

## 衝突時の殻構造の圧壊強度

有田喜久雄\*

### A Study on the Strength of Shells in Relation to Ship Collision

By

Kikuo ARITA

#### Abstract

The present paper deals with the strength of shells, which are concerned with ship collision problems. They include spherical shell segments subjected to a point load at the apex, centrally-loaded tubular pipes fixed at the ends, and cantilever stiffened cylindrical shells with a transverse end load.

The spherical shell segments represent LNG cargo tanks and the present investigation was performed to study the deflection behavior of the shell penetrated by a ramming ship bow. Although bifurcation into asymmetric deformation patterns occurred in the tested models, the deflection behavior was in good agreement with the results obtained by means of axisymmetric finite elements. It is also demonstrated that a simple plastic analysis is useful for predicting the deflection behavior of the steel models.

The tests on tubular pipes were carried out primarily to investigate the amount of local energy absorption in tubular members of offshore structures, which is related to the residual strength in damaged conditions. The amount of energy was compared with the impact energy specified by DnV rule for mobile offshore units.

The buckling problem of cantilever stiffened cylindrical shells subjected to a transverse load is related to the total collapse strength of footing-type of buoyancy elements against ship collisions. The experimental results were considerably smaller than the calculations which were performed by using the finite element program of cylindrical shells having no imperfections. It is noted that initial imperfections reduce considerably the collapse strength of the present shells, as for the well-known case of axially-compressed cylinder. DnV code provides a reasonable estimate of the collapse strength.

#### 1 緒 言

海上の衝突で問題になるような殻構造を考えると、LNG船のタンク用に使われる球殻、海洋構造物のジャケットプラットフォームなどのパイプ部材、および大型浮遊式海洋構造物の浮体要素として考えられる防撓円筒殻がある(ここでは、船体は板構造として考え、直接には取り扱わない)。これらの構造物が他船から衝

突をうけた場合について考える。

まず、球殻の衝突強度に関連した問題としては、モス方式LNG船の船側の内殻が衝突船の船首により突き破られ、船首部分の突起物が球形タンクに突入してくる場合を想定することができる。この衝突問題は、タンク内の荷油の漏洩をおこさないような船舶の交通管制の問題、また荷油の漏洩による災害に対する予防対策とも関連した課題になる。海洋構造物におけるパイプ部材の衝突強度については、補給船(supply vessel)などの衝突により、衝突個所のパイプ部材が損傷をうけ、さらにその損傷が他の部材に影響をおよぼし

\*構造強度部

原稿受付：昭和62年5月12日

海洋構造物全体の崩壊につながるかどうかの問題、すなわち海洋構造物の衝突損傷に対する余剰強度に関連した課題になる。また、将来の大型浮遊式海洋構造物では、フーティング型浮体要素が有効な浮体要素の一つと考えられ、これに用いられる防撓円筒殻に船舶が接触衝突した時の強度が衝突問題として生じる。

本研究では、これらの衝突問題について衝突現象を準静的に取り扱い、部分球殻、パイプ部材および防撓円筒殻それぞれについて圧壊実験を行って圧壊強度、変形挙動を調べ、衝突強度に対する考察を行った。

## 2 部分球殻の変形挙動

LGN 船などに他船が衝突し、船首部分が球形タンクに突入してくる場合を想定して、部分球殻の集中荷重による圧壊および変形挙動について検討を行った。一様圧縮などの荷重をうける球殻の強度については、これまで多くの研究が行われているが、集中荷重をうけた場合の研究は比較的少なく<sup>1)~8)</sup>、特に衝突の問題に適用できるような大変形の挙動についてはあまり研究が行われていない。そこで、集中荷重による部分球殻の圧壊実験を行って変形挙動を調べ、有限要素法(FEM)による計算結果および塑性解析により導いた簡易式を実験結果と比較し、衝突強度を調べる時の有効性を確かめた。

### 2.1 実験の概要

#### (1) 試験模型および実験方法

試験模型は Fig. 1, Table 1 に示すように鋼製(材質 SS41) およびアルミ製(材質 5052-H34)の部分球殻で、周辺端部は厚板に溶接で固着した。Table 1 の記号は(1)式および Fig. 5 の部分球殻図の記号に対応した値を示している。球面の製作は「へらしぼり」により行い、十分精度の良い球面が得られるように、球面をモレア法でチェックした。試験模型の形状は、モス方式125,000m<sup>3</sup>型 LNG 船の球形タンクを想定し、試験模型寸法は1/18程度の縮率のもので球殻の板厚を数通りに変えた。

Photo 1 に示すように、この部分球殻を架台に固着し、先端が球面の鋼製丸棒(先端半径  $r = 50\text{mm}$ 、湾曲部半径  $l$  との比が  $r/l = 1/8$ ) を模型の頂部に押し込むことにより集中荷重をくわえた。この時の荷重直下の球殻凹入量と荷重との関係を求めると同時に、球殻内面の子午線方向および周方向の歪を計測し、球面の変形の広がりを調べた。

#### (2) 実験結果および考察

Figs. 2, 3 に荷重  $P$  と球殻凹入量  $\delta$  との関係を示(364)

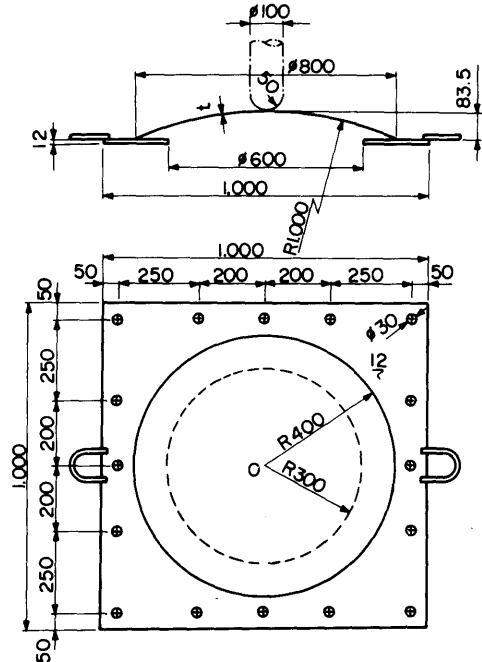


Fig.1 Model of spherical shell

Table 1 Scantlings of spherical shells

Test model	Material	$\lambda$	R (mm)	t (mm)	$l$ (mm)	H (mm)	$H/l$
SPC-1	Steel SS41	18.2	1,000	1.6	400	83.5	0.209
SPC-2		15.2	1,000	2.3	400	83.5	0.209
SPC-3		12.8	1,000	3.2	400	83.5	0.209
AL-1	Aluminum 5052-H34	16.2	1,000	2.0	400	83.5	0.209
AL-2		13.3	1,000	3.0	400	83.5	0.209

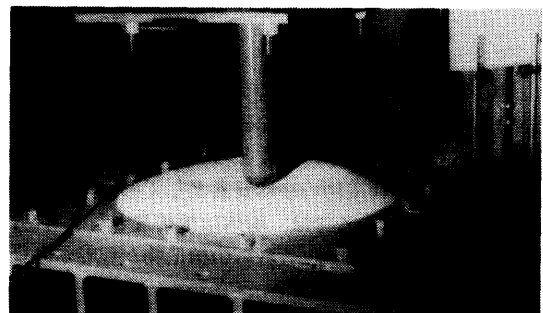


Photo 1 Test setup

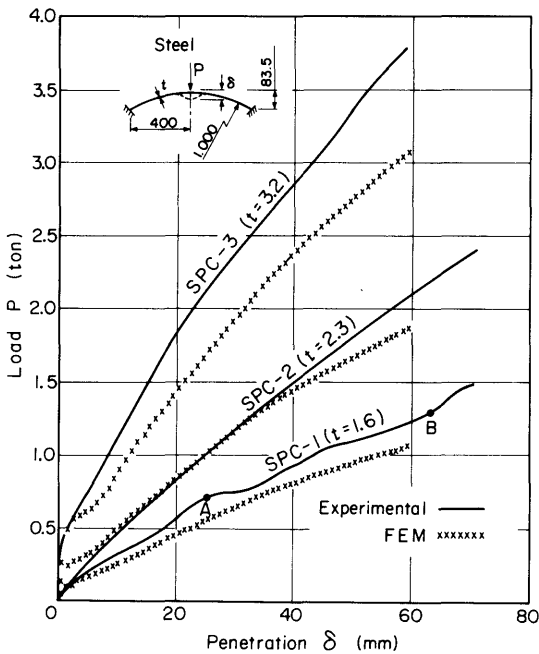


Fig.2 Load-penetration curves (Steel)

