

# 加圧器スプレイ配管内蒸気-水二相流により生じる 管壁温度変動の測定とその数値シミュレーション

Measurement and Numerical Simulation of Wall Temperature fluctuations due to  
Steam-Water Two-phase flow in a Simulated Pressurizer Spray Piping

大厩 徹 (Toru Oumaya)\*<sup>1</sup>      中村 晶 (Akira Nakamura)\*<sup>2</sup>  
尾崎 祐介 (Yusuke Ozaki)\*<sup>3</sup>      竹中 信幸 (Nobuyuki Takenaka)\*<sup>3</sup>

**要約** PWRプラントの加圧器スプレイ系統の加圧器直上部の水平配管においては、定格出力運転中の連続通水量が微量なために管内が蒸気と水の二相状態となることがある。二相状態の流れ場が形成する熱成層条件下では管の外壁面の温度測定結果からは判別できない内部の水面の周期的な揺動の継続が繰り返して熱応力変動となって、高サイクル疲労き裂の発生原因となることが懸念される。そこで、スプレイ配管内部の流動状態を明らかにして、それが熱応力に及ぼす影響を解明するために、実機の微少注入状態を模擬した蒸気-水条件のモックアップ試験を実施した。実物大のステンレス鋼製の試験体を用いて液温および壁温変動を測定した結果、傾斜部の水面が接する位置付近で最大の幅が気液温度差の0.2倍程度で、約330秒および120秒の周期が卓越する壁温変動が生じることが明らかになった。また実機の主冷却材中に存在する微量の非凝縮性ガスが温度変動に及ぼす影響を調べるため、溶存酸素濃度との関係を調べた結果、実機相当の濃度では周期的な壁温変動が見られなくなることがわかった。さらに、VOF法を適用した数値流体解析でモックアップ実験条件の流れ場を模擬した結果、時間平均的な温度分布は実験結果とよい一致を示したが、気液界面位置の変動は見られず実験で測定された周期的な温度変動は再現できなかった。

**キーワード** PWRプラント, 加圧器スプレイ配管, 熱成層, 熱疲労, 二相流, VOF

**Abstract** In a PWR plant, a steam-water two phase flow may possibly exist in the pressurizer spray pipe under a rated power operating conditions since the flow rate of the spray water is not sufficient to fill the horizontal section of the pipe completely. Under such thermally stratified two phase flow conditions, the initiation of high cycle fatigue cracks is concerned due to cyclic thermal stress fluctuations caused by continuous sway of the water surface, which cannot be detected by the measurement of temperature on outer surface of the pipe. In order to identify the flow regime in the pressurizer spray pipe and assess its impact on the pipe structure, an experiment was conducted for a steam-water flow at a low flow rate in a simulated pressurizer spray piping. By measuring fluid and inner wall temperature fluctuations with a full scale test section made of stainless steel, continuous temperature fluctuations, which was around 0.2 times of the steam water temperature difference in the maximum range and the peak cycles of approximately 330 and 120 second, was observed at the inclined section where the water surface contacted the pipe wall. The influence of small amount of noncondensable gas dissolved in the reactor coolant on the temperature fluctuations was investigated by changing the concentration of dissolved oxygen. Continuous temperature fluctuations were not observed when the concentration of dissolved oxygen was equal to the noncondensable gas in the reactor coolant. A CFD analysis was performed adopting the VOF method for the experimental condition, and it successfully simulated the averaged temperature distribution but the level of water surface did not fluctuate and consequently no temperature fluctuations were observed contrary to the experimental result.

**Keywords** PWR plant, Pressurizer spray piping, Thermal stratification, Thermal fatigue Two phase flow, VOF

\* 1 元(株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所 現在 関西電力(株)  
\* 2 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所  
\* 3 神戸大学 大学院 工学研究科

## 1. はじめに

加圧水型原子炉（PWR）プラントの主冷却材系統は図1に示すように、主冷却材の圧力を制御するため、加圧器が設置されている。その直上部には、加圧器内の温度調節のためにスプレイ水を注水できるよう配管が接続されている。このスプレイ水は、定格出力運転中には主冷却材管の低温側（コールドレグ）から得ており、加圧器スプレイバイパス弁を経て加圧器内に連続注水される。主冷却材管低温側にあるノズルを起点とし、加圧器に至る系統は加圧器スプレイ系統と呼ばれる。

定格出力運転中には、主冷却材系統の圧力・温度は一定に保たれるため、本来ならば圧力・温度調節のための注水は不要であるが、加圧器スプレイ系統の加圧器直上部の管が空になって気相部からの約345℃の蒸気により加熱されている状態で、本系統が作動した際には配管に過剰な熱衝撃を生じることが懸念される。そのため、主弁に比べて小径のバイパス弁を通して約290℃の水を連続通水しておくことにより、主弁が開放されたときの温度変化を小さくするという運用がなされている。

定格出力運転中に連続通水される際のスプレイ配管内部の状態を図2(a)に示す。スプレイ流量が少ないため配管内部は満水にならず水平部の管底を這うように水が流れて、加圧器気相部からは、約345℃の飽和蒸気その流れの上部を対向して流れていると考えられる。長時間このような状態が持続することから、加圧器スプレイ系統のうち加圧器直上部に

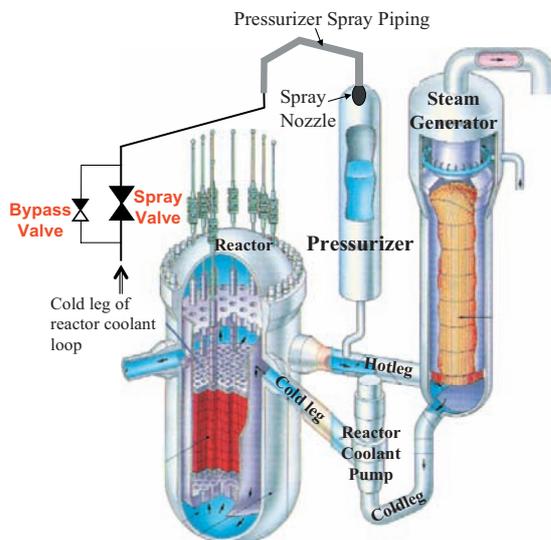


図1 PWRプラントの主冷却材系統の概要

おいては以下の2点が懸念される。

(1) 配管の上層部に蒸気が流れ込んだままであることから高温に保たれて、プラントの起動・停止時のように配管内が満水となる流量に増加した際に、急冷されて熱衝撃を受ける。この変化を図2の(a)→(b)→(c)に示す。

(2) 定格出力運転中に、図2(a)に示す水平部で蒸気が冷却されて凝縮し、新たな蒸気が流入するという変化が繰り返されることにより、水面が周期的に揺動する可能性がある。

このうち、(1)の熱衝撃については、加圧器サージ配管の熱成層現象と併せて、熱疲労き裂の発生が懸念されており、従来から様々な研究が行なわれている。加圧器サージ管の熱成層現象については、1988年に米国原子力規制委員会（NRC: Nuclear Regulatory Commission）がBulletin 88-11<sup>(1)</sup>を発行し、プラント設計時の想定とは異なった配管変位が生じた事例を示して注意喚起した。またそれ以前のNRCによる他のBulletin<sup>(2)(3)</sup>で指摘されたような熱疲労き裂発生への懸念も生じたことから、内部の流動についての研究<sup>(4-8)</sup>が実施され、それらを考慮した応力解析なども行なわれた<sup>(9)(10)</sup>。これらの研究は、プラントの起動・停止時など比較的温度変動が大きく、生じる熱応力変動は大きいものの、発生回数は少ない過渡を対象として実施されており、低サイクル疲労き裂の発生を防止する観点から行なわれたものである。

一方、美浜2号機における閉塞分岐配管曲がり部での漏洩事例<sup>(11)</sup>のように、プラントの運転時間の8割以上を占める定格出力運転中に比較的小さい変動

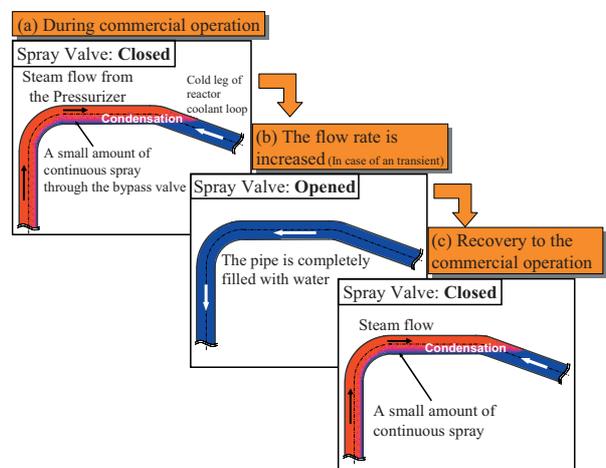


図2 加圧器スプレイ配管内の流動状態の模式図

幅の温度ゆらぎが常時生じて、その熱応力変動により高サイクル疲労き裂が発生して漏洩に至ることがあることが判明した。加圧器スプレイ配管においても前述した(2)の水面の揺動現象に対して同様の懸念が抽出され、実機の起動・停止時にスプレイ配管外壁面の温度の時刻歴変化の測定が実施され、その結果、管内が満水でない部位があることが確認されており、水面が揺動している可能性が否定できないことがわかったが、加圧器スプレイ配管内の二相状態の流れ場を対象とした研究は見当たらない。このような現象による疲労き裂発生の可能性の有無を評価するためには、まず熱応力変動の発生が疑われる部位の内部の流動を明らかにする必要がある。

