

# 船体弾性応答を模擬する弾性模型船の製作について

沢田博史\*・渡辺 巖\*・山本徳太郎\*

谷澤克治\*・石田茂資\*・上野道雄\*

宮本 武\*\*

On an Elastic Model to Simulate  
Elastic Hull Responses of Ships

By

Hiroshi SAWADA, Iwao WATANABE, Tokutaro YAMAMOTO,  
Katsuji TANIZAWA, Shigesuke ISHIDA, Michio UENO  
and Takeshi MIYAMOTO

## Summary

In order to measure elastic responses of a ship in waves, elastic models were designed. Two design concepts were made use of. One is to fabricate the model by using synthetic resin as a strength shell and foamed urethane as a material shaping body. The other is to use aluminum bars as a strength membrane while foamed urethane being used for shaping the hull form. The characteristics of the materials were verified through various kinds of tests to find them satisfactory for the models. Three models were made by these two concepts; a container ship model and a high speed patrol ship through synthetic resin method and a bulk carrier model through aluminum bone methods. Over all elastic characteristics of the models were examined by static bending test, hammering test and so on. The results show that they have good correspondences with ships on the similarity laws. Measured bending moments in waves in model basin were compared with the results of the sea trials. It is shown that the agreements between them are excellent and the model can tell us on the differences in structural responses of each type of hull forms.

目次	頁		頁
1. まえがき	38	3.1 基本構想	38
2. 相似則	38	3.2 寸法の計算法	40
3. 弾性模型船の設計	38	4. 材料特性等の試験	41
		4.1 引張試験, 曲げ試験	41
		4.2 振動試験	44
		4.3 ひずみゲージの追従性の検討	44
		5. 模型船の総合試験	45
		5.1 特性について	45

\* 運動性能部

\*\* 構造強度部

原稿受付：昭和61年10月27日

5.2 静的試験	45
5.3 動的試験	47
5.4 計測波形および実船との比較	47
6. 結論	49
謝辞	49
参考文献	49

## 1. ま え が き

波浪外力は、船体構造強度の決定に深く関わるものであり、古くから理論、実験の両面から研究が行われてきている。そして理論計算ではストリップ法に基づく波浪外力計算法が実用的な計算法として確立されて現在に至っている。この計算法は微小振幅の仮定に基づくものであり、大波高になって生ずる荷重の非線形性については無力である。これを補うものとして水槽において船体に働く波浪荷重を直接計測することが行われてきた。

水槽試験により、波浪中の主船体に働く波浪荷重を計測する場合は、模型船を数箇所で分割し、検力計などで結合した分割模型による方法が多く用いられてきた。<sup>1)</sup>しかし、この分割模型の場合は、計測位置が限られてしまうことや、分割間の水密技術や検力計などのスペースによる重心合せの難しさなどがある。

最近、山本ら<sup>2)</sup>は船体を弾性体として応答を総合的に捉える計算法の研究を進める中で、理論の検証の手段として、幾何学的、流体力学的に相似であることその他に、弾性力学的にも相似である合成樹脂製の弾性模型船を製作し、波浪中の実験を行い、ホイッピングを含んだ船体曲げひずみが船体の任意の位置で容易に計測できること、それが実船との対応もつけられるものであることを示した。この弾性模型船は分割模型などより、はるかに多くの情報を得られる利点はあるが、実験技術の確立など残された課題も少なくない。また、設計や製作に触れた研究論文も殆どみられない。

本報告では、弾性模型船を製作するために必要な、実船との相似則、設計、製作方法を考察する。また、模型船を形成する材料の弾性特性を知るための材料試験について述べる。最後に完成した弾性模型船の水槽試験により得られたひずみ波形など、模型船の総合特性について検討する。

## 2. 相 似 則

実船と幾何学的、流体力学的に相似である事の他に弾性縦曲げ特性も相似となるような模型を製作するた

めには、以下に挙げる無次元量を実船と模型船で一致させる必要がある。

1.  $U/\sqrt{gL}$  : wave similarity
2.  $EI/FL^2$  : elastic similarity
3.  $\nu$  : distortion similarity
4.  $EI/\rho gL^5$  : static load similarity
5.  $EIT^2/\rho L^6$  : dynamic load similarity

これらの相似則を満足するような物理量は、実船に対する模型船の縮尺率を  $\alpha$  とすると、次の (2.1) 式から (2.6) 式でなければならない。

$$Lm = \alpha Ls \quad (2.1)$$

$$Um = \sqrt{\alpha} Us \quad (2.2)$$

$$Fm = \alpha^3 Fs \quad (2.3)$$

$$\nu m = \nu s \quad (2.4)$$

$$Tm = \sqrt{\alpha} Ts \quad (2.5)$$

$$(EI)m = \alpha^5 (EI)s \quad (2.6)$$

ここで、 $L$ は船長、 $U$ は船速、 $F$ は力、 $T$ は時間、 $(EI)$ は、船体の縦曲げ剛性、添字  $m$ 、 $s$ はそれぞれ模型船、実船の値であることを示す。

## 3. 弾性模型船の設計

### 3.1 基本構想

主船体の縦曲げ特性が実船と相似な弾性模型船を製作する場合、相似則の (2.6) 式により、実船との縮尺率  $\alpha$  の 5 乗のオーダーで曲げ剛性 ( $EI$ ) を小さくしなければならない。そのためにはヤング率 ( $E$ ) の小さい材料を用いるか、船体の断面 2 次モーメント ( $I$ ) を小さくするか、二つの方法がある。

例えば、模型船全体をヤング率の等しい金属で製作するには、実船の甲板、船側外板が 15mm~20mm ならば縮尺率  $\alpha$  を 1/50 とした場合に、模型の板厚は 0.3mm~0.4mm となるため、船体形状を保つことは事実上不可能となる。

そこで、ヤング率の小さい材料を選び、曲げ剛性を相似とする方法と、強度部分のみを金属骨が受け持ち、曲げ剛性を相似とする二つの方法が考えられる。前者の場合、具体的にどの程度のヤング率を持った材料が必要かを概算してみる。実船長さ ( $Ls$ ) 200m、模型船長さ ( $Lm$ ) 4m、縮尺率 ( $\alpha$ ) 1/50 の場合、模型船を一本の梁と考えると、模型の船殻板厚を 5mm~

20mmとした時、ヤング率の値が約 $150\sim 30\text{kg/mm}^2$ の材料が必要になる。ヤング率の小さい材料として、硬質ウレタン樹脂 ( $E=1.7\sim 5.9\text{kg/mm}^2$ )、塩化ビニル樹脂 ( $E=4.1\text{kg/mm}^2$ )、<sup>3)</sup> エポキシ系樹脂木材 ( $E=200\text{kg/mm}^2$ ) などがある。硬質ウレタン樹脂、塩化ビニル樹脂は、いずれも目標値よりも小さすぎるが、エポキシ系樹脂木材は、強度を保つための必要な値を備えていると思われる。そこで、模型船の材料としてエポキシ系樹脂木材を用いた場合の船体強度について考える。

