

加圧器スプレイ配管内蒸気-水二相流可視化実験および数値シミュレーションによる管壁温度変動の解明

Investigation of Wall Temperature Fluctuations by Visualization Tests and Numerical Simulation for Steam-Water Two-phase flow in the Pressurizer Spray Piping

三好 弘二 (Koji Miyoshi)*¹ 中村 晶 (Akira Nakamura)*¹
大厩 徹 (Toru Oumaya)*² 竹中 信幸 (Nobuyuki Takenaka)*³

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部配管においては、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・温度場を明らかにして、それが熱応力に及ぼす影響を解明するために、実機の微量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。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、壁温変動が生じることが明らかになったことから、可視化実験により、壁温変動の要因を調査することとした。その結果、壁温変動は、気液界面の揺動ではなく、界面下に発生する液温変動によって引き起こされている可能性が高いことがわかった。さらに、実機の1次冷却材中に存在する微量の非凝縮性ガスが壁温変動に及ぼす影響を調べるため、微量の空気を注入する実験を行い、液温変動が抑制されることを確認した。加えて、VOF法を適用した数値流体解析でモックアップ実験条件で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気液界面下における液温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 condition 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 suspected to occur due to the cyclic thermal stress fluctuations caused by oscillations of the water surface, which cannot be detected by the measurement of temperature on outer surface of the pipe. In order to clarify the flow and thermal structure 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 wall temperature fluctuations, continuous temperature fluctuations, which were around 0.2 times of the steam water temperature difference in the maximum range, were observed at the inclined section where the water surface contacted the pipe wall. So we planed to investigate the causes of the fluctuations by visualization tests. As a result of the experiment, it seemed that wall temperature fluctuations were not caused by waves on water surface, but caused by liquid temperature fluctuation in the layer below the steam-water interface. The influence of small amount of noncondensable gas dissolved in the reactor coolant on the wall temperature fluctuations was investigated by injecting air into the experimental loop. Continuous water temperature fluctuations were attenuated after air was injected. 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 no water temperature fluctuations below the gas-liquid interface were observed contrary to the experimental result.

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

* 1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

* 2 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)

* 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1次冷却材系統は図1に示すように、1次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、加圧器内の圧力・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1次冷却材配管の低温側（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。1次冷却材配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、1次冷却材系統の圧力・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

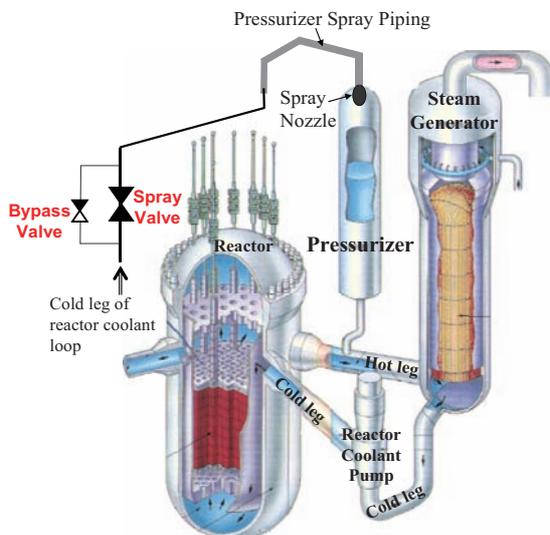


図1 PWRプラントの主冷却材系統の概要

部においては以下の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⁽¹⁾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⁽²⁾⁽³⁾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^{(4)~(8)}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⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。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、美浜発電所2号機における閉塞分岐配管曲がり部での漏洩事例⁽¹¹⁾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幅の温度ゆらぎが常時生じて、その熱応力変

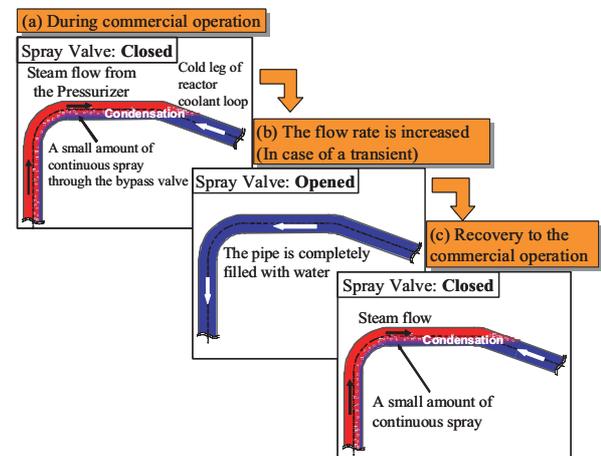


図2 加圧器スプレイ配管内の流動状態模式図

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た。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。しかしながら、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熱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・温度場を明らかにする必要がある。

本研究では、実機と同材質のステンレス鋼製の試験体を用いて蒸気-水条件下における壁温変動の測定および可視化実験による壁温の変動要因の解明を試みた。また、実機の1次冷却材系統中には、溶存水素が含まれており、非凝縮性ガスとして蒸気-水系の凝縮過程に影響を与える可能性が高いことから、その壁温変動に対する影響も調査した。さらに、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確立のための検討も行なった。以下、実験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。

2. 蒸気-水条件の実験および数値シミュレーション

2.1 実験装置および方法

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取り付け位置と測定断面・ラインを併記した。試験部の配管は、実機と同じ形状・寸法のステンレス鋼製で、スプレイノズルも同等品を用いた。また温度測定のため、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管半径方向分布も測定した。

