(昭和 35 年 5 月造船協会春季講演会において講演)

プロペラ Surface force が船体におよぼす 影響について

(その 1 艦艇におけるプロペラ附近の変動水圧および
それによつて生ずる船底外板応力の実船計測例)

正員 中 瀬 大 一* 金 田 彰 夫*

正員 大 高 勝 夫* 正員 藤 田 堅 司*

On the Effect of the Propeller Surface Force on Ship's Hull (Report I)

By Daiichi Nakase, *Member* Akio Kaneda,
Katsuo Otaka, *Member* and Kenji Fujita, *Member*

Abstract

The varying hydro-dynamical pressure near the rotating propeller, named "surface force" by F.M. Lewis, was actually investigated on the twin-screw destroyer. Measured pressure variations consist of the blade frequency component and other higher frequency components. The auto-correlation functions and the frequency spectra were taken from the record of pressure variations, and it was learned that nearly all of the higher frequency components were as irregular as noise. Pressure variation amplitudes near the tip of propeller excluding such noise-components were in good agreement with the amplitudes estimated from the model test results.

Also, the varying stresses in the bottom shell near the tips of propeller were measured by means of the wire strain gauge, and it was noted that the measured stress variations roughly coincided with the estimated ones calculated from the measured pressure variations.

Several problems of the flexural vibration of ship's hull forced by the pressure variation, the local vibration and the determining the thickness of the bottom shell in the vicinity of propellers etc., may be presented from our investigation on this subject. Regarding these problems, further reports shall be published.

§ 1. 緒 言

船のプロペラが回転するとき、附近の水を攪乱して、そのために生ずる hydrodynamical force が船体や舵等に水圧変動として加わるが、この力が船体の高次振動、局部振動の原因になることは周知の事実である。また、小型艦艇のごとく船底外板が薄いものでは、この力が外板の損傷の原因にもなると考えられている。このように、プロペラの回転によつて船底におよぼされる変動水圧を、F.M. Lewis は surface force と名付けている。この surface force は、谷口 中氏が模型船を用いて実験を行ない、その結果を発表している¹⁾。また、航空用プロペラの近傍の圧力変動は、Habbarad & Regier が研究している²⁾。Ramsay も駆逐艦の振動の研究において、変動水圧を論じている³⁾。また、プロペラにより誘起される hydrodynamical force による外板の損傷については松本喜太郎氏が論じている⁴⁾。本報告は、実船においてプロペラによる変動水圧がどの程度であるかを調べて谷口

原稿受付 昭和 35 年 1 月 10 日

* 三菱長崎造船所

氏の模型実験結果と比較し、更に、プロペラ附近の外板の応力変動を計測して、水圧変動によりプロペラ附近の外板に誘起される変動応力を調べたものである。

計測は甲型警備艦「むらさめ」および「あきづき」で行なつたが、「むらさめ」の計測は予備実験であつたため計測点が少ないと、波形がかなり複雑で、解析上不確実な所も多いので、本報告では「あきづき」の結果を述べる。なお、本計測と同時に行つた船体振動の計測結果と水圧変動との関係については、別途報告する予定である。

§ 2. 計測装置および方法

供試艦「あきづき」の主要目並びにプロペラ要目については Table

Table 1 a 船体およびプロペラ要目

要 目		要 目	
$L \times B \times D$	$1150^m \times 120^m \times 850^m$	展用面積比 A/A_d	0.8066
常備排水量 Δ	2891.5^t	翼 数 Z	3
常備吃水 d	4.000^m	翼厚比 $(t/c)_{0.7R}$	3.500%
C_b	0.5110	翼 型	Aerofoil Section
C_p	0.6203	翼 材 質	Al-Bronze
C_M	0.8238	翼端肉隔比 b/D	0.194
最大速力	32.4^kts	翼端肉隔 bt	0.660^m
推進器直径 D	3.400^m	C_Q 360rpm	0.0253
Pitch P	3.444^m	主 機	II x Turbine
Pitch Ratio P	1.0130	定格出力	II x 22,500 x 360 $\frac{SHP}{RPM}$
Base Ratio b/D	0.2040

Fig. 1 水圧計

出力	速 力	回転数
$1/10$ 全力	17.8^kts	1700^RPM
$3/10$ "	22.5^kts	2160^kts
$3/10$ "	25.1^kts	2470^kts
$4/10$ "	26.6^kts	2680^kts
$6/10$ "	28.8^kts	3020^kts
$7/10$ "	30.6^kts	3320^kts
$10/10$ "	32.4^kts	3600^kts

