

Fig.93 Test of buffer models (bow collision)

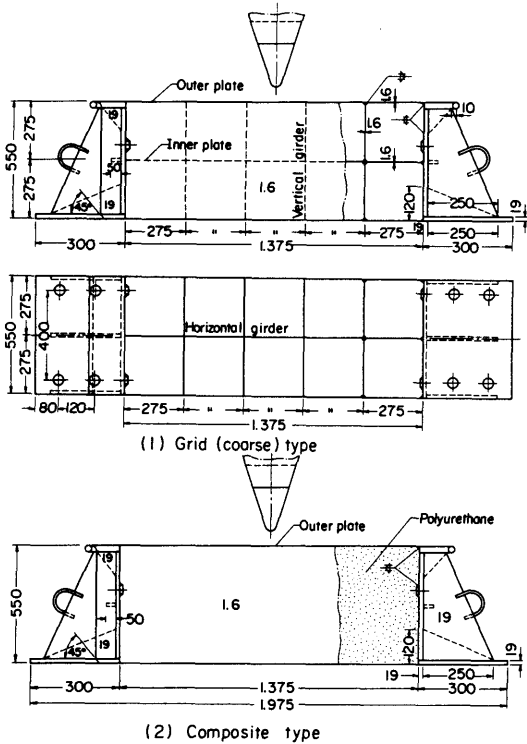


Fig.94 Buffer models

複合材型は格子（粗）型の内板を取り除いた枠の中に、それぞれポリウレタンを入れたものである。このポリウレタンの反力特性は、Fig.95に示すように変形に対してほぼ一定の圧縮強度をもったものである。本実験

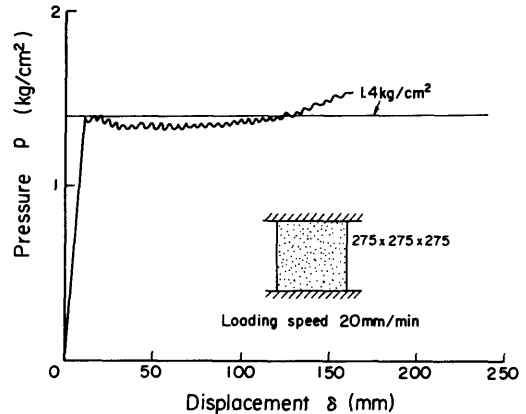


Fig.95 Compressive strength of polyurethane

に使用したものの圧縮強度は1.4kg/cm<sup>2</sup>で、その圧縮変形の状況をPhoto 15に示す。緩衝工の試験模型の端部は固定枠に固着し、外板は固定枠の丸鋼に巻き付けて十分な膜力が生じるようにしている。

船首模型は5.2節の実験に用いたものと同じ横肋骨方式で、4層甲板のものを標準とし、船首先端のかみ合いの影響をみるために、甲板の位置を甲板間隔の1/2だけ船の深さ方向にずらした3層甲板のもの [Bow (s) 型] を追加した。これらはいずれも4,000G.T.船の船首の約1/8の縮尺を想定したものである。船首先端と反対側は、試験機の圧縮耐圧盤に取り付けられるように厚板に固着した。剛船首模型は船首模型の外形と同じ楔形のもので、厚鋼板（19mm）により組み立て、緩衝工模型に対して剛なものとした。

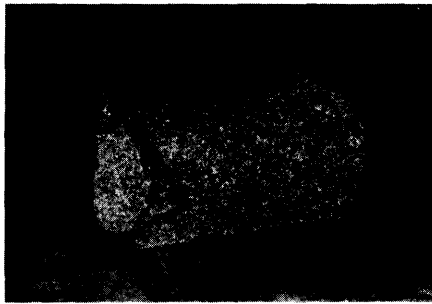


Photo 15 Collapsed polyurethane

実験では、試験機テーブルに緩衝工模型を固定し、その中央に船首模型を突入させて相互の変形状況を調べた。荷重は、試験機テーブルの移動量すなわち船首と緩衝工の相対接近量に対して自動記録し、各部材の変形量、歪量は荷重の適当な段階で計測して変形の広がりなどを調べた。

実験手順は、まず船首模型を緩衝工と同じ外形をした剛体に突入させて船首の圧壊強度を求めた後、船首と緩衝工との組み合わせ実験を行った。Fig.93に示したように、船首と緩衝工との相対接触位置は、緩衝工の水平桁の位置が船首の甲板間隔の中央にくるようにしたが、1 ケース [格子 (粗) 型] について、Bow (s) 型を用いて船首の甲板位置を緩衝工の水平桁の位置にくるような形で実験を行い、船首先端のかみ合いの影響を調べた。

(2) 実験結果および考察

(a) 緩衝工単独実験

Fig.96は、格子型の荷重—突入量曲線について、格子 (粗) 型と格子 (密) 型とを比較して示したものである。同図には後述する計算式による計算結果を併せて示している。実験値において荷重—突入量曲線に二つの山がみられるが、第1の山は主として外板の膜力によるものであり、第2の山は内板の膜力による反力の上昇を示していると考えられる。格子 (粗) 型と格子 (密) 型とを比較すると、第1の山において外板の破断が格子 (密) 型の場合に早く生じ、山が小さくなっている。第2の山においては、格子 (密) 型の場合、たて桁が船首の側外板にあたることによる反力が生じ、山の大きさが格子 (粗) 型よりやや大きくなっている。

Fig.97は、Fig.96に対応する吸収エネルギー曲線を示したものであるが、この曲線の特徴は、荷重—突入量曲線の山に対応して吸収エネルギーの増加率が変わる点にみられる。格子 (粗) 型と格子 (密) 型とを比

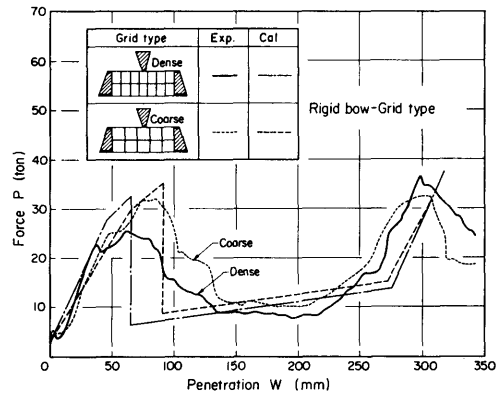


Fig.96 Force-penetration curves of grid-type of buffer models

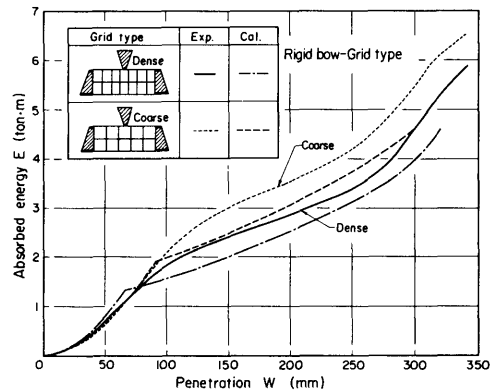


Fig.97 Absorbed energy-penetration curves of grid-type of buffer models

べると、第1の山に対応した吸収エネルギーの差だけ格子 (粗) 型の吸収エネルギー値が高めになっている。この格子型のように外板の膜力の効果が大きい場合には、桁の間隔を密にすると、吸収エネルギーはむしろ小さくなる場合があることに注意しなければならない。

複合材型の反力曲線をFig.98に格子複合材型の場合と比較して示すが、荷重—突入量曲線の形が格子複合材型とはかなり異なっている。複合材型においては、反力は船首の突入が進むにつれて一様に上昇しており、この上昇は、外板の変形が端部にまで広がって、端部に亀裂が生じるまで続いている。一方、格子複合材型の場合には、亀裂は荷重の作用している領域のたて桁付近に生じており、その後船首がたて桁の間で食い込んで進んでいき、格子型に似た挙動を示す。このため、Fig.99の吸収エネルギー曲線においては、船首が突入

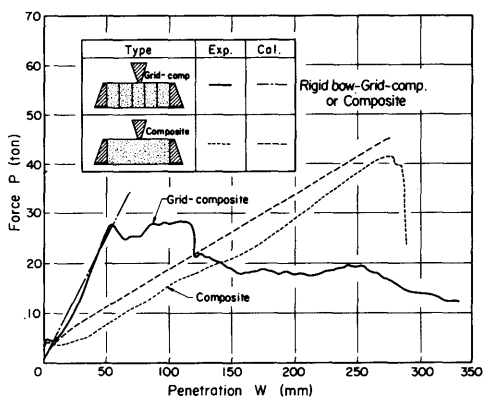


Fig.98 Force-penetration curves of composite type of buffer models

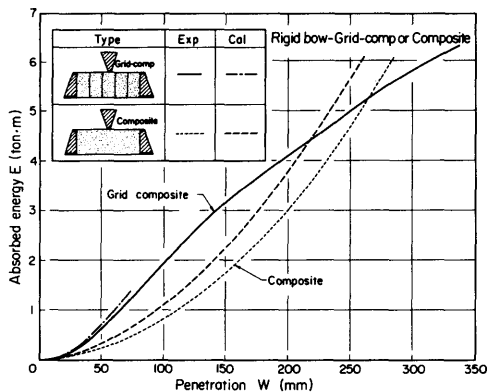
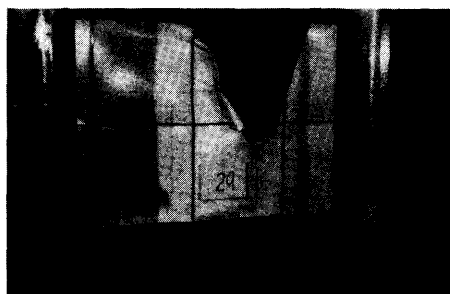


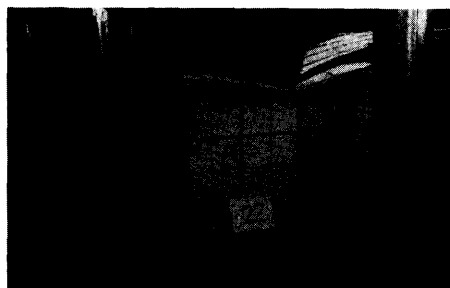
Fig.99 Absorbed energy-penetration curves of composite type of buffer models

してははじめのうちは格子複合材型のほうが大きいですが、船首が深く突入するにつれて複合材型のほうが大きくなる。Photo 16は、複合材型の実験の途中段階および最終的な変形の状況を格子型と比較して示したものであるが、複合材型の変形は長さ方向に広がっており、格子型が食い込み型の破壊形式でエネルギーを吸収しているのとは対照的である。

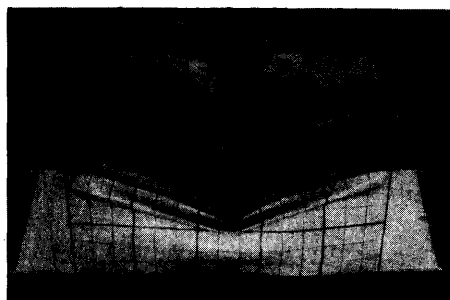
緩衝工の反力曲線を計算で求める。格子型緩衝工の反力曲線は、第4章の(68)式を適用し、Fig.100において水平桁が3枚に対して計算すると、船首の内板接触までの荷重Pと突入量wとの関係は(106)式になる。



(a) Grid (coarse) type



(b) Composite type



(c) Front : Composite type  
Back : Grid (coarse) type

Photo 16 Fracture modes of buffer models

$$P = \begin{cases} P_A + \left[ \frac{8bT}{\ell} + \sqrt{6} \sigma_Y t_h \right] w & ; P_A \rightarrow P_M \\ P_B + \left[ 6\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2} \right] (w - w_B) & ; P_B \rightarrow P_C \end{cases} \quad (106)$$

ただし  $T = \sigma_Y t_0$ ,  $\sigma_Y$ : 材料の降伏応力,  $t_0$ : 外板の板厚,  $b$ : 水平桁間隔,  $\ell$ : たて桁間隔,  $\sigma_0 = \sqrt[3]{\sigma_Y^2 \sigma_{cr}}$  ( $\sigma_{cr}$ は水平桁の弾性座屈応力値),  $t_h$ : 水平桁の板厚,  $P_A$ : 水平桁の座屈荷重値,  $P_B = \sqrt{6} \sigma_Y t_h w_B$ ,  $\theta$ : 船首角,  $w_B = 0.5\ell \sqrt{2\epsilon_B + \epsilon_B^2}$  ( $\epsilon_B$ : 外板の破断歪で0.2とする)

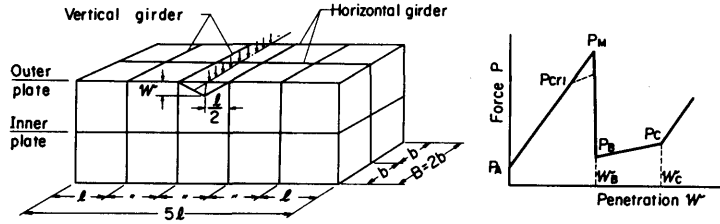


Fig.100 Grid-type of buffer model

なお、外板が破断する前に船首荷重が作用している領域のたて桁が座屈する場合 ( $w_{cr1} < w_B$ ) には、 $P_{cr1}$  から破線のように折れ曲がり、(107) 式ようになる。

$$P = P_{cr1} + \left[ \frac{8bt}{3\ell} + \sqrt{6} \sigma_Y t_h \right] (w - w_{cr1}) \quad (107)$$

$$w_{cr1} = \frac{\ell t_v}{2T} \sqrt[3]{\sigma_Y^2 \sigma_{crv}}$$

ここで  $P_{cr1}$  : (106) 式の  $P_A \rightarrow P_M$  の式で  $w = w_{cr1}$  を代入した  $P$  の値、 $t_b$  : たて桁の板厚、 $\sigma_{crv}$  : たて桁の弾性座屈応力値

そして  $w_c$  以後は、内板による反力上昇を加えていけばよい。

複合材型に対応する  $P-w$  曲線については、水平桁の座屈荷重値  $P_A$ 、水平桁からの反力  $\frac{4}{\sqrt{6}} \sigma_Y t_h w$  (複合材型の場合は水平桁 2 枚)、そして均一材 (反力  $q$ ) で支持された外板からの反力  $P_q$  の和で表わされるとする。そして  $P_q$  については、Fig.101 に示すように集中荷重が作用したとき、一様な  $q$  に支持された外板に膜力  $F$  が生じているとして導いた。すなわち、突入量が  $w_0$  のときの変形の広がりを  $c$ 、撓み形を放物線に仮定して、 $y = (w_0/c^2) (x-c)^2$  とすると

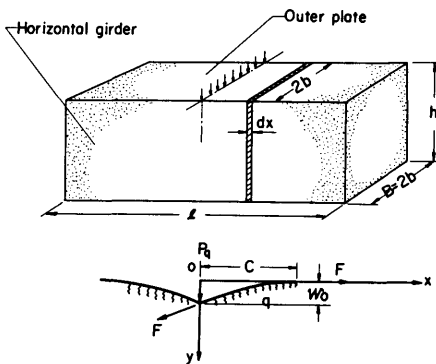


Fig.101 Composite-type of buffer model

ウレタンフォームの圧縮歪エネルギー  $E_1$

$$E_1 = 2 \int_0^c 2qby dx = \frac{4qbw_0}{3} c \quad (108)$$

および外板の膜歪エネルギー  $E_2$

$$E_2 = 2F \left[ \int_0^c \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 \right\} dx - c \right]$$

$$= \frac{4Fw_0^2}{3c} \quad (109)$$

の和  $U = E_1 + E_2$  において  $\partial U / \partial c = 0$  から

$$c = \sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} \quad (110)$$

仮想仕事の原理を適用すれば

$$P_q \delta w_0 = \frac{\partial U}{\partial w_0} \delta w_0 \quad (111)$$

から

$$P_q = \frac{4qbc}{3} + \frac{8Fw_0}{3c} \quad (112)$$

ただし  $F = 2 \sigma_Y b t_0$

になる。(110) 式より

$$\sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} < \frac{\ell}{2} \text{ については } c = \sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} \quad (113)$$

$$\sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} \geq \frac{\ell}{2} \text{ については } c = \frac{\ell}{2}$$

を (112) 式に代入すれば

$$P_q = \begin{cases} 4\sqrt{qb}F\sqrt{w_0} & ; w_0 < \frac{qb\ell^2}{4F} \\ \frac{2qbl}{3} + \frac{16Fw_0}{3\ell} & ; w_0 \geq \frac{qb\ell^2}{4F} \end{cases} \quad (114)$$

