

## 船尾変動圧力の推定に関する研究

右近 良孝\*

### Study on Experimental Prediction on Ship Hull Vibration Induced by Propeller and Cavitation

By

Yoshitaka UKON

#### Abstract

Pressure fluctuation induced by unsteady cavitating propellers has been recognized as one of the most predominant sources of ship vibration and air/structure-borne noise. In order to predict vibration and noise intensities in full scale vessels, high accuracy in the measurement of pressure fluctuation in a cavitation tunnel is inevitable. Through comparative measurement at the Cavitation Committee of 18th International Towing Tank Conference, serious discrepancy was found among full scale measurements and model ones at various cavitation tunnels all over the world. This paper describes the measurement techniques employed in SRI, to improve such correlation between full scale and model measurement and to simulate the pressure field and velocity field around a cavitating propeller and ship stern in a cavitation tunnel reasonably and precisely.

In the present paper, comparative model measurements were performed at SRI not only on a German container ship "Sydney Express" but also on various kinds of current ships built in Japanese ship builders. The correlation between full scale and model was examined in detail. Excellent agreements between them were obtained.

Finally newly developed measurement techniques to essentially improve the measurement of pressure fluctuation are described.

#### 目次

1. はじめに
2. 船研における船尾変動圧力計測法
- 2.1. 計測技術の発展

- 2.2. 伴流シミュレーション技術
- 2.3. 気泡核制御技術と前縁粗さの添加の効果
3. 実船対応模型試験
- 3.1. "Sydney Express"
- 3.2. 無振動型高品質船舶

---

\* 推進性能部

#### 4. 船尾変動圧力の比較計測

##### 4.1. 試験の目的

##### 4.2. 試験方法

##### 4.3. 均一流中の試験

##### 4.4. 不均一流中の試験

##### 4.5. 比較試験のまとめ

#### 5. 新しい計測技術及び今後の課題

##### 5.1. キャビティ形状計測技術

##### 5.2. 水中気泡核の計測

##### 5.3. 今後の課題

#### 6. おわりに

### 1. はじめに

最近、豪華旅客船によるクルージングが欧米を模して話題となり、大型旅客船やフェリーが建造されるようになってきた。この種の船では快適さが最大のセールス・ポイントであり、これを阻害するものとして、船体振動がある。一方、タンカーやコンテナ船にしても、各種精密電子機器が搭載されており、振動は故障の原因となるなどの悪影響が深刻な問題となる。また、海洋調査船や艦艇では船体振動により誘起された水中騒音についても、その減衰が小さいことから、関心がもたれている。この他、船体振動は極端な場合には船体強度部材に亀裂を発生させたりすることがあり、このための防振上の補強鋼材も船舶重量の約3%にもなるので、節約が設計者の重要なテーマである。

船体振動は舶用機関やプロペラが主要な起振源となつてひきおこされる。プロペラによって誘起される振動も二種類あつて、その一つに不均一流中を作動するプロペラの各翼に加わる力のアンバランスが原因のシャフト・フォース（以前はベアリング・フォースと言われていた）がある<sup>1)</sup>。もう一つとして、プロペラに発生する非定常キャビテーションやプロペラ自身により誘起される変動圧力が船尾外板に伝達されて、これが大きな起振源となり、とりわけ船尾まわりで激しい振動が引き起こされる<sup>2)</sup>。

前者に関する研究としてはプロペラ揚力面計算法の実用化<sup>3)</sup>によってシャフト・フォースがほぼ推定できるようになった。その後、伴流分布<sup>4)</sup>ならびに翼数、翼面積比、スキュー分布といった幾何形状<sup>5)</sup>とシャフト・フォースとの関係が明らかにされてきた<sup>6)</sup>。しかし、プロペラの逆転時やHSPなどのプロペラ性能が精度良く計算できないものについては今後の研究を待つ必要がある。現在は翼強度の観点から、特にCPPやHSP

の一翼に加わる力の評価<sup>7)</sup>が問題となっている。

一方、本論文の研究対象である後者の船尾変動圧力は積分量としてサーフェス・フォースと呼ばれる起振力となるが、これに関しては船舶技術研究所（以下、船研という）によって先駆的研究が行われている<sup>2)</sup>。

この船尾変動圧力を高精度で計測することはキャビテーション水槽での模型試験の目的の一つであり、これによって実船での船尾変動圧力ひいては船尾振動の予測及び軽減法の研究が可能となる。これに対して、キャビティ・ボリュームも含めて、理論による予測法が全く確立していないので<sup>8),9)</sup>、模型試験による予測法が最も期待できる。しかしながら、これを可能とするためには変動圧力計測法ばかりでなく、その前提となるキャビテーション試験法ならびにデータ解析法の確立が現在のプロペラ及びキャビテーションの研究において最も重要な問題である。

本論文は、まず、これらの問題の克服のために長年にわたつて船研で著者が行なってきた世界的にも独創的かつ高精度な船尾変動圧力計測法の研究について述べる。

キャビテーション水槽における変動圧力計測の最終目的は実船での変動水圧の予測であり、これを検証するためには実船データが不可欠である。このため、1980年度から3年間にわたつて行なわれた（社）日本造船研究協会（以下、SRという）のSR183において変動圧力計測等が行なわれた<sup>10)</sup>。この研究では運輸省航海訓練所の練習船「青雲丸」の通常型プロペラとHSPについて貴重な実船データが得られた。更に多くの実船データが必要であつたが、日本の造船所からこの種のデータを入手することがその当時困難であつた。このため、日独科学技術協定のもとでの共同研究を通じて、“Sydney Express”などの実船データを取得する努力がなされている。

実船と模型との良い相関を得ることはわが国だけの問題ではなく、世界各国の研究機関に共通の関心事であるので、国際試験水槽委員会（以下、ITTCという）での比較試験の対象となつた。しかし、第18期ITTCでの比較試験についての報告書では各国での水槽における計測値が大いにばらつき、実験でもなお変動圧力の予測が困難であることが明らかになった<sup>11)</sup>。このため、著者は第19期ITTCにおいてわが国での比較試験を企画した。この比較試験では船研での研究をベースとする試験法により実施し、良好な相関が得られたが、この結果についても述べる。

近年、上記の船体振動の軽減に関する要望が乗組員ばかりでなく船主からも強く出されるようになってきた。このような状況から生まれた ISO6954 という国際基準の最高レベルの振動を保証できる技術を確立し、この基準を満たす船体振動の非常に少ない船の建造を可能とすることが造船界の関心事となった。このため、(財)日本造船振興財団(現在、シップアンドオーシャン財団)の技術開発基金による補助金を受け、大手造船7社(石川島播磨重工業㈱、三菱重工業㈱、川崎重工業㈱、住友重機械工業㈱、NKK、日立造船㈱、三井造船㈱)による「無振動型高品質船舶の開発」の共同研究が1986年度から4年間にわたって行なわれた。船研は1987年半ばから造船会社と「プロペラ変動圧力に及ぼすキャビテーションの影響」の共同研究を結び、上記の研究の一部を担当した。その一つは最新ハイテク技術を駆使した模型プロペラに発生するキャビティ形状の新しい計測法の開発であり、他の一つは実船対応模型試験であった。特に後者に関しては船研で実施した模型試験での計測データと実船データとの対応を明らかにし、模型試験による、特に模型船を用いる船尾変動圧力の実験的推定法の検証をすることができた。

この結果、キャビテーションばかりでなく、船尾変動圧力においても極めて良好な相関が得られたので、その一部について述べる。

## 2. 船研における船尾変動圧力計測法

### 2.1. 計測技術の発展

船研の旧キャビテーション水槽では古くから平板を用いて変動圧力計測が行なわれていた。高橋らの研究によって非定常キャビテーションの発生により、キャビテーションが発生していないときと比べて変動圧力が大幅に増加することが見いだされている<sup>2)</sup>。

その後、1975年に35ノット、長さ300mの大型超高速コンテナ船の研究開発の一環として、世界有数の大きさを持つ大型キャビテーション水槽<sup>12)</sup>が建設された。大きな特徴として、長さが最大7mの模型船を使用することのできる第二計測部が設けられている。Fig. 1に示すこの水槽では、次のような変動圧力計測法が用いられている。

まず、第一計測部では以前と同様、平板に圧力計を取り付けて変動圧力が計測される。伴流分布はワイヤ・メッシュでシミュレートする方法が用いられてい

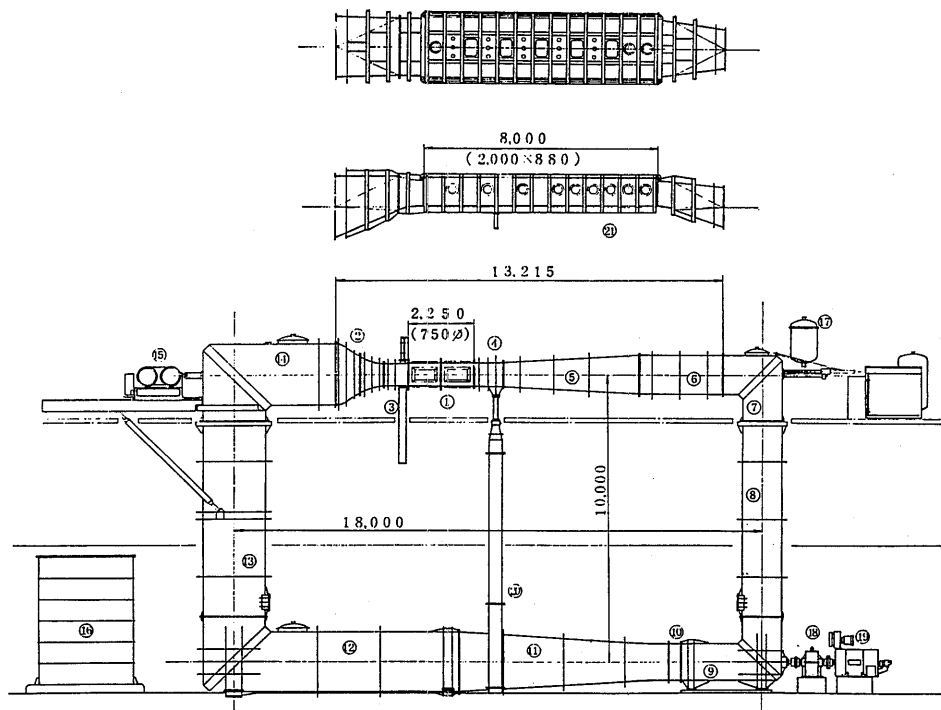


Fig. 1 SRI Large Cavitation Tunnel

る。これを Fig. 2 に示す。比較的新しい方法としてダミー・モデルとワイヤ・メッシュの組合せでシミュレートする方法があるが、各国の水槽とも前者の方法で計測が行なわれることが多い。

一方、第二計測部では曳航水槽で用いられる模型船を取り付けて計測が行なわれる。これを Fig. 3 に示す。このような計測方法を用いるところは世界でも少ない。現在、船研で用いられている圧力計は、両計測法とも同じ超精密圧力計（三計エンジニアリング社製、P306-1S）である。圧力計の性能表を Table 1 に示す。

計測用増幅器はトヨタ製 AA-3300であり、データ解析はデータレコーダに収録後、ワークステーション HP330CH で行なわれる。データサンプリングは標準で各圧力計毎にプロペラ回転数の約256倍で行なう。

一方、模型船を用いる船尾変動圧力計測は1973年頃から受託試験やSR との共同研究を中心にいろいろと行われるようになってきた。しかしながら、これらの試験における計測は必ずしも満足できるものばかりでなかった。その原因はこれらの業務を遂行する際に生じた以下に述べる種々の試験法上の問題

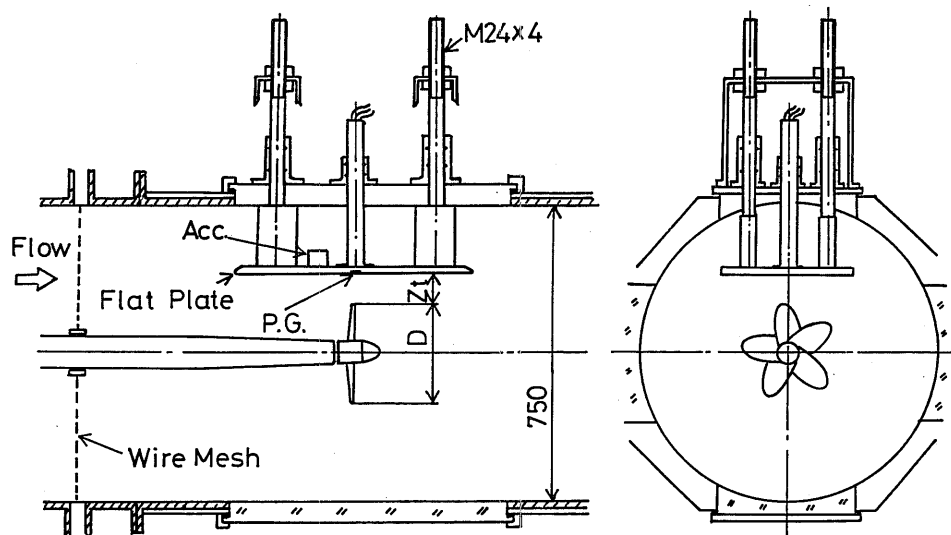


Fig. 2 Arrangement of Wire Mesh Screen and Flat Plate

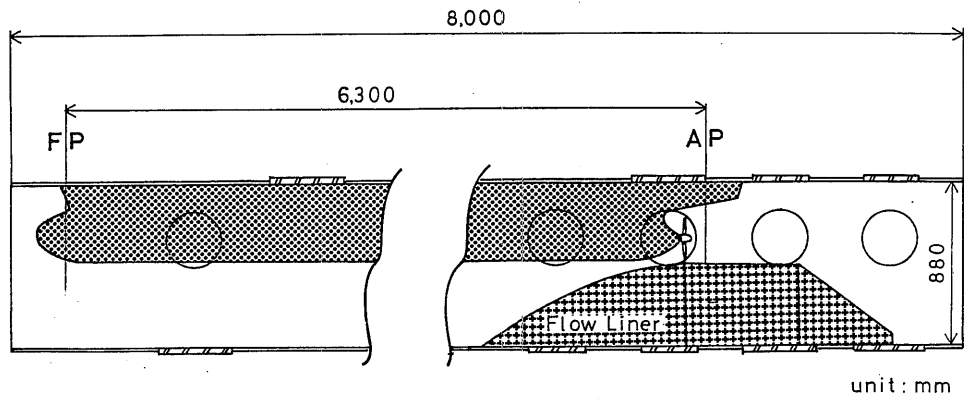


Fig. 3 Arrangement of Model Ship and Flow Liner

(1) 伴流シミュレーション技術

(2) 気泡核制御技術

などであり、以下に“Sydney Express”を例にどの様に問題点を解消していったかを述べる。

## 2.2. 伴流シミュレーション技術

まず、キャピテーション水槽での伴流分布が曳航水槽でのそれと一致するかがキャピテーション試験をする上で問題であった。Fig. 4 に示す高速コンテナ船の相似模型三隻を用いて、両水槽での伴流分布の比較が

Table 1 Specification of Pressure Transducer

Type	P306-1S
Capacity	$\pm 1.0 \text{ kgf/cm}^2$
Resp. Freq.	7.0kHz
Output Voltage	50mV / 6V FS
Non-linearity	0.5% FS
Repeatability	0.5% FS
Bridge Voltage	6V DC (8V DC Max)

行われた<sup>13)</sup>。それぞれの長さは6.96m、5.80m、4.93mである。この結果、最も小さな模型船については船型が fine な事もあり、比較的良く一致したが、残り二つの模型船に関しては伴流がかなり大きくなり、模型船を用いた伴流シミュレーションにおける側壁影響が問題となってきた。

1977年から開始された SR174 の共同研究では当時採用され始めた低回転大直径プロペラ船の研究が行われた。船研はその一部を担当して、キャピテーション水槽での変動圧力計測を行なった。しかしながら、この船型は Fig. 5 に示す様にバナマックス型のバルクキャリアで、 $C_B$  が約 0.8 と大きかったこともあり、キャピテーション水槽で計測された伴流分布は Fig. 6 に示すように左右非対称となった<sup>14)</sup>。このため、中央平行部を切り取った短縮模型を用いたりして工夫をしたが、伴流の非対称性は更に著しくなった。そこで、Fig. 7 に示す Vortex Generator を用いて、左右舷同時に船尾剥離を強制的に起こすようにし、Fig. 8 に示すように左右非対称をある程度なくすることができた<sup>14)</sup>が、本質的解決とはならなかった。

