

---

## 材 料 強 度 特 集

---

原子炉圧力容器ノズルの熱応力解析.....	91
高張力ボルト摩擦継手の力の伝達について.....	95
平滑試験片の疲労強度に及ぼす表面積の影響について.....	100
直交溶接継手の疲れ強さ.....	106
軸の疲れ強さ.....	110
高速蒸気流中におけるタービン翼の振動応力.....	118
散乱光法によるスプライン軸のねじり応力解析法.....	122
機関車の車体強度に関する研究.....	126
アルミニウム合金製ボックスガードの強さ.....	132

---

# 原子炉压力容器ノズルの熱応力解析

## Thermal Stress Analysis for Reactor Pressure Vessel Nozzles

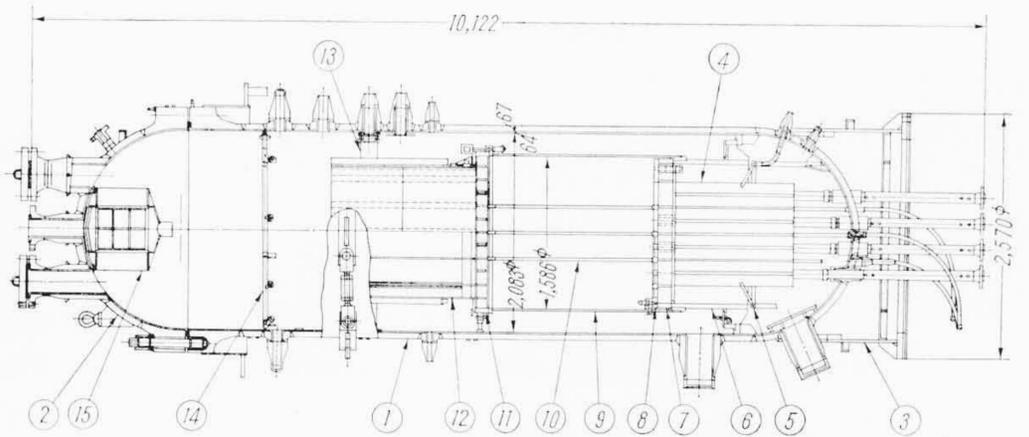
浜田 邦雄\*  
Kunio Hamada

### 内 容 梗 概

原子炉压力容器の設計にあたって、その応力解析が広範囲に相当厳密に行なわれるが、そのうちでノズルの熱応力解析方法を紹介した。デジタル計算機による過渡状態の三次元温度分布の計算方法と、ノズル周辺の熱応力の計算方法を示すとともに、今後の問題点を指摘した。計算例として、JPDR (沸騰水形動力試験炉)の原子炉压力容器の解析を示した。

### 1. 緒 言

現在までの压力容器設計の基準となっていたものは、ASME ボイラ規格、Section I および VIII であるが、この規格の基本的な考え方の一つとして、十分な安全係数を考慮して詳細な応力解析はできる限り省略している。また熱応力については、具体的にどのように考慮すべきかは規制されていない。最近のゆき方は安全係数というのがれ道にたよることなしに技術的、経済的な立場から、現在の規格の不備を修正して、安全係数を下げ、よりつり合いのとれた限界設計を行なおうとする傾向が強い。一方、原子炉压力容器の設計にあたっては、破損時のことを考え、十分に安全性を検討することが要求される。われわれは日本原子力研究所東海研究所に設置された沸騰水形動力試験炉 (JPDR-Japan Power Demonstration Reactor) の压力容器についても、アメリカ海軍の原子炉一次系機器に関する仮規格<sup>(1)</sup>など最近の設計方法を折り込んで、相当厳密な応力解析を行なった。このような新しい設計方法では、低サイクル疲労の点から、ノズル、フランジなど応力集中部の応力解析が問題となる。ここで、原子炉压力容器ノズルの熱応力解析方法の概要を紹介する。なお実例として JPDR の压力容器の解析を示す。JPDR の压力容器の形状を第1図に、おもな仕様を第1表に示す。