が得られる。そこで、(114) 式で  $w_0 = w$  とおき、それに前述の  $P_A$  および水平桁の反力を加え合わせれば、 $P$  と  $w$  との関係として

$$P = P_A + P_q + \frac{4}{\sqrt{6}} \sigma_Y t_h w \quad (115)$$

が得られる。(106) 式および (115) 式を  $w$  について積分すれば、格子型緩衝工および複合材型緩衝工の吸収エネルギーが求まる。

Fig.96, 97に示した格子型緩衝工についての計算値を実験値と比べると、反力曲線で第2の山の上昇する付近まで比較的良く合っており、第1の山で格子(密)型のほうが破断が早く生じ、山が小さくなっている傾向も計算にあらわれている。実験値と計算値の差異の主な点は、第1の山で、外板の亀裂の進展につれて荷重が下降する過程が、実験値では比較的緩やかになっている点であり、そのために吸収エネルギー曲線で計算値がやや低くなっている。しかしこの点を除けば、格子型については本計算手順を繰り返していけば、荷重—突入量関係を求めることができると思われる。

Fig.98, 99に示した複合材型緩衝工についてみると、計算値がやや高めているが、傾向として良い一致を示している。Fig.98からわかるように、複合材型の場合には格子型のような反力曲線の山はなく、反力の一様な上昇が曲線の特徴になっている。同図には、格子複合型の第1の山の立ち上がりについて(115)式によって計算した結果を示しているが、スパン $l$ の短い場合にも反力の上昇がほぼ良く合っており、外板が破断するまでは、(115)式はほぼ妥当であると考えられる。

Fig.102, 103に、反力曲線および吸収エネルギー曲線における各緩衝工モデルの性能の違いを比較して示した。これを見ると、反力曲線の特徴は複合材型と他の緩衝工とに大きく分かれており、吸収エネルギー曲線にも差が生じている。船首の強度は船によって異なることを考えれば、船首が圧壊するまでの性能として、反力が漸増する複合材型が一般的には望ましいと考えられる。緩衝工の吸収エネルギー特性については、後の5.5節で触れる。

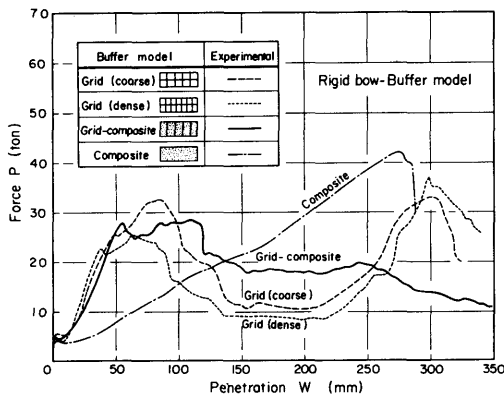


Fig.102 Force-penetration curves of buffer models

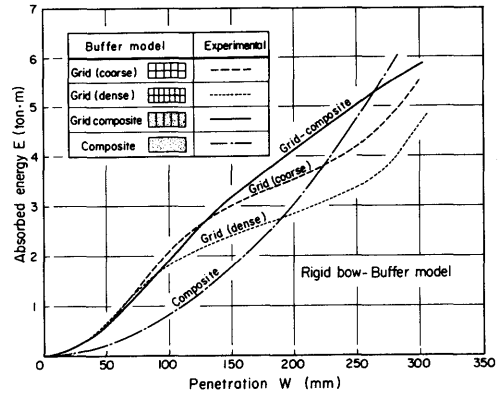


Fig.103 Absorbed energy-penetration curves of buffer models

(b) 船首—緩衝工実験

船首模型と緩衝工模型とを組み合わせた実験の荷重と変形量との関係を、Fig.104およびFig.105にそれぞれ格子(粗)型および複合材型について破線で示した。ここで変形量は船首と緩衝工の相互接近量、すなわち船首の変形量と緩衝工の変形量の和を示したものである。一点鎖線は、船首、緩衝工それぞれの単独実験(相手が剛な場合)の結果である。船首の単独実験においては、緩衝工と同じ外形をした剛体により船首を圧壊させたときの荷重と突入量との関係である。このときの変形の様子をみると、船首の先端がある程度変形した後は、船首先端部に続く船側外板が先端部のほうから徐々に座屈し、折りたたまれながら変形が進んでいくが、その間ほぼ一定の荷重が保たれている。実線は、船首、緩衝工それぞれの単独実験値を重ね合わせたものである。すなわちFig.104において、ある荷重 $P_0$ に対して船首の変形量 $w_s$ と緩衝工の変形量 $w_{bu}$ を加え合わせたもの $(w_s + w_{bu})$ を変形量として示した。船首の圧壊後は、船首が一方的に破壊するとして、圧壊後の船首の単独曲線を継ぎ足した。実線と破線を比べると、格子型においては、変形の初期の段階で船首先端部に局部的に生じた変形によって実線と破線に差がでてくるが、その差はそれほど大きくはない。また船首の圧壊後は、船首単独曲線の荷重値とほぼ同じ荷重値が保たれるが、これは船首が先端部後方の船側外板の座屈によって圧壊されるため、先端部のかみ合いの影響が小さかったことによると考えられる。このことは、本実験で使用した他の緩衝工モデルに対しても同様であった。Fig.104の格子型で、船首先端と緩衝工とのかみ合いの影響をみるために、船首の甲板と緩衝工

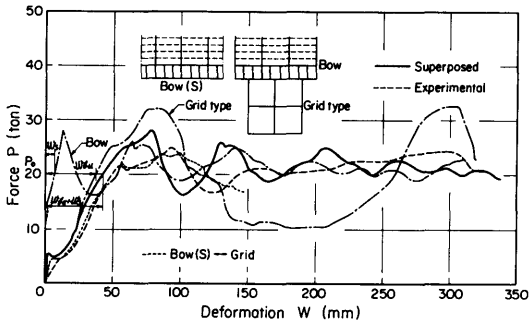


Fig.104 Force-deformation curves for grid-type of buffer models penetrated by bow models

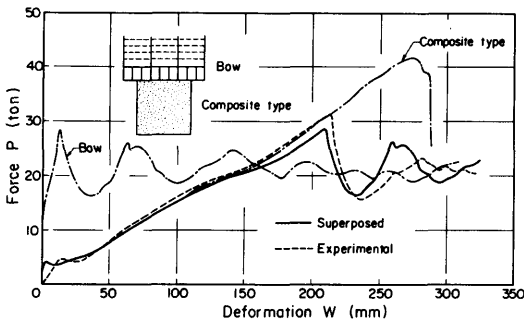


Fig.105 Force-deformation curves for composite-type of buffer models penetrated by bow models

の水平桁とを一致させた実験結果を点線で示しているが、これと破線とはほぼ一致しており、船首先端のずれによる差はほとんどなく、かみ合いの影響は少ないと考えられる。またFig.105の複合材型においても、実線と破線はほぼ一致している。これらのことから、この種の緩衝工に対しては、船首と緩衝工それぞれの圧壊強度を重ね合わせることによって、吸収エネルギーを求めることができるものと思われる。

#### 5.4.2 コーナー衝突

前項においては、船首が緩衝工と直角に船首衝突する場合を考えたが、実際の衝突では、Fig.76(4)に示したように橋脚コーナー部の緩衝工に船側が衝突する可能性も大きいと考えられるので、この場合に相当する圧壊実験を行った。緩衝工の種類としては、船首衝突の実験の場合と同様に、反力-変形曲線の形が典型的に異なる2種類の緩衝工、すなわち格子型および複合材型を考えた。これらの模型を船側模型と組み合わせて

(100)

相互の変形実験を行い、緩衝工の性能を調べた。

#### (1) 試験模型および実験方法

緩衝工の模型の形状は、橋脚コーナー部に装着できるように半円筒型とした。緩衝工の構造形式としては、船首衝突の場合と同様に、内部を桁板によって仕切った格子型と内部に均一材としてポリウレタン（この場合の圧縮強度 $1.6\text{kg/cm}^2$ 、比重 $0.045$ ）を充填した複合材型との2種類で、格子型模型の形状および寸法をFig.106に示す。同図に示すように、格子型は、たて桁を $22.5^\circ$ おきに放射状に入れて、 $1.2\text{mm}$ 厚の鋼板により組み立てた2層格子桁構造である。一方、複合材型は、格子型の桁板を取り除いて、その代わりに、外形に合わせて整形したポリウレタンを充填したものである。緩衝工の幅は $800\text{mm}$ 、深さは $450\text{mm}$ で、半径 $300\text{mm}$ の橋脚コーナー部に相当する半円柱の形状の剛体に取り付けた。船側模型は5.2節で使用した船側模型(Fig.78)と同じ寸法で、 $4,000\text{G.T.}$ 船の $1/11$ 程度の縮尺を想定し、実船を単純化した横肋骨式構造のものである。

実験方法としては前項の船首衝突の場合と同様に、平面剛体により緩衝工模型を圧壊させて、緩衝工単独の性能を調べた。次に、緩衝工模型と船側模型とを組み合わせて、緩衝工と船側相互の変形実験を行った。

#### (2) 実験結果および考察

緩衝工を平面剛体により圧壊させた時（緩衝工単独実験と呼ぶ）の荷重 $P$ と変形量 $w$ との関係をFig.107に示す。同図において、実線は複合材型の、1点鎖線は格子型の実験結果である。これをみると、複合材型においては、変形につれて荷重が比較的滑らかに上昇しているが、格子型では曲線に大きな山がいくつか生じている。これらの山が生じる時の変形量をみると、平面剛体がたて桁の位置まで突入した時に対応していることから、これらの山は、たて桁が圧壊した時にほぼ対応して生じたものと考えられる。また同図において、破線は複合材型の緩衝工、点線は格子型の緩衝工を、それぞれ船側模型と組み合わせて相互の変形実験を行った時の実験結果である。この時の変形量は緩衝工と船側との相対接近量を表わしている。この船側と組み合わせた実験（相互変形実験と呼ぶ）結果と緩衝工単独実験結果とを比較してみると、格子型においては、相互変形実験の曲線は山がとれた形になっている。各荷重段階での変形の計測結果、そして船首と緩衝工との相互変形実験において、その実験結果と緩衝工単独実験との間に差が生じたところで船体と緩衝工とのかみ合いが大きく生じていたことから考えて、ほぼこの山に対応して船側が部分的に変形を大きくうけていた

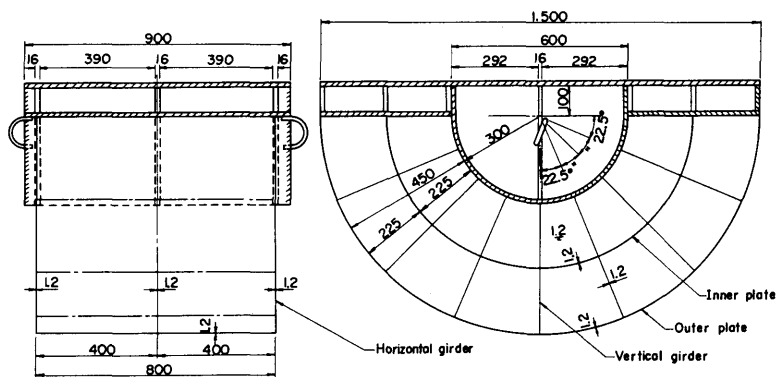


Fig.106 Grid-type of buffer model for corner part of pier

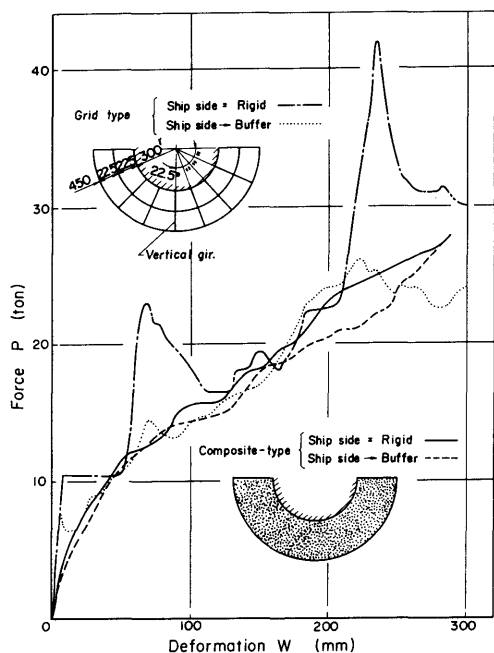


Fig.107 Force-deformation curves of buffer models

と考えられる。複合材型においては、緩衝工単独実験と相互変形実験とはほぼ同じような曲線になっている。

Fig.108は、Fig.107を $w$ について積分して求めた吸収エネルギー曲線を示したものである。格子型の吸収エネルギー曲線は、Fig.107の荷重曲線の山に対応したところで単独実験と相互変形実験との差が大きくなっている。一方、複合材型においては、この差はゆるやかに広がっており、しかもその値が小さいこと、ならび

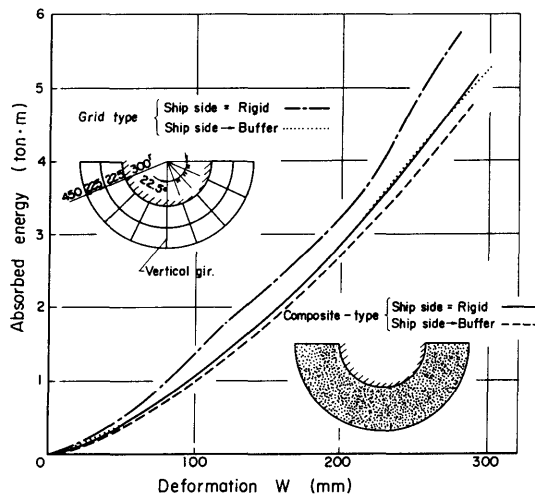


Fig.108 Absorbed energy-deformation curves of buffer models

に船側圧壊曲線と緩衝工単独実験とを重ね合わせた曲線から、緩衝工と船側とのかみ合いによって船側が部分的に変形をうけた量は小さいと考えられる。

### 5.4.3 実船への応用

本実験に使用した種類の緩衝工が実際に設計された場合の吸収エネルギー量を、5.4.1項の船首衝突を例に概算してみる。Fig.109に、4,000G.T.(排水量 $\Delta=8,800$  ton)の船が衝突したときの船首変形量と緩衝工の変形量の和 $\delta$  (m)と、吸収エネルギーから概算した衝突速度 $v$  (kt)との関係を示す。模型の縮尺率(1: $\gamma$ )を1:8とし、吸収エネルギーとしては船首、緩衝工単独実験を重ね合わせた曲線を用いて、吸収エネルギー

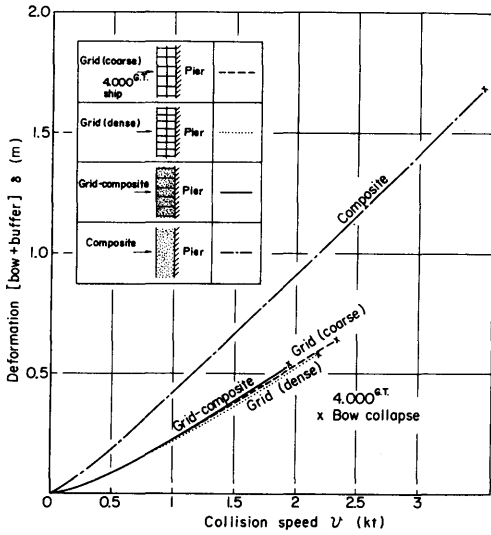


Fig.109 Relation between buffer-bow deformation and collision speed

$E$ は $\gamma^3$ に比例し、変形量 $\delta$ は $\gamma$ に比例するとして見積った。衝突船の運動エネルギーを船首圧壊までの変形量 $\delta$ によって吸収するとすれば、その時の吸収エネルギー量 $E(\delta)$ によって

$$\frac{1.1\Delta}{2g}v^2 = \gamma^3 E(\delta) \quad (116)$$

から、衝突速度として

$$v = \sqrt{\frac{2g\gamma^3 E(\delta)}{1.1\Delta}} \quad (117)$$

が得られる。(117)式の関係を示したのがFig.109の曲線である。これを見ると、格子型3種の吸収エネルギー値に差はほとんどなく、複合材型に比べてかなり小さくなっている。これから全般的にみると、複合材型のように外板の変形が広がることによりエネルギーを吸収する方式が優れていると考えられる。

### 5.5 緩衝工の吸収エネルギー特性

これまで代表的な緩衝工について性能を調べてきたが、ここでは一般的な緩衝工の特性について述べる。

大型の船舶の衝突、あるいは小型船でも高速で衝突する場合のような、いわゆる規模の大きい衝突に対して緩衝工が十分な機能を発揮するためには、ゴム防舷材のような、緩衝工の主として弾性的な変形のみによって、衝突による船体の運動エネルギーを吸収することは不可能である。このような規模の大きい衝突の場合は、どうしても緩衝工の塑性変形あるいは破壊によって衝突エネルギーを吸収しなければ、衝突した船

