539.384.6:531.259.222:624.075

外圧を受ける薄肉円筒の破損圧力と真円度との関係*

種 田 元 治**

Effect of Initial Out-of-Roundness on the Failure
Pressure of Thin-Walled Cylinder Subject to
Uniform External Pressure

by Motoharu TANEDA

Failure experiments on nine thin-walled cylinders whose lateral sides were subjected to uniform external pressure were conducted, for the purpose of finding the method of determining the initial out-of-roundness of actual cylinders to be used in the existing theoretical formulae for the failure pressure. The cylinders for the present experiments were of such dimensions that their computed values for yielding failure pressure were smaller than those for elastic buckling pressure, if the cylinders were completely round.

The investigation revealed that: (1) The initial out-of-roundness need not be taken into consideration on the calculation of the failure pressure for the relatively round cylinders as the machined cylinders used in the present experiments. (2) It is appropriate to determine the initial out-of-roundness by a method similar to that suggested by Holt for the relatively unround cylinders as the plate-worked cylinders.

1. 緒 言

薄肉円筒に外圧を加えた場合円筒の真円度の程度が破損圧力に及ぼす影響については、最近多くの理論的研究がなされている⁽¹⁾⁽²⁾。しかるにこれらの実験はある限られた寸法範囲の模型についてなされているにすぎない。すなわち断面が真円とした場合の降伏破損圧力の計算値が、弾性座屈圧力の計算値よりも高いような場合〔たとえば(肉厚)/(直径)の比が比較的小さい場合〕に限られている。また上記の諸研究結果によれば、その破損圧力の計算値は実験値よりもかなり低くなっている場合が多い。この原因としてはいろいろあると思うが、その中のおもなものとして次のことが考えられる。すなわちこれらの理論では円筒の負荷前の形状が第1図に示すとき真円円筒の座屈時の波形と相似であると仮定しているが、実際にはこのような規則正しい波形ではないことである。

今回、断面が真円とした場合の降伏破損圧力の計算値が弾性座屈圧力の計算値よりも低いような寸法の薄肉円筒に、円筒面から一様な外圧を加えて破損実験を行ない、真円度のいろいろな決め方について妥当性を

調べてみたので、その結果を報告する。

2. 破損圧力の計算式と不真円量の
決め方

薄肉円筒に円筒面から一様な外圧を加えた場合、Sturm は周方向の最大応力が降伏点 σ_y に達するときの外圧を破損圧力 $\bar{p}$ と仮定して次式を示している⁽¹⁾。

$$\bar{p} = \frac{2\sigma_y t/D}{1 + \frac{4A_0}{t} \cdot \frac{E \left(N^2 - 1 + \nu \frac{\pi^2 R^2}{L^2} \right) \left(\frac{t}{D} \right)^3}{(1 - \nu^2)(p_c - \bar{p})}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$p_c = KE \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで

$D=2R, L, t$: 円筒の
平均直径, 長さ,
肉厚

A_0 : 負荷前の形状が
真円円筒の弾性
座屈時の波形と
同一としたと
き, 第1図に示
す量(これを不
真円量と名付け

第1図 負荷前の円筒中央断面

* 昭和 34 年 4 月 2 日 第 36 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 34 年 12 月 10 日.

** 正員, 日立製作所亀有工場(東京都足立区大谷町 2 の 1)。

ることとする)

E, ν : 円筒材料の縦弾性係数, ポアソン比

p_0, N : 真円円筒の弾性座屈圧力, 座屈時の波の数

$K: t/D, L/D, \nu, N$ および円筒両端の支持条件によって定まる係数⁽¹⁾

K の値としては, N をそれぞれ 2, 3, 4, …… と仮定して求められる K の値の中の最小値を採用し, またこのときの N の値を波の数として採用する。

なお (1) 式における右辺の分子 $2\sigma_y t/D$ は真円円筒の降伏破損圧力を示している。しかるに Hodge によれば, 両端を支持した薄肉真円円筒の $L/\sqrt{Rt}$ が約 5.6 以上の場合にはこの破損圧力が $2\sigma_y t/D$ となるが, 5.6 以下の場合には $2\sigma_y t/D$ 以上となる⁽³⁾。したがって (1) 式は $L/\sqrt{Rt}$ が 5.6 以上の薄肉円筒について妥当なものと考えられる。

