

海難事故時における原子力船の 格納容器に関する変形解析

青木 元也*

Deformation Analysis on a Containment Vessel of a Nuclear Ship in case of Marine Casualties

By

Genya AOKI

Abstract

Deformations of a containment vessel are analyzed in case of marine casualties using finite element method. Marine casualties treated here are collision, grounding and sinking. The obtained results are used to evaluate the allowable displacement and load with aid of ASME Code for the safety of a containment vessel. Conclusions obtained are as follows.

- (1) The value less than 40~60mm is allowable for the displacement enforced to the containment vessel by longitudinal bulkhead in case of collision.
- (2) The value less than 0.01~0.02rad is allowable for the inclination of inner bottom plate deformed in conical shape in case of grounding.
- (3) The allowable value is less than 1MPa for external pressure in case of sinking.

1. まえがき

船舶技術研究所では原子力船に関して、船用炉、船体運動あるいは船体構造の各方面から基礎的な研究が行われており、本報告はそれらの研究の一環をなすものである。

船舶の海難事故の中では、衝突、座礁および沈没についての発生件数が多い。これらの海難に対して、船体構造についての研究はかなり行われているが、原子炉の格納容器の強度まで含めた検討は全く行われていない。そこで本報告では、将来の原子力船設計の際の

参考に資するために、格納容器に関して有限要素法による数値計算を行い、海難時における変形およびその許容値について検討を加えた。

2. 計算モデル

計算対象は8,000GTクラス原子力商船の格納容器とし、その概略をFig.1に示す。容器全体の大きさは高さ10.625m及び直系10mであり、容器本体は円筒形で厚さ36~60mmの鋼板から成り、また蓋は厚さ30mmの鋼板から成っており、両者の接続部分にはフランジがそれぞれ取り付けられている。容器本体内面には外部からの力に対する強度を増す目的で、水平4本及び垂直12本の防撓材が取付けられている。また、

