

# T字配管部の流体温度ゆらぎによる熱応力特性の解明

## An Investigation of Characteristics of Thermal Stress Caused by Fluid Temperature Fluctuation at a T-Junction Pipe

三好 弘二 (Koji Miyoshi) \*<sup>1</sup> 中村 晶 (Akira Nakamura) \*<sup>1</sup> 歌野原 陽一 (Yoichi Utanohara) \*<sup>1</sup>

**要約** 原子力発電所の配管合流部では温度差のある流体が混合する場合があります。このような部位に熱疲労が生じる可能性がある。熱応力は、構造材内部の温度分布とその変動より発生する。実験により配管内表面の温度分布が得られれば、応力分布を算出することが可能である。よって、本研究では壁面噴流条件を対象にT字合流部における管壁温度測定実験を実施し、得られた温度から数値計算により応力分布を算出、評価した。応力変動幅は、主管の半径方向に比べて、周方向および軸方向の応力が大きく、最大応力変動幅が確認された位置における応力は10秒程度の周期で大きく変動することがわかった。また、応力変動幅と管内面温度変動幅の分布は類似しており、高温噴流による管内面の加熱領域の変化にともない応力変動が発生していることがわかった。

**キーワード** 熱疲労, T字配管, 熱応力, 温度変動, 数値解析

**Abstract** Thermal fatigue cracking may initiate at a T-junction pipe where high and low temperature fluids flow in from different directions and mix. Thermal stress is caused by a temperature gradient in a structure and by its variation. It is possible to obtain stress distributions if the temperature distributions at the pipe inner surface are obtained by experiments. The wall temperature distributions at a T-junction pipe were measured by experiments. The thermal stress distributions were calculated using the experimental data. The circumferential and axial stress fluctuations were larger than the radial stress fluctuation range. The stress fluctuation at the position of the maximum stress fluctuation had 10sec period. The distribution of the stress fluctuation was similar to that of the temperature fluctuation. The large stress fluctuations were caused by the time variation of the heating region by the hot jet flow.

**Keywords** thermal fatigue, T-junction pipe, thermal stress, temperature fluctuation, numerical simulation

## 1. 序論

種々のプラントの配管合流部では、温度の異なる流体が混合することで発生する温度変動いわゆるサーマルストライピング現象により、配管材料内部に熱疲労が発生する可能性がある。1999年に生じた日本原子力発電(株)敦賀2号機の再生熱交換器連絡配管からの漏洩事象は、このサーマルストライピング現象による熱疲労が損傷の要因の一つであった<sup>(1)</sup>。この事象等を契機に日本機械学会は、温度変動現象による構造物への影響評価手法を確立するため、「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」<sup>(2)</sup>(以下、指針)を策定した。指針は、水を内包する配管の高温水・低温水の合流・混合により発生する温度

ゆらぎや閉塞分岐管滞留部に発生する熱成層化現象に起因する熱疲労に対する構造健全性評価方法を定めている。指針では、サーマルストライピング現象を特徴付ける素過程として、以下の過程を提示している。

- (1) 主流における温度ゆらぎの生成
- (2) 境界層内における温度ゆらぎの減衰
- (3) 非定常熱伝達の影響による温度ゆらぎの減衰
- (4) 熱伝導による構造材内部の温度差の緩和

上記、(1)～(4)に示す過程の結果、構造材中における温度ゆらぎに起因する応力分布の変動が、材料の疲労強度との関係により熱疲労をもたらす。よって、構造材内部の温度分布および応力分布を適切に予測することが熱疲労評価の上で重要な課題で

\*1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

ある。

T字配管合流部における構造材内部の応力分布を正確に得るには、管壁温度分布を3次元的に把握する必要がある。指針では実験データに基づき非定常熱伝達率を算出し、管壁温度を予測しており、その熱伝達率は保守的ではあるが、その空間的な分布は考えられていない。また、応力は管壁の厚さ方向の1次元評価を行い求めている。一方、ホットスポットやコールドスポットといった温度分布の広がりを考慮できる、3次元的な詳細な計算を行うことで、より精緻な評価が可能となる。

筆者らは、実験または数値解析により得られた温度分布から応力評価を行う手法としてIMAT-F (Integrated Methodology of Assessment for Thermal-Fatigue) を開発してきた<sup>(3)(4)</sup>。この手法による熱疲労評価フローを図1に示す。この手法を用いれば、熱応力の3次元時刻歴データを図1の(1)～(3)に示した3つのアプローチから得ることが可能である。ここでは、T字配管合流部に対し、精度の高い熱応力評価を行うにはどのアプローチが適切か検討した。

まず、実験による流体温度データを用いた(1)のフローに対し検討してみる。このアプローチでは、前もって熱伝達率を明らかにすることが必要である。水を対象としたT字配管合流部における熱伝達率解明のための実験は国内外で進められている。日本原子力研究開発機構(以下、原子力機構)<sup>(5)</sup>では、熱電対を用い分岐管からの噴流下流部の25点において管壁温度を計測している。また、熱電対をツリー状に配置した計測装置を管内に挿入し壁近傍の流体温度を測定することにより、局所的な非定常熱伝達率を明らかにしている。国外では、仏Civaux発電所の余熱除去システムで発見された熱疲労による配管のき裂発生原因を調査するため、高低温水合流配管部における熱疲労研究が進められている。フランス電力公社(EDF)でも、T字配管合流部における管内表面温度データ<sup>(6)</sup>を採取している。この実験では流体側と壁側の温度を同時に計測できるような熱電対を組み合わせたCoefhとよばれるセンサを配管に埋め込み、分岐管からの噴流下流部の52点において計測している。この実験も原子力機構の実験同様、局所的な非定常熱伝達率を明らかにすることを目的としている。しかしながら、流体および壁温度を多点で同時に測定することは容易ではなく、非定常熱伝達率の空間的把握は困難である。

次に、図1のフロー(3)に示す流体・構造熱連成解析を用いるアプローチの適用性について検討した。T字配管合流部における流れの複雑さから精度よく温度変動を予測することは困難であり、適切な数値シミュレーション手法の開発に向けいくつかの研究が行われている<sup>(7)(8)(9)</sup>。これらの研究では、合流下流域の速度変動および温度変動を対象に実験と数値シミュレーションとの比較検討が行われており、流体側の温度変動の予測について、さらなる改善が進められている状況である。しかしながら、構造材側の温度変動予測については、十分な実験データとの比較検証が実施されていない。

最後に、実験による管内面温度データを用いた図1の(2)のフローによる手法である。このアプローチでは熱伝達率評価が不要であるため、十分な数の熱電対を配置すれば、精度よい応力分布を実験から得ることができ、流体・構造熱連成解析の検証用データとして用いることも期待できる。そこで、本研究では、水を対象に高低温水合流部のT字配管内表面の温度データを測定し、その実験結果から応力評価を行うことにした。これまで著者らは、熱電対の配置位置、その取り付け手法、計測データの処理方法等の検討を行い<sup>(10)</sup>、管壁温度測定試験体を製作し、その温度分布特性を明らかにしてきた<sup>(11)</sup>。本報では、既報で報告した管壁温度の時刻歴データを用い、図1のフロー(2)に従い有限要素法(FEM)により応力を算出・評価した結果について報告する。