著者ら<sup>(12)</sup>は、室温大気圧下で実物大の亚克力製試験体を用いて空気-水条件の可視化実験を行ない、蒸気の凝縮がない状態で水面が揺動した部位を3箇所抽出し、それに基づいて実機の定格出力運転状態においてどの程度の熱応力の変動が生じるか試算した結果を報告した。その可視化実験では凝縮に起因する水面の揺動現象を再現できなかったため、本研究ではこれを実機と同材質のステンレス鋼製の試験体を用いて蒸気-水条件下で壁温の変動を測定した。また、実機条件での二相状態の流れ場を数値流体解析で模擬して壁面に生じる温度変動を直接評価する技術を確認するための検討も行った。ここでは壁温変動測定実験の結果とともに実験条件における数値流体シミュレーションの結果を報告する。

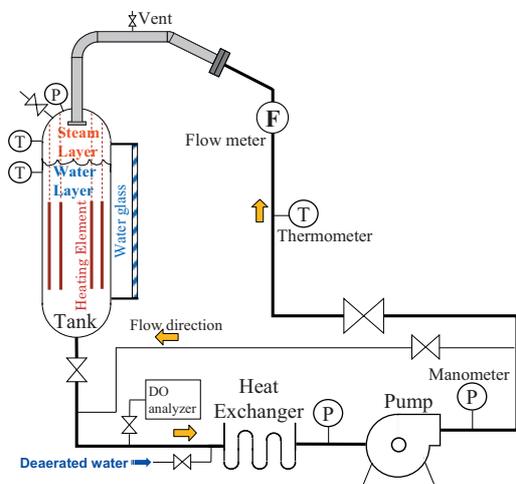


図3 実験ループの概要

## 2. 蒸気-水条件の実験体系

### 2.1 実験装置・方法

蒸気-水条件下で壁温の変動を測定するための実験ループを製作した。実験ループおよび試験部の概要を図3,4にそれぞれ示す。図4には液温・壁温変動を測定するための熱電対の設置位置と測定断面・ラインを併記した。試験部の配管は、実機と同じ形状・寸法のスチレンス鋼製で、スプレイノズルも同等品を用いた。バイパススプレイ流量時の可視化実験結果<sup>(12)</sup>に基づき、A~Eの5箇所の管断面と、垂直部および傾斜部の背側に領域F,Gを設けて壁温測定用の素線径1mmのシース型熱電対を合計43点設置した。A~E断面では、素線径0.5mmの熱電対を等間隔に5点(A~D断面)ないしは10点(E断面)設けた液温測定用プローブを管背側から挿入し、これらの断面での液温の直径方向分布も測定した。

ループにはあらかじめ脱気した水を外部から供給して満水状態にしてから、タンク内の20kWの電熱ヒータにより蒸気を生成した。ほぼ大気圧に保持して蒸気の温度約100℃、水温約60℃に調節して、試験部上流側に設けた流量計で実機のバイパススプレイ流量(0.46m<sup>3</sup>/h)に設定して、温度変動を90分間測定した。溶存酸素濃度の測定は、温度変動測定後にループの水を冷却した後、溶存酸素計に10分間通水することにより実施した。

また、溶存酸素濃度が温度変動に及ぼす影響を調べるため、蒸気を生成した状態で試験部上部のベント弁を数秒から数十秒程度開放して大気を導入して十分循環することにより、溶存酸素濃度を変化させた。

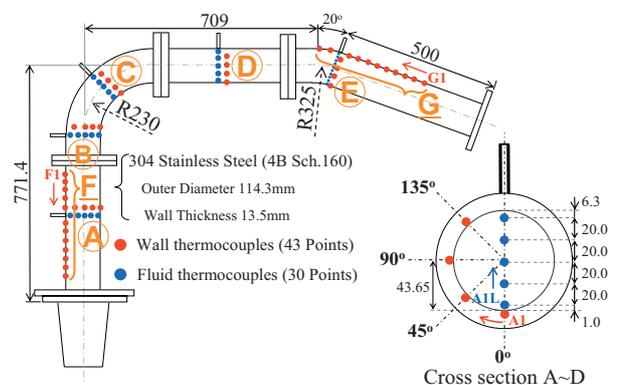


図4 試験部の概要

## 2.2 数値流体シミュレーションによる再現

蒸気-水条件でのモックアップ実験結果のうち、溶存酸素濃度が20ppb程度で気相が完全に蒸気であると見なせるケースについて、数値解析を行なった。数値解析には汎用コードCFX-11を用いた。条件の設定は、以下のようにした。

### 2.2.1 方法

#### 1) 解析モデル

バイパススプレイ流量のモックアップ実験では、空気-水条件での可視化実験結果<sup>(12)</sup>をもとに考えると、蒸気-水条件でもスプレイ配管内に明瞭な気液界面が生じていると考えられる。界面（水面）の揺動による温度変動が生じることを想定し、気液界面形状を数値解析によって捉える手法を適用する。そのため、

- ①配管内の蒸気-水の自由界面を捉えられる二相流モデルを適用
- ②解析範囲は、加圧器スプレイ配管の傾斜部からスプレイノズル出口まで
- ③周期的な変動を得るため、非定常解析を実施

表1 入口境界条件

バイパススプレイ時のみかけの流量 [m <sup>3</sup> /h]	0.46
みかけの流速 [m/s] (流入境界速度)	0.021
水の温度 [°C]	60
蒸気の温度 [°C]	100

表2 流体の物性値

	水	蒸気
密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	982.98	0.5937
粘度 [Pa s]	$4.7665 \times 10^{-4}$	$1.215 \times 10^{-5}$
熱伝導率 [W/(mK)]	0.6499	0.0245
定圧比熱 [J/(kgK)]	4185.2	2026.5
潜熱 [J/kg]	$2.257 \times 10^{-6}$	—
ぬれ角 [°]	170	—
表面張力 [N/m]	0.0583	—

表3 管の物性値

密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	7980
熱伝導率 [W/(mK)]	$0.017 \times T + 13.006$
比熱 [J/(kgK)]	$0.2668 \times T + 488.58$

$T$ は温度 [°C]

これらを基本的な方針としてモデル化を行った。

気液界面の数値解析での扱いは、気液の体積分率を輸送方程式で解くVOF (Volume Of Fluid) 法<sup>(13)</sup>を用いた。

#### 2) 流体条件

蒸気-水条件の実験に合わせて、流量などの入口境界条件は表1、物性値は表2、3のとおり設定した。

表2のぬれ角（接触角）は、CFX-11では、液滴が物体表面に付着したときの気液界面と物体表面となす角度で定義する。この値が大きいほどぬれやすく、物性や表面状態によって変化する。空気-水条件での可視化実験結果をもとにした数値解析結果<sup>(12)</sup>では、ぬれ角が120°から150°の間にあると考えられた。蒸気-水条件では管がステンレスであり、ぬれ角を170°と仮定した。

#### 3) 乱流モデル

乱流モデルには、 $k-\omega$ モデルと $k-\varepsilon$ モデルを壁面からの距離によって切り替えるShear Stress Transport (SST) モデル<sup>(14)</sup>を用いた。移流項の空間差分には2次精度上流差分を用いた。

#### 4) 熱伝達率

実験時の雰囲気温度は常温で、試験体には保温を施している。試験体の気相部には蒸気が満たされており、定常的には100°Cと考えて、保温外面温度を推定して外気温度との差から放熱量 $q = 36.7\text{W/m}^2$ を求めた。数値解析では保温材は解析格子に入っていないため、放熱量が等価になるように管外面熱伝達率 $\alpha_{\text{out}}$ にて考慮した。 $\alpha_{\text{out}} = 0.459\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ となった。

表4の気液界面の熱伝達率については、村田ら<sup>(15)</sup>が蒸気-水の層状流での凝縮熱伝達率を実験により求め、整理した(1)式を用いて以下のように求めた。

$$Nu_{cal} = 4.04 \times 10^{-6} Re_{L*}^{1.27} Pr_L^{1.03} \quad (1)$$

ここで、 $Nu_{cal}$ は気液界面のヌセルト数の相関式、 $Re_{L*}$ は気液すべり速度（相対速度）、液の動粘度、合流部からの距離 $L$ を用いて定義したレイノルズ数、 $Pr_L$ は液のプラントル数である。蒸気および水の温度をそれぞれ100°Cおよび60°Cとしてバイパススプレイ流量を流した場合、気液界面の管軸方向の

