



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

## 第199研究部会

プロペラ推進性能と騒音特性の推定法  
に関する研究

報 告 書

昭和62年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

## は し が き

本報告書は、日本船舶振興会昭和61年度補助事業「プロペラの推進性能と騒音特性の推定法に関する研究」として、日本造船研究協会第199研究部会が実施した成果をまとめたものである。

本研究部会委員ならびに関係者は次のとおりである。

(敬称略, 順不同)

## 第199研究部会委員名簿

部会長	加藤 洋治 (東京大学)	
委員	乾 崇夫 (玉川大学)	上田 耕平 (九州大学)
	仲渡 道夫 (広島大学)	池畑 光尚 (横浜国立大学)
	鈴木 敏夫 (大阪大学)	山口 一 (東京大学)
	門井 弘行 (船舶技術研究所)	武井 幸雄 (船舶技術研究所)
	右近 良孝 (船舶技術研究所)	小林 清武 (航海訓練所)
	凌 志浩 (日本海事協会)	佐藤 和範 (日本造船技術センター)
	武隈 克義 (三菱重工業)	川口 昇 (三菱重工業)
	渡辺 茂雄 (住友重機械工業)	藤野 良亮 (石川島播磨重工業)
	永松 宣雄 (川崎重工業)	一色 浩 (日立造船)
	湯浅 肇 (三井造船)	田中 秀信 (日立造船)
	白木 東 (日本鋼管)	泉田 泰弘 (日本鋼管)
	冨永 博之 (佐世保重工業)	塩谷 政人 (尾道造船)
	下山 敬次 (明石船型研究所)	木川 弘 (名村造船所)
	荻野 繁之 (サノヤス)	東 哲朗 (大阪造船所)
	鈴木 龍敦 (幸陽船渠)	深沢 正樹 (かもめプロペラ)
	山崎正三郎 (神戸製鋼所)	海津 源治 (ナカシマプロペラ)
	久保 博尚 (ナカシマプロペラ)	岩野 淳一 (日本郵船)
	西田 裕至 (大阪商船三井船舶)	中島 洋 (山下新日本汽船)
	佐野 正宏 (川崎汽船)	
オブザーバ	高橋 肇 (東京商船大学)	

## 第199研究部会幹事会委員名簿

部会長	加藤 洋治 (東京大学)	
委員	仲渡 道夫 (広島大学)	池畑 光尚 (横浜国立大学)
	鈴木 敏夫 (大阪大学)	門井 弘行 (船舶技術研究所)
	右近 良孝 (船舶技術研究所)	佐藤 和範 (日本造船技術センター)
	武隈 克義 (三菱重工業)	湯浅 肇 (三井造船)
	藤野 良亮 (石川島播磨重工業)	

第199研究部会第1小委員会Aグループ委員名簿

主査	仲渡 道夫 (広島大学)	
リーダー	門井 弘行 (船舶技術研究所)	
幹事	佐藤 和範 (日本造船技術センター)	
委員	八木 健之 (航海訓練所)	川口 昇 (三菱重工業)
	渡辺 茂雄 (住友重機械工業)	冨永 博之 (佐世保重工業)
	木川 弘 (名村造船所)	東 哲朗 (大阪造船所)
	荻野 繁之 (サノヤス)	山崎正三郎 (神戸製鋼所)
	久保 博尚 (ナカシマプロペラ)	岩野 淳一 (日本郵船)
	西田 裕至 (大阪商船三井船舶)	中島 洋 (山下新日本汽船)
	佐野 正宏 (川崎汽船)	

第199研究部会第1小委員会Bグループ委員名簿

主査	仲渡 道夫 (広島大学)	
リーダー	池畑 光尚 (横浜国立大学)	
幹事	右近 良孝 (船舶技術研究所)	湯浅 肇 (三井造船)
委員	上田 耕平 (九州大学)	山口 一 (東京大学)
	武井 幸雄 (船舶技術研究所)	角川 明 (船舶技術研究所)
	笹島 孝夫 (三菱重工業)	白木 東 (日本鋼管)
	泉田 泰弘 (日本鋼管)	佐藤 隆一 (石川島播磨重工業)
	下山 敬次 (明石船型研究所)	伊藤 政光 (神戸製鋼所)

第199研究部会第1小委員会Cグループ委員名簿

主査	仲渡 道夫 (広島大学)	
リーダー	仲渡 道夫 (広島大学)	
幹事	鈴木 敏夫 (大阪大学)	山口 一 (東京大学)
委員	武井 幸雄 (船舶技術研究所)	小野木 裕 (日本鋼管)
	永松 宣雄 (川崎重工業)	
オブザーバ	小村 隆士 (東京大学)	

第199研究部会第2小委員会委員名簿

主査	加藤 洋治 (東京大学)	
幹事	笹島 孝夫 (三菱重工業)	
委員	右近 良孝 (船舶技術研究所)	佐藤 和範 (日本造船技術センター)

湯浅 肇 (三井造船)	一色 浩 (日立造船)
藤野 良亮 (石川島播磨重工業)	高須 順三 (川崎重工業)
海津 源治 (ナカシマプロペラ)	深沢 正樹 (かもめプロペラ)

討 議 参 加 者 名 簿

坂本 利伸 (三菱重工業)	上入佐 光 (三井造船)
土井 敏生 (サノヤス)	山本 研一 (三菱重工業)
河内房之助 (ナカシマプロペラ)	板谷 芳樹 (ナカシマプロペラ)
大出 明 (尾道造船)	山崎 知幸 (名村造船所)
竹川 正夫 (住友重機械工業)	

## S R 1 9 9 「プロペラの推進性能と騒音特性の推定法に関する研究」

## S . 6 1 年度報告書 目次

1. 緒言	(部会長)	1
2. 推進性能推定精度向上に関する研究		2
2.1 緒言	(広大)	2
2.2 伴流中を作用する最適プロペラ設計法の研究		3
2.2.1 試験状態等	(造技セ)	3
2.2.2 キャビテーション観察	(造技セ)	3
2.2.3 変動圧力計測	(造技セ)	5
2.2.4 エロージョン試験	(造技セ)	6
2.2.5 ハイスキュープロペラの就航実績調査	(船研他)	25
2.2.6 まとめ	(船研)	26
2.3 プロペラ単独性能の尺度影響に関する研究		27
2.3.1 プロペラ翼面圧力計測	(船研)	27
2.3.2 プロペラ翼面境界層計測	(船研)	38
2.3.3 プロペラ翼面境界層計算	(神鋼)	63
2.3.4 まとめ	(横国大)	88
2.4 実船伴流計測法の開発		90
2.4.1 供試船及び実船試験に関する調査	(NKK・東大)	90
2.4.2 トレーサ及びトレーサ放出装置の調査	(東大)	100
2.4.3 スラスト計測に関する調査	(広大・阪大)	104
2.4.4 画像処理による速度計測法の機能試験	(東大)	109
2.4.5 まとめ	(広大)	127
2.5 結言	(広大)	128
3. 水中騒音性能に関する研究		130
3.1 緒言	(三菱)	130
3.2 文献調査		133
3.2.1 騒音計測法	(川重)	133
3.2.2 騒音予測法	(カモメ)	142
3.2.3 騒音データ	(ナカシマ・造技セ他)	156
3.3 キャビテーション水槽における水中騒音計測		206
3.3.1 目的	(三菱)	206
3.3.2 供試模型及び試験条件	(三菱)	206
3.3.3 均一流中での騒音計測Ⅰ	(三菱)	210
3.3.4 均一流中での騒音計測Ⅱ	(東大)	216
3.3.5 均一流中での騒音計測Ⅲ	(三井)	225
3.3.6 均一流中での騒音計測Ⅳ	(IHI)	233
3.3.7 まとめ	(三菱)	240
3.4 キャビテーション水槽音場の検討		254
3.4.1 音圧分布の計測	(船研)	254
3.4.2 理論的検討	(日立)	267
3.5 結言	(東大)	282
4. 結言	(部会長)	283

## 1. 緒言

本研究部会は昭和60年度に開始され、5ヶ年の予定で研究を実施するよう計画されていた。ところが61年秋に突然新しい研究部会、SR210部会が62年度より設置されることが決定され、そのため本研究部会は61年度末をもって中断することになった。この報告書はその第2年度(61年度)の研究成果をまとめたものである。前年度と同様、第1、第2の2つの小委員会を設置し、第1小委員会はさらにA、B、C、の3グループに分かれて作業を行った。研究の目的や方針は前年度のものと同じであるが、その内容は前年度の成果をふまえ、それぞれ深まり発展している。各グループの担当および作業内容は下記のようなものである。

### 第1小委員会

#### Aグループ 伴流中を作用する最適プロペラ設計法の研究

前年度は翼面の圧力分布を任意に与えてプロペラを設計する手法を開発したが、本年度は前年度に設計・製作した3種のプロペラにつき不均一流中のキャビテーション試験を実施し、プロペラ翼面の圧力分布の差異により船尾変動圧力などのキャビテーション性能がどのように変化するかを主に実験から考察した。また前年度に引きつづきハイスキュープロペラの就航実績調査を行った。

#### Bグループ プロペラ単独性能の尺度影響に関する研究

前年度に引きつづき青雲丸の通常型プロペラ(CP)とハイスキュードプロペラ(HSP)の模型について、プロペラ翼面圧力と翼面境界層の計測を行った。これらについては理論計算をも実施し、計測結果と比較すると共に単独性能の尺度影響についても考察している。

#### Cグループ 実船伴流計測法の開発

トレーサーとTVカメラによる実船伴流計測法の開発につき、本年度は空中での速度計測実験、水中での位置計測実験等を行い、その可能性、精度等を調べた。また実船のスラスト計測のための調査、実船実験のための調査等も行っている。

### 第2小委員会 水中騒音性能に関する研究

騒音計測法・予測法・騒音データについて文献調査を行った。また前年度に2機関で実施した同一プロペラ、同一状態における各キャビテーション水槽での水中騒音計測を本年度は4機関で実施し、データを比較検討した。さらに水槽内の音場の詳細な計測、理論的検討を行った。

以下、第2章には第1小委員会の研究成果が、第3章には第2小委員会の研究成果が述べられている。

## 2. 推進性能推定精度向上に関する研究

### 2・1 緒言

実船プロペラの推進性能やキャビテーション性能の推定精度向上を目指し、昨年度に引き続き行った研究について報告する。

伴流中を作動する最適プロペラの研究(2・2)では翼面上に典型的な圧力分布を与えて昨年度理論的に設計製作した3種のプロペラにつき、不均一流中のキャビテーション性能試験、プロペラ上方の変動圧力計測、エロージョン試験を実施した。

また、Highly Skewed Propellerの省エネルギー効果を調べるための就航実績調査を、昨年を引き続いて行った。

プロペラ単独性能の尺度影響に関する研究(2・3)では青雲丸の模型プロペラにつき翼面圧力の計測と翼面境界層計測を行った。これは夫々理論計算結果との比較を目的としている。対象とした模型プロペラは昨年度製作した青雲丸用の Conventional Propeller(C.P.)と Highly Skewed Propeller(H.S.P.)で、いずれも直径400mmである。

尺度影響は非線形定常揚力面計算法と準3次元境界層計算法とを用いて本年度は理論的に検討した。

実船伴流計測法の開発(2・4)ではトレーサーを3台のCCD-TVカメラで撮影し、その画像を計算機処理して伴流速度を測定する方法の開発を進め、空中での速度計測とその評価ならびに水中での速度計測システムと取組んだ。

また実船伴流計測に関連する諸調査を実施した。

## 2.2 伴流中を作動する最適プロペラ設計法の研究

### 2.2.1. 試験状態等

60年度に設計・製作し、プロペラ単独試験及び均一流中のキャビテーション試験を実施したプロペラにつき、不均一流中のキャビテーション試験を実施した。

供試プロペラは、M. P. No. K 0 2 4 3 (F)  
 K 0 2 4 4 (T)  
 K 0 2 4 5 (NC)

の3個である。

尚、供試プロペラの背面の前縁には Roughness ( #150 Carborundum ) を塗った。

不均一流は、船尾バルブ付船型を想定した伴流 ( B型 ) と、V型船尾船型を想定した伴流 ( V型 ) を Wire Mesh で作成した。シミュレーション結果を Figs.2.2.1 ~ 2.2.3 に示す。図に示すように、両伴流は、かなり極端な分布となっているが、B型はV型に比べ Peak-Peak の小さい分布となっている。 $\theta = \pm 30$ 度付近における伴流の傾き ( $\partial w / \partial \theta$ ) は両者で余り違ってない。

試験としては、キャビテーションの観察の他に、変動圧力計測およびエロージョン試験も実施した。試験項目を下表に示す。

試験 \ 伴流 プロペラ	B			V		
	F	T	NC	F	T	NC
キャビテーション観察	○	○	○	○	○	○
変動圧力計測	○	○	○	○	○	○
エロージョン試験	×	×	×	○	○	○

試験は、(財)日本造船技術センターのキャビテーション・タンネルで行われた。

### 2.2.2. キャビテーションの観察

試験時のプロペラ荷重は、供試プロペラに対応するMAU型プロペラの設計点から、

$$K_T / J^2 = 0.259$$

とした。キャビテーション数としては、当初、MAUの Burrill 5% ラインを基準に計画したが、試験してみたところ、かなり激しいキャビテーション

4.

が発生し、エロージョンによって模型プロペラを、傷める事が懸念されたので、  
 B型の伴流に対しては、5%ラインの1.3倍  
 V型の伴流に対しては、5%ラインの2.0倍  
 とした。スラスト係数とキャビテーション数を下表に示す。

プロペラ	$K_T$	Burrill 5%	Wake;B	Wake;V
		$\sigma_N$	$\times 1.3$	$\times 2.0$
K0243 F	0.157	1.99	2.59	3.98
K0244 T	0.160	2.02	2.63	4.04
K0245 NC	0.164	2.08	2.71	4.16

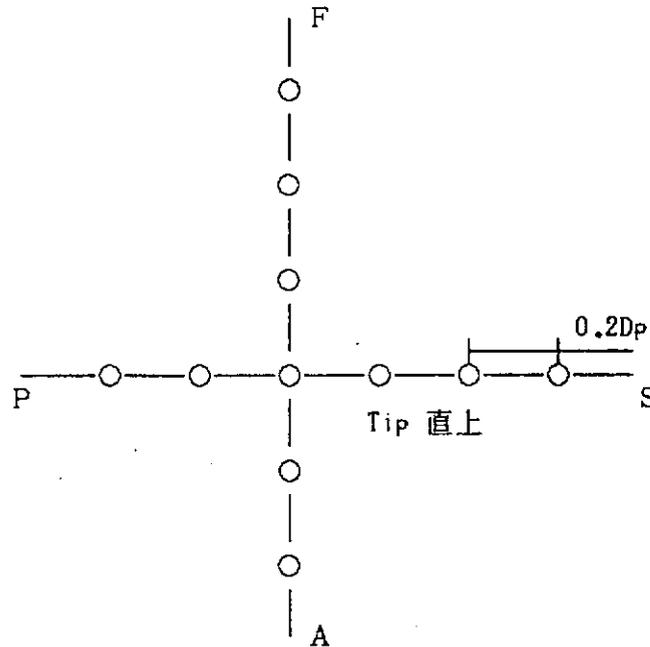
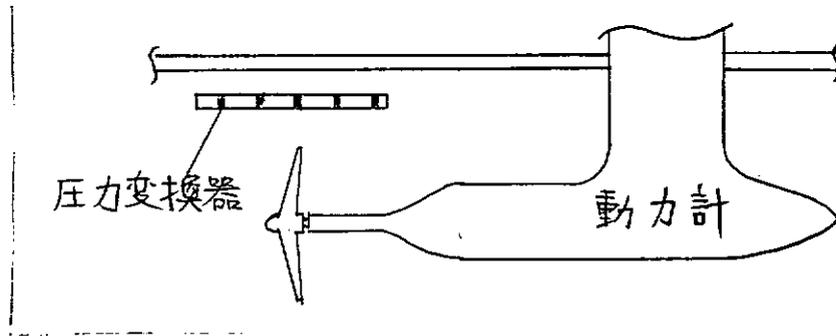
キャビテーションのスケッチを Figs.2.2.4 ~ 2.2.5 に示す。なお、NC型プロペラをB型伴流中で作動させたときは、全周に渡ってシート・キャビテーションが発生していた。また、フェース・キャビテーションに対するスラスト係数のマージンを下表に示す（下表に示す割合だけ、スラスト係数を減少させたときフェース・キャビテーションが発生した）。

プロペラ		伴流	
		B	V
K0243	F	36 %	45 %
K0244	T	42 %	38 %
K0254	NC	88 %	86 %

これらの結果を見ると、均一流中のキャビテーション試験結果や揚力等価法による計算結果と同様、F型の発生面積が一番小さく、NC型が一番大きい。フェース・マージンは、これとは逆の傾向になっている。

## 2.2.3. 変動圧力計測

試験状態は、キャビテーション観察時と同じである。変動圧力は、プロペラ上方  $0.3 D_p$  の位置にセットされた平板に埋めこまれた圧力変換器で計測された。



Figs.2.2.6 ~ 2.2.12 に計測結果を示す。Figs.2.2.6 ~ 2.2.9 はB型伴流のもの、Figs.2.2.10 ~ 2.2.12 はV型伴流のものである。Fig.2.2.6, 2.2.10 は Tip 直上の波形を示す。Fig.2.2.7, 2.2.11 は翼周波数の 1, 2, 3 倍の成分の振幅および翼周波数成分の位相遅れの左右方向の分布を示す。Fig.2.2.8, 2.2.12 は同じく前後方向の分布を示す。Fig.2.2.9 は、B型伴流の場合の Tip 直上の変動圧力の各周波数成分の値を示す。

これらの図によると、F型の変動圧力が一番小さく、NC型が一番大きい。これは、キャビテーションの発生面積の大小と一致している。

## 2. 2. 4. エロージョン試験

V型の伴流分布についてエロージョン試験を実施した。方法はペイント法で、以下の4種である。(供試プロペラは4翼なので、各々の翼に各々の方法とした。)

- |   |           |                 |
|---|-----------|-----------------|
| A | ステンシル・インク | ドブ漬け            |
|   | ステンシル・インク | : アルコール = 1 : 1 |
| B | ステンシル・インク | 原液ハケ塗り          |
| C | 膏たけ       | ハケ塗り            |
| D | マジック・インク  | ハケ塗り            |

キャビテーション数は、キャビテーション観察時と同一としたところがペイントがほとんどはがれなかったので、より小さなキャビテーション数における試験を追加した。結果を Fig.2.2.13 に示す。本図にはステンシル・インク(ドブ漬け)のハガレ具合とともに  $\theta = 0^\circ$  におけるキャビテーションの様子も合わせて示してある。これによると、F型が、エロージョンが最も起りにくい。NC型とT型は同程度である。また、方法による違いが大きい。

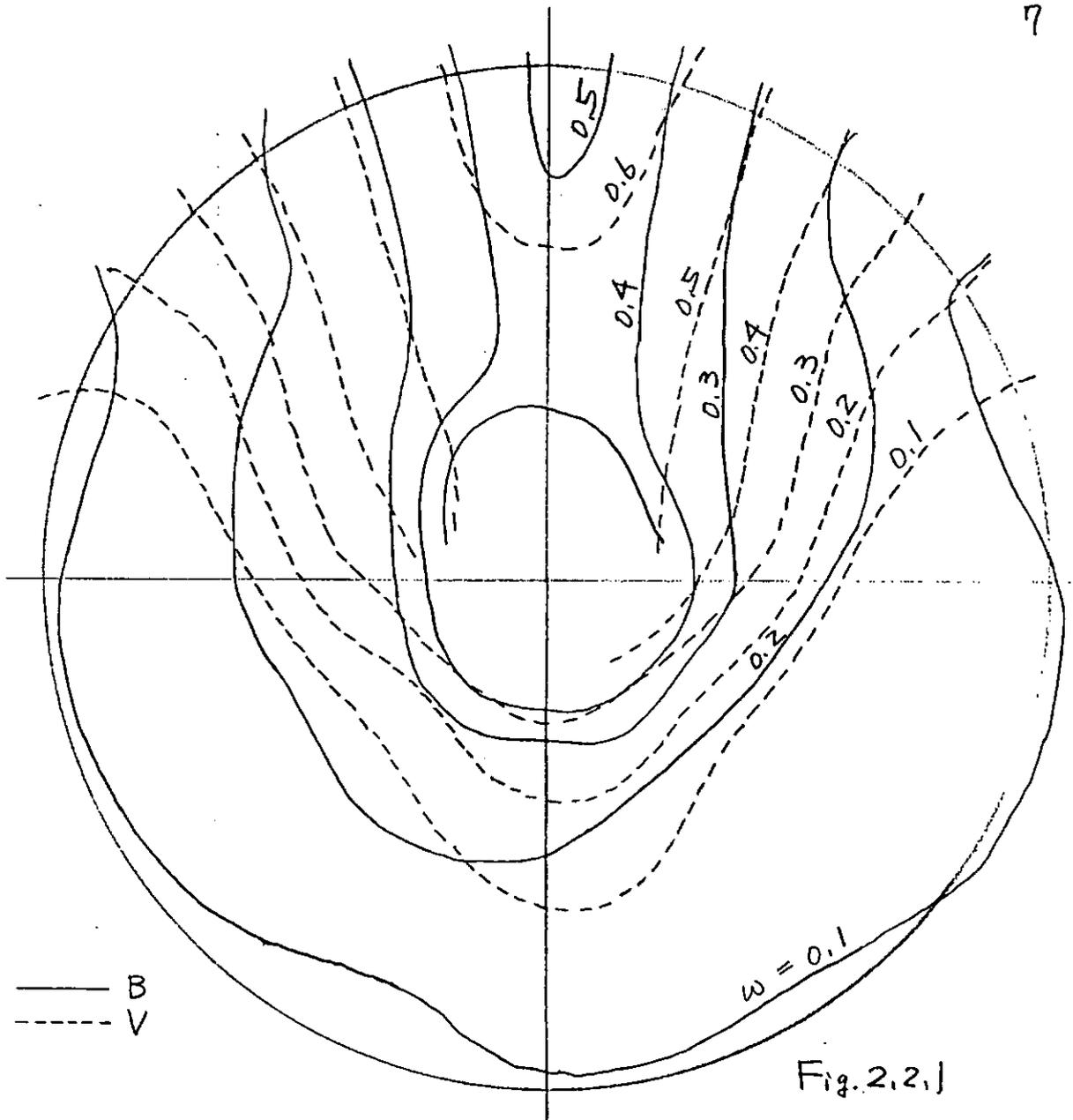


Fig. 2.2.1

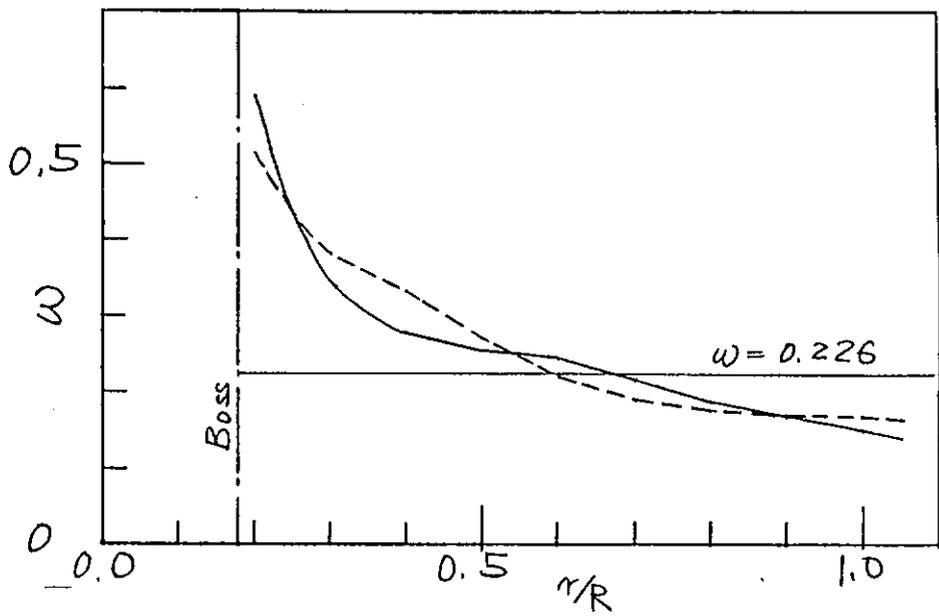


Fig. 2.2.2

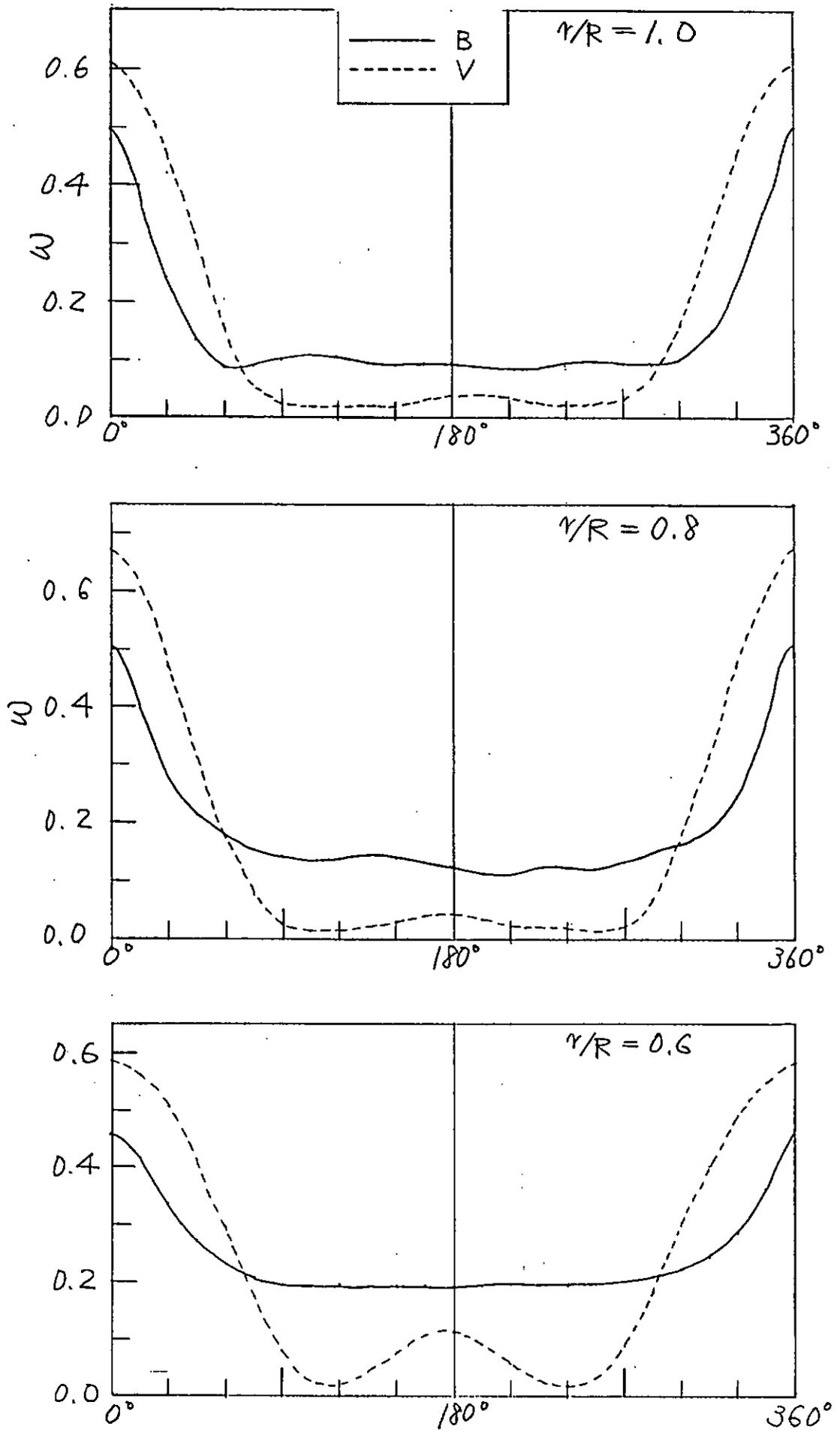


Fig. 2.2.3

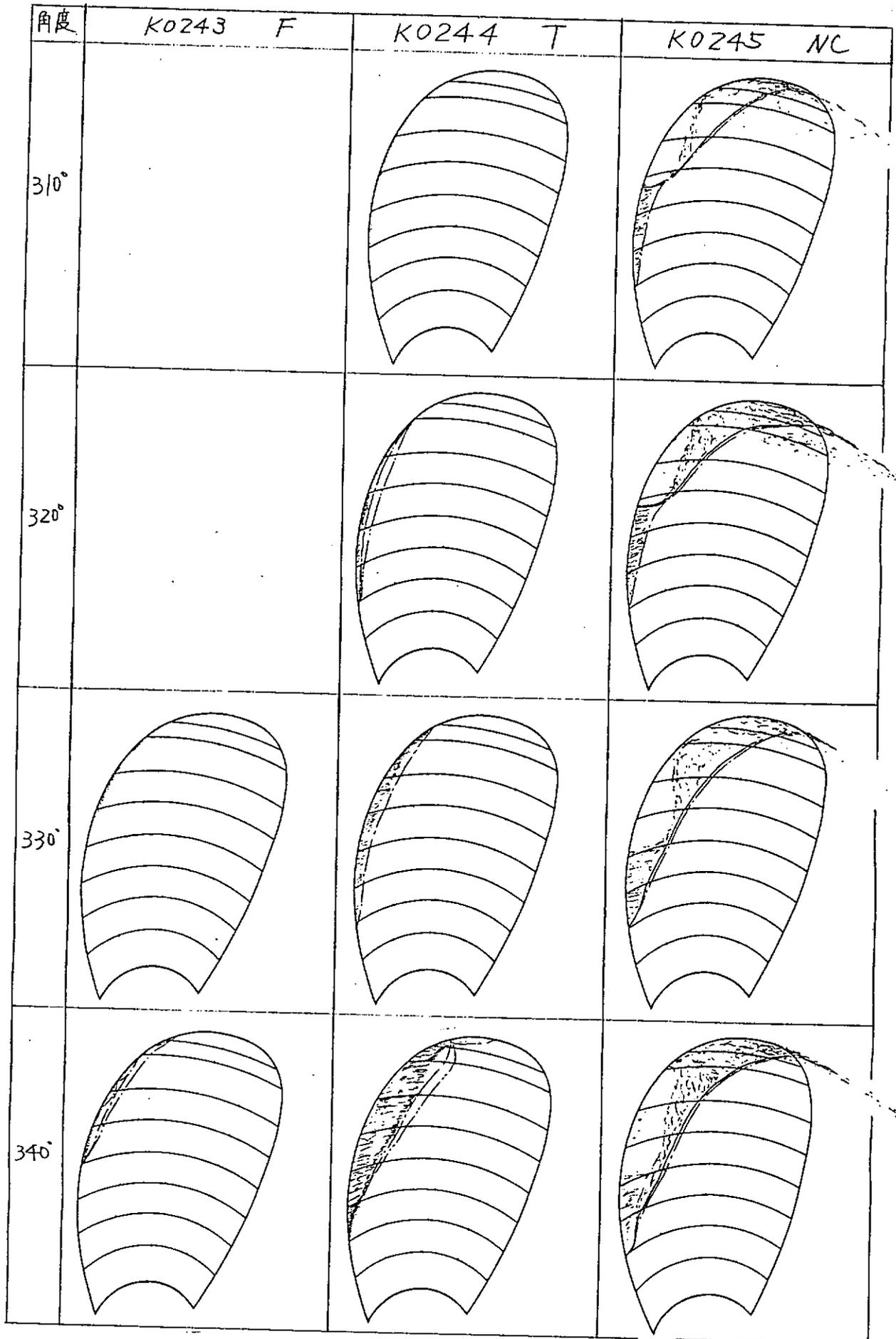
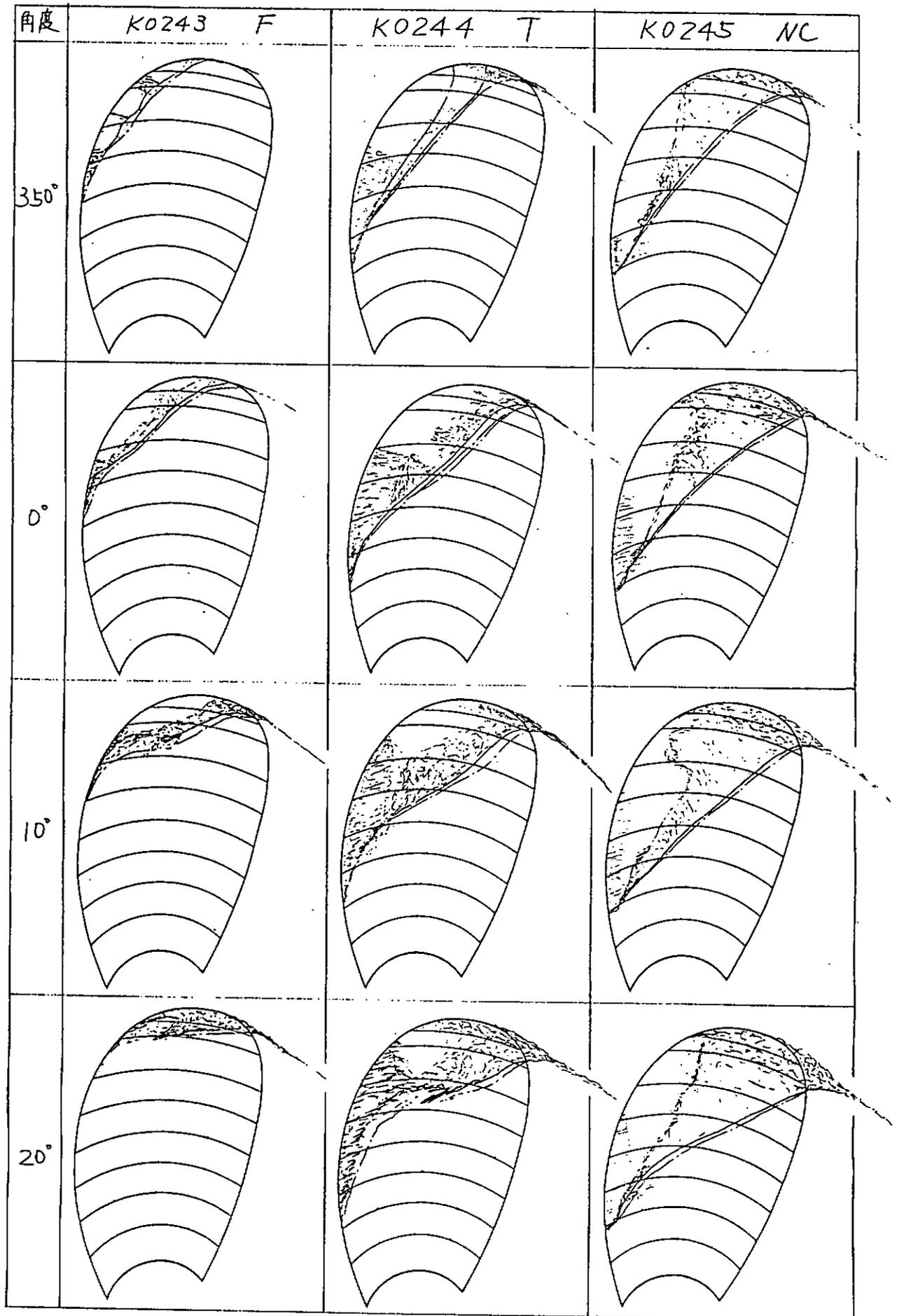


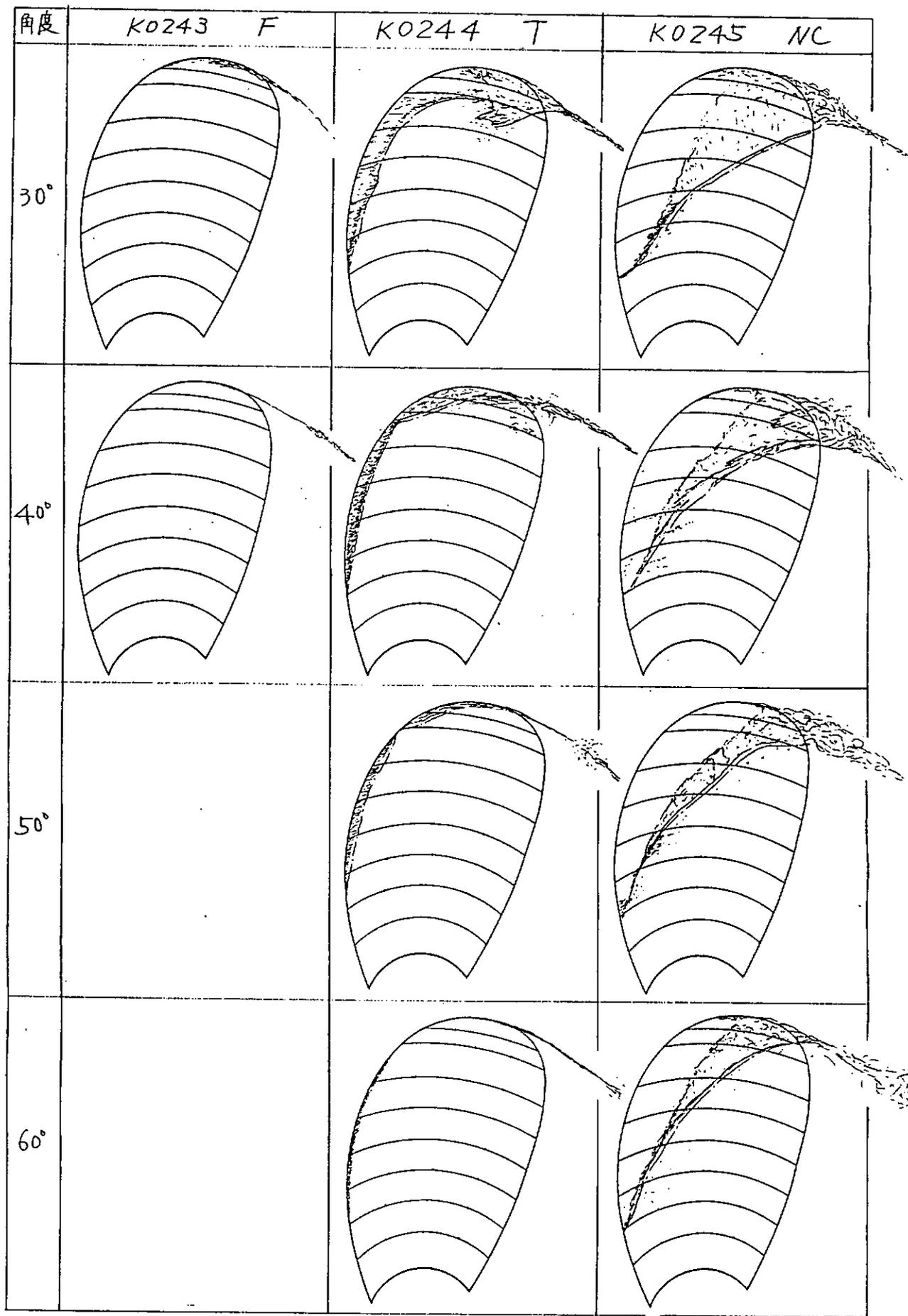
Fig. 2.2.4 (1)

WAKE; B



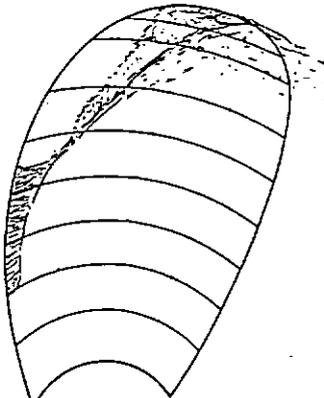
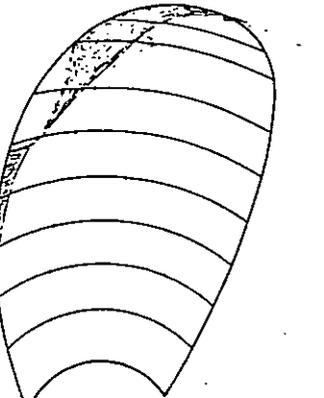
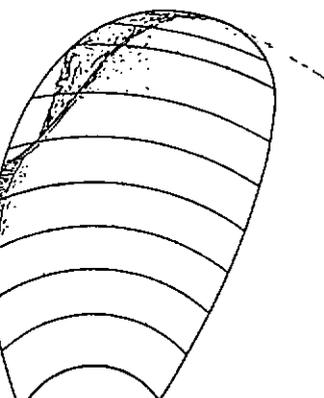
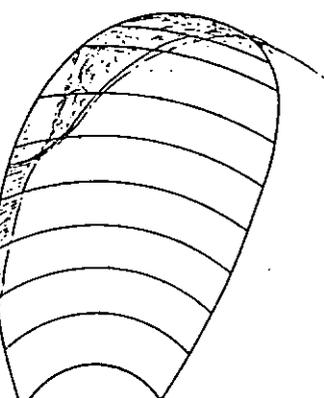
WAKE; B

Fig. 2.2.4(2)



WAKE ; B

Fig. 2.2.4 (3)

角度	K0243 F	K0244 T	K0245 NC
80°			
150°			
220°			
290°			

WAKE ; B

Fig. 2.2.4(4)

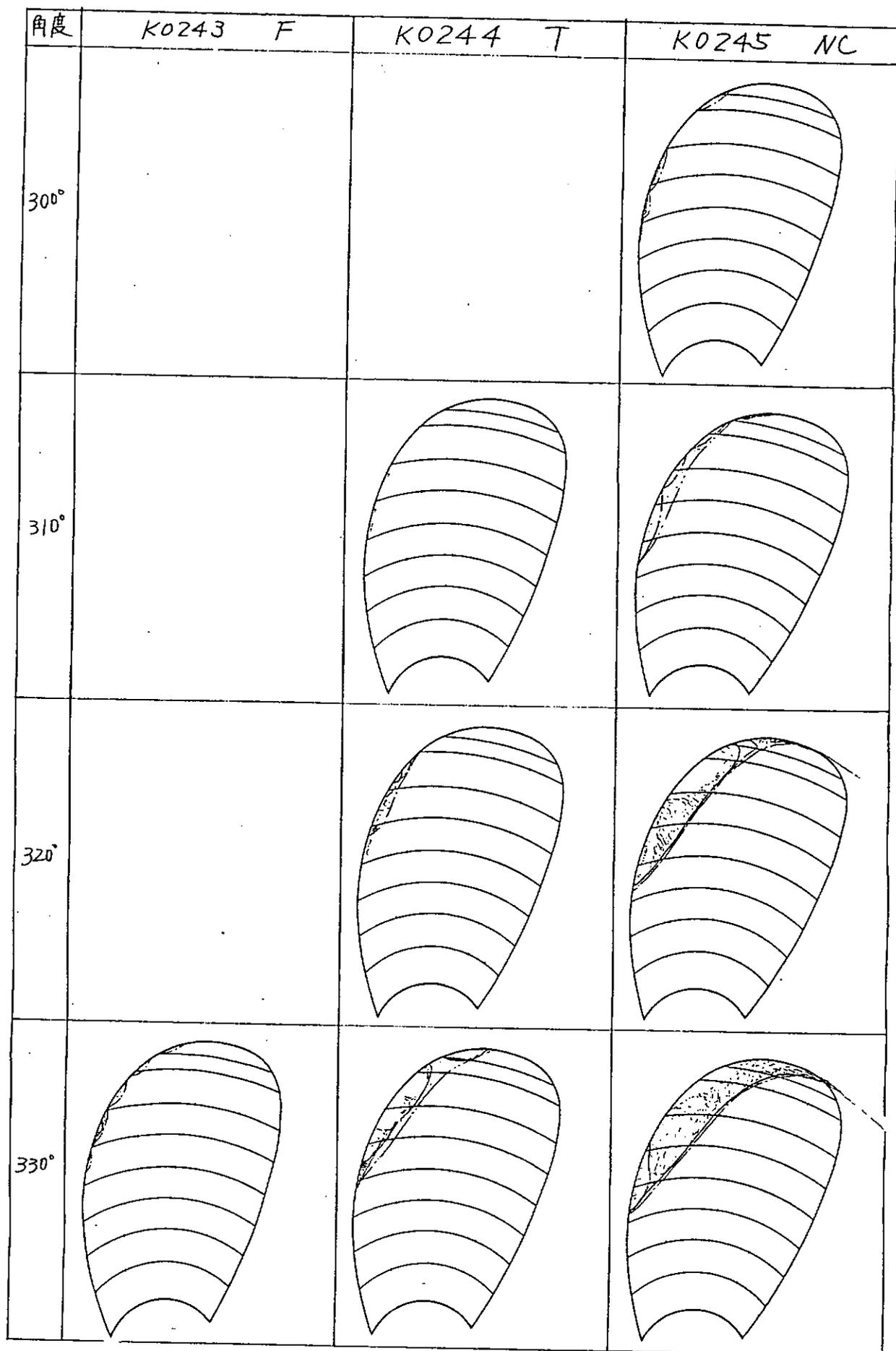


Fig. 2.2.5 (1)

WAKE; V

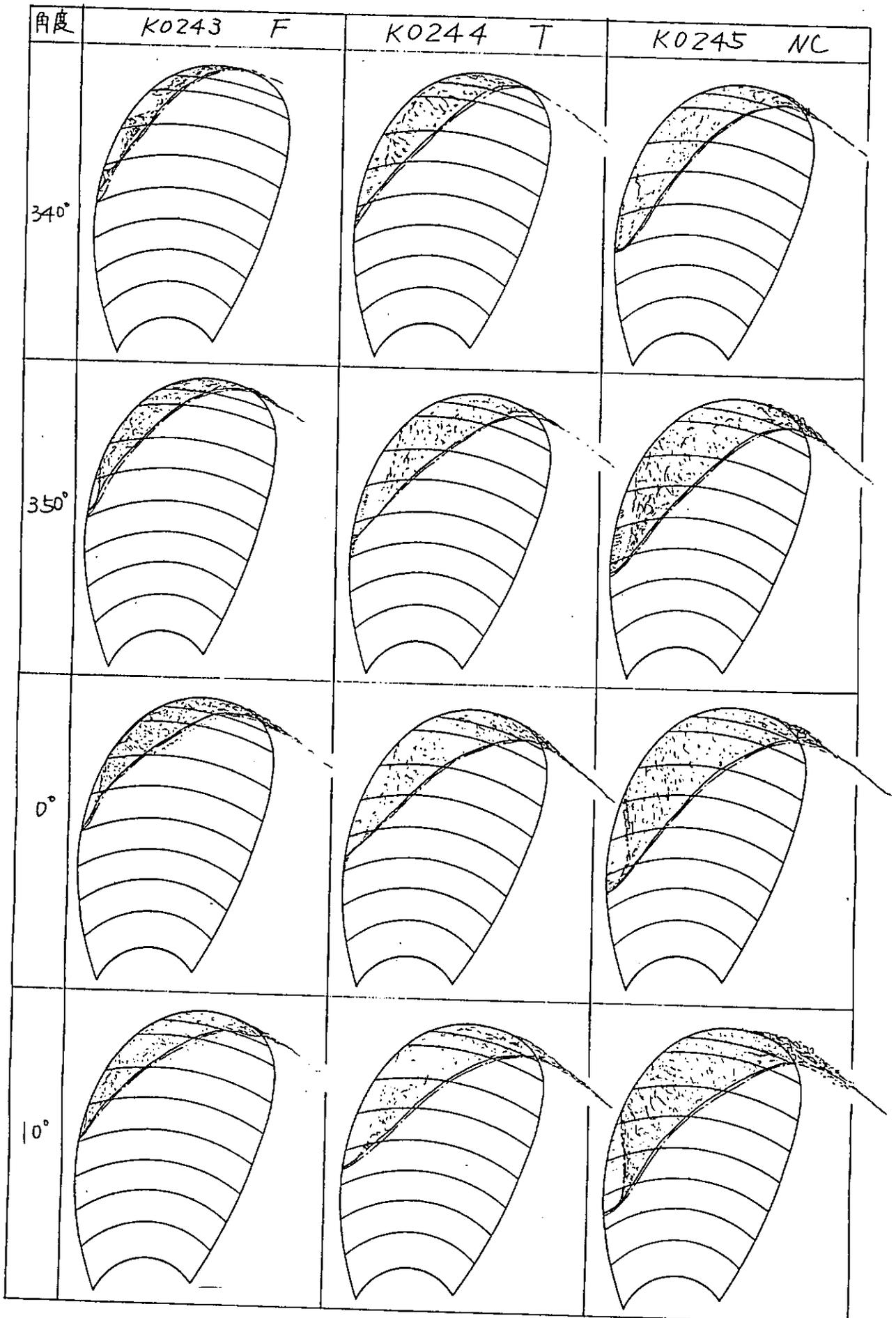


Fig. 2.2.5 (2)

WAKE; V

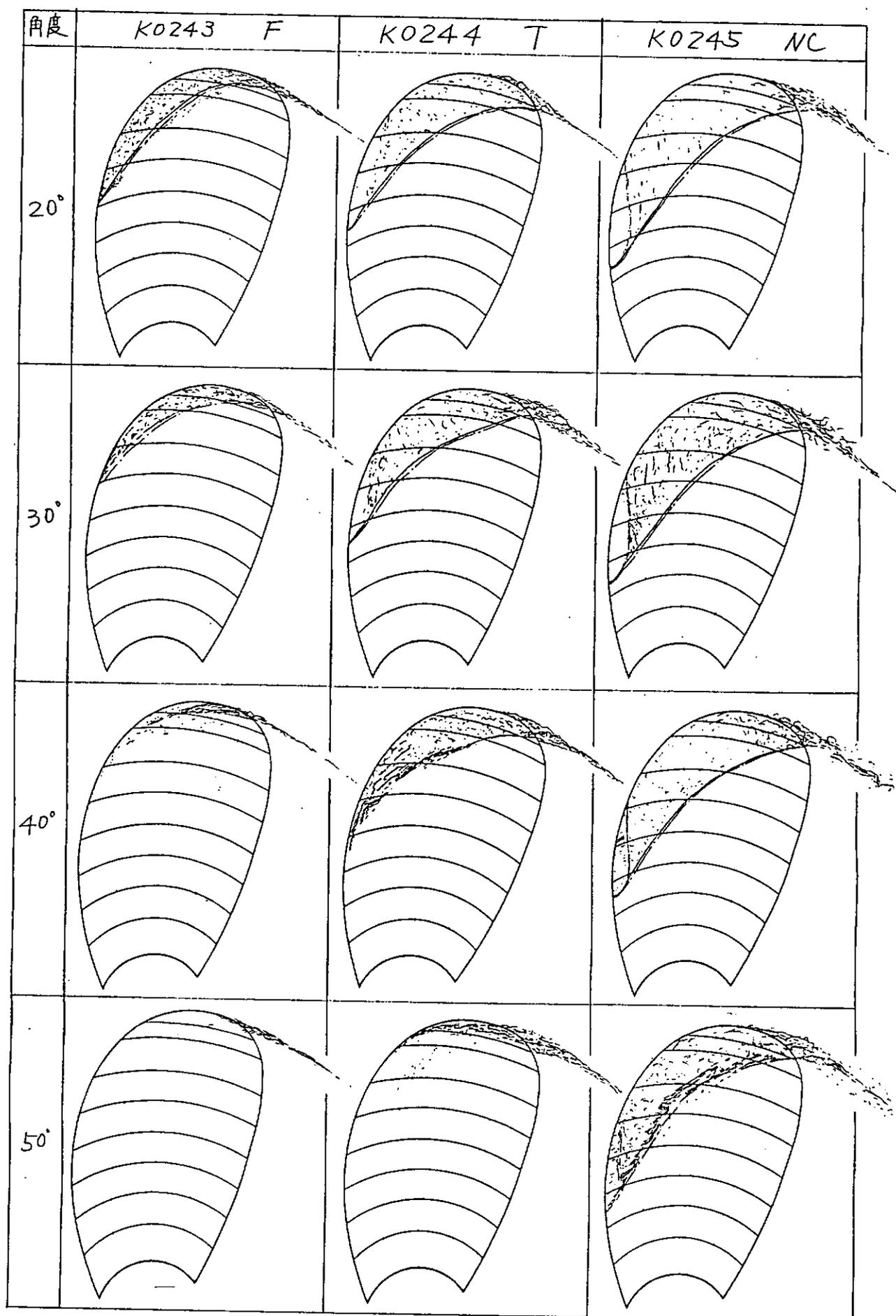


Fig. 2.2.5(3)

WAKE; V

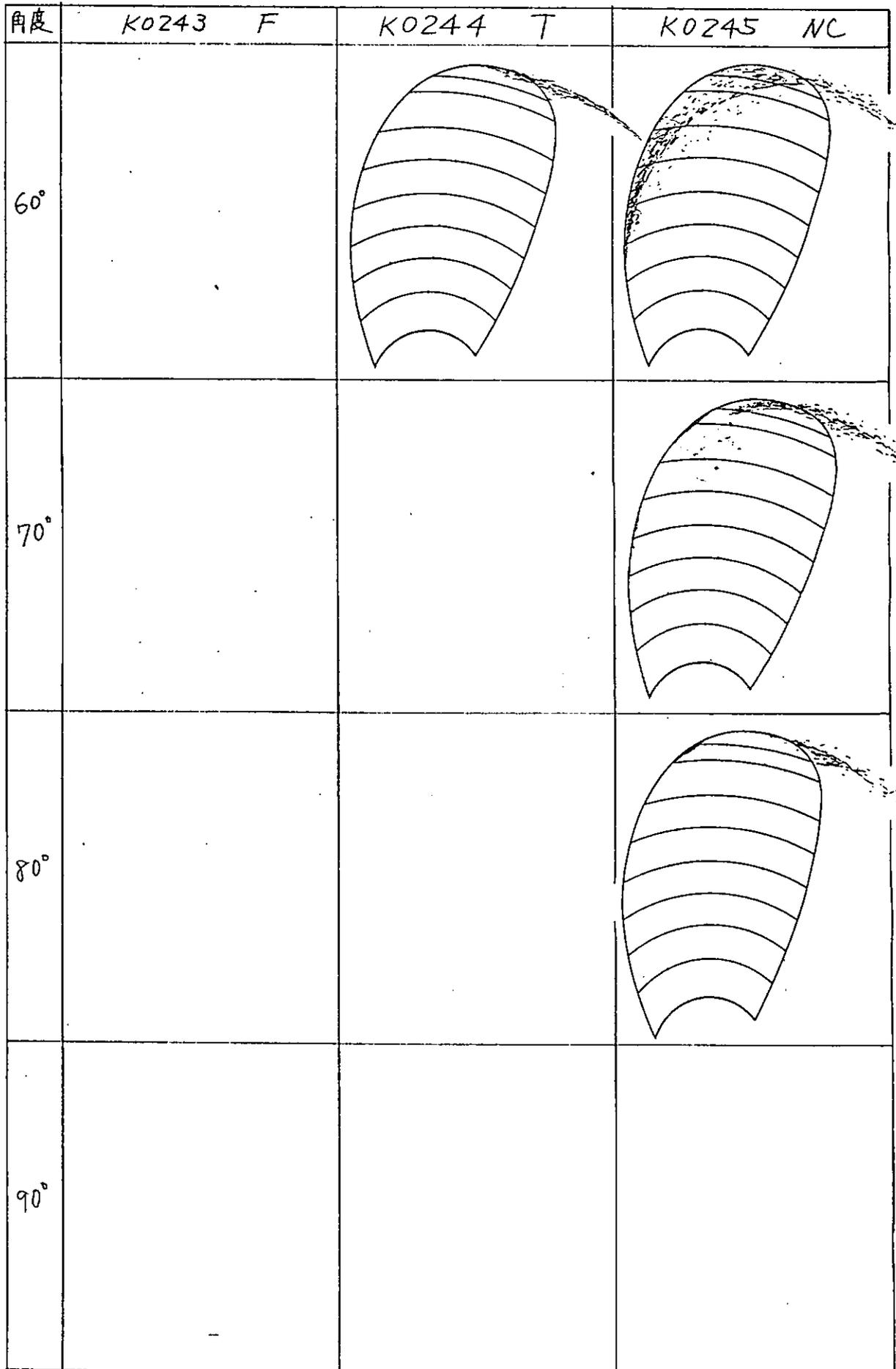
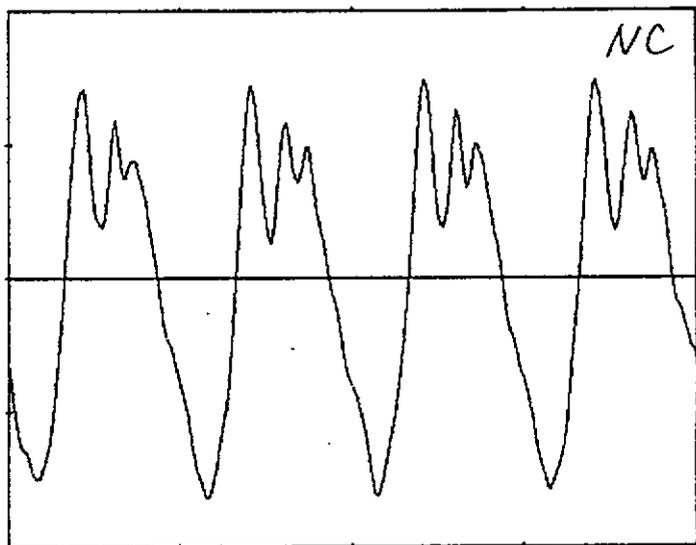
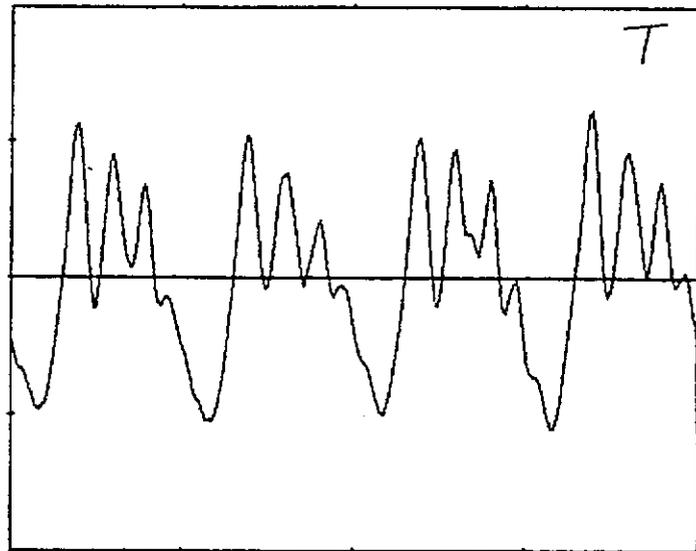
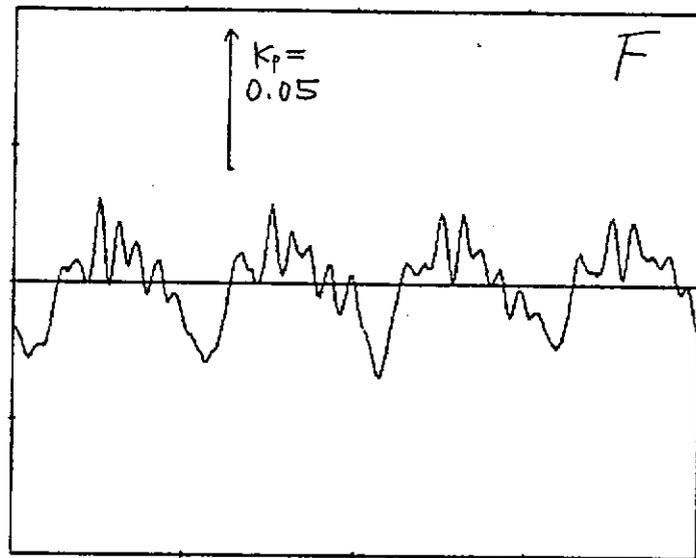


Fig. 2.2.5(4)

WAKE; V



Wake; B

Fig. 2.2.6

Wake; B

○ F  
 △ T  
 □ NC

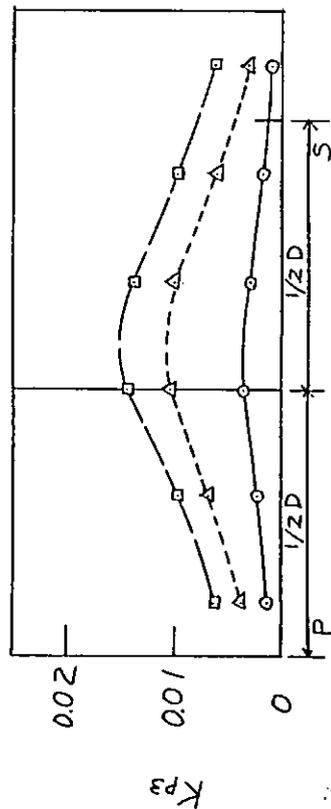
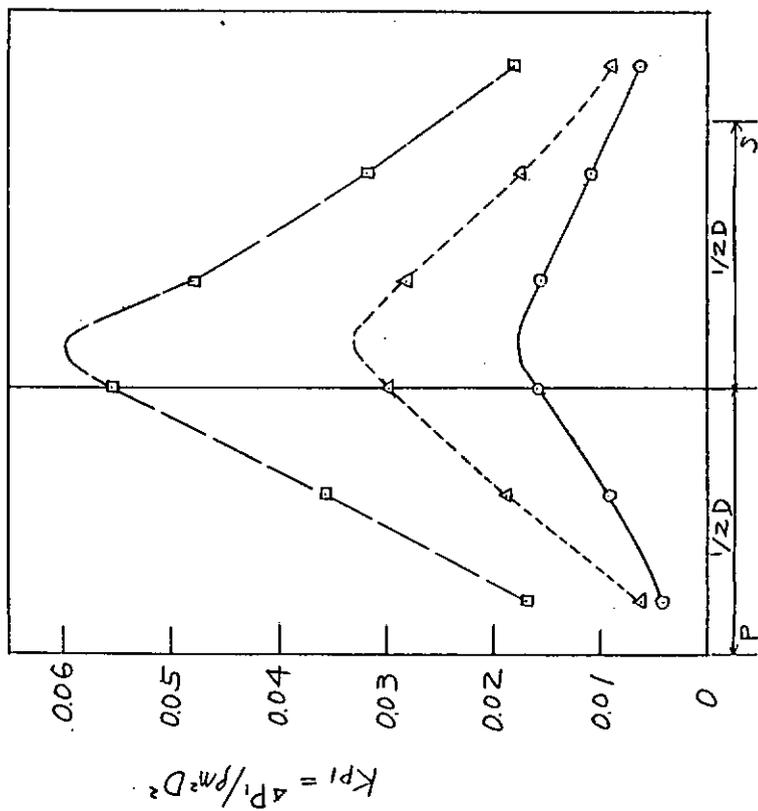
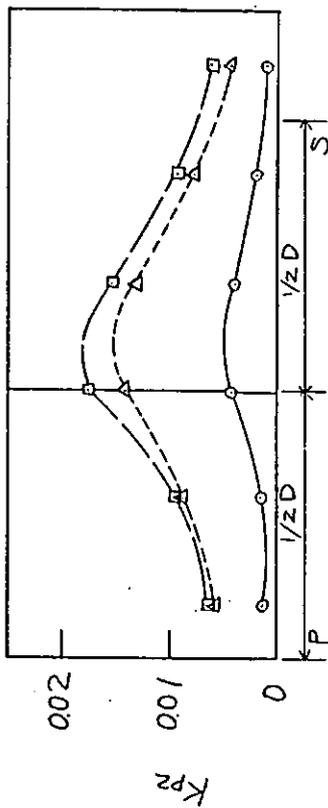
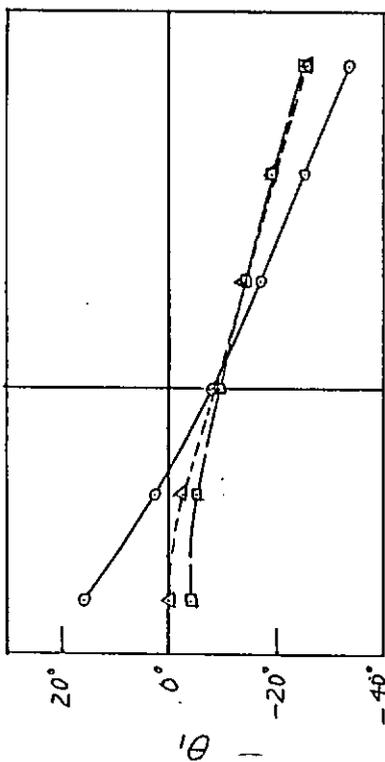


Fig. 2.2.7.

Wake ; B

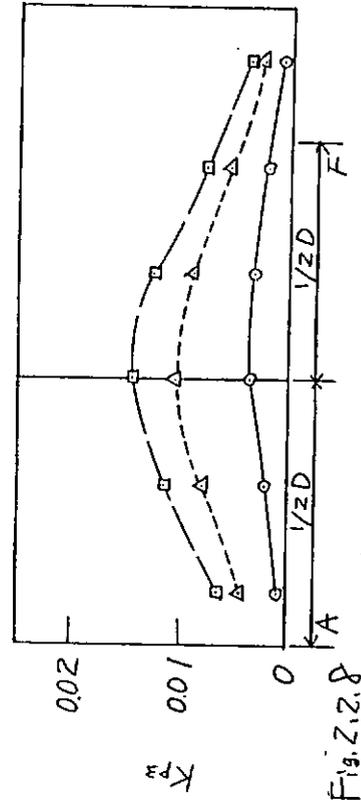
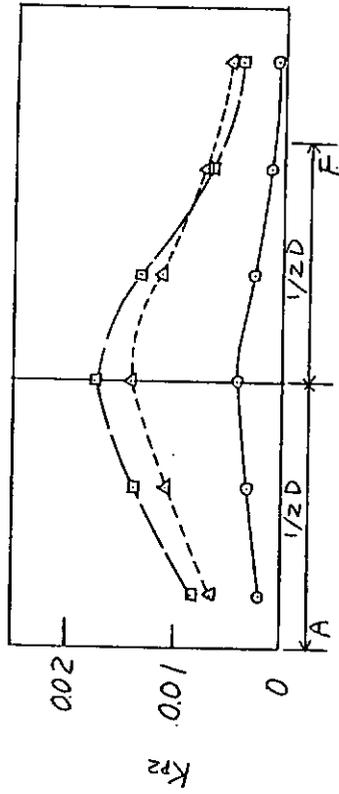
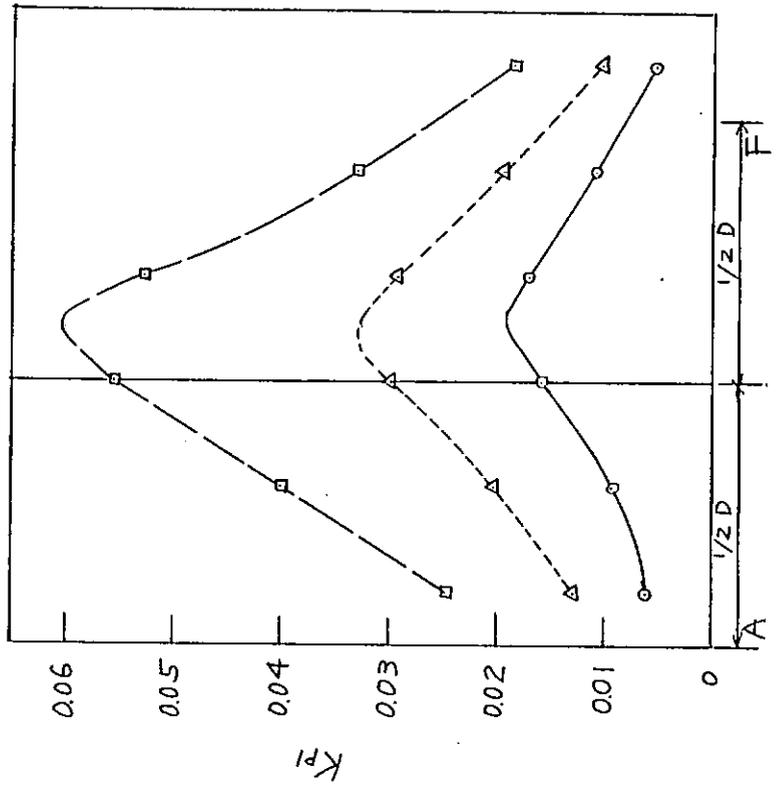
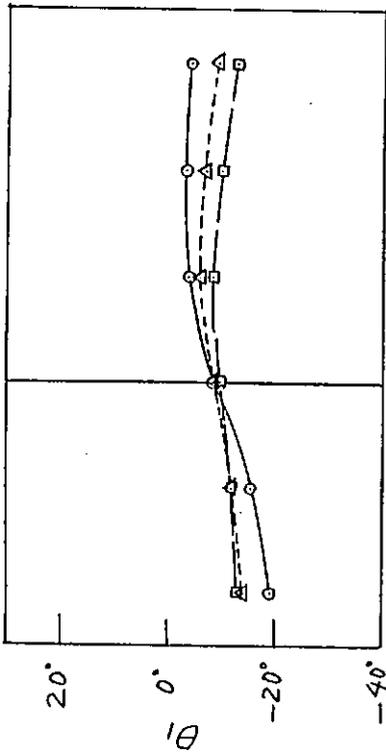


Fig. 2.2.8

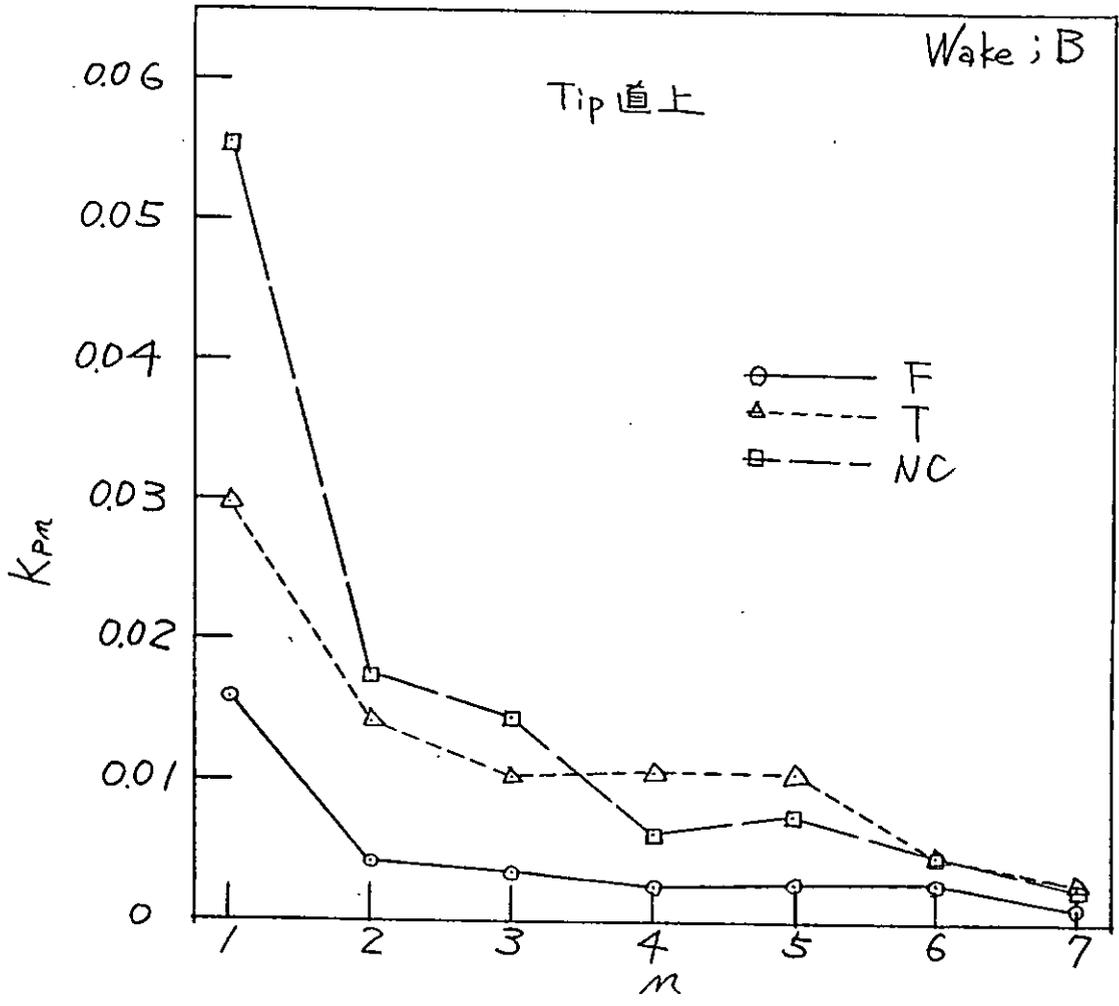
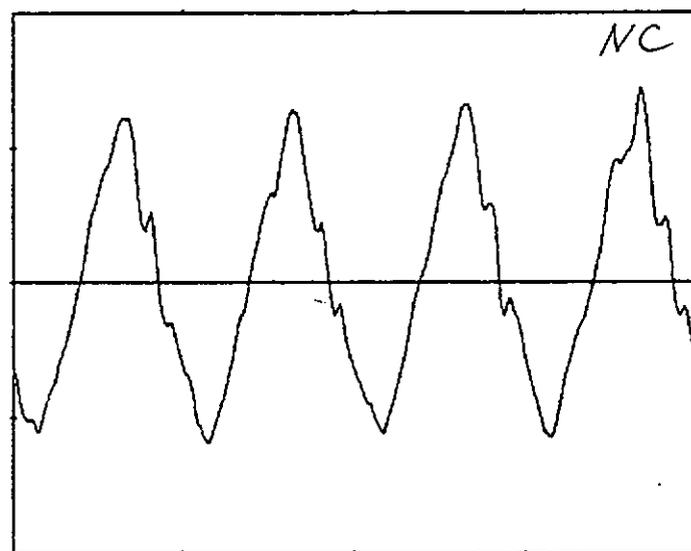
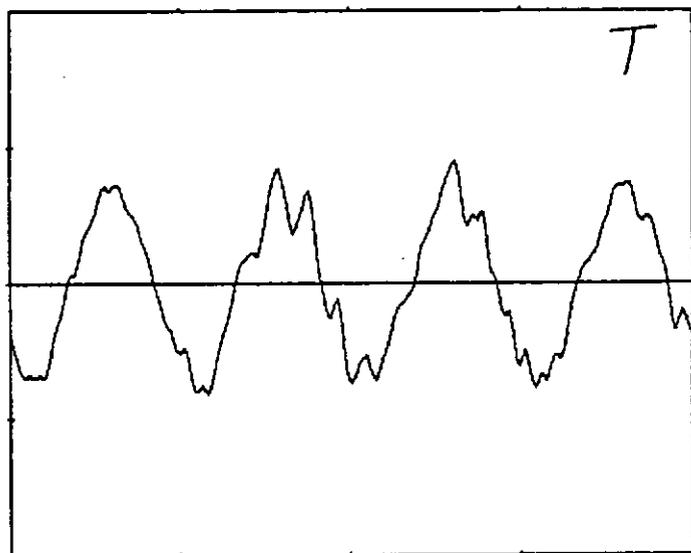
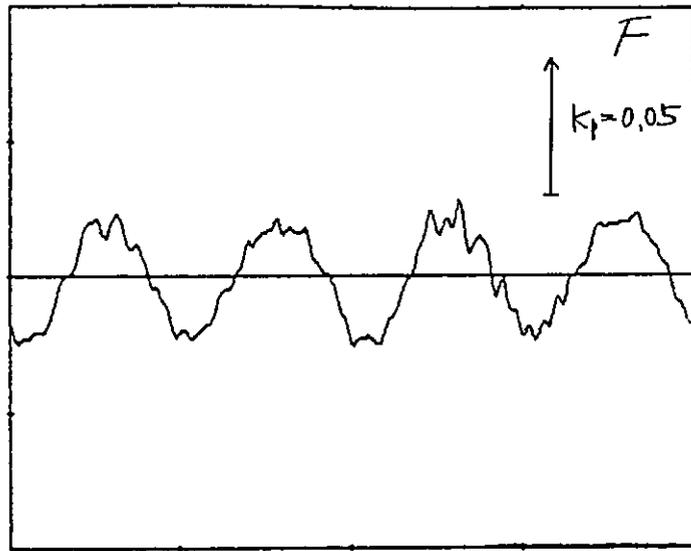
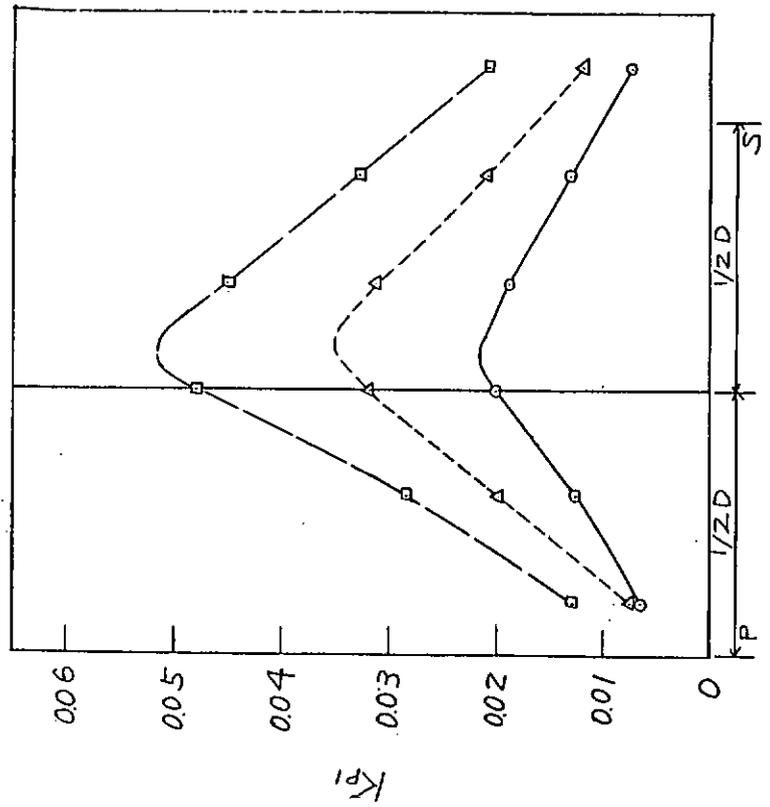
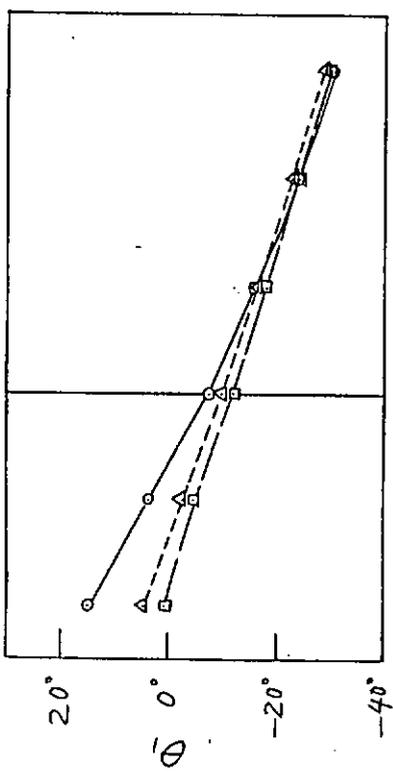


Fig. 2.2.9



Wake; V

Fig. 2.2.10



Wake ; V

○ — F  
 △ — T  
 □ — NC

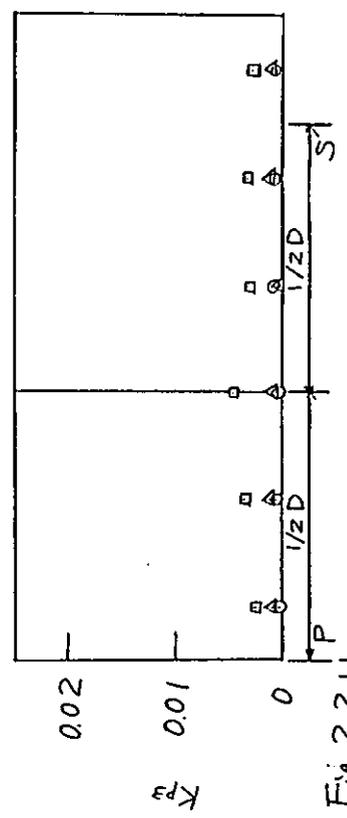
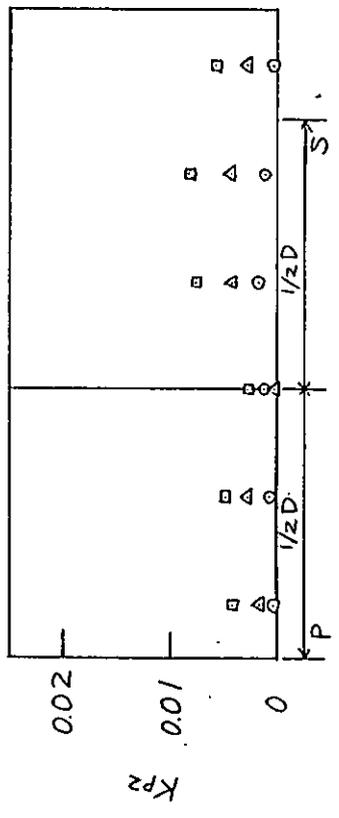


Fig. 2.2.1

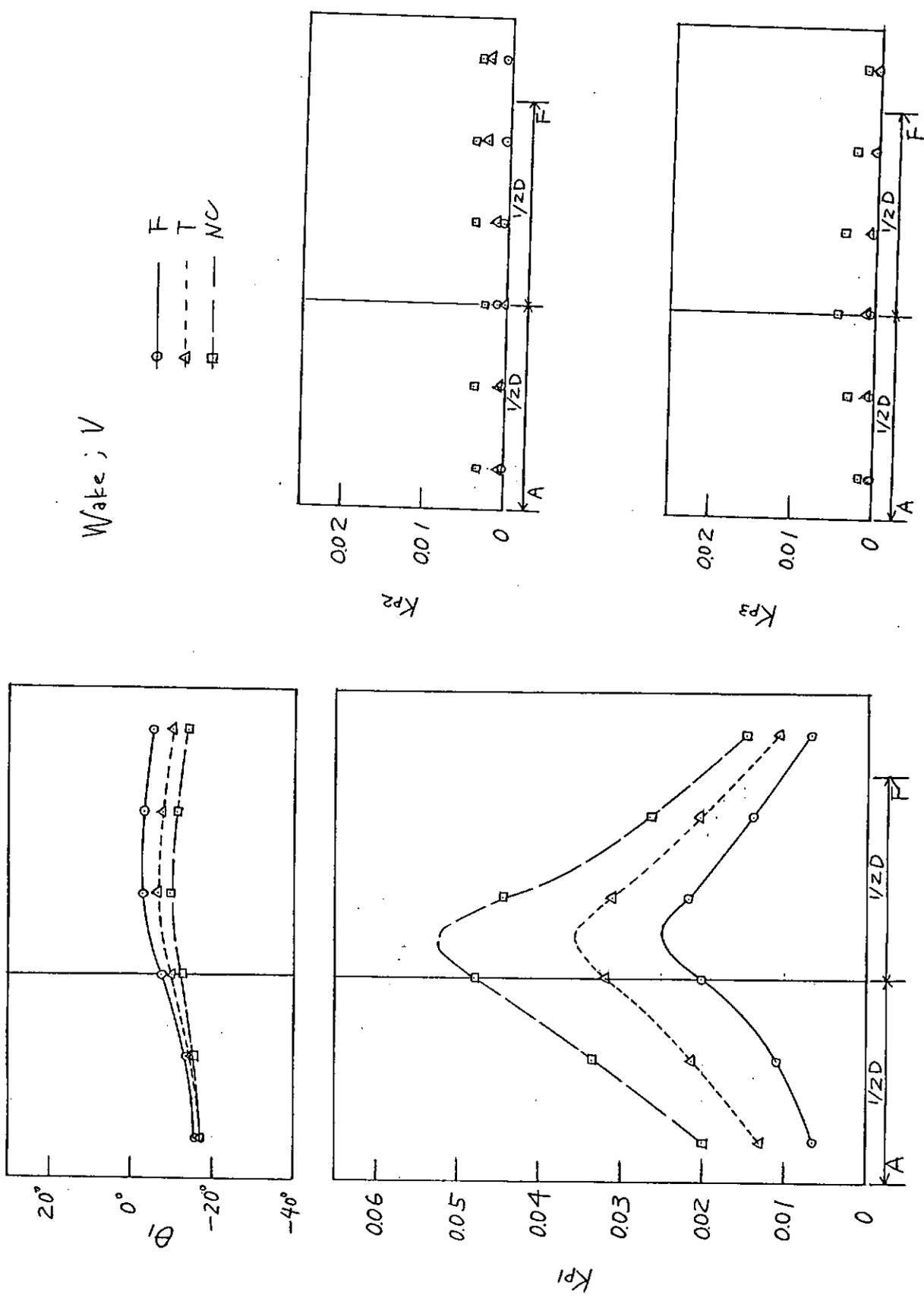


Fig. 2.2.12

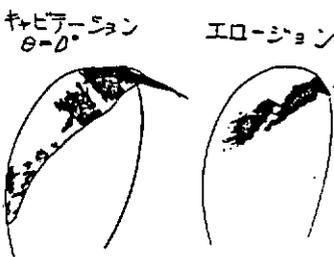
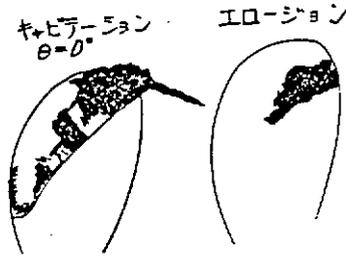
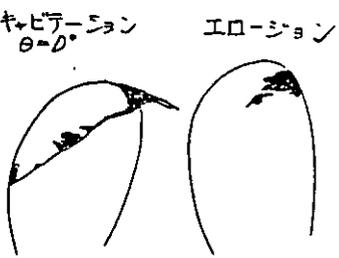
	K0243 F	K0244 T	K0245 NC
DN.5% x 2.0		DN = 4.02 ステンシル, ドブ漬; 無 ステンシル, ハケ塗り; 無 青タケ, ハケ塗り; 無 マジックインキ, ハケ塗り; 無	DN = 4.15 ステンシル, ドブ漬; 無 ステンシル, ハケ塗り; 若干有 青タケ, ハケ塗り; 無 マジックインキ, ハケ塗り; 無
DN.5% x 1.3	DN = 2.57 ステンシル, ドブ漬; 無 ステンシル, ハケ塗り; 無 青タケ, ハケ塗り; 無 マジックインキ, ハケ塗り; 無	DN = 2.63 ステンシル, ドブ漬; 有 ステンシル, ハケ塗り; 有(少) 青タケ, ハケ塗り; 無 マジックインキ, ハケ塗り; 無  キャビテーション $\theta = 0^\circ$ エロージョン 	DN = 2.70 ステンシル, ドブ漬; 有 ステンシル, ハケ塗り; 有 青タケ, ハケ塗り; 無 マジックインキ, ハケ塗り; 無  キャビテーション $\theta = 0^\circ$ エロージョン 
DN.5% x 1.1	DN = 2.20 ステンシル, ドブ漬; 有 ステンシル, ハケ塗り; 若干有 青タケ, ハケ塗り; 若干有 マジックインキ, ハケ塗り; 若干有  キャビテーション $\theta = 0^\circ$ エロージョン 		

Fig. 2.2. 13

2.2.5 ハイスキュープロペラの就航実績調査

昨年度に続いて本年度もハイスキュープロペラの省エネルギー効果を確認するための就航実績の調査を行った。本年度に得られた資料は1例(練習船)のみであった。調査結果を昨年度の調査結果とともにTable 2.2.5.1及びFig.2.2.5.1に示す。

今回の調査で得られた資料は4例のみであり、これから断定的評価を行うことは難しいが、Fig.2.2.5.1にみられるように、燃料消費量により定義した通常プロペラ(CP)とハイスキュープロペラ(HSP)のアドミラルティ係数の比がほぼ1もしくは1以上の値を示しており、ハイスキュープロペラによる燃料消費量節減の傾向は認められる。しかし、これらを定量的に把握するためには未だ不明の点が多く、より詳細な就航実績を積み重ねる他に、理論的な検討や、実船実験等による調査、検討を加える必要がある。

Table 2.2.5.1 調査対象船の就航実績

船種	ばら積貨物船		GT199貨物船		自動車専用運搬船		練習船	
	CP	HSP	CP	HSP	CP	HSP	CP	HSP
翼数	4	4	4	4	4	4	5	5
スキュー角	16°	40°	7°	50°	7°	45°	6°	45°
海象(BS)	3	2	0	0	<3	<3	4	4
Cadm × 10 <sup>-3</sup>	115	120	34	33	(*40)	(*38)	78	98
記号	○		□		△		●	

注: \*は燃費FC (ton/day) を示す。

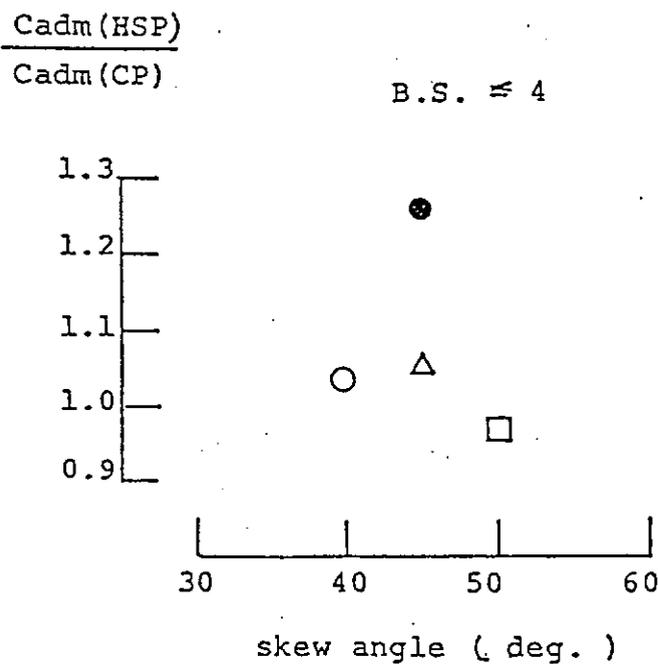


Fig. 2.2.5.1 HSP船とCP船の推進性能の比較

## 2.2.6 まとめ

本年度は、昨年度に設計・製作し、プロペラ単独試験および均一流中のキャビテーション試験を実施したプロペラにつき不均一流中のキャビテーション試験を実施した。またハイスキュープロペラの省エネルギー効果を確認するための就航実績調査も行った。

以上より得られた主な結果は次のとおりである。

- 1) 不均一流中におけるキャビテーションの発生面積はF型プロペラの場合が一番小さく、NC型プロペラの場合が一番大きい。これは均一流中キャビテーション試験結果および揚力等価法による計算結果と一致した傾向を示している。
- 2) プロペラ上方の平板上の変動圧力の振幅はF型プロペラの場合が一番小さくNC型プロペラの場合が一番大きくなっており、キャビテーション発生面積の大小関係と一致している。
- 3) エロージョンはF型プロペラの場合が最も起りにくく、T型およびNC型プロペラの場合が同程度である。
- 4) 今回、伴流中を作動する最適プロペラ設計法の一つである翼面上の圧力分布を設計条件とした理論的設計法の効果を各種試験によって確認した。その結果、翼弦方向に比較的平坦な圧力分布を与えた場合に、プロペラ効率の高い、またキャビテーション性能の優れたプロペラを得られることが明らかになった。
- 5) ハイスキュープロペラの就航実績調査の結果、ハイスキュープロペラの省エネルギー効果の傾向が確認できた。しかし、これを定量的に把握するためにはより詳細な調査を積み重ねる必要がある。

## 2.3 プロペラ単独性能の尺度影響に関する研究

### 2.3.1 プロペラ翼面圧力計測

#### 2.3.1.1 目的

前年度、実施された青雲丸プロペラの単独性能試験、翼面上の流れの可視化及び翼面境界層計測に対応して、プロペラ翼面の圧力分布計算のための比較データを得るため、通常型プロペラCP (MPNo.251) とハイリー・スキュード・プロペラHSP (MPNo.252) の2つのプロペラ翼面での圧力計測を実施した。プロペラの形状及び主要目をそれぞれ Fig.2.3.1.1及びTable 2.3.1.1に示す。

#### 2.3.1.2 供試模型及び圧力計の選定

- (1) 圧力計は船研で実績のあるP303-1S (三計エンジニアリング社製)〔1〕を用いることとした。本圧力計の性能、仕様をTable 2.3.1.2に示す。圧力計の直径は6m/m $\phi$  (圧力検出部の直径4m/m $\phi$ )、厚さは1.8m/mである。圧力計の容器はSUS製である。
- (2) 供試模型は圧力計の大きさ (厚さ) の制限により、直径400m/m $\phi$ の中型プロペラを用いた。
- (3) 圧力計の取付け方はチャンバー型とする。これをFig.2.3.1.2に示す。理由として、
  - 圧力孔が0.5m/m $\phi$ であるので、精度が良い。
  - キャビテーションが発生しても、圧力計が壊れにくい。
  - プロペラの取り扱いが容易である。
 をあげることができる。本チャンバーの固有振動数は計算では約50KHzである。

#### 2.3.1.3 圧力計の取付け位置

圧力計が取付け可能な場所は、チャンバーを形成するため、圧力計の厚みプラス0.5~0.8m/m以上の翼厚をもつ部分となる。図面による検討の結果、0.8Rは15~75%、0.7Rは10~80%に圧力計を取付けることが可能であった。0.9Rはかなり難しく、40~60%のみ、辛うじて可能であった。圧力計の取付け位置を、Fig.2.3.1.3及びTable2.3.1.3に示す。

圧力計はCPは13ヶ所に、HSPは6ヶ所に取付けた。

### 2.3.1.4 作動条件

前進率  $J$  は、油膜法による実験との対応を考慮して、0.5、0.6、0.7及び0.9に設定した。前進率は側壁影響〔2〕を考慮して、無限流場中の前進率に換算したものとなっている。

プロペラ回転数  $n$  は、圧力計測装置のトルクの制限により、6～8 rps以下でしか設定することができなかつたので、CPは6.63rps及び3.63rpsについて、HSPは6.63rpsについて行った。

### 2.3.1.5 計測方法及び解析方法

本実験では圧力計を高精度で用いるため、各計測の前後にキャリブレーションを行っており、計測範囲内で $\pm 0.3\text{mmHg}$ 以内であった。船研で従来より行われてきた方法（以下、計測方法Ⅰという）により圧力計をプロペラ翼面に取付けて計測を行った結果、プロペラが作動して翼に加わる荷重による歪みが圧力計測値に影響を与えていることが明らかになった。このため、圧力孔をふさぎ、圧力計に及ぼす応力の影響のみを計測し、圧力計測値の補正をした（計測方法Ⅱ）。また、これとともに圧力計の取付け接着材を変えたり（計測方法Ⅲ）、チャンバーの形状を変更したりして（計測方法Ⅳ）、計測を試みた。Table 2.3.1.3中のローマ数字は上記の計測方法を示す。

### 2.3.1.6 計測結果

Fig. 2.3.1.4～7に通常型プロペラ（CP: MPNo. 251）の $J = 0.5, 0.6, 0.7$ 及び0.9における圧力計測結果を三次元的に示す。横軸は翼弦方向、横軸に $45^\circ$ の向きの軸は半径方向、縦軸は圧力係数である。圧力係数 $C_p$ は $(P - P_\infty) / \frac{1}{2} \rho n^2 D^2$ で無次元化されている。プロペラ回転数 $n$ が6.63rpsと3.63rpsの2種類データを示した。図中、○は6.63rps、△は3.63rpsでの計測値であり、⊙は計測方法Ⅳによる計測値を示す。また、フラグ付の計測値は計測方法Ⅰによるデータであり、補正がなされていない。翼歪みの影響は計測方法Ⅳでは全くなく、計測方法Ⅲでは計測方法Ⅱよりかなり減少する。計測方法Ⅳは、 $0.7R$ の前縁より40%翼弦長位置に取付けられており、この計測データの信頼性は極めて高いものと思われる。計測方法Ⅲの計測結果は計測方法Ⅳと比較的良く一致しており、本補正法が妥当なものと思われる。図中の曲線は、プロペラ揚力面理論（核関数展開法）〔3〕によるプロペラ翼面圧力分布の計算値（実線は翼弦方向、破線は半径方向）であり、前進率 $J$ を一致させて示してある。本計測値は計算値と比較的良好な対応を示している。

一方、Fig. 2.3.1.8～11にハイリー・スキュード・プロペラについての圧力計測結果を

示す。これらの結果のうち、Back側は計測方法ⅡでFace側は計測方法Ⅰで計測されており、通常型プロペラCPよりは理論計算との対応は良くない。

### 2. 3. 1. 7 あとがき

従来から、多く研究者により圧力計測が行われているが、それぞれ、独自の方法で行われている。本計測では、不均一伴流中における圧力計測を行うことも考慮して、チャンパー方式を採用した。しかし、今回の計測により、従来の方法は翼の歪みの影響を受け、計測方法として確立していないことが明らかになった。翼の歪みの影響は無次元表示すると、計測位置で一定であるのが特長である。これに対して、今回、翼の歪みの影響を除去する補正法を用いて計測を行うとともに、翼歪みの影響を受けないチャンパー型圧力計の取付け方法を開発した。後者の方法による計測結果から、前者の補正法は妥当な方法と思われる。

通常型プロペラについては、6.63rps ( $RnD = 1 \times 10^6$ ) と3.63rps ( $RnD = 5 \times 10^5$ ) の2種類の回転数で実験を行ったが、両計測値は比較的良く一致しており、特長のある差はない。計測方法Ⅳでは、回転数の影響は全くない。しかし、この計測値だけから、圧力分布への回転数の影響はなくこの程度のレイノルズ数では粘性影響が少ないと評価をするのは、計測点が少ないことから必ずしも適切ではないと思われる。一方、ハイリー・スキュード・プロペラHSPの計測値は計算値と比べて凸凹しており、計測方法Ⅱでは、充分翼歪みの影響を補正しきれていない様に思われる。

両プロペラについて計測値と理論計算値との対応は前縁付近を除いて、良い対応を示している。この様な傾向は他の計測でも見られる(例えば、[4])。翼の変形の影響について今後検討することも必要と思われる。

### 参考文献

1. 小山鴻一他; 「レーザ流速計による船用プロペラまわりの流場計測」、機械学会論文集、51-466B、1985
2. Lindgren, H.; "Propeller Cavitation Experiments in Uniform Flow. A Note on Test Procedure, Corrections and Presentation", Appendix I, 10th ITTC Cavitation Committee Report, 1963
3. 小山鴻一; 「新しい方法によるプロペラ揚力面の数値的解析」、日本造船学会論文集、第132号、1972
4. 高橋通雄他; 「MAU型プロペラのキャビテーション特性に関する研究 —— 第一報 ——」、日本造船学会論文集、第141号、1976

Table 2.3.1.1 プロペラ主要目

		CP	HSP
Type		CP	Tip Unloaded HSP
Diameter of Propeller	mm	400	
Pitch Ratio (Mean)		0.950	0.920
Expanded Area Ratio		0.650	0.700
Boss Ratio		0.1972	
Number of Blades		5	
Blade Thickness Ratio		0.0442	0.0496
Mean Blade Width Ratio		0.2465	0.2739
Skew Angle	deg.	10.5°	45.0°
Rake Angle	deg.	6.0°	-3.03°
Blade Section		MAU	Modified SRI-B
Material		Aluminum	

Table 2.3.1.2 圧力計の性能

Type	P303-1S
Capacity	$\pm 1 \text{ kg/cm}^2$
Resp. Freq.	7 KHz
Output Volt	50 mV/6 VFS
Non-linearity	0.5% FS
Repeatability	0.2% FS
Bridge Volt	6 VDC (8 VDC max)

Table 2.3.1.3 圧力計の貼り付け位置と計測方法

X		SR199-CP			SR199-HSP
		MPNo. 251 (SRI)			MPNo. 252 (SRI)
		0.5	0.7R	0.9R	0.7R
10%	B F		Ⅲ Ⅱ		Ⅱ
25%	B F		Ⅱ		Ⅱ
40%	B F	Ⅲ Ⅰ	Ⅲ&Ⅳ Ⅱ	Ⅲ Ⅱ	Ⅱ Ⅰ
60%	B F		Ⅲ		Ⅱ
80%	B F		Ⅰ Ⅱ		Ⅱ

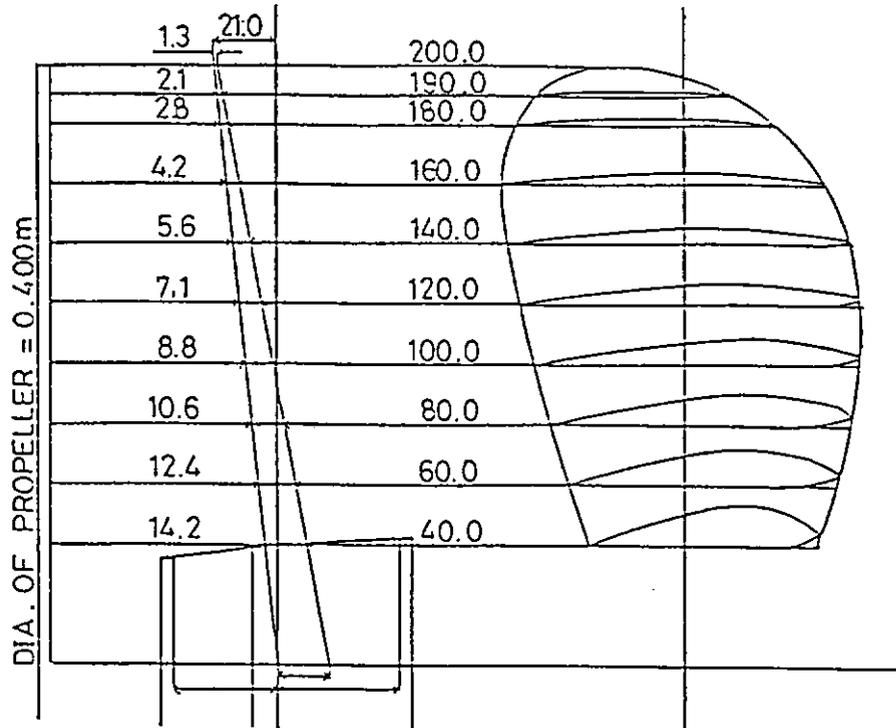
B : Back側      F : Face側

Ⅰ : 計測方法Ⅰ (エポキシ系接着剤による圧力計の貼付、翼歪みの補正なし)

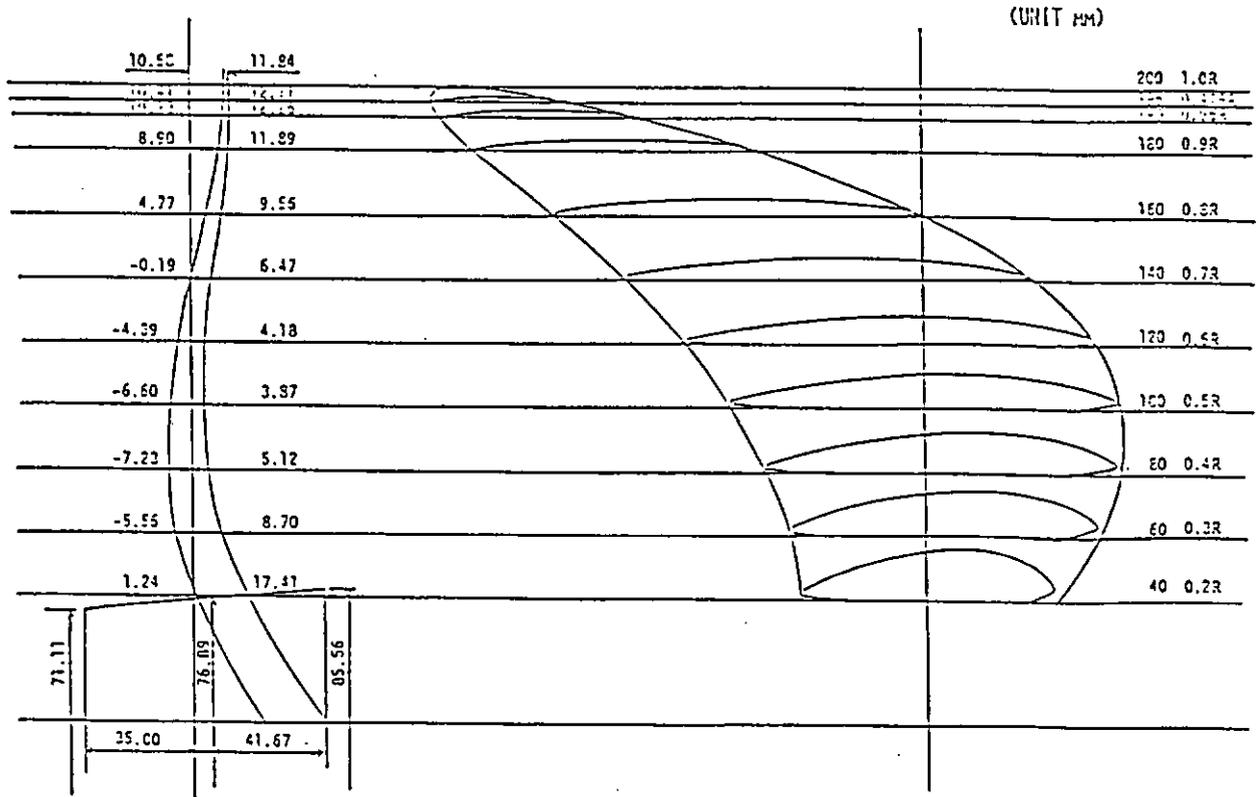
Ⅱ : 計測方法Ⅱ (エポキシ系接着剤による圧力計の貼付、翼歪みの補正あり)

Ⅲ : 計測方法Ⅲ (シリコン系接着剤による圧力計の貼付、翼歪みの補正あり)

Ⅳ : 計測方法Ⅳ (シリコン系接着剤による圧力計の貼付、翼歪みの補正不要)



(a) CP, M.P.No.251 (SRI)



(b) HSP, M.P.No.252 (SRI)

Fig. 2.3.1.1 プロペラ翼形状

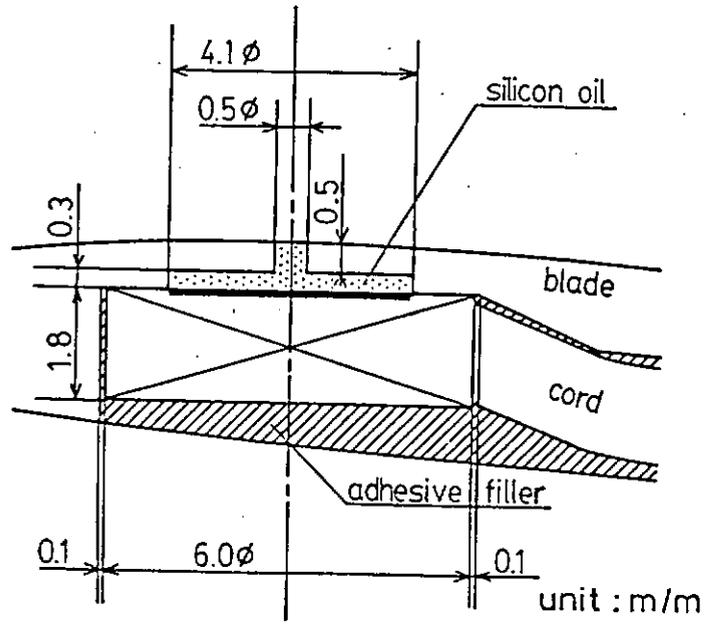
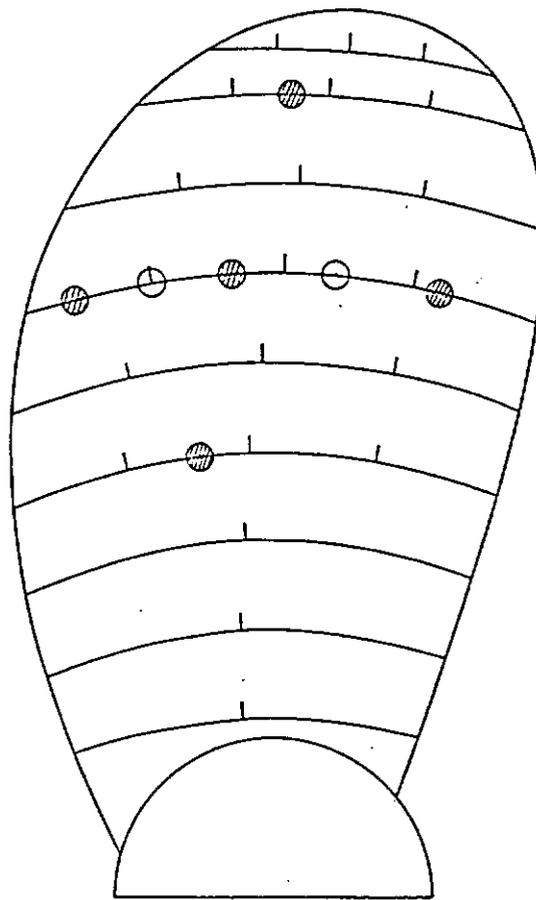
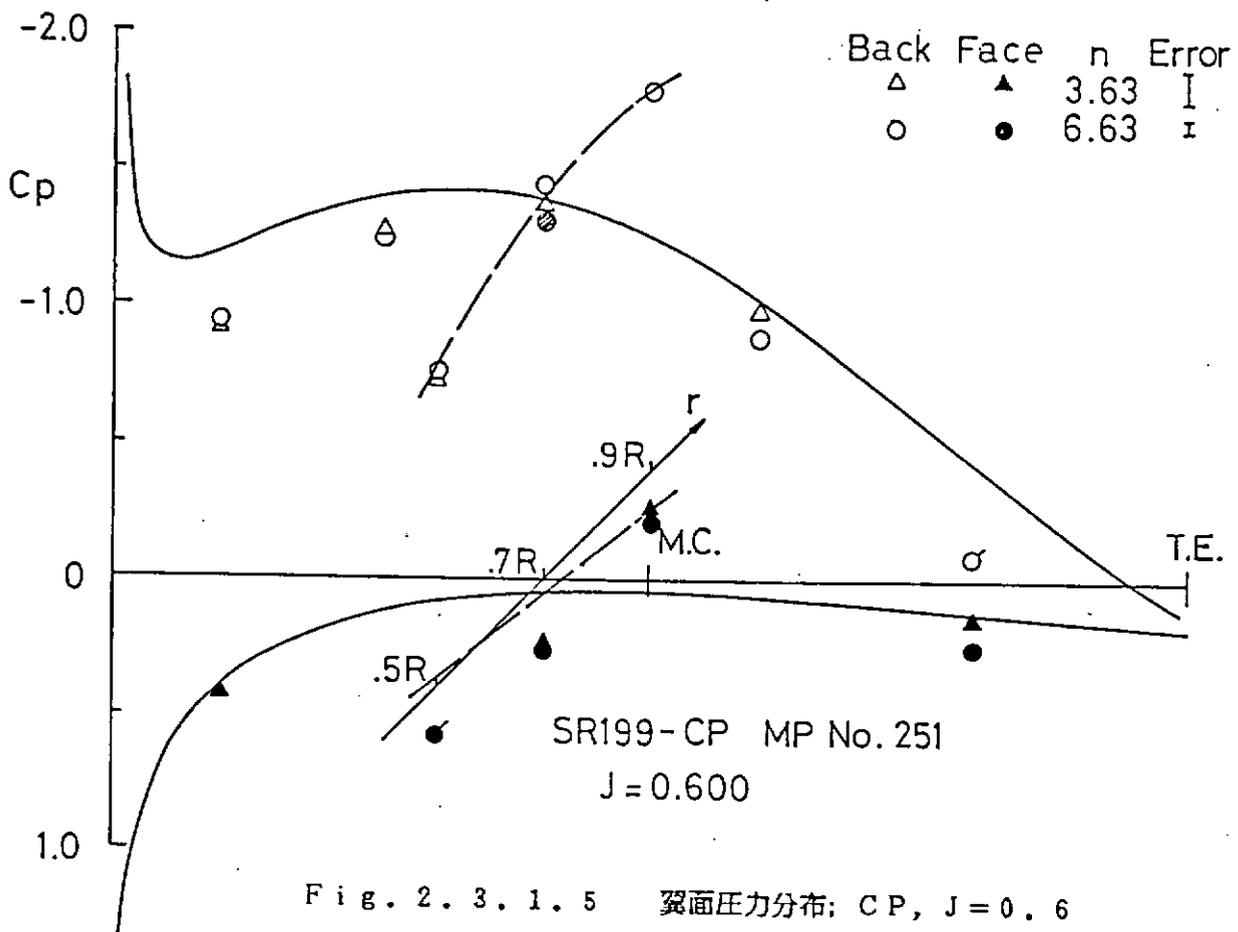
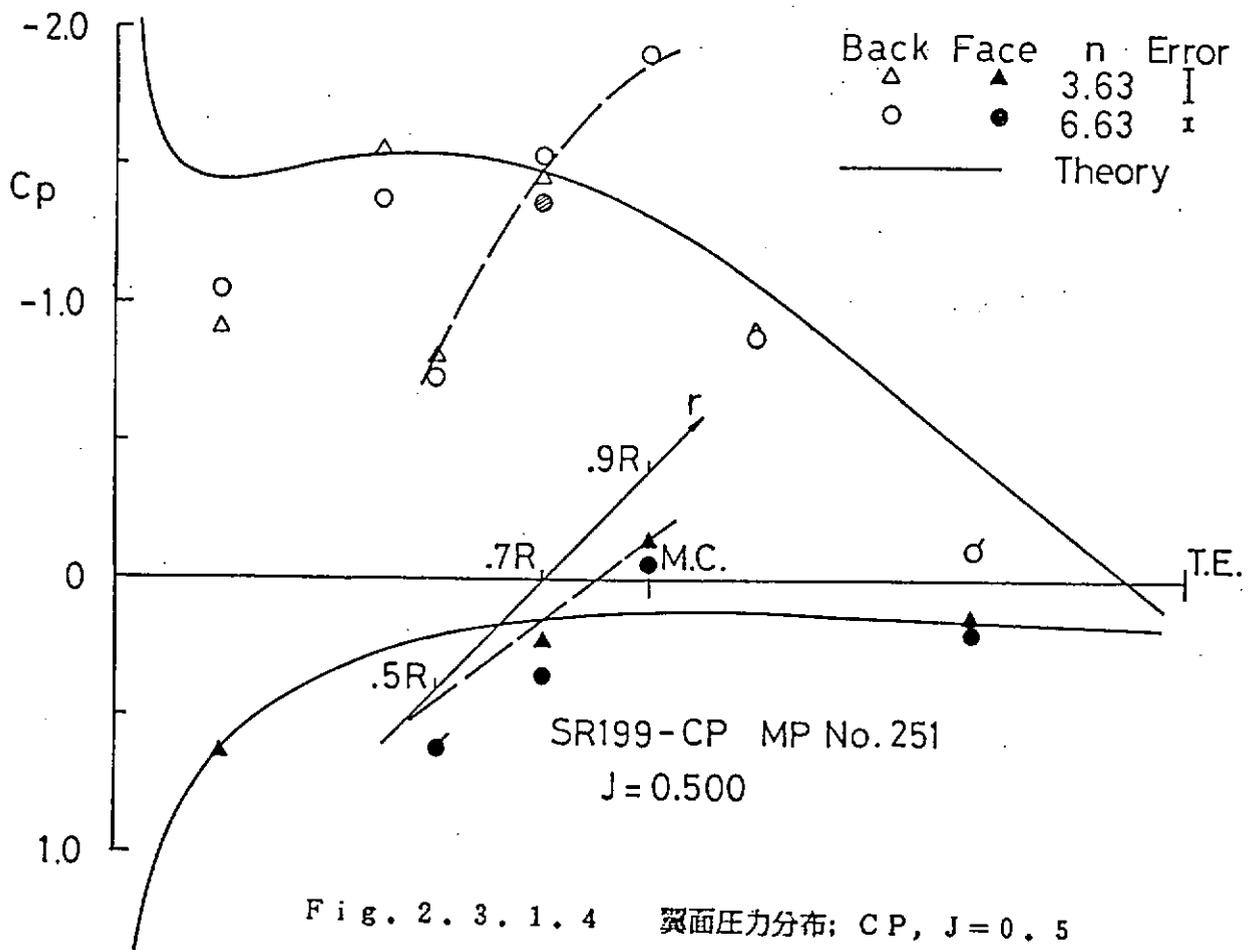


Fig. 2.3.1.2 圧力計チャンバーの形状



MPNo 251; CP

Fig. 2.3.1.3 圧力計の取り付け位置 (CP: MPNo. 251)



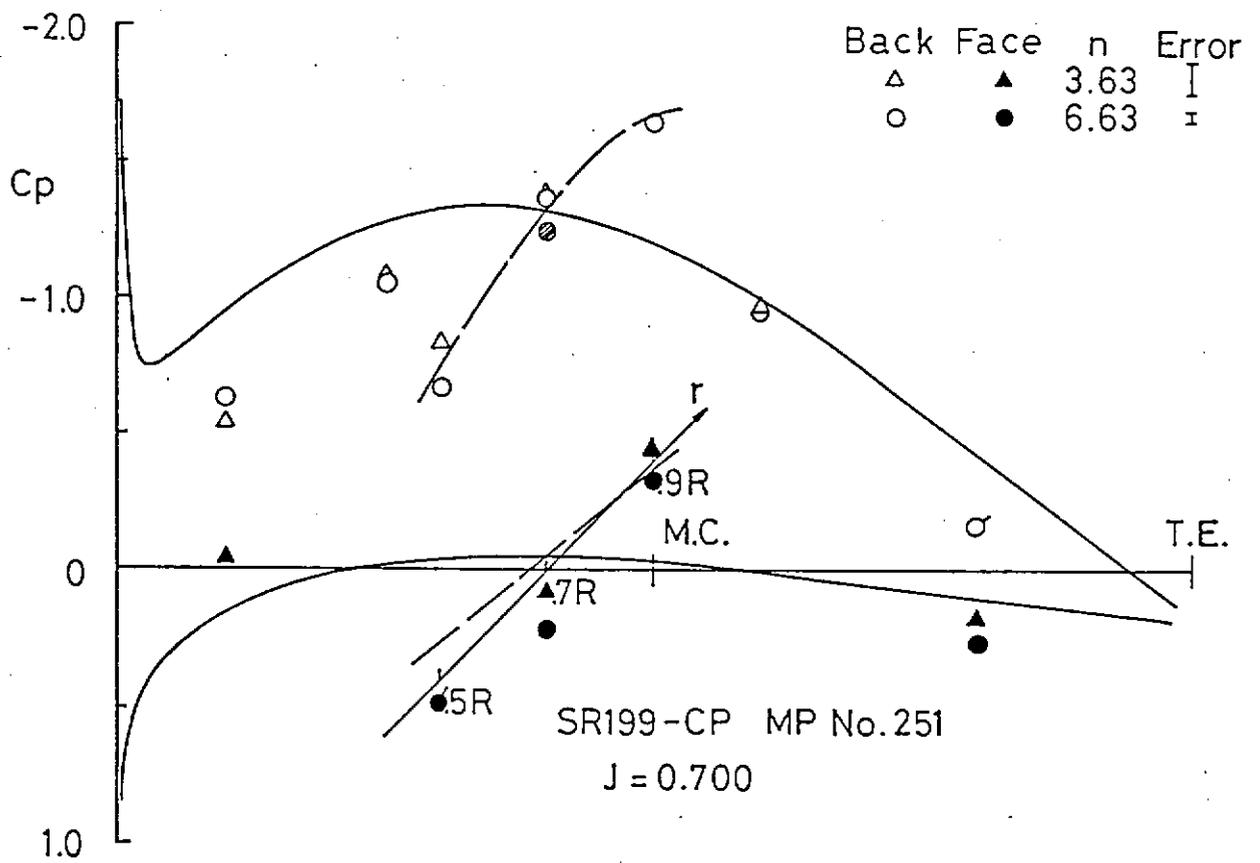


Fig. 2.3.1.6 翼面压力分布; CP, J=0.7

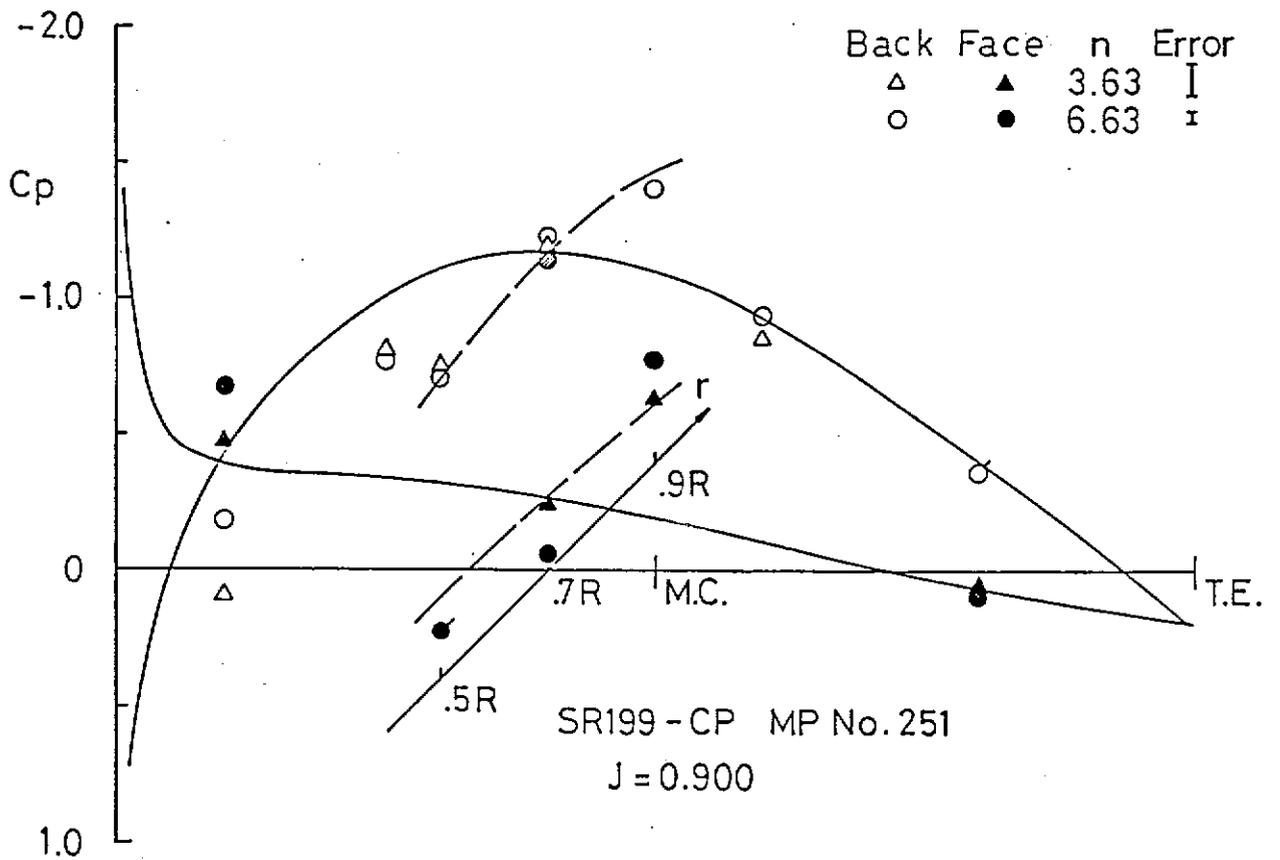
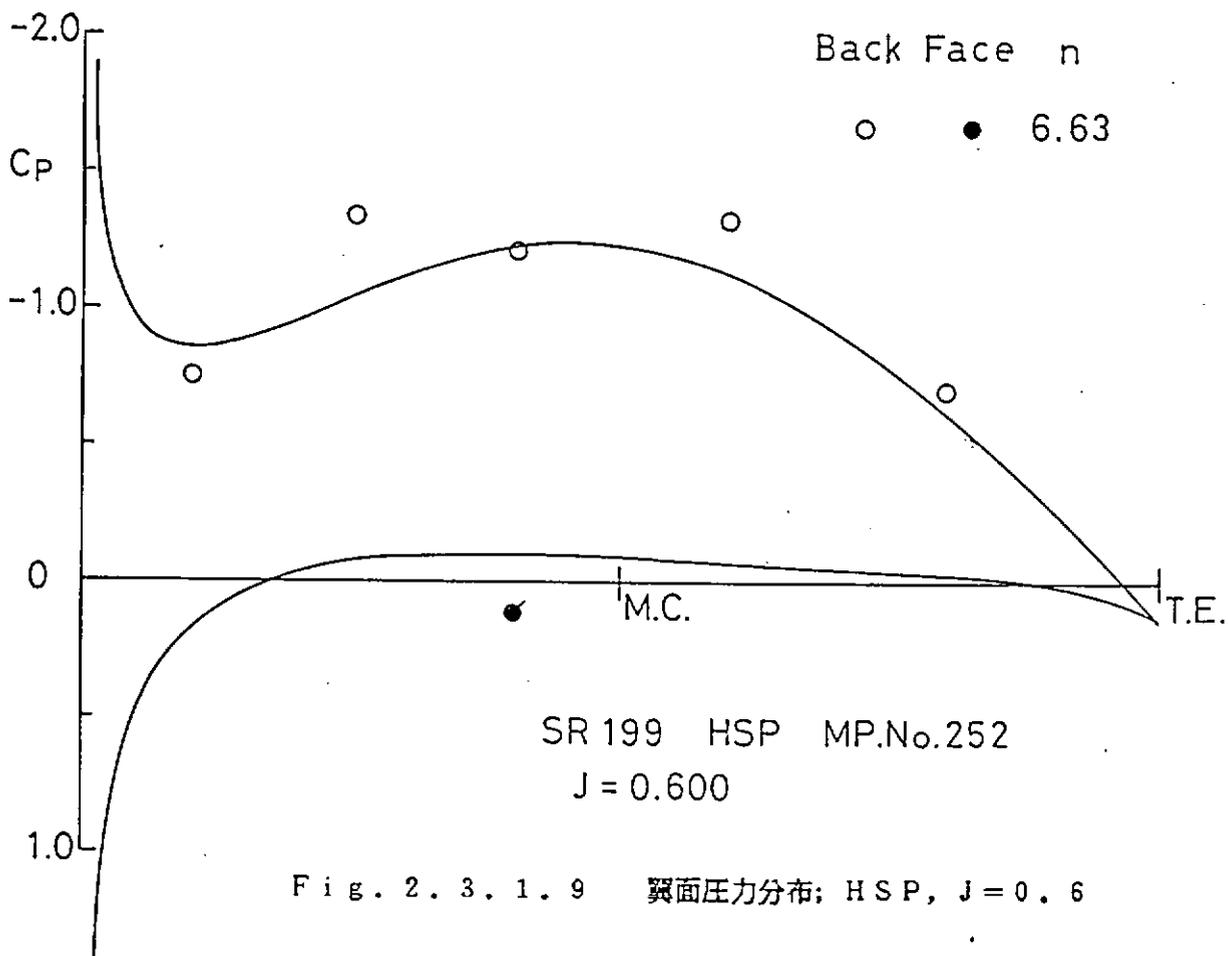
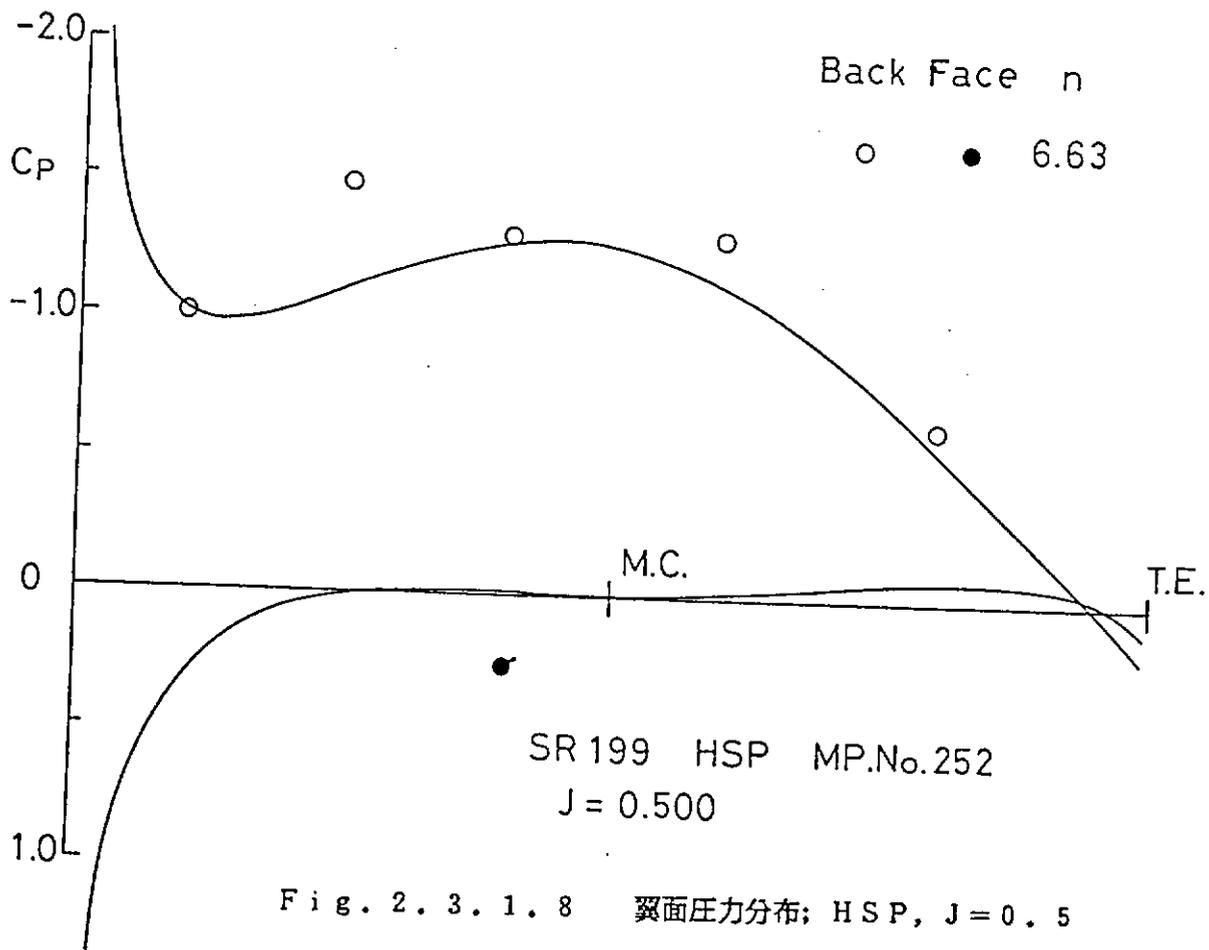


