U.D.C. 621.039.5: 621.642-186.4: 531.259

# 原子炉圧力容器円すい殻の応力解析

Stress Analysis of Conical Shell in Reactor Pressure Vessels

浜	田	邦	雄*	林	勉*	小	口	伊	佐	男*
Κ	unio H	Iamad	а	Tsuton	nu Hayashi		Isac	Ogu	ichi	

## 要

原子炉圧力容器のように入念な設計と製作が必要とされる圧力容器に対しては詳細な応力解析を必要とする が、そのうちレジューサや原子炉圧力容器の円すい炉心サポートのように円すい殻を含む殻構造物の応力解析 方法を紹介する。ディジタル計算機による応力解析の方法と,計算例としてアメリカ Purdue 大学で行なわれ たレジューサの実験的応力解析の結果に対する計算値および沸騰水形原子炉圧力容器の円すい炉心サポートの 応力解析の一例を示した。レジューサについての実験値と計算値とは非常に良く一致する。円すい炉心サポー トについては熱応力の検討も加え設計上有益な結果を得ることができた。

旨

#### 1. 緒 言

1963 年にアメリカにおいて ASME ボイラ 規格 Sec. Ⅲ が 発表さ れて以来,原子炉圧力容器のような高級圧力容器に対しては,従来 行なわれてきた ASME ボイラ規格 Sec. I および Sec. WII を基準と する設計法つまり十分な安全係数を考慮して詳細な応力解析は省略 するという設計法から,技術的経済的見地から安全係数を下げ,つり



合いのとれた限界設計をするという設計法がとられはじめている。 このような新らしい設計法では応力の性格を合理的に分類し評価す るという観点から、ノズル、フランジなどをはじめとする構造的不 連続部の一次,二次あるいはピーク応力をあらかじめ知っておかね ばならず、その応力解析が問題となる。ここではこのたびわれわれ が行なった一部に円すい殻を含んでいる殻構造物の継手部に関する 応力解析の方法と結果について述べる。なお計算例として、アメリ カ PVRC (Pressure Vessel Research Commitee)の圧力容器の応 力解析に関する一連の研究の一環として Purdue 大学で行なわれた レジューサ部分の実験的応力解析の結果に相当するわれわれの計算 結果および沸騰水形原子炉圧力容器の円すい炉心サポートの一例に ついての設計計算例とそれの検討について述べる。

#### 2. 応力解析の方法

2.1 基 式 本

2.1.1 円すい殻の理論

(1) 膜理論 図1に示すように円すいの頂点からの距離 を x とすれば従来から使用されている膜理論の理論式(参考文献 [1]の37頁(16)式)より円すい殻に対する膜理論の基礎式とし て次式を得る。

 $\frac{d}{dx}(N_{xm}x)-N_{cm}=0$ 

 $N_{cm} = px \tan \alpha$ 

- ここに、 N<sub>xm</sub>: 単位長さあたりの軸方向力 (kg/mm)
  - $N_{cm}$ : 単位長さあたりの円周方向力 (kg/mm)
    - 臣 (kg/mm<sup>2</sup>) *▶*:内

*α*: 円すいの頂角の半分 (rad.)



さ当たりの軸荷重をWとすれば、 $C = S_1 W / \cos \alpha$ となり軸方向お よび円周方向の膜応力  $\sigma_{xm}$ ,  $\sigma_{cm}$  は  $N_{xm}$ ,  $N_{cm}$  を板厚T で割って 次式のようになる。

$$\sigma_{xm} = \frac{N_{xm}}{T} = \frac{px}{2T} \tan \alpha - \frac{S_1}{xT} \cdot \frac{W}{\cos \alpha} \\ \sigma_{cm} = \frac{N_{cm}}{T} = \frac{px}{T} \tan \alpha \qquad (3)$$

ここで荷重の水平方向成分 Wtan α は膜理論では処理できない ので,曲げ理論の際考慮するか,あるいは端部に接続する他の部 材に加えることが必要である。今回の解析においては円すい殻の 両端に接続するリングまたは円筒殻にこの力を持たせることにし て解析した。円すい殻の各部における水平方向の膜変位および変 位角 \deltam, Vm は、従来より使用されている基本式(参考文献 [1] の