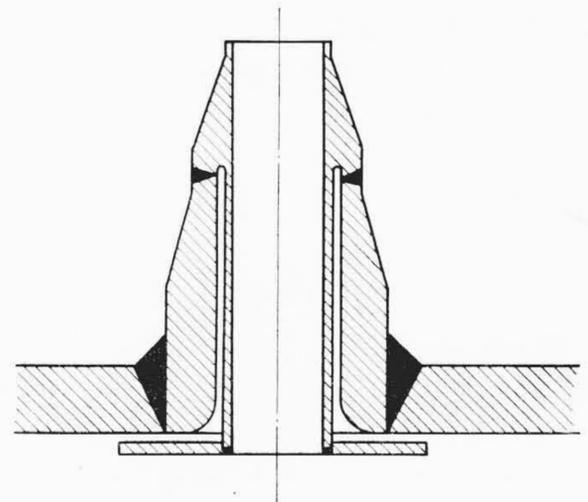


品番	名 称	員数	品番	名 称	員数
1	胴 体	1	9	シュラウド	1
2	上 部 鏡 板	1	10	中性子束測定管	8
3	支持スカート	1	11	上部グリッド	1
4	制御棒案内管	16	12	チ ム ニ	1
5	ボイゾン散布管	1	13	給水散布管	1
6	炉心サポート	1	14	事故時炉心噴水管	1
7	下部クリッド	1	15	ド ラ イ ヤ	1
8	炉 心 支 持 板	1			

第1図 JPDR 原子炉压力容器

### 2. 温度分布の計算

原子炉压力容器で強度が問題となるほとんどの部分は、複雑な形状をしており、二次元または三次元の温度分布の計算が必要となる。さらに、放射線加熱、冷却材と容器壁との熱伝達率、ステンレス鋼クラッドなどを正確に考慮した過渡状態の温度分布を求めるためには、デジタル計算機によらねばならない。第2図に示す非常用冷却水入口ノズルを考えてみると、流入冷却材の温度が低いことから、ノズル周辺の熱応力を低減するために、サーマル・スリーブが設けられている。デジタル計算機を用いれば、このような特殊な問題も考慮に入れて解析することが可能になる。JPDR 压力容器の温度分布の計算には、IBM-7074 による TRTM-3 コード (日立)、Philco-2000 による TIGER コード (GE) が用いられた。



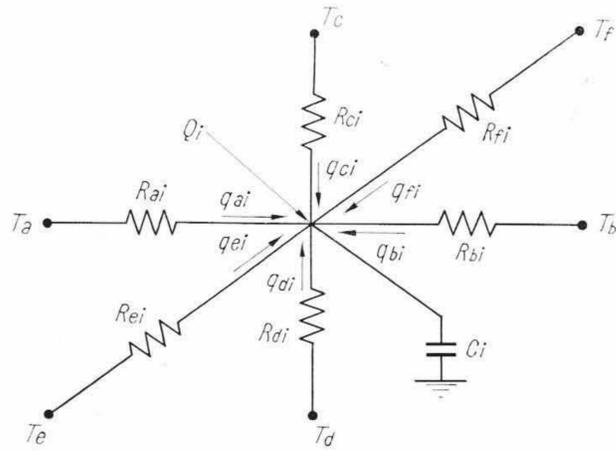
第2図 サーマル・スリーブがついたノズル

デジタル計算機による温度分布の計算には、一次前進差分法を用いる。まず温度分布を求めようとする容器壁断面を格子で分割する。第3図に示すような三次元の系を考えれば、*i* 番目の格子点の過渡的加熱、冷却は次の微分方程式で表わされる。

第1表 JPDR 原子炉压力容器のおもな仕様

運 転 圧 力	61.6 kg/cm <sup>2</sup> g
設 計 圧 力	77.3 kg/cm <sup>2</sup> g
水 圧 試 験 圧 力	116 kg/cm <sup>2</sup> g
設 計 温 度	350°C
容 器 内 径	2,083mm
母 材 材 質	ASTM A-302 Gr.B
母 材 板 厚	67mm
ク ラ ッ ド 材 質	Type 304 不銹鋼肉盛
ク ラ ッ ド 板 厚	6.4mm

\* 日立製作所日立工場



第 3 図 三次元温度分布の計算

$$C_i \frac{d\theta_i}{dt} = Q_i + \sum_{\alpha} q_{\alpha i} = Q_i + Y_{ai}\theta_a + Y_{bi}\theta_b + Y_{ci}\theta_c + Y_{di}\theta_d + Y_{ei}\theta_e + Y_{fi}\theta_f + Y_{ii}\theta_i \dots (1)$$

