

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—

黒部 雄三*・上田 隆康*

On Pressure Fluctuations Induced by Cavitating Propellers —Basic Experiments and Examples of Reduction Method of Pressure Fluctuations—

By

Yuzo KUROBE & Takayasu UEDA

Abstract

It is well known that the unsteady cavitation induced by a propeller working in a non-uniform flow increases remarkably the pressure fluctuations on a hull surface above a propeller.

Theoretical and experimental studies for estimating the pressure fluctuation under the unsteady cavitating condition are not a little reported.

From the fact that marked variation in cavity volume on a propeller blade causes large pressure fluctuations, it is firstly needed to know the cavity geometry. Therefore, in this paper, the thickness of cavity on a blade were measured by the two methods, that is laser scattering and pin methods. Then, the calculated pressure fluctuations taking account of the measured cavity volume are compared with the measured values and an availability of the calculation method proposed by Huse is discussed.

Finally, examples of the experiments which were performed for the purpose of reduction of pressure fluctuations in using the tip unloaded propeller and the highly skewed propeller are presented.

目 次

まえがき

1. 計測方法

2. プロペラキャビテーションによる変動圧力について

2.1 定常キャビテーションによる変動圧力

2.1.1 付加物による変動圧力

2.1.2 キャビテーションによる変動圧力

2.2 非定常キャビテーションによる変動圧力

3. プロペラ形状の変化による変動圧力の軽減法

3.1 半径方向ピッチ分布の影響

3.2 スキューバックの影響

あとがき

参考文献

ま え が き

* 推進性能部

原稿受付：昭和56年10月29日

プロペラの回転によって誘起され、プロペラ周辺の船尾外板に作用する変動圧力の積分値はサーフェイスフォースと呼ばれ、プロペラ起振力としてベアリングフォースとともに、船尾振動の主要な原因となっている。

最近、船舶の性能向上に関する要求が一段と強くなり、振動、騒音に対して特にその傾向が強くと感じられる。振動はその性質、大きさにより、船体構造、航海機器、特に自動化機器に好ましくない影響を少なからず与えるほか、居住性を甚しく劣悪化するので、この点の改善が強く望まれている。また、省エネルギーの観点から大直径低回転プロペラ船の開発が進められているが、チップクリアランスが充分とれないため、やはり船尾振動の問題が重要視されている。

船尾振動起振源の最も重要なものの一つとしてプロペラキャビテーションがある。船尾不均一流中で作動するプロペラにキャビテーションが発生すると船体表面に誘起される変動圧力が著しく増加する。これは、不均一流中のプロペラ翼にキャビテーションが発生し、プロペラの回転とともにそのキャビティボリュームが非常に速く変化することに原因があると考えられている。この変動圧力の推定を目的とした研究が多数の研究者により精力的に行われているが^{1),2),3),4)}、現段階では精度のよい推定方法はまだ確立されていないように思われる。キャビテーション発生時のプロペラ変動圧力を推定する場合、まずプロペラ理論と2次元翼のキャビテーション理論および実験によりプロペラ翼面上のキャビテーションの発生範囲を推定し⁵⁾、さらに厚み分布を求め、そのキャビテーションによる変動圧力をポテンシャル理論により計算する、という方法が一般的に行われている⁴⁾。しかしながら、キャビテーション発生範囲はある程度の精度で計算できるが、厚みは適切に計算できない。そこで本論文では、キャビテーションによる変動圧力の一般的性質を調べるとともに、実験によりキャビテーションの発生範囲と厚み分布を求め、これらをもとに、現在よく用いられている Huse の方法⁶⁾で変動圧力が精度よく計算できるかどうかを調べた。

一方、キャビテーションによる変動圧力を軽減させる方法として、船体の改良によるものとしてはプロペラ面の伴流を均一化するような船尾形状の改善やダクト、フィン等の取付けを、プロペラの改良によるものとして整流用固定翼や遊転プロペラの採用、プロペラの半径方向ピッチ分布の変更やスキューバックの増大

等の提案がされており、それらによる変動圧力の減少が報告されている^{7),8),9),10)}。しかし、いろいろな場合における軽減効果を正確に推定するためには実験がまだ十分に行われていないと思われる。本論文では、プロペラのピッチ分布の変更およびスキューバックの増大の2方法をとりあげ、その有効性を調べた。

使用した主な記号

Z_i : チップクリアランス

n : 回転数

X : 上下流方向 (上流側正符号)

Y : 左右舷方向 (右舷側正符号)

K_p : 変動圧力振幅係数

円板の場合

$$K_p = \Delta P_d / \rho n^2 D_d^2$$

ΔP_d : ノイズ状の平均レベルからの負圧ピークの高さ

D_d : 円板の直径

プロペラの場合

$$K_p = \Delta P / \rho n^2 D^2$$

ΔP : 変動圧力波形の片振幅

D : プロペラ直径

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

ΔP_i : 変動圧力波形の i 次調和成分

σ_n : キャビテーション係数

$$\sigma_n = (P_0 - e) / \frac{1}{2} \rho n^2 D^2$$

J : 前進係数

$$J = V_A / nD$$

K_T : スラスト係数

$$K_T = T / \rho n^2 D^4$$

1. 計測方法

本研究に含まれるすべての実験は船舶技術研究所大型キャビテーション水槽第1計測部 (計測部断面 750 mmφ) において行われた。変動圧力計測装置およびその配置を Fig. 1 に示す。プロペラ上方に上下に移動が可能な金属平板を配置し、プロペラ直上を中心に上下流方向 (X方向)、左右舷方向 (Y方向) に合計13個の圧力計を平板に取付けた。チップクリアランスは平板の支柱を上下することにより変化させた。不均一流の発生は、ワイヤメッシュスクリーンによっている。

計測および解析のブロック図を Fig. 2 に示す。計測時は圧力計からの信号を増幅してデータレコーダに

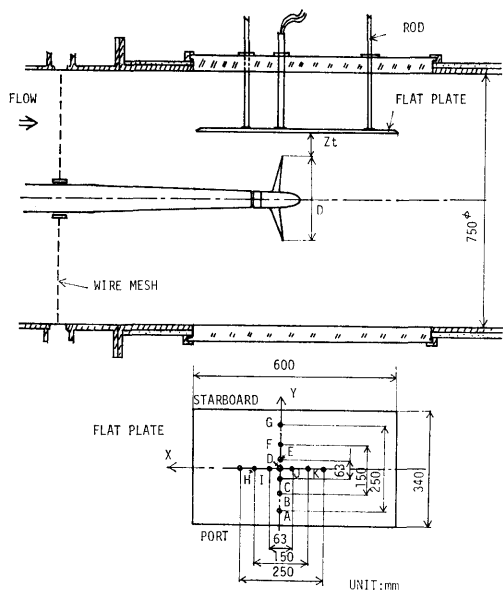


Fig. 1 Measuring apparatus

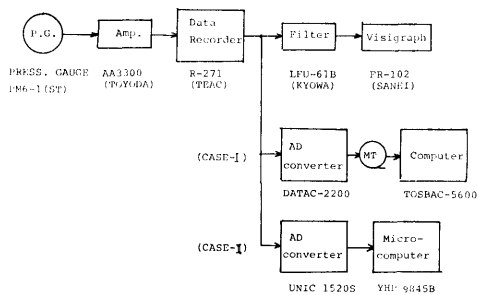


Fig. 2 Measuring system

入力し、同時に電磁オシロでモニターした。磁気テープに記録したデータはAD変換し、電子計算機 TOSBAC-5600または、マイコンで処理した。ケースIでは、変動圧力データの1チャンネルあたりのサンプリング個数はプロペラ1回転あたり100から200個であり、1回転づつ調和解析を行い、10から20回転分の平均をとった。ケースIIでは、サンプリング個数は1回転あたり256個であり、約10回転分の平均波形の調和解析を行った。ケースIIの方法での解析は2.1.2項、2.2項、3.2項における実験の場合である。また、本論文中の Huse の方法による計算は、電子計算機 FACOM-M180-II-AD で行った。

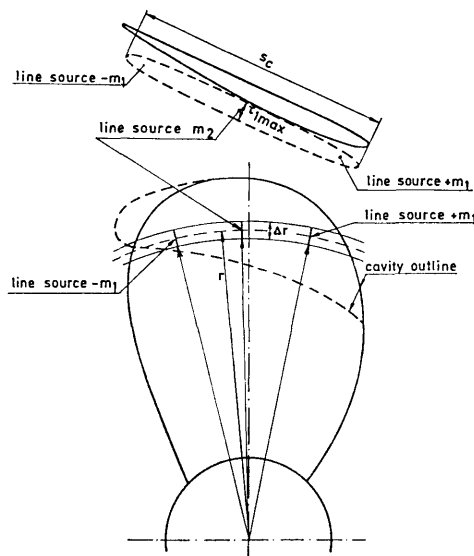


Fig. 3 Cavity representation, from Ref. 6

2. プロペラキャビテーションによる変動圧力について

2.1 定常キャビテーションによる変動圧力

2.1.1 付加物による変動圧力

定常キャビテーションのキャビティボリュームを想定した付加物による変動圧力を計測し、付加物を line source で置き換えた Huse の計算法による結果と比較した。まず、単純で正確な形状の付加物が取付けられる円板で付加物体積と変動圧力値との関係を調べ、のち、プロペラにキャビティ形状を模した付加物を取付け、実験を行った。

ここで、Huse による変動圧力の計算法の要点を以下に示す。

キャビティを Fig. 3 のように半径方向に分布した line source の集合で置き換える。キャビティボリュームを表わす m_1 なる強さの line source による速度ポテンシャル $\Delta\phi_{m_1}$ とキャビティのボリューム変化を表わす m_2 なる強さの line source による速度ポテンシャル $\Delta\phi_{m_2}$ はそれぞれ次式で表わされる。

$$\Delta\phi_{m_1} = \frac{m_1 \Delta r}{2D_m}$$

$$\Delta\phi_{m_2} = \frac{m_2 \Delta r}{2D_m}$$

$$= \frac{1}{4\pi D_m} \cdot \frac{\partial}{\partial t} (S \cdot \Delta r)$$

ただし、 D_m : line source と任意点との距離

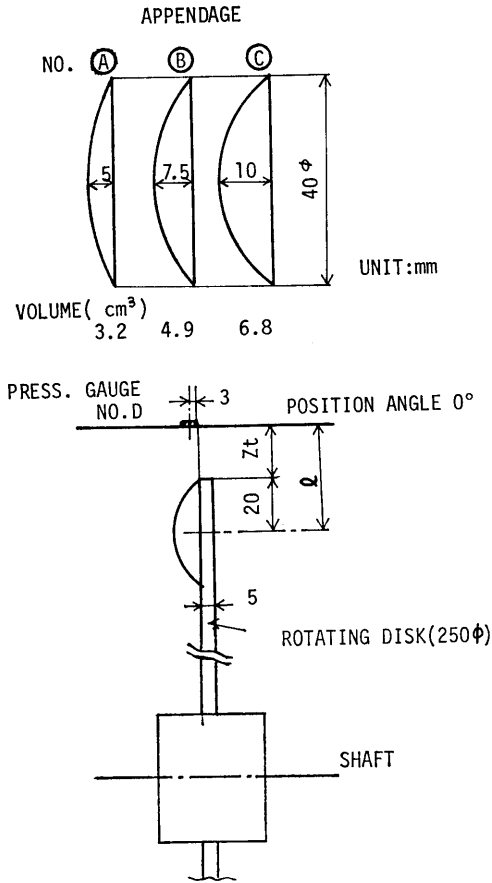


Fig. 4 Shape of appendage

Δr : line source の半径方向幅
 Δt : 時間変化
 S : キャビティ断面積
 $S = \frac{\pi}{4} \tau_{1max} \cdot S_c$

