

おき、これを基にして左辺の σ を求めるという事なのか、これでは σ 分布の計算と実験がよく合うのは当然の事ではないか。

【回答】 Fig. 11 の実線すなわち(18)式はご指摘の通り、パイプ円周溶接の残留応力測定結果から求めたものであり、パイプ円周溶接については、この固有応力を用

いた計算結果が残留応力の測定結果とよく合っても当然かもしれません。しかし、Fig. 11 は、パイプ寸法、降伏応力、溶接条件を変化させ、パラメータ解析を行ない無次元化されています。このパラメータ解析を行なった範囲では、パイプ円周溶接部の残留応力分布は、パイプ寸法、降伏応力、溶接条件から推定できるわけです。

21 初期不整を有する円筒殻の崩壊強度解析

【討論】 牛島正夫君 (1) 崩壊荷重と Batdorf パラメータ Z との関係を示した Fig. 12~14 において、LNG 船タンクスカート設計上の問題となる $Z=2\sim 5$ の領域では、 Z が小さくなるに伴ない崩壊強度は低下する傾向となっておりますが、著者らが本論文に引用されている文献(11)の溶接構造モデルの実験結果は、逆の傾向を示しております。この点についてご意見をお聞かせ下さい。

(2) 初期不整の大きさとして、本論文では δ/t で整理されていますが、 D_nV , ECCS などのルールでは、許容工作不整は、リングスペース l との比 δ/l で制限しており、この値で整理する必要があるのではないのでしょうか。この場合、 δ/l を同一とすると、 Z が小さくなるにつれ、崩壊強度は上昇すると思われれます。この点についてご意見をお聞かせ下さい。

【回答】 (1) 文献(11)の溶接構造モデルの実験結果はご指摘のとおりです。しかし、これは円筒殻の長さが増加するにしたがって試験体の初期不整量が増大した結果であって、同一初期不整量の円筒殻で比較した場合には本論文のような傾向になるものと考えられます。

(2) 円筒殻の座屈強度に及ぼす初期不整の影響については δ/t で整理する方が δ/l で整理するより物理的に意味があると考えられます。すなわち、弾性座屈の場合には Z と δ/t が、また塑性崩壊の場合には、 $Z, (R\sigma_y)/(tE)$ と δ/t が同一の値の円筒であれば δ/l が異なっても座屈荷重の無次元化量 P/P_{ci} または P/P_y は変化しません。

rule では、工作上リングスペース l が長いと必然的に工作不整が増大するので δ/l で許容工作不整を制限していますが、座屈強度上の観点からは δ/t で制限する方が望ましいと考えられます。

一方、実際の LNG タンクスカートの設計において Z を小さくすることはリングスペース l を小さくするか板厚 t を厚くすることを意味し δ/l が同一なら δ/t は小さくなります。したがって本報でも Fig. 9~11 より崩壊荷重が上昇することが推定されます。

計算結果と rule との比較に際し本報では δ/t を一定として取り扱ったことはご指摘のように多少問題があるかも知れません。

22 薄肉構造の離散化極限解析 (その 4)

【討論】 前田昭彦君 (1) 「(10)式は主応力線の向きが要素境界線の向きに一致する場合に正しい崩壊荷重を与える…」とあるが、その根拠および、ここでいう「正しい崩壊荷重」とは何かをご教示願います。

(2) Fig. 11(b) で比較した三者に関し、もしデータをお持ちでしたら、降伏線の相異の有無をご教示願います。

【回答】 (1) Mises の降伏条件を満足する 2 次元応力成分 $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ より構成される最大主応力 σ および主軸方向のせん断応力 τ はそれぞれ

$$\sigma = 2\sigma_0\sqrt{3}, \tau = 0$$

となります (σ_0 は単軸状態における降伏応力)。上式は本解析で用いた降伏条件(10)式を満足しており、したが

って、「(10)式は主応力線の向きが要素境界線の向きと一致する場合に局所的に正しい降伏点を与え、さらに全要素境界線が実際の塑性崩壊機構を構成する塑性関節線を包含している場合には、塑性解析における崩壊荷重に相当する解を得ることができる」と言えます。安定問題、動的問題などにおける一般的な解の性質を論ずることは困難です。