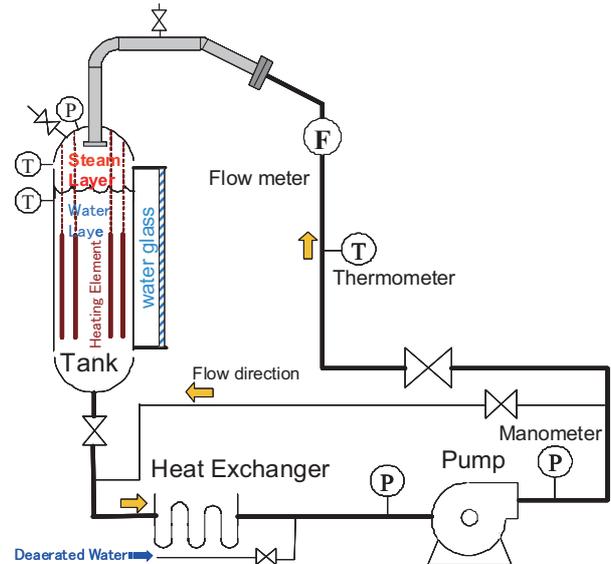


図3 実験ループの概要

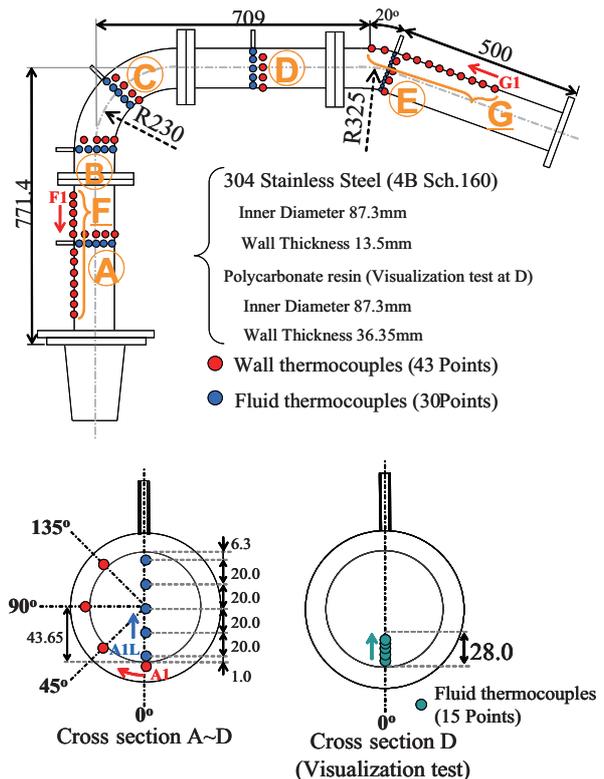


図4 試験部の概要

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。大気圧下で実機とほぼ同じ温度差とするため、蒸気の温度約100℃、水温約60℃に調節し、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(0.46m³/h)に設定し

て、温度変動を90分間測定した。

さらに、可視化実験を行うため、D部については、ステンレス鋼製からポリカーボネート製に変更した。また、可視化実験にあわせてD部の中央にて液温測定を実施した。気液界面付近の測定を行うため素線径0.5mmの熱電対を15対東ねた多点熱電対(2mm間隔)を設置した。可視化実験では、実機のバイパススプレイ流量に加え、0.5倍、0.25倍に流量を変化させたケースも行った。

また、非凝縮性ガスが流動状態および温度分布に及ぼす影響を調べるため、蒸気を生成した状態でタンク上部のベント弁を数秒開放して蒸気相に大気を導入して十分循環させた。また、空気注入量を把握するためベント弁手前にレシーバータンクを設け、タンク内の圧力変化と温度変化から注入量を求めた。

2.2 数値流体シミュレーションによる再現

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⁽¹²⁾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
- これらを基本的な方針としてモデル化を行った。

数値流体解析にはANSYS社の汎用コードであるCFX-11を用いた。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⁽¹³⁾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がなす角度で定義する。この値が大きいほどぬれや

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 ³ /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 ³]	982.98	0.5937
粘度 [Pa s]	4.7665×10^{-4}	1.215×10^{-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]	2.257×10^6	—
ぬれ角 [degree]	170	—
表面張力 [N/m]	0.0583	—

表3 管の物性値

密度 [kg/m ³]	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]

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⁽¹²⁾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鋼であり、アクリルよりも表面粗さが大きいいため、その影響を考慮して、170°と仮定した。また、150°とした場合の違いを検討した。

3) 乱流モデル

乱流モデルには、 $k-\omega$ モデルと $k-\epsilon$ 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⁽¹⁴⁾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れていないため、放熱量が等価になるように管外面熱伝達率 α_{out} にて考慮し、 $\alpha_{\text{out}} = 0.459\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ とした。

表4の気液界面の熱伝達率については、村田ら⁽¹⁵⁾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、 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℃および60℃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長さは図5のように0.92mである。定常解析結果⁽¹⁶⁾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℃）のPr数は3.016である。したがって、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)式を水平部の長さ0.92mの区間で平均すると、 $h = 128.44 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ 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。熱伝達率が及ぼす影響を調べるため、表4に示すように熱伝達率を10倍および1/10とした場合をCase2、Case3として計算した。