- ここに C: 格子の熱容量 (kcal/°C)
- θ: 温 度 (°C)
- t: 時 間 (h)
- Q: 考えている格子の内部発熱量 (kcal/h)
- α: 格子点 i に結びついたすべての格子点
- q: 格子点から格子点への熱の流れ (kcal/h)

$$Y_{ai} = \frac{1}{R_{ai}}: \text{熱アドミタンス (kcal/h}^\circ\text{C)}$$

$$Y_{ii} = -\sum_{\alpha} \frac{1}{R_{ai}}$$

全体では、(1)式から次のような連立微分方程式が成立する。

$$[C] \left[ \frac{d\theta}{dt} \right] = [Q] + [Y][\theta] \dots (2)$$

時間刻み τ での温度変化を Δθ とすれば、任意の時間 t<sub>1</sub> での温度変化の行列は次式で与えられる。

$$[\Delta\theta]_{t_1} = \tau [C]^{-1} \{ [Q]_{t_1} + [Y][\theta]_{t_1} \} \dots (3)$$

熱アドミタンス行列 [Y] は、周囲の格子点との結合状態によって決められるもので、材質変化、冷却材へのいろいろな熱伝達などを容易に組み込むことができる。

ここで注意すべきことは、解の安定性から時間刻み τ は、次式を満足することが必要である。

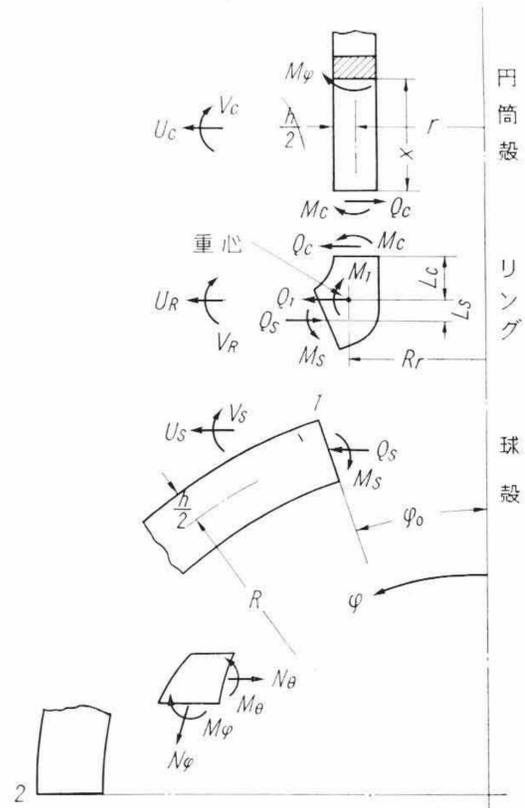
$$\tau < \frac{C_i}{-Y_{ii}} \dots (4)$$

### 3. 熱応力分布の計算

#### 3.1 計算方法

熱応力の計算については、実験的に求めることは困難であって、理論計算式によらねばならない。理論計算式については、二、三の文献が発表されてはいるが、いまだ十分に確立されたものはない。ここで、JPDR の圧力容器ノズルに適用した計算方法を示す。

球形鏡板についてのノズルの場合を考え、第 4 図のように、球殻、リング、円筒殻に分割する。おのおのの部材が結合されていないと仮定すれば、第 2 章で求めた温度分布による、各部材の熱応力および結合部の変形は比較的容易に計算することができる。実際のノズルは三つの部材が結合されていることから、各結合部での食い違いがなくなるよう、各端部に曲げモーメントとせん断力を考える。各部材を独立に考えた場合の熱応力と、各結合部に働く不連続力による応力を加え合わせて合成熱応力を計算する。以後、不連続力による応力の求め方の概要を示す。