* 構造強度部

原稿受付：昭和62年10月13日

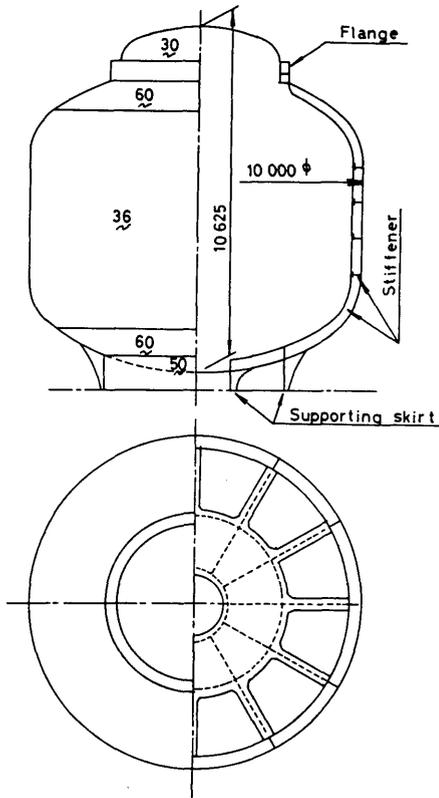


Fig. 1 Containment vessel used for calculation

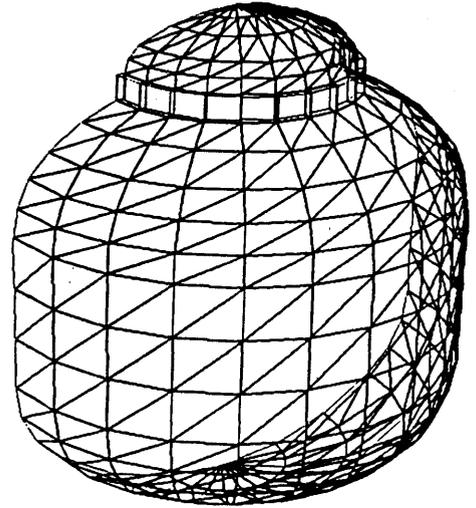
容器は同心円の二重支持スカートによって船体の内底板に固定されている。

容器内面に取り付けられている防撓材の剛性については、断面積を $18 \times 10^3 \text{ mm}^2$ 、断面2次モーメントを $972 \times 10^6 \text{ mm}^4$ とした。全ての材料は同一の材料定数を有しているものとし、ヤング率を 260 GPa 、ポアソン比を 0.3 、降伏応力を 450 MPa 、そして引張強さを 590 MPa とした。

解析には有限要素法による汎用構造解析プログラム MARC をもちいた。構造及び変形の対象性から、Fig. 2 に示すように全体構造の半分の計算モデルを作成した。容器本体および蓋は要素数合計432の3角形板要素、フランジ部は要素数合計12の8節点ソリッド要素、そして防撓材は要素数合計163の梁要素でそれぞれモデル化した。Fig. 1 に示してある同心円の2重支持スカートは密な補強材のために剛性が相対的にかなり大きいので、これを剛体と見做して計算対象には入

(324)

plate- and solid- elements



beam-elements

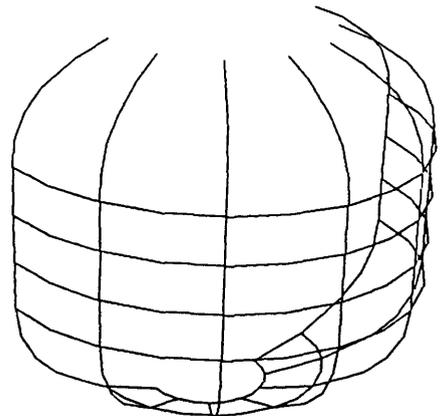


Fig. 2 Mesh arrangement

れず、容器と支持スカートが接続する同心円上で容器の変化を拘束した。また、対称境界面においては、その面に垂直方向の変位およびその面内の軸廻りの回転をそれぞれ拘束した。

3. 応力の制限基準

解析結果から変位あるいは外力についての許容値を知るためには、応力の制限基準を定める必要がある。

そこで原子力機器の構造設計分野において現在世界的に広く用いられている米国機械学会 ASME "Boiler and Pressure Vessel Code" の Section III "Rule for Nuclear Vessels"^{1),2)} (以下 ASME Code と略称する) に準拠して制限基準を定める。

ASME Code では機器の使用状態を設計状態, 運転状態, 試験状態に分け, さらに運転状態を正常, 異常, 緊急, 損傷の 4 種類の状態に分類している。海難事故時における格納容器をここでは緊急状態にあるとみなした。ASME Code では, 弾性応力解析を基本とし, 塑性状態に起因する破壊を弾性限界を越えた仮想的弾性応力という概念を用いて構造物の安全性を評価している。したがって, ここでも弾性計算によって許容値の検討を行った。

降伏応力, 引張強さをそれぞれ σ_y, σ_u としたとき, ASME Code では設計状態での応力強さ S_m を次式で与えている。

$$S_m = \min \{ (2/3) \sigma_y, (1/3) \sigma_u \} \quad (1)$$

膜応力を σ_m , 膜応力と曲げ応力との合計を σ_{mb} としたとき, 緊急状態に対する応力制限は次式で与えられている。

$$\sigma_m \leq \max \{ 1.2 S_m, \sigma_y \} \quad (2)$$

$$\sigma_{mb} \leq \max \{ 1.8 S_m, \sigma_y \} \quad (3)$$

(1)~(3)式に $\sigma_y = 450 \text{ MPa}$, $\sigma_u = 590 \text{ MPa}$ を代入すると次の応力の制限値が得られる。

$$\sigma_m \leq 450 \text{ MPa} \quad (4)$$

$$\sigma_{mb} \leq 675 \text{ MPa} \quad (5)$$

また, 外圧による座屈に関しては, 座屈荷重計算値を P_{cr} とすると, 緊急状態に対する制限外圧 P_a は, ASME Code では安全率 $\alpha = 2.5$ として, 次のように与えられている。

$$P_a \leq P_{cr} / 2.5 \quad (6)$$

格納容器の応力状態は複雑なので, 各点の応力値の評価には von Mises の理論に基づく次の等価応力 σ_{eq} を用いた。

$$\sigma_{eq} = \{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \}^{1/2} / \sqrt{2} \quad (7)$$

