

Optimization of the Crushing Characteristic of Triangulated Cans

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2017-10-03 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/2297/24684

三角形平面化した空缶の圧潰特性の最適化*

韓 晶^{*1}, 山崎 光悦^{*1}

Optimization of the Crushing Characteristic of Triangulated Cans

Jing HAN and Koetsu YAMAZAKI^{*2}^{*2} Department of Human and Mechanical Systems Engineering, Kanazawa University,
2-40-20 Kodatsuno, Kanazawa-shi, Ishikawa, 920-8667 Japan

The axial crushing behavior of a triangulated cylindrical shell constructed by one set of helical strips and circles lying on the surface, is simulated by the finite element method. This paper also discusses the affection to the crushing characteristic of the angle and the number of the helix as well as the number of the circles along the axial direction of the cylinder. Based on the numerical analyses, minimizing problems of the axial crushing force of triangulated cylindrical shells are solved by using the crashworthiness maximization technique for tubular structures which combined the techniques of design-of-experiment, response surface approximation as well as usual mathematical programming. Moreover, the behavior of the triangulated cylinders when subjected simultaneously to axial crushing and twisting forces is optimized.

Key Words: Structural Analysis, Optimum Design, Nonlinear Problem, Finite Element Method, Design-of-Experiment, Response Surface Approximation, Crushing Behavior, Triangulated Cylindrical Shell

1. 結 言

飲料用金属缶の消費量と空缶の排出量は年々増加する傾向にあり、再資源化のための空缶のリサイクル率を向上する方法が積極的に検討されている。例えば、空缶の回収・輸送の効率化を図るため使用済み飲料空缶回収機の開発や減容方法などの開発が推進されているが、いずれも電力エネルギー消費が必要である。人手で折り畳み可能なペットボトルが出現しているが、金属缶自体を潰しやすくするための構造改良の試みは今まで全くなされてこなかった。飲料容器として普及している円筒形のアルミ缶やスチール缶は内容物が充てんされているときは必要な強度を保ち、使用済みの空缶は資源回収を容易にするため、折り畳みやすい構造また収容体積がより小さくなることが望ましい。一方、表面を種々の三角形平面にした円筒形状は、宇宙展開物としての折り畳み特性についての実験やトラス構造と仮定した数値解析による検討がなされている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

そこで本研究では、その宇宙展開形構造物をヒント

に、シームレス(継ぎ目なし)飲料空缶(500 ml アルミ缶)の胴体を三角形平面化して、軸方向の圧潰荷重を最小化するように三角形の寸法を最適化する。まず多数の三角形平面で構成される薄肉円筒の単純軸圧潰と単純ねじり圧潰過程をシェル要素を用いた有限要素解析によってシミュレーションし、三角形平面の寸法、数が円筒の圧潰特性へ与える影響を調べる。次に、有限要素法と実験計画法、応答曲面近似法、数理計画法を用いて最適化するシステム⁽⁴⁾によって、三角形平面化した円筒の初期最大圧潰軸力と容積制約下での平均圧潰軸力最小化設計を行った。さらに、圧潰時にねじり力も同時に加えた場合の圧潰特性最適化の結果についても示す。

2. 三角形平面で構成される
円筒の幾何特性

図1に示すように半径 R 、肉厚 H 、高さ L の円筒表面に、等間隔に配置した角度 α のらせん m 本と、底面と平行な円周線 $n-1$ 本を考え、らせん線と円周線の交点を三角形の頂点とする。三角形平面で構成される円筒表面を考える。らせん角 $\alpha=60^\circ\sim 150^\circ$ に変化させると図2に示すように種々の三角形平面が構成される。らせん角 α を 90° ととると、図2(b)に示すよ

* 原稿受付 2001年2月22日。

*1 正員、金沢大学工学部(〒920-8667 金沢市小立野2-40-20)。
E-mail: yamazaki@t.kanazawa.u.ac.jp

うに正 m 角柱となる。 m が十分に多ければ、正 m 角柱を近似的に円筒とみなすことができる。 また、らせん角 α が 90° 以上に増加すると、らせん線は左旋回となり、次第に図 2(c) に示すように三角形の両側辺の傾斜方向は逆になる。 角度 α をさらに増加すると図 2(d) のようになって、上下対応する三角形の水平辺がさらに離れるため、図 2(a) のモデルと比べると旋回方向が逆で、力学的に同一のモデルとなる。