Fig. 2.3.1.7 翼面压力分布; CP, J=0.9



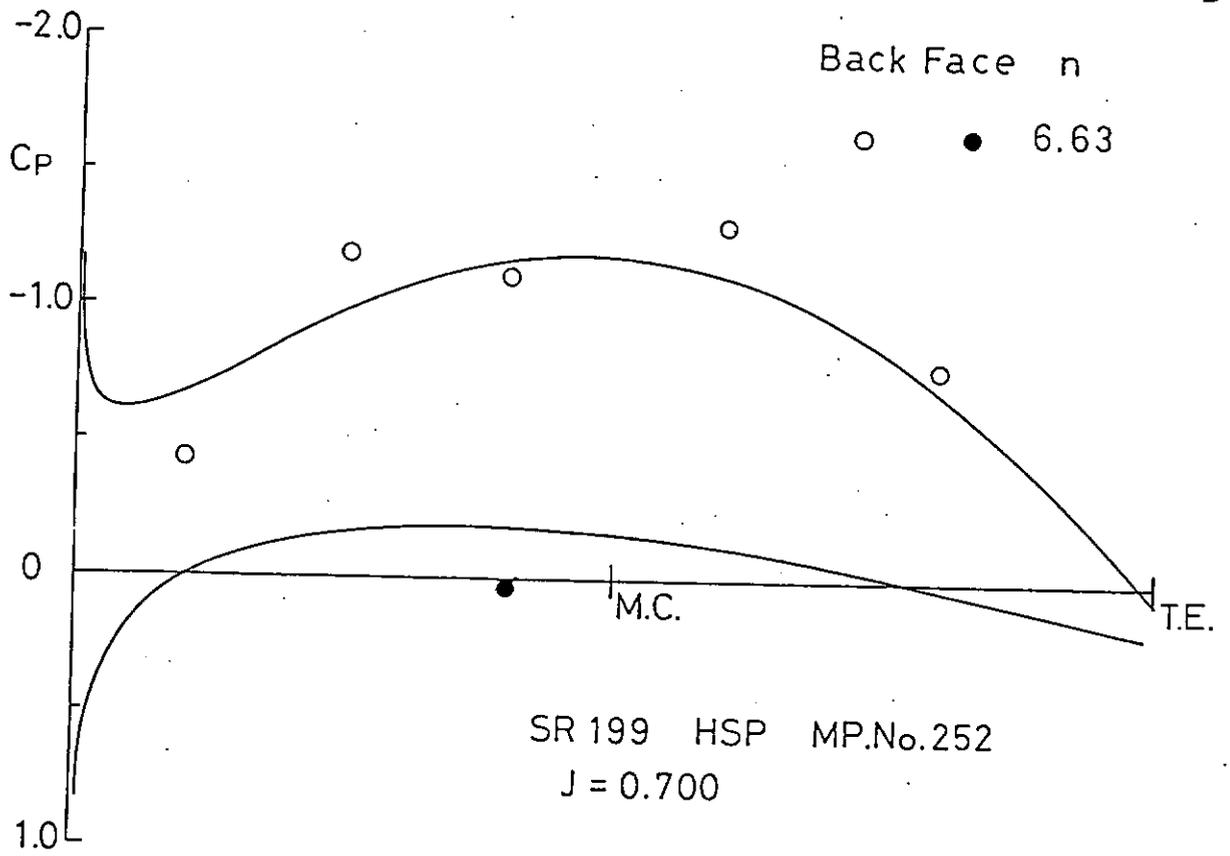


Fig. 2.3.1.10 翼面压力分布; HSP, J = 0.7

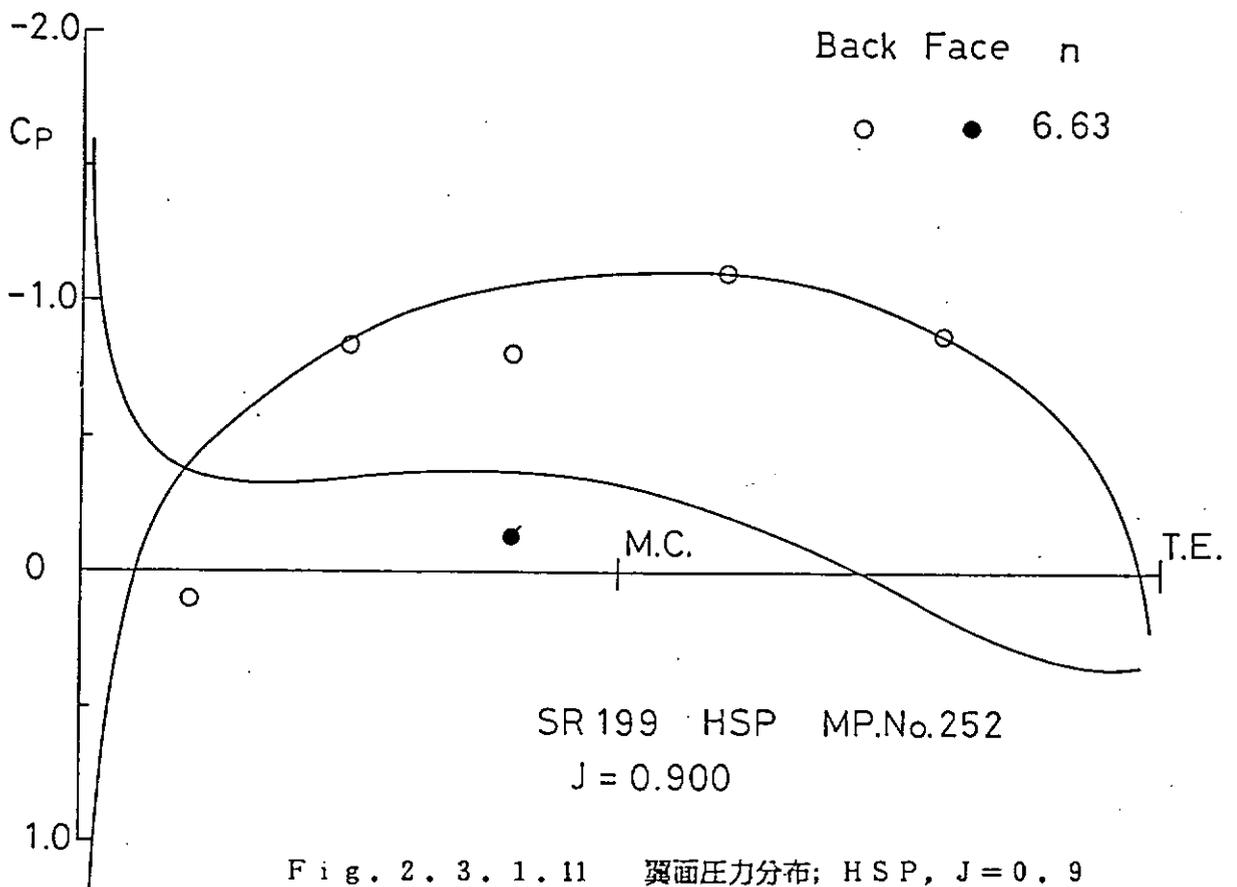


Fig. 2.3.1.11 翼面压力分布; HSP, J = 0.9

## 2.3.2 プロペラ翼面境界層計測

### 2.3.2.1 目的

粘性影響も含めて、プロペラ単独性能における尺度影響を精度よく計算により推定するためには、プロペラ翼面に形成される境界層を計測し、計算の検証を行う必要がある。本プロペラ翼面境界層計測はプロペラ翼面境界層計算(2.3.3)に必要な実験資料を提供するために実施された。

### 2.3.2.2 プロペラ翼面境界層の計測方法

船舶技術研究所において開発されたLDV回転同期計測システム<sup>(1)(2)</sup>を用いて、プロペラ翼面の境界層内の流速分布を計測した。同計測システムは、空間に固定した計測点において、レーザ流速計(LDV)による時系列流速データおよび、プロペラの翼位置データを同時に計測することにより、回転中のプロペラの翼位置に対応した流速分布を計測するシステムである。また、試験水槽内の流れが均一流ならば、計測した流速分布は瞬間的に計測したと同様の流速分布となる。

LDVによるプロペラ翼面境界層計測方法の概念図をFig.2.3.2.1に示す。図は翼端方向からLDVとプロペラ翼の位置関係を見ている。プロペラの回転方向は、図中において下から上へ、プロペラの下流から見て右回転である。プロペラ第一翼が真上に来たときを0度とし、流速は270度の位置に回転して来たときに計測した。LDVによりプロペラ翼面に平行な流速成分を計測するため、2本のレーザービームをプロペラのピッチ面上に設定し、ピッチ角と平行な流速成分 $u$ を計測した。

境界層の厚みを決定する場合、重要な要素となる境界層外端の速度 $u_0$ は、流れの乱れ度が収束し変化しなくなる点など様々な定義がある。本報告においては、試験水槽内の流れと、プロペラの回転方向周速度から境界層外端の速度 $u_0$ を求めた。境界層外端の速度 $u_0$ は、次式で表わされる。

$$u_0 = V_0 \cdot \sin \phi_r + \pi n r D \cdot \cos \phi_r$$

ただし、

$V_0$  : 試験水槽内の流速

$rD$  : プロペラ中心から計測点までの距離

$n$  : プロペラ回転数

$\phi_r$  : プロペラの幾何的ピッチ角

$\pi n r D$ はプロペラの回転方向の周速度である。Fig.2.3.2.2にその関係を示す。

### 2.3.2.3 実験状態

実験は、船舶技術研究所キャビテーション水槽において、模型プロペラM.P.No. 251(CP)およびM.P.No. 252(HSP)を使用して実施した。

流速分布の計測にあたり、プロペラピッチ面に平行な流速を計測し、プロペラ回転

逆方向を正とした。LDVの計測において、2本のレーザビームが計測点に作る計測ボリュームの形状は、長径( $d_1$ ) 0.73mmおよび短径( $d_2$ ) 0.082mmの回転楕円体となる。それらの関係をFig.2.3.2.3に示す。LDV計測値 $v$ とプロペラ翼を基準とする流速計測値 $u$ および境界層外端の速度 $u_0$ の関係をFig.2.3.2.4に示す。模型プロペラCPおよびHSPの各プロペラ半径位置(0.70R、0.90R)における流速計測範囲および流速計測点をFig.2.3.2.5からFig.2.3.2.8に示す。図中の縦軸は軸方向(X方向)、横軸は円周方向( $\theta$ 方向)、空白はLDVとプロペラの位置関係から流速計測値が得られなかった領域を示す。翼後縁を通過する実線は、後出する流速分布計測例の計測位置を示す。軸方向の計測は0.5mm毎にLDVを移動し、円周方向の計測は、円周を1000点に分割して行った。円周方向における計測点の間隔は0.70Rにおいて0.88mm、0.90Rにおいて1.13mmとなる。

実験状態を以下に示す。

プロペラ前進係数  $J = 0.50$

試験水槽内流速  $V_0 = 1.325 \text{ m/sec}$

プロペラ直径  $D = 0.400 \text{ m}$

プロペラ回転数  $n = 6.63 \text{ rps}$

レイノルズ数  $R_{ND} = nD^2/\nu = 1.02 \times 10^6$

( $t_{\text{water}}=18.7^\circ\text{C}$ )

	M.P.No. 251 (CP)	M.P.No. 252 (HSP)
プロペラピッチ角	23.36° (0.70R)	23.23° (0.70R)
( $\phi_r$ )	18.57° (0.90R)	15.42° (0.90R)
翼弦長	117.44mm (0.70R)	131.70mm (0.70R)
	88.22mm (0.90R)	91.20mm (0.90R)
最大翼厚	5.64mm (0.70R)	7.17mm (0.70R)
	2.77mm (0.90R)	3.26mm (0.90R)

#### 2.3.2.4 プロペラ翼断面まわりの流速分布

LDVによるプロペラ翼面近傍の流速分布計測例をFig.2.3.2.9からFig.2.3.2.12に示す。下向きの鋭いピークは、境界層内の流速分布を表わしている。横軸は、プロペラ円周方向の翼角位置である。計測位置は、翼後縁を通過する円周上である。計測時間は計測点あたりLDVによる流速計測とマイクロコンピュータによるデータ処理を含めて約10分であった。LDVにとらえられる流速データは、平均して毎秒300個程度あるが、マイクロコンピュータにより処理される実際のデータ数は、約30個である。これは水中の光散乱粒子の分布がランダムであり、しかもその光散乱粒子が、集中して計測点を通過する場合、マイクロコンピュータが処理しきれないためである。これはデータ処理装置を高性能なものと交換すれば解決される。

CPの0.70Rおよび0.90Rにおける計測結果をFig.2.3.2.13およびFig.2.3.2.14に、HSPの0.70Rおよび0.90Rにおける計測結果をFig.2.3.2.15および

Fig.2.3.2.16に、翼端側から見たプロペラ翼表面近傍の流速計測値の等速度線分布として示す。図中の数値は、プロペラ・ピッチ面に平行な方向の流速値  $u$  を境界層外端の速度  $u_0$  により無次元化した値である。流速計測値は、その計測点の流速データ（20～50個）を平均した値である。翼表面に形成された境界層が、翼の後縁に近づくに従い発達して行く様子が明瞭に捕らえられている。

HSPにおいて翼背面の後縁付近で流速が計測されていない。これはHSP翼端部がレーザ光の光路をさえぎり、LDVの計測が不可能になったためである。この部分を計測するためには、プロペラ前方より約30度の入射角によりLDV計測を行わねばならず、水中レーザ鏡あるいは特殊な観測窓が必要である。CPの0.70R (Fig.2.3.2.13)において、翼背面前縁近傍における流速計測値  $u$  が  $+2.07 \text{ m/sec}$  から  $-2.17 \text{ m/sec}$  へ  $0.5 \text{ m}$  の距離で変化している。これは強い渦による急激な流速変動と推測される。CPの0.90Rにおいても翼背面の前縁近傍に、同様な強い流速変動がみられる。

流速分布計測と同一の実験状態において、油膜法によるプロペラ翼面上の流れの可視化を行った。実験状態は、回転数  $N_p = 6.63 \text{ rps}$ 、前進係数  $J = 0.5$ 、およびレイノルズ数  $R_{ND} = 1.02 \times 10^6$  である。流れの可視化の観測結果からスケッチしたプロペラ翼面上の流れのパターン図をFig.2.3.2.17に示す。図中の矢印は油膜から生じた油の流れの方向を示し、太い実線はCritical Radius (C.R.)を示す。C.R.より翼端に近い領域は乱流となっている。前縁付近の一点鎖線は前縁剥離の再附着位置 (R.L.)を示し、空白の領域は油膜の堆積した箇所を示している。CP、0.70Rおよび0.90Rの流速分布とプロペラ翼面上の流れのパターン図から推測すると、CPにおけるプロペラ背面前縁付近の急激な流速変動は、前縁剥離渦の断面内の流速分布が計測されたと思われる。

### 2.3.2.5 プロペラ翼面境界層の流速分布

CP (0.70R、0.90R) およびHSP (0.70R、0.90R) におけるプロペラ翼面境界層内部の流速分布をFig.2.3.2.18からFig.2.3.2.21に示す。プロペラ翼弦長の25%、50%、75% および100%の位置における流速分布の計測結果を、翼背面 (Back) および翼正面 (Face) について示す。HSPの0.70RについてはFig.2.3.2.20(b)にプロペラ翼弦長の25%から40%へ5%毎の計測結果を示す。縦軸は翼表面からプロペラピッチ面に垂直方向の距離を表わし、横軸はプロペラ・ピッチ面に平行な方向の流速値  $u$  を境界層外端の速度  $u_0$  により無次元化した値である。図中の○印は計測値を、△印は近傍の計測値から内挿した値を示している。どの計測点における流速分布も流速計測値  $u/u_0$  が1.0へ収束していない。その理由としてプロペラ翼断面形状による誘導速度の影響が考えられる。以下に計測結果の主なものを示す。

#### (1) 境界層厚さ

CPの0.70R (Fig.2.3.2.18) は、翼後縁 (翼弦長100%) において翼正面

の境界層が約 $2.0\text{mm}$ と薄く、翼背面では約 $4.5\text{mm}$ と最大翼厚 $5.64\text{mm}$ の $80\%$ に相当する境界層を形成している。

CPの $0.90R$  (Fig.2.3.2.19) は、翼後縁において翼正面の境界層が約 $2\text{mm}$ であり、翼背面では約 $3\text{mm}$ と最大翼厚 $2.77\text{mm}$ に相当する境界層を形成している。

HSPの $0.70R$  (Fig.2.3.2.20) は、翼弦長 $25\%$ において翼正面の境界層が約 $1.5\text{mm}$ であり、翼背面では約 $1.5\text{mm}$ と翼正面とほぼ等しい。

HSPの $0.90R$  (Fig.2.3.2.21) は、翼弦長 $25\%$ において翼正面の境界層が約 $1.5\text{mm}$ であり、翼背面では約 $0.5\text{mm}$ と薄い。

#### (2) プロペラ半径位置による比較

CPおよびHSPともに翼背面においては、内側の半径位置にある $0.70R$ が $0.90R$ よりも厚い境界層を形成している。それに対し、翼正面の境界層は全体に薄く半径位置による差は表れていない。

#### (3) プロペラ翼弦長方向位置による比較

CPおよびHSPともに境界層は、翼前縁から翼後縁(翼弦長 $100\%$ )にかけてなめらかに厚みを増している。ただし、翼正面の翼前縁(CP)および翼後縁近傍(HSP)において比較的厚い境界層が見られる。これは翼前縁がよどみ点、翼後縁は翼表面近傍における2次流れの影響と思われる。

#### (4) CPとHSPによる比較

全体としてHSPがCPよりも厚い境界層を形成している。これはHSPの翼弦長がCPよりも $12\%$ ( $0.70R$ )から $3\%$ ( $0.90R$ )長いことから予想されるが、 $0.70R$ の翼正面においてCPの境界層は $0.5\sim 1.0\text{mm}$ であるのにHSPの境界層は $1.5\sim 3.0\text{mm}$ と予想以上に厚い。これは翼表面近傍における半径方向への2次流れの影響と思われる。同様の傾向は $0.90R$ および翼背面においても見られる。ただし、 $0.90R$ の翼背面におけるCPとHSPの差はほとんど見られない。

### 2.3.2.6 まとめ

プロペラ翼面境界層計算に必要な実験資料を提供するために境界層計測を実施し、その結果、Fig.2.3.2.18からFig.2.3.2.21に示すプロペラ翼面境界層内部の流速分布が得られた。計測結果は計算の検証に有効に利用されると期待されるが、幾つか問題点も残された。

#### (1) 計測位置の精度

計測点位置の較正法として、静止したプロペラ翼面上の標的とレーザビームを用いたことにより、静止位置の精度は $0.1\text{mm}$ 以内である。しかし、プロペラ翼面圧力の計測から判明したプロペラ翼の歪みは、作動状態にある時の位置の精度に影響を与えていると思われる。

#### (2) 境界層厚さ

境界層厚さの計測結果はJessup<sup>(3)</sup>の計測と比較するとかなり厚い。例えば本報告



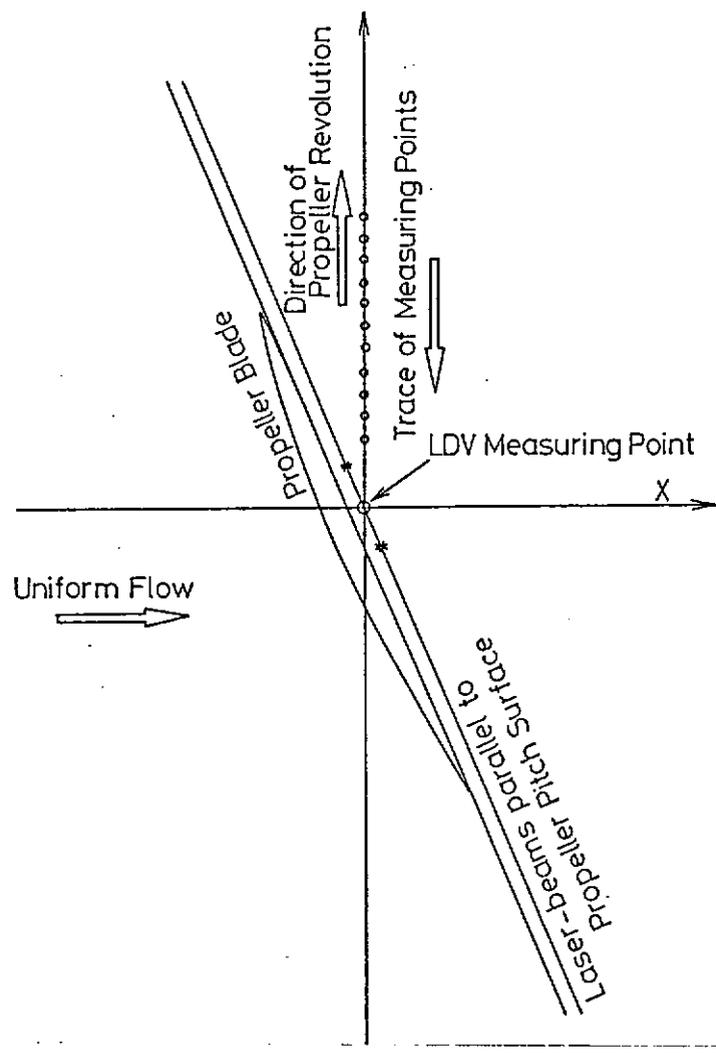


Fig.2.3.2.1 Sketch of a Measuring Method

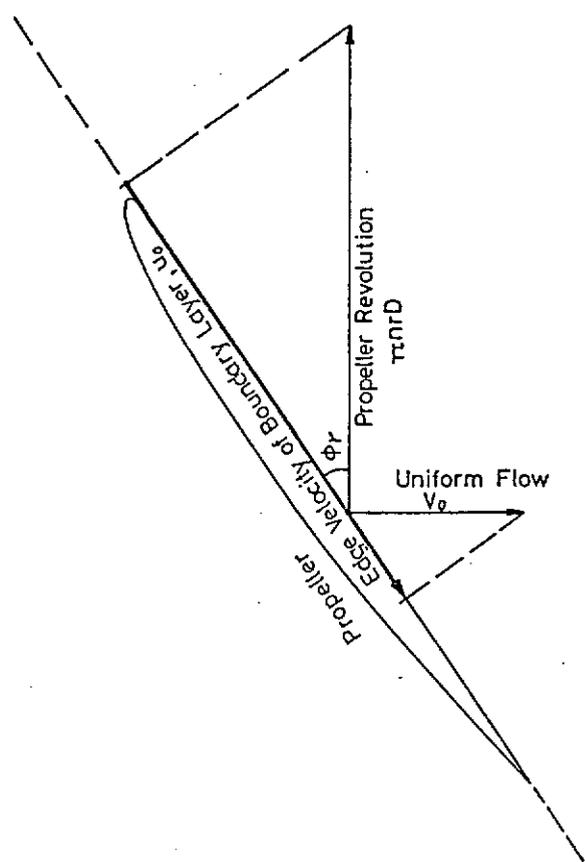


Fig.2.3.2.2 Geometric Velocity on the Edge of a Boundary Layer

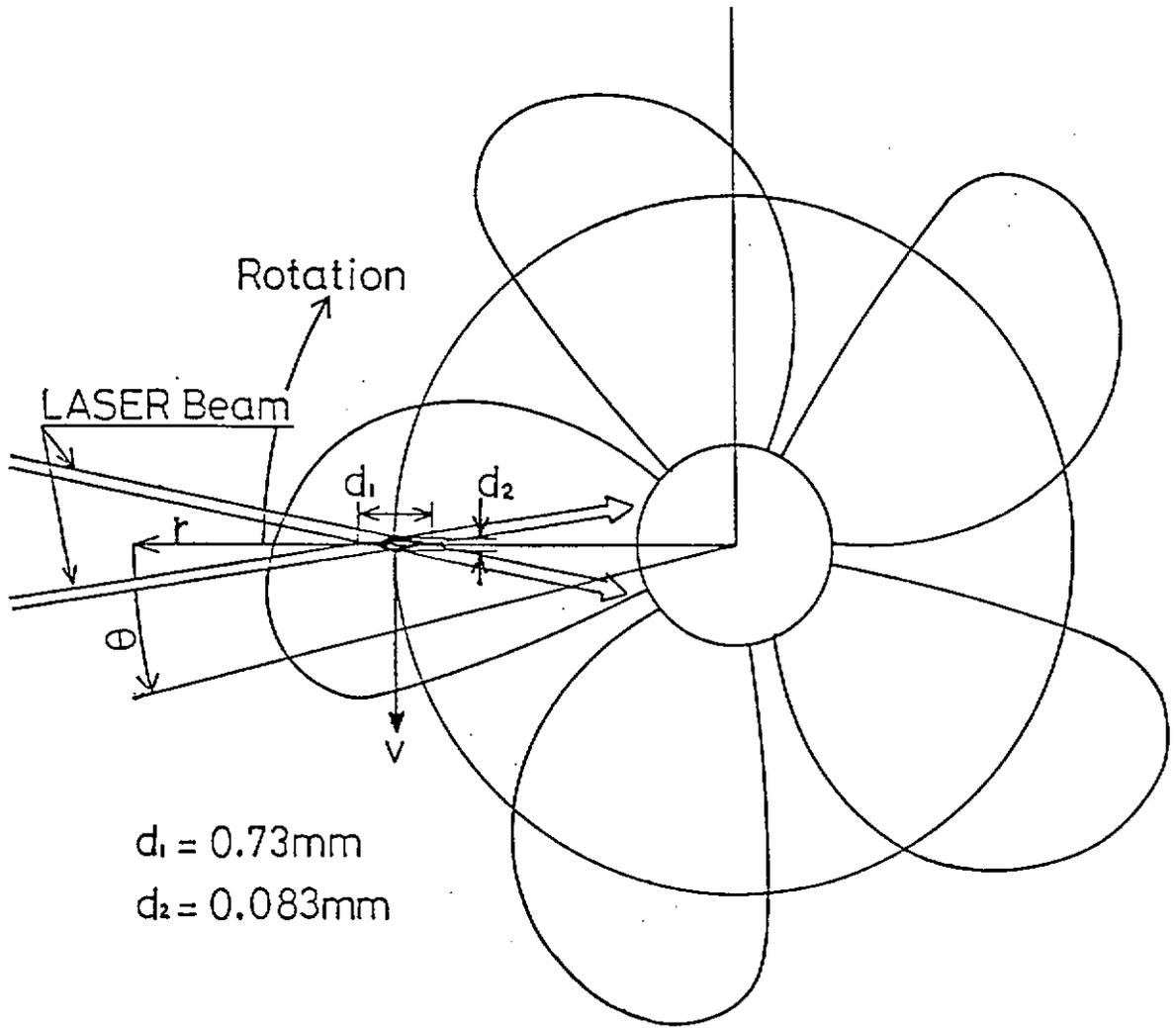


Fig.2.3.2.3 Measuring Volume of LDV

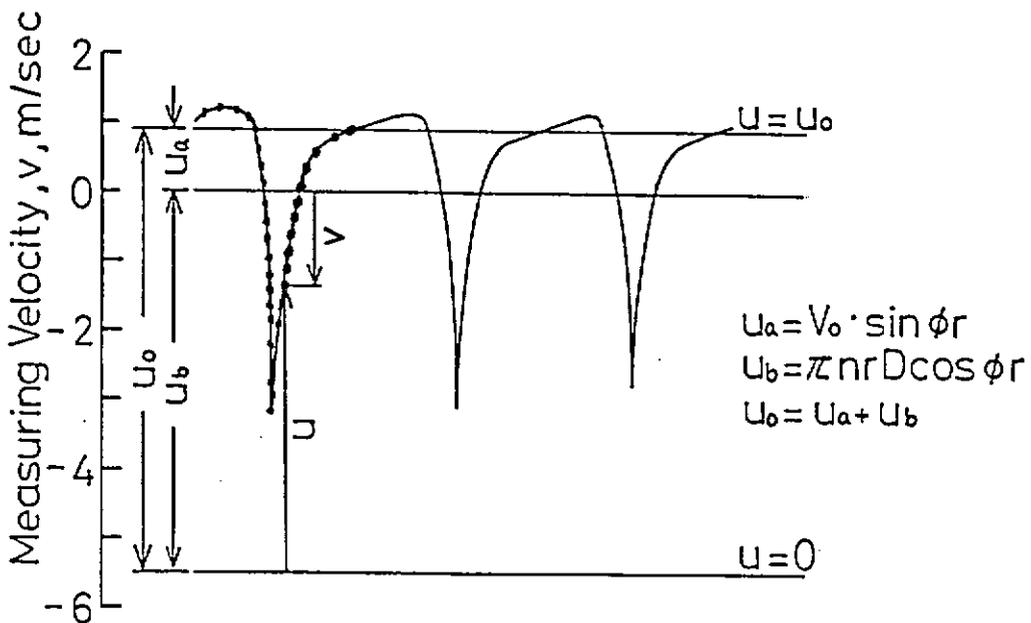
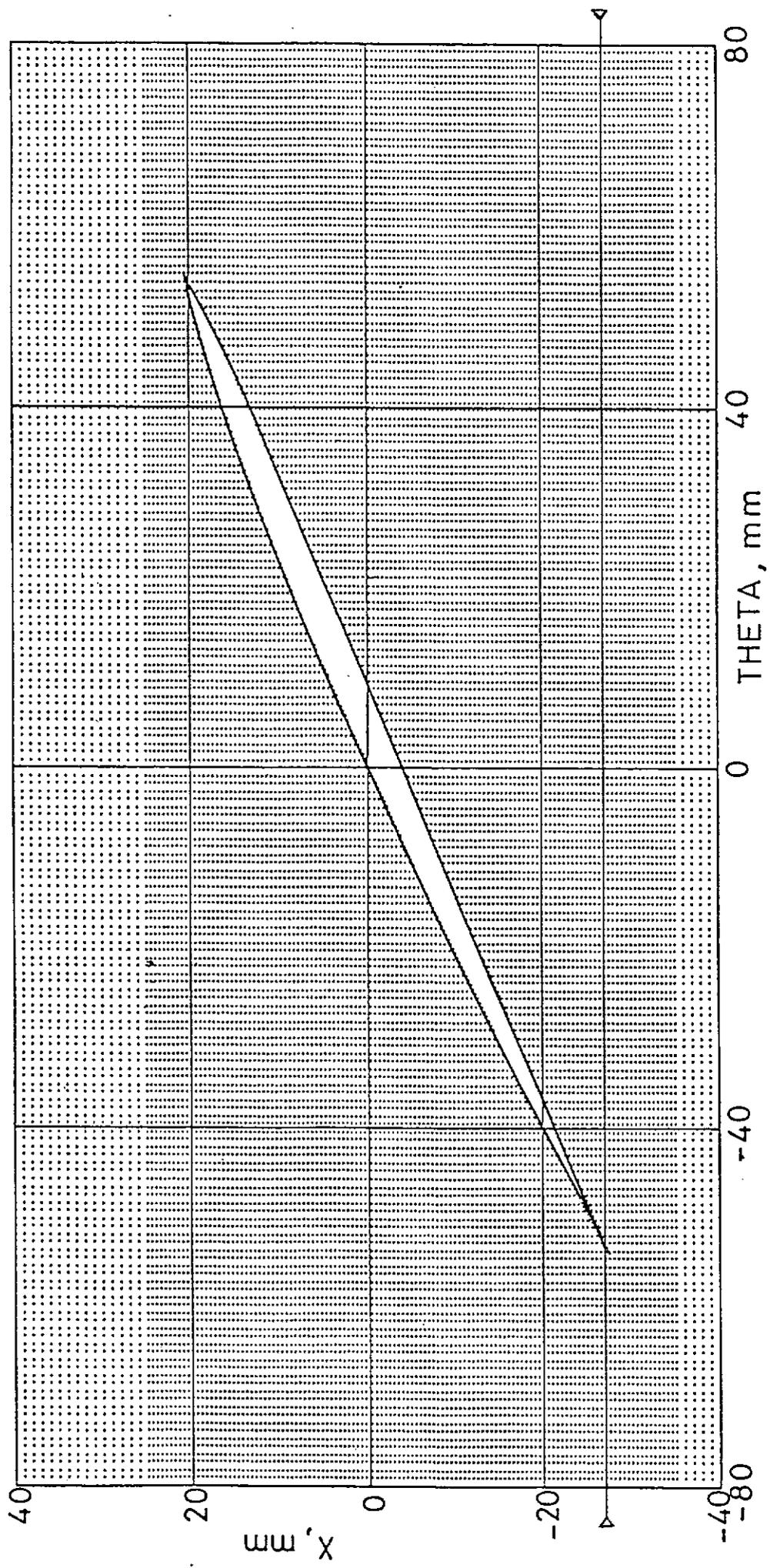
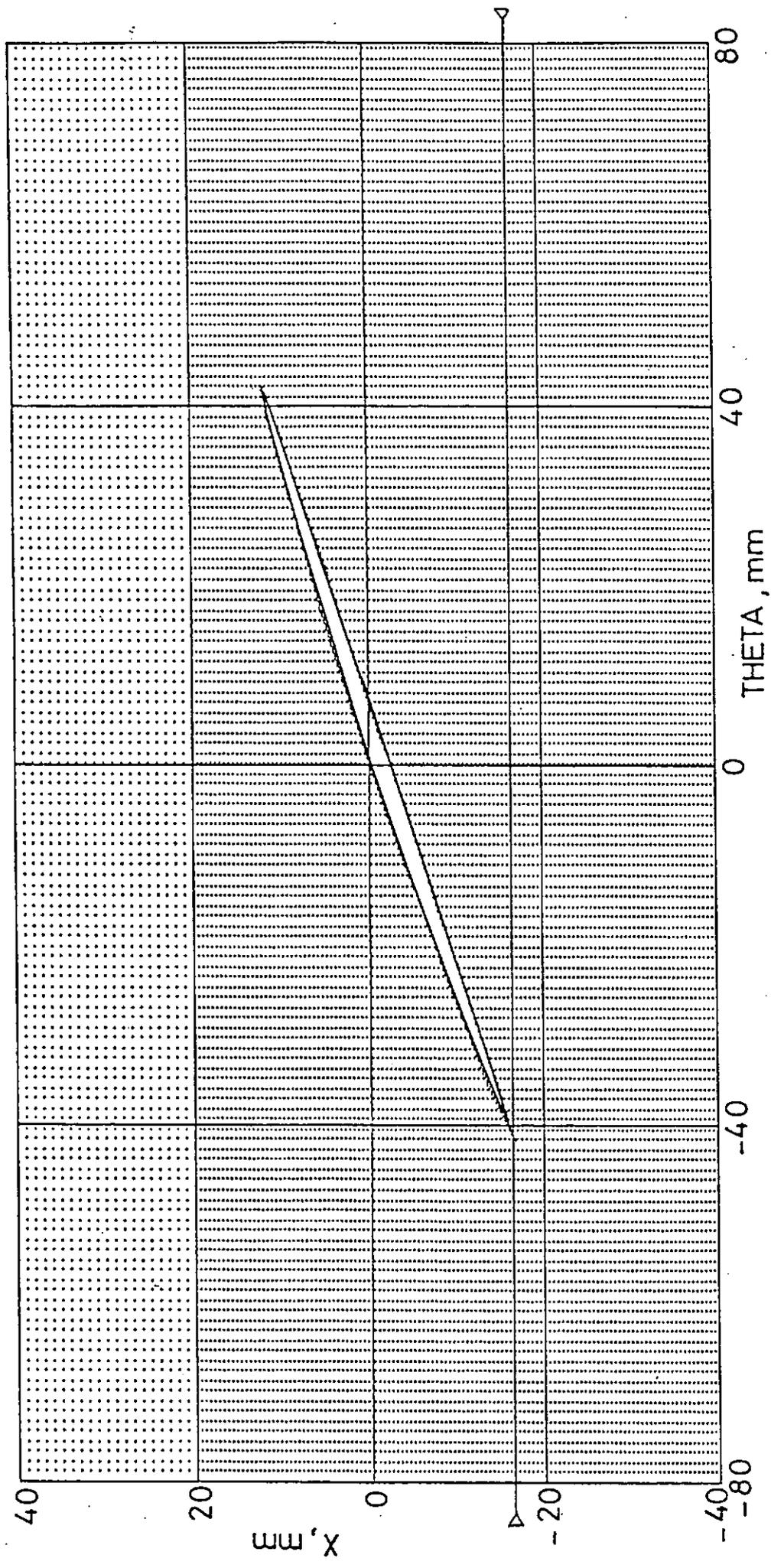


Fig.2.3.2.4 Schematic Relation of Velocities



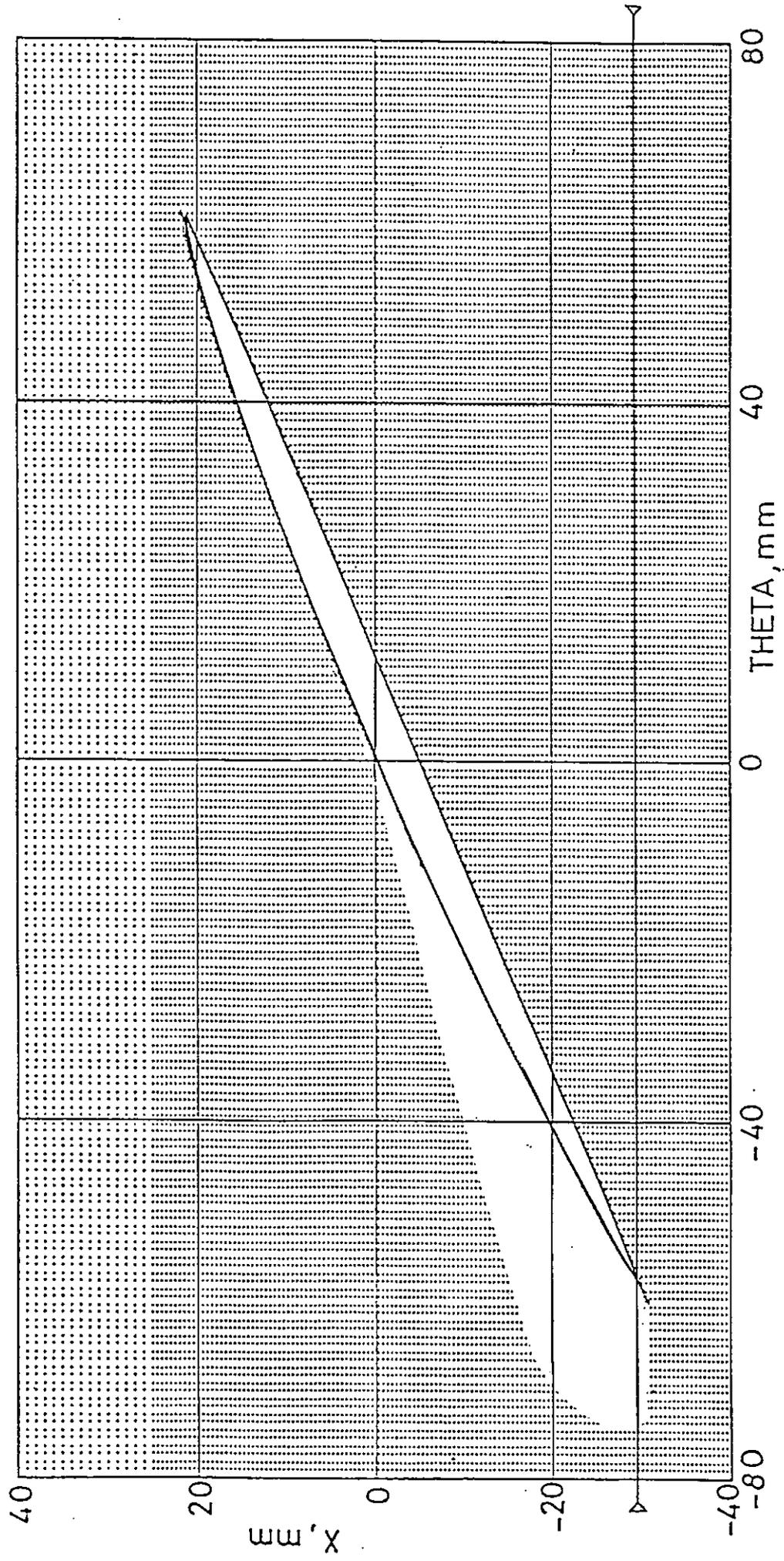
M.P.No.251 CP 0.70R

Fig.2.3.2.5 Blade Section and Measuring Points



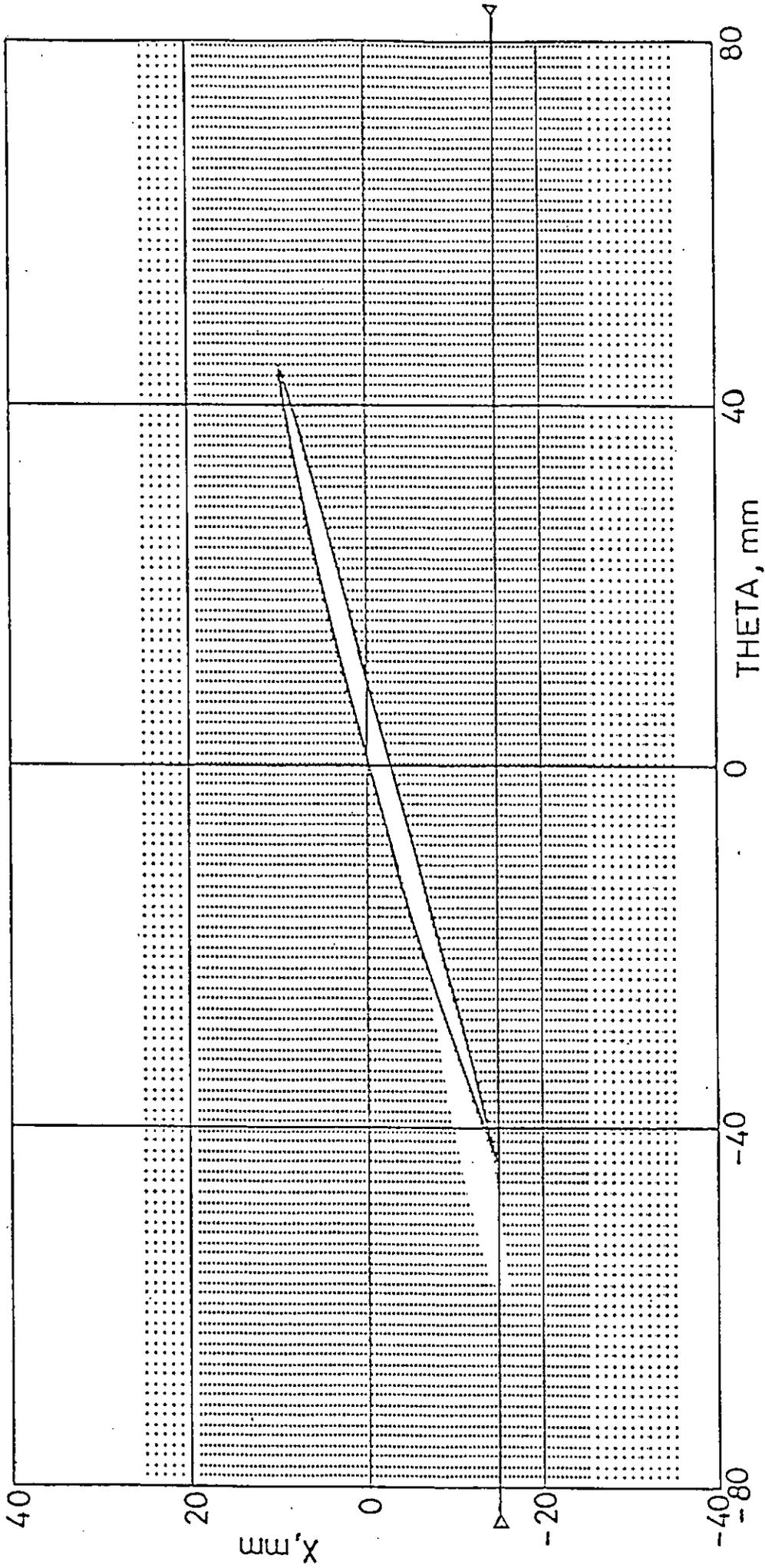
MP.No.251 CP 0.90R

Fig.2.3.2.6 Blade Section and Measuring Points



M.P.No.252 HSP 0.70R

Fig.2.3.2.7 Blade Section and Measuring Points



M.P.No.252 HSP 0.90R

Fig.2.3.2.8 Blade section and Measuring Points

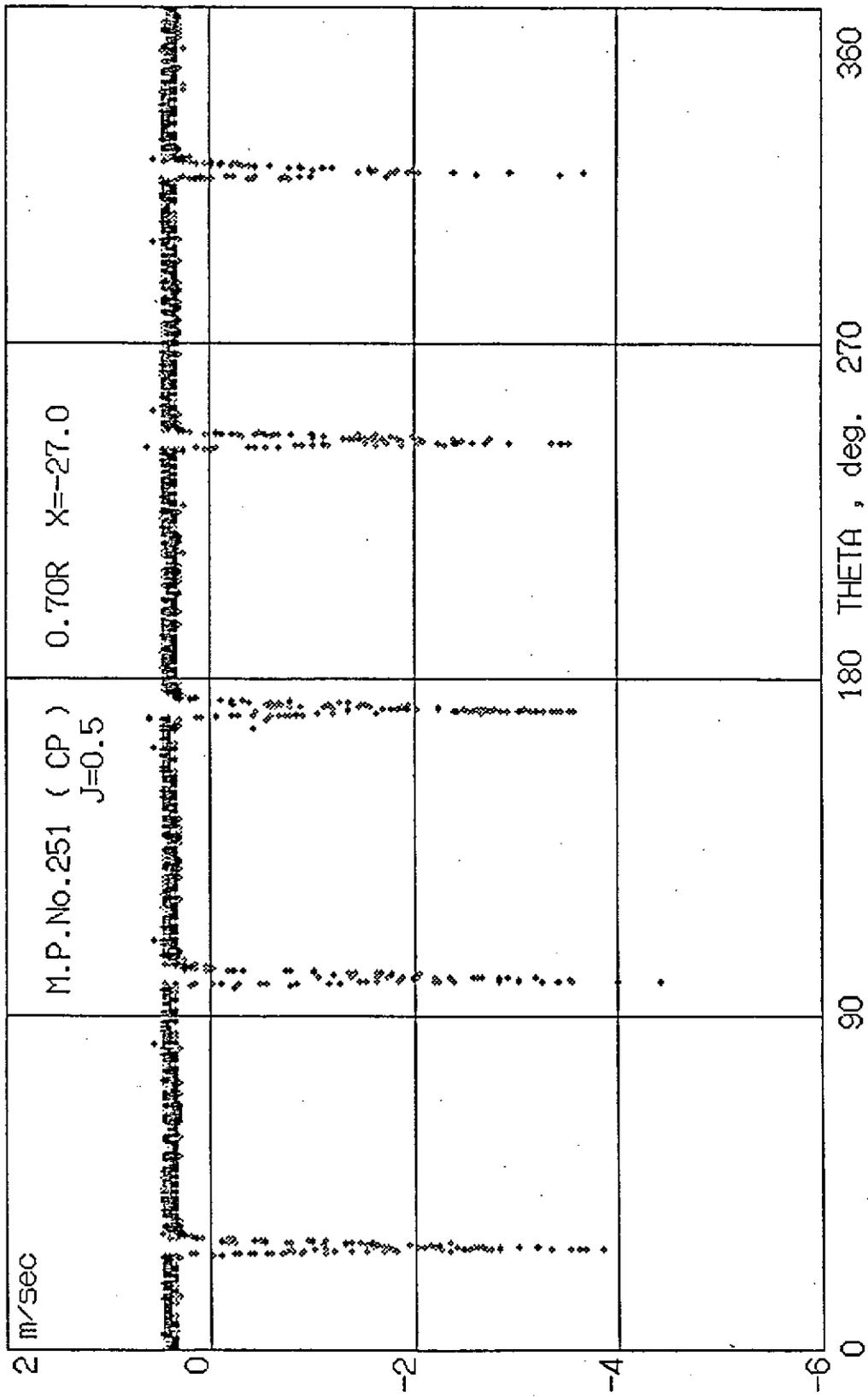


Fig.2.3.2.9 Velocity Distribution u

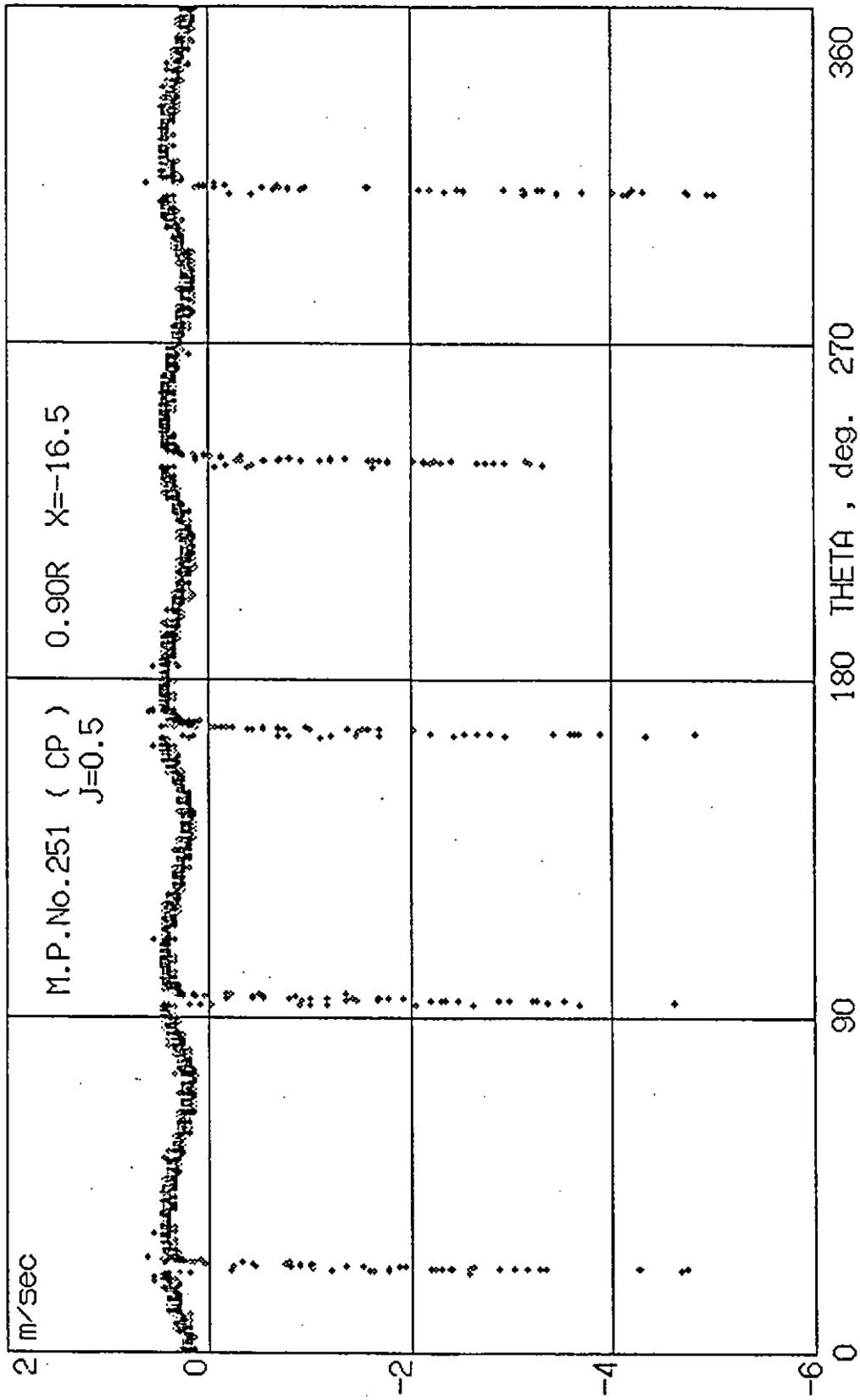


Fig.2.3.2.10 Velocity Distribution u

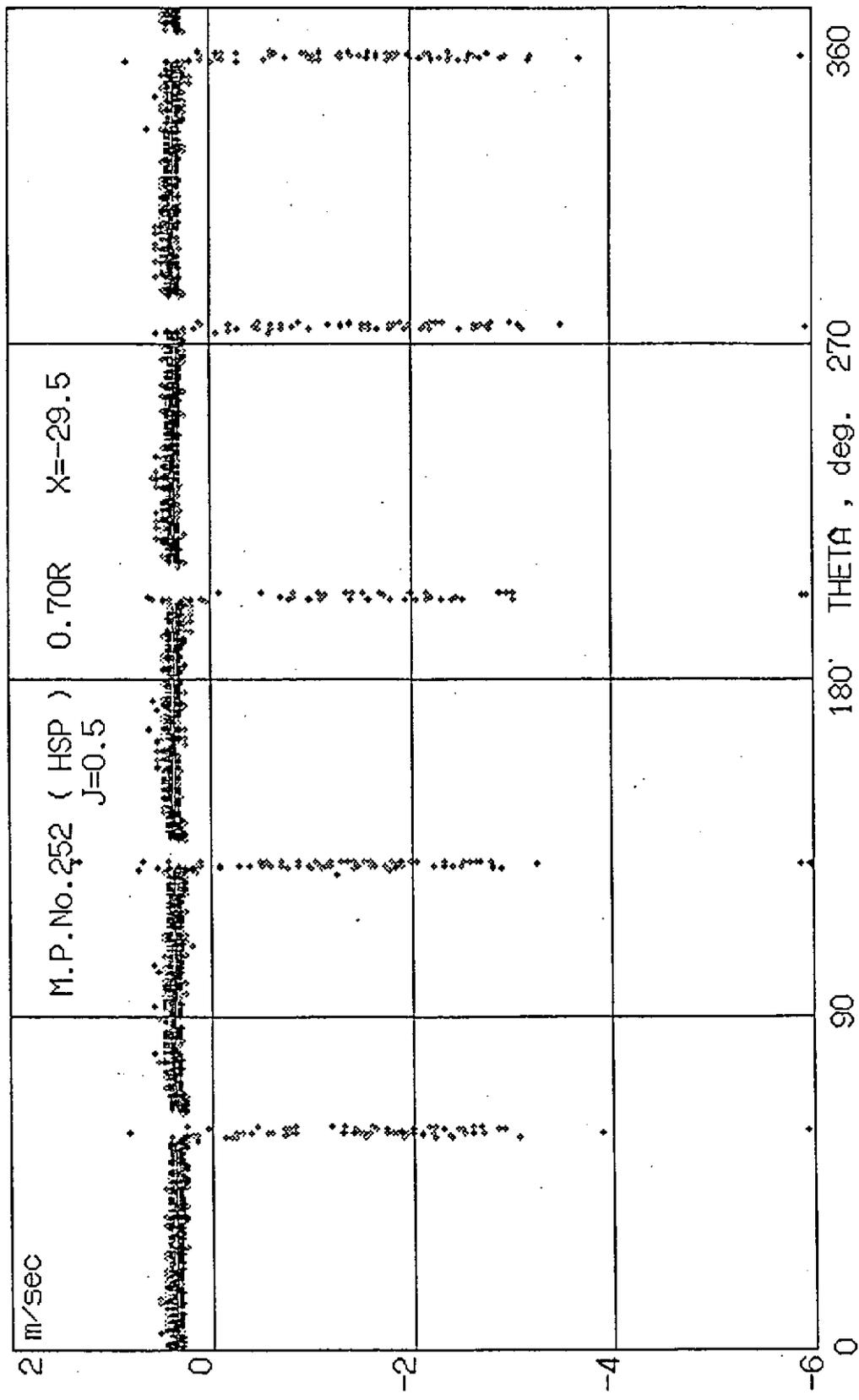


Fig. 2.3.2.11 Velocity Distribution u

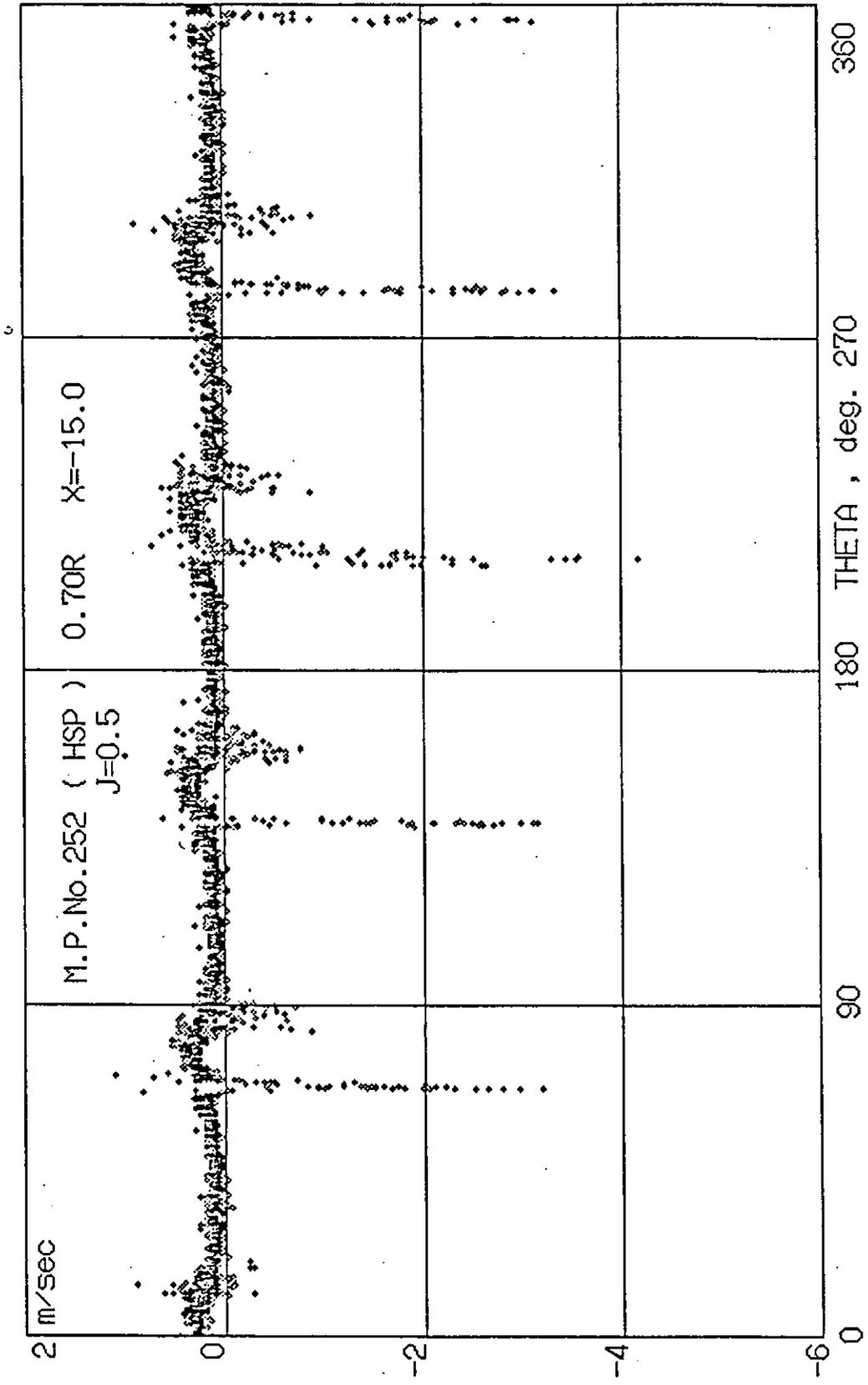


Fig.2.3.2.12 Velocity Distribution u

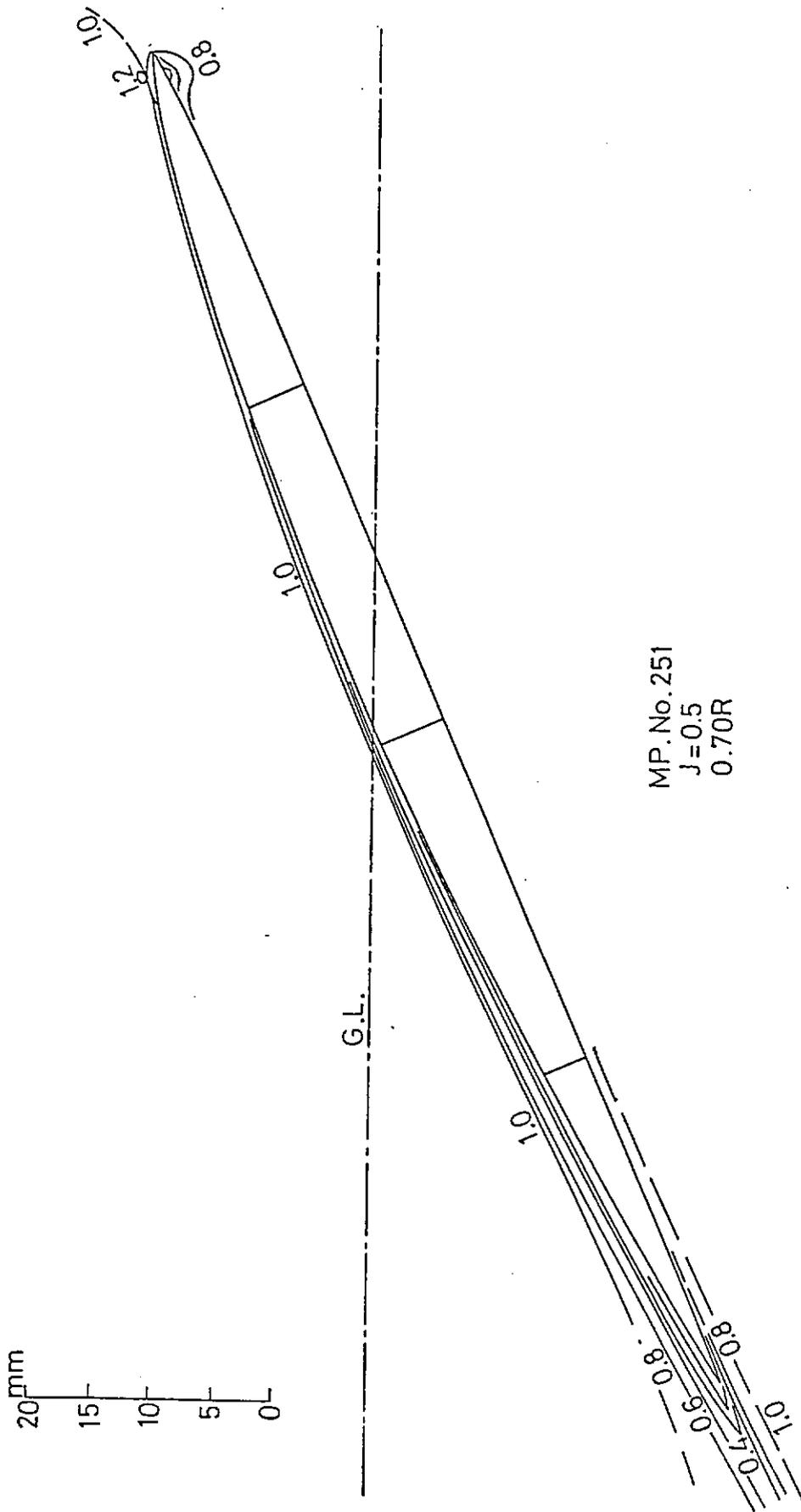
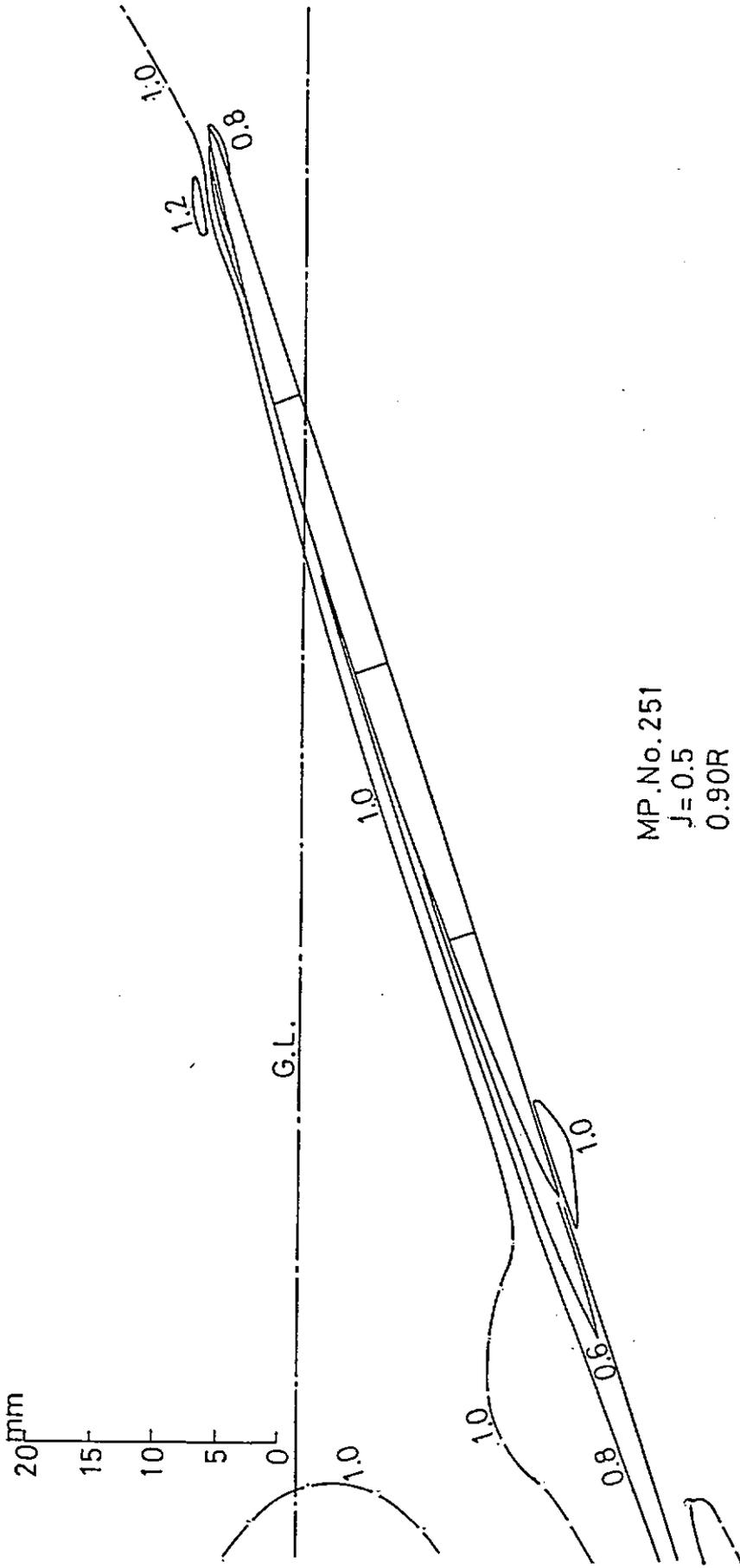


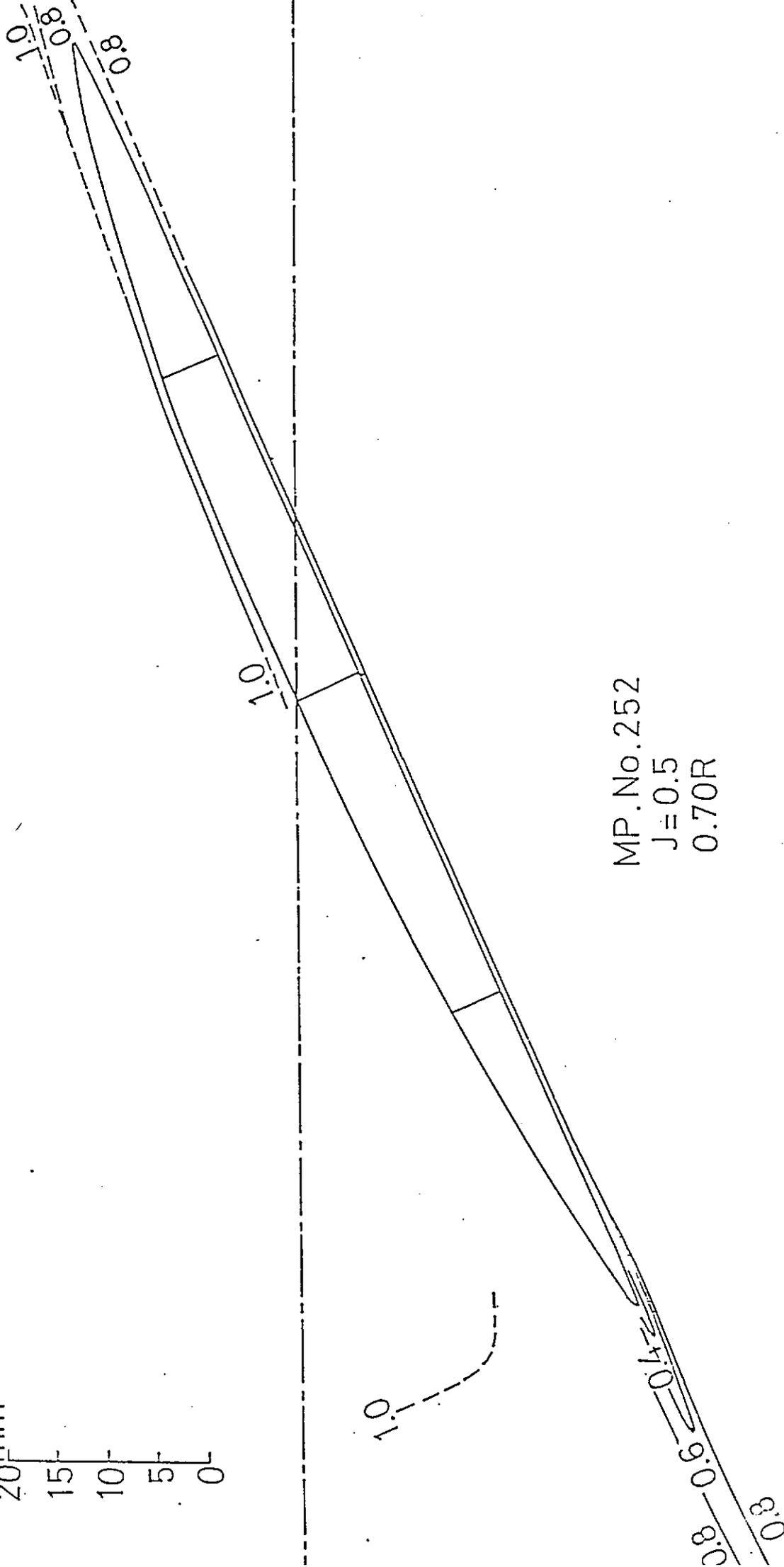
Fig. 2.3.2.13 Velocity Contour  $u/u_0$  around a Propeller Blade



MP.No.251  
J=0.5  
0.90R

Fig.2.3.2.14 Velocity Contour  $u/u_0$  around a Propeller Blade

20 mm  
15  
10  
5  
0



MP.No.252  
J=0.5  
0.70R

Fig.2.3.2.15 Velocity Contour  $u/u_0$  around a Propeller Blade

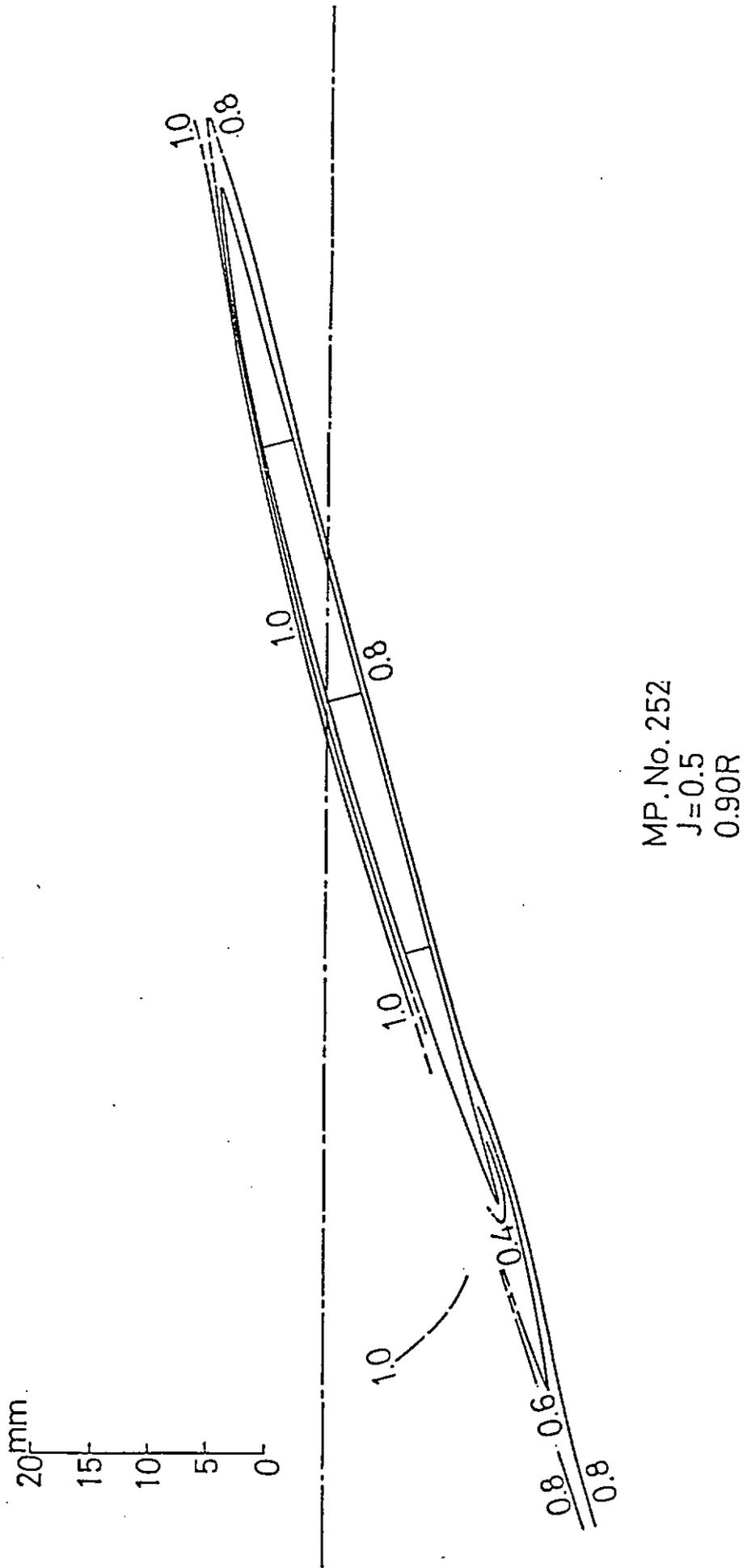


Fig.2.3.2.16 Velocity Contour  $u/u_0$  around a Propeller Blade

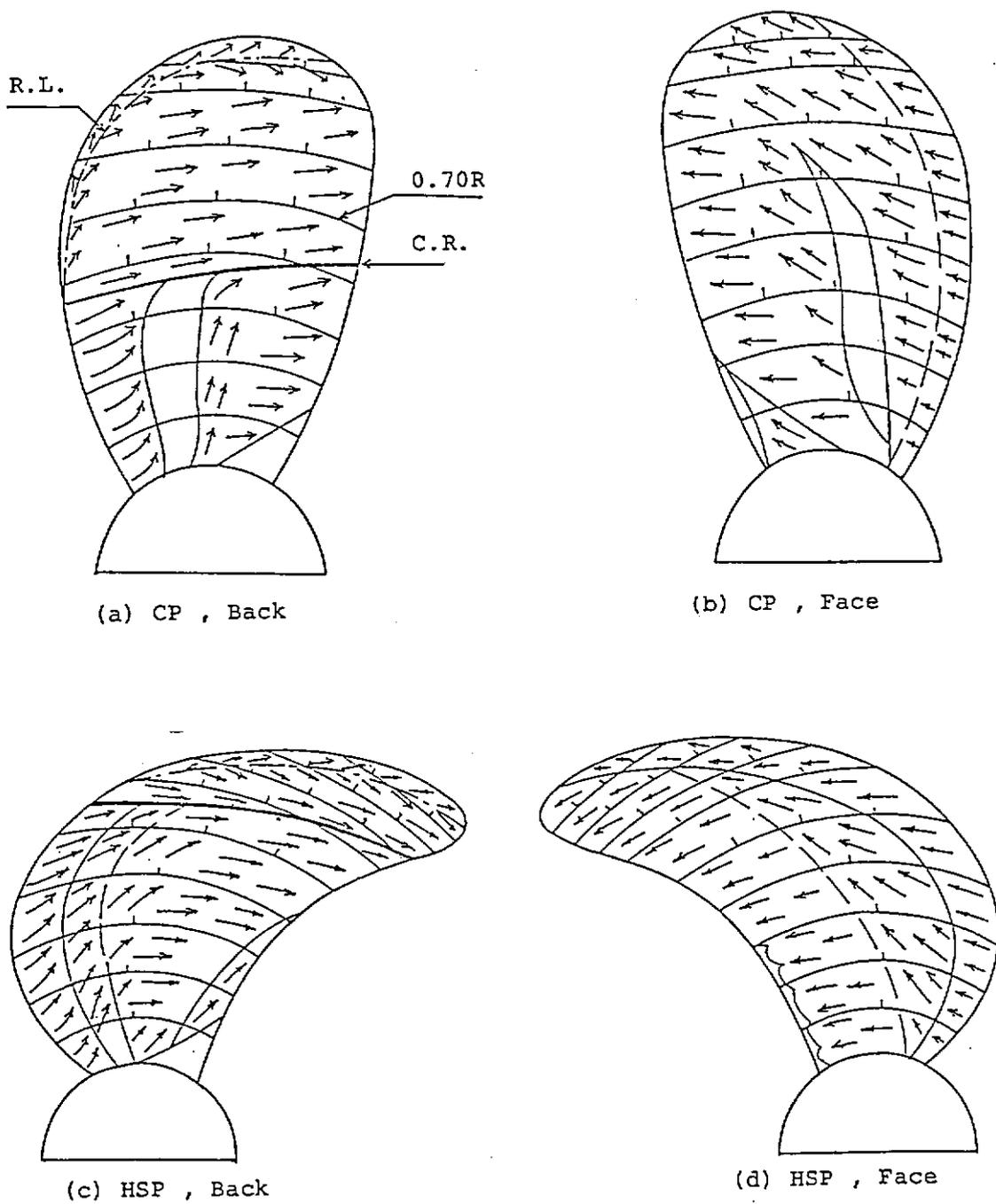
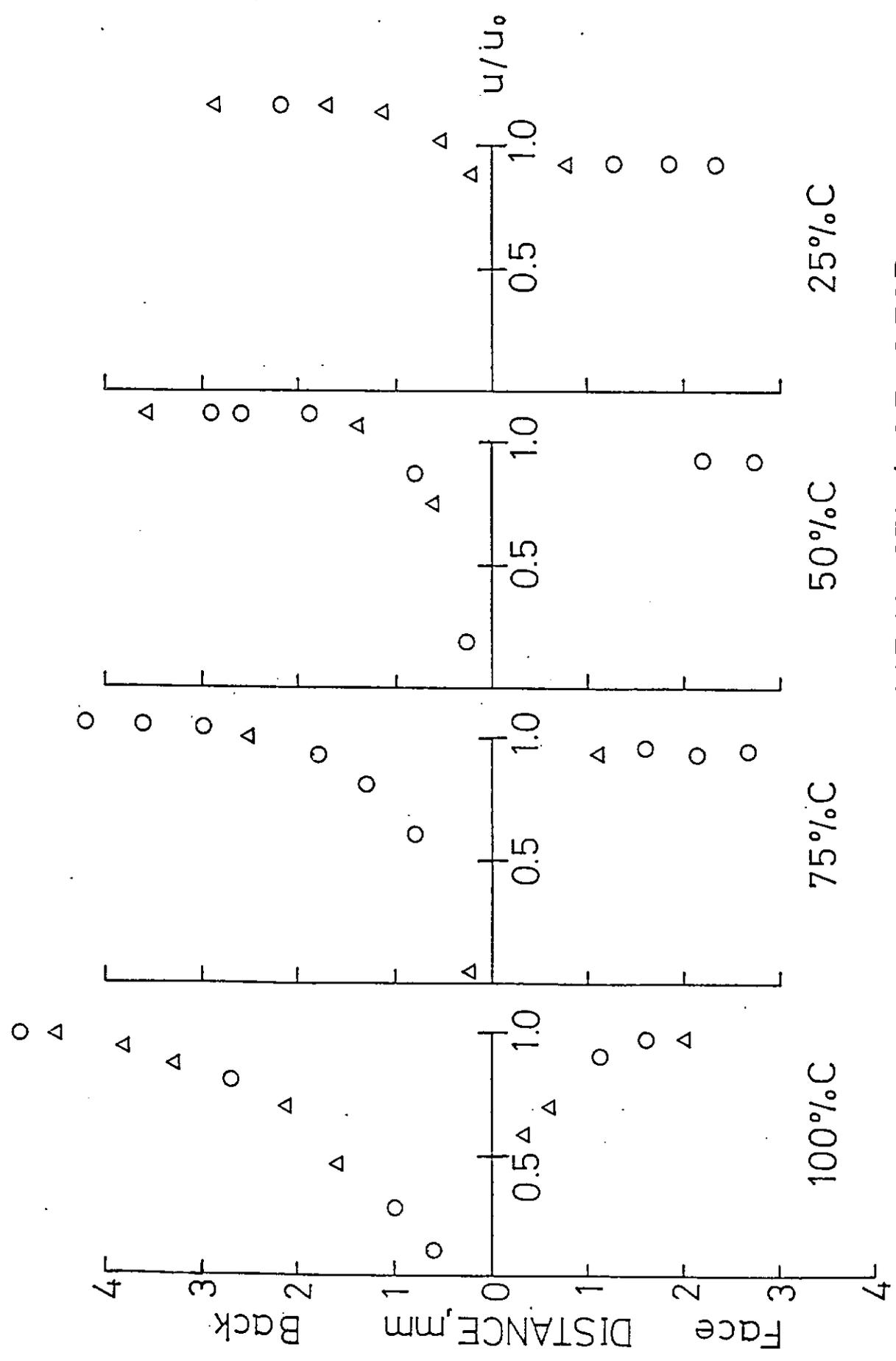
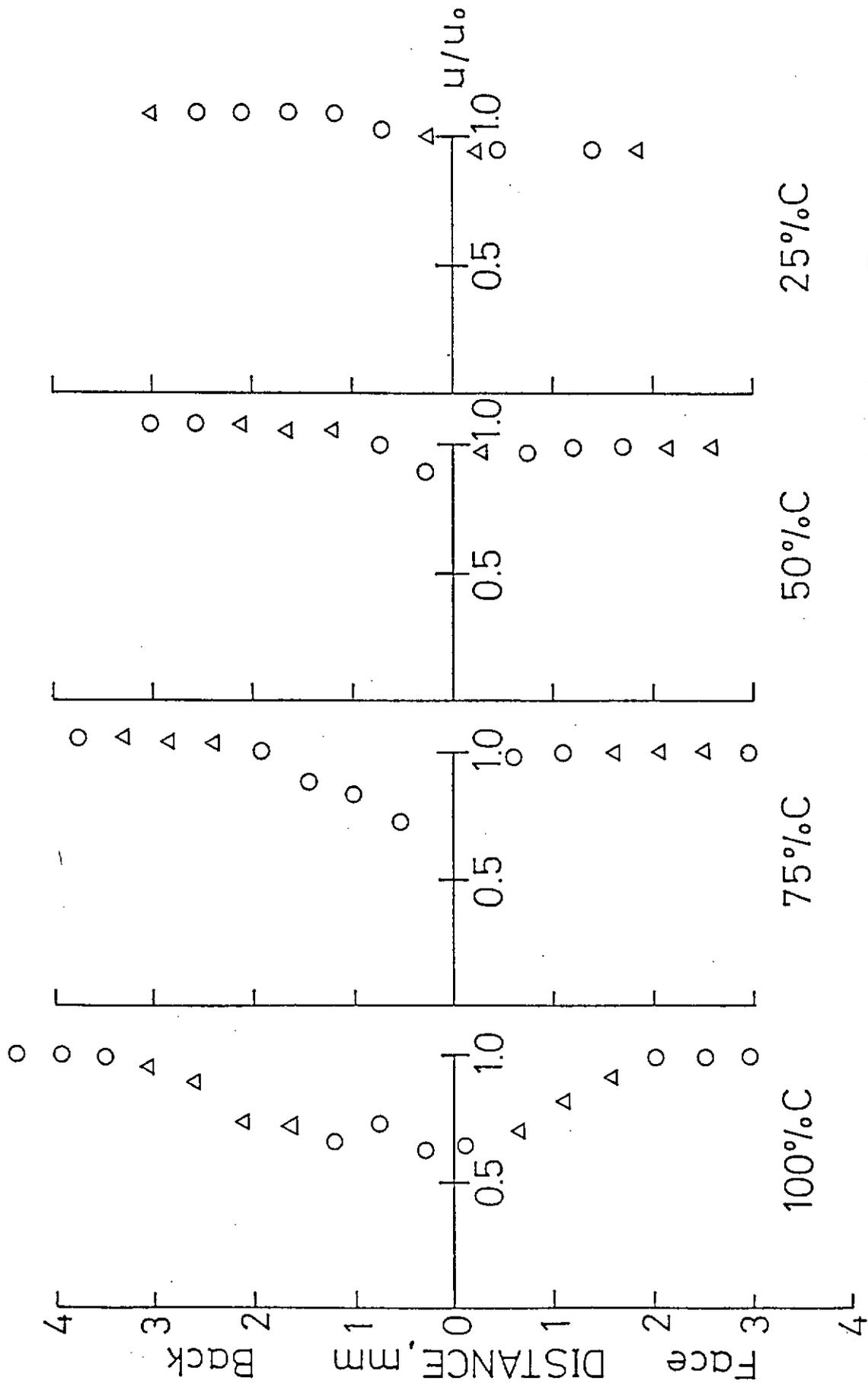


Fig.2.3.2.17 Pattern of Flow Visualization on a Propeller Blade



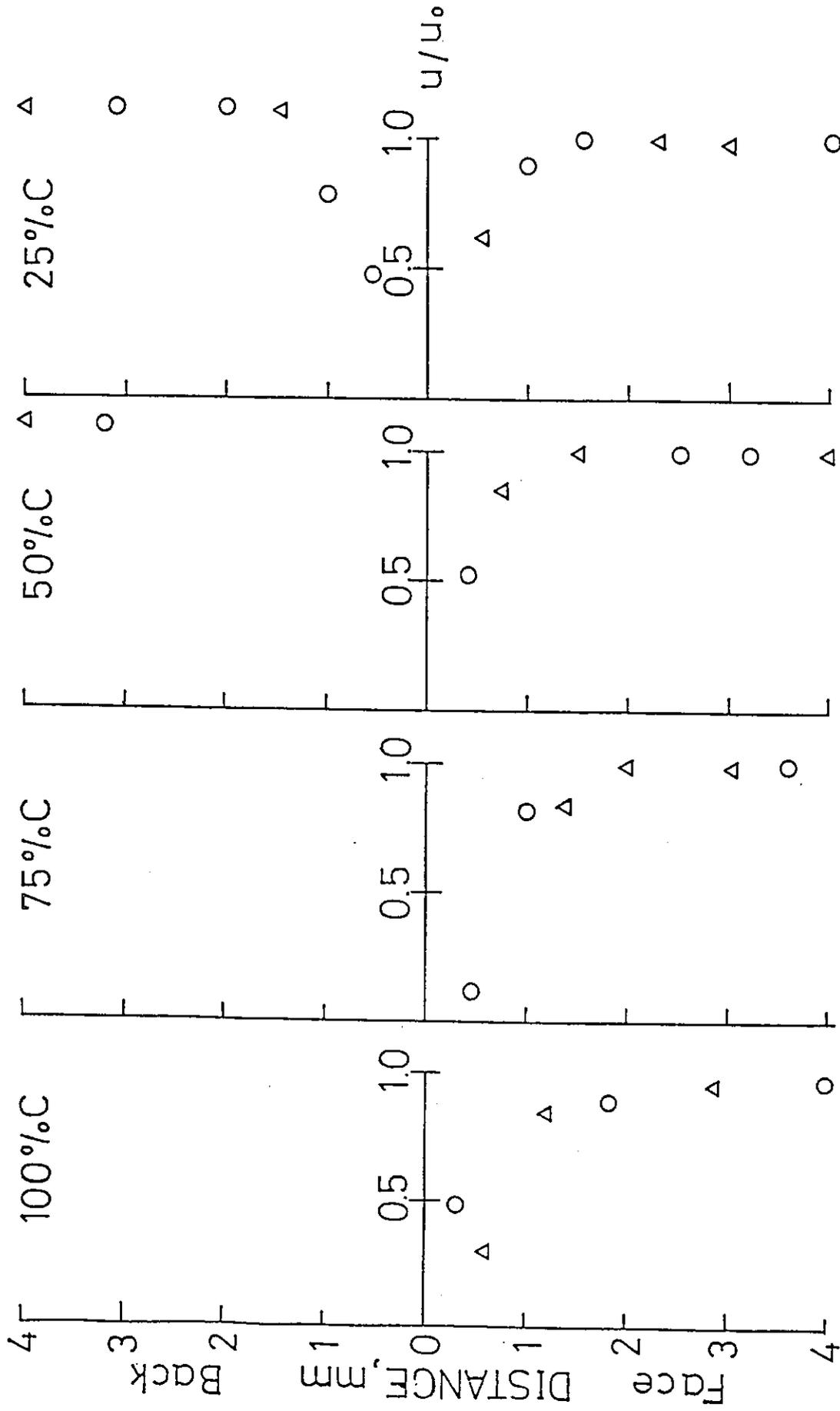
M.P.No.251 J=0.5 0.70R

Fig.2.3.2.18 Boundary Layer Profile on the Section of the Blade



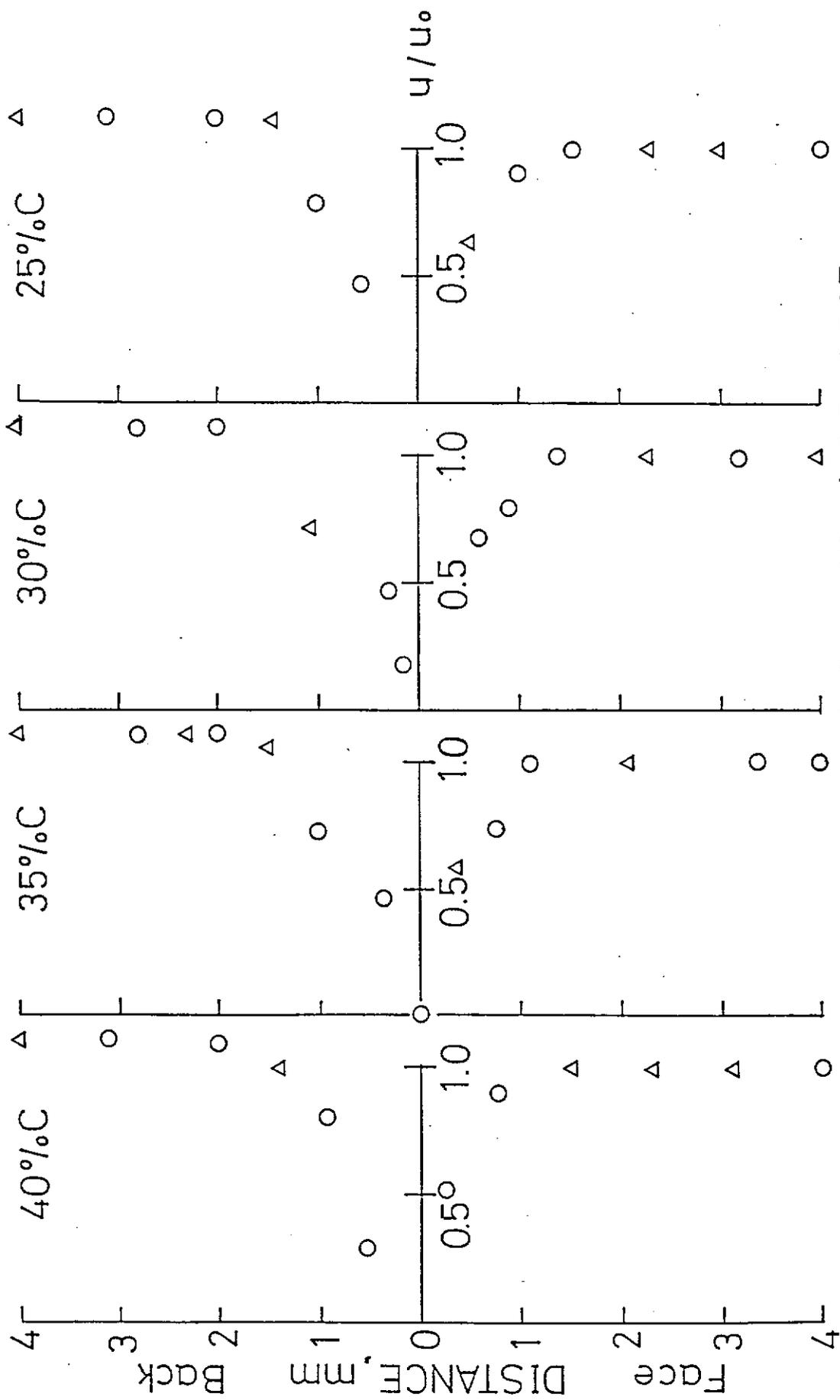
M.P.No.251 J=0.5 0.90R

Fig.2.3.2.19 Boundary Layer Profile on the Section of the Blade



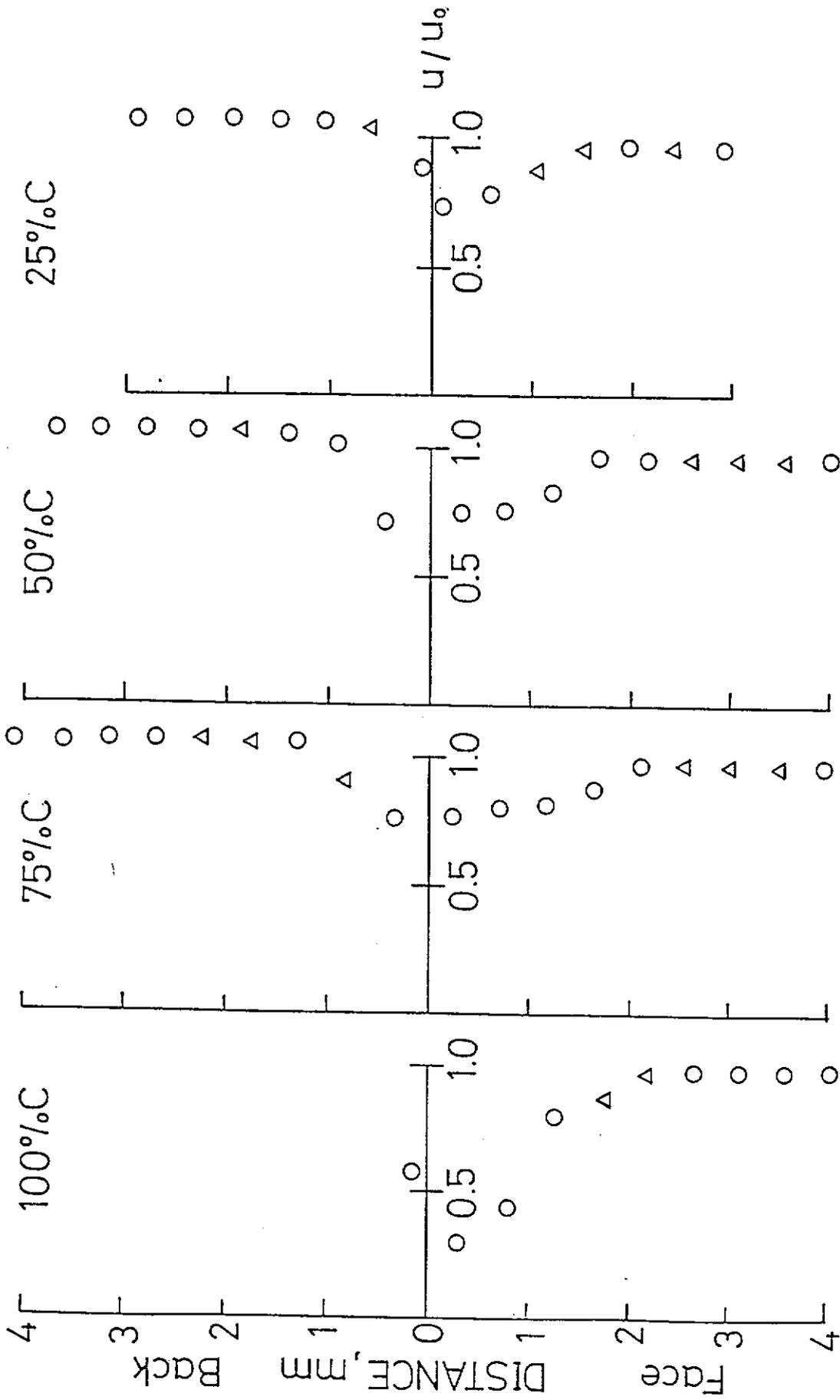
M.P.No.252 J=0.5 0.70R

Fig.2.3.2.20(a) Boundary Layer Profile on the Section of the Blade



M.P.No.252 J=0.5 0.70R

Fig.2.3.2.20(b) Boundary Layer Profile on the Section of the Blade



M.P.No.252 J=0.5 0.90R

Fig.2.3.2.21 Boundary Layer Profile on the Section of the Blade

## 2.3.3 プロペラ翼面境界層計算

### 2.3.3.1 目的

最近発達してきたプロペラ翼面上境界層計算によって青雲丸用プロペラの境界層特性を計算し、プロペラ形状の違いによる粘性影響の違いを検討する。また、翼面上圧力計測、境界層内流速分布計測結果との比較を行う。さらに非粘性-粘性干渉計算によりプロペラ単独性能の尺度影響の推定を行う。

### 2.3.3.2 計算法の概要

プロペラ翼面上境界層の計算法としては、3次元プロペラ翼面上境界層方程式を、半径方向の圧力、流速変化が微小であるとして簡略化して解く準3次元境界層計算法[1]を用いた。

Fig. 2.3.3.1. に示すように、プロペラ翼面上に、半径一定の線上を  $\xi$  座標、半径方向を  $\eta$  座標、 $\xi$ 、 $\eta$  座標に垂直な境界層厚さ方向を  $\zeta$  座標とする直交曲線座標系をとると、準3次元プロペラ翼面上境界層方程式は以下で示される。

#### $\xi$ 方向運動量方程式

$$\frac{u_1}{h_1} \frac{\partial u_1}{\partial \xi} + u_3 \frac{\partial u_1}{\partial \zeta} - K_1 u_1 u_2 + 2\Omega u_2 n_{x\xi} = \frac{u_{1e}}{h_1} \frac{\partial u_{1e}}{\partial \xi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_1}{\partial \zeta} \quad (1)$$

#### $\eta$ 方向運動量方程式

$$\frac{u_1}{h_1} \frac{\partial u_2}{\partial \xi} + u_3 \frac{\partial u_2}{\partial \zeta} + K_1 u_1^2 - 2\Omega u_1 n_{x\xi} = K_1 u_{2e}^2 - 2\Omega u_{1e} n_{x\xi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_2}{\partial \zeta} \quad (2)$$

#### 連続式

$$\frac{\partial}{\partial \xi} (u_1 h_1) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (u_3 h_1 h_2) = 0 \quad (3)$$

ここで、

$u_1, u_2, u_3$ :  $\xi, \eta, \zeta$  方向の流速

$h_1, h_2$ : metric coefficients

$K_1$ : convergence

$n_{x\xi}$ : 方向余弦

乱流計算でのレイノルズ応力には、零方程式モデルによって渦動粘性係数  $\epsilon$  を表示する Cebeci

らのモデルを用いる。(1)~(3)式とレイノルズ応力の式をCrank-Nicolsonの方法に従って差分化し、適当な初期条件とプロペラ揚力面の解から計算した相当2次元翼の圧力分布を境界条件として数値的に境界層内流速分布を求める。

プロペラ揚力面の解法としては非線形定常揚力面計算法[2]を用いた。

境界層の影響によるプロペラ単独性能の変化を評価する方法については、まだ満足な結果を得る方法は得られていないが、Fig. 2. 3. 3. 2. に計算の流れ図を示す境界層の存在による影響を一応すべて考慮する方法[3]を用いた。

この方法によるプロペラ単独性能に対する粘性影響計算は次の手順でなされる。

- (1) 粘性影響を全く考慮しない揚力面計算を行い非粘性循環分布 $\Gamma_0$ を求める。
- (2) 相当2次元翼を求め、翼素の圧力分布を計算する。
- (3) 境界層計算を行い排除厚分布を求める。
- (4) 上下面の排除厚の差を幾何キャンパーの変化として変形した翼断面を求める。
- (5) 変形翼断面について揚力面計算を行い、粘性を含む循環分布 $\Gamma_1$ を求める。
- (6) 相当2次元翼を求め、再度境界層計算を行い、排除厚分布、摩擦抵抗を求める。
- (7) 後縁での排除厚から後流形状を定める。
- (8) 原翼型と排除厚および後流を含む翼型の揚力係数 $C_{L1}$ 、 $C_{L2}$ を計算する。
- (9) 粘性影響を含む各半径位置における循環 $\Gamma_v$ は次式で与えられるとする。

$$\Gamma_v(r/R) = C_{gv1} C_{gv2} C_{gp} \Gamma_0(r/R) \quad (4)$$

ここで、

$C_{gv1}$ : キャンパーと迎角の変化による循環の変化 ( $\Gamma_1(r/R) / \Gamma_0(r/R)$ )

$C_{gv2}$ : 翼厚分布の変化と後流の影響による揚力の変化 ( $C_{L2} / C_{L1}$ )

$C_{gp}$ : 非粘性計算における誤差修正量 (本報告では一定値とする。=1.0)

- (10) プロペラ単独性能を計算する。
- (11) 値が収束するまで繰り返し計算を行う。

なお、計算時間の関係上繰り返し計算は1回のみとした。

### 2. 3. 3. 3 計算結果

#### (1) 計算状態

青雲丸用CP、HSP (以下単にCP、HSPと記す) の各々について次の作動状態で計算した。

プロペラ前進率  $J = 0.5, 0.6, 0.7$  の各状態について、

プロペラレイノルズ数  $R_{ND} = nD^2/\nu = 5.58 \times 10^5, 1.02 \times 10^6, 4.00 \times 10^6, 2.96 \times 10^7$   
 プロペラレイノルズ数の設定はそれぞれプロペラ直径が0.22, 0.40, 1.0, 3.6mに対応している。  
 なお計算結果は尺度影響の計算を除いて船研での実験結果が有る  $J=0.5, R_{ND}=1.02 \times 10^6$  についてのみ示す。

## (2) 非粘性圧力分布 ( $J=0.5$ )

Figs. 2.3.3.3, 4に非線形定常揚力面計算による  $J=0.5$  での翼面上圧力分布を示す。MAU断面を持つCP、Modified SRI-B断面を持つHSPそれぞれの特徴が見られる。

無次元化は誘導速度を含む流入速度  $W^*$  で行っている。

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho W^{*2}} \quad (5)$$

## (3) 境界層諸特性 ( $J=0.5, R_{ND}=1.02 \times 10^6$ )

Figs. 2.3.3.5~20に境界層計算によって得られた境界層特性の内、排除厚、運動量厚、形状係数、局所摩擦抵抗係数の主流方向成分のみを示している。これらの定義は(6)式で表される。

$$\delta_{11} = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u_1}{u_{1e}}\right) d\zeta, \quad \theta_{11} = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u_1}{u_{1e}}\right) \frac{u_1}{u_{1e}} d\zeta, \quad (6)$$

$$H_{11} = \frac{\delta_{11}}{\theta_{11}}, \quad C_{f1} = \frac{\tau_1}{\frac{1}{2} \rho u_{1e}^2}$$

背面側翼根部での剝離、背面側翼先端部での前縁層流剝離、およびそれに続く乱流域、背面、正面側翼弦中央付近から始まる遷移領域を見ることができる。層流から乱流への変化、プロペラ回転の影響に代表される3次元影響が相まって極めて複雑な変化を示している。

## (4) 粘性影響を含む圧力分布 ( $J=0.5, R_{ND}=1.02 \times 10^6$ )

$r/R=0.7, 0.9$ での粘性影響を考慮して計算した圧力分布をFigs. 2.3.3.21~24に示す。CPとHSPを比較すると、 $r/R=0.7$ ではHSPの方が粘性影響の量がやや大きいように見受けられる。また、図中には船研での計測結果を■で示しているが、粘性影響を含む結果が必ずしも計測結果と良好な一致を見ているとはいえない。しかし前縁付近での背面側負圧が小さくなる実験結果の傾向は、粘性影響を導入することによってある程度評価されているように思われる。

なお、レイノルズ数によって圧力分布の傾向は顕著に変化することはなかった。

## (5) 境界層内流速分布の比較 ( $J=0.5, R_{ND}=1.02 \times 10^6$ )

理論計算によって得られた流速分布を、翼素への流入速度  $u_e$  で無次元化したものをTables 2.3

3. 1~8に、船研でのLDVによる計測結果と比較したものをFigs. 2. 3. 3. 25~28に示す。

なお、 $u_0$ は、2. 3. 2で示されたプロペラ翼素への流入速度である。

実験結果と計算結果を比較すると、実験結果の境界層厚さがかなり大きく速度分布もかなり異なる。しかし、境界層外端での値はほぼ対応している。この境界層厚さの差の原因については不明であるが、ちなみにCPの0.7Rについて一様な流入速度の層流平板境界層を仮定して境界層厚さを求めると以下のようになりかなり薄い。

前縁からの距離	25%	50%	75%	100%
境界層厚さ (mm)	0.36	0.50	0.62	0.71

また、実験結果はピッチ面に平行な流速を示しているのに対し、計算は翼表面に平行な流速を示しており、必ずしも同一の条件で比較しているのではないことに注意が必要であろう。

いずれにせよ、プロペラ翼面上境界層計算はまだ未発達分野であり、このような実験との比較を通じて改良していく必要があることはいうまでもない。

#### (6) 限界流線のレイノルズ数に対する変化 ( $J=0.5$ )

Figs. 2. 3. 3. 29, 30に計算によるプロペラ翼面上限界流線がレイノルズ数によってどう変化するかを示している。レイノルズ数増加と共に限界流線の方向が徐々に円周方向を向き乱流域が増加することを見てとれる。 $R_{\text{ND}}=4.00 \times 10^6$ ではほぼ全面が乱流になることが期待できる。

#### (7) プロペラ単独性能の尺度影響

今回用いた方法では単独性能を定量的に十分な精度で得ることはできないが、レイノルズ数に対する変化の傾向は従来方法より正しく得るとされている[3]。計算によって得られた単独性能をTable 2. 3. 3. 9. およびFigs. 2. 3. 3. 31, 32に示す。CPとHSPではレイノルズ数に対する変化の傾向がやや異なり、一言でその傾向を指摘することは困難である。ただ、HSPの実船状態での効率向上が大きいことが興味深い。

#### 参考文献

- [1] Ito, M.: A Practical Calculation Method for Boundary Layers on Rotating Propeller Blades. 西部造船会会報、第71号
- [2] 山崎正三郎: 非線形定常プロペラ揚力面の数値解法とその応用例、西部造船会会報、第62号
- [3] 伊藤政光: プロペラ単独性能に及ぼす粘性影響の計算、西部造船会会報、第73号



Table 2. 3. 3. 2. 青雲丸C P 境界層内速度分布 (J=0.5. r/R=0.7. FACE面. R<sub>we</sub>=1.02x10<sup>6</sup>)

ZAI = 25.00000				ZAI = 50.00000				ZAI = 75.00000				ZAI = 99.00000			
ZETA, M4	U1/U0	U2/U0	EPS	ZETA, MM	U1/U0	U2/U0	EPS	ZETA, MM	U1/U0	U2/U0	EPS	ZETA, MM	U1/U0	U2/U0	EPS
0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000
0.0007	0.0011	0.0007	0.0000	0.0004	0.0009	0.0010	0.0000	0.0007	0.0020	0.0010	0.0000	0.0004	0.0002	0.0000	0.0000
0.0019	0.0026	0.0027	0.0000	0.0007	0.0018	0.0024	0.0000	0.0010	0.0047	0.0039	0.0000	0.0007	0.0023	0.0023	0.0000
0.0031	0.0047	0.0042	0.0000	0.0010	0.0033	0.0044	0.0000	0.0015	0.0083	0.0062	0.0000	0.0010	0.0054	0.0054	0.0000
0.0042	0.0072	0.0063	0.0000	0.0015	0.0057	0.0066	0.0000	0.0022	0.0129	0.0091	0.0000	0.0015	0.0094	0.0094	0.0000
0.0057	0.0107	0.0090	0.0000	0.0022	0.0087	0.0097	0.0000	0.0031	0.0191	0.0130	0.0000	0.0022	0.0148	0.0148	0.0000
0.0074	0.0153	0.0125	0.0000	0.0031	0.0124	0.0133	0.0000	0.0042	0.0273	0.0181	0.0000	0.0031	0.0218	0.0218	0.0000
0.0093	0.0213	0.0172	0.0000	0.0042	0.0174	0.0193	0.0000	0.0057	0.0351	0.0249	0.0000	0.0042	0.0311	0.0311	0.0000
0.0115	0.0293	0.0233	0.0000	0.0057	0.0235	0.0265	0.0000	0.0077	0.0447	0.0349	0.0000	0.0057	0.0434	0.0434	0.0000
0.0139	0.0391	0.0312	0.0000	0.0077	0.0328	0.0359	0.0000	0.0104	0.0577	0.0449	0.0000	0.0077	0.0597	0.0597	0.0000
0.0165	0.0515	0.0422	0.0000	0.0104	0.0448	0.0484	0.0000	0.0139	0.0761	0.0577	0.0000	0.0104	0.0812	0.0812	0.0000
0.0195	0.0664	0.0554	0.0000	0.0139	0.0584	0.0642	0.0000	0.0185	0.1029	0.0813	0.0000	0.0139	0.1097	0.1097	0.0000
0.0226	0.0835	0.0707	0.0000	0.0185	0.0784	0.0862	0.0000	0.0247	0.1374	0.1143	0.0000	0.0185	0.1471	0.1471	0.0000
0.0260	0.1037	0.0917	0.0000	0.0247	0.1047	0.1143	0.0000	0.0327	0.1827	0.149	0.0000	0.0247	0.1961	0.1961	0.0000
0.0297	0.1266	0.1149	0.0000	0.0327	0.1342	0.1510	0.0000	0.0432	0.2455	0.1949	0.0000	0.0327	0.2631	0.2631	0.0000
0.0334	0.1524	0.1409	0.0000	0.0432	0.1749	0.1904	0.0000	0.0574	0.3328	0.2526	0.0000	0.0432	0.3495	0.3495	0.0000
0.0374	0.1812	0.1698	0.0000	0.0574	0.2267	0.2424	0.0000	0.0760	0.4426	0.3493	0.0000	0.0574	0.4749	0.4749	0.0000
0.0416	0.2130	0.2012	0.0000	0.0760	0.2882	0.3129	0.0000	0.1006	0.5854	0.513	0.0000	0.0760	0.6179	0.6179	0.0000
0.0461	0.2487	0.2362	0.0000	0.1006	0.3688	0.3886	0.0000	0.1331	0.7714	0.6716	0.0000	0.1006	0.8131	0.8131	0.0000
0.0509	0.2884	0.2764	0.0000	0.1331	0.4909	0.4965	0.0000	0.1760	1.0414	0.9386	0.0000	0.1331	1.0966	1.0966	0.0000
0.0559	0.3319	0.3204	0.0000	0.1760	0.6391	0.6385	0.0000	0.2326	1.4651	0.9986	0.0000	0.1760	1.5491	1.5491	0.0000
0.0611	0.3794	0.3679	0.0000	0.2326	0.8195	0.8107	0.0000	0.3075	1.9707	1.4010	0.0000	0.2326	2.0794	2.0794	0.0000
0.0665	0.4307	0.4192	0.0000	0.3075	0.1071	1.007	0.0000	0.4063	2.6707	1.8669	0.0000	0.3075	2.8206	2.8206	0.0000
0.0721	0.4859	0.4744	0.0000	0.4063	0.1495	1.355	0.0000	0.5370	3.6040	2.440	0.0000	0.4063	3.941	3.941	0.0000
0.0779	0.5444	0.5329	0.0000	0.5370	0.2178	1.874	0.0000	0.7095	4.9040	3.240	0.0000	0.5370	5.193	5.193	0.0000
0.0839	0.6067	0.5952	0.0000	0.7095	0.3274	2.677	0.0000	0.9375	6.5407	4.440	0.0000	0.7095	7.209	7.209	0.0000
0.0901	0.6730	0.6615	0.0000	0.9375	0.4774	3.884	0.0000	1.2390	8.5951	6.063	0.0000	0.9375	9.588	9.588	0.0000
0.0965	0.7434	0.7319	0.0000	1.2390	0.6770	5.518	0.0000	1.6370	11.1014	8.244	0.0000	1.2390	12.390	12.390	0.0000
0.1031	0.8179	0.8064	0.0000	1.6370	0.9154	7.667	0.0000	2.1620	14.023	10.846	0.0000	1.6370	16.720	16.720	0.0000
0.1099	0.8964	0.8849	0.0000	2.1620	1.2023	10.546	0.0000	2.9375	18.277	14.44	0.0000	2.1620	20.908	20.908	0.0000
0.1169	0.9790	0.9675	0.0000	2.9375	1.6019	14.240	0.0000	3.9745	24.099	19.577	0.0000	2.9375	28.288	28.288	0.0000
0.1241	1.0657	1.0542	0.0000	3.9745	2.0918	19.044	0.0000	5.3860	31.722	26.500	0.0000	3.9745	35.703	35.703	0.0000
0.1315	1.1566	1.1451	0.0000	5.3860	2.7518	25.860	0.0000	7.2810	42.316	35.028	0.0000	5.3860	47.470	47.470	0.0000
0.1391	1.2518	1.2403	0.0000	7.2810	3.6423	34.900	0.0000	9.8490	56.331	46.000	0.0000	7.2810	62.478	62.478	0.0000
0.1469	1.3514	1.3399	0.0000	9.8490	4.8218	47.400	0.0000	1.3490	74.478	61.180	0.0000	9.8490	81.180	81.180	0.0000
0.1549	1.4554	1.4439	0.0000	1.3490	6.3494	61.180	0.0000	1.8220	97.972	80.280	0.0000	1.3490	108.280	108.280	0.0000
0.1631	1.5638	1.5523	0.0000	1.8220	8.2744	79.440	0.0000	2.4945	130.316	108.000	0.0000	1.8220	144.000	144.000	0.0000
0.1715	1.6766	1.6651	0.0000	2.4945	10.6744	102.400	0.0000	3.4450	172.316	144.000	0.0000	2.4945	194.780	194.780	0.0000
0.1801	1.7938	1.7823	0.0000	3.4450	13.6044	132.400	0.0000	4.7450	228.316	194.780	0.0000	3.4450	254.780	254.780	0.0000
0.1889	1.9154	1.9039	0.0000	4.7450	17.1444	172.400	0.0000	6.4450	302.316	254.780	0.0000	4.7450	334.780	334.780	0.0000
0.1979	2.0414	2.0299	0.0000	6.4450	21.3744	212.400	0.0000	8.6450	398.316	334.780	0.0000	6.4450	444.780	444.780	0.0000
0.2071	2.1718	2.1603	0.0000	8.6450	26.3744	262.400	0.0000	11.4450	524.316	444.780	0.0000	8.6450	584.780	584.780	0.0000
0.2165	2.3066	2.2951	0.0000	11.4450	32.2244	322.400	0.0000	15.0450	694.316	584.780	0.0000	11.4450	774.780	774.780	0.0000
0.2261	2.4458	2.4343	0.0000	15.0450	38.9244	382.400	0.0000	19.5450	924.316	774.780	0.0000	15.0450	1014.780	1014.780	0.0000
0.2359	2.5894	2.5779	0.0000	19.5450	46.5244	462.400	0.0000	25.0450	1224.316	1014.780	0.0000	19.5450	1324.780	1324.780	0.0000
0.2459	2.7374	2.7259	0.0000	25.0450	55.0244	552.400	0.0000	31.5450	1624.316	1324.780	0.0000	25.0450	1744.780	1744.780	0.0000
0.2561	2.8908	2.8793	0.0000	31.5450	64.4244	642.400	0.0000	39.0450	2124.316	1744.780	0.0000	31.5450	2344.780	2344.780	0.0000
0.2665	3.0496	3.0381	0.0000	39.0450	74.7244	742.400	0.0000	48.5450	2824.316	2344.780	0.0000	39.0450	3044.780	3044.780	0.0000
0.2771	3.2138	3.2023	0.0000	48.5450	86.0244	842.400	0.0000	60.0450	3724.316	3044.780	0.0000	48.5450	3944.780	3944.780	0.0000
0.2879	3.3834	3.3719	0.0000	60.0450	98.3244	962.400	0.0000	73.5450	4824.316	3944.780	0.0000	60.0450	5044.780	5044.780	0.0000
0.2989	3.5584	3.5469	0.0000	73.5450	112.6244	1102.400	0.0000	89.0450	6124.316	5044.780	0.0000	73.5450	6344.780	6344.780	0.0000
0.3101	3.7388	3.7273	0.0000	89.0450	128.9244	1262.400	0.0000	107.5450	7624.316	6344.780	0.0000	89.0450	7844.780	7844.780	0.0000
0.3215	3.9246	3.9131	0.0000	107.5450	147.2244	1452.400	0.0000	129.0450	9324.316	7844.780	0.0000	107.5450	9444.780	9444.780	0.0000
0.3331	4.1158	4.1043	0.0000	129.0450	167.5244	1652.400	0.0000	153.5450	11224.316	9444.780	0.0000	129.0450	11244.780	11244.780	0.0000
0.3449	4.3124	4.3009	0.0000	153.5450	189.8244	1878.400	0.0000	181.0450	13324.316	11244.780	0.0000	153.5450	13344.780	13344.780	0.0000
0.3569	4.5144	4.5029	0.0000	181.0450	214.1244	2118.400	0.0000	211.5450	15624.316	13344.780	0.0000	181.0450	15544.780	15544.780	0.0000
0.3691	4.7218	4.7103	0.0000	211.5450	240.4244	2374.400	0.0000	245.0450	18124.316	15544.780	0.0000	211.5450	17944.780	17944.780	0.0000
0.3815	4.9346	4.9231	0.0000	245.0450	268.7244	2630.400	0.0000	291.5450	20824.316	17944.780	0.0000	245.0450	20544.780	20544.780	0.0000
0.3941	5.1528	5.1413	0.0000	291.5450	300.0244	2926.400	0.0000	341.0450	23824.316	20544.780	0.0000	291.5450	23444.780	23444.780	0.0000
0.4069	5.3764	5.3649	0.0000	341.0450	334.3244	3252.400	0.0000	393.5450	27124.316	23444.780	0.0000	341.0450	26644.780	26644.780	0.0000
0.4199	5.6054	5.5939	0.0000	393.5450	371.6244	3618.400	0.0000	449.0450	30724.316	26644.780	0.0000	393.5450	30144.780	30144.780	0.0000
0.4331	5.8398	5.8283	0.0000	449.0450	411.9244	4004.400	0.0000	517.5450	34624.316	30144.780	0.0000	449.0450	33944.780	33944.780	0.0000
0.4465	6.0796	6.0681	0.0000	517.5450	455.2244	4410.400	0.0000	599.0450	38824.316	33944.780	0.0000	517.5450	38144.780	38144.780	0.0000
0.4601	6.3248	6.3133	0.0000	599.0450	502.5244	4836.400	0.0000	694.5450	43324.316	38144.780	0.0000	599.0450	42744.780		













Table 2.3.3.9. 青雲丸CPおよびHSP理論計算による単独性能

Type	J	R <sub>ND</sub>	K <sub>TD</sub>	K <sub>T</sub>	K <sub>QD</sub>	K <sub>Q</sub>	ETA-0		
CP	0.5	5.58E5	0.2364	-0.0036	0.2329	0.03335	0.00260	0.03595	0.5155
CP	0.5	1.02E6	0.2366	-0.0034	0.2332	0.03335	0.00255	0.03590	0.5168
CP	0.5	4.00E6	0.2364	-0.0034	0.2331	0.03332	0.00245	0.03577	0.5184
CP	0.5	2.96E7	0.2365	-0.0028	0.2336	0.03334	0.00204	0.03539	0.5253
CP	0.6	5.58E5	0.2114	-0.0038	0.2076	0.03076	0.00245	0.03321	0.5968
CP	0.6	1.02E6	0.2096	-0.0035	0.2061	0.03043	0.00248	0.03291	0.5979
CP	0.6	4.00E6	0.2079	-0.0035	0.2045	0.03019	0.00249	0.03268	0.5974
CP	0.6	2.96E7	0.2115	-0.0030	0.2085	0.03076	0.00209	0.03285	0.6061
CP	0.7	5.58E5	0.1855	-0.0037	0.1818	0.02779	0.00238	0.03017	0.6713
CP	0.7	1.02E6	0.1848	-0.0036	0.1812	0.02769	0.00247	0.03016	0.6693
CP	0.7	4.00E6	0.1848	-0.0036	0.1812	0.02768	0.00253	0.03021	0.6682
CP	0.7	2.96E7	0.1847	-0.0031	0.1816	0.02768	0.00215	0.02983	0.6782
HSP	0.5	5.58E5	0.2143	-0.0038	0.2105	0.03004	0.00280	0.03285	0.5100
HSP	0.5	1.02E6	0.2125	-0.0037	0.2088	0.02984	0.00281	0.02165	0.5089
HSP	0.5	4.00E6	0.2135	-0.0036	0.2099	0.02996	0.00271	0.02167	0.5112
HSP	0.5	2.96E7	0.2131	-0.0032	0.2099	0.02991	0.00228	0.03219	0.5188
HSP	0.6	5.58E5	0.1888	-0.0038	0.1850	0.02724	0.00252	0.02975	0.5938
HSP	0.6	1.02E6	0.1865	-0.0037	0.1827	0.02696	0.00267	0.02963	0.5889
HSP	0.6	4.00E6	0.1878	-0.0038	0.1840	0.02711	0.00275	0.02986	0.5882
HSP	0.6	2.96E7	0.1873	-0.0033	0.1840	0.02707	0.00233	0.02939	0.5978
HSP	0.7	5.58E5	0.1612	-0.0039	0.1573	0.02394	0.00259	0.02653	0.6606
HSP	0.7	1.02E6	0.1596	-0.0039	0.1556	0.02373	0.00276	0.02649	0.6545
HSP	0.7	4.00E6	0.1604	-0.0040	0.1564	0.02383	0.00280	0.02663	0.6541
HSP	0.7	2.96E7	0.1601	-0.0035	0.1566	0.02380	0.00238	0.02618	0.6663

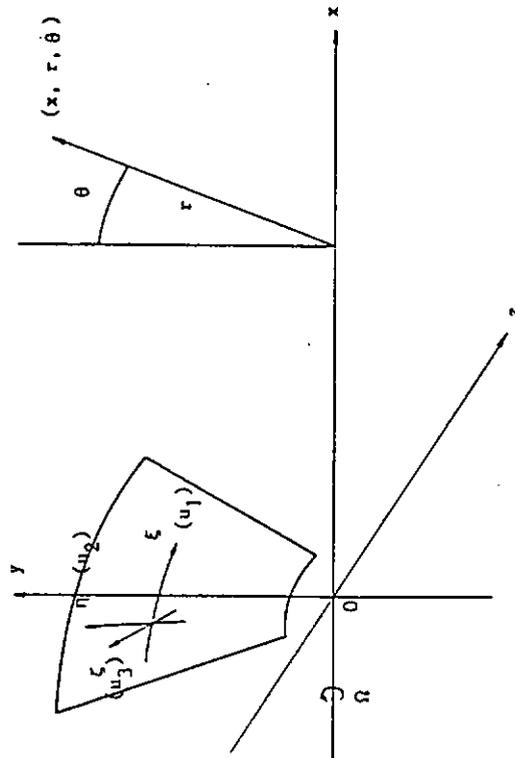


Fig. 2.3.3.1. 境界層計算座標系

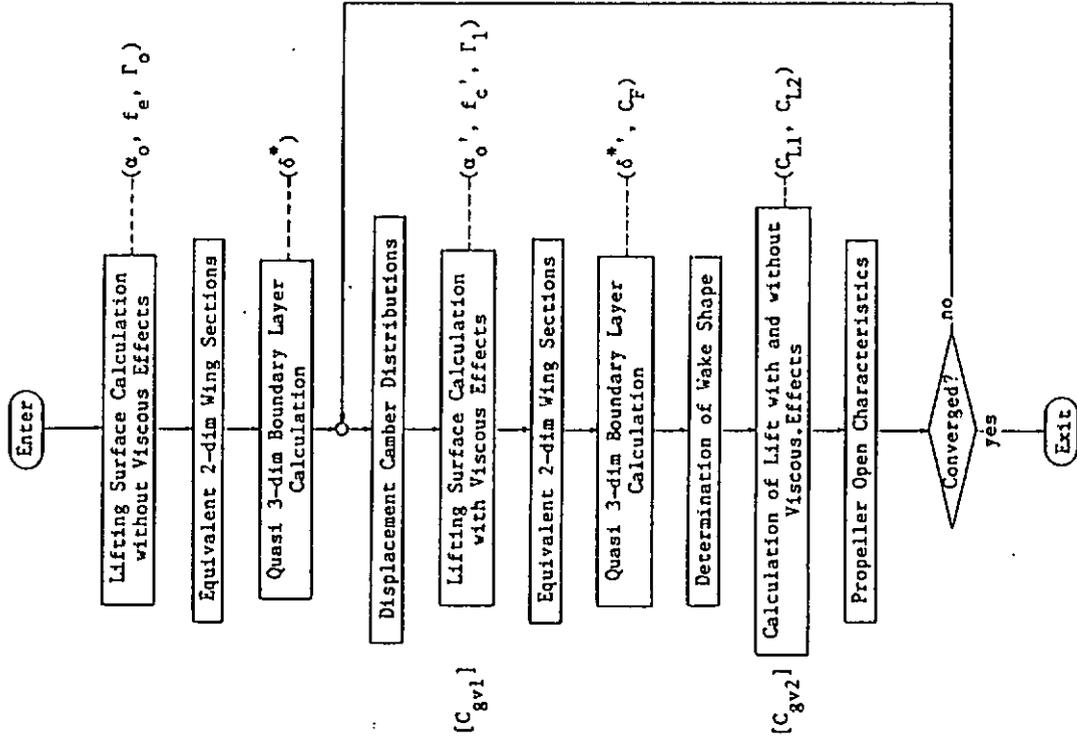


Fig. 2.3.3.2. 粘性影響を考慮したプロペラ単独性能計算フローチャート

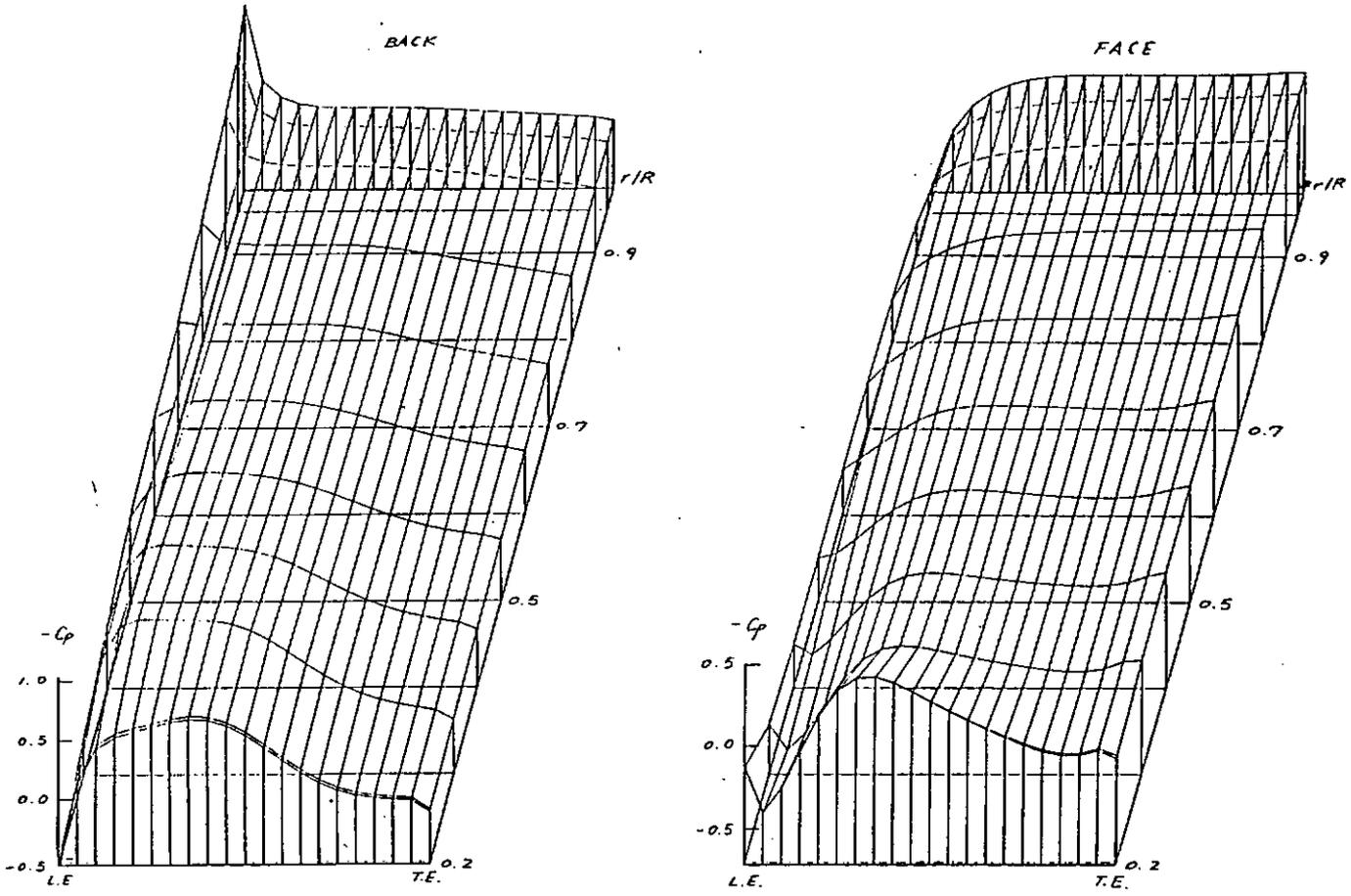


Fig. 2.3.3.3 荷重丸C P翼面上压力分布 (非粘性计算、 $J=0.5$ )