す。実線が実験値である。これを見ると、 $P$ - $\delta$ の関係は板厚の小さい鋼製模型 SPC-1を除いて比較的滑らかな曲線になり、凹入量の増加につれて荷重は一様な上昇を示している。凹入部表面の形状は最初、荷重点を中心とした円形で、それが三角形のしわ（3 lobed shape）、さらに四角形、五角形のしわが生じ、変形が非対称な形状になっていく傾向があるが、その過程は試験模型によりばらつきがある。Fig. 3のAL-2の試験模型の場合、曲線上のA点では円形でその中に三角形のしわがわずかにみられ、B点では四角形のしわが生じている。C点では、そのしわが四角形のまま拡大している。しかしこの間、 $P$ - $\delta$ 曲線の変化はみられない。Photo 2に、AL-2の球面の形状変化の推移をモアレ法で撮影したものを示す。一方、Fig. 2のSPC-1の試験模型の場合、曲線のA点では円形のしわから三角形のしわに移る様子が観察され、ここで荷重の上昇の鈍化がみられる。そしてB点では凹入部の形状が五角形に変化し、その間しわの数が増えるのに対応して曲線の起状がみられている。

試験模型に生じる歪値について、球殻内面の歪（子午線方向の歪 $\epsilon_r$ および周方向の歪 $\epsilon_\theta$ ）と荷重との関係をFig. 4に示す。同図において、 $\epsilon_r$ の値は荷重の上昇につれて圧縮側から引張側に反転し、歪の大きさは停

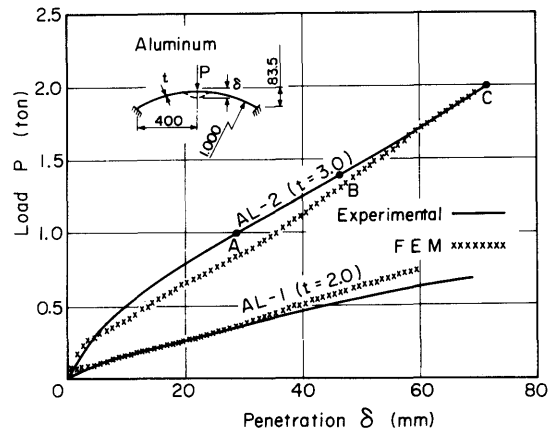


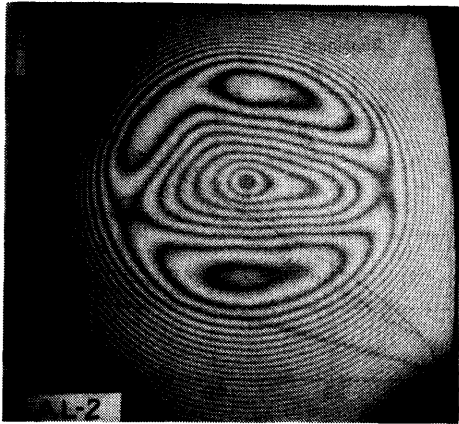
Fig.3 Load-penetration curves (Aluminum)

留する傾向にある。そして $\epsilon_r$ の反転する時点の荷重が、荷重点から離れるにつれて高くなっている。このことは、Fig. 5に示すように球殻表面の屈曲点 $F_1$ が $\delta$ の増加につれて $F_1'$ に移って曲率が変わり、凹入部の周辺が $F_1, F_2, \dots$ のように広がっていくことを示している。そして、球殻内面の任意の点の歪の大きさが停留し破断歪に達するような大きさにはならないことからみれば、このような球殻の変形挙動の過程では亀裂が生じにくいことが推察できる。

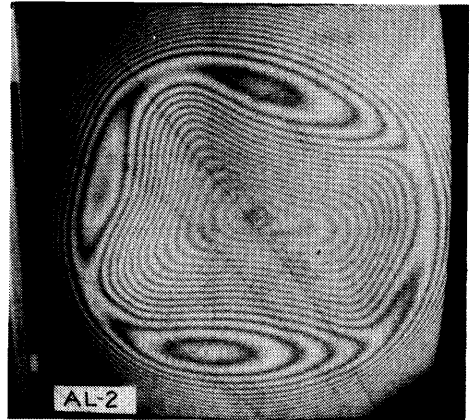
## 2.2 計算と実験との比較

集中荷重をうける部分球殻の変形挙動において非対称座屈が進んでいく過程は非常に複雑で、これまで理論的にまだ十分解明されていない。しかし、これを簡単な計算モデル化により実用的な精度で計算できれば、球形タンクをもつLNG船などの危険物運搬船の衝突強度を算定するのに有用になる。そこで、ここでは現象を単純化して考え、軸対称モデルによる有限要素法および塑性解析による計算を行い、実験結果と比較した。

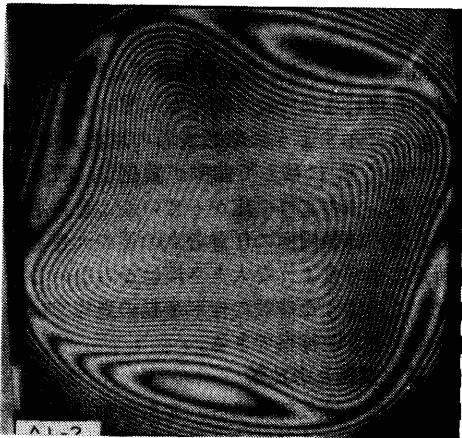
まず、集中荷重が作用した時の部分球殻の弾塑性、大変形挙動について汎用有限要素法プログラムMARCを用いて計算した。使用した要素は軸対称シェル要素(エレメント 15)で、対称軸の片側で要素数16、節点数17で端部を固定条件とした。計算は荷重点に強制変位を与えて行ったが、その増分量は0.5mmで、ステップ数180の範囲まで計算を行った。材料の応力-歪曲線としては、鋼製のものについてはヤング率 $E=21,000\text{kg/mm}^2$ 、降伏応力 $\sigma_v=25\text{kg/mm}^2$ のところで折線近似し、接線係数 $E_T$ を $E_T=E/500$ とした。アルミ製の場



