構造要素の衝突圧壊挙動に関する

シミュレーション

正員 川 井 忠 彦* 正員 都 井 裕*

正員 鈴 木 規 之**

Numerical Simulations on the Crushing Behaviour of Structural Members

by Tadahiko Kawai, *Member* Yutaka Toi, *Member*
Noriyuki Suzuki, *Member*

Summary

In this paper the numerical method on the structural crashworthiness is presented by using the Rigid Bodies-Spring Models (which is abbreviated as the RBSM).

In the design of engineering structures it is important to estimate the energy absorption characteristics by plastic deformation. But it is very difficult to simulate the crushing behaviour precisely by using the conventional numerical methods such as the finite element analysis because of the complexities of the phenomena. In the crushing behaviour of thin-walled steel structures plastic region is localized and the collapse mechanism is similar to the link mechanism which consists of rigid plates and plastic hinge lines. This behaviour is often idealized as rigid-plastic and the rigid-plastic analysis can be used approximately.

In case the collapse modes are known, the crushing behaviour of structures can be simulated by using the RBSM with much less number of degrees of freedom than the conventional finite element method, furthermore, the internal plastic work by the membrane shearing force, which can not be calculated accurately in the rigid-plastic analysis, can be taken into account generally.

In this paper the updated Lagrangian formulation for a flat rigid plate element with the moving local coordinate systems is presented and the crushing behaviour of some typical structural members is numerically simulated. The obtained results for the mean crushing load are compared with the experimental ones. All of the calculations are carried out as the static analysis where the inertial forces and the strain rate effect are neglected.

1 緒 言

船舶、航空機、自動車などの衝突崩壊強度に関しては、構造の衝突エネルギー吸収特性、いわゆる Structural Crashworthiness を評価することが重要である。すなわち、構造物が壊れるのを前提としたうえで、塑性変形によりどれだけ衝突エネルギーを吸収できるかを把握しておく必要がある。

構造物の衝突崩壊挙動は、超大変形、接触、摩擦などを伴う非線形性の強い複雑な現象であるため、これを精密に解析することは、理論的な説明はもとより、数値的に解析するにも非常に困難を伴う。そこで、実際の複雑

な構造物を解析する前に、それを構成する個々の部材について、そのエネルギー吸収特性を明らかにしておくことが望ましい。基本的な構造要素である円筒鋼管や角型鋼管の圧壊挙動は古典的な研究課題として古くから関心をもたれてきた。本論文では衝突崩壊挙動に関する新しい簡易解析法を提案し、基本的な構造要素の静的圧壊挙動のシミュレーションを行うことにより本解析法の有効性を示す。

薄肉構造物が崩壊する際に塑性域は局所化し、崩壊のメカニズムとして、剛体の板と塑性ヒンジ線からなるリンク機構が観察される。この挙動はしばしば剛塑性体として理想化され、解析的に衝突エネルギー吸収特性を評価することがよく行われている^{1)~5)}。

Alexander²⁾, Pugsley³⁾, Johnson⁴⁾ らによる円筒殻

* 東京大学生産技術研究所

** 東京大学大学院

の圧壊に関する研究, Wierzbicki⁹⁾, Abramowicz⁹⁾ による角型鋼管の圧壊に関する研究は、いずれもこの手法に基づいたものである。この手法は、曲げ変形が支配的であるような場合にはかなり有効であるが、膜応力による塑性仕事量を見逃すような場合に、それを精度よく算定することは一般に困難である。一方、有限要素法コードを用いた解析は、基本的な構造要素の解析であっても、塑性ヒンジ線、すべり線などを伴う崩壊のメカニズムを表現するためには、非常に大規模な計算となり、あまり実用的とは言えない。

有限要素法と剛塑性解析法の間接的なモデルである剛体-ばねモデルは⁶⁾、実験から観察される崩壊パターンを仮定することにより、塑性ヒンジ線、すべり線などにより構成される崩壊のメカニズムを、従来の有限要素モデルに比べ格段に低自由度で表現することができる。この意味からは剛塑性解析に近い立場にあるといえるが、曲げ変形、面内変形を一般的に扱えること、さらに剛塑性解析の際に煩雑になりがちな幾何学的考察を自動化できることなど、両者の特徴を合わせ持つモデルである。

