(昭和53年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

二重殻構造の衝突強度について

正員	長	沢	進*	正員	有	田	喜り	ス雄*
正員	谷	政	明*	正員	酒	戸	恒	男**
	徳	江 弘	伸**		岡		修	*

A Study on the Strength of Double-Hull Structures in Collision

(Part 2 On the Efficiency of Absorbed Energy)

by	Hitoshi Nag	gasawa,	Member	Kikuo	Arita,	Member
	Masaaki Ta	ani, <i>Me</i> :	mber T	suneo S	akato,	Member
	Hironobu Tokue,			huji Oka		

Summary

The first report on the present title showed the results of model tests that were performed in order to examine the behavior of double-hull structures simulating side structures of offshore-oil tanks during a collision. There it was seen how the failure modes varied with the change in scantlings of structural members. A semi-analytical procedure, based on the model tests, was developed to evaluate the energy absorption characteristics of the individual components of the structures. However, it was felt necessary to test a series of models of different sizes so as to confirm the validity of the procedure. In this paper, therefore, the static failure tests with the variation of the scales of models were carried out, for the purpose of examining the scale effects on failure modes and similarity principles of the energy absorbed during structure failure. Although the breaking load of the outer plate showed deviations from law of similarities, the semi-analytical formula, on the whole, was found to be valid for forming an estimate of the energy absorbed before a ramming bow penetrates to the inner hull of the double-hull structures. The energy absorption efficiency that is defined by the absorbed energy per unit volume of structural members is discussed by using the formula.

1 緒 海上衝突における構造物の破壊機構に関する研究は, これまで主として原子力船の安全の検討に関連して行な われてきた1)。しかし、最近の交通量の増加、海洋構造 物の出現などから考えて、海上の衝突に対する安全性の 検討はますます重要になってきている。前報2)において を感じた。 は,海上貯油タンクなどに採用が考えられる二重殻構造 の衝突強度を検討するために、一連の小型模型を用いて 静的圧壊実験を行ない、その結果について報告した。そ こでは,二重殻構造として,外板と内板との間が桁板に よって縦横に仕切られた二重殻格子桁構造を考え、その 試験模型に楔形の剛船首模型を突入させて, そのときの

言

* 船舶技術研究所

3 1 1

** 住友重機械工業(株)

二重殻構造の破壊過程を観察し、破壊によって吸収され

るエネルギー (吸収エネルギー)の大きさと試験模型の 部材寸法との関係を調べた。しかし、その実験に使用し た模型の縮尺率は約1:30と大きく、前報2)の実験解析 で導いた吸収エネルギーについての算式を実際の海上貯 油タンクに適用するには、模型の縮尺率を変えた実験を 行ない、吸収エネルギーに関する相似則を確認する必要

そこで本報告においては、試験模型の寸法を、前報2) の1.5倍および2倍にして静的圧壊実験を行ない,吸収 エネルギーの計算式の実用性を確かめた。そして、この 計算式を用いて,二重殻構造の吸収エネルギー効率(部 材体積あたりの吸収エネルギー量と定義する) について 検討をくわえた。

2実験の概要

二重殻模型の縮尺率を変えた実験を行なうのに先だっ

122.3

258

日本造船学会論文集 第144号



Fig. 1 Plate model (M-3)

て,外板に相当する平板に円錐形模型を押し込む実験を 行ない,模型の縮尺率が荷重-突入量曲線に及ぼす影響 を簡単な模型について調べた。

2.1 平板模型実験

平板模型は、Fig. 1 に示すように正方形の鋼板を四 周の固定枠に固着したもので、その中央に先端に丸みを つけた剛な円錐形模型を突入させた。正方形の一辺の長 さ*a*と板厚 *t* との比を a/t=150 で一定とし、縮尺率を 3とおりに変えた。円錐形模型は丸鋼を加工して、先端 角を 90°、先端の半径 r を平板の板厚 *t* に対する比が r/t=20 で一定となるような大きさに選んだ。

平板模型を 300 ton 構造物試験機の移動ペッドに固定 した治具に取り付け,上部固定盤に取り付けた円錐形模 型に突入させた。荷重は段階的にくわえていき,適当な 荷重値で板表面の歪みおよび撓みを計測し,変形状態を 写真撮影した。