体に非常に大きな破壊を生じることになる。緩衝工は破壊することによって、衝突船の大きな運動エネルギーを吸収することが必要であるとともに、船体の破壊を防止するために、その破壊圧力が船体より小さいことが要求される。

このような低い圧力で破壊し、しかも大きな運動エネルギーを吸収する緩衝工の性能を満足するものとして考えられるものが、5.4節で検討を行った格子型緩衝工および複合材型緩衝工である。格子型緩衝工も複合材型緩衝工も、比較的薄鋼板の座屈および破断によってエネルギーを吸収するものであるが、格子型の構造では、座屈破壊する水平桁およびたて桁が格子状に配置されており、船体の衝突によって圧縮荷重をうけた場合に、格子状に配置された部材の位置では、コーナー部の緩衝工の実験でみられたように局部的に高い反力を示し、緩衝工の機能を満足しない可能性がある。衝突船体との接触面の平均圧壊荷重としては、緩衝工の要求性能を満足していても、船体が限られた面積で接触する場合は問題が残ることになる。その対策としては、緩衝工の構造の一様性を高めるために、なるべく多くの水平、垂直の座屈破壊材を配置することであるが、しかし、板が薄くなることからその限界がある。

このような欠点を補うものとして、複合材型の緩衝工が適しているが、これは船体が局部的に緩衝工と衝突した場合でも、その荷重を緩衝工の比較的広い部分で受け持つ機構とするもので、したがって、緩衝工のどの位置に接触しても反力が比較的一様になるような特性をもっている。これは鋼板の外枠の内部に充填したぜい性破壊材(5.4節の実験では硬質ポリウレタンフォームを使用した)が、緩衝工の船体との接触面の変形に伴い、広い範囲に破壊するためであり、充填するぜい性破壊材の強度と格子型構造の強度との調和をはかれば、最も合理的な緩衝工が設計できることになる。このような要求からすれば、格子型の内部に充填するぜい性破壊材等の緩衝材料の特性としては、5.4節で実験を行ったもののほか、さらに性状、特性の異なったものが出現することが望ましい。

つぎに、衝突対象船舶の条件が設定され、それに対応して緩衝工を設計した場合に、その反力特性曲線が、対象とした衝突船舶よりも小型の船舶の衝突に対しても十分緩衝工の機能を満足することが必要である。このような考え方にもとづく、緩衝工の反力-変形曲線の合理的な設計法の一例を以下に示す。

いま、衝突対象船(A船)の排水量 $\Delta_A$ 、衝突速度 $v_A$ (以下限界衝突速度と呼ぶ)が与えられ、緩衝工の圧壊



荷重 $P_{cr}$ が規定されたときに、Fig.110のように緩衝工の反力 $P$ と変形量 $\delta$ との関係が

$$P = k\delta^n \quad (118)$$

$k, n$  : 定数

で表わせる緩衝工を選んだとする。A船の運動エネルギー $U_A$ は

$$U_A = \alpha \Delta_A v_A^2 \quad (119)$$

$\alpha$  : 定数

で表わせるから、これを緩衝工が $\delta_{cr}$ の許容変形量で吸収するとすれば

$$\alpha \Delta_A v_A^2 = \int_0^{\delta_{cr}} P d\delta \quad (120)$$

より

$$v_A = \sqrt{\frac{k \delta_{cr}^{n+1}}{\alpha \Delta_A (n+1)}} \quad (121)$$

ただし  $P_{cr} = k\delta_{cr}^n$

が得られる。

この緩衝工にA船より小さな任意の船舶, S船が衝突したとする。S船の排水量を $\Delta_s$ , S船の船体の圧壊荷重を $P_s$ ,  $P_s$ に対応する緩衝工の変形量を $\delta_s$ とすれば、(121)式と同様にして

$$v_s = \sqrt{\frac{k \delta_s^{n+1}}{\alpha \Delta_s (n+1)}} \quad (122)$$

ただし  $P_s = k\delta_s^n$

になる。(121)式と(122)式により

$$\frac{v_s}{v_A} = \left(\frac{\Delta_A}{\Delta_s}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_s}{P_{cr}}\right)^{\frac{n+1}{2n}} \quad (123)$$

が得られる。

ここで例えばS船のA船に対する代表寸法比を $\lambda$ とし、排水量比は $\lambda^3$ で、圧壊荷重比は $\lambda^2$ で表わせるとすれば、(123)式は

$$\frac{v_s}{v_A} = \lambda^{\frac{2-n}{2n}} \quad (124)$$

になる。

S船についても、A船と同じ限界衝突速度まで許容できるような緩衝工を設計するとすれば、 $v_s/v_A = 1$ より、 $n = 2$ になる。(118)式と(121)式に $n = 2$ を代入すれば、緩衝工の反力曲線として

$$P = \left(\frac{3U_A}{\delta_{cr}^2}\right) \delta^2 \quad (125)$$

ただし  $U_A$  : 衝突船の運動エネルギー

$\delta_{cr}$  : 緩衝工の許容変形量

が得られる。このような反力曲線をもつ緩衝工を選べ

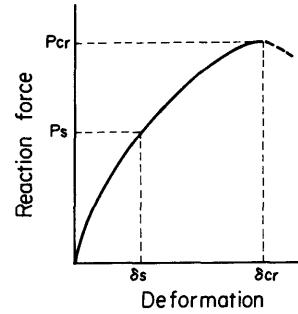


Fig.110 Relation between reaction force and deformation in buffer

ば、小型船についてもA船と同じ限界衝突速度が与えられることになる。

### 5.6 船舶の衝突損傷防護施設の設計指針

前節までで、代表的な形式の緩衝工について、その性能を調べ、どのような緩衝工が望ましいかということについて述べた。本節では、通航船舶に対する橋脚の接触防護施設の設計の具体例として、本州四国連絡橋の南・北備讃瀬戸大橋の橋脚に試験用に設置(昭和56年9月~58年5月)された船舶接触防護施設のうち鋼製緩衝工を例に緩衝工の大きさを決める過程を検討する。すなわち、衝突船の大きさおよび衝突形態に対応してどの程度の規模の緩衝工が必要になるかを算定することにする。

まず、設計条件を設定する必要がある。この付近を航行する船舶においては、長さ50m以上の船舶に対しては航路内を航行することが義務づけられているので、対象船舶の大きさとしては、航路外航行船および航路内航行義務船に分けて考え、前者については総トン数500トン(500G.T.)の船舶を、後者については総トン数3,000トン(3,000G.T.)の船舶を対象船舶として考えることにする。これは、備讃瀬戸航路における船舶の大きさ別通航量の分布<sup>82)</sup>をみると、この水域での航行船舶の約80%が500G.T.未満の小型船舶で、3,000G.T.未満の船舶でみると、全船舶の約90%を占めていることからこのように設定した。そして、それぞれの船舶について衝突形態を直進衝突および避航時の衝突に大きく分けて検討する。

#### 5.6.1 対象船舶の大きさと衝突形態

(a) 対象船舶の大きさ

総トン数500トンの船舶(長さ50m未満)

……………航路外航行船

総トン数3,000トンの船舶 ……………航路内航行義務船

(b) 衝突形態

衝突形態を直進衝突，および避航時の衝突について整理するとTable 10のようになる。そこで対象船舶の大きさに応じて，これらの衝突形態についてそれぞれ調べることにする。

5.6.2 接触防護施設としての緩衝工

緩衝工の強度として衝突面の単位面積あたりの平均反力 $\sigma_0$  (t/m<sup>2</sup>) をとり，その値を基準に緩衝工の規模を，衝突船の運動エネルギーを吸収するのに要する緩衝工の張出し量 $L_f$ によって表わすことにする (Fig. 111)。なお，緩衝工の深さ $D_f$ については，衝突対象船舶の型深さ以上あるものとする。緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ を基準にして緩衝工の規模を計算したのは， $\sigma_0$ が決まれば，この条件を満たすような緩衝工の構造寸法は，前節までの計算式を使えば比較的容易に決めることができると思われるからである。

以下に述べる緩衝工の規模の計算では，簡単にするために船舶が緩衝工に食い込む形で突入すると仮定し，緩衝工は圧縮反力によって衝突エネルギーを吸収するものとして，緩衝工外側の鋼板の張力の影響は無視する。また，緩衝工の有効変位量は100%，すなわち緩衝工の張出し量いっぱいにとることにする。

(a) 航路外航行船の衝突

航路外航行船(長さ50m未満)のうち最も大きいクラスと考えられる総トン数500トンの船舶が緩衝工に衝突した場合を考える。衝突形態としてはTable 10のすべての衝突形態を考慮する。

イ) 直進衝突 (A-1)

総トン数500トンの船舶の船首の標準寸法を「本四公団設計要領<sup>83)</sup>」により算定して，Table 11のように設定した。

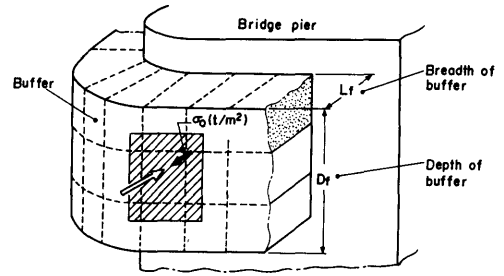


Fig.111 Buffer attached to bridge pier

船首強度 $F_s$ としては，Fig.112のように船首部分を模式化し

$$F_s = \begin{cases} \frac{P_{cr(s)}}{\delta_s F} \delta_s & ; 0 \leq \delta_s \leq \delta_{sF} \\ P_{cr(s)} & ; \delta_s F \leq \delta_s \leq \delta_{sa} \end{cases} \quad (126)$$

ただし  $\delta_{sF}$  : 船首先端からの傾斜部の長さに対応する船首変形量 (=  $L_{sF}$ )

$\delta_s$  : 船首部の変形量

$\delta_{sa}$  : 船首部の許容変形量 (2/3  $L_{coll}$  とする)

$L_{coll}$  : 船首端から船首隔壁までの距離

$P_{cr(s)}$  : (91) 式

とする。ここで衝突船船首の許容圧壊量は，船首端から船首隔壁までの距離の2/3にとることにした。

Table 11の数値を用いて，(126)式より船首の圧壊荷重および船首の圧壊により吸収されるエネルギーを計算し，それらの値を船首変形量に対して示すとTable 12のようになる。Table 12において， $P_{cr(s)}$ は船首の圧壊荷重で， $E_{sa}$ は船首が $\delta_{sa}$ まで変形した時の吸収エネルギー量を示す。

Table 10 Collision pattern

	(A) Bow collision	(B) Collision in steering clear of bridge pier		(C) Side collision in drifting
	(A-1)	(B-1)	(B-2)	(C-1)
Collision pattern				
		$\theta = 0 \sim 30^\circ$	$\omega = 0.035 \text{ rad/s}$	$\theta \neq 30^\circ$

Table 11 Scantlings of standard model ship

		Unit	500GT. Ship	3,000GT. Ship
Length	$L = 50 \times \sqrt[3]{\xi}$	m	50.0	90.9
Breadth	$B = L/10 + 3.81$	m	8.8	12.9
Depth	$D = 0.08L$	m	4.0	7.27
Thickness of side shell	$t = 0.82\sqrt{L} + 2.5$	mm	8.3	10.3
Frame space	$S = 610$	mm	610	610
Collision BHD	$L_{coll} = 0.1L$	m	5.0	9.09
Distance between stringers	$b = 3S$	mm	1,830	1,830
Raked distance	$L_{sf} = 0.25D$	m	1.0	1.82
Stem angle	$2\theta = 35^\circ \sim 70^\circ$	deg	3.5	50

$\xi = \frac{W}{500}$ ; W = Gross tonnage

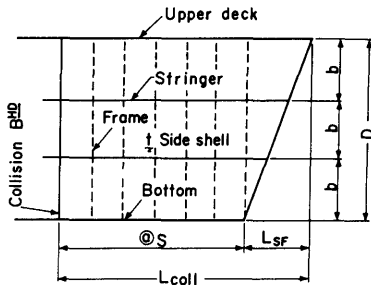


Fig.112 Standard model ship

Table 12 Characteristic curves of standard model ships

	Load (Fs)~Deformation (δs) Curve	Absorbed energy (Es)~Deformation (δs) curve
500GT. ship		
3000 G.T. ship		

いま、船首が緩衝工に突入するとき、緩衝工の反力  $F_f$  (緩衝工の受圧面積  $\times \sigma_0$ ) が船首の圧壊荷重  $P_{cr(s)}$  を超えるまで船首の突入が進み、 $F_f$  が  $P_{cr(s)}$  を超えると船首の圧壊が進む。この時に緩衝工によって吸収されるエネルギー、および船首が許容変形量まで変形するとき吸収されるエネルギーの和が、衝突船の運動エネルギーより大きくならなければならない。総トン数500トンの船舶の満載排水量  $\Delta_f$  を1,100トンとし、航行中

の排水量  $\Delta$  と満載排水量  $\Delta_f$  の比を  $\xi$  で表わすと、直進運動に対するエネルギー  $E$  (t·m) は (127) 式により計算される。

$$E = \frac{1.1 \times 1100 \xi}{2g} (0.514 \times v)^2 \quad (127)$$

ここで  $v$ : 衝突速度 (ノット)

$g$ : 重力の加速度

一方、衝突船船首が緩衝工 (張出し量  $L_f$ , 単位面積あたりの平均反力  $\sigma_0$ ) に突入してきた時の船首突入量 ( $\delta$ ) と緩衝工の反力 ( $F_f$ ) との関係、および  $\delta$  と吸収エネルギー ( $E_f$ ) との関係は Table 11 の記号を用いれば、第3章の食い込み型破壊形式に対する式より、それぞれ (128) 式、(129) 式のように求まる。

$$F_f = \begin{cases} \sigma_0 \left(\frac{D}{L_{sF}}\right) \delta^2 \tan\theta & ; 0 \leq \delta \leq L_{sF} \\ \sigma_0 D (2\delta - L_{sF}) \tan\theta & ; L_{sF} \leq \delta \leq L_f \\ \sigma_0 D (2L_f - L_{sF}) \tan\theta & ; L_f \leq \delta \leq L_f + \delta_{sa} \end{cases} \quad (128)$$

$$E_f = \begin{cases} \frac{1}{3} \sigma_0 \left(\frac{D}{L_{sF}}\right) \delta^3 \tan\theta & ; 0 \leq \delta \leq L_{sF} \\ \frac{1}{3} \sigma_0 D [L_{sF}^2 + 3\delta(\delta - L_{sF})] \tan\theta & ; L_{sF} \leq \delta \leq L_f \\ \frac{1}{3} \sigma_0 D [L_{sF}^2 + 3(2L_f - L_{sF})\delta - 3L_f^2] \tan\theta & ; L_f \leq \delta \leq L_f + \delta_{sa} \end{cases} \quad (129)$$

したがって、緩衝工の吸収エネルギー  $E_f$  は、(129) 式の最後の式に  $\delta = L_f + \delta_{sa}$  を代入して

$$E_f = \frac{1}{3} \sigma_0 D [L_{sF}^2 + 3(2L_f - L_{sF})\delta_{sa} + 3L_f(L_f - L_{sF})] \tan\theta \quad (130)$$

が得られる。ここで緩衝工の張出し量の限界値 ( $L_f$ )  $cr$  として、緩衝工の反力が船首の圧壊荷重に等しくなったときの値、すなわち

$$F_f = P_{cr(s)} \quad (131)$$

のときの値をとることとする。(128) 式と (131) 式とより

$$(L_f)_{cr} = \frac{1}{2} \left( \frac{P_{cr(s)}}{\sigma_0 D \tan\theta} + L_{sF} \right) \quad (132)$$

になる。

(127) 式の直進運動に対するエネルギーを、緩衝工の吸収エネルギー  $E_f$  と船首の吸収エネルギー  $E_{sa}$  との和に等しいとおくと、衝突速度  $v$  は

$$v = C \sqrt{\frac{E_f + E_{sa}}{\xi}} \quad (\text{ノット}) \quad (133)$$

ただし  $C = 0.25$  (総トン数500トンの船舶に対して)

になる。

以上の結果より、総トン数500トンの船舶の直進衝突に対して、許容速度 $v$ と緩衝工張出し量 $L_f$ との関係を示したのがFig.113である。ここで、緩衝工の深さは衝突船の型深さ以上あるものとし、航行中の排水量 $\Delta$ と満載排水量 $\Delta_f$ との比を変えた曲線を示している。緩衝工の平均反力 $\sigma_0$  (t/m<sup>2</sup>)は、後述するような総トン数500トンの船舶の船側強度を基準に、それ以上の値を選び、3ケースにつき計算を行った。同図をみると、例えば緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ として10 (t/m<sup>2</sup>)を採用した場合、総トン数500トンの船舶が満載で13ノットで衝突した時に必要な緩衝工の張出し量は10mになる。

