

# T字管合流部の熱疲労評価のための熱伝達率の解明<sup>\*1</sup>

Heat transfer coefficient suitable for thermal fatigue assessment at a T-junction

三好 弘二 (Koji Miyoshi)<sup>\*2</sup> 釜谷 昌幸 (Masayuki Kamaya)<sup>\*2</sup>  
 歌野原 陽一 (Yoichi Utanohara)<sup>\*2</sup> 中村 晶 (Akira Nakamura)<sup>\*2</sup>

**要約** 高低温水が合流する T 字管では、熱疲労による亀裂が発生することがある。本研究ではこのような熱疲労を評価するために T 字管の管内面温度変動に関する非定常熱伝達率を調べた。また、明らかにした非定常熱伝達率を用い、管内面の温度変動の予測精度について検証した。高低温水合流部における流体温度および管内面の温度は熱流動実験にて調べた。分岐管からの高温の噴流と低温の主流の境界部にて発生した流体温度変動が、管内面における温度変動を引き起こしていた。非定常熱伝達率は温度変動が比較的高い範囲にてパワースペクトル法により求めた。求めた非定常熱伝達率は Dittus-Boelter 式により求まる値の最大で 3.3 倍であった。壁近傍の流体温度と求めた非定常熱伝達率を用いて管内面の温度変動を見積もった結果、その誤差は温度変動範囲基準で±20%以下であった。

**キーワード** T 字管, 熱伝達率, 熱疲労, 温度変動

**Abstract** Thermal fatigue cracks have been found at T-junctions where high and low temperature fluids flow in. In this study, the heat transfer coefficient at a T-junction was investigated. The obtained heat transfer coefficient was then validated by estimating the temperatures on a pipe inner surface. The temperatures of the fluid and the pipe inner surface were measured by mock-up tests in which high and low temperature water was mixed. The fluid temperature fluctuation near the boundary between the hot jet flow and the cold main flow caused the temperature on the pipe inner surface to fluctuate. The heat transfer coefficient was obtained by the power spectrum method for the pipe inner surface where the temperature fluctuation was relatively large. The estimated heat transfer coefficient was 3.3 times larger than that calculated by the Dittus-Boelter equation. The temperature on the pipe inner surface was successfully estimated using the obtained heat transfer coefficient and the measured fluid temperature in the vicinity of the inner surface. The prediction error was less than ±20% for the temperature fluctuation range.

**Keywords** T-junction, Heat transfer coefficient, Thermal fatigue, Temperature fluctuation

## 1. はじめに

原子力発電所の T 字管合流部で熱疲労が発生した事例がある<sup>(1),(2)</sup>。温度差のある流体が混合し、配管内面の温度変動を引き起こし、疲労亀裂を発生させる現象はサーマルストライピングと呼ばれ、その現象は図 1 に示す通り複数のプロセスから構成される<sup>(3)</sup>。まず、混合により流体温度変動が管内で発生し、次に流体から配管への熱伝達により管内面の温度変動が発生する。そして、温度変動は管厚方向に伝わり熱応力変動を誘起し疲労損傷が蓄積する。

T 字管の高低温水合流部では、温度や流速が複雑に変化するため管内面の温度を予測することは困難と

いえる。しかしながら、熱応力を評価するためには、その温度変動を予測することが必要である。疲労損傷は応力の変動範囲が配管材料の疲労限度を超えると蓄積するため、疲労評価には管壁の温度変動範囲の最大値を予測することが望まれる。

これまで T 字管での混合現象に対する数値シミュレーションが数多く行われている<sup>(4)-(13)</sup>。流体温度の計算結果は実験結果との比較検証が行われ、管壁近傍の流体温度変動を予測できることが報告されている<sup>(5)-(9),(11),(13)</sup>。一方、管壁の温度変動を正確に予測することは、流体から構造への熱伝達過程の複雑さから未だ難しい状況である。

T 字管における熱疲労評価のため、高低温水の混合

\*1 Nuclear Engineering and Design (2020), Vol. 370, 110916 を和訳し転載

\*2 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

現象に対するいくつかの実験もこれまで行われている<sup>(14)-(24)</sup>。また、熱電対を使用した配管温度の調査も行われている<sup>(14), (16), (18)-(23)</sup>。T字合流部の配管内面の温度変動を測定するためには、熱伝導による温度変動の減衰の影響を低減するため熱電対の測定点が管内表面近くとなるように調整する必要がある。また、温度変動範囲の最大値を捉えるには、複数の位置において測定しなければならない。それゆえ、高低温水が合流するT字管の内表面の温度を予測する手法の開発が望まれる。

Moriyaら<sup>(25)</sup>は、構造材表面近傍の流体温度と求めた非定常熱伝達率から構造材表面の温度を予測する手法を開発しており、その手法では、熱伝達率を得るために流体と壁温度の時刻歴データのパワースペクトル密度 (PSD) を用いている (以下、パワースペクトル法)。また、その手法の妥当性については、並行に配置した2つのノズルから噴出させた高温と低温の水を試験平板に衝突させた実験で検証されているが、T字合流部での妥当性確認については報告されていない。Kimuraら<sup>(16)</sup>は、パワースペクトル法にてT字合流部の複数の箇所にて非定常熱伝達率を求め、Dittus-Boelter式<sup>(26)</sup>で得られる熱伝達率より大きくなることを示している。また、Fontesら<sup>(14)</sup>も同様な方法でT字合流部の非定常熱伝達率を調べ、測定した管壁温度と推定した管壁温度を比較することで流体から構造へ

の位相遅れの影響を議論している。

本研究では、T字合流部の管内面における最大温度変動範囲を予測するために非定常熱伝達率を調べた。合流前の断面平均流速の比は、比較的壁近傍の流体温度変動が高いことが知られている壁面噴流条件<sup>(15)</sup>を模擬する条件とした。初めに、管内面の温度変動が比較的大きい範囲を明らかにし、その範囲において測定した温度を用いて非定常熱伝達率を算出した。次に、求めた非定常熱伝達率を用いて推定した管内面温度変動とその測定値を比較することでその妥当性について検証した。最後に、最大温度変動範囲の評価方法について考察した。

## 2. 試験方法

### 2.1 実験ループ

図2に高低温水合流実験に使用したT-Cubic実験ループの概略図を示す<sup>(27)</sup>。本ループは、高温水タンク、低温水タンク、混合水タンクおよび2つのポンプから構成される。高低温水は試験部で混合され、各々の流量は弁操作により調整される。試験部の上流には、エルボや弁にて生じる乱れを低減するため整流器を設置した。試験部入口の流速分布は、レーザードップラ一流速計にて測定し、十分発達した乱流分布になって