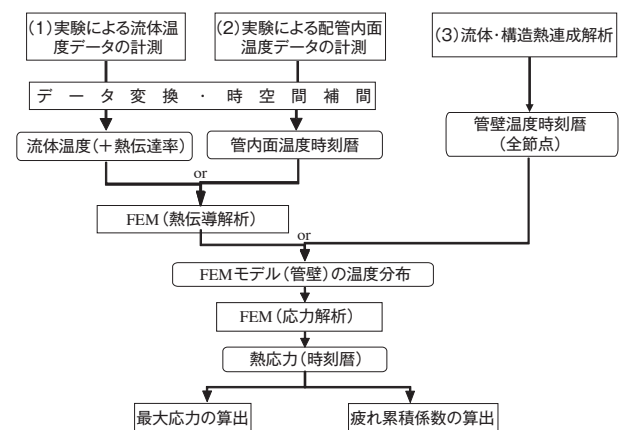


図1 熱疲労評価フロー<sup>(3)</sup>

## 2. 実験方法

### 2.1 実験装置

図2に実験装置の概要を示す。実験装置は、主に高温水タンク、低温水タンク、混合水タンク、高温水ポンプ、低温水ポンプから構成され、タンク容量は各々7m<sup>3</sup>、8m<sup>3</sup>、20m<sup>3</sup>、ポンプ容量はともに20m<sup>3</sup>/hである。試験流体は水を使用する。高温水タンク内には電熱ヒータが設けられており約90℃までの高温水が生成可能である。低温水タンクには15℃まで冷却可能な熱交換器で温度調節した低温水が生成可能である。鉛直上方から流れてくる高温水と水平横方向から流れてくる低温水が試験部で合流した後、混合水タンクで受け入れるワンス・スルー方式となっている。ワンス・スルー方式では実験時間が限られることから、温度差のない実験であればポンプの出口連絡配管および試験部出口から低温水タンクへの戻りラインを用いることで低温水ポンプ1台による循環運転が可能である。

試験部上流側には低温水側で18D<sub>m</sub>の位置に、高温水側で56D<sub>b</sub>の位置に多孔板と細管の束を組み合わせた整流器を設置した。ここで、D<sub>m</sub>は低温水側(主管側)内径、D<sub>b</sub>は高温水側(分岐管側)内径である。流量はポンプ出口に設けた弁で調整する。各々の整流装置の効果については、レーザードップラー流速計を用いた試験部上流部の流速分布測定にて確認済みである<sup>(11)</sup>。また、入口流体温度は整流器上流側に挿入した、非接地K型JISクラス1シース熱電対を用い測定した。

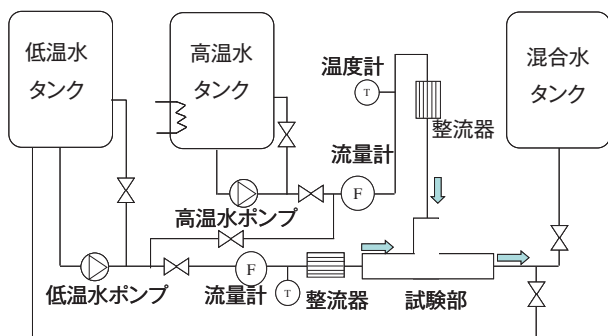


図2 実験装置の概要

### 2.2 温度計測装置

図3に管壁温度測定用試験体の概観写真を示す。試験部はステンレス製であり、低温水側を主管側、

高温水側を分岐管側とし、各々の管内径はD<sub>m</sub> = 150 mm、D<sub>b</sub> = 50 mmである。また、管外面には断熱材を取り付けた。管壁温度の測定には、シース直径0.5 mmの非接地K型熱電対JISクラス1を使用した。熱電対は図4に示すとおり管厚7.6 mmの配管に穴をあけ外面から挿入し、内表面に加工した幅0.6 mm、高さ0.7 mmの矩形溝に沿わせた後、Niロウ付けで固定した。ロウ付けした配管内表面は滑らかに仕上げた。大気中のロウ付けではロウ材が矩形溝コーナー部に十分流れ込まず、空隙が発生することが確認されたことから、高温真空炉でロウ付けを行い、空隙を排除する施工法を採用した<sup>(10)</sup>。図5に管壁温度測定箇所を示す。測定箇所は、図中に示す黒丸箇所であり、z = -50 mm ~ 225 mmの範囲に25 mm間隔、θ = 0° ~ 60°の範囲に5°間隔、z = -150 mm、600 mmではθ = 0°の位置である。測定総箇所数は148箇所である。ここでzは、主管と分岐管の管軸の交点を原点として、主管軸に沿った

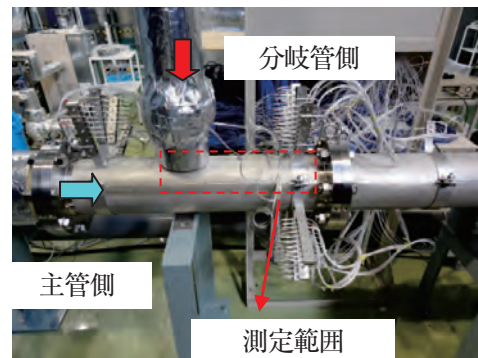


図3 管壁温度測定用試験体の外観写真

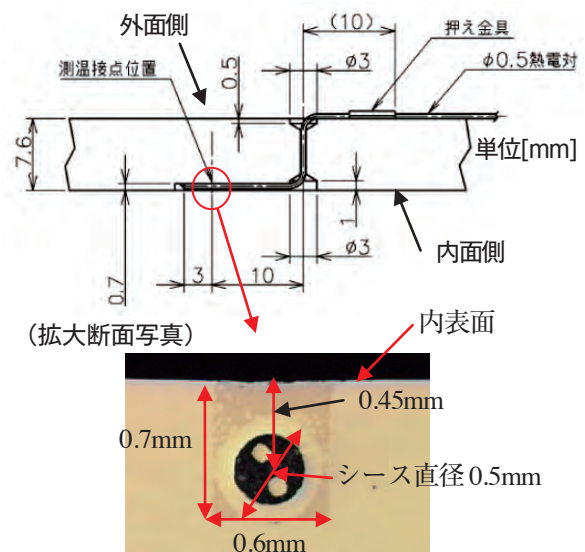


図4 熱電対取り付け概略図



下流方向の距離で、 $\theta$ は分岐管の方向を $0^\circ$ とする主管上流側からみて反時計周りの周方向角度である。

図6に流体温度測定用計測装置の概略図を示す。温度測定には、ツリー状に1列に並べたシース直系0.25 mmの非接地K型熱電対JISクラス1を使用した。その配列は $r = 0$ を主管中心として $r = 0 \sim 70$  mmまで5 mm間隔、 $r = 74$  mmの16点とした。ツリー形状は、直径1 mm、長さ50 mmの筒にシースを差し込み、シース先端を長さ5 mmだけ筒から出して根元は口ウ付けで固定したものである。ツリーは、試験部下流から挿入してあり、 $z$ 方向への並進、 $\theta$ 方向への回転が可能である。

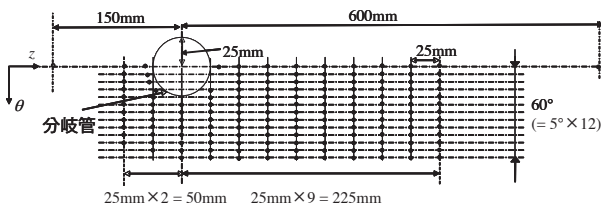


図5 管壁温度測定箇所

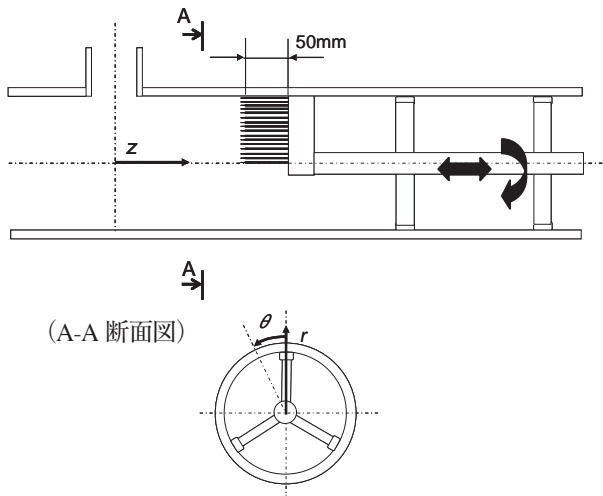


図6 流体温度測定用計測装置

### 2.3 実験条件

流体温度測定試験条件を表1に、管壁温度測定試験条件を表2に示す。座標系は図6に示すとおり、主管と分岐管の管軸の交点を原点として、主管の下流方向を $z$ 、分岐管の方向を $0^\circ$ とする主管上流側からみて反時計周りの角度を $\theta$ とした。表1に示す管断面平均流速は、流量を流路面積で割った値である。Kamideらは<sup>(12)</sup>次式で定義される運動量比 $M_R$ により合流下流域における流動様式を分類しており、 $M_R > 1.35$ の範囲では、分岐管からの噴流が主管の