これらの現象の原因は側壁影響のための船尾での過大なデフューザ効果にあると考えられた。このため、

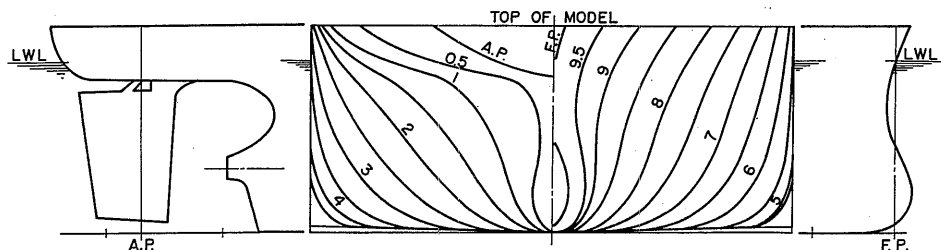


Fig. 4 Ship Hull Form of High Speed Container Ship

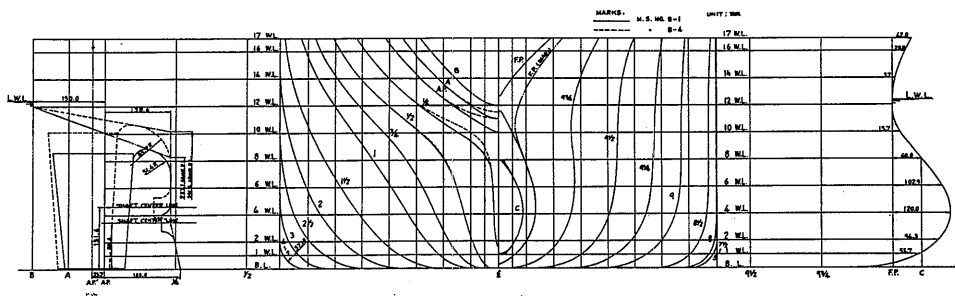


Fig. 5 Ship Hull Form of Bulk Carrier

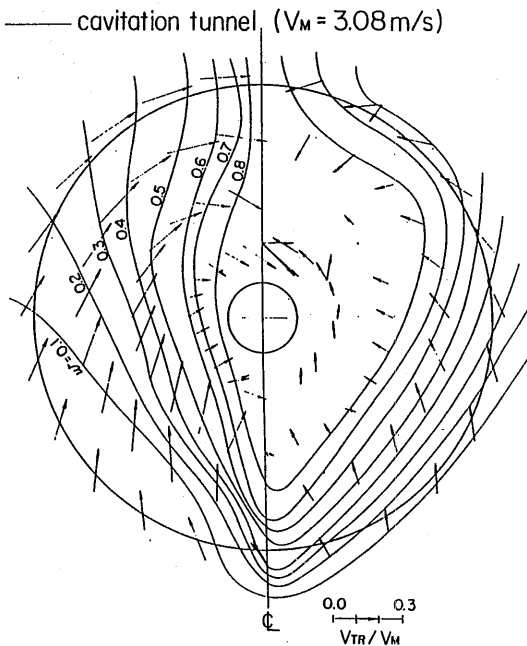


Fig. 6 Deformed Axial Wake Distribution due to Wall Effect

その後、船尾流場の減速域に船体の排除効果により形成される流線に一致する形状となるように制作されたフローライナ、“flow liner”を設置することが試みられた<sup>15)</sup>。これにより、伴流分布への側壁影響の除去がある程度可能となった。この手法はSR183の広幅浅喫水船<sup>16)</sup>や199ton型カーフェリー<sup>17),18)</sup>および青雲丸<sup>19)</sup>での船尾変動圧力計測で活用され、現在ではFig. 9に示す当初のフローライナの形状や水槽への取り付け方法に改良が加えられ、今日に至っている。

以前のわが国や外国でのキャビテーション試験では模型船伴流を用いることが多いが、現在では実船推定伴流分布を用いることが増えてきている。これをシミュレートするために、当初、側壁影響を取り除くために使われていたフローライナを用いる事が考えられるようになってきた<sup>20)</sup>。キャビテーション水槽では通常、水槽壁の存在によるディフューザ効果により船尾伴流が広がるが、Fig. 3に示すフローライナを挿入することによりこの側壁影響をほぼ補正できる。そこで、これより大きく設計されたフローライナを用いるか、その前後位置を変化させることにより船体周りの流路を狭めて加速することによって、伴流をより狭くし、実船

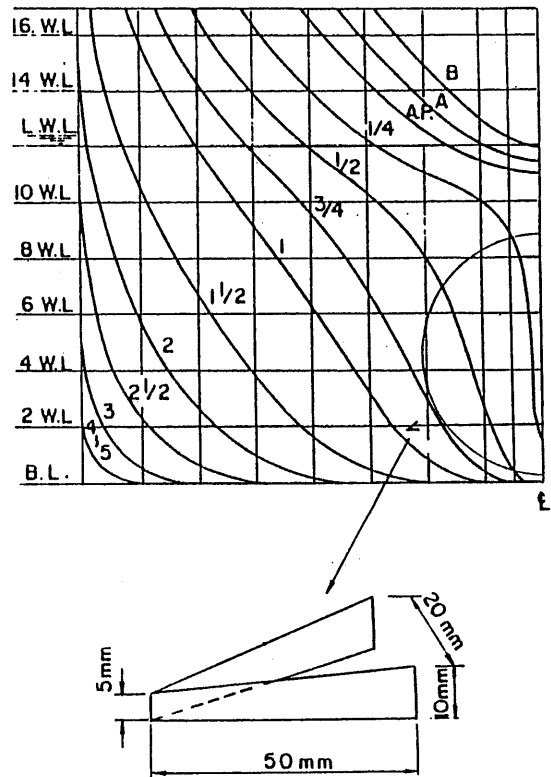


Fig. 7 Model Ship and Vortex Generator

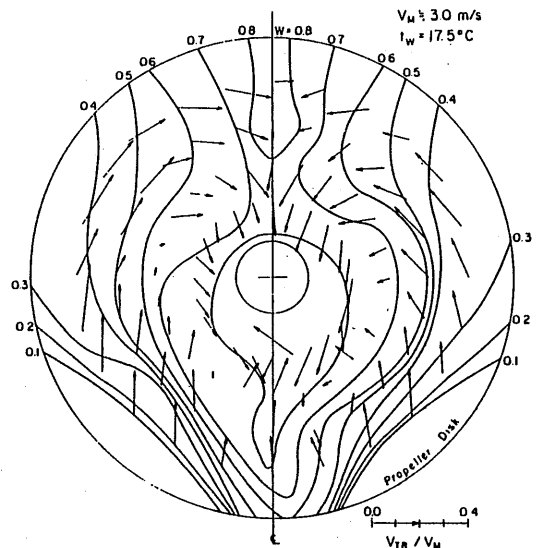


Fig. 8 Modified Axial Wake Distribution by Vortex Generator

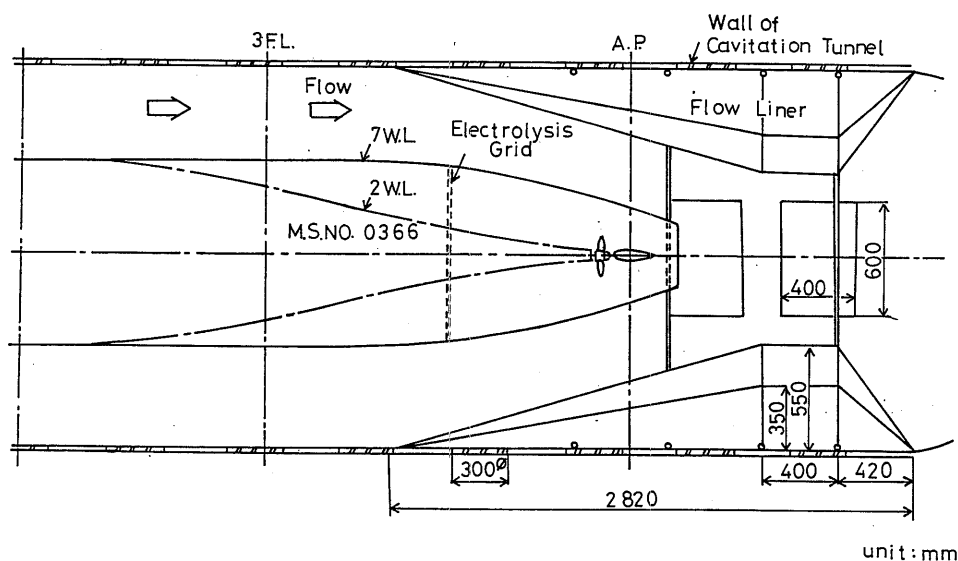
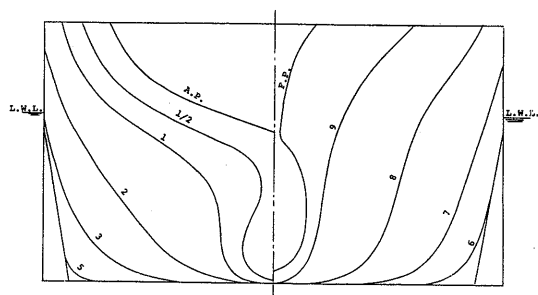
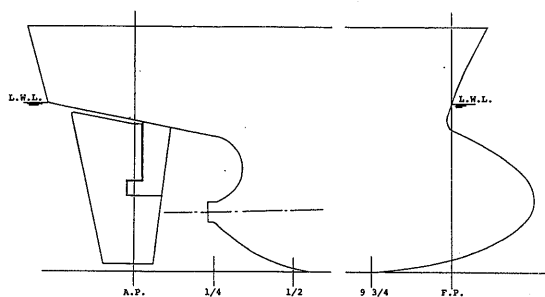


Fig. 9 Prototype Flow Liner



(a) Body Plan



(b) Profile

Fig. 10 Ship Hull Form of Sydney Express

Tabel 2 Principal Dimensions of Sydney Express

Key	A
Kind	Container
MS No.	0449
$L_{PP}$ [m]	210.00
$L_{WL}$ [m]	215.80
B [m]	30.50
d [m]	11.00
$C_B$	0.616
$\nabla$ [m <sup>3</sup> ]	43,457
$P_D$ [PS]	32,454
$V_s$ [kn]	22.0
$D_p$ [m]	7.00

推定伴流分布に近づけることができる。このことを Fig. 10 及び Table 2 に示すドイツのコンテナ船 “Sydney Express” を例に以下に示す。本供試船の模型プロペラの主要目を Table 3 に、プロペラ単独性能を Fig. 11 に示す。

Fig. 12 はキャビテーション水槽でのフローライナなしの場合の “Sydney Express” の伴流分布であり、本模型船は fine な船型であるので、フローライナなしでも Fig. 13 に示す曳航水槽で計測された伴流分布とほぼ同じとなる。一方、Fig. 14 は笹島の方法<sup>21)</sup>により

推定された実船伴流分布であり、Fig. 15 はフローライナを用いてシミュレートした実船推定伴流分布であり、両者の対応は良い。従来、実船推定伴流分布はワイヤ・メッシュ・スクリーンにより、シミュレートされてきたが、この方法では円周方向や半径方向の伴流はシミュレートすることはできない。この意味で、本シミュ

Table 3 Principal Particulars of Sydney Express Propeller

M. P. No.	0250	0260
$D_p$ [m]	0.250	0.210
$P/D_p(0.7R)$	0.9357	
$a_E$	0.7799	
$t/D_p$	0.063	
$Z$	5	
$x_B$	0.167	

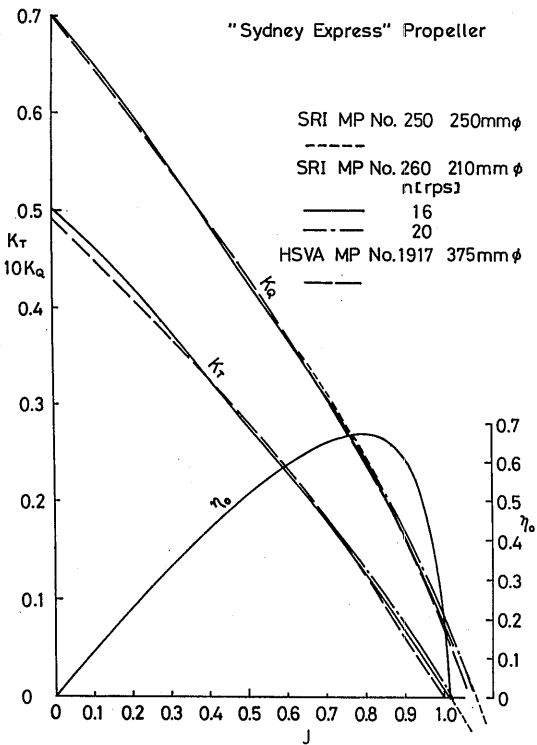
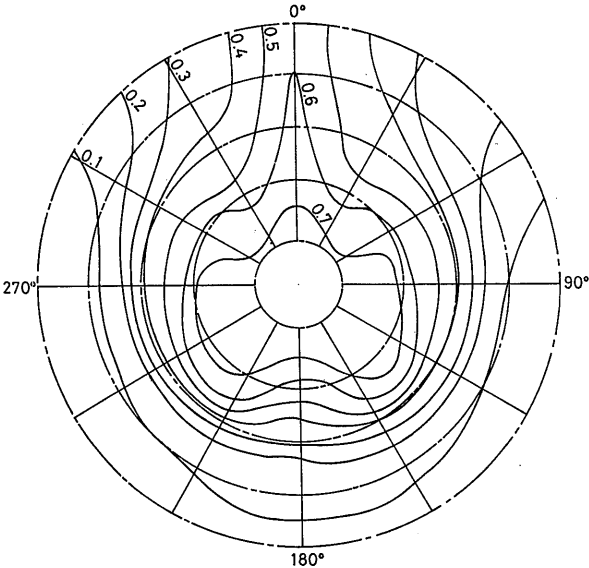
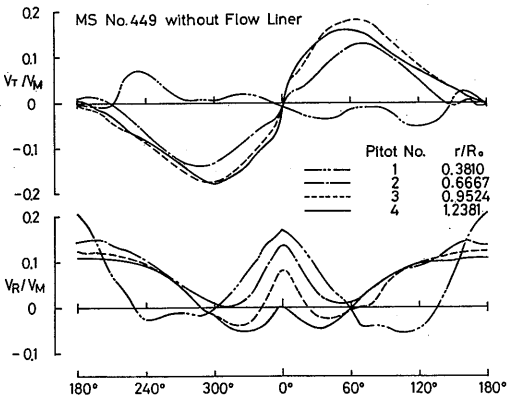


Fig. 11 Propeller Open Characteristics of “Sydney Express” Propeller

Wake Distribution in Cav. Tank  
MS.No. 0449 (Sydney Express)  
Condition Sea Trial



(a) Axial Wake Contour



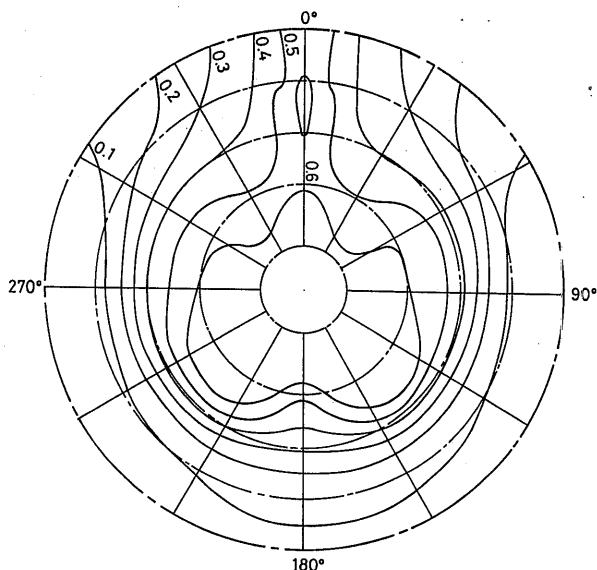
(b) Tangential and Radial Distribution

Fig. 12 Wake Distribution in Cavitation Tunnel Without Flow Liner

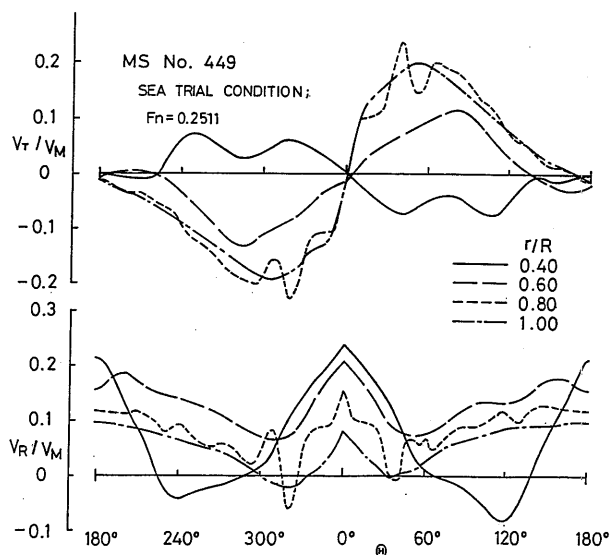


レーション法は世界的にも独創的な方法であり、最も厳密な方法といえる。この方法に関する技術的進展を調査することが第20期 ITTC キャビテーション技術

Wake Distribution in Towing Tank  
MS.No. 0449 (Sydney Express)  
Condition Sea Trial  
Fn 0.251



