

缶詰容器の軸方向圧縮座屈に関する研究*¹小畑 清和*²・山浦 寿幸*²Buckling of Cans of Foods and Drinks under the Action of
Uniform Axial Compression*¹Kiyokazu Kobatake*² and Hisayuki Yamaura*²

If a cylindrical shell or a can of foods or drinks is uniformly compressed in the axial direction, buckling symmetrical with respect to the axis of the cylinder or buckling of several lobes along the circumference may occur at a certain value of the compressive load. When buckling begins, it is required to consider the strain of the middle surface in the circumferential direction and also bending of the cylindrical shell. Critical loads and modes of the buckling of the cans are studied experimentally and analytically.

The obtained results seem to be applicable to the protection of the cans in the process of transportation and storage, and also to the reduction of volume of the empty cans for recycling.

1 緒言

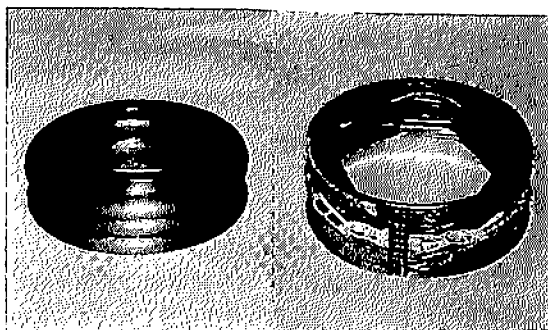
水産食品、一般食品やジュース、紅茶、コーヒー、酒などの保存・販売に缶詰容器が多用されているが、中身の入った缶詰容器に外力が加わって塑性変形すれば、缶詰の商品価値は低減する。

缶詰の輸送・倉庫保管の合理化・システム化には、缶詰容器への静的ならびに動的外力に対する強度特性を確認することも必要と考える。また、中身を取り出した後の空き缶は数が多くなればかさばるので、回収・リサイクルのために押しつぶす機械が開発されているが、軸方向圧縮座屈の特性を応用すると減容化に役立ちそうである。

本研究では、缶詰容器を材料力学で取り扱う薄肉円筒シェルとみなし、円筒の中心軸方向に一律な圧縮力を加え、座屈崩壊する現象を実験と解析計算で追究してみた。

薄肉円筒の軸圧縮による座屈モードには、軸対称座屈変形（軸方向外面に数個の規則的な凹凸が回転軸対称に

生ずる）と非軸対称座屈変形（円周方向に数個の規則的な凹凸を生ずる）の2種類のあることが知られている¹⁾。これら2種類の座屈変形の外観は、著者らが行った試験研究ではそれぞれFig.1(a)および(b)の写真のようになった。



(a) Symmetrical buckling (b) Non-symmetrical buckling
Fig. 1 Photographs of cylindrical shells buckling

一般に軸対称座屈変形が起こるのは、比較的厚肉の円筒の場合であり、更に薄い肉厚の円筒では非軸対称座屈が起こるようであるが、円筒シェルの長さが極端に長くなれば厚さに関係なく、円柱座屈（竿が軸圧縮力で急激に湾曲する現象）を生ずるようである。

円筒形の缶詰容器に、軸方向圧縮荷重を加えた場合にどのような座屈モードの変形をするのか、いくらの圧縮荷重によって座屈変形を開始するかを試験研究した。また、座屈開始後も圧縮荷重を継続して負荷し、缶詰容器が軸方向につぶれてしまうまでの荷重変化を観察し、空き缶の減容化に要する圧縮荷重と座屈荷重を比較した。

2 座屈試験の方法

2.1 試験体の形状と寸法

試験体は市販の各種の円筒形缶詰で、中身を除いたもの（以下、缶という）を使用した。缶の代表的な形状の一つは、上蓋、下蓋と円筒部の3部品から成る3ピース缶で（以下、3 P缶という）、材質が鋼板で錫メッキしたティンフリースチールである。缶の円筒部長さを l 、円筒部半径を a 、肉厚を h とすると、無次元代表長さは

$$146.67 \leq a/h \leq 532.50$$

$$0.72 \leq l/a \leq 3.95$$

のものを使用した。

そのほかに、ティンフリースチールを深絞り加工した円筒部と下蓋が一体になっている2ピース缶（以下、2 P缶という）を試験体として使用した。その無次元代表長さは

$$278.0 \leq a/h \leq 330.0$$

$$3.71 \leq l/a \leq 4.90$$

のものを使用した。

Table 1 に試験体の分類を示す。

2.2 試験体の寸法誤差

(1) 内径および缶の高さの寸法不整について

缶の円筒部の製造誤差は、軸圧縮座屈に影響することが考えられるが、缶を抜き取り寸法検査したところ缶の寸法誤差は全て、JIS Z 1571-1985 の許容寸法範囲内に入っていたため、JISの許容範囲をもって試験体の寸法誤差とみなし、缶をそのまま座屈試験に使用した。

