

# 漁船のプロペラ起振力減少法に関する水槽試験例

— 水ジェットによる —

上田 隆康\*・菅井 信夫\*・横尾 直幸\*

## Experiment on Reduction of Propeller-Excited Vibratory Forces and Moments of Fishing Boat

— by water jet system —

By

Takayasu UEDA, Nobuo SUGAI and Naoyuki YOKOO

### Abstract

As reduction method of propeller-excited vibratory forces and moments, adoptions of ducted propeller, highly skewed propeller, flow control fin, stern bulb, auxiliary propeller, water jet and so on are suggested up to now. Among these, water jet method is discussed in this paper.

Almost all of fishing boats have the pump capacity enough for using for other purposes. In utilizing this pump, it may be possible to reduce the wake peak by blowing out the water jet flow from the stern before the propeller position.

Experiments were conducted on the model of an ocean going stern trawler. Circular jets through the pipes connected to the pump which was set up in the inside of the model, were blown out toward the propeller.

According to the records of the thrust variation on one blade in the cases of with and without water jet flow, a favorable effect of the water jet flow was realized. Adoption of a simple apparatus in supplying a water jet flow led to the reduction over 20% of the thrust variation, which was supported by the theoretical calculation in using measured velocity distribution in both cases.

The estimated power necessary for circular jets on a ship is about 82ps and about 3% of main engine's out put.

This paper might be considered as the supplement to references 1) and 2).

### 目次

- |                   |                       |
|-------------------|-----------------------|
| 1. まえがき           | 3. 3 プロペラ翼負荷変動の計測     |
| 2. 供試船と実験のねらい     | 4. 実験結果と考察            |
| 3. 実験方法           | 4. 1 スラスト変動計測結果       |
| 3. 1 実験状態         | 4. 2 伴流分布の計測          |
| 3. 2 船尾に配置する水ジェット | 4. 3 プロペラ負荷変動の計算      |
|                   | 4. 4 実船における水ジェットの所要馬力 |
|                   | 5. あとがき               |

\* 推進性能部 原稿受付 昭和53年9月19日

## 1. ま え が き

さきに、まぐろはえ縄漁船、遠洋底曳網漁船、漁業指導船のプロペラ起振力に関する実験的研究を実施し、その結果は既に報告<sup>1), 2), 3), 4), 5), 6)</sup>されている。その後、引続いて標題に示す、水ジェットによるプロペラ起振力の減少法に関する実験を試み、一応の成果を得たのでここに報告する。

## 2. 供試船と実験のねらい

上記3種類の漁船についてプロペラ起振力の調査を行った結果では、遠洋底曳網漁船がサーフェス・フォース、ベアリング・フォースとも一番大きかった。同系統の実船においても、プロペラ起振力に起因すると思われる“とも廻り事故”の例が報告されており<sup>9)</sup>、従ってプロペラ起振力の軽減対策に関する研究が必要とされた。

遠洋底曳網漁船は、魚倉容積の確保などのため、船尾形状がかなり肥大化しており、このため、プロペラ

位置での伴流は不均一性が強い。本船のプロペラは、高出力機関によって駆動されており、航行時、曳網時とも、この不均一性の強い伴流中で高荷重状態の作動をしている。このようなことが大きなプロペラ起振力を発生させる原因であった。

漁船は一般に十分な容量のポンプ動力源を有するので、ポンプによる水ジェットをプロペラ円内の伴流の大きな領域に吹き出せば、伴流の集中は緩和され、プロペラ起振力、殊にベアリング・フォースは軽減する。このとき、最小のポンプ馬力で伴流を出来るだけ均一化する効果の高い水ジェットを発生させなければならない。

プロペラ円内における流れの均一化が、プロペラ起振力にどのような効果を与えるかを示したものがFig. 1<sup>7)</sup>である。流れの均一化はベアリング・フォースの減少とは直接的に関係付けられているが、サーフェス・フォースをも減少させる効果がある。実船におけるプロペラキャビテーションの発生は殆んど不可避であるが、流れの均一化によって実船のキャビテーシ

