

(昭和 47 年 10 月日本造船学会秋季講演会において講演)

球殻の耐圧強度に関する実験研究

正員 金 井 一 彦* 正員 森 鼻 英 征*
正員 山 崎 敏 樹* 正員 寺 田 邦 夫**

Experimental Investigation on the Collapse Strength of Spherical Shells

by Kazuhiko Kanai, *Member* Hideyuki Morihana, *Member*
Toshiki Yamasaki, *Member* Kunio Terada, *Member*

Summary

In order to obtain the collapse strength data on the spherical shells suitable to the pressure capsule of DSSV, collapsing tests were conducted using spherical shell models by means of MHI 1,200kg/cm² hydrostatic tank. These models were made from several kinds of materials including ultra-high yield strength steels such as 18% Ni maraging steel, 10% Ni dual-strengthened steels etc., and machined into near-perfect spherical shape or spheres with initial imperfection of various thicknesses.

From these experiments the following conclusions are obtained :

- (1) Collapse pressure of relatively thick shells ($h_d/R_{10} \geq 0.03$) agrees to the theoretical inelastic buckling pressure by Gerard et al.
- (2) The effect of initial imperfections are evaluated by local radius in case of relatively thick shells. But for thinner shells, this method is not sufficient and nonlinear elasto-plastic analysis will be required.
- (3) Present results will not always agree with Krenzke's data, especially in thinner shells with flat spot.
- (4) Fracture appearance of collapsed shells are closely related to the fracture toughness of materials.

1 ま え が き

球殻はその重量に比して高い耐荷能力を有するために圧力容器など内圧容器の各分野で使用されているが、外圧を受ける場合には座屈強度（以下“耐圧強度”と称する）の理論値と実験値の差が大きいために構造物として実用に供される例はこれまであまり多くはなかった。しかし最近の殻構造理論の発展にともない詳細な検討が可能になり、潜水船など外圧に耐える構造にも重量効率の点から球殻の採用の可能性が検討されつつある。

球殻の耐圧強度の理論については次章で概観する通りこれまでも非常に多くの研究が行われてきているが、実際の球殻においては初期形状不正、材料の性質、加工法などの影響を受けて大きく変化するために、その耐圧強度を理論のみにより推定するには至っていない。著者らは深海潜水船の設計に使用できる球殻の耐圧強度に関する基礎的資料を得るために球殻模型による一連の実験研究を実施中であり、現在までに得られた成果をとりまとめて報告する。

2 球殻の耐圧強度に関する理論

外圧を受ける球殻の座屈に関する最初の理論解は 1915 年に R. Zoelly により微小変形を仮定して求められた。

* 三菱重工業株式会社 神戸造船所

** 三菱重工業株式会社 神戸研究所

その結果は(1)式で与えられ¹⁾、古典理論値と呼ばれている。

$$P_c = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \quad (1)$$

ただし E : 弾性係数, μ : ポアソン比, h : 板厚, R : 半径である。

模型実験により得られる球殻の座屈圧力はこの古典理論値の $1/3 \sim 1/4$ と低い値を示すのが常であった。この差を説明するために多くの実験や解析が進められている。例えば Th. von Kármán と H. S. Tsien²⁾ は有限の変位量を考慮した解析を行い、外圧と変位との平衡曲線の包絡線の最低値を下限座屈値と定義し、実際の球殻で観察される座屈圧力はこの下限座屈値であるとした。これによれば球殻の座屈圧力は次のようになる。

$$P_K = 0.3652 E \left(\frac{h}{R} \right)^2 \quad (2)$$

その後 von Kármán らの解は線型化の途中で無視した微小項のために平衡条件を満たしておらず、下限座屈値が低くなりすぎていることが明らかにされた。

わが国では徳川³⁾ が球殻を正 20 面体に置換えてその座屈圧力を近似的に求め、さらに軟鋼製の模型を用いた実験を行って実験式を導いている。

近年になり電子計算機の発展とともに非線型殻理論の研究が活発に行われ、特に初期形状不正を取扱った解析が W. T. Koiter⁴⁾, J. W. Hutchinson⁵⁾, D. Bushnell⁶⁾, 古賀ら⁷⁾ によって行われている。これらの理論は弾性座屈の範囲を取扱っている。

塑性座屈に対しては、G. Gerard, P. P. Bijlaard, M. E. Lunchick⁸⁾ らの研究があり、これらの理論によれば球殻の塑性座屈圧力 P_t は弾性座屈圧力 P_c に塑性効果による修正係数 (plasticity reduction factor) η を乗じた形で与えられる。

$$P_t = \eta \cdot P_c \quad (3)$$

ただし η はポアソン比のとり方により若干の差があり、Lunchick は次式を与えている。

$$\eta = \frac{E_t}{E} \sqrt{\frac{E_t(1-\mu_t^2)}{E_s(1-\mu_s^2) \cdot (1+\mu_s)}} \quad (4)$$

ただし E_t : Tangent modulus, E_s : Secant modulus, μ_t : Tangent Poisson's ratio, μ_s : Secant Poisson's ratio とする。

M. A. Krenzke⁹⁾ らは深海潜水船を対象とした多数の球殻模型実験を行い、球殻の座屈圧力は本来(1)式による古典理論値で示されているが現実の球殻では加工により生ずる形状不正や残留応力のためにその座屈圧力が低下するとの結論を得て、以下に示すような耐圧強度推定法を提案した。すなわち機械加工により正確に製作された球殻においても通常測定し得ない程度の微小な初期不正が存在する(このような球殻を near perfect と称する)ので、その座屈圧力は(1)式の約 70% に低下し、さらに一般の球殻では初期形状不正による局部曲率半径 (L_c で表わす座屈限界弧長の範囲内で考える) を用いて座屈圧力を計算すべきであるとし、弾性および塑性座屈圧力として次式を導いた。

$$P_3 = 0.84 E \left(\frac{h_a}{R_{10}} \right)^2 \quad (5)$$

$$P_E = 0.84 \sqrt{E_t \cdot E_s} \cdot \left(\frac{h_a}{R_{10}} \right)^2 \quad (6)$$