(i) Transition from symmetry to three-lobed shape

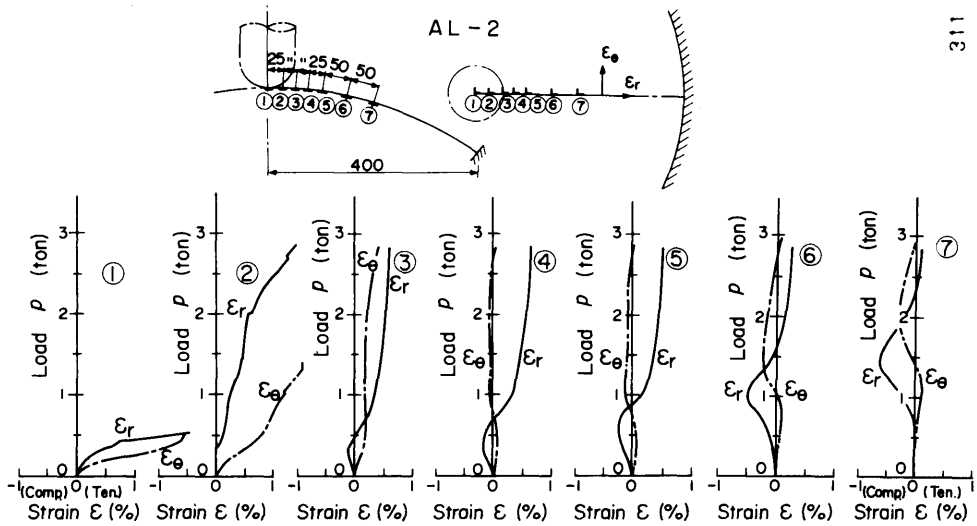


(ii) Four-lobed shape



(iii) Enlarged four-lobed shape

**Photo 2** Deformation patterns of spherical shell segment



**Fig.4** Load-strain curves

311

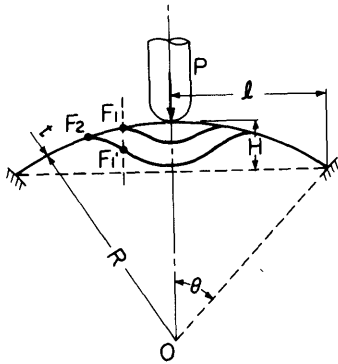


Fig.5 Deformation of spherical shell

合は、板厚 2 mm については耐力  $14 \text{ kg/mm}^2$ 、板厚 3 mm については耐力  $20.8 \text{ kg/mm}^2$  のところで折線近似し、 $E = 7,000 \text{ kg/mm}^2$ 、 $E_T = E/25$  で、鋼製、アルミ製ともポアソン比  $\nu = 0.3$  とした。計算結果を、Figs. 2, 3 に各変位ステップの値として  $\times$  印で示した。計算においては球殻凹入量  $\delta$  の初期において座屈を示す荷重の平坦部がみられるが、実験と同様の傾向で荷重は  $\delta$  に対して比較的滑らかに上昇していく。計算と実験とは SPC-3 の模型に対しては少し差が出ているものの全般的には比較的良く対応しているといえる。これからみると、本論文で扱った部分球殻に対する凹入量の範囲（球殻板厚の 30 倍程度）であれば、軸対称有限要素モデルによって球殻の荷重と凹入量の関係を十分な精度で求め

ることができると思われる。

Fig. 6 に、周辺固定の場合のいくつかの部分球殻について有限要素法による計算例を示した。部分球殻は試験模型と同じ材質のアルミ製とし、(1)式で与えられる寸法パラメタ  $\lambda$  を変えて計算した。

$$\lambda^2 = l^2 \sqrt{12(1-\nu^2)} / (Rt) \quad (1)$$

ただし R : 球殻の半径

t : 板厚

l : 軸から端部までの距離で、湾曲部の半径

$\nu$  : ポアソン比

Fig. 6 では  $\lambda = 8 \sim 14$  の範囲で計算を行い、Mescall<sup>9)</sup>により得られている弾性大変形解析結果と比較して示した。

次に、球殻の圧壊強度を簡易式で与えることを目的に Oliveira & Wierzbicki<sup>9)</sup> にならって塑性解析を行った。これは Calladine の手法<sup>10), 11)</sup> を発展させたものである。Fig. 7 の斜線で示すように球殻の塑性関節 A, B に挟まれた断面の部分が  $\omega$  の角速度で回転すると考えれば

内部散逸エネルギーは

AB 間の断面要素に対して

$$\dot{E}_i = 2\pi\sigma_y t \dot{\omega} \int_{AB} |y| dx \quad (2)$$

A, B 一つの塑性関節に対して

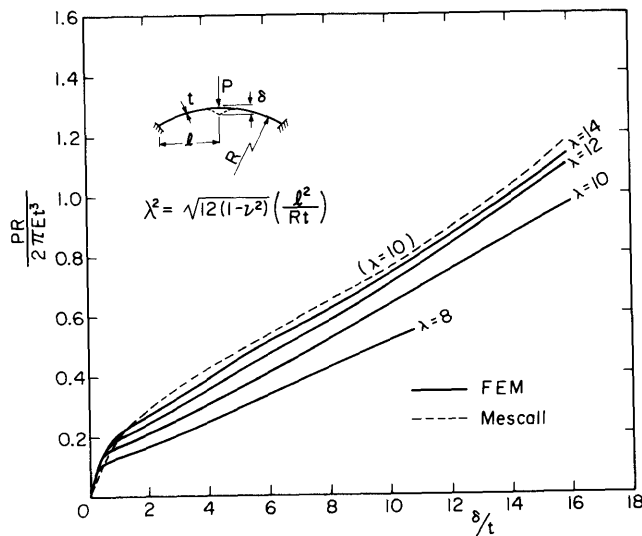


Fig.6 Load-penetration curves of spherical shells

$$\dot{E}_2 = 2\pi\sigma_y a_0 \dot{\omega} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} |y| dy \quad (3)$$

ただし  $a_0$  : 対称軸からの塑性関節までの距離  
 $t$  : 板厚  
 で与えられる。

$\dot{E}_1$  と  $\dot{E}_2$  との和を外部仕事率

$$\dot{E}_0 = pb\dot{\omega} \quad (4)$$

ただし  $b$  : 塑性関節AおよびBの間の距離に等しいと置けば崩壊荷重が得られる。

いま、部分球殻の変形として、実験でみられた変形挙動から Fig. 8 のように環状体  $O'$  が B で球面 BC に接するような形に仮定すれば、幾何学的条件により

$$\delta = 2(R-r)(1 - \cos\alpha) \quad (5)$$

になる。そして

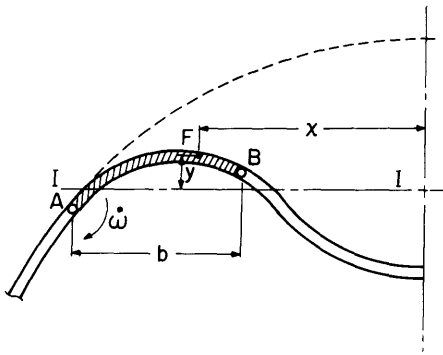


Fig.7 Plastic deformation in spherical shell

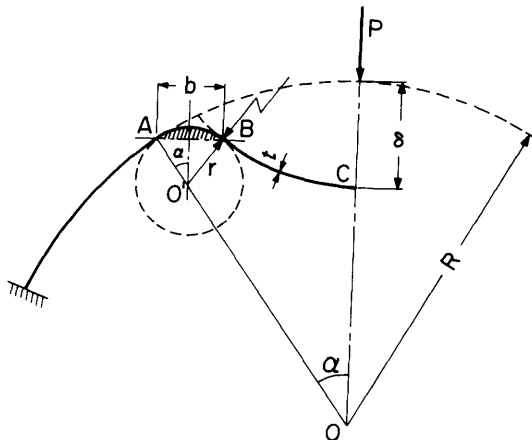


Fig.8 Geometry of spherical shell

$$\theta = 2\alpha - \sin 2\alpha \quad (6)$$

と置けば、(2)式の積分は環状体  $O'$  の屈曲部 AB の面積 (Fig. 8 の斜線部分) になるから

$$\dot{E}_1 = 2\pi\sigma_y t \dot{\omega} (r^2\theta/2) \quad (7)$$

になる。

また Fig. 8 において、対称軸から環状体の中心  $O'$  までの距離を  $a$  とすれば(3)式より

$$\dot{E}_2 = \begin{cases} 2\pi\sigma_y \dot{\omega} (a+b/2)(t^2/4); & \text{塑性関節 A} \\ 2\pi\sigma_y \dot{\omega} (a-b/2)(t^2/4); & \text{塑性関節 B} \end{cases} \quad (8)$$