(a) Axial Wake Contour



(b) Tangential and Radial Distribution  
Fig. 13 Wake Distribution in Towing Tank

委員会の五つのタスクの一つとして取り上げられ<sup>22)</sup>、また、第19期 ITTC 総会ではこの方法を採用し、肥大船船型に対しても良好な成果が得られたとの報告<sup>23)</sup>もあった。船研においても、無振動型高品質船舶の開発の共同研究において肥大船に関しても、SR174船型の場合のように左右非対称にならずに実船推定伴流をシミュレートすることができ、良好な結果が得られ、伴流シミュレーションに関しては、その手法が固まったといえる。

### 2.3. 気泡核制御技術と前縁粗さの添加の効果

キャビテーションの発生に水槽水中の気泡核が重要な役割をなすことは古くから知られている<sup>24)</sup>。キャビテーション試験は従来から、空気含有率を変えて試験が行われている。その根拠となるものとして、ITTC によって推奨された方法がある。計測部での水槽水が試験時に静圧に対して飽和空気含有率となるように設定する方法がある。しかしながら、現実には観測がきれいにできるとか以前からの経験による場合が多い。

船研の大型キャビテーション水槽ばかりでなく、我国や世界の各水槽においても、伴流中を作動する模型プロペラに発生するキャビテーションが周期的に発生

Estimated Wake Distribution

MS.No. 0449 (Sydney Express)  
Condition Sea Trial  
Fn 0.251

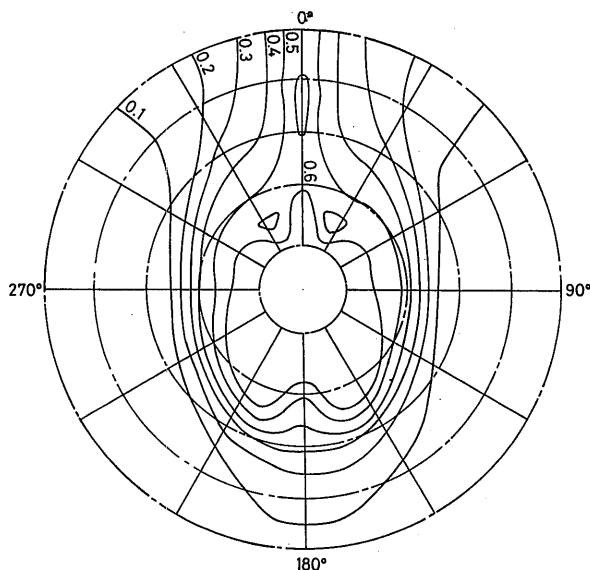
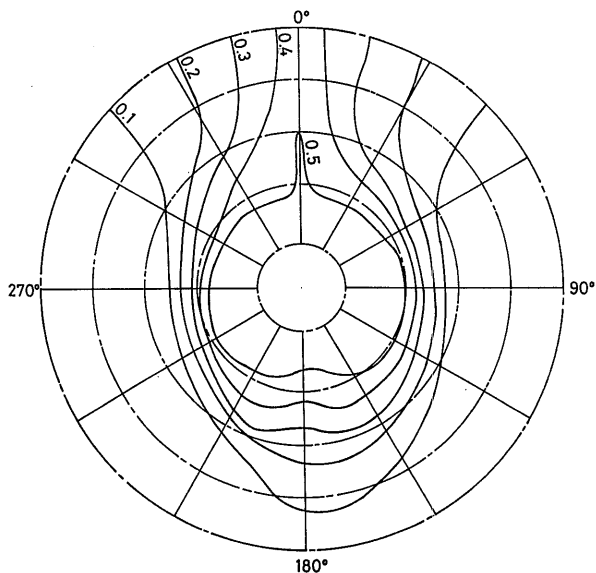
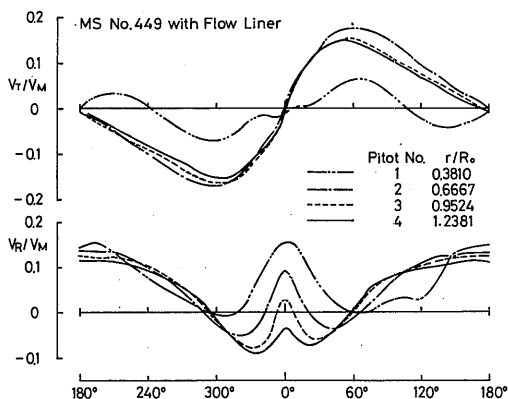


Fig. 14 Estimated Full Scale Wake Distribution by Sasajima's Method

Estimated Wake Distribution in Cav. Tank  
 MS. No. 0449 (Sydney Express)  
 Condition Sea Trial



(a) Axial Wake Contour



(b) Tangential and Radial Distribution

Fig. 15 Simulated Wake Distribution by Flow Liner

しないことが問題となってきた。空気含有量を ITTC の基準やその1.5倍としても、この現象を抑えることができなかった<sup>25)</sup>。この原因として、キャビテーション水槽水中の気泡核の数が実海域と比べて、格段に少ないこと<sup>26)</sup>、ならびに、近年のプロペラは MAU プロペラの様にプロペラ前縁に鋭い負圧のピークをもって作動せず、比較的ショック・フリー近い状態で作動するこ

(202)

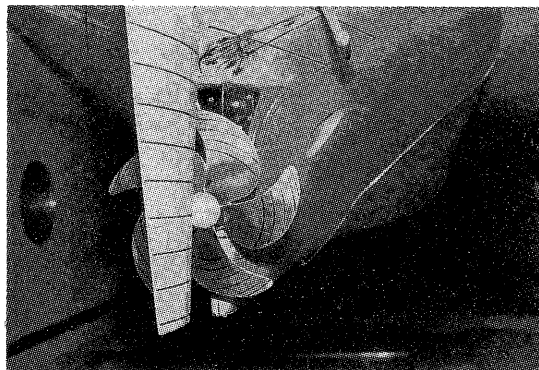


Fig. 16 Device to Supply Hydrogen Bubble

と<sup>27)</sup>も挙げられる。

模型試験ではこのため、初生段階(右廻りプロペラの左舷側)においてキャビテーションが発生しにくくなり、変動圧力波形がハーモニックにならず、振幅の解析値が見掛け上小さくなり、位相が遅れる傾向がある。この現象を克服する方法として、電気分解により水素気泡を水中へ供給する方法がある<sup>28)</sup>。このため、模型船舶尾部の上流に Fig. 16 に示す水素気泡発生装置を取り付けて上流より気泡核を供給して試験を行なうことが考えられた。この方法は NSMB (現在の MARIN) の減圧曳航水槽で始められた方法で、キャビテーションの発生をかなり安定させることができ、変動圧力計測に有効である。

もう一つの方法として、Fig. 17 に示す様にプロペラの前縁にカーボ・ランダムを塗布する方法<sup>28),29)</sup>も検討された。この方法は上流にワイヤを張ったりすることもしなくてすむばかりでなく、プロペラ翼面上での乱流促進をすることにもなる。この点、ワイヤ・メッシュを用いた実験では水素気泡発生用のワイヤを上流に張らなくても良いので便利である。しかしながら、粗さそのものから微細なキャビテーションが発生し、プロペラでの初生が不明確になることや粗さ自身の抵抗によりプロペラ性能に若干変化することが、今後の改善すべき点である<sup>22)</sup>。変動圧力に及ぼす両者の影響はほぼ同じであり、両者を併用することにより、より計測値の安定性は増す<sup>30),31),32),33)</sup>。

水素気泡の添加と前縁粗さの塗布による変動圧力振幅及び位相の計測値に及ぼす効果を“Sydney Express”を例にして示す。Fig. 18 に模型船に取り付けられた圧力計及び加速度計の位置を示す。

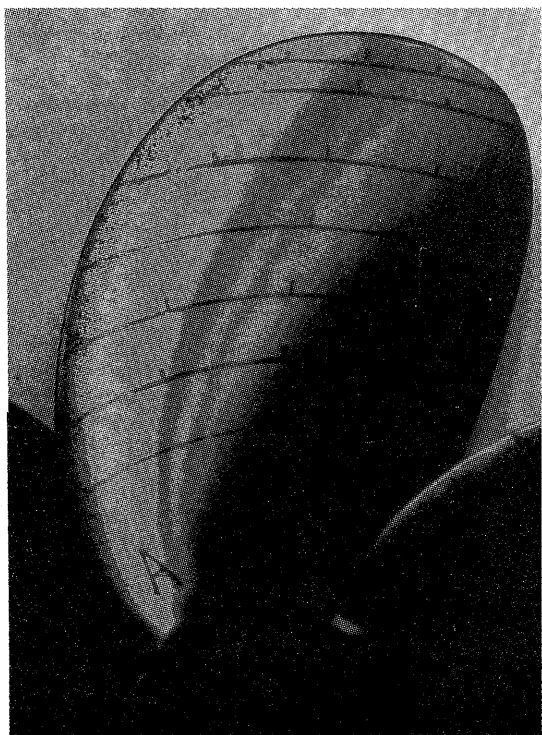


Fig. 17 Propeller with Leading Edge Roughness

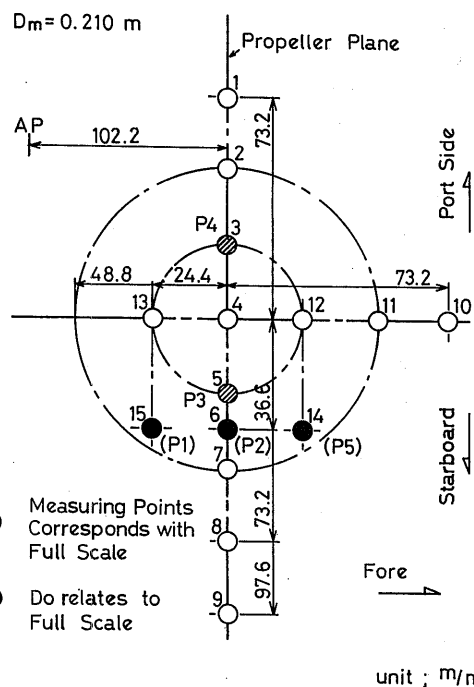


Fig. 18 Arrangement of Pressure Transducers and Accelerometers Equipped on Ship Stern of Model

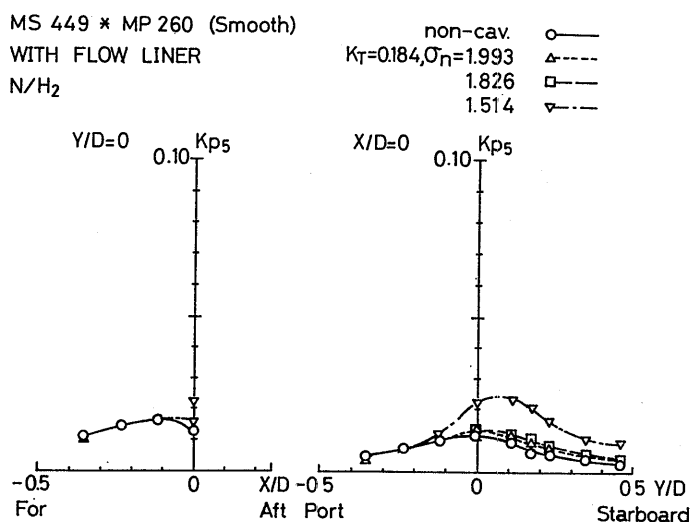


Fig. 19 Amplitude Distribution of Pressure Fluctuation at First Blade Rate without Nuclei Seeding

まず、粗さの付いていない模型プロペラに対する計測結果について述べる。Fig. 19 は空気含有率が約30%の時に、水素気泡を添加せずに計測した場合であり、最も低いキャビテーション数の時を除いて、キャビテーションが発生していないときとほぼ同じ変動圧力振幅分布 (blade frequency の一次成分) となる。この図において、 $K_{pi}$  は変動圧力係数であり、次のように定義される。

$$K_{pi} = \Delta p_i / \rho n^2 D^2$$

ここで、 $K_{pi}$  は変動圧力の片振幅の  $i$  次成分であり、 $\rho$  は密度、 $n$  はプロペラ回転数、 $D$  はプロペラ直径である。

Fig. 20 はその時の位相分布 (blade frequency の一次成分) を示しており、やはり振幅と同様の傾向となる。

これに対して、水素気泡を添加すると Fig. 21 に示すように変動圧力振幅分布 (blade frequency の一次成分) はどのキャビテーション数についても大幅に大きな値となり、最も低いキャビテーション数の場合でも水素気泡なしの場合よりも大きくなる。位相に関しては、Fig. 20 に示すようにキャビテーション発生時独特のフラットな分布となる。

次に粗さを付けた場合の変動圧力振幅計測結果 (blade frequency の一次成分) を Fig. 22 に示す。 $\sigma_n = 1.826$  の場合を除き、粗さを付けた場合の変動圧力

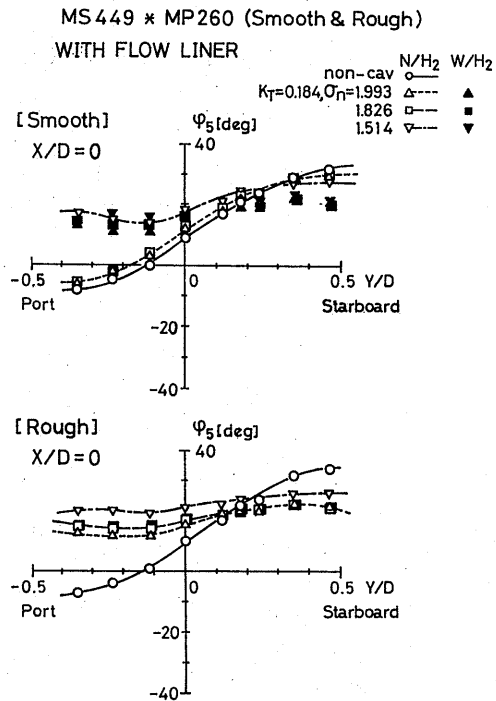


Fig. 20 Phase Distribution of Pressure Fluctuation

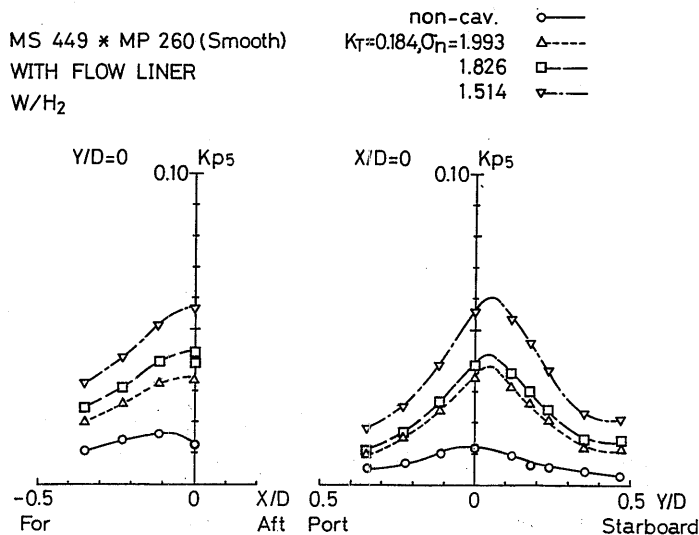
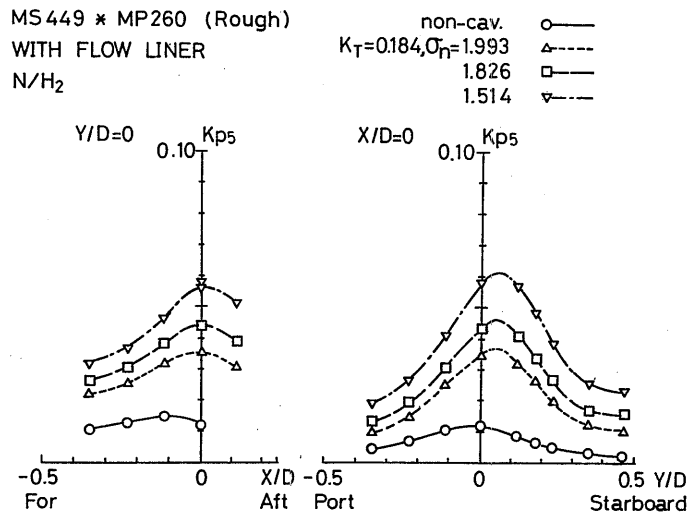
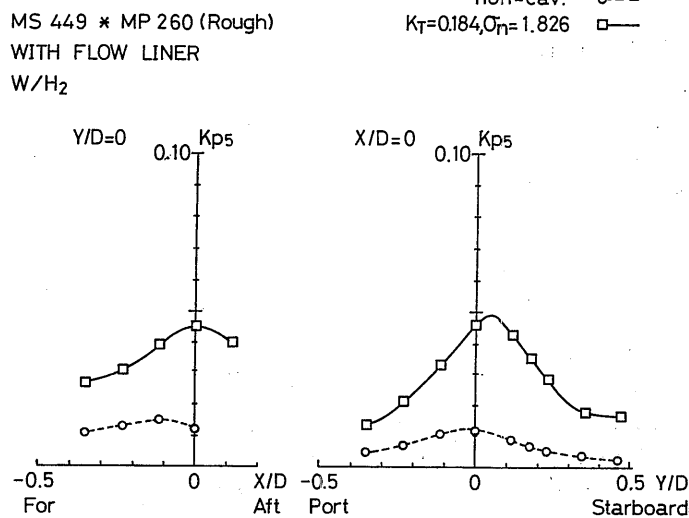