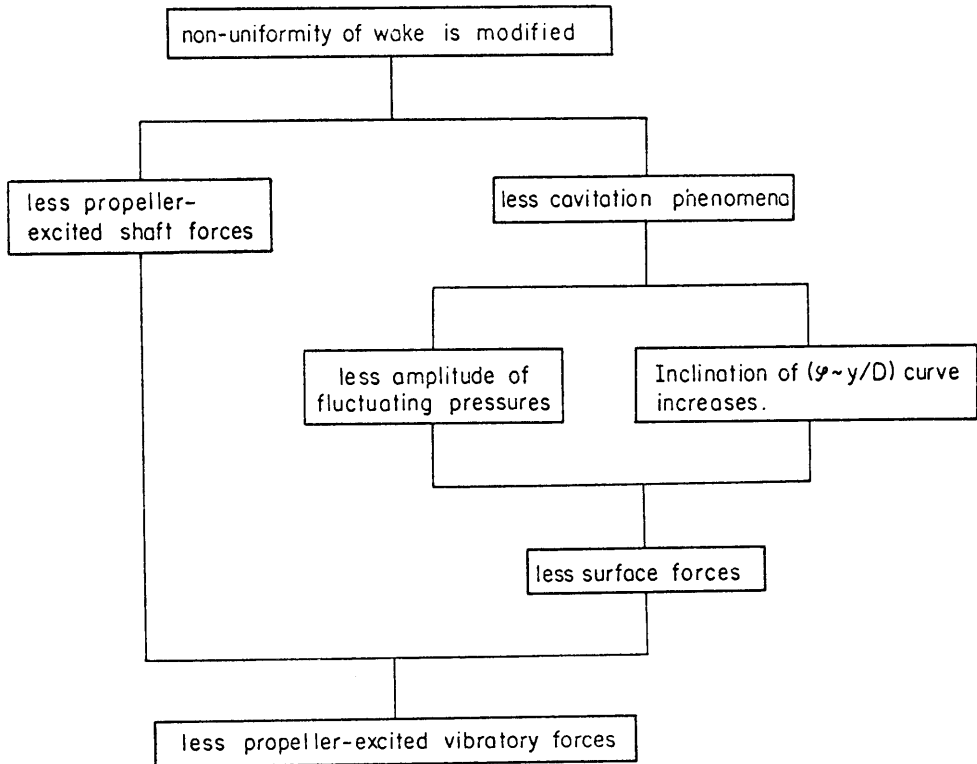


Fig. 1 Utility in modifying non-uniformity of wake

ョンを非定常性の弱いものととどめることができる。非定常性の強いキャビテーションがサーフェス・フォースを著しく増加させることは、文献8)に示されているので、このことを考慮すれば、流れの均一化がサーフェス・フォースを減少させることは明らかである<sup>7),9)</sup>。流れの均一化によるサーフェス・フォースの減少を調査する方法の一つとして、キャビテーションタンクにおける水ジェットの実験も考慮したが、準備等の都合もあって、今回は水槽において水ジェットによるベ

アリング・フォースの減少に限って調査することにした。

水ジェットによるプロペラ起振力の減少効果を調べる実験の供試船として、その効果をはっきり現われるであろうと予想される、本来プロペラ起振力の大きい遠洋底曳網漁船を選んだ。供試船の正面線図と船首尾形状図および船体とプロペラの要目を Fig. 2, Table 1 に示す。

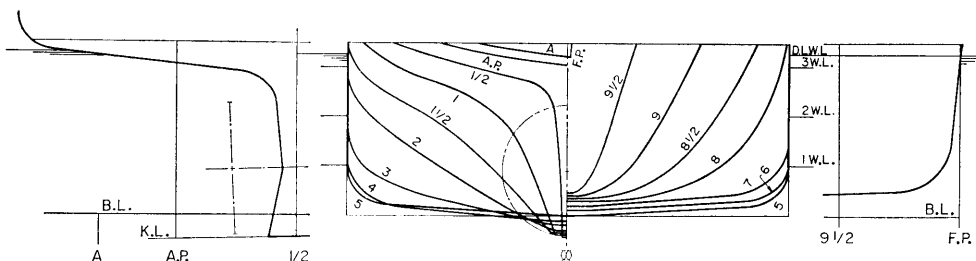


Fig. 2 Body plan and stem- and stern shapes of ocean going stern trawler

Table 1 Principal particulars of hull and propeller and test conditions

Hull			Propeller etc.			Test conditions				
	Actual ship	Model ship		Actual ship	Model ship		Actual ship	Model ship		
Lpp	(m)	49.70	7.000	Diameter (m)	2.650	0.3732	Draft	d <sub>k</sub> (m)	4.600	0.6479
B (mld)	(m)	9.10	1.282	Pitch ratio (standard pitch ratio at r=0.7R)	0.400			d <sub>w</sub> (m)	3.250	0.4577
D (mld)	(m)	5.60	—		Expanded area ratio	0.515		d <sub>p</sub> (m)	1.900	0.2676
G. T.	(ton)	349	—	Boss ratio	0.3132		Trim (m)	2.500	0.3521	
C <sub>a</sub>	(designed)	0.677	—	Type	AU-CPP		Dispt.	▽ (m <sup>3</sup> )		3.041
				Number of blades	3			△ (ton)	946	
				Tip clearance ratio	0.248		Wetted surface area, S (m <sup>2</sup> )		671.2	13.315
				Out put of eng.	2700 <sup>r</sup> s × 290 <sup>r</sup> PM	—				

### 3. 実験方法

#### 3.1 実験状態

模型船の実験状態を Table 1 中に示したが、この状態は実船において振動試験が実施された状態に対応している。文献4)における実験では、これと同じ状態の模型船速度  $V_M = 2.433\text{m/s}$  ( $F_n = 0.294$ , 実船の12.60ノットに対応) で伴流計測が行われ、同じく  $V_M = 2.506\text{m/s}$  ( $F_n = 0.303$ , 実船の13ノットに対応) でプロペラ起振力の計測が実施されている。

水ジェットの実験では、水ジェットの系路に特に制御装置を挿入していないので、水ジェットがどんな速度に対してより効果を見出すかを調べるために、模型船速度ならびにプロペラ回転数を次の4種に変化させた。模型船速度とプロペラ回転数の関係は、通常の実船自航点の自航試験における関係とほぼ等しい。

	$V_M$ (m/s)	$F_n$	$nM$ (rps)	対応実船速度 (ノット)
case 1	1.390	0.168	5.96	7.20
case 2	1.600	0.193	6.98	8.28
case 3	1.820	0.220	8.01	9.44
case 4	2.506	0.303	12.43	13.00

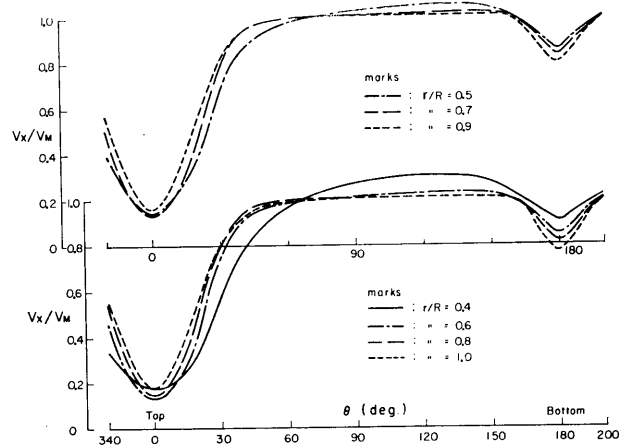
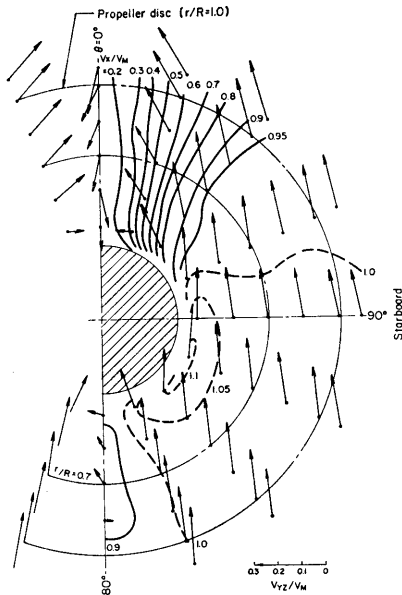