ロ) 避航時の船首衝突 (B-1)

これはTable 10の衝突形態において、船舶が避航しきれずに船首衝突する場合であるが、減速等の効果を考えると、(A-1)の直進衝突ほど条件が厳しくないため、(A-1)の場合について検討しておけばよい。

ハ) 避航時の船側衝突 (B-2)

これはTable 10の衝突形態において、船舶が避航しきれずに船側が橋脚コーナー部に衝突する場合であるが、後述するように一般には(C-1)の衝突パターンのほうが厳しいので(C-1)に含めて考え、この衝突形態は考えないことにする。

ニ) 漂流衝突 (C-1)

これは船舶が操縦性を失い、風潮によりコーナー部へ漂流衝突する場合である。船舶と橋脚との衝突はFig.114に示すように、一般に船体は重心より離れた点で接触衝突し回転すると考えられる。衝突後船体が各

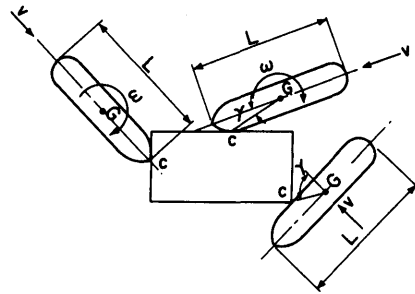


Fig.114 Ship collision with bridge pier

種の回転をするため、船体が保有していた運動エネルギーの一部がこの回転運動に変わり、残りのエネルギーが緩衝工に伝達されて衝突エネルギーとして評価される。なお、船体の回転運動のうち、水平面内の回転による運動エネルギーが最も支配的であるため、他の運動を無視して考える。

いま、 $v_0$ を船の衝突速度、 $m$ を衝突船の質量、 $mR^2$ を船の慣性モーメント、 $\omega_0$ を回頭角速度とし、Fig.115に示すように時間 $t_0$ にて衝突したとする。そして、緩衝工が最大変位に達した時間 $t_1$ にて緩衝工に衝突した船の部分が静止し、その衝突点を中心にして回転すると仮定する。この時間 $t_1$ における船体の回転角速度を $\omega_1$ として、船体の重心と接触点を結ぶ線と速度ベクトルとのなす角を $\gamma$ とすれば次式が成立する。

$$mR^2 \omega_0 - m v_0 l \sin \gamma = m (R^2 + l^2) \omega_1 \quad (134)$$

また、接触してから最大変位に達するまでに緩衝工

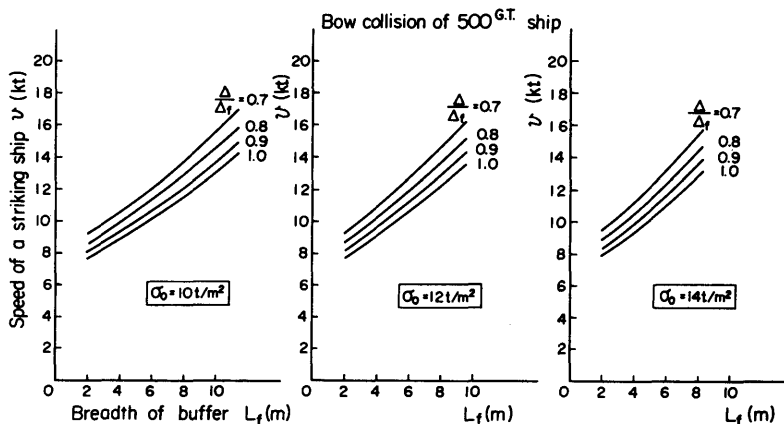


Fig.113 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Bow collision of 500G.T. ship,  $D_f \geq 4m$ )

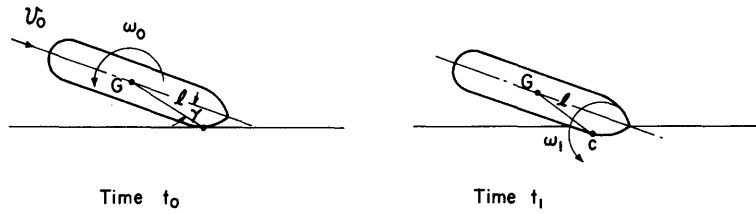


Fig.115 Ship motion in collision

になされた仕事量（緩衝工に伝達されたエネルギー）は、時間 $t_0$ と $t_1$ における運動エネルギーの差と同じである。すなわち

$$E = \frac{1}{2}mv_0^2 + \frac{1}{2}mR^2\omega_0^2 - \frac{1}{2}m(R^2 + \ell^2)\omega_1^2 \quad (135)$$

(134) 式, (135) 式より,  $\omega_1$  を消去すると

$$E = \frac{1}{2}mv_0^2 \frac{1 + (\ell/R)^2 \cos^2 \gamma}{1 + (\ell/R)^2} + \frac{1}{2}mR^2\omega_0^2 \frac{1}{1 + (R/\ell)^2} + mv_0\omega_0 \ell \frac{\sin \gamma}{1 + (\ell/R)^2} \quad (136)$$

となる。

直進衝突の場合  $\gamma \doteq 0$  と考えられ, 横漂流による衝突の場合  $\omega_0 \doteq 0$  と考えられるため, 衝突エネルギーの算出には (137) 式, (138) 式を用いることができる。

(1) 直進衝突の場合

$$E = \frac{1}{2g} \alpha \cdot \Delta \cdot v^2 + \frac{1}{2g} \beta \cdot \Delta \cdot (R\omega)^2 \cdot \frac{1}{1 + (R/\ell)^2} \quad (137)$$

(2) 漂流衝突の場合

$$E = \frac{1}{2g} \beta \cdot \Delta \cdot v^2 \frac{1 + (\ell/R)^2 \cos^2 \gamma}{1 + (\ell/R)^2} \quad (138)$$

ただし E: 衝突エネルギー (t・m)

g: 重力の加速度 (=9.8m/s<sup>2</sup>)

$\alpha, \beta$ : 付加質量係数 ( $\alpha=1.1, \beta=1.4$ )

$\Delta$ : 船舶の排水量 (ton)

v: 船舶の衝突速度 (m/s)

$\omega$ : 衝突前の船舶の回頭角速度 (rad/s)

$\ell$ : 接触点から船舶の重心までの距離 (m)

R: 水平面における船舶の重心まわりの慣動半径 (m)

$\gamma$ : 船舶の重心と接触点を結ぶ線と衝突速

度ベクトルとのなす角度 (deg)

船舶の慣動半径Rは近似的に $R=L/4$ としてよい。衝突時の対象船舶の回頭角速度 $\omega$ は実船の値の平均値 $\omega = 2^\circ/s (=0.035rad/s)$ を用いることにする<sup>83)</sup>。

(137) 式と (138) 式とを比較すれば, (138) 式の値が(137)式の値よりも一般的に大きくなり, (B-2)の避航時の船側衝突はここでの漂流衝突に含めて考えてよいことになる。

船側衝突においては, 船首衝突と異なって船側は船首隔壁に相当するものもなく破壊は許容されず, 塑性崩壊が生じる状態までの範囲にとどめる必要がある。船側衝突における船側の許容強度 $p_{sa}$ については, Fig. 116に示すように配置された船側外板または肋骨のどちらかに全塑性曲げモーメント $M_p$ が生じる時の荷重と考える。

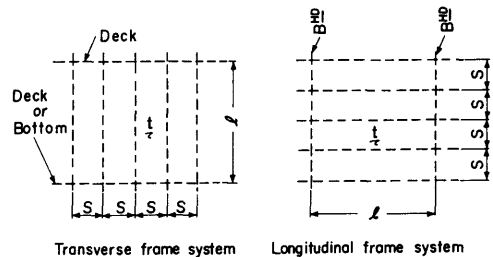


Fig.116 Side shell

船側外板の許容強度 $p_{sa1}$ は, 肋骨を支点とし, 肋骨間を支間sとする連続梁と考え, 支点上断面に全塑性曲げモーメント $M_{p1}$ が生じる時の荷重とする。この場合の $M_{p1}$ は (139) 式で与えられる。

$$M_{p1} = \frac{1}{12} p_{sa1} \cdot s^2 = \sigma_Y Z_{p1} \quad (139)$$

ここで,  $Z_{p1}$ は外板の単位幅あたりの塑性断面係数で $Z_{p1} = t^2/4$ であるから, (139) 式より $p_{sa1}$ を求めると

$$(107)$$

$$p_{sa1} = 3\sigma_Y \left(\frac{t}{S}\right)^2 \tag{140}$$

になる。

一方、船側肋骨の許容強度 $p_{sa2}$ は、船側外板と同様に、甲板間または隔壁間を支間 $l$ とする連続梁と考え、支点上の梁断面に全塑性曲げモーメント $M_{p2}$ が生じる時の荷重とする。この場合の $M_{p2}$ は(141)式で与えられる。

$$\begin{aligned} M_{p2} &= \frac{1}{12} p_{sa2} \cdot s l^2 \\ &= \sigma_Y Z_{p2} \end{aligned} \tag{141}$$

ただし  $Z_{p2}$  : 梁の塑性断面係数  
したがって

$$p_{sa2} = \frac{12\sigma_Y Z_{p2}}{s l^2} \tag{142}$$

になる。

船側部の許容強度 $p_{sa}$ は(140)式および(142)式のいずれか小さいほうの値をとる。実船計算例から船側強度を計算すると、総トン数500トンの船舶に対しては $p_{sa} = 16t/m^2$ 程度になる。緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ は

$$\sigma_0 \leq p_{sa} \tag{143}$$

に設定する必要がある。

船舶の船側が橋脚コーナー部に漂流衝突するときの緩衝工の吸収エネルギー $E_f$ は、緩衝工の変形量 $\delta$ に対して

$$E_f = \sigma_0 D \int_0^\delta B(\delta) d\delta \tag{144}$$

ただし  $B(\delta)$  は緩衝工と船舶との接触幅によって与えられる(Fig.117)。 $E_f$ と(138)式の $E(\Delta = \xi \Delta_f)$ とを等しくおくことにより、漂流速度の許容値 $v$ は

$$v = C' \sqrt{\frac{\sigma_0 A_f}{\xi}} \quad (\text{ノット}) \tag{145}$$

$$\text{ただし } A_f = \int_0^\delta B(\delta) d\delta$$

$$C' = 0.439 \quad (\text{総トン数500トンの船舶に対して})$$

になる。

直進衝突の場合と同様にして、総トン数500トンの船舶の漂流衝突に対して、許容速度と緩衝工張出し量との関係を示したのがFig.118である。同図から、例えば $\sigma_0 = 10t/m^2$ の緩衝工を設置する場合は、船舶が満載状態で南北備讃瀬戸航路付近を6ノット(潮流速+2ノット)で漂流し、橋脚に衝突する場合に対処できる

(108)

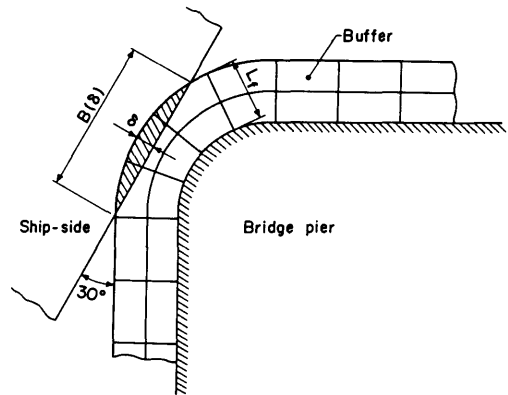


Fig.117 Ship-side collision with buffer in drifting

ような緩衝工の張出し量は2.4mになることがわかる。

(b) 航路内航行義務船の衝突

航路内航行義務船の対象船舶として総トン数3,000トンの船舶(満載排水量 $\Delta_f = 6,400$ トン)を考える。衝突形態としてTable 10で示したものを考えるわけであるが、(A-1)の直進衝突においては航路外逸脱時の避航措置による減速効果を考える。(B-1)の避航時船首衝突および(B-2)の避航時船側衝突については、総トン数500トンの船舶の場合と同様にして、それぞれ(A-1)直進衝突、および(C-1)漂流衝突に含めるものとする。

イ) 直進衝突 (A-1)

総トン数3,000トンの船舶の船首の標準寸法を算定するとTable 11に示したようになる。この数値を用いて、船首の圧壊荷重および船首の圧壊により吸収されるエネルギーを計算し、それらの値を船首変形量に対して示すとTable 12のようになる。Table 11, 12の数値を使えば、衝突速度 $v$ は(133)式で与えられる。ここで、総トン数3,000トンの船舶に対して $C = 0.103$ になる。ただし、 $v$ は減速効果により船行速度より減じられた値になる。計算結果をFig.119に示す。同図からみると、 $\sigma_0 = 10 (t/m^2)$ の場合、総トン数3,000トンの船舶が満載で減速後9ノット(≒13ノット× $\frac{2}{3}$ )で衝突した場合は、その運動エネルギーを吸収するのに必要な緩衝工の張出し量は6mになる。

ロ) 漂流衝突 (C-1)

総トン数500トンの船舶の場合と同様にして、総トン数3,000トンの船舶の船側強度 $p_{sa}$ を算定すると $p_{sa} = 26t/m^2$ 程度になり、500トンの船舶より大きい値になるから、緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ として総トン数500トンの船舶に対する値を使用しておけばよい。総トン数3,000

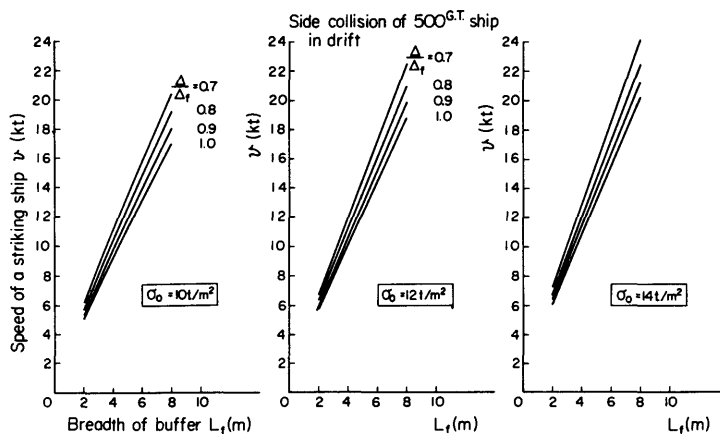


Fig.118 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Side collision of 500G.T. ship,  $D_f \geq 4\text{m}$ )

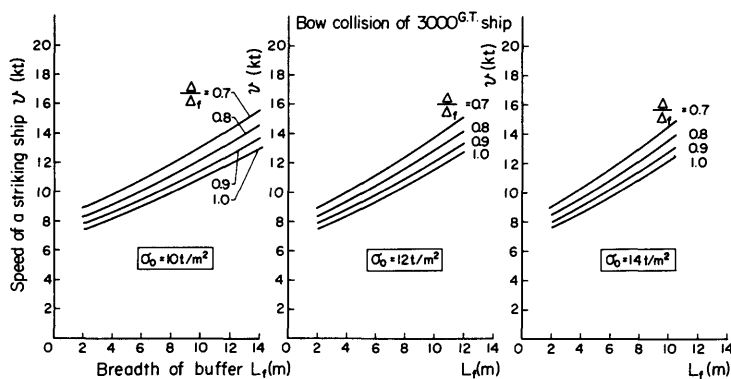


Fig.119 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Bow collision of 3,000G.T. ship,  $D_f \geq 7.27\text{m}$ )

トンの船舶に対する漂流衝突の場合を500トンの船舶と同様に計算するとFig.120のようになる。同図をみると、 $\sigma_0 = 10\text{t/m}^2$ の緩衝工を取り付ける場合、満載状態で500トンの船舶と同じ6ノット（潮流速+2ノット）で漂流し、橋脚に衝突する場合に必要な緩衝工の張出し量は4.8mになる。

### 5.6.3 緩衝工の規模

これまでの検討結果を総合すると、緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ は衝突船の船側強度によって規制されるが、ここで対象にした総トン数500トン～3,000トンの船舶に適用できる $\sigma_0$ の範囲においては、緩衝工の張出し量と衝突速度との関係は $\sigma_0$ によってそれほど大きくは変わらない。そこで、標準的な値として $\sigma_0 = 10\text{t/m}^2$ にとり、

