

平成 31 年度原子力規制庁委託成果報告書

原子力施設等防災対策等委託費
(軽水炉の事故時熱流動調査) 事業
に関する報告書

国立研究開発法人
日本原子力研究開発機構
令和 2 年 3 月

本報告書は、原子力規制委員会原子力規制庁からの委託により実施した業務の成果をとりまとめたものです。

本報告書に関する問い合わせは、原子力規制庁までお願いします。

目次

1. 緒言	1
2. 本年度の実施内容.....	2
2.1. 原子炉熱流動実験	2
2.1.1. 3x3 バンドル試験体を用いた伝熱実験	2
2.1.1.1. 概要.....	2
2.1.1.2. 3x3 バンドル試験体	2
2.1.1.3. 限界出力実験.....	2
2.1.1.4. 出力過渡リウエット実験.....	6
2.1.1.5. 出力過渡ドライアウト実験.....	7
2.1.1.6. 流量過渡リウエット実験.....	10
2.1.1.7. 流量過渡ドライアウト実験.....	11
2.1.2. 4x4 バンドル試験体を用いた伝熱実験	49
2.1.2.1. 概要.....	49
2.1.2.2. バンドル試験体	49
2.1.2.3. 出力過渡ドライアウト実験.....	49
2.1.2.4. ATWS 模擬出力過渡実験.....	51
2.1.3. 単管炉心伝熱実験.....	65
2.1.3.1. 概要.....	65
2.1.3.2. 単管試験体.....	65
2.1.3.3. 等速吸引プローブを用いた液滴濃度計測	65
2.1.3.4. ATWS 模擬過渡実験	67
2.1.4. 先行冷却実験	78
2.1.4.1. 概要.....	78
2.1.4.2. 先行冷却試験装置仕様と実験方法.....	78
2.1.4.3. 水-蒸気系実験に向けた試験装置の機能増設	79
2.1.4.4. 伝熱実験	79
2.1.4.5. 液膜先端挙動の画像計測.....	81
2.1.4.6. 先行冷却熱伝達モデル開発に向けた検討	83
2.1.5. 数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics) コードによる液膜ドライ アウトに関する解析.....	98
2.1.5.1. 液膜ドライアウト解析に関する文献調査	98
2.1.5.2. OpenFOAM への液膜・二流体モデルの連成計算ソルバーの実装検討	107
2.1.5.3. 蒸気単相条件での単管試験体におけるスワールスパーサによる乱流生成 と熱伝達向上に関する数値解析	130

2.2.	PWR を模擬した総合効果実験.....	139
2.2.1.	蒸気発生器(SG)伝熱管複数本破損事故実験.....	139
2.2.2.	RELAP5/MOD3.3 コードを用いた LSTF 実験事後解析.....	154
2.3.	原子力規制庁が整備する原子炉システム解析コードの開発支援.....	164
3.	結言.....	166
4.	本事業に関連する外部発表.....	168
5.	参考文献.....	169
6.	用語の解説.....	172

1. 緒言

平成 25 年 7 月に施行された実用発電用原子炉に係る新規制基準では、これまでのプラントの異常な過渡変化及び設計基準事象に加えて、設計基準を超える事故の発生時の炉心損傷防止対策等を事業者に要求している。安全性向上評価等において、これらの対策の妥当性について原子力規制庁が行う確認に資するように、炉心損傷前の熱流動現象のより一層の知見の蓄積に向けて、実験データを取得することが重要である。

本事業においては、安全性向上評価等において、原子力規制庁が確認を行う上で重要な熱流動現象について最新知見を整備することを目的とする。また、妥当性確認に活用するための実験データを取得する等、原子力規制庁が整備する原子炉システム解析コードの開発を支援することを目的とする。

2. 本年度の実施内容

2.1. 原子炉熱流動実験

2.1.1. 3x3 バンドル試験体を用いた伝熱実験

2.1.1.1. 概要

3x3 バンドル試験体において、フロータブ付き丸セルスペーサを設置し、限界出力実験、出力過渡リウエット及びドライアウト実験、流量過渡リウエット及びドライアウト実験を実施した。以下に、3x3 バンドル試験体の概要と各種実験結果についてまとめる。

2.1.1.2. 3x3 バンドル試験体

3x3 バンドル試験体は 4x4 バンドル試験体と同様に BWR9x9 燃料集合体を模擬しているが、発熱長の短い模擬燃料棒を使用することでスペーサ等の交換が比較的容易に可能な設計とし、スペーサ等の形状効果を系統的に調べるための装置である。3x3 バンドル試験体の断面図を図 2.1.1-1、主な仕様を表 2.1.1-1 に示す。3x3 バンドル試験体は流路を形成するシュラウドと 9 本の模擬燃料棒、これらの空間配置を保持するためのグリッドスペーサからなる。シュラウドはステンレス製で、流路の内側寸法は 46.7mm である。模擬燃料棒は発熱長が 1.5 m と短尺であり、最大出力は 75kW/本、出力分布は軸方向・径方向共に一様分布である。模擬燃料棒への熱電対の設置方法は 4x4 バンドル試験体と同様であり、発熱長が短いことから主に 3 つのスペーサ間の 2 区間に集中的に熱電対が設置されている。

2.1.1.3. 限界出力実験

系圧力 2、4、7MPa において、バンドル試験体入口流量及び入りロクオリティをパラメータとして、限界出力を測定した。限界出力は伝熱面で沸騰遷移 (BT) が生じ、液膜がドライアウトすることで表面温度が急昇するときのヒータ熱出力として定義される。本実験では、模擬燃料棒表面温度が飽和温度を 50K 上回ったときのヒータ出力を限界出力と定義した。

(1) ドライアウト箇所

限界出力時にドライアウトするロッド位置が流量や入りロクオリティに依存するかどうかを検討する。図 2.1.1-2 に限界出力時にドライアウトした (複数同時にドライアウトした場合には最も早くドライアウトした) ロッド番号に対応する記号を質量流束と 3x3 入りロクオリティに対してプロットした結果を示す。図 2.1.1-2(d) はロッドの配置と各ロッドに設置される熱電対の設置向きを赤丸で表す。図 2.1.1-2(a)~(c) には系圧力ごとのドライアウトロッド番号をプロットした結果を示す。図からわかるように、高流量条件 (750 kg/m²s) においてドライアウトしたロッドはいずれも中心の Rod1 であることが確認された。一方、流量が低い条件では、Rod2、9 のチャンネルボックス壁側、Rod4 のサブチャンネル側がドライアウトすることが確認された。一方でロッド同士が向き合う面に熱電対が設置された rod3、

5ではドライアウトが確認されなかった。これはロッドが隣り合って向き合う面 (rod1 と 3の間) よりも対角になって向き合う面 (rod1 と 4の間)の方が、熱的に厳しくなるという、従来の知見と整合する結果が得られた。また、流量が低い条件では、チャンネルボックスの壁側を向いたロッド表面が乾きやすいことがわかった。

(2) 限界クオリティ

図 2.1.1-3(a)~(c)に各圧力条件における限界クオリティ測定結果を示す。図の横軸には 3x3 バンドル試験体入口クオリティ、縦軸に限界クオリティをとった。記号の違いは質量流束の違いを表す。図から明らかなように、質量流束が増加すると限界クオリティが低下する傾向が確認される。また、3x3 入口クオリティが増加すると限界クオリティが増加する傾向が確認される。例外として 2 MPa における 250kg/m²s、入口クオリティ 0.4 があるが、流量が低い場合にはドライアウト挙動が不安定であることから、限界出力を低く判定したものと考えられる。入口クオリティが増加することによる限界クオリティの増加について、本実験体系では二相流がほぼ平衡状態となって 3x3 バンドル加熱部に流入することから、同一クオリティの二相流において最も BT が発生しにくい状態が形成されるものと考えられる。これは沸騰長さとの関係式からもわかるように、沸騰長さが長くなることと等価である。以上から、本実験体系における入口二相流条件での限界クオリティは、入口クオリティが大きいほど大きくなる結果になったと考えられる。

(3) 限界出力

上述では限界クオリティの関係について確認したが、ここでは 3x3 バンドルヒータ出力そのものの傾向を確認する。図 2.1.1-4(a)~(c)に 3x3 バンドル入口クオリティに対する 3x3 バンドル限界出力をプロットし、質量流束の違いを記号の違いで示す。図から明らかなように、入口クオリティが増加すると 3x3 バンドル限界出力が低下する結果が得られた。また、質量流束が大きいほど限界出力が大きくなることがわかった。

(4) 既存関係式との比較

図 2.1.1-5 に、入り口クオリティが 0 以下の条件での系圧力 2、4、7MPa における限界出力測定値と関係式による予測値との比較を示す。関係式にはバンドル体系に適用可能なモデルである、CISE-GE 式と修正 Biasi 式を用いた。両式とも沸騰長さとの限界クオリティの関係を与えるモデルであり、

$$x_c = \frac{AL_b}{B + L_b} \frac{P_h}{P_w} R_f^n \quad (2.1.1-1)$$

の式形で表される。CISE-GE 式は適用範囲が 300kg/m²s < G < 1400kg/m²s で、各記号は

$$\begin{cases} A = 1.055 - 0.013 \left(\frac{P - 4.137 \times 10^6 P_h}{2.758 \times 10^6 P_w} \right)^2 \\ \quad - 1.233(7.37 \times 10^{-4} G) + 0.907(7.37 \times 10^{-4} G)^2 - 0.285(7.37 \times 10^{-4} G)^3 R_f^n \\ B = 0.457 + 2.003(7.37 \times 10^{-4} G) - 0.901(7.37 \times 10^{-4} G)^2 \\ \frac{P_h}{P_w} = 1.24 \\ n = -1 \end{cases} \quad (2.1.1-2)$$

である。また、修正 Biasi 式は適用条件が $100\text{kg/m}^2\text{s} < G < 6000\text{kg/m}^2\text{s}$ で、各記号は

$$\begin{cases} A = 1.0 \\ B = 1.408 \times 10^{-8} G^{1.6} D_h^{1.4} \frac{h_{fg}}{H(P)} \\ n = -\frac{1}{2} \end{cases} \quad (2.1.1-3)$$

または、

$$\begin{cases} A = 1.468 F(P) / G^{1/6} \\ B = 5.707 \times 10^{-8} G^{7/6} D_h^{1.4} h_{fg} \\ n = -\frac{1}{2} \end{cases} \quad (2.1.1-4)$$

で、 x_c が大きくなる方をとる。ここで、

$$\begin{cases} H(P) = -1.159 + 0.149(P \times 10^{-5}) \exp(-0.019P \times 10^{-5}) + \frac{8.99(P \times 10^{-5})}{10 + (P \times 10^{-5})^2} \\ F(P) = 0.7249 + 0.099(P \times 10^{-5}) \exp(-0.032P \times 10^{-5}) \end{cases} \quad (2.1.1-5)$$

であり、 P_h が加熱縁長さ(m)、 P_w が濡れ縁長さ(m)、 R_f が径方向ピーキングファクタ、 P が圧力(Pa)、 G が質量流束($\text{kg/m}^2\text{s}$)、 h_{fg} が蒸発潜熱(J/kg)、 D_h が水力等価直径(m)である。本実験体系では、修正 Biasi 式の $R_f=1$ 、 P_h/P_w は表 2.1.1-1 より 0.649 となる。沸騰長さは流量と出力に依存するため、限界クオリティは式(2.1.1-1)に対して繰り返し収束計算することで算出される。2MPa の場合、両相関式とも限界出力をわずかに過大評価し、質量流束が大きくなるほど過大評価の割合が増加した。4、7MPa の場合、両相関式とも実験値と良く一致した。全条件に渡って、本実験で得られた限界出力は相関式による計算値と比較的良く一致しており、本実験装置の性能が限界出力の観点からは妥当であることが示された。

図 2.1.1-6 に、入り口クオリティが 0 より大きい条件での系圧力 2、4、7MPa における限界出力測定値と相関式による予測値との比較を示す。相関式には入り口クオリティが正となる場合の限界熱流束を与えるモデルである、Bowring[1]のモデル (混合入口条件) を用いた。このモデルは入り口クオリティ： x_{in} と沸騰長さ： L_b に対する限界熱流束の関係を与えるモデルであり、

$$q_c = \frac{A}{C + L_b} \frac{1 - x_{in}}{1 + bx_{in}} \quad (2.1.1-6)$$

の式形で表される。上式の各記号は

$$b = \left(\frac{2.5Bh_{fg}}{A} \right) - 1$$

for $P \leq 1250$

$$A = \frac{242.4F_1Gd_{he}}{1 + \frac{1.52(F_p d_{he})^2 G}{F_2 d_{hy}^{1.3} \left\{ 1 + G \left(\frac{0.8F_p d_{he}}{d_{hy}} - 1 \right) \right\}}}$$

$$B = 0.25Gd_{he} \times \exp(-0.2G)$$

$$C = 60d_{hy}^{0.57} G^{0.27} \left(1 + \frac{Y - 1}{G + 1} \right)$$

$$F_1 = \left[1.0 - 0.04P_T(1 + 0.47P_T^2)^{1/2} \right]^2$$

$$F_2 = 0.45 + 1.25P_T: \quad P \leq 415 \quad (2.1.1-7)$$

$$= 0.424 + 1.959P_T - 1.556P_T^2: \quad 415 < P \leq 650$$

$$= (3.2 - P_T)(0.32 + 0.135P_T): \quad 650 < P$$

$$P_T = 0.001P$$

for $1250 < P$

$$A = A_2 + (2.250 - 0.001P)(A_1 - A_2)$$

$$A_1 = A \quad \text{for } P \leq 1250 \quad \text{with } F_1 = 0.8726 \quad \text{and } F_2 = 0.953$$

$$A_2 = 18.0G + \frac{9.5Gd_{he}}{0.1 + G}$$

$$B = B \quad \text{for } P \leq 1250$$

$$C = C \quad \text{for } P \leq 1250$$

$Y = 1$ for uniform axial heat flux distribution

$F_p = 1$ for RPF(radial peaking factor) = 1

であり、 q_c が限界熱流束(MBtu/ft²h)、 d_{he} が加熱縁等価直径(inch)、 d_{hy} が水力等価直径(inch)、 L_b が沸騰長さ(inch)、 P が圧力(psia)、 G が質量流束(Mlb/ft²h)、 h_{fg} が蒸発潜熱(Btu/lb)である。Bowringの相関式による限界出力は、実験時の入り口オリティを x_{in} 、ドライアウトした熱電対の加熱部入口からの距離を L_b として式(2.1.1-6)から得られる限界熱流束と加熱部表面積との積として求まる。図2.1.1-6において、記号の違いは質量流束の違いを表し、色の違いは3x3バンドル試験体入り口オリティの違いを表す。いずれの系圧力においても質量流束が500より低い場合、限界出力の測定値と相関式による予測値とがよく一致する傾向が見られる。一方で、高質量流束条件では相関式による予測値は実験値を50%程度過

小評価することがわかる。過小評価の傾向は、系圧力、質量流束と入口クオリティによって変わらないことから、実験結果と定性的に一致すると判断される。高質量流束における過小評価の割合を補正する項を検討することにより、限界出力を比較的高い精度で予測することができる可能性がある。

2.1.1.4. 出力過渡リウエット実験

系圧力 2、4、7MPa において、バンドル試験体入口流量、ヒータ表面最高温度、出力変化量及び入口クオリティをパラメータとして、リウエット速度を測定した。出力過渡リウエット実験は、系圧力、流量、入口クオリティを一定に保った状態で、3x3 試験体のヒータ出力を増加させて模擬燃料棒表面をドライアウトさせたときのヒータ表面最高温度を所定の温度で定常状態を保ち、ヒータ出力をステップ状に下げることによるリウエット時のヒータ表面温度を測定することによりリウエット速度を算出する。ヒータ出力の変化量は 3x3 バンドル試験体出口クオリティ換算した数値で表す。

(1) ドライアウト時のヒータ表面温度分布

ドライアウト時のヒータ表面温度分布を図 2.1.1-7~10 の左に示す。各図の条件は圧力と質量流束が異なる。各図は 3x3 バンドルヒータの内、手前側 3 本を除いたヒータのみを表示しており、カラーバーは表面温度を表す。スペーサは図中の灰色の輪で表される。図からわかるように、スペーサの上流側で表面温度が上昇することがわかる。図 2.1.1-7~10 から、中心ロッドよりもチャンネルボックス側のヒータ表面の方が高温になる傾向が見られる。図 2.1.1-10 の質量流束が大きい条件の下流側スペーサ間では中心ロッドの表面温度が上昇し、チャンネルボックス側のヒータ表面は濡れ状態であると考えられる。流量が増加すると中心ロッドがドライアウトしやすくなる傾向が確認され、この結果は限界出力実験時のドライアウトするロッド位置の結果と整合する。

(2) リウエット速度算出時のリウエット時刻と熱電対位置

図 2.1.1-7~10 の右側に、リウエット時刻と熱電対位置を記号でプロットし、そのデータを 1 次近似した結果を線分で示す。黒色破線はスペーサの上下端位置を示す。いずれの図においてもリウエット時刻と熱電対位置は概ね線形関係となっており、1 次近似は妥当であると考えられる。また、Rod1 については、先述したように熱電対が対面に交互に設置されているため、リウエット時に液膜が周方向に不均一の場合、きれいな線形関係にはならない。図 2.1.1-7~9 の Rod1 のプロットを見ると段々の分布を示すことから、少なくとも周方向に均一な液膜は形成されていないことがわかった。

(3) リウエット速度の実験条件依存性

a) 出力変化量 (Δx) の影響

図 2.1.1-11~16 は質量流束ごとにリウエット速度をプロットした結果を示し、各図(a)~(c)は系圧力ごとの平均表面温度に対するリウエット速度を示し、各図(d)は平均表面温度の過熱度に対するリウエット速度を示す。記号の違いは出力変化量の違いを表し、実線は工藤-原[2]のモデルによる予測値を示す。各図(a)~(c)の塗りつぶしと白抜きプロットは、第 1-2 スペーサ間、第 2-3 スペーサ間で得られた結果をそれぞれ表す。各図(d)における白抜き・白抜きドット・塗りつぶしプロットは、2、4、7MPa の結果をそれぞれ表す。各図から明らかのように、分布にばらつきはあるものの、壁温が高くなるほどリウエット速度が低下し、壁温が低くなるほどリウエット速度が大きくなることが確認される。各図(d)からわかるように、過熱度でプロットした結果から圧力の違いによる影響はほぼ確認されず、圧力条件によらず同じ分布傾向を示すことがわかる。

出力変化量の影響に関しては、出力変化が大きくなるほどリウエット速度が速くなる結果が得られた。本実験結果は工藤-原のモデルによる予測値と同オーダーの結果が得られているが、質量流束が増加するにつれて予測値は本実験値を上回る傾向を示した。

b) 質量流束の影響

図 2.1.1-17~19 に質量流束の違いに対するリウエット速度の傾向を示す。図中の記号の違いは図 2.1.1-11~16 と同様である。ただし、相関式による予測値は質量流束に依存するため、質量流束の条件数分プロットしてあり、実線の色と記号の色は質量流束ごとに統一してある。いずれの図からも、質量流速が増加することによるリウエット速度の明確な向上は確認されず、ばらつきの範囲内ではほぼ同一の分布傾向を示すと判断することが妥当と思われる。少なくとも今回得られた実験結果は工藤-原のモデルが示すような明確な質量流束依存性を示さなかった。

c) 3x3 バンドル入口クオリティの影響

3x3 バンドル試験体は入口が二相流状態であり、上流側の 4x4 バンドルヒータの出力を変化させることで入口クオリティを調整できる。そこで、入口クオリティを変化させた際のリウエット速度の結果を図 2.1.1-20~23 に示す。図中の記号の違いは入口クオリティの違いを表す。入口クオリティの調節が可能な条件は低流量に限られるため、入口クオリティの影響を評価できる条件は少なくなる。図 2.1.1-20~23 を見ると、いずれの条件においても入口クオリティの影響は顕著には見られず、入口クオリティによらず、ばらつきの範囲内で一つの分布傾向に従うものと判断される。

2.1.1.5. 出力過渡ドライアウト実験

出力過渡ドライアウト実験は、系圧力、流量、入口クオリティを一定に保った状態で、出力過渡リウエット実験後の条件で定常状態を保ち、ヒータ出力をステップ状に増加させることでヒータ表面をドライアウトさせ、その時のヒータ表面温度を測定することによりド

ライアウト挙動を調査する。ヒータ出力の変化量は 3x3 バンドル試験体出口クオリティ換算した数値で表す。

これまでドライアウト挙動のパラメータ依存性を調べるために有効な指標が示されてきていないため、新たにドライアウト速度（ドライアウト領域の拡大速度）を定義して、パラメータ依存性について調べることにした。

(1) ドライアウト速度

通常、ドライアウトの判定にはロッドの表面温度を用いることから、ロッド表面のドライアウト領域の拡大を知るためにはロッドの表面温度分布が必要となる。しかしながら、全表面温度を測定することは不可能であることから、設置されている熱電対のみを用いてロッドの表面のドライアウト領域の拡大を評価する必要がある。ここでは、測定に用いる熱電対の設置位置ごとに熱電対の温度を代表値とする小領域を考える。これは、第 n 熱電対: TC_i の設置位置を $z(i)$ としたとき、TC_i の温度に基づいて $z(i - \frac{1}{2})$ から $z(i + \frac{1}{2})$ までの領域のドライアウト判定を行うという考え方である（図 2.1.1-24 参照）。ここで、

$$z\left(i + \frac{1}{2}\right) = \frac{z(i + 1) + z(i)}{2}$$

$$z\left(i - \frac{1}{2}\right) = \frac{z(i) + z(i - 1)}{2}$$

とする。また、ドライアウトはスペーサ間ごとに評価することが望ましいと考えられることから熱電対の設置位置がスペーサに隣接する場合には、当該熱電対の温度が代表する領域の上限または下限をスペーサ設置位置とする。

・計算手順

- (a) ドライアウト領域の判定にはロッド表面熱電対の温度が飽和温度を 30K 上回った時刻として、各熱電対のドライアウト時刻を算出する。
- (b) ドライアウト時刻をもとに、各ロッド・スペーサ間で、時刻に対するドライアウト面積（周方向に均一と考える場合は長さでも等価）を算出する（図 2.1.1-26 参照）。
- (c) ドライアウト面積の時間変化に対して線形近似したときの傾きをドライアウト速度として算出する（図 3 参照）。

図 2.1.1-25 及び 2.1.1-26 に、典型的なドライアウト実験時のロッド表面温度データに基づくデータ処理結果を示す。図 2.1.1-25 は各ロッドの熱電対のドライアウト時刻を横軸に、縦軸に熱電対の設置位置をプロットした結果を示す。記号の違いはロッド番号の違いを表しており、同一ロッドのデータは線をつないだ。先にも述べたように、ドライアウトはリウエットとは異なり、ドライアウト領域が下流から単調に上流側に広がらないことがわかる。

図 2.1.1-26 は図 2.1.1-25 に基づいて、各ロッドの各スペーサ間でのドライアウト割合を時間に対してプロットした結果を示す。図から明らかなように、ドライアウト領域は時間に対して単調に増加するため、破線で示す線形近似が可能となる。ただし、ドライアウト挙動は液膜が局部的に薄くなった箇所から乾き領域が拡がると推察され、その局部的に生じるドライアウトが偶然にも熱電対設置位置を起点に各所で発生する場合には、上記で定義したドライアウト速度は過大評価となる可能性があることに注意する必要がある。

以上にまとめたように、ドライアウト実験においてもドライアウト領域の拡大に着目することによりドライアウト速度を算出することが可能となった。この算出方法に基づくドライアウト速度は、リウエット時にも同様に適用可能であり、適用して得られるリウエット速度は従来の算出方法のリウエット速度と等価となる。このことから、ドライアウト速度をドライアウト実験の評価指標に用いることは妥当と考えられる。

(2) ドライアウト速度のパラメータ依存性

ドライアウト速度を各実験データに基づいて算出した結果について、実験条件に対する傾向についてまとめる。図 2.1.1-27、2.1.1-28 に横軸に出力上昇後の各スペーサ間最下流位置でのクオリティと限界クオリティの差： Δx_{crit} 、縦軸にドライアウト速度をプロットした結果を示す。プロットの色の違いは図 2.1.1-27、2.1.1-28 でそれぞれ流量の違いと出力変化量の違いを表す。図中のエラーバーは線形近似時の標準不確かさの 2 倍を用いた。また、プロットの白抜きは 1-2 スペーサ間、塗りつぶしは 2-3 スペーサ間でのドライアウト速度を表す。

a) 限界クオリティとの差に対する依存性

図 2.1.1-27 または 2.1.1-28 から明らかなように、出力上昇後のクオリティと限界クオリティとの差が大きいほど、ドライアウト速度は大きくなることがわかる。また、リウエットとは異なり局部的に急速にドライアウトすることもあることから同一条件の異なるロッドでのドライアウト速度にばらつきが大きくなる傾向がある。

b) 流量依存性

図 2.1.1-27 は質量流束の違いを記号の違いで表した結果を示す。質量流束が変化したことによる影響は各条件でのドライアウト速度のばらつきの範囲内に収まる程度であり、そこまで大きな影響はないと判断される。

c) 出力変化量依存性

図 2.1.1-28 は出力変化量の違いを記号の違いで表した結果を示す。流量の違いと同様に各条件でのドライアウト速度のばらつきが大きいことにより、出力変化量の影響が顕著にみられないものの、4MPa の結果 ($\Delta x=0.1, 0.2$ の比較) に関しては、出力変化量が大い場合

にドライアウト速度がやや大きくなる傾向があると判断される。

2.1.1.6. 流量過渡リウエット実験

系圧力 2、4、7MPa において、バンドル試験体入口流量、ヒータ表面最高温度、出力変化量及び入口クオリティをパラメータとして、リウエット速度を測定した。流量過渡リウエット実験は、系圧力、流量、入口クオリティを一定に保った状態で、3x3 試験体のヒータ出力を増加させて模擬燃料棒表面をドライアウトさせたときのヒータ表面最高温度を所定の温度で定常状態を保ち、HIDRA ループの流量をステップ状に増加させることによりリウエットを発生させるリウエット時のヒータ表面温度を測定することによりリウエット速度を算出する。流量変化量は 3x3 バンドル試験体出口クオリティ換算した数値で表す。

a) リウエット速度に対する流量変化量 (Δx) の影響

図 2.1.1-29~31 に質量流束条件ごとにリウエット速度をプロットした結果を示す。各図(a)~(c)は系圧力ごとに平均表面温度に対するリウエット速度、各図(d)は平均表面温度の過熱度に対するリウエット速度を示す。記号の違いは流量変化量の違いを表し、実線は工藤-原のモデルによる予測値を示す。(a)~(c)の塗りつぶしと白抜きプロットは、第 1-2 スペーサ間、第 2-3 スペーサ間で得られた結果をそれぞれ表す。(d)における白抜き・白抜きドット・塗りつぶしプロットは、2、4、7MPa の結果をそれぞれ表す。出力過渡リウエット実験結果とは異なり、壁温に対するリウエット速度の傾向が顕著に確認されないことがわかった。

流量変化量の影響に関しては、流量変化が大きくなるほどリウエット速度がやや速くなる結果が得られた。出力過渡リウエット実験結果に比べて流量変化に起因するリウエット速度への影響が顕著ではないことがわかる。これは、3x3 バンドル試験体は流量調節弁からの距離が長く、3x3 バンドル試験体入り口では二相流状態となることから、流量変化の影響が 3x3 バンドル試験体に到達するまでに時間を要するため、流量を急激に増加させてもその影響が表れにくくなったと考えられる。これらの影響は壁温に対するリウエット速度の分布において、壁温変化の影響が顕著でないことに対しても同様である。

b) リウエット速度に対する質量流束の影響

図 2.1.1-32~34 に質量流束の違いに対するリウエット速度の傾向を示す。図中の記号の違いは図 2.1.1-29~31 と同様である。ただし、相関式による予測値は質量流束に依存するため、質量流束の条件数分プロットしてあり、実線の色と記号の色は質量流束ごとに統一してある。質量流束が増加すると、ややリウエット速度が大きくなる傾向が見られるものの、ばらつきの範囲内でほぼ同一の分布傾向を示すと判断することが妥当と考えられる。

c) リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響

入口クオリティを変化させた際のリウエット速度の結果を図 2.1.1-35~38 に示す。図中の

記号の違いは入口クオリティの違いを表す。出力過渡リウエット実験と同様に、いずれの条件においても入口クオリティの影響は顕著に現れず、入口クオリティによらずばらつきの範囲内で一つの分布傾向に従うものと判断される。

2.1.1.7. 流量過渡ドライアウト実験

流量過渡ドライアウト実験は、系圧力、流量、入口クオリティを一定に保った状態で、流量過渡リウエット実験後の条件で定常状態を保ち、ループ流量をステップ状に減少させることでヒータ表面をドライアウトさせ、その時のヒータ表面温度を測定することによりドライアウト挙動を調査する。ループ流量の変化量は 3x3 バンドル試験体出口クオリティに換算した数値で表す。

a) 限界クオリティとの差に対する依存性

図 2.1.1-39 及び 2.1.1-40 は限界クオリティに対するドライアウト時クオリティとの差に対して、ドライアウト速度をプロットした結果を示し、二つの図は凡例として、流量条件の違いと流量変化量の違いをそれぞれ表す。出力過渡ドライアウト実験結果（図 2.1.1-27、28）とはデータのプロット数が極めて少ないことがわかる。これは、3x3 バンドル試験体は入口が二相流条件であるため、ループ流量の変化の影響が直ちに伝わらないことから、不安定なドライアウト挙動となる。そのため、ドライアウト速度が算出できない計測点が多数存在するためである。出力過渡ドライアウト実験結果に比べて明確ではないものの、限界クオリティからの差が大きいほどドライアウト速度が増加する傾向が見られることがわかる。

b) 流量依存性

図 2.1.1-39 は質量流束の違いを記号の違いで表した結果を示す。質量流束が変化したことによる影響は各条件でのドライアウト速度のばらつきの範囲内に収まる程度であり、そこまで大きな影響はないものと考えられる。

c) 流量変化量依存性

図 2.1.1-40 は流量変化量の違いを記号の違いで表した結果を示す。流量の違いと同様に各条件でのドライアウト速度のばらつきが大きいことにより、出力変化量の影響が顕著にみられないことがわかる。

3x3 バンドル試験体は入口が二相流条件であるため、流量変化の影響が直ちに反映されないことから、極めて不安定な過渡変化となる。そのため、リウエット及びドライアウトの挙動を正確に評価することが難しいため、今後は出力過渡リウエット・ドライアウト挙動のみに焦点を当て、スペーサの影響について調査することが適切と判断される。

表 2.1.1-1 バンドル試験体の基本仕様

	BWR9x9 燃料 集合体（下部）	4x4 バンドル試験体	3x3 バンドル試験体
チャンネルボックス内のり	132.5mm	61mm	46.7
グリッドスペーサ	丸セル型	丸セル型	丸セル型
燃料加熱長	3.71m	3.71m	1.5m
燃料外径	11.2mm	11.2mm	11.2mm
燃料ピッチ	14.3mm	14.3mm	14.3mm
最外周燃料棒とチャンネル壁間距離	3.45mm	3.45mm	3.45mm
チャンネルボックス内面積	17476.3mm ²	3650.69mm ²	2110.58mm ²
流路面積	9211.9mm ²	2074.37mm ²	1223.90mm ²
流路濡縁長さ	3133.8mm	791.44mm	487.94mm
加熱濡縁長さ	2603.8	562.97mm	316.67mm
水力等価直径	11.8mm	10.48mm	10.03mm
加熱等価直径	14.15mm	14.74mm	15.46mm

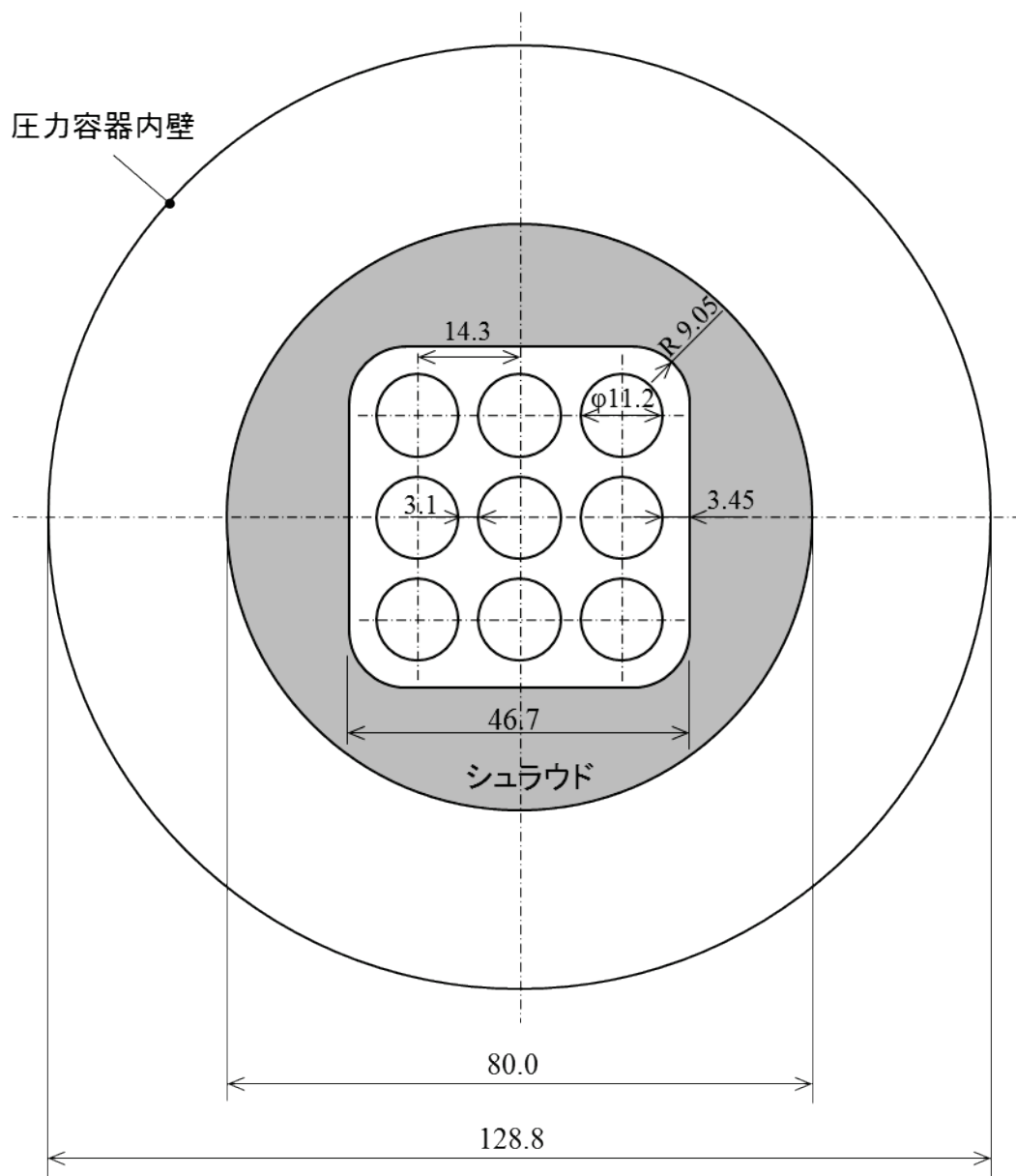
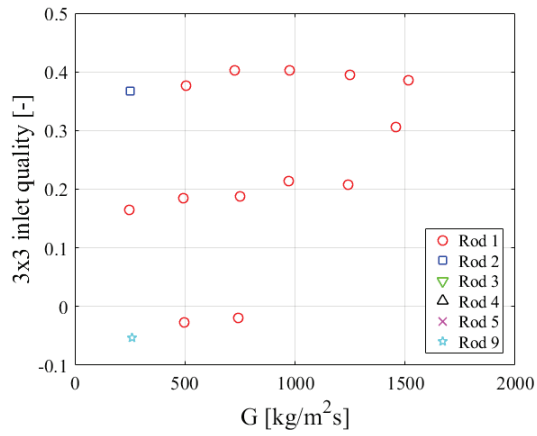
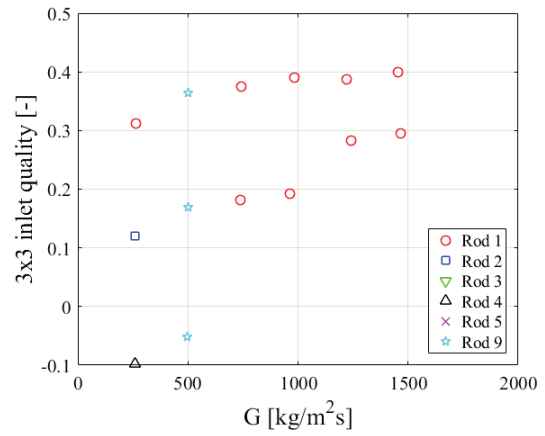