さて実際に製作された円筒は一般に第 1 図に示すような規則正しい波形ではなく, 不規則な形をしている。したがって実際の円筒に (1) 式を適用するにあたって, 不真円量 A_0 としていかなる値を用いるかが問題となる。筆者の調べた範囲ではこの不真円量 A_0 の決め方として次のようなものが考えられる。

(a) 第 2 図 (i) に示すように, まず負荷前の円筒中央断面を図示しその図心 G を決定する。つぎに G 点からの最大および最小半径をそれぞれ $R_{\max}$ および $R_{\min}$ とし, つぎのように決める。

$$A_0 = \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

この方法は Bodner と Berks のものに類似している⁽²⁾。

(b) (a) 法と同様に, まず負荷前の円筒中央断面の図心 G を決定する。第 2 図 (ii) に示すように, 半波長の中心角 π/N (計算値) だけへだたった部分の各半径 R_1 と R_2 の差のうち, 全円周で最大のものを採用する。すなわち

第 2 図 負荷前の円筒中央断面

$$A_0 = |R_1 - R_2|_{\max} \quad \dots\dots\dots (4)$$

この方法は Windenburg の示したものである⁽²⁾。

(c) かりに実際の形状が真円円筒の座屈時の波形と一致した場合には, 第 1 図からわかるように (b) 法で決めた不真円量は第 1 図に示した A_0 の 2 倍となって不合理である。したがって (4) 式の 1/2 を不真円量として採用する。すなわち

$$A_0 = |R_1 - R_2|_{\max}/2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

(d) 第 2 図 (iii) に示すように, まず図心 G を決定し, つぎに中心角 π/N を谷の部分を含むようにとり, $\{(R_3 - R_5) + (R_4 - R_5)\}/2$ の値のうち, 全円周で最大のものを採用する。すなわち

$$A_0 = |\{(R_3 - R_5) + (R_4 - R_5)\}/2|_{\max} \quad \dots\dots\dots (6)$$

この方法は Holt のものに類似している⁽²⁾。

3. 実験方法

実験用円筒としては, 鋼管より削り出した機械加工品 (不真円量の比較的小さいもの) 5 個と鋼板を丸めて製作した製かん加工品 (不真円量の比較的大きいもの) 4 個の 2 種を用いた。機械加工品は鋼管素材のまま焼なまししたのち削り出して製作した。製かん加工品は実験の誤差を少なくするため砂吹きをかけて黒皮を除去したのち, 外気をしゃ断して焼なましを行なった。第 3 図に実験用円筒の概略を, また第 1 表にその仕様を示す。直径 D および長さ L は製作図の称呼寸法であり, 肉厚 t は 1 個の円筒について 20~50 箇所の実測値の平均である。第 1 表の Δt は t の偏差のうち最大のものを示したものである。なお $L/\sqrt{Rt}$ の値はすべて 5.6 以上とした。

第 3 図 実験用円筒

第4図に実験装置の概略を示す。実験では円筒の半径方向のたわみおよび円周ひずみを同時に測定した。たわみの測定には第4図に示した変形測定装置を用いた。これを測定軸に沿って左右に動かし軸上の所定の点でその軸のまわりに回転することによって、円筒各点のたわみをダイヤルゲージで読みとった。ひずみの測定は電気抵抗線ひずみ計により行なった。

円筒の負荷方法は次によった。すなわち円筒が破損するまでの圧力を0から数段階選び、まずその中の一番低い圧力を加えて円筒のたわみおよびひずみを測定した後、いったん圧力を0にもどして永久ひずみの有無を調べた。ついでその上の圧力を加えて同様に測定し、ふたたび圧力を0にもどして調べる過程を繰返ししながら、順次高圧力を加えていった。