(2) 本例題における有限要素解析結果および実験結果は文献(16)および(17)からの引用であり、塑性域の進展過程は不明ですので、Fig. A2 に平板剛体要素モデルによる降伏線の進展過程のみを示します。衝撃荷重を受けた直後の $t=0.008$ msec ではほぼ初期速度を受けた領域のみが塑性化しており、続く $t=0.016$ msec では降

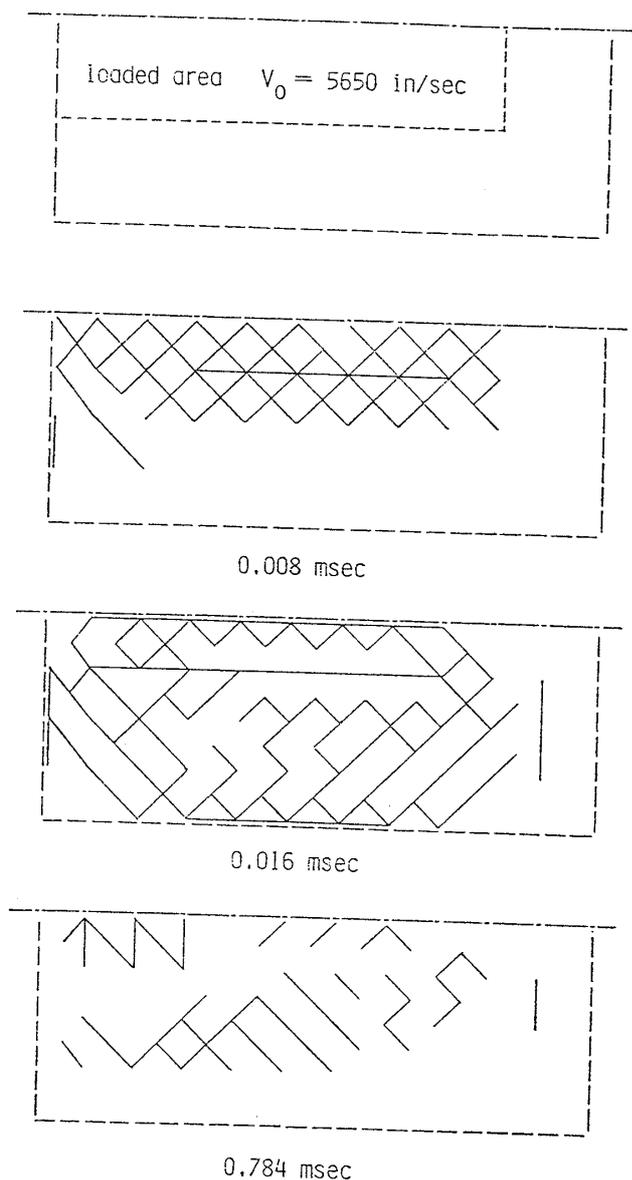


Fig. A2 Development of yield lines on a circular cylindrical panel loaded impulsively

伏線が固定端（母線境界）に到達し、パネル全域に渡って塑性化しています。弾塑性波の伝播に伴う塑性域の拡大が見られるのはこの辺りまでのごく短い時間であり、以後はパネル内での複雑な波動の往復により全要素境界線が負荷・除荷を繰り返す、パネル中央部の横たわみが最大値に達する $t=0.784$ msec では除荷状態にある要素境界線が大多数を占める結果となります。比較対象はありませんが、以上の結果は定性的に妥当なものと考えます。

【討論】 渋谷唯司 君 (1) Fig. 2(a) に変形量の時刻歴応答が FEM による結果と比較して示されていますが、ピーク値相互の時間幅(周期)は FEM の結果と異なるように思われます。この原因についてどのようにお考えでしょうか。