また、後者の場合は、断面2次モーメントを小さくして弾性模型を作ることになるが、従来から行われている金属骨方式がその一例である。しかしその場合、金属骨は上甲板に沿って設けられるのが一般的である。<sup>4)</sup> そのため模型の中性軸が実船よりもかなり上方に行ってしまうので、弾性応答が相似かどうか疑問の余地がある。そこで、ここでは船体中性軸位置に通した二本の金属板を縦強度部材とした弾性模型船の製作方法についてを検討する。

(a) エポキシ系樹脂方式<sup>5)~8)</sup>

この方式は、船体の主要な強度部材として、エポキシ系樹脂木材 (三井化学製 MB・107) を用い、船形を整える材料に硬質ウレタン樹脂 (#100) を使用するものである。硬質ウレタン樹脂のヤング率は、エポキシ系樹脂木材に比べてはるかに小さく、縦強度への寄与はほとんどないと考える。模型船船体外部の幾何学的相似性を硬質ウレタン樹脂が受け持ち、その内側に盛ったエポキシ系樹脂木材が強度を担うことになる。この方式によれば、どのような船型でも製作可能であり、曲げ剛性の値はエポキシ系樹脂木材の厚さを加減 (通常2~4mm程度) することにより容易に調整でき

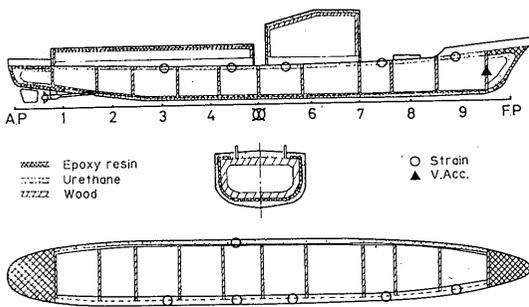


図-1 巡視船模型の概要 (エポキシ系樹脂方式)

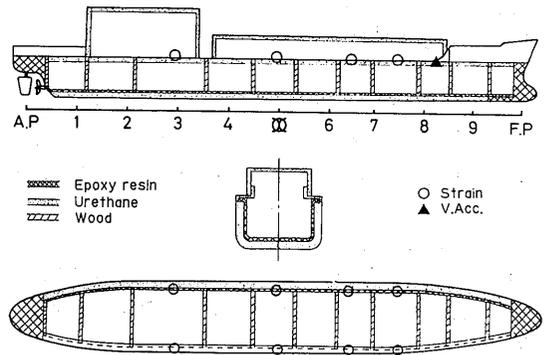


図-2 コンテナ船模型の概要 (エポキシ系樹脂方式)

る。この方式により製作した模型船の概要を図-1、図-2に示す。図-1は巡視船模型、図-2はコンテナ船模型である。

(b) 金属骨方式<sup>9)~11)</sup>

この方式は、硬質ウレタン樹脂を用いて船体外形を整える点では、エポキシ系樹脂方式と同様であるが、硬質ウレタンの内側に横強度を保つために、複数個に分割した木箱を接着してある。その木箱を左右舷の船体中性軸位置に通した二本の金属板 (アルミニウム, A5052 P112) にボルト、ナットで固定し一体化した構造となっているところが特徴である。この金属板が船体の縦曲げ強度を受け持っている。この方式の利点は、模型船縦強度の相似則を合わせる際、金属の寸法のみを考えれば良く模型の設計が非常に容易になること、および金属であるため線形な応答が得やすいことである。しかし、高速コンテナ船等の船体平行部の少ない船型には不向きで、撒積船等の船体平行部の多い

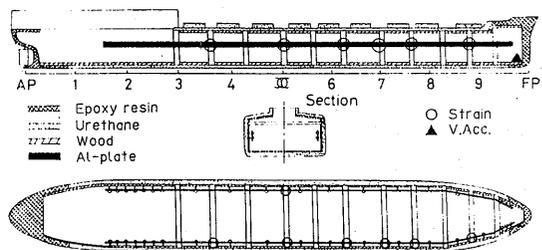


図-3 撒積船模型の概要 (金属骨方式)

ものに適していると考えられる。図-3に金属骨方式の撒積船模型の概要を示す。

### 3.2 寸法の計算法

#### (a) エポキシ系樹脂方式

ここでは具体的な模型船の寸法の決め方を考察する。船の縦曲げ剛性 ( $EI$ ) は、船体中央での値を取って代表させる。図-4に船体中央横断面片側の略図を示す。基本的な考え方を示すために箱船を例にとる。図中の  $E$  の部分がエポキシ系樹脂木材、 $U$  の部分が硬質ウレタン部分を表す。図のエポキシ系樹脂木材部分の高さ  $H_E$ 、幅  $L_E$ 、硬質ウレタン樹脂部分の高さ  $H_U$ 、幅  $L_U$ 、として、デッキ部  $d$ 、サイド部  $s$ 、ボトム部  $b$  とし、それぞれ分けて考える。

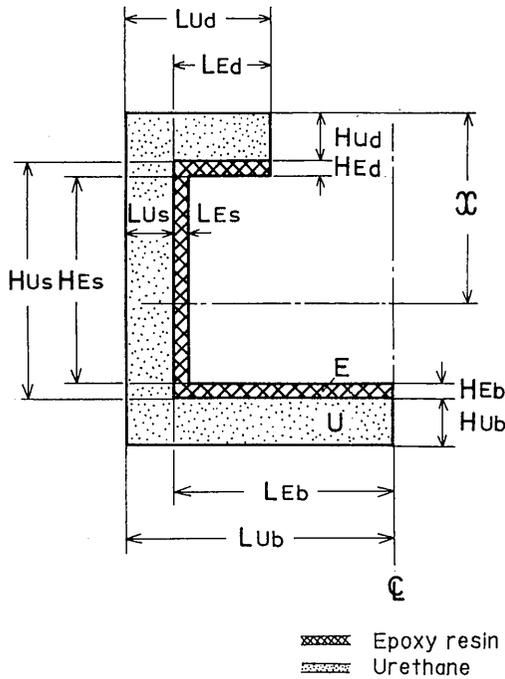


図-4 船体横断面片側の略図 (エポキシ系樹脂方式)