中心部まで到達せず主管壁に沿って流れる壁面噴流状態になることを示している。

$\rho_m$ は主管側流体密度、 $\rho_b$ は分岐管側流体密度、 $V_m$ は主管側管断面平均流速、 $V_b$ は分岐管側管断面平均流速である。また、その状態では他の流動様式に比べ管壁温度変動が大きいことを示している。

$$M_R = \frac{M_m}{M_b} \tag{1}$$

$$\text{ここで、} M_m = D_m D_b \rho_m V_m^2, M_b = \frac{\pi}{4} D_b^2 \rho_b V_b^2$$

表1 流体温度測定試験条件

	計測位置		入口流体温度 [°C]		管断面平均流速 [m/s]		$M_R$ [-]
	$z$ [mm]	$\theta$ [°]	主管側	分岐管側	主管側	分岐管側	
(1)	75	0	14.6	49.9	0.99	0.66	8.6
(2)	100	0	15.0	49.1	0.99	0.66	8.6
(3)	150	0	18.3	53.2	1.00	0.66	8.8
(4)	75	5	15.6	48.8	0.98	0.66	8.4
(5)	75	10	16.0	49.5	1.00	0.66	8.8
(6)	75	15	16.1	48.8	0.98	0.66	8.4
(7)	75	20	15.9	50.3	0.97	0.66	8.3
(8)	75	25	15.9	50.4	1.00	0.66	8.8
(9)	75	30	15.8	49.6	1.00	0.66	8.8
(10)	75	35	16.9	50.2	0.98	0.66	8.4
(11)	75	40	17.3	50.5	0.98	0.65	8.7
(12)	75	45	17.0	51.7	0.99	0.67	8.3
(13)	75	50	17.1	53.2	1.01	0.66	8.9
(14)	75	55	17.4	51.9	0.99	0.67	8.3
(15)	75	60	18.1	51.6	1.00	0.66	8.8
(16)	100	5	18.6	53.4	1.00	0.66	8.8
(17)	100	10	18.6	53.7	1.00	0.66	8.8
(18)	100	15	18.8	53.3	0.97	0.67	8.0
(19)	100	20	18.9	53.5	0.99	0.66	8.6
(20)	100	25	18.9	53.0	0.98	0.66	8.4
(21)	100	30	18.8	52.9	0.99	0.66	8.6
(22)	100	35	18.5	53.3	1.00	0.66	8.8
(23)	100	40	19.9	54.4	0.98	0.67	8.2
(24)	100	45	20.0	54.1	0.97	0.66	8.3
(25)	100	50	20.4	54.5	1.00	0.65	9.0
(26)	100	55	21.8	54.6	0.99	0.66	8.6
(27)	100	60	22.1	54.4	0.99	0.66	8.6

表2 管壁温度測定試験条件

入口流体温度 [°C]		温度差 [K]	管断面平均流速 [m/s]		$M_R$ [-]
主管側	分岐 管側		主管側	分岐 管側	
25.7	59.8	34.1	0.99	0.66	8.7

よって、本研究では、熱疲労評価の観点から厳しいと考えられる壁面噴流状態を試験条件に選定した。式(1)で算出される運動量比(=  $M_R$ )が1.35を上回る範囲で流速比の条件を設定した。

## 2.4 温度計測方法

熱電対からの測定データは、各チャンネル毎にA/D変換を備えた多チャンネルの同時サンプリングが可能なデータロガー(共和電業製, USB-500A, UCAM-500B)を用い、データ記録の同時性の確保に配慮した。その誤差は $12.4\mu\text{sec}$ であり、実験の目的からほぼ同時といえる。また、サンプリング周波数は50Hzとした。今回の試験条件でのT字合流部における温度変動の卓越周波数は高くても数Hz程度であることが報告されており<sup>(12)</sup>、そのサンプリング周波数で特徴的な温度変動は測定可能であると考えた。

熱電対の記録データは、熱電対単体とデータロガーの誤差による総合誤差が含まれることになる。よって、その誤差を低減するため、白金測温抵抗体タイプの基準温度計を挿入し、静水状態で校正式を作成し、測定データを校正処理することにした。その誤差は、流体温度で $\pm 0.12^\circ\text{C}$ で、管壁温度で $\pm 0.42^\circ\text{C}$ である。

温度データの測定は、入口温度および流量が安定した後に測定を開始し、採取したデータから安定した範囲を抽出し統計処理等の評価を行った。

## 2.5 計測温度データの処理方法

### 2.5.1 管壁温度データの処理

図1の熱疲労評価フローで示したとおり、FEMを用い、熱応力分布を算出するには、その前段として管壁の温度分布が必要である。温度分布算出のためには、管内表面の温度データを境界条件として非定常熱伝導解析をする必要がある。しかしながら、図4の熱電対取り付け断面写真に示したとおり熱電

対の測定点は管内表面より0.45 mm離れており厳密には管内表面温度データではない。よって、以下の手法で測定データから管内表面温度を算出することにした<sup>(10)</sup>。

- ① 熱電対で温度データを測定。
- ② ①で得られたデータをFFT(高速フーリエ変換)解析し周波数領域に変換。
- ③ あらかじめ用意した配管内表面温度と熱電対測温点位置の温度に関する伝達関数を熱伝導解析で作成。
- ④ ③で作成した伝達関数の逆関数を用い②の結果に対し振幅・位相を処理。
- ⑤ ④で処理した温度変動値を逆FFT解析し時間領域に変換。

別途FEMによる熱伝導解析で作成した伝達関数を以下に示す<sup>(10)</sup>。

$$a = \exp(-0.236f^{0.628}) \quad (2)$$

$$\theta = 0.355f^{0.602} \quad (3)$$

ここで、 $a$ は振幅比、 $\theta$ は位相遅れ、 $f$ は周波数である。その導出過程は既報<sup>(10)</sup>を参照されたい。以降記載する実験結果の管内表面温度は、上記手法で計測データを処理した結果である。

### 2.5.2 流体温度データの処理

図6の熱電対を用いた流体温度測定では、測温位置とシース周囲の流体までの距離は、熱電対シースの半径分は離れることとなる。その結果、シース半径の大きさによって誤差が生じることとなる。2.4.1で2点間の応答関数(振幅倍率と位相差)を用いて配管表面温度の推定の必要性を検討した。よって、その手法と同様に熱伝導解析による応答関数を算出し用いることでその誤差を評価することにした。

流体とシース中心の測温点間の応答関数が必要となるが、汎用解析コードABAQUSによる熱伝導解析にてシース周囲の流体温度の変動周波数をパラメータとして算出した。図7に解析格子と表3に解析に使用した物性値を示す。また、計算では流体とシース表面間の熱伝達率が必要となるが、平板の層流熱伝達率を算出する以下の式を用いた<sup>(13)</sup>。

$$Nu_x = \alpha_x x / \lambda = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4)$$