ただし  $a = (R-r)\sin\alpha$

が得られる。

(4), (7)および(8)式より

$$Pb\dot{\omega} = 2\pi\sigma_y \dot{\omega} \{r^2\theta/2 + 2a(t^2/4)\} \quad (9)$$

ここで  $M_0 = \sigma_y t^2/4$ ,  $b = 2r\sin\alpha$  と置けば

$$P/(2\pi M_0) = (r\theta/t + a/r)/\sin\alpha \quad (10)$$

になる。(10)式で  $P$  の最小値を求めると

$$r = \sqrt{at/\theta} \quad (11)$$

のとき

$$P/(2\pi M_0) = \sqrt{a\theta/t} (2/\sin\alpha) \quad (12)$$

が得られる。(12)式を  $a$ ,  $\theta$ ,  $\delta$  および  $r$  の値を用いて表わせば、結局

$$\frac{P}{2\pi M_0} = \sqrt{\frac{2\eta}{1 - \cos\alpha}} \sqrt{\frac{\delta}{t}} \quad (13)$$

ただし  $\eta = (2\alpha - \sin 2\alpha)/\sin\alpha$

$$r/t = \{\sqrt{1 + (4\eta R/t)} - 1\} / (2\eta)$$

$$\delta/t = 2(R-r)(1 - \cos\alpha)/t$$

のようにまとめることができる。

(13)式による値は、ここで考えている寸法程度の大きさに対しては  $R/t$  の値によってほとんど影響されず、Fig. 9 の実線で示すように 1 本の曲線で表わすことができる。同図には Oliveira & Wierzbicki の略算式

$$\frac{\delta}{t} = \frac{3}{16} \left( \frac{P}{2\pi M_0} + 1 \right)^2 - \frac{3}{2} \quad (14)$$

を破線で示し、(13)式の値と比較した。(13)式を鋼製の部分球殻模型の実験結果と比較すると Fig. 10 に示すようになる。これを見ると、(13)式は実験による荷重と変

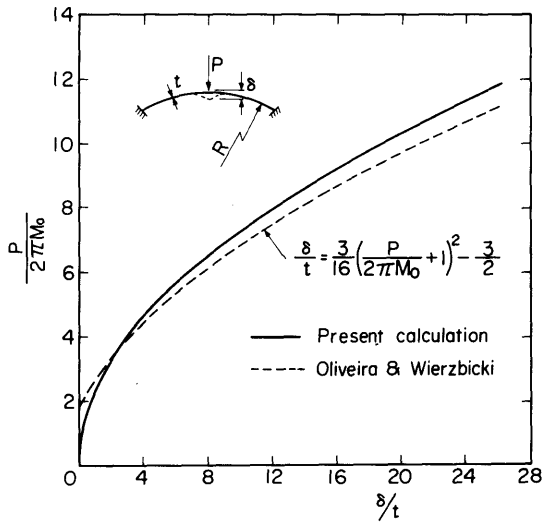


Fig.9 Load-penetration curves (Plastic analysis)

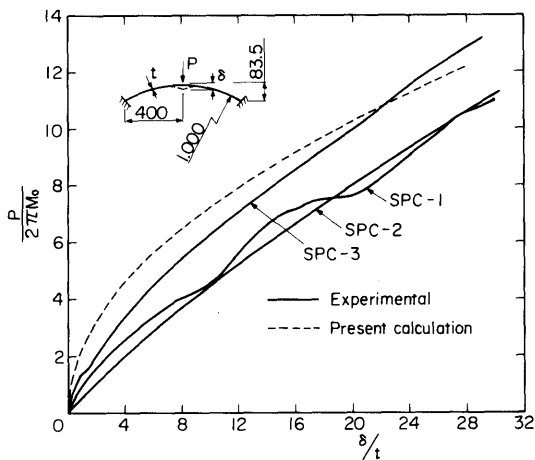


Fig.10 Load-penetration curves (Plastic analysis, Comparison between experiment and calculation)

形量との関係を概略与えていると考えることができる。

以上のように、集中荷重による部分球殻の圧壊実験により、球殻表面の変形の挙動を調べたが、その圧壊過程は、実験の凹入量の範囲でみれば、軸対称有限要素モデルによる計算、鋼製球殻に対しては塑性解析によってもほぼ説明することができたといえる。

### 3 パイプ部材の変形挙動

海洋構造物を構成しているパイプ部材の衝突時の挙動<sup>12)~17)</sup>については、これまでDnVを中心に研究が行われている。これらは、おもにジャケットプラットフォームなど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、ジャケットのレグなど海洋構造物の主構成部材では、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<sup>18)~22)</sup>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。ここでは、外径が相対的に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。

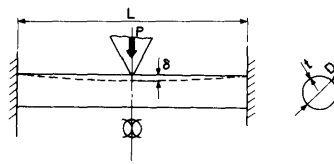
#### 3.1 実験の概要

##### (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 2に示すように外径Dと厚さtとの比をD/t=38~95.3、スパンLと外径Dとの比をL/D=4.92~8.44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、その中央に楔形状の剛船首模型(船首角35°、先端半径25mm)により荷重をくわえ、パイプ模型の変形挙動を調べた。

Table 2 Scantlings of tubular pipes

Specimen	Diameter D	Thickness t	D/t	L/D	Yield stress σ <sub>y</sub>
I-1	609.6 <sup>mm</sup>	16 <sup>mm</sup>	38	4.92	37 kg/mm <sup>2</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



パイプの横荷重による変形挙動については、S. G. Thomas 等<sup>23)</sup>は、単純支持のパイプ模型の実験を行い、Fig. 11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、前に述べた理由から Fig. 11の(i)~(ii)の変形モードを対象にしている。

(2) 実験結果および考察

Fig. 12~Fig. 14に、代表的な例として試験模型II-1, II-2, 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。これを見ると、試験模型II-1の場合は、荷重がP=25ton 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25ton を超えると模型底部が徐々に撓み始め、Fig. 11の(i)から(ii)の変形モードに移行していく。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。

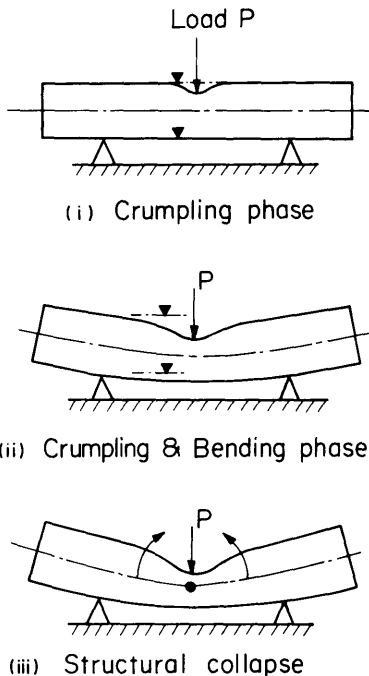


Fig.11 Deformation modes of tubular pipe [Ref. (23)]

(370)

その後、II-1の模型と同様に(ii)の変形モードに移行している。パイプ外径と板厚との比の大きな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がり、変形の方法の反転はみられなかった。Photo 3にIIIの模型の変形の状態を示す。荷重位置の部材中央で局部凹損（デント）が生じている。

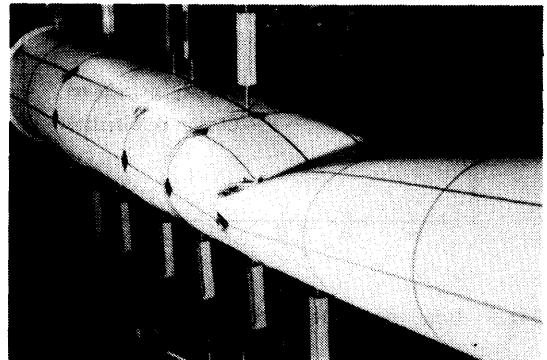


Photo 3 Deformation pattern of tubular pipe (Specimen III)