(1)式を解けば次式を得る。

 $N_{xm} = \frac{px}{2} \tan \alpha + \frac{C}{x}$  $N_{cm} = px \tan \alpha$ 

ここで積分定数Cは円すい殻の上端における荷重を境界条件とし て求めることができる。図2に示すように円すい殻上端の単位長

\* 日立製作所日立工場

98頁(72)式)より次のように求められる。

--- 11 -----

 $\delta_m = \frac{x}{ET} (N_{cm} - \nu N_{xm}) \sin \alpha$  $V_m = \frac{d\delta_m}{dx} = \frac{\tan \alpha}{ET} \left( (1+\nu) \left( N_{cm} - N_{xm} \right) \right) \qquad \left\{ \dots (4) \right\}$ 

 $+x \frac{d}{dr} (N_{cm} - \nu N_{xm}) \Big]$ 

ここに、 E: 縦弾性係数 (kg/mm<sup>2</sup>)  $\nu$ : ポアソン比 さらに、(3)式を(4)式に代入して整理すると次式を得る。  $\delta_m = \frac{1}{ET \cos \alpha} \left( pR^2 \left( 1 - \frac{\nu}{2} \right) + \nu R_1 W \right) \dots (5)$  $V_m = \frac{\tan \alpha}{ET \cos \alpha} \left( \frac{3}{2} pR + (1 - \nu) \frac{R_1}{R} W \right) \dots (6)$ 

(2) 曲げ理論 円すい殻の曲げ理論に対する一般解は基本 となる式(参考文献[1]の373頁(77)式)により次式のように なる。

$$\begin{aligned} Q_{x} &= \frac{1}{x} \Big( c_{1} \Big( ber \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) + c_{2} \Big( bei \, y + \frac{2}{y} \, ber' \, y \Big) \\ &+ c_{3} \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) + c_{4} \Big( kei \, y + \frac{2}{y} \, ker' \, y \Big) \Big] \dots (7) \\ N_{x} &= -Q_{x} \cot \alpha \dots (8) \\ N_{e} &= -\frac{\cot \alpha}{2x} \Big( c_{1} \Big( y \, ber' \, y - 2 \, ber \, y + \frac{4}{y} \, bei' \, y \Big) \\ &+ c_{2} \Big( y \, bei' \, y - 2 \, ber \, y + \frac{4}{y} \, ber' \, y \Big) \\ &+ c_{3} \Big( y \, ker' \, y - 2 \, ker \, y + \frac{4}{y} \, kei' \, y \Big) \\ &+ c_{3} \Big( y \, ker' \, y - 2 \, ker \, y + \frac{4}{y} \, ker' \, y \Big) \Big) \dots (9) \\ M_{x} &= \frac{2}{y^{2}} \Big( c_{1} \Big\{ y \, bei' \, y - 2(1-\nu) \Big( bei \, y + \frac{2}{y} \, ber' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{2} \Big\{ y \, ber' \, y - 2(1-\nu) \Big( ber \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{4} \Big\{ y \, ker' \, y - 2(1-\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{4} \Big\{ y \, ker' \, y - 2(1-\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{2} \Big\{ v \, bei' \, y + 2(1-\nu) \Big( ber \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{4} \Big\{ v \, ker' \, y + 2(1-\nu) \Big( ber \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{4} \Big\{ v \, ker' \, y + 2(1-\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &- c_{4} \Big\{ v \, ker' \, y + 2(1-\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{3} \Big\{ v \, ker' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{3} \Big\{ v \, ker' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{3} \Big\{ y \, ker' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{3} \Big\{ y \, ker' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{4} \Big\{ y \, ker' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{4} \Big\{ y \, ker' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{4} \Big\{ y \, kei' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \\ &+ c_{4} \Big\{ y \, kei' \, y - 2(1+\nu) \Big( ker \, y - \frac{2}{y} \, kei' \, y \Big) \Big\} \end{aligned}$$



図3 円筒殻要素と端部荷重

- $N_c$ : 単位長さあたりの円周方向せん断力 (kg/mm)
- M<sub>x</sub>: 単位長さあたりの軸方向曲げモーメント (kg-mm/mm)
- M<sub>c</sub>: 単位長さあたりの円周方向曲げモーメント (kg-mm/mm)
- δ: 半径方向の変位 (mm)
- V: 変 位 角 (rad.)