曲げ剛性 ( $EI$ ) の値を求めるためには、材料のヤング率 ( $E$ ) と断面 2 次モーメント ( $I$ ) を知る必要がある。断面 2 次モーメントを求める上で、まず中性軸の位置を求める。図-4に示すようにデッキ上から中性軸までの長さを  $x$  とし、エポキシ系樹脂木材部分の断面 1 次モーメントを  $M_E$ 、硬質ウレタン樹脂部分を  $M_U$  とすると  $M_E, M_U$  はそれぞれ次式のようにになる。

$$\begin{aligned}
 M_E &= H_E d \times L_E d \times \left\{ x - \left( \frac{H_E d}{2} + H_U d \right) \right\} \\
 &+ H_E s \times L_E s \times \left\{ x - \left( \frac{H_E s}{2} + H_U d + H_E d \right) \right\} \\
 &+ H_E b \times L_E b \times \left\{ x - \left( \frac{H_E b}{2} + H_U d + H_E d + H_E s \right) \right\} \\
 M_U &= H_U d \times L_U d \times \left\{ x - \left( \frac{H_U d}{2} \right) \right\} \\
 &+ H_U s \times L_U s \times \left\{ x - \left( \frac{H_U s}{2} + H_U d \right) \right\} \\
 &+ H_U b \times L_U b \times \left\{ x - \left( \frac{H_U b}{2} + H_U d + H_E d \right) \right\}
 \end{aligned}$$

ここで、エポキシ系樹脂木材のヤング率を  $E_E$ 、硬質ウレタン樹脂を  $E_U$  とすると中性軸  $x$  は

$$(M_E \times E_E) + (M_U \times E_U) = 0 \quad \text{で求まる。}$$

断面 2 次モーメント ( $I$ ) は、断面 1 次モーメントより求まる中性軸  $x$  を用いて計算できる。エポキシ系樹脂木材部分の断面 2 次モーメントを  $I_E$  とし、硬質ウレタン樹脂部分の断面 2 次モーメントを  $I_U$  とすると、 $I_E, I_U$  はそれぞれ次式のようにになる。

$$\begin{aligned}
 I_E &= \frac{L_E d \times H_E d^3}{12} + L_E d \times H_E d \times \left\{ x - \left( \frac{H_E d}{2} + H_U d \right) \right\}^2 \\
 &+ \frac{L_E s \times H_E s^3}{12} + L_E s \times H_E s \times \left\{ x - \left( \frac{H_E s}{2} + H_U d + H_E d \right) \right\}^2 + \frac{L_E b \times H_E b^3}{12} + L_E b \times H_E b \times \left\{ x - \left( \frac{H_E b}{2} + H_U d + H_E d + H_E s \right) \right\}^2 \\
 I_U &= \frac{L_U d \times H_U d^3}{12} + L_U d \times H_U d \times \left\{ x - \left( \frac{H_U d}{2} \right) \right\}^2 \\
 &+ \frac{L_U s \times H_U s^3}{12} + L_U s \times H_U s \times \left\{ x - \left( \frac{H_U s}{2} + H_U d \right) \right\}^2 + \frac{L_U b \times H_U b^3}{12} + L_U b \times H_U b \times \left\{ x - \left( \frac{H_U b}{2} + H_U d + H_E d \right) \right\}^2
 \end{aligned}$$

以上の計算は、横断面の片側についてのものであり横断面全体の曲げ剛性 ( $EI$ ) は、

$$EI = 2 \times \{ (I_E \times E_E) + (I_U \times E_U) \} \quad \text{で求まる。}$$

この曲げ剛性の値が先に述べた相似則を満足させる値となるように寸法を決めていく。実際に模型を製作する場合は、船型に合わせた計算をする訳であるが、以上のような非常に単純な形状から求めた簡略式からでも曲げ剛性のオーダーは計算できる。

## (b) 金属骨方式

金属骨方式では、図-5に示すような船体中央横断

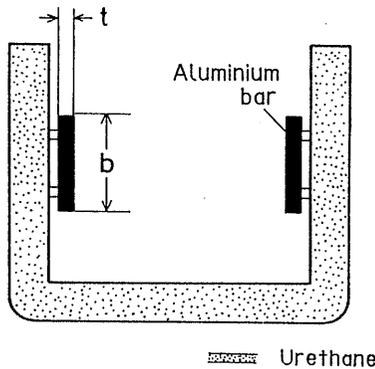


図-5 船体横断面の略図(金属骨方式)

面形状となる。左右舷側の内側の金属板がすべての力を持つと考えられるので、この時の曲げ剛性は、

$$EI = 2 \times E \left( \frac{b^3 t}{12} \right)$$

である。

#### 4. 材料特性等の試験

##### 4.1 引張試験, 曲げ試験

使用した材料が所定の特性を持っているかどうかを試験することにした。試験方法としては、引張試験、曲げ試験が最も一般的であり、金属材料についてはJISなどにより詳しく試験法が定めてある。しかし、プラスチック類についての試験法を定めたものは少ない。代表的な試験法としてASTM規格(アメリカ材料試験協会)があるにはあるが、今考えている材料についての定めはない。

そこでエポキシ系樹脂木材と硬質ウレタン樹脂のヤング率等の特性値を求めるにあたってASTM規格を参考にして材料試験を行った。

図-6に引張試験、曲げ試験に使用した万能試験機を示す。この試験機の最大荷重は200kgである。引張試験、曲げ試験に使用した試験片の形状を図-7に示す。引張試験の試験片は、全長30cm、標点間(試験片平行部の長さ)20cmである。標点間の板厚( $t_1 \sim t_3$ )および幅( $B_1 \sim B_3$ )は3箇所測定して平均値を求めた。また、最小原断面積( $A_0$ )の算出には、各点における面積の最小値を用いた。曲げ試験の試験片は、全長20cmでエポキシ系樹脂木材は板厚1cm、幅3cmで

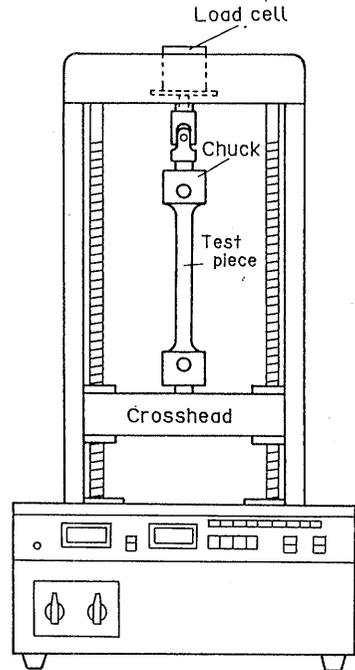
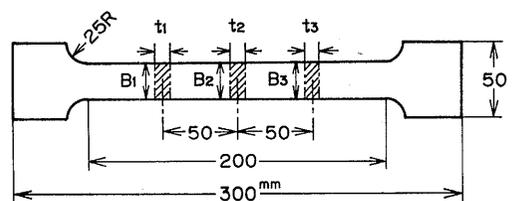
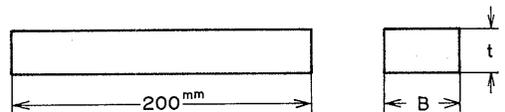


