

Fig. 46C Measured Fluctuating Pressure on Stern Hull Induced by MP-3 Propeller

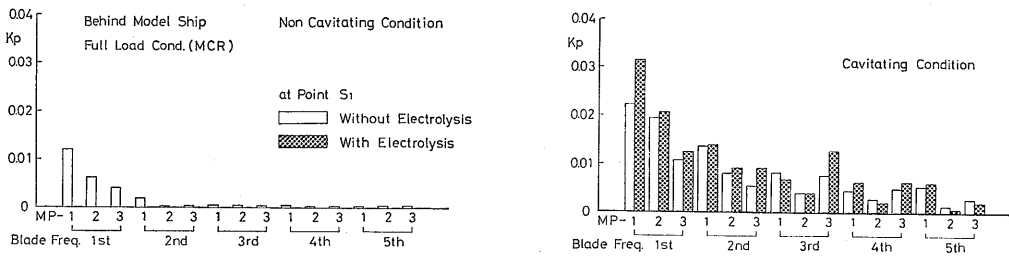


Fig. 47 Blade Frequency Components of Fluctuating Pressure Induced by Three Propellers at  $S_1$

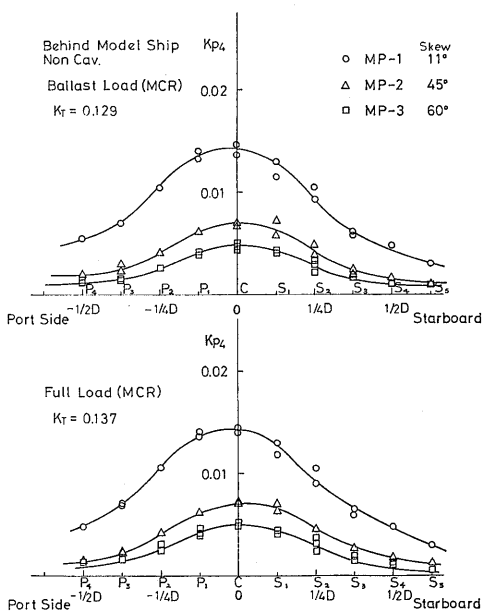


Fig. 48A Single Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction for Three Propellers in Non-Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)

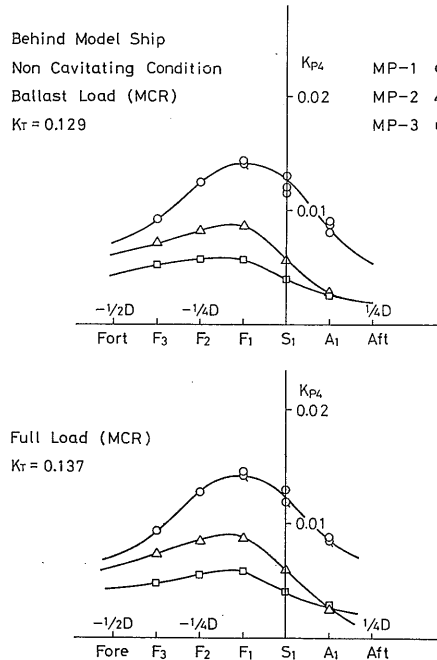
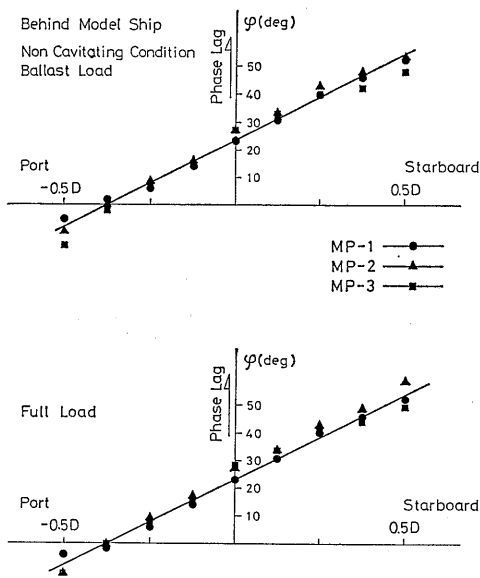
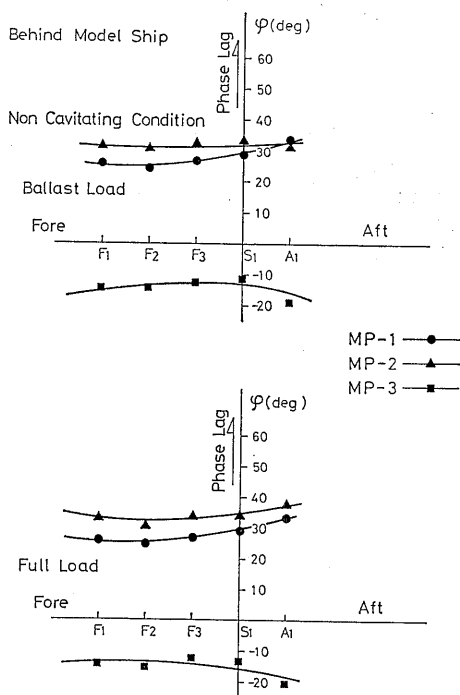


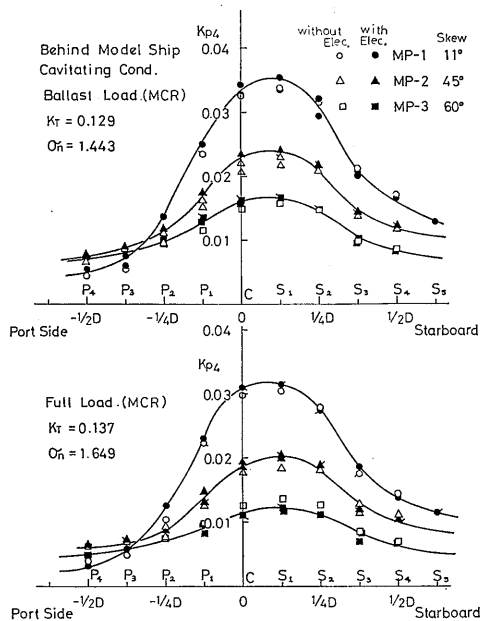
Fig. 48B Single Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Streamwise Direction for Three Propellers in Non-Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



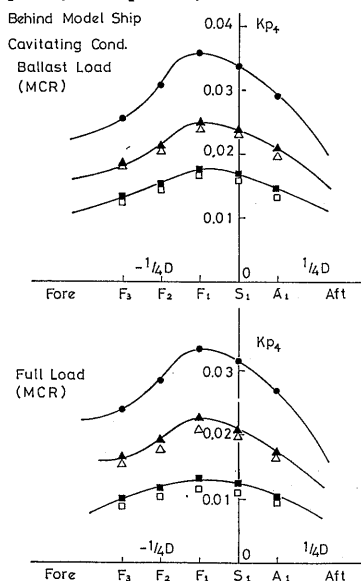
**Fig. 49A** Phase of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction for Three Propellers in Non-Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



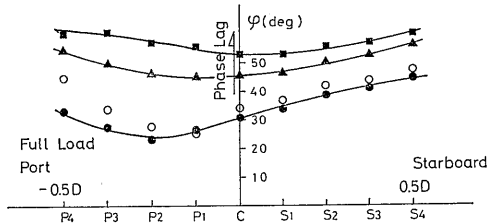
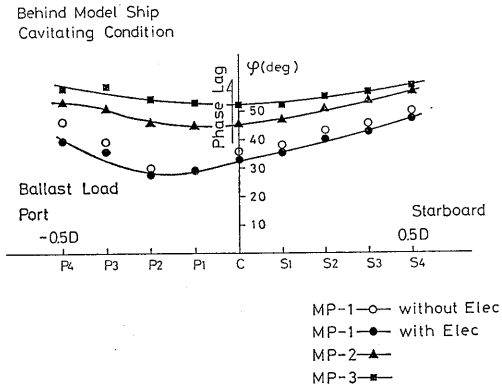
**Fig. 49B** Phase of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Streamwise Direction for Three Propellers in Non-Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



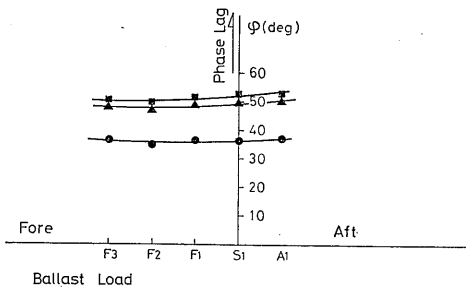
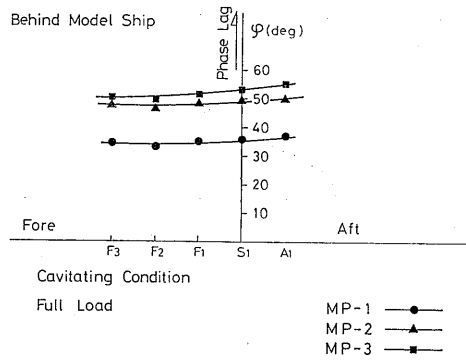
**Fig. 50A** Single Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



