

社 団 法 人

日本造船研究協会報告

第 28 号

昭 和 34 年 12 月

推進器翼強度の実測に関する研究 第 30 研究部会

Study of Measuring the Propeller Blade Strength

..... The 30th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan
Tokyo, JAPAN
No. 28
December 1959

第30研究部会委員名簿

主 壱	山 県 昌 夫	長 井 啓 二	矢 崎 敦 生
幹 事	内 海 博	出 淵 翼	岩 井 聰
委 員	赤 堀 升	大 江 卓 二	大 田 文 二
	内 田 勇	蒲 田 利 喜 藏	鴨 打 正 一
	大 津 義 德	鬼 頭 史 城	木 下 昌 雄
	菅 四 郎	小 山 正 一	近 藤 忠 夫
	小 林 韓 治	志 波 久 光	大 亀 実
	篠 原 資 八	谷 口 中	谷 初 蔵
	田 中 岩 吉	埴 田 清 勝	前 田 宗 雄
	土 田 陽	三 浦 達 男	横 尾 幸 一
	正 木 宣 恒	米 原 令 敏	若 松 守 朋
	横 田 利 雄		

Membership of the 30th Research Committee

Chairman	Masao YAMAGATA		
Secretaries	Hiroshi UTSUMI	Keiji NAGAI	Atsuo YAZAKI
Members	Noboru AKABORI	Tatsumi IZUBUCHI	Satoshi IWAI
	Isamu UCHIDA	Takuji ŌE	Bunji ŌTA
	Yoshinori ŌTSU	Rikizō KAMATA	Shōichi KAMOUCHI
	Shirō KAN	Shijō KITŌ	Masao KINOSHITA
	Kangi KOBAYASHI	Shōichi KOYAMA	Tadao KONDŌ
	Sukehachi SHINOHARA	Hisamitsu SHIBA	Minoru DAIKI
	Iwakichi TANAKA	Kaname TANIGUCHI	Hatsuzō TANI
	Kiyoshi TSUCHIDA	Kiyokatsu HANITA	Muneo MAEDA
	Noritsune MASAkJ	Tatsuo MIURA	Kōichi YOKOO
	Toshio YOKOTA	Reibin YONEHARA	Moritomo WAKAMATSU

Study of Measuring the Propeller Blade Strength

1. Outline

All the conventional formulas of evaluating the strength of screw propeller blades including the Taylor formula have been worked out on the basis of simple hypotheses. They have, therefore, not yet demonstrated whether or not, the propeller blades of complicated forms could give a correct stress, still less disclosed any method of calculating the dynamic stress in case of the propeller blades running in ununiform wake.

This test work, which had been started in April 1956 and finished in late August 1957, aimed not only to measure the statical stress by giving a statical load to the propeller blades and subsequently examine the fitness of the formulas for evaluating the blade strength; but also to measure the dynamic stress of the propellers of actually sailing vessels, and work out a perfect standard for blade design by combining these two kinds of stresses.

For this purpose, we have carried out the statical strength test as well as the dynamic strength test on sailing vessels.

As for the statical strength test, a known statical load was given to the propeller blade model which had precisely been finished, and then the stresses caused on various sections of propeller blades were measured with a electric resistance wire strain gauge.

As for the dynamic strength test, the "Shioji-maru", a training ship of the University of Tokyo Mercantile Marine was used, as she had been equipped with a hollow propeller shaft in expectation of such a test. For the purpose of this test, this vessel was equipped with a specially made propeller to measure the stresses caused on this propeller blades. By means of a foil guage pasted on the propeller blade and a lead wire inside the hollow propeller shaft, we measured the stress caused on the running propeller blade on board the vessel. At the same time, we measured the speed of the sailing vessel, propeller rotation number, torque, thrust, etc.

When these tests were given, we could practically grasp the effect of statical load upon various points of propeller blades, and the condition of stresses caused on the real propeller of sailing vessels. For various reasons, however, propellers of a smaller-sized training ship of not a large engine power were used in the test of this time. But we could obtain a possibility of establishing a formula applicable to various kinds of propellers, by using the test records of this time. Not only that, we could define the performance of the stress of the running propeller blades, which had not been unknown to us.

Meanwhile, it is worthy of note that a foil resistance strain meter could be used for the materials moving in the sea water, while the test was under way.

Outline of various test is briefly described hereunder:

2. Statical Strength Test

The objective of this test was to experimentally obtain the stresses caused on the blade surface, when an optional distributed load was given to the propeller blades. Thus the stresses (direction and magnitude of the principal stresses) caused on the twelve points (9 points for the face side, while 3 for the back side) on the blade surface in case of the point load being imposed upon various points (17 points for the face side) of the propeller blade surface were evaluated.

The propeller model used for this statical test has four blades different only in the pitch ratio per boss as shown in the Table 1. This propeller model is analogous to the actual propeller of the vessel used for measuring the dynamic stresses in form and other details. Its shortening rate is 1/3.

When this statical test was conducted, we could define the magnitude and direction of the principal stress on the major points on the blade surface, which corresponds to the unit point load on the propeller blade surface, and could make sure the correspondence of the principal stress to the superposition of point load. Therefore, if a proper load distribution having effect upon the propeller blade surface is assumed, the stress of the main point of the blade surface corresponding to the load distribution can be evaluated.

In terms of the magnitude, the point loads used for this test are divided into 4 kinds of load: 30, 40, 60 and 90 kg loads on the propeller blades.

Table 1 Details of the Propeller Model used for the Statical Test

Number of the blade	Diameter	Pitch ratio	Hub ratio	Expanded area ratio	Blade thickness ratio	Angle of rake	Material
I	516.7 mm	0.6	0.20	0.487	0.0497	10°15'	HBsCl
II	"	1.2	"	"	"	"	"
III	"	0.3	"	"	"	"	"
IV	"	0.9	"	"	"	"	"

3. Strength Test using a Real Vessel

As mentioned above, the ship used for the test is the "Shioji-maru", a training ship attached to the University of Tokyo Mercantile Marine, whose details are as follows:

Hull: 29.00 m × 6.20 m × 3.45 m × 2.20 m × 0.528 (C_B)

Engine: Diesel engine 1 set

M. C. R. 380 B HP × 380 R.P.M.

Sea speed 10 knots

The newly manufactured propeller for this test has the following main specification:

Diameter: 1.550 m Pitch ratio: 0.626

Number of the blade: 4 Material: Manganese bronze

Form of the section: Aerofoil

The vessel has a 30 mm~70 mm dia. hole piercing through the overall length of propeller shaft, through which the wires coming from the foil resistance strain gauge pasted upon the propeller surface are led to the cabin of the vessel.

The test was given on the Bay of Tokyo on 6 and 7 July 1957, when such items as (1) stress of the blade surface, (2) torque, (3) thrust, (4) R.P.M. of the propeller, (5) rotary fluctuation rate of the propeller shaft, (6) speed of the vessel, (7) angle of rudder, (8) vessel and weather conditions, etc. were measured.

In connection with the stress of blade surface, the foil resistance strain gauge was pasted on the major points (18 points) of the face and back sides of propeller blade surface to pick up the stress.

Pasting methods were also studied, together with this test, as satisfactory researches have not so far been made into whether the strain gauge could properly play a role as a gauge, if it was pasted on such a matter rotating at a high speed in a complicated and ununiform water current as the propeller. The test has revealed that the following is the best way of sticking the foil resistance strain gauge: Epoxide resin adhesive is applied to the blade surface, on which the foil gauge is placed. Another epoxide resin adhesive is further applied to the blade surface, which is then coated with a Tefuron film of 0.05 mm thickness. Finally, a rubber adhesive is given to this blade surface. By employing such a sticking method, we could obtain an insulation resistance of conductor amounting to more than 1,000 MΩ during the test.

We measured the torque and thrust by pasting the foil strain gauge on the intermediate shaft.

In measuring the R.P.M. of propeller, the R.P.M. of propeller shaft was recorded, by converting the mark per revolution and the data of electric clock check into the oscillograph.

As for the measurement of the rotary change rate of the running shaft, an electric Weston-type tachometer was set on the bow end of crankshaft, and then the rate was evaluated from a wave per revolution drawn by the tachometer.

In measuring the speed of the vessel, a Shiba-type speed meter was employed. The angle of rudder was measured by a rudder angle meter.

The displacement of the vessel was 227.3 m³. The weather and sea conditions were comparatively better during the test.

When the stress on the propeller blade surface was measured, tests were given to the points off the fillet of blade section, in other words, mostly the 0.3 R position and other 0.5 R and 0.9 R positions.

Some explanation shall be given to the performance of the stress caused on the 0.3 R position hereunder:

The Table 2 indicates some examples of the stress values accruing from the measurement of the blade section on the 0.3 R position in a normal state of the vessel in relation to each output of the engine. The measuring point I indicates a position of the most thickest back side of aerofoil section, the IV a position of the face side corresponding to the above, II and III respectively show positions of the back and face sides 20 mm inside the leading edge of each section. The letters a and b shows that the direction of sticking

foil resistance strain gauge is a direction of radius and tangent respectively.

According to the Table 2, the stress of blade surface does not show any definite value while the propeller is running, even if the speed of vessel, engine output and its R.P.M. are constant, but it shows a considerable amount of change (about 40~50% of the average value of the stress of blade surface), due to the oscillation torque, the change of propelling power per revolution based upon the ununiform wake in the propeller position, etc.

Meanwhile, this test propeller is a propeller designed by the Ship Propulsion Division of the Transportation Technical Research Institute in conformity with the normal designing method. The blade thickness on the 0.25 R point is about 3 mm thicker than the minimum thickness

Table 2

Test number	R.P.M. of the propeller	Shaft horse power, S HP	Measuring point	Stress of the blade surface kg/cm ²
I — 1	383.1		I a	280~600
			II b	0~200
			III a	-130~-250
			III b	0~125
I — 2	354.5		I a	140~450
			II b	0~150
			III a	-60~-200
			III b	0~120
I — 3	381.0	282	I a IV a	250~600 -110~-300
I — 4	354.5	228	IV a	-130~-250
I — 5	381.0	300	I a	220~560
			IV b	0~260
I — 6	355.5	226	I a	160~500
			IV b	0~230

Note: The sign “—” of the blade surface stress indicates a tensile stress. All other stress values indicate the compressive stress ones.

prescribed in the regulations. It is, however, worthy of note that even if the propeller has such a thickness, a stress of about 600 kg/cm² is found at maximum on the root of propeller blade as shown in the Table 2.

The actually measured stress values shown in the Table considerably agree with those obtained from the conventional calculation method, which had been expected in designing the propeller. The ratio of the above actual stress values to the calculated values is about 1.3~2.0. From this fact, it is inconceivable that the conventional designing method for the blade strength is remarkably improper.

In addition to the above, the test to the actually sailing ship has disclosed the followings:

When the stress values are analysed, the variation waves of the stresses can be divided into three components: third variation factor chiefly based upon the torsional vibration of

the engine, primary and secondary variation factors which seem to be mainly based upon the wake. Of these factors, the third factor is predominant on the 280 R.P.M. range, a critical R.P.M. for the vessel, while the secondary is predominant on the rated R.P.M. range (ca. 380 R.P.M.).

The maximum value of blade surface stress in such an inconstant condition as the propeller is switched from the advance to the back movement and vice versa is 5%~30% larger than the corresponding stress value of blade surface in a constant R.P.M. condition.

4. Conclusion

As mentioned in the above, the statical load strength test given to the propeller model as well as the actual measurement of the blade surface of the running propellers of the training ship "Shioji-maru" have demonstrated obviously the points which had not been unknown.

Meanwhile, we have obtained a large number of suggestions and ideas of new methods for measuring the dynamic factors in the sea water, when we conducted a test of the actual measurement of the blade stress of the running propeller, which has never been preceded by any other countries of the world.

Thus the test of this time is the first attempt of this kind, which has, therefore, not scored a full success as originally scheduled by reasons of the expenses, shortage of hands and time. We are, however, sure that the experiences made in these tests would greatly contribute to the possible tests of this kind in future.

But we could not come to the conclusion that the conventional designing method for propellers is markedly improper, because such a smaller-sized vessel of small output as the "Shioji-maru" was used in this practical test of this time. It is, however, questionable whether the record of this test can be applied to the propeller design of large-sized vessels of larger output, or not. Another research program should be worked out in reference to the record of this test.

推進器翼強度の実測に関する研究

目 次

緒 言 (1)

第1編 静的強度試験

第1章 模型プロペラによる静的強度試験	(3)
1・1 概 説	(3)
1・2 供試模型プロペラ	(3)
1・3 試 験 装 置	(3)
1・4 試 験 計 画	(4)
1・5 応力測定解析法	(5)
1・6 応力測定試験結果	(9)

第2編 実船試験

第1章 汐路丸の概要	(29)
1・1 概 説	(29)
1・2 汐路丸の軸系	(30)
1・3 汐路丸のプロペラ	(34)
第2章 模型船による水槽試験	(37)
2・1 概 説	(37)
2・2 模型船および模型プロペラ	(37)
2・3 抵抗試験および実船の有効馬力	(37)
2・4 自航試験および実船の伝達馬力等	(39)
2・5 伴 流 計 測	(41)
2・6 模型プロペラの単独試験	(43)
第3章 実船試験の計測項目	(44)
3・1 翼 面 応 力	(44)
3・2 トルクおよび捩り振動	(47)
3・3 ス ラ ス ト	(48)
3・4 回転数および回転軸の回転変動率	(49)
3・5 スリップ・リングおよびブッシュ	(49)
3・6 船の速度その他	(49)

第4章 実船試験	(51)
4・1 概 説	(51)
4・2 実船試験	(51)
第5章 実船試験の計測結果および考察	(54)
5・1 概 説	(54)
5・2 定常状態における計測結果	(55)
5・3 非定常状態における計測結果	(59)
5・4 翼面応力の計算値	(60)
5・5 翼面応力の計算値と実測値との比較	(63)
5・6 計測結果の考察	(64)
総 括	(76)
1 概 説	(76)
2 結 び	(76)

緒 言

現在使用されている船舶用ラジアルプロペラ羽根の強度の算式はティラーの算式を始めとして何れも簡単な仮定のもとに求められたもので、複雑な形状のプロペラ羽根について正しい応力を与えるか否かが実際に検証された例はない。まして不均一な伴流中で作動している場合の動的応力を求める方法については未だ明かにされていない。

本試験研究においては、まずプロペラ羽根に静的荷重を加えて、これによる静的応力を実測して強度計算式の適否を検討するとともに、實際航行中の船のプロペラについて、その動的応力を実測し両者を総合して完全な翼強度の設計基準を作成することを目的とする。

そのために静的強度試験においては、要目のわかっている模型プロペラ羽根に既知の静的荷重を加えた場合の翼各部の応力を抵抗線歪計により計測し従来の強度計算式による計算値との関係を明かにする。

実船試験においては、東京商船大学練習船汐路丸が、予め今回のような試験を予想して中空のプロペラ軸を装備して建造されているので、本船を実験に使用して、プロペラ羽根に箱状抵抗歪計を貼付し、中空軸の内部を通ずるリード線によって船内において作動中の翼応力を実測する。運転時の船の速度、プロペラ回転数、トルク、スラスト等も同時に計測する。

これらの試験研究は、いろいろの都合により比較的小型で出力もさして大きくない練習船によって実施されることになったが、その試験のための諸準備、試験の実施、その結果等は中型船、大型船にも適用できるものが多々あるものと思考される。

第1編 静的強度試験

第1章 模型プロペラによる静的強度試験

1・1 概 説

任意の分布荷重がプロペラ羽根に加ったとき、羽根に生ずる応力を実験的に求めることを目的とし、プロペラ表面の種々の点（表面 17 点）に点荷重をかけたときのプロペラ羽根上 12 ケ所の点（表面 9 点、背面 3 点）に生ずる応力（主応力の方向および大きさ）を求めた。

1・2 供試模型プロペラ

実験用模型プロペラの要目は Table 1・1 に示す通りで、一つのボスにピッチ比のみ異なる 4 枚のをもったマンガン・ブロンズ製である。これらの羽根の展開形状は、第 3 章に示す汐路丸の実船試験羽根用プロペラと相似である。

Table 1・1 Particulars of Model Propeller

Blade No.	I	II	III	IV
Blade Code	B	D	A	C
Dia. (mm)	516.7			
Pitch (mm)	310	620	155	465
Pitch Ratio	0.6	1.2	0.3	0.9
Boss Ratio	0.20			
Exp. Area Ratio	0.487			
Blade Thickness Ratio	0.0497			
Angle of Rake	10°15'			
Material	HBsCl			

本模型プロペラの材料については同材質の 2 本のテスト・ピースについて三菱造船研究部材料研究課において、綫弾性係数 E の計測を行った。その結果、 E の値は 2 本のテスト・ピースについてそれぞれ $10.580 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$ および $10.44 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$ であった。

本試験の解析にはこれらの値の平均値として $10.5 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$ を採用した。

1・3 試験装置

1) 荷重装置 荷重装置はスロッターに荷重天秤およびプロペラ取付装置を特設して組立てた。

組立図を Fig. 1・1 に示す。図示の通りナイフェッジ側のレバーを水平に、加圧点の先端を支点の鉛直下方においてナイフェッジに既知のウェイト W をかけることによりプロペラ羽根上の加圧点に $2W$ の水平方向の点荷重をかけることが出来る。プロペラ羽根に対する荷重の方向はプロペラ羽根のレーキは無視してピッチ面に直角な方向に荷重をかけることとした次的方法でセットした。

(i) プロペラ軸は常に水平にセットする。

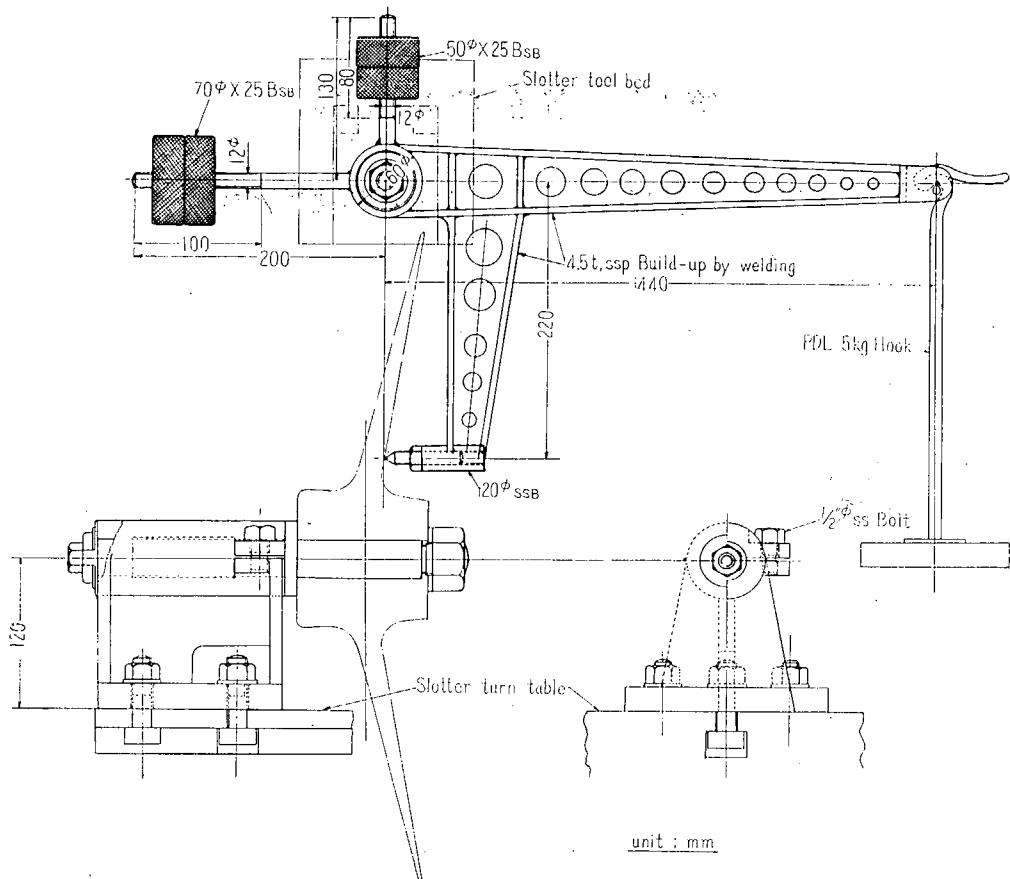


Fig. 1-1

- (ii) 荷重点を通る母線を鉛直面内におく（プロペラ軸のまわりに回転）
- (iii) 荷重方向は荷重点を通るピッチ線に垂直とする（垂直軸のまわりに回転させる）
- (iv) 荷重天秤の加圧点が指定の荷重点を水平に押すようにプロペラ位置を調整する。（荷重天秤の上下動およびプロペラ台の水平面内 2 方向の直進運動による）

(ii) 以下の各移動はスロッターの機構を利用して行った。荷重の値は天秤にかけるウェイトで 15, 30, 45 kg および 20 kg (プロペラ羽根の点荷重として 30, 60, 90 および 40 kg) の 4 種とした。

2) 応力測定装置 応力の測定には Fig. 1-2 に実物大の形状を示す如き Delta 型ロゼット・ゲージ (新興通信工業 D-21 型) を使用した。貼付け位置および方向は△の中心を応力計測点におき、I ゲージの方向を計測点を通るピッチ線に平行とした。これらのゲージによる歪測定は静歪計 (共和無線 SM 型) を使用しスイッチ・ボックスにより同一荷重による 1 枚の羽根における全計測点 36 ゲージ (12 点 × 3 ゲージ) をきりかえにより逐次計測した。

1.4 試験計画

- 1) 荷重点および応力計測点 荷重をかけた位置および応力測定点の位置は羽根 4 枚共に示す通

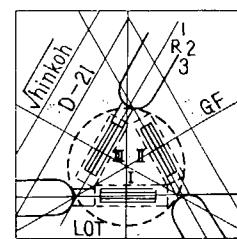


Fig. 1-2

りである。

但し翼面積の都合で計画通りの加重、ゲージはりつけが出来なかったもの(荷重点1点、応力計測点1点)があるがこれ等は附図0・1中に註記してある。

図は展開図形を示し $\pm 10^\circ$, $\pm 20^\circ$ の放射線は軸を含んで母線とそれぞれ $\pm 10^\circ$, $\pm 20^\circ$ の角をなす平面とピッチ面との交線である。従って展開図上での放射線の位置は翼のピッチによって異なる。Fig. 1・3 の形状は例として $P=1.2$ の翼の形状を示してあるが応力解析結果図では各ピッチの翼に対する展開図形で示してある。

2) 荷重の種類 荷重の種類はプロペラ羽根面上での点荷重 30, 60, 90 kg および 40 kg の 4 点（この順にかける）としこの前後に無負荷時の 0 点をとった。

又、応力の重畠性のチェックするために一定の応力のかかった状態を基準として更にこの上に (1) に示す荷重点に点荷重のかかった時の応力の変化の状況を

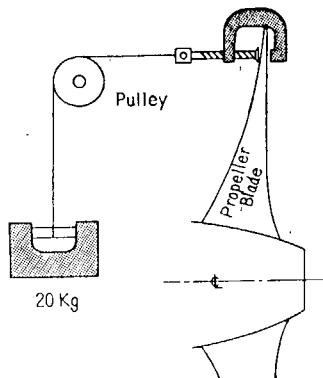


Fig. 1・4

1) 単位荷重あたりの歪み算出 4 種の荷重による歪の測定値から単位荷重による各ゲージの歪の割り合を求める。

荷重値をベースにして各荷重時の歪をプロットして平均傾斜を求めることが時間的制約のため困難であったので、4 個の計測値から機械的に平均値を出した。平均方法は各計測値から求めた単位荷重あたりの歪を、その荷重をウェイトとしてウェイティッド、ミーンしたものを採用した。具体的には各計測歪の合計を荷重値の合計で割った値となる。Table 1・2 に計測値記録の例を示す。

以下単位荷重当たりの歪のみ取りあつかう。

2) 主歪の方向および大きさ 各ゲージの単位荷重当たりの歪から各計測点の単位荷重当たりの主歪（方向および大きさ）を求める。

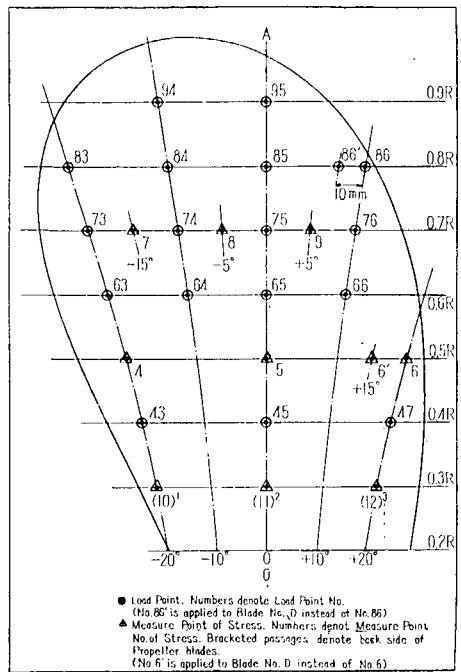


Fig. 1・3 Load Points and Measure Points of Stress

もチェックした。

これは Fig. 1・4 の略図に示すように 0.9R 上の荷重点に小型クランプを固定してこのクランプを略ビッチ線に直角方向水平に 20 kg の重量でひっぱった状態を基準荷重状態として採用してこの状態の上に更に 3 個の荷重点に対して (2) の通り計測を行った。

応力の計測はクランプのみつけた状態の歪を 0 とし 20 kg の張力をかけた時の応力を計測し更に荷重点に点荷重をかけたときの応力の変化を計測した。

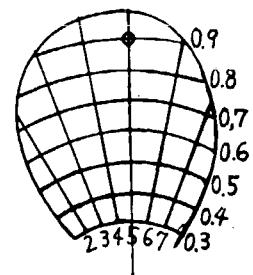
1・5 応力測定解析法

応力解析は次の方法によった。

Table 1-2 Strain on Blade

Blade No. C

Load Point No. 95



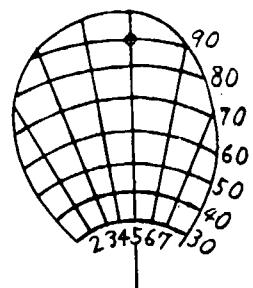
Switch No.	Gauge r/R	Gauge No.	ϵ , Strain ($\times 10^{-6}$)					ϵ/W ($\epsilon/10 \text{ kg}$)
			W* (Load on Knife Edge) kg	15	30	45	20	
1	1	1		3	7	8	5	2.1
2	0.3R	2		0	0	0	0	0
3	0.3R	3		53	104	152	80	35.4
4	2	1		-8	-16	-20	-12	-5.1
5	0.3R	2		36	73	105	54	24.4
6	0.3R	3		73	144	215	115	49.7
7	3	1		-7	-13	-16	-13	-4.5
8	0.3R	2		56	114	165	88	38.5
9	0.3R	3		27	58	86	45	19.6
10	4	1		-14	-32	-45	-22	-10.3
11	0.5R	2		5	13	17	10	4.1
12	0.5R	3		53	108	155	80	36.0
13	5	1		-28	-58	-82	-44	-19.3
14	0.5R	2		43	85	124	66	28.9
15	0.5R	3		63	128	185	97	43.0
16	6	1		-15	-28	-40	-22	-9.5
17	0.5R	2		70	140	202	105	47.0
18	0.5R	3		16	36	52	28	12.0
19	7	1		-21	-38	-58	-30	-13.4
20	0.7R	2		3	5	9	6	2.1
21	0.7R	3		60	122	180	91	41.2
22	8	1		-36	-71	-100	-51	-23.5
23	0.7R	2		34	68	98	53	23.0
24	0.7R	3		74	150	216	118	50.7
1	9	1		-22	-43	-60	-33	-14.4
2	0.7R	2		72	147	210	115	49.5
3	0.7R	3		33	65	97	53	22.5
4	10 (0.3R)	1		-8	-13	-20	-10	-4.6
5	(0.3R)	2		-25	-50	-67	-36	-16.2
6	(0.3R)	3		18	37	52	28	12.3
7	11 (0.3R)	1		13	25	34	18	8.2
8	(0.3R)	2		-70	-141	-202	-108	-47.4
9	(0.3R)	3		-62	-123	-180	-91	-41.5
10	12 (0.3R)	1		2	6	8	5	1.9
11	(0.3R)	2		-25	-48	-70	-38	-16.5
12	(0.3R)	3		-50	-100	-148	-76	-34.0

* Load on Propeller Blade is equal to 2 W

Table 1.3 Calculation of Blade Stress

Blade No. C

Load Point No. 95



Switch No.	Gauge r/R	Gauge No.	c	m	e-m	n	θ	c_x/c_y	Stress 10^{-3} kg/mm^2
			$=\epsilon/W$	$=1/3(e_1+e_2+e_3)$		From Figures	From Figures 2θ		
1	0.3R	1	2.1	(37.5)*	-10.4		(242.6)†	35.5	18.6
2		2	0		-12.5				
3		3	35.4	12.5	22.9	23.0	121.3	-10.5	-5.5
4	0.3R	1	-5.1	(69)	-28.1		(207.0)	54.8	28.8
5		2	24.4		1.4				
6		3	49.7	23.0	26.7	31.8	103.5	-8.5	-4.5
7	0.3R	1	-4.5	(53.6)	-22.4		(154.0)	42.7	22.4
8		2	38.5		20.6				
9		3	19.6	17.9	1.7	24.8	77.0	-6.9	-3.6
10	0.5R	1	-10.3	(29.8)	-20.2		(222.2)	47.1	24.7
11		2	4.1		-5.8				
12		3	36.0	9.9	26	37.2	111.1	-27.3	-14.3
13	0.5R	1	-19.3	(52.6)	-36.9		(192.5)	55.4	29.1
14		2	28.9		11.3				
15		3	43.0	17.6	25.4	37.8	96.3	-20.2	-10.6
16	0.5R	1	-9.5	(49.5)	-26.0		(142.2)	49.3	25.9
17		2	47.0		30.5				
18		3	12.0	16.5	-4.5	32.8	71.1	-16.3	-8.6
19	0.7R	1	-13.4	(29.9)	-23.3		(224.0)	42.5	22.3
20		2	2.1		-7.8				
21		3	41.2	9.9	31.3	32.6	112.0	-22.7	-11.9
22	0.7R	1	-23.5	(50.2)	-40.2		(201.5)	59.9	31.5
23		2	23.0		6.3				
24		3	50.7	16.7	34.0	43.2	100.8	-26.5	-13.9
1	0.7R	1	-14.4	(57.6)	-33.6		(155.2)	56.2	29.5
2		2	49.5		30.3				
3		3	22.5	19.2	3.3	37.0	77.6	-17.8	-9.4
4	(0.3R)	1	-4.6	(-8.5)	-1.8		(263.5)	13.7	7.2
5		2	-16.2		-13.4				
6		3	12.3	-2.8	15.1	16.5	131.8	-19.3	-10.1
7	(0.3R)	1	8.2	(-80.7)	35.1		(354.5)	8.3	4.4
8		2	-47.4		-20.5				
9		3	-41.5	-26.9	-14.6	35.2	177.3	-62.1	-32.6
10	(0.3R)	1	1.9	(-48.6)	18.1		(29.5)	4.5	2.4
11		2	-16.5		-0.3				
12		3	-34.0	-16.2	-17.8	20.7	14.8	-36.9	-19.4

 $*=3m$ $\dagger=2\theta$ $c_x=m+n$ $c_y=m-n$

これには、ゲージの大きさを無視して、各ゲージの示す歪を計測点における各ゲージ方向の歪と、みなして解析を行った。

Fig. 1・5において $e_x e_y$ を歪の主軸方向の歪の大きさとし、△型ロゼットゲージ I, II, III の各方向の歪を e_1, e_2, e_3 , I ゲージの方向を e_x の方向より θ とすれば

$$\begin{cases} e_1 = m + n \cos 20^\circ \\ e_2 = m + n \cos 2(\theta + 120^\circ) \\ e_3 = m + n \cos 2(\theta + 240^\circ) \end{cases}$$

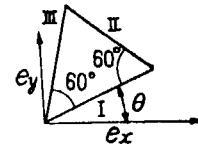


Fig. 1-5

これより m, n, θ を求めれば、

$$m = \frac{1}{3}(e_1 + e_2 + e_3) \quad (1)$$

$$\tan \theta = \frac{\sqrt{3}[(e_1 - e_3) - (e_1 - e_2)]}{[(e_1 - e_3) + (e_1 - e_2)]} \quad (2)$$

$$n = \frac{2}{3}[(e_1 - e_3)^2 + (e_1 - e_2)^2 - (e_1 - e_3)(e_1 - e_2)]^{1/2} \quad (3)$$