図-6 万能材料試験機



(a) 引張試験片



(b) 曲げ試験片

図-7 試験片の形状

表-1 引張試験結果

	試 験 片			荷重速度 mm/min	破断荷重 P (kg)	荷 重 F (kg)	変 位 量 Y (mm)	引張強さ P/A <sub>o</sub> (kg/mm <sup>2</sup> )	縦弾性係数 E <sub>t</sub> (kg/mm <sup>2</sup> )
	B (mm)	t (mm)	A <sub>o</sub> (mm <sup>2</sup> )						
エポキシ系樹脂木材 (M B・107)	25.08	3.08	76.56	20	48.39	29.03	0.53	0.631	157.4
	25.15	2.65	65.26	50	37.90	28.23	0.60	0.581	158.6
	25.07	2.87	71.39	50	44.76	24.99	0.53	0.627	145.3
	25.07	3.18	78.75	50	36.29	26.21	0.60	0.408	122.0
	25.08	3.00	74.45	50	49.99	32.66	0.60	0.671	160.9
	25.10	2.98	74.19	50	39.11	21.37	0.53	0.527	120.7
	25.07	2.98	74.05	50	40.73	27.42	0.53	0.550	155.2
硬質ウレタンフォーム (#100) 母材	24.74	10.23	249.98	5	24.7	10.25	4.00	0.099	2.26
	24.58	10.12	244.69	5	25.1	9.10	3.75	0.103	2.18
	25.27	10.19	256.28	5	24.0	10.10	4.00	0.094	2.17
	24.82	10.04	246.71	20	23.7	11.55	5.00	0.096	2.06
	24.75	10.22	251.56	20	24.5	10.25	3.33	0.097	2.69
	24.55	9.99	242.07	50	26.7	10.40	3.50	0.110	2.62
	24.98	10.41	258.38	50	26.6	14.50	6.00	0.103	2.06
硬質ウレタン塗装後	24.23	10.60	254.63	10	20.3	9.40	0.82	0.079	9.94
	25.65	10.38	257.30	10	18.1	5.00	0.43	0.070	9.87
	25.33	10.52	260.08	20	18.9	6.10	0.57	0.073	9.10
	25.43	10.17	257.05	20	21.9	7.75	0.77	0.085	8.65
	25.87	10.65	273.59	50	25.1	7.50	0.57	0.092	10.64
	25.32	9.87	246.74	50	21.5	10.75	1.17	0.087	8.21

ある。また、硬質ウレタン樹脂は板厚 3 cm, 幅 5 cm である。両試験での試験片の破断に至るまでの荷重と変位の関係は、一般に図-8のように表せる。×印の所が破断点である。表-1 及び表-2 に引張試験, 曲げ試験の結果を示す。エポキシ系樹脂木材のヤング率は、引張試験では、120~160kg/mm<sup>2</sup>, 曲げ試験では、180~220kg/mm<sup>2</sup> となり、この材料は曲げ方向に対して強いことがわかる。引張試験, 曲げ試験の結果、ヤング率の値はバラツキがあるが、曲げ試験より求めた値はほぼカタログ値に等しい。なお、荷重速度による

相違はみられない。一方、硬質ウレタン樹脂のヤング率は、引張試験, 曲げ試験共に 2.0kg/mm<sup>2</sup> 前後であり、試験方法の違いによる差はない。硬質ウレタン樹脂については、ウレタン樹脂のみのものと、母材にコーティングを行いその上に塗装を施した 2 種類扱い、塗料の影響を調べた。その結果、塗料の影響は引張方向に対して強いことがわかる。

ヤング率は、引張試験では (4.1) 式, 曲げ試験では (4.2) 式によって算出した。

表—2 曲げ試験結果

	試験片		荷重速度	破断荷重	荷重	変位量	曲げ強さ	曲げ弾性係数
	B (mm)	t (mm)	mm/min	P (kg)	F (kg)	Y (mm)	$3PL/2Bt^2$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$E_b$ (kg/mm <sup>2</sup> )
エポキシ系樹脂木材(MB・107)	30.00	10.15	20	19.92	5.55	0.82	1.450	182.0
	30.05	10.10	50	18.75	11.19	1.60	1.376	190.6
	30.05	10.15	50	23.50	14.83	2.00	1.708	199.1
	30.00	10.05	50	23.50	14.17	1.90	1.745	206.6
	29.75	10.05	50	19.58	9.50	1.24	1.466	214.1
	29.80	10.00	50	17.99	7.87	1.02	1.358	218.5
	29.80	10.15	50	23.75	4.17	0.60	1.741	188.2
	29.85	10.10	50	20.67	4.25	0.60	1.527	194.3
硬質ウレタンフォーム(100)母材	50.05	29.85	0.5	24.3	12.3	4.00	0.123	1.95
	49.90	29.95	2	26.8	15.5	4.00	0.137	2.44
	49.95	29.95	20	31.0	16.3	4.00	0.156	2.56
	49.95	30.20	20	30.7	16.8	4.00	0.152	2.58
	50.00	30.10	50	29.6	17.0	5.00	0.147	2.10
	50.10	30.00	50	30.0	17.5	5.00	0.150	2.18
	50.00	30.05	50	30.2	18.8	5.00	0.150	2.34
硬質ウレタン塗装後	49.65	30.55	3	29.6	6.0	0.70	0.144	5.15
	49.80	30.55	10	26.7	15.8	1.33	0.129	7.06
	49.10	30.00	10	25.5	12.9	1.13	0.129	7.25
	49.50	30.50	10	27.2	10.9	1.33	0.133	4.95
	49.40	30.50	20	29.5	14.8	1.49	0.144	6.27

$$\text{縦弾性係数 } E_t = \frac{F_n}{A_o} \times \frac{l}{Y_n} \quad (4.1)$$

$$\text{曲げ弾性係数 } E_b = \frac{L^3}{4Bt^3} \times \frac{F_n}{Y_n} \quad (4.2)$$

ここで、 $F_n$  は荷重、 $A_o$  は試験片の最小原断面積、  
 $l$  は標点間、 $Y_n$  は変位量、 $L$  は支点間長さ、  
 $t$  は試験片の厚さ、 $B$  は試験片の幅、

