

# 円管での蒸気・空気混合気体の凝縮と 温度分布の数値シミュレーション<sup>\*1</sup>

Preliminary Study on Numerical Simulations for Temperature Field of  
Steam-Air Mixture in a Circular Tube with Condensation

歌野原 陽一 (Yoichi Utanohara) <sup>\*2</sup>      山本 泰功 (Yasunori Yamamoto) <sup>\*2,3</sup>

村瀬 道雄 (Michio Murase) <sup>\*2</sup>      森 勝也 (Katsuya Mori) <sup>\*4</sup>

細川 茂雄 (Shigeo Hosokawa) <sup>\*4</sup>      富山 明男 (Akio Tomiyama) <sup>\*4</sup>

**要約** 円管内における蒸気・空気混合気体の凝縮実験を対象に数値シミュレーションを行った。伝熱管の内径は49.5 mm, 長さは510 mmである。実験条件は空気流量が9.0 g/s, 蒸気流量が5.9 g/s, 圧力は0.125 MPaである。計算領域は試験部とその上流と下流の直管部, そして混合気体に加えて伝熱管金属, 外側の環状に流れる冷却水部も含めている。蒸気・空気の混合気体, 伝熱管壁内および冷却水の温度分布計算結果を実験データと比較した。混合気体から伝熱管への伝熱量の計算値は, 実験データの1/3程度しかなく過小評価となった。確かな原因は不明だが, 沖合から壁面近傍への蒸気の供給が不足している可能性がある。また, 伝熱管内面近傍の混合気体温度も実験データより低くなった。原因として数値計算において, 混合気体中での凝縮と潜熱放出を考慮していないことが考えられる。混合気体中での蒸気の輸送拡散と凝縮についてCFDモデルの再検討と改善が今後必要である。

**キーワード** 壁面凝縮熱伝達, 冷却材喪失事故, 格納容器, 数値シミュレーション

**Abstract** In this study, numerical simulations were carried out for a condensation experiment of steam-air mixture in a circular tube. The condensation tube was 49.5 mm in diameter and 510 mm in length. The test conditions were the air flow rate of 9.0 g/s, steam flow rate of 5.9 g/s, and pressure of 0.125 MPa. The computation grid included the inlet tube, the condensation tube (i.e. the test section), the outlet tube, and the cooling annular channel with water. The temperature fields of the steam-air mixture, condensation tube wall and cooling water were computed and compared with measured values. The computed heat transfer rate was only 1/3 of the measured heat transfer rate mainly due to underestimation of the mass transfer of steam from the bulk to the inner surface of the heat transfer tube. The temperatures of the steam-air mixture in the thermal boundary layer computed without the phase change (i.e. condensation) model in the gas space were much lower than the measured values. The computation models for the mass transfer of steam and phase change (i.e. condensation) in the gas space should be improved to obtain better agreement between the computed and measured temperature fields.

**Keywords** Condensation heat transfer, Loss of coolant accident, Containment vessel, Numerical simulation

## 1. はじめに

加圧水型原子炉 (PWR) において冷却材喪失事故 (LOCA) を想定した場合, 大気圧の空気で満た

された原子炉格納容器 (CV) 内に高温の1次冷却水が噴出し, CV内の温度と圧力は上昇すると考えられる。蒸気と空気で満たされた事故時のCV内の詳細な温度分布を評価するために, 著者らは数値流

\*1 本原稿はThe International Congress on Advances in Nuclear Power Plants 2017, Paper No. 17394 (2017) で公表したものを和訳し転載したものである。