Fig. 21 Amplitude Distribution of Pressure Fluctuation with Hydrogen



(a) Without Hydrogen Bubble



(b) With Hydrogen Bubble

**Fig. 22** Amplitude Distribution of Pressure Fluctuation for Propeller with Leading Edge Roughness Application

振幅は、水素気泡を添加した場合のそれと良く一致する。両者の効果はほぼ同じであることが分かる。粗さ付きの場合において、更に水素気泡を添加すると、若干振幅が増加するが、この量は計測誤差と同等な量である。前縁粗さと水素気泡の添加の効果に関して、前述のようにそのメカニズムから、異なる現象が起き

ると考えられるが、船尾流場の様に流入迎角の変動があり、キャビテーションが高迎角時に発生する場合には、両者の作用はこの様に同等となる場合が多い。キャビテーション数が非常に低い場合、両者の間で異なるキャビテーションパターンが得られるので注意を要する。次に二次翼次数成分の振幅についての計測結果

を Fig. 23 に示す。粗さの塗布と水素気泡の添加が一次成分と同様、ほぼ同じ効果を持つことが分かる。

この様な理由から実船計測との良い相関を得るために、船研独特の標準試験法として供試水中への核供給、プロペラ翼面上の乱流化及び実船推定伴流のシミュレーションが採用される様になってきた。

### 3. 実船対応模型試験

#### 3.1. “Sydney Express”

実船データ<sup>26),34)</sup>が公表されている西独のコンテナ船“Sydney Express”プロペラに関する船研における計測結果について述べる。本計測は日独科学技術協定に基づく共同実験の一部として行なわれたものである。

第18期 ITTC における比較試験の結果を Fig. 24 および Table 4 に示す。但し、シリーズ No. 10と11を除く。この図から分かるように各水槽で計測された変動圧力振幅の模型実験データは実船データと良い相関を示さないばかりでなく、大きくばらついた。また、計測時の模型プロペラの回転数により大きな影響を受けることも報告された<sup>35)</sup>。

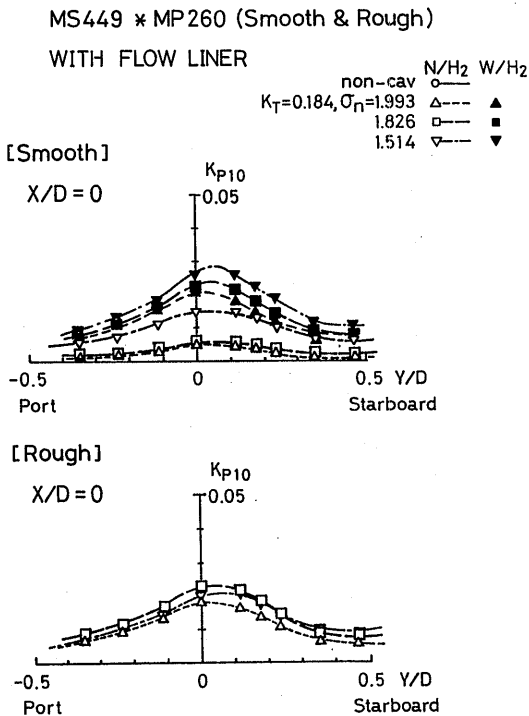


Fig. 23 Amplitude Distribution of Pressure Fluctuation of Second Blade Rate

このような比較試験の結果は各水槽に働く研究者や技術者を愕然とさせるものであった。そこで、前述の変動圧力計測法を適用し、実船データとの比較を行ない、その有効性を調べた。Fig. 25 はキャビテーション発生範囲に関する実船実験と模型船舶後でのキャビテーション試験との比較を示す。非常に良い一致が見られる。Fig. 26 は計測点 P3 における  $\sigma_n=1.993$  の時の一次～四次の翼次数成分の変動圧力振幅を示す。一次成分についてみると、実船データは模型の水素気泡の添加の場合、または粗さ付きの場合とほぼ一致する。粗さなしでかつ水素気泡なしは、それらの約40%にしかならず、この方法で模型での計測を行うと、実船の振幅がかなりの過小評価されることになることが分かる。二次成分は実船データよりかなり小さめとなるが、三次成分は良く一致する。四次成分については実船データが公表されていない。Fig. 27 は同じ条件における他の計測位置での比較を示す。前図とまったく同じ傾向である。

Fig. 28 及び Fig. 29 は  $\sigma_n=1.826$  の時の実船データと模型試験結果との比較である。実船データは一次成分のみしか公表されていない。模型データのうち、粗さ付きで水素気泡ありの場合が最も良く実船データと一致し、次に粗さ付きで水素気泡なしの場合となる。滑らかなプロペラで水素気泡添加ありの場合はやや振

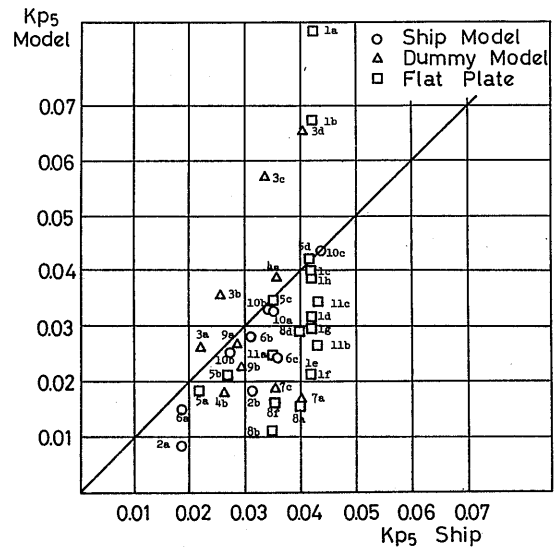


Fig. 24 Correlation of Pressure Fluctuations Measured at Various Test Facilities and at Full Scale on Sydney Express

Table 4 Facilities and Test Conditions

Series No.	Facility	Test Condition				Pressure Gauge	Prop. Diam. [m]	Kind of Wake	Meas. Device	
		KT	10KQ	n[rps]	$\sigma_n$	$\sigma_{n \pm 0.7}$				
1a	HSVA	0.175	20.0	1.826			P3	0.375	Model	Mesh
1b	Large Tunnel	"	15.0	"			"	"		
1c		"	22.5	"			"	"		
1d		Medium Tunnel	"	30.0	"			"		
1e	"		20.0	"			"	"		
1f	"		15.0	"			"	"		
1g	Small Tunnel	"	30.0	"			"	0.200		
1h		"	20.0	"			"	"		
2a	VWS	0.185	9.2	2.06			P3	0.250	Model	Ship
2b	Circ. Tunnel	0.203	"	"			"	"		
3a	NMI No.2 Tunnel	0.304	25.0		0.496		P3	0.250	Estimated (Hoekstra)	Dummy
3b		0.316	"		0.458		"	"		
3c		0.323	"		0.393		"	"		
3d		0.309	"		0.360		"	"		
4a	NSMB	0.213		1.77			P1	0.219	Model	Dummy
4b	Large Tunnel	"		"			P6	"		
5a	HSVA	0.175	20.0	2.518			P3	0.375	Model	Mesh
5b	Large Tunnel	"	"	2.322			"	"		
5c		"	"	1.993			"	"		
5d		"	"	1.826			"	"		
6a	VWS	0.222	5.33	2.67			P3	0.375	Model	Ship
6b	Circ. Tunnel	0.194	7.32	2.40			"	"		
6c		0.206	7.90	2.06			"	"		
7a	CTO Tunnel	0.173	18.0	1.826			P3	0.250	Model	Dummy
7b		"	"	"			P4	"		
8a	BSHC Tunnel	0.173	18.0	1.826			P3	0.250	Model	Mesh
8b		"	"	"			P4	"		
8c		0.173	25.0	1.826			P3	0.184	Estimated (Tanaka)	
8d										
9a	CSSRC	0.323	25.0		0.393		P3	0.250	Estimated (Hoekstra)	Dummy
9b	Large Tunnel	"	"		"		P4	"		
10a	SRI Large Section	0.184	20.0	1.993			P3	0.210	Estimated (Sasajima)	Ship
10b		"	"	1.993			P4	"		
10c		"	"	1.826			P3	"		
10d		"	"	1.826			P4	"		
11a	SRI	0.184	20.0	1.993			P3	0.250	Estimated (Sasajima)	Mesh
11b	Small Section	"	20.0	1.826			"	"		
11c		"	25.0	"			"	"		

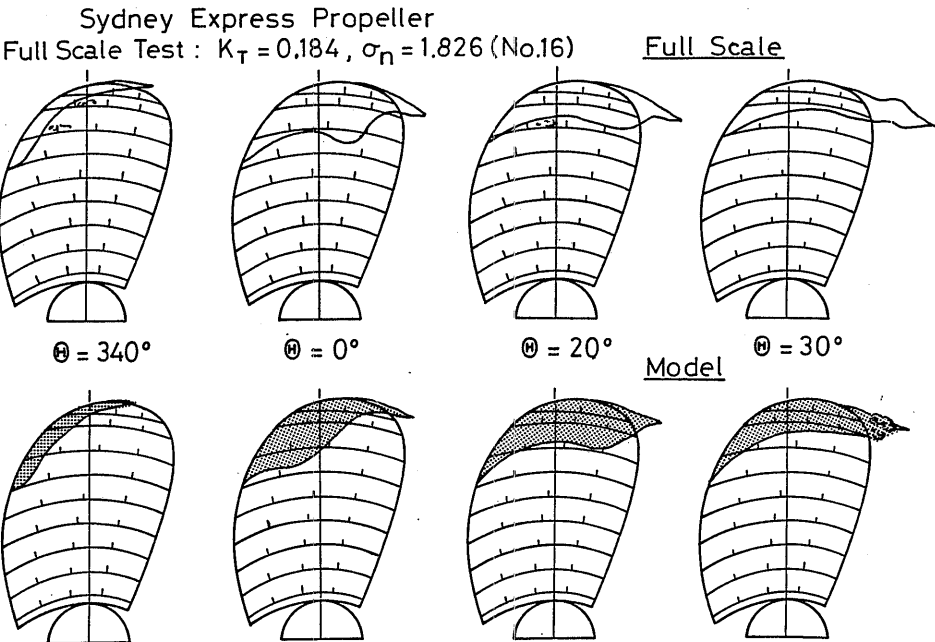


Fig. 25 Comparison of Cavitation Pattern between Full Scale and Model Propeller behind Complete Ship Model

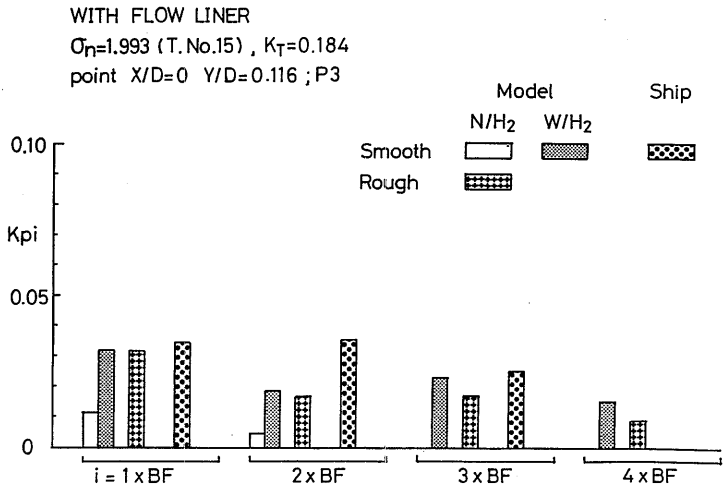


Fig. 26 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P3 with Flow Liner ( $\sigma_n = 1.993$ )



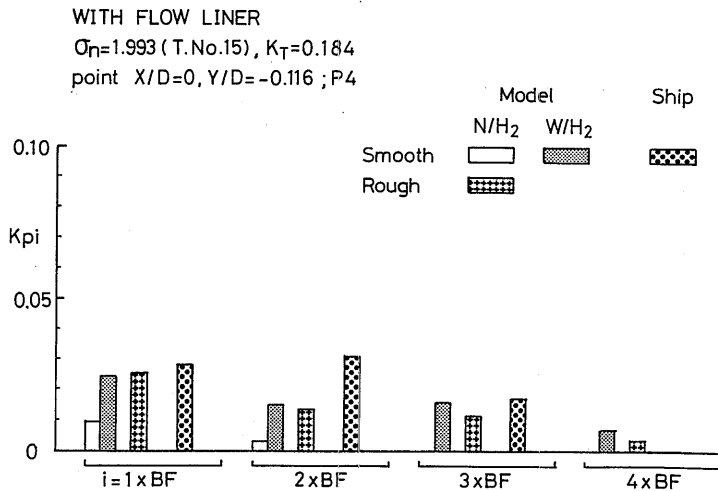


Fig. 27 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P4 with Flow Liner ( $\sigma_n=1.993$ )

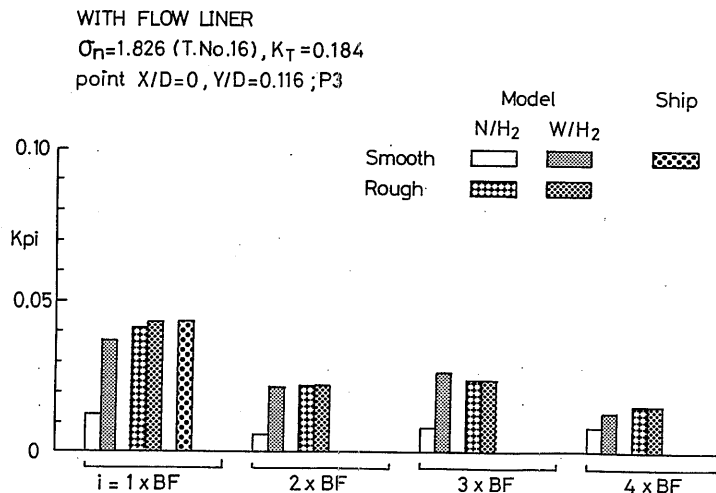


Fig. 28 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P3 with Flow Liner ( $\sigma_n=1.826$ )