である。

ヤング率を求めるには、図-8において荷重・変位  
関係が直線となる部分の値 ( $F_n$ ,  $Y_n$ ) を使用した。

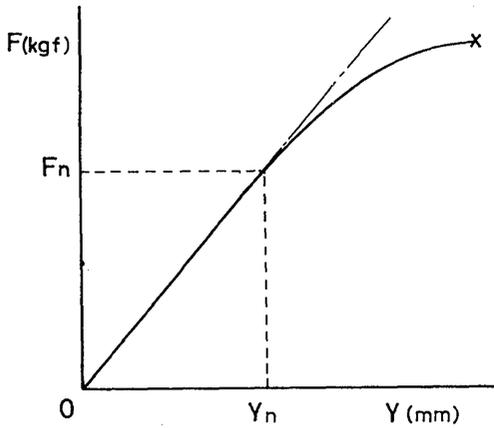


図-8 荷重と変位の関係

4.2 振動試験

動的な状況下における材料特性を求めするために、加振機による振動試験を行った。試験した材料は、引張試験、曲げ試験と同様エポキシ系樹脂木材と、硬質ウレタン樹脂である。エポキシ系樹脂木材については、引張試験の場合と同一断面積の試験片を用いた。硬質ウレタン樹脂については、全長50cmで5cm角の試験片を作り、母材と塗装後のものを行った。この試験の結果、エポキシ系樹脂木材のヤング率は、 $120\sim 160\text{kg/mm}^2$ とほぼ引張試験と同じ値となった。また、硬質ウレタン樹脂のヤング率は約 $2\text{kg/mm}^2$ で、これまでの試験結果と同じ値となった。塗装後のヤング率は $3.3\sim 3.5\text{kg/mm}^2$ であり、引張試験、曲げ試験で求めた結果よりも小さい値となった。

振動試験によるヤング率の値は(4.3)式によって算出した。<sup>12)</sup>

$$E_v = \frac{(2\pi f)^2 \rho}{(1.875/L)^4} \times \frac{12}{t^3} \quad (4.3)$$

ここで、 $f$ は固有振動数(Hz)、 $\rho$ は密度( $\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{mm}^4$ )  
 $t$ は板厚(mm)、 $L$ は試験片振動部長さ(mm)  
 である。

4.3 ひずみゲージの追従性の検討

抵抗線ひずみゲージを用いて、プラスチックなどの柔らかい試験片の応力を計測する場合に、金属片では問題とならないゲージのベースや接着剤の固さの影響が予想される。そのため図-9のようなエポキシ系樹脂木材の片持ち梁の試験片にひずみゲージを貼付し、ひずみと変位の関係を求めてゲージの追従性について

(160)

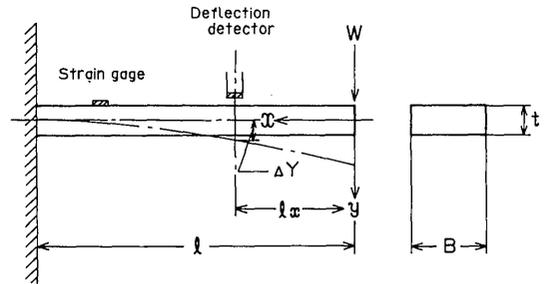


図-9 片持ち梁によるひずみゲージの追従性の実験検討した。

使用したひずみゲージは、一般ゲージの数倍のひずみ領域まで測定可能な、プラスチックベースの超大ひずみゲージ(共和電業社製KLM-6-A9)を同社の接着剤(EC-24)を用いて接着した。変位の測定には、接触抵抗を避けるため非接触型の変位計(新日本測器製)を使用した。

実験結果により、荷重と変位の関係を図-10に、荷重とひずみの関係を図-11に示す。図-10の傾斜から $W=7.701 \times 10^{-2} \cdot \Delta Y$ 、図-11より $\epsilon=6.734 \cdot M(\mu)$ となる。

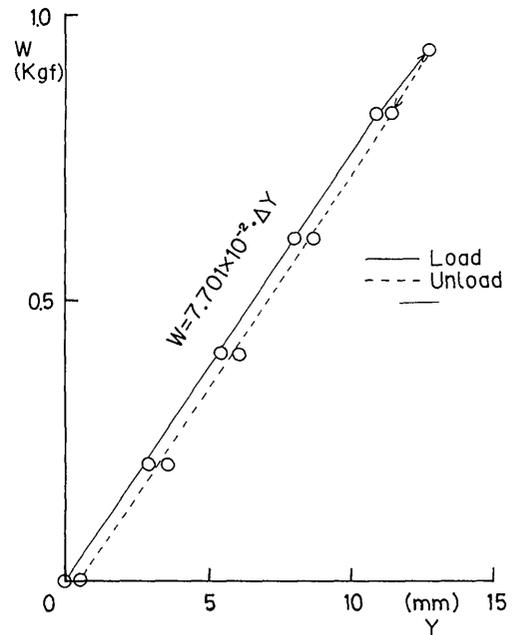


図-10 荷重と変位の関係

ここで、図-9のように片持ち梁に集中荷重が作用している場合を考えると、曲げモーメント(M)、撓み形(y)、ひずみ(ε)はそれぞれ(4.4)式から(4.6)式のように表せる。

$$M = W \cdot x \tag{4.4}$$

$$y = \frac{Wl^3}{3EI} \times \left(1 - \frac{3x}{2l} + \frac{x^3}{2l^2}\right) \tag{4.5}$$

$$\epsilon = \frac{M \cdot t}{2EI} \tag{4.6}$$

片持ち梁の試験片の曲げ剛性(EI)は、(4.5)式に荷重・変位の実験値を代入すると

$$EI = 3.180 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \text{ とする。}$$

この曲げ剛性の値を用いると、(4.6)式より、 $\epsilon = 8.159 \cdot M$ となり、この値が真のひずみと考えられる。ここで、図-11でのひずみゲージの計測値から求めた $\epsilon = 6.734 \cdot M$ と比較すると、同じモーメントに対してこのひずみゲージの場合では、計測されるひずみ量は真の値の82.5%であることがわかる。

なお、紙をベースとしたペーパーゲージについても同様に追従性を検討したが、このゲージの場合は91.9%であった。ペーパーゲージは追従性に優れているが、耐湿性が悪いこと、計測可能範囲が狭いことなどの理由により今回の実験には用いなかった。なお、モーメントを問題にしている限り、模型船の完成後に行う静的

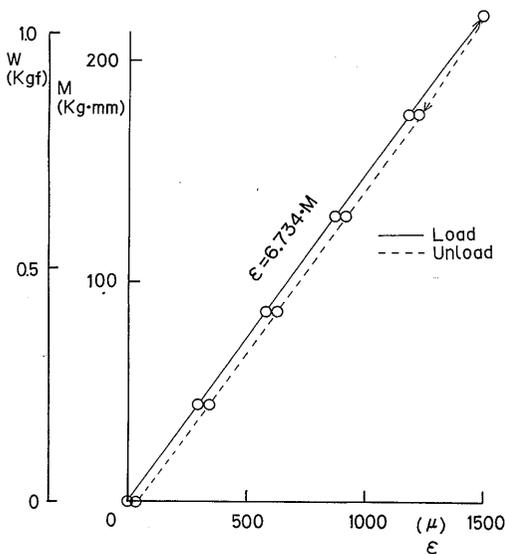


図-11 荷重とひずみの関係

曲げ試験からモーメントとひずみの較正值を求めることにすれば、ゲージの追従性の問題は解決できる。

## 5. 模型船の総合試験

### 5.1 特性について

製作した弾性模型船の各船型の特性と、実船との特性を比較したものを主要目と共に表-3に示す。撒積船は金属骨方式によるものであり、巡視船、コンテナ船はエポキシ系樹脂方式である。表は上から、船長、幅、深さ、平均喫水、GM、横揺れ周期、曲げ剛性、固有振動数(2節)、対数減衰率を示す。弾性模型船として最も重要な曲げ剛性の値は、金属骨方式、エポキシ系樹脂方式共に硬質ウレタン部分、塗料、接着剤などにより目標値に対して幾分、剛となったものの、ほぼ予定通りの剛性を得ることができたといえる。