5) 初期条件、時間

図5のような気液界面が定常的には生じると予想されることから、定常解析の初期値としては次のように設定した。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ったことを確認した。

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

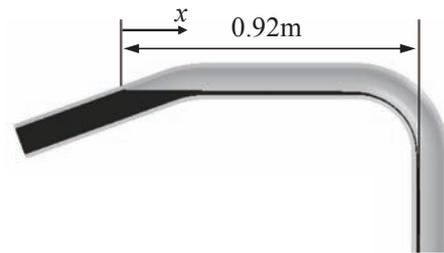


図5 気液界面の熱伝達率の算出に用いた座標と長さ

表4 熱的境界条件

外気温度 [℃]		20
管外壁熱伝達率 [W/(m ² K)]		0.459
気液界面熱伝達率 [W/(m ² K)]	Case 1	128.44
	Case 2	1284.4
	Case 3	12.844
	Case 4(※)	128.44

※ Case 3でぬれ角を150°変更した場合。

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、流れを横切る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

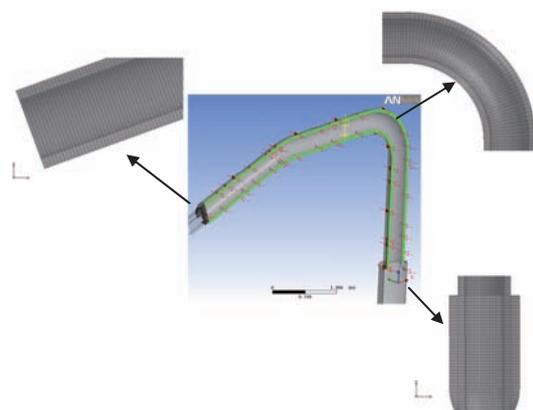


図6 解析格子（1/2モデル）

され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。

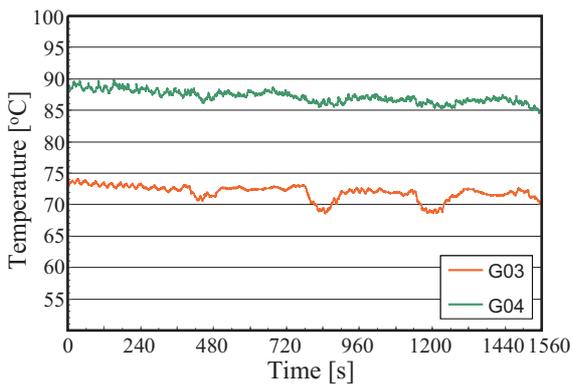
配管系全体を比較的均等なメッシュに分割して、気液界面の形状を滑らかに捉えられるように解析格子を作成した。流体領域と金属領域の境界となる配管内面において、半径方向のメッシュサイズが1mm程度となるようにして、流れ方向には格子のアスペクト比を6程度におさえた。その結果、解析格子は壁面に沿った6面体（ヘキサ）要素により構成し、総数で約41万要素（ノード数で約44万）となった。

3. 結果と考察

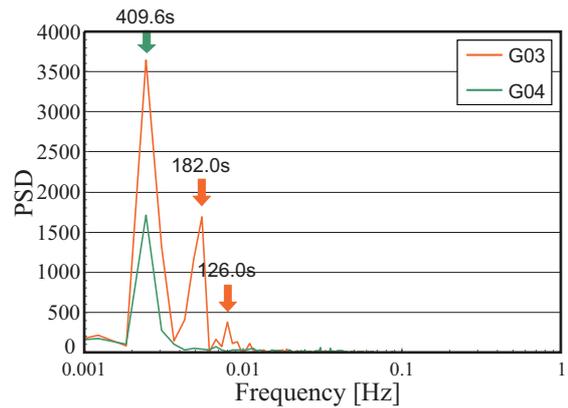
3.1 実験結果

3.1.1 壁および流体温度測定結果

既報⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾では、図4に示した各測定点の温度変動のうち、傾斜部のG部およびE断面で温度変動が最大となることを明らかにした。ここで、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7(a)に、そのパワースペクトル密度分布を図7(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8(a)に、そのパワースペクトル密度分布を図8(b)に示す。比較的大きな温度変動が測定点

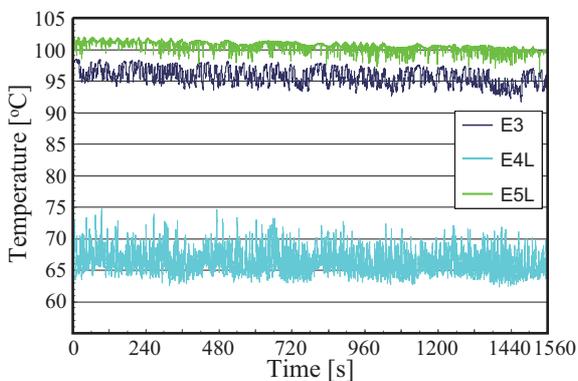


(a) 壁温変動の時刻歴変化

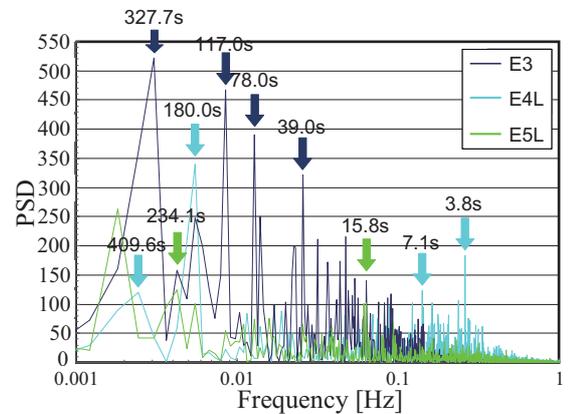


(b) 壁温変動のパワースペクトル密度分布

図7 傾斜部背側 G03, G04 における壁温変動⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾