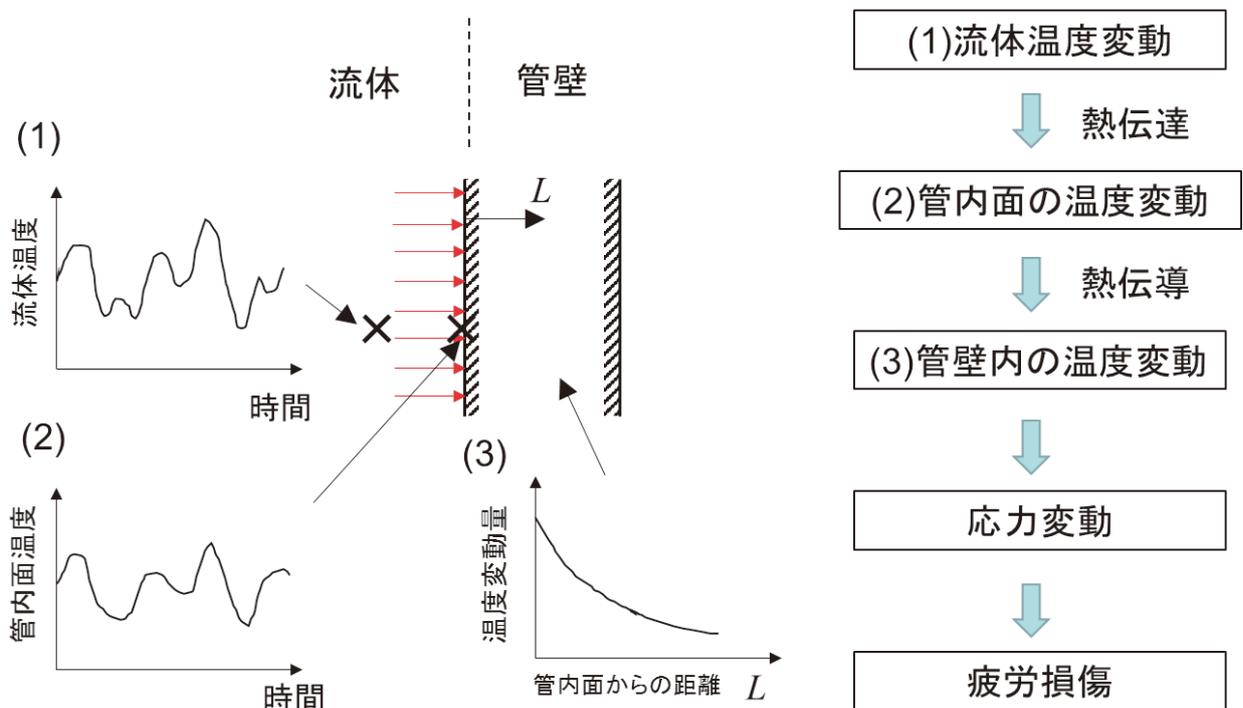


図1 サーマルストライピング現象の概要

いることを確認している<sup>(28)</sup>。試験部入口の流体温度は整流器の上流に設置したシース熱電対にて測定した。図3に温度測定用試験体の概略図を示す。試験体は、管内径150 mmの主管と管内径50 mmの分岐管から成るT字管であり、ステンレス製とした。主管と分岐管の管外径はJISの6Bおよび2B相当とし、管厚は、各々7.6 mm, 5.3 mmである。試験部の形状は、WATLON試験装置<sup>(15)-(16)</sup>とほぼ同じである。配管の外面には保温材を取り付けた。

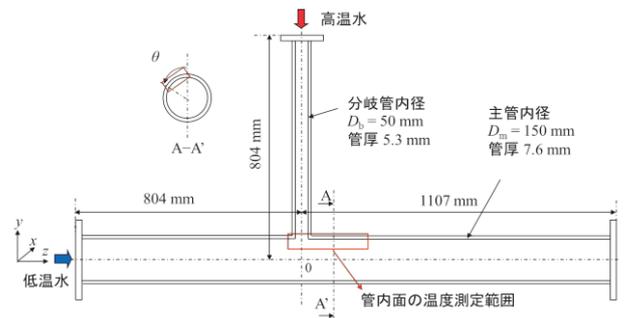


図3 温度測定用試験体の概略図

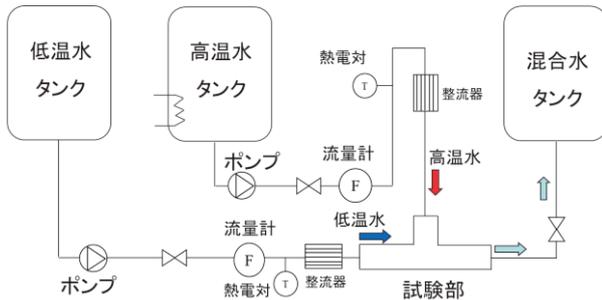
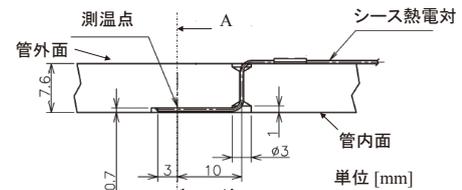


図2 実験ループ(T-Cubic)の概略図



(A-A' 断面写真)

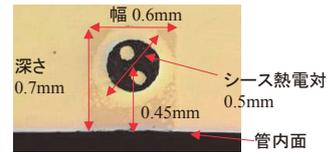


図4 熱電対埋設方法

## 2.2 管内面温度測定

配管内面の温度はシース熱電対（外径0.5 mm）を管内面近傍に挿入することで測定した。熱電対周囲の断面写真を図4に示す。幅0.6 mm, 深さ0.7 mmの溝に非接地型のシース熱電対を埋め込んだ。図5に主管内面の148点の温度測定点を示す。測定箇所は、図中の赤丸で示した。z = -50 mm ~ 225 mmの範囲に25 mm間隔、 $\theta = 0^\circ \sim 60^\circ$ の範囲に5°間隔、z = -150 mm, 600 mmでは $\theta = 0^\circ$ の位置とした。ここでzは主管軸で、 $\theta$ は分岐管の方向を0°とする主管上流側からみて反時計周りの周方向角度とする（図3参照）。原点は、主管軸と分岐管軸の交点とした。温度測定の時間間隔は0.02秒とした。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した。その誤差は、0.42 K以下であり、入口温度差の1.4%相当である。

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位置での温度ではない。よって、本研究では、逆解析により測定値から管内表面温度を算出した。その解析手法の詳細は既報<sup>(28)</sup>を参照されたい。