模型船は水槽を自航するため、対衝突強度および操縦性を考慮して、縦曲げひずみに影響の少ない船首部と船尾部の一部をエポキシ系樹脂木材で固めている。重量分布を図-12に示す。この図は、撒積船満載時のもので、船を10のブロックに分けて考え、その区間で搭載された重量分布がほぼ相似となるようにした。

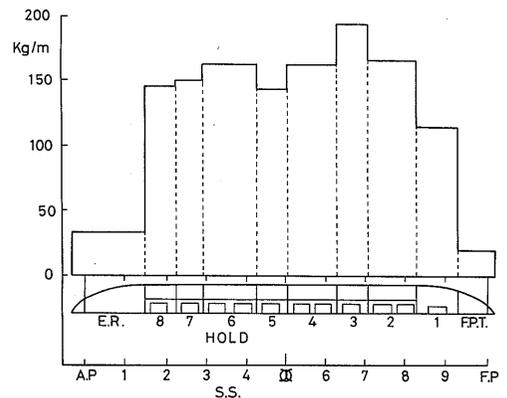


図-12 撒積船模型の重量分布(満載状態)

### 5.2 静的試験

弾性模型船の最大の特徴は、任意の断面位置において縦曲げモーメントを計測できることにある。そこで完成した模型船の曲げモーメントの分布を計測するために縦方向にひずみゲージ(KLM-6-A9)を貼付した。各船型に貼付したひずみゲージの位置を表-4に示す。

模型船は、水槽試験に入る前に裸殻状態において船

表-3 各船型の主要目と特性

Items	Bulk carrier		Patrol ship		Container ship	
	Ship	Model	Ship	Model	Ship	Model
L(m)	216.4	4.5	73.0	4.5	175.0	4.5
B(m)	31.7	0.659	9.6	0.592	25.4	0.653
D(m)	17.3	0.360	5.3	0.327	15.4	0.396
dm(m)	11.4	0.237	3.325	0.205	9.5	0.244
GM(m)	3.7	0.078	0.96	0.055	1.0	0.0255
TR(sec)	10.82	1.74		1.67	18.0	2.67
EI(midship) (kg mm <sup>2</sup> )	4.23×10 <sup>18</sup>	2.74×10 <sup>10</sup>	3.16×10 <sup>16</sup>	2.94×10 <sup>10</sup>	2.28×10 <sup>18</sup>	3.89×10 <sup>10</sup>
2-node freq(Hz)	0.856	7.3	2.5	10.6	1.6	9.7
Struc-damping(log)		0.12	0.106	0.130		0.051
Scale ratio α	1/48.089		1/16.222		1/38.889	

表-4 各船型に貼付したひずみゲージの位置

Model	縦 曲 げ 歪
Bulk carrier	8 3/4, 7 1/2, 7, 6 1/4, 5, 3 1/2 Starboard side 5 Port side
Patrol ship	9, 7 1/2, 5 1/2, 4 1/2, 3 Starboard side 4 1/2 Port side
Container ship	7 1/2, 6 1/2, 5, 3 Both sides

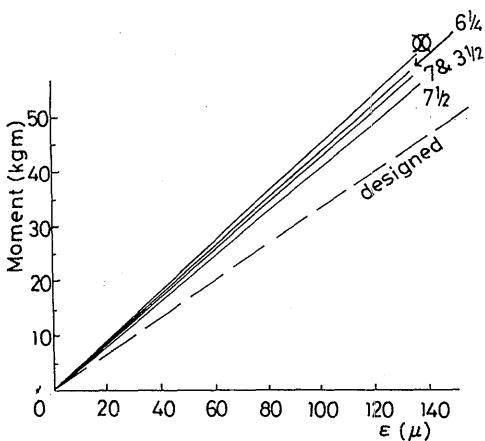


図-13 三点曲げ試験結果 1.(撒積船模型)

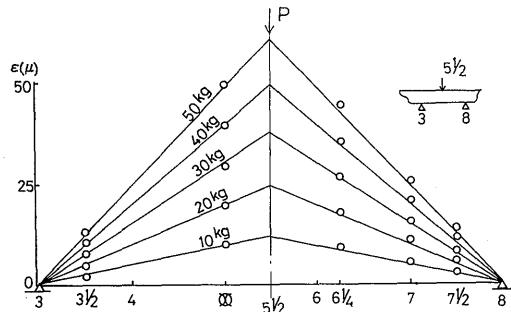


図-14 三点曲げ試験結果 2.(撒積船模型)

体の静的曲げ試験を行い弾性特性を調べた。また、モーメントとひずみゲージ出力の関係を求め換算係数を算定した。撒積船における三点曲げ試験の結果を図-13, 図-14に示す。図-13にはモーメントとひずみの

関係を示し、図中の破線は船体を一様梁として考えた場合の実船と相似な剛性を持つ模型船の目標値を表わしている。また、図-14は支点をS.S.3とS.S.8とし、その中間点であるS.S.5 1/2に荷重を負荷した場合の船体各断面の荷重とひずみの関係である。これらの図からわかるように、荷重に対し線形なひずみの応答が得られている。

5.3 動的試験

模型船の重量分布や喫水等を合わせた艤装後に、弾性特性を調べるため、船体加振試験を行った。模型船を水に浮かべた静止状態において、船首部をゴムハンマにより衝撃的に加振する方法で行った。