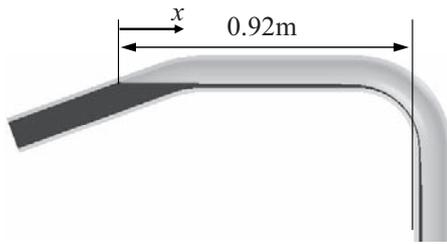


図5 気液界面の熱伝達率の算出に用いた座標と長さ

表4 熱的境界条件

外気温度 [°C]	20
管外壁熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> K)]	0.459
気液界面熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> K)]	128.44

長さは図5のように0.92mである。後に示す定常解析結果では、水平部の管断面で気液の断面積の割合は気相が0.922で液相が0.078であった。入口の水の質量流量から断面積比で計算した水の流速は、0.269m/sとなった。蒸気流速は平均で0と考えると、水の流速が気液すべり速度になるので、表2の物性値と図5の座標 $x$ を用いて、 $Re_{L*} = 5.55 \times 10^5 x$ となる。水(60°C)のPr数は3.016であるから、(1)式に代入して、気液界面の熱伝達率 $h$ は、 $h = Nu_{cal} \times \lambda / x$ で表わされるので、

$$h = 4.04 \times 10^{-6} (5.55 \times 10^5 x)^{1.27} \times 3.016^{1.03} \times \frac{0.6499}{x} \quad (2)$$

となる。(2)式を水平部の0.92mで平均すると、 $h = 128.44 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ となった。これを数値解析で気液界面の熱伝達率として設定した。

#### 5) 初期条件, 時間

図5のような気液界面が定常的に生じることから、定常解析の初期値としては次のように設定した。図中の水平部の管中心座標より上部と、垂直部の管中心座標より右側では、蒸気の体積割合を1とした。満水の状態から数値解析を始めると、水に逆流して蒸気が試験部を満たすまでに、計算時間がかかると考えて、このように設定した。

非定常解析を行った場合の初期値には、定常解析結果を用いた。非定常解析では時間刻み幅を0.01sとして変動を捉えることと、200秒間計算を行って流れが準定常的になることを期待した。

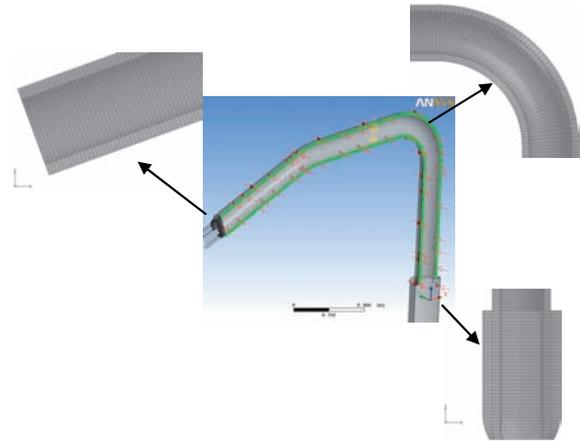


図6 解析格子 (1/2モデル)

### 2.2.2 解析格子

解析形状は三次元としたが、計算時間の短縮を図るために配管長手方向の垂直断面を対称面として片側半分のみをモデル化した。試験部の形状は図4に示したとおりで、これをモデル化した解析格子を対称面側から見た形状を図6に示す。

緑色で示した管(金属領域)には熱的な対称境界、その内側の流体領域には流れと熱の対称境界を設定した。このような条件を与えるため、管軸方向(流れ方向)の液面の波立ちは再現できるが、管の半径方向(流れに直角の方向)の波立ちは対称に制限されることになる。流体の入口境界には、表1の質量流量と温度と、水単相すなわち水の体積割合1を与えた。出口となるノズル部には、流出・流入のどちら方向でも可能な開放境界(Opening)を設定した。水の流れに伴って蒸気が流出する部位と、蒸気の凝縮に伴って加圧器からスプレイ配管へと蒸気が侵入する部位の両方がこの境界に起こるからである。流入する場合には蒸気単相で流入するように設定した。空気-水条件の可視化実験結果から考え、垂直部下端のノズル部の旋回翼は、変動が生じると考えられる配管水平部の流れに対し影響しないと考えて、モデルには入れなかった。

配管系全体を比較的均等なメッシュに分割して、気液界面の形状を滑らかに捉えられるように解析格子を作成した。流体領域と金属領域の境界となる配管内面において、半径方向のメッシュサイズが1mm程度となるようにして、流れ方向には格子のアスペクト比が6程度におさえた。その結果、解析格子は

壁面に沿った6面体（ヘキサ）要素により構成し、総数で約41万要素（ノード数で約44万）となった。

### 3. 結果と考察

#### 3.1 実験結果

##### 3.1.1 時間平均温度分布

全実験ケース中最大の温度変動幅となった実験結果について、管背側の壁温の平均、管中心の液温およびそれと同じ高さの壁温の平均の軸方向分布を、その最大値、最小値の幅とともに図7(a), (b)にそれぞれ示す。実験後の溶存酸素濃度は約20ppbであった。これらの図の横軸は垂直部とノズルの接続部を始点とし、管軸に沿って上流側へさかのぼった際の距離を示し、図中には試験部の各部の名称とその境界線も付記した。管背側では傾斜部で水面に近づくまで100℃以上に保たれており、気相部が完全に蒸気で満たされていることを示している。パイパスプレイ流量の可視化実験で、流量を増加させた場合に見られた垂直部での流れの分岐<sup>(12)</sup>は、この結果から生じていないことがわかる。蒸気で満たされた部分の温度変動幅は2℃程度であったが、高温の気相から低温の液相に移行する傾斜部背側では6℃程度の幅の温度変動がG03, G04の測定点で見られた。A～D断面の管中心の軸方向分布では液温および壁温ともに平均が100℃を超えており、この水位もほぼ蒸気で満たされていることがわかる。E断面では液温の平均は100℃を超えていたが、測定点E3の壁温の平均は、近接した液相からの熱伝導で96℃

程度まで低下し、幅7℃程度の比較的大きな温度変動が見られた。

A～E断面の直径方向の液温および壁温の平均を、その最大値、最小値の幅とともに図8(a)～(e)にそれぞれ示す。これらの図では、横軸の管底からの高さを管内径で無次元化して示しており、管腹側から背側に向かう方向を正とした。B断面を除いて、AからE断面へ試験部を上流にさかのぼるにしたがい、水位が高くなるため腹側から1mmの高さの液温および45°位置の壁温の平均は水温である60℃に徐々に近づく。B断面では腹側から1mmの高さの液温B1Lの平均が97℃に達しており、その近傍の壁温B1と大きく乖離した結果となった。B断面は90°曲がり部の中央45°に位置する断面であり、その位置では遠心力により水の流れが管背側へ引かれ水面の断面形状が凹型となった可能性がある。図8(e)に示したE断面の壁温の測定点E3（図7(b)のE断面位置の壁温と同じ測定点）において比較的大きな幅の温度変動が見られたが、それ以外の壁温はいずれも変動幅が2～3℃程度であり大きな変動ではなかった。測定点E3の近傍の液温の測定点ではE4LとE5Lで比較的大きな幅の変動が生じており、この間の位置ではE3よりも大きな幅の壁温変動が生じた可能性がある。B断面・C断面では、液温の測定点B1L, C1Lで大きな変動が生じたが、その近傍の壁温B1, C1の変動幅はわずかで、これらの位置の液温の著しい変動は壁温を大きく変動させる要因とはならなかったことがわかる。