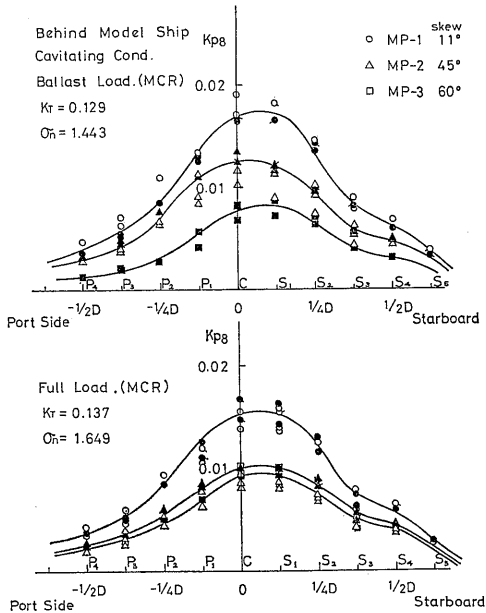
**Fig. 50B** Single Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Streamwise Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



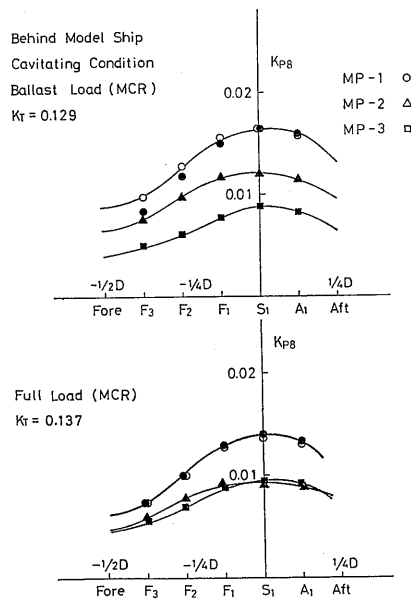
**Fig. 51A** Phase of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



**Fig. 51B** Phase of Fluctuating Pressure on Stern Full in Streamwise Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (1st Blade Frequency Component)



**Fig. 52A** Single Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (2nd Blade Frequency Component)



**Fig. 52B** Single Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Streamwise Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (2nd Blade Frequency Component)

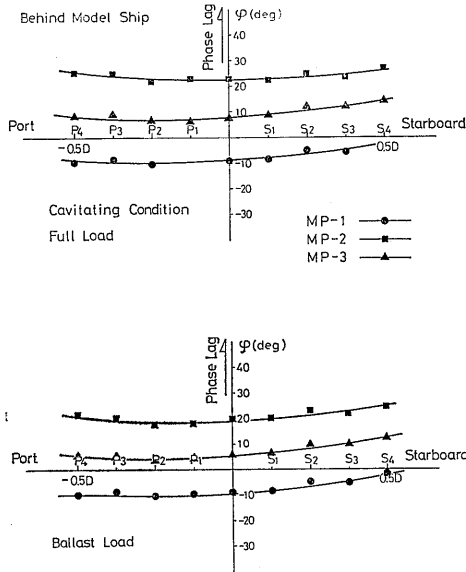


Fig. 53 Phase of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction for Three Propellers in Cavitating Condition (2nd Blade Frequency Component)

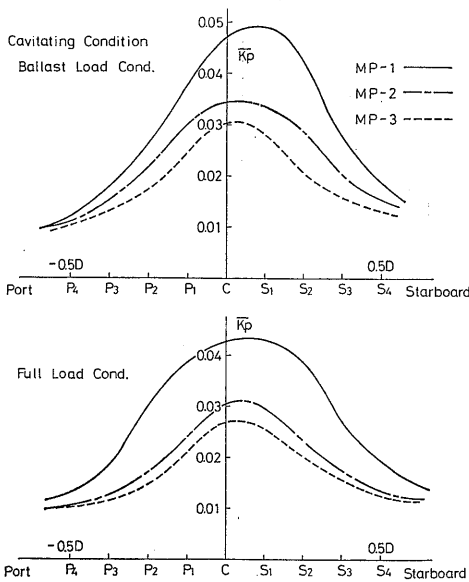


Fig. 54A Single Peak-to-Peak Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Transverse Direction in Cavitating Condition

Fig. 52A およびBに変動圧力の Blade Frequency の二次成分の単振幅の分布を示す。3種類のプロペラに対し、分布形状はほぼ一次成分と同じであり、MP-3プロペラの満載状態を除き、一次成分の半分である。

Fig. 53A およびBに Blade Frequency の二次成分の位相を示す。一次成分と同様な傾向を示した。

3種類のプロペラにより誘起された変動圧力の Peak-to-Peak 値の1/2を左右舷方向ならびに上下流方向にプロットした分布を Fig. 54A およびBに示す。また、負の圧力振幅の最大となる点の位相を Fig. 55に示す。

#### 4.4 キャビティ・ボリュームの計測

本研究では、大型キャビテーション水槽第1測定部で行われたレーザー光散乱法<sup>5)</sup>により、第2測定部の模型船後方におけるプロペラに発生したキャビティ・ボリュームの計測を試みた。このため、模型船の船尾部の一部を透明なアクリル板(厚さ1mm)で置き換え、stern frameの一部をアクリル材により復元した。本模型船は広幅浅吃水船であったので、この加工は比較的容易であった。これを Fig. 56に示す。この状態での模型船伴流の計測は行われていないが、殆んど差がないものと考えられる。計測法はワイヤー・メッシュ伴流中での計測法と全く同じであるが、模型船

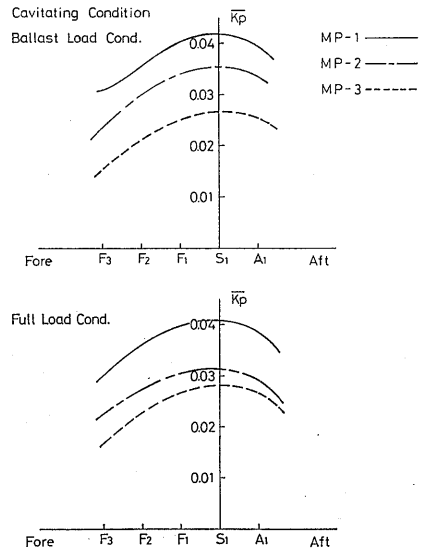
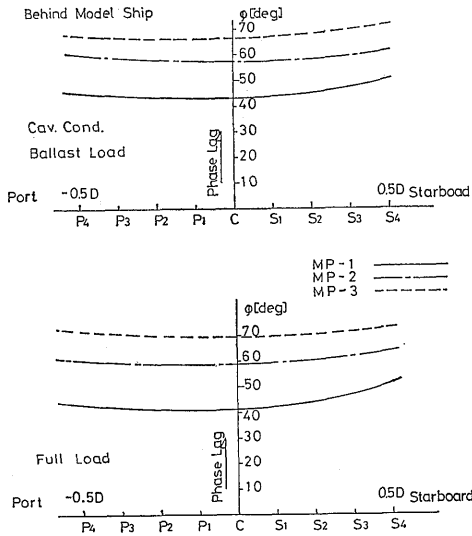


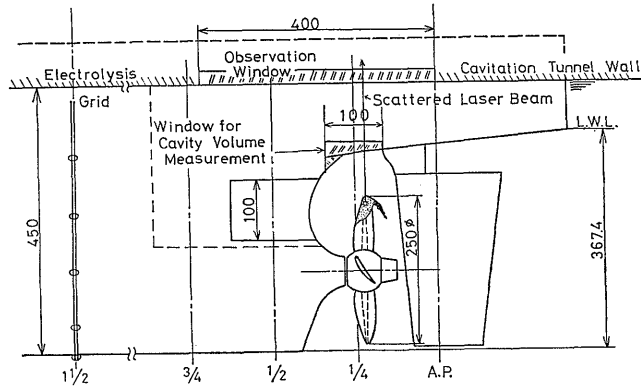
Fig. 54B Single Peak-to-Peak Amplitude of Fluctuating Pressure on Stern Hull in Streamwise Direction in Cavitating Condition



**Fig. 55** Phase Angle of Negative Peak Pressure on Stern Hull in Transverse Direction in Cavitating Condition

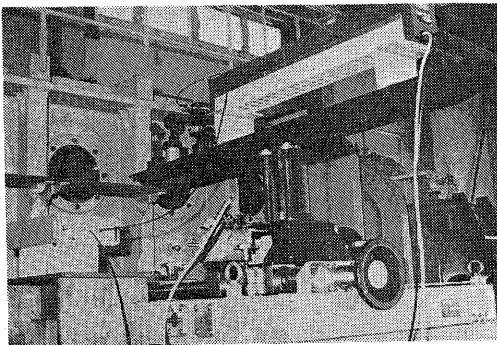
伴流の場合、観測窓のところは船内で流れがないので気泡が窓に付いて計測を不可能にする。これを取り除くためプリズムを用いた。キャビティの厚さの計測システムを Fig. 57 に示す。

