

(昭和 61 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

遊転プロペラの効果および強度に 関する実船試験

正員 馬 場 宣 裕* 正員 佐々木康夫*
城戸口秀典* 薬師正人*
藤浪幸仁*

Experimental Study at Full-scaled Ship
on Effect and Strength of Free Propeller

by Nobuhiro Baba, *Member* Yasuo Sasaki, *Member*
Hidenori Kidoguchi Masato Yakushi
Yukihito Fujinami

Summary

From several years ago, the free propeller (vane wheel), which is fitted at the rear of the main propeller, is going to be put to practical use for the purpose of the energy saving. The authors had a chance to measure the effect and the strength of the free propeller in both conditions before fitted and after fitted on the same full-scaled ship. From this data, it is found that ;

- a) the number of revolutions of the free propeller is 37.5% of that of the main propeller,
- b) the thrust force by the free propeller accounts for 14~17% of the total thrust force,
- c) on the blade stress of the free propeller, the mean value is 2.6 kg/mm^2 and the peak-to-peak value is 8.8 kg/mm^2 , and this value is permissible,
- d) the blade frequency components of the pressure fluctuations induced by the main propeller are reduced to 80% and the level of the hull vibrations is also reduced consequently.

1 緒 言

省資源、省エネルギーは、現在の造船・海運界における最大の関心事の一つであろう。省エネルギー船を具体化する方法はいろいろ試みられているが、その中でプロペラ効率を改善し、推進力を増加することは、有力な手段の一つである。このような観点から、低回転大直径プロペラが注目されているが、同様の目的で、1967年に考案され⁵⁾、1980年に至り実用規模で研究開発されたのが遊転プロペラである¹⁾。遊転プロペラは、Fig.1 および Fig.2 に示すように、通常のプロペラ（以下主プロペラという）の後部に装備され、主プロペラとの間で回転運動に関して機械的結合が無く、推進軸とは無関係に自由に回転可能な機構となっている（Fig.3）。遊転プロペラの径は主プロペラ径より大きく、主プロペラ径より内側の部分で主プロペラ後流の流速、流向、縮流効果を

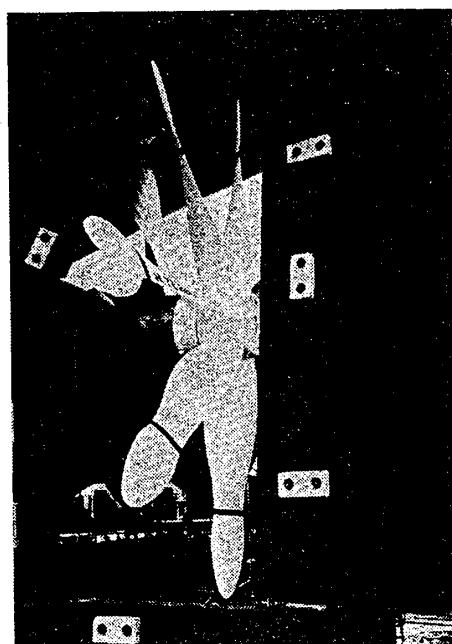


Fig.1 Figure of free propeller

* (財)日本海事協会技術研究所

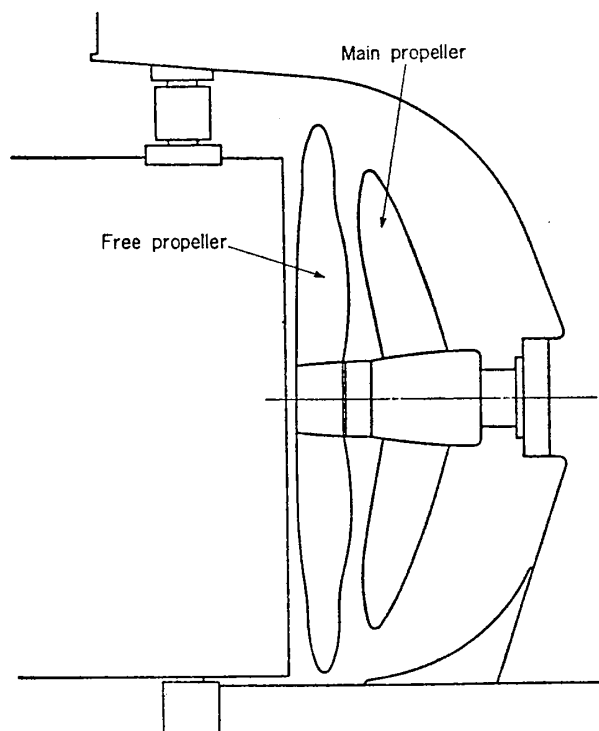


Fig. 2 Outline of free propeller

考慮して後流エネルギーを効率よく回収し、外側の部分で最大の推力を発生するように遊転プロペラの取付位置、直径、翼数、ピッチ分布および翼型が設計されている。これにより、5～15%の推力の増加が達成できると

されている¹⁾。

遊転プロペラの諸特性に関しては、少数の文献^{1),2)}があるが、その強度などに関しては知られていない。本報は既成の内航貨物船で遊転プロペラ装着の前後に、船尾水圧変動、推進軸力（トルク、スラスト）、船体振動、プロペラ軸大端部曲げ応力、遊転プロペラ回転数、遊転プロペラの推力、および遊転プロペラの翼応力を計測し、検討を加えた結果の報告である。

2 実船計測概要

2.1 実験船の主要目

実船計測を行った内航貨物船は、以前に Highly Skewed Propeller と Conventional Propeller の比較試験³⁾を行った船と同一船で、Table 1 に船体、機関、主プロペラおよび遊転プロペラの主要目を示す。直径1,850mmの Highly Skewed の主プロペラに対して、遊転プロペラは直径が20%大きい2,220mmである⁴⁾。

2.2 試験方法

試験は300rpmから380rpmまで5回転おきに段階的に主機回転数を上げて行った通増速力試験、出力が3/4および4/4の速力試験、停止試験および旋回試験の4種類で、これらの試験を遊転プロペラ装着前後に行い、2.3項に述べる計測を行った。試験状況は通増速力試験が岡山県宇野港と小豆島の間で、その他の試験は小