\*2 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

\*3 (現)北海道大学

\*4 神戸大学

体力学 (CFD) によるシミュレーションモデルを開発してきた。その際、特に凝縮壁面近傍の温度分布に注目してきた。

Green and Almenas<sup>(1)</sup> は格納容器壁面での凝縮熱伝達に関する主要パラメータを調査するとともに、既存の伝熱相関式は局所の流速や蒸気濃度などの流動場に応じて、凝縮熱伝達率を過大もしくは過小に評価することを示した。この計測データと予測値とのずれは、伝熱相関式で参照する全体的な状態 (バルクの値) と評価点である局所の状態との間に値の差があることに起因する。Kang and Kim<sup>(2)</sup> は平板上における蒸気・空気混合気体の凝縮実験を実施している。混合気体と壁面の温度差が大きい場合は、混合気体が壁面近傍で過飽和状態となり浮遊微小液滴 (ミスト) が発生し、その影響で混合気体の温度分布が壁面近傍で急激に壁面温度に落ち込むような結果が得られている。これら2つの研究から考えると、CFDでCV内の混合気体温度を予測するに当たり、壁面近傍の温度分布の再現性からCFDモデルの妥当性を判断することが望ましいと言える。Dehbiら<sup>(3)</sup> はTOSQAN実験<sup>(4),(5)</sup> を対象とした数値シミュレーションを行っている。TOSQAN実験では、円筒形の閉鎖容器 (直径1.5 m, 高さ4.8 m) の底面中央に、鉛直下方向から管 (直径0.041 m) を設置し、蒸気を流入させている。数値シミュレーションは計測データをよく再現していたが、円筒中心軸 (つまり蒸気ジェットを中心) 上に沿って、温度を徐々に過小評価するようになっていた。速度分布の再現性に比べ温度分布の再現性は難しいことが示されている。また、TOSQAN実験での温度計測点は凝縮壁面から最も近い点で30 mmの地点で、温度境界層などの温度場の再現性を検討するには十分な近さとは言えない。

従って、著者らはCVを模擬した小型閉鎖容器 (直径0.254 m, 高さ0.30 m) を用いて実験を行い、空気で満たされた容器内に空気および蒸気を吹込み、CFDモデルの妥当性検討用のデータを取得した<sup>(6)~(8)</sup>。しかし、数値シミュレーションによる温度予測値は計測データと大きく異なった。主な原因として、混合気体の挙動 (既存の空気と吹込み気体の混合、吹込み気体の壁面への輸送拡散、空間中での相変化、壁面凝縮伝熱) に対するCFDモデルの不備が考えられる。

閉鎖容器への蒸気吹込み実験における熱流動現象は複雑であり、個々の現象に焦点を当ててCFDモ

デルの妥当性を検討することは難しい。よって、著者らは壁面凝縮伝熱に焦点を絞った実験を行うため、円管 (内径49.5 mm) に蒸気・空気の混合気体を流し、混合気体中での温度分布および壁面伝熱量を測定している<sup>(9)</sup>。本報告では、円管での凝縮伝熱実験を対象に、凝縮熱伝達モデルの妥当性検討を目的として実施した数値シミュレーションについて述べる。主な目的は蒸気・空気混合気体での温度分布の再現性、特に壁面近傍の温度境界層での再現性である。現段階はまだ研究の初期段階であり、CFDモデルは単純なモデルを用いている。

## 2. これまでに実施した実験の概要

図1に凝縮伝熱実験における試験体の概要を示す。配管内径 $D = 49.5$  mm, 冷却部長さは510 mmである。試験部は鉛直に設置する。空気は圧縮してから予熱し、ボイラーで発生させた蒸気と混合させた。空気と蒸気の流量と温度は混合前に別々に計測