2.1.2 円筒殻の理論

(1) 膜理論 円筒殻の膜応力および膜変位は次式により 求められる。

# 内圧が加わる場合

$$V = \frac{d\delta}{dx} = (2\beta M_1 \varphi_1 + Q_1 \varphi_3) / 2\beta^2 D \dots (20)$$

 $+c_3\left(kei\ y+\frac{2}{y}\ ker'\ y\right)-c_4\left(ker\ y-\frac{2}{y}\ kei'\ y\right)\right)...(13)$ 

 $\times \left( c_1 \left( bei \, y + \frac{2}{y} \, ber' \, y \right) - c_2 \left( ber \, y - \frac{2}{y} \, bei' \, y \right) \right)$ 

ここに, c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>, c<sub>3</sub>, c<sub>4</sub>: 積 分 定 数 ber, bei, ker, kei: Kelvin 関 数

$$y = 2\sqrt[4]{3(1-\nu^2)} \sqrt{\frac{2\cot\alpha}{T}x}$$
.....(14)

Qx: 単位長さあたりの半径方向せん断力 (kg/mm)
 Nx: 単位長さあたりの軸方向せん断力 (kg/mm)





1389

(a) レジューサー

(b) 円錐炉心サポート

図5 計算可能な形状

2.1.3 リングの理論(3)

重心にモーメント  $M_1$  および力  $Q_1$  が加わる場合のリング重心 での半径方向の変位  $\delta$  および変位角 V は次式で表わすことがで きる (図 4 参照)。

$\delta = Q_1 R_r^2 / EA$	 (27)
$V = M_1 R_r^2 / EI$	 (28)

ここに, R<sub>r</sub>: リング重心の半径 (mm)

A: リングの断面積 (mm<sup>2</sup>)

I: I-I 軸の回りの断面 2 次モーメント (mm<sup>4</sup>) $さらにリングの円周方向の応力 <math>\sigma_c$  は次式により求められる。

$$\sigma_c = \frac{Q_1 R_r}{A} + \frac{M_1 R_r x}{I}.....(29)$$

2.2 応力計算の手順

2.2.1 計算可能な形状

(1) 図5(a)に示すような円すい殻をはさんで半径の異なる二 つの半無限円筒が結合するようなレジューサ。

(2) 図5(b)に示すような原子炉圧力容器の円すい炉心サポ -ト。

この場合殻の結合としては円すい殻,三つの半無限円筒殻,二つのリングを考慮している。さらに円すい殻の部分を熱応力を減ら

#### 図6 殻構造物の構成

(3) 温度分布による熱応力 この場合は,各部材を切り離し て考えた場合の部材端部の変位,変位角および熱応力は別の計算 プログラムで計算し,本プログラムでは各部材端部の変位差によ る応力を求める。

### 2.2.3 計算手順

----- 13 -----

計算は次に述べるようなステップに分けて行なわれる。なお, 以下述べる手順は原子炉圧力容器の円すい炉心サポートに対する もので,レジューサの場合もこれに準ずるものである。

(1) 与えられた殻構造物を図6に示すような7個の部材に切り離す。

(2) 切り離された状態で,各部材の与えられた荷重による膜応 力を(3),(15),(29)式により計算する。

(3) 切り離された状態で、各部材の与えられた荷重による端部の変位(δ<sub>m1</sub>~δ<sub>m12</sub>)および変位角(V<sub>m1</sub>~V<sub>m12</sub>)を(5),(6),(18),
(27),(28)式により計算する。ここで、軸荷重の場合には2.1.1
(1)で述べた円すい殻に対する荷重の水平方向成分をリングに加える。

(4) 各部材端部の2次的変位量は,図6に示した端部荷重(Qd<sub>1</sub> ~Qd<sub>6</sub>, Md<sub>1</sub>~Md<sub>6</sub>)に形状による係数を乗じた値として表わすこ とができる。ここではこれら各部材の各端部荷重に乗ずべき係数 を計算する。