Tabl 1 b 主機の出力と回転数との関係

① ② 断面(プロペラ中心)

船体後部構造

Fig. 2 a 船尾説明図

Fig. 2b 水圧および応力計測位置図
(P_3 が propeller tip 直上)

1を参照されたい。水圧計は Fig.1 に示すように stainless steel 製の受圧板の裏面に歪ゲージを貼ったものである。また応力計測には、外板内面に直接、歪ゲージを貼付けた。両者とも、電磁オシログラフに記録した。水圧計および歪ゲージの取付位置は Fig.2 に示す。 $P_1 \sim P_6$ は水圧計、 $G_1 \sim G_{11}$ は歪ゲージ取付位置である。水圧計は、左舷プロペラチップ直上 (P_3) およびその前後 (P_5 および P_6) 左右 (P_4 および P_2) に取付け、更に check 用として、右舷プロペラチップ直上 (P_1 ; P_3 と対称位置) に取付けた。取付方法は、いずれも外板に孔をあけ、水圧計の受圧面と外板外面とが同一平面上にあるように取付けた。また、応力計測パネルは、比較的プロペラに近いものを選び、主要な点の応力が求まるようにゲージを取付けた。Fig.2b のゲージ貼付個所の矢印はゲージの方向を示す。

計測は海上試運転時 1/10, 2/10, 3/10, 4/10, 6/10, 8/10, 10/10 全力の各回転数整定標柱間航走時および後進時、旋回時、一軸運転時に 2 度にわたって行なつたが、本報告では、標柱間航走時の結果のみ述べる。

§ 3. 水圧変動の計測結果

水圧変動の波形オシログラムの 1 例として、各回転数整定時の水圧計 P_3 (左舷プロペラ直上) の波形を Fig.3 に示す。1/10 全力、2/10 全力などの低い回転数の間は、比較的正弦波形に近いが、回転数の上昇と共に、次第に、不規則な高次の変動分が増大することが判る。このような傾向は、他の水圧計でも同様であるが、 P_6 (プロペラ後方) の波形がその傾向が強いようである。これは、プロペラによつて乱された水流を受けるゆえであろうと思われる。これらの複雑な高次変動が、どのような特性を持っているかを調べるために、オシログラムの波形から自己相関函数を取り、いわゆる power spectrum を求めてみた。その 1, 2 の例を Fig.4 に示す。横軸は周波数であり、縦軸は水圧の自乗の dimension を持つ量であるが、これから直に水圧変動の大きさの比較はできない。この図から明らかなように、 P_3 は blade frequency の所に大きい peak を持ち、それ以外は雑音程度であるのに反して、 P_6 は blade frequency 以外に 2 つの peak を持つ。紙面の関係で、他の spectrum は割愛したが、今回 spectrum を取った 15 例 (4/10, 6/10, 10/10 全力における $P_2 \sim P_6$) の中で、このように、spectrum に blade frequency 以外の peak が出たのはこの例のみであつた。この 2 つの peak は、水圧計を取付けた外板パネルの固有振動に関係するのか、または水圧中にこのような成分があるのかは明らかでない。今後の計測によつて解明したいと考える。水圧計 P_1, P_3 の各回転数における水圧変動の複振幅 (高次の変動も含む。以下見掛けの複振幅と称する) を示したものが Fig.5 である。同図中に、基本複振幅とあるのは、水圧変動から雑音的成分を取除いた場合の複振幅で、谷口氏の pressure amplitude に相当する。また、Fig.5 には、谷口氏の論文の方法で計算した水圧変

Fig.3 各回転数における P_3 の水圧変動オシログラム
(time scale の 1 目盛は 1/100 秒)

動で、谷口氏の pressure amplitude に相当する。また、Fig.5 には、谷口氏の論文の方法で計算した水圧変

Fig. 4 a 10/10 全力における P_3 の水圧変動の spectrum Fig. 4 b 10/10 全力における P_5 の水圧変動の spectrum Fig. 5 P_1 および P_3 の各分力速力における見掛けおよび基本複振幅

