## 直角分岐管の応力解析

Analysis of Branch Pipe Stress

翼\* 岩 勤\* 崎 清 水 Shimizu Tasuku Iwasaki Tsutomu

Stress and deformation behaviors of a branch pipe, one of the typical piping elements, under internal pressure, axial compression and external moment were studied by experimental analyses. Then they were compared with the values obtained by the finite element method. The comparison revealed the following:

- (1) Stress and deformation of a branch pipe can be calculated by using the equations of the USAS, B 31.7 code and the results of this study.
- (2) It is unreasobable to determine that stress and deflection indices are constant, since these indices vary with their diameter ratio d/D.
- (3) Stresses calculated by the finite element method are in good agreement with those obtained in the experiments.

#### 1. 緒 言

アメリカにおいては1963年,原子炉圧力容器に関する構造設計 規格<sup>(1)</sup>の制定に続き,1968年2月原子炉配管系に関する構造規格

#### 2.1 応力指数

USAS. B31.7の設計の章では設計規則と要求を与えており, この中で配管要素の解析(1-705)について述べている。その概略 を示すと、まず一次応力度は次式を満足しなければならない。

USAS B31.7 "Nuclear Power Piping"<sup>(2)</sup>が発表され, 1969年 11月正式に制定されたが, 現在はASME. Boiler and Pressure Vessel Code Section III (1971) に繰り込まれている<sup>(3)</sup>。

本規格では配管系ならびに構造要素の強度設計計算を簡易化す るために各種配管要素について応力指数,たわみ係数が導入され, その値が表示されている。しかし,この規格の基礎となった研究 の多くは1950年代に行なわれたものであり,また工学的判断によ る推定値なども含まれていて,その後いちじるしく発達した現在 の技術水準からみると再検討を要すると考えられる点が少なくな い。したがって,この規格をそのままわが国において受け入れる のは問題となった。

そこで、日本溶接協会では原子炉配管系の構造設計基準に関す る試験研究を計画し、昭和45年度の科学技術庁原子力平和利用委 託研究の一環として着手した。本報はそのうちの一つである直角 分岐管の静的応力指数およびたわみ係数に関する試験研究で、配 管の熱応力あるいは耐震設計における基本となるものである。現 在,製作されている原子炉配管をみると、この規格の制約条項を 満足できない場合が多く、これらのデータ集積を目的とし、分岐 管の口径比d/D≥0.5の場合に応力指数、たわみ係数に及ぼす影響 の解明に重点をおいて実施したわけである。

## 2. 規格における配管要素の解析<sup>(2)</sup>

アメリカにおける Piping Codeは1935年にUSAS. B31.1とし て発行されたものが最初で、その後技術の進歩に応じて改訂され、 1955年版には疲労破壊の考え方、この要素として最大せん断応力 の概念が導入されていた。設計の理念はASME. Boiler and Pressure Vessel Code Sec III などですでに広く知られており 説明することは避けるが、重要な点は設計にあたって構造部材各 部の詳細な応力解析を要求していることであり、本研究の目的が ここにある。

$$B_1 \frac{pD}{2T} + B_2 \frac{D}{2I} M \leq 1.5 Sm \cdots (1)$$

$$C_1 \frac{pD}{2T} + C_2 \frac{D}{2I} M + \frac{E \alpha e}{2(1-\nu)} |\Delta T_1| + C_3 E_{ab}$$

 $|\alpha_{ea} T_a - \alpha_{eb} T_b| \leq 3 S m \cdots (2)$ 

ここに、添字a, bは不連続部を二つに分けたときのa側、b側を示し、 $E_{ab}$ はこの二つの部分の平均の縦弾性係数を示している。 また、ピーク応力に対しては次の評価を行なっている。

ここに、 $\Delta T_2$ は過渡時に発生する板厚方向の温度分布のうち、直線的なこう配としたときの温度差 $\Delta T_1$ と実際の温度分布との差を内壁で求めたものである。そこでSalt=0.5SpとしてSalt を求め、この値が材料の疲労曲線に対して許容しうる値になっていることを要求している。