第 4 図 ノズルの熱応力計算

#### 3.2 球殻の端部荷重による応力と変形

球殻の頂点に開孔があり、せん断力および曲げが軸対称に働く場合を考える。せん断力 Q<sub>φ</sub>、回転角 V とすれば、釣合条件式は次のようになる<sup>(2)</sup>。

$$\ddot{Q}_\varphi + \cot \varphi \dot{Q}_\varphi - (\cot^2 \varphi - \nu) Q_\varphi = EhV \dots (5)$$

$$\ddot{V} + \cot \varphi \dot{V} - (\cot^2 \varphi + \nu) V = -\frac{R^2 Q_\varphi}{B} \dots (6)$$

- ここに φ: 球殻任意点の角度 (第 4 図参照)
- R: 球殻の平均半径 (mm)
- h: 球殻の板厚 (mm)
- E: 縦弾性係数 (kg/mm<sup>2</sup>)

$$B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$$

(5)、(6)式に対して、Galletly<sup>(3)</sup> の解析結果を参照して、Esslinger の提唱した近似解法を用いれば、Q<sub>φ</sub> に関する微分方程式は次のように示される。

$$\ddot{Q}_\varphi + \frac{1}{\varphi} \dot{Q}_\varphi - \frac{1}{\varphi^2} Q_\varphi \pm 2i\rho^2 Q_\varphi = 0 \dots (7)$$

ここに

$$\rho^4 = 3(1-\nu^2) \frac{R^2}{h^2} - \frac{r^2}{4}$$

Schleicher による Ψ 関数<sup>(4)</sup>を用いれば(7)式の解は、

$$Q_\varphi = C_1 \Psi_1'(\xi) + C_2 \Psi_2'(\xi) + C_3 \Psi_3'(\xi) + C_4 \Psi_4'(\xi) \dots (8)$$

ここに ξ = √2 ρ φ で、ダッシュは ξ に関する微分を示す。

ここで、第 4 図において端部 1 におけるせん断力、曲げモーメントによる球殻の変形と応力分布は、C<sub>1</sub>=C<sub>2</sub>=0 として次のように求められる。

$$Q_\varphi = C_3 \Psi_3'(\xi) + C_4 \Psi_4'(\xi) \dots (9)$$

$$N_\varphi = -\frac{1}{\varphi} Q_\varphi = -\sqrt{2} \rho \left\{ C_3 \frac{\Psi_3'(\xi)}{\xi} + C_4 \frac{\Psi_4'(\xi)}{\xi} \right\} \dots (10)$$

$$N_\theta = -\dot{Q}_\varphi = -\sqrt{2} \rho \left\{ C_3 \left[ \Psi_4(\xi) - \frac{\Psi_3'(\xi)}{\xi} \right] + C_4 \left[ -\Psi_3(\xi) - \frac{\Psi_4'(\xi)}{\xi} \right] \right\} \dots (11)$$

$$M_\varphi = -\frac{B}{R} \left( \dot{V} + \frac{\nu}{\varphi} V \right) = \frac{2\sqrt{2} B \rho^3}{REh} \times \left[ C_3 \left\{ \Psi_3(\xi) + (1-\nu) \frac{\Psi_4'(\xi)}{\xi} \right\} \right]$$

$$+C_4 \left\{ \psi_4(\xi) - (1-\nu) \frac{\psi_3'(\xi)}{\xi} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

$$M_\theta = -\frac{B}{R} \left( \nu \dot{V} + \frac{1}{\varphi} V \right) = \frac{2\sqrt{2}B\rho^3}{REh} \\ \times \left[ C_3 \left\{ \nu \psi_3(\xi) - (1-\nu) \frac{\psi_4'(\xi)}{\xi} \right\} \right. \\ \left. + C_4 \left\{ \nu \psi_4(\xi) + (1-\nu) \frac{\psi_3'(\xi)}{\xi} \right\} \right] \dots\dots\dots (13)$$

$$V = \frac{1}{Eh} \left( \ddot{Q}_\varphi + \frac{1}{\varphi} \dot{Q}_\varphi - \frac{1}{\varphi^2} Q_\varphi \right) \\ = \frac{2\rho^2}{Eh} \{ C_3 \psi_4'(\xi) - C_4 \psi_3'(\xi) \} \dots\dots\dots (14)$$

$$U = \frac{R \sin \varphi}{Eh} (N_\theta - \nu N_\varphi) = \frac{\sqrt{2}\rho R \sin \varphi}{Eh} \\ \times \left[ C_3 \left\{ (1+\nu) \frac{\psi_3'(\xi)}{\xi} - \psi_4(\xi) \right\} \right. \\ \left. + C_4 \left\{ (1+\nu) \frac{\psi_4'(\xi)}{\xi} + \psi_3(\xi) \right\} \right] \dots\dots\dots (15)$$

