

MODEL-II に対しそれぞれ●印および○印で示し、実験値 (Exp.の曲線) と比較した。数値計算では実験値よりかなり大きな値を与えているが、これは、模型実験では、初期不整等の影響をかなりうけたためと思

われるが、この影響に関しては今後検討していきたい。図3.3.8は、MARCプログラムにより求めた支持浮体の変形の様子を示したものである。

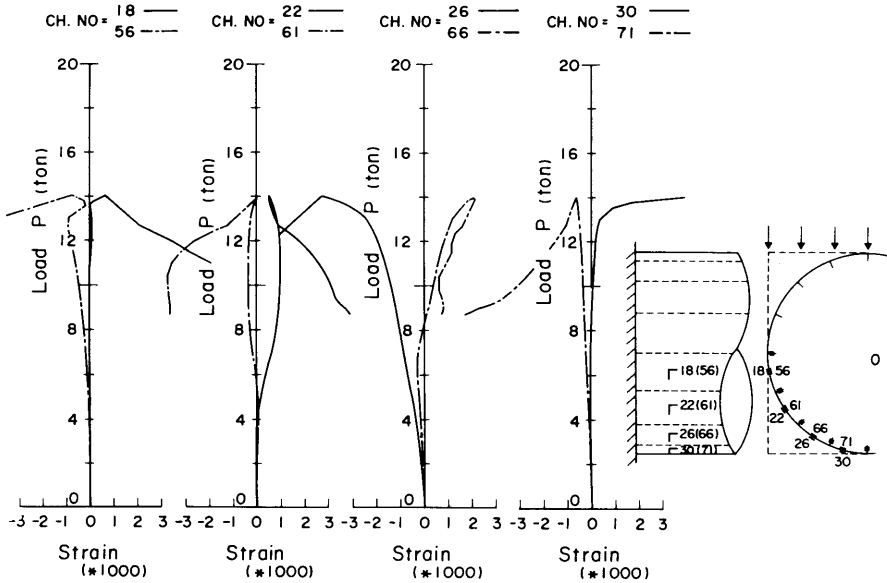


図3.3.3 支持浮体の外板パネルの軸方向の歪変化

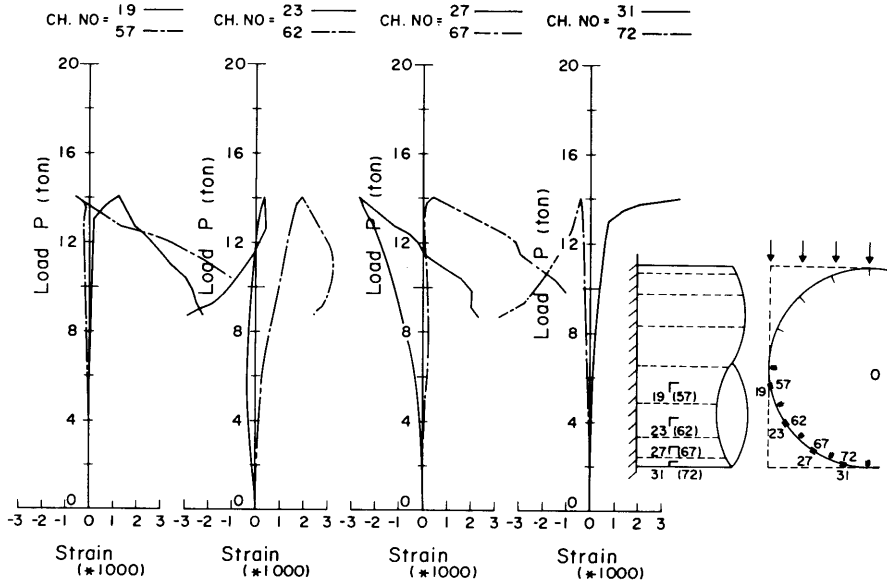


図3.3.4 支持浮体の外板パネルの円周方向の歪変化

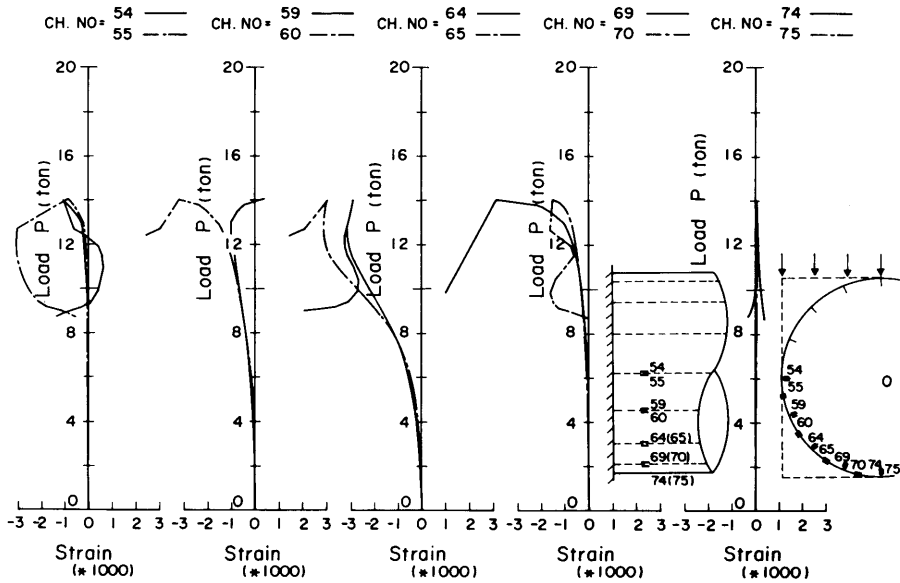


図3.3.5 支持浮体のロングスチフナの軸歪の変化

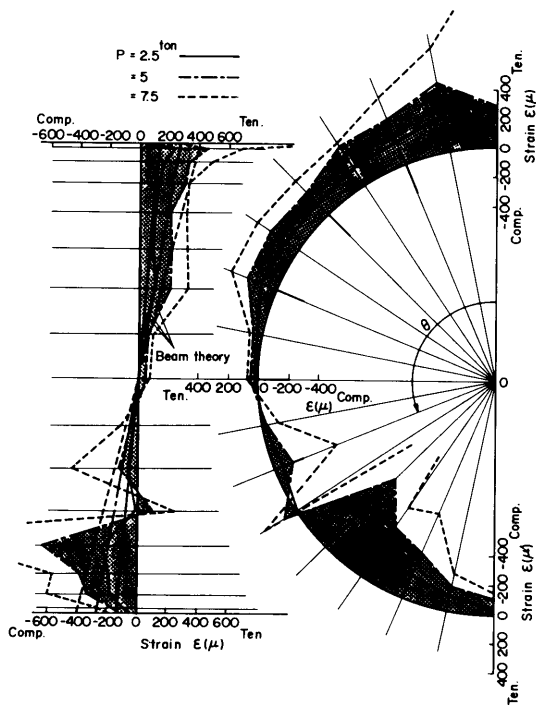


図3.3.6 支持浮体の外板の軸方向歪分布

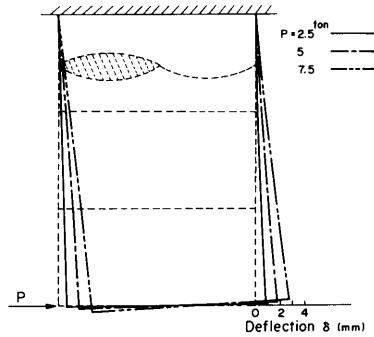


図3.3.7 支持浮体模型中心面の撓み

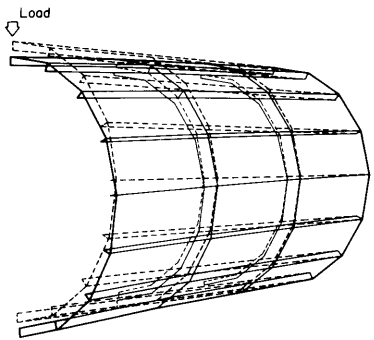


図3.3.8 支持浮体模型の変形の状況

本節で取り扱ったカンチレバーの円筒殻の先端に横荷重が作用した時の座屈強度に関しては、これまであまり研究が行われていない^{8),9)}。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^{10),11)}がある。この式は、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が、この式を本実験に適用することにした。図3.3.9の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

$$\frac{s}{t} > 3\sqrt{\frac{r}{t}} \tag{3.3.1}$$

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

$$\sigma_{ecr} = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{1+\lambda^4}} \tag{3.3.2}$$