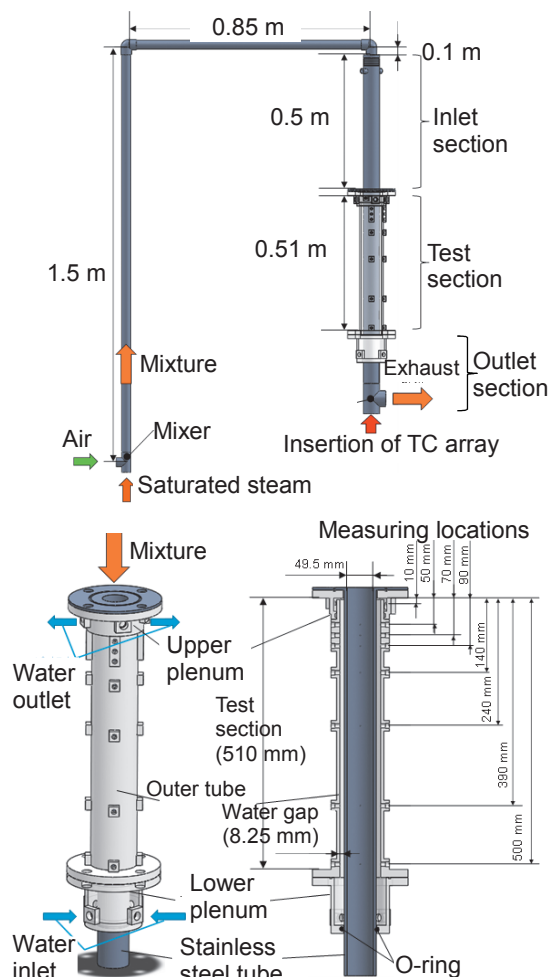


図1 実験装置の概要

している。また、試験部の鉛直上方にある流入部の温度と圧力も計測した。蒸気・空気混合気体は上部から試験部に流入させ、下方へ流下する間に伝熱管（厚さ5.5 mm）を介して冷却水により冷却される。冷却水は伝熱管を取り囲む円環状空間（幅8.25 mm）を通水させて、伝熱管外面を介して熱交換する。冷却水の入口用に試験体下部に下部プレナムを設け、4か所の入り口から冷却水を供給した。試験部より上流の配管は保温材で断熱しているが、試験部の冷却水用配管の外面は断熱していない。伝熱管壁面の温度と冷却水の温度は熱電対で計測しており、熱電対設置位置は試験部入口から $z = 10, 50, 70, 90, 140, 240, 390$ および $500$  mmの地点である。

図2に蒸気・空気混合気体の温度計測用の熱電対を示す。図中TCは熱電対を意味する。熱電対の外径は $1.0$  mmである。熱電対の配置は熱流動場の軸対称性を仮定して決定した。流れ方向に長さが異なる2つの熱電対列（サポート部から $50$  mm長さ $20$  mm長さの2種類）を、お互いが十字に交わるように並べている。熱電対サポート部から $50$  mm上流の熱電対列は11個（No. 1~11）、 $20$  mm上流は10個（No. 12~21）である。熱電対は試験部の下方から試験部に挿入し、試験部内の任意の流れ方向位置で計測が可能である。 $50$  mmと $20$  mmの熱電対列の温度差から、両地点間の混合気体のエンタルピの差を求め、差分のエンタルピが混合気体から冷却水へ伝わった熱量であるとして熱流束を求め

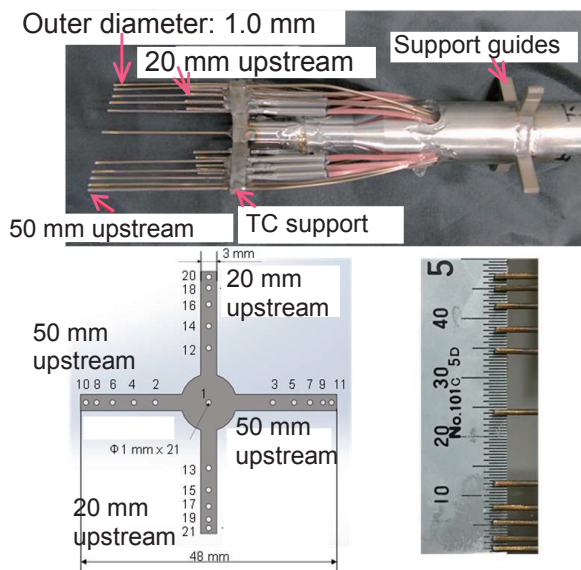


図2 混合気体温度計測用の熱電対列，図中TCは熱電対を意味する。（上）熱電対列の先端部，（左下）上面からみた熱電対の配置，（右下）先端位置の拡大図（サポート部から $50$  mm上流の熱電対）

た。また、冷却水の温度上昇からも混合気体が失った熱量が求まるので、この方法からも熱流束を求めた。

数値計算の対象として選定した実験条件は、蒸気流量 $5.9$  g/s、空気流量 $9.0$  g/s、圧力 $0.125$  MPa、混合気体入口温度 $87.4^\circ\text{C}$ 、冷却水流量 $56$  g/s、冷却水入口温度 $19.4^\circ\text{C}$ である。