以上のことから、試験部の垂直部では可視化実験で見られたようなスプレイ水の背側への分岐は見られず、管腹側では顕著な液温変動は見られるものの

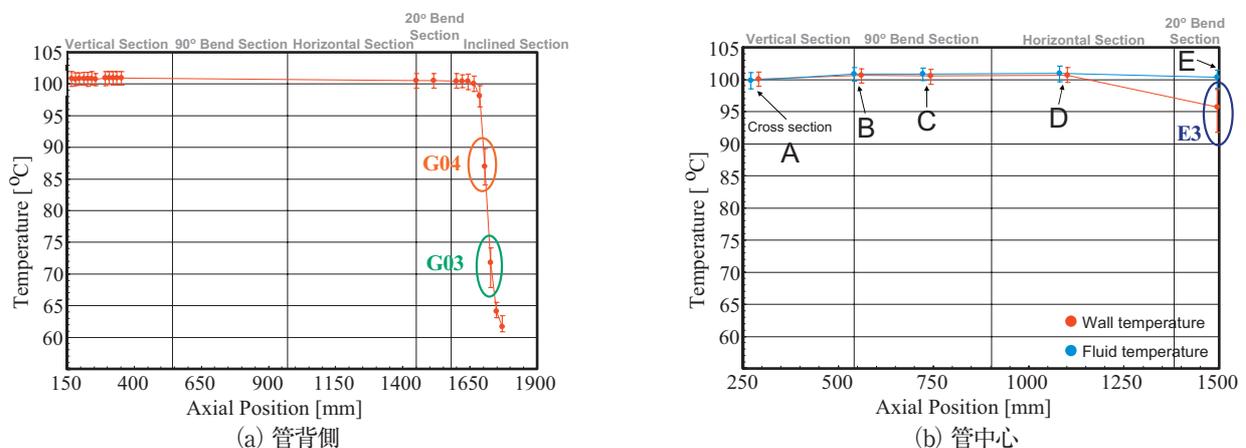


図7 平均温度の軸方向分布

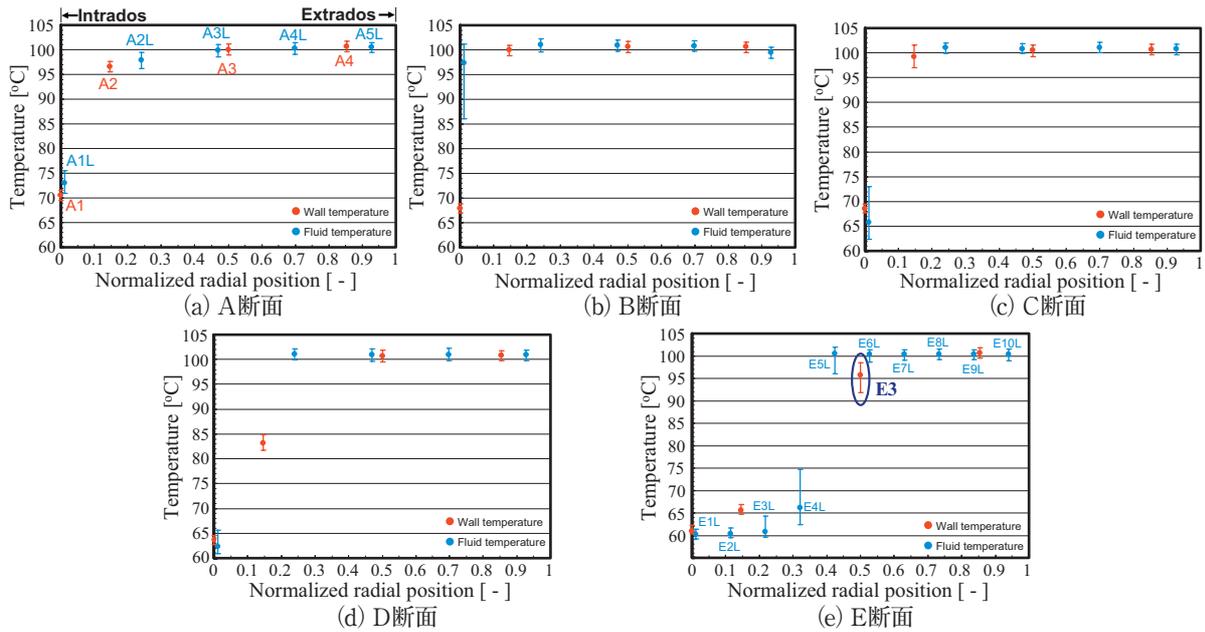


図8 平均温度の半径方向分布

壁温はほとんど変動しないことがわかった。傾斜部背側の水面が接する位置付近でのみ有意な壁温変動が見られた。

3.1.2 温度変動幅および周期

前項に示した各測定点の温度変動のうち、顕著な変動が見られた傾斜部の測定点 G03, G04 の 20 分間の時刻歴波形を図 9(a)に、そのパワースペクトル密度分布を図 9(b)に示し、E 断面の測定点 E3 の 20 分間の時刻歴波形を、その点と高さが近く大きな変動となった液温の測定点 E4L, E5L の時刻歴波形とともに図 10(a)に、そのパワースペクトル密度分布を

図 10(b)に示す。傾斜部や E 断面での壁温変動がループ全体の流量の変動に起因するかどうか調べるため、ポンプ出口のバイパス分岐後および試験部直前の液温、スプレイ流量のパワースペクトル密度分布を図 11 に示す。パワースペクトル密度は、約 27 分 (1,638.4 秒) 間の温度と流量変動のそれぞれの平均値との差を標準偏差で正規化して得た。

傾斜部の測定点 G03 では、図 9(a)の時刻歴波形より約 400 秒間隔で 4°C 程度の間欠的な温度の下降・上昇が生じたことがわかる。測定点 G04 では、時刻歴波形からは温度の下降・上昇は G03 ほど明瞭ではなかった。両者ともパワースペクトル密度分布の卓越したピークは同じ位置の 409.6 秒の周期にあり、

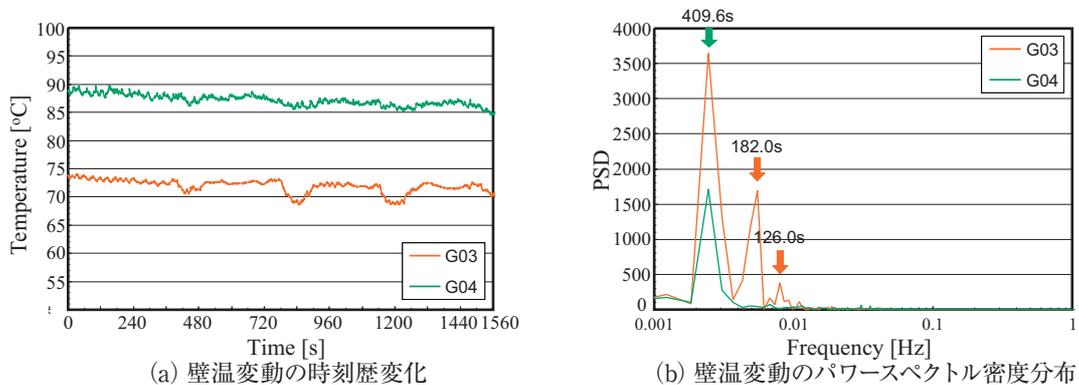


図9 傾斜部背側 G03, G04 における壁温変動

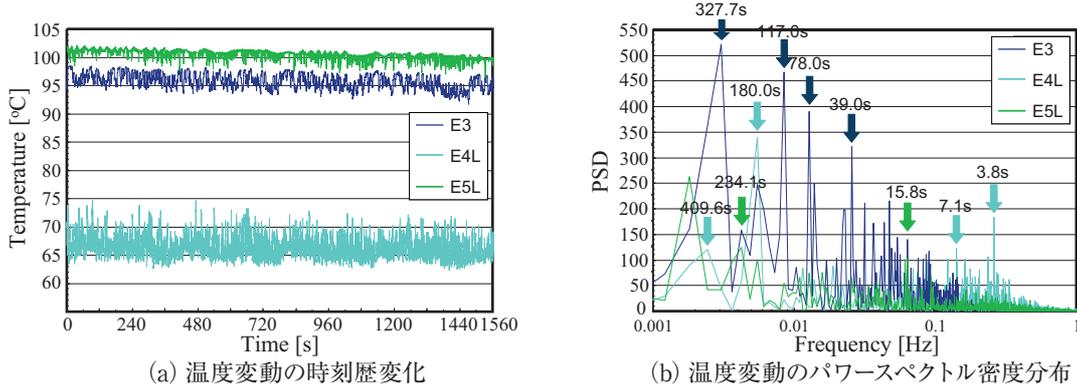


図 10 E 断面の壁温 E3 および液温 E4L, E5L の温度変動

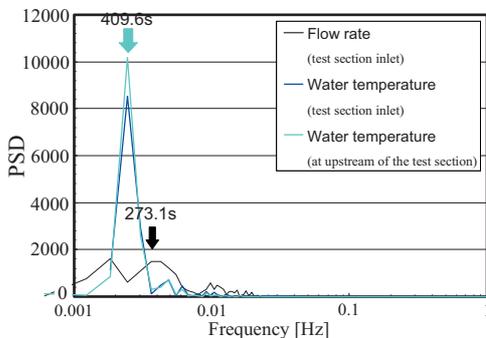


図 11 試験部入口およびその上流の主流の液温およびスプレイ流量のパワースペクトル密度分布

図 11 のバイパス分岐後と試験部直前の液温のピークの位置と一致しており入口流量変動のピークの位置 (546.1 秒) にも近いため、この周期の変動は本実験装置と流動条件に固有のものである可能性が高い。一方、測定点 G03 では 182 秒や 126 秒の周期でもピークが見られるが、これと一致する入口流量・液温のピークはないため試験部での流れの変動に起因した温度変動であると考えられる。

E 断面の測定点 E3 の温度変動のパワースペクトル密度分布は、図 10(b) に示したように 39 秒から 327.7 秒まで多様なピークが存在しており、傾斜部よりもランダムな変動であるが、327.7 秒や 117 秒の周期で卓越したピークが見られた。このうち、327.7 秒のピークについてはバイパス分岐後や試験部入口の液温変動のピーク (409.6 秒) と近く本実験装置と流動条件に固有のものである可能性がある。それ以外のピークは入口流量・液温のピークと一致しなかったため、試験部での変動に起因した温度変動であると考えられる。壁温 E3 に近い高さにある