(a) 壁温変動の時刻歴変化



(b) 壁温変動のパワースペクトル密度分布

図8 E断面の壁温E3および液温E4L, E5Lの温度変動⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾

E3で認められ、気液温度差の0.2倍程度（幅7℃程度）の大きさであった。また、これら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と比較し、その結果傾斜部の測定点G03およびE断面の測定点E3については、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、試験部内部の流れの変動に起因した変動である可能性が示唆された。

3.1.2 可視化結果および可視化部の温度分布

3.1.1に示したとおり、壁温変動については、試験部内部の流れの変動に起因した変動である可能性が示唆されたことから、可視化実験を行った。バイパス流量における可視化結果を図9に示す。流量安定後、観察の結果、気液界面の波立ち等の変動は観察されず気液界面下においてもやが観察された。もやの幅は、ポリカーボネートの屈折率の影響を考慮して約10.5mmであった。流量をバイパス流量の0.5倍、0.25倍に変化させた場合も同様な現象が見られた。気液界面下において液体の密度変化が生じ、屈折率の違いにより、もやが観察されている（シュリーレン現象）と推定されることから、もやの観察された付近の温度を測定した。管半径方向の30分間

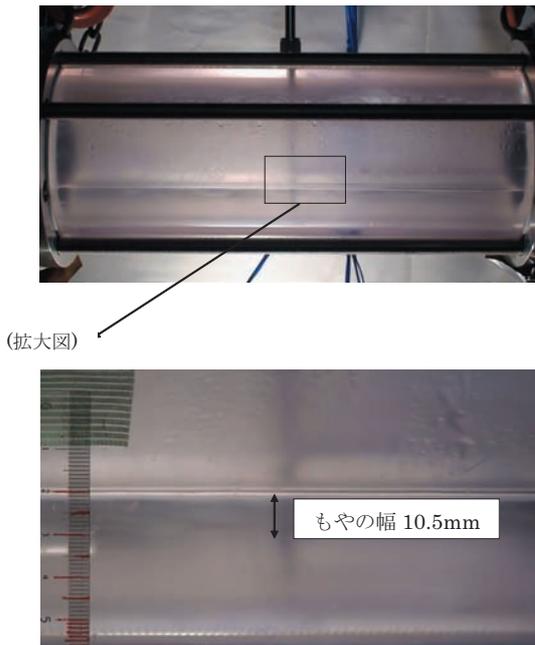
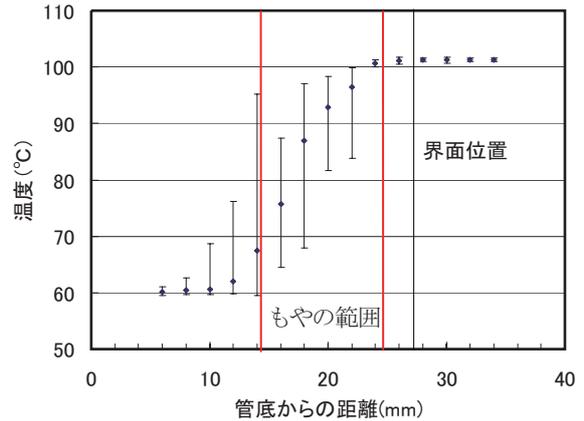
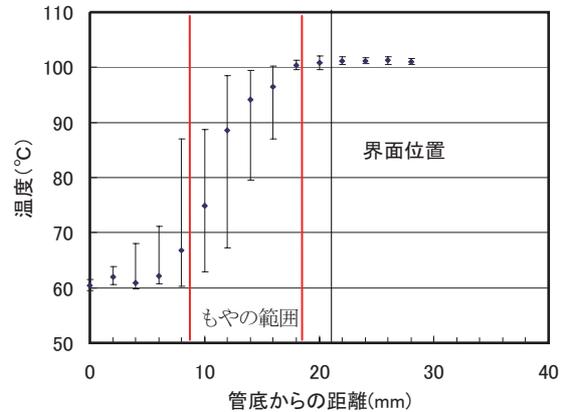


図9 可視化結果（バイパス流量時のD部）

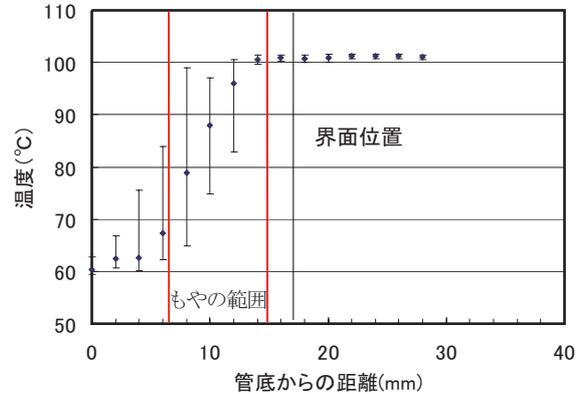
の時間平均温度分布をその最大値、最小値の幅とともに図10に示す。図の横軸は管底を始点とした高さを示す。また、図中には可視化の結果、観察された気液界面の位置を示した。管底から高くなるにつれ、供給している水温である60℃から緩やかに蒸気温度である100℃に上昇していることがわかる。また、温度変動は、界面位置から4mm程度下方から幅12mm程度の範囲において著しく大きいことがわか