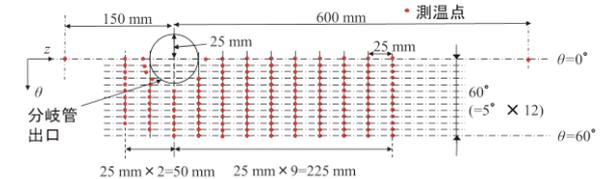


図5 主管の管内面温度の測定箇所

## 2.3 流体温度測定

図6に主管内の流体温度を測定した装置の概略図を示す<sup>(29)</sup>。16のシース熱電対をくし状に配置しており、その間隔は $r = 0 \sim 70$  mmで5 mm, 最も外側の1つは $r = 74$  mmの位置（主管内面から1 mm）とした。外径0.25 mmのシース熱電対を直径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ロウ付けで固定した。装置は、試験部下流から挿入し、z方向への並進、 $\theta$ 方向への回転により流体温度分布を計測した。温度の測定間隔は0.02秒とした。Kamideら<sup>(15)</sup>は、T字管合流部の流体温度を、くし状に配置した熱電対により測定できることを示している。本研究においても、同様な形状の測定装置を使用した。

測定した温度は、前節と同様な手法で校正した。その誤差は、0.42 K以下であり、入口温度差の0.4%相当である。

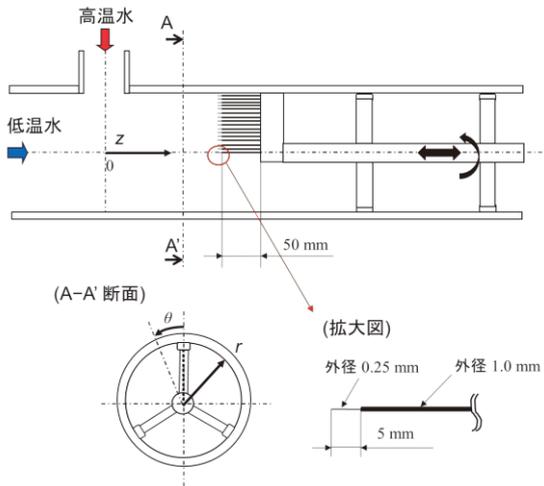


図6 流体温度測定装置

### 2.4 実験条件と方法

主管側と分岐管側の入口流体温度は、20 °C、50 °C、入口断面平均流速は、1.0 m/s、0.7 m/sとした。レイノルズ数は、各々 $1.5 \times 10^5$ 、 $6.3 \times 10^4$ である。断面平均流速は、流量を流路面積で除することで求めた。Kamideら<sup>(15)</sup>は、T字管合流部の流動様式を主管側と分岐管側の入口部での流れの運動量比により分類しており、分岐管からの流入運動量が比較的小さい条件では、分岐管からの噴流が主管の壁に沿って流れることで壁近傍にて比較的高い温度変動が発生することを示している。本研究の条件は、その流動様式を再現する条件とした。

初めに、主管内面の温度分布を160秒間測定した。その際、図6に示した流体温度測定装置は主管内に挿入しなかった。次に、管内面と流体温度を同時に測定するため、その測定装置を挿入した。くし状の熱電対は、 $z = 0.33D_m$ 、 $0.5D_m$ 、 $0.67D_m$ 、 $0.83D_m$ 、 $1.0D_m$  (= 50 mm, 75 mm, 100 mm, 125 mm, 150 mm)の位置に移動し、分布を測定するため回転させた。 $\theta$ 方向の測定間隔は $5^\circ$ とした。 $z$ 方向と $\theta$ 方向の最小目盛りは1 mmおよび $1^\circ$ で、その測定誤差は $z = \pm 0.2$  mmおよび $\theta = \pm 0.2^\circ$ である。管内面および流体温度は、各位置で160秒間測定した。

## 3. 実験結果

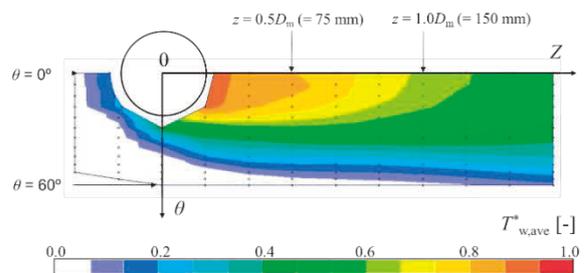
### 3.1 管内面温度

図7に主管内表面位置における時間平均温度および温度変動範囲の分布を示す。変動範囲は時刻歴データの最大値と最小値の差として定義した。これらの温度は以下の式に示す通り無次元化した。

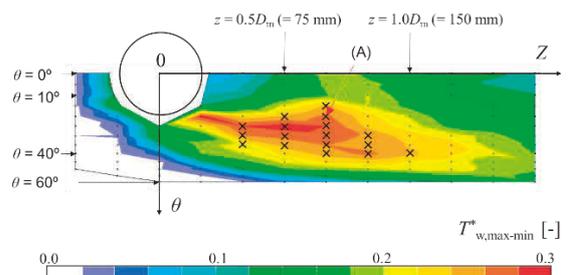
$$T_{w,ave}^* = \frac{T_{w,ave} - T_m}{T_b - T_m} \quad (1)$$

$$T_{w,max-min}^* = \frac{T_{w,max} - T_{w,min}}{T_b - T_m} \quad (2)$$

ここで $T_{w,ave}$ は160秒間における管内面の時間平均温度、 $T_m$ および $T_b$ は、主管側、分岐管側の試験部入口の流体温度である。そして、 $T_{w,max}$ および $T_{w,min}$ は160秒間における管内面の最大温度、最小温度とした。コンター図は測定値の線形補間により描画した。時間平均温度は、分岐管出口部で比較的高くなっており、下流に行くに従い減少していた。一方、温度変動範囲は、時間平均値が高い位置でとくに大きいわけではなく、分岐管出口部から $z = 1.0D_m$  (= 150 mm)の範囲でかつ $\theta = 10^\circ$ から $40^\circ$ の範囲で比較的大きくなっていった。



(a) 時間平均温度



(b) 温度変動範囲

図7 主管の内表面位置での温度分布

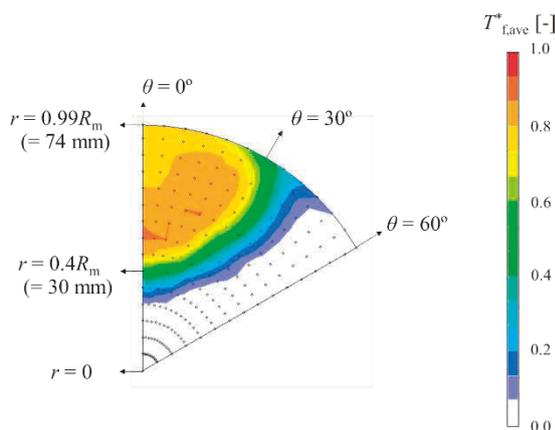
### 3.2 流体温度

図8に主管内の流体の時間平均温度と温度変動範囲の分布を示す. 測定範囲は $z = 0.5D_m (= 75 \text{ mm})$ の $\theta = 0^\circ$ から $60^\circ$ の範囲である. これらの温度は以下の式にて無次元化した.