模型船の弾性固有振動と減衰特性の計測は、船体に貼付したひずみゲージの出力により求めた。図-15に

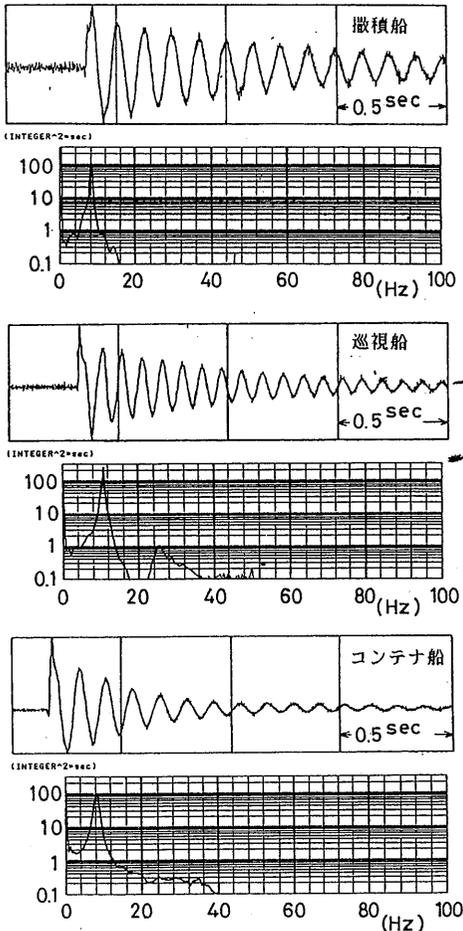


図-15 船体振動減衰波形

各船型の船体中央付近で計測された縦曲げひずみの結果を示す。上から撒積船、巡視船、コンテナ船の各模型の減衰波形とFFT法によるスペクトル解析の結果を示す。減衰波形は0レベルからの急激な立ち上がり箇所が衝撃時を表す。横軸は各船型共に同一時間であり、船型による減衰の違いをよく表している。スペクトル解析の結果は、二節振動の共振点にピークが認められる。

5.4 計測波形および実船との比較

水槽実験の結果から得られた計測波形の例を図-16から図-18に示す。図-16は撒積船、図-17は巡視

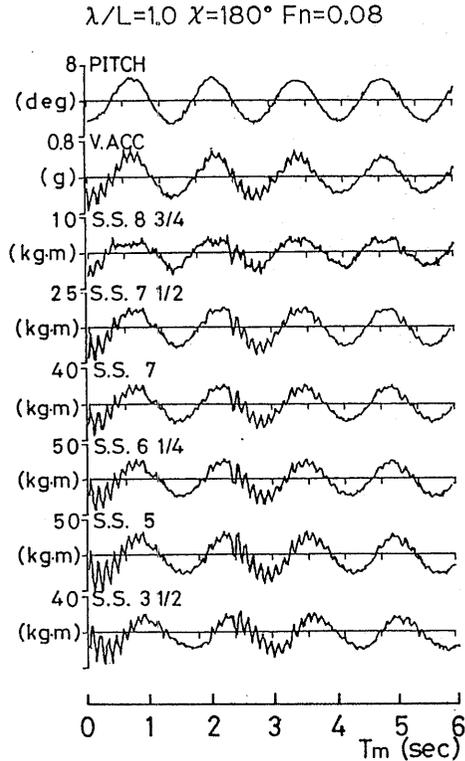


図-16 計測波形 (撒積船模型)

船、図-18はコンテナ船の例であり、各図は上から縦揺・船首部上下加速度、以下縦曲げモーメント (計測位置は表-4 参照) を示す。実験条件はいずれも規則波中 (波長 $\lambda$ , 船長 $L$ ,  $\lambda/L=1.0$ ) で出合角は向い波 ( $\chi=180^\circ$ ) である。波高および船速は船型によって異なっているが、それぞれ一定速度により航走中のものである。これらの図より縦曲げモーメントの波形

$\lambda/L=1.0 \quad \chi=180^\circ \quad Fn=0.15$

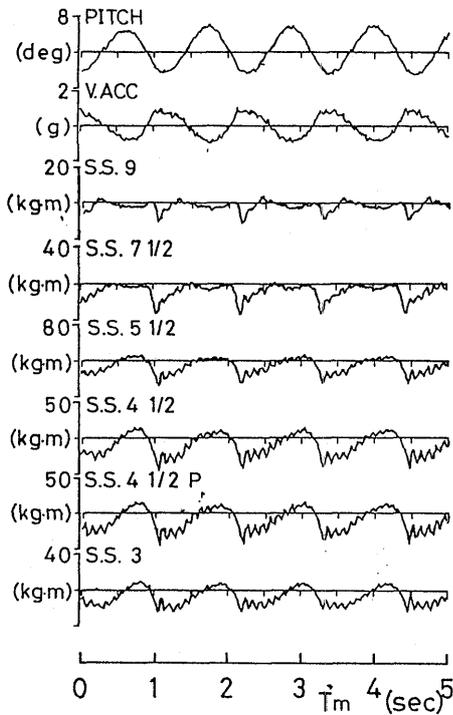


図-17 計測波形 (巡視船模型)

$\lambda/L=1.0 \quad \chi=180^\circ \quad Fn=0.20$

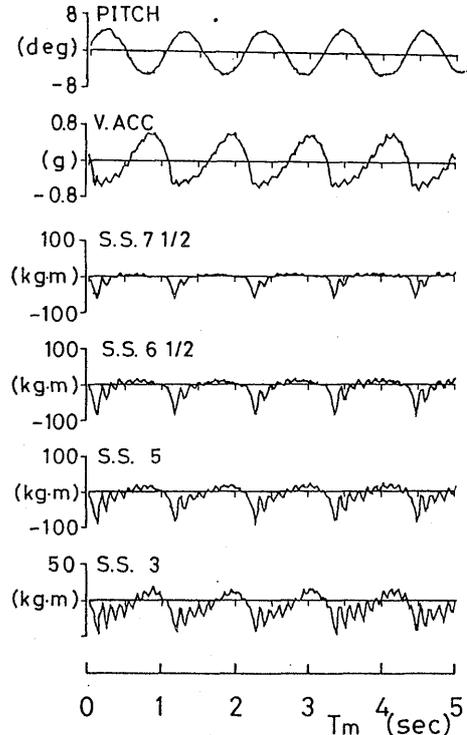


図-18 計測波形 (コンテナ船模型)

は、船底スラミングによるホッピングの発生の仕方が、撒積船のように肥えた船型と、巡視船や高速コンテナ船等のやせた船型とでは、明らかに異なっている。このことによって、弾性模型船が船型による構造応答の違いを的確に表現できていることがわかる。

図-19に実船実験に於て計測されたデータの一例を示す。<sup>13)</sup>この記録は、巡視船「しきね」により昭和59年2月に伊豆諸島西方海上で計測されたものである。波長40m~50m、波高4m(いずれも目視観測)の海面状況の中を出合角180°、船速13.5ktで航走中のものである。図は上から縦揺、船首部上下加速度、船体縦曲げ応力(3点)を示す。この図から、縦曲げ応力の波形にホッピング成分が現れていることがわかる。

図-20には、水槽実験から得られた巡視船「しきね」の4.5m弾性模型の計測データ例を示す。このデータは、一方向不規則波中を出合角180°、船速12kt(実船換算)、 $Fn=0.231$ で航走したときのものである。図は上から縦揺、船首部上下加速度、縦曲げモーメント

の波形(4点)を示す。これらの図の縦曲げ応力と縦曲げモーメントの波形のホッピング成分周波数について比較してみると、実船では2.5Hz、模型船では10.6Hzである。この模型船の値を実船換算すると2.6Hzとなり、非常に良く対応している。