Fig. 3 Wake distributions at the propeller disc,  $V_M=2.433$  m/s

3.2 船尾に配置する水ジェット

本船において伴流の集中している領域は、Fig. 3に示されているように、ほぼ  $\theta=0^\circ \sim \pm 30^\circ$  の範囲にあり、伴流係数  $w (=1 - \frac{V_x}{V_M})$  は  $0.15 \leq w \leq 0.85$  となっている。このように集中した伴流を加速するために、circular jet (以後 C.J. と略記する) を使用する

ことにし、ノズルをスターンフレームの船体中心線上に配置させることにした。

境界面のない静止流体中に噴出させ、乱流拡散をする turbulent free jet については、文献(10)をもとに

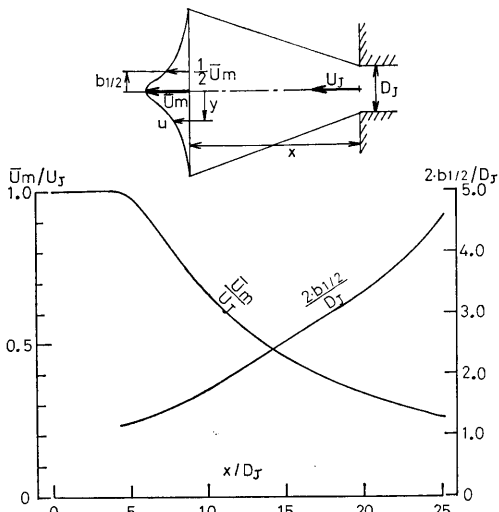


Fig. 4 Characteristics of circular turbulent free jet

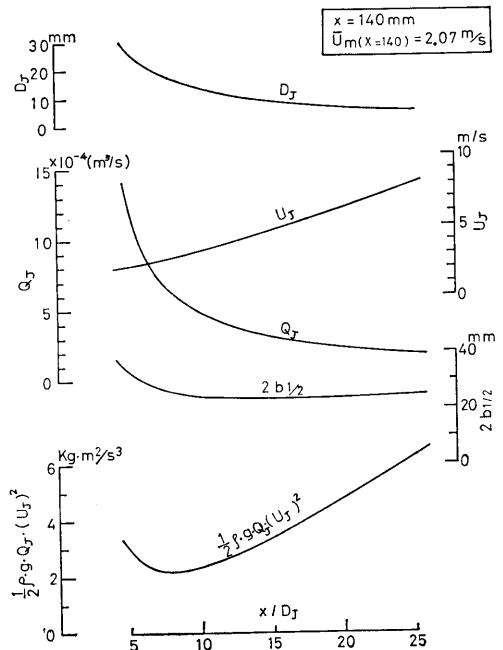


Fig. 5 Plan of circular jet

した実験の結果が Fig. 4 に示されている。実験に使用する 7 m 模型船のスターンフレームとプロペラまでの距離は 0.14 m であるため、Fig. 4 において  $x=0.14\text{m}$  とし、プロペラ面の  $r/R=0.7$ ,  $\theta=0^\circ$  の位置での  $\bar{U}_m$  を、 $\bar{U}_m=V_M \cdot w$  とすると、 $V_M=2.433\text{m/s}$ ,  $w=0.85$  より  $\bar{U}_m=2.07\text{m/s}$  となる。次に、ジェットの出径 ( $D_J$ ) と噴出速度 ( $U_J$ )、パイプ 1 本当りの流量 ( $Q_J$ )、 $x=0.14\text{m}$  において  $\frac{1}{2}\bar{U}_m$  となるジェットの広がり ( $2 \cdot b_{1/2}$ ) および噴出エネルギー ( $\frac{1}{2} \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot U_J^2$ ) を求めて、これらを Fig. 5 に示した。

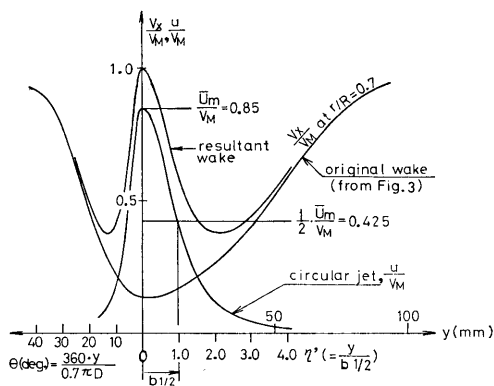


Fig. 6 Effect of circular jet on wake

ノズルからプロペラ面までの距離  $x$  が小さいため、ジェットはあまり広がらず、 $D_J=20\text{mm}$  のときの  $r/R=0.7$  におけるジェットの効果は、Fig. 6 のようになると思われる。本図における circular jet の速度分布は文献(10)により次式で示される。

$$\frac{u}{V_M} = \frac{u}{\bar{U}_m} \cdot \frac{\bar{U}_m}{V_M} = \frac{1}{\{1 + (\sqrt{2}-1) \cdot \eta'\}^2} \cdot \frac{\bar{U}_m}{V_M}$$

$$\eta' = \frac{y}{b_{1/2}}$$

本図の右側は  $y$  或は  $\eta'$  を横軸にしているが、左側では右側と同じ曲線を  $\theta$  を横軸に示している。ここで、ジェットの効果をあげるためには、 $x$  を大きくしてジェットの拡散を大きくするか、水頭損失を伴うとしてもノズルに拡大管を備えるなどをしなければならないが、今回は噴出エネルギー  $\frac{1}{2} \rho \cdot g \cdot Q_J \cdot U_J^2$  の最小となる  $D_J=20\text{mm}\phi$  を選び、ノズルはプロペラ軸孔より上部においてスターン・フレームの船体中心線上に配列することにした。はじめはこのように船体中心線の後方に水ジェットを噴出させて実験を行ったが、その結果ノズルを船体中心線より右舷側にずらした方が水ジェットの効果のよいことが判明したので、ノズルは Fig. 7, Fig. 8 に示す配置に改めた。ノズルとして  $20\text{mm}\phi$  のパイプを 4 本使用したが、この本

