# 軸力による円筒殻の軸方向防撓材の局部崩壊強度

# 正員 松 岡 一 祥\* 直 井 保\*

On the Strength of Stiffeners Axially Connected with Cylindrical Shells under Axial Compression

by Kazuyoshi Matsuoka, Member Tamotus Naoi

#### Summary

A semi-submersible ship is composed of three parts; a superstructure, lower-hulls, and columns. Stiffened cylindrical shells are used as columns in order to decrease structural weight. Most of these cylindrical shells have several axial stiffeners connected with girders of a superstructure and/or with rings of a lower-hull. The local collapse of stiffeners under concentrated axial compression load transmitted through girders or rings often becomes one of the most important problems of those structures.

This paper presents a simplified method for estimating the collapse loads of stiffeners which are axially connected with cylindrical shells and are subjected to concentrated axial compression load. Two kinds of collapse mode are considered, i) plastic collapse, and ii) collapse after elastic buckling. In the case i), the collapse loads are defined by the effective width of cylindrical shells obtained from experimental results, and in the case ii), effective lowerbound solution of buckling load is obtained by a simplified equation.

### 記 号

- Be: 円筒殻の有効幅(塑性崩壊時)。
- D:防撓材の深さ。
- E: ヤング率。
- f: 弹性座屈係数,  $P_e^{0} \sim fEhR$
- *h*:円筒殻の板厚。
- L:円筒殻の支持長さ。

P:荷重,全軸力,防撓材1本当りの軸力。 $<math>P_e: 推定された崩壊荷重,荷重と固有値との和。$ 

- $P_{e^0}$ : 弾性座屈荷重,初期状態での固有値。
- $P_u:$ 崩壊荷重,防撓材1本当りの崩壊荷重。
- R:円筒殻の半径。
- t:防撓材の板厚。

# 1緒 言

半潜水型船舶は,没水体,上部構造およびその2つを つなぐ支柱の3つの部分に分けられる。上部構造の自重 と没水体の浮力,外力や運動により生じる慣性力などの 荷重は,この支柱に加わる軸力として,上部構造と没水 体との間で伝達される。そこで支柱の軸荷重に対する強 度が設計上重要となる。特に支柱と上部構造または,支 柱と没水体との結合部についての検討が必要となる。支

\* 運輸省船舶技術研究所船体構造部

柱と上部構造との結合部の試設計例<sup>1)</sup>を Fig.1 に示す。 縦横に配置したガーダーの4つの交点で支柱(支持浮体,防撓円筒殻)を支えている。円筒の防撓材に付けられたブラケットの効果が小さい場合,支柱に加わる軸力 およびモーメントは4つの支持点での集中荷重として,



Fig.1 The superstructure and the column of the floating airport (unit mm)

上部構造のガーダーに伝達される。この時, Fig.1 中に 斜線で示した部分の崩壊で耐力の限界が定まる場合があ る。

本論文は、防撓円筒殻の軸方向防撓材の軸力(集中的 な押込力)による局部崩壊を取り扱う。支柱と上部構造 および支柱と没水体との結合部に関してシリーズ実験を 行い、円筒殻の板厚/半径比の影響を調査する。防撓材 寸法の影響を数値解析により検討する。一方、近年、海 洋構造物の大型化に伴い、防撓円筒殻が構造要素として 用いられることが多くなった。海洋構造物の防撓円筒殻 に関する実験的研究も幾つか見られる<sup>2,3)</sup>。それらの結 果についても検討を行う。以上の結果に基づいて、円筒 殻に付けられた軸方向防撓材の局部崩壊強度の推定方法 を提案する。