こうした点から、衝突圧壊挙動の簡易解析法として、剛体-ばねモデルが有効と考え、基本的な構造要素の圧壊挙動のシミュレーションを試みた。ここでは静的解析のみを行っているが、船舶の衝突など、衝突速度が遅い場合には、慣性力の効果を無視した静的解析でほぼ十分な情報が得られるものと考えられる。

圧壊挙動の解析の際には、要素の回転変位量が非常に大きくなるため、有限変形を考慮した total Lagrange 形式の定式化では精度が不十分な場合もあるため、変形と共に要素座標系などの局所座標系を更新していく updated Lagrange 形式の定式化も合わせて試みた。

本論文では、まず解析に用いた剛体要素モデル、特に平板剛体要素モデルの updated Lagrange 形式の増分理論による定式化について重点的に述べる。続いて、円筒鋼管、チャンネル材、角型鋼管などに対する数値計算例を示し、本解析法の有効性を示す。そこでは接触を考慮した軸対称シェル要素モデルを用いた円筒鋼管の軸対称圧壊挙動に関する多自由度シミュレーション、また平板剛体要素モデルを用いたチャンネル材の崩壊挙動、角型鋼管の圧壊挙動、円筒鋼管の非軸対称圧壊挙動などに関する低自由度シミュレーションを示す。さらに、衝突エネルギー吸収特性を表す代表的なパラメータである平均圧壊荷重を評価し実験結果との比較を行っていく。

2 剛体要素モデルの定式化

本解析で用いた剛体要素モデルは、接触を考慮した軸対称シェル要素モデル、および要素重心に独立な6自由度を設定することにより面外せん断変形およびねじり変

形を考慮した最も一般的な三角形平板剛体要素モデルである。ここでは、特に三角形平板剛体要素モデルに対する updated Lagrange 形式の増分理論に基づいた定式化について詳細に述べる。

2.1 軸対称シェル要素モデル

本解析で用いた軸対称シェル要素モデルの定式化については文献7)に詳しいので、ここでは、塑性変形および接触現象の扱い方についてのみ述べることにする。

本解析は塑性座屈、および座屈後挙動のシミュレーションを目的とするので、文献7)における断面力表示の弾塑性解析法に代わり、板厚方向に数点の積分点を設けて、応力レベルで塑性変形を評価するいわゆる layered approach を採用した。

また、圧壊挙動においてしばしば観察される壁面間の接触現象については、接触したと判定された要素間に、軸方向相対変位に抵抗する線形ばねを発生させるという簡易的な取り扱いを行った。

2.2 三角形平板剛体要素モデル

節点に面外横たわみの自由度を設けることにより、全体の自由度数を節約した平板剛体要素モデルの定式化は、文献8)に示されている。この定式化では、要素間で横たわみが連続と仮定されており、面外のせん断変形およびねじり変形が無視されている。

本研究では、Fig.1に示すように、要素重心に独立な6自由度を有し、面外せん断変形およびねじり変形を考慮した、厚肉シェル解析のための平板剛体要素モデル⁹⁾を用いる。圧壊挙動は要素の回転変位量が非常に大きくなるため、ここでは updated Lagrange 形式の増分理論¹⁰⁾に基づいた定式化を行う。

2.2.1 局所座標系の定義

Fig.1に示すように、要素Aの要素座標系 $(\bar{x}_A, \bar{y}_A, \bar{z}_A)$ を次のように定める。

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_A &= \frac{1}{l_{ij}} [x_{ji} y_{ji} z_{ji}] \\ \bar{z}_A &= \frac{1}{2A} [y_{ji} z_{ki} - z_{ji} y_{ki} \quad x_{ji} x_{ki} \\ &\quad - x_{ji} z_{ki} \quad x_{ji} y_{ki} - y_{ji} x_{ki}] \\ \bar{y}_A &= \bar{z}_A \times \bar{x}_A \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここに、

$$x_{ji} = x_j - x_i, \quad y_{ji} = y_j - y_i, \quad z_{ji} = z_j - z_i, \quad \text{etc.}$$

また、各ステップにおける要素境界座標系 $(\bar{x}', \bar{y}', \bar{z}')$ は、そのステップでの各節点の座標を用いることにより、次のように定める。

