

## 4.5 参考とした重要な研究の紹介

### 4.5.1 小麦粉によるサイロ荷重

(Pieper, K., Martens, P., Nothdurft, K.: Silolasten aus Mehl. Aufbereitungs Technik 16(1975)H. 11, S. 579 — 584 の抄録)

この論文は、粉状内容物を入れるサイロに生ずる荷重に関する技術の現状を取り扱っている。ここに記載した事項は新しい測定および調査結果に基づき、また、特に小麦粉用サイロを対象としたものである。これを大豆粉用サイロに転用するについては警戒を要する。大豆粉では排出形式およびサイロ荷重が異なるからである。

#### (1) まえがき

小麦粉は明らかに取り扱いの困難なサイロ内容物である。それは圧縮性が大きく、粘着性がそれほど小さくなく、また、感湿性があるために、流れにくい材料である。したがって、小麦粉は排出補助を行わなければ、サイロから取り出すことができない。この取り扱いを単純化する処置によって、サイロ室壁にはまったく異常な荷重が作用するので注意が必要である。

#### (2) 単位体積当たり重量 (単位重量と略記)

小麦粉の単位重量は明らかにその貯蔵密度に大きく関係する。測定法も、サイロ高さによる単位重量の変化の考え方も、非常に異なるので、これらの基本的数値データの変動も非常に大きい。不思議ではない。

規格提案の測定法によると、小麦粉の単位重量は最もゆるんだ貯蔵の場合  $\min r = 0.60 \text{ MP/m}^3$  であり、十分に凝縮させたあとの最も密な貯蔵の場合の単位重量は  $\max r = 0.80 \text{ MP/m}^3$  である。

サイロ荷重の計算において、単位重量の変化を導入すると煩雑になるので、大サイロでは次の計算重量が用いられる。

$$r_1 = (2 \cdot \max r + \min r) / 3 = 0.73 \text{ MP/m}^3$$

また、凝縮の少ない小サイロでは次の計算重量が仮定される。

$$r_2 = (\max r + 2 \cdot \min r) / 3 = 0.67 \text{ MP/m}^3$$

#### (3) 内部摩擦角

内容物に対する内部摩擦角は、しばしば自由に停止する斜面角によって見積られるが、小麦粉の場合にはこの方法は絶体に適用できない。小麦粉は常にある粘性をもち、小さな鉛直の段ができる。その段は2.00 mのオーダーにもなるもので、粘性の影響はかなり大きく、これを無視することはできないからである。

この理由から、文献や示方書に与えられている内部摩擦角  $\rho$  の数値は非常に変動しており、それはほぼ  $20^\circ \sim 45^\circ$  である。後者の数値が間違っている場合が多く、一般に非常に小さい荷重を与

えている。Martens と Nothdurft は水平荷重のみならず、壁面摩擦および鉛直荷重をも測定しているが、そのモデル測定の非常に慎重な評価から、小さい角  $\rho = 20^\circ$  を導びいている。ここでは水平荷重比をもはや  $\lambda_f = 1 - \sin \rho$  および  $\lambda_e = 1.5 (1 - \sin \rho)$  から定めることはできない。小麦粉について  $\lambda_f = 0.31$ 、 $\lambda_e = 0.47$  という数値が与えられている（添え字  $f$  と  $e$  はそれぞれ充てんと排出を表わす）。

$\rho$  が小さいとサイロ荷重が大きくなるので、安全側になることを考え、小麦粉に対しては  $\rho = 20^\circ$  という値が推奨される。

#### (4) 壁面平滑度の考慮

現行規格においては、壁の平滑度がサイロ荷重に及ぼす影響は考慮されていない。それは、あらゆる壁面も使用中に平滑に磨かれるという経験に基づいている。しかし、その後、粗度が次のように考慮されるようになった。

$$\text{充てん時の粗度係数} \quad M_f = \tan C \cdot \rho$$

$$\text{排出時の粗度係数} \quad M_e = \tan 0.8 \cdot \rho \cdot C$$

粗度ファクター  $C$  は次の表-1 から得られる。

表-1

内容物グループ	粗 度 グ ル ー プ				
	1	2	3	4	5
粉 体 内 容 物	0.85	0.90	0.95	0.95	—
細 粒 内 容 物	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95
粗 粒 内 容 物	—	0.75	0.80	0.85	0.95

ここに粗度グループ 1 はガラス板などであり、粗度グループ 5 は Zickzack 板などである。内容物によって壁面が磨かれることが経験されている場合には、サイロ荷重の計算に対して、係数  $C$  を 0.05 だけ小さく選定する。ただし、粗度グループ 1 は例外である。

室壁の座屈安全度を照査する場合には、安全のため係数  $C$  を 0.05 だけ大きく選定する。

#### (5) モデル基準 (Modellmassstab) の適用

モデルの荷重測定結果を実際の大きなサイロに適用するための基準として、また、室平面が種々の形状のサイロと比較するために、簡単なプリズム形サイロ室の場合、水理半径 (Hydraulische Radius)

$$R = \frac{F(\text{面積})}{u(\text{周長})}$$

が古くから用いられており、また、Wagner が種々の室平面について、その妥当性を証明している。しかし、この法則がサイロ荷重にも応用できるかどうかは不明であった。

Nothdurft は  $0.70 \times 0.70 \times 6.60$  (m) のモデルについての測定を、直径 11.50 m、高さ 70m の大きなサイロ室についての測定と比較して、この証明を行っている。この両者は、幾何学的に類似のビーム式流出口をもっており、小麦およびとうもろこしについて試験されている。プリズム形サイロ内の粉体内容物は粒状内容物と同じ法則に従うから、これを小麦粉サイロ中のサイロ設備 (Siloebauten) にも関係づけることができる。このことから、このようなモデルについての測定は使用中の大きなサイロでの測定よりも簡単で信頼できるということが出来る。

#### (6) サイロ荷重の最大測定値と標準値

Wagner は排出の場合の壁面の荷重状態は、表面についても、時間についても一定でないことを証明した。この荷重分布は、波を伴って激しく運動している水表面のように考えられ、局部的変動が著しい。

Wagner は全壁幅と  $0.7 \times$  (壁幅) の高さについて平均荷重を測定したが、これは壁を設計する場合の標準値と見なすことができるもので、その平均荷重は、ピーク値とは反対に、高さおよび時間に対して連続性を持ち、また、ピーク値よりもかなり小さい値であった。ピーク値は非常に変動が大きいため、これから測定荷重を推定することはできない。

#### (7) 大きさが $4.00 \times 4.00 \times 22.00$ (m) の小麦粉用普通サイロ

この場合の荷重の計算例と測定結果の比較を与えている。

このあと、特殊荷重として以下のものが説明されている。

- (8) 急速充てん時のサイロ荷重
- (9) 空気排出装置による荷重
- (10) 空気による均質化荷重
- (11) 小麦粉による鼻形流出口部の荷重
- (12) ビーム式流出口部の荷重
- (13) サイロ内部のアンカー上の荷重