(a) バイパススプレイ流量時



(b) バイパススプレイ流量×0.5倍時



(c) バイパススプレイ流量×0.25倍時

図10 D断面における流体温度分布

る。流量がバイパスプレイ流量の等倍時の最大温度変動幅は、管底から 14mm の箇所では 35°C 程度、0.5 倍時は管底から 12mm の箇所では 31°C 程度、0.25 倍時は管底から 8mm の箇所では 34°C 程度である。

よって、可視化部における液温測定の結果、観察されたもやは、その付近の大きな温度変動に起因するシュリーレン現象がもたらしたものであると示された。また、もやの中には不安定な波が伝播しているような様子であった。流れ方向に密度が異なった二つの層の界面が存在した場合、層間の速度差がある値になると、不安定な波が液相内に発生することが知られており、一般にケルビンヘルムホルツ不安定現象といわれている。

タンク側から逆流してくる蒸気の凝縮に伴うせん断応力により、界面下に速度勾配が発生し不安定波をもたらしていると推定されるが、現状、速度分布の計測ができておらず今後の検証が必要である。

図 11 に E 断面の液温測定点 E5L とそれとほぼ同じ高さであり、かつ可視化部でもやが確認された箇所である管底から 16mm の位置における温度測定結果のパワースペクトル密度分布を示す。パワースペクトル密度は、約 27 分 (1,638.4 秒) 間の温度と平均値との差を標準偏差で正規化して得た。409.6s, 273.1s のピークはバイパス分岐後や試験部入口の液温変動のピーク⁽¹⁶⁾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。しかし、その他のピークについては互いにピークが近いことから、前項で示した E5L の液温変動は、気液界面の揺動ではなく、気液界面付近でかつ界面より下の液相部位に発生した液温変動であると考えられる。また、その液位に相当する E3 の壁温変動は、その液温変

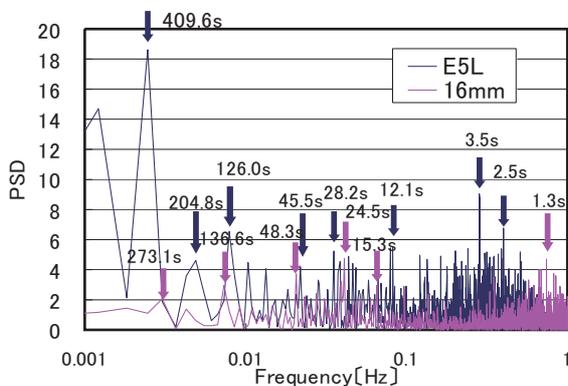


図 11 D, E 断面温度変動のパワースペクトル密度分布

動により引き起こされた可能性が高いと推定される。

3.1.3 温度変動に対する非凝縮性ガスの影響

実機の 1 次冷却材中には、水素等の非凝縮性ガスが含まれている。非凝縮性ガスによる蒸気凝縮の緩和作用が温度変動に与える影響を確認するため、実験では、非凝縮性ガスとして空気を用いて調査した。

D 部の可視化実験において、もやが観察されている途中でタンク上部のベント弁を数秒開放し蒸気相に 0.101g の空気量を注入した。観察の結果、空気注入後直ちにもやが消失することがわかった。さらに、注入前においてもやの観察された付近の温度を、空気注入後に測定した。管半径方向の 30 分間の時間平均温度分布をその最大値、最小値の幅とともに図 12 に示す。図 10 (a) と比較してわかるように、空気注入により温度変動幅が明らかに減少しており最大温度変動幅は、管底から 22mm の箇所では 5°C 程度である。以上のことから、既報⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾において、空気注入により、壁温変動が著しく減少することを示したが、非凝縮性ガスの注入により、気液界面下でもたらされる液温変動が減少し、その結果、壁温変動が減少したといえる。非凝縮性ガスが注入されることにより蒸気凝縮に伴うせん断応力が低下し、界面下の速度勾配の減少をもたらし、不安定波の発生を抑制したと推定されるが、メカニズム解明にあたっては、流速分布データの採取による検証が必要である。

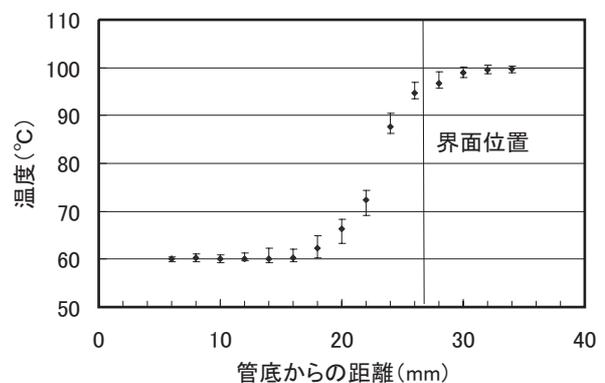


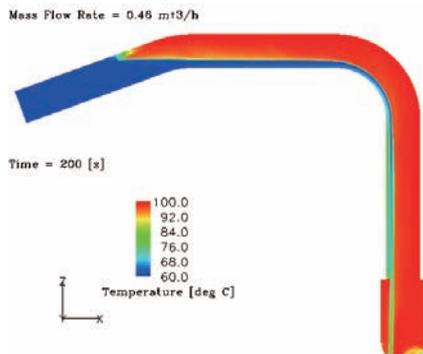
図 12 D 断面における流体温度分布 (バイパスプレイ流量時、空気注入後)