さて、これらの円筒が三角形の折り目に沿って規則的に折り畳まれるときの円筒の回転角について考える。 図 3(a) に示す三角形平面 ABC、ACD が図 3(b) のように折り畳まれるとき、頂点 D は頂点 A より円筒方向に角度 $\theta_0 + \gamma$ だけ回転する。 まず、幾何学的な頂点 A、D が作る中心角の角度差 γ は以下の式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= L / (nR \tan \alpha) \quad (\alpha \neq \pi/2) \\ \gamma &= 0 \quad (\alpha = \pi/2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

また、頂点 D の回転角 θ_0 は以下のように計算できる。

$$\theta_0 = 2 \sin^{-1} \{ l_b / (2R) \} - \gamma \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 l_b は三角形平面の辺 BC の長さである。

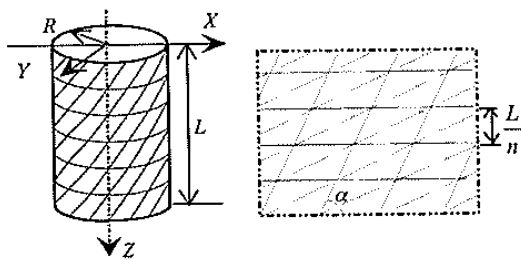


Fig. 1 Cylindrical shell and one part of extended sheet

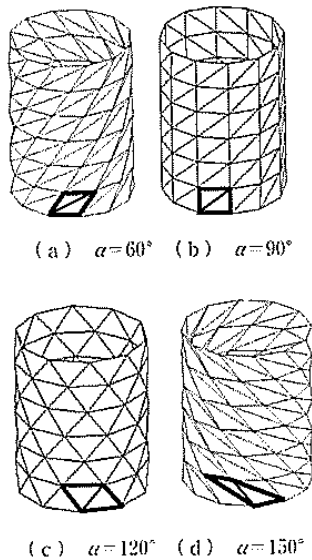


Fig. 2 Triangulated cylindrical shell ($n=6, m=10$)

$$l_b = \sqrt{(L/n)^2 + \{2R \sin(\gamma/2)\}^2} \dots\dots\dots (3)$$

したがって、折り畳みによる円筒全体の旋回角 θ_m は $\theta_m = n\theta_0$ で与えられ、折り畳みによる旋回角が、らせん角と軸方向の分割数に影響されることがわかる。

3. 単純軸圧潰シミュレーション

3.1 有限要素解析モデル

三角形平面化した薄肉円筒の単純軸圧潰時の圧潰特性を解明するために、図 4 に示すように剛体壁に初速度 $V_0 = 2 \text{ m/s}$ の比較的低速で衝突するいくつかのモデルについての有限要素圧潰解析を行った。 材料はアルミニウムを想定し、縦弾性係数 $E = 70 \text{ GPa}$ 、ポアソン比 $\nu = 0.33$ 、ひずみ硬化率 $E_T = 280 \text{ MPa}$ 、降伏応力 $\sigma_0 = 100 \text{ MPa}$ 、密度 $\rho = 2.82 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ とした。 また手や足で潰す場合を想定した比較的低い初速度でも圧潰時に十分なエネルギーを供給するために、円筒上端面の円周上に 150 kg の質量を持つ集中質量を一様に分布付加した。 モデルの離散化については、円筒の側面の各三角形平面を二つの 3 節点シェル要素と一つの平行四角形シェル要素で、底面を 3 節点と 4 節点のシェル要素で離散化した。 また、モデル化では、円筒上面を省略し、その代わりに、上端面の円周節点の軸方向以外の方向の移動変位を拘束した。

