

任意母線縁境界をもつ円筒網目シェル屋根の全体座屈解析

その3 不完全系の座屈性状

正会員 粉 川 牧*

§-1 序

論文(その2)¹⁾で著者は、一様外圧を受け、曲面が完全な部分円筒面をもつ円筒網目シェル屋根の所謂完全系の全体座屈性状を明らかにした。しかし、現実に建設される円筒網目シェル屋根は、(1) 自重が軽い為に、風あるいは積雪荷重等の影響が大きいため、シェル面に作用する荷重分布は非対称となり(荷重不整)、又、(2) 施工誤差に伴って初期曲面は完全な部分円筒面ではない(曲面不整)、等の不可避免的な不整を含み、しかも他のシェル構造と同様、不整に対して敏感であることを配慮すると、完全系に於ける座屈性状の知見にとどまらず、これら不整量の全体座屈挙動に及ぼす影響を解明することは、極めて重要である。

ところで、等方性網目の場合と力学的に等価となる部分円筒殻の不整を考慮した非線形解析は、(1) 荷重不整について Tulura²⁾、松井³⁾、(2) 曲面不整について横尾、中村等⁴⁾によって夫々行われているが、解析例が少なく、従ってさらに広範にパラメータ解析を行って、不整による座屈性状を検討する必要がある。本論文では、Fig. 2, 3 に示される如く、円弧方向に(1) 非対称な荷重分布、あるいは(2) 半波数が1から4迄の初期曲面不整モードを考慮して、円筒網目シェル屋根の幾何学的非線形解析法の概要を示すと共に、網目が等方性、母線

縁辺でピン、ローラーの場合について、シェル形状及び不整量を広範に変化させ、数値計算を行い、その結果に既存の幾何学的非線形弾性理論^{5), 6)}を援用し考察を行い、不整を含む所謂不完全系の座屈性状を検討する。

§-2 解析方法

1. 仮 定

基礎式の誘導に際し、本論では、論文(その1)⁷⁾で用いた仮定事項に加え、さらに次の項目を設ける。

① 荷重は母線方向に一樣とし、円弧方向に非対称性を考慮して Fig. 2 の分布とする。

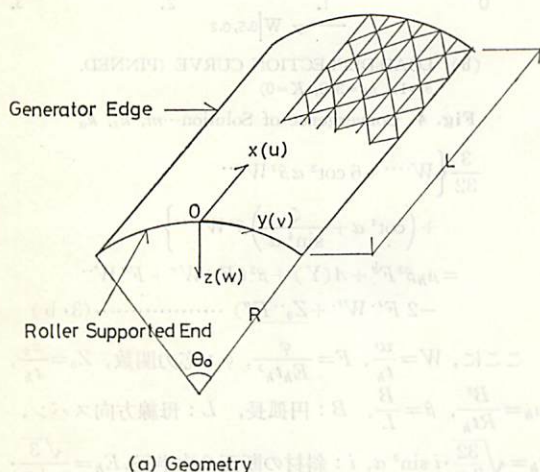
② 初期曲面不整は、法線方向にのみあるものとし(Fig. 3(a) 参照)、そのモードは母線方向に一樣、円弧方向に半波数: $N=1 \sim 4$ 迄とする(Fig. 3(b) 参照)。

2. 基 礎 式

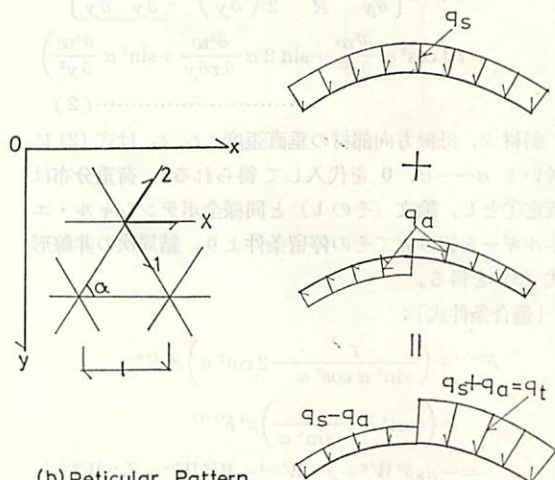
Fig. 1(b) の展開平面に於いて、母線方向部材と角度: α を成す斜材 1 の垂直歪度: ϵ_1 は Fig. 3(a) に示す諸量と仮想距離: t_1 を用いて式(1)で与えられる。

$$\epsilon_1 = \frac{dD_1}{dS_1} - \frac{w}{R_1} + \frac{dz_0}{dS_1} \frac{dw}{dS_1} + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dS_1} \right)^2 - t_1 \frac{d^2 w}{dS_1^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、式(1)を x - y 座標系で表示する為、式(1)に $D_1 = u \cos \alpha + v \sin \alpha$, $\frac{d}{dS_1} = \cos \alpha \frac{\partial}{\partial x} + \sin \alpha \frac{\partial}{\partial y}$ 及



(a) Geometry



(b) Reticular Pattern

Fig. 1 Cylindrical Reticulated Shell Roofs

Fig. 2 Circumferential Load Distribution

* 北海道東海大学 講師・工博 (昭和54年10月29日本稿受理・討論期限昭和55年12月末日)

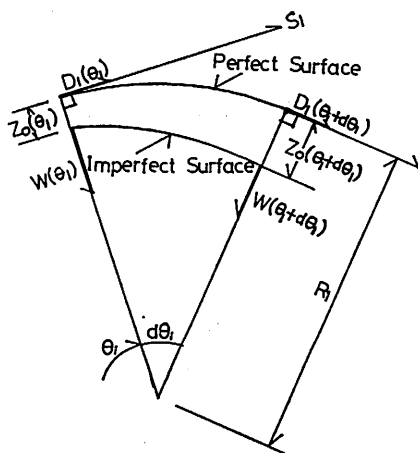


Fig. 3(a) Element of Diagonal Member 1 with Geometrical Imperfection

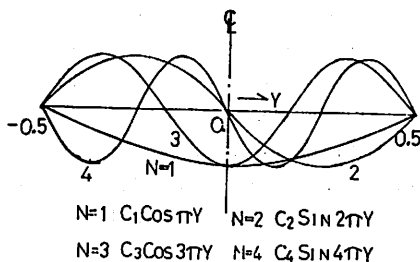


Fig. 3(b) Imperfection Modes

び $R_1 = \frac{R}{\sin^2 \alpha}$ を代入し、さらに仮定 ② の初期曲面不
 整量: z_0 が y 座標のみの関数で与えられていることを
 考慮すると結局式 (2) となる。

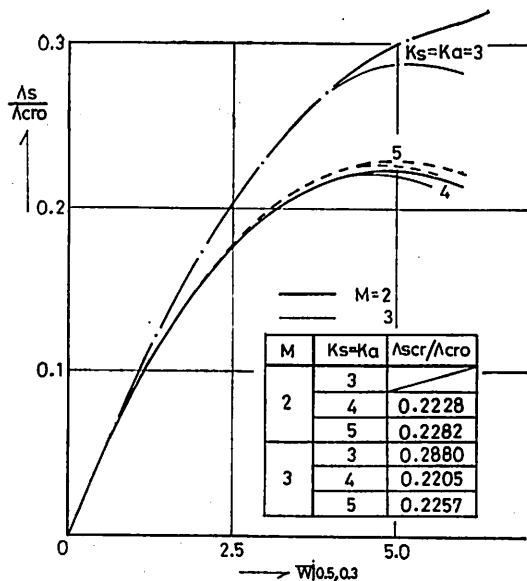
$$\begin{aligned} \epsilon_1 = & \cos^2 \alpha \left\{ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\} + \sin \alpha \cos \alpha \\ & \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial z_0}{\partial y} \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ & + \sin^2 \alpha \left\{ \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \frac{\partial z_0}{\partial y} \frac{\partial w}{\partial y} \right\} \\ & - t_1 \left(\cos^2 \alpha \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \sin 2\alpha \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \sin^2 \alpha \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\ & \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

斜材 2, 母線方向部材の垂直歪度: ϵ_z, ϵ_x は式 (2) に
 於いて $\alpha \rightarrow -\alpha$, 0 を代入して得られる。荷重分布は
 仮定 ① とし, 論文 (その 1) と同様全ポテンシャル・エ
 ネルギーを組み立てその停留条件より, 結局次の非線形
 式 (3) を得る。