主軸方向の歪 e_x, e_y は

$$\begin{cases} e_x = m + n \\ e_y = m - n \end{cases} \quad (4)$$

$$(5)$$

(1)～(5) 式より主歪の方向および大きさを求めることが出来るが今回の計算には図式解法を採用した。

即ち

Fig. 2・6 に示すように OA, OB, OC 線を 120° の放射線とし、

$$O_a = e_1 - m$$

$$O_b = e_2 - m$$

$$O_c = e_3 - m$$

$$\left(m = \frac{1}{3}(e_1 + e_2 + e_3) \right)$$

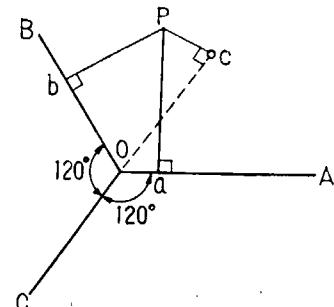


Fig. 1-6

OA に垂直に aP

OB に垂直に bP

OC に垂直に cP

を引くと OP は n に相当し、 $\angle AOP$ は 2θ に相当する。

$$\begin{cases} \theta = \frac{1}{2}\angle AOP \\ e_x = m + n \\ e_y = m - n \end{cases}$$

これより

を求めた。(J. Yaruell 著 川口、永倉訳“ストレーン・ゲージ”より)

本計算および図示の例を Table 1・3 および Fig. 1・7 に示す。

3) 主軸方向の歪を主応力に換算 テストピースによる綫弾性係数の平均値 $10.5 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ を採用し歪を応力に換算した。算出された応力はプロペラ羽根上の点荷重 1 kg あたりの歪になっているが点荷重 100 kg 位までは、荷重と応力は略比例関係にある。

1・6 応力測定試験結果

1) 単位荷重当たりの主応力 各翼の展開形状の上に各測定点を起点とした矢印によって応力の主軸方向および主応力の大きさを図示した。

矢印は → で引張りを、 ← で圧縮を示した。又点線は裏面のものを示す。

Fig. 1・8 から Fig. 1・24 (B 翼に対して), Fig. 1・25 から Fig. 1・41 (D 翼に対して), Fig. 1・42 から Fig. 1・58 (A 翼に対して), Fig. 1・59 から Fig. 1・75 (C 翼に対して) に全計測結果を示す。

図中 ◎印は荷重点の位置である。

2) 応力の重畠性検討 Fig. 1・76 ないし Fig. 1・78 に解析結果を示す。荷重種類は、荷重なしの状態を 0 とし一定荷重 (0.9R の ⊗印の位置に 20 kg の集中荷重に近い状態である) をかけた状態を、A 荷重状態とし、この状態の上に更に ◎印に点荷重 (B 荷重) をかけたときの歪を計測した。B 荷重 (30, 60, 90, 40 kg の 4 種) をかけたときの歪の変化量は荷重に略比例しているので、計測された歪を A 荷重 (一定) のみによる歪と B 荷重のみによる歪の変化とに分離した。

B 荷重に対する歪の変化は (5)と同じ方法で単位荷重当たりの応力を計算し A 荷重に対しても便宜上 kg あたりの応力として図示した。

図中 —→ は A 荷重に対する応力、—→ は B 荷重に対する応力を、—→ の近くにある ▲印は A 荷重なしで B 荷重と同じ点荷重のみをかけたときの応力 (1) の中で示してあるもの) の矢印先端の位置を示すもので A 荷重の有無にかかわらず単位荷重当たりの応力は良く一致することを示している。したがって本実験荷重の範囲では応力の重畠性を確認して差支えないと思考する。

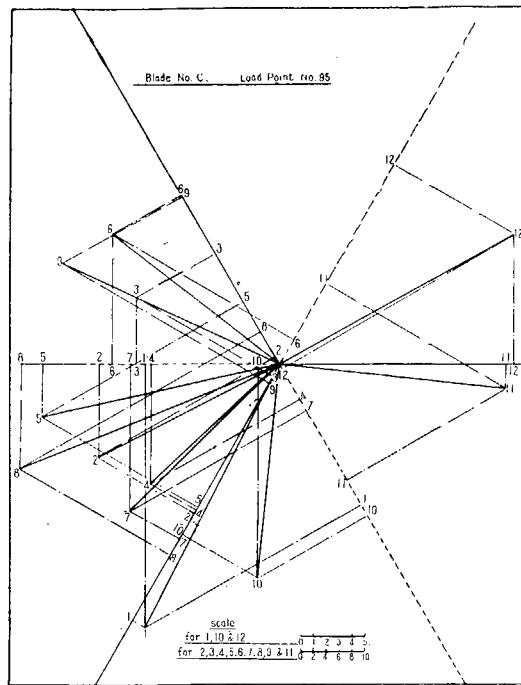


Fig. 1-7 Analysis of Results of Strain Measurement

B 翼

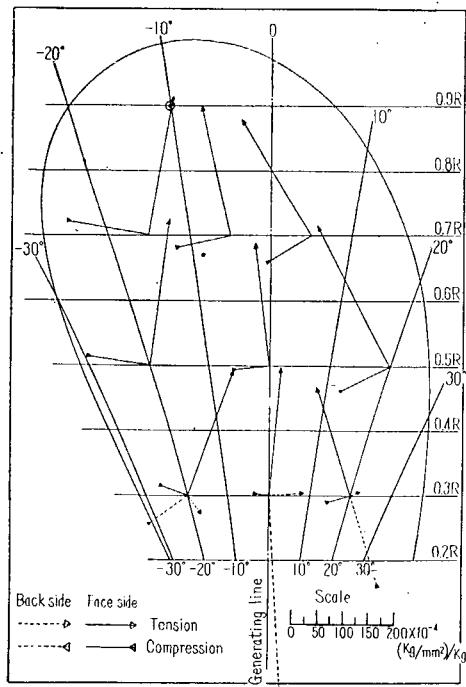


Fig. 1.8 Stress Diagram on Propeller Blade B-Blade ($H/D=0.6$), Load Point... $0.9R$, -10°

B 翼

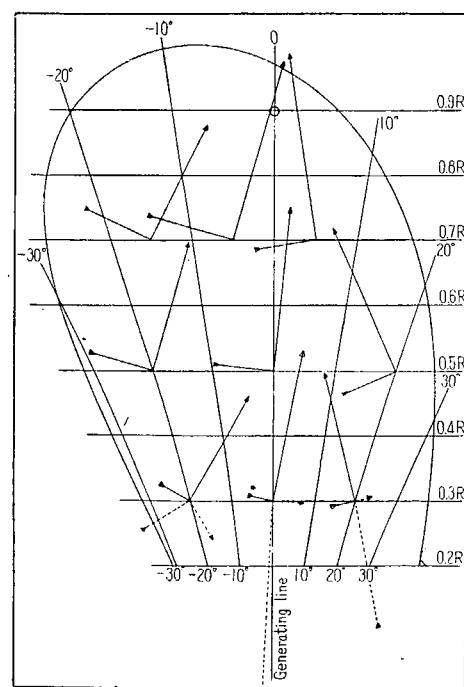


Fig. 1.9 Stress Diagram on Propeller Blade B-Blade, Load Point... $0.9R$, 0°

B 翼

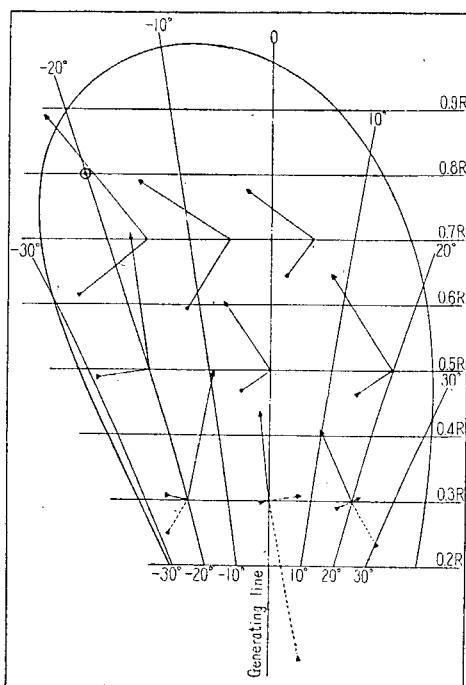


Fig. 1.10 Stress Diagram on Propeller Blade B-Blade, Load Point... $0.8R$, -20°

B 翼

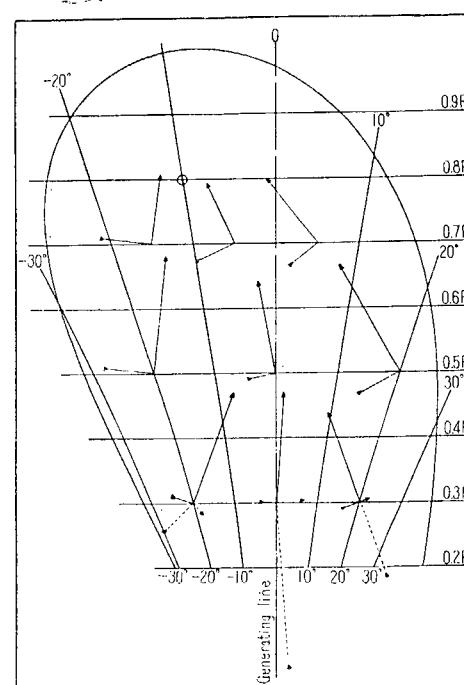


Fig. 1.11 Stress Diagram on Propeller Blade B-Blade, Load Point... $0.8R$, -10°

B 翼

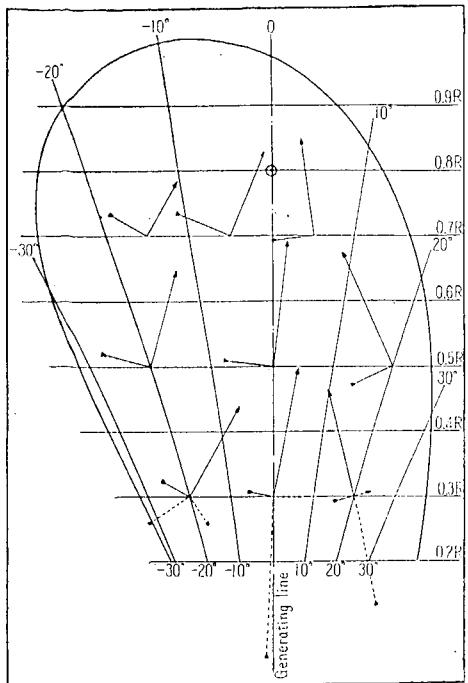


Fig. 1·12 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.8R, 0°

B 翼

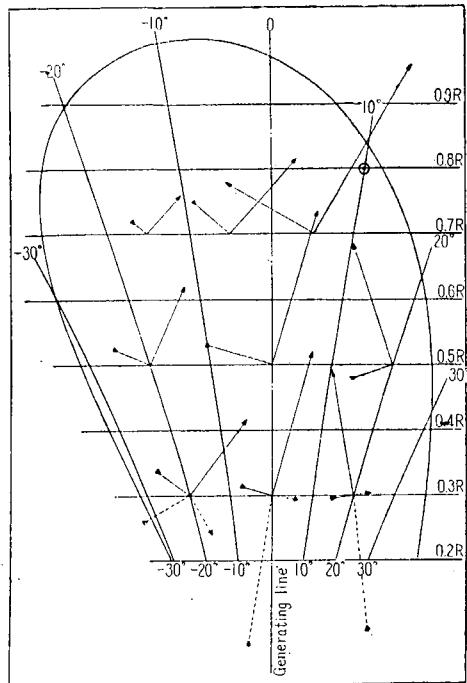


Fig. 1·13 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.8R, +10°

B 翼

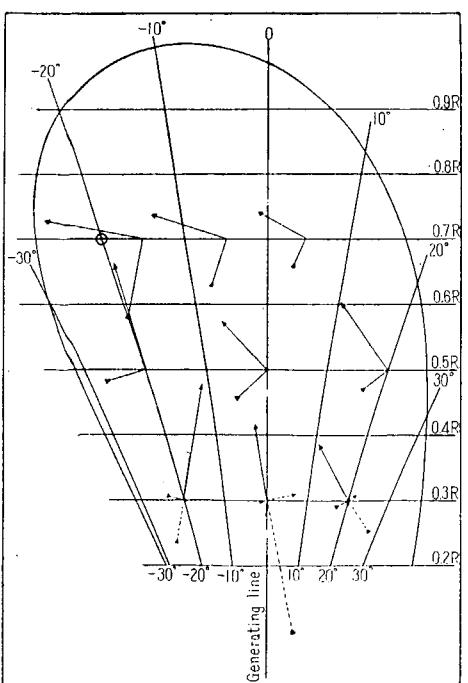


Fig. 1·14 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.7R, -20°

B 翼

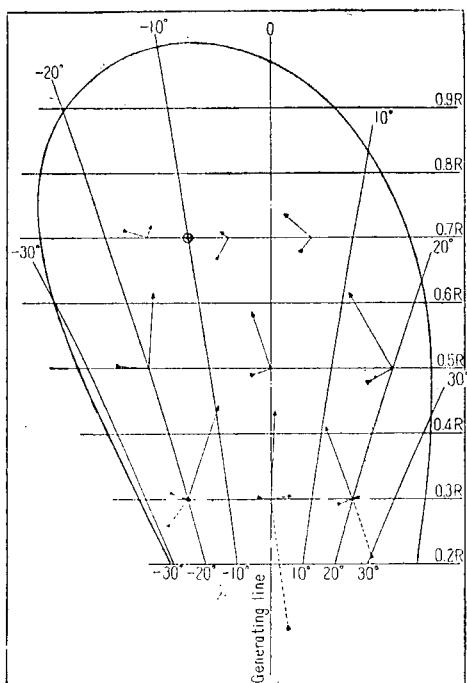


Fig. 1·15 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.7R, -10°

B 翼

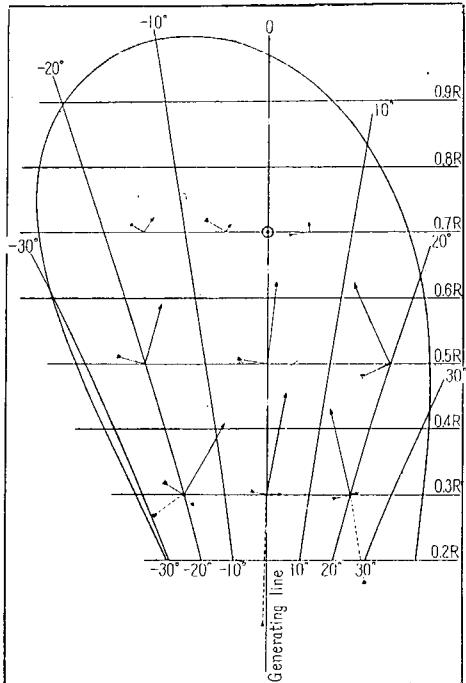


Fig. 1-16 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $0.7R$, 0°

B 翼

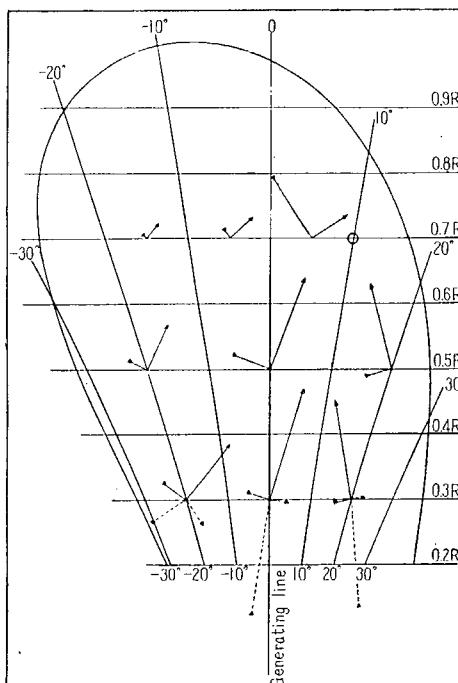


Fig. 1-17 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $0.6R$, $+10^\circ$

B 翼

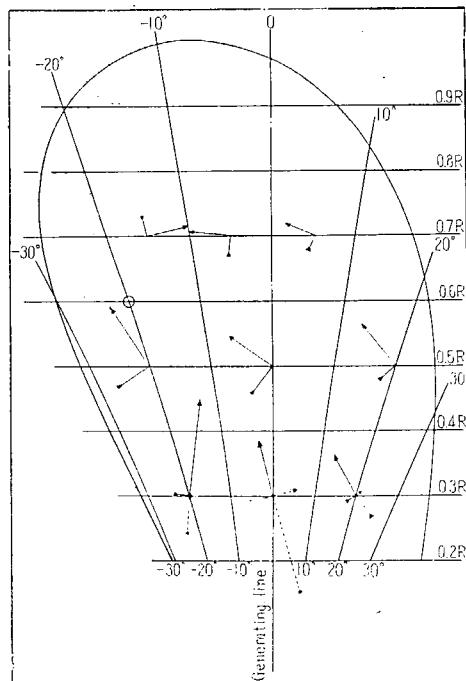


Fig. 1-18 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $0.6R$, -20°

B 翼

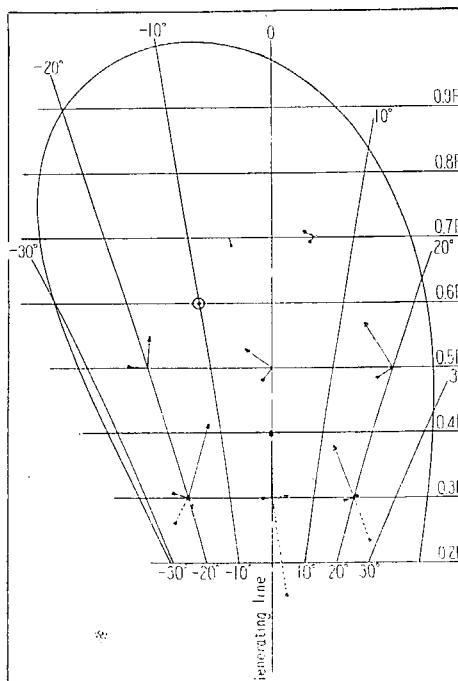


Fig. 1-19 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $0.6R$, -10°

B 翼

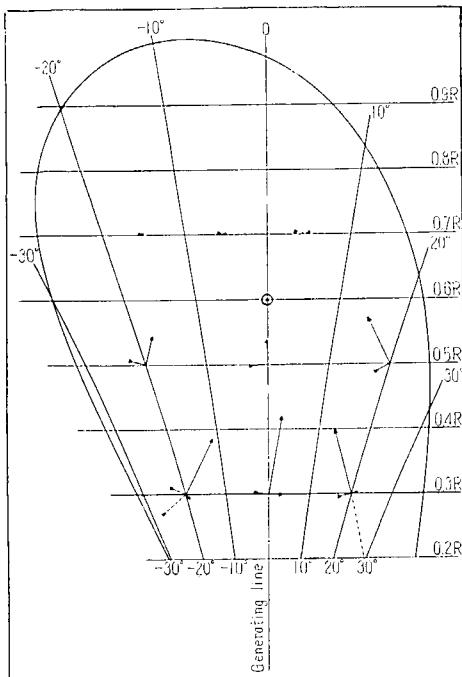


Fig. 1-20 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.6R, 0°

B 翼

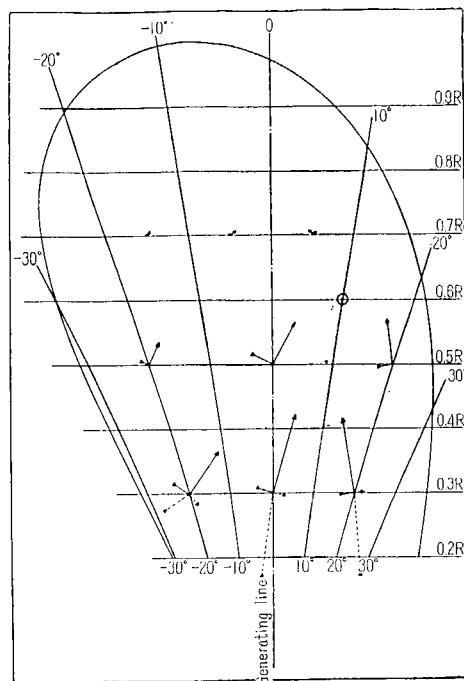


Fig. 1-21 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.6R, +10°

B 翼

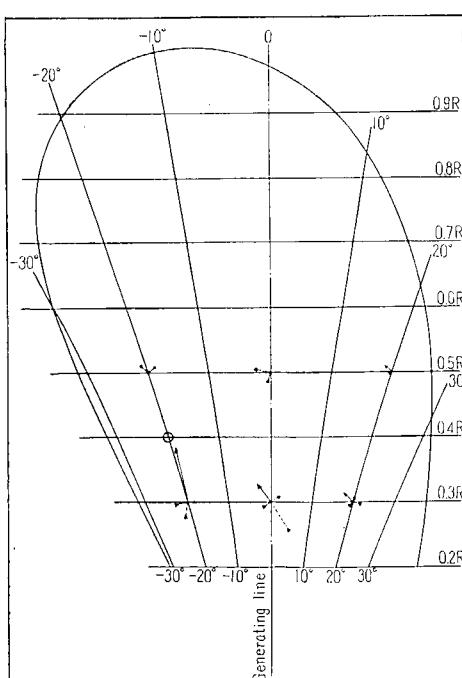


Fig. 1-22 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.4R, -20°

B 翼

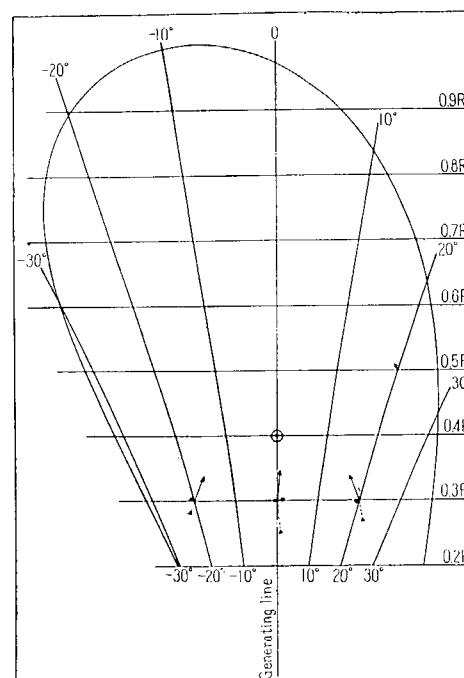
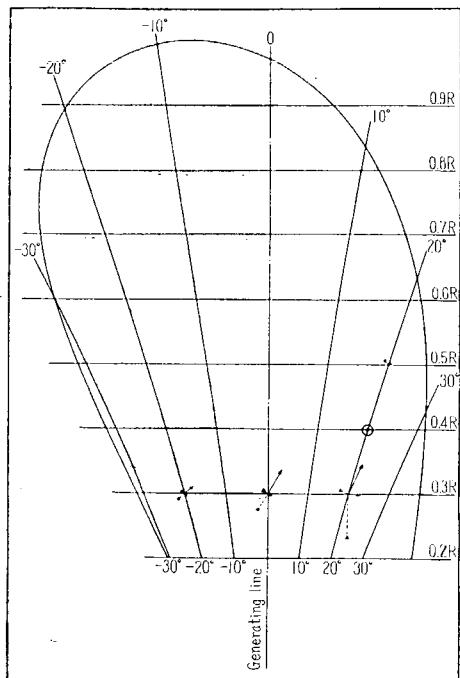
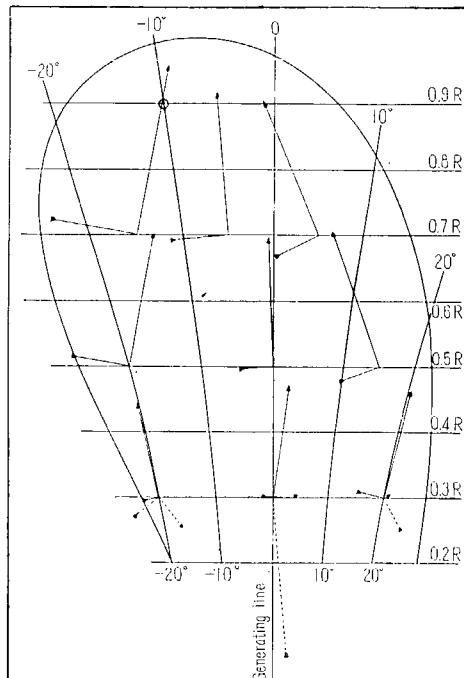


Fig. 1-23 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point...0.4R, 0°

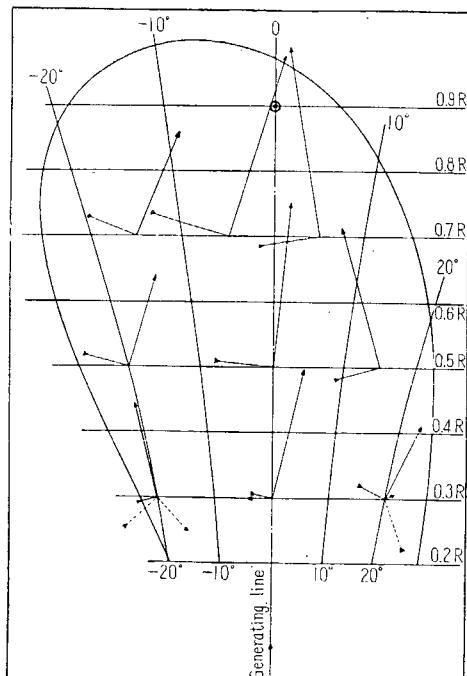
B 翼

Fig. 1-24 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $0.4R$, $+20^\circ$

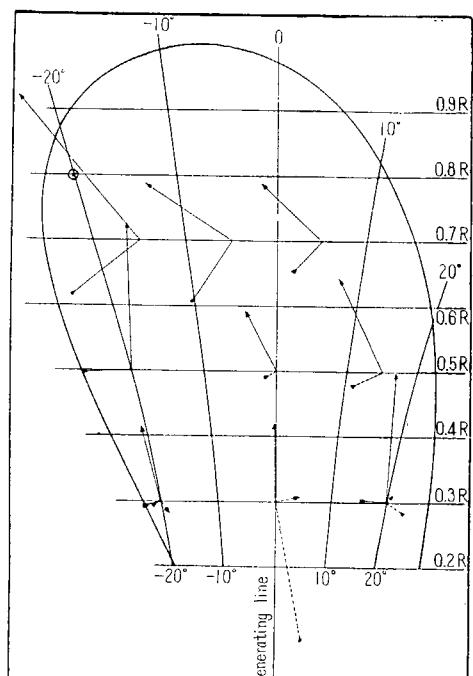
D 翼

Fig. 1-25 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade ($H/D=1.2$), Load Point... $0.9R$, -10°

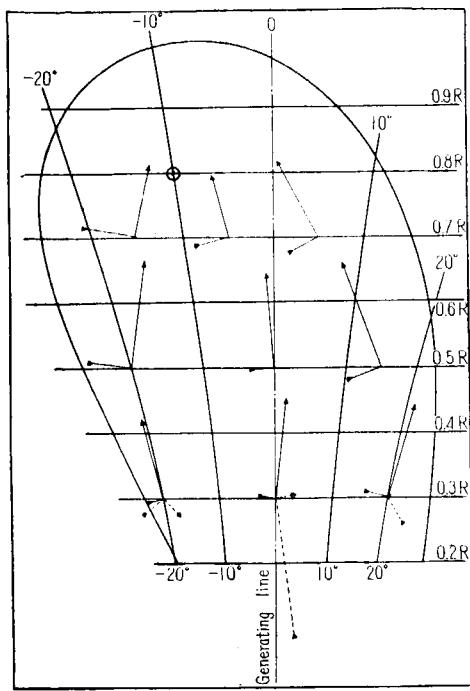
D 翼

Fig. 1-26 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point... $0.9R$, 0°

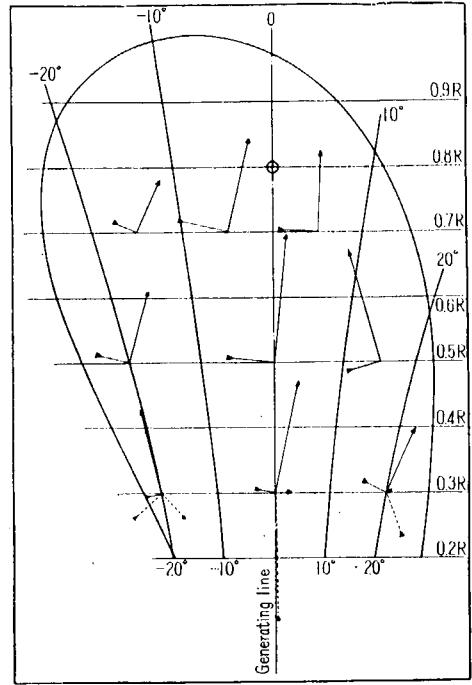
D 翼

Fig. 1-27 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point... $0.8R$, -20°

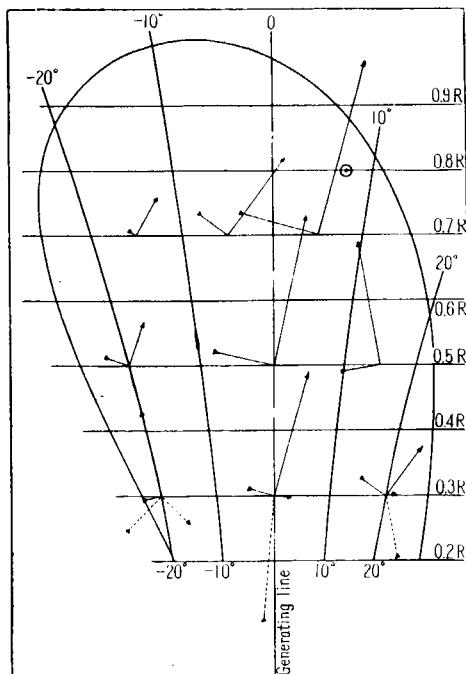
D 翼

Fig. 1·28 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point $-0.8R, -10^\circ$

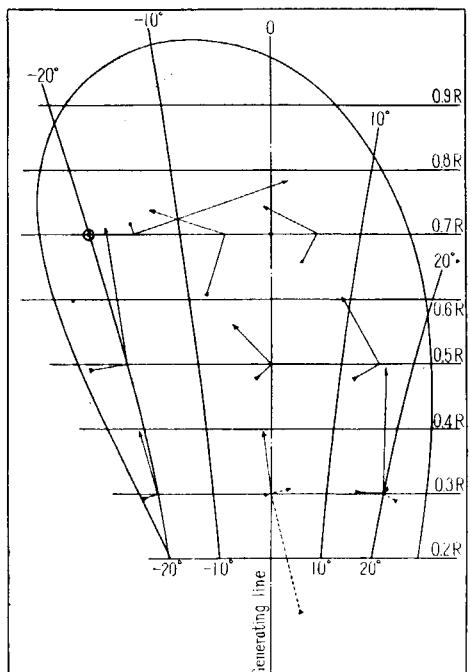
D 翼

Fig. 1·29 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point $-0.8R, 0^\circ$

D 翼

Fig. 1·30 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point $-0.8R, +10^\circ$

D 翼

Fig. 1·31 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point $-0.7R, -20^\circ$

D 翼

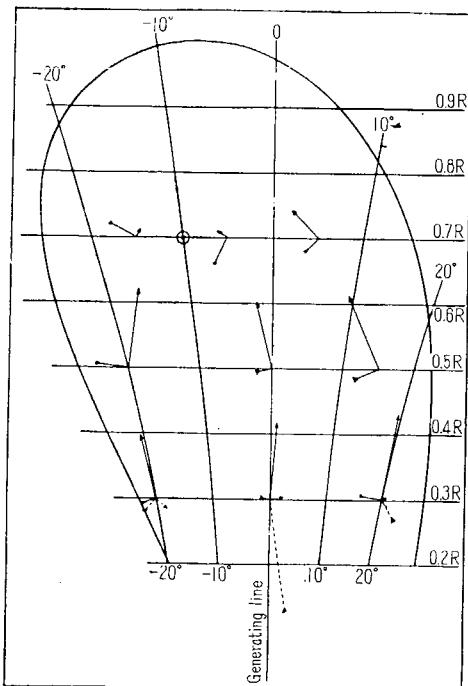


Fig. 1-32 Stress Diagram on Propeller Blade D-Blade, Load Point $-0.7R, -10^\circ$