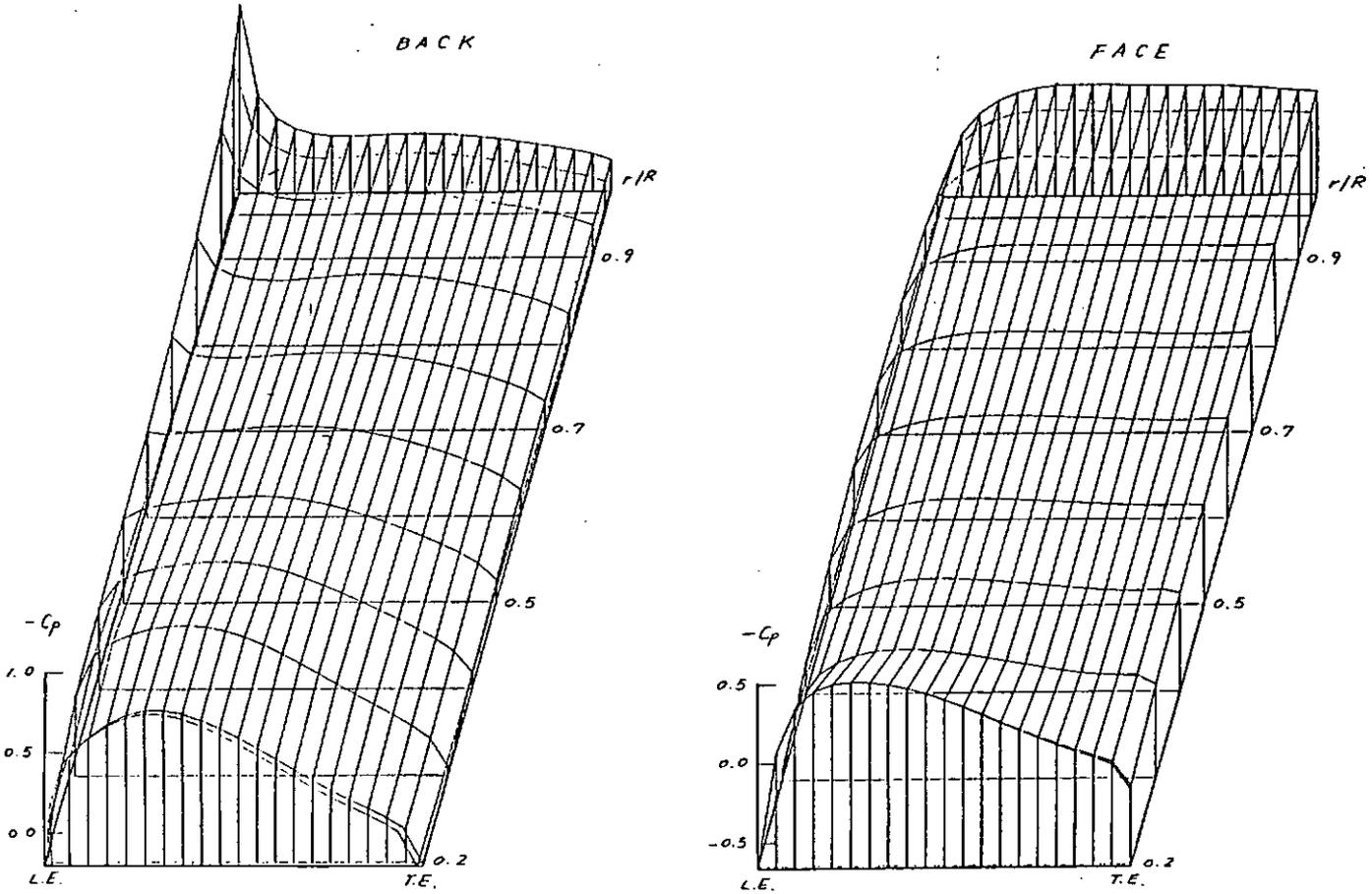


Fig. 2.3.3.4 荷重丸H S P翼面上压力分布 (非粘性计算、 $J=0.5$ )

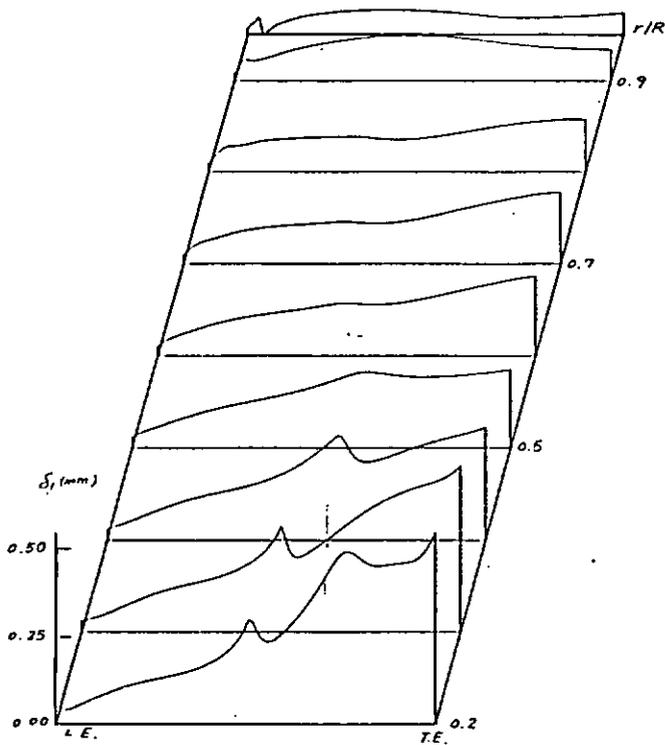


Fig. 2.3.3.5. 背袋丸C/P主流方向排除厚 $\delta_1$ .  
( $J=0.5$ ,  $Re=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

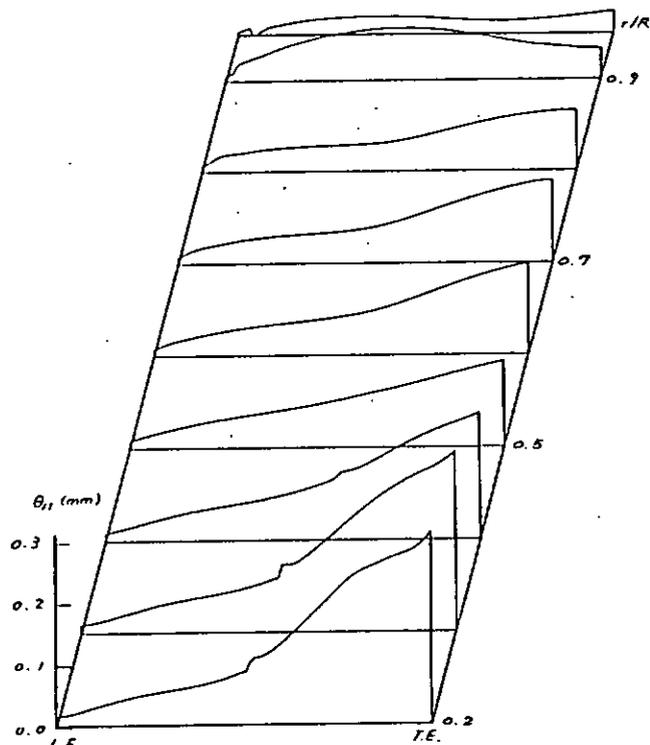


Fig. 2.3.3.6. 背袋丸C/P主流方向迎動量厚 $\theta_{11}$ .  
( $J=0.5$ ,  $Re=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

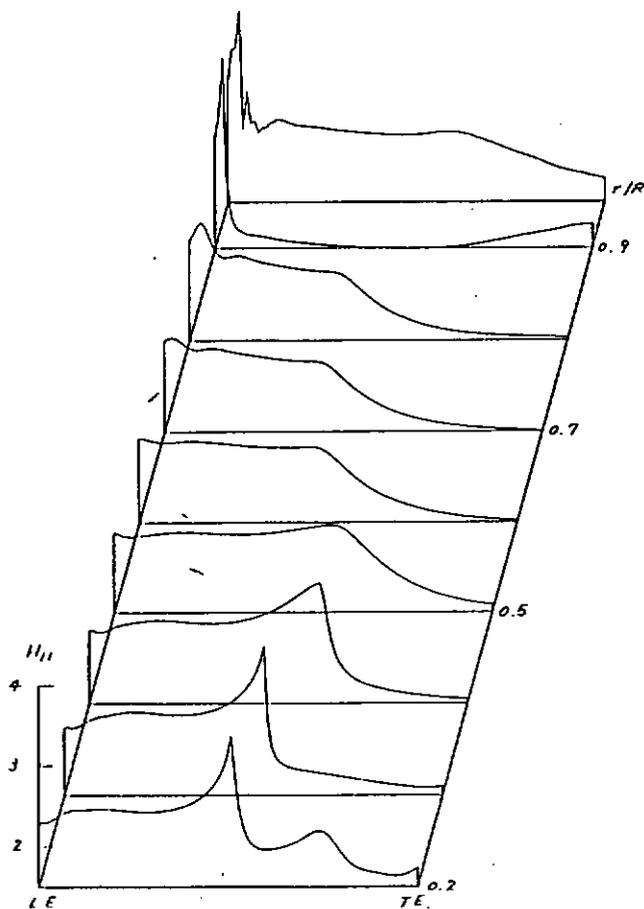


Fig. 2.3.3.7. 背袋丸C/P主流方向形状係數 $H_{11}$ .  
( $J=0.5$ ,  $Re=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

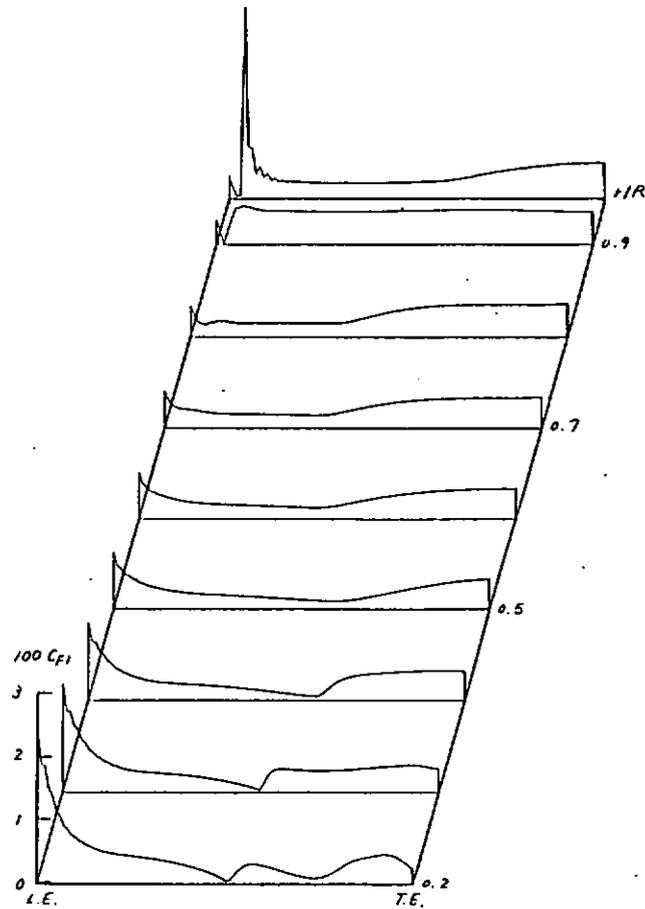


Fig. 2.3.3.8. 背袋丸C/P主流方向前所除阻抵抗係數 $C_{f1}$ .  
( $J=0.5$ ,  $Re=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

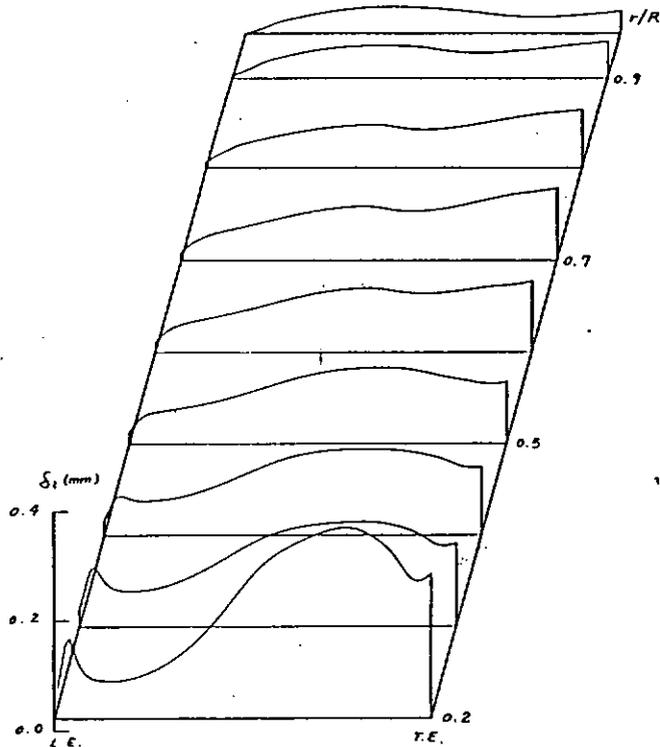


Fig. 2.3.3.9. 霄翼丸CP主流方向排除厚 $\delta_1$   
( $J=0.5$ ,  $R_{max}=1.02 \times 10^6$ , FACE面)

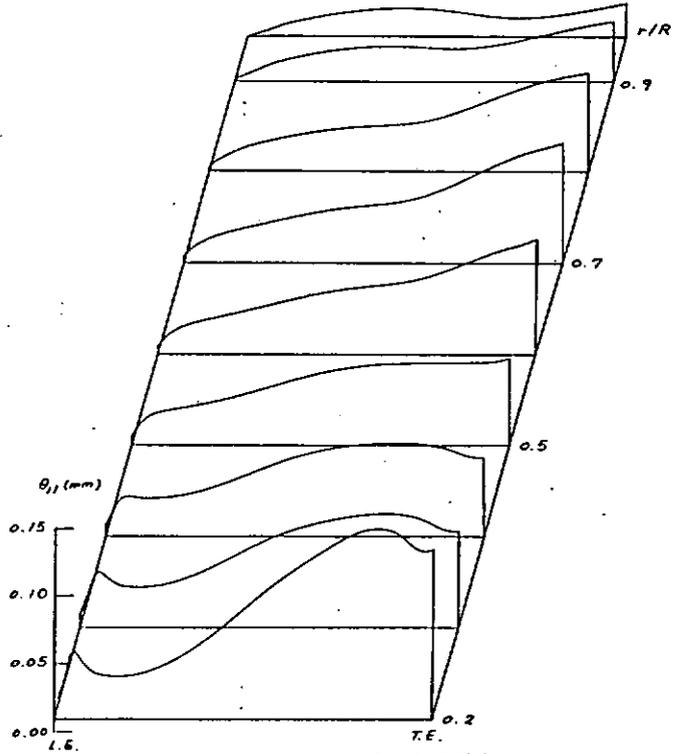


Fig. 2.3.3.10. 霄翼丸CP主流方向運動量厚 $\theta_1$   
( $J=0.5$ ,  $R_{max}=1.02 \times 10^6$ , FACE面)

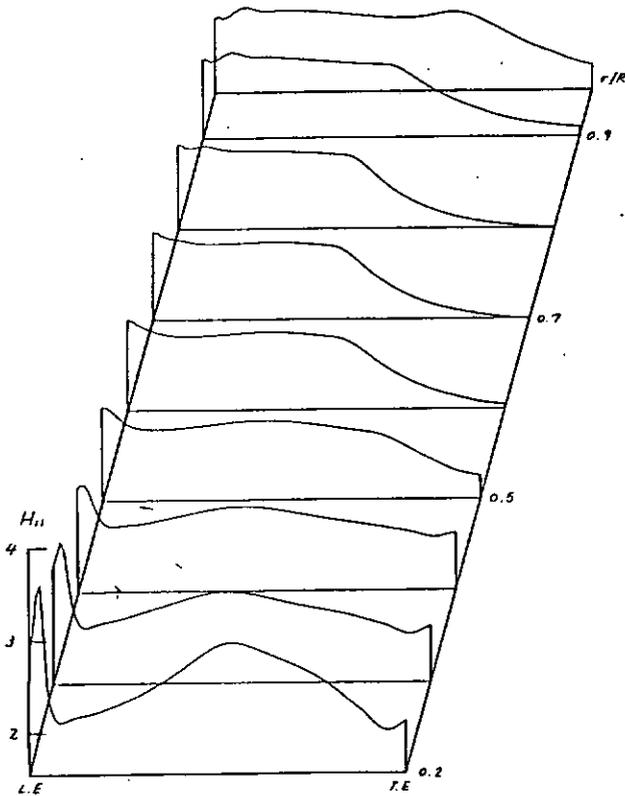


Fig. 2.3.3.11. 霄翼丸CP主流方向形状係數 $H_{11}$   
( $J=0.5$ ,  $R_{max}=1.02 \times 10^6$ , FACE面)

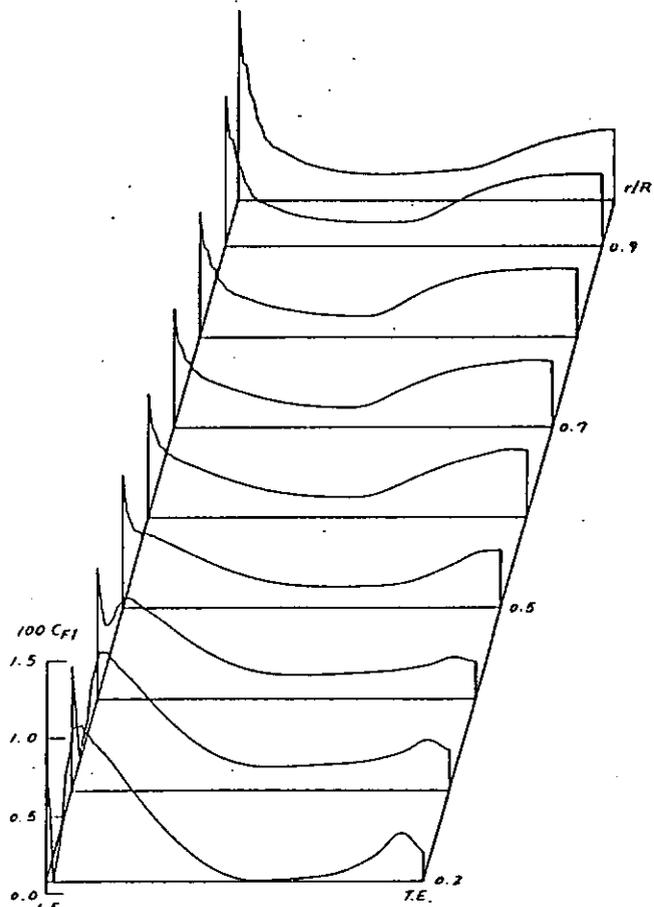


Fig. 2.3.3.12. 霄翼丸CP主流方向端部摩擦抵抗係數 $C_{f1}$   
( $J=0.5$ ,  $R_{max}=1.02 \times 10^6$ , FACE面)

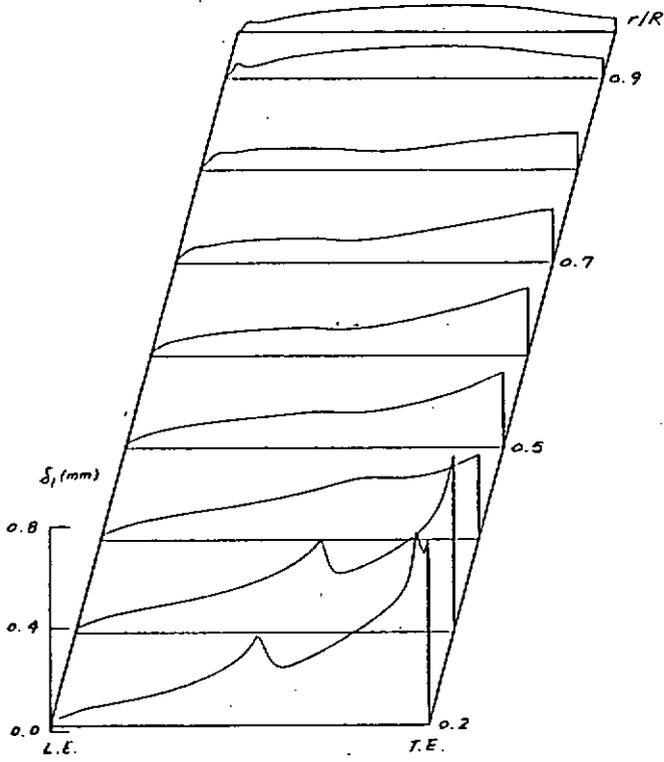


Fig. 2.3.3.13. 背袋丸II S P主流方向排除厚  $\delta_1$   
( $J=0.5$ ,  $R_{\infty}=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

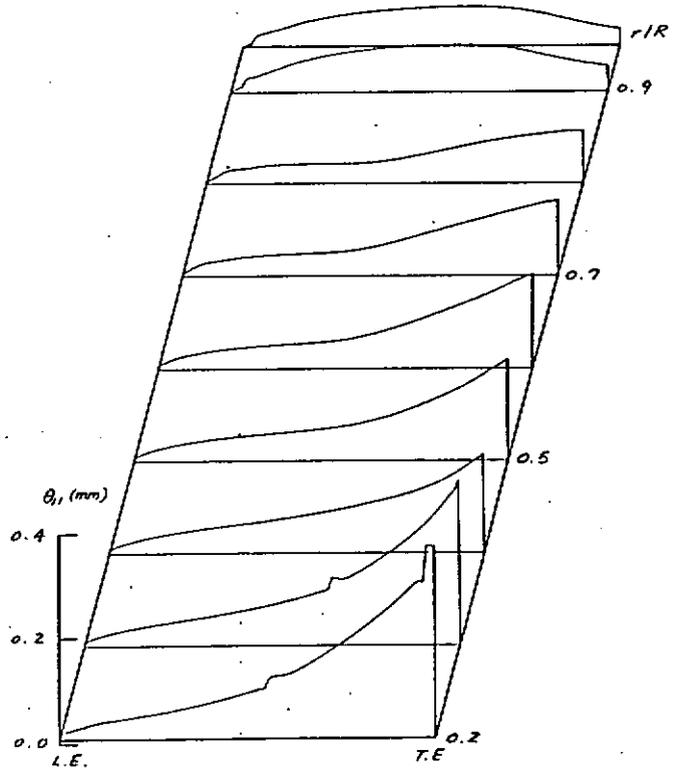


Fig. 2.3.3.14. 背袋丸II S P主流方向運動量厚  $\theta_1$   
( $J=0.5$ ,  $R_{\infty}=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

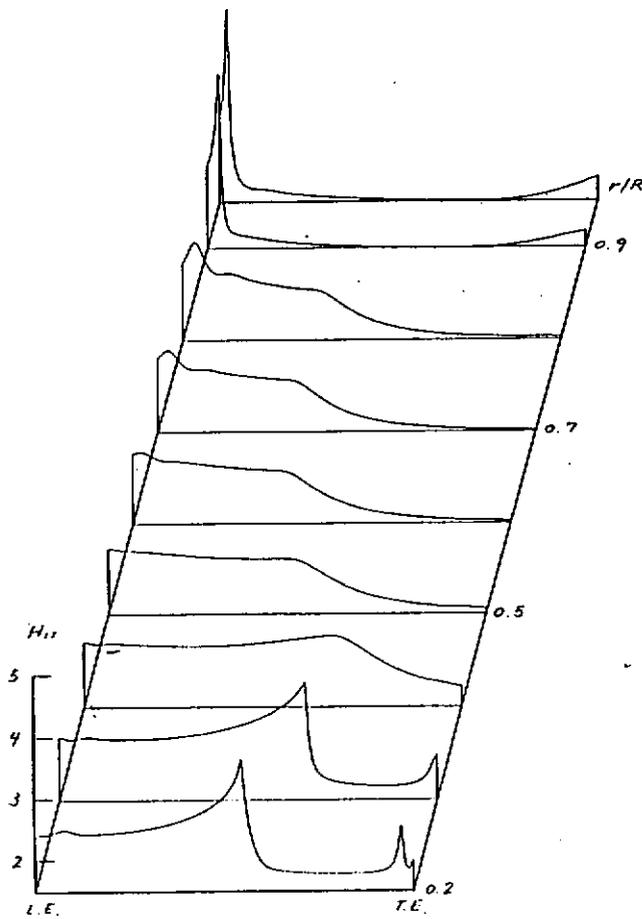


Fig. 2.3.3.15. 背袋丸II S P主流方向形状係數  $H_{12}$   
( $J=0.5$ ,  $R_{\infty}=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

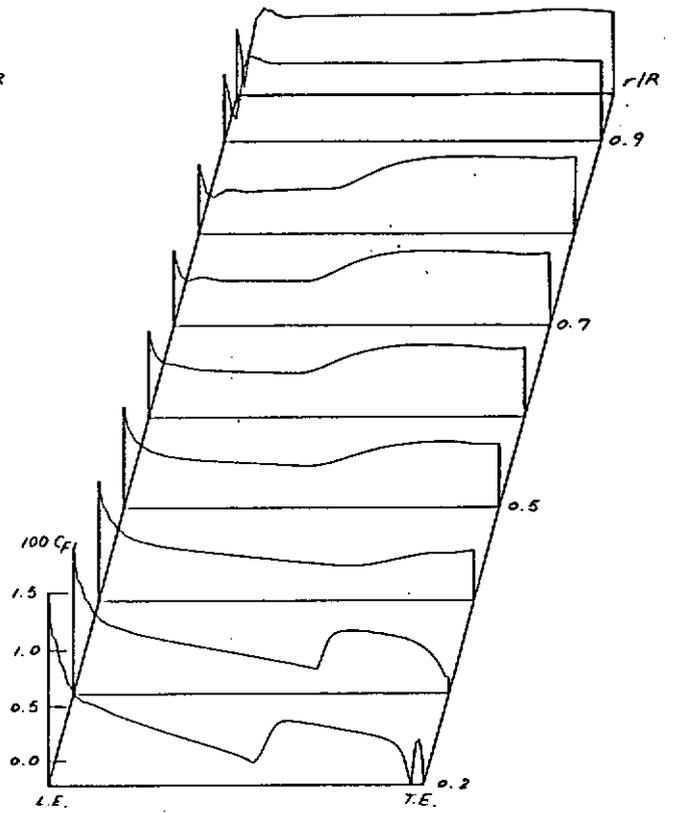


Fig. 2.3.3.16. 背袋丸II S P主流方向動量損失係數  $100 C_f$   
( $J=0.5$ ,  $R_{\infty}=1.02 \times 10^6$ , BACK面)

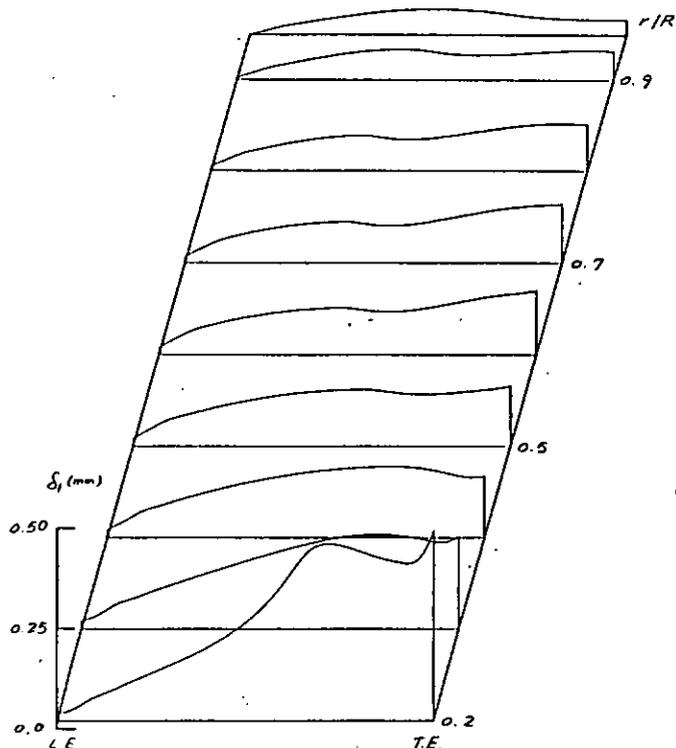


Fig. 2.3.3.17. 霄雲丸HSP主流方向排除厚 $\delta_f$ .  
(J-0.5.  $R_{\infty} = 1.02 \times 10^6$ . FACE面)

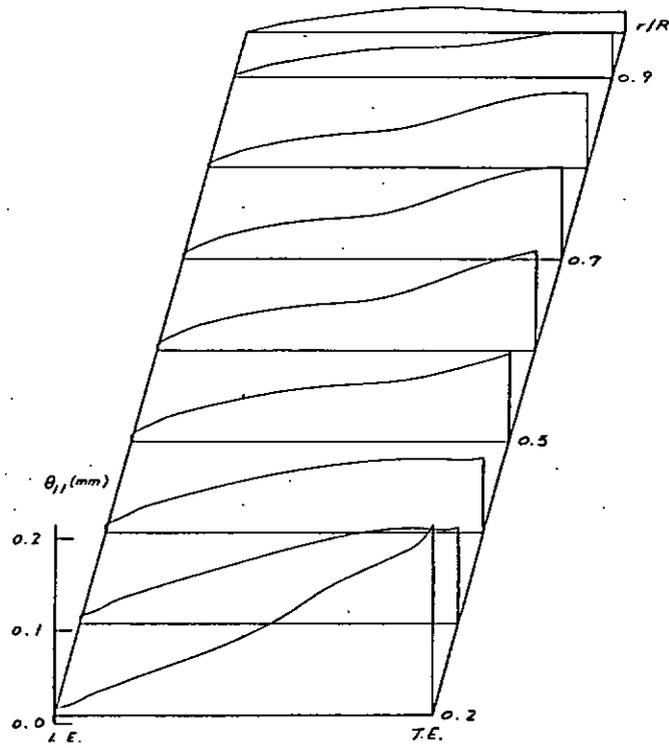


Fig. 2.3.3.18. 霄雲丸HSP主流方向運動最厚 $\theta_f$ .  
(J-0.5.  $R_{\infty} = 1.02 \times 10^6$ . FACE面)

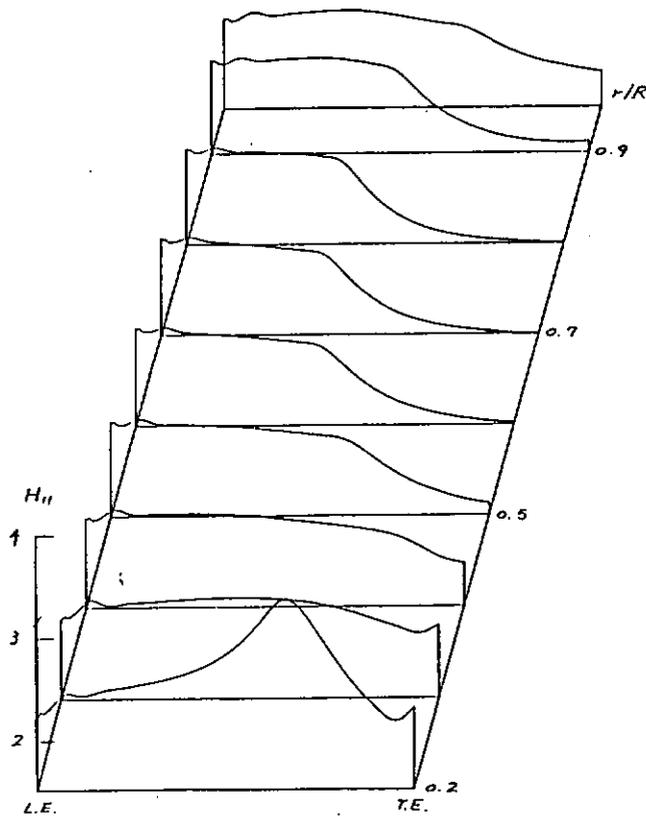


Fig. 2.3.3.19. 霄雲丸HSP主流方向形狀係數 $H_{11}$ .  
(J-0.5.  $R_{\infty} = 1.02 \times 10^6$ . FACE面)

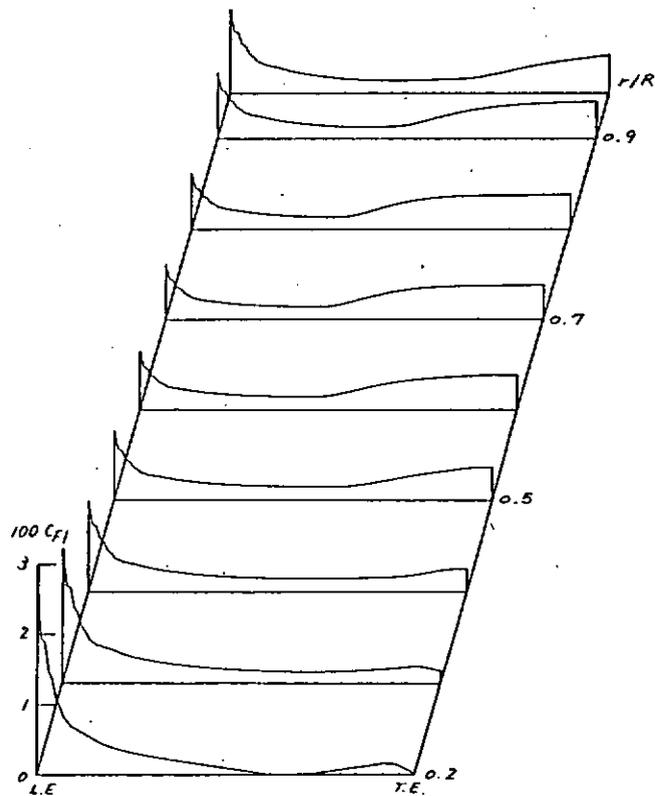


Fig. 2.3.3.20. 霄雲丸HSP主流方向局部摩擦抵抗係數 $C_{f1}$ .  
(J-0.5.  $R_{\infty} = 1.02 \times 10^6$ . FACE面)

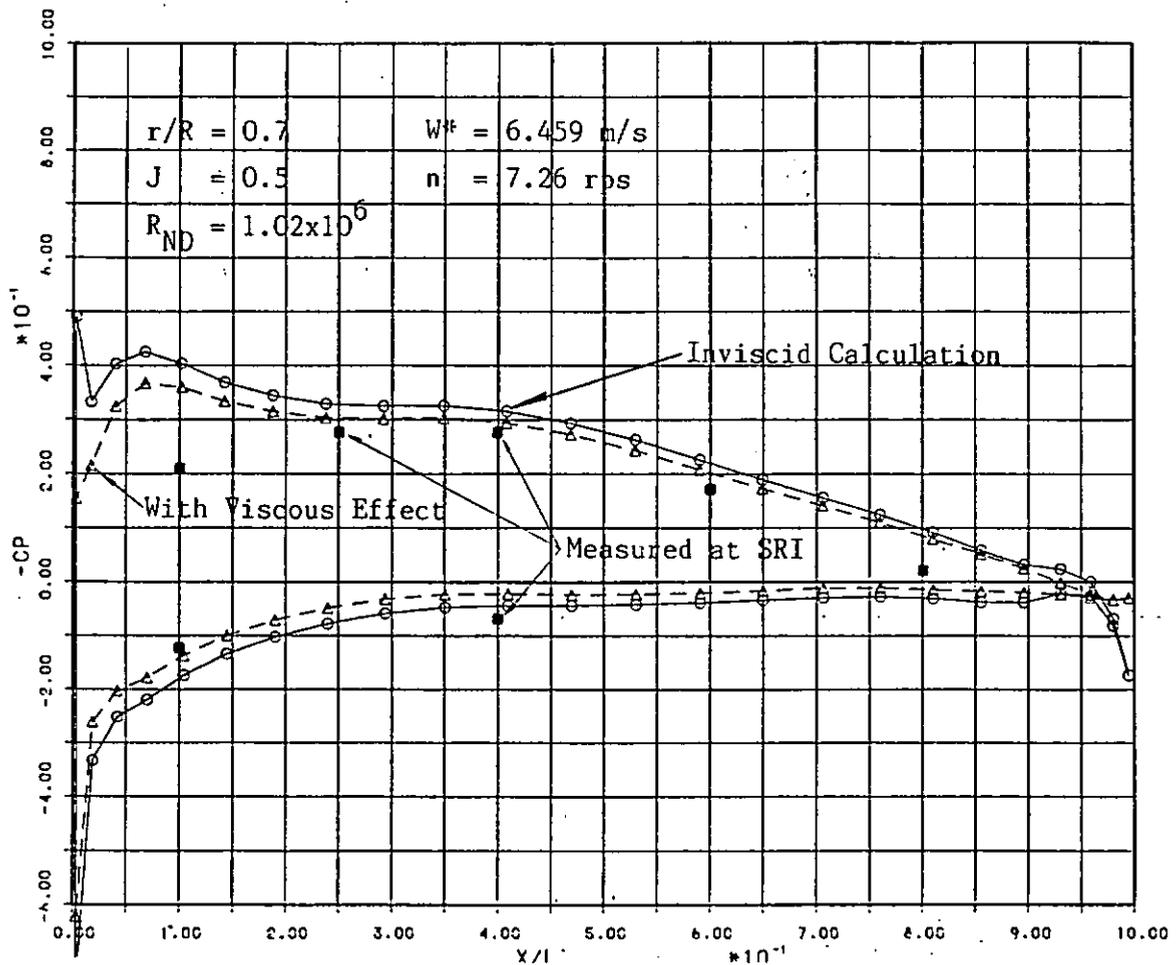


Fig. 2.3.3.21. 青雲丸C P翼面上压力分布 ( $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.7$ )

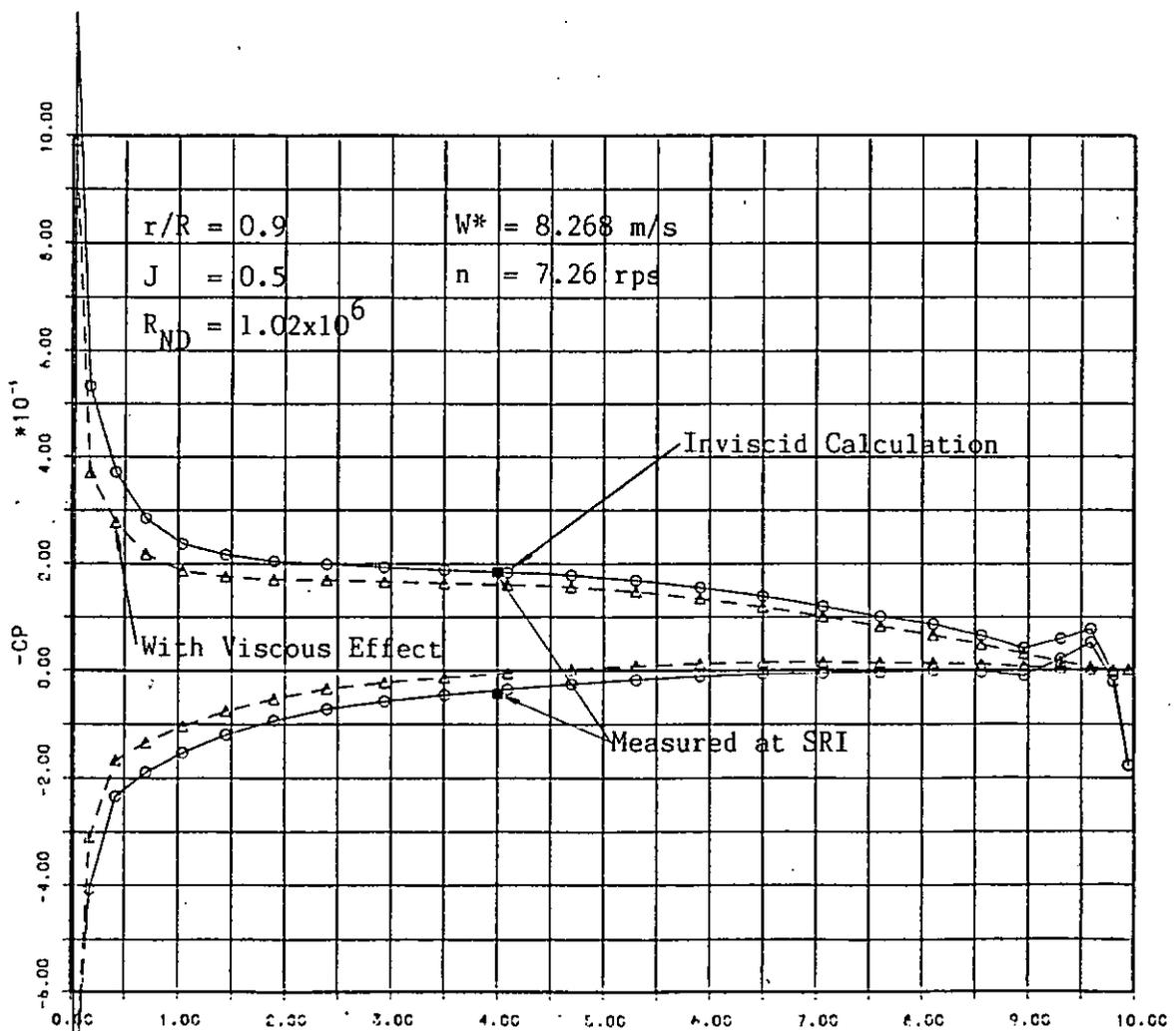


Fig. 2.3.3.22. 青雲丸C P翼面上压力分布 ( $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.9$ )

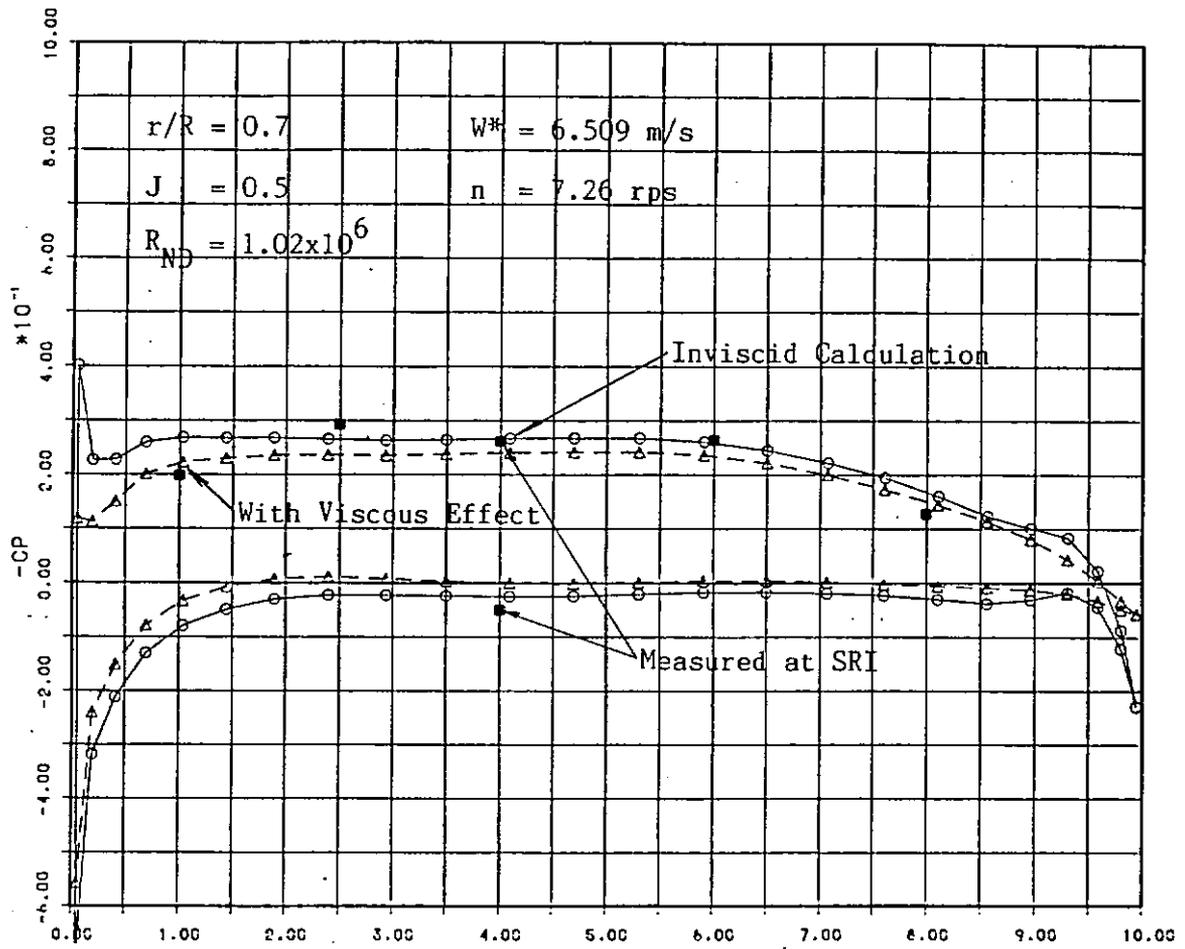


Fig. 2.3.3.23. 青雲丸HSP翼面上压力分布 ( $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.7$ )

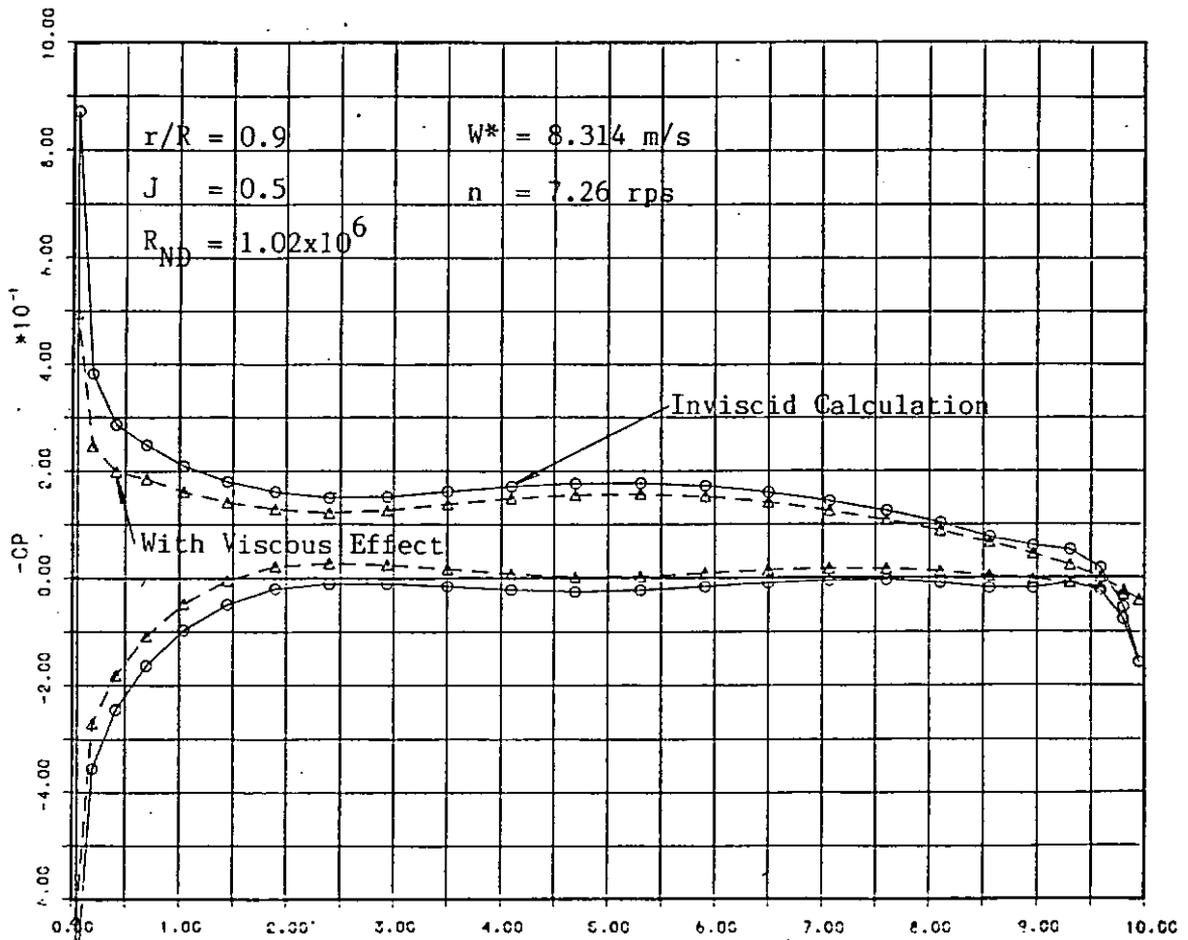


Fig. 2.3.3.24. 青雲丸HSP翼面上压力分布 ( $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.9$ )

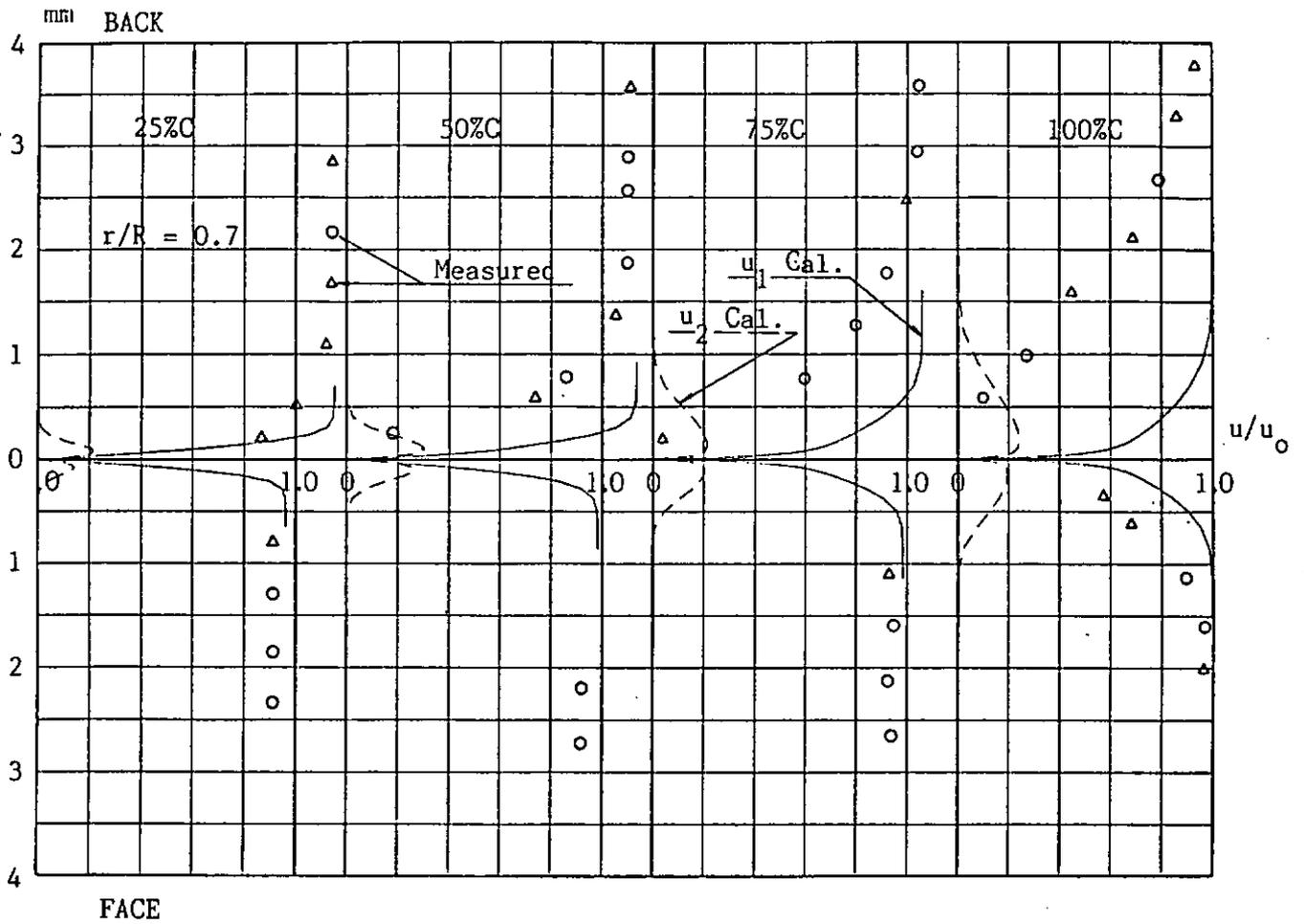


Fig. 2.3.3.25. 青雲丸CP境界層内流速分布の比較 ( $J=0.5$ ,  $R_{No}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.7$ )

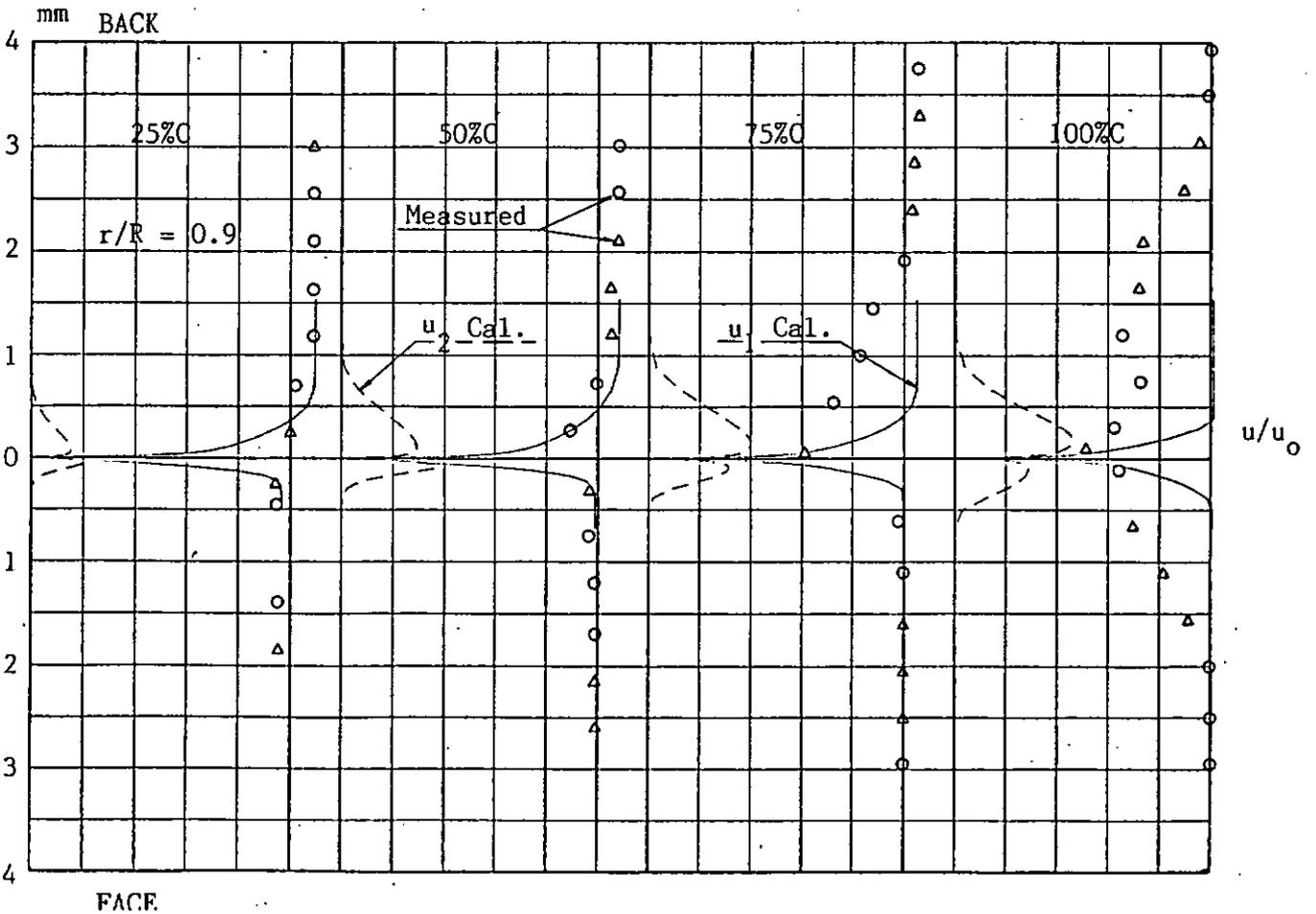


Fig. 2.3.3.26. 青雲丸CP境界層内流速分布の比較 ( $J=0.5$ ,  $R_{No}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.9$ )

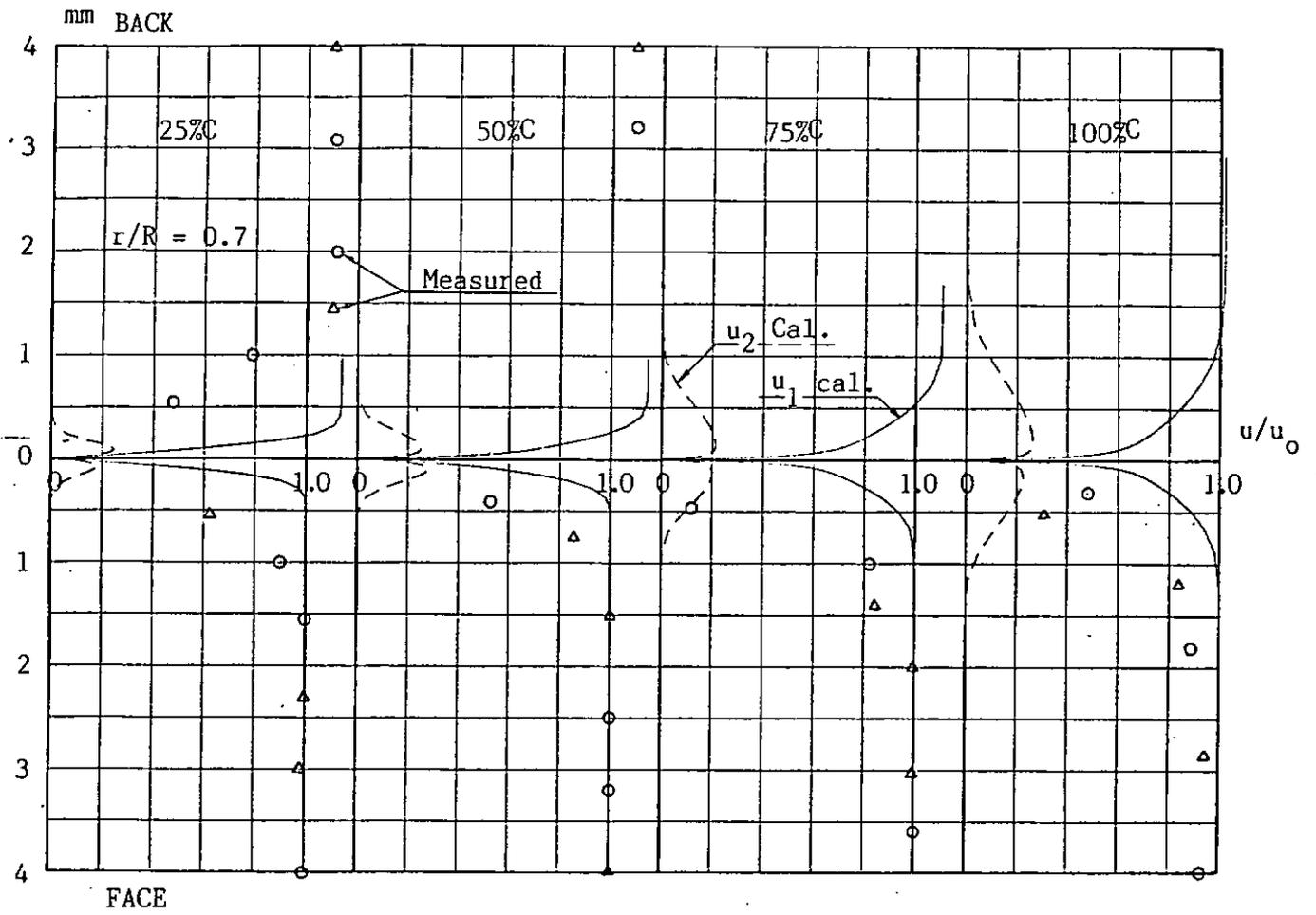


Fig. 2. 3. 3. 27. 青雲丸H S P境界層内流速分布の比較 ( $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.7$ )

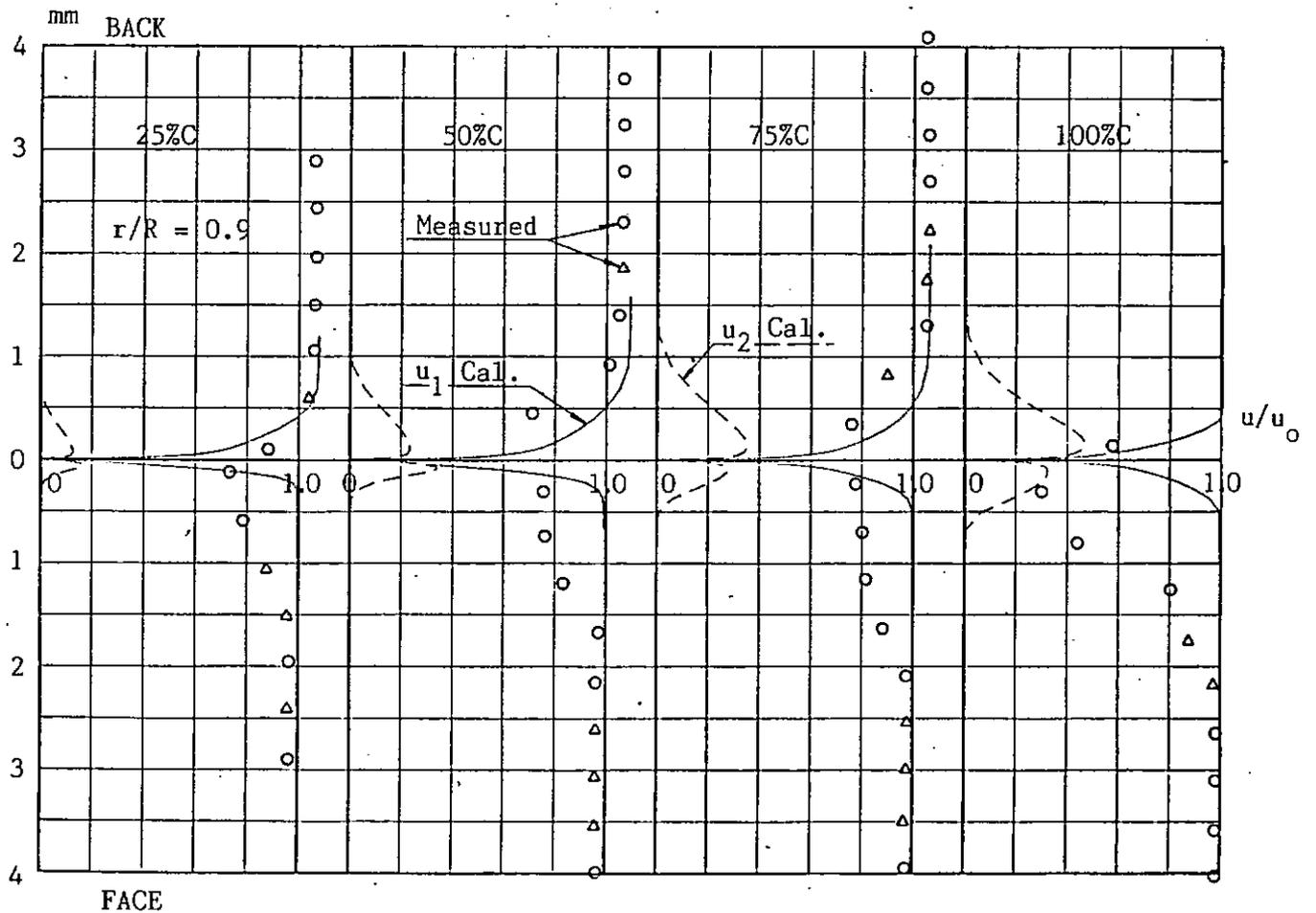
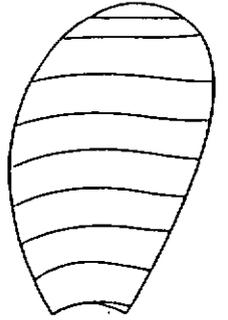
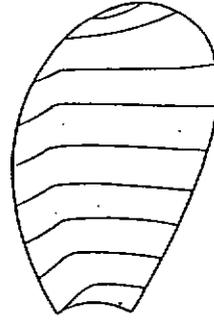
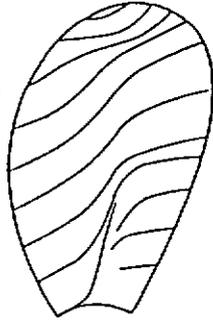
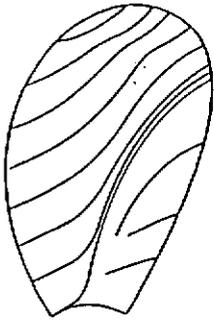


Fig. 2. 3. 3. 28. 青雲丸H S P境界層内流速分布の比較 ( $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ ,  $r/R=0.9$ )

BACK



$R_{ND} = 5.58 \times 10^5$

$1.02 \times 10^6$

$4.00 \times 10^6$

$2.96 \times 10^7$

FACE

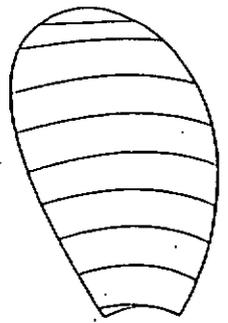
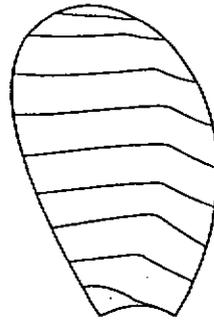
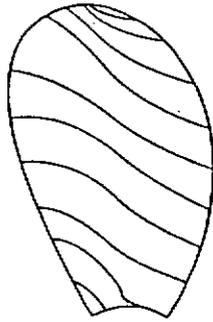
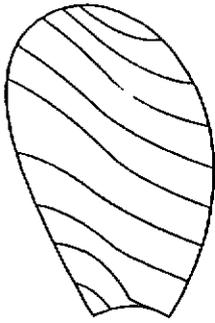
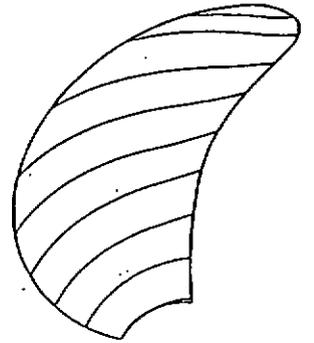
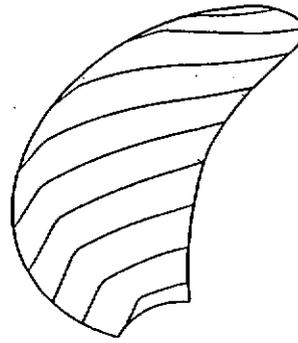
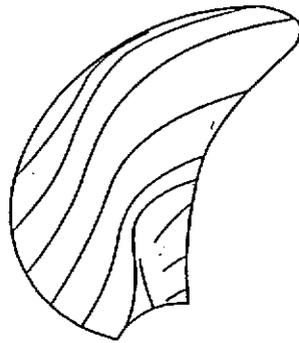
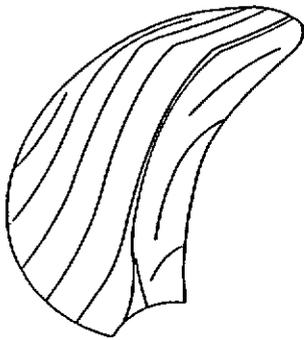


Fig. 2.3.3.29. 背雲丸CPLレイノルズ数による境界流線の変化(1-0.5)

BACK



$R_{ND} = 5.58 \times 10^5$

$1.02 \times 10^6$

$4.00 \times 10^6$

$2.96 \times 10^7$

FACE

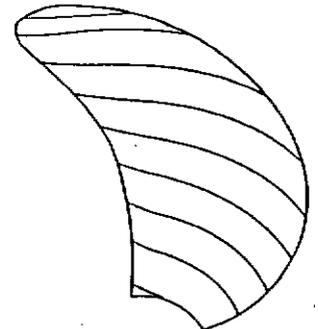
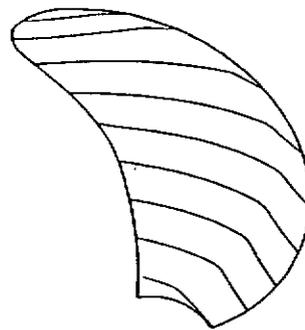
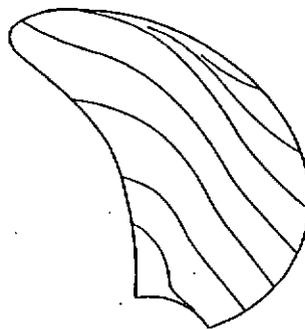
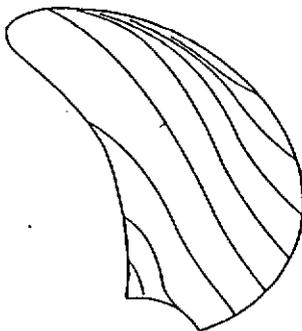


Fig. 2.3.3.30. 背雲丸HSPLレイノルズ数による境界流線の変化(1-0.5)

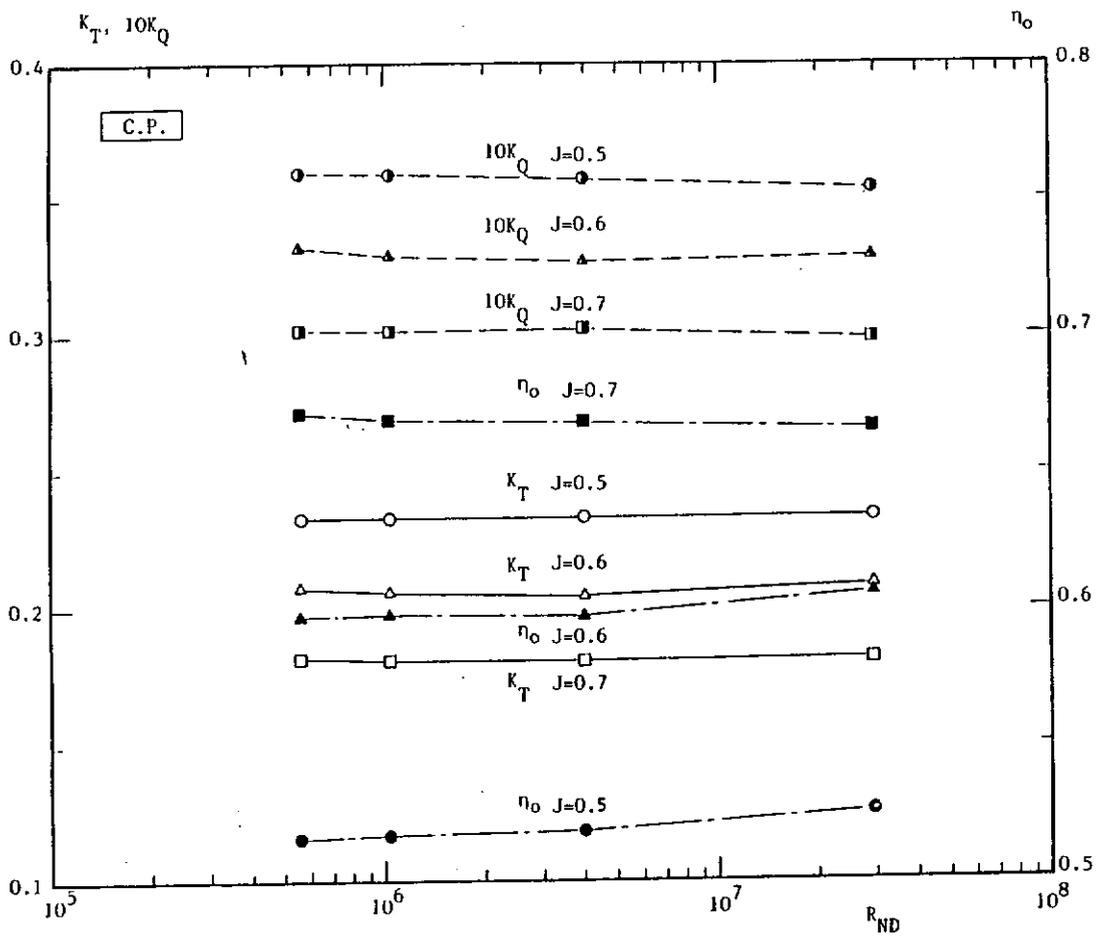


Fig. 2.3.3.31. 背雲丸C Pレイノルズ数による単独性能の変化

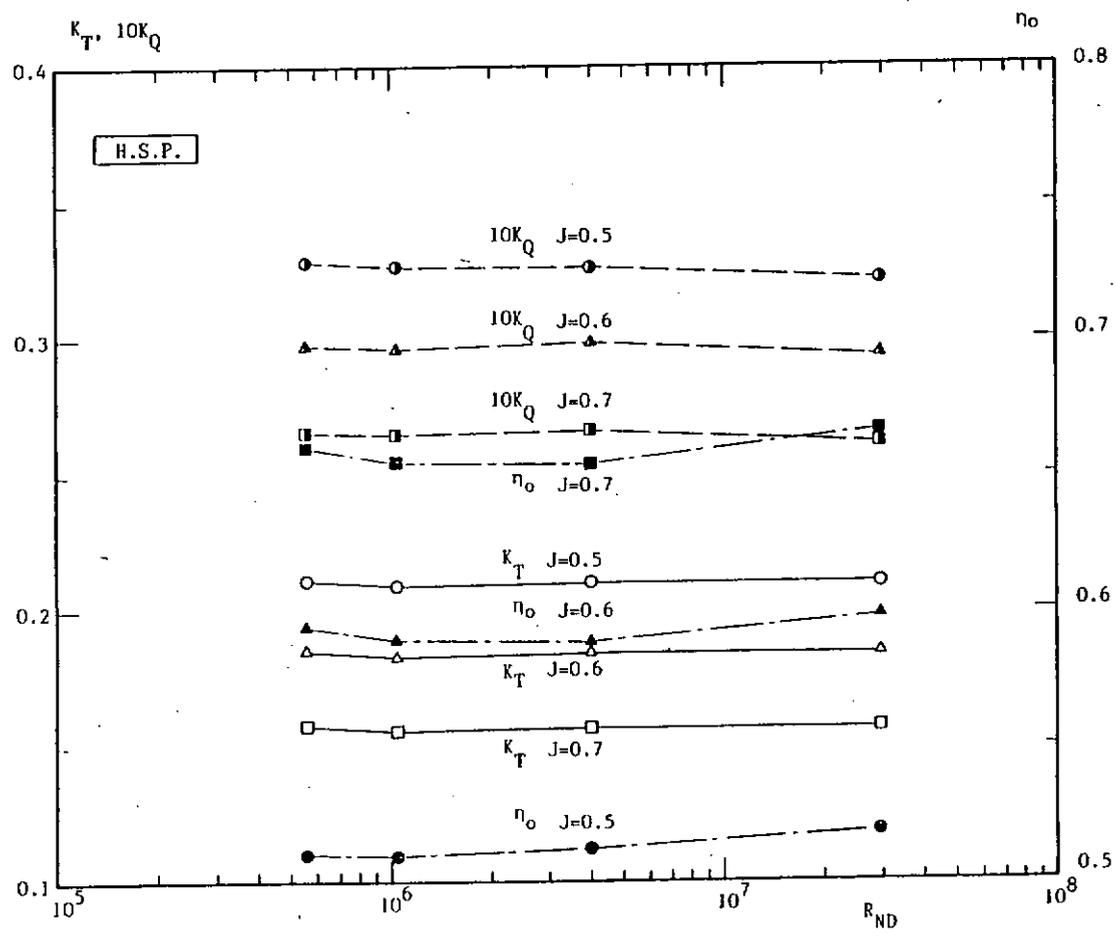


Fig. 2.3.3.32. 背雲丸H S Pレイノルズ数による単独性能の変化

## 2. 3. 4 まとめ

プロペラ単独性能の尺度影響について多角的に調べるため、本年度は本章に見てきたように次の項目について研究した。

### 2.3.1 プロペラ翼面圧力計測

### 2.3.2 プロペラ翼面境界層計測

### 2.3.3 プロペラ翼面境界層計算

最初の2つの実験的研究は、前年度製作した青雲丸の400mm模型プロペラのC.P.(M.P.NO.251)とH.S.P.(M.P.NO.252)を用いて行った。本年度の研究の目的は、前年度行った単独試験と翼面上流れの可視化実験のデータにひきつづいて、翼面圧力と翼面境界層の計測データを得ることを第一とし、ついで、現在最新の方法で翼面境界層計算を行って、計測データと比較し、理論計算の結果をチェックするとともに、尺度を変えた場合の計算も行なって、尺度影響に関する知見を得ようとするのであった。併せて、翼面境界層計測のためにLDVによる計測システムを開発することももう一つの目的であった。

本年度の研究で得られた結果をまとめると、次のようになる。

- 1) C.P.(M.P.NO.251)については、0.7Rで10%, 25%, 40%, 60%, 80%翼弦点、0.5Rと0.9Rでは40%翼弦点で翼面圧力を計測した。計測法は、船研のチャンバー方式であつたが、翼の歪による影響が出ることが明らかになり、その補正を工夫して精度の確保を計った。作動条件は、前進率0.5, 0.6, 0.7, 0.9とした。計測値は理論計算結果にかなりよく合っている。特に粘性影響の入った計算で前縁に近い背面の圧力が下がる傾向が出ている。
- 2) H.S.P.(M.P.NO.252)については、0.7Rで10%, 25%, 40%, 60%, 80%翼弦点で、前進率0.5, 0.6, 0.7, 0.9で計測したが、C.P.にくらべてばらつきが多くいま一つ精度不足の感が否めない。
- 3) 船研においてLDV回転周期計測システムが開発された。本装置により、翼ピッチ面に平行な流速成分を計測すると同時に計測位置信号を取り込み、コンピュータ解析によって、プロペラ翼面境界層速度分布が得られるようになった。M.P.NO.251(C.P.)とM.P.NO.252(H.S.P.)について、 $J=0.5$ ,  $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ の試験条件で、0.7R, 0.9Rの翼素まわりの流速分布を計測した。この結果、プロペラ翼面境界層について、境界層厚さや速度プロファイル等の貴重なデータが得られた。

- 4) L D Vによる計測で、C.P.もH.S.P.もともに前縁から後縁にむかつて滑らかに境界層の厚みを増す様子がとらえられた。又、H.S.P.の方がC.P.よりも厚い境界層を形成していることが明らかになった。
- 5) プロペラ翼面境界層計算には、神鋼の伊藤氏の開発した準3次元境界層計算法を用いた。計算条件は $J=0.5, 0.6, 0.7$ の各状態について、プロペラ直径 $0.22, 0.40, 1.0, 3.6\text{m}$ に対応するレイノルズ数 $R_{ND}=5.58 \times 10^5, 1.02 \times 10^6, 4.00 \times 10^6, 2.96 \times 10^7$ とした。 $R_{ND}=1.02 \times 10^6$ について船研の翼面境界層計測結果、ならびに翼面圧力結果と比較した。
- 6) 境界層速度分布及び境界層厚についての計算と実験との比較は、前縁付近(25%コト)までは合うけど後縁に向かうに連れて実験が格段に上回ってきて差が大きい。
- 7) 実験との差は大きいが一応計算によって、尺度影響を評価してみると、圧力分布や単独性能試験でみるかぎり、C.P.では殆ど尺度影響はみられなかった。H.S.P.では、実船相当のレイノルズ数でトルク係数が少し下がって効率が向上する結果を得た。これが唯一の尺度影響と言えるだろう。  
プロペラの尺度影響(レイノルズ数効果)は予想以上に複雑な要素が絡み合って、その量の小さいことと相まって、一筋縄でいく問題ではないといえる。

## 2.4 実船伴流計測法の開発

### 2.4.1 供試船及び実船試験に関する調査

#### 2.4.1.1 青雲丸へのCCDカメラ取付例

CCD-TVカメラを用いた実船伴流計測法を実際に適用するにあたり、供試船として「青雲丸」を想定し、その計測可能範囲などを試算した。カメラ取付の配置に関しては、特に以下の点を考慮した。

- ①少なくともプロペラ上側の4半面が計測できること。
- ②精度良く計測するために、カメラ相互の角度をなるべく大きくとる。
- ③気泡の通過によりトレーサの撮影が不可能になる恐れがあるため（前年度報告書 2.4.2.c 節参照）、水面近くにはカメラを置かない。

これらは、互いに相入れない要素もあるため、カメラ取付例としては、Fig.2.4.1.1の様になる。すなわち、①の要求から、最下部のカメラはプロペラのボッシングより上になければならず、また、②、③の要求と制限を考慮して、最上部のカメラをなるべく上に置き、さらに、計測可能範囲を広くするため、カメラ全体をサイドスラストの直後に配置した結果である。カメラ相互の角度は、 $15^\circ$ 程度になる。カメラとプロペラとの距離は約5.5mであり、水の屈折率を考慮すると、見掛けの距離は約4.1mになる。トレーサ画像の取り込み開始は、モーションディテクターからのトリガー信号により行う予定であるが、トレーサ感知用カメラがトレーサをとらえてから実際の画像取り込みが始まるまで約0.5secの時間遅れがあるため、図のように、トレーサ感知用カメラを測定可能範囲より上流に配置しなければならない。

測定可能範囲（実際には、トレーサの空間位置の測定が可能な範囲）を、Fig.2.4.1.1（ガス方向範囲）、Fig.2.4.1.2~5（プロペラ面及び各FRAME No. 位置での断面）に斜線で示す。斜線の重なったところが現状の解析法で測定可能な範囲であり、そうでない斜線のところがカメラ2台の共通撮影範囲、すなわち、本解析法を若干修正するだけで原理的には測定可能となる範囲である。但し、情報量が1つ少なくなるわけであるから、精度が低下することは否めない。なお、撮影可能範囲の計算には、現在使用している標準レンズ（焦点距離16mm）を仮定した。撮影可能範囲を広げるには、

- ①広角レンズを使用する。この場合は、レンズの歪による誤差が増大する恐れがある。
  - ②カメラの設置台数を増やす。この場合は、処理が複雑になり、また、あまり多く取り付けると船尾流場が変わってしまう恐れがある。
- という解決策とその問題点があるが、今回は、特に検討を行っていない。



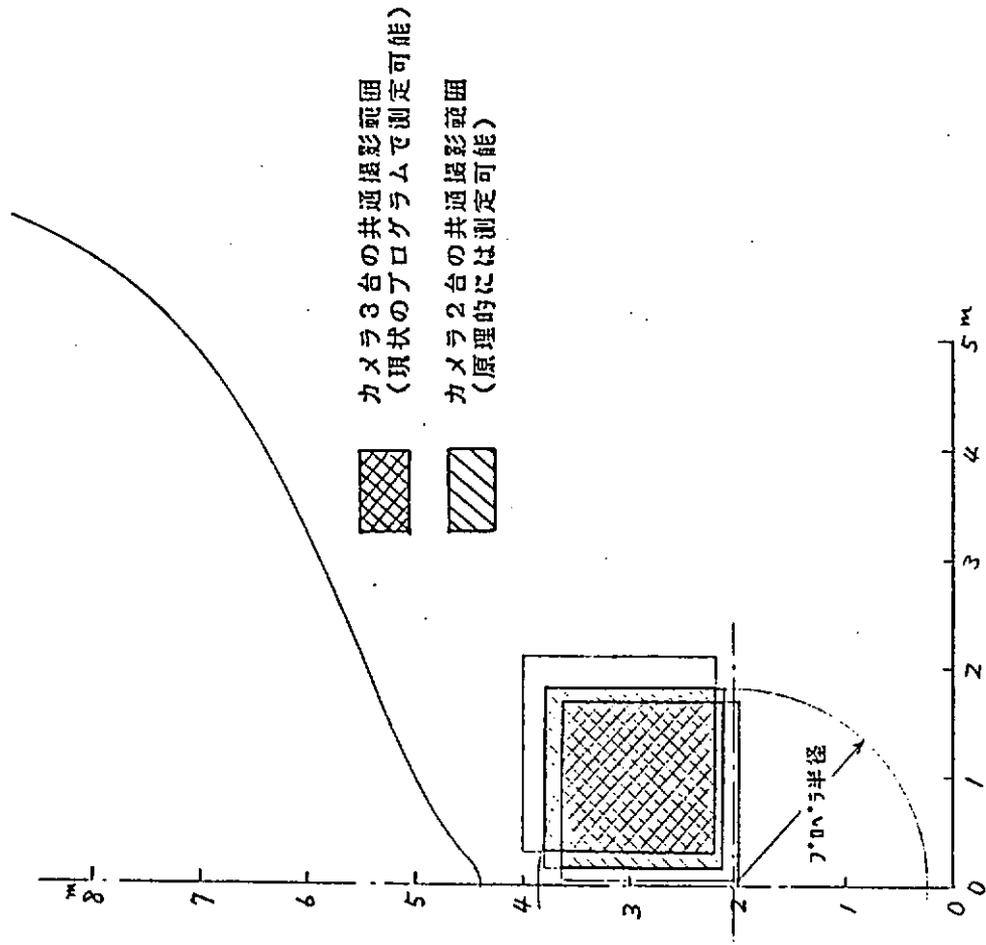


Fig.2.4.1.3 FRAME No.4 での撮影範囲

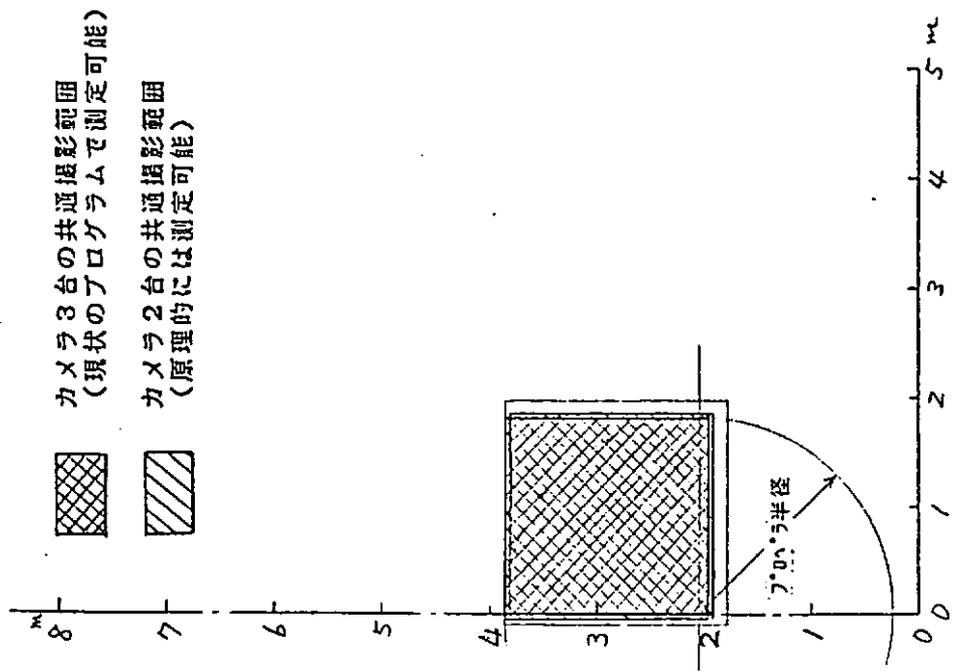


Fig.2.4.1.2 プロペラ面での撮影範囲

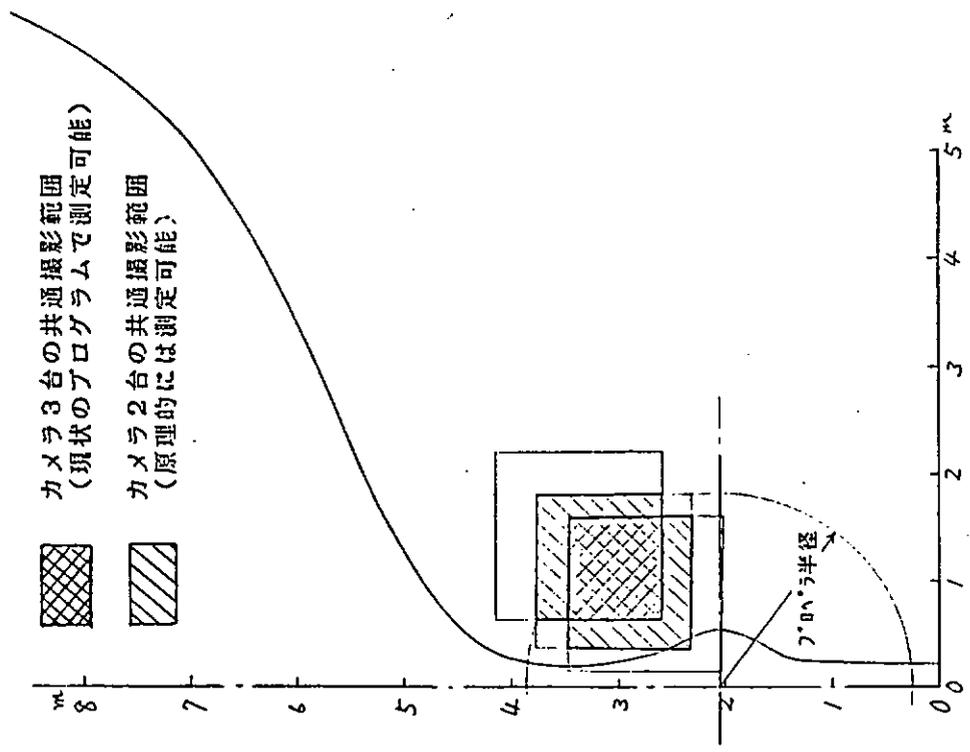


Fig.2.4.1.4 FRAME No.5 での撮影範囲

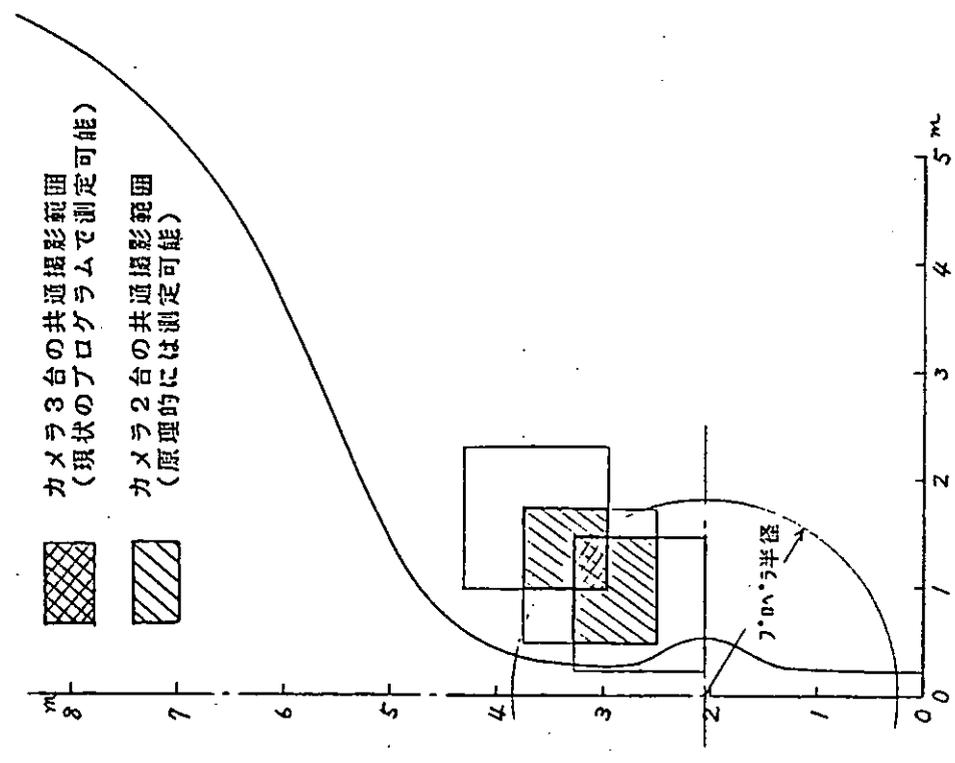


Fig.2.4.1.5 FRAME No.6 での撮影範囲

## 2.4.1.2 船体外板への計測装置取付例と問題点

本研究会で予定されていた実船実験の項目の中、プロペラまわりの流場計測を除いては、同じく青雲丸を供試船としたSR-183研究部会にて実施された項目と類似のものも含まれていた。そこで、参考として、SR-183における船体外板上への計測装置取付状況について調査を行った。尚、本節中の図はSR-183研究資料No.358及び同委員会資料より引用した。

Table 2.4.1.1に本研究部会と、SR183の実船実験項目を、Table 2.4.1.2にSR183における計測装置の一覧を示す。

Table 2.4.1.1 実船実験項目

SR-199	SR-183
プロペラまわりの流場計測	—
キャビティ観測	同
キャビティ厚み計測	同
船尾変動圧力	同
騒音計測（近場，遠場）	同
Pick Up加速度	—
翼面圧力	—
トルク，スラスト，回転数	同
* 船体運動	—
* 船体振動（カメラ取付位置）	同（D <sup>k</sup> 上）
* 対水速度	—
* 舵角	—
—	翼応力，エロージョン

\*：プロペラまわり流場計測実施時に同時計測が必要な項目  
（SR-199 60年度報告書より）

SR-183では計測器は、外板に溶接された台座にボルトで固定し、ケーブル類は外板に穴を開けずに誘導管を外板に溶接する方法が採られた。Fig 2.4.1.6～10に計測装置取付けの様子を示す。

又、SR-183における実船実験の準備工事，実験実施上生じた問題点を以下に示す。

- 1 配線の誘導管は、当初、工事日程の短縮化を狙ってプリカチューブが用いられたが強度不足の為損傷し、後に全てSGP管に替えられた。

- 2 計測装置取付台座を外板に溶接する際、内部の塗装も損う為、内部修復の必要が生じた。
- 3 工事場所がプロペラ直上及びプロペラ部に重複した為、工事上の困難さが生じた。
- 4 本船が外洋航行船であるので、室内配線の為に扉を開けばなしには出来ず、水密の電線貫通孔を設ける必要が生じた。
- 5 キャビテーション厚さ計測用のピンは翼面に接着剤で固定されていたが、全て剝離、流失し十分な計測が出来なかった。
- 6 キャビテーション騒音計測用ハイドロフォンに、レーザーからのノイズが混入し、計測に支障を来した。

又、外板への装置取付による船速低下は、Full Load, MCR (5400PS) にて、0.09KNOTSと指定されている。

Table 2.4.1.2 SR-183計測装置

項 目	計 測 装 置	取 付 場 所
キャビティ範囲の観察	・TVカメラ (B/W) ×1	右舷側船尾
	・ストロボ ×1	
キャビティ厚さの計測	・レーザー光投光器 ×2	右舷側船尾
	・受光器 ×1	プロペラ翼面上
	・ピン	
船尾変動圧力計測	・歪ゲージ式圧力変換器 ×9	プロペラ直上船体
キャビテーション騒音計測	・ハイドロフォン ×2	プロペラ直上船体
翼応力計測	・歪ゲージ ×2	プロペラ翼面上
船体振動	・圧電型/サーボ型加速度Pick Up×28	UP D <sup>k</sup> , 2ND D <sup>k</sup>
スラスト	・推力軸受ロードセル埋込式推力計	プロペラシャフト
軸馬力	・無接触式据置型船用軸馬力計	プロペラシャフト

以 上

PRINCIPAL CHARACTERISTICS OF SEIUN-MARU

LENGTH b.p.	105.00 M
BREADTH	16.00 M
DEPTH	8.00 M
DRAFT	5.80 M
C.	0.576
DISPLACEMENT	5,781.3 TON

5,400 PS x 176 RPM

DIESEL

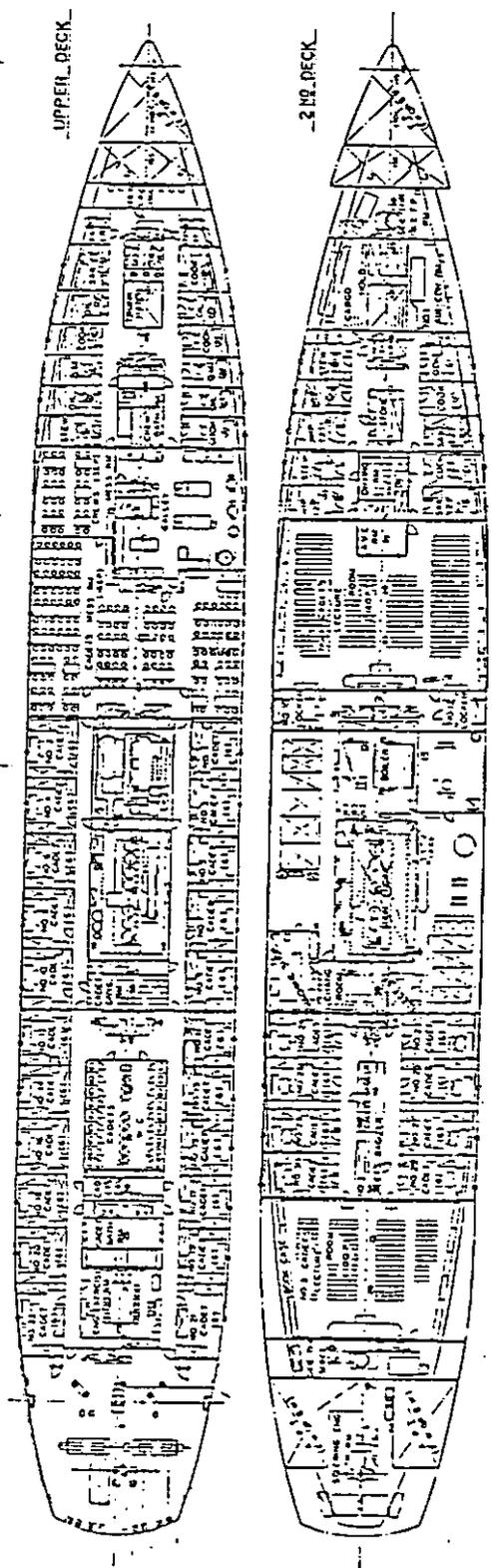
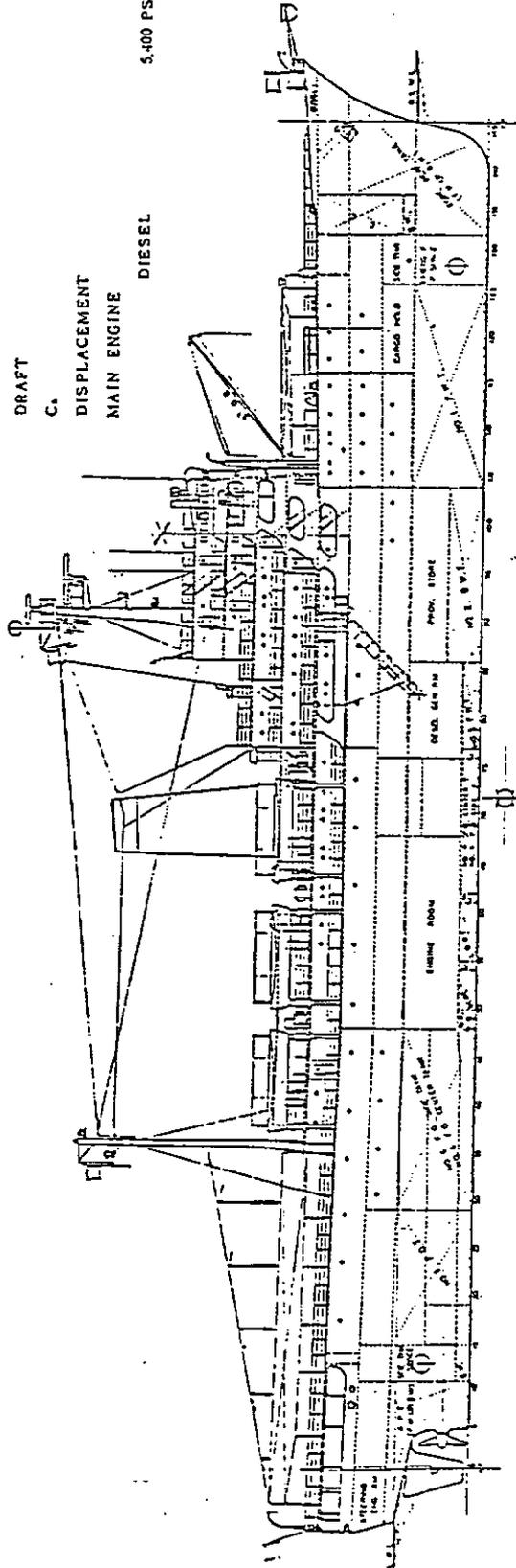


Fig. 2.4.1.6 青雲丸 General Arrangement

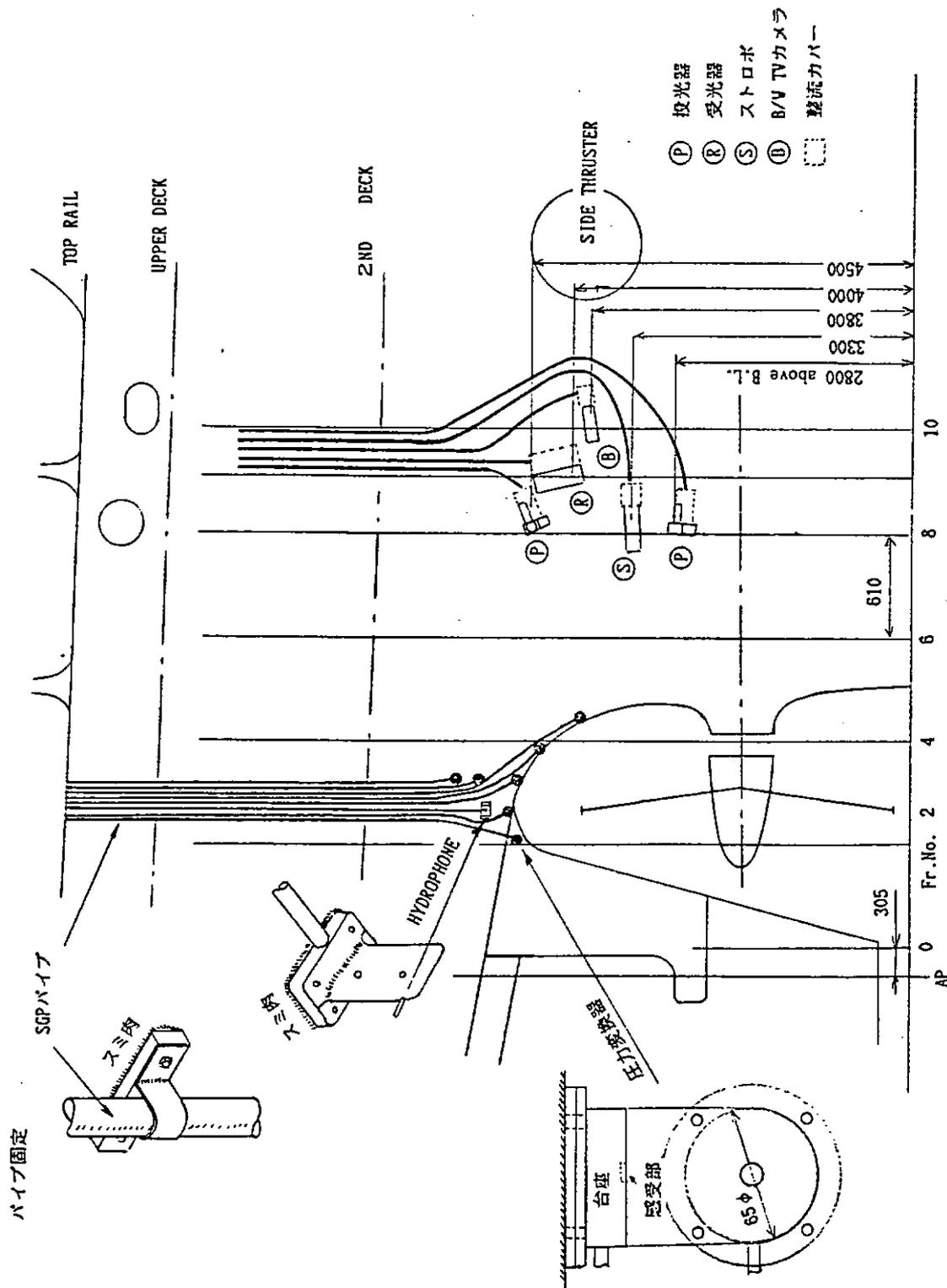


Fig. 2.4.1.7 SR183 青雲丸実船実験 測定装置外板取付状態

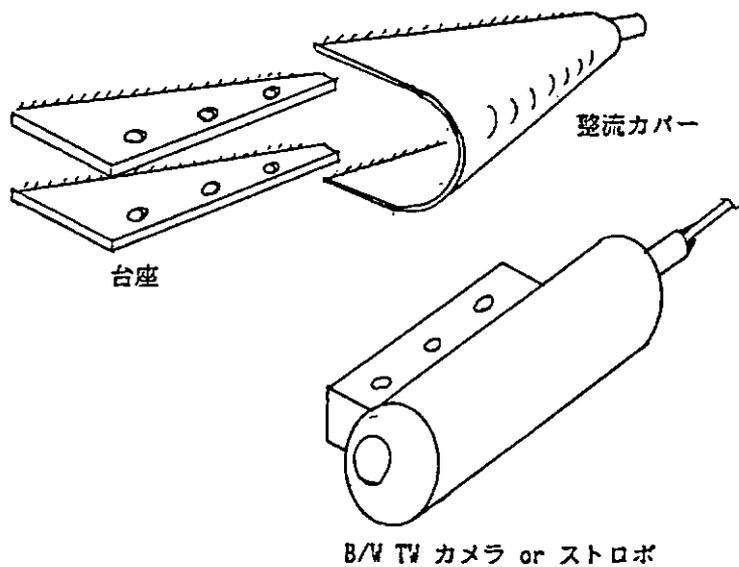


Fig. 2.4.1.8 TVカメラ, ストロボ取付要領

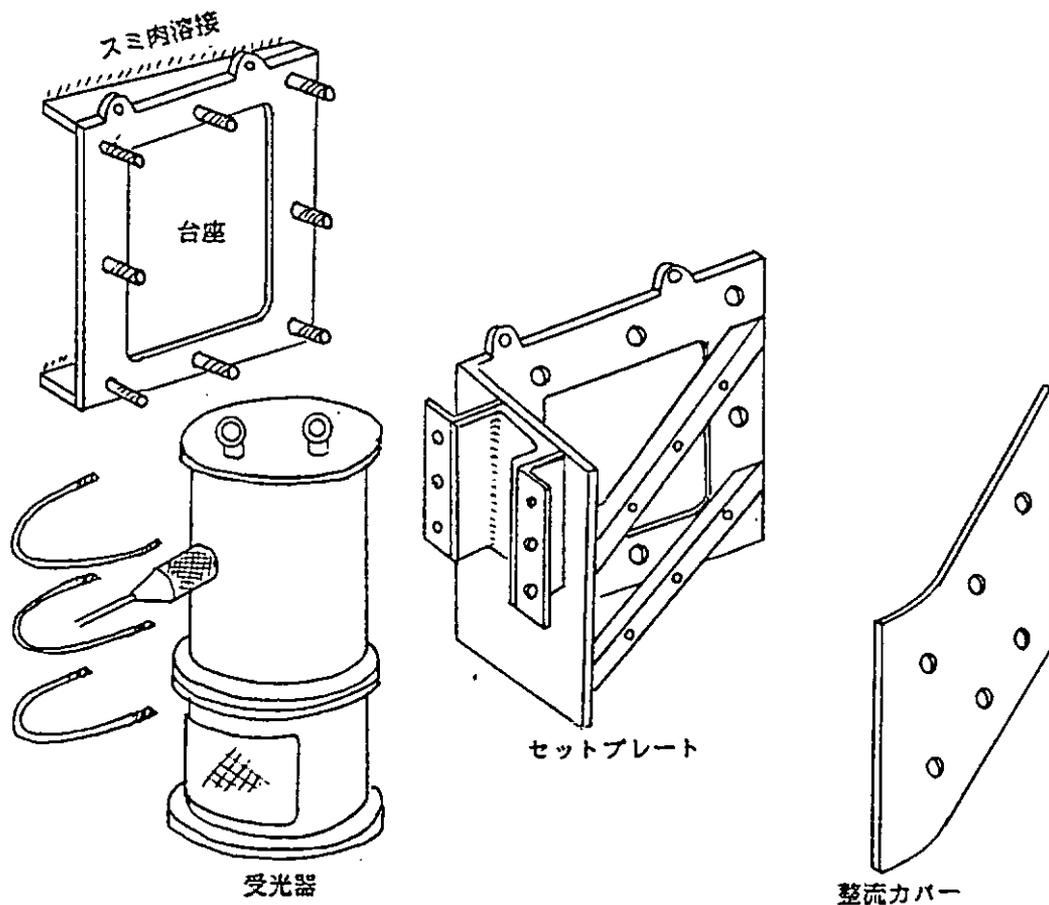


Fig. 2.4.1.9 受光器取付要領

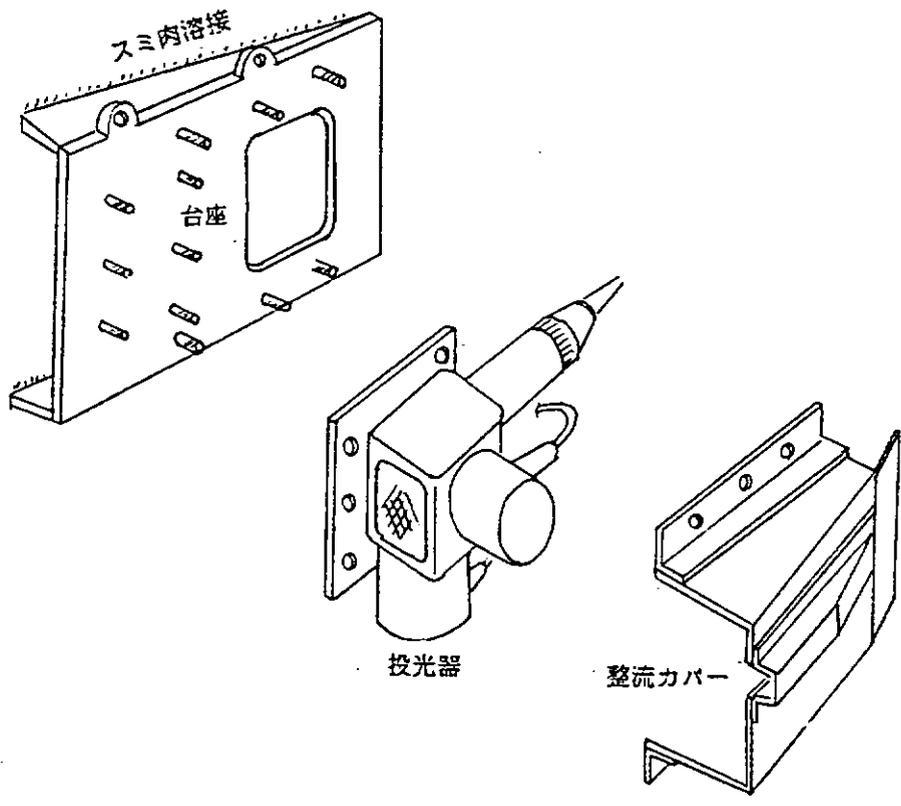


Fig. 2.4.1.10 投光器取付要領

## 2.4.2 トレーサ及びトレーサ放出装置の調査

実船試験用トレーサ放出装置として、Fig.2.4.2.1 のようなものが考えられる。図の左側のトレーサ管にトレーサを入れ、重りと水流の動圧を利用してトレーサを押し付けると共に、管の中に水を入れる。トレーサは、エアピストンにより1個1個押し出す方式である。エアピストンの代わりに、水流を使ってトレーサを流し出すという方法も考えられる。この方法だと、水流の強さを変えることによりトレーサの到達位置をある程度制御できようが、水流が流れ場を大きく乱さないかどうかチェックする必要がある。また、トレーサがうまく放出できなかったときの安全策として、比重が大きく異なるという欠点はあるものの、空気泡を用いることも考慮しておいた方がよいであろう。

模型実験用トレーサ放出装置の例を Fig.2.4.2.2 に示す。ポンプ P1 でタンク内に渦を作ってトレーサをタンク中央部に集め、ポンプ P2 で上から下に向かう水流を作ってトレーサ球を流し出すものである。この方式は、文献 1) において、曳航水槽での模型船回りの流れの可視化に使用されたものである。その時の装置配置図と水中観測用カメラカプセルを Fig.2.4.2.3, 2.4.2.4 に示す。なお、この場合のトレーサには、直径2~3mm の市販のポリエチレン球が使用された。

実船実験用のトレーサとしては、トレーサとカメラの距離が 5m 程度では、ピンポン球程度の大きさ（直径数 cm）のものがよい。但し、環境保全には十分注意しなければならず、少なくともプラスチック等の石油精製物を流すことは避けるべきである。トレーサの材料に関しては、委員会等で議論を重ねた結果、当初水にするという意見が出されたが、おそらく見えにくいであろう上に管理も難しく、適切なトレーサかどうか疑問が残る。最終的には、下記に示す犬のおもちゃを候補に選び、調査を行った。

犬のおもちゃは、商品名「愛犬のチューインガム」で、

成分：タンパク質（75%），脂肪（6%），胚分（1.5%），カルシウム（1%）  
ゼラチン，コレステリン

である。これは、乾燥した状態では硬く半透明であるが、水に漬けると柔らかく不透明（白色）になり、最終的には犬の食用になるものである。また、水に溶ける可能性もある。製造元の上福製作所の話では、「水に溶けるかどうかは確信がないが、おそらく魚の餌にはなるであろう。形状としては、以前球状のものを作ったことがあるが現在は製作していない。比重を調整することはできるであろうが、製造段階で行うことは難しいかも知れない。但し、水に漬けると柔らかくなり、乾くとまた硬くなるので加工は容易である」ということであった。そこで、以下の実験を行った。

<第1次>

9/22 コーヒーの空ビン（約400cc）に水道水を入れ、「チューインガム」を漬け

た。

9/24 (48時間後) 白色に変化し、煙状のもわもわしたものが析出。

10/17 上記から変化無し。

<第2次>

11/18 バケツに水道水 (8リットル) を入れ、「チューインガム」 (2.8g) を漬けた。

約1時間で柔らかくなり、その後変化無し。

11/19 最初半透明であった「チューインガム」が、不透明 (白色) になった。

11/21 変化なし。第1次試験で観察された「白いもやもや」は、今回は析出しない。

1/27 「チューインガム」を水から取り出し、乾燥させて重量を測ったところ、2.7g であった。すなわち、予想に反して水には溶けない様である。

<第3次>

1/29 バケツに天日に1日さらした水道水 (8リットル) と金魚3匹を入れ、「チューインガム」 (7.506g) を漬けた。

2/6 「チューインガム」を取り出し重量を計測したところ、7.112g であり、0.394g 減少していた。すなわち、魚・海老・蟹等の海中生物がこれを食べる可能性は十分あるものと思われるが、重量減少が微量であるので今後も検討する必要はあると考えられる。

参考文献

- 1) 藤田孝, 徳永啓三: 曳航水槽における流れの可視化, 三菱重工技報, Vol.18 No.1, 1981

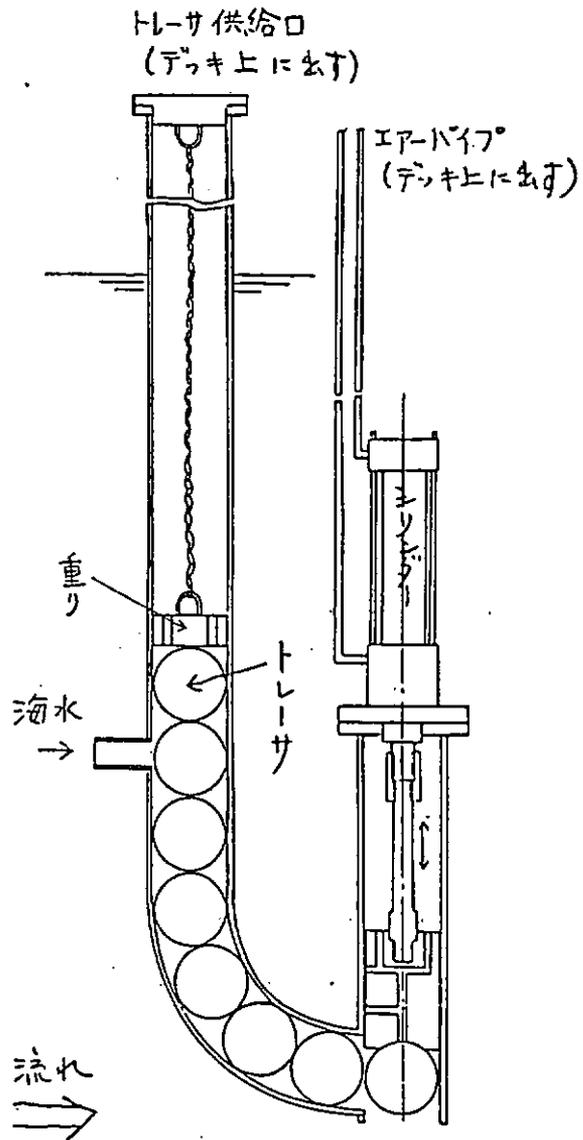


Fig.2.4.2.1 実船実験用トレーサ放出装置案

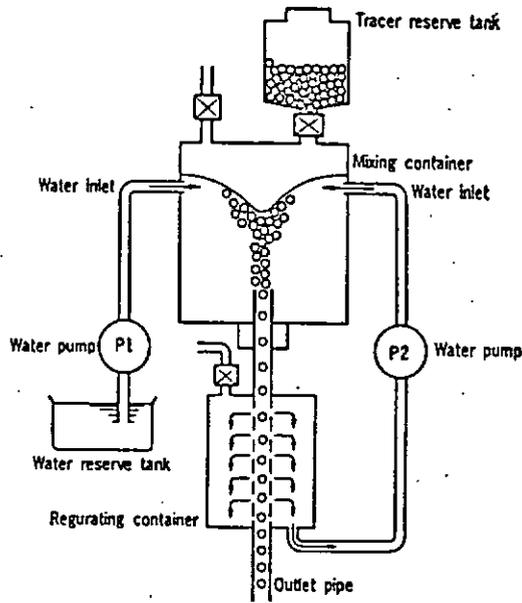


Fig.2.4.2.2 模型実験用トレーサ放出装置

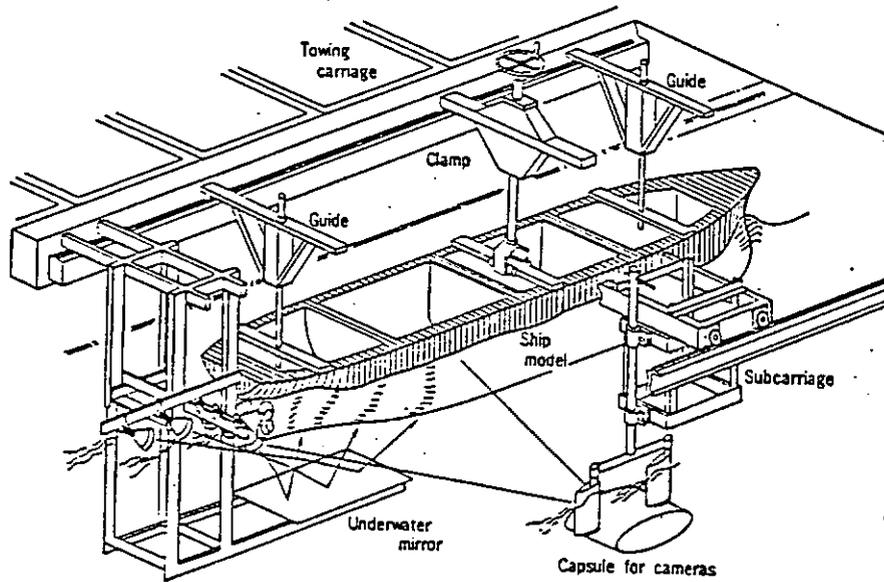


Fig.2.4.2.3 試験装置配置図

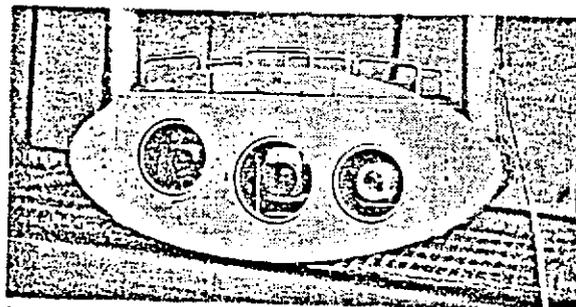


Fig.2.4.2.4 水中観測用カプセル

— (テレビカメラ, 16m/mカメラ, 35m/mスチルカメラ)

## 2・4・3 スラスト計測に関する調査

プロペラ軸への歪ゲージ直貼り方式によるスラスト計測の可能性について調査した。

計測方法：プロペラ中間軸への歪ゲージ直貼り方式

ブリッジ結線方法：Hylarides の方法<sup>\*)</sup>

データ伝達：FMテレメータ×4ch

計測項目：スラスト×2ch, トルク×1ch, 軸温度×1ch

伝試船：ばら積み貨物船, 長さ約140m, 計測時排水量約1万トン  
エンジン最大出力約 6,000馬力, 中間軸直径540mm

計測結果 Fig.2-4-3-1 実船トルクの計測結果と模型試験からの推定値との比較

Fig.2-4-3-2 実船スラストの計測結果と模型試験からの推定値との比較

## 考察

1. ゲージ直貼り、テレメータ伝送方式によるトルクの計測は、0点移動も少なく良好なデータの得られることが判った。
2. 本方式によるスラストの計測は、0点移動が少し認められた。

(計測時間約3時間で1.6ton, 全量の4%)

原因は、軸温度分布の不均一及び、電池を含んだ計測系のウォームアップ不足と考えられる。この計測は一連の実船実験の最終日でありこれ以前の計測では0点移動が全量の30%に及んだものもあった。

3. 計測状態の違い(第1chと第3ch)により計測値に大幅な差が認められた。原因は、較正用固定抵抗の接触不良と思われる。
4. 以上の結果より実船スラストの歪ゲージ直貼り方式による計測は大略可能であるが、今後も調査の必要を感じた。

<sup>\*)</sup> S.Hylarides: Thrust Measurement by Strain Gauge without the Influence of Torque,  
Shipping World & Shipbuilder, Dec.1974, P.1259

軸トルク計測結果

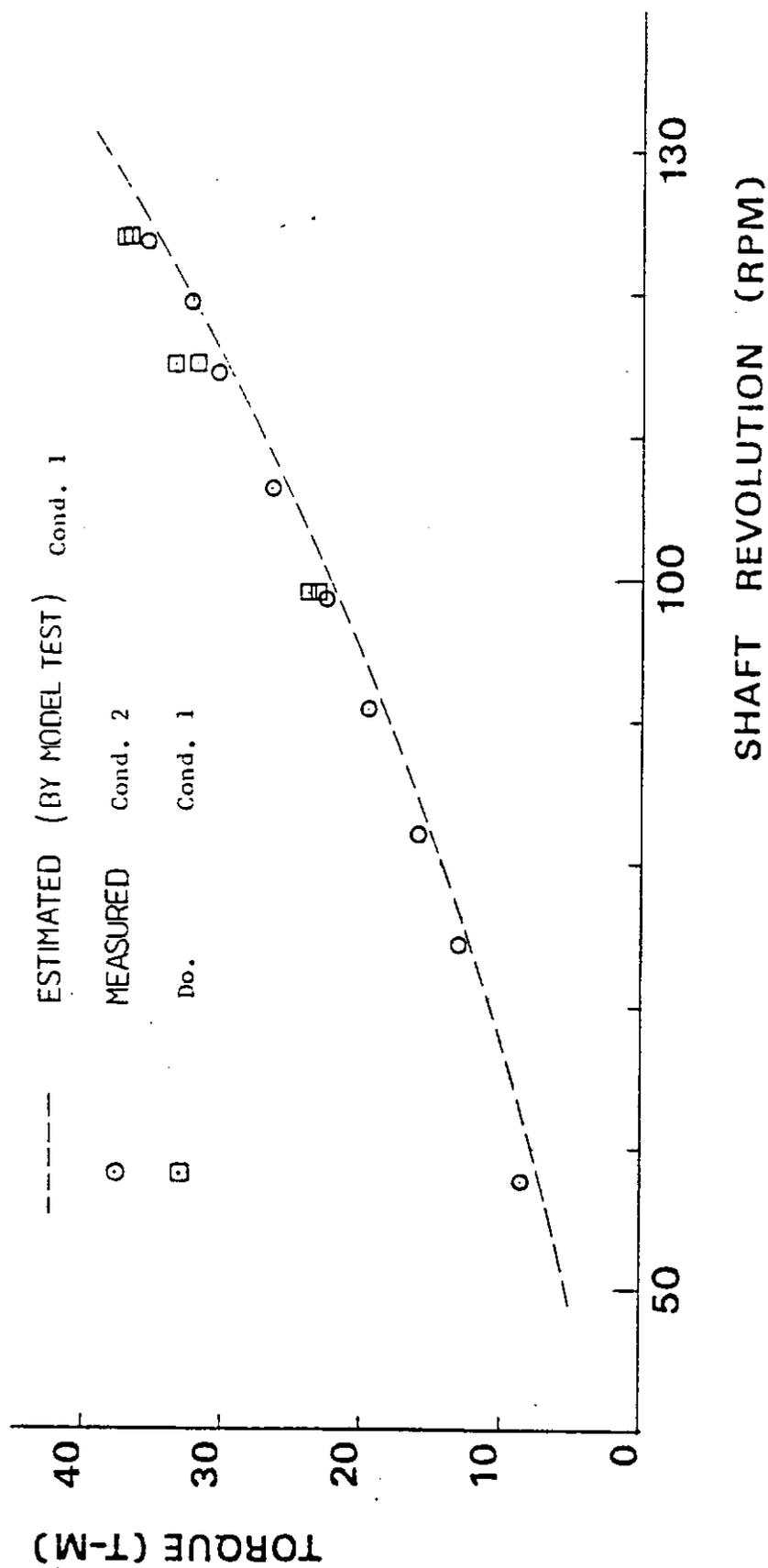


Fig. 2. 4. 3. 1 実船トルク計測結果

軸スラスト計測結果

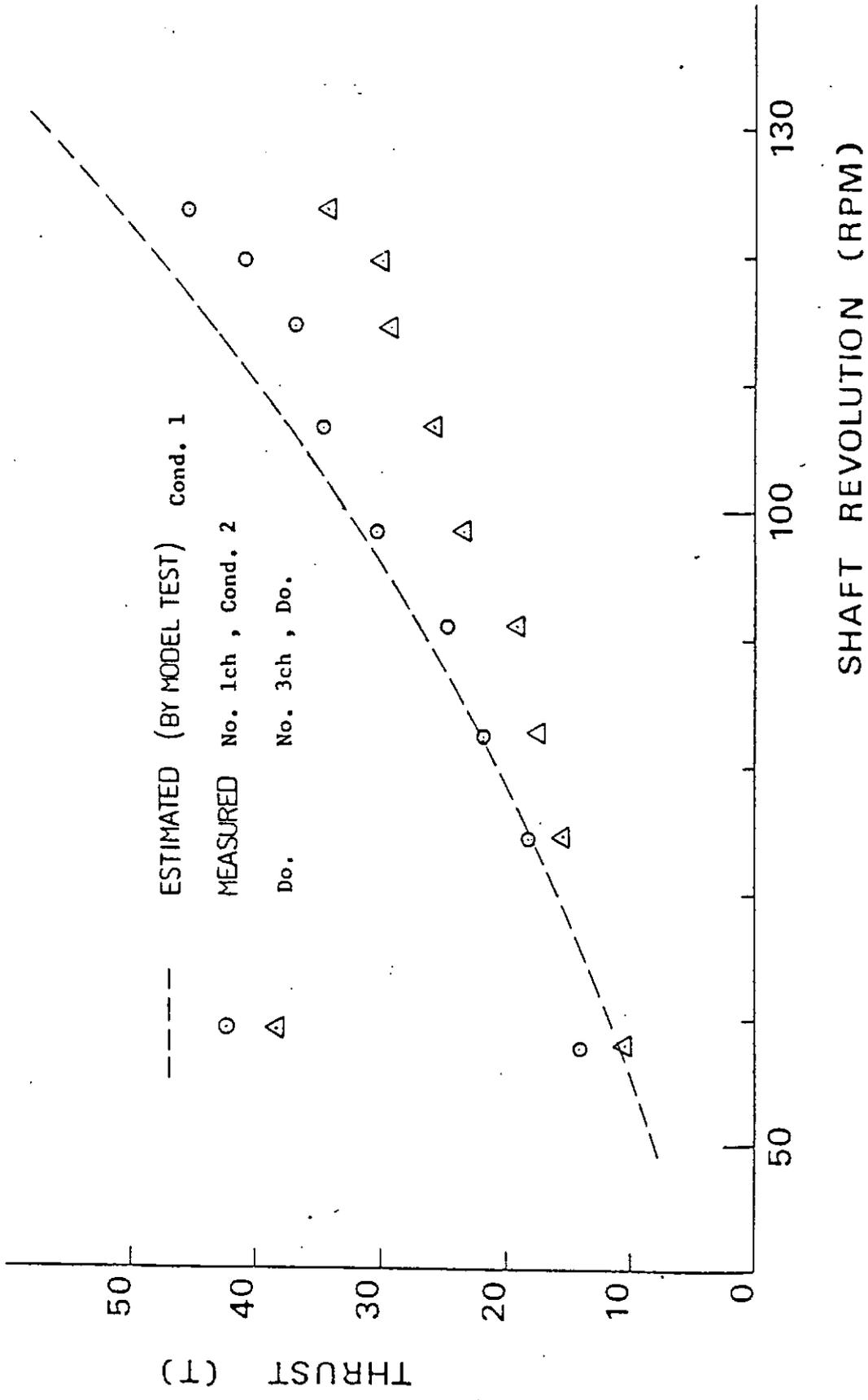


Fig. 2. 4. 3. 2 実船スラスト計測結果

抄訳

- 1. 直交ゲージのプロペラ軸への直貼りによるトルク，スラストの歪出力は、4枚ゲージブリッジによると (Fig.2.4.3.3 の結線による)

$$4 \times \epsilon_a = \frac{4(1+\nu)}{4} \sigma_a, \quad 2(1+\nu) \times \epsilon_T = \frac{2(1+\nu)}{E} \sigma_T \quad \text{であるが、}$$