幅は小さめとなるが、他の成分に関しては差異は殆どない。粗さなし、水素気泡なしの場合、すべての成分に対して、変動圧力振幅は他の場合の1/3から1/2程度にしかならない。本計測結果はシリーズ No.10として Fig. 24 にも示してあり、一致は良い。以上のことから、Fig. 24 に示された計測結果のうち、45°の直線より下にくるものは気泡核が不足した状態で計測が行われ

たことが推察される。特に、ベルリン水槽での計測<sup>30)</sup>の写真ではキャビテーションの発生量が少なく、また、バブル・キャビテーションがみられ、シート・キャビテーションが充分に形成されなかったためと思われる。

上記の模型試験結果はフローライナを用いてシミュレートした実船推定伴流分布中で得られた。そこで、フローライナなしの模型船伴流分布で計測を行なうと、

WITH FLOW LINER

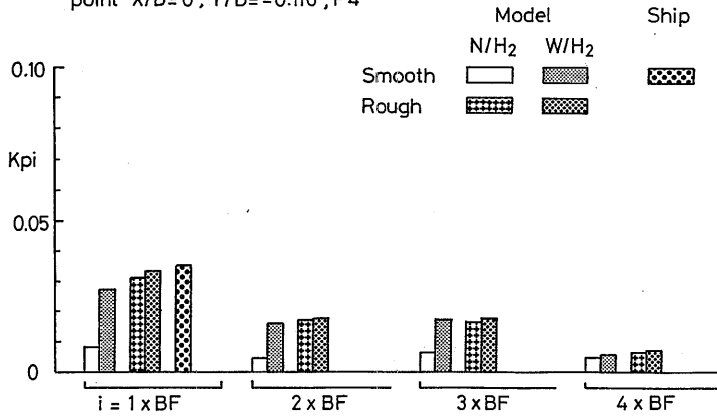
 $\sigma_n=1.826$  (T.No.16),  $K_T=0.184$ point  $X/D=0$ ,  $Y/D=-0.116$ ; P4

Fig. 29 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P4 with Flow Liner ( $\sigma_n=1.826$ )

MS449 \* MP260 (Smooth)  
WITHOUT FLOW LINER  
W/H<sub>2</sub>

non-cav.  $\circ$   
 $K_T=0.184, \sigma_n=1.993$   $\triangle$   
1.826  $\square$   
1.514  $\nabla$

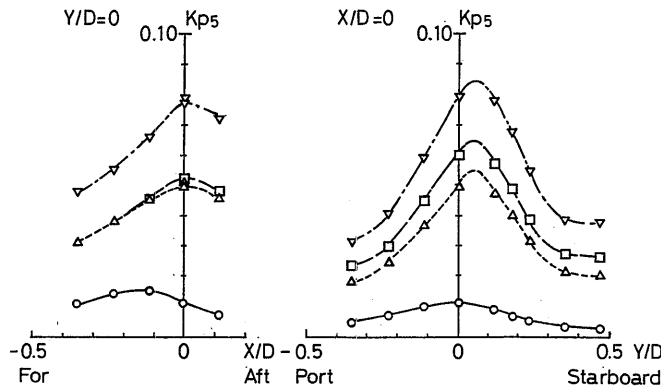


Fig. 30 Amplitude Distribution of Pressure Fluctuation by Smooth Surface Propeller at 1st Blade Rate without Flow Liner

実船計測とどのような相関になるかも調べた。Fig. 30 及び31は一次成分の変動圧力振幅分布であり、前出の Fig. 21 に示す同分布と比べてかなり大きくなっている。Fig. 32 は位相分布の比較である。次に、変動圧力振幅の一次～四次成分に関する実船計測との比較を Fig. 33～36 に示す。一次成分に関しては模型試験で得られた値はかなり大きい。二次成分は各図において実

船計測値と良い相関となっているが、三次及び四次成分に関しては実船推定伴流分布で得られた結果より相関が悪い。以上のことから、幅広い伴流分布である模型船伴流での計測は実船での過大な予測につながる事が分かる。

### 3.2. 無振動型高品質船舶

変動圧力分布に関して船研が利用できるデータは青

MS 449 \* MP 260 (Rough)  
WITHOUT FLOW LINER  
N/H<sub>2</sub>

non-cav ○  
 $K_T=0.184, \sigma_n=1.993$   
1.826 □  
1.514 ▽

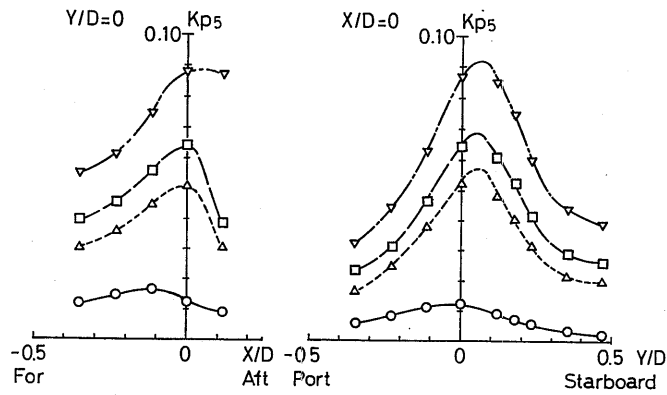


Fig. 31 Amplitude Distribution of Pressure Fluctuation by Roughened Surface Propeller

MS449 \* MP260 (Smooth & Rough)

WITHOUT FLOW LINER

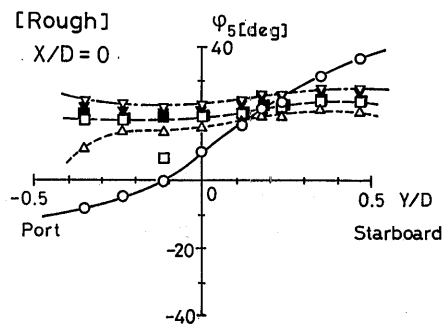
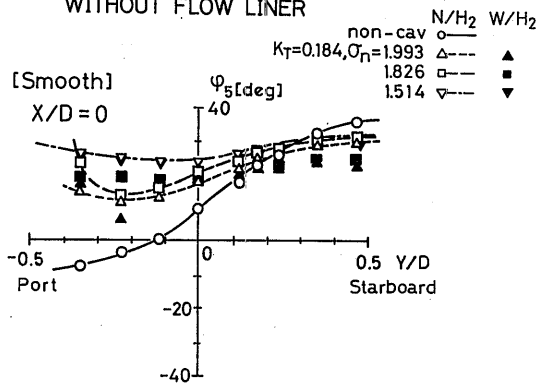


Fig. 32 Phase Distribution of Pressure Fluctuation without Flow Liner

雲丸での二種類のプロペラに関する実船データとドイツの“Sydney Express”に関するデータのみであった。模型船による試験を行なうためには、線図が不可欠であり、これが最大のネックとなり、実船データが公表されていても利用することができなかった。無振動型高品質船舶の開発の共同研究プロジェクトでは、青雲丸の他、五隻について実船対応模型試験を行ない、

そのうち Table 5 に示す青雲丸と四隻に関しては変動圧力について模型船と実船との比較が可能であった。

試験方法は前章で述べた方法で行なった。模型プロペラの前縁には粗さをつけ、水素気泡を添加して計測を行なった。伴流分布に関しては実船推定伴流をフローライナを用いてシミュレートした。キャピテーション数は0.7R または0.9R での静圧に基づくものを用い

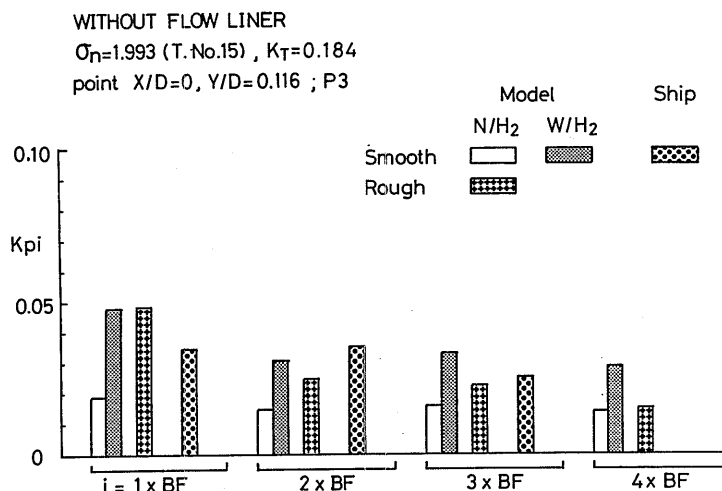


Fig. 33 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P3 without Flow Liner ( $\sigma_n=1.993$ )

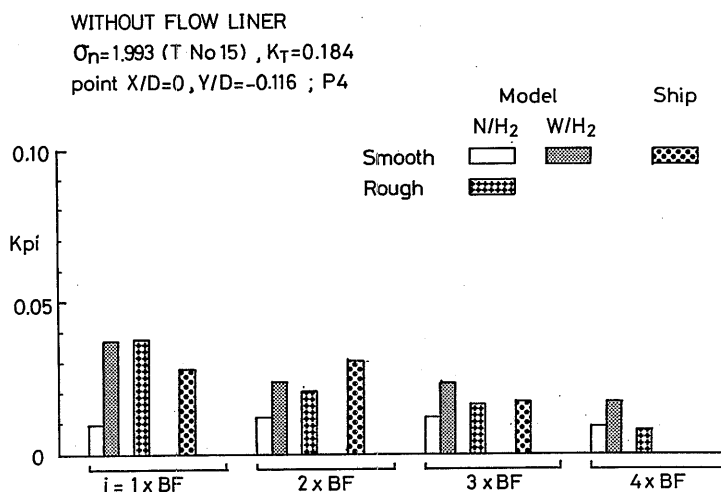


Fig. 34 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P4 without Flow Liner ( $\sigma_n=1.993$ )

た。この結果、各供試船について、キャビテーション発生範囲ばかりでなく、変動圧力振幅についても良い相関が得られた。変動圧力計測において模型プロペラ回転数を少なくとも三種類変化させ、回転数の影響がないことを確かめながら、計測を行った。これと同時に、この共同研究で新たに開発したキャビティ形状の計測法“Laser-CCD Camera”法<sup>37)</sup>により、キャビテ

ィ・ボリュームの計測も行われた。

これらの計測のうち、船尾変動圧力に関する実船と模型データとの相関を“Sydney Express”及び青雲丸を含めて、Fig. 37 及び38に示す。Fig. 37 及び38はそれぞれ変動圧力振幅の一次及び二次成分であり、blade frequency の一次成分に関しては青雲丸のCPでの計測を除き、変動圧力振幅係数  $K_{p5}$  で $\pm 10\%$ 以内または

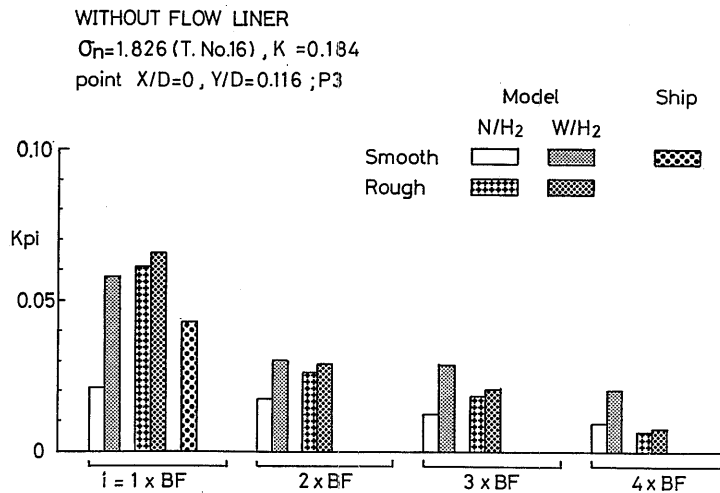


Fig. 35 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P3 without Flow Liner ( $\sigma_n=1.826$ )

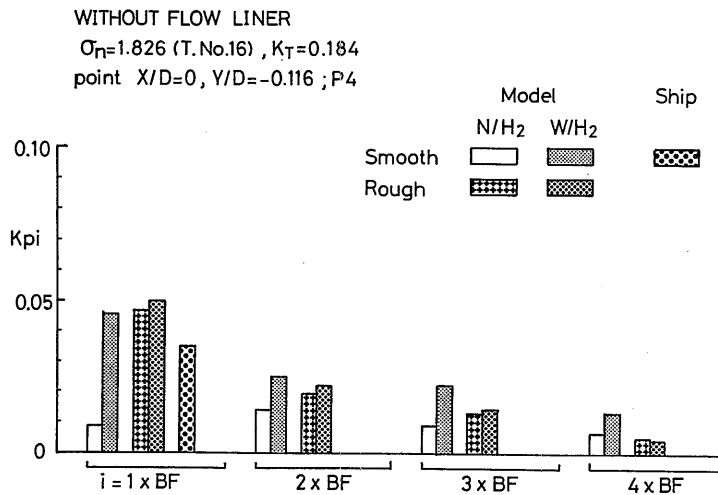


Fig. 36 Comparison of Pressure Fluctuation Amplitudes on 1st-4th Blade Rate at P4 without Flow Liner ( $\sigma_n=1.826$ )

Table 5 Principal Dimensions of Tested Ships

Key	B	C	D	E	F
Kind	Training	Bulk	Tanker	Tanker	Tanker
MS No.	0500	0496	0304	0531	0532
$L_{PP}$ [m]	105.0	278.0	222.0	302.0	310.0
B [m]	16.0	46.0	42.0	58.0	58.0
D [m]	8.0	27.5	20.3	28.3	28.6
d [m]	5.8	17.0	12.2	18.8	18.8
$\Delta$ [ton]	5,780				
DW [ton]		166,000	80,000	240,000	240,000
BHP [PS]	3,970	19,650	14,200	23,200	22,560
N [RPS]	176.0	65.0	103.0	70.0	56.0
$V_s$ [kn]	16.0				
$D_P$ [m]	3.60	8.90	7.20	10.6	10.2

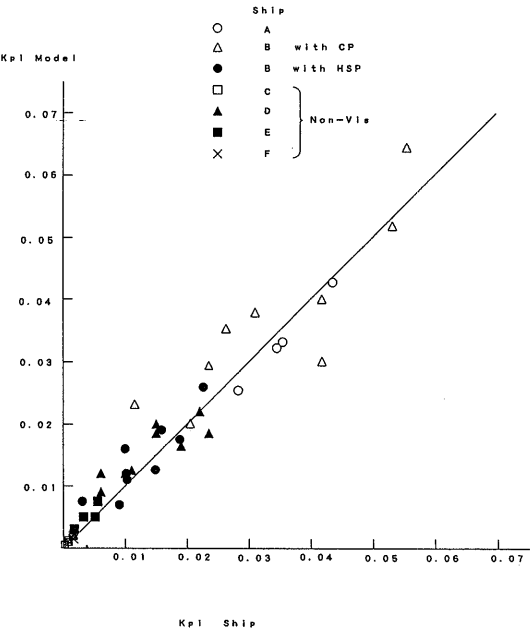


Fig. 37 Correlation of Pressure Fluctuation Measured at SRI and at Full Scale for 1st Blade Rate

計測精度である±0.002に近い値にばらついており、非常に良い相関が得られている。この青雲丸C Pでの計測はかなりの荒天で行なわれた<sup>10)</sup>ために、データがばらついたと考えるべきである。一方、二次成分に関し

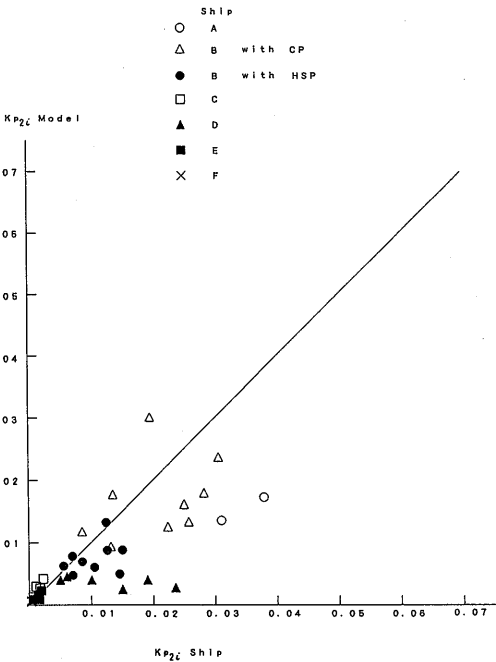


Fig. 38 Correlation of Pressure Fluctuation Measured at SRI and Full Scale for 2nd Blade Rate