D $\frac{7\pi}{12}$

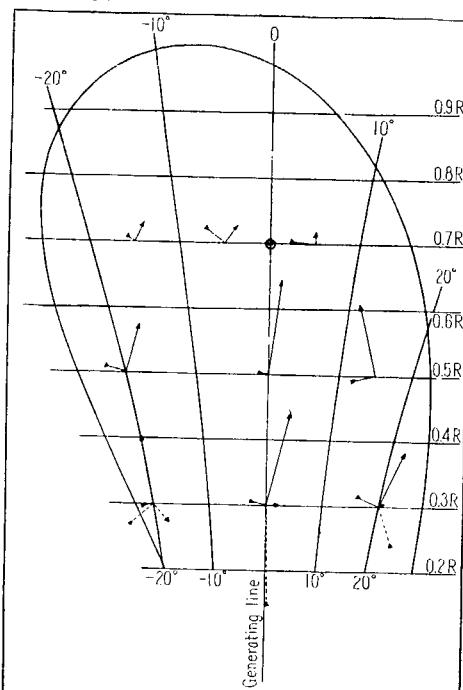


Fig. 1-33 Stress Diagram on Propeller Blade D-Blade, Load Point $-0.7R, 0^\circ$

D 翼

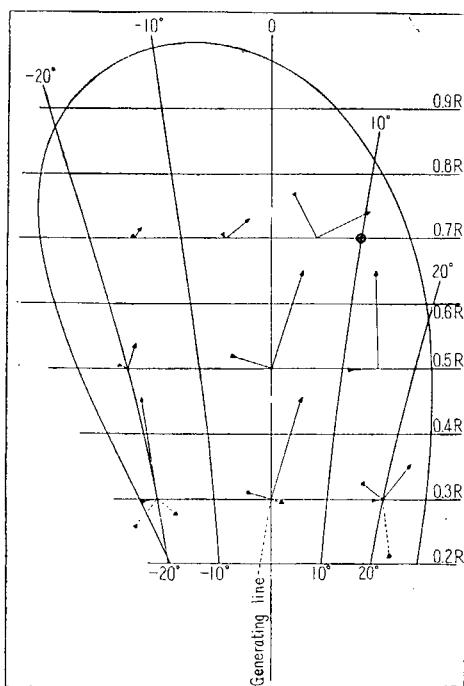


Fig. 1-34 Stress Diagram on Propeller Blade D-Blade, Load Point $-0.7R, +10^\circ$

D 翼

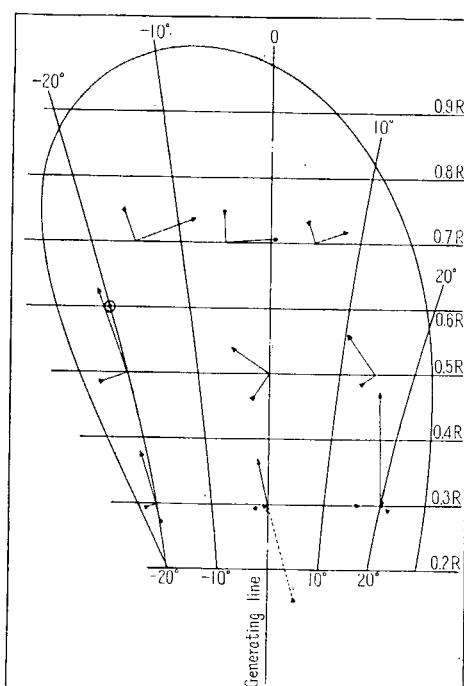
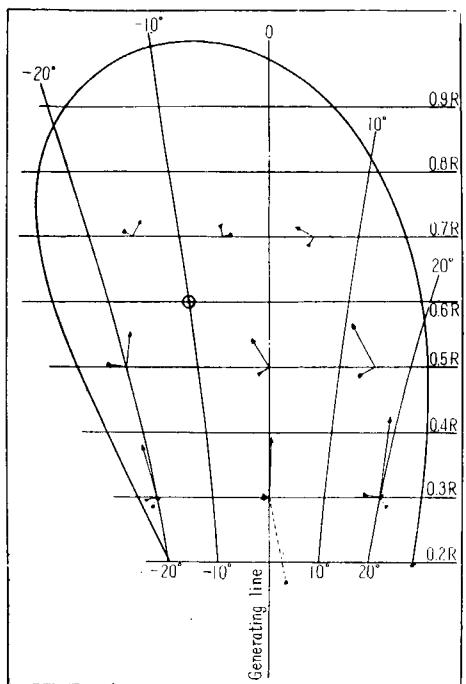
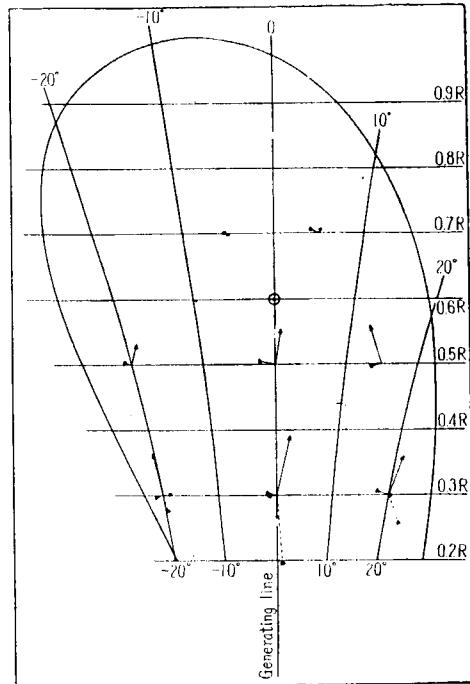


Fig. 1-35 Stress Diagram on Propeller Blade D-Blade, Load Point $-0.6R, -20^\circ$

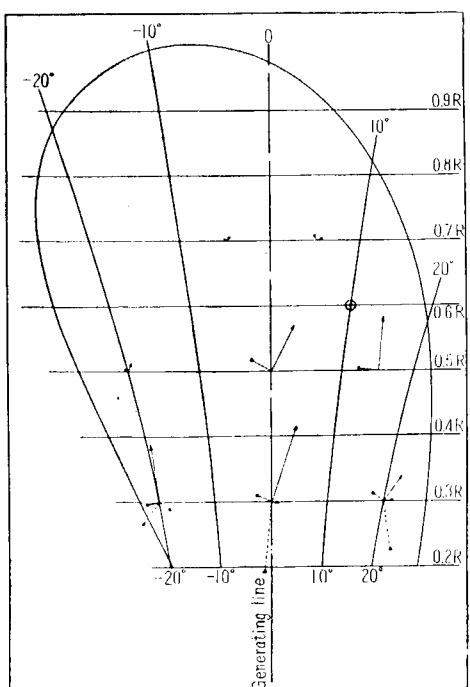
D 翼

Fig. 1·36 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point...0.6R, -10°

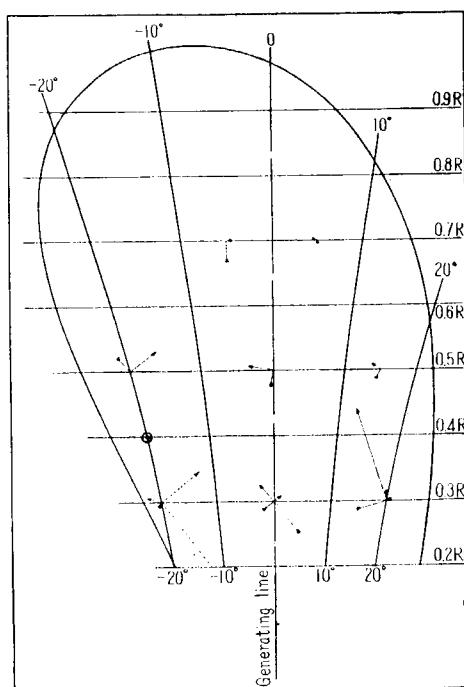
D 翼

Fig. 1·37 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point...0.6R, 0°

D 翼

Fig. 1·38 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point...0.6R, $+10^\circ$

D 翼

Fig. 1·39 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point...0.4R, -20°

D 翼

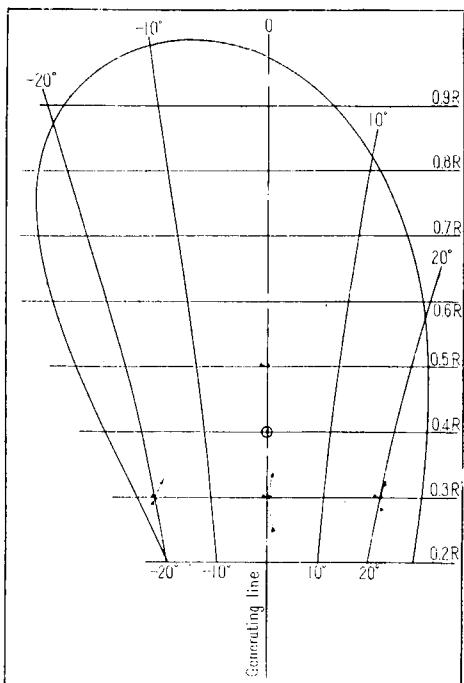


Fig. 1·40 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point...0.4R, 0°

D 翼

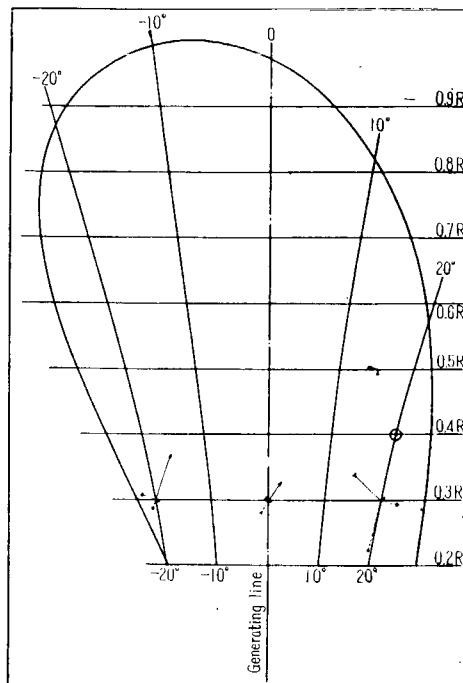


Fig. 1·41 Stress Diagram on Propeller Blade
D-Blade, Load Point...0.4R, +20°

A 翼

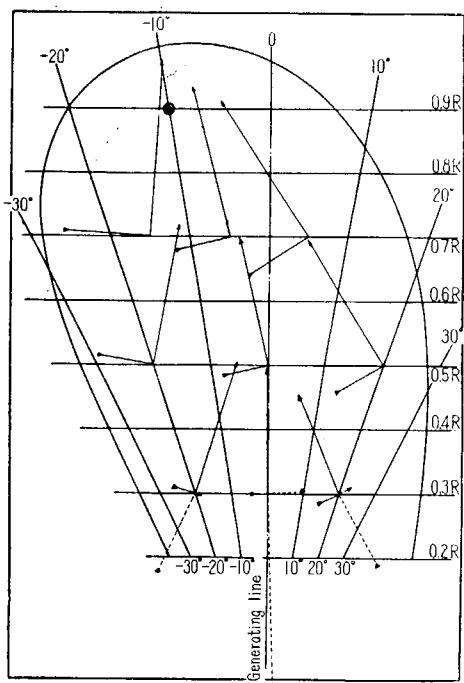


Fig. 1·42 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade ($H/D=0.3$), Load Point...0.9R, -10°

A 翼

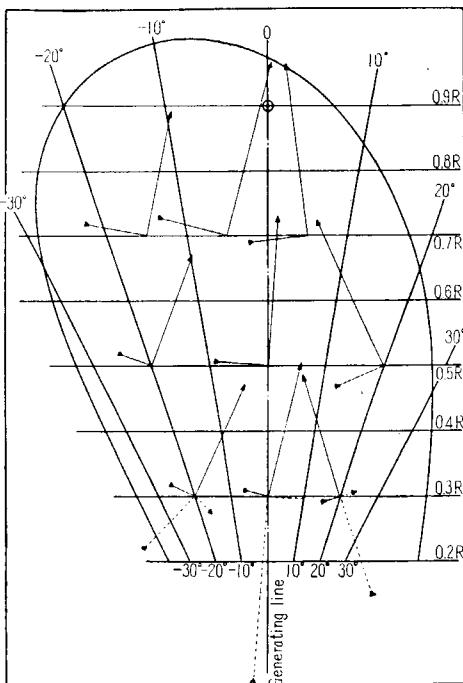


Fig. 1·43 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point...0.9R, 0°

A 翼

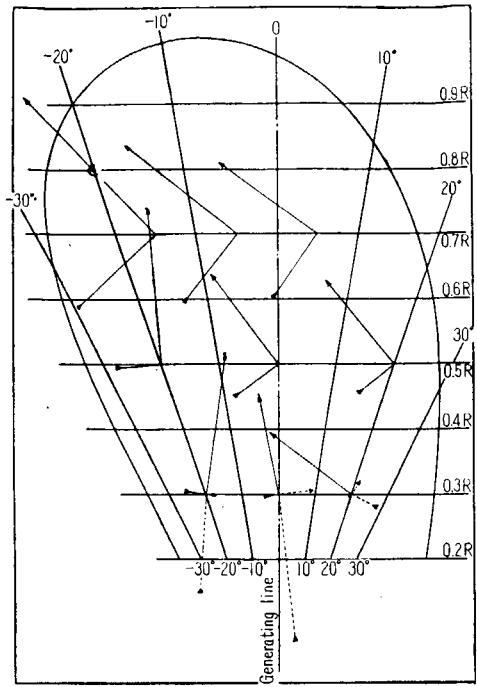


Fig. 1-44 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point...0.8R, -20°

A 翼

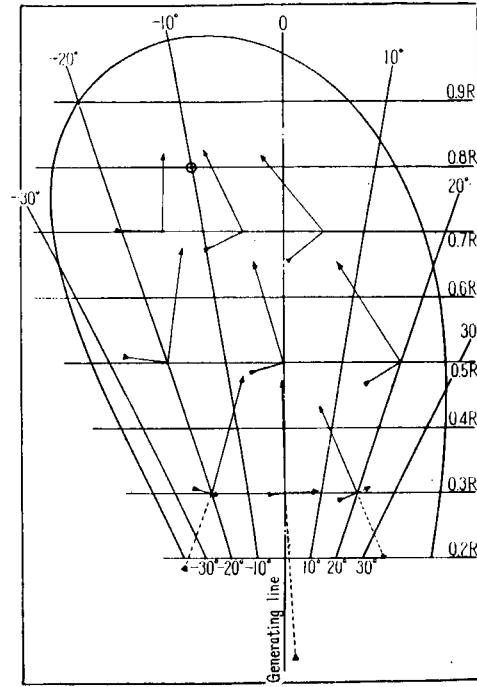


Fig. 1-45 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point...0.8R, -10°

A 翼

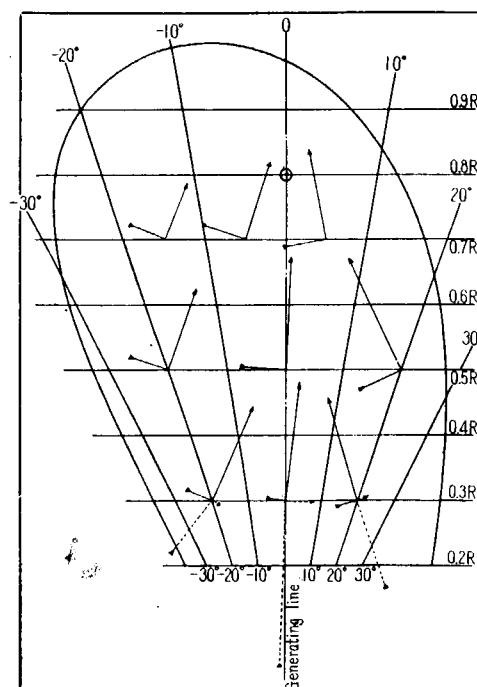


Fig. 1-46 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point...0.8R, 0°

A 翼

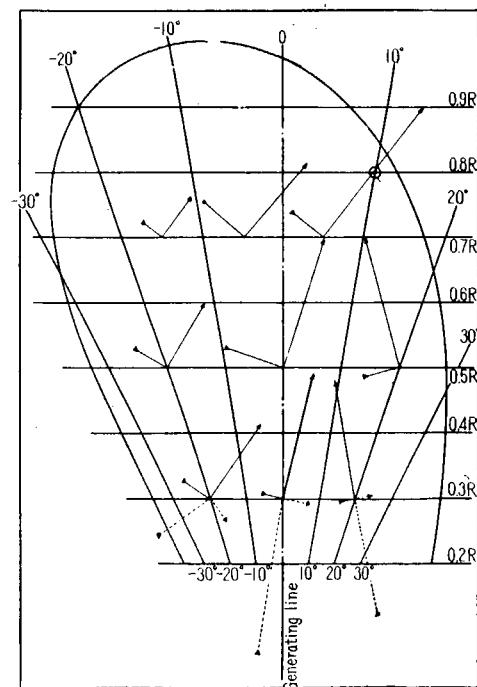


Fig. 1-47 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point...0.8R, $+10^\circ$

A 翼

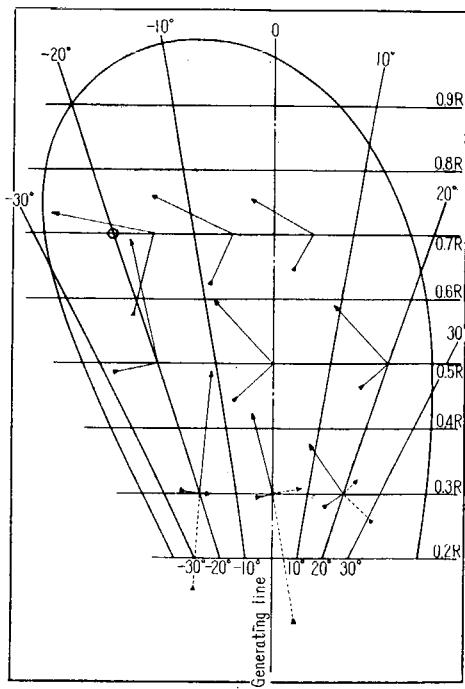


Fig. 1·48 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.7R$, -20°

A 翼

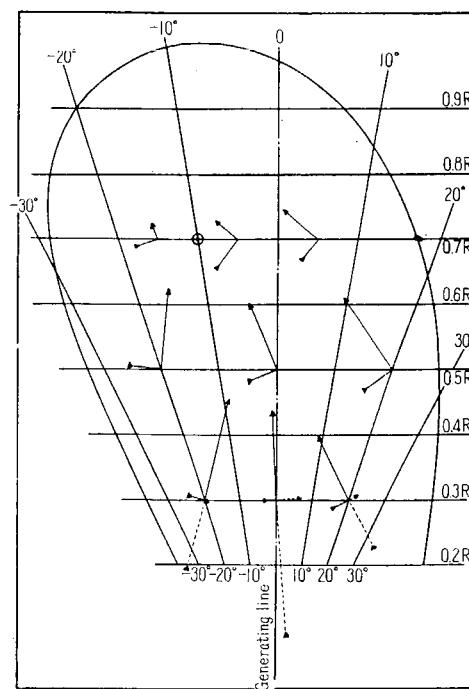


Fig. 1·49 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.7R$, -10°

A 翼

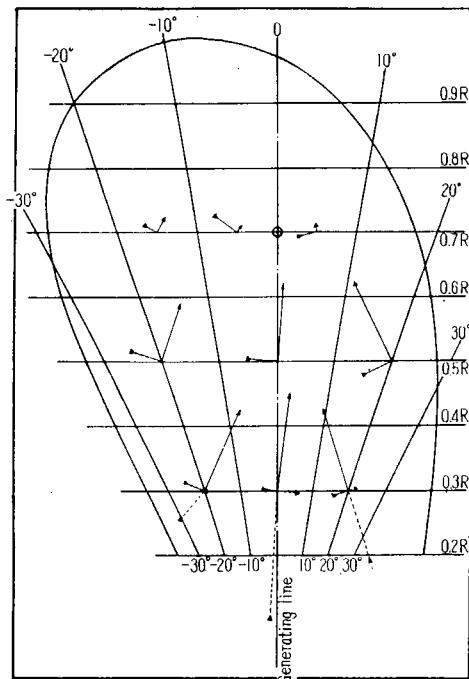


Fig. 1·50 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.7R$, 0°

A 翼

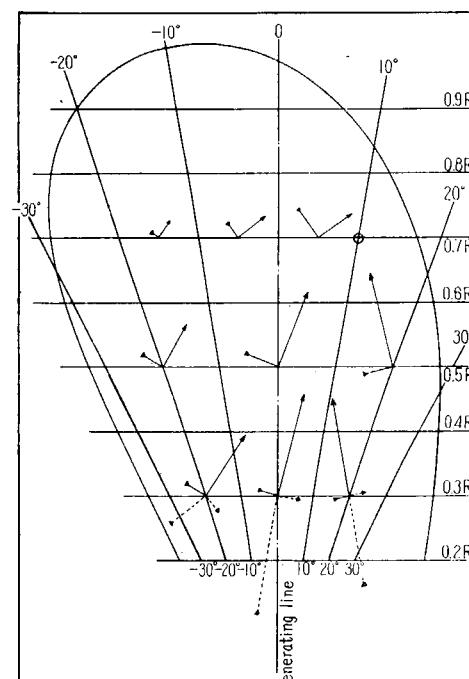


Fig. 1·51 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.7R$, $+10^\circ$

A 翼

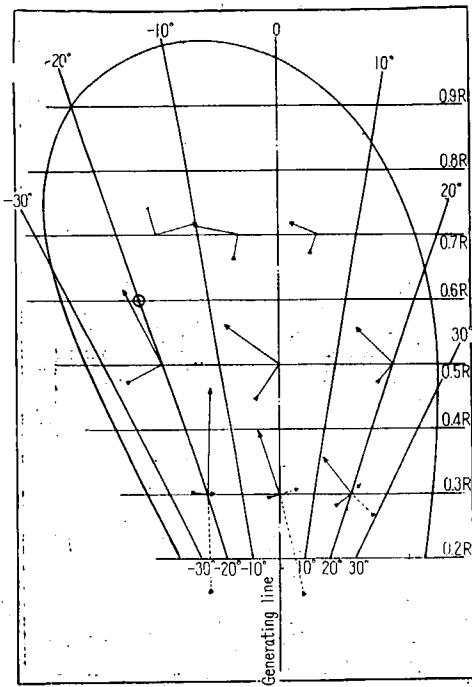


Fig. 1-52 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.6R$, -20°

A 翼

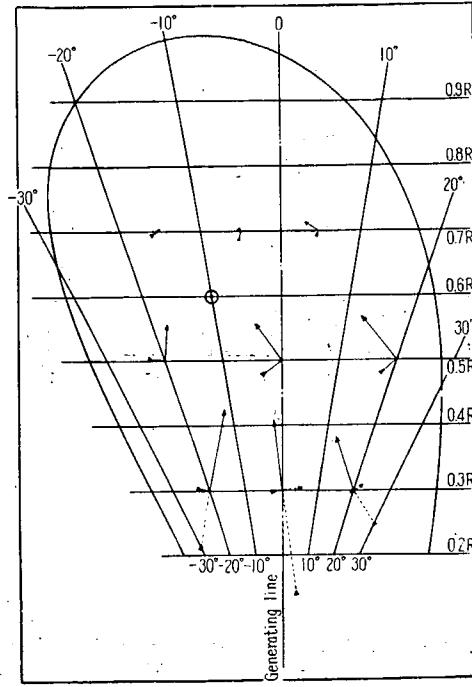


Fig. 1-53 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.6R$, -10°

A 翼

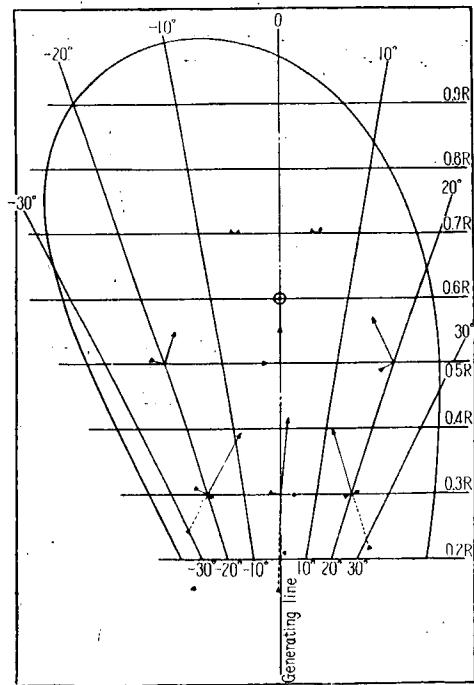


Fig. 1-54 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.6R$, 0°

A 翼

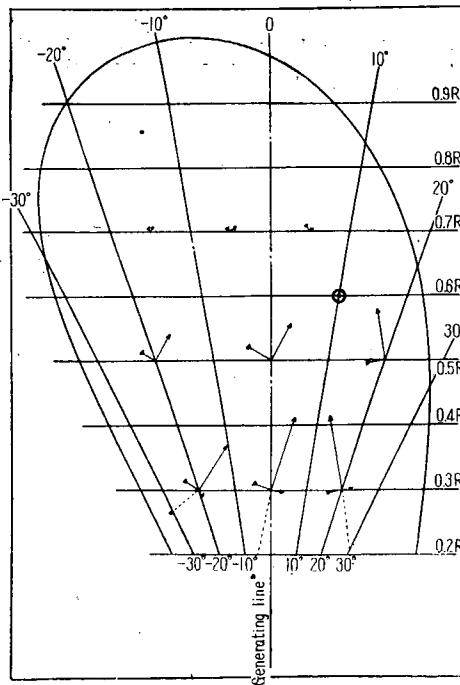


Fig. 1-55 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $-0.6R$, $+10^\circ$

A 翼

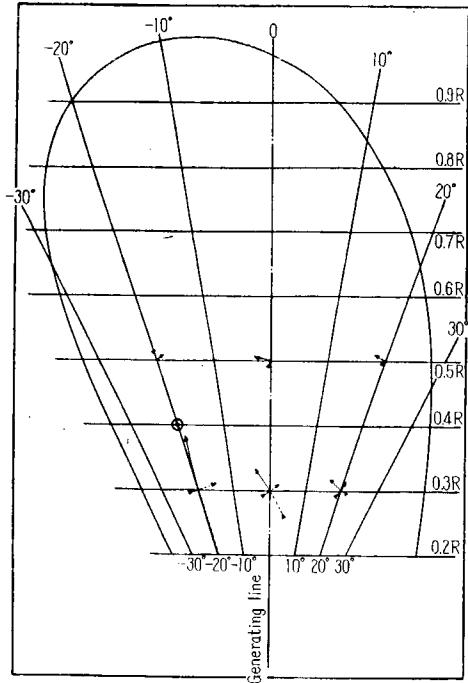


Fig. 1-56 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $0.4R, -20^\circ$

A 翼

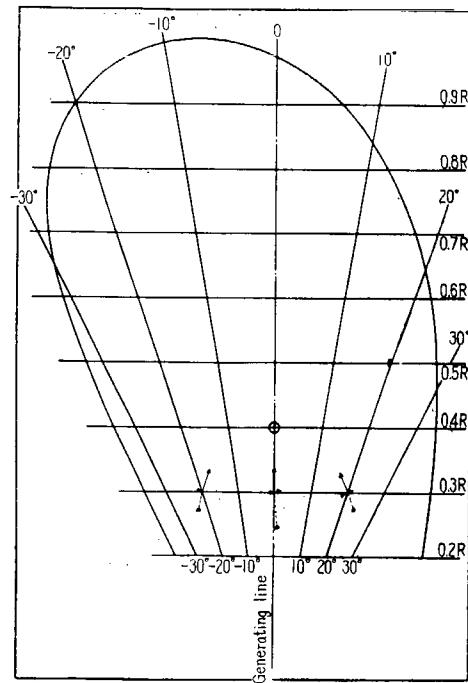


Fig. 1-57 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $0.4R, 0^\circ$

A 翼

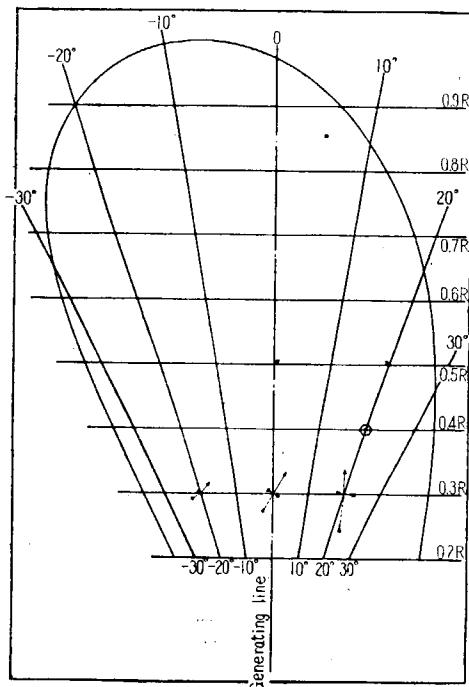


Fig. 1-58 Stress Diagram on Propeller Blade
A-Blade, Load Point $0.4R, +20^\circ$

C 翼

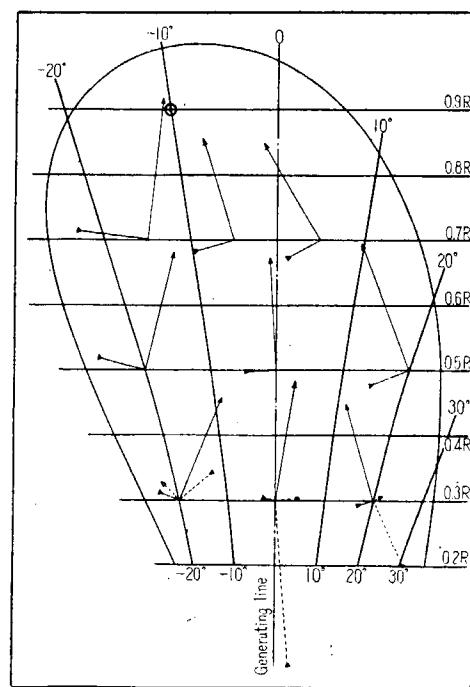


Fig. 1-59 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade ($H/D=0.9$), Load Point $0.9R, -10^\circ$

