

衝突時の船体破壊強度の研究 (第1報)

安藤 文隆* 有田喜久雄* 在田 正義*

A Study on the Structural Strength of Ship in Collision (1st Report)

By

Noritaka ANDO, Kikuo ARITA and Masayoshi ARITA

Abstract

It is one of the most important problems, needless to say, to investigate the phenomena of ship collision from the view point of safety. More attentions must be paid to collision protection problem for modern huge tankers or nuclear powered ships. However, there remain many problems unsolved because of the complexity of its nature.

In this paper, various series of tests were carried out on ship side-structure models crashed with rigid bow models. From these systematic experiments, typical mechanisms of energy absorption were found. They are called buckling-type and encroaching-type. These types are inherent to the structure of side models. Simple formulas are established to classify the models into two types.

Similarity principles for load-carrying property and energy absorption are also established for encroaching-type and verified by experiments.

目 次

1. まえがき
2. 衝突に関する研究の概要
3. 衝突の運動機構
 - 3.1 衝突時に両船が吸収すべきエネルギー
 - 3.2 被衝突船がうける加速度
4. 衝突時の破壊機構
 - 4.1 衝突による構造破壊に関する実験方法の分類
 - 4.2 船側構造模型の圧壊実験
 - 4.2.1 肋骨のない船側模型 (実験シリーズ1)
 - 4.2.2 肋骨のある船側模型 (実験シリーズ2～5)
 - 4.2.3 破壊形式の判別について
 - 4.2.4 食い込み型破壊における荷重および吸収エネルギーについて
 - 4.2.5 船側構造の破壊の相似則について (実験シリーズ6)
5. 結 言

1. まえがき

船舶が衝突した場合に、衝突の挙動を調べることは安全性のうえで必要なことはいうまでもないが、近年の大型タンカー、LNG運搬船あるいは原子力船においては、きわめて重要な問題になっている。特に原子力船においては、原子炉格納容器に衝突船船首が到達する危険のないことが設計の前提条件になる。このように衝突の問題はきわめて重要にもかかわらず、衝突に関する研究^{1)~6)}はあまり進んでいないのが現状である。このため、米国の原子力船サバナ号にみられたように、衝突に対する防護構造の設計には、衝突事故例を解析してつくった式 (ミノルスキーの方法)¹⁾によって設計される場合が多い。この方法は、衝突時に衝突船のもっていた運動エネルギーが衝突船および被衝突船の両船によって吸収されるものとし、このエネルギーと構造の破壊強度を示す係数 (抵抗係数と呼ぶ)との関係を実船の衝突事故例をもとにして解析したも

* 船体構造部 原稿受付：昭和48年3月1日

のである。この式によれば、衝突防護構造の吸収すべきエネルギーが容易に推定できるので設計には便利である。しかし、ミノルスキーの方法は実船の衝突事故例のみをもとにしたもので、衝突の破壊機構について力学的な検討はくわえられていない。

本報告は、衝突の基本的問題にかえて、衝突時に船体構造が破壊される機構を実験をもとにして明らかにしていこうとするものである。

2. 衝突に関する研究の概要

船が衝突するという現象を解明する研究には、大別して2つの方向が考えられる。1つは、水上に浮ぶ2つの物体がある相対速度をもって非弾性衝突したとして、その際の挙動を物体全体の運動を知るという立場から扱うものである。この場合、衝突船および被衝突船の運動の機構を調べることにより、被衝突船がうける加速度あるいは吸収すべきエネルギー（以下吸収エネルギーと呼ぶことにする）を求めるのである。もう1つの研究は、衝突によって破壊される船の部分に着目し、その部分の構造の破壊量と吸収エネルギーとの関係を決めることにある。この2つの研究を総合してはじめて、衝突時に被衝突船のこうむる破壊量を推定することができるのである。

以上述べた衝突の研究のうち、前者を「衝突時の運動機構 (External Mechanics)」の研究といい、後者を「衝突時の破壊機構 (Internal Mechanics)」の研究ということにする。本報告では、運動機構について第3節で簡単に扱い、第4節以下で破壊機構について実験的研究を述べる。

3. 衝突時の運動機構

3.1 衝突時に両船が吸収すべきエネルギー

衝突の最も簡単な場合として、図-1に示すようにB船（質量 M_B 、速度 V_B ）が静止しているA船（質量 M_A ）の真横に重心位置を通る方向に衝突した場合（重心衝突と呼ぶ）を考える。衝突後はB船がA船に食い込んだ状態で一緒に移動すると仮定する。時間 t が経過した状態で、A船およびB船に対して運動方式をたてると(1)式のようななる。

$$\left. \begin{aligned} m_A \ddot{x} &= f(t) \\ m_B (\ddot{x} + \ddot{w}) &= -f(t) \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

ただし $f(t)$: 両船のうける力

\ddot{x} : A船の移動量を時間で2回微分したものの

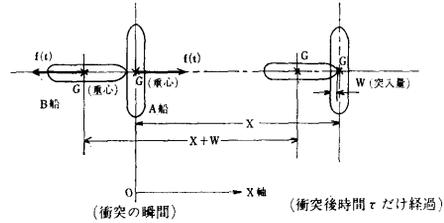


図-1 A船とB船の衝突

\ddot{w} : B船の突入量を時間で2回微分したものの

m_A, m_B : それぞれ水の付加質量を含んだ被衝突船および衝突船の質量で、一般には時間の関数であるが、後で述べる理由により、ここでは constant と考える。

時間 τ だけ経過してB船の突入が終了した状態でB船が損失した運動エネルギーは、 v_B を衝突船の衝突直前の速度としたとき

$$E_0 = \frac{1}{2} m_B v_B^2 - \frac{1}{2} (m_A + m_B) \dot{x}_{t=\tau}^2 \dots\dots(2)$$

であたえられる。

$t = \tau$ のとき突入速度は0であるから

$$\dot{w} = - \left(\frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} \right) \int^{\tau} f(t) dt + v_B = 0 \dots\dots(3)$$

(1)式および(3)式より

$$\dot{x} = \frac{1}{m_A} \int^{\tau} f(t) dt = \frac{m_B}{m_A + m_B} v_B \dots\dots(4)$$

ただし \dot{w}, \dot{x} は、それぞれ突入量および移動量を時間で1回微分したものの

(4)式を(2)式に代入すると、B船が損失した運動エネルギー E_0 は次式のようなになる。

$$E_0 = \frac{1}{2} m_B v_B^2 - \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A}} \dots\dots(5)$$

この E_0 は衝突船および被衝突船の両船によって吸収されなければならないエネルギーをあらわしており、衝突の際の両船の破壊に直接関係のある値になる。(5)式を書きかえて

$$C = \frac{E_0}{\frac{1}{2} m_B v_B^2} = \left(\frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A}} \right) \dots\dots(6)$$

とみると、この値は、衝突船 (B船) が損失した運動エネルギーと衝突船が直前にもっていた運動エネルギーとの比をあらわしている。これを吸収エネルギー係数と呼ぶことにする。例えば、 $C=1$ のときは、衝突船のエネルギーがすべて両船の破壊に費されることになる。(6)式において、 m_A, m_B は水の付加質量を含んだ船の質量である。ここで、水の付加質量の値をいく

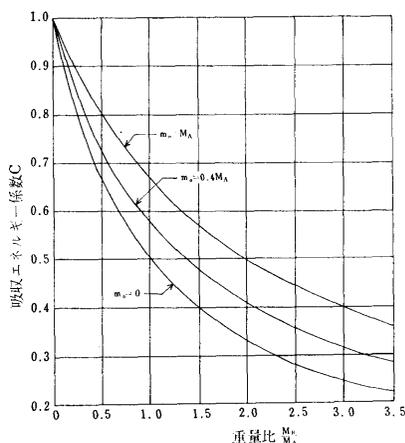


図-2 吸収エネルギー係数の水の付加質量による変化〔文献1, 3〕

らにするかが問題になる。例えば、ミノルスキー¹⁾は

$$\begin{aligned} m_A &= M_A + m_0 \\ m_B &= M_B \end{aligned} \quad \dots\dots(7)$$

ただし M_A , M_B はそれぞれ被衝突船および衝突船の質量

m_0 は水の付加質量で $m_0 = 0.4M_A$

として、衝突時に衝突船が損失した運動エネルギーと両船の破壊量を関係づけた式を提案している。すなわち、衝突船に対する水の付加質量は無視できるとし、被衝突船に対する水の付加質量は被衝突船の質量の40%としている。水の付加質量についての研究⁷⁾によると、この値は、衝突の継続時間によって変化するが、衝突時間が短いときはほぼ妥当であることがわかった。(6)式の吸収エネルギー係数の値は、図-2に示すように水の付加質量によってそれほど変化しないので、ミノルスキーの値にしたがって被衝突船の質量の40%にとり、衝突の継続時間に関係なく **constant** であると考えてよいであろう。

被衝突船が、真横から重心を通らない位置に衝突された場合も、重心衝突の場合と同様にして衝突船が損失した運動エネルギーを求めることができる。A船の重心から e だけ離れた位置に真横からB船が衝突したときに、衝突船の損失運動エネルギー E_e は

$$E_e = \frac{1}{2} m_B v_B^2 \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A^*}} \quad \dots\dots(8)$$

ただし

$$m_A^* = \frac{r^2}{r^2 + e^2} m_A$$

r は被衝突船の慣動半径

によってあたえられる。

また、ある角度をもって衝突された場合(斜め衝突)では、衝突船の速度のベクトルを分解して同様に求めることができる。

このようにして求められた衝突船が衝突時に失われた運動エネルギーは、衝突船および被衝突船の両船の破壊に費されるエネルギーになる。一方、衝突時に両船が破壊されることにより吸収されるエネルギー E は、構造寸法(衝突される部分の構造要素の板厚等、外力に抵抗できる値が直接きくと思われる)および衝突船の許容突入量(被衝突船が原子力船の場合には、衝突船が原子炉格納容器に到達しないことが条件になる)によってきまる強度係数ともいべき値 R の関数になると考えて

$$E = g(R) \quad \dots\dots(9)$$

とおく。

(5)式と(8)式とを比べると、 E_0 は E_e より大きい。したがって衝突時の衝突船の損失運動エネルギーは、衝突船が被衝突船に対して真横から重心衝突した場合が最もきびしい条件であるから

$$g(R) > E_0 \quad \dots\dots(10)$$

になることが衝突防護構造の設計条件となる。(1)式より衝突船の被衝突船に対する突入量は

$$\left. \begin{aligned} w &= v_B \tau - \frac{m_A + m_B}{m_A m_B} \iint f(t) dt \\ \int f(t) dt &= \frac{m_A m_B}{m_A + m_B} v_B \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(11)$$

ただし v_B は衝突船の衝突直前の速度
 τ は衝突継続時間

によってあたえられる。(11)式からわかるように、被衝突船の破壊量を推定するには、被衝突船のうける力 $f(t)$ の形および大きさを求めることが必要になる。したがって、いろいろな船体構造に対して破壊時の荷重一時間あるいは荷重一突入量の関係を求めることが衝突の挙動を解明する場合の本質的な問題になる。

3.2 被衝突船がうける加速度

衝突時に問題になるもう1つの点は被衝突船のうける加速度の大きさである。

いま、簡単に仮定して、被衝突船のうける外力 $f(t)$ は突入量 w の1次関数であらわされたとする。これは後の節で述べるように船体の破壊形式により異なるが、その1つの「食い込み型破壊」をする構造に対して近似的になりたつと考えられる。そこで、外力 $f(t)$ を(12)式のように置く。(図-3)

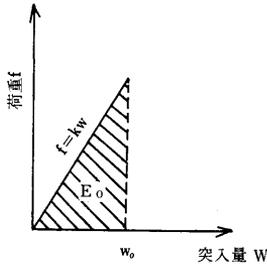


図-3 荷重—突入量の近似関係（食い込み型破壊形式）

$$f(t) = kw(t) \quad \dots\dots(12)$$

(12式において、 k は構造寸法によってきまる定数である。(12式を(11式)に代入して

$$\text{初期条件} \left\{ \begin{array}{l} t=0 \text{ で } w=0 \\ \dot{w} = v_B \text{ (衝突船)} \\ \text{の衝突直前の速度)} \end{array} \right\} \quad \dots\dots(13)$$

を入れて解くと

$$w = \frac{v_B}{\sqrt{\frac{k(m_A+m_B)}{m_{AMB}}}} \sin \sqrt{\frac{k(m_A+m_B)}{m_{AMB}}} t \quad \dots\dots(14)$$

となる。そこで、最大突入量を w_{max} とすると

$$w_{max} = \sqrt{\frac{m_{AMB}}{k(m_A+m_B)}} v_B \quad \dots\dots(15)$$

したがって、被衝突船のうける最大加速度は

$$\ddot{x}_{max} = \frac{kw_{max}}{m_A} = \sqrt{\frac{km_B}{m_A(m_A+m_B)}} v_B \quad \dots\dots(16)$$

この式と(5式)から

$$\ddot{x}_{max} = \frac{2E_0}{m_A w_{max}} \quad \dots\dots(17)$$

(17式)において、最大突入量を許容突入量 w_0 に等しいと置いて

$$\ddot{x}_{max} = \frac{2E_0}{m_A w_0} \quad \dots\dots(18)$$

が得られる。計算例として、許容突入量を1万トン級の船で5mとし、排水量 Δ トンの船の許容突入量 w_0 を

$$w_0 = 5 \times \left(\frac{\Delta}{10,000} \right)^{1/3} (m) \quad \dots\dots(19)$$

と仮定して計算した結果を図-4に示す。図-4において、横軸に衝突時の吸収エネルギー E_0 をとり、縦軸に最大加速度 α_{max} をとっている。実線は、種々な排水量の大きさの被衝突船がうける加速度の大きさを示したものである。点線は衝突船が16ノットで衝突したときの吸収すべきエネルギーを示したもので、実線と点線の交点が衝突船と被衝突船のそれぞれの排水量の大きさに対する加速度を示している。

図-3の荷重—突入量の関係はモデル化した一極端な例であり、実際の荷重—突入量の関係は図-5の実線に近いと考えられる。図-5において $E_0 = f_0 w_0 / 2$

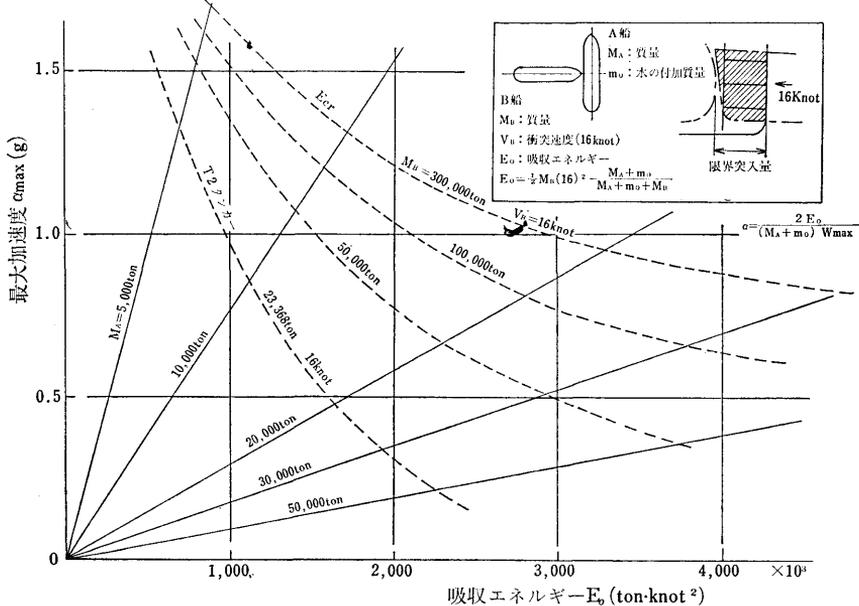
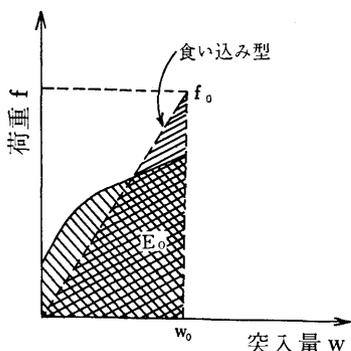


