

海洋ジャケット格点部の応力解析

大阪大学工学部 正 員 前田幸雄
 大阪大学工学部 正 員 大倉一郎
 大阪大学工学部 学生員 ○杉本昌弘

1. まえがき 海洋ジャケットの格点部には円管の継手構造に起因する応力集中が生じる。この応力集中は、格点部の疲労強度を低下させる原因となるため、これまでに種々の研究がなされてきた。その中で、Kuang¹⁾の応力集中係数の算定式は、実験値ともよく一致しており、現在のところ最も優れたものと考えられている。しかし、Kuangの示した算定式は、適用できる継手がT型、Y型、K型、TK型に限られるため、主管に複数の支管が取り付けられていて、それらが相互に影響を及ぼし合う場合についても、応力集中係数が明らかにされることが望まれている。そこで、本研究では、このような場合の応力集中係数を明らかにするために、有限要素法によるシェル解析プログラムを作成した。今回は、これを用いて、局所荷重を受ける円筒シェル、および支管が軸力を受けるT型円管継手の解析を行なった結果について、以下に報告する。

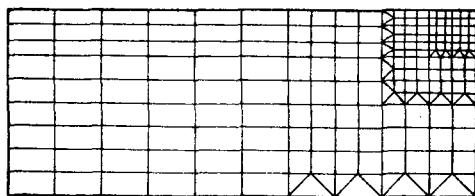
2. 有限要素法によるシェル解析プログラムの作成 有限要素法によるシェル解析プログラムの作成において、シェル曲面を平板要素で近似した。平板要素としては三角形要素と四角形要素を考慮し、それぞれ次式で与えられる変位関数を使用した²⁾。

三角形要素 面内： $u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y$, $v = \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y$
 面外： $w = \beta_1 L_1 + \beta_2 L_2 + \beta_3 L_3 + \beta_4 (L_1^2 L_2 + \frac{1}{2} L_1 L_2 L_3) + \beta_5 (L_2^2 L_3 + \frac{1}{2} L_1 L_2 L_3) + \beta_6 (L_3^2 L_1 + \frac{1}{2} L_1 L_2 L_3) + \beta_7 (L_1 L_2^2 + \frac{1}{2} L_1 L_2 L_3) + \beta_8 (L_2 L_3^2 + \frac{1}{2} L_1 L_2 L_3) + \beta_9 (L_3 L_1^2 + \frac{1}{2} L_1 L_2 L_3)$

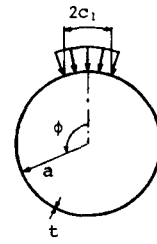
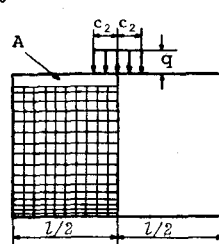
四角形要素 面内： $u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 xy$, $v = \alpha_5 + \alpha_6 x + \alpha_7 y + \alpha_8 xy$
 面外： $w = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y + \beta_4 x^2 + \beta_5 xy + \beta_6 y^2 + \beta_7 x^3 + \beta_8 x^2 y + \beta_9 xy^2 + \beta_{10} y^3 + \beta_{11} x^3 y + \beta_{12} xy^3$

ここで、 $\alpha_1 \sim \alpha_8$, $\beta_1 \sim \beta_{12}$ ：それぞれ定数、 L_1, L_2, L_3 ：面積座標

3. 要素分割と精度照査 図-1に示すような等分布荷重を受け、両端で単純支持された円筒シェルについて計算を行なった。要素分割は全要素数374、全節点数394である。円周方向の板曲げモーメント M_ϕ と軸方向の板曲げモーメント M_x の円周方向の分布を図-2に示す。載荷面中央の値は、Bijlaard³⁾の理論値に非常に近い値を示している。



Aの要素分割



$l = 240 \text{ cm}$
 $a = 80 \text{ cm}$
 $t = 1.6 \text{ cm}$
 $q = 2.5 \text{ kgf/cm}^2$
 $c_1/a = 1/8$
 $c_2/a = 1/8$