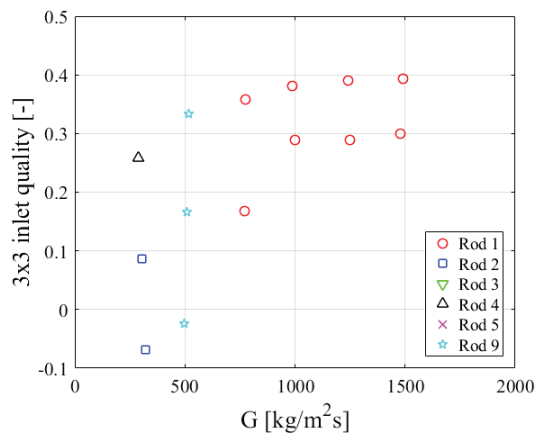
図 2.1.1-1 3x3 バンドル試験体断面図



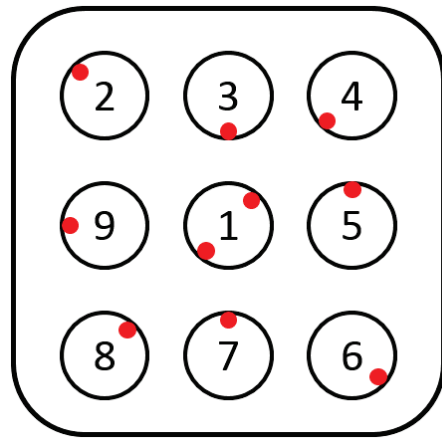
(a) 2 MPa 時のドライアウトしたロッド



(b) 4 MPa 時のドライアウトしたロッド

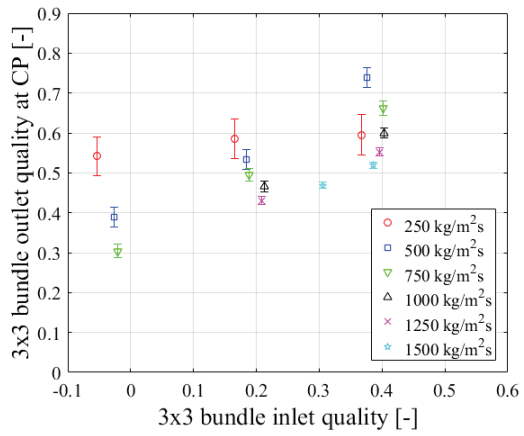


(c) 7 MPa 時のドライアウトしたロッド

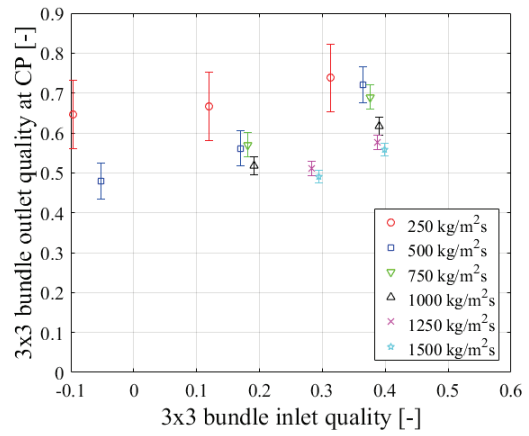


(d) ロッド番号と熱電対設置位置

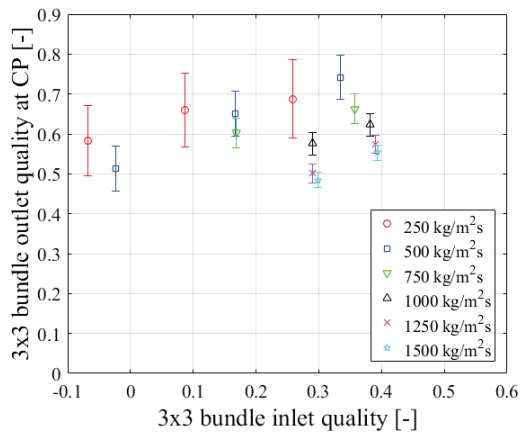
図 2.1.1-2 限界出力時ドライアウト箇所



(a) 2 MPa 時の限界クオリティ

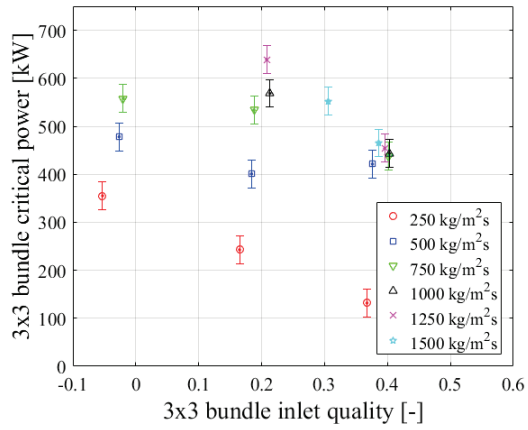


(b) 4 MPa 時の限界クオリティ

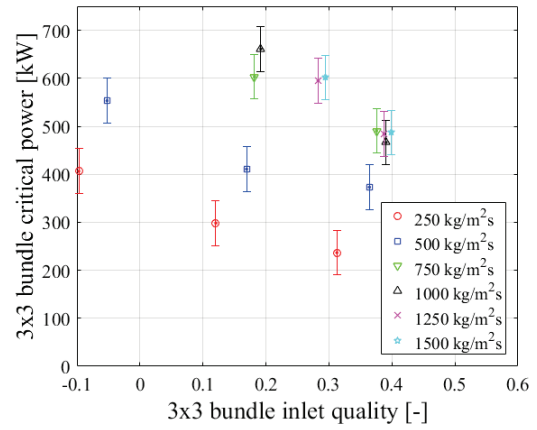


(c) 7 MPa 時の限界クオリティ

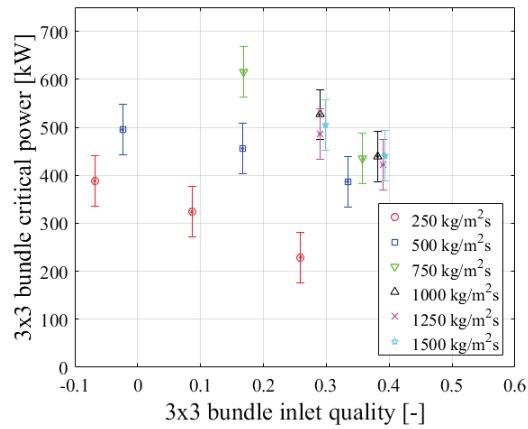
図 2.1.1-3 3x3 バンドル試験体における入口クオリティに対する限界クオリティ



(a) 2 MPa 時の限界出力

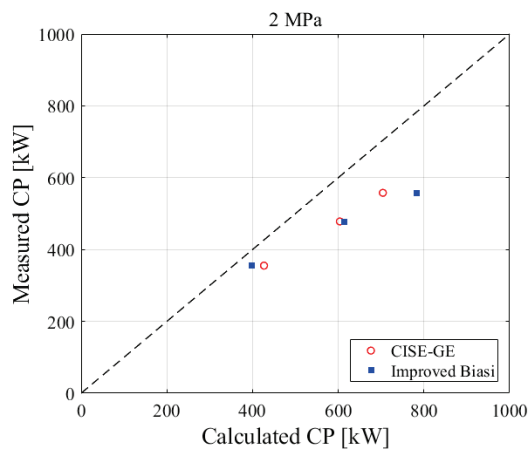


(b) 4 MPa 時の限界出力

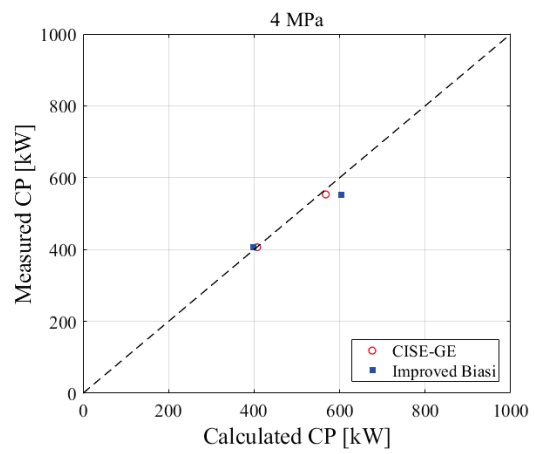


(c) 7 MPa 時の限界出力

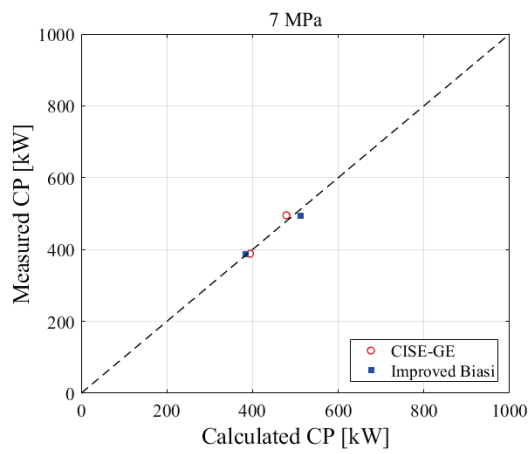
図 2.1.1-4 3x3 バンドル試験体における入口クオリティに対する限界出力



(a) 2MPa

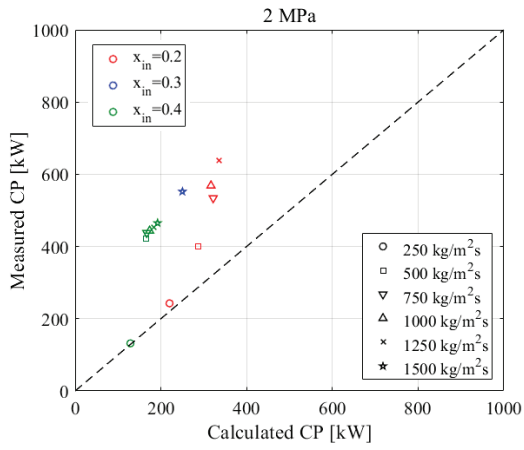


(b) 4MPa

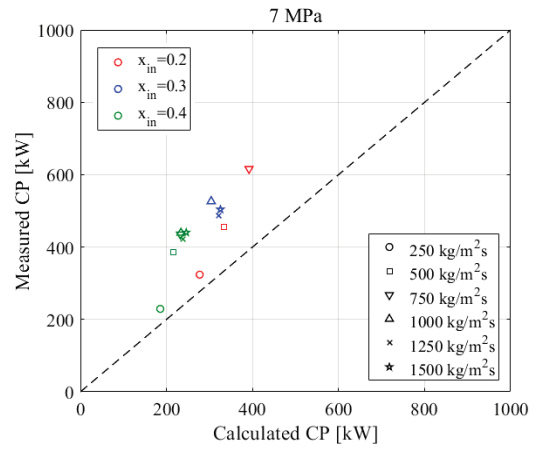


(c) 7MPa

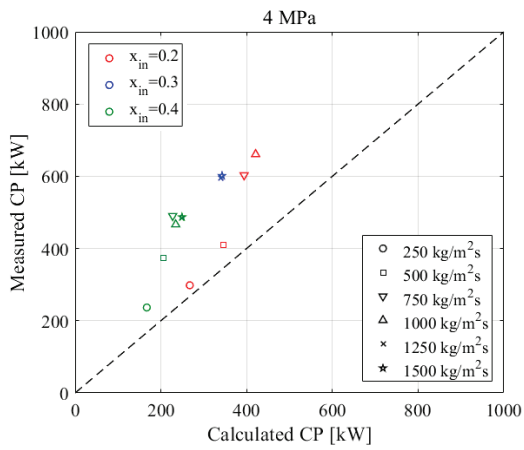
図 2.1.1-5 限界出力 (入口サブクール条件)



(a) 2MPa

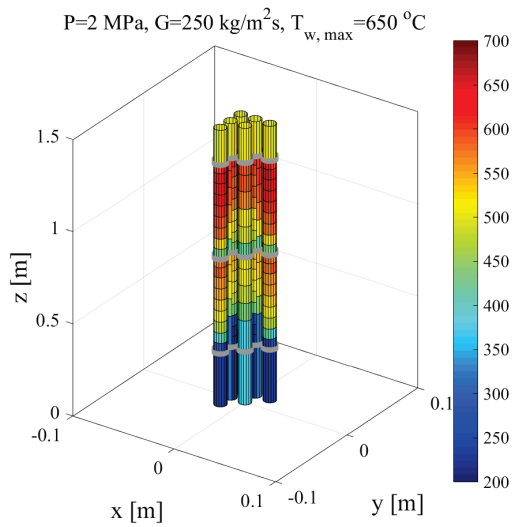


(b) 4MPa

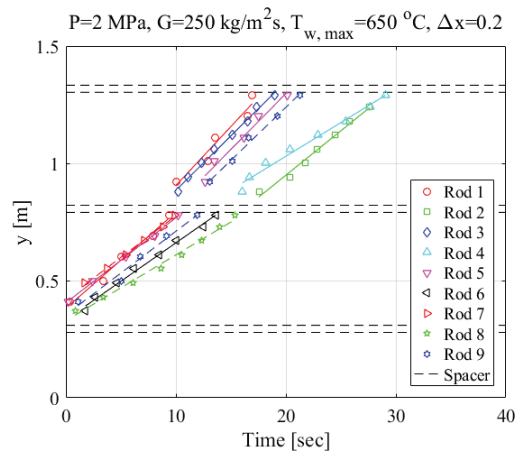


(c) 7MPa

図 2.1.1-6 限界出力 (入口二相流条件)

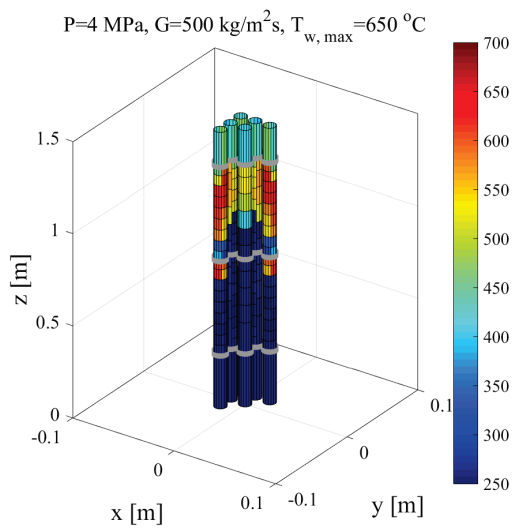


出力低下前ヒータ表面温度分布

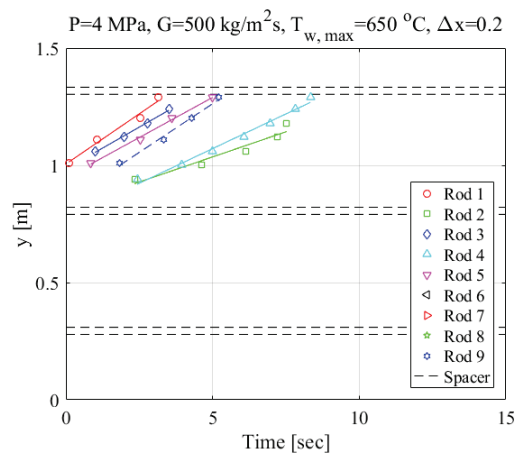


リウエット時刻と熱電対位置の関係

図 2.1.1-7 定常ドライアウト (2MPa, 250kg/m²s)

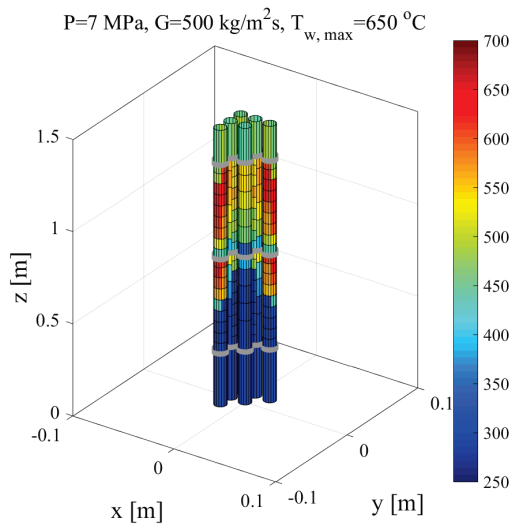


出力低下前ヒータ表面温度分布

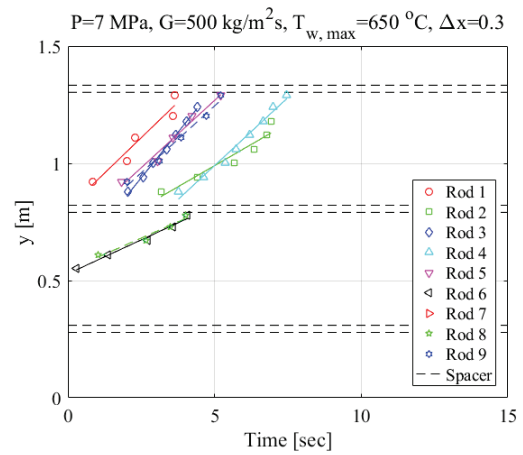


リウエット時刻と熱電対位置の関係

図 2.1.1-8 定常ドライアウト (4MPa, 500kg/m²s)

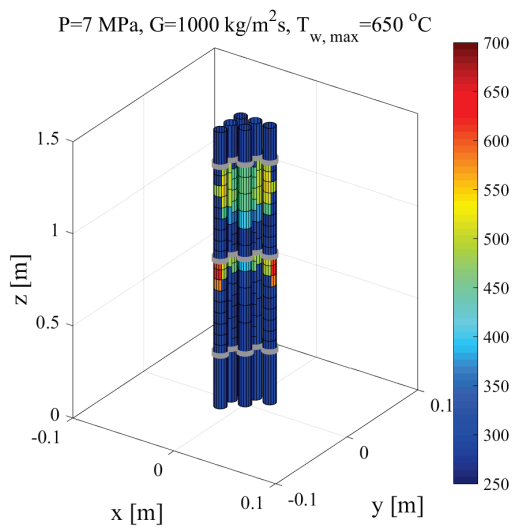


出力低下前ヒータ表面温度分布

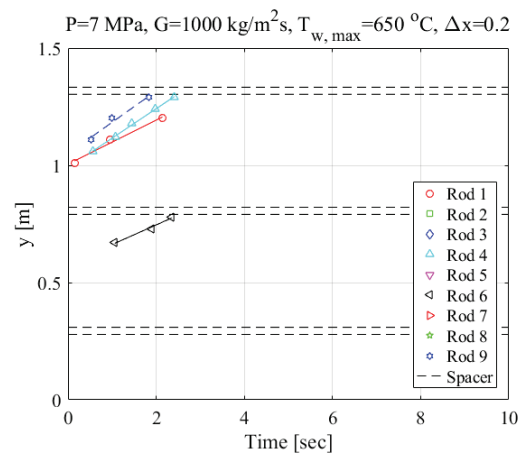


リウエット時刻と熱電対位置の関係

図 2.1.1-9 定常ドライアウト (7MPa, 500kg/m²s)



出力低下前ヒータ表面温度分布



リウエット時刻と熱電対位置の関係

図 2.1.1-10 定常ドライアウト (7MPa, 1000kg/m²s)

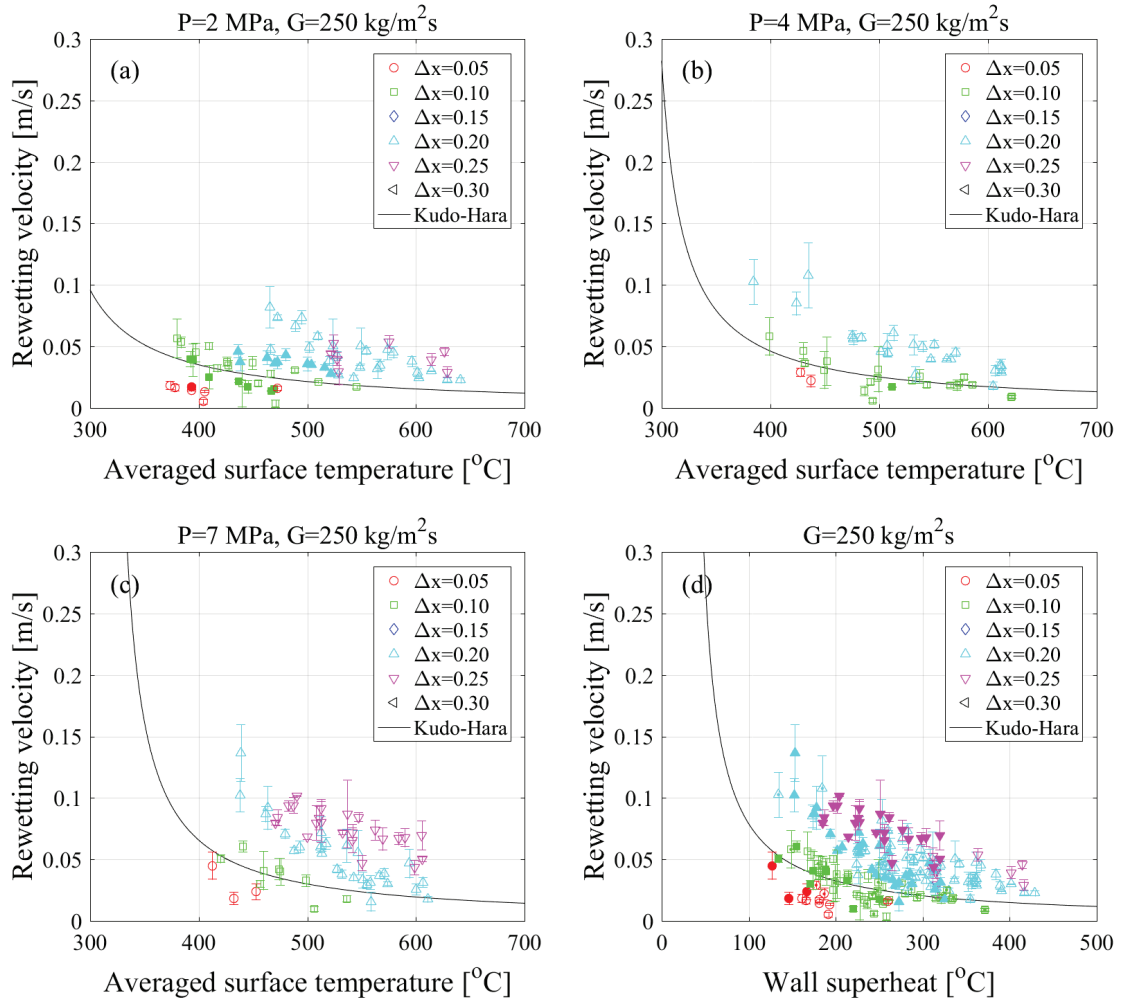


図 2.1.1-11 出力過渡時リウェット速度に対する出力変化量の影響 (250 kg/m²s)

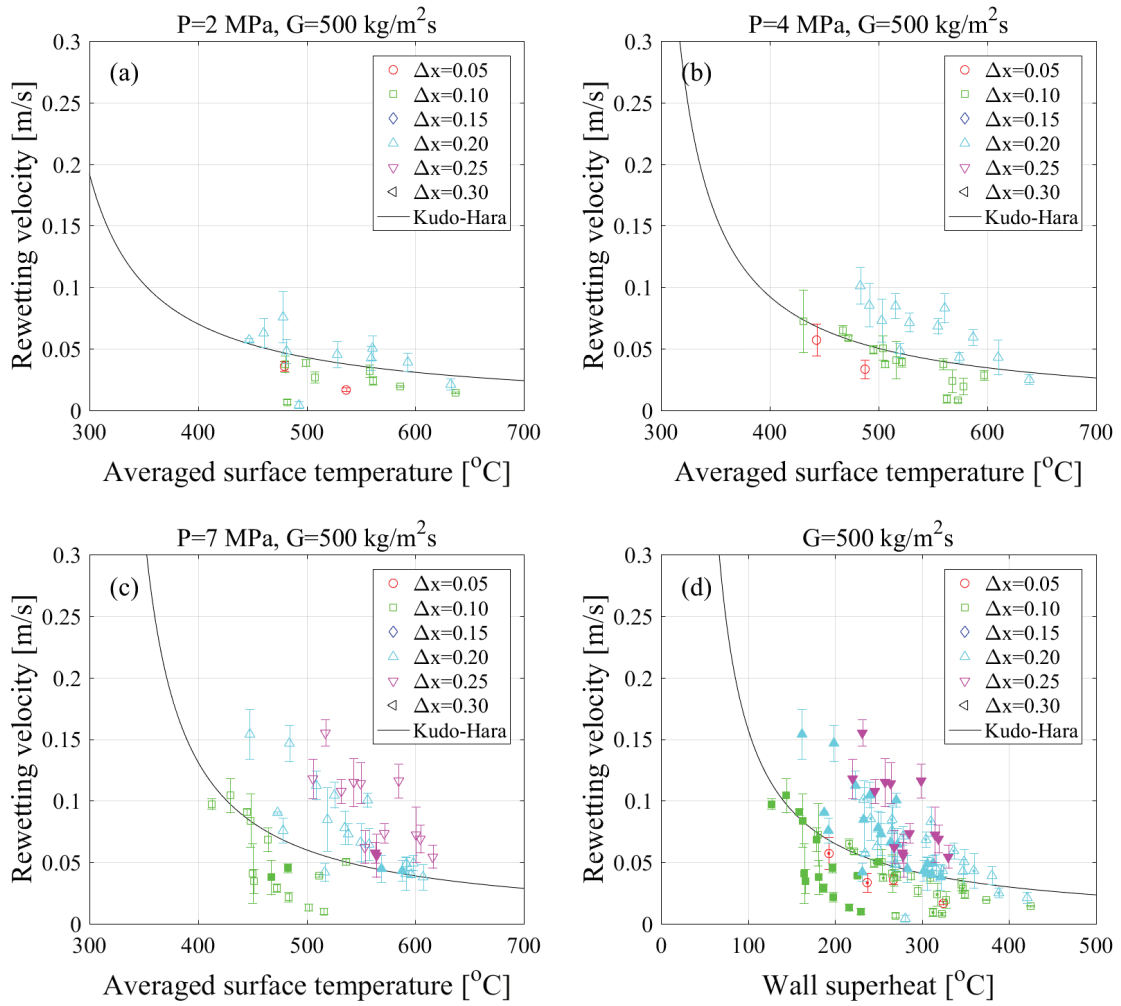


図 2.1.1-12 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (500 kg/m²s)

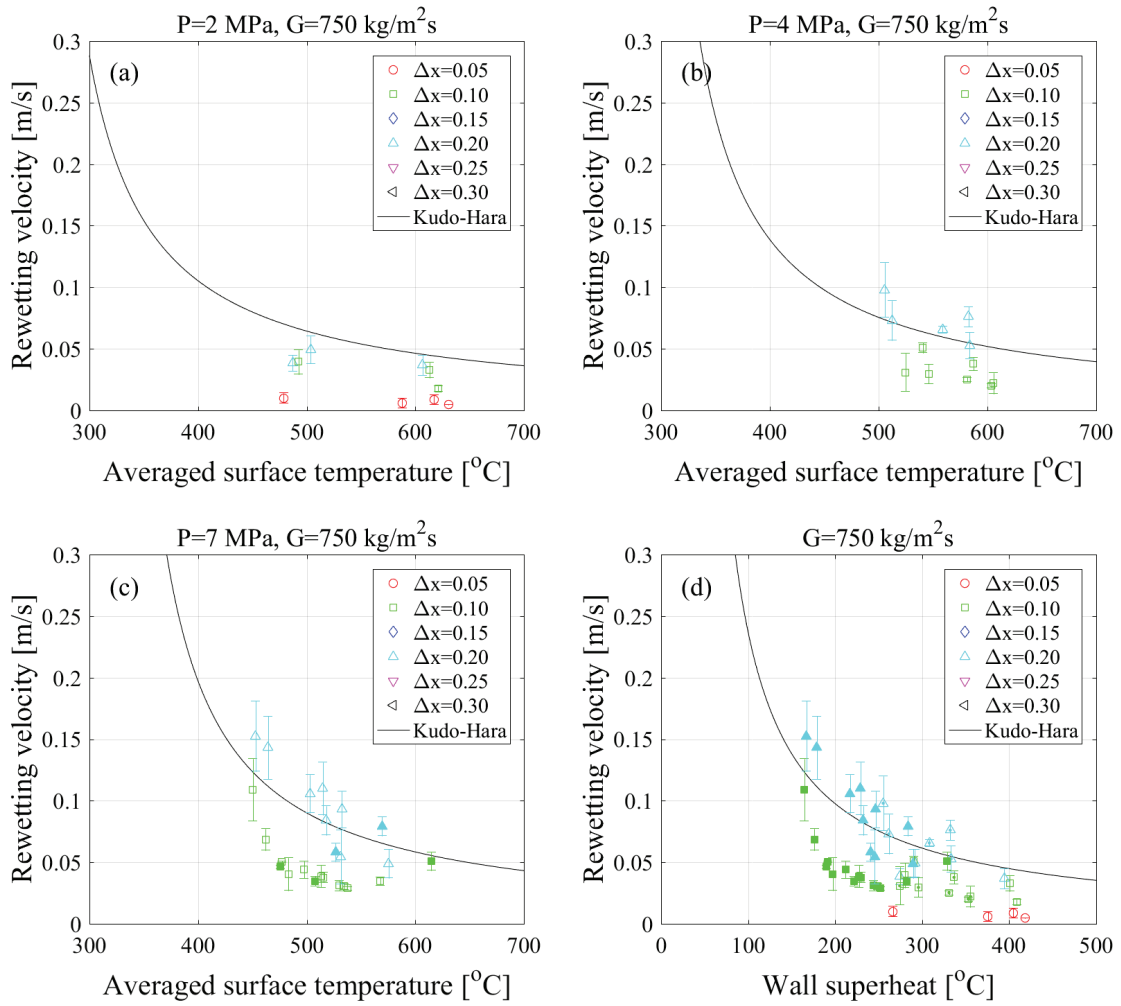


図 2.1.1-13 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (750 kg/m²s)

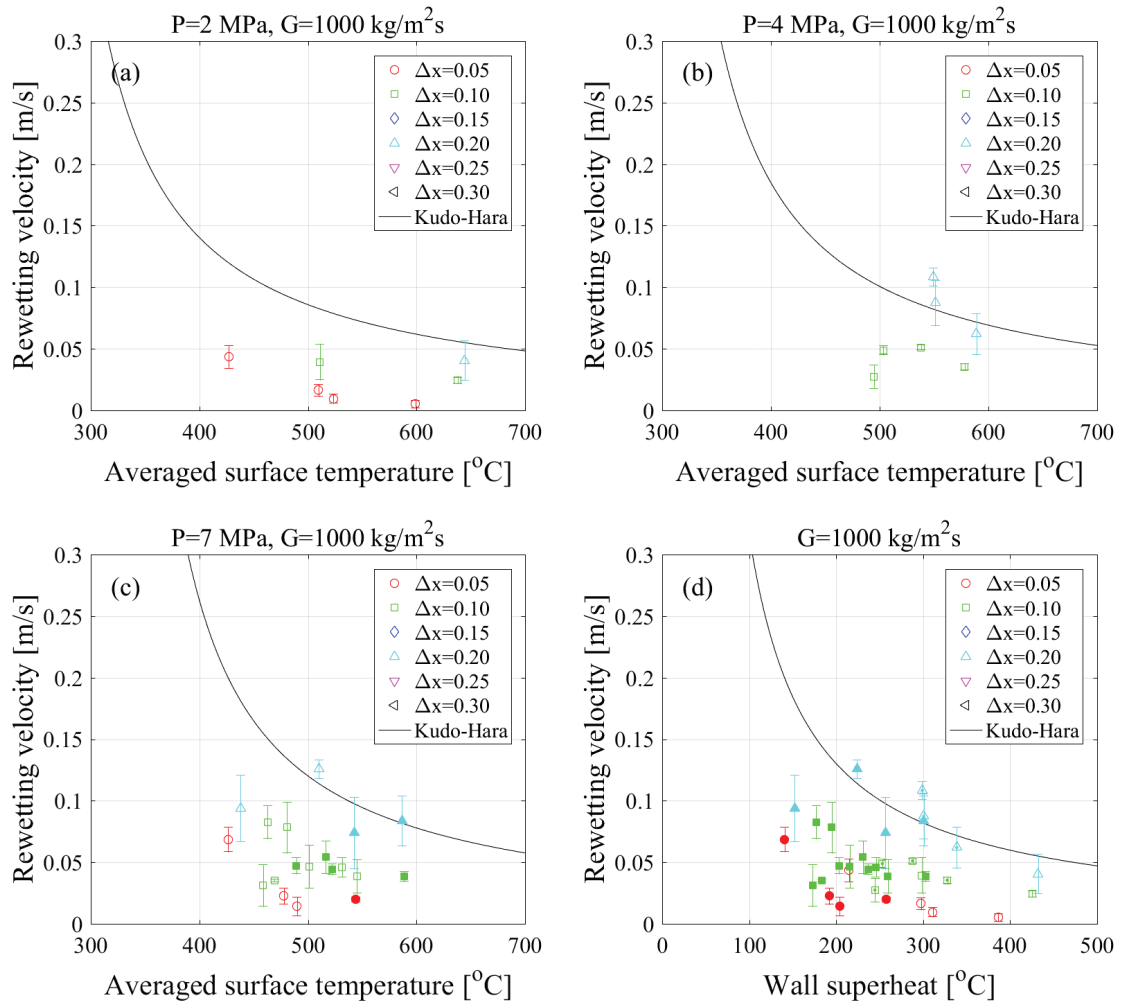


図 2.1.1-14 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1000 kg/m²s)

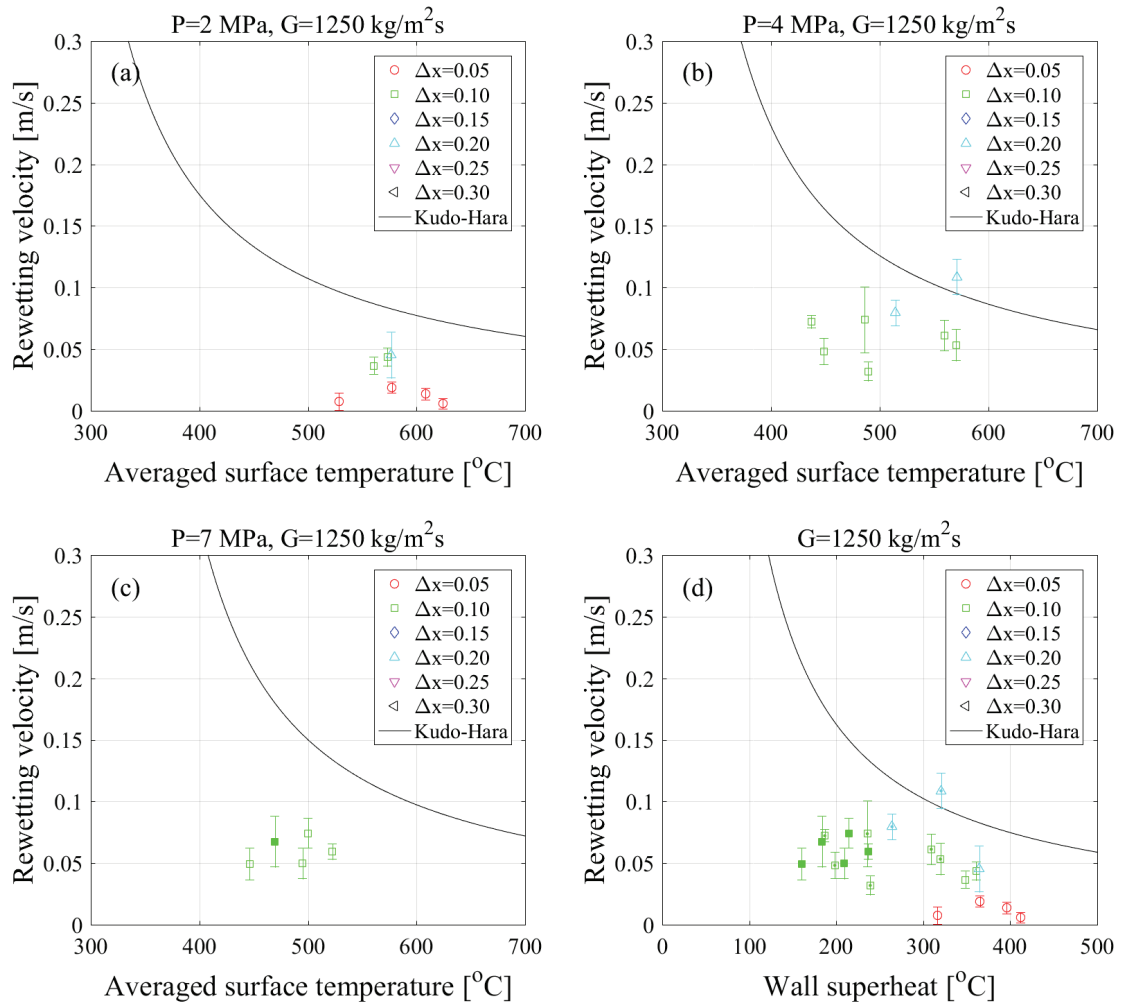


図 2.1.1-15 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1250 kg/m²s)

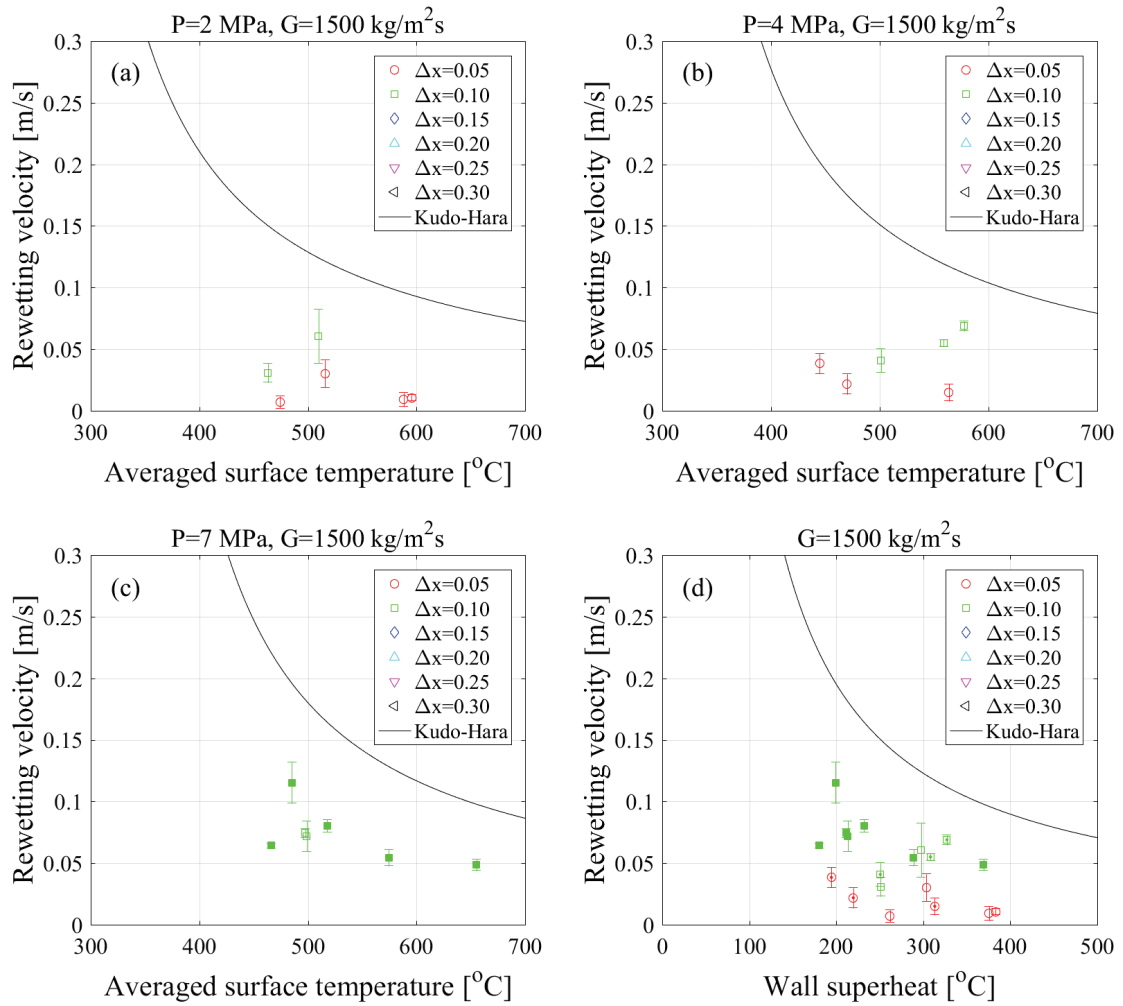


図 2.1.1-16 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1500 kg/m²s)