3.2 解析結果

らせん角 α と高さ方向の分割数 n 、らせん数 m の圧潰特性への影響を調べるために、表 1 に示すようにグループ A、B、C に分けた三角平面化した円筒モデル群 ($R = 33 \text{ mm}$, $H = 0.12 \text{ mm}$, L

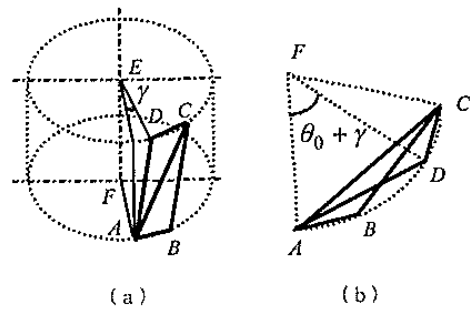


Fig. 3 (a) Initial and (b) folded unit model of a triangulated cylinder

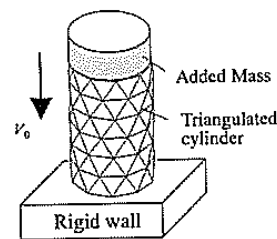


Fig. 4 Axial crushing model of triangulated cylinders

=100 mm)について軸圧潰解析を実施した。また、らせん角 90° のモデル D1 はらせん数と高さ方向の分割数を多くとり、近似的に三角形平面化しない円筒モデルとみなす。

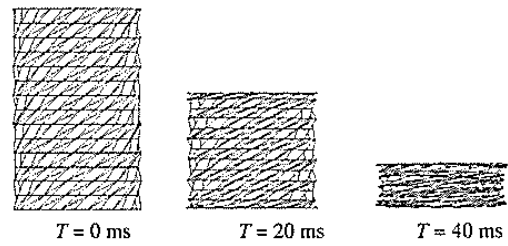
各モデルの寸法、容積 V と圧潰後の残存高さ 20 mm までの解析結果を表 1 に示す。 θ は旋回角度(+が時計方向)、 P_m は平均圧潰軸力、 P_{max} は初期最大軸力を表す。

グループ A では、らせん数 $m=15$ 、縦方向の分割数 $n=7$ と一定として、モデルのらせん角 α を 20° ~150° まで変化させた七つのモデルの解析を行った。三角形平面化した円筒の典型的な圧潰変形パターンは三つに分類される。らせん角が小さければ、図 5(a) の圧潰変形パターン I に示すように、圧潰は両端面から始まり、円筒は各三角形の折り目に沿って、円周方向に旋回しながら、順に規則的に折畳まれる。旋回角も理論旋回角 $\theta_{th}=40^\circ, 52^\circ, 67^\circ$ とほぼ一致している。このとき圧潰後の円筒の収容体積が小さくなることもわかった。らせん角 α が増加するにつれて、円筒は潰れにくくなり、平均圧潰軸力、初期最大圧潰軸力とも増加する。

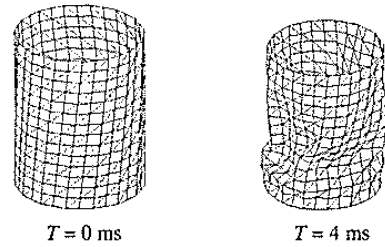
らせん角 α が 90° に近づくと、図 5(b) の圧潰変形パターン II に示すように円筒全体に座屈が生じて、平均圧潰軸力は減少するが、初期最大圧潰軸力は引き続き増加する傾向がみられる。このとき圧潰後の円筒の外形は不規則となる。さらに、らせん角が 90° 以上に増加すると、図 5(c) の変形パターン III に示すように一端から進行性座屈圧潰変形パターンが生じる。モデ

ル A6 の場合には、四角形非軸対称変形パターンが生じて、しわが三つ形成された。図 2(d) のようにらせん角が十分に大きくなると、再び圧潰変形パターン I が現れ、反時計方向に回転しながら三角形平面の折り目に沿って折り畳まれる。