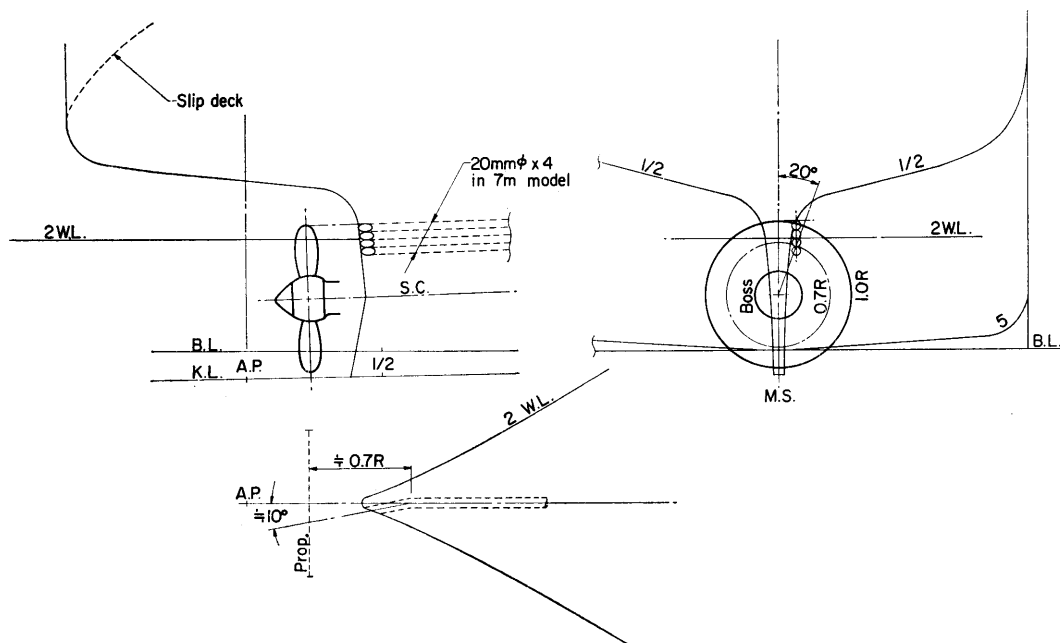


Fig. 7 Stern arrangement of water jet

数は既存のポンプの容量（吐出口径 31.5mmφ、吐出流量 0.2m<sup>3</sup>/min、揚程 6.5m、毎分回転数 1400、軸馬力 0.4kw）によって決定した。20mmφ のパイプ 1 本当りの流量  $Q_J$  は、図-5 の  $x/D_J=7$  から

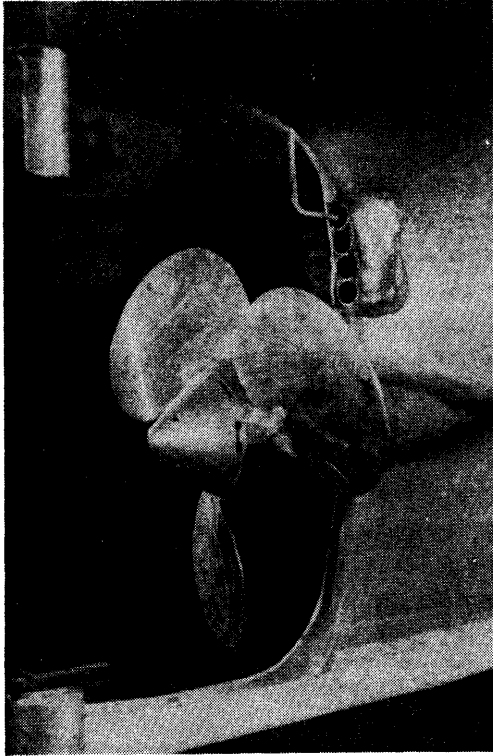


Fig. 8 Relation of position between propeller and water jet

$Q_J=7.5 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$  となるので、パイプ 4 本からの流量は  $4 \times 60 \times Q_J=0.180 \text{m}^3/\text{min}$  となり、上記ポンプの吐出流量とほぼ一致する。流量計測のため、吐出管路にベンチュリー管を挿入するとともに、C. J. の噴出速度を計測するため、噴出口に小型のピトー管を取付けた。

ポンプは試験水槽の水面上約 40cm の位置に設置し、吸込み水面はポンプより約 1 m 高く、吐出口は試験水槽の水深約 40cm の位置である。

3.3 プロペラ翼負荷変動の計測

本模型船の不均一伴流によって誘起されるプロペラ翼負荷変動の計測が、日本造船研究協会第 144 研究部会<sup>4)</sup> に参加した当所推進性能部において実施された。この計測は、プロペラの 1 翼の翼根部に貼付された歪