# 2 実験方法および数値解析モデル

# 2.1 模型の寸法形状,使用材料および実験方法

Fig. 2 および Table 1 に模型の形状, 寸法および使用 材料の降伏応力を示した。使用材料のヤング率は, 2.0 ~2.1×10<sup>4</sup> kg/mm<sup>2</sup> であった。 S シリーズ (S.1~S.3) は, 半潜水船の上部構造と支柱との結合部を, また R シ リーズ (R.1~R.4) は, 円筒形没水体と支柱との結合部 を想定している。外径 711 mm の円筒殻に 8 本 (45°間 隔)の軸方向防撓材を付け, 内4本が薄板をはさんでガ ーダーまたはリングに結合されている (Fig.6 参照)。 S.3 は防撓材断面が他の模型 (3.2×50 mm<sup>2</sup> 程度) と異 なり, 4.22×30 mm<sup>2</sup> である。使用するジャッキの能力 を 50 ton とし, Fig.1 に示された円筒殻の 1/10 程度の 縮尺で, 推定崩壊荷重 20~30 ton の模型を設計した。

Fig. 3 および Fig. 4 に実験装置の全景を示した。Fig.
3 はSシリーズ, Fig. 4 はRシリーズである。Sシリーズの上部構造およびRシリーズの没水体を 治具に 固定し,防撓円筒殻(支柱部)の上に加圧用治具を載せ,上





Fig. 2 Types of the test models (unit mm)

から 50 ton ジャッキにより載荷する。測定項目は歪 (150 点程度) および変位 (10 点程度) であり,荷重はジャッ キ下端部のロードセルで検出した。荷重偏心はガーダー およびリングの曲率から逆算するものとした。

# 2.2 数値解析モデル

MARC 解析 プログラムを用いた。Fig.5 に有限要素 モデルを示す。防撓円筒殻の 1/4 をとりだし,周方向境 界は対称,軸方向境界は図中上辺は軸方向歪を除いて固 定,下辺は軸方向変位および歪を自由とした。図中矢印で 示された位置にガーダーまたはリングからの集中的な押

Table 1 Dimensions and yield stresses of specimens

T. P. No.	Stiffener			Shell	
	D(mm)	<i>t</i> (mm)	$\sigma_y \over (\mathrm{kg/mm^2})$	<i>h</i> (mm)	$\sigma_y \over (\text{kg/mm}^2)$
S.1	50	3.04	28.2	0. 99	20. 5*
$S \cdot 2$	50	3.04	28.2	1.19	23. 3
S.3	30	4.22	26.4	0.99	20. 5*
R.1	50	3. 18	21.5	0.60	22.6
R.2	50	3.18	21.5	0.80	25. 2
R.3	50	3.18	21.5	1.00	24.3
R.4	50	3. 18	21.5	1.20	24.7

 $\sigma_y$ : Yield stress, \* 0.2% Strength



Fig. 3 Test set-up (S series)



Fig. 4 Test set-up (R series)



Fig. 5 Mesh layout

込力を加えた。円筒殻には節点自由度 12 の殻要素を用い,防撓材には節点自由度 9 の梁要素または節点自由度 12 の殻要素を用いた。円筒殻半径は 350, 355, 700 mm とした。

解析方法は荷重増分法と固有値解析とを併用した。ここで用いた有限要素モデルはSシリーズすなわち,上部構造と支柱との結合部のモデルであるが,Rシリーズすなわち,没水体と支柱との結合部についても使用できることが3章以下に示される。

# 3 結果の比較検討

#### 3.1 応力分布

Fig. 6 に Fig. 7 の応力表示点を示した。防撓円筒殻が ガーダーまたはリングから集中的な押込力を受ける位置 を 0°とし、S シリーズでは円筒中心からの角度が片側 45°, Rシリーズでは両側 45°の範囲を表示する。Fig. 7 は R. 1~R. 4 および S. 1, S. 2 の軸方向膜応力を示し ている。Fig. 7 左の R. 1 および R. 2 は円筒殻の板厚が 0.6および0.8 mm と小さく,防撓材溶接時に円筒殻に生 じた初期不整が大きかった。そのため、溶接により生じ た円筒殻のしわが載荷と共に深く大きくなっていった。