液温 E4L, E5L の変動については、蒸気を測定した E5L の変動の時刻歴波形のほうが E3 と似ていたが、パワースペクトル密度分布のピークの位置は一致しなかったため、E3 の変動との間に直接的な因果関係は見出せなかった。水温を測定した E4L では 3.8 秒や 7.1 秒といった入口流量および液温では見られなかった位置にピークが見られ、水面が比較的短周期で揺動した可能性を示唆している。

このことから、傾斜部の壁温の変動はその試験部入口の液温の長周期の変動により生じたことがわかり、それは本実験装置および流動条件に固有のものである可能性が高いことがわかった。一方、E 断面の壁温の変動は卓越した 327.7 秒のピーク以外にも 117 秒や数十秒で複数のピークが見られ、試験部内部の流れの変動に起因した温度変動と考えられるため、本実験ループに固有のものではなく、実機でも生じる可能性のある変動であることがわかった。

### 3.1.3 温度変動幅に対する非凝縮性ガスの影響

実機の主冷却材中には、2.7ppm 程度の溶存水素 (水質管理上の下限値は 1.2ppm) が含まれるが、溶存水素は濃度が高いほど非凝縮性ガスとして蒸気の凝縮による水面の揺動を緩和して水面の挙動を空気-水条件の実験結果に近づける作用がある。実験では、非凝縮性ガスとしての挙動は同一と考えられる溶存酸素を用いて壁温変動に及ぼす影響を調べた。図 12 に、傾斜部背側の壁温 G03,04 と E 断面の壁温 E3 の測定期間中における最大の温度変動幅と実験後に測定した溶存酸素濃度の関係を全 10 ケースの実験結果について示す。最大の温度変動幅は、各実験の蒸気とスプレイ水のわずかな温度条件の差を揃えるた

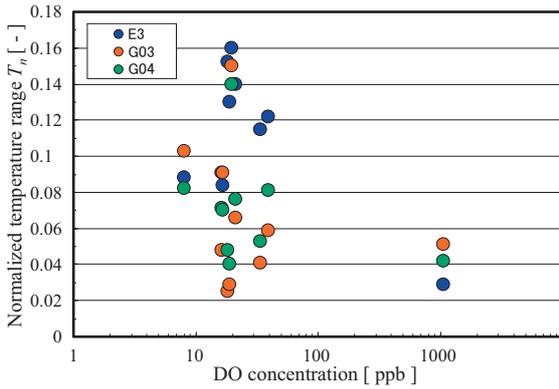


図12 溶存酸素濃度と最大の温度変動幅の関係

め、以下の式を用いて無次元化した。

$$T_n = \frac{T - T_i}{T_s - T_i} \quad (3)$$

ここで、 $T$ 、 $T_s$ および $T_i$ はそれぞれ測定温度、加熱タンク内の蒸気温度および試験部直前の液温である。

同図から、溶存酸素濃度が20ppb程度のときに最も大きな温度変動幅となり、それは蒸気-水温度差の0.16倍であったことがわかる。また、溶存酸素濃度が1.1ppmにまで増加すると顕著な温度変動はほとんど見られないこともわかる。1.1ppmのときの0.05以下の無次元化温度変動幅は、試験部入口の液温のそれとほぼ同じ大きさで壁温の変動としては有意なものではない。同図には40ppbから1ppmの範囲の溶存酸素濃度の実験結果がなく壁温の変動が生じなくなる溶存酸素濃度のしきい値は明らかでない

が、蒸気-水条件下で1秒間だけベント弁を開放することで測定点E3の温度変動幅が1.1ppmでの実験結果と同様に著しく減少することは確認しており、わずかな非凝縮性ガスの混入により壁温の変動が見られなくなることがわかった。

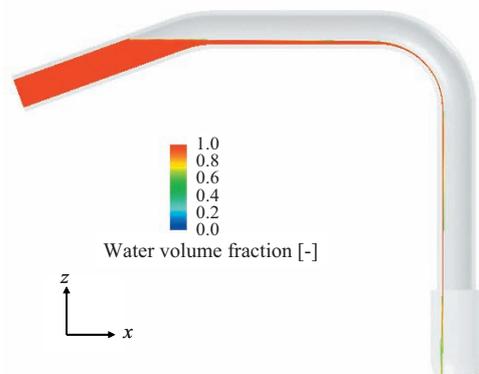
溶存酸素濃度が10ppb以下に低下すると20ppbよりも温度変動幅は小さくなったが、20ppb付近でもこれと同程度の温度変動幅となった実験ケースは存在するため、この濃度での実験ケース数を増やせば20ppb程度の温度変動幅となる結果も得られると考えられる。以上のことから、実験ループ内の溶存酸素と実機の主冷却材中の溶存水素が非凝縮性ガスとして同じ挙動を示すと仮定すれば、実機での溶存水素濃度の下限値である1.2ppm以上の濃度では、E断面や傾斜部での壁温の変動はほとんど見られないと類推される。

### 3.2 数値シミュレーション結果

#### 3.2.1 定常解析結果

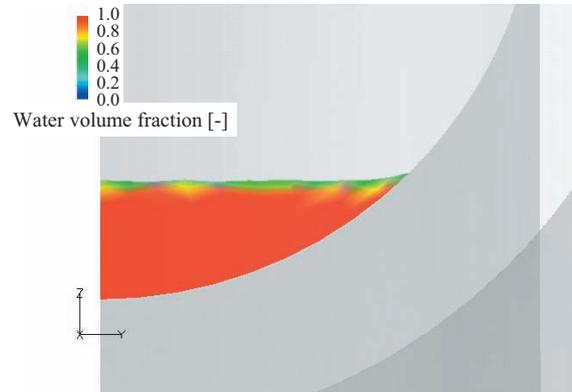
定常解析を行った結果から、図13には水の体積分率を示す。なお、体積分率は0.5以下の場合には表示しないようにして、水面形状を分かりやすくした。傾斜部から気液が水平に界面をなす層状流の状態が再現できた。蒸気の領域は水平部では上方にあり、水の領域はスプレイ管の下方と曲がり部の内側を伝って流れていて、可視化実験結果(12)と良く一致している。水平部の流れ方向から見た水の体積分率を示した図13(b)では、ぬれ角170°に対応した水面の

Mass flow rate = 0.46 m<sup>3</sup>/h



(a) 側面から

Mass flow rate = 0.46 m<sup>3</sup>/h



(b) 配管断面

図13 水の体積分率の分布 (バイパススプレイ流量時、定常解析)

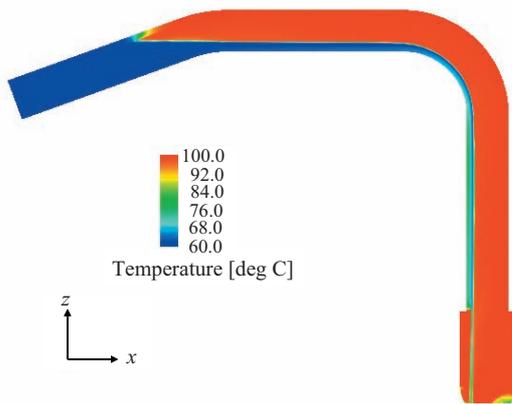
Mass flow rate = 0.46 m<sup>3</sup>/h

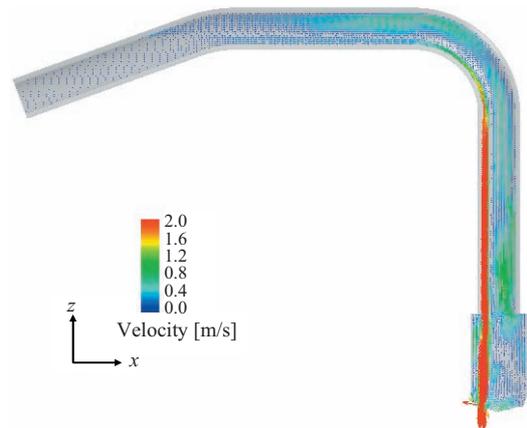
図 14 配管断面での温度分布  
(バイパススプレイ流量時, 定常解析)

形状が見て取れる。

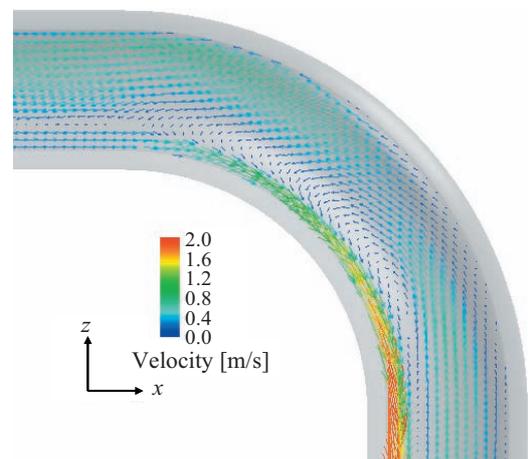
図 14 には, 蒸気, 水, 配管 (金属領域) それぞれの配管断面の温度分布を示す. 蒸気と水の両方が存在する解析格子内では, それぞれの温度と体積分率の積でもって平均化した. 蒸気の温度を見ると, 傾斜部の気液界面近傍で温度が低下していることが分かる. これはノズル部から侵入した蒸気が気液界面および管壁で冷却されながら, 傾斜部まで到達していることを示している.