$\sigma_a = 7.5 \sigma_T$  を考えるとスラスト歪の出力はトルク歪の出力の約1/15になる。

- 2. 従って、スラストゲージの取付け誤差  $1^\circ$  によるスラスト歪へのトルク歪の影響は  $15 \sigma_T \times \sin(2 \times 1^\circ) = 0.53 \sigma_T$ 、つまりスラスト歪の53%になる。
- 3. 逆にトルクゲージの取付け誤差  $1^\circ$  によるトルク歪へのスラストの影響は

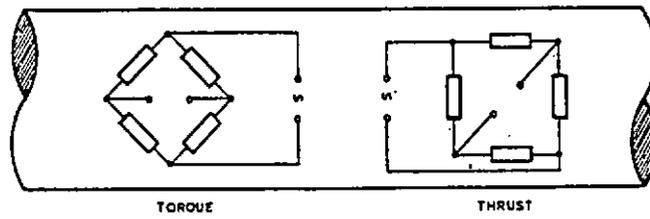
$$\frac{1}{15} \sin(2 \times 1^\circ) = 0.002 \sigma_a, \quad \text{つまり } 0.2\% \text{ である。}$$

- 4. 直交歪ゲージの直角度の精度は非常に高いので、直交ゲージを用いると取付け誤差は両ゲージ同一角  $\alpha^\circ$  となる。(Fig.2.4.3.4参照) この場合、両ゲージの出力を直列に結線するとゲージ1 とゲージ2 に与えるトルク歪の影響は互いに打ち消し合う。(結線は Fig.2.4.3.5 参照)

- 5. スラストによる出力は  $2 \times \frac{1-\nu}{E} \sigma_T$  となり一般的方法 (Fig.2.4.3.3) の53%になる。

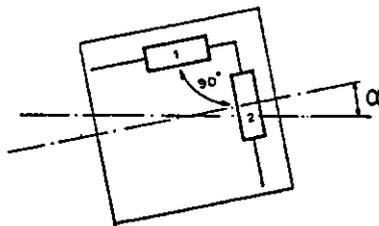
以上

- 注 1. 本方式はトルク影響が打ち消されるため、原理的に優れている。
- 2. 軸温度の変化による温度差は、打ち消されないため、温度保障ゲージの使用に加えて、ダミーゲージ (プロペラ軸と同一温度になるような同質鋼材に貼付) の使用が望ましい。
  - 3. 出力がトルク出力の約1/30になるため、アンプ、伝送系の0点移動には極力注意をはらう必要がある。(歪出力は約20~30ust である)



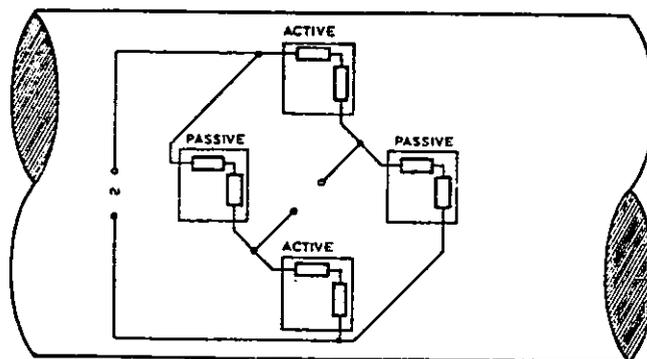
The Wheatstone bridge arrangement for thrust and torque measurement

Fig. 2.4.3.3



Cancellation of torque components

Fig. 2.4.3.4



The complete Wheatstone bridge with two active arms

Fig. 2.4.3.5

## 2.4.4 画像処理による速度測定法の機能試験

### 2.4.4.1 はじめに

本年度は、研究の2年目として、「空気中及び水中の移動物体の速度計測」を目標として研究を行った。結果から先に述べれば、空気中の物体の移動速度の計測には成功し、かなりの精度で速度計測を行えることが分かった。しかしながら、水中の計測に関しては、水中での画面の標定用プログラムが、測定誤差のため予想通りの動作をせず、繰り返し計算が発散してしまった。そこで、カメラのレンズとその水中容器のガラス窓の距離が非常に小さいことに着目し、カメラが見掛け上目標物に近づいたと考える空気中での画面標定用プログラムを用いたところ反復計算が収束し、空間位置の測定を行うことができた。但し、時間の関係で、水中での速度計測を行うことはできなかった。

本報告では、2.4.4.2節で空気中の測定結果について述べ、2.4.4.3節で水中の測定結果について述べる。

### 2.4.4.2 空気中での測定結果

空気中においては、回転運動する球（ピンポン球）の移動速度を計測した。2.4.4.2.1, 2.4.4.2.3 節に示す2種の測定を行なった。前者は、カメラの setup が昨年度とほぼ同じ、すなわち、「物体とカメラの距離は約3 m」、「カメラ相互の角度は約30°」で行っており、さらに「画面上の物体の面心位置はデジタイザをマウスの如く用いて入力」することにより計算したものである。後者は、2.4.1 節に述べた青雲丸の実船実験を想定して「物体とカメラの距離は約4 m」、「カメラ相互の角度は約15°」で行った。また、「画面を2値化し、画面上の物体の面心位置を画像処理機能を利用して自動的に計算・入力すること」は、プログラム完成時期の関係により、後者のみで行った。

また、数値微分から発生する誤差（計測結果の偏り）についても2.4.4.2.2 節で考察する。

#### 2.4.4.2.1 第一次測定結果

本節の測定は、物体とカメラとの距離約3 m, カメラ相互の角度約30°, デジタイザをマウスの如く用いて物体の面心位置を入力することにより行なった。

Fig.2.4.4.1, 2.4.4.2 に示すように、毎秒1回転するアームにピンポン球を取り付け、その移動速度を測定した。回転中心からピンポン球までの距離を調節することにより、移動速度を変化させた。

3台のカメラそれぞれについて1/30秒間隔で6画面を画像処理装置に取り込み、各瞬間の空間座標を時間に関して3点微分することにより速度を求めた。すなわち、

最初と最後の画面（後出の画面 No.1,6）での速度は2次の片側差分で求めており、その間の画面（後出の画面 No.2~5）での速度は中心差分で求めている。

実験は、ピンポン球の速さ 2m/s, 3m/s, 5m/s の3種, 運動平面が YZ 平面（鉛直面）, XY 平面（水平面）の2種, ストロボ発光が有, 無の2種の組合わせで行った。Fig.2.4.4.3 にストロボ発光の有無による取込み画面の違いを示す。連続光で撮影すると球が運動方向に直径の数倍ブレて写っているのに対して、ストロボを使用するとほぼ静止画像に等しい様な鮮明な画面が得られる。

測定結果の一例として、速さ 2m/s におけるピンポン球の空間位置と速度ベクトルの時間変化の様子を Fig.2.4.4.4 に示す。各実験条件につきこの様な連続測定を約 10 回行った。画面 No.ごとにまとめて表した結果を Fig.2.4.4.5, 2.4.4.6, 2.4.4.7 に示す。縦軸は、中心差分を使った画面 No.2~5 での測定値の平均値  $\bar{V}$  で無次元化している。どの速さにおいても、平均速さ  $\bar{V}$  で無次元化すれば測定値のバラツキ（変動係数 = (標準偏差) / (平均値)）はほぼ同じになる。なお、図中の画面 No.1, 6 における実線, 一点鎖線,  $V_o/V_o$ ,  $\bar{V}_{No.1}/\bar{V}$ ,  $\bar{V}_{No.6}/\bar{V}$  については次節で説明する。また、画面 No.1,6 の平均値が、画面 No.2~5 のものよりも全般に大きくなっている様である。この原因についても次節で考察する。

以上の測定結果を、中心差分を使った画面 No.2~5 にのみ着目して整理したものを Table 2.4.4.1 に示す。ここで、精度は標準偏差の2倍を平均値で割ったものとして定義した。これらの結果から次の事が言える。

- (1) 精度として上述の定義を用いると、4.5% 程度（5m/s の時、約 0.2m/s）になる。この値は、5孔ビト一管と同程度かそれ以上であると考えられる。
- (2) ストロボを使用すると精度が若干（平均して約1%強）向上する。
- (3) YZ 平面（鉛直面）の方が XY 平面（水平面）よりも若干精度が良い。これは、XY 平面の方が画面が見にくかったためと思われる。
- (4) 片側差分を使った画面 No.1,6 の方が中心差分を使った画面 No.2~5 のものよりも全般にバラツキが大きく値そのものも大きい様である。（この原因については次節で考察する。）

#### 2.4.4.2.2 数値微分から発生する誤差（偏り）に関する考察

##### [1] 数値微分公式の誤差

移動物体の空間座標の如く、良い挙動を示す時間の関数を  $f(t)$  すると、数値微分公式の誤差は Taylor 展開を行うことにより

< 中心差分（画面 No.2~5 に相当） >

$$\frac{f(t+\Delta t) - f(t-\Delta t)}{2\Delta t} = \underbrace{f'(t)}_{\text{厳密値}} + \underbrace{\frac{1}{6}\Delta t^2 f'''(t)}_{\text{誤差}} + \dots \quad (1)$$

< 2次の片側差分（画面 No.1,6 に相当） >

① 後進差分（画面 No.1 に相当）

$$\frac{-3f(t)+4f(t+\Delta t)-f(t+2\Delta t)}{2\Delta t} = f'(t) - \frac{1}{3}\Delta t^2 f''(t) + \dots \quad (2)$$

②前進差分 (画面 No.6 に相当)

$$\frac{f(t-2\Delta t)-4f(t-\Delta t)+3f(t)}{2\Delta t} = f'(t) - \frac{1}{3}\Delta t^2 f''(t) + \dots \quad (3)$$

中心差分の誤差の方が片側差分のもの 1/2 になっており、符号も逆である。

ここで、物体が  $(x, y)$  平面内で運動しており、その空間位置は厳密に測定されているものとする、速さの厳密値  $V$  は

$$V = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (4)$$

となる。一方、3点微分で得た  $x, y$  方向の速度成分を簡単のため  $\frac{\Delta x}{\Delta t}, \frac{\Delta y}{\Delta t}$  と書くと、それらにより得られる速さは

<中心差分>

$$V_c = \sqrt{\left(\frac{\Delta x}{\Delta t}\right)^2 + \left(\frac{\Delta y}{\Delta t}\right)^2} = \sqrt{\left(\dot{x} + \frac{1}{6}\Delta t^2 \ddot{x} + \dots\right)^2 + \left(\dot{y} + \frac{1}{6}\Delta t^2 \ddot{y} + \dots\right)^2}$$

$$\cong V \left\{ 1 + \frac{1}{6}\Delta t^2 \frac{\dot{x}\ddot{x} + \dot{y}\ddot{y}}{V^2} \right\} \quad (5)$$

<片側差分>

$$V_e = \sqrt{\left(\frac{\Delta x}{\Delta t}\right)^2 + \left(\frac{\Delta y}{\Delta t}\right)^2} = \sqrt{\left(\dot{x} - \frac{1}{3}\Delta t^2 \ddot{x} + \dots\right)^2 + \left(\dot{y} - \frac{1}{3}\Delta t^2 \ddot{y} + \dots\right)^2}$$

$$\cong V \left\{ 1 - \frac{1}{3}\Delta t^2 \frac{\dot{x}\ddot{x} + \dot{y}\ddot{y}}{V^2} \right\} \quad (6)$$

つまり、速さについても中心差分の誤差の方が片側差分のもの 1/2 であり、符号が逆になる。

ここで、物体が半径  $r$ 、角速度  $\omega$  の円運動を行っているとすると

$$\left. \begin{aligned} x &= X_0 + r \cos \omega t \\ y &= Y_0 + r \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

であるから

$$\text{厳密値 (真値)} \quad V = r\omega \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}\ddot{x} + \dot{y}\ddot{y} &= (-r\omega \sin \omega t)(r\omega^2 \sin \omega t) + (r\omega \cos \omega t)(-r\omega^2 \cos \omega t) \\ &= -r^2\omega^4 \end{aligned} \quad (9)$$

(8), (9) 式を (5), (6) 式に代入すると

<中心差分>

$$\frac{V_c}{V} \cong 1 - \frac{1}{6}\omega^2 \Delta t^2 \quad (10)$$

<片側差分>

$$\frac{V_e}{V} \cong 1 + \frac{1}{3} \omega^2 r t^2 \quad (11)$$

すなわち、円運動の場合、中心差分では真値よりも比にして  $\frac{1}{6} \omega^2 r t^2$  だけ小さめに、片側差分では逆に  $\frac{1}{3} \omega^2 r t^2$  だけ大きめに計測されることになる。

## [2] 実験値との比較

以上の計算結果と測定結果を比較・考察する。

真値  $V$  との差で議論するのが最も clear なのであろうが、そもそも小さな値（後述の様に 2% 程度以下）を対象にするのだから、「真値とは何ぞや」という新たな議論がわき上がることになる。そこで、まずは、片側差分と中心差分の差について議論してみる。

片側差分で得た速さ  $V_e$  (e: edge) と中心差分で得た速さ  $V_c$  (c: center) の比を考える。

(10), (11) 式より

$$\frac{V_e}{V_c} \cong 1 + \frac{1}{2} \omega^2 \Delta t^2 \quad (12)$$

ここで、  $\omega = 2\pi$  (rad/s) : 1 rps

$$\Delta t = 1/30 \text{ sec}$$

を代入すれば

$$\frac{V_e}{V_c} \cong 1.0219 \quad (13)$$

すなわち、 $V_e$  の方が  $V_c$  より約 2.2% 大きめに計測されることになる。 $V_e$  が画面 No.2~5 の速さの平均値  $\bar{V}$  に一致すると仮定して、 $V_e/V_c$  を Fig.2.4.4.5, 2.4.4.6, 2.4.4.7 に一点鎖線で記入した。図中には、画面 No.1,6 の無次元速さの平均値  $\bar{V}_{No.1}/\bar{V}$ ,  $\bar{V}_{No.6}/\bar{V}$  も実線で記入している。測定値のバラツキが大きくて、一定の傾向を読み取ることは難しいが、 $V_e/V_c$  は、 $\bar{V}_{No.1}/\bar{V}$ ,  $\bar{V}_{No.6}/\bar{V}$  に割合近いようである。しかし、まだ  $\bar{V}_{No.1}/\bar{V}$ ,  $\bar{V}_{No.6}/\bar{V}$  の方が  $V_e/V_c$  よりも若干大きめになっている様である。

$\bar{V}_{No.1}/\bar{V}$ ,  $\bar{V}_{No.6}/\bar{V}$  の総ての図の平均値を計算すると

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\bar{V}_{No.1}}{\bar{V}} \right) &= 1.0384 \\ \left( \frac{\bar{V}_{No.6}}{\bar{V}} \right) &= 1.0222 \end{aligned} \right\} \text{平均 } 1.0303 \quad (14)$$

となる。この値は、理論値 1.0219 ((13)式) にかなり近いが、やはりまだ大きめ（特

に  $\overline{V}_{No.1}/\overline{V}$ ) である。しかしながら、画面 No.1,6 の速さが大きくなることの主原因が数値微分による誤差であることは確かであろう。

なお、画面 No.1,6 の測定値のバラツキの方が、画面 No.2~5 のものより大きいのは、数値微分公式 (1), (2), (3) 式から説明される。すなわち、空間位置 (x, y) のバラツキが片側差分では中心差分の 4 倍になって速さに反映する。また、蛇足ながら等加速度運動 (例えば抵抗 0 の物体の自由落下) をする場合には、数値微分による誤差は 0 になる。

#### 2.4.2.3 第二次測定結果

本節の測定は、2.4.1 節に記した青雲丸での実船実験を想定して、「物体とカメラの距離約 4 m (水中では 5 m 強に相当する)」、「カメラ相互の角度約 15°」で行なった。また、画面上の物体の面心位置は、第一次測定と同じ様に「デジタイザをマウスの如く用いて人間が入力する」方法と、「画像処理機能を用いて自動的に計算・入力する」方法の 2 種を行った。その他は、第一次測定のものと同じである。

速さ約 2.5m/s における測定結果を Fig.2.4.4.8, Fig.2.4.4.9, Table 2.4.4.2 に示す。少ないデータ数ではあるが、おおよそ次のことが言えよう。

- (1) 画像処理機能を活用しても精度は余り向上しない。しかしながら、画像処理機能を用いると結果に個人差がなくなるわけであり、その意味で信頼性は増すと言えよう。
- (2) 第一次測定結果と同様に、ストロボを用いると精度が約 1% 向上する。
- (3) 第一次測定結果のもの (Table 2.4.4.1) より精度が 1% 程度悪くなっているが、これはカメラ相互の角度が 1/2 に (30° から 15° に) なったためと思われる。

#### 2.4.4.3 水中での計測結果

長さ 5m, 幅 4m, 深さ 0.45m の水槽を作成し、水中容器に納めた 3 台の CCD カメラを水面より約 0.2m の深さに設置して水中での計測を行った。この場合、カメラ容器のガラスの屈折率と厚さ及び水の屈折率が既知とすれば、計測時に決定しなければならない未知数は、カメラのレンズ中心の空間固定座標値 ( $X_0, Y_0, Z_0$ ) とカメラ固定座標値 ( $x_0, y_0, z_0$ )、カメラの方向の空間固定座標系に対する 9 個の方向余弦、カメラのレンズ中心とガラスとの距離、及びガラス面の傾きを表す 2 個の係数の合計 18 個になる。最後の 3 つの未知数が、水中測定で新たに加わったものである。空气中測定の場合と同様に、これらの未知数を空間位置が既知の基準点 (標点) の画面座標を用いて、非線形最小 2 乗法で求めるための計算法を案出した。計算手順は空气中測定のものと同様であるが、光線がガラス面の水中側 (外面)、空気側 (内面) と 2 回の屈折を行うため式が極端に複雑になり、A4 版のレポート用紙で約 50 ページ、パソコン (PC9801F2) 用の BASIC プログラムで 1000 行を越えた。未知数の個数と方程式の数の関係から最低 6 個の標点が必要であるが、空气中測定の場合と同じ様にこ

れを若干増やして、標点の数は8個（未知数18個に対して方程式22本）とした。

ところが、Fig.2.4.4.10に示す3つの正方形からなる基準物の12個の点 $P_1 \sim P_{12}$ の内8点を標点を選んで上記プログラムを実行したところ、非線形最小2乗法の繰り返し計算においてガラス面の位置が振動を始め、遂には発散してしまった。このことは、カメラと基準物の距離（約2m~4m）や、標点の選び方を変えても同じであり、測定不能の状態に陥った。

そこで、ガラスが比較的薄く（10mm）しかも屈折率が水のものに非常に近く（1.35）、さらにカメラのレンズとガラス面が非常に近い（数mm）ことに着目して、

Fig.2.4.4.11に示すような配置においてカメラと基準物の距離が $1 / (\text{水の屈折率}) \approx 0.75$ 倍になったとして空气中測定用のプログラムを実行したところ、計算が正常に収束し、空間位置の測定が可能となった。その原因として以下のことが考えられる。

Fig.2.4.4.12のように、水中の複数の点 $P_1, P_2, P_3$ から発してガラス面で屈折の後、レンズ中心を通過して画面上の像 $p_1, p_2, p_3$ に到る光線を考える。 $P_1, P_2, P_3$ からガラス面までの光線を伸ばした直線（図の点線）は、屈折の影響で一般にはねじれの関係にあり、一点には交わらない。ところが、今回の場合、レンズとガラスの距離が非常に短くてさらにガラスも薄かったためこれらの直線が「実用上」一点に交わり、見掛けのレンズ中心ができ、そのために空气中測定用プログラムが正常に動作したものであると思われる。また、そのために、水中測定用プログラムでガラスの位置が定まらなかったものと思われる。但し、水中測定用プログラムの作成が全くの無駄であったわけではなく、カメラのレンズとガラスの間の距離が長いときもしくはガラスが厚くて屈折率も水のものとは大きく違うときには、必要になるであろう。

上記の理由により空气中測定用プログラムを用いて、Fig.2.4.2.10の各点 $P_1 \sim P_{12}$ の空間位置の計測を行った。なお、標定に用いた基準点は $P_1, P_2, P_3, P_{10}, P_{11}, P_{12}$ の6点である。長さをカメラと基準物との距離（2m）で無次元化して、測定位置の誤差ベクトルの形で、結果をFig.2.4.4.13~15に示す。すなわち、実際には矢印の根元にある点が矢印方向にズレて測定されているのであるが、矢印は座標軸の10倍の大きさに拡大してある。もっとも誤差の大きいのは $P_4$ の点であり、誤差ベクトルの大きさは、0.48%（9.6mm）である。これは、昨年度行った空气中での測定結果のもの（基準物近くでは約0.3%）より若干大きい。

次に、Fig.2.4.4.16に示すように、カメラと物体の距離約4m、カメラ相互の角度約 $15^\circ$ の配置にて、前段と同様の測定を行った。標定に用いた基準点も、前段のものと同じである。各点の空間位置の測定結果を、Fig.2.4.4.13~14と同じ形式でFig.2.4.4.17~19に示す。前段のものより全般に誤差が大きくなっているが、これはカメラ相互の角度が半分になったためと考えられる。もっとも誤差の大きいのは $P_2$ の点であり、誤差ベクトルの大きさは0.65%（25mm）である。次に、より直接的に速度の測定誤差に関わるものとして、空气中での空間位置計測を行った昨年度と同様に、これらの測定結果から2点間の距離の相対誤差（測定値/真値）を計算した。結果をFig.2.4.4.20に示す。ここで、 $\varrho$ が2点間の真の距離、 $\Delta \varrho$ が測定された距離と真の距離の差の絶対値であり、この図は、昨年度報告書のFig.2.4.4.10-(2)に相当する。

測定値にかなりのバラツキが見られるが、昨年度の結果と比べると、相対誤差が大略 0.5% 程度増加しているようである。昨年度の測定がカメラ相互の角度約  $30^\circ$  で行われたものであることと、2.4.4.2 節で述べたようにカメラ相互の角度を  $30^\circ$  から  $15^\circ$  にすると速度の測定誤差が約 1% 増大したことを考え合わせると、水中での速度計測の精度は空気中のものと同程度か悪くても若干低い程度と予想される。

#### 2.4.4.4 おわりに

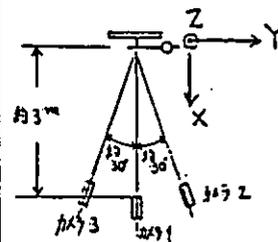
本年度は空気中での移動物体の速度計測を中心に、水中の点の空間位置測定まで行った。主な結論は以下の通りである。

- (1) 精度を測定値の標準偏差の 2 倍を平均値で割ったものとして定義すると、空気中での速度計測の精度は、ストロボを使用した場合、カメラ相互の角度が  $30^\circ$  の時 4% 程度 (5m/s の時、約 0.2m/s)、 $15^\circ$  の時 5% 程度 (5m/s の時、約 0.25m/s) になる。この値は、5 孔ピトー管と同程度かそれ以上であると考えられる。
- (2) ストロボを使用すると各瞬間での物体の像が明瞭になるため、精度が若干 (平均して約 1% 強) 向上する。
- (3) 速度を計算するさいの数値微分の誤差が、トレーサの軌跡と速度変化によってある一定の偏りを生じることがあり、注意を要する。
- (4) 画像処理機能を活用しても精度は余り向上しない。しかしながら、画像処理機能を用いると結果に個人差がなくなるわけであり、その意味で信頼性は増すと言えよう。
- (5) 水中計測の場合、カメラのレンズとカメラ容器のガラス窓の距離が小さくて、ガラスも薄いもしくは屈折率が水のものに近いときには、屈折の影響を厳密に考慮するよりも、空気中測定用のプログラムを使用する方が有効になる。
- (6) 水中位置の測定誤差は、空気中のものより若干大きいのが、2 点間の距離の誤差にはそれほど大きな差はみられない。本年度は時間の関係と最後になって画像処理装置が故障するというアクシデントのため水中での速度測定を行えなかったが、このことから推測すると、水中での速度計測の精度は空気中のものと同程度か悪くても若干低い程度と思われる。

Table 2.4.4.1 画面 No.2~5 における第一次測定結果の要約

YZ平面 (X=一定, 鉛直面)

速さ (m/s)	ストロボ	データ数	平均速さ (m/s)	標準偏差 (m/s)	精度 = 2 × 標準偏差 / 平均値 (%)
2	使用せず	40	1.966	0.0444	4.52
	使用	40	1.971	0.0338	3.43
3	使用せず	40	2.955	0.0663	4.49
	使用	40	2.934	0.0604	4.12
5	使用せず	-	-----	-----	-----
	使用	40	5.013	0.0964	3.85
平均					4.08



XY平面 (Z=一定, 水平面)

速さ (m/s)	ストロボ	データ数	平均速さ (m/s)	標準偏差 (m/s)	精度 = 2 × 標準偏差 / 平均値 (%)
2	使用せず	40	1.978	0.0556	5.62
	使用	40	2.002	0.0454	4.54
3	使用せず	40	2.951	0.0676	4.58
	使用	40	2.951	0.0502	3.40
5	使用せず	-	-----	-----	-----
	使用	28	4.955	0.1388	5.60
平均					4.75

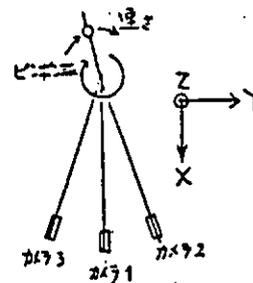
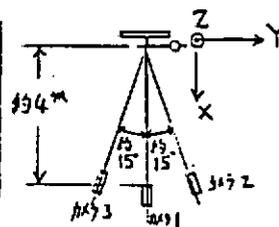


Table 2.4.4.2 画面 No.2~5 における第二次測定結果の要約

YZ平面 (X=一定, 鉛直面)

速さ (m/s)	画像処理機能	ストロボ	データ数	平均速さ (m/s)	標準偏差 (m/s)	精度 = 2 × 標準偏差 / 平均値 (%)
2.5	使用	使用せず	164	2.456	0.0724	5.90
		使用	20	2.433	0.0557	4.58
	使用せず	使用せず	40	2.473	0.0711	5.75
		使用	40	2.466	0.0626	5.08



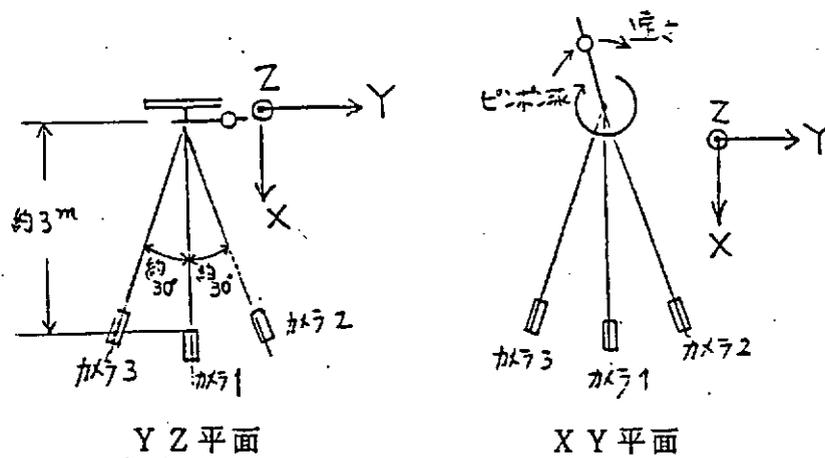


Fig.2.4.4.1 カメラ，ピンポン球回転装置配置図

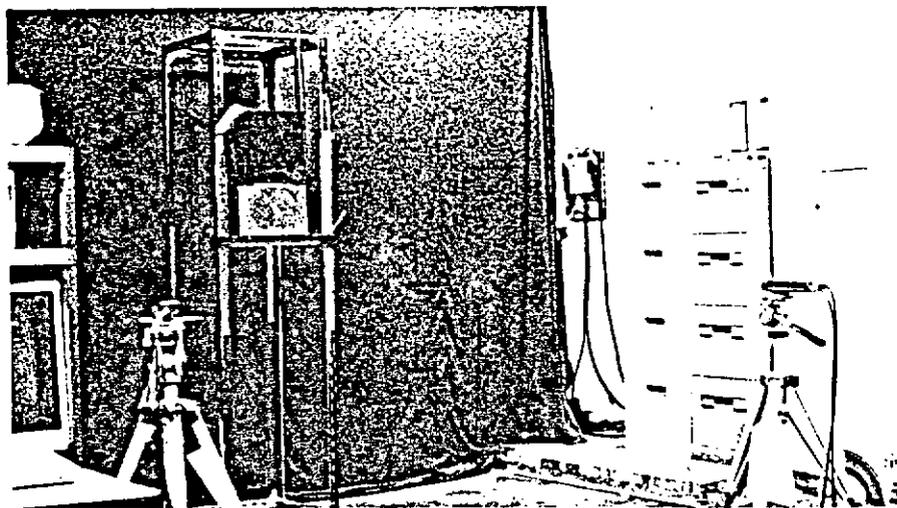
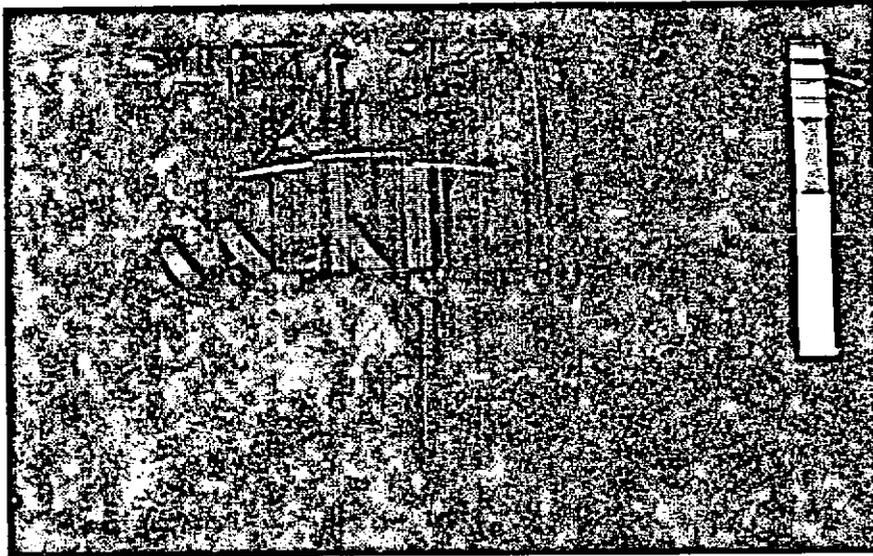
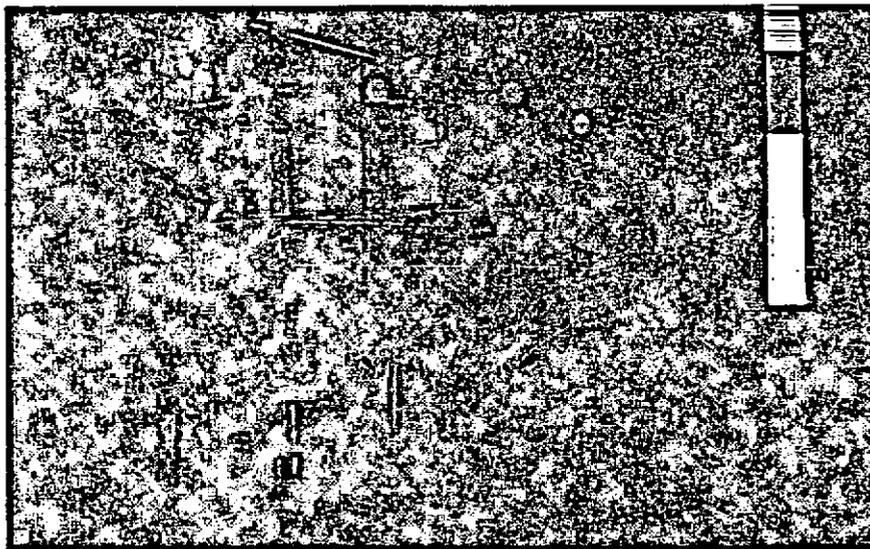


Fig.2.4.4.2 カメラ，ピンポン球回転装置



a) ストロボ発光 無



b) ストロボ発光 有

Fig.2.4.4.3 ストロボ発光の有無による画像処理装置の画面の違い

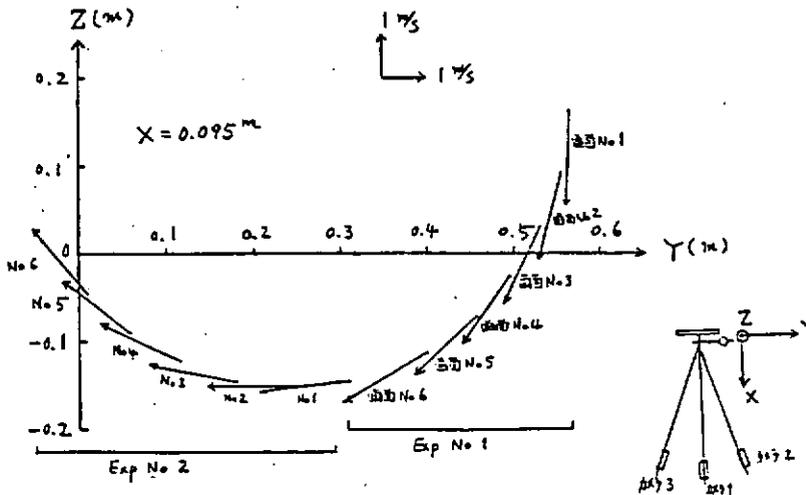


Fig.2.4.4.4 ピンポン球の空間位置及び速度ベクトルの計測例；  
第一次測定結果

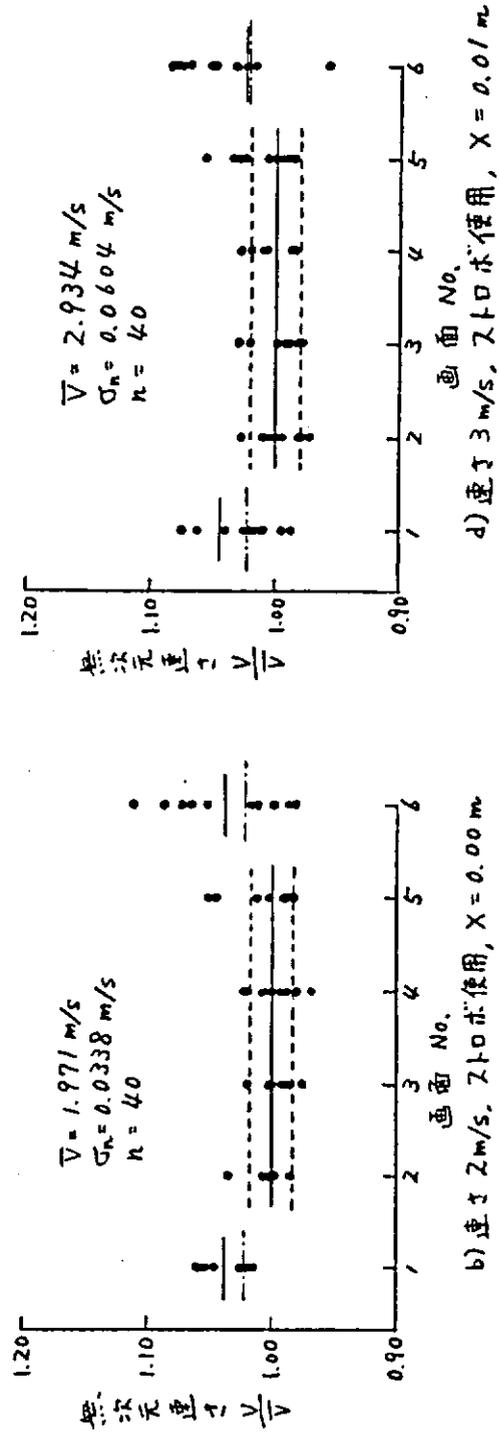
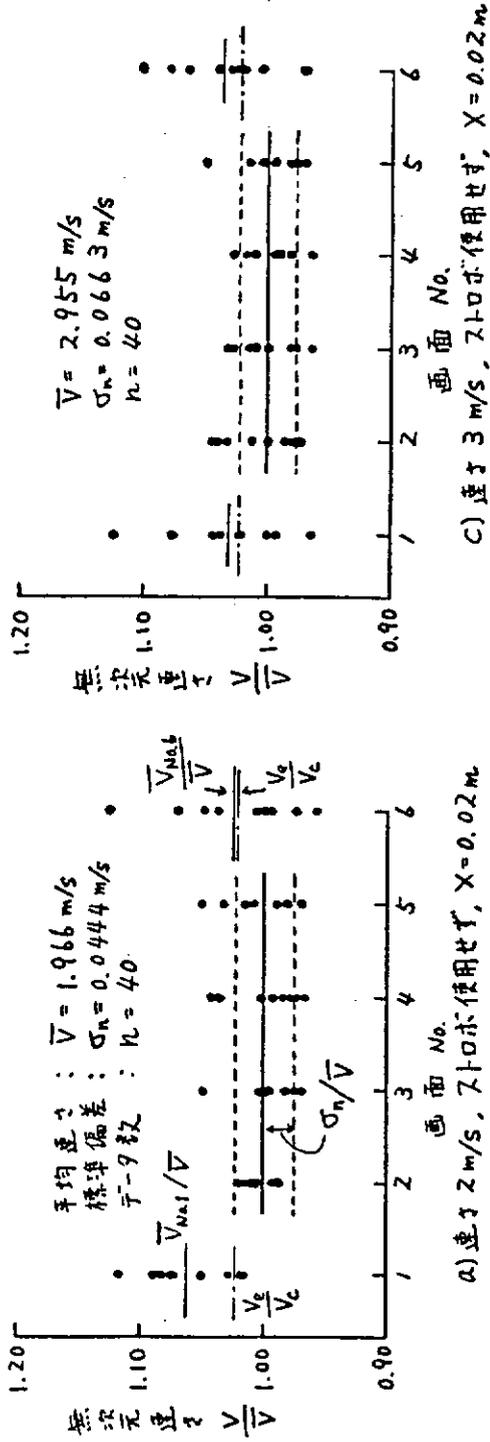


Fig.2.4.4.5 速さ 2m/s, 3m/s における YZ 平面 (鉛直面) 内の計測結果; 第一次測定結果

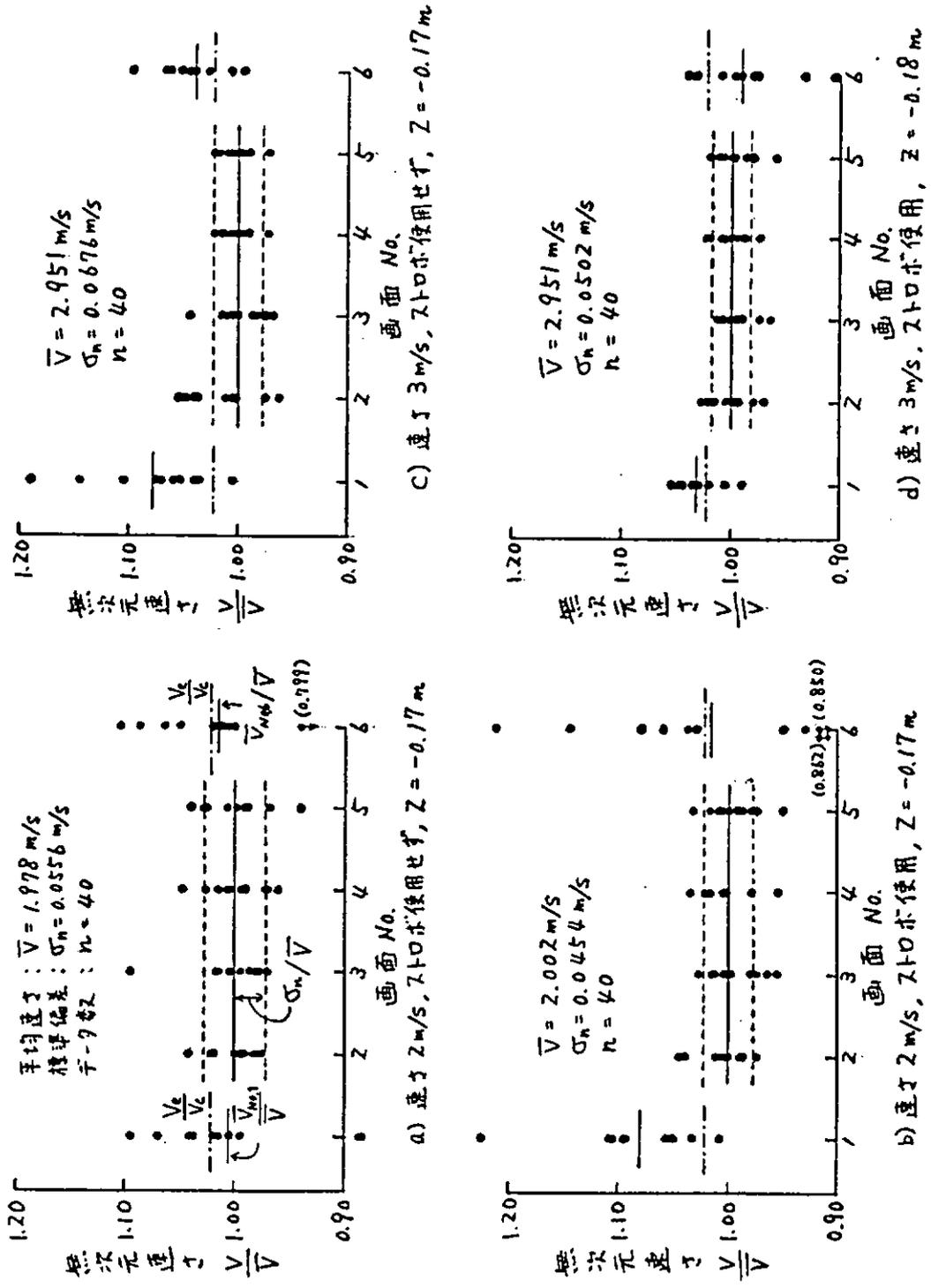
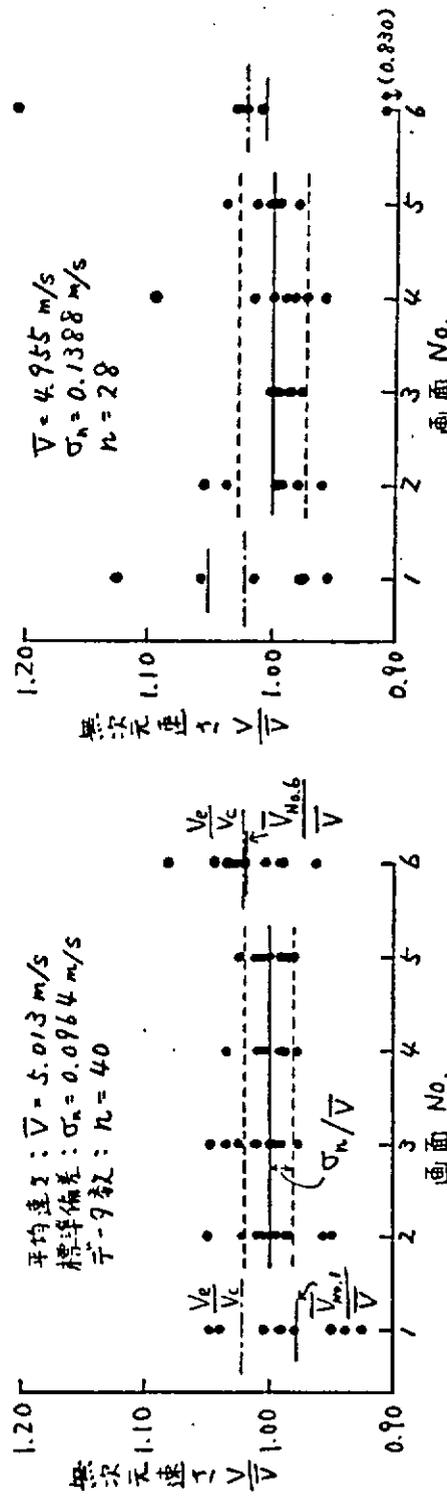


Fig. 2.4.4.6 速度 2m/s, 3m/s における X Y 平面 (水平面) 内の計測結果; 第一次測定結果



a) 速さ 5 m/s, ストロボ使用,  $X = 0.0/m$

b) 速さ 5 m/s, ストロボ使用,  $Z = -0.70 m$

Fig. 2.4.4.7 速さ 5m/s における計測結果;  
第一次測定結果

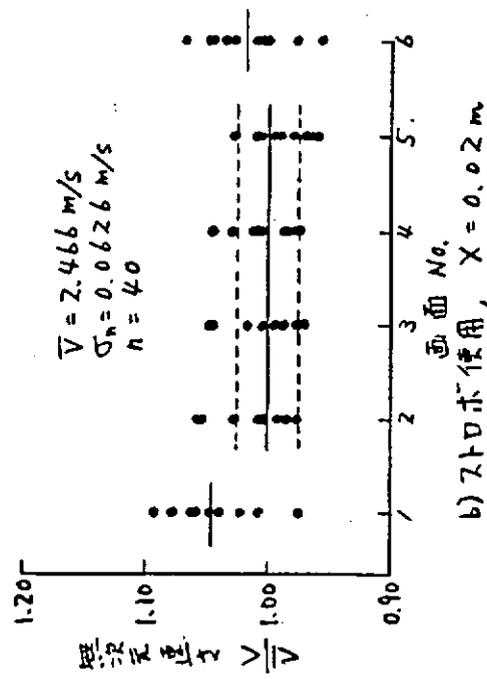
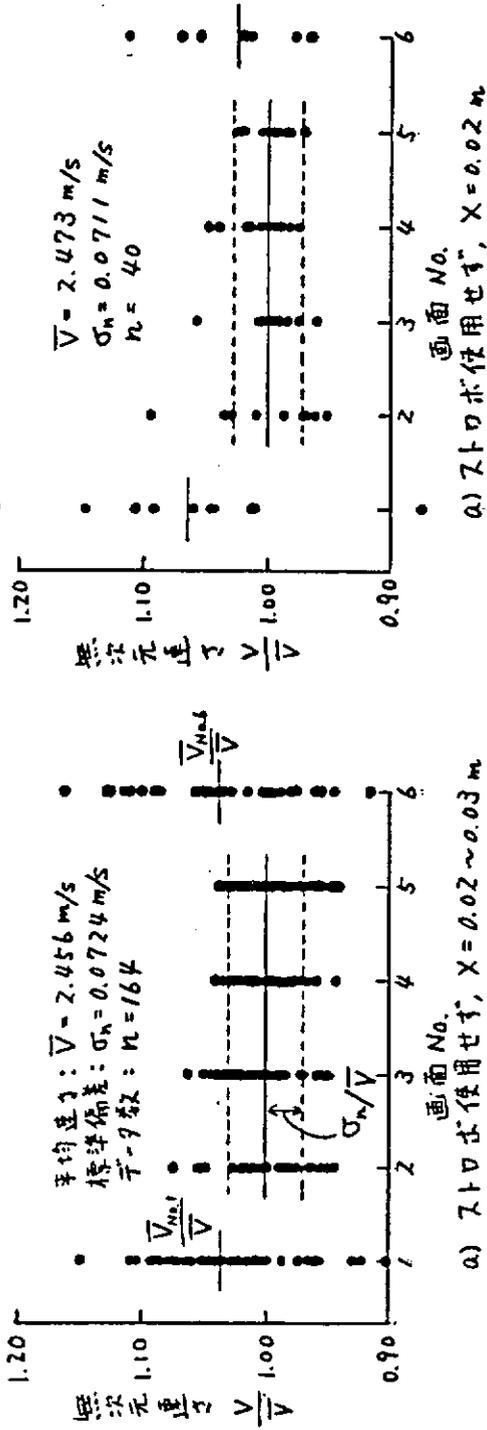


Fig.2.4.4.9 速さ 2.5m/s における計測結果；  
 第二次測定結果，画像処理機能を使用せず

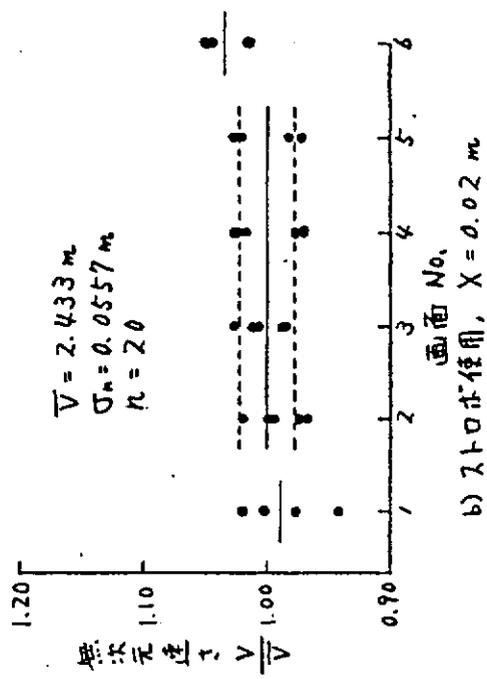
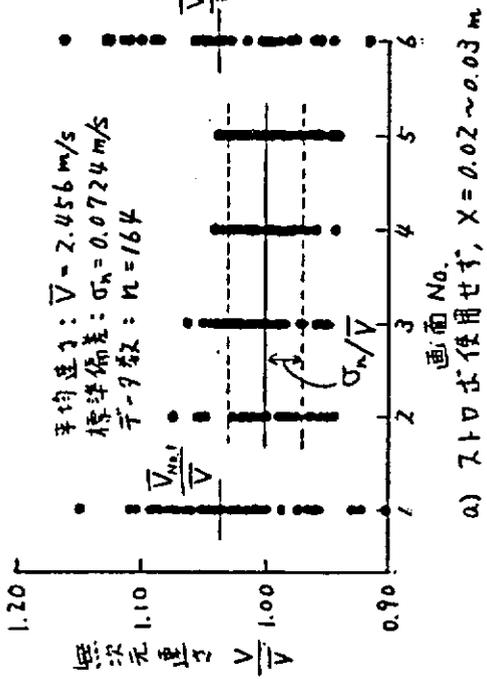


Fig.2.4.4.8 速さ 2.5m/s における計測結果；  
 第二次測定結果，画像処理機能を使用

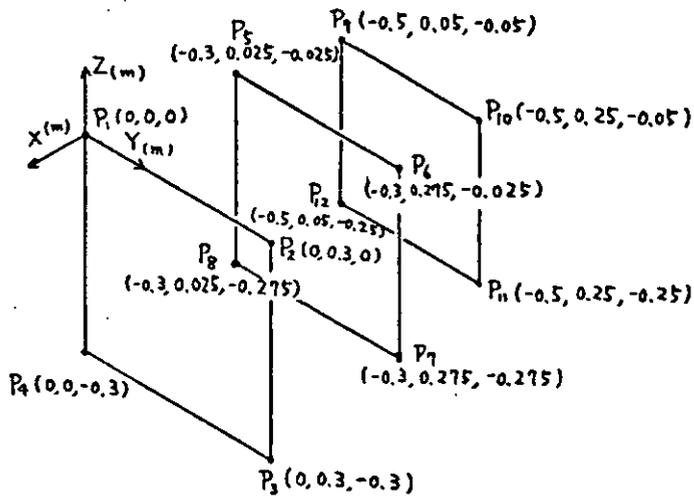


Fig. 2.4.4.10 水中測定に用いた基準物

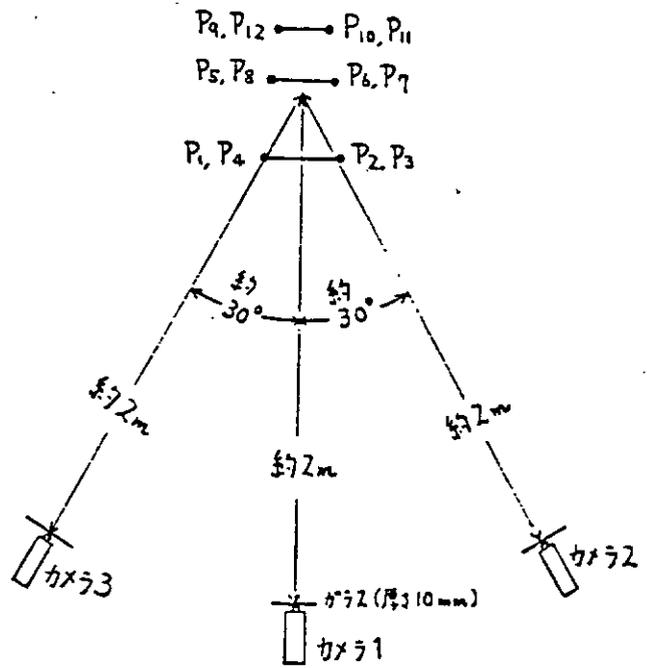


Fig. 2.4.4.11 水中測定におけるカメラ、基準物の配置 (その1)

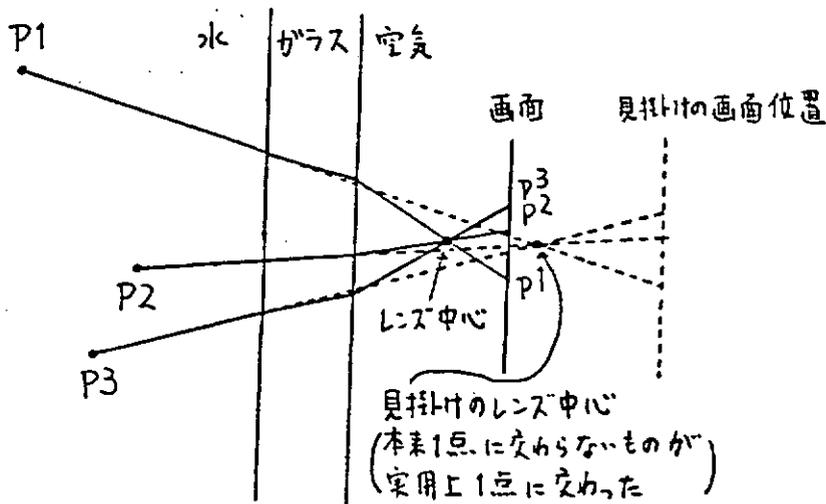


Fig. 2.4.4.12 空气中測定用プログラムが正常に動作した理由

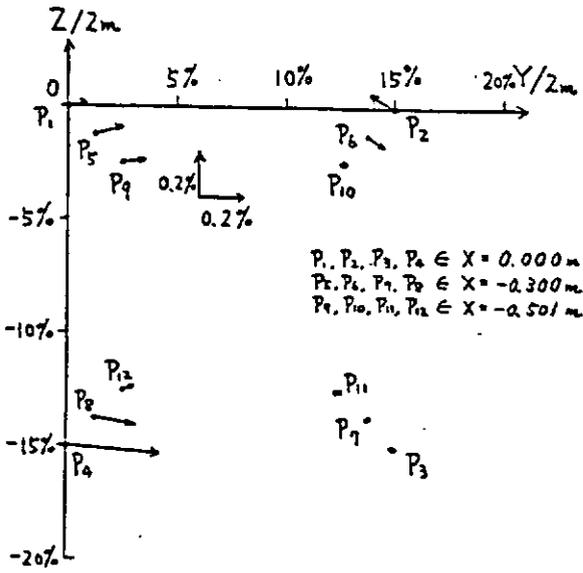


Fig. 2.4.4.13 水中位置測定結果；  
カメラ相互の角度約 30°，  
標点は P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>10</sub>, P<sub>11</sub>, P<sub>12</sub>，  
Y-Z 方向誤差ベクトル

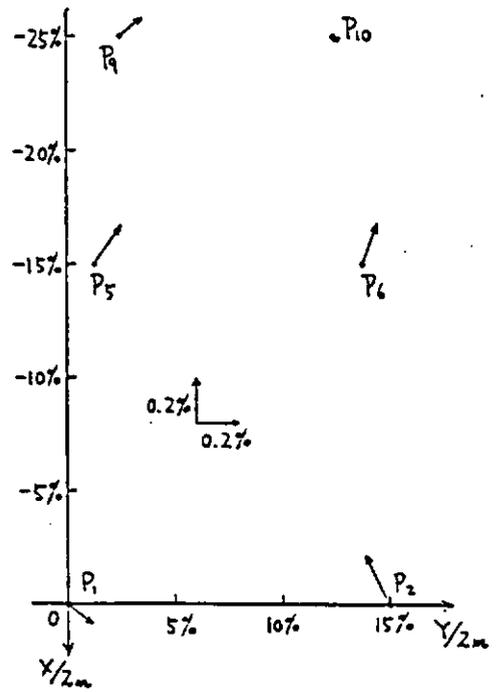


Fig. 2.4.4.14 水中位置測定結果；  
カメラ相互の角度約 30°，  
標点は P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>10</sub>, P<sub>11</sub>, P<sub>12</sub>，  
X-Y 方向誤差ベクトル，  
基準物上部の点

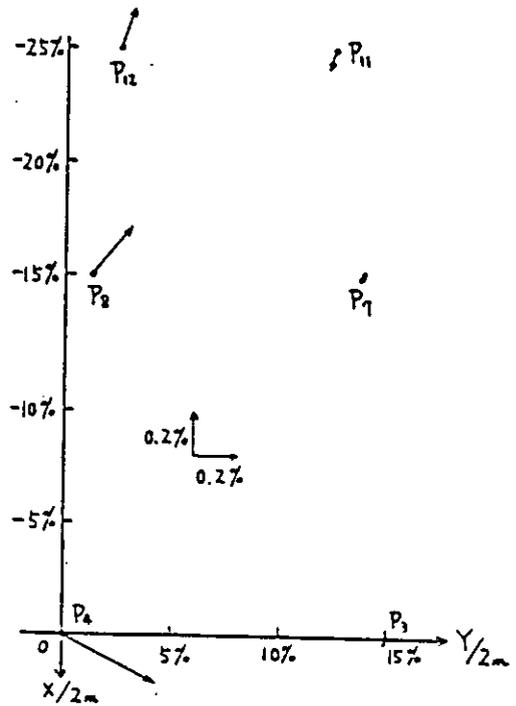


Fig. 2.4.4.15 水中位置測定結果；  
カメラ相互の角度約 30°，  
標点は P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>10</sub>, P<sub>11</sub>, P<sub>12</sub>，  
X-Y 方向誤差ベクトル，  
基準物下部の点

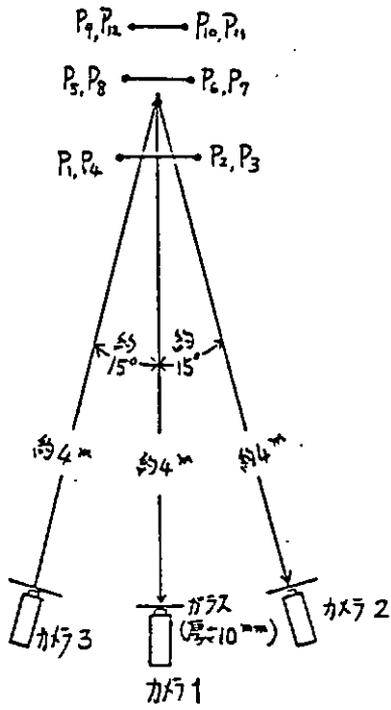


Fig.2.4.4.16 水中測定におけるカメラ, 基準物の配置 (その2)

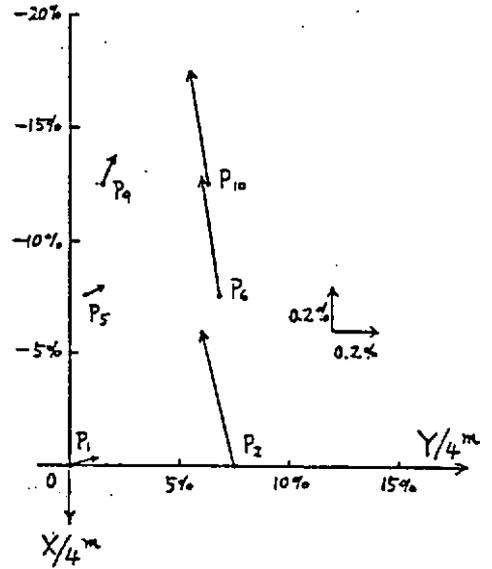


Fig.2.4.4.18 水中位置測定結果; カメラ相互の角度約 15°, 標点は P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>10</sub>, P<sub>11</sub>, P<sub>12</sub>, X-Y 方向誤差ベクトル, 基準物上部の点

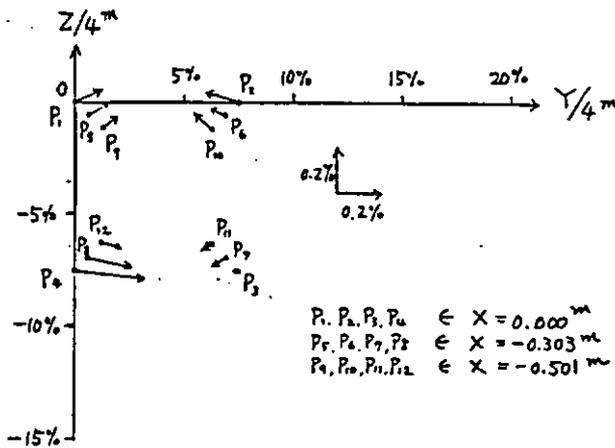


Fig.2.4.4.17 水中位置測定結果; カメラ相互の角度約 15°, 標点は P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>10</sub>, P<sub>11</sub>, P<sub>12</sub>, Y-Z 方向誤差ベクトル

$P_1, P_2, P_3, P_6 \in X = 0.000 \text{ m}$   
 $P_5, P_4, P_7, P_8 \in X = -0.303 \text{ m}$   
 $P_9, P_{10}, P_{11}, P_{12} \in X = -0.501 \text{ m}$

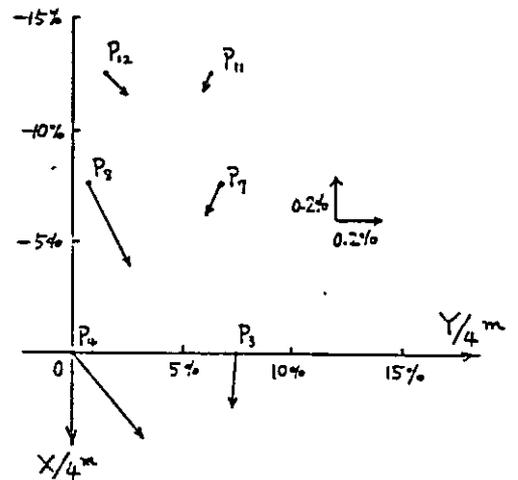


Fig.2.4.4.19 水中位置測定結果; カメラ相互の角度約 15°, 標点は P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>10</sub>, P<sub>11</sub>, P<sub>12</sub>, X-Y 方向誤差ベクトル, 基準物下部の点

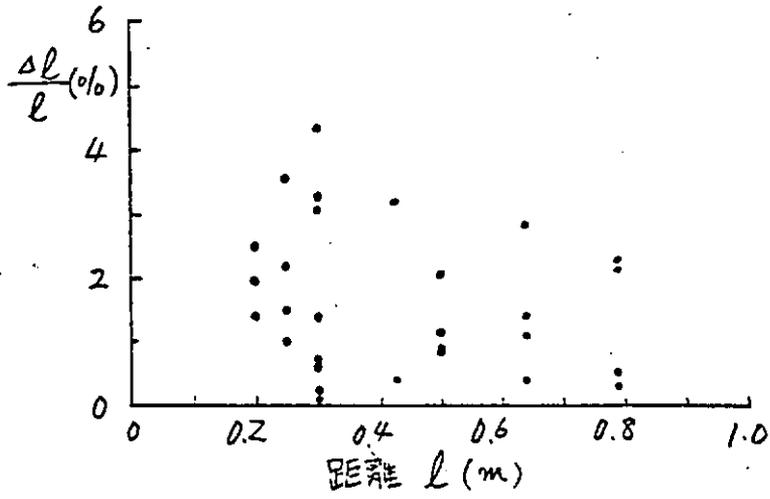


Fig.2.4.4.20 2点間の距離の測定誤差 ;  
カメラ相互の角度約  $15^\circ$

## 2・4・5 まとめ

トレーサを3台のCCD-TVカメラで撮影し、その画像を計算機処理することにより実船伴流を測定する方法の開発は次のように進展した。

(1) 空気中の移動物体の速度計測が可能となった。検定の結果、計測精度はほぼ5孔ビト管と同程度かそれ以上であることが判ったが、これはカメラ相互の角度やストロボ使用による画像の鮮明度にわずかながら依存する。また計算処理の際の数値微分の方法が誤差に与える影響を評価した。また、「画像の処理機能」を活用して処理の自動化を促進するプログラム・システムを完成した。「画像の処理機能」を用いると個人差は無くなり、その意味で結果の信頼性は増すが精度はマニュアル処理と同程度であった。

(2) 水中の移動物体の速度計測のためのプログラム・システムを完成した。光が水、ガラス、空気を通過するため、プログラムは複雑となっている。

実際の計測に際し、ガラスが薄く、その屈折率が水に近く、かつカメラとガラスの距離が近い場合には空気中の計測プログラムの使用が有効であることが判った。水中での速度計測精度については検定中であるが、空中での計測よりは若干低い可能性がある。

実船伴流計測法に関する次のような調査研究を行った。

- (3) 供試船および実船試験に関する調査は青雲丸を仮想供試船とし、そのプロペラ面での上4半円の伴流を精度良く計測するためのCCD-TVカメラの配置と撮影可能空間を求めてみた。またカメラ等計測装置の船体への取付け方法とその問題点を調べた。
- (4) 実船伴流計測に用いるトレーサーに関して調査と議論を重ね、タンパク質を主成分とする候補を見つけたが更に適切なものを探している。トレーサー放出装置についてはピストンで押し出す方式の装置案の図面が完成した。なおトレーサーを水流で流し出す方法も議論された。
- (5) 実船伴流計測と同時に実施すべき実船スラストの計測について予備実験を行うことができた。その結果、プロペラ中間軸への歪ゲージ直貼り方式(Hylaridesの方法)は比較的高精度に計測でき、有望であることが判ったが、なお計測技術の詳細に関して調査を重ねる必要がある。

## 2・5 結言

この研究プロジェクトは突然本年度で中断されるということであるので、昨年度の研究結果をも合せて主要な成果を研究グループ毎にまとめてみる。

伴流中を作動する最適プロペラの研究では翼面上に比較的平坦な圧力分布を与え理論的に最適設計したプロペラが単独効率、均一流中のキャビテーション性能、典型的な船尾不均一伴流中でのキャビテーション性能、プロペラ上部圧力変動、エロージョン試験のいずれにおいても他の二つのプロペラ（三角型圧力分布、極端な三角型圧力分布を与えて設計したプロペラ）よりも良好な成績であることが判明した。この平坦な圧力分布をもつプロペラは MAU型プロペラより総合性能がよいことが、別の実験から確かめられている。

一方実船における Highly Skewed Propeller の省エネルギー効果は、サンプル数が少なく、定性的に効果を確認するにとどまった。

プロペラ単独性能の尺度影響に関する研究は、まず模型プロペラを対象に翼面圧力分布や境界層内速度分布につき実験値と理論計算値との対応を求め、それをふまえながら理論計算による尺度影響の検討を行った。対象としたプロペラは青雲丸用の Conventional Propeller (C.P.) と Highly Skewed Propeller (H.S.P.) である。

模型プロペラ翼面圧力の計測値は一般に後述の理論計算値と良く一致しているといえる。なおプロペラ翼の歪の影響に対しては実験的補正を行った。

模型プロペラ翼面境界層速度分布は LDV を使って計測法を開発しながらの計測を行った。多大の労力と時間を掛け、プロペラの境界層に関する多数の貴重なデータが得られたが、現存の他の実験結果や後述の理論計算結果と比較すると、境界層厚さの計測値が大きく検討する必要がある。

非線形定常揚力面計算法と準3次元境界層計算法を組合せた理論計算法を用いて青雲丸のプロペラ性能につき尺度影響の検討を行った。その結果、C.P. では圧力分布と単独性能において尺度影響はほとんど見られなかった。H.S.P. は実船相当のところで、トルク係数が僅かに低くそのため効率が少し向上する結果を得た。

プロペラ性能の尺度影響は、多くの要素が絡み複雑であるが、この2年間での実験と理論を組合せた研究の結果、尺度影響の理論的解明の可能性を一步進めたといえる。

実船伴流計測法の開発ではトレーサーの運動を3台CDD-TVカメラで撮り、その画像を計算機処理して伴流速度を求めることを目的としている。昨年、画像の記録、保存、位置解析のシステムを完成したのに引き続き、本年は空気中を移動する物体の速度解析、更に水中を移動する物体の速度解析システムを完成し、目下測定精度検定の段階である。空中での速度測定精度は、5孔ピトー管と同程度かそれ以上であることが確認された。

実船伴流計測に関連、付随する供試船、計測器取付方法、トレーサー放出装置や同時に行うべきスラスト計測など実船実験の準備的調査を行い有用な結果を得た。

以上、推進性能推定精度向上に関する2ヶ年の研究の全般的な成果は、プロペラ性能の理論計算値と実験値の関係が最終的な性能であるスラストやトルクの値などに加えて性能要素毎にかなり明らかになってきたことである。すなわち、翼表面圧力、境界層の構造、キャビテーションの範囲などに関し、理論値と実験値を詳しく比較検討できたことである。この研究と、プロペラが作動する場の伴流構造の研究、さらに実船のプロペラ性能の研究を進めていくなれば、プロペラの尺度影響も次第に解明され、設計時の推進性能推定の精度は大きく向上するといえる。

### 3. 水中騒音性能に関する研究

#### 3.1 緒言

船舶の省エネルギーの強い要求は近年益々強くなってきているが、一方船舶の居住性の改善の見地から、低振動化、低騒音化も根強い要求である。

船体振動の原因としては、主補機の振動、プロペラシャフトフォース、及びプロペラの非定常キャビテーションによるサーフェスフォースが知られている。先の第183研究部会では、主にサーフェスフォースの推定法の調査、及び軽減対策としてのハイスキュープロペラの効果について実船計測も含め調査がなされ貴重な知見が得られている〔1〕。

他方、船舶騒音の場合は、その伝搬経路から空気音と固体伝搬音とに分類される。その音源も多岐にわたるが大別すると、

- 1) 主補機の振動
- 2) 管内の非定常流れによる振動
- 3) プロペラの非定常キャビテーション

等が上げられよう。プロペラの非定常キャビテーションの場合は、更に、サーフェスフォースによる船体振動が音源となり、固体伝搬音、空中音として船内へ伝搬される場合と非定常キャビテーションそのものが水中騒音源となり船内へ空中音として伝搬していく場合とがある。

一般的に船内騒音に占めている割合をみると、固体伝搬音による成分が大きいと言われているが、防振吸音技術の進展と共に空中音伝搬成分も問題とされる場合もでてきており、非定常キャビテーションの水中騒音特性の把握、推定法が本研究部会のテーマとしてとりあげられたものである。

なお、プロペラの非定常キャビテーションによる水中騒音は、居室内騒音問題の外に、大型船に装備が義務づけられている音響測深機、更には海洋音響機器への騒音障害問題、あるいは航行海域によっては、周辺の養殖漁業への悪影響にも関係する。

プロペラの非定常キャビテーションの水中音特性の把握、推定法の調査を目的として開始された本研究は、前半の2年は主に水中騒音計測法の調査、後半は予測法の確立を目指し実船試験による確認まで行う計画のもとに開始された。

水中騒音計測法の調査が主体となる第1年度は、

- 1) 文献調査（文献表題集の作成）
- 2) キャビテーション水槽における水中騒音計測法の調査（国際試験水槽会議（ITTC）キャビテーション委員会が実施している同一模型プロペラによるキャビテーション騒音計測比較試験〔2〕に準拠した試験（船舶技術研究所（SRJ），及び日本送船技術センター（SRCJ））を実施したが、第2年度である本年度は第1年度の成果をふまえ次の事項を調査した。

- 1) 文献調査

第1年度で作成した文献表題集から、主に水中音計測を計画する上で役に立つように文献を次のように分けて抄録集及びデータ集を作成した。

- |          |   |      |
|----------|---|------|
| a. 騒音計測法 | } | 抄録集  |
| b. 騒音予測法 |   |      |
| c. 騒音データ |   | データ集 |

- 2) キャビテーション水槽における水中騒音計測

第1年には SRI 及び SRCJ で実施した Sydney Express の 250 mm 直径模型プロペラによる均一流中騒音計測を同一試験方案により、更に三菱重工業<sup>(株)</sup> 長崎研究所（MHI）、東京大学船舶工学科（UT）、<sup>(株)</sup>三井造船昭島研究所（ALM）及び石川島播磨重工業<sup>(株)</sup> 技術研究所（IHI）のキャビテーション水槽で実施し、相互比較により水中騒音計測上の相異、及び問題を明らかにする。

- 3) キャビテーション水槽音場の検討

キャビテーション水槽での水中音計測については、閉じた水路内でキャビテーション騒音が正しく計測されているかどうかについて音響関連者から根強い疑問があったことから、一歩つっこんでキャビテーション水槽内の音場の直接計測と理論による検討を行う。

## 参考文献

1. “船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究”、日本造船研究協会、第183研究部会報告書、研究資料 No.358 (昭和58年 3月)
2. Report of the Cavitation Committee, 17th ITTC, Gothenburg (1984)

## 3.2 文献調査

### 3.2.1 騒音計測法

音の強さを表す物理量の一つである音響インテンシティ  $I$  は、音圧  $P$  と粒子速度  $U$  の積の時間平均で与えられるベクトル量で、単位面積当りの通過エネルギー量を示す。

$$\langle I \rangle = \langle P \cdot U \rangle \quad (\langle \rangle \text{は時間平均を表す}) \quad (1)$$

自由音場（反射物体の無い無限に広い空間に平面進行波が存在する音場）なら、

$$\langle I \rangle = \langle P \rangle^2 / \rho C \quad (\rho : \text{媒体密度} \quad C : \text{音速}) \quad (2)$$

となるので、一つのマイクロホンを用いて音圧  $P$  を計測すれば (2) 式より音響インテンシティ  $\langle I \rangle$  を求めることができ、従来から広く用いられている。

しかし、この手法は自由音場を仮定しているため、それが成立しない環境下での計測（複数音源や反射・回折などの複数音波の干渉、近接音場など）では正確に測定できないことや、また音響インテンシティをスカラー的にしかとらえられないため音源探査の場合に無響室や遮音対策などの特別な工夫が必要となるなどの欠点がある。

この従来の手法に対して、空中音計測の分野では、二つのマイクロホンを用いて近接する二点間の音圧を計測しその差から粒子速度  $U$  を計算して直接音響インテンシティの大きさと方向を求める方法（音響インテンシティ法=Acoustic Intensity法、以下 A.I法）が急速に普及してきている。A.I法は、音響インテンシティをベクトル量として捉えることが出来るため、従来の手法に比べて①無響室以外や近接音場での音響インテンシティの計測が可能、②音源探査が容易、③音場解析（伝搬特性の把握）が可能、などの優れた特徴がある。この A.I法を水中雑音計測に適用した例は少なく、森田らの一連の報告 [34, 37] に見られるのみであるが、この分野でも非常に有効であると考えられるため、今後その適用は拡大してゆくものと見られる。そこで、本項では、騒音計測法としてこの A.I法を取り上げ、文献調査することとした。

A.I法に関しては、阿部 [30] がその発展の経過を含めて、原理、適用例について詳細に解説している。また、中野 [36] も、その原理とエンジンの振動騒音の計測例について紹介しており、これらは A.I法の概要を知る上で大いに役立つ資料である。

以下では、まず文献 [30, 36] をベースに A.I法の原理について簡単に説明し、ついで森田らの水中音への適用した成果について紹介した。そして最後に、A.I法関連の文献表題集をまとめた。

## 3. 2. 1. 1 A.1法の概要

## (1) 原理 (文献 (36) )

音響インテンシティ  $\langle I_n \rangle$  は,

$$\langle \vec{I}_n \rangle = 1/T \cdot \int_{-T/2}^{T/2} P \cdot \vec{U}_n dt = \langle P \cdot \vec{U}_n \rangle \quad \dots\dots (3)$$

音波の運動方程式

$$\rho \frac{\partial \vec{U}_r(t)}{\partial t} + \frac{\partial P(t)}{\partial r} = 0 \quad \dots\dots (4)$$

より粒子速度は,

$$\vec{U}_r(t) = -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial P(t)}{\partial r} dt \quad \dots\dots (5)$$

2点間の音圧  $P_1$  ,  $P_2$ を計測して圧力勾配を

$$\partial P(t) / \partial r \approx \{P_2(t) - P_1(t)\} / \Delta r \quad \dots\dots (6)$$

で近似すると, 粒子速度は,

$$\vec{U}_r(t) \approx -1/\rho \Delta r \cdot \int \{P_2(t) - P_1(t)\} dt \quad \dots\dots (7)$$

また, 音圧を  $P_1$  ,  $P_2$ の平均で近似して

$$P(t) \approx \{P_1(t) + P_2(t)\} / 2 \quad \dots\dots (8)$$

これらより(3)式は

$$\langle \vec{I}_n(t) \rangle = \frac{-1}{2 \cdot \Delta r \cdot \rho \cdot T} \int_{-T/2}^{T/2} \{P_1(t) + P_2(t)\} \times \left[ \int \{P_2(t) - P_1(t)\} dt \right] dt \quad \dots\dots (9)$$

となる。

また, (7), (8)式をフーリエ変換して

$$\vec{U}_r(f) \approx \{-1/(j \cdot 2\pi \cdot f \cdot \rho \cdot \Delta r)\} \times \{P_2(f) - P_1(f)\} \quad \dots\dots (10)$$

$$P(f) \approx \{P_1(f) + P_2(f)\} \cdot 1/2 \quad \dots\dots (11)$$

これらを用いると, (3)式より最終的に

$$\langle \vec{I}(f) \rangle = \langle I_m \{P_1(f) \cdot P_2^*(f)\} \rangle / 2\pi \cdot f \cdot \rho \cdot \Delta r \quad \dots\dots (15)$$

が導かれる。(途中経過は文献 (36) 参照のこと)

(9)式は, 計測した2点の音圧を時間で積分することにより音響インテンシティが求められることを示している。

一方,(15)式は, 周波数領域の音響インテンシティが, 2点の音圧のクロススペクトルの虚部を積分することにより求められることを示している。

(2) 直接積分法とクロススペクトル法

文献 (30) より

(9)式のP1とP2の和と差に関する積分を電気回路上で実現した計測法を直接積分法という。また、(15)式のP1とP2のクロススペクトルを2入力FFTで行ってインテンシティを求める方法をクロススペクトル法という。両者の比較を右表に示す。また、各々の計測系の構成を下図に示す。

表-1 クロススペクトル法と直接積分法の比較

項目	クロススペクトル法 (2ch FFT 方式)	直接積分法 (リアルタイム、 Dig.フィルタ式)
①インテンシティ測定領域	周波数領域	時間領域および高波数領域
②データ収集方式	ブロック分割方式 (不連続法)*	逐時値 (連続法)
③周波数帯域幅	狭帯域分析	広帯域分析 (1/1, 1/3 OCT)
④スペクトル誤差	ランダム誤差 DFT 誤差 ウィンドウ誤差	(アナログ系誤差)
⑤音源接近への適性	リアルタイムでないため 診断的手法には不便	リアルタイムモニター 可で診断的手法に最適
⑥システム汎用性	通常の2ch FFTで 容易に測定可能	専用機のため、汎用性は 小さい
⑦校正方法	やや複雑 (位相補正演算が必要)	極めて簡単 (通常の電音測定と同様)
⑧価格	比較的安価	高価

\* 最近の高速型FFTアナライザでは、ほとんどリアルタイムFFTが可能となって来ている。

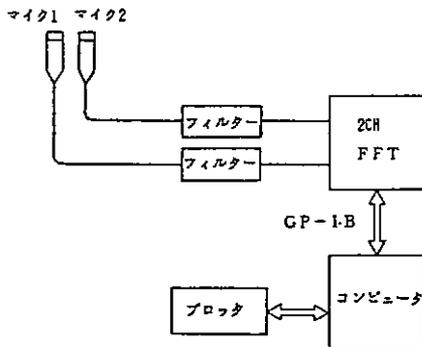


図4 FFTを用いた音場インテンシティ測定法

文献 (36) より

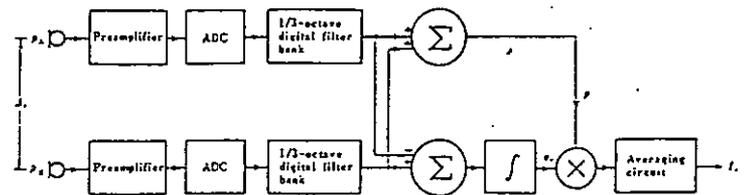


図-1 直接積分型インテンシティ計のブロック図

文献 (30) より

(3) A.I法の計測誤差

A.I法において計測誤差を生じる要因としては次の様なものがある。

i) 差分近似誤差 : 音圧勾配を(6)式の様に分近似していることにより生じる誤差でマイクロホン間隔が大きいほど高周波での誤差が大きくなり、A.I法の有効周波数帯域の上限を決定する。

ii) 計測系の位相差による誤差 : 位相差が大きいほど低周波域での誤差が大きくなるがマイクロホン間隔が大きいほどこの誤差は小さく抑えられる。

従って、誤差を少なくするために計測系の位相差を極力小さくするとともにマイクロホン間隔が有効周波数帯域の上限、下限を決めるので、測定対象に応じて適正なマイクロホン間隔を選ぶ必要がある。

誤差評価については、次項で具体例を紹介する。

3. 2. 1. 2 A.I法の水中雑音への適用例

森田ら〔34〕は、A.I法を水中雑音に適用する上で、空中音計測との違いとして、  
 ①受波器（ハイドロホン）の指向性、位相特性、形状寸法の影響、 ②音速の差による影響、 ③対象周波数域が広いこと、 を考慮すべきであるとして、まず、2個のハイドロホンを用いた水中音響インテンシティメータについてその誤差評価をPascal〔26〕 Gade〔27, 28〕 Thompson〔12〕らの手法に準じて行なうとともに、水中音響インテンシティメータを試作してこれを実験で確かめ、その有効性を示した。

図2は、差分近似による誤差を評価したものでハイドロホン間隔 $\Delta X$ が大きくなるほど高周波域で誤差が増大することが示されている。また、図7はハイドロホン間隔が与える低周波域での影響を示し、この場合は逆に $\Delta X$ が大きいほど誤差が小さくなることが判る。図8は、計測系の位相差 $\phi$ の影響を調べたもので $\phi$ が大きいほど低周波域で誤差が増大することが判る。

これらの誤差評価をもとに、森田らは、図10に示す水中音響インテンシティメータの使用周波数範囲を提示している。同図は、誤差が $\pm 3$  dB以下に収まる周波数の上限と下限をハイドロホン間隔 $\Delta X$ に対して示しており、計測系の位相差 $\phi$ がパラメータとなっている。

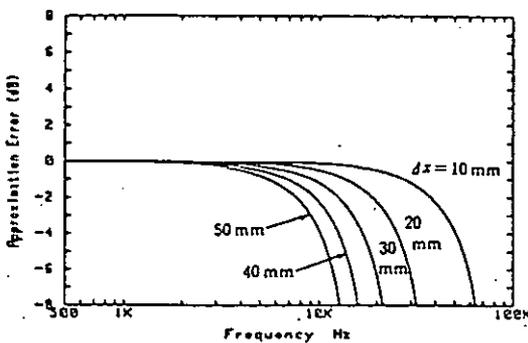


図2 平面波の差分近似誤差

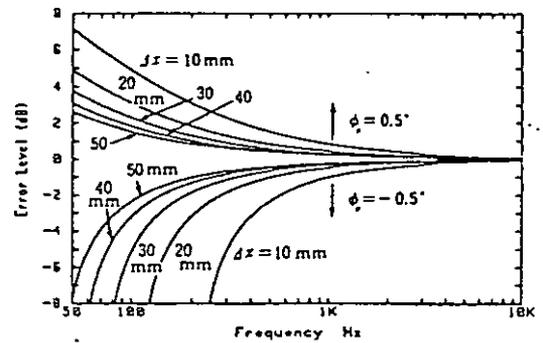


図7 ハイドロホン間隔を変えた場合の低周波の誤差 ( $\alpha = 0^\circ, \beta_0 = 0$ )

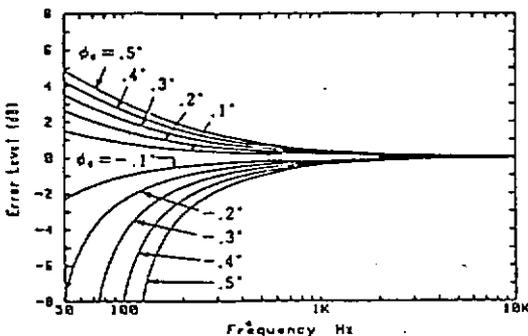


図8 計測系の位相差 $\phi$ による誤差 ( $\alpha = 0^\circ, \beta_0 = 0, dx = 20$  mm)

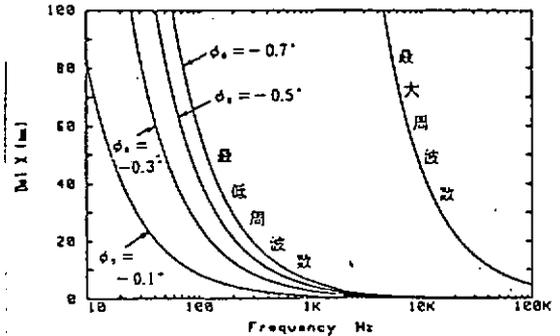


図10 ハイドロホン間隔と使用周波数範囲

図11、図12は、計測系の位相差 $\beta_0$ と差分近似誤差が与えるインテンシテータの指向性への影響を調べたもので、理想状態では対称な指向性が位相差 $\beta_0$ により非対称となること、また、近似誤差が大きく現れる高周波域で扁平な指向性パターンとなることが示されている。

森田らは、試作したインテンシテータについて、図13に示す小型無響水槽を用いて上記の誤差と指向性の評価結果を実験的に確認しているが、更に、このインテンシテータを用いた計測例として、図13のA点左方に示す位置に置いた送波器から10 kHzの純音を送波して、この無響水槽の音場特性を調べた結果を紹介している。

図20は図13のA-A'水平断面におけるインテンシテクトルの計測結果、また、図21は、B-B'垂直断面におけるX成分のインテンシテの分布である。

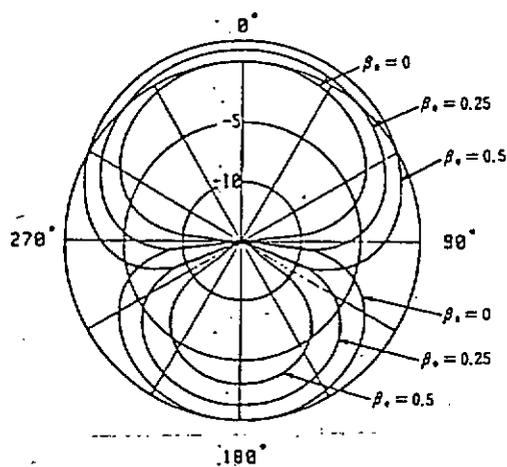


図11 位相差 $\beta_0$ による指向特性の変化

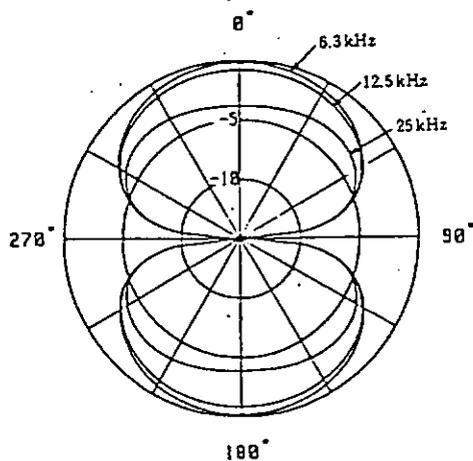


図12 高周波の指向特性

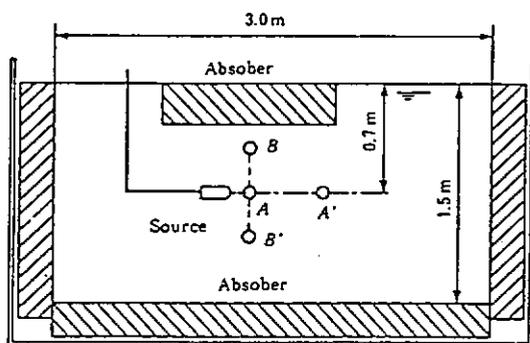


図13 小型無響水槽の横断面

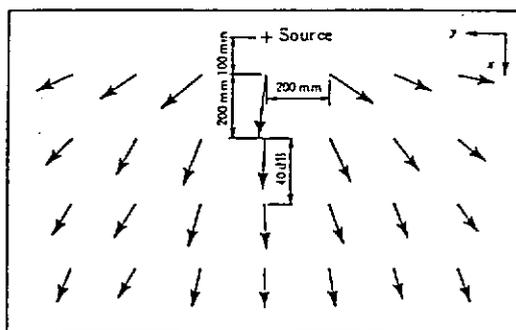


図20 水槽内の音の伝播 (10 kHz)

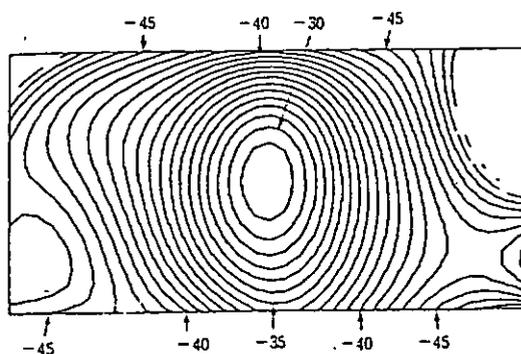


図21 水槽断面のインテンシテ分布図

続いて、森田〔37〕は、A.I法を実船計測に適用してその有効性を示した。以下は、その概要である。

計測は、海洋技術センターの海中作業船「かいよう」において実施され、図1に示す4個の hidroホンで構成した3次元インテンシティプローブが使用された。

インテンシティベクトルの各成分は、図2に示す方法で求められた。なお、このインテンシティプローブは、図3に示す要領で船体外板上の計測点に固定された。

図4.1は、左右ロウハルに2機ずつ装備されているバウスラスタの各1機を運転している状態で右舷ロウハル底部での音響インテンシティを計測した例で、インテンシティベクトルの各成分が三角法で示されている。同図から、スラスタのギヤ音が直接水中に放射されている様子が明らかにされている。

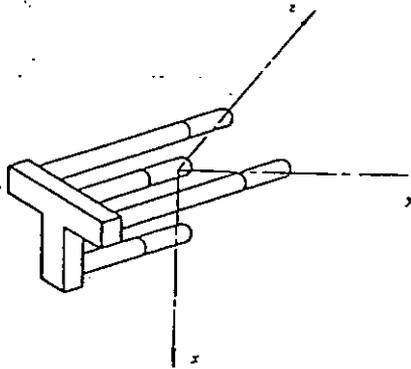


図1 3次元インテンシティプローブ

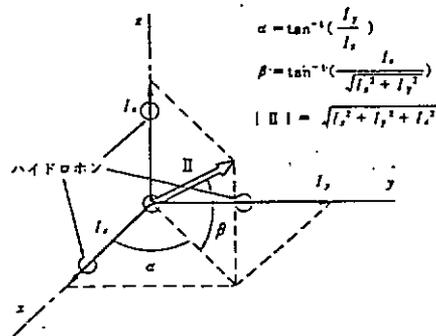


図2 インテンシティベクトル

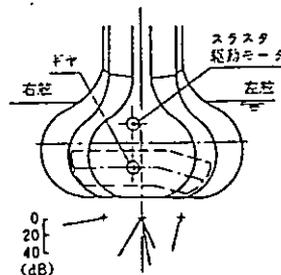
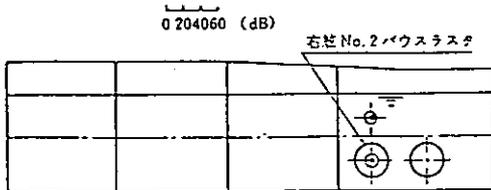
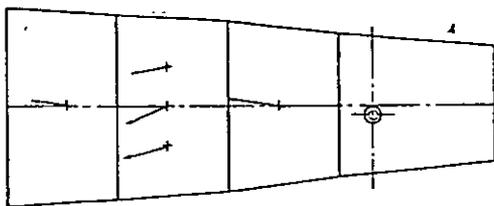


図4.1 スラスタ器音計測時のアクティブインテンシティ (右舷 NO.2バウスラスタ運転, 周波数1200 Hz) Vmin = -120dB re (1 W/m<sup>2</sup>)

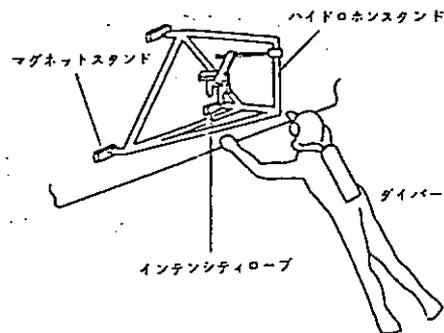


図3 インテンシティ計測方法

## 3. 2. 1. 3 A.I法関連 文献表題集

著者名	表 題	出 典
1) T.J.Schults, et al.	Measurement of Sound Intensity in Reactive Sound Field.	J. Acoust. Soc. Am. 57 (1975)
2) B.G.Van Zyl F.Anderson	Evaluation of the Intensity Method of Sound Power Determination.	J. Acoust. Soc. Am. 57 (1975)
3) F.J.Fahy	Measurement of Acoustic Intensity Using the Cross-Spectral Density of Two Microphone Signals.	J. Acoust. Soc. Am. 62 (1977)
4) F.J.Fahy	A Technique for Measuring Sound Intensity with a Sound Level Meter.	Noise Control Engineering 9 (1977)
5) J.Y.Chung J.Pope	Practical Measurement of Acoustic Intensity - The Two-Microphone Cross-Spectral Method.	Proc. Inter-Noise 78 (1978)
6) J.Y.Chung J.Pope	Cross-Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity without Error Caused by instrument Phase Mismatch.	J. Acoust. Soc. Am. 64 (1978)
7) J.Y.Chung J.Pope D.A.Feldmaier	Application of Acoustic Intensity Measurement to Engine Noise Evaluation	Soc. Automotive Engineers Paper 790502 (1979)
8) J.Y.Chung D.A.Blaser	Transfer Function Method of Measuring In-duct Acoustic Properties.	J. Acoust. Soc. Am. 68 (1980)
9) J.Y.Chung D.A.Blaser	Transfer Function Method of Measuring Aconstic Intensity in a Duct System with Flow.	J. Acoust. Soc. Am. 68 (1980)
10) F.Lavill G.Salvan J.C.Pascal	Sound Power Determination Using Intensity Measurements Under Field Conditions.	Proc. Inter-Noise 80 (1980)
11) F.Jacobsen	Measurement of Sound Intensity	The Acoustics Laboratory of the Technical Univ. of Denmark Report 28 (1980)
12) J.K.Thompson D.R.Tree	Finite Difference Approximation Errors in Acoustic Intensity Measurements.	J. Sound and Vib. 75 (1981)
13) S.J.Elliot	Errors in Acoustic Intensity Measurements.	J. Sound and Vib. 78 (1981)
14) J.Y.Chung D.A.Blaser	Recent Developments in the Measurement of Acoustic Intensity Using the Cross-Spectral Method.	Soc. Automotive Engineers Paper 810396 (1981)

著者名	表 題	出 典
15) J.Pope R.Hickling D.A.Feldmaier P.A.Blaser	The Use of Acoustic Intensity Scans for Sound Power Measurement and for Noise Source Identification in Surface Transportation Vehicles.	Soc. Automotive Engineers Paper 810401 (1981)
16) O.Roth	A Sound Intensity Real-time Analyzer.	Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurement, Senlis. (1981)
17) G.Rasmussen M.Brock	Acoustic Intensity Measurement Probe.	Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurement, Senlis. (1981)
18) A.F.Seybert	Confidence Limits and Random Error for Acoustic Intensity Measurements.	Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurement, Senlis. (1981)
19) G.Hubner	Higher Accuracy in Sound Power Determination of Machines under in-situ Conditions.	Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurement, Senlis. (1981)
20) E.M.Sweeney	Measuring Sound Power of Earth-moving Machinery Using Acoustic Intensity.	Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurement, Senlis. (1981)
21) J.Roland et al.	Measurement of Fan Sound Power in Ducts Using the Acoustic Intensity Technique.	Proc. Recent Developments in Acoustic Intensity Measurement, Senlis. (1981)
22) S.J.Elliott	Spatial Sampling of Acoustic Intensity Fields	Proc. Inter-Noise 81 (1981)
23) 畑 秀二 三角正法 他	アコースティック・インテンシティの計測によるエンジン騒音対策.	自動車技術会学術講演会前刷集 812 (1981)
24) 富田	二輪車の振動・騒音・乗心地とCAE.	自動車技術会誌 Vol.35 (1981)
25) T.Abe D.Anderton	Digital Acoustic Intensity Techniques in Gasoline Engine Noise Studies.	Soc. Automotive Engineers, Paper 820363 (1982)
26) J.C.Pascal C.Corles	Systematic Measurement Errors with Two Microphone Sound Intensity Meters.	J. Sound and Vib. 83 (1982)
27) S.Gade	Sound Intensity (Part 1. Theory)	B & K Technical Review No.3 (1982)
28) S.Gade	Sound Intensity (Part 2. Instrumentation & Applications)	B & K Technical Review No.4 (1982)
29) S.Gade et al.	Sound Power Determination in Highly Reactive Environments Using Sound Intensity Measurements.	Proc. Inter-Noise 83 (1983)

著者名	表 題	出 典
30) 阿部 武	音響インテンシティ法による騒音源の同定.	日本音響学会誌 Vol.39, No.10 (1983)
31) 大門静史郎 石川正臣 他	音響インテンシティの1/3オクターブ合成精度.	日本騒音制御工学会 技術発表会講演論文集 (1984.9月)
32) S.Gade	Sound Intensity and its Application in Noise Control	J. Sound and Vib. (1985)
33) 佐藤利和 大門静史郎 他	2チャンネルFFT分析器による音響パワー計測の試み	日本騒音制御工学会 技術発表会講演論文集 (1985.9月)
34) 森田一雄 三橋邦宏 岩城 嵩	音響インテンシティ計測法の水中雑音への適用 —測定精度の検討—	海洋音響研究会誌12巻 2号 (1985)
35) 石川	最近の騒音計測手法.	日本機械学会関西支部 第5回セミナーテキスト (1985)
36) 中野光男	音響インテンシティ法によるエンジンの振動騒音の解析	日本造船学会誌 No.631 (1986)
37) 森田一雄	音響インテンシティ計測法による実船水中雑音計測例について	海洋音響研究会誌14巻 1号 (1987)

## 3. 2. 2 騒音予測法

実船のプロペラ・キャビテーション騒音の予測法（主として模型計測データより実船騒音レベルを推定する方法）に関する問題を扱った文献について、昨年度の報告書の文献表題集などをもとに調査を行った。今回調査した文献の一覧表とともに、各文献の要約を以下に記す。なお、要約はキャビテーション騒音予測法に関する部分を中心に作成し、文献番号9、10、11は扱っている内容がほぼ同一であるので、要約は文献番号11のみ作成した。

文献番号	著者	文献タイトル 及び 出典
1.	Y. L. Levkovskii;	"Modeling of Cavitation Noise" Soviet Physics - Acoustics, Vol.13, No.3 (1968)
2.	H. J. Baiter;	"Aspects of Cavitation Noise" Symposium on High Powered Propulsion of Large Ship (1974)
3.	A. De Bruijn, T. Ten Worde;	"Measurements and Prediction of Sound Inboard and Outboard Ships as Generated by Cavitating Propellers" Symposium on High Powered Propulsion of Large Ship (1974)
4.	N. A. Brown;	"Cavitation Noise Problems and Solutions" International Symposium on Shipboard Acoustics (1976)
5.	O. Bjorheden, L. Astrom;	"Prediction of Propeller Noise Spectra" Symposium on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems (1977)
6.	M. Strasberg;	"Propeller Cavitation Noise after 35 Years of Study" Symposium on Noise and Fluid Engineering, ASME (1977)
7.	J. Vassenden, A. Løvnik;	"Prediction of Noise from Cavitating Propellers" NSFI Report R-87.79 (1979)
8.	A. Løvnik;	"Scaling of Propeller Cavitation Noise" Noise Sources in Ships 1; Propeller, Nordforsk (1981)

9. G. Bark,  
C. A. Johansson; "Prediction of Cavitation Noise from Model Experiments in a Large Cavitation Tunnel" Noise Sources in Ships 1; Propeller, Nordforsk (1981)
10. G. Bark; "Prediction of Cavitation Noise from Two Alternative Propeller Designs Model Tests and Comparison with Full Scale Results" International Symposium on Cavitation Noise, ASME (1982)
11. G. Bark; "Prediction of Propeller Cavitation Noise from Model Tests and Its Comparison with Full Scale Data" Journal of Fluids Engineering, ASME (1985)
12. H. Yuasa,  
H. Kamiirisa,  
T. Nojiri; "Study on the Characteristics of Propeller Cavitation and Its Noise" 16th Symposium on Naval Hydrodynamics, ONR (1986)
13. T. Sasajima,  
N. Nakamura,  
A. Oshima; "Model and Full Scale Measurements of Propeller Cavitation Noise on an Oceanographic Research Ship with Two Different Types of Screw Propeller" International Symposium on Shipboard Acoustics (1986)

## 3. 2. 2. 1

題名	Modeling of Cavitation Noise		
著者	Y.L.Levkovskii	出典	Soviet Physics - Acoustics Vol.13 No.3 (1968)

キャビテーション・ノイズのモデル化の第一段階として、非粘性の無限流体中における初期半径  $R_0$  の単一球形気泡（蒸気圧  $(p_s)$  で満たされている）が周囲圧力  $(p_0)$  の影響で崩壊する時の運動を考え、それらに関連する物理量の無次元パラメータを、 $p \cdot r = \text{const}$  ( $p$  は音圧、 $r$  は半径方向座標) という基礎的音響則をもとに次元解析を利用して求めている。さらに  $p$  より決まる音圧スペクトル、エネルギー・スペクトル及びパワー・スペクトル ( $G$ ) についても同様に無次元パラメータを求めている。なお、物理量としては上述のものほかに、流体中の音速  $c$ 、流体密度  $\rho$ 、時間  $t$ 、周波数  $f$  を取り上げている。主な無次元数を下に示す。 ( $\Delta p_0 = p_0 - p_s$ )

$$\bar{p} = \frac{p}{\Delta p_0}, \quad \bar{t} = \frac{t}{R_0} \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\rho}}, \quad \bar{c} = c \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_0}} \quad \dots(1)$$

$$\bar{G} = \frac{G \cdot r^2}{R_0^3 \cdot \Delta p_0^{3/2} \cdot \rho^{1/2}}, \quad \bar{r} = \frac{r}{R_0}, \quad \bar{f} = f \cdot R_0 \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_0}}$$

次に、同一流体の流れの中に置かれた物体上のキャビテーション・バブル群についても、実機と模型のキャビテーション・バブルの動的相似則を利用して、上述の結果を応用する。同一キャビテーション数で作動しているならば、双方のキャビテーション・バブルの半径は縮尺比に比例し、(1) 式の  $R_0$  は物体の代表長さ ( $L$ ) で置きかえられ、かつ、 $\bar{f}$  は  $L$  のみの関数となるので、(1) の無次元パラメータから周波数とパワー・スペクトルに関する Scaling は次式のようにになる。

$$f_s = f_n \frac{L_n}{L_s}, \quad G_s = G_n \frac{L_s^3 \cdot r_n^2}{L_n^3 \cdot r_s^2} \quad \dots(2)$$

(添字  $s$  は実機、 $n$  は模型を表す)

ここでの解析は同一流体という条件から  $\Delta p_{0s} = \Delta p_{0n}$  であったが、一般には実機と模型のキャビテーション数を一致させるには、周囲圧力を変化させることで達成される。そこで、周囲圧力が異なる場合の近似モデルを最後に扱う。このために、実験的事実に基づき崩壊するキャビテーション・バブルのノイズ放射率  $\beta$  (バブルの全エネルギーに対する音響エネルギーの割合) が一定とし、かつノイズは放射時定数  $\alpha$  の衝撃波であるという仮定を導入する。このとき、変動する周囲圧力の下でのバブルの全崩壊時間に関する数値計算結果より、(1) の  $\bar{t}$  が周囲圧力が変動している場合にも使用できることが示されているので、時定数  $\alpha$  は次の式で表せられる。

$$\alpha = \bar{\alpha} \cdot R_0 \sqrt{\rho / \Delta p_0} \quad \dots(3)$$

この結果とバブルのノイズ放射率が一定という条件から音圧振幅  $p^*$  と音速に関する関係が次の様に導かれる。

$$\frac{r \cdot p^*}{c^{1/2} \cdot \rho^{1/4} \cdot R_0 \cdot \Delta p_0^{3/4}} = \text{const.} \quad \dots(4)$$

これらの関係をもとにパワー・スペクトルに関する無次元パラメータが次のように求まる。

$$G = \frac{G \cdot r^2}{\rho c L^3 \cdot \Delta p_0} \quad \dots(5)$$

(5) 式よりパワー・スペクトルに関するScalingは次式、

$$G_s = G_m \frac{L_s^3 \cdot r_m^2 \cdot \Delta p_{os}}{L_m^3 \cdot r_s^2 \cdot \Delta p_{om}} \quad \dots(6)$$

で与えられる。通常のレベル表現を、周波数に関するScalingとともに下に記す。

$$f_s = f_m \cdot \frac{L_m \cdot \Delta p_{os}^{1/2}}{L_s \cdot \Delta p_{om}^{1/2}}, \quad \Delta G_{db} = 20 \cdot \text{Log} \frac{L_s^{3/2} \cdot r_m \cdot \Delta p_{os}^{1/2}}{L_m^{3/2} \cdot r_s \cdot \Delta p_{om}^{1/2}} \quad \dots(7)$$

(7) は当然のことながら周囲圧力が実機と模型で等しい時は (2) と同一の式となる。

3.2.2.2

題名	Aspects of Cavitation Noise		
著者	H. J. Baiter	出典	Symposium on High Powered Propulsion of Large Ship (1974)

キャビテーション・ノイズについての考えかたを簡単なモデルを用いて論じ、それらをもとにノイズのscaling方法を提案している。初めに、統計解析を用いて、キャビテーション・ノイズのパワー・スペクトルを決定するパラメータが、単一キャビテーション事象のスペクトル・エネルギー密度(S)と単位時間当たりのキャビテーション事象の数(N<sub>0</sub>)、及び連続したキャビテーション事象の相互影響であることを示している。次に単一キャビテーション事象のSがモノポール型のもとの衝撃波型のものからなるとしてそれらをバブル・ダイナミクスをもとに求め、低周波数領域では前者が、高周波数領域では後者が支配的であることを示した。

これらのモデルと次に示す仮定を用いてFig. 3.2.2.1に示すようなscalingの方法を提案した。

- (1)キャビテーション数は実船と模型で一致。(2)流場はレイノルズ数やバブルの影響を受けない。(3)バブルは物体への流入速度で動く。(4)バブル内のガス圧は実船と模型で同一。
- (2)と(3)は、物体の代表長さ(L)と流入速度(U<sub>∞</sub>)により無次元化したバブルの運動に関するRayleighの方程式から導かれるバブルの最大径Rとライフ・タイムTに関する次式、

$$R \sim L$$

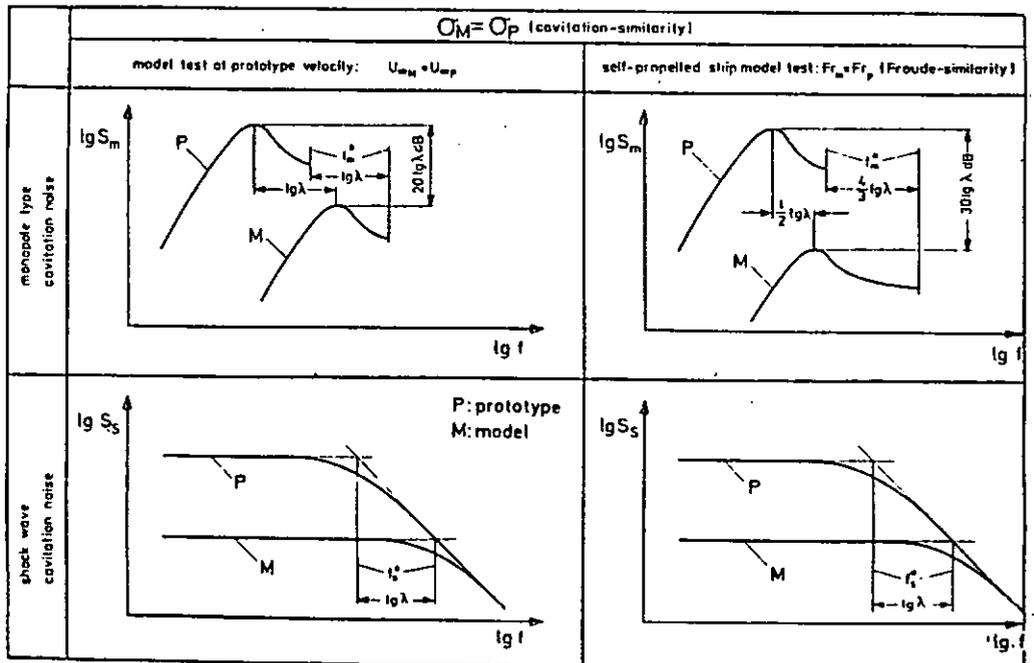
$$T \sim L/U_{\infty}$$

を条件としていることになる。

キャビテーション・ノイズのパワー・スペクトルを考える場合、N<sub>0</sub>のscalingを考えるべきだが、これはキャビテーション核の個数分布に依存しており、もし核の個数分布が相似でないならば、キャビテーション領域におけるバブルの体積比が同一とならなくなり、scalingは正確でなくなるため、この点での試験技術上の問題があると述べている。

Fig. 3.2.2.1

キャビテーション・ノイズのscaling方法



## 3. 2. 2. 3

題名	Measurements and Prediction of Sound Inboard and Outboard Ships as Generated by Cavitating Propellers		
著者	A. De Bruijin, T. Ten Worde	出典	Symposium on High Powered Propulsion of Large Ship (1974)

キャビテーション発生時の船外・船内騒音問題について、模型試験（ここでは減圧曳航水槽を特に取り上げている）をベースとした技術の state-of-the-art と将来の可能性について述べている。

まず、キャビテーション・ノイズの考えかたについて論じている。キャビテーションから発生するノイズのスペクトルは、部分的には単一気泡のそれと見なせるとの考え方から、単一球形気泡の運動を調べている。粘性、気泡中のガス含有量などの影響は小さいが、圧縮性の影響は崩壊時に大きく影響し、衝撃波を生ずること、音圧スペクトルの最大値をとる周波数はバブルのライフタイムの逆数であることなどを示している。さらに、キャビテーション・バブル群のスペクトルはバブルの発生が互いに独立で、全てのバブルが同じ最大径をもつならば、バブル群のスペクトルは単一気泡のそれと一致し、バブルの径が正規分布するときはズレが生じることを示している。

次に、ノイズの scaling について述べている。キャビテーション数を同一にした試験では、Persson のバブル半径に関する計算結果及び減圧曳航水槽の相似条件を考慮して、バブルの半径の比が縮尺比に等しいことを示したうえで、単一気泡の運動方程式から周波数に関する scaling パラメータを次のように導いている。

$$\sigma_r = R \cdot f \cdot (\rho_w / p_e)^{1/2}$$

但し、 $\rho_w$  は密度、 $p_e$  は周囲圧力、 $R$  は気泡の半径

$f$  は周波数

音圧レベルについては、物理的考察から次式を提案している。

$$\sigma_p = \frac{r^2 \cdot \langle p^2 \rangle}{\rho_w \cdot c_w \cdot R_o^3 \cdot p_e \cdot N_o}$$

但し、 $c_w$  は水中の音速、 $N_o$  は単位時間当たりのバブル数

$\langle p^2 \rangle$  は遠距離音場の 2 乗平均音圧

$r$  は距離、 $R_o$  は最大気泡半径

このなかで  $N_o$  については評価ができず、今後の研究によるが、現状では回転数に対応すると仮定している。この scaling 則で今後改良が必要なのは、高周波における衝撃波の扱いであるとしている。

本論文ではこの他に、減圧曳航水槽の音響特性や、計測装置などについて紹介し、さらにそれらの計測値から船内騒音に対するアプローチについて述べている。

## 3.2.2.4

題名	Prediction of Propeller Noise Spectra		
著者	N. A. Brown	出典	International Symposium on Shipboard Acoustics (1976)

キャビテーションが発生している状態における水中放射雑音レベルをプロペラ周速度をもとに推定する方法、及びそれに伴うプロペラ近傍の船体振動レベルを推定する簡易式について述べている。

キャビテーション・ノイズについて過去の実船計測データを、周波数帯を固定して解析した結果、ノイズの強さ (I) が次式で示される傾向にあることを見いだした。

$$I \sim B D V_t^3 H^{1/2} \quad (B; \text{翼数}, D; \text{直径(m)}, V_t; \text{プロペラ周速(m/sec)}, H; \text{周囲圧力})$$

さらに、水中ノイズの計測結果から得られる可聴域の周波数帯域での音圧スペクトルの傾斜が、周波数に対して  $-6 \text{ dB/Octave}$  となる事実を考慮して、キャビテーション・ノイズの上限値として次式を提案している。

$$L_s \leq K + 10 \cdot \text{Log} (B D^4 N^3 f^{-2})$$

但し、 $L_s$ ;  $1 \mu \text{Bar}$  を基準とした音圧スペクトル・レベル (音源より  $1 \text{m}$  の位置において)

$$N; \text{プロペラ回転数(rps)}, f; \text{周波数 (Hz)}, K = \begin{cases} 63 \cdots \text{オープン・プロペラ}, \\ 70 \cdots \text{スラスタ、ダクト・プロペラ} \end{cases}$$

この推定式による音圧レベルと4機のスラスタの実測レベルの比較を、 $10 \text{kHz}$  において行っている。(Fig. 3.2.2.2) この図における実測値と推定値の違いは、主にキャビテーションの発生量の違いであると述べている。即ち、上述の推定式はキャビテーションが翼面を全て覆った場合を想定しているため、この違いについては、次式、

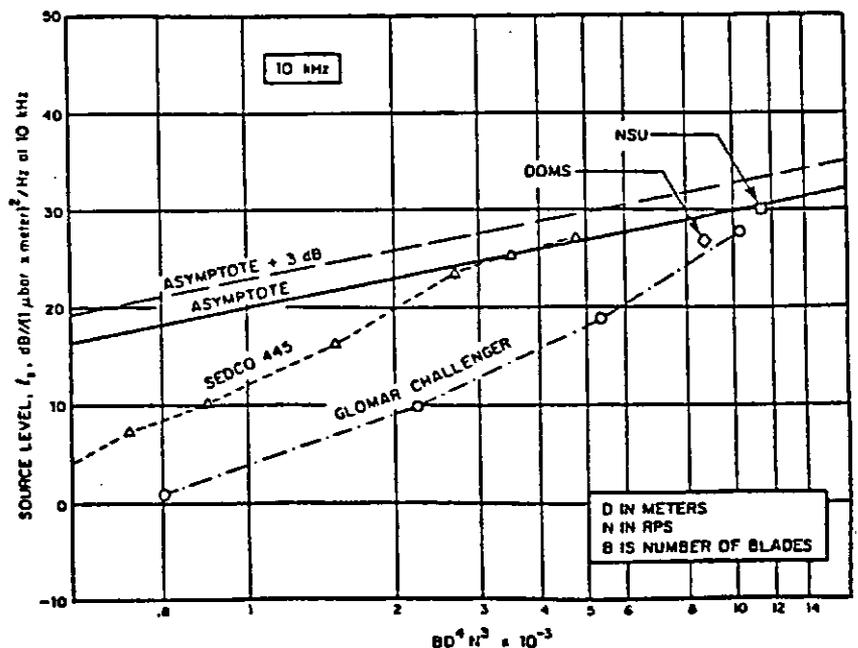
$$\Delta L_s = 10 \cdot \text{Log} (A_c / A_d) \quad (A_c; \text{キャビテーション発生面積}, A_d; \text{翼面積})$$

を上式に加える。図中、 $+3 \text{dB}$  のラインは本推定式のerrorの限界を示している。

この他、水中放射雑音を低減させる幾つかの、具体的方法について論じている。

Fig. 3.2.2.2

キャビテーション・ノイズの推定値と実測値の比較



3.2.2.5

題名	Prediction of Propeller Noise Spectra		
著者	0. Bjorheden, L. Astom	出典	Symposium on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems (1977)

ノイズ・スペクトルを低周波と高周波に分け、前者は従来のプロペラによる船尾変動圧力に関する研究により十分なcorrelationが確立しているとの判断から、通常ノイズと呼ばれている後者についてのScalingを扱っている。Scalingの問題はFig. 3.2.2.3のような手順を踏むが、free field への換算にはランダム・ノイズを使用した音響的校正法を用いることにより補正している。さらに、音源レベルを評価するために、プロペラのチップが船底に最も近づいた時のチップを音響中心として、ノイズが球面拡散に従って減衰するとして評価している。このようにして得られた音源レベルをもとにscalingしている。

Scalingの方法としてはLevkovskiiの方法とここで新しく提案する方法の二種類を使用している。新しい方法の基礎となる仮定を次に示す。

- ① キャビテーション・パターンが相似であると仮定する。即ち、キャビテーションの範囲や、バブルの大きさは縮尺比( $\lambda$ )に比例するので、任意の角度位置で翼面上のバブルの数は実船と模型で同一である。
- ② Baiterにより示されている衝撃波に関するscalingの理論が翼面上の全バブルについて成立すると仮定する。この仮定からノイズの周波数は縮尺比に反比例し、音圧レベルは縮尺比に比例する。
- ③ 音圧レベルは流速( $V$ )のべき乗に比例すると仮定する。ハイドロ・foilやプロペラの同一キャビテーション数についての実験結果からは、この指数としては2~5程度が得られているが、ここでは3としている。

以上の仮定から次のようなscalingの方法を提案している。

$$f_s = f_m \cdot 1/\lambda$$

$$\text{音圧レベルの差} = 20 \cdot \text{Log } \lambda + 20 \text{Log}(V_s/V_m)^3$$

この方法によりscalingされた例(二軸フェリー)をFig. 3.2.2.4に示す。

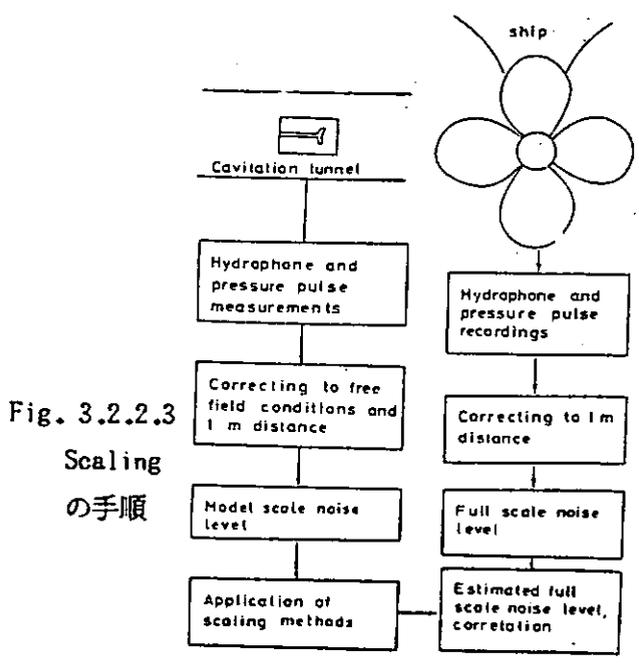


Fig. 3.2.2.3  
Scaling  
の手順

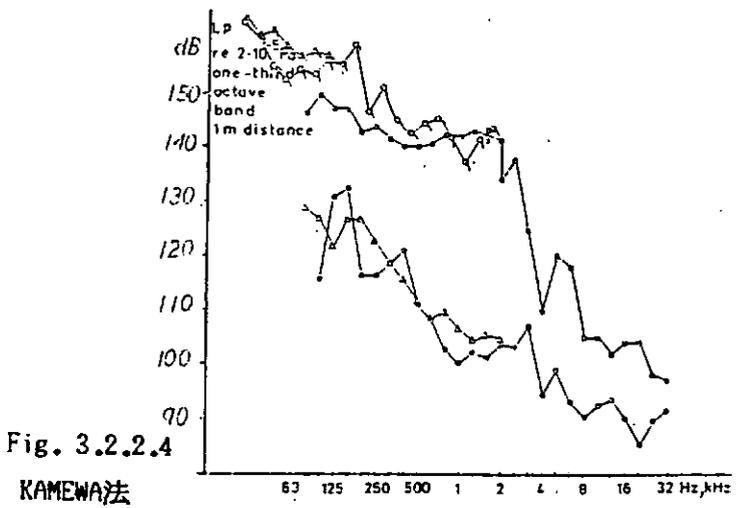


Fig. 3.2.2.4  
KAMEWA法  
による推定例

△ Sound pressure level as measured in model scale.  
□ Full scale sound pressure level estimated with the aid of KMW method.  
○ Measured full scale sound pressure level.