図-4 被衝突船の吸収エネルギーと加速度との関係（食い込み型破壊形式）



図一五 荷重—突入量の関係の実際の型と近似的な食い込み型との比較

になるので、(18)式は

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{f_0}{m_A} \quad \dots\dots(20)$$

となる。したがって、最大加速度は f_0 によってきまるので、実際の場合は、このように極端にモデル化した食い込み型ほど加速度は大きくならないと考えられる。

4. 衝突時の破壊機構

4.1 衝突による構造破壊に関する実験方法の分類

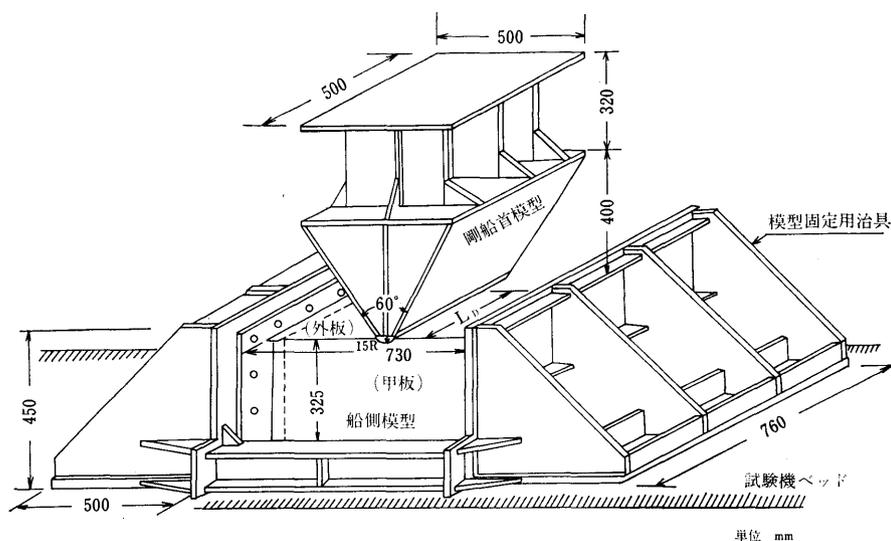
衝突における構造の破壊機構を考える場合に、まず衝突される部分の構造がうける荷重を明らかにし、その荷重と破壊機構との対応をつけなければならない。これに関する実験としては種々考えられる。その1つは実験方式による分類で、静的実験と動的实验とがある。静的実験は、衝突時の動的な影響を取り除いて構

造の破壊機構を調べることを目的とし、構造形式をいろいろ変えたシリーズ実験に適している。動的实验では、実際の衝突時の動的影響を静的実験結果にくわえることにより、衝突現象を説明することを目的としている。分類のその2は、衝突船、被衝突船のモデル化の相違によるものである。衝突船の船首が被衝突船の船側に突入した場合を考えるのであるが、衝突船として剛船首（船側構造に比べて剛性が十分大きいと仮定した船首）のものを用いる実験と軟船首（船側構造と同程度の剛性をもつ船首）のものを用いる実験に分類される。剛船首を用いるのは、一般に船首構造はその他の船体部分に比して十分剛であり、安全な衝突防護船側構造をつくるという立場からは、衝突船の船首を剛と考えた方がよいという考えによるものである。一方軟船首を用いるのは、実際の衝突では衝突船の船首は必ず何らかの破壊をしてエネルギーを吸収するのであるから、このエネルギーを考慮することにより、合理的、経済的衝突防護構造がつけられるという考えによるものである。

本報告においては、被衝突船の船側構造の破壊機構を基礎的に考察することが目的であるので、剛船首モデルによって船側構造モデルを静的に圧壊する実験をおこなった。静的実験を修正するための動的实验は「第2報」で別個に扱うことにする。

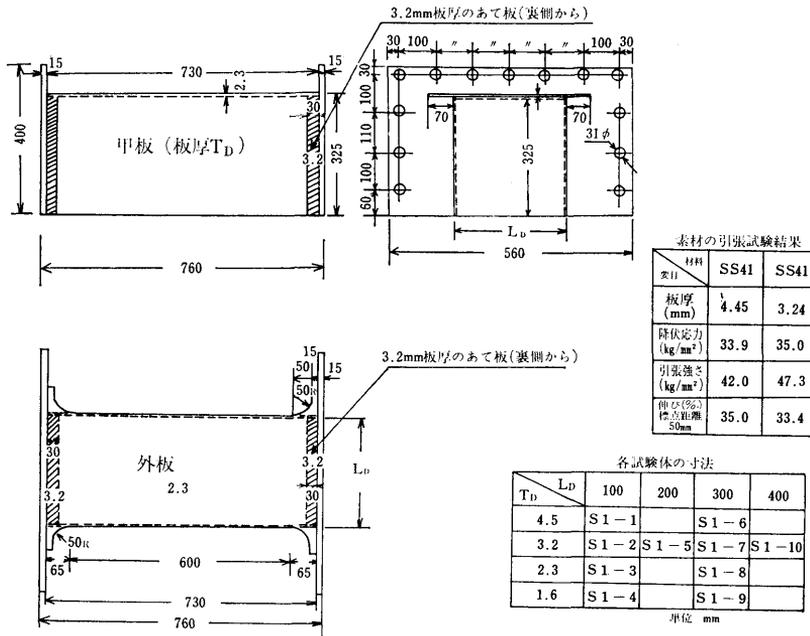
4.2 船側構造モデルの圧壊実験

被衝突船の構造モデルは、横隔壁間の船側構造を考えて、2枚の甲板と1枚の外板に相当する平板およびそ



図一六 実験見取り図

単位 mm



図一七 船側模型 (肋骨なし)

れに取り付けられた肋骨よりなる箱形模型とする。衝突船の船首は剛船首模型とし、これを船側構造模型の横隔壁間の中央に突入させて、衝突時の破壊機構を調べる。

実験方法は、船側構造模型の両端を固定用治具に取り付けて、その中央の部分に剛船首模型で押しつぶすことにした。実験時の見取り図を図一六に示す。

実験の際に計測した項目は次の3つである。

① 荷重一突入量

試験機のベツドの動きおよび計器盤の荷重を付属のドラムに記録した。こうして得た「荷重一突入量」曲線を積分することによって「吸収エネルギー一突入量」曲線を求めた。

② 外板の歪

外板の中央、長手方向の4分点に、塑性歪ゲージを縦および横方向に貼付し、外板に伝わる張力および外板の伸びを計測した。

③ 模型の圧壊状況

全体的な変形の状況を観測し、写真に記録した。

4.2.1 肋骨のない船側模型 (実験シリーズ1)

最も基礎的な船側模型として、図一七および表一1に示すように、船側外板と甲板のみからなる模型について剛船首 (船首角60°, 先端半径15mm) による圧

表一1 船側模型, 実験条件一覧 (実験シリーズ1)

実験番号 TN	船側模型 名称	船側模型寸法(mm)			船首模型 先端半径 R(mm)
		甲板間隔 L_D	外板板厚 T_S	甲板板厚 T_D	
1-1	S 1-1	100	2.3	1.6	15
1-2	S 1-2	"	"	2.3	"
1-3	S 1-3	"	"	3.2	"
1-4	S 1-4	"	"	4.5	"
1-5	S 1-5	200	"	3.2	"
1-6	S 1-6	300	"	1.6	"
1-7	S 1-7	"	"	2.3	"
1-8	S 1-8	"	"	3.2	"
1-9	S 1-9	"	"	4.5	"
1-10	S 1-10	400	"	3.2	"

壊実験をおこなった。

甲板間隔 $L_D=100\text{mm}$ で一定にして、甲板板厚 T_D を変えた場合 (実験番号 TN1-1~TN1-4) の「荷重一突入量」, 「吸収エネルギー一突入量」曲線を図一8(a), (b)に、 $L_D=300\text{mm}$ として T_D を変えたシリーズ (TN1-6~TN1-9) の「荷重一突入量」, 「吸収エネルギー一突入量」曲線を図一9(a), (b)に示す。

破壊の進行状況は次のようになる。はじめは、甲板に相当する板 (板厚 T_D) で剛船首からの荷重を受け

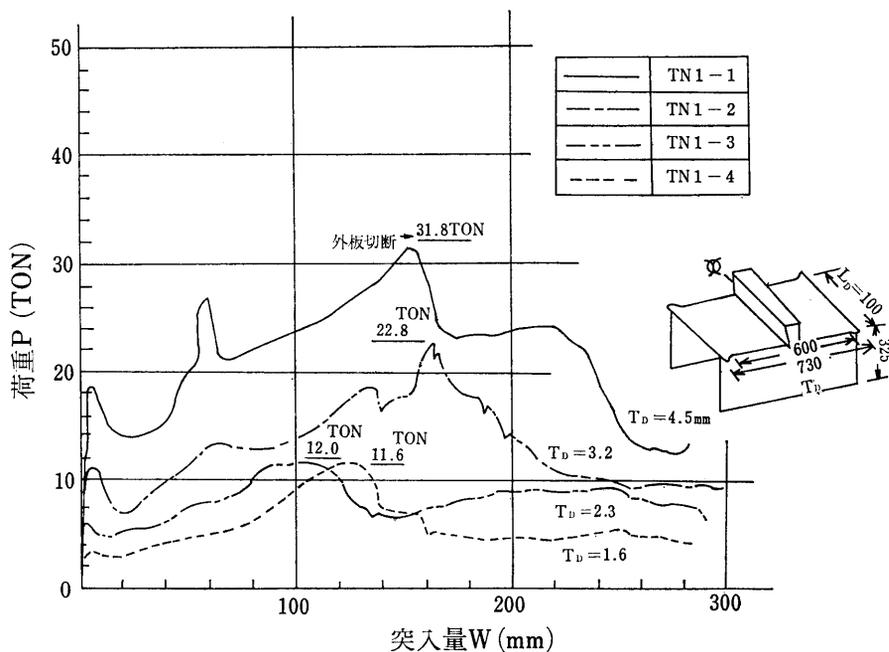


図-8(a) 荷重—突入量 ($L_D=100$, TN1-1~TN1-4)

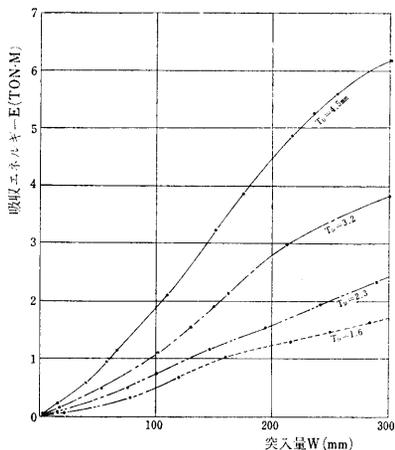


図-8(b) 吸収エネルギー—突入量 ($L_D=100$, TN1-1~TN1-4)

持つが、次第に耐えられなくなり、甲板は荷重直下の小部分で座屈する。ここで一旦荷重は下ると共に甲板の変形は拡大し、荷重は次第に外板の張力の荷重方向成分によって受け持たれるようになり、荷重が再び上昇を始める。荷重が小さい起伏を続けながら増大し、突入量がさらに増えると、外板はついに張力により固定端で破断を始める。その後、荷重は急速に降下すると共に突入量も急速に増大して、最終破断に至る。荷重の上昇、下降の様子が甲板間隔 (L_D) と甲板板厚

(T_b) の組合わせにより幾分差があることは、図-8(a)および図-9(a)に示されている。同図には、外板が破断したときの荷重の値が示されている。表-2に本実験シリーズ(TN1-1~TN1-10)における試験

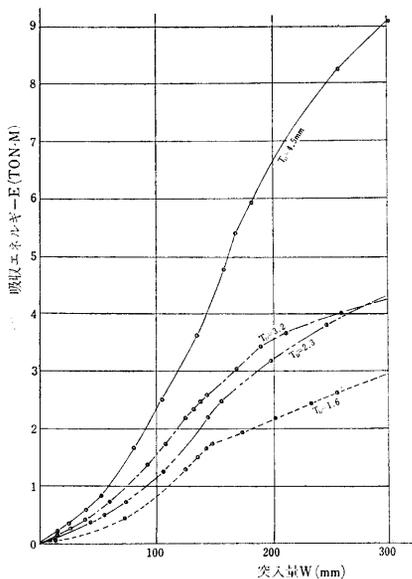


図-9(b) 吸収エネルギー—突入量 ($L_D=300$, TN1-6~TN1-9)

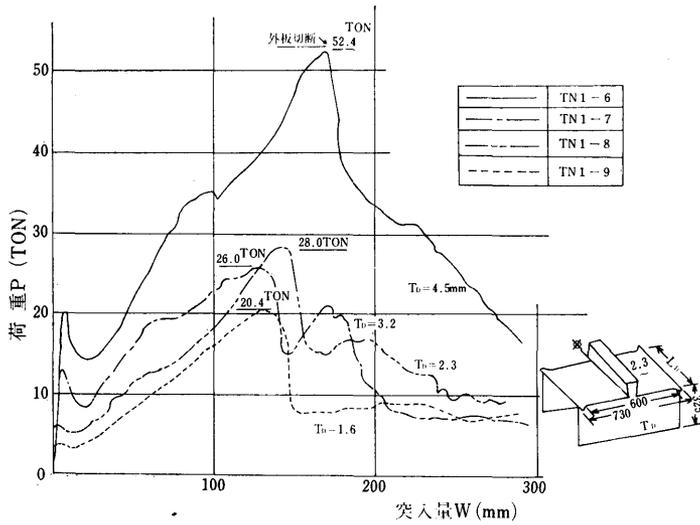


図-9(a) 荷重-突入量 ($L_D=300$, TN1-6~TN1-9)