ただし R_{10} は形状不正を考慮した球殻外面での局部曲率半径, h_a は不正部の平均板厚, E_t および E_s は(7)式による球殻応力に対応する tangent modulus および secant modulus である。

$$\sigma = \frac{PR_{10}^2}{2 \left(R_{10} - \frac{h_a}{2} \right) h_a} \quad (7)$$

(6) 式は弾性範囲内では(5)式と一致する。Krenzke らはさらに残留応力など加工法の影響に対する実験係数 k を導入し、実際の球殻の耐圧強度の推定計算式として次式を提案している。

$$P_k = 0.84 k \cdot \sqrt{E_t \cdot E_s} \cdot \left(\frac{h_a}{R_{10}} \right)^2 \quad (8)$$

著者らはこれら理論を基礎として深々度潜水船耐圧殻に対する重量効率の高い耐圧球殻の設計方式を見出すことを目的として、降伏点の高い材料を使用して、その降伏点付近で圧壊するように計画された比較的厚肉の球殻

の耐圧強度に関する実験研究を実施することとした。

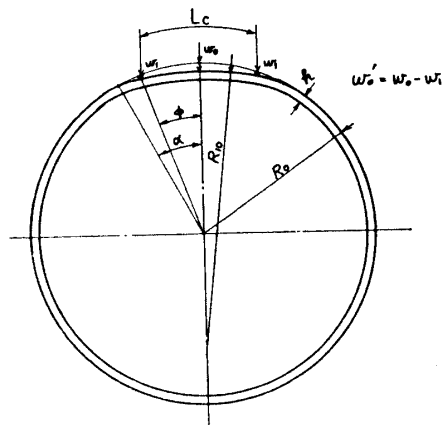
3 圧壊実験

3.1 模型の概要

球殻の圧壊実験用の供試模型としては部分球模型、半球模型、全球模型などが考えられるが、著者らは実際の耐圧球殻に最も相似した条件を実現できる全球模型を使用することとした。供試模型の使用材料、計画寸法、加工法を表1に示す。模型はすべて外径約500 mmで、2個の半球に分割して加工した後、赤道継手の片面溶接を行って全球状とし、継手付近の余肉を削除した。供試模型は次の2系統に類別される。

表1 球殻模型一覧表

名 称	使用材料	計 画 寸 法								加 工 法
		R_0 (mm)	h (mm)	R_{10} (mm)	α (DEG)	ϕ (DEG)	L_c (mm)	w_0 (mm)	w_0' (mm)	
FS-061	HT-80	250	6	250	—	—	—	0	0	冷間曲げ→溶接→焼鈍→半球 機械加工→赤道溶接→赤道加工
FS-062	HT-80	250	6	333.8	17°31'	12°32'	108.3	3	1.5	
FS-063	HT-80	250	6	417	19°41'	14°08'	121.0	6	3	
FS-064	HT-60	252	6	333	28°23'	12°40'	108.2	6	2	冷間曲げ→溶接→半球機械加工→赤道溶接
FS-081	HT-60	250	8	250	—	—	—	—	—	冷間曲げ→溶接→赤道溶接
FS-121	HT-80	250	12	250	—	—	—	0	0	冷間曲げ→溶接→焼鈍→半球 機械加工→赤道溶接→赤道加工
FS-122	HT-80	250	12	291.3	22°57'	16°33'	143.1	3	1.5	
FS-123	HT-80	250	12	332.2	24°39'	17°51'	152.8	6	3	
FS-124	HT-80	250	12	413.3	27°43'	20°17'	170.4	12	6	
FS-181	HT-80	250	18	250	—	—	—	0	0	
FS-182	HT-80	250	18	290.6	27°58'	22°00'	175.0	4.5	2.25	
FS-183	HT-80	250	18	330.7	30°03'	12°40'	186.7	9	4.5	
HY-061	18 NiMR	250	6	250	—	—	—	0	0	熱間曲げ→溶体化処理→半球 機械加工→赤道溶接→赤道加工 →時効処理
HY-081	18 NiMR	250	8	250	—	—	—	0	0	
HY-091	18 NiMR	247	9	247	—	—	—	0	0	
HY-101	18 NiMR	250	10	250	—	—	—	0	0	
HY-102	12 NiMR	250	10	250	—	—	—	0	0	
HY-103	10 NiD. S.	250	10	250	—	—	—	0	0	熱間曲げ→熱処理→半球機械加工→赤道溶接→赤道加工
HY-104	HT-100	250	10	250	—	—	—	0	0	冷間曲げ→溶接→半球機械加工→赤道溶接→赤道加工
HY-105	HT-70	250	10	250	—	—	—	0	0	
HY-106	Al Alloy	250	10	250	—	—	—	0	0	爆発成形→焼なまし→半球機械加工→赤道溶接→赤道加工



(1) FS シリーズ

主として形状の影響を調査することを目的とし、10個の HT-80 (WELTEN-80 C) 製模型と2個の HT-60 製模型が含まれる。HT-80 模型は板厚に 6, 12, 18 mm の3種類があり、それぞれに対して各1個の正球模型 (正球を目標として機械加工により製作した模型の意味) と2または3個の不正球模型が含まれる。不正球模型は一般部よりも大きな曲率半径を有する平坦部を有するように製作された。平坦部の弧の長さに対応する中心角 α は、Krenzke による座屈限界弧長に対応する中心角 ϕ の約1.5倍となるように定め、平坦部と一般部の境界には小さな R を付した。形状不正量としては平坦部の頂点での真円からの外れ w_0 と、座屈限界弧長内での真円からの外れ w_0' の両方をもって示した。これらの模型はすべて数値制御付立旋盤で機械加工を行った。