C 翼

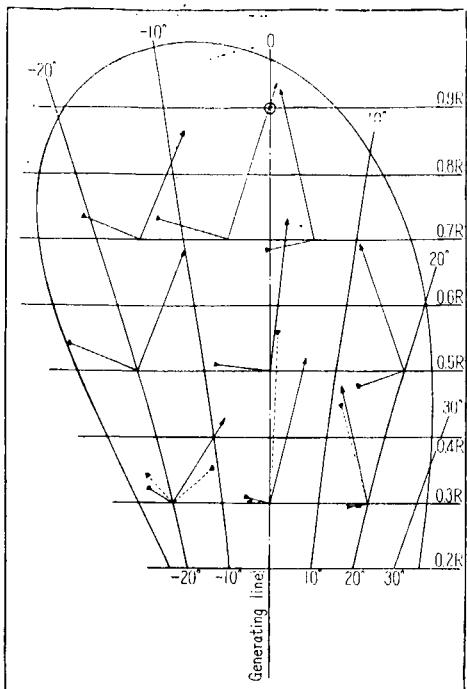


Fig. 1-60 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.9R, 0°

C 翼

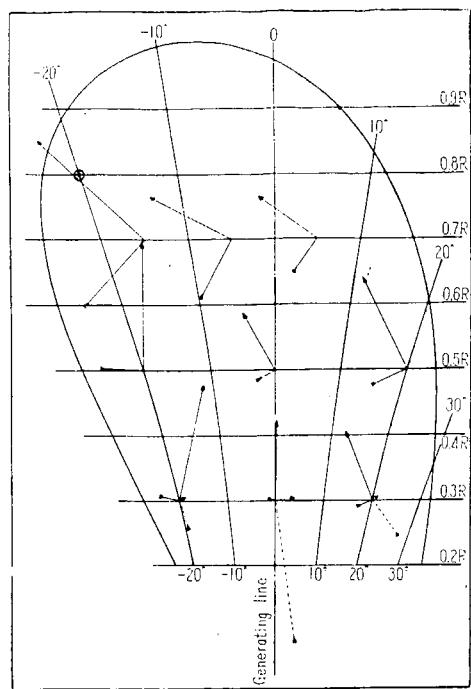


Fig. 1-61 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.8R, -20°

C 翼

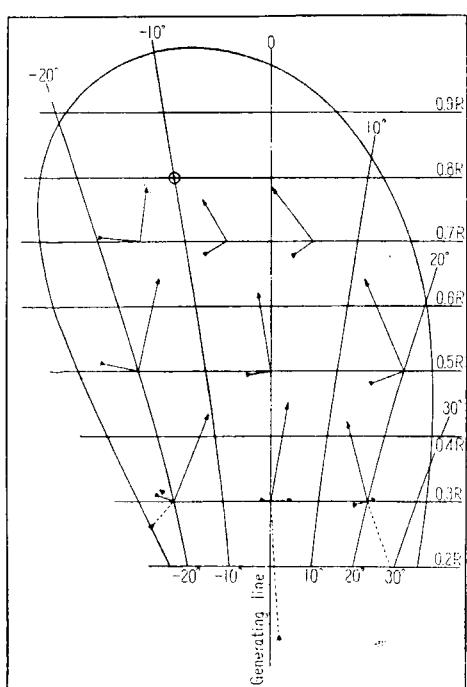


Fig. 1-62 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.8R, -10°

C 翼

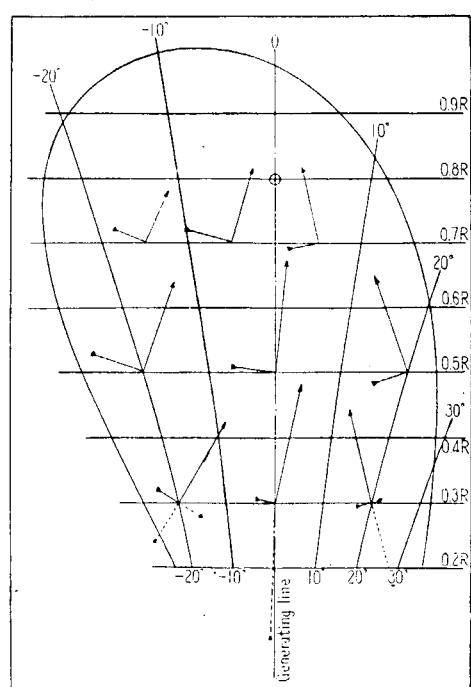


Fig. 1-63 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.8R, 0°

C 翼

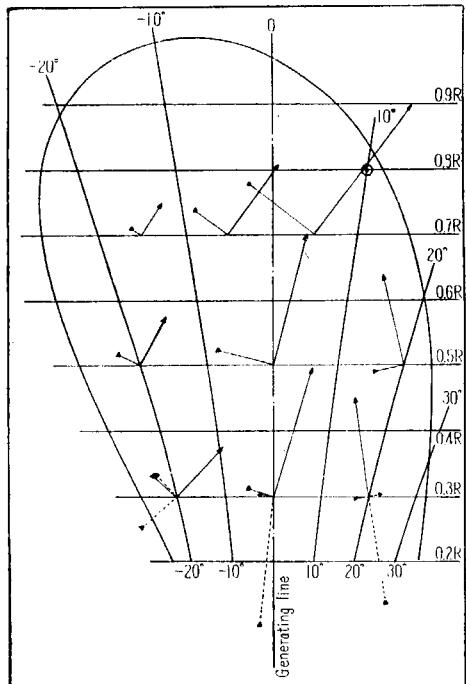


Fig. 1-64 Stress Diagram on Propeller Blade C-Blade, Load Point...0.8R, +10°

C 翼

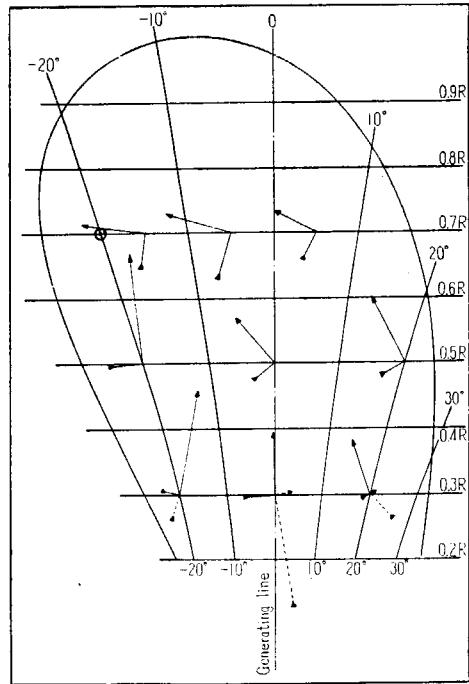


Fig. 1-65 Stress Diagram on Propeller Blade C-Blade, Load Point...0.7R, -20°

C 翼

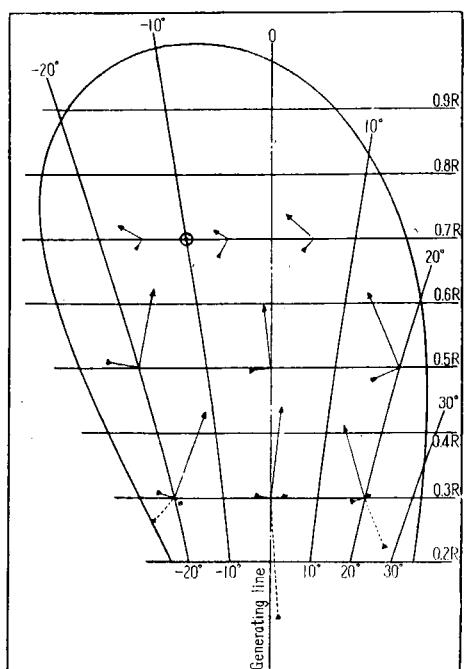


Fig. 1-66 Stress Diagram on Propeller Blade C-Blade, Load Point...0.7R, -10°

C 翼

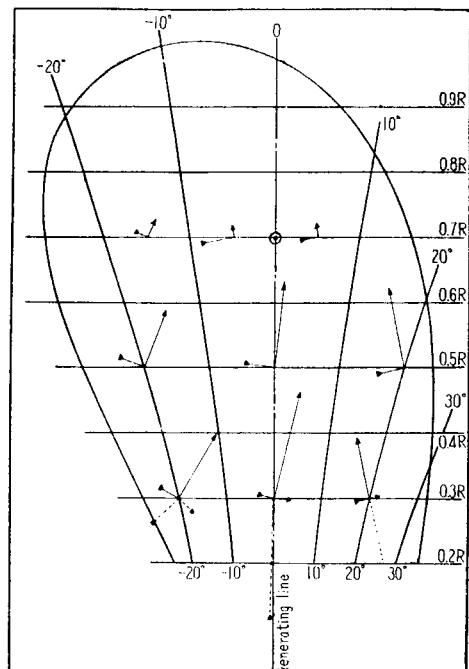


Fig. 1-67 Stress Diagram on Propeller Blade C-Blade, Load Point...0.7R, 0°

C 翼

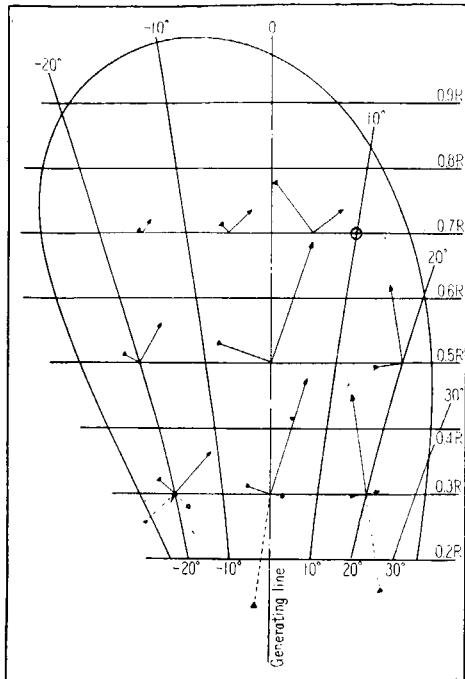


Fig. 1-68 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point $-6.7R$, $+10^\circ$

C 翼

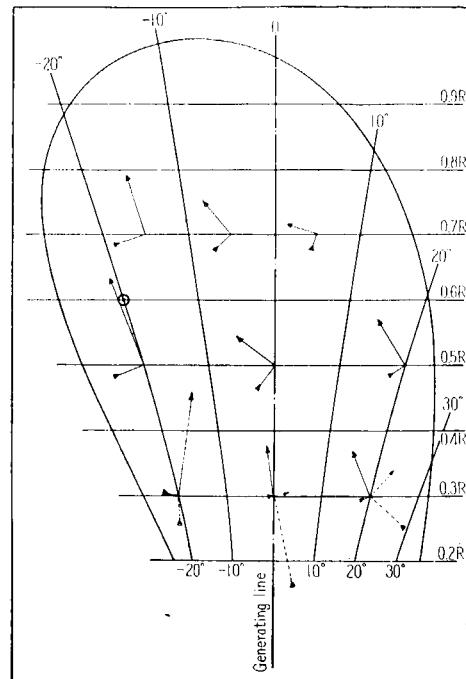


Fig. 1-69 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point $-0.6R$, -20°

C 翼

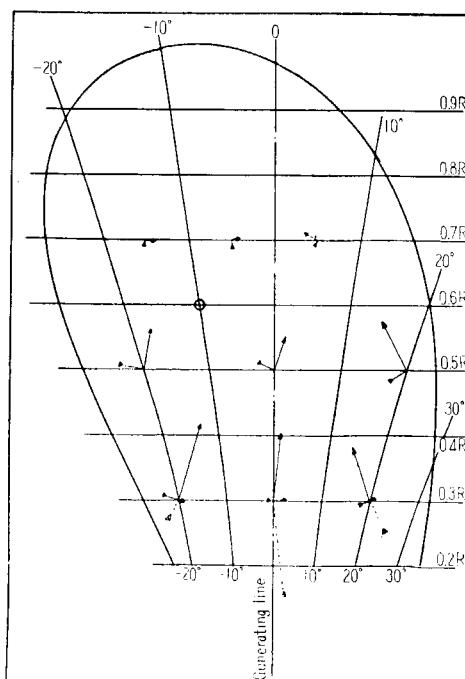


Fig. 1-70 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point $-0.6R$, -10°

C 翼

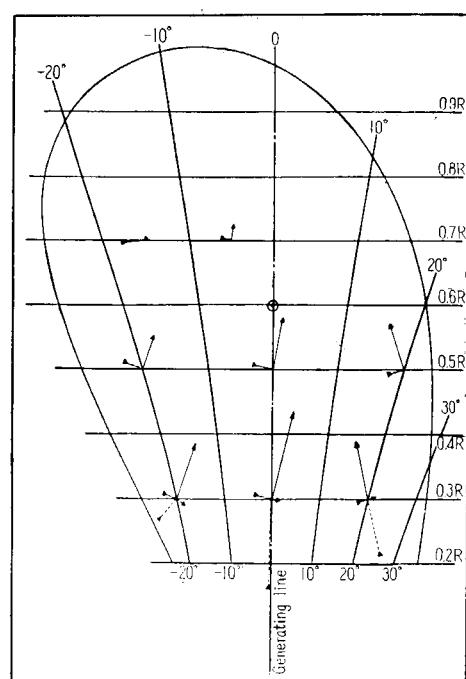


Fig. 1-71 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point $0.6R$, 0°

C 翼

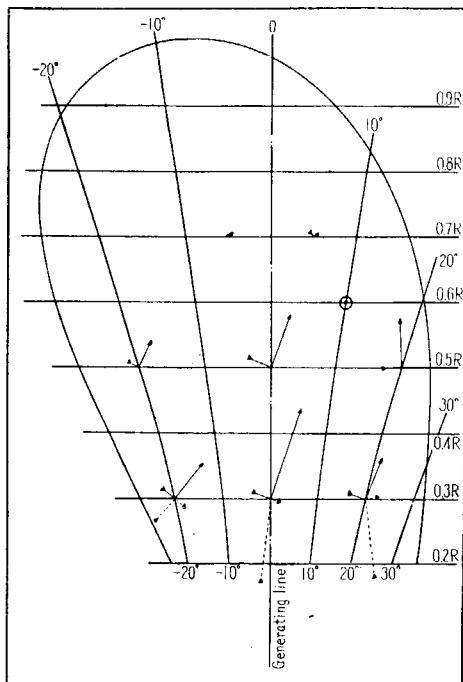


Fig. 1·72 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.6R, +10°

C 翼

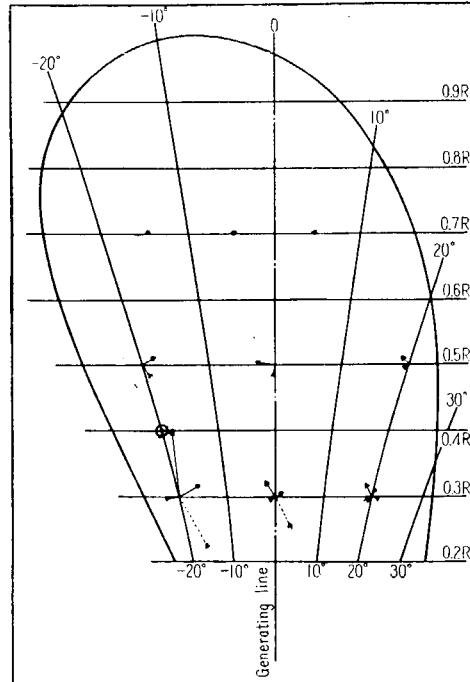


Fig. 1·73 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.4R, -20°

C 翼

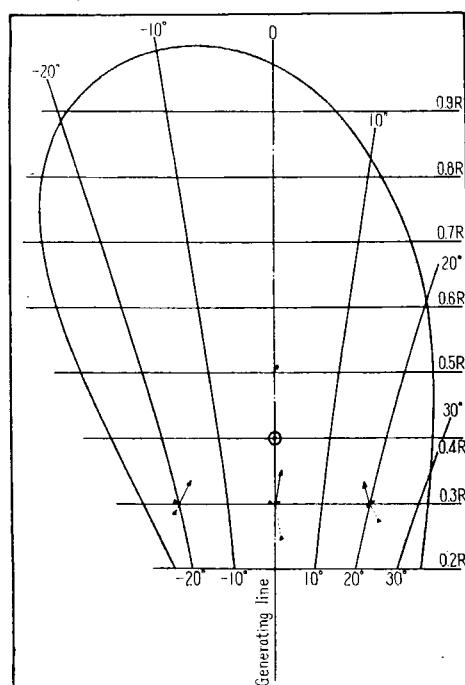


Fig. 1·74 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.4R, 0°

C 翼

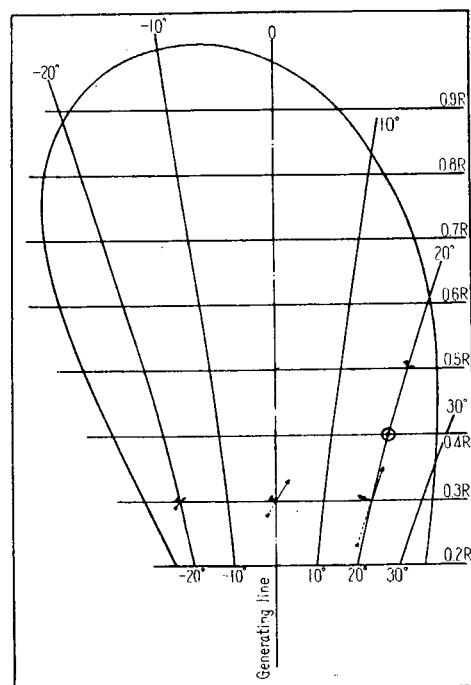


Fig. 1·75 Stress Diagram on Propeller Blade
C-Blade, Load Point...0.4R, 20°

解 析 結 果 B 翼

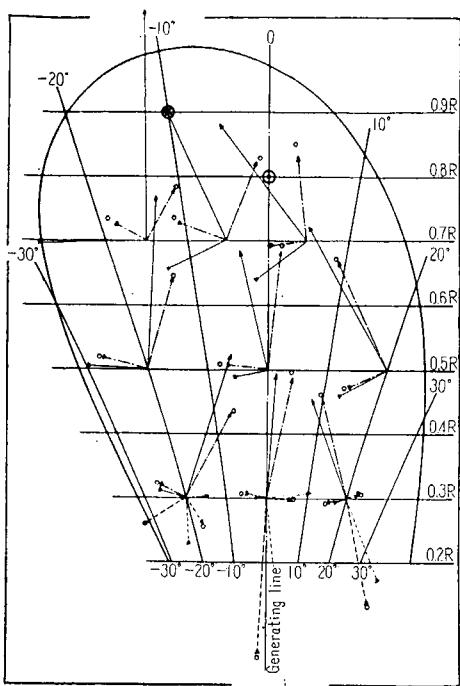


Fig. 1-76 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade ($H/D=0.6$), Load Point...
 $(0.9R, -10^\circ)$ & $(0.8R, 0^\circ)$

B 翼

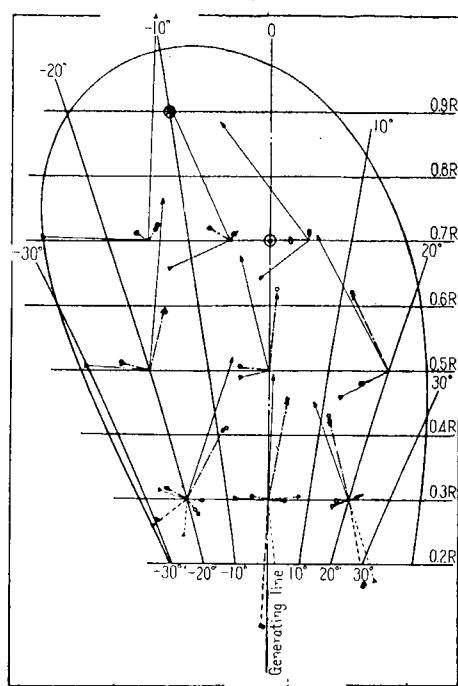


Fig. 1-77 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $(0.9R, -10^\circ)$
& $(0.7R, 0^\circ)$

B 翼

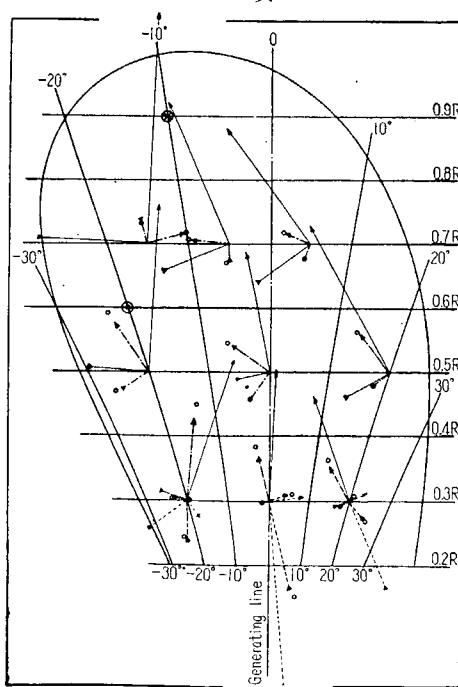


Fig. 1-78 Stress Diagram on Propeller Blade
B-Blade, Load Point... $(0.9R, -10^\circ)$
& $(0.6R, -20^\circ)$

第2編 実 船 試 験

第1章 汐路丸の概要

1.1 概 説

汐路丸は東京商船大学練習船として石川島重工業株式会社において昭和28年10月起工、昭和29年3月進水、昭和29年3月引渡し完了をみた船である。本船は沿岸を航行区域とする第二級船であつてその主要目は次に示す通りである。

垂 線 間 長 さ	29.00 m
幅 (型)	6.20 m
深 さ (型)	3.45 m
計 画 吃 水	2.20 m
	$C_b = 0.528$
	$C_p = 0.584$
	$C_{\infty} = 0.903$
	$I_{cb} = +1.0\%$
総 ト ン 数	148.99 トン

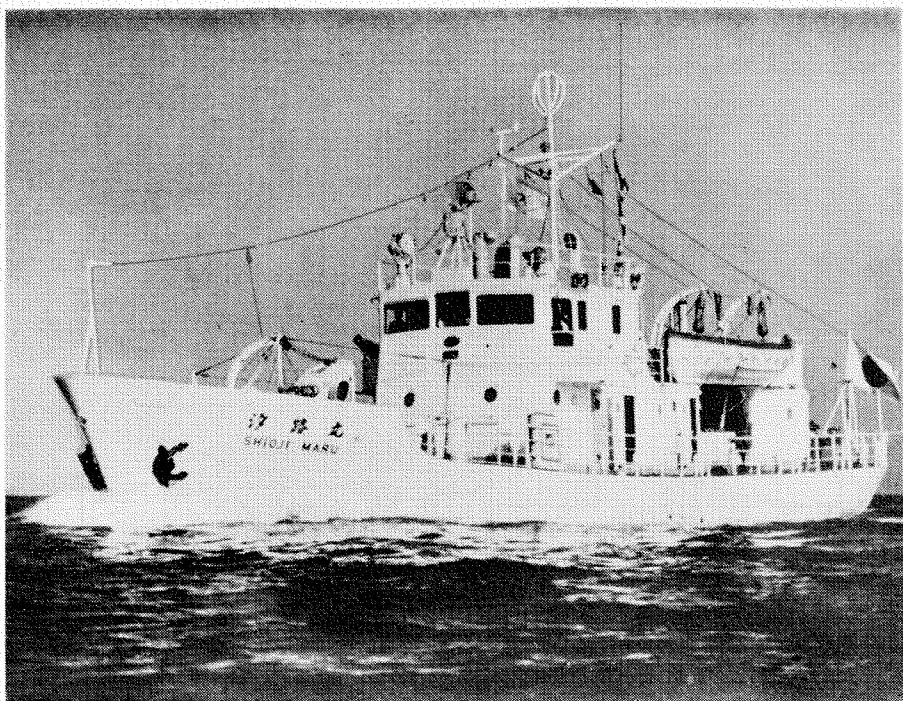


Fig. 1.1 汐路丸

載 貨 重 量

75.15 ton

主 機 械

過給機付豎型4サイクル単動無氣噴油自己逆転式ディーゼル機関 1基

連続定格出力 380 BHP×380 RPM

経済出力 320 BHP×359 RPM

航 海 速 力 10 ノット

か じ

流 線 型 か じ

本船の外観を Fig. 1・1 に、一般配置図を Fig. 1・2 に、線図を Fig. 1・3 に示す。

1・2 汐路丸の軸系

本船の軸系図を Fig. 1・4 に示す。

本船は Fig. 1・4 中に示す如き中空のプロペラ軸を装備している。すなわちプロペラ軸全長にわた

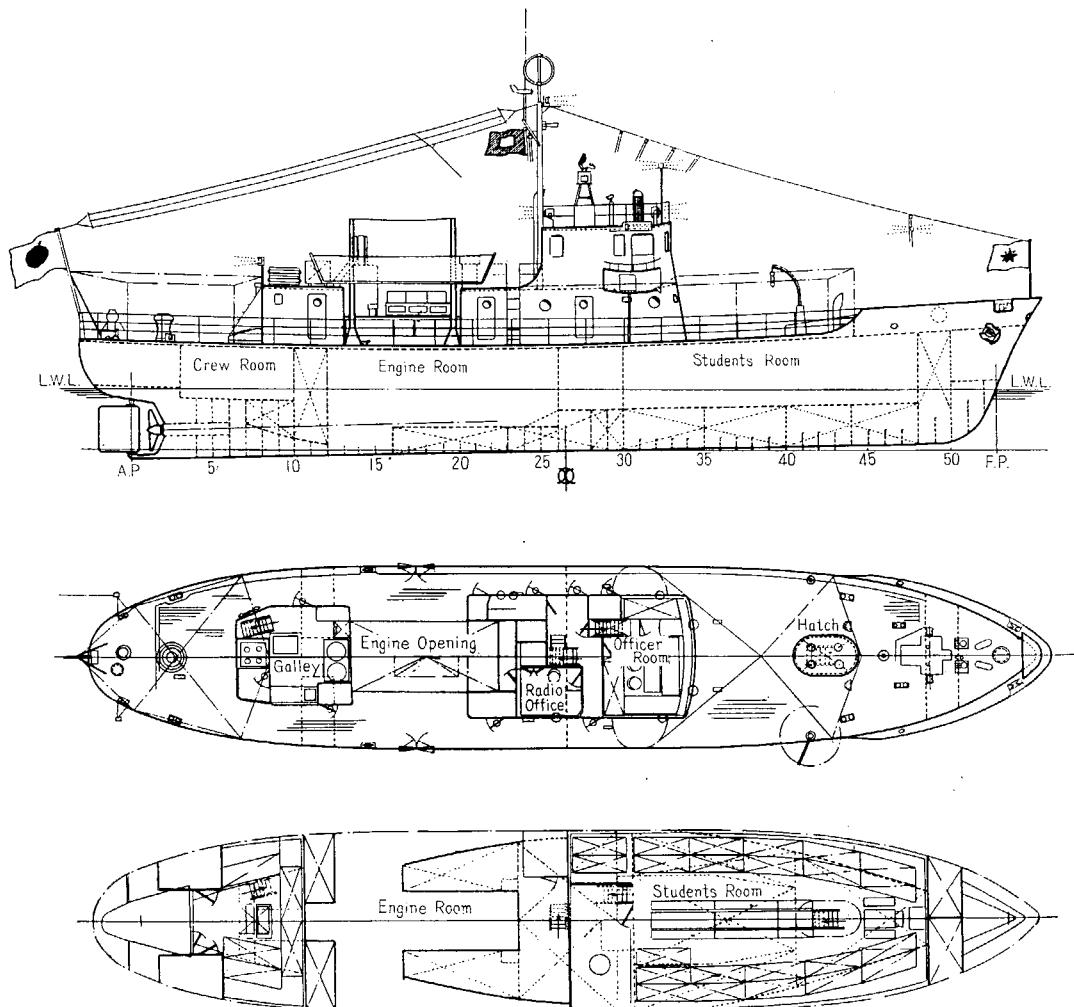


Fig. 1・2 General Arrangement

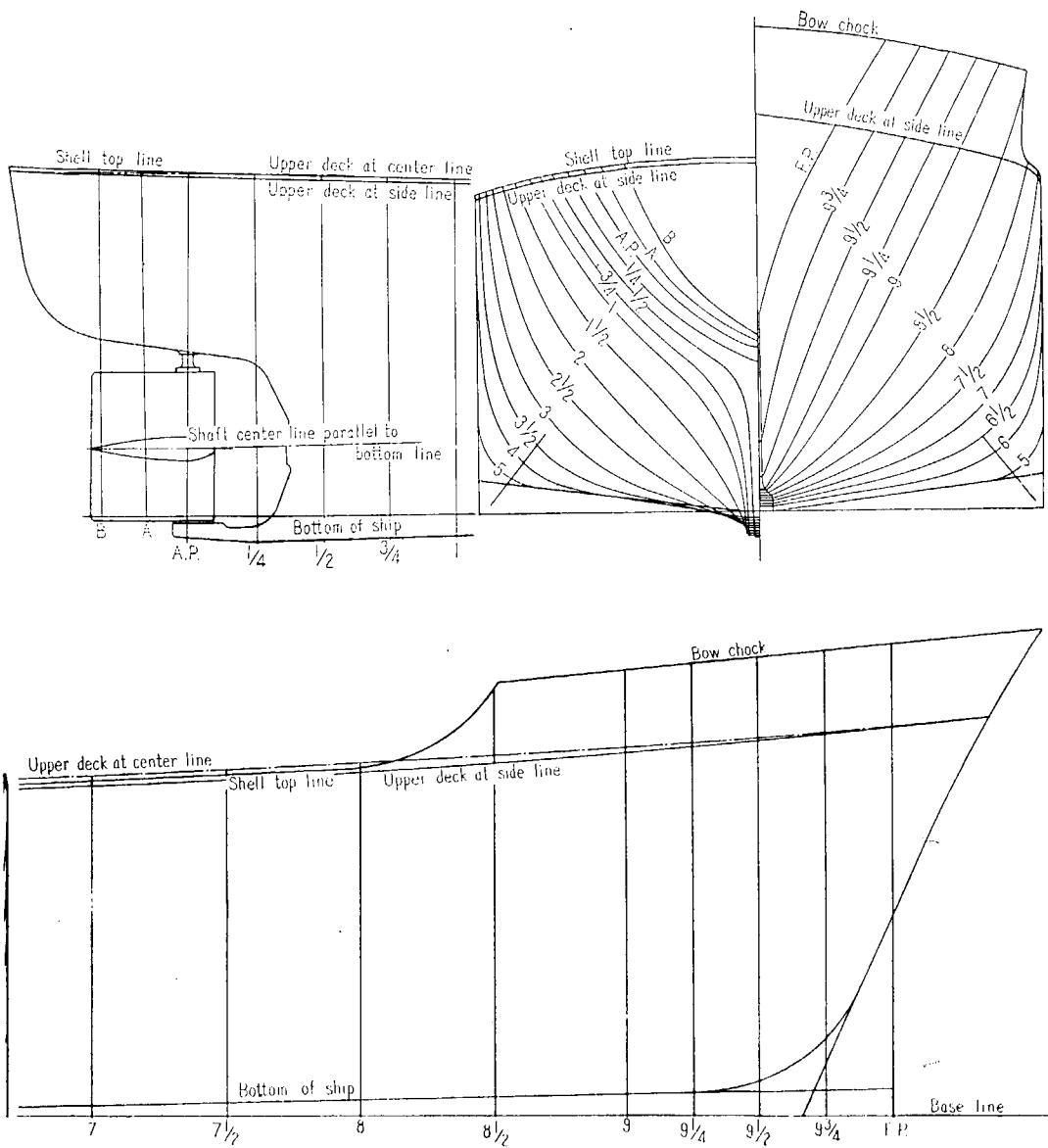


Fig. 1-3 Body Plan and Contours of Shioji-Maru

って、直徑 30 mm ないし 70 mm の中空孔を有し、その中に各種の線類を通すに便になっている。この中空孔の後端はプロペラ・キャップ内に水密ナットを以て開孔し前端は第二中間軸の後端を以つて終り、そこに設けられたカップリング内の溝を通じて、中空軸を通じて來た導線が軸外に出ることが可能になっている。このプロペラ軸の全長は、3.960 m である。

中間軸は 2 ケよりなり、船首の方から数えて第一中間軸、第二中間軸と称する。第一中間軸は長さ 1.4101 m、第二中間軸は 1.00 m、直徑は何れも 110 mm である。第二中間軸の後端のカップリングは、プロペラ軸前端のカップリングと相まってプロペラ軸中空部を通じて來た導線を軸外に出す役割を果している。