3.2 計算と実験との比較

Fig. 15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。中央断面で扁平の変形モードが生じているのがわかる。

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. 16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

$$P_0 = \frac{8\sigma_y D^2 t}{L} \tag{15}$$

との比で表わし、荷重作用点の変形量  $\delta$  はパイプ外径Dとの比とし、無次元化して示している。パイプ部材を断面の形状変化がない梁と考えた時の塑性崩壊の荷重Pと変形量  $\delta$  との関係式を求めると、パイプ部材の塑性モーメントを  $M_p$ 、軸力による降伏荷重を  $N_p$  とすれば、曲げモーメントMと軸力Nとの相関関係は

$$\frac{M}{M_p} - \cos\left(\frac{\pi}{2} \frac{N}{N_p}\right) = 0 \tag{16}$$



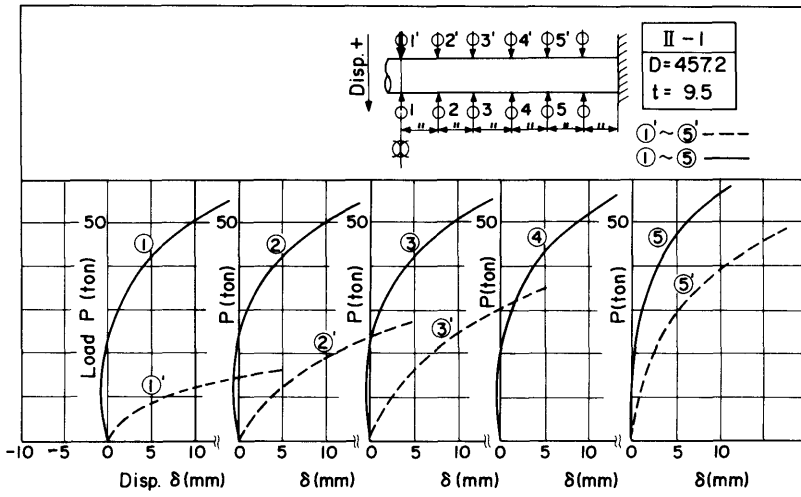


Fig.12  
Load-displacement curves  
(Model II-1)

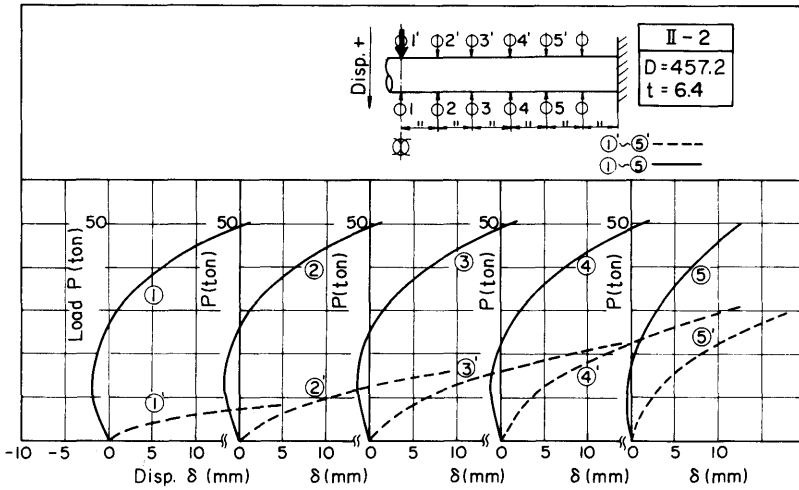


Fig.13  
Load-displacement curves  
(Model II-2)

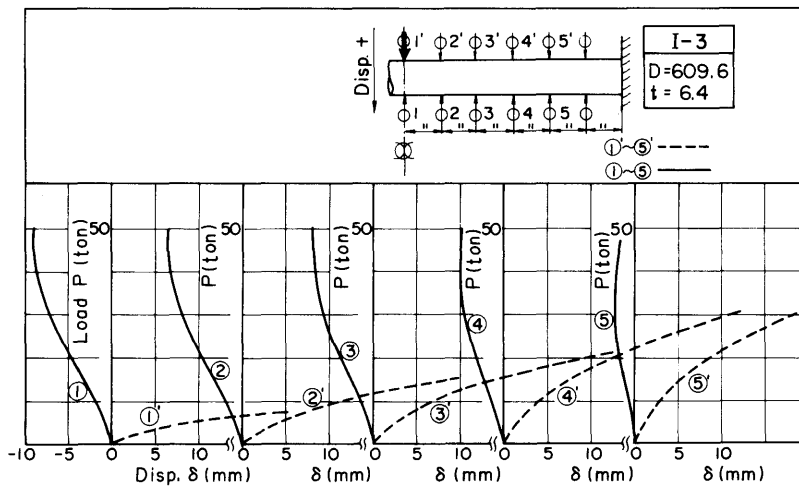


Fig.14  
Load-displacement curves  
(Model I-3)

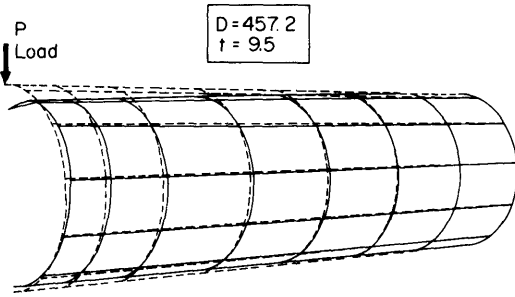


Fig.15 Deformation mode

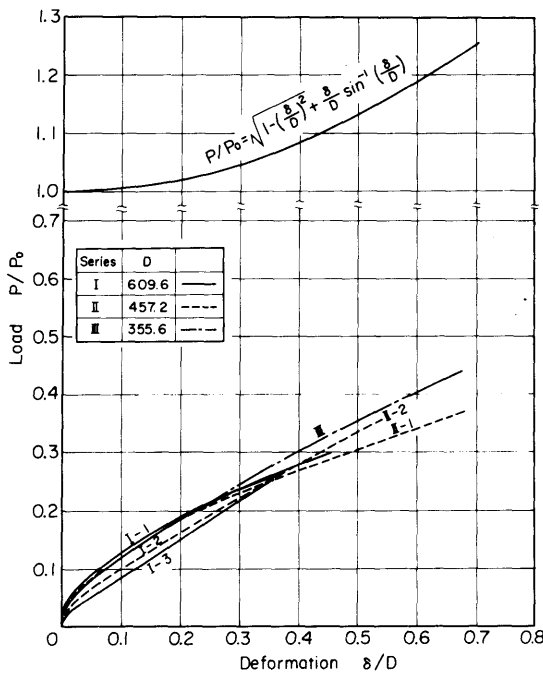


Fig.16 Load-deformation curves

ここで  $M_p = \sigma_y D^2 t$   
 $N_p = \pi \sigma_y D t$

で与えられるから、

$$\frac{P}{P_0} = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{D}\right)^2} + \frac{\delta}{D} \sin^{-1}\left(\frac{\delta}{D}\right); & \delta \leq D \\ \frac{\pi}{2} \frac{\delta}{D}; & \delta \geq D \end{cases} \quad (17)$$

になる<sup>24)</sup>。実験の変形の範囲にあわせて(17)式の  $\delta \leq D$  の範囲を Fig. 16に示している。これを見ると、試験模  
 (372)

型の変形挙動は局部凹損による断面の扁平の影響が著しく、梁としての変形状態とはかけ離れており、(17)式から崩壊曲線を求めることができないことがわかる。

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、いくつかの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>14)</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。