HT-60 模型には板厚 6 mm と 8 mm が各1個あり、前者では機械加工により初期形状不正を与え、後者では溶接組立のままとして自然に形状不正が発生することを意図した。

(2) HY シリーズ

主として材料の性質が圧壊圧力や圧壊後の変形に及ぼす影響を調査することを目的とし、強度レベルおよび応力-歪曲線の傾向を異にする6種類の材料を使用した9個の正球模型が含まれる。その内訳は深海潜水船用材料として最高の強度を有する 18% Ni マルエージング鋼 (以下 18 NiMA と略記する) を使用した板厚の異なる4個の模型と、12% Ni マルエージング鋼 (12 NiMA), 潜水船用として新しく開発された 10% Ni 鋼, HT-100 (HY-130 系), HT-70 (HY-90 系) およびアルミニウム合金 (JIS A 5083 P-O) を使用した各1個ずつの板厚 10 mm の模型である。これらの模型はすべて数値制御付立旋盤で計画寸法に機械加工された。

3.2 材料の性質

塑性座屈の解析に必要な応力-歪関係は一軸引張試験により決定した。その結果を図1に示す。またこれら材料の機械的性質を表2に示す。弾性係数は応力-歪曲線から決定した。

3.3 形状計測

各模型についてその外形状と板厚を詳細に計測した。形状計測にあたっては模型の外側に設置された基準円治具から模型表面までの距離を測定し、計画球面に対する相対的凹凸を等高線図により表示した。その一例を図2に示す。板厚は超音波厚み計により測定した。

表2 材料の機械的性質

材 料	0.2% 耐力 (kg/mm ²)	引張強さ (kg/mm ²)	弾 性 係 数 (kg/cm ²)	伸 び (%)	V シャルピ ー衝撃値 R. T. (kg-m)	使 用 模 型
18% Ni マルエ ージング鋼	167	171	1.92×10^6	11.5	(0°C)* 2.0, 2.5	HY-061
	163	172	1.94×10^6	8.4	(0°C)* 2.3, 2.7	HY-081
	165	173	2.06×10^6	8.2	(0°C)* 2.4, 2.9	HY-091
	152	160	1.91×10^6	8.3	1.9, 2.4	HY-101
12% Ni マルエ ージング鋼	130	135	2.14×10^6	14.0	4.6, 4.1	HY-102
10% Ni 鋼	132	153	2.18×10^6	20.7	19.0, 16.8	HY-103
HT-100 鋼	101.5	115	2.23×10^6	21	17.9, 17.1	HY-104
HT-80 鋼	76.0	85.8	2.1×10^6	19.5	(-5°C)* 19.4	FS-061~063
	71.8	80.3	2.1×10^6	19.6		FS-121~124, FS-181~183
HT-70 鋼	65.4	80	2.29×10^6	25.5	18.9, 10.1	HY-105
HT-60 鋼	56.6	64.2	2.1×10^6	28.5	(-50°C)** 2.8 以上	FS-081
	49.9	60.0	2.1×10^6	33.0		FS-064
アルミニウム合 金	15.5	35	0.795×10^6	23	5.6, 3.9	HY-106

* ミルシートによる値, ** 規格値

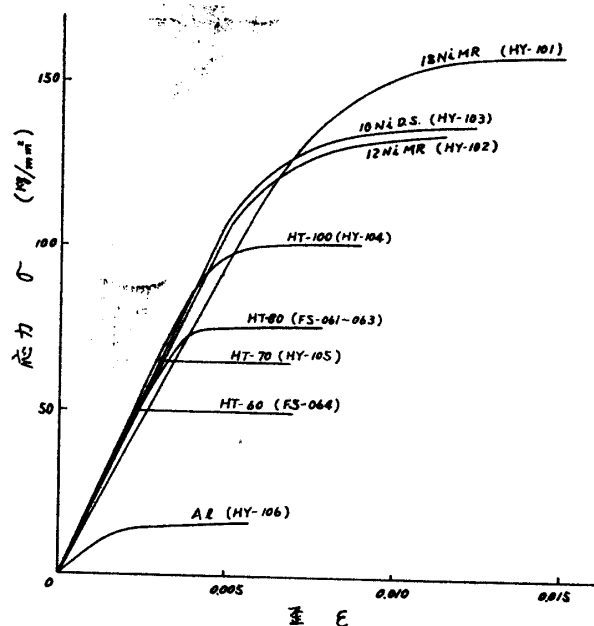


図1 材料の応力-歪曲線

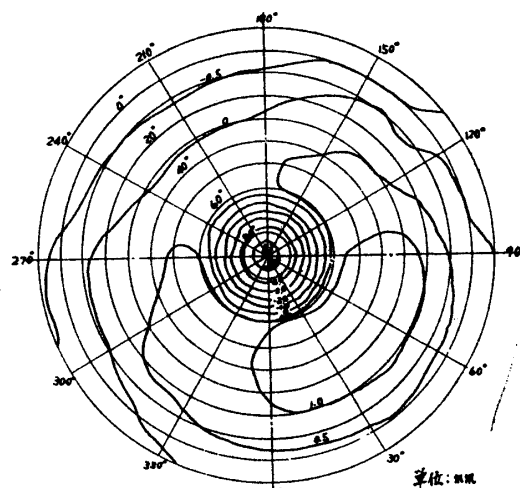


図2 形状計測結果 (FS-123)