Table 2 に缶詰容器の呼び内径および高さの寸法許容差を示す。

(2) 肉厚不整について

3 P缶は薄板を円筒、上蓋、下蓋に成形加工したものであるため、素材板厚からの有意な差はないとみなした。

しかし、2 P缶では缶の製造工程で深絞り加工が施されるために、上端と下端からそれぞれ円筒部への形状が遷移する部分に肉厚変化が生じるので、軸方向に切断して各位置の肉厚を測定した。その結果、2 P缶の肉厚分布はFig. 2のように2種類に分類されることがわかった。

Fig. 2の中の(1)は、外観がTable 1の2 P缶(B)のように上蓋から円筒部への遷移部形状が数段になっているもので、円筒部肉厚は極めて薄くなっている。また、Fig. 2の中の(2)は、外観がTable 1の2 P缶(A)に示すタイプであって、上蓋から円筒部への形状遷移部が1段階形式のもので円筒部の肉厚が2 P缶(B)の約2倍になっている。

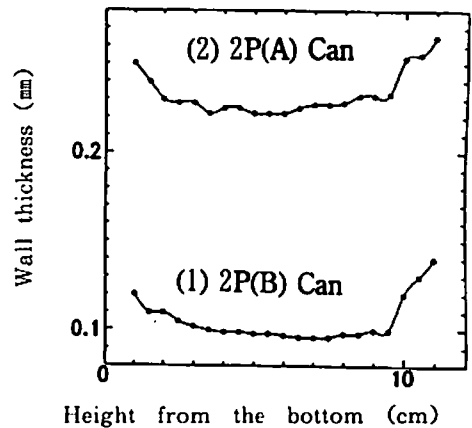


Fig. 2 Wall thickness of 2P cans

2.3 端部条件

本試験に先立ち、蓋の有無が軸圧縮座屈に対してどのように影響するかを調べるために予備試験したところ、缶は蓋の有無に関係なく非軸対称座屈を起こし、座屈荷重に有意な差が生じないことが確認された。そこで本試験は清涼飲料水缶の場合、プルタブを開け中身を抜いた状態で行った。また、食品缶では中身を抜いて上蓋を外縁の内側に沿って完全に切り取った状態で、座屈試験を行った。

Table 1 Classification of the test specimens

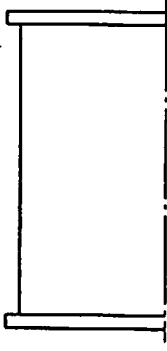
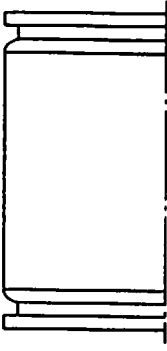

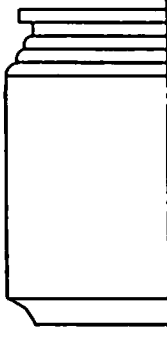
	Materials	Configurations	
		3P(A)	3P(B)
3P CAN	Tin Free Steel		
2P CAN	Tin Free Steel		

Table 2 Allowance of nominal inner diameter and height of cans

(mm)

	Allowance
Inside Diameter	± 0.1 at the Diameter of less than 83.3
	± 0.2 at the Diameter of longer than 98.9
Height	± 0.5

2.4 軸圧縮荷重の負荷方法

室温で、缶に軸圧縮荷重を万能試験機で負荷し、座屈が開始するときの荷重を測定した。万能試験機の圧縮試験関連の仕様は次の通りである。

最大圧縮荷重	: 30,000kgf
下部クロスヘッド昇降速度	: 450mm/min
下部クロスヘッド・テーブル間最大距離	: 800mm
圧盤の大きさ(径、上下部共)	: 100mm

3 試験結果

3.1 軸方向圧縮荷重と軸方向変形量の関係

(1) 3 P缶について

3 P缶の軸方向圧縮荷重と軸方向変形量の関係をFig. 3(a)と(b)に示す。この図からわかるように、負荷荷重の第1ピークで座屈する缶と、数ピーク後に座屈する缶の2種類があった。

Table 1の3 P缶(A)の円筒部は、上端部から下端部まで均一肉厚の単純円筒缶であるが、Fig. 3(a)に示すような圧縮荷重と変形量の変化を生じた。まず、缶の上端または下端から少し離れたところから周方向に非軸対称座屈が発生し、その後順次、軸方向に沿って全長に非軸対称座屈が生じた。座屈発生後の最終的形狀の写真をFig. 4(a)に示す。