(8), (9)においては、モデルサイロおよび実際サイロの測定を基にして、最大圧力などの計算式が、(10)においては、空気均質化サイロの荷重と普通サイロのそれとの数値的比較が、また、(11)には多くの事故を発生した鼻形流出口部をもつ小麦粉用サイロの実測値から破壊荷重などを検討し、この種のサイロに対する設計荷重を提案している。(12)においては(11)と同様に、設計荷重が、また、(13)ではアンカーの作用荷重や設計法が示されている。

### 4.5.2 On the Theory of Bin Loads\*

ビンに作用する荷重の解析に当たっては、三つの荷重条件を考慮すべきである。すなわち①粉粒体が排出されない状態で、投入された時に発生する Initial loading, ②流下状態が形成された後に発生する Flow loading, ③ Initial loading から Flow loading に Switch する際に発生す

る Switch loading などである。Switch loading は過度的な荷重であるが、それが作用する時は、大きな集中力を及ぼす。

Flow pattern の重要性を概説し、かつ、ビンの円筒部から円錐部への移行点に作用する局部集中力についても述べる。

Fig. 1 (a)で、粉粒体がビンに充されつつあり、排出されていないと考える。粉粒体がビンに更に追加投入されると、沈降している全体は、

水平方向には変形することなく垂直方向に縮む。この型の変形は図示のごとく垂直線に近い主圧力線を持つ(+)圧場を意味する。壁面に作用する同様な圧力  $p$  を、Fig. 1 (a)の右図に示す。粉粒体が投入中に沈降して壁面に沿ってすべる時に、摩擦力  $v$  が壁面に沿って生ずる。出口を開くと、出口の上の粉粒体は垂直下方に膨張して流れるようになる。ホッパー内で流れが生ずるためには、粉粒体全体が水平方向に縮まねばならない。この変形が起るためには、ホッパーを横断するアーチ状の主圧力線を持つ(-)圧場が必要である。Initial loa -

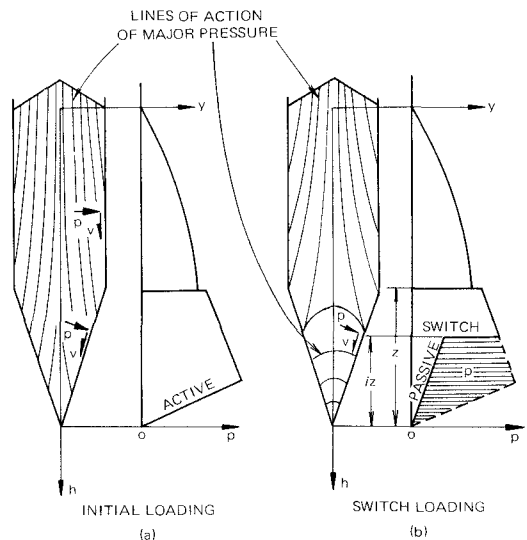


Fig. 1 Typical loads on a bin

ding(+)から Flow loading(-)への Switch は、粉粒体が排出されるに従いホッパー内を上方に進行して行き、Fig. 1(b)で Switch は  $iz$  の高さの所を示す。Switch 中のホッパーにおける側圧  $p$  は Fig. 1 (b)の右側に示す。Switch の下の(-)側圧は前の(+)圧より小さい。粉粒体の全体が釣合を保つためには、壁面に作用する圧力  $p$  および壁面摩擦力  $v$  の垂直分力の全壁面についての合計が常にビン内の粉粒体の重量に等しいことを要する。壁面に作用する圧力  $p$  はホッパー下部においては影線部の面積だけ不足しているから他の部分で高くしなければならない。すなわち、集中的圧力上昇が(+)場から(-)場への Switch 位置で発生していることになる。この過圧力は集中力  $P$  として扱ってよい程集中している。この大きさは圧力曲線下部の影線部分の不足面積に等しい。この力  $P$  は Switch の間、上方に移動し、垂直円筒とホッパーの移行点に作用する。垂直円筒内では、粉粒体は水平方向に収縮なしに流下し、したがって、(-)圧場への Switch が更に進行する原因は存在しない。

### Flow Pattern

Flow pattern には Mass - flow と Funnel がある。

Mass - flow ビンでは粉粒体が少しでも排出されると粉粒体全体が動く。Funnel - flow は粉粒体が排出されてもその通路内のものだけが動く。Mass - flow を得るためには、Fig. 2 に示

すようにホッパーを十分な急勾配、かつ、平滑にする必要がある。そうでない場合はFig. 3に示すようにFunnel Flowになる。Mass-flowビンでは、Bin-loadingは一定であるが、Funnel-flowビンでは通路が粉粒体自身で形成されているので不定である。

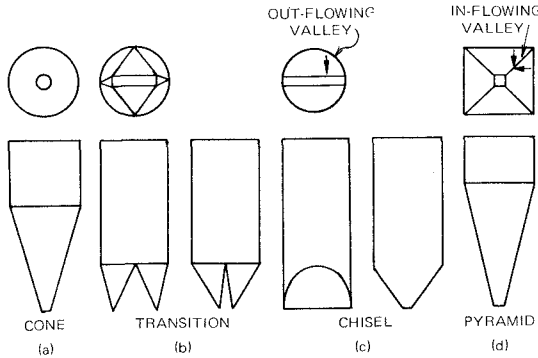


Fig. 2 Mass-flow bins

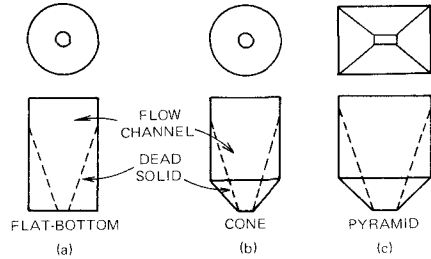


Fig. 3 Funnel-flow bins

Initial Loading

ビンの垂直部分では、側圧は Janssen の式が良く合う。すなわち、 $p = \sigma y = \frac{rR}{\tan \varphi'}$

$(1 - e^{-\lambda \frac{h}{D}})$  ここに、 $r$  : 粉粒体の見掛比重、 $R$  : 水力半径、 $\varphi'$  : 粉粒体と壁面の摩擦角、 $\lambda$

: ヤンセン係数、 $h$  : 高さ、 $D$  : ビンの径または幅。

垂直方向のオーバチャージのないホッパー、Fig 4(a)位置、内では圧力線は三角形で表わされる。粉粒体重量は圧力  $p$  の垂直分力と壁面における剪断応力  $v = p \tan \varphi'$  とのホッパー壁面全体についての総和で釣合う。圧力線以下の面積はホッパーの形状、壁摩擦角、粉粒体の見掛比重の関数で