3.4 圧壊試験方法

模型の圧壊試験は三菱重工(株)神戸研究所に設置された耐圧試験設備を使用して行った。加圧タンクは内径 600 mm, 長さ 1,810 mm の円筒形で、計画最高使用圧力は 1,200 kg/cm² である(この設備の詳細は参考文献 10) に示す)。加圧はできるだけゆるやかに行い、模型の外面に貼付されたストレンゲージにより歪計測を行いつつ圧壊に至らしめた。一部の歪計測点については X-Y レコーダにより圧力の変化に対応する歪の変化を連続的に記録した。歪計測を行う模型については高圧下でのストレンゲージの絶縁性に対する配慮から加圧媒体に油圧油を使用した。ストレンゲージを貼付した供試模型の写真を図3に示す。

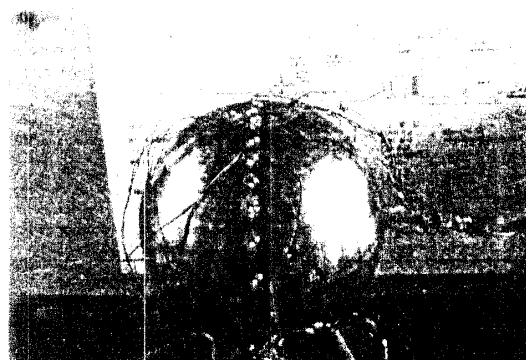


図3 供試模型の外観

4 圧壊実験結果

4.1 圧壊圧力および破壊様式

各模型の圧壊圧力と圧壊後の状態(以下“破壊様式”という)を、模型の実測形状寸法とともに表3に示す。球殻が凹入座屈を生ずる瞬間の圧力、すなわち最大圧力を圧壊圧力とした。圧壊を生じた個所の局部形状に対する板厚半径比 h_a/R_0 と圧壊圧力の関係を図4に示す。いずれの模型も圧壊の瞬間に大きな爆発音を発し、加圧タンク内の圧力は急激に 0 kg/cm² に低下した。模型の使用材料により破壊様式には次のような差異を生じた。

(1) 凹入変形

図5の(1)に示すように局部的凹入変形を生ずるもので、FS シリーズの全模型と HY シリーズの HY-104, 105, 106 の各模型はこの形状で圧壊した。不正球模型ではすべて計画した不正部(平坦部)が凹入し、正球模型では赤道から離れたN極またはS極の近傍で凹入する例が多い。全般的に圧壊時の圧力の高いものほど凹入域が大きくなる傾向が見られる。これら凹入変形を生じたものは使用材料の降伏点(0.2% 耐力)がすべて 100 kg/mm² 程度以下のものである。

(2) 凹入部にき裂発生

10% Ni 鋼を使用した HY-103 模型では凹入変形域内の赤道継手溶接線に沿ってき裂が発生し、凹入域の外側で停止した。また凹入域の境界付近にも短いき裂が発生した。その状況を図5の(2)に示す。

(3) 凹入部が破片に分裂

12 NiMA を使用した HY-102 模型では凹入変形域の周縁部にき裂が発生し、凹入域は1つの大きな破片とな

表 3 圧壊諸数値

名 称	局 部 形 状				圧壊圧力 P_{exp} (kg/cm ²)	圧壊様式	圧壊応力 f_K (kg/cm ²)	P_{exp}/P_c
	R_{10} (mm)	h_a (mm)	w_0 (mm)	h_a/R_{10}				
FS-061	252	5.87	0.05	0.0233	314	凹入変形	6,820	0.223
FS-062	349	5.97	3	0.0171	210	凹入変形	6,190	0.278
FS-063	414	5.00	5	0.0121	120	凹入変形	5,000	0.320
FS-064	343	7.0	9	0.0204	175	凹入変形	4,230	0.162
FS-081	277	8.4	—	0.0303	320	凹入変形	5,350	0.133
FS-121	260	11.8	0.325	0.0454	660	凹入変形	7,450	0.120
FS-122	300	11.7	3	0.0390	577	凹入変形	7,550	0.144
FS-123	335	11.7	6	0.0349	498	凹入変形	7,260	0.155
FS-124	418	11.7	12	0.0280	379	凹入変形	6,870	0.185
FS-181	250	18.04	0	0.0722	1,070	凹入変形	7,690	0.075
FS-182	290	18.14	4.5	0.0626	934	凹入変形	7,710	0.088
FS-183	332	18.19	9	0.0548	822	凹入変形	7,720	0.102
HY-061	249.5	6.0	0	0.0241	748	全体が破片に分裂	15,700	0.543
HY-081	280.0	8.0	0.75	0.0286	963	全体が破片に分裂	15,200	0.385
HY-091	246.5	9.1	0	0.0369	1,257	全体が破片に分裂	17,500	0.356
HY-101	249.5	10.0	0	0.0401	1,280	全体が破片に分裂	16,300	0.331
HY-102	249.3	10.15	0	0.0407	1,100	凹入部が破片に分裂	12,900	0.246
HY-103	249.8	9.6	0	0.0384	1,120	凹入部にき裂発生	14,800	0.276
HY-104	250.3	9.8	0	0.0392	830	凹入変形	10,700	0.193
HY-105	249.7	8.9	0	0.0356	547	凹入変形	7,800	0.150
HY-106	249.7	10.0	0	0.0401	134.5	凹入変形	1,710	0.084

って球殻本体から分裂し、その周縁部からも数個の小さい破片が生じた。その状況を図 5 の (3) に示す。

(4) 球殻全体が破片に分裂

18 NiMA を使用した HY-061, 081, 091, 101 の 4 個の模型では球殻全体が破片に分裂した。その状況を図 5 の (4) に示す。18 NiMA は表 2 に見られる通り最高の強度を有するもののじん性、延性は他の材料に比して低い。分裂した破片を復元して見ると比較的細かい破片が集まっている領域があり、その中の破片には曲率が逆になるなどの著しい塑性変形を受けたものがあることから、これらの模型においても圧壊の初期には局部的な凹入変形がき裂の発生に先立ち生じるものと思われる。