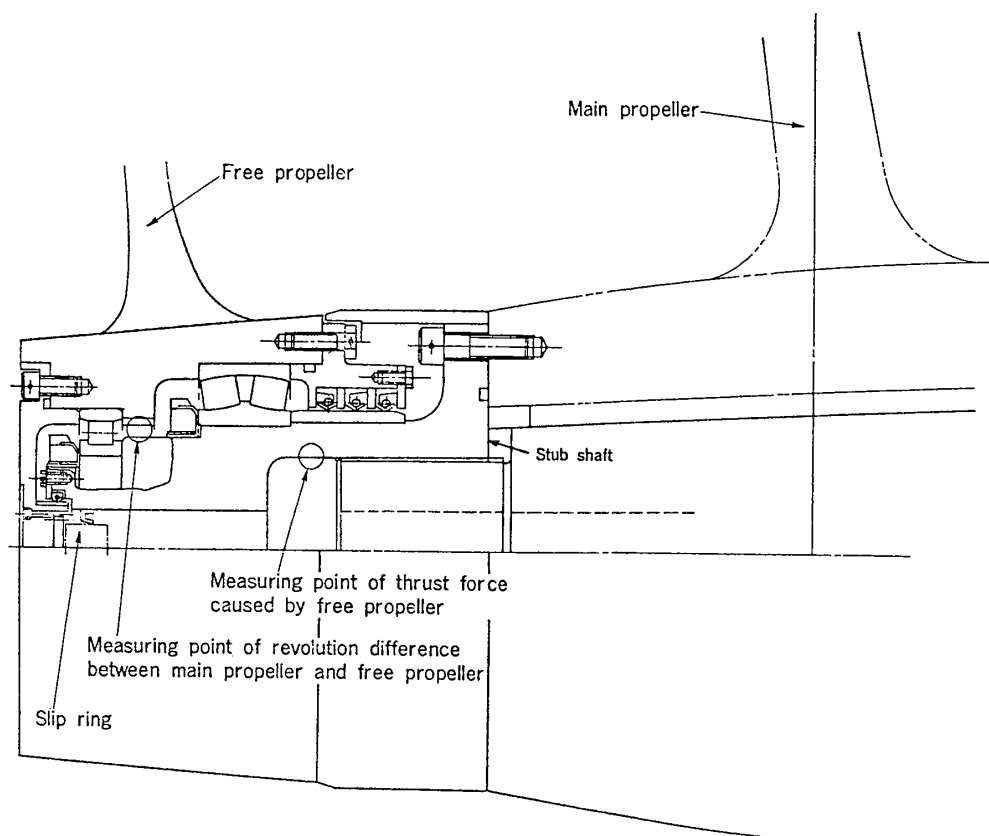


Fig. 3 Assembly of free propeller

Table 1 Principal particulars of measured ship

Particulars		
Hull	L×B×D Block coefficient Gross tonnage	50m×9.1m×5.05m 0.71 199 ton
Main engine	Type No. of cylinders Bore×Stroke Max. Cont. Rating	4 cycle diesel 6 280mm×440mm 1200ps×380rpm
Main propeller	Type No. of blades Dia.×Pitch Material Weight	Highly skewed (50°) 4 1850mm×1173mm (0.7R) AIBC 3 640kg
Free propeller	No. of blades Dia.×Pitch Material Weight	8 2220mm×2908mm (0.7R) AIBC 3 348kg

豆島のマイルポストの付近で行った。海象状態は風力階級 3 以下で、試験時の吃水状態は、船首で 1.0m、中央で 2.0m、船尾で 3.0m であった。

2.3 計測項目、計測位置および使用計測機器

Table 2 に計測項目、使用計測機器を示す。これらの計測データはすべてアナログ式データレコーダに記録した。

(1) 遊転プロペラ回転数の計測

Fig. 3 に示した位置で、遊転プロペラボス側に永久磁石を設置し、それに近接したスタブ軸外面に歪ゲージを貼付して、誘電効果により遊転プロペラと主プロペラの相対回転数を表わす信号を発生させ、これを FM テレメータ装置により計測した。

(2) 遊転プロペラによる推力の計測

Fig. 3 に示した位置で、中空のスタブ軸内面に歪ゲージを貼付し、ブリッジを組んで軸歪を FM テレメータ装置により計測した。

(3) 中間軸トルクの計測

中間軸上で軸振り計測用のブリッジを組み、FM テレメータ装置によりねじりの歪を計測した。この計測量により、推進軸系のねじり振動のほか、遊転プロペラ装着前後の軸馬力が分かる。

(4) 中間軸のスラストの計測

中間軸上で、軸歪計測用のブリッジを組み、FM テレメータ装置により軸歪を計測した。この計測量より、推進軸系の縦振動のほか、遊転プロペラ装着前は主プロペラ単独の推力が、また、装着後は主プロペラと遊転プロペラ両者の総推力が分かるが、テレメータ装置が不具合となったため、一部のデータが判明したのみであった。

(5) プロペラ軸大端部の曲げ計測

プロペラ軸の主プロペラ取付け位置のコーン部の船首側で、軸曲げ計測用のブリッジを 2 組直交させて組み、FM テレメータ装置により、曲げ歪を計測した。

(6) 遊転プロペラの翼応力計測

遊転プロペラ翼上の半径比 0.65R、翼弦方向 50% の位置で、半径方向に歪ゲージを貼付し、Fig. 3 に示した位置で遊転プロペラボスとスタブ軸をスリップリングで接続し、FM テレメータ装置を用い発生歪を計測した。なお遊転プロペラ翼の前進面および後進面とも同じ位置で計測した。FM テレメータ装置のチャンネル数の関係から、単軸ゲージを使用し、歪ゲージの貼付方向はあらかじめ行った FEM 解析結果⁴⁾に基づいて決定した。

(7) 船尾水圧変動計測

Fig. 4 に示した主プロペラ回転面直上の船底外板の Fig. 5 に示す 3 点で、半導体歪ゲージ式圧力変換器により、船尾水圧変動を計測した。

(8) 船体振動計測

Fig. 4 に示した位置で、圧電型加速度計を用いて船体振動を計測した。

2.4 計測データの解析方法

周波数分析および統計的解析を計測データの種類により行った。周波数分析は、中間軸上で記録した回転パルスを基準とし、高速フーリエ解析器により、最高次数 25 次、分解能 1/16 次の回転次数比解析を行った。

3 解析結果および考察

3.1 遊転プロペラの回転数

遊転プロペラの回転数に関しては、主プロペラの回転数と比較する形で、Fig. 6 に通増速力試験、Fig. 7 に停

Table 2 Items of measurements

Item	Position	Method
Revolution of free propeller	between free propeller and stub shaft	Strain gauge, magnet and telemetering
Axial strain	Stub shaft	Strain gauge and telemetering
Axial strain	Intermediate shaft	
Torsional strain	Intermediate shaft	
Bending strain	Cone part of propeller shaft	
Blade strain	Blade of free propeller	Strain gauge, slip ring and telemetering
Hydraulic pressure induced by propeller	Bottom plate above main propeller (see Fig. 5)	pressure gauge
Hull vibration	(see Fig. 4)	piezo-electric accelerameter

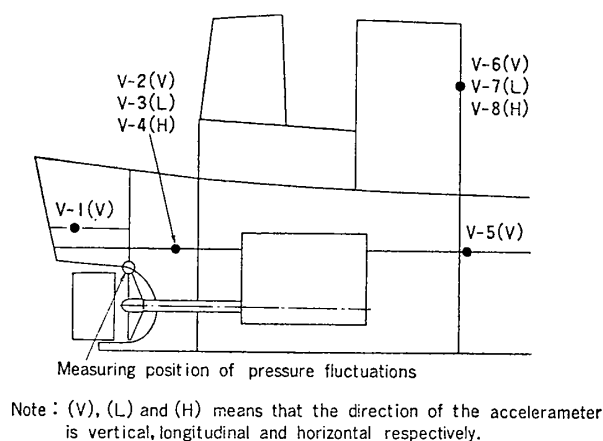


Fig. 4 Measurement positions of pressure fluctuations and hull vibrations

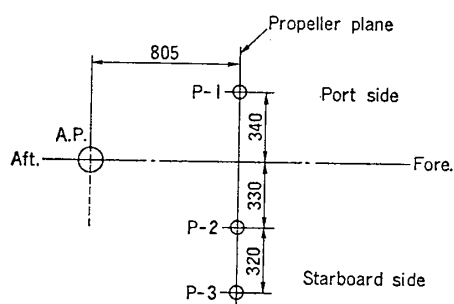


Fig. 5 Sensor position of pressure fluctuation

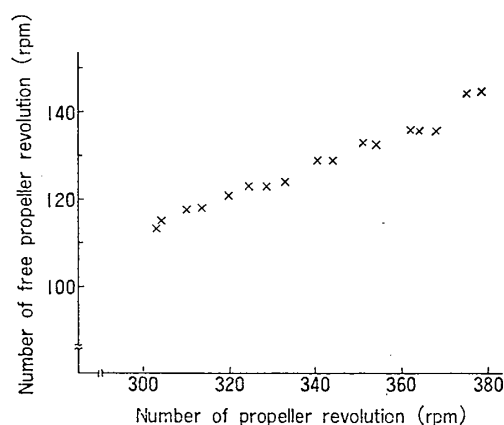


Fig. 6 Number of revolution of free propeller (stepwise vibration test)

止試験および Fig. 8 に出力 4/4 の時の右旋回試験の結果を各々示す。増速力試験 および 旋回試験の結果から、遊転プロペラは前進時、主プロペラと同方向に正転しており、その回転数は主プロペラの回転数に対して、およそ 37.5% で回転していることが分かる。また、停止試験の結果から、逆転投入前のクラッチを切り惰性で走航している間（本船はクラッチと逆転ギアにより停止を行う）は、主プロペラおよび遊転プロペラは正転しながら回転数が減少して行き、主プロペラの逆転が始まる