S. G. Thomas 等<sup>23)</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形状は長さ方向に指数関数で表わせる。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になるから、その考えを適用して求めた複合材型緩衝工の反力特性の式<sup>25)</sup>をパイプの変形挙動に用いることにする。この複合材型緩衝工は、箱形の鋼板製外枠の中に充填材として硬質ポリウレタンフォームを充填したモデルで、荷重 P と変形量  $\delta$  との関係は

$$P = C_0 \sqrt{qbF} \sqrt{\delta} \quad (18)$$

ここで  $C_0$  : 定数     $F$  : 外板の張力  
 $b$  : 外板の半幅  
 $q$  : 充填材の圧縮強度

で表わせる。(18)式において 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 はパイプ部材の外径に相当していることを考慮し、そして q はリングの圧縮特性の式<sup>26)</sup>を適用することにして

$$\left. \begin{aligned} F &= C_1 \sigma_y D t \\ b &= C_2 D \\ q &= C_3 \frac{\sigma_y t^2}{LD} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

ただし  $C_1, C_2, C_3$  : 定数  
 を用いれば、(18)式により荷重 P と変形量  $\delta$  との関係は

$$P = K M_0 \sqrt{\frac{D}{L}} \sqrt{\frac{\delta}{t}} \quad (20)$$

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。(20)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. 17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が生じる部分もあるが、(20)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。

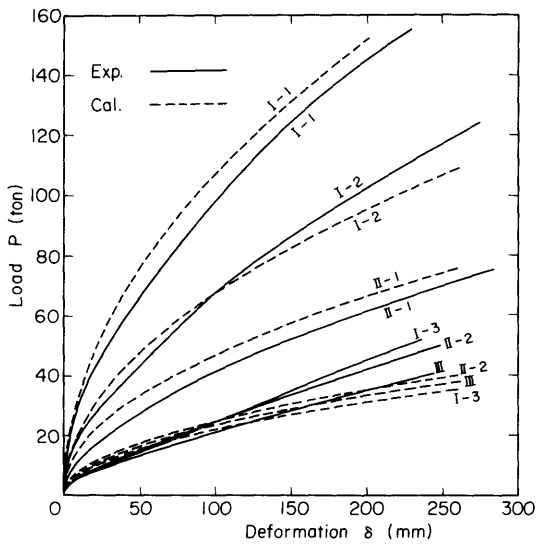


Fig.17 Load - deformation curves (Comparison between experiment and calculation)

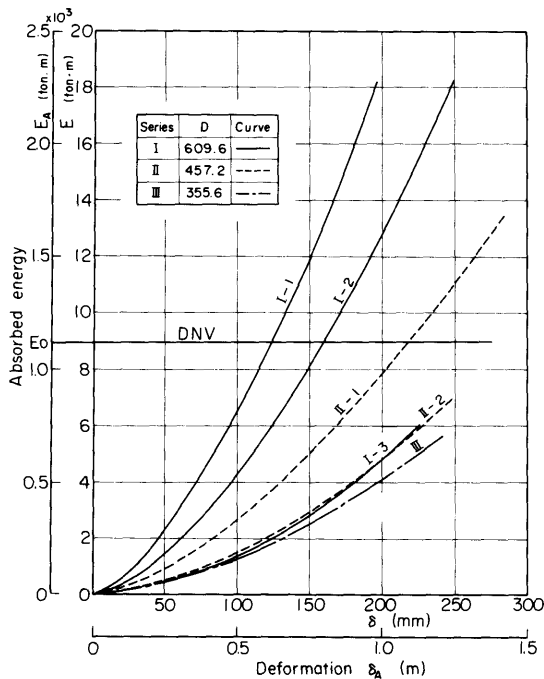


Fig.18 Absorbed energy-deformation curves

Fig. 18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  $\delta$  との関係求めたものである。DnVの規則<sup>27)</sup>によれば、船首衝突に対する吸収エネルギーとして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5,000tonの船が2 m/sで衝突した時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、(20)式から求められる吸収エネルギー  $E$

$$E = \frac{2K}{3} M_0 t \sqrt{\frac{D}{L}} \left(\frac{\delta}{t}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (21)$$

を適用し、吸収エネルギーを縮尺比の3乗に比例すると考えて、使用した模型寸法の5倍のパイプ部材を実機として想定し、変形および吸収エネルギーをそれぞれ5倍、5<sup>3</sup>倍にしたスケール ( $E_A \sim \delta_A$ の関係)を Fig. 18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相当の実物パイプ部材と比較してみると、同図から  $E_A = E_0$  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  $t = 9.5mm \times 5 = 47.5mm$  になるから、DnV値はパイプ径の約半分の局所変形量で吸収できる値であることがわかる。

#### 4 カンチレバー防撓円筒殻の変形挙動

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座屈強度を検討しておかなければならない。船舶の接触等には異常な横荷重が浮体の先端に作用することが想定されるから、この時の円筒殻の強度が衝突強度の問題になる。

##### 4.1 実験の概要

###### (1) 試験模型および実験方法

試験模型の個数は2個で、MODEL-Iは試設計された海上貯蔵コンテナユニット等<sup>28)</sup>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MODEL-Iの約2倍にし、MODEL-Iと圧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、Fig. 19に示すように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  $26.6kg/mm^2$ ,

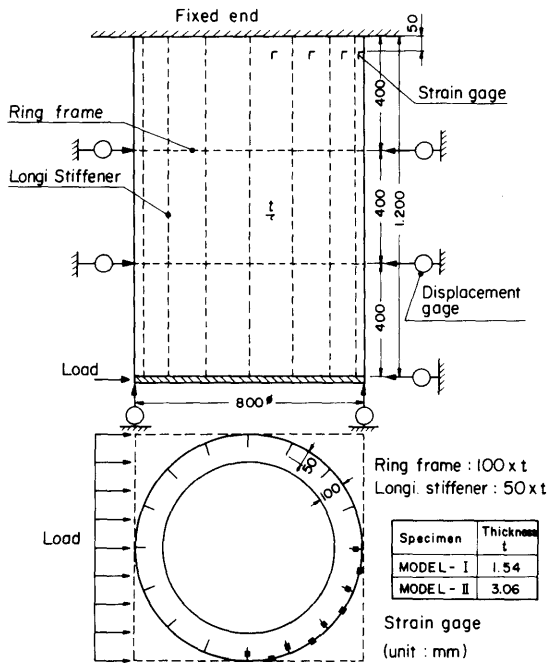


Fig.19 Model of buoyancy element

t = 3.06mm に対して 29.0kg/mm<sup>2</sup> により製作した。円筒の両端は、板厚25mmの厚鋼板に溶接し、一端の厚鋼板を固定治具に固着し、他端には船舶の接触を想定し、耐圧治具を介して横荷重を作用させた。

(2) 実験結果および考察

Fig. 20 に荷重 P と模型先端の撓み δ 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、その結果を MARC による有限要素法および DnV の方式を適用して導いた計算式と比較して示した。実験値をみると、P は δ 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している。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った。

4.2 計算と実験との比較

Fig. 20 で実験による最高荷重値と有限要素法による計算値とを比較すると、初期不整のない場合の有限要素法による計算値は実験値よりもかなり大きな値になっている。ここでの最高荷重値は座屈強度により決まるが、円筒殻の座屈強度は一般に初期不整の影響に