(a) SHELL-I~III については(19), (20) 式を用いて δd<sub>1</sub>,
 δd<sub>2</sub>, δd<sub>3</sub>, Vd<sub>1</sub>, Vd<sub>2</sub>, Vd<sub>3</sub> に対して Qd<sub>1</sub>, Qd<sub>2</sub>, Qd<sub>3</sub>, Md<sub>1</sub>, Md<sub>2</sub>,
 Md<sub>3</sub>の係数を求める。

(b) SHELL-IV, V に対しては(7), (10)式より次の関係が あることがわかる。

すために材質を変えることができるように二つに切って考えている。 2.2.2 計算可能な荷重条件 (1)内 圧 円すい炉心サポート内外で内圧が変えられる。 (2)軸荷 重 円すい炉心サポートの場合は SHELL-III および RING-II にそれぞれ軸荷重がかけられる。



この関係から4個の積分定数(c1, c2, c3, c4)は次に示すような端



(7) ステップ(2)で計算した膜応力とステップ(6)で計算した局部応力を加え合せて全応力を求める。

### 計算結果の検討

### 3.1 レジューサの応力の実験結果と計算値の比較

立

日

評

論

アメリカの Purdue 大学では PVRC (Pressure Vessel Research Commitee) の一連の研究の一環として 図7に示すような鋼製モデ ルレジューサの応力を求めている<sup>(4)</sup>。その結果と,われわれが同一 形状のモデルについて計算した結果とを比較したものを 図7に示 す。図中,点で示したものが Purdue 大学で行なわれた結果で,曲線 で示したものがわれわれの計算結果である。この図からも明らかな ように実験結果と計算結果は良い一致を示しており,われわれの計 算コードはこの種の形状の殻構造物に対する応力を正しく計算でき ることがわかった。

3.2 沸騰水形原子炉圧力容器円すい炉心サポートの設計と検討 原子炉圧力容器で炉心部を支持する方法としては,圧力容器に溶 接されたブラケットに炉心を固定する方法や,このたびわれわれが 計算例の対象としたように円すい殻による支持方法が考えられる。 これらいずれの方法においても支持体は次のような要求を満たして いなければならない。まず,内部構造物を含めた燃料体の重量を支 持し得ること,地震時のように炉心部に横荷重が加わっても安全で あること,運転温度における炭素鋼で作られる圧力容器とステンレ

部荷重の関数として表わすことができる。

$\begin{bmatrix} c_1 \end{bmatrix}$	$\left[ Q_{d_4} \right]$		$\begin{bmatrix} c_1 \end{bmatrix}$		$\lceil Q_{d_5} \rceil$	]	
$\begin{vmatrix} c_2 \end{vmatrix} = \int C \neg -1$	$M_{d_4}$	$\begin{bmatrix} I_{d_4} \\ \pm t_{l_5} \end{bmatrix}$	$c_2$	$\begin{bmatrix} 2\\ 2\\ 3\\ 4 \end{bmatrix} = [G_2]^{-1}$	$M_{d5}$	(91)	
$c_3 = [G_1]^{-1}$	$Q_{d_5}$		$c_3$		$Q_{d6}$	(31)	
C4	$M_{d_5}$				$M_{d_6}$		

(31)式の関係を (12), (13) 式に代入すれば、 $\delta_{d_4}, \delta_{d_7} \sim V_{d_4} \sim V_{d_7}$ に対して  $Q_{d_4} \sim Q_{d_6}, M_{d_4} \sim M_{d_6}$ の係数が求められる。

(c) リング I, IIについては (27), (28) 式を用いて  $\delta_{d8} \sim \delta_{d12}$ ,  $V_{d8} \sim V_{d12}$  に対して  $Q_{d1} \sim Q_{d4}$ ,  $Q_{d6}$ ,  $M_{d1} \sim M_{d4}$ ,  $M_{d6}$  の係数が求められる。