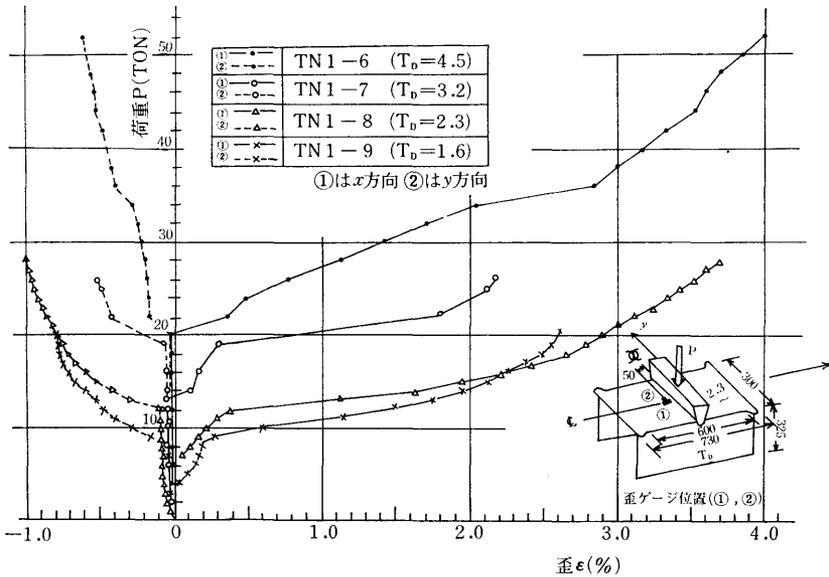


図-10 外板の歪 ($L_D=300$, TN1-6~TN1-9)

表-2 最終破壊状況 (実験シリーズ1)

T_D \ L_D	100	200	300	400
4.5				
3.2				
2.3				
1.6				

体の最終破壊状況を示す。ここで特徴的なことは、甲板間隔、甲板板厚を変えても破壊形式はあまり変化せ

ず、外板は荷重点を中心に「く」の字に折れ曲るが、破断はすべて固定端(横隔壁位置に相当)で起っていることである。

図-10に外板の歪変化を示す。歪を計測した位置は図示したように荷重線(剛船先端)より50mm離れたところである。長手方向(船の前後方向)には十分伸びており、甲板の局部座屈と共に外板に大きい張力が生ずることがわかる。このように、外板に大きい張力が作用していることや、両固定端、荷重点の3点を塑性関節として「く」の字に曲った最終破壊形状は、

破壊形式の1つの特徴的なもので、これを「座屈型」破壊形式と呼ぶことにした。後で、この破壊形式を他の破壊形式と比較検討する。

4.2.2 肋骨のある船側模型（実験シリーズ2～5）

船体の船側構造は防撓材のついた板でできている。実際の船ではこの防撓材は横肋骨である。この肋骨が衝突の際の荷重、吸収エネルギーにおよぼす効果を求めようとするのが、この実験の目的である。

前節で述べた肋骨のない船側構造の圧壊では、全試験体とも外板が両端の固着部から切れ、全体的に押しつぶされたように破壊している。しかし、実船の衝突後の状況を見ると、衝突によって破壊または変形する範囲は、衝突した両船が互に入り込んでいた狭い範囲に限られ、そこから少し離れたところでは、ほとんど変形せず衝突の影響をうけていないように見える。そ

こで、この状態を模型実験で再現するにはどのような条件が必要かを調べる目的をもって、船側構造の諸寸法を種々変化させ、かつ肋骨の間隔を変えて実験をおこなった。

実験シリーズ2では、被衝突船の船側模型の外板板厚、甲板板厚を一定として、甲板間隔 (L_D)、肋骨間隔 (S) を種々変えて破壊の際の突入量に対する荷重、吸収エネルギーの変化を調べ、さらに破壊形式の変化をみた。

実験シリーズ3では、破壊形式におよぼす外板の影響を調べる目的で、船側模型の外板を取り除いたり、外板の張力伝達機能をなくすために外板にスリットを入れたりした。このシリーズでは、船側模型の寸法はすべて同じにしてある。

実験シリーズ4では、甲板板厚、肋骨間隔と同じにして、外板板厚 (T_s) のみを変えることにより、破

表-3 船側模型, 実験条件一覧 (実験シリーズ2～5)

実験番号 TN	船側模型名称	船側模型寸法 (mm)				船首模型 先端半径 $R(\text{mm})$	備 考
		肋骨間隔 S	甲板間隔 L_D	外板板厚 T_s	甲板板厚 T_D		
2-1	S 2-1	100	100	2.3	3.2	15.0	肋骨寸法200×3.2 肋骨寸法32.0×3.2 (以下同じ)
2-2	S 2-2	200	"	"	"	"	
2-3	S 2-3	300	"	"	"	"	
2-4	S 2-4	100	200	"	"	"	
2-5	S 2-5	200	"	"	"	"	
2-6	S 2-6	50	300	"	"	"	
2-7	S 2-7	100	"	"	"	"	
2-8	S 2-8	150	"	"	"	"	
2-9	S 2-9	200	"	"	"	"	
2-10	S 2-10	250	"	"	"	"	
2-11	S 2-11	400	"	"	"	"	
2-12	S 2-12	200	400	"	"	"	
3-1	S 2-6	50	300	2.3	3.2	15.0	TN2-6と同じ寸法のものである。 外板中央にスリット 外板なし 肋骨のついた2枚の単板の 堅型圧壊 TN 2-10と同じ 外板中央にスリット 外板なし
3-2	S 2-6	"	"	"	"	"	
3-3	S 2-13	"	"	—	"	"	
3-4	S 2-13	"	—	2.3	"	"	
3-5	S 2-10	250	300	"	"	"	
3-6	S 2-10	"	"	"	"	"	
3-7	S 2-14	"	"	—	"	"	
4-1	S 2-15	50	300	1.2	3.2	15.0	TN 3-1と同じ
4-2	S 2-16	"	"	1.6	"	"	
4-3	S 2-6	"	"	2.3	"	"	
4-4	S 2-17	"	"	3.2	"	"	
4-5	S 2-18	"	"	4.0	"	"	
4-6	S 2-19	"	"	6.0	"	"	
5-1	S 2-6	50	300	2.3	3.2	0.25	TN 3-1と同じ
5-2	S 2-6	"	"	"	"	3.0	
5-3	S 2-6	"	"	"	"	15.0	
5-4	S 2-6	"	"	"	"	30.0	

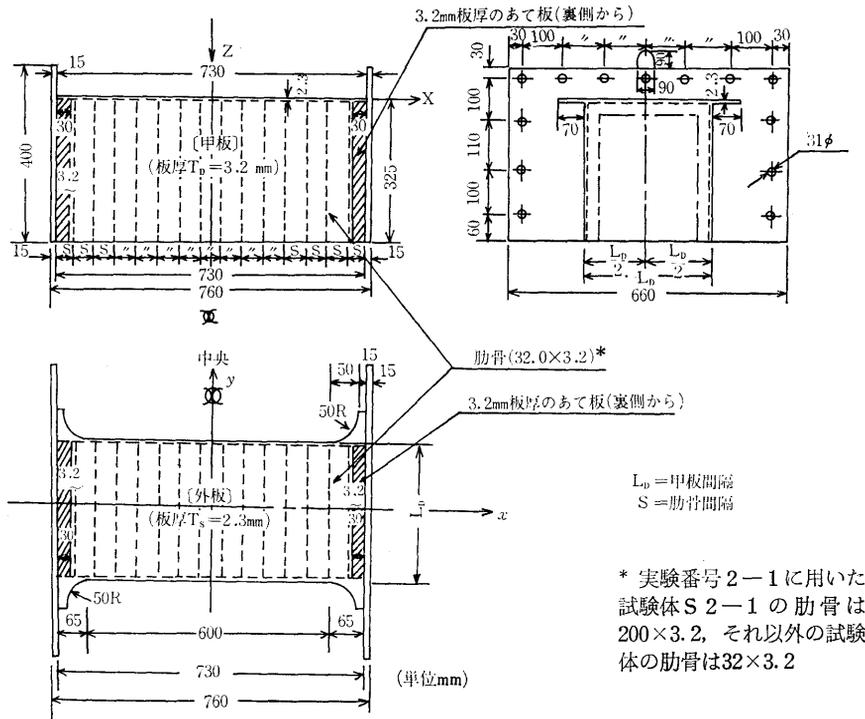


図-11 実験シリーズ2, 5の試験体(S2-1~S2-12)

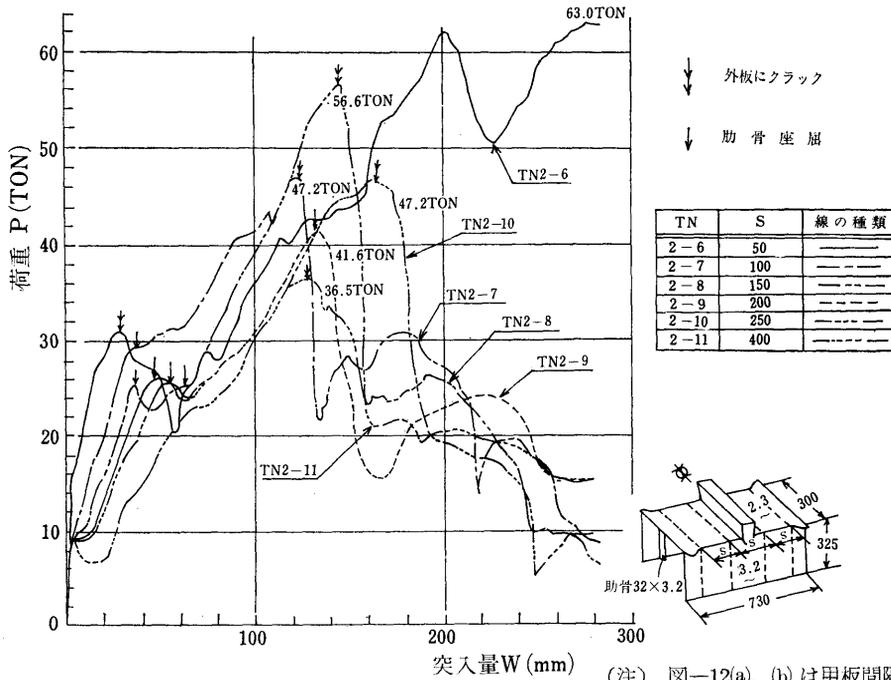


図-12(a) 荷重-突入量 ($L_D=300$, TN2-6~TN2-11)

(注) 図-12(a), (b)は甲板間隔 $L_D=300$ とし, 肋骨間隔 S を変えた場合の「荷重-突入量」および「吸収エネルギー-突入量」

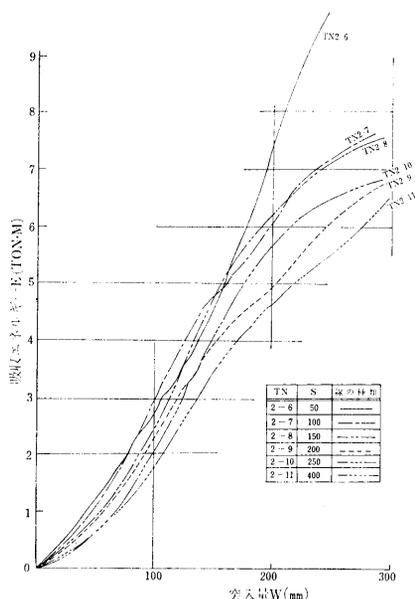


図-12(b) 吸収エネルギー—突入量 ($L_D=300$, TN2-6~TN2-11)

壊形式を変えられることができるという仮定を証明するためのシリーズである。

実験シリーズ5では、4個の同一模型（実船の剛性に近いと思われるもの）について、衝突船の船首先端半径が破壊形式に及ぼす影響を調べるために、衝突船の船首先端半径を4通りに変えて実験をおこなった。

4.2.2-(1) 試験体および実験方法

実験シリーズ2~5に用いた試験体および実験条件を表一3にまとめて示す。実験番号のはじめの数字が実験シリーズを示す。図-11に実験シリーズ2に用いた試験体の諸寸法を示す。実験シリーズ3は、TN2-6, TN2-10に用いた試験体S2-6, S2-10の外板を取り除いたり、外板にスリットを入れたものである。実験シリーズ4では、同じくTN2-6の試験体で、外板の板厚を変えていったものを用いた。実験シリーズ5の試験体は全部TN2-6の試験体S2-6で、衝突船の船首先端半径を変えて実験した。

実験方法は実験シリーズ1と同一である。計測項目は荷重、突入量と同時に、全体変形の状態を写真に記録した。変形が進行すると、甲板または外板にクラックが入り変形が急速に進むが、このクラックが入る位置およびその入り方を記録するため、剛船首による荷重点近傍の変形を近接拡大写真に記録した。また、外

板および甲板の歪を調べるため、単軸あるいは3軸抵抗線歪ゲージを外板および甲板にはり、歪の変化を記録した。

4.2.2-(2) 実験結果

(i) 実験シリーズ2

図-12(a), (b)に甲板間隔 (L_D) が 300mm の場合 (TN2-6~TN2-11) の「荷重—突入量」および「吸収エネルギー—突入量」曲線を示す。

このシリーズの最終破壊状況の概略を示したのが表-4である。この表の上方左、すなわち甲板間隔 (L_D) が比較的狭く、肋骨間隔 (S) が比較的小である場合には、破壊は突入してくる剛船首の近傍にのみおこり、そこから離れたところでは変形がほとんどない。ところが下方右、すなわち L_D が大で、 S が比較的大である場合は、変形は突入船首近傍に限定されず全体におよんでいる。そこで、以上述べた破壊形式の両極端の場合をとり、前者を「食い込み型」破壊形式、後者を「座屈型」破壊形式と呼ぶことにする。

破壊形式の定義、各形式の特徴などについては別項で述べる。座屈型および食い込み型の典型的な例であるTN2-11 (座屈型)、TN2-4 (食い込み型) について、剛船首の突入がある程度進んだ段階および最終破壊したときの変形を写真-1に示す。これらの写真や、前の記述から察せられる程度で破壊形式を考え、実験結果に考察をくわえることにする。

表-4を参考にすると、 $L_D=300$ では、TN2-6は「食い込み型」、TN2-7は「中間型」、TN2-8~TN2-11は「座屈型」の破壊形式であると判定する。そこであらためて図-12(a)をみると、食い込み型のTN2-6の荷重 (p)—突入量 (w) 曲線では、小さい凸凹はあるが、ほぼ突入量の増大に比例して荷重が増加していくことが特徴となっている。凸凹のうち p の最初の山 ($w=30\text{mm}$, $p=31\text{ton}$) は荷重点直下の甲板の局部座屈に対応している。「座屈型」のTN2-8では、2つ目の大きな山 ($w=144\text{mm}$, $p=56.6\text{ton}$) を過ぎると p は急速に減少してしまう。この山は外板の切断に対応している。「中間型」のTN2-7はTN2-6とTN2-8の中間的な性質をしている。

図-12(b)に示す吸収エネルギー (E)—突入量 (w) 曲線を見ると、TN2-6では E は w のほぼ2乗に比例して増加しているのに反し、TN2-8では突入量がある程度以上 (外板の切断後) になると E の増加

表-4 最終破壊状況 (実験シリーズ 2)

L.D S	L.D			
	100	200	300	400
50			TN2-6 	
100	TN2-1 ※) 	TN2-4 	TN2-7 	
150			TN2-8 	
200	TN2-2 	TN2-5 	TN2-9 	TN2-12
250			TN2-10 	
300	TN2-3 			
400			TN2-11 	