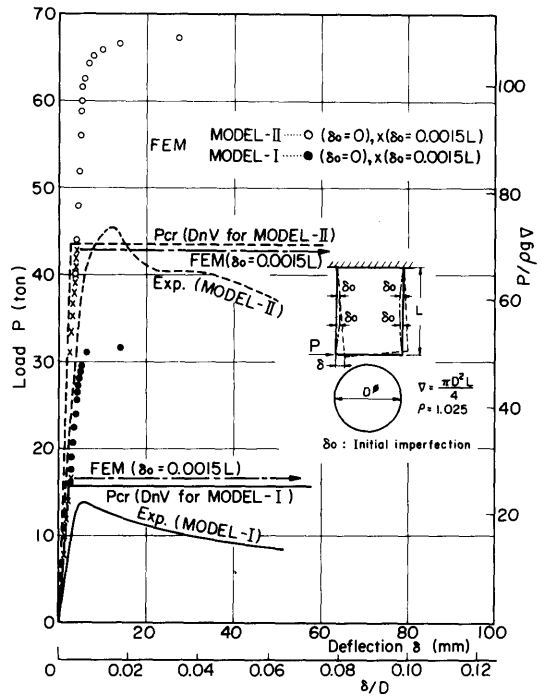


Fig.20 Load-deflection curves

より著しく低下することが良く知られている。そこで、初期不整のある場合についての計算を行った。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. 20 にみられるように、実験の最高荷重値 (崩壊荷重) 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. 21 は初期不整が崩壊荷重に及ぼす影響を示したものである。縦軸の崩壊荷重は、後述の DnV から導いた計算式 (2) との比で与え、横軸の初期不整量は、リングフレームの位置で内側に与えた初期撓みと円筒殻の長さあるいは外板の板厚との比として与えている。これから、初期不整によって崩壊荷重が著しく低下するのがわかる。

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、崩壊強度の簡易式を与えておくことが有用である。船舶の接触衝突の時の浮体要素の崩壊強度は実験でみられたように圧縮側の固定端部の座屈により決まるので、座屈強度の問題として取り扱う。この時の浮体要素はカンチレバーの円筒殻とみなすことができるが、これに関する座屈強度の研究はあまり行

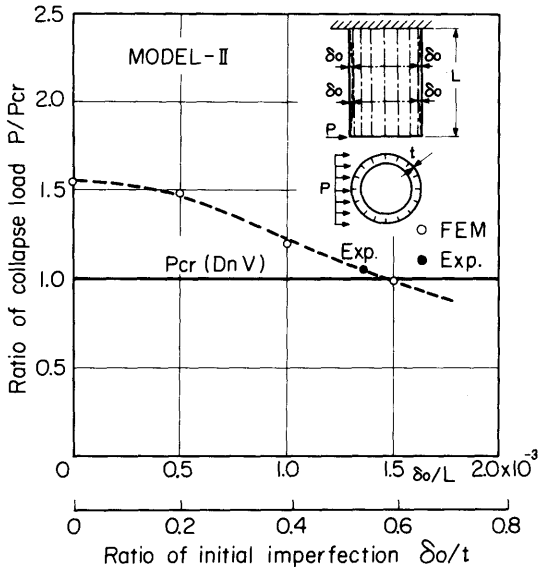


Fig.21 Variation of collapse load with initial imperfections

われていない<sup>29),30)</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、DnVによる座屈計算式<sup>31)</sup>がある。これは、同筒殻の座屈強度Pcr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が、この式を本実験の場合に適用することにした。試験模型はMODEL-I、MODEL-IIともにDnVが規定しているカテゴリーAに入り、そこからカンチレバーの円筒殻に導いた式は次式のようになる<sup>32)</sup>。

$$L^2/(3R^2) \geq \{1 + (\tau_V/\tau_e)^2\} / \{1 + (\sigma_V/\sigma_e)^2\}$$

のときは

$$P_{cr} = \sigma_V A / \{ (2L/R) \cdot \sqrt{1 + (\sigma_V/\sigma_e)^2} \} \quad (22.a)$$

$$L^2/(3R^2) \leq \{1 + (\tau_V/\tau_e)^2\} / \{1 + (\sigma_V/\sigma_e)^2\}$$

のときは

$$P_{cr} = \tau_V A / \{ 2\sqrt{1 + (\tau_V/\tau_e)^2} \} \quad (22.b)$$

- ここで  $A = 2\pi R t_e$ , 円筒殻の断面積  
 $A_s$ : ロンジスチフナの断面積  
 $K = 0.36/\sqrt{1 + (R/t_e)/300}$   
 $L$ : 円筒殻の長さ  
 $l$ : リングフレーム間の距離  
 $R$ : 円筒殻の半径

- $s$ : ロンジスチフナ間隔  
 $t$ : 円筒殻外板板厚  
 $t_e = t + (A_s/s)$ , 等価板厚  
 $Z = l^2\sqrt{1-\nu^2}/(Rt_e)$   
 $\nu$ : ポアソン比  
 $\sigma_V$ : 材料の降伏応力  
 $\tau_V = \sigma_V/\sqrt{3}$   
 $\sigma_e = \pi^2 E \sqrt{1 + (KZ)^2} (t_e/l)^2 / \{12(1-\nu^2)\}$   
 : 曲げによる弾性座屈応力  
 $\tau_e = 5.34\pi^2 E \sqrt{1 + 0.009Z^{1.5}} (t_e/l)^2 / \{12(1-\nu^2)\}$   
 : 剪断による弾性座屈応力

すなわち、カンチレバーの円筒殻の座屈強度は、(22.a)式の場合には曲げ座屈で決まり、(22.b)式の場合には剪断座屈で決まることを示している。Fig.20のPcr(DnV)は、この式による計算値を示したものである。本実験の場合、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Pcr(DnV)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ことがわかる。

### 5 衝突強度に対する考察

前節までで、LNG船などの球形タンクを想定した部分球殻、ジャケットタイプブラットフォーム、セミザブなどの基本構造材であるパイプ部材、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の防撓円筒殻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。球殻については、衝突時の亀裂発生により荷油の漏洩をおこさないような衝突船の限界突入量を設定することが大切である。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。本研究で得られた結果から、これらの衝突強度に関して少し考察を行ってみる。

いま、ある船(排水量 $\Delta_s$ )が速度 $V_s$ でLNG船(排水量 $\Delta_{LNG}$ )の船側に真横から重心位置を通る方向に衝突した場合を想定し、この時LNG船に $\delta_{LNG}$ だけ突入したと考えよう。衝突船が損失した運動エネルギーと両船の構造の破壊によって吸収されるエネルギー $E(\delta_{LNG})$ とを等しく置き、被衝突船の水の付加質量とし

てミノルスキー<sup>33)</sup>にしたがってその排水量の40%にとれば、衝突速度  $V_s$  は

$$V_s = \sqrt{\frac{1.43\Delta_s + 2\Delta_{LNG}}{\Delta_s\Delta_{LNG}}} \sqrt{E(\delta_{LNG})} \quad (23)$$

から求められる。

球殻の強度は、計算結果からみると一般に船側の強度に比べて低いが、タンクの許容変形量の値  $\delta_T$  を変えると、船側の破壊領域が変わり  $E(\delta_{LNG})$  が増減する。特に、衝突船の船首強度が大きく、船首部分が LNG 船の内殻を突き破って突入してくる場合には、 $\delta_T$  のとり方によって  $E(\delta_{LNG})$  の大きさ、したがって LNG の漏洩をおこさない衝突船の限界速度がかなり変わってくる。

このタンクの許容変形量  $\delta_T$  を実際の場合にあてはめてどこに設定するかは難しい問題であるが、本実験の部分球殻の変形挙動、ならびに集中荷重領域の半径  $r_p$  を変えた実験結果<sup>31)</sup> ( $r_p$  と部分球殻湾曲部の半径  $l$  との比が  $r_p/l = 1/8 \sim 1/64$  の範囲で実験を行っており、先端部半径が全体的な変形挙動にあまり影響を及ぼしていない。針のように極端に尖ったもので押すことは現実的でないであろう。) からみると、タンクの変形はある程度許容することができるとと思われる (タンク内圧の増加による影響が無視できることが条件であるが、例えば本実験の凹入量の範囲とすると板厚の30倍程度)。具体的に、衝突船船首および LNG 船船側の破壊を考えて衝突船の限界速度を計算した例はいくつかあるが<sup>34), 35)</sup>、タンクの許容変形量のとり方にはばらつきがある。