(5) 端部に仮定した荷重 ( $Q_{d_1} \sim Q_{d_6}$ ,  $M_{d_1} \sim M_{d_6}$ ) による各部材 端部の変位は構造物の連続性からステップ(3)で求めた膜変位と 次に示すような関係がある。

$$\begin{array}{l}
\left. \delta_{d_{1}} - \delta_{d_{8}} = \delta_{m_{8}} - \delta_{m_{1}} \\
\delta_{d_{2}} - \delta_{d_{9}} = \delta_{m_{9}} - \delta_{m_{2}} \\
\delta_{d_{3}} - \delta_{d_{11}} = \delta_{m_{11}} - \delta_{m_{3}} \\
\delta_{d_{4}} - \delta_{d_{12}} = \delta_{m_{12}} - \delta_{m_{4}} \\
\delta_{d_{5}} - \delta_{d_{6}} = \delta_{m_{6}} - \delta_{m_{5}} \\
\delta_{d_{7}} - \delta_{d_{10}} = \delta_{m_{10}} - \delta_{m_{7}} \\
V_{d_{1}} - V_{d_{8}} = V_{m_{8}} - V_{m_{1}} \\
V_{d_{2}} - V_{d_{9}} = V_{m_{9}} - V_{m_{2}} \\
V_{d_{3}} - V_{d_{11}} = V_{m_{11}} - V_{m_{3}} \\
V_{d_{4}} - V_{d_{12}} = V_{m_{12}} - V_{m_{4}} \\
V_{d_{5}} - V_{d_{6}} = V_{m_{6}} - V_{m_{5}} \\
V_{d_{7}} - V_{d_{10}} = V_{m_{10}} - V_{m_{7}}
\end{array}$$

$$(32)$$

上式の左辺は端部荷重の関数になっているので上記 12 の式を 連立して解けばすべての端部荷重 ( $Q_{d_1} \sim Q_{d_6}, M_{d_1} \sim M_{d_6}$ )が求ま る。 ス鋼で作られる内部構造物との間の熱膨張差を容器または内部構造 物に過大な熱応力を発生させることなく逃げ得ること,さらに冷却 水を強制循環させる原子炉においては冷却水がすべて炉心部を通過 するよう炉心部のまわりをシールしなければならないことが必要で ある。ここで考えている円すい炉心サポートはすべて溶接構造であ るため先に述べた地震荷重を含む外力に対して堅ろうであり,また 容器と内部構造物の間の熱膨張差も支持体自体の柔軟性によって十 分吸収し得ること,さらに支持体自体が強制循環用のシールを兼ね 得ることなど,構造的にすぐれている。このような点から炉心の支 持方法として円すい炉心サポートを採用している原子炉も多い。以 下われわれが一例として取り上げた円すい炉心サポートの応力解析 の結果とその検討について述べる。

3.2.1 設計条件

ここで取り上げた円すい炉心サポートの設計例においては次の ような荷重条件を仮定してみた。

(1)内 圧

運転圧力は 70 kg/cm<sup>2</sup> であるが,冷却水が炉心部を通過する際の圧力損失を考慮してサポート下部では上部圧力(運転圧力)より 7 kg/cm<sup>2</sup> 高い圧力であると仮定した。

(2) 軸 荷 重

炉心燃料体の荷重の一部と炉心シュラウドなどの内部構造物の 重量 60 t が支持体にかかるものとした。

(3) 熱 応 力

— 14 ——

運転温度 284℃ において,炭素鋼で作られる圧力容器と,ステ ンレス鋼で作られる内部構造物の熱膨張差による熱応力を吸収さ せることとする。

3.2.2 応力解析の結果と検討

(6) ステップ(5)で求めた端部荷重を用いて  $N_x$ ,  $M_x$ ,  $N_c$ ,  $M_c$ を求め, 次式によって局部応力を計算する。



上式で複号は+が内面-が外面の応力を示している。

(1)内圧による応力 上記内圧による応力の計算結果を図8に示す。この結果から, 支持体を取り付けたことによる圧力容器の応力の撹乱は容器自体 の剛性が支持体のそれにくらべて高いためにほとんど起らないこ と,および支持体の部分には応力の撹乱が発生するがこの値は比 較的小さな値であることがわかる。ここで円すい支持体には先に 述べた上下の圧力差が内圧としてかかるとしたが,支持体の板厚 原子炉圧力容器円すい殻の応力解析