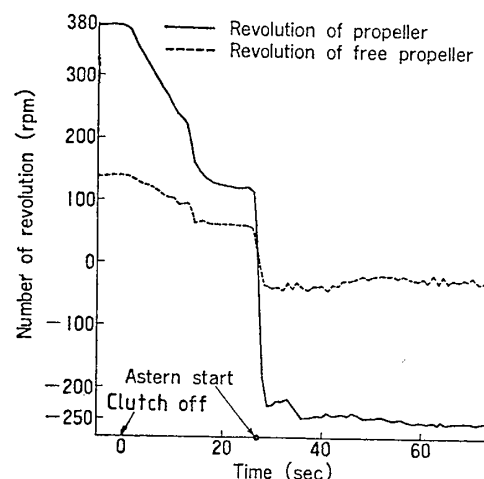


Fig. 7 Number of revolution of free propeller (astern test)

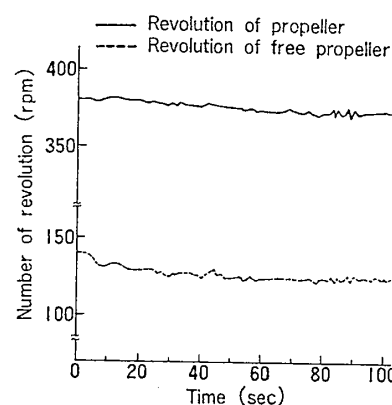


Fig. 8 Number of revolution of free propeller (turning test)

と、遊転プロペラも直ちに逆回転を始めることが分かる。その回転数は、完全停止まで（停止時間は逆転投入後 1 分 33 秒⁴⁾）およそ 20~40rpm となっている。逆転時は、主プロペラに対して、平均 12% の回転数となり、正転時に較べて小さい。これは正転時に存在する主プロペラの後流エネルギーが逆転時には無く、回転駆動力が小さいことに帰因すると思われる。Fig. 8 の右旋回試験の結果を見ると、回転数は直進時と同様の傾向を示している。

3.2 遊転プロペラによる推力

速力試験時に遊転プロペラにより生じた推力を Table 3 に示す。速力試験は、出力 3/4（回転数 340rpm）で東向きおよび西向きに各々 2 回、同様に出力 4/4（回転数 380rpm）で東向きおよび西向きに各々 2 回行った。Table 3 には、遊転プロペラを装着している時の中間軸の推力、スタブ軸での軸圧縮歪、およびスタブ軸での推力、すなわち遊転プロペラによる推力に関する (a)、(b) および (c) の 3 種類の推定値を示した。推定値 (a) は、遊転プロペラ組立完了段階で行ったキャリブ

Table 3 Thrust force generated by free propeller (speed test)

No.	Direction of ship	Revolution of main propeller (rpm)	Revolution of free propeller (rpm)	Thrust force at intermediate shaft (with free propeller) (ton)	Axial stress at stub shaft (kg/mm ²)	Thrust force at stub shaft (ton)		
						(a)	(b)	(c)
1	East	340.6	128.0	7.01	0.119	2.28	1.31	1.09
2	East	341.9	125.6	7.69	0.118	2.26	1.30	1.08
3	West	341.8	127.4	7.55	0.118	2.26	1.30	1.08
4	West	340.5	126.9	7.69	0.117	2.24	1.29	1.07
5	East	378.4	139.2	10.13	0.152	2.91	1.67	1.39
6	East	379.0	140.4	10.29	0.192	3.68	2.11	1.75
7	West	380.6	141.7	9.95	0.172	3.30	1.89	1.57
8	West	380.3	139.5	10.00	0.182	3.49	2.00	1.66

(a) : estimated using the factor obtained by calibration test

(b) : estimated using the equation based on strength of materials

(c) : estimated from FEM analysis in which it was assumed that the thrust force was transmitted by the friction

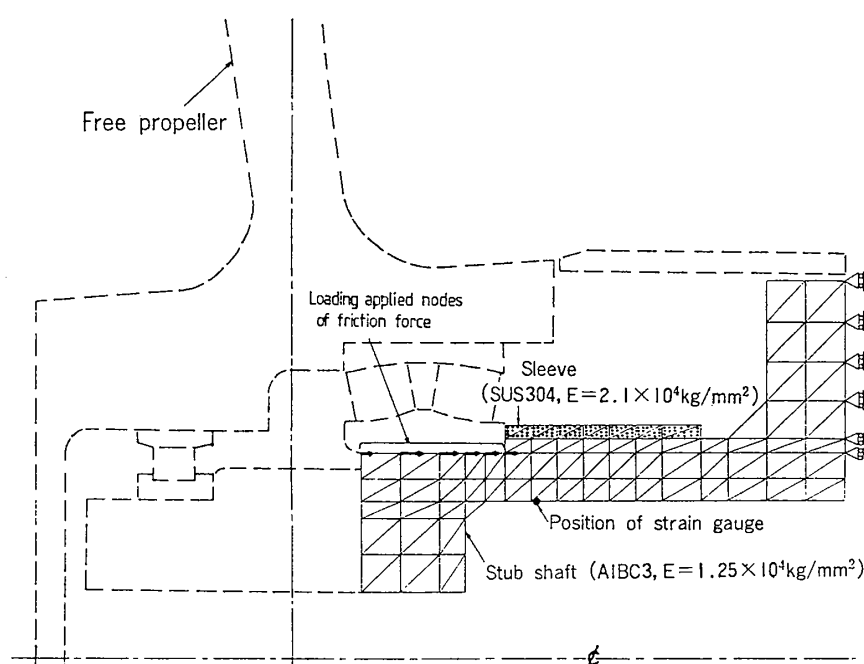


Fig. 9 FEM mesh model of stub shaft

レーション試験（スタブ軸の船首側端面と遊転プロペラボス船尾側端面に油圧で圧縮力を印加）による結果から得た。推定値（b）は、スタブ軸の軸歪計測箇所（Fig. 3 参照）を中空円筒とみなして算出した。また推定値（c）は、スタブ軸を Fig. 9 のような軸対称要素でモデル化して、スラスト力の伝達は自動調芯コロ軸受の内輪とスタブ軸の嵌め合い部の摩擦力で行われると仮定して FEM 解析の結果から推定した値である。なお、Fig. 9 に示すように、摩擦力は嵌め合い部の各節点に節点力として印加した。また、軸受部への海水浸入防止のためのオイルシールのリップ摺動面を持つスリーブは、軸に堅固に嵌められているので、軸と一体とみなして有限要素モデル化を行っている。

全推力に占める遊転プロペラの推力の割合は、設計上約 10%⁴⁾ であり、実測値は推定値（a）で 30～35%、

同（b）で 17～20%、また（c）では 14～17% 程度となり、いずれも大きい。3 種類の推定値では、設計値も考慮して（c）が最も信頼できるものと思われる。推定値（a）が大きな値を示す理由の一つとして、キャリブレーション試験が組立完了直後に実施されたため、組立部分のなじみが十分でなく、実際の作動状態とは異なる結果、スラスト力の伝達機構が影響を受けることが考えられる。たとえば、自動調芯コロ軸受けの内輪の船首側の肩の部分の面圧でスラスト力が伝達されるとして FEM 解析を行うと、推定値（a）より若干大きめの値となる。また推定値（b）に関しては、計測部の力の伝達モデルを中空円筒とするのは、スタブ軸の形状および軸受けに近いことから無理がある。より正確な推力の計測を行うためには、軸受けからできるだけ船首側に離れた部分で計測すべきであるが、構造上不可能であった。

推力の推定値として(c)を採用するとしても、設計値に比べて大きめである。原因の一つとして計測誤差、すなわちFMテレメータ装置の零点ドリフトが考えられる。本船での速力試験時には、温度変化による零点ドリフトを最小に押えるため、各計測の前後で完全に停船したうえで、キャリブレーション信号を記録している。ただし、本船はターニング装置が無く、キャリブレーション前に残留歪を除去することは不可能であった。実際に大きな推力が生じているとの見方もできる。たとえば、主プロペラの後方に遊転プロペラを装着したため、主プロペラが影響を受けスラスト力が減少し、遊転プロペラの推力の増加分の一部と相殺して全体の増加率が10～15%になることが考えられる。なお、これらに関する模型実験および理論解析は今まで行われておらず、今後究明すべき課題である。

3.3 中間軸のトルク

軸系ねじり振動付加応力に関して、遊転プロペラ装着前の回転次数比解析結果をFig. 10に、装着後の結果をFig. 11に示す。これから、遊転プロペラ装着前後でねじり振動特性に変化は無く、遊転プロペラの回転自由度