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

σ_Y : 降伏応力
 σ_b : 曲げ応力
 τ : 剪断応力
 σ_{Eb} : 曲げによる弾性座屈応力
 τ_E : 剪断による弾性座屈応力
 $\sigma_e : \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$

で与えられる。

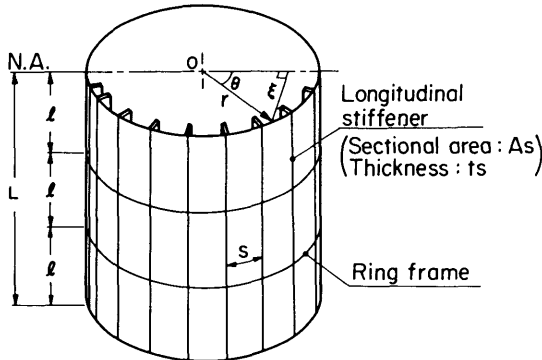


図3.3.9 防撓円筒殻 (DnV)

ここで、 σ_{Eb} 、 τ_E については

$$\left. \begin{matrix} \sigma_{Eb} \\ \tau_E \end{matrix} \right\} = C \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_{eq}}{l} \right)^2 \tag{3.3.3}$$

ただし E : ヤング率
 ν : ポアソン比
l : リングフレーム間隔
 t_{eq} : 等価板厚 ($t + \frac{A_s}{s}$)
 A_s : ロンジスチフナの断面積

とおくと、座屈係数 (C) は、

$$\left. \begin{matrix} \sigma_{Eb} \text{ に対して} \\ C = \sqrt{1 + (kZ)^2} \\ k = \frac{0.36}{\sqrt{1 + \frac{r/t_{eq}}{300}}} \end{matrix} \right\} \tag{3.3.4}$$

τ_E に対して

$$C = 5.34 \sqrt{1 + 0.009Z^{3/2}} \tag{3.3.5}$$

$$\text{ただし } Z = \frac{\ell^2 \sqrt{1 + \nu^2}}{r t_{eq}}$$

で与えられる。

さて、この(3.3.2)~(3.3.5)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。図3.3.1および図3.3.9の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 ξ の点における曲げ応力 (σ_b) および剪断応力 (τ) は、梁理論が適用できるとすれば

$$\left. \begin{matrix} \sigma_b = \frac{PL}{I} \xi \\ \tau = \frac{2P}{A} \left[1 - \frac{\xi}{r} \right] \end{matrix} \right\} \tag{3.3.6}$$

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 (σ_{ecr}) に達するときの荷重を P_e とすれば

$$P_e = \frac{\sigma_{ecr} A}{\sqrt{\left(\frac{AL}{I} \xi \right)^2 + 12 \left(1 - \frac{\xi}{r} \right)^2}} \tag{3.3.7}$$

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

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

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

$$P_{cr} = \begin{cases} \frac{\sigma_Y A}{2 \left(\frac{L}{\gamma}\right)} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_Y}{\sigma_{Eb}}\right)^2}} ; \frac{L}{\sqrt{3}r} \geq \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\tau_Y}{\tau_E}\right)^2}{1 + \left(\frac{\sigma_Y}{\sigma_{Eb}}\right)^2}} & (3.3.8.a) \\ \frac{\tau_Y A}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\tau_Y}{\tau_E}\right)^2}} ; \frac{L}{\sqrt{3}r} \leq \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\tau_Y}{\tau_E}\right)^2}{1 + \left(\frac{\sigma_Y}{\sigma_{Eb}}\right)^2}} & (3.3.8.b) \end{cases}$$