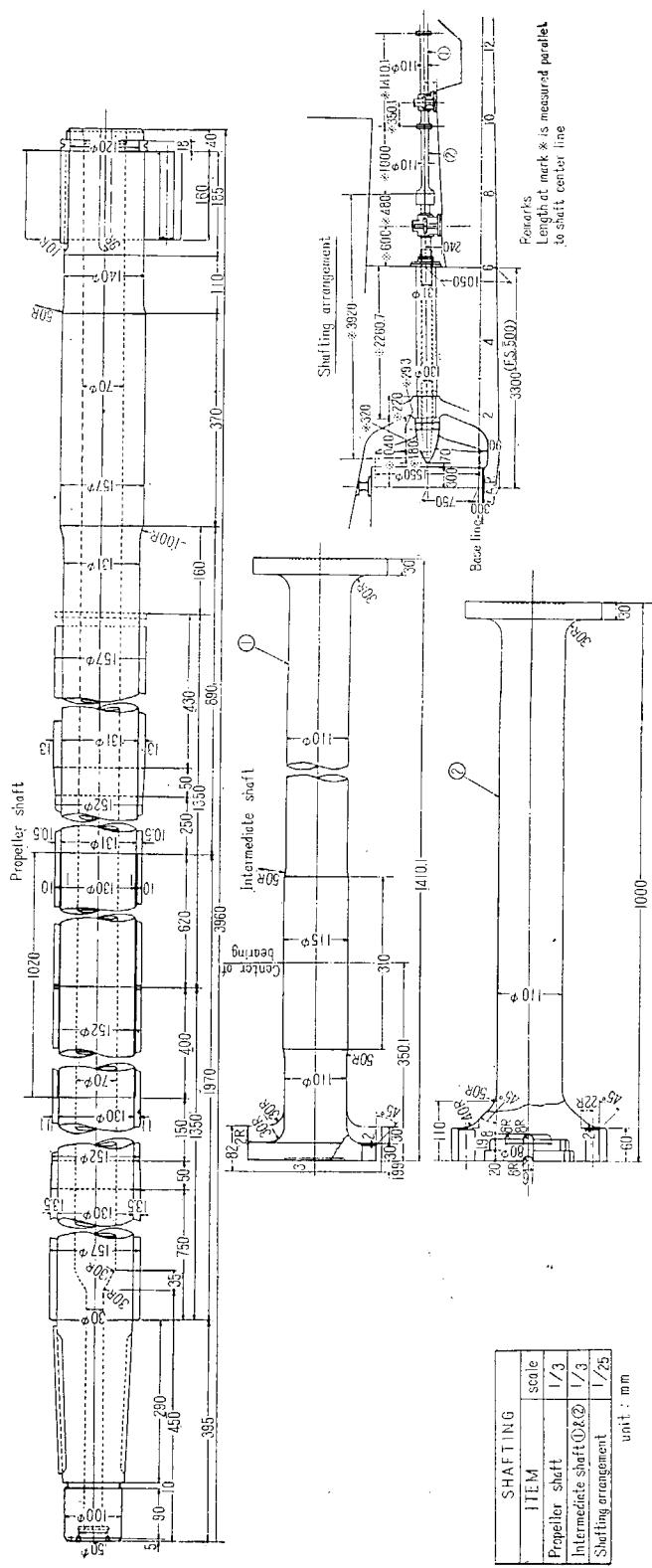


Fig. 1-4 Shafting Arrangement

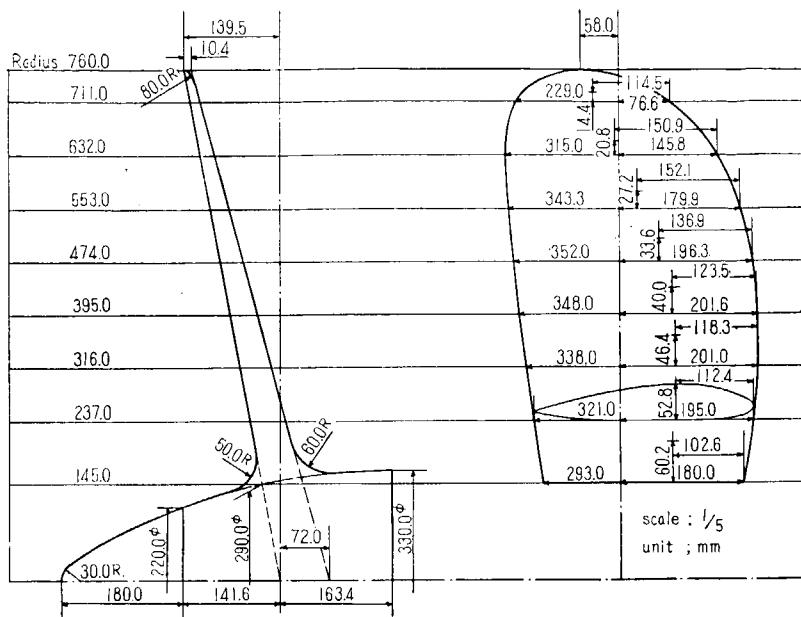


Fig. 1-5 Propeller of "Shioji-Maru"

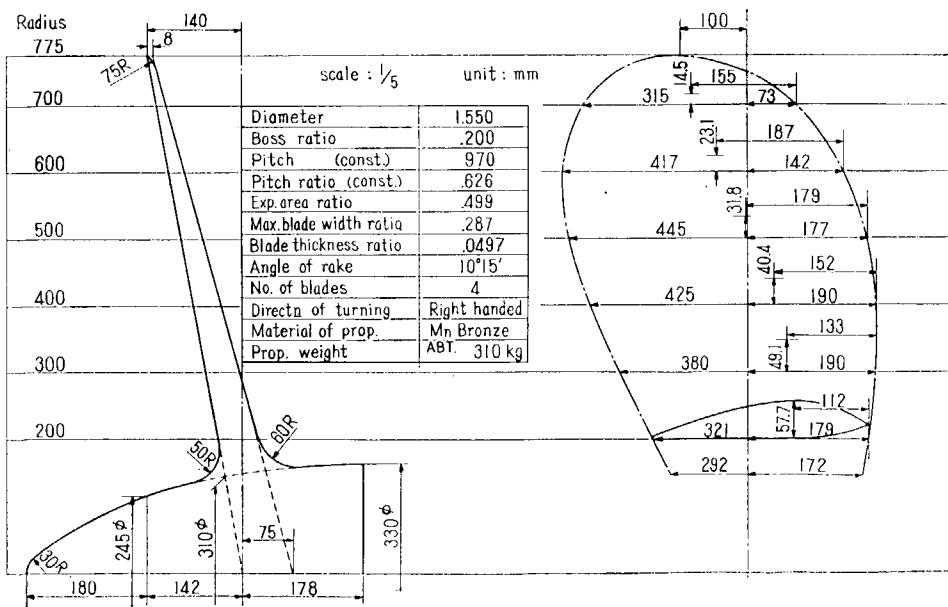


Fig. 1-6 Propeller of Experiments

1.3 汐路丸のプロペラ

本船の現用のプロペラの要目を Table 1·1 に示し、その形状を Fig. 1·5 に示す。

本プロペラは本来直径 1.58 m で作成されたものであるが、海上試運転の結果、若干主機回転数を上昇させる必要が生じ、ために翼先端部を切断して直径を 1.52 m とせる歴史を有するものである。製造所は石川島重工業株式会社である。

本プロペラを使用して、翼面応力を計測することは、種々な不便が考えられるので下記の如きプロペラを新たに作成し実験にはそれを使用することとした。このプロペラを実験用プロペラと称する。

すなわち海上試運転の結果を解析しつつ実験後の解析に便なるように翼断面形状として運研型を採用して新たに設計を行った。その結果の要目を Table 1·2 に、形状を Fig. 1·6 に示す。また、オフセットを Table 1·3 に示した。

実験用プロペラの製作は、尼ヶ崎製鉄株式会社奥製鋼所で行われた。本プロペラの完了検査の成績を Table 1·4 および Table 1·5 に示す。

なお実験用プロペラは、実験終了後も必要に応じ汐路丸に装備し、使用する目的で、特に翼厚を薄くするとか、傾斜角をなくすとかいった特別の考慮を払うことなく、実用にも充分耐えるように設計された。

Table 1·1
Propeller of "Shioji-Maru"

Diameter	1,520 mm
Boss Ratio	0.191
Pitch (Constant)	1,040 mm
Pitch Ratio (Constant)	0.684
Exp. Area Ratio	0.435
Blade Thickness Ratio	0.0474
Angle of Rake	10°~20'
No. of Blades	4
Section of Blade	Aerofoil
Direction of Turning	Right Handed
Material of Propeller	Mn. Bronze

Table 1·2
Propeller for Experiments

Diameter	1,550 mm
Boss Ratio	0.200
Pitch (Constant)	970 mm
Pitch Ratio (Constant)	0.626
Exp. Area Ratio	0.487
Blade Thickness Ratio	0.0497
Angle of Rake	10°~15'
No. of Blades	4
Section of Blade	Aerofoil
Direction of Turning	Right Handed
Material of Propeller	Mn. Bronze

Table 1·3 Offsets of Shioji-Maru's Propeller

Unit: mm

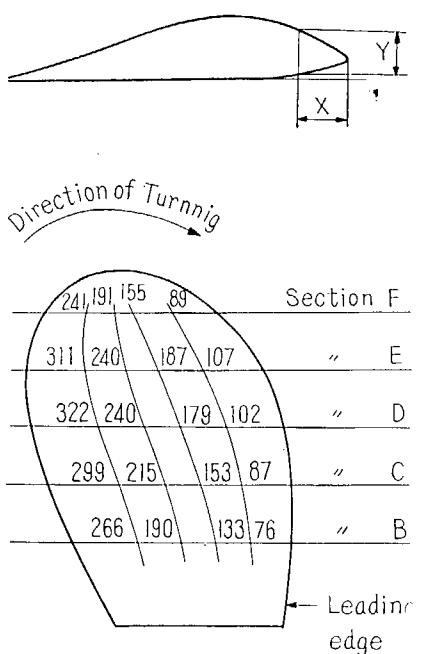
Radius 200			300		400		500		600		700			
X	Y_0	Y_u	X	Y_0	Y_u	X	Y_0	Y_u	X	Y_0	Y_u	X	Y_0	Y_u
0	20.2	0	17.2	0	14.1	0	10.2	0	4.7	0	1.2			
6	27.1 15.0	8	23.1 12.8	9	19.0 10.5	10	14.0 7.6	11	8.0 3.6	9	3.1			
13	30.9 12.7	15	26.3 10.8	17	21.6 8.9	20	16.2 6.4	21	9.7 3.0	18	5.3			
19	34.2 10.7	23	29.1 9.1	26	24.0 7.5	31	18.2 5.6	32	11.7 2.5	27	7.3			
32	40.0 7.6	38	34.0 6.5	43	28.0 5.3	51	21.6 4.0	53	14.7 1.8	44	9.9			
48	46.0 4.6	57	39.1 3.9	65	32.2 3.2	77	25.0 2.3	80	17.6 1.3	66	11.9			
64	50.8 2.2	76	43.3 1.9	87	35.6 1.5	102	28.0 1.3	107	20.1 0.7	89	13.3			
96	56.9	114	48.5	130	39.9	153	31.3	160	22.9	133	14.4			
112	57.7	133	49.1	152	40.4	179	31.8	187	23.1	155	14.5			
128	56.8	152	48.4	173	39.8	199	31.3	205	22.9	167	14.4			
161	52.0	190	44.3	215	36.4	240	28.8	240	21.2	192	13.6			
193	44.4	228	39.1	257	31.1	281	24.6	275	18.5	216	12.3			
225	34.8	266	29.6	299	24.4	322	19.6	311	15.0	241	10.3			
257	24.6	304	21.0	341	17.3	363	14.0	346	11.0	266	8.0			
289	13.8	342	11.7	383	9.7	404	8.0	382	6.6	290	5.0			
305	8.1	361	6.9	404	5.7	424	5.0	399	4.3	303	3.5			
321	2.6	380	2.2	425	1.8	445	2.0	417	2.0	315	2.0			

Table 1·4

Item	Blade	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
	Deviation of Pitch (mm) Designed Pitch=970 mm	-2.0	+7.0	+4.5	+7.5
Pitch	Deviation of Mean Pitch of Four Blades (mm)			+4.25	
	Deviation of Mean Pitch of Four Blades (%)			+0.44	
	Deviation of Radius of Propeller (mm) Designed Value=775 mm	+1.5	+1.0	+1.5	± 0
	Deviation of Generating Line (') Designed Value=90°	± 0	+5'~0''	+5'~0''	-10'~0''
	Deviation of Rake (mm) Designed Value=159.5 mm	-0.5	-1.0	-0.5	-0.5

Table 1-5
Measured Values of Blade Thickness
(Unit mm)

		Section							
		X	76	133	190	266			
B		Position measured	X	Y	41.4	49.1	44.3	29.6	
		Blade Thickness designed	Y	1	-0.4	+0.9	+0.3	+1.4	
300 R	Blade	1	2	-0.4	+0.6	+0.9	-1.3	+0.4	
		2	3	+0.6	-1.4	-1.1	-0.3	-0.6	
		3	4	-1.4	-1.4	-0.1	+1.2	+0.4	
		4							
C		Position measured	X	Y	87	152	215	299	
		Blade Thickness designed	Y	1	34.1	40.4	36.4	24.4	
400 R	Blade	1	2	-0.1	+0.9	+0.6	+1.6	+1.6	
		2	3	+0.9	-0.1	-1.4	-1.4	-0.4	
		3	4	-0.1	-0.1	+0.6	+0.6	-0.4	
		4				+0.6	+1.6	+1.6	
D		Position measured	X	Y	102	179	240	322	
		Blade Thickness designed	Y	1	26.7	31.8	28.8	19.6	
500 R	Blade	1	2	-1.2	-0.7	-1.3	+0.2	-0.6	
		2	3	-0.7	+0.3	-1.3	-1.3	-1.1	
		3	4	-1.2	-1.2	-0.3	+1.2	+0.4	
		4						+0.4	
E		Position measured	X	Y	107	187	240	311	
		Blade Thickness designed	Y	1	19.4	23.1	21.2	15.0	
600 R	Blade	1	2	-1.4	-0.4	-1.1	-0.2	-0.5	
		2	3	-0.4	-0.4	-1.1	-1.2	-1.0	
		3	4	-0.4	-0.4	-0.1	+0.8	+1.0	
		4				-1.1	+0.8	+1.0	
F		Position measured	X	Y	89	155	192	241	
		Blade Thickness designed	Y	1	13.3	14.5	13.6	10.3	
700 R	Blade	1	2	-1.3	-1.3	-1.5	-0.6	-0.3	
		2	3	-1.3	-1.3	-0.5	-0.6	-0.3	
		3	4	-1.3	-1.3	-0.5	-0.6	+0.7	
		4		-1.3	-1.3	-1.5	-0.6	-0.3	



Measured Values of Blade Width at Each Section
(Unit mm)

		Sections		B	C	D	E	F
Designed Width Blade	Total Width			380	425	445	417	315
	Distance to Generating Line from Leading Edge			190	190	177	142	73
No. 1	Deviation of Total Width			+3.0	+3.0	+2.0	+2.0	+2.0
	Deviation of Distance to Generating Line from Leading Edge			+2.0	+2.0	+2.0	+2.0	+2.0
No. 2	Deviation of Total Width			+2.5	+2.5	+2.0	+2.0	+1.5
	Deviation of Distance to Generating Line from Leading Edge			+2.0	+2.0	+1.0	+1.0	±0
No. 3	Deviation of Total Width			+2.5	+3.0	+2.0	+2.0	+2.0
	Deviation of Distance to Generating Line from Leading Edge			+1.0	+2.0	+2.0	+2.0	+2.0
No. 4	Deviation of Total Width			+2.0	+3.0	+3.0	+2.5	+2.0
	Deviation of Distance to Generating Line from Leading Edge			±0	+1.0	+2.0	+2.0	+2.0

第2章 模型船による水槽試験

2.1 概 説

汐路丸の推進性能を明らかにする目的で模型船、および模型プロペラを作成して、運輸技術研究所第二試験水槽で水槽試験を実施した。

試験の種類は、前進時および後進時における抵抗試験・自航試験・伴流計測・プロペラ単独試験である。なお、伴流試験においては、翼車型流速計のみならず、Fig. 2-7 に示す如きビトー管をも使用して計測し、プロペラ位置における伴流分布を求めた。

2.2 模型船及び模型プロペラ

模型船は、縮率 1/7.25 の蠟製であってその主要目を Table 2-1 にその形状を Fig. 1-3 (第2編) に示す。副部としては、ビルヂキール、舵および船尾骨材をとりつけた。それらの大要を Fig. 1-3 (第2編) 中に示した。

模型プロペラは実験用プロペラを原型とした 1/7.25 の金属製であって、その主要目を Table 2-2 に、その形状を Fig. 2-1 に示す。

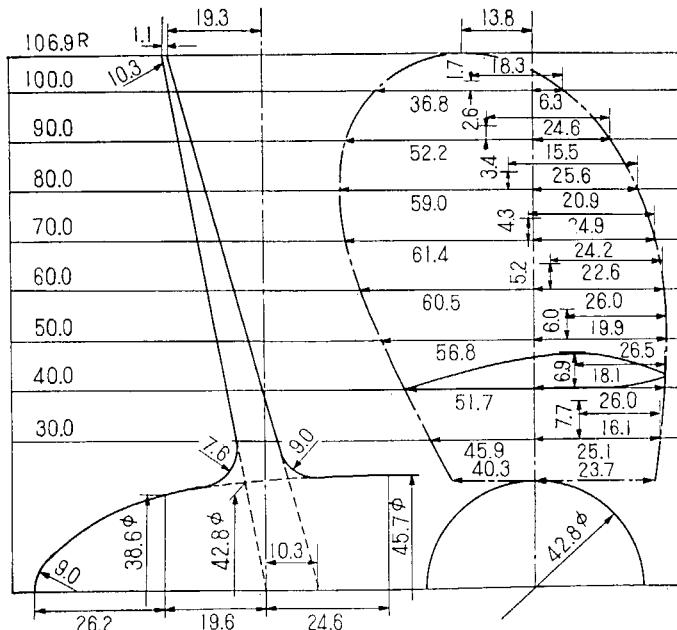


Fig. 2-1 Model Propeller

2.3 抵抗試験および実船の有効馬力

抵抗試験時の積荷状態等は、計画吃水時（常備状態と称する。）および実船試験時（実船試験状態と称する。）と一致させた。模型船におけるその状態を Table 2-3 に示す。

これらの状態で、前記の副部附模型船の抵抗を測定し、この結果に無次元表現法を適用した結果を

Table 2·1 Particulars of Model Ship
of "Shioji-Maru"

Length (Between Perpendiculars)	4.0000m
Length (on L. W. L.)	4.1973m
Breadth (Including Skin)	0.8574m
Draft (Above B. L.)	0.2988m
Displacement	0.5404m ³
Wetted Surface Area	4.2040m ²
Block Coefficient	0.528
Prismatic Coefficient	0.584
Midship Coefficient	0.903

Table 2·2 Particulars of Model Propeller
of "Shioji-Maru"

Model Prop. No. 1148	
Diameter	0.2138m
Boss Ratio	0.200
Pitch Ratio (Constant)	0.626
Exp. Area Ratio	0.499
Blade Thickness Ratio	0.0497
No. of Blades	4
Form of Blade Section	Aerofoil

Table 2·3 Condition of Tank Test

Condition	Draft (m) Above Base Line			Displacement (m ³)	Wetted Surface (m ²)
	A. P.	M. S.	F. P.		
Ship Trial	0.3918	0.3158	0.2400	0.5964	4.557
Normal		0.2988		0.5404	4.204

	LOAD CONDITION	MARK
GO AHEAD	SHIP TRIAL	—○—
	NORMAL	--○--
GO ASTERN	SHIP TRIAL	—△—
	NORMAL	--△--

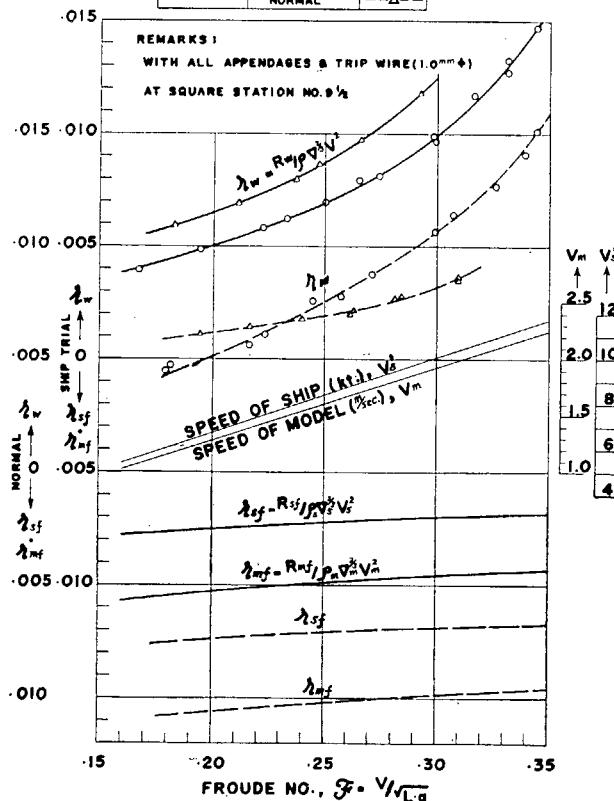


Fig. 2·2 Resistance Test

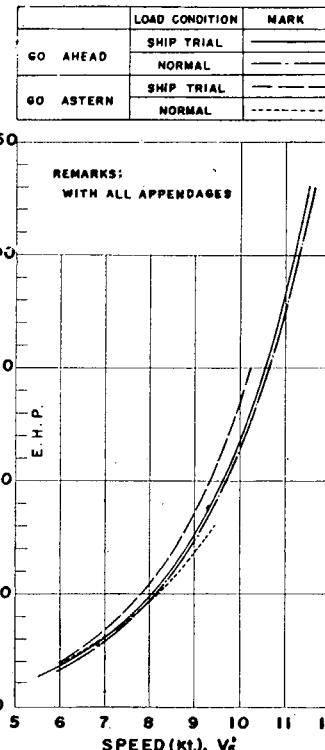


Fig. 2·3 E.H.P. Curves

Fig. 2-2 に示す。これに基き算定した実船の有効馬力を Fig. 2-3 に示す。ただし、この摩擦抵抗の算定には、R. E. フルードの摩擦係数をメートル系統の単位に換算したものを使用した。

2.4 自航試験および実船の伝達馬力等

自航試験においては、前記の常備状態および実船試験状態で、副部つき模型船を模型プロペラで自航させ、模型船の速度、ならびに模型プロペラの回転数、スラストおよびトルクを測定した。

抵抗修正量の算出に当っては、次式を使用した。

$$-\sigma_m A_m V_m^{1.825} \left[\lambda_m \{1 + 0.0043(15 - \theta)\} - \frac{\lambda_s}{\alpha^{0.0875}} \right]$$

ここに λ_m, λ_s は、それぞれ模型船および実船のフルードの摩擦抵抗係数である。

自航試験の測定値に無次元表現法を適用した結果を Fig. 2-4 に示し、これに基き算定した実船の推進器回転数 (R.P.M.), 伝導馬力 (D.H.P.), 軸馬力 (S.H.P.), 制動馬力 (B.H.P.), 推進係数 (η) およびアドミラルティー係数 (C_{adm}) を Fig. 2-5 に示す。

ただし, S.H.P./D.H.P. = 1.02

B.H.P./D.H.P. = 1.05

と仮定した。

自航試験結果を解析して求めた伴流係数、スラスト減少率、プロペラ効率比等を Fig. 2-6 に示す。

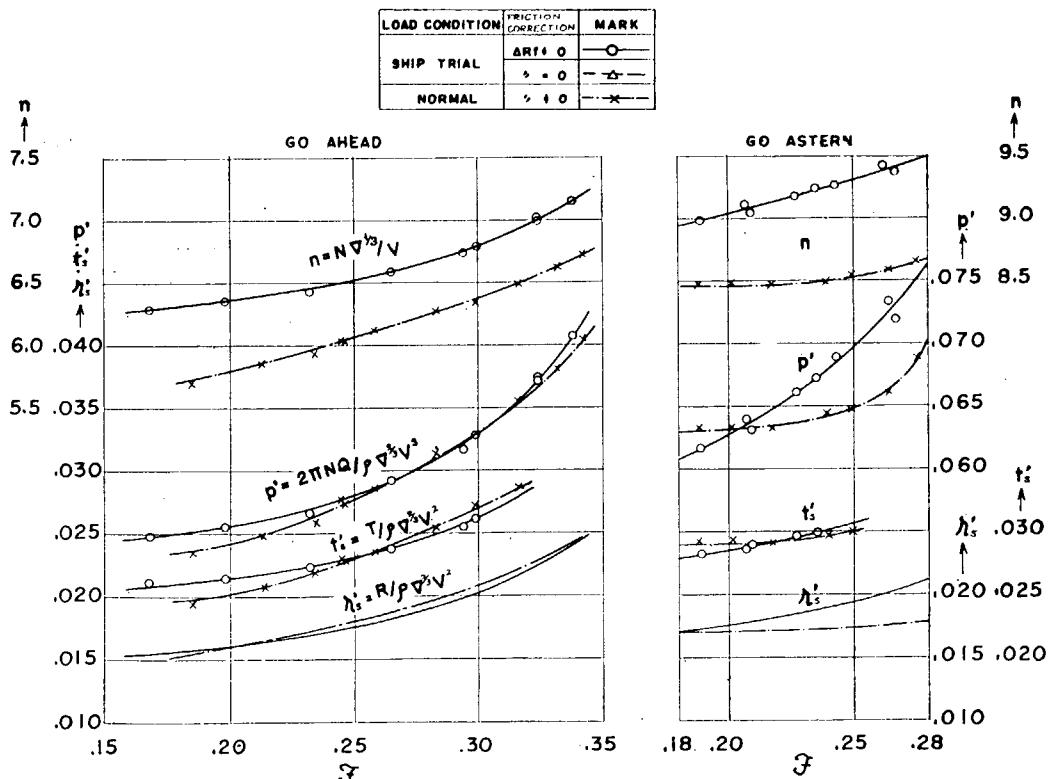


Fig. 2-4 Self-Propulsion Test

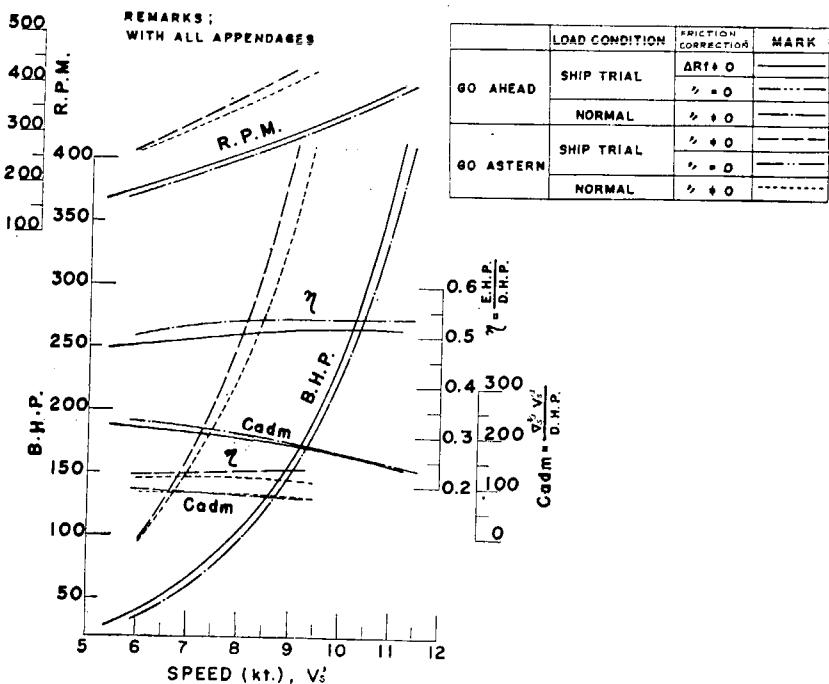


Fig. 2-5 B. H. P. etc. Curves

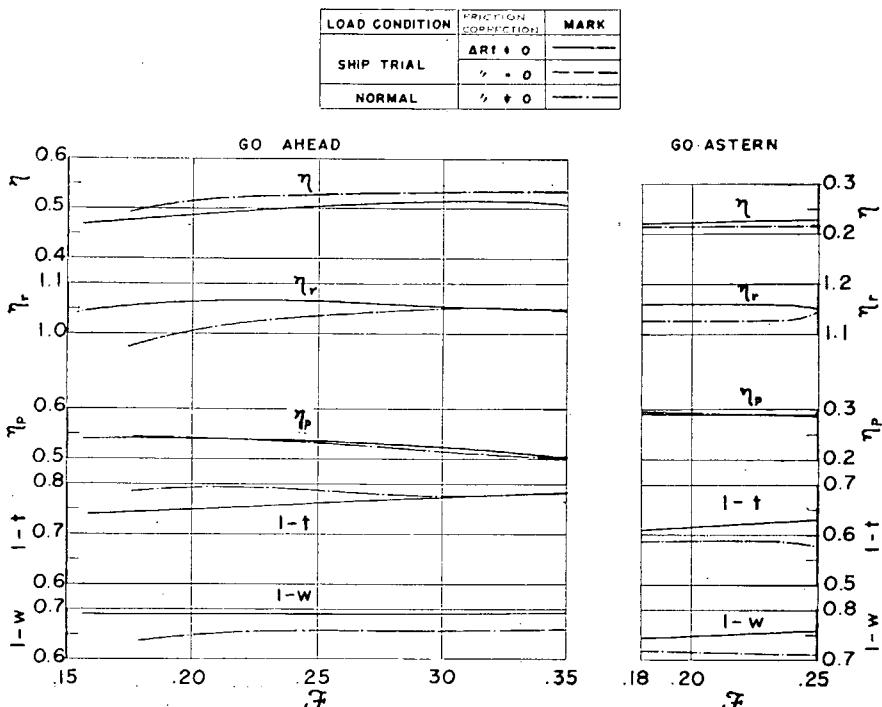


Fig. 2-6 $1-w$ etc. Curves

2・5 伴 流 計 測

伴流計測は、常備状態で翼車型流速計およびピトー管を使用して実施した。

翼車型流速計による伴流計測に当っては、舵を除く、副部つき模型船のプロペラ位置の伴流速度を右回転翼車型流速計で測定した。その測定時の模型船の速度は ← 前進時には 2.10 m/sec、後進時には 1.70 m/sec でフルード数では 0.327 および 0.265 となる。

測定結果を Fig. 2・8 に示す。

ピトー管による計測に当っては、Fig. 2・7 に示す如き配置を有するピトー管を用いた。このピトー管の位置を模型船のプロペラ位置にあるように取りつけ、全副部つき模型船の伴流速度を測定した。このピトー管の取りつけ状況は Fig. 2・9 を参照され度い。

測定結果から得られた伴流分布の代表的なものを、前進時については Fig. 2・10 に、後進時については Fig. 2・11 にそれぞれ示す。本図に示す模型船の速度は、それぞれ前進時には 2.08 m/sec、後進時には 1.63 m/sec であるが、この伴流分布は、模型船の速度によってはほとんど変化がなかった。

この伴流分布から求めた各半径位置における伴流係数の値を Fig. 2・12 に、公称平均伴流係数の

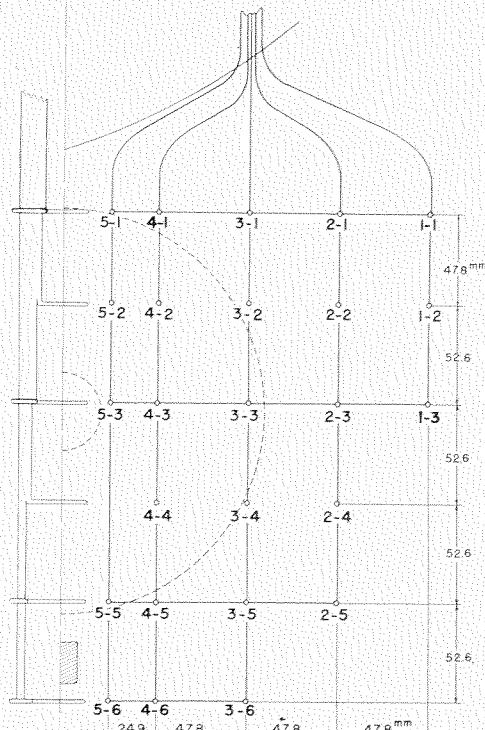


Fig. 2・7 Arrangement of Pitott Tube

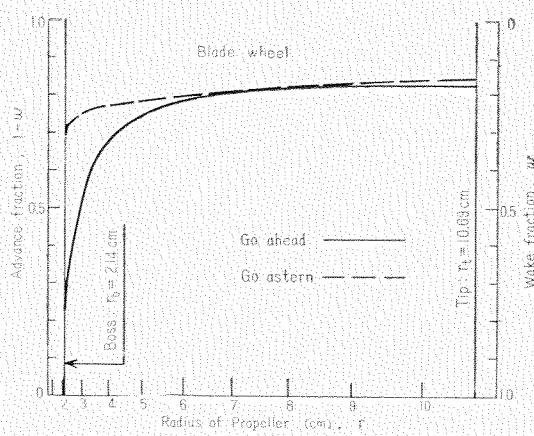


Fig. 2・8 Wake Distribution (Blade Wheel)

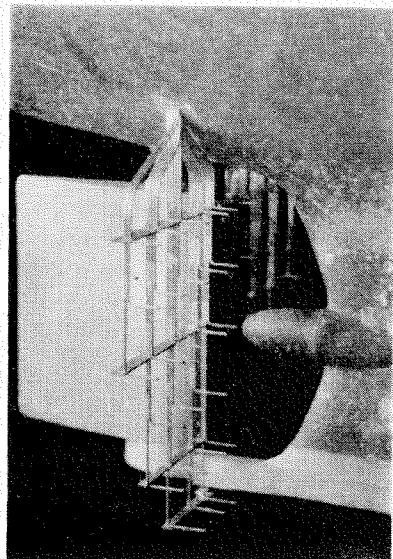


Fig. 2・9

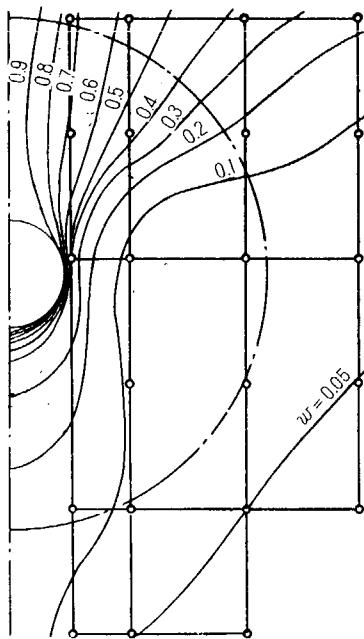


Fig. 2-10 Wake Distribution (Pitott Tube)