一方、Table 1の3 P缶(B)の両端部に小さな絞りがある缶では、Fig. 3(b)のような荷重と変形量の変化を示した。まず両端絞り部で小座屈が発生した後、円筒部に非軸対称座屈が生じた。これは、円筒部の座屈荷重の方が両端絞り部の座屈荷重より大きいことによるものと考えられる。この場合の座屈荷重は、Fig. 3(b)の最大荷重をもって座屈荷重とした。

(2) 2 P缶について

2 P缶の軸方向圧縮荷重と軸方向変形量の関係をFig. 3(c)と(d)に示す。この図からわかるように、2 P缶も2種類の座屈形態を生じた。Table 1の2 P缶(A)の場合は、Fig. 3(c)に示すような座屈を生じた。この缶はFig. 2に示す厚肉の缶であって、軸圧縮荷重を増していくと先ず下端の絞り部で小座屈を起こし、次にFig. 4(b)の写真に示すごとく円筒部で非軸対称座屈を開始し、順次進展した後最後に上端の絞り部で座屈した。

この連続した座屈現象のうち、最大荷重となるのは円

筒部座屈荷重であるので、この座屈荷重をもって缶の座屈荷重とした。また、Table 1の2 P缶(B)の場合は、Fig. 2に示すごとく両端部に比べ円筒部肉厚が極めて薄い缶であるので、Fig. 4(d)のように円筒部中央付近から非軸対称座屈を生じた。

これより、3 P缶と2 P缶はいずれも、段ボールに詰められて通常の倉庫に積み上げられたくらいの荷重では、缶詰容器軸圧縮座屈を起こさないことがわかる。

3.2 座屈応力と半径/肉厚の関係

試験データから、前節3.1で述べた要領で各缶の座屈荷重を定め、これを円筒部の肉厚断面積で割って座屈応力 σ_{cr} とした。座屈応力 σ_{cr} を縦軸にとり、横軸に a/h をとって試験データをプロットすると、Fig. 5およびFig. 6ようになる。Fig. 5では3 P缶のデータのみをプロットしており、Fig. 6で3 P缶と2 P缶のデータを合わせてプロットしてある。

(1) 試験データによる座屈応力簡易計算式の算出

3 P缶についてFig. 5のデータから座屈応力簡易計算式を求めると次のようになった。

$$\sigma_{cr} = 60559 (a/h)^{-1.52} \dots \dots \dots (1)$$

この式を求めるときにあたっては、曲線を $\sigma = A (a/h)^B$ と仮定し、最小二乗法を用いて定数A、Bを算出した。

一方、チモシェンコらは、鋼の円筒シェルに対して実験式を次のように与えている¹⁾。

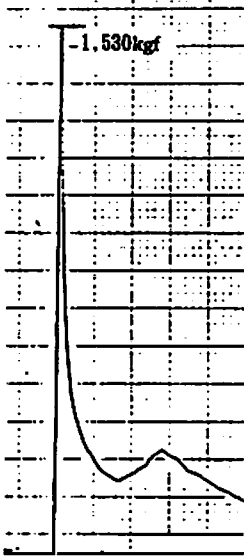
$$\sigma_{cr} = E(0.6h/a - 10^{-7} a/h) / (1 + 0.004E/\sigma_{VF}) \dots \dots \dots (2)$$

この式に縦弾性係数 $E = 21,000 \text{kgf/cm}^2$ 、ポアソン比 $\nu = 0.3$ 、降伏応力 $\sigma_{VF} = 38 \text{kgf/cm}^2$ を代入すると、Fig. 6に記入した曲線となり、著者らの簡易計算式とかなりよい近似を示すことがわかった。

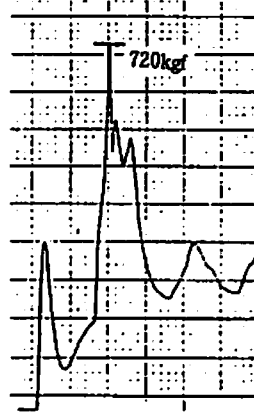
なお、2 P缶については a/h が二つの値の場合しか試験していないので、簡易計算式の算出には至らなかった。