## 3. 2. 2. 6

題名	Propeller Cavitation Noise after 35 Years of Study		
著者	M. Strasberg	出典	Symposium on Noise and Fluid Engineering ASME (1977)

本論文では潜水艦のノイズ実測データと対応する模型データをもとにキャビテーション・ノイズの初生点を含めて、プロペラ・ノイズのscalingに関して議論している。

まず、通常のキャビテーション試験で問題となるキャビテーションの初生点 (特にTVC) の尺度影響について粘性の影響が大きいことを示し、初生点のscalingについては経験的定数を用いる方法しかないとしている。次に、キャビテーション発生後のノイズ・スペクトルに関するscalingについては、次元解析と基本的な音響法則より導かれる式と、上述の初生点についての尺度影響を考慮して次のような方法を提案している。

即ち、Cavitation Intensity Ratio  $\sigma_i/\sigma$  が等しく、かつ定比型のバンド幅の分析を前提とした場合、音圧レベル  $L$  と周波数  $f$  について、次式、

$$L = L' + 20 \cdot \log(r'/r) + 20 \cdot \log(D/D') + 20 \cdot \log(P_0/P_0')$$

$$f = f' \cdot (D'/D) \cdot (\rho'/\rho)^{1/2} \cdot (P_0/P_0')^{1/2}$$

(但し、 $D$ は直径、 $r$ は音源からの距離、 $P_0$ は静圧、 $\rho$ は密度である。

$\sigma_i$ はノイズ初生キャビテーション数、 $\sigma$ は作動状態のキャビテーション数)

でscalingが行えるというもので、 $\sigma_i$ は計測データより決定する。ここでは、キャビテーションの初生点の違いにより、 $\sigma_i/\sigma$ が等しいという場合にキャビテーション発生範囲が実船と模型で等しくなると仮定している。

潜水艦の実測値と、上述の関係を適用して回流水槽と曳航水槽で計測した値を換算した結果の比較をFig. 3.2.2.5に示す。この図の結果にはバンド幅の補正に若干の近似が含まれているが、一致度はよい。

ここでの議論では、TVCによるノイズを対象としたためフルード数の影響については考慮されておらず、他のキャビテーションについてもこのscaling則が成り立つかは今後の課題と述べている。

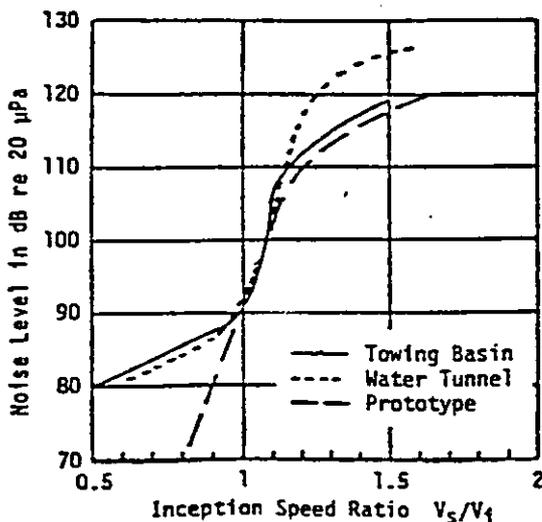


Fig. 3.2.2.5

潜水艦の騒音実測データと  
回流水槽、曳航水槽での模型試験  
データのscaling結果の比較

## 3. 2. 2. 7

題名	Prediction of Noise from Cavitating Propellers		
著者	J. Vassenden, A. Løvnik	出典	NSFI Report R-87.89 (1979)

調査船のプロペラの改良を目的としたキャビテーション・ノイズの研究を紹介している。模型プロペラのノイズ計測は、キャビテーション数と前進係数を実機と一致させた試験においてプロペラ直上で行い、scalingに用いるデータは計測されたノイズ・レベルに対して伝達損失と指向性を考慮して評価した音源レベルをもとに行っている。Scalingの方法として、周波数についてはストローハル数

$$s = f/nZ \quad (f \text{ は周波数、} n \text{ はプロペラ回転数、} Z \text{ は翼数})$$

を基に、前述のキャビテーションに関する相似条件を考慮した次式、

$$\frac{f_m}{f_s} = \lambda \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{0m}}{\Delta p_{0s}}} \quad \Delta p_0: \text{周囲圧力}$$

によりscalingし、音圧レベル (G)についてはレフコフスキーの方法を用いて、

$$\frac{G_s}{G_m} = \frac{r_m^2}{r_s^2} \cdot \lambda^3 \cdot \frac{\Delta p_{0s}}{\Delta p_{0m}} \quad \lambda: \text{縮尺比、} r: \text{音源からの距離}$$

によりscalingしている。(結局、レフコフスキー法と同じ)

この方法によるscalingの結果はFig. 3.2.2.6に示すように、改良前後の双方の結果ともに実船の計測値とよく一致しており、またキャビテーションノイズの典型的なスペクトルが得られている。

この他に、流速の変化、周囲圧力、ガス含有量の変化がキャビテーションノイズに与える影響を実験により調べている。流速による影響については、上式から示されるような音圧と流速の比例関係が確認され、ガス含有量の影響については、高周波のノイズは減少させるが低周波に対しては影響が少ないことが示されている。

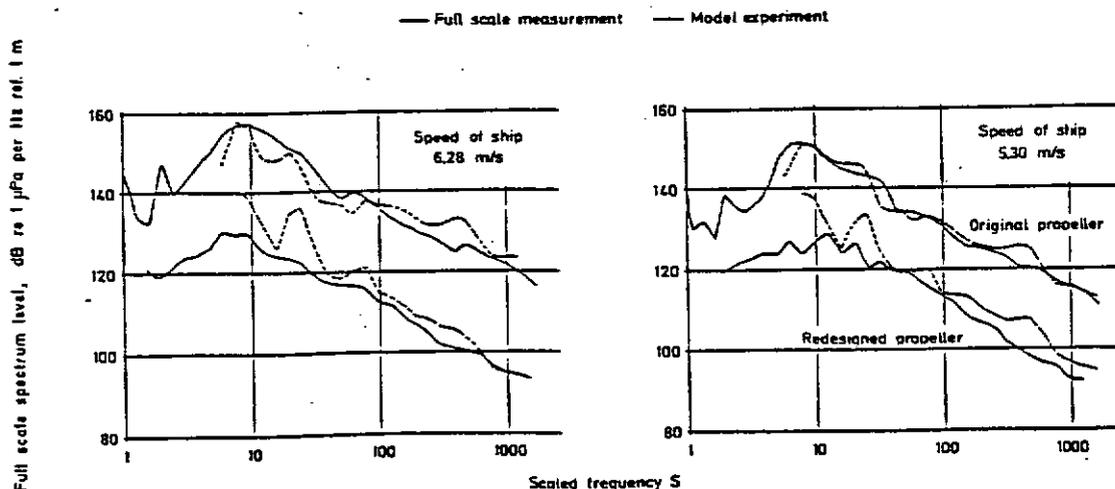


Fig. 3.2.2.6 実船のノイズ・レベルの推定結果

3.2.2.8

題名	Scaling of Propeller Cavitation Noise		
著者	A. Løvnik	出典	Noise Sources in Ships 1: Propeller (1981)

文献番号7とほぼ同じ内容の研究を、新しいscaling方法と共に紹介している。新しいscaling方法は、計測時の伝達特性、指向性を考慮して評価した音源レベルをもとに、周波数領域を4つに分割して、それぞれのscalingを扱っている。4つの領域とは、I) はblade rate frequency ( $\omega_0$ ) を含む低周波領域、II) はバブルの平均ライフタイムから決まる $\omega_b$ から始まる領域、III) はII) とIV) の中間で、IV) はバブルの崩壊時間により決まる $\omega_c$ より高周波数側の領域である。I) とII) はキャピティ・ボリュームの変化により支配されること、IV) はバブルの崩壊時間、衝撃波の発生により支配される領域であること、及び、① キャピティは同体積の球形とし、その成長はRayleighの方程式あるいはNoltingk-Neppirasの方程式に従う、② キャピテーション数と前進率が等しい場合は、現象はキャピティの比によりきまる、③ キャピティの縮尺比は実船と模型の比に等しいなどの仮定から、次のような各領域におけるscaling法則を導いた。

I) 音圧レベル ...  $G_2(\omega_{02})/G_1(\omega_{01}) = [(r_2/r_1) \cdot \lambda \cdot (\Delta P_1/\Delta P_2)]^2$  (注:左辺の分子と分母は逆と思われる)

周波数 ...  $\omega_{01}/\omega_{02} = (\rho_2/\rho_1)^{1/2} \cdot \lambda^{-1} \cdot (\Delta P_1/\Delta P_2)^{1/2}$

II) 音圧レベル ...  $G_1(\omega_{b1})/G_2(\omega_{b2}) = (\rho_1/\rho_2)^{1/2} \cdot (r_2/r_1)^2 \cdot \lambda^3 \cdot (\Delta P_1/\Delta P_2)^{3/2}$

周波数 ...  $\omega_{b1}/\omega_{b2} = (\rho_2/\rho_1)^{1/2} \cdot \lambda^{-1} \cdot (\Delta P_1/\Delta P_2)^{1/2}$

IV) 音圧レベル ...  $G_1(\omega_{c1})/G_2(\omega_{c2}) = (\rho_1/\rho_2)^{1/2} \cdot (r_2/r_1)^2 \cdot \lambda^3 \cdot (\Delta P_1/\Delta P_2)^{3/2} \cdot (Q_1/Q_2)^{1/2(\gamma-1)}$

周波数 ...  $\omega_{c1}/\omega_{c2} = (\rho_2/\rho_1)^{1/2} \cdot \lambda^{-1} \cdot (\Delta P_1/\Delta P_2)^{1/2} \cdot \left[ \frac{1+1/Q_2}{1+1/Q_1} \right]$

但し、 $\omega$ は角周波数、 $\rho$ は密度、 $\Delta P$ は周囲圧力、 $\lambda$ は縮尺比、 $\gamma$ は比熱比、 $Q$ はガス・ファクタ(周囲圧力のキャピティ内の最小ガス圧力に対する割合)である。新しい方法によるscalingの結果をFig. 3.2.2.7に示す。また、この方法によれば、領域II) では同一キャピテーション数に対し流速を変えた場合、音圧パワーは流速の3乗に比例するが、これは計測値とよく一致している。(Fig. 3.2.2.8参照)

Fig. 3.2.2.7 scaling結果と実測値の比較

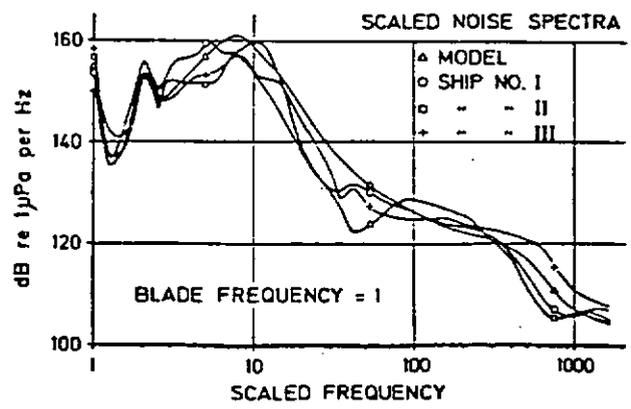
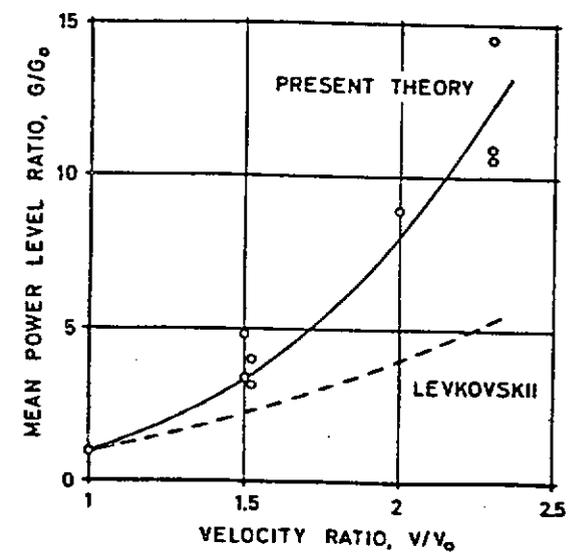


Fig. 3.2.2.8 流速と音圧パワーの関係



3.2.2.9

題名	Prediction of Propeller Cavitation Noise from Model Tests and Its Comparison with Full Scale Data		
著者	G. Bark	出典	Journal of Fluids Engineering, Vol.107 ASME (1985)

2隻の同型船を使用した実船試験データとそれらに対応する模型試験データをもとに、ノイズのscaling法の検討や、試験パラメータの影響等を調べている。ここで用いられているscaling法では、音圧  $p$  に関しては、非圧縮性・非粘性流体中の球形気泡の運動方程式をもとにした次式、

$$\left( \frac{p_s(f_s, af_s)}{p_m(f_m, af_m)} \right)^2 = \left( \frac{r_n D_s}{r_s D_m} \right)^2 \left( \frac{\rho_s}{\rho_m} \right)^2 \left( \frac{n_s D_s}{n_m D_m} \right)^4$$

r; 音源からの距離、 $\rho$ ; 密度  
D; 直径、n; 回転数

周波数  $f$  に関しては、球形気泡の崩壊時間に対するRayleighの式より導かれる次式、

$$\left( \frac{f_s}{f_m} \right) = \left( \frac{\rho_m}{\rho_s} \right)^{1/2} \left( \frac{\Delta p_s}{\Delta p_m} \right)^{1/2} \left( \frac{1}{\lambda} \right) = \frac{n_s}{n_m}$$

$\lambda$ ; 縮尺比

が用いられる。但し、ノイズ計測は定比分析を前提とし、キャピテーション数が一致している場合はキャピテーション発生範囲が相似であると仮定している。 $K_p = p_{rms} / \rho n^2 D^2$ なる無次元音圧表示によるscalingの結果の比較をFig. 3.2.2.9に示す。実船の計測値と推定値はよく一致しており、高周波数領域に対しても一次近似的に上述の式が使用できると述べている。

本論文ではscalingに用いる模型データに関し、①キャピテーションの間欠性の影響により、実船に比べ1回転中の圧力パルス数が模型の場合少なく、実船のレベルを小さく推定してしまう可能性があるため、模型の計測値のなかでrms値より大きなレベルだけを用いる、②模型試験時の流速はできるだけ早くし、かつ空気含有量は高周波数のノイズレベルが気泡によるダンピングを受けない程度に高くする、ことを提案している。また、高周波数領域のスペクトルのうねった形状は回転数に依存しないことを実験結果より明らかにし (Fig. 3.2.2.10)、この原因としてMunkらの実験結果から水槽壁などの反射影響が考えられるが、仮定したscalingとは異なる気泡崩壊パルスの影響も考えられると述べている。

Fig. 3.2.2.9

実船計測値とscalingによる推定値の比較

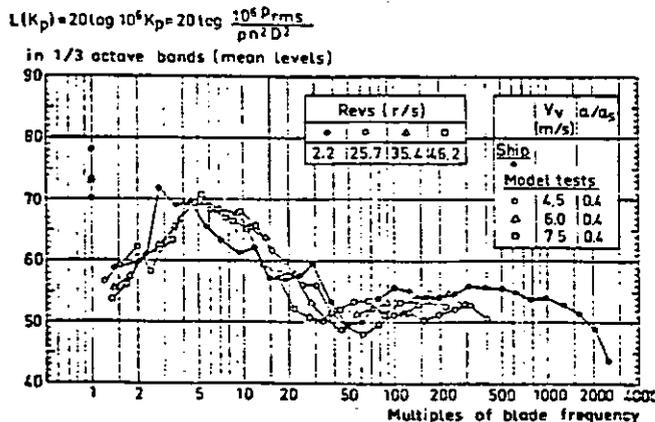
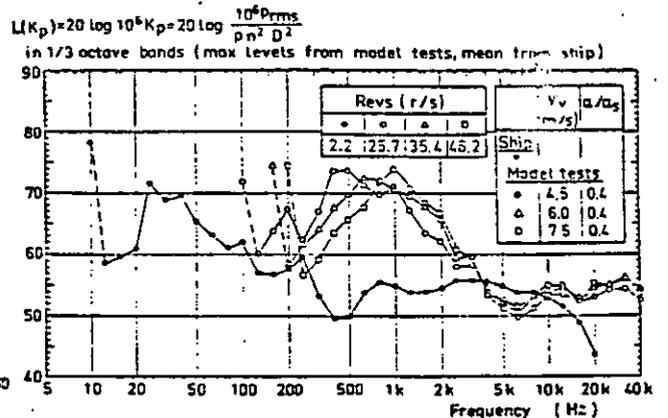


Fig. 3.2.2.10

周波数に関してのscalingを行わない場合の実船計測値と推定値の比較



## 3. 2. 2. 10

題名	Study on Characteristics of Propeller Cavitation and Its Noise		
著者	H. Yuasa, H. Kamiirisa T. Nojiri	出典	16th Symposium on Naval Hydrodynamics (1986)

この論文は、可変ピッチプロペラ装備船の模型試験と実船試験、及びトンネル型サイドスラストの実機試験のノイズ計測結果をもとに、キャビテーションノイズの特性、水槽試験技術上の問題点、あるいはプロペラの低騒音化に関する今後の課題など、キャビテーションノイズ全般に関する問題について言及している。

この中で、著者らは可変ピッチプロペラの翼角ゼロの状態におけるキャビテーション発生時（フェイズ・キャビテーション）を対象として、実船と模型のノイズレベルに関する相関関係について考察し、scalingの方法の改良を提案している。周波数についてのscalingパラメータは、KAMEWA法と呼ばれているものでは次式、

$$f_s = f_m \cdot 1/\lambda \quad (\lambda \text{ は縮尺比})$$

で与えられるが、低周波領域での流体现象はBlade Rate Frequencyで支配されることを考慮して、周波数のscalingに関してはこの比を用いた、

$$f_s = f_m \cdot (n_s Z_s) / (n_m Z_m) = f_m \cdot n_s / n_m \quad (n \text{ は回転数、} Z \text{ は翼数})$$

を使うべきであるとしている。また、音圧レベルのscalingについては音圧がプロペラによる free space pressureの拡張と考え、よく知られた無次元パラメータ  $K_p = P / \rho n^2 D^2$  を用いて、実船と模型で相似な位置で計測されている音圧レベルのscalingは次式、

$$SPL_s = SPL_m + 20 \cdot \text{Log } \lambda^2 \cdot (n_s / n_m)^2$$

でよいと述べている。(結果的にこれはBarkの方法と同一になる。)

このscaling方法による結果をFig. 3.2.2.11に示す。

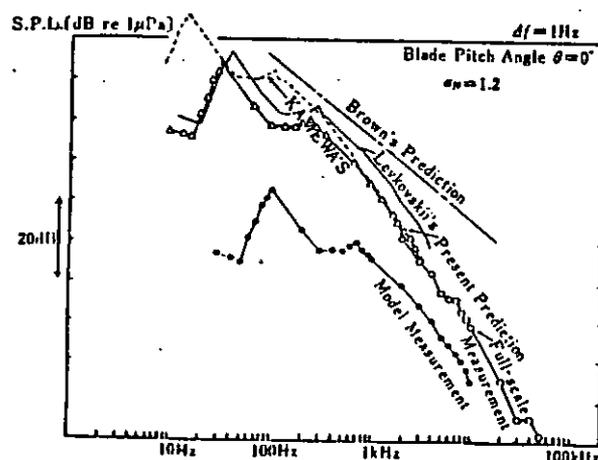


Fig. 3.2.2.11 実船ノイズレベルの推定結果の比較

## 3. 2. 2. 11

題名	Model and Full Scale Measurements of Propeller Cavitation Noise on an Oceanographic Research Ship with Two Different Types of Screw Propeller		
著者	T. Sasajima, N. Nakamura, A. Oshima	出典	International Symposium on Shipboard Acoustics (1986)

海洋調査船用の可変ピッチプロペラとして2種類のプロペラを設計し、模型試験及び実船計測を行って、それぞれの特性比較を行っている。このなかで、低速時のフェイス・キャビテーションを対象としてキャビテーション・ノイズのscalingについて検討を加えている。

一方のプロペラ (A) の設計点は通常航走時であり、他方 (B) は低速航行時である。従って、前者は低速時にフェイス・キャビテーションが多く発生し、後者は低速時のフェイス・キャビテーションは発生していない。

scaling方法としてはLevkovskiiの方法を採用している。scalingに用いるデータとしては、模型では曳航水槽とキャビテーション水槽の音場校正結果をもとに球面拡散則により補正した音源レベルを、また、実船データとしては球面拡散による距離補正のほか指向性を実測して補正した音源レベルをそれぞれ使用している。双方のプロペラの実船計測値とscalingされた結果を比較したものが Fig. 3.2.2.12 である。キャビテーションの発生量が多いプロペラAはよい一致がみられるが、Bは推定値の方が低い。この原因として、模型試験でキャビテーションの発生が見られない場合Levkovskiiの方法を適用することが不適切であったこと、ノン・キャビテーションのプロペラのノイズが他の機械音より低かったことなどが原因であると述べている。

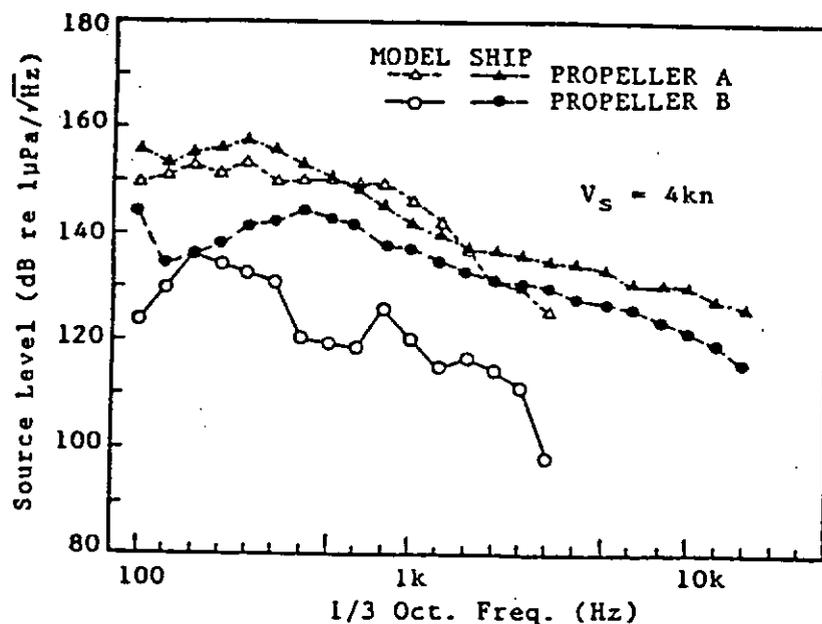


Fig. 3.2.2.12 2つのプロペラのscaling結果と実船計測結果の比較

### 3.2.3 騒音データ

昨年度の文献調査結果、及びその後追加した文献を基に、水中騒音データ集を作成した。文献集は、

1. 水中騒音一般、キャビテーション騒音基礎
2. 水中騒音計測法（模型試験）
3. 水中騒音計測法（実船試験）
4. プロペラ・キャビテーション騒音の特徴
5. プロペラ・キャビテーション騒音の推定法

と分類されているので、この順にデータ集を収録した。即ち下表のとおり。

文 献	データ数	節 番 号
1	1	3.2.3.1
2	17	3.2.3.2 ~ 18 (3.2.3.11は欠番)
3	14	3.2.3.19 ~ 32
4	2	3.3.3.33 ~ 34

各データ集シートの右上に文献集の文献番号を( )で示す。又、参考までに、データ集のあとに、文献集を再録した。

題名	Cavitation Characteristics of a Finite Swept Wing and Cavitation Noise Reduction Due to Air Injection		
著者	Y. Ukon	出典	International Symposium on Propeller and Cavitation, Wuxi (1986)

後退角を持つ三次元翼（翼弦長180mm、半翼幅250mm）の発生するキャビテーション騒音の計測と空気吹き出しによる水中騒音の軽減について調べた。最大20dBの軽減を得た。

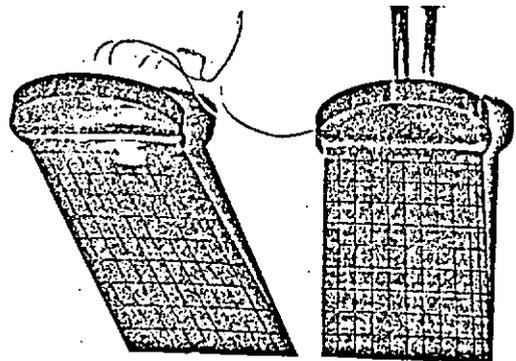


Fig. 1 Tested Wing Models ( Left: 30 deg Swept Wing, Right: Non-Swept Wing )

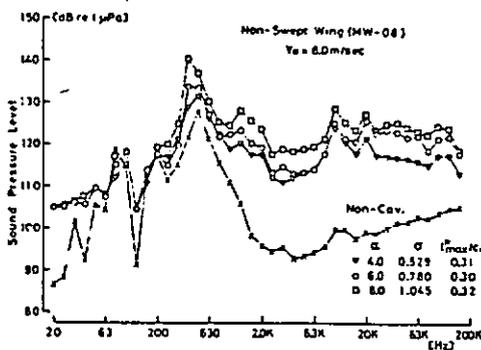


Fig. 14 Sound Pressure Levels in 1/3 Octave Bands for Non-Swept Wing

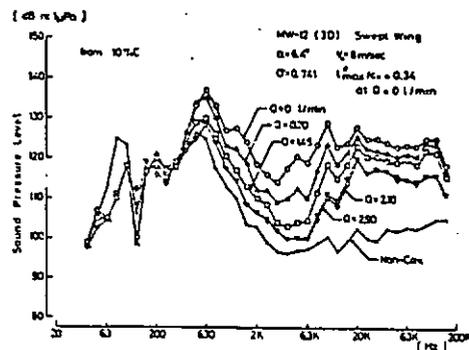


Fig. 16 Effect of Air Injection into Sheet Cavitation on Sound Pressure Level  $\alpha = 6.4^\circ$ ,  $\sigma = 0.741$

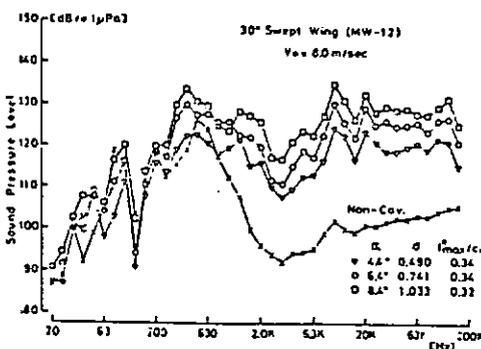


Fig. 15 Sound Pressure Levels in 1/3 Octave Bands for 30 deg Swept Wing

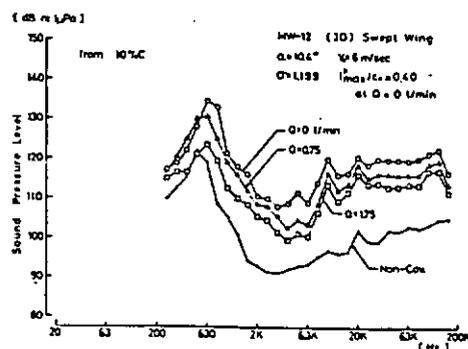


Fig. 18 Effect of Air Injection into Separate Type of Sheet Cavitation on Sound Pressure Level  $\alpha = 10.4^\circ$ ,  $\sigma = 1.199$

題名	キャビテーション初生の音響的検知の一方法について		
著者	荒井 能、門井 弘行	出典	船舶技術研究所、第42回 研究発表会、Dec. 1983

キャビテーションの初生の音響的検知法を提案した。1/3オクターブ・バンド・パスフィルターを160KHzに固定し、音圧の階段的上昇を初生と定義した。種々に変節角を変化させたCPPについて計測した。本法による初生キャビテーション数は目視によるそれより高くなる。

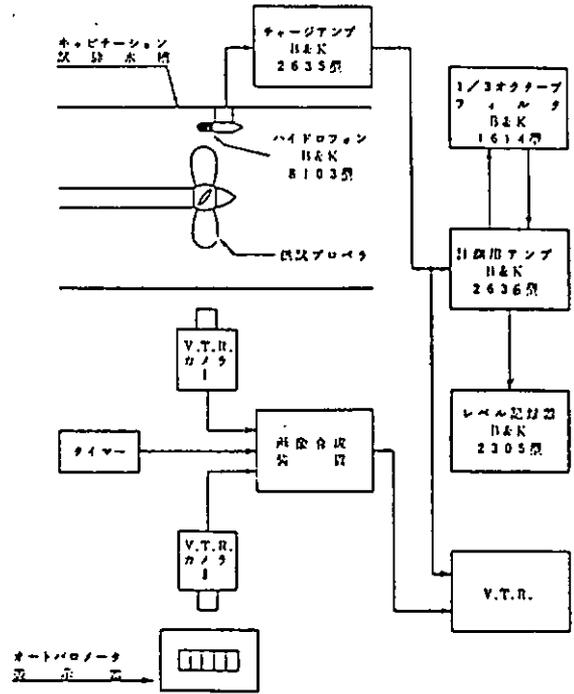


図-1 計測装置ブロック線図

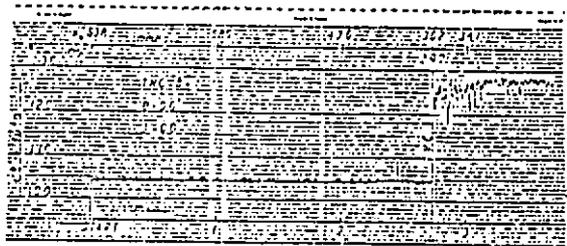


図-2 記録の1例

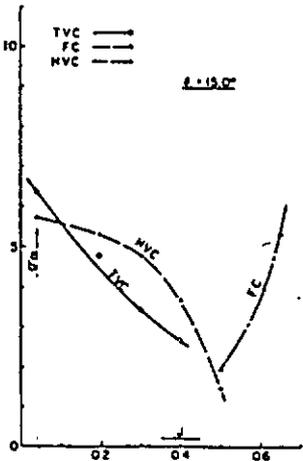


図-4  $\theta = 15^\circ$

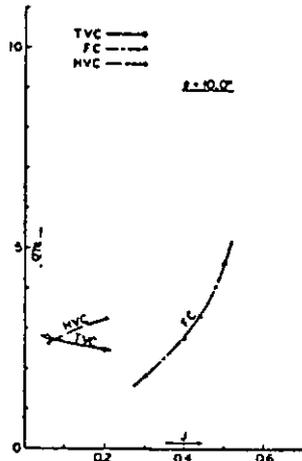


図-5  $\theta = 10^\circ$

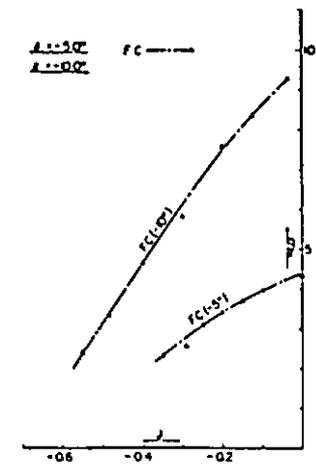


図-7  $\theta = -5^\circ, -10^\circ$

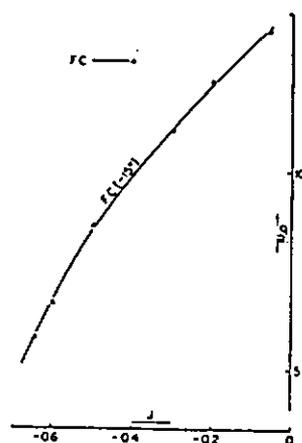


図-8  $\theta = -15^\circ$

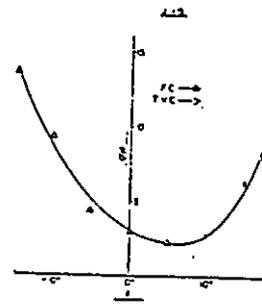
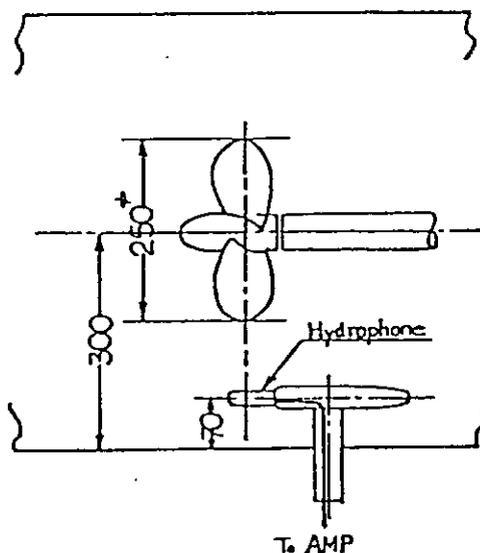


図-9  $J = 0$

題名	模型プロペラのキャビテーション騒音の計測について (第1報)		
著者	荒木 繁、吉成 公一 塩田 昭男	出典	日本造船技術センター技報, 第10号 1982年 11月

(1) Hydrophone 配置



(2) プロペラ主要寸法

Table 1 Principal particulars of model propeller used

Diameter (m)	0.25
Pitch Ratio (Const.)	0.70
Boss Ratio	0.18
Expanded Area Ratio	0.70
Number of Blandes	4
Blade Section	AU

(3) 計測結果

< 均一流中 >

Table 2 Test conditions (uniform flow)

Marks	$\sigma_n$	$K_T$	$n$ (rps)	$\alpha/\alpha_s$ (%)	Cavity
A	6.947	0.154	26	39	No cavity
B	1.768	"	"	"	Tip
C	1.186	"	"	"	Sheet (small)
D	0.975	"	"	"	Sheet (large)
E	0.694	0.147	"	"	Sheet + Bubble

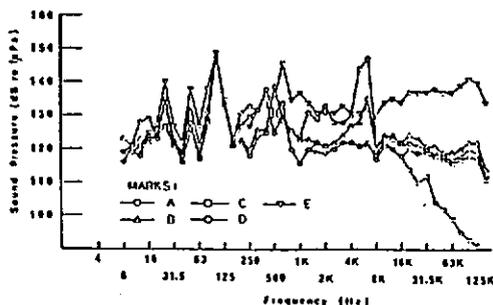


Fig. 13 Sound pressure level of a model propeller measured in uniform flow

< 伴流中 >

Table 3 Test condition (non-uniform flow)

$\sigma_n$	$K_T$	$n$	$\alpha/\alpha_s$	Cavity
8.443	0.195	26	39	No cavity
1.700	"	"	"	Sheet

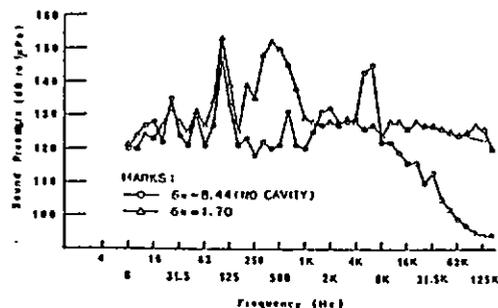


Fig. 16 Sound pressure level of a model propeller measured in non-uniform flow

題名	空気含有量および表面粗さが模型プロペラのキャビテーションに及ぼす影響について		
著者	池淵 義昭、荒木 繁 小松 幸雄	出典	日本造船技術センター技報，第12号 1984年 11月

(1) 試験装置

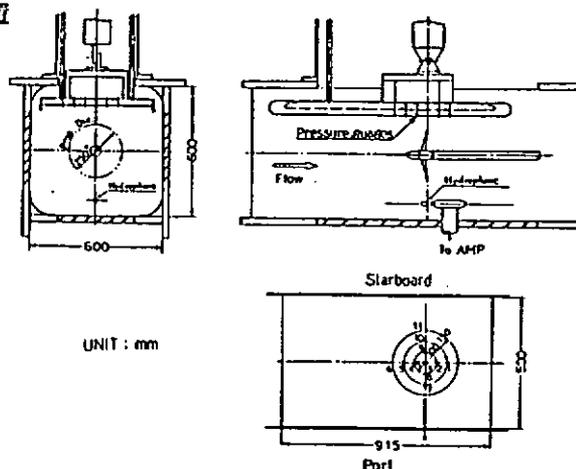


Fig. 2 Measuring apparatus for fluctuating pressure and cavitation noise

(2) 模型プロペラ

Table 1 Principal particulars of model propeller

Diameter (mm)	250.0
Pitch ratio	0.821
Expanded area ratio	0.771
Boss ratio	0.180
Number of blades	5
Blade Section	AU

(3) 伴流分布 (キャビテーション・タンネル)

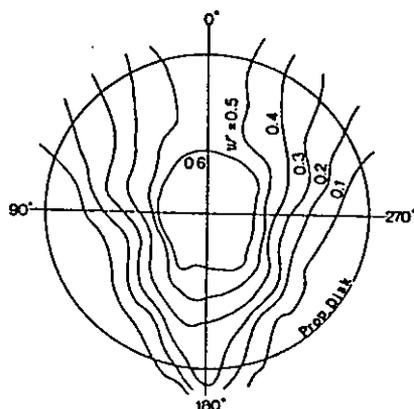


Fig. 1 Simulated wake distribution

Table 2 Test conditions

Carbon minute particle	T. C. R.	$N_p$ (rps)	$K_T$	$a_N$	$a/a_s, (a/a_s)_{TS}$					
					$a/a_s$	79	64	54	41	32
Without	0.30 D	25.0	0.19	1.94	$(a/a_s)_{TS}$	191	154	131	99	77
With					$a/a_s$	78	64	55	43	34
					$(a/a_s)_{TS}$	188	154	132	104	82

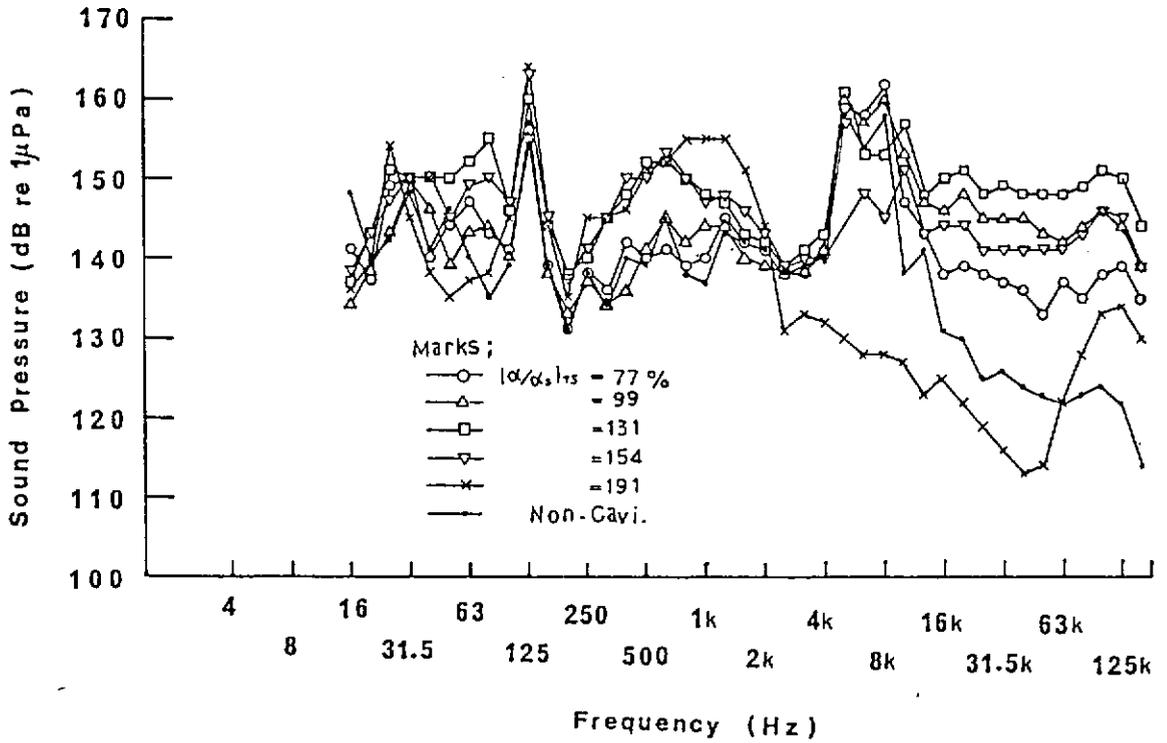


Fig. 12 Sound pressure level (Smooth)

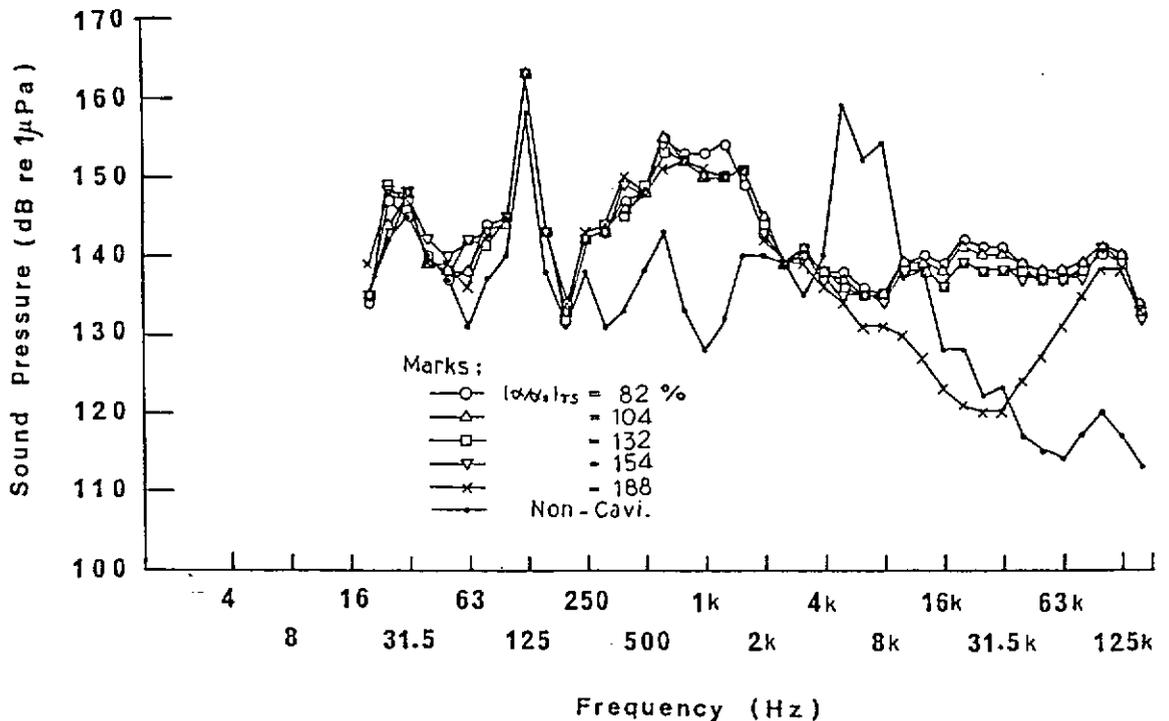
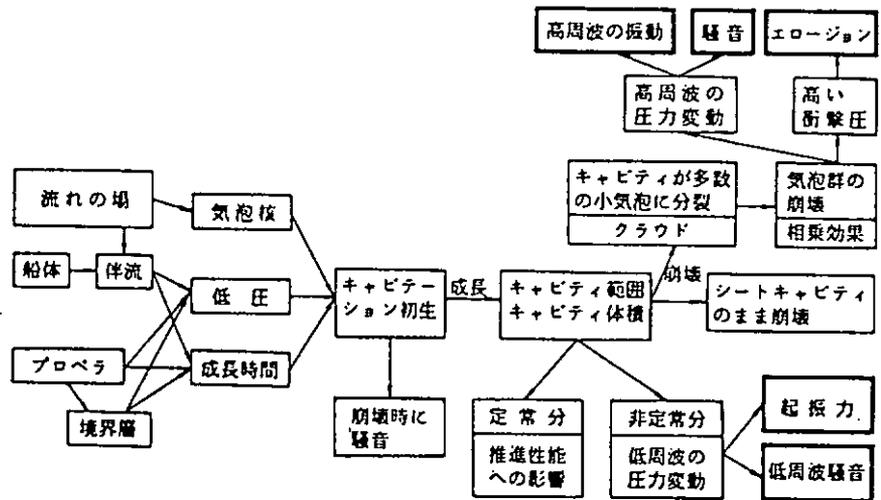


Fig. 13 Sound pressure level (With Roughness)

題名	プロペラキャビテーション試験と起振力騒音計測		
著者	加藤洋治, 笹島孝夫 岡村尚昭	出典	船型開発と水槽試験シンポジウム 日本造船学会, 東京 (1983)

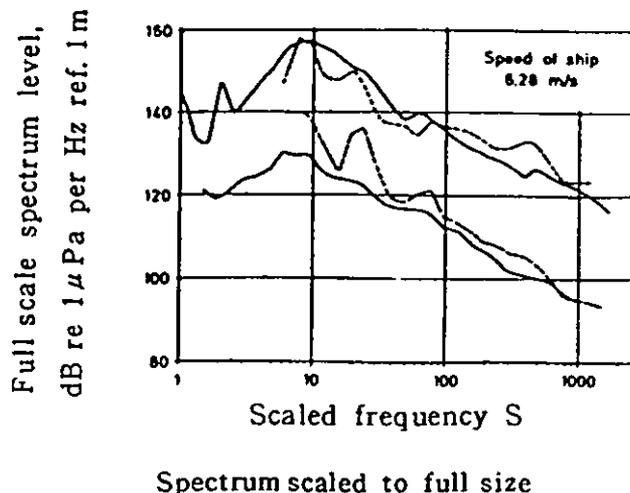
本稿は、題名にあるとおり、キャビテーション試験と起振力、騒音に関する計測上の諸問題についての state of the arts をまとめたもので、プロペラキャビテーションにより誘起される現象の1つとしての騒音の計測法について、第4節に下記の目次のもとにとりまとめている(右図参照)。

- 4.1 キャビテーションタンネルでの騒音計測法
- 4.2 キャビテーション騒音の計測例
- 4.3 キャビテーションタンネル間での騒音計測データの相関
- 4.4 模型試験と実船計測データの相関



Phenomena induced by cavitation

騒音計測データの相関については、4.3 で ITTC Cavitation Committee が行っている Sydney Express 模型プロペラでの均一流中キャビテーション騒音計測比較試験データについて解説しているが、375 mm φ 直径の模型プロペラ、比較的大型のキャビテーションタンネル(4研究所計測胴 0.75 ~ 1.3<sup>m</sup> 直径 or 一辺長)での比較データをみても 60 dB の開きがあり、この差は、キャビテーションの再現性の問題の方が大きい事を示唆している。4.4 では模型試験データから実船データを外挿する手法について述べている。特に Levkovskii の考え方を基にした Wolde 等の方法が比較的良く合う事が報告されている(右図)。現在、外挿の方法についてはいくつかの方法が提案されているが確立した方法はないのが現状である。



題名	Propeller Cavitation Noise Investigations in a Free-field Environment		
著者	L. J. Leggat	出典	DREA Tech. Memo. 82 / E (1982)

騒音計測用の実験バージに3種類のプロペラを付け、そのキャビテーション騒音を池において計測した。遠場での音と近場での音源メカニズムの関係について調査した。指向性を持つ水听器を用いた新しい計測法を開発し、3種類のキャビによる騒音の指向性を計測した。

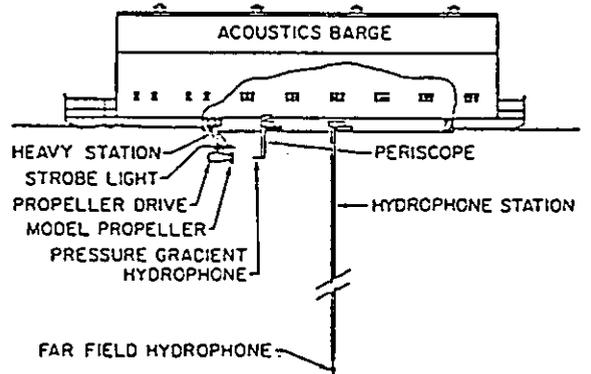


FIGURE 3. PROPELLER DRIVE AND HYDROPHONE LAYOUT

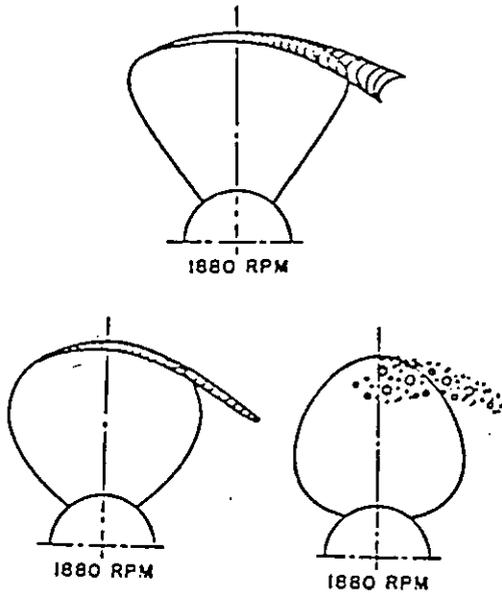


FIGURE 11. CAVITATION PATTERNS

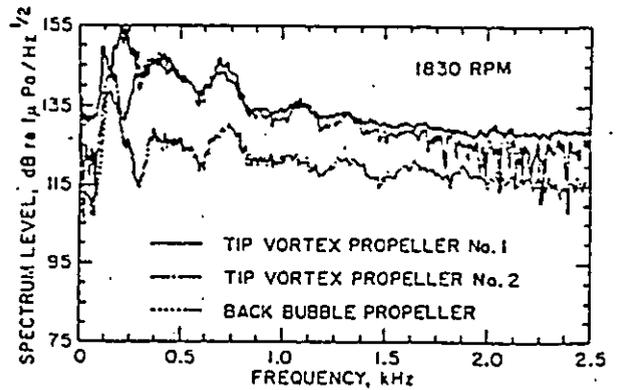


FIGURE 14. SPECTRUM LEVELS AT 1830 RPM

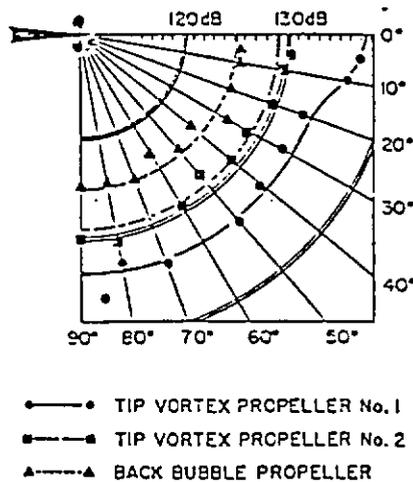


FIGURE 15. PROPELLER NOISE DIRECTIVITY AT 1kHz

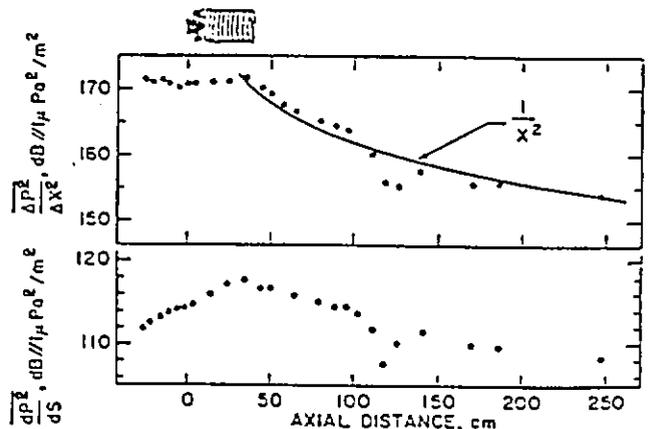
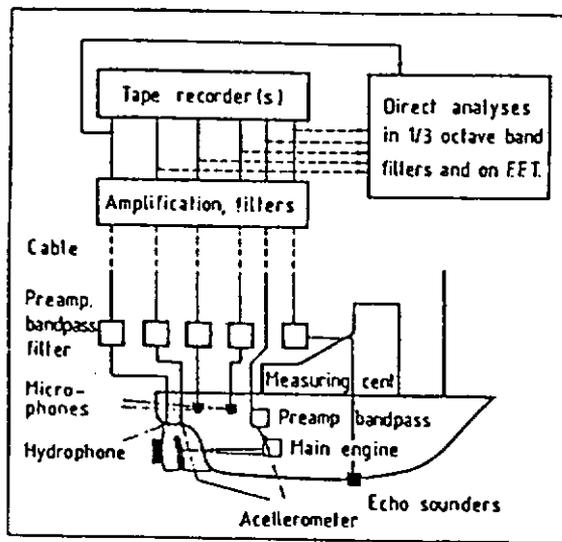


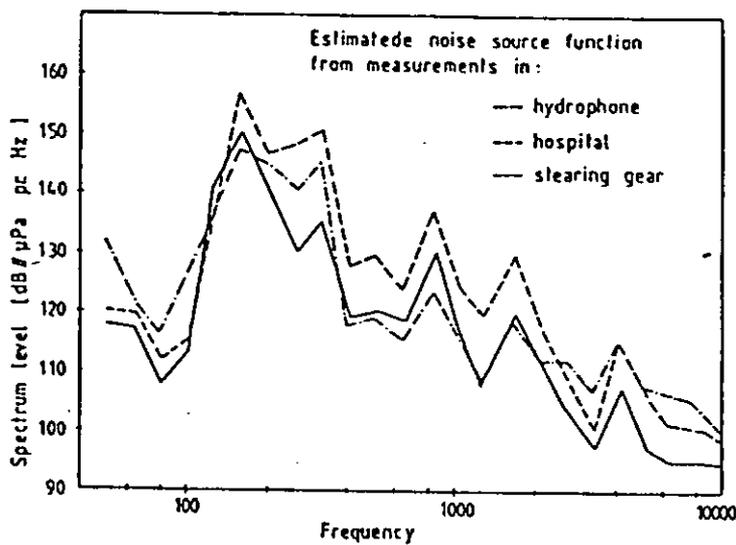
FIGURE 17. PRESSURE GRADIENT AND ACOUSTIC SOURCE STRENGTH AT POINTS PARALLEL TO THE PROPELLER AXIS

題名	An Experimental Investigation on Propeller Cavitation Noise		
著者	Løpvik	出典	Int. Conf. on Noise Control Eng. 1981年 10月

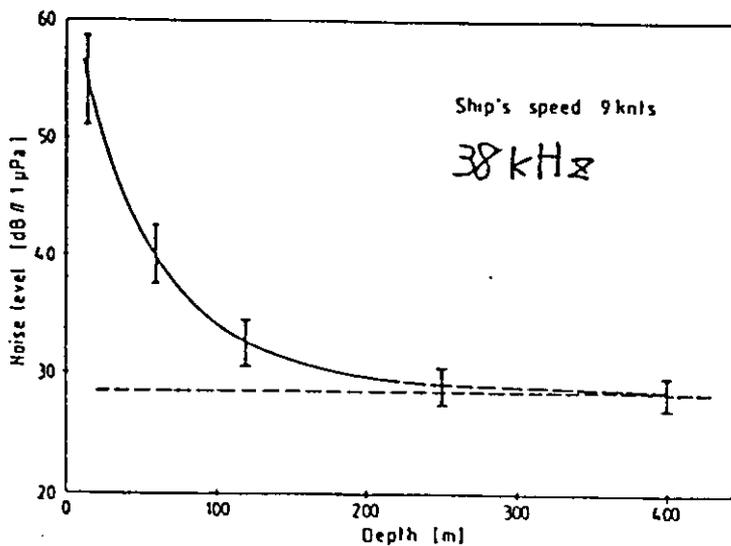
(1) 計測法



(2) 3ヶ所の計測結果から推定した  
キャビテーション・ノイズ源の強さ



(3) 水深による Echo Sounder の  
ノイズの遠い



題名	Cavitation Noise Modelling at Ship Hydrodynamic Laboratories		
著者	Gavriel A. Matveyev and Alexei S. Gorshhoff	出典	12th Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, June, 1978

本論文は次の2点について論じている。

- (1) キャビテーションの視覚検知と音響特性との相関
- (2) 大型キャビテーショントンネルでの模型試験から実機へのスケージング法

キャビテーションの種類やその発生位置等によりノイズレベルは変化するが、肉眼で検知出来るキャビテーションより前の微小なキャビテーションの発生をノイズレベルで判定できる。すなわち目に見えないキャビテーションでもそれが発生するとノイズレベルが急激に上昇し検知出来る。(Fig.2, 3,5 : 図の中に示された点が肉眼で確認できる最初の状態)

トンネルでの試験は静圧を実船のある位置に合わせる。これは静圧の変化が相似になっていない、フルードの相似則が成り立っていない試験である。フルード則が成り立つときと成り立たないときのノイズレベルのスケージングが Table 1 に示されている。Fig.6 に模型試験からの予測値と実機試験値との比較が示されている。

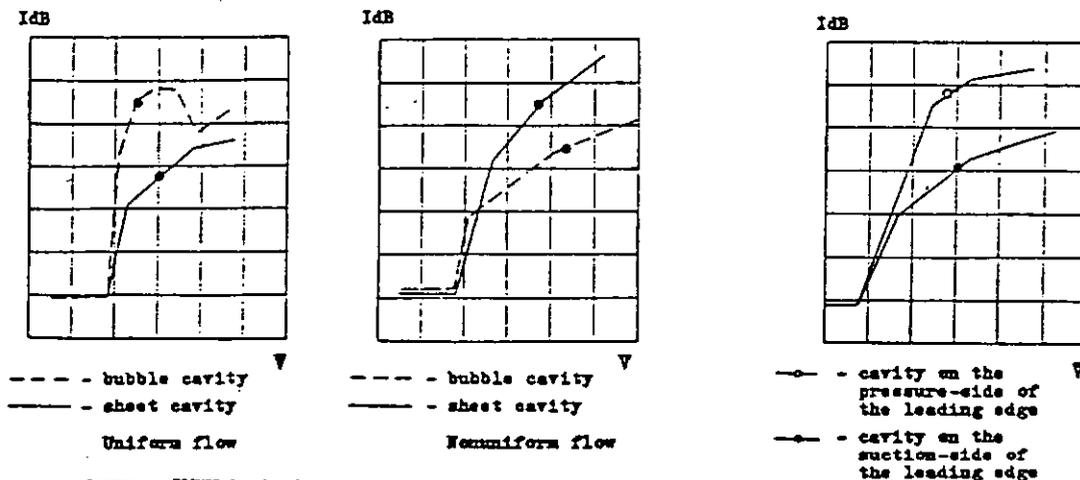


FIGURE 2. Development of noise and visual manifestation of cavitation at constant pressure vs. velocity, in reference to the conditions of cavitation noise detection.

FIGURE 5. Development of noise and visual manifestation of cavitation on both pressure- and suction-side in a uniform flow at constant pressure.

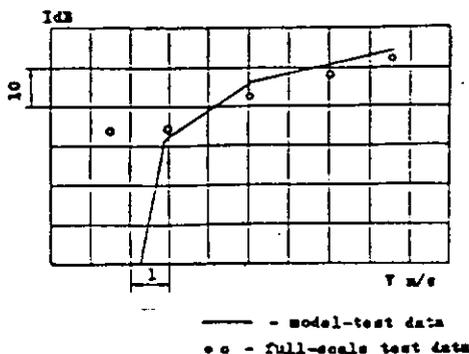


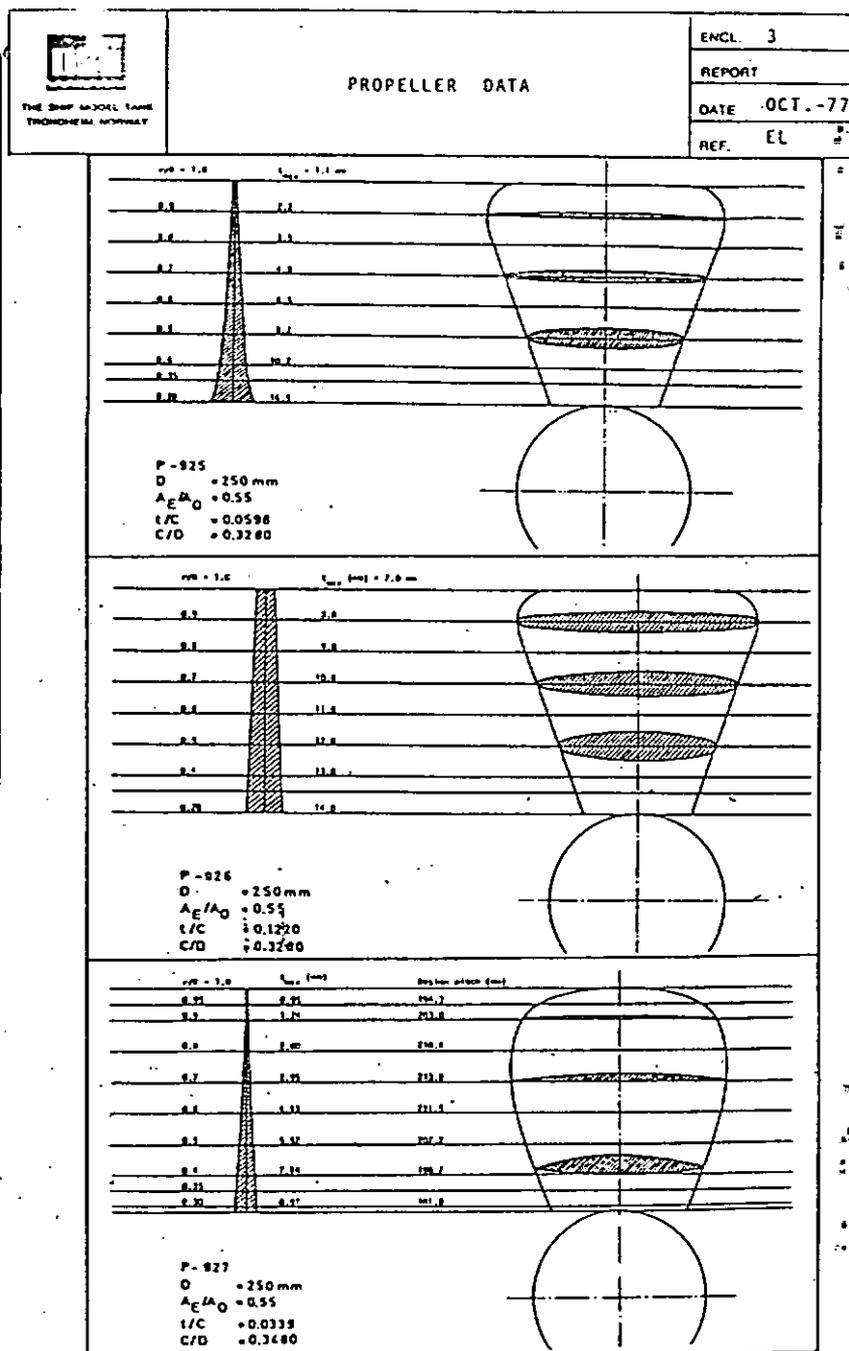
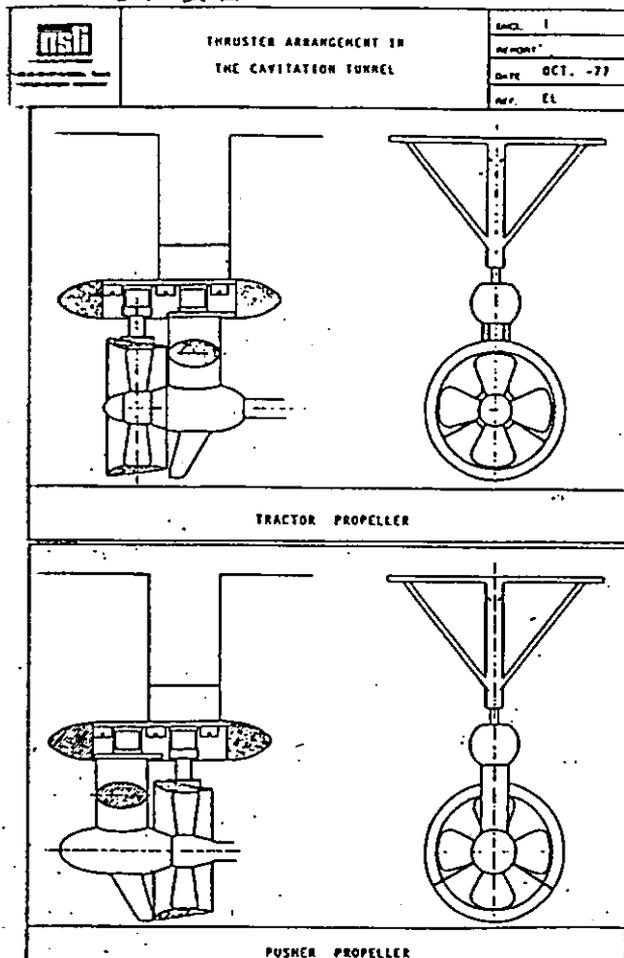
FIGURE 6. Comparison of noise levels extrapolated from model with measured full-scale data in a wide band of frequencies.

TABLE 1. Cavitation Noise Levels Scaling Extrapolator

	$n = \text{const}$	$n = \frac{P}{L^2}$	$n = \frac{P}{V}$
$r_v = \text{const}$	$L^{3/2}$	$L^{3/2}$	$L^2$
$P_o = \text{const}$	1	$1/L$	$1/L$

題名	HYDRODYNAMICAL CHARACTERISTICS OF ROTATABLE THRUSTERS		
著者	KNUT J. MINSAAS. ERIK LEHN	出典	N.S.F.I. REPORT R-69.78.

## 1. 要目



## 2. 計測条件

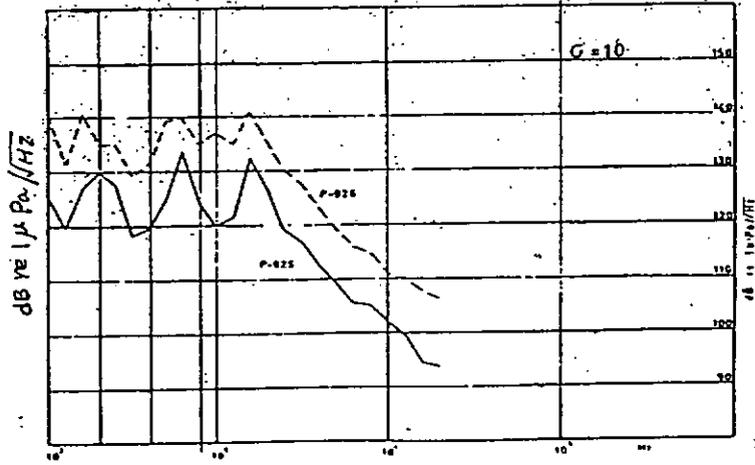
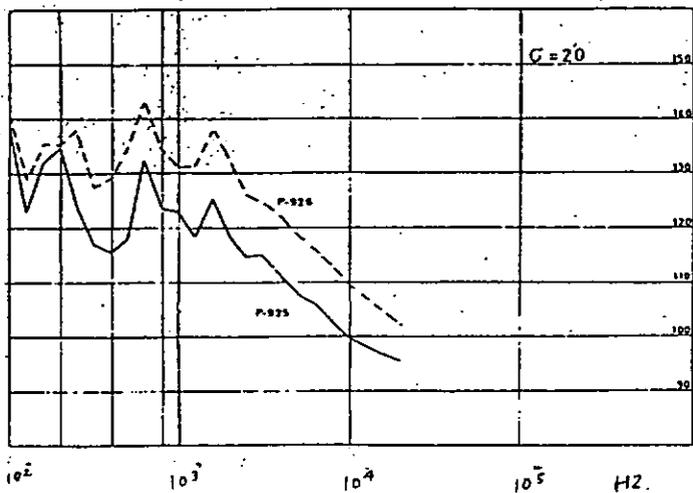
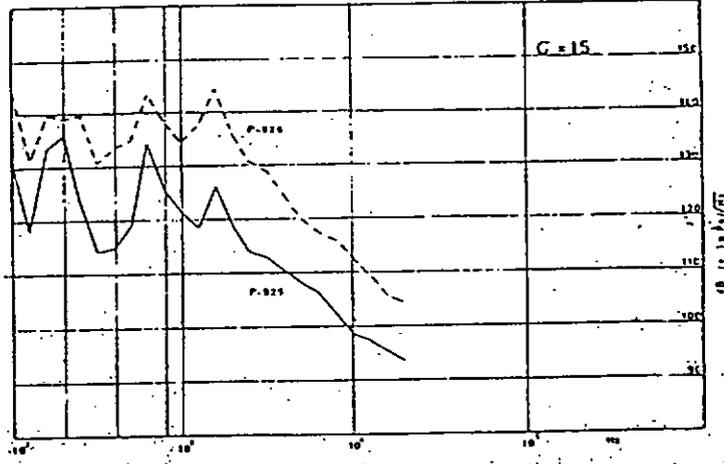
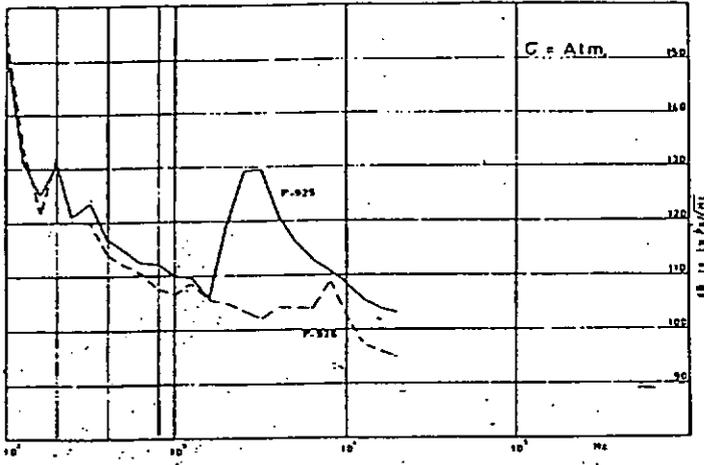
ノイズ計測はキャビテーション水槽で PUSHER UNIT 及び TRACTOR UNIT 共同一条件で行った。 ハイドロホン (B&K 8103) は、ダクトの上側でしかも前縁端から 2mm の前方位置においた。

## 3. 計測結果 (NON-CAVITATING PROPELLER)

ノイズは pusher 型の方が約 10~20dB 高く、厚い翼断面をもつプロペラ (P-926) から発生するノイズの方が薄い翼断面をもつプロペラ (P-927) が試験に使用した 3 種類のプロペラの中で、最も低いノイズレベルとなった。

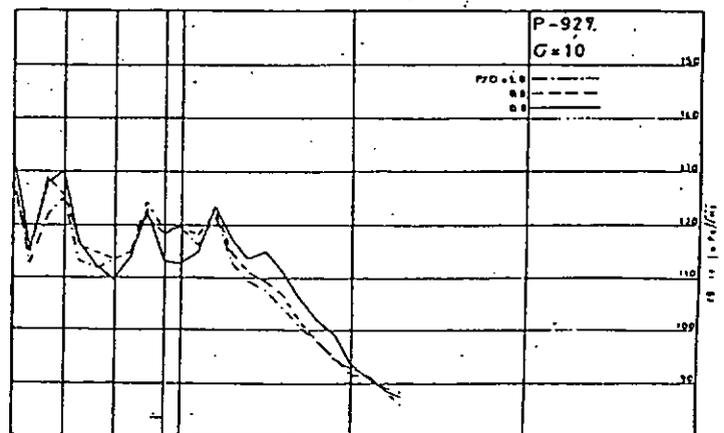
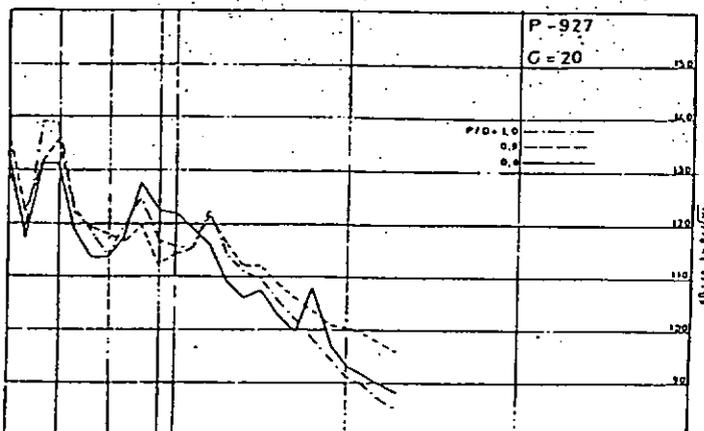
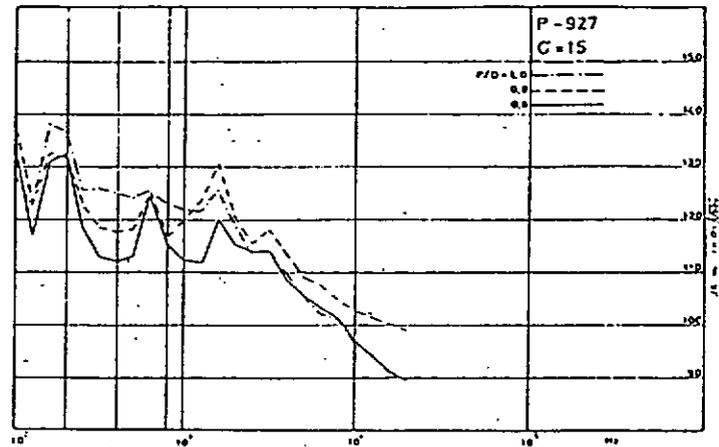
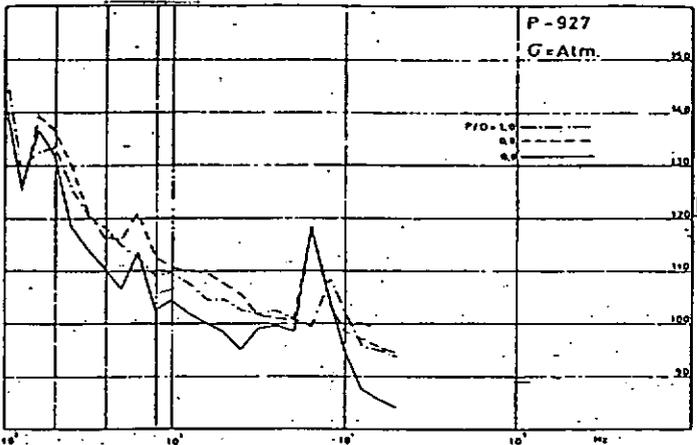
 <small>THE SHAW-WALKER GROUP MEMPHIS, TENNESSEE</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 82
	J = 0.3	REPORT
	TRACTOR PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF. EL

 <small>THE SHAW-WALKER GROUP MEMPHIS, TENNESSEE</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 83
	J = 0.3	REPORT
	TRACTOR PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF. EL



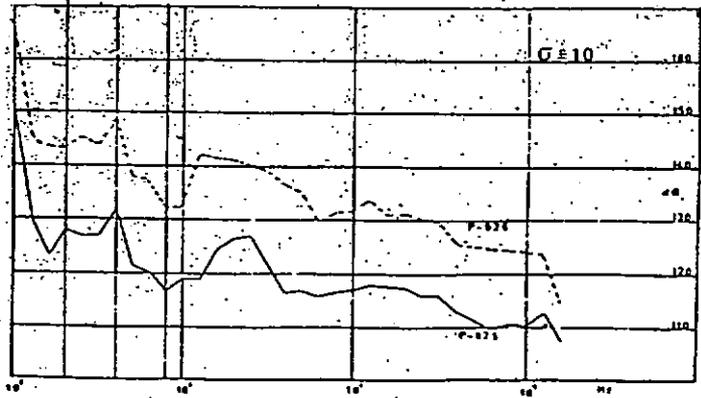
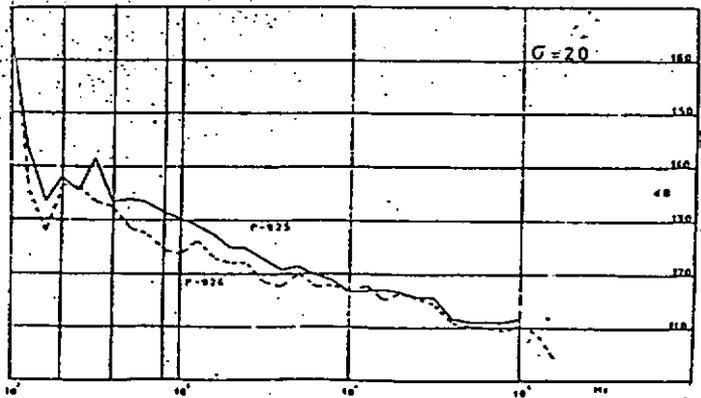
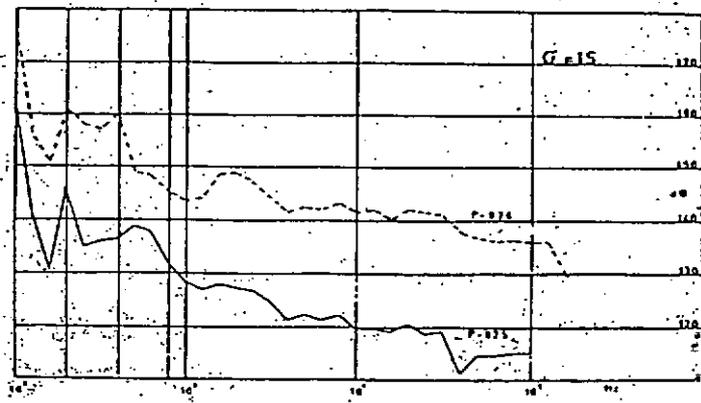
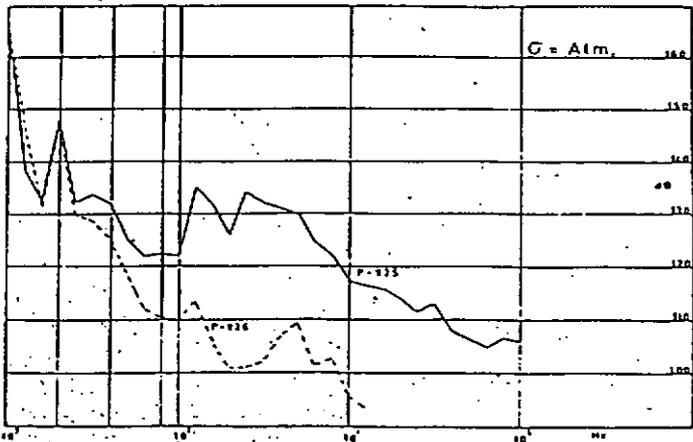
 <small>THE SHAW-WALKER GROUP MEMPHIS, TENNESSEE</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 84
	J = 0.3	REPORT
	TRACTOR PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF. EL

 <small>THE SHAW-WALKER GROUP MEMPHIS, TENNESSEE</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 85
	J = 0.3	REPORT
	TRACTOR PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF. EL



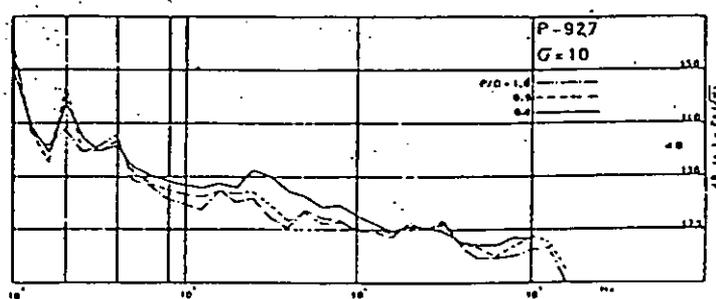
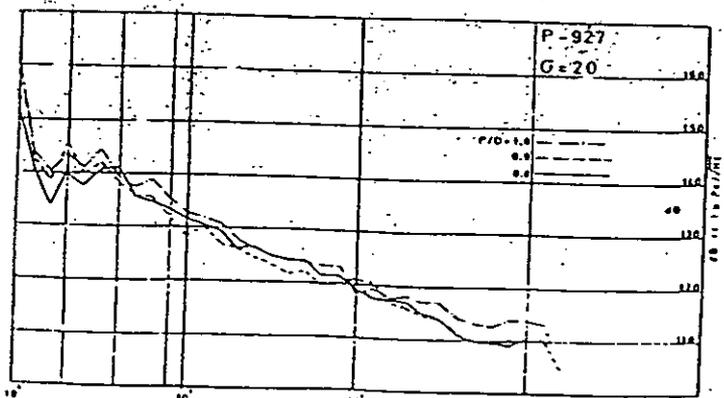
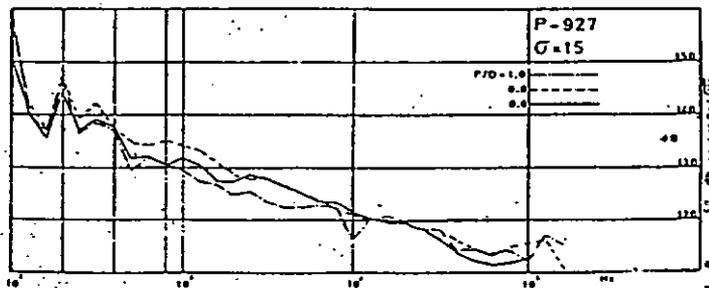
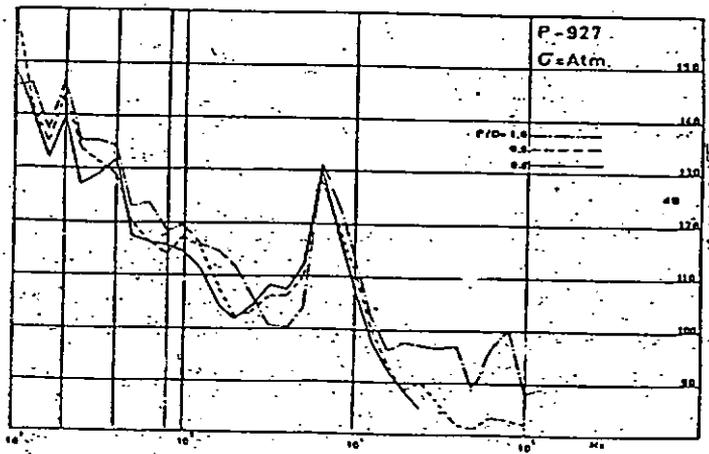
 <small>Not for public release, source identification authority</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 86
	J = 0.3	REPORT
	PUSHER PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF. EL

 <small>Not for public release, source identification authority</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 87
	J = 0.3	REPORT
	PUSHER PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF. EL



 <small>Not for public release, source identification authority</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 88
	J = 0.3	REPORT
	PUSHER PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF.

 <small>Not for public release, source identification authority</small>	NOISE MEASUREMENT	ENCL. 89
	J = 0.3	REPORT
	PUSHER PROPELLER	DATE OCT.-77
		REF.



題名	音響インテンシティ計測法の水中雑音への適用		
著者	森田一雄、三橋邦宏 岩城 嵩	出典	海洋音響研究会報第38号 (1985)

1. 本研究の目的：測定精度の検討
2. 手段・方法：受波器の指向特性、位相特性、形状寸法の影響調査、小型無響水槽における音響インテンシティの計測による検証

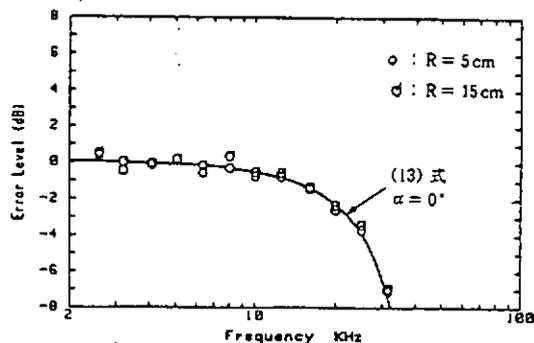


図17 インテンシティメータの誤差

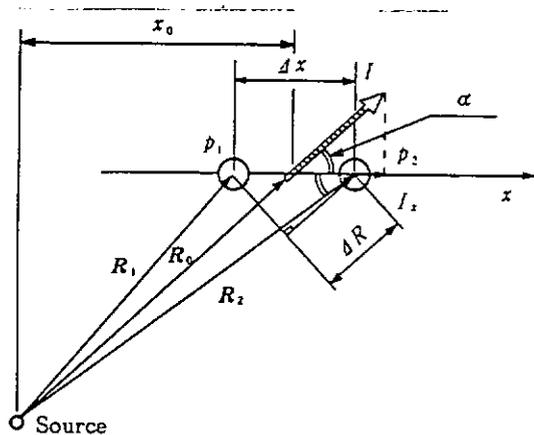


図1 近接した2点のハイドロホン

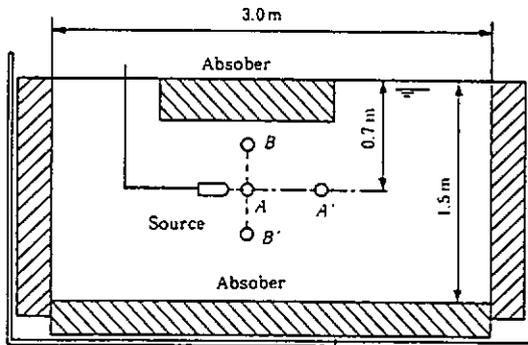


図13 小型無響水槽の横断面

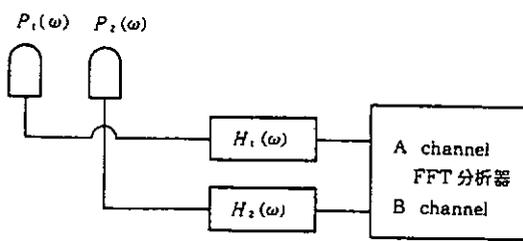


図4 FFT分析法による音響インテンシティメータ

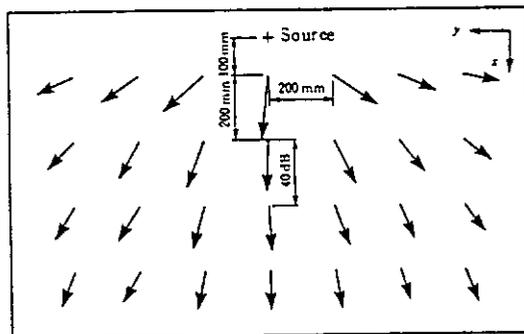


図20 水槽内の音の伝搬 (10 kHz)

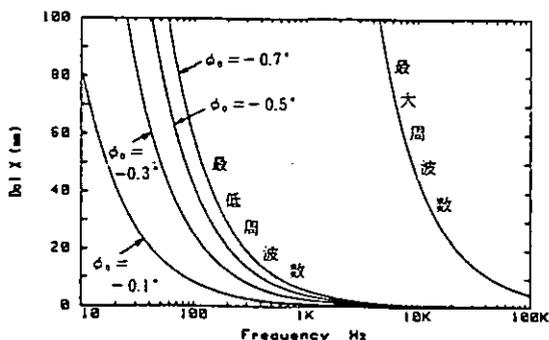


図10 ハイドロホン間隔と使用周波数範囲

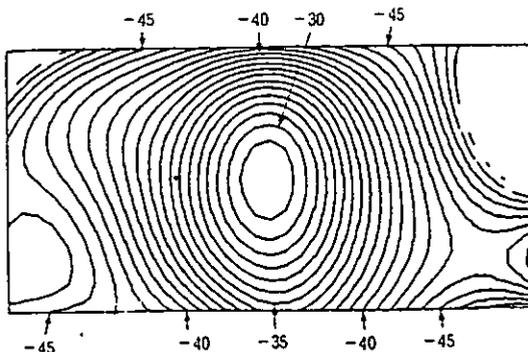


図21 水槽断面のインテンシティ分布図

題名	水中音響学の現状 (8)	10. 水中音計測法	
著者	笹島 孝夫	出典	日本造船学会誌 第608号 (昭和54年 2月)

水中音響学全体の review をした一連の解説記事の最終章 (第10章) で、水中音計測法について概説したもので、次の節から構成されている。

#### 10.1 Hydrophone の構成と特徴

#### 10.2 Hydrophone の校正

#### 10.3 空洞水槽での水中音計測

各節での概説内容は次の通り。即ち、

10.1 では Hydrophone の構成の主流を占める moving coil 型と圧電素子型をとりあげ、構成、特徴 (相似電気回路図での比較)、周波数特性について述べている。

10.2 では Hydrophone の校正法について紹介している。即ち、Hydrophone の周波数応答の校正法としては、相互校正法、置換校正法、流体力学的校正法、あるいは2波受波器消去法等数をあげると12種にもものぼるが、本稿では最も広く使用されている相互比較法について詳しく説明している。

10.3 では、空洞水槽での水中音計測法について説明している。空洞水槽は、本来キャビテーションの観察あるいはキャビテーション発生時のフオイルやプロペラの流力特性を計測するための設備であり、水中音計測を意図したものは必ずしも多くない。空洞水槽での水中音計測上の問題は、

- 1) 側壁影響 …… 自由音場が得られているか
- 2) 背景雑音 …… 計測に必要な S/N が得られるか

の2点であり、前者については、自由音場データを用いた空洞水槽のキャリブレーションにより、又、後者については各種の低雑音比対策で対処している。更に、空洞水槽内の気泡の存在は、計測データに影響を与えるため、気泡のコントロールも必要である。

なお、本稿では、水中音計測に関連し、参考文献が20篇引用されている。

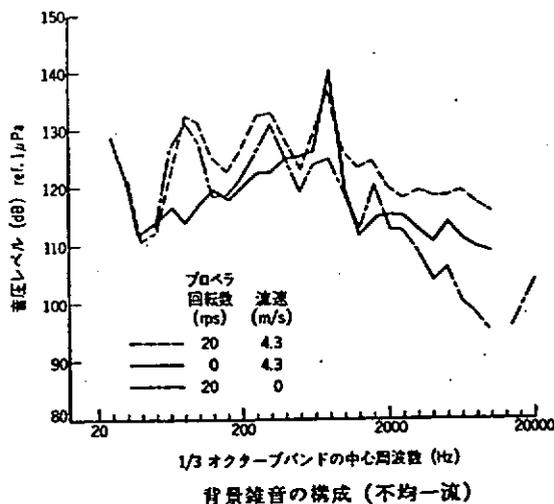
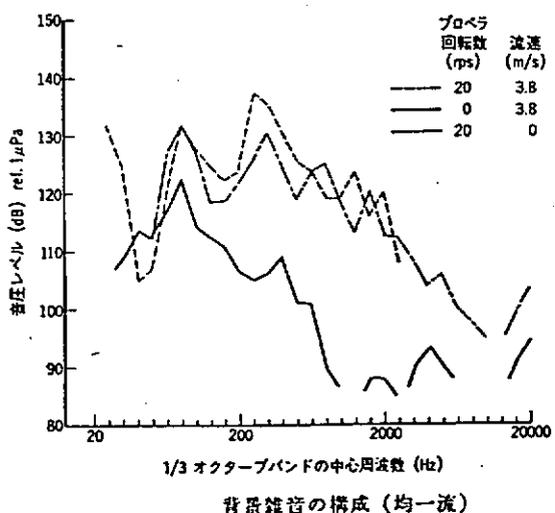
3.2.3.13

(73)

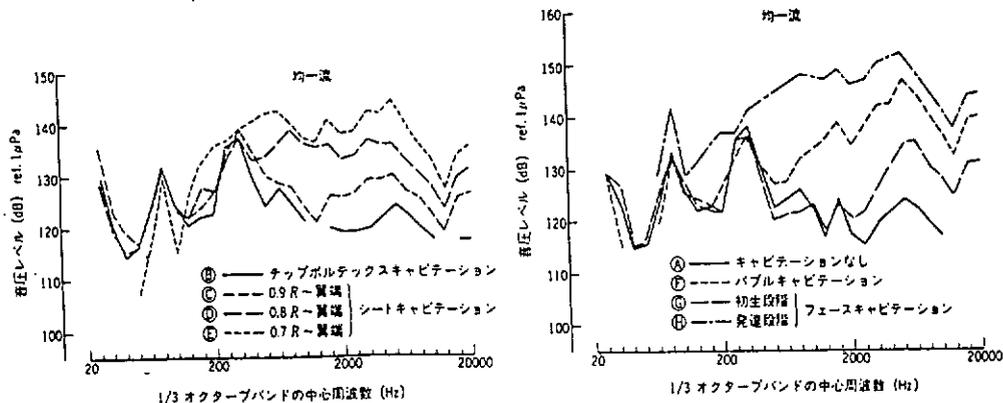
題名	キャビテーション水槽におけるプロペラ放射雑音の計測		
著者	笹島 孝夫	出典	三菱重工技報 Vol.19, No.1 (1982)

本論文では、三菱重工業(株) 長崎研究所船型試験場のキャビテーション水槽におけるプロペラ放射雑音の計測法、背景雑音の性質、S/N 向上対策について述べると共に、各種プロペラキャビテーションと放射雑音との関係、及びハイスキュープロペラによる放射雑音の低減効果について報告している。

背景雑音は、キャビテーション水槽の構成、プロペラ軸系の配置等により決まってくる。又、流速及びプロペラ軸回転数に依存する。下図に均一流体不均一流中での計測例(ハイドロフォンはハイドロフォン箱内に集音器付で設置)を示すが、プロペラ軸及び不均一流をシミュレートする金鋼が雑音源であることがわかる。



キャビテーションパターンとプロペラ放射雑音の特徴を明瞭に指摘したのも本論文の成果でフェースキャビテーション(発達段階)が最も雑音レベルが高く、発達したシートキャビテーションはバブルキャビテーションとならんでその次に雑音レベルが高い事が示されている。



キャビテーションパターンとプロペラ放射雑音との関連

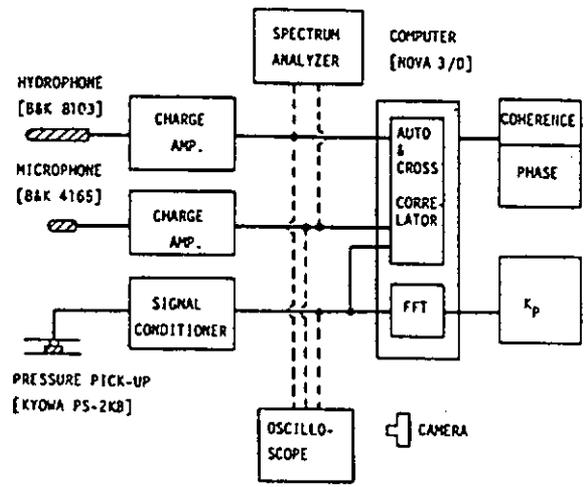
3.2.3.14

(74)

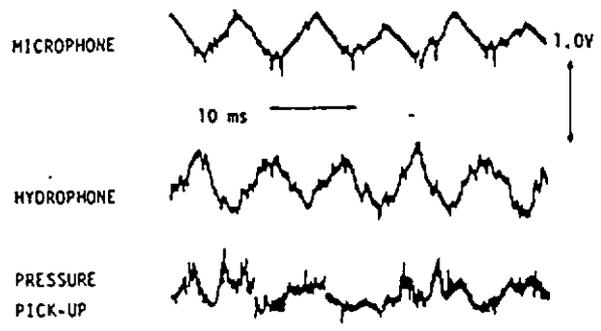
題名	Application of Noise Measurements for Studying Unsteady Cavitation in Cavitation Tunnel		
著者	T. Sasajima	出典	Proc. International Symposium on Cavitation Noise, ASME, Phoenix (1982)

本論文では、キャビテーショントンネルでの不均一流中プロペラキャビテーション試験時にトンネル外での空中音、トンネル内側での水中音及び圧力変動計測を行い、翼通過周波数では3者には強い相関があることから、最も計測が容易な空中音の計測をキャビテーション試験時のモニターとして使用する事を提案している。

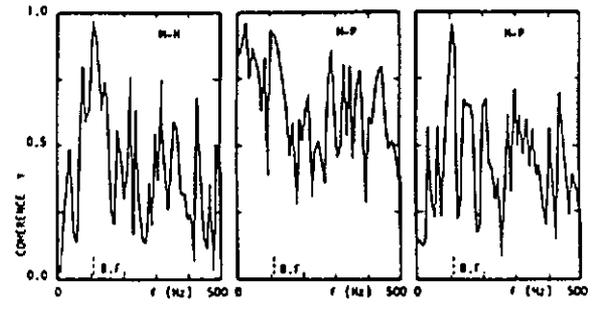
計測に用いたシステムは右図に示すもので、コンテナ船用プロペラをそのシミュレートされた伴流中で作動させたときのデータをコンピューターに収録し、コヒーレンスの解析を実施したものである。下図は、その3者 (M : マイクロフォン (空中音)、H : ハイドロフォン (水中音)、P : 圧力センサー (圧力変動)) 間で相互にコヒーレンスをとった結果であり、翼通過周波数 (B.F.) でコヒーレンスがほとんど1に近い。即ち、翼通過周波数 (B.F.) では、定量的な相関データが揃えば空中音で水中音あるいは圧力変動を代表させる事を示している。



Block diagram of measurement and data analysis



Oscilloscope records of sensor output



M : Microphone (airborne noise) H : Hydrophone (underwater noise) P : Pressure pick-up (pressure fluctuation on a flat plate)

Coherence among three data

題名	スラストの低水中雑音化の要素に関する研究開発報告書		
著者	スラストの低水中雑音化の要素に関する研究開発委員会	出典	(社) 日本産業機械工業会 (Jul.1983)

潮流水槽内で実機スラストを運転し、スラストの発生雑音を計測した例。事前に、水槽の音響特性を調査。

1. 計測項目

- ・キャビテーション観察
- ・雑音計測
- ・振動計測

2. 比較項目

- ・回転数の影響
- ・翼角の影響
- ・空気吹き出し効果
- ・ベルマウス形状の影響

3. 計測要領

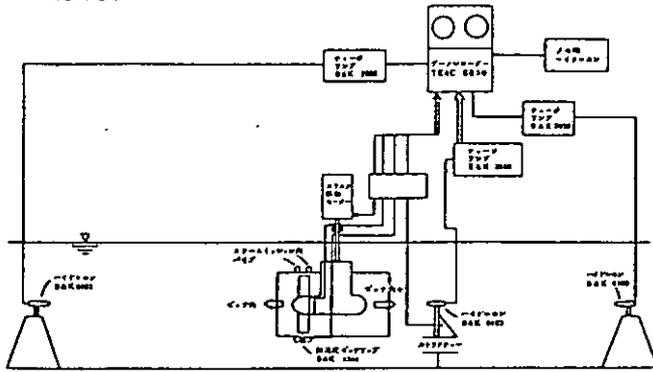


図 2.2-2 水中雑音及び振動計測系統図

表 2.2-1 スラストの主要目

インベータ電圧	1,000amp
ピッチ	0
葉門面積比	0.55
ボス比	0.37
レーキ	0
翼 型	NACA16
回転方向	右
最大葉間角	±18°
キャブリアランス	1.0mm
直径長さ	1,930mm
駆動モーター出力	110kW
最大スラスト	2 TON

4. 計測例

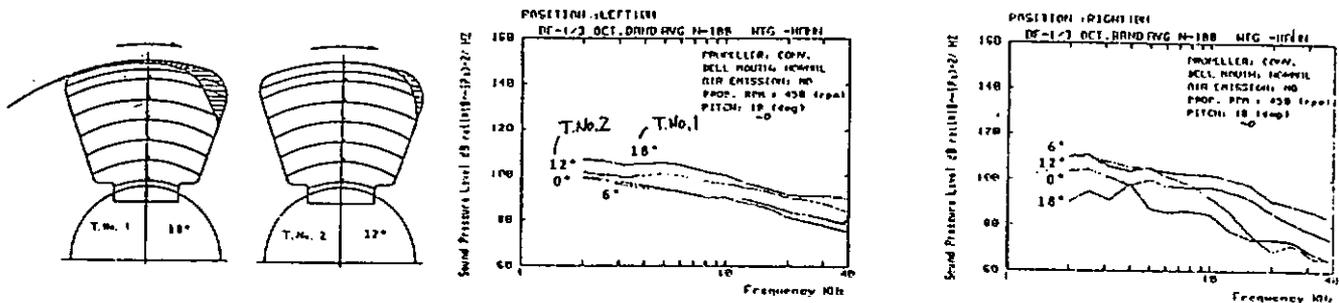


図 2.2-26-3 水中雑音と翼角 (回転数 525rpm, 翼角 0°~18°)

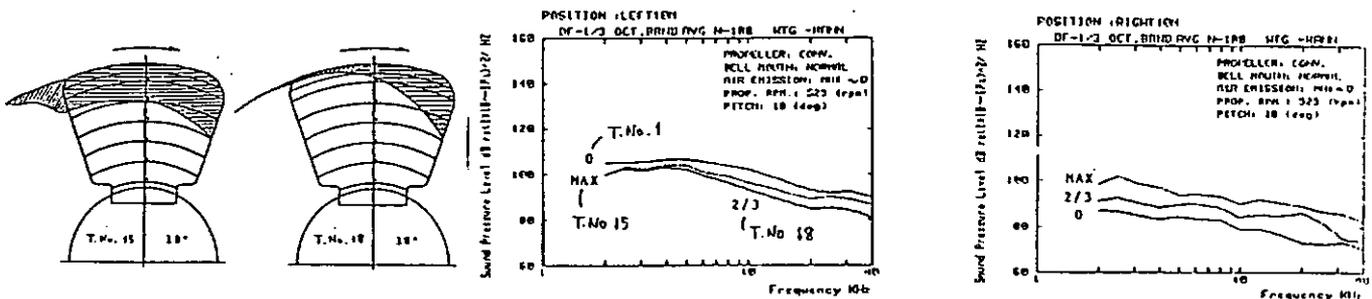


図 2.2-27-1 水中雑音とエアエミッション (回転数 525rpm, 翼角 18°, エア 0~MAX)

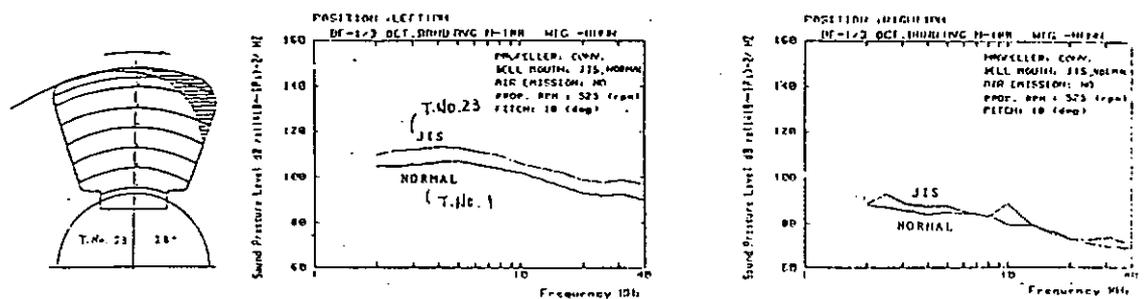
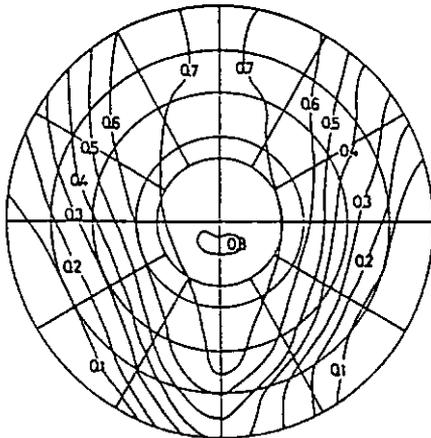


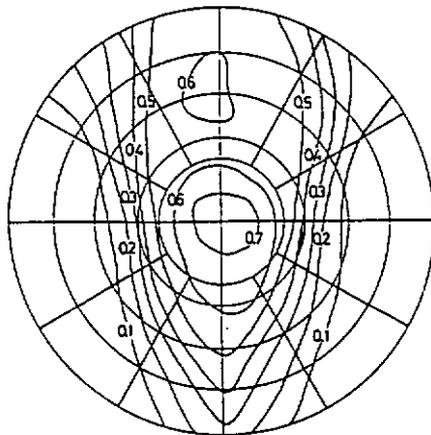
図 2.2-28-1 水中雑音とベルマウス形状 (回転数 525rpm, 翼角 18°)

題名	SR183 船尾振動騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究		
著者	(社) 日本造船研究協会 第183 研究協会	出典	同上報告書 (1982)

- 計測対象: 模型プロペラ  
M.P.NO.1 従来型(AU-CP4)  
M.P.NO.2 スキュー角45°, Forward & Backward, 定ピッチ  
M.P.NO.5 スキュー角60°, Forward & Backward, 定ピッチ
- 伴流分布: SR171C船型の模型及び実船推定伴流
- 計測目的: スキューの度合による騒音特性への影響調査



(a) 模型伴流



(b) 実船推定伴流

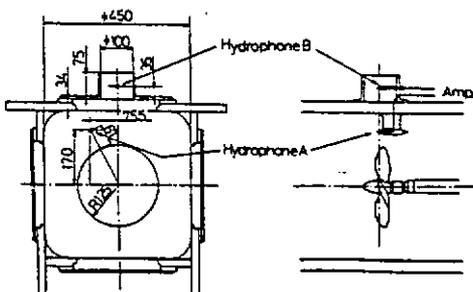


図3.5.2 ハイドロフォン位置

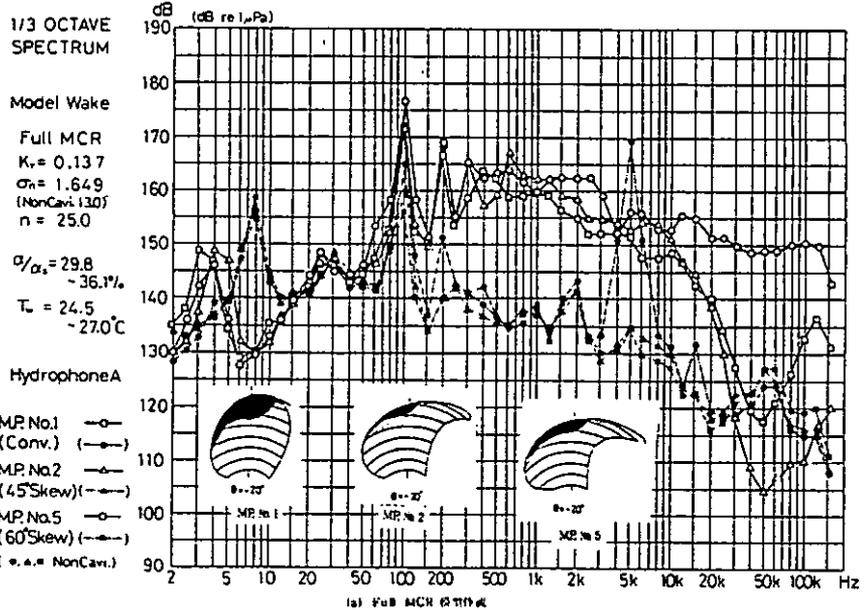


図3.5.4 船尾の45°スケープ解析結果

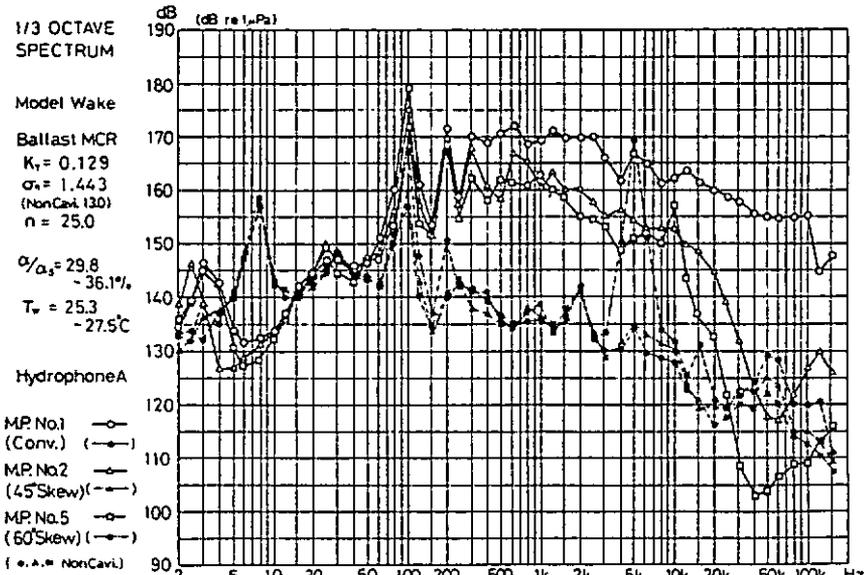


図3.5.4 (つづき)

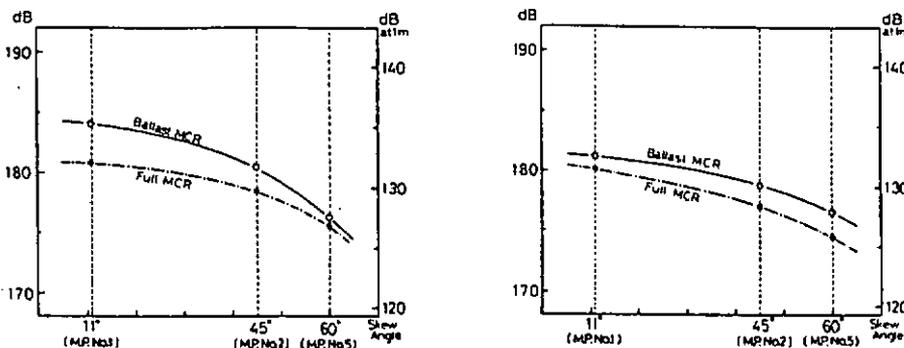


図3.5.5 騒音測定結果 (Over All, n=25 Hz)

題名	SR183 船尾振動騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究		
著者	(社) 日本造船研究協会 第183 研究協会	出典	同上報告書 (1983)

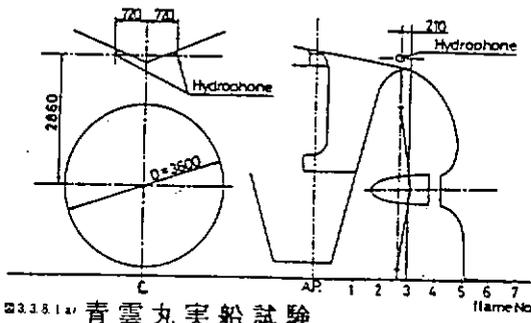
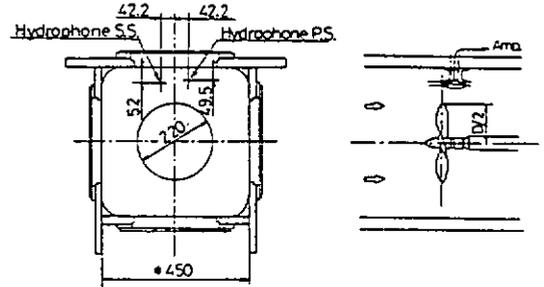
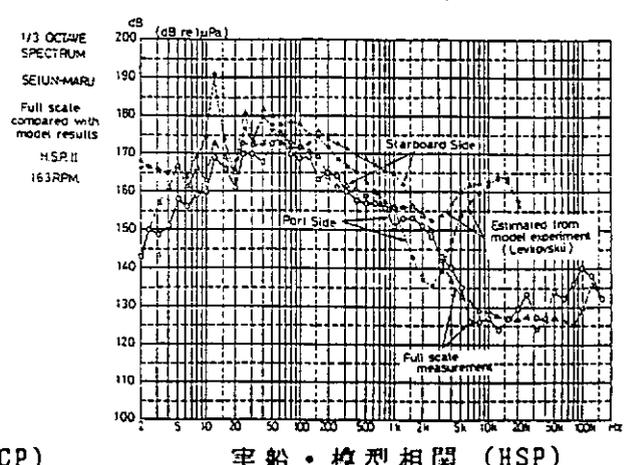
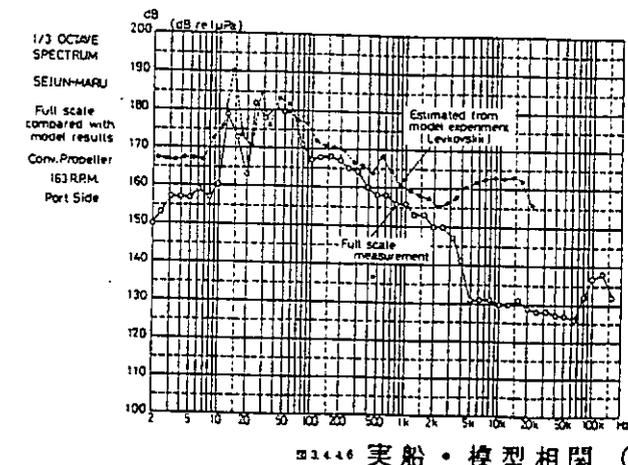
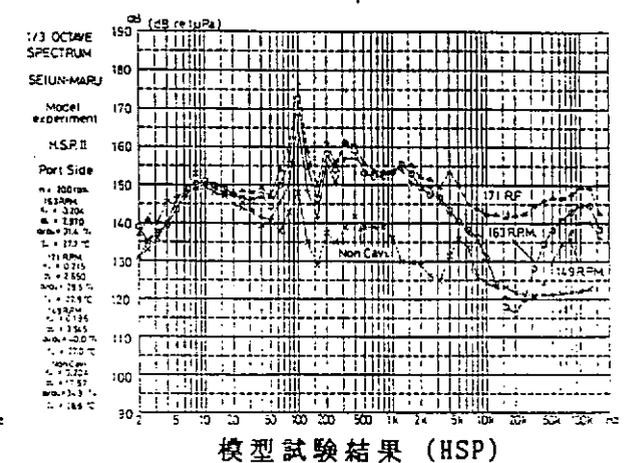
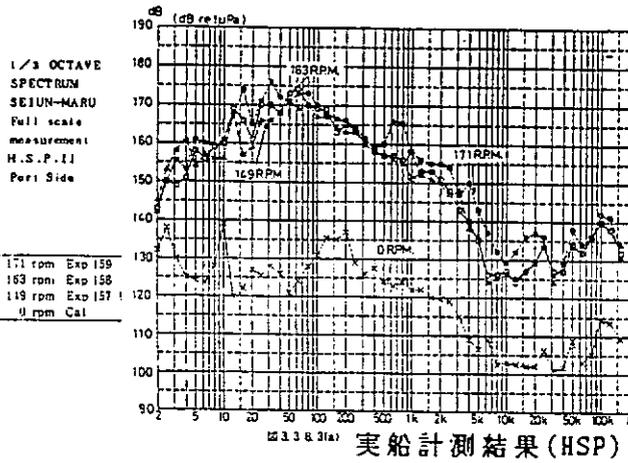
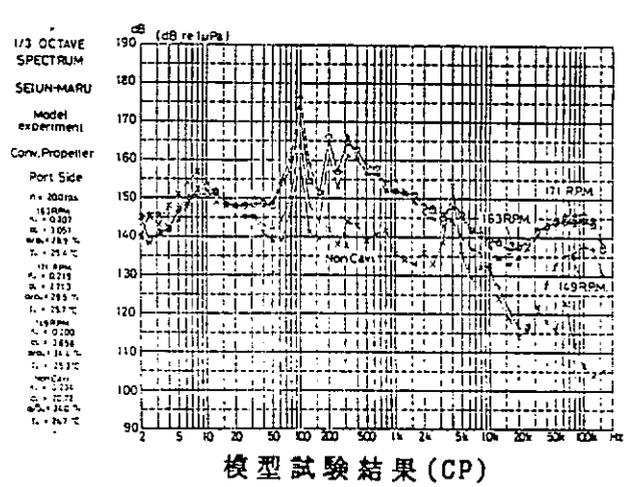
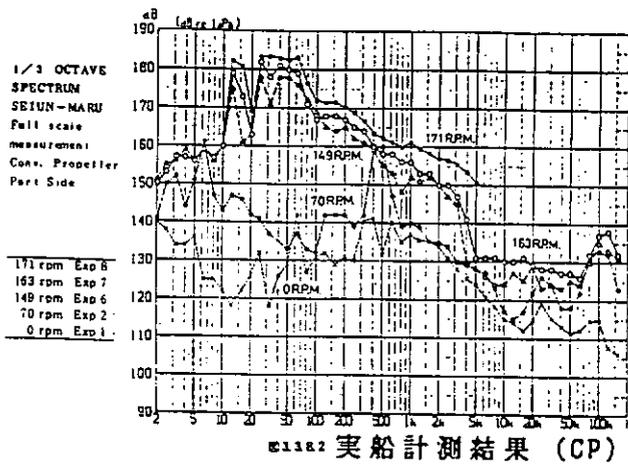


図3.3.1a 青雲丸実船試験  
ハイドロホン取付位置



模型試験(実船推定伴流)  
ハイドロホン取付位置



題名	音紋を用いたキャビテーション騒音の表示について		
著者	荒井 能、右近 良孝 黒部 雄三、他	出典	昭和61年度秋季（第48回） 船舶技術研究所発表会 講演集（1986,11.）

### 1. 要目

キャビテーション騒音は、船舶技術研究所の大型キャビテーション水槽にて行う。

### 2. 計測条件

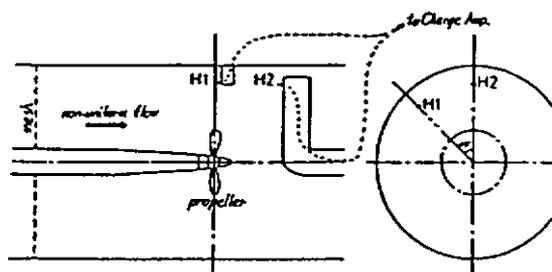


Fig. - 1 Disposition of Hydrophone

Fig. - 2 Type face and calibration pattern of the Sound Spectra Plots.

### 3. 計測結果

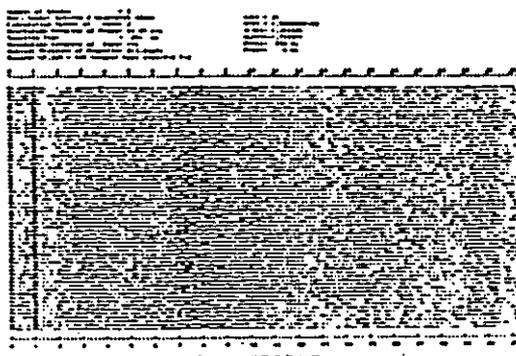


Fig. - 3 Time History of Sound Spectra for the Non-cavitating Condition ( $\alpha=12$ ) at H1.

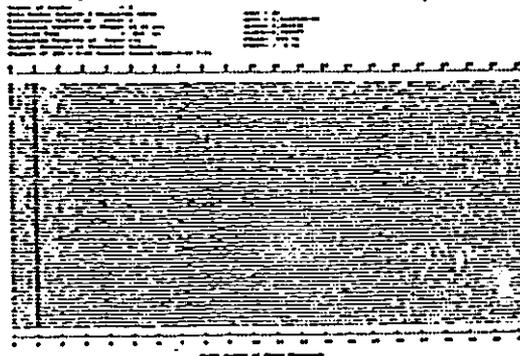


Fig. - 4 Time History of Sound Spectra for the Pre-cavitating Condition ( $\alpha=8.22$ ) at H1.

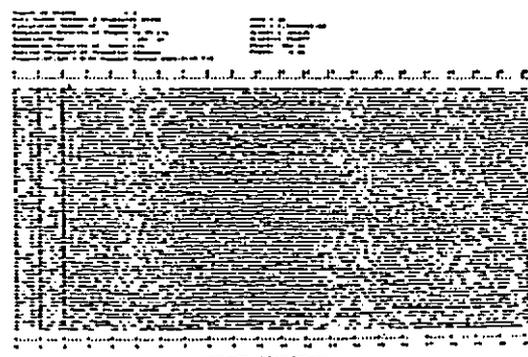


Fig. - 5 Time History of Sound Spectra for the Tip-vortex Cavitation Condition ( $\alpha=7.72$ ) at H1.



Fig. - 6 Time History of Sound Spectra for the Sheet Cavitation Condition ( $\alpha=4.7$ ) at H1.

3, 2, 3, 18

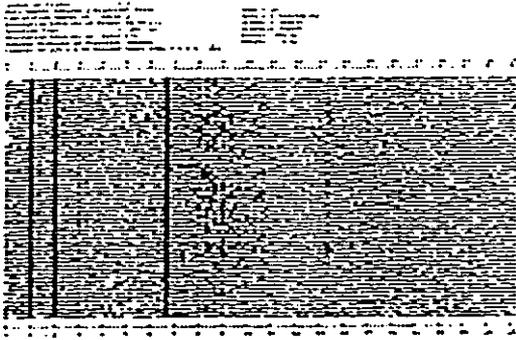


Fig. - 7 Time History of Sound Spectra for the Sheet Cavitation Condition ( $\sigma_n=4.71$ ) at H2.

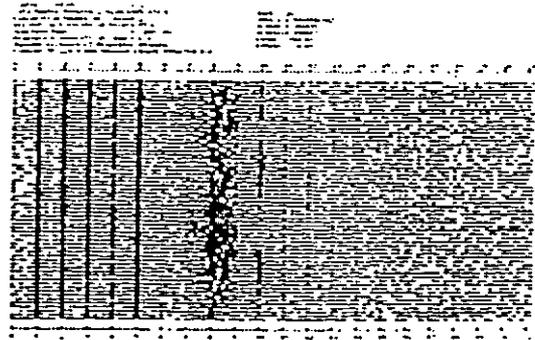


Fig. - 8 Time History of Sound Spectra for the Cloud Cavitation Condition I ( $\sigma_n=2.921$ ) at H1.

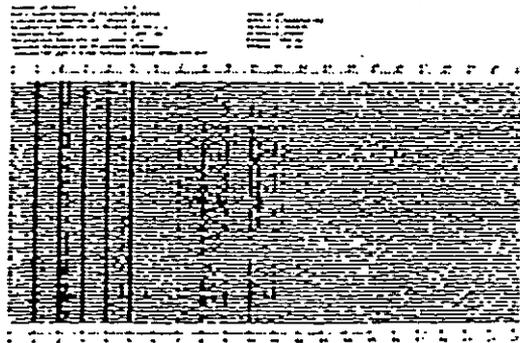


Fig. - 9 Time History of Sound Spectra for the Cloud Cavitation Condition II ( $\sigma_n=1.951$ ) at H1.

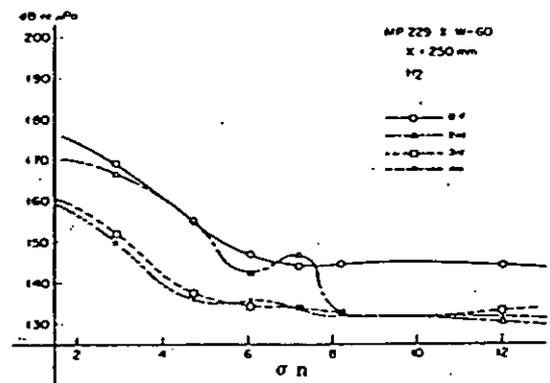


Fig. - 10 Average Harmonic Amplitudes of Noise in each  $\sigma_n$ .

プロペラのキャビテーション騒音を翼周波数に対して調和解析を行いこれを音紋により表現し、キャビテーションの発生状況との関連を調査する。クラウドキャビテーションの発生が多くなるに従って音紋は濃くなって来る。

題名	THRUSTER DESIGN FOR ACOUSTIC POSITIONING SYSTEMS		
著者	NEAL A. BROWN JOHN A. NORTON	出典	MARINE TECHNOLOGY, APRIL 1975

## 1. 要目

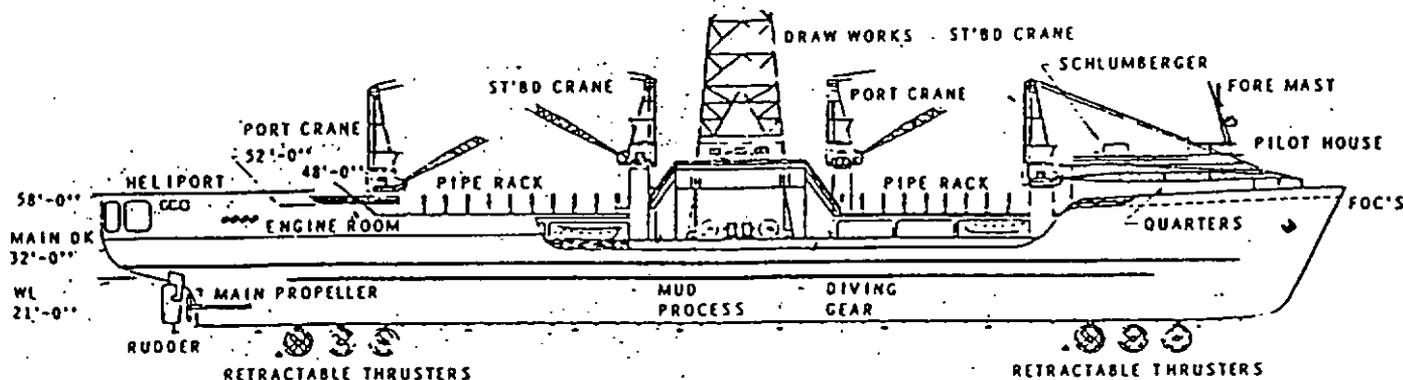


Fig. 1 Discoverer 534 outboard profile (The Offshore Company)

Table 4 Thruster characteristics

Type	Controllable pitch with bidirectional nozzle
Propeller diameter, in.	124
Unit length, in.	169
Inlet diameter, in.	162
Shaft horsepower	2,500
Input rpm	890
Propeller rpm	198
Thrust, lb	67,000
Weight, lb	70,000

## 2. 予測騒音レベル

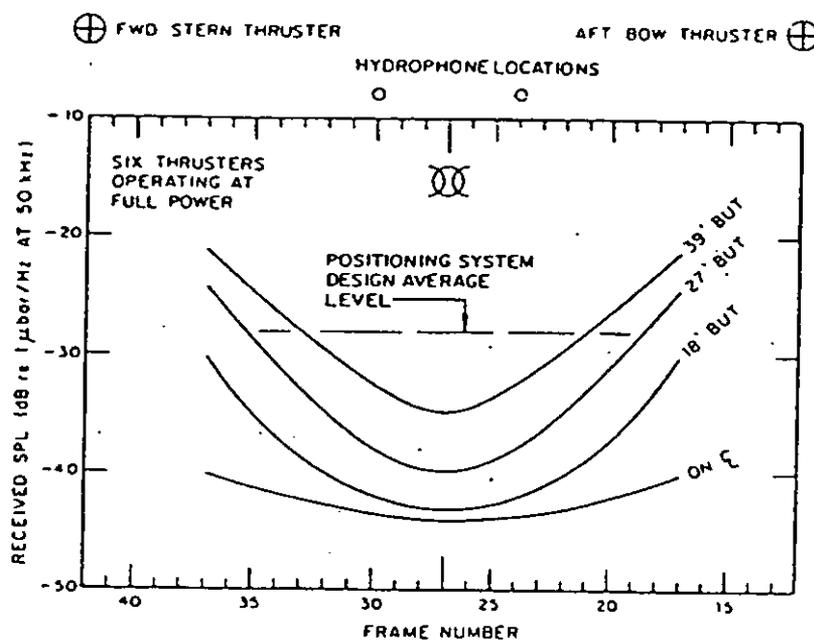


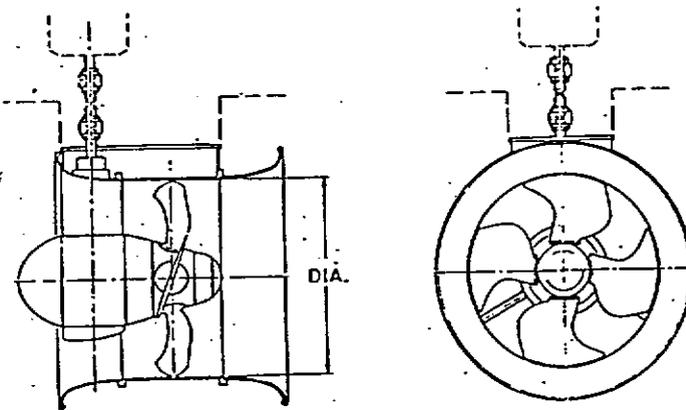
Fig. 18 Maximum received noise levels for thruster operation

予測ピーク騒音レベルを示すもので、スラストに関する限り、フレーム22と32との中間にあれば、何処でも水中マイクロフォンを取付けても差支えない。

題名	ACOUSTIC PERFORMANCE OF DYNAMIC POSITIONING THRUSTERS.		
著者	N.A.BROWN J.A.NORTON	出典	SYMP.ON HYDRODYNAMICS OF SHIP AND OFFSHORE PROPULSION SYSTEM. MAR.1977

## 1. 要目 THRUSTER DATA

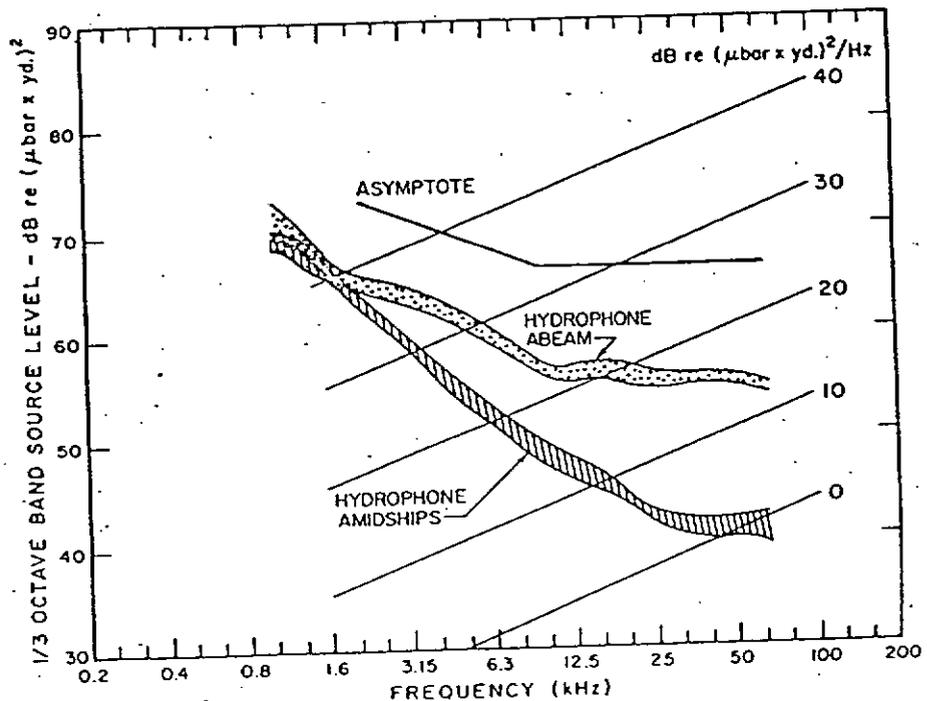
Propeller Diameter	124 inches (3150 mm)
Shaft Horsepower	2500
Input RPM	890
Propeller RPM	198



## 2. 計測条件

スラスタは DRILL SHIP の船底の外に取付けノイズ計測を行った。

## 3. 計測結果



ABEAM と AMIDSHIPS の差は、音源の指向性または角度に対する遮音効果に起因している。 ABEAM で計測されたスペクトルは、全部のスラスタを停止した場合と殆んど同じであった。

<p>題名</p>	<p>REDUCING ACCOMMODATION NOISE DUE TO TRANSVERSE THRUSTER IN LARGE SHIPS.</p>		
<p>著者</p>	<p>J. BUITEN</p>	<p>出典</p>	<p>INTER-NOISE 74. WASHINGTON, D.C. SEP 30-OCT 2, 1974</p>

1. 要目

スラスタ出力 1200 KW. (船尾側 2 基、船首側 3 基)

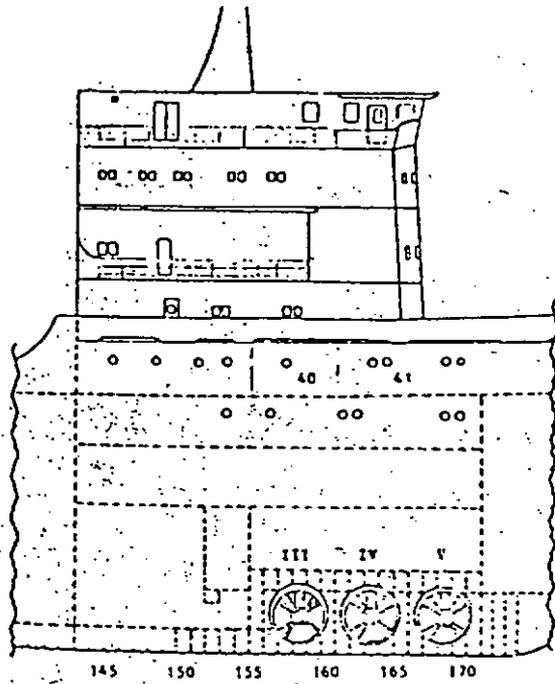


Fig. 1  
Side elevation of the bow of the drilling ship Pelican showing the position of the thrusters with respect to the accommodation (frame distance 750 mm).

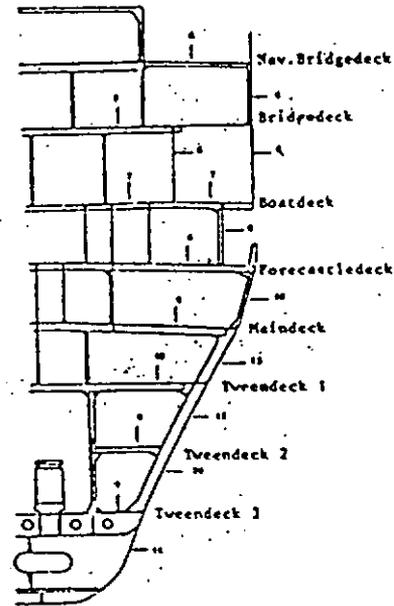


Fig. 2  
Section through frame nr. 159. In the figure the thickness of the plates is given in mm.

2. 計測結果

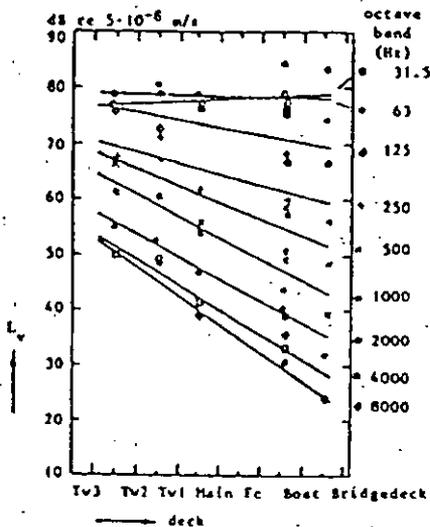


Fig. 3  
The determination of the equivalent source level in way of frame nr. 158-159 using velocity level measures on the hull in between the decks. Thrusters III, IV and V were operating at full load.

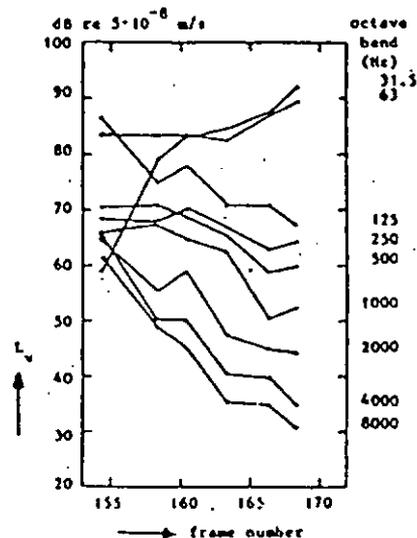


Fig. 4  
The equivalent source level of thruster III as a function of the position on Tweendeck 3. The source level of this thruster is given by the levels in way of frame nrs. 158-159.

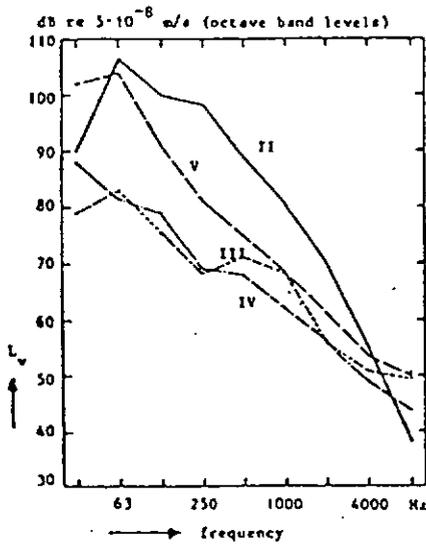


Fig. 5  
The equivalent source level of the three isolated thrusters in the bow and of the untreated one (nr. II) in the stern of Pélican.

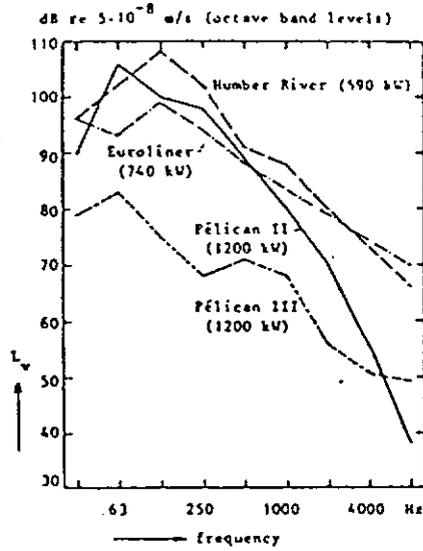


Fig. 6  
The equivalent source level of four transverse thrusters of which Pélican III is isolated.

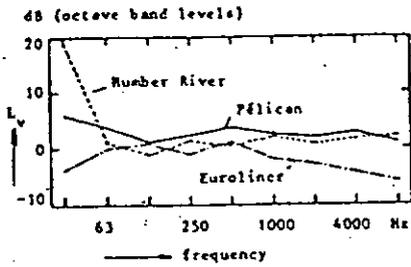


Fig. 7  
The differences between the equivalent source levels and the velocity levels which are measured on the shell plates 1 m above the ducts. For the Pélican the average value of the level differences of each of the bow thrusters, which are very close together, is given.

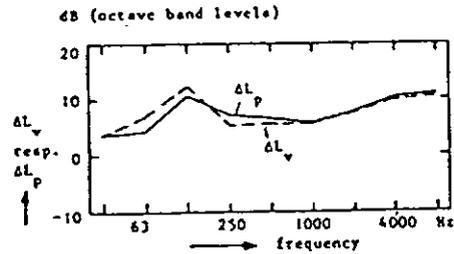


Fig. 8  
The influence of operating conditions (III or V operating) on the sound pressure level in cabin 41 and on the velocity level of the shell plating in way of this cabin.

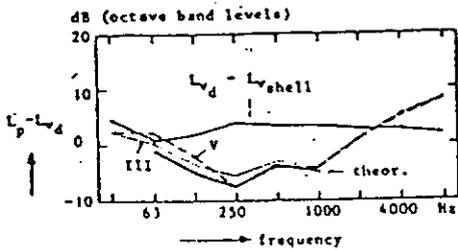


Fig. 9  
The calculated and the measured sound pressure levels in cabin 41 relative to the velocity level of the deck (see text).