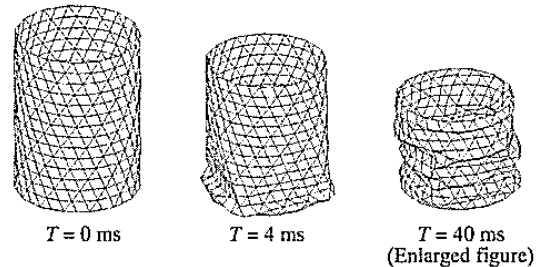
図 6 に典型的な各圧潰変形パターンに対応する圧潰軸力の時間的変化を比較して示す。図 6 より、圧潰変形パターン I では、三角形平面の折り目に沿った圧潰変形時の圧潰軸力の平均値と初期軸力のピーク値の差が小さく、初期最大軸力が大幅に減少することがわか



(a) Folding pattern I (Model A3)



(b) Folding pattern II (Model A5)



(c) Folding pattern III (Model A6)

Table 1 Dimension of models and analyzed results

Model No.	α (deg)	n	m	V ($\times 10^5$ mm ³)	Crushing Pattern (θ°)	P_m (N)	P_{max} (N)
A1	20	7	15	2.41	I (39)	55.3	69
A2	30	7	15	2.87	I (53)	158.2	180
A3	40	7	15	3.06	I (66)	235.6	380
A4	60	7	15	3.23	I+II	573.8	900
A5	85	7	15	3.31	II	369.8	1944
A6	110	7	15	3.35	III	562.6	1857
A7	150	7	15	3.19	I(-65)	455.9	1016
B1	30	12	15	3.12	I (43)	266.3	370
B2	30	12	20	3.18	I (46)	357.9	430
B3	30	12	25	3.22	I (52)	423.6	550
B4	110	12	10	3.23	III	520.4	1270
B5	110	12	15	3.34	III	495.9	2000
B6	110	12	20	3.38	III	451.1	2290
C1	30	7	15	2.87	I (53)	158.2	180
C2	30	12	15	3.12	I (43)	266.3	370
C3	30	17	15	3.20	I (38)	553.7	530
C4	110	7	15	3.35	III	562.6	1857
C5	110	12	15	3.34	III	495.9	2000
C6	110	16	15	3.34	III	417.3	2077
D1	90	22	25	3.39	III	360.7	2380

Fig. 5 Typical folding patterns of triangulated cylinders under an axial force

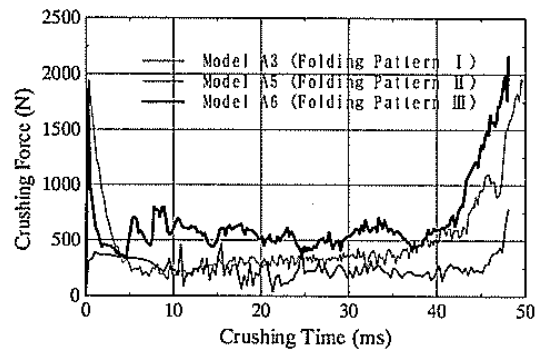


Fig. 6 Axial crushing force

る。この傾向は文献(3)の静的な実験結果とも一致する。一方、圧潰変形パターンIIの場合は、初期軸力のピーク値は大きくて、それに続く軸力が急激に減少する。さらに、圧潰変形パターンIIIの軸力のピークがより明確である。

次に、グループB、Cの解析結果から、圧潰変形パターンIが生じるモデルB1、B2、B3、C1、C2、C3では、円周方向と縦方向の分割数が少ないほど、平均圧潰軸力が小さくなり、円筒が潰れやすくなることがわかった。また、進行性座屈圧潰変形パターンが生じるモデルB4、B5、B6、C4、C5、C6では、円周方向、縦方向の分割数が多いほど、平均圧潰軸力が小さくなる傾向がみられる。また、圧潰初期では円筒には軸対称しわが形成されることもある。さらに、各モデルの初期最大軸力のピーク値は円周方向と縦方向の分

割数の増加につれて高くなることがわかった。さらに、円筒モデルD1の平均圧潰軸力、初期最大軸力と比べると、三角平面化した円筒の初期軸力のピークが常に小さくなること、また、三角形平面の寸法に依存して平均圧潰軸力が円筒より小さくなったり、大きくなったりすることがわかった。以上のことから、多数の三角形平面で構成される薄肉円筒の圧潰特性改善を目的に、最適化できる可能性が判明した。