ここで、(1)、(2)、(3)式に現われる各係数を次のように呼んでいる。

- $B_1$ ,  $B_2$  : 一次応力指数 (primary stress indices)
- C1, C2, C3: 二次応力指数 (secondary stress indices)

K1, K2, K3:局部応力指数 (local stress indices)

そして、これらの値は同規格のAppendix Dに与えられている。 すなわち、枝管と母管の口径比 $d/D \leq 0.5$ 、母管の径と肉厚の比  $D/T \leq 100$ 、枝管が母管に垂直に接合した場合は次の値をとる。

内圧に対して  $B_1=1.0, C_1=2.0, K_1=1.7$ 

#### \* 日立製作所日立研究所

モーメントに対して  $B_2=0.75C_2$ ,  $C_2=1.8\left(\frac{R_m}{3T}\right)^2$ ,  $K_2=1.0$ 熱荷重に対して  $C_3=1.8$ ,  $K_3=1.7$ もし設計しようとする構造部材が上に与えられた制限の範囲外で あれば, 他の解析方法によって詳細な応力解析を行ない, その結

果が規格の示す応力基準を満足すればよいとしている。この評価

13

の方法は同規格のAppendex Fに示されている。

#### 2.2 たわみ係数

たわみ係数についてはその必要性が 1-719に述べられている。 すなわち,種々の荷重によって生ずる伸び,縮みその他の変形に 十分耐えるか,吸収しうる構造をとる必要がある。このためにま っすぐな配管部以外にはたわみ係数を考えて解析する。Appendex Dには口径比 $d/D \leq \frac{1}{3}$ に対してたわみ係数kは次のように与えら れている。

面内曲げに対して 
$$k=0.09\left(\frac{D}{Te}\right)^{\frac{3}{2}}\left(\frac{t}{T}\right)\left(\frac{d}{D}\right)$$
  
面外曲げに対して  $k=0.27\left(\frac{D}{Te}\right)^{\frac{3}{2}}\left(\frac{t}{T}\right)\left(\frac{d}{D}\right)$ 

ここに、Teは等価板厚(equivalent thickness) といわれる量で あるが、通常は母管の肉厚をとる。kは次のようにして使用され る。たとえばパイプa、bがあった場合、b端が他のパイプに垂直 に接合していれば、a端のb端に対するたわみ角 $\theta_{ab}$ は、

$$\theta_{ab} = k \,\theta_{nom} \qquad \square \land \&, \quad \theta_{nom} = \frac{Md}{EI_b}$$

である。

以上が規格に示された応力指数,たわみ係数であるが,口径比 d/Dの制約があり,実際のものに適用することができない部分も あり,その解析とデータの集積ならびにこれらの値自身も検討が 必要となる。



#### 3. 理論計算式<sup>(4)(5)</sup>

薄い板の曲げ理論によれば、曲率と曲げモーメントの関係は次 式で与えられる。

$$\begin{cases}
\left. \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\
\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\
\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} 
\end{cases} = -S \begin{bmatrix} 1 & -\nu & 0 \\ -\nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} - S \begin{bmatrix} m_T \\ m_T \\ 0 \end{bmatrix} \dots \dots (4)$$

また、つりあい方程式

14



以上の式でモーメント記号などは図1(a)を参照されたい。この 板曲げの問題をHerrmannモデルによる有限要素法<sup>(6)</sup>で解くため にHellinger-Reissnerの変分原理を用いる。詳細は文献<sup>(7)</sup>に譲る が、板曲げに必要な形にすると次のようになる。