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}' &= \{(\bar{x}_{13})_A + (\bar{x}_{31})_B\} / |(\bar{x}_{13})_A + (\bar{x}_{31})_B| \\ \bar{z}' &= \bar{z}'' - \bar{x}' \cos(\bar{x}', \bar{z}'') \\ \bar{y}' &= \bar{z}' \times \bar{x}' \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここに、

$$\bar{z}'' = (\bar{z}_A + \bar{z}_B) / |\bar{z}_A + \bar{z}_B|$$

Fig.1 Flat rigid plate element

すなわち, updated Lagrange 形式の増分理論に基づいた定式化に際しては, 要素座標系, および要素境界座標系を各ステップごとに更新していくことになる。

2.2.2 剛体変位関数

剛体変位関数の一般的な導出は文献 8), 9) に詳しい。ここでは, 次に示すような, 有限変形問題に対する一般的な 3 次元近似剛体変位関数に基づいた定式化を行う。

$$\left. \begin{aligned} u(x, y, z) &= a_4 - a_3 y + a_2 z \\ &\quad - \{(a_2)^2 + (a_3)^2\} x/2 + a_1 a_2 y/2 + a_1 a_3 z/2 \\ v(x, y, z) &= a_5 - a_1 z + a_3 x \\ &\quad - \{(a_3)^2 + (a_1)^2\} y/2 + a_2 a_3 z/2 + a_2 a_1 x/2 \\ w(x, y, z) &= a_6 - a_2 x + a_1 y \\ &\quad - \{(a_1)^2 + (a_2)^2\} z/2 + a_3 a_1 x/2 + a_3 a_2 y/2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに, a_1, a_2, a_3 は要素座標系の各 x, y, z 軸まわりの回転変位, a_4, a_5, a_6 は各軸方向の並進変位を表わす。

2.2.3 相対変位

要素境界断面上の任意点 P における隣接要素間相対変位の各要素境界座標軸方向成分 $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ は, 要素 A, B の剛体変位関数をそれぞれ u_A および u_B として次のように定める。

$$\left. \begin{aligned} \delta_x &= \{l_x^B(u_B)_P + m_x^B(v_B)_P + n_x^B(w_B)_P\} \\ &\quad - \{l_x^A(u_A)_P + m_x^A(v_A)_P + n_x^A(w_A)_P\} \\ \delta_y &= \{l_y^B(u_B)_P + m_y^B(v_B)_P + n_y^B(w_B)_P\} \\ &\quad - \{l_y^A(u_A)_P + m_y^A(v_A)_P + n_y^A(w_A)_P\} \\ \delta_z &= \{l_z^B(u_B)_P + m_z^B(v_B)_P + n_z^B(w_B)_P\} \\ &\quad - \{l_z^A(u_A)_P + m_z^A(v_A)_P + n_z^A(w_A)_P\} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに,

$$l_x^A = \vec{x}' \cdot \vec{x}_A, \quad m_x^A = \vec{x}' \cdot \vec{y}_A, \quad n_x^A = \vec{x}' \cdot \vec{z}_A, \quad \text{etc.}$$

剛体変位関数 (3) 式を増分形式に書き改めた後, (4) 式に代入して各相対変位増分を計算し, 各変位自由度 a_i に関する線形成分と非線形成分を分離すると次式を得る。

$$\begin{aligned} \{\Delta d^*\} &= \{\Delta d(\text{linear})\} + \{\Delta \bar{d}(\text{nonlinear})\} \\ &= [B]\{\Delta a\} + \{\Delta \bar{d}\} \end{aligned} \quad (5)$$

ここに,

$$\begin{aligned} \{\Delta d^*\}^t &= \Delta \delta_x^* \Delta \delta_y^* \Delta \delta_z^*, \quad \{\Delta d\}^t = \Delta \delta_x \Delta \delta_y \Delta \delta_z \\ \{\Delta \bar{d}\}^t &= \Delta \bar{\delta}_x \Delta \bar{\delta}_y \Delta \bar{\delta}_z, \\ \{\Delta a\}^t &= \Delta a_1^A \dots \Delta a_6^A \Delta a_1^B \dots \Delta a_6^B \end{aligned}$$

2.2.4 応力増分およびばね定数

要素境界には, (4), (5) 式より計算される各相対変位成分に抵抗するばねを設定する。各ばねに生じる応力増分 $\Delta \tau_x, \Delta \sigma_y, \Delta \tau_z$ は, それぞれ面内せん断応力, 直応力, 面外せん断応力の各応力増分に対応し, 次のように求められる。

$$\{\Delta s\} = [D]\{\Delta d\} \quad (6)$$

ここに,

$$\{\Delta s\}^t = \Delta \tau_x \Delta \sigma_y \Delta \tau_z$$

弾性範囲においては, $[D]$ マトリックスは対角行列となり, 各成分, すなわちばね定数は, 次のように定める。

$$\begin{aligned} [D^e] &= \begin{bmatrix} E/(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & E/(1-\nu^2) & 0 \\ 0 & 0 & E/(1-\nu^2) \end{bmatrix} \\ &\quad \alpha E/2(1+\nu)(d_1+d_2) \end{bmatrix} \quad (7)$$