4. 単純ねじり圧潰シミュレーション

4.1 有限要素解析モデル 次に三角形平面化した円筒が上下端面に単純ねじりトルクを受けるときに三角形平面の寸法がねじり変形パターンに与える影響を調べるために、図7に示すように三角形平面化した円筒の両端面円周上の節点を一定角速度 ω でスパイラル方向にねじって圧潰するシミュレーションを試みた。端面円周上の節点が軸方向に同時に移動するよう両端面それぞれを変形拘束し、端面の角速度 $\omega=6$ rad/s、軸方向の分割数 $n=7$ 、らせん線数 $m=15$ とし、らせん角 α が異なるいくつかの代表的な三角形平面で構成される円筒モデルを解析した。

4.2 解析結果 解析によって得られた各モデルの変形パターンの分類と平均ねじりモーメントを表2に示す。モデル欄のカッコ内は対応する軸圧潰のモデル番号を示す。単純軸圧潰時に変形パターンIが生じたモデルE1、E2、E3では、単純ねじりトルクを受けるときも規則的に折り畳まれる類似の変形パターンを生じた。一例をとり、両端面を除いたモデルE3の変形図を図8(a)に示す。図8(a)より、円筒側面は各三角形の折り目に沿って折り畳まれ、円筒断面がほとんど変わっていないことがわかる。また、円筒両端面が回転しながら、軸方向に沿って自然に中心へと並進し、最終圧潰量 D_{max} (両端面の軸方向最大圧潰量)

Table 2 Dimension of models and analyzed results

Model No.	α (deg)	Folding Pattern	Mean Torque (N · m)	D_{max} (mm)
E1(A1)	20	I	69.4	90
E2(A2)	30	I	100.5	80
E3(A3)	40	I	93.9	77
E4	50	I+II	41.4	40
E5(A4)	60	I+II	60.3	72
E6	70	II	43.7	56
E7	80	II	41.6	64
E8(A5)	85	II	41.4	68
E9(A6)	110	III	34.6	40
E10	120	III	40.4	32
E11(A7)	150	IV	42.4	1