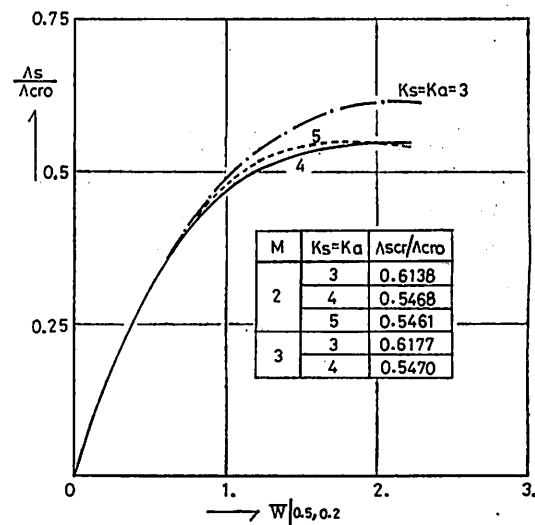
[適合条件式]:

$$\begin{aligned} F'''' + \left(\frac{r}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} - 2 \cot^2 \alpha \right) \beta^2 F'' + \\ + \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \beta^4 F'''' \\ = -\mu_h \beta^2 W'' + \beta^2 (W'^2 - W'' W' - \frac{Z_0}{R} W'') \\ \dots \dots \dots (3 \cdot a) \end{aligned}$$

[法線方向釣合式]:



(a) LOAD-DEFLECTION CURVE (ROLLER, $\beta=0.5$, $\mu_h=300$, $K=0$)



(b) LOAD-DEFLECTION CURVE (PINNED, $\beta=1.$, $\mu_h=300$, $K=0$)

Fig. 4 Convergence of Solution $\dots m, k_s, k_a$

$$\begin{aligned} \frac{3}{32} \left\{ W'''' + 6 \cot^2 \alpha \beta^2 W'' + \right. \\ \left. + \left(\cot^4 \alpha + \frac{\zeta}{\sin^4 \alpha} \right) \beta^4 W'''' \right\} \\ = \mu_h \beta^2 F'' + A(Y) + \beta^2 (F'' W'' + F' W' - \\ - 2 F' W' + \frac{Z_0}{R} F'') \dots \dots \dots (3 \cdot b) \end{aligned}$$

ここに, $W = \frac{w}{t_h}$, $F = \frac{\varphi}{E_h t_h^3}$, φ : 応力関数, $Z_0 = \frac{z_0}{t_h}$,
 $\mu_h = \frac{B^2}{R t_h}$, $\beta = \frac{B}{L}$, B : 円弧長, L : 母線方向スパン,
 $t_h = \sqrt{\frac{32}{3}} \cdot i \sin \alpha$, i : 斜材の断面 2 次半径, $E_h = \frac{\sqrt{3}}{2\sqrt{2}}$,
 $\sqrt{r} r \frac{A}{i \sin^2 \alpha} E$, $r = \frac{A_x}{2A}$, $\zeta = \frac{I_x}{2I}$, $[(A), (A_x), (I,$

$\bar{I}_x$]: 斜材, 母線方向部材の単位幅当りの断面積, 断面 2 次モーメント, E : 部材のヤング係数, $A(Y)=A_s+A_a \cdot G(Y)$, $A_s=\frac{q_s}{E_h}\left(\frac{B}{t_h}\right)^4$, $A_a=\frac{q_a}{E_h}\left(\frac{B}{t_h}\right)^4$, $G(Y)=\begin{cases} 1: Y \geq 0 \\ -1: Y \leq 0 \end{cases}$, $\cdot = \frac{\partial}{\partial Y}$, $Y = \frac{y}{B}$, $\cdot' = \frac{\partial}{\partial X}$, $X = \frac{x}{L}$

尚, 式 (1), (2), (3) の ____ 項は曲面不整による付加項である。

3. 境界条件式

各方向部材の単位幅当りの軸力及曲げモーメントは論文 (その 1) で示した式と同一となるが, 面内変位は U' を除いて, Z_0 に関する項を部分的に含み式 (4) で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} U' &= \frac{t_h^2}{B^2} \left(F'' - \cot^2 \alpha \cdot \beta^2 F'' - \frac{1}{2} \beta^2 W'^2 \right) \\ V' &= \frac{t_h^2}{B^2} \left\{ \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \beta^2 F'' - \cot^2 \alpha F'' \right. \\ &\quad \left. + \mu_h W - \frac{1}{2} W'^2 - Z_0 \cdot W' \right\} \\ U + \beta^2 V' &= -\frac{t_h^2}{B^2} \beta^2 \\ &\quad \cdot \left(\frac{r}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} F'' + W' W' + Z_0 \cdot W' \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

但し, $U = \frac{u}{L}$, $V = \frac{v}{B}$

境界辺に働く各部材の断面力及面内変位式 (4) を考慮して境界条件式を導くと次の様になる。まず, 妻側縁辺でローラー支持の条件式は論文 (その 1) と同様,

$$W = W'' = F'' = F''' = 0, \text{ on } X = 0, 1 \dots \dots \dots (5)$$

となる。

母線縁辺 ($Y = \pm 1/2$) でピン, ローラーの境界条件式は夫々式 (6・a), (6・b) で与えられる。ピンの場合は法線方向変位, 斜材 1 と 2 の境界辺に作用する曲げモーメントの和, U 及 V が夫々零であるから,

$$\begin{aligned} W &= W'' = F'' - \cot^2 \alpha \beta^2 F'' \\ &= \int_0^Y \left\{ \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \beta^2 F'' - \cot^2 \alpha F'' + \mu_h W \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{2} W'^2 - Z_0 \cdot W' \right\} dY - \int_0^X \left[\int_{1/2}^Y \frac{1}{\beta^2} \right. \\ &\quad \left. \cdot \left\{ F'' - \cot^2 \alpha \beta^2 F'' - \frac{1}{2} \beta^2 (W')^2 \right\} \right]_{Y=0} dX \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{k,m} \pi^4 \left\{ k_s^4 + k_s^2 m^2 \beta^2 \left(\frac{r}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} - 2 \cot^2 \alpha \right) + m^4 \beta^4 \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \right\} \\ = e_{k,m} \int_0^{1/2} \left[\left[\mu_h \beta^2 m^2 \pi^2 f_{ms} + 2 \beta^2 \pi^2 \sum_i \sum_j \{ i j (f_{is} f_{js} + f_{ia} f_{ja}) \} p_{ijm} + i^2 (f_{is} f_{js} + f_{ia} f_{ja}) q_{ijm} \right] \right. \\ \left. - \beta^2 m^2 \pi^2 f_{ms} \sum_{\tilde{m}} C_{\tilde{m}} \tilde{m}^2 \pi^2 \cos \tilde{m} \pi Y - \beta^2 m^2 \pi^2 f_{ma} \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n}^2 \pi^2 \sin \tilde{n} \pi Y \right] \cos k_s \pi Y dY \dots \dots \dots (10 \cdot a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{k,m} \frac{3}{32} \pi^4 \left\{ k_s^4 + k_s^2 m^2 \beta^2 \cdot 6 \cot^2 \alpha + m^4 \beta^4 \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \right\} \\ = e_{k,m} \int_0^{1/2} \left[\left[-\mu_h \beta^2 m^2 \pi^2 q_{ms} + \frac{4}{m \pi} A_s - 2 \beta^2 \pi^2 \sum_i \sum_j \{ i^2 (f_{is} q_{js} + f_{ia} q_{ja}) + j^2 (f_{is} q_{js} + f_{ia} q_{ja}) \} q_{ijm} \right. \right. \\ \left. \left. + 2 i j (f_{is} q_{js} + f_{ia} q_{ja}) p_{ijm} \right] + \beta^2 m^2 \pi^2 q_{ms} \sum_{\tilde{m}} C_{\tilde{m}} \tilde{m}^2 \pi^2 \cos \tilde{m} \pi Y + \beta^2 m^2 \pi^2 q_{ma} \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n}^2 \pi^2 \sin \tilde{n} \pi Y \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} + \frac{r}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} F'' \Big|_{Y=0} + W' W' \Big|_{Y=0} \\ + Z_0 \cdot W' \Big|_{Y=0} \Big] dt = 0, \text{ on } Y = \pm \frac{1}{2} \dots \dots \dots (6 \cdot a) \end{aligned}$$

ローラーの場合は論文 (その 1) と同様に,

$$W = W'' = F'' = F''' = 0, \text{ on } Y = \pm \frac{1}{2} \dots \dots \dots (6 \cdot b)$$