Fig. 6 Strain gauge locations

Fig.7 中央は、円筒殻の板厚が1mm 程度のS.1 および R.3の結果である。荷重 15 ton 程度で 0° から負の位置 (Fig.6 参照)で円筒殻にしわが生じ、荷重の増加と共に 深く大きくなっていった。荷重 18 ton で  $-7^{\circ}$ の位置で 軸方向応力の低下が見られるが、これはその付近に生じ たしわの影響である。Fig.7 左の R.2 の場合、このし わがはじめから生じていたことがわかる。なお、0°の位 置で測定値を示していない場合がある。これは歪から求 めた応力が降伏応力を超えた場合であり、応力は降伏応 力を上限として表わしている。Fig.7 右は、円筒殻の板 厚が 1.2 mm と比較的厚い S.2 および R.4 の結果で ある。24 ton の荷重では計算値を併記した。S.2 は 22 ton 程度で、0° から正の側にしわが生じた。

Fig.7 の中央および右側の図を見ると, S.1 と R.3 (殻の板厚 1 mm 程度) および S.2 と R.4 (殻の板厚 1.2 mm 程度) では, SシリーズとRシリーズとの応力 分布はよく一致している。また計算値とも比較的よく一 致している。SシリーズとRシリーズとではガーダーま たはリングと防撓円筒殻との結合方法が異なる (Fig.2, Fig.6 参照)。しかし, 集中的な押込力を受ける点の近 傍での応力分布は, Sシリーズ, Rシリーズ, Fig.5 の 有限要素モデルの三者がよく一致している。Fig.8 に S. 2 に 18ton の荷重を加えた場合の軸方向膜応力の分布を 示した。計算値の等高線とT印の上に示された測定値と



Fig. 7 Axial stress distribution (unit kg/mm<sup>2</sup>)

#### 日本造船学会論文集 第152号



Fig. 8 Comparison of axial stress distribution of S.2 specimen (unit kg/mm<sup>2</sup>)

を比較すると、着力点近傍ではよく一致していることが わかる。しかし、殻にしわが生じる状態(R.1, R.2 を 除いて塑性域がある程度広がってから生じる)は Fig.5 のモデルでは表現できなかった。

#### 3.2 崩壊荷重

Fig.9 に数値解析による崩壊荷重の推定方法を示し た。荷重増分法で計算を行い,ある荷重Pでの変形およ び応力状態を考慮して固有値を求める。この固有値が推 定された余剰強度であり、推定された崩壊荷重 Pe は固 有値と荷重Pとの和である。Pe は荷重と共に変化する。 荷重 P と Pe とが一致した時の荷重は、余剰強度が零の 荷重, すなわち崩壊荷重  $P_u$  である。Fig.9 に示された 計算例は形状寸法を一定とし,降伏応力ヤング率比 o<sub>u</sub>/E を変化させたものである。図中○△□印で示された3 例は荷重が P1 以上になると塑性域が拡大し、余剰強度 が急速に低下する。この場合,荷重 P1 および崩壊荷重 (図中  $P_2$  で示されている) は形状寸法と降伏応力  $\sigma_y$  に より決まり、降伏応力ヤング率比  $\sigma_y/E$  の影響をあまり 受けない。図中●印は降伏応力 σy が 160 kg/mm<sup>2</sup> 程度 として計算を行った場合である。荷重 P<sub>3</sub>' は初期の弾性 座屈荷重である。降伏応力が大きいこの例では、弾性座 屈から崩壊(図中 P<sub>3</sub> で示されている) に至ったと思わ れる。この場合、崩壊荷重はヤング率Eと形状寸法とに よって定まり、降伏応力の影響は受けない。

Table 2 に模型実験の崩壊荷重を示した。崩壊荷重  $P_u$ は押込力を受ける防撓材1本についての値,すなわ ち全崩壊荷重の 1/4 である。Fig. 10 に押込力を受ける 防撓材の歪変化を殻の板厚が 1mm 程度の S.1 および R.3 について示した。測定点については Fig. 6 および