ここで, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ は主応力である。

応力値の評価は容器本体および蓋の板要素について

のみ行った。これは防撓材の高応力部分は局部的であること, 面材あるいは梁深さを多少変更することでその応力値を容易に減少できること等を考慮したからである。

4. 計算結果

前述の計算モデルについて, 衝突, 座礁および沈没の海難事故時に格納容器が受けるであろうと予測される荷重条件をそれぞれ加えて変形解析を行った。すなわち, 衝突時においては, 縦通隔壁が格納容器の方向へ押込まれるため, 水平方向の力が格納容器に加わるとした。座礁時においては内底板が持ち上げられ, したがって支持スカートの位置で上向きの力が格納容器に加えられることになる。沈没時においては, 水中へ沈降することによって, 周囲からの圧力が格納容器に加わるとした。

それぞれの解析において, 等価応力の最大値が(4)あるいは(5)式の値に達するときの変形および応力分布を求めた。それぞれに示されている変形図においては, 見易くするために変位量は200倍程度に拡大されている。応力分布図に示されているのは等価膜応力であり, 膜応力 σ_m が最大となる位置を黒丸印で示し, また膜応力と曲げ応力の和 σ_{mb} が最大値となる位置を×印で示した。

4.1 衝突時

原子力船の側面に他船が衝突した場合には, まず船側構造が破損し, 続いて縦通隔壁が内側へ押込まれてくる。ここで想定した原子炉区画の側壁には, Fig. 3 に示すように上部遮蔽体を支えるコンクリート・ブロックが取り付けられているとする。このブロックと格納容器との間隔についてはその距離を確定できないので, ここではブロック高さの位置で変位を拘束しない場合 Case C1 と拘束した場合 Case C2 との 2 通りの条件で解析を行った。

Case C1 についての計算結果を Fig. 4 および Fig. 5 に示す。容器は全体として傾斜し, 底部に近い位置に大きい応力が生じている。Case C2 についての計算結果を Fig. 6 および Fig. 7 に示す。荷重点近傍に高い応力が発生している。これらの結果をまとめると Table 1 のようになる。Case C1 では σ_m が, Case C2 では σ_{mb} が応力制限値に達している。このときの荷重点の水平方向変位量 δ はそれぞれ 63.5mm および