図1 記号と座標

 $S_1$ は力学的境界条件, $S_2$ は幾何学的境界条件を与えた周について, それぞれ積分することを表わす。

いま,三角形要素内の変位はlinearに変化するとし,モーメント は一様であるとすれば次式が得られる。

	$\left( W \right)$		1 :	r y	0	0	0`	$\left( \alpha_{1} \right)$							
	Mx	$\left\{ \begin{array}{c} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} =$										0 0	$0 0 1 0 0 \begin{vmatrix} \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{vmatrix}$	$\alpha_2$ $\alpha_3$	, .
×	My		= 000 C	0 (	0 1	0	$\left\{ \begin{array}{c} \alpha_4 \end{array} \right\}$	(11)							
	$M_{xy}$		00	0 (	0	0	1	$\begin{pmatrix} \alpha_5 \\ \alpha_6 \end{pmatrix}$							

この関数をHellinger-Reissnerの変分原理に代入すると、次の 要素の特性方程式が得られる。

ここで、〔H2〕は要素の形状と位置から求められるマトリックス, H1は応力一ひずみ関係から得られるマトリックスである。

この要素を用いて分岐管の計算をするため殻要素へ拡張する。 膜変位と曲げ変位は連成することなく、おのおのを独立に求めて 重ね合わせがきくものとする。図1(b)において三角形の各頂点、 すなわち節点はU、Vなる2方向の変位をするものとし、これら に関し変位関数を次のように決める。

ここに、Aは平板の全面積について、Sは境界の全周について、

仮想仕事の原理によれば,膜変位に関する三角形の剛性マトリ ックスが次のように得られる。

-ここに、Kは三角形の位置、形状と弾性係数によって決定される。

#### 直角分岐管の応力解析 日立評論 VOL. 54 No.12 1055

(12),(14)式の重ね合わせによって、三角形要素の三次元挙動を表わすことができ、これを殻要素の特性マトリックスとする。

$\begin{bmatrix} X^e \end{bmatrix}$	$= \begin{bmatrix} K_{uu} \\ K_{uv}^T \\ 0 \end{bmatrix}$	$K_{uv}$	v 0	0 ]	$\left( u^{e} \right)$	$\left( u^{e} \right)$			
$Y^{e}$		$K_{vv}$	0	0	$v^{e}$	(1 )			
$Z^{e}$		0	0	K <sub>WM</sub>	$w^{e}$	(15)			
$M^{e}$	Į	0	0	$K_{wM}^{T}$	K <sub>MM</sub>	$\left( m^{e} \right)$			

(12)式は三角形要素がx-y座標面内にある場合の特性マトリック スを表わしている。しかし、一般の殼は三次元的であり、(12)式は そのままでは使えない。そこで要素の中に定められる平面座標系 について(15)式を用い、これを三次元空間の絶対座標系に変換する ことを考える。いま図1(c)において絶対座標系を(x, y, z)、要素 の局部座標系を(x', y', z')とし、その間の座標変換行列を[ $\lambda$ ]とし、 これから得られるマトリックスを[ $\Lambda$ ]とすると、空間における三 角形要素の剛性マトリックス[K] は次式で得られる。

#### 4. 実 験 方 法

#### 4.1 供試体

本実験で対象としたのは図2に示したBWR形原子炉の再循環 系配管の分岐管P-1, P-2, P-3である。口径比d/Dはそれぞれ 0.752, 0.667, 0.585となっており, 前述の規格で与えられている





係数が $d/D \leq 0.5$ であるから、別に求めねばならない。したがって、 本研究ではこのようにd/Dの比較的大きい分岐管について実験す ることにした。

図3は供試体の形状, 寸法の概略を示すものである。母管には すべて高温配管用炭素鋼管STPT42, 200A, Sch40, 外径216.3¢ を用い, 枝管には同じくSTPT42の鋼管を用いて d/Dを変えるた め外径216.3¢, 165.2¢, 139.8¢, 101.6¢の4種を用いた。また, 補強効果をみるため供試体M-4の枝管を補強したM-5を製作し, 合計5種類の供試体を用意した。母管と枝管は開口部で合わせて 加工し, 開口部を溶接した。そして接合部内面は母管の接合部か ら離れた位置で切断し, グラインダにて仕上げた。