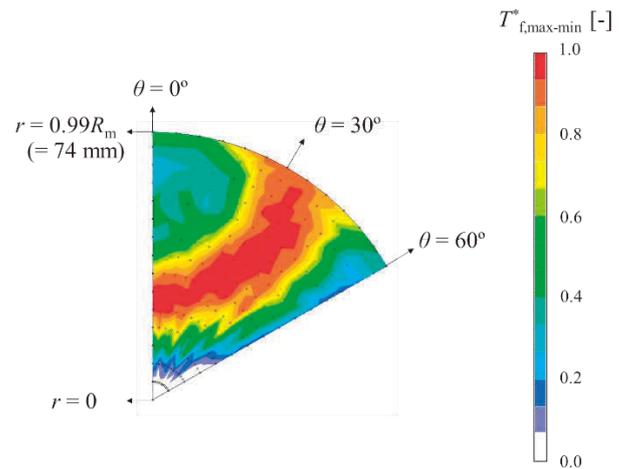
$$T_{f,ave}^* = \frac{T_{f,ave} - T_m}{T_b - T_m} \quad (3)$$

$$T_{f,max-min}^* = \frac{T_{f,max} - T_{f,min}}{T_b - T_m} \quad (4)$$

ここで,  $T_{f,ave}$ は時間平均流体温度,  $T_{f,max}$ および $T_{f,min}$ は160秒間における流体温度の最大値, 最小値である. コンター図は, 測定値を線形補間して作成した. 時間平均温度は,  $r = 0.4R_m (= 30 \text{ mm})$ から $0.99R_m (= 74 \text{ mm})$ かつ $\theta = 0^\circ$ から $35^\circ$ の範囲で比較的高かった.  $R_m$ は主管の内半径である. 一方, 温度変動範囲は,  $\theta = 15^\circ$ から $50^\circ$ の範囲で比較的高く, その範囲は高温の噴流と低温の主流との境界部であった. 境界部では, 馬蹄形状の大規模な渦構造が発生することが知られている<sup>(7)</sup>. 高温の噴流がその渦により揺動することで温度変動が発生したと推定される. 温度変動範囲が大きくなっていた $\theta = 30^\circ$ から $40^\circ$ の範囲は図7(b)に示した管内面の温度変動が大きかった位置と近くなっていた.



(a) 時間平均温度



(b) 温度変動範囲

図8 主管内の流体温度分布 ( $z = 0.5D_m$ )

## 4. 非定常熱伝達率

### 4.1 算出方法

Moriyaら<sup>(25)</sup>は, サーマルストライピングに対する非定常熱伝達率を見積もる方法として, パワースペクトル法を提案している. 本研究でも, この手法を適用した. パワースペクトル法の流れを図9に示す. 初めに, 測定した管内面温度と壁近傍の流体温度データの各々に対しPSDを算出する. そして, それらの比である $\Phi_w/\Phi_f$ を計算する. ここで $\Phi_w$ は管内面温度に対する,  $\Phi_f$ は壁近傍の流体温度に対するPSDである. 一方,  $\Phi_w/\Phi_f$ は理論的に以下の式で表される.

$$\frac{\Phi_w}{\Phi_f} = \frac{1}{2e^2 + 2e + 1} \quad (5)$$

$$e = \frac{\sqrt{\pi\rho_w c_{pw} \lambda_w f}}{h} \quad (6)$$

ここで $\rho_w$ ,  $c_{pw}$ および $\lambda_w$ は, 配管の密度, 定圧比熱, 熱伝導率であり,  $f$ および $h$ は周波数および非定常熱伝達率である. これらの関係式は1次元の熱伝達モデルから得られる<sup>(25)</sup>. 非定常熱伝達率 $h$ は, 管内面温度と壁から1 mmの位置での流体温度の測定値から算出した $\Phi_w/\Phi_f$ を式(5)で回帰することで求めた.

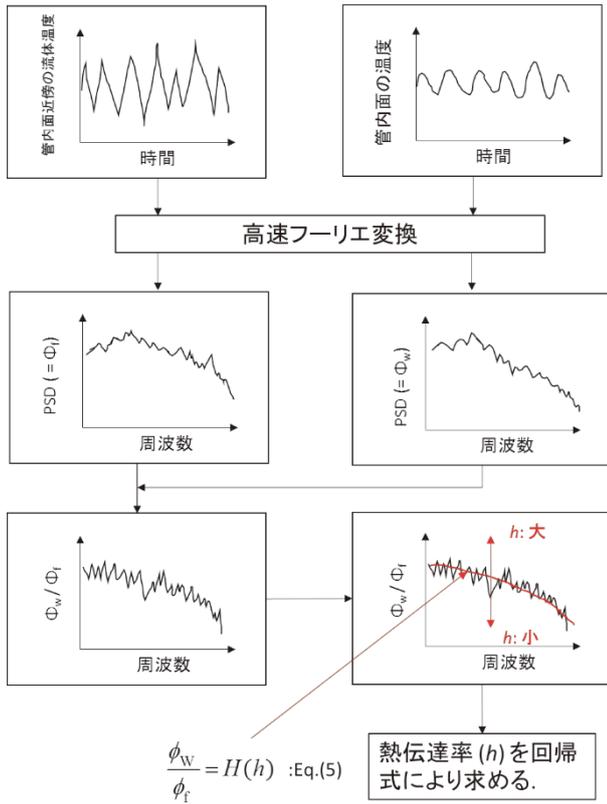


図9 パワースペクトル法による非定常熱伝達率の評価フロー

## 4.2 算出結果

非定常熱伝達率 $h$ は、管内面の温度変動範囲が比較的大きかった17箇所(図7(b)の×)で見積もった。図10は $z = 0.67D_m$ ,  $\theta = 20^\circ$ (図7(b)のA点)におけるパワースペクトル密度(PSD)を示す。 $\Phi_f$ は管内面から1 mm位置における流体温度から算出した。PSDは、卓越周波数を明瞭にするため、以下の平滑化処理を行った。まず、160秒間の測定温度から81.92秒のデータを1.0秒毎ずつずらして70個抽出した。次に、各データに対してPSDを計算し、70個のPSDの平均を求めた。

図11は、測定温度から得た $\Phi_w / \Phi_f$ と式(5)により回帰した曲線を示す。周波数0.1 Hzから10 Hzまでの範囲で回帰した結果得られた非定常熱伝達率は8795 W/(m<sup>2</sup>K)であった。0.1 Hz以下の値は、測定時間の限界から信頼性が低く、10 Hz以上の値は熱応力変動にあまり寄与しないことから<sup>(27)</sup>、回帰計算には含めなかった。算出した非定常熱伝達率の一覧を表1に示す。無次元化した非定常熱伝達率 $g^*$ は、以下の式<sup>(26)</sup>で求めたDittus-