4. 実験結果および検討

製かん加工円筒では、外圧を増してゆくと、最初円

第1表 実験用円筒の仕様

	円筒 番号	L/D	t/D	L/√Rt	Δt/t ×100%	降伏点 kg/ mm ²	材質	熱処理 条 件
機械加工品	Ⅳ	1.187	0.010 88	16.10	+ 0.51 - 0.72	26.3	ST38	920℃ 1時間 加熱後 空冷
	Ⅵ	1.186	0.011 93	15.36	+ 0.52 - 0.54	24.1		
	Ⅲ	1.185	0.012 88	14.77	+ 0.30 - 0.20	26.3		
	Ⅴ	0.600	0.010 97	8.10	+ 3.43 - 1.50	24.1		
	Ⅵ	0.599	0.013 07	7.41	+ 2.98 - 1.90	24.1		
製かん加工品	A-4	1.161	0.010 05	16.37	+ 6.90 -10.10	39.2	SS	650℃ 1時間 加熱後 空冷
	A-2	1.155	0.013 80	13.90	+ 6.70 - 8.20	25.0		
	A-1	0.581	0.009 75	8.33	+ 1.50 - 2.00	34.9		
	A-3	0.591	0.014 56	6.94	+ 0.73 - 1.50	28.6		

D≈310 mm

周上で谷であった部分がしだいにその深さを増していった。しかし、この谷の部分に永久ひずみが発生するまでは、その谷の深さも肉眼では判別できない程度に小さいものであった。更に外圧を増してゆくと谷の部分はほぼ降伏応力に相当するひずみを生じ、また永久ひずみも生じたが、大きく変形してへこみを生ずることなく、なお圧力を安定に保つことができた。しかしこの圧力をごくわずかに増すと、永久ひずみを生じた部分が急に大きく変形して破損し、軸方向に長いへこみを生じた。このときの圧力を破損圧力の実験値 p_{Ex} とした。

機械加工円筒も、外圧をしだいに増してゆくと円筒の周上の一部に永久ひずみを生じ、ついでそのときの圧力よりわずかに高い圧力で永久ひずみを生じた部分が急に大きく変形した。このときの圧力を同様に破損圧力の実験値 p_{Ex} とした。

両円筒とも p_{Ex} に達したのちはへこみが成長しながら圧力は減じ、ある圧力まで下がるとふたたび上昇して別の圧力で周上の他の位置にへこみを生じ、以後同様にしてへこみの数を増していった。第5図は円筒の

第4図 実験装置

第5図 円筒の変形状態

変形状態を示したものである。

外圧 p の増加につれて、円筒中央断面の各点の半径が変化した状態を拡大して示した例を第 6 図に示す。ただし第 6 図の点線で示した実験終了後の形状だけは実際の形状と相似に描いたものである。この形状の各へこみ部分にはそれらのへこみが現われた順序も記入した。なお製かん加工円筒 A-3 の方の図 (b) において、圧力が 0 でない場合のもの (—●—●— および (—○—○—) は、圧力が 0 の場合のもの (—○—○—) と便宜上尺度を変えて、圧力が 0 の場合のものを基準線 (0 点) とし、この基準線からの変化を示したものである。

第 2 表は前述の各方法により求めた円筒の不真円量 A_0 、破損圧力の実験値 $p_{E\pi}$ および $p_{E\pi}$ を各計算値と比較した結果などを示したものである。同表における p_0 は真円円筒の降伏破損圧力、すなわち

$$p_0 = 2\sigma_y t / D \quad \cdots \cdots (7)$$

である。

第 2 表をみるに、いずれの方法による不真円量 A_0 も機械加工品の方が製かん加工品よりもきわめて小さくなっている。したがって製かん加工品では p_0 の値は実験値 $p_{E\pi}$ よりかなり高くなっているが、機械加工品では比較的一致しており、機械加工品程度の不真円量の円筒では p_0 の式を用いてもほぼさしつかえない