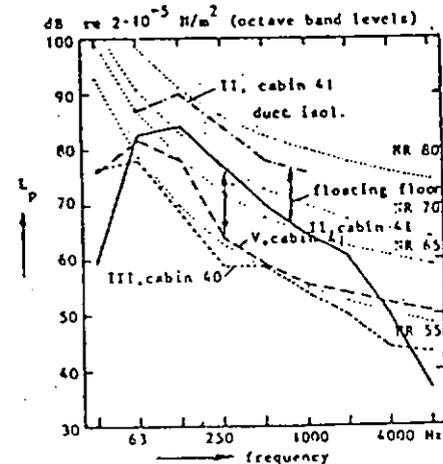


Fig. 10  
Sound pressure levels as measured in cabin 40 (due to thruster III) and in cabin 41 (due to thruster V). For cabin 41, moreover, are given the levels to be expected when V were replaced by II (not isolated acoustically) and when, additionally, no floating floors were applied.

題名	Propeller Cavitation Effects on Broadband Vessel-Radiated Acoustic Spectra		
著者	D.N. Dixon	出典	U.S.N.A-Trident Scholar project report ; No.123, 1983

## (1) 計測法

船舶 Yard Patrol Craft (YP)  
長さ 80 feet  
ハイドロフォン位置  
Near field  
プロペラより 5 feet  
Far field  
船舶より 350 feet  
於 Severn River

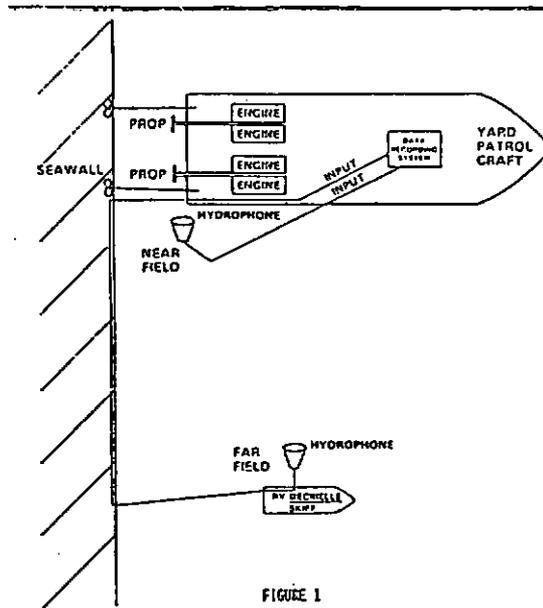


FIGURE 1

(2) プロペラを作動させたときとそうでないときの Far-Field における Noise (60Hz およびその倍数の成分は、河底のケーブルから発したものである。)

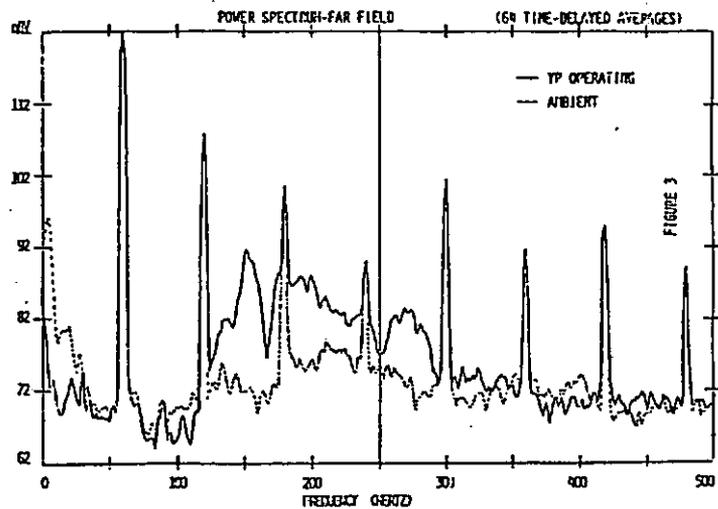


FIGURE 3

(3) Near-Field Noise と Far-Field Noise の間のコヒーレンス関数のコヒーレンス関数

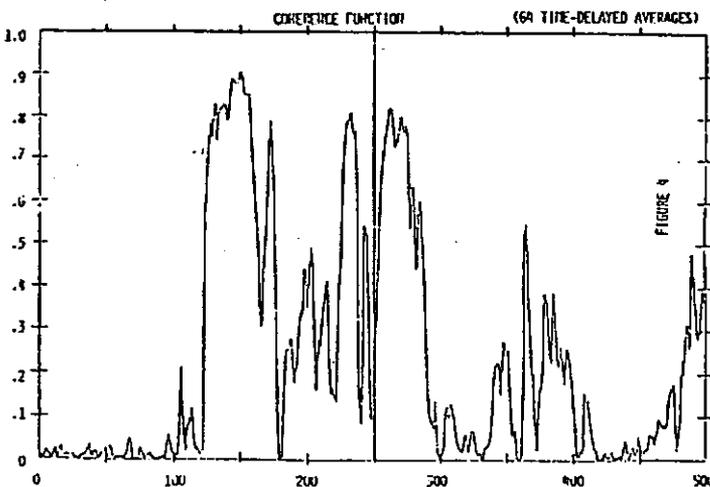


FIGURE 4

題名	A Comparison of Two Propeller for the Acoustic Research Ship CFAV QUEST		
著者	J. L. Kennedy L. J. Leggat N. C. Sponagle	出典	Proc. of 20th ATTC, vol. 1 (1983)

水中音響実験船において、プロペラを H S P に換装し、原形プロペラと新しいプロペラについて実船実験を行った。推進性能を劣下させずに、キャビテーションの初生を遅らせ、発生量を減少させた。また、水中騒音も各船速及び各周波数に対して軽減させた。

TABLE 1  
CAVITATION INCEPTION SPEEDS (kt)

PROPELLER	5349		5363	
	MODEL	FULL SCALE	MODEL	FULL SCALE
Tip Vortex	7.3	5.9	9.6	8.9
Back Sheet	7.0	5.9	14.7	10.0
Back Cloud		10.5		
Hub Vortex (Intermittent)		14.4		

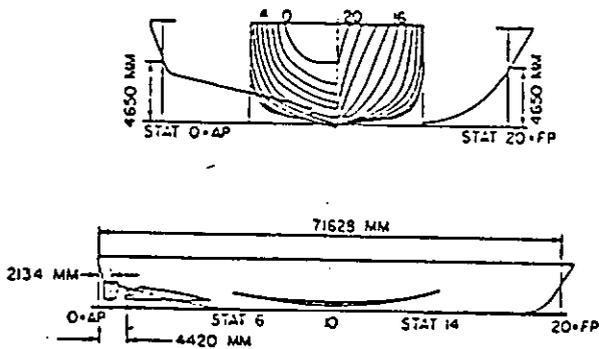


FIGURE 1: BODY PLAN, CONTOURS, AND APPENDAGE ARRANGEMENT FOR QUEST

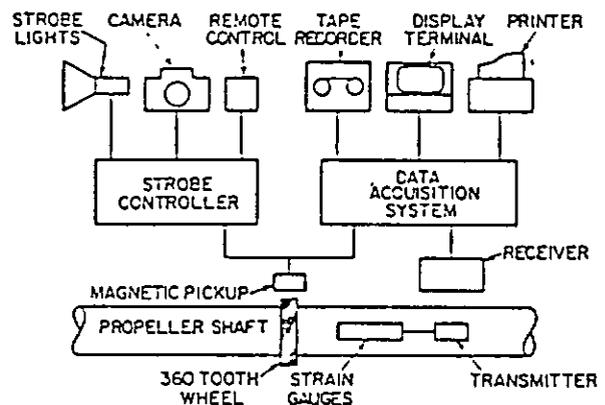


FIGURE 5: PROPELLER SHAFT INSTRUMENTATION FOR PROPULSION AND CAVITATION TRIALS

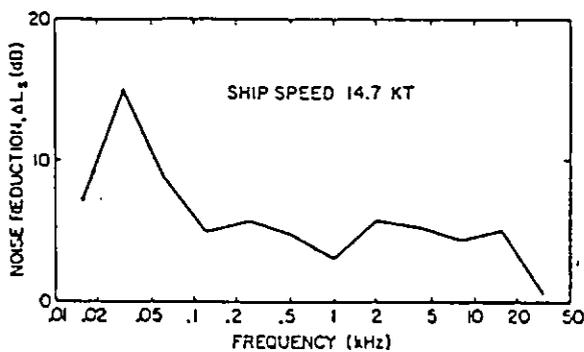


FIGURE 14: NOISE REDUCTION BETWEEN PROPELLERS 5349 AND 5363 AT 14.7 KNOTS

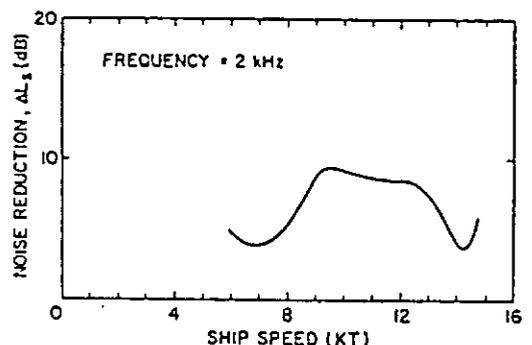


FIGURE 15: NOISE REDUCTION BETWEEN PROPELLERS 5349 AND 5363 AT 2 kHz

題名	半没水型双胴船の水中雑音特性について		
著者	三橋、上牟田、大橋、 田淵、野尻、三浦、末	出典	三井造船技報 第114号 (1982)

1. 計測した船舶: SSC - Ship A(670GT), SSC - Ship B(250G.T)  
Mono Hull - Ship C(24.5G.T)
2. 計測目的: SSC と Mono Hull (单胴船) の航走水中雑音の比較
3. 計測方法: 航走水中雑音の計測は Fig.1 及び 2によった。

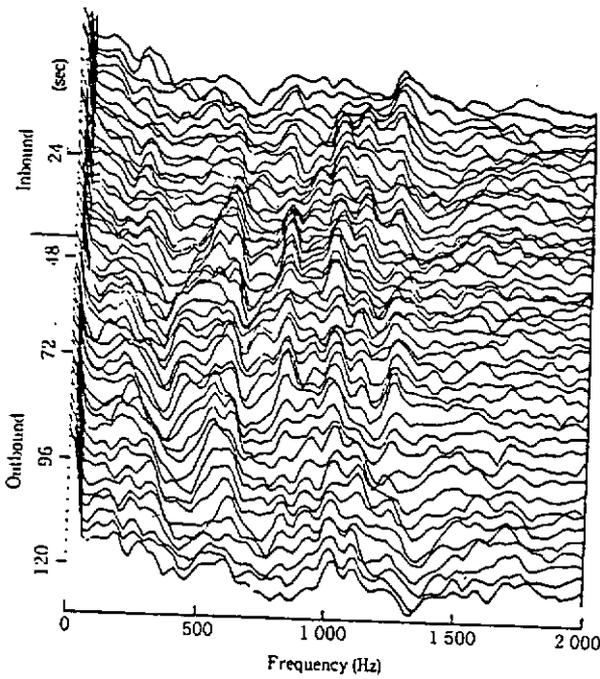


Fig. 5 Time Varying Spectrum Pattern of Underwater Noise of Ship A at 12kn Running  
(A 船 12kn 航走時スペクトルの時間変動)

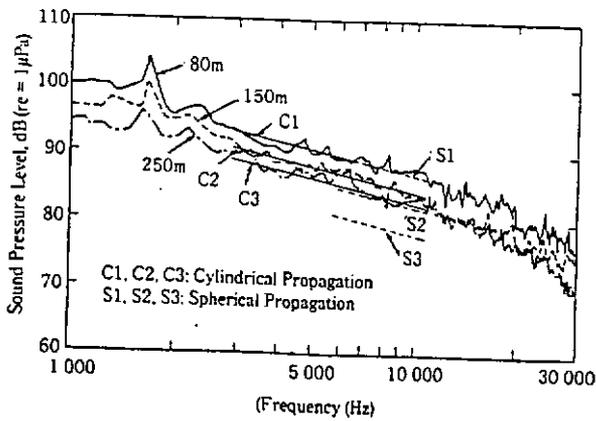


Fig. 6 Attenuation with Distance Measured for Ship B Running at 16kn  
(B 船 16kn 航走時の距離減衰)

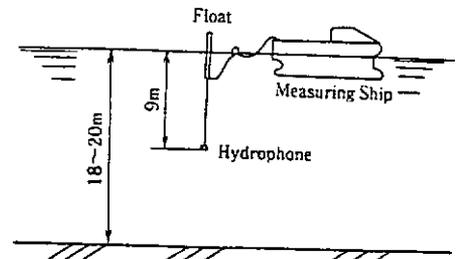


Fig. 1 Method of Hydrophone Set-up  
(ハイドロホンの設置方法)

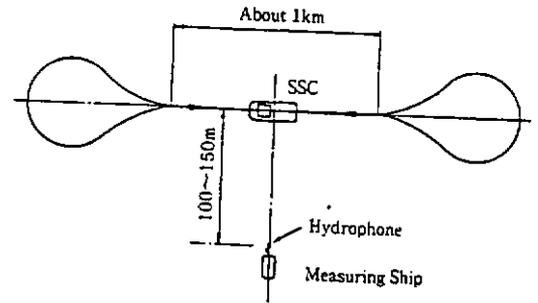


Fig. 2 Measuring Method of Underwater Noise at Running  
(航走水中雑音の測定方法)

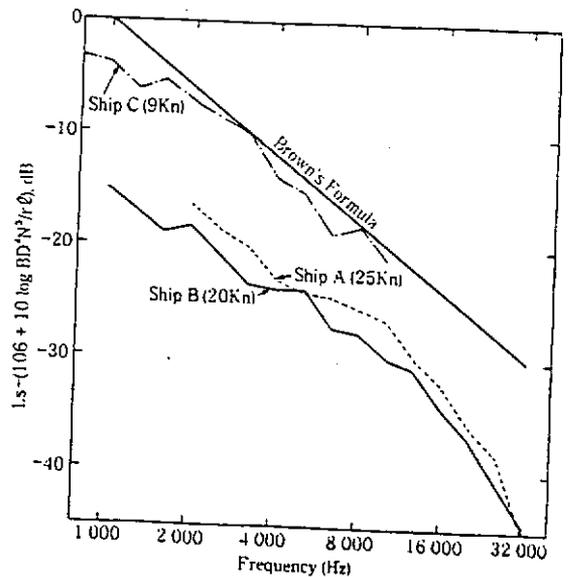


Fig. 8 Comparison of Measured Underwater Noises of the Three Ships at Running  
(測定した 3 船の水中雑音の比較)

題名	船舶の放射雑音測定法に関する検討		
著者	中村 薫	出典	海洋音響研究会報 12巻, 第4号, 1985

船舶放射雑音の測定は海面反射の影響を強く受ける。反射を考慮したとき音場は音源と鏡像との正負二重音源の作る音場であり図1のような指向性を持つ。距離Rの受波点の音圧は図2のような干渉縞となる。この干渉縞の形およびレベルは図3の実測値のように音源の種類により変化する。干渉縞のピークは距離に対して $-6\text{ dB/dR}$ であり、最後のピークを過ぎると音圧は急速に低下し距離による拡散を含めて $-12\text{ dB/dR}$ となる。

以上の特性から測定は下記2点を留意して行うのが望ましい。

- 1)  $-6\text{ dB/dR}$ の区間で計測するのが良い。(ただし $L_{PP}/2 \sim 4 d_1 d_2 / \lambda$ : 但し $L_{PP}$ は船長 $d_1, d_2$ は音源および受波器の深度,  $\lambda$ は音波の波長)
- 2) 受波器は深度を深くし複数個深度を変えて同時使用し出力を平均する。

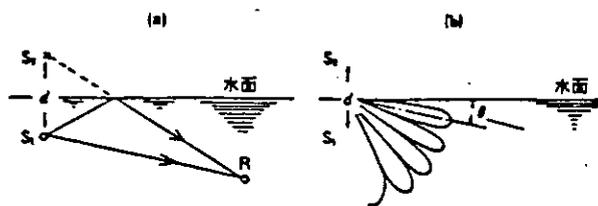


図1 海面反射と指向性 (説明図)

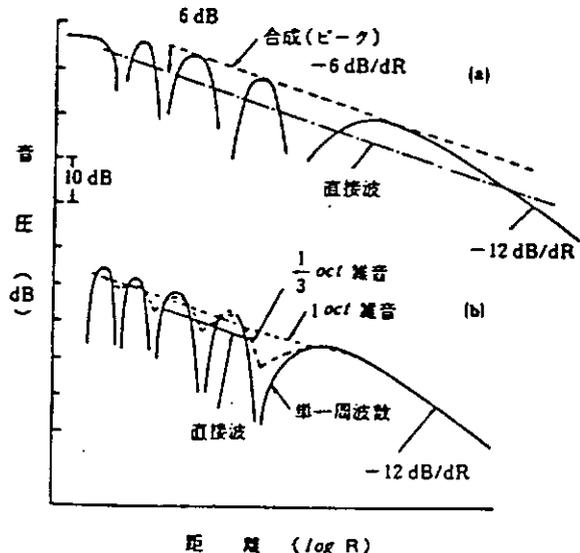


図2 正負二重音源音場 (説明図)

- 正弦波点音源
- 帯域雑音点音源

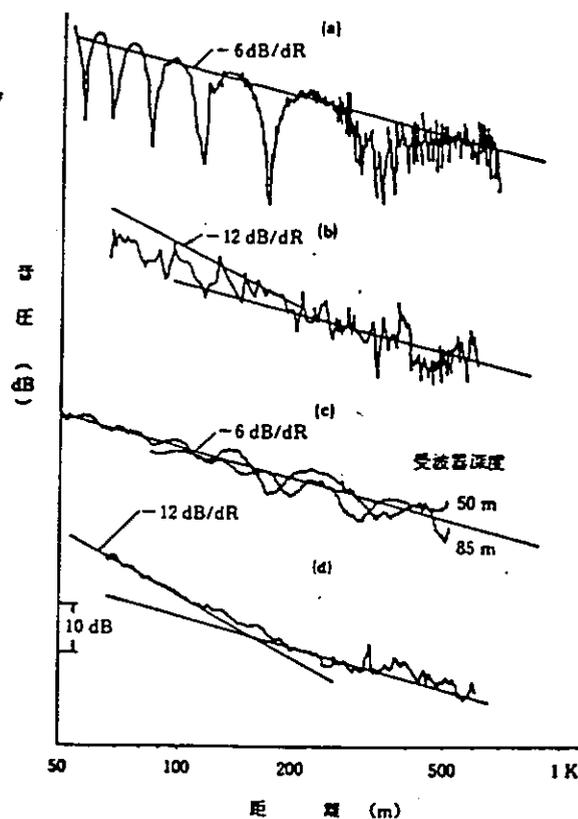


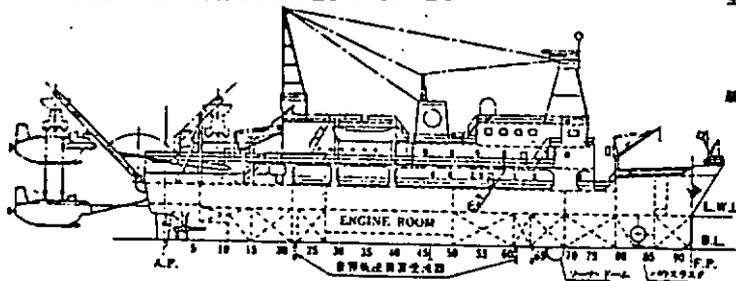
図3 実海面試験データ

- 正弦波音源 630 Hz, (b) 正弦波ランダム配列音源 (漁船スパイク) 630 Hz, (c) 帯域雑音  $1/3\text{ oct}$  中心周波数 630 Hz, (d) 帯域雑音ランダム配列音源 (漁船)  $1/3\text{ oct}$  中心周波数 203 Hz

題名	「なつしま」の水中放射雑音低減策とその実測結果について		
著者	中西俊之, 清水実, 山本三夫, 飯森壮男, 白井孝雄	出典	海洋音響研究会報 8巻, 第4号, 1981

「なつしま」は 2000<sup>噸</sup> 級深海調査船の支援母船であり調査船との通信や位置測定等のため多くの水中音響機器が装備されている。 それらの機能を損なわぬため多くの防音対策がとられた。 本論文はそれら対策とその効果につき実船試験を踏まえて論じている。

表1 「なつしま」主要目  
 全長: 約67.00ノートル  
 長さ(機時間): 60.00ノートル  
 幅(型): 13.00ノートル  
 深さ(型): 6.30ノートル  
 計画運用喫水: 3.55ノートル  
 船級: 日本海軍協会  
 総トン数: 約1,530トン  
 主機関: 立形4サイクル油輪機付ディーゼル機関  
 2基2軸  
 連続最大出力  
 2×850馬力×プロペラ回転約220回転/分  
 最高速力: 約12.0ノット



(1) プロペラキャビテーション水中雑音 (4翼CPP)

直接音源にはバウスラスタや船首砕波があるが支援活動時(2~4 Knots) 問題となるのはプロペラキャビテーションである。 可変速減速機で3段階回転数制御を行い低速時のキャビテーション低減を計った。 図16がその3段階の水中音レベルである。(低速時は図のモード2, 3)

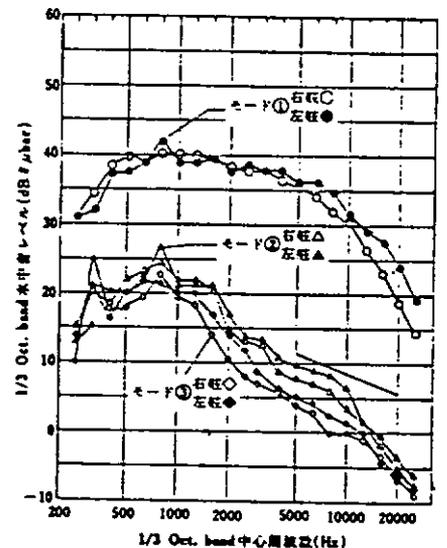


図16 C.P.P.翼角0°の場合のFr.22.5両舷の水中雑音レベル

(2) 航走時の計測要領および水中雑音計測結果

図24, 25に計測法を, また図28に計測結果を示す。支援活動時のレベルは目標より10 dB下回った。これはプロペラ等の直接音対策だけでなく, 徹底した機器の防振と低騒音化および機関室回りの吸音壁構造の採用などにより透過音や固体音などの対策も十分に取られたためである。

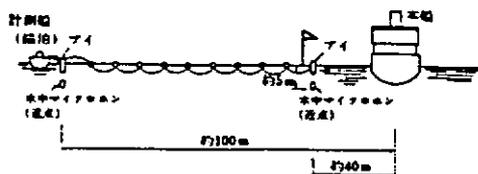


図24 航走時水中雑音計測要領

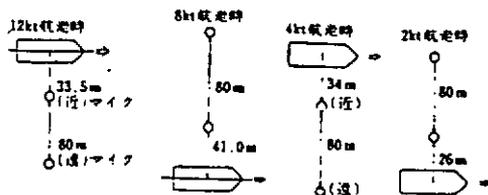


図25 航走時水中雑音計測の相対位置関係

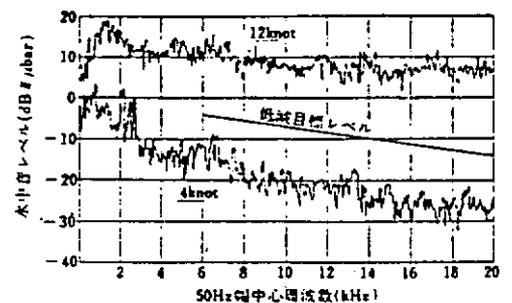


図28 「なつしま」Fr.NO.20 側方における航走時水中雑音レベル

題名	INVESTIGATION ON THE DUCTED PROPELLER AND DUCT EROSION PREVENTION BY THE AIR INJECTION SYSTEM		
著者	H. NARITA Y. KUNITAKE	出典	SYMP. ON HYDRODYNAMICS OF SHIP AND OFFSHORE PROP. SYSTEMS, OSLO, NV, (1977)

1. 計測した船舶

大型タンカー、279,810DWT

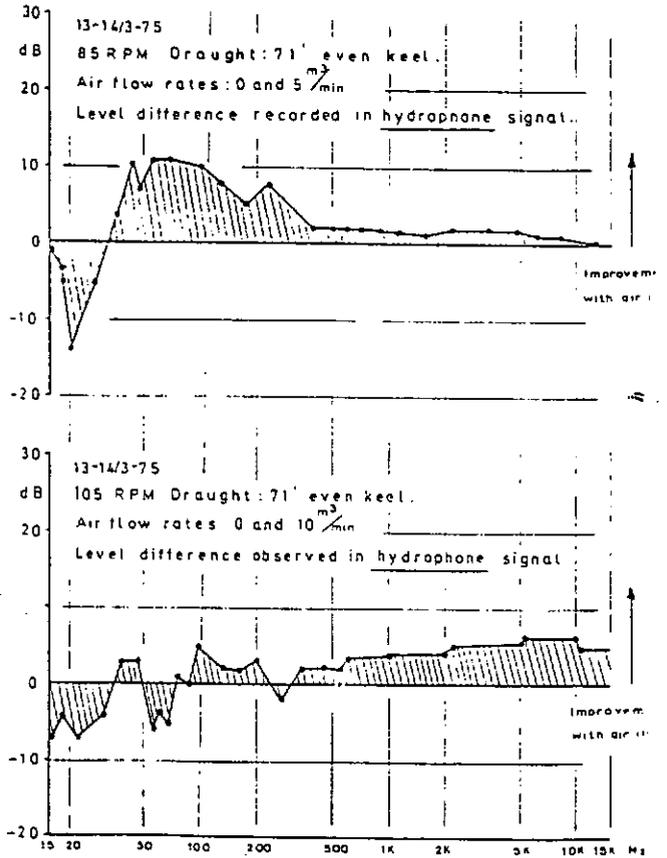
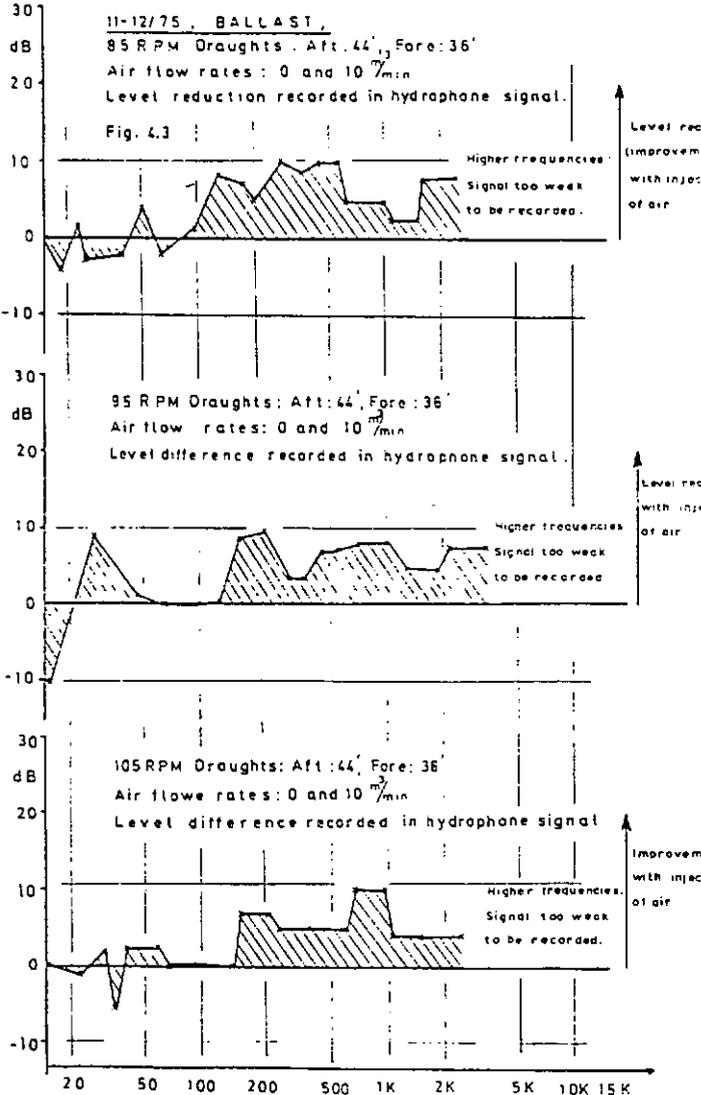
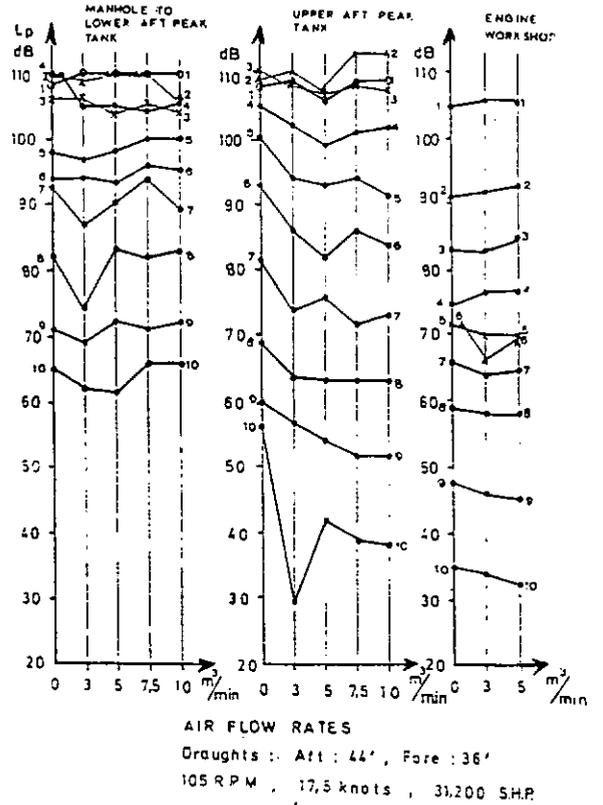
2. 計測目的

ダクテッドプロペラのダクト内面エロージョン防止用空気吹出しの水中騒音と船体振動への影響を調査した。

3. 計測方法

船尾左舷船体表面にB&K 8100を水中に露出して取付た。

Octave band analyses, BALLAST, 11-12/73-75.

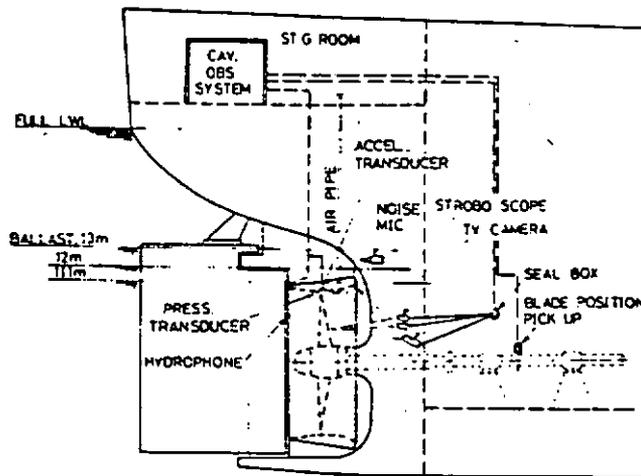


題名	Cavitation Study of Ducted Propeller on Large Ships		
著者	H.Okamoto, K.Okada, Y.Saito and T.Takahei	出典	Transaction, SNAME Vol.83, 1975

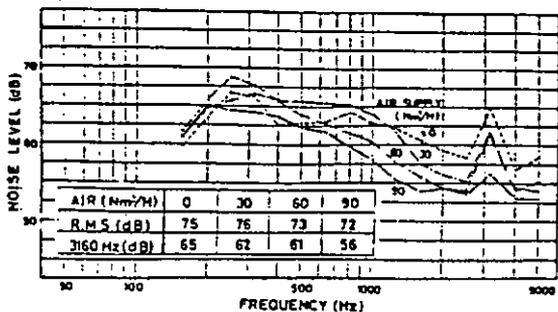
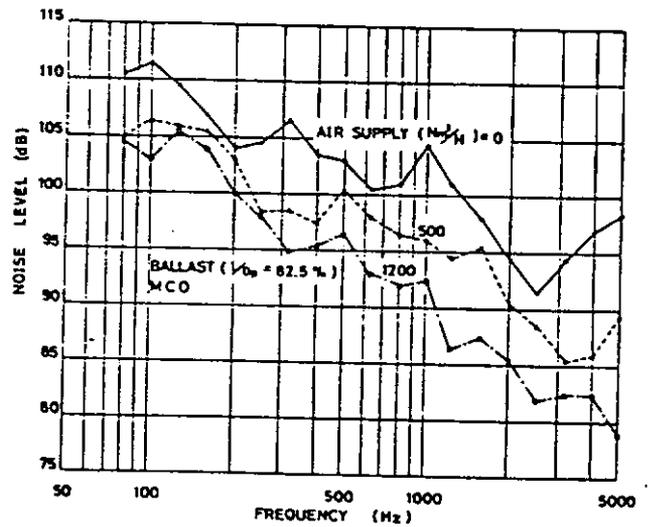
本論文は実船の Ducted Propeller のキャビテーションエロージョン問題について述べている。このダクト内面のエロージョン防止策の一つとして空気吹き出し法が有効であることを実船で確かめた。また、キャビテーションノイズの低減にもつながることが確かめられた。その低減量は空気吹き出し量や載荷状態に依存している。下図は計測システム例とノイズ計測結果を示している。

Ship E : Tanker  $L_{pp} \times B \times d = 305.0 \times 53.0 \times 19.657$

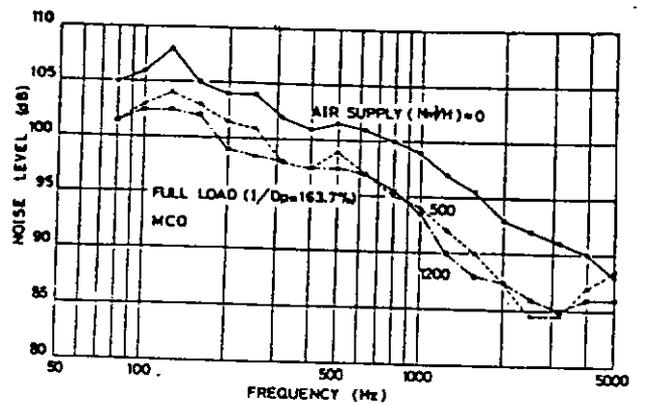
Ship F : LPG  $L_{pp} \times B \times d = 260.0 \times 44.0 \times 16.000$



Arrangement of measurement system



1/2-octave band spectra of noise in water with air injection for large LPG carrier (Ship F) at No. 14 ballast condition.



1/2-octave band spectra of airborne noise with air injection for 230,000-dwt tanker (Ship E)

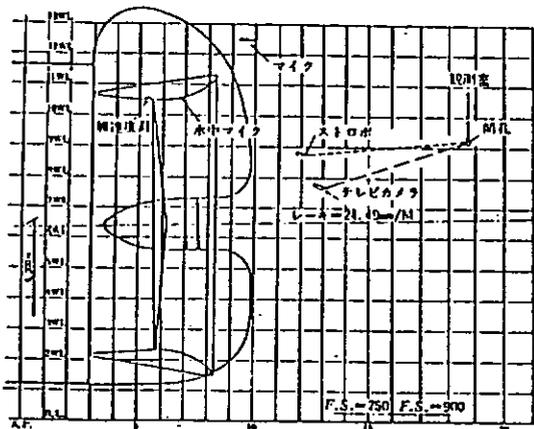
題名	ダクトプロベラの空洞現象に関する研究		
著者	斉藤 泰夫 他	出典	川崎技報, 61号 1976年 8月

ダクト内側から空気を吹き出したときのキャビテーション・ノイズの低下に関するデータ (実船)

(1) 供試船

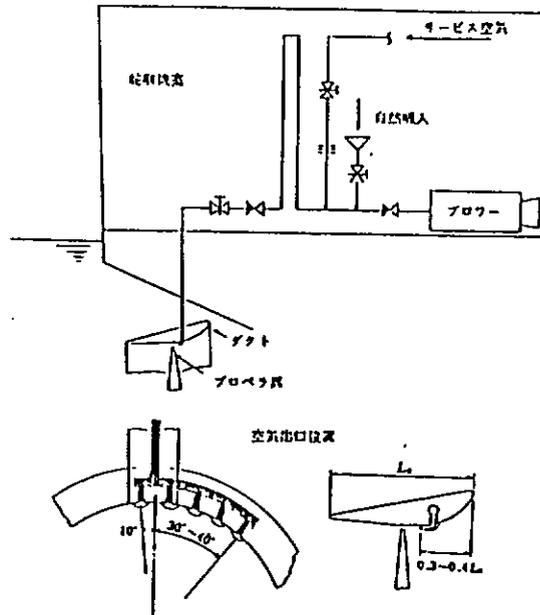
230,000 DWT タンカー  $L_{pp} = 305\text{ m}$   
 タービン 36,000ps × 90RPM  
 5翼 8.15 m

(2) マイクの位置



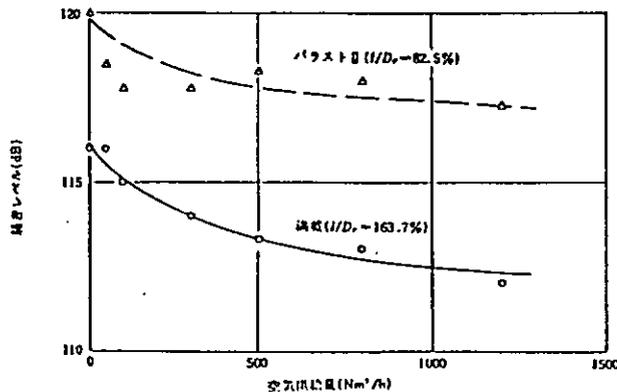
15図 船尾部配設 (シリーズII)  
 Fig. 15 Stern arrangement (Series II)

(3) 空気吹出し口



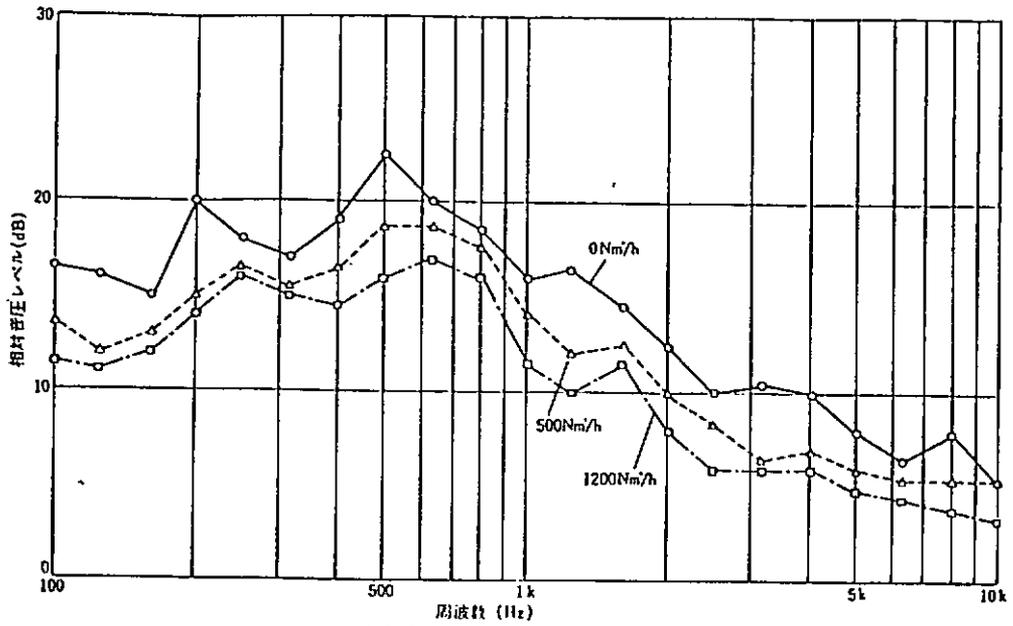
25図 空気注入装置系統図  
 Fig. 25 Air injection system

(4) 船内騒音の低下

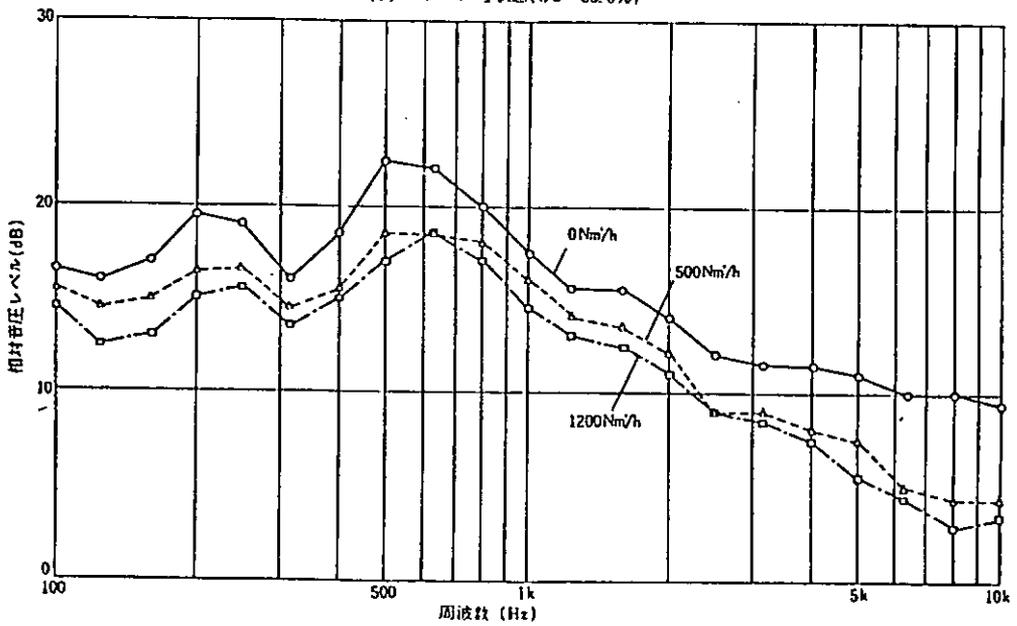


30図 空気注入による船内騒音レベルの低下 (E船)  
 Fig. 30 Influence of air injection on airborne noise (Ship E)

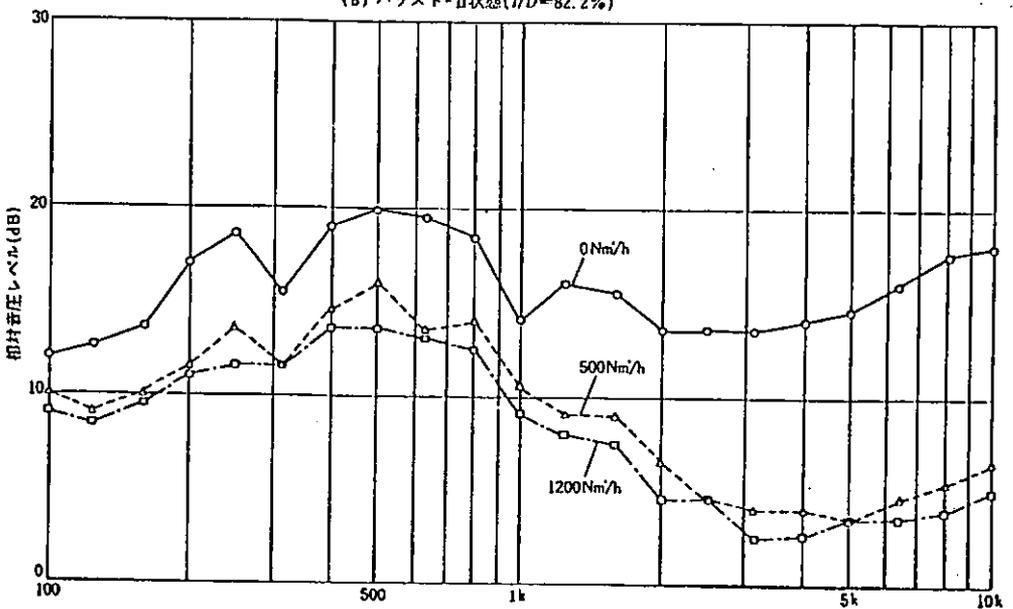
(5) ダクト内騒音の低下



(a) プラスト-Ⅰ状態 (I/D=58.8%)



(b) プラスト-Ⅱ状態 (I/D=82.2%)



(c) 満載状態 (I/D=164%)

32 図 1/3 オクターブ分析結果 (F船, 水中音, MCO)  
Fig. 32 1/3-octave band spectra (Slip F, noise in the water, MCO)

題名	低水中雑音スラストの調査研究報告書		
著者	低水中雑音スラストの調査研究委員会	出典	(社) 日本産業機械工業会 (Jun. 1982)

実船における、スラスト発生雑音の計測例。

被計測船・船名 くりはま丸  
 船種 1000 GT フェリーボート  
 Lpp B D d 64m × 12.6m × 4.6m × 3.3m  
 スラスト要目  
 翼形状×翼数 カプラン平板翼×3翼  
 直径×回転数 1.2 m × 431 rpm  
 翼角 15° (定格)  
 発生推力 3.6 ton  
 原動機出力 360 PS×1200rpm (ディーゼル)  
 計測地 (水深) 三浦半島諸磯崎沖 (500 ~ 600 m)

おおすみ  
 9100 GT 自動車航路客船  
 148m × 21.5m × 13.7m × 6.5m  
 カプラン平板翼×4翼  
 2.4 m × 227 rpm  
 18.5° (定格)  
 15 ton  
 960 KW×700 rpm (電動機)  
 大阪南港 (17 m)

計測要領  
 /計測点

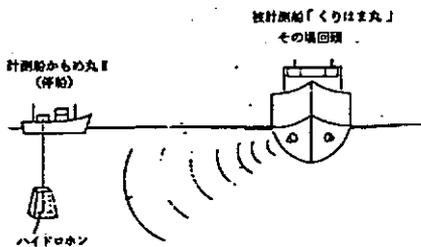
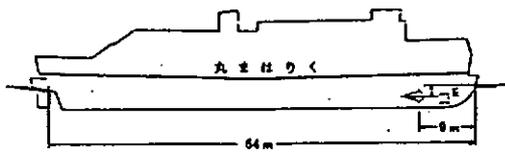


図 2-1-2 計測要領

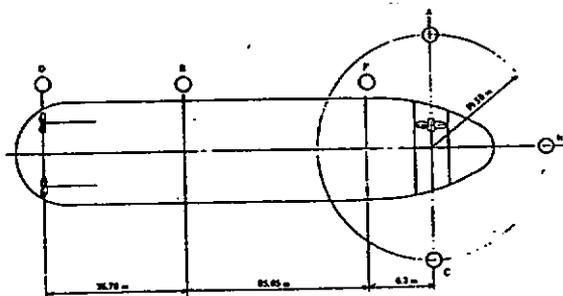
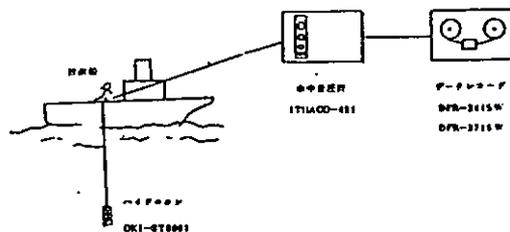


図 2-3-4 水中雑音計測

計測例

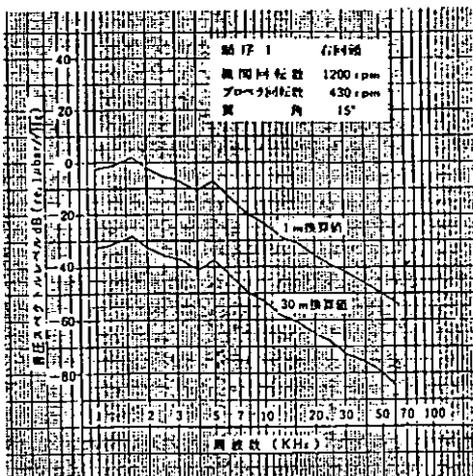


図 2-2-5

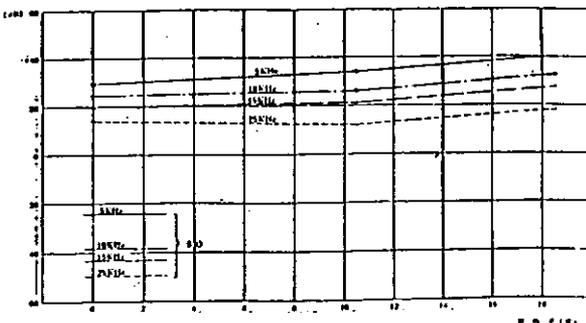


図 2-3-11 水中雑音計測結果 (1m 換算値)  
 (計測船名) ODB-1000

被計測船・船名

なつしま

スターイーグル

船種

350 DWT 潜水調査船支援母船

38,600 DWT

Lpp B D d

60m × 13.0m × 6.3m × 3.55m

170m × 29.4m × 16.4m × 11.97m

スラスト要目

翼形状 × 翼数  
直径 × 回転数  
翼角  
発生推力  
原動機出力

カプラン平板翼 × 4 翼  
1.65m × 247/124 rpm (2速)  
25° (最大)  
3.8 ton (18.9° × 247 rpm 時)  
220 KW × 720/360 rpm (電動機)

カプラン平板翼 × 4 翼  
2.0 m × 262 rpm  
23.5° (最大)

1200PS × 870 rpm (電動機)

計測地 (水深)

紀伊水道 (60 ~ 80 m)

徳島県海南町沖 (110 ~ 130 m)

計測要領

／計測点

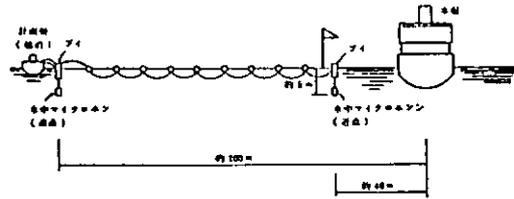


図 1.4-3 スラスト測定装置

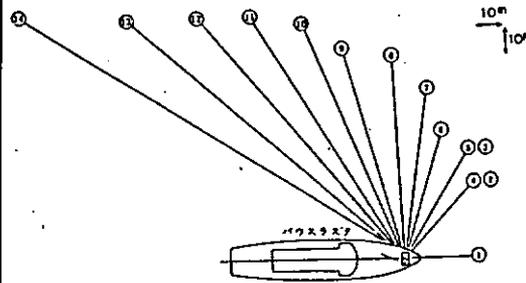


図 1.4-4 スラスト測定点

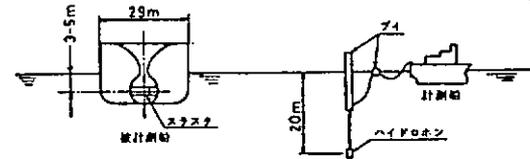


図 1.4-1 ハイドホン設置方法

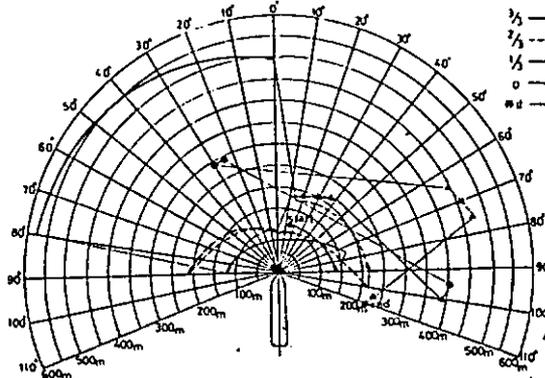


図 1.4-1 計測船に対するハイドホン位置

計測例

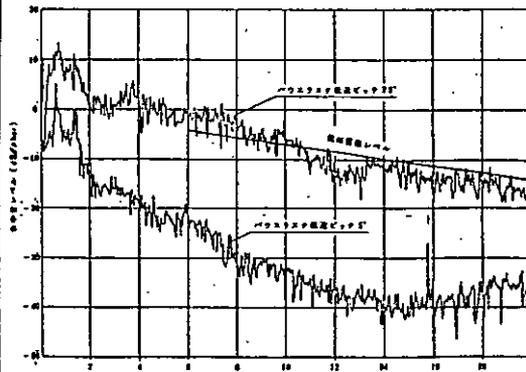
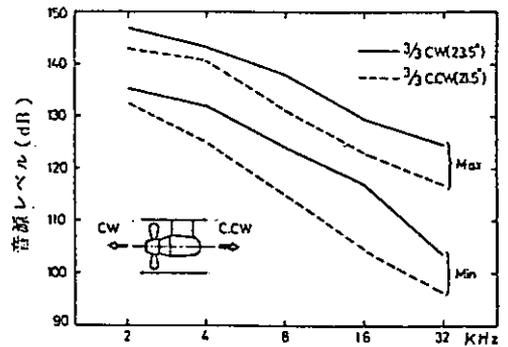


図 1.4-4 スラスト音源と受信レベル

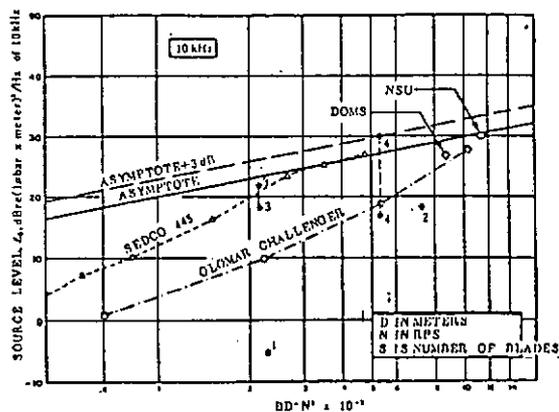


(a) ピッチ角 3/3 の回頭方向による差

N.A.Brown & J.A.Norton による  
スラストのキャビテーション雑音  
レベル上限値との比較。

- 1: かもめプロペラの計測結果
- 2: ナカシマプロペラの計測結果
- 3: 川崎重工業の計測結果
- 4: 三井造船の計測結果

図 1.1-1 スラストより放射される水中雑音の音源レベル



題名	船舶の水中放射雑音の測定結果		
著者	土屋利雄、中西俊之	出典	海洋科学技術センター試験研究報告 JAMSTECTR 10、(1983)

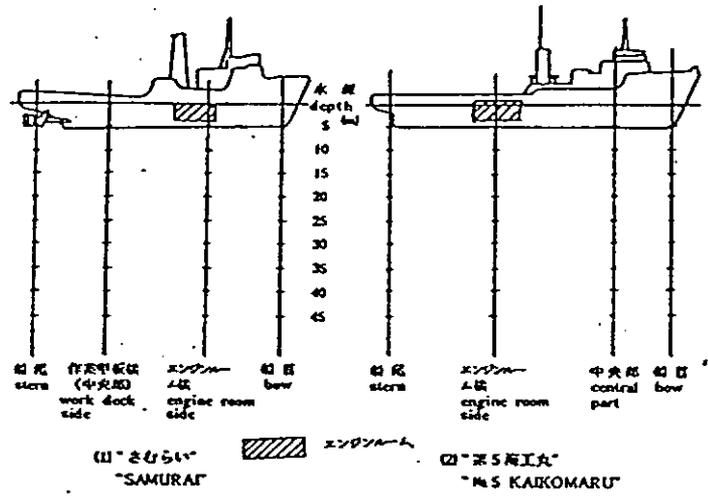
1. 測定した船舶の要目

さむらい : GT1000<sup>T</sup>、 2X4000<sup>PS</sup>、 CPP W/KORT NOZZLE  
 第5海工丸 : GT499.59<sup>T</sup>、 2X2400<sup>PS</sup>、 CPP W/KORT NOZZLE

2. 計測条件

プロペラの回転数を作業時の回転数にセットし、“さむらい”は171.5 rpm、  
 “第5海工丸”は206 rpmとし、CPPの翼角を0°として、1機1軸で運転し、  
 船の行き足がないような条件で行った。

3. 測定位置および深さ



4. 測定結果

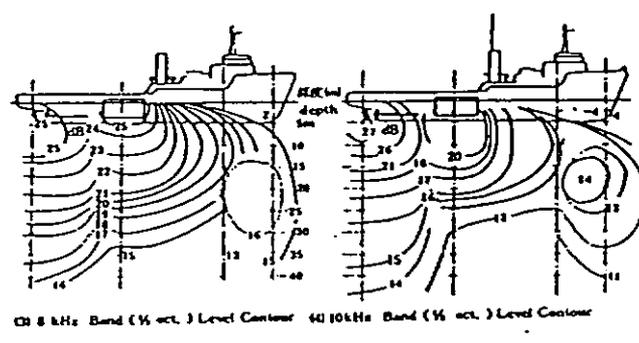
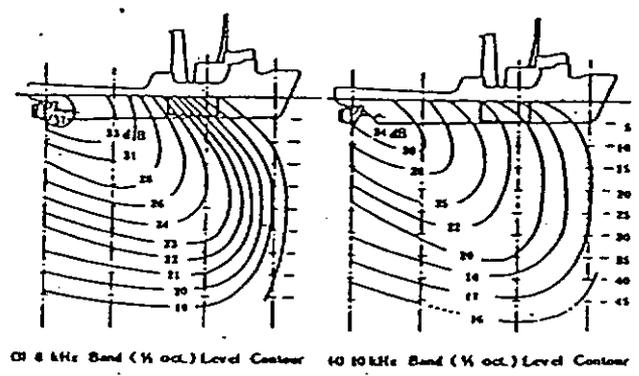
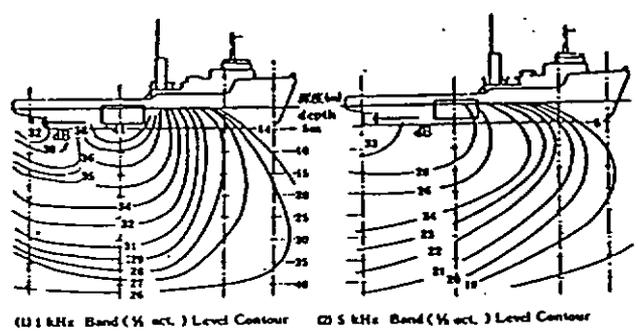
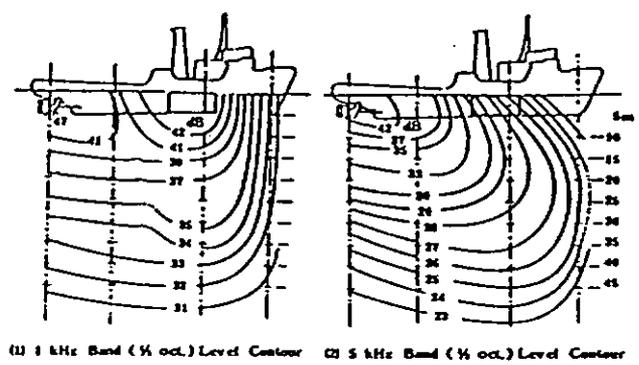


図19 “さむらい” の水中放射雑音の深さ方向に対する等音線図  
 Level contour for the aft noise of “SAMURAI”

図20 “第5海工丸” に対する等音線図  
 Level Contour for the aft noise of “No. 5 KAIKOMARU”

題名	Stern-Aspect Noise Radiated by the Cycloidally Propelled Vessel Seacon and Its Comparison with That Radiated by Conventionally Propelled Vessels		
著者	S.C. Wales B.B. Adams	出典	NPL Rept. No.8623 1982年 8月

Voith-Schneider Propeller 付船舶 Seacon のノイズ計測結果

(1) 主要寸法等

Table 1 -- Physical Description of the Seacon

Length	79 m
Beam	15 m
Displacement/draft	
Light	919 metric tons/1.2 m
Full load	2700 metric tons/2.4 m
Open deck space	40 by 15 m
Covered deck space	9 by 12 m
Centerwell	5 by 10 m
Towing speed	10 knots
Maneuvering speed	6 knots

(2) 伝達損失

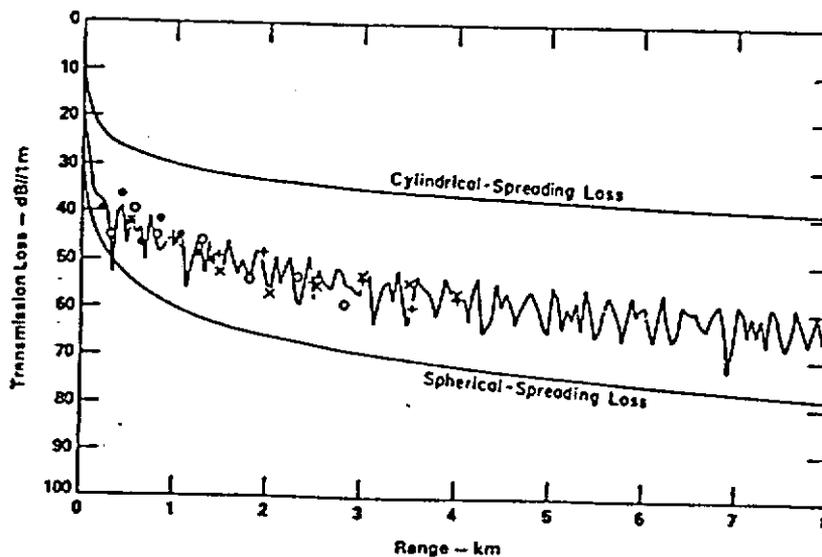


Fig. 4 -- Transmission-loss curve at 300 Hz calculated by the Fast Field Program compared to the implied transmission-loss levels (symbols) for different thrust levels. Only relative transmission-loss levels are significant for the data.

(3) 計測結果

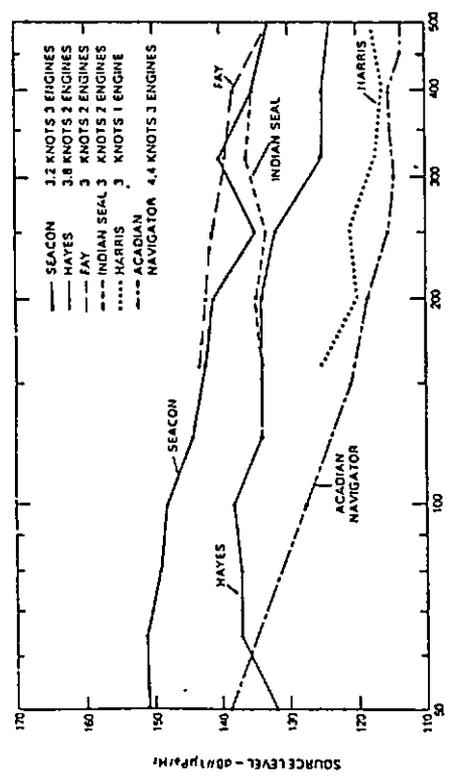
Table 2 -- Seacon Source Level as a Function of Frequency and Thrust

Frequency	Source Level (dB re 1 $\mu$ Pa/m - Hz)			
	10% Thrust (1.40 knots, or 2.60 km/h; max range of 1.4 km)	40% Thrust (3.22 knots, or 5.95 km/h; max range of 2.8 km)	70% Thrust (4.64 knots, or 8.59 km/h; max range of 4.0 km)	100% Thrust (5.62 knots, or 10.40 km/h; max range of 4.0 km)
50	152.8 $\pm$ 3.2	151.4 $\pm$ 2.4	160.1 $\pm$ 1.8*	163.4 $\pm$ 1.7*
100	149.8 $\pm$ 2.7†	147.8 $\pm$ 1.7	149.7 $\pm$ 1.7	152.7 $\pm$ 1.2
200	143.6 $\pm$ 1.6*	140.6 $\pm$ 3.3†	142.6 $\pm$ 2.9	144.7 $\pm$ 1.7
300	142.9 $\pm$ 3.4*	143.6 $\pm$ 3.4*	136.4 $\pm$ 2.4	138.8 $\pm$ 2.2
400	133.8 $\pm$ 3.9	135.1 $\pm$ 4.4	136.4 $\pm$ 3.5	136.9 $\pm$ 3.2
500	131.6 $\pm$ 3.3	133.6 $\pm$ 2.5	133.2 $\pm$ 2.5	132.2 $\pm$ 2.2

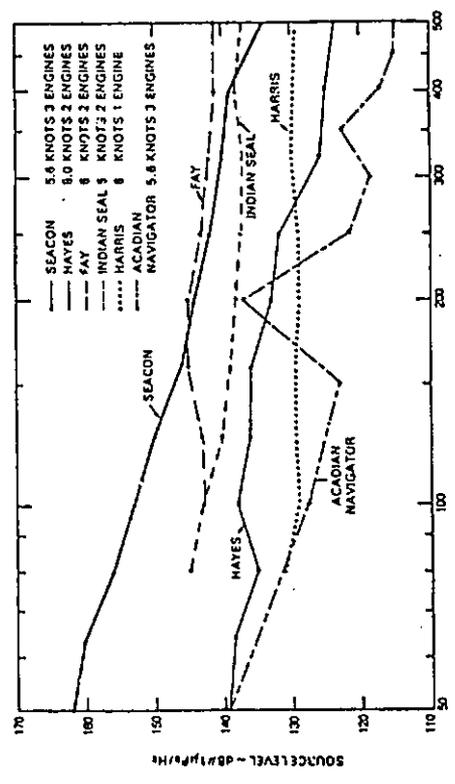
\*Strongly affected by a spectral line.

†Weakly affected by a spectral line.

(5) 他の船舶との比較



(a) At speeds of 3 to 3.8 knots



(b) At speeds of 5.6 to 8.0 knots

Fig. 6 - Third-octave comparison of the Seacon to five other array-to-w vessels used by the Navy

(4) 計測例

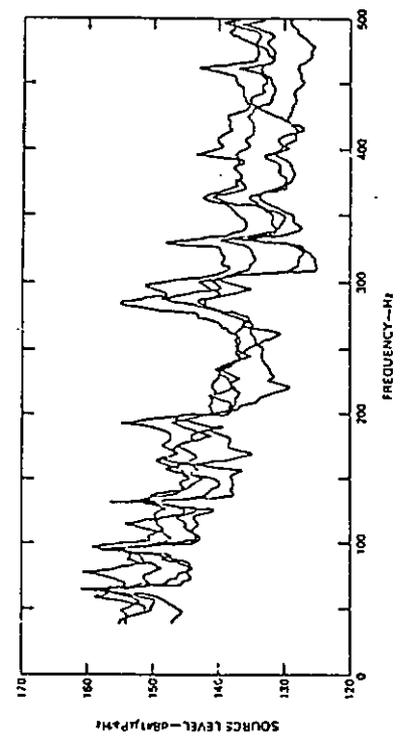


Fig. 5a - Four sample spectra at 10% thrust, showing the variability of the levels except for the stable line components below 150 Hz

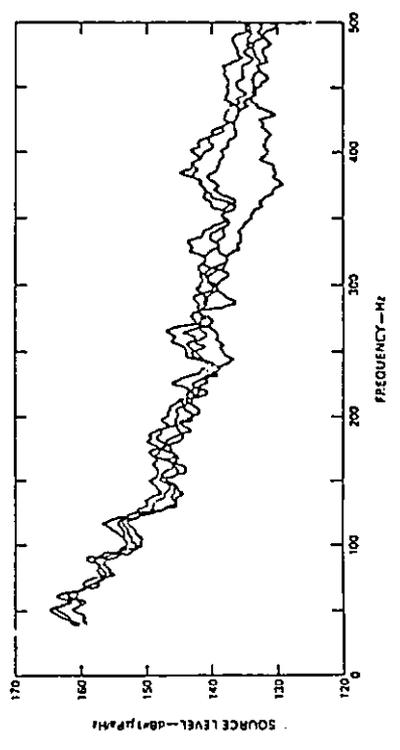


Fig. 5b - Four sample spectra at 100% thrust, showing little variability in level

題名	プロペラキャビテーションノイズの特性について		
著者	上入佐光、野尻武生 湯浅 肇	出典	三井造船技報 第125号 (1985)

1. 大型水槽の水中音響特性： 純音及びランダム・ノイズの2種につき水槽の長手方向、横方向、深さ方向における伝播損失を計測した。
2. 実船プロペラの水中騒音計測： 主機出力、キャビテーション初生、キャビテーションとノイズレベルの関係を示した。
3. CPP の水中騒音計測： 変節角とキャビテーション・ノイズとの関係を示した。
4. 実機スラストの水中騒音計測

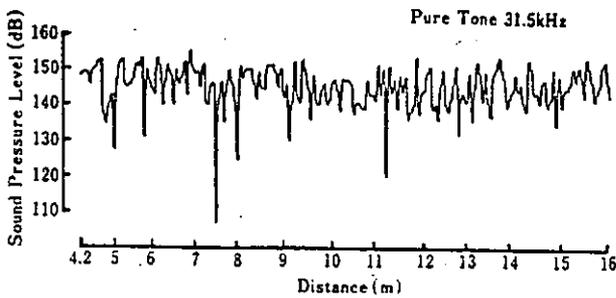


Fig. 8 Transmission Loss of Pure Tone along the Longitudinal Direction of the Water Tank (水槽長手方向の純音の伝播損失)

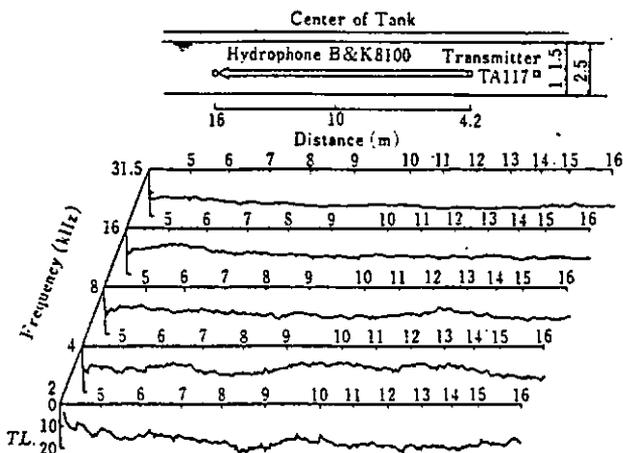


Fig. 9 Transmission Loss of Random Noise along the Longitudinal Direction of the Water Tank (水槽長手方向のランダムノイズの伝播損失)

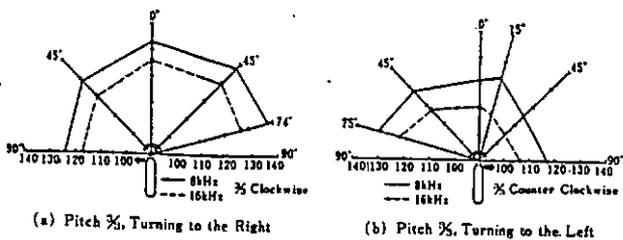


Fig. 7 Directivity of Underwater Noise Radiated from the Thruster (SHIP C) (スラスト水中ノイズの指向特性 (C 船))

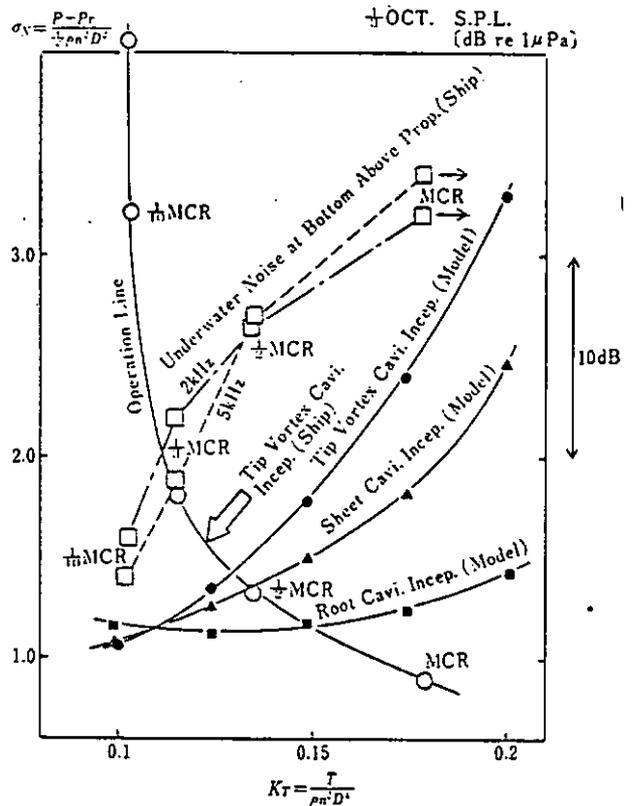


Fig. 1 Relation between the Operating Condition of a Full-Scale Propeller and its Underwater Noise Level (SHIP A) (実船プロペラの作動状態と水中ノイズレベルの関係 (A 船))

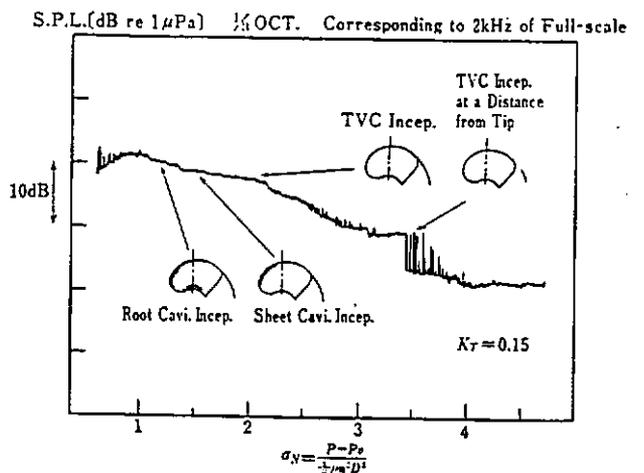


Fig. 2 Simulation of Cavitation and Its Noise Radiation by the Model Test on SHIP A (A 船の模型試験によるキャビテーションとその放射ノイズのシミュレーション)

題名	キャビテーションを考慮したプロペラ設計法 (第2報) 振動、騒音、壊食の考慮		
著者	泉田 泰弘	出典	日本造船学会論文集 第160号 昭和61年11月

1. 供試プロペラの要目及び伴流分布

Table 1 Model propeller main particulars

PROPELLER NO.	P 1	P 2	P 3	P 4
DIAMETER (M)		0.22		
PITCH RATIO (0.7r)	1.0869	1.0607	1.0295	1.0869
EXP. AREA RATIO		0.65		0.80
BOSS RATIO		0.17		
B. T. R.		0.0554		0.0502
NUMBER OF BLADES	4			
RAKE ANGLE [DEG]	7.0			
BLADE OUTLINE	AU			
BLADE SECTION	MAU-M	NTR		MAU-M

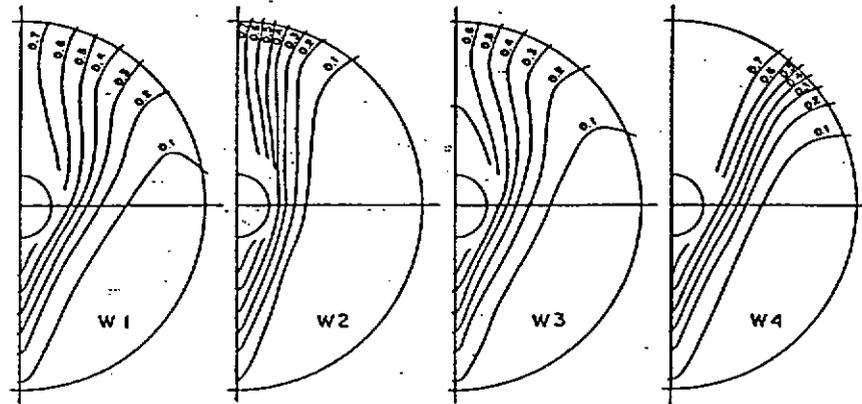


Fig. 3 Series of designed wake patterns

2. 計測条件

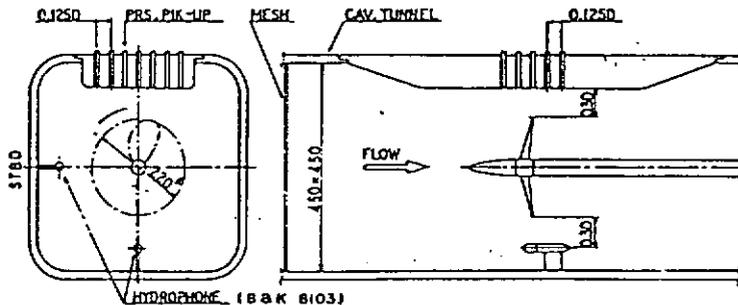


Fig. 6. Measuring apparatus.

3. 計測結果

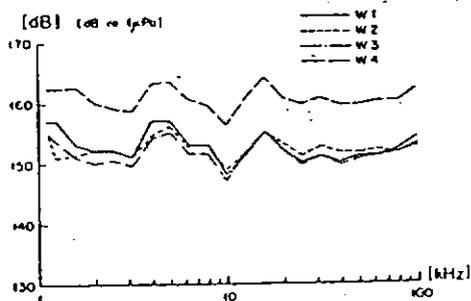


Fig. 15 Comparison of sound pressure levels in different wake fields (P1,  $K_T=0.22$ ,  $\sigma_n=2.17$ )

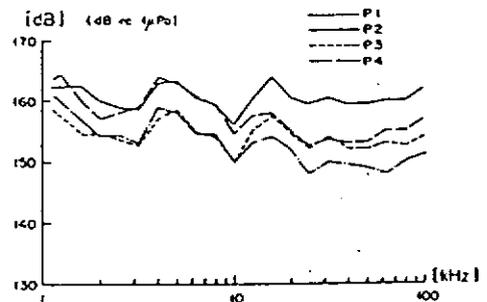


Fig. 16 Comparison of sound pressure levels for different propellers (W4,  $K_T=0.22$ ,  $\sigma_n=2.17$ )

4. キャビテーションの発生予測

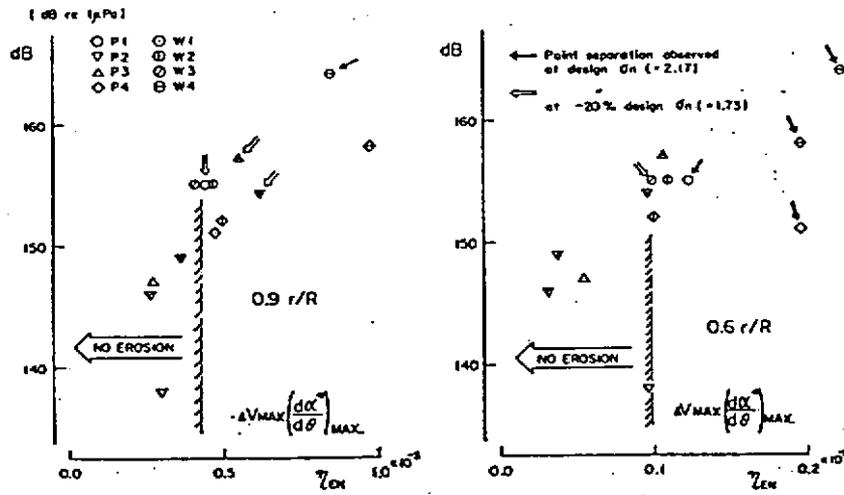


Fig.21 Correlation between newly proposed design parameter ( $\zeta_{EN}$ ) and sound pressure levels

10KHZ以上の周波数帯で1/3 oct Band解析された騒音計測結果の最大値を求め、 $\zeta_{EN}$ との相関を求めた。クラウドキャビテーションによる騒音を対象にした10KHZは、実船換算すると350H~3.5KHZ程度となる。壊食発生の臨界上でのクラウドキャビテーションによる騒音圧レベルは150~155(dB)程度である。

## プロペラ・キャビテーション騒音に関する文献表題集

No.	著者名	表 題	出 典	分類
1.	C. Arai	An Acoustic Detection Method of Cloud Cavitation	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	2
2.	荒井 能, 門井弘行	キャビテーション初生の音響的検知の一方法について	船舶技術研究所, 第42回研究発表会, Dec. 1983	2
3.	V.H. Arakeri et al.	Cavitation Noise and Inception from a Model Propeller	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	4
4.	荒木 繁 他	模型プロペラのキャビテーション騒音の計測について(第1報)	日本造船技術センター技報, 第10号, Nov. 1982	2 4
5.	H.J. Baiter, F. Gruneis, P. Tilmann	An Extended Base for the Statistical Description of Cavitation Noise	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1 5
6.	H.J. Baiter	Estimates of the Acoustic Efficiency of Collapsing Bubbles	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1
7.	H.J. Baiter	Aspects of Cavitation Noise	Symp. on Highpowered Propulsion of Large Ships, Dec. 1974, Wageningen	1
8.	B. Bajic	A Correlation Method for Propeller Cavitation Noise Measurement	Proc. of Int. Symp. on Shipboard Acoustics, 1976	4
9.	G. Bark, W.B. Van Berlekom	Experimental Investigations of Cavitation Noise	Proc. 12th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, Jun. 1978	1 4
10.	G. Bark	Cavity Development on Oscillating Hydrofoils	Euromech Colloquium 146, Villard de Lans, Sep. 1981	1
11.	G. Bark, C.A. Johansson	Prediction of Cavitation Noise from Model Experiments in a Large Cavitation Tunnel	Noise Sources in Ships 1: Propeller, Nordforsk, Sweden, 1981	5
12.	G. Bark	Prediction of Cavitation Noise from Two Alternative Propeller Designs Model Tests and Comparison with Full Scale Results	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	4 5
13.	O. Björheden, L. Åström	Prediction of Propeller Noise Spectra	Symp. on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion System, Oslo, 1977	5
14.	W.K. Blake, M.J. Wolpert, F.E. Geib, H.T. Wang	Effects of Boundary-Layer Development on Cavitation Noise and Inception	DTNSRDC, SAD Rept. 76-0051, Dec. 1976	1
15.	W.K. Blake	Acoustic Measurements in Cavitation Testing	DRG Seminar on Advanced Hydrodynamic Testing Facilities, The Hague, Apr. 1982	2
16.	W.K. Blake, M.M. Sevik	Recent Developments in Cavitation Noise Research	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1

No.	著者名	表 題	出 典	分類
17.	N.A. Brown, J.A. Norton	Thruster Design for Acoustic Positioning Systems	Marine Technology, Apr. 1975	3
18.	N.A. Brown	Cavitation Noise Problem and Solutions	Proc. of Int. Symp. on Shipboard Acoustics 1976, 1977 Elsevier Scientific Publishing Comp.	5
19.	N.A. Brown, J.A. Norton	Acoustic Performance of Dynamic Positioning Thrusters	Symp. on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems, Mar. 1977	3
20.	A. de Bruijn, T. ten Wolde	Measurement and Prediction of Sound Inboard and Outboard of Ships as Generated by Cavitating Propellers	Symp. on Highpowered Propulsion of Large Ships, Dec. 1974, Wageningen	4
21.	J. Buiten	Reducing Accommodation Noise due to Transverse Thrusters in Large Ships	Inrer-Noise 74, Sep.-Oct. 1974	3
22.	N. Chandrashek- hara	Theoretical Study of Tip Cavity Noise from Marine Propellers	From "Fortschrifte der Akuslik" VDI-Verlag, Dusseldorf, 1973	4
23.	D.N. Dixon	Propeller Cavitation Effects on Broadband Vassel-Radiated Acoustic Spectra	USNA-Trident Scholar Project Rept. No.123, Jun. 1983	3
24.	H. Fitzpatrick, M. Strasberg	Hydrodynamic Sources of Sound	1st Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, 1956	1
25.	K. Geicke	Practical Experiences with Propeller Noise in Small Craft	Proc. of Int. Symp. on Shipboard Acoustics, 1976	3
26.	C.J. Gendney	An Investigation of the Acoustical Characteristics of the MIT Water Tunnel	Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Eng. Rept. No.84188-1, Cambridge, Jan. 1978	2
27.	P.T. Gravastrand	Sound Pressure Levels from Cavitating Propellers	DNV Rept. No.81-1070, Oct. 1981	4
28.	M.F. Hamilton, D.E. Thompson	An Experimental Study of Traveling-Bubble Cavitation Noise	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1
29.	久山多美男	VI. 艦艇のキャビテーションによる水中放射雑音とその予測, 船舶音響	防衛庁技術研究本部第5研究所, 技術資料, Mar. 1983	4 5
30.	池淵義昭, 荒木 繁 他	空気含有量および表面粗さが模型プロペラのキャビテーションに及ぼす影響について	日本造船技術センター技報, 第12号, Apr. 1984	2
31.	上入佐光 他	プロペラキャビテーションノイズの特性について	三井造船技報, No.125, Jun. 1985	2,3 4,5

No.	著者名	表 題	出 典	分類
32.	加藤洋治	キャビテーション	共立出版, 1979	1
33.	加藤洋治	舶用プロペラキャビテーション総説	第 106回講習会: キャビテーションの基礎と実際, 日本機械学会関西支部, 1982	4
34.	加藤洋治, 笹島孝夫, 岡村尚昭	プロペラキャビテーション試験と起振力・騒音計測	船型開発と試験水槽シンポジウム, 日本造船学会, 東京, 1983	2
35.	J.L. Kennedy, L.J. Leggat et al.	A Comparison of Two Propellers for Acoustic Research Ship CFAV QUEST	Proc. of 20th ATTC, Vol.1, Aug. 1983.	3
36.	J. Van der Kooij, A. De Bruijn	Acoustic Measurements in the NSMB Depressurized Towing Tank	DRG Seminar on Advanced Hydrodynamic Testing Facilities, The Hague, Apr. 1982	2
37.	B. Koop	Test Procedures for Hydroacoustic Investigations in the HSVA with Some Test Results	HSVA Rept. No. Ac 03/77, Hamburg, Jul. 1977	2
38.	E. Kozaczka	Influence of a Ship Propeller Loading on the Shape of the Underwater Sound's Power Spectrum	Int. Conf. on Noise Control Eng., Oct. 1981	4
39.	G. Kuiper	Modelling of Tip Vortex Cavitation on Ship Propellers	4th Lips Propeller Symp., Drunen, Oct. 1979	4
40.	R. Latorre	Study of Tip Vortex Cavitation Noise from Foils	Int. Shipbuilding Progress, Vol.27, Mar. 1980	1
41.	R. Latorre	Propeller Tip Vortex Cavitation Noise Inception	SNAME Propellers '81 Symp., Virginia Beach, May 1981	4
42.	R. Latorre	TVC Noise Envelope-An Approach to Tip Vortex Cavitation Noise Scaling	J. of Ship Research, Vol.26, Mar. 1982	4
43.	L.J. Leggat	Propeller Cavitation Noise Investigation in a Free-Field Environment	DRG Seminar on Advanced Hydrodynamic Testing Facilities, The Hague, Apr. 1982	2
44.	L.J. Leggat, N.C. Sponagle	The Study of Propeller Cavitation Noise Using Cross-Correlation Methods	The Winter Annual Meeting, ASME Phoenix, Arizona, Nov. 1982	4
45.	Y.L. Levkovskii	Modelling of Cavitation Noise	Sov. Phys. Acoustics, Vol.13, 1968	5
46.	P. Ligneul, C. Crance, A. Bovis	Tip Vortex Cavitation Noise of a Screw Propeller : Theory and Experiments	Proc. 2nd Int. Conf. on Cavitation, Edinburgh, Sep. 1983	4
47.	E.P. Lover, C.B. Witts	Cavitation Tunnel Testing for the Royal Navy	Stone Manganese Marine / Newcastle University Conf., 1979	2

No.	著者名	表 題	出 典	分類
48.	A. Løvik	A Theoretical and Experimental Study on Propeller Cavitation Noise	The University of Trondheim, The Norwegian Institute of Technology, ELAB Rept. STF 44 A80121, Feb. 1980	4
49.	A. Løvik	Scaling of Propeller Cavitation Noise	The University of Trondheim, The Norwegian Institute of Technology, ELAB Rept. STF 44 A80123, Feb. 1980	5
50.	A. Løvik	An Experimental Investigation on Propeller Cavitation Noise	Int. Conf. on Noise Control Eng., Oct. 1981	2 4 <sub>2</sub>
51.	A. Løvik	Scaling of Propeller Cavitation Noise	Noise Sources in Ships 1: Propellers, Nordforsk, Sweden, 1981	5
52.	G. Matveyev, A. Gorshkoff	Cavitation Noise Modelling at Ship Hydrodynamic Laboratories	Proc. 12th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, Jun. 1978	2
53.	B.W. McCormic, Jr.	On Cavitation Produced by a Vortex Trailing from a Lifting Surface	J. of Basic Eng., Sep. 1962	1 5
54.	K.J. Minsaas, E. Lehn	Hydrodynamical Characteristics of Rotatable Thrusters	NSFI Rept. R-69, 1978	2
55.	三橋邦宏 他	半没水型双胴船の水中雑音特性について	三井造船技報, No.114, Apr. 1982	3
56.	森田一雄, 三橋邦宏, 岩田 嵩	音響インテンシティ計測法の水中音響への適用	海洋音響研究会報, Vol.12, No.2, Apr. 1985	2
57.	V.P. Morozow	Theoretical Analysis of the Acoustic Emission from Cavitating Line Vortices	Sov. Phys. Acoustics 19, 1974	1
58.	中村 薫	船舶の放射雑音測定法に関する検討	海洋音響研究会報, Vol.12, No.3, Oct. 1985	3
59.	中西俊之, 清水 実, 山本三夫 他	「なつしま」の水中放射雑音低減対策とその実測結果について	海洋音響研究会報, Vol. 8, No.4, Dec. 1981	3
60.	H. Narita, y. Kunitake	Investigation on the Ducted Propeller Cavitation and the Duct Erosion Prevention by the Air Injection System	Proc. of Symp. on Hydrodynamics and Offshore Propulsion Systems, Mar. 1977	3
61.	L. Noordzij	Pressure Field Induced by a Cavitating Propeller	Int. Shipbuilding Progress, Vol. 23 - No. 260, Apr. 1976	4
62.	L. Noordzij	A Note on The Scaling of Tip Vortex Cavitation Inception	Int. Shipbuilding Progress Vol.24, 1977	1
63.	L. Noordzij, P. Van Oossanen	Radiated Noise of Cavitating Propellers	Presented at the Winter Annual Meeting of ASME, Nov. 1977	4

No.	著者名	表 題	出 典	分類
64.	L. Noordzij, J. Van der Kooij	Hydro-Acoustics of a Cavitating Screw Propeller; Far-Field Approximations	J. of Ship Research, Vol.25, Jun. 1981	4
65.	H. Okamoto et al.	Cavitation Study of Ducted Propellers on Large Ship	SNAME Trans. No.7, Nov. 1975	3
66.	奥島基良 (編)	第2編第11章 水中音響計測, 海洋音響-基礎と応用-	海洋音響研究会, 1984	3
67.	M.G. Prestero	A Comparison of Acoustic and Visual Determination of Cavitation Inception on a Model Propeller	MIT Master Thesis, Jun. 1979	2
68.	J. Pykkänen	Unsteady Cavitation Tip Vortex	Euromech Colloquium 146, Villard de Lans, Sep. 1981	1
69.	D. Ross	Mechanics of Underwater Noise	Pergamon Press, 1976	1
70.	斎藤泰夫 他	ダクトプロペラの空洞現象に関する 研究	川崎技報, 61号, 1976	3
71.	笹島孝夫	水中音響学の現状 (5)	日本造船学会誌, 第605号, Nov. 1979	4
72.	笹島孝夫	水中音響学の現状 (8)	日本造船学会誌, 第608号, Feb. 1980	2 3
73.	笹島孝夫	キャビテーション水槽における プロペラ放射雑音の計測	三菱重工業技報, Vol.19, No.1, 1982	2 4
74.	T. Sasajima	Application of Noise Measurements for Studying Unsteady Cavitation in Cavitation Tunnel	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	2
75.	笹島孝夫	プロペラ雑音 (主に翼端渦キャビ テーションによる雑音)	海洋音響研究会報, Vol.12, No.3, Jul. 1985	4
76.	Y.T. Shen, F.B. Peterson	Unsteady Cavitation on an Oscillating Hydrofoil	Proc. 12th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, Jun.1978	1
77.	Y.T. Shen, F.B. Peterson	The Influence of Hydrofoil Oscillation on Boundary Layer Transition and Cavitation Noise	Proc. 13th Symp. on Naval Hydrodynamics, Tokyo, Oct. 1980	1
78.	H.F. Steenhoek	Underwater Noise and Naval Design	Presented on the Naval Conf. at the Europort Exhibition in Amsterdam, Nov. 1978	1
79.	A.M. Stuurman	Fundamental Aspects of the Effect of Propeller Cavitation on the Radiated Noise	Symp. on Highpowered Propulsion of Large Ships, Dec. 1974, Wageningen	1 4
80.	低水中雑音スラス タの調査研究委員 会	低水中雑音スラスタの調査研究 報告書	日本産業機械工業会 Jun. 1982	2,3 4

No.	著者名	表 題	出 典	分類
81.	スラストの低水中 雑音化の要素に関 する研究開発委員 会	スラストの低水中雑音化の要素に関 する研究開発報告書	日本産業機会工業会, Jul. 1983	2,3 4
82.	D.E. Thompson, M.L. Billet	The Variation of Sheet Type Surface Cavitation Noise with Cavitation Number	Applied Research Laboratory, Pennsylvania State University, TM 78-203, Jun. 1978	1
83.	土屋利雄, 中西俊之	船舶の水中放射雑音の測定結果	海洋科学技術センター試験研究報告, No.10, Feb. 1983	3
84.	N.P. Tyrand	Theoretical Model for Propeller Noise Prediction	Noise Sources in Ships-1: Propeller, Nordforsk, 1981	1 4
85.	P.J. Urick 土屋明 訳	水中音響の原理	共立出版, 1978	1
86.	J. Vassenden, A. Løvik	Prediction of Noise from Cavitating Propellers	Ship Research Institute of Norway, Rept. R82.79, Trondheim, Feb. 1979	5
87.	S.C. Wales, B.B. Adams	Stern-Aspect Noise Radiated by the Cycloidally Propelled Vessel Seacon and Its Comparison with that Radiated by Conventionally Propelled Vessels	NRL Rept. No.8623, Aug.1982	3
88.	T. Ten Wolde, A. De Bruijn	A New Method for the Measurements of the Acoustical Source Strength of Cavitating Ship Propellers	Int. Shipbuilding Progress, Vol.22, Nov. 1975	4
89.	Z. Wuhua, W. Hongzhen, Z. Shiti	Application of Data Processing in the Measurement and Analysis of Model Propeller Cavitation Noise	ASME Int. Offshore Mechanics and Arctic Eng. Symp. Jan. 1983	2
90.	山本三夫	船舶の水中雑音	日本音響学会誌, Vol.37, No.9, Sep. 1981	1
91.	ITTC Cavitation Comitee	Proceedings of 15th International Towing Tank Conforrence Report of Cavitation Comitee	Sept. 1978, The Hague	1
92.	—	Noise Control in Ships	NTNF Rept. B. 0930. 4502. 1	1
93.	第183研究部会	船尾振動, 騒音の軽減を目的とした プロペラ及び船尾形状の研究報告書	日本造船研究協会, 1981	2
94.	第183研究部会	船尾振動, 騒音の軽減を目的とした プロペラ及び船尾形状の研究報告書	日本造船研究協会, 1982	2
95.	Y. Ukon	Cavitation Characteristics of a Finite Swept Wing and Cavitation Noise Reduction Due to Air Injection	International Symposium on Propeller and Cavitation, Wuxi 1986.	1
96.	泉田泰弘	キャビテーションを考慮したプロペ ラ設計法, (第2報) 振動, 騒音, 壊食の考慮	日本造船学会論文集 第160号 昭和61年11月	4

No.	著 者	表 題	出 典	分 類
97.	荒井能, 右近良孝, 黒部雄三 他	音紋を用いたキャビテーション騒音 の表示について	昭和61年度秋季(第48回) 船舶技術研究所発表会 講演集, 1986, 11.	2

### 3.3 キャビテーション水槽における水中騒音計測

#### 3.3.1 目的

キャビテーション水槽は、減圧型の回流水槽であり、四面を側壁にかこまれている。この中におかれた音源（プロペラのキャビテーション）からの放射騒音をその計測部内に配置されているハイドロフォンで計測するため、側壁からの反射の影響、音源からの距離を充分にとれない事からくる近距離音場の問題、更にプロペラキャビテーション騒音の指向性等の問題がある。これらの問題は、計測部の寸法やハイドロフォンの配置で微妙に影響されることも有り、計測法として一般的に確立しているとは言い難い。

そこで本調査では、キャビテーション水槽におけるプロペラキャビテーション騒音計測法上の問題点を把握するため同一模型プロペラ・同一ハイドロフォン配置・同一試験条件によるプロペラ放射騒音の計測を実施することとした。このため、ITTC キャビテーション委員会で実施している、コンテナ船用プロペラ（Sydney Express）を用いたプロペラキャビテーション騒音比較試験に準拠することとし、世界のキャビテーション水槽での試験データとの比較が可能になるように計画した。

#### 3.3.2 供試模型及び試験条件

##### 1) 供試模型

供試模型はコンテナ船 Sydney Express の 250 mm $\phi$  相似模型で、西独ハンブルグ水槽より送付されたプロペラ図を基に、日本造船技術センターで製作された。プロペラの主要目を Table 3.3.2.1 に、プロペラ図を Fig.3.3.2.1 に示す。

模型製作後の翼型計測結果及び光学的プロペラ形状検査機による翼前縁部の形状調査結果によると誤差は 0.05 mm 程度であり、通常の製作精度内にある（詳細は、前年度報告 Table 3.3.2.2 及び Fig.3.3.2.2 参照）。

##### 2) 試験条件

ITTC のプロペラキャビテーション騒音比較試験は、直径 375 mm $\phi$  の模型プロペラを用いた試験が主で、更に直径 250 mm $\phi$  の模型プロペラが、尺度影響調査に用いられている。試験条件は、ITTC の比較試験とできるだけそろえた。Table 3.3.2.2 に今回の試験条件を示す（ITTC キャビテーション委員会の比較試験の条件については前年度報告 Appendix 3-1 参照）。

Table 3.3.2.1 供試プロペラ主要目

PARTICULARS		
DIAMETER	(MM)	250.00
PITCH (0.7R)	(MM)	242.58
PITCH RATIO (0.7R)		0.9703
DISC AREA	(M <sup>2</sup> )	0.04909
EXPANDED AREA	(M <sup>2</sup> )	0.03829
PROJECTED AREA	(M <sup>2</sup> )	0.03306
EXPANDED AREA/DISC AREA		0.7800
PROJECTED AREA/DISC AREA		0.6735
PROJECTED AREA/EXPANDED AREA		0.8635
BOSS DIAMETER	(MM)	41.78
BOSS RATIO		0.1671
THICK-CHORD RATIO AT 0.7R(%)		4.948
BLADE SECTION		Aerofoil
NUMBER OF BLADES		5
RAKE	(DEG.)	-
DIRECTION OF ROTATION		Right

Table 3.3.2.2 試験条件

空洞水槽でのプロペラキャビテーション騒音計測方案

1. 供試プロペラ : Sydney Express 250 mmφ 模型プロペラ (船研 MP.250)
  2. 流場 : 均一流中
  3. 試験方法 : ITTC の比較試験方案 準拠 (Appendix 3-1 参照)
- 要点
- i) Advance ratio  $J = \underline{0.6}$  (Tip vortex cav.)  
 $\underline{0.7}^{*1}$  (Tip vortex cav. inception)  
 $\underline{0.9}$  (Face cav.)
  - ii) Cavitation number  $\sigma_n^{*2} = \underline{0.185}$ , 0.193, 0.202, 0.211, atm
  - iii) Propeller Shaft speed  $n = \underline{49.0}^{*3}$ , 20.0, 25.0, 30.0
  - iv) Air content  $\alpha / \alpha_s = 0.4 \pm 0.05$
  - v) Hydrophone location プロペラ中心面<sup>\*4</sup>より後方4Dの位置及び  
各社標準 (pプロペラ位置真横)
  - vi) Mounting of hydrophone 各水槽の標準
  - vii) Analysis  $\frac{1}{3}$  octave band 解析  
中心周波数 63 Hz ~ 20KHz を含む範囲  
狭帯域解析 (1KHz 以下) が可能なところは実施する。
  - viii) Photographs Cavitation patterns を写真記録する。

\*1 Under Line の条件は各水槽で必ず実施。

\*2 定義は次の通り 
$$\sigma_n = \frac{P_s - e}{1/2 \rho (\pi n D)^2}$$

従って、通常用いられる Cavitation number への換算は  $\pi^2 \sigma_n$  になる。

\*3 ITTC の recommendation

\*4 GL上 0.7R の位置



### 3.3.3 均一流中での騒音計測 I (三菱重工業)

#### (1) 計測方法

三菱重工業(株)の K18 キャビテーションタンネル (計測部 50 cm × 50 cm) の前方軸を使用した。

マイクロフォンは、プロペラキャビテーション位置 (H1)、及び後方 4 D (H2) の位置、プロペラ中心軸を含む水平面内左舷側に配置した。マイクロフォン中心は壁面より 62.5 mm、従って H1 マイクロフォンの音響中心とプロペラ軸心までの距離は 0.75 D である。流速は、プロペラ中心軸を含む水平面内右舷側にとりつけられた分離型ピトー管で計測した。

#### (2) 試験条件

試験条件は Table 3.3.2.2 に示すとおりである。

$$J = 0.6, 0.7, 0.90$$

$$\sigma_n = 0.185, \text{ atm}$$

$$n = 25.0 \text{ rps}$$

$$\alpha/\alpha_s = 0.381$$

#### (3) 計測結果

キャビテーションパタンの写真を Fig.3.3.3.1 に示す。

騒音計測データは、Fig.3.3.3.2 ~ 4 に示す。

$J = 0.6$  では安定したチップボルテックスキャビテーションと  $0.9 R$  からチップにかけてシート状キャビテーションが、 $J = 0.7$  では間欠的なチップボルテックスキャビテーション (初生に近い)、 $J = 0.9$  では安定したフェースキャビテーションが発生した。

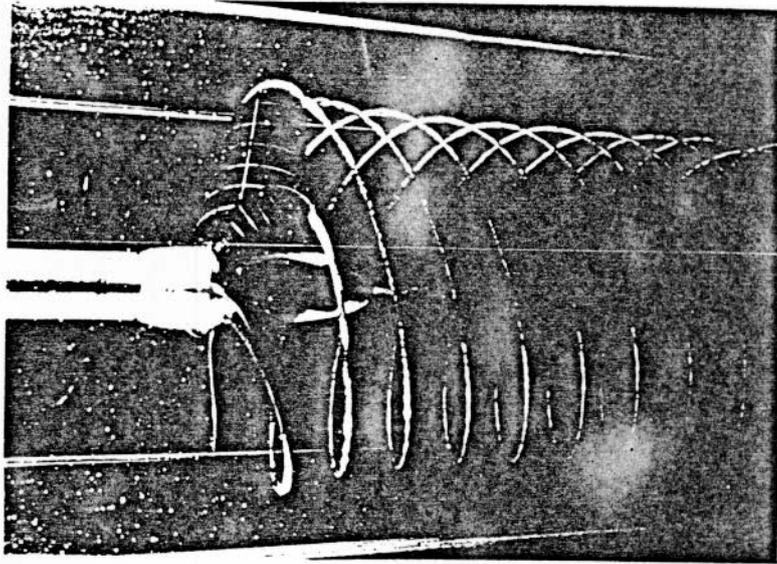
騒音計測データから指摘される事は次のとおり

- 1) どの作動状態でも blade frequency 成分のレベルが最も高い。
- 2)  $J = 0.6$  の場合、 $f = 500 \text{ Hz}$  に比較的高いピークが生じているが、この傾向は他の作動条件では発生していない。

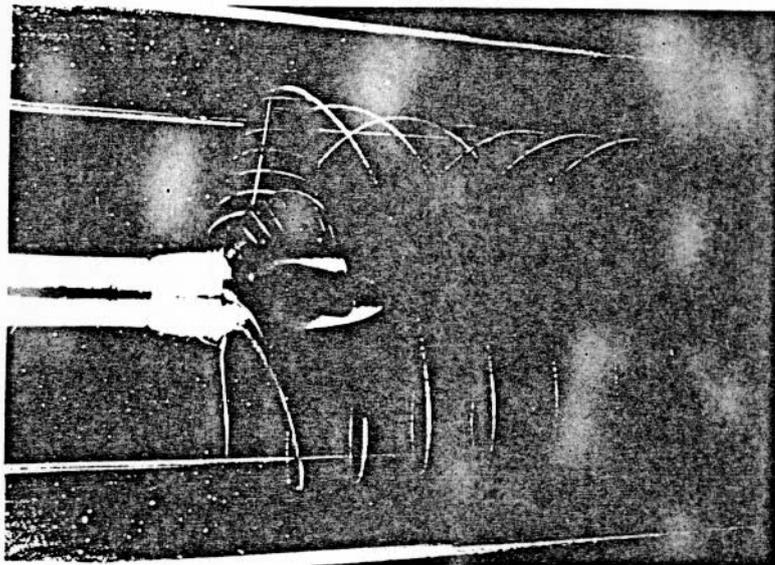
- 3) Blade frequency 成分は、プロペラ後方 1 m の位置では明瞭ではない。この事は、キャビティ容積の通過による圧力変動は、放射雑音には関与していないことを示している。
- 4)  $J = 0.9$  で生じているフェースキャビテーションの騒音レベルは非定常に高く特に、1 kHz 以上でこの傾向は顕著である。H1 と H2 の差は約 10 ~ 15 dB であるから、ほぼ距離の差に対応している。

## Sydney Express Propeller Cavitation Patterns

$n = 25 \text{ Hz}$   
 $J = 0.6$   
 $\alpha/\alpha_S = 0.381$   
 $\sigma_n = 0.185$



$n = 25 \text{ Hz}$   
 $J = 0.7$   
 $\alpha/\alpha_S = 0.381$   
 $\sigma_n = 0.185$



$n = 25 \text{ Hz}$   
 $J = 0.9$   
 $\alpha/\alpha_S = 0.381$   
 $\sigma_n = 0.185$

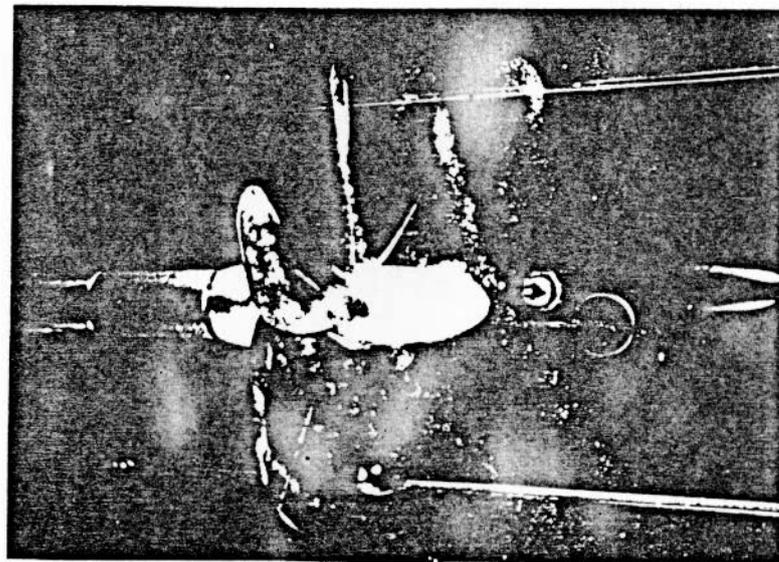


Fig. 3.3.3.1 キャビテーションパターン

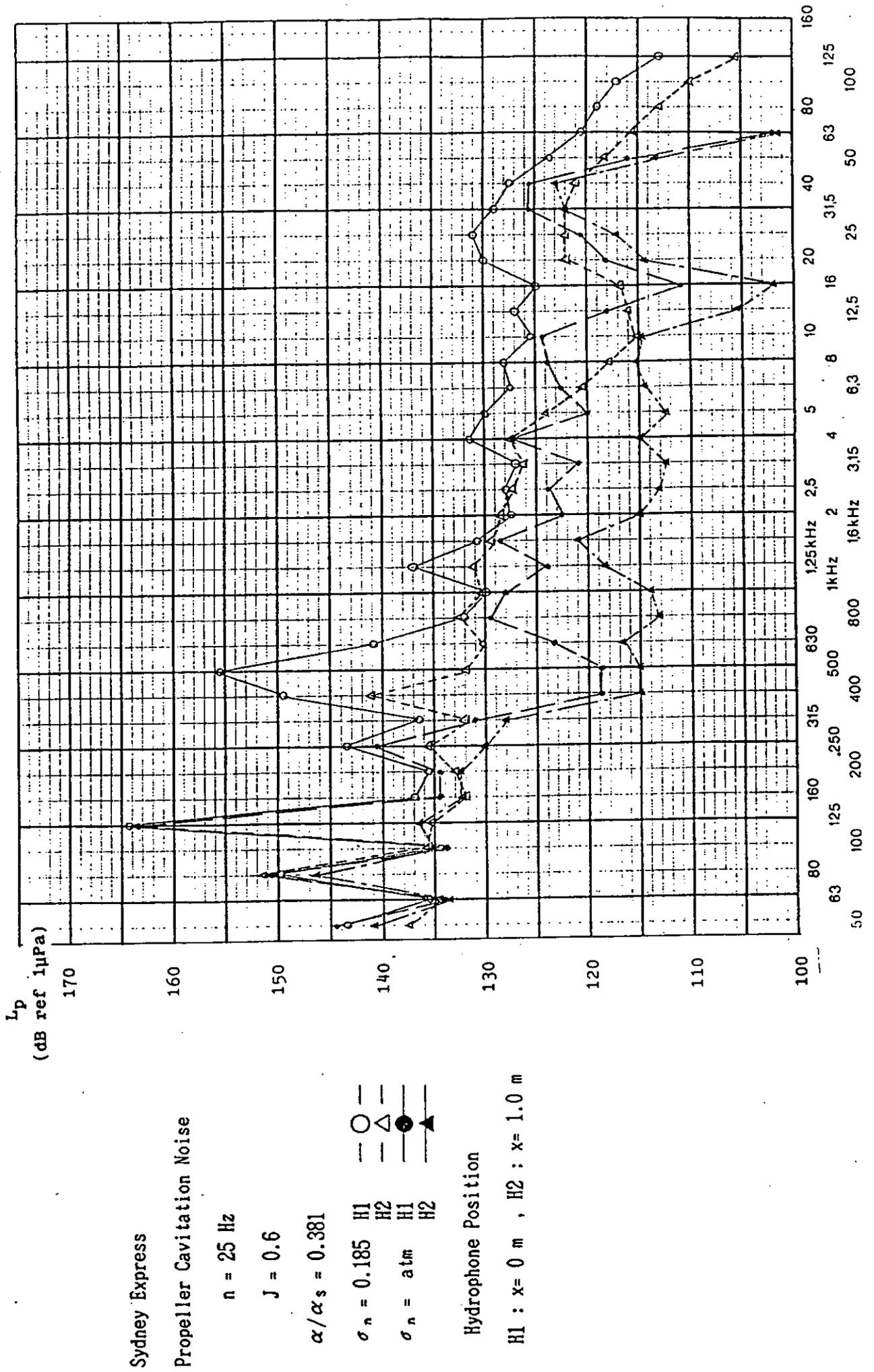


Fig. 3.3.3.2 プロペラ騒音計測結果 ( J=0.6 )

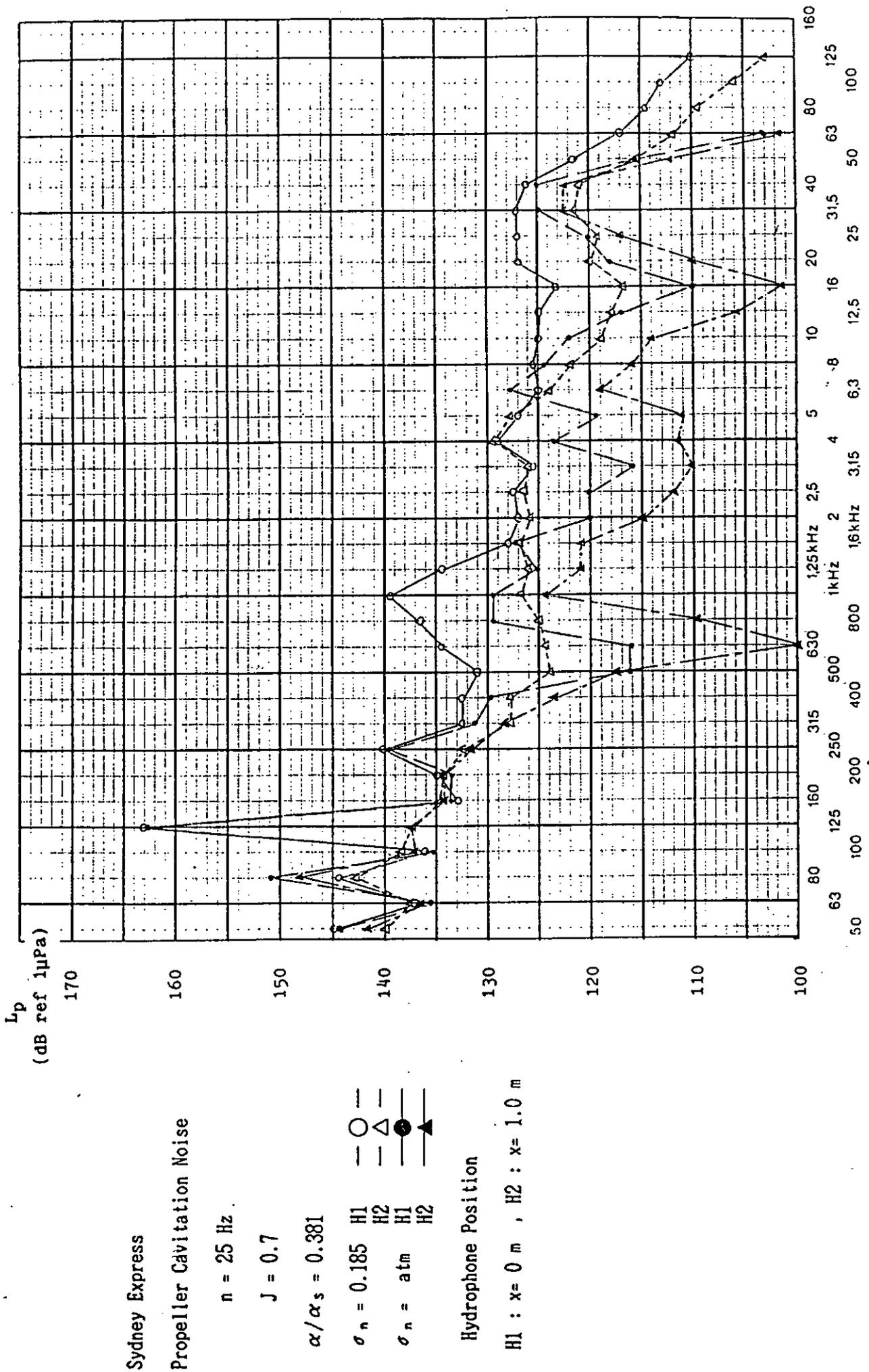
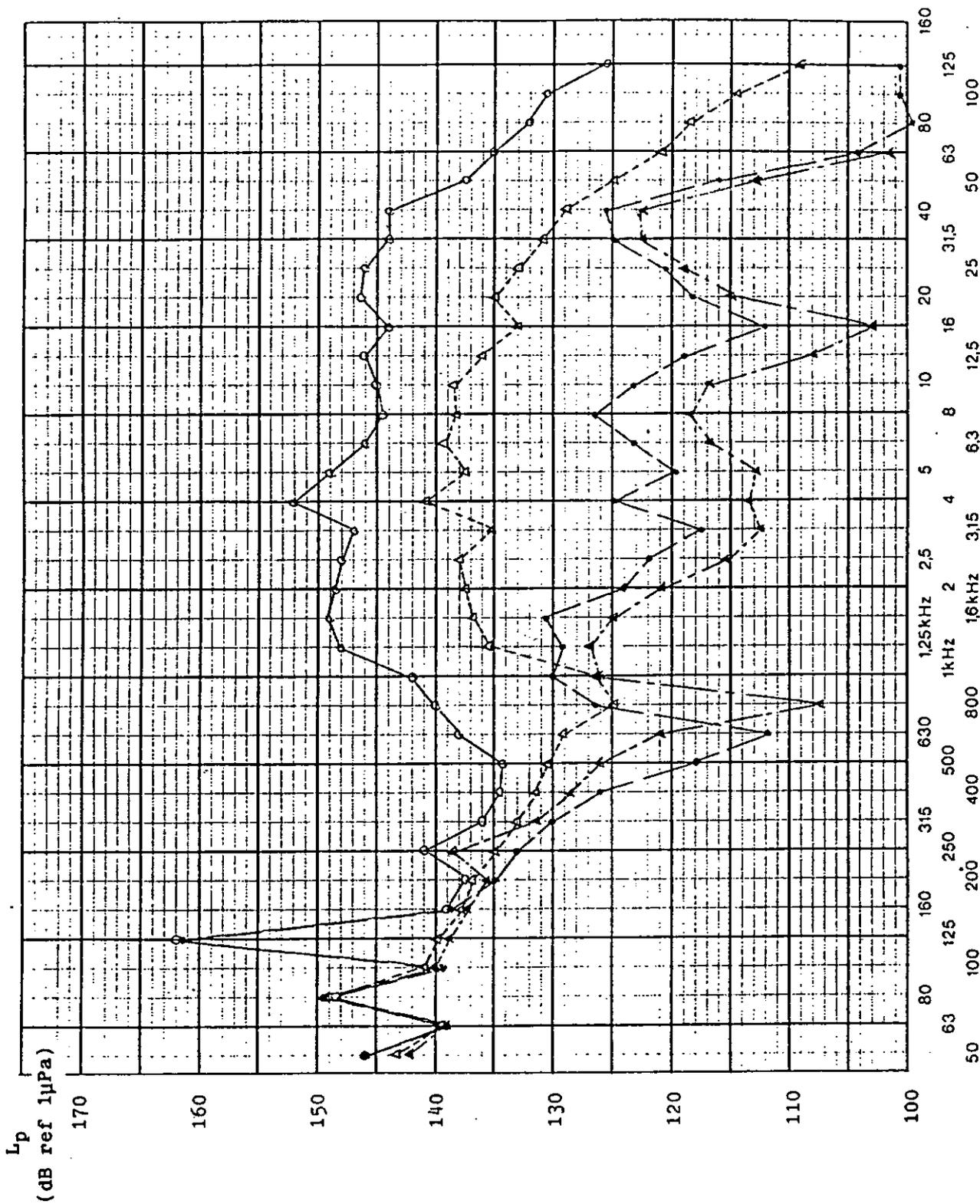


Fig. 3.3.3.3 プロペラ騒音計測結果 (  $J=0.7$  )



Sydney Express

Propeller Cavitation Noise

$n = 25 \text{ Hz}$

$J = 0.9$

$\alpha/\alpha_s = 0.381$

- $\sigma_n = 0.185$  H1 —○—
- $\sigma_n = 0.185$  H2 —△—
- $\sigma_n = \text{atm}$  H1 —●—
- $\sigma_n = \text{atm}$  H2 —▲—

Hydrophone Position

H1 :  $x = 0 \text{ m}$  , H2 :  $x = 1.0 \text{ m}$

Fig. 3.3.3.4 プロペラ騒音計測結果 (  $J=0.9$  )

## 3. 3. 4 均一流中での騒音計測 II

## (1) 試験方法

1. 模型プロペラ: 供試プロペラは直径250mmの"Sydney Express"プロペラである。
2. 計測部: 試験は東京大学船用プロペラキャビテーションチャンネル(450mm $\square$ )の均一流中でおこない、流速はレーザー流速計により計測した。前進係数 $J$ はこの流速で定義した。
3. 動力計: 動力計は電子工業社製(スラスト $\pm 120$  Kg、トルク $\pm 4$  Kg-m、回転数 $\pm 50$  rps)を用いた。

## (2) 試験状態

1. 前進係数:  $J=0.60, 0.70$ 及び $0.90$ で行った。
2. キャビテーション数:  $\sigma_n=0.185$ とNon-Cavitation状態につき行った。
3. プロペラ回転数:  $n=25.00$  rpsで行った。
4. 空気含有率:  $\alpha/\alpha_s=0.40$
5. 水温:  $26.5\sim 27.5^\circ\text{C}$

## (3) 計測方法

ハイドロフォンの配置をFig. 3.3.4.1に示す。Position 1ハイドロフォンの音響中心とプロペラの $0.7R$ のG. Lを一様させて、右舷側の窓中心で計測した。Position 2のハイドロフォンはPosition 1より1 m後方で下側窓中心より左舷側4.5 mmの点で計測した。

## (4) 計測結果

## 1. キャビテーション観測

各 $J$ に対するキャビテーション、パターンをFig. 3.3.4.2に示す。 $J=0.6$ では安定したシート、キャビテーションとチップ、ボルテックス、キャビテーションが発生した。 $J=0.7$ では間欠的なチップ、ボルテックス、キャビテーションが、 $J=0.9$ では安定したフェース、キャビテーションが発生した。

### 2. キャビテーション騒音計測

プロペラ直横 (Position 1) と 1 m 後方 (Position 2) における騒音計測結果を Fig. 3.3.4.3~Fig. 3.3.4.8 に示す。Fig. 3.3.4.3~Fig. 3.3.4.5 は B & K 社製の騒音計を用いた 1/3 Octave Band Spectrum を、Fig. 3.3.4.6~Fig. 3.3.4.8 は FFT を用いた Narrow Band Spectrum を示す。Fig. 3.3.4.3~Fig. 3.3.4.5 においては Position 1 において  $J=0.6$ ,  $J=0.7$ ,  $J=0.9$  の順でキャビテーション発生時の音圧が高くなっている。また、Position 1 においては背景雑音及び Non-Cav. とキャビテーション発生時の音圧の差がはっきりしているが、Position 2 においては 20kHz 以上で 5~15dB の差が見られるが、それ以下でははっきりとした差は見えない。

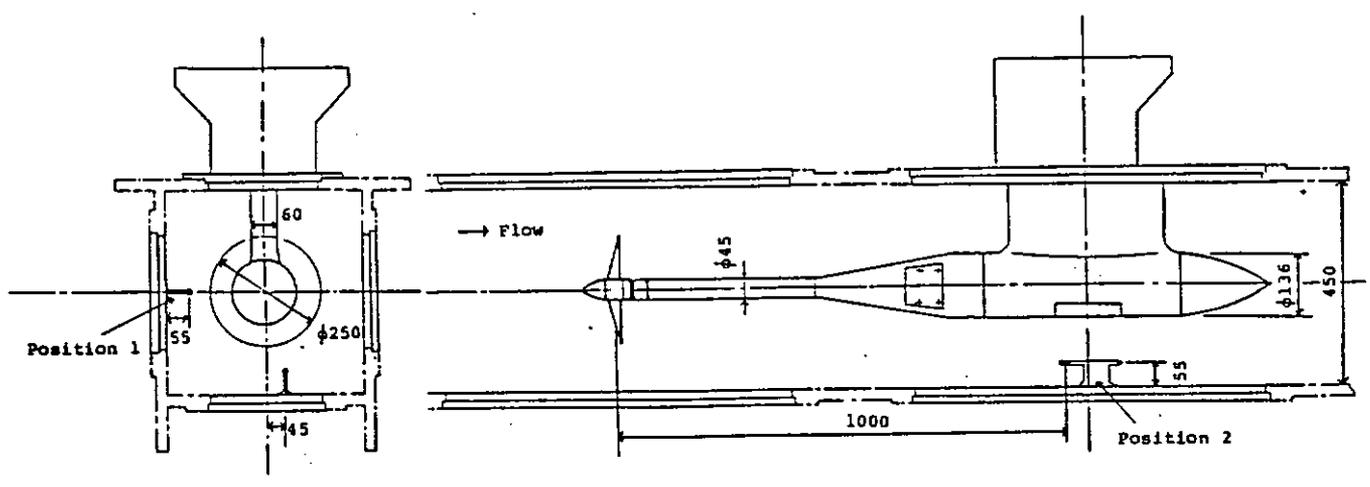


Fig. 3.3.4.1      ハイドロフォンの配置

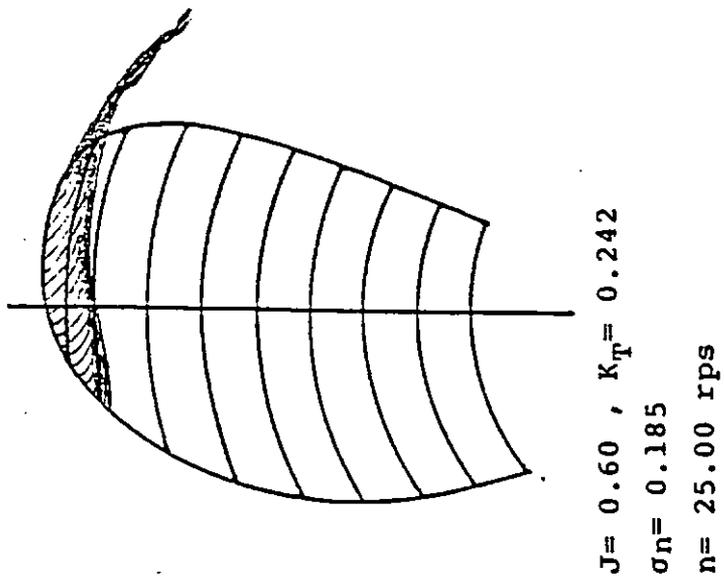
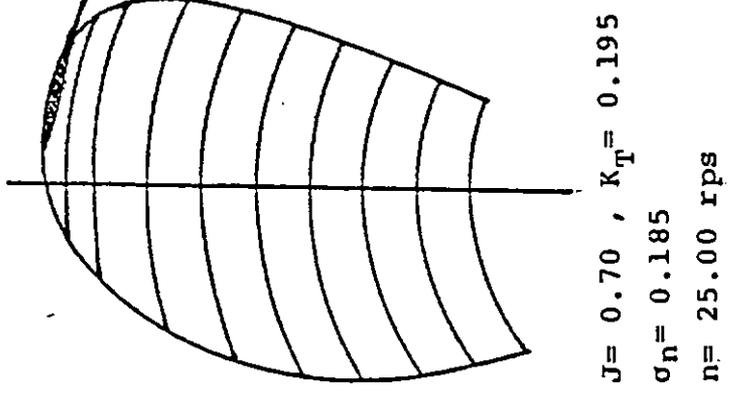
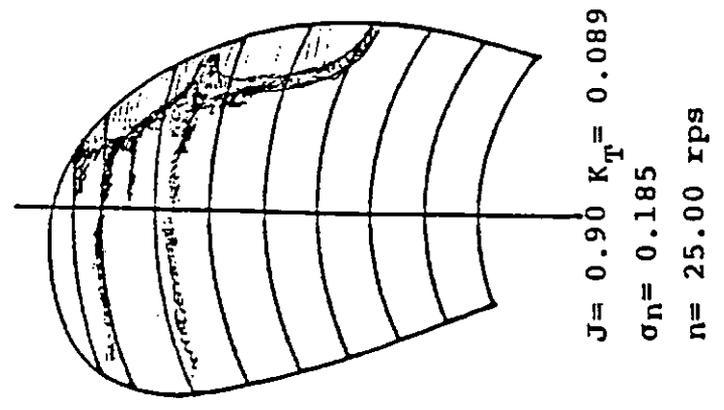
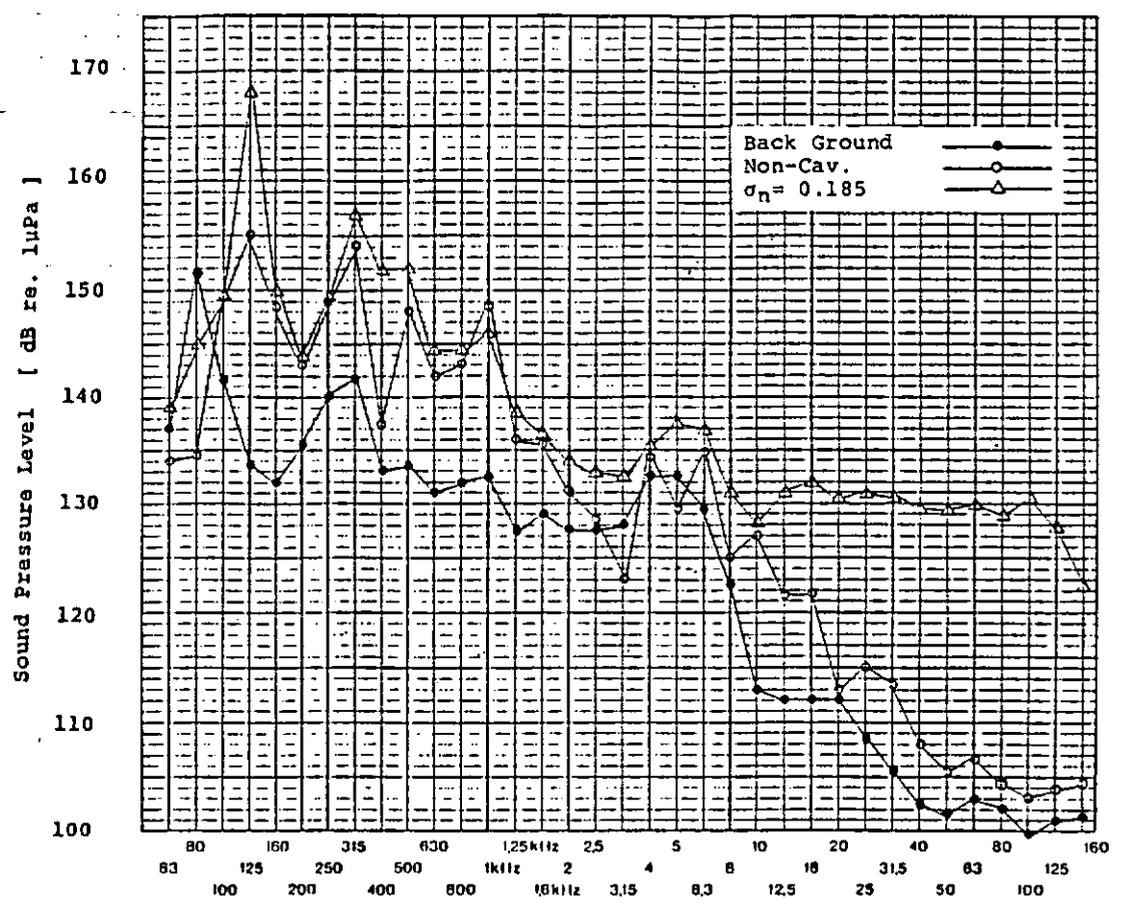
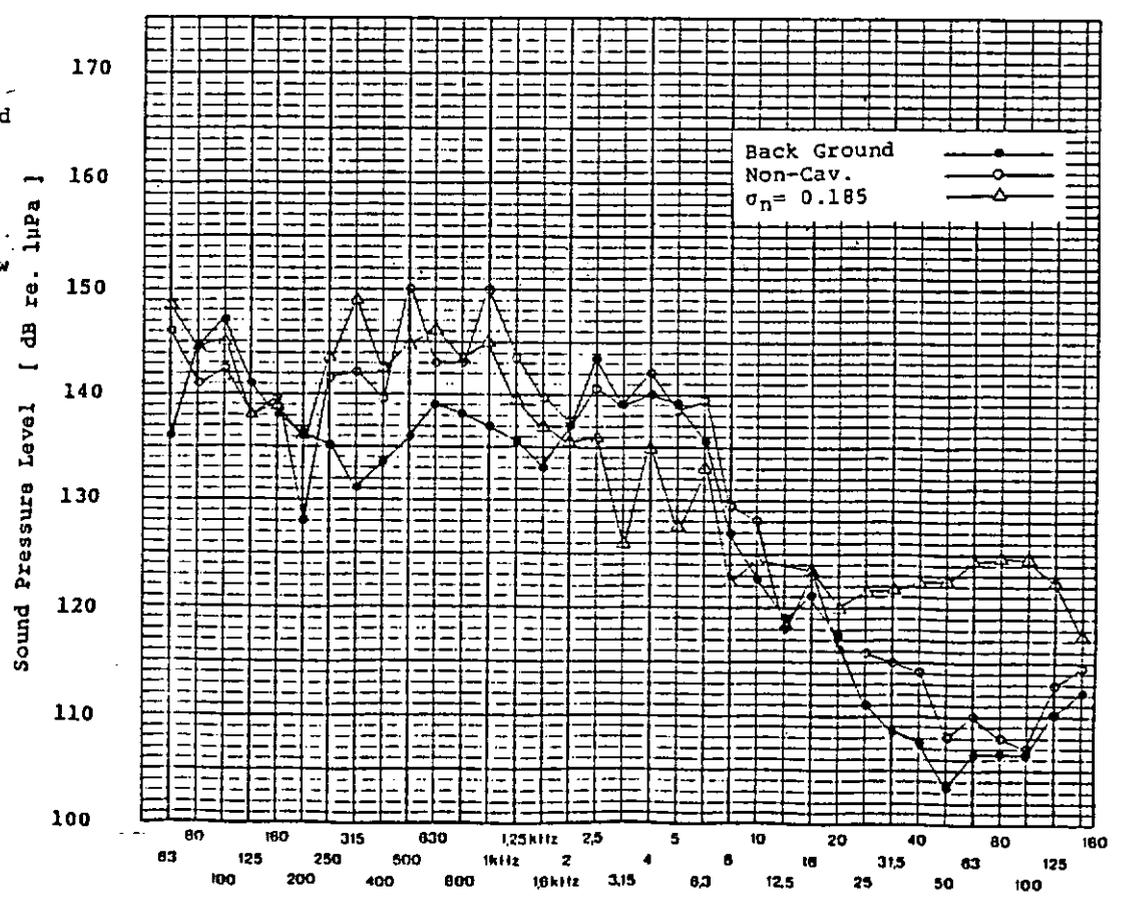