Boelterの管主流部の定常熱伝達率 $h_{DB}$ で除した値である。

$$Nu = \frac{h_{DB} D_m}{\lambda_f} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{7}$$

ここで、 $Nu$ はヌセルト数、 $D_m$ は主管内径、 $\lambda_f$ は流体の熱伝導率、 $Re$ はレイノルズ数、 $Pr$ はプラントル数である。 $Re$ および $Pr$ は、断面平均流速および混合平均温度を用いて算出した。図12に管軸方向の $h^*$ の分布を示す。それらの最小値は1.2、最大値は3.3であった。図には本研究と近い実験条件(主管内径150 mm, 分岐管内径50 mm, 主管側入口流速1.46 m/s, 分岐管側入口流速1.00 m/s)で得られたKimuraら<sup>(16)</sup>のデータも参考のため示した。得られた値はKimuraらの値に近いことがわかる。

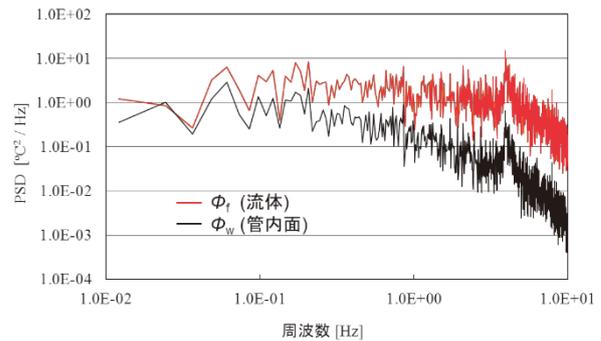


図10 温度のPSD分布 ( $z = 0.67D_m$ ,  $\theta = 20^\circ$ )

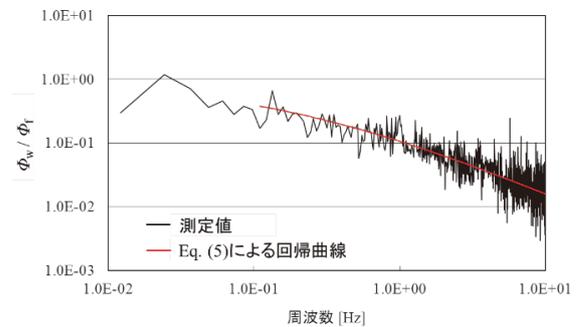


図11 温度のPSDの比と回帰曲線

表1 求めた非定常熱伝達率

$z/D_m$ [-]	$\theta$ [°]	$h_{DB}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$h$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$h^* = h/h_{DB}$ [-]
0.33	25	3210	10240	3.2
0.33	30	3195	4032	1.3
0.33	35	3165	3927	1.2
0.50	20	2798	9120	3.3
0.50	25	2859	8366	2.9
0.50	30	2856	5085	1.8
0.50	35	2847	4226	1.5
0.67	15	2890	8246	2.9
0.67	20	2931	8795	3.0
0.67	25	2909	7533	2.6
0.67	30	2929	6530	2.2
0.67	35	2942	5813	2.0
0.67	40	2945	6564	2.2
0.83	30	3041	6899	2.3
0.83	35	3038	6388	2.1
0.83	40	3036	6953	2.3
1.0	40	3114	6912	2.2

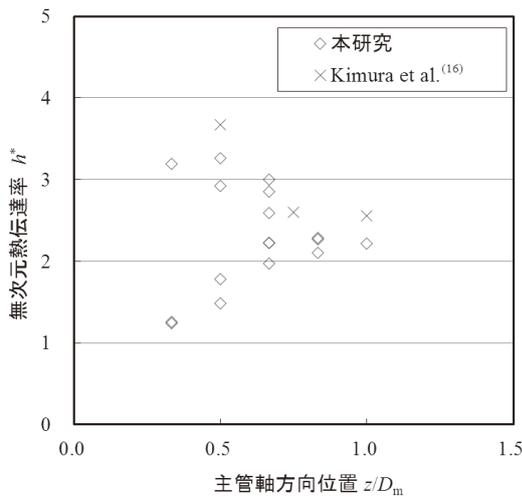


図12 非定常熱伝達率の主管軸方向分布

## 5. 非定常熱伝達率の検証

### 5.1 管内面温度の推定方法

非定常熱伝達率の妥当性を検証するために流体温度の測定値と得られた非定常熱伝達率から管内面温度を再計算した。そして、その予測精度について熱電対で測定した管内面温度と比較することで検証した。管内面温度は、1次元熱伝導解析により計算した。解

析には汎用解析コードであるAbaqus (version 6.14)を使用した。図13に解析条件を示す。表1に示した非定常熱伝達率 $h$ と管内面から1 mm位置の流体温度 $T_f$ から管内面の熱流束 $q_{inner}$ を計算した。管壁の外側は断熱条件とした。管壁の初期温度には流体温度の時間平均値を与えた。節点の間隔は0.1 mmで一様である。解析に使用した物性値を表2に示す。

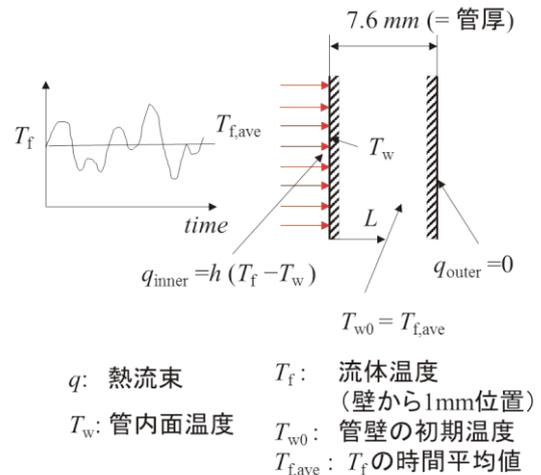


図13 管内面温度の解析条件

表2 熱伝導解析に使用した物性値

密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	7920 (at 20° C)
	7910 (at 50° C)
熱伝導率 [w/(mK)]	16.0 (at 20° C)
	16.1 (at 50° C)
比熱 [J/(kgK)]	498 (at 20° C)
	502 (at 50° C)

### 5.2 管内面温度の推定結果

図14に $z = 0.67D_m$ ,  $\theta = 20^\circ$ における管内面温度の推定値と測定値を示す。当該位置は、温度変動範囲 $T_{w,max-min}^*$ が最大となった位置である。図は、比較を容易にするため160秒間の温度のうち10秒間の範囲を示す。これらの温度は以下の式により無次元化した。

$$T_w^* = \frac{T_w - T_m}{T_b - T_m} \quad (8)$$

ここで、 $T_w$ は管内面の温度である。非定常熱伝達率と流体温度を使用して求めた温度は測定値とよく一致

している. 式(2)で求めた温度変動範囲 $T_{w,max-min}^*$ は, 測定値0.27に対し推定値は0.26であった. 図14に示すような温度変動が発生する位置に対しては, 非定常熱伝達率も変化すると考えられるが, 時間的に一定の非定常熱伝達率を適用しても温度変動範囲を精度よく予測できた. 図11に示したように非定常熱伝達率は式(5)の回帰式により求めた.  $\Phi_w/\Phi_f$ の回帰式からの偏差は周波数が減少するにつれて少なくなっており, 低周波成分の予測精度が高周波成分と比較して良好であり, その結果, 管内面温度が比較的良好に予測できたと考えられる.