上記ポテンシャル $\Delta\phi_{m1}$, $\Delta\phi_{m2}$ の半径方向の総和, ϕ_{m1} , ϕ_{m2} により任意点に誘起される圧力 P_{m1} , P_{m2} およびそれらの合計 P_t は, ベルヌーイの法則により次式で求められる。

$$P_t = P_{m1} + P_{m2}$$

$$= \rho \left(\frac{\partial \phi_{m1}}{\partial t} + U \frac{\partial \phi_{m1}}{\partial \xi} \right)$$

$$+ \rho \left(\frac{\partial \phi_{m2}}{\partial t} + U \frac{\partial \phi_{m2}}{\partial \xi} \right)$$

ただし, ρ : 水の密度
 U : 任意点への流入速度
 $\Delta\xi$: 上下流方向変位

APPENDAGE ①
 $Z_t/D=0.08$ $n=10$ RPS

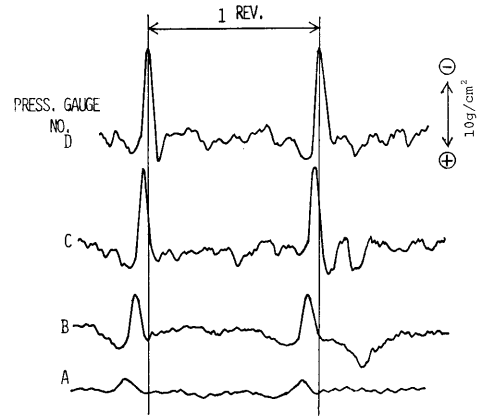


Fig. 5 Pressure fluctuations induced by appendage fixed on rotating disk

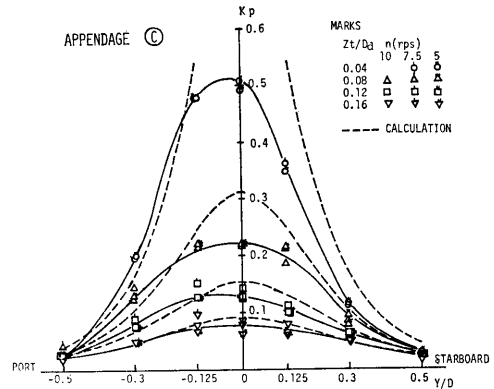


Fig. 6 Amplitude distributions of pressure fluctuation—Appendage—

(1) 円板の場合

付加物は Fig. 4 に示すように, 球の一部を切取った形状 (欠球) をした黄銅製のもので, 体積の異なる 3 種類を用意した。流速は零の状態で, チップクリアランス Z_t を 20 から 50mm ($Z_t/D_a=0.08 \sim 0.20$), 円板の回転数 n を 5 から 10rps の範囲で変化させて実験を行った。

欠球による変動圧力波形の 1 例を Fig. 5 に示す。欠球が圧力計に接近して通過する時, 鋭い負圧のピークが生じ, ピーク間では円板の遠心流による周波数の高いノイズ的な圧力波が現われている。変動振幅の左右舷方向分布を Fig. 6 に示す。図中の破線は Huse

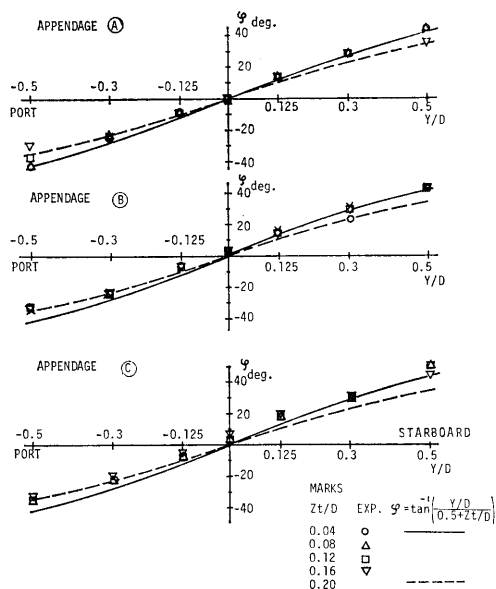


Fig. 7 Phase relations—Appendage—

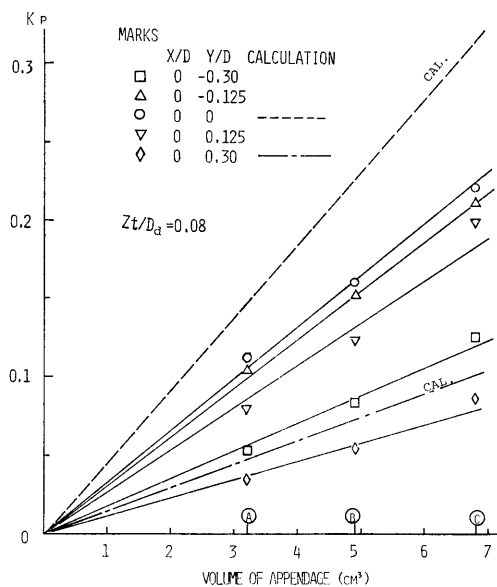


Fig. 8 Effect of appendage volume on pressure amplitude

の方法により計算した値であり、実験値より大きくなる傾向になるが、 $Z_t/D_a=0.12, 0.16$ においてはよく一致している。変動圧力波形の左右舷方向の位相変化を Fig. 7 に示す。位相はプロペラ 1 回転を 360 度としており、円板中心から欠球中心を通して圧力計位置を結ぶ直線と鉛直線のなす角度、すなわち幾何学的位

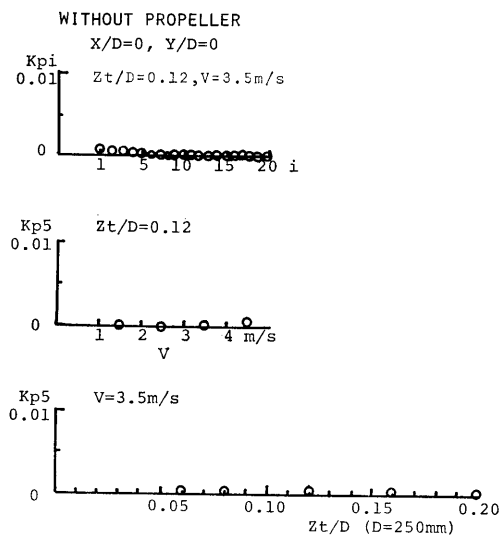


Fig. 9 Vibration of flat plate—without propeller—

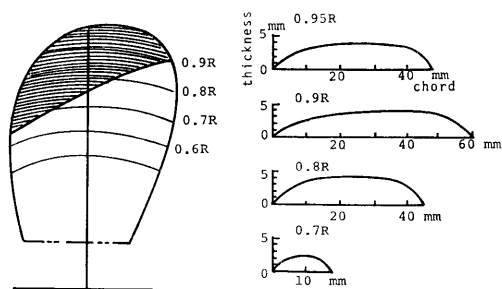


Fig. 10 Shape of appendage fixed on blade surface

相角 φ とはよく一致している。つぎに欠球体積と変動圧力振幅の関係を Fig. 8 に示す。両者はよく比例している。

(2) プロペラの場合

プロペラによる変動圧力を計測する前に、プロペラが無い場合の水流による平板の振動を調べた。Fig. 9 に示すように流速、チップクリアランスを変化させても平板の振動はわずかであった。

Fig. 10 に定常キャビテーションを想定した付加物の形状を示す。材料はパテである。使用したプロペラ、M. P. NO. 123 の主要目を Table 1 に示す。M. P. NO. 123 はキャビテーション性能上優れた大型高速船用のプロペラを開発するために設計されたシリーズプロペラ¹¹⁾の一つで、その最適作動点は、 $J=0.93$,

Table 1 Principal particulars of model propeller—M. P. NO. 123—

Diameter (m)	0.250
Boss ratio	0.180
H/D at 0.7R (Pitch distribution)	1.264 (variable)
Expanded area ratio A_E	0.800
Blade thickness ratio t/D	0.050
Number of blades Z	6
Rake angle	7.5°
Blade section	SRI.a

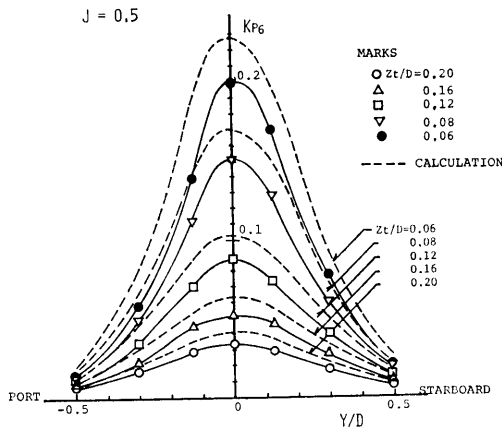


Fig. 11 Pressure fluctuations induced by appendage fixed on propeller blade

$K_T=0.220$ である。

付加物をつけたプロペラを $J=0.5$ で作動させ、 $Zt/D=0.06$ から0.20の状態では変動圧力を計測した。変動振幅の blade frequency 成分 K_{p6} の左右舷方向の分布を Fig. 11 に示す。図中の破線は Huse の方法により計算された付加物による振幅に、プロペラのみで計測された振幅 (Fig. 12) を加えた値

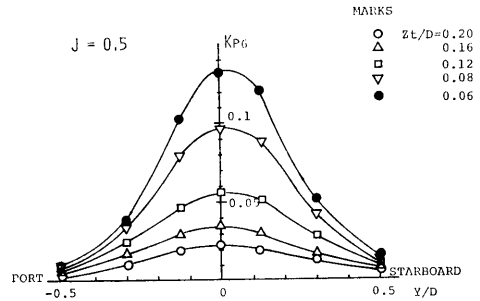


Fig. 12 Pressure fluctuations induced by propeller without appendage

Table 2 Test conditions—M. P. NO. 123—

a) Steady Cavitating Condition

T.NO.	1-1	1-2	1-3	1-4
n (rps)	20.0			
J	0.5			
K_T	0.462			
σ_n	4.22	3.26	2.41	2.09
α/α_s	0.6			
θ_w (°C)	27			

b) Unsteady Cavitating Condition

T.NO.	2-1	2-2	2-3
n (rps)	15.0		
K_T	0.357		
σ_n	4.81	4.08	3.34
α/α_s	0.6		
θ_w (°C)	27		

であり、実験値と比較して10から20%程度大きな値となっている。

以上の(1), (2)の実験結果から、変動圧力発生源が一

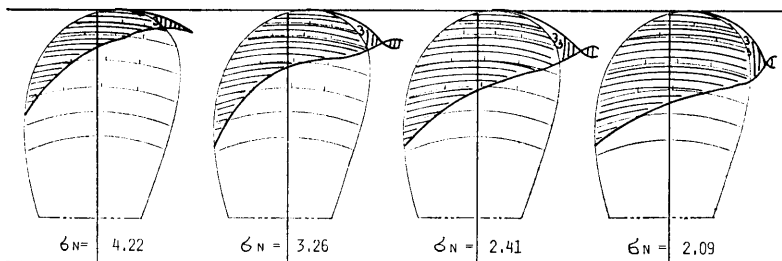


Fig. 13 Cavitation pattern—M. P. NO. 123, steady cavitating condition—

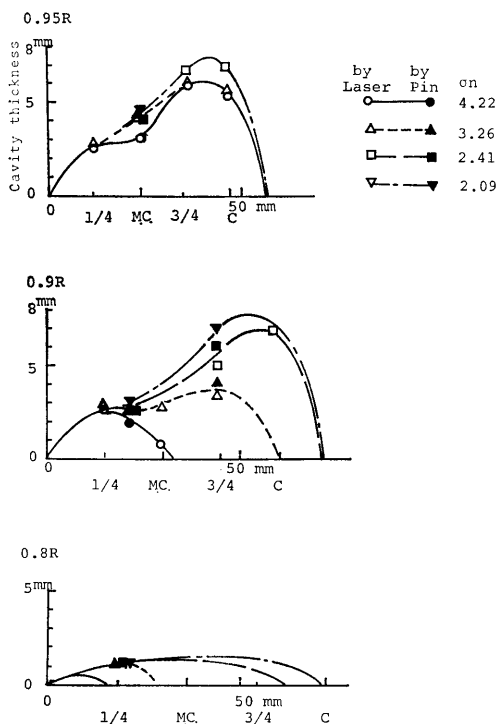


Fig. 14 Cavity thickness—M. P. NO. 123, steady cavitating condition—

定の形状で体積変化のない固形物の場合、固形物を line source で置き換える Huse の計算法により割合良好な精度で変動圧力を推定できると言える。

2.1.2 キャビテーションによる変動圧力

定常キャビテーションにより誘起される変動圧力について、その性質を調べ、付加物による変動圧力と比較した。

使用したプロペラは M. P. NO. 123 であり、Table 2 に示す定常キャビテーション状態での変動圧力を計測した。発生したキャビテーションパターンを Fig.13 に示す。キャビテーションの厚み分布は、右近と著者の一人により開発されたレーザー光のキャビティによる散乱を利用したレーザー散乱法¹²⁾とプロペラ翼面上にピンを植える方法により計測した。計測点は、レーザー散乱法では 0.95R, 0.9R および 0.8R 上の 1/4, 1/2, 3/4 および 4/4 翼弦長位置であり、ピンによる方法では 0.95R の 1/2, 0.9R の 1/3 と 3/4 および 0.8R の 1/4 翼弦長位置である。計測した厚み分布を Fig. 14 に示す。変動圧力の計算では、レーザーおよびピンによる両計測法で得られた結果を用いている。Fig. 14