4.2 歪計測結果

圧力に対する歪の変化の状況の例を図 6 に示す。圧力の上昇とともに歪は最初はほぼ直線的に増加し、やがて圧壊圧力の 80% 程度に達すると歪の増加の割合が大きくなる。凹入域内の計測点においては特に歪の増加が著しく、圧壊の瞬間まで正確に追跡することは困難である。なおアルミニウム合金を使用した HY-106 模型では他の模型とは異なり、圧力の上昇につれて歪が連続的に変化せず、特定の一定圧力の下で急激に歪が増す現象が見られた。これはアルミニウム合金に特有のすべりによるものと考えられる。

不正球模型における子午線上の歪から計算された応力

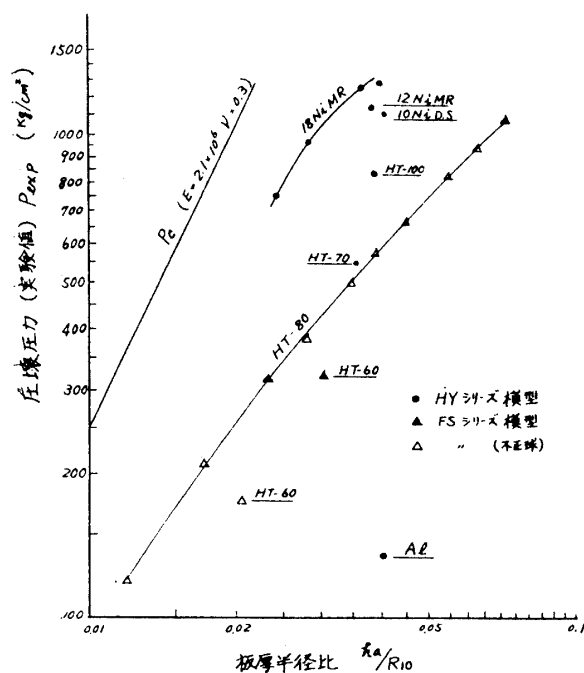
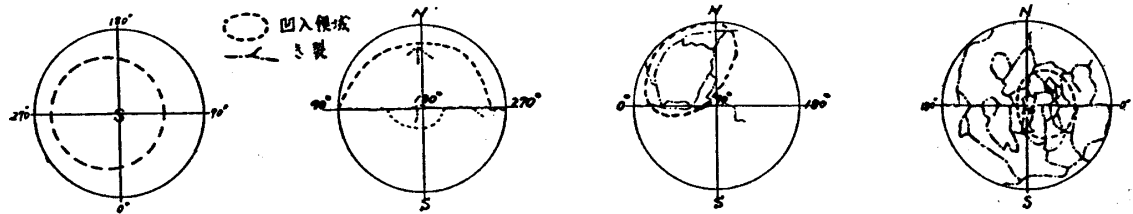
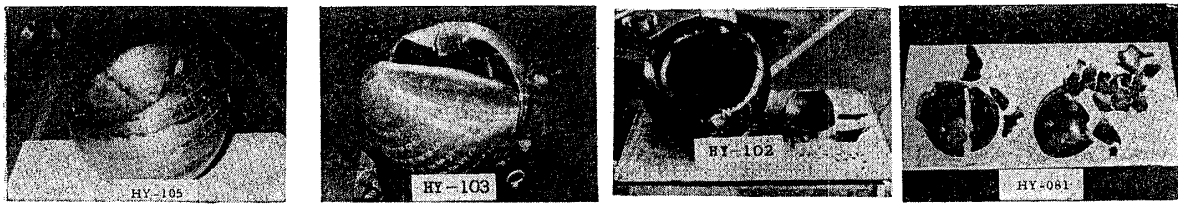