設計の便利なように、緩衝工の張出し量と衝突速度との関係を衝突船の総トン数をパラメータにしてFig.121に示した。同図では、直進衝突については実線、漂流衝突については破線で表わし、それぞれについて、これまでの計算結果に総トン数1,000トンの船舶、2,000トンの船舶の場合を追加して示してある。同図において、これまで取り上げた計算例の値を総トン数3,000トンの船舶については●印で、総トン数500トンの船舶については○印で示した。また参考として、試験用に設置された緩衝工 (Fig.122) の値を△印で示した。

Fig.121をみると、試験用緩衝工は総トン数500トンの船舶を対象とし、本章の検討結果から橋脚コーナー

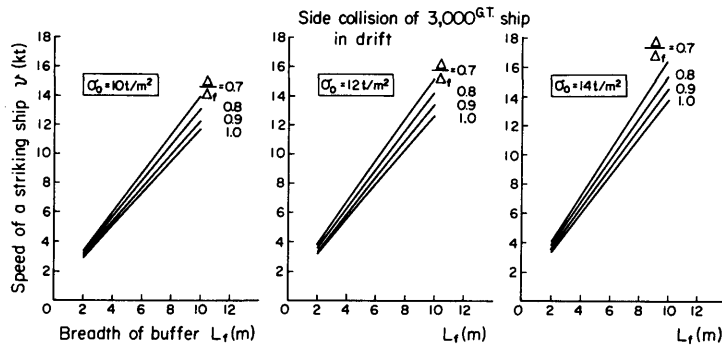


Fig.120 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Side collision of 3,000G.T. ship,  $D_f \geq 7.27m$ )

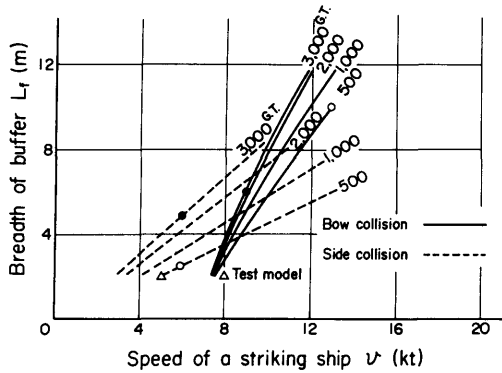


Fig.121 Relation between breadth of buffer and speed of a striking ship ( $\sigma_0 = 10t/m^2$ )

部には複合材型を、橋脚平行部には格子型を採用したものであるが、その緩衝性能はFig.121を満足していることがわかる。

5.7 まとめ

架橋部を通航する船舶が操船ミスあるいは漂流等で橋脚に衝突した時に、船舶および橋脚双方の安全確保の面から、橋脚に装着することが望ましいと考えられる緩衝工の設計上の資料を得るために、船体および緩衝工の部分模型による圧壊実験を行った。

船舶の橋脚への衝突パターンおよび条件はいろいろ考えられるが、ここでは最も厳しいあるいは可能性の大きい2ケースを選んだ。船首衝突については、船舶が進行方向で橋脚の平行部分と直角に衝突する場合を、船側衝突については、橋脚のコーナー部に衝突する場合を考えた。それぞれの場合について船体の部分模型による圧壊実験を行い、衝突時にうける荷重、吸収エネルギーについて考察を行った。実験結果を解析して

(110)

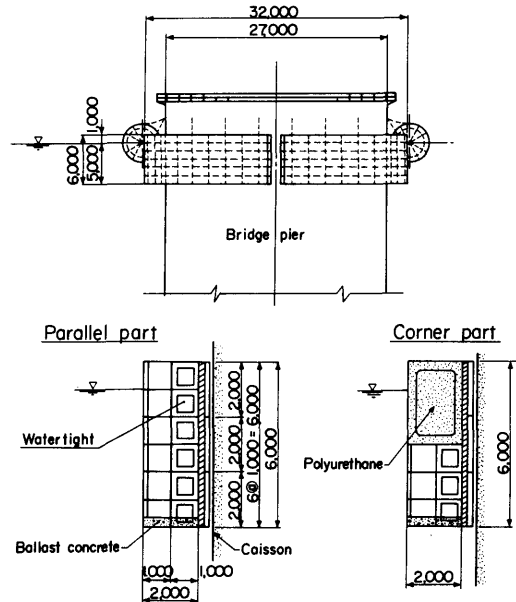


Fig.122 Test model of buffer

得た計算式によって、中小型船を対象に、衝突力および橋脚突入量と船速との関係を求め、衝突条件を求めるための資料とした。この資料は、簡略化した構造についての計算結果を船の総トン数によって整理したものであるが、船体構造および構造部材寸法は多種多様であるので一律に総トン数で整理することに問題はあるものの、一応の目安として緩衝工の設計資料が得られたと思われる。

また、本州四国連絡橋用に試験的に設置された緩衝工に関連して、実験の緩衝工の吸収エネルギー特性を求める時の手順を示した。



本章の研究結果を要約すると

(1) 橋脚と船舶との衝突における船体の破壊挙動も、前章までの実験において解析した手法と同様な考え方によって推定することができ、中小型船を対象に衝突条件を設定するための資料を得た。

(2) 船舶と緩衝工との衝突においては、船体と緩衝工それぞれの圧壊曲線を重ね合わせれば、船体が緩衝工に突入した時の変形状態を求めることができる。

(3) 緩衝工の種類としては複合材型のような反力曲線をもつものが全般的に優れていると考えられる。

(4) 緩衝工についての実際の計算例をFig.121にまとめて示した。これによって、橋脚設置海域で対象となる衝突船が設定できれば、緩衝工の大きさを求めることができる。

## 6. 船舶と海洋構造物との衝突問題

### 6.1 研究の概要

海洋構造物を構成しているパイプ部材の衝突時の挙動については<sup>93)~104)107)108)</sup>、これまでDnVを中心に研究が行われている<sup>113)</sup>。これらは、主にジャッキアップタイプのプラットフォームのブレース材を対象に、梁としての塑性崩壊挙動について研究しているものが多い。しかし、海洋構造物に対する補給船 (supply vessel) などの船舶の接触事故には比較的小規模の衝突が多いと考えられ、セミサブのコラムなど海洋構造物の主構成部材では、局部変形により衝突エネルギーのかなりの部分を吸収できると思われる。船舶の衝突による損傷をできるだけ局所的におさえることは、海洋構造物の余剰強度を保つ面から望ましい。したがって、パイプ部材の局部変形挙動から、梁としての全体挙動に移る付近の変形挙動を検討する必要があると考えられる。6.2節においては、外径の大きなパイプ部材の模型実験を行い、上記の変形挙動を調べた。

一方、将来の沖合中継基地構想などに組み込まれると考えられる大型浮遊式海洋構造物においては、浮体要素としてフーティング型の円筒殻が有効な構造形式の一つにあげられる。このフーティング型浮体要素は、船舶の接触等の横荷重に対しては片持ち構造 (カンチレバー) になるので、横荷重により円筒殻に曲げおよび剪断が作用した時の崩壊強度を検討しておかなければならない。そこで6.3節においては、船舶の接触等により異常な横荷重が浮体要素の先端に作用した時を想定して、この時の円筒殻の強度を衝突強度の問題として調べた。

### 6.2 船舶衝突時のパイプ部材の強度実験

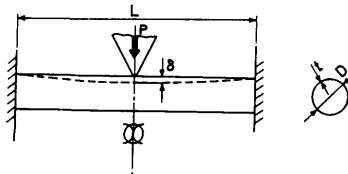
#### 6.2.1 試験模型および実験方法

試験模型は、JIS規格の一般構造用炭素鋼管を一定の長さ3mに切り、その両端を厚鋼板 (板厚25mm) に溶接で固着した。試験模型の寸法は、Table 13に示すように外径Dと厚さtとの比を $D/t=38\sim 95.3$ 、スパンLと外径Dとの比を $L/D=4.92\sim 8.44$ とし、外径の寸法が大きなパイプ部材の模型とした。この試験模型の両端の厚板を治具にボルトで固定し、その中央に第5章で用いた船首模型と同じ楔形状の剛体による荷重をくわえ、パイプ模型の変形挙動を調べた (Photo 17)。

パイプの横荷重による変形挙動については、Thomas等は<sup>115)</sup>、単純支持のパイプ模型の実験を行い、Fig.123に示すような変形モードがあることを見出した。すなわち、最初は荷重点の局所的な変形に限られているcrumpling phaseと呼ばれるモード、その後曲げ変形によりパイプ下部の変形が生じる第2のモードに移行し、そして最終的に崩壊に至る過程を示した。本実験においては、6.1節で述べた理由から(i)~(ii)の変形モードを対象にしている。

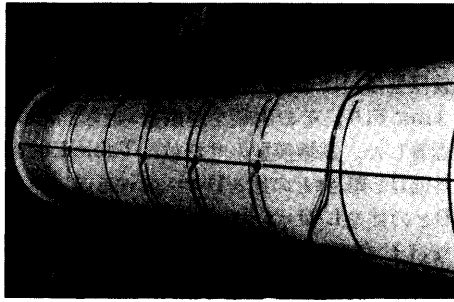
Table 13 Scantlings of test models

Specimen	Diameter D	Thickness t	D/t	L/D	Yield stress $\sigma_y$
I-1	609.6 <sup>mm</sup>	16 <sup>mm</sup>	38	4.92	37 <sup>kg/mm<sup>2</sup></sup>
I-2	"	12.7	48	"	33
I-3	"	6.4	95.3	"	30
II-1	457.2	9.5	48	6.56	41
II-2	"	6.4	71.4	"	39
III	355.6	6.4	55.6	8.44	42

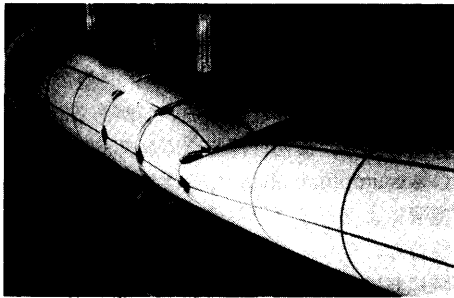


#### 6.2.2 実験結果および考察

Fig.124~Fig.126に、代表的な例として試験模型II-1, II-2 および I-3 について、長さ方向の各点の変位と荷重との関係を示す。試験模型II-1の場合、荷重が $P=25\text{ton}$ 付近までは模型底部の撓みはほとんど生じてなく、梁としての全体的な変形は起こっていない。荷重が $25\text{ton}$ を超えると、模型底部が徐々に撓み始め、Fig.123の(i)から(ii)の変形モードに移行し



(a) Test setup



(b) Deformation pattern (Model III)

Photo 17 Test model

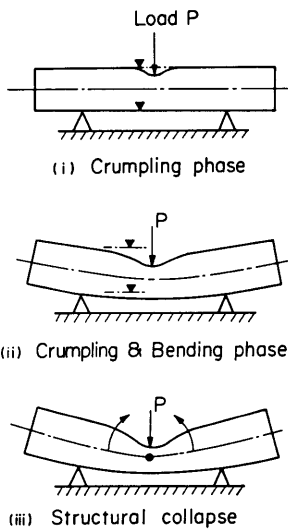


Fig. 123 Deformation modes of pipe [Ref (115)]

ていく。II-2の模型では、荷重とともにパイプ下部は荷重方向と逆方向に変形し、中央部の断面が扁平になる。その後、II-1の模型と同様に(ii)の変形モード(112)

ドに移行している。I-3の模型では、実験の最終変形の時点までパイプ下部は持ち上り変形方向の反転はみられなかった。試験模型の全体の変形状況の一例をPhoto 17(b)に、荷重直下の局部変形をPhoto 18に示す。

Fig.127は、試験模型II-1の変形状態を汎用有限要素法プログラムMARCを用いて求めたものである。計算では試験模型の1/4の部分を取り出し、一点集中荷重をくわえた。用いた要素は8節点アイソパラメトリックシェル要素で要素数42、節点数153である。同図は中央集中荷重P=5 tonのときの変形モードを示している。Fig.128に、同じ試験模型II-1の長さ方向、中心線上の変形について計算値と実験値との比較を示した。荷重が9.2tonの時にパイプ上面の変形に計算値と実験値とで差が生じているが、変形モードとしては、実験とほぼ同じ傾向になっている。

本実験に用いた各試験模型について、荷重と変形量との関係をFig.129にまとめて示した。ここで荷重Pは両端固定梁としての塑性崩壊荷重

$$P_0 = \frac{8\sigma_y D^2 t}{L} \tag{146}$$

との比で表わし、荷重点の変形量 $\delta$ はパイプ外径Dとの比とし、無次元化して示している。同図には、パイプ部材を断面の形状変化がない梁と考えて導いた塑性崩壊後の荷重Pと変形量 $\delta$ との関係式<sup>112)</sup>

$$\frac{P}{P_0} = \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{D}\right)^2} + \frac{\delta}{D} \sin^{-1} \left(\frac{\delta}{D}\right) \tag{147}$$

をあわせ示している。これを見ると、試験模型の変形挙動は梁としての変形状態とはかけ離れており、(147)式から崩壊曲線を求めることができない。

本実験で対象としたような局部的な変形挙動については、いくつか計算式が提案されているが、かなり結果にばらつきがあるように思われる<sup>95)</sup>。一方、局部的な変形挙動を有限要素法で解くことが考えられるが、吸収エネルギー性能を調べられる程度の変形段階まで追跡することは計算規模の関係で実用上問題があるように思われる。ここでは以下に示すような実験式を提案することにする。

Thomas等<sup>115)</sup>の実験によれば、横荷重によるパイプ部材の局部的な凹損部の変形の形状は長さ方向に指数関数で表わされる。この変形はスプリングで支持された糸のモデルと同一のもの<sup>116)</sup>になるから、いまパイプの変形挙動を第5章の(114)式に置き換えて考える。複合材型緩衝工の充填材で支持された外板からの反力を示す(114)式によれば、長いパイプ部材に対して荷

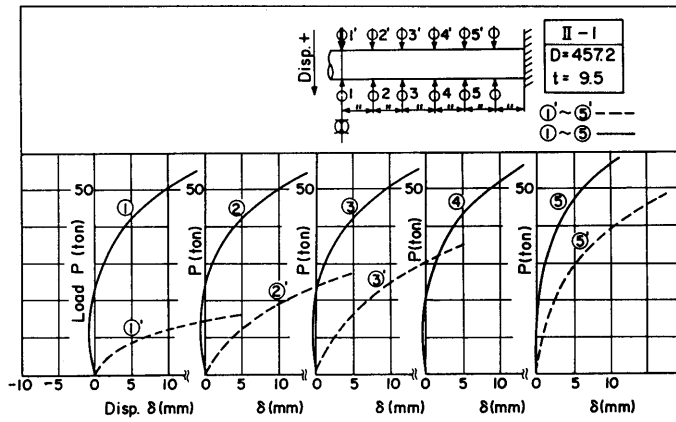


Fig. 124 Load-displacement curves (Model II-1)

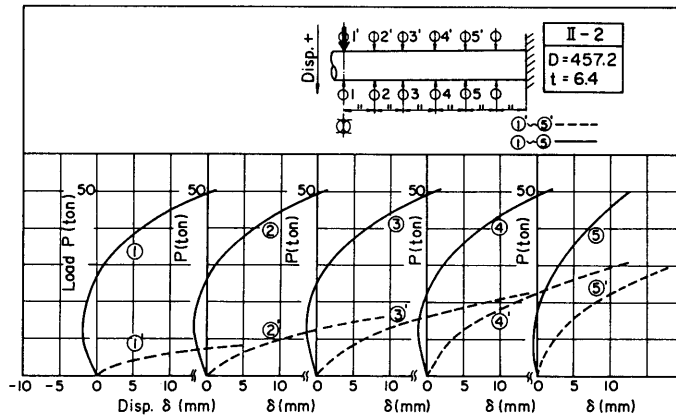


Fig. 125 Load-displacement curves (Model II-2)

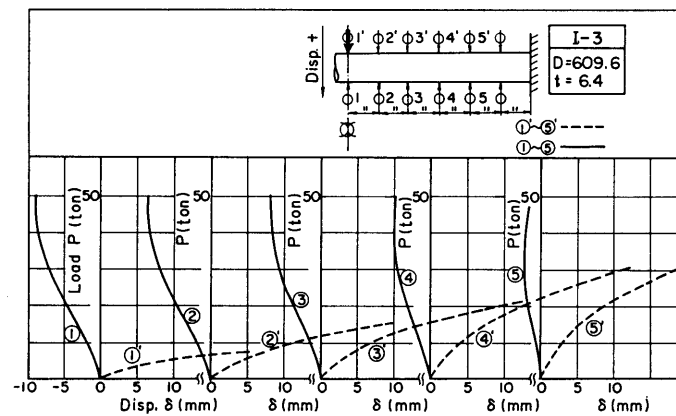
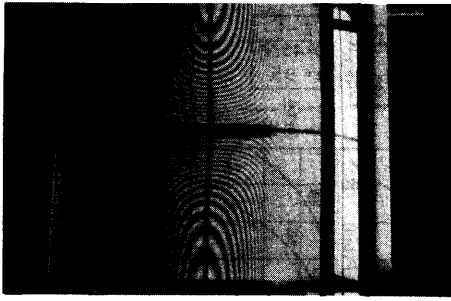