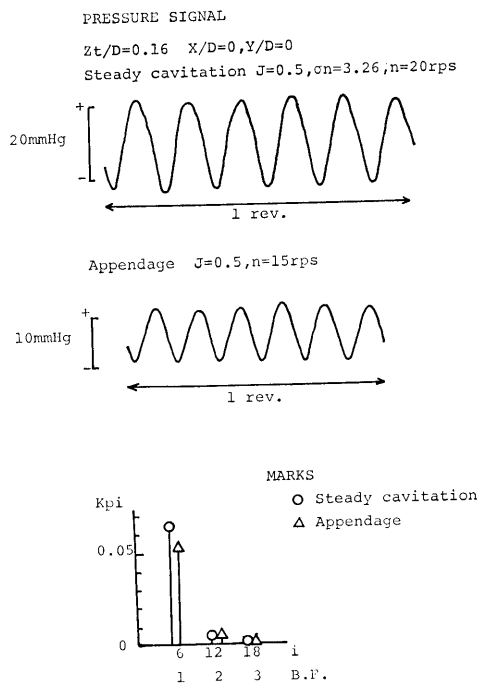


Fig. 15 Comparison of pressure fluctuations induced by steady cavitation and appendage—M. P. NO. 123—

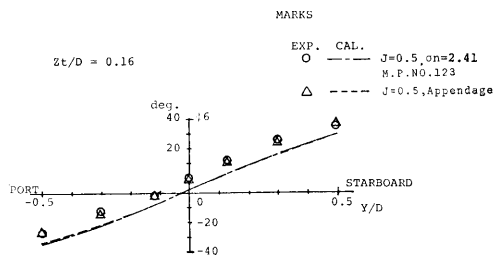


Fig. 16 Phase relations—steady cavitation and appendage

に見られるように 2 方法による計測値の差は小さいと言える。低キャビテーション係数の場合はキャビティ表面が透明になり、レーザーによる計測ができなかった。

得られた変動圧力波形の 1 例を付加物の場合とともに Fig. 15 に示す。定常キャビテーションを発生したプロペラによる変動圧力波形は、付加物をつけたプロペラによる波形と同様に正弦曲線に極めて近い波形である。左右舷方向の位相変化も Fig. 16 に見られるように付加物の場合と同様に、計算結果とほぼ一致

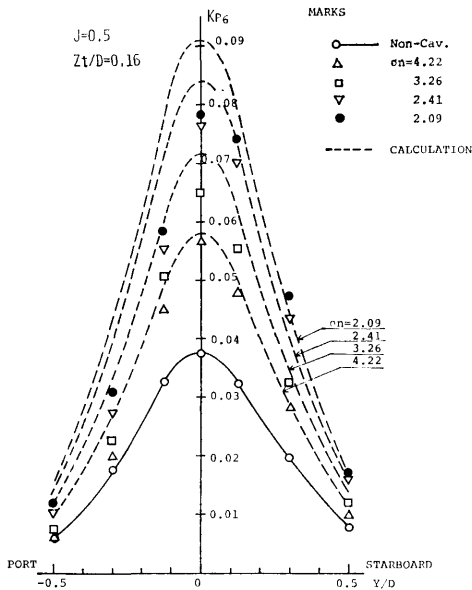


Fig. 17 Pressure distributions—M. P. NO. 123, steady cavitating condition—

している。変動圧力振幅の blade frequency の 1 次成分 \$K_{p6}\$ の左右舷方向の分布を Fig. 17 に示す。計算値と実験値の関係はプロペラに付加物を取付けた場合と同じ傾向を示しており、計算値は \$K_{p6}\$ の最大値

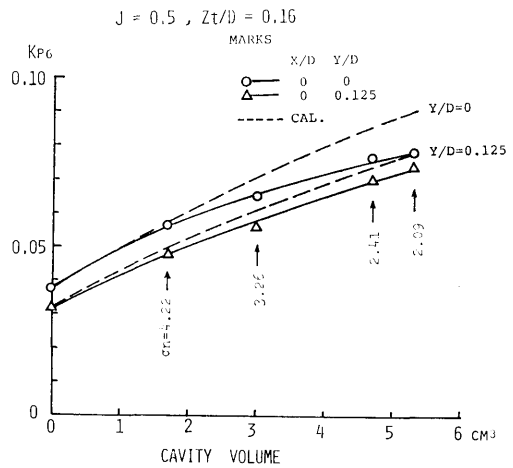


Fig. 18 Relations between cavity volume and pressure fluctuations—M. P. NO. 123, steady cavitating condition—

で実験値より 5 から 17% 大である。計測値の左右舷方向の非対称性はキャビテーション係数 \$\sigma_n\$ の減少に伴うキャビティボリュームの増加と共に強くなるが、この原因は現在検討中である。計測されたキャビティボリュームと振幅の blade frequency の 1 次成分 \$K_{p6}\$ の関係を Fig. 18 に示す。実験値と計算値の違いはキャビティボリュームが大きくなるにつれ大になって

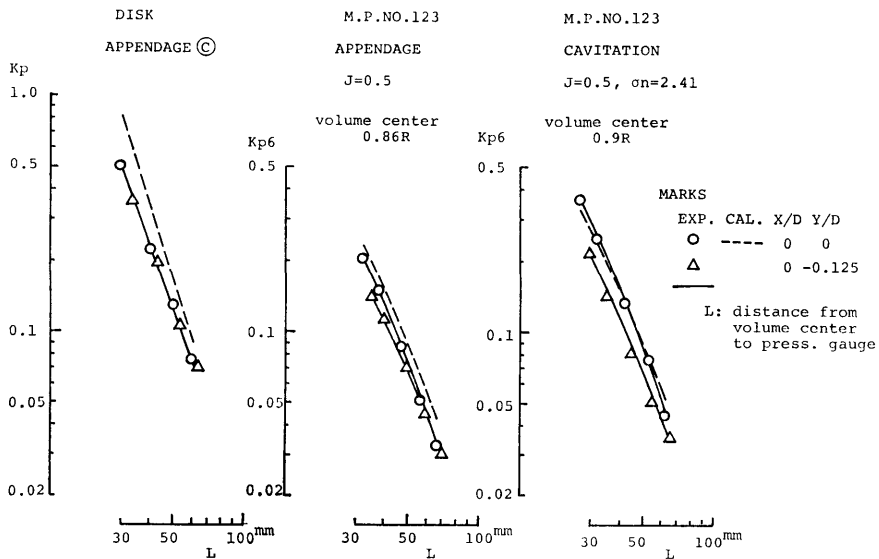


Fig. 19 Effect of distance on pressure fluctuations—uniform flow—

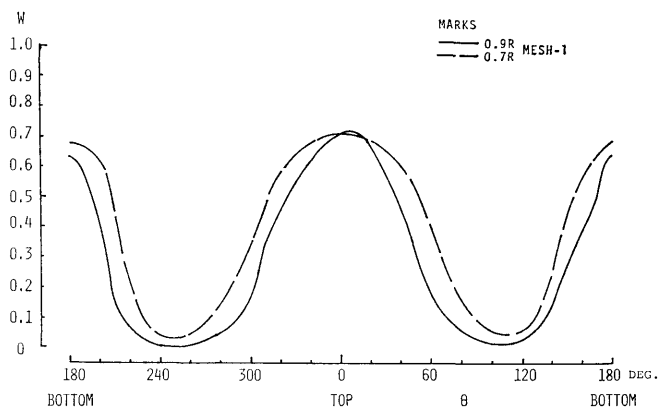


Fig. 20 Wake distributions—M. P. NO. 123—

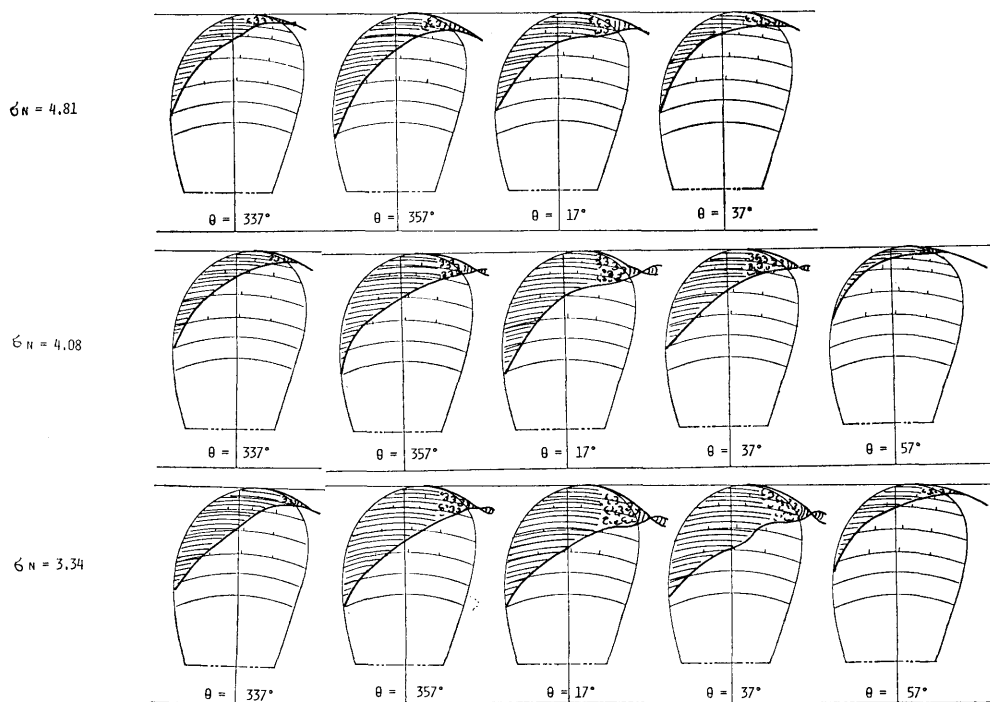


Fig. 21 Cavitation pattern—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

いる。変動圧力振幅のキャビティボリューム中心からの距離による変化の1例を、円板欠球、プロペラ付加物の場合と共に Fig. 19 に示す。実験値、計算値共距離の2.2乗から3乗にほぼ反比例して減衰している。