本計測では容易にレーザー散乱光を得るため、3種類のプロペラの前縁に粗さ<sup>22)</sup>が付けられ、プロペラ翼面上にはつや消しの白色のペイントが塗られた。この時のキャビテーションの発生範囲が船尾変動圧力計測時と若干異なった。これを Fig. 58~60にスケッチで、Fig. 61 および62に写真で示す。水素気泡も添加されている。キャビテーションのパターンはキャビティ表面が荒れるだけで殆んど変わらないが、キャビテーション消滅はより遅くなる。Fig. 63~65 に、計測されたキャビティ厚さの翼弦方向の分布を示す。レーザー光散乱法他に、ピンによる方法でキャビティの厚みが計測されたので、同図中にプロットされている。ワイヤー・メッシュ後流と同様のキャビティ厚さ形状となっている。ピンによる方法とレーザー光散乱法による計測値とは、ワイヤー・メッシュの時とはほぼ同様の



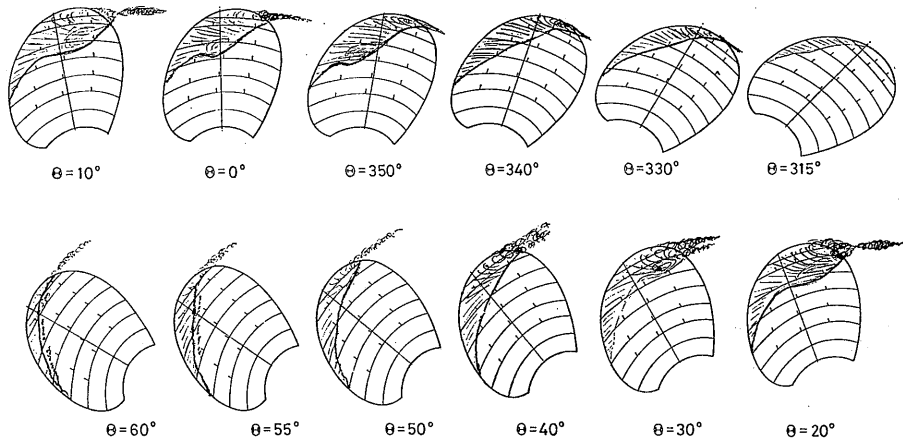
unit : mm

**Fig. 56** Stern Shape Modification for Measurement of Cavity Volume



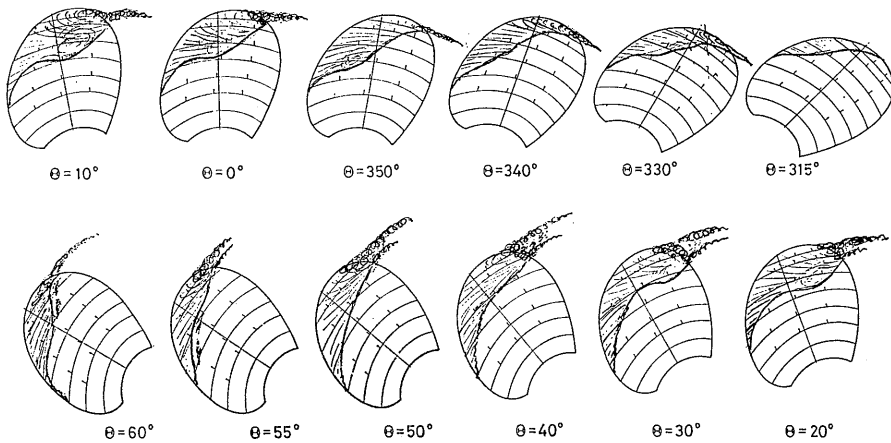
**Fig. 57** Setup for Measuring Cavity Thickness on Model Propeller behind Model Ship in SRI Large Cavitation Tunnel

MP-1 (Rough)  
Behind Model Ship  
Full Load Cond (MCR)



**Fig. 58A** Sketches of Cavitation Pattern on MP-1 Propeller with Roughness behind Model Ship at Full Load Condition

MP-1 (Rough)  
Behind Model Ship  
Ballast Load Cond (MCR)

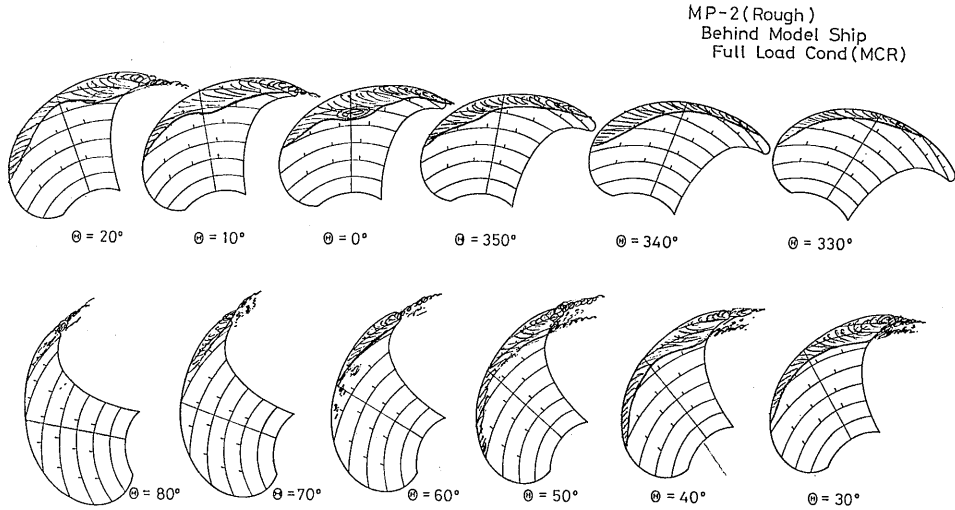


**Fig. 58B** Sketches of Cavitation Pattern on MP-1 Propeller with Roughness behind Model Ship at Ballast Load Condition

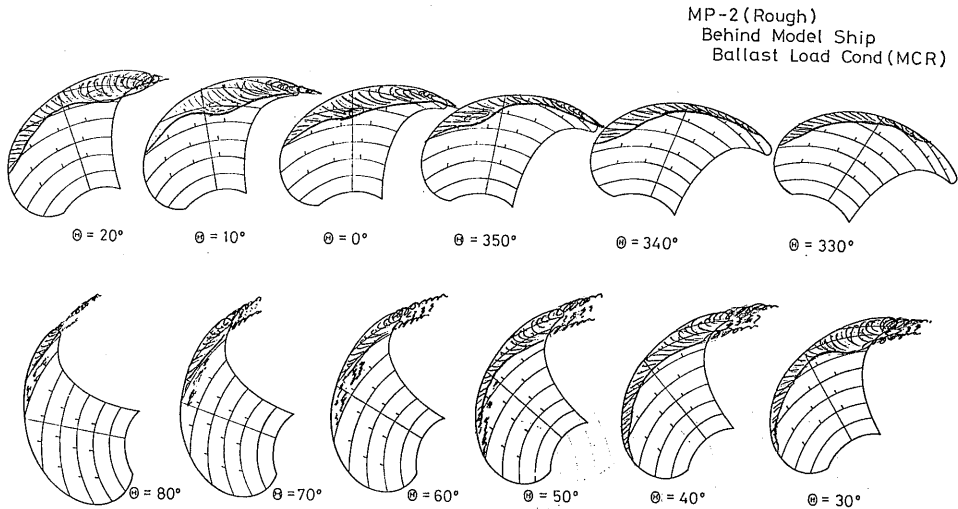
傾向を示した。

このキャビティ厚さ分布を積分して得られたキャビティ・ボリュームのプロペラ回転方向の変化をFig.66に示す。バラスト状態の方がキャビティの量は大きい。通常型MP-1プロペラのキャビティ・ボリュームは、他の2つのハイスキュープロペラのそれと比べ

て、やや急激に増減しており、通常型プロペラの変動圧力がより大きくなることを説明していると言える。ハイスキュープロペラのキャビティ・ボリュームはスキューが大きくなるとともに、満載、バラスト状態ともやや減少している。