ただし $\tau_Y = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$

のようにまとめられた。すなわち、カンチレバーの円筒殻の座屈強度は、(3.3.8.a)式の場合には $\xi=r$ すなわち曲げ座屈で決まり、(3.3.8.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。

荷重と変形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、荷重点の撓み (δ) を曲げによる撓み δ_b および剪断による撓み (δ_r) の和で表わせば

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_b + \delta_r \\ &= \frac{PL^3}{3EI} + \frac{2PL}{AG} \end{aligned} \quad (3.3.9)$$

ただし $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$

$$(3.3.9) \text{ 式より } P = \delta / \left(\frac{L^3}{3EI} + \frac{2L}{AG} \right) \quad (3.3.10)$$

が得られる。(3.3.8) 式および (3.3.10) 式を用いれば、荷重 (P) と撓み (δ) との関係として図3.3.2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、図3.3.2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。

横荷重をうけるカンチレバーの防撓円筒殻に関する実験はこれまでほとんど行われていない。ロンジスタフナの無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⁹⁾がある。この実験は本実験と同じく DnV の CATEGORY A に入るので、両者を比較することができる。そこで DnV の座屈応力値 σ_{ecr} (Characteristic buckling stress) を、NACA の実験値を含めて図3.3.10に示す。これを見ると、実

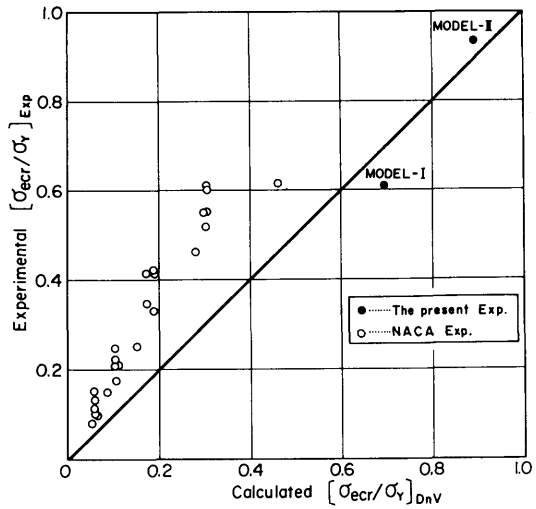


図3.3.10 支持浮体の座屈応力値に関するの DnV 値と実験値との比較

験値が DnV 値を上回る傾向にあるが、これは軸圧縮による座屈の場合¹²⁾と同様な傾向になっている。図3.3.10の結果より、DnV の手法によって求めた計算式 [(3.3.8) 式] が設計に適用できると考えられる。

以上の実験ならびに計算結果から、図3.3.2における実機相当の MODEL - I の $P / (\rho g \nabla)$ の最高荷重値は、横方向の波強制力の値¹³⁾より十分大きいことがわかったので、実機の寸法をもつフーティング型支持浮体は、横方向の波強制力に対して十分な強度を有しているといえる。

第4章 研究成果

本研究において今回実施した範囲から得られた成果をとりまとめると次のようなことがいえる。

(1) 試設計構造物の強度解析

試設計された大型浮遊式海洋構造物の3種類の建造ユニット及びそれらを接合した全体構造並びに建造ユニットの外力に対する上部構造物の変形及び応力分布並びに固有振動等を有限要素法を用いた数値計算を行い、構造強度上の特性を検討した。その結果、試設計された3種類の建造ユニットの構造強度特性を明かにした。