以上の結果から、定常キャビテーションによる変動

圧力はその大部分がキャビティを一定体積の付加物とした場合の変動圧力とみなせることがわかる。

2.2 非定常キャビテーションによる変動圧力

非定常キャビテーションによる変動圧力について、その性質を調べ、計算結果との比較を行った。使用したプロペラは M. P. NO. 123 であり、不均一流は後述

MARKS

BY LASER	BY PIN	KT	σ_n
○—	●—	0.357	4.81
△---	▲---	0.357	4.08
□---	■---	0.357	3.34

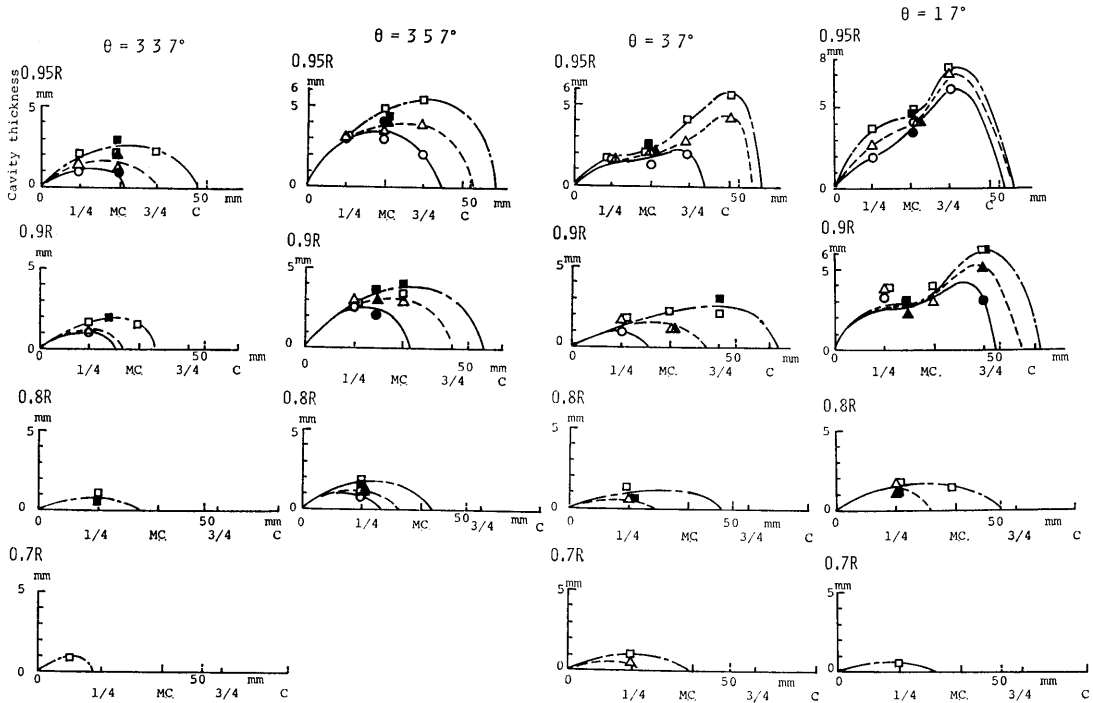


Fig. 22 Cavity thickness—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

の 3.1 項で述べる実船タンカーの伴流を再現したメッシュスクリーンにより発生させた。伴流分布を Fig.20 に示す。実験状態を Table 2 b) に示す。各々の状態におけるキャビテーションパターンを Fig. 21 に、定常キャビテーションの場合と同様に、レーザー散乱法とピンによる方法で計測したキャビテーションの厚み分布を Fig. 22 に、キャビティボリュームの回転角度による変化を Fig. 23 に示す。

計測された変動圧力波形は Fig. 24 に示すように blade frequency の 1 次成分だけでなく高次成分も、定常キャビテーションによる変動圧力波形と比べて増大している。本実験では、キャビテーションの間欠性や消滅の様子はおだやかであったので、波形にもそれ

が認められる。キャビテーションの間欠性や消滅の様子が激しい場合は、波形の乱れも大きい。波形の左右舷方向の位相変化は Fig. 25 に示すように、定常キャビテーションの場合より著しく小になる。

$Z_t/D=0.20$ における左右舷方向の振幅の blade frequency の 1 次成分 K_{p0} の実験結果を Fig. 26 a) に、計算結果を Fig. 26 b) に示す。Fig. 26 b) の計算値は、不均一流中でキャビテーションを発生していない時の実験値 (Fig. 26 a) 中の◎印) に非定常キャビテーションによる変動圧力として Huse の方法による計算値を位相を考慮して加えた値である。計算値は実験値と比較して、 K_{p0} の最大値でキャビテーション係数 $\sigma_n=4.81$ の時 46% 大、 $\sigma_n=4.08$ の時 3

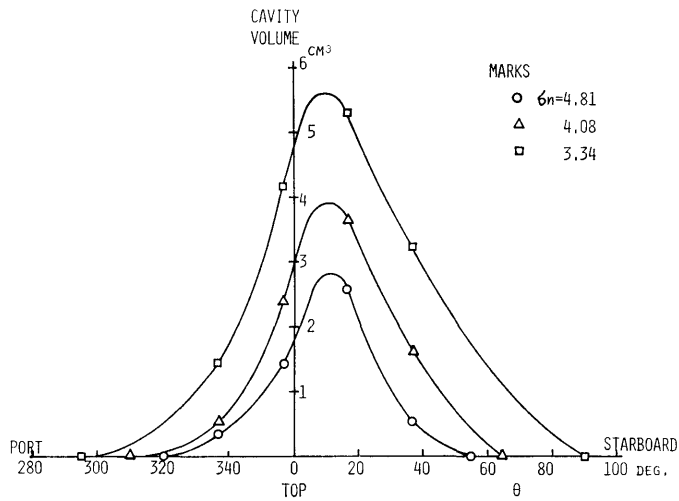


Fig. 23 Variation of cavity volume—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

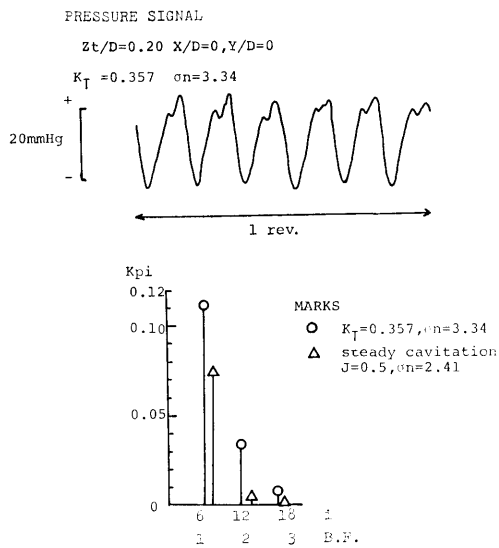


Fig. 24 Example of pressure fluctuation—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

小, $\sigma_n=3.34$ の時 25% 小である。また, 計算値においてはキャビテーション係数の変化による振幅の違いが著しく小さい。この原因として次のことが考えられる。

1) 計算による圧力波形では, 実験により得られた圧力波形の場合より高次成分が小さいので, 振幅の 1

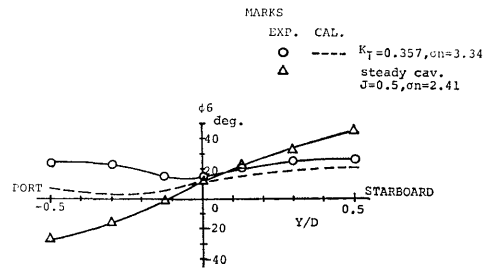


Fig. 25 Comparison of phase relations under the unsteady and steady cavitating conditions—M. P. NO. 123—

次成分の比較では不十分である。

振幅の高次成分の分布を Fig. 27 に, 圧力波形から求めた振幅の分布を Fig. 28 に示す。計算値は実験値と比較して変動圧力振幅係数 K_p の最大値でキャビテーション係数 $\sigma_n=4.81$ の時 14% 大, $\sigma_n=4.08$ の時 4% 小, $\sigma_n=3.34$ の時 19% 小であり, 実験値との違いは 1 次成分の場合より小となった。しかし, 計算値においてキャビテーション係数の変化による振幅の差は Fig. 26 b) と同様依然として小である。

2) 非定常キャビテーションの場合はキャビティボリュームの時間変化率が問題となるので定常キャビテーションによる変動圧力推定の時より, キャビティボリュームのより詳細な情報が必要である。本実験では, 変動圧力に関して明確な結論を得るには計測が不

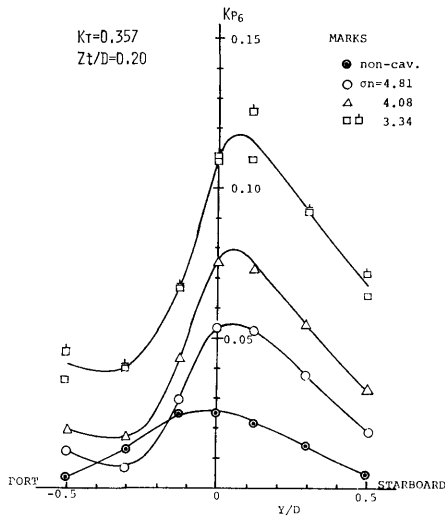


Fig. 26a) Amplitude distributions of pressure fluctuation (measured)—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

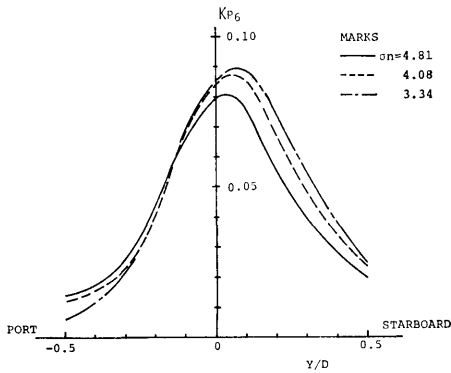


Fig. 26b) Amplitude distributions of pressure fluctuation (calculated)—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

十分であった。

キャビティボリューム $V_0(\theta)$ が Fig. 23 に示すように滑らかに変化するのではなく、Fig. 29 の $V_1(\theta)$, $V_2(\theta)$ のように、50度の周期で $V_0(\theta)$ の10%または20%の振幅変化が加わったと仮定して計算を行ってみた。得られた変動圧力振幅分布を Fig. 30 に示す。振幅は K_{p6} の最大値で $V_1(\theta)$ の時17%, $V_2(\theta)$ の時33%増加した。例えばキャビティボリュームの大きいキャビテーション係数 $\sigma_n=3.34$ の場合、キャビティボリュームが微小振動して変動圧力を増加させたとも

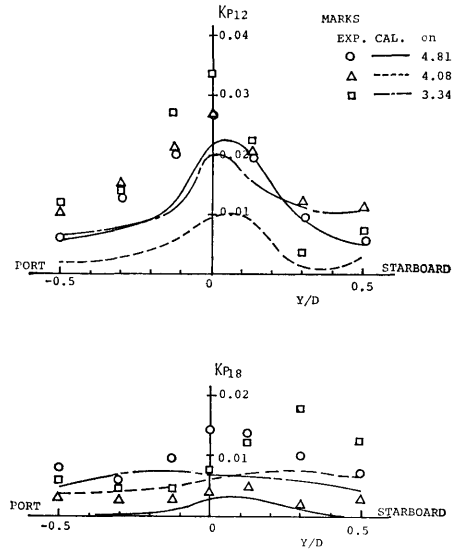


Fig. 27 Comparison between measured and calculated pressure amplitude of higher order of blade frequency—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

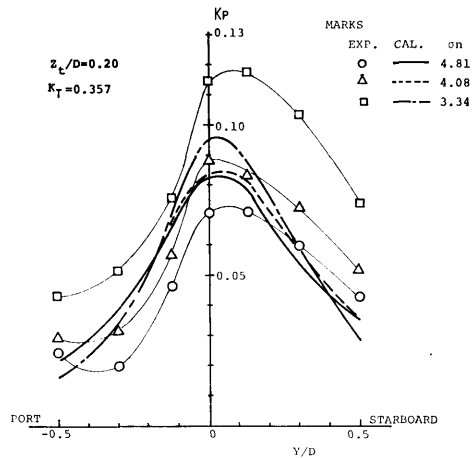


Fig. 28 Comparison between measured and calculated pressure amplitude—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

考えられる。 $V_0(\theta)$ と $V_2(\theta)$ の場合の圧力波形の1例を Fig. 31 に示す。キャビティボリュームが振動すると、圧力波形の高次成分の増すことがわかる。