配管断面における流速ベクトルを図 15 に示す. (a) の全体を見ると, 蒸気はノズル部から垂直部, 水平部へと侵入している. 図 15 (b) では曲がり部において, 蒸気および水の流れが対向して, 渦を生じていることが分かる. 図 15 (c) ではノズル部において複雑な流れが生じているが, 全体としては蒸気がノズルからスプレイ管へと侵入している. 曲がり部からノズル部にかけては水が重力によって加速されていくので, 気液界面近傍の蒸気も水流に随伴されて, 下方へと運ばれる. それに対して蒸気は凝縮するために, 断面平均的にはノズル部から曲がり部, さらに水平部と水に逆行して流れるために, 複雑な渦が生じている.

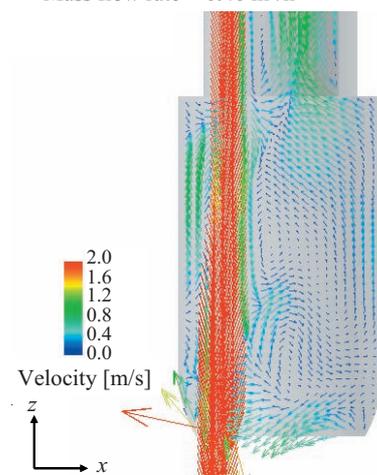
実機ではノズル内に翼があるため, 翼に当たった水が旋回成分を与えられて, ノズルから広がると考えられる. 翼によって水が管路をふさいで, 蒸気が侵入できない場合には, この解析結果とは現象が異なることになる. 可視化実験<sup>(3)</sup>では翼を入れて実験しており, バイパススプレイ流量の 10 倍程度を流さないと, ノズルで水が閉塞するような状態にはならないことが分かっている. 従って, バイパススプレ

Mass flow rate = 0.46 m<sup>3</sup>/h

(a) 全体

Mass flow rate = 0.46 m<sup>3</sup>/h

(b) 曲がり部拡大

Mass flow rate = 0.46 m<sup>3</sup>/h

(c) ノズル部

図 15 配管断面での流速ベクトル分布  
(バイパススプレイ流量時, 定常解析)

イ流量であれば翼があっても蒸気の侵入を妨げていないと考えられ、本計算では翼をモデル化していない。後に述べる実験結果の比較において、時間平均的には温度分布は一致しており、この仮定は妥当である。

図16では、蒸気と水のそれぞれの流線を示す。青で表示された水の流線は、管に沿って流れ落ちている単純な形状である。赤で表示された蒸気の流線は、ノズル部で大きな渦を描き、垂直部～曲がり部へ侵入した後は、気液界面近傍では水と同じ方向に流れ、配管全体では水と逆流するような流れとなり、渦が生じている。

傾斜部で気液界面と流れとの関係を見るため、図17に気液界面近傍の拡大を示す。色で示された水の体積分率は、ぬれ性のため気液界面が壁近傍で平均的な水面よりも上昇していることを示している。ベクトルで示された流速を見ると、蒸気領域では左下

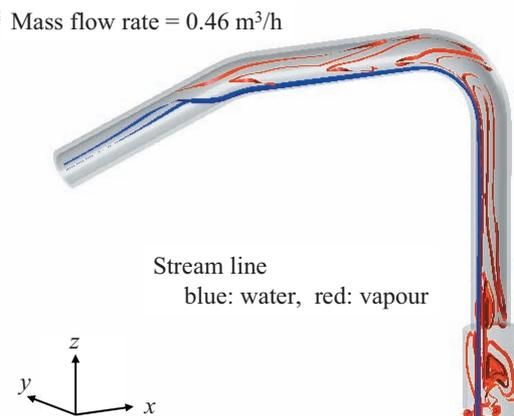


図16 蒸気の流線（赤）と水の流線（青）  
（バイパススプレイ流量時、定常解析）

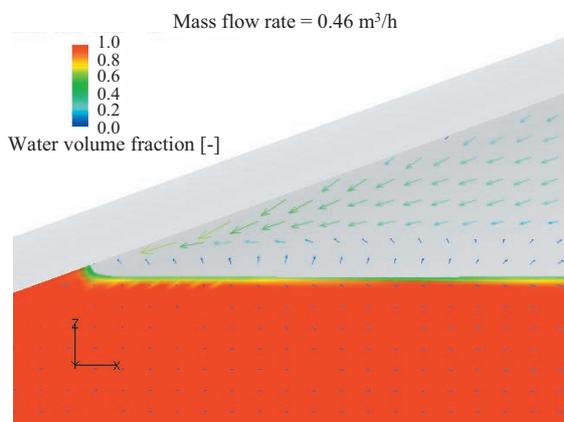


図17 傾斜部での気液界面と流速ベクトル  
（バイパススプレイ流量時、定常解析）

に向かって流れていて、気液界面での蒸気凝縮と管内面での凝縮がこの傾斜部の水面端部で強いことを示唆する。気液界面近傍の壁温は水によって冷却されるが、蒸気に接している壁は蒸気温度に近くなるため、蒸気凝縮は気液界面とその近傍の壁で生じる。なお、気液界面に接する要素での蒸気の流速ベクトルが短いのは、この要素内で蒸気が水と接して凝縮しているためと考えられる。水と接していない要素では、凝縮が生じている要素へと蒸気を供給するため、蒸気の流速ベクトルが長くなっている。

### 3.2.2 非定常解析結果

前項で説明した定常解析結果を初期値として非定常解析をまず180秒間行った。この間で十分に非定常解析における準定常的な状態になることを期待した。さらにその結果を初期値として20秒間の非定常解析を行い、その後半10秒間で時間平均などの統計処理を行った。数値解析はバイパススプレイ流量で実施した。

非定常解析を行った結果の時刻歴データは膨大になるため、代表的な状態として180秒と200秒の瞬時の管断面の温度分布を図18に示す。どちらの時刻においても、気液界面での熱伝達のために蒸気温度が低下していることが分かる。傾斜部から水平部にかけての気液界面には目立った波立ちは見られず、温度変動も生じていないようである。

同様に180秒と200秒の瞬時の管断面の流速分布を図19に示す。金属領域では流速が定義できないため表示されず、他の図よりも管が細く示されている。流速で見ると、特に垂直部の蒸気流速では変化が大きく、また流れに大規模な渦が見られる。この蒸気流速の変動は曲がり部へと影響しているが、水平部よりも奥の傾斜部までは、あまり流速は変動していないようである。

図20には、瞬時の水の体積分率の分布を、水平部の管断面で流れ下流から見て示す。気液界面はわずかに変動しているがほとんど水平であり、流れ直角方向に波立ちは見られない。

実験により計測された温度の時間平均値と、非定常解析の10秒間の統計処理結果を比較して検討する。実験は、図8に示した、実験後の溶存酸素濃度が20ppbであったケースを比較対象とした。実験による温度測定は、図4に示した壁温および液温測定点で、熱電対により計測した。数値解析結果は、そ

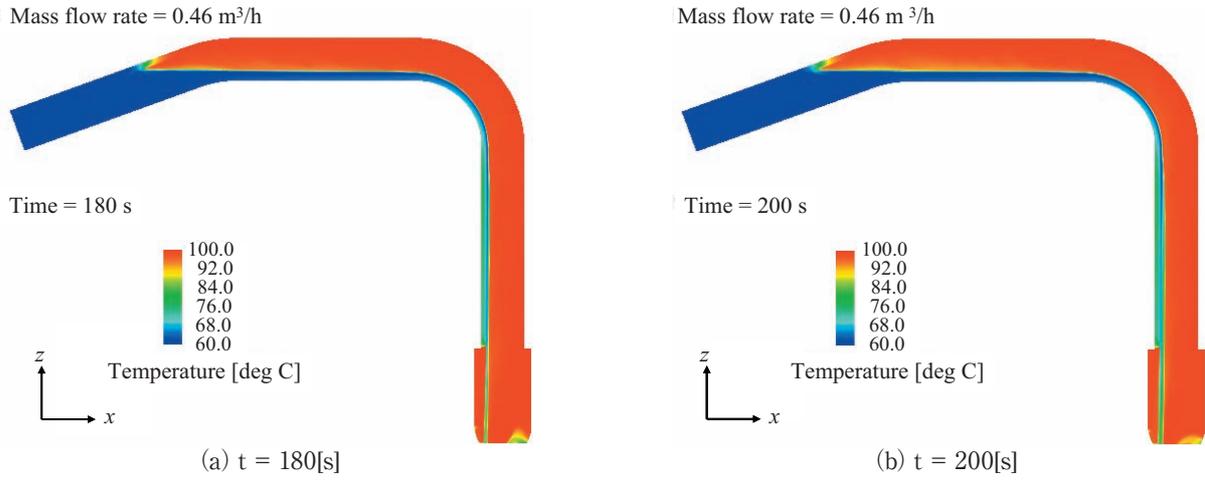


図 18 配管断面での温度分布  
(バイパスプレイ流量時, 非定常解析)