ここで、 $Nu_x$ は平板前縁からの距離 $x$ における局所ヌセルト数であり、シース先端部から測温点までの距離として $x = 0.2 \text{ mm}$ とした。また、流体の物性値は $40^\circ\text{C}$ の値を使用した。その結果、熱伝達率は、 $\alpha_x = 29697 \text{ W/m}^2\text{K}$ となった。シース熱電対周囲の流体温度を周波数 $f \text{ Hz}$ の正弦波で与え、得られた応答関数を以下に示す。

$$a = \exp(-0.000359 f^{1.73}) \tag{5}$$

$$\theta = 0.0297 f^{0.936} \tag{6}$$

式 (2), (3) に示した管壁温度用の応答関数に比べ振幅の減衰比は小さく、位相差も小さいことがわかる。これはシース熱電対の直径が $0.25 \text{ mm}$ と小さく、熱容量や伝熱減衰の影響が小さいためと考えられる。

流体温度変動幅が大きかった $z = 100 \text{ mm}$ ,  $\theta = 30^\circ$ ,  $r = 74 \text{ mm}$ における測定データと上記応答関数を用い算出した流体温度データの比較結果を図8に示す。図に示すとおり応答関数処理前後の値はほぼ一致しており、最大温度変動幅の誤差は160秒間で $0.10^\circ\text{C}$ と小さかった。よって、流体温度データは熱電対の測定結果をそのまま用いることにした。

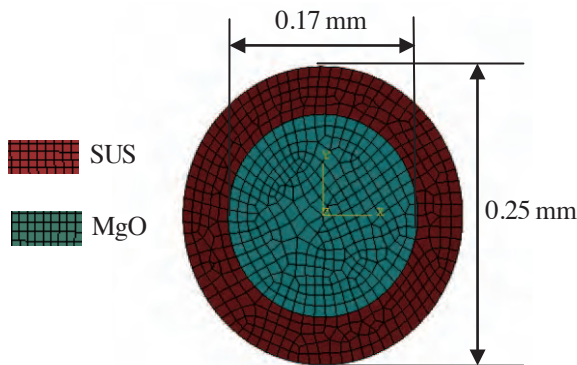


図7 応答関数算出用解析格子

表3 熱伝導解析で使用した物性値

	SUS304	MgO <sup>(*)</sup>
密度 [ $\text{kg/m}^3$ ]	7916	3332.7
熱伝導率 [ $\text{W/(mK)}$ ]	16.1	1.55
比熱 [ $\text{J/(kgK)}$ ]	501	937

※充填率95%の場合(空気5%, MgO 95%の割合)

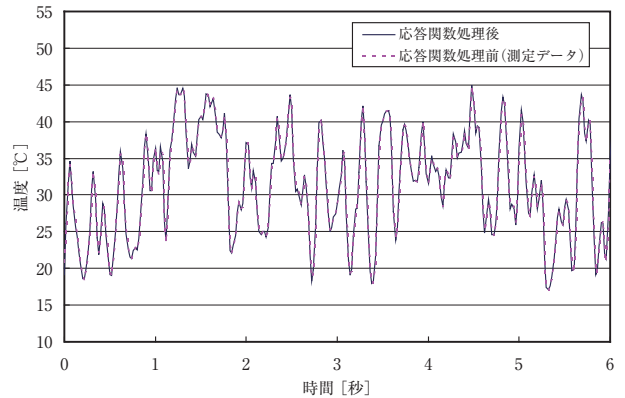


図8 流体温度データの応答関数処理前後の比較結果

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 流体温度分布特性

図9に表1の試験条件(1)-(3)の $\theta = 0^\circ$ ,  $z = 75, 100, 150 \text{ mm}$ における流体の時間平均温度、温度変動強度の半径方向分布を示す。 $r$ は主管半径 $R$ で無次元化した。図6に示したとおり $r/R = 0$ は主管中心、 $r/R = 1$ は主管内壁位置である。

時間平均温度は、式(7)に示すとおり、160秒間の時系列データの時間平均温度 $T_{f,ave}$ を無次元化した値である。

$$T_{f,ave}^* = \frac{T_{f,ave} - T_m}{T_b - T_m} \tag{7}$$

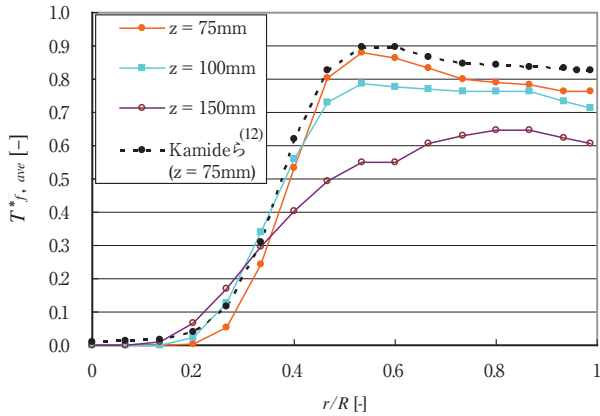
ここで、 $T_m$ は、主管側入口流体温度、 $T_b$ は、分岐管側入口流体温度である。また、温度変動強度は以下の式で定義した値である。

$$T_{f,std}^* = \frac{T_{f,std}}{T_b - T_m} \tag{8}$$

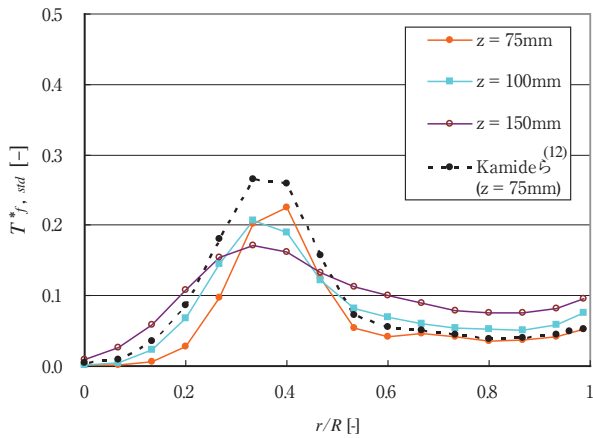
$$\text{ここで、 } T_{f,std} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{f,i} - T_{f,ave})^2}{N}}$$

160秒間の温度データを統計処理しており、サンプリング周期は $0.02 \text{ sec}$ としたことから $N = 8000$ である。

図9(a)より分岐管からの高温噴流が主管内壁に近い範囲( $r/R = 0.5 \sim 1.0$ )を流れており下流にいくに従いその範囲は主管中心側( $r/R = 0$ )に広がっていくのがわかる。また、温度のピークは下流にいくに従い徐々に低下しており、低温水との混合



(a) 時間平均温度分布

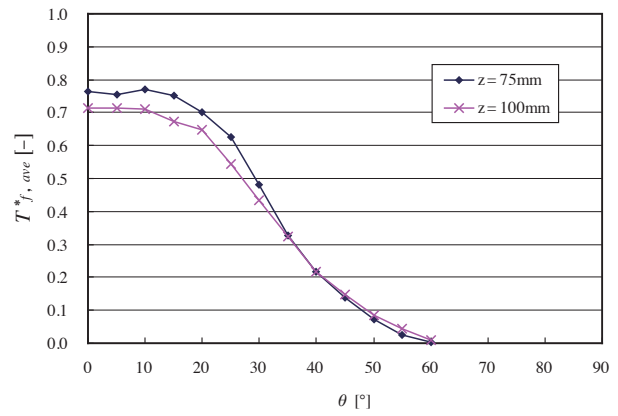


(b) 温度変動強度分布

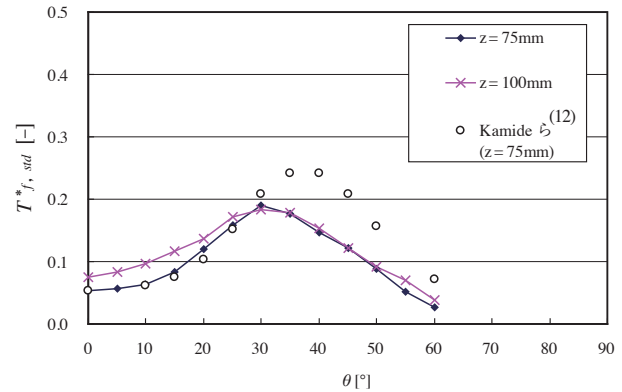
図9 流体温度の半径方向分布( $\theta = 0^\circ$ )