Fig. 3.3.4.2 キャピテーション・パターン

1/3 Octave Band  
Spectrum  
Sydney Express  
In Uniform Flow  
At Position 1  
J=0.6  
n=25.00  
 $\alpha/\alpha_s=0.40$

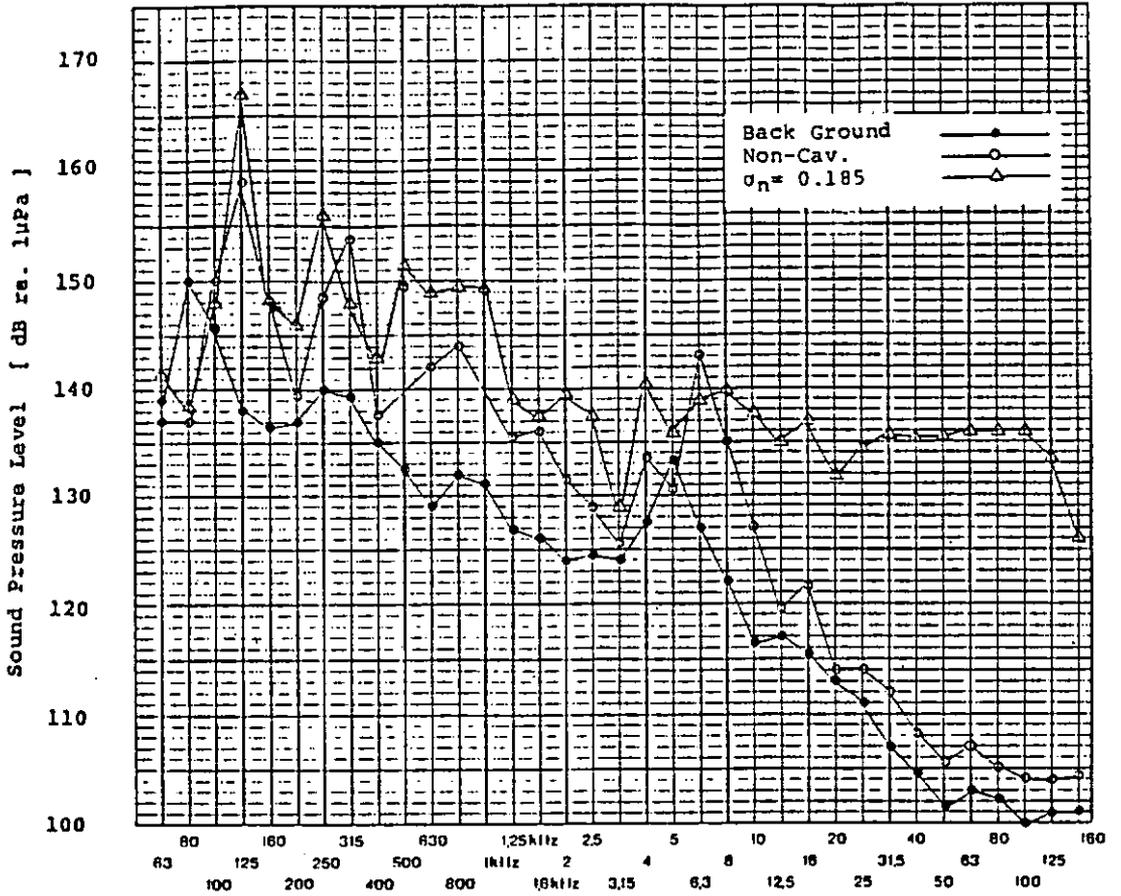


1/3 Octave Band  
Spectrum  
Sydney Express  
In Uniform Flow  
At Position 2  
J=0.6  
n=25.00  
 $\alpha/\alpha_s=0.40$



4 Fig. 3.3.4.3 1/3 Octave Band Spectrum ( J= 0.6 )

1/3 Octave Band  
Spectrum  
Sydney Express  
In Uniform Flow  
At Position 1  
J=0.7  
n=25.00 rps  
 $\alpha/\alpha_s=0.40$



1/3 Octave Band  
Spectrum  
Sydney Express  
In Uniform Flow  
At Position 2  
J=0.7  
n=25.00  
 $\alpha/\alpha_s=0.40$

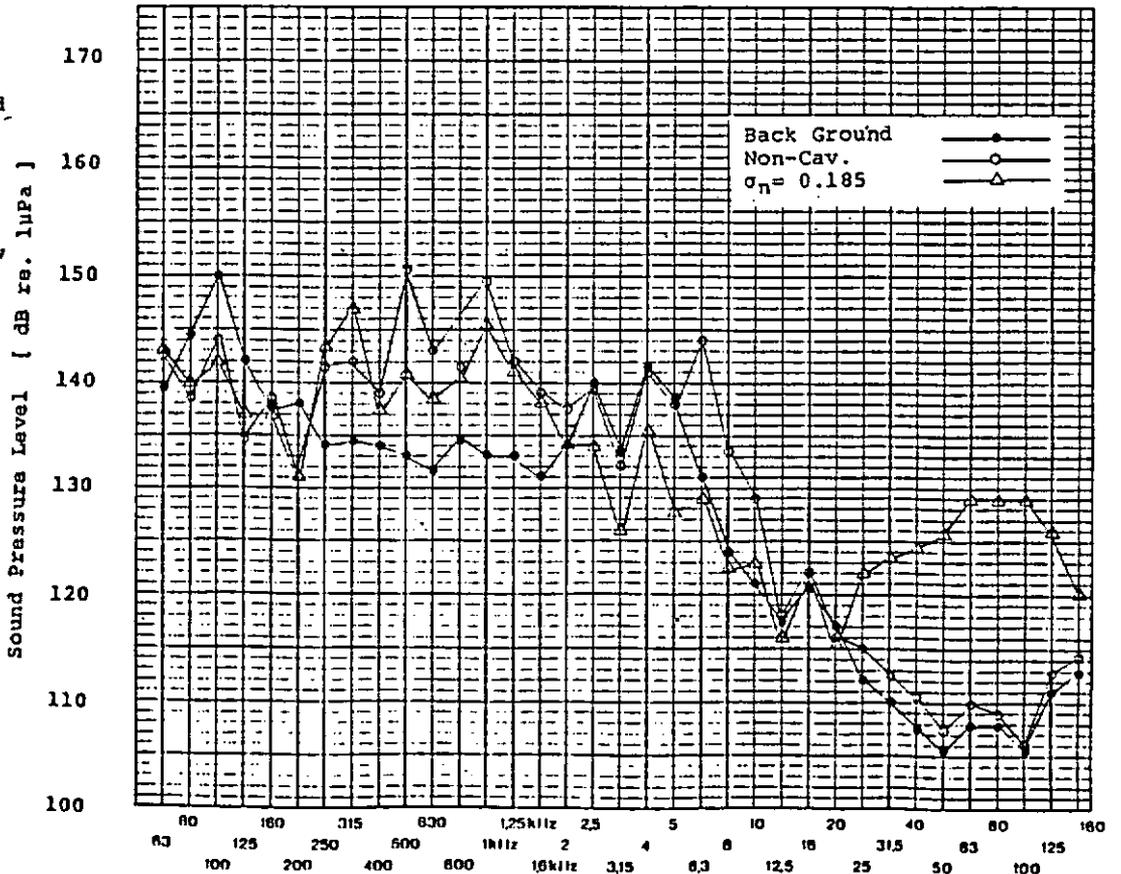
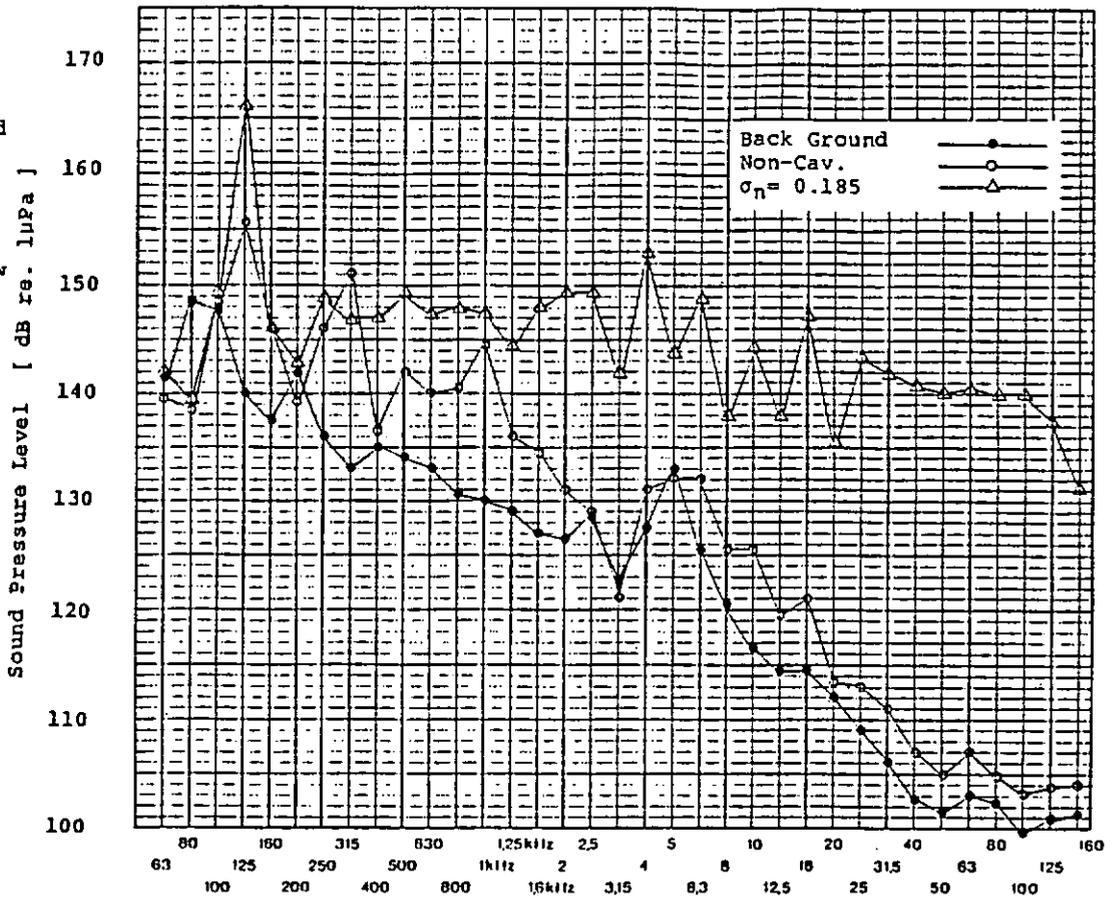


Fig. 3.3.4.4 1/3 Octave Band Spectrum ( J= 0.7 )

1/3 Octave Band  
Spectrum  
Sydney Express  
In Uniform Flow  
At position 1  
J=0.9  
n=25.00 rps  
 $\alpha/\alpha_s=0.40$



1/3 Octave Band  
Spectrum  
Sydney Express  
In Uniform Flow  
At Position 2  
J=0.9  
n=25.00  
 $\alpha/\alpha_s=0.40$

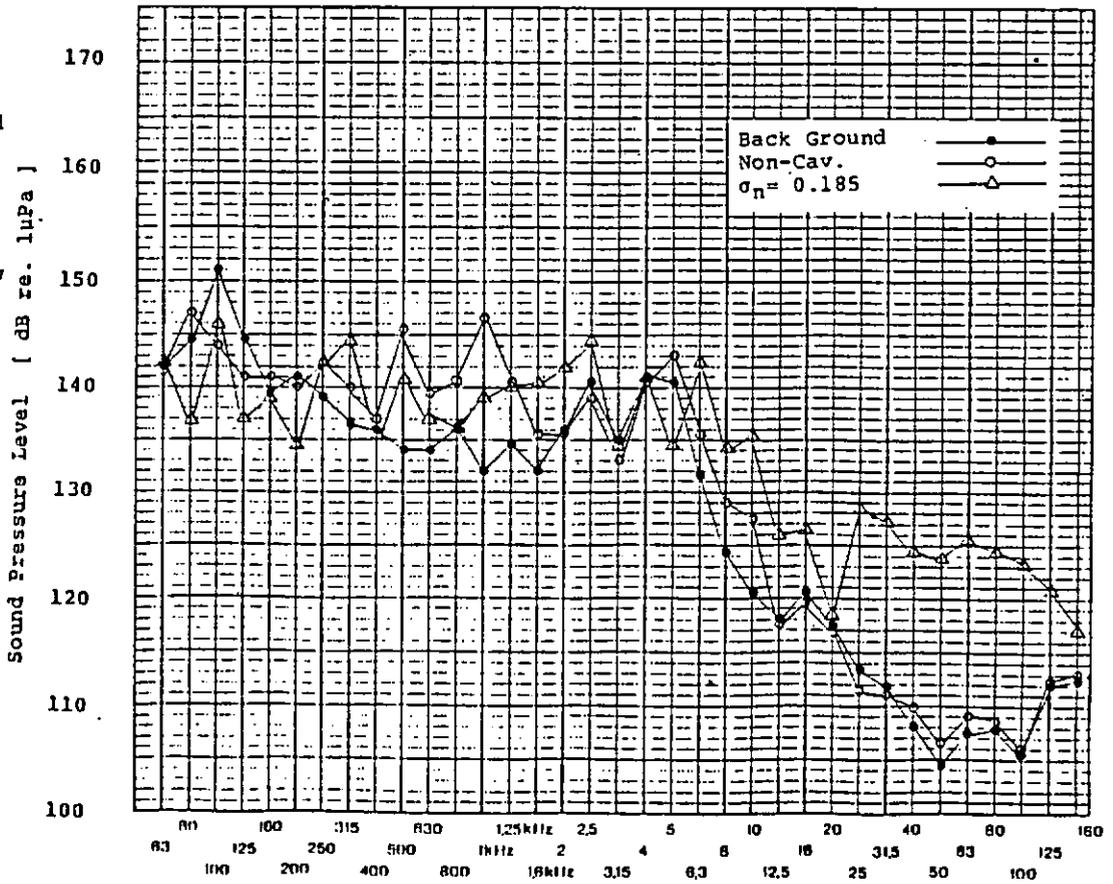
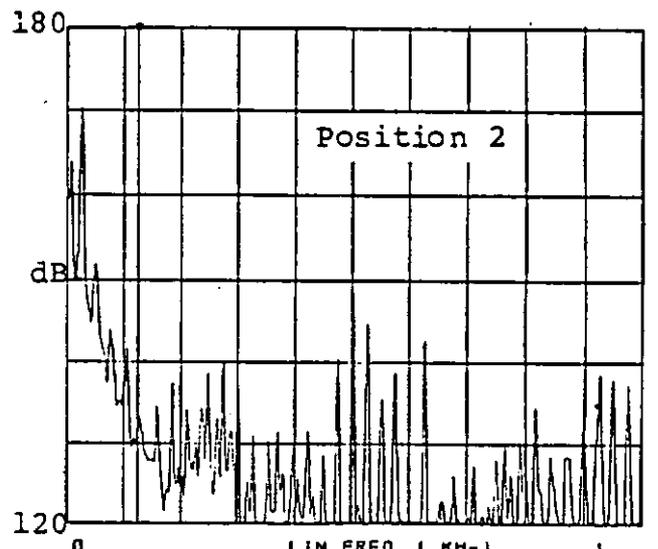
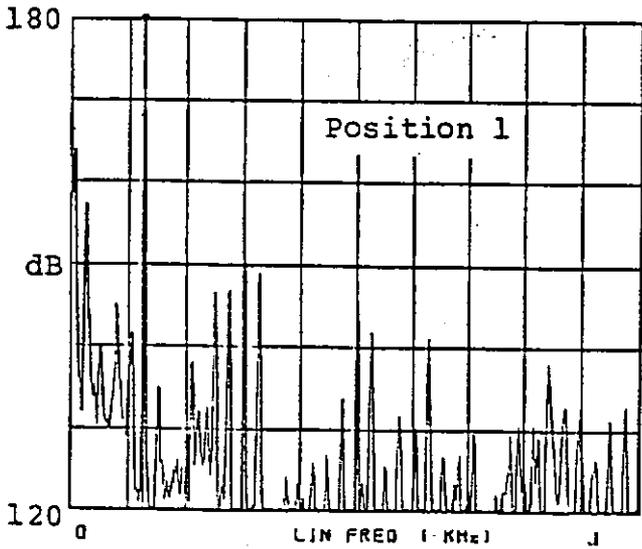
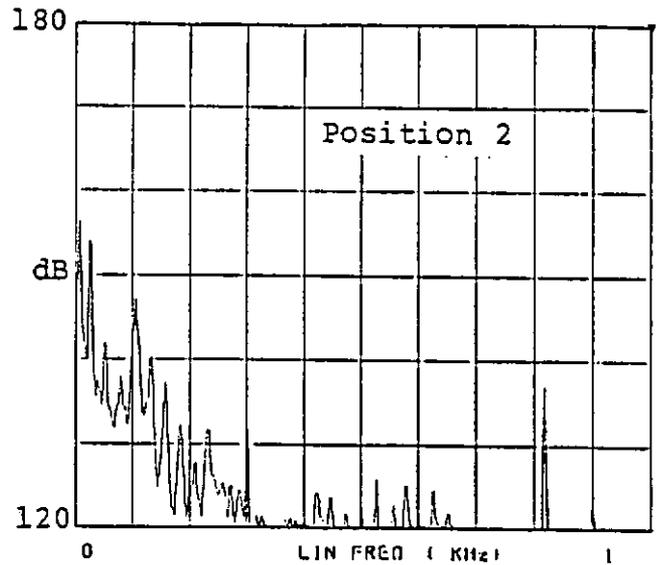
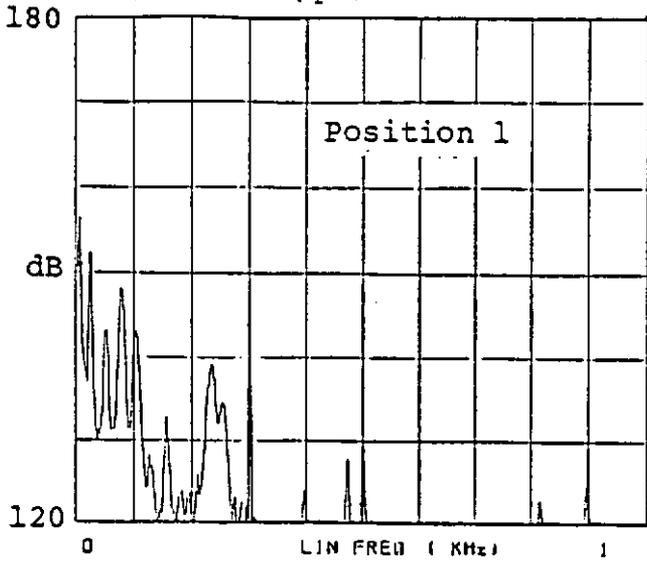
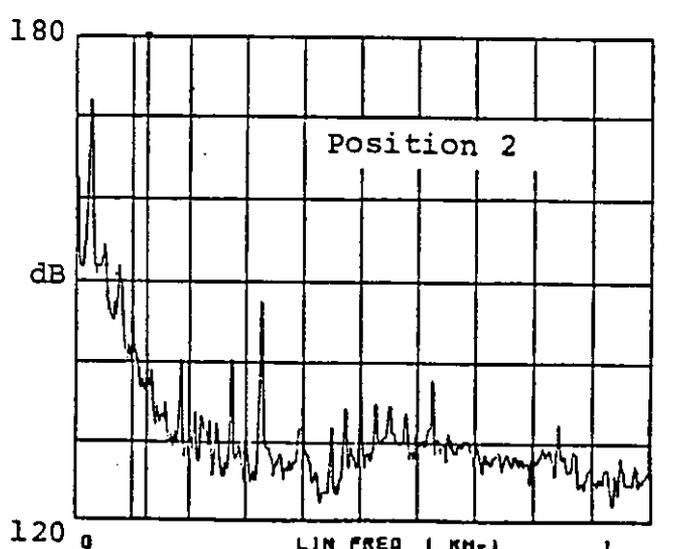
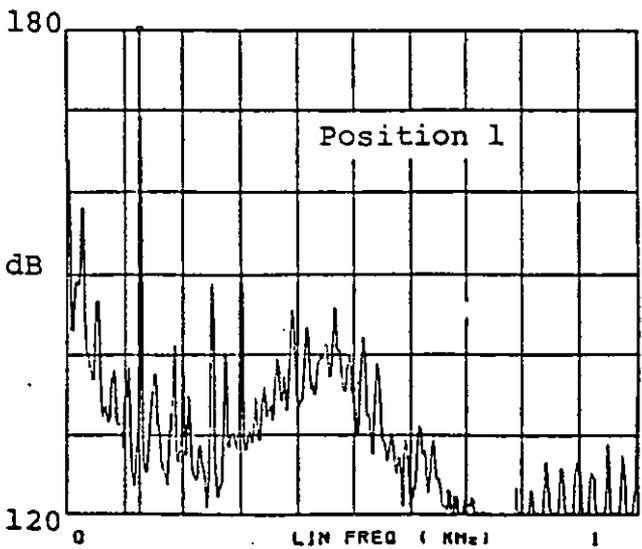


Fig. 3.3.4.5 1/3 Octave Band Spectrum ( J= 0.9 )

(dB re. 1µpa)



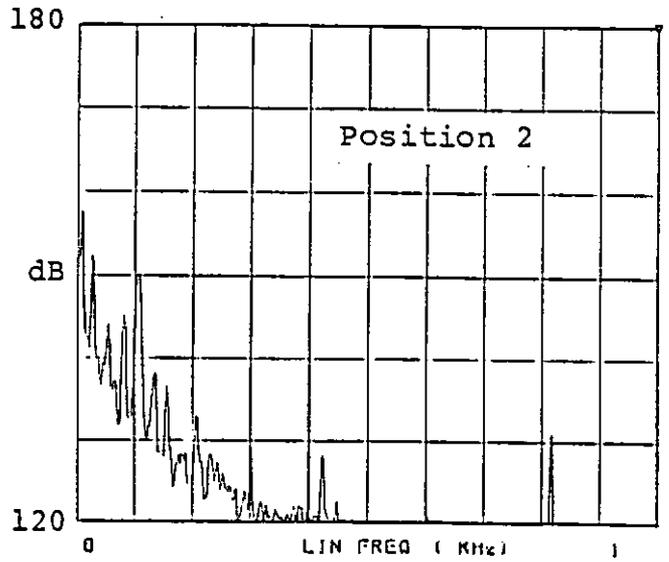
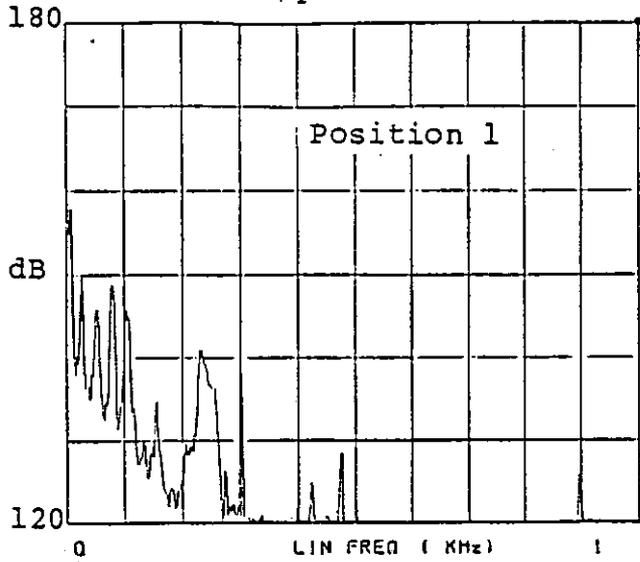
(Non-Cavitation  $K_T = 0.2382$ )



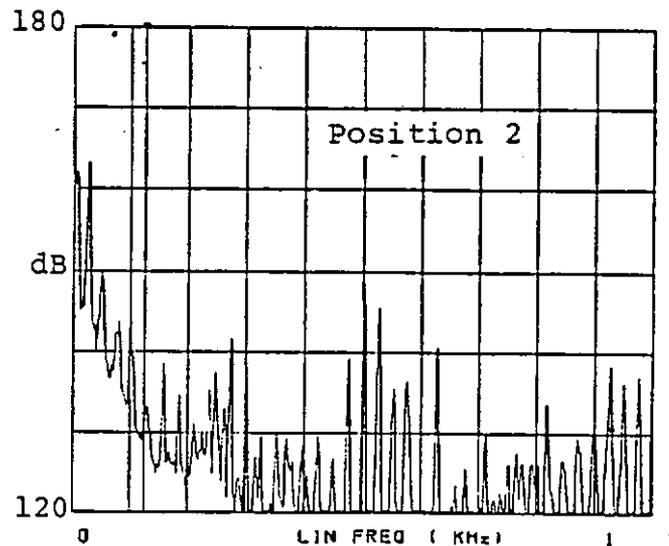
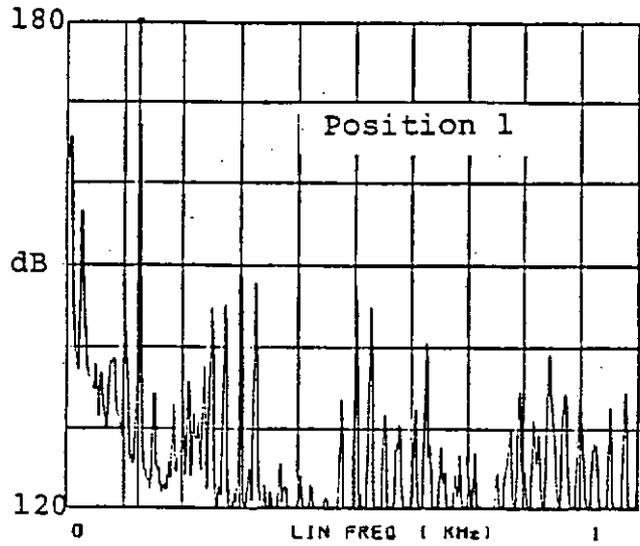
(  $\sigma_n = 0.185$   $K_T = 0.242$  )

Fig. 3.3.4.6 Narrow Band Spectrum ( J= 0.6 )

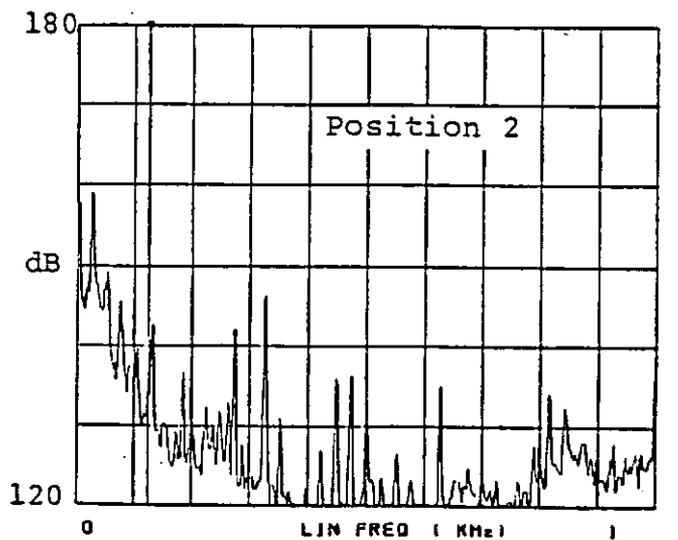
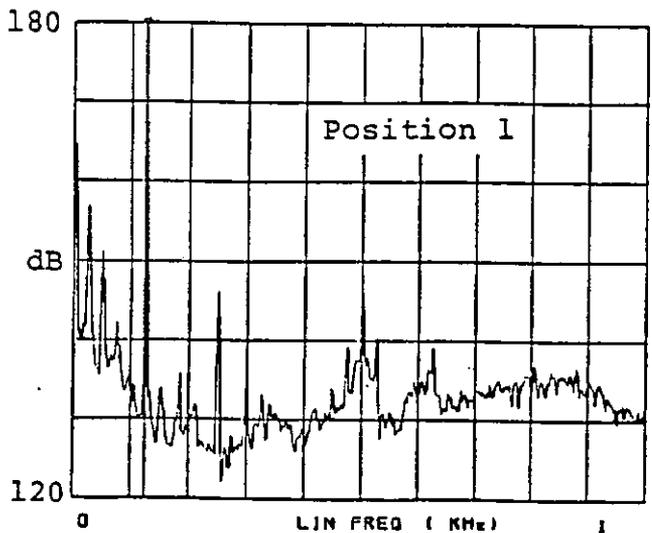
(dB re. 1µpa)



( Back Ground )



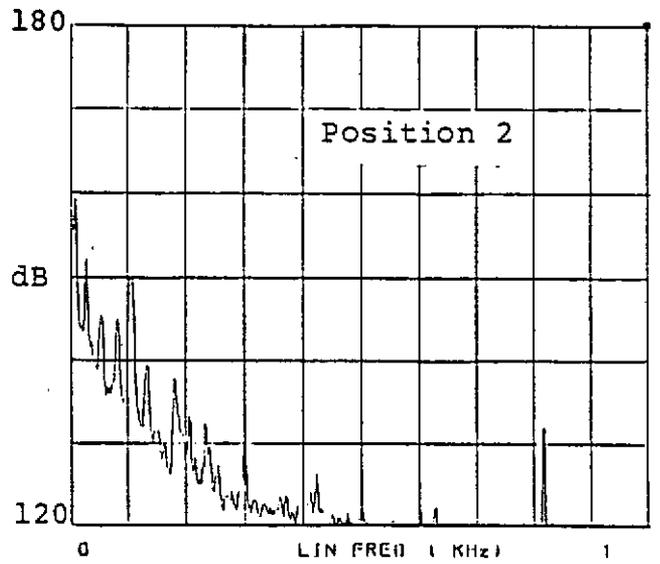
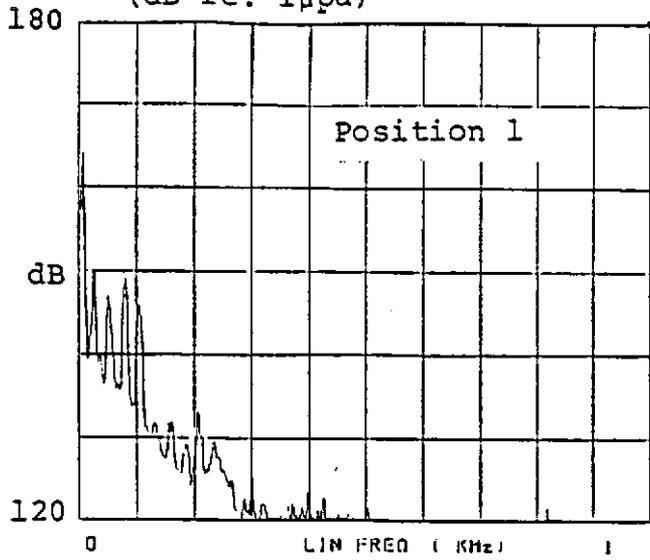
(Non-Cavitation  $K_T = 0.1898$ )



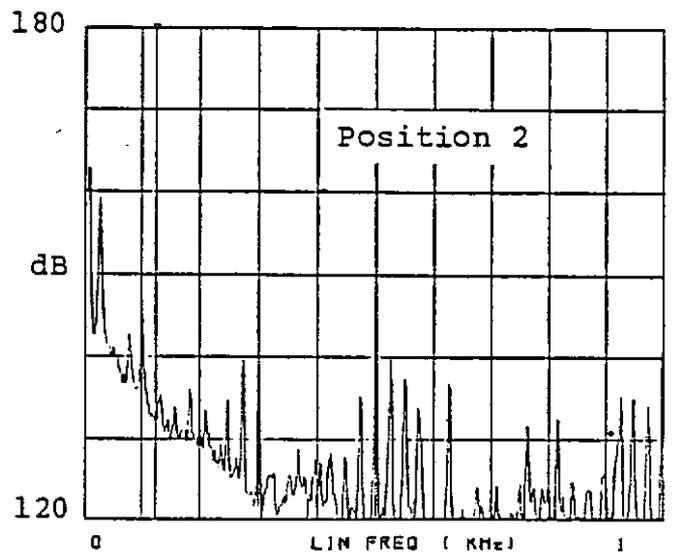
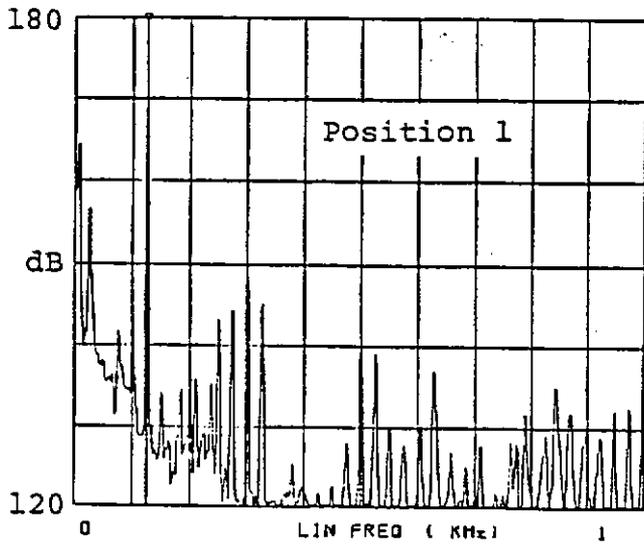
(  $\sigma_n = 0.185$   $K_T = 0.195$  )

Fig. 3.3.4.7 Narrow Band Spectrum ( J= 0.7 )

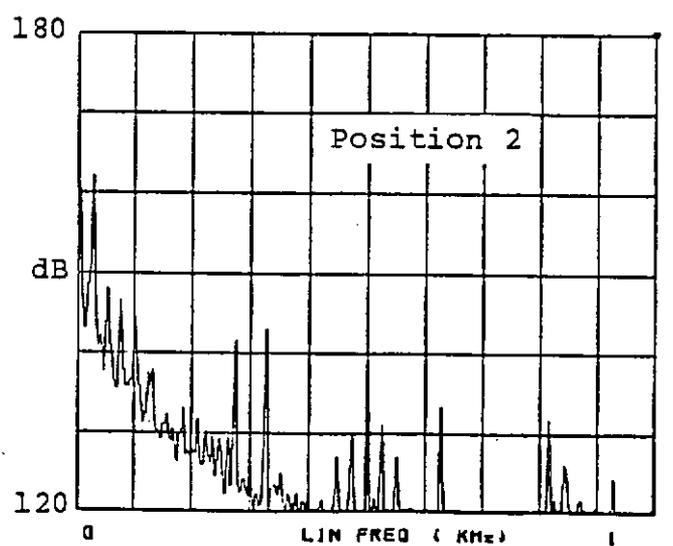
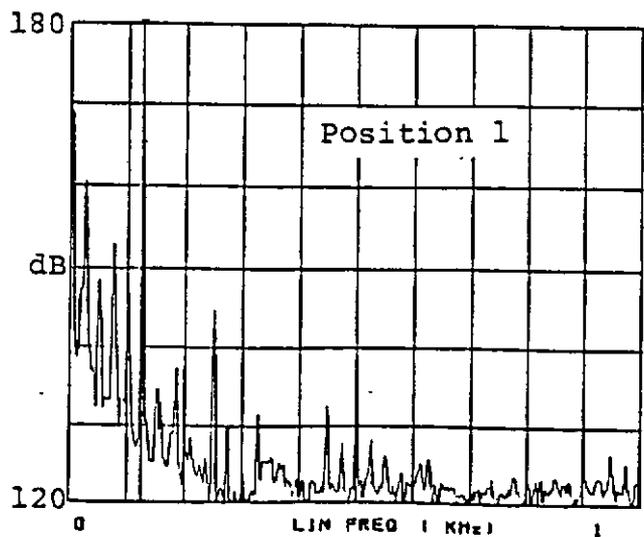
(dB re. 1µpa)



( Back Ground )



(Non-Cavitation  $K_T = 0.089$ )



(  $\sigma_n = 0.185$   $K_T = 0.089$  )

Fig. 3.3.4.8 Narrow Band Spectrum ( J= 0.9 )

### 3.3.5 均一流中での騒音計測Ⅲ

#### 3.3.5.1 試験法

(1) 動力計： 上置き型、上流または下流側から駆動される。

(2) 試験状態

前 進 常 数：  $J = 0.6, 0.7, 0.8$

キャビテーション数：  $\sigma_n = 0.185$

プロペラ回転数：  $n = 25 \text{ rps}$

空気含有率：  $\alpha / \alpha_s = 0.45$

(3) 計測装置と hidroフォン位置

hidroフォン： B & K 8103

チャージアンプ： B & K 2635

解 析 器： スペクトル・アナライザ

hidroフォン位置は FIG.3.3.5.1に示す通りである。

NO.1 hidroフォン： プロペラの直下、前後位置は  $0.7R$  の G.L.、  
プロペラは動力計の上流側に置かれた。

NO.2 hidroフォン：  $0.7R$  の G.L. から下流へ  $4D$  位置、  
プロペラは動力計の下流側に置かれた。

#### 3.3.5.2 計測結果

(1) キャビテーション観測

FIG.3.3.5.2 にキャビテーション・パターンの 写真 を示す。

$J = 0.6$  では  $0.9R$  からチップにかけてシートキャビテーション、

$J = 0.7$  ではチップ・ボルテックス・キャビテーションの初生、

$J = 0.9$  ではフェース・キャビテーションの発生に対応している。

なお、 $J = 0.9$  では、動力計をプロペラ上流に置き、 $4D$  後方の NO.2 hidroフォンによる計測時にキャビテーションは  $0.6R$  から、動力計を下流に置くプロペラ直下の NO.1 hidroフォン計測時には  $0.4R$  から発生している。

## (2) キャビテーション騒音計測

FIG.3.3.5.3~5 に各前進常数ごとの計測結果を示す。各図には NO.1 ハイドロフォンを上段、NO.2ハイドロフォンを下段に載せ、それぞれ、非キャビテーション(atm) 及びキャビテーション ( $6m=0.185$ )の各状態におけるデータを示している。

シート・キャビテーションにおいては、BRF 1次成分が卓越し、4D後方では特にBRF 2次成分が大きい。250Hz から 1kHz の帯域及び10kHz から 40kHzの帯域では非キャビテーション状態に比べてかなり大きな音圧レベルの上昇を示している。チップ・ボルテックス・キャビテーションにおいては、NO.1, NO.2ともBRF 1次成分が卓越するが非キャビテーション状態との差は小さい。

フェース・キャビテーションにおいては、1kHzを超えた周波数帯域にフラットな音圧レベルの上昇が見られ、非キャビテーション状態より大きい。特に後者の 8kHz 以上で見られる音圧レベルの落ち込みとは対象的である。

なお、バック・グラウンド・ノイズは、非キャビテーション状態におけるスペクトラムとほぼ同様であった。

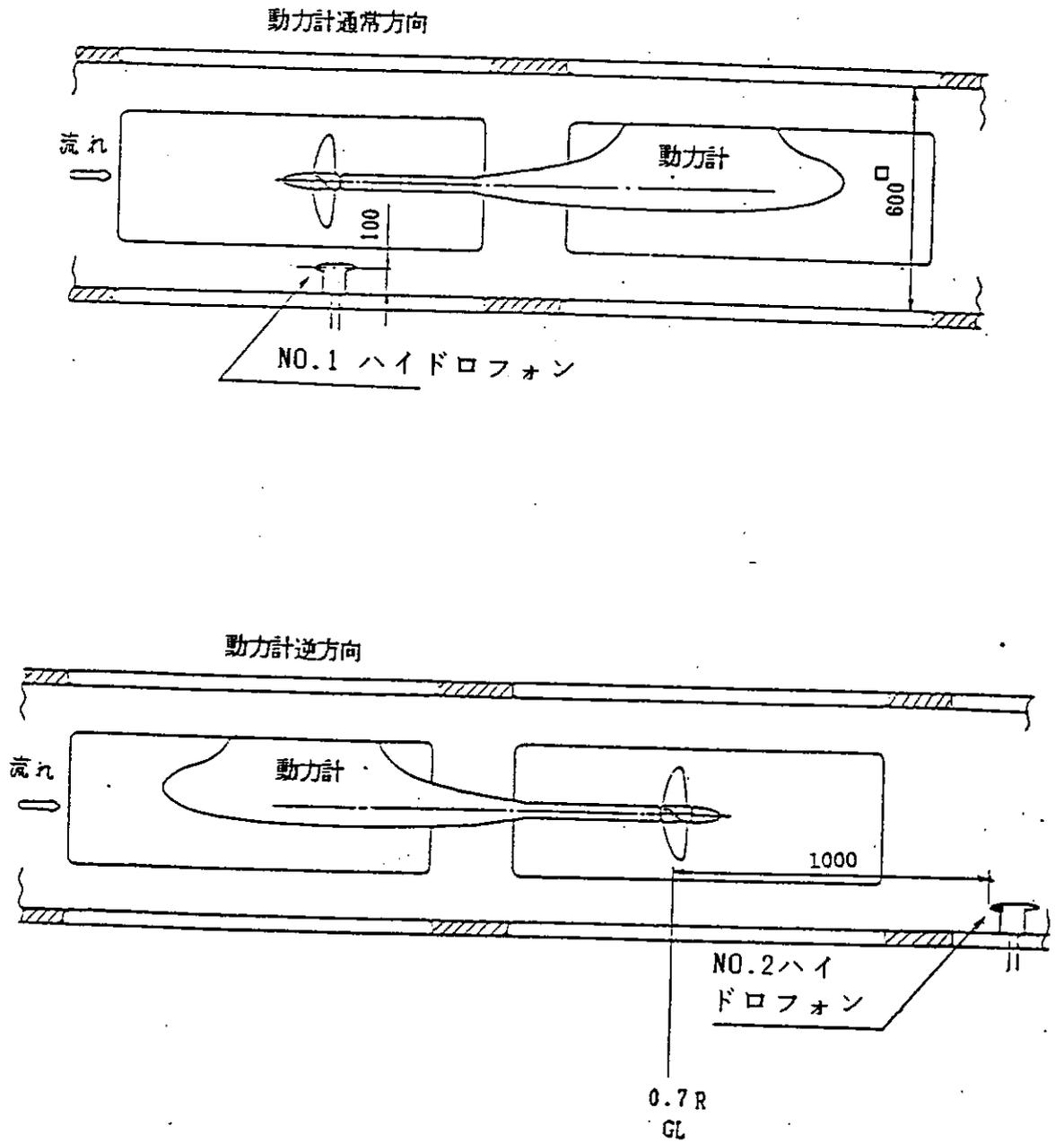
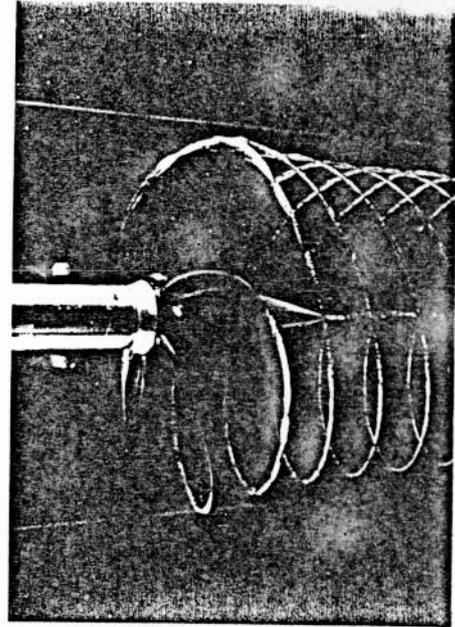
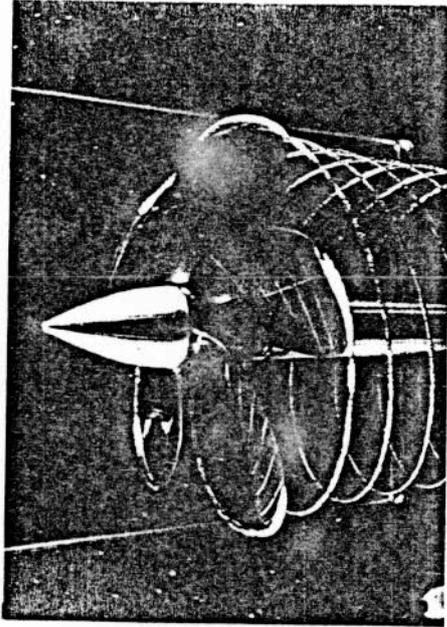
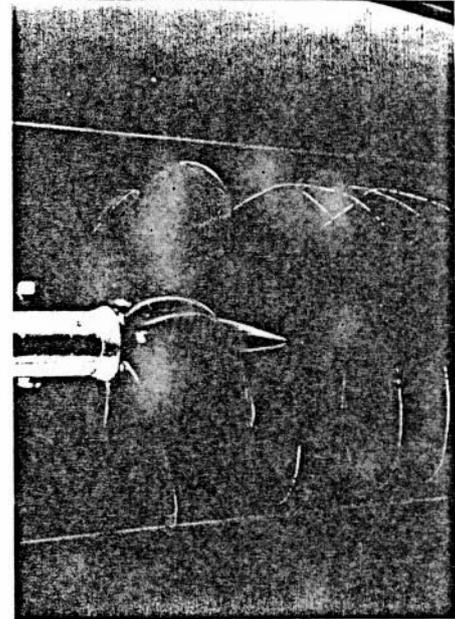
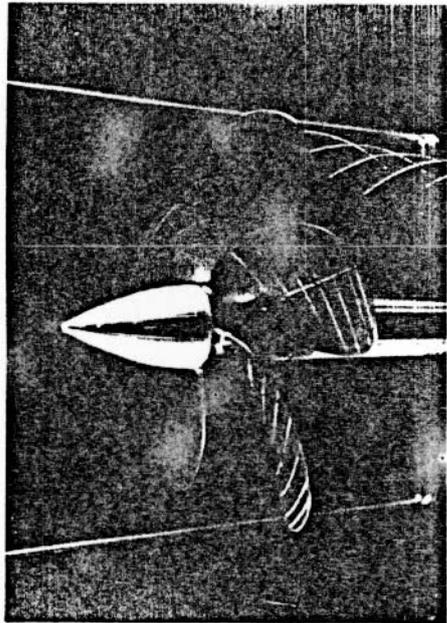


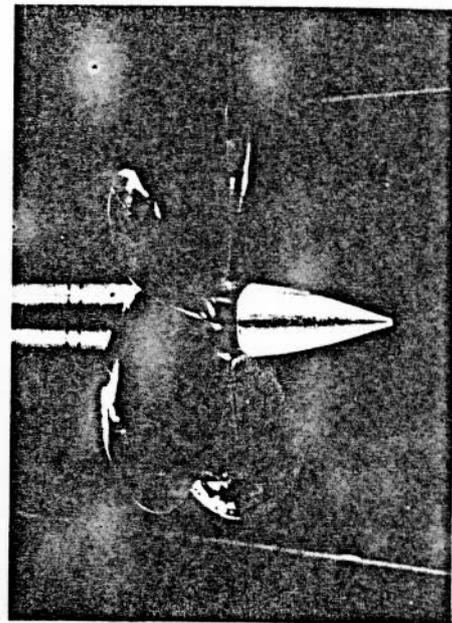
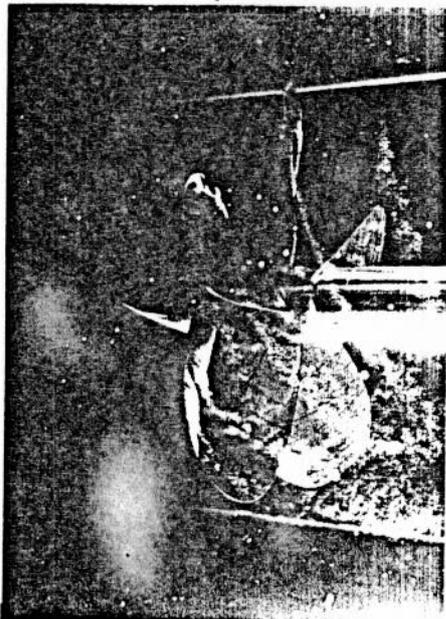
FIG. 3.3.5.1 ハイドロホン設置場所



J = 0.6



J = 0.7



J = 0.9

プロペラは動力計の上流側

プロペラは動力計の下流側

FIG.3.3.5.2

キャビテーション観測

1/3 Octave Band  
Spectrum

Sydney  
Express

Model  
Experiment

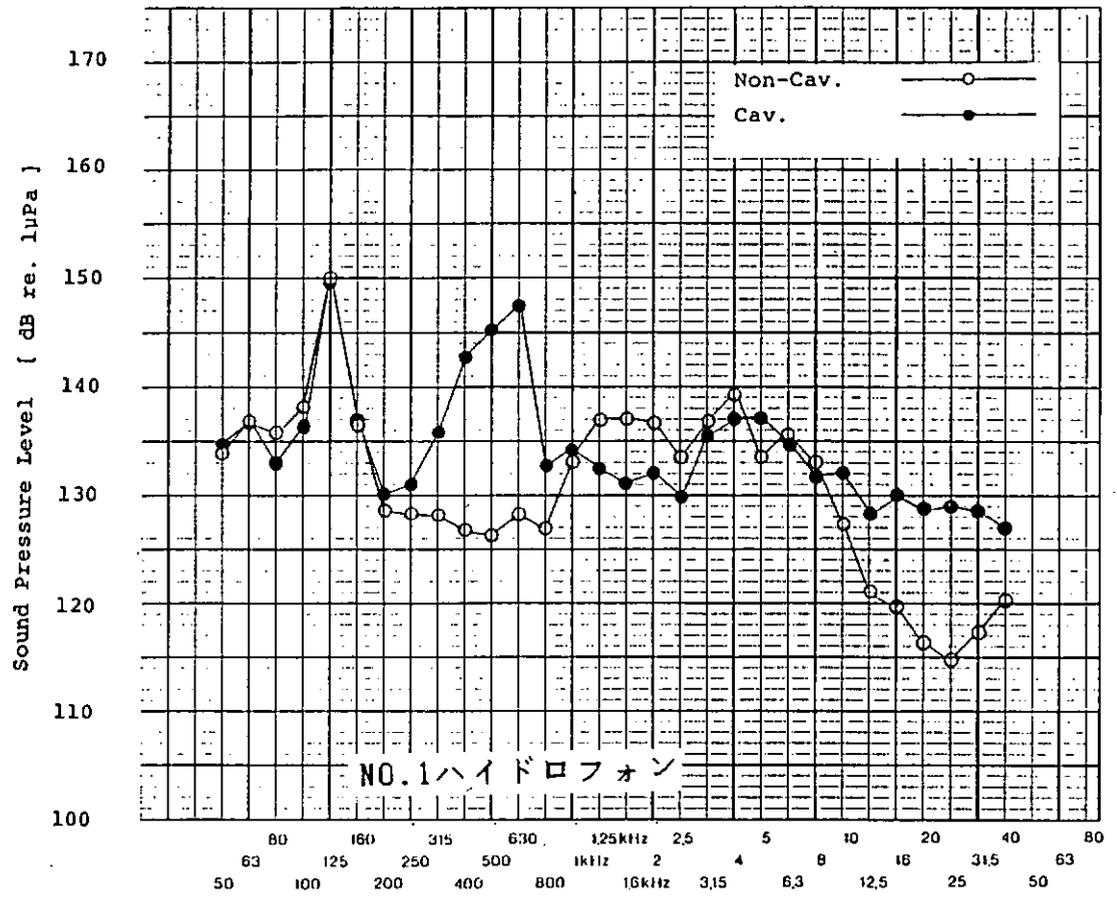
J=0.60  
n=25 rps

Non-  
Cavitation

J=0.603  
K<sub>T</sub>=0.218  
10K<sub>Q</sub>=0.354  
σ<sub>N</sub>=0.546

Cavitation

J=0.601  
K<sub>T</sub>=0.223  
10K<sub>Q</sub>=0.361  
σ<sub>N</sub>=0.185  
α<sub>S</sub>(%)=45  
T<sub>W</sub>(°C)=24.1



1/3 Octave Band  
Spectrum

Sydney  
Express

Model  
Experiment

J=0.60  
n=25 rps

Non-  
Cavitation

J=0.603  
K<sub>T</sub>=0.233  
10K<sub>Q</sub>=0.371  
σ<sub>N</sub>=0.542

Cavitation

J=0.601  
K<sub>T</sub>=0.235  
10K<sub>Q</sub>=0.375  
σ<sub>N</sub>=0.182  
α<sub>S</sub>(%)=45  
T<sub>W</sub>(°C)=23.7

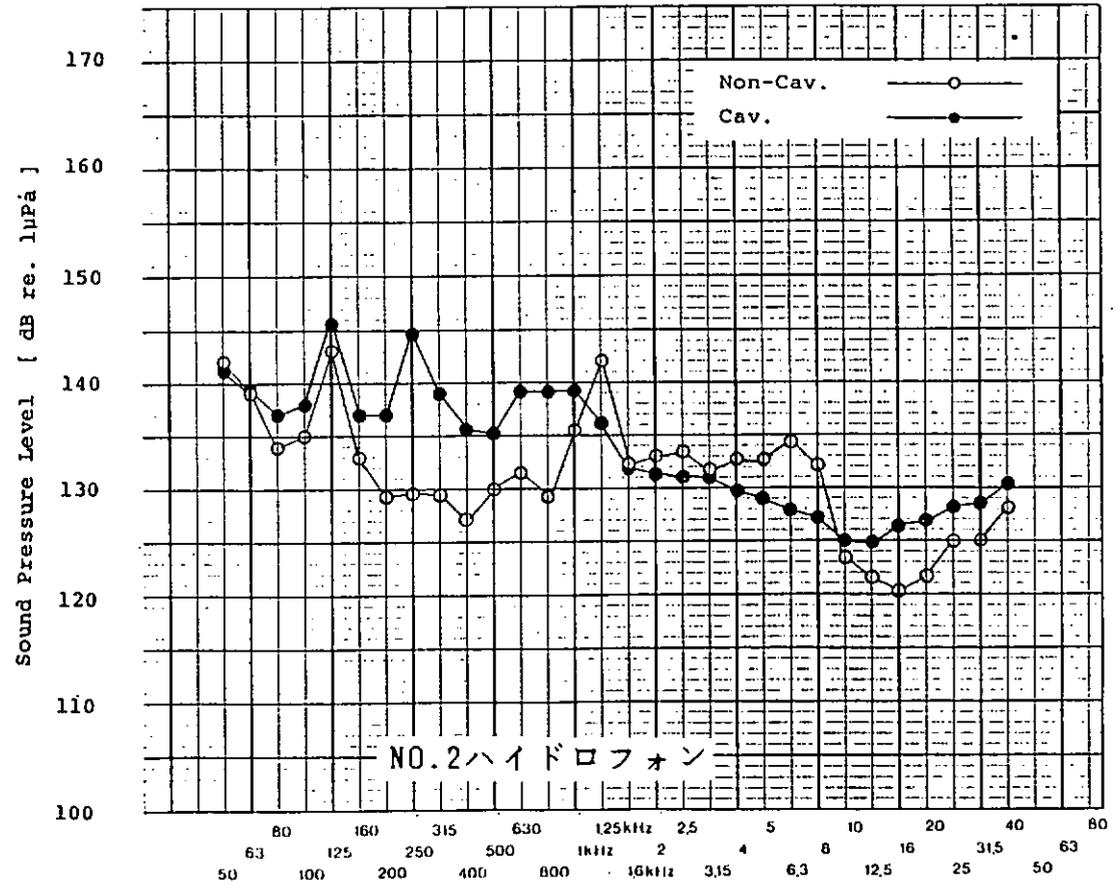


FIG.3.3.5.3 キャビテーション騒音計測結果 J = 0.6

1/3 Octave Band  
Spectrum

Sydney  
Express

Model  
Experiment

J=0.70

n=25 rps

Non-  
Cavitation

J=0.700

$K_T=0.183$

$10K_Q=0.305$

$\sigma_N=0.545$

Cavitation

J=0.704

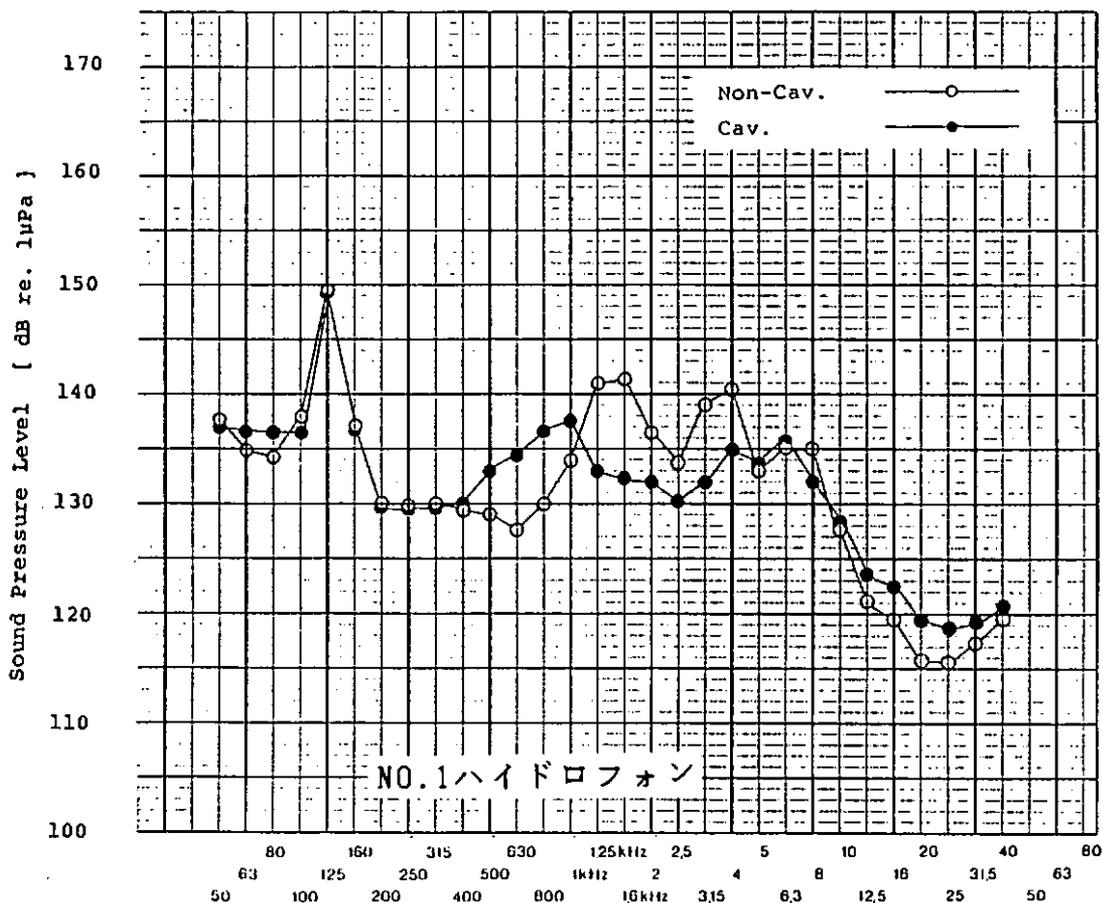
$K_T=0.182$

$10K_Q=0.305$

$\sigma_N=0.186$

$\alpha_S(\%)=45$

$T_W(^\circ C)=24.1$



1/3 Octave Band  
Spectrum

Sydney  
Express

Model  
Experiment

J=0.70

n=25 rps

Non-  
Cavitation

J=0.701

$K_T=0.184$

$10K_Q=0.310$

$\sigma_N=0.541$

Cavitation

J=0.697

$K_T=0.184$

$10K_Q=0.309$

$\sigma_N=0.183$

$\alpha_S(\%)=45$

$T_W(^\circ C)=23.7$

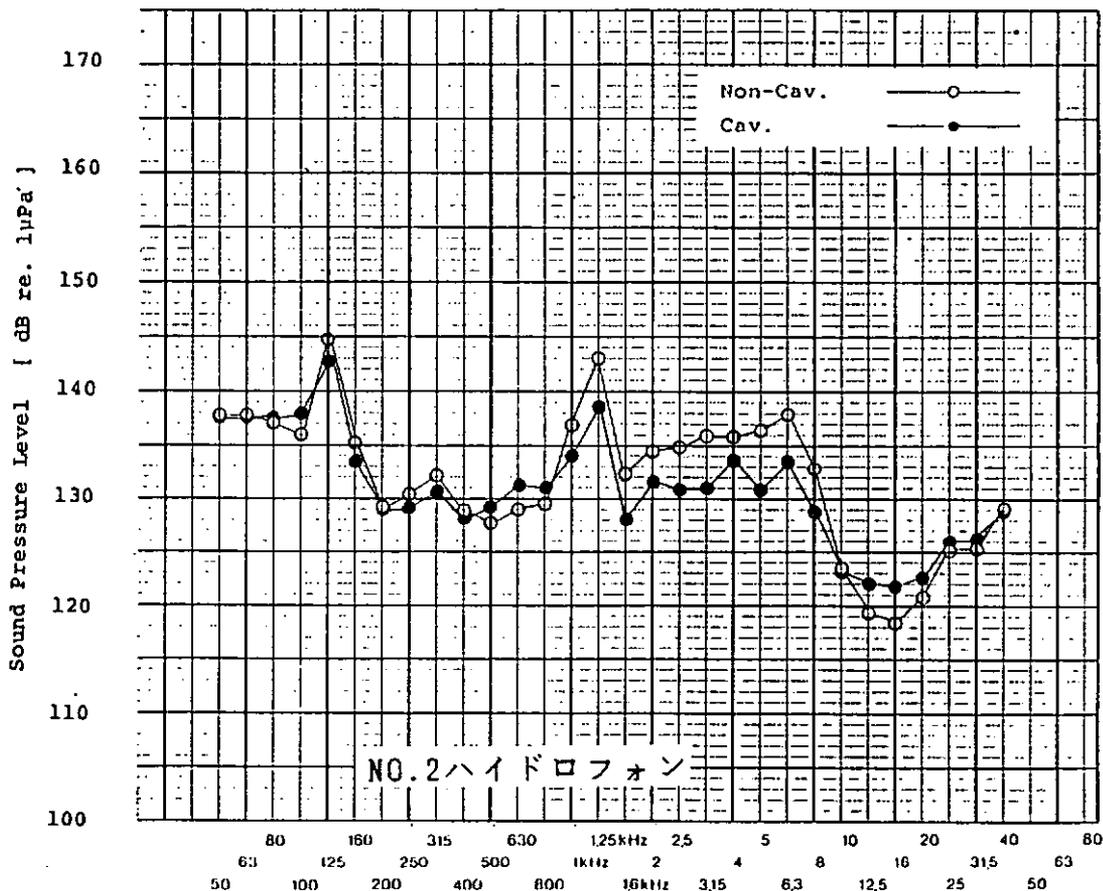


FIG.3.3.5.4 キャビテーション騒音計測結果

J = 0.7

1/3 Octave Band  
Spectrum

Sydney  
Express

Model  
Experiment

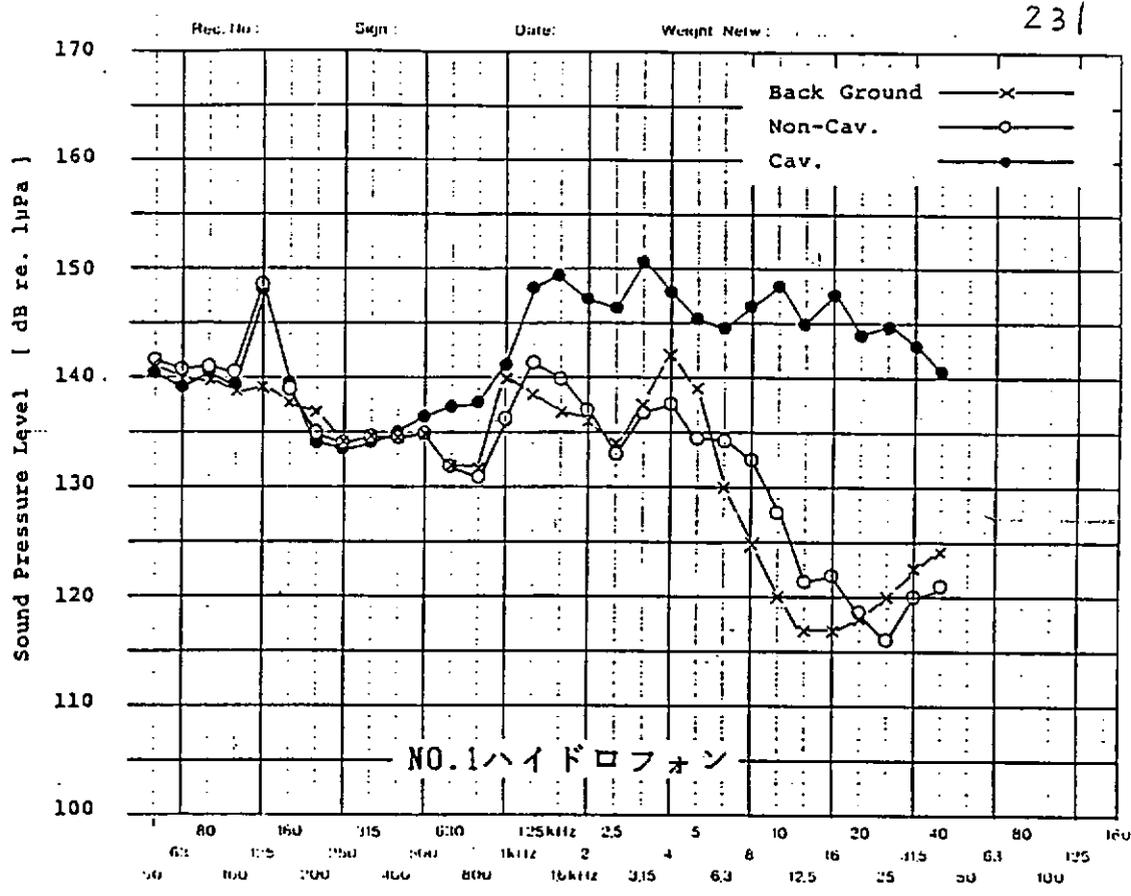
J=0.90  
n=25 rps

Non-  
Cavitation

J=0.901  
K<sub>T</sub>=0.082  
10K<sub>Q</sub>=0.172  
σ<sub>N</sub>=0.545

Cavitation

J=0.900  
K<sub>T</sub>=0.084  
10K<sub>Q</sub>=0.178  
σ<sub>N</sub>=0.186  
%α<sub>S</sub>(%)=45  
T<sub>w</sub>(°C)=24.1



1/3 Octave Band  
Spectrum

Sydney  
Express

Model  
Experiment

J=0.90  
n=25 rps

Non-  
Cavitation

J=0.900  
K<sub>T</sub>=0.092  
10K<sub>Q</sub>=0.189  
σ<sub>N</sub>=0.541

Cavitation

J=0.897  
K<sub>T</sub>=0.091  
10K<sub>Q</sub>=0.187  
σ<sub>N</sub>=0.184  
%α<sub>S</sub>(%)=45  
T<sub>w</sub>(°C)=23.7

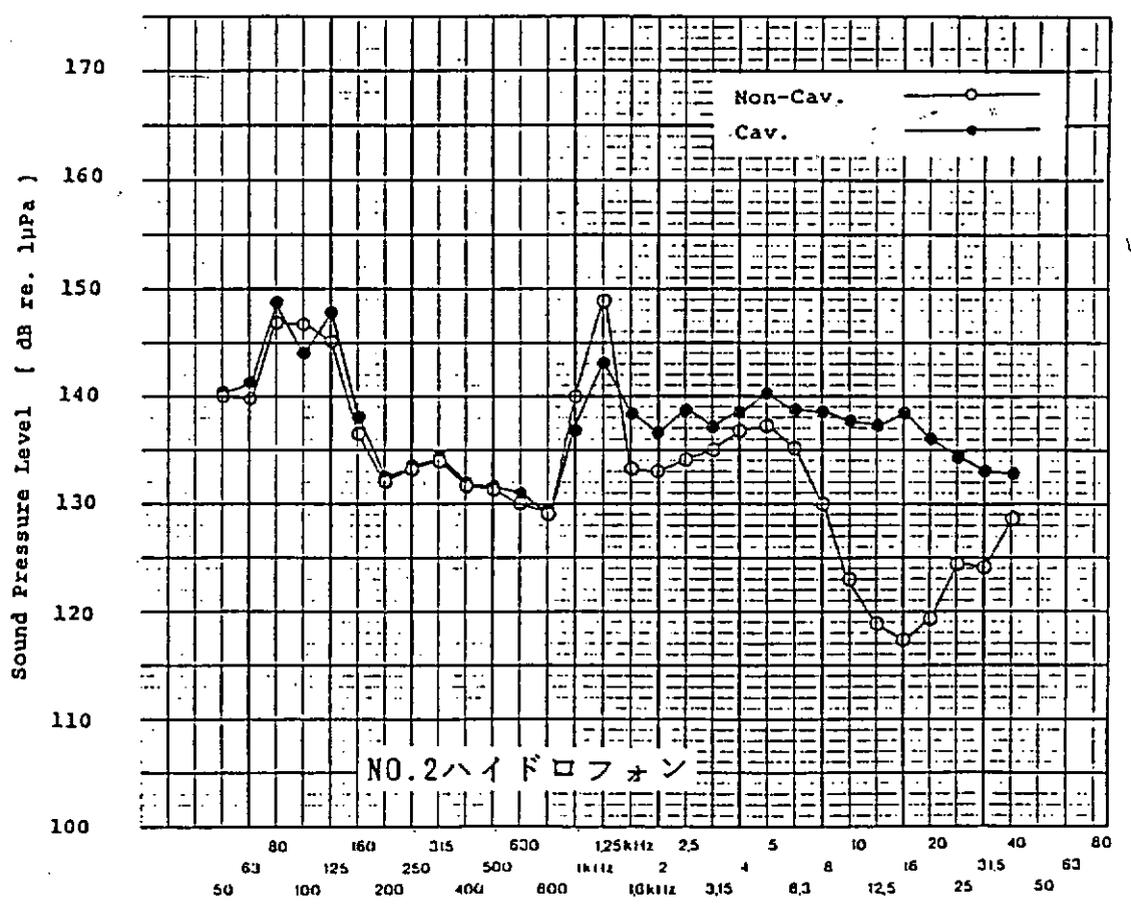


FIG.3.3.5.5 キャビテーション騒音計測結果 J = 0.9

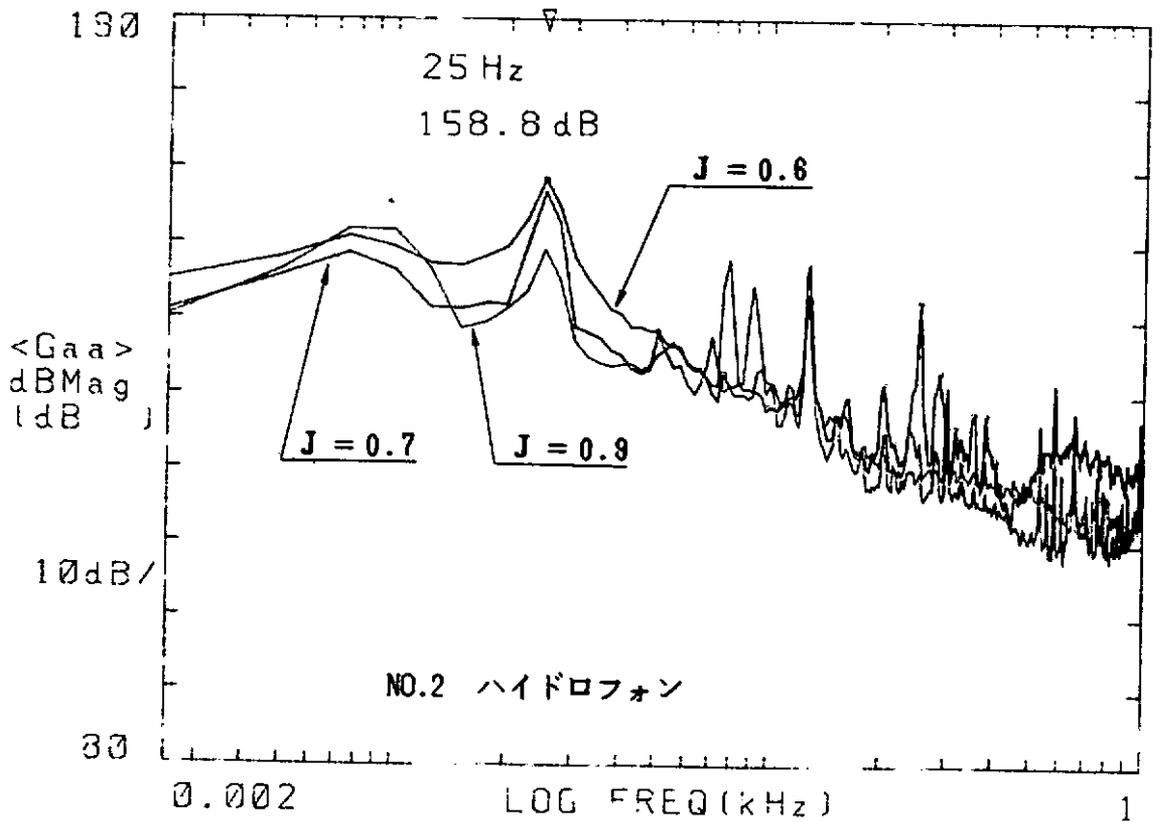
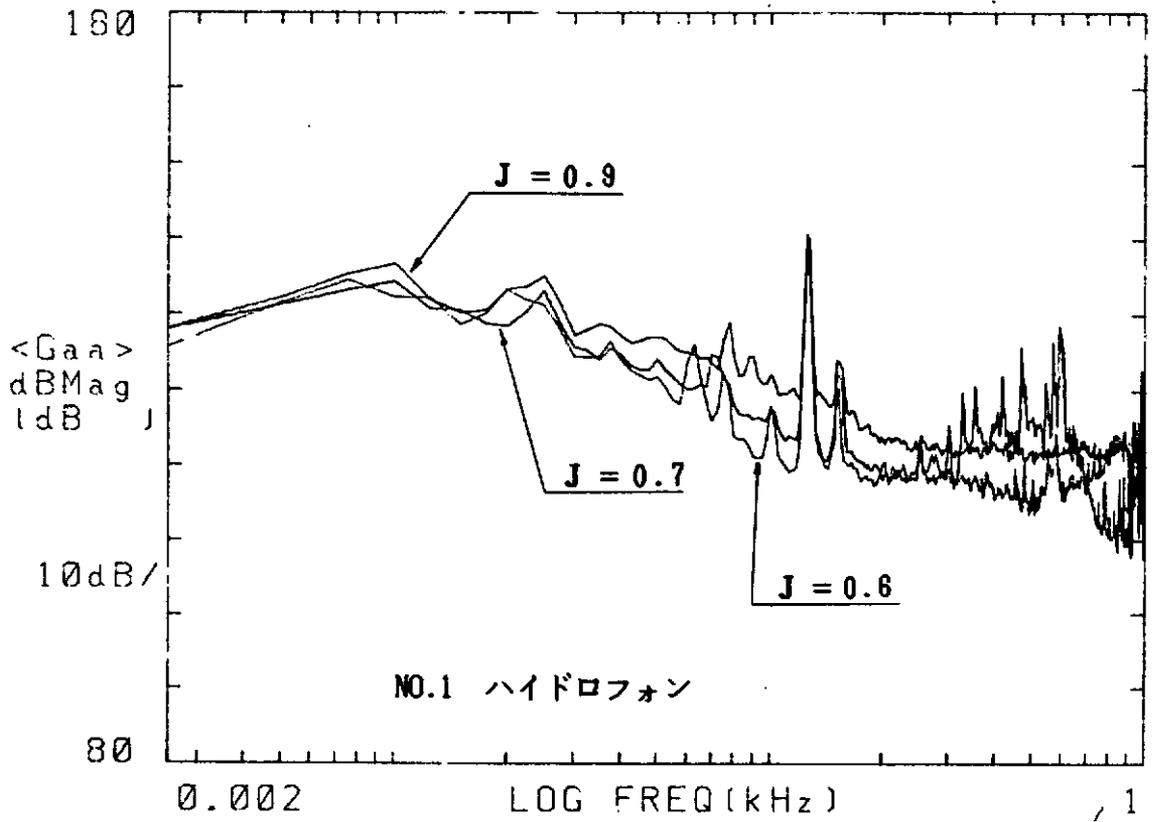


FIG.3.3.5.6 前進率 (J) による狭帯域スペクトラムの変化

### 3. 3. 6 均一流中での騒音計測 IV (石川島播磨重工業)

#### (1) 試験法

1. 動力計 : K&R J25。上流側から駆動される。

#### 2. 試験状態

前進常数 :  $J=0.6, 0.7, 0.9$

キャビテーション数 :  $\sigma_n^* = 0.185$

背景雑音 (アイドルボス状態)

Non-Cavitation状態

プロペラ回転数 :  $n=25.00\text{rps}$

空気含有率 :  $\alpha/\alpha_s = 0.4$

#### 3. ハイドロフォンの位置と計測システム

No. 1及びNo. 2ハイドロフォンの位置をFig. 3. 3. 6. 1に示す。No. 1ハイドロフォンの受感部中心はプロペラの $0.7R$ のG. L. 直上に位置する。このハイドロフォン上部にはクロムメッキしたスチール製反射板を置いた。また、No. 2ハイドロフォンはプロペラの後方 $4D$ に位置する。Fig. 3. 3. 6. 2に計測システムを示す。

#### (2) 計測結果

##### 1. キャビテーション観測

キャビテーションパターンのスケッチをFig. 3. 3. 6. 3に示す。

$J=0.6$ では安定したシートキャビテーションとチップボルテックスキャビテーションが発生した。 $J=0.7$ ではチップボルテックスキャビテーションの初生に対応し、間欠的なチップボルテックスキャビテーションが発生した。 $J=0.9$ では安定したフェイスキャビテーションが発生した。

##### 2. キャビテーション騒音計測

騒音計測結果をFig. 3. 3. 6. 4-6に示す。各図には背景雑音、Non-Cav. 状態及び $\sigma_n^* = 0.185$ における騒音が示されている。中心周波数 $63\text{Hz}-100\text{kHz}$ の範囲で $1/3$ オクターブバンド解析を行なっている。

騒音計測結果をみると、計測器装置も含めたキャビテーショントンネル固有のいくつかの周波数で高い音圧レベルを示している。この内、

No. 1位置の $100\text{Hz}$ でのピークはNo. 1ハイドロフォン用配線の電気ノイズである。また、No. 2位置の $400\text{Hz}$ でのピークは治具を含んだNo. 2ハイドロフォン系固有のものと思われる。さらに、

Non-Cav. 状態の $6.3\text{kHz}$ ではトンネルSingingが起こり

高い音圧レベルになった。今回の試験は各機関のキャビテーションタンネルによる比較試験なので規定された条件で実施した。しかし、通常の騒音計測はタンネル固有のピークを避けて作動条件を設定するのが普通である。このようなタンネル固有の周波数を除いて音圧レベルを考察してみる。

No. 1位置の計測結果をみると、160Hz以下は背景雑音が大きいの  
で背景雑音、Non-Cav. 状態及びCav. 状態との間の差が少ない。  
200Hz以上では背景雑音、Non-Cav. 状態、Cav. 状態の順に  
音圧レベルが上昇し、その上昇レベルは $J=0.6$ で5-10dB及び  
5-20dB、 $J=0.7$ では2-5dB及び5-20dB、また、  
 $J=0.9$ では上昇度が明瞭になり、それぞれ、5-27dB及び  
5-20dBとなっている。

No. 2の計測結果をみると、No. 1位置に比べて2KHz以下の  
音圧レベルが全体的に高い。これはNo. 1ハイドロフォンがタンネル外  
据付型、No. 2ハイドロフォンがタンネル内直結型のためである。

400Hz以下ではNon-Cav. 状態とCav. 状態との差が顕著に  
現われていない。その他の周波数域での傾向はNo. 1と同じである。  
次にタンネル系の影響が小さいと思われる中心周波数40KHzで  
各キャビテーション状態の音圧レベルを比較してみると、 $J=0.6$ の  
シートキャビテーション発生時の音圧レベルは $J=0.7$ のチップホルテッ  
クスキャビテーション発生時とほぼ同じである。一方、それらに比べ  
 $J=0.9$ のフェースキャビテーション発生時の音圧レベルは約10dB  
高い。

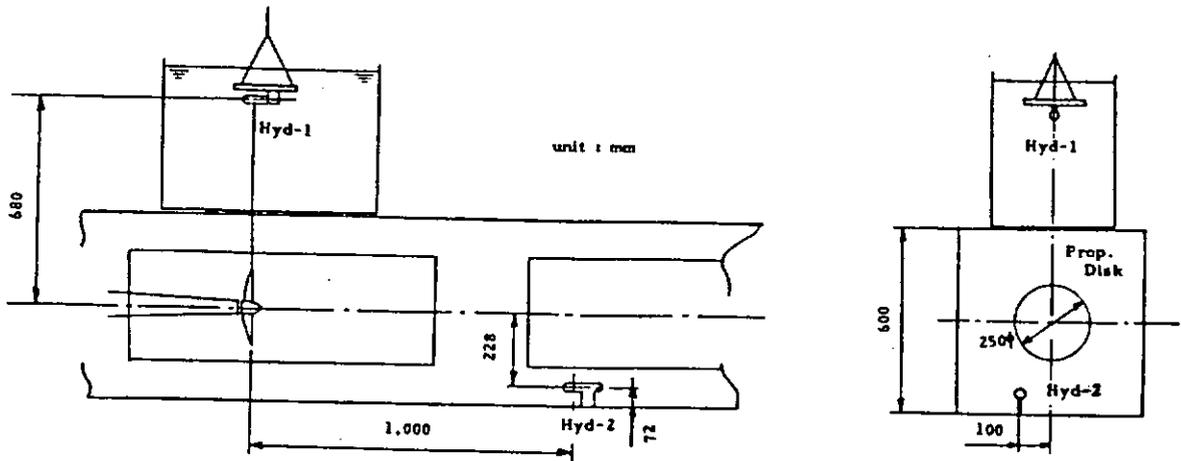


Fig. 3. 3. 6. 1 ハイドロフォンの位置

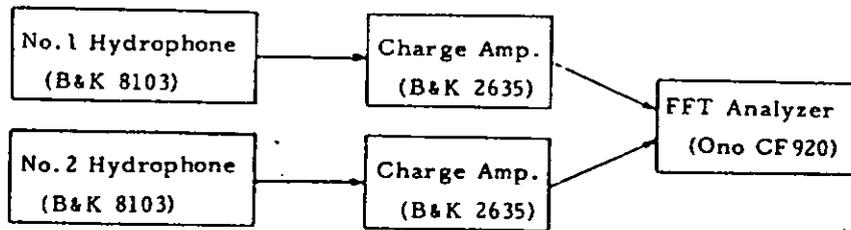
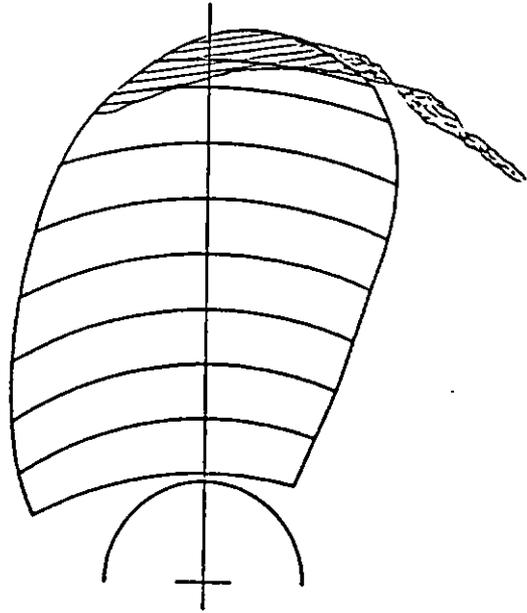
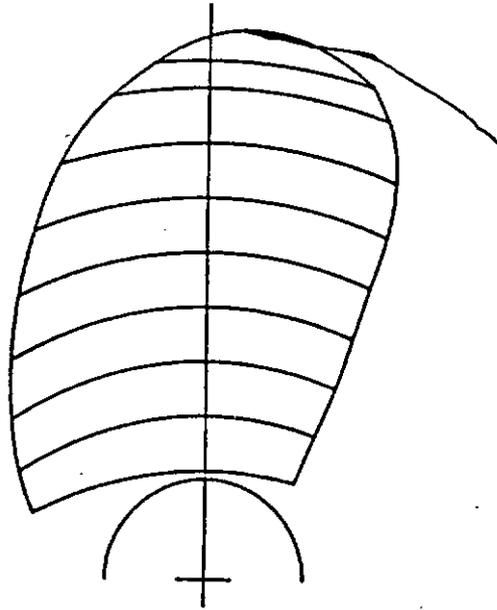


Fig. 3. 3. 6. 2 計測システム

$J=0.6$   
 $n=25.0$   
 $\sigma^*=0.185$   
 $K_T=0.237$



$J=0.7$   
 $n=25.0$   
 $\sigma^*=0.185$   
 $K_T=0.190$



$J=0.9$   
 $n=25.0$   
 $\sigma^*=0.185$   
 $K_T=0.092$

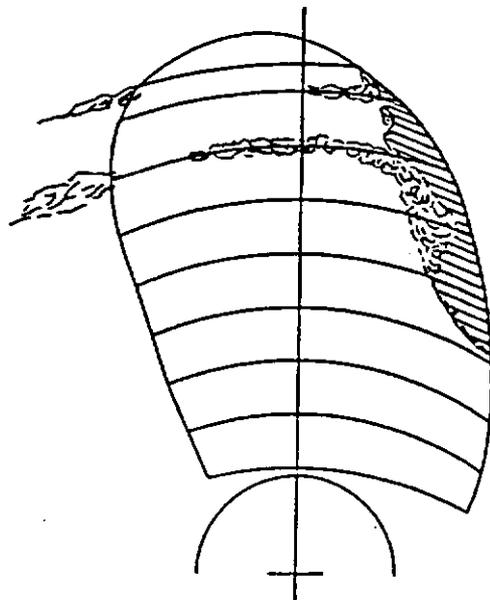


Fig. 3.3.6.3 キャビテーションパターン

Measurement of Propeller Noise  
in An Uniform Flow

1/3 Octave Band Spectrum

"Sydney Express" Propeller  
M.P.NO.250 (SRI)

J = 0.6

$\sigma_n = 1.826$

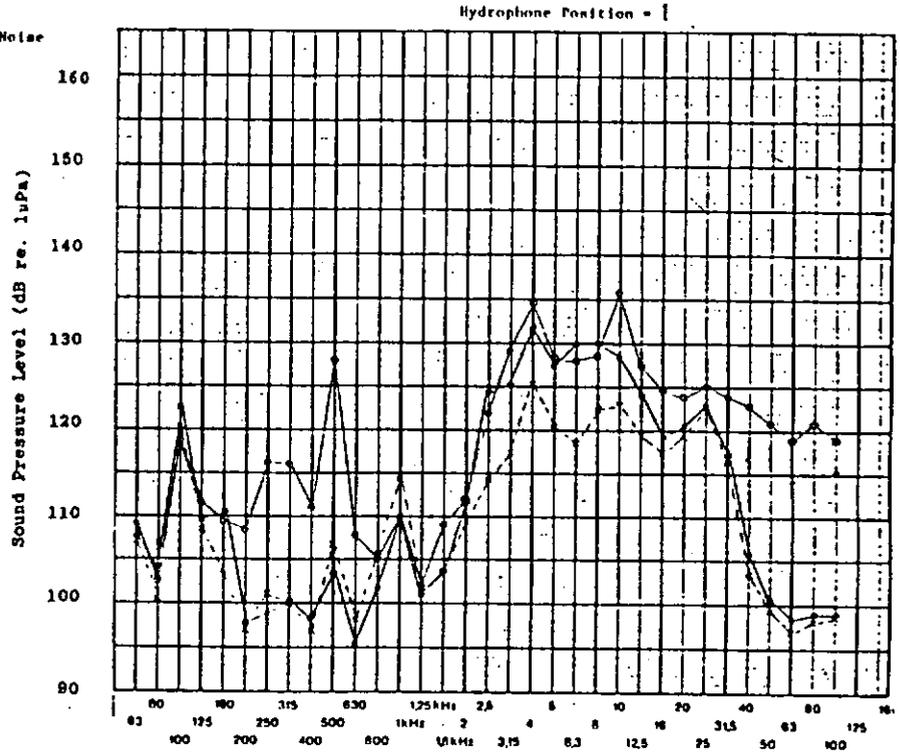
$\sigma_n^* = 0.185$

n = 25.0

$\alpha/\alpha_0 = 0.4$

$$\sigma_n^* = (P_s - P_v) / \frac{1}{2} \rho (v n D)^2$$

Background      - - - X - - -  
Non-cavitating    - ● -  
Cavitating        - ○ -



Measurement of Propeller Noise  
in An Uniform Flow

1/3 Octave Band Spectrum

"Sydney Express" Propeller  
M.P.NO.250 (SRI)

J = 0.6

$\sigma_n = 1.826$

$\sigma_n^* = 0.185$

n = 25.0

$\alpha/\alpha_0 = 0.4$

$$\sigma_n^* = (P_s - P_v) / \frac{1}{2} \rho (v n D)^2$$

Background      - - - X - - -  
Non-cavitating    - ● -  
Cavitating        - ○ -

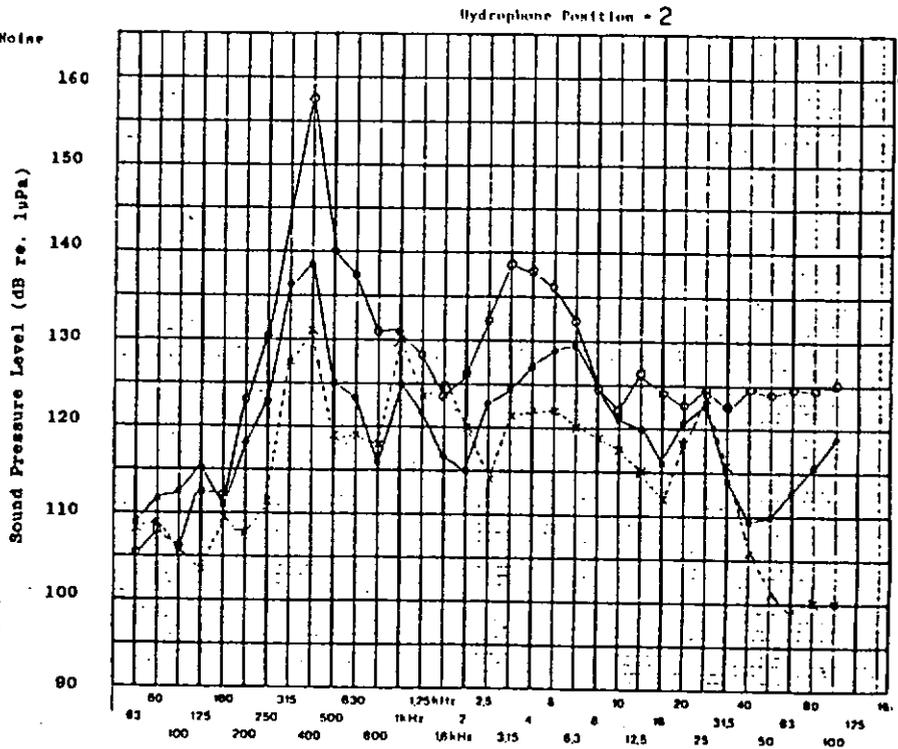


Fig. 3.3.6.4 騒音計測結果 (J=0.6)

Measurement of Propeller Noise  
in An Uniform Flow

1/3 Octave Band Spectrum

"Sydney Express" Propeller  
M.P.NO.250 (SRI)

J = 0.7

$\sigma_n = 1.826$

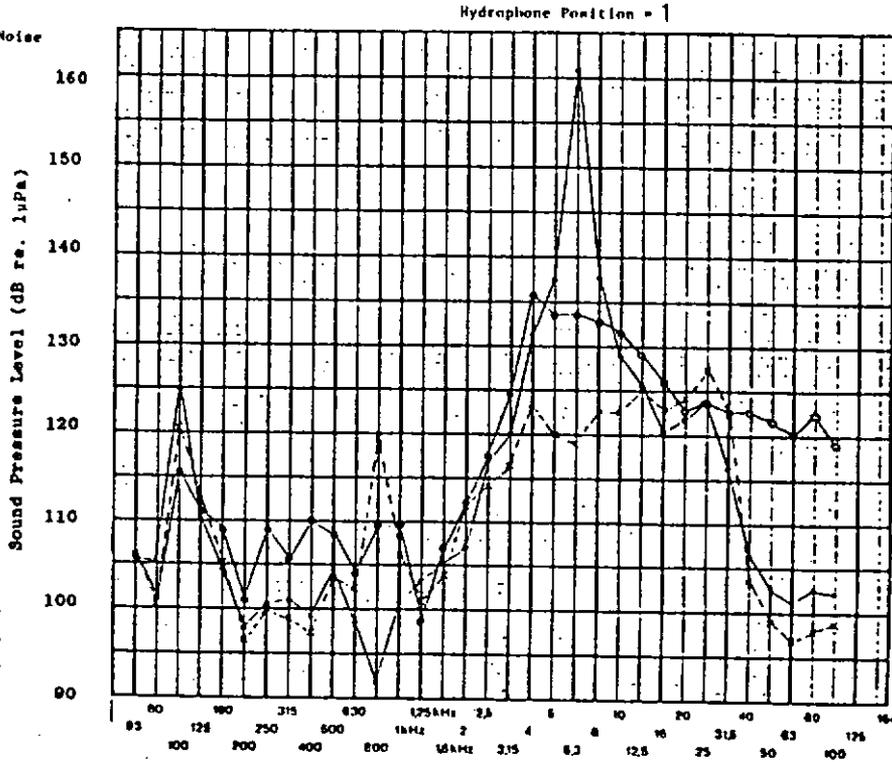
$\sigma_n^2 = 0.185$

$n = 25.0$

$a/a_s = 0.4$

$$\sigma_n^4 = (P_n - P_v) / \frac{1}{2} \rho (\pi n D)^2$$

- Background      - - - x - - -
- Non-cavitating    - - - ● - - -
- Cavitating        - - - ○ - - -



Measurement of Propeller Noise  
in An Uniform Flow

1/3 Octave Band Spectrum

"Sydney Express" Propeller  
M.P.NO.250 (SRI)

J = 0.7

$\sigma_n = 1.826$

$\sigma_n^2 = 0.185$

$n = 25.0$

$a/a_s = 0.4$

$$\sigma_n^4 = (P_n - P_v) / \frac{1}{2} \rho (\pi n D)^2$$

- Background      - - - x - - -
- Non-cavitating    - - - ● - - -
- Cavitating        - - - ○ - - -

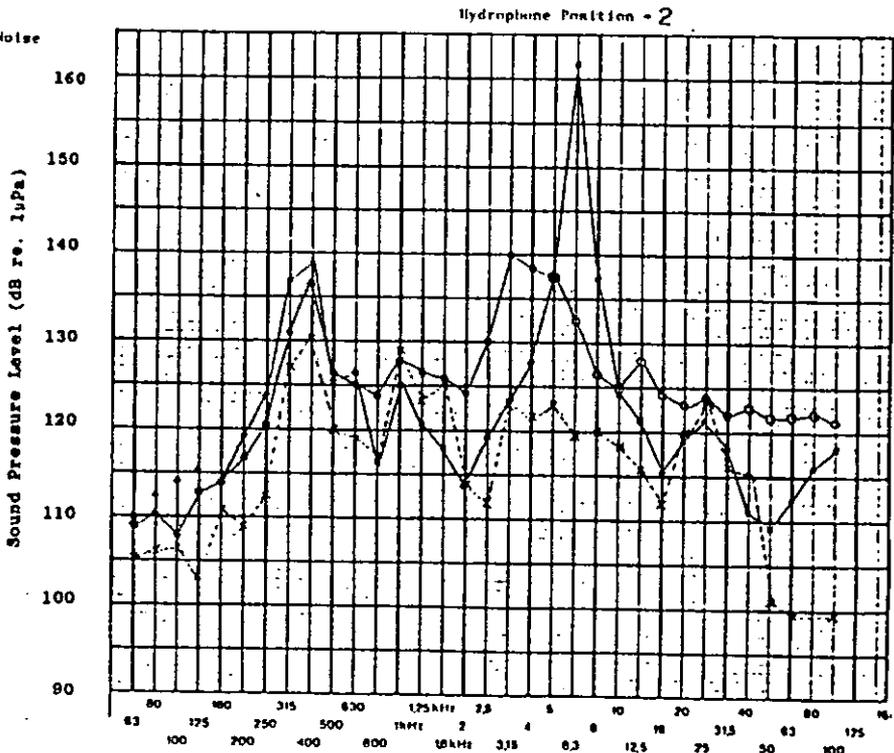


FIG. 3. 3. 6. 5 聲音計測結果 (J=0.7)

Measurement of Propeller Noise  
in An Uniform Flow

1/3 Octave Band Spectrum

"Sydney Express" Propeller  
M.P.NO.250 (SRI)

J = 0.9

$\sigma_n = 1.826$

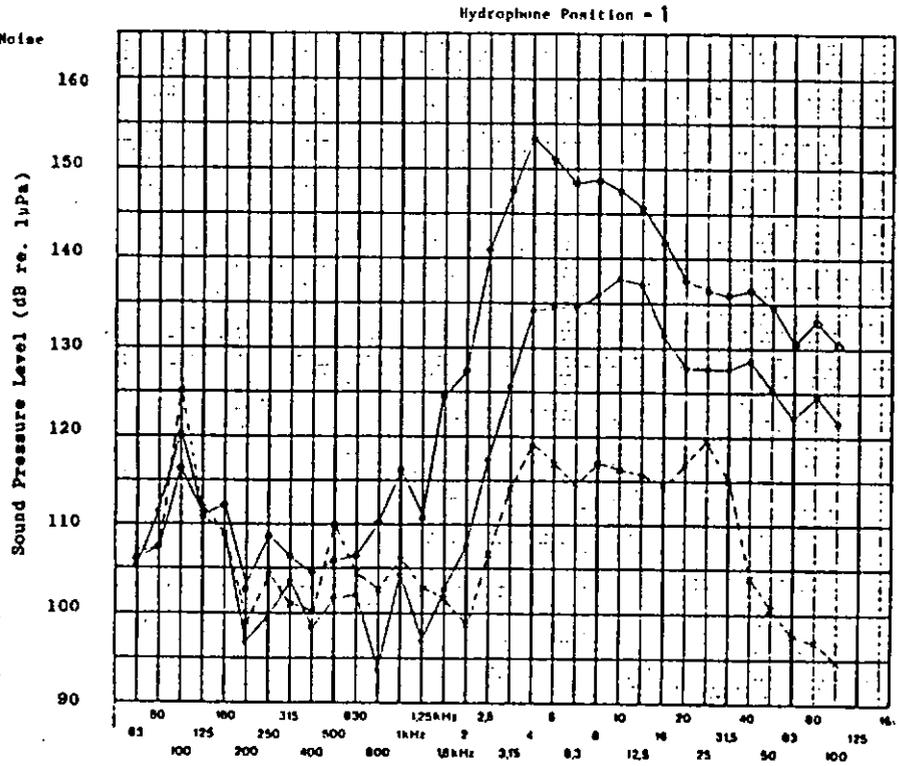
$\sigma_n^* = 0.185$

n = 25.6

$\alpha/\sigma_n = 0.4$

$$\sigma_n^* = (P_s - P_v) / \frac{1}{2} \rho (v \cdot D)^2$$

- Background      - - - x - - -
- Non-cavitating   - - - ● - - -
- Cavitating        - - - ○ - - -



Measurement of Propeller Noise  
in An Uniform Flow

1/3 Octave Band Spectrum

"Sydney Express" Propeller  
M.P.NO.250 (SRI)

J = 0.9

$\sigma_n = 1.826$

$\sigma_n^* = 0.185$

n = 25.0

$\alpha/\sigma_n = 0.4$

$$\sigma_n^* = (P_s - P_v) / \frac{1}{2} \rho (v \cdot D)^2$$

- Background      - - - x - - -
- Non-cavitating   - - - ● - - -
- Cavitating        - - - ○ - - -

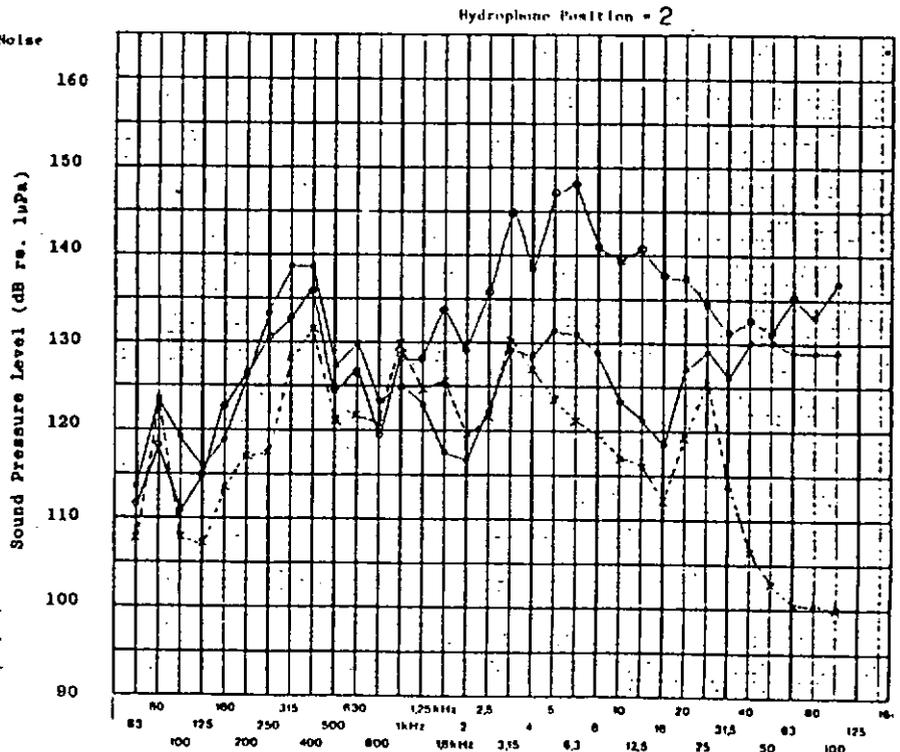


Fig. 3.3.6.6 騒音計測結果 (J=0.9)

### 3.3.7 まとめ

前年度試験を実施した SRI、SRCJ のデータ、及び今年度試験を実施した MHI、UT、ALM、IHI のデータを総合比較すると次の通りである。

#### 1) 試験法

各試験水槽での計測解析条件を Table 3.3.7.1 に示す。

キャビテーションパタンで判断すると、 $J = 0.6, 0.9$  の場合、6 研究所水槽間での差は非常に小さい。但し、 $J = 0.7$  は、チップボルテックスキャビテーションの初生域にあるため、チップボルテックスの太さに幾分差が認められる。

背景騒音とキャビテーション発生時の騒音レベルをみると  $f > 10 \text{ KHz}$  ではどのキャビテーション水槽でも  $S/N$  はとれている ( $10 \text{ dB}$  以上) がこれ以下の周波数では、キャビテーションタンネルによって  $S/N$  が悪い周波数帯域があるので注意を要する。

#### 2) プロペラ面内での放射騒音の比較

Fig.3.3.7.1 ~ 3 にプロペラ真横位置 (H1) で計測したプロペラ騒音レベルの 6 水槽間の比較を示すが、次の事が指摘される。

- (a) チップボルテックスキャビテーションが比較的安定している  $J = 0.6$  の場合 IHI のデータを除くとデータのばらつきは小さく  $\pm 2 \sim 3 \text{ dB}$  ( $f < 3 \text{ KHz}$ ) 程度のばらつきの範囲に入る。
- (b)  $J = 0.9$  でフェースキャビテーションが発生している場合もデータのばらつきは  $\pm 2 \text{ dB}$  の範囲にある。
- (c) チップボルテックスキャビテーションの に近い  $J = 0.7$  は水槽間で比較的データのばらつきが大きい。

なお、IHI のデータは  $f < 5 \text{ KHz}$  領域での騒音レベルが非常に低く、他の 5 つの水槽間のデータの傾向とは異なっている。

### 3) プロペラから 1 m 後方での放射騒音の比較

Fig.3.3.7.4 ~ 6 に、プロペラ後方 1 m 位置 (H2) で計測したプロペラ騒音レベルの 6 水槽間の比較を示す。図中には、ITTCキャビテーション委員会の報告から、375 mmφ 模型プロペラで実施した騒音計測データ (プロペラから 1 m の位置に換算した値) のばらつきの値を示した (詳細には前年度報告書 Table 3.3.5.1 参照)。

次の事が指摘される

- (a)  $J = 0.6$  の場合は、データのばらつきは  $\pm 7$  dB 程度のバンドの中に入る。
- (b) フェースキャビテーションで、騒音計測位置へのチップボルテックスキャビテーションの影響が少ない  $J = 0.9$  の場合データのばらつきは更に小さく  $\pm 5$  dB 程度となる。
- (c) チップボルテックスキャビテーションの初生に近い  $J = 0.7$  での各水槽間のばらつきは大きい。尚、この場合も IHI のデータは低周波数域 (315 Hz 以下) で騒音レベルが低い値を示しており、他の 5 つの水槽の傾向とは異なっている。
- (d) ITTC の 375 mmφ 模型プロペラの試験データと比較してみると、チップボルテックスキャビテーションの場合 ( $J = 0.6, 0.7$ ) は 250 mmφ 模型プロペラのデータは ITTC データのばらつきの間にきているが、フェースキャビテーションの場合は、250 mmφ 模型プロペラによる騒音レベルの方が一様に低い。

### 4) 背景雑音について

Fig.3.3.7.7 ~ 10 に  $J = 0.70$ 、Hydorphone No.1 (H1) 及び Hydrophone No.2 (H2) での background noise 及び non-cavitation 状態での騒音レベルの比較を示す。この結果をみると、プロペラを作動させキャビテーションを発生させない状態の方がばらつきが大きい事が分る。いずれにせよ、背景騒音は個々の水槽でいかに異なっているかが明瞭である。また、プロペラ装備の場合と、idle boss 装備の場合とで騒音レベルがあまり変わらない水槽と大幅に変わる水槽とがあり、これは動力計への負荷状態や流速が影響していると考えられる。又、鳴音が発生しているらしい水槽が 1 ヶ所あった。

## 5) まとめ

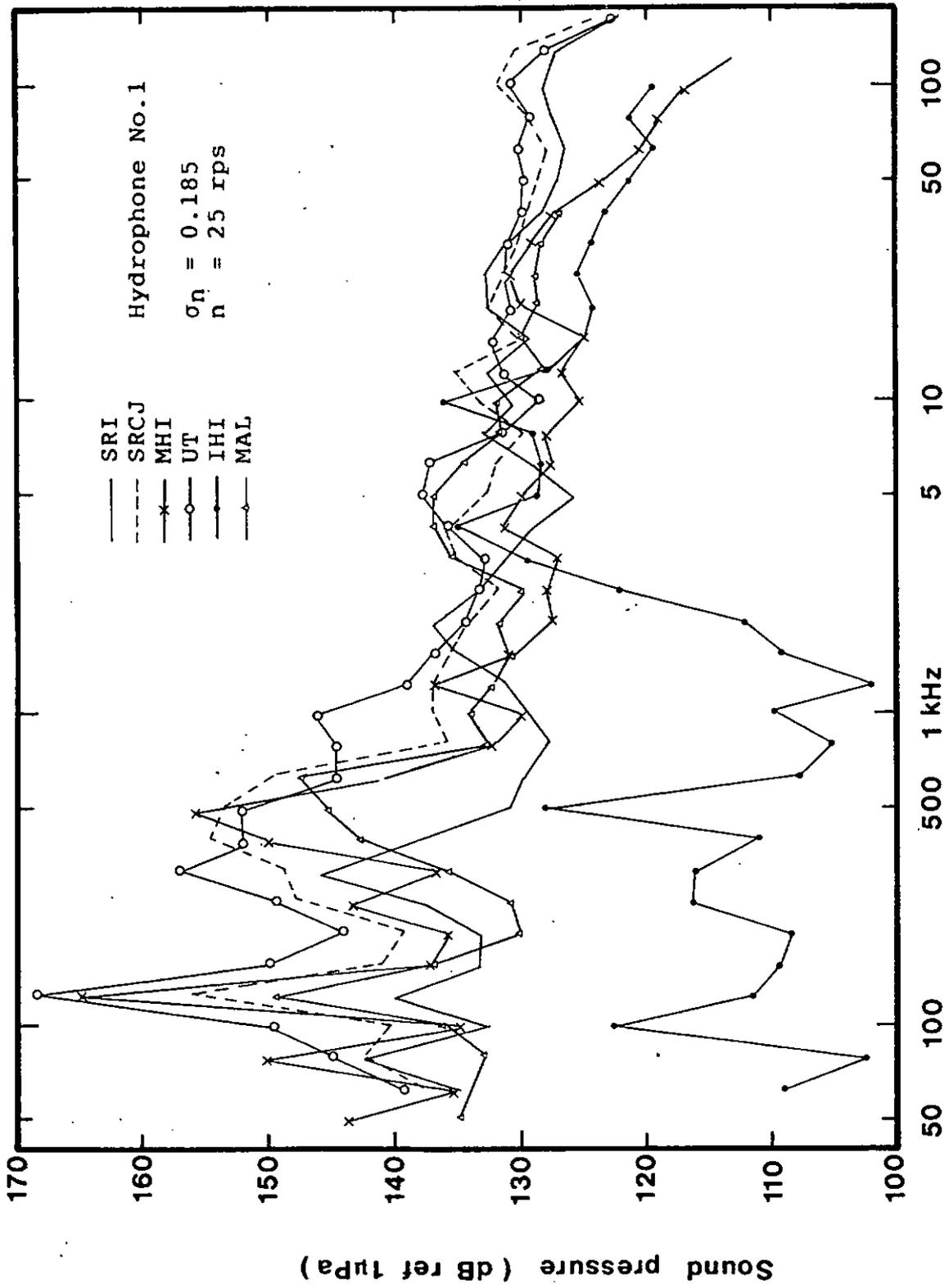
前年度の成果をも踏まえてまとめると次の事が指摘される。

- (a) プロペラキャビテーション騒音源の形状影響（指向性）の調査が今後必要であろう。それはハイドロフォンの配置の選定上有用であろう。
- (b) キャビテーション水槽の低雑音化が必要である。スパイク状の騒音はその源の調査が容易であり、個々の防振対策である程度対応できよう。
- (c) 今回のプロペラキャビテーション騒音計測では側壁影響の差ははっきりしていない。又、キャビテーション水槽の計測部の中でも球面拡散を仮定してよいかどうかには疑問がある。
- (d) 各水槽間で計測したプロペラキャビテーション騒音のばらつきは  $\pm 7$  dB 程度であり、375 mm $\phi$  模型によるテスト結果のばらつきより小さい事がわかった。

Table 3.3.7.1 各キャビテーション水槽での計測解析条件

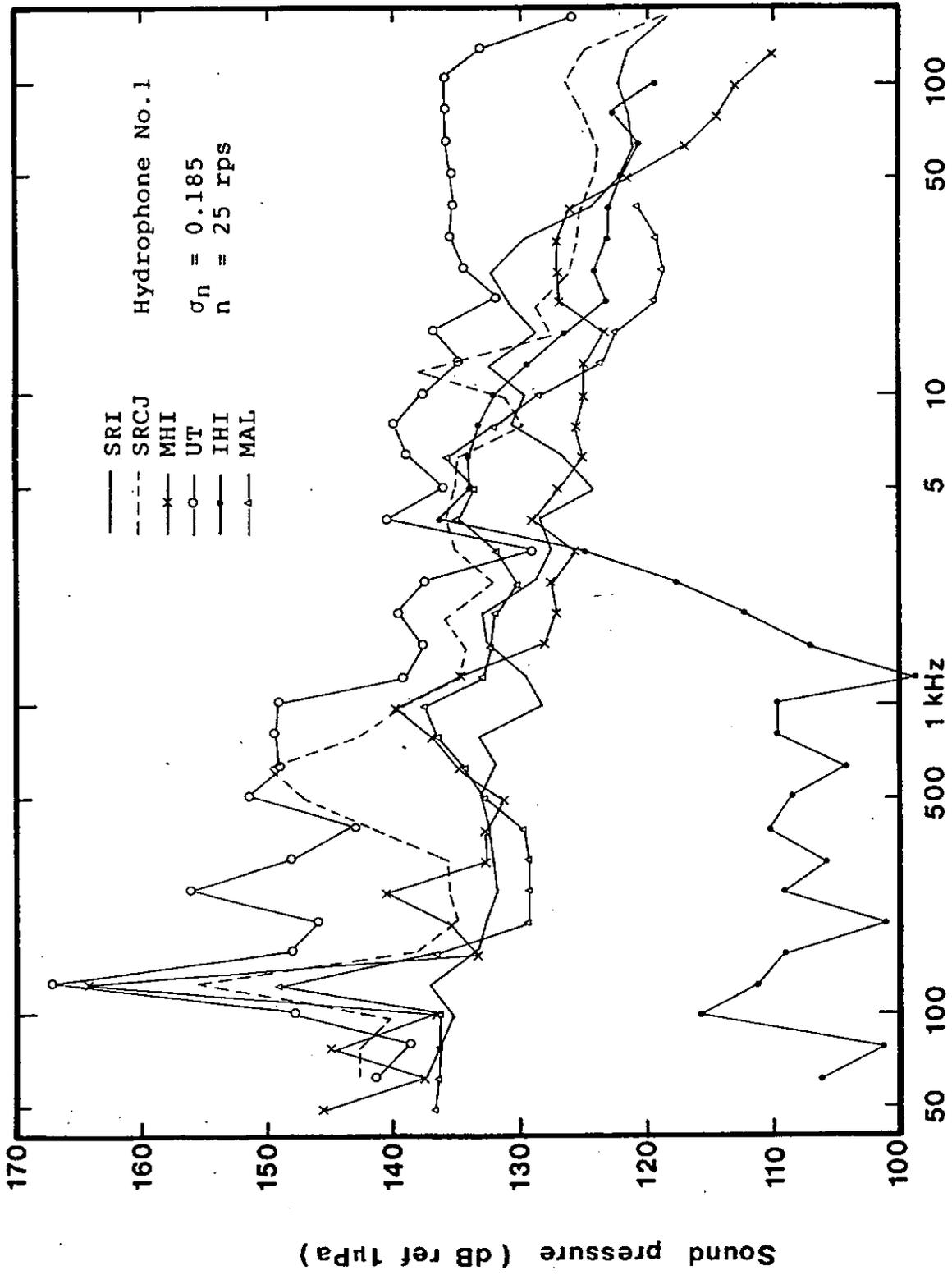
Institute	SRI	SRCJ	MHI	UT	IHI	ALM
Tunnel size (mm)	750 $\phi$	600 $\square$	500 $\square$	450 $\square$	600 $\square$	600 $\square$
Hydrophone arrangement	H1	ICT	ICT	ICT	HB	ICT
	H2	ICT	ICT	ICT	ICT	ICT
Dynamometer arrangement	USS	DSS	USS	DSS	USS	DSS(H1) USS(H2)
Analysis	1/30BPF	FFT	BFT	1/30BPF	FFT	FFT

ICT : Inside of cavitation tunnel HB : Hydrophone box  
 USS : Up-stream side DSS : Down-stream side  
 1/30BPF : 1/2 Octave band pass filter  
 FFT : Fast Fourier Transformer BFT : Band pass filter



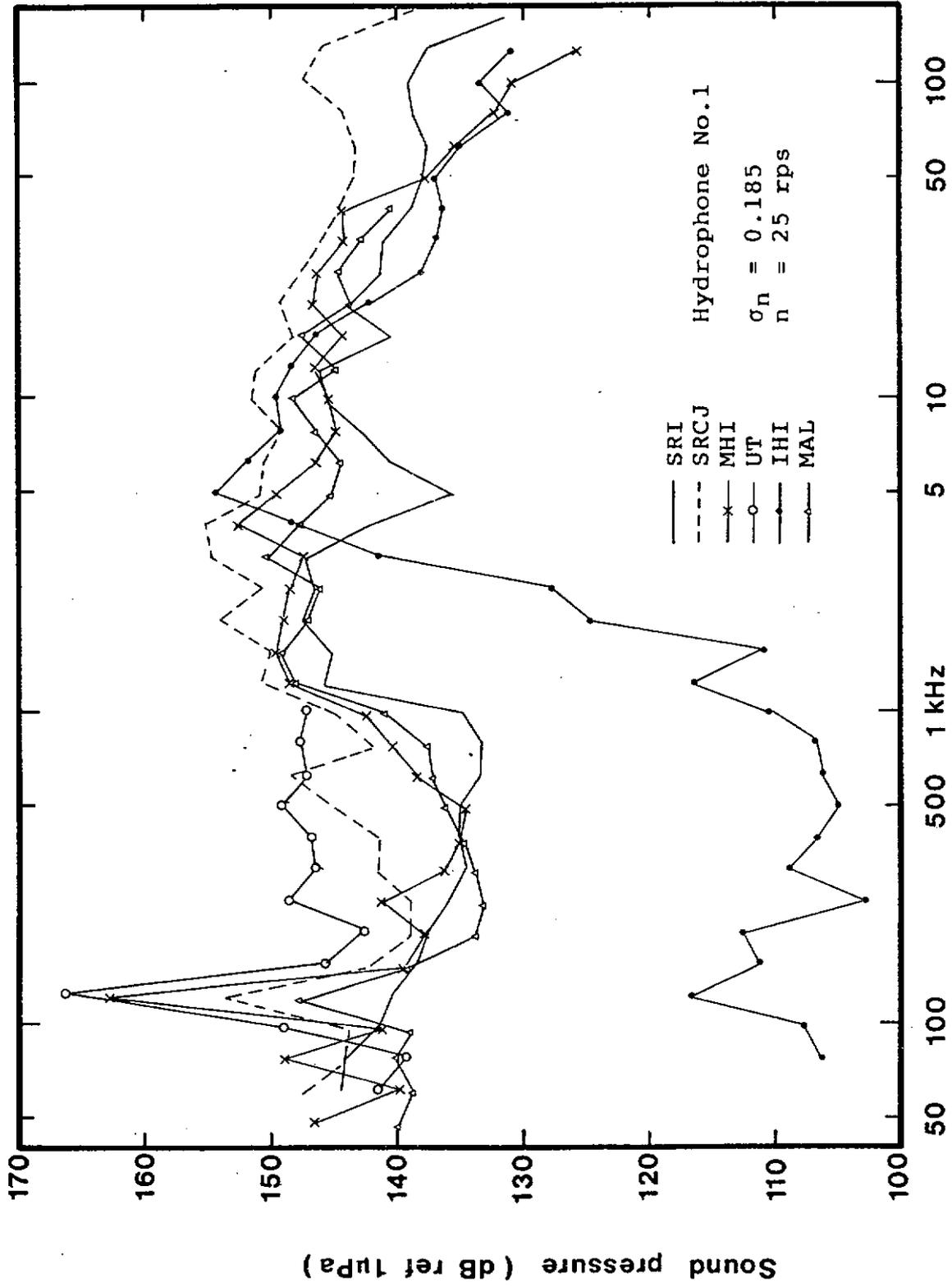
Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.1 プロベラ騒音計測結果の比較 ( $J = 0.6$ )



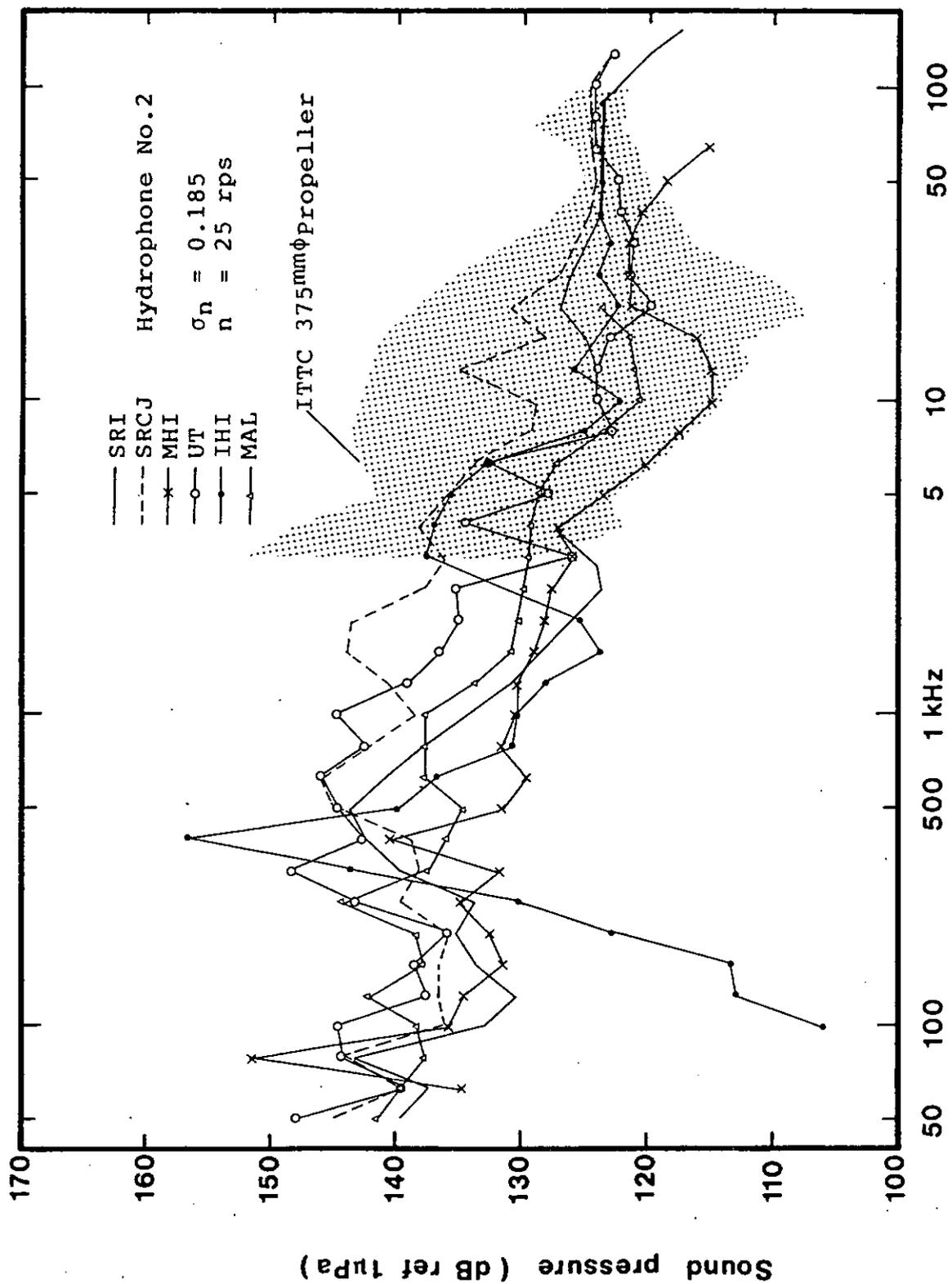
Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.2 プロベラ騒音計測結果の比較 (J = 0.7)



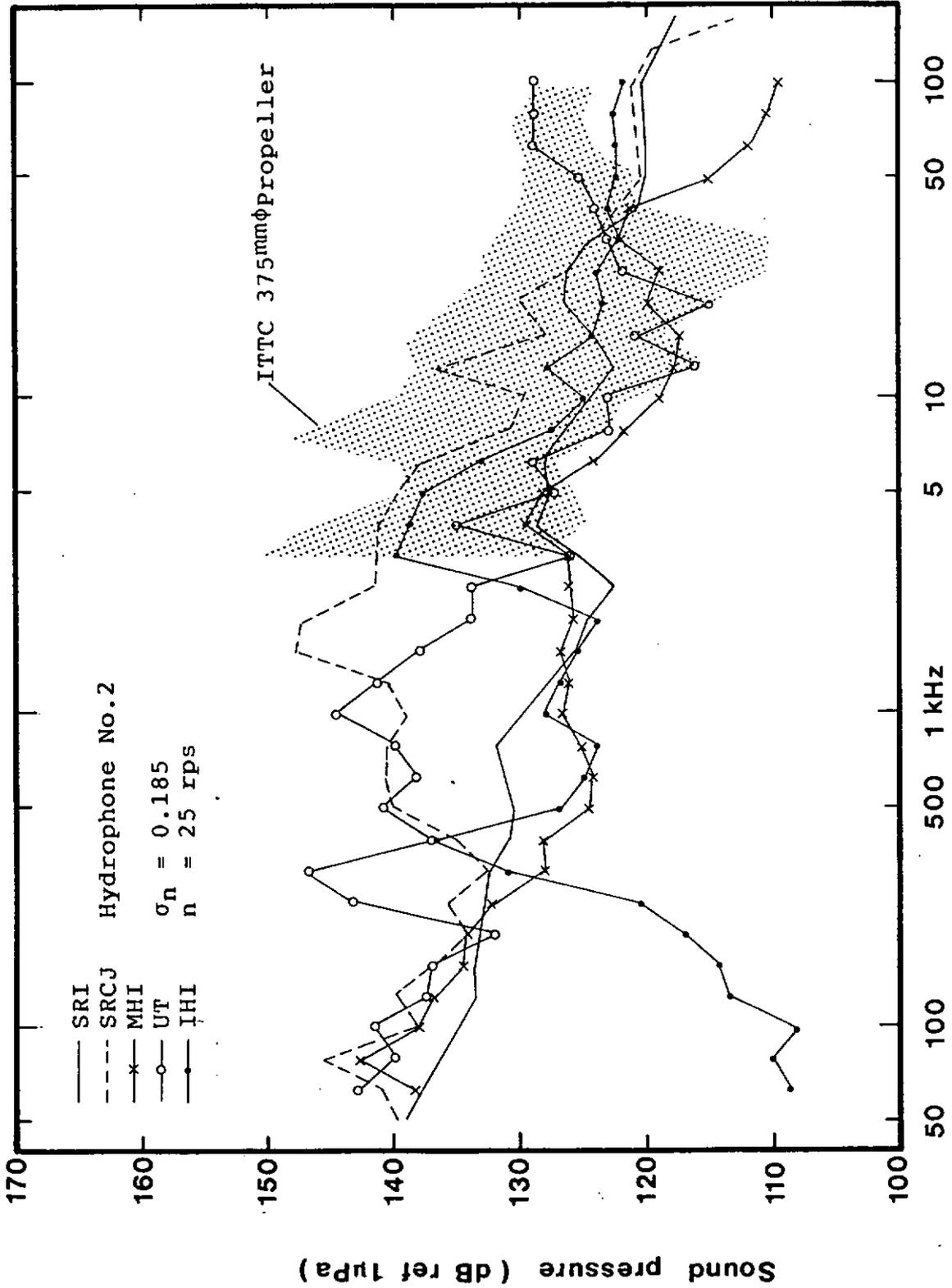
Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.3 アロペラ騒音計測結果の比較 (J = 0.9)