### 3. 数値計算方法

#### 3.1. 計算領域と計算メッシュ

図3に計算領域と計算メッシュを示す。計算領域の長さは、試験部上流の流入部は $200$  mm、試験部は $510$  mm、冷却水入口用の下部プレナムは $90$  mm、試験部下流は $200$  mmである。よって、計算領域の長さは合計 $1000$  mmである。試験部上流にあるエルボは模擬していない。試験部下流の長さは、実際の実験装置よりも長く設定し、出口境界の影響が試験部に及ばぬようにした。図1で示したように、冷却水は上部プレナムの4か所の穴から流出するが、その形状から冷却水の流れ場が軸対称となるとは考えにくい。上部・下部プレナムともに計算領域とし、冷却水の周方向速度なども計算できるようにした。座標は混合気体流れ方向に $z$ 軸を取り、

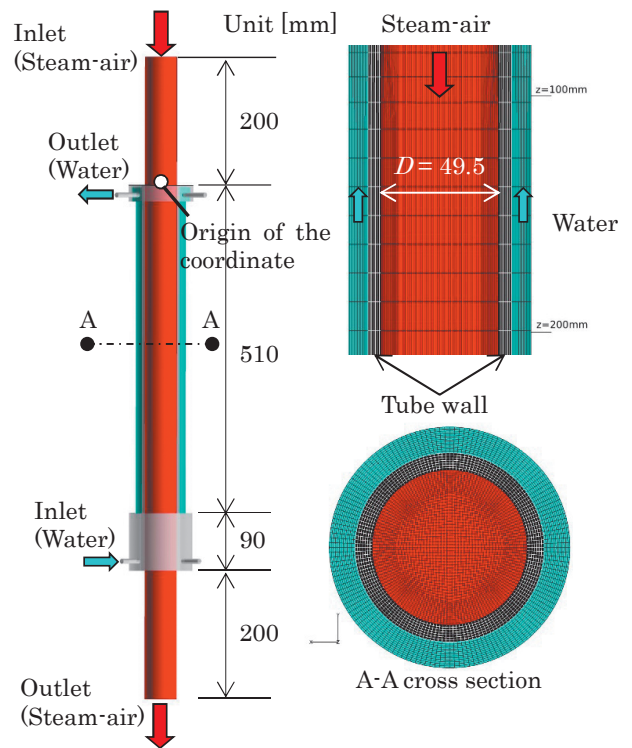


図3 計算領域と計算メッシュ

水平に  $x, y$  軸とした。座標原点は試験部入口の管中心とした。試験部のメッシュ分割数は流れ方向75層である。伝熱管表面に接するセルの半径方向厚さは、混合気体側で0.3 mm、配管金属側で0.5 mm、伝熱管外面の冷却水側で0.5 mmである。表1は計算メッシュのセル数を示したものである。計算領域全体で合計約100万セルである。

表1 計算メッシュのセル数

蒸気・空気混合気体	656,640
伝熱管 (SUS304)	121,296
冷却水	345,880
合計	1,123,816

### 3.2. 数値計算条件

計算条件は表2に示す通りである。計算にはCFDソフトウェアFLUENT15.0を用いた。蒸気・空気混合気体は単相かつ2成分の理想気体としてモデル化した。それぞれの密度は温度依存として状態方程式から算出される。乱流モデルは標準  $k-\epsilon$  モデルを使用した。なお、混合気体のRe数は試験部入口で約23,000で、流れは乱流状態であり、冷却水のRe数は約500で、流れは層流状態である。試験部上流部の長さは約  $4D$  であり、発達乱流速度分布となるには距離が短いため、 $1/7$ 乗則の速度分

布を流入境界条件として設定した。混合気体側の配管内表面では、運動量と熱伝達の境界条件として enhanced wall treatment (EWT)<sup>(10)</sup> を用いた。EWTはFLUENTで採用されている壁面近傍のモデルであり、もし壁面第1層のセルが十分細かい(つまり  $y^+ = 1$ 程度) 場合はEWTは低Re数型乱流モデルとして働き、逆に、壁面第1層のセルが粗い場合はEWTは壁関数を使用する。壁面凝縮熱伝達に関する壁面境界条件については次節で述べる。

### 3.3. 凝縮熱伝達

これまでに提案されている蒸気・空気混合気体の凝縮熱伝達相関式は、一般に1次元モデルの計算コードでの使用を想定しているため、壁面から離れた沖合の代表値(バルクの値)で蒸気濃度や蒸気分圧を参照している。しかし、3次元の数値シミュレーションではCV内のバルクの値を定義することが難しい。よって、ここでは凝縮熱伝達相関式は用いない。