ここに, d_1, d_2 はそれぞれ要素 A, B の重心から要素境界辺におろした垂線の長さ, また α は有効せん断係数で, $\alpha=5/6$ とした。

塑性状態においては, Mises の降伏条件を参照して, 次式の降伏条件式,

$$\bar{\sigma} = f(\tau_x, \sigma_y, \tau_z) = (3\tau_x^2 + \sigma_y^2 + 3\tau_z^2)^{1/2} = \sigma_Y \quad (8)$$

を塑性ポテンシャルとして, 塑性流れ則を適用することにより定める。ここに, $\bar{\sigma}$ および σ_Y は, それぞれ相当応力, および降伏応力である。

updated Lagrange 形式の定式化においては, 各ステップごとに計算された“更新 kirchhoff 応力”は次式に従い, “Euler 応力”に変換される。

$$\sigma_{ij}^E + \Delta \sigma_{ij}^E = 1/J \cdot \partial Y_i / \partial X_k \cdot \partial Y_j / \partial X_l \cdot (\sigma_{kl}^E + \Delta^* \sigma_{kl}) \quad (9)$$

ここに, X_i および Y_i は, それぞれ第 N ステップおよび第 $N+1$ ステップにおける座標系, また J はヤコビアンを表わす。

2.2.5 増分形剛性方程式

要素境界断面上の任意点 P に対する増分形仮想仕事式は,

$$\begin{aligned} [\Delta s] \{ \delta \Delta d \} + [s] \{ \delta \Delta \bar{d} \} &= [\Delta a] \{ \Delta f \} \\ &\quad + ([\Delta a] \{ f \} - [s] \{ \delta \Delta d \}) \end{aligned} \quad (10)$$

である。以上得られた諸関係式を (10) 式に代入することにより, 次の増分形剛性方程式を得る。

$$([k] + [k_G]) \{\Delta a\} = \{\Delta f\} + \{f_r\} \quad (11)$$

ここに,

$$\begin{aligned} [k] &= [B]^t [D] [B] \\ [k_G] &= [k_G(\tau_x)] + [k_G(\sigma_y)] + [k_G(\tau_z)] \\ \{f_r\} &= \{f\} - [B]^t \{s\} \end{aligned}$$

ここで、 $[k]$ 、 $[k_G]$ はそれぞれ微小変位剛性マトリックス、初期応力マトリックスである。要素境界断面全体の接線剛性マトリックスおよび不平衡力ベクトルは、(11)式を境界断面A上で積分することにより、次のように計算される。

$$[k_T] = \int_A ([k] + [k_G]) dA, \quad \{f_T\} = \{f\} - \int_A [B]^t \{s\} dA \quad (12)$$

(12)式の各積分は、要素境界断面に数点の積分点を設定し、数値積分により行うものとする。

3 数値計算例

ここでは、本計算法の有効性を示すため、基本的な構造要素の圧壊挙動をシミュレートした計算例を紹介する。すなわち、軸対称シェル要素モデルを用いた円筒鋼管の軸対称圧壊挙動のシミュレーション、平板剛性要素モデルを用いたチャンネル材と角型鋼管の圧壊挙動、円筒鋼管の非軸対称圧壊挙動などのシミュレーション例を示す。

3.1 円筒鋼管の軸対称圧壊挙動

円筒鋼管の軸対称圧壊モードは最も単純な崩壊形式であるが、衝突圧壊挙動を解明する際に本質的な接触、摩擦などの問題を含み、現象は複雑である。ここでは、接触、非接触を考慮した軸対称シェル要素モデルを用いて円筒鋼管の軸対称圧壊挙動をシミュレートした。

円筒鋼管の寸法、および材料特性は、

$$\begin{cases} L=60.0 & (\text{mm}) \\ R=31.5 & (\text{mm}) \\ t=0.3, 0.5, 1.0 & (\text{mm}) \\ E=21000 & (\text{kgf/mm}^2) \\ \sigma_Y=37.3 & (\text{kgf/mm}^2) \\ \nu=0.3 \end{cases}$$