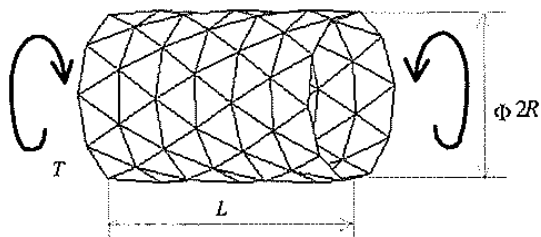


Fig. 7 Twisting model of triangulated cylinders

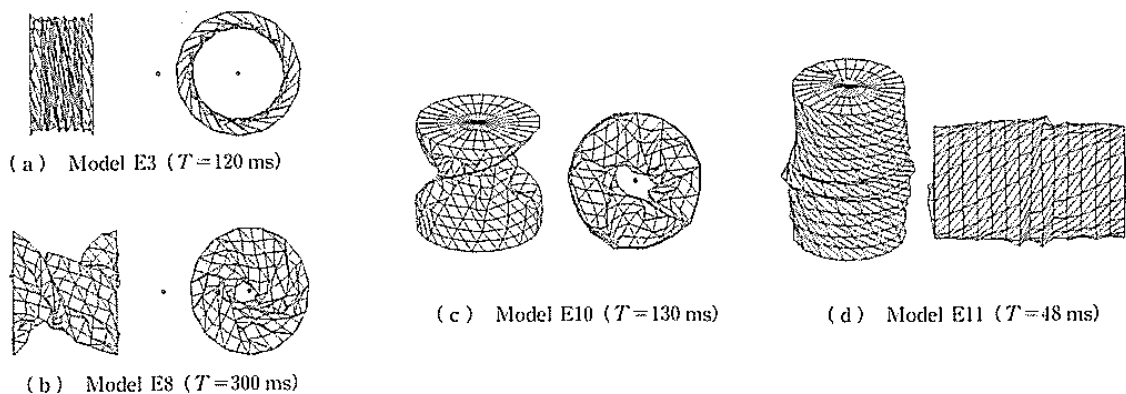


Fig. 8 Typical folding patterns of triangulated cylinders under a twisting force

に到達した後、少し跳ね戻った。解析結果より、らせん角 α が増加するにつれて、両端面の中心への並進速度が遅くなり、最終圧潰量もやや少なくなる傾向がみられた。

さらに、モデル E3 の平均ねじりモーメントと軸圧潰量の関係を図 9 に示す。ねじりモーメント T は端面円周上節点の接線方向反力から算出した。図 9 より、変形パターン I が生じたモデル E3 では、円筒両端面が最終圧潰量に到達するとき、平均モーメントが急激に減少してから、再び上昇することがわかる。

モデル E6, E7, E8 ではらせん線に沿ってしわが発生して不規則に折り畳まれる変形パターン II が生じた。図 8(b) に示すように、モデル E8 の例では全体に局所ねじりのしわが発生し、中心部分から円筒断面が縮まって、五角形パターンが現れている。らせん角が中程度のモデル E4, E5 では、三角形の折り目に沿って変形しにくいため、変形パターン I と II の混合パターンを示した。また図 9 より、変形パターン II のモデルは、しわ間隔が大きいため、最終圧潰量が少なくなることがわかる。

らせん角 $\alpha=120^\circ$ のモデル E10 の変形パターン III の変形図 [図 8(c)] を見ると、らせん線に沿って規則的な大きなしわが発生し、それに沿って折り畳まれるが、図 9 より、ねじりモーメントはパターン II と類似して低い値をとり、最終圧潰量はさらに少なくなっている。さらに、らせん角 α が 150° のモデル E11 になると、図 8(d) の変形パターン IV に示すように、ねじり方向とらせん回転方向が逆になるため、最終圧潰量は極端に少ない。

さらに、三角形平面化しない円筒モデル D1 の単純ねじり解析も試みたが、 $\omega=80$ rad/s 以上の大きな角速度を与えないと圧潰しないことが判明した。また、圧潰時には最初、一端から多角形非軸対称進行性座屈

変形パターンが生じ、次にねじりしわが発生して、両端面が並進する、非対称な圧潰変形パターンを示した。

以上の単純ねじり圧潰解析結果から、三角形平面で構成される円筒は三角形平面化しない円筒より、単純ねじりトルクで潰れやすいことがわかった。また、らせん角が小さい円筒モデルは各三角形の折り目に沿って規則的に折り畳むことができるが、大きなねじりモーメントが必要となる。一方、らせん角が 90° に近づくと、規則的に折り畳むことはできないが、円筒側面にねじりによる局所的なしわが発生するため、ねじりモーメントが小さくなることが明らかになった。

5. 圧潰荷重の最小化

5.1 設計問題の定義と設計手順 設計変数として三角平面を構成する円筒のらせん角 α と高さ方向の分割数 n 、一周当たりの分割数 m をとり、目的関数として平均圧潰軸力 $P_m(X)$ をとる。

$$f = P_m(\alpha, n, m) \rightarrow \min \dots \dots \dots (4)$$

また最大容積減少率 δ_a と初期最大圧潰軸力 P_{max} の最大許容値 P_a の制約を課す。

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= \delta/\delta_a - 1 \leq 0 \\ g_2 &= P_{max}/P_a - 1 \leq 0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5)$$

ここで、 $\delta = (\pi R^2 L - V)/(\pi R^2 L)$ 。さらに、設計変数の上下限制約を以下のように課す。

$$\alpha_{min} \leq \alpha \leq \alpha_{max}, \quad n_{min} \leq n \leq n_{max}, \quad m_{min} \leq m \leq m_{max} \dots \dots \dots (6)$$