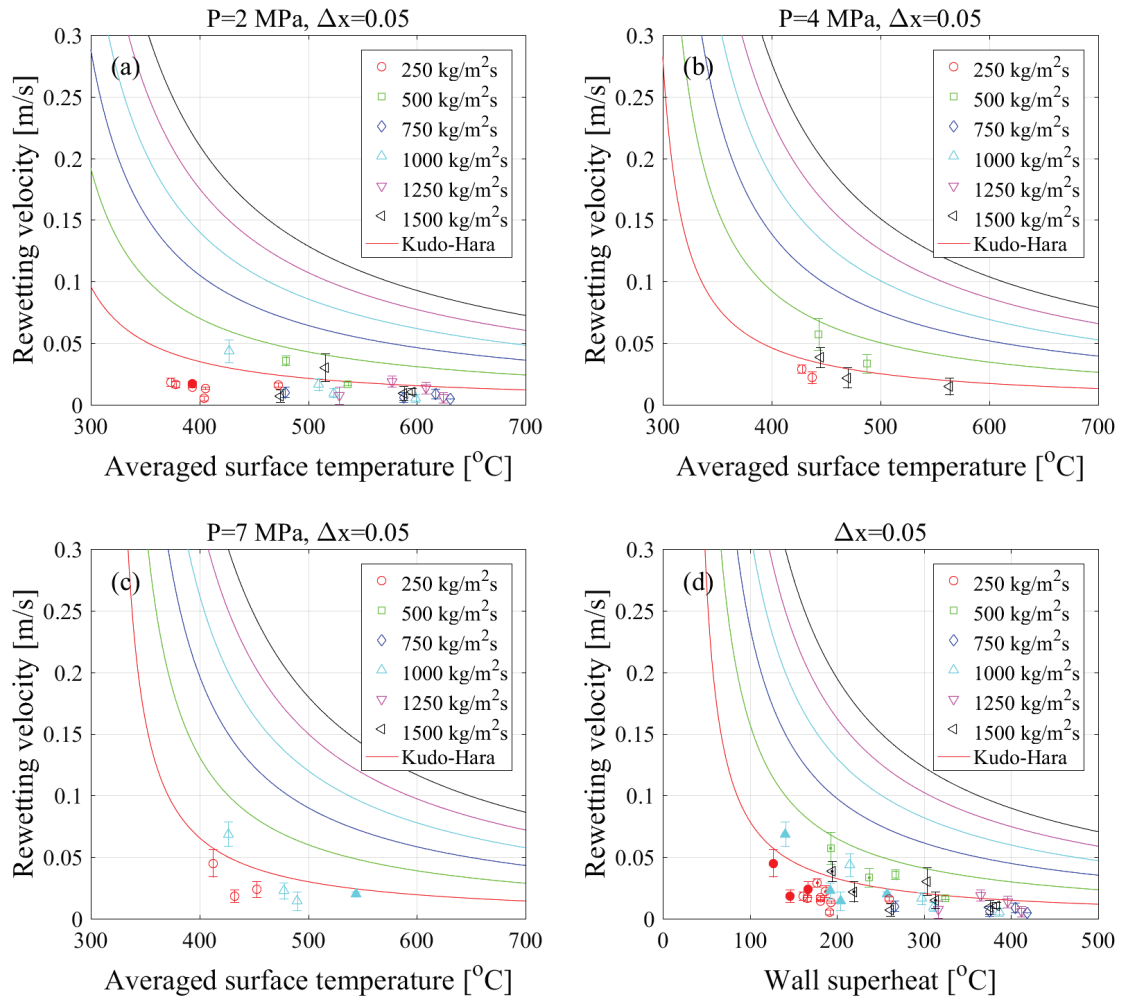


図 2.1.1-17 出力過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.05$)

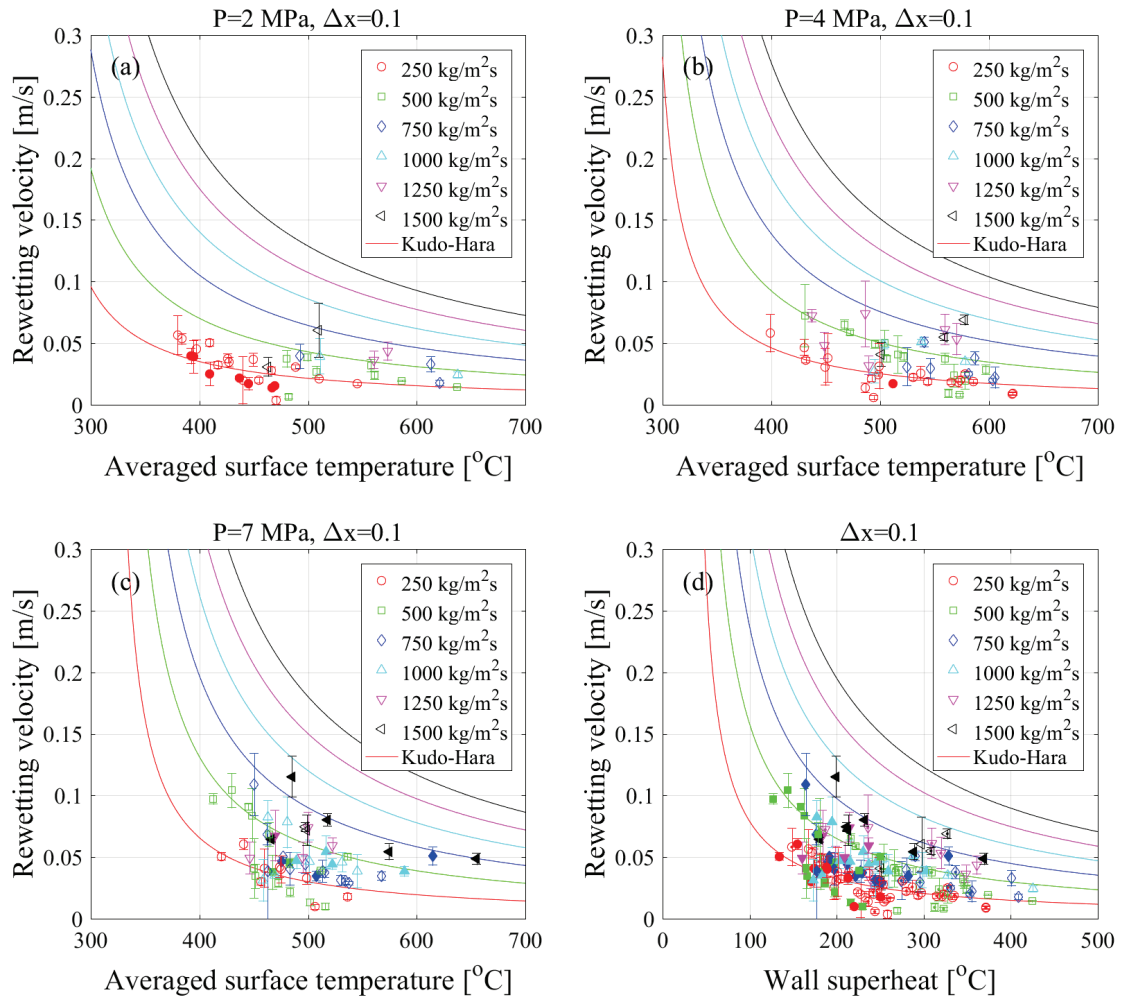


図 2.1.1-18 出力過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.10$)

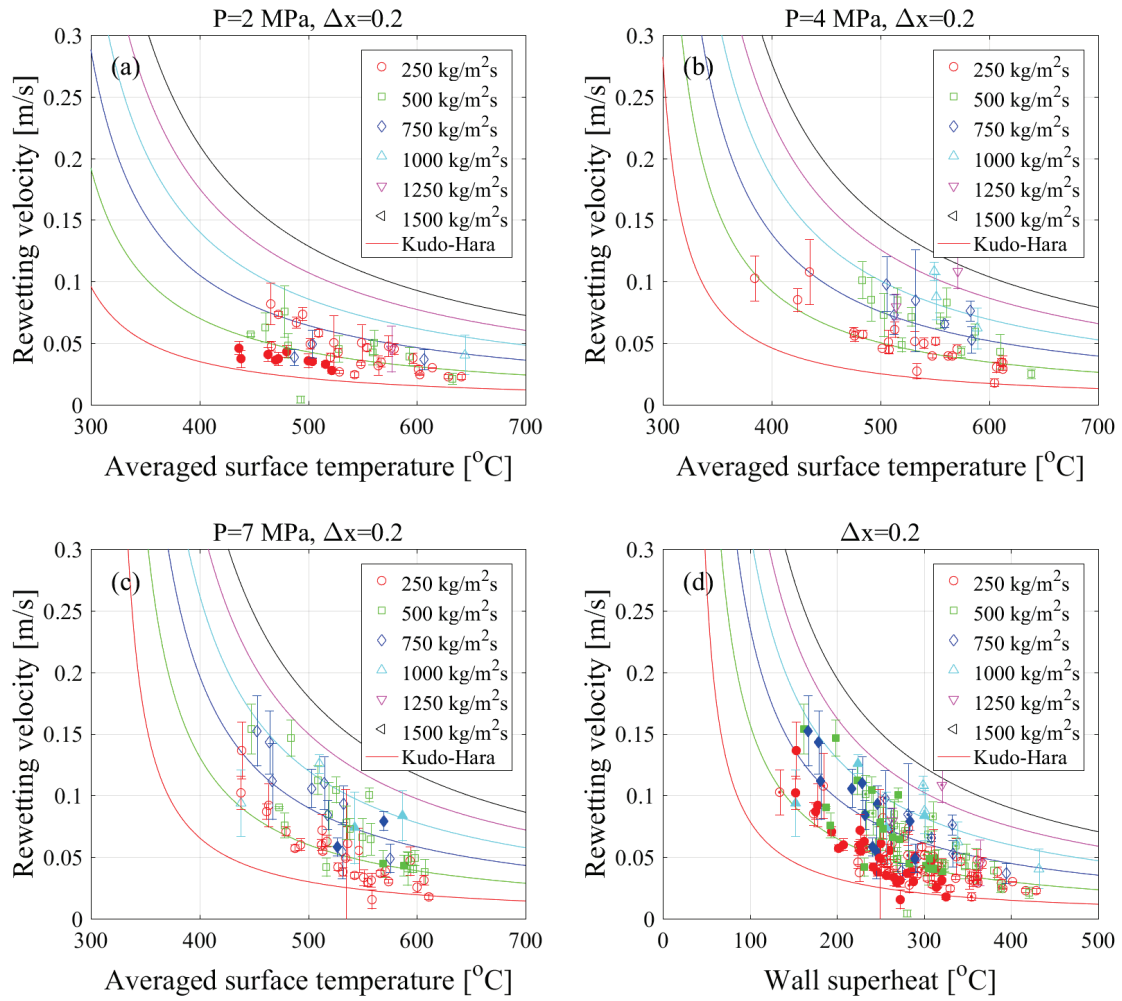


図 2.1.1-19 出力過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.20$)

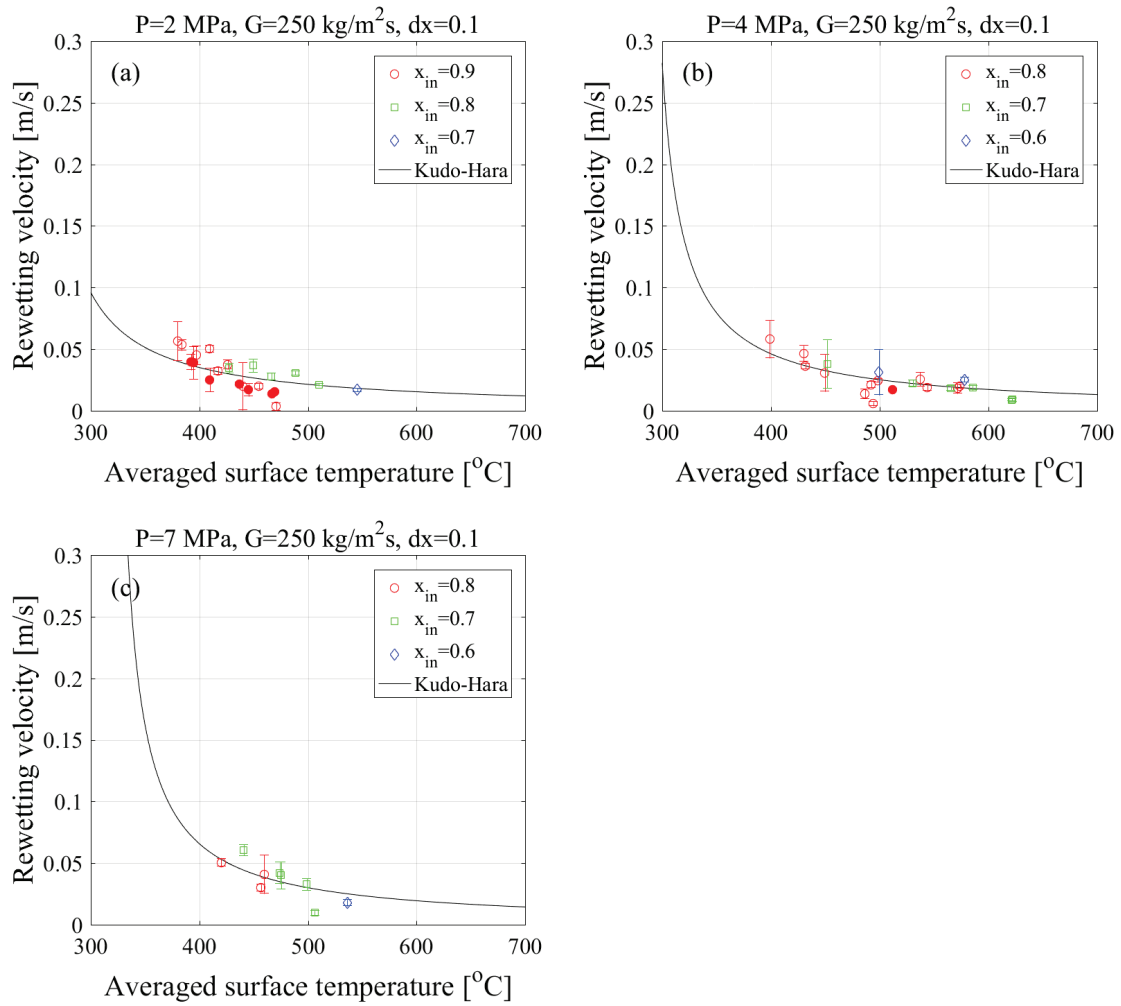


図 2.1.1-20 出力過渡時リウェット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
($250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.10$)

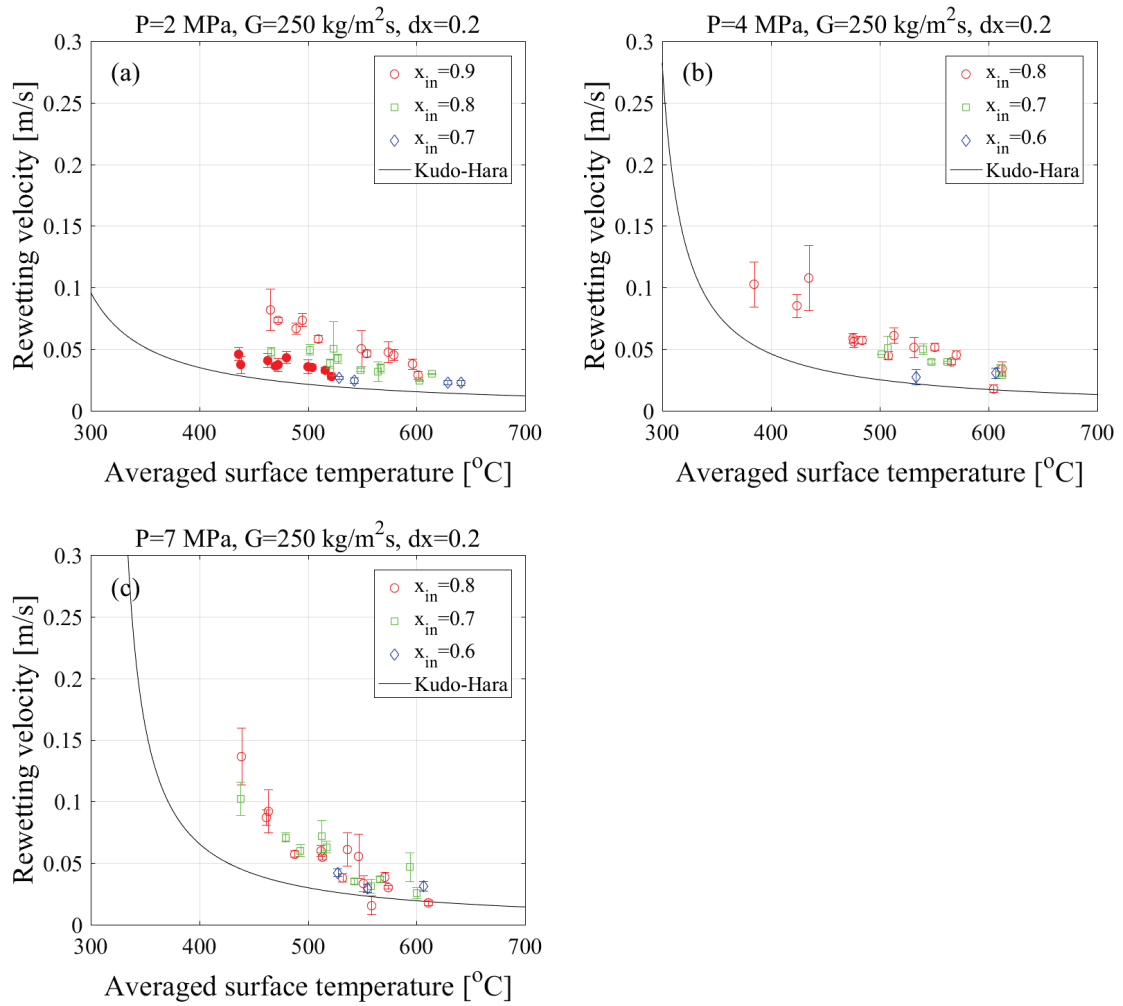


図 2.1.1-21 出力過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
($250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.20$)

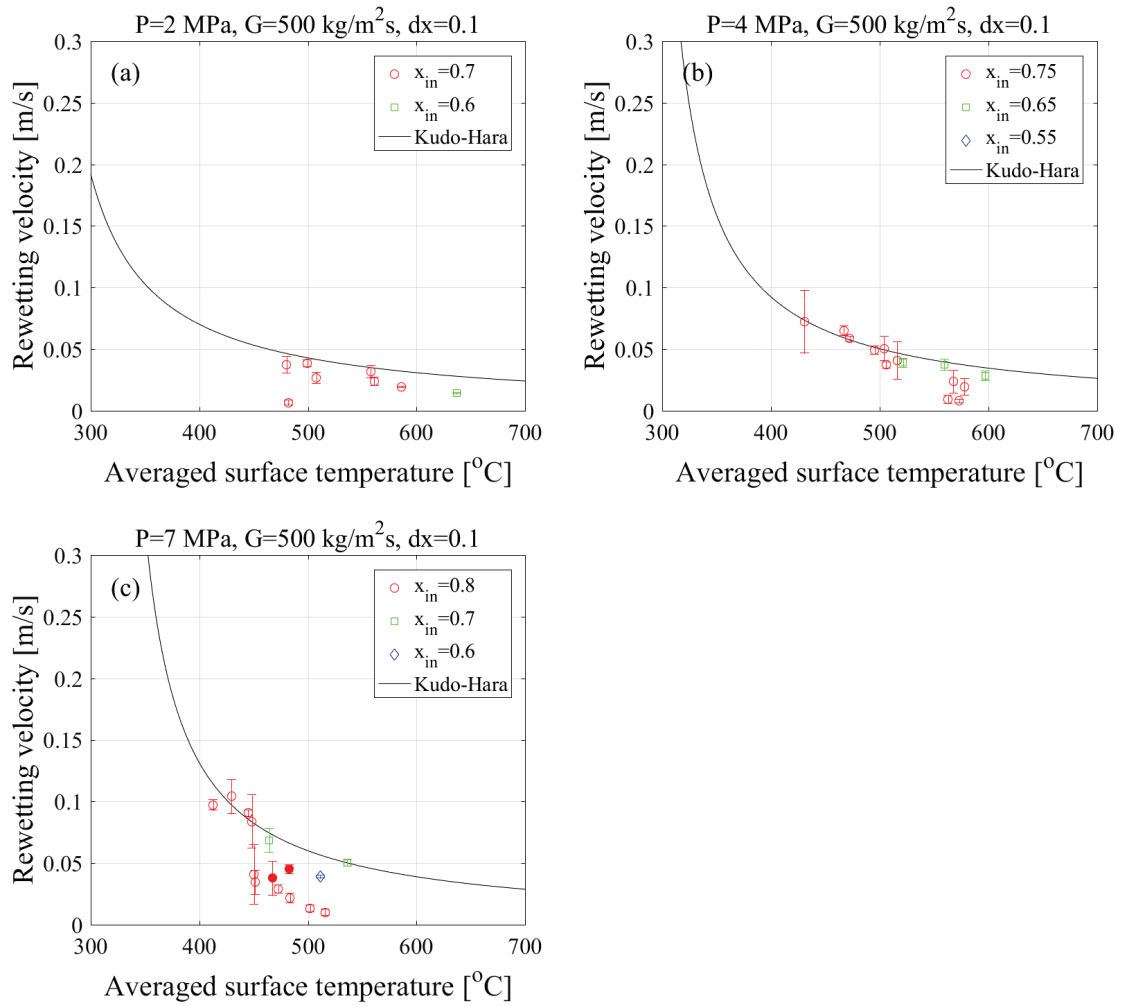


図 2.1.1-22 出力過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
($500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.10$)

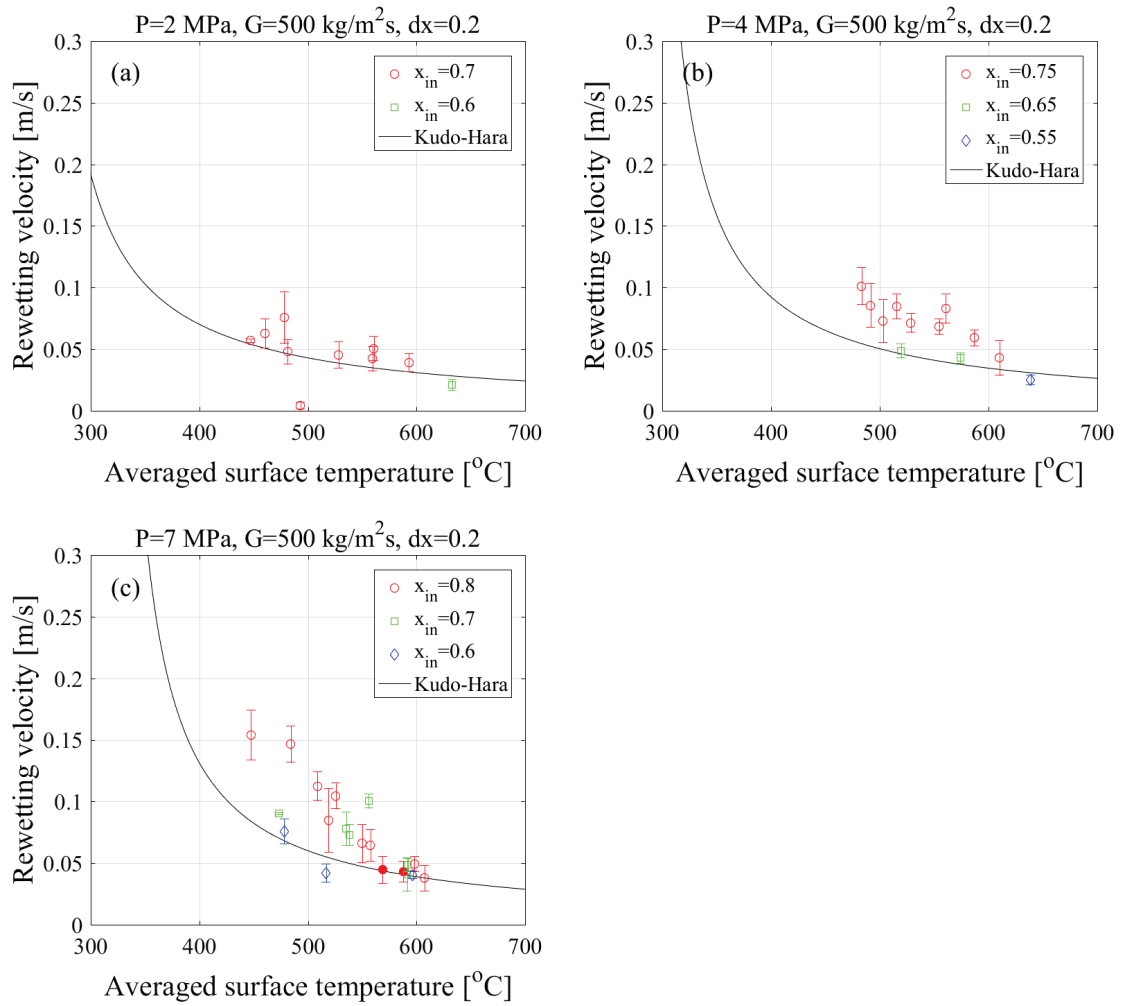


図 2.1.1-23 出力過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
($500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.20$)

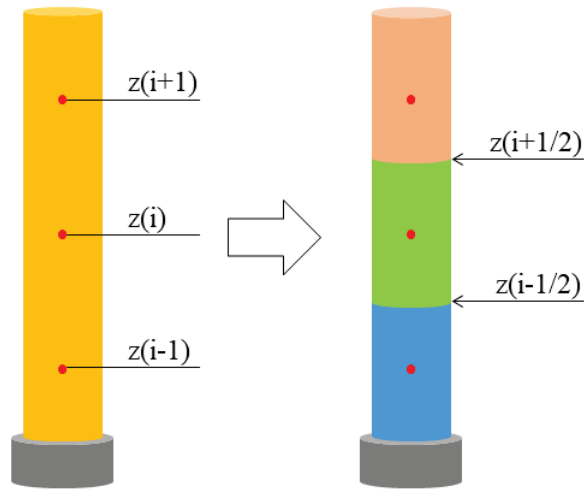


図 2.1.1-24 熱電対測定温度が代表する模擬燃料棒表面領域の概要図（赤丸：測温点）

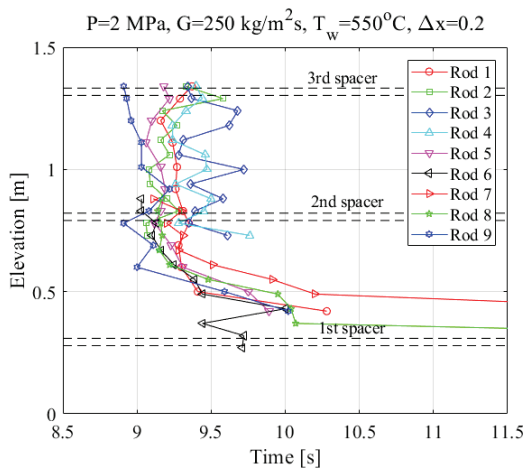


図 2.1.1-25 各ロッドの熱電対温度に基づくドライアウト時刻

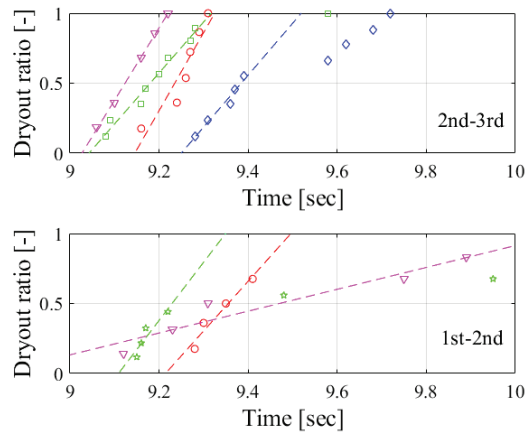


図 2.1.1-26 時間に対するドライアウト領域の拡大割合（1で全領域がドライアウト）

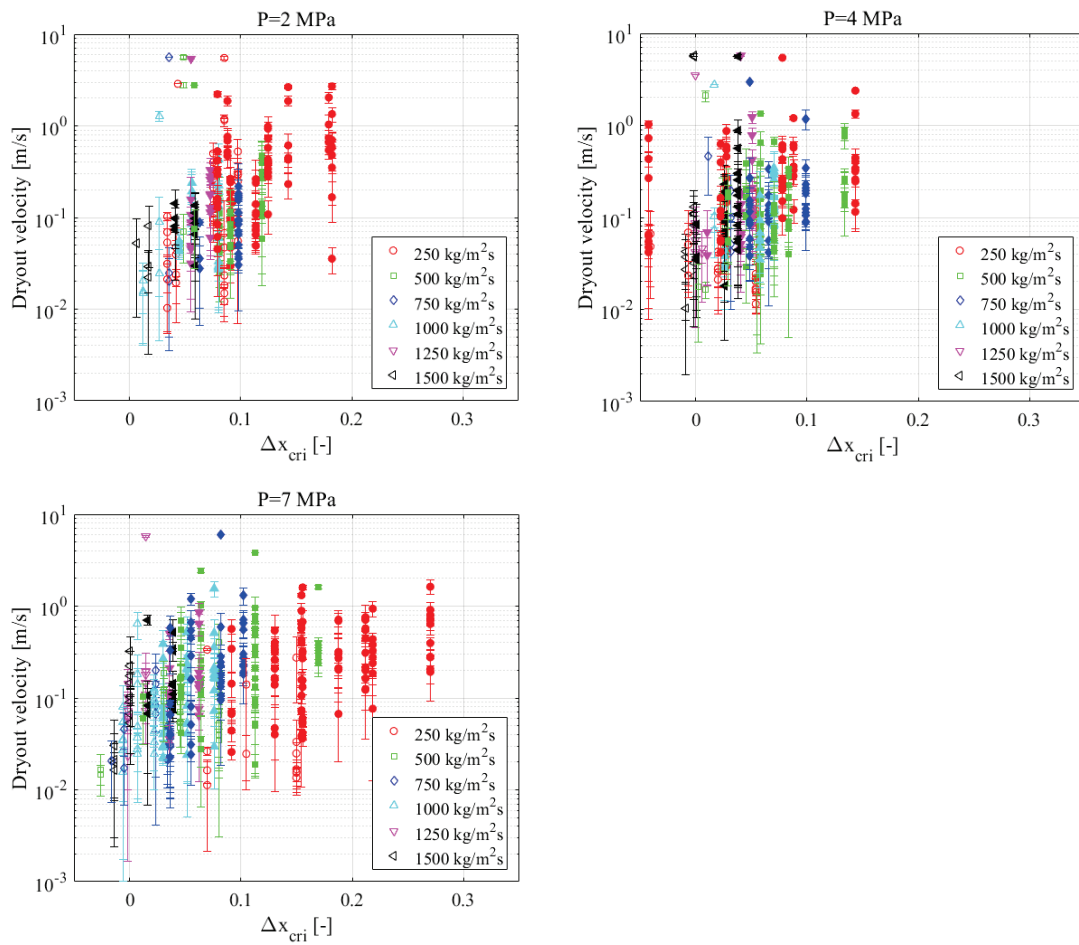


図 2.1.1-27 出力過渡時ドライアウト速度の比較結果 (プロットの違い: 流量の違い)

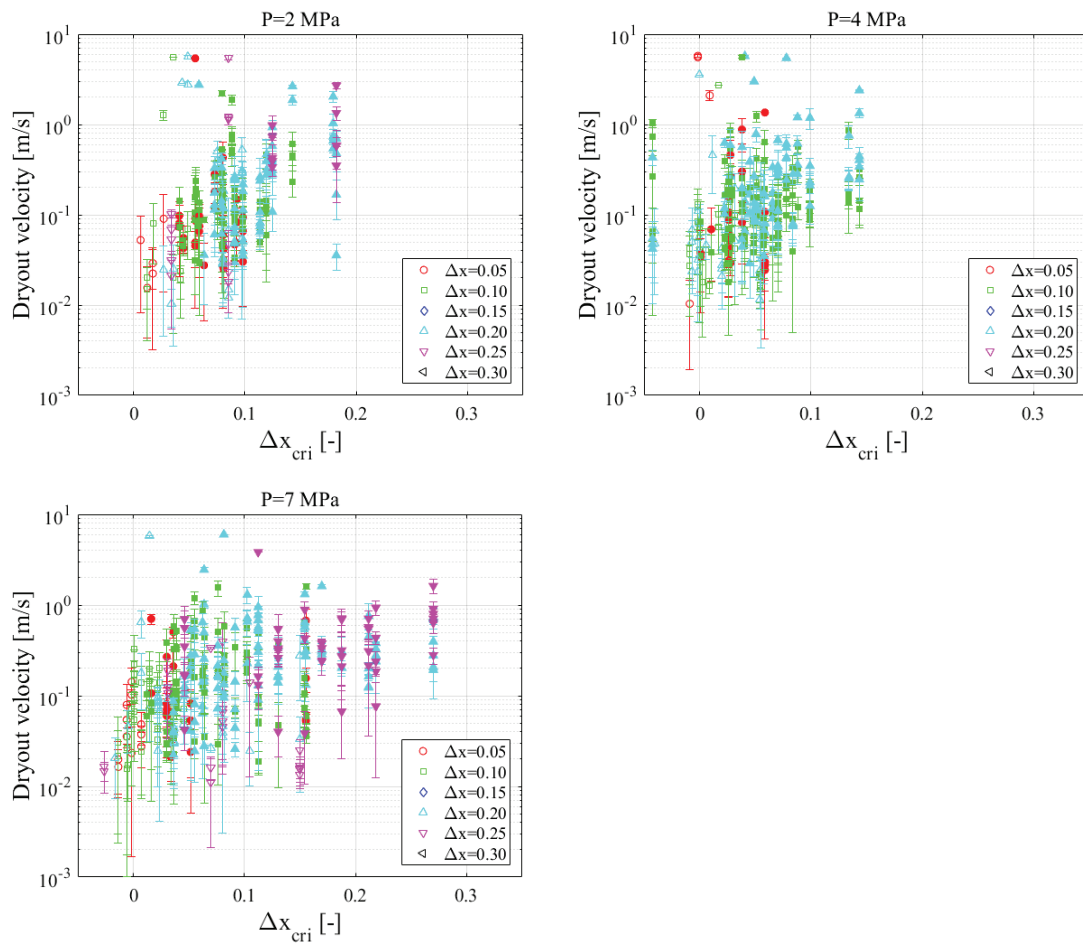


図 2.1.1-28 出力過渡時ドライアウト速度の比較結果 (プロットの違い: 出力変化量の違い)

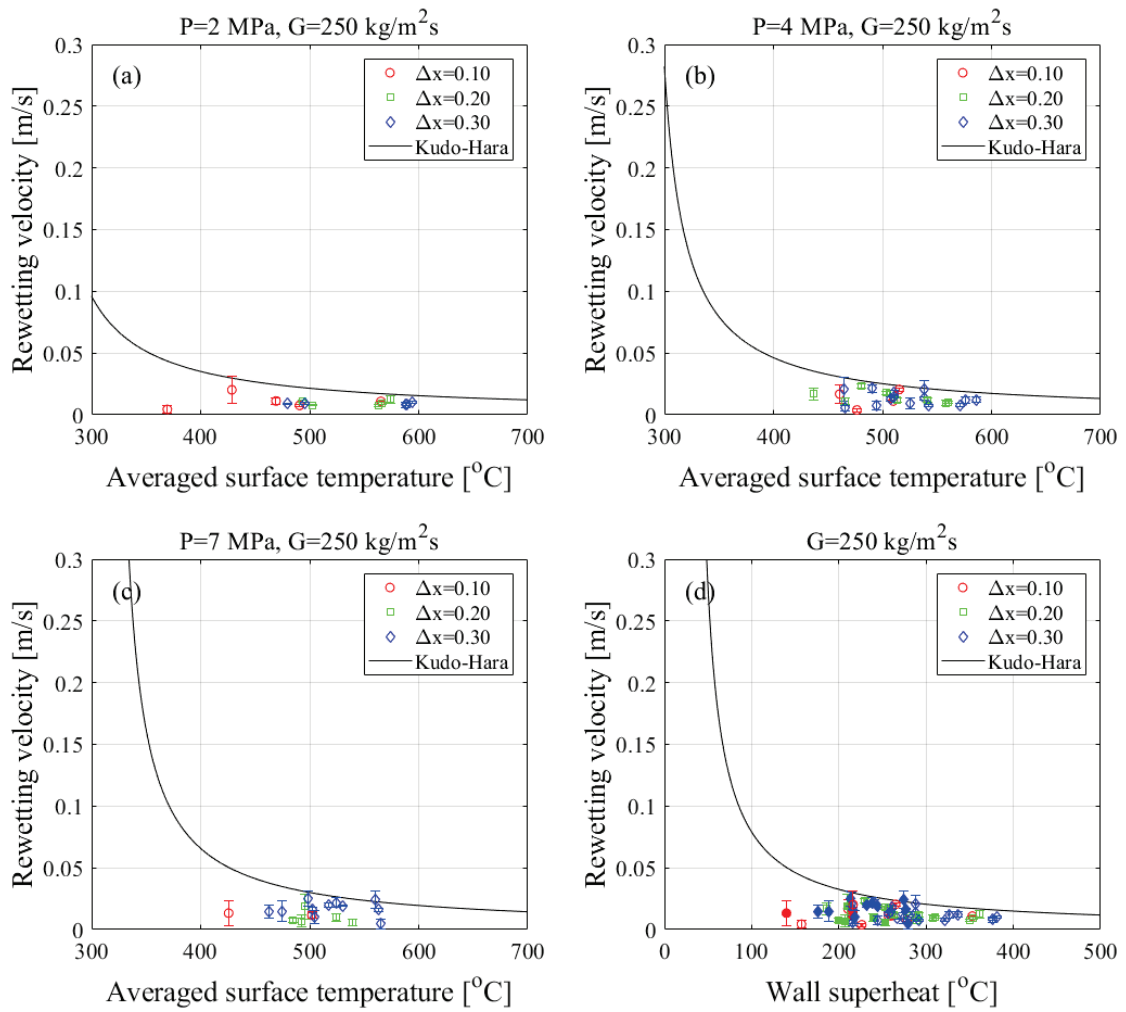


図 2.1.1-29 流量過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (250 kg/m²s)