となる。

4. 近似解法

妻側縁辺でローラー支持 (式 (5)), 母線縁辺で種々の境界条件式 (例えば式 (6・a, b)) のもとに基礎式 (3) の解は式 (7) で与えられる。

$$\begin{aligned} W &= \sum_m \{ f_{ms}(Y) + f_{ma}(Y) \} \sin m \pi X \\ F &= \sum_m \{ g_{ms}(Y) + g_{ma}(Y) \} \sin m \pi X \end{aligned} \dots \dots \dots (7)$$

ここに, $m=1, 3, 5, \dots$, 添字 s, a は中央母線に関して対称, 逆対称を意味し, $f_{ms}, f_{ma}, g_{ms}, g_{ma}$ は論文 (その 1) で示した様に, 網目パラメータが $8 \cos^4 \alpha > r, \zeta$ の場合, 式 (8) で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} f_{ms} &= \sum_p D_{pms} \operatorname{ch} \xi_{pm} Y + \sum_{k_s} t_{k,m} \cos k_s \pi Y \\ f_{ma} &= \sum_p D_{pma} \operatorname{sh} \xi_{pm} Y + \sum_{k_a} t_{k,m} \sin k_a \pi Y \\ g_{ms} &= C_{1ms} \sin \lambda_{1m} Y \operatorname{sh} \lambda_{1m} Y + C_{2ms} \cos \lambda_{2m} \\ &\quad \cdot Y \operatorname{ch} \lambda_{1m} Y + \sum_{k_s} S_{k,m} \cos k_s \pi Y \\ g_{ma} &= C_{1ma} \cos \lambda_{2m} Y \operatorname{sh} \lambda_{1m} Y + C_{2ma} \sin \lambda_{2m} \\ &\quad \cdot Y \operatorname{ch} \lambda_{1m} Y + \sum_{k_a} S_{k,m} \sin k_a \pi Y \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (8)$$

ここに, $p=1, 2, k_s=0, 2, 4, 6, \dots, k_a=2, 4, 6, \dots$

$$\begin{aligned} \lambda_{1m} &= \frac{\beta m \pi}{2 \sin \alpha} \sqrt{2 \sqrt{\cos^4 \alpha + r} \pm \left(2 \cos^2 \alpha - \frac{r}{\cos^2 \alpha} \right)} \\ \xi_{1m} &= \frac{\beta m \pi}{\sin \alpha} \sqrt{3 \cos^2 \alpha \pm \sqrt{8 \cos^4 \alpha - r}} \end{aligned}$$

$D_{pms}(a), C_{pms}(a), t_{k_s}(k_a)_m, S_{k_s}(k_a)_m$ は未定乗数でこれらは次に示す様に連立代数方程式で表わされるところの特解条件式及母線縁境界条件式を解いて決定される。尚, 以下では, Z_0 を具体的に, 円弧方向に半波形数を 1 から 4 迄含むとして式 (9) で与えた場合 (Fig. 3(b) 参照) について, 解法を示す。

$$Z_0 = \sum_{\tilde{n}=2,4} C_{\tilde{n}} \sin \tilde{n} \pi Y + \sum_{\tilde{m}=1,3} C_{\tilde{m}} \cos \tilde{m} \pi Y \dots \dots \dots (9)$$

まず, 特解条件式は次の様になる。

$$\cdot \cos k_s \pi Y dY \dots\dots\dots (10 \cdot b)$$

$$S_{k_a m} \pi^4 \left\{ k_a^4 + k_a^2 m^2 \beta^2 \left(\frac{r}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} - 2 \cot^2 \alpha \right) + m^4 \beta^4 \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \right\} \\ = 4 \int_0^{1/2} \left[\left[\mu_h \beta^2 m^2 \pi^2 f_{ma} + 2 \beta^2 \pi^2 \sum_i \sum_j \{ 2 i j f_{is} \cdot f_{ja} \cdot p_{ijm} + (i^2 f_{is} f_{ja} \cdot \cdot + j^2 f_{is} \cdot \cdot f_{ja}) q_{ijm} \} \right. \right. \\ \left. \left. - \beta^2 m^2 \pi^2 f_{ma} \sum_{\tilde{m}} C_{\tilde{m}} \tilde{m}^2 \pi^2 \cos \tilde{m} \pi Y - \beta^2 m^2 \pi^2 f_{ms} \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n}^2 \pi^2 \sin \tilde{n} \pi Y \right] \sin k_a \pi Y dY \right] \dots\dots\dots (10 \cdot c)$$

$$t_{k_a m} \frac{3}{32} \pi^4 \left\{ k_a^4 + k_a^2 m^2 \beta^2 6 \cot^2 \alpha + m^4 \beta^4 \left(\cot^4 \alpha + \frac{\zeta}{\sin^4 \alpha} \right) \right\} \\ = 4 \int_0^{1/2} \left[\left[-\mu_h \beta^2 m^2 \pi^2 g_{ma} + \frac{4}{m \pi} G(Y) A_a - 2 \beta^2 \pi^2 \sum_i \sum_j \{ i^2 (f_{is} g_{ja} \cdot \cdot + f_{ia} g_{js} \cdot \cdot) \right. \right. \\ \left. \left. + j^2 (f_{is} \cdot g_{ja} + f_{ia} \cdot g_{js}) \} q_{ijm} + 2 i j (f_{is} \cdot g_{ja} + f_{ia} \cdot g_{js}) p_{ijm} \right] + \beta^2 m^2 \pi^2 g_{ma} \sum_{\tilde{m}} C_{\tilde{m}} \tilde{m}^2 \pi^2 \cos \tilde{m} \pi Y \right. \\ \left. + \beta^2 m^2 \pi^2 g_{ms} \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n}^2 \pi^2 \sin \tilde{n} \pi Y \right] \sin k_a \pi Y dY \dots\dots\dots (10 \cdot d)$$

$$\text{但し, } e_{k_s} = \begin{cases} 2, & k_s = 0 \\ 4, & k_s \geq 2 \end{cases}, \quad p_{ijm} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{m+i+j} + \frac{1}{m-i-j} + \frac{1}{m+i-j} + \frac{1}{m+j-i} \right) \\ q_{ijm} = \frac{1}{2\pi} \left(-\frac{1}{m+i+j} - \frac{1}{m-i-j} + \frac{1}{m+i-j} + \frac{1}{m+j-i} \right)$$

ここで、式(8)を式(10)に代入して、未定乗数に関する連立代数方程式を得る。尚、式(10)の積分計算値は直接的に数値積分することなく解析的に求めることが出来るが、ここでは紙面の都合上、その表示を省略する。残りの代数方程式は母線縁辺の境界条件式より求められる。例えば、ピンの場合式(7),(9)を式(6・a)に代

入し、さらに非線形項についてはsin級数で展開すると各母線方向展開次数毎に8個の境界条件式が得られ、これを中央母線に關し対称、逆対称成分に分離して整理すると、結局 $Y=1/2$ に於ける次の境界条件式(11)を得る。

$$\text{対 称 成 分: } f_{ms} = f_{ms} \cdot \cdot = g_{ms} \cdot \cdot + \cot^2 \alpha \beta^2 m^2 \pi^2 g_{ms} = - \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \beta^2 m^2 \pi^2 \\ \cdot \int_0^{1/2} g_{ms} dY - \cot^2 \alpha \cdot g_{ms} \cdot \left(\frac{1}{2} \right) + \mu_h \int_0^{1/2} f_{ms} dY - \sum_i \sum_j q_{ijm} \int_0^{1/2} (f_{is} \cdot f_{js} \cdot + f_{ia} \cdot f_{ja} \cdot) dY \\ - \int_0^{1/2} (f_{ma} \cdot \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n} \pi \cos \tilde{n} \pi Y - f_{ms} \cdot \sum_{\tilde{m}} C_{\tilde{m}} \tilde{m} \pi \sin \tilde{m} \pi Y) dY = 0 \dots\dots\dots (11 \cdot a)$$

$$\text{逆 対 称 成 分: } f_{ma} = f_{ma} \cdot \cdot = g_{ma} \cdot \cdot + \cot^2 \alpha \beta^2 m^2 \pi^2 g_{ma} = - \left(\cot^4 \alpha + \frac{r}{\sin^4 \alpha} \right) \beta^2 m^2 \pi^2 \int_0^{1/2} g_{ma} dY - \cot^2 \alpha \\ \cdot \left\{ g_{ma} \cdot \left(\frac{1}{2} \right) - 2 g_{ma} \cdot (0) \right\} + \mu_h \int_0^{1/2} f_{ma} dY - 2 \sum_i \sum_j q_{ijm} \int_0^{1/2} f_{ia} \cdot f_{js} \cdot dY \\ + \frac{1}{\beta^2 m^2 \pi^2} g_{ma} \cdot \cdot (0) - \frac{r}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} g_{ma} \cdot (0) - 2 \sum_i \sum_j \left(\frac{i j}{m^2} p_{ijm} + \frac{j}{m} p_{imj} \right) f_{ia} \cdot (0) f_{js} (0) \\ - \int_0^{1/2} (f_{ms} \cdot \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n} \pi \cos \tilde{n} \pi Y - f_{ma} \cdot \sum_{\tilde{m}} C_{\tilde{m}} \tilde{m} \pi \sin \tilde{m} \pi Y) dY - f_{ms} (0) \sum_{\tilde{n}} C_{\tilde{n}} \tilde{n} \pi = 0 \\ \dots\dots\dots (11 \cdot b)$$