図 4 板厚半径比と圧壊圧力の関係



(1) 凹入変形 (2) 凹入部にき裂発生 (3) 凹入部が破片に分裂 (4) 球殻全体が破片に分裂

図5 圧壊後の模型の外観

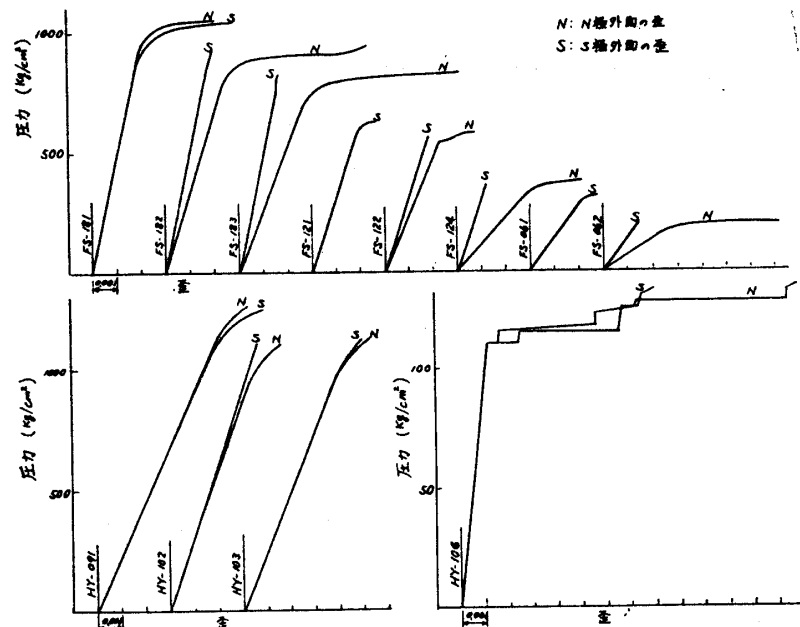


図6 圧力-歪曲線

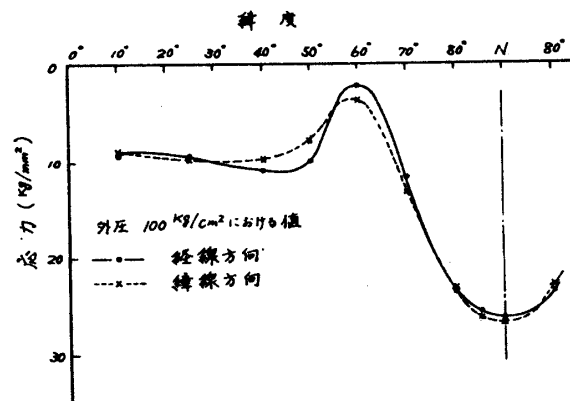


図7 不正球模型 (FS-124) の応力分布

分布の一例を図7に示す。

5 実験結果に対する考察

5.1 圧壊圧力について

(1) 圧壊応力値および塑性座屈理論との比較

圧壊個所の平均板厚に対する局部曲率半径の比(板厚半径比) h_a/R_{10} と圧壊圧力とこれら実測寸法とから計算した圧壊応力 f_K の関係を図8に、材料降伏点(0.2%耐力)に対する圧壊応力の比率の関係を図9に示す。図9によれば今回の供試模型の圧壊応力は材料の降伏点に対し65%から120%の範囲にあり、大部分が塑性座屈域にあることが示されている。圧壊応力は h_a/R_{10} により変化し、 h_a/R_{10} が0.03の付近では材料の降伏点(0.2%耐力)に等しく、これよりも厚肉になれば降伏点よりも上昇し、薄肉になれば降伏点以下に低下する。ただし h_a/R_{10} が0.01~0.02の3個の模型はいずれも不正球模型であるので、図9に現われた h_a/R_{10} の減少に伴う圧壊応力の低下には意図的に平坦部を設けたことによる影響が含まれていることも考えられるが、この付近に正球模型の実験点がないために明確には定め難い。 h_a/R_{10} が0.03以上では正球模型と不正球模型との間に

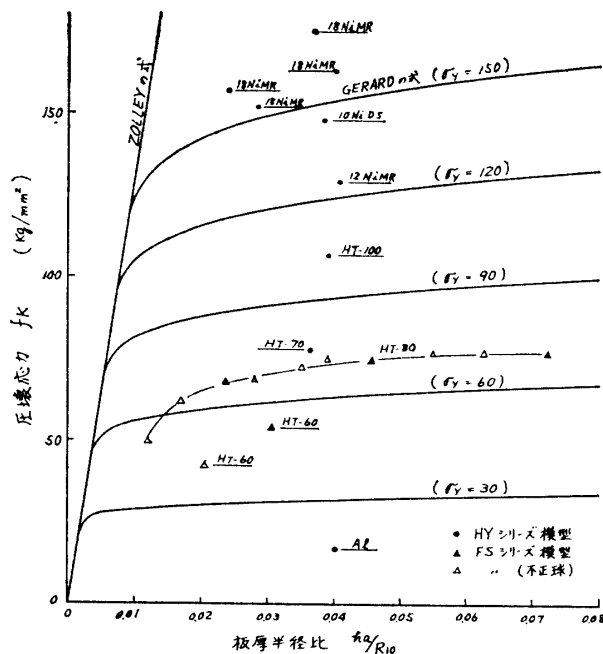


図8 圧壊応力

差は見られない。これらの図中に示した Gerard の塑性座屈理論値(材料の応力-歪曲線は図9のごとく仮定した)は h_a/R_{10} が0.03より大きい範囲で実験結果と良い一致を示している。

(2) 初期形状不正の影響

球殻の初期形状不正が圧壊圧力に及ぼす影響について弾性理論により解析を行った Hutchinson, Bushnell, 古賀による結果を図10に示す。ここでは初期形状不正 w_0/h_a とそれによる弾性座屈圧力の低下率 ρ_{cr} (古典理論値(1)式に対する比率)の関係が与えられている。若干の差があるが、いずれも初期形状不正により弾性座屈圧力が大幅に低下することを示している。FSシリーズの7個の HT-80 製不正球模型についてその圧壊圧力 P_{exp} と、これの初期不正(平坦部)がないものとして(1)式により計算した弾性理論座屈圧力および Gerard の理論による塑性理論座屈圧力との比率を図10に示す。これらの模型の圧壊応力は降伏点の65%以上で比較的高いために応力-歪曲線の非線型の影響が現われていると考えられ、このために弾