なお、ここで行った3次元部分構造に関する数値計算手法は、剛性を考慮した動的構造解析法による時刻歴応答解析結果を用いることによりさらに実際に近い

状態において詳細に構造強度等を検討するのに適用できる。

(2) 波浪中における弾性浮体の撓み変形と曲げモーメント

- i) 剛性を考慮した大型の弾性模型による波浪中における撓み変形及び曲げモーメント等の応答特性を求める水槽試験法を確立した。なかでも、新しく光学的原理による無接触型多点変形測定・解析装置を導入し、弾性浮体の撓み変形や変位分布等を精度よく計測できる手法が確立されたことは今後の研究に広く活用できる成果である。
- ii) 汎用構造計算プログラムを改良し、水槽試験による撓み変形及び曲げモーメント等の実測値と相関がよい結果を与える動的構造解析手法を完成した。そして、弾性浮体の撓み変形や曲げモーメントの周波数特性及び上部構造物上の分布やパターン等を明らかにした。

(3) 局部構造強度

構造強度上最も重要な支持浮体と上部構造物との結合部について系統的な崩壊実験を行い、支持浮体に横荷重が作用した場合の荷重と支持浮体の変形量、軸方向や円周方向の歪及び座屈応力値等が明らかになり、結合部の構造強度設計に適用できる計算式が導き出された。

第5章 結 言

今回実施した系統的な浮体の構造強度及び弾性応答特性に関する研究によって本研究の目標とした①上部構造物の静的及び動的構造解析用の数値計算プログラムの開発、②弾性模型を用いた水槽試験法や計測手法の開発と弾性浮体の撓み変形や曲げモーメント等の精度のよい推定法の確立並びに③支持浮体と上部構造物との結合強度の推定法の確立等をほぼ完成できた。

今後は、これらの成果を踏まえ、第II期研究計画として、異常な自然環境条件下における大型浮遊式海洋構造物に関しての構造強度を調べると共に浮体に働く外力及び流体力の推定法に関する研究や浮体の複数係留システムと総合把駐力に関する研究等の成果を取り入れて推定手法の精度向上を図る。また、プロトタイプ浮遊式海洋構造物の実海域実験にて本研究の成果を確認する。そして、以上の成果を総括し、大型浮遊式海洋構造物の構造様式や構造強度等の最適化を図ると共に、浮体の合理的耐波設計法を完成させる。

最後に、本研究は科学技術振興調整費による「海洋構造物による海洋空間等の有効利用に関する研究」の一環として実施されたものである。

また構造解析等の数値解析は当所の計算センターの電子計算機によって行ったことを付記する。

参 考 文 献

- 1) 吉田宏一郎, 石川邦照, 飯田国広: 浮遊骨組構造の周期応答解析, 日本造船学会論文集, 第136号, 1974。
- 2) 安藤定雄, 大川豊, 上野勲: 浮体工法による海上空港に係わる評価のための技術調査研究, 船舶技術研究所報告, 別冊4号, 1983。
- 3) 船舶技術研究所: 浮遊式海洋構造物に関する調査研究報告書, 1972 (未刊)。
- 4) 吉田宏一郎, 石川邦照: 三次元浮遊骨組構造の周期応答, 日本造船学会論文集, 第143号, 1978。
- 5) 藤井齊, 前田久明, 小林正典: 我国における海洋工学性能分野研究の現状(I), 2. 海洋構造物の運動推定法(I), 日本造船学会誌, No.622, 1981。
- 6) 遠藤久芳: 超大型浮遊式プラットフォームの波浪中弾性応答特性, 第41回船舶技術研究所研究発表会講演集, 1983。
- 7) 山本善之: 振動学, 応用力学講座7, 共立出版, 1970。
- 8) Peterson, J. P. and R. G. Updegraff: Tests of Ring - Stiffened circular cylinders, NACA TC 4403, 1958。
- 9) Lu, S. Y.: Buckling of Cantilever Cylindrical shell with a Transverse End Load, AIAA J., Vol.3, No.12, 1965。
- 10) 船舶及び海洋構造物の強度基準に関する調査研究報告書, 日本造船研究協会第200研究部会, 第11分科会, 第99号, 1984。
- 11) Buckling Strength Analysis, Det norske Veritas, 1982。
- 12) Ellinas, C. P. and W. J. Supple: Buckling Design of Ring - Stiffened Cylinders, OTC 4472, 1983。
- 13) 安藤定雄, 影本浩, 加藤俊司: 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。