45.5mm である。

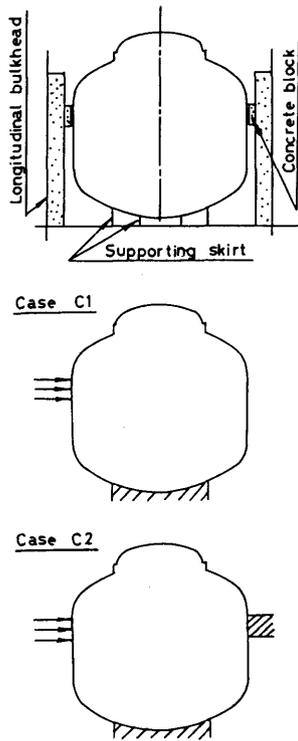


Fig. 3 Loading and supporting conditions in collision

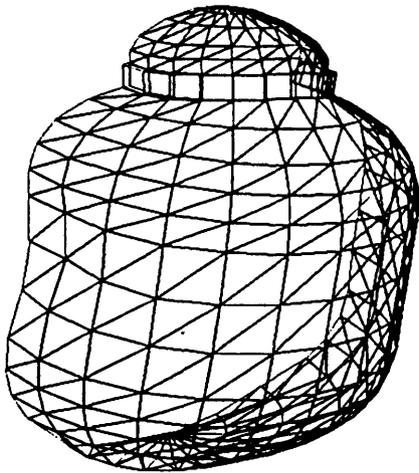


Fig. 4 Deformation in collision Case C1

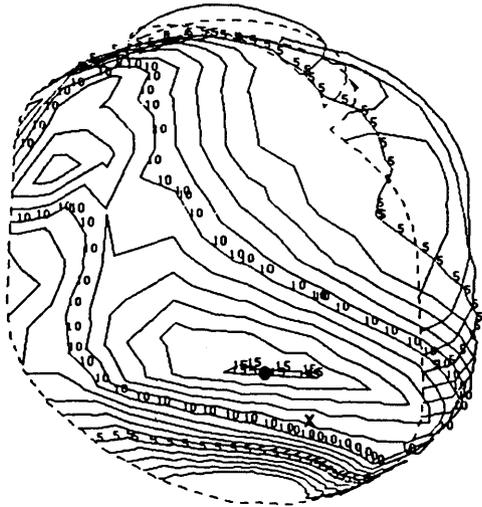


Fig. 5 Equivalent membrane stresses in collision Case C1

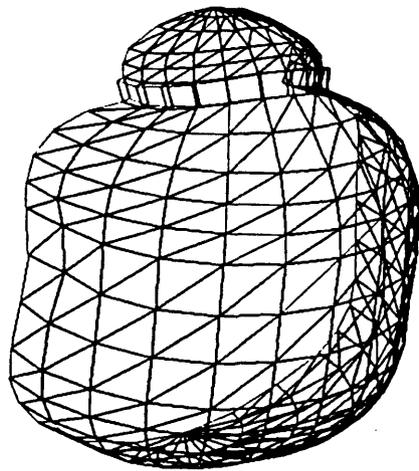


Fig. 6 Deformation in collision Case C2

Symbol	Stress (MPa)
5	150
10	300

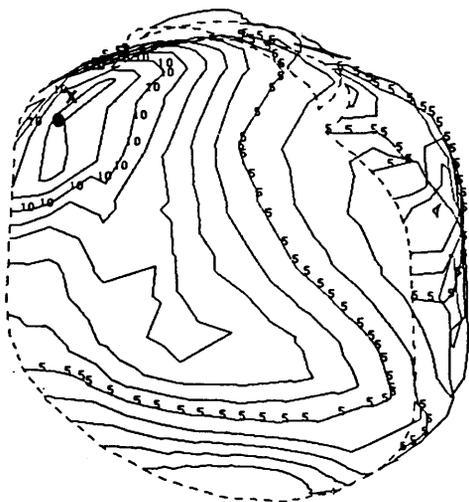


Fig. 7 Equivalent membrane stresses in collision Case C2

Table 1 Results of calculation for collision

Case	C1	C2
σ_m (MPa)	450(1.0)	395(0.88)
σ_{mb} (MPa)	610(0.90)	675(1.0)
δ (mm)	63.5	45.5

() = Ratio to the limit value

σ_m = Membrane stress

σ_{mb} = Combined membrane and bending stress

δ = Displacement at the loading point

以上の計算結果から、40~60mmにコンクリート・ブロックと格納容器との間隔を加えた量が、衝突の際に許容される縦通隔壁の内側への押込み変位量の概算値といえることができる。

衝突による船体破壊に関する研究はかなり行われているが³⁾、船側および船首とも構造模型を用いた実験で縦通隔壁の変位まで計測している例はない。したがって、衝突破壊の際に縦通隔壁の押込み変位量がどの程度になるかは現在のところ明確でない。