図-1 等分布荷重を受ける円筒シェル

この例を含めたいくつかの円筒シェルの計算結果より、精度のよい値を得るためにはかなり密な要素分割が必要であり、板曲げ応力の変化の激しいところでは特に細かく分割する必要があることがわかった。したがって、円管継手部のように応力の変化の激しいところでは、精度のよい応力集中係数を得るためには、非常に細かい要素分割が必要になると考えられる。

4. T型円管継手の解析

図-3に示すようなT型円管継手について計算を行なった。主管の両端は固定支持され、支管に圧縮の軸力が作用している。要素分割は全要素数275、全節点数312である。主管の断面変形を図-4に示す。断面形状は支管との接合部から遠ざかると円形に近づくことがわかる。主管の軸方向の膜力の分布を図-5に示す。膜力の分布形状ははり理論の分布形状とかなり異なるこ

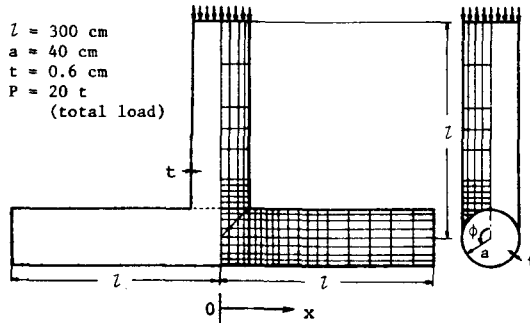


図-3 支管が軸力を受けるT型円管継手

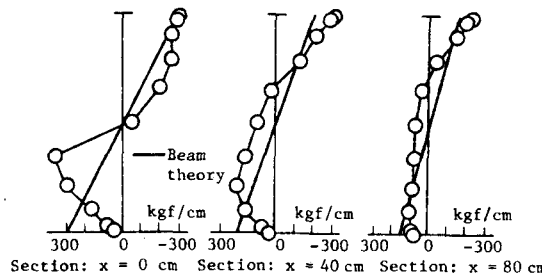


図-5 膜力の分布

とがわかる。主管の円周方向の板曲げモーメント M_ϕ と軸方向の板曲げモーメント M_x の円周方向の分布を図-6に示す。支管との接合部から離れると M_ϕ , M_x はともにほとんど生じなくなる。したがって、板曲げモーメント M_ϕ , M_x の発生は、円管継手部の近傍に限られることがわかる。

5. 結論

円管継手部の応力集中係数を精度よく求めるためには、非常に密な要素分割が必要である。したがって、今後、大次元の連立方程式の数値計算法に工夫を施して研究を進める予定である。

参考文献 1) Kuang, J.G., A.B. Potvin and R.D. Leick, OTC, Paper No. 2205, 1975.

2) Zienkiewicz, O.C. : The Finite Element Method, 3rd Edition, McGRAW-HILL, 1977.

3) Bijlaard, P.P., The Welding Journal, Vol. 33, Research Suppl., pp. 615-S ~ 623-S, 1954.

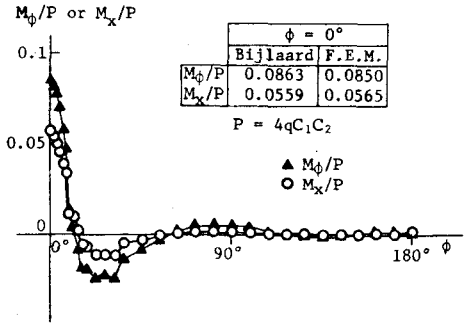


図-6 板曲げモーメントの分布

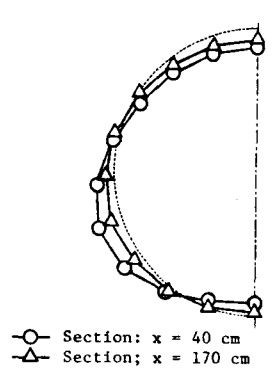


図-4 断面形状

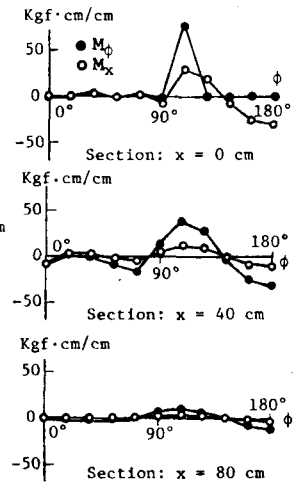


図-6 板曲げモーメントの分布