3) 変動圧力を推定するにあたっては、キャビテーション現象が複雑であるため Huse の計算法に加え

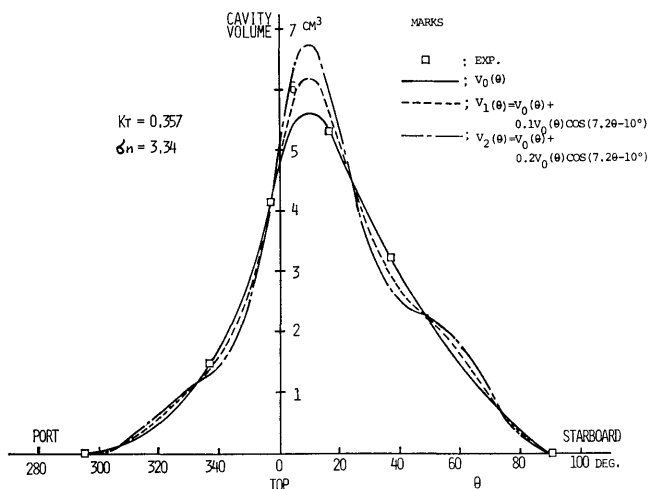


Fig. 29 Vibratory mode of cavity volume (assumed)

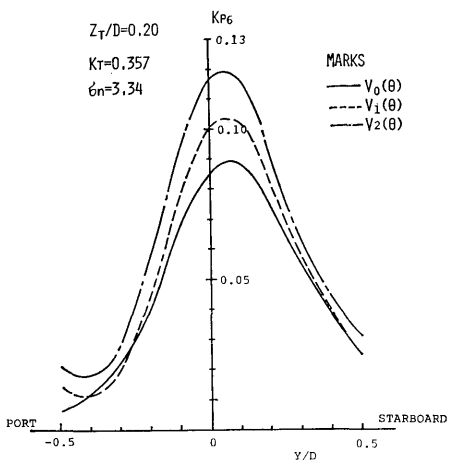


Fig. 30 K_p distributions calculated by the vibratory mode of cavity volume

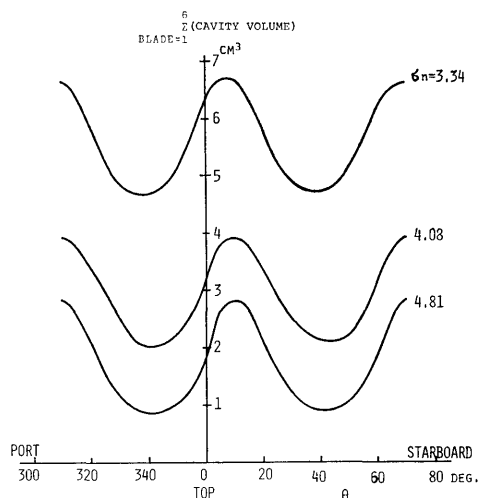


Fig. 32 Variations of summed cavity volume

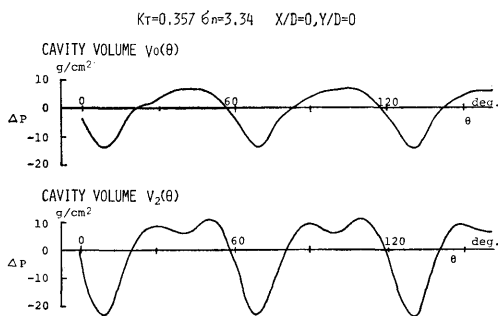


Fig. 31 Pressure fluctuations (calculated)

てさらに検討すべき部分がある。

プロペラの全翼、すなわち6翼上の合計キャビティボリュームはプロペラの1回転中に Fig. 32 のように変化している。これらのキャビティボリュームの排除効果により誘起される変動圧力成分を計算した値が Fig. 33 中の PM 1 であり、Fig. 32 に見られるキャビティボリュームの大小は PM 1 の振幅の大小に対応している。また、キャビティボリュームの時間変化により誘起される変動圧力成分を計算した値が Fig. 33 中の PM 2 である。Fig. 32 に見られるボリュームの時間変化率は3状態で大きな違いはなく、PM 2 の振

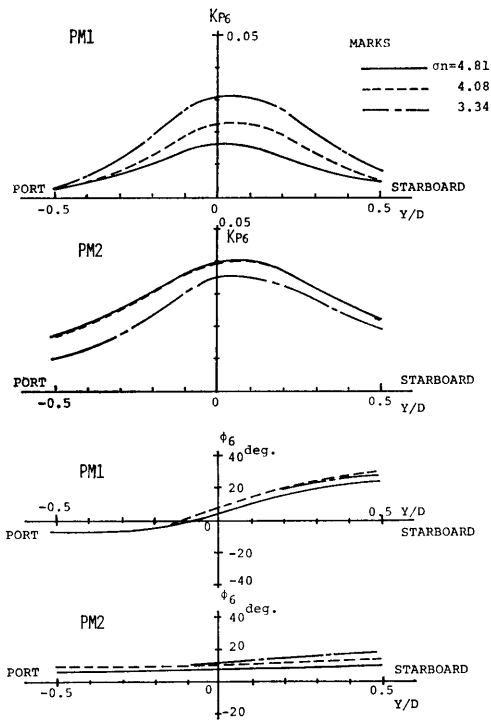


Fig. 33 Distributions of PM1 and PM2 (calculated)

幅にもそれが表われている。しかし、定量的には不十分であり、PM1、PM2とプロペラによる変動圧力を加えた値は実験値と大きく異っている。PM1は定常キャビテーションによる変動圧力と同じ方法で計算された値であり、定常キャビテーションによる変動圧力がHuseの方法で十分推定できるので、PM1の値と実験値におけるキャビティボリュームの排除効果による成分との差は小さいと思われる。このことから、キャビティボリュームの変化による変動圧力成分PM2の推定には本方法は不十分であるか、またはPM1、PM2以外の成分を考慮する必要のあることが推測される。

参考として振幅の距離による変化をFig. 34に示す。非定常キャビテーションの場合の変動圧力は距離の1.4乗から1.6乗に反比例して減衰しており、定常キャビテーションによる変動圧力と比較して距離が大きくなっても減衰が小さいことがわかる。

非定常キャビテーションによる変動圧力は、キャビティが1回転中に体積変化する付加物と仮定したのでは不十分であり、キャビティの微細な振動、消滅状態

$K_t=0.357$ $\sigma_n=3.34$
volume center 0.9R

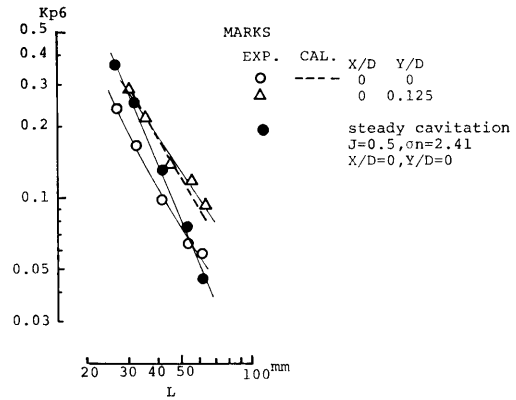


Fig. 34 Effect of distance on pressure fluctuations—M. P. NO. 123, unsteady cavitating condition—

およびチップボルテックスキャビテーションの発生等を考慮する必要がある。今後、理論および実験の両面からこの点についてのより一層の研究が必要と思われる。

3. プロペラ形状の変化による変動圧力の軽減法

プロペラキャビテーションによる変動圧力は、キャビテーションの大きさ、その時間変化の割合およびキャビテーションの消滅の状態等に依存しており、プロペラの側から変動圧力を軽減させるには、キャビテーションの発生を最小限度におさえること、キャビテーションのプロペラ1回転中の体積変化をゆるやかにすること等を考慮してプロペラ形状を改良すればよい。本報告では、半径方向のピッチ分布を変化させてキャビテーションの発生を減少させる試みと、スキューをつけてキャビティボリュームの時間変化をゆるやかにさせる試みの結果を示す。

3.1 半径方向ピッチ分布の影響

それぞれ3個からなる2つのシリーズ、すなわちPSシリーズと92シリーズのプロペラを使用した。それらの主要目をTable 3に示す。

PSシリーズは、家永、門井等による「wake adapted propeller に関する実験的研究¹³⁾」において27万tタンカーを対象に設計されたもので、MAUプロペラ設計図表を使用して設計した通常のプロペラ(PS

Table 3 Principal particulars of model propellers—PS & 92 series—

a) P S Series

M.P.	PS-1	PS-2	PS-2M
Diameter(m)	0.2389		
Boss Ratio	0.179		
(H/D)at 0.7R	0.679 (constant)	0.729 (variable)	0.719 (variable)
A_E	0.610		
t/D	0.0564		
Z	5		
Rake Angle	7°17'		
Blade Section	MAU	NACA16 a=0.8	NACA16 a=0.8

b) 9 2 Series

M.P.	9 2	9 4	9 5
Diameter (m)	0.250		
Boss ratio	0.180		
(H/D)at 0.7R	1.000 (variable)	1.000 (variable)	1.030 (variable)
A_E	0.650		
t/D	0.050		
Z	5		
Rake angle	10°		
Blade section	MAU		

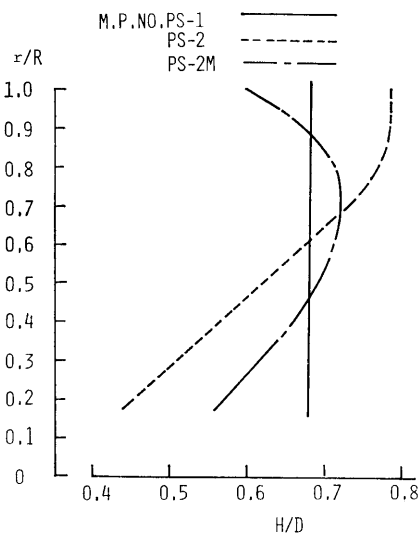


Fig. 35a) Pitch distributions—PS series—

-1), Eckhardt-Morgan 法に基づいて設計した wake-adapted propeller (PS-2) および PS-2 のピッチ分布を 0.7R から翼先端にかけての循環分布が

M.P.NO.92 ———
94 - - - - -
95 — · — · —

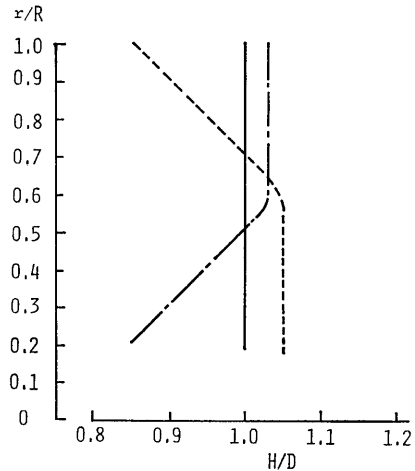


Fig. 35b) Pitch distributions—92 series—

小さくなるように修正したプロペラ (PS-2M) より成る。それぞれのプロペラのピッチ分布を Fig. 35a) に示す。プロペラ単独効率 η は 1%程度 PS-2Mが PS-1, PS-2 に比べ高い値を示した。

92シリーズは門井等が半径方向ピッチ分布がプロペラ特性におよぼす影響を調べるため¹⁴⁾製作した6個のプロペラのうちの3個であり、M.P. NO. 92を母形としてピッチ分布を図-35b)に示すように変化させた M.P. NO. 94 および M.P. NO. 95 より成る。プロペラ単独効率は M.P. NO. 94 が M.P. NO. 92, M.P. NO. 95 に比べて 2%弱低い値を示した。92シリーズは長さ 200m の高速コンテナ船に装備するプロペラと要目が似ており、そのコンテナ船の満載状態と K_T/J^2 を一致させて実験した。

メッシュスクリーンにより再現した伴流分布を Fig. 36に示す。図中の MESH-I による伴流分布は Fig. 20 における伴流分布と同一である。実験状態を Table 4 に示す。それぞれのシリーズにおいて K_T/J^2 を一定にして試験状態を設定した。