(2) Fig. 11 (b) に円筒パネルの最終状態の変形が

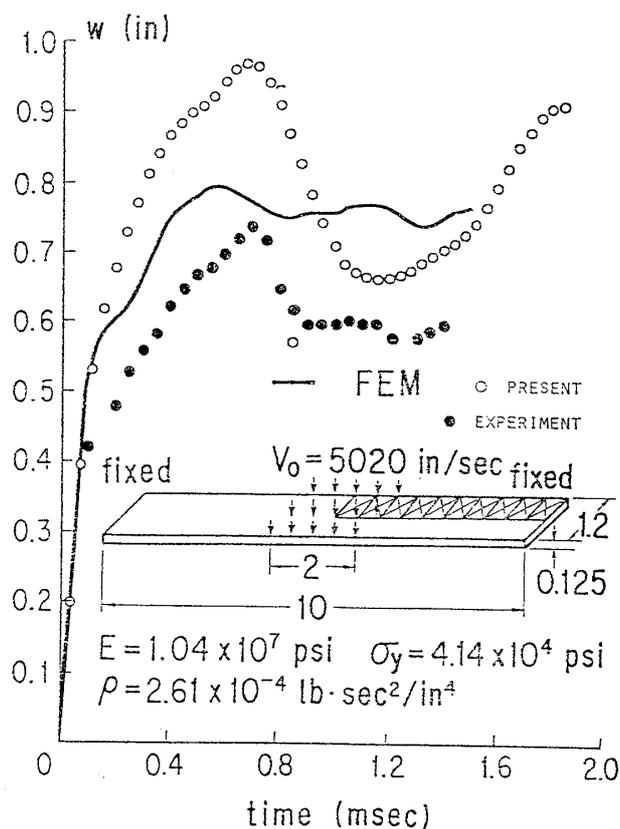


Fig. A1 Impulsively loaded elastic-plastic strip

FEM, 実験結果と比較して示されていますが、対称辺及び完全固定辺での同転変形が他と比較して大きいように思われます。これがどのような原因によるものか、またどのようにすれば解消されるものか、お教え下さい。

【回答】 (1) Fig. A1 に平板剛体要素, 有限要素による解析結果と合わせて, 実験結果¹⁵⁾による中央点横たわみの時刻歴を示します。帯板の材質はアルミニウムであり, 完全弾塑性体を仮定した計算結果はいずれも, 絶対値において実験値と若干の相違が見られますが, 低周波成分については本解析結果の方が, 高周波成分については有限要素解析結果の方が実験による応答曲線との対応が良好のようです。本解析結果に高周波成分が顕著に現れていないのは, 曲げ変形に関する自由度数および肉厚方向の積分点数が比較的少ないことが影響していると考えられますが, 最大ピーク値に達する時間など, 応答曲線全体の形が実験と非常に近いことは, 不連続モデルの有効性を示唆していると思われる。

(2) 本要素モデルは回転変位の不連続性を許容するため, 厳密な意味では固定端に塑性関節線を生じ得ない有限要素解析より回転変形が大きく評価される傾向があります。また, 実験値にはひずみ硬化とひずみ速度の影響が含まれるので, 回転変形が緩和されます。

ただし, 円筒パネルの例題で用いた時間増分値は, Table A1 に示すように他の解析例と比較してやや過大であり, ピーク値付近では多少, 解析精度が失われてい

Table A1 Time increments used in the present analysis

structures	$T+h/C_L$ (μsec)	Δt (μsec)	$\Delta t/T$
strip plate	1.080	0.40	0.370
rectangular plate	1.064	0.50	0.470
circular cylindrical shell	1.505	0.50	0.332
hemispherical shell	1.158	0.25	0.216
circular cylindrical panel	1.637	0.80	0.489

る可能性もあります。なお表中、 T は最小要素高さ h を縦波伝播速度 $C_L = \sqrt{E(1-\nu)/\rho(1+\nu)(1-2\nu)}$ で除した要素内縦波伝播時間、 Δt は用いた時間増分値です。