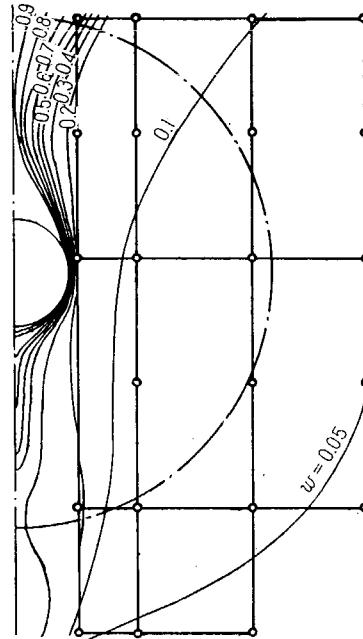


Fig. 2-11 Wake Distribution (Pitott Tube)

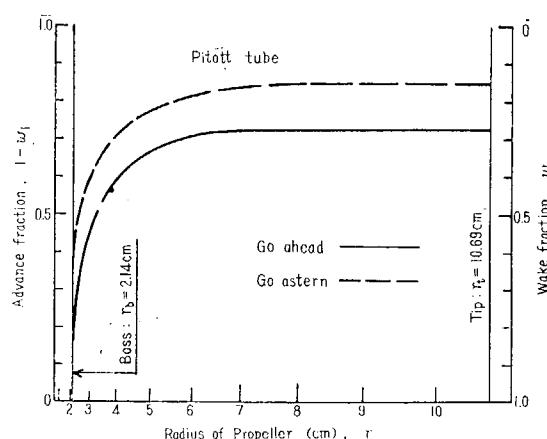


Fig. 2-12 Wake Distribution (Pitott Tube)

Table 2-4 Comparison of Wake Fraction, w

	Go Ahead	Go Astern
Blade Wheel	0.226	0.200
Pitott Tube	0.317	0.196
Self Prop. Test*	0.345	0.290

* Analysed by Thrust Identity

値を Table 2·4 中に示す。Table 2·4 中には、翼車型流速計による公称平均伴流係数の値および自航試験のスラストの値を基にして算定した有効伴流係数の値をも示した。

この表によれば、前進時においては有効伴流係数の方が翼車型流速計による公称平均伴流係数の値より大きいこと、ピトー管による値の方が翼車型流速計による値より大きいことがわかる。又、後進時には、何れの方法によるも、伴流係数はほとんど一致せる値を示した。

2·6 模型プロペラ単独試験

模型プロペラ単独試験機により、模型プロペラの回転数を一定 (11 RPS) に保ち、前進速度を変化させて、トルク、スラストを測定したものである。測定値を無次元表示せる結果を Fig. 2·13 に示す。

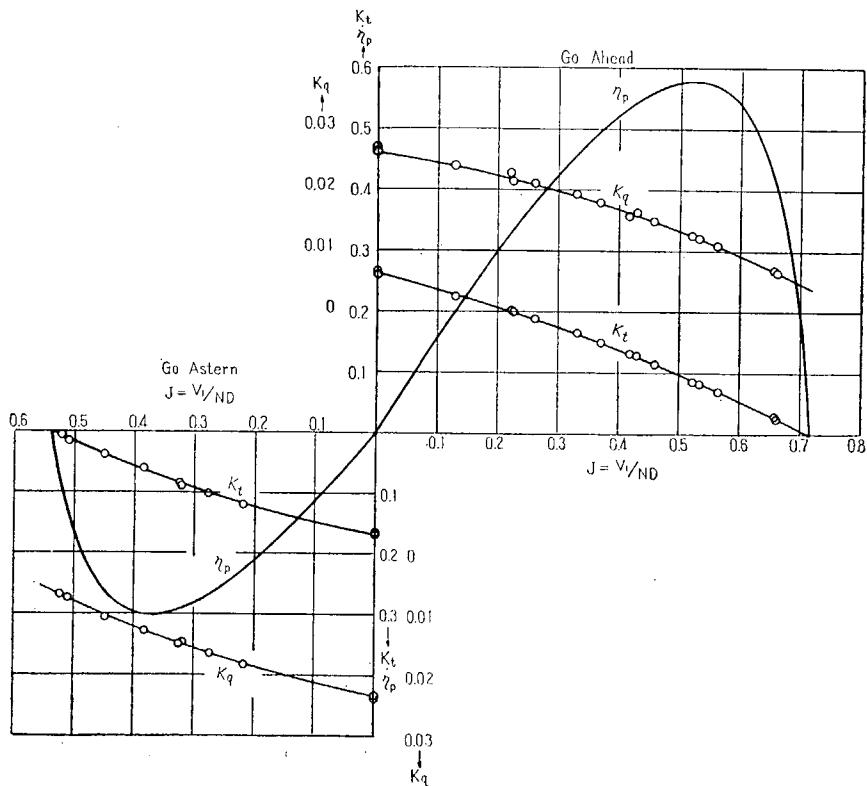


Fig. 2·13 Result of Propeller Open Test

$$K_t = T/\rho N^2 D^4$$

$$K_q = Q/\rho N^2 D^5$$

$$\eta_p = TV_1/2\pi NQ$$

D = Dia. of Prop.

V_1 = Advance Speed

T = Thrust

Q = Torque

ρ = Density of Water

第3章 実船試験の計測項目

3.1 翼面応力

(1) プロペラ翼面における応力計測箇所としては、箔状抵抗歪計を貼付するに要する工数、計測器機の能力、実船試験に要する日数等を考慮し、かつプロペラ設計の基礎を得るに必要な箇所を含むように考えながら、Fig. 3.1 の如く定めた。

すなわち、半径方向の位置としては、 $0.3R$, $0.5R$ および $0.9R$ を選定し、一定半径位置においては、設計々算に便なる如くプロペラ前面およびプロペラ後面において計測箇所を定め、また、 $0.3R$ においては、4ヶの翼の位相差が同時計測によって求められるように計画し、さらに第1翼の $0.3R$ については、そこの翼断面のまわりの応力分布図が描けるようにという意図のもとに計画を行った。

しかし、これらの計画は、実船試験の実施に当ってはいろいろな障害のために、すべてが満足させられたということは出来なかった。

なお、Fig. 3.1 中の計測箇所につけた数字は箔状抵抗歪計番号を示す。これらの歪計は、一二の例外を除いて、すべて半径方向（これを a 方向と称する。）および切線方向（これを b 方向と称する。）

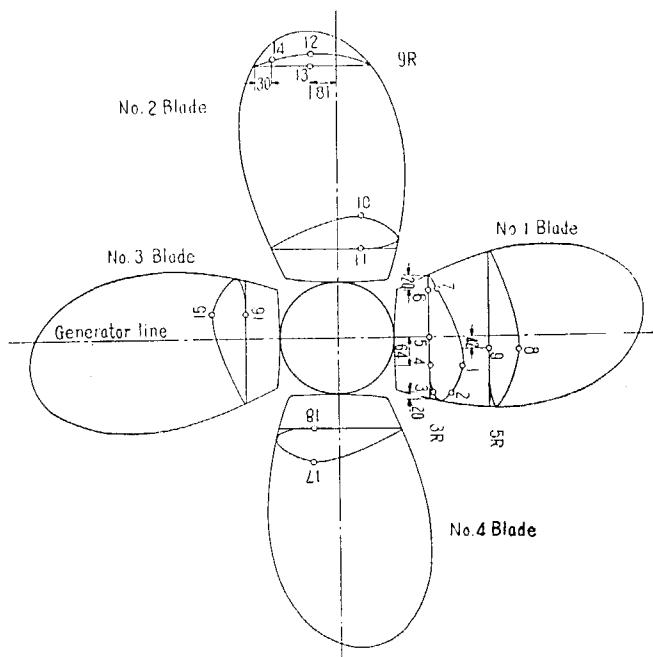


Fig. 3.1 Position of Strain Gauge on Propeller Blade

の二方向に貼付した。ただ歪計番号 10においては、半径方向を含む三方向に正三角形をなすように歪計を貼付し、歪計番号 14においては、切線方向にのみ歪計を貼付した。従って翼面に貼付せる箔状抵抗歪計の枚数は、合計 36 枚となった。

本試験に使用せる箔状抵抗歪計は、当協会第9研究部会（ターピン船の後進発停性能の研究）において研究完成をみた箔状抵抗歪計に、さらに耐水性を考慮したもので、長さ 12mm を有し、次のような構成を持っている。また、抵抗歪計貼付後のプロペラ面を Fig. 5-2 に説明的に示す。

ベース エポキシ樹脂 厚さ約 0.07~0.10mm
 抵抗体 アドバンス膜 厚さ 0.01mm 100Ω
 表面耐水膜 テフロン膜 厚さ 0.05mm にして接着性を与へるために特に化学処理を施したもの。

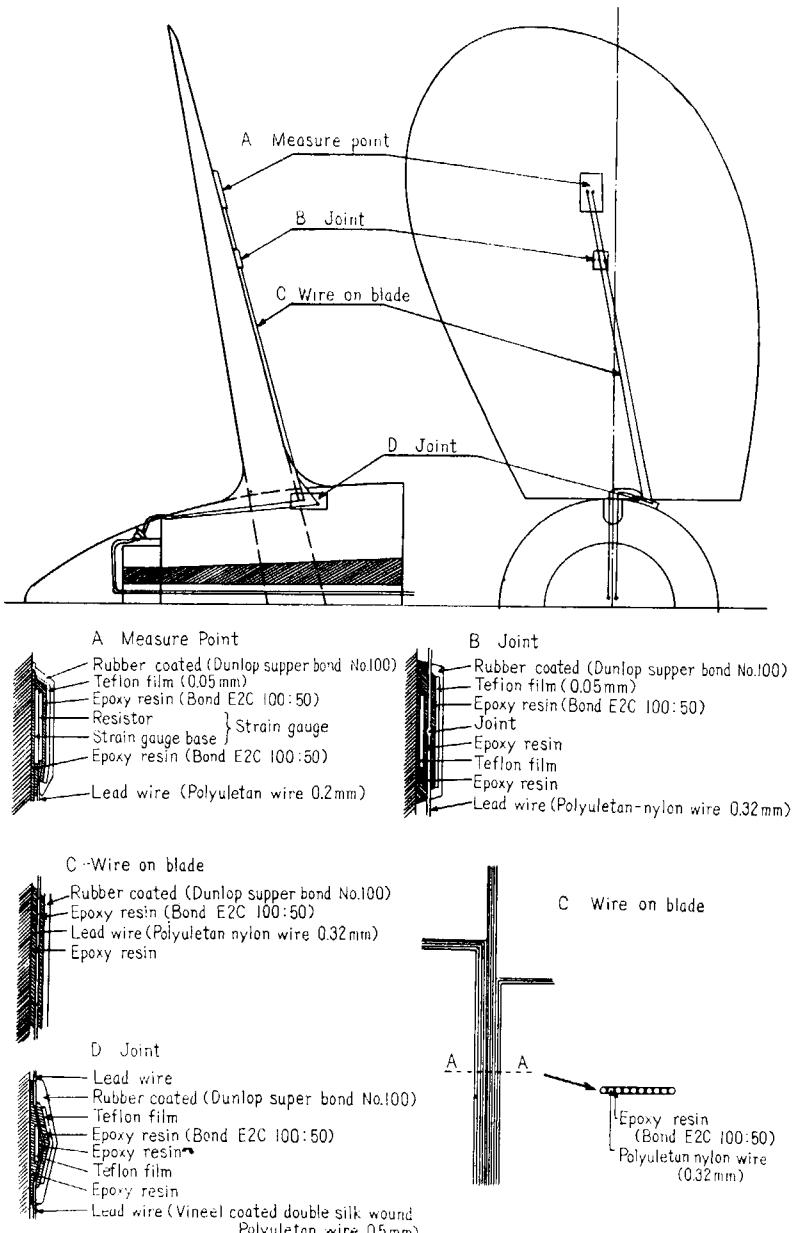


Fig. 3-2

(2) 箔状抵抗歪計およびそれからの導線をプロペラ面に貼付し、かつ電気的絶縁を良好に保つ方法については、従来成績のなかったものであり、大なる苦心の存した所である。各種接着剤および接着方法に関する実験室内および実船の予備試験および東京商船大学清水分校における実物プロペラ(直径約 1,500 m)による、予備試験を経て、結局、次のような方法を採用した。

すなわち、箔状抵抗歪計の接着については、プロペラ面を充分清潔になしたる後、エポキシ系樹脂接着剤(小西儀助商店製ボンド E₂ (100 部) および硬化剤 C (50 部) を使用)を塗付し、その上に箔状抵抗歪計をおき、その上にさらに上述のエポキシ系樹脂接着剤を塗付の上、厚さ 0.05 mm のテフロン膜を以っておおい、最後にこれら全体の上にゴム系接着剤を塗付するという方法をとった。この模型図を Fig. 3·2 A に示す。

導線の接着については、プロペラ面にエポキシ樹脂接着剤を塗付し、その上に外径 0.32 mm のポリウレタン・ナイロン被膜線を導線としておき、その上をエポキシ系樹脂接着剤を以って塗付し、最後に全体にゴム系接着剤でおおうという方法をとった。この模型図を Fig. 3·2 C に示す。

箔状抵抗歪計から来たこの導線を、接着性を良好ならしめ、かつプロペラ面を平滑にするとともに計測を容易にするためにプロペラ翼面上に規則正しく配列したが、その詳細は Fig. 3·2 E に示す如くである。

箔状抵抗歪計の導線(外径 0.20 mm のポリウレタン被膜線)と前記導線の接合部の接着は絶縁性の確保の上からいって重要な箇所であるので箔状抵抗歪計の接着に倣い、さらに綿密な注意を以ってこれを行った。この模型図を Fig. 3·2 B に示す。

次に、上記導線と、プロペラ軸内等船内配線の外径 0.5 mm のビニール塗付二重絞巻ポリウレタン被膜線との接合は、プロペラ・ボス部において行ったが、この接合についても、Fig. 3·2 D に示す如き方法を採用した。

以上のような接着方法により、導線の絶縁抵抗は 1,000 MΩ 以上となし得た。

(3) 上記船内配線(総数 110 本に及ぶ)を船内に導入するに当っては実験用プロペラと共に新たに作成されたプロペラ冠(Fig. 3·2 参照)を利用し行った。すなわち冠に、Fig. 3·2 中に示す如き凹入部を設け、この部分を利用して水止め作業を行いながら導線を冠内に導き、さらにこの導線を、プロペラ軸後端のナット部を通じて中空のプロペラ軸内部に導いた。プロペラ軸後端のナット部には口径 16 mm の水止めグラウンドを設け水止め工事を施した。この導線は、プロペラ軸前端において、設けられた水止めグラウンドを経て第 2 中間軸後面の間の 4 ケの間隙を通り、4 組に分れて軸室に出、

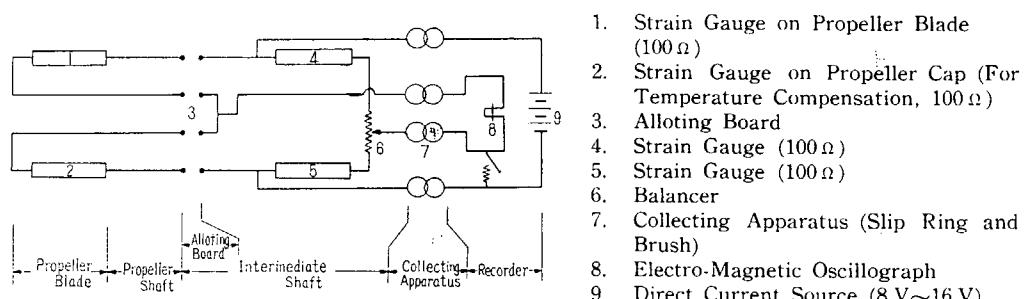


Fig. 3·3 Strain Measure Circuit

さらに第2中間軸に設けられたスリップリングおよびブラシ（後述）を介して記録装置に導かれる。中穴プロペラ軸内部で導線が回転中におどらないように、スポンジゴムの小片（約 50 mm × 100 mm × 100 mm）を相当数、中空部に入れた。

(4) 応力計測の回路を Fig. 3-3 に示す。

中間軸内の導線による相互の電気的干渉を考慮して、本計測回路においては、直流電源による直接記録法を採用した。

中間軸上の分配盤およびスリップリングの状況を Fig. 3-4 に示す。

3・2 トルクおよび振り振動

回転中の推進軸には、その表面にトルクに比例した剪断歪を生ずる。この歪を計測することによりトルクの大きさを測定することができる。本実験においても、第一中間軸表面に箔状抵抗歪計を貼り、トルクによる軸表面の歪を直接記録させる方法をとった。

すなわち、箔状抵抗計を軸線に対して、それぞれ 45 度の角度となるように 4 枚貼り、(Fig. 3-5 参照) これをブリッジに結線し、スリップリングおよびブラシを介して軸外に導く。これを電池を使用した直流ブリッジとし、その出力を直接高感度ガルバーと駆動させて、オシログラフの印画紙に連続記録させた。

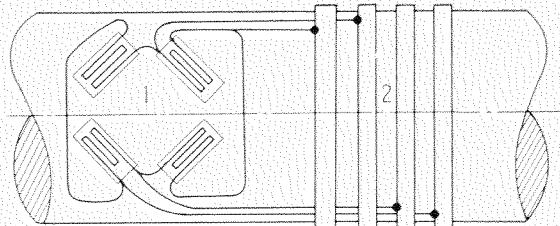


Fig. 3-5 Torque Measurement

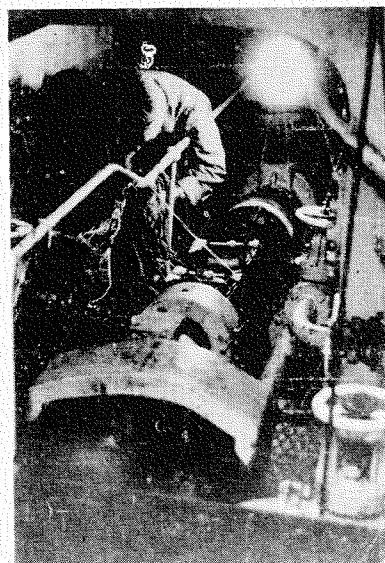


Fig. 3-4

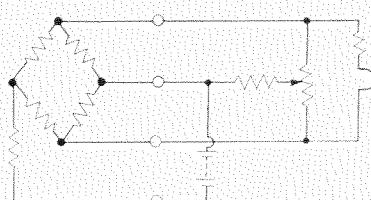


Fig. 3-6 Torque Measure Circuit

これらの計測回路図は Fig. 3-6 の如きものである。

この計測装置によるときは、トルク Q は次式で与えられる。

$$Q = 9.82 \frac{D^3 Gr}{a(r+C)} \times 10^{-2} \times \frac{L}{I}$$

ここに C : 既知抵抗

r : 箔抵抗歪計の個有抵抗

I : 既知抵抗 C を歪計の 1 边に並列に挿入した際のオシログラフ上の振れ

L : トルク計測時のオシログラフ上の振れ

G : 軸の横弾性係数

a: 箔歪計の感度係数

D: 軸 径

なお、主な使用計器は携帯用電磁オシクグラフ、ガルバ (G-80)、箔状抵抗歪計 ($25 \text{ mm} \times 60\Omega$) である。

振り振動は、トルクを連続記録することにより、振り振動をトルク変動分として解析して求める方法をとった。

3・3 スラスト

スラストの計測は、今まで満足すべき精度をもって計測された例がない。本実験においても、下記の如き各種の予備試験調査を実施したが、成案を得るまでにはいたらなかった。

中穴中間軸を作成し、その軸表面に歪計を貼り、軸の縦方向の変位からスラストを計測する方法については、種々検討の結果、満足すべき値を得るためにには、中穴軸の肉厚がかなり薄くなり、(約 3mm 程度) 不測の事故に対し危険であることが判明した。

Fig. 3・7 の説明図に示すように中間軸にスリーブをかぶせ、スリーブの中間に弾性係数の小なる材質、たとえばプラスチックの小片をかませ、スラストによる圧縮をこの小部分に拡大して表現させて、その量を箔状抵抗歪計でとりだす方法については、模型の軸およびスリーブを作成して予備試験を実施したが、プラスチック小片にあらわれる軸のトルクの影響が意外に大きく、スラストの計測には不適当であった。

結局トルクの計測と同様に、中間軸表面に箔状抵抗歪計 4 ケ、すなわち 2 ケは軸心方向に、他の 2 ケはこれと直角方向に貼りブリッジを形成してスラストによる軸の圧縮歪を計測する方法を採用したのであるが、この場合、スラストによる軸の圧縮歪は、トルクによる歪に比して微小であるので、増巾器を通じて電磁オシログラフに記録させることとした。このスラスト計測回路にはトルクにより多少の感度が生ずるので予め汐路丸の中間軸に、トルク用・スラスト用の歪計を貼り、陸上においてこれにトルクをかけてスラストの較正値を求めた。この予備試験において求めた較正値およびスラスト感度 (アムスラー試験機により実際に圧縮して求めたもの) は、それぞれ Fig. 3・8 および Fig. 3・9 に示す如くである。

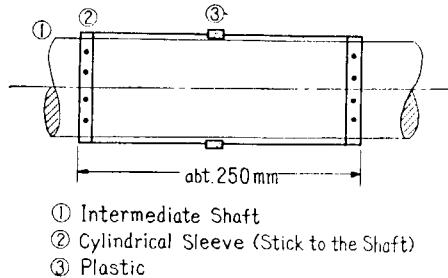


Fig. 3・7 Pre-test of Thrust Measurement

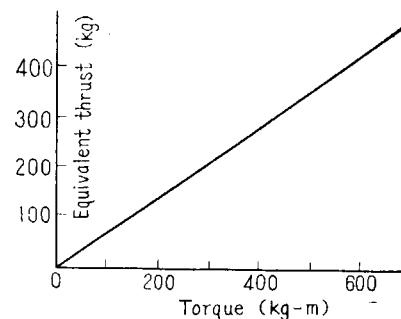


Fig. 3・8 Calibration of Torque and Equivalent Thrust

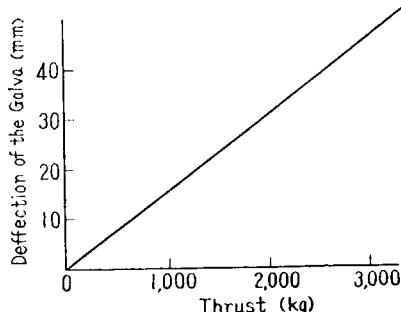


Fig. 3・9 Calibration of Thrust

3.4 回転数および回転軸の回転変動率

推進軸の回転数は、1回転のマークと電接時計とを電磁オシログラフに記録する方法によった。

回転軸の回転変動率の測定は、クランク軸の船首端に Weston の電気回転計を取りつけ、この電気回転計をして1回転中に12ヶの波型を画かしめ、この各波型の高低から1回転中の12点の回転変動を読むという方法によった。本計測装置の大要を Fig. 3-10 に示し、本装置による検定曲線を Fig. 3-11 に示した。

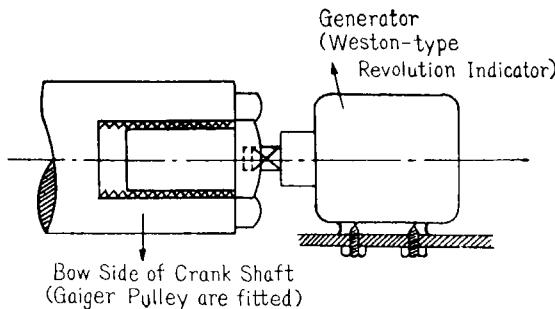


Fig. 3-10 Revolution Variation Measurement

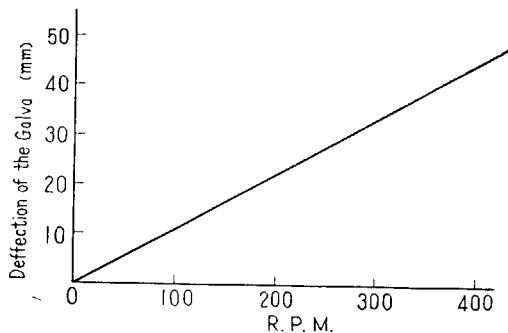


Fig. 3-11 Calibration of R. P. M.

3.5 スリップリングおよびブラッシ

16 リングのものを3組作成した。船内の試験状況を考慮して、本体はアルミ合金で、リングはエボキシ系樹脂でシールドし固定した。1本のスリップリングの外径は約135mm、巾8mm、1組のスリップリングの軸方向の長さは220mmである。ブラッシはバネ特性の良いベリリウム銅の板バネを用い、その長さは約120mm、巾は6.5mm、厚さは0.3mmとし、かつ個々の板バネの張力が均一に保たれるような調整装置をとりつけた。

3.6 船の速度その他

船の速度の計測には志波式速度計を使用しペン書きオシログラフに記録した。本速度計の原理は、三角柱の後方に生ずるカルマン渦の数と速度の関係を利用したものである。

舵角も、プロペラ翼の応力の大きさに関係するところが大きいと考えられたので、操舵時の舵角は勿論、直進時にもこれを計測し、記録することとした。これはペン書きオシログラフ上に記録した。使用せる舵角計のスケッチを Fig. 3-12 に示す。

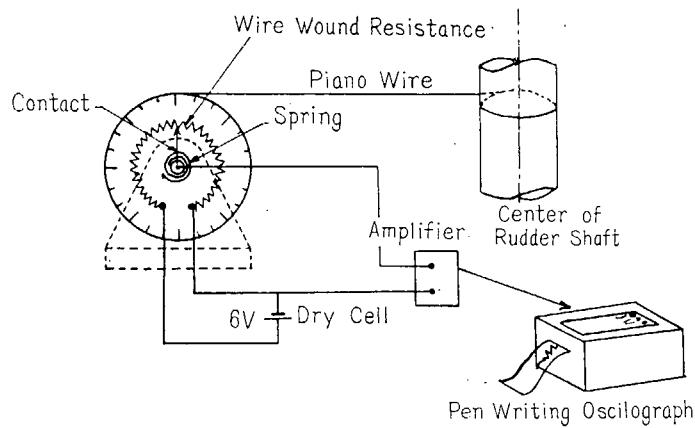


Fig. 3-12 Rudder Angle Measurement

実船試験当日の船の載貨状態、天候、海象、船の動揺等についても記録したが、実船試験は天気晴朗で海上平穏な日に行うことを見定されていた。

第4章 実 船 試 験

4.1 概 説

実船試験のための諸工事は、石川島重工業株式会社において、汐路丸の中間検査工事と併行して昭和32年6月下旬から7月上旬にかけて行われた。

本実験実施のための工事の主たる内容は、実験用プロペラへの換装、プロペラ翼面の配線およびその船内取り入れ、中間軸への諸ゲージ類の貼付、スリップ・リング、ブラッシ類の中間軸への取りつけ、計測用器具の据付け、計測記録用配線、計測場所の整備等であった。

なお、本実船試験と同時に、当協会第31研究部会「プロペラ軸のクラック発生防止対策に関する研究」の実験が本船を使用して行われ、そのための若干の工事も行われた。

本実船試験を行う際の船体の状況は、中間検査工事において入渠し船底塗料を塗付したばかりであったから、きわめて清浄であるということができる。

4.2 実 船 試 験

実船試験は出渠の翌日、すなわち昭和32年7月6日（土曜日）および7月7日（日曜日）に行われた。

(1) 7月6日の実験時の船の状態および気象海象は下記の如くである。

船 首 吃 水	1.74 m
船 尾 吃 水	2.84 m
平 均 吃 水	2.29 m
排 水 量	227.3 m ³
海 水 温 度	24.1°C
海 水 比 重	1.020 (平均)
氣 溫	25.2°C (平均)
風	ほとんどなし
波 浪 階 級	1
天 気	晴

なお、航行中には横揺れ、縦揺れは認められず、一杯舵旋回時の傾斜角は4.5°であった。

7月6日の実験番号および計測時間・翼面応力計測用結線状況・主機出力等をTable 4.1に示す。

(2) 7月7日の船の状態および気象海象は下記の如くである。

船 首 吃 水	1.74 m
船 尾 吃 水	2.84 m
平 均 吃 水	2.29 m
排 水 量	227.3 m ³
海 水 温 度	23.5°C

Table 4·1 Schedule of Tests on Ship (July 6, 1957)
Departure 8: 20 Return 18: 09

Test No.	Time		Strain Gauge No. measured at the Same Time	Engine Output	Remarks
	Beginning	Finishing			
1	11: 57	11: 58	1a, 1b, 2b, 3a, 3b, 4b	4/4	
2	12: 03	12: 04	"	3/4	
3	13: 18	13: 20	1a, 6b, 8a, 9a, 9b, 11a	4/4	
4	13: 23	13: 24	"	3/4	
5	14: 44	14: 45	1a, 10a, 10b, 10c, 11b, 18a	4/4	
6	14: 48	14: 49	"	3/4	
7	16: 00	16: 01	1a, 1b, 10a, 15a, 16a, 14b	4/4	
8	16: 04	16: 05	"	3/4	
9a	16: 09		"	"	Steering 30° (Starboard)
9a'		16: 10	"	"	" (" ")
9b	16: 11		"	"	" (Port)
9b'		16: 12	"	"	" ("")
10	16: 18	16: 20	"	"	Headway—Astern
11	16: 36	16: 37	"	"	Astern
12	16: 38	16: 39	"	"	Astern—Headway
10'	16: 55	16: 58	"	"	Headway—Astern

Table 4·2 Schedule of Tests on Ship (July 7, 1957)
Departure 7: 40 Return 14: 45

Test No.	Time		Strain Gauge No. measured at the Same Time	Engine Output	Remarks
	Beginning	Finishing			
1	8: 43	8: 50	1a, 10a, 15a, 17a	3/4	Steering Impulse Test
2	9: 09	9: 13	"		Continuous Progressive Revolution Test
3	9: 14	9: 25	"		
4	9: 33	9: 34	"		
5	9: 39	9: 40	"		
6	9: 44	9: 45	"		
7	9: 50	9: 51	"		
8	9: 53	9: 54	"		
9	9: 58	9: 59	"		
10	10: 03	10: 05	"		
11	10: 08	10: 09	"		
20	10: 13	10: 15	"		Steering 15° (Port—Starboard)
12	11: 22	11: 24	1a, 8a, 1b, 6a	4/4	
13	11: 26	11: 28	"	3/4	Astern
14	11: 29	11: 31	"	4/4	
15	12: 00	12: 04	"	"	Turning (Starboard—Port)
16	12: 05	12: 08	"	3/4	Turning (Starboard—Port)
17'	12: 58	12: 59	1a, 13a, 1b, 18a	2/4	
17	13: 00	13: 07	"	"	Turning
18'	13: 12	13: 13	"	4/4	
18	13: 13	13: 23	"	"	Turning
19	13: 28	13: 32	"	3/4	Z-Steering

海 水 比 重	1.020 (平均)
氣 溫	24.2°C
風	1 (午前) 2 (午後)
波 浪 階 級	2~3 (午前), 3~4 (午後)
天 気	晴

実験番号および計測時間・翼面応力計測用結線状況・主機出力等を Table 4·2 に示す。

(3) 7月6日の実船試験に先立って、運輸省関東海運局東京支局船舶検査官による本船の機関部の立会検査が約2時間にわたって行われたこと、実船試験工事に際して、翼面応力計測用導線の若干のものに機械的損傷をうけ電気的性能が悪化したこと*、翼面応力計測用結線の切りかえに予想外の時間を要したこと等のために、本実船試験は若干のつまづきをみせたが、概ね良好な条件のもとに試験を終了することができた。

各計測項目毎の計測結果等を次章以下に詳述する。

* 機械的損傷は、軸系のジョイント部の嵌入時に発生した。

第5章 実船試験の計測結果および考察

5・1 概 説

前記の如き計測項目につき、実船について計測を終了したのであるが、全部が全部完全に計測できたということはできなかった。

翼面応力計測に当っては、さきに述べたように、主として実船試験工事に際しての導線の機械的損傷のために電気的特性が悪化し、かなりの数の歪計についての計測が不能となった。Fig. 5・1 に示す

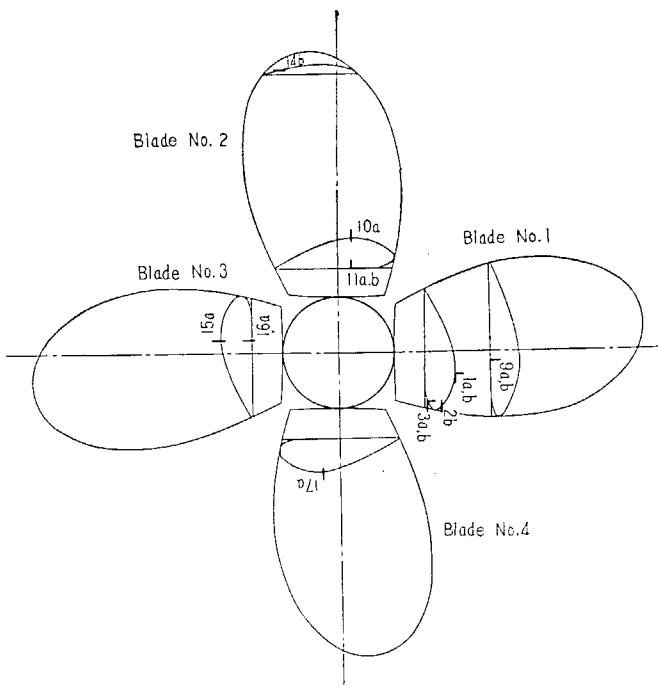


Fig. 5・1 Measured Gauge No.