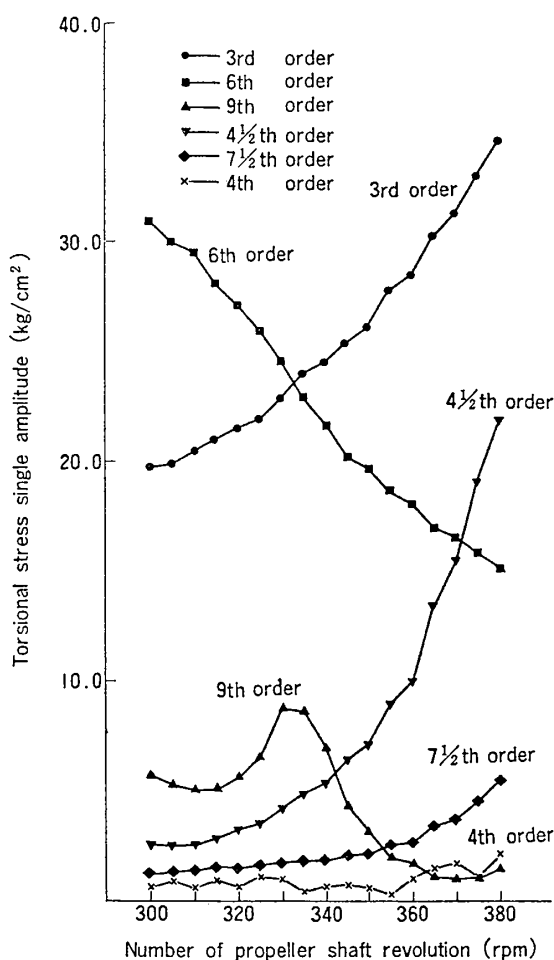


Fig. 10 Torsional stress at intermediate shaft induced by torsional vibration (without free propeller)

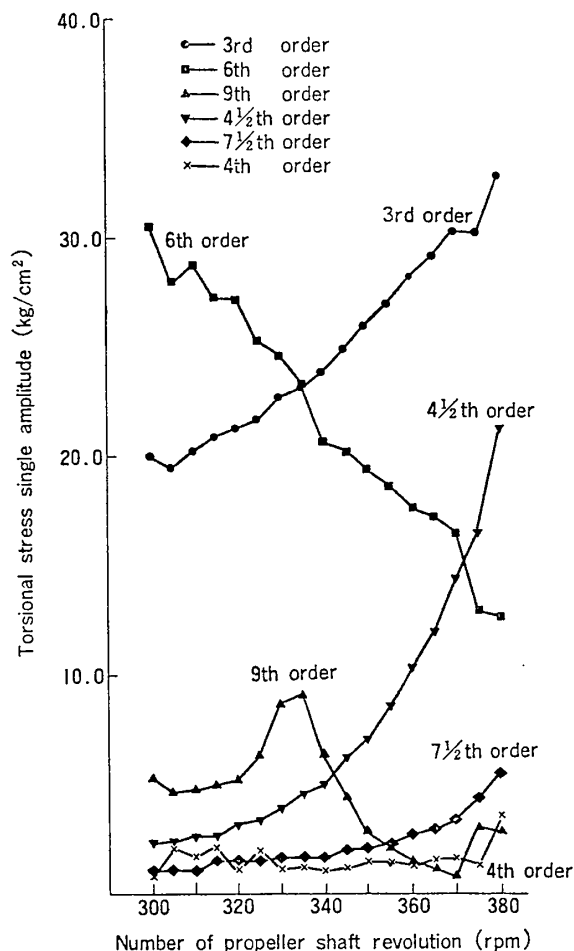


Fig. 11 Torsional stress at intermediate shaft induced by torsional vibration (with free propeller)

は推進軸により拘束されていないことが分かる。

Fig. 12に通増速力試験時の軸馬力を、Table 4に速力試験時の軸馬力を示す。通増速力試験での計測時では、計測前後でのFMテレメータ装置の零点ドリフトが大きいため、信頼できる値を表示することが困難なので、同一通増速力試験の計測結果に対し計測前および後のキャリブレーションを別々に用いて換算した2通りの軸馬力を並列して図示した。したがってこの結果からは、遊転プロペラ装着前後での軸馬力の差異の有無は不明である。しかし、Table 4に示す速力試験では、各計測の前後で零点を記録しているので、装着前後における軸馬力の差について検討できる。表に示す計測結果から、出力 3/4 では装着前 561.2 馬力 (4 回の平均、以下同じ)、装着後 564.1 馬力で大きな差は無いが、出力 4/4 では装着前 758.0 馬力、装着後 803.8 馬力で約 6% の増加が認められる。この原因としては、遊転プロペラの摩擦トルクの増加、両プロペラ間の流体力学的相互作用等が考えられる。

3.4 中間軸のスラスト

軸系縦振動付加応力に関して、遊転プロペラ装着時の

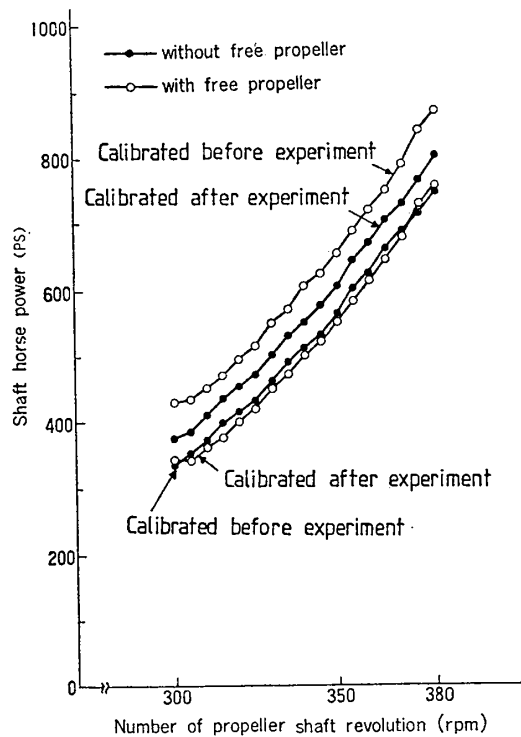


Fig. 12 Shaft horse power at intermediated shaft

Table 4 Shaft horse power at intermediate shaft (speed test)

No.	Data without free propeller		Data with free propeller	
	No. of revolution (rpm)	Shaft horse power (ps)	No. of revolution (rpm)	Shaft horse power (ps)
1	342.0	556.0	340.6	571.8
2	342.0	554.8	341.9	567.5
3	343.2	565.8	341.8	553.1
4	342.3	568.2	340.5	563.9
5	380.9	753.4	378.4	791.6
6	380.3	745.2	379.0	818.7
7	381.1	775.6	380.6	802.0
8	380.2	757.9	380.3	802.8

回転次数比解析結果を Fig. 13 に示す。装着前の計測では FM テレメータ装置が不調のため、データの S/N 比が悪く解析を行っていないため、装着前後での比較を行うことができないが、Fig. 14 の前回計測結果の解析データ（吃水状態は船首で 2.9m, 中央で 3.2m, 船尾で 3.5m）を参考にして検討を行う³⁾。装着前後で定性的な傾向に変化はないが、4 次成分の増加と 3 次および 6 次成分の減少が認められる。異なる吃水状態での比較であるので必ずしも定量的な検討はできないが、4 次は主プロペラの 1 次翼周波数であり、遊転プロペラの存在で流場が変化して主プロペラの起振力が増加傾向を示したと思われる。3 次および 6 次成分は、主機（6 気筒）の起振力の卓越次数であると同時に、遊転プロペラの翼周波数でもある（8 翼 \times 0.375 = 3）。したがって、これらの