※) 破線は破壊前の肋骨位置を示す。

は急激に低下してしまう。TN2-7 ではTN2-6 と TN2-8 の中間的性質を示している。

食い込み型、座屈型における外板に伝わる張力を示したのが図-13である。同図の(a)は食い込み型である TN2-6 の結果で、(b)は座屈型である TN2-8 の結果である。これからみると、食い込み型においては、外板の張力は荷重点付近(点①, ②, ③)では大きいですが、荷重点から遠ざかった所(点④, ⑤)では、ほとんど消滅していることがわかる。一方、座屈型においては、荷重点から遠ざかった外板上(点③)でも荷重点付近に近い引張り歪を示している。これは、座屈型においては、張力が外板の長手方向(x軸方向)と肋骨などによって減衰することなしに作用していることを示している。

以上のことから、船側構造の衝突に対する耐荷力の変化が破壊形式によって著るしく異なることがわかる。座屈型では、剛船首による荷重は主として外板の

張力の荷重方向の成分で受けもたれ、突入してくる船首と船側の接触は船首先端近傍にはほぼ限定される。これは外板の張力伝達能力が比較的強いためで、一旦外板が切断されると耐荷力がほとんど残っていない。これに反して食い込み型では、荷重が増加し荷重点直下の甲板が局部座屈して船首が船側に食い込み出すと、船首と船側は食い込んだ全面で接触する。船首による荷重は、この接している面からの圧力の荷重方向成分により受けもたれる。したがって、外板が切断しても耐荷力の減少は少なく、突入が進むにつれて接触面積は増大するので、耐荷力は突入量に比例して増大することになる。

(c) 実験シリーズ 3

このシリーズでは、外板の動きが食い込み型、座屈型破壊でかなり異なるという推測を、実験的に確かめることを目的とした。

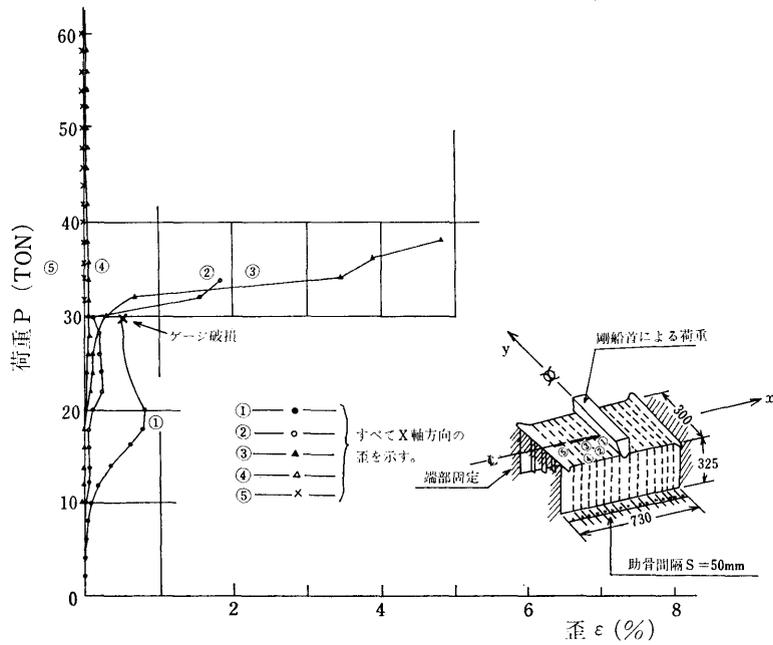


図-13(a) 外板の歪 [TN 2-6 (食い込み型)] (注) 図-13は「食い込み型」および「座屈型」で外板に伝わる張力変化の違いを示す

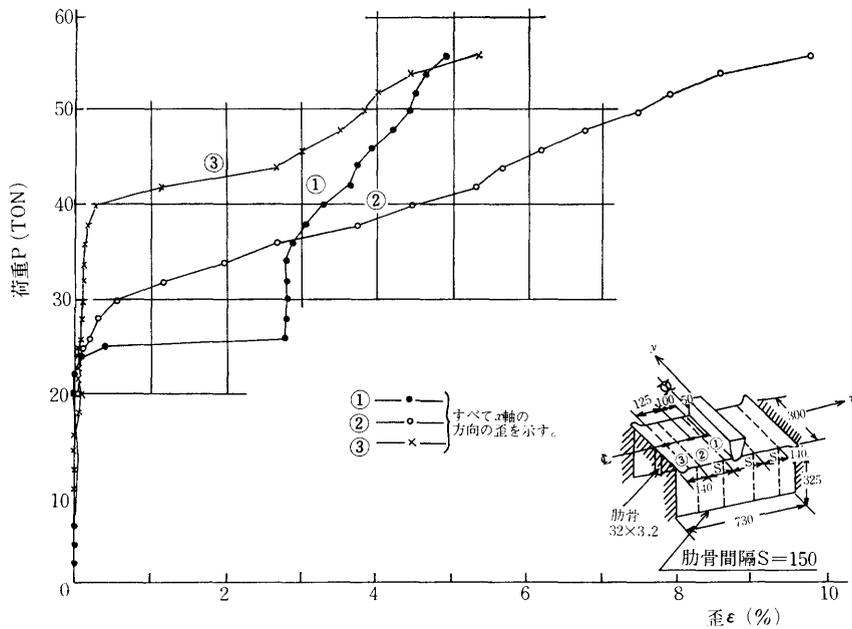


図-13(b) 外板の歪 [TN 2-8 (座屈型)]

座屈型破壊では、実験シリーズ2の結果から外板は張力伝達材として本質的に重要な役割をしていることがわかったので、外板で剛船首が最初に接するところ ($x=0, y$ 方向) にスリットを入れ、張力の伝達を断つと吸収エネルギーは著しく減少することが予想される。これに反し、食い込み型破壊では、外板は張力がある程度伝えるが、これは構造の破壊機構に本質的に重要な役割はしない。事実、外板が切断しても耐荷力が急激に減少することはない。したがって、食い込み型の試験体の外板にスリット ($x=0, y$ 方向) を入れた場合は、破壊の状況はスリットの無い場合と本質的に差がなく、吸収エネルギーとしては、外板にスリットの入った試験体の方が外板切断に要するエネルギー分だけ少ない程度であることが予想される。

図-14は「食い込み型」の場合である。表-3に示

したように、TN3-2 に用いた試験体はTN3-1 に用いた試験体の荷重線に沿ってスリットを入れて x 方向の張力の伝達を断つたもの、TN3-3 に用いた試験体は外板をも除いたもの（ただし、外板についた肋骨はある）である。TN3-4 に用いた試験体は外板もこれについた肋骨も除いたものである。図-14(a)の荷重-突入量曲線で TN3-1 と TN3-2 とを比べると、外板にクラックが入るところまでは、外板の張力で荷重を受けもつだけ TN3-1 の荷重が高くなっているが、それ以降の2つの曲線はほぼ同じである。ところが、TN3-3 や TN3-4 のように外板がまったくない試験体による実験では、荷重が TN3-1, TN3-2 に比べて著しく低下していることがわかる。また、TN3-3 は TN3-4 より突入量 w が 100mm 以上において、荷重が 2~3 割大きくな

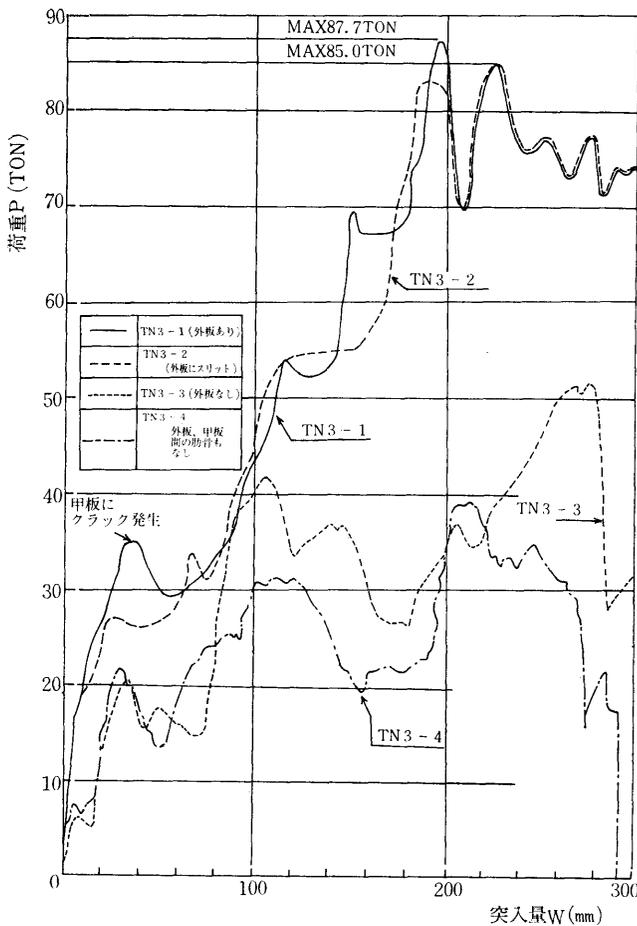


図-14(a) 荷重-突入量 (TN3-1~TN3-4)

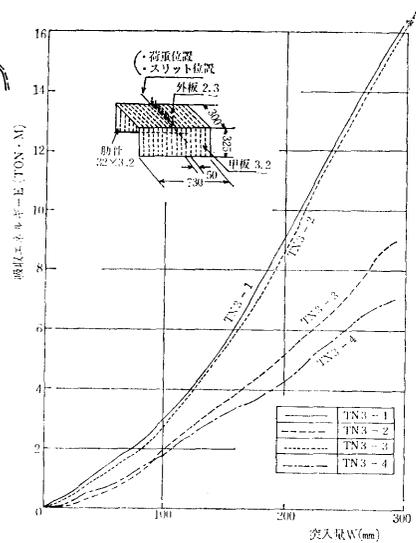


図-14(b) 吸収エネルギー-突入量 (TN3-1~TN3-4)

(注) 図-14は「食い込み型」試験体で外板にスリットを入れたり、外板を完全に除去してしまったりした場合の「荷重-突入量」、「吸収エネルギー-突入量」の関係を示す。

っている。 w が 100mm 以下ではほぼ同じである。

食い込み型における外板の働きを吸収エネルギーの面からみたのが図-14(b)である。TN3-1 と TN3-2 とを比較すると、突入量 w の初期における少量の差だけ TN3-1 の方が大きくなっている。TN3-3 および TN3-4 は前二者に比し著るしく低く、 $w=300\text{mm}$ では半分位の値である。このことから、食い込み型において、外板は張力伝達材としてはそれ程重要な役目を果たしていないが、変形の際の様式をきめるのに重要な役目をしていることがわかる。写真-2 に各場合の突入途中および破壊終了後の写真を示す。TN3-1 および TN3-2 では、船首が船首と接した部分の外板や甲板をこまかく巻き込みながら突入し、変形が船首と船側の接触部にはほぼ限定されているのに、TN3-3 および TN3-4 では、甲板の巻き込みはみられず、全体的に大きい変形をしている。船首が船側に突入すれば、船首の突入分に相当する面積（又は体積）を排除しなければならないわけであるが、外板のある場合は、甲板をこまかく折り曲げて排除するように強制されるのに反し、外板のない場合は、甲板を全体的に大きく曲げることが許されるため、排除に要するエネルギーが前者の場合に比し著るしく少なくてすむものと考えられる。TN3-3 と TN3-4 の差は肋骨による変形に対する拘束によると考えられる。

座屈型の場合はどうであろうか。図-15(a)に荷重、同図(b)に吸収エネルギーが突入量に対して示してある。外板の完全な TN3-5 と外板にスリットを入れて張力が伝達できないようにした TN3-6 とを荷重—突入量曲線で比べると、一定突入量に対して、スリットを入れた TN3-6 の方が荷重がずっと低くなっている。TN3-5 では、外板が張力を伝えるために船首からの荷重を試験体全体でさえ、外板が切れる直前に最高荷重に達し、外板が切れると耐荷力は急速に減少してしまう。これに反し TN3-6 では、外板が張力を伝えてくれないため、突入船首からの荷重は主として船首があたっている近傍の甲板のみで受けもたれ、甲板にクラックが入るところで最高荷重に達し、それ以後荷重は低下する。最高荷重の低下は TN3-5 ほど著るしくない。外板の全くない TN3-7 では、耐荷力は TN3-6 に比しさらに減少する。以上を吸収エネルギーの面からみると、外板にスリットがあると吸収エネルギーは著るしく減少し、外板がないとさらに減少が激しい。これは、座屈型においては、外板切断までの吸収エネルギーの全吸収エネルギーに占める割合が非常に高いことによるものである。

食い込み型では、外板のスリットは外板切断までの荷重や吸収エネルギーに多少の影響をあたえるが、外板切断後はスリットの影響は認められなかった。これは、スリットのあるなしによって外板切断またはそれに相当する突入量での変形に変化がみられなかったことによる。ところが、前に述べたように座屈型の場合は、外板切断またはそれに相当する突入量で、外板が完全な場合では変形が広範囲に及んでいるが、外板にスリットのある場合ではそれ程でない。この効果は吸収エネルギー曲線から明らかで、TN3-6 の吸収エネルギーは w を 200mm こえるあたりから TN3-5 に接近する傾向を示している。

以上のことから、船側構造における外板の働きは 2 つに分類することができる。第 1 は張力伝達材としての働きであり、第 2 は変形拘束材としての働きである。食い込み型では外板は主として変形拘束材として働き、座屈型においては張力伝達材としても変形拘束材としても働いていることがわかる。

(4) 実験シリーズ 4

実験シリーズ 2 および 3 の結果から、外板の張力伝達面積 $A = T_s \times L_D$ (ただし、 T_s = 外板板厚、 L_D = 甲板間隔) と甲板を有効幅として含む肋骨の強度との関係で、破壊形式が座屈型となったり食い込み型になることがわかった。ただし、外板の全くない構造については考えないことにする。したがって、実験シリーズ 2 で典型的に食い込み型の破壊形式を示した TN2-1

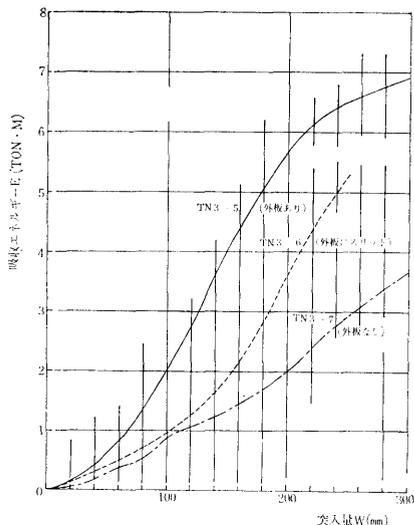


図-15(b) 吸収エネルギー—突入量
(TN3-5 ~ TN3-7)