図4 応力および変位の測定状況

#### 4.2 実験方法

配管には流体圧力のほか,地震や温度によって複雑な外力が作用する。本研究では①内圧,②軸力,③面内曲げ,④面外曲げ, ⑤ねじりの5種類の荷重とし,さらに①~④に内圧が重畳した場合も実験した。

内圧は電動水圧ポンプで供試体が自由な状態で加え,圧力はひ ずみゲージ式圧力計で計測した。軸力およびモーメント荷重は供 試体母管両端を試験架台に固定し,枝管の先端にひずみゲージ式 荷重計を介して油圧ジャッキで負荷した。

供試体に生ずるひずみの測定には母管の円周,長手方向断面お よび接合部の外面に貼付(てんぷ)したロゼットひずみゲージを用 い,ステップ状に5段階に荷重を加え,ひずみと荷重の直線性を 確かめながら,静的ひずみ計で計測した。たわみ変形は前述と同 様な方向に沿ってダイヤルゲージ(1/100mm)を取り付けて測定し た。応力および変形の測定状況は図4に示すとおりである。

#### 5. 結果および検討

#### 5.1 応力分布

母管と枝管の口径比を変えたM-1~M-5までの各供試体に、5 種類の荷重が加わった場合の応力分布を比較してみると、部分的 に多少の違いはあってもほとんど傾向は同じである。ここでは代 表的なものとしてM-1の結果について述べる。詳細なデータは前 述の委託研究の成果報告書<sup>(8)</sup>を参照されたい。 母管の円周および長手方向断面の各荷重に対する応力分布は、 図5および図6に示すとおりである。図中、縦軸は断面の測定位 置に対応し、横軸は応力値である。同図(a)の内圧の場合は接合部 近傍に高い不連続応力が発生している。また、枝管の軸方向応力

15



図2 原子炉再循環系概略系統図

直角分岐管の応力解析 日立評論 VOL. 54 No.12 1056



σtが接合部を少し離れると負になっているのは注意すべきであろ

枝管にねじりが作用した場合は、図5(d)のように主応力方向は

う。主応力差の点では接合部R止端に劣らない大きさになるから である。母管側では接合部近傍でいわゆる軸方向応力と円周方向 応力がほぼ同程度の値となっている。

軸力の場合は図5(b)からわかるように、内圧に比べて不連続応 力はかなり大きく,分布の傾向も接合部近傍で正から負へ激しく 変化する。しかし、d/D=1.0のM-1では接合部分が平坦(へいた ん)になるためか不連続応力が減少した。

母管の長手方向断面の応力分布が注目されるのは面外曲げの場 合であるが、図6のように接合部に不連続応力が生ずるがそれほ ど大きくない。面外曲げの場合は図5(c)のように接合部に非常に 大きい不連続応力が発生している。以上4種類の荷重に対しては, いずれも枝管側の接合部R止端に最大応力がみられた。



16

40~45度にあり、接合部に不連続応力が生じているがそれほど大 きいものではない。

接合部周縁の応力分布は前述の各断面の応力に比べて小さいが、 軸力の場合は最大応力が母管の円周方向断面から少しずれた点に 生ずることは注意を要する点である。

#### 5.2 たわみ分布

各荷重に対する分岐管の変形状況はこれを省略するが,内圧の 場合の変形は興味ある結果を示している。常識的には内圧によっ てすべての部分がふくらむと考えたくなるが、結果は図7のよう に母管に曲げ変形が生じ、枝管は力の向きに対して逆の方向へ移 動するような現象を示している。特に d/Dの大きい場合が明確に 現われる。これは母管の接合部が偏平化するような変形をするた めと思われる。有限要素法による計算結果でも同様の傾向を示し, 理論的にも裏付けが得られたと考えられる。他の荷重については 予想どおりの変形状況を示した。

#### 5.3 応力指数とたわみ係数

各荷重における基準応力 $\sigma_m$ および基準たわみ量 $\delta_m$ と実験で求 められる応力 $\sigma_{\max}$ およびたわみ量 $\delta_{\max}$ との比,  $\sigma_{\max}/\sigma_m$ ,  $\delta_{\max}/\sigma_m$ 