と考えられる。

次に製かん加工品において真円度を考慮した計算値 $\bar{p}$ と実験値 $p_{E\pi}$ を比較してみると、不真円量を (d) 法によって決めて計算した値が実験値に全体として近い。一方円筒に最初にへこみを生じた円周上の位置と不真円量を生じていた位置とを比較してみると、製かん加工品では (d) 法によるものだけがほぼ一致しており、したがって最初円周上で谷であった部分がまず破損することがわかる。また円筒に実際に生じた波の数は座屈するものとしたときの計算値にほぼ近い値となっているので、不真円量を求める際の中心角としては計算値 π/N を用いて妥当と思われる。以上のことから結局製かん加工品の不真円量の決め方としては、(a), (b), (c) 法はあまり意味がなく、(d) 法がもっとも合理的であると考えられる。

機械加工品では最初にへこみを生じた円周上の位置と不真円量を生じていた位置 [(d) 法] とが一致していないが、これは製かん加工品と違って機械加工品の不真円量が小さいので、その最初のへこみが円周上の谷の部分よりもむしろ肉厚の薄い部分あるいは材質的な欠陥のある部分に生ずるためと考えられる。したがって本実験に用いた機械加工品程度の不真円量を有する円筒の強度計算に $\bar{p}$ の式を用いるのは意味がない。

しかし機械加工品では、いったん最初のへこみが生

○, ●: 実験値
実験終了後の形状のへこみ部分に付した番号①, ②, ……は、へこみの現われた順序を示す。ダッシュを付したものは、それと同番号のへこみが発達する途中で同時に発生した小さいへこみを示す。

第 6 図 円筒中央断面の各点の半径変化の拡大図 (中央断面の形状変化)

ずると、第6図(a)の鎖線に示すように、そのへこみの両側の部分に山に続いて谷ができ、この谷の深さが大きいので、次のへこみはかならず前のへこみに隣接してこの谷の部分にできた。この点製かん加工品では、一般に最初のへこみの両側の谷の深さよりも他の部分に最初からできていた谷の深さが大きいので、次のへこみは前のへこみに隣接しないものが多かった。

なお製かん加工品において(d)法によって求めた計算値 $\bar{p}$ は、実験値 p_{Ex} よりもすべて小さくなっているが、この原因としては次のようなことなどが考えられる。

すなわち一つの原因としては、 $\bar{p}$ の式が円筒の最大応力点が降伏点に達するときを破損と仮定して得られたものであること、したがって塑性解析的に考えれば計算値はいくぶん高くなるものと考えられることである。また今一つの原因としては、引張試験の際に現われるような上降伏点の現象が本実験の場合にも現われたのではないかと考えられることである。本実験の場合降伏時の負荷速度は引張試験の場合と一般には違うが、本実験の場合にも負荷速度があるので、円筒応力

が下降伏点に達してもなお破損せず、したがって $\bar{p}$ の計算に降伏点 σ_y の値として採用した下降伏点の値(引張試験により得たもので第1表に示す値、上降伏点の値はこれより数パーセント高くなった)は本実験の場合いくぶん低すぎるのではないかと考えられる。

真円円筒の座屈圧力 p_c の値は両端が単純支持の場合と固定の場合とでかなり差があるが、真円度を考慮した破損圧力 $\bar{p}$ の値の間にはあまり差がない。実際の状態は完全な単純支持でも固定でもないが、実際上はこのいずれかの条件で $\bar{p}$ の値を計算してもさしつかえないと思う。

5. 結 言

断面が真円とした場合の降伏破損圧力の計算値が、弾性座屈圧力の計算値よりも低いような寸法の薄肉円筒(ただし $L/\sqrt{Rt} \geq 5.6$)に、円筒面から一様な外圧を加えた場合、真円度の比較的良好(機械加工模型の程度の)円筒では破損圧力の計算に(7)式を用いるのがよく、真円度の比較的良好なものでは(d)法によって不真円量を決め(1)式から破損圧力を計算するの