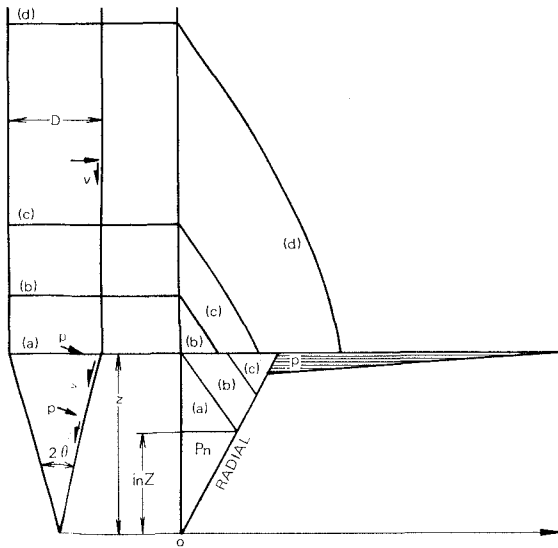


Fig. 4 Effect of head of solid on loads

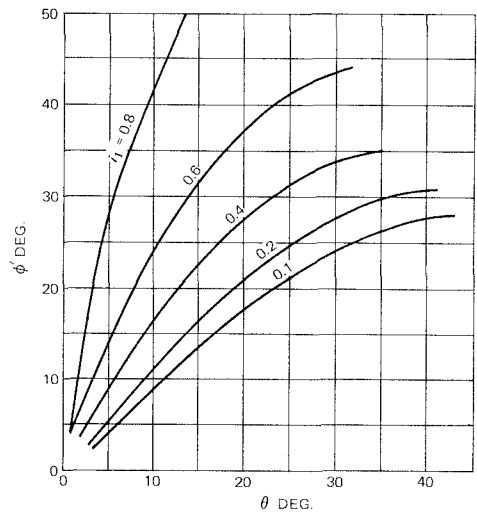


Fig. 5  $i_1$  for conical hoppers,  $K=0.8$

ある。

満杯したホッパーで、極限圧力の位置、 $in = i_1$ 、Fig.4(a)の位置は Fig.5からホッパー勾配( $\theta$ )と $\phi'$ の関数として得られる。

$$\text{ピーク圧力は、 } p_n = \frac{r D}{1 + \min} \cdot \frac{1}{2(\tan \theta + \tan \phi')} \begin{cases} n=1 & \text{Initial Loading に対し} \\ n=2 & \text{Flow Loading に対し} \end{cases}$$

ホッパーより上方に垂直オーバーチャージを加えると、Fig.4に示すように、半径方向圧力場は、ホッパー内にまで拡がる。(c)位置では、半径方向圧力は丁度移行点にあり、(d)位置では、半径方向圧力場に加えてホッパー移行点に集中力 $P$ に及ぼしている。(b)、(c)の位置および過圧力に起因する集中力 $P$ の大きさは、釣合条件により求められる。すなわち、粉粒体の垂直円筒によって移行点に作用する垂直力は、

$$Q_c = \int_{AC} \sigma h d A = \left(\frac{\pi}{4}\right)^m \cdot \sigma D^{2+m} \cdot L^{1-m} \frac{1-e^{-\lambda \frac{h}{D}}}{\lambda}$$

ここに、 $L$ =矩形ビンの長さ、 $m$ =係数

### Flow Loading

Flow loadingは流れの通路の境界内にも発生する。

Mass-flow binでは、ビン自身が流れの通路であり、Flow loadingはビン壁に直接作用する。また、移行点はホッパーとビンの垂直部との接合点にある。

Funnel Flow ビンでは、通路は静止粉粒体内で、出口から上方に拡がる噴火口の形をする。十分高いビンでは、噴火口はビンの垂直壁と交差する。この交差点が移行点であり、ビン形状によって、きまるのではなく、粉粒体の流動性質によってきまる。

垂直部の Flow loadingは、本質的には Initial loadingと同じものである。粉粒体によっては、壁摩擦角が流出中に投入中よりも少なくなるため、Flow pressureが始めの値より少なくなることもある。

運搬通路内では、粉粒体はランキンの圧力極限状態にある。すなわち、粉粒体は塑性的である。主応力は収縮方向に作用し、したがって、水平に作用する。これは(-)圧場となる。水平圧力は hoop 圧に等しく、したがって、主圧力に等しい。このことは、圧力場は収縮する通路内では(-)圧場であることを示している。主圧力 $\sigma_1$ の合力の作用線は Fig.(1)ホッパー下に示す。

流出中の円錐内通路を通る全垂直力は半径

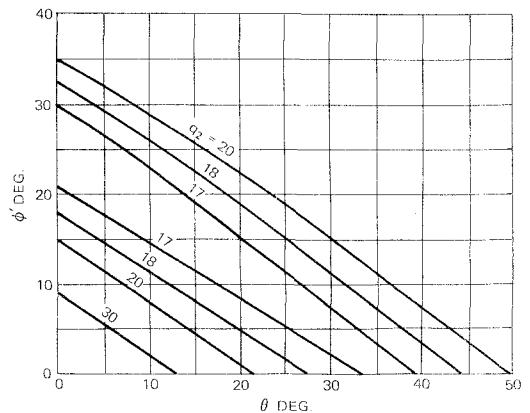


Fig.6  $q_2$  for conical hoppers,  $\phi = 40 \text{ deg}$

方向圧力場につき次式で計算される。

$$Q_n = q_n \cdot r \cdot D^{2+m} \cdot L^{1-m} \begin{cases} n = 1 & \text{Initial loading に対し} \\ n = 2 & \text{Flow loading に対し} \end{cases}$$

$q_2$  は Fig. 6 に示す。

#### Switch Loading

排出を全然行わないで投入したビンで、流出が初めて開始された時に起きる過度的な荷重である。Switch が起きるに必要な排出量はきわめて少量である。

粉粒体が急速に投入されると、Initial Loading はなくて、Flow Loading が最初から出現し、Switch は起らない。ゆっくり投入された粉粒体は、沈降に時間がかかり、Initial Loading と Switch を形成する。

垂直通路では、Initial Field と Flow Field とはほとんど差がなく、Switch もわずかである。Switch Loading は、堅い、粒度の大きい固体を収容する高さの高い Mass - Flow ビンのホッパー部に顕著に見られる。

以上、この論文の概要を述べたが、更に、円筒ビンにおける Flow Loading の場合について、数値計算例も示されている。（\* A. W. Jeneki, J. R. Johanson, Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 91 Ser. B, No. 2, 339, May (1969)

#### 4.5.3 Bin Loads — Part 2 ; Concepts \*

この論文は、粉粒体を貯蔵した Bin loads に関する著者の論文の一つであって、圧力場を決めるために最小回復歪エネルギーの原理を適用したものである。また、この論文のシリーズでは、設計式も誘導している。