一般に, 疲労損傷は応力変動範囲の最大値が材料の疲労限度を超えると発生することが知られている. それゆえ, 疲労評価には温度変動範囲 $T_{w,max-min}^*$ を予測することが重要である. 図15は, 表1に示した17箇所に対する $T_{w,max-min}^*$ の推定値と測定値の関係を表す. 推定には各々の位置で見積もった $h$ を使用した. 図に示すとおりの管内面温度変動範囲の最大値の予測誤差は±20%以内であった.

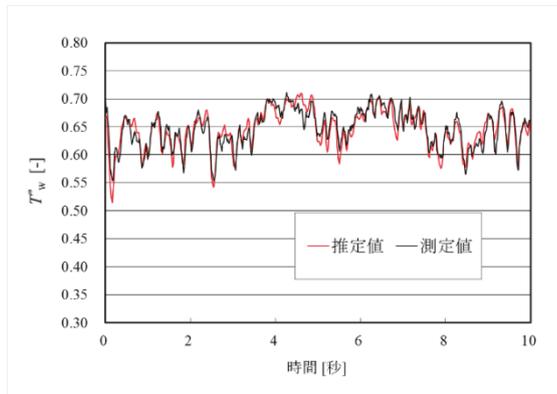


図14 管内面温度の推定結果  
( $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ )

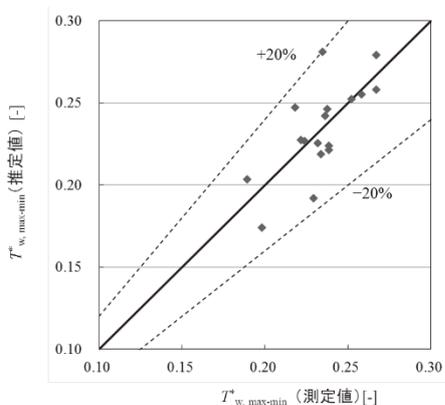


図15 管内面温度の推定値と測定値の関係

## 6 考察

1章で述べたようにT字合流部の壁近傍の流体温度変動は数値シミュレーションにより比較的良好に予測できることが報告されている. しかしながら, 管壁の温度変動については, 精度よく予測可能な状況ではない. その理由として, 温度変動が流体から構造に熱伝達する過程での減衰を予測することの難しさがある. また, 2.2節で示したとおり管内面の温度を測定することは容易ではない. それゆえ, 数値シミュレーションや実験で求めた流体温度を用いて管内面の温度変動を予測することが望まれる.

図14および図15の結果が示した通り, 非定常熱伝達率 $h$ と壁近傍の流体温度が与えられれば図13に示した解析手法により管内面の温度変動範囲 $T_{w,max-min}^*$ を推定することができる. ここで使用した非定常熱伝達率 $h$ は, 時間変化しない一定値であることは注目すべきことである. これは, 管内面の温度変化が $1/h$ の熱抵抗を考慮することで予測できたことを意味する.

図16は,  $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ における壁から1 mmの位置の流体温度を用いて推定した $T_{w,max-min}^*$ を示している. 表1に示したように最大の $h^*$ は3.3であったので, 保守的な評価をするために $h = 3.3h_{DB}$ として $T_{w,max-min}^*$ を計算した. その結果, 見積もった値は測定値にほぼ近くなっていた. 一方,  $h = h_{DB}$ を使用して推定した $T_{w,max-min}^*$ は, 測定値より小さくなっていた. Dittus-Boelter式は直管内の十分発達した乱流に対して適用される式である. Kimura<sup>(16)</sup>らはT字合流部において, 壁近傍の高い流速が流体から構造への熱伝達を増加させていたことを示している. 局所的な乱れが熱伝達を増加させ,  $h = h_{DB}$ に対する $T_{w,max-min}^*$ が過小評価されたと考えられる.  $T_{w,max-min}^*$ の過小評価は疲労評価のうえで非保守的となることに注意を要する.  $T_{w,max-min}^*$ を壁近傍の流体温度変動範囲である $T_{f,max-min}^*$ と等しいと仮定することは保守的で簡易な評価方法である. しかしながら,  $T_{f,max-min}^*$ の最大値は0.92であり図16に示す通り測定値と比較して大きすぎる. この仮定は疲労評価上過度に保守的といえる. 以上のことから $T_{w,max-min}^*$ には, 保守性を考慮して3.3倍した非定常熱伝達率を採用すべきと考える. その値は流速比や口径比のような試験条件に依存する可能性があり, 境界条件の影響は今後の課題である.

図17に表1に示した17箇所測定した $T_{f,max-min}^*$ と

$T_{w,max-min}^*$ の関係を示す。壁近傍の流体温度変動と管内面温度変動との間に相関関係は認められなかった。これは、 $T_{f,max-min}^*$ が最大となる位置で $T_{w,max-min}^*$ が最大とはならなかったことを意味する。図18(a)に $T_{f,max-min}^*$ が最大となった位置 ( $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ ) と $T_{w,max-min}^*$ が最大となった位置 ( $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ ) におけるPSDを示す。図に示す通り、流体温度の周波数の特徴は類似していることがわかる。一方、図18(b)に示す通り $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ における管内面温度のPSDは $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ におけるPSDより大きくなっていった。これは、流体から構造への熱伝達が $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ の位置の方が大きいことを意味する。実際、非定常熱伝達率の推定値は、表1に示す通り $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ では $h = 3927 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ 、 $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ では $h = 8795 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ であった。この差は、流体温度の周波数特性の違いではなく他の要因により引き起こされた可能性がある。図19(a)に $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ 位置での、図19(b)に $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ 位置での測定温度を示す。 $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ における流体温度は間欠的に増加しているが、 $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ では間欠的に減少している。このことから、前者の位置は、高温噴流の外側に位置するが、後者の位置はその内側に位置しているといえる。噴流内の速度変動強度はwake領域に発生した渦により増加することが知られており<sup>(15)</sup>、この速度変動の増加が非定常熱伝達率を増加させたかと推察される。それゆえ、 $T_{f,max-min}^*$ は $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ にて最大となったが、 $T_{w,max-min}^*$ は、 $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ よりむしろ $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ で最大となったと考えられる。