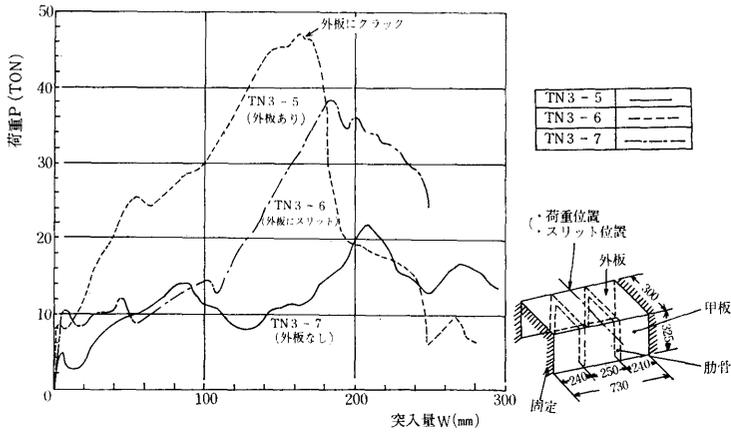


図-15(a) 荷重-突入量 (TN3-5~TN3-7)

(注) 図-15は「座屈型」試験体で外板にスリットを入れたり外板を完全に除去してしまった場合の「荷重-突入量」「吸収エネルギー-突入量」の関係を示す。

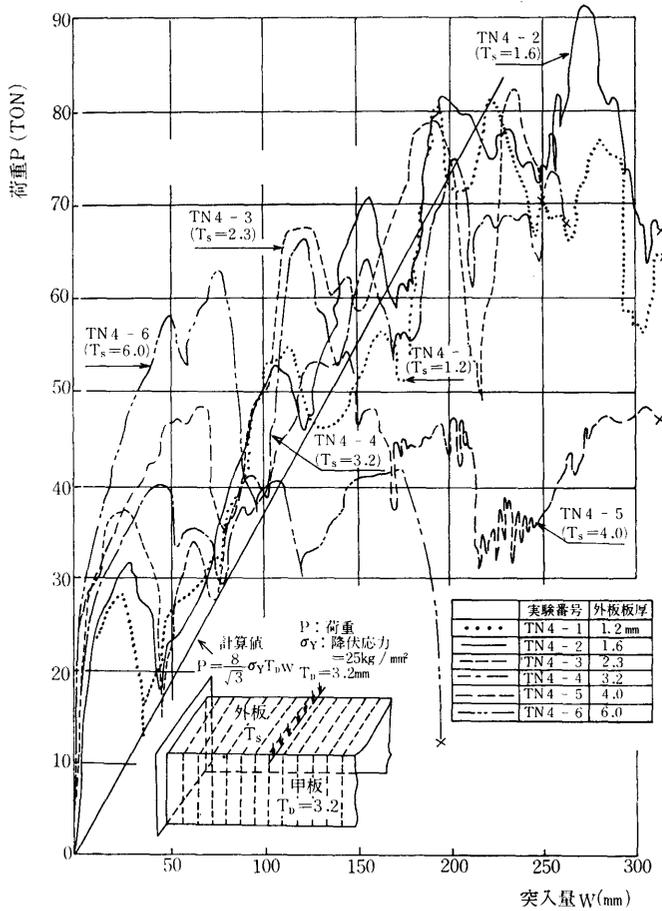


図-16(a) 荷重-突入量 (TN4-1~TN4-6)

(注) 図-16は破壊形式におよぼす外板板厚 T_s の影響をみるための実験シリーズ4の「荷重-突入量」「吸収エネルギー-突入量」の関係を示す。

6の外板の板厚を大きくして張力伝達面積を増すと、破壊形式は食い込み型から座屈型に移行することが考えられる。実験シリーズ4で、外板板厚 (T_s) がある板厚以下になると破壊形式は食い込み型となり、 T_s をさらに減少させた場合、 T_s が変形拘束材として十分なものであれば、吸収エネルギーの T_s による差はほとんどみられないはずである。

試験体 S2-6 で外板板厚 T_s のみを種々変えて実験した本シリーズの結果を図-16 に示す。(a) は荷重 (p) - 突入量 (w) 曲線で、(b) は吸収エネルギー (E) - 突入量 (w) 曲線である。荷重途中および最終破壊後の状況を写真-3 に示す。同図および同写真から6つの実験の破壊形式を判定すると、TN4-1からTN4-4までは食い込み型、TN4-6は座屈型で、TN4-5は両者の中間的な型であることがわかる。これで、第1の「外板板厚を増せば、食い込み型

であった試験体も座屈型に移行する」ことが実証された。移行する板厚 (限界外板板厚と呼ぶことにする) については破壊形式の判定の項で述べる。推測の第2点の「破壊が食い込み型である範囲では、外板板厚が増減しても全体の吸収エネルギーはあまり変化しない」についてはどうか。図-16(a)の荷重 p -突入量 w 曲線の TN4-1~TN4-4 をみると、荷重の第1のピーク (外板切断時に相当) は外板板厚 (T_s) が小さいほど低くなっているが、外板が切れたあとは p - w 曲線の T_s の違いによる差はなくなっている。このことは第2の推測もまた正しいことを示していると思われる。

以上のことから、外板が吸収エネルギーに果たす役割を「潜在エネルギー (E_{LT})」と表現すると、 E_{LT} と外板板厚 T_s との関係は図-17で概念的に表わされる。外板の潜在エネルギーとしては、外板を切断したり折

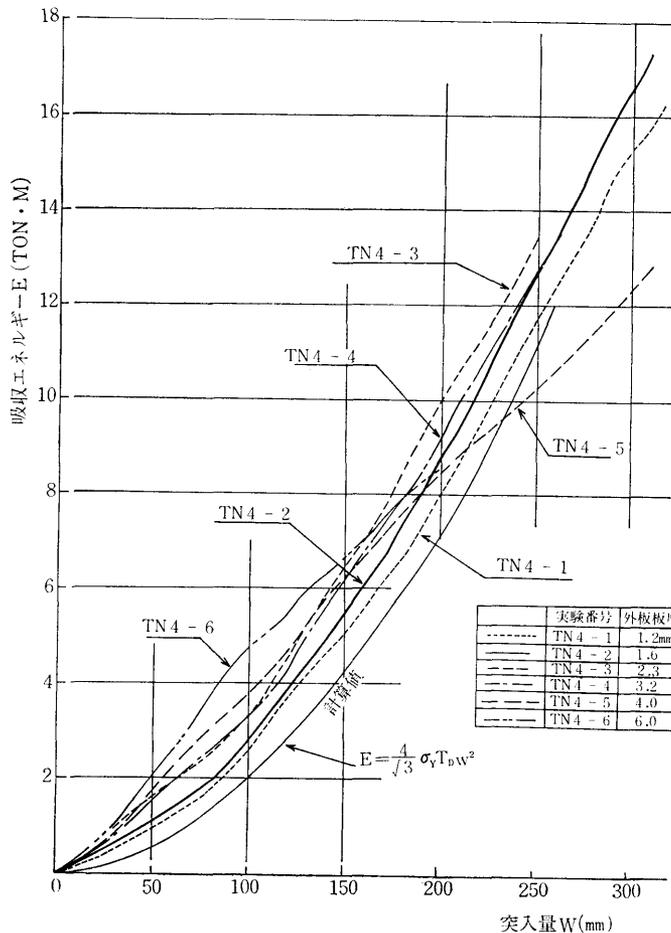


図-16(b) 吸収エネルギー—突入量 (TN4-1~TN4-6)

り曲げたりするのに必要なエネルギー，甲板の変形を拘束するために拘束のないときより増減するエネルギーなどが考えられる。図-17に示すように， T_s が飽

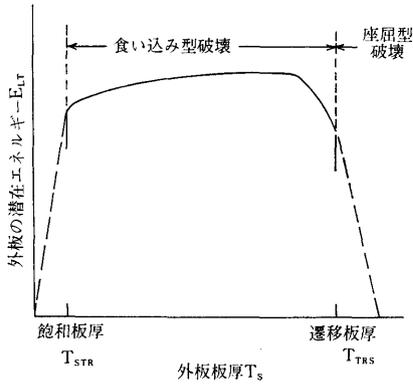


図-17 外板の潜在エネルギーについての概念図

和板厚 T_{STR} に達するまでは E_{LT} は急速に増加するが，それ以降の増加は少ない。 T_s が遷移板厚 T_{TRS} に達すると E_{LT} は急速に減少する。 $T_{STR} < T_s < T_{TRS}$ では食い込み型破壊， $T_s > T_{TRS}$ では座屈型破壊をされると考えられる。 T_{STR} ， T_{TRS} は甲板構造，間隔によって決定され，実験シリーズ4での甲板構造，甲板間隔では $T_{STR} \approx 1.2\text{mm}$ ， $T_{TRS} \approx 3.2\text{mm}$ となる。

外板の「潜在エネルギー」は突入量により変わる量であるが，ここでは，実際の船（原子力船など）で耐衝突構造を縮尺した我々の試験体（最大突入量 325mm）で 300mm 位を考えた。図-17から，外板には最適板厚が存在することが考えられ，遷移板厚より板厚を増すと吸収エネルギーのうで損失となることがわかる。ただし，このことは船首が外板を切断してかなり進んだところでとった場合のことで突入量を小さく

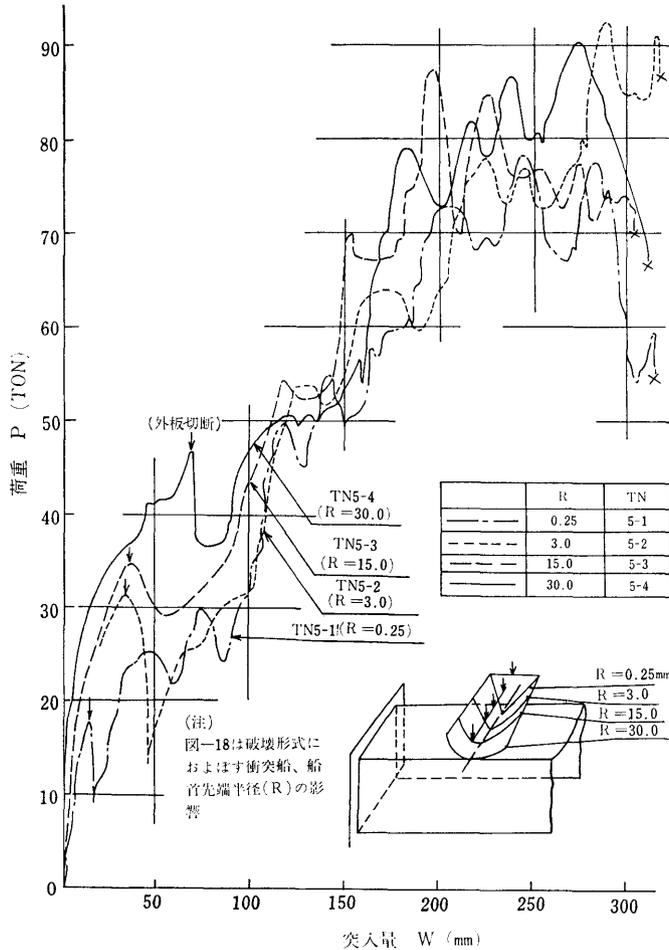


図-18(a) 荷重—突入量 (TN 5-1 ~ TN 5-4)

とれば当然変わるが、このことについては後で述べる。

(二) 実験シリーズ 5

これまでの実験では、衝突船の船首の寸法を一定にした。実験シリーズ 5 では、船首先端半径を種々変えて試験体 S2-6 を圧壊した。これは破壊形式の判定の基準の 1 つとして、外板（または甲板）にクラックが入るのが先か（食い込み型）、荷重点に最も近い肋骨が座屈するのが先か（座屈型）という考え⁹⁾ に対する基礎的資料の 1 つとすることを目的としている。TN 2-6 での剛船首先端半径 R は 15mm であったが、この R を 0.25, 3.0, 30.0mm に変えて実験した。

実験結果を図-18(a), (b) に示す。(a) が荷重 p —突入量 w , (b) が吸収エネルギー E —突入量 w 曲線である。同図において、外板切断に対応する荷重の最初の山 ($w=20\sim 70$ mm) は R が大きくなるほど高くなっ

ている。クラックの発生時や破壊の進行中の状態を写真-4 に示す。図-19 にクラック発生時の甲板の状況の概略を示す。クラック発生時の変形状況を見ると、 R が大きくなると座屈型のときの変形に近づくことがわかる。しかし、外板が切断してからは、 p — w 曲線は 4 例とも大略同じと考えられる。吸収エネルギーについてみると、 $w=100$ mm 付近までの吸収エネルギー E は R が大きい順に大きくなっているが、それ以後の E は R に無関係に 4 例とも同じように増加している。この場合注意すべきことは、一定の w に対して R が大きいほど E も大きくなっているが、これは見掛上同じ w であっても実質的には $R=0.25$ mm の場合に比し、 $R=30, 15, 3$ mm ではそれぞれ 29, 14, 3mm だけ突入が進んでいるという点である。この実験シリーズからわかったことは次の 2 点である。

(1) R が大きいほど破壊形式は座屈型に近づくことに

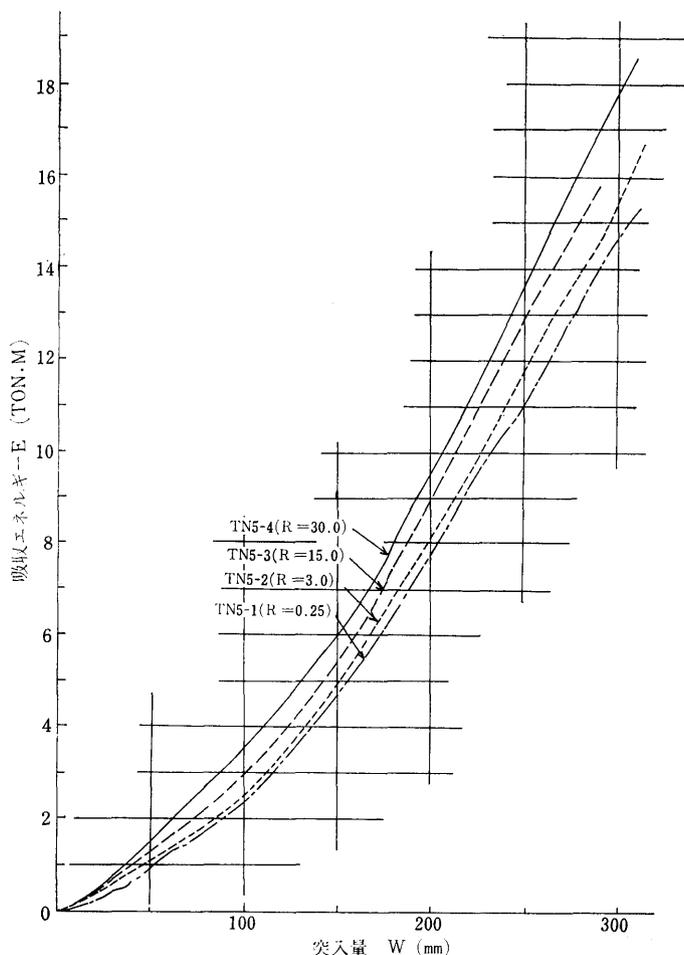


図-18(b) 吸収エネルギー—突入量 (TN 5-1 ~ TN 5-4)