第2表 実験用円筒の破損圧力、不真円量、波の数

	円筒番号	p_{Ex} kg/cm ²	不 真 円 量 A_0 mm								不真円量 A_0 を生じていた周上の位置* (度)					最初にへこみを生じた周上の位置* (度)
			(a)法	(b) 法			(c) 法		(d) 法			(a) 法		(b), (c) 法	(d)法	
				両端単 純支持	両 端 固 定	両端単 純支持	両 端 固 定	両端単 純支持	両 端 固 定	R_{max} の位置	R_{min} の位置					
機械加工品	Ⅳ	58.6	0.064	0.055	0.051	0.028	0.026	0.015	0.015	60	225	250	113	143		
	Ⅵ	73.2	0.060	0.056	0.048	0.028	0.024	0.010	0.010	78	210	135	210	160		
	Ⅲ	74.0	0.064	0.062	0.051	0.031	0.026	0.014	0.014	120	250	150	250	206		
	Ⅴ	68.0	0.041	0.048	0.043	0.024	0.022	0.008	0.003	90	165	108	30	196		
	Ⅶ	74.1	0.064	0.050	0.042	0.025	0.021	0.005	0.005	105	0	56	120	42		
製かん加工品	A-4	38.0	0.827	1.050	0.901	0.525	0.450	0.945	0.945	330	210	308	210	206		
	A-2	44.0	0.898	1.200	1.170	0.600	0.585	0.495	0.495	255	150	274	150	143		
	A-1	45.4	1.101	1.350	1.299	0.675	0.650	0.515	0.515	303	45	330	45	45		
	A-3	72.4	1.146	1.600	1.500	0.800	0.750	0.265	0.235	135	225	150	165	155		

	円筒番号	$\bar{p}/p_{Ex}$								p_0/p_{Ex}	p_c/p_{Ex}		波の数 N		
		(a) 法		(b) 法		(c) 法		(d) 法			両端単 純支持	両 端 固 定	実験値**	計 算 値	
		両端単 純支持	両 端 固 定	両端単 純支持	両 端 固 定	両端単 純支持	両 端 固 定	両端単 純支持	両 端 固 定					両端単 純支持	両端 固 定
機械加工品	Ⅳ	0.770	0.814	0.788	0.839	0.850	0.895	0.892	0.926	0.976	1.126	1.517	推定 5	5	6
	Ⅶ	0.669	0.692	0.674	0.707	0.721	0.742	0.762	0.769	0.786	1.174	1.614	推定 4	5	6
	Ⅲ	0.790	0.807	0.794	0.825	0.846	0.867	0.876	0.891	0.916	1.455	1.941	推定 5	5	6
	Ⅴ	0.731	0.731	0.721	0.726	0.749	0.753	0.769	0.771	0.778	2.376	2.867	7+(4)	7	8
	Ⅵ	0.787	0.787	0.800	0.809	0.825	0.827	0.846	0.847	0.850	3.627	4.195	7	7	8
製かん加工品	A-4	0.689	0.739	0.623	0.711	0.816	0.950	0.647	0.695	2.075	1.459	1.992	推定 4	5	6
	A-2	0.725	0.761	0.627	0.670	0.857	0.910	0.921	0.962	1.568	3.076	3.889	推定 5	5	6
	A-1	0.567	0.569	0.503	0.516	0.718	0.740	0.784	0.811	1.498	2.869	3.213	6+(4)	7	8
	A-3	0.555	0.555	0.468	0.472	0.654	0.660	0.908	0.941	1.149	5.100	5.915	6+(3)	7	8

注：計算で縦弾性係数 E およびポアソン比 ν はそれぞれ 2.1×10^6 kg/cm²および0.3と仮定した。

* 円筒中央断面の一点から周方向に測った位置を中心角で示す。

** 大きいへこみと同時に小さいへこみを生じたものもあった。これらの小さいへこみの数を()で示す。また円筒端の油もれのため途中で送油を中止したものもあったが、これらのものについては最後まで送油できたとした場合に生じると予想されるへこみの数を推定として示した。

がよい。

終りに、本研究を行なうに際したえず懇切な御指導と御べん達を賜った日立製作所亀有工場 小堀博士、宮本博士、ならびに江川課長、また実験に御協力をいただいた八木氏に厚く感謝の意を表する。

文 献

- (1) R.G. Sturm, *University of Illinois' Engineering Experiment Station Bulletin*, No. 329 (1941-11).
- (2) G.D. Galletly & R. Bart, *J. Appl. Mech.*, **23**, 3 (1956-9), 351.
- (3) P.G. Hodge, *J. Appl. Mech.*, **21**, 4(1954-12), 336.