Table 2 Collapse loads of specimens

T. P. No.	P <sub>u</sub> (ton)	$h/R  imes 10^3$	$Dt\sigma_y$ (ton)	$(P_u - Dt\sigma_y) / \sigma_y * R^2 \times 10^3$
S.1	6.100	2. 789	4. 286	0.702
S.2	6.750	3. 352	4. 286	0.839
S.3	5. 375	2.789	3. 342	0.787
R.1	4.625	1.690	3. 419	0. 424
R.2	5. 250	2.254	3. 419	0. 577
R.3	5.750	2.817	3. 419	0.761
R.4	6.250	3. 380	3. 419	0.910

 $P_u$ : Collapse load/4,  $\sigma_v$ : Yield stress of stiffener,  $\sigma_v^*$ : Yield stress of cylindrical shell



Fig. 9 Estimating procedure of collapse loads

Fig. 10 参照。 ガーダー またはリングからの集中的な押 込力により防撓材に生じる圧縮歪は、防撓材と円筒殻と の接合部で大きく、防撓材端部では小さい。崩壊直前に 防撓材端部の圧縮歪が増加するが、横倒れ変 形 も 生 じ る。このように、防撓材は全断面が有効というわけでは ない。しかし、あえて防撓材の全断面降伏荷重  $Dta_y$  に よる整理を行った。

Fig.11 は、崩壊荷重から防撓材の全断面降伏荷重を 除いた値を円筒殻の降伏応力と半径とで無次元化し、円 筒殻の板厚/半径比との関係を示したものである。○ お よび●は実験値、□は計算値である。計算で降伏により 余剰強度が急速に低下しはじめる荷重(△)より崩壊荷 重の実験値は大きいが、計算された崩壊荷重より相当小 ÷.,

軸力による円筒殻の軸方向防撓材の局部崩壊強度



Fig. 10 Comparison of strain behaviour of specimens S. 1 and R. 3



Fig. 11 Comparison of collapse load and effective width

さい。計算値および実験値から塑性崩壊時の円筒殻の有 効幅  $B_e$ を求めると、それぞれ 0.396R および 0.247R(実験値については安全側)であった。計算値と実験値 とが異なるのは、計算では初期不整や溶接残留応力など の影響を考慮していないこと、および殻に生じるしわの 変形を計算では追跡できないためと思われる。実験値か ら防撓材 1本当りの崩壊荷重の安全側推定式が(1)式と して求められる。

 $P_u = Dt\sigma_y + B_e h \sigma_y^*$ ,  $B_e = 0.247 R$  (1) ここに,  $\sigma_y$  は防撓材の降伏応力,  $\sigma_y^*$  は円筒殻の降 伏応力である。(1) 式は円筒殻に接合された軸方向防撓 材の軸方向押込みによる塑性崩壊強度の実験式である。 しかし, 一般の防撓円筒殻の平押しについても,支持間





隔が小さい場合には適用できる。Fig. 12 は Walker の 実験結果<sup>3)</sup> と Table 2 の結果とを, Fig. 11 と同じ方法 で整理したものである。Walker の実験は防撓材本数 20 および 40 で ある。防撓材数 40 の場合防撓材間隔は 0.157*R* となり, (1) 式の有効幅 0.247*R* より小さく, (1) 式を用いることはできない。防撓材数 20 (防撓材 間隔 0.314*R*)の実験値の中から支持間隔/半径比 (*L*/*R*) が 0.4, 1.11, 1.56 の結果を防撓材 1 本当りの崩壊荷重 に換算して Fig. 12 に示した。円筒の支持間隔 *L* が, 0.4*R* 程度であれば (1) 式を用いることができる。しか し、支持間隔 *L* が半径 *R*以上では崩壊荷重は (1) 式より 小さな値となる。