(2) 2 P缶と3 P缶の座屈応力の比較

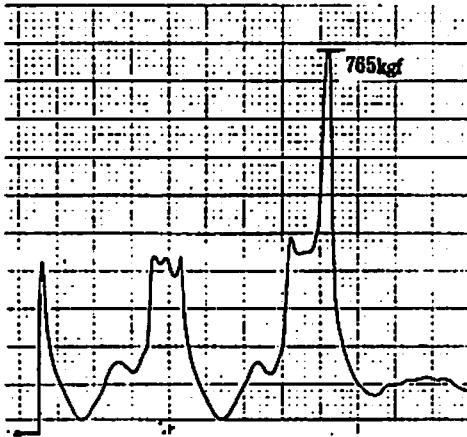
Fig. 6には、2 P缶と3 P缶の座屈応力試験値の比較を示すが、 a/h が小さいときには3 P缶のほうが2 P缶よりも座屈応力大きい。しかし、 a/h が大になるにつれて両者はほぼ同じ値になっている。



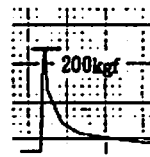
(a) In the case of 3P(A) can



(c) In the case of 2P(A) can

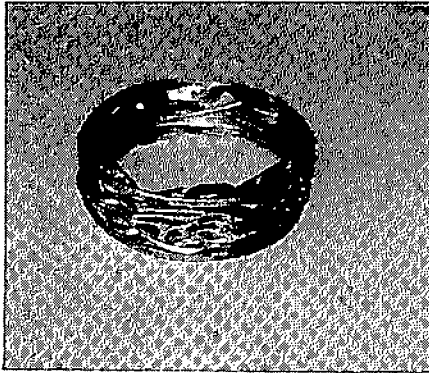


(b) In the case of 3P(B) can



(d) In the case of 2P(B) can

Fig. 3 Relationship between the axial compressive load and the axial deformation of symmetrical buckling