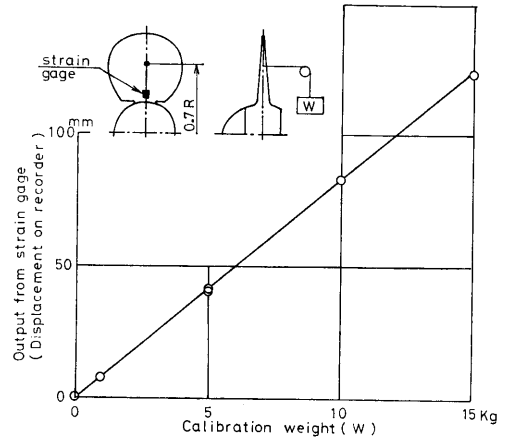


Fig. 9 Caribration result of thrust gage

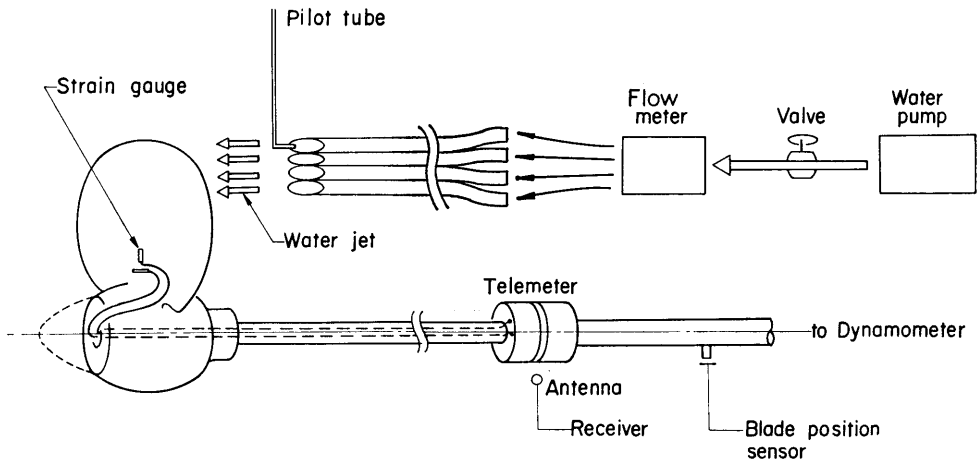


Fig. 10 Experimental set up

検出ゲージによって行われたが、今回の計測もこのゲージを使用して水ジェットのプロペラ翼負荷変動に及ぼす効果を調べることにした。ただし、トルク変動計測用歪ゲージは使用できなくなっていたので、今回のプロペラ翼負荷変動の計測はスラスト変動の計測のみである。スラストの検定結果を Fig. 9 に示す。

水ジェットの様路とプロペラ翼負荷変動の計測系路を Fig. 10 に示す。

#### 4. 実験結果と考察

##### 4.1 スラスト変動計測結果

はじめに、船体中心線上の後方に水ジェットを噴出させ、3.1 に示す 4 種の速度で実験を行った。このときのスラスト変動の記録を Fig. 11 に示す。図中には翼位置を示す記録線があるが、この記録線の上のパルスの立上りは、翼の母線が鉛直上方の位置（すなわち  $\theta = 0^\circ$ ）に来たときを示している。

本図からみられる水ジェットの効果は大要 Table 2 の通りであり、振幅の減少が比較的大きく現われている。

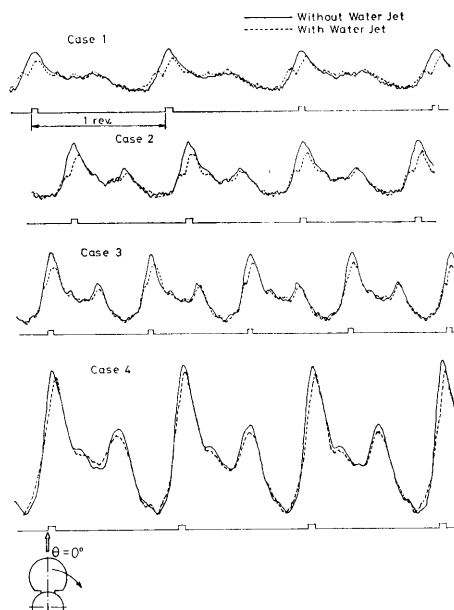


Fig. 11 Record of thrust variations in the case of straight water jet

Table 2 Effect of water jet on thrust variation

		CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	
Straight water jet	$\frac{A-B}{A}$	0.18	0.17	0.16	0.04	
	C	17°	16°	21°	—	
bent water jet (up to standard)	$\frac{A-B}{A}$	0.30	0.21	0.20	$\pm 0.01$	
	C	11°	12°	11°	—	

る。また水ジェットの作用した位置(翼の回転角)が、水ジェットのない場合のスラストピーク位置から16度~21度程度ずれている。このズレの角度は実験のケースや、同一ケース中でも不揃いである。ただ、case 4 では、このズレの角度の読取りは不可能であった。

水ジェットをさらに有効に作用させるためには、このズレの角度をなくす必要がある。従ってプロペラ面で右舷約20°の角度位置に水ジェットが当たるようにノズルを右舷側へ約10°曲げた (Fig. 7 参照)。

ノズルの方向を変更した後の実験記録と水ジェットの効果をそれぞれ Fig. 12 と Table 2 に示す。ノズルを右舷寄りに約10°曲げた結果、プロペラのない状態の伴流分布では、Fig. 14 に見られるように、水ジェットは大体ねらい通り、プロペラ面の  $\theta \approx 20^\circ$  付近

の位置に達しているが、プロペラの作動状態では Fig. 12 と Table 2 によると、結果的には上記のズレの角度がなお約11°残っている。しかし、ノズルを曲げた後、水ジェットによるスラスト変動を減少させる作用がノズルを曲げる前と比較して一層強められたので、この約11°のズレの角度をなくすようにすればさらにスラスト変動の減少が期待できよう。