ここに  $N_\varphi, N_\theta$ : 軸方向, 円周方向の張力 (kg/mm)  
 $M_\varphi, M_\theta$ : 軸方向, 円周方向の曲げモーメント  
 (kg・mm/mm)

$V$ : 任意の点  $\varphi$  の回転  
 $U$ : 任意の点  $\varphi$  の軸に対する変位 (mm)  
 一方, 軸方向および円周方向の応力  $\sigma_\varphi, \sigma_\theta$  は次式で与えられる。

$$\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{h} \pm \frac{6M_\varphi}{h^2} \dots\dots\dots (16)$$

$$\sigma_\theta = \frac{N_\theta}{h} \pm \frac{6M_\theta}{h^2} \dots\dots\dots (17)$$

ここに, 複号の + は内面, - は外面に相当する。

### 3.3 円筒殻の端部荷重による応力と変形<sup>(2)(5)</sup>

第4図において, 端部にせん断力  $Q_c$  と曲げモーメント  $M_c$  が働く場合の応力分布と変形は, 次式および(16), (17)式によって容易に求めることができる。端部からの距離  $x$ , ノズルの平均半径  $r$  として,

$$N_\theta = 2kr \{ kM_c \phi_4(kx) + Q_c \phi_1(kx) \} \dots\dots\dots (18)$$

$$M_\varphi = M_c \phi_3(kx) + \frac{1}{k} Q_c \phi_2(kx) \dots\dots\dots (19)$$

$$M_\theta = \nu M_\varphi \dots\dots\dots (20)$$

$$U = \frac{1}{2k^3B} \{ kM_c \phi_4(kx) + Q_c \phi_1(kx) \} \dots\dots\dots (21)$$

$$V = \frac{1}{2k^2B} \{ 2kM_c \phi_1(kx) + Q_c \phi_3(kx) \} \dots\dots\dots (22)$$

ここに

$$\phi_1(x) = e^{-x} \cos x \quad \phi_2(x) = e^{-x} \sin x \\ \phi_3(x) = \phi_1(x) + \phi_2(x) \quad \phi_4(x) = \phi_1(x) - \phi_2(x) \\ k^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{r^2 h^2}$$

### 3.4 リングの応力と変形<sup>(5)</sup>

第4図において, リングに作用する外力を重心に帰結したものを  $Q_1, M_1$  とすれば, 円周方向の応力は

$$\sigma_\theta = \frac{Q_1 R_r}{A} \pm \frac{M_1 R_r y}{I} \dots\dots\dots (22)$$

ここに  $A$ : リングの断面積 (mm<sup>2</sup>)  
 $y$ : 中立軸からの距離 (mm)  
 $I$ : 重心回りのノズル中心軸に垂直な軸の回りの慣性モーメント (mm<sup>4</sup>)  
 $R_r$ : リングの平均半径 (mm)

半径方向のふくらみおよび回転は次式で与えられる。

$$U_R = \frac{Q_1 R_r^2}{EA} \dots\dots\dots (23)$$

$$V_R = \frac{M_1 R_r^2}{EI} \dots\dots\dots (24)$$

### 3.5 ノズル周辺の不連続力による応力

第4図を参照しながら, 各結合部に働く不連続力による結合部の変形を次のように求める。まず, 球殻では(9), (12)式において,  $\varphi = \varphi_0$ ,  $Q_\varphi = Q_s \sin \varphi_0$ ,  $M_\varphi = -M_s$  を代入して, 定数  $C_3, C_4$  を定めれば, (14), (15)式から  $\varphi = \varphi_0$  における  $U_s, V_s$  が  $Q_s, M_s$  の関数として表わせる。同様に円筒殻では,  $x=0$  における  $Q_c, M_c$  による  $U_c, V_c$  が(21), (22)式から求められる。リングについても(23), (24)式の  $U_R, V_R$  を  $Q_c, Q_s, V_c, V_s$  の関数として求めることができる。