**Fig. 59A** Sketches of Cavitation Pattern on MP-2 Propeller with Roughness behind Model Ship at Full Load Condition

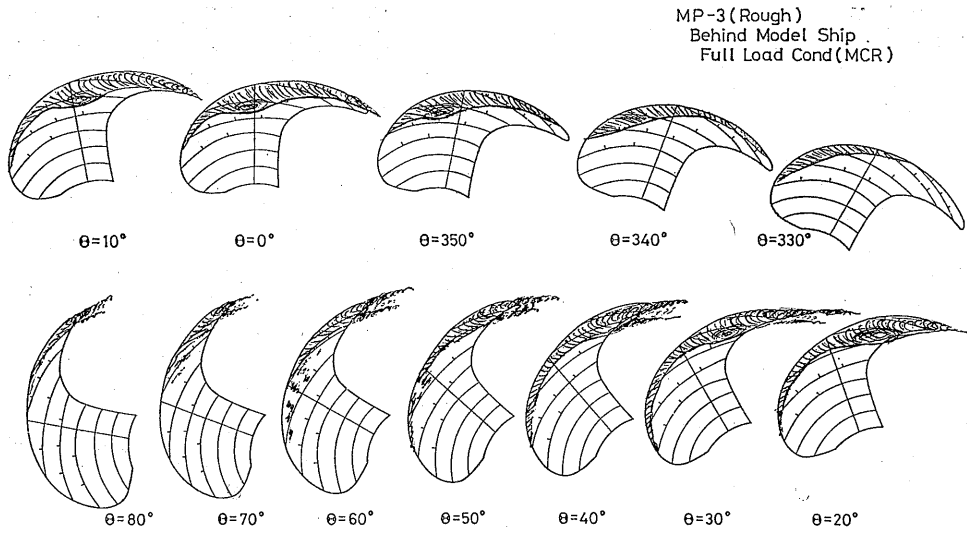


**Fig. 59B** Sketches of Cavitation Pattern on MP-2 Propeller with Roughness behind Model Ship at Ballast Load Condition

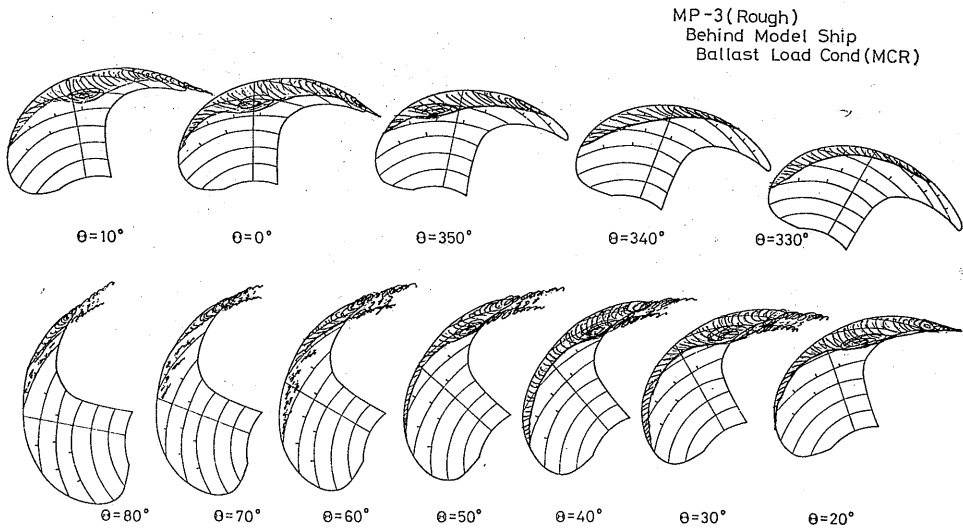
## 5. 船尾変動圧力の理論計算と実験結果との比較

船尾変動圧力を理論計算により推定することは、プロペラのみならず船型設計にとって最も重要な課題の一つである。キャビティ・ボリュームを計測し、これ

を入力データとして変動圧力を計算した例は、著者らの知る限り、二、三<sup>14,17)</sup>の報告のみである。Zimmermann はステレオ写真により得られたキャビティ・ボリュームの計測データがプロペラ翼角方向に波打ったので *fairing* して入力して計算した結果、変動圧力の Blade Frequency の一次および二次成分の計



**Fig. 60A** Sketches of Cavitation Pattern on MP-3 Propeller with Roughness behind Model Ship at Full Load Condition



**Fig. 60B** Sketches of Cavitation Pattern on MP-3 Propeller with Roughness behind Model Ship at Ballast Load Condition

算値が実験値ともかなり良く一致した結果を得ている。

本論文では、レーザー光散乱法により計測されたキャビティの厚さおよびボリュームを入力データとして、最も簡明な方法である Huse の方法<sup>9)</sup>に基づき、船尾変動圧力を計算した。Huse の方法では、変動圧

力を次の4つの寄与に分けて計算している。

- (1) 翼の厚み
- (2) 翼の定常揚力
- (3) 翼の変動揚力
- (4) キャビティの運動とボリュームの変化

このうち、(1)~(3)の寄与は理論と実験の対応が良いこ



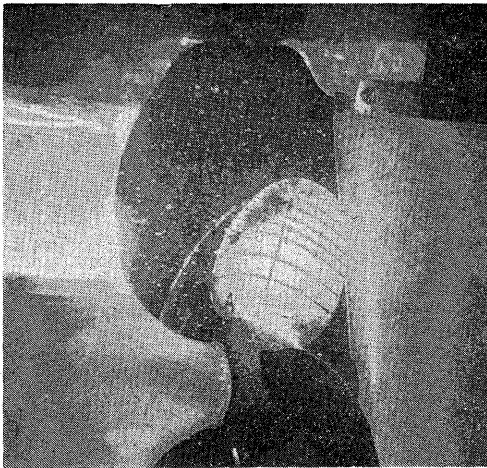
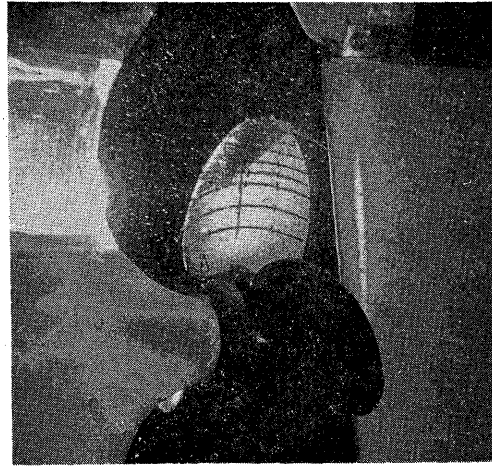
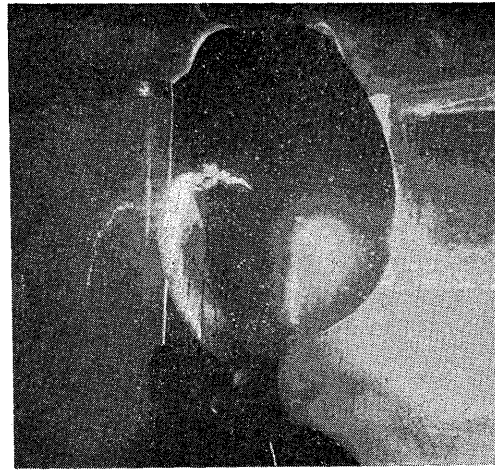
 $\theta = 340^\circ$  $\theta = 0^\circ$  $\theta = 20^\circ$  $\theta = 40^\circ$ 

Fig. 61 Photos of Cavitation Pattern on MP-1 Propeller with Roughness behind Model Ship at Full Load Condition

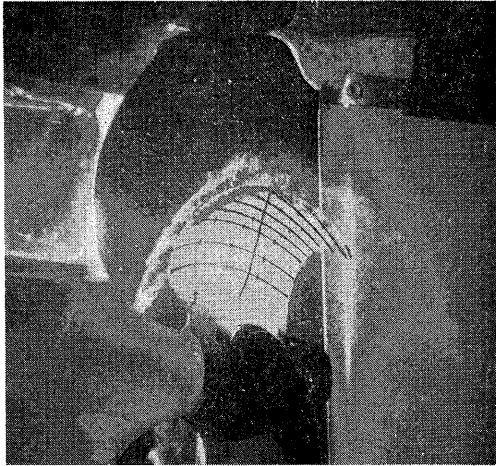
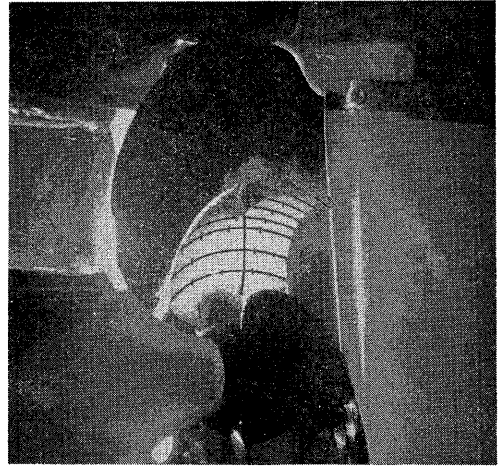
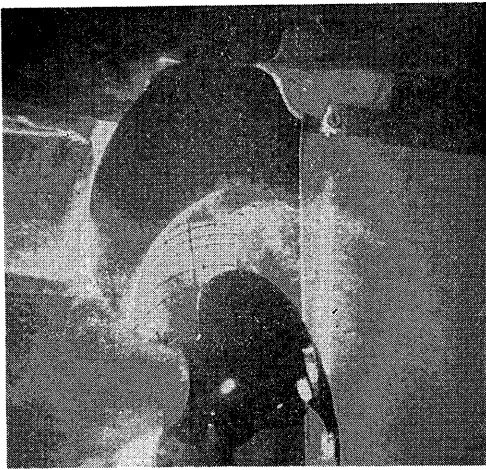
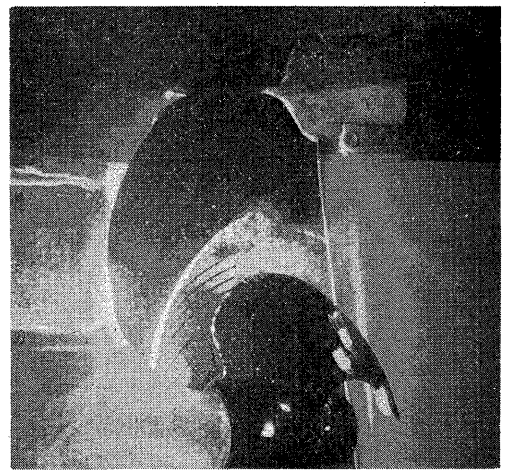
とが知られている<sup>12)</sup>ので、本報告では、非キャビテーション状態での実験値を用いることとし、4つの寄与のうち最も寄与が大きいかつ実験との一致が良くない原因と考えられている(4)の寄与のみを計算した。