さらに、式(8)を式(11)に代入すると式(11)は未定乗数に関する連立代数方程式となる。明らかに、ピンの場合は、式(8)と式(11・b)の $f_{ma} = f_{ma} \cdot \cdot = 0$ より $D_{pma} = 0$ であることが分り、同様にしてローラーの場合は、 $D_{pma} = C_{pma} = 0$ となる。結局 $D_{pms(a)}$, $C_{pms(a)}$, $t_{k_h(k_a)m}$, $S_{k_a(k_a)m}$ 及 A_s , A_a に関する連立代数方程式を解く問題に帰着され、これを適切な増分パラメータを選択し、Newton-Raphson法を適用し逐次解を求めることになる。尚、本論文では、全て網目パラメータが $r = \zeta = 0.5$, $\alpha = 60^\circ$ の等方性網目として解析を行うがその解析方法は、既に論文(その1)で妥当性が確かめられている方法を採用し、関数型として式(8)を用い

る。

§-3 荷重不整による座屈

Fig. 2 の荷重分布による座屈性状を母線縁辺がローラー、ピン、シェール形状パラメータが $\beta = 0.5, 1.0, \mu_h = 100 \sim 300 @ 50$ の場合について解析する。尚、荷重の不整を表わすパラメータとして $K = \frac{A_s - A_a}{A_s + A_a}$ を導入し、計算は上記モデルに対し原則として $K=1$ (一様外圧), 0.95, 0.9, 0.5, 0 について行い、又、初期曲面不整はないものとした。

1. 計算項数と解の精度

原点から座屈点(極限点)迄の数値解析をより短い演算時間で精度よく行うには m, k_s, k_a の計算項数を適切

に与える必要がある。ここでは、(母線縁辺がローラー、 $\beta=0.5$, $\mu_h=300$, $K=0$) と (母線縁辺ピン、 $\beta=1$, $\mu_h=300$, $K=0$) について計算項数と解の変化の様子を Fig. 4(a), (b) に示す。図中、横軸は点 ($X=0.5$, $Y=0.3$) の無次元法線方向変位: $W|_{0.5, 0.3}$ を、縦軸は古典座屈値: A_{cro} に対する A_s の比を、夫々表わす。尚本論文の A_{cro} は式 (12) より計算される値とし、ここに式 (12) は論文 (その 2) で示した A_{cro} の近似式であり、少なくとも $\beta=0.5 \sim 1.0$, $\mu_h=100 \sim 300$ の範囲で充分な精度をもっている。

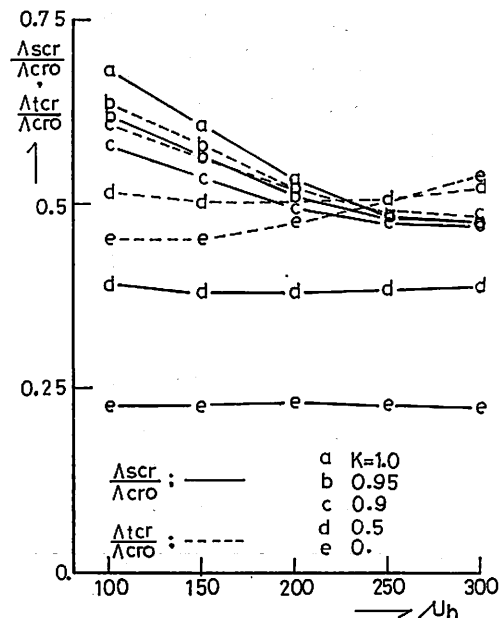
$$\log_{10} A_{cro} = \left\{ 1.4 + 10^{-2} \left(\frac{-2.24}{\beta^2} + \frac{9.8}{\beta} - 3.54 \right) \right\} \\ \cdot \log_{10} \mu_h + \left(\frac{0.168}{\beta^2} - \frac{0.897}{\beta} + 0.879 \right) \quad \dots\dots\dots (12)$$

Fig. 4 より、一様外圧 ($K=1$) の場合が論文 (その 1) で示した様に $m=2$ 項, $k_s=k_a=4$ 項で充分に精度のよい解を得るのに対し、 $K=0$ の場合は対称と逆対称成分間の連成効果の為に幾分精度が落ちるものの解は同一の k_s , k_a に対して m の項数による影響が小さく、又、同一の m に対して $k_s=k_a$ が 4 項と 5 項ではほとんど相違がないこと、さらに計算機の演算時間の節約等を考慮し、結局以後の数値解析に対し、 $m=2$, $k_s=k_a=4$ 項迄採用すればよいと判断した。

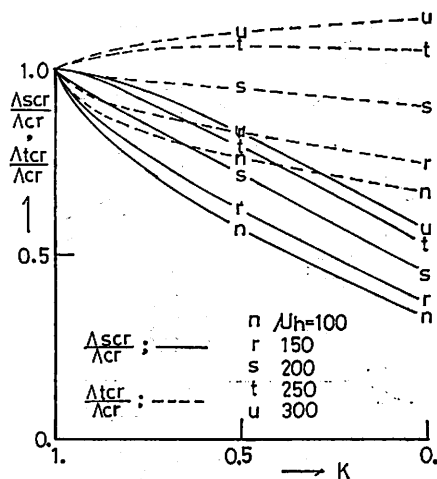
2. ローラー

a. $\beta=1$ (Fig. 5(a, b) 参照)

A_{scr}/A_{cro} 及び A_{scr}/A_{cr} (いずれも図中実線で示す) は K の減少につれ、即ち荷重不整が大きくなるにつれ、単調に減少し、その低下の程度は $\mu_h=300 \rightarrow 100$ の順に著しくなる。ここに A_{cr} は $K=1$ 即ち完全系の非線形座屈値であり、又、 A_{scr} はことわりのない限り荷重の極限点に於ける A_s を表わす。分岐座屈先行型 (完全系に於いて中央母線に関する逆対称分岐座屈が先行するシェルモデルで、 $\mu_h=100, 150, 200$ がこれに相当する) では僅かな荷重不整によって A_{scr} は急激に低下し、例えば最も低下率の著しい $\mu_h=100$ の場合では $K=0.975, 0.95, 0.925, 0.900$ に対し夫々 $A_{scr}/A_{cr}=0.940, 0.910, 0.876, 0.850$ と変化し、これより分岐座屈先行型では $K=1$ 近傍で $2/3$ 冪乗則^{9), 10)} が成立していることが分かる。一方、対称座屈先行型 (完全系で対称座屈が先行する場合で $\mu_h=250, 300$ が相当する) の場合、 $1 - \frac{A_{scr}}{A_{cr}} \propto \left(\frac{1-K}{1+K} \right)$ が $K=1$ 近傍で成立するのが推測され⁹⁾、その減少の割合はゆるやかである。 A_{scr}/A_{cro} は $K=0.5, 0$ で μ_h によらず、ほぼ一定値 $0.38, 0.225$ をとり、これより K がある値以下では A_{scr}/A_{cro} は μ_h によらず K のみの関数となることが言える。見方を変えて A_{tcr} に着目してまとめたものを図中点線で表わす。ここに A_{tcr} は $A_t (=A_s + A_a)$ の座屈値である。これより $\frac{A_{tcr}}{A_{cr}}$



(a) BUCKLING LOADS: $\frac{A_{scr}, A_{tcr}}{A_{cro}} - \mu_h$



(b) BUCKLING LOADS: $\frac{A_{scr}, A_{tcr}}{A_{cro}} - K$

Fig. 5 Load Imperfection (Roller, $\beta=1$.)