(a) Buckling of 3P(A) can



(c) Buckling of 2P(A) can at the final stage



(b) Buckling of 2P(A) can at the second stage



(d) Buckling of 2P(B) can

Fig. 4 Photographs of non-symmetrical bucklings of each type can

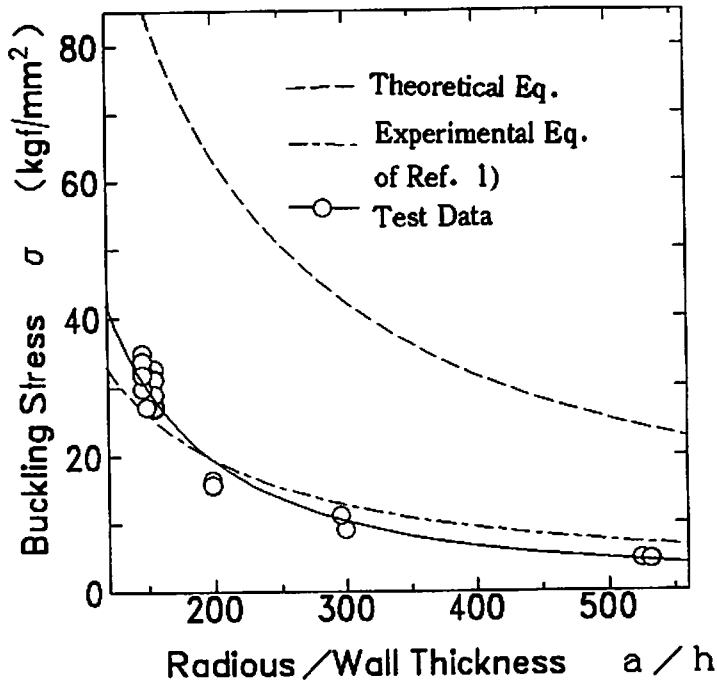


Fig. 5 Comparison between test data and experimental equations of 3P can

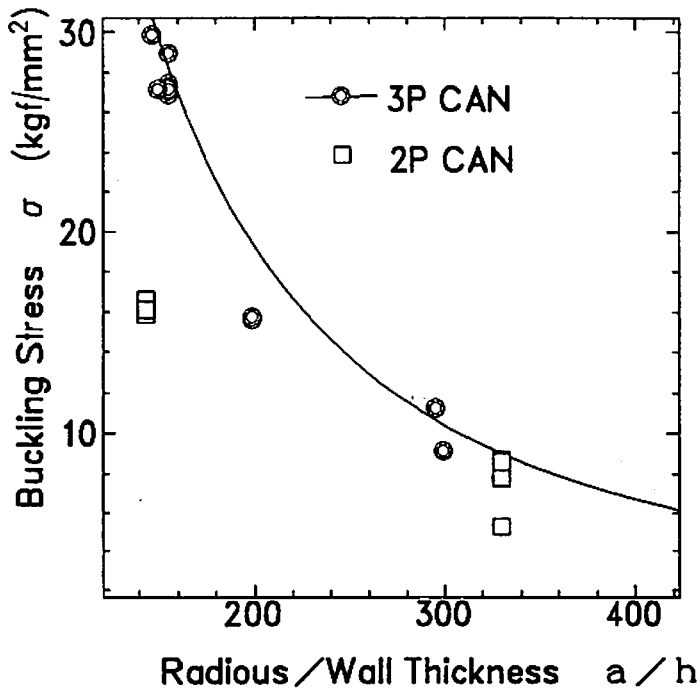


Fig. 6 Comparison of buckling stresses between 3P can and 2P can

4 計算解析

4.1 基礎方程式^{1, 4, 5)}

円筒シェルに力とモーメントが加わったとき、変位 u, v, w が Fig. 7 のように生ずるとし、圧縮応力を “+” にとることとする。円筒シェルに加わる力 N, Q とモーメント M は、円筒シェルの微小要素に対し、Fig. 8 の方向に加わり、

$$\alpha = h^2 / 12 a^2$$

$$\phi = N_x (1 - \nu^2) / E h$$

とおくと、軸圧縮座屈の平衡方程式は次式となる。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{a^2 \partial \theta^2} = 0 \\ & \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \theta} + \frac{a(1-\nu)}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{a \partial \theta^2} - \frac{\partial w}{a \partial \theta} \\ & + \alpha \left[\frac{\partial^2 v}{a \partial \theta^3} + \frac{\partial^2 w}{a \partial \theta^3} + a \frac{\partial^2 w}{\partial x^2 \partial \theta} + a(1-\nu) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] - a\phi \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0 \\ & - a\phi \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{a \partial \theta} - \frac{w}{a} \\ & - \alpha \left[\frac{\partial^2 v}{a \partial \theta^3} + (2-\nu)a \frac{\partial^2 v}{\partial x^2 \partial \theta} + a^2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^4 w}{a \partial \theta^4} + 2a \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \theta^2} \right] = 0 \end{aligned}$$

..... (3)

シェルの一方の端を座標原点にとると、式(3)の解は次のようにおくことができる。これは円筒シェルが座屈する間に、軸方向に m 個の半波、周方向に $2n$ 個の半波に細分されると仮定している。

$$\begin{aligned} u &= A \sin n\theta \cdot \cos m\pi x / \ell \\ v &= B \cos n\theta \cdot \sin m\pi x / \ell \end{aligned} \quad \dots (4)$$

$$w = C \sin n\theta \cdot \sin m\pi x / \ell$$

円筒シェルの両端部を単純支持として、

$$w = 0$$

$$d^2 w / dx^2 = 0$$

とし、式(4)を式(3)に代入して $m\pi a / \ell = \lambda$ とおくと、次式を得る。

$$\begin{aligned} & A \left(\lambda^2 + \frac{1-\nu}{2} n^2 \right) + B \frac{n(1+\nu)\lambda}{2} + C n \lambda = 0 \\ & A \frac{n(1+\nu)\lambda}{2} + B \left[\frac{(1-\nu)\lambda^2}{2} + n^2 + \alpha(1-\nu)\lambda^2 + \alpha n^2 - \lambda^2 \phi \right] \\ & \quad + C [n + \alpha n(n^2 + \lambda^2)] = 0 \\ & A n \lambda + B n [1 + \alpha(n^2 + (2-\nu)\lambda^2)] + C [1 - \lambda^2 \phi + \alpha(\lambda^2 + n^2)] = 0 \end{aligned}$$

..... (5)

これら3個の式の係数の行列式を0とおき、因子として α' と ϕ' を含んでいる高次の微小量を省略すると、

$$\phi = N_x (1 - \nu^2) / E h = R / S \quad \dots (6)$$

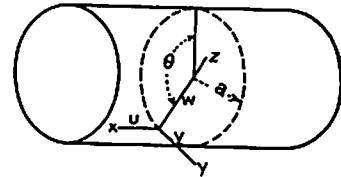
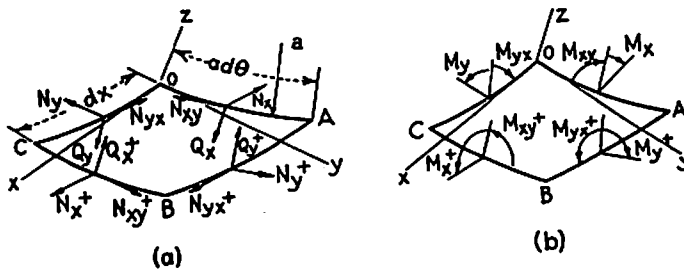