水ジェットのない状態から水ジェットを噴出させた状態までのスラスト変動の長時間記録を Fig. 13 に示すが、水ジェットの作用による効果がよく現われている。

水ジェットの計画は、case 4 に近い高速航行時の伴流データを使って検討したが、case 4 では、水ジェットの作用する角度位置の読取りが出来なかったばかり

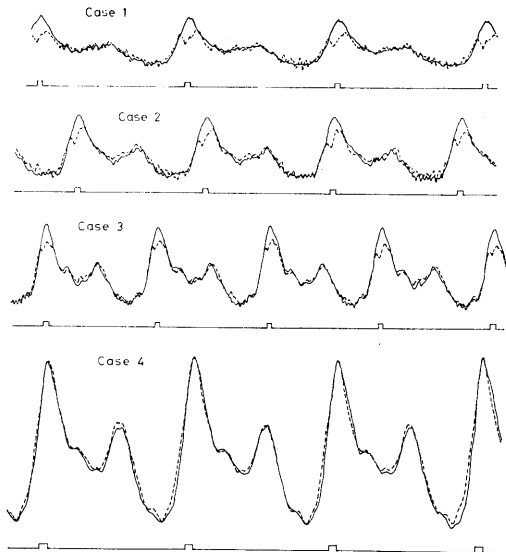


Fig. 12 Recod of thrust variations in the case of bent water jet

ではなく、スラスト変動の減少が殆んどみられなかった。これは、幅のせまい水ジェットの領域を、大きな翼弦長をもつ翼が通過する場合に、プロペラ回転数の増加につれてその通過時間が短くなり、従って、reduced frequency の増加によって翼の応答が悪くなるためであろう。

次に、これらの計測結果と翼に貼付した歪ゲージの検定結果 Fig. 9 を用いて 3 翼に合成した結果を Table 3 に示す。これは水ジェットの噴出方向を右舷寄りに曲げたときの実験値であるが、スラスト変動の全振幅値を水ジェットの作用によって約 30% 近く減少させう

ることがわかった。

#### 4.2 伴流分布の計測

水ジェットの計画は、case 4 近くの模型船速度で検討したが、水ジェットの広がり幅が小さいため、case 4 では水ジェットの予期した効果が現われず、case 1 ~ case 3 のプロペラ回転数の低い場合に、Table 2 に示すようなかなりの効果が現われた。従ってこれらの case から 1 例として case 2 の水ジェット作用時の伴流分布を調べることにした。伴流計測は通常の JIS 型ピトー管をくし型に配列した装置を用いて行われた。水ジェットのない場合の  $V_M = 2.433 \text{ m/s}$  における伴流分布として Fig. 3 があるが、 $V_M = 1.600 \text{ m/s}$  において改めて計測しなおした。これらの伴流計測結果を Fig. 14, Fig. 15 に示す。Fig. 15 の水ジェットのない場合、Fig. 3 と速度は異なっているが、伴流分布はあまり変化していない。水ジェットのある場合は、例えば  $r/R = 0.7$  において、水ジェットの影響は右舷  $20^\circ$  の位置を中心に約  $20^\circ$  の広がりであり、 $V_M$  が小さいため  $V_x/V_M \approx 1.25$  となっている。本図は、水ジェットを船体中心線上に噴出させたときの伴流分布を推定した Fig. 6 (左側の図を参照) と良好な類似性が見られる。ただし、 $V_x/V_M$  の最大値と、その最大値を示す角度位置は異なっている。

水ジェットの噴出速度、流量は次のとおりであった。

噴出速度 (ノズルに設置されたピトー管による)  
 $U_J = 3.26 \text{ m/s}$   
 流量 (上記噴出速度より)  $4 \times Q_J = 0.0041 \text{ m}^3/\text{s}$   
 " (ベンチュリー管より) "  $= 0.0038 \text{ m}^3/\text{s}$