は対称座屈先行型の場合 1 より大きく、分岐座屈先行型のとき 1 より小さいことが示され、従って完全系で対称座屈点と分岐座屈点が近接している $\mu_h=225$ 前後で、 A_{tcr}/A_{cro} は K によらずほぼ一定値 0.5 となることも分かる。

b. $\beta=0.5$ (Fig. 6(a, b) 参照)

$\mu_h=100 \sim 300$ で、いずれも分岐座屈先行型であり、 $\beta=1.0$ に於ける分岐座屈先行型の場合と同様、 A_{scr}/A_{cr} は僅かな荷重不整に対し急激な低下を示し、その程度は $\mu_h=100 \rightarrow 300$ 順に著しく、 $\mu_h=250, 300$ の $A_{scr}/A_{cr} - K$ 曲線は $\beta=1$, $\mu_h=100$ の場合と良く一致する。 $\mu_h=$

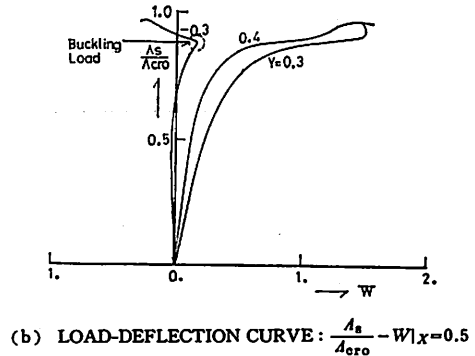
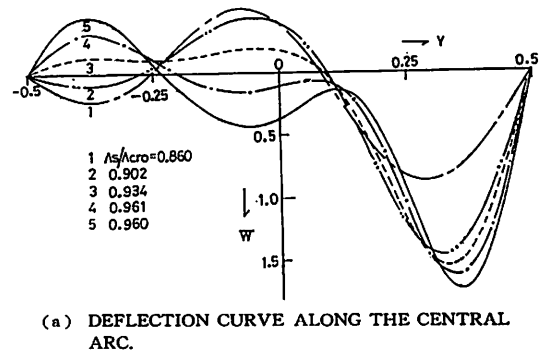
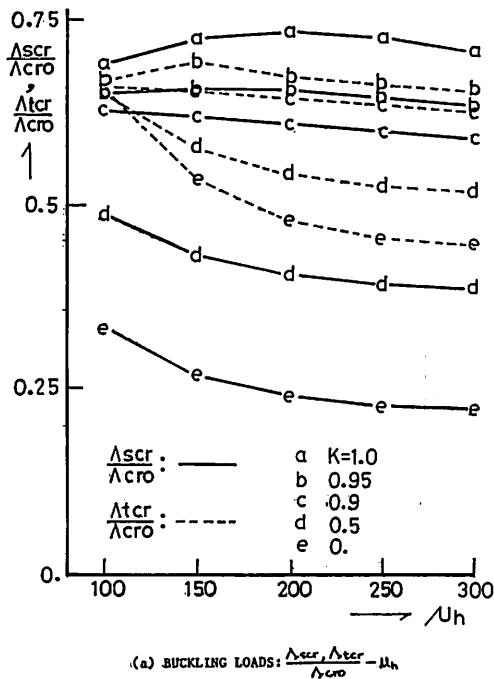


Fig. 7 Computed Results (Pinned, $\beta=1$, $\mu_h=100$, $K=0.5$)

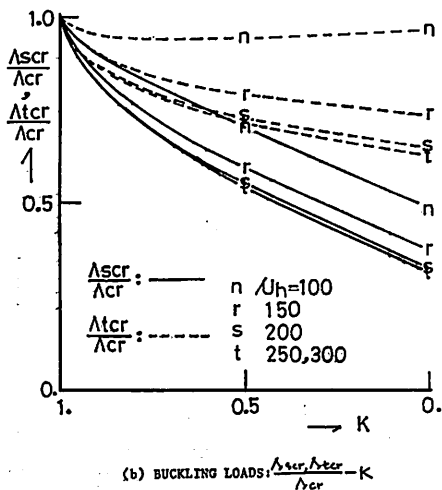


Fig. 8 Load Imperfection (Roller, $\beta=0.5$)

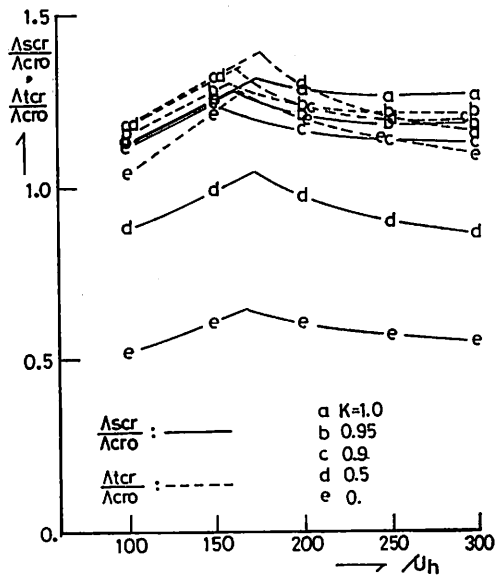
150→100 につれて、 A_{tcr}/A_{cro} は K によらず、一定値 約 0.65 に近づく。

3. ピン

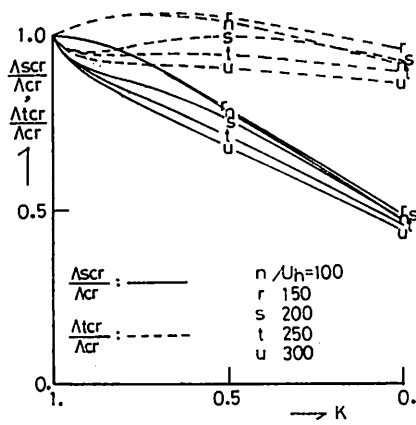
a. $\beta=1$ (Fig. 7(a, b), 8(a, b) 参照)

$\mu_h < 175$ で対称座屈先行型、 $\mu_h > 175$ で分岐座屈先行型である。分岐座屈が先行する $\mu_h=200, 250, 300$ について $K=1$ の近傍で解析を行い、2/3 冪乗則を適用して推定した分岐座屈値は論文(その2)で示した分岐座屈値より 3~4% 低くなる。例えば $\mu_h=200$ の場合を詳細に示すと、 $K=0.999, 0.995, 0.990, 0.980$ に対して夫々 $A_{scr}/A_{cro}=1.276, 1.265, 1.255, 1.240$ となり、これらの結果に 2/3 冪乗則を適用し、完全系の座屈値：

A_{cr} を推定すると $A_{cr}/A_{cro}=1.282$ を得るがこれは論文(その2)の $A_{cr}/A_{cro}=1.327$ より 3.4% 低い。同様に $\mu_h=250, 300$ の場合について 2/3 冪乗則を適用すると夫々 $A_{cr}/A_{cro}=1.260, 1.265$ となり論文(その2)の $A_{cr}/A_{cro}=1.307, 1.300$ より僅かに低い。これらの相違理由は論文(その2)の分岐座屈解析に於いて、ピン境界条件式中 $V=0$ 即ち式(11・b)中第四番目の条件式に含まれる非線形項を省略した為と述われる。従って本論文では $\mu_h=200, 250, 300$: 完全系座屈値として 2/3 冪乗則による値を採用し、これと不完全系の座屈値と比較することとした。ところで $\mu_h=100, 150, 200$ 且つ $K=0.5, 0$ では計算実行中に於いて増分パラメータを慎重に選んだにも拘らずある荷重値に近づく と解の収束が極めて困難であった。これは、Fig. 7(a), (b) に示される様に、この個所に近づく とそれ迄の変位波形に完全系の座屈モードである $N=4$ の変位波形が急増し、計算上の不安定を生じた為と考えられる。尚、変位波形急変後も荷重は幾分上昇するが、本論ではこの様な場合、便宜上変位波形が急変する荷重を座屈荷重と決めた。Fig. 8(b) より、 $K=1$ の近傍では分岐座屈先行型 ($\mu_h=200, 250, 300$) の場合 2/3 冪乗則が、又、対称座屈先行型 ($\mu_h=100, 150$) の場合 $1 - \frac{A_{scr}}{A_{cr}} \propto \left(\frac{1-K}{1+K} \right)$ がほぼ成立している。しかし、 $K=1$ の近傍を離れると、分岐座屈先行型の場合でも、 K の減少に対して A_{scr}/A_{cr} の低下の割合は比較的ゆるやかで、分岐座屈先行型と対称座屈先行