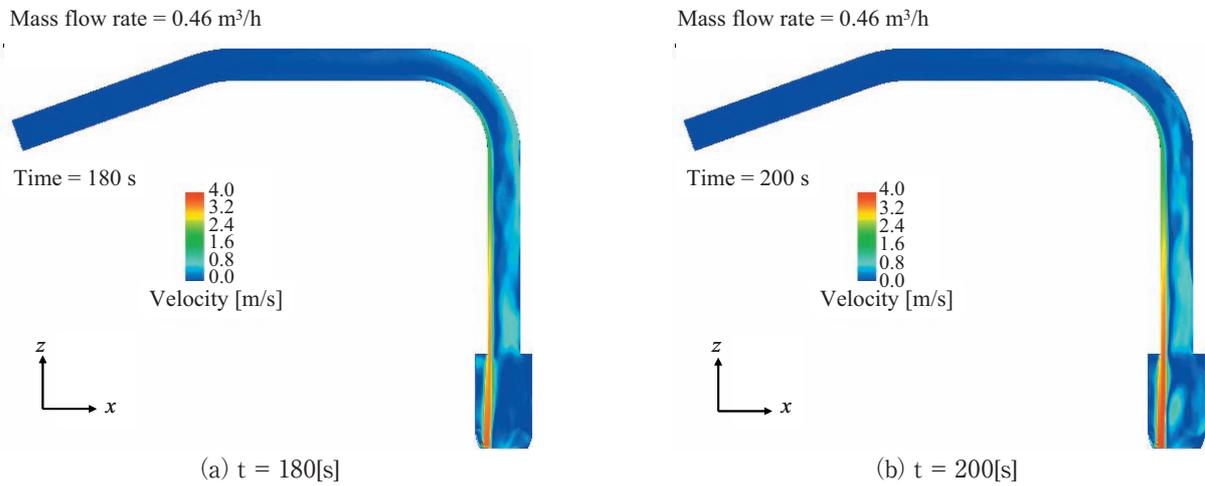


図 19 配管断面での流速分布  
(バイパスプレイ流量時, 非定常解析)

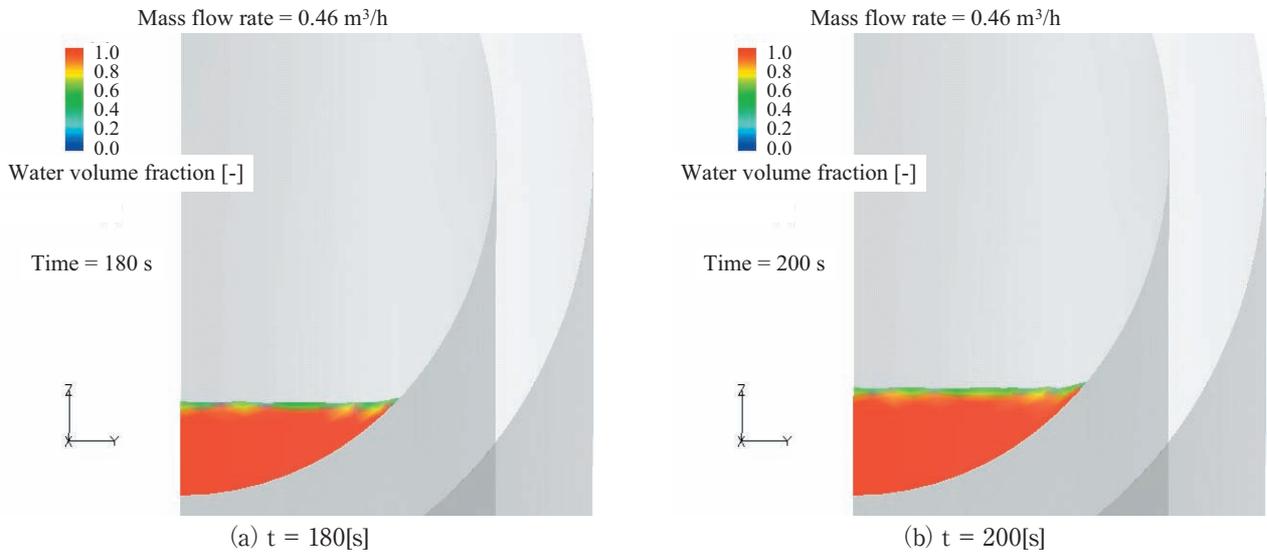


図 20 水の体積分率の分布  
(バイパスプレイ流量時, 非定常解析, 水平部の管断面) (流れ下流から見て)

の温度測定点を含むような断面，すなわち管の軸方向断面と，A～Eの管断面で，壁温については数値解析の金属領域の最内面の要素位置での値，液温については流体領域の計測位置での要素の値を抽出した．管軸方向での位置は，ノズル上面を0として管の曲がりに沿って距離を定義した．従って，曲がり部の内側と外側では距離が変わっている．管半径方向での位置は，曲がり部の内側に近い所を0として，管半径方向に距離を定義して，さらに管半径で割って正規化した．従って，曲がり部の外側において無次元距離が1となる．

図21には，管中心軸上での液温の，時間平均値と標準偏差を示す．図21(a)の時間平均温度で，横軸の距離が1.5m近傍で温度が急激に低下している．これは，管軸上ではこの位置まで気相（蒸気中）であるが，1.5mからは傾斜部になって，液相（水中）になるからである．時間平均温度分布の軸方向の変

化は，実験と数値解析結果とでよく一致している．

図21(b)に示した温度の標準偏差の分布も，実験と数値解析とで良い一致を示している．蒸気は先に述べたようにノズル部からスプレイ管内に侵入する．図18で示したように侵入した蒸気は，気液界面近傍で水によって冷却され，わずかな温度変動が観測されたと考えられる．

次に，直径方向のA，E断面で，液温を比較した結果を図22，23に示す．図22(a)に示したA断面の時間平均温度は，実験と数値解析結果とでよく一致している．図の横軸の距離は，曲がり部内側が0，外側が1と無次元化されている．A断面は垂直部にあるため，水が90°曲がり部から壁を伝い落ちるように流れるため，横軸の距離0の位置は水に覆われて温度が低い．しかし実験では最も内側の液温で73℃，数値解析では65℃と差があるのは，気液界面での熱伝達率に差があるためと考えられる．実験で

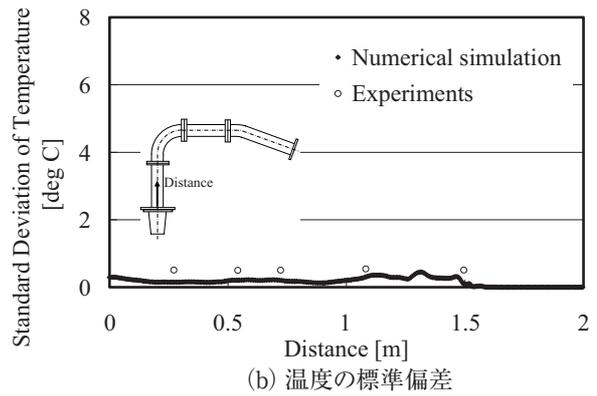
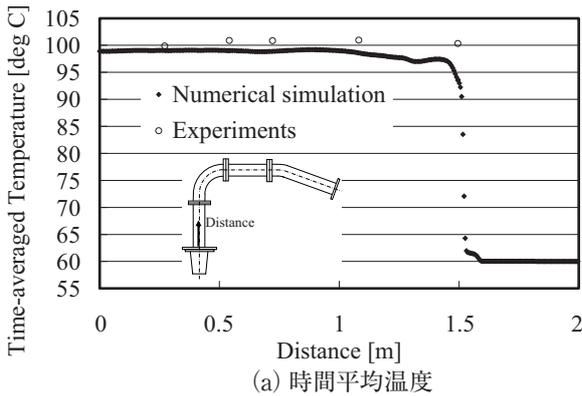


図21 数値解析と実験の温度および変動分布  
(◆：計算，○：実験，管中心位置の液体温度，管軸方向でノズルからの距離を定義)