により  $z = 150 \text{ mm}$  では  $T^*_{f,ave} = 0.65$  となる。図9 (b) より、温度変動強度のピーク位置は下流にいくに従い主管中心側 ( $r/R = 0$ ) に移動し、そのピークは徐々に低下し  $z = 150 \text{ mm}$  では  $T^*_{f,std} = 0.17$  となる。図中には、Kamideら<sup>(12)</sup>の実験結果のうち、試験条件  $V_m = 1.46 \text{ m/s}$ ,  $V_b = 1.0 \text{ m/s}$ ,  $T_m = 48^\circ\text{C}$ ,  $T_b = 33^\circ\text{C}$ ,  $M_R = 8.1$ の結果を示した。Kamideら<sup>(12)</sup>の試験条件は主流が高温側、分岐流が低温側となっていることから比較のため、時間平均温度は  $1 - T^*_{f,ave}$  として図示した。本研究の試験条件は異なるため、単純な定量的比較はできないが、その運動量比 ( $= M_R$ ) はほぼ同じ値である。時間平均および変動強度の分布は類似しており同じ流動パターンである壁面噴流状態の特徴が再現できている。

次に、図10に表1の試験条件 (1), (2), (4) - (27) の  $z = 75, 100 \text{ mm}$ ,  $\theta = 0^\circ \sim 60^\circ$ , における流体の時間平均温度、温度変動強度の周方向分布を示す。図10より分岐管からの高温噴流が  $\theta = 30^\circ$  付近まで存在しており、低温水との境界付近において温度変



(a) 時間平均温度分布



(b) 温度変動強度分布

図10 流体温度の周方向分布 ( $r=74\text{mm}$ , 壁から1mm)

動強度が大きくなっていることがわかる。図中には、図9と同様のKamideら<sup>(12)</sup>の実験結果を示した。温度変動強度のピーク値はKamideらの実験結果に比べ5%程度小さく、そのピーク位置が  $\theta$  が増加する方向にずれているのが確認できる。変動強度の分布は類似しており壁面噴流状態の特徴が再現できていることがわかる。既報に述べたとおり、Kamideらの主管の入口流速分布は、本実験装置の入口流速分布に比べ平坦な傾向があり、その違いが影響している可能性もある。

### 3.2 管内表面温度分布特性

図11に表2の試験条件で実施した管内表面温度分布の測定結果を示す。本結果については、既報<sup>(11)</sup>で報告済みであるが、次章にて、この管内表面温度分布の時刻歴データを用いて、図1(2)に示した熱疲労評価フローに基づき、FEMによる熱伝導解析および応力解析を行うことから、その概要について説明する。

値は2.4.1で述べたとおり熱電対データを内表面



に変換した値を用いている。図11 (a) は、瞬時の温度を、式 (9) により無次元化してある。

$$T_s^* = \frac{T_s - T_m}{T_b - T_m} \quad (9)$$

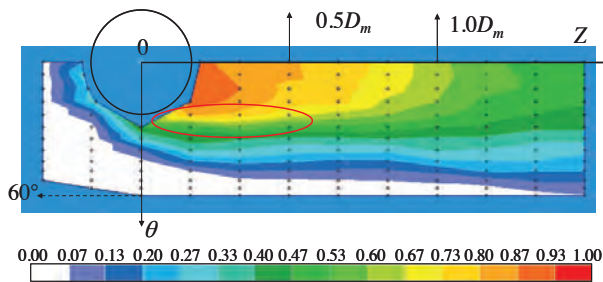
図中の白丸は測温点位置を示しており、分布図は測温点の値を一次補間し作成した。瞬時温度分布より分岐管出口部（原点を中心とした円）からの高温の噴流が壁に沿い下流域に流れていることが確認できる。その値は  $z = 1D_m$  でおおよそ  $T_s^* = 0.6$  になっていることがわかる。また、周方向角度で  $\theta = 20^\circ \sim 30^\circ$  付近（図中の赤丸範囲）の周方向温度勾配が大きいことがわかる。

図11 (b) は、式 (10) で定義される温度変動強度分布を示す。

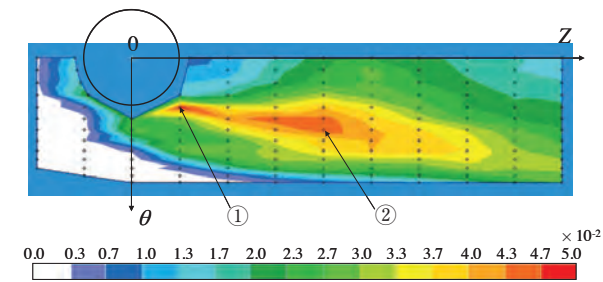
160秒間の温度データを統計処理しており、サンプリング周期は0.02秒としたことから  $N = 8000$  である。図中の①、②は一番目と二番目に変動強度が大きい位置を示しており、各々  $T_{s,std}^* = 0.048$  ( $z = 25 \text{ mm}$ ,  $\theta = 20^\circ$ ),  $0.045$  ( $z = 100 \text{ mm}$ ,  $\theta = 30^\circ$ ) であった。

$$T_{s,std}^* = \frac{T_{s,std}}{T_b - T_m} \quad (10)$$

$$\text{ここで、 } T_{s,std} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{s,i} - T_{s,ave})^2}{N}}$$



(a) 瞬時温度分布



(b) 温度変動強度分布

図11 管内表面温度分布

## 4. 実験結果を用いた熱応力の算出

### 4.1 解析手法と解析格子

熱伝導解析および応力解析は汎用ソフトである ABAQUS (ver 6.11-2) を用いた。解析に用いたモデルを図12に示す。解析範囲は分岐管中心より上流側に150 mm, 下流側に600 mm, 分岐管端部から主管中心までは175 mmで、主管中心軸を通る y-z 平面で分割した半分の領域である。主管、分岐管の内径、管厚は図3に示した壁温測定用試験体と同じ150 mm, 50 mm, 7.6 mm, 5.25 mmとした。要素分割は主に主管の軸方向は12.5 mm間隔、周方向間隔は2.5°間隔である。また熱電対測温点には節点を配置するよう調整してある。板厚方向は、管内面側で最小格子高さ0.1 mmとしている。総メッシュ数は81,856である。

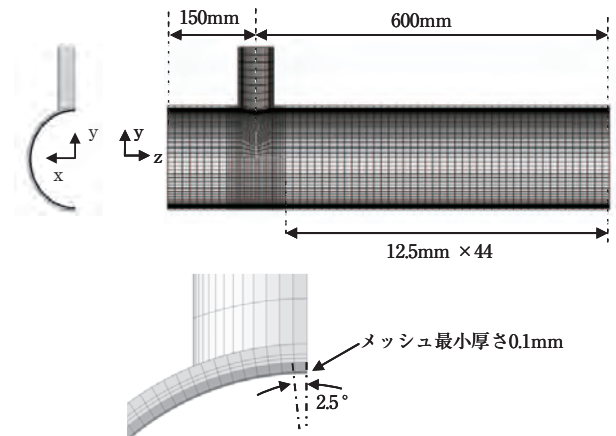


図12 熱伝導・応力解析用の解析格子

### 4.2 解析条件

#### 4.2.1 熱伝導解析

実験では管外面には断熱材を取り付けていることから、管外表面は断熱条件とした。また、分岐管内面の節点には高温側流体温度を一様に与え、主管内面のうち熱電対計測位置にあたる節点には、実験で得られた管内表面温度データを与え、その他節点については、線形補間を行うことで付与した。初期温度は、管全体に上流側の計測点である  $z = -150 \text{ mm}$ ,  $\theta = 0^\circ$  の時間平均温度を与えた。計算時間間隔は、管壁温度計測のサンプリング間隔と同じ  $\Delta t = 0.02 \text{ 秒}$  とした。計算時間は実験データの測定時間