$T_{w,max-min}^*$ は、 $T_{f,max-min}^*$ が最大となった位置において最も大きくはならなかった。このことから、流体から構造への熱伝達により $T_{w,max-min}^*$ の最大値が緩和されたとも解釈できる。それゆえ、非定常熱伝達率の最大値と $T_{f,max-min}^*$ の最大値を用いることで管内面の温度変動範囲の最大値を保守的に予測することが可能である。 $h = 3.3h_{DB}$ と $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$ における流体温度を用いて $T_{w,max-min}^*$ を見積もると、その値は0.38となり測定値である0.27より大きく、流体温度変動範囲の最大値0.92より小さくなっていった。これらの結果から、管内面の最大温度変動範囲が合理的に予測可能であるといえる。

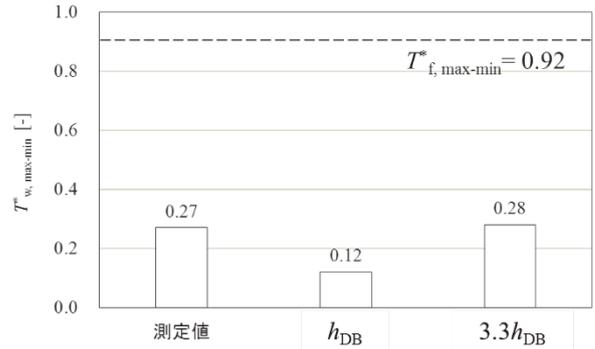


図16 管内面の温度変動範囲 ( $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ )

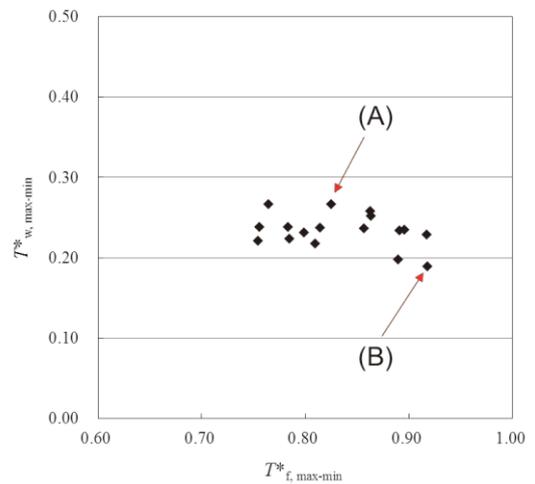
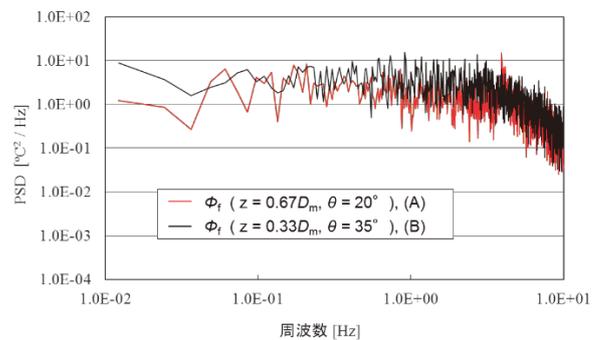
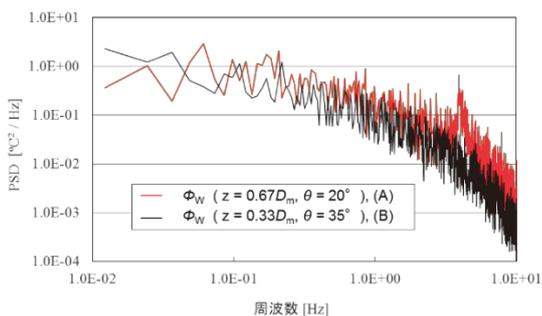


図17 流体温度と管内面温度の温度変動範囲の測定値の関係; (A)  $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$ ; (B)  $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$

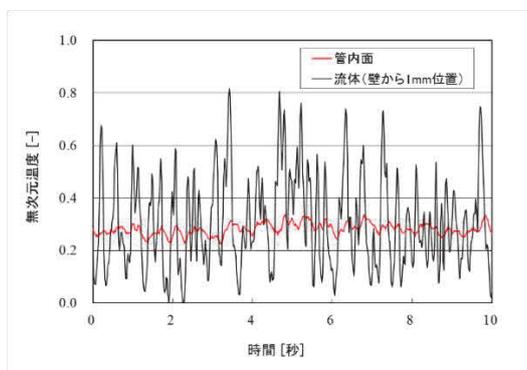


(a) 流体温度

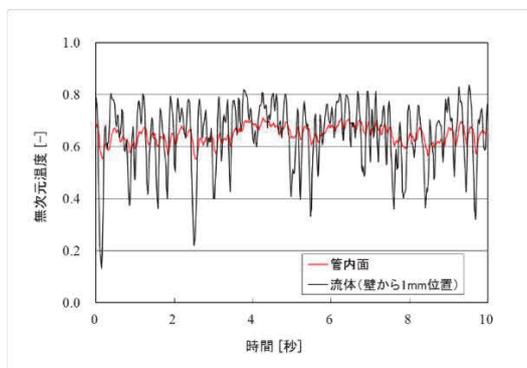


(b) 管内面温度

図18 温度のパワースペクトル密度分布



(a)  $z = 0.33D_m, \theta = 35^\circ$



(b)  $z = 0.67D_m, \theta = 20^\circ$

図19 温度測定値の時間変化

## 7. まとめ

本研究では、T字管の高低温水合流部にて流体と管内面の温度を測定し、非定常熱伝達率をパワースペクトル法にて得た。次に、求めた非定常熱伝達率と管内面近傍の流体温度の測定値から管内面温度を推定した。その結果、以下の結論が得られた。

- (1) 高温噴流と低温の主流の境界部で発生した流体温度変動が管内面の温度変動を引き起こしていた。
- (2) 見積もった非定常熱伝達率はDittus-Boelter式で求めた値より大きく、その最大値は3.3倍であった。
- (3) 求めた非定常熱伝達率と壁近傍の流体温度を用いて管内面の温度変動範囲を見積もった。その結果、予測誤差は20%以下であった。
- (4) 管内面の温度変動範囲は流体温度変動範囲が最大となった位置において最大とはならなかった。これは、非定常熱伝達率が高温噴流内に発生する渦のような流れの構造に依存していたためと考えられる。そのため、管内面の最大温度変動範囲は、非定常熱伝達率の最大値と壁近傍の流体温度の変動範囲が最大となった位置における流体温度を用いて合理的に予測することができた。