実験結果から、冷却水の入口・出口間の熱流量の差は2.9 kWであり、これは蒸気・空気混合気体から冷却水が受け取った熱量に相当する。この熱量を試験部の伝熱管内面積で割ることで、平均熱流束  $31 \text{ kW/m}^2$  を得る。この値は、気流による強制対流伝熱と凝縮伝熱の両方を含むものである。ここでは、試験部の伝熱管内面積における凝縮伝熱の境界条件

表2 数値計算条件

ソフトウェア	FLUENT 15	
	流体構造熱連成解析	
流体 (蒸気・空気)	理想気体, 物理量: 温度依存の多項式	
流体 (冷却水)	物理量: 20 °Cでの値を使用	
構造 (SUS304)	物理量: 400 Kでの値を使用	
時間	定常計算	
乱流モデル	標準 $k-\epsilon$	
対流項の差分	2次精度風上差分	
圧力・速度カップリング	PRESTO!	
流入境界 (蒸気・空気)	$U_{ave} = 8.89 \text{ m/s}$ ( $Re = 23,000$ ), 87.4 °C, $1/7$ 乗則速度分布, 乱流強度 $I = 5\%$ , 蒸気質量分率 0.40	
流出境界 (蒸気・空気)	圧力流出境界	
流入境界 (冷却水)	質量流量 56 g/s ( $Re = 500$ ), 19.4 °C, 乱流強度 $I = 5\%$	
流出境界 (冷却水)	圧力流出境界	
配管内表面	運動量	Enhanced wall treatment
	熱 (対流伝熱)	
	熱 (凝縮伝熱)	
配管外表面	断熱	

として、 $31 \text{ kW/m}^2$ よりも大きな一定値 $40 \text{ kW/m}^2$ を与えた。具体的には、凝縮量に応じて伝熱管内面に接する混合気体側セル内で蒸気質量を消失させ、発生した潜熱を伝熱管内面に接する配管金属側セル内で付与した。ただし、 $40 \text{ kW/m}^2$ と大きな熱流束を与えることで、伝熱管内面に接するセルにおいて蒸気質量が負になる可能性があるため、蒸気質量が0を下回らないように下限を設けた。これは、 $40 \text{ kW/m}^2$ を上限として伝熱管内面に隣接する領域で、蒸気がある限り凝縮させることに相当する（厳密に言えば、蒸気質量は飽和状態での値が下限である）。この計算条件は、凝縮伝熱に対する熱抵抗を0としたことに相当する。

#### 4. 数値計算結果

##### 4.1. 流れ場と温度場

図4は数値計算で得られた流速分布と温度分布を示したものである。混合気体の温度は伝熱管内面に近いほど、また、流れ方向下流に進むほど低下する。一方、冷却水の温度は伝熱管外面に近いほど、また、