4.2 座礁時

閣座型の座礁によって二重底が押し上げられてくると、内底板は円錐形状に変形することが実験結果⁴⁾から推察される。この内底板の変位が同心円の2重支持スカートを通じて格納容器に加えられる。そこで、内底板の変形形状を円錐型と仮定して、その頂点の位置をFig. 8に示すように3種類とした。すなわち、頂点Aが外側支持スカート位置にある場合Case G1、頂

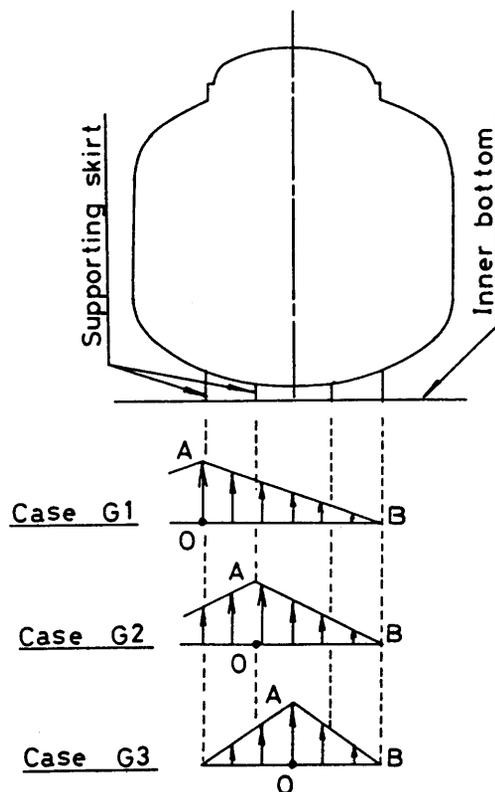


Fig. 8 Deformation patterns of inner bottom plate in grounding

点Aが内側支持スカート位置にある場合 Case G2 および頂点Aが容器中心線上にある場合 Case G3である。また、支持スカート位置における1点Bを円錐形の底辺が通るようにした。すなわち、外側支持スカート位置における1点Bに対する上方向相対変位を格納容器の支持スカート位置に与えた。これは、支持スカート位置において一様に上方へ変位する場合には、格納容器には変形が生じないからである。

Case G1 の場合の計算結果を Fig. 9 および Fig. 10 に示す。全体として傾斜し、 σ_m の最大値は内側支持スカート位置近傍に生じ、 σ_{mb} の最大値は頂点Aからやや離れた外側支持スカート位置近傍に生じている。

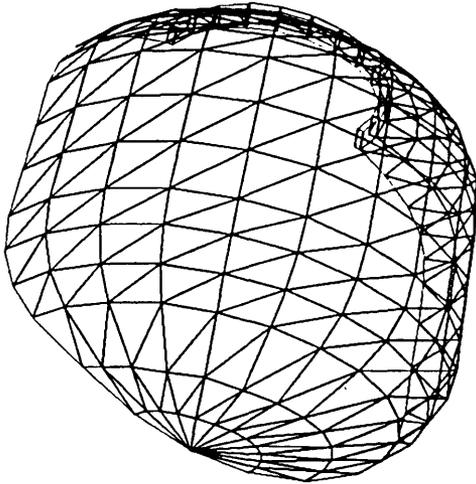


Fig. 9 Deformation in grounding Case G1

Case G2 の場合を Fig. 11 および Fig. 12 に示す。全体としてやや傾斜すると同時に局部変形をしている。 σ_m および σ_{mb} ともに最大値は頂点Aの近傍に生じている。Case G3 の場合の結果を Fig. 13 および Fig. 14 に示す。内側支持スカート位置近傍の局部変形であり、 σ_m および σ_{mb} ともに最大値は外側支持スカート位置近辺に生じている。