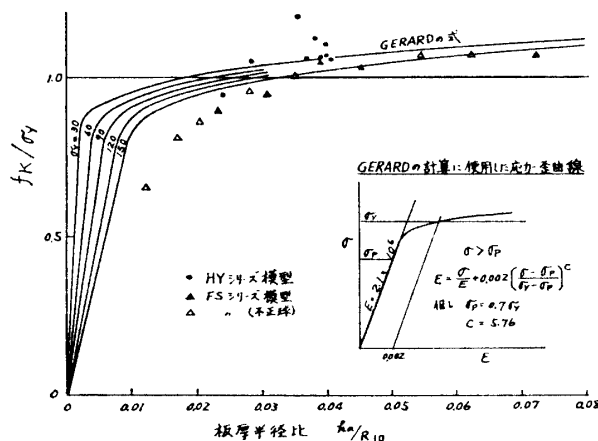


図9 圧壊応力比 f_K/σ_y

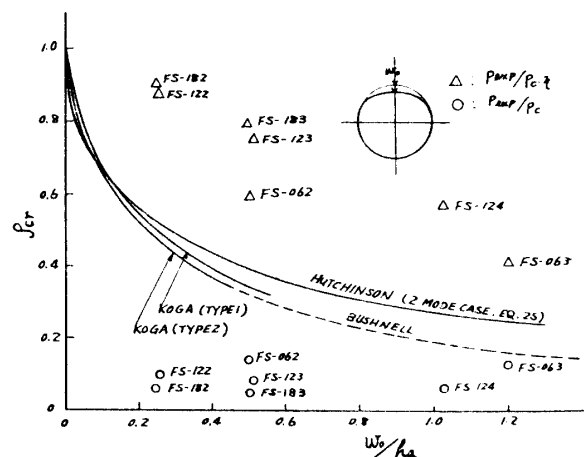


図10 形状不正の影響

性理論座屈圧力に対する ρ_{cr} は著しく低い。塑性理論座屈圧力に対する ρ_{cr} は理論値よりも高い値となっているが、これは塑性座屈の場合には弾性座屈の場合ほど初期不正の影響が現われないためではないと思われる。

(3) Krenzke らのデータとの比較

Krenzke らの提案した、初期形状不正を局部曲率半径として扱った (6) 式による圧壊圧力計算値 P_E と実験値 P_{exp} との比率を図 11 に示す。ただし応力-歪曲線は図 1 に示した実測のものを使用した。この図の横軸の 1.0 よりも右の範囲は塑性座屈の領域で (5) 式による P_3 と (6) 式による P_E の比 ($P_3 \geq P_E$) を用い、1.0 よりも左の範囲は弾性座屈の領域で座屈応力と比例限応力の比を用いている。したがって球殻は横軸の右に寄るほど安定度が高い。Krenzke らは多数の実験結果に対して図 11 に示すようなばらつきの下限線を定めており、機械加工された球殻、溶接組立後応力除去焼鈍された球殻、溶接組立のままの球殻の順に圧壊圧力が低下するとしている。この低下率が (8) 式の実験係数 k に相当する。今回の実験結果を Krenzke らのデータと比較すると、正球模型の場合には P_{exp}/P_E は 1.0~1.1 の範囲にあり機械加工球殻に対する Krenzke の実験曲線よりもやや高い。しかし不正球模型の場合には横軸の 4.0 付近より左側の領域での P_{exp}/P_E の低下が著しく、溶接組立のままの球殻に対する実験曲線とほぼ等しい。横軸上を右から左へ 1.0 に近づくにつれて安定度の高い塑性座屈から安定度の低い弾性座屈に近づくので、平坦部の形状や加工中の残留応力などの影響がより敏感に影響するようになり、このような異なった結果が得られたと考えられる。

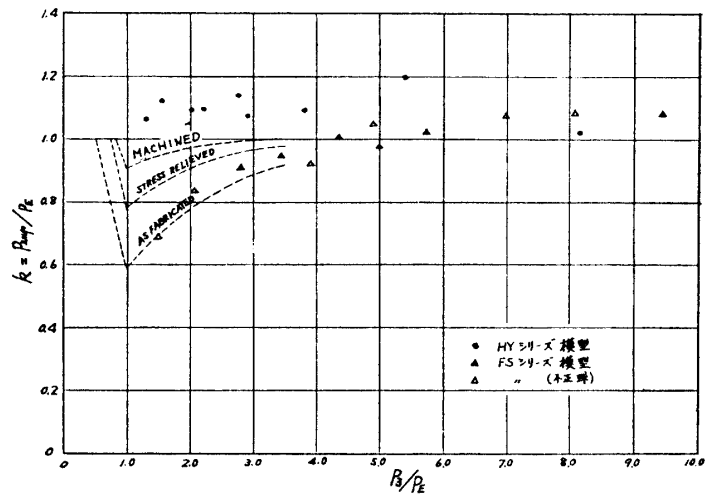


図 11 Krenzke の計算式との比較

5.2 破壊様式について

材料の強度、破壊じん性と破壊様式の関連について、今回の実験結果(ただしアルミニウム合金製模型は除く)を W. S. Pellini ら^{11,12)}の研究と比較した結果を図 12 に示す。構造用鋼ではその強度が高くなるにしたがって、実現可能な破壊じん性は低下する傾向が一般にあり、今回の使用材料でも全般的にその傾向が見られる。新しく潜水船用として開発された 10% Ni 鋼は高強度にもかかわらず非常に高いじん性を有している。外圧で圧壊し

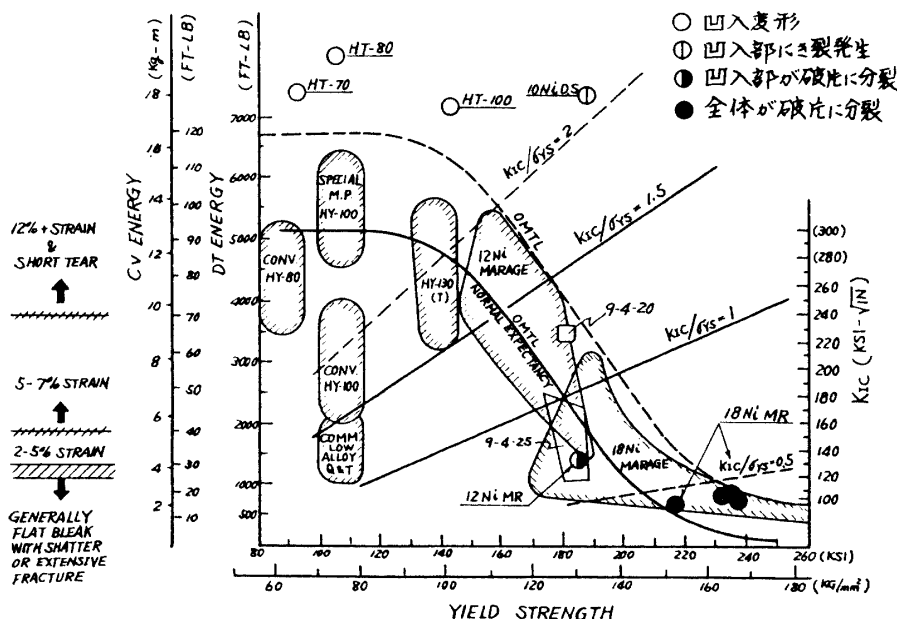


図 12 材料の機械的性質と圧壊様式

た球殻の破壊様式と破壊じん性の関係は降伏点 120 kg/mm^2 以上の超高降伏点鋼を使用した模型で明瞭に現われ、破壊じん性の低い模型はどれもろい破壊様式を示している。