## 3.3 弾性座屈荷重の数値的検討

Fig.9 に示された形状寸法では, 降伏応力が 100 kg/ mm<sup>2</sup> 以下では塑性崩壊すると予想される。しかし, 形 状寸法によっては比較的低い降伏応力でも弾性座屈から 崩壊に至る場合がある。Fig. 13 は降伏応力が 50 kg/mm<sup>2</sup> 以上で弾性座屈から崩壊に至る例である。防撓材寸法お よび円筒殻の板厚半径比を変化させ, 数十の計算を行 い,計算結果を整理して,弾性座屈荷重の推定式を作っ た。なお,ここで弾性座屈荷重とは初期状態での固有値 である。座屈変形モードは押込力を受ける防撓材に関し て反対称であった。推定式を(2)式に示す。

$$\begin{array}{c} P_{e} \circ \sim f E R h \\ f = \left( -11.928 \times 10^{-3} + 3.085 \frac{h}{R} \right) \sqrt{\frac{D}{R}} \\ + \left( 2.451 \times 10^{-3} - 0.1913 \frac{h}{R} \right) \sqrt{\frac{R}{D}} \end{array} \right\}$$
(2)

 $P_e^0$  は防撓材への集中的な押込みによる 弾性座屈荷 重, Eはヤング率, Rは円筒殻半径, hは円筒殻板厚で ある。弾性座屈係数fは, 円筒殻の板厚半径比(h/R) と 防撓材深さ円筒殻半径比(D/R) との関数である。Fig. 14 に弾性座屈係数f と, 固有値計算により求められた 弾性座屈荷重  $P_e^0$  との関係を示した。防撓材深さが円筒 殻半径の 1/4 程度( $\Delta$ 印)では, 弾性座屈荷重を(2)式

#### 日本造船学会論文集 第152号



Fig. 13 Collapse after elastic buckling



Fig. 14 Comparison between Eq. (2) and elastic buckling loads by means of FEM

で推定することはできない。 しかし、 0.08 < D/R < 0.2かつ  $h/R < 3.2 \times 10^{-3}$  の範囲では両者はよく一致している。

#### 4 崩壊荷重の推定方法に関する検討

Fig. 15 に防撓材深さが円筒殻半径の 1/5 以下での数 値解析結果をまとめた。Table 2 に示された実験結果は  $B_e=0.247R$ とすれば、図中  $P_u=(B_eh+Dt)\sigma_y$ の線の 少し上となる。結合部から押込力を受ける円筒殻の軸方 向防撓材の崩壊強度は(1)式と(2)式との値の小さい方 として推定できる(図中の実線)。(1)式は塑性崩壊強度 であり、(2)式は弾性座屈荷重である。(2)式は計算結 果より推定されたものであり実験による検証を行ってい ない。(2)式が成立するものとすれば降伏応力が、

 $\sigma_y > fERh/(B_eh+Dt)$ の場合,弾性座屈から崩壊に至り、(1)式が成立しなく



Fig. 15 Estimated collapse curve

なる。

一般に防撓円筒殻の崩壊強度は初期不整の影響をあま り受けない<sup>2)</sup> といわれている。しかし、 $(B_eh+Dt)\sigma_y/fERh$ が1程度の場合についての検討も必要である。これは今後の問題としたい。

## 5 結 言

半潜水船の支柱部を防撓円筒殻とした場合の支柱支持 部の強度に関して,円筒殻に接合された軸方向防撓材の 崩壊強度を,実験的および解析的に検討した。その結果 以下の結論を得た。

(1) 崩壊形式は①塑性崩壊, ②弾性座屈から崩壊に 至る,の二つを考える。

(2) ①については崩壊時の円筒殻の有効幅を考慮す れば崩壊荷重が推定される。(1) 式。

(3) ②については数値解析結果を整理して弾性座屈荷重の推定方法を示した。(2)式。

(4) 結論(2)が支持間隔の短い防撓円筒殻の平押しの場合にも成立することを示した(Fig. 12)。

## 参考文献

- 日本造船研究協会:関西国際空港計画に係る浮体 工法の評価のための基礎調査報告書,昭和 54 年 3月.
- 2) R. K. Kinra: Hydrostatic and axial collapse tests of stiffened cylinders, OTC-2685, 1976.
- A. C. Walker & S. Sridharan : Buckling of compressed longitudinally stiffened cylindrical shells, BOSS '79, 1979, pp. 341~356, or : Analysis of the behaviour of axially compressed stringer-stiffened cylindrical shells, Proc. Instn Civ. Engrs, Part 2, 1980, 69 [June], pp. 447~472.