運輸省 10 年後の技術目標作成

運輸省ではこのほど 10 年後の技術目標を作成したが、産業分類別技術課題関係は大要つぎのとおり。

1. 造船関係 (1) 原子力船、原子潜水船をも含めた原子力船の技術＝1968年には実用化可能で、10年後には艦艇関係への大幅な普及のほか、商船関係では大形高出力の専用船へ相当普及される。

(2) L.P.G.(液化石油ガス)、L.M.G.(液化メタンガス) 輸送船＝この技術は加圧式、冷凍式の二つともに 5 年後には大形タンカーに実用化されるが、その後も経済性向上のため改善が続き、10年後の普及度は外国専門誌の伝えるところでも 1975 年に 4 万 6 000 トンタンカー約 150 隻になるとみている。

(3) ジェット推進方式、ホバークラフト推進方式などの新方式の開発や水中翼、球状船首などの新船形の開発＝5 年後には中小形船への利用が可能で、10年後には中小形船への普及のほか、大形船への試作段階に達する。

(4) 船用機関装置の遠隔操縦化は 5 年後には実用化され、10年後には大形船へも広く採用される。

2. 海運関係 (1) 電子航海技術＝実用化に 8, 9 年、10 年後には一部大形船に普及。

(2) 慣性航法＝加速度計、積分器などにより継続的に船位を指示する。加速度計の支持台が問題であるが、潜水商船には欠くことができないものとなるとみられる。

(3) 電波天文航法＝天体の電波を観測して船位を決定する方法であるが、検出器、支持台、サーボ機構が問題点。

(4) 人工衛星による航法＝航海用衛星により船位を決定する方法であるが、追跡および計算器が問題点となる。

3. 鉄道関係 (1) 運航管理の自動化＝鉄道の運行管理にエレクトロニクスの技術を導入して自動化する。この場合自動列車操縦装置、ハンパード作業化が問題点となる。実用化は 5 年から 10 年かかる予

定。

(2) 特殊車両の開発＝モノレール、トロリーバス、ロープウェーなどの新形式の特殊車両の開発が目標で 10 年後には実用化に移せるものとみられる。

4. 航空関係 (1) VTOL 機(垂直上昇機)、STOL(短距離着陸機)＝アメリカで軍用機として研究されており、数種の試作機があるが、数年後には商用機として実用化される。ヘリコプタより速度も輸送量も大きいのが特徴である。

(2) 超音速輸送機＝マッハ数 3～3.5 程度のものの開発、アメリカはすでに具体的に計画を進めており、10 年後には実用化される。

(3) 飛行クレーン用(20～30トン)などのヘリコプタ＝建設工事などに必要となってくるもので、この研究のためには技術を高度化する必要がある。

(4) ロケット輸送機、原子力航空機および無人貨物機＝10 年間には実用化は困難であるが、開発のめどはつき、その後実用化に向うものと見られる。

(5) 航空路および空港の交通管制技術＝電子機械の使用による自動化も高度化して航空機の安全をはかる。5 年から 10 年後には実用化されるものとみられる。

5. 自動車関係 (1) エヤカー (2) 運航管理の自動化＝運航中の自動車を自動的につかみ、その情報を自動化された管制センタに入れ、短時間に自動車に適切な指示を与える。5 年から 10 年の間に実用化される。

6. 港湾関係 (1) 組立・解体の容易な港湾施設＝永久構造物とみられる港湾施設を組立解体の容易なものとする。10 年後には実用化され、小規模な施設に使用される。

(2) 新形式の作業機械、水中走行式の機械、水中観測機、新形ポンプ船などの作業機械の開発、10 年後には実用化される。

(服部 敏夫)