Fig. 7 Definition of the axes and deformation



(a) Forces

(b) Moments

Fig. 8 Definition of forces and moments

ここで、

$$R = (1 - \nu^2)\lambda^4 + \alpha(n^2 + \lambda^2)^4 - (2 + \nu)(3 - \nu)\lambda^2 n^2 + 2\lambda^2(1 - \nu^2) - \lambda^2 n^2(7 + \nu) + \lambda^2 n^2(3 + \nu) + n^4 - 2n^6$$

$$S = \lambda^2 \left\{ (n^2 + \lambda^2)^2 + \frac{2}{1 - \nu} \left(\lambda^2 + \frac{1 - \nu}{2} n^2 \right) [1 + \alpha(n^2 + \lambda^2)^2] - \frac{2\nu^2 \lambda^2}{1 - \nu} + \frac{2\alpha}{1 - \nu} \left(\lambda^2 + \frac{1 - \nu}{2} n^2 \right) [n^2 + (1 - \nu)\lambda^2] \right\}$$

圧縮中の薄肉円筒シェルではλが大きな値であることに着目して、分子のRは第1項と大カッコの中の第1項のみを使い、分母は第1項のみを使って、その他の項は無視して単純化すると、次式となる。

$$\phi = \frac{N_x(1 - \nu^2)}{Eh} = \alpha \frac{(n^2 + \lambda^2)^2}{\lambda^2} + \frac{(1 - \nu^2)\lambda^2}{(n^2 + \lambda^2)^2} \dots \dots \dots (7)$$

圧縮中の薄肉円筒シェルは、λ² (= (mπa/ℓ)²) が大きな値であるので軸方向に短い波の中で、通常は座屈する。また、式(7)は、次の値の時に最小値をとる。

$$\frac{(n^2 + \lambda^2)^2}{\lambda^2} = \sqrt{\frac{1 - \nu^2}{\alpha}} = \frac{2a}{h} \sqrt{3(1 - \nu^2)}$$

このとき、式(7)のφは次の値となるので、座屈応力σ_{cr}が求められる。

$$\phi = \frac{N_x(1 - \nu^2)}{Eh} = 2\sqrt{\alpha(1 - \nu^2)} \dots \dots (8)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{(N_x)_{cr}}{h} = \frac{Eh}{\alpha\sqrt{3(1 - \nu^2)}} \dots \dots (9)$$

この場合は臨界応力が円筒の長さに依存しないで、軸対称座屈に対して導かれた式と一致することを示している¹⁾。この理論式(9)は、ℓ、m、nに関係しない式であるので、Fig. 5の中に理論式の曲線として記載した。

なお、ℓが大でλが小の場合は、式(6)の分子Rでλの二乗以上とαの積を含む項を、また分母Sではλの二乗以上を含む項を省略し、n = 1とおくと、

$$\phi = (1 - \nu^2)\lambda^2/2$$

$$\sigma_{cr} = \pi^2 E a^2/2\ell^2$$

となる。この式は、両端を回転支持端とするオイラーの

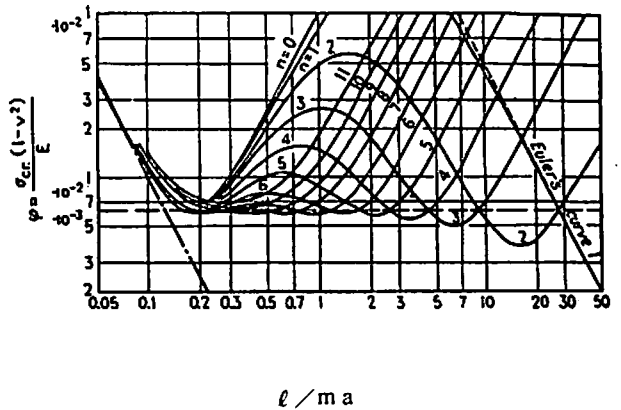


Fig.9 Buckling characteristics of cylindrical shells under the action of uniform axial pressure⁽¹⁾

長柱座屈公式である。

以上の諸式から、横軸にℓ/maをとり、縦軸にσ_{cr}(1 - ν²)/Eをとり、パラメータをnにして線図を描くと、Fig. 9となる。

4.3 解析計算と試験データの比較

(1) 軸対称座屈について

Fig. 1 (a)に示した軸対称座屈は缶詰容器ではないが、試作した単純円筒に軸圧縮荷重を加えて、軸対称座屈を発生させたものである。解析計算式を検証するために、対比してみる。

a) 試験データ

- 試験体の形状 : 内径53.92mm、肉厚2.94mm、高さ106.2mm
- 試験体の材質 : JIS STPG38
- 座屈発生荷重 : 23,800kgf
- 圧縮荷重と軸方向変形量の関係 : Fig. 10 に示す

b) 解析計算

Fig. 1 (a)より、軸方向変形の半波長の数は5であるので、式(9)に試験体寸法・材料定数を代入して座屈荷重を計算すると、

$$N_x = 690,000 \text{ kgf}$$

と異常な値を算出する。

試験データの座屈発生荷重は

$$N_{cr} = 23,800 \text{ kgf}$$

であり、解析計算値の方が異常に高い値を算出する原因について更に検討をしてみたい。

(2) 非対称座屈について

Fig. 3に示す4種の缶詰容器の試験形状データを、汎用式(6)に代入して、解析値と対比するとTable 3のようになる。これより、缶詰容器の軸圧縮座屈荷重は解

析計算値の方が数倍高い値となることがわかる。文献1)でも、解析計算値の方が一般的にかなり大きな値となることが記されているが、試験値に近い値を算出する解析手法について、追究してみたい。