Fig. 126 Load-displacement curves (Model I-3)



(Model I - 1 P=60ton)

Photo 18 Local deformation (in the area of line load)

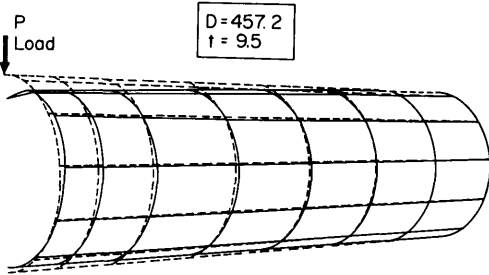


Fig.127 Deformation mode

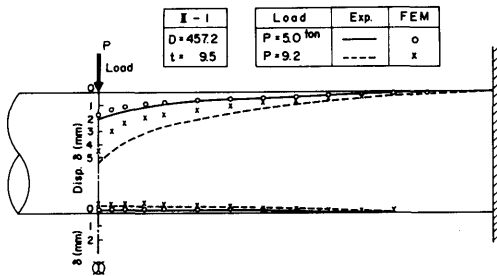


Fig.128 Deformation of pipe on center line

重Pと変形量 $\delta$ との関係は

$$P = 4 \sqrt{q b F} \sqrt{\delta} \tag{148}$$

ここで F : 外板の張力  
 b : 外板の半幅  
 q : 充填材の反力

で表わせる。(148) 式のFとbについてパイプ部材に対比させ、Fはパイプ部材の張力、bはパイプ部材の半径に相当していることを考慮して

$$F = C_1 \sigma_Y D t \tag{149}$$

(114)

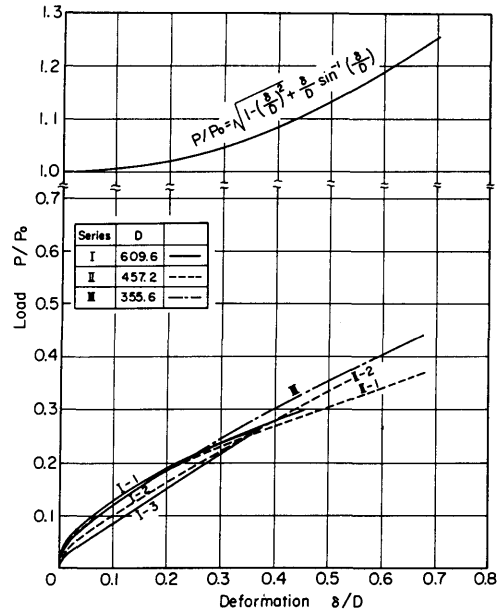


Fig.129 Load-deformation curves

$$b = C_2 D \tag{150}$$

$C_1, C_2$ は定数

で表わせるとし、そしてqはリングの圧縮特性の式<sup>117)</sup>を応用して

$$q = C_3 \frac{\sigma_Y t^2}{LD} \tag{151}$$

$C_3$ は定数

を用いることにすれば、(148)式により荷重Pと変形量 $\delta$ との関係は

$$P = K \cdot M_0 \sqrt{\frac{D}{L}} \sqrt{\frac{\delta}{t}} \tag{152}$$

ここで K : 実験定数

$$M_0 = \sigma_Y t^2 / 4$$

で与えることができる。(152) 式で実験との比較から  $K=40$  として  $P-\delta$  の関係を求めると Fig.130 の破線で示したようになる。これを見ると、実験値と傾向的に多少差異が生じる部分もあるが、(152) 式を使えば、 $P-\delta$  の関係を算定することができると思われる。

Fig.131は実験による  $P-\delta$  曲線を積分して試験模型の吸収エネルギーEと変形量 $\delta$ との関係を求めたものである。DnVの規則<sup>91)</sup>によれば、船首衝突に対する吸収エネルギーは11MJ (Mega Joule) を下回らないように規定されている。このエネルギーは排水量5,000

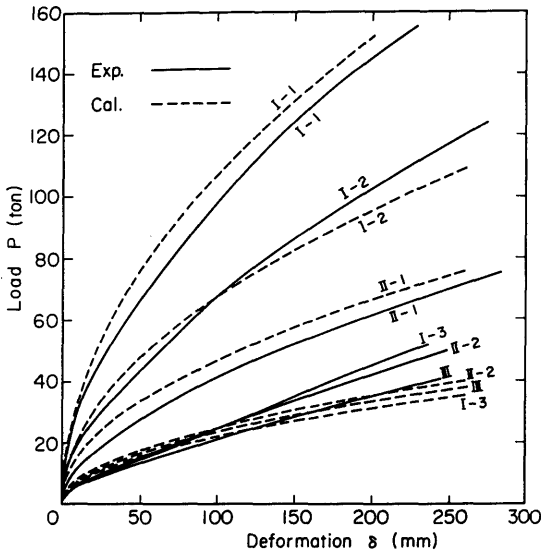


Fig.130 Load-deformation curves (Comparison between experiment and calculation)

tonの船が2 m/sで衝突したときの衝突エネルギーに相当する。これを実機の部材の吸収エネルギーと比較するため、実験に使用した模型寸法の5倍のパイプ部材を想定し、変形および吸収エネルギーをそれぞれ5倍、 $5^3$ 倍にしたスケール ( $E_A \sim \delta_A$ の関係)をFig.131に併記して示した。このスケールに対するDnVの吸収エネルギー値を $E_0$ として示している。これを例えば模型II-1相当の実物パイプ材と比較してみると、Fig.131から $E_A = E_0$ になる変形量として $\delta_A = 1.1m$ が得られる。このパイプ部材は実物換算でパイプ径 $D = 457.2mm \times 5 = 2.3m$ 、厚さ $9.5mm \times 5 = 47.5mm$ になるから、DnV値はパイプ径の約半分の局部変形量で吸収できる値であることがわかる。

6.3 円筒浮体要素の強度実験

6.3.1 試験模型および実験方法

試験模型の形状は大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素を対象にした。この大型浮遊式海洋構造物は将来の多目的沖合中継基地になることを想定したもので、その一つのユニットである海上貯蔵コンテナユニットの試設計<sup>114)</sup>の部分図をFig.132に示す。この試設計されたコンテナユニットの大きさは、長さ×幅×深さは $261.84m \times 65.46m \times 10.00m$ のものである。

試験模型の個数はFig.133に示すように2個で、MODEL-Iはコンテナユニットの浮体要素の約1/10の縮尺模型である。MODEL-IIは部材板厚を

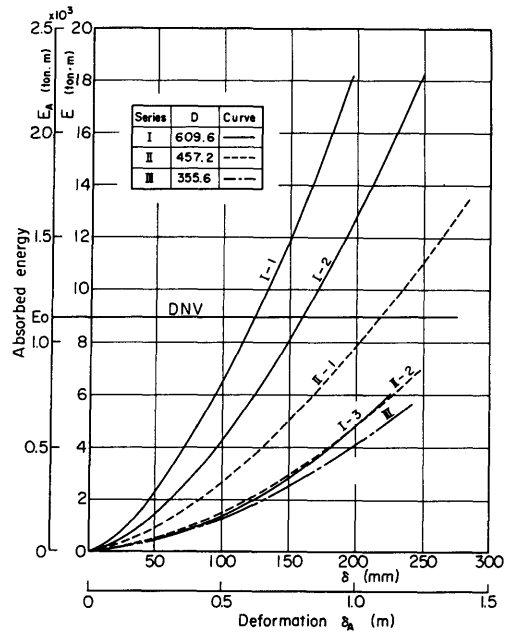


Fig.131 Absorbed energy-deformation curves

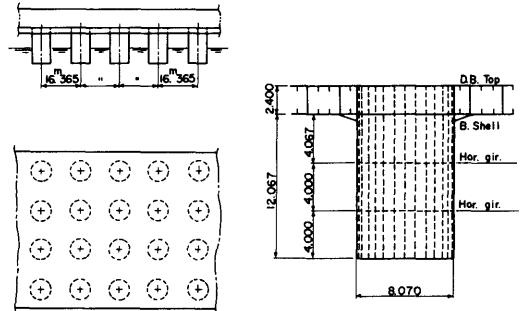


Fig.132 Offshore container unit

MODEL-Iの約2倍にし、MODEL-Iと崩壊強度を比較するために製作したものである。試験模型の構造は円筒外板をリングフレームおよびロンジスチフナにより補強した防撓円筒殻構造で、軟鋼(降伏応力 $\sigma_y$ は鋼板板厚 $t = 1.54mm$ に対して $26.6kg/mm^2$ ,  $t = 3.06mm$ に対して $29.0kg/mm^2$ )により製作した。

円筒の両端は板厚25mmの厚鋼板に溶接し、その一端の厚鋼板を固定治具に固着した。試験模型の他端には、Photo 19に示すように耐圧治具を介して横荷重を作用させた。荷重は段階的にくわえていき、各荷重段階で模型の各点の変形および固定端部(端部から50mm離れた位置)の歪を計測し、荷重と変形との関係および断面の歪分布を求めた。

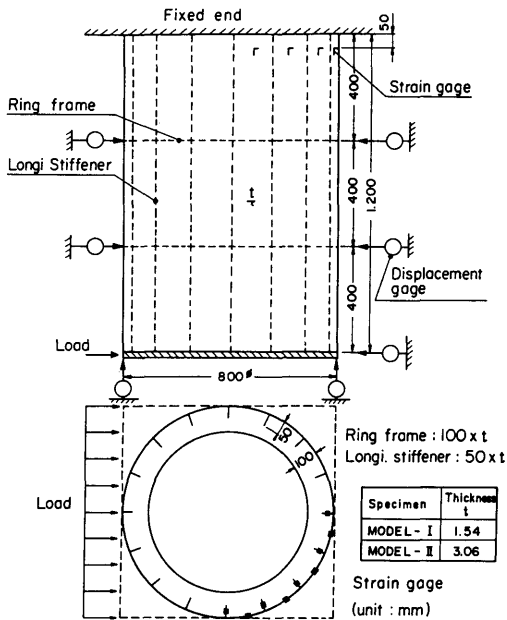


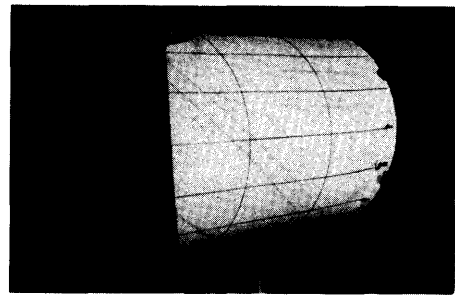
Fig.133 Model of buoyancy element

6.3.2 実験結果および考察

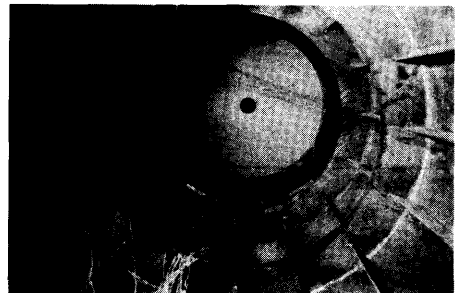
Fig.134に荷重Pと模型先端の変形量 $\delta$ との関係を示す。図で実線および破線で示した曲線が、それぞれMODEL-IおよびMODEL-IIに対する実験値である。Pは $\delta$ に対して、両者の模型ともほぼ直線的に上昇していき、ロンジスチフナが固定端で局部座屈すると、固定端の外板に面外変形が広がり最高荷重に達する。その後、荷重は変形に対して緩やかに減少していく。このように、最高荷重は圧縮側円筒殻の防撓材の座屈で決まることがわかる。Photo 19(c)に固定端部の円筒外板に生じた座屈波形の様子を示す。座屈波形は、軸圧縮を受ける円筒殻の非対称弾性座屈にみられるように円筒中心軸に向けて内側に変形している。

Fig.135に、MODEL-Iの場合の固定端部の歪と荷重との関係を、外板の軸方向の歪について示す。歪ゲージは板の表裏に貼付しており、これにより板の面外変形を調べた。同図において、軸歪のゲージ番号CH. NO=26, 66の値をみると、荷重7 ton付近で板表裏の歪差が大きくなり、パネルに面外変形が生じたのがわかる。

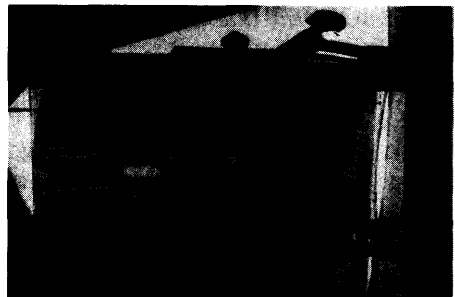
荷重と変形量との関係について汎用有限要素法プログラムMARCにより数値計算を行った。端部はすべての変位を固定として計算した結果を、Fig.134に実験値(Exp.の曲線)と比較して示した。計算は初期不整のな



(a) Test setup



(b) Inside view



(c) Buckle pattern

Photo 19 Test on model for buoyancy element

い場合および初期不整のある場合について行った。初期不整量としてはリングフレームの位置で円筒の内側に与えて計算したが、Fig.134にみられるように実験の最高荷重値はほぼスパンLの1.5/1,000の初期不整量のある計算値に近い値を示していた。Fig.136にMARCにより求めた試験模型の変形の様子を示す。

本節で扱ったような浮体要素に船舶が接触衝突をおこした時の問題を考える場合に、その危険度を概略見積る必要から、崩壊に直接結びつく座屈強度の簡易式を与えておくことが有用である。カンチレバーの円筒殻の先端に荷重が作用した時の座屈強度に関する研究はあまり行われていない<sup>118)119)</sup>。海洋構造物の分野で、この場合の円筒殻の座屈強度に応用し得る式としては、

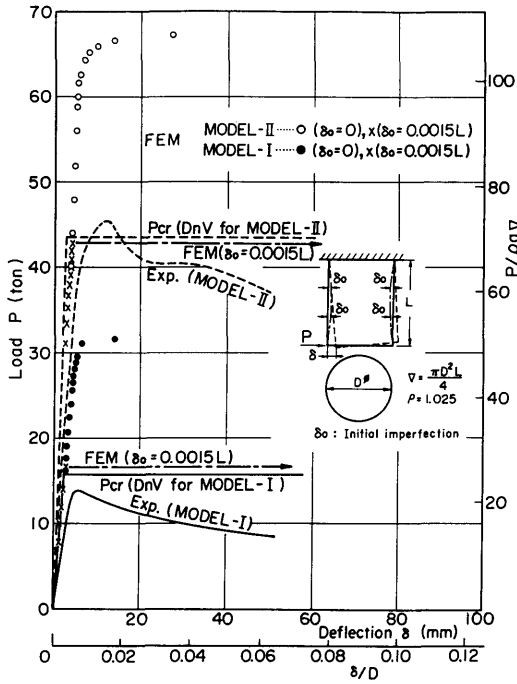


Fig.134 Load-deflection curves

DnVによる座屈計算式<sup>92)</sup>がある。これは、円筒殻の座屈強度においては理論値と実験値とがかけ離れる場合が多いという観点から経験的に決められたものである