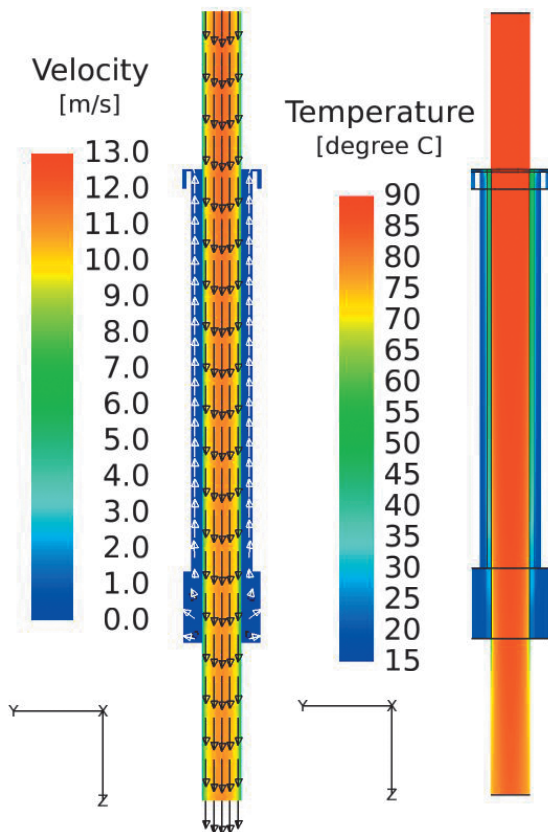


図4 速度場と温度場の計算結果

流れ方向下流に進むほど上昇する。温度分布は定性的に妥当な結果となっている。

図5は実験および数値計算で得られた壁面熱流束を比較したものである。実験データの熱流束は、冷却水の流れ方向の温度差（増分）から算出しており、図1に示した熱電対設置間隔での平均値を示す。実験では試験部入口から0～50 mmでの熱流束が比較的低い。この原因として、冷却水出口の上部プレナム付近で比較的温度的の高い冷却水が停滞し、そのため壁面から冷却水への熱伝達が阻害されている可能性が考えられる。また他にも、伝熱管上流やフランジを通して冷却水以外へ放熱した可能性も考えられる。50 mm以降の実験データは徐々に値が降下した。一方の数値計算結果は、伝熱管壁面内の半径方向の温度勾配から局所の熱流束を算出した。数値計算結果は実験データよりはるかに低く、約1/3程度である。凝縮伝熱に対する熱抵抗を0としたにも拘わらず、伝熱量が低くなる計算結果となった。値としては気流による強制対流伝熱と凝縮伝熱の両方を含むことになるが、一般に強制対流伝熱よりも凝縮伝熱量の方が値は大きく、過小評価の原因は凝縮伝熱に関連するものと考えられる。過小評価の原因は現段階では不明だが、考えられる原因として、

- 沖合から壁面近傍への蒸気の輸送拡散量の過小評価
  - 計算メッシュの品質
  - 壁面境界条件の影響
- などが挙げられる。特に、試験部において計算メッシュのアスペクト比は最大40程度と大きくなって