Fig. 67 にワイヤー・メッシュ伴流における満載状態での変動圧力の計算値と実験値との比較を示す。計算値は各プロペラに対して、Blade Frequency の一次および二次成分のいずれについても実験値より大きい。しかしながら、スキューの影響を定性的に説明

する結果が得られていると言える。

Fig. 68 に模型船伴流中における満載状態での船尾変動圧力の計算値と実験値との比較を示す。ワイヤーメッシュの結果と同様、計算値の方が実験値よりかなり大きくなった。更に、二次成分に関してMP-2とMP-3プロペラの計算値は実験値の傾向と異なり、ほぼ逆転している。

以上のワイヤー・メッシュ伴流と模型船伴流での変動圧力の理論計算と実験結果との比較から、大略定性

 $\theta=340^\circ$  $\theta=0^\circ$  $\theta=20^\circ$  $\theta=40^\circ$ 

**Fig. 62** Photos of Cavitation Pattern on MP-2 Propeller with Roughness behind Model Ship at Full Load Condition

的な一致が得られたが、定量的な一致を得るためには理論的にも実験的にも改良の余地があると思われる。

## 6. 考察とまとめ

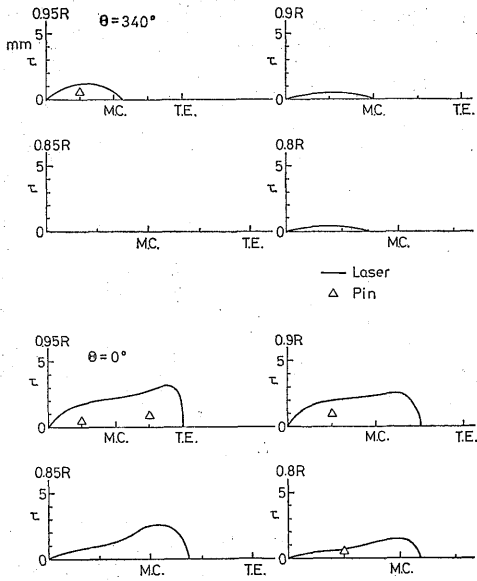
### 6.1 キャビテーションのパターン

ワイヤー・メッシュ伴流と模型船伴流中のキャビテーションのパターンは、両者の公称伴流分布のかかなりの違いにも拘らず、定性的には変わらない結果となった。消える時のパターンもエロージョンを発生した

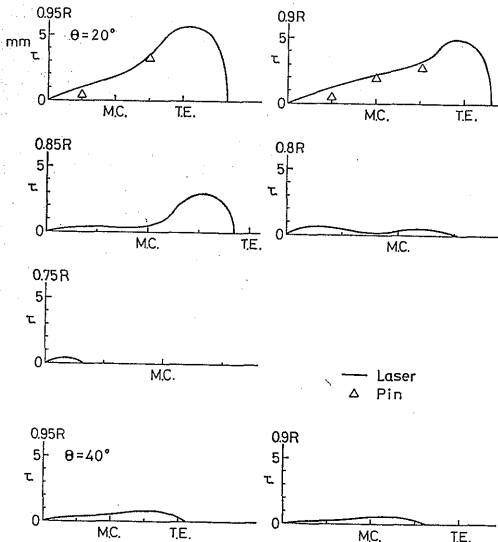
か、しないかの差はあるものの、観察では発生範囲について大きな差が見られなかった。また、模型船伴流ではキャビティ表面が時により非定常に変形するのが見られたが、ワイヤー・メッシュの場合には殆んど見られず、伴流そのものの性質および構造の差に基づくものではないかと考えられる。

ハイスキュー・プロペラに発生するキャビテーションのパターンは、通常型プロペラに発生するキャビテーションのパターンと比較をすると、消え方に関して

MP-1 Full Load Condition behind Model Ship



MP-1 Full Load Condition behind Model Ship

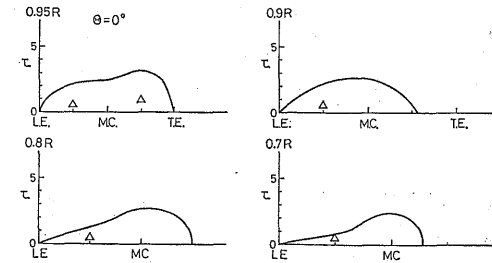
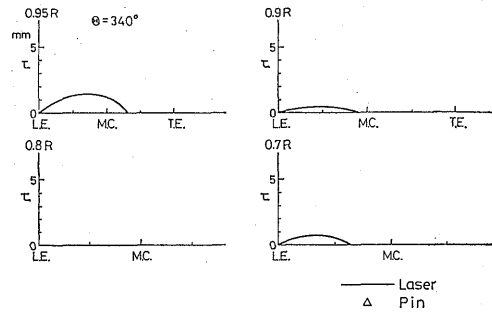


**Fig. 63A** Measured Cavity Thickness Distribution on MP-1 Propeller Working in Wake behind Model Ship at Full Load Condition

は同様な傾向を示した。しかし、写真 (Fig. 15 および16) から分かる様に、キャビティの表面は膜面というよりはうろこ状となっており、キャビテーション

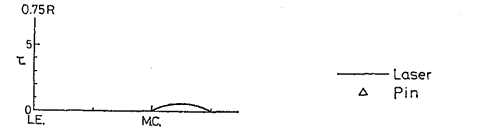
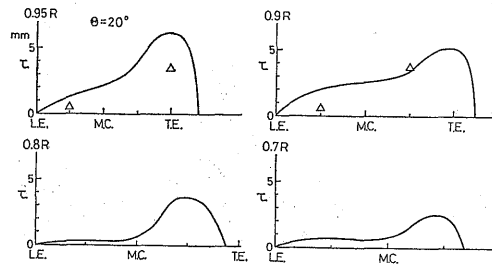
Behind Model Ship

MP-1 Ballast Load Condition

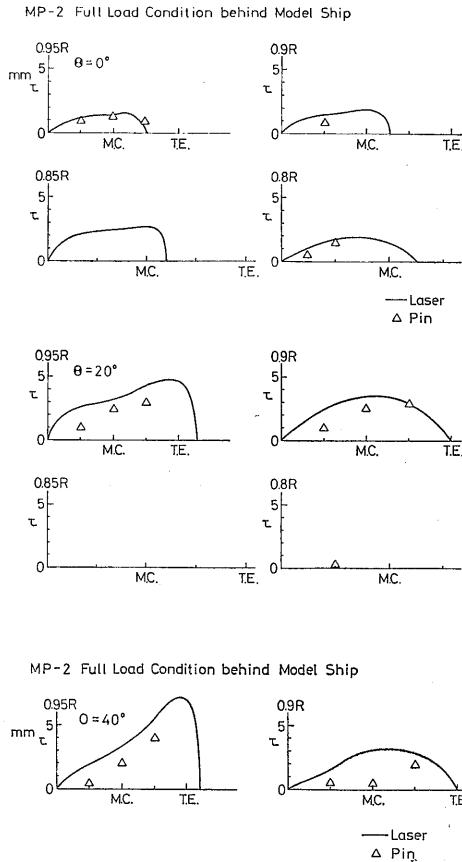


Behind Model Ship

MP-1 Ballast Load Condition



**Fig. 63B** Measured Cavity Thickness Distribution on MP-1 Propeller Working in Wake behind Model Ship at Ballast Load Condition

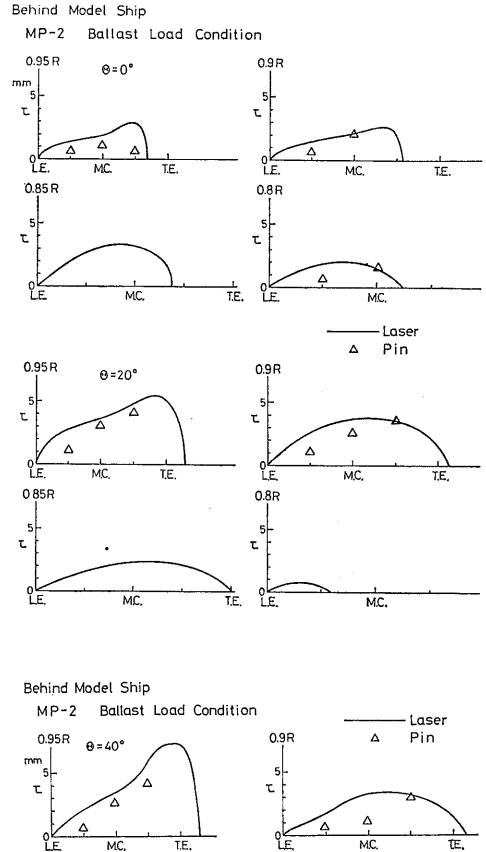


**Fig. 64A** Measured Cavity Thickness Distribution on MP-2 Propeller Working in Wake behind Model Ship at Full Load Condition