以上の計算結果が Table 2 にまとめられている。Case G1 および G3 については σ_m が制限値に達し、Case G2 については σ_{mb} が制限値に達している。このとき、Case G1, G2, G3 のそれぞれについて、内底板の最大持上り量 (OA) は 116.7, 60.3, 63.2mm であり、また内底板の傾斜角 ($\angle OBA$) は 0.0212, 0.0144, 0.0231rad である。

(328)

Symbol	Stress (MPa)
5	115
10	230
15	345

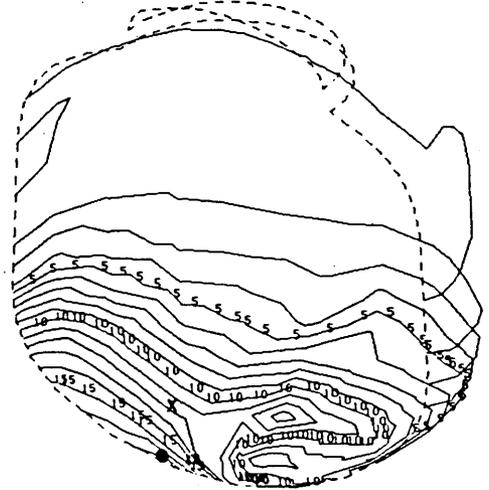


Fig. 10 Equivalent membrane stresses in grounding Case G1

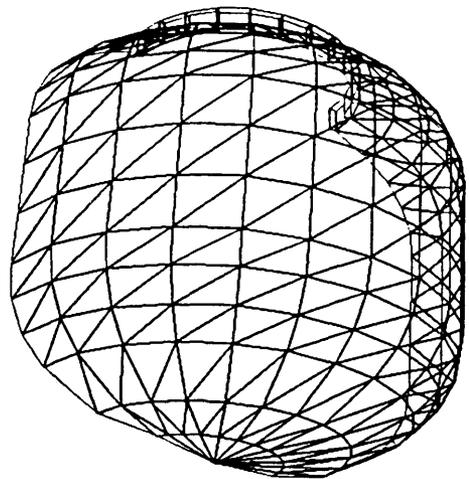


Fig. 11 Deformation in grounding Case G2

Symbol	Stress(MPa)
5	110
10	220
15	330

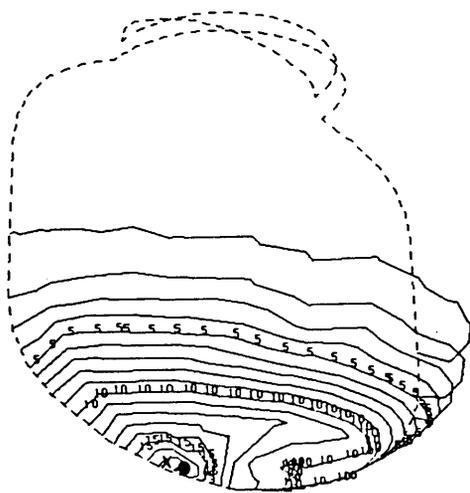


Fig. 12 Equivalent membrane stresses in grounding Case G2

Symbol	Stress(MPa)
5	130
10	260
15	390

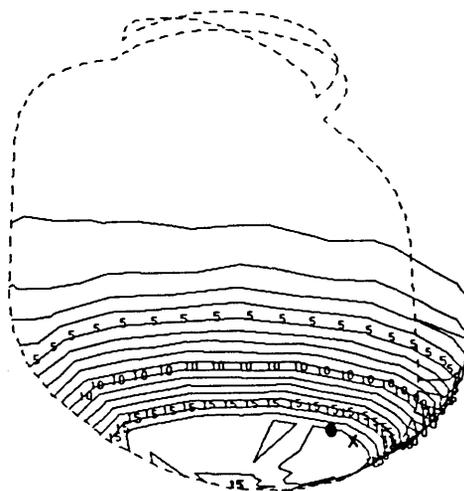


Fig. 14 Equivalent membrane stresses in grounding Case G3

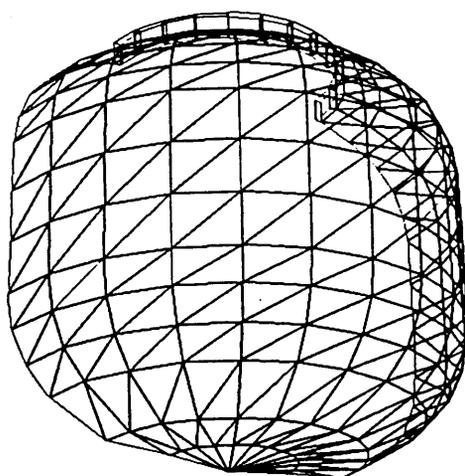


Fig. 13 Deformation in grounding Case G3

Table 2 Results of calculation for grounding

Case	G1	G2	G3
σ_m (MPa)	450(1.0)	430(0.96)	450(1.0)