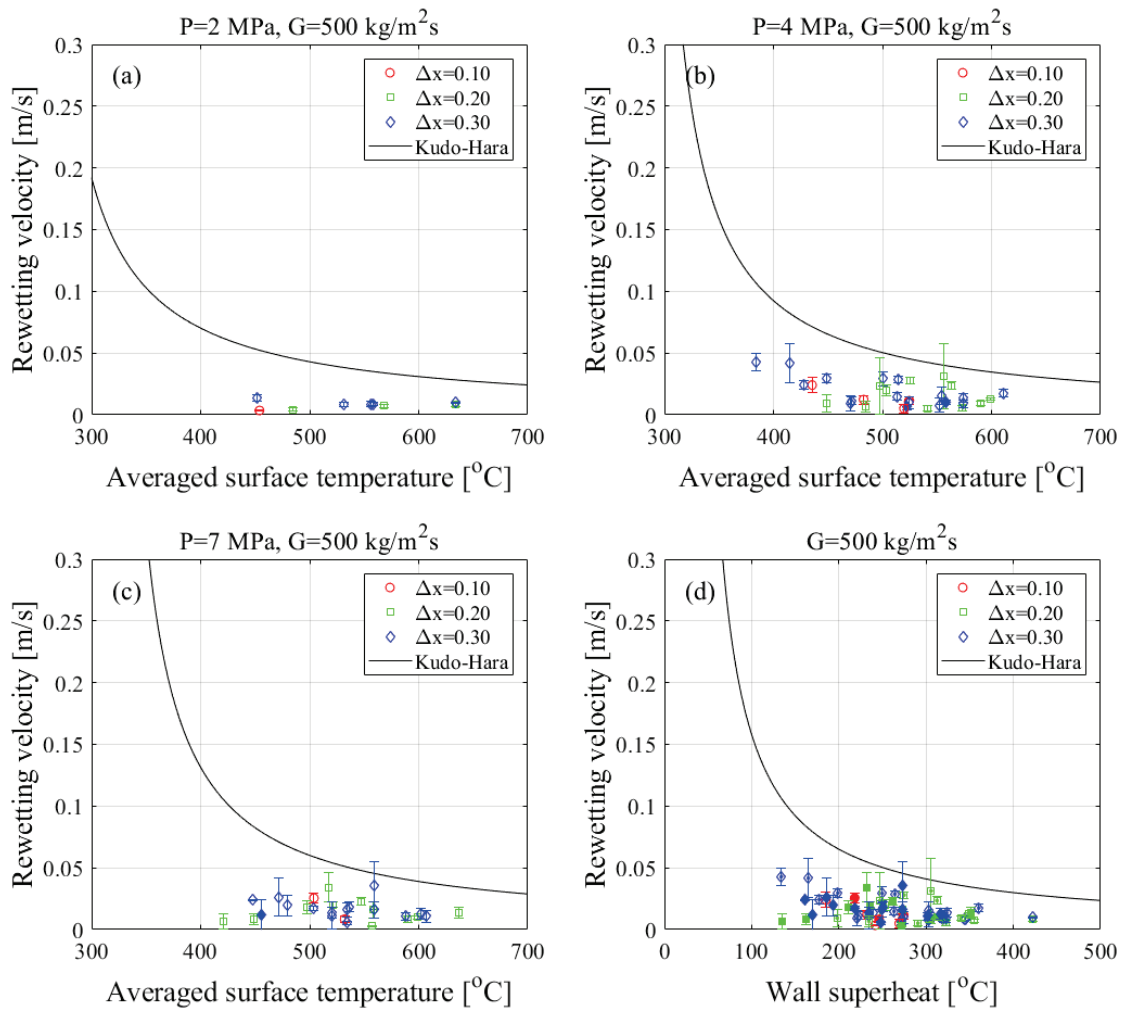


図 2.1.1-30 流量過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (500 kg/m²s)

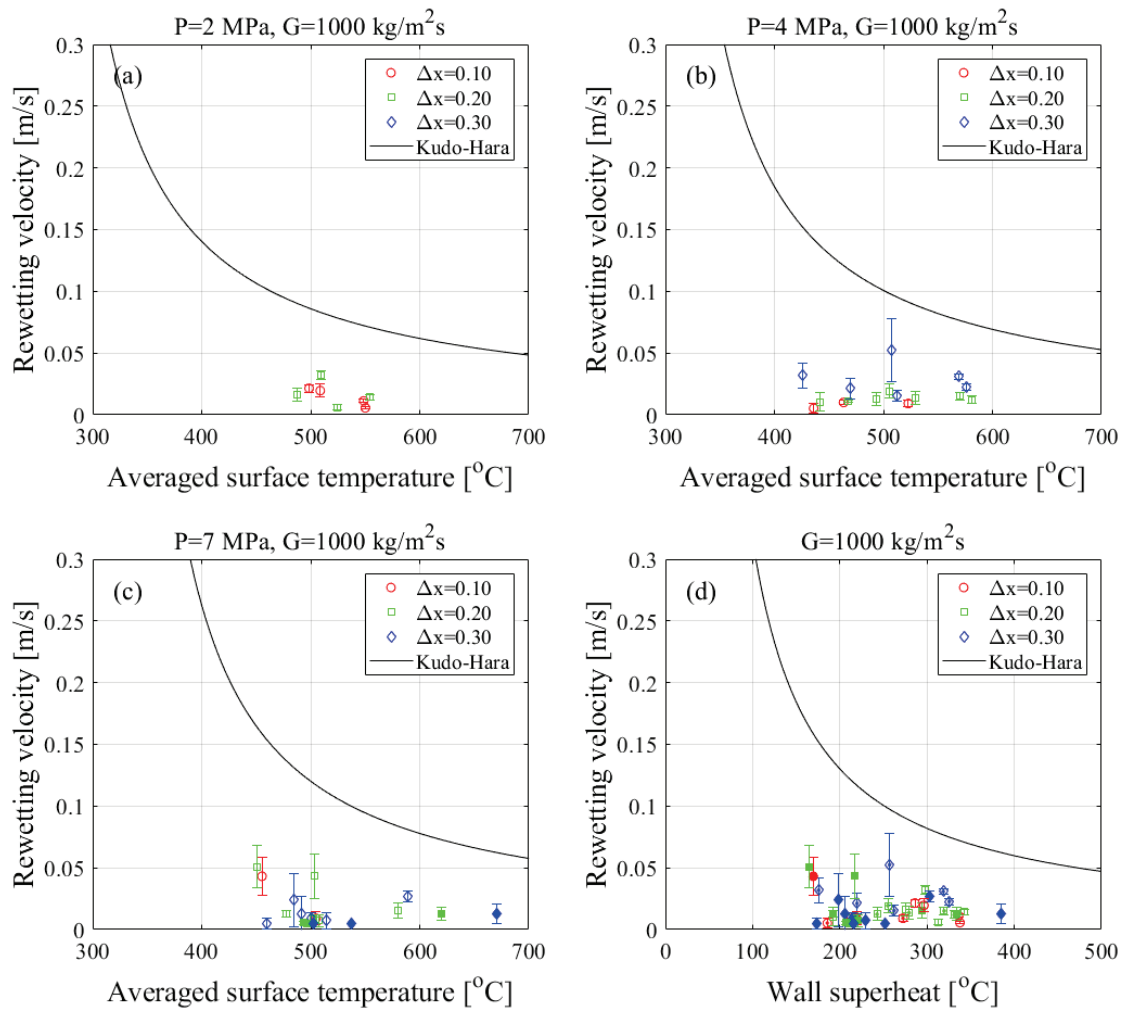


図 2.1.1-31 流量過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1000 kg/m²s)

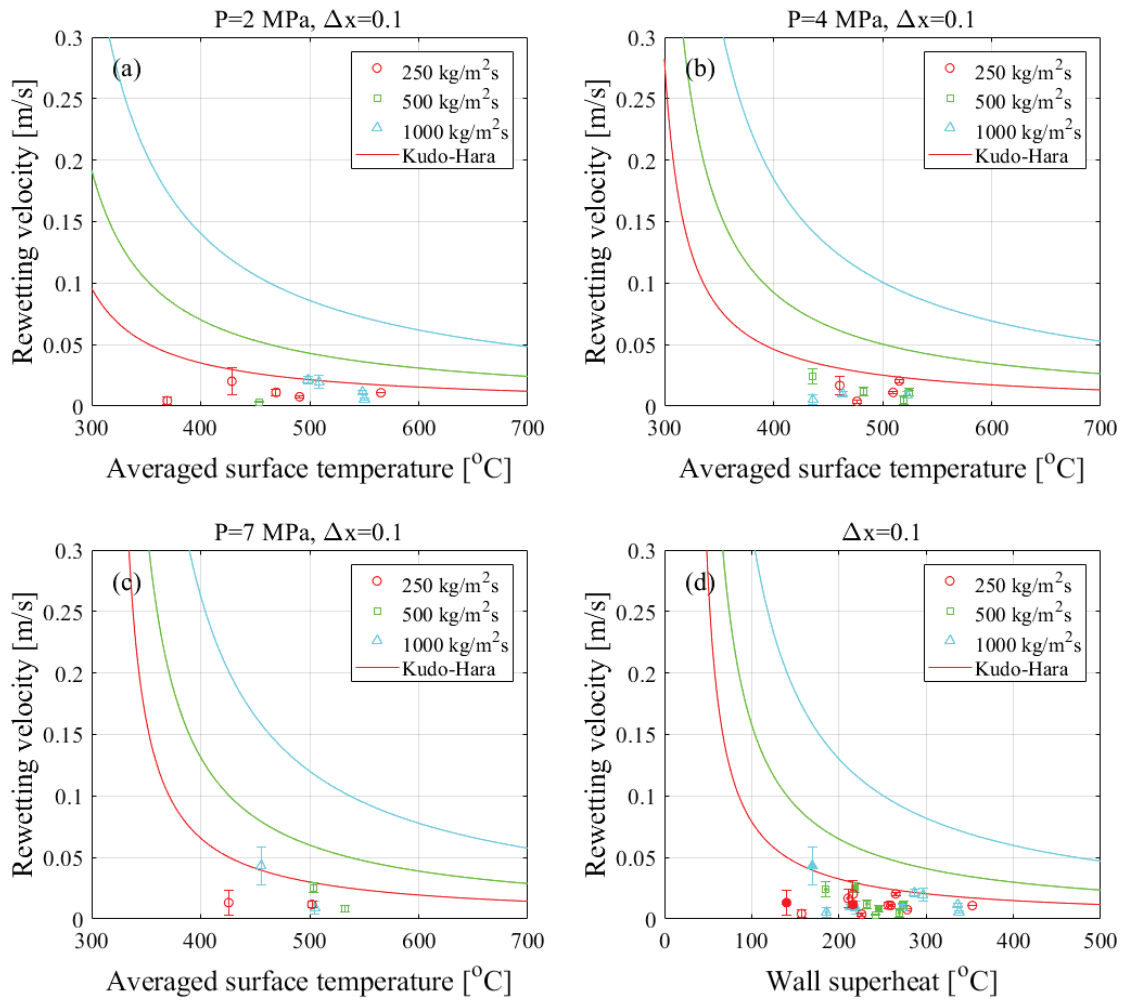


図 2.1.1-32 流量過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.10$)

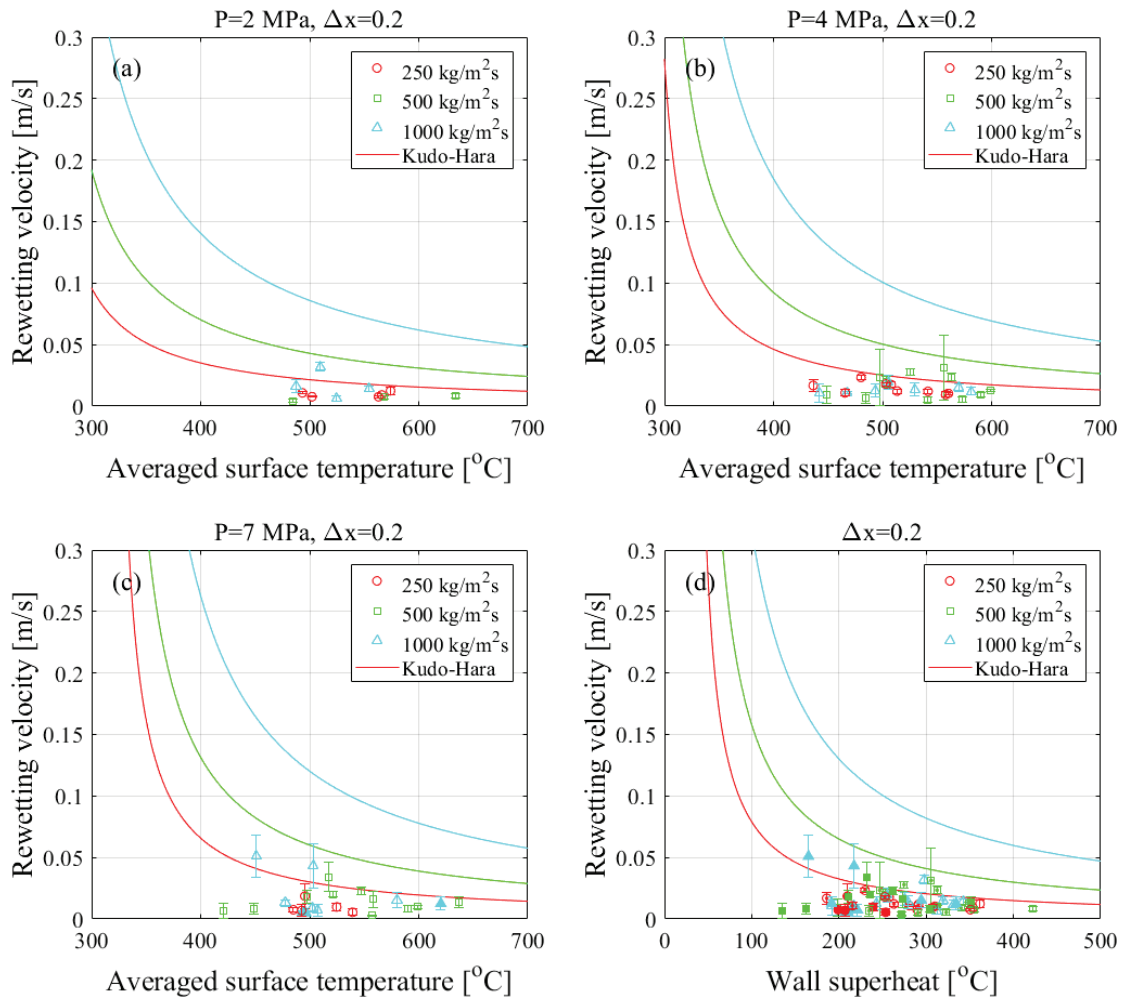


図 2.1.1-33 流量過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.20$)

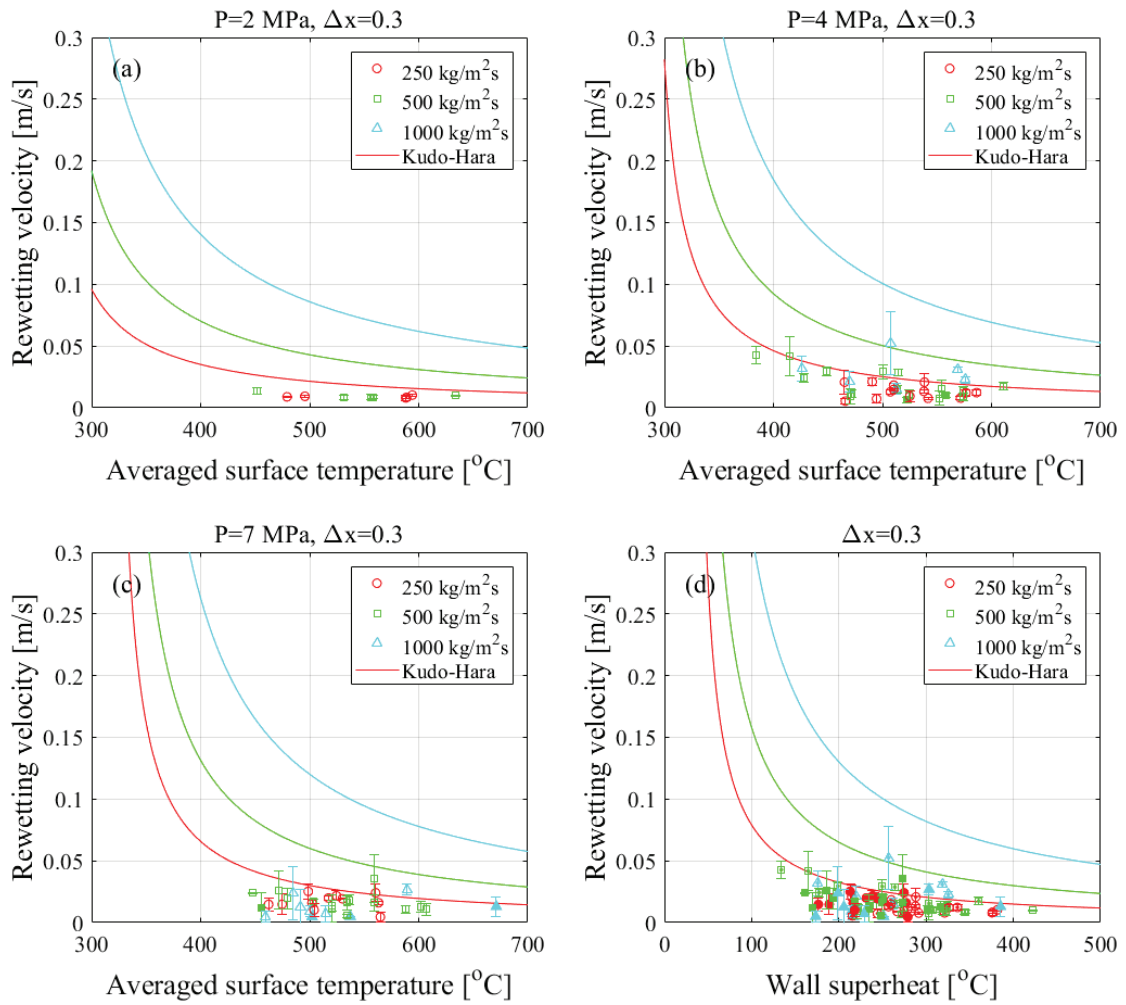


図 2.1.1-34 流量過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.30$)

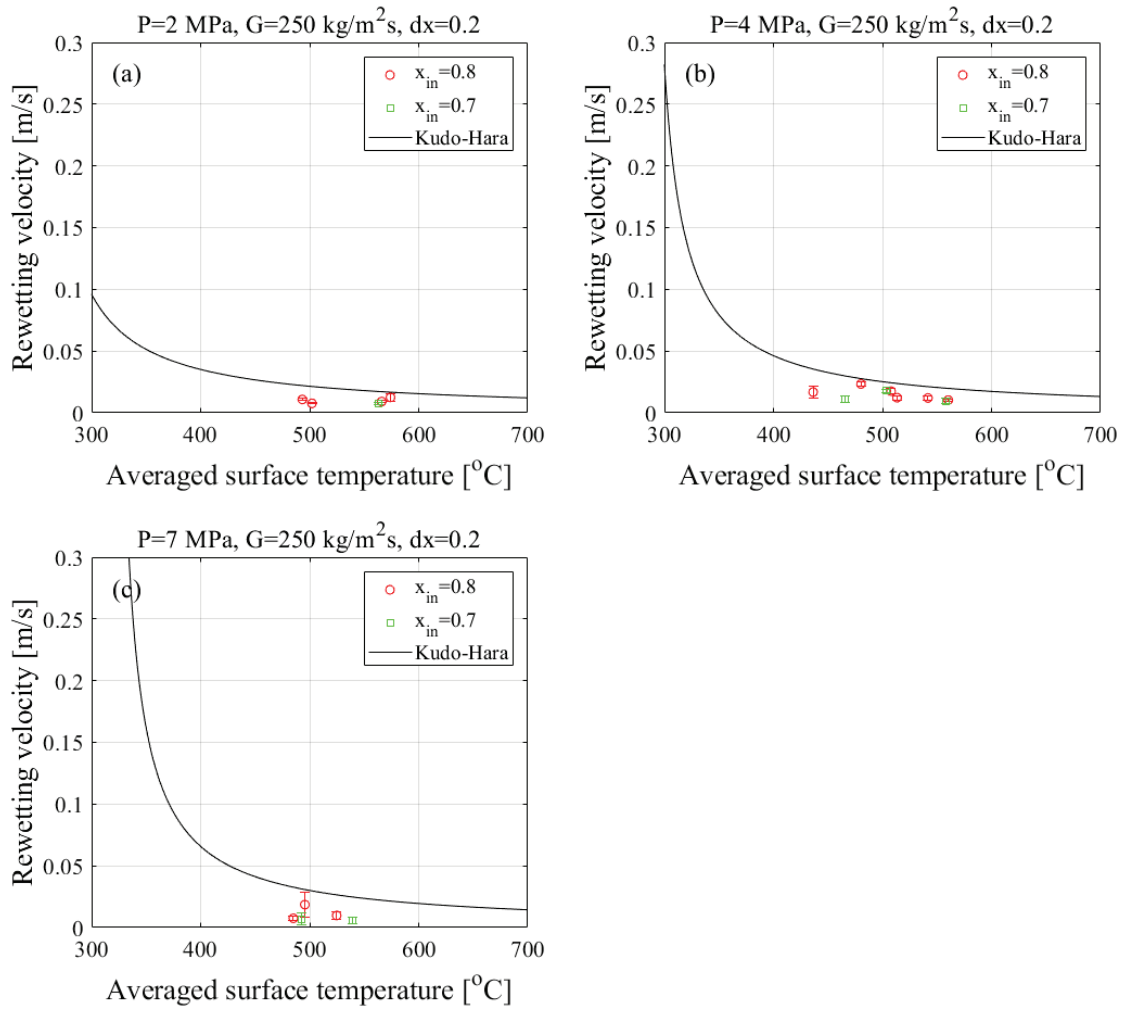


図 2.1.1-35 流量過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
(250 kg/m²s、 $\Delta x=0.20$)

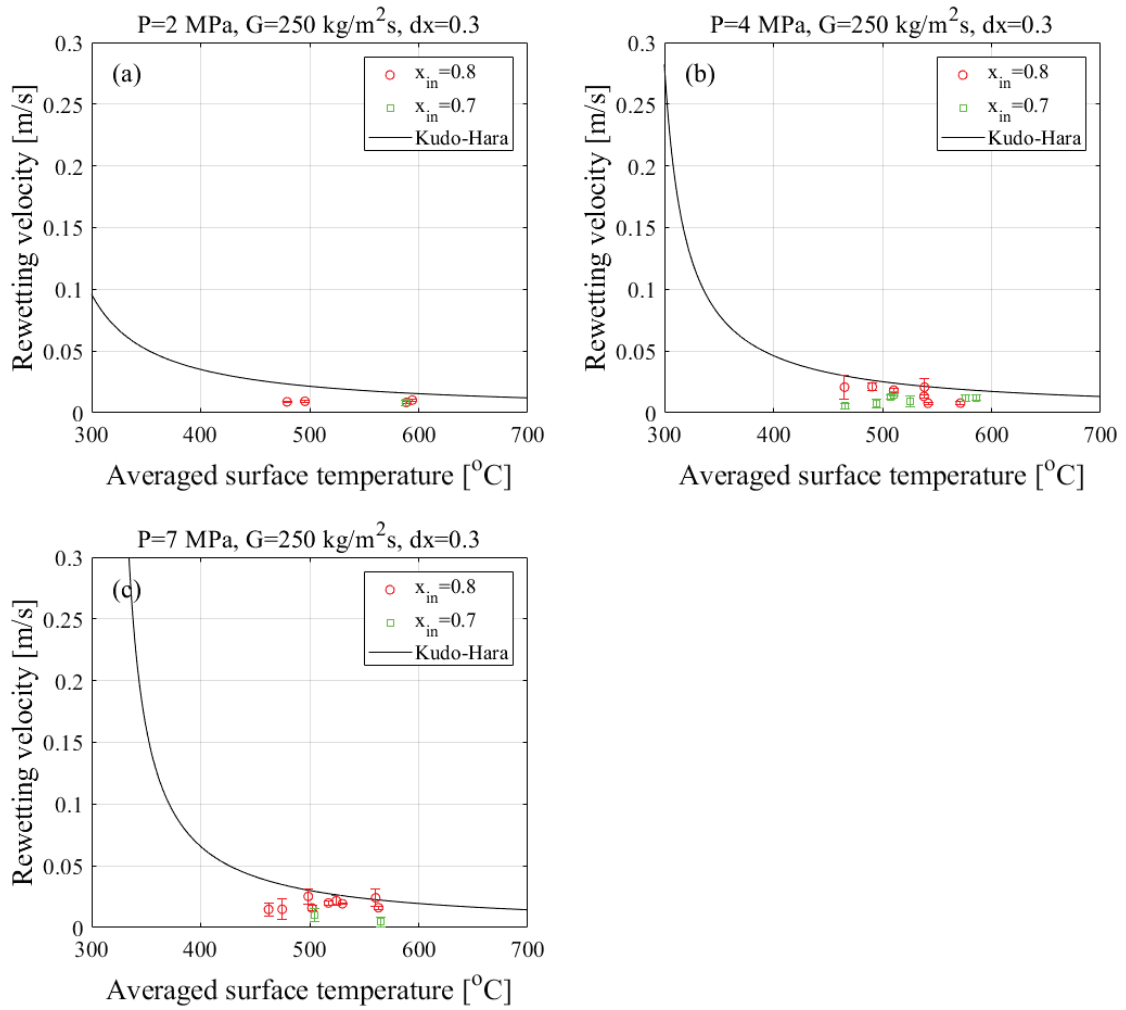


図 2.1.1-36 流量過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
($250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.30$)

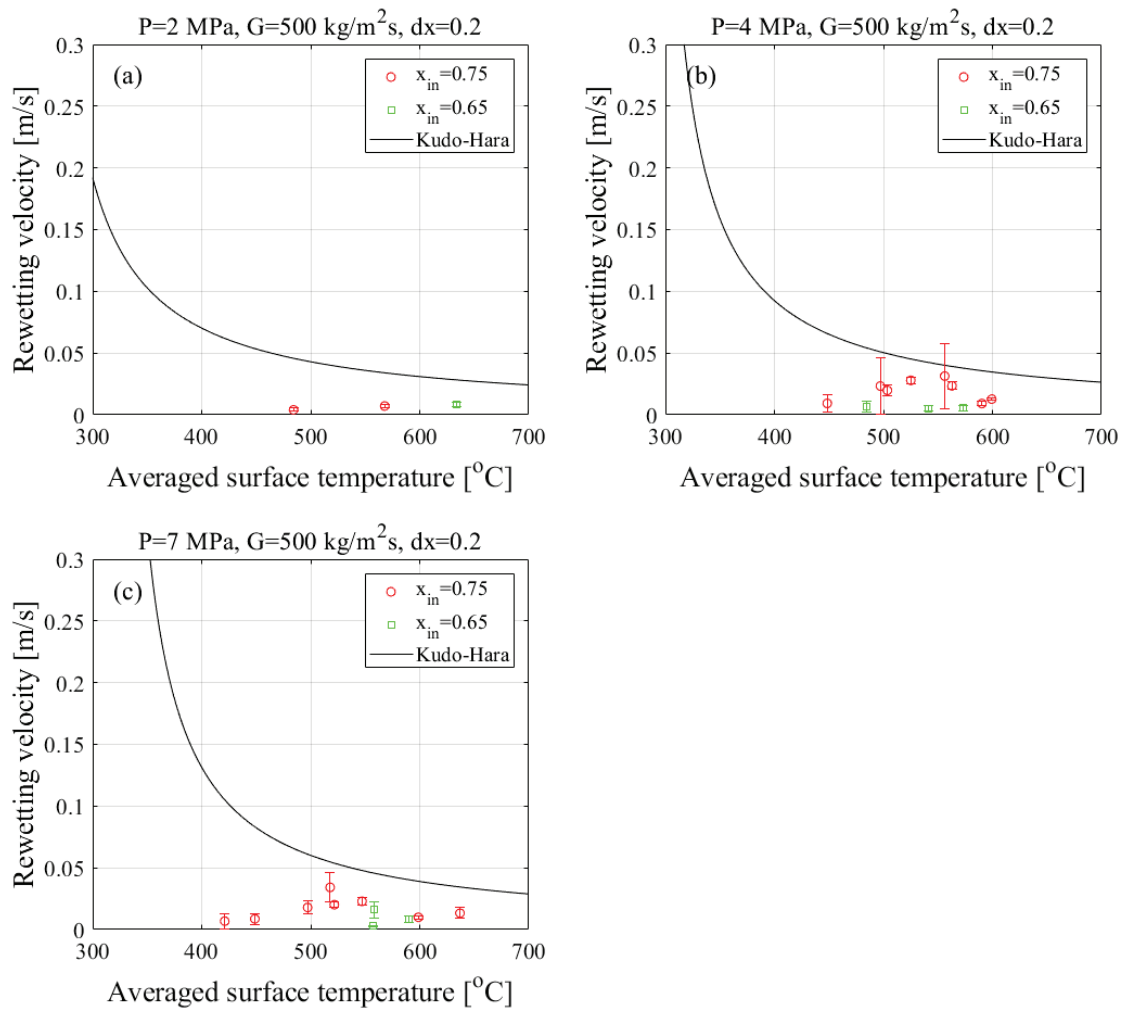


図 2.1.1-37 流量過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
(500 kg/m²s、 $\Delta x=0.20$)

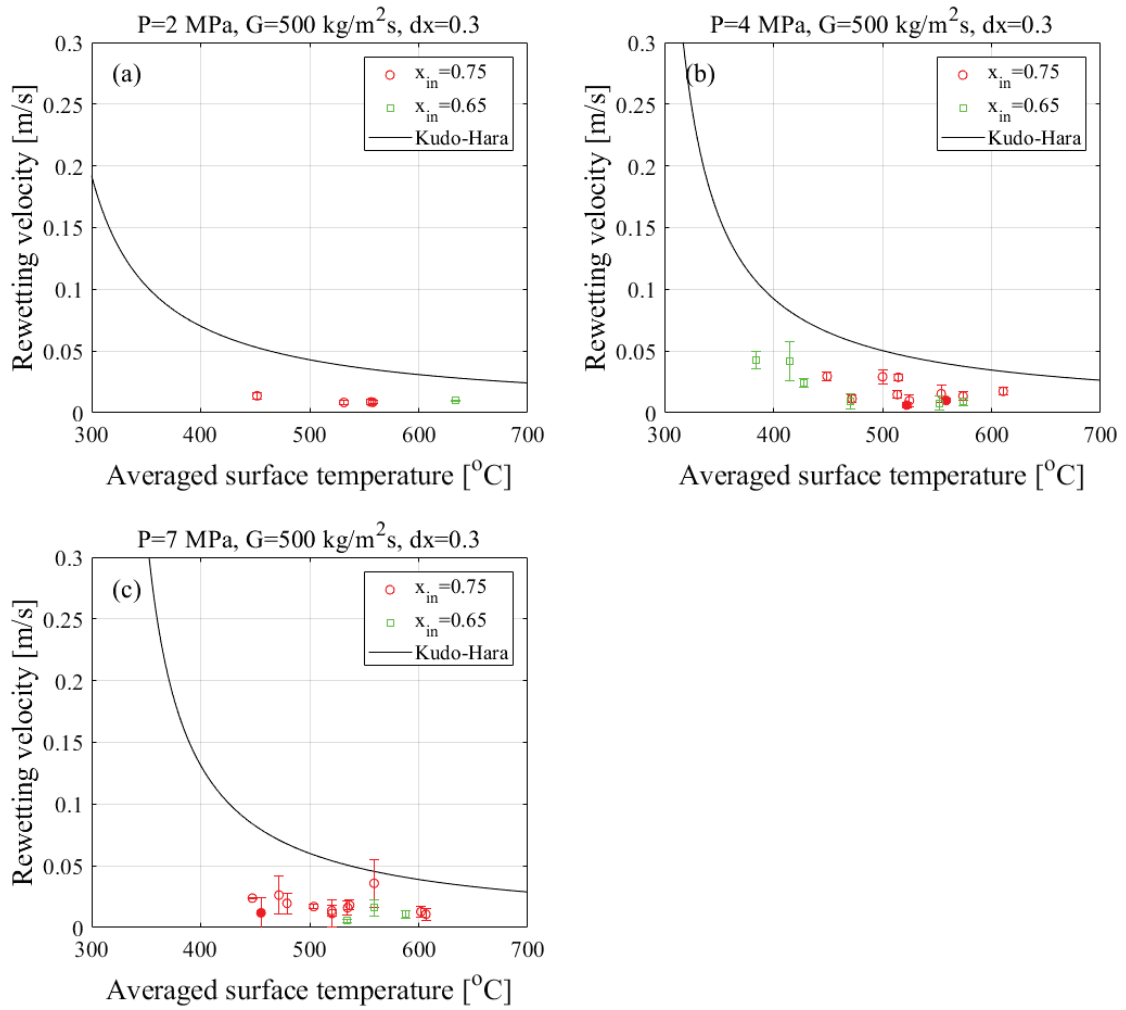


図 2.1.1-38 流量過渡時リウエット速度に対する 3x3 バンドル入口クオリティの影響
($500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.30$)

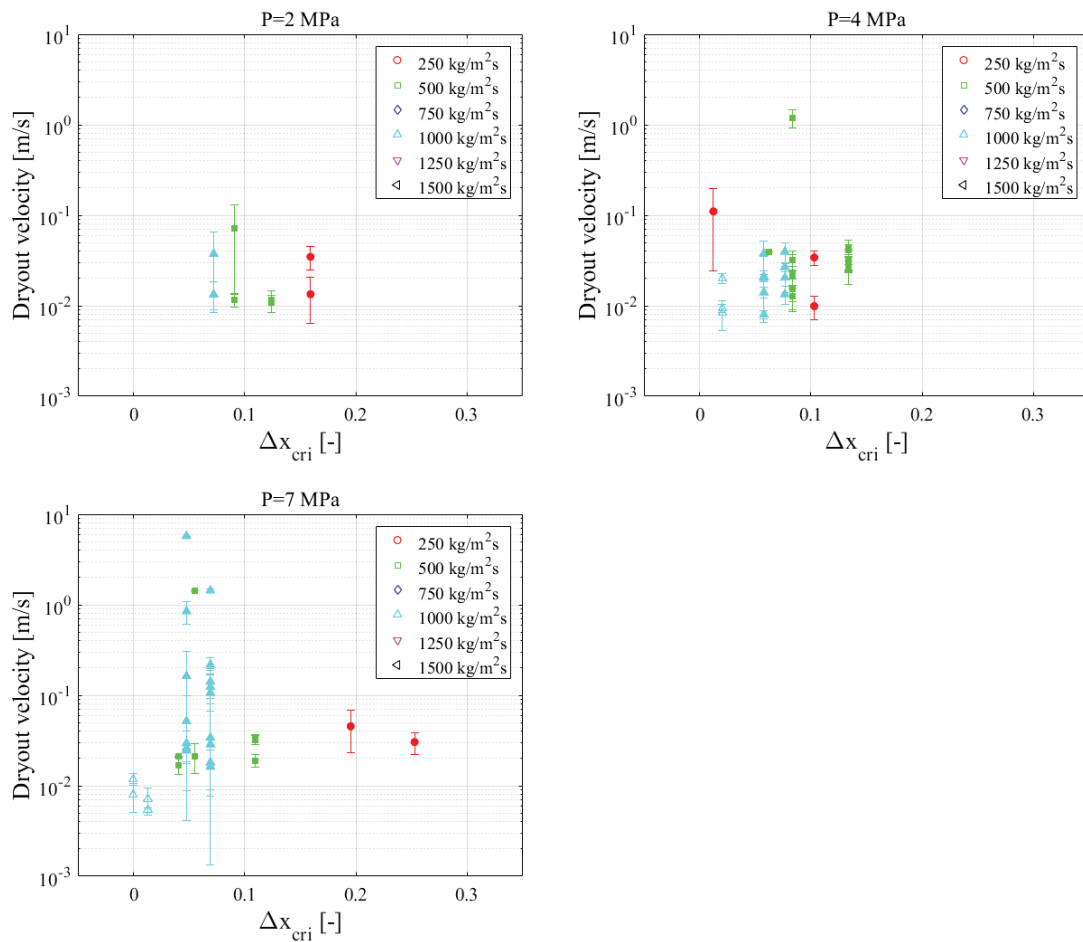


図 2.1.1-39 流量過渡時ドライアウト速度の比較結果 (プロットの違い: 流量の違い)

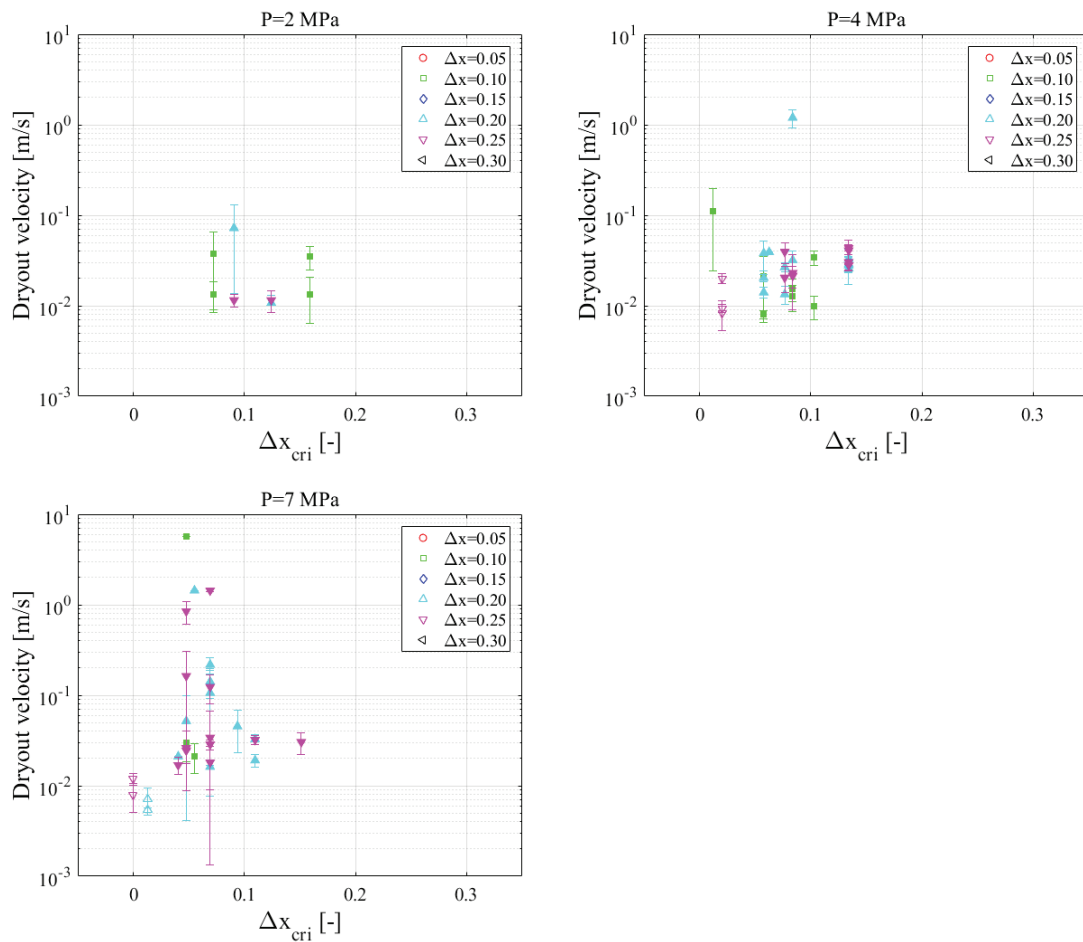


図 2.1.1-40 流量過渡時ドライアウト速度の比較結果（プロットの違い：流量変化量の違い）

2.1.2. 4×4 バンドル試験体を用いた伝熱実験

2.1.2.1.概要

高圧熱流動実験ループ HIDRA (High pressure thermal hyDRAulic loop、図 2.1.2-1) に設置された炉心模擬 4×4 バンドル試験体を用いて、バンドル体系における出力過渡ドライアウト実験および ATWS 模擬過渡実験を実施した。

2.1.2.2.バンドル試験体

4×4 バンドル試験体の断面図を図 2.1.1-2 に示す。試験体は BWR9×9 燃料集合体を模擬しており、流路に設置される模擬燃料棒の直径、ピッチ、最外周燃料棒とチャンネル壁間距離は、実機 BWR9×9 燃料集合体と等しい。模擬燃料棒は核燃料を模擬した間接発熱型電気ヒータで、一本当たりの最大出力は 185kW、集合体の全出力は 2.96MW、出力分布はヨットコサインとした。バンドルの径方向出力分布は均一とした。

被覆管表面温度を測定するための熱電対の設置位置を図 2.1.1-3 に示す。4×4 断面内の各ロッドを 1～16 に番号付けした。模擬燃料棒をそれぞれ 6～7 番スペーサ間を計測するグループ(6 本)、5～6 番スペーサ間を計測するグループ(6 本)、3～5 番スペーサ間を計測するグループ(2 本)、5～7 番スペーサ間を計測するグループ(1 本)、および全体を計測するグループ(1 本)とした。