が比較的薄いためにこの効果が案外無視できないことに注意すべきである。

(2) 軸荷重による応力

.0

軸荷重による応力は1kg/mm<sup>2</sup>にも満たない小さな値であるの

持体の場合にはステンレス鋼製支持体の場合とまったく逆の傾 向となるが,ステンレス鋼製支持体の場合にくらべて絶対値で見 た最大応力が小さいのは接続する炉心支持リングと容器との剛性 の差によるものである。この場合は応力値自体はステンレス鋼支 持体より小さくなるが,支持体に溶接される炉心支持リングにそ の影響を少なからず及ぼすのであまり好ましい結果ではない。ス テンレス鋼とA合金を中央で結合した場合は前記二者の中間にあ り両者の長所を備え,支持体自身で熱膨張差による熱応力を完全 に吸収しているだけでなく,応力値自体も十分小さく,支持体に 溶接される炉心支持リングあるいは圧力容器にもその影響を及ぼ すことがなくすぐれた設計であるといえる。以上は図9に示した 円周方向応力の結果から見た検討であるが,図10に示した軸方 向応力についてもステンレス鋼とA合金を中央で結合したもの は、ステンレス鋼のみまたはA合金のみの場合の中間的性質を示 していることがわかる。

1391

で設計上さほど重要な問題はなく、ここではその検討を省略した。
(3) 熱 応 力

前述したように炭素鋼で作られる圧力容器とステンレス鋼で作 られる内部構造物の間の熱膨張差を支持体自体の柔軟性によって 逃げることのできるのが円すい炉心支持体の大きな特長である。 このために生ずる支持体部の熱応力の検討が最も興味ある問題で ある。

支持体の条件としては熱膨張差を吸収することによる応力の撹 乱の影響を容器または内部構造物にできる限り及ぼさないことで ある。このためには支持体部の材質として炉心側にはステンレス 鋼を,また容器側には炭素鋼と同じくらいの熱膨張係数を有し, かつステンレス鋼と同じくらいの耐食性を有し, 溶接性にもすぐ れた材料を使用することが望ましい。今, このような性質の材料 をかりにA合金とすれば、ステンレス鋼とA合金との継手の位置 を決定することが設計上の問題となる。これは継手の位置によっ て支持体の応力分布が支配されるからで、われわれも継手の位置 をパラメータにして多くの計算を行なってみた。ここでは支持体 全部をステンレス鋼で作った場合,A合金のみで作った場合,中 央で両材を結合した場合の3ケースについての検討結果を示す。 これら3ケースについて常温(20℃)時の熱応力を0として運転温 度(284℃)まで温度変化させた場合の支持体部の熱応力の計算 結果を図9,図10に示す。まず図9においてステンレス鋼製支持 体の場合は,支持体と容器の継手部において非常に大きな圧縮応 力が発生する。これは熱膨張の大きいステンレス鋼製の支持体部 が剛性の高い容器に膨張を拘束されることに起因しているが、こ の場合応力は非常に大きな値となる。逆に炉心側では熱膨張差が ないために支持体部にはほとんど応力が発生しない。A合金製支

# 4. 結

言

円すい殻を含む殻構造物,レジューサおよび原子炉圧力容器の円 すい炉心サポートの応力解析の方法を示した。計算結果はアメリカ で行なわれた実験結果とも良く一致しこの種の殻構造物の応力を正 しく評価できる。計算例として示した沸騰水形原子炉圧力容器の円 すい炉心支持体では,ステンレス鋼に炭素鋼と同じくらいの熱膨張 係数を有し,ステンレス鋼と同じように耐食性にすぐれている特殊 合金を適当な位置で結合してやると熱応力を減らすことに非常に効 果があることがわかった。

#### 参考文献

- (1) W. Flüge: Stresses in shells, Springer-Verlag (1962)
- (2) S. P. Timoshenko, S. W. Krieger: Theory of Plates and Shells, McGraw-Hill Book Company (1959)
- (3) 奥田: 円筒, 球, 回転円板, 岩波機械工学講座 Ⅱ (昭 17)
- (4) G. W. Watts, H. A. Lang: Stresses in a Pressure Vessel with a Conical Head, Tr. ASME, 74 (2), p. 315 (1952)