の種類、即ち発生機構が異なるのではないかと考えられる。

## 6.2 船尾変動圧力

本来、模型船船尾とワイヤー・メッシュ後方での平板により計測された変動圧力は、キャビテーションが同じであればその振幅の分布形状および値ばかりでなく位相も一致すると考えられるが、本計測では、振幅の最大値を除き、左右舷方向の定量的な一致は得られなかった。この理由としては、船尾形状の違い、受圧部がパラフィン製の模型船船尾か、または金属平板かによる振動モードの違い、Wall Effect などが考えられる。また平板での Blade Frequency の一次成分に関して2つの peak 値が計測されたが、この原因として、平板が真ちゅう製(板厚10mm)であり、局部

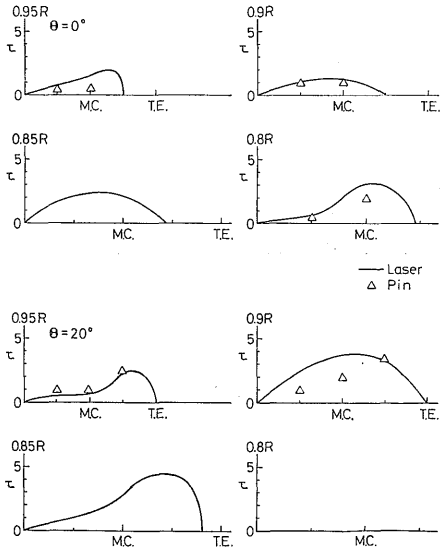


**Fig. 64B** Measured Cavity Thickness Distribution on MP-2 Propeller Working in Wake behind Model Ship at Ballast Load Condition

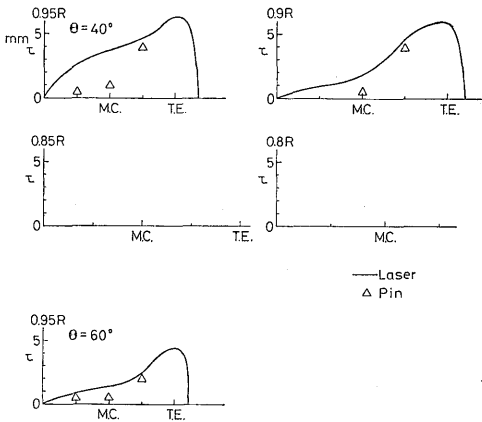
振動を起こしたことや Wall Effect 等が考えられるが、明確ではない。

変動圧力計算値が定量的に実験値と一致しなかった理由として、前述の様にキャビティが roll-up することによりキャビティ・ボリュームの計測値が過大評価されていること、理論計算において、キャビティの形状が精密に入力されていないことが考えられる。また、キャビティの後端附近では、Fig. 69 に示す様にチップボルテックスキャビテーションと一体化しており、特にプロペラがハイスキューになるに従ってキャビティが疎になった様に見えること (Fig. 70 参照) から、キャビティ・ボリュームをボリュームと等価な pulsating source により単純に置き換えたため、計算値が実験値より大きくなったと思われる。Fig. 71

MP-3 Full Load Condition behind Model Ship



MP-3 Full Load Condition behind Model Ship

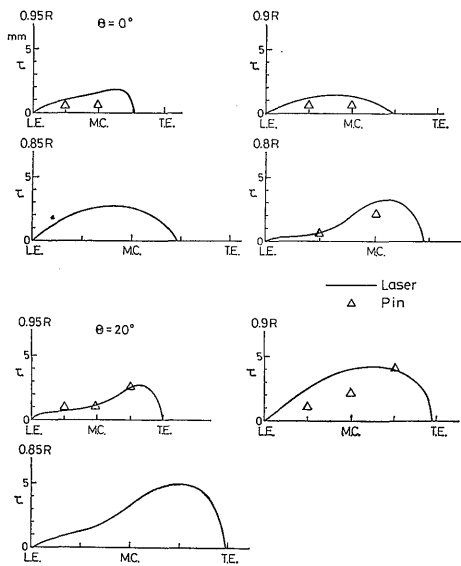


**Fig. 65A** Measured Cavity Thickness Distribution on MP-3 Propeller Working in Wake behind Model Ship at Full Load Condition

に変動圧力に対するスキュー影響をプロットした。模型船伴流での変動圧力の一次成分は良く知られている様に、スキュー角が大きくなると直線状に減少する結果となっている。しかし、二次成分はやや異なる傾向を示す。実験値と計算値を比較すると、模型船伴流ではかなり良い一致を示している。特に、MP-2プロペラについては良く一致している。

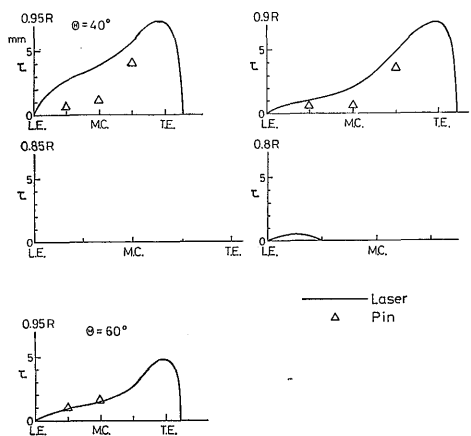
Behind Model Ship

MP-3 Ballast Load Condition



Behind Model Ship

MP-3 Ballast Load Condition



**Fig. 65B** Measured Cavity Thickness Distribution on MP-3 Propeller Working in Wake behind Model Ship at Ballast Load Condition

今後、理論と計測値との良い一致を得るためには、理論と実験の両面から、前述の問題点を解決していく必要があると考える。また、今後キャビティ形状を実測値ではなく、キャビテーションに対する非定常効果を考慮した理論<sup>23)</sup>によりキャビティの形状を計算し、船尾変動圧力を計算する理論推定法の開発を行う必要

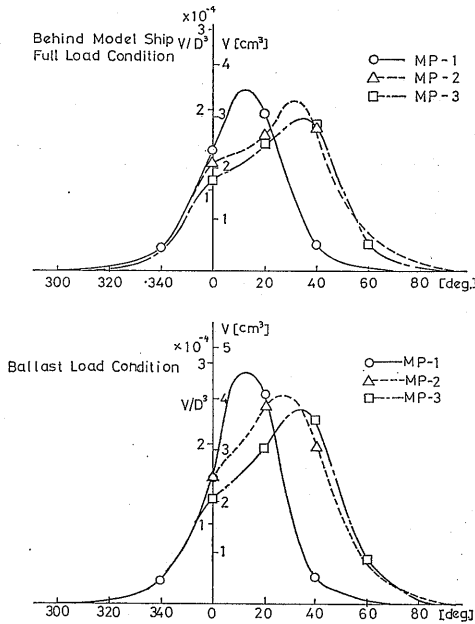


Fig. 66 Circumferential Variation of Cavity Volume for Three Propellers Working in Wake behind Model Ship

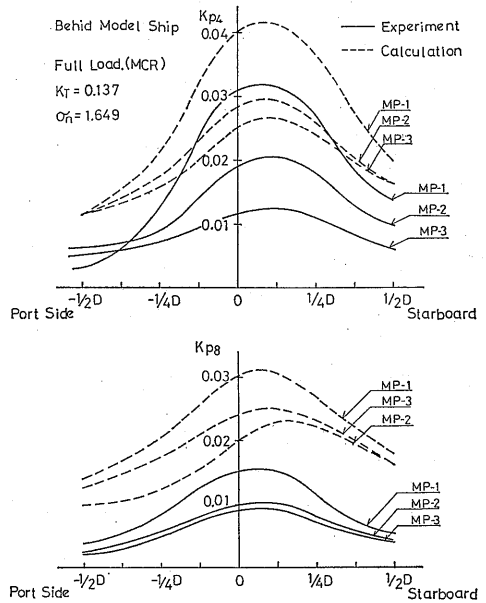


Fig. 68 Comparison between Calculated and Measured Single Amplitude of Fluctuating Pressure Induced by Three Propellers in Wake behind Model Ship at Full Load Condition (1st and 2nd Blade Frequency Component)

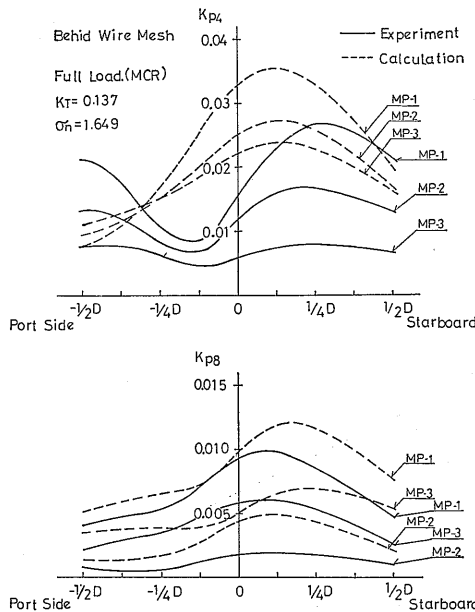


Fig. 67 Comparison between Calculated and Measured Single Amplitude of Fluctuating Pressure Induced by Three Propellers in Wake behind Wire Mesh Screen at Full Load Condition (1st and 2nd Blade Frequency Component)