Fig. 2 Axial load-end shortening curves for axisymmetric crushing mode of circular tubes

Fig. 3 Deformed profiles of a circular tube ($R/t=51.7$) under axial compression

Fig. 4 Variation of dimensionless mean crushing loads for axisymmetric collapse mode of circular tubes with R/t

また、降伏応力の70%を比例限として接線係数 E_t を次のように仮定した。

$$E_t/E = 10/3(1 - |\sigma/\sigma_Y|) \quad (13)$$

軸荷重-ストローク曲線を Fig. 2に、変形図を Fig. 3に示す。

接触が起きるまでのストロークを圧壊距離として、耐衝突性能を評価する際に代表的なパラメータである平均圧壊荷重を計算し、実験データ¹¹⁾、および文献¹³⁾に示されている剛塑性解析による修正 Alexander解との比較を行った結果を Fig. 4 に示す。

いずれも平均圧壊荷重に関しては良好な一致を示していることがわかる。しかし、得られた軸荷重-ストローク曲線に関しては、実験において観察される挙動、すなわち、2波目以降の最高荷重が1波目の最高荷重に比べて低下すること、また薄肉ほどその低下が顕著であることなどが、本計算では表現されなかった。このことは、2波目以降の挙動に関して本質的な接触現象に対しては、本計算で行っているような簡易的な取り扱いでは不十分であることを示しているものと考えられる。

Fig. 5 (a) Load-deflection curves of a channel column with an axial loading

Fig. 5 (b) Load-deflection curves of a channel column with a central loading

このように、最も単純な崩壊形式である円筒鋼管の軸対称圧壊挙動ですら、これを厳密に追跡することは非常に困難である。

3.2 軸圧縮荷重あるいは中央集中荷重を受けるチャンネル材の崩壊挙動

実験から観察される崩壊モードに基づいた要素分割を行い、必要最小限の自由度で崩壊モードを表現できることを示す。さらに簡易的な剛塑性解析による荷重-変位曲線との比較を行う。解析を行ったチャンネル材の寸法、材料特性は、次の通りである。

軸圧縮荷重を受ける場合、Fig. 5 (a) に示すように、

$$\begin{cases} 2L = 400 & (\text{mm}) \\ B = 104 & (\text{mm}) \\ B_1 = 52.43 & (\text{mm}) \\ t = 2.0 & (\text{mm}) \\ \sigma_Y = 300 & (\text{MPa}) \end{cases}$$

中央集中荷重を受ける場合、Fig. 5 (b) に示すように、

$$\begin{cases} 2L = 800 & (\text{mm}) \\ B = 100 & (\text{mm}) \\ B_1 = 50.0 & (\text{mm}) \\ t = 2.0 & (\text{mm}) \\ \sigma_Y = 250 & (\text{MPa}) \end{cases}$$

計算はいずれもフランジに板厚程度の初期たわみを与えて、対称性により全体の 1/4 のみを解析した。なおここでは、変形が比較的小さいので、剛塑性解析による荷重-変位曲線と厳密に比較するために、total Lagrange

Fig. 6 (a) Deformed profiles of a channel column with an axial loading

Fig. 6 (b) Deformed profiles of a channel column with a central loading

形式の増分理論に基づいた計算を行った。

軸圧縮荷重、および中央集中荷重を受けるチャンネル材の無次元化した荷重-たわみ曲線を、Murray による剛塑性解析解⁹⁾とともに、それぞれ Fig. 5 (a), Fig. 5 (b) に示す。図中、 P_s, M_p はそれぞれ全断面降伏荷重、および全塑性モーメントである。

座屈後、変形の小さい範囲では、剛塑性解析解と弾性剛性および除荷を考慮している本計算結果には違いが見られるが、変形が進むにつれ両者は漸近していくことがわかる。このように、いわゆる塑性ヒンジを介して剛体変形するような完全なメカニズムを形成する崩壊パターンに関しては、一般に剛塑性解析が有効である。しかし、面内変形、あるいは塑性ヒンジの移動といった現象を伴い、膜応力の塑性仕事量を無視できないような崩壊パターンに対しては剛塑性解析の適用は困難である。

軸圧縮荷重、および中央集中荷重を受ける場合の変形の様子を、それぞれ Fig. 6 (a), Fig. 6(b) に示す。いずれも非常に少ない自由度でフランジの局部座屈を含