3.2 数値シミュレーション結果

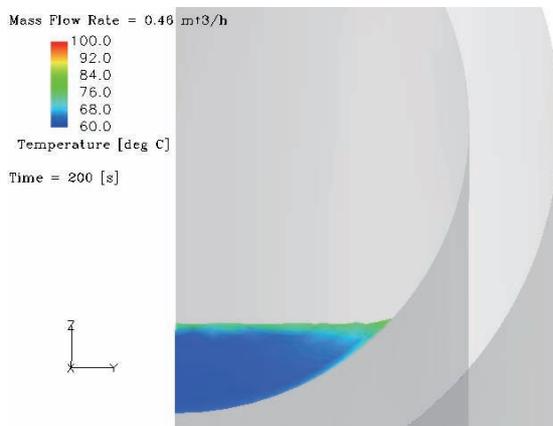
3.2.1 モックアップ実験条件の計算 (Case 1) (16)

2.2節で説明した計算条件にて定常解析を行い、それ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秒間の解析結果を用いて時間平均などの統計処理を行った。

Case1⁽¹⁶⁾として(2)式の気液界面熱伝達率 $h = 128.44\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ とぬれ角 170° で計算を実施した。図13には $t = 200\text{s}$ の瞬時の温度分布、図14には瞬時の流速分布を示す。図13を見ると、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ている。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る。図13の温度分布では流れ方向の変化はあま



(a) 管の軸方向断面



(b) 水平部の管断面、液相のみ

図13 配管断面での温度分布
($t = 200$ の瞬時, $h = 128.44\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

り見られないが、図14の流速分布では、蒸気相での流れ方向の変化が見られる。これは加圧器からスプレイ配管へと上昇する蒸気に、スプレイ配管出口部で渦が生じているためである。図13(a)の流れ方向、(b)の流れ直角方向とも顕著な波立ちは見られない。また、気液界面下の液温は流れ方向にじだいに上昇し、もやに相当する液温変動は見られない。

統計処理を190~200[s]の10秒間行った結果から、図15には管断面の時間平均温度分布を、図16には温度の標準偏差を示す。波立ちや気液界面下の液温変動が観察されていなかったことから、図15の時間平均温度は図13(a)の瞬時温度とほぼ同じであり、図16の水平部には液温変動が生じていない。垂直部では落下する液膜が時間的に変動するため、変動幅が 8°C 程度の液温変動が生じている。

3.2.2 ケーススタディ結果

1) Case2の結果

蒸気-水の界面凝縮熱伝達率の影響を調べるため、表4のように熱伝達率を変化させて計算した。Case2では、 $h = 1284.4\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ と10倍の値に設定した。

非定常計算をCase1と同様に行い、統計処理を190~200[s]の10秒間行った結果から、図17には管断面の時間平均温度分布を、図18には温度の標準偏差を示す。図17の時間平均温度は図15のCase1の結果とほぼ同じであるが、蒸気から水への熱移動が大きくなるため、垂直部で流れ落ちる水の温度が上昇している。また、蒸気から水へと熱が奪われるため、傾斜部での蒸気温度が低下している。

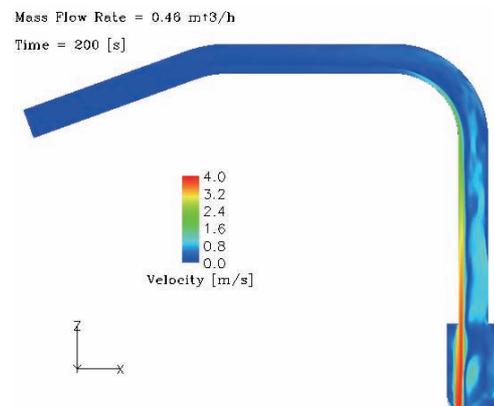


図14 配管断面での流速分布
($t = 200$ の瞬時, $h = 128.44\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

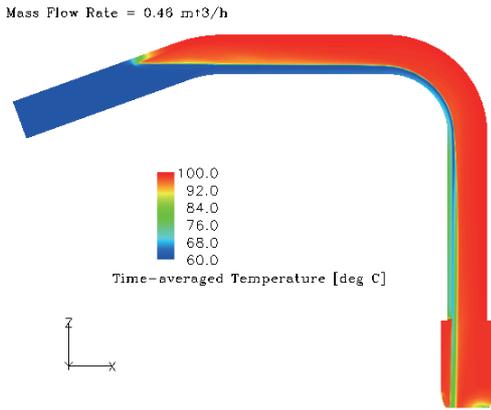


図 15 配管断面での時間平均温度の分布
(Case1, $t = 190\sim 200$ s の平均, $h = 128.44\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