模擬燃料棒の水平方向空間配置 (図 2.1.1-4) は、7 個のグリッドスペーサで正方格子状に保持される。スペーサの軸方向設置位置を図 2.1.1-4 に示す。グリッドスペーサは BWR9×9 型丸セルスペーサを模擬したものであり、フロータブの無いタイプを用いた。

2.1.2.3.出力過渡ドライアウト実験

出力過渡ドライアウト実験では、系圧力、質量流束を一定に保った状態で、限界出力における試験体出口クオリティ x_{cr} の 80% になるように試験体出力を制御し、ここからヒータ出力を所定の値 (出口クオリティが $x_{cr} + \Delta x$ となる出力) までステップ状に増加させることでヒータ表面をドライアウトさせ、その時のヒータ表面温度を測定することによりドライアウト挙動を調査した。各温度測定点におけるドライアウト開始時刻は、飽和温度+100K を最初に超えた時刻から時間を遡り、飽和温度+30K を最後に超えた時刻とした。またドライアウト速度は、2.1.1.5 (1) 節で定義した 3×3 バンドル実験におけるドライアウト速度算出方法と同様の手法で算出した。本年度実施した出力過渡ドライアウト試験の条件を表 2.1.2-1 に示す。

図 2.1.2-5 に、圧力 7MPa、質量流束 1000kg/m²s、クオリティ増加量 (Δx) 0.3 の実験において得られた、各ロッドの各測温点におけるドライアウト時刻を示す。図中の破線はス

ペーサ位置を示し（最上部が第7スペーサ）、また赤い矢印で示された測温点はロッド周方向の0時の位置に、青で示された測温点は6時の位置にあることを表す。赤と青の間の測温点は1～5時、青と赤の間は7～11時の位置にある（ROD11、13、14は逆）。本実験条件においては、全般的にはドライアウトが下流から上流側に広がってゆく傾向が見られた。ここでは示していないが、質量流量が低い条件においては、このようにドライアウト領域が単調に広がる傾向は見られにくくなる。ドライアウトはスペーサ直上流部で開始するケースが多いが、例えばロッド2、4、5のようにスペーサ直上流部でのドライアウトが大きく遅れる場合もあった。また、スペーサ直下流では、ドライアウトが生じないか発生時刻が大きく遅れる場合が多い。ロッド4、16を見ると、スペーサを超えてドライアウトが広がるのではなく、スペーサに挟まれた領域ごとにドライアウトが発生した。本条件ではドライアウト開始時刻はロッド位置およびスペーサに挟まれた領域ごとの差異が少なく、全領域でほぼ同時にドライアウトが開始したが、この傾向も実験条件によって大きく異なる。ドライアウト開始時刻はほぼ同時であるにもかかわらず、ドライアウト領域の広がる早さ（ドライアウト速度；点列の傾きに相当）は位置によって大きく異なった。ロッド1や4のように約20cm程度の領域でほぼ同時にドライアウトする場合もあった。互いに対称な位置にあるロッドにおけるドライアウトの傾向を比較すると、例えばロッド9と10においてスペーサ間の中央部領域におけるドライアウトの発生時刻が大きく異なるが、これはロッド10の注目領域の熱電対がバンドル中心方向を向いているのに対し、ロッド9の熱電対が壁側を向いているためであると考えられる。一方で、ロッド6と13の第7スペーサに近い領域を見ると、ドライアウトの開始時刻はほぼ同時であるが、ドライアウトの速度が大きく異なる。ロッド6の注目領域の熱電対は4時から8時の方向、ロッド13は2時から0時を通って10時の方向であり、バンドル中心に対して熱電対の配置も対称である。にもかかわらずドライアウト速度が異なるのは、ロッド間の距離が離れているため、現象の非対称性の影響が現れたものと考えられる。

図2.1.2-6にドライアウト実験中に各測定点が到達した最高温度を示す。全体的にはスペーサに近い部分で温度が低く、スペーサ間の中央付近で高くなる傾向があったが、スペーサ直上流が最も高くなる場合もあった。ロッドの出力分布がチョップドコサインであるため、ロッド上端に近い領域よりも、中央部に近い領域で最高温度が高くなった。

図2.1.2-7に圧力7MPaにおける質量流量に対するドライアウト速度を、スペーサに挟まれた領域ごとにまとめたものを示す。ドライアウト速度の質量流量への依存性は明確には見られないが、6-7スペーサ間においては、ロッド5を除いて質量流量の増加に伴いドライアウト速度が低下する傾向があった。また、バンドル中央ロッド（1～4）と周辺ロッド（6、7、9、10、12、13、15、16）、角ロッド（5、8、11、14）ではドライアウト速度に違いが出ることを予想していたが、本結果からは明確な差異は見られなかった。スペーサに挟まれ

た領域ごとで比較すると、ロッド上端に近い領域ほどドライアウト速度が速い傾向が見られた。

図 2.1.2-8 に圧力 7MPa におけるクオリティ増加量に対するドライアウトを示す。クオリティ増加量が大きいとドライアウト速度が速くなる傾向があるが、ロッド 5 と 9 においては逆の傾向となった。この 2 ロッドについては、上述の質量流量依存性においても他のロッドと異なる傾向が見られており、ロッド位置や熱電対設置方向等に特殊性があるかどうか調査する必要がある。

2.1.2.4. ATWS 模擬出力過渡実験

(1) 概要

平成 25 年に改正された新規規制基準では、炉停止の失敗を伴う過渡変化 (ATWS) 等の高出力条件下での炉心伝熱挙動の評価が要求される。そこで、東京電力柏崎刈羽原子力発電所の有効性評価[1]において、事業者が実施した ATWS 解析において見られた圧力および炉心出力の過渡的変動を念頭に、バンドル体系を用いたものとしては初の ATWS における炉心状態を模擬する実験を実施した。この ATWS 解析においては、給水過熱喪失により出力が増加傾向となり、主蒸気逃し安全弁が開閉を繰り返すことにより、原子炉圧力がおよそ 7~8MPa の間で 10 秒程度の周期で変動する現象が見られ、またそれに伴い出力の変動も生じた。この現象を模擬するにあたって、最終的には圧力及び出力がともに変動する複雑な振動状態を模擬するべきであるが、両者が現象に与える影響が重畳することが考えられ、現象の基本的な理解が難しくなると思われるため、まず出力もしくは流量が単独で振動する状態について実験を行い、それぞれが現象に与える影響を調査した。出力変動過渡実験の実験条件を表 2.1.2-2 に、流量変動過渡実験の実験条件を表 2.1.2-3 に示す

(2) 実験

上で述べた ATWS 解析における変動を模擬するため、本実験では助走部の出力もしくは流入流量を周期的に変化させることにより、測定部にドライアウト及びリウエットを交互に発生させた。実験は 2 および 7MPa で実施し、実験パラメータは、質量流束 (500、1000、1500kg/m²s)、出力変動による試験部出口クオリティ変化量 ($\Delta x=0.05\sim 0.3$) および出力変動周波数 ($f=0.07\sim 0.4\text{Hz}$) とした。実験手順は、試験体出力を調整して、試験体のある一点でドライアウトが生じる出力 (限界出力) に設定する。このときの出力を中心値となり、出力の片振幅が所定の Δx から換算した値となるように矩形波の出力変動を与えた (図 2.1.2-9)。

変動過渡実験における温度応答の例を図 2.1.2-10 に示す。上が出力変動過渡実験、下が流量変動過渡実験の結果で、両者とも圧力 2MPa、質量流束 500 kg/m²s、クオリティ変化

量 0.2、変動周波数 0.1Hz で実施した。出力変動過渡実験では出力の変化がほぼ矩形になっているが、流量変動過渡実験では、流量の応答が遅れるため、矩形波の制御信号を入力しているにもかかわらず、鋸形の波形となった。ドライアウト時の温度上昇の傾きが出力変動過渡の方が大きい原因の一つは、この波形違いの影響であると考えられる。流量変動過渡では（本周波数条件では）各振動回でリウエットの終了後に流量の減少が開始するが、出力変動過渡ではリウエットの終了時にはすでに出力に転じていた。これにより、出力変動過渡では振動回を重ねるごとに伝熱面最高温度が上昇すると考えられる。

圧力 2MPa、質量流束 500 kg/m²s の出力変動過渡実験における、各出力変動周期においてリウエットしたと考えられる領域の伝熱面最高温度に対する、その周期でのみなしリウエット速度をロッド及びスペーサに挟まれた領域ごとにプロットした（図 2.1.2-11）。比較のため、シンボルの色の違いは出力変動周波数の違い、形状の違いは変動の回数を表す。得られたリウエット速度は、2.1.3 で述べる単管試験体を用いた出力変動過渡実験で得られた速度と同等で、 $f=0.1\text{Hz}$ で 0.04~0.1m/s 程度、 $f=0.2\text{Hz}$ で 0.1~0.25m/s 程度であった。また、単管試験の結果と同様に、周波数の違いによりプロットされる領域が明確に分かれた。なお、本条件では、0.07Hz および 0.3Hz 以上の周波数の出力変動を与えた場合、リウエット・ドライアウトを繰り返す振動的な応答は得られず、ドライアウトした計測点では再びリウエットすることはなかったため、リウエット速度を求めることはできなかった。伝熱面最高温度の上昇にともないリウエット速度が減少する、ステップ状出力変化の場合と同様のリーズナブルな傾向が得られ。スペーサに挟まれた領域で比較すると、6-7 スペーサ間でのリウエット速度が若干であるが 5-6 スペーサ間よりも遅い傾向が見られた。これは、模擬燃料棒の出力分布がチョップトコサインであることで、単位面積当たりの出力の変動幅が 5-6 スペーサ間で大きいことが原因の一つであると考えられる。

表 2.1.2-1 出力過渡ドライアウト実験条件

圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	変動片振幅 Δx						
		0.025	0.05	0.075	0.1	0.15	0.2	0.3
2	500							
	1000							
7	500							
	1000							

表 2.1.2-2 出力変動過渡実験条件

圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	変動周波数 (Hz)																			
		0.07					0.1					0.2					0.4				
		変動片振幅 Δx																			
		0.05	0.1	0.15	0.2	0.3	0.05	0.1	0.15	0.2	0.3	0.05	0.1	0.15	0.2	0.3	0.05	0.1	0.15	0.2	0.3
2	500	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	1000	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
7	500	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	1000	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

表 2.1.2-3 流量変動過渡実験条件

圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	変動周波数 (Hz)																					
		0.07					0.1					0.2					0.4						
		変動片振幅 Δx																					
		0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25		
2	500	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		
	1000	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		
7	500	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		
	1000	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		

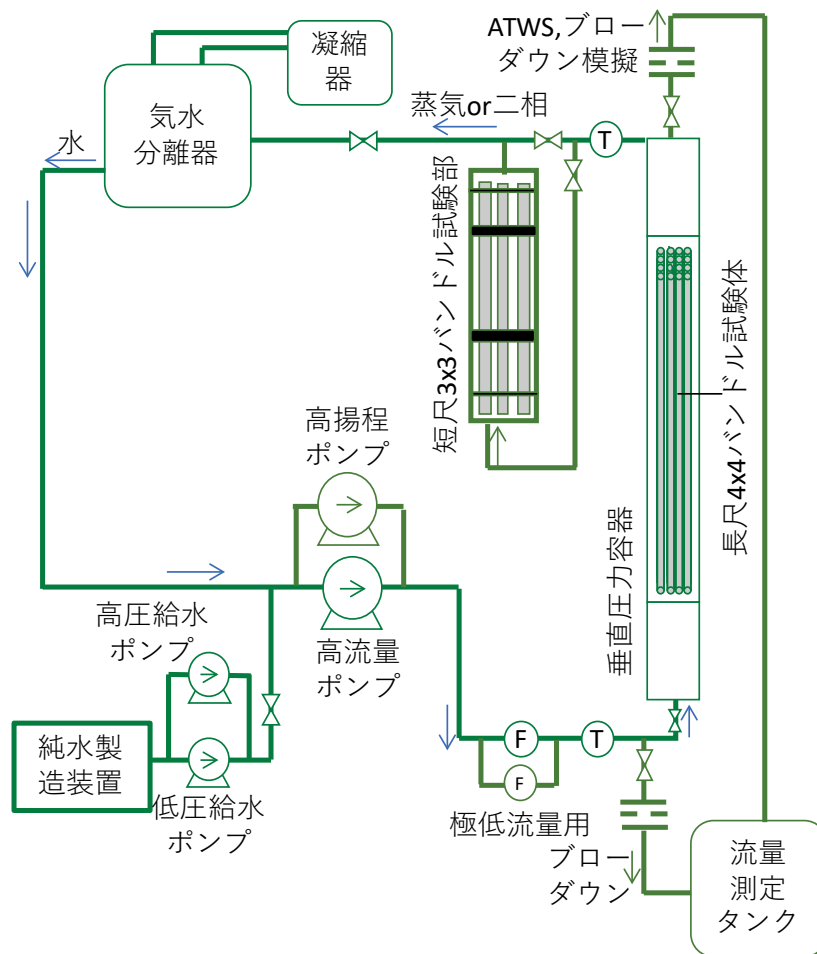


図 2.1.2-1 HIDRA 概略図

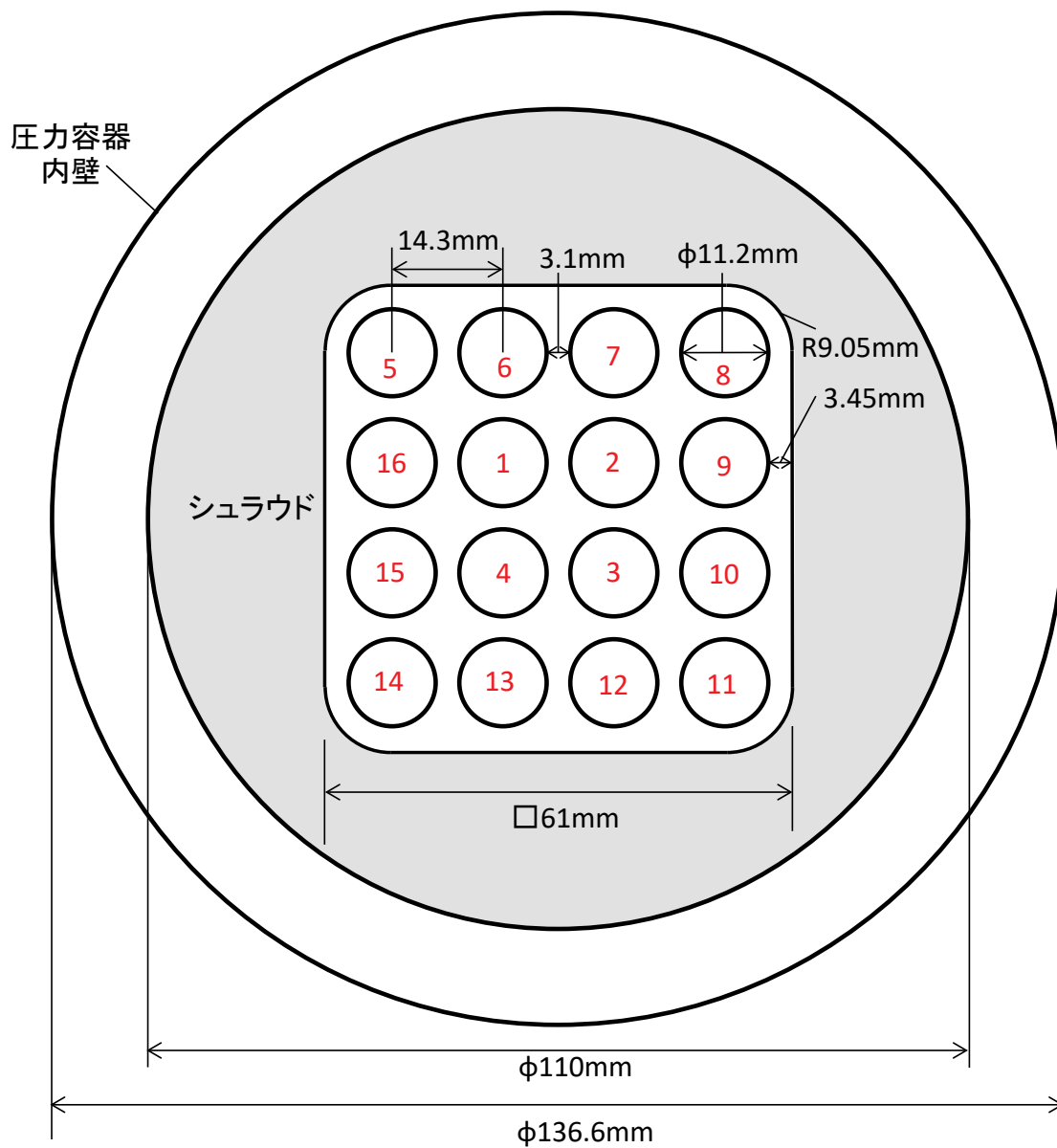


図 2.1.2-2 4×4 バンドル試験体断面図

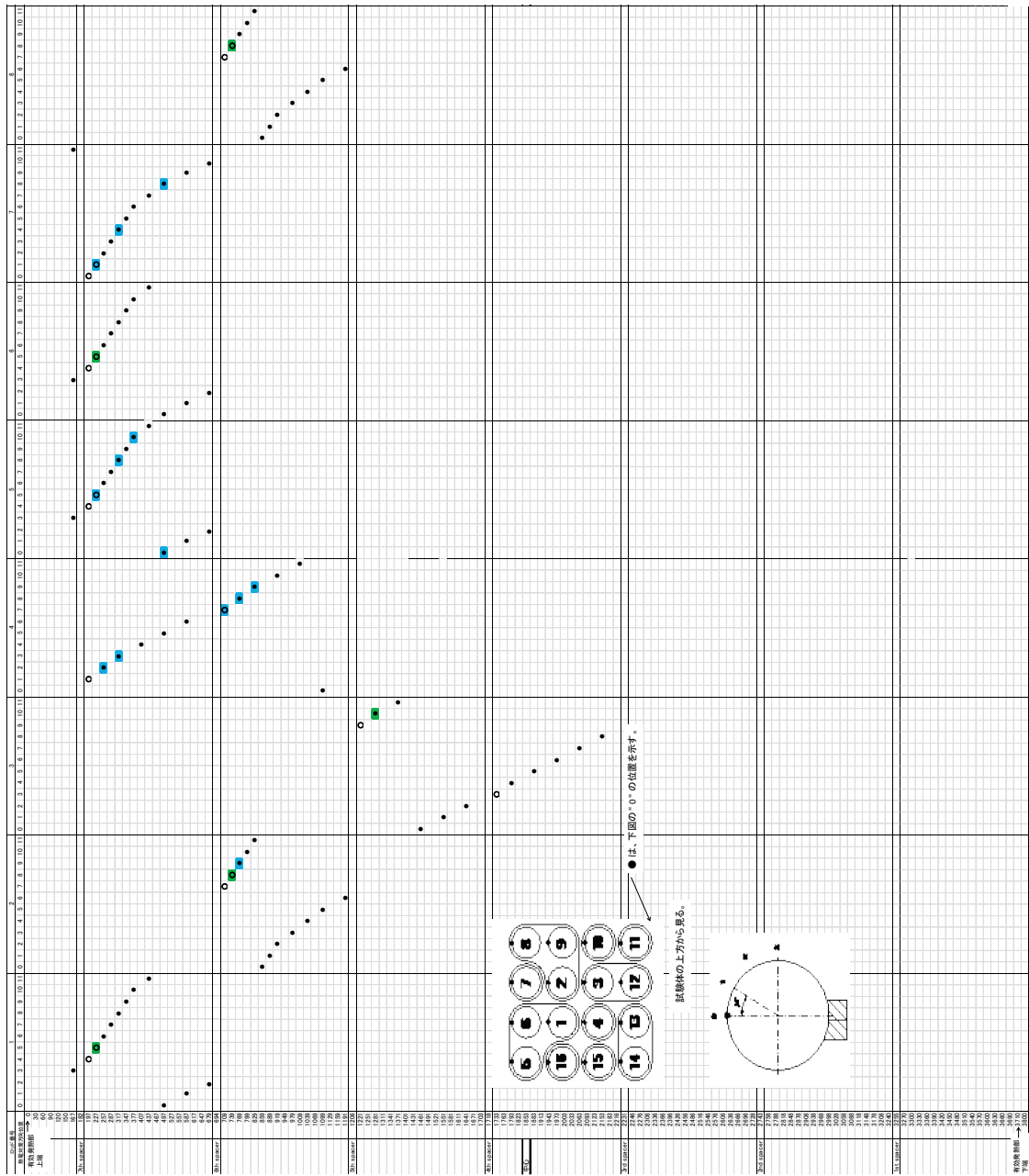


図 2.1.2-3 模擬燃料棒表面熱電対設置位置 (ロッド 1~8)

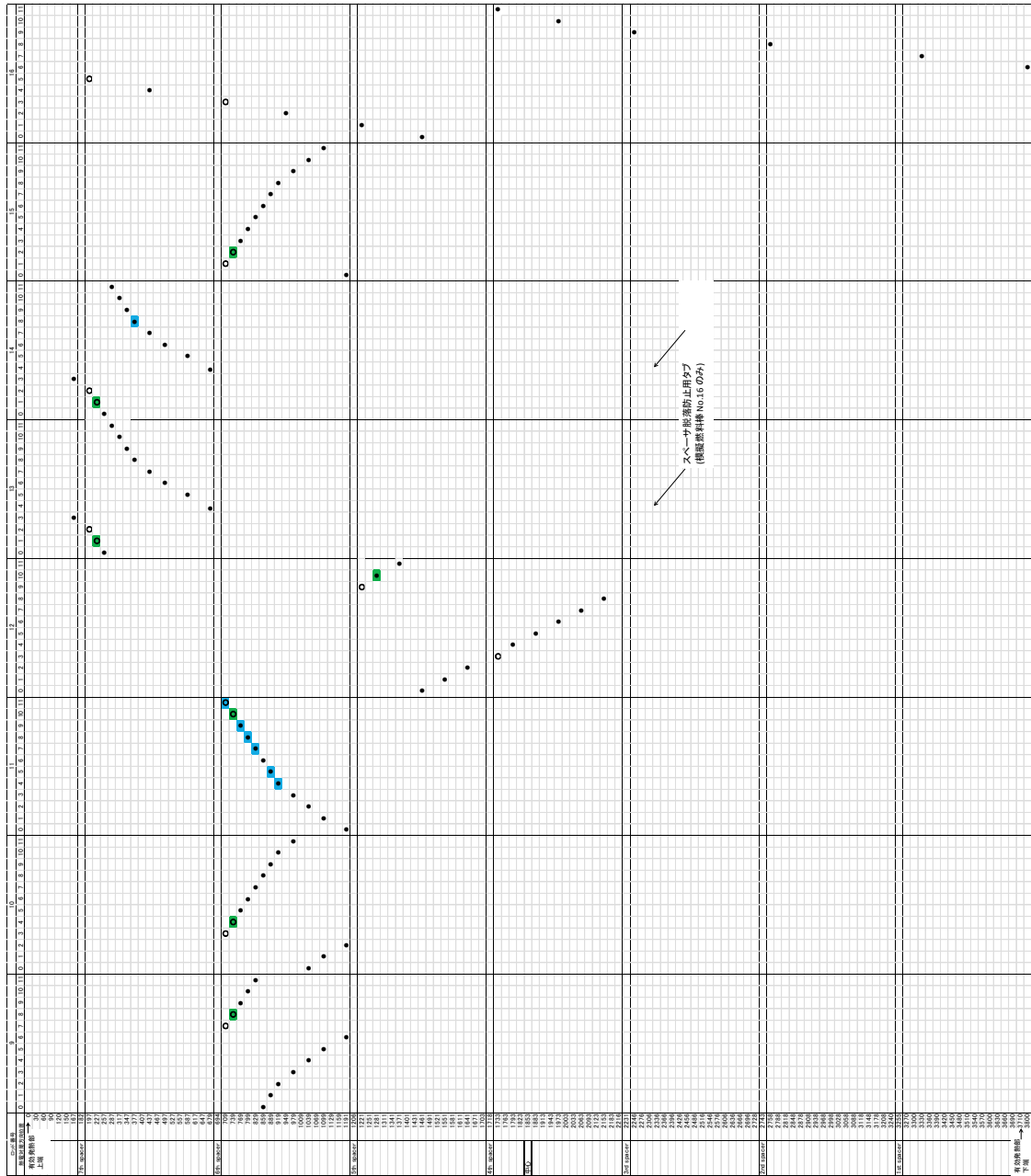


図 2.1.1-3 模擬燃料棒表面熱電対設置位置 (ロッド 9~16)

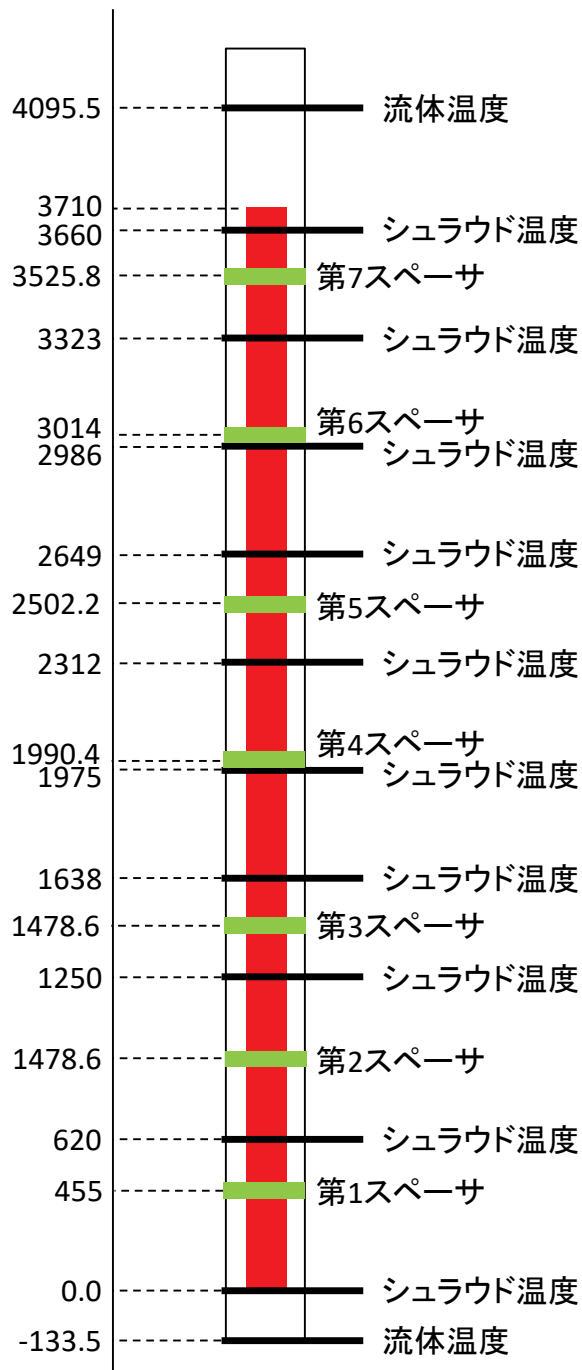


図 2.1.2-4 スペーサおよび熱電対軸方向配置

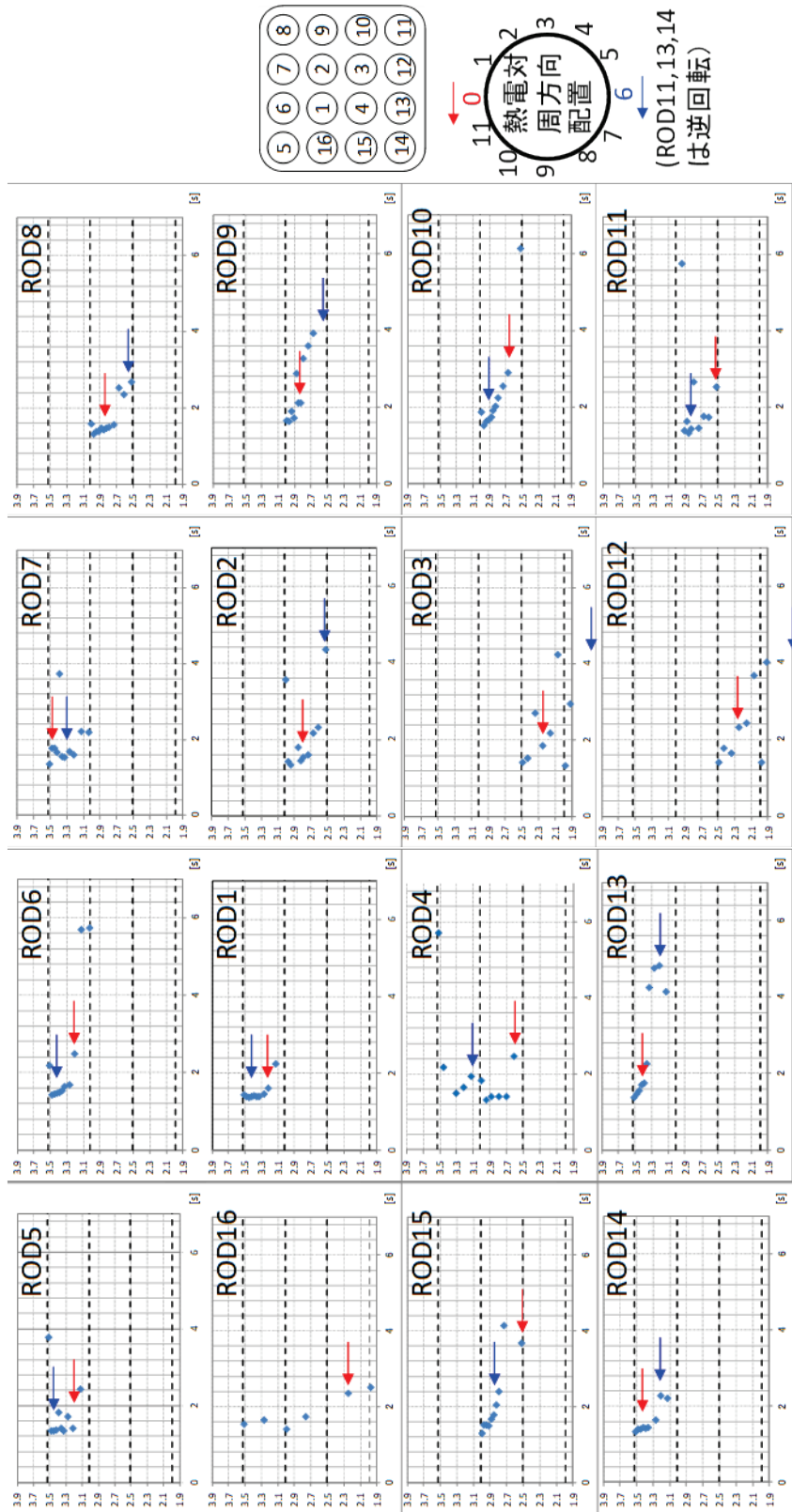


図 2.1.2-5 各測温点におけるドライアウト時刻

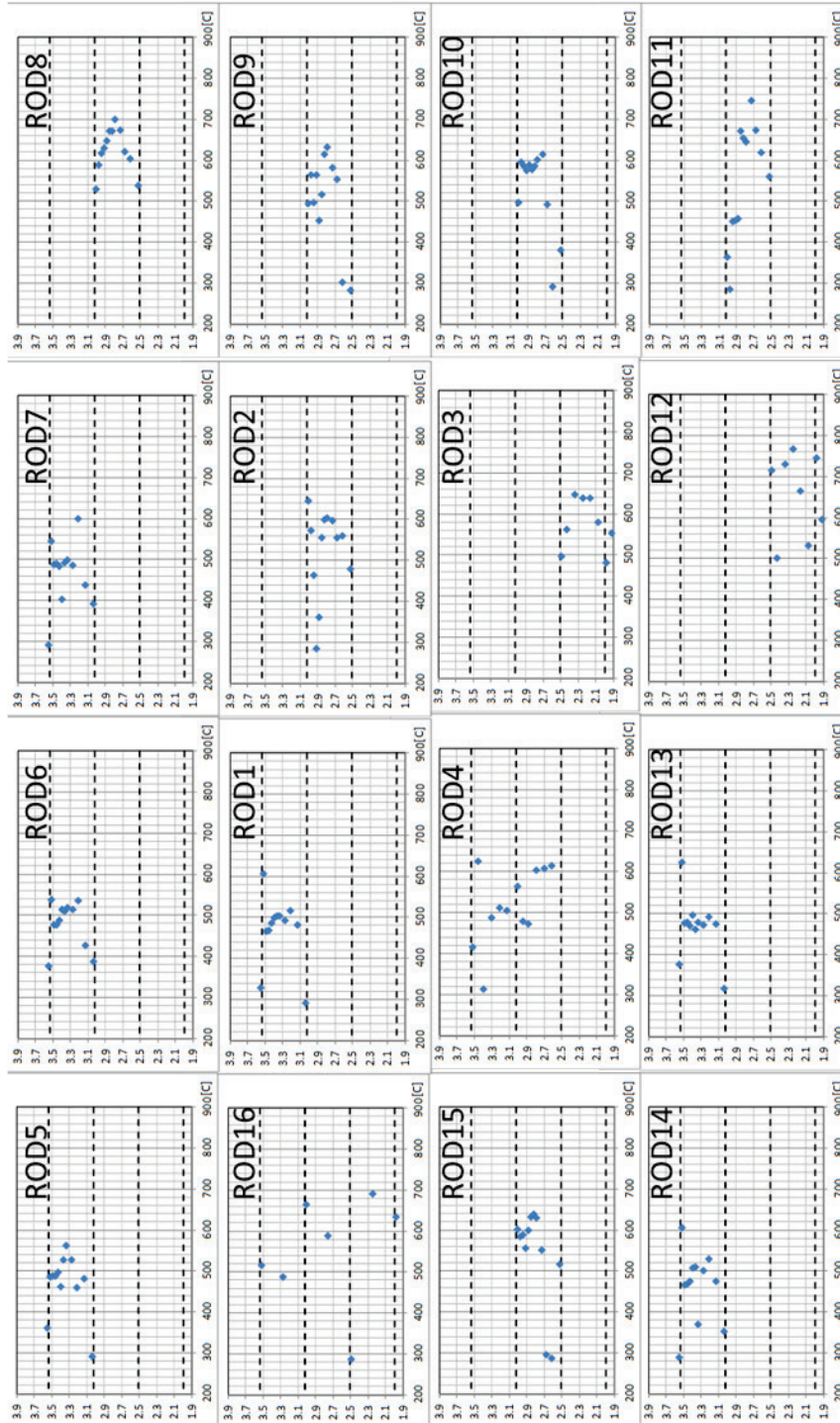
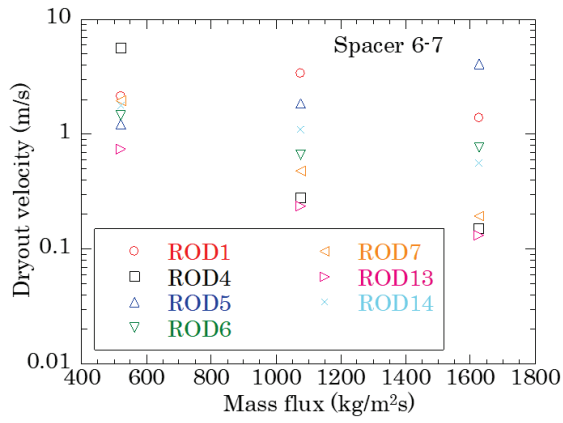
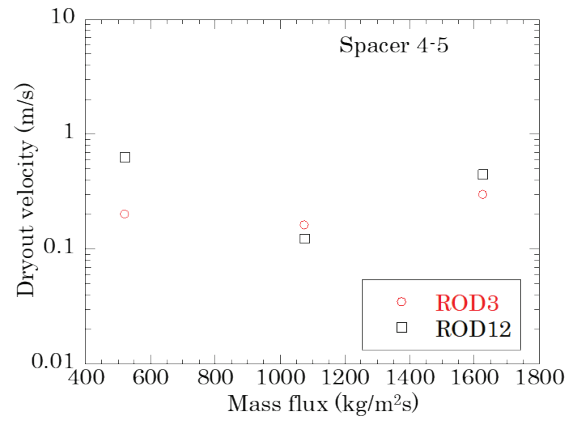