と同じ160秒とした。

### 4.2.2 応力解析

熱伝導解析結果である160秒間のうち、準定常状態であることを確認した後半100秒間のデータを使用し応力解析を行った。計算時間間隔は、同じ $\Delta t = 0.02$ 秒とした。境界条件としては、対称面の節点において $x$ 方向の並進および $z$ 軸周りの回転を拘束し、その他は自由境界条件とした。

## 5. 応力解析結果とその考察

### 5.1 応力分布特性

表4に応力解析の結果のうち、各応力成分の100秒間の応力変動幅の最大値とその場所を示す。その応力変動幅は半径方向(=  $\Delta\sigma_r$ )に比べ周方向(=  $\Delta\sigma_\theta$ )および軸方向成分(=  $\Delta\sigma_z$ )の応力変動が大きいといえる。

表4 最大応力変動幅およびその位置

	最大応力変動幅 [MPa]	座 標		
		$r$ [mm]	$\theta$ [°]	$z$ [mm]
半径方向 $r$	4.0	75.1	17.0	25.4
周方向 $\theta$	27.0	75.1	24.5	97.4
軸方向 $z$	30.9	75.0	25.5	77.6

次に、特に変動が大きかった100秒間の応力変動幅 $\Delta\sigma_\theta$ 、 $\Delta\sigma_z$ について管内表面における分布を図13と図14に示す。応力変動幅とは最大値と最小値の

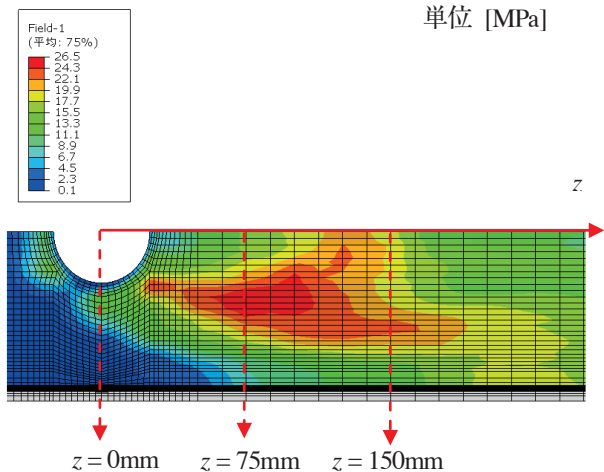


図13 管内面における周方向応力変動幅 $\Delta\sigma_\theta$ の分布

差である。ともに応力変動幅の大きい範囲は $z = 25$  mm ~ 150 mm,  $\theta = 20^\circ \sim 50^\circ$ の限定的な範囲であることがわかる。

図15に表4で示した応力変動幅が最大となる場所での周方向応力 $\sigma_\theta$ の時刻変化を図16に軸方向応力 $\sigma_z$ の時刻変化を示す。図より10秒程度の周期で大きく変動しているのが確認できる。図では最大値と最小値の時刻を赤丸で示した。また、赤丸で示した時刻における主管内表面の周方向応力分布を図17に、軸方向応力分布を図18に示す。図は見やすくするため圧縮応力領域の範囲のみコンター図を記載した。図中のバツ印は、図15, 16に示した時刻履歴データ算出位置である。図より圧縮応力の領域が周方向に大きくゆらぐことで大きな応力変動が発生していることがわかる。

次に、周方向応力 $\sigma_\theta$ および軸方向応力 $\sigma_z$ の変動幅が最大となった位置における深さ1 mmの位置の応力の時刻歴変化を図19, 20に示す。図15, 16に示した管内面位置のデータと比較すると板厚方向( $r$

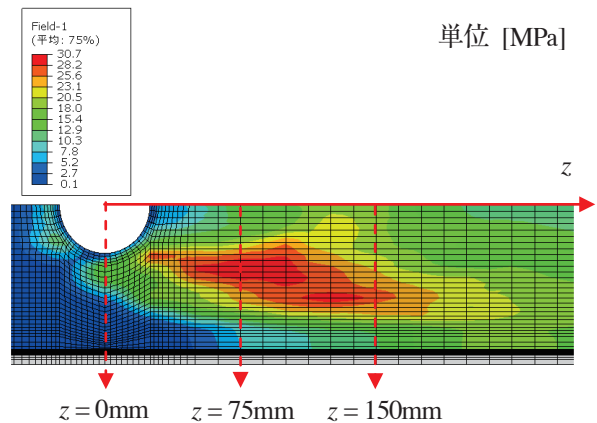


図14 管内面における管軸方向応力変動幅 $\Delta\sigma_z$ の分布

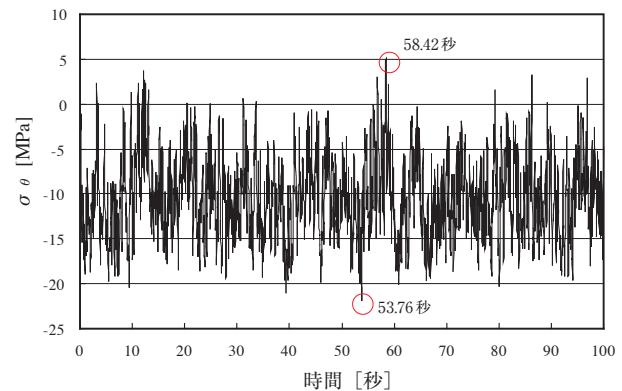


図15 周方向応力の時刻歴変化 ( $r = 75.1$ mm,  $\theta = 24.5^\circ$ ,  $z = 97.4$ mm)

方向)に1 mm深くなると応力変動幅は小さくなるものの10秒程度の周期の変動が残ることがわかる。

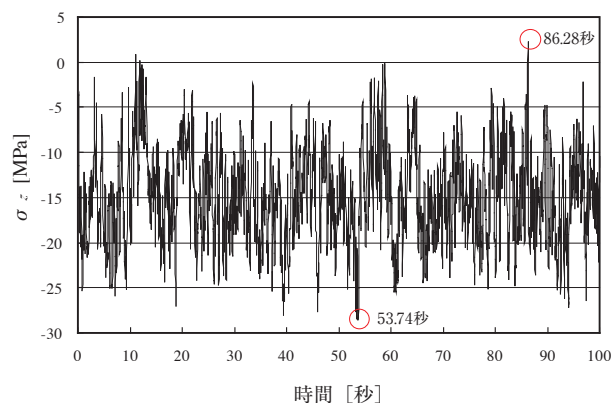
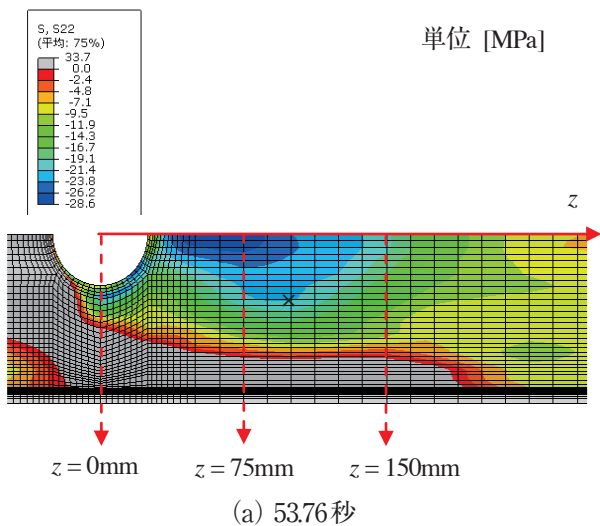
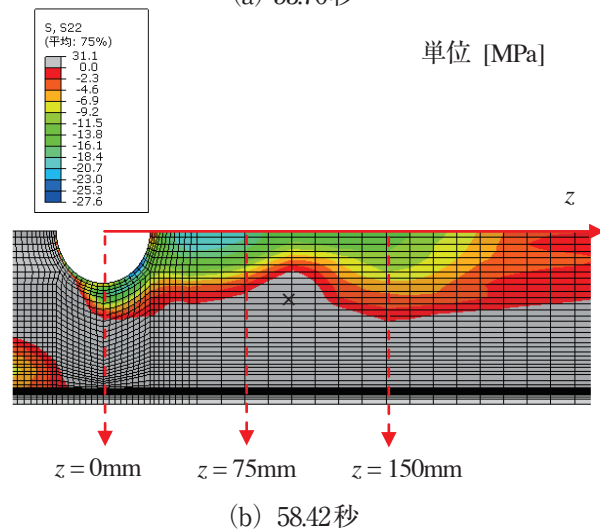