(1) P S シリーズ

対応実船のバラスト状態におけるキャビテーションパターンを Fig. 37 に示す。変動圧力振幅の blade frequency の 1 次成分 K_{p5} の左右舷方向分布を Fig. 38に、上下流方向の分布を Fig. 39 に示す。PS-2M は PS-2 および PS-1 に比較してキャビテーションの発生範囲が大幅に減少している。変動圧力振幅もキ

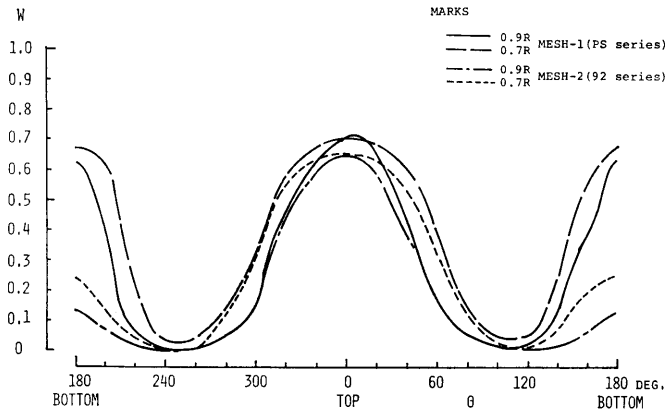


Fig. 36 Wake distributions—PS & 92 series—
Table 4 Test conditions—PS & 92 series—

series	M.P.	z_t/D	n (rps)	K_T	σ_n	α/α_s	θ_w (°C)	condition
PS	PS-1	0.12	25.0	0.197	1.89	0.4	25	BALLAST
	PS-2			0.194	1.84			
	PS-2M			0.190	1.84			
92	92	0.12	22.0	0.192	3.32	0.5	20	1.5 σ_{no} & FULL(σ_{no})
					2.21			
	94			0.181	3.13			
				2.09				
	95			0.192	3.32			
				2.21				

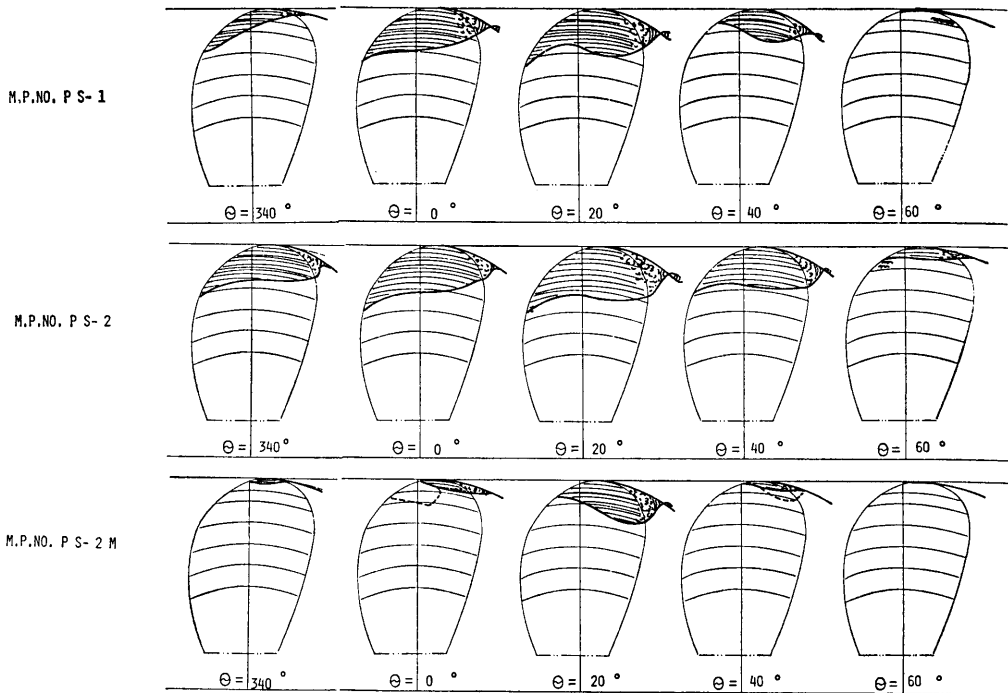


Fig. 37 Cavitation pattern—PS series, Ballast condition—

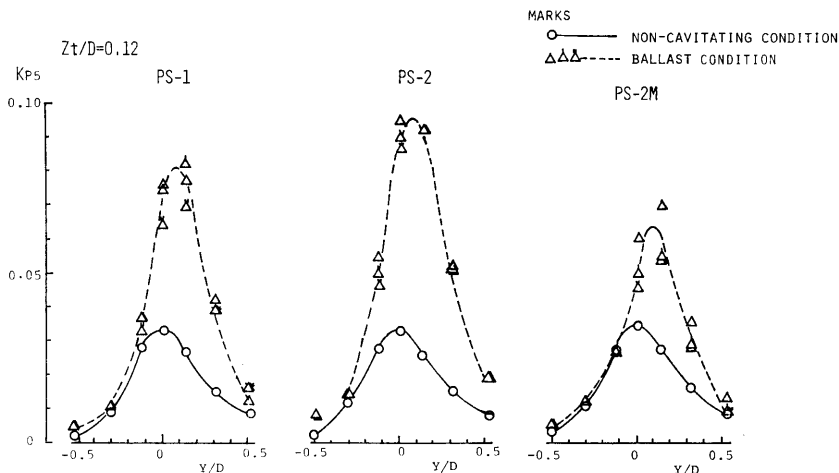


Fig. 38 Effect of pitch distribution on pressure fluctuations—PS series—

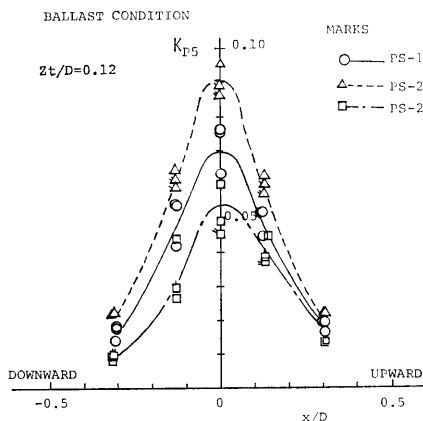


Fig. 39 Longitudinal distributions of pressure fluctuations—PS series—

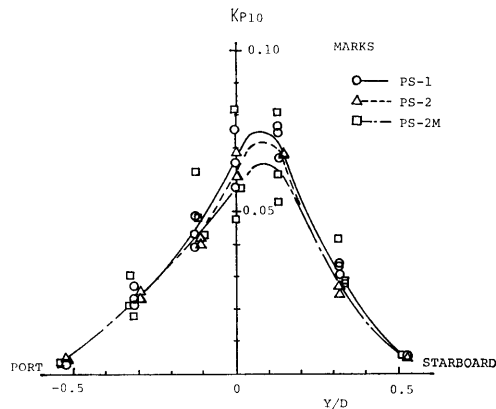


Fig. 41 Amplitude distributions of pressure fluctuation (2 x blade frequency)—PS series, Ballast condition—

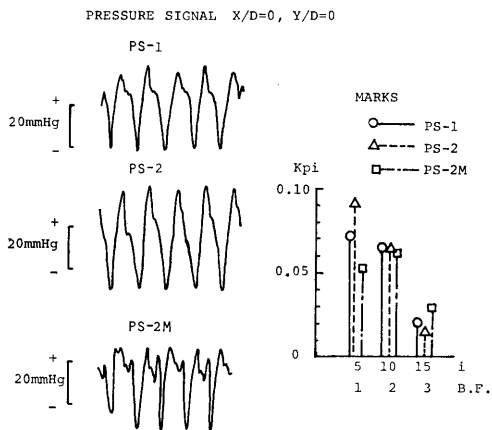


Fig. 40 Pressure fluctuations—PS series, Ballast condition—

キャビテーションの発生していない時の値はほぼ同じであったが、バラスト状態では K_{p5} の最大値で PS-2 Mは PS-2 および PS-1 に比較してそれぞれ32%および22%の減少であった。変動圧力波形を Fig. 40 に示す。PS-2Mのキャビテーションは発生範囲は小であるが、非定常性の強いものであったので、PS-2Mの波形は PS-1 および PS-2 の波形に比べ高周波成分が増大している。振幅の blade frequency の2次成分 K_{p10} の分布を Fig. 41 に示すが、本図から PS-2Mの2次成分のばらつきが大であることがわかる。