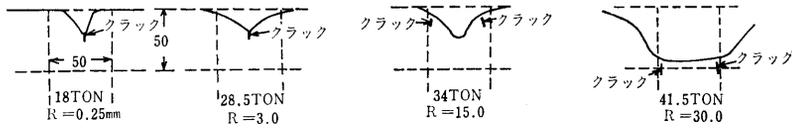


図-19 実験シリーズ5のクラック発生時の変形状況

なる。

- (2) 食い込み型の試験体では、 R の大小は突入量の初期を除けば、 $p-w$ 曲線に影響をあたえない。

4.2.3 破壊形式の判別について

図-20に示すように、2本の肋骨にはさまれた外板と甲板の模型を考え、衝突船舶首が w_0 だけ突入した状態とする。全荷重を $2P$ 、外板の張力を T 、甲板による反力を $2Q$ (甲板1層あたり Q)、肋骨位置での上向きの反力を R 、外板が変形前の直線となす角を θ とする。荷重点直下の点Aおよび肋骨位置の点Bでの力の平衡から次式を得る。

$$P = T \sin \theta + Q \quad \dots\dots(21)$$

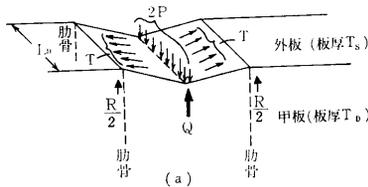
$$R = T \sin \theta \quad \dots\dots(22)$$

これより

$$P = R + Q \quad \dots\dots(23)$$

A B間の外板の歪分布は一様でなく、衝突船舶首の先端半径、肋骨と外板や甲板との固着の程度によって、船首と接触した部分の歪が変化すると考えられる。そこで、A B間の平均歪 ϵ_m をとって次式により計算する。

$$\epsilon_m = \frac{1}{s} (\sqrt{s^2 + w_0^2} - s)$$



↓ 単純化
(2層甲板の場合)

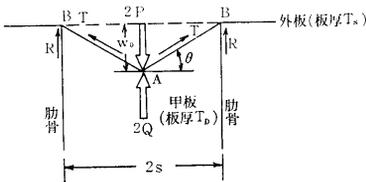


図-20 突入初期の荷重の釣合い

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{w_0}{s} \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{w_0}{s} \right)^4 + \dots\dots(24)$$

ただし $2s$ = 肋骨間隔 (=S)

$\sin \theta$ は w_0/s の級数として次のようになる。

$$\begin{aligned} \sin \theta &= \frac{w_0}{\sqrt{s^2 + w_0^2}} \\ &= \frac{w_0}{s} - \frac{1}{2} \left(\frac{w_0}{s} \right)^3 + \frac{3}{8} \left(\frac{w_0}{s} \right)^5 - \dots\dots(25) \end{aligned}$$

座屈型になるか食い込み型になるかの判別基準として、荷重点に最も近い肋骨(甲板を有効幅分だけ付けた肋骨を考える)が(25)式の $T \sin \theta$ に相当する力によって座屈する時点とA B間の外板のどこかに亀裂が入る(これが進展して外板が切断する)時点とを比較し、座屈が先におこれば座屈型、亀裂発生が先におこれば食い込み型になることにする。

甲板を有効幅分だけ付けた肋骨の曲げ剛性を I とすれば、この部分の座屈荷重 R_{cr} は I に比例すると考えると、比例定数を k として

$$R_{cr} = kI \quad \dots\dots(26)$$

甲板の反力 $2Q$ は、甲板が局部座屈したあとは甲板板厚 T_D のみにより定まる値と考えると、突入量 w_0 が、ある程度進んだ段階では

$$2Q = 2Q_0 \quad \dots\dots(27)$$

とする。

肋骨の部分が座屈するときを考えると、A B間の外板は膜力状態と考えられ、張力 T は簡単のため次式になると考える。

$$T = A\sigma_Y \quad \dots\dots(28)$$

ただし A : 外板の断面積

σ_Y : 外板の降伏応力

このときの外荷重を P_{cr} とし、(21)式に(25)式の第1項、(27)および(28)式を代入すると次式になる。

$$P_{cr} = A\sigma_Y \frac{w_0}{s} + Q_0 \quad \dots\dots(29)$$

これより

$$w_0 = \frac{s}{A\sigma_Y} (P_{cr} - Q_0) \quad \dots\dots(30)$$

このときの外板の平均歪を ϵ_{mer} とすると(24)式の第1項のみをとり、(30)式から次のようになる。

$$\varepsilon_{mer} = \frac{1}{2} \frac{(P-Q_0)^2}{A^2 \sigma_Y^2} \quad \dots\dots(31)$$

(23), (26)式より次式を得る。

$$P_{cr} - Q_0 = R_{cr} = kI \quad \dots\dots(32)$$

(31)式に(32)式を代入する。

$$\varepsilon_{mer} = \frac{k^2 I^2}{2A^2 \sigma_Y^2} \quad \dots\dots(33)$$

AB間の外板に亀裂が入るのは、AB間の外板の平均歪が材料によって定まる破断歪 ε_b を越すときであると考えられる。そこで、(33)式の ε_{mer} と ε_b とを比較することによって、破壊形式の判定を次のようにすることができる。

$$\frac{k^2 I^2}{2A^2 \sigma_Y^2} > \varepsilon_b \quad \text{食い込み型} \quad \dots\dots(34)$$

$$\frac{k^2 I^2}{2A^2 \sigma_Y^2} < \varepsilon_b \quad \text{座屈型}$$

(34)式のうちで k , σ_Y , ε_b は定数である。 σ_Y , ε_b は材料によって定まるものであり、 k は構造方式によって定まるものである。(34)式からわかるように、破壊形式の判定には I と A のみが関係していることになる。実験結果によれば、破壊形式の決定に関係する部材寸法は次のようになる。(ここでは、外板のないもの、外板にスリットを入れ張力伝達をなくしたものなどの特殊な構造については考えない。)

- ① 肋骨間隔, 肋骨寸法
間隔がせまいほど、寸法が大なるほど食い込み型になる。
- ② 外板板厚
板厚の薄いほど食い込み型になる。
- ③ 甲板板厚
板厚の厚いほど食い込み型になる。
- ④ 甲板間隔
間隔の狭いほど食い込み型になる。
- ⑤ 衝突船船首の先端半径
半径が小さいほど食い込み型になる。

(34)式で破壊形式の判定に関係する値には、外板断面積 A 、甲板を有効幅として含む肋骨の断面2次モーメント I が含まれているが、①~⑤の項目のうち②と④は A に関係し、①と③は I に関係すると考えられる。⑤は、それほど大きな影響がないことが実験結果からわかったので無視することにする。①の肋骨間隔 ($2s$) が(34)式において表われていないが、これは(34)式を求める際にかかなりの簡略化をおこない、 I を s の関数としなかったり、甲板による反力は s に関係ないとしているためである。しかし、実験結果から s は破壊形式に重要な影響をもつ値であることがわかったので、破壊

形式判定パラメーター β を次のように定義する。

$$\beta = \frac{f(s)A^n}{I^m} \quad \dots\dots(35)$$

ただし m , n は定数

β を無次元化して、簡単な場合として $f(s) = 2s$ とすれば、 $n=1$, $m=3/4$ となる。このときの β を β_0 とおけば

$$\beta_0 = \frac{2sA}{I^{3/4}} \quad \dots\dots(36)$$

となる。この β_0 の値は4.2.5項の相似模型の実験を含めた実験結果から求める。

(30)式は、座屈点の近傍で p と w_0 が直線関係で、 A , σ_Y が一定であれば、 p の w_0 に対する関係は $1/s$ に比例することになる。このことを実験番号 TN2-6 から TN2-10 の s を変えたシリーズの荷重-突入量曲線で見ると、各曲線とも、外板に亀裂が入るか肋骨の座屈まで (第1の小山付近をさす) は直線であり、この直線の勾配に $2s$ を乗じた値は次のようになる。ただし、 $2s=50$ の場合 (TN2-6) を 1.00 としてある。〔図-12(a)〕

実験番号	$2s$	勾配 $\times 2s$
TN2-6	50	1.00
TN2-7	100	0.86
TN2-8	150	1.17
TN2-9	200	1.37
TN2-10	250	1.57

この結果から、(30)式が成立しており、特に破壊形式の反転する $2s=50 \sim 150$ では、よく実際の状態を表わしていると思われる。

4.2.4 食い込み型破壊における荷重および吸収エネルギーについて

構造様式や諸寸法に一定の条件があれば食い込み型破壊をし、食い込み型の方が座屈型よりも吸収エネルギーの面から有利であることは前項までに述べた。し

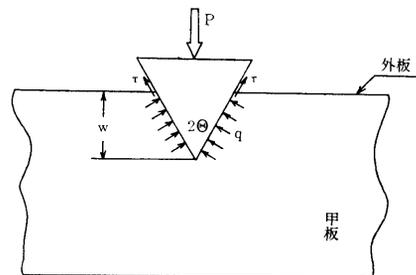


図-21 食い込み型における荷重の釣合い

たがって、ここでは食い込み型破壊の際の突入量に対する荷重、吸収エネルギーを計算してみる。図-21は突入がある程度進んだ段階を示したものである。食い込み型では、船側構造の変形は剛船首近傍に限定されるので、全荷重 p は甲板からの圧力 q 、外板の張力 T により支えられると考える。釣合いの関係から

$$p = 2nqw \tan\theta + 2T \cos\theta \quad \dots\dots(37)$$

- ただし n : 甲板層数
 q : 甲板増力 $= \sigma_Y T_D^*$
 w : 突入量
 T : 外板張力
 2θ : 船首角
 T_D^* : 肋骨を考慮した甲板板厚
 σ_Y : 降伏応力

外板は突入初期に切断され、その後は外板張力 T は非常に小さい（甲板を伸介として働くもののみ）ので無視すると

$$p = 2nT_D^* \sigma_Y w \tan\theta \quad \dots\dots(38)$$

となる。これが食い込み型破壊における荷重 p —突入量 w の関係式である。吸収エネルギー E は38式を w につき積分することにより

$$E = nT_D^* \sigma_Y w^2 \tan\theta \quad \dots\dots(39)$$

となる。これが吸収エネルギー E —突入量 w の関係式である。

図-16では、38式および39式において T_D^* を肋骨をならした板厚 ($T_D^* = 2T_D$) とし、2層甲板であるから $n=2$ とおいて得られる式 ($2\theta=60^\circ$ の場合)

$$\left. \begin{aligned} p &= \frac{8}{\sqrt{3}} \sigma_Y T_D w \\ E &= \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_Y T_D w^2 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(40)$$

による計算値を示してある。

4.2.5 船側構造の破壊の相似則について（実験シリーズ6）

実験シリーズ1～5によって破壊形式に食い込み型と座屈型のあることがわかり、その判別の基準について考察をおこなった。本実験シリーズ6では、実験シリーズ4で用いた試験体の約1/2および3/2の模型について圧壊実験をおこない、荷重、吸収エネルギーに関する相似則や破壊形式の判定基準を確立するための資料を得ることを目的とした。実船の衝突をみると食い込み型破壊をしたと思われるものが多く、さらに吸収エネルギーの面から、この型の方が有利であると思われるので、実験、考察は主として食い込み型についておこなった。

表-5に船側模型の寸法および衝突船の船首先端半径等を示す。船首角は 60° である。TN6-1～TN6-4の試験体は実験シリーズ4の1/2模型に相当する。外板板厚を変えることによって、破壊形式を食い込み型から座屈型に変えようとするものである。TN6-5～TN6-7の試験体は3/2模型に相当している。圧壊方法は他のシリーズと同様であるが、衝突船の船首先端半径は TN6-1～TN6-4 に対しては、3.0mm、TN6-5～TN6-7 に対しては15mmを用いた。

図-22に1/2相似模型実験の荷重—突入量、吸収エネルギー—突入量曲線を、図-23に3/2相似模型実験の結果を示す。同図から、1/2模型、3/2模型についても、外板、甲板および肋骨寸法等を一定にして外板の板厚を大きくすると、実験シリーズ4の結果と同様に、破壊形式が食い込み型から座屈型に移行することがわかる。写真-5、写真-6に1/2および3/2模型の変形中と最終破断後の状況を示す。

表-5 船側模型、実験条件一覧（実験シリーズ6）

実験番号 TN	船側模型名称	船側模型寸法 (mm)				船首模型 先端半径 R(mm)	備 考
		肋骨間隔 S	甲板間隔 L _D	外板板厚 T _S	甲板板厚 T _D		
6-1	S3-1	25	150	1.2	1.6	3	肋骨寸法13.6×1.6 (I形梁) (以下同じ)
6-2	S3-2	"	"	1.6	"	"	
6-3	S3-3	"	"	2.3	"	"	
6-4	S3-4	"	"	3.2	"	"	
6-5	S3-5	75	450	2.3	6.0	15	肋骨寸法 60×6.0 (I形梁) (以下同じ)
6-6	S3-6	"	"	4.0	"	"	
6-7	S3-7	"	"	8.0	"	"	

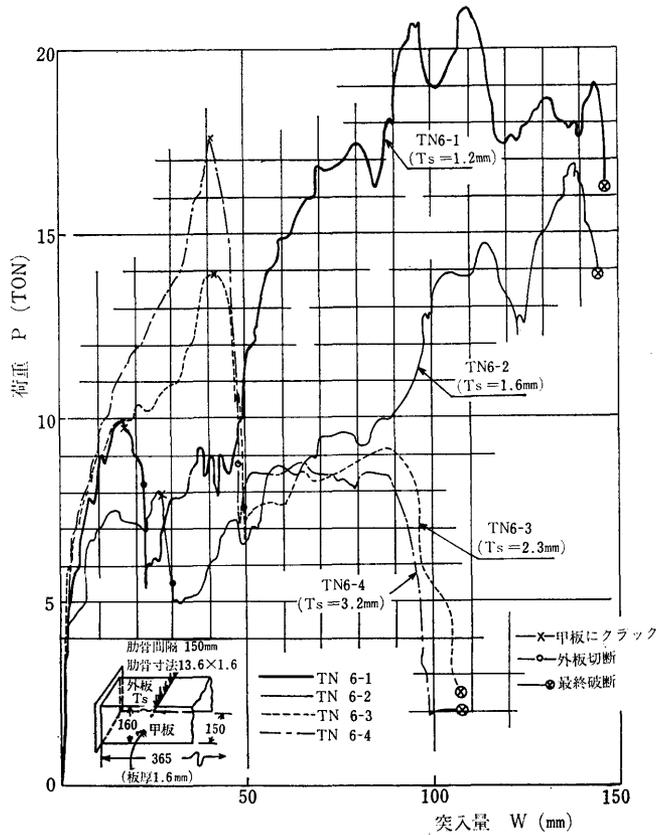


図-22(a) 荷重-突入量 (1/2 模型, TN 6-1 ~ TN 6-4)

本実験シリーズによって、遷移外板板厚 $T_{TRS}(T_s < T_{TRS}$ で食い込み型, $T_s > T_{TRS}$ で座屈型破壊になる) は, 1/2 模型では TN6-2 の 1.6mm, 3/2 模型では TN6-7 の 8.0mm 付近にあることが推察できる。

次に相似則について考えてみる。4.2.4 項において, 食い込み型破壊の場合の船首突入量に対する荷重, 吸収エネルギーを(38)および(39)式で求めた。両式の中で n, σ_r, θ は船側模型の寸法に関係しないものである。縮尺率を γ とすると,

$$T_D^* = \gamma T_{D0}^*, w = \gamma w_0 \quad \dots(41)$$

ただし, T_{D0}^*, w_0 は標準試験体の甲板板厚および突入量

(38), (39)および(41)式より

$$\left. \begin{aligned} P &= \gamma^2 P_0 \\ E &= \gamma^3 E_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots(42)$$