2.2 二重殼模型実験

2.2.1 試験模型

二重殻模型の形状および構造は,Fig.2およびFig.3 に示すように前報²⁾における試験模型と同じで,2枚の 正方形の鋼板を周囲の枠板に固定し,外板と内板との間 を桁板によって縦横に仕切った二重殻格子桁構造で,前 報の実験シリーズの中から3ケースの試験模型を取り上 げた。すなわち,桁で仕切られた区画数および桁間隔を 一定として部材の板厚の影響をみるシリーズで,部材の 板厚がすべて等しい模型,外板の板厚が他の部材の板厚 より大きい模型,および桁の板厚が他の部材の板厚より 大きい模型の中から3ケースの試験模型を取り上げた。 試験模型の大きさは,前報の模型の1.5倍(scale 1.5 の模型)および2倍(scale 2の模型)にしたものであ



Fig. 2 Double-hull model



Fig. 3 Double-hull model (scale 2)

る。ただし、試験模型に使用した鋼板の板厚がこのスケ ールになっていないものもあり、scale 1.5 の模型にお いて、1.0 mm の 1.5 倍の板厚 1.5 mm の代りに 1.6 mm を、1.6 mm の 1.5 倍の板厚 2.4 mm の代りに 2.3 mm を用いた。実験結果の図で用いた試験模型の記 号は部材の板厚で表示することにし、たとえば 3.2-2.0 -2.0-2.0 の試験模型の数字は、最初から順に外板、内 板、水平桁およびたて桁の公称板厚 (mm)を示してい る。なお、Fig. 2 の scale 欄において、1 は 80 万 kl 海上貯油 タンクの側壁構造の 1/30 程度の縮尺率を考え たもので、2 はその2 倍の大きさ、すなわち 1/15 の縮 尺率を想定した試験模型である。

船首模型は楔形の剛体で,桁間隔の2倍の長さをも ち,先端の角度 60°,先端半径は縮尺率にあわせて, scale 1, 1.5, 2 で, それぞれ 6 mm, 9 mm および 12 mm である。

2.2.2 実験方法

船舶技術研究所の多荷重試験機の水平方向の受圧面に 設置した架台に二重殻模型を取り付け,船首模型を二重 殻模型の外板中央部に桁間隔の2倍の長さの線荷重とし てくわえながら突入させた。荷重は2ton ごとに段階的

にかけていき、二重殻模型の外板の歪み量および内板の 変位量を測定し、適当な荷重値で荷重を降ろして、外板 の変形状態をモアレ法により写真撮影した。荷重は、船 首模型と取り付け治具の間にはさんだ 200 ton ロードセ ルで検出し、船首突入量は、船首模型と二重殻模型の固 定枠との間の移動量を200mmのしゅう動型変位計で検 出し, これらを X-Y レコーダーにかかせた。

3 実験結果と考察

3.1 平板模型実験

Fig. 4 は, Fig. 1 のように平板模型に円錐形の剛体 を押し込んだときの荷重と突入量との関係を, Fig. 5は 荷重-突入量曲線を突入量について積分して求めた吸収 エネルギーと突入量との関係を示したものである。これ らの図では,模型の相似則(縮尺率をλとすると,荷重 は 12 に, 吸収エネルギーは 13 に比例する) によって, 撓みwは板厚tで割った比w/tで、荷重Pは正方形の 一辺の長さaの2乗で割った比 P/a² で,そして吸収エ ネルギーEは a^3 で割った比 E/a^3 で示した。図にお いて, 縮尺率 λ を変えた M-1~M-3 の模型の実験値は, 板にき裂が生じて荷重が下がり始める時点までを示した もので, Fig. 4 における M-2 の模型の①, ①および @ の時点の変形の状態およびき裂の発生した状況をPhoto. 1に示す。これをみると、板の変形はFig. 6(1)の実 線で示したようになり、円錐形模型の先端の部分が板に 突入した形になっている。き裂は Phot. 1(Ⅲ) のよう に、円錐形模型先端が板に接触している部分の外周に生 じ、それが円周方向に進み、その後半径方向にもき裂が 生じるが、この破壊状況は模型の縮尺率に関係なく一致 していた。Fig. 4 および Fig. 5 の実験値を示す曲線は 各模型でほぼ一致しており、荷重および吸収エネルギー に関する相似則が実験的に確かめられたと考えられる。 しかし、板にき裂が生じる時点にばらつきがみられ、そ のために、板が破断する時点の吸収エネルギー量には模 型の縮尺による差が生じている。