(2) 92シリーズ

満載状態および満載状態より50%増しのキャビテー

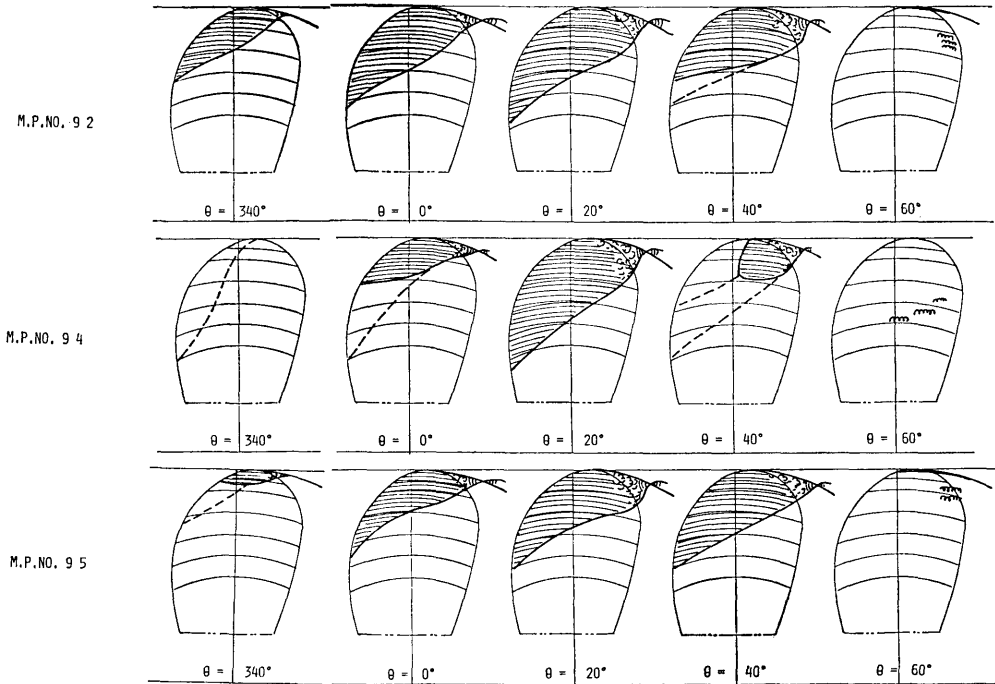


Fig. 42a) Cavitation pattern—92 series, Full load condition (σ_{no})—

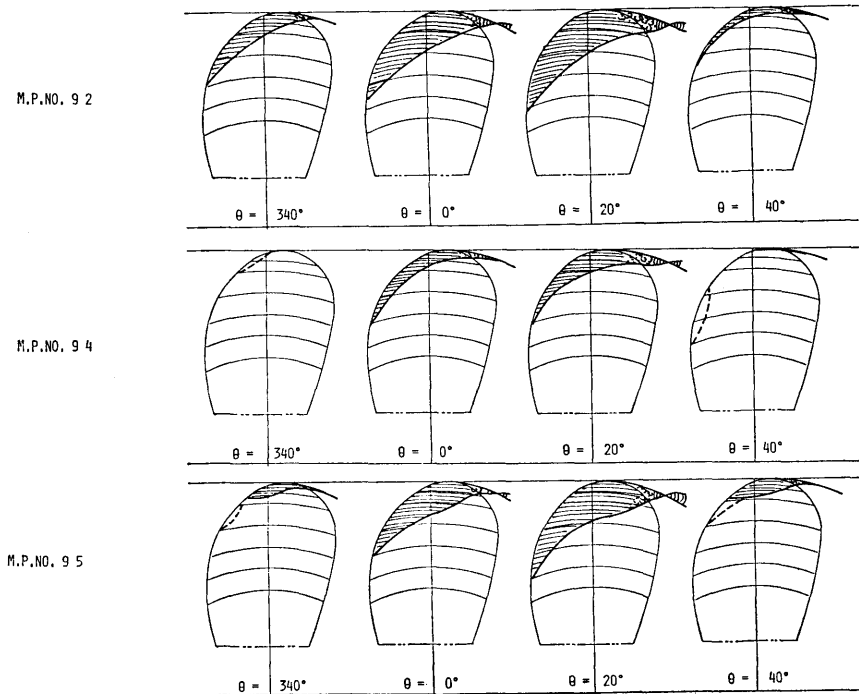


Fig. 42b) Cavitation pattern—92 series, $1.5 \sigma_{no}$ condition—

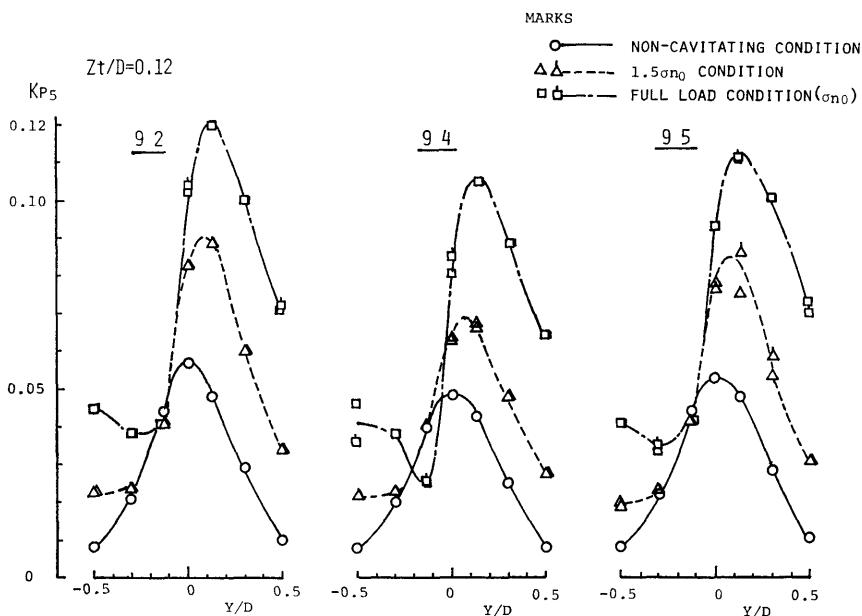


Fig. 43 Effect of pitch distribution on pressure fluctuations—92 series—

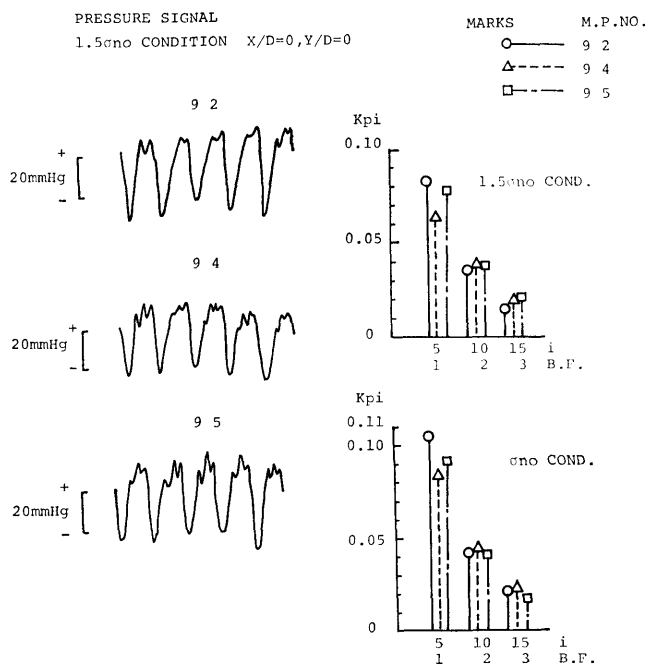


Fig. 44 Pressure fluctuations—92 series—

シオン係数の状態 (以後 $1.5\sigma_{n0}$ 状態と呼ぶ) におけるキャビテーションパターンを Fig. 42 に、左右舷方向の変動圧力振幅分布を Fig. 43 に示す。満載状態で

はキャビテーションの発生範囲は3個のプロペラにおいて大きな差はみられなかったが、 $1.5\sigma_{n0}$ 状態では M.P. NO. 94 が M.P. NO. 92 および M.P. NO. 95

に比べ大幅に減少している。変動圧力振幅結果もそれに対応しており、M. P. NO. 94 の振幅が一番小さく、満載状態では振幅の blade frequency の 1 次成分 K_{ps} の最大値で M. P. NO. 92 および M. P. NO. 95 に比較してそれぞれ 12% および 5% の減少、 $1.5\sigma_{n_0}$ 状態ではそれぞれ 23% および 19% の減少であった。満載状態ではいずれのプロペラにおいてもキャビテーションの発生範囲が大きく、ピッチ分布の変更によるキャビテーションへの影響が小さくなったため、変動圧力への影響も小さくなったと思われる。変動圧力波形の 1 例を Fig. 44 に示す。

(1), (2) の実験によって翼端付近のピッチを減少させることにより、キャビテーションの発生をおさえ、変動圧力を減少させることが立証された。しかし、プロペラのピッチ分布の変更による変動圧力の軽減を設計段階で定量的に判断するには、キャビティボリュームの時間変化を含むキャビテーションの詳細な情報が必要である。高荷重でキャビテーションが大きく発生する場合、キャビテーションの発生範囲が小さくても、その時間変化や消滅過程が急激な場合には、軽減効果は不十分なものとなるであろう。

3.2 スキューバックの影響

スキュー角 θ_s を 3 種類、 $\theta_s=4.4^\circ$ (6% スキュー), $\theta_s=36^\circ$ (50% スキュー) および $\theta_s=72^\circ$ (100% スキュー) 変化させた 200 シリーズのプロペラを使用した。その主要目を Table 5 に示す。SR-174 部会において撤積貨物船の低回転大直径プロペラ用に設計されたプロペラ¹⁵⁾を母形として Highly Skewed Propeller に関する研究用に設計されたものであり、プロペラ単独効率は各プロペラともほぼ同等の成績が得ら

Table 5 Principal particulars of model propellers—200 series—

M.P.	200	201	202
Diameter (m)	0.2457		
Boss ratio	0.1512		
(H/D) at 0.7R	0.8941 (constant)		
A_E	0.549		
t/D	0.0456		
Z	5		
Rake angle	10°	1°	-9°
Skew angle	4.4°	36° (50%)	72° (100%)
Blade section	MAU		

Table 6 Test conditions—200 series

M.P.	Z_t/D	n (rps)	K_T	σ_n	α/α_s	θ_w (°C)	condition
2 0 0	0.204	20.0	0.192	4.09	0.6	27	FULL
2 0 1							
2 0 2							
2 0 0			0.181	3.07			BALLAST
2 0 1							
2 0 2							

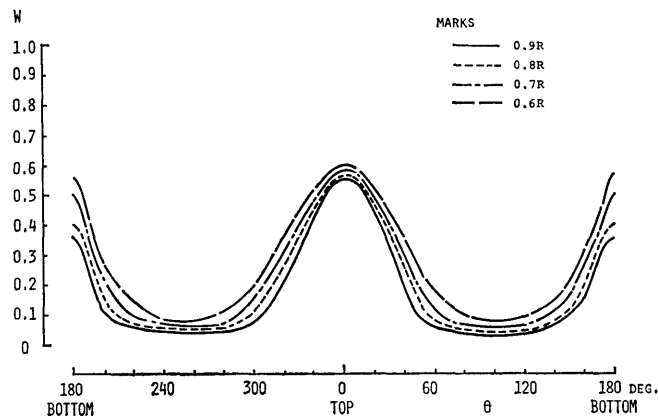


Fig. 45 Wake distributions—200 series—

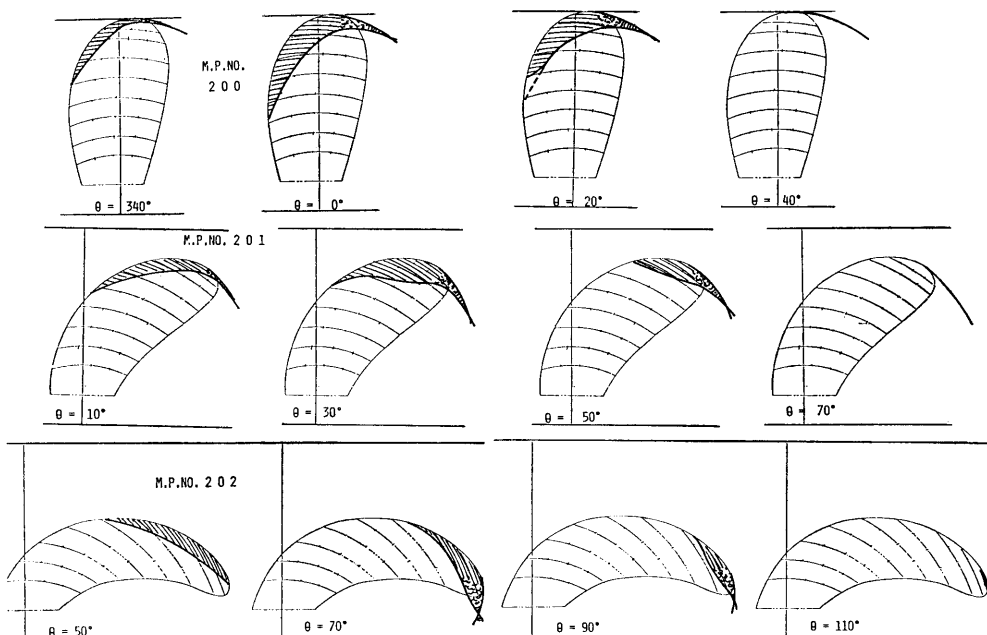


Fig. 46a) Cavitation pattern—200 series, Full load condition ($K_T=0.192$, $\sigma_n=4.09$)—

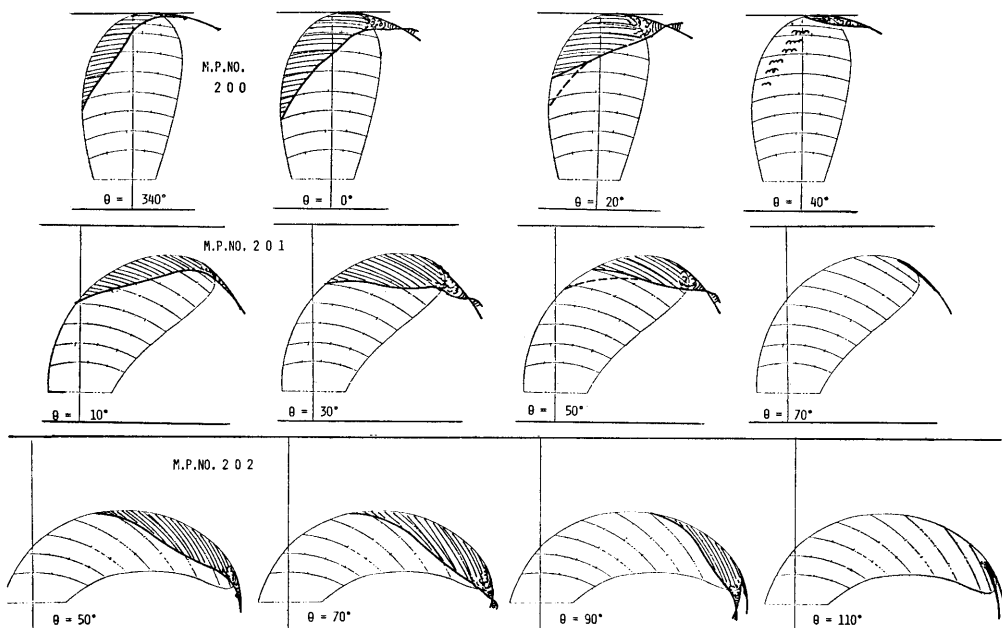


Fig. 46b) Cavitation pattern—200 series, Ballast load condition ($K_T=0.181$, $\sigma_n=3.07$)—