ものが、翼面応力として計測できた歪計の位置および番号である。実船試験終了後、実船試験造作の復旧工事の際に、翼面への歪計の接着状況を調査したところでは、試験中に接着が不良化したというような例は歪計の部分についてはみられなかった。ただ翼面を導いた導線の接着に若干甘いところが見られたが、計測を不能にした原因と考えられるようなものではなかった。

スラストの計測は、さきにも述べたように、従来より完全な計測に成功した例をみない。今回も前述の方法に従い計測を行ったのであるが、第1日目は、箇歪計不良のため計測不能、第2日目は歪計を貼付しなおして計測を実施したのであったが、その計測結果は妥当なスラストの値を与えるなかった。すなわち Fig. 5・2 にオッショグラム上の記録の一例を示すようにスラストの値が1回転中に不連続な変化を示すと共にその数値も妥当な値とはいえない。

他の計測項目の計測は満足に行われた。

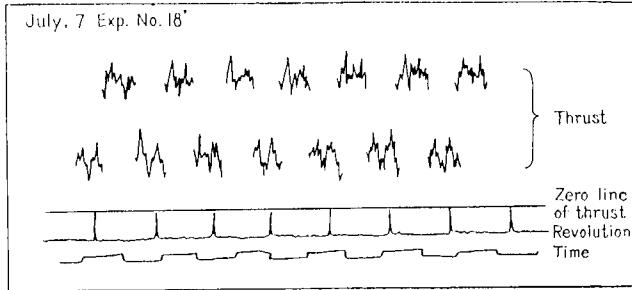


Fig. 5.2 Example of Wrong Record of Thrust

5.2 定常状態における計測結果

定常状態における計測結果を Table 5.1 に示す。同表中翼面応力値の + の記号は圧縮応力を、- の記号は引張り応力を示す。なお、翼面応力値を計算するに当っては、実験用プロペラと同一の

Table 5.1 (A) Results of Measurement (Stationary Condition)

Date	Experi-mental No.	Speed of Ship (kt)	Propeller * Revolutions per Minute (rpm)	Mean Torque (kg·m)	Shaft Horse-power (HP)	Vibrating Torque (kg·m)	Max. Helm Angle on Running (°)	Gauge No.	Stress on ** Blade (kg/cm²)	Remarks
July, 6	1	11.50	383.1	—	—	—	0	1 a 2 b 3 a 3 b	280~600 0~200 -130~-250 0~125	* +: Normal Turning of Propeller
	2	11.00	354.5	—	—	—	3°	1 a 2 b 3 a 3 b	140~450 0~150 60~200 0~-120	-: Reversing Turning of Propeller
	3	11.15	382.1	53,000	282	17,500	4°	1 a 9 a 9 b 11 a	250~600 -120~-440 -280~-550 -110~-300	** +: Compressive Stress -: Tensile Stress
	4	10.50	354.5	46,100	228	26,000	0	1 a 9 a 9 b 11 a	400~570 0~300 250~500 -130~-250	
	5	11.30	381.0	56,300	300	17,300	0	1 a 10 a 11 b	220~560 150~570 0~260	
	6	10.60	355.5	45,600	226	24,400	0	1 a 10 a 11 b	160~500 150~530 0~230	
	7	11.20	381.5	55,500	296	18,800	3°	1 a 10 a 15 a 16 a 14 b	250~580 210~620 250~600 -110~-430 0~70	
	8	10.68	354.4	46,800	231	25,300	3°	1 a 10 a 15 a 16 a 14 b	180~520 170~550 200~570 90~350 0~40	
	11	6.35	-251.7	-31,500	-110	64,000	0	1 a 10 a 15 a 14 b	0~-190 0~-140 0~-150 0	

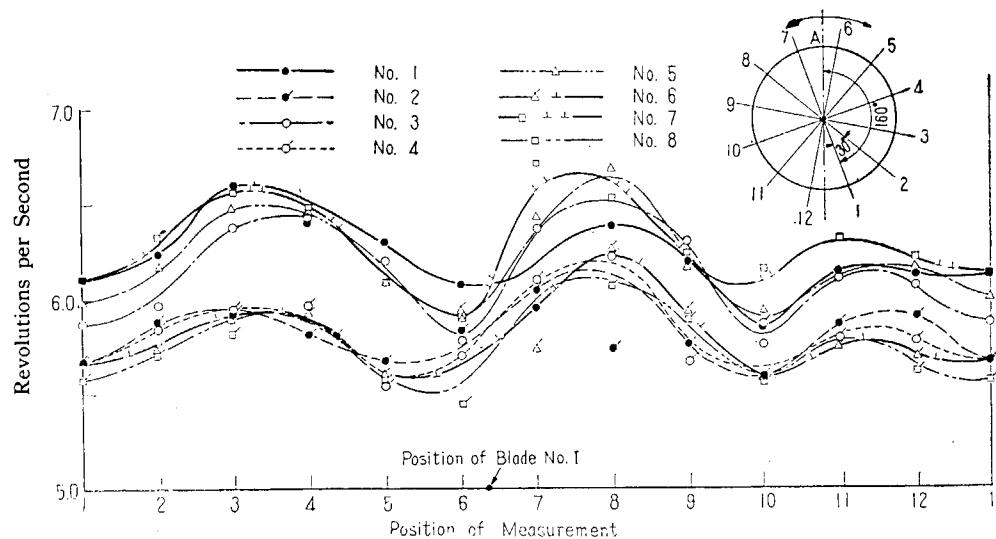
Table 5·1 (B) Results of Measurement (Stationary Condition)

Date	Experimental No.	Speed of Ship (kt)	Propeller Revolutions per Minute (rpm)	Mean Torque (kg·m)	Shaft Horse-power (HP)	Vibrating Torque (kg·m)	Max. Helm Angle on Running (°)	Gauge No.	Stress on Blade (kg/cm²)	Remarks
	2 a	—	235.6	28,100	92	48,400	0	1 a 15 a 17 a 10 a	100~250 130~260 110~270 80~270	
	2 b	—	259.0	30,000	109	74,600	0	1 a 15 a 17 a 10 a	110~360 100~420 150~460 60~370	
	2 c	—	310.0	42,900	185	61,700	0	1 a 15 a 17 a 10 a	230~400 170~520 270~500 200~410	
	2 d	—	345.2	52,400	252	32,900	0	1 a 15 a 17 a 10 a	270~550 260~580 270~520 250~500	
	2 e	—	368.0	53,500	275	22,800	0	1 a 15 a 17 a 10 a	270~550 260~630 280~540 250~560	
	2 f	10.90	379.5	55,500	294	18,900	0	1 a 15 a 17 a 10 a	230~500 180~520 270~520 170~520	
July, 7	3	8.40	257.4	22,200	79	69,500	0	1 a 15 a 17 a 10 a	50~360 20~300 70~360 40~270	
	4	8.90	273.6	26,000	99	93,400	3°	1 a 15 a 17 a 10 a	70~400 100~310 0~420 20~330	
	5	10.05	336.0	40,200	188	34,900	4°	1 a 15 a 17 a 10 a	100~450 160~520 200~460 200~460	
	6	10.75	360.1	47,200	237	24,900	0	1 a 15 a 17 a 10 a	200~550 180~570 170~520 200~500	
	7	11.35	381.5	53,000	282	17,700	0	1 a 15 a 17 a 10 a	250~590 210~600 200~540 250~570	
	8	10.85	362.6	55,800	282	23,400	0	1 a 15 a 17 a 10 a	230~550 130~520 170~500 190~460	
	9	10.20	337.5	39,500	186	34,200	0	1 a 15 a 17 a 10 a	180~450 140~470 110~420 170~410	
	12	—	383.7	58,700	314	17,500	—	1 a 1 b	250~580 130~460	
	13	—	—261.8	—16,900	62	86,000	—	1 a 1 b	100~230 0~—170	
	14	—	384.7	59,800	321	39,400	—	1 a 1 b	250~580 170~500	
	17'	8.25	270.5	—	—	—	0	1 a	20~410	
	18'	10.00	380.3	56,600	300	17,500	10°	1 a	250~600	
	19	—	354.5	50,000	247	24,500	—	1 a	230~500	

材料を用い、かつその鋳造条件をできるだけ同様にして別個に鋳造せる試験片三ヶにつき行った引張り試験の結果から求めたヤング率を用いた。引張り試験は尼ヶ崎製鉄株式会社呉製鋼所および運輸技術研究所船舶構造部で実施したもので、その結果は、引張り破断応力 $53.9 \sim 54.6 \text{ kg/mm}^2$ 、伸び率 $29.5 \sim 27.9\%$ 、ヤング率 $1.05 \times 10^4 \sim 1.3 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ であった。応力計算には、ヤング率の平均値として $1.16 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ を採用した。また、本応力算定期の箇状歪計の感度係数は 2.10 である。

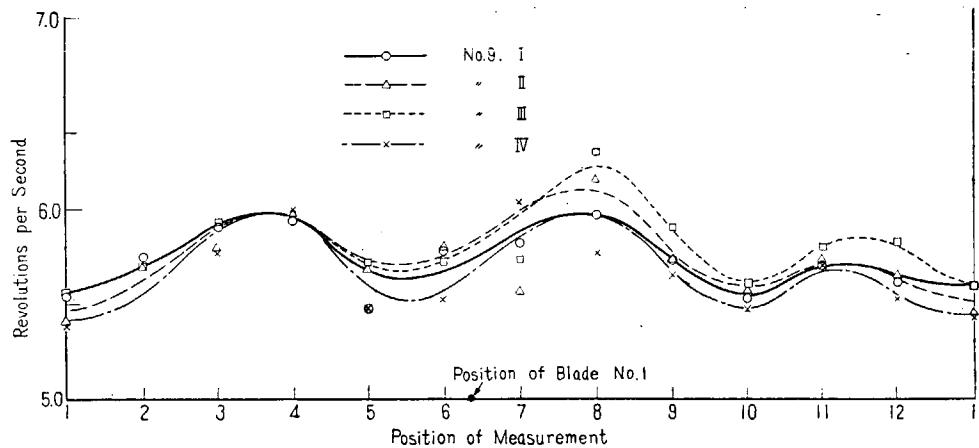
また同表中の捩り振動の振巾および振動のトルクは、第 3 章に述べた如く、トルク計測装置によるトルクの連続記録から捩り振動をトルク変動分として解析して求めたものである。振動は、各回転静定状態においてすべて 3 次を示した。

一回転中の回転軸の回転数の変動率を、実験番号毎に Fig. 5·3 (A, B) に示す。同図中に示す表の中で平均回転数 A は、回転計の記録から得られたものである。平均回転数 B は、本計測記録より求



	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	No. 6	No. 7	No. 8
Mean Revolution (A)	383.1	354.5	382.1	354.5	381.0	355.5	381.5	354.4 R/m
Mean Revolution (B)	382.9	354.5	380.5	354.0	380.5	355.6	381.4	354.1 //
1	6.11	5.65	5.86	5.68	5.98	5.66	6.10	5.55 R/s
2	6.23	5.87	5.96	5.83	6.16	5.72	6.33	5.72 //
3	6.60	5.89	6.38	5.90	6.47	5.89	6.55	5.80 //
4	6.40	5.80	6.43	5.96	6.48	5.92	6.48	5.96 //
5	6.30	5.68	6.20	5.52	6.08	5.59	6.07	5.59 //
6	6.08	5.84	5.77	5.70	5.89	5.92	5.90	5.42 //
7	5.92	6.05	6.37	6.10	6.43	5.70	6.70	6.07 //
8	6.36	5.72	6.21	6.20	6.68	6.26	6.51	6.05 //
9	6.19	7.74	6.30	5.65	6.16	5.92	6.20	5.89 //
10	5.83	5.58	5.75	5.86	5.93	5.58	6.14	5.58 //
11	6.13	5.86	6.10	5.77	6.10	5.72	6.30	5.77 //
12	6.11	5.90	6.05	5.71	6.16	5.65	6.19	5.59 //

Fig. 5·3 (A) Variation of Shaft Revolution among a Turning



	No. 9	I	II	III	IV
Mean Revolution (A)	342.1	344.4	353.0	349.5 R/m	
Mean Revolution (B)	346.5	344.0	353.8	348.7 //	
1	5.53	5.41	5.55	5.83 R/s	
2	5.74	5.72	5.70	5.68 //	
3	5.89	5.78	5.92	5.75 //	
4	5.92	5.96	5.93	5.99 //	
5	5.46	5.68	5.70	5.46 //	
6	5.77	5.80	5.70	5.50 //	
7	5.80	5.55	5.71	6.02 //	
8	5.93	6.14	6.28	5.74 //	
9	5.70	5.70	5.89	5.62 //	
10	5.50	5.56	5.59	5.42 //	
11	5.68	5.71	5.78	5.68 //	
12	5.58	5.62	5.81	5.49 //	

Fig. 5·3 (B) Variation of Shaft Revolution among a Turning

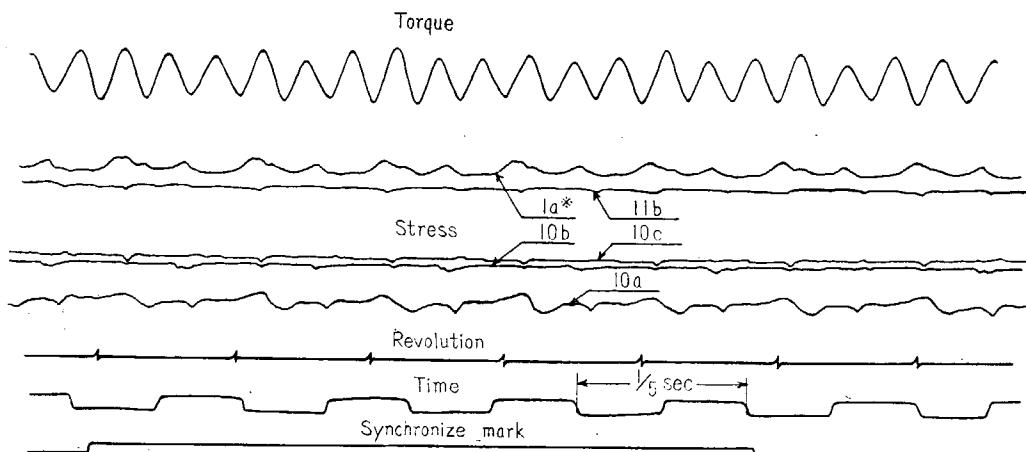


Fig. 5·4 Example of Records (July 6, Test No. 5)

※ 1a は結線を逆にしたので 10a, 10b, 10c, 11b とは逆に記録されている。
1a was recorded reversely because of the reversing circuit.

めた値である。両者はよく一致している。

定常状態における記録の一例をそれぞれ Fig. 7·4 ないし Fig. 7·5 に示す。

軸馬力・プロペラ回転数・船の速度等の実測値と水槽試験結果との比較を Fig. 7·6 に示す。

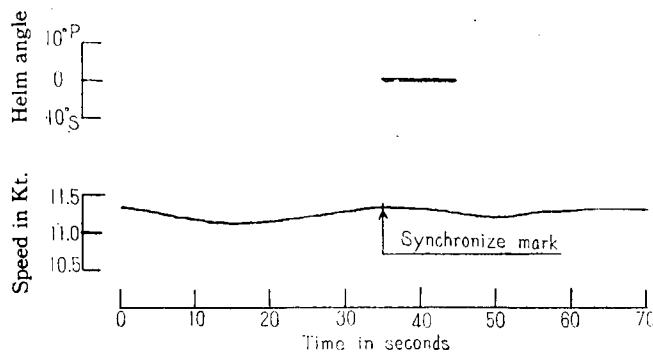


Fig. 5·5 Example of Records (July 6, No. 5)
(Helm Angle and Ship Speed)

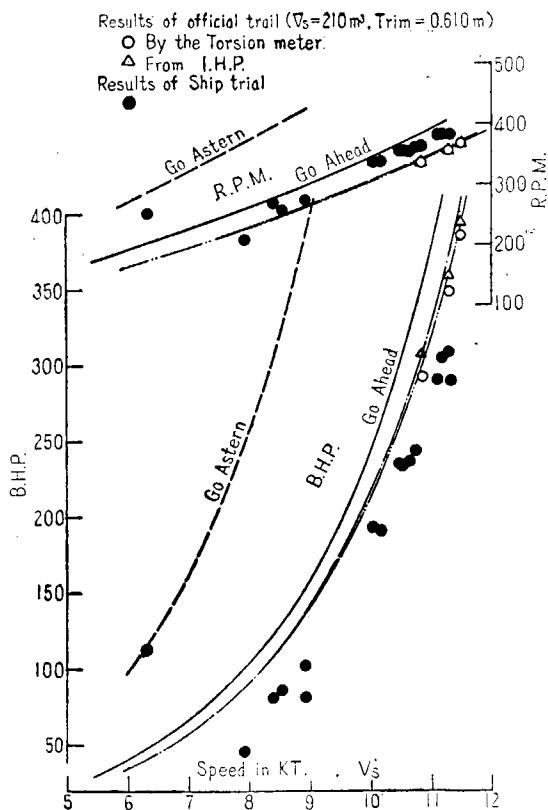


Fig. 5·6

5·3 非定常状態における計測結果

一例として第1日の実験番号 12 の記録を整理せるものを Fig. 5·7 に示す。又同実験番号中における応力値の一例を Table 5·2 に示す。

Table 5·2 Results of Measurement (Un-stationary Condition)

Date	Exp. No.	Speed of Ship (kt)†	Propeller Revolutions per Minute (rpm)	Mean Torque (kg·m)	Shaft Horse-power (HP)	Vibrating Torque (kg·m)	Max. Helm Angle on Running (°)	Gauge No.	Stress on Blade (kg/cm²)	Remarks
	9 a	6.90	344.4	56,000	269	37,200	30°	1 a 10 a 15 a 16 a 14 b	230~540 190~550 250~550 -170~-370 0~90	Right Turning
	9 b	8.90	349.5	56,900	277	32,200	30°	1 a 10 a 15 a 16 a 14 b	120~560 120~590 230~570 -130~-400 20~90	Left Turning
July, 6	10'	—	(-260)*	—	—	—	—	1 a 10 a 15 a 16 a 14 b	40~-170 80~-140 10~-170 60~-170 0~-40	Transient Condition of Gostern to Astern
	—	(275)*	—	—	—	—	—	1 a 10 a 15 a 14 b	210~500 290~430 150~450 0~40	Transient Condition of Astern to Gostern
	12	—	(336)*	—	—	—	—	1 a 10 a 15 a 14 b	250~520 190~500 200~550 20~110	
	—	(350)*	—	—	—	—	—	1 a 10 a 15 a 14 b	250~520 190~500 200~500 20~110	
	15 a	9.65	374.5	68,900	360	22,800	30°	1 a 1 b	230~540 130~440	Right Turning
	15 a'	9.65	375.2	70,000	367	21,700	30°	1 a 1 b	250~600 100~460	"
July, 7	15 b	9.80	382.4	64,200	342	18,100	30°	1 a 1 b	300~560 190~410	Left Turning
	15 b'	8.50	375.2	68,400	358	20,000	30°	1 a 1 b	310~600 230~460	"
	16 a	9.60	350.0	58,500	286	30,400	30°	1 a 1 b	230~460 170~390	Right Turning
	16 b	9.00	351.5	59,800	292	30,000	30°	1 a 1 b	290~520 230~460	Left Turning

Notes † It denotes the speed when stress is measured.

* It denotes the approximate value.

5·4 翼面応力の計算値

翼面応力についての実験結果と今までの設計等の応力計算値との対応について考察する前に、本船の実験用プロペラの設計に当って採用した応力の計算方法およびその計算値について簡単に触れておきたい。

翼の部分にはスラスト・トルクおよび遠心力等のような定常的な力による応力の他に、振動的・運動的又は偶発的な力による応力が生ずる。後者については安全係数の中に含ませて考えることとし、

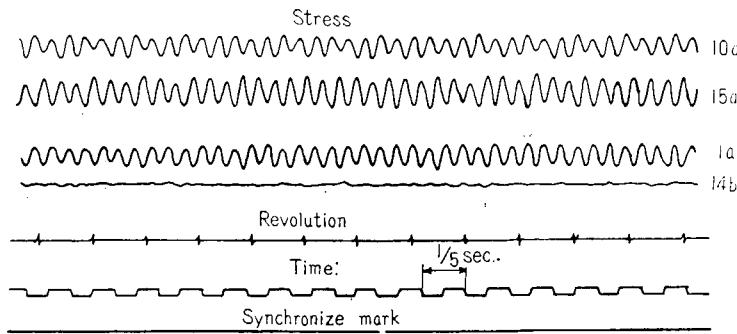


Fig. 5.7 Example of Records (July 6, Test No. 12)

普通は前者のみについて近似計算を行う。ここでもこのように考えるとともに一応遠心力の影響を除外し、スラストの分布として、スラストは半径方向に直線的に増加するという仮定を設け、かつ D. W. テイラーの方法も拡張すれば、翼截面に垂直および平行方向の曲げモーメント M_c および M_e は、それぞれ次式で与えられる。

$$M_c = \frac{4500}{2\pi} \frac{(1-m)^2}{(1-C^2)\sqrt{a_r^2 + \pi^2 m^2}} \left[\frac{\pi}{3} \frac{a_r}{a} (2+m) \frac{\eta}{1-s} + ar \right] \frac{P}{ZN}$$

$$M_e = \frac{4500}{2\pi} \frac{(1-m)^2}{(1-C^2)\sqrt{a_r^2 + \pi^2 m^2}} \left[\frac{\pi}{3} \frac{a_r}{a} (2+m) \frac{\eta}{1-s} - m\pi \right] \frac{P}{ZN}$$

ここに m : 曲げモーメントを求めるとする半径位置 r をプロペラ半径 R でわった値,
すなわち $m=r/R$

C : ポス比

a_r : 半径位置 r におけるピッチ比

a : 平均ピッチ比

η : プロペラ単独効率

s : 真失脚

P : 伝導馬力

Z : 翼数

N : プロペラ毎分回転数

この M_c と M_e により、普通には背面の最大厚さ位置 (C 点) に最大圧縮応力 σ_c を、後縁 (A 点) に最大引張応力 σ_t を生ずる。(Fig. 5.8 参照)

$$\sigma_c = \frac{M_c}{Ix/y}$$

$$\sigma_t = \frac{M_c}{Ix/y} + \frac{M_e}{Iy/x}$$

普通は $\sigma_c > \sigma_t$ となるので、本船のプロペラのようにマンガン黄銅製の場合には σ_c だけを計算し、設計の基準としている。

本プロペラ翼截面の断面係数等は Fig. 5.8 に示す如くである。図表中、 I は截面の中、 t は截面

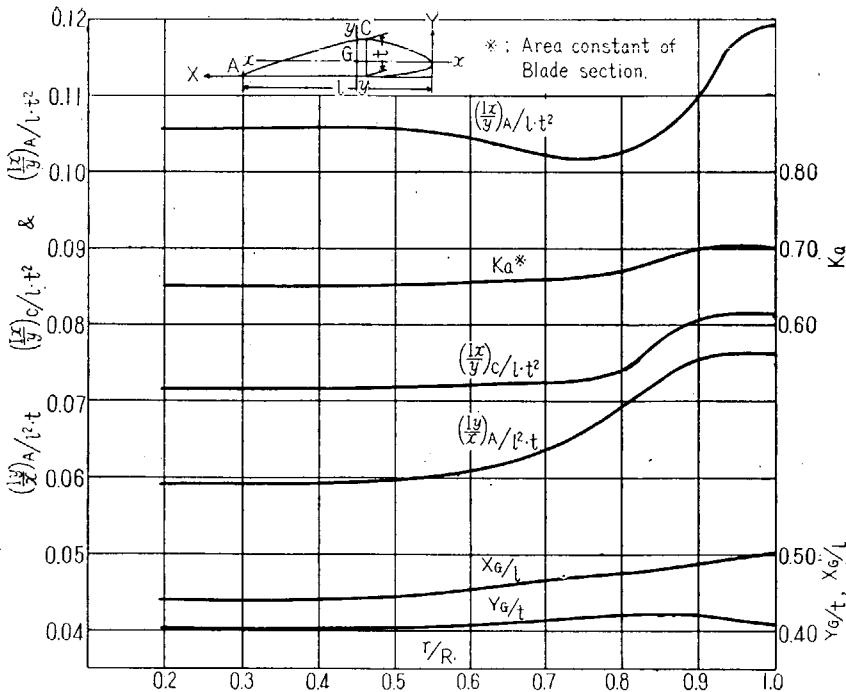


Fig. 5-8 Section Modulus etc. of Blade Section

の最大厚さ, C 点は背面の最大厚さの点, A 点は後縁, x 軸は重心を通り圧力面に平行, y 軸は垂直である。

遠心力の応力におよぼす影響は、次のようにある。

半径 r における翼截面の面積を A とすれば、半径 r_1 の点に働く遠心力 F は、

$$F = 0.001119\gamma N^2 \int_{r_1}^{D/2} Ar dr$$

で与えられる。翼の後向き傾斜角を α とすると r_1 の点に作用する遠心力によるモーメント M_f は

$$M_f = 0.001119\gamma N^2 \tan \alpha \int_{r_1}^{D/2} Ar(r-r_1) dr$$

で与えられる。 M_f を翼截面に直角なモーメント M_e' と平行なモーメント M_e' に分けると

$$M_e' = M_f \cdot \frac{\pi m}{\sqrt{a_r^2 + \pi^2 m^2}}$$

$$M_e' = M_f \cdot \frac{a_r}{\sqrt{a_r^2 + \pi^2 m^2}}$$

従ってこの曲げモーメントを使えば、遠心力による応力を前と同様に求めることができるわけである。

以上の諸式中 γ : 翼材料の単位体積の重さ

N : プロペラ毎分回転数

D : プロペラ直径

γ については実験用プロペラ材料について測定し、その値として $8,250 \text{ kg/m}^3$ を得た。

以上のような方法により、各定常状態における箱状抵抗歪計番号 1a, 10a, 15a, 17a および 8a における翼面応力を計算し、Table 5·3 に示す。

Table 5·3

Experi-mental Date	Experi-mental No.	Gauge No.	Stress on Blade kg/cm ² (Calculated)		
			Due to Torque and Thrust	Due to Centri-fugal Force	Total
July, 6	3	1 a	310	112	422
	4	1 a	270	100	370
	5	1 a, 10 a	330	108	438
	6	1 a, 10 a	267	100	367
	7	1 a, 10 a, 15 a	325	108	433
	8	1 a, 10 a, 15 a	273	100	373
	11	1 a, 10 a, 15 a	-184	48	-136
July, 7	2 a	1 a, 15 a, 17 a, 10 a	163	44	207
	2 b	"	177	53	230
	2 c	"	250	72	322
	2 d	"	306	92	398
	2 e	"	314	99	413
	2 f	"	325	108	433
	3	"	128	53	181
	4	"	152	56	208
	5	"	234	85	319
	6	"	275	101	376
	7	"	309	112	421
	8	"	326	101	427
	9	"	240	84	324
	12	{1 a 8 a}	343 279	107 —	450 279
	13	{1 a 8 a}	-100 -81	52 —	-48 -81
	14	{1 a 8 a}	350 285	107 —	457 285
	18'	1 a	331	104	435
	19	1 a	292	101	393

5·5 翼面応力の計算値と実測値との比較

前述せるように、プロペラの強度計算では、スラスト・トルク・遠心力のような定常的な力しか計算の対象にしていない。しかし作動中のプロペラ翼に作用する力はきわめて複雑で、定常的な力のほかに、機関回転の不均一に帰因するもの、伴流の不均一性に因るもの、空洞および翼後縁の渦列等に因るもの、波浪および動搖等に因るもののような振動的または変動的な力とか、異物との衝突による偶然的な力、铸造方式等による内応力などが考えられる。

定常的な力に基くもの以外はすべて安全係数として今まで考えられていたものであって、この点から考えると、応力の実測値の示す値は当然計算値より大なる値を示して当然と考えられる。

Table 5·4 (A), (B) に示すものは、この計算値と実測時の最大応力値とを対応したもので同表中に実測値/計算値をも示した。

5・6 計測結果の考察

(1) 実船試験においても、静的強度試験におけると同様に、主応力の方向を見出すことを目的として、翼面歪計番号 10 を用意したのであったが、計測できた歪計は 10a のみで、所期の目的は得られなかつた。

(2) 第 1 翼については、0.3R における翼断面の周りの応力の分布を求めるることを意図したのであるが、翼根部においても意外に歪計に事故が多く、所期の目的は達せられなかつた。試みに第 1 翼と第 2 翼の資料を使用してプロペラ回転数約 381 RPM における 0.3R の最大翼面応力の分布の概略を示すと Fig. 5・9 の如くなる。この際異なる翼間の応力値の対応は、基準歪計たる 1a の計測値を

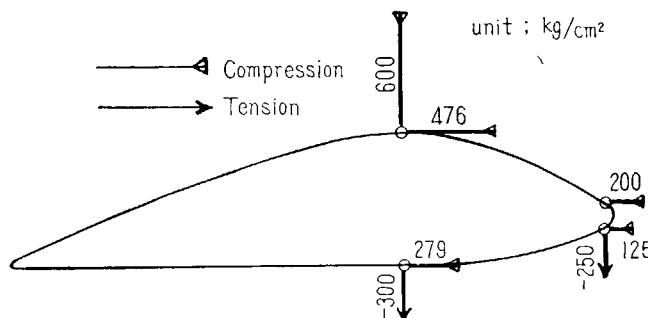


Fig. 5-9 Stress Distribution on Blade Section

使用して行った。又主応力の方向は前記の如く計測できなかつたので、本図の翼面応力分布は、各歪計の貼付方向の応力値を示すにとどめた。

(3) 第 1 翼については、0.3R および 0.5R に歪計を貼付し、第 2 翼における 0.9R における歪計の計測値と共に、半径方向における翼断面背面最大厚における応力値の分布を求めるこを意図したがそれは失敗に終つた。

Table 5-4 (A) Comparison of Stress between Measurement and Calculation (July 6)

Date	Exp. No.	Gauge No.	Stress on Blade (kg/cm²)		Measurement /Calculation	Remarks
			Measurement (Max)	Calculation		
July, 6	3	1 a	600	422	1.42	
	4	1 a	570	370	1.54	
	5	1 a	560	438	1.28	
		10 a	570	438	1.30	
	6	1 a	500	367	1.36	
		10 a	530	367	1.44	
	7	1 a	580	433	1.34	
		10 a	620	433	1.43	
		15 a	600	433	1.39	
	8	1 a	520	373	1.39	
		10 a	550	373	1.47	
		15 a	570	373	1.53	
	11	1 a	-190	-136	1.40	
		10 a	-140	-136	1.03	
		15 a	-150	-136	1.10	

Table 5.4 (B) Comparison of Stress between Measurement and Calculation (July 7)