##### Initial and Flow Pressures

ビンに作用する荷重は、粉粒体を投入している Initial Stage と流出している Flow Stage では、粉粒体の変形の状態が異なる。Initial Stage では、投入後静置している間に、粉粒体は垂直方向に収縮し、最大圧力はその方向になる。これが Peaked (または active) な圧力場であり、圧力分布は、円筒部では Janssen 分布となり、また、ホッパー部では、直線の分布となる。これらの様相を Fig. 1 Pressure in mass - Flow bins に示す。しかし、これは衝撃がなく、十分低速で投入するという仮定があり、粉粒体は流動性がよいことが必要である。実際には、高速で投入されるので液体圧に近づくとしている論文がある。また、流動性が良くなければ、アーチを作りこれが崩壊する時に大きな粉体圧が作用する。したがって、粉体圧の算定に当っては、十分安全の余裕をとっておく必要がある。

ゲートが開いたり、フィーダーが動いて粉粒体が流動し始めると、流路が形成され、その中で垂直方向に膨張し、その方向に最小圧力が向く。一般に流路は、ビンの出口から上方に広がるので粉粒体は横方向に収縮し、その方向に流路内の最大圧力が作用する。これが Arched (または

Passive) な圧力場である。Peaked から Arched への Switch は粉粒体が流動すると、ビンの出口で発生して急速に上方に伝わる。Switch するレベルでは、質量のバランスから壁面に sharp な Over Pressure が作用することが他の論文で明らかにされている。Over Pressure は、少なくとも流路が壁と交わるレベルまで上方に伝わる。すなわち、Mass-Flow bin では、Transition レベルまでとなり、また、Funnel Flow bin では、Effective Transition のレベルまで伝わる。これらのレベルの上部では、時間的に振幅の大きな振動圧が発生する。

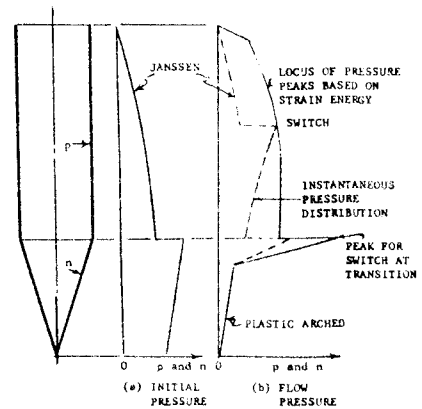


Fig. 1 Pressure in mass-flow bins

Mass-Flow bin の Flow Pressure の様相も Fig. 1 Pressure in mass-flow bins に示してある。

### Strain Energy

粉粒体を充填したビンをも一つの系と考えると、静的平衡時は系を出入りするエネルギーはない。定常状態の位置エネルギーの出入りは、粉粒体の投入、排出によってなされ、凝集仕事と摩擦仕事は熱流を通して、エネルギーとして消費される。定温で化学変化を伴わないと仮定すると、内部エネルギーの変化量は、力学的エネルギーと歪エネルギーであるが、十分大きいビンでは力学的エネルギーは無視できる。したがって、熱力学第 2 法則よりこの系では回復エネルギー  $W^e$  が最小となる。回復しないエネルギー  $W^e$  は、塑性的に固まる粉粒体に作用する最大圧力の増加する領域に広がる。応力場(1)から(2)に変化が生ずる時は、 $W_1^e - W_2^e > W_2^e - W_1^e$  で示される。左辺が有効なエネルギーであり、右辺は応力の分配に対する抵抗であり、粉粒体の密度が応力の再分配の結果、増加する領域内のみで積分して求められる。ビンをも剛体として考えると、ビンの壁に含まれるエネルギーとホッパー内の粉粒体のエネルギーは  $W^e$  に含まれることになる。

円筒上部の圧力は、Switch の間に増加して  $W_1^e - W_2^e$  を減少させ、 $W_2^e - W_1^e$  を増加させるから、Janssen 応力場から最小歪エネルギー場への Switch は、頂上の手前で止まる。その高さは、粉粒体の物性に依存するものであり、凝集性粉粒体の場合は、流動性のよいものよりも低い所で止まる。

充填状態での初期応力場は、ビンの形状、弾性特性および粉粒体の物性、充填率で決まる。

流動中は、ビンの断面変化があると圧力と歪エネルギーは大きく変化する。Janssen 場から歪エネルギー場への変態のメカニズムは壁に形成される薄い境界層にある。一般に境界層は不安定、かつ短時間で Janssen 場から最小歪エネルギーに Switch し、境界層が分解すると、また、Janssen 場となる。これが圧力振動の原因である。



どんなビンでも避けられないゆがみがあるものである。溶接鋼製ビンでは、継目が Switch を起こし、Slip-form コンクリートビンでは不完全な形状や壁面のために境界層がしやすい。

### Critical Pressure for Mass-flow Bins

Fig. 1 Pressure in mass-flow bins に示すように Mass-flow bins では、初期圧がホッパー下部を、Switch のピーク圧がホッパー上部を支配するので、設計に当っては下記の何れか一つを適用することになる。

- (1) 溶接歪のようなわずかな表面の不完全さはあるが、円筒が下方に広がっていない場合は、歪エネルギーに基づく設計。
- (2) 連続して、または段階的に末広りの円筒の場合は、Janssen に基づく設計。
- (3) 帯状継目のような、たな (ledges) があり、円筒が末広りである場合は、Janssen の係数倍の設計。

### Critical Pressure for Funnel-flow bins

Funnel-flow bins は、円筒形、四角形などのビンと、平底または non-mass-flow ホッパーで形成される。初期圧は Janssen で与えられるが、流路中にアーチができたり、排出の変動のため、出口では Janssen 値より小さくなることもある。流動が初まると、垂直方向の膨張が上部に伝わり流路ができる。流路の形は円錐形で、その角度は粉体の物性、投入排出の方法や速度、温度、貯蔵時間などにより変化する。ビンが十分高いと円錐は壁まで広がり、Effective transition の高さでは、集中応力場に Switch してピーク圧を発生する。したがって、ピーク圧の軌跡によって円筒を設計する必要がある。この様相を Fig. 2 Pressure in funnel-flow bins に示してある。

Fig. 3 Pressure in tall funnel-flow bins に示すように、高さが直径の 5 倍以上の高いビンでは、Effective transition の最高位置は、ビンの頂部に達しない。この場合、ビンの上部は Mass-flow bins で示したように、歪エネルギーの算定式か、または Janssen 式で設計することができる。