荷重の種類	基準応力σm	基準たわみ量 るm					
内 圧	$\frac{Pdm}{2 t}$	$\frac{PD^2 m \left(1-\frac{\nu}{2}\right)}{4 ET}$					
面内モーメント	$\frac{w l}{0.8 d^2 m t}$	$\frac{WlL}{16El}(1-h) + \delta'm, \ \delta'm = \frac{wl^{3}}{3El}(1-\frac{3h}{2l}+\frac{h^{3}}{2l})$					
面外モーメント	$\frac{wi}{0.8d^2mt}$	$\frac{8  wlL}{\pi (D^4 - Di^4)  G} (l - h) + \delta m,  \delta' m = \frac{w  l^3}{3  El  B} (1 - \frac{3h}{2l} + \frac{h^3}{2l^3})$					
軸 力	WL/8 0.8 Dm T	$\frac{w(l-h)}{\pi dm t E} + \delta' m,  \delta' m = \frac{WL^3}{192 El}$					
ねじり	$\frac{32dwl'}{\pi(d^4-di^4)}$						

基準応力と基準たわみ量 表1



 $\delta_m$ をそれぞれ応力指数およびたわみ係数と呼ぶことにする。 $\sigma_m$ , Smは表1のように計算で求める。このうち、軸力についてはいろ いろ考えられるが、枝管からの軸力によって発生する母管の曲げ 応力を基準にとった。また、ねじり荷重の基準たわみ量は省略さ れている。





実験結果の最大応力値をとって応力指数を算出したが、規格で 示すところの応力指数とは若干異なり、いわゆるCとKの積で示 されるピーク応力に相当するものである。そこで、これをαと表 わし本報では応力指数と呼ぶことにする。

各荷重における枝管に対して軸および円周方向の最大応力をと って応力指数を求め、口径比との関係を表わすと図8および図9 のようになる。内圧, 面内曲げ, ねじりの場合はd/Dが大きくな るにつれて大きくなる。これらはいずれも開口が大きくなるに従 って接合部の形状が円形から長円、さらに複雑な形状になるため に不連続曲げ応力が大きくなるためと考えられる。しかし、軸力 ではd/Dが大きくなるのにαが小さくなってきている。これは枝管 が大きくなるにつれて枝管から母管への力の伝達がスムーズにな るためであろうと思われる。すなわち、d/Dの小さいうちは円筒 殻の小さい部分を局部的に曲げようとする力が作用するが、 d/D が大きくなってくると円筒殻全体を管として曲げようとする力に なるものと思われる。

面外曲げについては $d/D \doteq 0.8$  で最大値を示した。この理由は d/Dが大きくなってくると母管による枝管の拘束が母管の長手方 向で強まってくるため、円周方向に負担が大きくなるためと考え られる。これはまた接合部の形状がd/Dが小さいうちは円形であ るが d/Dが大きくなると長円形になり、応力の最も大きいところ では三角形状にさえなる。そしてd/D=1.0 すなわち同径のもので は枝管の曲げ応力を母管も面内曲げとして受け持つために再び応 力指数は低下するものと思われる。いずれにしても応力指数はd/D の大きさによって変わりうるものであることを設計に際しては十 分に認識しておく必要がある。

なお、補強の効果は非常に大きくて軸力の場合は約50%も低下 している。その他の荷重についても10~25%低下する。



図10はたわみ係数と口径比の関係を示したものである。内圧の 場合は接合部の変位は d/Dが小さいと枝管の補強効果が大きいた め、母管そのもののふくらみよりも小さいが、d/Dが大きくなる と開口の影響で除々に大きくなる。一方、軸力の場合はこの補強 効果が期待できないために開口が大きくなるとともに母管の変位 が大きくなる。他の荷重に対してはd/Dに対しほぼ一様である。