ここで球殻, リング, 円筒殻を独立に考えた場合の, 温度分布による変形を  $U_{ST}, U_{RT}, U_{CT}$  とし, 回転を  $V_{ST}, V_{RT}, V_{CT}$  とすれば, 次の連立方程式が成立する。

$$U_C + U_{CT} = U_R + U_{RT} - L_C (V_R + V_{RT}) \dots\dots\dots (25)$$

$$U_S + U_{ST} = U_R + U_{RT} + L_C (V_R + V_{RT}) \dots\dots\dots (26)$$

$$V_C + V_{CT} = V_R + V_{RT} \dots\dots\dots (27)$$

$$V_S + V_{ST} = V_R + V_{RT} \dots\dots\dots (28)$$

以上四つの式から, 連立方程式を解いて不連続力  $Q_s, Q_c, M_s, M_c$  を求めれば, これらの力による球殻, リング, 円筒殻の応力分布が求まる。以上の計算はIBM-7074 用による“NOON”コード(日立)によって行なわれる。ここで合成熱応力を求める前に, リング隅部半径を考慮して, 曲げモーメントによる応力には応力集中係数を考える必要がある。計算にはリング断面形状と同じような形状の板に対する応力集中係数をもって近似している。応力集中係数は局部応力の計算に大きな影響を与えるものである。現在は適確な係数が開発されていないが, 今後はより正確な応力集中係数の推定が可能となろう。

本章に示した計算式の妥当性については, 別途光弾性実験によって求めた内圧によるノズル周辺の応力と, 本理論計算式によって求めた内圧による応力とを比較してみた。理論式は実際よりもいささか高い応力となったが, 比較的よい近似式であることが確認された。

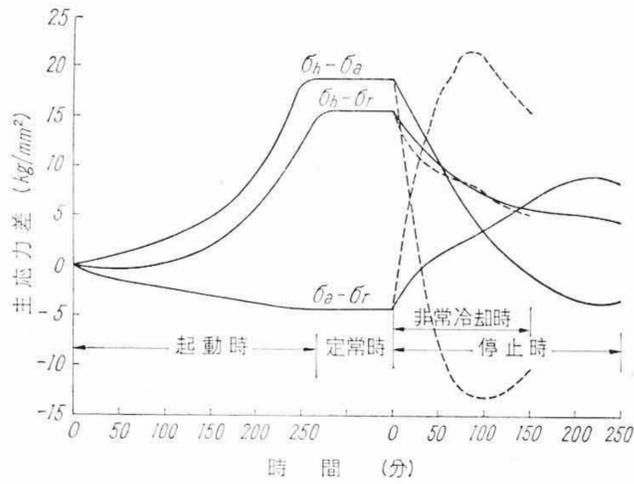
以上は球殻にノズルが付いた場合の計算式であるが, 円筒殻に付くノズルについては, 厳密な理論的解析は困難である。全体の計算精度から考えれば, 現状では胴板を球殻または平板で近似したとしても, それほど問題はないであろう。ただし, 今後熱応力解析により高い精度が要求されれば, 当然厳密な理論式の確立が必要となろう。

## 4. 全合成応力と許容応力

以上で求めた熱応力に, 内圧による応力と配管系の反力による応力を加え合わせて全合成応力を求める。内圧による応力については, 熱応力の解析方法に準拠して理論的に計算で求める方法もあるが, いまだ十分に確立されていない(特に円筒殻に付いたノズル)。JPDR の場合には, 類似の形状のノズルに対する過去の光弾性実験データから, 応力分布を推定するとともに, 光弾性, 1/2 模型および実物の応力測定結果からその妥当性をチェックした。

配管系の反力による応力については, JPDR の場合には Bijillard<sup>(4)</sup> の一連の研究結果を参照して解析を行なった。計算結果によれば, 配管系が適確に設計された場合には, 反力による応力は十分に小さいことがわかった。

JPDR ノズルの応力解析結果の一例を第5図に示しておく。本図は上部鏡板に付いた蒸気出口ノズルの, ノズル側円筒殻とリングと



第5図 蒸気出口ノズルの応力変動

の結合部内面の主応力差の変動を示している。実線は正規の起動および停止時、点線は非常冷却時に対する曲線である。

このような過渡状態の応力解析では、ある部材の一点に対しても第5図程度の応力計算を行なうため、ノズルだけでも全体では非常に膨大なデータの整理が必要である。応力解析の簡略化、図表化、デジタル計算機の使用などを有効に考えることが大切である。