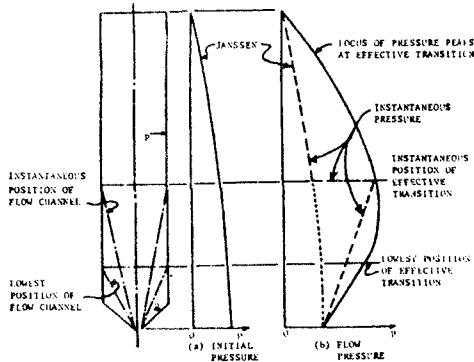


Fig. 2 Pressure in funnel-flow bins

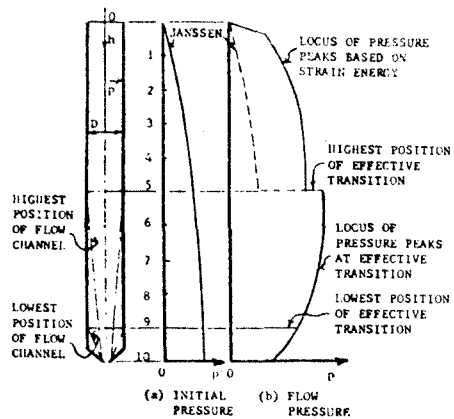


Fig. 3 Pressure in tall funnel-flow bins

高さが直径の2倍以下のビンでは、円錐形の流路は壁まで達しない。この場合は Janssen 式で設計できる。

以上が本論文の概要であるが、さらにこのシリーズの論文中に使用された Terms について説明も行っている。

本論文の続編である資料番号 S-63 Bin loads - Part 3<sup>\*2</sup>; Mass-flow bins では、Initial Pressure (Cylinder 部, Hopper 部), Flow Pressure について説明し設計式を導き、さらに Example で Pressure の計算例も示されている。また、資料番号 S-62 Bin loads - Part 4<sup>\*3</sup>; Funnel-flow bins では、Bin 内の流動圧は、Initial Pressure よりも大きくなるために、Bin load の算定に当っては、流動時の圧力を採用することとして、Design equation を説明している。さらに Example も示している。

\*1. A. W. Jenike, J. R. Johanson, J. W. Carson; Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 95, Ser. B, No. 1, 1, February (1973)

\*2. A. W. Jenike, J. R. Johanson, J. W. Carson; *ibid*, 95, Ser. B, No. 1, 6, February (1973)

\*3. A. W. Jenike, J. R. Johanson, J. W. Carson; *ibid*, 95, Ser. B, No. 1, 13, February (1973)

#### 4.5.4 軸圧縮力を受ける円筒の座屈\*

Miller は主に補剛円筒を中心に軸圧縮座屈の設計式を導くことを目的として、実験と既往研究の分析を行った。得られた結論は先に 4.3.2(3)に述べたが、ここではその実験と分析の内容について簡単に紹介する。

実験 { 小規模実験  
大規模実験

小規模実験は、 $R/t = 250, 375, 500$  の鋼製円筒41体についてなされた。円筒は3種類の鋼材を用い、その降伏応力は  $28.7 \sim 79 \text{ ksi}$  ( $198 \sim 545 \text{ MN/m}^2$ ) である(表-1)。円筒の半径は  $15.0 \text{ in.}$  ( $381 \text{ mm}$ )、補剛材間隔  $L$  または無補剛時端板間隔は  $1.0 \sqrt{Rt} \sim 23.9 \sqrt{Rt}$  の間にある。実験結果は表-2 にまとめられているが、材料A製の円筒はすべて比例限以上で崩壊し、他の材料製のものは崩壊時平均膜応力が比例限以下かまたはわずかに越える程度であった。

大規模実験は、内径  $125 \text{ in.}$  ( $317 \text{ cm}$ )、板厚  $0.25 \text{ in.}$  ( $6.35 \text{ mm}$ )、全長  $134.4 \text{ in.}$  ( $341 \text{ cm}$ ) の円筒についてなされた。材料は降伏応力  $37 \sim 46 \text{ ksi}$  ( $255 \sim 317 \text{ MN/m}^2$ ) の ASTM A 283 C を用い、補剛材には ASTM A 36 を用いた。

表-1 円筒の材料

種類 (1)	鋼種 (2)	公称板厚 (インチ) (3)	降伏応力 ( <i>psi</i> ) (4)	ヤング率 ( <i>psi</i> ) (5)	比例限 ( <i>psi</i> ) (6)
A	ASTM A 366	0.015	28,700 <sup>a</sup>	28.6	10.7
B	ASTM A 366	0.015	35,100	30.0	22.0
C	ASTM A 366	0.030	35,500	29.6	33.5
D	ASTM A 366	0.030	41,400	29.6	36.3
E	SAE 1075	0.020	66,100	29.2	29.6
F	冷間加工・半焼入	0.031	79,000 <sup>a</sup>	29.6	34.0

<sup>a</sup> 2% 限界降伏点

注意：1 in. = 25.4 mm, 1 psi = 6.9 kN/m<sup>2</sup>

実験数は4個であり、補剛材間隔を  $2 \sqrt{Rt}$ ,  $4 \sqrt{Rt}$ ,  $6 \sqrt{Rt}$  で変化させた。結果は表-3である。

表 - 2 小規模円筒実験の結果

実験 (1)	材料 (2)	板厚 (インチ) (3)	R/t (4)	L/√Rt (5)	補剛材 (インチ) (6)	$\sigma_{cr} = P_{cr} / 2\pi Rt$ (psi) (7)	崩壊モード		座屈性状	
							全体(G) 局部(L) (8)	軸対称 (A)非軸対称(L) (9)	幅 (インチ) (10)	高さ (インチ) (11)
1	A	0.0150	500	23.8	—	13,690	G	L	3-1/4	2-5/8
1.1	A	0.0150	500	20.8	—	11,970	G	L	3	2-3/8
1.2	B	0.0152	494	20.7	—	17,680	G	L	3-1/2	2-1/2
2	A	0.0150	500	11.9	1/8	15,060	L	L	3	1-7/8
3	A	0.0151	497	5.9	1/16	16,380	L	L	3	1-3/4
4	A	0.0151	497	5.9	1/8	16,680	L	A	—	1
4.1	A	0.0151	497	5.9	1/8	18,170	L	L	3	2
5	A	0.0149	504	4.1	1/16	16,900	L	AおよびL	3	1-3/8
6	A	0.0150	500	4.1	3/32	17,380	L	A	—	1
7	A	0.0151	497	3.0	1/16	18,250	L	A	—	1
7.2	B	0.0154	488	2.9	1/16	22,090	G	AおよびL	4	2-1/2
8	A	0.0151	497	3.0	3/32	17,590	L	A	—	1
9	A	0.0150	500	2.0	1/16	17,030	L	A	—	1 1/16
9.2	B	0.0156	481	2.0	1/16	21,700	G	AおよびL	3-1/2	1-3/8
10	A	0.0150	500	2.0	3/32	19,540	L	A	—	1 1/16
11	B	0.0153	491	1.5	1/16	24,640	L	A	—	1/2
12	A	0.0153	491	1.0	1/16	16,240	L	A	—	1 1/32
13.2	C	0.0292	257	18.7	—	23,750	G	L	5	2-1/4
13.3	D	0.0293	256	18.6	—	27,470	G	L	5	2-1/2
13.5	F	0.0310	243	17.5	—	45,500	G	L	5-3/4	5
14	C	0.0293	256	6.4	1/8	24,210	L	A	—	3/4
14.1	C	0.0293	256	6.4	1/8	27,610	L	AおよびL	4-1/2	1-1/4
14.2	D	0.0296	254	6.4	1/8	29,480	L	A	—	3/4
14.5	F	0.0310	243	6.2	1/8	46,900	L	L	4-1/4	3
15	C	0.0294	256	4.3	3/32	26,290	L	A	—	1-1/2
16	C	0.0291	258	4.3	1/8	26,920	L	A	—	1-1/2
17	C	0.0291	258	3.2	1/8	25,910	L	A	—	1-1/2
18	C	0.0284	265	2.2	1/8	27,890	L	A	—	1
18.5	F	0.0311	242	2.1	1/8	49,900	L	A	—	1
19	E	0.0202	372	23.9	—	19,370	G	L	3	3
19.2	E	0.0202	372	23.9	—	28,300	G	L	4	3
20	E	0.0202	372	4.0	1/8	38,200	L	AおよびL	3-1/2	1-1/4
21	E	0.0202	372	3.0	1/16	33,900	G	L	4	2-1/4
22	E	0.0202	372	3.0	1/8	35,600	L	A	—	1-1/8
23	E	0.0201	374	2.0	1/16	39,300	G	L	4	1-1/4
24	E	0.0201	374	2.0	3/32	40,200	L	A	—	25/32
25	E	0.0200	376	2.0	1/8	41,400	L	A	—	25/32
26	E	0.0202	372	1.5	1/16	41,200	L	L	4	1-3/4
27	E	0.0202	372	1.5	3/32	40,600	L	A	—	19/32
28	E	0.0203	370	1.0	1/16	39,300	G	L	5	3
29	E	0.0201	374	1.0	1/8	40,400	L	A	—	3/8