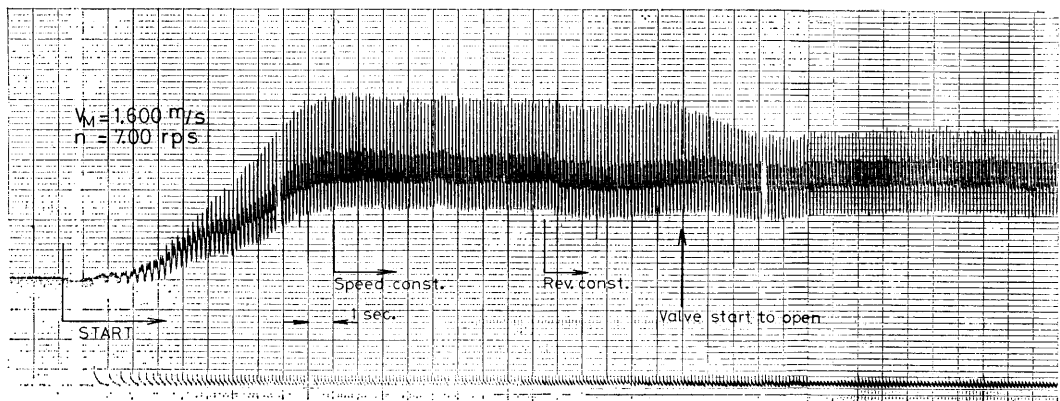


Fig. 13 Long time record of thrust variation

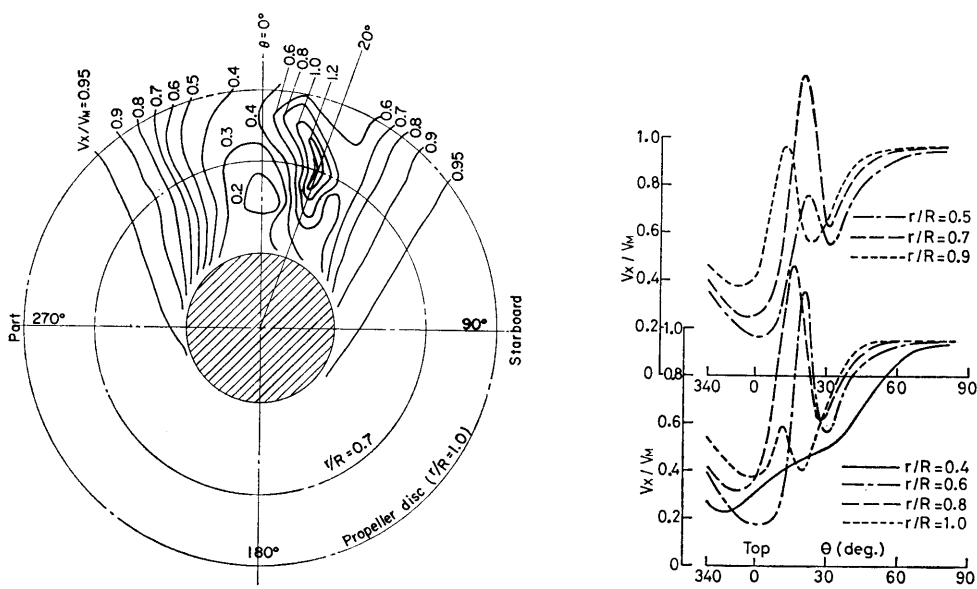


**Table 3** Comparison of thrust variations from experiment and calculation

case 2 ( $V_M=1.600\text{m/s}$ ,  $n_M=6.98\text{rps}$ )

	EXP.		Cal.	
	without water jet	with water jet	without water jet	with water jet
$(\Delta T)_{z=1}$ (kg)	4.02	3.19	6.61	5.75
$(\bar{T})_{z=1}$ (kg)	3.43	3.23	5.09	4.90
$\left(\frac{\Delta T}{\bar{T}}\right)_{z=1}$	1.17	0.99	1.30	1.17
$(\Delta T)_{z=3}$ (kg)	2.28	1.62	4.19	3.30
$(\bar{T})_{z=3}$ (kg)	10.30	9.70	15.3	14.7
$\left(\frac{\Delta T}{\bar{T}}\right)_{z=3}$	0.22	0.17	0.27	0.22
$\left(\frac{\Delta T_{\text{without}} - \Delta T_{\text{with}}}{\Delta T_{\text{without}}}\right)_{z=3}$	0.29		0.21	

$\Delta T$ : peak to peak  
 $\bar{T}$ : mean value



**Fig. 14** Wake distributions at the propeller disc,  $V_M=1.600\text{m/s}$ , with water jet

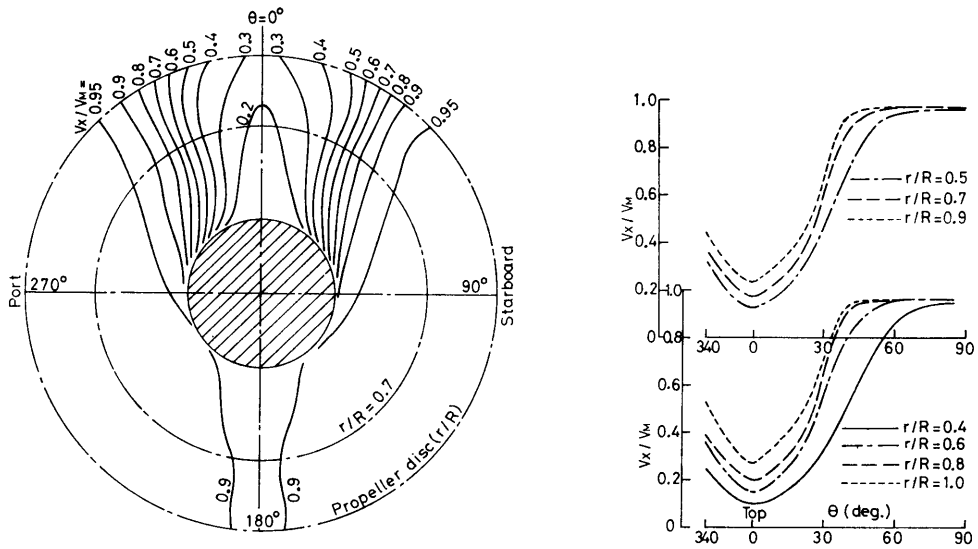


Fig. 15 Wake distributions at the propeller disc,  $V_M=1.600\text{m/s}$ , without water jet

Table 4 Vibratory forces and moments, induced by propeller—by calculation—

	$\Delta K_T$	$\Delta K_{FV}$	$\Delta K_{FH}$	$\Delta K_Q$	$\Delta K_{MV}$	$\Delta K_{MH}$
without water jet	0.0419	0.0153	0.0217	0.0051	0.0151	0.0229
with water jet	0.0329	0.0144	0.0183	0.0041	0.0128	0.0194
without—without	0.21	0.06	0.16	0.22	0.15	0.15

$\Delta$  : peak to peak of fluctuation

$$K_T, K_{FV}, K_{FH} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \cdot (T, F_v, F_H)$$

$$K_Q, K_{MV}, K_{MH} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \cdot (Q, M_v, M_H)$$

F : force, M : moment,

V : vertical, H: horizontal

流量（伴流分布計測より）  $4 \times Q_J = 0.0040\text{m}^3/\text{s}$   
 計画では  $U_J = 2.41\text{m/s}$ ,  $4 \times Q_J = 0.0030\text{m}^3/\text{s}$  であつたが,  $U_J$  の増加分だけ流量も増加した。3つの方法によつて求めた流量は割合よく一致した。

#### 4.3 プロペラ負荷変動の計算

水ジェットを作用させたときと作用させないときのプロペラ円内における伴流分布, すなわち Fig.14, 15 を使ってプロペラ負荷変動の理論計算を<sup>11)</sup>を行った。その結果の一部を Table 3 に示しているが, プロペ

(46)

ラ負荷変動の力およびモーメントの6成分を無次元値にして Table 4 示す。これらの成分のうち,  $\Delta K_{FV}$  以外のものの変動振幅には水ジェットによつて15%~22%の減少がみられる。