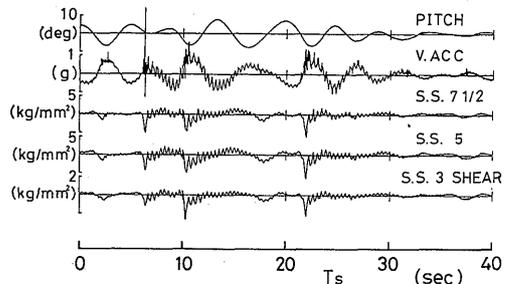


図-19 計測波形の例 (実船実験)

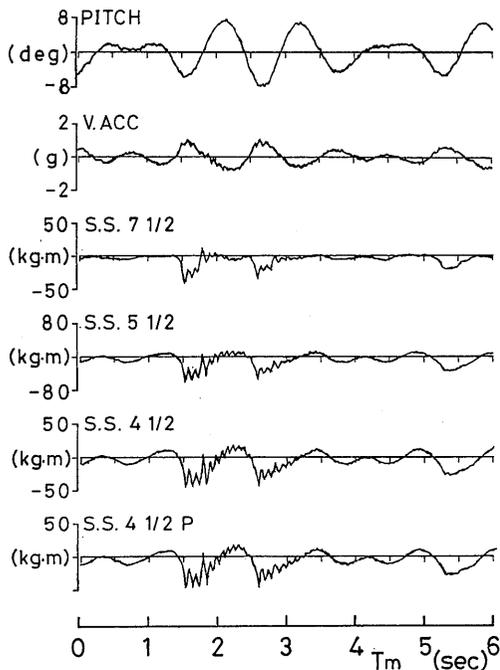


図-20 計測波形の例 (模型実験)

## 6. 結 論

実船と模型が幾何学的、流体力学的に相似な他に縦曲げ弾性特性も相似となるような、弾性模型船を設計、製作する上で必要な事項を考察した。また使用した合成樹脂材の特性が適当なものであるかを材料試験により調べた。そして、完成した弾性模型船の水槽試験結果から得られた、船体縦曲げモーメントを実船の応答と比較した。その結果、次のような結論を得た。

- (1) 縦曲げ特性が相似な弾性模型を製作するためには、縦曲げ剛性 ( $EI$ ) を相似にする必要があるが、次の二つの方式により、良好な特性を持った弾性模型船を製作できることがわかった。
  - (1.1) エポキシ系樹脂木材を船体強度部材として製作する場合、船型による制約をうけることなく、縦曲げひずみの計測が容易に行える。
  - (1.2) 船体平行部の長い撒積船等の場合は、金属骨方式による弾性模型船を製作できる。この方式では、縦曲げ方向しか計測できないが、縦曲げ剛性は金属部分のみを考えれば良いため、設計が容易である。

- (2) 弾性模型船の構成材料として、エポキシ系樹脂木材 (MB・107) と硬質ウレタン樹脂 (#100) を用いたが、材料試験の結果、それぞれのヤング率 ( $E$ ) は、エポキシ系樹脂木材  $120 \sim 270 \text{ kg/mm}^2$ 、硬質ウレタン樹脂  $2 \text{ kg/mm}^2$  であった。
- (3) 本模型の場合、船体強度を担う合成樹脂がプラスチックベースのひずみゲージよりも柔らかいためゲージが実際の船体のひずみを追従しきれず計測値は低目になる。しかし、モーメントとひずみの較正値を求めておけば、船体縦曲げモーメントの計測に支障はない。
- (4) 水槽実験で計測した巡視船「しきね」の弾性模型の船体縦曲げモーメントの波形と、実船実験に於ける巡視船「しきね」の計測波形はよく対応している。

## 謝 辞

本報告は、昭和57年度より開始した「異常海難防止システムの総合研究開発」の一環として実施したものである。研究の遂行にあたり上記研究開発委員会堪航性小委員会委員長である山本善之東京大学名誉教授の御指導、御討論をいただいた。厚くお礼申し上げます。

材料試験に際しては、水海技術部北川弘光室長 (当時推進性能部) をはじめ研究室の各位に、振動試験に関しては、装備部原野勝博技官 (当時艦装部)、および金丸貞己技官 (当時共通工学部) にご協力いただいた。

また、構造強度部竹本博安室長には貴重な実船データを提供していただいた。これらの方々のご好意に対し感謝の意を表します。

実験の全般にわたり終始御助言いただいた、菅井和夫次長、吉野泰平元波浪外力研究室長に対し深く感謝の意を表します。

模型船の製作ならびに材料の選択、テストピースの手配等、五十嵐工業の米田赴氏には多大のご支援をいただいた。

## 参 考 文 献

- 1) 川上益男：船体の靑波衝撃強度について、日本造船学会論文集，第125号 (1969)。
- 2) 山本善之、藤野正隆、深沢塔一：非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度 (第1報～第3報)、日本造船学会論文集，第143号 (1978)、第144号 (1978)、第145号 (1979)。
- 3) 日本造船研究協会第194研究部会：波浪中の船体応答に関する研究報告書，研究資料第368号 (1983)。

- 4) T. Kumai On the Exciting Force and Response of Springing of Ships, Int. Sym. on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves, (1974).
- 5) 渡辺 巖, 宮本 武, 谷澤克治, 沢田博史: 弾性模型船による荒天時船体構造応答の計測, 船舶技術研究所第40回講演集 (1982).
- 6) 渡辺 巖, 宮本 武, 吉野泰平, 山本徳太郎, 石田茂資, 谷澤克治, 沢田博史: 満載状態の肥大船に発生する船底衝撃と弾性応答に関する模型実験, 日本造船学会論文集, 第154号 (1983).
- 7) 運輸省: 異常海難防止システムの総合研究開発 昭和59年度研究成果報告書
- 8) 渡辺 巖, 石田茂資, 沢田博史: 巡視船「しきね」の弾性模型を用いた波浪衝撃の計測, 船舶技術研究所第44回講演集 (1984).
- 9) 日本造船研究協会第194研究部会: 波浪中の船体応答に関する研究報告書, 研究資料第375号 (1984).
- 10) 渡辺 巖, 石田茂資, 沢田博史: 二方向波中の船体運動と波浪衝撃について, 日本造船学会論文集, 第156号 (1984).
- 11) 渡辺 巖, 沢田博史: 二方向不規則波中の船体縦曲げモーメントにおよぼす弾性応答の影響, 日本造船学会論文集, 第158号 (1985).
- 12) S. Timoshenko: 工業振動学, 東京図書 (1956).
- 13) 竹本博安, 橋爪 豊, 岡 修二: 巡視船の船首部波浪衝撃荷重, 船舶技術研究所第45回講演集 (1985).