【討論】 矢川元基 君, 関東康祐 君, 青砥紀身 君

(1) 球殻解析において、既報付1)同様の解析を行ない、実験値とは異なるが、軸対称差分法の解とは良好に一致した解を得られている。ここで、貴手法が「実質的に軸対称解析」とは具体的にどのようなことであるのか、また、六角形の崩壊モードを考慮して1/6解析を行なわれたと推察するが、貴手法が実質的に軸対称解析であるならば、全周モデルにおいても同様であると思われるがどうか。

(2) (1)の質問の後半に関するが、貴手法は、崩壊モードにねじり変形が含まれる場合にも適用可能であるのか。

付1) 都井他2名, 薄肉構造の離散化極限解析 (その2)日本造船学会論文集, 第151号(1982).

【回答】 (1) 実験による永久変形モードは周方向に6波長となっていますが、応答の過程においては任意の n 周期 (n は自然数) の非軸対称座屈あるいは振動モードが関係するはずであり、本解析のような1/6解析では周方向に3の整数倍の周期を有する変形モードの存在しか許されず、特に、軸対称モードを除く低次の座屈あるいは振動モードが無視されます。この点を改善し完全な非軸対称解析とするためには、全周に渡るメッシュ分割が必要となります。

(2) (1)式の剛体変位関数における3次元剛体運動の6自由度 $a_1^A, a_2^A, \dots, a_6^A$ を各要素独立の変位自由度とし、(3)式の並進相対変位としてねじり変形および面外せん断変形に対応する要素境界座標系 z' 軸方向の成分 δ_z 、および(4)式の応力成分として面外せん断応力 τ_z を考慮すれば、ねじり変形を含む崩壊モードに対するシミュレーションが可能となります。その場合、全体系の総自由度数は本論文の定式化の2倍弱となります。なお、アルゴリズムの詳細は下記文献付2)をご参照ください。

付2) 都井・川井: シェル構造の離散化極限解析 (その4)——厚肉シェルの有限変形解析——, 生産研究, 第34巻, 第8号(1982).

23 平板の水平水面衝撃の研究

【討論】 堺 由輝 君 (1) Theory I では $B=250$ mm の場合水面変化の計算において計算値が不安定となったと述べておられますが、その原因は何でしょうか。

(2) 平板の落下高さと衝撃圧のピーク値との関係は、Fig. 6 に示す様に、ほぼ線型であると述べておられます。このことより、平板の衝撃圧のピーク値を簡易式で表現できるようにも思われますがどうかでしょうか。

【回答】 (1) Theory I では近似に用いた関数の性質上平板幅方向の圧力勾配が正になった場合 $x \rightarrow \infty$ で発散するような圧力分布となります。また境界条件が比

較的鈍く影響する双曲型方程式と境界条件に敏感な楕円型方程式を交互に解いていることも原因と考えられます。

(2) 同一の条件の場合はほぼ線形ですが、mass ratio の違いによる影響を考慮する必要があります。また簡易式を用いる場合、安全側をとるために最大値の上限を示すものがよいと思います。その意味で Chuang の式でもよいと思います。

本実験や Chuang の式は空気の巻き込みのある場合のもので、空気の巻き込みのないときは、萩原らの研究のようにそれよりはるかに大きい圧力が現れます。

24 曲面板の振動について

【討論】 大高勝夫 君 (1) Table 1 に示されている各モードの形状はどんな形でしょうか。平板とほぼ同じでしょうか。

(2) ここに挙げられた例では、大きさに比して非常に薄い(一辺 600 mm のとき厚さ 1.7 mm)板のため、曲面板とすることにより振動数が上昇しておりますが、

実船に使う程度の板厚でもかなり振動数上昇がありますか。ここに挙げられた例では一辺 600 mm の正方形板に 12 mm のキャンパーをつけると振動数が平板の 2.6 倍ぐらいに上昇しておりますが。

(3) たとえば Table 1 の計算の場合、境界条件を完全に支持、固定とするのではなく、面内方向の変位を図の