ただし P_0, E_0 は標準試験体の荷重および吸収

エネルギー

すなわち, 一般に荷重は縮尺率の 2 乗に比例し, 吸収エネルギーは縮尺率の 3 乗に比例する。これを 1/2 模型について示したのが図-24である。TN6-1 の模型は TN2-6 の 1/2 であるので, 突入量に対しては $\gamma=1/2$ を, 荷重に対しては $\gamma^2=1/4$ ((a) 図) を, 吸収エネルギーに対しては $\gamma^3=1/8$ ((b) 図) を目盛として示した。図-25は 3/2 模型 (TN6-5) に対する同様な図である。比較の基準は同様に TN 2-6 を用いる。しかし, この場合甲板板厚のみは $6.0/3.2=1.88$ 倍になっているので, 突入量に対しては TN2-6 の 1.5 倍を, 荷重に対しては 2.8 倍 ($=1.5 \times 1.88$) を, 吸収エネルギーに対しては 4.2 倍 ($=1.5^2 \times 1.88$) をとって図示した。これらの図から(42)式の関係が成立していることがわかる。

次に, 4.2.3 項において破壊形式の判定基準として用いた β_0 の値を求める。この β_0 の値をプロットし

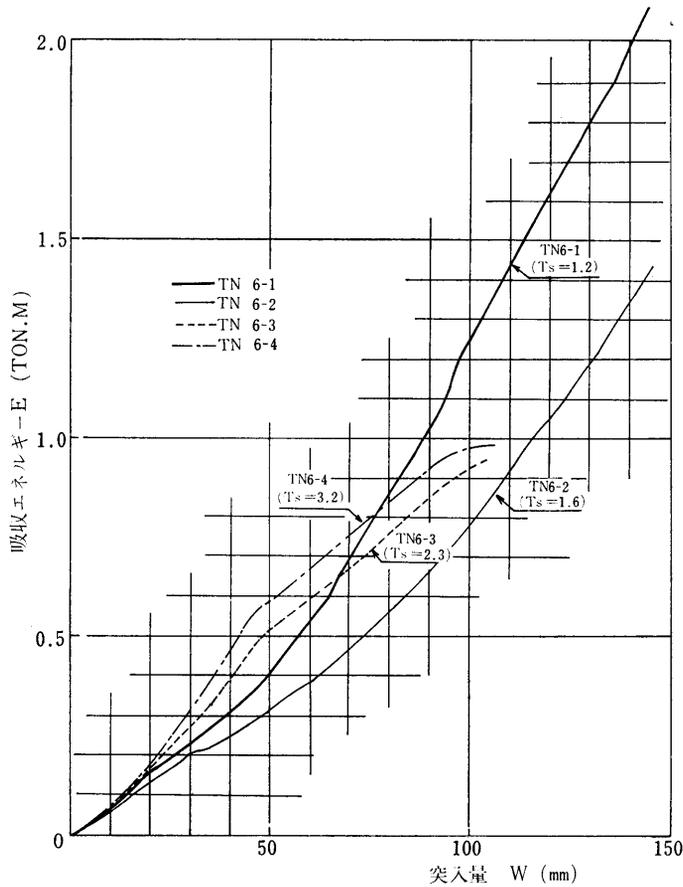


図-22(b) 吸収エネルギー—突入量 (1/2 模型, TN 6—1~TN 6—4)

てみたのが図-26である。横軸に甲板を有効幅として含む肋骨の断面2次モーメント I (x 軸回り) を、縦軸には肋骨間隔 $2s$ に外板断面積 A を乗じた $2sA$ を、ともに対数でとり、標準模型 (実験シリーズ4の TN4-1~TN4-6), 1/2 模型 (TN6-1~TN6-4), 3/2 模型 (TN6-5~TN6-7) および甲板1層に相当する単板による実験について、破壊の型を判定してプロットしている。この図から破壊が食い込み型から座屈型に移行する点を結ぶと

$$\frac{2sA}{I^{0.7}} = 50 \quad \dots\dots(43)$$

となる。そこで、破壊形式に対しては理論、実験上の結果をまとめて、大略

$$\left. \begin{array}{l} \beta_0 > 50 \text{ なら座屈型} \\ \beta_0 < 50 \text{ なら食い込み型} \end{array} \right\} \quad \dots\dots(44)$$

という判別式を得ることができた。

5. 結 言

衝突の際に被衝突船に生ずる破壊量を推定するには、被衝突船のうける荷重が衝突船の船首突入量によってどのように変化し、その値がどの程度であるかが求まらなければならない。したがって、本報告はこの点を解明するために最も苛酷な条件を考えて、剛船首による船側模型の圧壊実験をおこなった。船側に対し、剛船首をもった船が2つの横隔壁の中央に衝突した場合を想定し、甲板および外板よりなる構造、さらにこれに横肋骨のついた構造をつくり、6つのシリーズ実験をおこなった結果次の結論を得た。

1. 破壊形式に座屈型と食い込み型が存在し、その判別式は(44)式であたえられる。

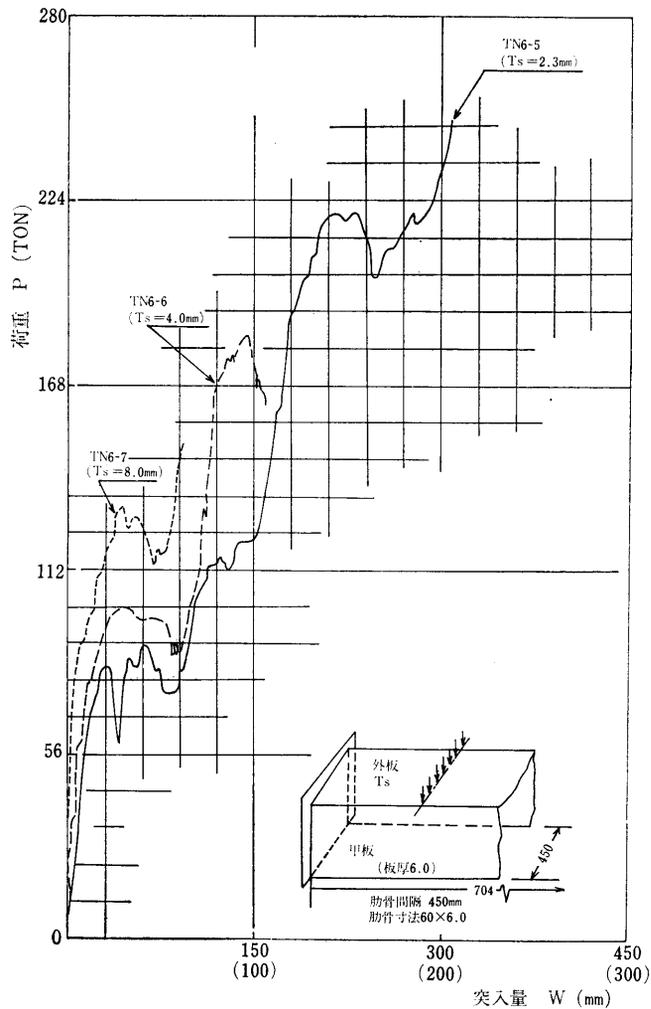


図-23(a) 荷重—突入量 (3/2 模型, TN 6-5 ~ TN 6-7)

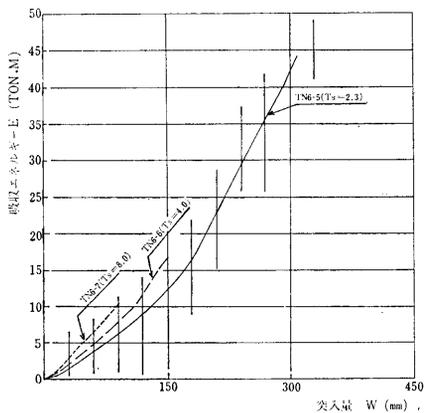


図-23(b) 吸収エネルギー—突入量 (3/2 模型, TN 6-5 ~ TN 6-7)

2. 座屈型破壊では、突入量の初期で比較的大きなエネルギーの吸収があるが、外板切断後は吸収量が激減する。
3. 食い込み型破壊では、エネルギー吸収量は突入量の2乗に比例して増大する。外板の切断による変動は少ない。
4. ある程度以上（たとえば肋骨間隔の6倍以上）の突入量を考えれば、食い込み型破壊の方が吸収エネルギーの面から有利である。
5. 食い込み型破壊をする場合、縮尺率を γ とすると、突入量に対する荷重は一般に γ^2 に比例し、吸収エネルギーは γ^3 に比例する。

本報告において得られた結果から、実際の耐衝突構造を設計する場合の注意すべき2, 3の点について述

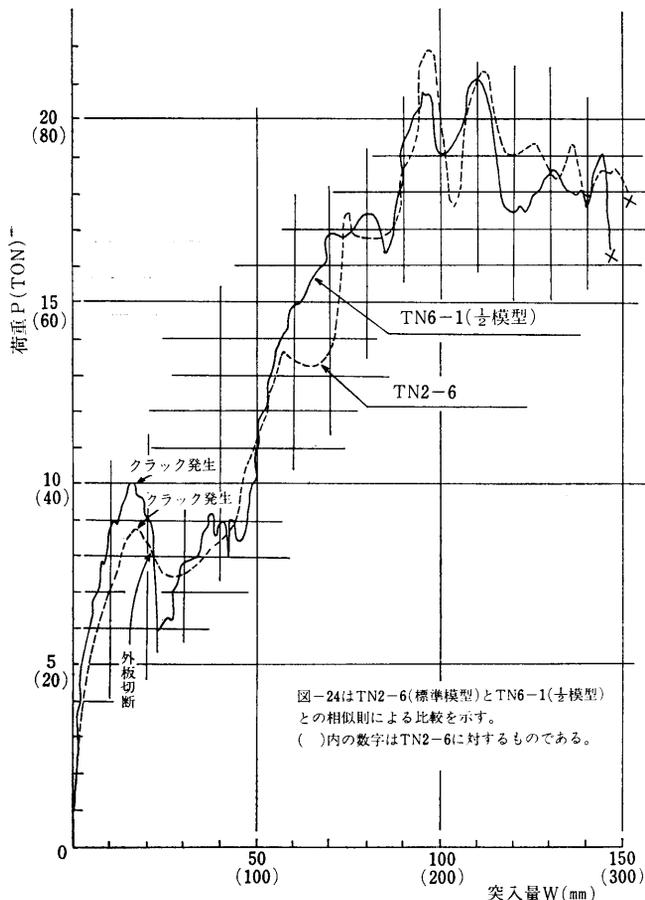


図-24(a) 荷重—突入量 (TN 6—1)

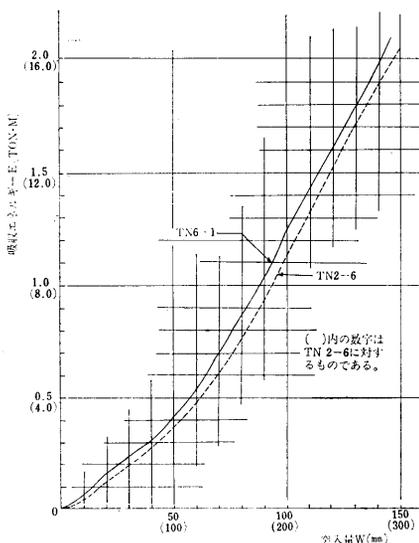


図-24(b) 吸収エネルギー—突入量 (TN 6—1)

べる。まず、部材の衝突に対する効果を定性的に把握しておくことがあげられる。1例をあげると、外板の板厚を大きくしていくと破壊形式が食い込み型から座屈型へ移行するが、吸収エネルギーの面からは、突入量初期で座屈型が有利で、それ以降は食い込み型が有利であるという点である。このことを示したのが図-27である。突入量100mm(肋骨間隔の2倍)では、外板板厚を増すほど吸収エネルギーも増大するが、突入量300mm(肋骨間隔の6倍)では、はじめは外板の板厚の増加と共に吸収エネルギーも増大するが、やがて板厚の増加と共に急激に減少することがわかる。

実船の構造においては、本報告の模型に用いた以外の部材(例えば縦肋骨)も考えられ、それらに対する修正も必要であるが、その挙動は本報告の結果からある程度推察することができる。軟船首、斜め衝突等の影響^{8)~10)}は吸収エネルギーの面から安全側になるが、これらについても考慮する必要があるであろう。

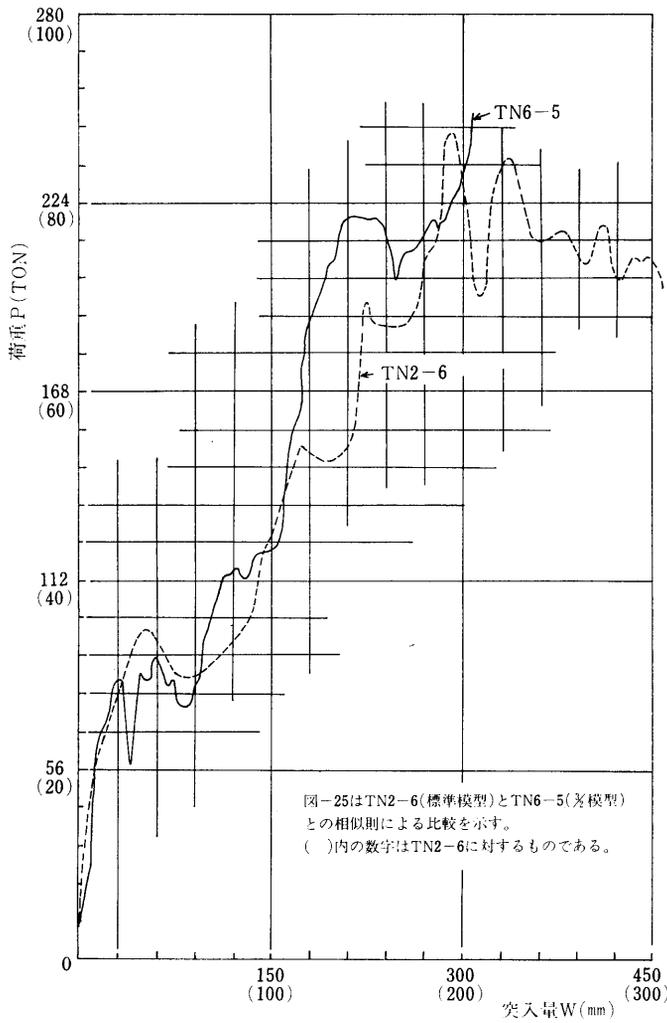


図-25はTN2-6(標準模型)とTN6-5(劣模型)との相似則による比較を示す。
()内の数字はTN2-6に対するものである。

図-25(a) 荷重—突入量 (TN 6—5)