吸収エネルギー曲線を計算により求める。Fig. 6 の ように、一辺が a、板厚が t の正方形の中央に荷重 P が



作用したときの中央の撓みをwとする。板の変形を簡単 に, 直径 a の円板が円錐形に変形したときと同じと仮定 し,板は塑性膜状態で一様な膜力Tが生じているとする と, 内部歪エネルギー

$$U = \frac{\pi a^2 T}{4} \left\{ \sqrt{1 + \left(\frac{2w}{a}\right)^2} - 1 \right\}$$
と、外力による仕事 $W = \frac{1}{2} Pw$



(1)

Photo. 1 Test on plate model (M-2)

ただし



Fig. 6 Deformation of plate

を等しく置き, $T = \sigma_{yt} (\sigma_{y} : 材料の降伏応力で 25 kg/mm² にとる)を代入すれば,荷重と撓みとの関係$

$$P/a^{2} = \frac{\pi \sigma_{Y}}{\xi} \left\{ \sqrt{1 + \left(\frac{\xi}{2\delta}\right)^{2} - \frac{\xi}{2\delta}} \right\}$$
(1)
$$\xi = a/t, \ \delta = w/t$$

が得られる。(1) 式を撓みについて積分すれば吸収エ ネルギー曲線が求まる。(1) 式を Fig. 4 に,(1) 式 より求めた吸収エネルギー曲線を Fig. 5 に計算値とし て示しているが, 撓み形をこのように簡単に仮定して求 めても,吸収エネルギーに関しては,板のき裂発生まで の実験値と実用上十分な精度で一致していることがわか る。

3.2 二重殼模型実験

Fig. 7~Fig. 9 に荷重-突入量曲線, Fig. 10~Fig. 12 に吸収エネルギー-突入量曲線を示した。突入量 w, 荷重 P, および吸収エネルギーEは, 外板と内板との距 離Dあるいは桁間隔Bを用いてそれぞれ, w/D, P/B^2 , および E/B^3 で示した。図において細線は, 荷重-突入



Fig. 7 Load-penetration curves (series 1)

日本造船学会論文集 第144号

量曲線を Fig. 13 のように考えて、外板の破断(破断時の突入量 w_B)までは、平板模型実験で計算したように、外板に生じる膜力による内部歪エネルギーと外力の







Fig. 9 Load-penetration curves (series 3)

二重殻構造の衝突強度について







仕事とを等しく置くことにより,外板の破断後は桁の圧 壊荷重により前報²⁾において導いた式である。なお, scale 1.5 の模型に対する計算値は,部材の板厚が正確 に scale 1 の 1.5 倍になっていないために,細い一点 鎖線で示すようにずれが生じる。

荷重 Pと突入量wの関係は(2)式で与えられる。

$$P = \begin{cases} P_A + 4\sigma_Y \left(3t_0 + \frac{t_h}{\sqrt{6}}\right) w & : P_A \to P_{\max} \\ P_B + \left[4\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2}\right] (w - w_B) & : P_B \to P_C \\ P_v + P_B + \left[4\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2}\right] (w_C - w_B) & : P_F \to \end{cases}$$

$$(2)$$

ただし、 σ_{Y} : 材料の降伏応力、 $\sigma_{0} = \sqrt[3]{\sigma_{Y}^{2}\sigma_{cr}}$, (σ_{cr} は 桁板の弾性座屈応力値)、 t_{0} : 外板の板厚、 t_{h} : 水平桁の 板厚、 P_{A} : 水平桁の座屈荷重値、 $P_{B}=4\sigma_{Y}t_{h}(w_{B}/\sqrt{6})$, $P_{v}=2\sigma_{Y}t_{v}B(t_{v}:$ たて桁の板厚、B: 桁間隔)、 θ : 船首 角、 w_{B} については外板の伸び歪みの限界値から、 w_{C} に ついては、たて桁にぶつかる点として前報²) で与えられ ている。Fig. 13 において、外板が破断する前に荷重領 域 (Fig. 2 の Loaded region) 周囲の桁が座屈する場 合は、 P_{cr1} から破線のように折れ曲がり $P=P_{cr1}+4\sigma_{Y}$ (1.5 $t_{0}+t_{h}/\sqrt{6}$) ($w-w_{cr1}$) になる。