#### 4.4 実船における水ジェットの所要馬力

模型船速度  $V_M = 1.600\text{m/s}$  に対応する実船速度8.3ノットにおける水ジェットの所要馬力を次のように試算した<sup>12), 13)</sup>。実船における水ジェットの流量を,

$$4 \cdot Q_J = \Delta(1-w) \cdot V_S \cdot \pi \cdot R_S^2$$

とする。ここで、 $4 \cdot Q_J$  はポンプの吐出流量、 $4(1-w) = 0.023$  は  $4 \cdot 2$  で示した水ジェットの有無による nominal wake の差、 $R_S$  は実船プロペラの半径、 $V_S$  は実船速度、なお、 $V_S = \sqrt{\alpha} \cdot V_M$  ( $\alpha$  は模型船の縮率であり  $\alpha = 7.1$ ) とすると、 $4 \cdot Q_J = 0.54 \text{ m}^3/\text{s}$  となる。

Fig. 4 における  $x/D_J$  を模型船と実船で同一とすれば、 $x/D_J = 7.0$ 、 $x = 0.14 \text{ m} \times \alpha$  より  $D_J = 0.142 \text{ m}$  となり、水ジェットの噴出速度  $U_J$  は  $8.53 \text{ m/s}$  となる。

次にポンプの全揚程  $H$  は、吐出速度 (= 噴出速度) による吐出速度水頭、吐出側・吸込側損失水頭、吐出・吸込実揚程を考慮して  $7.7 \text{ m}$  と推定した。

流量と全揚程から水馬力  $WHP = 55 \text{ ps}$  となり、ポンプ効率  $\eta_p = 0.85$  (比較回転数と流量より)、余裕率  $\alpha_m = 0.2$ 、伝動効率  $\eta_t = 0.95$  とすればポンプの軸馬力  $SHP$ 、ポンプを駆動するに必要な原動機の所要馬力  $RHP$  は次のようになる。

$$SHP = \frac{WHP}{\eta_p} = 65 \text{ ps}$$

$$RHP = \frac{SHP(1 + \alpha_m)}{\eta_t} = 82 \text{ ps}$$

この所要馬力は主機関出力の約 3% に当る。

## 5. あとがき

プロペラ起振力の減少法として、ダクトッド・プロペラ、ハイスキュード・プロペラ、フロー・コントロール・フィン、船尾バルブ、補助プロペラ、水ジェットなどが考えられ、実用化された例も少なくない。今回はこれらのうち、水ジェットによる方法を試みたが、簡単な実験ながら一応の成果を得るとともに、実験を通じて、次のようなことがわかった。

実船にサーキュラージェットの設備を施すことは、あまり無理なく可能であると思われる。しかし、水ジェットのノズル配置を計画するに当たってジェットの拡散距離を大きくとり、幅の広いジェットをプロペラに送り込むとともに、プロペラ翼の最大負荷を示す角度位置に水ジェットの作用する角度位置を一致させるように考慮しなければならない。このためには、ノズルをプロペラ位置から必要距離だけ前方に、しかも一方の船側外板 (右まわりプロペラでは右舷側) に配置させ、伴流計測ないしは、伴流計測にもとづくベアリング・フォースの計算段階で、ノズル配置の良否を確認

する必要がある。また、プロペラを作動させることおよびその回転数によって上記の 2 つの角度位置が変化するようにであり、従ってプロペラ回転数とこれらの角度位置との関係を模型実験の段階で十分は握しておく必要がある。

水ジェットに要するポンプ馬力について、本報告では主機出力の約 3% のポンプ馬力により、ベアリング・フォースを 15~22% 減少 (理論計算による) させることが出来たが、文献 14) では 2 万馬力貨物船の模型でプロペラ出力の 5~7% のポンプ馬力で伴流の高集中度を 40~50% 減少させたと報告している。

終わりに当たり、本実験の全般にわたって指導をしていただいた高橋推進性能部長をはじめ、実験の遂行に協力していただいた当部業務課の方々にお礼を申し上げます。

## 参考文献

- 1) 上田隆康, 高橋肇, 菅井信夫, 横尾直幸, 鈴木茂 “漁船の推進性能とプロペラ起振力について”, 船舶技術研究所報告 第 14 巻第 4 号, 昭和 52 年 7 月。
- 2) T. Ueda & H. Takahashi, “Characteristics of Propeller-excited Vibratory Forces on Fishing Boats”, Proc. of the PRADS, Oct. 1977, The Society of Naval Architects of Japan.
- 3) 日本造船研究協会第 112 研究部会, “機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究—[その 3 高馬力船の船尾構造に関する研究]”, 研究資料 No.167-3, 昭和 48 年 3 月。
- 4) 日本造船研究協会第 144 研究部会, “高馬力船の船尾構造に関する研究”, 研究資料 No.205 昭和 49 年 3 月, 研究資料 No.226 昭和 50 年 3 月。
- 5) 高橋肇, 上田隆康, 菅井信夫, 横尾直幸, “プロペラ起振力に関する研究 (第 7 報) — 漁船のプロペラ起振力 —”, 船舶技術研究所第 26 回研究発表会講演集, 昭和 50 年 12 月。
- 6) 土屋孟, 小林務, 上田隆康, 高橋肇, “漁船とも廻り事故の原因と対策について”, 漁船 203 号, 昭和 51 年 6 月。
- 7) 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”, 西部造船会会報第 49 号, 昭和 50 年 2 月。
- 8) H. Takahashi, “Estimation of Surface Force Induced by Propeller”, J. of T.S.N.A.J., Vol. 140, Dec. 1976.
- 9) H. Schwanecke, “Review of the Possibilities of Reducing Hydrodynamic Vibratory Excitation caused by Propellers”, Proc. of 14th

- ITTC, Ottawa, Sep. 1975.
- 10) H. Schlichting, "Boundary Layer Theory," Pergamon Press, 1955.
  - 11) 船舶技術研究所, "船用プロペラ特性の計算プログラム (その2) 講習会テキスト", 昭和49年10月。
  - 12) 梶原滋美, "ポンプとその使用法", 丸善, 昭和36年。
  - 13) 日本機械学会, "機械工学便覧"。
  - 14) O. Björheden, "Dynamic Forces Due to the Interaction between Propeller and Hull", ISME, Tokyo, 1973.