Fig. 7 Crushing mechanism of a square tube

Fig. 8 Deformed profiles of square tubes under axial compression with various mesh subdivisions

Fig. 9 Assumed relationship between tangent modulus and equivalent stress

む複雑な崩壊挙動が表現されていることがわかる。

3.3 角型鋼管の圧壊挙動

ここでは、軸圧縮荷重を受ける角型鋼管の崩壊モードを Fig. 7 のように理想化し、圧壊モードの周期性により Fig. 7 に示すように基本周期領域のみを取り出して計算を行った。

Fig. 8 に 4 種類の要素分割による変形図を示す。いわゆる“角”のある部材の圧壊といった複雑な崩壊パターンが、いずれの要素分割を用いても概ね良く再現されていることがわかる。そこで、これより以下の計算は、崩壊モードを仮定し自由度を押さえた要素分割により行い、平均圧壊荷重の評価を試みた。

計算を行った正方形断面の角型鋼管の寸法、および材料特性は、

$$\begin{cases} B=30.6 \text{ (mm)} \\ t=0.7, 1.4, 2.3 \text{ (mm)} \\ \sigma_Y=37.3 \text{ (kgf/mm}^2\text{)} \end{cases}$$

また降伏応力以降のひずみ硬化を Fig. 9 のように仮

Fig. 10 Axial load-end shortening curves of square tubes under axial compression

Fig. 11 Variation of dimensionless mean crushing loads of square tubes with $4t/B$

定した。Fig. 7 に示す軸方向波長 $2H$ については、Abramowicz の剛塑性解析⁹⁾に用いられている次式により仮定した。

$$H/t = 0.99(B/t)^{2/3} \quad (14)$$

また、平均圧壊荷重を評価するための、いわゆる有効圧壊距離は、Abramowicz 等が経験的に用いている部材長さの 73% という値を採用した。

Fig. 10 に無次元化した荷重-ストローク曲線を示す。図中、点線で示された荷重は、上述の有効圧壊距離を用いて計算された平均圧壊荷重である。Fig. 11 には、計算された平均圧壊荷重を、実験結果^{1), 5), 11)}、Abramowicz による剛塑性解析解と共に示す。

いずれも、平均圧壊荷重に関して良好に対応していることがわかる。ただし、ひずみ硬化の仮定の仕方により解は影響を受けるため、実験による正確な材料特性を用いることが望ましい。

圧壊の過程を Fig. 12 に示す。

3.4 円筒鋼管の非軸対称圧壊挙動

3.1 節では、軸圧縮荷重を受ける円筒鋼管の軸対称モ

Fig. 13 Non-axisymmetric crushing mode of a circular tube

ードによる圧壊挙動をシミュレートした。一方、Fig. 13 に示すような、いわゆる“Yoshimura buckle pattern”，あるいは“diamond pattern”と呼ばれる非軸対称モードも、座屈後挙動、とくにエネルギー吸収特性の観点からは重要である。著者らは、低自由度のシミュレーターを用いて、半径-肉厚比と周方向波数との関係について考察を試みている¹²⁾。また、著者の一人は、非軸対称モードにおける平均圧壊荷重に関する幾つかの剛塑性解析解があまり実験結果と対応しないことを指摘している¹³⁾。

ここでは、周方向波数 $n=2, 3, 4$ の場合について、Fig. 13 に示すように圧壊モードの基本周期領域のみを取り出して、最も単純な要素分割により計算を行う。図中 α は塑性関節線のなす角度であり、ここでは、 $\alpha = \pi/2n$ と仮定した。

各周方向波数に対する、半径-肉厚比の関係に基づい

Fig. 12 Crushing process of square tubes

Fig. 14 Axial load-end shortening curves for non-axisymmetric crushing mode of circular tubes

た円筒鋼管の寸法、材料特性は、

$$\begin{cases} R=14, 21, 28 \text{ (mm)} & (n=2) \\ 28, 35, 42 \text{ (mm)} & (n=3) \\ 42, 49, 56 \text{ (mm)} & (n=4) \\ t=1.0 & \text{(mm)} \\ E=24000 & \text{(kgf/mm}^2\text{)} \\ \sigma_Y=35.65 & \text{(kgf/mm}^2\text{)} \end{cases}$$

前節と同様のひずみ硬化を仮定し、得られた無次元化した荷重-ストローク曲線を Fig. 14 に示す。また Fig. 15 に、前節と同様に計算された平均圧壊荷重を実験結果^{11), 12)}と共に示す。