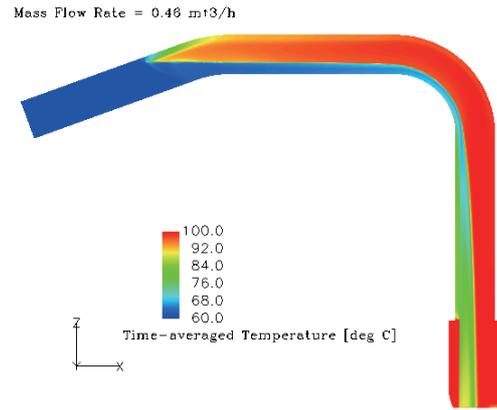


図 17 配管断面での時間平均温度の分布
(Case2, $t = 190\sim 200$ s の平均, $h = 1284.4\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

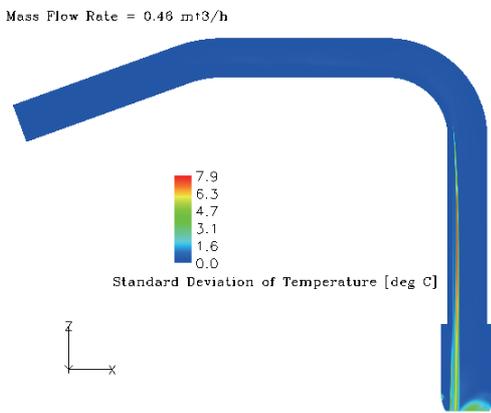


図 16 配管断面での温度変動強度の分布
(Case1, $t = 190\sim 200$ s の標準偏差, $h = 128.44\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

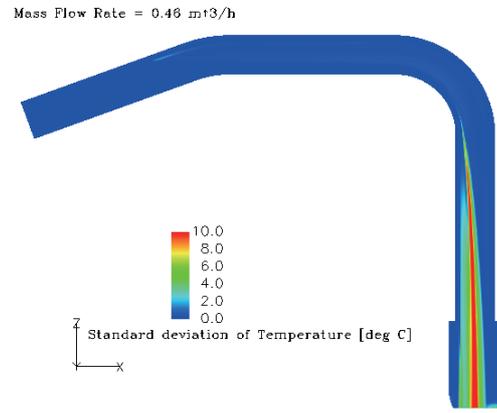


図 18 配管断面での温度変動強度の分布
(Case2, $t = 190\sim 200$ s の標準偏差, $h = 1284.4\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

水面の時間変化を別途調べてみたが、Case2においても波立ちや気液界面下の液温変動は生じていなかった。図 18 の水平部には液温変動が生じていないことと一致している。垂直部では落下する液膜が時間的に変動するため、変動幅が 10℃ 以上の液温変動が生じている。この温度変動は配管内の水に生じていて、管壁には生じていない。

2) Case3 の結果

熱伝達率を減少させて、 $h = 12.844\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ と 1/10 に設定した。非定常計算を行い、統計処理を 190~200 [s] の 10 秒間行った結果から、図 19 には管断面の時間平均温度分布を、図 20 には温度の標準偏差を示す。図 19 の時間平均温度は図 15 の Case1 の結果とほぼ同じである。傾斜部での蒸気温度が低下しているが、熱伝達率の低下によって凝縮量が減り、蒸気流速が減少しているためと考えられるが、

明確には分からない。

水面の時間変化を別途調べてみたが、Case3においても波立ちや気液界面下の液温変動は生じていなかった。図 20 の水平部には液温変動が生じていないことと一致している。垂直部で見られる液温変動は、Case1 の結果とほぼ同じである。

3) Case4 の結果

配管表面でのぬれ角の影響を調べるため、ぬれ角を 150° に設定して計算を行った。非定常計算を Case1 と同様にを行い、統計処理を 190~200 [s] の 10 秒間行った結果から、図 21 には管断面の時間平均温度分布を、図 22 には温度の標準偏差を示す。図 21 の時間平均温度は図 15 の Case1 の結果とほぼ同じであるが、ぬれ角が小さくなったために水がはじかれて、垂直部ではより管の中央付近を通るようになっていく。同様に図 22 においても、垂直部での液

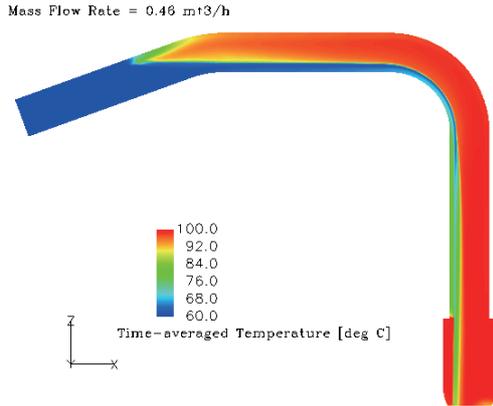


図19 配管断面での時間平均温度の分布
(Case3, $t = 190 \sim 200$ s の平均, $h = 12.844 \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

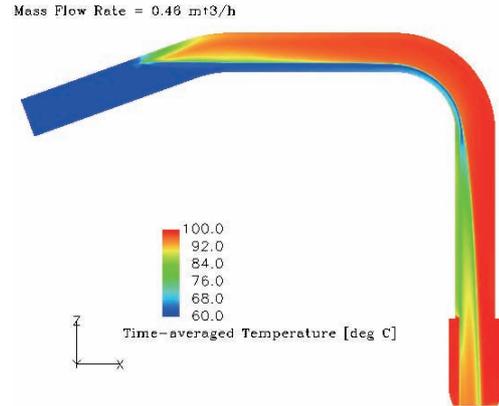


図21 配管断面での時間平均温度の分布
(Case4, $t = 190 \sim 200$ s の平均, $h = 128.44 \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$,
ぬれ角 150°)