上記の問題に対して三角形平面の寸法を最適化する。まず、実験計画法の直交表を用いて設計点を割当て、DYNA 3D を用いて平均圧潰軸力などを得る。構造解析結果に基づいて平均圧潰軸力の近似式を直交多項式で構成する。最適化プログラム DOT を用いて、近似問題を解き、三角形平面の最適寸法を得る。その結果、設計空間をさらに改良することが必要と判断されるなら、設計空間の再割当てから繰返す。

5.2 単純軸圧潰モデルの最適設計 図 4 に示した三角形平面で構成される円筒 ($R=33$ mm, $H=0.12$ mm, $L=100$ mm) が剛体壁に衝突するモデルについて、初期最大圧潰軸力制約 ($P_a=400$ N) および最大容積減少率 $\delta_a=0.1$ 制約のもとで座屈圧潰による平均圧潰軸力最小化設計を試みた。

らせん角の圧潰軸力への影響を考えた上、設計空間を $\alpha=20^\circ \sim 60^\circ$, $n=6 \sim 14$, $m=10 \sim 20$ と選んで等間隔の 3 水準系を設定した。直交表 L_9 を利用して 9 種類の設計変数の組合せに対して構造解析を行った結果

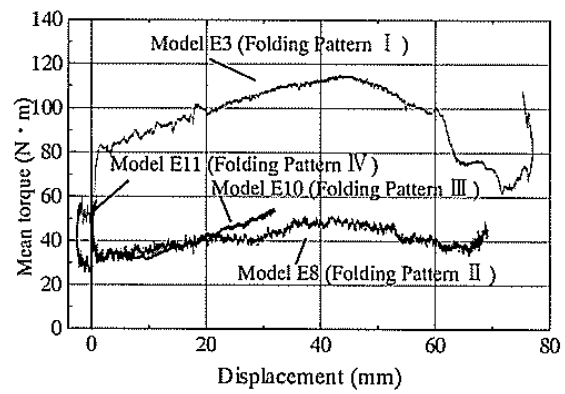


Fig. 9 Total axial displacement-twisting torque of Model E1-E3

Table 3 Numerical solutions at each design point

Design Point	α (deg)	n	m	V ($\times 10^5$ mm ³)	P_m (N)	P_{max} (N)
1	20	6	10	2.28	36.4	50
2	20	10	15	2.79	125.1	130
3	20	14	20	3.07	262.6	300
4	40	6	15	2.99	212.0	360
5	40	10	20	3.23	425.4	600
6	40	14	10	3.08	466.3	520
7	60	6	20	3.27	537.1	1000
8	60	10	10	3.12	606.3	940
9	60	14	15	3.28	357.7	1400

Table 4 Optimized solution by DOT

α (deg)	n	m	P_m (N)	g_1	g_2
36.0	9.0	14.2	258.1	1.2×10^{-4}	-7.3×10^{-2}

Table 5 FEM results of candidates of optimum solutions

	α (deg)	n	m	g_1	P_m (N)	P_{max} (N)
OPT1	36	8	14	2.2×10^{-1}	--	--
OPT2	36	8	15	6.7×10^{-1}	--	--
OPT3	36	9	14	6.0×10^{-3}	234	390
OPT4	36	9	15	-5.8×10^{-2}	299	402
OPT5	36	10	14	-9.0×10^{-2}	--	--
OPT6	36	10	15	-1.5×10^{-1}	--	--

を表3に示す。その結果を用いて平均衝撃圧潰軸力と初期最大圧潰軸力の近似推定式を構成し、最適化プログラム DOT によって最適化を行った結果を表4に示す。表中の設計変数 n, m を整数化すると、それぞれ $n=8, 9, 10, m=14, 15$ が候補となる。その設計変数の組合せについて各設計点の設計変数値と容積減少率制約値 g_1 を表5に示す。表5より、設計点 OPT1 と OPT2 は容積減少率制約をかなり破っている。また設計点 OPT5 と OPT6 は高さ方向の分割数が $n=10$ と多いことから、 $n=8, 9$ の場合に比較して最大荷重 P_{max} が増大することは明らかであるため、有限要素解析を行う必要がないと判断した。表5に示した設計点 OPT3 と OPT4 の解析結果から、設計点 OPT3 は容積減少率制約をわずかに破っているが、圧潰軸力が最小であるので、最適解とした。最適化した三角形平面化円筒についてのシミュレーションを実施して得た軸圧潰過程は図5(a)と同様の傾向を示し、その平均圧潰軸力は $P_m=234$ N、初期最大軸力値は $P_{max}=390$ N であった。以上の設計によって、円筒(モデル D1)より、平均圧潰軸力が大幅に減少(35%)することが確認できた。