Date	Exp. No.	Gauge No.	Stress on Blade (kg/cm ²)		Measurement /Calculation	Remarks
			Measurement (Max)	Calculation		
July, 7	2 a	1 a	250	207	1.21	Ship speed is unstable.
		15 a	260	207	1.26	
		17 a	270	207	1.30	
		10 a	270	207	1.30	
	2 b	1 a	360	230	1.57	
		15 a	420	230	1.83	
		17 a	460	230	2.00	
		10 a	370	230	1.61	
	2 c	1 a	400	322	1.24	
		15 a	520	322	1.61	
		17 a	500	322	1.55	
		10 a	410	322	1.27	
	2 d	1 a	550	398	1.38	
		15 a	580	398	1.46	
		17 a	520	398	1.26	
		10 a	500	398	1.31	
	2 e	1 a	550	413	1.33	
		15 a	630	413	1.53	
		17 a	540	413	1.31	
		10 a	560	413	1.36	
	2 f	1 a	500	433	1.15	
		15 a	520	433	1.20	
		17 a	520	433	1.20	
		10 a	520	433	1.20	
	3	1 a	360	181	1.99	
		15 a	300	181	1.66	
		17 a	360	181	1.99	
		10 a	270	181	1.49	
	4	1 a	400	208	1.92	
		15 a	310	208	1.49	
		17 a	420	208	2.02	
		10 a	330	208	1.59	
	5	1 a	450	319	1.41	
		15 a	520	319	1.63	
		17 a	460	319	1.44	
		10 a	460	319	1.44	
	6	1 a	550	376	1.46	
		15 a	570	376	1.52	
		17 a	520	376	1.38	
		10 a	500	376	1.33	
	7	1 a	590	421	1.40	
		15 a	600	421	1.43	
		17 a	540	421	1.28	
		10 a	570	421	1.35	
	8	1 a	550	427	1.29	
		15 a	520	427	1.22	
		17 a	500	427	1.17	
		10 a	460	427	1.08	
	9	1 a	450	324	1.39	
		15 a	470	324	1.45	
		17 a	420	324	1.30	
		10 a	410	324	1.27	
	12	1 a	580	450	1.29	
	13	1 a	-230	-48	4.79	
	14	1 a	580	457	1.27	
	18'	1 a	600	435	1.38	
	19	1 a	500	393	1.27	

(4) 汐路丸のプロペラは右廻りであるから、右又は左の舵角を採った場合、その操舵の方向によって翼面に生ずる応力に差が生ずることが考えられる。その間の事情を Table 5・2 から、翼面応力の翼根部における最大値について調べてみると Fig. 5・10 および Fig. 5・11 の如くなる。両回とも横座標にプロペラ毎分回転数をとった。

Fig. 5・10 には、翼根部 (0.3R) の背面最大厚部に生ずる最大圧縮応力を示し、Fig. 5・11 には翼根部 (0.3R) における歪計番号 16 および 16a における最大引張応力を示すものである。この両回とも左旋回時の方が右旋回時より翼根部に生ずる応力は若干大きいことを示す。

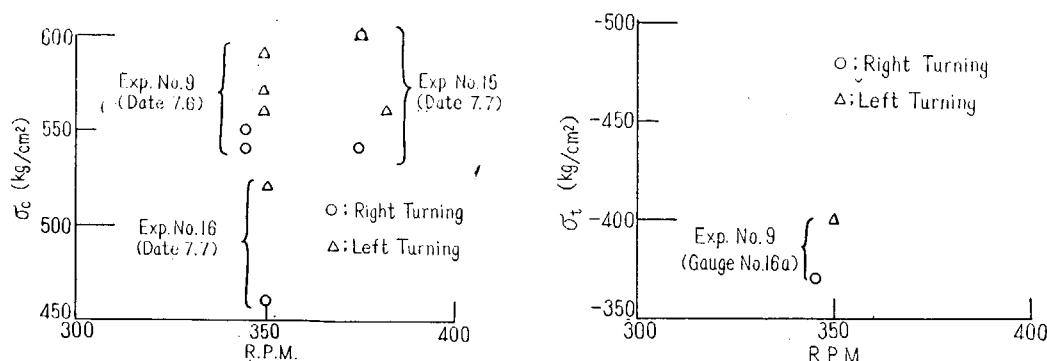


Fig. 5・10 Max. Compressive Stress on Blade Root

Fig. 5・11 Max. Tensile Stress on Blade Root

(5) 振動トルクの量は本船の主機械がディーゼル機関であるため、かなりの量にのぼっている。トルクと翼面応力の値との関連を定常状態につき若干調査してみた。

Fig. 7・12 は横軸に平均トルクおよび（平均トルク + 振動トルク）をとり縦軸に定常状態における翼面歪計番号 1a の最大応力値を置点したものである。本図によると平均トルクと翼面応力とは大体直線関係にあるが、（平均トルク + 振動トルク）と翼面応力との関係はきわめて不規則である。これらの点のうち 7 月 7 日の分は実船試験の順序等を考えて回転数整定の定常状態とはいうものの船速が定常でなく、又トルクも定常になっているとはみられない節もあるので一応除外して 7 月 6 日の分のみを用いて直線を引いた。

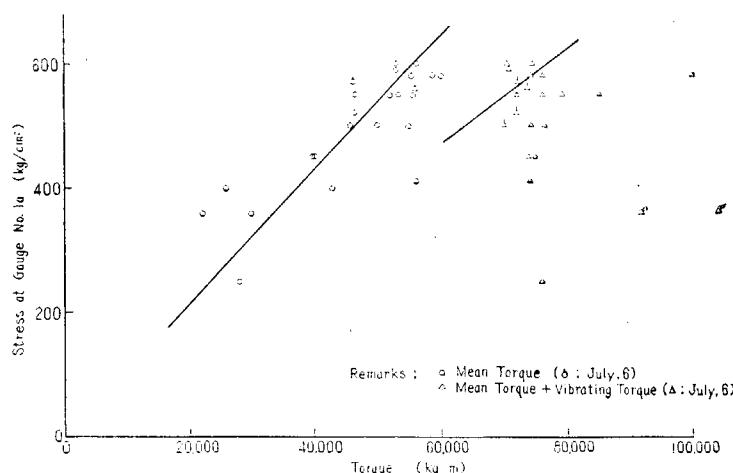


Fig. 5・12

みについて調べてみると翼面応力との関係は両者とも大体同傾向を示すようである。しかし、点のちらばりは相当ある。

7月6日の分について歪計番号1aの翼面応力の最大実測値/計算値の値と(振動トルク+平均トルク)/(平均トルク)の関係をTable 5-5に示した。

Table 5-5

Experimental No.	Vibrating Torque + Mean Torque Mean Torque	(Measured Value) (Calculated Value) of Stress on Blade at Gauge No. 1a
3	1.330	1.42
4	1.564	1.54
5	1.307	1.28
6	1.535	1.36
7	1.339	1.34
8	1.541	1.39
11	3.032	1.40

この表を調べる第2欄の値と第3欄の値とは実験番号11を除いて比較的よく対応している。この計算値は平均トルクについて計算したものであるから、もし平均トルクの代りに(平均トルク+振動トルク)を用いて計算を行なえば、実測値と計算値とは比較的合致するといえる。このことは1aと同様な条件にある10a, 15aについても同様である。このことから最大トルクの量が判れば5.4で述べたような計算方法で求めた結果は少なくとも翼根部附近の応力計算にはかなりよい近似を与えるといってよいであろう。

Table 5-5中、後進状態である実験番号11の場合は第2欄と第3欄が対応していない。後進状態は7月7日の実験番号13でも計測しているから、この場合について調べてみると、この場合の(平均トルク+振動トルク)/平均トルクの値は6.09であり、翼面最大応力の実測値/計算値の値は2.08であって、両者の対応はあまりよくなく、前者の方が後者よりかなり大きな数値を与える。これは後進時には振動トルクがきわめて大きくなることに帰因するのであるが、この後進時の振動トルクは前進時に較べて応力面へ影響をおよぼす程度は前進時より小さいことを示す。

なお、本船は毎分270回転附近に3次の振動に対する臨界回転数を有していた。このためこの回転数附近におけるトルク変動は大きく(Fig. 5-12 中△印を以って示す。)又翼面応力のオッショグラム上の変化も一回転中に3次の変化を示した。この臨界回転数をはずれた回転数では、翼面応力のオッショグラム上の変化は主として伴流分布に基く2次の変化を一回転中に示した。(後述の(10)参照)

(6) 前進から後進への移行、後進から前進への移行時に翼面応力を連続的に求めてそれを解析することは記録の不備からできなかった。

この非定常状態の一時点において求めた翼面応力の最大値と定常状態における対応回転数における応力の最大値との比較を翼根附近の歪計について示したものがTable 5-6である。

この表によれば前進から後進に移った場合の後進時を除き何れの場合にも非定常状態の方がその回転数に対応する定常状態の翼面応力より大なる値を示す。その差は5%から30%に達する。

Table 5·6 Comparison of Stress between Stationary and Unstationary Conditions

Gauge No.	Stationary Condition		Un-stationary Condition	
	Prop. Revolu-tions per Minute (RPM)	Stress on Blade (kg/cm ²)	Prop. Revolu-tions per Minute (RPM)	Stress on Blade (kg/cm ²)
1 a	273.6	400	(275)	500
15 a	"	310	(")	450
10 a	"	330	(")	435
1 a	336.0	450	(336)	520
15 a	"	520	(")	550
10 a	"	460	(")	500
1 a	354.5	500	(350)	520
1 a	-261.8	-230	(-260)	-170

(7) さきに右旋回、左旋回による翼根部の応力の大きさを比較したが、ここで直進時の応力と旋回時の応力を比較してみる。

Table 5·1, Table 5·2 について、右旋回時の翼根部の応力と直進時の応力をひらって較べてみると、両者の間にほとんど相異は見出せない。

従って、右旋回時には直進時と較べて、特に応力が増大するという傾向はなく、左旋回時に若干の応力の増大がみられる程度である。

(8) プロペラの正面の根部中央において引張応力のために翼が破壊した実例が若干あるのでこの点を確かめるために、第一翼においては $0.3R$ の正面中央部に箇状抵抗歪計を貼符したのであったが、残念ながらこの歪計は計測不能であった。

従って上記の目的は達することはできなかった。

本節第2項の Fig. 5·9 における応力分布を示したがこれから翼弦中央の引張り応力を推定することは困難である。

(9) 伴流分布と翼面応力の関係について若干考察する。

本船の前進時の伴流分布は Fig. 2·10 に示す如くであるがこの図から円周方向における伴流の模様を求めると Fig. 5·13 のようになる。この図によればプロペラ翼は、上方直立位置 (0° の位置と称する)において最大の伴流箇所をよぎり回転が進むにつれて漸次伴流の小さい箇所に入いる。 180° の位置で伴流値は若干上昇するが、その量は 0° の位置の半分以下である。

のことからプロペラ翼には 0° の位置において最大の応力が発生し 90° および 270° の方向で最

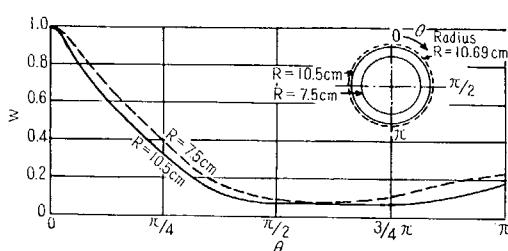


Fig. 5·13 Wake Distribution obtained from Fig. 2·10

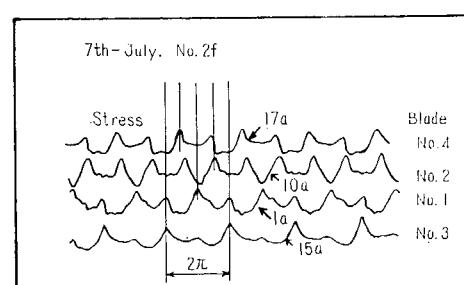


Fig. 5·14 Relation of Stress on Each Blade

小の応力が発生するであろうことが考えられる。

この点を明らかにするための一例として7月7日実験番号2f(毎分回転数379.5で捩り振動の臨界回転数とは相当隔たっている)のオッショグラムの記録をFig. 5-14に示した。

実験番号2fは、第1翼ないし第4翼の0.3Rにおける背面最大厚部の圧縮応力を同時に計測したものであるが、この記録によれば、各翼共一回転中に一ヶの最大値を示し、かつその最大値の間隔は1/4回転すなわち90°に相当している。

また、1箇の翼の記録を調べてみると、最大値は略0°の位置にあり次に大きな値を示す山は略180°の位置にあり低い谷はそれぞれ90°および270°近傍にあることがわかる。

これらのことばは前述の考察と略一致するものと考えてもよいであろう。(なお後述の(10)参照)

以上の説明は捩り振動の臨界回転数をはずれたところについてのものでこの場合には伴流分布が翼面応力に優越性を示している。しかし臨界回転数附近では3次の捩り振動が優越し、伴流分布とはきれいに対応しない。

一般の応力を示す記録は伴流分布に基く2次および1次の変化と捩り振動に基く3次の変化の合成として表われている。

(10) 軸系の捩り振動によりプロペラの翼に如何なる荷重が附加するかについて研野作一氏の研究(造船協会会報、昭16)があるのでその結果を本試験に応用してみた。大要について次に述べる。

(イ) 研野氏の論文の要旨は次のようにある。

1) プロペラの回転運動の式

トギノ式捩計のトルク変動記録の一週期分をとれば変動波形は次式で表わされる。

$$\Delta - \Delta_m = \sum a_n \sin n\omega_0 t + \sum b_n \sin n\omega_0 t = \sum r_n \sin (n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (1)$$

Δ =記録紙上の零線からの像の変位(cm)

Δ_m = " 平均変位(cm)

n =1週期中に含まれる分振動の波数

ω_0 =基本振動の角速度= $2\pi N/60$ (2 cycle engine) or $\pi N/60$ (4 cycle engine)

N =軸の毎分回転数

a_n, b_n, r_n =分振動の最大振巾(cm)

φ_n = " 位相角

式中の振動項は一般には1節型、2節型を含んでいるが実際の場合1節型が問題となるので、上式は1節型に属するものを表わすと考える。

振動の節点とプロペラとの距離を L とすればプロペラの振動振巾 θ_L (rad.)は次式で求める。

$$\theta_L = L/mrl \cdot \sum r_n \sin (n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (2)$$

l =基線間長(cm)

m =捩計の光学系の倍率

r =軸中心と捩計のレンズ中心との距離(cm)

また、強制振動の場合の節点の位置と自由振動の場合のそれとが同一であると仮定すれば

$$\theta_L = 1/I\rho^2 \sum qr_n \sin (n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (3)$$

$p/2\pi = 1$ 節型振動の毎秒の自由振動数

I = プロペラの有効慣性モーメント (g-cm)

q = 像の 1 cm 変位に対するトルク (dyne-cm)

或る任意時刻からのプロペラの回転角変位を $\phi(\text{rad.})$ とすれば

$$\phi = \frac{2\pi N}{60} t - \frac{L}{mrl} \cdot \sum r_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) = \frac{2\pi N}{60} t - \frac{1}{Ip^2} \sum qr_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (4)$$

上式よりプロペラの角速度 ω , 角加速度 α を求めることができる。即ち

$$\omega = d\phi/dt = \frac{2\pi N}{60} - \frac{1}{Ip^2} \sum n\omega_0 qr_n \cos(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (5)$$

$$\alpha = d^2\phi/dt^2 = 1/I \cdot \sum \left(\frac{n\omega_0}{p} \right)^2 qr_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (6)$$

2) プロペラ翼に加わる荷重

プロペラは (6) 式で示される角加速度運動をしているから、任意半径の翼断面には、その断面から翼端までの有効質量に基く慣性抵抗が剪断力として働く。

今翼の有効質量分布が翼の実質量分布に相似であるとすれば有効密度は $k\rho_1$ とすることができる。ここに、

$k > 1$ で、 ρ は翼材の密度である。

翼根に加わる剪断力およびモーメントは次式で与えられる。

$$F = -\alpha k\rho_1 \int_{R_r}^{R_0} AR dR \quad (7)$$

$$M = -\alpha k\rho_1 \left[\int_{R_r}^{R_0} AR^2 dR - R_r \int_{R_r}^{R_0} AR dR \right] \quad (8)$$

また、有効慣性モーメントはボスを球と仮定し翼のみに有効質量を考えれば次式で与えられる。

$$I = zk\rho_1 \int_{R_r}^{R_0} AR^2 dR + \rho_2 \frac{\pi}{60} (2R_r)^5 \quad (9)$$

ここに、 R_r = ボスの半径 (cm)

R_0 = プロペラ半径 (cm)

A = 半径 R における翼断面積 (cm^2)

z = 翼 数

ρ_2 = ボスの密度

このモーメントは振動的に変化する船首尾方向のベクトルで、その向きは $\alpha > 0$ の時即ち $M < 0$ の時は流体力学的に考えたモーメントを打消す方向にある。

3) モーメントの近似式

トルク変動記録とプロペラの形が与えられ、かつ p と k とが与えられるとモーメントは算定できる。このうち、 p は計算等により求めたものを使用することができるが k の値を定めることが困難である。

よって(9)式の第2項即ちボスの慣性モーメントは第1項に較べて一般に小さいのでこれを第1項の ε 倍と見込んでしまえば

$$I = (1+\varepsilon)zk\rho_1 \int_{R_r}^{R_0} AR^z dR \quad (10)$$

$$M = -\frac{1}{(1+\varepsilon)z} \left[1 - \frac{\int_{R_r}^{R_0} AR dR}{\int_{R_r}^{R_0} AR^z dR} \right] \sum \left(\frac{n\omega_0}{p} \right)^2 qr_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \quad (11)$$

となり M に関しては k は無関係となる。

次に翼の展開外径は半径を長軸、最大翼巾を短軸とする梢円、翼断面形状は拠物線とし、翼端の厚さは軸中心における翼厚の η 倍とすれば I, M は次の如くなる。

$$I = \frac{(1+\varepsilon)z}{6} \cdot k\rho_1 \tau \beta (2R_0)^5 \phi_{1(Cr)} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} M &= -\frac{\phi_{1(Cr)}}{(1+\varepsilon)z} \cdot \sum \left(\frac{n\omega_0}{p} \right)^2 qr_n \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \\ &= -716 \frac{\phi_{1(Cr)}}{(1+\varepsilon)} \cdot \frac{S.H.P.}{zN} \cdot \sum \left(\frac{n\omega_0}{p} \right)^2 \cdot \frac{qr_n}{\theta_m} \cdot \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ここに、

$$(n\omega_0/p)^2 = N/N_{cr} \quad qr_n/\theta_m = r_n/J_m$$

$$\phi_{1(Cr)} = \int_{Cr}^1 c^2 (1 - c + \eta c) (c - c^2)^{1/2} dc$$

$$\phi_{2(Cr)} = Cr \int_{Cr}^1 c (1 - c + \eta c) (c - c^2)^{1/2} dc$$

$$\phi_{(Cr)} = 1 - \phi_{2(Cr)} / \phi_{1(Cr)}$$

$$c = R/R_0 \quad \tau = \text{翼厚比} \quad \beta = \text{最大翼巾比}$$

$$N_{cr} = \text{臨界回転数 (RPM)} \quad \theta_m = \text{平均トルク}$$

Fig. 5·15 は $\eta=1$ なるプロペラについて計算した $\phi_{(Cr)}$ を図示したものである。

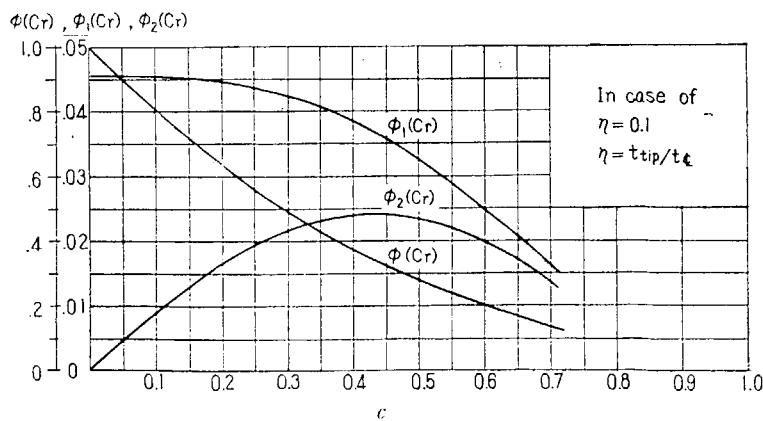


Fig. 5·15 ϕ_1, ϕ_2 and ϕ

4) モーメントの見積り

慣性力によるモーメントが無視できないとすると設計の当初においてその見積りを必要とする。(13)式でみると如く、 $n, p, \omega_0, qr_n, \varphi_n$ がわかればモーメントが算定できる。このうち、 ω_0 は回転速度から、 p は軸系の質量分布から計算できる。また n, qr_n, φ_n は機関の種類と軸系が定まれば振動学的に計算しうる。過去の記録から 4/4 負荷における慣性力によるモーメントと流体力学的に考えたモーメントの翼に平行および垂直な方向の分ベクトルの割合 K_t および K_b を求めてみると次のようになる。

	K_t	K_b
長い中間軸のディーゼル機関	0.08	0.15
短い " "	0.15	0.30
蒸 気 機 関	0.50	1.00

(ロ) 以上の論文の要旨を本試験の結果に応用した結果を次に述べる。

Fig. 5-16 に、中間軸上の抵抗線歪計のトルク変動記録およびプロペラの翼面の 1a の応力変動記録を野口式波型分析器により波型分析した結果を示す。同図中にはピトー管により計測した伴流分布 (Fig. 2-10 参照) から求めた $0.7R$ における 1 回転中の伴流変化曲線を波型分析した結果をも置点して示してある。本図によるとトルクの変動記録では 3 次の振動成分が卓越し、特に危険回転数附近では振巾が最大を示している。

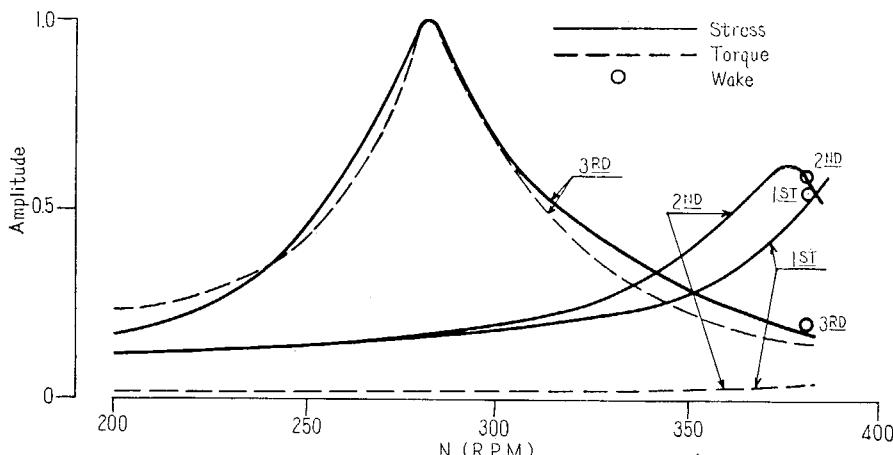


Fig. 5-16 Results of Wave Analysis

また応力の変動記録では、危険回転数附近において 3 次の成分が卓越しているが、定格回転数附近では 2 次および 1 次の成分がかなりの量を占めている。このことは、危険回転数附近では、翼の応力は機関の影響を受け、定格回転数附近ではその他に伴流の影響を大きく受けることを表わしているものと考えることができる。

次に歪計番号 1 に相当する点の圧縮応力を、研野氏の計算方法を用いて、計算した結果を示す。

この計算に当っては、出力は定格附近 ($SHP = 346.2 \text{ HP}$, $N = 378.7 \text{ RPM}$) とし、かつここに表われる応力は軸系のトルク変動の 3 次の成分と伴流による 2 次および 1 次の成分の影響のそれぞれの和として与えられると考えた。

1) 軸系の影響によるもの

記録および与えられた条件から、

$$\begin{array}{ll} \text{S.H.P.} = 346.2 \text{ HP} & N = 378.7 \text{ rpm} \\ Nc_3 = 282 \text{ rpm} & r_3 = 0.950 \text{ cm} \\ \varphi_3 = 67^\circ 50' & d_m = 2.00 \text{ cm} \end{array}$$

かつ

$$\begin{array}{lll} H/D = 0.626 & d/D = 0.200 & z = 4 \\ \phi_{(Cr)} = 0.64 & \varepsilon = 0.05 \text{ として,} & \eta = 0.1 \end{array}$$

$$\left(\frac{n\omega_0}{p}\right)^2 = \left(\frac{N}{Nc_3}\right)^3 = 1.803 \quad \frac{qr_n}{Q_m} = \frac{r_n}{d_m} = 0.475$$

$$\begin{aligned} M &= -71,600 \times \frac{\phi_{(Cr)}}{1+\varepsilon} \cdot \frac{\text{S.H.P.}}{zN} \cdot \left(\frac{n\omega_0}{p}\right)^2 \cdot \frac{qr_n}{Q_m} \cdot \sin(n\omega_0 t + \varphi_n) \\ &= -71,600 \times \frac{0.64}{1.05} \cdot \frac{346.2}{4 \times 378.7} \times 1.803 \times 0.475 \sin(3\omega_0 t + \varphi_3) \\ &= -8.54 \times 10^3 \sin(3\omega_0 t + \varphi_3) \\ \therefore M_{\max} &= \pm 8.54 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$

従って、プロペラのピッチ面に垂直な方向のモーメントは、ピッチ角を考慮して

$$\begin{aligned} M_b &= \pm 8.54 \times 10^3 \times 0.708 = \pm 6.05 \times 10^3 \text{ cm} \cdot \text{kg} \\ M_b' &= 3.320 \times 10^4 \text{ cm} \cdot \text{kg} \end{aligned}$$

ここに M_b' はスラストおよびトルクによる静的モーメントである。

$$\therefore K_b = M_b/M_b' = 0.182$$

この値は前表からみて、ディーゼル機関として不当な値とはいえない。

以上のモーメントの値から歪計番号 1 における圧縮応力を計算すると

$$M_{b\max} \text{ に基く応力; } S_c = \pm 76.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$M_b \text{ に基く応力; } S_c' = 420 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{となる。}$$

2) 伴流の変化に基づくもの

この場合も軸系と同じ考え方をすれば記録から

$$\begin{array}{lll} r_1 = 2.560 \text{ cm} & \phi_1 = -90^\circ & Nc_1 = 375 \text{ rpm} \\ r_2 = 2.580 \text{ cm} & \phi_2 = -90^\circ & Nc_2 = 395 \text{ rpm} \\ d_m = 3.00 \text{ cm} & & \end{array}$$

従って

$$\begin{aligned} M &= -8.70 \times 10^3 \sin(\omega_0 t + \varphi_1) - 7.90 \times 10^3 \sin(2\omega_0 t + \varphi_2) \\ M_{\max} &= -16.60 \times 10^3 \text{ cm} \cdot \text{kg}, \quad +9.60 \times 10^3 \text{ cm} \cdot \text{kg} \end{aligned}$$

これに基く応力は、

$$S_{c\max} = -149 \text{ kg/cm}^2, \quad +86 \text{ kg/cm}^2$$

トルク変動の 3 次の成分と伴流の 2 次、1 次の成分の相互の位相関係が明らかでないのでこれらを

合成することはできない。しかし上記の計算から、変動的な応力の量は約 (-200~+150) kg/cm² となりこの量が $420 \text{ kg/cm}^2 + 95 \text{ kg/cm}^2 = 515 \text{ kg/cm}^2$ の周りに変動応力として附加されることになる。ここに 95 kg/cm^2 なる量は、考えている点に作用する遠心力に基づく圧縮応力の値である。

なお、本実船試験結果から求めた亞計番号 1a の圧縮応力は約 (200~600) kg/cm² であったから、上記の計算結果は本実測値に略々近い値を与えているといえる。

(11) 次に各種規定に定められた翼厚算出算式の与える数値について若干考察を加えてみる。

翼厚を定める算式の一例としてここでは昭和 32 年版日本海事協会鋼船規則第三十五編第三章第一条に定めるものを採る。算式は次で与えられる。

$$t = (A + 3.18R) \sqrt{\frac{D(d+D/144)^3}{PwNS}}$$

ここで t = 半径 $0.125D$ における羽根の厚さ (mm)

D = プロペラの直徑 (mm)

$d = 102 \sqrt[3]{H/R}$ (mm), H : 主機関の連続最大出力 (HP)

R : 主機関の連続最大回転数 (rpm)

P = 半径 $0.125D$ におけるプロペラのピッチ (mm)

w = " 羽根の幅 (mm)

N = 羽根の数

S = 材料の引張り強さ (kg/mm²)

R = 羽根の勾配

A = 定数 (8.01)

なお運輸省令昭和 32 年第 55 号による船舶機関規定に定める算式も上と同様である。

上式により本プロペラの $0.25R$ における翼厚を算出すると 55.2 mm となる。実際のプロペラではこの厚さは 58.3 mm となっている。

この規定の翼厚を本プロペラがとる場合、この点に発生する応力を実船試験の結果を利用して求めてみる。このために一例として 7 月 6 日実験番号 5 の場合を取り本プロペラが規定の厚さを有するときに、この状態で発生する応力を本章第 4 節の方法で計算しその計算結果に実船試験で得られた $0.3R$ における翼面応力の実測値/計算値の値（この場合 1.30 をとった）を乗じて実験番号 5 の場合に実船状態で $0.25R$ に生ずる最大圧縮応力を推定するという方法を探った。その結果得られた数値は 545 kg/cm^2 であり規定の不當性は示さない。

(12) 計測方法、手段については概ね良好であった。特にプロペラ翼面に貼付した箔状抵抗亞計が実験中脱落したようなことがなかったことは今後この種の実験の計画を容易にするものである。

ただ、翼面から船内に導線を導くに際して相当数のものが機械的損傷を蒙ったがこの点は将来実験を行う場合注意を要する。

また、中間軸にとりつけた計測器具はすべて本実験のために設計し、新調したものであって充分な成果をあげたというものの経費、日時の関係から予備実船試験を行う機会がなく、このために若干の実験点をミスしたのは残念であった。

スラストの計測は前述せる如く幾多の予備実験を行なったのであるが結局失敗に帰した。スラストの信頼しうる計測に成功した例はいまだないのであるから、この点は別個の研究課題として更に研究が進めらるべきであろう。

その他の計測項目の計測は良好であった。

(13) 模型船の水槽試験から求めた本船の馬力曲線に対し実船試験の結果得られた船の速度・軸馬力・プロペラ毎分回転数を置点せるものが前に掲げた Fig. 5·6 である。

同図中には参考のために本船竣工時における海上試運転の結果をも当時の水槽試験結果と対応して置点した。

本図によると今回の実船試験においてはかなり水槽試験を下廻る結果を示している。

この原因はよくわからないが、インディケーターから求めた馬力も箱状抵抗壺計から求めた馬力も大体一致しているところからみると、本船が実験の前日の夕刻出港したばかりで、船底がきわめて清浄であったこともその一因として考えられよう。

また実測の結果ではプロペラ回転数が定格の出力と回転数の関係より約 3% 上昇しているが、これは実験用プロペラの設計に当たり現在までの汐路丸の航海実績を参照してプロペラのピッチを若干小さめにしたことと共に、船底がきわめて清浄であること等によるものである。

総括

1 概 説

模型プロペラによる静的強度試験および実船試験を通して、プロペラに発生する応力の問題は、前章までに詳述した如く、数多くの点が明らかになった。また世界でも例をみない作動中のプロペラの応力の計測という実船試験の実施を通じて、いろいろ新らしい計測手段、方法について得るところがあった。しかし何分にも、前人未踏の試験であることと共に経費の点や、人手の関係や、更には日時の関係から、初めに意図した計画全部について完全な成功を収めることはできなかったが、これらの経験は、この種の実験が再び行われる時に貴重な貢献をするであろう。

今回の試験研究は東京商船大学練習船汐路丸という比較的船型も小さく、かつ馬力も小さな船について行われたものであって、この種の小型・小馬力の船舶では、プロペラの設計に当り従来より採用されていた応力計算方法が、著しく不適当であるという結論は得られない。また、従来の応力計算に当り大体の見当としていた約 10 という安全率の値は、小型・小馬力船の場合にはかなり安全側の設計になっていたということができる。

しかし、この比較的小型・小馬力の船舶についての試験研究の結果を大型・大馬力の船にそのまま適用できるか否かについては、かなり問題があるところであって、本試験・研究の結果を参考にしつつ、更に進んだ研究計画が樹立されることが望まれる。

2 結 び

本試験研究を成功裏に無事終了することができたことに対し、関係官署を始め、関係者各位の好意と努力に感謝の意を表すると共に、本試験・研究に多大の努力をいたされながら中途不幸にも病いに倒れられた故正木宣恒委員の靈に謹んで哀悼の意を表します。

昭和34年12月10日 印刷
昭和34年12月15日 発行

日本造船研究協会報告 第28号

発行人 出 淵 義

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都中央区京橋1ノ2

セントラルビル5階

電話 (28) 1409

印刷所 (有)啓文堂松本印刷所

東京都世田谷区太子堂町485

電話 (34) 4853