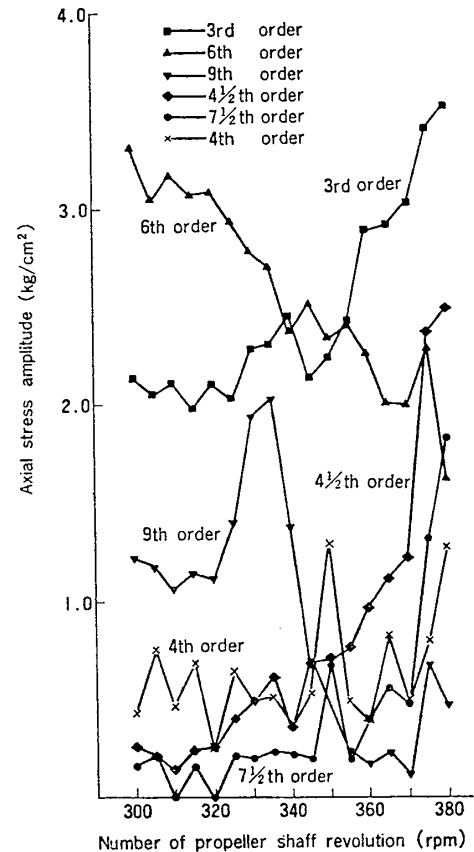


Fig. 13 Axial stress at intermediate shaft induced by axial vibration (with free propeller)

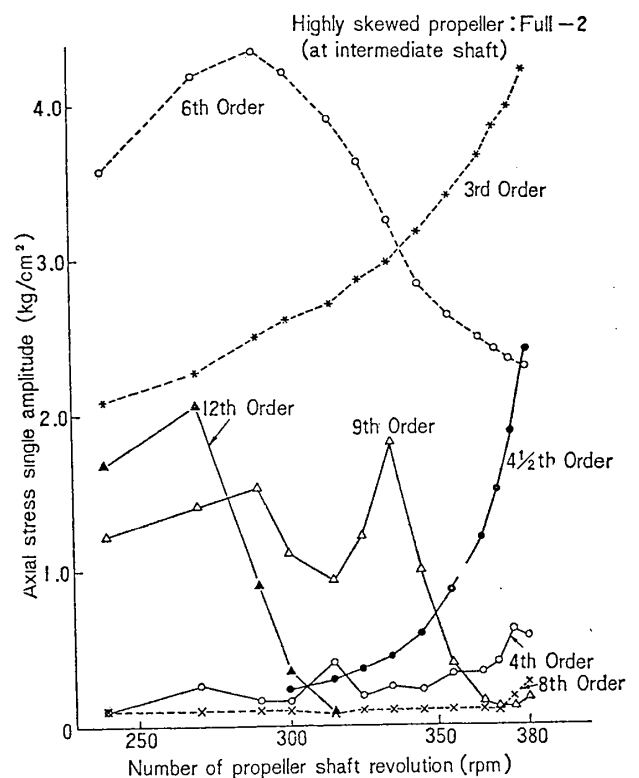


Fig. 14 Axial stress at intermediate shaft induced by axial vibration (without free propeller, quoted from 3))

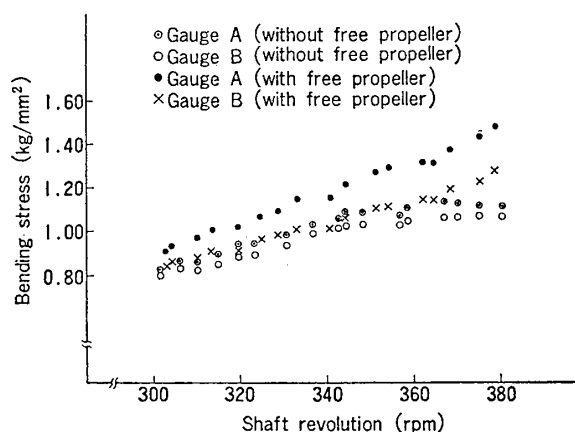


Fig. 15 Bending stress at corn part of propeller shaft

成分が重量すれば大きくなるが、前述のように吃水状態が異なるため定量的な比較はできない。

3.5 プロペラ軸大端部の曲げ

Fig. 15 に遊転プロペラ装着前後での通増速力試験時のプロペラ軸大端部での曲げ応力を示す。図示した値は、曲げ応力波形の一回転中の Peak-to-Peak 値の半幅を曲げ応力としたものである。2組の曲げ応力計測用ブリッジをAおよびBと称して表示しているが、図から分かるように、ブリッジAとBの曲げ応力に差異が見られる。これは、両ブリッジ間で、流体力に起因するモーメントの占める割合の違いや、貼付位置のずれによる影響が考えられる。

遊転プロペラ装着前後での曲げ応力増加率は、ブリッジAで10%から35%、ブリッジBで5%から20%となっており、主プロペラ回転数が高くなるにつれて大きくなる傾向にある。これは、Fig. 15中のデータが全周波数成分を含む生波形から求めた曲げ応力であり、プロペラに発生する流体力によるモーメントが、回転数が高くなるに従って相対的に大きくなることに起因すると思われる。また、主プロペラの重量が640kg、遊転プロペラおよび取付部分の重量が427kgであることを勘案すると、曲げ応力の増加率が少ないが、これは船尾管

軸受けの当りに変化が生じ曲げモーメント分布が変わることも一因であると思われる。

3.6 遊転プロペラの翼応力

Table 5 に通増速力試験時の遊転プロペラの翼応力を示す。2.2(6)で述べたように単軸ゲージを使用したため、計測値から翼面上の主応力を評価することは不可能であるが、事前のFEM解析結果⁴⁾および翼形状から計測した応力が主応力に近い値を示していると考えられる。前進面と後進面の Peak-to-Peak 応力に差が見られるが、これは翼断面上の曲げモーメントの中立線に対して形状が対称でないことに起因すると思われる。

前進面で計測された翼応力を設計値と比較すると、平均応力が少なく⁴⁾ Peak-to-Peak 応力が大きい。遊転プロペラの累積回転数は主プロペラの40%弱であるので、強度評価の際にはこれを考慮すべきである。なお、前進面の翼応力の平均値に関して、出力4/4の計測値と3/4の計測値の比を求めると1.42となる。また、3.2項の推力で同様に比を求めると1.48となり、翼応力の平均値を用いて、遊転プロペラによる推力に関して定性的な評価が可能であることを示唆している。

Fig. 16 に出力が4/4の時の遊転プロペラが1回転する間の翼応力の変化を示す。通常のプロペラの翼応力と同様、翼位置0度すなわち Top および翼位置180度すなわち Bottom で前進面の応力が高く、その間で低くなっている。なお遊転プロペラの翼応力は、主プロペラの翼との相対位置に影響を受けられるので、Fig. 16に示すパターンが繰り返される保証は無い。Fig. 17に出力4/4での右旋回試験時の前進面の翼応力を、回転ごとの最大応力、最小応力および平均応力の時刻歴データをプロットする形で示した。Fig. 17から、最大応力および最小応力にかなりバラツキが見られるが、これは旋回中の主プロペラ後流の乱れによるものと思われる。平均応力には、それほどバラツキは認められないが、時間が経過すると共に大きくなる傾向を示しており、これから遊転プロペラによる推力が増加傾向にあることが推測できる。Fig. 18に停止試験時の前進面の翼応力を、

Table 5 Blade stress of free propeller (speed test)

No.	Blade stress at face side (kg/mm ²)				Blade stress at back side (kg/mm ²)			
	mean	maximum	minimum	peak-to-peak	mean	maximum	minimum	peak-to-peak
1	1.89	6.31	-0.82	7.13	-2.00	0.96	-6.09	7.05
2	1.91	6.43	-1.05	7.48	-1.96	0.82	-5.94	6.76
3	1.81	6.33	-1.28	7.61	-1.87	1.11	-6.06	7.18
4	1.71	6.23	-1.90	8.13	-1.87	0.96	-5.87	6.83
5	2.87	7.93	-0.46	8.39	-2.73	0.49	-7.23	7.72
6	2.59	7.57	-1.41	8.98	-2.62	0.71	-7.01	7.71
7	2.36	7.52	-1.15	8.67	-2.63	0.58	-7.16	7.74
8	2.59	7.89	-1.32	9.21	-2.59	0.78	-7.26	8.04

note) The negative value represents the compressive stress.