Fig. 7~Fig. 9 の荷重-突入量曲線の実験値で模型の 縮尺率による差が生じた場合を Fig. 13 の曲線と対応 させてみると,水平桁の座屈荷重値 P_A 点から荷重が上 昇する $P_A \rightarrow P_{\text{max}}$ までの過程に差が生じている。 そし て荷重が P_{max} に達して外板が破断する時点に,平板 模型の実験結果と同様にずれがみられる。二重殻模型実 験の場合には,この点のずれは曲線の第2の山の立ち上 がりに影響をおよぼす。この影響が顕著に現われてい る Fig. 8 の実線で示した scale 2 の模型をみると,外 板の破断点 w_B のずれのために, Fig. 14(2)のよう に,荷重領域周囲のたて桁の座屈後のたわみ量 δ_1 が scale 2 の模型で相対的に大きくなり,そのために第2 の山にずれが生じたと考えられる。これは,Photo. 2 のように外板の破断後の変形の状況を scale 1.5 と scale 2 の模型で比較してみると,荷重領域外の外板の 日本造船学会論文集 第144号







Fig. 14 Collapse of vertical girder

変形の広がりにかなりの差が生じていることからもわか る。

Fig. 10~Fig. 12 において,船首の突入量が内板付 近に達するところ(w/D=0.9)で各縮尺率の模型の吸 収エネルギー量を比較すると、Fig. 10 および Fig. 12 の場合のように、計算値は scale 2 の模型に対して大 きめの値を与え、35%程度の差異が生じたのもみられ る。このような模型の縮尺率による吸収エネルギー量の 違いは、外板の破断点のずれ、そしてそれが桁板の変形 量に影響をおよぼして第2の山の立ち上がりにずれがで たことによる点が大きい。これには、模型の製作上の問 題、材料定数の差異、あるいは材料の粒子寸法が模型の 縮尺率によって変わらないことによる非相似性³⁾などの 要因があり、それらが重なって現象を複雑にしていると 思われる。これに対して(2)式は、外板の破断時点を外 板の一様伸び歪みの限界値から一律に決めていることな ど,現象を単純化して導いた式ということを考えれば, 全般的には、縮尺率を変えた模型に対しても、この式に よって実験値を良く説明することができると思われる。 そこで、(2)式を用いて以下、二重殻格子桁構造の吸 収エネルギー効率について検討をくわえることにする。

4 吸収エネルギー効率

吸収エネルギー効率として、(2)式を船首が内板に 達するまで積分して求めた吸収エネルギー値 E_{TOTAL} を、桁で囲まれた1区画の部材体積 $V=B^2(t_0+t_i)+$ 2 $BD(t_v+t_h)$ で割った E_{TOTAL}/V と定義する。scale 1 の模型の大きさをもとに、桁間隔 B=160 mm として外 板および桁板の板厚、そして二重殻の深さを変えて計算 した。 Fig. 15 および Fig. 16 において、縦軸に吸収 エネルギー効率、横軸にたて桁の板厚 t_v を桁間隔 Bで 割った無次元量をとり、外板の板厚 t_o と桁間隔 Bとの 比 t_o/B をパラメータにとって示した。 Fig. 15 および Fig. 16 はそれぞれ、二重殻の深さ Dが桁間隔の半分 (D/B=0.5) と桁間隔と同じ (D/B=1) 場合について計 算したものである。図で破線で示した曲線は、吸収エネ ルギーの絶対値を示したものである。この値は、衝突船 の運動エネルギーを $E_T = (1.14/2g)v^2[4: 衝突船の排$ 水量 (水の付加質量を <math>4 の 10% にとる)、g: 重力の加