内径 = 7.5 インチ (全供試体)

注意 : 1 in = 25.4 mm , 1 psi = 6.9 kN/m<sup>2</sup>

表-3 大規模円筒実験の種類と結果

試験番号 (1)	補剛材 (インチ) (2)	補剛材間隔 (インチ) (3)	崩壊荷重 (psi) (4)
4.5	L 4 × 3 × 1 / 4	22.4	13.42-14.88
5.1	L 4 × 3 × 1 / 4	11.2	20.01
6.5	L 4 × 3 × 1 / 4	33.6	14.88
8.5	Bar 3 × 1 / 4	33.6	14.15-14.88

無補剛円筒または補剛円筒リング補剛材間の局部座屈

座屈係数  $C$ ，形状係数  $M$  を次式で定義する。

$$C = \frac{\sigma_{cr} R}{E t} \dots\dots\dots (1)$$

$$M = \frac{L}{\sqrt{R t}} \dots\dots\dots (2)$$

この時  $CM^2$  と  $M^2$  の関係を多くの実験結果について整理すると，図-1 のようになる。ここで， $C_1$  は工場量産円筒， $C_2$  は加工組立円筒に対するものであり，これにより次のようなことが分る。

長い円筒に対してはかなりばらついているので，Donnell & Wan の初期不整パラメーター  $U$  を考慮すると， $C - UR/t$  の曲線として再整理される。この式は，

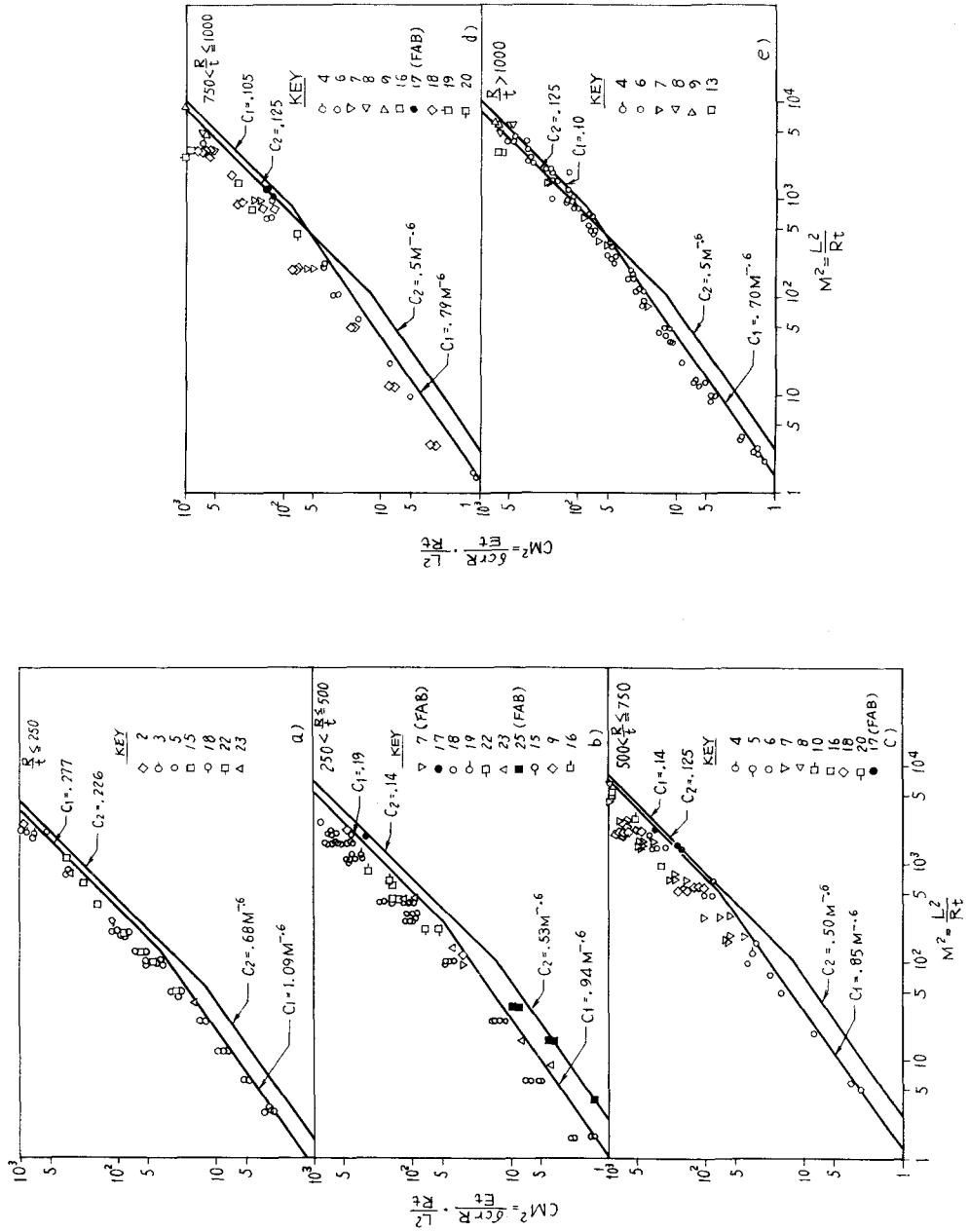
$$C = -0.025 - 0.286 \log \left( \frac{UR}{t} \right) \dots\dots\dots (3)$$