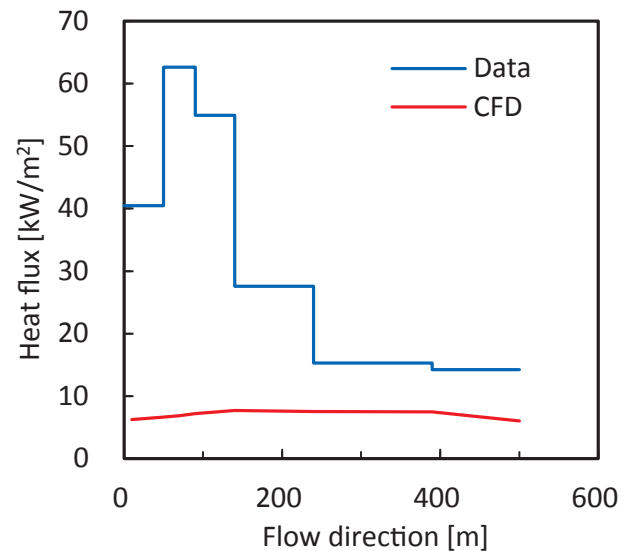


図5 混合気体から伝熱管への熱流束（横軸は試験部入口からの流れ方向距離を示す。）

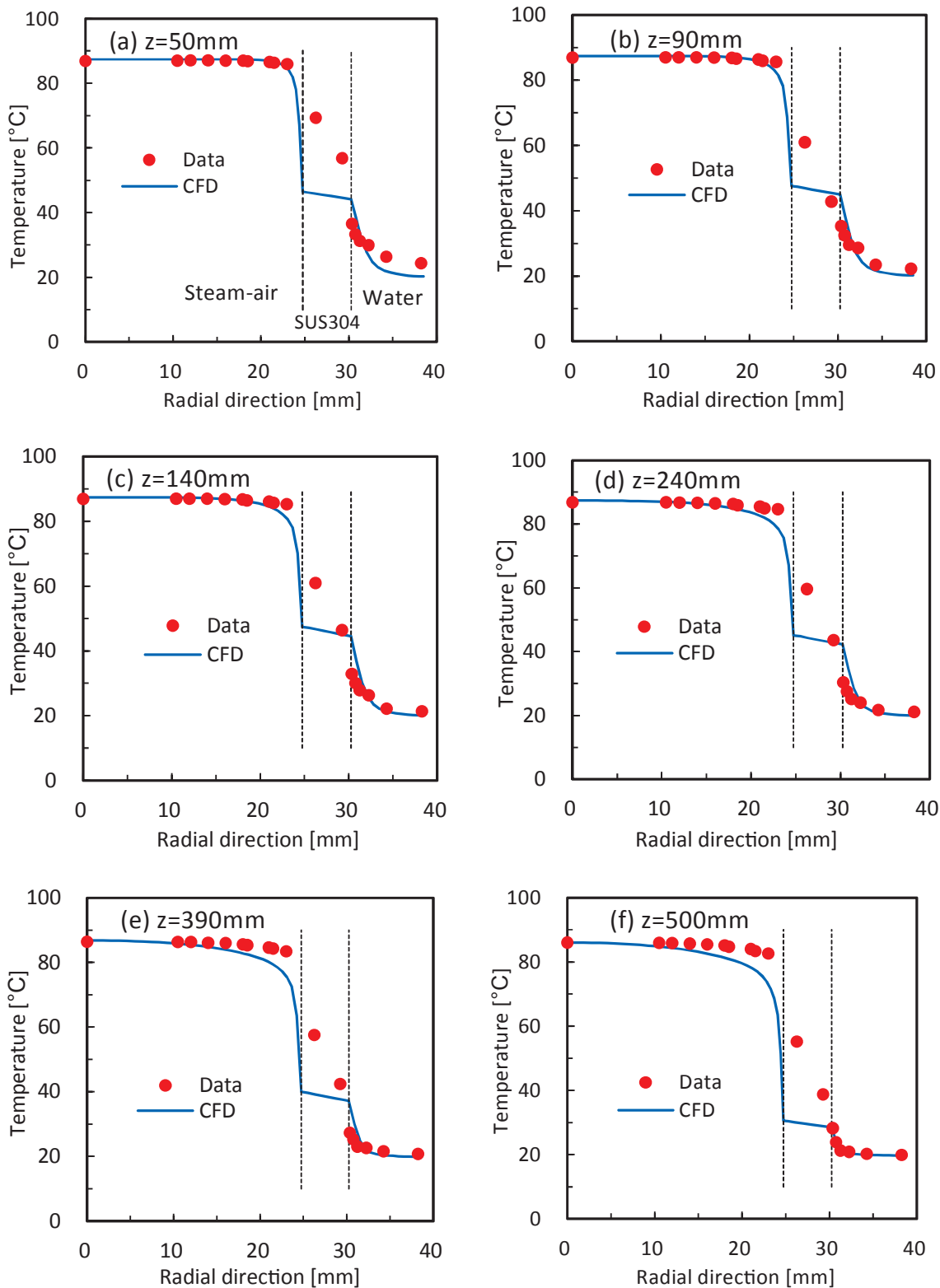


図6 試験部全体の温度分布

いた。計算メッシュや壁面境界条件の計算結果への影響評価、および、全体の熱収支の再確認と壁面境界条件の設定の妥当性の確認などが今後の課題である。

#### 4.2. 温度分布

図6は温度分布の数値計算結果を示したもので、比較のため温度計測データも併せて示している。図の横軸は半径方向位置であり、混合気体、伝熱管、

冷却水と全体の温度分布を示している。まず、一番外側の冷却水の温度分布について述べると、(d) $z = 240$  mm, (e)390 mmそして(f)500 mmでは冷却水温度が比較的良好に再現されている。しかし、下流に進むに従い(図6(f)から図6(a)の方向)、計算値は計測データを下回り始め、(a) $z = 50$  mmでは計測データを下回る。この過小評価の原因として、混合気体から冷却水への伝熱量が実際よりも低いため、冷却水の流れ方向下流で計算結果と実験データとの差が顕著になったと考えられる。また、伝熱管壁内の温度に関しても、計算領域全体を通して実験データを過小評価しており、計算での低い伝熱量が原因と考えられる。

混合気体の温度に関しては、試験体入口の管中心で87℃であり、下流でも管中心の温度はほとんど変化がない。なぜなら、混合気体の流量が多いため、それに応じて流入熱量が多くなるためである。まだ実験で確認していないが、低流量では管中心の混合気体温度が流れ方向に低下すると考えられ、数値計算でどれだけ温度低下を再現できるか確認が今後必要である。

伝熱管内面近傍の混合気体の温度に関しては、数値計算結果は実験データより大幅に低い。前述の通り、計算における伝熱量は実験データの1/3程度なので壁面の温度計算値が低くなり、それに伴って壁面近傍の混合気体温度の計算値も低くなっている。混合気体の温度の再現性を改善するには凝縮伝熱の過小評価を改善する必要がある。