がある。

### 6.3 水素気泡の添加と粗さの影響

模型船伴流におけるキャビテーション試験において、空気含有率が小さい時には、キャビテーション発生 of intermittency が顕著になり、極端な場合にはキャビテーションが発生しないことがあった。このような現象は他のキャビテーション水槽（例えば、NSMB の Vacuum Tank, SSPA のキャビテーション水槽）でも見られるので、水素気泡やプロペラの前縁への粗さが添加されることがある<sup>22)</sup>。本研究では、変動圧力の安定した計測値を得るために上記の様な人工的な方法を用いている。今回の変動圧力計測に対して、その違いは計測値のパラッキと同程度であり、その効果は余り大きくなかった。これは空気含有率が高かったためと考えられる。しかし、発生範囲の安定性に対してその影響は顕著であった。今後、空気含有率の低い時（正確には核の分布が少ない時）について調べる必要がある。

水素気泡は S.S. 1 $\frac{1}{2}$  の船の表面から 1cm のところから添加したので、プロペラ・ディスク面全体に流入

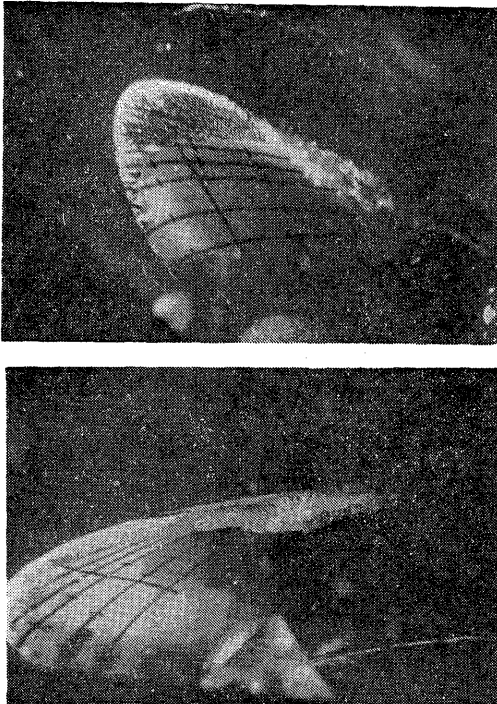


Fig. 69 Tip Vortex Cavitation shed from Two Kinds of Propellers (MP-1 & 3 Propeller ;  $\theta=40^\circ$ , Full Load Cond.)

せず、翼端附近でのキャビテーション発生はやや不安定であった。これも水素気泡の変動圧力への影響が少なかったことの一因であろう。水素気泡発生装置の取り付け方法および位置についても検討を必要がある。

粗さをプロペラ翼の前縁に付けると、模型船伴流でも消滅時のパターンが安定した。しかし、船後での変動圧力計測を行っていないので、粗さがワイヤー・メッシュ伴流と同様の効果しかないかどうかは分からない。この問題はキャビテーションにより誘起される変動圧力計測法の確立にとって非常に重要である。

7. 結 言

ハイスキュープロペラを装着した広幅浅吃水船について、キャビテーション観測、変動圧力計測およびキャビティ・ボリュームの計測を行い、次の様な結論を得た。

1. 広幅浅吃水船の様な船尾振動の大きい船に対して、ハイスキュープロペラを用いることによって Blade Frequency の一次成分は1/2~1/3まで船尾

(198)



Fig. 70 Aspect of Rear End of Cavity on a Highly Skewed Propeller (MP-3 Propeller ;  $\theta=20^\circ$ , Ballast Load Cond.)

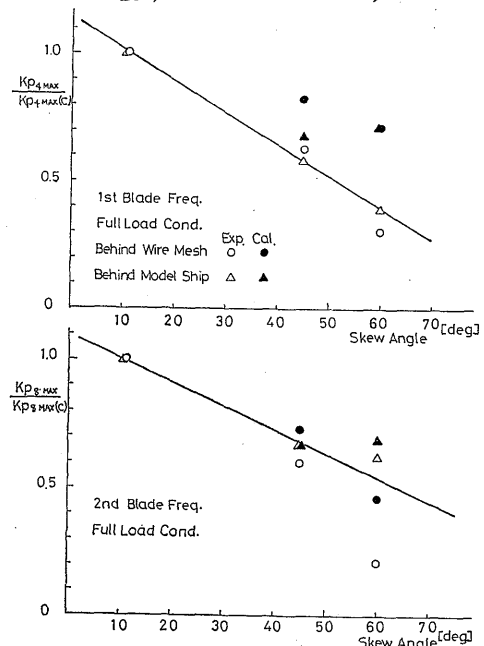


Fig. 71 Effect of Skew Angle on Maximum Fluctuating Pressure

変動圧力を減らすことができる。しかしながら、スキューを大幅に大きくしても必ずしも変動圧力振幅が大幅に減少しないことも分かった。

2. ワイヤ・メッシュ伴流と模型船伴流中での比較試験を行った。この結果、キャビテーションパターン、船尾変動圧力の Blade Frequency の一次成分の最大値、キャビティ・ボリュームに関して良い一致が得られた。一方、平板での左右舷方向の変動圧力分布、位相は模型船での計測値と異なる部分があり、今後特に平板を用いた変動圧力計測法を改良する必要がある。
3. キャビテーション試験、変動圧力計測において、プロペラの前縁に粗さを付けるか、水素気泡を添加すると、キャビテーションのパターン、変動圧力波形を安定化することができた。特に通常型プロペラに最も有効である。空気含有率を高くすることによって、変動圧力振幅が一致する場合もあるが、計測値のパラッキが大きいため、理論との比較のためには、特に変動圧力計測に際して、粗さまたは水素気泡の添加をして安定した計測値を得ることが必要であろう。
4. キャビティ・ボリュームの実測値を入力データとして船尾変動圧力の計算を行った結果、定性的であるが、スキューの効果について良い一致が得られた。定量的一致を得るためには、理論計算法の改良とともに、キャビティの厚さの多点計測を行う必要がある。

以上の成果は、今後計測を積み重ね、理論計算を改善することにより、船尾変動圧力の推定法の開発に大いに役立つと考えられる。

## 謝 辞

本研究の一部は、日本造船研究協会第183研究部会との共同研究である。御指導、御鞭撻をいただいた乾崇夫部会長、加藤洋治第2小委員長をはじめとする各委員に深く感謝致します。

本研究の遂行にあたって模型プロペラを貸していただき、平板での変動圧力計測法について御意見を載せた塩原修、塩田昭男両氏をはじめとする日本造技センターの方々に感謝の意を表します。

大型キャビテーション試験水槽の第2測定部での Flow liner の設置位置の計算、水素気泡の添加法について協力された児玉良明技官、模型船の製作などにおいて努力された塩沢政夫主任研究官、プロペラ単独

試験を行った宮島進技官に厚く感謝します。

本報告での変動圧力の理論計算および伴流分布計測の解析の一部は船舶技術研究所の中央計算機センター FACOM M180 II AD により行われた。

## 参 考 文 献

- 1) 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—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
- 2) 中島稔, 菅野博志, 久保博尚, 板谷芳樹; 「ハイスキュープロペラの系統的模型試験および実船実験」, 日本舶用機関学会会誌, 第17巻, 第1号, 1982
- 3) Ukon, Y.; "Partial Cavitation on Two-and-Three-dimensional Hydrofoils, and Marine Propellers", the 10th Symposium on Hydraulic Machinery and Equipment, the International Association for Hydraulic Research, Section for Hydraulic Machinery, Equipment and Cavitation, Tokyo, 1980
- 4) 佐々木紀幸, 永松秀一, 右近良孝; 「船尾フィンとプロペラ・キャビテーション」, 西部造船協会報, 第61号, 1981
- 5) 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」, 船研報告, 第19巻, 第1号, 1982
- 6) Huse, E.; "Pressure Fluctuations on the Hull Induced by Cavitating Propellers", Norwegian Ship Model Experimental Tank, Publication No. 111, 1972
- 7) 第171研究部会; 「総合輸送効率向上を目指した幅広船型の開発に関する研究」, 日本造船研究協会報告書, 研究資料 No. 317, 1979
- 8) 第183研究部会; 「船尾振動, 騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究」, 日本造船研究協会報告書, 研究資料, No. 342, 1981
- 9) 塩原修, 佐藤和範; 「プロペラ翼の撓みと単独特性」, 日本造船技術センター技報, 第9号, 1981
- 10) 加藤洋治, 右近良孝; 「第3編プロペラ, 第3章キャビテーションの推定法」, 船型設計のための抵抗推進シンポジウム, 日本造船学会, 東京, 1979
- 11) Weitendorf, E. A.; "Cavitation and Its Influence on Induced Hull Pressure-Amplitudes", Symposium on "Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems", Oslo, 1977
- 12) Hoshino, T. "Estimation of Unsteady Cavitation on Propeller Blades as a Base for Predicting Propeller-Induced Pressure Fluctuations", 日本造船学会論文集, 第148号, 1980
- 13) 山崎正三郎, 高橋通雄, 奥正光, 伊藤政光; 「Highly Skewed Propeller の研究 (第2報,