σ_{mb} (MPa)	530(0.79)	675(1.0)	659(0.98)
$\bar{O}A$ (mm)	116.7	60.3	63.2
$\angle OBA$ (rad)	0.0212	0.0144	0.0231

() = Ratio to the limit value

σ_m = Membrane stress

σ_{mb} = Combined membrane and bending stress

$\bar{O}A$ = Maximum displacement of inner bottom

$\angle OBA$ = Inclination of inner bottom

以上の計算結果から、座礁の際に許容される内底板の変形傾斜角は $0.01\sim 0.02\text{rad}$ 程度であるといえる。二重底の座礁時最終強度に関する模型実験⁴⁾によると、上記の傾斜角は二重底ガーダーが圧壊した状態にほぼ対応している。

4.3 沈没時

船体が沈没し海底に向かって降下してゆく場合には、格納容器に加わる外圧が増加する。この際に容器が圧壊する前に容器に取り付けられている弁を開いて内外圧力差を調整して圧壊を防止しなければならない。このためには容器に許容される外圧の大きさを知る必要がある。ここでは、容器表面に一樣な大きさの外圧を加えて、応力解析および座屈解析を行った。

応力解析の場合における変形および応力分布を Fig. 15 および Fig. 16 に示す。蓋部および本体円筒部の内側への変位が相対的に大きい。 σ_{mb} の最大値は本体円筒部表面に生じているが、 σ_m の最大値はフラ

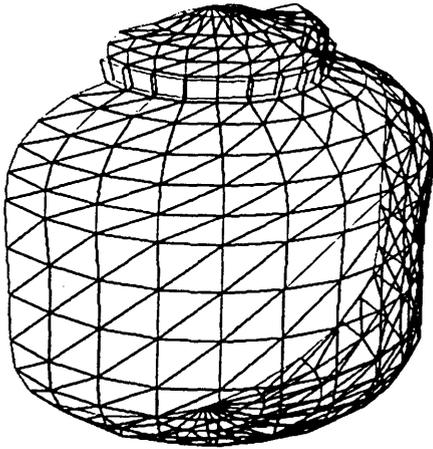


Fig. 15 Deformation under external pressure in sinking

ンジ部近傍に生じている。座屈解析の場合における最低次の固有値に対応する座屈モードを Fig. 17 に示す。防撓材の効果もあって、局部的な変形となっている。

(330)