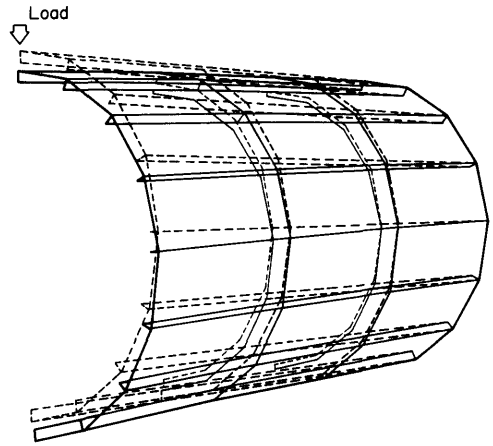


Fig.136 Deformation mode

が、この式を本実験の場合に適用することにした。

Fig.137に示すようなDnVが規定している防撓円筒殻において、本実験で対象にした構造寸法に対しては

$$\frac{s}{t} > 3\sqrt{\frac{r}{t}} \quad (153)$$

ただし  $s$  : ロンジスチフナ間隔

$r$  : 円筒殻の半径

$t$  : 円筒外板板厚

を満たし、MODEL-I、MODEL-IIともに、DnVが

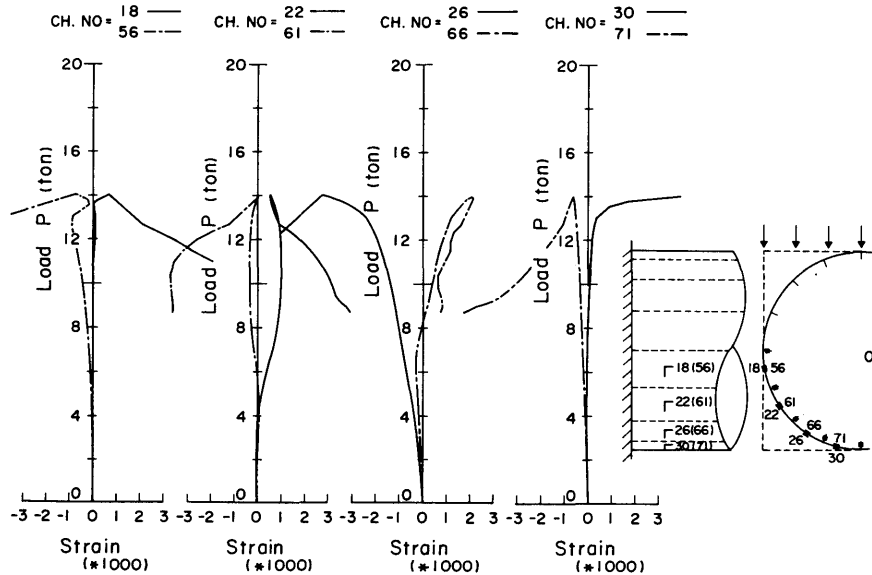


Fig.135 Longitudinal strain in shell

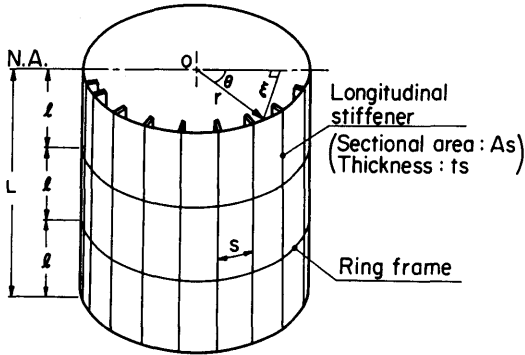


Fig.137 Stiffened cylindrical shell (DnV)

規定している無防撓円筒殻の分類 (CATEGORY A) に入る。このCATEGORY Aの計算式を、曲げおよび剪断力が同時に作用する円筒殻に適用すると、この場合のDnVが規定している座屈応力 (Characteristic buckling stress) は

$$\sigma_{ecr} = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{1 + \lambda^4}} \quad (154)$$

ただし  $\lambda^2 = \frac{\sigma_Y}{\sigma_e} \left( \frac{\sigma_b}{\sigma_{Eb}} + \frac{\tau}{\tau_E} \right)$

$\sigma_Y$  : 降伏応力

$\sigma_b$  : 曲げ応力

$\tau$  : 剪断応力

$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$

$\sigma_{Eb}$  : 曲げによる弾性座屈応力

$\tau_E$  : 剪断による弾性座屈応力

で与えられる。ここで  $\sigma_{Eb}$ ,  $\tau_E$  については

$$\left. \begin{matrix} \sigma_{Eb} \\ \tau_E \end{matrix} \right\} = C \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t_{eq}}{\ell} \right)^2 \quad (155)$$

ただし E : ヤング率

$\nu$  : ポアソン比

$\ell$  : リングフレーム間隔

$t_{eq}$  : 等価板厚 =  $t + A_s/s$

$A_s$  : ロングスチフナの断面積

とおくと、座屈係数Cは

$\sigma_{Eb}$  に対しては

$$\left\{ \begin{matrix} C = \sqrt{1 + (kZ)^2} \\ k = \frac{0.36}{\sqrt{1 + \frac{r/t_{eq}}{300}}} \end{matrix} \right. \quad (156)$$

$\tau_E$  に対しては

(118)

$$C = 5.34 \sqrt{1 + 0.009Z^{3/2}} \quad (157)$$

ただし  $Z = \ell^2 \sqrt{1 - \nu^2} / (r t_{eq})$  (158)

で与えられる。

以上の(154)~(158)式に示されているDnVの座屈計算式をここでの問題に適用する。Fig.133およびFig.137に示すようなカンチレバーの円筒殻の先端に荷重Pが作用した時の固定端部の断面において、中立軸(N.A.)から $\xi$ の点における曲げ応力 $\sigma_b$ および剪断応力 $\tau$ は、梁理論が適用できるとすれば

$$\left\{ \begin{matrix} \sigma_b = \frac{PL}{I} \xi \\ \tau = \frac{2P}{A} \left( 1 - \frac{\xi}{r} \right) \end{matrix} \right. \quad (159)$$

ただし I : 断面2次モーメント =  $\pi r^3 t_{eq}$

A : 断面積 =  $2 \pi r t_{eq}$

L : 円筒殻の長さ

になる。したがって、座屈応力 $\sigma_{ecr}$ に達するときの荷重を $P_e$ とすれば、(154)式から

$$P_e = \frac{\sigma_{ecr} A}{\sqrt{\left( \frac{AL}{I} \xi \right)^2 + 12 \left( 1 - \frac{\xi}{r} \right)^2}} \quad (160)$$

ここで  $\sigma_{ecr} = \sigma_Y / \sqrt{1 + \left[ \frac{\sigma_Y}{\sigma_{Eb}} \frac{\tau}{\tau_E} \right]^2 \frac{(\tau_E \eta + \sigma_{Eb})^2}{\eta^2 + 3}}$

$$\eta = L \xi / \{ r(r - \xi) \}$$

が得られる。これより、 $0 \leq \xi \leq r$  (圧縮側)の範囲で $\xi$ に関して $P_e$ の最小値 $P_{cr}$ を求めると

$$P_{cr} = \left\{ \begin{matrix} \frac{\sigma_Y A}{2(L/r)} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + (\sigma_Y/\sigma_{Eb})^2}} \\ \quad ; \sqrt{\frac{L}{3r}} \geq \sqrt{\frac{1 + (\tau_Y/\tau_E)^2}{1 + (\sigma_Y/\sigma_{Eb})^2}} \quad (161.a) \\ \frac{\tau_Y A}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + (\tau_Y/\tau_E)^2}} \\ \quad ; \sqrt{\frac{L}{3r}} \leq \sqrt{\frac{1 + (\tau_Y/\tau_E)^2}{1 + (\sigma_Y/\sigma_{Eb})^2}} \quad (161.b) \end{matrix} \right.$$

ただし  $\tau_Y = \sigma_Y / \sqrt{3}$

のようにまとめられる。すなわち、カンチレバーの円筒殻の座屈強度は、(161.a)式の場合には $\xi = r$ すなわち曲げ座屈で決まり、(161.b)式の場合には $\xi = 0$ すなわち剪断座屈で決まることを示している。

荷重Pと荷重点の変形量 $\delta$ との関係については、 $P_{cr}$ 値までは梁理論にしたがうとし、 $\delta$ を曲げによる変形



量 $\delta_b$ および剪断による変形量 $\delta_r$ の和で表わせば

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_b + \delta_r \\ &= \frac{PL^3}{3EI} + \frac{2PL}{AG} \end{aligned} \quad (162)$$

ただし 剪断剛性  $G = E / \{ 2(1 + \nu) \}$

(162) 式より

$$P = \delta / \left( \frac{L^3}{3EI} + \frac{2L}{AG} \right) \quad (163)$$

が得られる。(161) 式および (163) 式を用いれば、 $P$ — $\delta$ の関係として、Fig.134に示す折線が得られる。本実験の場合は、いずれも曲げ座屈によって決まり、同図をみると、この座屈計算値 $P_{cr}$ と実験による最高荷重値とはかなり近い値になっているのがわかる。

(161) 式と比較できるような横荷重を受けるカンチレバーの防撓円筒殻の座屈実験は、ほかにはこれまでほとんど行われていないようである。ロンジスチフナーのないリングフレームだけによって補強された円筒殻についてはNACAの実験<sup>118)</sup>がある。この実験は本実験と同じくDnVのCATEGORY Aに入るので、計算式と比較することができる。そこでDnVの座屈応力値 $\sigma_{ecr}$ をNACAの実験を含めてFig.138に示す。これを見ると実験値がDnV値を上回る傾向にあり、これは軸圧縮座屈の場合<sup>120)</sup>と同様な傾向になっている。この図から、(161) 式が横荷重を受ける浮体要素の座屈強度を安全側に決める簡易式として成り立つものと思われる。

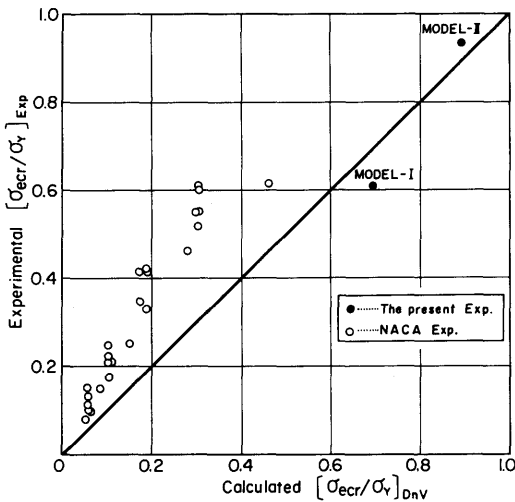


Fig.138 Comparison between DnV recommendation and test results

ここで取り扱った浮体要素が、実船の接触衝突により横荷重を受けて崩壊する場合について概略あたってみる。MODEL-Iの10倍の実機を考えて、その崩壊荷重値が $10^2$ 倍になるとしてFig.134の値から換算すると、 $14 \times 10^2 = 1,400$  (ton) になる。この値を第5章のFig.92にあてはめてみると、500G.T.船の2 m/sの船側衝突の場合に相当している。

#### 6.4 衝突に対する海洋構造物の設計指針

前節までで、ジャッキアップリグ、セミサブなどの基本構造物であるパイプ部材、および大型浮遊式海洋構造物に採用が考えられるフーティング型浮体要素について、衝突強度を求めるための模型実験を行い、その結果について述べた。パイプ部材については、船舶衝突時の安全確保のために、その損傷を局部的な凹損におさえ、海洋構造物が衝突損傷後も余剰強度を保つようにすることが望ましい。またフーティング型浮体要素については、船舶接触衝突時に折損することのないような強度をもたせることが必要である。

本章で得られた結果から、パイプ部材ならびにフーティング型浮体要素の衝突強度に対する設計手順および設計で考慮すべき点をあげると次のようになる。

パイプ部材については

(i) 海洋構造物の作業海域での衝突規模を想定し、衝突船の大きさ、衝突速度を設定する。この時、DnVの規定値(排水量5,000tonの船が2 m/sで衝突)が一つの基準になる。

(ii) 衝突を想定したパイプ部材について(146)式および(152)式を用いて $P/P_0$ の値を求める。その値が(147)式の値を相当下回り、(i)の衝突船のエネルギーを吸収するのに要するパイプ部材の凹損量がFig.129の範囲(凹損量がパイプ径の半分程度まで)であれば、その局部凹損をうけた部材の座屈強度などを検討し、衝突後の余剰強度があることを確認する。

(iii) (152)式から得られる $P/P_0$ の値が(147)式に近い値であれば、その部材は全体的な塑性崩壊を生じる可能性があるため、その部材に接合している他部材の余剰強度についても検討が必要になる。

フーティング型浮体要素については

(i) (161)式により横方向に対する浮体要素の強度を求める。その値が対象衝突船の船側圧壊強度を上回るように浮体要素の部材寸法を決める。

(ii) 浮体要素の強度は、Fig.134に示したように製作中に生じる初期不整の影響が大きいため、初期不整に対して特に注意する。

## 6.5 まとめ

本章では、船舶と海洋構造物との衝突強度の問題として、基本構造材であるパイプ部材の局部変形挙動および大型浮遊式海洋構造物におけるフーティング型浮体要素の座屈強度を取り扱った。それぞれについて模型による静的圧壊実験を行って、衝突強度を求める実験式を提案した。しかし、この結果から実機相当の大きさを想定して、実際の衝突の場合を推定するのにとどまった。

パイプ部材については、衝突による局部凹損が全体強度にどのような影響を及ぼすかが重要であり、これについて新しい研究が行われている<sup>109)~111)</sup>。大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素に関しては、その構造寸法は通常、水圧に対する外板の強度を考慮して決められていく場合が多いと思われるが、船舶の衝突などによる異常外力を想定した場合には、ここで行ったような計算も行う必要があると考えられる。なお、Fig.134からわかるように、実機モデルの縮尺模型MODEL-Iの $P/(\rho g \nabla)$ の値は横方向の波強制力の値<sup>121, 122)</sup>よりも十分大きいので、本試験模型のフーティング型浮体要素は、横方向の波強制力に対しては十分な強度を有しているといえる。

## 7. 結 言

本研究において、船舶相互の衝突、あるいは船舶の海洋構造物、海上施設などへの衝突に関して、それらの衝突強度の問題を静的圧壊実験を中心として調べた。衝突現象を準静的に取り扱い、衝突船の運動エネルギーと構造物の破壊によって費やされるエネルギーとの関係から、原子力船の耐衝突構造の考え方、危険物運搬船への衝突船の限界速度の設定、あるいは橋脚の衝突損傷防護施設の規模の決め方などについて検討した。

第3章の原子力船の耐衝突構造においては、船側構造要素模型の静的圧壊実験をシリーズで行い、その破壊挙動の定性的な把握に重点を置いた。原子炉格納容器を衝突船の突入に対して十分に保護することを設計の前提条件とした耐衝突構造においては、通常の船体構造にとらわれない新しい発想を入れる余地がかなりあると思われる、その意味で構造部材の働きについての定性的な把握が役立つと考えたからである。

第4章の二重殻の船側構造の衝突強度においては、海洋汚染に関連して、海上貯油タンク、危険物運搬船等の衝突災害防止を目的とした。衝突による荷油の漏洩を起こさないような衝突限界速度の設定が主な課題

であるが、これは交通量の多い湾内などでの災害防止対策とも関連した問題となる。

第5章の通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度においては、船体、緩衝工の部分模型による圧壊実験を行い、橋脚の衝突損傷防護施設を設計する時の指針を与えた。衝突損傷防護施設の種類、規模は橋脚が設置されている海域の交通事情によって影響をうけるもので、衝突損傷防護施設の選択には、吸収エネルギー特性だけでなく、施工の問題、環境に与える諸影響等を含めた総合的な判断が必要とされる。

第6章の船舶と海洋構造物との衝突問題においては、DnVで与えられている吸収エネルギー値がどの程度のパイプ部材で達成できるのか、また大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素に使用される防撓円筒殻については、どの程度の船舶の接触衝突事故に耐え得るかを見積ることを主な課題にした。

各章を通して、構造部分模型による静的圧壊実験を行って、衝突時の構造挙動を大づかみに捉え、吸収エネルギーの概略値を求めることに重点を置いた。したがって、個々の破壊現象についてはまだ検討の余地も多いと思われる。

今後の課題としては二つ残されているように思う。その一つは吸収エネルギー計算の精密化である。その計算は、実際の衝突船および被衝突船の衝突条件を設定し、両船の接触位置での強度比較を繰り返しながら変形を追跡し、それぞれの吸収エネルギーを求めていく方法である。これには有限要素法、理想化構造要素法などの適用が考えられる。他の一つは、衝突問題は基本的には動的現象であるので、構造全体としての動的解析をすることである。これについては最近研究が発表され始めているが<sup>123)</sup>、今後の発展が期待される。

## 謝 辞

本研究をまとめるにあたり、大阪大学八木順吉教授には終始懇切な御指導、御鞭撻をいただき、松浦義一教授、上田幸雄教授には懇切な御助言をいただいたことを記し、ここに諸先生方に厚くお礼を申し上げる。

本研究の実施にあたって終始御指導をいただいた船舶技術研究所 長沢準元所長、研究遂行の面で御協力いただいた同研究所水海技術部 在田正義室長、数値計算の面で御援助いただいた構造強度部 青木元也室長、そして実験に協力された谷政明主任研究官および岡修二技官に対し、厚く感謝の意を表する。