ては無振動プロジェクトの三隻については良い一致が得られているが、“Sydney Express”、青雲丸のC PやH S P等では相関は良くない。この理由として実船計測データには船体運動や潮流などにより流場が不安定となり、キャビテーションの挙動が複雑になったりすることに依る。また、翼端渦キャビテーション（TV Cという）の bursting の発生による高次成分の影響が含まれているためと考えられる。また、青雲丸での実船計測の場合に、両プロペラでのキャビテーションの発生が極めて不安定であったことが記録されている。

これらの計測から、全体として船研で開発された圧力に関するキャビテーション標準試験法は有効であるといえる。これと同時に、本共同研究で計測された実船での変動圧力振幅が格段に低いことが分かる。

4. 船尾変動圧力の比較試験

4.1. 試験の目的

第18期 ITTC における“Sydney Express”に関する比較試験がヨーロッパを中心に実施された<sup>11)</sup>。しかしながら、前述のように模型試験の結果は実船での計測



と一致しないばかりでなく、大きくばらついた。このため、第19期 ITTC ではわが国の六カ所のキャビテーション水槽に限って比較試験を企画した。試験を行うに際して、前回の比較試験では試験条件すらも各キャビテーション水槽独自法により決めて試験を行っていた。また、実船試験データもハンプルク水槽とベルリン水槽が実施した二種類があり、このことも比較試験を混乱させたものと考えられた。本論文での比較試験はハンプルク水槽が行った“Sydney Express”の実船計測をその対象とした。参加した水槽は東京大学工学部船舶海洋工学科 UT、(財)日本造船技術センター SRC、船舶技術研究所 SRI、(株)三井造船昭島研究所 AL、石川島播磨重工業(株)横浜技術研究所 IHI、三菱重工業(株)長崎研究所 MHI であった。

#### 4.2. 試験方法

供試プロペラは Table 3 に示す模型船舶後で用いた MP260 とワイヤーメッシュ後流で用いた MP250 の二種類である。プロペラ前縁には、粒子径が約  $60\mu\text{m}$  のカーボランダムを塗布した。粗さを塗布していないプロ

ペラの単独性能カーブは Fig. 11 に示されている。

シミュレーションのターゲットとしては船研の  $400\text{m}$  曳航水槽で計測された伴流分布を基に笹島・田中の方法<sup>21)</sup>により推定した伴流分布を用いた。計測は実船試験に合わせて  $9.68\text{m}$  のイーブン・キールで行い、Sea Trial Condition と呼ぶことにする。Fig. 13 に示す計測結果はハンプルク水槽での計測と良く一致した。伴流分布の再現法は各水槽独自の方法によることとした。船研は模型船とフローライナとの組合せの他、ワイヤー・メッシュでのシミュレーションも行った。各水槽で得られた伴流分布を Fig. 39 に示す。

キャビテーション・パターンも  $340^\circ$ 、 $0^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $30^\circ$  の翼角度位置でスケッチをすることとした。

変動圧力は実船計測点である P3 と P4 を含み、船長方向ばかりでなく、船幅方向においても計測することとした。模型船の場合には実船と同じ場所に圧力計を設置できたが、平板の場合には必ずしも一致していない。船研での模型船及び平板の場合についての圧力計の配置をそれぞれ Fig. 18 および Fig. 40 に示す。模型船の場合は圧力計の位置ばかりでなく、船尾形状もより精密にシミュレートすることができる。

圧力計としてはストレングージ型が用いられ、圧力

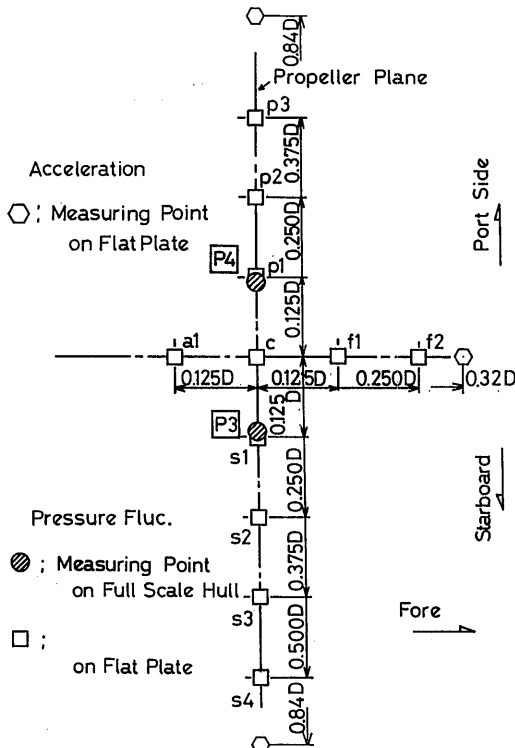


Fig. 40 Location of Pressure Transducers at SRI Flat Plate

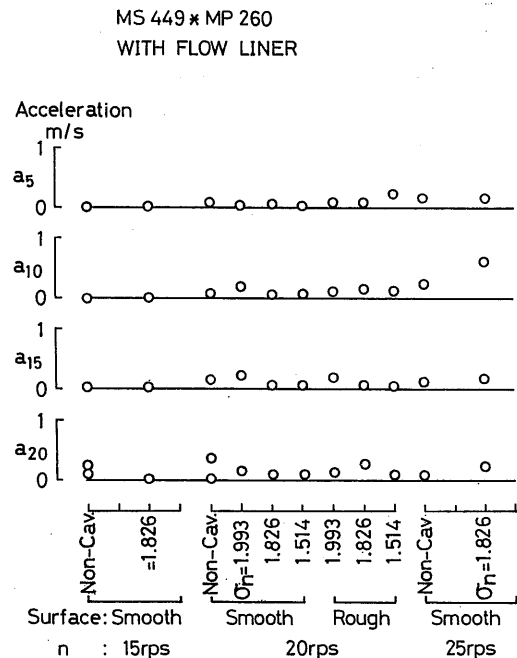


Fig. 41 Amplitude of Acceleration at Ship Model



計は各計測系の表面と滑らかに一致するように取り付けられる。圧力計のキャリブレーションは計測精度を向上させるため、各計測の度毎、水槽の静圧を変化させて行う。船研での計測ではいくつかの位置に加速度計を取り付けた。模型船の場合、Fig. 41 に示す様に、計測中に模型船体に加わる加速度は非常に小さい。

実船計測では六個の圧力計がプロペラ直上のアフタータンクに取り付けられた。計測データはデータレコーダに収録され、約60回転分に対する平均波形について、調和解析がなされた<sup>26)</sup>。しかしながら、実船において加速度計を取り付けて計測が行われたかについては記述がない。

#### 4.3. 均一流中の試験

今回供試プロペラとして同じ粗さ付のプロペラを用いたが、比較試験の結果がシミュレートされた伴流分布によって決定的に左右されることから、先ず均一流中で試験を行った。試験条件は前進率  $J=0.6$  ( $K_T=0.233$ 、側壁影響の補正後)、キャビテーション数  $\sigma_n=1.00$ 、プロペラ回転数は20から25rpm とした。プロペラ翼端と船体との間隔チップ・クリアランスは  $0.267D_p$ 、空気含有率  $\alpha/\alpha_s$  は約0.3とした。ここで  $D_p$  はプロペラ直径である。各水槽で行った実験条件を Table 6 に示す。

得られたキャビテーション・パターンを Fig. 42 に示す。若干の差がみられるが、観測者のスケッチの個人差によるところが多いと思われる。

変動圧力の計測結果のうち、プロペラ直上における値のみを Fig. 43 に示す。各水槽における計測値は計

測精度の範囲内で非常に良く一致している。プロペラ回転数の影響はどの計測でも見られなかった。

#### 4.4. 不均一流中の試験

キャビテーション・パターンへの気泡核の影響をできるだけ軽減するために、プロペラの前縁にカーボランダムによる粗さがつけられた。この粗さは各機関にプロペラを運搬する前に、船研により予め塗られた。この比較試験での実験状態は実船計測番号 No. 13~16に対応するものとした。このうち、本論文では

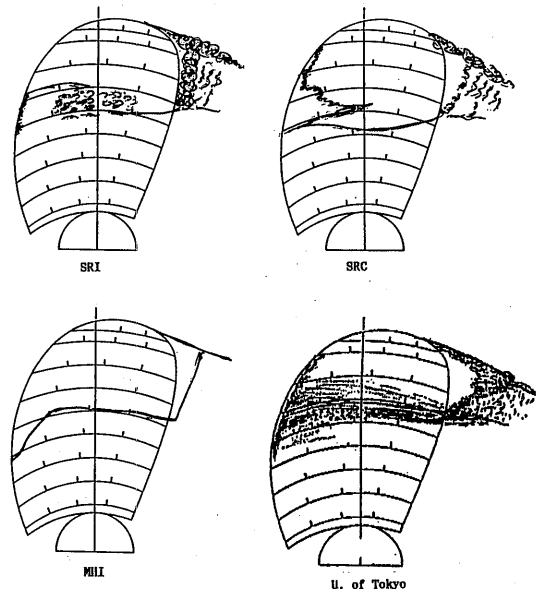


Fig. 42 Cavitation Patterns in Uniform Flow at Respective Facilities

Table 6 Test Condition for Uniform Flow  
 $J=0.6$ ,  $\sigma_n=1.0$ ,  $z_t=0.267D_p$

Organization	J	$K_T$	n	Roughness	$\alpha/\alpha_s$
SRI	0.6	0.233	20 25	#220	0.28- 0.32
SRC	0.6	0.237	22 25	#220	0.38
				#150	0.32
MHI	0.6	0.215	20 25 30	#180	0.31
UT	0.6	0.237	20 25	#220	0.22
IHI	0.6		20 25	#220	0.30- 0.32

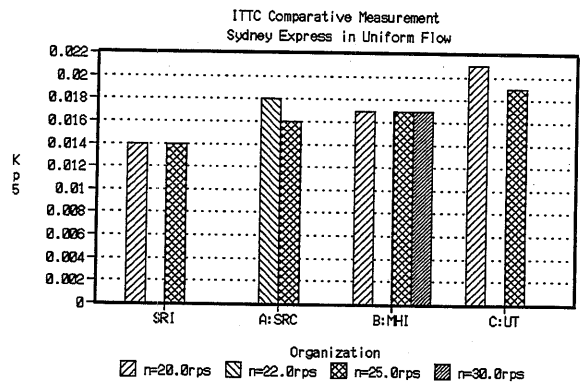


Fig. 43 Pressure Fluctuation Amplitude at 1st Blade Rate in Uniform Flow

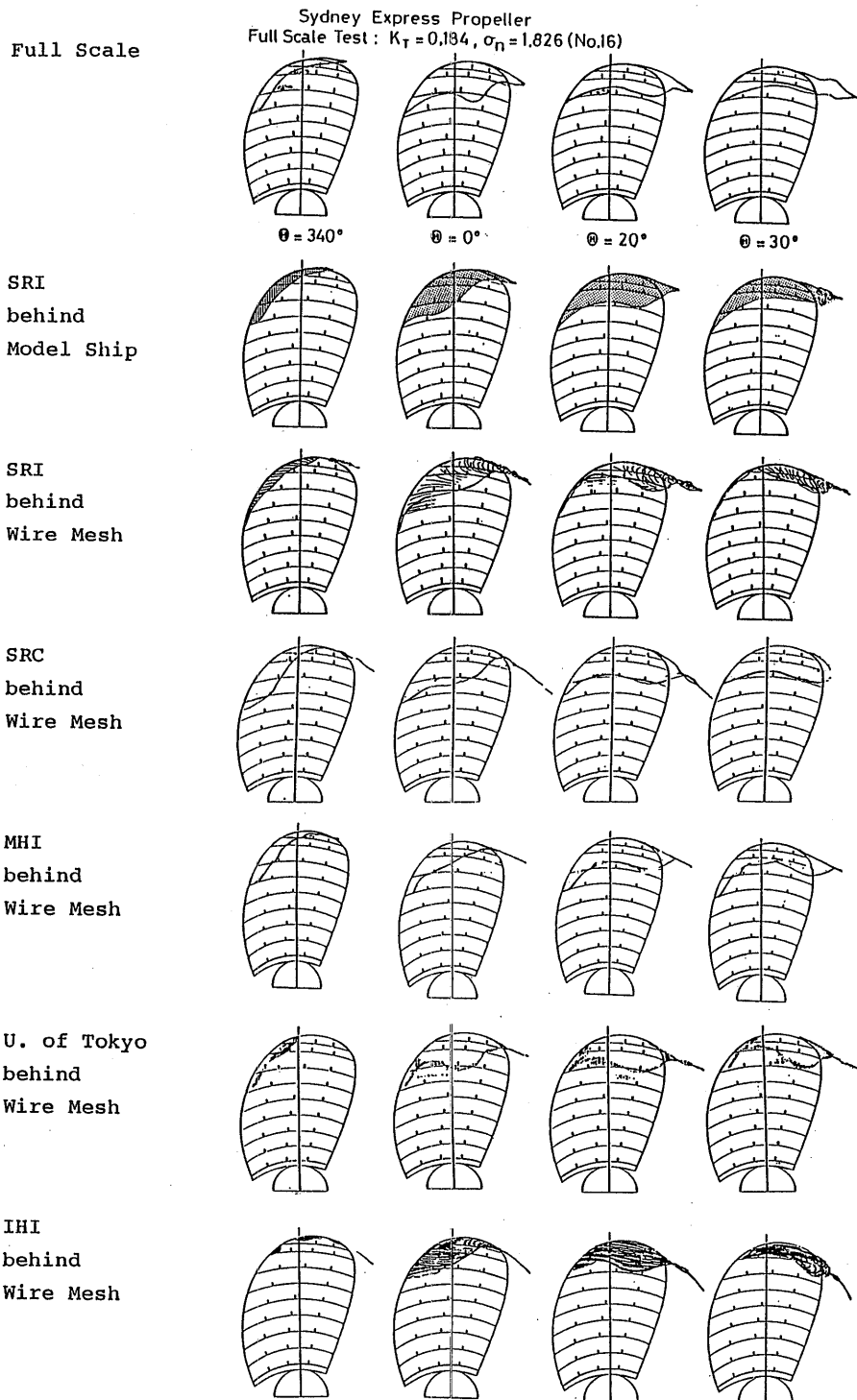


Fig. 44 Cavitation Patterns in Non-Uniform Flow at Respective Facilities

No. 15と No. 16についての計測結果を述べる。 $K_T$ は両者に対して同じで0.184 ( $J_T=0.70$ ) であり、キャビテーション数はそれぞれ  $\sigma_n=1.993$  と  $\sigma_n=1.826$  であった。各水槽での実験条件を Table 7 に示す。

五つの水槽におけるキャビテーション・パターンの比較を Fig. 44 に示す。プロペラが鉛直上方を向く0度を除き、各観測とも良く一致した。

変動圧力計測結果の一次から三次成分についてプロットしたものが Fig. 45~Fig. 47 である。日本造船技術センター SRC、三菱重工長崎研究所 MHI、東京大学 UT のデータに関しては、模型での圧力計の位置が実船での計測位置と一致しなかったため内挿してプロットした。これらの計測結果は各成分とも満足すべき一致が得られており、前回の比較実験でのばらつきよりかなり少なくなっている。但し、高次成分において東京大学 UT のデータが他より高い値となっているのは TVC の bursting が若干発生したことが原因と思われる。

この比較試験において模型プロペラ回転数を変化させて変動圧力を計測した例を Fig. 48 に示す。船研のメッシュでの計測を除いて、25rps 以上になると計測値が一定となっており、計測系の共振点から外れた信頼できる計測となっている。船研のメッシュでの計測

Table 7 Test Condition for Non-Uniform Flow

Organization	$K_T$	$\sigma_n$	n [rps]	Electrolysis/Roughness	$\alpha/\alpha_s$
SRI-Model	0.184	Non-Cav.	15,20,25	$H_2$ and/or #220	0.30
		1.993	20,25		
		1.826	15,20,25		
		1.514	20,25		
SRI-Mesh	0.184	Non-Cav.	15-25	#220	0.28-0.32
		1.993			
		1.826			
		1.514			
SRC	0.184	Non-Cav.	22	#220	0.29
		2.518		#150	0.35
		2.322			
		1.993			
MHI	0.184	Non-Cav.	20-30	#180	0.29
		1.993			
		1.826			
UT	0.184	Non-Cav.	17,19,20,22,25	#220	0.29/0.31
		2.518	20,25		0.29
		2.322	20,25		0.29
		1.993	20,25		0.29
		1.826	17-27		0.22/0.28
IHI	0.184	2.518	25	#220	0.30-0.32
		2.322			
		1.993			
		1.826			