Symbol	Stress (MPa)
5	75
10	150
15	225

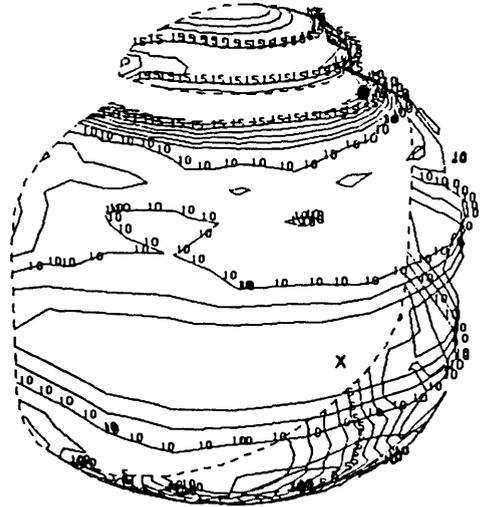


Fig. 16 Equivalent membrane stresses under external pressure in sinking

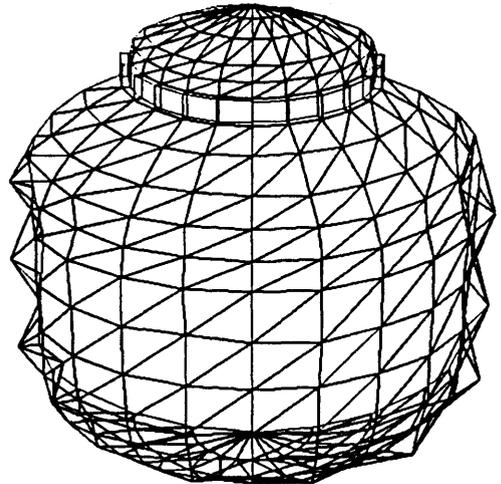


Fig. 17 Buckling mode under external pressure in sinking

以上の計算結果をまとめると Table 3 のようになる。応力解析では、 σ_{mb} が σ_m よりも先に制限値に達し、そのときの外圧の大きさは 3.27MPa である。また、座屈時の外圧の大きさは 2.51MPa であるが、これを緊急状態の安全係数 $\alpha = 2.5$ で割ると 1.00MPa の圧力が得られる。したがって、応力値の制限から求められた許容外圧 3.27MPa よりも座屈に対する許容外圧 1.00MPa の方が小さいので、後者の圧力がこの格納容器に許容される圧力ということになる。

Table 3 Results of calculation for sinking

Stress analysis	Buckling analysis
$\sigma_m = 240\text{MPa}(0.52)$	$p_{cr} = 2.51\text{MPa}$
$\sigma_{mb} = 675\text{MPa}(1.0)$	$(\alpha = 2.5)$
$p_a = 3.27\text{MPa}$	$p_a = 1.00\text{MPa}$

() =Ratio to the limit value

σ_m =Membrane stress

σ_{mb} =Combined membrane and bending stress

p_{cr} =Buckling pressure

α =Safety factor

p_a =Allowable pressure

5. 結 論

8,000GT クラスの原子力商船の格納容器を対象として海難時における変形解析を行い、衝突および座屈に対しては許容し得る船体構造の変位、沈没に対しては

許容し得る外圧を、それぞれ ASME Code に準拠して求めた。それらの計算によって得られた結果をまとめると次のようになる。

(1) 衝突の際に縦通隔壁の内側への押込みによって格納容器に加えらるる強制変位の許容値は $40\sim 60\text{mm}$ 程度である。

(2) 座礁の際に内底板が円錐形状に持ち上げられると仮定した場合に、許容し得る内底板の変形傾斜角は $0.01\sim 0.02\text{rad}$ である。

(3) 沈没の際に格納容器に許容し得る外圧の大きさは 1MPa 程度である。

ここで得られた結果はある特定の格納容器についてのものであり、新しい原子力船が設計される場合には別途解析が必要となるが、ここで行なった計算の考え方はその際にも参考になると思う。

本報告の有限要素法による計算は船舶技術研究所の中央電子計算機 FACOM M-180II AD を用いて行った。また、本研究は科学技術庁の原子力試験研究費によるものである。

参考文献

- 1) ASME Code Section III, Boiler and Pressure Vessel Code, 1968.
- 2) 宮健三, 矢川元基: 原子炉構造工学, 東京大学出版会, 1982.
- 3) 渋谷唯司 他: 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.
- 4) 上田幸雄 他: 座礁時の二重底最終強度, 日本造船学会論文集, Vol. 143, 1978.