(a) BUCKLING LOADS: $\frac{A_{scr}}{A_{cro}}, \frac{A_{tcr}}{A_{cro}} - \mu_h$



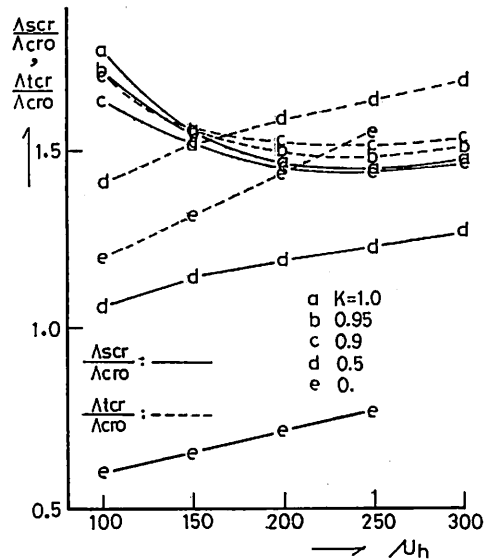
(b) BUCKLING LOADS: $\frac{A_{scr}}{A_{cr}}, \frac{A_{tcr}}{A_{cr}} - K$

Fig. 8 Load Imperfection (Pinned, $\beta=1$)

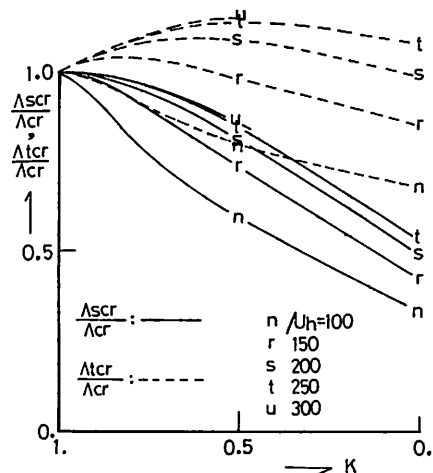
型との相違も小さくなり、ちなみに $K=0$ では μ_h に関係なく A_{scr}/A_{cr} はほぼ 0.5 となる。又、対称座屈先行型では $K=1. \sim 0.4$ の範囲で A_{tcr}/A_{cr} は 1 より大きい。

b. $\beta=0.5$ (Fig. 9(a, b) 参照)

完全系では全ての μ_h に対し対称座屈が先行し、 $K=1$ の近傍では、今迄と同様 $1 - \frac{A_{scr}}{A_{cr}} \propto \left(\frac{1-K}{1+K} \right)$ が成立している。 A_{scr}/A_{cr} は K が小さくなるにつれ単調に減少し、低下の程度は $\mu_h=300 \rightarrow 100$ の順に著しく、 $\mu_h=150 \sim 300$ では K の変化に対し典型的な対称座屈先行型の様相を呈しているが、 $\mu_h=100$ の場合、 $K \approx 0.8$ で A_{scr}/A_{cr} は急激に低下し始め、その後の低下の様子は、分岐座屈先行型でしかも低下が極めて顕著な（ローラー、 $\beta=1$, $\mu_h=100$ ）,（ローラー、 $\beta=0.5$, $\mu_h=250, 300$ ）の場合とほとんど変わらない。



(b) BUCKLING LOADS: $\frac{A_{scr}}{A_{cr}}, \frac{A_{tcr}}{A_{cr}} - K$



(b) BUCKLING LOADS: $\frac{A_{scr}}{A_{cr}}, \frac{A_{tcr}}{A_{cr}} - K$

Fig. 9 Load Imperfection (Pinned, $\beta=0.5$)

4. 考 察

Table 1 は分岐座屈先行型の場合について $K=1$ の近傍に於ける数値計算結果に 2/3 冪乗則をあてはめて算定した定数: S の値をまとめたものである。Fig. 10 はローラー、 $\beta=0.5$, $\mu_h=200$ について $0 \leq K \leq 1$ の範囲で 2/3 冪乗則による結果と数値計算結果を比較したもので、これより荷重不整が大なる範囲で両者の相違ははっきりし、後者の座屈値は前者をかなり上回っている。Fig. 11 は Deutch⁹⁾ による 2 ヒンチ・アーチの座屈実験結果と比較したもので、これより分岐座屈先行型の荷重不整による座屈値の低下は、アーチの場合と定量的にも良く似ていることが分かる。

Table 1 Application of "Two-Third Power Law" to Computed Results

G.B. ⁺	β	μh	S^*
R. ⁺⁺	1.	100	1.053
		150	0.860
		200	0.567
	0.5	100	0.665
		150	0.976
		200	1.148
P. ⁺⁺⁺	1.	250	1.174
		300	1.130
		200	0.719
		250	0.719
		300	0.747

⁺G.B.=Generator Boundary

⁺⁺R.=Roller, ⁺⁺⁺P.=Pinned

$$* 1 - \frac{\Delta_{scr}}{\Delta_{cr}} = S \left(\frac{1-K}{1+K} \right)^2$$

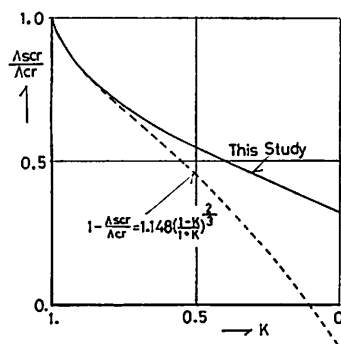


Fig. 10 Comparison Between this Study and "Two-Third Power Law"

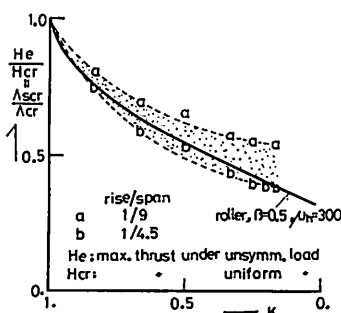


Fig. 11 Comparison with Two-Hinged Arch by Deutch's⁹⁾ Experiment

§-4 曲面不整による座屈

Fig. 3 に示される如く円弧方向に半波形数: N が 1 から 4 迄の初期曲面不整モードを有する等方性円筒網目シェル屋根の一樣外圧下に於ける座屈性状を数値解析的に検討する。解析の対象モデルとして、完全系に於ける分岐座屈先行型と対称座屈先行型の曲面不整による相違を明らかにすべく、母線縁辺がピン、ローラー、シェル形状パラシメータが ($\beta=1, \mu_h=250$), ($\beta=0.5, \mu_h=$

100) の計 4 つのモデルを選ぶ。

1. ローラー, $\beta=1, \mu_h=250$ (Fig. 12 参照)

完全系では対称座屈が先行し、その座屈モードはシェル中央部が上昇する $N=3$ である。 $N=3$ の初期曲面不整モードの場合、 $C_3 < -0.25$ では荷重は単調に増加する為、座屈値は存在しない。 $-0.25 < C_3 < 1$ で、その座屈モードは完全系の場合に一致し、又、Fig. 12 に示す様に、 C_3 の増加につれ、 $\tilde{\Delta}_{cr}/\Delta_{cr}$ は大となり、特に $C_3 \rightarrow 1$ のとき急増している。ここに $\tilde{\Delta}_{cr}$ は曲面不整を考慮した座屈値を表わす。一方、 $C_3 > 1$ については曲面不整モードの影響を強く受け、シェル中央部が下降し且つ $N=3$ の座屈モードであり $\tilde{\Delta}_{cr}/\Delta_{cr}$ の低下の割合は極めて著しい。 $N=1$ の不整モードに対して、 $\tilde{\Delta}_{cr}$ 及座屈モードは完全系の場合とほぼ同じである。 $N=2$ の不