図16 軸方向応力の時刻歴変化 ( $r = 75.0\text{mm}$ ,  $\theta = 25.5^\circ$ ,  $z = 77.6\text{ mm}$ )

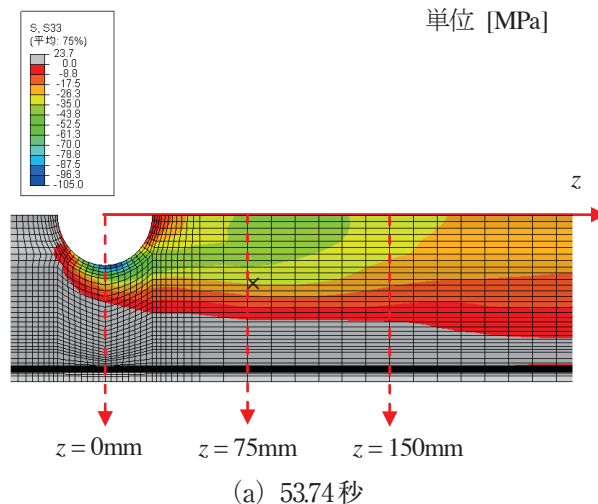


(a) 53.76秒

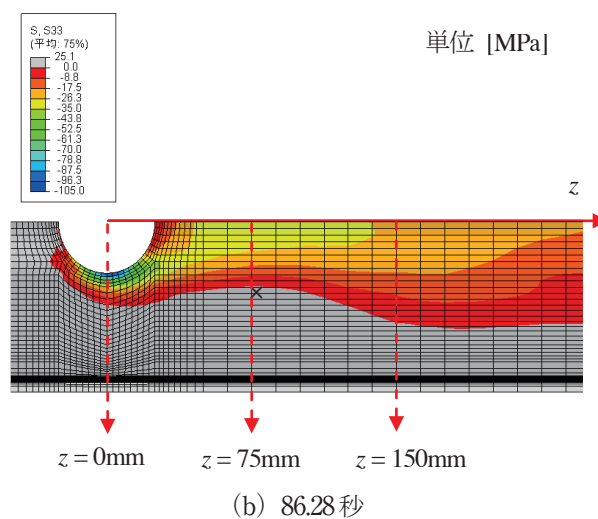


(b) 58.42秒

図17 管内面の周方向応力分布の時間変化



(a) 53.74秒



(b) 86.28秒

図18 管内面の軸方向応力分布の時間変化

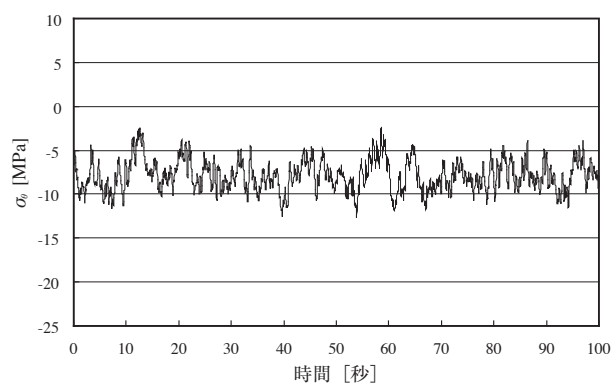


図19 周方向応力の時刻歴変化 ( $r = 76.0\text{mm}$ ,  $\theta = 24.5^\circ$ ,  $z = 97.4\text{mm}$ )

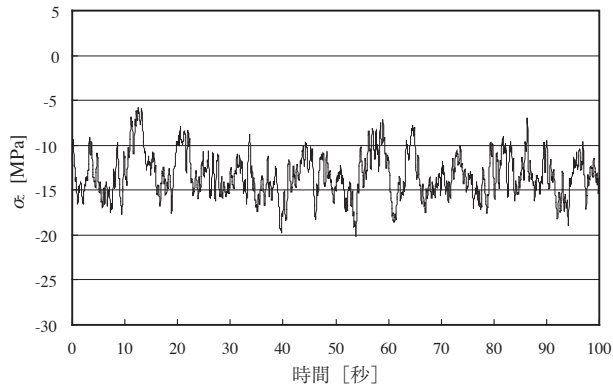


図20 軸方向応力の時刻歴変化 ( $r = 76.0\text{mm}$ ,  $\theta = 25.5^\circ$ ,  $z = 77.6\text{ mm}$ )

### 5.2 応力変動要因の検討

5.1に示したとおり，T字配管合流部において熱疲労の要因となる応力変動幅の特徴として，半径方向 ( $= \Delta\sigma_r$ ) に比べ周方向 ( $= \Delta\sigma_\theta$ ) および軸方向成分 ( $= \Delta\sigma_z$ ) の応力変動が大きく，図13, 14に示したとおりその変動幅が大きい範囲は限定的であった．またその深さ方向の応力変化の特徴として10秒程度の長周期の変動が残ることがわかった．本節ではその変動要因を検討した．

図21に管内表面における100秒間の温度変動幅の分布を示す．温度変動幅とは最大値と最小値の差である．図13, 14に示した同期間の応力変動幅分布と比較してわかるようにその分布は似ている．

図17に示した周方向応力が最大，最小となった時刻と同時刻における管内面温度の分布を図22に，図18に示した軸方向応力が最大，最小となった時刻と同時刻における管内面温度の分布を図23に示す．図より， $\sigma_z$ および $\sigma_\theta$ の圧縮応力の領域が大きくゆらぐ時刻にあわせて，分岐配管からの高温噴流に

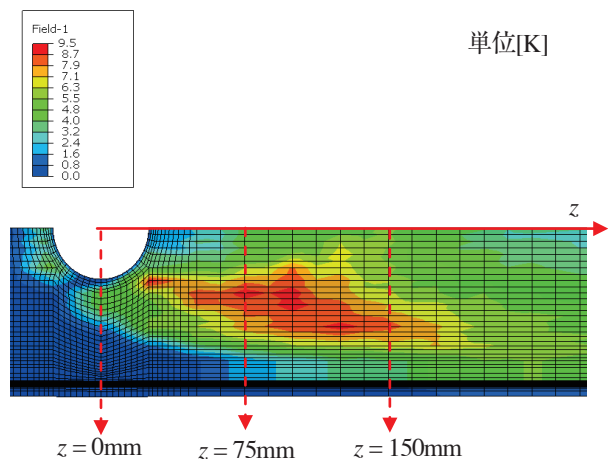
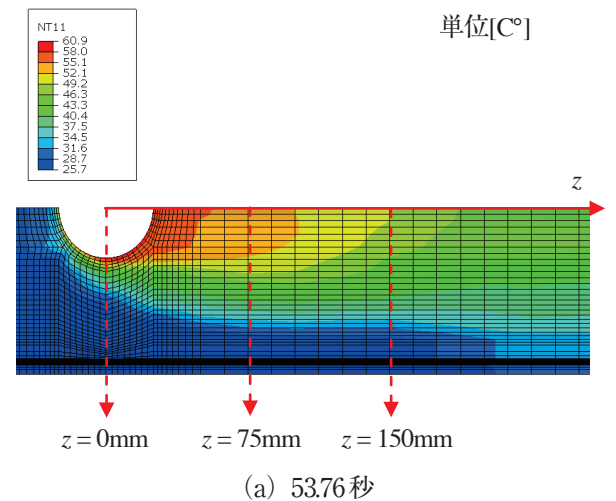