Fig. 6 a 前後方向の水圧分布

Fig. 6 b 左右方向の水圧分布

動も記入してある。この図から、プロペラ直上の水圧変動は、谷口氏の方法で計算したものと比較的良好一致すること、また高次の複雑な変動は、回転数が増すと増大することが判る。次に、Fig. 6 に水圧変動の基本振幅の前後および左右方向の分布を示す。この値は谷口氏のものとはかなり異なっており、特に回転数の高い所で著しい。前後方向の分布について言えば、プロペラ後方の水圧変動は非常に大きい。この原因の一つは、 P_3 が舵の近くにあるために、その影響があるのではないかとと思われる。なお、Habbard and Regier の実験では、水圧変動の前後方向の分布は、プロペラチップ直上に極小値を有し、その前後約 $0.1D$ (D はプロペラ直径) の附近に極大値を有する双峰状の分布をしている。谷口氏の計算結果もこれと同様な傾向を示している。本計測では、計測点の数が少ないので、その確認はできなかったが、若し本艦の水圧分布も Fig. 6a に示すような双峰状であるならば、 P_3 における水圧変動が P_3 のそれを上回ることも考えられる。今後、計測点を増加して計測して検討したいと考える。

左右方向の分布は centre line 側が大きく side shell 側が小さくなっているが、これは、centre line 側は反対舷のプロペラの干渉で大きくなり、side shell 側は比較的压力変動に対す

Fig. 7 10/10 全力におけるパネル応力の波形

る拘束が少いので、変動振幅が割合小さいのではないと思われる。

§ 4. 外板パネルの応力変動の計測結果

プロペラ附近外板パネルの応力変動の計測記録の1例として、Fig. 7 に、10/10 全力における各ゲージのオシログラムを示す。これも、水圧変動と同じく、基本波は blade frequency であるが、それに若干の高次変動が重畳されている。比較的高い振動数 6,000~8,000 cpm) の変動は、パネルの固有振動数に近いものと思われる。これら記録波形から、高次の変動を取除いた波形の振幅を水圧の場合と同様に基本振幅と呼ぶことにする。

つぎに各ゲージの応力の見掛複振幅 σ_A 、基本複振幅 σ_F および計測水圧変動から計算した力応 σ_C の値を Table 2 に示す。

応力の見掛複振幅は比較的小さく、10/10 全力における最大の値でも 3 kg/mm^2 位である、基本複振幅は更に小さく、見掛複振幅の 70% 位である。

水圧変動から計算した応力振幅と、計測の応力振幅とを静的な計算で比較するに際して、水圧および応力

Table 2a 6/10 パネル応力

	計測値		計算値 σ_C	σ_F/σ_C	σ_F/σ_C	σ_A/σ_C
	見掛 複振幅 σ_A	基本 複振幅 σ_F				
G1	0.770	0.645		1.23		
2	1.570	0.930	0.995	1.71	0.735	1.60
3	0.900	0.429	0.396	2.10	1.08	2.27
4	1.225	0.755	0.570	1.62	1.32	2.15
5	1.025	0.835	0.995	1.23	0.840	1.03
6	0.870	0.650		1.34		
7	2.220	1.420		1.56		
8	2.700	1.580	1.210	1.71	1.31	2.23
9						
10	0.570	0.329	1.210	1.73	0.272	0.47
11	0.826	0.484		1.73		

Table 2b 8/10 パネル応力

	計測値		計算値 σ_C	σ_F/σ_C	σ_F/σ_C	σ_A/σ_C
	見掛 複振幅 σ_A	基本 複振幅 σ_F				
G1	0.640	0.557		1.43		
2	1.125	0.700	0.714	1.61	0.982	1.58
3	0.636	0.304	0.284	1.85	1.21	2.24
4	0.825	0.520	0.414	1.59	1.26	2.00
5	0.670	0.522	0.714	1.32	0.732	0.967
6	0.555	0.398		1.39		
7	1.800	1.190		1.51		
8	1.870	1.220	0.885	1.53	1.41	2.16
9						
10	0.406	0.232	0.865	1.75	0.268	0.470
11	0.579	0.375		1.54		

Table 2c 10/10 パネル応力

	計測値		計算値 σ_C	σ_F/σ_C	σ_F/σ_C	σ_A/σ_C
	見掛 複振幅 σ_A	基本 複振幅 σ_F				
G1	1.150	0.889		1.30		
2	1.840	1.330	1.190	1.38	1.12	1.55
3	0.775	0.356	0.470	2.18	0.758	1.65
4	1.225	0.840	0.670	1.53	1.16	1.78
5	1.320	1.055	1.190	1.35	0.887	1.11
6	1.040	0.845		1.14		
7	2.670	1.832		1.46		
8	3.000	1.850	1.840	1.62	1.28	2.08
9						
10	0.581	0.400	1.440	1.45	0.278	0.404
11	0.799	0.523		1.53		