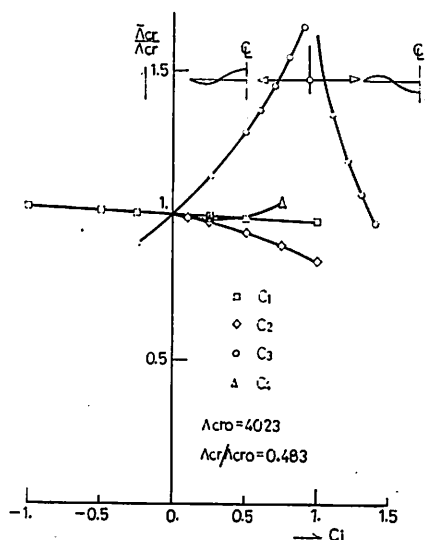


Fig. 12 Buckling Loads Under Various Imperfection

Modes: $\tilde{\Delta}_{cr} - C_i$ (Roller, $\beta=1, \mu_h=250$)

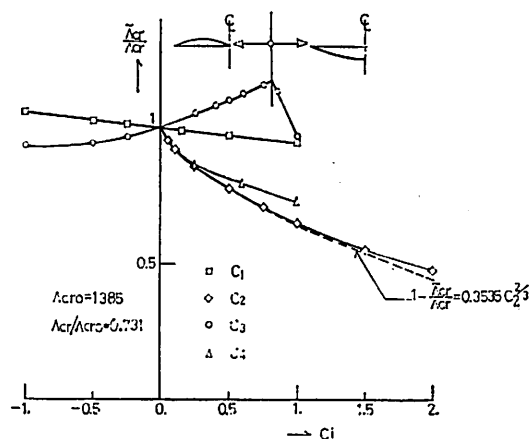


Fig. 13 Buckling Loads Under Various Imperfection

Modes: $\tilde{\Delta}_{cr} - C_i$ (Roller, $\beta=0.5, \mu_h=200$)

整モードについては $\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}$ は C_2 の増加に対しほぼ直線的に減少し、 $C_2=1$ で 0.845 である。 $N=4$ の不整モードについては $C_4=0. \sim 0.5$ で $\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}$ は変化せずほぼ 1 であるが C_2 が 0.5 以上で僅かに 1 を上回っている。

2. ローラー、 $\beta=0.5$, $\mu_h=200$ (Fig. 13 参照)

完全系に於いて座屈モードが $N=2$ の分岐座屈先行型である。 $N=2$ の曲面不整モードについて $C_2=0 \sim 0.3$ で座屈値は急激な低下を示し、又、荷重不整の場合と異なって、 $C_2=0$ 近傍の計算結果に $2/3$ 冪乗則を適用して得た $1-\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}=0.3535 C_2^{2/3}$ は $C_2 \leq 2$ の範囲に於いても直接に求めた計算値と良く一致している。 $N=4$ の不整モードは $C_4=0 \sim 0.3$ で $N=2$ の場合と同程度に $\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}$ を低下させるが、 $C_4 > 0.3$ では $N=2$ に比べて幾分ゆるやかである。 $N=1$ の不整モードは C_1 の変

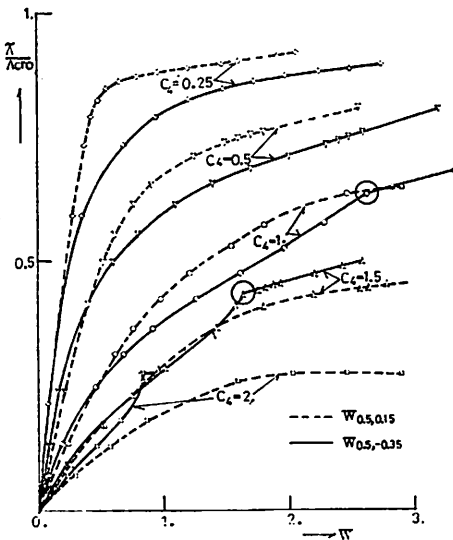
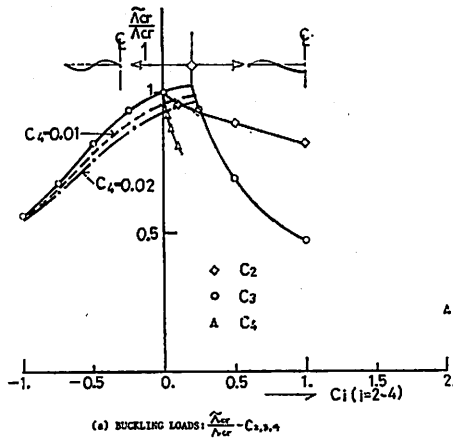


Fig. 14 Geometrical Imperfection (Pinned, $\beta=1$, $\mu_h=250$)

化に対し $\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}$ を直線的に変化させるがその傾きは極めて小さい。 $N=3$ の不整モードについては $C_3 \approx 0.8$ を境にして座屈性状が変化し、 $C_3 < 0.8$ で $N=2$ の分岐座屈が先行し、 $C_3 > 0.8$ で $N=1$ 且つシェル中央部が下降する座屈モードをもつ対称座屈が先行する。

3. ピン、 $\beta=1$, $\mu_h=250$ (Fig. 14 (a, b) 参照)

完全系に於いて $N=4$ を座屈モードにもつ分岐座屈先行型であり、 $N=4$ の不整モードについては、 $C_4=0$ 近傍で座屈値が急激に低下し、 $2/3$ 冪乗則を適用すると $1-\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}=0.9286 C_4^{2/3}$ を得る。 $C_4=0.25 \sim 1.5$ については荷重が単調増加する為、座屈値を決めることが出来ないが、このうち、 $C_4=1, 1.5$ については Fig. 14 (b) に示す様に $\tilde{\lambda}/\lambda_{cr0} - W_{0.5, 0.1}$ 曲線に於いて状態が変化する点 (図中○印) が見られる。 $C_4=2$ では再び極限点が存在し、 $\tilde{\lambda}_{cr}/\lambda_{cr}=0.220$ である。 $N=3$ の不整モードの場合、不整量が小さな範囲で完全系の座屈性状より推して分岐座屈先行が予想され、この分岐座屈値を $2/3$ 冪乗則を適用して決める為に、 $N=4$ の不整モードを微量 ($C_4=0.01$ と 0.02) 与え、解析を行った。その結果、 $C_3 \approx 0.2$ を境に、座屈値は単調増加から単調減少と変化し、 $C_3 < 0.2$ では $N=4$ のモードに対し敏感

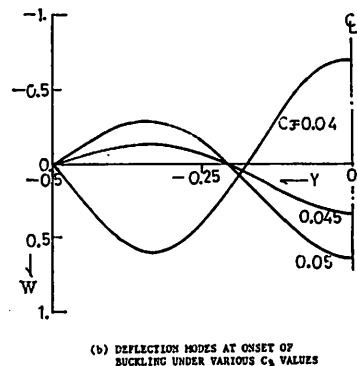
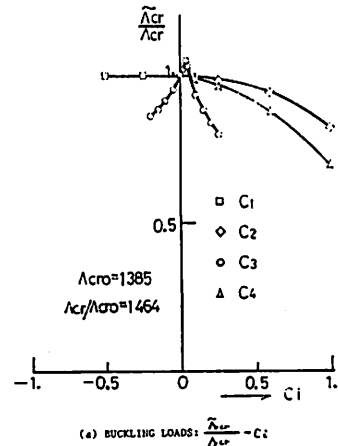


Fig. 15 Geometrical Imperfection (Pinned, $\beta=0.5$, $\mu_h=200$)

であり、従って $N=4$ を座屈モードにもつ分岐座屈が先行し、 $C_3 > 0.2$ では曲面不整の影響を強く受けシェル中央部が下降し且つ $N=3$ を座屈モードとする対称座屈が先行する。 $N=1, 2$ の不整モードの場合、 $N=3, 4$ と比較し、座屈値の低下率は小さい。

4. ピン、 $\beta=0.5, \mu_h=200$ (Fig. 15(a, b) 参照)

完全系では対称座屈が生じその座屈モードはシェル中央部が上昇する $N=3$ である。 $N=3$ の不整モードについては $C_3 = -0.25 \sim 0.3$ の範囲でのみ極限点が存在し、その他の範囲ではいずれも荷重が単調に増加し座屈荷重を決定出来ない。 $C_3 = -0.25 \sim 0.3$ では座屈モードはいずれも $N=3$ であるが $C_3 = -0.045$ を境として、Fig. 15 に示す様に、 $C_3 < -0.045$ ではシェル中央部が上昇し、 $C_3 \geq -0.045$ では曲面不整の影響を強く受け逆に下降する。又、 $C_3 = 0.045$ で、 $\tilde{A}_{cr}/A_{cr}$ は最大値 1.05 をとり、鋭い尖点をもつ。以上より、 $N=3$ の不整モードについては、極めて僅かな不整量に対し、座屈性状は極めて敏感に変化することが推測される。 $N=1$ の不整モードについては、完全系の座屈性状とほとんど変らない。 $N=2, 4$ の逆対称不整モードに対し、 $C_{2,4}=0$ 近傍では座屈値の低下はほとんどなく、共に $C_{2,4}=0.15$ 前後から急激に低下し始め、 $C_2=1$ で $\tilde{A}_{cr}/A_{cr}=0.825$ 、 $C_4=1$ で $\tilde{A}_{cr}/A_{cr}=0.695$ となる。