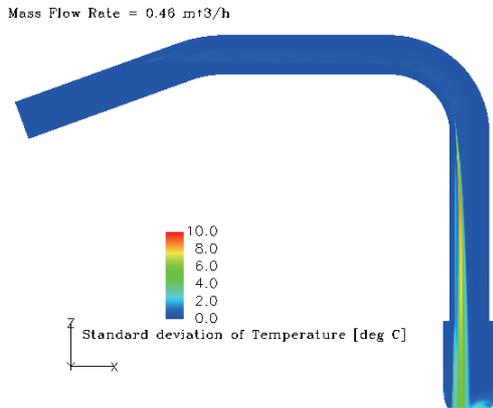


図20 配管断面での温度変動強度の分布
(Case3, $t = 190 \sim 200$ s の標準偏差, $h = 12.844 \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$)

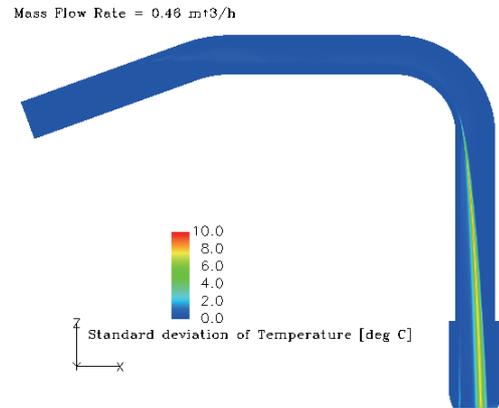


図22 配管断面での温度変動強度の分布
(Case4, $t = 190 \sim 200$ s の標準偏差, $h = 128.44 \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$,
ぬれ角 150°)

温度変動の生じる位置が、管中央付近になっている。水面の時間変化を別途見ても、Case4においても波立ちや気液界面下の液温変動は生じておらず、図22の水平部には液温変動が生じていないことと一致している。

4) ケーススタディの結果

実験においては図9, 10のように気液界面近傍で温度変動が観察された。3.1.4に述べたように、蒸気中に大気を混入すると温度変動幅が小さくなることから、気液界面での蒸気の凝縮熱伝達率が温度変動に影響していると推定されるが、数値解析のケーススタディの結果からは、その影響が再現されなかったため、VOF法では凝縮に伴う熱移動や圧力変化がうまく扱えていない可能性と、実験と計算で凝縮熱伝達率がかなり乖離している可能性の両方が課題として残されている。ぬれ角を 150° に減少させると

垂直部で管壁を伝う流れが少なくなり、実験結果では流れが管壁を伝っていることとは差が生じる。従って、ぬれ角については 170° の方が実際に近かったと考えられる。

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-水条件の二相流可視化実験を行ない、その実験条件の数値流体シミュレーション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、傾斜部で認められた液温変動の原因は、気液界面の揺動ではなく、気液界面付近でかつ界面より下の液相部位に発生する液温変動が原因であることがわかった。ま

た、これに伴い壁温変動が発生した可能性が高いと推定された。

- (2) 非凝縮性ガスの存在は、気液界面における凝縮熱伝達の低下をもたらし、(1) に示した温度変動を大きく緩和させる要因となることがわかった。
- (3) 蒸気-水の界面を VOF 法により扱った熱流動数値解析を用いて、非定常計算を行った。気液界面の熱伝達率およびぬれ角の影響を調べたが、実験で傾斜部において観察された液温変動は再現されなかった。

5. おわりに

本研究では、加圧器スプレイ配管を対象に微小注入状態が配管内部の流動、配管内壁の温度変動に及ぼす影響を明らかにするため、既報告⁽¹²⁾⁽¹⁶⁾のとおり、以下のステップで実験および数値解析を行ってきた。

- (1) 空気-水系の亚克力試験体を用いた可視化実験による配管内流動状況の把握
- (2) 蒸気-水界面を変動させた場合の管壁に発生する熱応力の数値解析と疲労評価
- (3) 蒸気-水系のステンレス試験体における管壁温度変動測定および非凝縮性ガスの影響調査
- (4) 蒸気-水二相流および管壁温度分布の数値解析と実験結果の比較
- (5) 蒸気-水系のポリカーボネート試験体を用いた可視化実験による管壁温度変動要因の解明

その結果、観測された温度変動は小さく、既報告の熱応力疲労評価の見直しを要するような結論は得られず、懸念されていた高サイクル熱疲労の可能性は低いと結論付けられる。しかしながら、今年度の報告のとおり、温度変動要因が、気液界面の変動ではなく、気液界面付近で、かつ界面より下の液相部位に発生する液温変動が原因であったことは、著者が想定していなかった興味深いものであった。さらに、本現象と凝縮熱伝達現象との関係を明らかにし、実温・実圧条件における、評価を可能にするためにも、数値計算モデルの開発が期待される。

文献

- (1) Nuclear Regulatory Commission, Pressurizer Surge Line Thermal Stratification, US NRC,

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, US NRC, 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, 加圧器スプレイ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).
 - (16) 大厩徹, 中村晶, 尾崎祐介, 竹中信幸, 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, INSS JOURNAL Vol. 16, pp. 88-102 (2009).
 - (17) T. Oumaya, A. Nakamura and N. Takenaka, Results of a Steam-Water Experiment Simulating Two-Phase Flow in Pressurizer Spray Piping, 17th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE 17-75582 (2009).