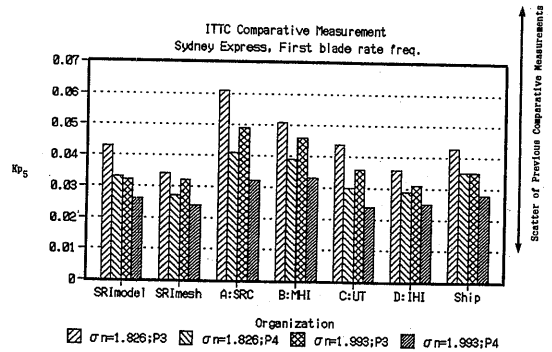


Fig. 45 Pressure Fluctuation Amplitude at 1st Blade Rate in Non-Uniform Flow

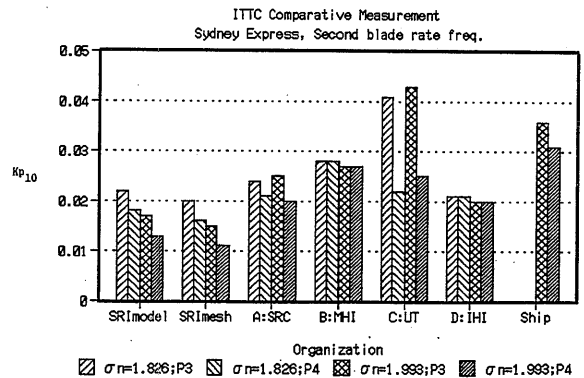


Fig. 46 Pressure Fluctuation Amplitude at 2nd Blade Rate in Non-Uniform Flow

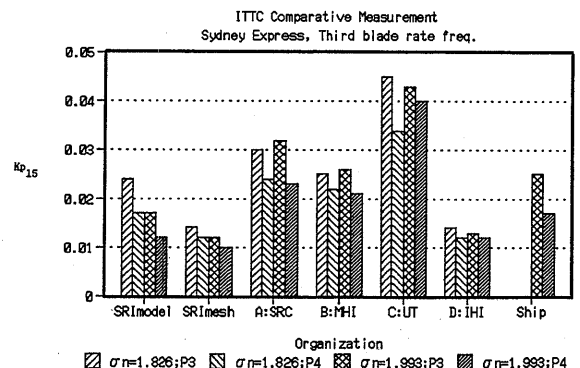


Fig. 47 Pressure Fluctuation Amplitude at 3rd Blade Rate in Non-Uniform Flow

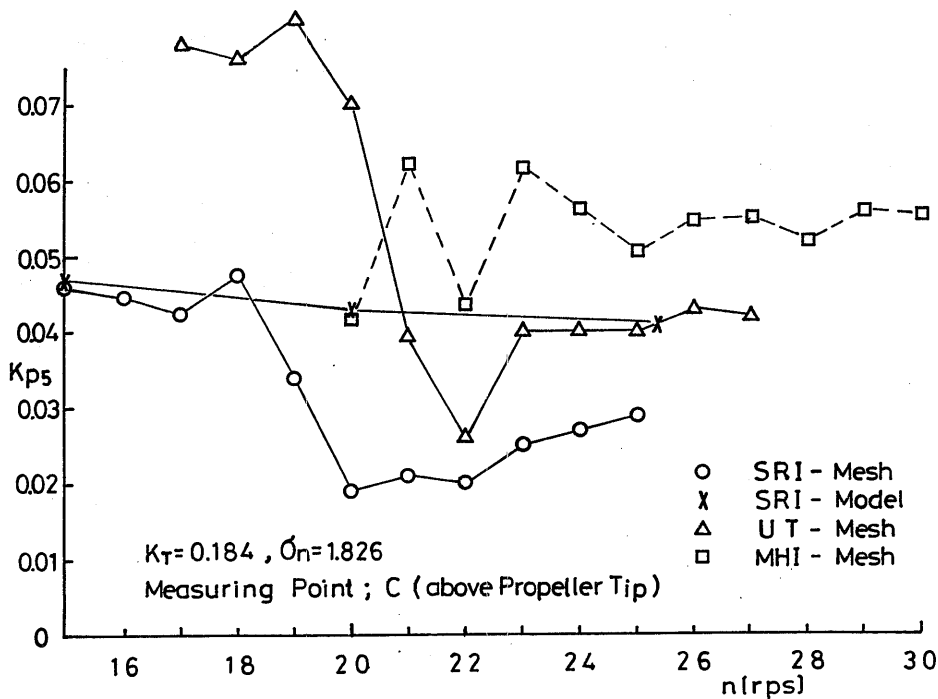


Fig. 48 Influence of Propeller Revolution Rate on Pressure Fluctuation Amplitude at 1st Blade Rate for Sydney Express

では25rps以上の高速ではメッシュが壊れることが予想されたので、これ以上の回転数で計測を行うことができなかった。模型船での計測は極めて安定していることが分かる。この様に模型プロペラ回転数により変動圧力計測値が影響を受けるので、Fig. 45～Fig. 47での比較では、共振点を避けて得られた計測値をプロットしてある。

#### 4.5. 比較試験のまとめ

今回の比較試験の結果、前回より大幅にばらつきが小さくなった。特に、均一流中での計測値のばらつきは圧力計や増幅器に基づく計測精度の範囲に収まった。一方、不均一流中での計測も各水槽での計測値間のばらつきも実船計測値と比べて比較的小さい。この原因としては、実験条件を特定して試験を行ったことや粗さをつけて水槽水中の気泡核の影響を少なくして計測したことが挙げられる。計測値自身については伴流シミュレーション結果の違いによる影響がキャビテーション・パターンも含めて、若干見られた。

この比較試験においても変動圧力振幅は計測系によ

っては計測時の模型プロペラ回転数の影響を受ける場合があることが明らかになったことから、船尾変動圧力の計測においてはプロペラ回転数を変化させ、計測値が一定となることを確かめることが肝要である。

### 5. 新しい計測技術開発及び今後の課題

#### 5.1. キャビティ形状計測技術

非定常キャビテーションにより誘起される変動圧力の理論による予測法として、数多くの方法が提案されているが、精度上克服すべき点が多い。通常型プロペラのキャビテーションの発生範囲に関しては粘性を考慮することにより、比較的精度良く推定できる<sup>8),38),39)</sup>が、キャビティ厚み分布、即ち、キャビティ・ボリュームの推定に関しては、既存法はいずれの方法も経験的な方法であり、普遍的な方法はない<sup>8)</sup>。変動圧力の理論予測のためには、キャビティ・ボリュームの推定が第一で、これが与えられると変動圧力振動は比較的精度よく計算できると思われる<sup>40)</sup>。このネックを解消するためには非定常キャビティ形状の計測が不可欠であ

り、現在、ピン・ゲージ法<sup>41)</sup>、ステレオ・カメラ法<sup>42)</sup>の他、船研で開発されたレーザ光散乱法<sup>43),44)</sup>が提案されている。

これら方法のうち、レーザ光散乱法は模型プロペラばかりでなく、テレビカメラと組み合わせる方法で実船プロペラのキャビティ形状<sup>45),46)</sup>が計測されている。しかしながら、レーザ光散乱法は計測原理が簡明で比較的精度の高い計測値が得られる反面、計測時間がかかり、ルーチン・ワークには適さなかった。そこで、レーザ光の散乱と CCD カメラを用いた画像処理技術とを応用したキャビティ厚み分布計測技術を開発した<sup>36)</sup>。本方法はパソコンによる自動計測であるため、既存のレーザ光散乱法と比べて多点計測が容易であり、ボリュームの計測も短時間で可能である。キャビティ形状の計測値に関しては Fig. 49 に示すように新計測法と既存法による計測値<sup>19)</sup>との一致は良く、計測点が多いので三次元形状計測としての解析精度が向上し、既存法の欠点が除去された。計測されたキャビティ・ボリュームの変化(二次の時間微分)も Fig. 50 に示すように HSP の方が CP よりかなり小さく、変動圧力が小さくなることを実験的に証明している。最近開発されたキャビティ形状の計測データはキャビティ・ボリュームの予測計算法の開発に大いに寄与するものと考えられる。

## 5.2. 水中気泡核の計測

キャビテーションの発生にとって水槽水や海水中の気泡核の存在が不可欠であり、特に、キャビテーショ

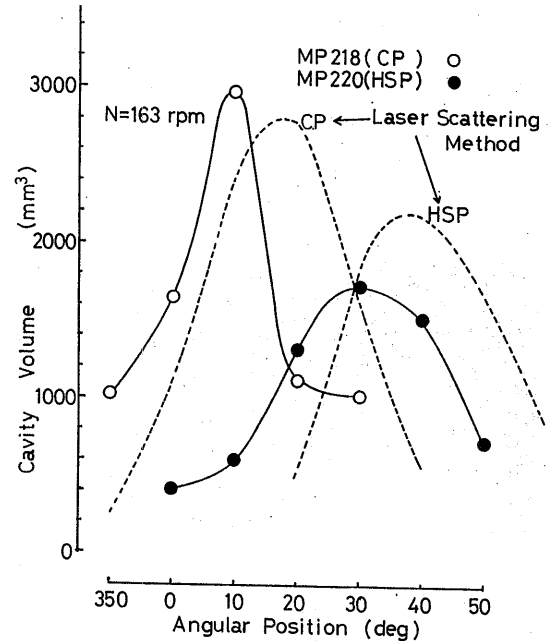


Fig. 50 Comparison of Cavity Volume Variation between CP and HSP

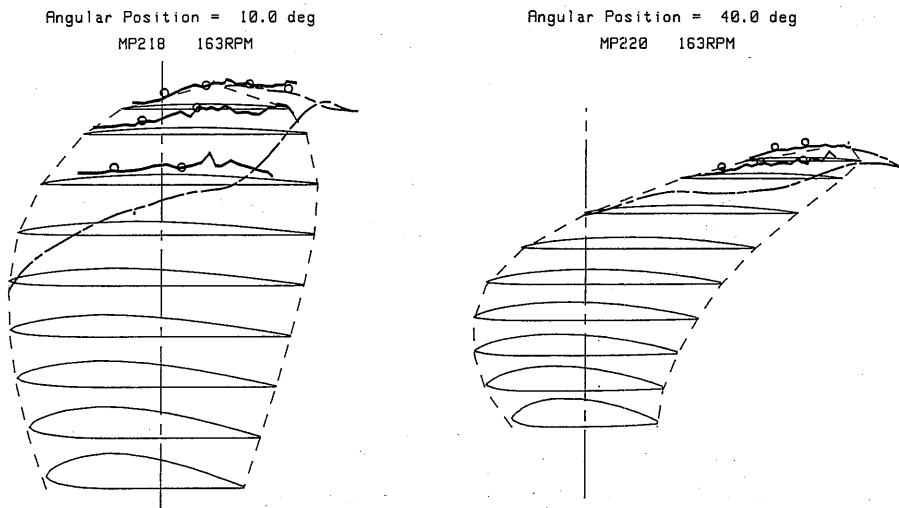


Fig. 49 Comparison of Cavity Profile Measurement on CP and HSP between Two Methods

ンの初生を問題とする場合には、水中核の計測は最も重要なテーマである。一方、水中核計測法に関しては、ホログラフィ法<sup>47)</sup>やレーザ光散乱法<sup>26)</sup>などがあるが、それぞれ一長一短がある。このうち、レーザ光散乱法の一つである PDA 法<sup>48)</sup>による計測装置は計測技術上開発途上であるが、LDV 及び気泡による光散乱の位相に関する原理とを組み合わせたものであり、ルーチン・ワークの観点からは有望である。この装置の一次元システムが1989年に船研に導入された。Fig. 51 に示すこの装置を用いて大型キャビテーション水槽第一計

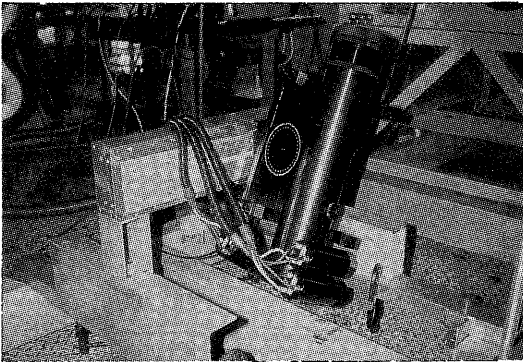


Fig. 51 Apparatus of Nuclei Measurement by PDA Method

測部で水中核分布を試計測した。Fig. 52 に示す様に約  $10\mu\text{m}$  径の水中核が主で、 $100\mu\text{m}$  径以上の核が少ないことが分かる。しかしながら、キャリブレーションなど計測技術を確立する上で解決すべき課題は多い。

### 5.3. 今後の課題

キャビテーション試験水槽第一計測部（軸流方向不均一流）と第二計測部（三次元不均一流）で行なわれた計測例として、高速コンテナ船の相似模型試験がある<sup>31), 49)</sup>。両者の一致は良くない。この二つの計測部において対応するキャビテーション・パターンばかりでなく、船尾変動圧力を得ることが、今後の課題の一つと考えられる。このためには、第一計測部へのダミー・モデルの導入が考えられる。

船研での平板を用いた計測ではハンプルク水槽での計測<sup>34)</sup>と同様に模型プロペラ回転数によって変動圧力振幅が変化する現象が観測されていた<sup>16)</sup>。これに対して模型船を用いた方法では、前述のように変動圧力振幅についての模型実験データは二種類の試験条件及び計測位置のいずれに対しても実船計測値と良い一致が得られている。本論文で述べた標準試験法を用いて、青雲丸の通常型プロペラ MP218 に関して行なった変動圧力計測結果を Fig. 53 に示す。試験時のプロペラ回転数が変動圧力振幅の計測値に及ぼす影響がキャビテーション発生時にも非常に少ないことが分かる。

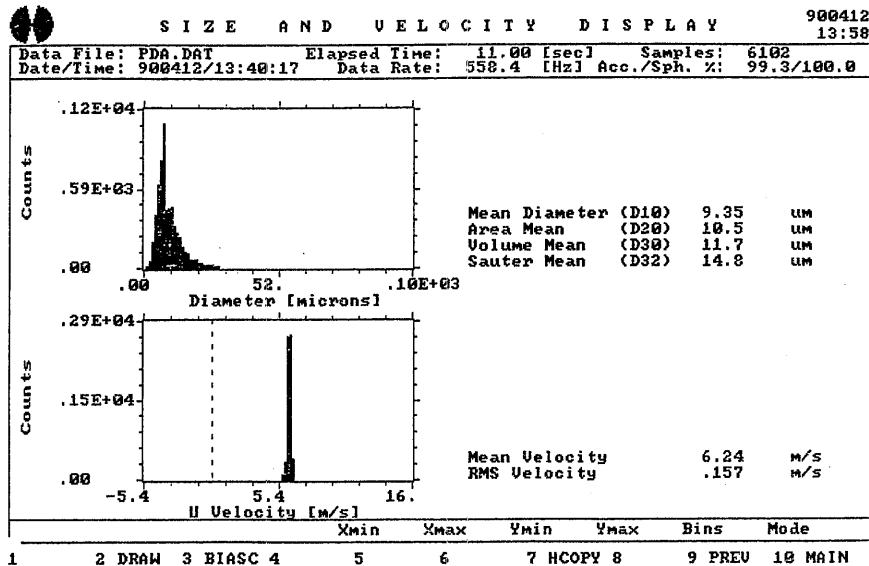


Fig. 52 Example of Nuclei Distribution Measured at SRI Cavitation Tunnel

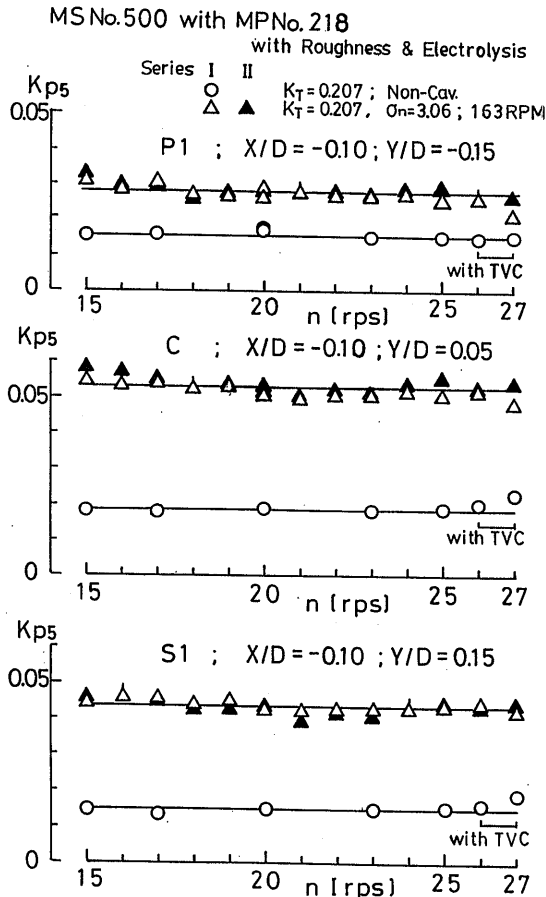


Fig. 53 Influence of Propeller Revolution Rate on Pressure Fluctuation Amplitude at 1st Blade Rate for Seiun-Maru