応力計算結果の検討方法<sup>(1)(6)(7)</sup>として一般に認められているものとしては、はじめに各部分の主応力を求める。おのおのの主応力の差、すなわち最大せん断応力の2倍を求め、破損に対する最大せん断応力説を用いて、その主応力差を許容範囲内に押える。ノズルのような応力集中部の評価方法としては、低サイクル疲労の面から検討を加える必要がある。まずあらゆる応力集中の因子を考えた上で、第5図のように時間を横軸にして主応力差のサイクルを描く。次にそのサイクルから変動応力と平均応力の成分を求めて、これらを修正 Goodman 線図上にプロットして疲労強度をチェックする。JPDR の場合には、疲労曲線として Langer の提案した曲線を用い、また起動および停止時と非常冷却時との応力の累積破損効果に対しては Miner の仮説によって検討した。

ここでは、JPDR 圧力容器ノズルの計算結果に対する詳細な検討は割愛したが、以上の計算方法で求めた全応力のうちで、もっとも破損の可能性のある応力に対して、正規の起動および停止に対しては 60,000 回、非常冷却時に対しては 2,400 回の繰り返しが許容できることが判明した。これは累積破損を考慮に入れたとしても、JPDR 圧力容器のノズルは疲労破損に対して十分な安全性があるといえる。

5. 結 言

原子炉圧力容器ノズルの熱応力解析について、前進差分法による過渡状態の三次元温度分布の計算方法と、熱応力の計算方法とを紹介した。解析結果によれば、JPDR 圧力容器ノズルの場合には疲労の危険性もなく十分安全であると考えられる。

この種の応力解析では、計算量が膨大であってしかも時間がかかるから、デジタル計算機の有効な利用を十分に考慮すべきである。今後は、ノズル周辺の熱応力および内圧による応力、ならびにノズル付根の隅部半径の影響を正確に考えた応力集中係数について、より高い精度の解析方法の開発と光弾性実験などによる確認が必要であろう。

参 考 文 献

- (1) U. S. Navy, Bureau of Ships: Tentative Structural Design Basis for Reactor Pressure Vessels and Directly Associated Components: No. PB-151987 (March, 1958)
- (2) S. Timoshenko: Theory of Plates and Shells, 454 (1940, Mc Graw-Hill Book Company, Inc.)
- (3) G. D. Galletly: J. App. Mech., 22, 20 (March, 1955)
- (4) E. Jahnke, F. Emde: Tables of Functions, 246 (1945, Doven Publications, Inc.)
- (5) 奥田: 円筒, 球, 回転円板, 岩波機械工学講座 II (昭 17)
- (6) B. F. Langer: Welding J., 37, 411-S (Sept. 1958)
- (7) B. F. Langer: J. of Basic Engg. Trans. ASME, Series D, 84, 389 (Sept. 1962)



新 案 の 紹 介



登録第716125号 (実公昭37-29781号)

永 田 稔

温 度 制 御 装 置

本考案は熱電素子からなる恒温槽等の温度制御回路に関するもので、トランジスタによって交流電源電圧を整流して熱電素子に供給するとともに上記トランジスタを流れる電流を負荷の温度変化に応じて変化せしめるように構成したものである。

図は本考案の一例を示すもので、1は電源トランス、2、3はトランジスタ、4は熱電素子、5はサーミスタである。上記電源トランス1の二次巻線に生ずる交流電圧はトランジスタ2の整流作用によって半波整流された上、熱電素子4に加わり、素子4には一定方向の駆動電流が流れて恒温槽6内の温度を設定する。恒温槽6内の温度が変化した場合にサーミスタ5の抵抗が変化してトランジスタ3のベース電流を変え温度を一定に保つように自動的に制御されるのである。このような本考案の温度制御装置はトランジスタが負荷電流の制御作用と交流電源電圧の整流作用との両方の作用を行なうので構成が簡単になるとともに、トランジスタによる整流作用はそのベース電流を十分大きくすることによって、一般のダイオードを用いる場合に比して損失が小さい利点を有するものである。(市川)