船尾変動圧力)」、日本造船学会論文集、第150号、1981

- 14) 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—」, 船研報告, 第19巻, 第1号, 1982
- 15) 門井弘行, 岡本三千郎, 板沢順, 深沢正樹; 「3翼可変ピッチプロペラの諸特性」, 西部造船学会報, 第62号, 1981
- 16) Takahashi, H. "Estimation of Surface Force Induced by Propeller", Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 15, The Society of Naval Architects of Japan, 1977
- 17) Zimmermann, B.; "Berechnung des durch die Kavitationsgebiete auf den Propellerflügeln an einer Platte induzierten instationären Druckes", Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, Bericht Nr. 362, 1977
- 18) Frydenlund, O. and Persson, B.; "Application of a Discrete Vortex, Source Distribution Model to Propeller Cavitation", Journal of Ship Research, Vol. 25, No. 4, 1981
- 19) 門井弘行, 岡本三千郎, 鈴木茂; 「キャビテーション試験水槽における模型船船尾の伴流分布」, 船研報告, 第17巻, 第3号, 1980
- 20) Dyne, G.; "A Study of the Scale Effect on Wake, Propeller Cavitation, and Vibratory Pressure at Hull of Two Tanker Models", Transactions of SNAME, Vol. 82, 1974
- 21) 児玉良朗; 「船研大型キャビテーション水槽第2計測部(模型船艏)の非対称伴流対策」, 第56回日本試験水槽委員会第一部会資料, 東京(船研), 1981(未公開資料)
- 22) Kuiper, G.; "Cavitation Inception on Ship Propeller Models", NSMB Publication, No. 655, 1981
- 23) Isshiki, H. and Murakami, M.; "On a Theoretical Treatment of Unsteady Cavitation (2nd Report)", Trans. of The West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 63, 1982

### 補追 船舶技術研究所大型キャビテーション試験水槽の計測および解析システムについて

船研の大型キャビテーション試験水槽(以下, キャビテーション水槽という)が建設されてから約7年たち, その間キャビテーション試験に附随して, 各種の計測が行われてきたが, その計測および解析は大型コンピュータを用いるオフラインで行われるためかなりの日数を要し, そのプログラムも汎用性の乏しいものであった。近年, マイクロ・コンピューターなどの

(200)

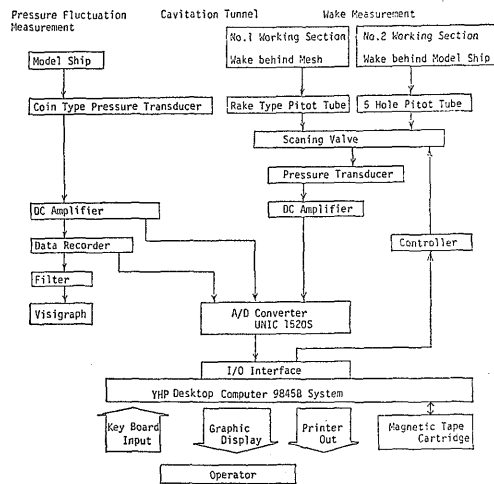


Fig. A-1

発達とともに, 計測および解析の効率化, 省人化のために, 各水槽および施設に, それらが盛んに導入されるようになってきた。キャビテーション水槽においても, 1981年頃よりマイクロ・コンピューターが導入され始め, 本研究に並行して, 計測および解析システムの開発および整備が行われた。以下にその一部について述べる。

近年, キャビテーション水槽において盛んに行われる計測の主なものは, 伴流計測および船尾変動圧力計測である。この計測および解析システムの流れを Fig. A-1 に示す。本システムで用いられるマイクロ・コンピューターは Yokokawa Hewlett Packard 社製の YHP9845B Model 200 であり, 伴流および変動圧力の解析結果はともにキャビテーション水槽において, リアルタイムで入手することができる。

以下に各データ処理プログラムの概要を示す。

#### 1. 変動圧力計測, データ処理プログラム

圧力変換器によって得られたプロペラ変動圧計測値を, A/D 変換してマイクロ・コンピューターに入力し, フーリエ解析を行うプログラムである。入力パラメータの設定は, モニター・テレビ画面 (C. R. T.) との対話方式によりキー・ボードより行う。結果は, 変動圧力入力波形および圧力値の振幅スペクトラム図形などがプリンタへ出力される。プログラムの流れ図を Fig. A-2 に示す。A/D 変換のデータ・サンプリング間隔  $\Delta t(\text{sec})$  は, プロペラ回転数  $n(\text{rps})$  の値および入力チャンネル数  $Ch$  に応じて可変であり,

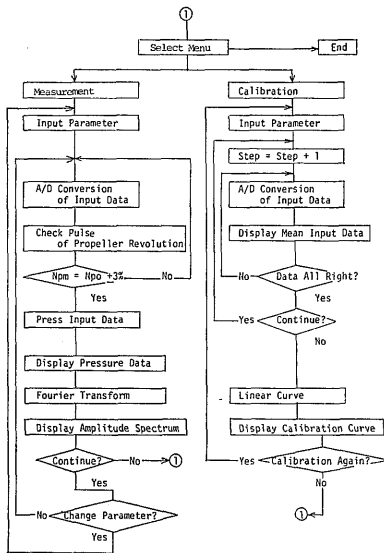


Fig. A-2

次式の関係がある。

$$\Delta t = \frac{1}{N \times n \times (Ch+1)} \geq t_{Limit}$$

但し、 $N$ はプロペラ1回転分のデータ数であり、標準仕様として $N=256$ に固定されている。 $Ch$ に加えられた1は、プロペラ回転パルス用のチャンネルである。 $t_{Limit}$ は、A/D変換速度の制限であり、本A/Dコンバーターでは $t_{Limit}=12.5 \times 10^{-6} \text{sec}$ である。従って、変動圧計測数11点の場合、プロペラ回転数 $n$ は最大26.04rpsとなり、それ以上の回転数で計測を実施する場合は、データ・レコーダ等に波形を記録し、少ないチャンネルのグループに分けて、記録の再生およびデータ処理を繰り返す必要がある。1回の計測時間 $t_{AD}(\text{sec})$ および1回の計測に含まれる回転 $N_{AD}$ は

$$t_{AD} = M \times \Delta t$$

$$N_{AD} = t_{AD} \times n$$

で与えられる。 $M$ は1回の計測による入力データ数であり、メモリーの制限により $M=32768$ で固定である。変動圧力計測数が11点の場合、 $n=20 \sim 26 \text{rps}$ で $t_{AD}=0.41 \sim 0.53 \text{sec}$ および $N_{AD}=10.7$ である。プロペラ回転パルスは、プロペラ第1翼のジェネレータ・ラインが $0^\circ$ 、即ち鉛直上方に来た時各々1回発生する。このプログラムでは、そのパルスを基準にとり、 $N_{AD}$ 回転分のデータを1回転分のデータに圧縮した後、高速フーリエ変換FFT<sup>11)</sup>を行っている。圧縮の

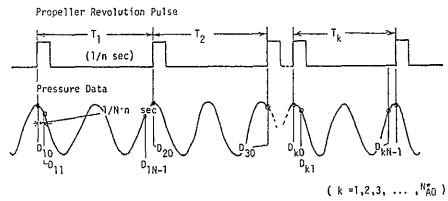


Fig. A-3

方法は、 $k$ 番目のプロペラ回転パルスから $m$ 番目のデータを $D_{km}$ とし、圧縮されたデータを $D_m$ とすると、次式の様になる。

$$D_m = \frac{1}{N_{AD}^*} \sum_{k=1}^{N_{AD}^*} (D_{km})$$

但し、 $m=0, 1, 2, \dots, N-1$

ここで $N_{AD}^*$ は $N_{AD}$ を整数化したものである。回転パルスと圧力波形の関係をFig. A-3に示す。

プログラムで使用したフーリエ変換式は次式で与えられる。

$$D_m = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^{N/2-1} \left[ A_k \cdot \cos \frac{2\pi km}{N} + B_k \cdot \sin \frac{2\pi km}{N} \right] + \frac{A \frac{2}{N}}{2} \cdot \cos \frac{2\pi \left( \frac{N}{2} \right) \cdot m}{N}$$

但し、 $m=0, 1, 2, \dots, N-1$

プログラムはBASICで書かれているので、実行時間は変動圧力計測数11点の場合、演算とプリンター出力の時間を合せて約30分かかり、マイコンの機能強化およびアセンブラの利用により短縮することが可能である。プログラムの大きさは、Calibrationの部分も含めて約140K byteであり、その内入力データ用および波形出力用データの配列が約70%を占めている。

## 2. 伴流計測データ処理プログラム

14速くし型ピトー管および4脚5孔ピトー管によるプロペラ面での伴流計測で得られた値をA/D変換してマイクロ・コンピュータに入力し、各計測点の流速値、伴流係数および各速度成分などの計算を行うプログラムである。使用するピトー管によって、14速ピトー管および4脚5孔ピトー管用プログラムに分けられている。しかし、プログラムの構造は、ほぼ同様であり、流速の計算が異なるのでそれぞれの計測のサブルーチンが開発されている。

### 2.1 14速くし型ピトー管使用プログラム

入力データは4秒間に400個のデータを1本のピト

一管についてのみ入力し、平均値を流速計算に用いる。次のピトー管への移動は、プログラムによるスキヤニバルブの操作で行われる。計測結果は、各半径位置における円周方向の伴流係数  $1-w$  のグラフとして表示される。

## 2.2 4連5孔ピトー管使用プログラム

入力データは5秒間に200個のデータを各5孔ピトー管毎に対し、1本ずつ同時に入力する。次のピトー管への移動は前記と同様にプログラムにより自動的に行われる。