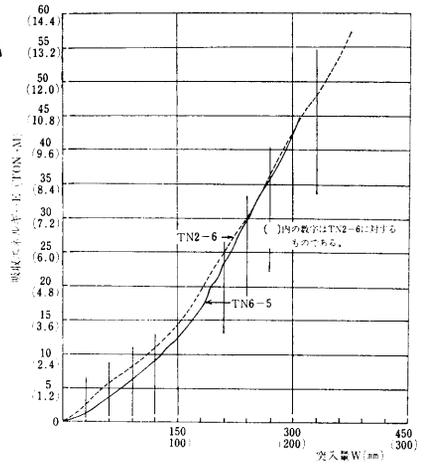


図-25(b) 吸収エネルギー—突入量 (TN 6—5)

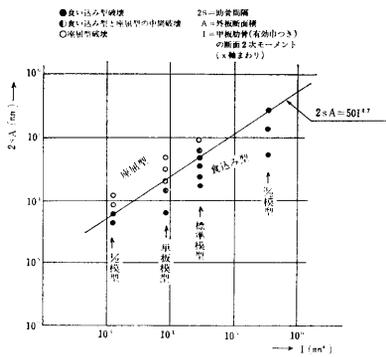


図-26 破壊形式の判別

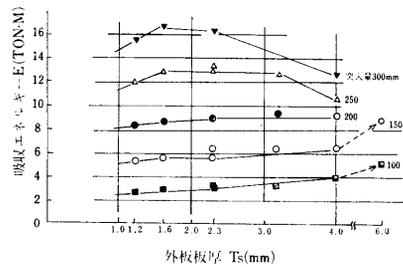
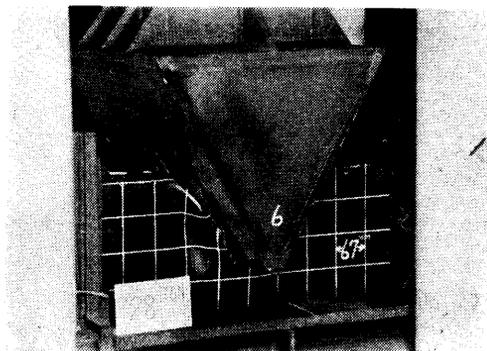


図-27 突入量をパラメーターとした外板板厚と吸収エネルギーとの関係 (実験シリーズ4)

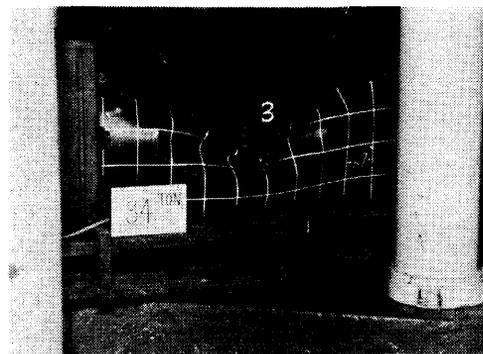
なお、衝突における動的影響、実際の設計に役立つような「まとめ」（ミノルスキーの方法の検討を含めた）に関しては続報で取り扱いたい。

参 考 文 献

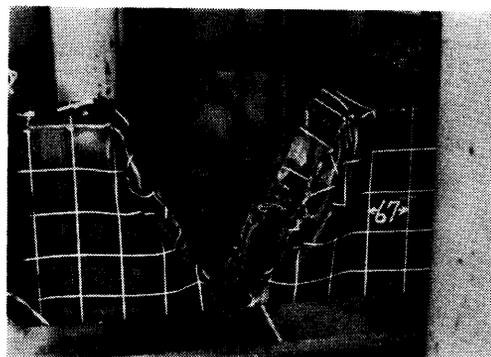
- 1) V. U. Minorsky : "An Analysis of Ship Collisions with reference to Protection of Nuclear Power Plants", Journal of Ship Research, 1959.
- 2) 秋田, 高田, 潮田, 松沢, 片岡 : "原子力船の衝突防護構造について" 日本造船学会論文集, No. 126, 1965.
- 3) 日本原子力船研究協会船体分科会 : "原子力船の船体構造の設計に関する試験研究", 原船協40号, 日本原子力船研究協会, 1963.
- 4) Odo Krappinger, "Collision Protection of Nuclear Ships", ORA Project No. 07990, The University of Michigan, 1966.
- 5) Franco Spinelli : "La sicurezza del reattore nucleare a bordo delle navi mercantili", Anno XXVIII-N. 12, 1963.
- 6) G. Woisin : "Kollisionsversuche mit Schiffsteil modellen Kerntechnik", 9, 1967.
- 7) 元良, 杉田, 藤野, 杉浦 : "衝突時の等価付加質量について", 日本造船学会論文集 No. 126, 1969.
- 8) 原子力船第3研究部会 : "原子力船の耐衝突防護構造に関する研究", 日本造船研究協会報告, 第71号, 1971.
- 9) Y. Akita, N. Ando, Y. Fujita and K. Kitamura : "Studies on Collision—Protective Structures in Nuclear Powered Ships", Proc. of First Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology, Sep., 1971, Nuclear Engineering and Design, vol. 19, 1972.
- 10) 秋田, 北村 : "A Study on Collision by an Elastic Stem to a Side Structure of Ships", 日本造船学会論文集, No. 131, 1972.



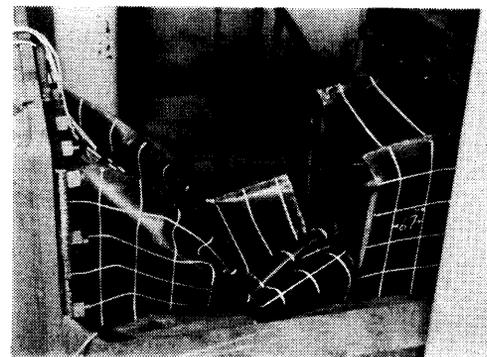
$p=28\text{ton}$ $w=168\text{mm}$



$p=34\text{ton}$ $w=136\text{mm}$

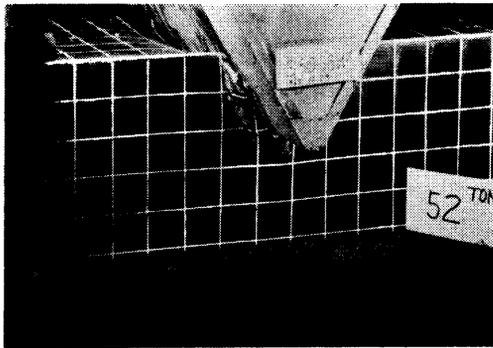


最終破壊後
TN2-4 (食い込み型)

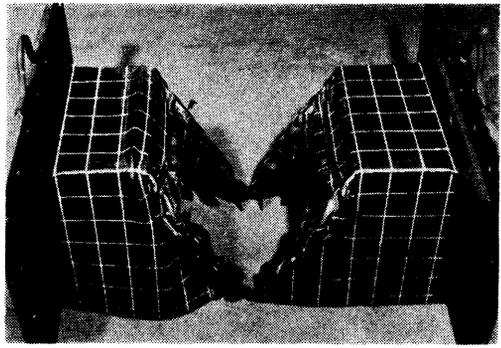


最終破壊後
TN2-11 (座屈型)

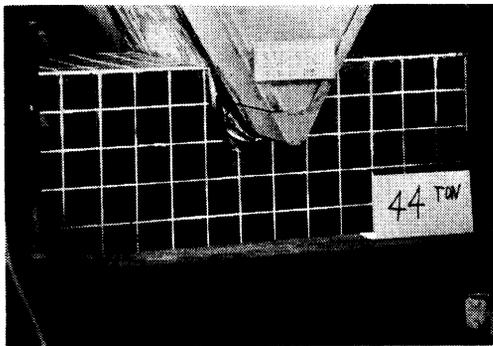
写真-1 座屈型および食い込み型破壊における変形の状態



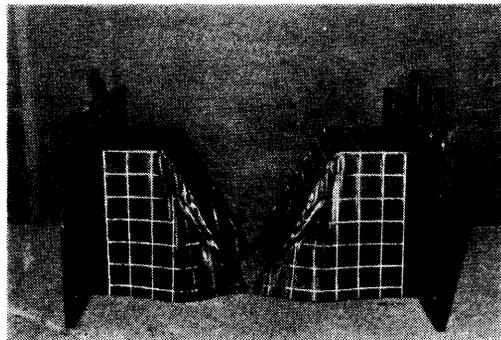
$p=52\text{ton}$ $w=103\text{mm}$



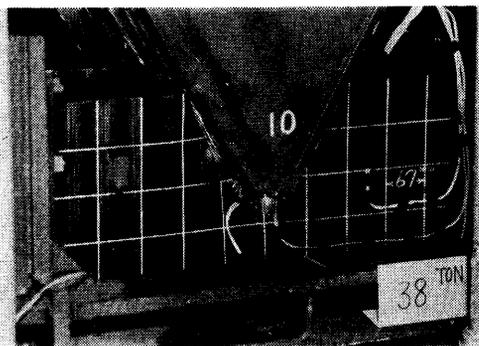
最終破壊後
TN 3-1 (外板あり)



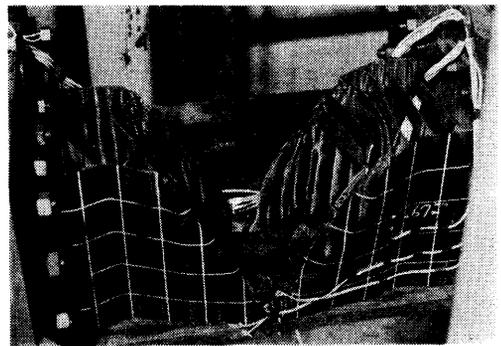
$p=50\text{ton}$ $w=104\text{mm}$
(TN 3-1 と外板の変形の差に注意)



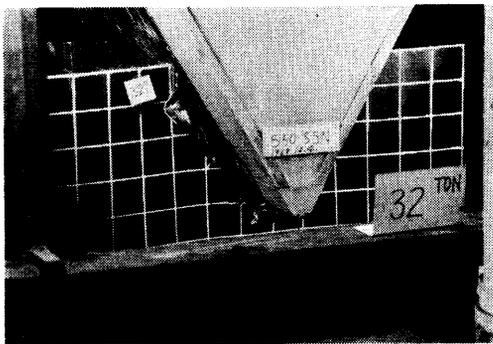
最終破壊後 (TN 3-1 と差がないことに注意)
TN 3-2 (外板にスリットあり)



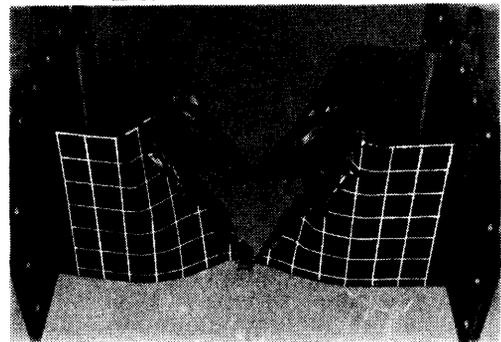
$p=38\text{ton}$ $w=93\text{mm}$



最終破壊後 (TN 3-1 と比べ甲板の変形が大きいことに注意) TN 3-3 (外板なし)

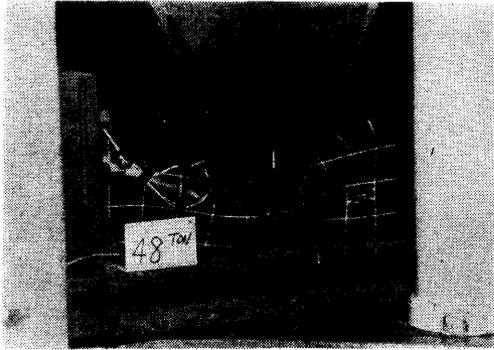


$p=32\text{ton}$ $w=197\text{mm}$

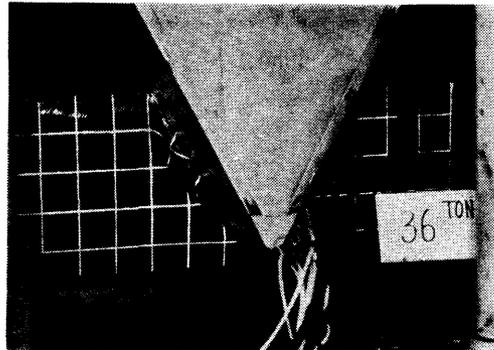


最終破壊後
TN 3-4 (外板および外板つき肋骨なし)

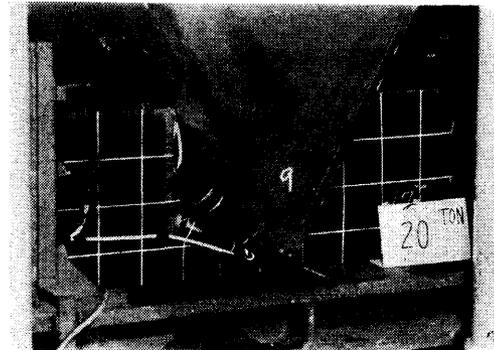
写真-2(a) 食い込み型破壊における外板の働き



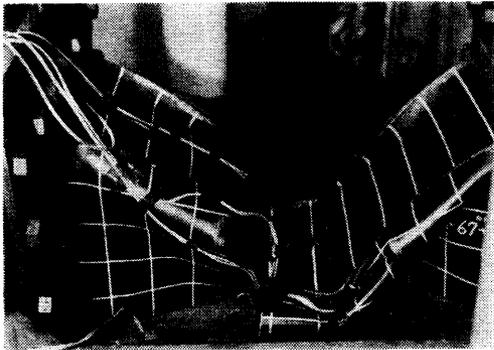
$p=48\text{ton}$ $w=163\text{mm}$
(外板にクラック発生)



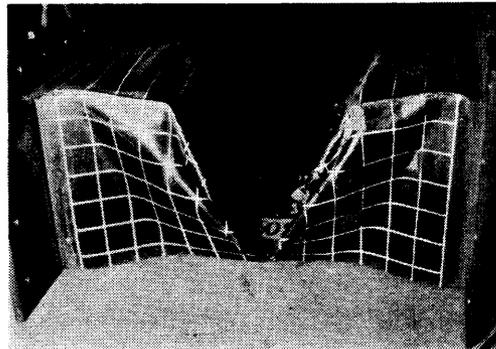
$p=36\text{ton}$ $w=176\text{mm}$
(TN3-5と比べ全体的変形が少ないことに注意)



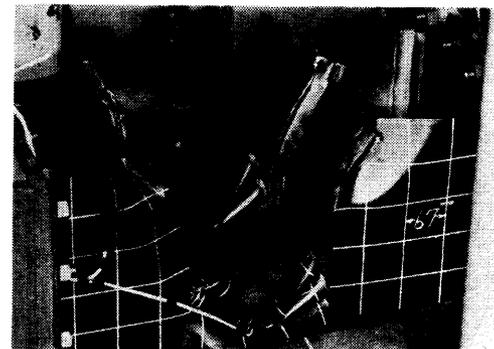
$p=20\text{ton}$ $w=200\text{mm}$
(甲板の変形と切断の仕方に注意)



最終破壊後
TN3-5 (外板あり)



最終破壊後 (TN3-5との差に注意)
TN3-6 (外板にスリットあり)



最終破壊後 (甲板の変形が少ないことに注意)
TN3-7 (外板なし)

写真-2(b) 座屈型破壊における外板の働き