の見掛振幅を取ることは妥当ではないと思われる。なぜなら、見掛振幅は、blade frequency の基本振幅と、高い振動数の振幅との和からなり、blade frequency の振幅は、周波数がパネルの固有振動数よりはるかに低いので、静的な計算で水圧と応力との関係を求め得るのに反し、高次の振幅は、振動数がパネルの固有振動数に近いので、振動問題として取扱わなければ水圧と応力との関係を求められないと考えられるからである。したがって、ここでは、一応水圧および応力の基本振幅を取つて、静的な計算を行なつた。計算の仮定は、パネルを周辺固定とし、水圧は、 P_3 と P_5 とにおける計測値の基本振幅の平均が、パネルに一樣に加わつたとする。計算と計測との比較は、6/10、8/10、10/10 全力の場合について行なつて、その結果を Table 2 に示す。Table 2 中の σ_A は、応力の見掛複振幅、 σ_F は基本複振幅、 σ_C は、計算値である。 σ_F と σ_C とは比較的良く一致している。 G_{10} で計算値よりも計測値の方がはるかに小さいのは、隣のパネルの影響である。すなわち計算では、周辺固定と考えているが、実際は防撓材に支えられた連続パネルであり、各パネルの大きさおよび荷重が等しいときは、周辺固定の条件と見なせるが、このパネルの場合、 G_{10} の側の隣接パネルは、Fig. 2 から明らかなように極めて小さい。このような連続パネルに等分布荷重がかつたときには、 G_{10} の応力は、 G_8 の応力の約 1/4 位になる。これは G_{10} と G_8 との計算応力 σ_F の比と略々一致する。以上で基本振幅に関しては、水圧から計算した応力と計測応力とは、比較的良く一致することが判つた。しかしながら、板の応力変動を完全に推定するためには、高次の変動の性質についても研究を進める必要がある。また、ここで論じたのはいわゆる応力の変動分だけであるが、この他に、constant な水圧、(例えば静水圧等)によつて生ずる応力があり実際に生ずる応力は、変動分と定常分との

和であるから、これを考えねばならない。constant な水圧が静水圧であるならば、本艦の場合、計測パネルに働く静水圧は、 0.07 kg/cm^2 程度であるから問題にならないが、航走中に外板にかかる constant pressure は静水圧と等しくはないように思えるので、今後十分検討したい。

§ 5. 結 言

警備艦のプロペラによる変動水圧および、それによつて誘起される外板応力を計測した結果、次のようなことが明らかになった。

- (1) propeller tip 直上の水圧変動の波形は、高次の変動分を含み、高次変動は、回転数の増加に従つて増すが、変動振幅は大略模型実験結果と一致した。
- (2) 水圧変動波形の power spectrum を取つてみると、高次の変動分は、大部分が雑音的な不規則なものである。
- (3) 水圧変動の、前後および左右方向の分布は必ずしも模型実験結果と一致しない。
- (4) プロペラ附近の外板の変動応力は、blade frequency の基本波形と、パネルの固有振動数に近い周波数の高次変動とからなり、変動水圧の基本波形の振幅を用いて周辺固定のパネルとして静的に計算した応力振幅は、計測応力の基本振幅と略々一致した。

今後この研究を進めて、プロペラ surface force を詳細に研究し、船体振動との関係についても研究を進めたい。

本実験の実施にあつて、快く御理解と御協力とを与えられた防衛庁当局に厚く御礼申し上げます。また、種々有益な御討論を賜つた造船協会船体構造委員会西部地区部会の渡辺教授、熊井教授ほか各位に感謝申し上げます。

また、種々の御協力を得た艦艇設計課森永、田副技師、研究部原田技師その他の方々に厚く御礼申し上げます。

文 献

- 1) 谷口 中, “プロペラ近傍の圧力変動”, 西部造船会報 第16号
 - 2) H. H. Habbard & A. A. Regier, “Free-space oscillating pressures near the tips of rotating propellers.” N. A. C. A. Tech. Report 996, 1950
 - 3) J. W. Ramsay, “Aspects of ship vibration induced by twin propellers.” T. I. N. A. 1956
 - 4) 松本喜太郎, “推進器附近外板厚さ決定についての一考察” 会報 73号
-