## 参考文献

## 3. 原子力船の耐衝突構造

- 1) V.U. Minorsky : An Analysis of Ship Collisions with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of Ship Research, vol.3 (1959)
- 2) 横浜造船所設計部：原子力船の耐衝突構造の研究 (第1報), 三菱日本重工技報, 2巻 (1961)
- 3) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船における原子炉周辺の船体構造に関する基礎研究, 原船協18号, 日本原子力船研究協会 (1960)
- 4) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船における原子炉周辺の船体構造に関する研究, 原船協24号, 日本原子力船研究協会 (1961)
- 5) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船の衝突又は座礁時における外力の影響およびその対策に関する試験研究, 原船協30号, 日本原子力船研究協会 (1962)
- 6) 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)
- 7) 原子力船安全部会第1分科会：耐衝突構造模型実験, 日本原子力船安全基準中間報告書, 安I-4 (1966)
- 8) 酒井, 潮田：衝突時の船側構造の強度について, 関西造船協会誌, No.115 (1964)
- 9) 酒井, 西牧, 潮田：船体の耐衝突構造の強度試験, 関西造船協会誌, No.124 (1967)
- 10) 酒井利夫：衝突時の船体構造の強度に関する研究, 大阪大学博士論文
- 11) 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, 造船協会論文集, vol.118 (1965)
- 12) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突および耐爆発防護構造に関する研究中間報告書(第1報), 研究資料No.65, 日本造船研究協会 (1967)
- 13) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突および耐爆発防護構造に関する研究中間報告書(第2報), 研究資料No.84, 日本造船研究報告 (1968)
- 14) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突および耐爆発防護構造に関する研究報告書, 研究資料No.122, 日本造船研究協会 (1970)
- 15) 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)
- 16) Y. Akita, N. Ando, Y. Fujita and K. Kitamura : Studies on Collision-Protective Structures in Nuclear Powered Ships, Nuclear Engineering and Design, 19 (1972)
- 17) 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, vol.131 (1972)
- 18) 元良, 藤野, 杉浦, 杉田：衝突時の等価付加質量について, 日本造船学会論文集, vol.126 (1969)
- 19) 安藤, 有田, 在田：衝突船の船体圧壊強度の研究 (第1報), 船舶技術研究所報告, vol.10, No.3 (1973)
- 20) 安藤, 郷田, 有田, 在田, 竹本, 島田：衝突時の船体圧壊強度の研究 (第2報), 船舶技術研究所報告, vol.10, No.4 (1973)
- 21) 有田, 北村：原子力船耐衝突構造の研究について, 日本造船学会誌, No.521 (1972)
- 22) M.Arita, N. Ando and K. Arita : Study on the Structural Strength of Ships in Collision, Proc. Int. Conf. on Fracture Mech. & Technology, Hong Kong. (1977)
- 23) 原子力船第10研究部会：原子力船の耐衝突構造の評価に関する試験研究, 日本造船研究協会報告 (1979)
- 24) 原子力船第10研究部会：原子力船の耐衝突構造の防護能力に関する試験研究, 日本造船研究協会報告 (1980)
- 25) 原子力船第10研究部会：原子力船の耐衝突構造の防護能力に関する試験研究, 日本造船研究協会報告 (1981)
- 26) 大西, 川上, 安川, 長沢：船首構造の最終強度について, 日本造船学会論文集, vol.151 (1982)
- 27) 渋江, 伊藤, 北村, 吉村, 吉田, 長沢：原子力船の耐衝突船側構造の強度実験, 日本造船学会論文集, vol.151 (1982)
- 28) 長沢, 松本, 有馬, 加道：原子力船の耐衝突構造の動的強度実験, 関西造船協会誌, No.189 (1983)
- 29) F. Spinelli : Défense des Réacteurs Nucléaires de Navire Centre les Abordages, Association Technique Maritime et Aeronautique (1962)
- 30) G. Woisin : Eine Untersuchung der Ähnlichkeits-gesetze bei Stoßschäden, besonders Schiffskollisionen und kollisionsmodellversuchen, Schiff und Hafen, Heft 11 (1968)

- 31) G. Woisin : Kollisionsversuche mit Platten hauptsächlich aus Schiffbaustahl bei zur Stoßrichtung parallelen Ebenen entsprechend z. B. Schiffsdecks, Schiffstechnik, Heft 79 (1968)
- 32) G. Woisin : Model Testing with the Collision Protection Structures in Reactor Ships, Schiff und Hafen, Heft 7 (1972)
- 33) G. Woisin : Die Kollisionsversuche der GKSS, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 70 Band (1976)
- 34) K. A. Reckling : Beitrag der Elasto- und Plasto-mechanik zur Untersuchung von Schiffskollisionen, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 70 Band (1976)
- 35) K. A. Reckling : On the Collision Protection of Ship, Symp. PRADS, Tokyo (1977)
- 36) Odo Krappinger : Collision Protection of Nuclear Ships, The University of Michigan, ORA Project No.07990 (1966)
- 37) Nadai : Theory of Flow Fracture of Solids, McGraw-Hill (1950)
4. 危険物運搬船の衝突時の安全性
- 38) J. F. McDermott, R. Kline, E. Jones, N. Maniar and W. Chiang : Tanker Structural Analysis for Minor Collisions, Trans. SNAME, vol.82 (1974)
- 39) P. van Mater, D. Edinberg, P. Orsero and D. Finifter : A Comparison of the Collision Resistance of Membrane Tank-type and Spherical Tank-type Tankers, Gastech 81, Hamburg (1981)
- 40) N. Jones : On the Collision Protection of Ships, Nuclear Engineering and Design (1976)
- 41) P. van Mater, J. Giannotti, T. McNatt and D. Edinberg : Vessel Collision Damage Resistance, Report No. CG-D-21-80 U.S. Coast Guard (1980)
- 42) A. Kinhead : A Method for Analysing Cargo Protection Afforded by Ship Structures in Collision and its Application to an LNG Carrier, RINA, vol.122 (1980)
- 43) J.H. Haywood : A Note on Collision Estimates for LNG Carriers, Naval Construction Research Establishment (1971)
- 44) 栖原, 清水, 安東, 肥山, 今井, 佐藤, 河野, 前田 : 巨大タンカーの耐衝突強度, 日本造船学会論文集, vol.128 (1972)
- 45) T. Shibue : Energy Absorption Analysis for the LNG Carriers in Collision, 西部造船会会報, No. 66 (1983)
- 46) 安藤, 有田 : 二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, vol.139 (1976)
- 47) 長沢, 有田, 谷, 酒戸, 徳江, 岡 : 二重殻構造の衝突強度について (第2報), 日本造船学会論文集, vol.144 (1978)
- 48) 伊藤, 近藤, 吉村, 川島 : A Simplified Method to Analyse the Strength of Doubled Hull Structures in Collision (1st Report) ,日本造船学会論文集, vol.156 (1984)
- 49) 伊藤, 近藤, 吉村, 川島 : A Simplified Method to Analyse the Strength of Doubled Hull Structures in Collision (2nd Report) ,日本造船学会論文集, vol.158 (1985)
- 50) 日本海洋開発産業協会 : 石油の海洋備蓄システムの技術検討に関する調査 (1975)
- 51) 日本海洋開発産業協会 : 石油の海洋備蓄システムの技術検討に関する調査 (1976)
- 52) 海上災害防止センター : 海上防災の調査研究報告書, 調59-2 (1985)
- 53) 日本海難防止協会 : 危険物積載船による災害の防止に関する調査研究報告書 (1973)
- 54) 鴨井 : Moss方式LNG船の衝突強度, 船体構造委員会関西地区部会報告, No.81-12-24 (1981)
- 55) 海上災害防止センター : 海上防災の調査研究報告書 (1986)
- 56) N. Jones : A Literature Survey on the Collision and Grounding Protection of Ships, Ship Structure Committee, SSC-283 (1979)
- 57) P. van Mater, J. Giannotti, N. Jones and P. Genalis : Critical Evaluation of Low-Energy Ship Collision-Damage Theories and Design Methodologies, Ship Structure Committee, SSC-284, 285 (1979)
- 58) 上田, S.M.H. Rashed, 片山 : 理想化構造要素法による二重底構造の最終強度解析, 日本造船学会論文集, vol.138 (1975)
- 59) 上田, 北村, 奥本, 吉田, 片山 : 座礁時の二重底最終強度, 日本造船学会論文集, vol.143 (1978)
- 60) 有田, 青木, : 座礁事故時の船体圧壊強度 (第1

- 報), 日本造船学会論文集, vol.158 (1985)
- 61) P. Kuhn and P. Chiarito : Shear Lag in Box Beams, NACA Rep.739 (1941)
- 62) 山本善之 : 弾性・塑性, 朝倉書店 (1961)
- 63) F. Faulkner : A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, Journal of Ship Research, vol.19 (1975)
- 64) D.G. Ashwell : On the Large Deflection of a Spherical Shell with an Inward Point Load, Proc. IUTAM Symposium on the Theory of Thin Elastic Shells, Delft, Netherlands (1959)
- 65) J.F. Mescall : Large Deflections of Spherical Shells under Concentrated Loads, J. Applied Mechanics (1965)
- 66) R.M. Evan-Iwanowski, H. S. Cheng and T. C. Loo : Experimental Investigations on Deformations and Stability of Spherical Shells Subjected to Concentrated Loads at the Apex, Proc. Fourth U. S. National Congress of Applied Mechanics (1962)
- 67) J. Odland : Deformation of a Thin-walled Spherical Shell Subjected to a Point Load. Det Norske Veritas, Report77—424 (1977)
- 68) F.A. Penning and G. A. Thurston : The Stability of Shallow Spherical Shells under Concentrated Load, NASA CR—265 (1965)
- 69) S. Wang and S. B. Roberts : Plastic Buckling of Point-loaded Spherical Shells, Proc. ASCE, EM1 (1971)
- 70) J.G. Oliveira and T. Wierzbicki : Crushing Analysis of Rotationally Symmetric Plastic Shells, J. Strain Analysis (1982)
- 71) C.R. Calladine : Simple Ideas in the Large-Deflection Plastic Theory of Plate and Slabs, in Engineering Plasticity, (Cambridge Univ. Press) (1968)
5. 船舶と橋脚との衝突問題
- 72) R. Sael, H. Svensson : Zum Schutz von Brückenfeilern gegen Schiffsanprall, dargestellt am Beispiel der Brücken Zárate-Brazo Largo über der Paraná (Argentinien), Die Bautechnik (1981) [成井信 邦訳, 土木施工 No.7, 8, 9 (1983)]
- 73) IABSE Colloquium : Ship Collision with Bridges and Offshore Structures, Copenhagen (1983)
- 74) 長沢 準 : 船舶と橋脚の衝突の問題, 船舶, 第45巻, 第12号, (1972)
- 75) 長沢 準 : 本四架橋と船舶の安全, 船舶, 第46巻, 第12号, (1973)
- 76) 日本海難防止協会 : 本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1977)
- 77) 日本海難防止協会 : 本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1978)
- 78) 日本海難防止協会 : 本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1979)
- 79) 日本海難防止協会 : 緩衝工構造調査報告書 (1980)
- 80) 日本海難防止協会 : 緩衝工構造調査報告書 (1981)
- 81) 本州四国連絡橋公団 : 航行安全調査報告書 (1983)
- 82) 本州四国連絡橋公団 : 航行安全調査報告書 (1984)
- 83) 本州四国連絡橋公団 : 複合材型緩衝工の設計要領 (1981)
- 84) 長沢, 有田, 谷, 岡 : 通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について (第1報), 日本造船学会論文集, vol.142 (1977)
- 85) 長沢, 有田, 谷, 岡 : 通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について (第2報), 日本造船学会論文集, vol.146 (1979)
- 86) 長沢, 有田, 谷, 岡 : 通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について (第3報), 日本造船学会論文集, vol.148 (1980)
- 87) H. Nagasawa, K. Arita, M. Tani and S. Oka : A Study on the Collapse of Ship Structure in Collision with Bridge Piers, Naval Architecture and Ocean Engineering, vol.19 (1981)
- 88) K.Arita, Y. Nakayama and T. Kobayashi : Innovative Application of Combined Steel and Polyurethane Structures, 12th Congress IABSE, Vancouver (1984)
- 89) 日本小型船舶工業会 : 小型鋼船建造要領 (1968)
- 90) 日本海事協会 : 船級登録および構造検査等に関する規則集 (1971)

## 6. 船舶と海洋構造物との衝突問題

- 91) DnV : Rules for Classification of Mobile Offshore Units (1981)
- 92) DnV : Buckling Strength Analysis, Classification Notes, Note No.30.1 (1982)
- 93) T. S $\phi$ reide and J. Amdahl : Deformation Characteristics of Tubular Members with Reference to Impact Loads from Collision and Dropped Objects, Norwegian Maritime Research, No.2 (1982)
- 94) O. Furnes and J. Amdahl : Ship Collisions with Offshore Platforms, Intermaritec, Hamburg (1980)
- 95) C. Ellinas and A. Walker : Damage on Offshore Tubular Bracing Members, IABSE Colloquium, Copenhagen (1983)
- 96) I. Davis : A Method for the Determination of the Reaction Forces and Structural Damage Arising in Ship Collisions, Eur237, European Offshore Petroleum Conference & Exhibition (1980)
- 97) M. Petersen and P. T. Pedersen : Collisions between Ships and Offshore Platforms, OTC-4134 (1981)
- 98) E. Pettersen and K. Johnsen : New Non-Linear Methods for Estimation of Collision Resistance of Mobile Offshore Units, OTC4135 (1981)
- 99) J. Oliveira : The Behavior of Steel Offshore Structures under Accidental Collisions, OTC-4136 (1981)
- 100) C. Soares and T. S $\phi$ reid : Plastic Deformation of Laterally Loaded Circular Tubes, ASCE ST2 (1983)
- 101) D. Sherman : Tests of Circular Steel Tubes in Bending, ASCE ST11 (1976)
- 102) D. Sherman and A. Glass : Ultimate Bending Capacity of Circular Tubes, OTC 2119 (1974)
- 103) IMO : Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels Safety, SLF28/12/2 (1982)
- 104) IMO : Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels Safety, SLF29/14/3 (1983)
- 105) J. Taby and T. Moan : Theoretical and Experimental Study of the Behavior of Damaged Tubular Members in Offshore Structures, Norwegian Maritime Research, No.2 (1981)
- 106) C. S. Smith, W. L. Somerville and J. W. Swan : Residual Strength and Stiffness of Damaged Steel Bracing Members, OTC 3981 (1981)
- 107) V. A. Zayas and B. V. Dao : Experimental and Analytical Comparisons of Semisubmersible Offshore Rig Damage Resulting from a Ship Collision, OTC 4888 (1985)
- 108) J. Oliveira : Simple Methods of Estimating the Energy Absorption Capability of Steel Tubular Members Used in Offshore Structures, Norwegian Institute of Technology, SK/R50 (1979)
- 109) D. Richards and A. Andronicou : Residual Strength of Dented Tubulars ; Impact Energy Correlation, Proc. 4th Int. Symposium on offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 110) 上田, S. M. H. Rashed : 損傷パイプ部材の挙動と最終強度, 日本造船学会論文集, vol.157(1985)
- 111) Y. Ueda and S. M. H. Rashed : Behavior of Damaged Tubular Structural Members, Proc. 4th Int. Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 112) T. H. S $\phi$ reid : Ultimate Load Analysis of Marine Structures, Tapir (1981)
- 113) C. P. Ellinas and S. Valsgard : Collisions and Damage of Offshore Structures : A State-of-the-Art, Proc. 4th Int. Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 114) 安藤, 高石, 井上 : 大型浮遊式海洋構造物の建設基礎技術に関する研究, 船舶技術研究所報告, 別冊No.6 (1985)
- 115) S. G. Thomas, S.R.Reid and W. Johnson : Large Deformations of Thin-Walled Circular Tubes under Transverse Loading, Int. J. Mechanical Science, vol.18 (1976)
- 116) T. Kármán and M. Biot : Mathematical Methods in Engineering, McGraw-Hill (1940)
- 117) J. A. DeRuntz and P. G. Hodge : Crushing of a Tube between Rigid Plates, Trans. of the ASME, J. of Appl. Mechanics E (1963)

- 118) J. P. Peterson and R. G. Updegraff : Tests of Ring Stiffened Circular Cylinders, NACA TN4403 (1958)
- 119) S. Y. Lu : Buckling of Cantilever Cylindrical Shell with a Transverse End Load, J. AIAA, vol.3 (1965)
- 120) C. P. Ellinas and W. J. Supple : Buckling Design of Ring-Stiffened Cylinders, OTC 4472 (1983)
- 121) 青木, 矢後, 星野, 遠藤, 有田, 岡, 安藤 : 浮体の構造強度及び弾性応答特性に関する研究, 船舶技術研究所報告, 別冊No.6 (1985)
- 122) 安藤, 影本, 加藤 : 要素浮体群に働く波強制力について, 第42回船舶技術研究所研究発表会講演集 (1983)
- 123) 上田, 村川, 宇野, 小椋 : 衝突荷重下におけるフレーム構造の弾塑性応答解析, 日本造船学会論文集, vol.158 (1985)