Pellini らは DT エネルギーが $1,000 \sim 1,250 \text{ ft-lbs}$ 以下 (相当 V ノッチシャルピー衝撃エネルギーでは $3.5 \sim 4.1 \text{ kg-m}$ 以下) の材料は爆破荷重の下で flat break を生ずるとしているが、これと同程度の破壊じん性の 18 NiMA および 12 NiMA を使用した今回の模型が瞬間的な圧壊により破片に分裂しており、Pellini の基準とよく一致した結果が示されたことが注目に値する。

潜水船の耐圧球殻は一般には圧縮応力状態にあるために内圧容器のようなぜい性破壊は起らないと考えられているが、圧壊時には凹入変形により局部的な高い曲げ応力が発生するので、破壊じん性の低い材料ではき裂の発生を契機としてぜい性的破壊が起る可能性があることが明らかになった。したがって外圧を受ける構造物の場合でも、材料の選定に際しては強度と同様に破壊じん性についても十分に考慮を払う必要があると考えられる。

6 あ と が き

球殻模型を使用した主として塑性座屈領域における球殻の圧壊実験により得られた結果を要約すればつぎの通りである。

(1) 板厚半径比 h_a/R_{10} が 0.03 よりも大きい球殻の耐圧強度は、局部形状寸法を用いて Gerard らの塑性座屈計算法によりほぼ推定できる。

(2) 形状不正の影響は、板厚半径比 h_a/R_{10} が 0.03 よりも大きい場合には、局部曲率半径によりほぼ推定できる。しかし、より薄肉の球殻に対してはこの方法では十分でなく、形状ならびに材料特性の非線型性を考慮した解析が必要である。

(3) 今回の実験結果は Krenzke らの整理した実験結果とは完全には一致せず異なった傾向を示し、不正球殻模型では最大 25% 程度の差を生じた。この差異は特に薄肉の球殻において著しく、形状や加工法などの影響によるものと思われる。

(4) 耐圧球殻の破壊様式は材料のじん性と深い関連性がある。

以上のように今回の実験研究により、深々度潜水船で使用される板厚寸法比が 0.03 程度よりも大きい比較的厚肉の球殻に対してその圧壊圧力をほぼ正確に推定する資料を得ることができた。

なお本研究の一部は財団法人日本船用機器開発協会の自主開発事業として行われたものである。研究の実施に際して有益な助言とご討論を賜った山本善之教授はじめ $6,000 \text{ m}$ 深海潜水調査船開発委員会の委員各位に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) S. Timoshenko: 座屈理論 (Theory of Elastic Stability), コロナ社 (昭和 33 年).
- 2) Th. von Kármán and T. S. Tsien: The Buckling of Spherical Shells by External Pressure, Jour. Aero. Sci., Vol. 7, No. 2 (1939).
- 3) 徳川武定: 均等外圧に働かれる薄板円筒・円錐及球形罐の圧壊圧力近似計算法に就て, 造船協会会報第 67 号 (昭和 15 年 12 月).
- 4) W. T. Koiter: The Nonlinear Buckling Problem of a Complete Spherical Shell under Uniform External Pressure, Report Nr 412, Laboratory of Engineering Mechanics, Delft Technological University.
- 5) J. W. Hutchinson: Imperfection Sensitivity of Externally Pressurized Spherical Shells, Jour. Appl. Mech. (March 1967).
- 6) D. Bushnell: Nonlinear Axisymmetric Behavior of Shells of Revolution, AIAA Journal, Vol. 5, No. 3 (1967).
- 7) T. Koga and N. J. Hoff: The Axisymmetric Buckling of Initially Imperfect Complete Spherical Shells, Int. J. Solids Structures, Vol. 5 (1969).
- 8) M. E. Luncheon: Plastic Buckling Pressure for Spherical Shells, Journal of the Engineering Mechanics Division, Proc. of ASCE (Dec., 1962).
- 9) M. A. Krenzke and T. E. Reynolds: Structural Research on Submarine Pressure Hulls at the David Taylor Model Basin, AIAA Paper No. 66-706, 2nd Marine System & ASW Conference (Aug., 1966).
- 10) Kobe Shipyard & Engine Works, MHI, Ltd.: MHI $1,200 \text{ kg/cm}^2$ Hydrostatic Tank, Japan

- Shipbuilding & Marine Engineering, Vol.5, No.1 (1970).
- 11) W. S. Pellini : Principles of Fracture-Safe Design, 1971 Adams Lecture, Welding Journal (March and April, 1971).
 - 12) W. S. Pellini : Advances in Fracture Toughness Characterization Procedures and in Quantitative Interpretations to Fracture-Safe Design for Structural Steels, WRC Bulletin 130 (May, 1968).
 - 13) 財団法人 日本舶用機器開発協会 : 6,000m 深海潜水調査船の開発研究事業報告書 (昭和 46 年 3 月).
 - 14) 財団法人 日本舶用機器開発協会 : 6,000m 深海潜水調査船の開発研究事業報告書 (昭和 47 年 3 月).
-