速度, v: 衝突船の速度]として, この運動エネルギー がすべて構造の破壊によって吸収されると考えて計算し たものである。scale 1 が縮尺率 1:30 に相当すると し,吸収エネルギーが縮尺率 λの3 乗に比例するとすれ ば、 E_T=1TON·M の大きさは、実船換算で排水量 20. 万 TON の船が3ノットで衝突したときの吸収エネルギ ーに相当する値である。Fig. 15 および Fig. 16 をみ ると、二重殻の深さが桁間隔の半分(D/B=0.5)の構 造で吸収できる程度の運動エネルギーに対しては、ほぼ $E_T = 0.5 \text{ TON} \cdot M$ を境にして桁の板厚の吸収エネルギー 効率におよぼす効果が変わり,これ以上では桁の板厚を 大きくすると吸収エネルギー効率が高くなることがわか る。そして, D/B=1 の場合のように吸収すべきエネル ギーが大きくなるとこの傾向が顕著になり、桁の板厚増 加の効果が大きくなる。Fig. 17 は計算例として、試験 模型で採用した t_v/B=0.625×10⁻² の場合の吸収エネル ギー効率を、外板の板厚を5とおりに変えて D/B に対 して示したものである。Fig. 17 のように試験模型で想 定した構造寸法においては,二重殻の深さを大きくする ことにより吸収エネルギー効率がいちじるしく大きくな る範囲がある。すなわち,吸収エネルギー値で0.5 TON ・M 以上の大きさの衝突に対しては、 D/B を 0.8 より 大きくすることにより, 吸収エネルギー効率が高くなる ことがわかる。

5 結 言

80万 k1 海上貯油タンクの衝突防護構造を想定した二 重殻格子桁構造について,吸収エネルギーの計算式を前 報²⁾で導いたが,この計算式を縮尺率を変えた模型実験 値と比較した。実験結果をみると,模型の縮尺率による 差異がみられた場合は主として,外板の破断時点,そし て船首がたて桁を押しつぶす時の荷重の上昇曲線に生じ たずれであった。このとき,船首が内板に到達する付近 の吸収エネルギー値について実験値と計算値を比較した 結果は,計算式が 35% 程度上回る場合があったが,全 般的にみれば縮尺率を変えた模型に対しても,本計算式 は吸収エネルギーの算式としてほぼ妥当であることがわ かった。この計算式をもとに吸収エネルギー効率につい て検討をくわえ,二重殻の部材板厚および二重殻の深さ が吸収エネルギー効率に与える影響を調べた。

最近タンカーなどの衝突問題⁴)で minor collision と いう言葉が使われているが、これに対して Minorsky⁵)の 原子力船で考えた衝突、すなわち衝突方向に深さのある 部材のみを有効にとった大きさの衝突を major collision ということにすれば、耐衝突構造としての二重殻格子桁 構造の場合、吸収エネルギー効率によってその概念を明



Fig. 17 Efficiency of absorbed energy (3) 確にすることができる。すなわち,本実験の試験模型で 想定した二重殻格子桁構造に楔形の衝突船船首が突入し た場合には,試験模型の吸収エネルギー値が 0.5 TON・ M, 実船換算で排水量 10万 TON の船を衝突船とする と,この船が3ノットで衝突した場合に相当する大きさ の衝突が, minor collision と major collision とをわ ける一つの基準を与えるものと思われる。

なお今後, 衝突船船首の剛性によって耐衝突構造の有 効性がどのように変化するかなどについて検討する必要 があり, 最近の西ドイツで研究が行なわれている抵抗式 衝突防護構造とも関連した研究課題が多く残されている と思う。

参考文献

- Y. Akita, N. Ando, Y. Fujita, K. Kitamura : Studies on Collision-Protective Studies in Nuclear Powered Ships, Nuclear Engineering and Design, vol. 19, (1972).
- 2) 安藤,有田:三重殻構造の衝突強度について(第 1報),日本造船学会論文集,第139号,(1976).
- G. Woisin : Kollisionsversuche mit Schiffsteilmodellen, Kerntechnik, (1967).
- J. F. McDernott et al.: Tanker Structural Analysis for Minor Collisions, Trans. SNA-ME, vol. 82 (1974).
- 5) V. U. Minorsky: An Analysis of Ship Collisions with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of Ship Research, (1959).