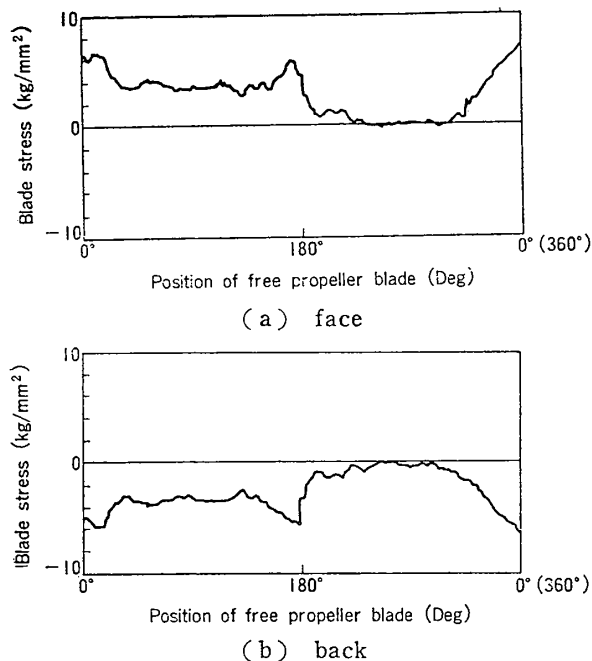


Fig. 16 Stress curve of free propeller blade (0.65R, 50% chord, speed test at 4/4 output)

回転ごとの最大応力、最小応力および平均応力の時刻歴データをプロットする形で示した。Fig. 18 によると、クラッチが切れて推進軸が遊転を始めると翼応力は徐々に減少して行き、逆転投入約 10 秒前から平均応力の符号が負すなわち圧縮応力状態となり、停船まで絶対値は減少するものの圧縮応力のままであることが分かる。また、逆転時の翼応力は平均値および Peak-to-Peak 値とも前進時より小さい。

3.7 船尾水圧変動

主プロペラ直上部船底外板右舷側の圧力計測点 P-2

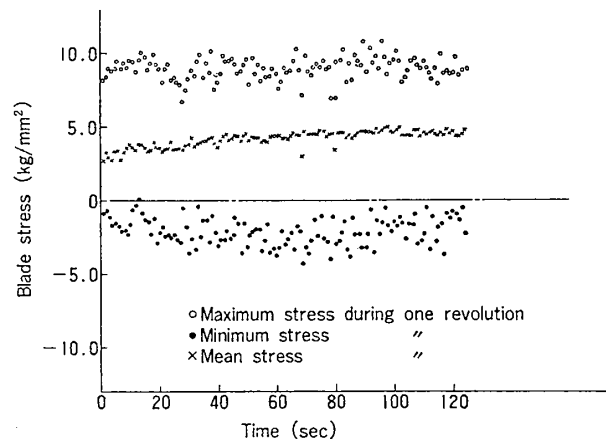


Fig. 17 Time series data of blade stress of free propeller (turning test at 4/4 output)

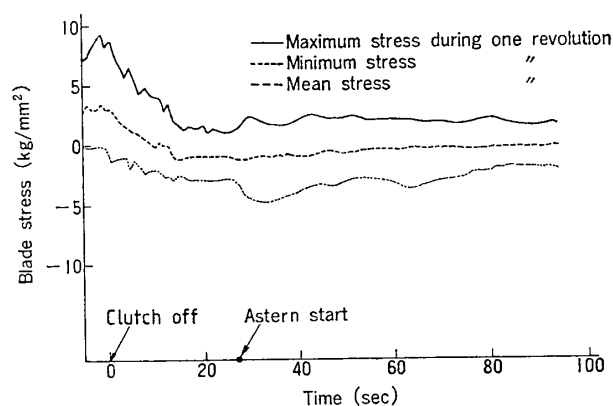


Fig. 18 Time series data of blade stress of free propeller (astern test)

(Fig. 5 参照) での計測データの周波数分析の結果に関して、遊転プロペラ装着前を Fig. 19 に、装着後を Fig. 20 に示す。この結果は、参考文献 3) に報告されてい

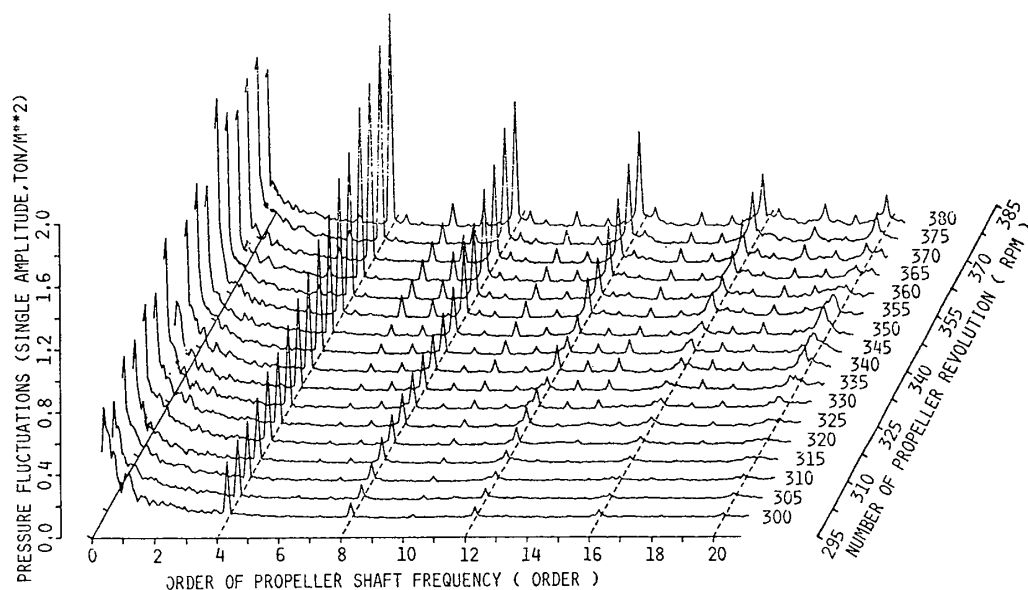


Fig. 19 Spectrum distribution diagram of pressure fluctuation at P-2 (without free propeller)

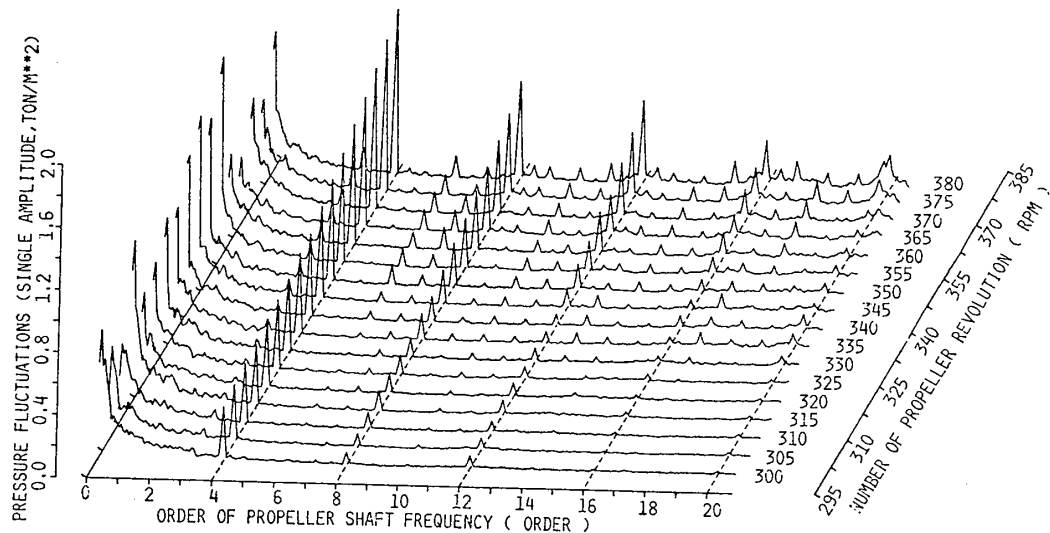


Fig. 20 Spectrum distribution diagram of pressure fluctuation at P-2 (with free propeller)

る値に比較して 2~2.5 倍スペクトルの値が大きくなっており、また本計測での P-1 および P-3 のデータと比較しても同様の傾向を示している。この原因は、計測時の測定系のアッテネータ値、圧力センサー感度の公称値からのズレ等いろいろ考えられる。ただし、相対的なスペクトル分布には問題が無いため、本論では Fig. 19 および Fig. 20 に示したスケールのまま検討を行った。