更に不明な点として、数値計算において混合気体から伝熱管への伝熱量が低ければ、より多くの熱量が混合気体側に残り、混合気体温度計算値が実験データよりも高くなるはずだが、実際にはそうはならず実験データよりも低い計算値になっている。このような矛盾点に対して考えられる要因として、実際には混合気体中での相変化(凝縮)による潜熱放出が大きな影響を持つ可能性が挙げられる。現状の数値計算では、混合気体中での凝縮による潜熱放出を想定していない。まだ未確認であるが、Kang and Kim<sup>(2)</sup>の実験と同様、今回対象とした実験<sup>(9)</sup>においても混合気体中での凝縮および潜熱放出が顕著である可能性がある。

## 5. 結論

本研究では、円管内の蒸気・空気混合気体による

凝縮伝熱実験を対象に数値シミュレーションを行い、温度分布の再現性を調べた。

計算では伝熱管内面で凝縮熱抵抗が0となるように設定したにも関わらず、伝熱量が実験データの1/3程度と過小評価した。この原因は不明だが、沖合から壁面近傍への蒸気の供給が不足している可能性があり、今後検討が必要である。

伝熱管内面近傍の混合気体温度は実験データよりも低くなった。これは、壁面温度が過小評価となったため混合気体温度もそれに合わせて低くなったことが原因である。それに加えて、混合気体から伝熱管への伝熱量が実際の1/3程度なので、混合気体の除熱量も実際の1/3程度であり、より多くの熱量が混合気体側に残り混合気体温度が高くなるはずだが、混合気体温度は過小評価となった。原因として、混合気体中での凝縮による潜熱放出を考慮していないことが考えられる。

今後は、混合気体中での蒸気の拡散と気相空間中での凝縮についてCFDモデルの再検討と改善を行い、温度分布の再現性向上を目指す。

## 参考文献

- (1) J. Green and K. Almenas, "An Overview of the Primary Parameters and Methods for Determining Condensation Heat Transfer to Containment Structures," *Nuclear Safety*, 37 [1], pp. 26-48 (1996).
- (2) H. C. Kang and M. H. Kim, "Characteristics of film condensation of supersaturated steam-air mixture on a flat plate," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 25, pp. 1601-1618 (1999).
- (3) A. Dehbi, F. Janasz and B. Bell, "Prediction of steam condensation in the presence of noncondensable gases using a CFD-based approach," *Nuclear Eng. Design*, Vol. 258, pp. 199-210 (2013).
- (4) J. Malet, E. Porcheron and J. Vendel, "OECD International Standard Problem ISP-47 on containment thermal-hydraulics - conclusion of the TOSQAN part," *Nuclear Eng. Design*, Vol. 240, pp. 3209-3220 (2010).
- (5) J. Malet, E. Porcheron, J. Dumay and J. Vendel, "Code-experiment comparison on wall

condensation tests in the presence of non-condensable gases - Numerical calculations for containment studies,” Nuclear Eng. Design, Vol. 253, pp. 98-113 (2012).

- (6) 歌野原陽一, 山本泰功, 村瀬道雄, 富山明男, “冷却材喪失事故時の格納容器内温度シミュレーションモデルの検証；(1) 全体計画”, 日本原子力学会, 2015年春の年会, H55 (2015).
- (7) 野末貴大, 藤井雄基, 林公祐, 細川茂雄, 富山明男, 歌野原陽一, 山本泰功, 村瀬道雄, “冷却材喪失事故時の格納容器内温度シミュレーションモデルの検証；(2) 空気及び蒸気吹込み実験”, 日本原子力学会, 2015年春の年会, H56 (2015).
- (8) 山本泰功, 歌野原陽一, 村瀬道雄, 高田孝, 山口彰, 富山明男, “冷却材喪失事故時の格納容器内温度シミュレーションモデルの検証；(3) 断熱圧縮実験の検証解析”, 日本原子力学会, 2015年春の年会, H57 (2015).
- (9) K. Mori, K. Hayashi, S. Hosokawa, et al., “Experimental Investigation of Temperature Distribution in Condensing Steam-Air Flow in a Circular Tube,” ICAPP'17, Fukui and Kyoto, Japan, April 24-28, 2017 (2017).
- (10) ANSYS Inc., ANSYS FLUENT Theory Guide, Release 15.0 (2013).