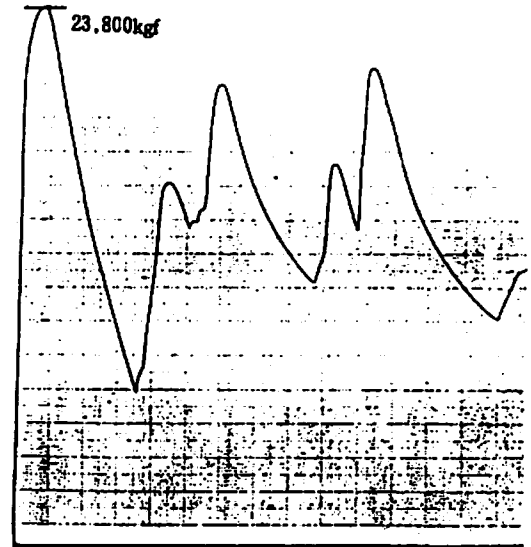


Fig. 10 Relationship between the axial compressive load and the axial deformation of symmetrical buckling

Table 3 Comparison of buckling stresses between test data and analysis

Test No.	Configurations of Cans	Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)	Height (mm)	m	n	Buckling Load	
							Test (kgf)	Analysis (kgf)
1	3P(A)	74.4	0.26	112.6	15	7	1530	5,579
2	3P(B)	52.8	0.22	104.1	19	8	765	3,819
3	2P(A)	66.0	0.21	120.4	20	7	720	3,596
4	2P(B)	66.0	0.10	166.8	1	3	200	1,782

5 考 察

5.1 座屈モードについて

本研究で試験した円筒形の缶詰容器は、Fig. 9の線図から推定すると軸対称座屈も生ずる可能性があるが、全て非軸対称座屈であった。缶詰容器には本研究の対象とした形状、寸法の他にもいろいろなものがあり、材質もティンフリースチールの他にアルミニウム缶もあるので、それらについても比較試験すると、興味ある結果が得られそうである。

5.2 試験データと解析計算値について

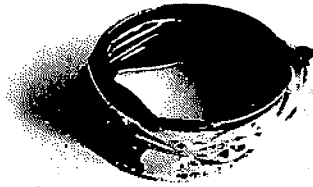
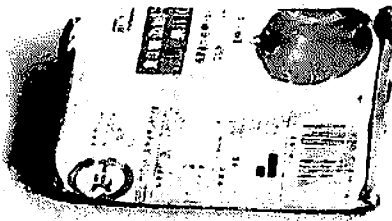
座屈荷重を比較するといずれの試験データの場合も、解析計算値の方が大となっている。解析計算式は円筒シェルの両端部を単純支持として導いてあるが、試験機に試験体を取り付けたときの状態が解析の端部条件にマッチしているかどうかは、議論のあるところである。円筒シェルの座屈モードは缶詰容器の円筒部から生じており、ここではその座屈荷重をもって解析計算値と対比した。解析計算については有限要素法解析を含め更に検討を進めて、試験データに近い値を算出するようにしたいと考える。

5.3 軸方向圧縮と半径方向圧縮

缶詰容器の軸方向圧縮荷重と比較のため、半径方向に圧縮した結果をFig. 11 (a)に写真で示す (Fig. 11 (b)は同種の試験体を軸方向圧縮したものである)。また、この圧縮荷重と変形量の関係は、Fig. 12 (a)に示すようになる (Fig. 12 (b)は同種の試験体を軸方向圧縮したものである)。

半径方向圧縮の荷重は最初の段階こそ小さいが、最後の扁平に押しつぶす段階で急激に荷重が増大して行く。向かい側の板と全体的に接する荷重をもって、最大荷重とみなした。一方、軸圧縮の場合は、最初(または中間)の円筒座屈の段階で最大の荷重となり、それ以降は低い荷重で非軸対称座屈を繰り返し、Fig. 12(b)のように隣り合わせの板が全体的に接する状態となる。この軸圧縮荷重の最大値は半径方向圧縮荷重の約70%であった。