この様に船研の第二計測部において模型船を用いて船尾変動圧力計測を行うことにより、ほぼ相似則の成立する計測値が得られる。しかしながら、第一計測部において平板を用いて計測すると Fig. 48 と同様に計測時の模型プロペラ回転数により異なる計測値が得られる。この原因としてはキャビテーション水槽内の定在波、計測平板の振動、キャビテーション水槽本体の振動<sup>20), 50), 51), 52)</sup>などが考えられている。このため、Fig. 54 に示す様にバネを用いて平板の支持方法を変化させ、平板の計測時の振動応答を調べた結果、平板は常用模型プロペラ回転数においてその固有振動数が高いので、より低い周波数領域で計測が行われていることが明らかになり、一方、模型船では逆にその固有振動数が低いため、より高い周波数領域で計測が行われて

いることが明らかになり、両者は好対照な状態で計測が行われている。また、キャビテーション水槽本体の振動特性を調べるため、水槽の各壁をハンマーで叩いて、その共振周波数を加速度計を用いて調べた<sup>53)</sup>。約117、128、155、175、180、200Hz に共振点があり、例えば五翼プロペラではプロペラ回転数が20rps 以上での計測において注意を払う必要がある。

この他、模型試験から船尾変動圧力計測から実船での予測を高精度で行うためには、音響インテンシティ法を含めた水中での圧力伝はん計測法、模型船舶後での LDV 計測など、確立すべき課題が多い。これらの課題に対して永年の研究実績や大型施設と数多くの研究者を抱える船研の活躍する余地は大きい。

## 6. おわりに

本研究の結果、船尾変動圧力の推定に関して次のような結論を得た。

1. 船尾変動圧力をキャビテーション水槽で計測する時には、水素気泡を添加するか、プロペラ前縁に粗さを塗布するか、又は両者を併用することが不可欠である。これにより、キャビテーションを周期的に発生させることが可能となり、模型プロペラ回転数に影響されない計測が可能となる。気泡核が不足した状態で試験を行なうと、実船での変動圧力振幅値を過小評価する。
2. キャビテーション試験のためにシミュレートすべき伴流分布は実船推定伴流分布であり、これは模型船とフローライナとの組合せることにより、より適切にシミュレートすることができる。この伴流分布中での試験が実船計測との良好な一致を与える。模型船伴流での計測から実船を推定すると過大評価となる。
3. 本論文で利用できた実船データは七隻と多くはないが、上記の試験法に基づく計測をすることにより、実船データと良い相関を得ることができることを示した。
4. 各水槽における比較試験から、気泡核を十分に供給し、試験条件を適切に与えることにより、従来より格段に高い精度で船尾変動圧力を計測できることが分かった。この際、模型プロペラ回転数を変化させ、計測系が共振をしていないことを確認することが不可欠である。

## 謝 辞

本論文を書くことを勧めていただくとともに励まし

ていただいた北川弘光推進性能部長に感謝を致します。  
また、本研究を長年一緒に遂行していただいた黒部雄三主任研究官をはじめとする推進性能部各位に深く感謝致します。

第19期 ITTC における“Sydney Express”に関する比較試験はキャビテーション水槽懇談会を通じて実施された。この試験への参加に援助をしていただいた各機関の責任者、また、担当していただいた各研究者の方々、東京大学工学部船舶海洋工学科加藤洋治教授、山口一助教授、前田正二助手、三菱重工(株)長崎研究所(現、防衛庁技術研究所本部)笹島孝夫博士、石川島播磨重工業(株)横浜技術研究所岡村尚昭課長並びに佐藤隆一課長、(財)日本造船技術センタ池淵義昭氏、(株)三井造船昭島研究所上入佐光氏に謝意を表します。

「無振動型高品質船舶の開発」の研究への参加の機会を提供していただいた運輸省海上技術安全局技術課の佐々木博通前課長、(財)日本造船振興財団(現、シップアンドオーシャン財団)矢部哲調査役ならびに三菱重工(株)長崎研究所(現、玉川大学工学部機械工学科)谷林英毅教授を始めとする関係者の方々に謝意を表します。また、キャビティ厚計測システムの開発に当たりご協力いただいた佐藤隆一博士(石川島播磨重工業(株))、斎藤泰夫氏(川崎重工業(株))、竹川正夫博士(住友重機械工業(株))、岡本幸彦氏(NKK)、田中寿夫氏(日立造船(株))、石井規夫氏(株)三井造船昭島研究所)、星野徹二博士(三菱重工(株))の諸氏に謝意を表します。

#### 参考文献

- 1) 谷林英毅；“2. プロペラ起振力”、船舶の振動・騒音とその対策に関するシンポジウム、日本造船学会、東京、1980年10月、pp. 26-58
- 2) 高橋肇；“プロペラキャビテーションの Surface Force に及ぼす影響に関する一考察”、西部造船協会報、第49号、1975年2月、pp. 255-285
- 3) 小山鴻一；“不均一流中のプロペラ揚力面の実用計算法と計算例”、日本造船学会論文集、第137号、1975年6月、pp. 78-87
- 4) 高橋肇、小出達成、小山鴻一；“プロペラ起振力に関する研究(第8報)―伴流分布とベアリングフォースの関係について―”、第26回船舶技術研究所研究発表会講演集、1975年12月、pp. 114-117
- 5) 小山鴻一；“スキュー分布変化のベアリング・フォース軽減効果”、第34回船舶技術研究所研究発表

会講演集、1979年12月、pp. 19-22

- 6) 石田駿一、小山鴻一；“第3編 第4章 プロペラ起振力の推定法”、船型設計のための抵抗・推進理論シンポジウム、日本造船学会、東京、1979年7月、pp. 217-234
- 7) Sasajima, T. & Nakanishi, M.; “On the Strength of Highly Skewed Propellers in Transient Condition”, Trans. of the West-Japan Soc. of Naval Arch., No. 74, Aug. 1987, pp. 153-159
- 8) 右近良孝；“第4章 プロペラ・キャビテーションの予測”、第3回舶用プロペラに関するシンポジウム、日本造船学会、東京、1987年7月、pp. 135-182
- 9) Sasajima, T. & Ukon, Y.; “ITTC Comparative Tests on Pressure Fluctuations Induced by Propeller Cavitation”, Proc. of Int. Workshop on Cavitation, Vol. 1, Wuxi, April 1989, pp. 59-67
- 10) 日本造船研究協会；“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”、第183研究部会報告書、研究資料 No. 358、1983年3月
- 11) 18th ITTC Cavitation Committee, “Report of Cavitation Committee”, Proc. of 18th ITTC, Vol. 1, Kobe, Oct. 1988, pp. 159-219
- 12) 推進性能部；“大型キャビテーション試験水槽の建設について”、船舶技術研究所報告、第14巻、第1号、1977年1月、pp. 1-54
- 13) 門井弘行、岡本三千朗、鈴木茂；“キャビテーション試験水槽における模型船舶尾の伴流分布”、船舶技術研究所報告、第17巻、第3号、1980年5月、pp. 87-97
- 14) 小山鴻一、右近良孝、岡本三千朗、児玉良明；“キャビテーション水槽における船尾変動圧力計測―低回転大直径プロペラ装備船の実験―”、第36回船舶技術研究所研究発表会講演集、1980年12月、pp. 26-30
- 15) 児玉良明；“大型キャビテーションタンネル第2計測部(模型船胴)におけるフローライナーによる Wall Effect の軽減法”、船舶技術研究所推進性能部技術資料、Tech. Memo. No. 17, 1982年8月
- 16) 右近良孝他；“広幅浅喫水船に装備されたハイスキュー・プロペラのキャビティ・ポリウムにより誘起される船尾変動圧力”、船舶技術研究所報告、第19巻、第3号、1982年5月、pp. 1-48
- 17) 児玉良明、上田隆康、横尾直幸、藤井弘道；“199 総 ton 型カーフェリーの船尾振動問題に関する水



- 槽試験”、第38回船舶技術研究所研究発表会講演集、1981年12月、pp. 29-32
- 18) 児玉良明他；“小型カーフェリーの船尾振動に関する船底フィン効果に関する水槽試験”、船舶技術研究所報告、第20巻、第5号、1983年9月、pp. 93-116
  - 19) 黒部雄三他；“青雲丸の実船対応キャビテーション試験”、船舶技術研究所報告、第20巻、第65号、1983年11月、pp. 15-49
  - 20) Ukon, Y. et al.; “Comparative Model Measurements on Pressure Fluctuations Induced by Propeller Cavitation”, Proc. of Int. Symp. on Cavitation Erosion and Noise, ASME, San Francisco, Dec. 1989, pp. 11-17
  - 21) 笹島秀雄他；“肥大船の伴流分布”、造船協会論文集、第120号、1966年11月
  - 22) 19th ITTC Cavitation Committee, “Report of Cavitation Committee”, Proc. of 19th ITTC, Vol. 1, Madrid, Sep. 1990, pp. 165-233
  - 23) Kalchev, R.; “On Cavitation Tunnel Wall Effect on Wake Distribution”, Written Contribution to the Cavitation Committee Report, Proc. of 19th ITTC, Vol. 2, Madrid, Sep. 1990
  - 24) Knapp, R. et al.; “Cavitation”, McGraw-Hill, New York, 1970
  - 25) 池淵義昭他；“空気含有量及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、1984年11月、pp. 9-19
  - 26) Keller, A. & Weitendorf, E. -A.; “A Determination of the Free Air Content and Velocity in Front of the ”Sydney Express “Propeller in Connection with Pressure Fluctuation Measurements”, 12th Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, 1978
  - 27) 門井弘行、岡本三千朗、鈴木茂、吉田三雄；“SRI・B型プロペラの不均一流中キャビテーション性能”、西部造船会会報、第80号、1990年8月、pp. 35-50
  - 28) Kuiper, G.; “Cavitation Inception on Ship Propeller Models”, Ph. D. Thesis, Delft Univ., March 1981
  - 29) Wills C. B. & Ball W. E.; “A Study into the Effect of Artificial Stimulation of the Boundary Layer on Model Propeller Cavitation Performance,” ARE TR 86303, 1986
  - 30) Ukon Y. & Kurobe, Y.; “Concerning Propeller Induced Hull Pressure Fluctuation”, Written Contribution to 17th ITTC, Proc. of 17th ITTC, Vol. 2, Goteborg, Sept. 1984
  - 31) Ukon, Y. et al.; “Experimental Evaluation on Cavitation and Propeller-Induced Pressure Fluctuations in a Cavitation Tunnel”, Proc. of Int. Symp. on Cavitation, Sendai, April 1986, pp. 221-226
  - 32) Ukon, Y. & Kurobe, Y., Saito, I.; “Comparative Experiment on Hull Pressure Fluctuations and Cavitation with the “Sydney Express” Propeller”, Written Contribution to 18th ITTC, Proc. of 18th ITTC, Vol. 2, Kobe, Oct. 1987, pp. 102-
  - 33) 右近良孝、黒部雄三；“空気吹き出しによるプロペラ水中騒音・変動圧力の低減について”、日本造船学会論文集、第163号、1988年6月、pp. 79-87
  - 34) Weitendorf E. - A.; “25 - years Research on Propeller Excited Pressure Fluctuations and Cavitation”, ASME Int. Symp. on Hull Pressure Fluctuations, San Francisco, 1989, pp. 1-10
  - 35) Weitendorf, E. -A. et al.; “Kavitation und Druckschwankungen an Modell und Grossausführung sowie deren Interpretation”, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 76. band, 1982, pp. 451-470
  - 36) Goetz, V.; “Einflüsse des Massstabs auf die Kavitation an einem Propeller”, VWS Bericht, Nr. 1062/86, 1986
  - 37) 工藤達郎他；“模型プロペラ翼面上に発生するキャビティ形状の計測”、日本造船学会論文集、第166号、1989年12月、pp. 93-103
  - 38) 右近良孝；“プロペラ・キャビテーション発生範囲の推定法”、船舶技術研究所報告、第16巻、第6号、1979年11月、pp. 83-104
  - 39) Ukon, Y.; “Partial Cavitation on Two-and Three-Dimensional Hydrofoils, and Marine Propellers”, Proc. of 10th IAHR Symp., Tokyo, Sep. 1980, pp. 195-206
  - 40) 黒部雄三、上田隆康；“キャビテーションの発生したプロペラによる船尾変動圧力について—その基礎実験と軽減対策—”、船舶技術研究所報告、第

- 19巻、第1号、1982年1月、pp. 49-72
- 41) Hoshino, T.; "Estimation of Unsteady Cavitation on Propeller Blades as a Base for Predicting Propeller-Induced Pressure Fluctuation", J. of the Society of Naval Arch. of Japan, Vol. 148, 1980, pp. 33-44
  - 42) 山口一他; "ステレオ写真法によるプロペラ・キャビティ厚さの測定"、第4回キャビテーションに関するシンポジウム、日本学術会議、1986年6月、pp. 115-122
  - 43) Ukon, Y. & Kurobe, Y.; "Measurement of Cavity Thickness Distribution on Marine Propellers by Laser Scattering Technique", Written Contribution to 16th ITTC, Proc. of 16th ITTC, Vol. 2., Leningrad, Aug. 1981, pp. 241-245
  - 44) 右近良孝、黒部雄三; "レーザー光を利用したプロペラ翼面上のキャビティ厚み分布の計測"、船舶技術研究所報告、第19巻、1982年1月、pp. 1-12
  - 45) 武井幸雄、児玉良明、角川明; "青雲丸のプロペラ・キャビティ厚みの計測"、第42回船舶技術研究所研究発表会講演集、1983年12月、pp. 15-18
  - 46) Kodama, Y. & Takei, Y., Kakugawa, A.; "Measurement of Cavity Thickness on a Full Scale Ship Using Lasers and a TV Camera", Papers of Ship Research Institute, No. 73, Dec. 1983
  - 47) Billet, M. L. & Gates, E. M.; "A Comparison of Two Optical Techniques for Measuring Cavitation Nuclei", J. of Fluids Eng., Vol. 103, 1981, pp. 8-13
  - 48) Tanger, H. & Weitendorf, E. -A.; "Applicability Tests for the Phase Doppler Anemometer for Cavitation Nuclei Measurements", Int. Symp. on Cavitation Inception, Dec. 1989, San Francisco, Vol. 89, pp. 45-53
  - 49) 門井弘行、岡本三千朗、吉田三雄; "模型船舶尾伴流中とワイヤメッシュ法による伴流中のプロペラキャビテーションの比較試験"、船舶技術研究所報告、第19巻、第3号、1982年5月、pp. 17-27
  - 50) 黒部雄三、吉田三雄; "水中の平板に取付けた圧力変換器におよぼす振動影響の研究"、船舶技術研究所報告、第22巻、第3号、1985年5月、pp. 133-139
  - 51) 黒部雄三他; "変動圧力計測に及ぼす計測平板の振動影響"、第52回船舶技術研究所研究発表会講演集、1988年12月、pp. 49-52
  - 52) 黒部雄三、工藤達郎、右近良孝; "プロペラ・キャビテーションにより誘起される変動圧力に関する比較試験"、第6回キャビテーションに関するシンポジウム、日本学術会議、東京、1989年6月、pp. 77-86
  - 53) 右近良孝; "プロペラ・キャビテーションの研究の現状"、第54回船舶技術研究所研究発表会講演集、1988年12月、pp. 38-49