れている¹⁶⁾。

実験状態を Table 6 に示す。SR-174 部会における B-4 船型の実船の推定伴流分布を再現した伴流分

布を Fig. 45 に示す。満載およびバラスト状態のキャビテーションパターンを Fig. 46 に示す。それらによる変動圧力振幅の blade frequency の 1 次成分 K_{ps}

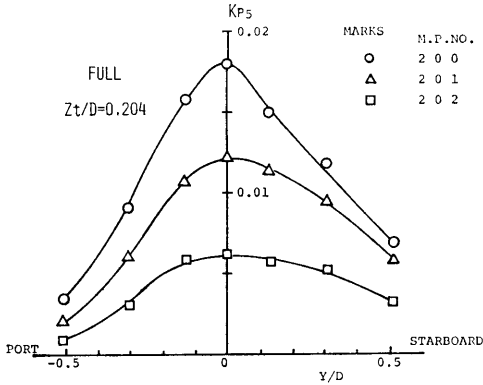


Fig. 47 Amplitude distributions of pressure fluctuation—200 series, Full load, non-cavitating condition—

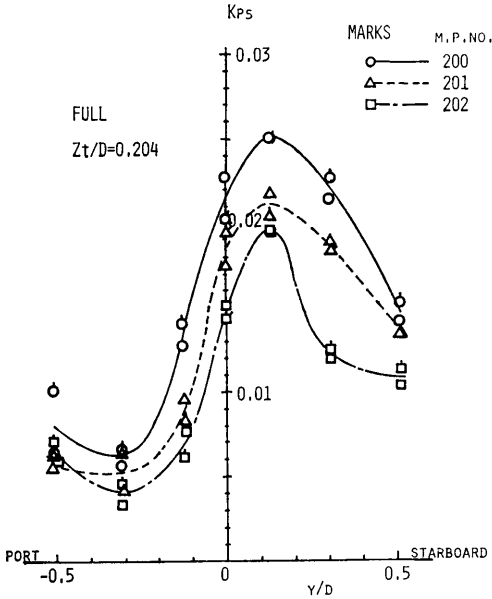


Fig. 48a) Amplitude distributions of pressure fluctuation—200 series, Full load, cavitating condition—

の左右舷方向の分布をキャビテーションの発生していない場合について Fig. 47 に、キャビテーション状態について Fig. 48a), b) に示す。また、波形の1例を Fig. 49 に、振幅の2次成分 K_{p10} の左右舷方向分布を Fig. 50 に、位相変化を Fig. 51 に示す。キャビテーションの発生していない状態では、 K_{ps} の最大値で M. P. NO. 200 ($\theta_s = 4.4^\circ$) に比較して M. P. NO. 201 ($\theta_s = 36^\circ$) および M. P. NO. 202 ($\theta_s = 72^\circ$) は各々

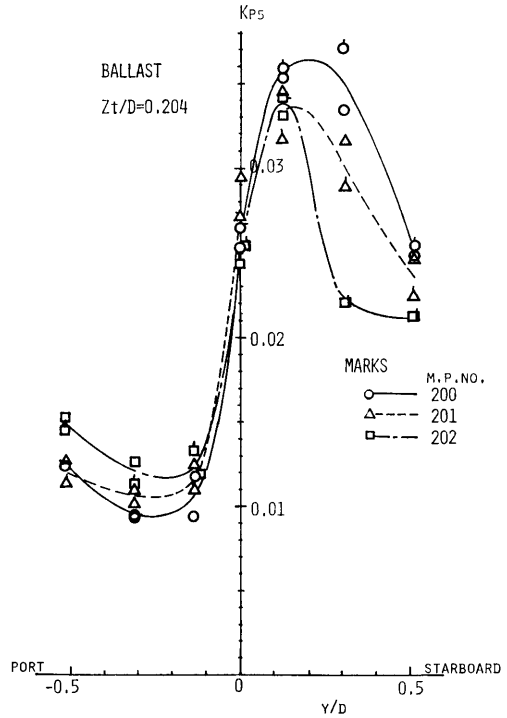


Fig. 48b) Amplitude distributions of pressure fluctuation—200 series, Ballast, cavitating condition—

30%および65%の減少を示しており、スキューバック増加の効果は著しい。キャビテーションが発生した場合、満載状態ではキャビテーションの発生範囲は3個のプロペラに大きな違いはないが、 K_{ps} の最大値は M. P. NO. 200 に比較して M. P. NO. 201 および M. P. NO. 202 では各々17%および22%減少している。キャビテーションの発生していない状態に比べ変動圧力振幅の減少効果が小さい原因は、M. P. NO. 201 および M. P. NO. 202 においてキャビテーションが小さく翼端付近に集中的に発生し半径方向に拡がらなかったため、キャビテーションによる振幅の増加が3者で同じようになったためと考えられる。バラスト状態では M. P. NO. 202 のキャビテーションの発生範囲が M. P. NO. 200, M. P. NO. 201 に比べ大であったにも拘らず、変動圧力振幅について3者間の差異は小ではあるが満載状態と同じく M. P. NO. 202 が一番小さく、次に M. P. NO. 201, M. P. NO. 200 の順で大きくなっている。

これらの実験により、スキューバックを増加させる

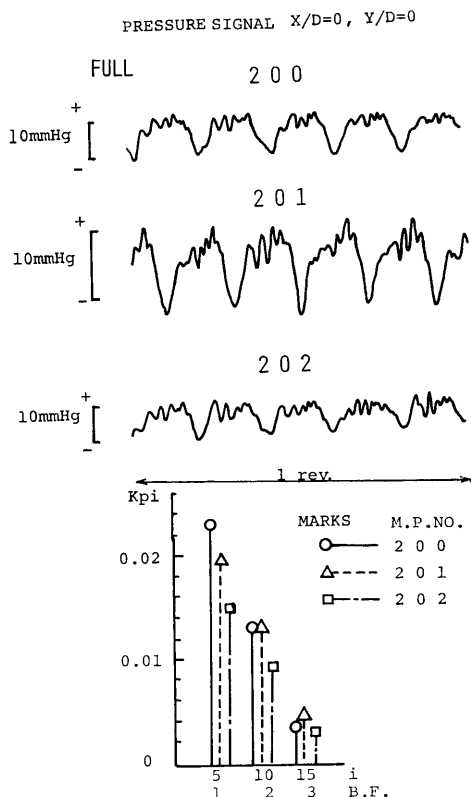


Fig. 49 Pressure fluctuations—200 series, Full load, cavitating condition—

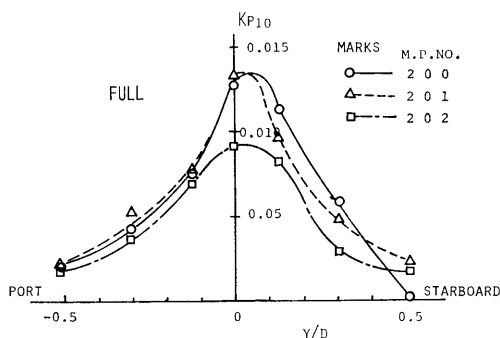


Fig. 50 Amplitude distributions of pressure fluctuation (2×Blade frequency)—200 series, Full load, cavitating condition—

ことにより変動圧力を減少させることが示された。キャビテーションの発生範囲、ボリューム等を推測し、それらをプロペラの半径方向に分散させるようにスキュー量、スキュー分布およびピッチ分布を設計す

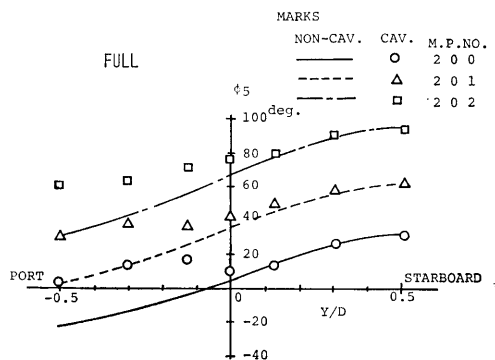


Fig. 51 Phase relations—200 series, Full load condition—

れば、変動圧力の軽減効果をより大きくすることが可能であろう。

あ と が き

本実験により次のことが明らかになった。

1) 一定形状の固形物による変動圧力は、固形物を line source で置き換える Huse の計算法により、チップクリアランスが小さい場合をのぞき、良好な精度で推定できる。

2) 定常キャビテーションによる変動圧力の場合、キャビティを一定体積の付加物とみなして Huse の方法で計算した値と実験値は、キャビティボリュームが非常に大きい場合をのぞき、良い一致をみた。Huse の方法は定常キャビテーションによる変動圧力の推定には十分有効である。

3) 非定常キャビテーションによる変動圧力の場合、キャビティをプロペラ 1 回転中に滑らかに体積変化する付加物とみなして Huse の方法で計算した値と実験値との違いはキャビテーションの非定常性の比較的弱い本実験においてもあらわれており、キャビテーションの非定常性の強いプロペラの場合、計算値と実験値の違いは大になるであろう。理論の上からは、Huse の方法に加えてキャビテーションの微小振動や消滅状態等を考慮する必要がある、実験に際しては、キャビティボリュームを詳細に計測する必要がある。

4) タンカー用プロペラとコンテナ船用プロペラにおいてピッチ分布を翼端付近で減少させることにより、プロペラの効率を低下させずにキャビテーションの発生をおさえ、変動圧力を減少させることができた。ただし、高荷重でキャビテーションが大きく発生する場合や、キャビテーションの発生範囲が小さくて

も、その時間変化や消滅過程が急激な場合には、軽減効果は不十分なものとなるようである。

5) 撒積貨物船用のプロペラにおいてスキューバックを増加させることにより、プロペラ効率と同じで変動圧力を減少させることができた。ただし、キャビテーションが翼端付近に集中的に発生し、プロペラの半径方向に拡がらない場合は変動圧力振幅の減少効果は小さいようである。

本報告の最後にあたり、実験および解析に協力していただいた推進性能部の方々に心からお礼を申し上げます。特に門井弘行室長には使用プロペラの便宜を計っていただき、また有益な御助言をいただきました。変動圧力の解析の一部は角川明技官の製作した解析プログラムを使用して行われた。実験に際しては塚田吉昭技官、牧野雅彦技官の御協力をいただきました。ここに感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) Takahashi, H. and Ueda, T., "An Experimental Investigation into the Effect of Cavitation on Fluctuating Pressures around a Marine Propeller", Papers of Ship Research Institute, No. 33, 1970
- 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", 西部造船会々報, 第49号, 1975
- 3) 湯浅肇, 石井規夫, "プロペラキャビテーションと船尾変動圧力の実用計算法", 日本造船学会論文集, 第147号, 1980
- 4) T. Hoshino, "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
- 5) 右近良孝, "プロペラ・キャビテーション発生範囲の推定法", 船研報告, 第16巻, 第6号, 1979
- 6) E. Huse, "Pressure Fluctuations on the Hull Induced by Cavitating Propellers, N. S. M. T. Pub. No. 111, 1972
- 7) 黒部雄三, 上田隆康, "キャビテーション水槽におけるプロペラ変動圧力の計測例", 第34回船研発表会講演集, 1979
- 8) 山崎正三郎他, "Highly Skewed Propeller の研究 (第1報 推進性能とキャビテーション性能に関する模型実験)", 日本造船学会論文集, 第149号, 1981
- 9) 門井弘行他, "3翼可変ピッチプロペラの諸特性", 西部造船会々報, 第62号, 1981
- 10) Symposium on propeller induced ship vibration, RINA, Dec. 1979, London
- 11) 門井弘行他, "SRI-a プロペラの諸特性および設計図表", 船研報告, 第15巻, 第2号, 1978
- 12) 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
- 13) 家永稜威雄, 門井弘行他, "Wake Adapted Propeller に関する実験的研究", 西部造船会々報, 第56号, 1978
- 14) 船舶技術研究所, "プロペラ特性に関する研究", 昭和51年度研究計画書
- 15) 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", 第36回船研発表会講演集, 1980
- 16) 門井弘行, 岡本三千朗, "Highly Skewed Propeller の系統的プロペラ単独試験結果", 推進性能部技術資料, No. 16, 1981