すでに報告されているように¹⁾、Fig. 19 および Fig. 20 から船尾水圧変動の翼周波数成分が遊転プロペラの装着により減少していることが分かる。主機回転数の 4 次成分すなわち 1 次翼周波数成分に関して船尾水圧変動を比

較した結果を Fig. 21 に示す。遊転プロペラ装着による船尾水圧変動の減少効果の原因として、遊転プロペラのプロペラ効果により主プロペラの翼先端近傍での海水の流入速度が上がると同時に流入角度が変化し、キャビテーションが起こり難くなるためであるとの推測がある

Table 6 Comparison of principal order components on pressure fluctuation and vibrations

Measurement item	No. of order	No. of revolution (rpm)								
		300	310	320	330	340	350	360	370	380
Pressure fluctuation P-2	3	1.53	1.08	1.02	1.43	1.44	1.98	1.37	1.31	1.88
	4	0.97	1.03	0.91	0.92	0.85	0.86	0.84	0.80	0.79
	6	0.85	1.19	1.13	0.71	1.06	1.56	0.88	0.99	0.93
	8	0.85	0.89	0.65	0.57	0.70	0.90	0.81	0.77	0.79
	9	0.79	0.89	1.14	0.73	0.93	0.82	0.88	1.44	1.66
	12	1.12	1.13	0.82	0.65	0.45	1.19	1.01	0.88	0.86
	16	0.34	0.72	0.65	0.79	0.88	0.90	1.04	0.75	0.86
Hull vibration V-1	3	—	—	—	—	—	—	—	—	2.28
	4	—	2.25	—	0.95	0.53	0.58	0.89	0.61	0.67
	6	1.04	1.34	1.64	0.92	1.21	1.28	0.93	1.04	1.25
	8	—	—	—	0.51	0.82	0.68	0.57	0.52	0.75
	9	1.13	1.30	0.97	1.31	0.98	1.05	1.35	—	—
	12	—	—	1.00	0.39	—	0.73	1.34	0.69	0.53
	16	—	—	—	—	—	—	0.53	1.54	0.97
Hull vibration V-7	3	—	—	0.76	1.49	1.09	1.43	1.10	0.72	1.07
	4	0.92	—	—	—	—	0.70	0.71	0.76	0.62
	6	1.06	0.97	1.03	0.92	0.74	0.75	1.10	0.94	0.76
	8	—	—	0.55	0.92	0.70	0.72	0.46	0.81	0.75
	9	0.86	0.84	0.85	1.13	1.17	—	—	0.74	—
	12	0.70	0.68	—	0.78	0.57	—	—	—	—

The figure in this table is gotten by dividing the data measured with free propeller by that without free propeller. In this table, the figure is omitted in case that the both data with free propeller and without free propeller are less than 5 gals acceleration.

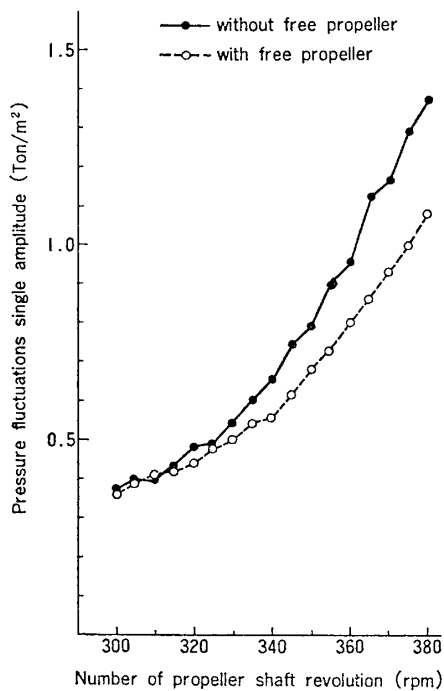


Fig. 21 4th order (1st blade frequency) component

が⁴⁾、Fig. 21 の結果はこれを裏付けている。すなわち、通常のプロペラにおいて船尾水圧変動中でキャビテーションに起因する成分の占める割合が大きくなるとされている回転数の高い領域で、回転数の増加と共に水圧変動の減少量が増加しているからである。Table 6 に P-2 の船尾水圧変動データに関して、遊転プロペラ装着前後での主要次数成分の比較を示した。表中の値は、遊転プロペラ装着時に計測された量を、装着されていない時に計測された量で除したものである。翼周波数成分である4次、8次および16次で船尾水圧変動が減少していることが分かる。一方、遊転プロペラは翼数が8で回転数は3.1項に記したように主プロペラの約37.5%であることを考慮すると、 $8 \times 0.375 = 3$ となるのでその翼周波数は3の倍数すなわち3次、6次、……となる。Table 6 で3次で船尾水圧変動の増加傾向が読みとれるが、6次および9次では船尾水圧変動が必ずしも増加している傾向にはない。12次に関しては、主プロペラによる減少分と遊転プロペラによる増加分が重なるため、明確な傾向は示していない。

3.8 船体振動

操舵機室甲板の上下振動 V-1 (Fig. 4 参照) の回転次数比解析を行った結果について、遊転プロペラ装着前の場合を Fig. 22 に、装着後の場合を Fig. 23 に示す。Fig. 24 には、操舵機室甲板の上下振動の4次および6次について、Fig. 25 には操舵機室甲板の前後振動 V-7 の6次および8次について示した。Table 6 に V-1 および V-7 の振動データに関して、遊転プロペラ装着前後での主要次数成分の比較を示した。表中の値は、遊転プロペラ装着時に計測された量を、装着されていない時に計測された量で除したものである。なお、両者とも加速度レベルが5ガルに達しない場合には省略した。これらの結果から、主プロペラの翼周波数成分における船体振動の減少傾向が分かる。Table 7 に示す全計測点における出力 4/4 での比較結果から、翼周波数成分が減少していることが分かる。

4 結 論

遊転プロペラの効果および強度に関して、その装着前

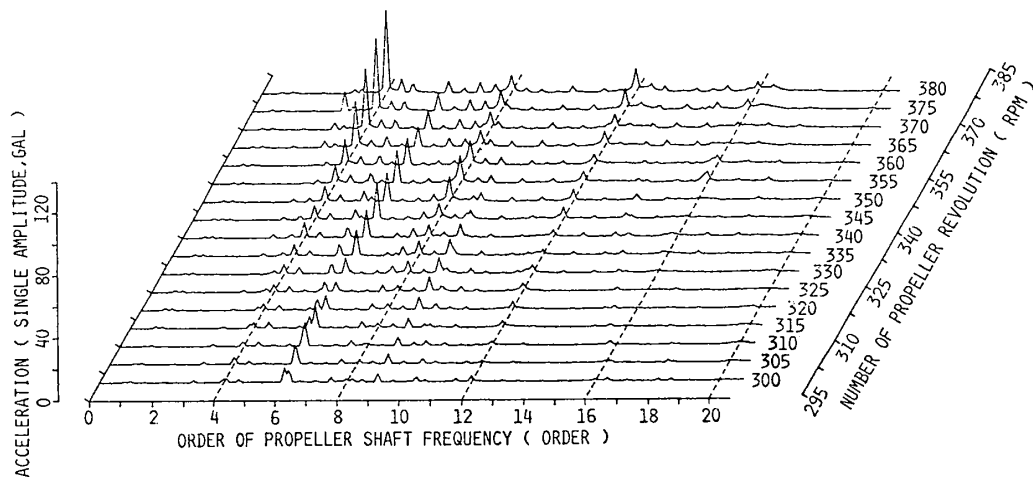


Fig. 22 Spectrum distribution diagram of vertical vibration on steering engine room (without free propeller)