5. ピンとローラーの比較 (Fig. 16 参照)

完全系では、既に論文(その2)で示した様に同一のシェル形状に対して母線縁辺ピンの座屈値はローラーのそれを 2~3 倍上回る。この両者間の座屈値の大小関係は面不整を考慮しても一般的には保たれるが次の様に逆に後者が前者を上回ることがあり注意を要する。既にシェル形状が $\beta=1, \mu_h=250$ で不整モードの N が 3 の場合 Fig. 16 に示す様に $C_3=0$ 既ち完全系の A_{cr}/A_{cro} はピン、ローラー夫々 1.260, 0.483 で 2 倍以上の差があ

るが、 $C_3 \approx 0.75 \sim 1.3$ ではピンは曲面不整の影響を強く受け大幅に低下する為、逆にローラーの方がピンよりも座屈値が高くなっている。

§5 ま と め

本論文では、Fig. 2 に示す荷重不整あるいは Fig. 3 の曲面不整を考慮し、等方性円筒網目シェル屋根もしくは部分円筒殻の所謂不完全系に於ける座屈性状を数値解析的に検討した。主な結果を各不整毎に要約すると次の様になる。

(1) 荷重不整量が微小 ($K \approx 1$) のとき、完全系で対称座屈先行型については座屈値比: A_{scr}/A_{cr} はゆるやかに低下するが、分岐座屈先行型については A_{scr}/A_{cr} は急激な低下を示すと共に既存の非線形弾性理論で得られている $2/3$ 冪乗則がほぼ成立する。しかし、荷重不整量が微小でなくなると、対称座屈先行型であっても(母線縁辺ピン、 $\beta=0.5, \mu_h=100$)の様に低下が顕著な場合が見られ、一方、分岐座屈先行型については $2/3$ 冪乗則が成立しなくなり、数値計算結果は $2/3$ 冪乗則による座屈値を上回る。半載荷状態 ($K=0$) に於ける A_{scr}/A_{cr} は(ローラー、 $\beta=1, \mu_h=100$)、(ローラー、 $\beta=0.5, \mu_h=250, 300$)、(ピン、 $\beta=0.5, \mu_h=100$) の場合最小でその値は約 0.3 である。

(2) 曲面不整量の微小 ($C_i \approx 0$) のとき、各不整モードに対する座屈値: $\tilde{A}_{cr}$ の変化は、完全系の座屈モードに類似した曲面不整を与えたとき最も顕著であり、今回の解析モデルのうち、(ローラー、 $\beta=0.5, \mu_h=200$)、(ピン、 $\beta=1, \mu_h=250$) の様に完全系で分岐座屈先行型の場合は、 $2/3$ 冪乗則に沿って $\tilde{A}_{cr}$ は急激に低下し、さらに前者については不整量が大きな範囲でも $2/3$ 冪乗則がほぼ成立している。 $N=1$ の曲面不整に対して座屈性状は完全系の場合とほぼ同じである。 $N=3$ の不整モードについては各モデル毎に C_3 のある正の値: C_3^* を境として座屈モードが変化し、 $C_3=C_3^*$ に於いて $\tilde{A}_{cr}$ は最大値をとる。 $C_3 < C_3^*$ では座屈モードは完全系の座屈モードにほぼ一致し、 C_3 の増加に対して $\tilde{A}_{cr}$ は単調増加し、 $N=3$ の不整量を適切に与えることにより座屈値を高めることが可能であることを示す。 $C_3 > C_3^*$ では、座屈モード及変位は曲面不整モードの影響を強く受け、 $\tilde{A}_{cr}$ は急激な低下を示す。(ローラー、 $\beta=1, \mu_h=250$)、(ピン、 $\beta=0.5, \mu_h=200$) の場合、 $C_3=C_3^*$ を境として座屈モードは中央部が上昇する $N=3$ からその反転形へと変化する為、 $C_3=C_3^*$ に於いて $\tilde{A}_{cr}/A_{cr}-C_3$ 曲線は鋭い尖点をもつ、特に後者においては $C_3^* \approx 0.045$ であるから、極めて微小な不整量に対して $\tilde{A}_{cr}$ は敏感な変化を示す。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、御指導頂いた都立大学教授・寺田貞一博士と適切な御助言を頂いた都立大学教授・

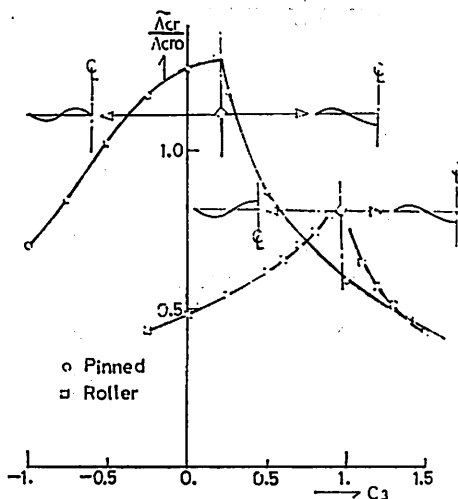


Fig. 16 Comparison of Roller and Pinned.
($\beta=1, \mu_h=250, C_3 \cos 3\pi Y$)

伊藤文人博士に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 粉川 牧：任意母線縁境界をもつ円筒網目シェル屋根の全体座屈解析（その2），一様外圧下における座屈性状，日本建築学会論文報告集，No. 283, pp. 81~91.
- 2) K.H. Chu and P. Turula : Buckling of Open Cylindrical Shells Under Lateral Load, Proc. of ASCE EM 6, 1970, Vol. 96
- 3) Tetsuya Matsui : Methods and Solutions of Stress and Stability Analysis of Shell Structures, Chapter 6, February 1977, Doctoral Thesis, Kyoto University.
- 4) 横尾義貫，中村恒善：周辺固定部分円筒殻の飛越現象に及ぼす初期不整形の影響，日本建築学会学術講演梗概集，昭和46年11月
- 5) J.M.T. Thompson : Discrete Branching Points in the General Theory of Elastic Stability, J. Mech. Phys. Solis, 1965, Vol. 13
- 6) Hangai, Y. and Kawamata, S. : Analysis of Geometrically Nonlinear and Stability Problems by Static Perturbation Method, Report of the Industrial Science, The Univ. of Tokyo, Vol. 22, 1973
- 7) 粉川 牧：任意母線縁境界をもつ円筒網目シェル屋根の全体座屈解析（その1），一様外圧下における非線形基礎式の数値解析法，日本建築学会論文報告集，No. 280, pp. 53~65
- 8) 平井 敦他：鋼橋Ⅲ，技報堂，1967, pp. 792~795

SYNOPSIS

UDC : 624.0744 : 624.075.2

GENERAL BUCKLING OF CYLINDRICAL RETICULATED SHELL ROOFS WITH ARBITRARY GENERATOR EDGES

Part 3 : Buckling with Imperfections

by TSUTOMU KOKAWA, Member of A.I.J.

In the previous paper (Part 2), the author studied numerically the general buckling behaviours of Cylindrical Reticulated Shell Roofs (C.R.S.R.) under perfect systems. However, C.R.S.R. constructed in practice, include inevitably both load and geometrical imperfections. Therefore, it is important to make clear how these imperfections have influence upon the general buckling of C.R.S.R..

In this paper (Part 3), the author tries to study numerically the buckling behaviour with imperfections. In the §-2, considering (1) asymmetric load distributions with respect to the central generator line or (2) normal imperfection modes with half wave number from 1 to 4 into circumferential direction, geometrically analytical methods are developed in the same way as Part 1 by treating C.R.S.R. as continuum structures. Based upon this method, in the §-3 and §-4, the general buckling imperfections are studied numerically invoking the theory of elastic stability, in the case of isotropic reticular patterns, pinned or roller generator edges and various shell geometries.