本計算結果は、平均圧壊荷重に関して実験結果と良好に対応していることがわかる。

また、圧壊の過程を Fig. 16 に示す。

Fig. 16 Crushing process of circular tubes

Fig. 15 Variation of dimensionless mean crushing loads for non-axisymmetric crushing mode of circular tubes with R/t

4 結 言

本研究では、構造物の衝突圧壊挙動に関する新しいシミュレーション手法を提案した。

ここで用いた剛体要素モデルは、実験に基づいた要素分割を行うことにより、塑性ヒンジ線やすべり線を伴う崩壊のメカニズムを従来の有限要素法に比べ、格段に低自由度で表現することができる。また、衝突圧壊挙動に関する簡易解析法としてしばしば採用される剛塑性解析において、考慮することが一般に困難であった膜応力による塑性仕事量を一般的に算定することができる。

こうした特徴を生かせば、有限要素法と剛塑性解析法の中間に位置する本解析法は、衝突圧壊挙動に関する簡易シミュレーション手法として有効に使用し得るものと考ええる。

本論文における数値計算により得られた成果を以下に要約する。

1) 接触、非接触を考慮した軸対称シェル要素モデルを用いた多自由度解析を行い、円筒鋼管の軸対称圧壊挙

動の全過程に対するシミュレーションを試みたが、一般にこの種の解析は長大なる計算時間を要し実用性に欠ける。

2) 平板剛体要素モデルを用いたチャンネル材の解析を行い、実験に基づく崩壊モードを仮定した要素分割を行えば、非常に低自由度で崩壊のメカニズムが表現されることが示された。

3) updated Lagrange 形式の増分理論に基づいた定式化を行うことにより、平板剛体要素モデルを用いた超大变形解析が可能となり、角型鋼管、円筒鋼管の圧壊挙動をシミュレートした。

4) 構造物の耐衝突性能を表わす代表的なパラメータである平均圧壊荷重を評価し、実験結果、剛塑性解析による理論解と対応することが確かめられた。

5) 今後は、実験を行うことが困難な複雑な構造物に対して、本解析法をどのように適用していくか、さらに動的な効果をどのように反映させていくかが残された課題である。

参 考 文 献

- 1) N. Jones and T. Wierzbicki : Structural Crashworthiness, Butterworth & Co(Publishers) Ltd. (1983).
- 2) J. M. Alexander : An Approximate Analysis of the Collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading, Quart. Journ. Mech. and Applied Math., Vol. 13, Pt. 1 (1960), 10.
- 3) A. Pugsley and M. Macaulay : The large-Scale Crumpling of Thin Cylindrical Columns, Quart. Journ. Mech. and Applied Math., Vol. 13, Pt. 1 (1960), 1.
- 4) W. Johnson, P. D. Soden and S. T. S. Al-Hasani : Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes under Axial Compression, J. of Strain Analysis, Vol. 12, No. 4 (1977), 317.
- 5) W. Abramowicz and N. Jones : Dynamic Axial Crushing of Square Tubes, Int. J. Impact Engng., Vol. 2, No. 2 (1984), 179.
- 6) T. Kawai : New Element Models in Discrete Structural Analysis, J. Soc. Naval Arch. Japan, Vol. 141 (1977), 174.
- 7) 都井：骨組・回転対称シェル構造の動的非線形解析, 日本造船学会論文集, 第 147 号 (1980), 316.
- 8) 都井, 川井：薄肉構造の離散化極限解析(その3), —平板剛体要素モデルによる安定問題のシミュレーション—, 日本造船学会論文集, 第152号(1982), 307.
- 9) 都井, 川井：シェルの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 卷, 第 8 号 (1982), 343.
- 10) K. Washizu : Variational Methods in Elasticity and Plasticity, 3rd Ed., Pergamon Press (1982).
- 11) 自動車技術会構造強度部門委員会衝突解析WG編集：薄肉部材の崩壊特性 (1981年10月), 衝突解析法実例集 (1982年8月).
- 12) 都井, 川井：薄肉構造の離散化極限解析(その5), —軸圧縮荷重を受ける円筒殻の非軸対称塑性座屈モード—, 日本造船学会論文集, 第154号(1983), 337.
- 13) 都井：円筒殻の平均圧壊荷重に関する一考察, 日本造船学会論文集, 第 157 号 (1985), 435.