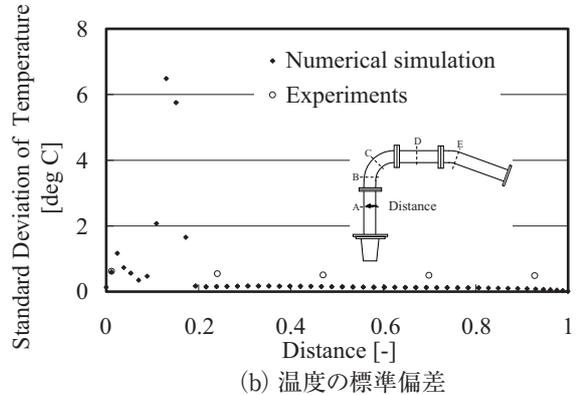
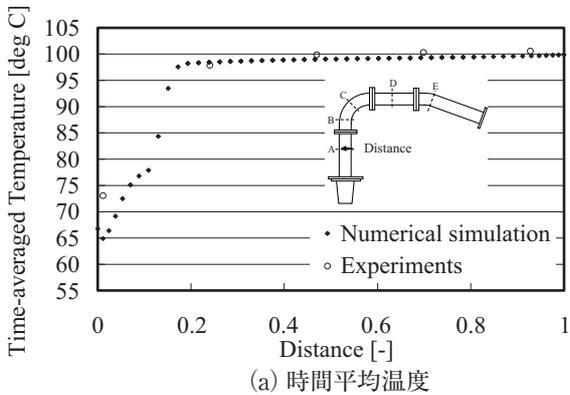


図22 数値解析と実験の温度および変動分布  
(◆：計算，○：実験，管A断面の液体温度，管半径方向で距離を定義：0は内端，1は外端)

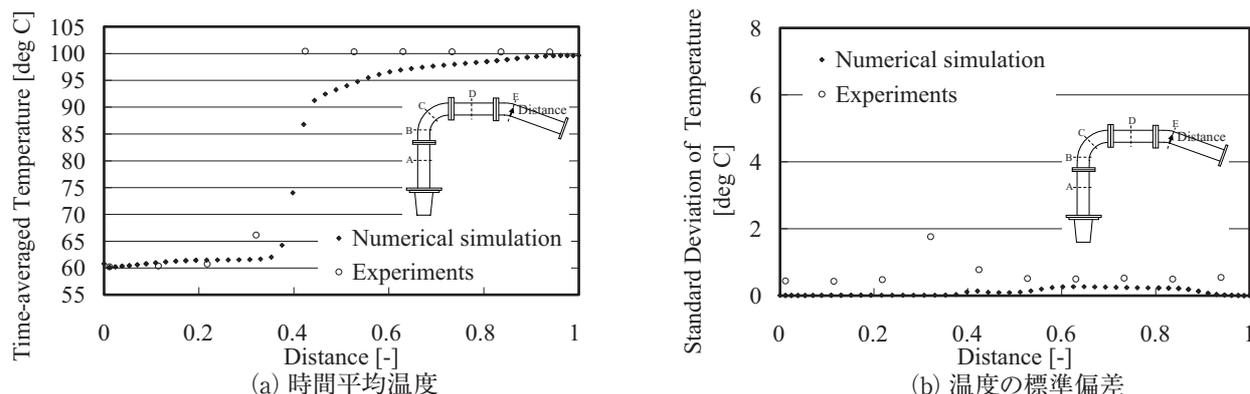


図 23 数値解析と実験の温度および変動分布  
 (◆：計算，○：実験，管 E 断面の液体温度，管半径方向で距離を定義：0 は内端，1 は外端)

は水滴が生じて表面積が大きくなること，蒸気・水の混合が進みやすいといった，熱伝達率が大きくなるような現象が生じていると考えられる。温度の標準偏差を示した図 22(b)では，横軸の距離が 0.1 近傍で，数値解析結果に温度変動が観察されている。これは曲がり部から流れ落ちる液面が変動するためであり，実験ではこの位置に温度計が無いため観測できていない。

図 23(a)に示した E 断面の時間平均温度の軸方向変化は，実験と数値解析結果に差異が見られる。E 断面は傾斜部であり，距離 0.4 近傍に気液界面が生じている。実験で計測された時間平均温度は 100°C の蒸気温度を示していることに対し，数値解析では気液界面近傍での蒸気温度の低下が見られる。これは凝縮した蒸気を輸送する速度が，数値解析において実験より低い可能性を示している。図 23(b)に示した温度の標準偏差は，距離 0.3 近傍で実験では温度変動が観測されていて，液面が変動している可能性を示していることに対し，数値解析結果では変動が見られない。これは，先の図 18, 20 で，数値解析では液面の変動が見られないことと対応している。

実験結果と数値解析結果の比較をまとめると，傾斜部から水平部にかけて，実験では気液界面近傍に温度変動が観測されているのに対し，数値解析ではそれが再現できていない。また，数値解析では凝縮をまかなうだけの蒸気量が輸送されておらず，気液界面近傍で蒸気温度が低下している。これらの点は，今後改善を検討すべき点である。

#### 4. 結論

加圧器スプレイ配管内部の流れ場を模擬した蒸気-水条件の二相流実験を行ない，その実験条件の数値流体解析を行なって実験結果と比較した。得られた結果は以下の通りである。

- (1) 加圧器スプレイ配管の試験部のうち，E 断面の水面近傍で幅が最大で気液温度差の 0.2 倍程度で，約 330 秒や 120 秒の周期にピークが見られる壁温変動が生じており，傾斜部におけるその変動は水面の周期的な揺動に起因する可能性が高いことがわかった。
- (2) 実験ループ内の溶存酸素と実機の主冷却材中の溶存水素が非凝縮性ガスとして同じ挙動を示すと仮定すれば，実機での溶存水素濃度の下限値である 1.2ppm 以上の濃度では，(1)に示した E 断面や傾斜部での壁温の周期的な変動は見られない可能性が高いことがわかった。
- (3) スプレイ配管内の二相流と管壁をモデル化した数値解析を行った結果，時間平均的な温度分布は実験結果と良い一致を示した。しかし，傾斜部から水平部にかけての気液界面には変動は見られず，実験で観測された温度変動は再現できなかった。

今後は蒸気-水条件下での水面の挙動の可視化や水位変動の測定を行い，壁温変動を引き起こした要因を解明する予定である。スプレイ配管内の蒸気-水二相流をモデル化した数値流体シミュレーションについても実験で得られる予定の水位変動のデータなどにに基づき水面の揺動を再現できるよう適切なモデル

化の検討を行なう必要がある。

## 文献

- (1) Nuclear Regulatory Commission, Pressurizer Surge Line Thermal Stratification, USNRC, NRC Bulletin 88-11 (1988).
- (2) Nuclear Regulatory Commission, Thermal Stresses in Piping Connected to Reactor Coolant Systems, US NRC, NRC Bulletin 88-08 (1988).
- (3) Nuclear Regulatory Commission, Cracking in Feedwater System Piping, USNRC, NRC Bulletin 79-13 (1979).
- (4) A. Talja and E. Hansjosten, Results of thermal stratification tests in a horizontal pipe line at the HDR-Facility, Nuclear Engineering and Design, Vol.118, No.1, p.29-41 (1990).
- (5) L. Wolf, W. Hafner, M. Geiss, E. Hansjosten, and G. Katzenmeier, Results of HDR-experiments for pipe loads under thermally stratified flow conditions, Nuclear Engineering and Design, Vol.137, No.3, p.387-404 (1992).
- (6) W. R. Smith, D. S. Cassell, and E. P. Schlereth, A Solution for the Temperature Distribution in a Pipe Wall Subjected to Internally Stratified Flow, Journal of engineering for gas turbines and power, Vol.112, No.4, p.602-606 (1988).
- (7) F. Baron, M. Gabillard, and C. Lacroix, Experimental Study and Three-Dimensional Prediction of Recirculating and Stratified Pipe Flow in PWR, International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH 4), p.1354-1361 (1989).
- (8) Jong Chull Jo, Yun Il Kim, and Seok Ki Choi, Numerical Analysis of Thermal Stratification in a Circular Pipe, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.123, No.4, p.517-524 (2001).
- (9) Jong Chull Jo, Young Hwan Choi, and Seok Ki Choi, Numerical Analysis of Unsteady Conjugate Heat Transfer and Thermal Stress for a Curved Piping System Subjected to Thermal Stratification, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.125, No.4, p.467-474 (2003).
- (10) Y. J. Yu, T. H. Lee, Y. S. Sohn, and S. H. Park, Thermal Stratification of Surge Line in PWR Nuclear Power Plant, ASME 1995 Pressure Vessels & Piping Conference (PVP1995), No.304, p.67-72 (1995).
- (11) 関西電力, 美浜発電所 2号機の点検結果について (余剰抽出系統配管からの漏えいの原因と対策), 関西電力プレスリリース, <http://www.kepco.co.jp/pressre/1999/0525-1j.html> (1999).
- (12) 大厩徹, 中村晶, 竹中信幸, 加圧器スプレ配管内部の流況を可視化した実験と数値流体シミュレーション, および配管内部の水面の変動により生じる熱応力の評価, INSS JOURNAL, Vol.14, p.86 (2007).
- (13) 秋山守, 有富正憲, 新しい気液二相流数値解析 - 多次元流動解析 -, コロナ社 (2002).
- (14) Turbulence and Near-Wall Modeling, ANSYS CFX-Solver Release 11.0 Online Manual (2007).
- (15) 村田章, 飛原英治, 斎藤孝基, 水平管内気液層状流の凝縮熱伝達, 日本機械学会論文集 B 編, 57 巻, 536 号, p.1385-1389 (1991).