次に、パイプ部材およびフーティング型浮体要素について、ここでの実験で得られた結果から、衝突強度を検討するうえでの留意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2m/s で衝突) が一つの基準になる。

(ii) 衝突を想定したパイプ材については(15)式および(20)式を用いて  $P/P_0$  値を求める。その値が(17)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. 16の範囲 (凹損量がパイプ径の半分程度まで) であれば、その局部凹損を受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) (20)式の  $P/P_0$  の値が(17)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もので、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) (22)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. 21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ので、初期不整に対して特に注意する。

フーティング型浮体要素が実船の接触衝突により横荷重をうけて崩壊する場合について概略あためてみる。MODEL-I の10倍の実機を考えて、その崩壊荷重値が10<sup>2</sup>倍になるとして Fig. 20の値から換算すると、 $14 \times 10^2 = 1,400$  (ton) になる。この値を、船側衝突の場合の衝突船の大きさと船速との関係求めたもの<sup>36)</sup> と対比させてみると、総トン数500G. T. 船の2 m/s の船側衝突の場合にはほぼ相当している。

## 6 結 言

海上の衝突強度の問題に関連した殻構造として、球形タンクを想定した部分球殻、ジャケットプラットフォームなどに使われるパイプ部材、および大型浮遊式海洋構造物の浮体要素に採用されると考えられる防撓円筒殻について、衝突時を想定した静的圧壊実験を行い、その時の挙動を調べた。

その結果をまとめると

(1) 集中荷重を受ける部分球殻の変形挙動についてみると、球殻表面の変形は非対称座屈により外側にしわの数を増加しながら広がっていくが、球面上の任意の点を考えると、その歪の大きさは停留する傾向にある。圧壊過程は、軸対称有限要素モデルによる計算、鋼製球殻に対しては塑性解析によってもほぼ説明することができた。

(2) 衝突船首を想定した横荷重を受けるパイプ部材については、局部凹損から曲げ変形に移る付近についての変形挙動を調べ、衝突強度を求める実験式を提案した。吸収エネルギーについては  $DnV$  の規定値とパイプ部材の凹損量との対比を行った。

(3) 船舶の衝突などによる異常外力がフーティング型浮体要素に作用した時を想定して、横荷重を受ける防撓円筒殻の座屈実験を行ったが、実験による防撓円筒殻の崩壊荷重は有限要素法による計算値よりかなり小さい値になった。これは模型による初期不整の影響が大きいと考えられたので、初期不整のある計算を行

ったところ、リングフレームの位置でスパンの1.5/1,000の初期不整を内側に与えた計算値に近い値を示していた。経験的に決められたDnVの式から求めた計算値は、実験値と比較的良好一致を示していた。

衝突船首に対する球形タンクの許容変形量の設定、パイプ部材については衝突をうけた後の余剰強度に関連した局部凹損の問題、そしてフーティング型浮体要素の防撓円筒殻についてはカンチレバーになるので、船舶接触衝突などの横方向の異常外力に対する強度問題があり、これらについて考察を行ったが、実物規模の衝突を想定した具体的検討については今後の課題である。

終わりに、本研究で終始御指導いただいた長沢準元所長、MARCを使用するに際し便宜を与えられた青木元也室長、実験に協力された岡修二技官に厚く感謝の意を表す。

#### 参考文献

- 1) C. B. Biezeno : Über die Bestimmung der Durchschlagkraft einer Schwachgekrümmten Kreisförmigen Platte, Z. angew. Math. Mech. , vol. 15 (1935)
- 2) 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)
- 3) R. M. Evan-Iwanowski, H. C. Cheung and T. C. Loo : Experimental Investigations of Deformations and Stability of Spherical Shells Subjected to Concentrated Loads at the Apex, Proc. Fourth U. S. National Congress of Applied Mechanics (1962)
- 4) J. F. Mescall : Large Deflections of Spherical Shells under Concentrated Loads, J. Applied Mechanics (1965)
- 5) F. A. Penning and G. A. Thurston : The Stability of Shallow Spherical Shells under Concentrated Load, NASA CR-265 (1965)
- 6) D. Bushnell : Bifurcation Phenomena in Spherical Shells under Concentrated and Ring Loads, AIAA J. (1967)
- 7) S. Wang and S. B. Roberts : Plastic Buckling of Point-loaded Spherical Shells, Proc. ASCE, EM1 (1971)
- 8) J. Odland : Deformation of a Thin-walled Spherical Shell Subjected to a Point-Load, Det Norske Veritas, Report 77-424 (1977)
- 9) J. G. Oliveira and T. Wierzbicki : Crushing Analysis of Rotationally Symmetric Plastic Shells, J. Strain Analysis (1982)
- 10) C. R. Calladine : Simple Ideas in the Large-Deflection Plastic Theory of Plate and Shell, in Engineering Plasticity, (Cambridge Univ. Press) (1968)
- 11) A. J. Morris and C. R. Calladine : The Local Strength of a Thin Spherical Shell Loaded Radially through a Rigid Boss, Proc. 1 st Int. Conf. on Pressure Vessel Technology, ASME (1969)
- 12) T. H. Sjøreide and J. Amdahl : Deformation Characteristics of Tubular Members with Reference to Impact Loads from Collision and Dropped Objects, Norwegian Maritime Research, No. 2 (1982)
- 13) O. Furnes and J. Amdahl : Ship Collisions with Offshore Platforms, Intermaritec, Hamburg (1980)
- 14) C. Ellinas and A. Walker : Damage on Offshore Tubular Bracing Members, IABSE Colloquium, Copenhagen (1983)
- 15) J. Oliveira : The Behavior of Steel Offshore Structures under Accidental Collisions, OTC 4136 (1981)
- 16) C. Soares and T. H. Sjøreide : Plastic Deformation of Laterally Loaded Circular Tubes, ASCE ST 2 (1983)
- 17) 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)
- 18) 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)
- 19) C. S. Smith, W. L. Somerville and J. W. Swan : Residual Strength and Stiffness of Damaged Steel Bracing Members, OTC 3981 (1981)
- 20) D. Richards and A. Andronicou : Residual Strength of Dented Tubulars : Impact Energy Correlation, Proc. 4 th Int. Symposium on

- Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 21) 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)
  - 22) 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)
  - 23) 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)
  - 24) T. H. Sjøreide: Ultimate Load Analysis of Marine Structures, Tapir (1981)
  - 25) 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)
  - 26) J. A. DeRuntz and P. G. Hodge: Crushing of a Tube between Rigid Plates, Trans. of the ASME, J. of Appl. Mechanics E (1963)
  - 27) DnV: Rules for Classification of Mobile Offshore Units (1981)
  - 28) 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)
  - 29) J. P. Peterson and R. G. Updegraff: Tests of Ring Stiffened Circular Cylinders, NACA TN 4403 (1958)
  - 30) S. Y. Lu: Buckling of Cantilever Cylindrical Shell with a Transverse End Load, J. AIAA vol. 3 (1965)
  - 31) DnV: Buckling Strength Analysis, Classification Notes, Note No. 30.1 (1982)
  - 32) K. Matsuoka, T. Naoi, S. Oka and K. Arita: Collapse Strength of Stiffened Cylindrical Shell for Buoyancy Element of Large-Scale Floating Structure, Proc. of the Int. Symp. on Ocean Space Utilization, Tokyo (1985)
  - 33) V. U. Minorsky: An Analysis of Ship Collision with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of Ship Research, vol. 3 (1959)
  - 34) 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, No81-12-24 (1981)
  - 35) 海上災害防止センター: 海上防災の調査研究報告書 (1987)
  - 36) 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, 日本造船学会論文集, vol. 142 (1977)