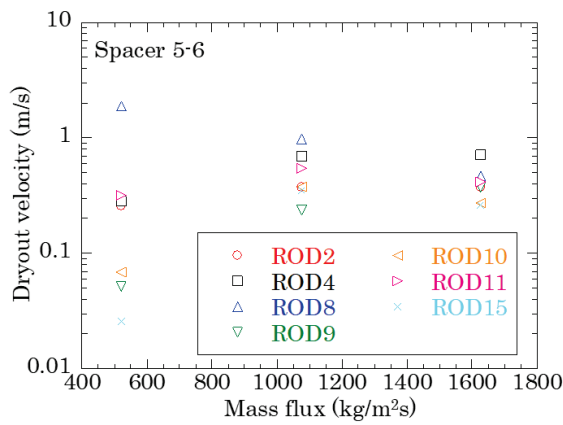
図 2.1.2-6 各測温点における伝熱面最高温度



スペーサ 6-7 間

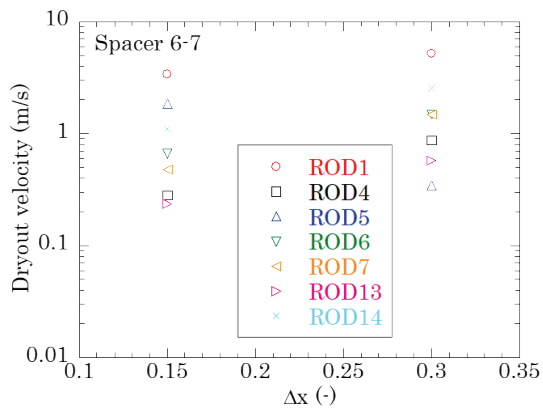


スペーサ 4-5 間

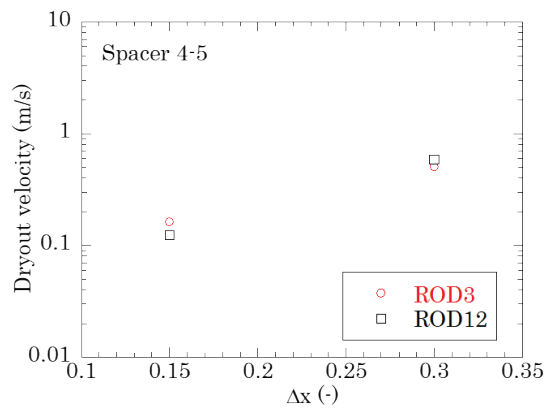


スペーサ 5-6 間

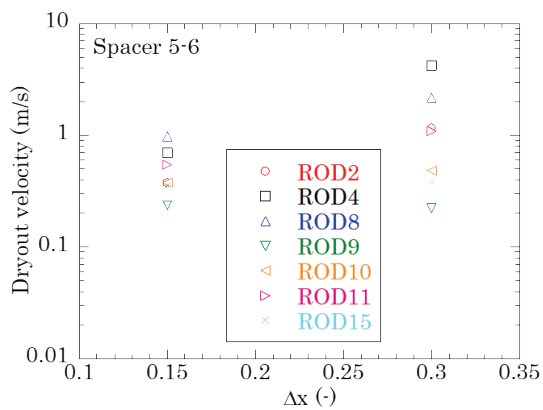
図 2.1.2-7 ドライアウト速度の流量依存性



スペーサ 6-7 間



スペーサ 4-5 間



スペーサ 5-6 間

図 2.1.2-8 ドライアウト速度のクオリティ増加量依存性

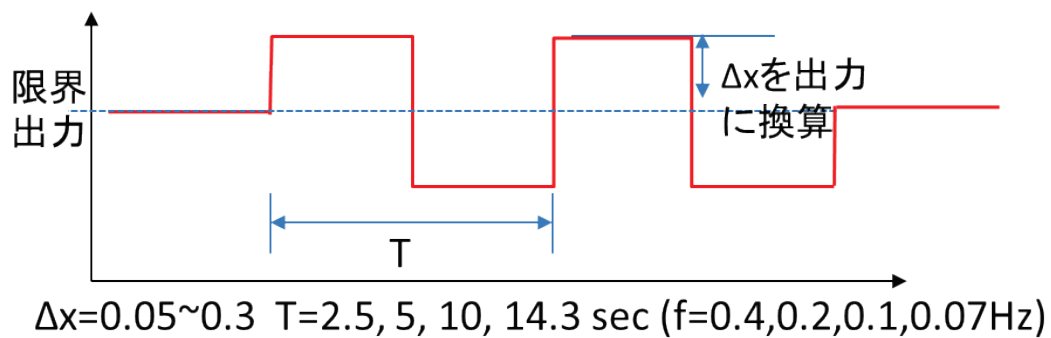
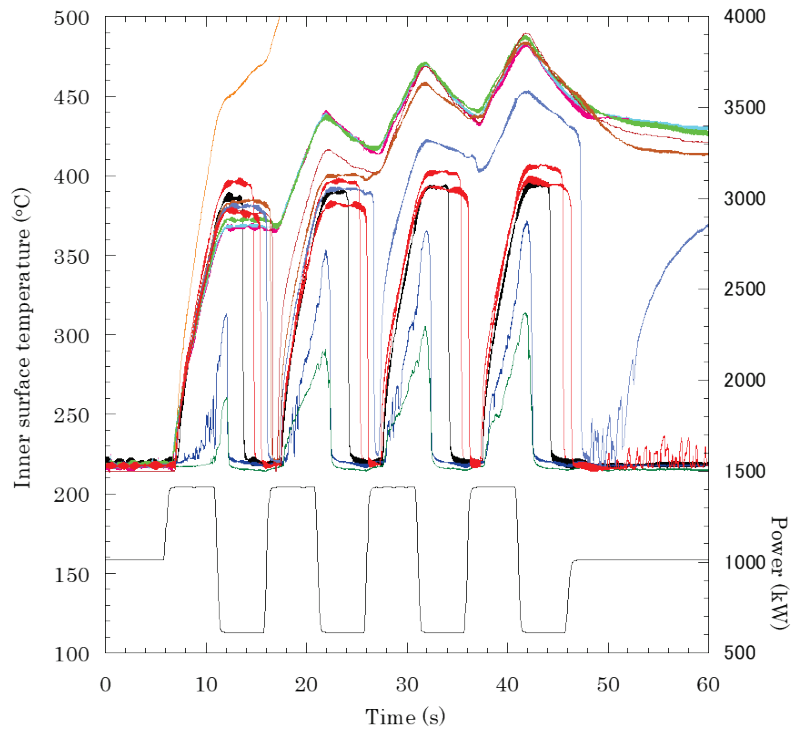
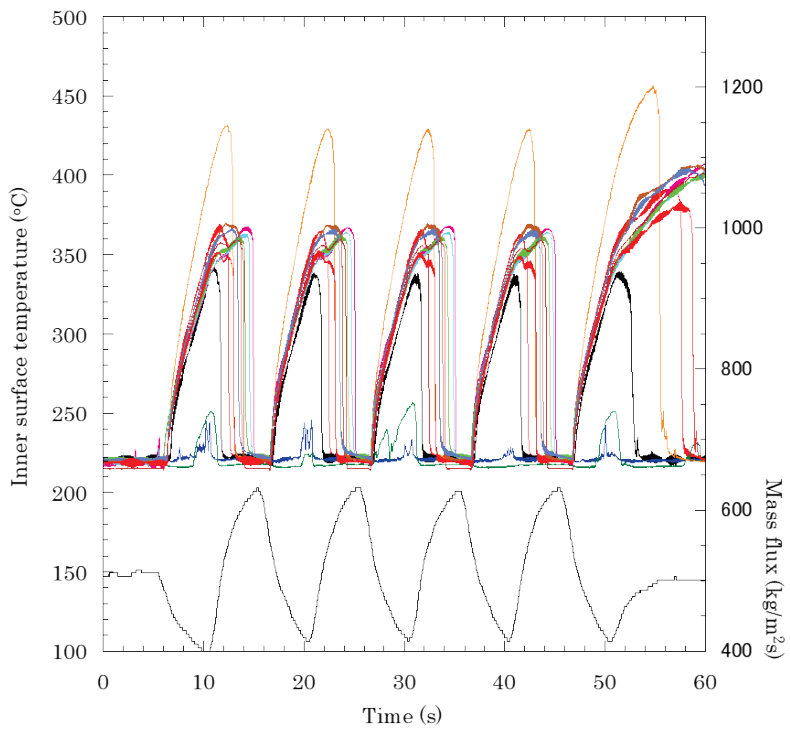


図 2.1.2-9 出力変動過渡実験で与えた出力

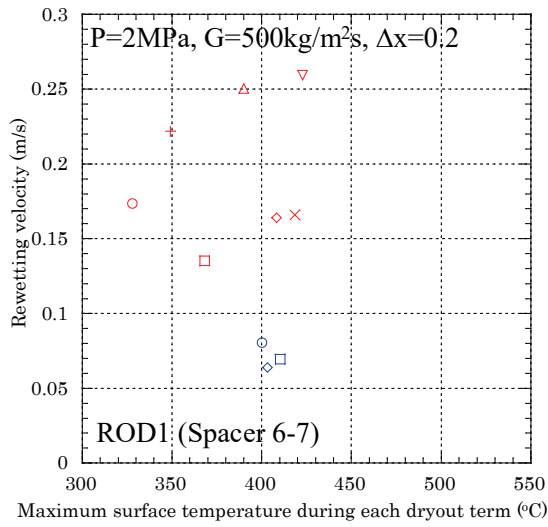


出力変動過渡

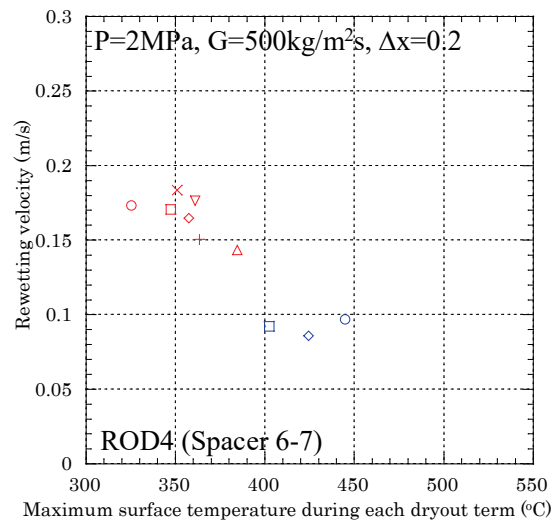


流量変動過渡

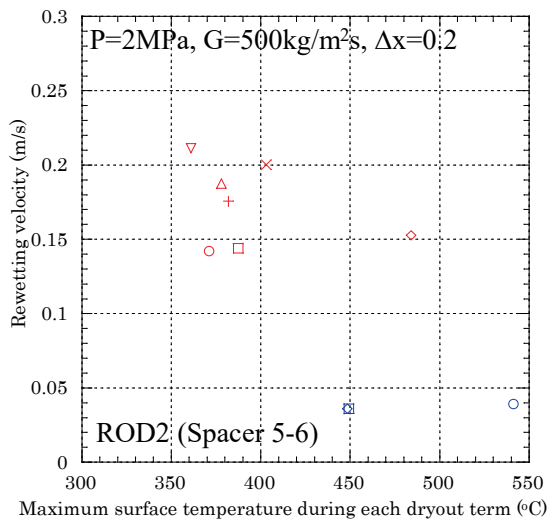
図 2.1.2-10 変動過渡実験で得られた伝熱面温度変化



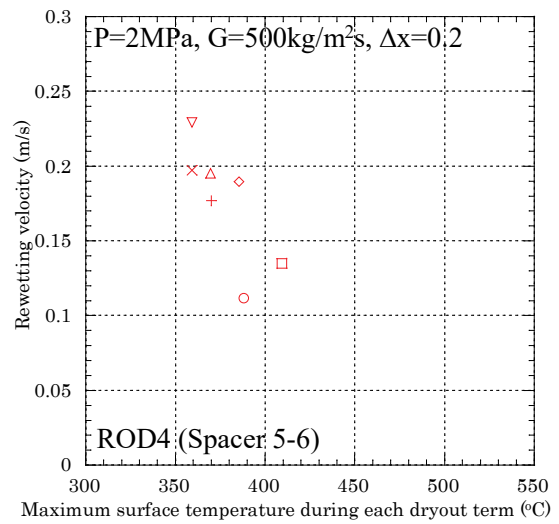
ROD1 (6-7 スペーサ間)



ROD4 (6-7 スペーサ間)



ROD2 (5-6 スペーサ間)



ROD4 (5-6 スペーサ間)

図 2.1.2-11 各周期ごとの伝熱面最高温度に対するみなしリウエット速度

2.1.3. 単管炉心伝熱実験

2.1.3.1. 概要

本実験では、Post-BT 領域の熱伝達に関する検討を行う。本年は、等速吸引プローブの性能確認およびモデル作成に必要なデータ蓄積のため、スパーサを設置しない条件における液滴濃度計測実験を実施した。また、BWR における原子炉停止機能喪失事象 (ATWS) における炉心状態を模擬した実験として、圧力変動を模擬した実験、および出力変動を模擬した実験を実施し、これまでに取得したデータベースの拡充を行った。

2.1.3.2. 単管試験体

図 2.1.3-1(a)に概略図を示す単管試験体は、内径 12.2mm、厚さ 2.3mm のインコロイ 800HT 製の直管であり、直列に接続した 3 本の予熱助走部およびその下流側に位置する測定部で構成される。測定部は長さ 690mm (有効発熱部はフランジ部除く長さ 500mm) で、最大熱出力はおよそ 35kW である。予熱助走部は、長さ 1130mm (有効発熱部 1000mm) で、最大熱出力はおよそ 65kW である。測定部、予熱助走部には温度計測のためシース径 ϕ 1.0mm の K 型熱電対を設置した。測定部の熱電対取り付け位置を図 2.1.3-1(b)に示す。

2.1.3.3. 等速吸引プローブを用いた液滴濃度計測

等速吸引プローブは、噴霧流における液滴流量を測定する手法で、液滴を含む気体を吸引し、液滴検出器あるいは液滴捕集器へと導いて流量を計測する方法である。計測においては、液滴および気相の慣性の影響を抑えるため、吸引ノズルを主流に直面させて主流と同速度で吸引 (等速吸引 ; isokinetic sampling) する。吸引ノズルの開口部の静圧が主流の静圧と等しくなるように調節することにより、等速吸引を実現することができる。この方法により、噴霧流中の気相速度と液滴速度、液滴体積率を計測することができる。

等速吸引プローブの図面を図 2.1.3-2 に示す。等速吸引プローブは、試験装置は単管試験体の測定部の下流に設置した。測定部出口からプローブ先端までの距離は 78.5mm である。吸引配管と主流路配管の静圧が等しい状態で計測することが必要であるため、プローブ側には先端から 2.5mm のところに直径 1mm の静圧孔を、主流配管側にはプローブ静圧孔と同じレベルに直径約 3mm の静圧孔を設けて両者の差圧を測定した。プローブの内径は 4mm、外径は 8mm であり、これはプローブが流路に挿入された二重円管になる区間において、プローブ内の水力等価直径 (4mm) が、プローブと主流配管で挟まれる二重円管部分の水力等価直径 (4.2mm) とほぼ等しくなるように設計した結果である。プローブ内外の等圧制御は、主流配管と吸引配管の下流にそれぞれに設けられた弁の開度を調節することで行った。液滴及び蒸気の流量は、吸引した二相流を熱交換器によって完全凝縮させ、ベンチュリ管を用いて測定した。熱交換器は二次側を大気圧とし、除熱量を二次系水の出入り口エンタルピー変化によって求めた。

以下では、等速吸引法による液滴濃度計測の原理を述べる[1]。熱交換器によって凝縮された吸引二相流の流量を用いて熱バランスを考えると、吸引二相流の蒸気クオリティは、

$$x = \frac{Q - \Delta h_{sub}W}{h_{fg}W} \quad (2.1.3-1)$$

となる。ここで、 Q は熱交換器による除熱量、 Δh_{sub} は熱交換器一次側（吸引側）の出口のサブクール度、 W は凝縮水の質量流量、 h_{fg} は蒸発潜熱である。 Q の除熱量は熱交換器の 2 次側の出入り口熱バランスで求めるが、この際、二次側出入り口流量が等しくなるように給水を行った。蒸気流量及び液滴流量は、

$$\begin{cases} W_g = xW = \rho_g A u_g \\ W_d = (1-x)W = \rho_l A \alpha_d u_d \end{cases} \quad (2.1.3-2)$$

に式 (2.1.3-1) を代入することで得られる。ここで α は液滴体積率を表し、添え字 g、d はそれぞれ蒸気、液滴を表す。液滴濃度は

$$C_d = \frac{W_d}{W_g/\rho_g + W_d/\rho_l} \quad (2.1.3-3)$$

で定義されるので、式 (2.1.3-2) を代入すると

$$C_d = \frac{\rho_l^2 A \alpha_d u_d}{\rho_g A u_g \rho_l u_d / \rho_g u_g + \rho_l A \alpha_d u_d} = \frac{\rho_l \alpha_d}{1 + \alpha_d} \quad (2.1.3-4)$$

となり、液滴体積率が求まれば液滴濃度が求まる。等速吸引プローブをピトー管として用いた時、測定される全圧 P_t は、

$$P_t = \frac{1}{2} \rho_g u_g^2 + \frac{W_d}{A} u_d = \frac{1}{2} \rho_g \left(\frac{W_g}{\rho_g A} \right)^2 + \frac{W_d}{A} \frac{W_d}{\rho_l A \alpha_d} \quad (2.1.3-5)$$

であるため、液滴体積率は

$$\alpha_d = \frac{W_d^2 / \rho_l}{P_t A^2 - W_g^2 / (2 \rho_g)} \quad (2.1.3-6)$$

となり、式 2.1.3-3 に代入すると液滴濃度を求められる。

実験は圧力 2、4、7MPa、質量流束 500、800、1000、1200、1400kg/m²s の条件において実施した。実験においては、単管試験体助走部上端でドライアウトが生じるように助走部出力を調整した後、助走部と測定部間の非加熱部の影響で再び生じた液膜が測定部上端で消失（すなわち測定部上端で再びドライアウト）するように測定部出力を調整した。この状態で実験を開始し、徐々に測定部出力を増加させることによって測定部でのドライアウト領域を広げてゆき、測定部の最高温度が 800℃になったところで実験を終了した。この間、各測定部出力条件ごとに等速吸引プローブによる吸引流量測定を実施した。さらに同条件で等速吸引プローブをピトー管として使用し、全圧測定を実施した。測定した吸引流量と全圧から求めた液滴濃度を断面平均クオリティに対してプロットしたグラフを図 2.1.3-4 に示す。図には過去に JAEA で実施した Post-BT 試験（質量流量 500～1000 kg/m²s、伝熱面最高温度～630℃）で得られた結果[2]もあわせて示す。過去の実験データは測定部出力が 0 の状態から計測しているため、クオリティ範囲が広がっている。今回の実験結果は、過去の実験と同様の条件において、過去の実験結果と良く一致し、手法の妥当性が確認された。また、過去実験において実施していない高質量流束、高伝熱面温度の条件においても、これまでの結果と良く一致し、広いパラメータ範囲において、クオリティに対する液滴濃度の値がほぼ一つの曲線上に乗ることが示された。

2.1.3.4. ATWS 模擬過渡実験

(1) 概要

2.1.2-4 節ですでに述べたように、事業者が実施した ATWS 解析において、原子炉圧力がおよそ 7～8MPa の間で 10 秒程度の周期で変動する現象が見られ、またそれに伴い出力の変動も生じた。この現象を模擬するにあたって、データの蓄積に加え現象の基本的な理解を深めるため、出力もしくは圧力が単独で振動する状態について実験を行い、それぞれが現象に与える影響を調査した。

(2) 出力変動過渡実験

ATWS 解析における出力変動を模擬するため、本実験では助走部の出力を周期的に変化させることにより、測定部にドライアウト及びリウエットを交互に発生させた。実験は 2 および 7MPa で実施し、実験パラメータは、質量流束（500、1000、1500kg/m²s）、出力変動による測定部入り口クオリティ変化量（ $\Delta x=0.1、0.2、0.3、0.4$ ）および出力変動周波数（ $f=0.07、0.1、0.2\text{Hz}$ ）とした。本実験の条件を表 2.1.3-1 に示す。実験手順は、測定部および予熱助走部出力を調整して、測定部出口でドライアウトが生じる出力よりも $\Delta x/2$ を出力に換算した値だけ低い出力に設定する。このときの出力が最低値となり、出力振幅が所定の Δx から換算した値となるように矩形波の出力変動を与えた（図 2.1.3-5）。

圧力 2MPa、質量流束 500 kg/m²s、 $\Delta x=0.3$ 、 $f=0.1\text{Hz}$ および 0.2Hz の実験で与えた出力変動、測定部各点における内表面温度変化、内表面熱流束を図 2.1.3-6 に示す。出力上昇時には測定部でドライアウトが上流側に向けて進展し、出力減少時には下流側に向けてリウエットが進展している。出力変動の初回から数回までにおいては、変動回数が増すごとにドライアウト時の最高温度が上昇し、その後ばらつきはあるがほぼ一定値に収束した。熱流束が最大値となった時刻を各点のみなしリウエット時刻と定義し、出力変動の一周周期ごとにみなしリウエット速度を算出した。圧力変動過渡実験と同様、ドライアウト状態から飽和温度+100K 以下まで温度が減少した測温点においてリウエットが生じたと仮定した。みなしリウエットの開始時刻は、出力の急減時刻から 4~6 秒の遅れがあり、これは出力の変動条件及び実験条件により異なった。

圧力 2MPa における、各出力変動周期においてリウエットしたと考えられる領域の伝熱面最高温度に対する、その周期でのみなしリウエット速度を、低質量流束 (500 kg/m²s) および高質量流束 (1000、15000 kg/m²s) についてプロットした (図 2.1.3-7)。比較のため、これまでに実施した熱出力過渡リウエット実験 (ステップ状に出力が減少) において得られたリウエット速度も併せて示した。シンボルの色の違いはクオリティ変化量 Δx の違い、形状の違いは出力変動周波数の違いを表す。ステップ状出力変化の場合よりも速度が低い傾向が見られるが、出力変動過渡の場合、出力減少のタイミングからリウエット開始まで時間遅れがあり、リウエット中に再び出力が上昇し始める場合が多いため、測定部に流入する流体のクオリティが上昇するため、リウエット速度が遅くなると考えられる。変動の周波数に着目すると、周波数の違いによりプロットされる領域が明確に分かれた。なお、高質量流束条件では、0.2Hz の出力変動を与えた場合、リウエット・ドライアウトを繰り返す振動的な応答は得られず、ドライアウトした計測点では再びリウエットすることはなかったため、リウエット速度を求めることはできなかった。低質量流束の場合、低周波数 (0.07, 0.1Hz) では表面温度の増加に対してリウエット速度が緩やかに減少しており、ステップ状出力変化におけるリウエット速度の一般的な傾向と一致した。一方 0.2Hz の場合、表面温度のばらつきが小さいにもかかわらず、リウエット速度に大きなばらつきが見られた。また、低流量では周波数が高い場合の方が速度が速くなる傾向、高流量では逆に遅くなる傾向が見られた。以上の特徴が生じる原因として、条件により表面熱流束とリウエット時刻の位相が異なることが影響を与えている可能性が考えられる。そこで、変動周波数のみ異なる二つの実験結果について、リウエット開始時刻の出力減少開始時刻からの遅れ時間を算出し、これに対するリウエット速度をプロットした (図 2.1.3-8)。遅れ時間は与えた出力変動の周期で規格化した。周波数が高い場合遅れ時間のばらつきが若干大きい傾向が見られ、遅れ時間が明確に短い場合にリウエット速度が速くなっていることが分かる。今後パラメータ実験の拡充及び詳細なデータ解析を実施し、本特徴を含む変動過渡時のリウエット及びドライアウト

ト現象の解明を進める。

(3) 圧力変動過渡実験

上述の ATWS 解析において得られた、原子炉圧力がおよそ 7~8MPa の間で 10 秒程度の周期で変動する現象を、単管試験体の下流側配管から分岐するブローダウンラインのバルブを開閉することによって模擬した。本試験体の最高使用圧力が 8MPa であるため、7MPa でバルブ開とし、圧力変動量をパラメータとして 0.9 および 0.45MPa の二種類について実験を行った（バルブ閉とする圧力：6.1 及び 6.55MPa、前年度実施）。また比較のため、2.33MPa でバルブ開、圧力変動量 0.33 および 0.17MPa（バルブ閉圧力 2.0 及び 2.16MPa）とする実験も実施した（本年度実施）。他の実験パラメータは、質量流束（500、1000、1500kg/m²s）およびブローダウンラインに設置する破断オリフィス径（6mm および 12mm）である。本実験の条件表を表 2.1.3-2 に示す。実験手順は、まず圧力をバルブ開圧力-0.1MPa に設定し、測定部および予熱助走部出力を調整して測定部出口でドライアウトを生じさせる。凝縮器からの戻り水量による系圧力の調節を中止することで圧力が上昇し、バルブ開圧力に達した時点でブローダウンラインのバルブを開く。系からの流体の放出により系圧力が急減し、バルブ閉圧力になった時点でバルブを閉じる。これを繰り返すことで圧力変動を生じさせた。出力過渡リウエット実験の場合と同様に、熱流束が最大値となった時刻を各点のみなしリウエット時刻と定義し、圧力変動の一周期ごとにのみなしリウエット速度を算出した。なお、ドライアウト状態から飽和温度+100K 以下まで温度が減少した測温点においてリウエットが生じたと仮定した。

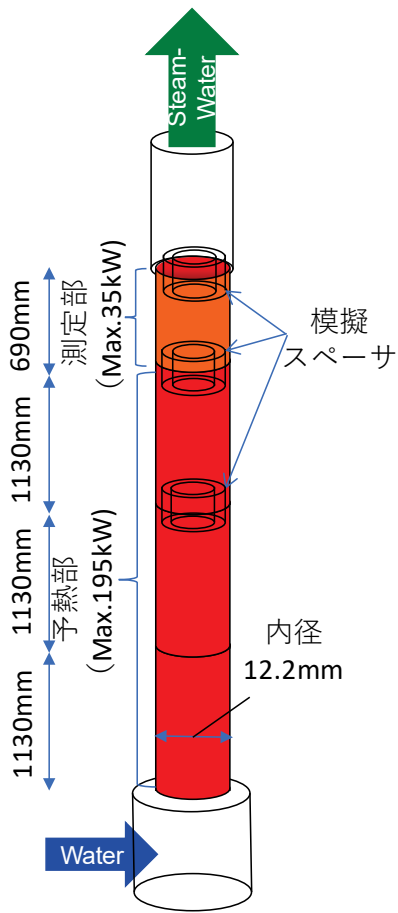
図 2.1.2-21 に圧力 2 及び 7MPa における、各圧力変動周期においてリウエットしたと考えられる領域の伝熱面最高温度に対する、その周期でのリウエット速度を、質量流束ごとにプロットした。圧力変動過渡実験におけるリウエット速度はステップ状の出力変化の場合に比べ数分の 1~1/10 程度と非常に遅かった。これは、本実験では圧力変動のみの影響によってリウエットが生じており、出力変動過渡実験の場合のように測定部への流入流体のクオリティが大きく減少する訳ではないことが原因と考えられる。オリフィス径が同じ条件を見ると、ばらつきはあるものの伝熱面最高温度の上昇に伴いリウエット速度が低下する傾向が見られ、これはステップ状変化の場合のリウエット速度の特徴と一致する。圧力変動量 ΔP によるリウエット速度への影響は全パラメータ領域ではほぼ見られなかった。質量流量の違いに着目すると、低圧、高圧条件ともに質量流束が高いとリウエット速度が速くなる傾向が見られた。また、低質量流束ではオリフィス径の違いによるリウエット速度の差異は見られなかったが、高質量流束においては、低圧、高圧条件ともにオリフィス径が大きいとリウエット速度が速くなる傾向が見られた。以上の特徴は、圧力変動時の流動状態及び伝熱面状態と密接に関わると考えられ、今後これらの観点からデータの整理・解析を実施する予定である。

表 2.1.3-1 出力変動過渡実験条件

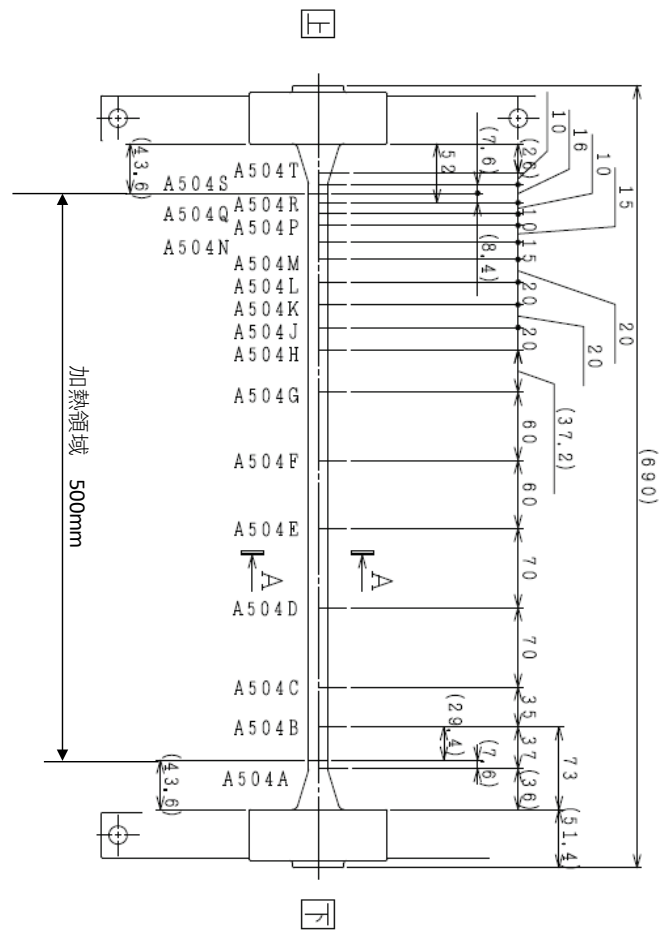
圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	変動周波数 (Hz)																			
		0.07					0.1					0.2					0.4				
		変動片振幅 Δx																			
		0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
2	500																				
	1000																				
	1500																				
7	500																				
	1000																				
	1500																				

表 2.1.3-2 圧力変動過渡実験条件

圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	オリフィス径							
		6mm				12mm			
		圧力変動幅 (MPa)							
		0.17	0.3	0.45	0.9	0.17	0.3	0.45	0.9
2	500								
	1000								
7	500			H30年度				H30年度	
	1000			実施				実施	



(a) 単管試験体概略図



(b) 測定部熱電対配置

図 2.1.3-1 単管試験体

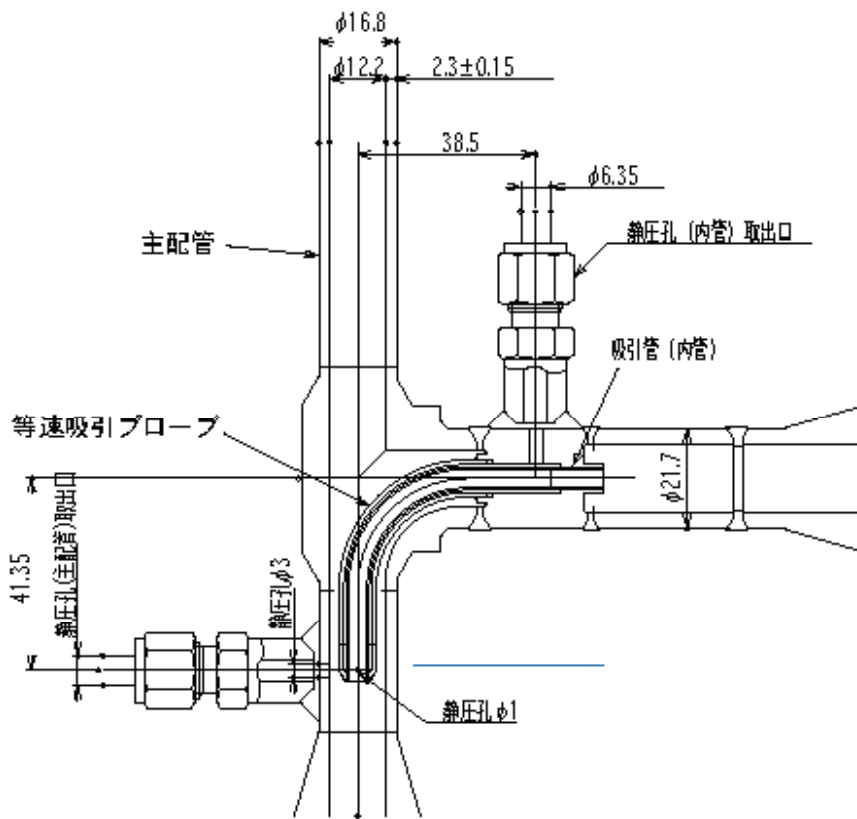


図 2.1.3-2 等速吸引プローブ

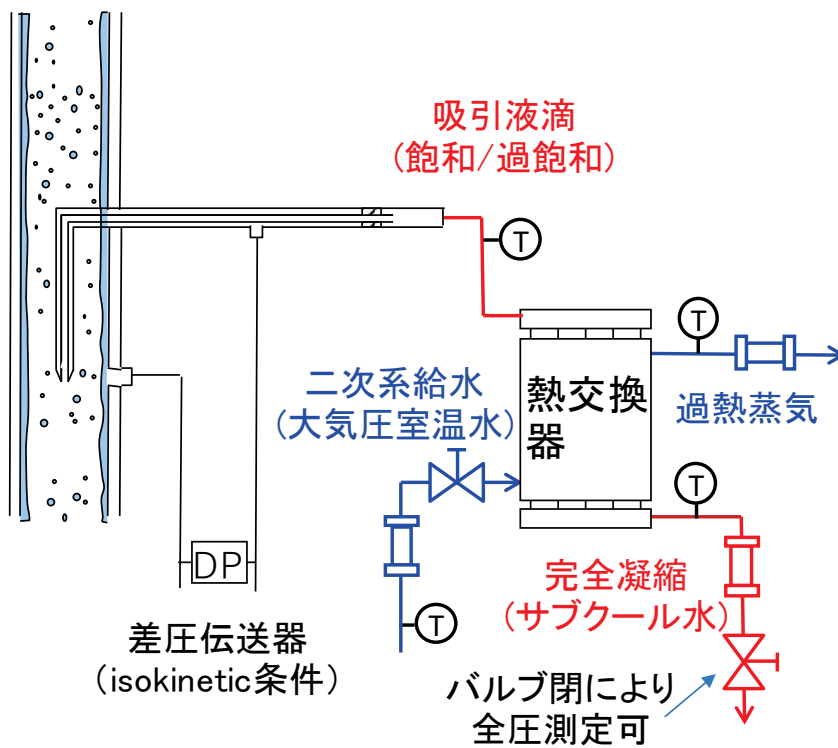
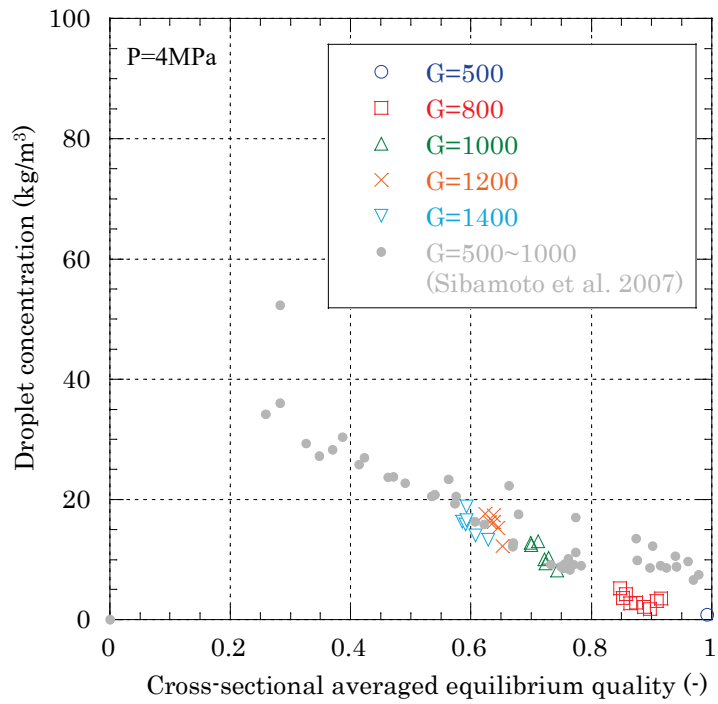
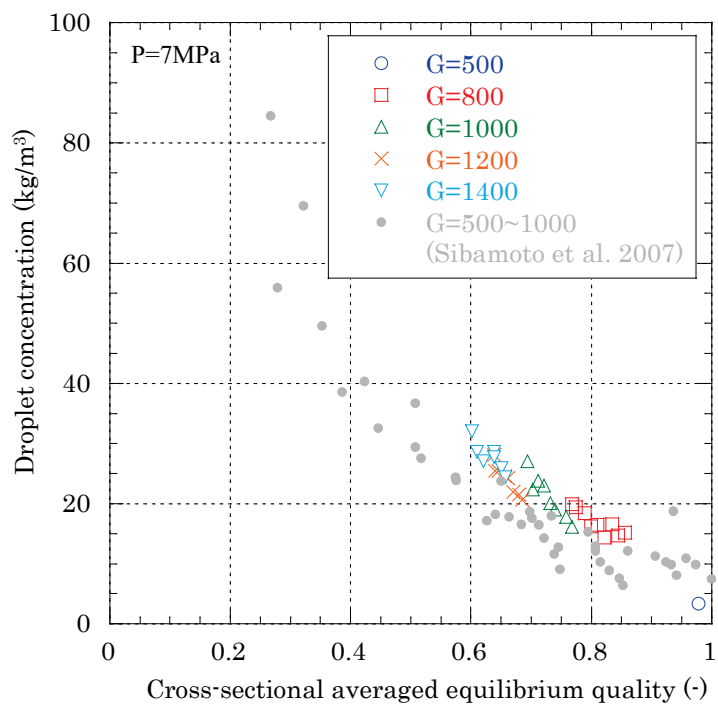


図 2.1.3-3 吸引流体の熱交換系統

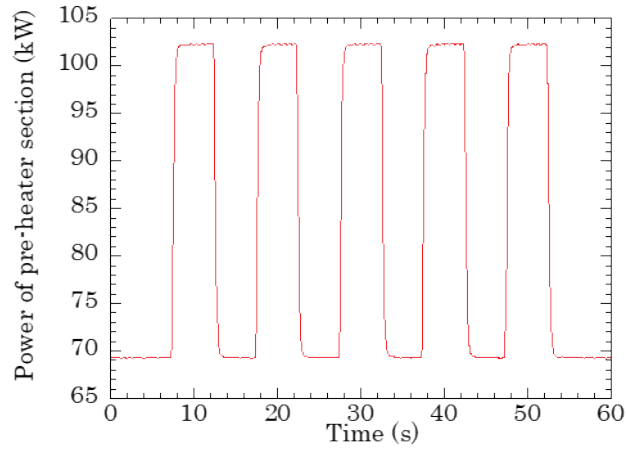


P=4MPa

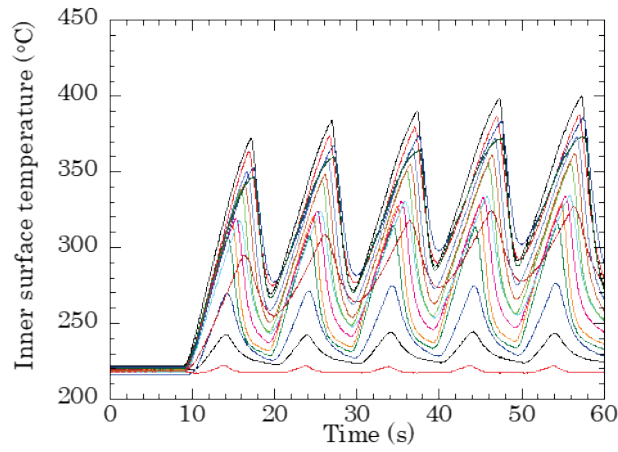


P=7MPa

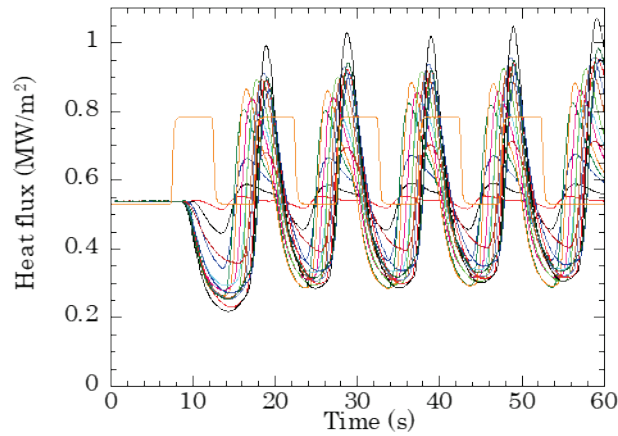
図 2.1.3-4 断面平均クオリティに対する液滴濃度



助走部出力

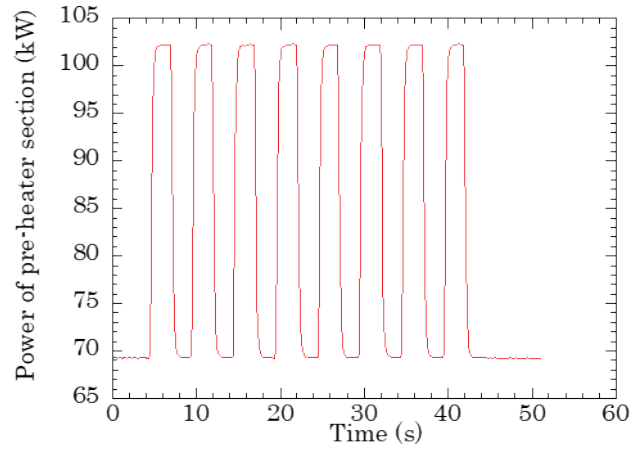


測定部内表面温度

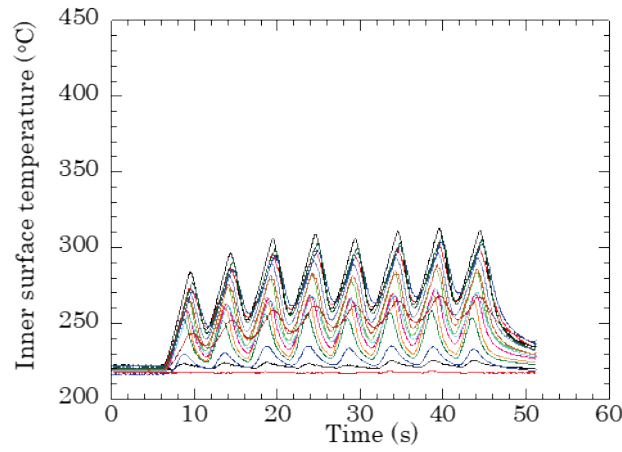


測定部内表面熱流束

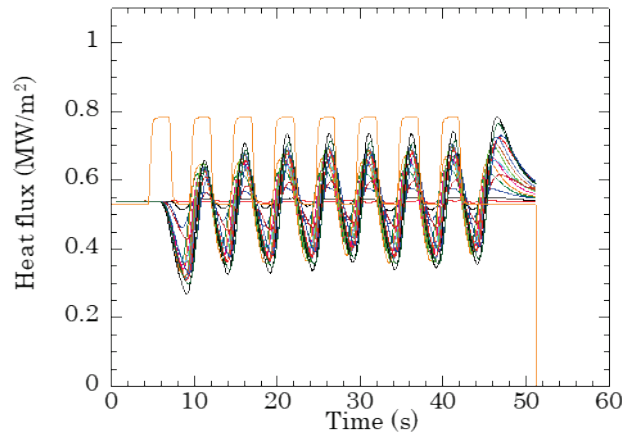
図 2.1.3-5 出力変動過渡実験結果 ($P=2\text{MPa}$ 、 $G=500\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.3$ 、 $f=0.1\text{Hz}$)