図10 各荷重におけるたわみ係数と口径比の関係

17

#### 5.4 計算値と実験値の比較

分岐管M-2に軸力が作用した場合について、3.で述べた有限要素法による計算を行ない、図5(b)の実験値と比較して図11に示した。要素は自動的に分割するプログラムを用い、接合部近傍は細かくした。要素の数は920個である。これから応力分布は非常によく合っている。このような軸対称荷重はよいが、非対称荷重では多少差が認められ、さらに要素分割方法、板厚の考慮を行なえば精度を上げることができる。しかし、現在のままでも実用的には十分に使用できる解析方法と考えている。



### 6.結 言

直角分岐管に各種荷重が作用した場合の応力および変形状態を 明らかにした結果を要約すると次のとおりである。

- (1) USAS. B 31.7では定められていない d/D≥0.5の分岐管について、応力指数、たわみ係数を求め、簡略式による設計を可能とした。
- (2) 応力指数は面外曲げに対してd/D≒0.8で極大となり,軸力に 対してはd/Dが大きくなるにつれて小さくなる。内圧,面外曲 げおよびねじりに対してはd/Dとともに応力指数は大きくなる。
- (3) たわみ係数は内圧および軸力に対してd/Dとともに増加する が、面外曲げでは漸減し、面内曲げではほぼ一定となる。
- (4) Herrmann モデルを用いた有限要素法による計算値は実験値 とかなりよく一致し、強度計算に使用できる。

終わりに本研究を行なうにあたり,ご指導を賜わった東京大学 工学部矢川助教授,日立製作所エンジニヤリング推進センタ大内 田技師長,日立研究所楠本部長ならびに実験に協力された日立研 究所佐藤宏司氏に深く謝意を表する。

#### 参考文献

- ASME. Boiler and Pressure Vessel Code Sec III (1963) Nuclear Vessels.
- (2) ASME. Draft Standard Code for Pressure Piping (1968) Nuclear Power Piping Part I, Part II

図11 計算値と実験値の比較(M-2, 軸力)

- (3) ASME. Boiler and Pressure Vessel Code Section III (1971) Nuclear Power Plant Components.
- (4) 川井: 設構造の有限要素解析, 生研講習会テキスト(昭45-6)
- (5) 安藤, 矢川, 菊地:機学講論集 718-1, 23~26 (昭46-3)
- (6) Herrman : Finite Element Bending Analysis for Plates. Jl. Eng. Mech. Div. Proc. ASCE (Oct.1967)
- K. Washizu: Variation Methods in Elasticity and Plasticity, Pergamon Press (1968)
- (8) 日本溶接協会:原子炉配管系の構造設計基準に関する試験研究 (その1),69~144(昭47-4)

# 回州回州回特許と新案回州回州回

日立製作所所有の特許(主要特許のみを抜すい)

🔳 電 気 計 器

18

登録番号	公告番号	名称	登録番	号 公告番号	名	称
特 533361	42-2435	焼入層深度の非破壊測定装置	t 特 29770	0 36-23540	周波数測定用ブリ	ッジ
実 859969	43-12154	可動鉄片形広角度指示電気計	器 特 27880	6 36-644	絶縁抵抗計	
特 559606	44-6191	時間積算計	実 74010	6 38-27080	測定リード用プロ	- グ
実 795216	40-23738	円形摺動抵抗器	実 79138	9 40-19306	電力変換器のホー	ル発電器取付装
特 562873	43-20073	平均值記録計			置	
特 564826	44-12104	電圧管理計	実 85466	2 43-6217	直線整流回路	
実 757718	39-22274	記録紙巻取り胴スリップ機構	実 75770	9 39-20761	記録計ペンリフタ	- 機構
実 582301	37-27390	記録計の記録紙折りたたみ装	置 実 88903	5 44-11995	記録計の記録紙巻	取装置
実 835252	42-7313	プリント基板保持器	実 86744	3 43-23435	設定指標の設定機構	構
実 817676	41-13506	記録計のペン上げ装置	実 88903	6 44-11502	動作記録計等の駆動	動装置
特 267160	35-7886	絶縁および導体抵抗計				