## 引用文献

- (1) Chapuliot, S., Gourdin, C., Payen, T., Magnaud, J.P., Monavon, A. (2005). Hydro-thermal-mechanical analysis of thermal fatigue in a mixing tee, Nuclear Engineering and Design 235, 575-596.
- (2) McDevitt, M., Hoehn, M., Childress, T., McGill, R. (2015). Analysis and impact of recent U.S. thermal fatigue operating experience, Fourth International Conference on Fatigue of Nuclear Reactor Components, Paper No. 27.
- (3) Kasahara, N., Itoh, T., Okazaki, M., Okuda, Y., Kamaya, M., Nakamura, A., Nakamura, H., Machida, H., Matsumoto, M. (2014). Development of thermal fatigue evaluation methods of piping systems, E-Journal of Advanced Maintenance, Vol.6, 14-23.
- (4) Howard, R. and Pasutto, T. (2009). The effect of adiabatic and conducting wall boundary conditions on LES of a thermal mixing tee, Proceedings of 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13),

- Paper No.N13P1110.
- (5) Nakamura, A., Oumaya, T., Takenaka, N. (2009). Numerical investigation of thermal striping at a mixing tee using detached eddy simulation, Proceedings of 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), Paper No.N13P1074.
  - (6) Nakamura, A., Utanohara, Y., Miyoshi, K., Kasahara, N. (2015). A Review of Evaluation Methods Developed for Numerical Simulation of the Temperature Fluctuation Contributing to Thermal Fatigue of a T-junction Pipe, E-Journal of Advanced Maintenance, Vol.6-4, 118-130.
  - (7) Tanaka, M., Ohshima, H. Monji, H. (2010). 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, 790-801.
  - (8) Qian, S., Kanamaru, S., Kasahara, N. (2012). High-accuracy analysis methods of fluid temperature fluctuations at T-junctions for thermal fatigue evaluation, Proceedings of the ASME 2012 Pressure Vessels & Piping Division Conference (ASME-PVP), Paper No. PVP2012-78159.
  - (9) Qian, S., Kanamaru, S., Kasahara, N. (2015). High-accuracy CFD prediction methods for fluid and structure temperature fluctuations at T-Junction for thermal fatigue evaluation, Nuclear Engineering and Design, Vol. 288, 98-109.
  - (10) Höhne, T. (2014). Scale resolved simulation of the OECD/NEA-Vattenfall T-junction benchmark, Nuclear Engineering and Design, Vol. 269, 149-154.
  - (11) Tanaka, M. and Miyake, Y. (2015). Numerical simulation of thermal striping phenomena in a T-junction piping system for fundamental validation and uncertainty quantification by GCI estimation, Mechanical Engineering Journal, Vol. 2, No. 5, <https://doi.org/10.1299/mej.15-00134>.
  - (12) Utanohara, Y., Nakamura, A., Miyoshi, K., Kasahara, N. (2016). Numerical simulation of long-period fluid temperature fluctuation at a mixing tee for the thermal fatigue problem, Nuclear Engineering and Design, Vol.305, 639-652.
  - (13) Utanohara, Y., Miyoshi, K., Nakamura, A. (2018). Conjugate numerical simulation of wall temperature fluctuation at a T-junction pipe, Mechanical Engineering Journal, Vol. 5, No. 3, <https://doi.org/10.1299/mej.18-00044>.
  - (14) Fontes, J., Braillard, O., Cartier, O., Dupraz, S. (2009). Evaluation of an unsteady heat transfer coefficient in a mixing Area: the FATHER experiment associated to the specific "Coefh" sensor, Proceedings of 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), Paper No. N13P1136.
  - (15) Kamide, H., Igarashi, M., Kawashima, S., Kimura, N., Hayashi, K. (2009). Study on mixing behavior in a tee piping and numerical analyses for evaluation of thermal striping, Nuclear Engineering and Design 239, 58-67.
  - (16) Kimura, N., Ono, A., Miyakoshi, H., Kamide, H. (2009). Experimental study on high cycle thermal fatigue in T-junction, Proc. of 13th Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), Paper No. N13P1169.
  - (17) Courtin, S. (2013). High cycle thermal fatigue damage prediction in mixing zones of nuclear power plants: engineering issues illustrated on the FATHER case, Procedia Engineering 66, 240-249.
  - (18) Smith, B.L., Mahaffy, J.H., Angele, K. (2013). A CFD benchmarking exercise based on flow mixing in a T-junction, Nuclear Engineering and Design, Vol. 264, 80-88.
  - (19) Kickhofel, J., Prasser, H.-M., Selvam, P.K., Laurien, E., Kulenovic, R. (2016). T-junction cross-flow mixing with

- thermally driven density stratification, Nuclear Engineering and Design 309, 23-39.
- (20) Selvam, P.K. (2017). Thermal mixing characteristics of flows in horizontal T-junctions, Dissertation, University of Stuttgart, <http://dx.doi.org/10.18419/opus-9160>
- (21) Zhou, M., Kulenovic, R., Laurien, E., Kammerer, M., Schuler, X. (2017). Thermocouple measurements to investigate the thermal fatigue of a cyclical thermal mixing process on a dissimilar weld seam, Nuclear Engineering and Design 320, 77-87.
- (22) Zhou, M., Kulenovic, R., Laurien, E. (2018). Experimental investigation on the thermal mixing characteristics at a 90° T-junction with varied temperature differences, Applied Thermal Engineering 128, 1359-1371.
- (23) Zhou, M., Kulenovic, R., Laurien, E. (2019). T-junction experiments to investigate thermal-mixing pipe flow with combined measurement techniques, Applied Thermal Engineering 150, 237-249.
- (24) Orea, D., Vaghetto, R., Nguyen, T., Hassan, Y. (2020). Experimental measurements of flow mixing in cold leg of a pressurized water reactor, Annals of Nuclear Energy 140, 107137.
- (25) Moriya, S., Ogura, K., Shiina, K., Tanimoto, K., Fukuda, T., Minami, Y. (2003). Prediction method of surface temperature fluctuation for thermal striping evaluation, Proceedings of 11th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE-11), Paper No. 36207.
- (26) Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K. (1930). Heat transfer in automobile radiators of tubular tube, University of California Publications in Engineering, Vol.2, No.13, 443-461.
- (27) Miyoshi, K., Kamaya, M., Utanohara, Y., Nakamura, A. (2016). An investigation of thermal stress characteristics by wall temperature measurements at a mixing tee, Nuclear Engineering and Design 298, 109-120.
- (28) Miyoshi, K., Nakamura, A., Utanohara, Y., Takenaka, N. (2014). An investigation of wall temperature characteristics to evaluate thermal fatigue at a T-junction pipe, Mechanical Engineering Journal, Vol.1, No.5, <https://doi.org/10.1299/mej.2014tep0050>
- (29) 三好 弘二, 中村 晶, 歌野原 陽一 (2014) . T字配管部の流体温度ゆらぎによる熱応力特性の解明 INSS JOURNAL, 21, 86-98.