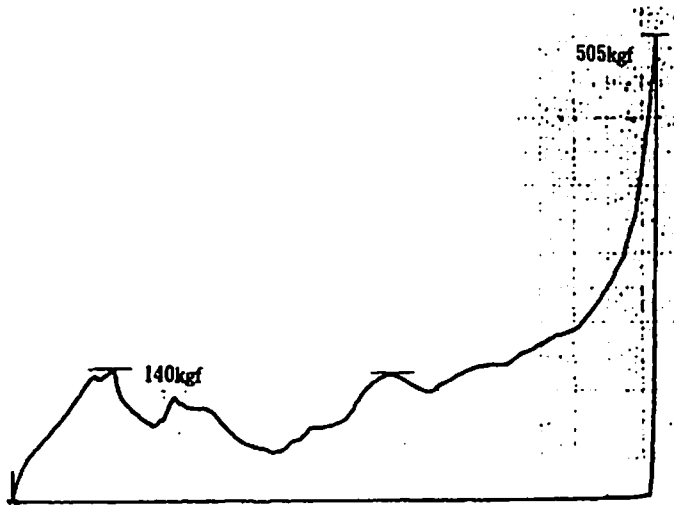
空き缶の回収、リサイクルのための減容化の考え方として、縦・横・長さの比を1に近いものとするか、あるいは球に近い形に圧縮するほど、コンパクトに収納できることから、軸圧縮座屈方法が減容化に応用できそうである。



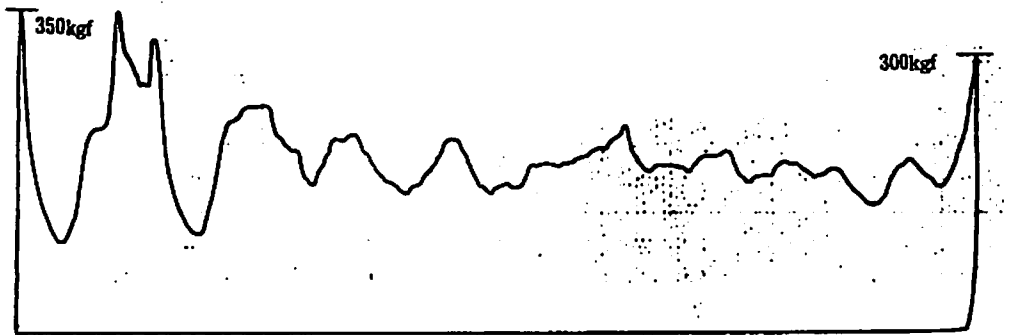
(a) Buckling in radius direction

(b) Buckling in axial direction

Fig. 11 Photographs of cylindrical shells buckling



(a) Compressive load in radius direction vs. deformation



(b) Compressive load in axial direction vs. deformation

Fig. 12 Relationship between the axial compressive load and the axial deformation of symmetrical buckling

6 結 言

本研究により、缶詰容器の軸方向圧縮による座屈は軸方向と円周方向に小さな波で構成する非軸対称座屈となることが明らかとなった。また、テインフリースチールの3P缶の簡易座屈応力計算式が求まった。これより、通常の倉庫に積み上げられたくらいの荷重では、缶詰容器が軸圧縮座屈を起こさないことも確かめられた。

円筒形の缶詰容器に軸方向圧縮荷重を加え、座屈開始

後も圧縮荷重を継続して負荷することにより、缶詰容器が軸方向につぶれてしまうまでの荷重変化を調べた結果、最大荷重が座屈モードのどの段階で生ずるかが明らかとなった。空き缶の回収、減容化のために押しつぶして扁平にするまでの荷重は、軸方向圧縮の方が半径方向圧縮よりも小さいことがわかった。

缶詰容器には本研究の対象とした形状、寸法、材質の他にもいろいろなものがあり、また、軸圧縮座屈の他にもいろいろな材料力学的現象がありうるので、更に研究

を続けたいと考えている。

謝 辞

本研究の試験実施においては、水産大学校機関学科助手の小林克登氏ならびに、同学科学生の三木英治君および小林弘典君に多大なご協力をいただいた。記して深甚の謝意を表する。

文献

- 1) S.P.Timoshenko and J.M.Gere: Theory of Elastic Stability, McGraw-Hill,(1963).
- 2) JIS G 3315(1987),ティンフリースチール.
- 3) JIS Z 1571(1985),食品缶詰用金属缶.
- 4) 川井忠彦・藤谷義信:座屈問題解析,培風館,(1991).
- 5) F.R.Stuart,J.T.Goto,E.E.Sechler,The Buckling of Thin-walled Circular Cylinders under Axial Compression and Bending,NASA CR-1160.