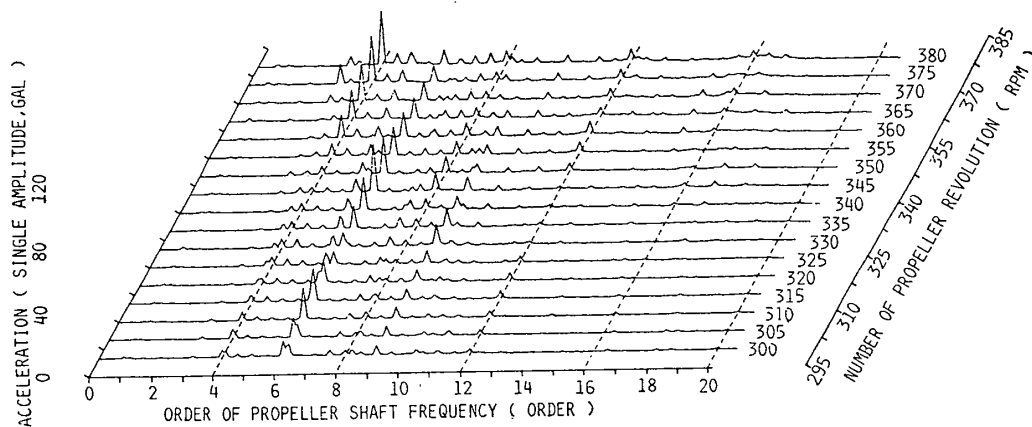


Fig. 23 Spectrum distribution diagram of vertical vibration on steering engine room (with free propeller)

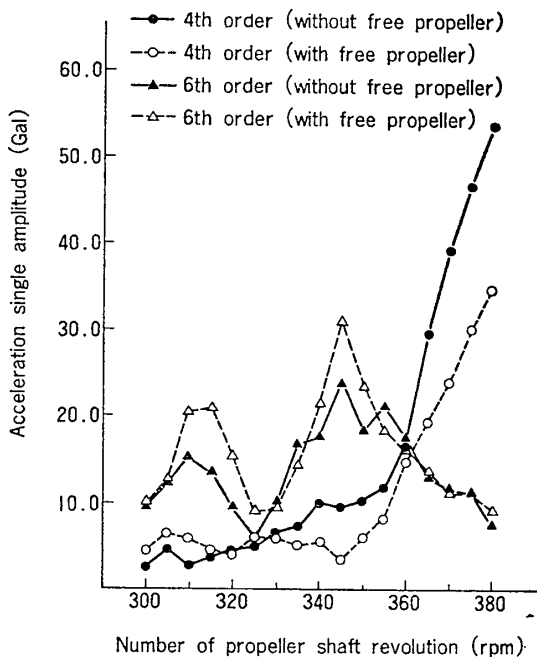


Fig. 24 4th and 6th order components of vertical vibration on steering engine room

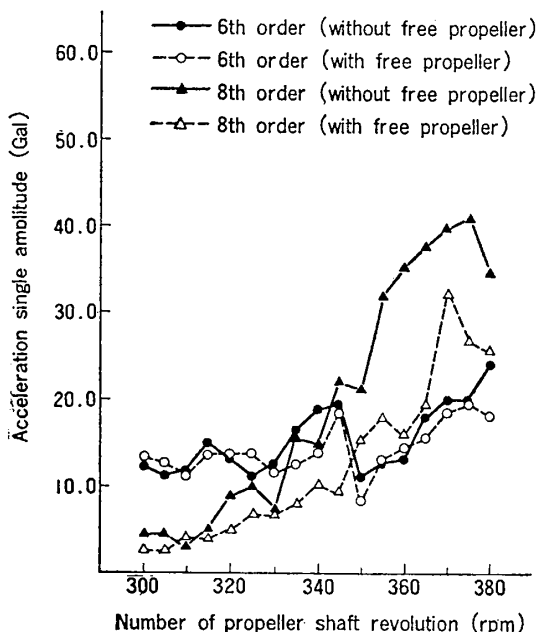


Fig. 25 6th and 8th order components of longitudinal vibration on steering deck

Table 7 Comparison of vibrations at 4/4 output

No. of order	Vibration measuring point							
	V-1	V-2	V-3	V-4	V-5	V-6	V-7	V-8
3	2.28	—	—	1.05	2.38	1.36	1.07	1.37
4	0.67	0.77	0.43	0.89	0.50	0.54	0.62	0.58
6	1.25	0.90	1.14	0.85	1.69	0.94	0.76	1.93
8	0.75	0.84	0.46	1.27	0.86	0.84	0.75	0.32
12	0.53	0.80	0.77	—	0.76	—	—	1.08

Notes about the figure in this table as same as that of table 6.

後で実船計測を行った結果、計測対象船に対して、次の知見が得られた。

(1) 主プロペラ正転時における遊転プロペラの回転数は、計測回転領域である 300rpm~380rpm において、主プロペラの回転数のおよそ 37.5% で、設計値⁴⁾に近い値を示しており、旋回時にも同様の傾向を示した。主プロペラ逆転時には、遊転プロペラも主プロペラの約 12% の回転数で逆回転する。

(2) 全推力に対する遊転プロペラによる推力の占める割合は、14~17% 程度と思われ、これまでの報告例¹⁾、および設計値⁴⁾に比較して大きい。

(3) 推進軸系ねじり振動に関しては、遊転プロペラ装着による影響は無い。また中間軸での軸馬力は、出力 4/4 (380rpm) で遊転プロペラ装着時に約 6% 増加した。ただし、出力 3/4 (340rpm) では差は無かった。

(4) 推進軸系縦振動に関しては、遊転プロペラ装着後、4次(主プロペラの1次翼周波数)成分が増加傾向にある一方、3次および6次(遊転プロペラの1次および2次翼周波数)成分は減少傾向にある。

(5) プロペラ軸大端部曲げ応力は、遊転プロペラ装着後、最大で 35% 増加する。

(6) 遊転プロペラの翼応力は、出力 4/4 で平均値で 2.6kg/mm²、Peak-to-Peak 値で 8.8kg/mm² (応力振幅は 4.4kg/mm²) であり、設計値⁴⁾とは異なるが、旋回時には、時間的バラツキが大きく、平均値は時間経過と共に増加する傾向にある。逆転時は正転時に比べて、平均値および Peak-to-Peak 値とも小さい。

(7) 船尾水圧変動は、遊転プロペラ装着後、主プロペラの翼周波数成分が減少し、高回転域では4次、8次および12次で約 20% 少なかった。一方、遊転プロペラの翼周波数に相当する3次、6次および9次では高回転域で最大 90% の増加となったが、絶対値は小さい。

(8) 船体振動は、船尾水圧変動の影響で、主プロペラの翼周波数成分が減少し、その減少量は大きなところでは 50% に達した。3次および6次成分は増加したが、絶対値は問題ないレベルである。

以上の点から、今回計測した遊転プロペラに関して、省エネルギー効果のあること、遊転プロペラの翼応力およびプロペラ軸大端部の曲げ応力のレベルが確認され、さらに船体振動の低減効果のあることが確認された。今後、遊転プロペラがより大型の船舶に採用されると予想され、大直径低回転化の傾向にある主プロペラとの関係、荒天下での作動状態等、その効果ならびに強度に関して注目してゆく必要がある。機会があれば、新たな実船計測を実施してさらに検討を加えて行きたい。

本計測を行うに当たり、御協力頂いた幸盛海運株式会社

および兵機海運株式会社の関係者各位に謝意を表します。また、計測の機会を提供して頂き、計測作業時に御助力頂いたナカシマプロペラ株式会社の関係者各位に謝意を表します。なお、本実船計測の実施に際し、終始ご鞭撻戴いた当会星野次郎常務理事、田代新吉技術研究所所長に謝意を表します。終りに、計測時に当研究所機関研究室の凌技師および穂森技師、FEM 解析には当会本部コンピュータ室の伊沢技師の助力を得たことを付け加えておく。

参 考 文 献

- 1) O. Grim : Propeller und Leitrad auf dem For-

schungsschiff "Gauss" Ergebnisse und Erfahrungen, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft (1982).

- 2) O. Grim : Propeller and Vane Wheel, Journal of Ship Research (1980).
- 3) 凌 志浩, 佐々木康夫, ハイリースキュードプロペラと標準プロペラにより誘起されるプロペラ起振力および船体振動に関する実船比較試験, 日本造船学会論文集, 第 151 号 (1982), p.165~176.
- 4) 久保博尚他, 実船に装備された遊転プロペラについて, 日本船用機関学会第 38 回学術講演会講演前刷に発表 (1986 年 5 月).
- 5) 特公昭 46-23854 (1967 年 10 月 12 日出願)