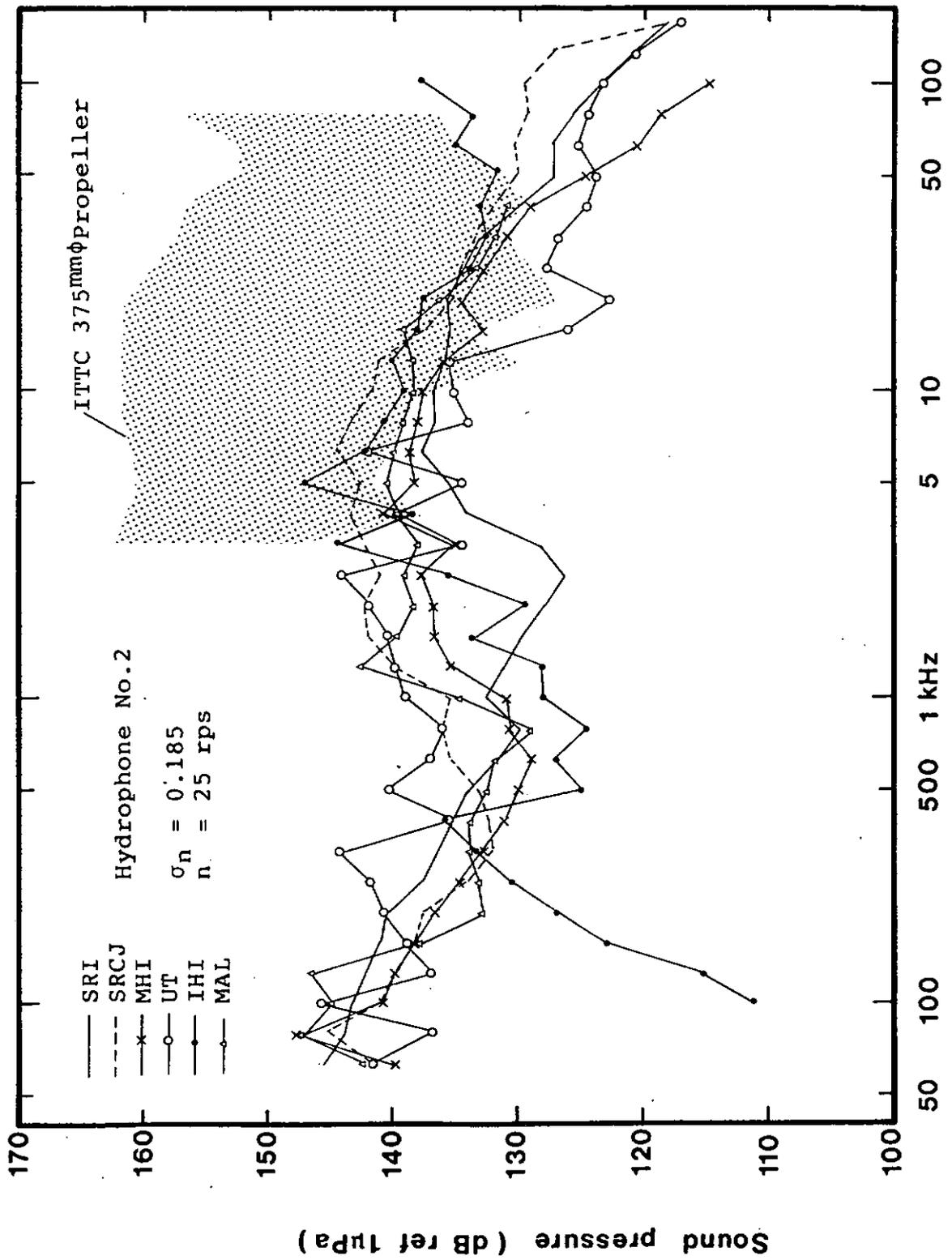
Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.4 プロペラ騒音計測結果の比較 ( $J = 0.6$ )



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.5 プロペラ騒音計測結果の比較 (J = 0.7)



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.6 プロペラ騒音計測結果の比較 (J = 0.9)

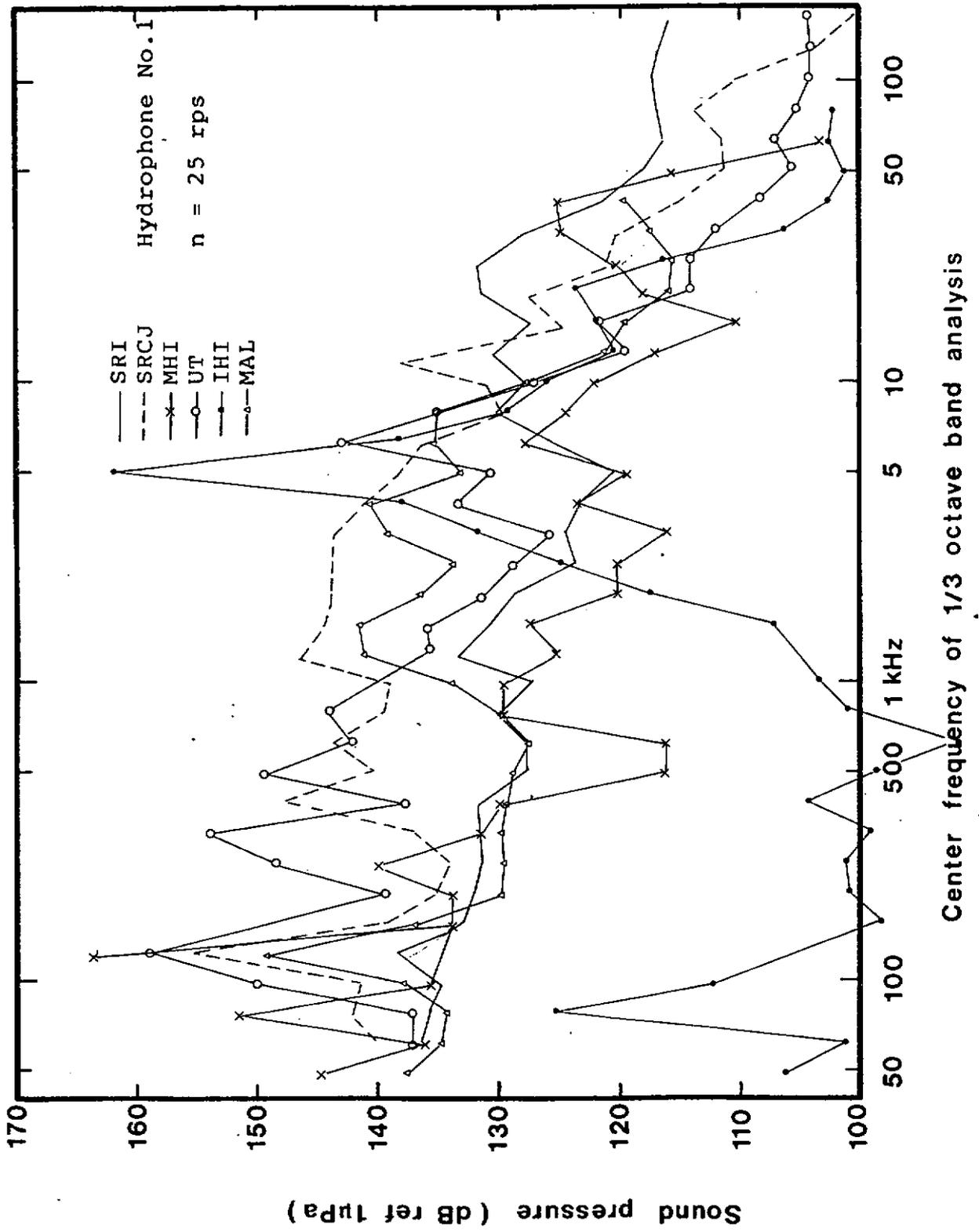
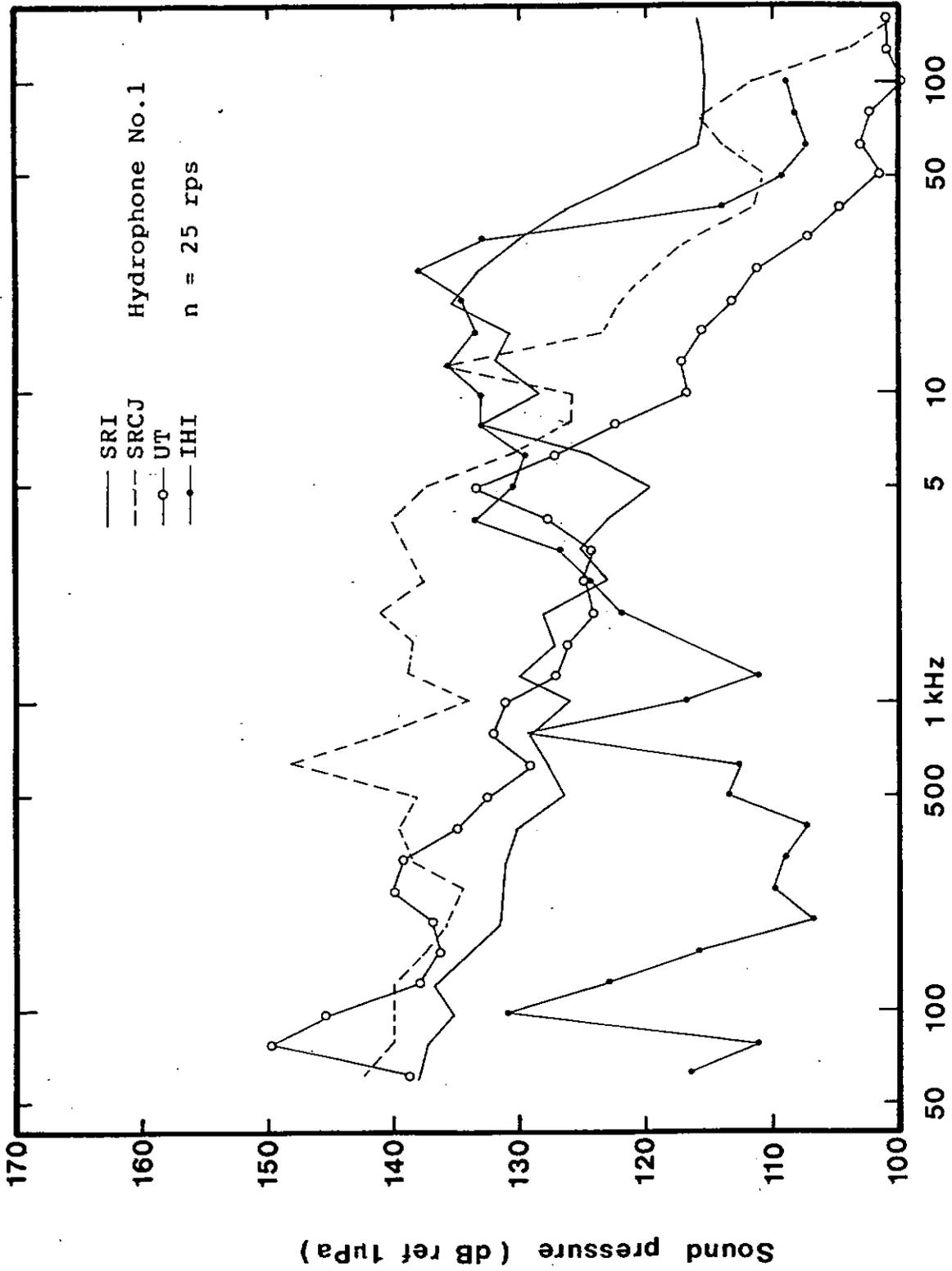
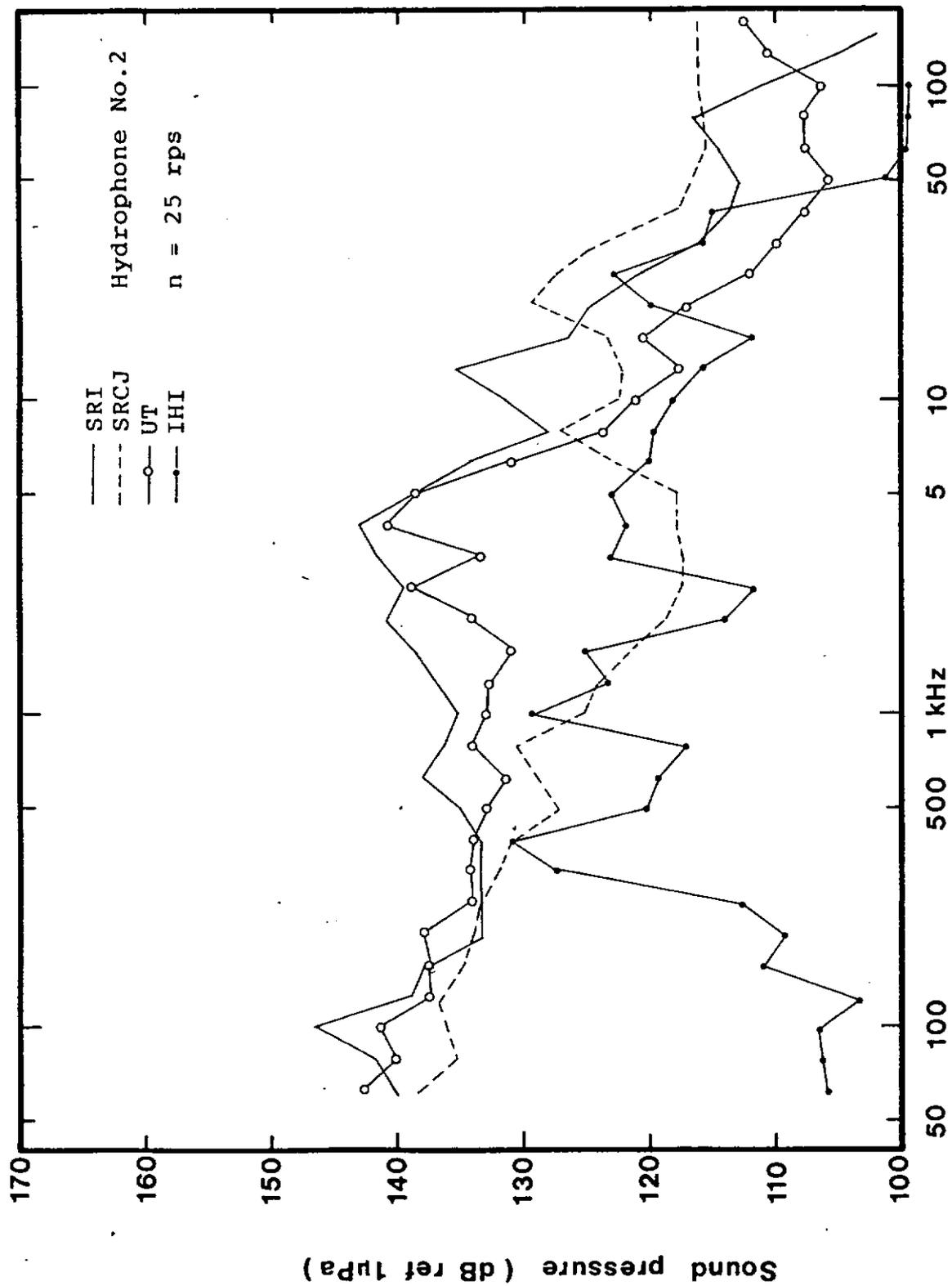


Fig. 3.3.7.7 背景騒音計測結果の比較 (J = 0.7)



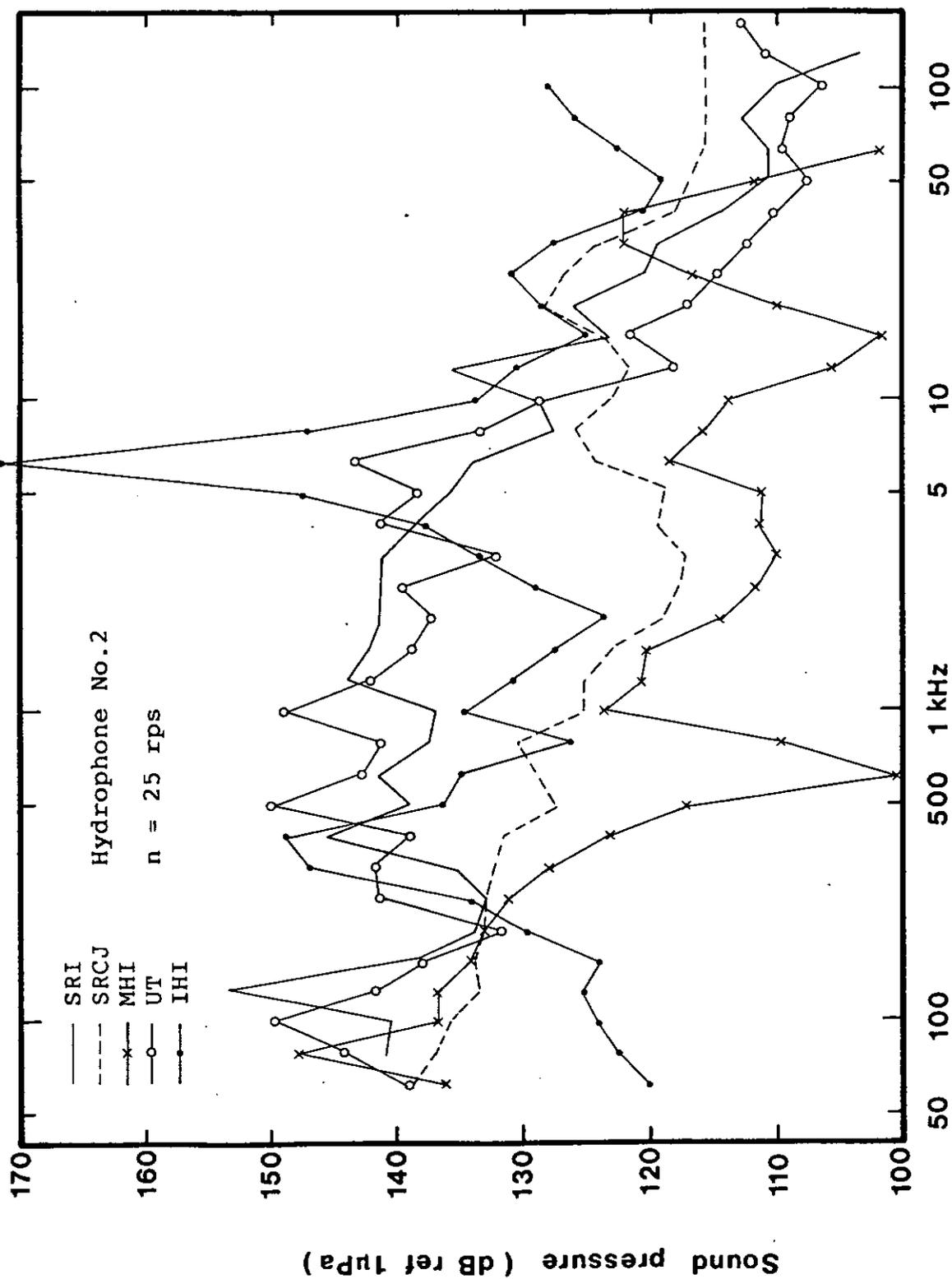
Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.8 プロペラ騒音計測結果の比較 (J = 0.7 : キャビテーション無)



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig. 3.3.7.9 背景騒音計測結果の比較 (J = 0.7)



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.7.10 プロベラ騒音計測結果の比較 (J = 0.7 : キャビテーション無し)

### 3.4 キャビテーション水槽音場の検討

#### 3.4.1. 音圧分布の計測について

##### 3.4.1.1. はじめに

キャビテーション水槽において、プロペラやキャビテーションから放射される水中騒音の強さを正確に計測したり、評価したり、また、これらの計測値から実船における値を推定するためには、キャビテーション水槽における水中騒音計測法を確立する必要がある。このためには、まず、水中騒音が水槽内をどの様に伝ばんしていくかを調査することが不可欠である。そこで、ある一定の強さを持つランダム・ノイズを放射し、キャビテーション水槽内の各点において音圧を計測し、水中騒音がどの様に伝ばんするかを調べた。

##### 3.4.1.2. 計測システムおよび計測方法

計測システムをFig. 3.4.1.1に示す。シグナル・ジェネレータから生成されたランダム・ノイズをパワーアンプを介して、B&K 8100ハイドロフォンより一定の強さで発信する。受信装置としては、B&K 8103ハイドロフォンを4個樹形に並べたものを製作し、これを伴流計測用トラバース・システムに取付けた。受信された水中騒音は、チャージ・アンプにより増幅し、計測アンプにより調整し、1/3オクターブ・バンド・パス・フィルターを介して計測される。これらの計測のコントロールと計測値の表示は、PC9801マイクロ・コンピューターにより行われた。計測されたデータはフロッピー・ディスクに保存され、中型コンピューターにより2次解析処理を行った。

計測方法は予備試験の結果に基づき、次の通りとした。

- (1) 発信用（プロジェクター）のハイドロフォンは指向性を考慮して水平に配置した。
- (2) 音源はSN比の観点からホワイト・ノイズではなく、ピンク・ノイズを用いた。
- (3) SN比改善のため、5kHz以下の計測時にはローパス・フィルターを用いた
- (4) 受信用（レシーバー）のハイドロフォンと伴流計測用トラバース装置との間の絶縁をした。

ここで、ピンク・ノイズ及びホワイト・ノイズはともにランダム・ノイズの一種であり、ホワイト・ノイズのパワー・スペクトルは周波数に対してフラットである。また、1/3オクターブ・バンド・パス・フィルターにより解析すると、ピンク・ノイズはオクターブあたり0dB、即ちフラットであり、そのパワー・スペクトルはオクターブあたり6dB減衰するので、低周波数での計測上優位である。

##### 3.4.1.3. 計測結果

受信用のハイドロフォンはキャビテーション水槽の上下流方向（X方向）ばかりでなく、円周方向（ $\theta$ 方向）にもトラバースした。X方向の計測点をFig. 3.4.1.2.に示す。下流方向は発信用ハイドロフォンの音響中心を含む $X=0, 30, 60, 125, 250, 375, 500, 625, 750, 875, 1000$ mm、円周方向には、 $\theta=10^\circ$  毎、又は $15^\circ$  毎に計測した。計測は1kHz～160kHzまで行ったが、解析は1.25、5、20、80kHzについてのみ行った。発信用のハイドロフォンは円筒形のキャビテーション水槽の中心（ $H=0$ mm）と常用模型プロペラ（250mm $\phi$ ）の翼端に対応する位置（ $H=125$ mm； $\theta=0^\circ$ ）に配置して計測した。

計測結果をFig. 3. 4. 1. 3~12に示す。Fig. 3. 4. 1. 3~7は $H=0\text{mm}$ 、Fig. 3. 4. 1. 8~12は $H=125\text{mm}$ の場合である。また、Fig. 3. 4. 1. 3~4及び3. 4. 1. 8~9は上下流方向の断面図であり、上から1. 25、5. 0、20、80kHzを中心周波数とする計測結果である。横方向には各翼角度( $\Theta=0^\circ$ は鉛直上方)で切った断面での音圧分布が示されている。音圧は $1\mu\text{Pa}$ で換算したdBである。これら図の中におけるHとLの記号はそれぞれ山の頂きやこぶ状のもの、並びに盆地の様な窪みを示す。

(1)  $H=0$ ; Fig. 3. 4. 1. 3~4において、 $\Theta=0^\circ$ と $180^\circ$ の断面図は $H=0\text{mm}$ の場合には対称となるべきであるが、アクリル窓の形状の上下での違い、マイクロホン設置位置の寸法誤差、キャビテーション水槽の非対称性並びに騒音計測の誤差( $\pm 1\text{dB}$ )などに起因するものとみられる非対称性がみられる。音源のまわりにはきれいな等圧分布が5kHz~80kHzにみられ、反射の影響の少ない部分はプロジェクターまわりのかなり狭いところに限られることが分る。また、中心軸に平行な等圧線も見られ、伝声管の様に音が伝はんしていく性質があることが分る。一方、1. 25kHzの場合には距離とともに減衰していく同レベルの量であり、計測値の信頼度は高くない。 $\Theta$ の違いによる差は大きくない。Fig. 3. 4. 1. 5~7は各X位置断面での音圧分布で上から1. 25、5、20、80kHzであり、横方向には $X=0$ 、125、250、500、1000mmでの値が示されている。 $X=0$ では同心円的な等圧線となっているが、 $X=125\text{mm}$ 以上では壁の違い(ステンレス鋼とアクリル窓)による反射の影響が見られ、特に、80kHzでは顕著である。

(2)  $H=125$ ; Fig. 3. 4. 1. 8~9のプロジェクターを中心軸より125mm上方に配置した時の上下流方向の音圧分布図であり、プロジェクターのまわりに比較的きれいな等圧線が見られる。また、マイクロホンが中心にないため、キャビテーション水槽の壁が一種の凹面鏡の様な働きをし、反射波が焦点を結ぶ『音響特異点』とも呼ぶべき領域が形成され、場合によっては距離の離れた点の方が高い音圧となる領域が見られる( $H=125\text{mm}$ 、80kHz、 $\Theta=0^\circ$ と $180^\circ$ 断面の場合を参照) Fig. 3. 4. 1. 10~12は各X位置断面での音圧分布であり、 $X=0$ から250mmの場合には $\Theta=180^\circ$ の位置に音圧がまわりより高くなる場所が見られ、上記の反射の様子が別の見方で示されている。この様子を反射経路により示したものがFig. 3. 4. 1. 13である。

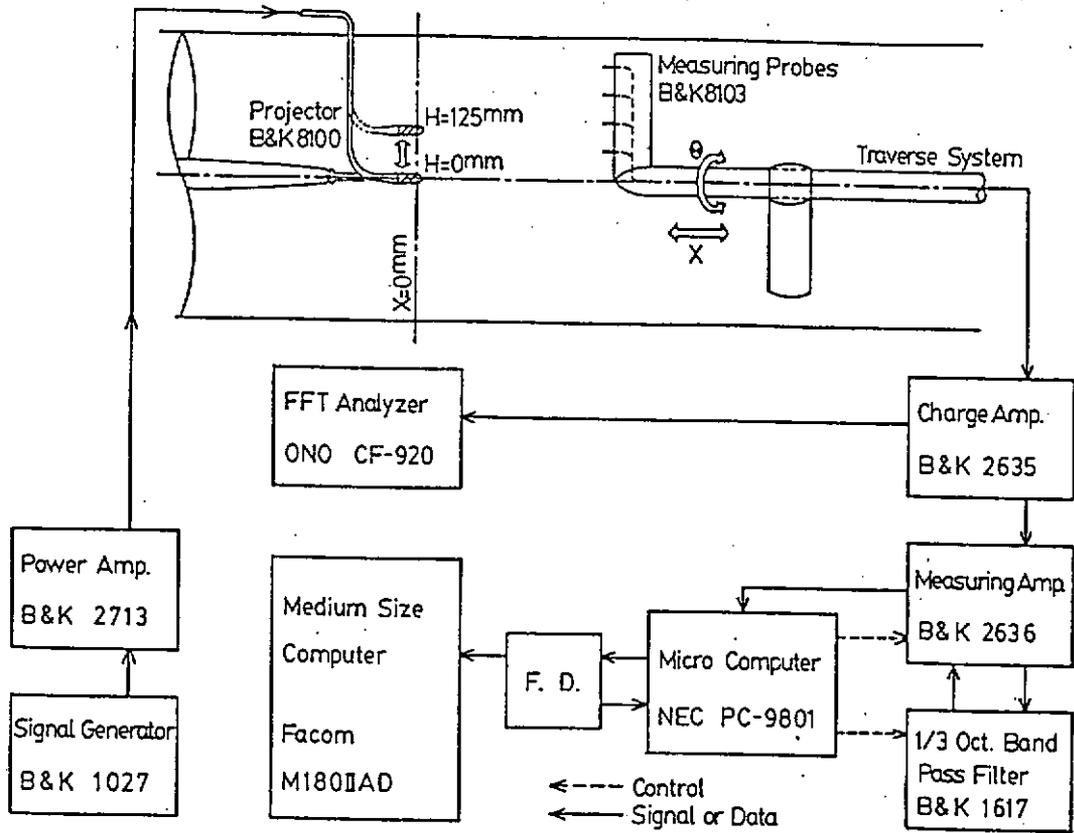


Fig. 3.4.1.1 音圧分布計測システム

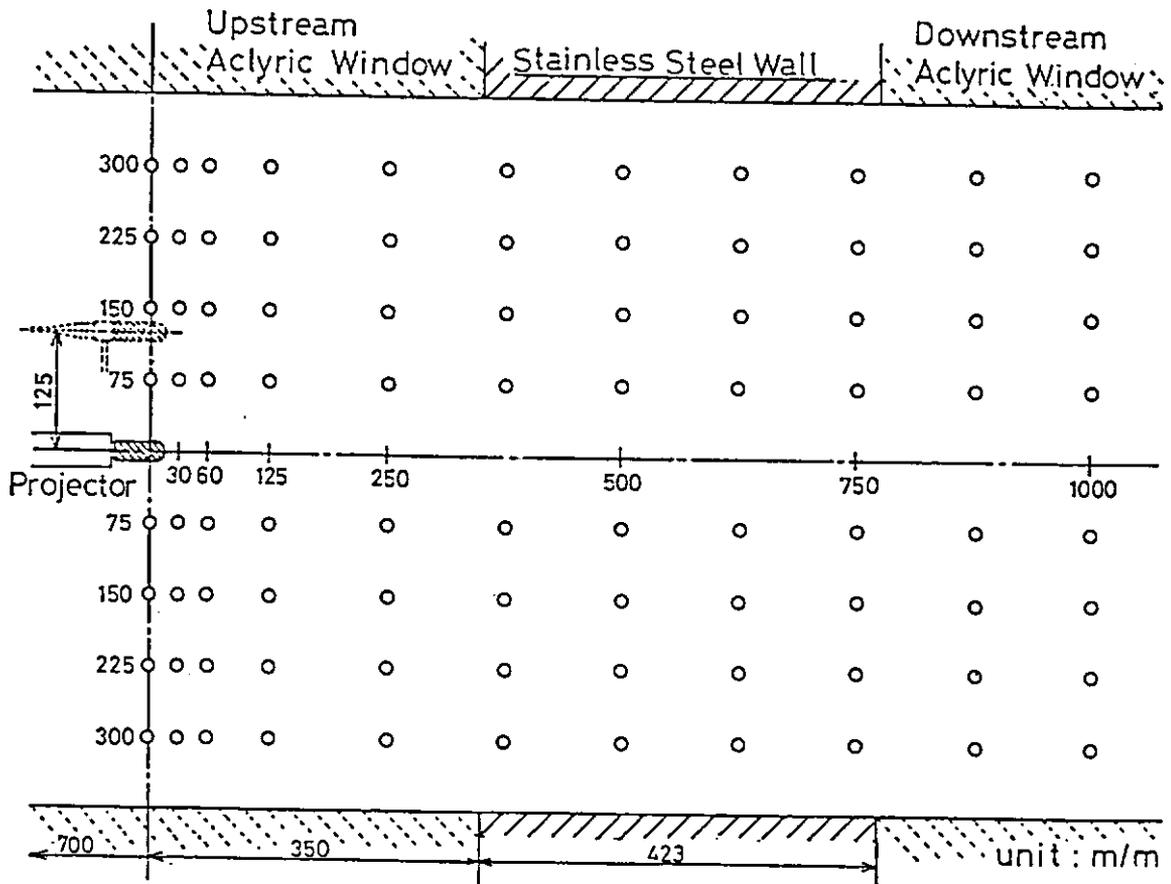
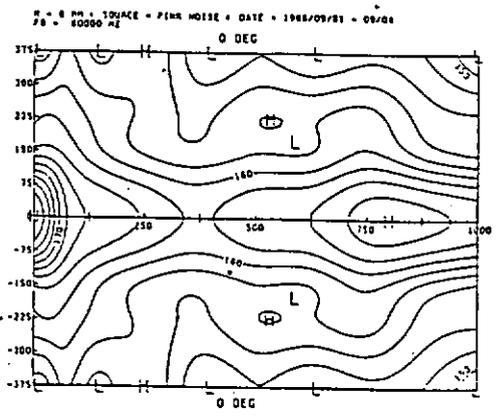
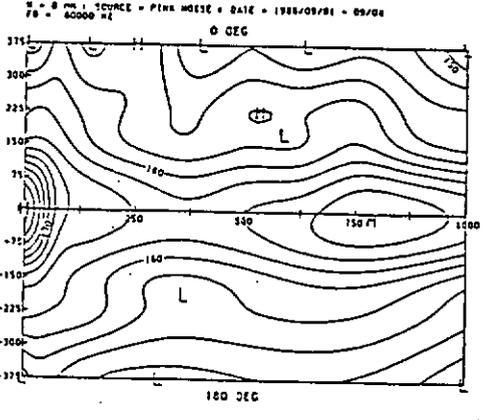
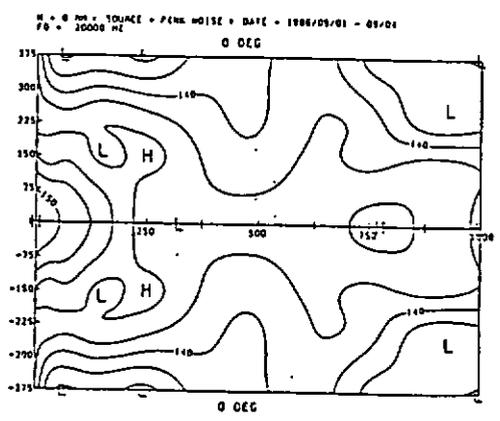
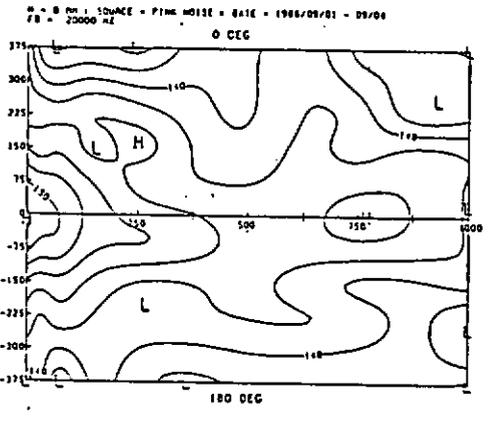
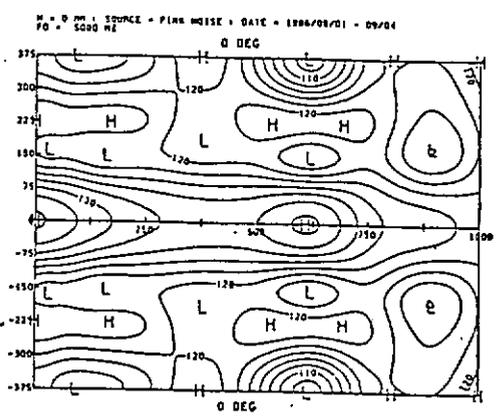
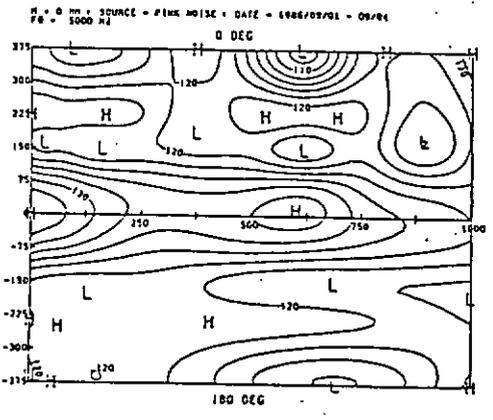
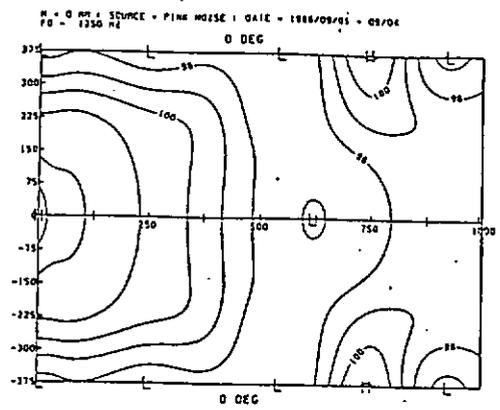
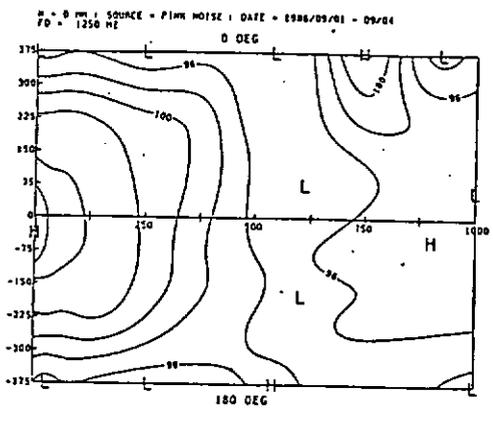


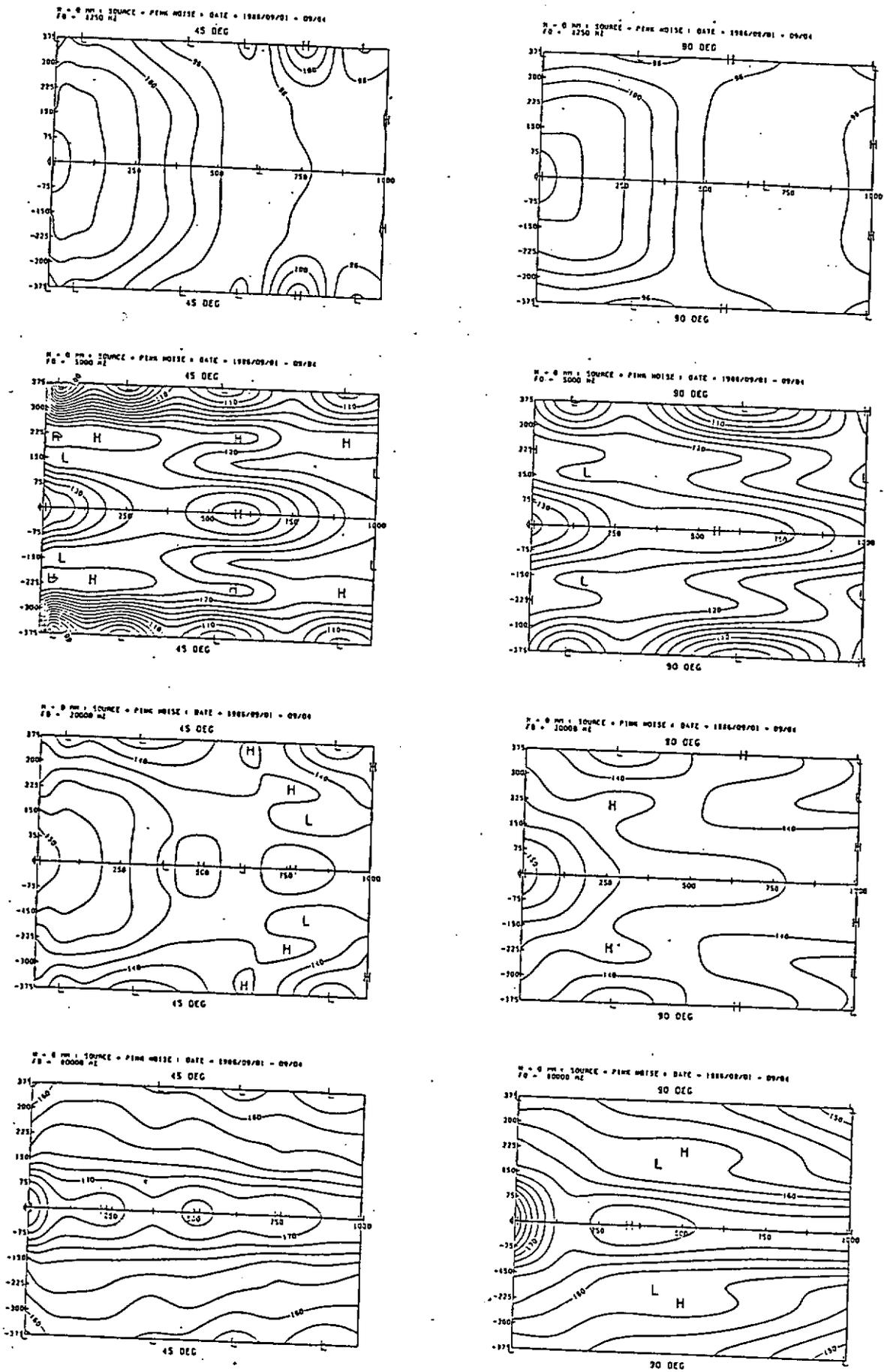
Fig. 3.4.1.2 プロジェクター及び音圧計測点の位置; 0° - 180° 断面



(a) 0° - 180° 断面

(b) 0° - 0° 断面

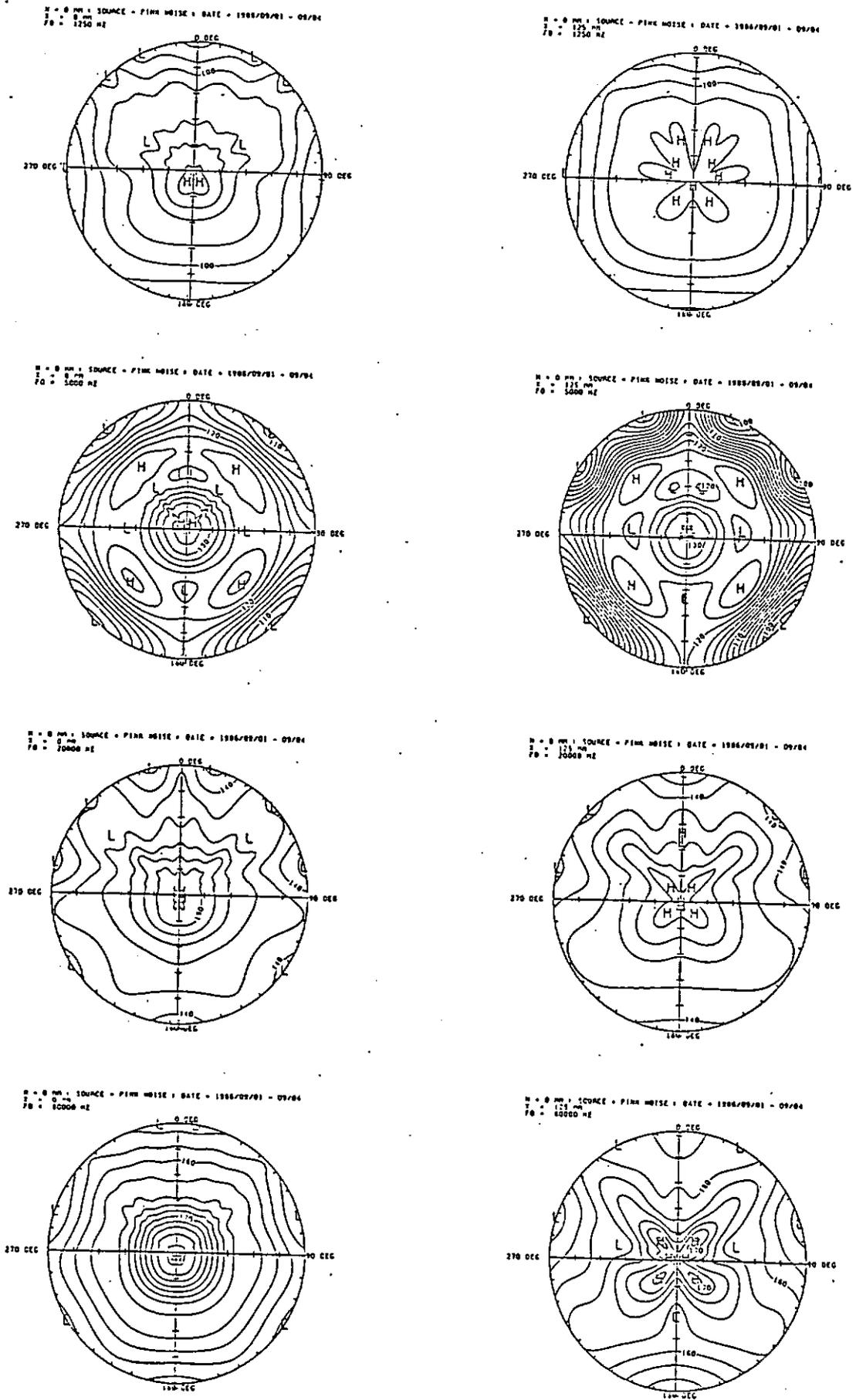
Fig. 3.4.1.3 キャピテーション水槽内音圧分布の縦断面; H = 0 mm



(a) 45° - 45° 断面

(b) 90° - 90° 断面

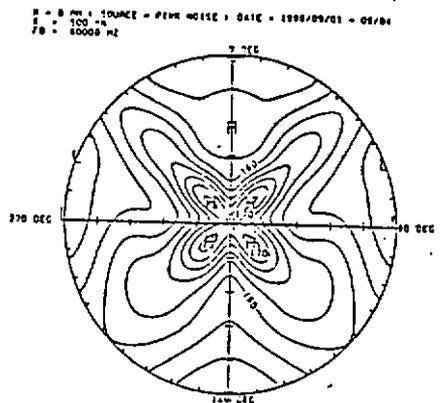
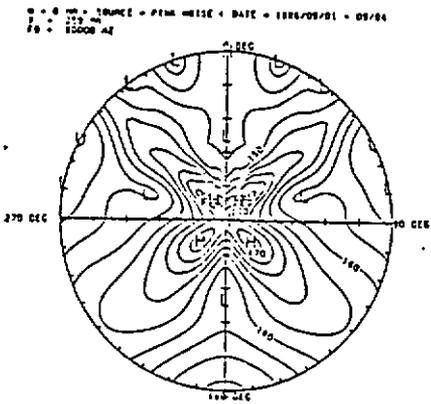
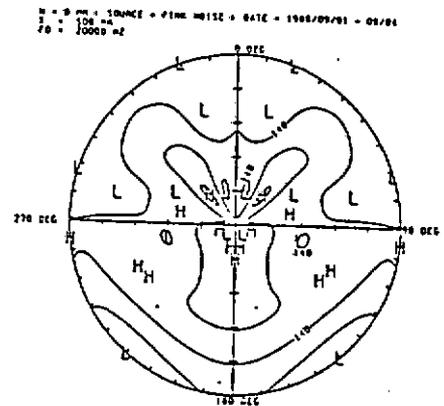
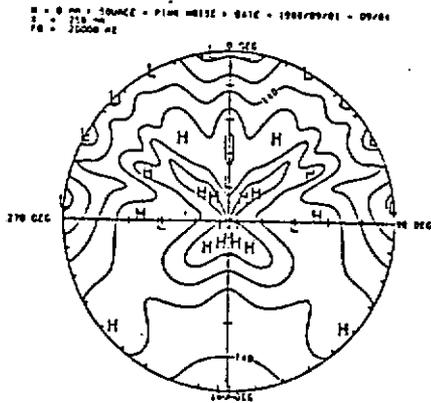
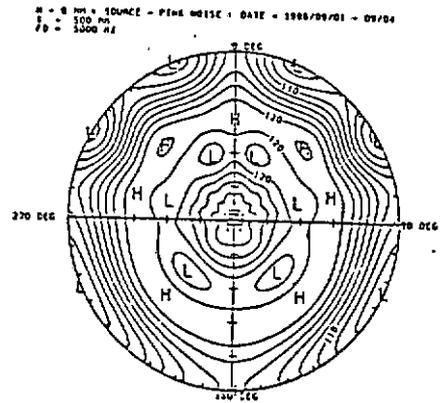
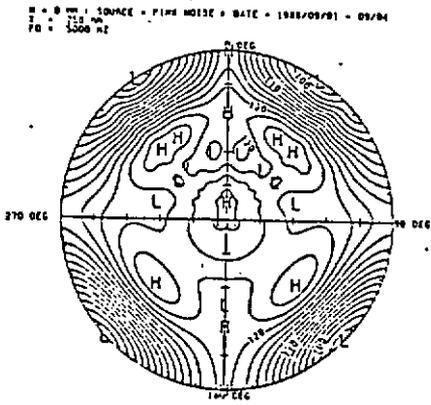
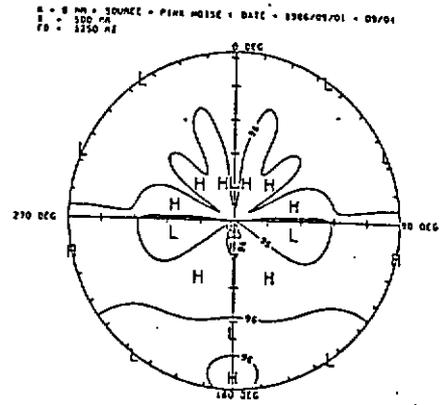
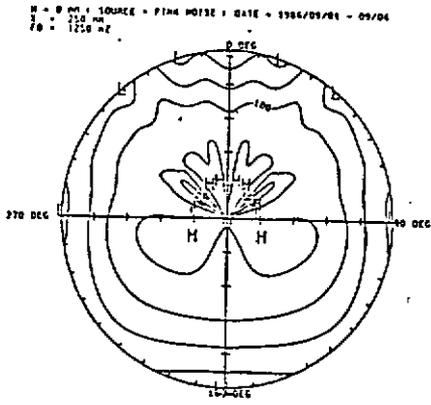
Fig. 3.4.1.4 キャピテーション水槽内音圧分布の縦断面; H = 0 mm



(a) X = 0 mm 断面

(b) X = 125 mm 断面

Fig. 3.4.1.5 キャピテーション水槽内音圧分布の横断面; H = 0 mm

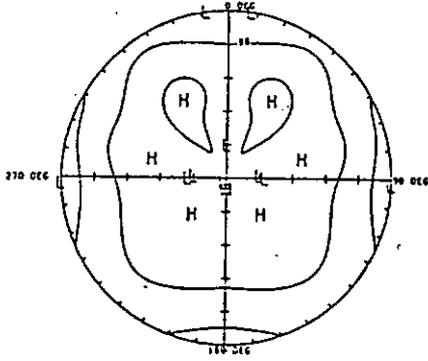


(a) X = 250 mm 断面

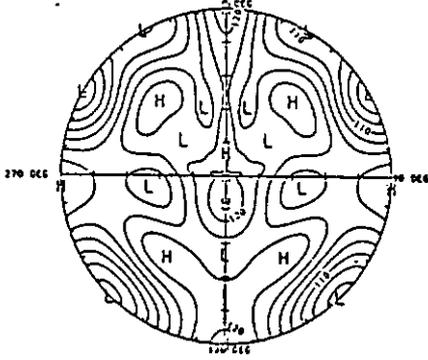
(b) X = 500 mm 断面

Fig. 3.4.1.6 キャピテーション水槽内音圧分布の横断面; H = 0 mm

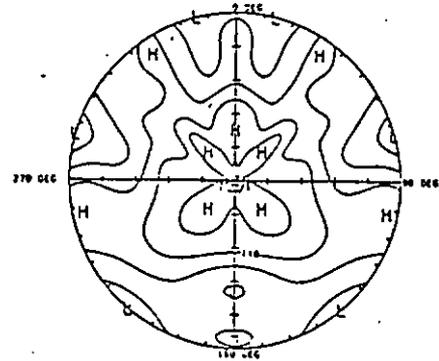
H = 0 mm SOURCE = PINK NOISE DATE = 1986/09/01 - 09/04  
 F = 1000 Hz  
 F0 = 1250 Hz



H = 0 mm SOURCE = PINK NOISE DATE = 1986/09/01 - 09/04  
 F = 1500 Hz  
 F0 = 1650 Hz



H = 0 mm SOURCE = PINK NOISE DATE = 1986/09/01 - 09/04  
 F = 1700 Hz  
 F0 = 1800 Hz



H = 0 mm SOURCE = PINK NOISE DATE = 1986/09/01 - 09/04  
 F = 2200 Hz  
 F0 = 2200 Hz

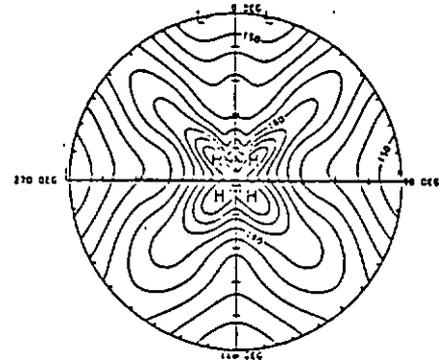
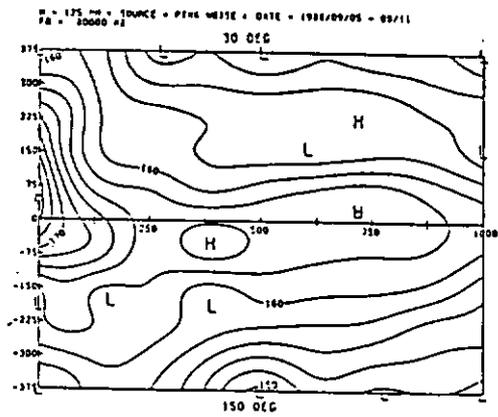
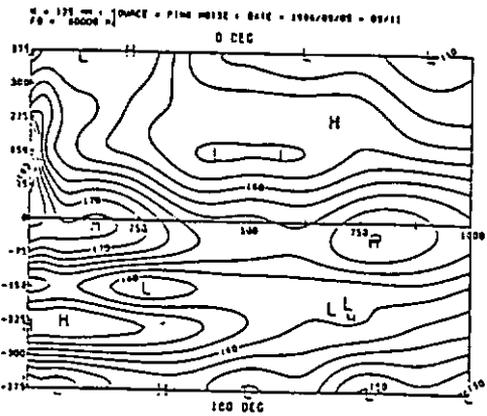
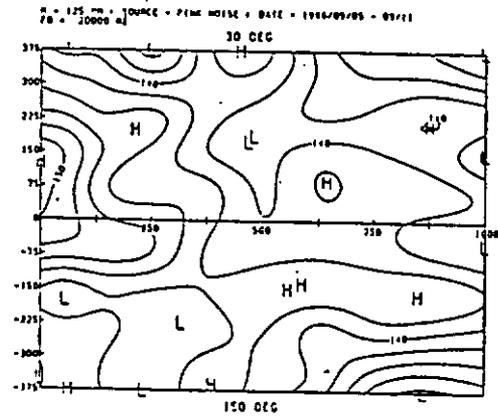
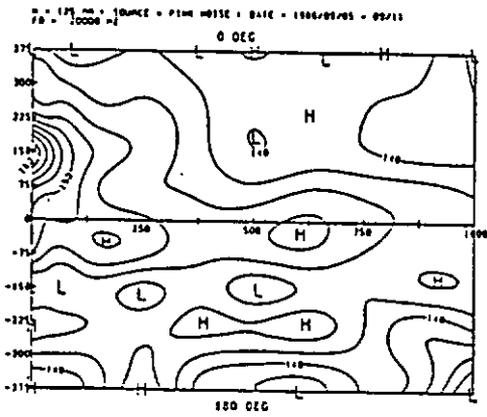
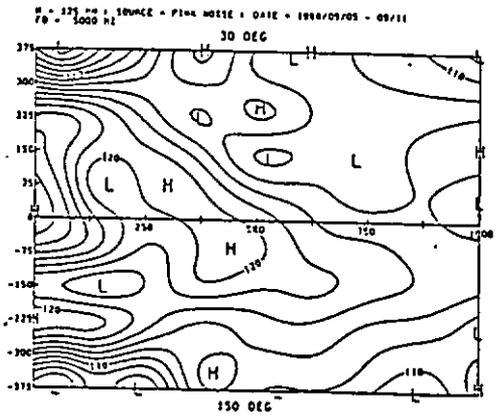
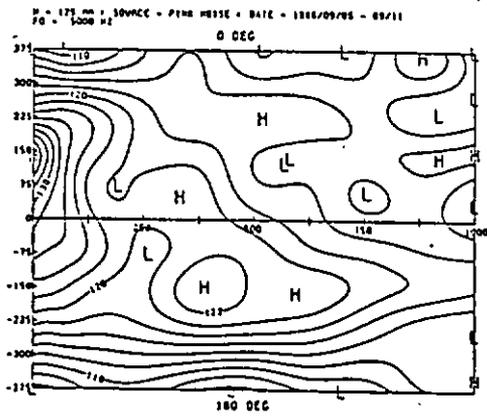
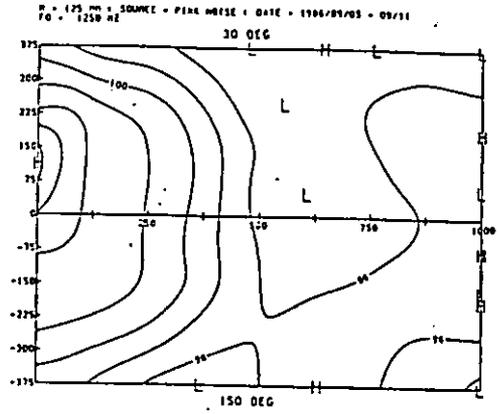
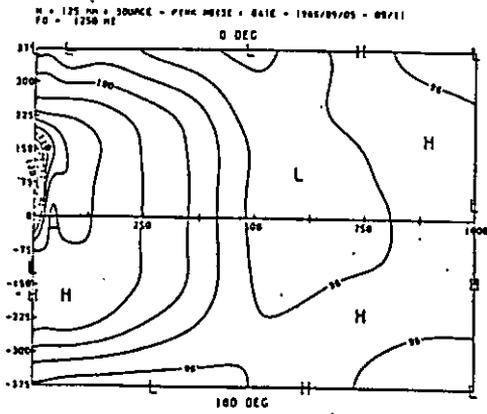


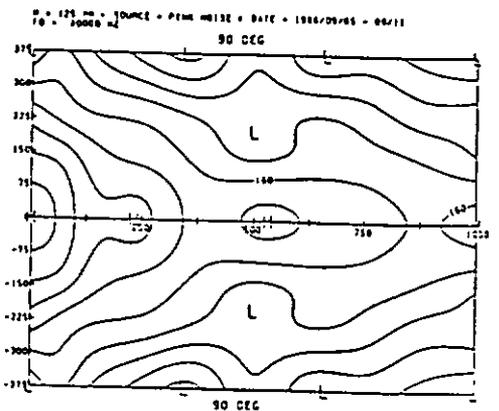
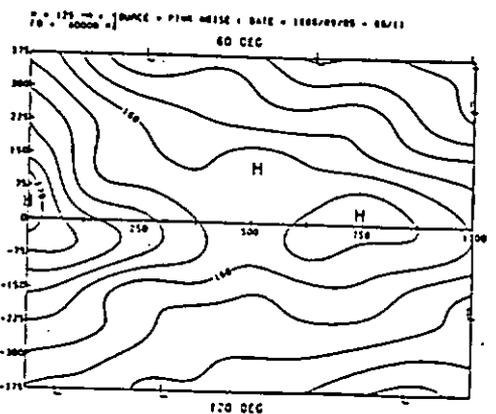
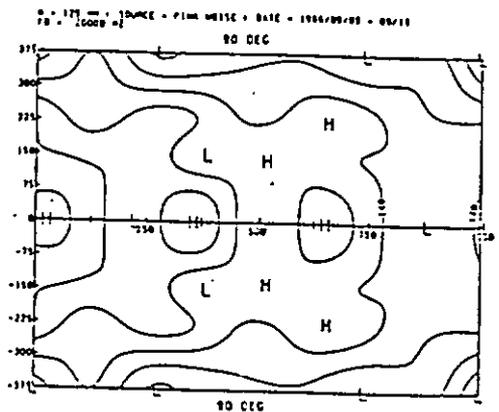
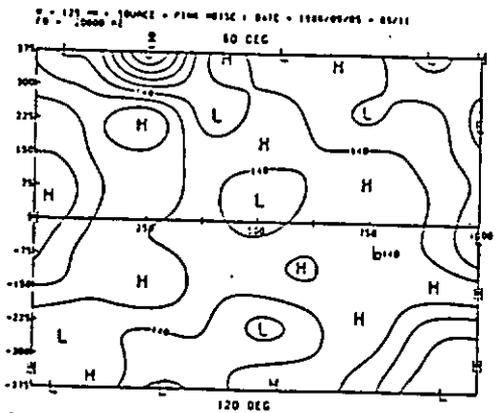
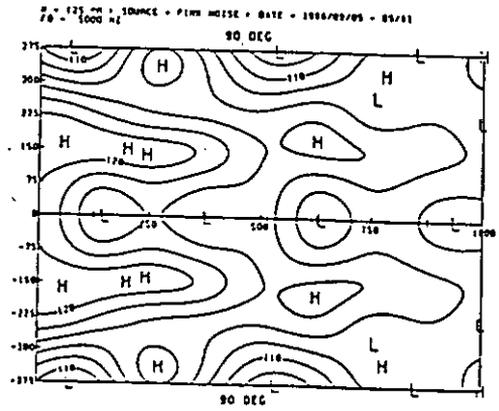
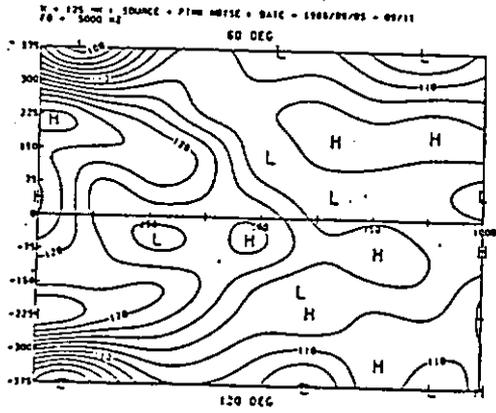
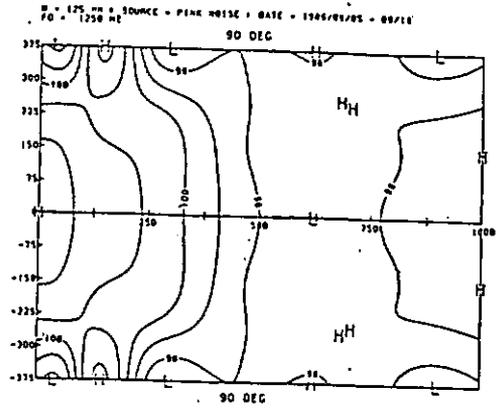
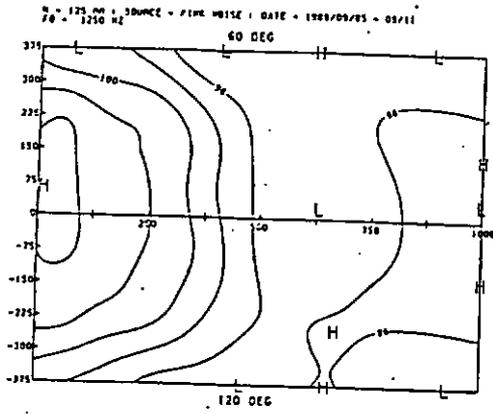
Fig. 3.4.1.7 キャピテーション水槽内音圧分布の横断面; H = 0 mm,  
 X = 1000 mm 断面



(a) 0° - 180° 断面

(b) 0° - 0° 断面

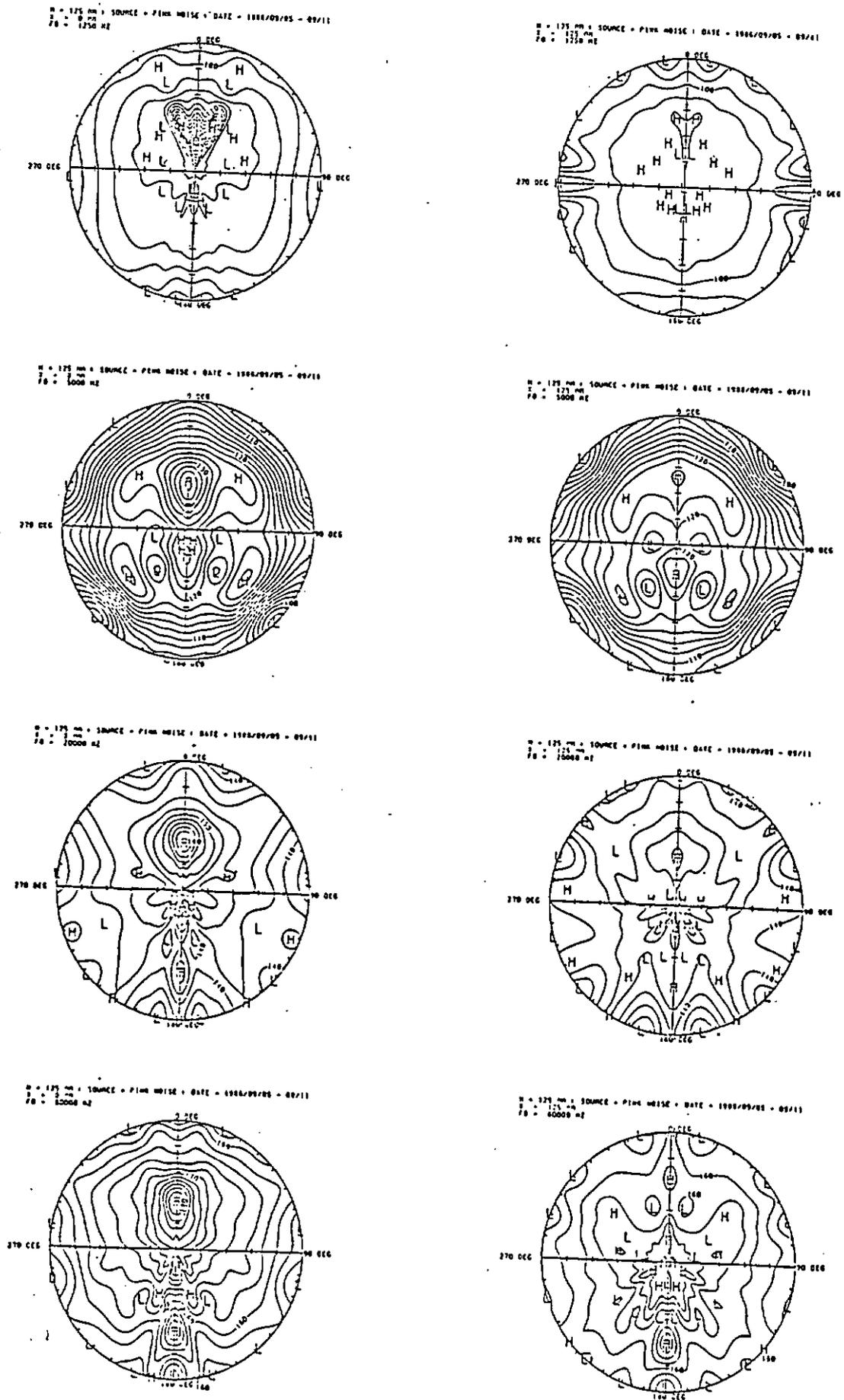
Fig. 3.4.1.8 キャピテーション水槽内音圧分布の縦断面; H = 125 mm



(a) 45° - 45° 断面

(b) 90° - 90° 断面

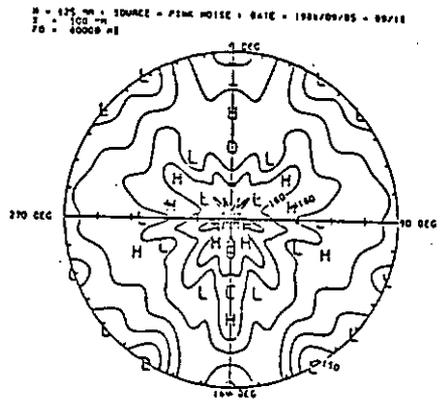
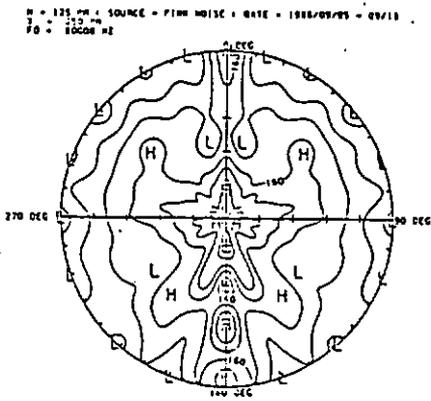
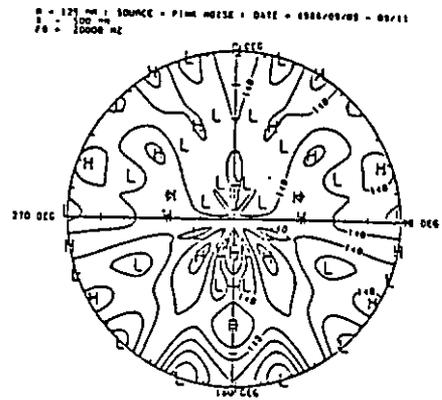
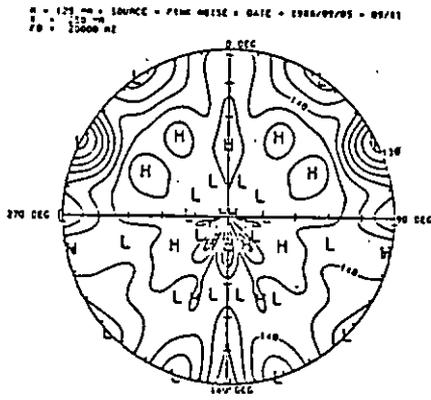
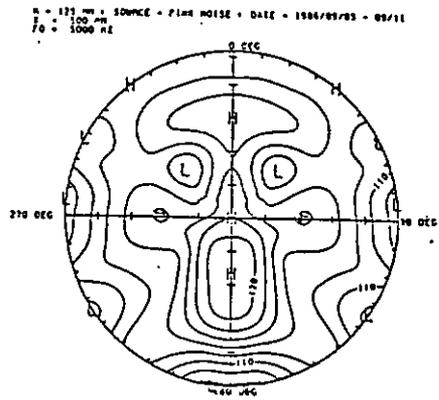
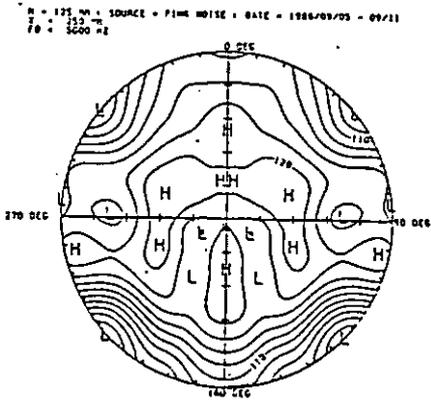
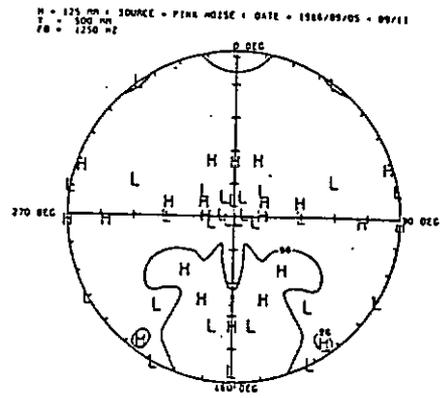
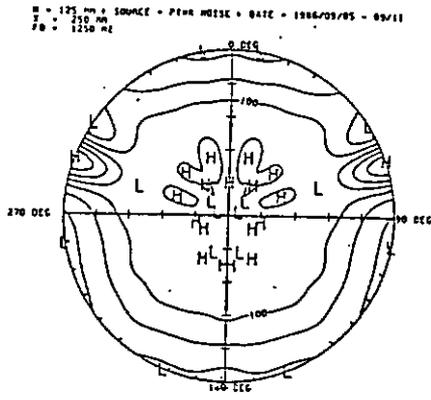
Fig. 3.4.1.9 キャピテーション水槽内音圧分布の縦断面; H = 125 mm



(a) X = 0 mm 断面

(b) X = 125 mm 断面

Fig. 3.4.1.10 キャピテーション水槽内音圧分布の横断面; H = 125 mm



(a) X = 250 mm 断面

(b) X = 500 mm 断面

Fig. 3.4.1.11 キャピテーション水槽内音圧分布の横断面; H = 125 mm

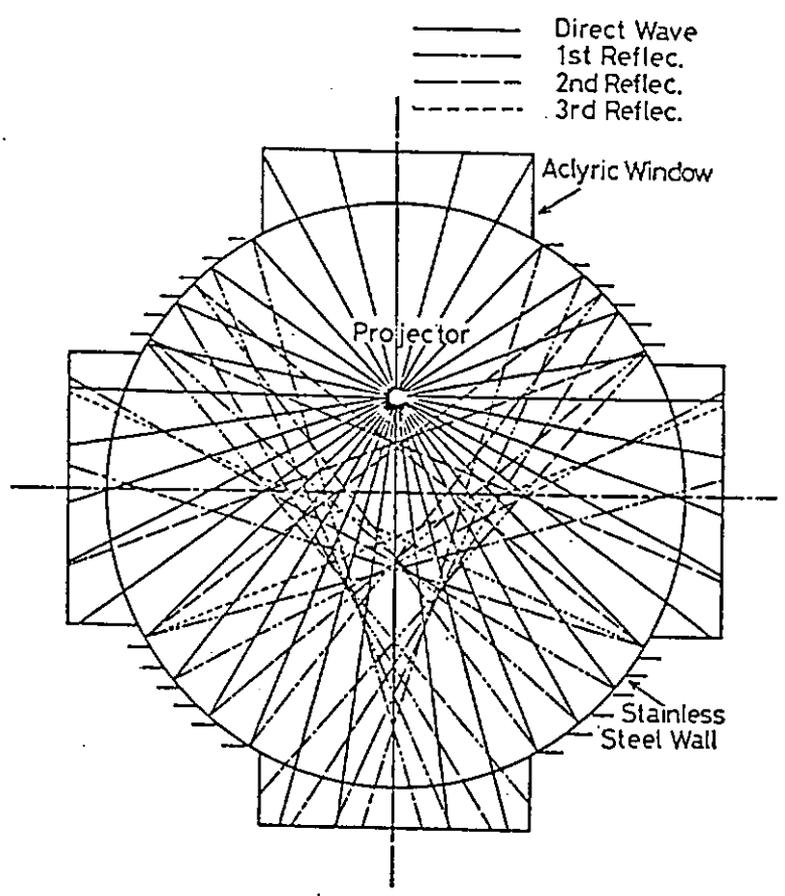
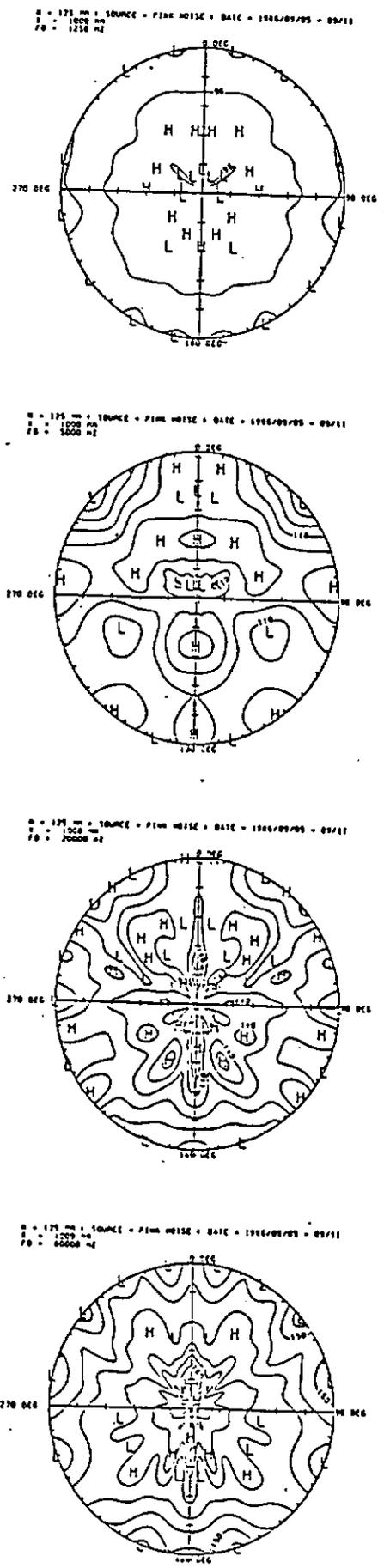


Fig. 3.4.1.13 キャピテーション水槽  
横断面内の音波の反射経路;  
H = 125 mm, X = 0 ~ 250 mm

Fig. 3.4.1.12 キャピテーション  
水槽内音圧分布の横断面;  
H = 125 mm, X = 1000 mm 断面

### 3.4.2 理論的検討

プロバラ放射音をキャビテーション水槽等で実験的に求める際には、尺度の換算と音場の換算が、重要な問題となる。本節では音場の換算の可能性、および理論的な換算法を求めることを目的としている。すなわち、無限に広い場所での音場を狭い所（キャビテーション水槽等の管路中）での実験的に求められた音場から推定する方法に関するものである。

本節では、矩形断面管路内に点吹き出し音源がある場合について音場の換算値を理論的に推定し、狭い場所から広い場所への換算の可能性、さらにはその問題点について考える。

#### 3.4.2.1 研究の目的および考え方

今、空間のある点に存在する周波数  $f$ 、強さ振幅  $S(f)$  の点音源から発せられる音波の無限音場、および制限音場における点  $(x, y, z)$  での伝達関数、音圧振幅を各々、 $H_{\infty}(x, y, z, f)$ ,  $H(x, y, z, f)$ ,  $R_{\infty}(x, y, z, f)$ ,  $P(x, y, z, f)$  とすると

$$\begin{aligned} R_{\infty}(x, y, z, f) &= H_{\infty}(x, y, z, f) \cdot S(f) \\ P(x, y, z, f) &= H(x, y, z, f) \cdot S(f) \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.1)$$

なる関係が成り立つ。

これより、推定する  $R_{\infty}$  は

$$\begin{aligned} R_{\infty} &= P \cdot R_{\infty} / P \\ &= P \cdot H_{\infty} / H \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.2)$$

と書ける。さらに、基準音圧振幅  $P_{ref}$  を用いて  $R_{\infty}$  をデシベル表示すると、

$$20 \log_{10} | R_{\infty} / P_{ref} | \quad \dots (3.4.2.3)$$

となる。

(3.4.2.3)式に(3.4.2.2)式を代入すると、

$$\begin{aligned} 20 \log_{10} | R_{\infty} / P_{ref} | &= 20 \log_{10} | P / P_{ref} | - 20 \log_{10} | P / R_{\infty} | \\ &= 20 \log_{10} | P / P_{ref} | - 20 \log_{10} | H / H_{\infty} | \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.4)$$

と書ける。

(3.4.2.4)式の右辺第2項の符号を逆転したものを  $C = (x, y, z, f)$  と書くことにする。すなわち、

$$\begin{aligned} C_F(x, y, z, f) &= 20 \log_{10} | P(x, y, z, f) / R_{\infty}(x, y, z, f) | \\ &= 20 \log_{10} | H(x, y, z, f) / H_{\infty}(x, y, z, f) | \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.5)$$

とする。これにより単一周波数の場合の音場換算値を定義する。

つぎに、周波数が連続的に分布している場合には同一音源  $q(t)$  による無限音場および制限音場における点  $(x, y, z)$ 、時刻  $t$  での音圧を  $R_{\infty}(x, y, z, t)$ 、

$p(x, y, z, t)$ とすると、(3.4.2.4)式のかわりに、

$$10 \log_{10} \bar{p}_0^2 / P_{ref}^2 = 10 \log_{10} \bar{p}^2 / P_{ref}^2 - 10 \log_{10} \bar{p}^2 / \bar{p}_0^2 \quad \dots (3.4.2.6)$$

を考えれば良い。ここで  $\bar{p}$  等は 自乗時間平均を表す。すなわち、(3.4.2.6)式の右辺第2項の符号を逆転したものが、この場合の音場換算値と定義できる。さらに、周波数を  $f$  として  $f_L < f < f_H$  ( $f_H$ : 高域遮断周波数、 $f_L$ : 低域遮断周波数)の成分について考えると、音源のパワースペクトルを  $S_s(f)$ とするとき、

$$\begin{aligned} \bar{p}^2 &= \int_{f_L}^{f_H} S_s(f) |H(x, y, z, f)|^2 df \\ \bar{p}_0^2 &= \int_{f_L}^{f_H} S_s(f) |H_0(x, y, z, f)|^2 df \quad \dots (3.4.2.7) \end{aligned}$$

と書けるので、この場合の音場換算値を  $C_{FC}(x, y, z, f_H, f_L)$ と書くことにすると、

$$\begin{aligned} C_{FC}(x, y, z, f_H, f_L) &= 10 \log_{10} \bar{p}^2(x, y, z, t) / \bar{p}_0^2(x, y, z, t) \\ &= 10 \log_{10} \frac{\int_{f_L}^{f_H} S_s(f) |H(x, y, z, f)|^2 df}{\int_{f_L}^{f_H} S_s(f) |H_0(x, y, z, f)|^2 df} \quad \dots (3.4.2.8) \end{aligned}$$

となる。

本節では、(3.4.2.5)式 および(3.4.2.8)式を理論的に推定する。

周波数が、連続的に分布している場合には (3.4.2.8)式より明らかのように、 $C_{FC}$ は  $S_s$  の関数であるので、音場の換算には音源の性質が関連してくること(音源依存性)に、注意が必要である。

本節においては、制限音場の計算は無限長矩形断面管路内に点吹き出し音源がある場合について行っている。単一周波数の場合については、管路長が有限で両端が閉じている場合についても 一部計算を試みた。

### 3.4.2.2 音場の方程式

以下においては、

$u(x, y, z, t)$ : 流体中の速度の  $x$  軸方向の成分

$v(x, y, z, t)$ : 流体中の速度の  $y$  軸方向の成分

$w(x, y, z, t)$ : 流体中の速度の  $z$  軸方向の成分

$p(x, y, z, t)$ : 流体の圧力

$\rho(x, y, z, t)$ : 流体の密度

$\sigma(x, y, z, t)$ : 流体の単位質量当りの吹き出し質量

とする。

連続の式は、

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = \rho \sigma \quad \dots (3.4.2.9)$$

で与えられる。

運動方程式は、

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots (3.4.2.10.a)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} \quad \dots (3.4.2.10.b)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} \quad \dots (3.4.2.10.c)$$

で与えられる。

$p$  と  $\rho$  の間には 断熱変化の関係

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \text{const.} \quad \gamma = \text{比熱比} \left( = \frac{\text{定圧比熱}}{\text{定積比熱}} \right) \quad \dots (3.4.2.11)$$

を仮定する。

水の音速は1500m/s、水の流速は10m/s程度であるから、マッハ数が小さいので一様流速の影響は無いものとして考え、以上の場合を線形化する。すなわち、

$$\begin{aligned} u &= 0 + u' \quad , \quad v = 0 + v' \quad , \quad w = 0 + w' \\ p &= p_0 + p' \quad , \quad \rho = \rho_0 + \rho' \quad , \quad \sigma = 0 + \sigma' \quad \dots (3.4.2.12) \end{aligned}$$

とする。ここで  $\rho_0, p_0$  は、時間的にも空間的にも変化しないものとし、 $u', v', w', \rho', p', \sigma'$  は、微小であると仮定する。

2次の微小項を無視することにし、その上で、 $u', v', w', \rho', p', \sigma'$  を  $u, v, w, \rho, p, \sigma$  と書くことにすると

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho_0 \sigma \quad \dots (3.4.2.13)$$

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial y} \quad \dots (3.4.2.14)$$

$$\rho_0 \frac{\partial w}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial z}$$

$$p = c^2 \rho \quad \text{ただし、} c^2 = \frac{\gamma p_0}{\rho_0} \quad \dots (3.4.2.15)$$

を得る。

つぎに、(3.4.2.13)式、(3.4.2.14)式、(3.4.2.15)式から  $u, v, w$  および  $\rho$  を消去して、音圧  $p$  に関する音場の方程式を導くと、

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = - \rho_0 \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad \dots (3.4.2.16)$$

を得る。これが吹き出し音源分布がある場合の音場の方程式である。

(3.4.2.16)式を数学的に解いて物理的に正しい答えを導くためには Rayleigh の仮想摩擦  $\mu$  を導入して、

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\mu}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = - \rho_0 \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad \dots (3.4.2.17)$$

としておくと便利である。ただし、 $\mu$  は正の微小量で  $[T^{-1}]$  のディメンジョンをもつ。この場合の仮想摩擦の物理的意味としては、流体が完全な断熱変化

からずれた熱力学的過程をたどる場合に相当し、(3.4.2.15)式で定義される  $c^2$  が複素数になっていると考えることに相当しよう。

### 3.4.2.3 無限流体中での pulsating source のつくる音場

(3.4.2.17)式でもとめられた音場の方程式を  $\nabla^2$  (ラプラシアン) を用いて書き直すと、

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\mu}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = -\rho_0 \frac{\partial \sigma}{\partial t}$$

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad \dots (3.4.2.18)$$

となる。

直角座標を球座標に変換するに伴い  $\nabla^2$  は、

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r}$$

$$+ \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \cot \theta \frac{\partial}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} \right)$$

$$\dots (3.4.2.19)$$

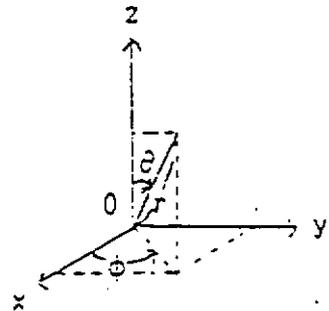


Fig.3.4.2.1 直角座標と球座標

となる。

これにより音場の方程式は

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \cot \theta \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} \right)$$

$$- \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\mu}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = -\rho_0 \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad \dots (3.4.2.20)$$

と書き換えられる。

無限流体中で、吹き出し  $\sigma$  が

$$\sigma = Q \delta(x) \delta(y - y') \delta'(z - z') e^{i2\pi ft}$$

$$= Q \frac{\delta(r - (+0))}{4\pi r^2} e^{i2\pi ft} \quad \dots (3.4.2.21)$$

であらわされる場合について考える。ここで  $(x, y, z)$  はハイドロホンの位置を、 $(0, y', z')$  は音源の位置とする。

原点を  $(0, y', z')$  にとった球座標に対して、 $p(r, \theta, \phi, t) = P_0(r, \theta, \phi, t)$  は、

$$r = (x^2 + (y - y')^2 + (z - z')^2)^{1/2} \quad \dots (3.4.2.22)$$

と  $t$  だけの関数になる。これによって(3.3)式は

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\mu}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t}$$

$$= -if\rho_0 Q \frac{\delta(r - (+0))}{2r^2} e^{i2\pi ft} \quad \dots (3.4.2.23)$$

と書ける。

(3.4.2.23)式の解は、 $\mu \rightarrow +0$ とすると

$$P_0(r, t) = \frac{if \rho_0 Q}{2r} e^{-i2\pi f D_0} e^{i2\pi ft} \quad \dots (3.4.2.24)$$

音圧  $P_0(r, t)$ を

$$P_0(r, t) = P_0(r, f) e^{i2\pi ft} \quad \dots (3.4.2.25)$$

と空間と時間の項に分けることにより、

$$P_0(r, f) = \frac{if \rho_0 Q}{2r} e^{-i2\pi f D_0} \quad \dots (3.4.2.26)$$

となり、無限媒体中での音場の音圧振幅  $P_0$ が求まる。

(3.4.2.1)式において  $S=Q$ とすると、(3.4.2.1)式と(3.4.2.26)式より、

$$H_u = \frac{P_0}{Q} = \frac{if \rho_0}{2r} e^{-i2\pi f D_0} \quad \dots (3.4.2.27)$$

となる。

### 3.4.2.4 無限長矩形断面管路中の音場

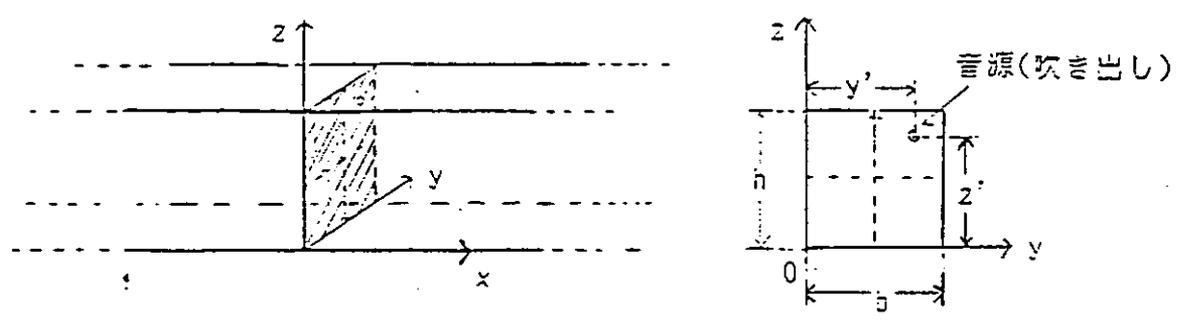


Fig.3.4.2.2 矩形断面管路中での座標のとり方と音源の位置

Fig.3.4.2.2に示される管路中において(3.4.2.17)式を満たす解  $p(x, y, z, t)$ を求める。

境界条件として

$$\begin{aligned} v = 0 & : -\infty < x < \infty, \quad y=0, b, \quad 0 < z < h \\ w = 0 & : -\infty < x < \infty, \quad 0 < y < b, \quad z=0, h \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.28)$$

を考える。

(3.4.2.28)式で与えられる境界条件は、(3.4.2.14)式より、

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 & : -\infty < x < \infty, \quad y=0, b, \quad 0 < z < h \\ \frac{\partial p}{\partial z} = 0 & : -\infty < x < \infty, \quad 0 < y < b, \quad z=0, h \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.29)$$

と書き換えられる。

これより

$$p \propto \cos \frac{m\pi}{b} y \cos \frac{n\pi}{h} z \quad \dots (3.4.2.30)$$

となる。(3.4.2.17)式の右辺の $\sigma$ として(3.4.2.21)式の場合を考え、

$$p(x, y, z, t) = P(x, y, z, f) e^{i2\pi ft} \quad \dots (3.4.2.31)$$

とすると

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + (k^2 - i\frac{2\pi f}{c^2} \mu) P \\ = -i2\pi f \rho_0 Q \delta(x) \delta(y - y') \delta(z - z') \end{aligned}$$

ただし、 $k = \frac{2\pi f}{c}$  : 波数  $\dots (3.4.2.32)$

となる。

(3.4.2.30)式より

$$P(x, y, z, f) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_m \varepsilon_n P_{mn}(x, f) \cos \frac{m\pi}{b} y \cos \frac{n\pi}{h} z \quad \dots (3.4.2.33)$$

と書く。ここで、 $\varepsilon_m, \varepsilon_n$ はノイマン記号で

$$\varepsilon_n = \begin{cases} 1, & n = 0 \\ 2, & n = 1, 2, 3, 4, \dots \end{cases} \quad \dots (3.4.2.34)$$

である。

$-\infty < x < \infty$  を  $-\infty < x < 0$  と  $0 < x < \infty$  に分けて

$$P_{mn}(x, f) = \begin{cases} P_{mn}^+(x, f), & x > 0 \\ P_{mn}^-(x, f), & x < 0 \end{cases} \quad \dots (3.4.2.35)$$

と書くと、

$$\frac{d^2 P_{mn}^{\pm}}{dx^2} + \left\{ (k^2 - i\frac{2\pi f}{c^2} \mu) - \left( \frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2} \right) \pi^2 \right\} P_{mn}^{\pm} = 0 \quad \dots (3.4.2.36)$$

$$\begin{aligned} \frac{d P_{mn}^+(+0, f)}{dx} - \frac{d P_{mn}^-(-0, f)}{dx} \\ = -i2\pi f \rho_0 \frac{1}{b h} \cos \frac{m\pi}{b} y' \cos \frac{n\pi}{h} z, \end{aligned} \quad \dots (3.4.2.37)$$

$$P_{mn}^+(+0, f) - P_{mn}^-(-0, f) = 0 \quad \dots (3.4.2.38)$$

となる。

以下は、(3.4.2.36)式、(3.4.2.37)式、(3.4.2.38)式より求めた  $P_{mn}^{\pm}(x, f)$  である。

## 3. 3. 6 均一流中での騒音計測 IV (石川島播磨重工業)

## (1) 試験法

1. 動力計 : K&R J25。上流側から駆動される。

2. 試験状態

前進常数:  $J=0.6, 0.7, 0.9$

キャビテーション数:  $\sigma_n^* = 0.185$

背景雑音 (アイドルボス状態)

Non-Cavitation状態

プロペラ回転数:  $n=25.00\text{ rps}$

空気含有率:  $\alpha/\alpha_s = 0.4$

3. ハイドロフォンの位置と計測システム

No. 1及びNo. 2ハイドロフォンの位置をFig. 3. 3. 6. 1に示す。No. 1ハイドロフォンの受感部中心はプロペラの0.7RのG. L. 直上に位置する。このハイドロフォン上部にはクロムメッキしたスチール製反射板を置いた。また、No. 2ハイドロフォンはプロペラの後方4Dに位置する。Fig. 3. 3. 6. 2に計測システムを示す。

## (2) 計測結果

1. キャビテーション観測

キャビテーションパターンのスケッチをFig. 3. 3. 6. 3に示す。

$J=0.6$ では安定したシートキャビテーションとチップボルテックスキャビテーションが発生した。 $J=0.7$ ではチップボルテックスキャビテーションの初生に対応し、間欠的なチップボルテックスキャビテーションが発生した。 $J=0.9$ では安定したフェイスキャビテーションが発生した。

2. キャビテーション騒音計測

騒音計測結果をFig. 3. 3. 6. 4-6に示す。各図には背景雑音、Non-Cav. 状態及び $\sigma_n^* = 0.185$ における騒音が示されている。中心周波数63Hz-100KHzの範囲で1/3オクターブバンド解析を行なっている。

騒音計測結果をみると、計測器装置も含めたキャビテーションタンネル固有のいくつかの周波数で高い音圧レベルを示している。この内、

No. 1位置の100HzでのピークはNo. 1ハイドロフォン用配線の電気ノイズである。また、No. 2位置の400Hzでのピークは治具を含んだNo. 2ハイドロフォン系固有のものと思われる。さらに、Non-Cav. 状態の6.3KHzではタンネルSingingが起こり

高い音圧レベルになった。今回の試験は各機関のキャビテーションタンネルによる比較試験なので規定された条件で実施した。しかし、通常の騒音計測はタンネル固有のピークを避けて作動条件を設定するのが普通である。このようなタンネル固有の周波数を除いて音圧レベルを考察してみる。

No. 1位置の計測結果をみると、160Hz以下は背景雑音が大きいの  
で背景雑音、Non-Cav. 状態及びCav. 状態との間の差が少ない。  
200Hz以上では背景雑音、Non-Cav. 状態、Cav. 状態の順に  
音圧レベルが上昇し、その上昇レベルは $J=0.6$ で5-10dB及び  
5-20dB、 $J=0.7$ では2-5dB及び5-20dB、また、  
 $J=0.9$ では上昇度が明瞭になり、それぞれ、5-27dB及び  
5-20dBとなっている。

No. 2の計測結果をみると、No. 1位置に比べて2KHz以下の  
音圧レベルが全体的に高い。これはNo. 1ハイドロフォンがタンネル外  
据付型、No. 2ハイドロフォンがタンネル内直結型のためである。

400Hz以下ではNon-Cav. 状態とCav. 状態との差が顕著に  
現われていない。その他の周波数域での傾向はNo. 1と同じである。  
次にタンネル系の影響が小さいと思われる中心周波数40KHzで  
各キャビテーション状態の音圧レベルを比較してみると、 $J=0.6$ の  
シートキャビテーション発生時の音圧レベルは $J=0.7$ のチップボルテッ  
クスキャビテーション発生時とほぼ同じである。一方、それらに比べ  
 $J=0.9$ のフェースキャビテーション発生時の音圧レベルは約10dB  
高い。

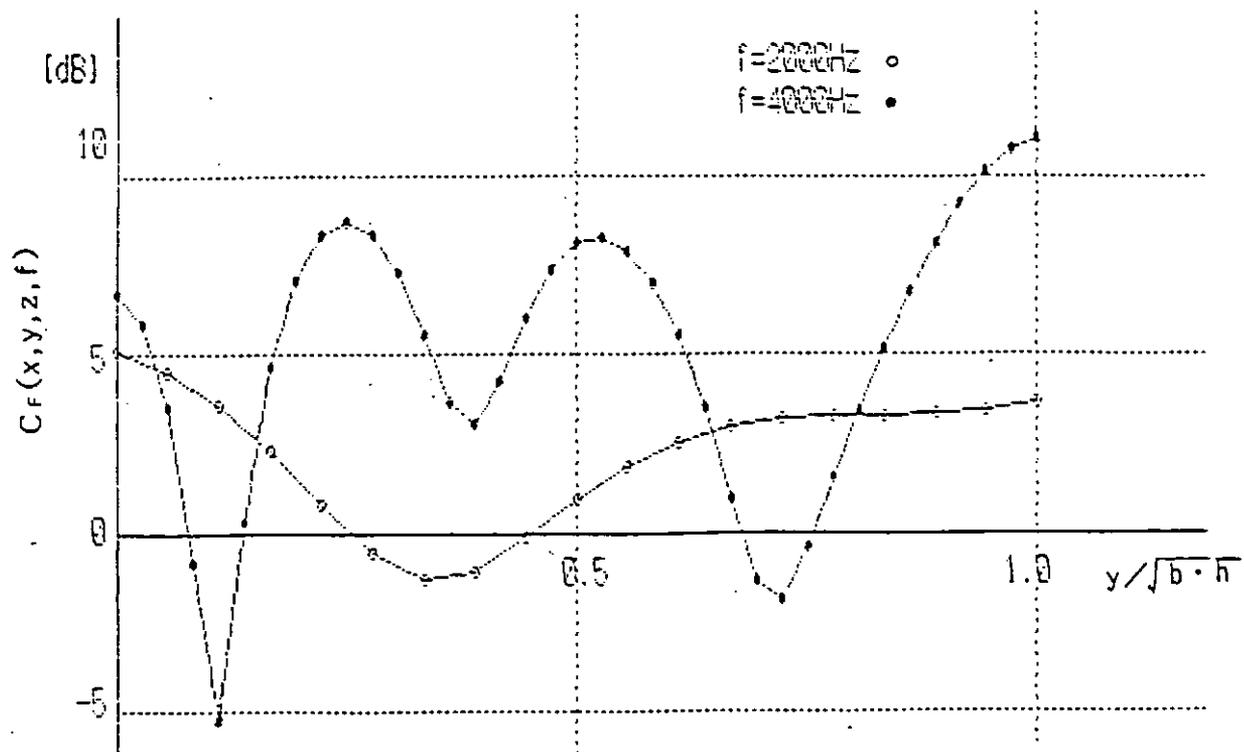


Fig.3.4.2.4 音場換算値のハイドロホン位置依存性 <y方向.a>  
( $x=-0.5\text{m}, z=0.45\text{m}$ )

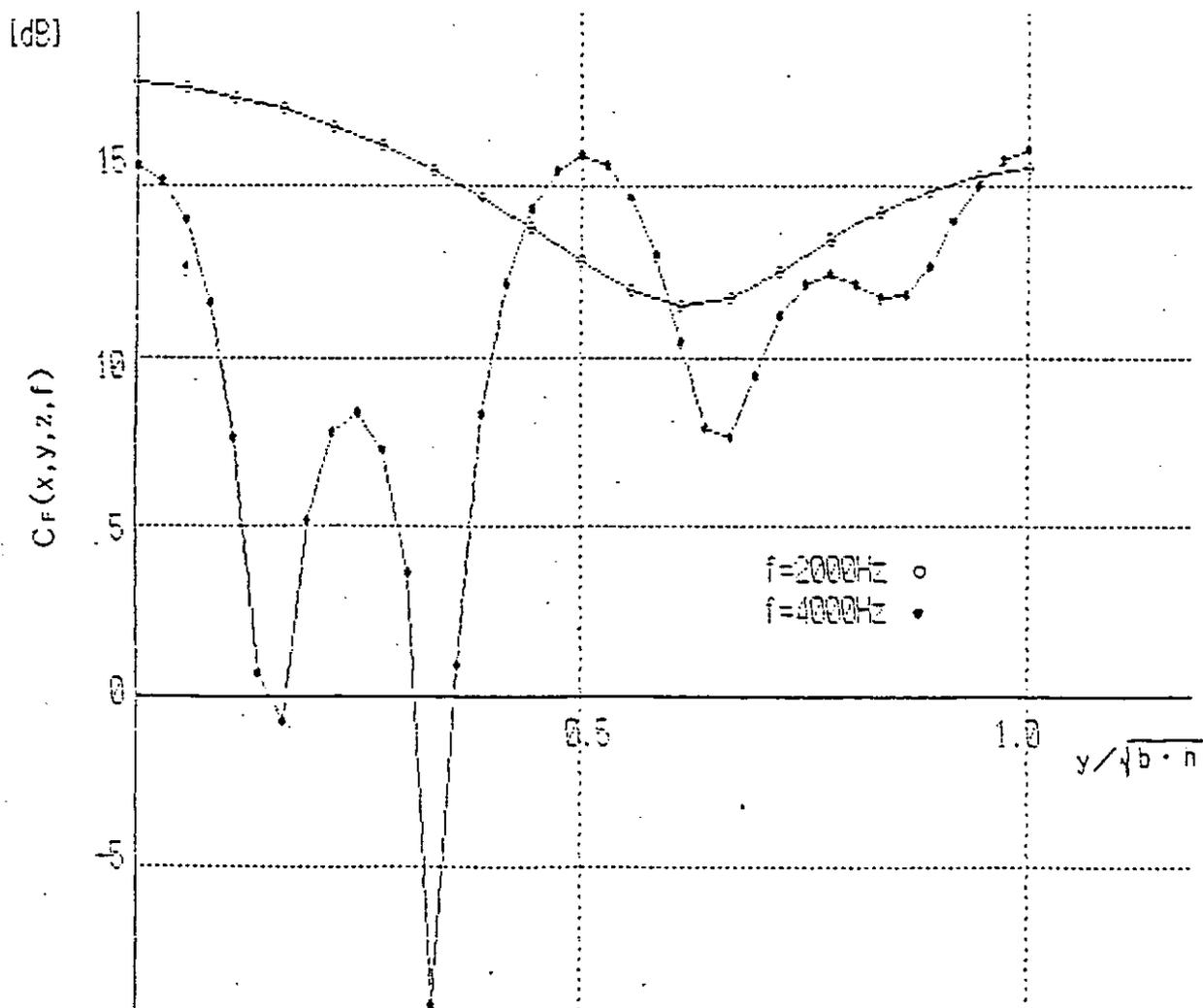


Fig.3.4.2.5 音場換算値のハイドロホン位置依存性 <y方向.b>  
( $x=-1.5\text{m}, z=0.45\text{m}$ )

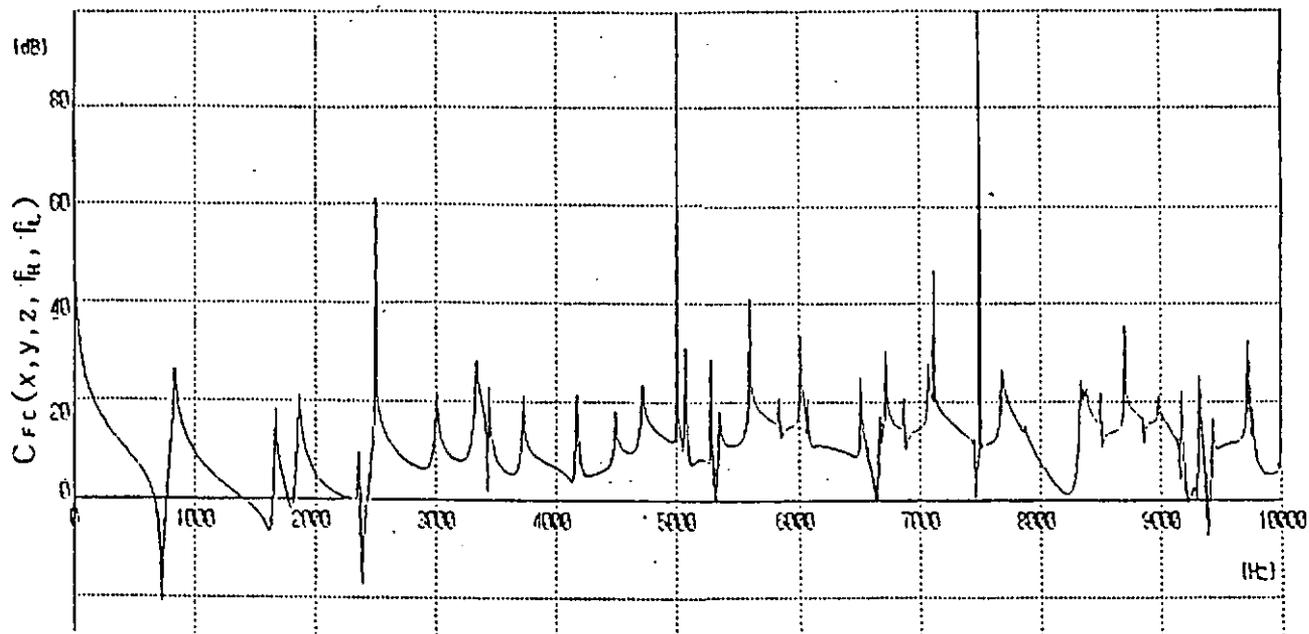


Fig.3.4.2.6 音場換算値の周波数依存性  
(10Hzきざみ  $x=-0.5m, y=0m, z=0.45m$ )

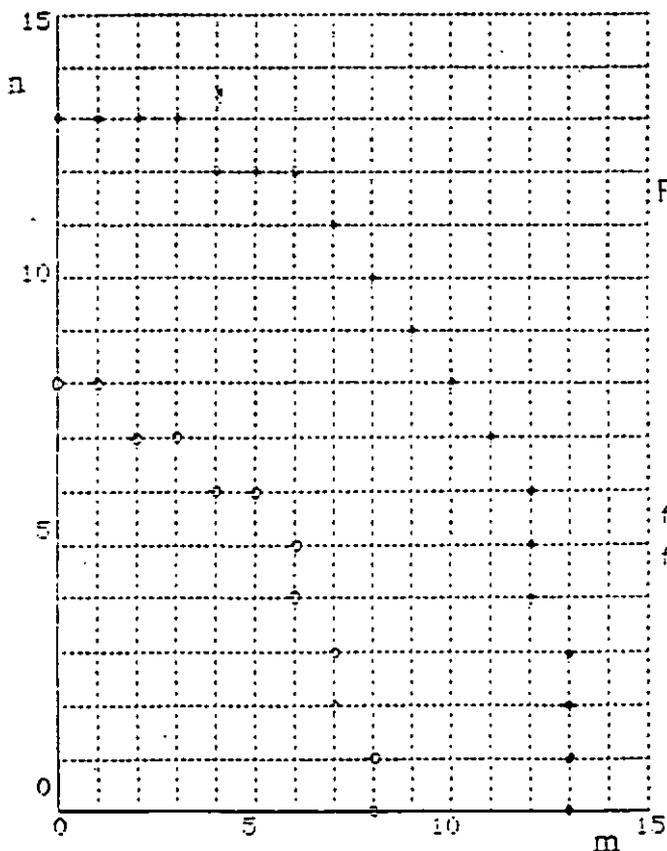


Fig.3.4.2.7  $P_{\pm}(x)$ の収束性  
( $m$ と $n$ を各々固定したとき、(3.4.2.41)式の指数関数部分が $10^{-3}$ 以下になる $m, n$ の組合せを調べたもの)  
( $x=-0.5m, y=0m, z=0.45m$ )

$f=10000Hz$  ●  
 $f=5000Hz$  ○

つぎに、(3.4.2.8)式を用いて 1/3オクターブ分析の場合について計算した結果を示す。

この場合には、(3.4.2.8)式に(3.4.2.27)式 (3.4.2.42)式を代入して

$$C_{Fc}(x, y, z, f_h, f_l) = 10 \log_{10} \frac{\int_{f_h}^{f_l} S_q(f) |H(x, y, z, f)|^2 df}{\int_{f_h}^{f_l} S_q(f) |H_0(x, y, z, f)|^2 df} \dots (3.4.2.44)$$

を計算すれば良い。一方、qの時間微分を $\dot{q}$ とすると

$$S_q(f) = (2\pi f)^2 S_{\dot{q}}(f) \dots (3.4.2.45)$$

の関係があるので

$$C_{Fc}(x, y, z, f_h, f_l) = 10 \log_{10} \frac{\int_{f_h}^{f_l} \frac{1}{f^2} S_{\dot{q}}(f) |H(x, y, z, f)|^2 df}{\int_{f_h}^{f_l} \frac{1}{f^2} S_{\dot{q}}(f) |H_0(x, y, z, f)|^2 df} \dots (3.4.2.46)$$

という形にも書ける。

ここでは、音源の依存性を簡略化して 各積分範囲に置いては、以下の条件の当てはまる場合について それぞれ計算した。

- 1) cavitation体積変動速度スペクトル ( $S_{\dot{q}}(f)$ ) が各分析周波数区間において一定の場合 (→ Fig.3.4.2.8)
- 2) cavitation体積変動加速度スペクトル ( $S_q(f)$ ) が各分析周波数において一定の場合 (→ Fig.3.4.2.9)

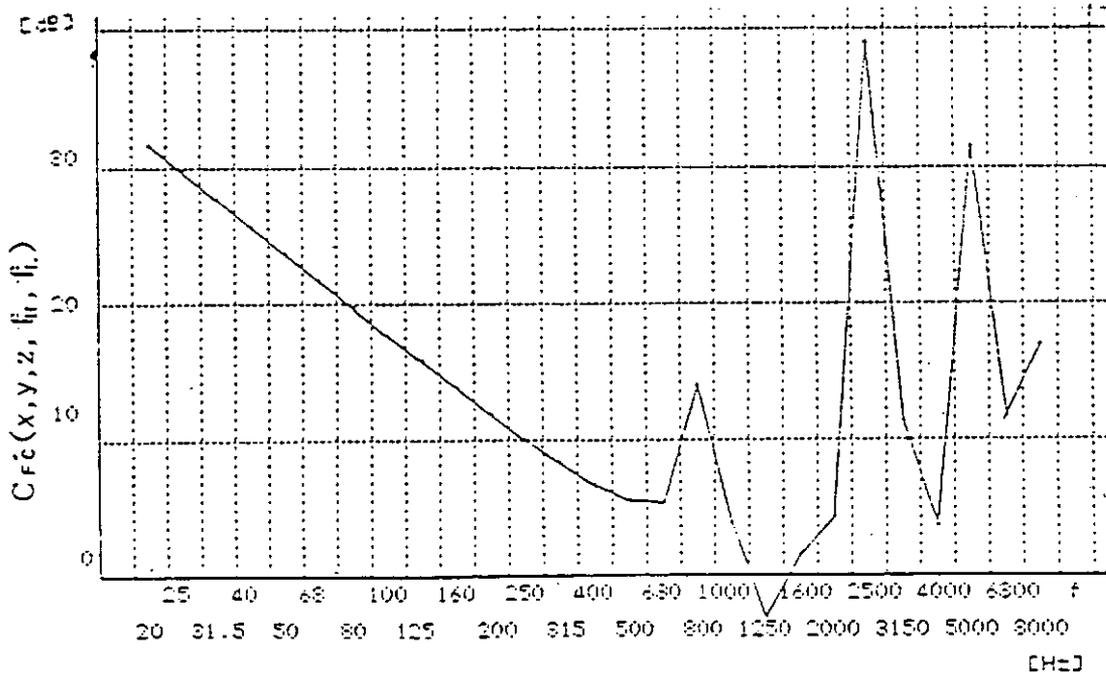


Fig.3.4.2.8  $S_q(f)=const.$ の場合の音場換算値 (1/3オクターブバンド)  
( $x=-0.5m, y=0m, z=0.45m$ )

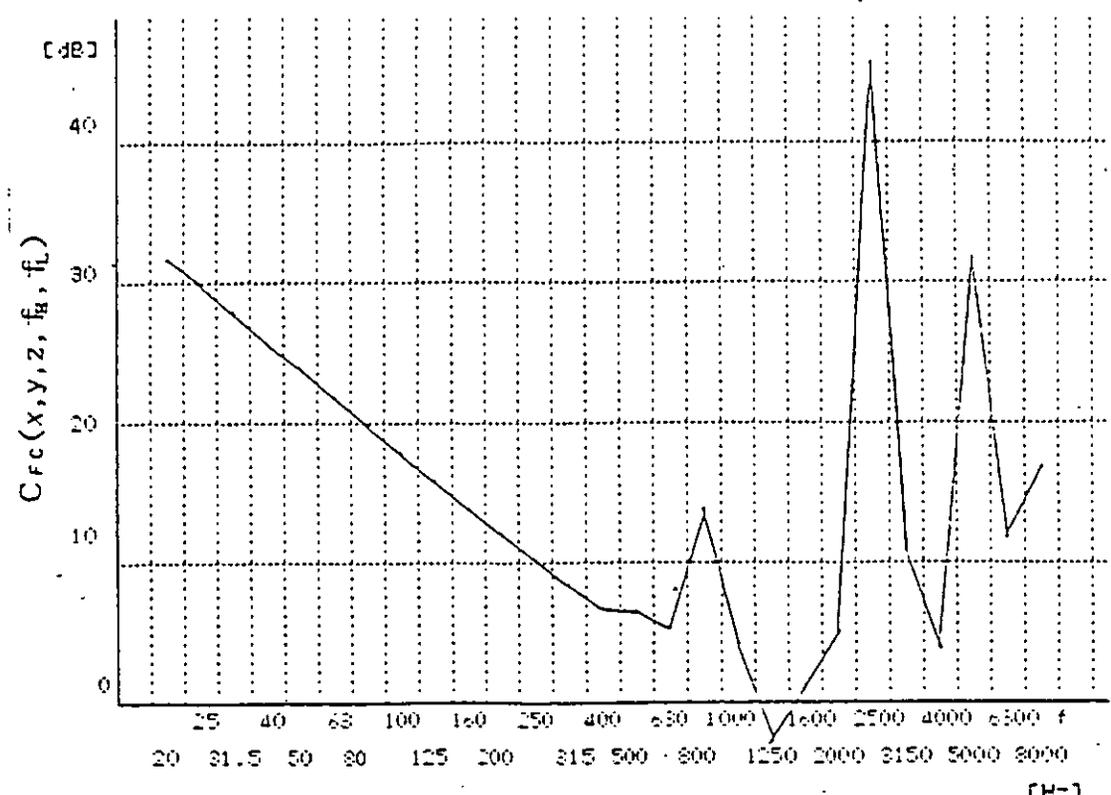


Fig.3.4.2.9  $S_0(f)=const.$  の場合の音場換算値 (1/3オクターブバンド) [H=]  
 (x=-0.5m, y=0m, z=0.45m)

3.4.2.6 両端が閉じた有限矩形断面管路中の場合

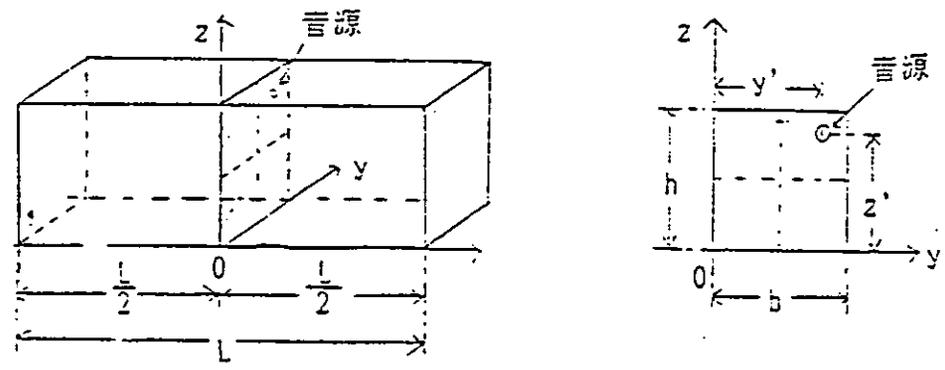


Fig.3.4.2.10 両端が閉じた有限矩形断面管路と音源の位置

Fig.3.4.2.10 に示される管路中 (一種の残響音場) において (3.4.2.17)式を満たす解  $p(x, y, z, t)$  をもとめる。

境界条件として

$$\begin{aligned}
 u=0 & : x=-L/2, L/2 \quad , \quad 0 < y < b \quad , \quad 0 < z < h \\
 v=0 & : -L/2 < x < L/2 \quad , \quad y=0, b \quad , \quad 0 < z < h \quad \dots (3.4.2.47) \\
 w=0 & : -L/2 < x < L/2 \quad , \quad 0 < y < b \quad , \quad z=0, h
 \end{aligned}$$

を考えると、

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial p}{\partial x} = 0 & : x=-L/2, L/2 \quad , \quad 0 < y < b \quad , \quad 0 < z < h \\
 \frac{\partial p}{\partial y} = 0 & : -L/2 < x < L/2 \quad , \quad y=0, b \quad , \quad 0 < z < h \quad \dots (3.4.2.48) \\
 \frac{\partial p}{\partial z} = 0 & : -L/2 < x < L/2 \quad , \quad 0 < y < b \quad , \quad z=0, h
 \end{aligned}$$

と書き換えられる。

以下、(3.4.2.38)式まで §3.4.2.4 と同じである。

(3.4.2.36)式 (3.4.2.37)式 (3.4.2.38)式を積分する際に新たに加わった x 軸方向の境界条件を考慮して以下の結果を得る。

1)  $k^2 - \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 > 0$  の時

$$P_{mn}^{\pm}(x, f) = \frac{-i\pi f \rho_0 Q \cos \frac{m\pi}{b} y' \cos \frac{n\pi}{h} z'}{b h \left\{ (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) - \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

$$\cdot \frac{\cos \left[ \left\{ (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) - \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{L}{2} \mp x\right) \right]}{\sin \left[ \left\{ (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) - \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{L}{2} \right]}$$

〈複合同順〉 … (3.4.2.49)

2)  $k^2 - \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 \leq 0$  の時

$$P_{mn}^{\pm}(x, f) = \frac{i\pi f \rho_0 Q \cos \frac{m\pi}{b} y' \cos \frac{n\pi}{h} z'}{b h \left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

$$\times \frac{\cosh \left[ \left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{L}{2} \mp x\right) \right]}{\sinh \left[ \left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{L}{2} \right]}$$

〈複合同順〉 … (3.4.2.50)

これらを(3.4.2.33)式の  $P_{mn}(x, f)$  に代入することにより両端が閉じた有限矩形断面管路中での音場の振幅  $P(x, y, z, f)$  が求められる。

$L=7.24\text{m}$ ,  $x=-0.5\text{m}$  (他の値は(3.4.2.43)式に準ずる) とした場合に音場換算値の周波数依存性を計算した結果を Fig.3.4.2.11 に示す。

なお 収束性については、(3.4.2.50)式の

$$\frac{\cosh \left[ \left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{L}{2} \mp x\right) \right]}{\sinh \left[ \left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{L}{2} \right]}$$

が

$$\left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{L}{2} \gg 1$$

の時に、

$$\exp \left[ \mp \left\{ \left(\frac{m^2}{b^2} + \frac{n^2}{h^2}\right) \pi^2 - (k^2 - i \frac{2\pi f}{c^2} \mu) \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot x \right]$$

と書き直せるので 3.4.2.5 の場合と同様にあつかう。

この場合には、複雑な周波数依存性を示すが、音場換算値を平均値として求めることは可能と思われる。例えば、Fig.3.4.2.11 では 4000Hz 以上の音に対しては、ほぼ 20dB 程度と考えればよからう。

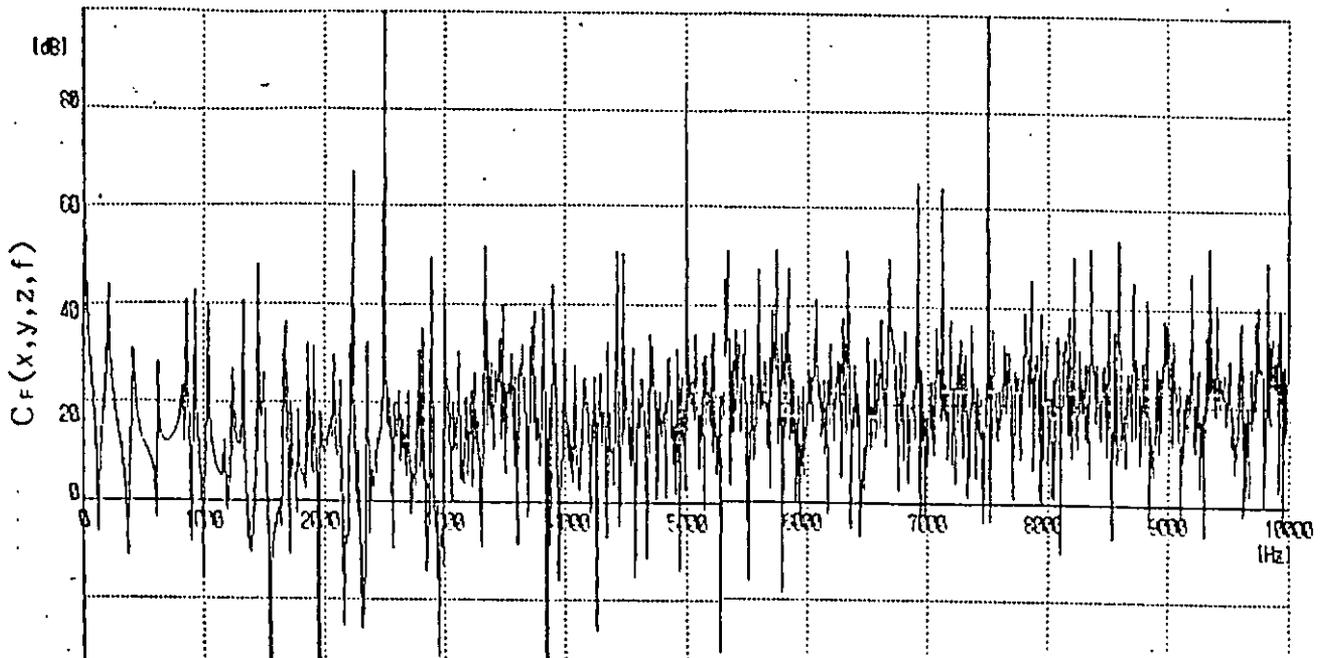


Fig.3.4.2.11 完全に閉じた管路中での音場換算値の周波数依存性  
(10Hzきざみ  $x=-0.5\text{m}, y=0\text{m}, z=0.45\text{m}$ )

### 3.4.2.7 結論

- (1) 制限音場を 無限音場に換算する際に必要となる音場換算値の理論的計算法の基本的考え方を示した。
- (2) 無限長矩形断面管路中に吹き出し点音源がある下記の場合について計算した。
  - ・ 単一周波数の場合
    - ・ ハイドロフォン位置依存性
    - ・ 周波数依存性
  - ・ 周波数が連続的に分布する場合
    - ・ 1/3オクターブ分析における周波数依存性
- (3) 周波数が連続的に分布する場合に1/3オクターブ分析を行うと、音源依存性がある。各分析周波数区間において、体積変動速度スペクトルが一定の場合、および体積変動加速度スペクトルが一定の場合について計算結果を示した。
- (4) 両端が閉じた有限長矩形断面管路(一種の残響音場)に、吹き出し点音源がある場合について計算した。
 

複雑な周波数依存性を示すが、平均的な音場換算値を定義可能と思われる。
- (5) 制限音場においては、音場の形状寸法より定まる特定の周波数の音が 極端に強められ、強いゴーストが出現する可能性があるので、キャビテーション水槽でプロベラキャビテーション放射音を調査する場合等には、十分な注意が必要と思われる。また、実測値との対応を調査して、壁面の境界条件の与え方が今のままで良いか等を チェックする必要がある。

## &lt; 参考文献 &gt;

- 1) 海洋音響研究会編 , “海洋音響—基礎と応用”(1984)
- 2) 守田 栄 , “音響工学入門” , アース社 (1983)

### 3. 5 結言

本年度は「3. 1 結言」に述べたように下記の事項を調査した。

- 1) 騒音計測法・予測法、騒音データの文献調査
- 2) キャビテーション水槽における水中騒音計測
- 3) キャビテーション水槽音場の検討

以下、各項目について得られた成果を述べる。

#### 1) 文献調査

騒音計測法については、最近空中音計測の分野で新しい計測法として注目されている音響インテンシティ法が水中音計測に適用出来るかどうか注目して調査している。適用例が少ないものの、その可能性・問題点・誤差評価等について概説している。

騒音予測法については11種類の予測法について概要をそれぞれ1～2ページにまとめている。よく知られているLevkovskiiの方法を初めとして、最近提案されたものまで述べられており、この分野の設計者、研究者の参考として下記の騒音データと共に活用が期待される。

騒音データについては、前年度文献収集したものの内から重要なもの20編あまりを選び、データベース的に利用出来るよう、計測法・主なデータについて図表を中心に要約している。

#### 2) キャビテーション水槽における水中騒音計測

シドニーエクスプレス号の直径250mmの模型プロペラの均一流中での騒音計測について、まず本年度計測を実施した三菱重工業長崎研究所、東京大学船舶工学科、三井造船昭島研究所、IHI横浜研究所の4機関における計測結果について述べている。さらに前年度実施した2機関（船舶技術研究所、日本造船技術センター）のデータをも含めて比較検討している。その詳細は「3. 3. 7 まとめ」に述べられている。

#### 3) 水槽内の音場の詳細な検討

2)で述べた比較計測、あるいはITTCにおける同様の共同実験により、キャビテーション水槽内の音場の詳細な検討の必要性が痛感された。その第一歩として船舶技術研究所のキャビテーション水槽において、ハイドロフォンをスピーカーとして、既知の強さの音源からの音を水槽内の各点において計測し、水中騒音が水槽内でどの様に伝播するかを調べた。また解析解の得やすい長方形断面の音響場において周囲の壁面の影響を考慮した音場の理論計算を行い、音場の特性を解析するとともにこのような管路中音場から無限流体中音場への音場の理論的換算法についても計算した。

これらの研究の結果、キャビテーション水槽内の音場は予想通りきわめて複雑で、今後水槽内の音場分布について周波数特性をも含めた精密な計測をさらに行うこと、実際の水槽音場についての理論解析、その解析結果をいかに実用的な換算法にまとめるか等の課題が残された。いずれにしてもキャビテーション水槽で計測される音がどのような性質のものであるかを熟知することは、実船音場の正しい推定・予測の第一歩であると考えられる。

#### 4. 結言

本年度の研究成果については、それぞれ第2章および第3章の末尾の「結言」の項に述べられているので、ここでは前年度と本年度の成果について、その目的等も含めて述べることにする。

- (1) 伴流中で作動するプロペラを設計するにあたって、推進性能の向上とキャビテーションによる悪影響の除去は、しばしば相反する要素となる。この時プロペラ翼面の圧力分布をどのように選ぶかは1つの重要なポイントとなる。第1小委員会Aグループでは、この圧力分布を任意に与えてプロペラを設計する手法を開発し、それぞれ代表的な圧力分布を持つ3ヶのプロペラを設計し、模型試験により評価した。

この研究によって伴流分布・作動条件が与えられた時、推進性能とキャビテーション性能の両者を考慮した最適プロペラを設計する道が開けた。本手法はプロペラ形状を与えて圧力分布を求めるという解析的な手法であり、圧力分布からキャビテーションを求める部分も未知のものとして残されているので、もとより完全なものではないが、このような手法の第一歩として重要である。

- (2) 模型プロペラの性能試験結果から実船プロペラ性能の推定を行うことは、設計の最も一般的な手順として従来から行われて来ている。しかし最近種々の新型種のプロペラが開発され実用化されるようになると、従来の経験に多くをたよっていた手法では不十分なことが多い。その代表的な一例がハイスキュープロペラ(HSP)である。2.2.5.節に述べたように、あるHSP装備船では予想をはるかに越える高性能の就航実績が報告されている。

Bグループでは、プロペラ性能の尺度影響について基本的な部分に立ちかえて研究を行った。すなわち青雲丸の普通プロペラ(CP)とHSPを対象を選び、250mmと400mmの模型プロペラ(62年度は1000mmで64年度は実船で実施する予定であった)を選び単独性能、翼面圧力、翼面境界層(400mmのみ)の計測を行い、理論計算結果と比較し、尺度影響についてミクロな部分も含めて考察した。

理論計算によれば、模型プロペラと実船プロペラは翼面上の限界流線のパターンが全く異なること、CPとHSPではレイノルズ数に対する単独性能の変化の傾向がやや異なり、HSPでは実船状態での効率向上が大きいことが予想されるなど興味ある結果が得られた。

Bグループの仕事は新しいSR210研究部会に引きつがれ、1000mm直径の模型プロペラの試験も実施される予定であるので、その成果に期待したい。

- (3) (1)で述べたように実船プロペラの性能を総合的に求めようとする際、インプットデータとしての正確な伴流分布の推定はきわめて重要である。これはもとより船体まわりの粘性流場の問題であるが、実船伴流の正確な推定のために欠けていたものに実船伴流分布の計測データがある。これまでいくつかの計測結果が報告されているが、その困難さのため数は少ない。

Cグループでは船体に大がかりな工事をしないですむこと、流場を乱さず手軽にできる可能性のあることからトレーサーの動きを数台のTVカメラで観測し、画像処理によってラグランジュ的に流速を測定する手法を開発することとした。

実験室内での空中・水中での予備実験によれば5孔ピトー管で測ったものと同程度かそれ以上の精度が得られた。実用化のためには水中での高精度で、迅速な計測法の開発、模型レベルでの実証試験、トレーサをどのようなものにするか、どのように水中に放出するかなど多くの問題が残されているが、開発の第一歩としてはその目的を達したといえよう。Cグループではさらに実船スラストの高精度計測についても調査を開始したが、これらは上述の実船伴流計測法とともにSR210部会に引きつぐこととした。

- (4) 第2小委員会が担当したのはプロペラキャビテーションによる水中騒音の計測法・予測法である。キャビテーションによる悪影響の内現在のところ船尾変動圧力の問題は予測法についてほぼ目途がついた段階であり、エロージョンについては金属強度学とも関連した困難な問題である。上述の水中騒音の問題はまだ未解決であるが、各機関の共同研究として取り組めば現在の知見を大幅に進めることのできる分野である。また実際面からも騒音の問題は重要な課題となって来つつある。

本小委員会で実施した研究は下記のようなものである。

まず文献調査によって騒音計測法・予測法について考察し、また広範な騒音計測データの収集を行った。

次に本研究の中心的課題の1つであるキャビテーション水槽内の騒音計測法について、同一模型プロペラによるキャビテーション騒音の比較試験を6機関の水槽で実施し、また船舶技術研究所の水槽では別に水槽内で騒音

がどのように伝播するかを調べた。さらに水槽壁を模擬した長方形断面の管路中の音場の理論解析を行った。これらの結果から水槽の音場としての複雑さが改めて認識された。

先に述べたように本研究部会は当初の5ヶ年の予定が2ヶ年で中断されることになり、多くの課題が十分に検討されないまま後に残されることになった。それらはAグループと第2小委員会の担当した部分であり、さらに重要なのは最終年度である64年度に計画された実船試験の中止である。対象船としてはSR183研究部会と同じ青雲丸を内定し、航海訓練所とも密接な連絡をとりつつ準備を進めていただけに大変おしまれる。

このため有志の方々と相談して、62年度から「青雲丸実船実験懇談会」を発足させることとした。もとより私的な会合でありその実現にどれほど力があるか心許ないが、このまま貴重な機会が失われてしまうのは誠に残念であり、あえて設置にふみきった。2年間にわたりご尽力いただいた関係各位に厚く御礼申し上げるとともに、これから益々の御指導御鞭撻をお願い申し上げる次第です。