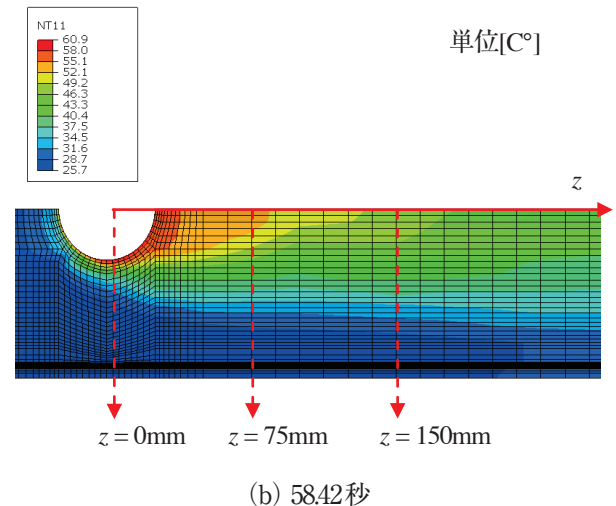
図21 管内面における温度変動幅の分布

よる主管内面の加熱領域が拡大・縮小していることがわかる．高温噴流による主管内面の加熱による膨張が拘束されることで圧縮応力が発生し，その加熱領域の時間変化が応力変動をもたらしていると考えられる．また，既報<sup>(11)</sup>に示したとおり加熱領域の変化は10秒程度の比較的長周期で発生しているため，管厚方向の温度減衰が期待できず，図19, 20に示したとおり，管内表面から深さ1 mmにおいても応力変動が発生する要因となっている．

大きな応力変動をもたらす管壁温度変動の要因として，高温噴流の長周期の時間変化が関係している可能性があるが，その説明は今後の課題である．



(a) 53.76秒



(b) 58.42秒

図22 管内面における温度分布の時間変化 (図17と同時刻)



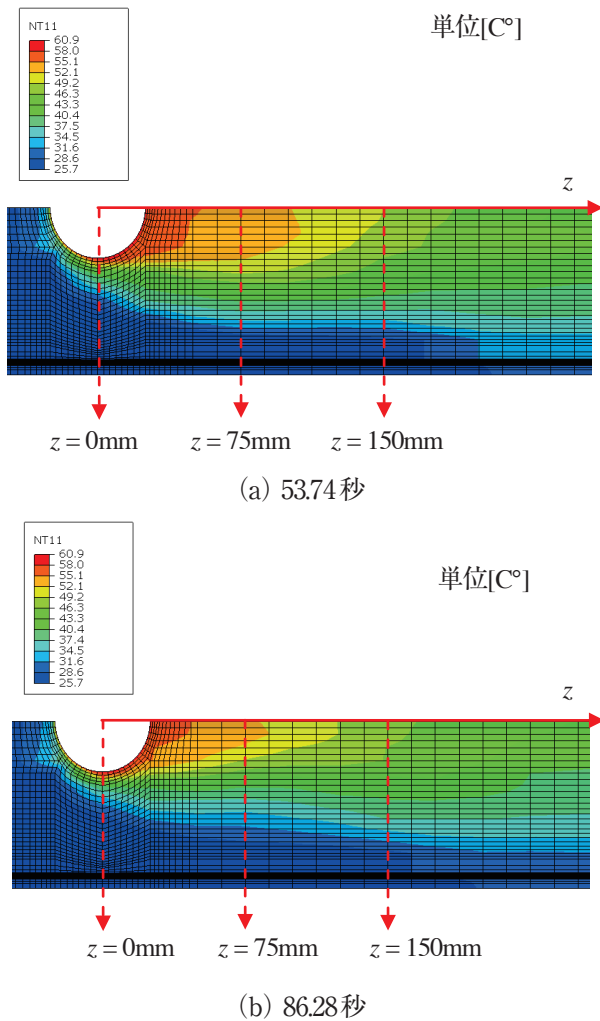


図23 管内面における温度分布の時間変化(図18と同時刻)

## 6. 結論

本研究では、T字配管合流部の熱疲労現象解明のため、管壁温度分布測定実験結果を用い、応力の算出・評価を行った。試験条件は、分岐管/主管の口径比0.33 (= 50/150)、流速比は、分岐管からの噴流が主管の中心部まで到達せず主管壁に沿って流れる壁面噴流状態で実施した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 応力変動幅は、主管の半径方向に比べて、周方向および軸方向の応力が大きく、最大応力変動幅が確認された位置における応力の時刻歴データは10秒程度の周期で大きく変動する。応力変動幅は板厚方向に減衰するが深さ1mmにおいて10秒程度周期の応力変動が残る。
- (2) 主管内面の応力変動幅と管内面温度変動幅の分布は似ており、高温噴流による管内面の加熱領域の変化にともない応力変動が発生している。

以上の結果を踏まえ、今後は流体温度測定装置や可視化試験体を用いた管壁温度変動要因の解明、得られた管内面温度や応力データを用いて流体構造熱連成数値シミュレーション手法の精緻化を行う予定である。

## 文献

- (1) 通商産業省資源エネルギー庁編，平成12年度版原子力発電所運転管理年報，火力原子力発電技術協会，(2000)，pp.233-234.
- (2) 日本機械学会，JSME S 017 配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針 (2003).
- (3) 大厩徹，中村晶，竹中信幸，熱疲労評価手法のシステム化 I - 閉塞分岐配管の熱成層問題への適用 -，INSS JOURNAL, Vol.13, (2006)，pp.90-101.
- (4) 中村晶，大厩徹，熱疲労評価手法のシステム化 II - 数値シミュレーションを用いた評価手法の検証 -，INSS JOURNAL, Vol.13, (2006)，pp.102-114.
- (5) Kimura, N., Ono, A., Miyakoshi, H. and Kamide, H., "Experimental Study on High Cycle Thermal Fatigue in T-Junction," The 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), N13P1169, (2009).
- (6) Fontes, J., Braillard, O., Cartier, O. and Dupraz, S., "Evaluation of an Unsteady Heat Transfer Coefficient in a Mixing Area: the FATHER Experiment Associated to the Specific "Coefh" Sensor," The 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), N13P1136, (2009).
- (7) Nakamura, A., Oumaya, T. and Takenaka, N., "Numerical Investigation of Thermal Striping at a Mixing Tee Using Detached Eddy Simulation", The 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), N13P1074, (2009).
- (8) Tanaka, M., Ohshima, H. and Monji, H., "Thermal Mixing in T-Junction Piping System Related to High-Cycle Thermal

- Fatigue in Structure”, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 47, No. 9, (2010) , pp. 790-801.
- (9) Howard, R. and Pasutto, T., “The Effect of Adiabatic and Conducting Wall Boundary Conditions on LES of a Thermal Mixing Tee”, The 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), N13P1110, (2009).
- (10) 三好弘二, 中村晶, T字合流配管部の熱疲労現象解明に向けた管壁温度分布の測定 - 熱電対を用いた温度測定方法の検討 -, INSS JOURNAL, Vol.18, (2011) , pp.106-117.
- (11) 三好弘二, 中村晶, 歌野原陽一, T字配管部の熱疲労評価手法の高度化に向けた管壁温度特性の解明, INSS JOURNAL, Vol.20, (2013) , pp.45-55.
- (12) Kamide, H., Igarashi, M., Kawashima, S., Kimura, N. and Hayashi, K., “Study on mixing behavior in a tee piping and numerical analyses for evaluation of thermal striping,” Nuclear Engineering and Design, 239, (2009) , pp.58-67.
- (13) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, p.28 (2009).