である。工場量産円筒に対し  $U = 0.00035$ ，加工組立円筒に対し  $U = 0.00050$  とすることによって，次式が良い下限値を与える（図-2，図-3）。

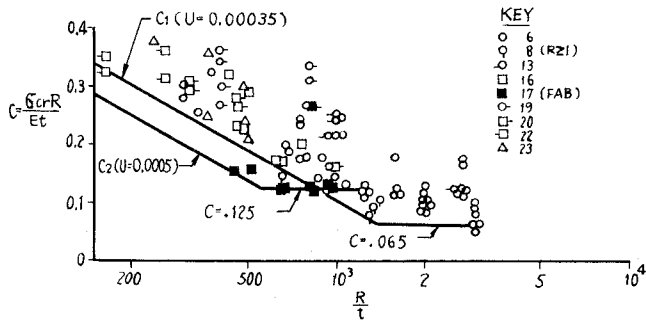
$$C_1 = 0.963 - 0.286 \log \frac{R}{t} \leq 0.34 \dots\dots\dots (4)$$

$$C_2 = 0.919 - 0.286 \log \frac{R}{t} \dots\dots\dots (5)$$

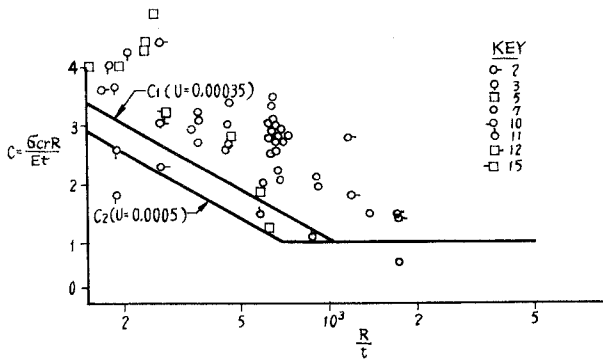
ただし，組立加工円筒のデータ量はきわめて乏しいので，すべての円筒に対して  $C_2 = 0.125$  を用いるのが安全側である。



図一 軸圧縮円筒の弾性局部座屈係数



図一 鋼製円筒の弾性座屈係数



図三 アルミニウム製円筒の弾性座屈係数

短い円筒に対しては、 $C = JM^{-0.6}$  が成立っている。係数  $J$  と  $R/t$  の関係を工場量産円筒および加工組立円筒について求めると、次のようになる。

$$J_1 = 2.29 - 0.5 \log \frac{R}{t} \geq 0.76 \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$J_2 = 1.88 - 0.5 \log \frac{R}{t} \geq 0.50 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$J_2$  に関してはデータが集まるまで 0.50 を用いる。

長い円筒と短い円筒の交点は  $M = (J/C)^{3/5}$  であるが、この値は略 10 程度であり、理論値の 1.728 (両端単純支持)、3.456 (両端固定支持) よりもずっと大きい。

弾性全体不安定崩壊

線形直交異方性板理論との対応から、崩壊座屈応力を

$$\sigma_{cr} = C_3 \frac{E t_e}{R} \quad \dots\dots\dots (8)$$

と表わす。ここで、

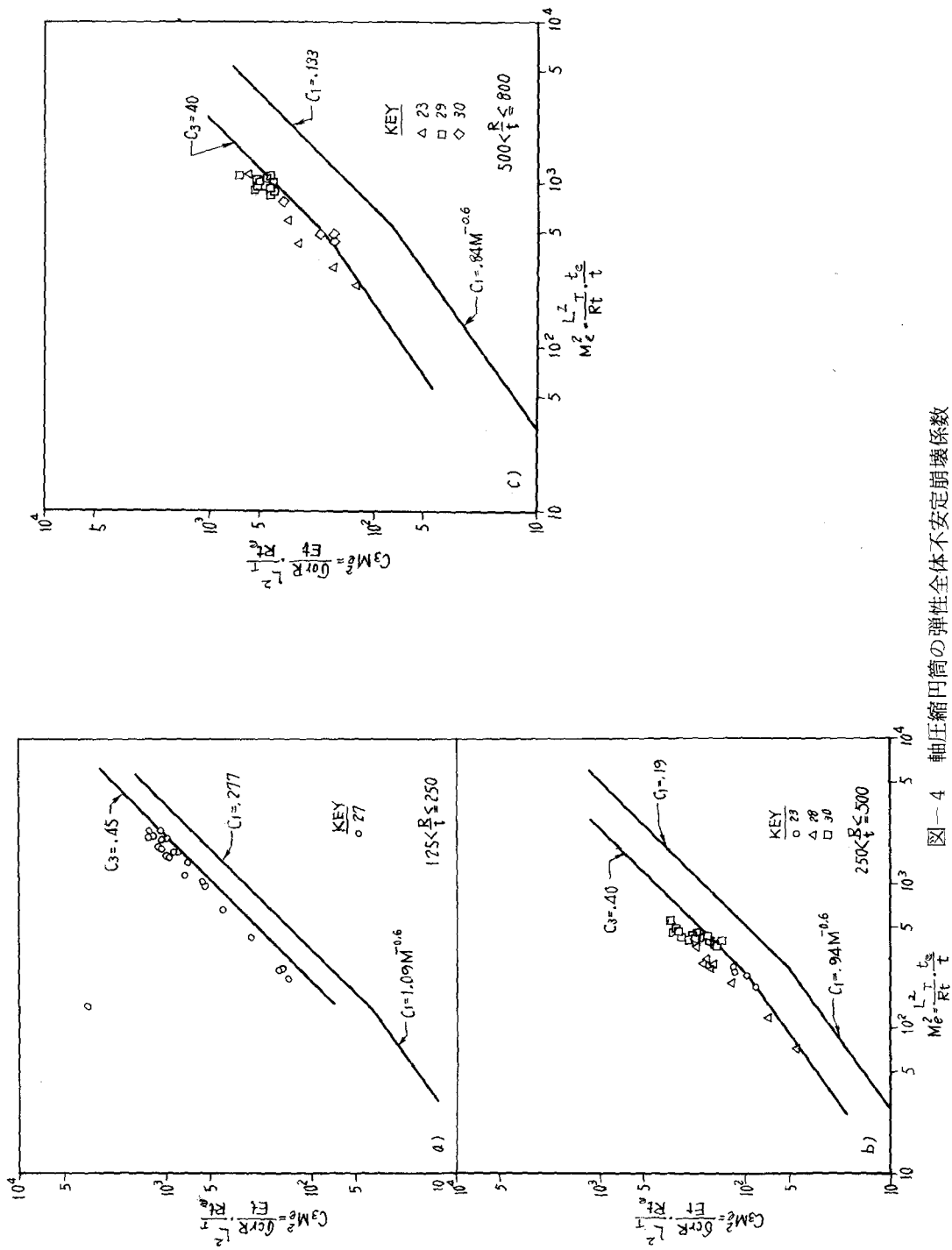


図-4 軸圧縮円筒の弾性全体不安定崩壊係数



$$t_e = t \sqrt{1 + \frac{A_r}{L t}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