5.3 ねじり軸圧潰モデルの最適設計 回転角速度 $\omega=40$ rad/s と軸圧潰力を同時に与え、初期最大圧

Table 6 Numerical solutions at each design point

Design Point	α (deg)	n	m	V ($\times 10^5$ mm ³)	P_m (N)	P_{max} (N)
1	20	6	10	2.28	25.9	0
2	20	10	15	2.79	26.2	0
3	20	14	20	3.07	34.5	0
4	40	6	15	2.99	216.9	700
5	40	10	20	3.23	184.4	750
6	40	14	10	3.08	146.3	480
7	60	6	20	3.27	479.3	1300
8	60	10	10	3.12	489.5	1000
9	60	14	15	3.28	401.1	1250

Table 7 Optimized solution by DOT

α (deg)	n	m	P_m (N)	g_1	g_2
33.9	14.0	13.7	85.5	-5.4×10^{-4}	-3.3×10^{-1}

潰軸力制約 ($P_a=650$ N) および最大容積減少率 $\delta_a=0.08$ 制約のもとで軸圧潰荷重最小のための三角形平面寸法の最適化を行った。解析モデルと初期設計空間は5.2節と同様とした。直交表を用いて、設計空間を割り当て、各設計点の設計変数値と実施した有限要素解析結果を表6に示す。各設計点の有限要素解析結果に基づいて、平均圧潰軸力と初期最大圧潰軸力の近似式を直交多項式で構成し、DOTを用いて三角形寸法の最適化を行った結果を表7に示す。5.2節と同じ方法で最適設計変数値を整数化すると、 $n=13, 14, m=13, 14$ となる。設計変数値の四つの組合せに対して、容積減少率の検討と有限要素解析を行った結果、平均圧潰軸力が最小 ($P_m=91.3$ N) である設計点 $\alpha=34^\circ, n=13, m=14$ を最適解とした。単純軸圧潰の最適化結果と比べると、初期最大圧潰軸力と容積減少率が少なくなった上、平均圧潰軸力が半分以下に減少している。

6. 結 論

本研究では、薄肉円筒を三角形平面化して、その軸圧潰特性をシェル要素を用いた有限要素圧潰解析によって解明した。三角形の寸法が圧潰特性に大きな影響を与えることが明らかになった。また、平均圧潰軸力の最小化を行って、初期最大圧潰軸力と容積減少率制約のもとで、具体的な三角形平面の寸法、すなわちせん角 $\alpha=36^\circ$ 、高さ方向の分割数 $n=9$ 、円周方向の分割数 $m=14$ が圧潰荷重を最小とすることを見出した。さらに、ねじり軸圧潰の最適化結果より平均圧潰軸力がさらに半分以下に減少することから軸圧潰時に同時に加えるねじり力の効果を確認した。

なお、本論文では主に絞り加工されたシームレス缶を対象としたが、実際には加工時の残留応力やシーム

缶の場合の継ぎ目の影響などをさらに検討する必要がある。

文 献

- (1) Guest, S. D. and Pellegrino, S., The Folding of Triangulated Cylinders, Part I : Geometric Considerations, *J. Appl. Mech.*, 61(1994), 773-777.
 - (2) Guest, S. D. and Pellegrino, S., The Folding of Triangulated Cylinders, Part II : The Folding Process, *J. Appl. Mech.*, 61(1994), 778-783.
 - (3) Guest, S. D. and Pellegrino, S., The Folding of Triangulated Cylinders, Part III : Experiments, *J. Appl. Mech.*, 63(1996), 77-83.
 - (4) 山崎光悦・韓晶・石川秀樹, 機論, 64-620, A (1998), 1077-1083.
-