助走部出力



測定部内表面温度



測定部内表面熱流束

図 2.1.3-6 出力変動過渡実験結果 ($P=2\text{MPa}$ 、 $G=500\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.3$ 、 $f=0.2\text{Hz}$)

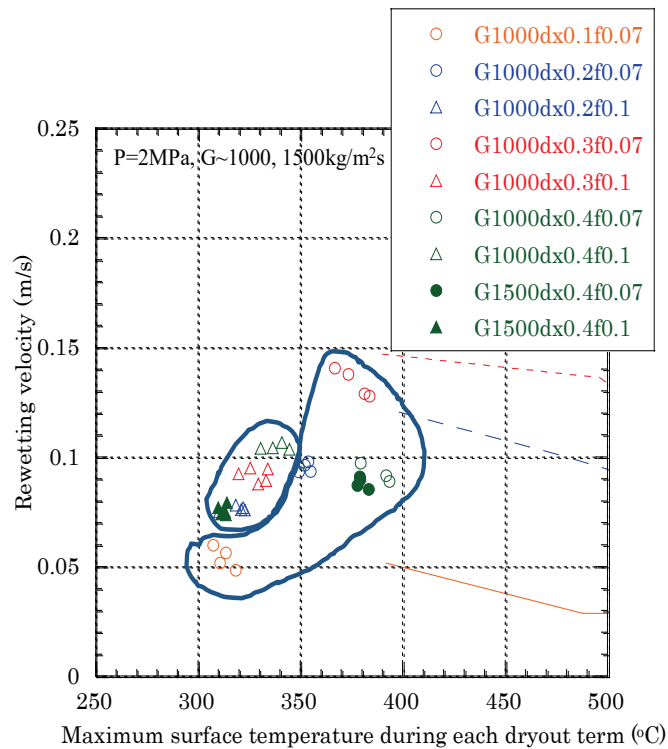
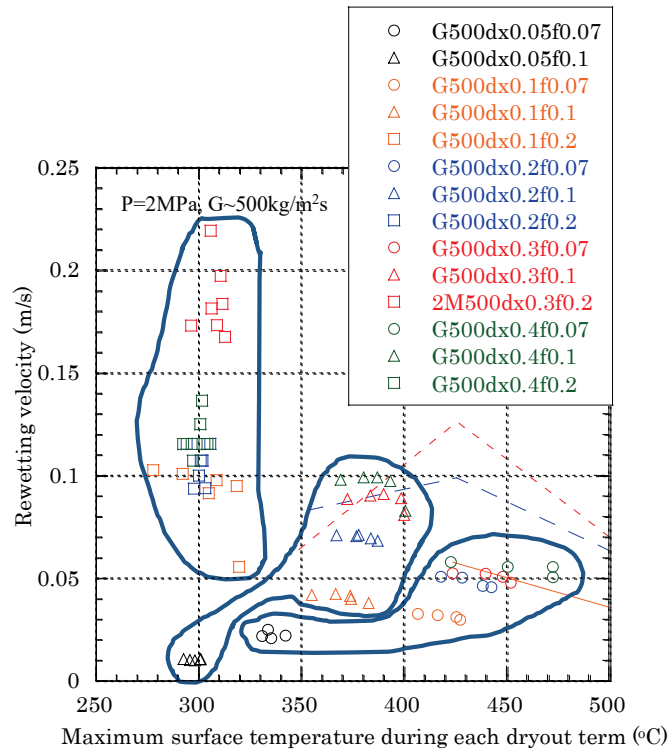


図 2.1.3-7 各周期ごとの伝熱面最高温度に対するみなしリウエット速度

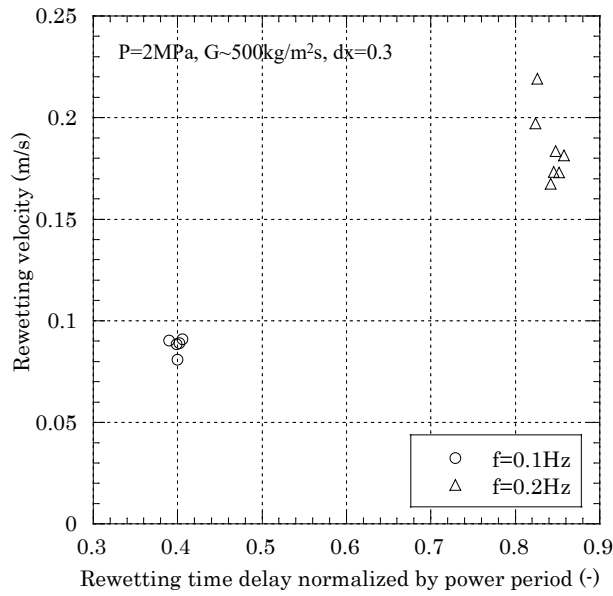
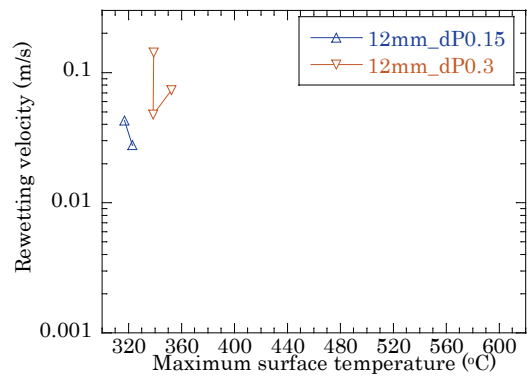
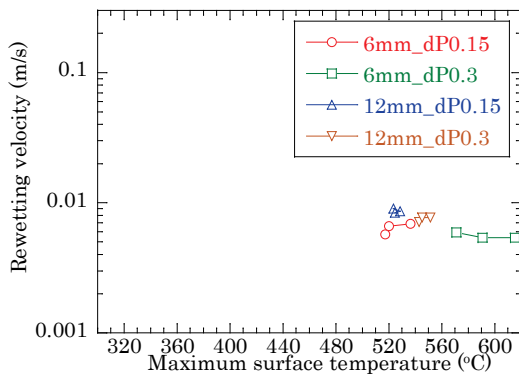
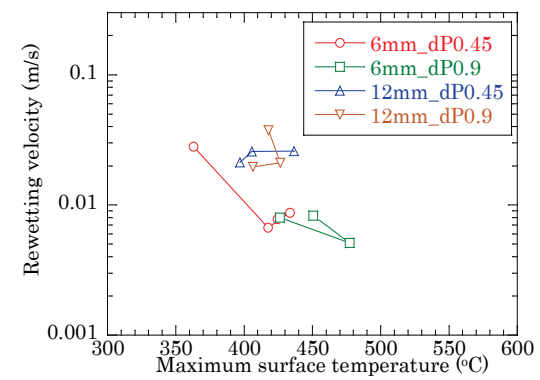
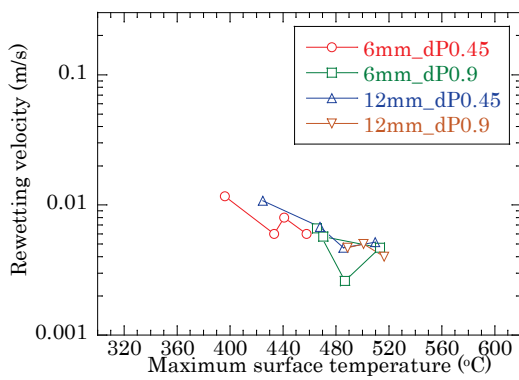


図 2.1.3-8 リウエット時刻の出力減少時刻からの遅れに対するリウエット速度



$P=2\text{MPa}$, $G=500\text{kg/m}^2\text{s}$

$P=2\text{MPa}$, $G=1500\text{kg/m}^2\text{s}$



$P=7\text{MPa}$, $G=500\text{kg/m}^2\text{s}$

$P=7\text{MPa}$, $G=1500\text{kg/m}^2\text{s}$

図 2.1.3-9 各周期ごとの伝熱面最高温度に対するみなしリウエット速度

2.1.4. 先行冷却実験

2.1.4.1. 概要

福島第一原子力発電所における事故後に改訂された新規規制基準においては、スクラム失敗事象（ATWS）など従来にない事故条件での安全評価が要求されている。高圧、高熱出力等で特徴づけられる ATWS 時の熱水力条件は、従来広く研究されてきた大破断 LOCA や異常過渡での Post-BT 時条件とは大きく異なることから、これまでの炉心熱伝達に関する実験データベースを、より広く拡張する必要がある。また、従来より事故時に炉心発熱に対して冷却が不十分になることによりいったん過熱した燃料棒表面が再び濡れる、いわゆるリウエット過程では、リウエットフロント点近傍での急激な冷却効果である先行冷却が重要な役割を果たしていることが、原子力機構における従来研究[1-3]から知られているが、そのメカニズムについては、十分には解明されていない。この先行冷却の効果を適切に取り入れることは、リウエット速度を現実的に評価する上で重要である。

本研究では、先行冷却の機構論的理解を向上し予測モデルを開発することを目的として、液膜流によるリウエット過程を模擬する可視化実験を実施する。大破断 LOCA に関して、再冠水時のリウエット現象に関する研究は従来から多くあるものの、本研究で試みた環状流領域での液膜によるリウエット伝播挙動の可視化を狙いとした実験は世界で初めてのものである。本年度の報告では、先行冷却試験装置を用いた熱流動条件を拡張した実験データを取得し、試験部形状の違い（円形、矩形）について調べた。また、その実験データをもとに先行冷却熱伝達に寄与する因子を抽出し、それらを簡易モデル化して実験データ等と比較し、そこから得られた知見についてまとめる。本年度は先行冷却試験装置の移設及び蒸気ライン、水温調整ライン等の機能増設をしたため、それらの概要についても述べる。

2.1.4.2. 先行冷却試験装置仕様と実験方法

(1) 装置概要

先行冷却試験装置の概略図を図 2.1.4-1 に示す。先行冷却試験装置の仕様と本年度実施した実験条件を表 2.1.4-1 に示す。試験部は円形と矩形の流路内に模擬燃料棒を設置した構造であり、円形試験部は内径 17.0 mm のガラス管、矩形試験部は 1 辺 15.0 mm の流路をステンレス鋼とパイレックスガラスにより構成される。2 種類の流路内に外径 11.2 mm の模擬燃料棒を設置した。模擬燃料棒表面温度は燃料棒表面に面一で埋め込まれた $\phi 0.5$ mm のシース型熱電対 12 本を用いて測定する。熱電対の軸方向設置位置は加熱開始位置からそれぞれ、5, 80, 150, 220, 280, 330, 380, 410, 440, 470, 500, 550 mm である。

(2) 実験手順

実験時には、試験部に設定流量の空気を供給し、ヒータロッド出力を調整することによりロッド壁面温度を上昇させ、所定の温度に到達して定常状態となったところを初期条件と

し、データ収録を開始する。その後、規定の流量の水を給水し環状液膜流を形成させ、リウエットの伝播を記録する。ヒータロッドの出力は実験を通して初期設定値に保ち、加熱部全面がリウエットした後、ロッド表面の温度の安定を確認し、データ収録を終了する。

2.1.4.3. 水-蒸気系実験に向けた試験装置の機能増設

先行冷却試験装置は、これまで水-空気系での伝熱および可視化実験により、リウエット時の液膜先端近傍での先行冷却熱伝達機構を解明し、機構論的な先行冷却熱伝達モデルの開発を進めるために実験を実施してきた。しかしながら、実機では水-蒸気の1成分系であるため、低圧水-空気体系の結果とは挙動が異なる可能性がある。そこで、本年度は水-蒸気の1成分系での実験を可能とするために既存の試験装置の機能増設を行った。主な増設内容は下記のとおりである。

(1) 蒸気ラインの増設

建屋既存のボイラーから蒸気を供給するための配管等を増設。

最大流量： 50 g/s
最高使用圧力： 0.5 MPaG
最高使用温度： 200 °C

(2) 温水供給ラインの増設

既存貯水タンクに加熱ヒータを設置することにより温水生成機能を増設。

最大流量： 5 L/min
最高使用圧力： 1.0 MPaG
最高使用温度： 90 °C

増設工事後、試運転を実施し、水-蒸気系でのリウエット実験が可能であることを確認した。水-蒸気系での体系的な実験は令和2年度に実施する予定である。

2.1.4.4. 伝熱実験

(1) 水流量条件の拡張

昨年度までに実施した先行冷却実験における最大水流量は0.40 L/min ($j_L=0.052$ m/s)であった。本年度はさらに水流量を増加させた実験として、1.00 L/min ($j_L=0.130$ m/s)まで実施した。水流量が増加することにより液膜挙動等の可視化が困難となるが、熱伝達実験は可能であり、低水流量実験での可視化で得られた知見を踏まえて考察が可能となる。

表 2.1.4-2 に水流量拡張実験条件を示す。図 2.1.4-2 には空気流量は一定とし、水流量のみを変えた場合、最大水流量条件時の壁温条件を変えた際に計測されるリウエット時の液膜先端からの距離に対する熱伝達係数分布を示す。図中のエラーバーで表示されるプロッ

トが実験値、実線は気相单相熱伝達係数（昨年度までの報告書[4, 5]参照）を表す。図中のエラーバーは模擬燃料棒表面熱流束算出時の不確かさ、壁温測定値の不確かさ、流体バルク温度の算出値の不確かさを考慮した。図から明らかなように、実験値の不確かさを考慮しても相関式との差異は明確に表れることがわかる。また、低水流量条件では実験値は相関式に近い結果を示し、水流量が大きくなるほど相関式との差異が大きくなることがわかる。これは水流量が増加し、気流中に存在する液滴濃度の増加、液膜先端で飛散する液滴量が増加したことに起因する液膜先端近傍での乾き領域熱伝達促進効果と考えられる。また、図 2.1.4-2(e)と(f)は壁温条件の異なる結果を示しており、壁温の低い条件の図 2.1.4-2(f)の方がリウエットフロントからやや離れた領域 (>10 cm) において、高温条件の 2.1.4-2(e)よりも熱伝達が高いことがわかる。これは、壁面温度が低いことにより液滴が過熱壁に接触する液滴衝突による熱伝達効果であると推察される。図 2.1.4-2 に示すように、水流量が増加したことにより壁面での熱伝達係数の向上が見られたことから、水流量（液滴流量）の影響および壁面温度の影響を適切に取り扱うことにより、先行冷却熱伝達モデルの高度化が可能となると考えられる。

(2) 試験部形状の影響

2.1.4.2 に示したように、先行冷却試験装置は円形と矩形の 2 種類の試験部を有する。いずれの試験部でも流路断面積はほぼ同一である。円形試験部では模擬燃料棒と壁面との距離が一定であるのに対して、矩形試験部では周方向の位置によって壁面との距離が異なる。そのため、矩形試験部では模擬燃料棒表面から試験部の角に向かう二次流れが形成されると推測され、その二次流れによる気相熱伝達や液滴衝突熱伝達に影響があると考えられる。

気相单相熱伝達に関して、主な空気流量条件として $j_G=65, 109, 151$ m/s の 3 条件、模擬燃料棒に設置された第 2 熱電対の温度を 100、150、200、250、300、350、400°C の 7 条件で、熱伝達係数を測定した。図 2.1.4-3 及び 2.1.4-4 に上記の試験条件において得られた熱伝達係数とヌセルト数を、横軸に円形試験部での測定値、縦軸に矩形試験部での測定値をプロットした結果をそれぞれ示す。いずれの図においても、矩形試験部で測定された熱伝達係数が小さい傾向があり、気流速度が増加するにしたがって矩形試験部の伝熱が円形試験部に比べて低下することがわかった。熱伝達係数が低下する要因として、流路断面形状の違いによる乱流構造の違いや、二次流れの影響等が考えられるが、現時点ではどの効果が主要因かどうかは判明しておらず、同一流量条件において矩形試験部での気相熱伝達が悪い結果が得られた点に着目するにとどめる。

次に、リウエット条件での熱伝達特性の比較を行う。表 2.1.4-2 に示す(a)～(e)の条件において、円形試験部と矩形試験部とでそれぞれの試験部を用いたリウエット実験で得られた熱伝達係数分布を図 2.1.4-5 に示す。図の縦軸はリウエットフロントからの距離を表しており、プロットした時刻は、リウエットフロントが加熱部入口から 200 mm 下流に到達した時刻とした。図からわかるように、いずれの条件においても矩形試験部で測定された熱伝達

係数の方が円形に比べて高い傾向が見られる。これは、矩形試験部に設置した模擬燃料棒表面熱電対の設置位置に起因するものと推察され、試験では熱電対の設置面は矩形の辺に向かう位置であった（図 2.1.4-6 の A 点）。図 2.1.4-6 は矩形試験部の流路断面の概略図を示しており、図中の矢印が二次流れを表す。図中に示す二次流れは、矩形試験部の角に向かう面（図中の B 点）は加熱面から遠ざかる流れが生じ、試験部の辺に向かう面（図中の A 点）では加熱面に向かう流れが生じる。実験時の熱電対の設置位置は図 2.1.4-6 中の A 点であることから、二次流れが液膜先端で飛散した液滴等を過熱面に向かって供給する推進力になったと推察される。それにより、液滴衝突に起因する伝熱が向上したと考えられる。

矩形試験部での気相熱伝達が円形試験部を用いた場合よりも低下するのに対して、リウエット時の図 2.1.4-6 の A 点での熱伝達は円形試験部の場合よりも向上することから、二次流れによる液滴衝突に起因する熱伝達の向上効果は有意にあると考えられる。また、いずれの水流量条件でも矩形試験部の熱伝達係数が高くなることから、矩形試験部での計測時におけるリウエットフロント近傍での液滴衝突に起因する熱伝達は円形試験部に比べて高くなると判断される。

2.1.4.5. 液膜先端挙動の画像計測

先行冷却試験装置における過熱模擬燃料棒への環状液膜流供給に伴うリウエット実験において、リウエットフロントとなる液膜先端近傍では液膜先端が進展方向の前後に振動（局所的にドライアウト・リウエット）を繰り返しながら上昇し、模擬燃料棒全体をリウエットさせる挙動がこれまでの可視化実験で観察されている。この液膜先端での液膜挙動を詳細に調べるために、液膜先端近傍の撮影画像に基づいて濡れ領域と乾き領域の境界を定義し、リウエット条件下における液膜先端での液膜振動挙動を詳細に調べる必要がある。液膜先端での振動的なドライアウト・リウエット挙動は液膜先端近傍での高い熱伝達の要因の一つとして考えられるため、これらの解析結果に基づいてモデル化することを最終目的とする。本年度は、詳細解析手法を確立し、液膜先端挙動の統計的性質を抽出することにより、今後のモデル開発の方向性を示す。

(1) 画像処理方法

撮影画像の縦方向の輝度分布に基づいて濡れ及び乾き領域を定義する。撮影画像からは濡れ領域よりも乾き領域の方が輝度が高い傾向が得られており、本画像処理では輝度の違いに基づいて濡れ・乾き領域の境界を定義する。

ある区間 $[x_1, x_N]$ において高速度ビデオで撮影された輝度分布： $f(x)$ が得られたとする。このとき、下記の関数 $g(x)$ を考える。

$$g(x_n) = \sum_{i=1}^{i=n} \left\{ f(x_i) - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} f(x_i) \right\}^2 + \sum_{i=n}^{i=N} \left\{ f(x_i) - \frac{1}{N-n-1} \sum_{i=n}^{i=N} f(x_i) \right\}^2 \quad (2.1.4-1)$$

この関数は、 x_n を境界として分割された区間 $[x_1, x_n]$ および $[x_n, x_N]$ それぞれの区間での輝度の平均値からの差の二乗和を表している。対象とする分布がステップ状に変化する傾向がある場合、すなわち輝度が高い状態から低い状態に移るような場合には、ステップ状に切り替わる位置でこの関数は最小値を取る。これは、区間 $[x_1, x_n]$ の平均値から $[x_n, x_N]$ の平均値に変化するステップ関数との差異が最小になる x_n を求めることと同じであり、濡れ・乾き領域を輝度に基づいて判定するために適した方法と考えられる。

(2) 適用結果

図 2.1.4-7 に実際に撮影した画像の輝度分布を青色実線、および式(1)の関数が最小値を取る位置を赤色実線で表す。図から明らかなように、図中の赤色線は青色実線の分布がステップ状に変化する位置を明瞭に捉えることがわかる。このことから、式(2.1.4-1)の最小値に基づく境界定義方法は概ね妥当な結果となることがわかる。実際の撮影画像に式(2.1.4-1) の最小値から得られる境界線を示した結果を図 2.1.4-8 に示す。図の左は撮影時の画像そのものを示しており、右は液膜の先端（濡れ・乾き領域の境界）を赤色線で示してある。図から明らかなように、左図で明確に液膜先端と判断できる位置に赤色線が描かれており、境界の検出結果は妥当であると判断される。右図で赤色線が描かれていない領域は、式(2.1.4-1) に基づく境界位置が、不連続（赤色線から大きく変化する）になったため、排除したことによるものである。左図を見ても赤色線が描かれていない領域での液膜先端を肉眼でも捉えることが困難であることから、検出結果は妥当であり、外れ値を排除するためにも、図 2.1.4-8 の右図の検出結果は妥当な結果であると判断される。

図 2.1.4-9 に、ある幅方向位置での液膜先端進展挙動を 4000 フレーム分追跡した結果を示す。図中の縦軸は濡れ・乾き領域の境界位置[pixel]で、横軸は時間軸でフレーム数を表す。撮影時のフレームレートは 2160fps であることから、プロット範囲は 2 秒弱となる。液膜先端は時間の経過と共に図の上方向に進展する様子が確認される。また、ところどころで下側に”ひげ”のような分布を示すことがわかる。この”ひげ”状の分布が、後述する液膜先端が一時的に後退するドライパッチを表す。

(3) 液膜先端挙動解析

液膜先端近傍での液膜進展挙動として、ドライパッチの生成・消滅が挙げられる。ここで、ドライパッチとは、液膜の進展により一度濡れた領域が再び乾くこととして定義する（図 2.1.4-10 参照）。本液膜先端の画像処理で得られるのは液膜先端位置であることから、本画像解析では、ドライパッチを含めた濡れ・乾き領域の境界を抽出していることになる。そのため、リウエットフロントを改めて定義する必要がある。先のドライパッチの定義に照らし合わせると、リウエットフロントは観測している時刻までに進展液膜が到達した最大高さとして定義できる。図 2.1.4-11 に液膜先端の進展挙動とリウエットフロントの関係を示す。図中の赤色実線は液膜先端の最高到達位置を表し、赤色実線がリウエット位置として定義さ

れる。ドライパッチの生成・消滅に関する詳細な解析には、リウエットフロントに対するドライパッチの生成領域の深さ、すなわちリウエットフロントから濡れ領域先端までの距離（液膜先端の後退長さ）を用いる。

図 2.1.4-12 に空気流量条件を変えた 3 実験での可視化計測データを画像解析して得られたドライパッチ発生時のドライパッチ深さの確率密度分布を示す。図からわかるように、空気流量が大きくなると液膜後退長さが短くなることわかる。これは、後述のドライパッチの発生頻度で示すが、空気流量が増加したことで伝播波の液膜先端への到達周期が短くなり、液膜先端に液が供給される頻度が高くなることで、伝播波到達の間に液膜先端が局所的に後退する長さが短くなることに起因すると考えられる。

図 2.1.4-13 にドライパッチの発生頻度を画像の横方向のそれぞれの位置に対してプロットした結果を示す。本解析では、連続した 4000 フレーム全てで適切な液膜先端位置を検出した結果のみを用いており、外れ値が 1 フレームでも存在した場合には解析対象から外している。そのため、実験条件によっては横軸のプロット数に違いが生じる。図 2.1.4-13 の左図は空気流量が $30\text{m}^3/\text{h}$ のときのドライパッチの発生頻度（発生回数を測定時間で除した値）を示す。概ね一定の値をとっており、 270Hz 程度となることがわかる。一方で図 2.1.4-13 右図の空気流量が $70\text{m}^3/\text{h}$ の結果では、撮影画像の横方向に対して分布を持つ領域があることがわかる。リウエット時の液膜先端は周方向に均一ではないことなどから、ドライパッチの発生頻度についても周方向依存性がある可能性がある。図 2.1.4-13 右図における平均値は 420Hz 程度となり、空気流量が大きいほどドライパッチの生成頻度は増加する結果となった。これは、供給する水流量が同じであることから、液膜厚さが減少したことにより、液膜先端近傍ではより高頻度で液膜がドライアウトする状況になったと考えられる。

2.1.4.6. 先行冷却熱伝達モデル開発に向けた検討

図 2.1.4-14 にこれまでに実施された先行冷却試験装置を用いた可視化および伝熱実験結果に基づき、先行冷却熱伝達に寄与する因子を分類した結果を示す。まず、先行冷却熱伝達は、リウエット現象時に完全に液膜に覆われるまでの全般的な熱伝達を意味する。先行冷却熱伝達は壁面の状態により、完全乾き面（Post-BT 領域）での熱伝達と、濡れ・乾き共存面（BT 領域）での熱伝達に分けられる。完全乾き面での熱伝達では、気相による強制対流熱伝達と、液滴・液塊衝突による熱伝達に二分される。ここで、液塊とは、リウエット液膜先端の可視化画像で確認される、液滴よりも大きい液相の集合体を意味する。一方で、濡れ・乾き共存領域では、強制対流熱伝達の影響があるものの、可視化実験で観察された液膜先端での振動挙動に基づく熱伝達が支配的であると予想し、液膜先端の振動挙動に基づく伝熱効果を挙げた。以下に各伝熱様式に影響する因子をまとめる。

・気相熱伝達

高温壁と気相とが接することによる伝熱様式であり、高温壁近傍の温度境界層と速度境界層の効果を考慮してモデルの高度化を図る必要がある。

- ・液滴・液塊衝突熱伝達

高温壁と液滴等とが接することによる伝熱様式であり、液滴等の濃度の高温壁垂直方向分布と速度境界層の効果を考慮して高温壁への衝突液滴・液塊流束のモデル高度化を図る必要がある。

- ・液膜先端振動挙動に基づく伝熱

液膜が振動的に進展する挙動に基づき、濡れ領域上流からの伝播波と液膜先端でのドライパッチ領域の統計量を考慮した液膜先端近傍での熱伝達モデルを新規に作成する必要がある。

以下に、各因子の具体的な寄与要因とモデル検討方針について示す。

(1) 温度境界層

温度境界層は流体が伝熱面に接し始めた位置から発達が始まるため、リウエット時の乾き面では液膜先端直下流から発達を始める（図 2.1.4-15 参照）。そのため、液膜先端ごく近傍では温度境界層が非常に薄いことにより伝熱が促進される。この入口効果は昨年度までの報告書[4, 5]に示す通りであり、既存の入口効果（液膜先端からの距離の関数）を加味することで実験値に近い結果を得ることができた。

ここで、図 2.1.4-14 の温度境界層に対して液滴濃度から矢印を引いたが、これは液滴が存在することによる気相温度の上昇の抑制効果を意味する。気相の温度は平均的には飽和温度に保たれるが、気相熱伝達の主因子となる液面近傍では温度境界層が形成される。熱伝達相関式は壁面近傍での温度勾配のモデルであり、壁面近傍の液滴濃度が高い場合には壁面近傍での温度境界層の発達が抑制される効果があると推察される。そのため、液滴濃度分布を考慮することにより温度境界層の発達への影響をモデル化する必要があると考えられる（図 2.1.4-16 参照）。具体的には、液膜先端でのバックグラウンド液滴濃度分布と、液膜先端で飛散する液滴等の濃度分布を質量流量とクオリティに基づいてモデル化し、液膜先端からの距離の関数として、既存の完全発達気相熱伝達相関式に組み込むことによりモデルを高度化する。本モデルの高度化には、実験と CFD を活用する予定である。

(2) 速度境界層

リウエット時の液膜先端では気相流の壁条件が大きく変わると考えられる。それは濡れ領域では液膜と接することから、速度が 0 より大きくなる。一方、乾き領域では壁と接することから速度が 0 になる。液膜先端を通過した直後の気相は壁の速度条件が大きく変化することにより乱れが生じると推察され、それにより液膜先端近傍での熱・液滴等輸送が促進されることで、壁面からの熱伝達が促進されると考えられる（図 2.1.4-17 参照）。速度場の影響は温度境界層の発達や液滴等濃度分布、液滴等衝突に対して及ぶと推察されるため、こ

これらの効果は CFD を用いて検討する方針である。

(3) 液滴・液塊濃度

液滴・液塊衝突熱伝達に最も寄与する因子として液滴・液塊濃度が考えられる。リウエット時液膜先端挙動の可視化結果に基づけば、液膜先端で液滴等が激しく飛散する様子が確認される（図 2.1.4-18 参照）。液膜先端近傍で液滴等が多数存在することから、それらが乾き面の熱伝達を促進すると考えられる。従来の液滴衝突熱伝達は、主に、噴霧流における空間に一様に分布する（十分に発達した）場合を対象としてモデルが整備されている。しかしながら、本先行冷却試験装置を用いた可視化実験では、リウエット時に比較的大きな液塊等が液膜先端の壁近傍で生成されることから、液塊等の空間分布や形状分布が未発達であることを考慮する必要があることが示唆された。この状況の伝熱促進に係る既存モデルは、我々が調査した範囲では、存在しないことから新たにモデルを開発する必要がある。この項目については生成液塊等については、可視化実験に基づいて検討し、空間分布の発達等は簡易計算及び CFD を用いて検討する方針である。

(4) 伝播波挙動

リウエット時の液膜先端で飛散する液滴の由来は、濡れ領域上流から伝播する波が液膜先端に到達することが主要因である。液膜先端での液滴等発生量は濡れ領域を伝播する波の挙動に起因するため、液滴等発生量を考慮するためには濡れ領域の伝播波の挙動をモデル化する必要がある。また、この伝播波は後述するドライパッチの消滅と密接な関係があるため、濡れ・乾き共存領域での伝熱挙動に対しても重要となる。この項目については、液膜の可視化実験に基づいて検討を進める方針である。

(5) ドライパッチ挙動

液膜先端近傍の可視化実験結果より、リウエット時の液膜先端では濡れ・乾きを繰り返しながら液膜が進展する挙動が確認されている。濡れ・乾きを繰り返す要因は下記と考えられる。

・ 乾き要因

液膜先端では液膜が薄く、ヒータ面からの伝熱量に基づいて液膜はさらに薄くなる。液膜厚さが最小液膜厚さよりも小さくなる場合、液膜として存在できないため、局所的に液膜が後退して乾き領域が現れる。この最小液膜厚さは濡れ性やヒータの表面性状の影響を受ける。また、燃料棒中の蓄積熱は、この領域ではすべて放出されておらず、ここでの乾き挙動に影響する。最終的なモデルでは、それらの影響も加味する必要がある。

・ 濡れ要因

項目(4)で示した濡れ領域の上流から伝播してくる波が液膜先端に到達することにより、局所的に乾いた領域が再び濡れる。

モデル化の方針として、乾き領域の広さは、液膜先端後退時の液膜後退長さをモデル化、濡れ頻度は、伝播波の周期をモデル化する。これらのモデル化は、可視化実験結果に基づいて実施する予定であり、モデル開発に必要となる画像解析手法等は本年度の実施内容 2.1.4.5 で示したように、おおむね確立しつつある。

表 2.1.4-1 装置仕様及び実験条件

試験部仕様	
模擬燃料棒外径	11.2 mm
試験部ガラス管内径	17.0 mm
模擬燃料棒最大出力	6.2 kW
加熱部長さ	600 mm
入口長さ	100 mm
出口長さ	200 mm
実験条件	
空気流量 (断面平均流速)	30-70m ³ /h (65-151 m/s)
水流量 (断面平均流速)	0.11-1.00 L/min (0.013-0.130 m/s)
初期伝熱面温度 (第 2 熱電対)	室温～400 °C

表 2.1.4-2 水流量拡張実験条件

図記号	j_G [m/s]	j_L [m/s]	最高壁面温度 [°C]
(a)	65	0.014	400
(b)	65	0.026	400
(c)	65	0.052	400
(d)	65	0.091	400
(e)	65	0.130	400
(f)	65	0.130	250

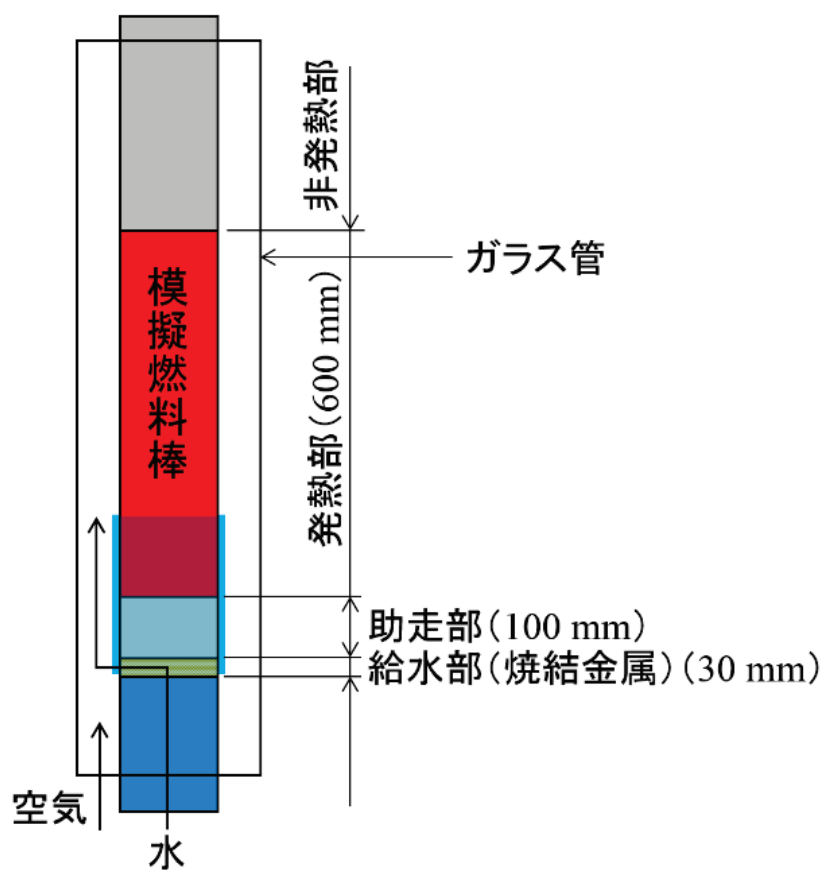


図 2.1.4-1 試験部概略図

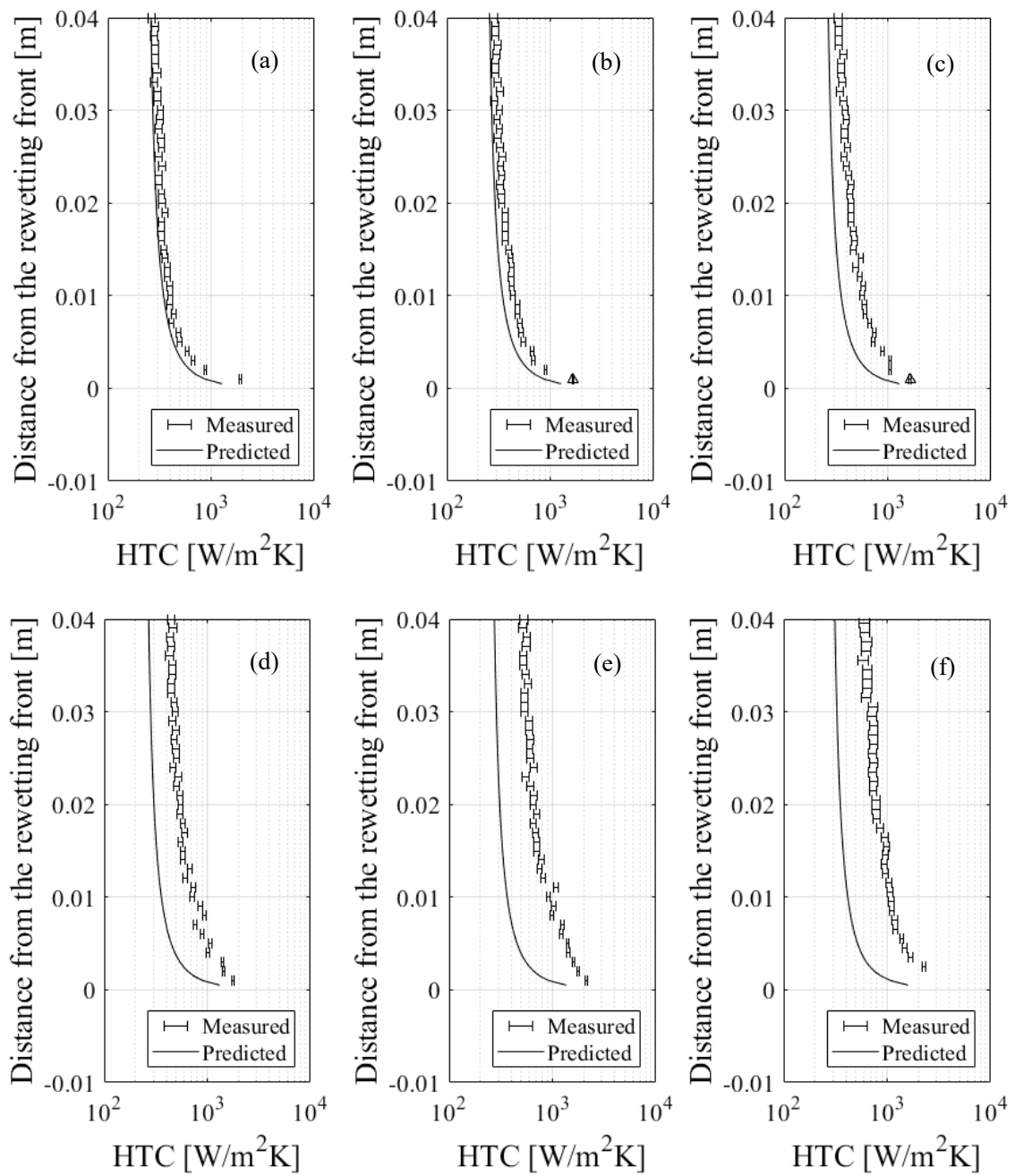


図 2.1.4-2 水流量拡張条件における熱伝達係数の実験値と予測値の比較

(エラーバー：実験値、実線：予測値)