形状係数  $M_e$  を次のように定義する。

$$M_e = \frac{L_T}{\sqrt{R t}} \cdot \sqrt{\frac{t_e}{t}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 $L_T$  は円筒全長、 $A_r$  は補剛材断面積である。

$C_3 M_e^2$  と  $M_e^2$  の関係を求めると、図-4 のようになる。 $C_3$  の値を  $C_1$  と比較するとはるかに大きいことが分る。これは Hutchinson & Amazigo (1967) の解析結果と同様、補剛円筒殻は無補剛円筒殻より初期不整に敏感でなく、座屈係数は  $A_r / L t$  の関数であることを裏付けている。

図-5 は  $C_3 - A_r / L t$  曲線である。 $A_r / L t > 0.2$  の場合に  $C_3 = 0.4$  であり、 $A_r / L t = 0$  では  $C_3$  は無補剛時の座屈係数  $C$  に等しくなるので、設計式は次のようになる。

$$C_3 = (2 - 5 C) \frac{A_r}{L t} + C, \quad A_r / L t < 0.2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$C_3 = 0.4, \quad A_r / L t \geq 0.2 \quad \dots\dots\dots (12)$$

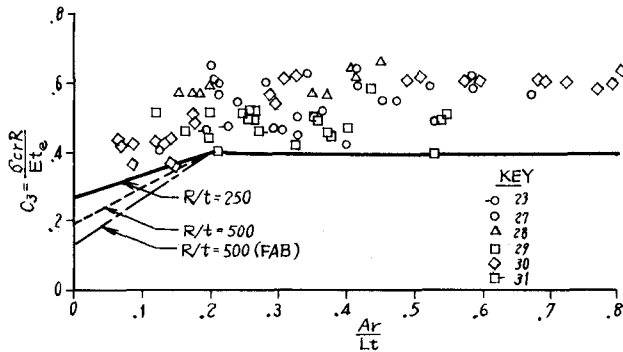


図-5 弾性全体不安定崩壊係数と  $A_r / L t$  の関係

加工組立円筒の全体不安定崩壊のデータはないが、本実験の結果などから類推し、上式は加工組立円筒にも適用可能であろう。

リング補剛材が座屈強度に効果を有するためには、最小限  $A_r / L t = 0.06$  が必要である。なお、補剛材形状については、有効幅  $1.5 \sqrt{R t}$  以下のシェルと補剛材から成る構造が、座屈強度の等しい無補剛シェルと同じ周方向曲げ剛性を持つようにする。

非弾性座屈

$M > (J/C)^{5/3}$  なる長い円筒に対しては、Clark & Rolf の式を修正した式が実験結果と良く一致するが、これは短い円筒に対しては適用できないので、次式で表わされるような塑性係数

$\eta$  を実験から決定する。

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} = \eta \frac{\sigma_{ec}}{\sigma_y} \quad \text{ただし, } \sigma_{ec} = C \frac{E t}{R} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$\eta$  は次のようになる。

$$\eta = 1 \quad \sigma_{cr} / \sigma_y \leq 0.55 \quad \dots\dots\dots (14 a)$$

$$\eta = 1 - 1.25 \sqrt{\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} - 0.55} \quad 0.55 < \sigma_{cr} / \sigma_y \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (14 b)$$

$$\eta = \frac{\sigma_y}{\sigma_{ec}} \quad \sigma_{cr} / \sigma_y > 1.0 \quad \dots\dots\dots (14 c)$$

これを式(13)に代入して書替えると次式となる。

$\sigma_{ec} \leq 0.55 \sigma_y$  の時,

$$\sigma_{cr} = \sigma_{ec} \quad \dots\dots\dots (15 a)$$

$0.55 \sigma_y < \sigma_{ec} \leq 1.6 \sigma_y$  の時,

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} = 0.45 + 0.18 \frac{\sigma_{ec}}{\sigma_y} \quad \dots\dots\dots (15 b)$$

$1.6 \sigma_y < \sigma_{ec} < 6.2$  の時,

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} = \frac{1.31}{1.15 + (\sigma_y / \sigma_{ec})} \quad \dots\dots\dots (15 c)$$

$\sigma_{ec} \geq 6.2 \sigma_y$  の時,

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} = 1 \quad \dots\dots\dots (15 d)$$

本式と著者の実験および他の無補剛円筒の実験が図-6, 図-7で比較されている。

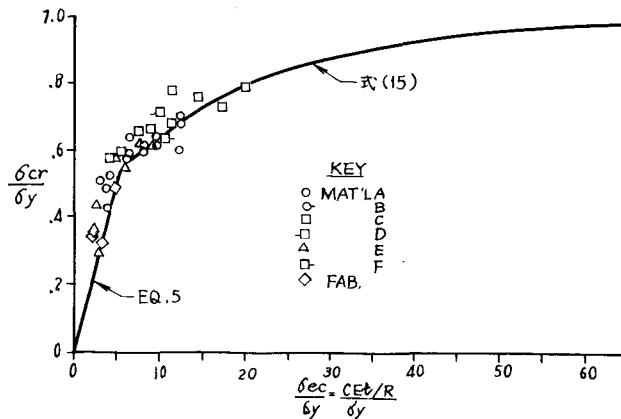


図-6 実験式と著者の補剛円筒実験結果の比較

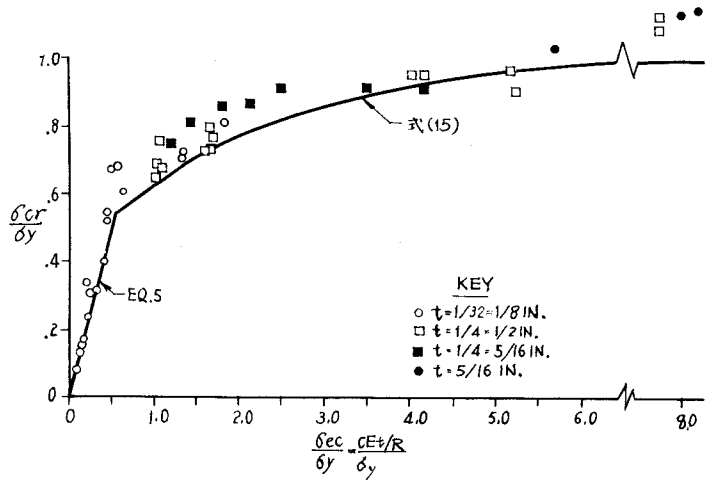


図-7 実験式と無補剛加工組立円筒試験結果との比較

\* Miller, C. D. : Buckling of Axially Compressed Cylinders, Proc. ASCE, Vol. 103, ST3, 1977.