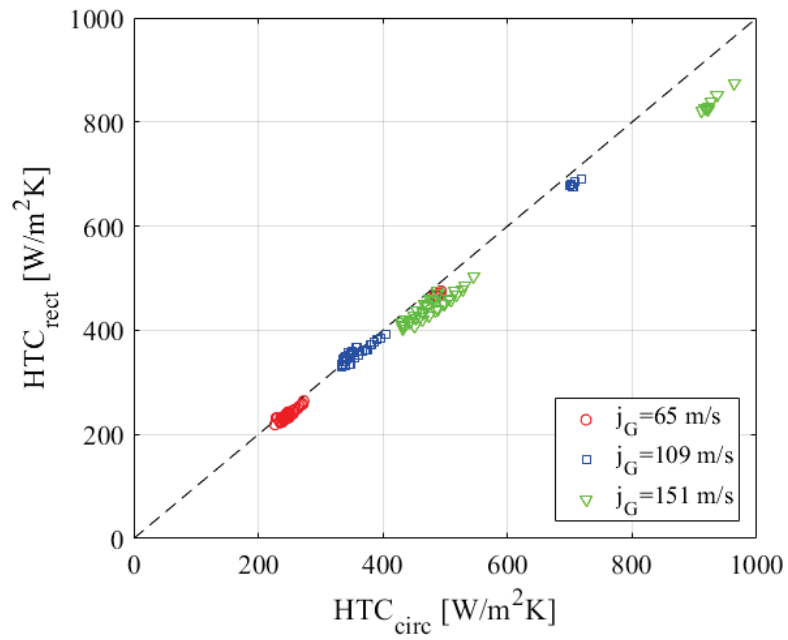


図 2.1.4-3 異なる試験部形状での空気単相冷却時の熱伝達係数の比較

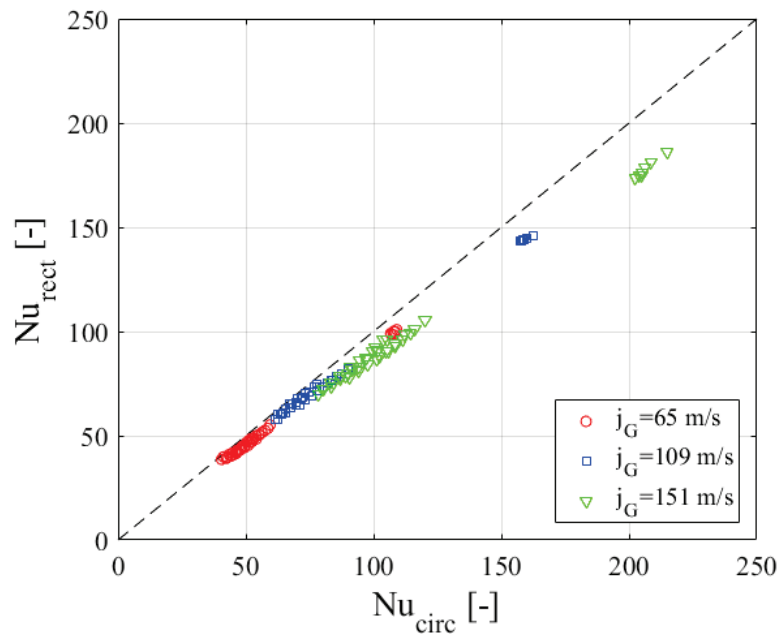


図 2.1.4-4 異なる試験部形状での空気単相冷却時のヌセルト数の比較

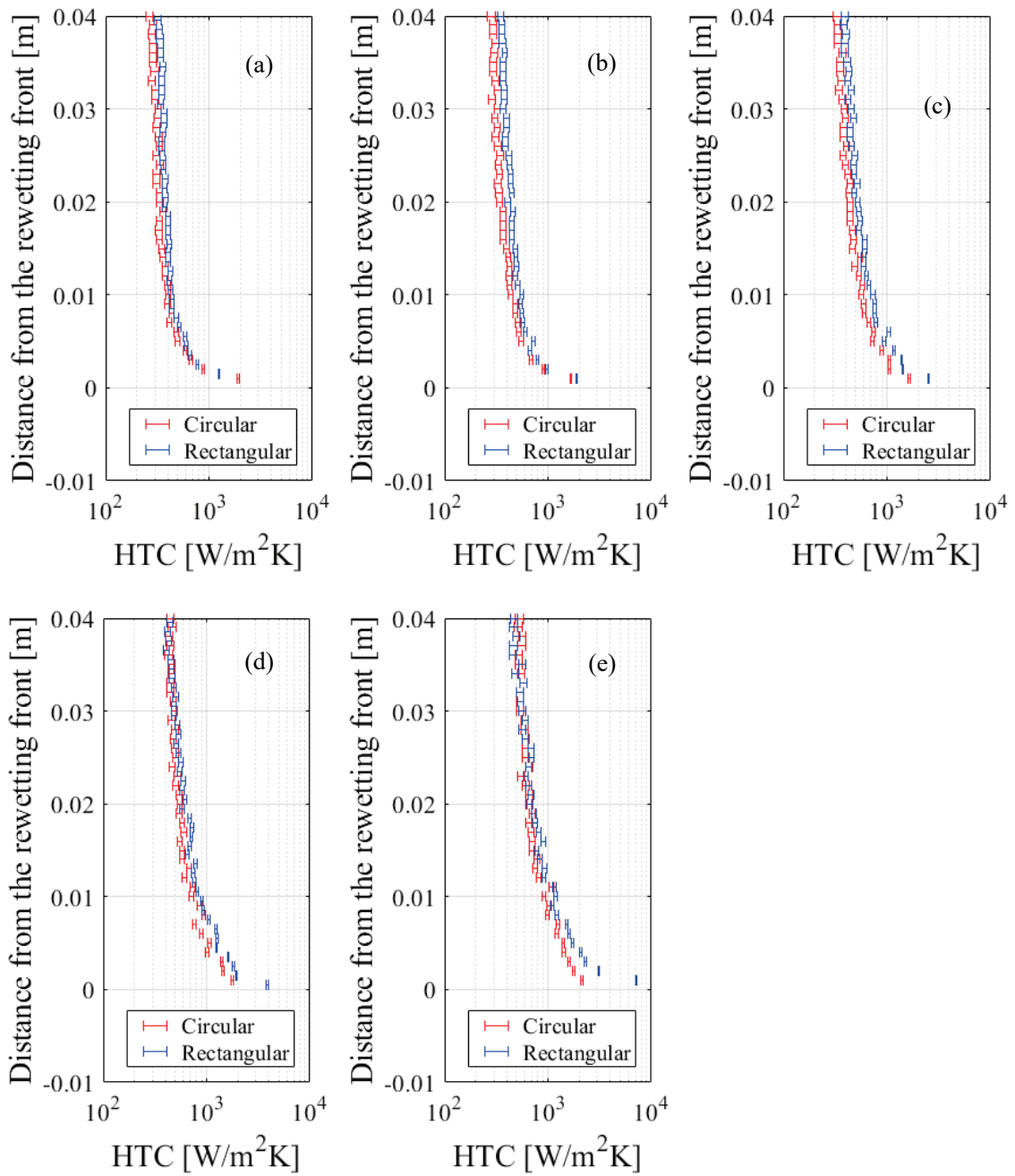


図 2.1.4-5 形状の異なる試験部での同一試験条件における熱伝達係数の比較
(赤色：円形試験部、青色：矩形試験部)

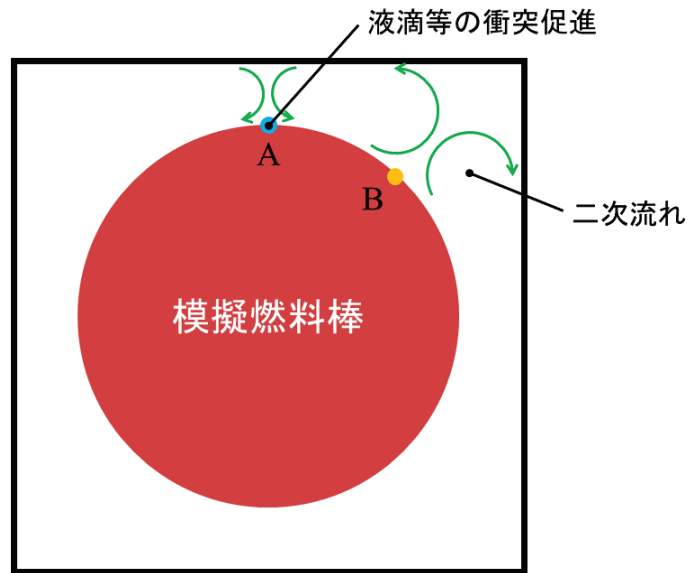


図 2.1.4-6 矩形試験部断面における二次流れ概要図

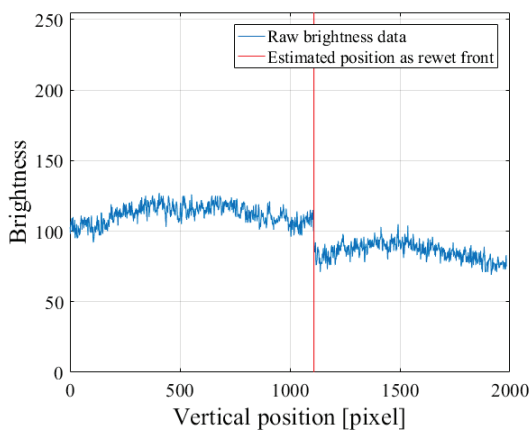


図 2.1.4-7 輝度分布とステップ変化位置

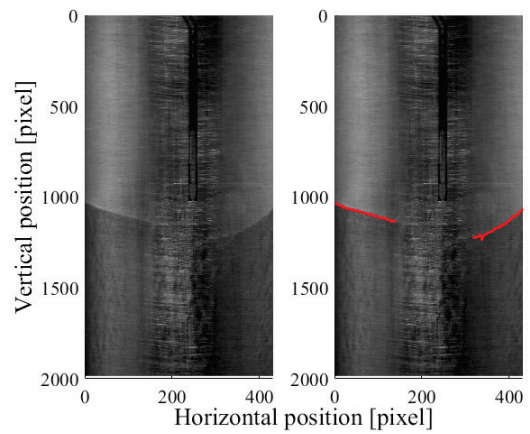


図 2.1.4-8 撮影画像と液膜先端位置の検出結果

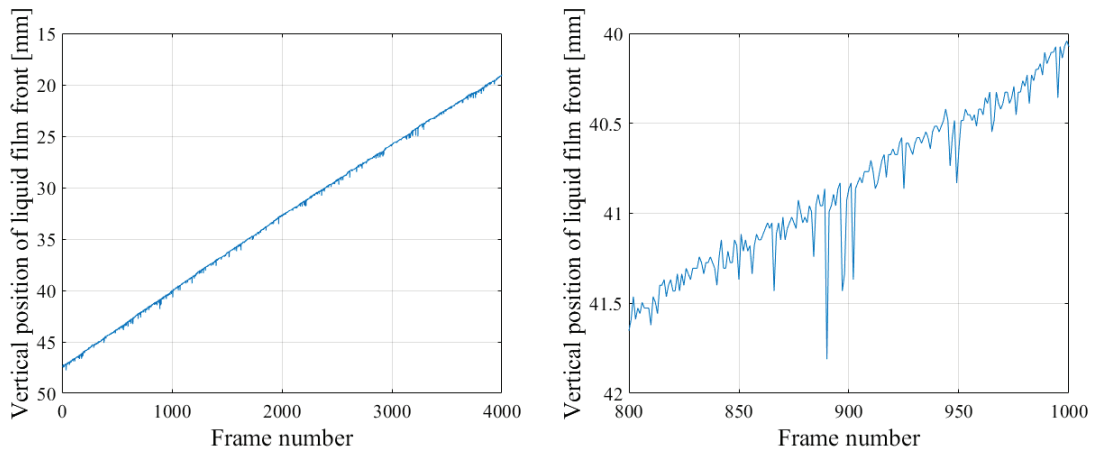


図 2.1.4-9 液膜先端の時間進展挙動 (左 : 4000 フレーム分、右 : 200 フレーム分)

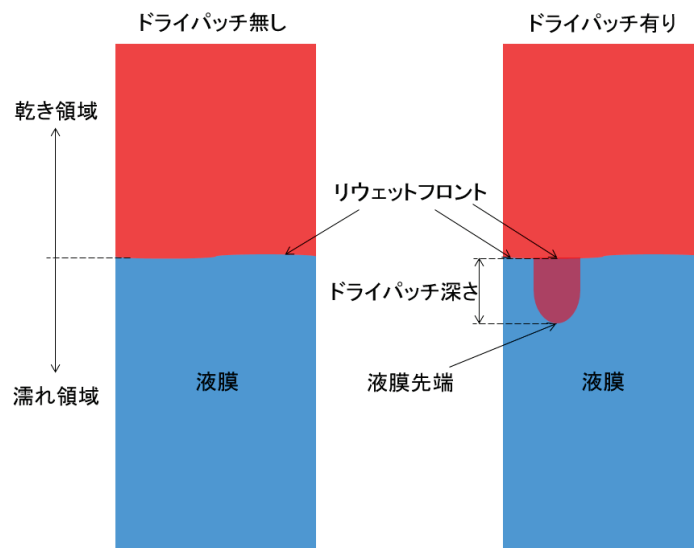


図 2.1.4-10 リウエット時のドライパッチ外略図

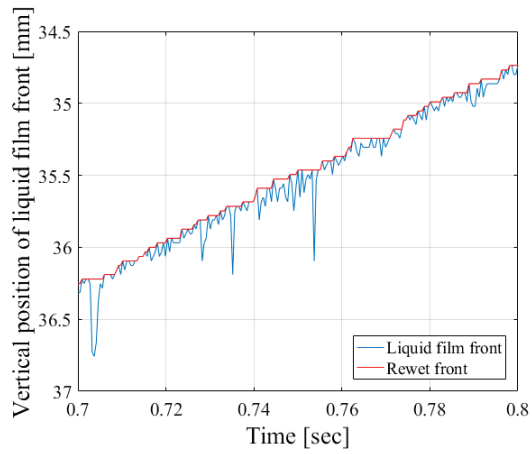


図 2.1.4-11 リウエットフロントと液膜先端の関係

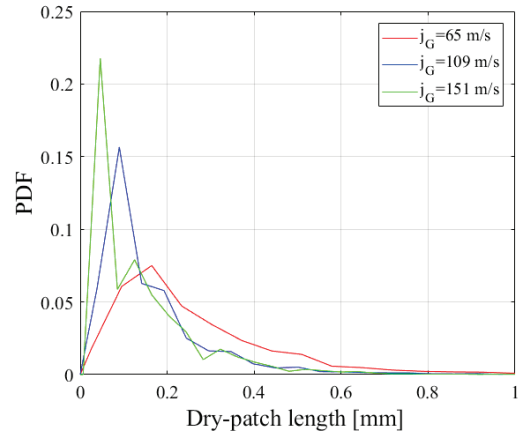


図 2.1.4-12 ドライパッチ発生時のドライパッチ深さの確率密度分布（水流量：0.013L/min）

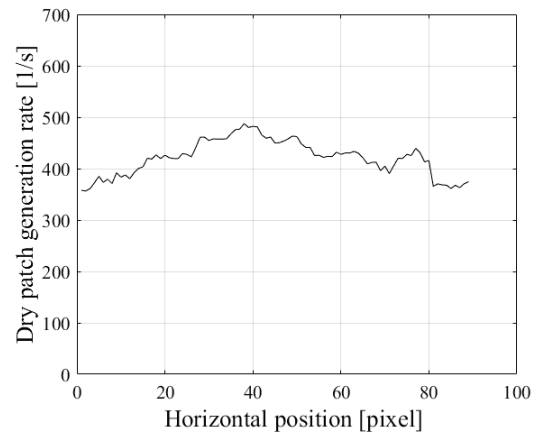
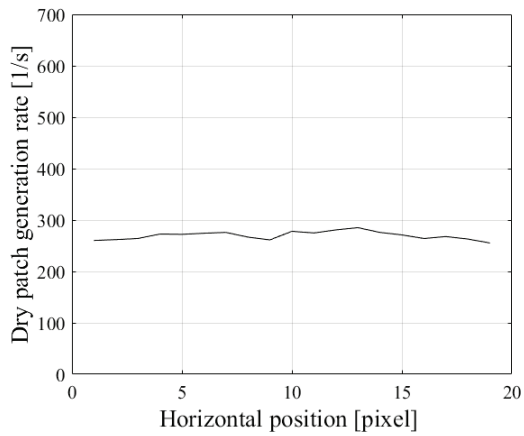


図 2.1.4-13 ドライパッチの発生頻度（水流量：0.013L/min、空気流量：30（左）、70（右） m^3/h ）

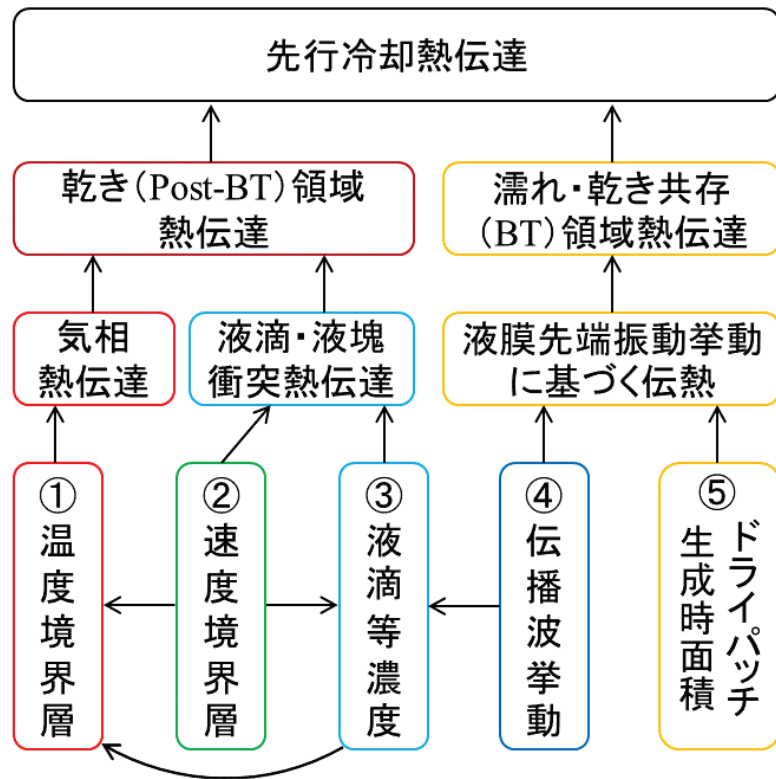


図 2.1.4-14 先行冷却熱伝達モデル開発に向けた要因分類

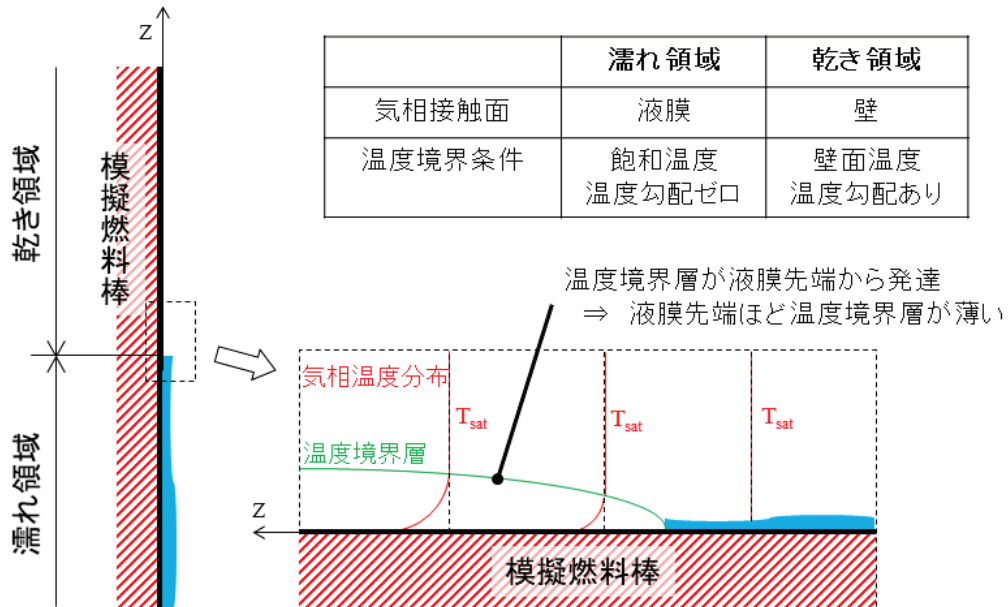


図 2.1.4-15 温度境界層未発達効果（加熱部入口効果）

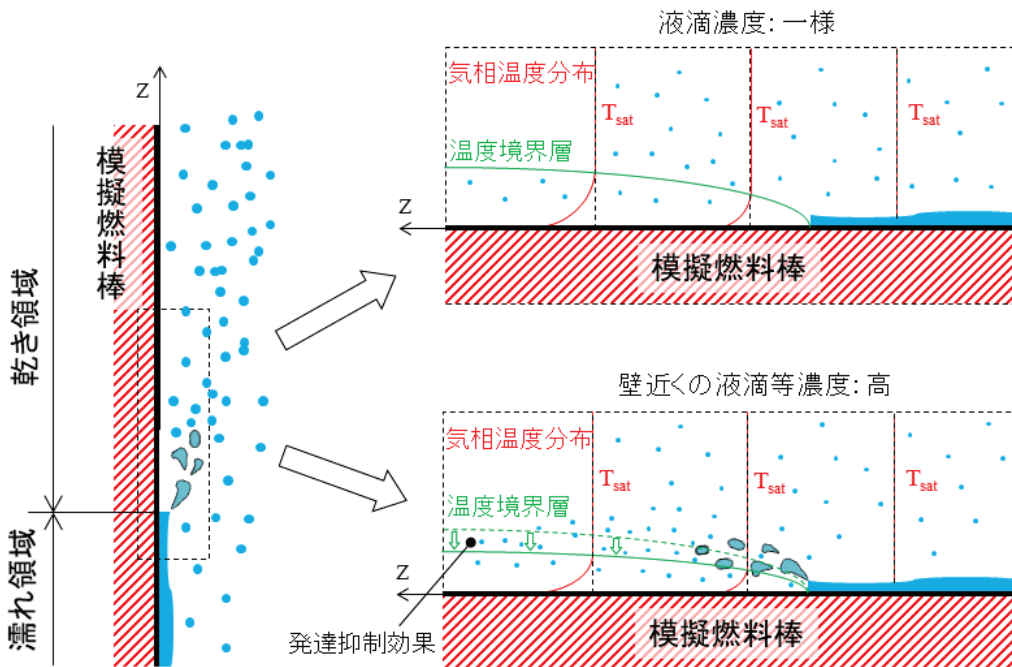


図 2.1.4-16 液滴等による温度境界層発達抑制効果

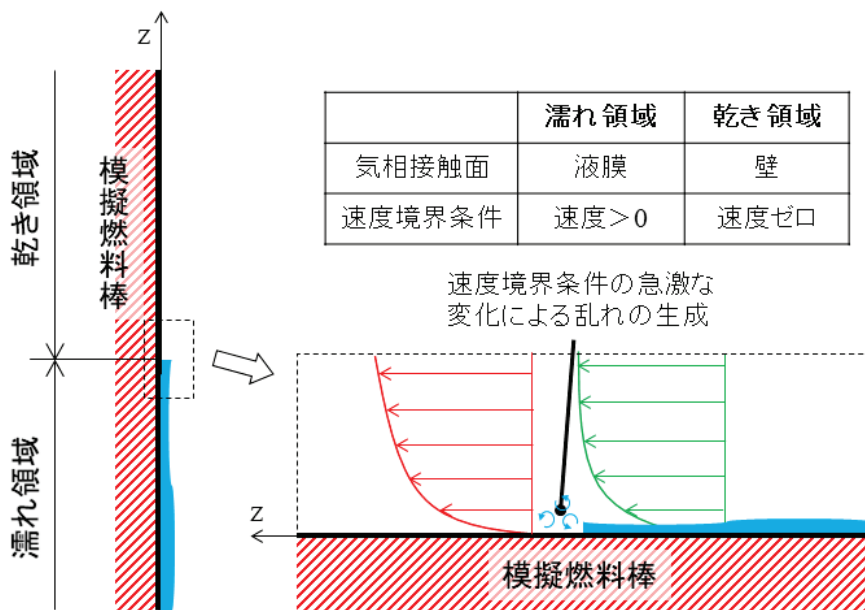


図 2.1.4-17 速度場の影響（液膜先端近傍での乱れ生成による影響）

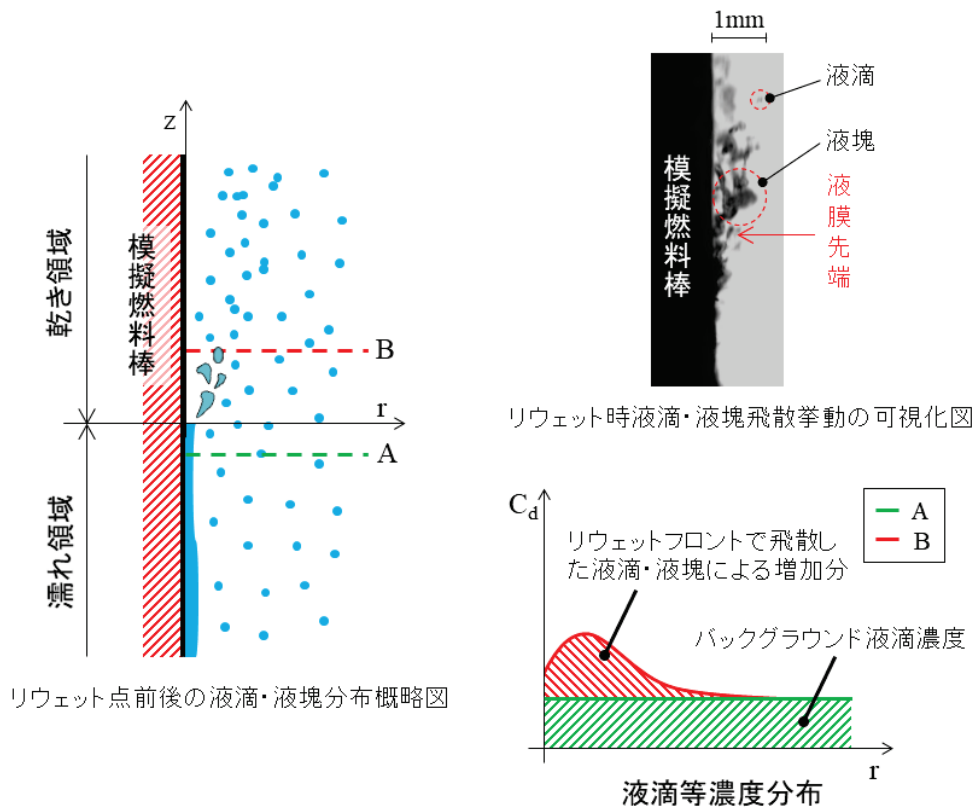


図 2.1.4-18 液滴・液塊濃度の不均一分布による影響

2.1.5. 数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics) コードによる液膜ドライアウトに関する解析

昨年度までは、蒸気単相でのスぺーサ下流での熱伝達挙動に着目し、CFD 解析を実施し、単管試験体の結果と比較し、その妥当性評価を実施した。本年度は、引き続き蒸気単相での熱伝達試験の解析およびデータ処理を実施し、スぺーサ下流での二次流れと乱流エネルギーの生成・分布の関係性について調査した。

さらに、液膜ドライアウトによる熱伝達の変化について、本事業で整備している高圧実験装置では取得することができない物理量 (流束分布、液滴分布など) に関して、CFD 解析を実施することで洞察を得ることが期待できる。本節では、CFD 解析による液膜ドライアウトに関連する CFD 解析の現状およびそれに基づく OpenFOAM への実装について報告する。2.1.5.1 節では、液膜ドライアウトに関する CFD 解析の最新知見をまとめる。次に、OpenFOAM への実装内容と簡易な計算結果をまとめる。さらに、2.1.5.3 節では、昨年度から継続して実施した、蒸気単相実験に関する CFD 解析結果を示す。

2.1.5.1. 液膜ドライアウト解析に関する文献調査

本調査では、Li&Anglart の論文[1]に基づいて調査し、この中で取り扱われている液膜と流体 (気相と液滴) に関する基礎方程式や、それぞれの流体間に働く相互作用項に関してまとめる。

液膜と二流体間で働く相互作用項

液膜と二流体間では、deposition (液滴が液膜に変化) や entrainment (液膜が液滴へ変化)、evaporation (蒸発によって蒸気に変化) といった相互作用によって、質量、運動量、エネルギーの輸送が行われる。以下に、液膜、気相、液滴の三流動基礎方程式を示す。

液膜の基礎方程式: 液膜モデルの基礎方程式として、質量保存則と運動量保存則とエネルギー保存則の式を、以下に示す。

質量保存則

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_l \delta) + \nabla_s \cdot (\rho_l \delta \mathbf{U}_l) = S_{M,int}^{l \leftrightarrow d} + S_{M,int}^{l \leftrightarrow g} = \dot{m}_{dep} - \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{evp} \quad (2.1.5-1)$$

運動量保存則

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_l \delta \mathbf{U}_l) + \nabla_s \cdot (\rho_l \delta \mathbf{U}_l \mathbf{U}_l) \\ = -\delta \nabla_s (p_\delta + p_\sigma) + \boldsymbol{\tau}_{w,fric} + \boldsymbol{\tau}_{mar} + \boldsymbol{\tau}_\theta \\ + \rho_l \delta \mathbf{g}_t + \mathbf{S}_{U,int}^{l \leftrightarrow d} + \mathbf{S}_{U,int}^{l \leftrightarrow g} \end{aligned} \quad (2.1.5-2)$$

エネルギー保存則

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_l \delta h_l) + \nabla_s \cdot (\rho_l \delta h_l \mathbf{U}_l) &= S_{h,int}^{l \leftrightarrow d} + S_{h,int}^{l \leftrightarrow g} + q_w^{(l)} \\ &= \dot{m}_{dep} h_d - \dot{m}_{ent} h_l + S_{h,IF}^{(l)} - \dot{m}_{evp} L_{lg} + q_w^{(l)} \end{aligned} \quad (2.1.5-3)$$

ここで、 \dot{m}_{dep} 、 \dot{m}_{ent} 、 \dot{m}_{evp} は、それぞれ deposition と entrainment、および蒸発による質量輸送を表す。また、上式の大文字 S で表されている項は、液膜と二流体の間の相互作用項(輸送モデル[ソース項])を表す。

$S_{M,int}^{l \leftrightarrow d}$	液膜と液滴間の質量輸送項(deposition rate と entrainment rate)
$S_{M,int}^{l \leftrightarrow g}$	液膜と気相間の質量輸送項(evaporation rate)
$S_{U,int}^{l \leftrightarrow d}$	液膜と液滴間の運動量輸送項(deposition と entrainment による運動量輸送)
$S_{U,int}^{l \leftrightarrow g}$	液膜と気相間の運動量輸送項(ガス圧や界面での摩擦項など)
$S_{h,int}^{l \leftrightarrow d}$	液膜と液滴間のエネルギー(熱)輸送項(deposition と entrainment による熱輸送)
$S_{h,int}^{l \leftrightarrow g}$	液膜と液滴間のエネルギー(熱)輸送項(蒸発および界面の伝熱による熱輸送)

それぞれの輸送モデルは次節で詳述する。式において、大文字の S 以外で表された項は、液膜単体に働く力や熱となっており、 $q_w^{(l)}$ は、壁面から液膜への入熱(熱流束)を表す。

気相の基礎方程式：

質量保存則

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g) = \Gamma_M^{g \leftrightarrow d} + S_{M,int}^{g \leftrightarrow l} \quad (2.1.5-4)$$

運動量保存則

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g \mathbf{U}_g) \\ = -\alpha_g \nabla p + \nabla \cdot (\alpha_g \boldsymbol{\tau}_{g,vis}) + \alpha_g \rho_g \mathbf{g} + \Gamma_M^{g \leftrightarrow d} \mathbf{U}_{in} \\ - \mathbf{f}_U^{g \leftrightarrow d} + S_{U,int}^{g \leftrightarrow l} \end{aligned} \quad (2.1.5-5)$$

エネルギー保存則

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g h_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g h_g \mathbf{U}_g) \\ = \alpha_g \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g (-\mathbf{q}_{g,cond})) - q_h^{g \leftrightarrow d} + \Gamma_M^{g \leftrightarrow d} h_{in} \\ + S_{h,int}^{g \leftrightarrow l} + q_w^{(g)} \end{aligned} \quad (2.1.5-6)$$

液膜の基礎方程式と同様に、大文字の S で表された項は液膜との相互作用項を表す。また、運動量保存則(運動方程式)の右辺、第一項は圧力勾配項を、第二項は粘性項を表し、エネルギー保存則(熱輸送方程式)の右辺、第一項は圧力による仕事を、第二項は熱伝導項を表す。

上添え字に $g \leftrightarrow d$ が含まれる項は、二流体の気液相間に働く相互作用項を表している（詳細は後述）。

$$\begin{aligned} \Gamma_M^{g \leftrightarrow d} & \quad \text{気相と液相[液滴]間の質量輸送項 (蒸発・凝縮などの相変化)} \\ \mathbf{f}_U^{g \leftrightarrow d} & \quad \text{気相と液相[液滴]間の運動量輸送項 (抗力など)} \\ q_h^{g \leftrightarrow d} & \quad \text{気相と液相[液滴]間のエネルギー(熱)輸送 (気液界面での伝熱)} \end{aligned}$$

また、 $q_w^{(g)}$ は、dry-out 後の壁面からの熱流束を表している。

液滴の基礎方程式：

質量保存則

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_d \rho_d) + \nabla \cdot (\alpha_d \rho_d \mathbf{U}_d) = -\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} + S_{M,int}^{d \leftrightarrow l} \quad (2.1.5-7)$$

運動量保存則

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_d \rho_d \mathbf{U}_d) + \nabla \cdot (\alpha_d \rho_d \mathbf{U}_d \mathbf{U}_d) \\ = -\alpha_d \nabla p + \nabla \cdot (\alpha_d \boldsymbol{\tau}_{d,vis}) + \alpha_d \rho_d \mathbf{g} - \Gamma_M^{g \leftrightarrow d} \mathbf{U}_{in} \\ + \mathbf{f}_U^{g \leftrightarrow d} + \mathbf{S}_{U,int}^{d \leftrightarrow l} \end{aligned} \quad (2.1.5-8)$$

エネルギー保存則

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_d \rho_d h_d) + \nabla \cdot (\alpha_d \rho_d h_d \mathbf{U}_d) \\ = \alpha_d \frac{\partial p}{\partial t} - \nabla \cdot (\alpha_d \mathbf{q}_{d,cond}) + q_h^{g \leftrightarrow d} - \Gamma_M^{g \leftrightarrow d} h_{in} \\ + S_{h,int}^{d \leftrightarrow l} + q_w^{(d)} \end{aligned} \quad (2.1.5-9)$$

文字の \mathbf{S} で表された項は、液膜との相互作用項を表す。また、上添え字に $g \leftrightarrow d$ が含まれる項は、二流体の気液相間に働く相互作用項を表す。運動量保存則(運動方程式)の右辺、第一項は圧力勾配項を、第二項は粘性項を表し、エネルギー保存則(熱輸送方程式)の右辺、第一項は圧力による仕事を、第二項は熱伝導項を表す。

液膜と二流体間の質量輸送項について

以下に、基礎方程式中の液膜と二流体間の質量輸送項についてまとめる。

- 液膜モデル(liquid film)の基礎方程式中の二流体モデルとの質量輸送項について

$S_{M,int}^{l \leftrightarrow d}$: 液膜(liquid film)と液相(droplet)間の質量輸送項		
$S_{M,int}^{l \leftrightarrow d} = S_{M,dep}^{(l)} - S_{M,ent}^{(l)}$		
deposition による質量輸送	$S_{M,dep}^{(l)} = \dot{m}_{dep}$	\dot{m}_{dep} : deposition rate
entrainment による質量輸送	$S_{M,ent}^{(l)} = \dot{m}_{ent}$	\dot{m}_{ent} : entrainment rate

$S_{M,int}^{l \leftrightarrow g}$: 液膜(liquid film)と気相(gas)間の質量輸送項		
$S_{M,int}^{l \leftrightarrow g} = -S_{M,evp}^{(l)}$		
蒸発による質量輸送	$S_{M,evp}^{(l)} = \dot{m}_{evp}$	\dot{m}_{evp} : evaporation rate

- 気相(gas)および液相(droplet)の基礎方程式中の液膜モデルとの質量輸送項について

$S_{M,int}^{g \leftrightarrow l}$: 気相(gas)と液膜(liquid film)間の質量輸送項		
$S_{M,int}^{g \leftrightarrow l} = S_{M,evp}^{(g)}$		
蒸発による質量輸送	$S_{M,evp}^{(g)} = \dot{m}_{evp} / \Delta_{cell}$	
$S_{M,int}^{d \leftrightarrow l}$: 液相(droplet)と液膜(liquid film)間の質量輸送項		
$S_{M,int}^{d \leftrightarrow l} = S_{M,ent}^{(d)} - S_{M,dep}^{(d)}$		
deposition による質量輸送	$S_{M,dep}^{(d)} = \dot{m}_{dep} / \Delta_{cell}$	
entrainment による質量輸送	$S_{M,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} / \Delta_{cell}$	

(Δ_{cell} は、液膜の計算領域と接している最近接セルのセル高さを表す)
前節で示した deposition rate と entrainment rate の具体的なモデル式を、以下に示す。

- deposition rate について[2]

deposition rate [kg/(m ² · s)]	$\dot{m}_{dep} = k_d C$ (C : droplet concentration [kg/m ³])	
Deposition mass transfer coefficient [m/s]	$k_d = \text{factor} \times \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_g D_h}}$	factor = $\begin{cases} 0.18 & (C/\rho_g < 0.3) \\ 0.083(C/\rho_g)^{-0.65} & (C/\rho_g > 0.3) \end{cases}$

(σ : 表面張力、 D_h : hydraulic diameter)

- entrainment rate について[3]

entrainment rate [kg/(m ² · s)]	$\dot{m}_{ent} = \text{factor} \times \frac{\mu_l}{D_h}$	
	factor = $4.47 \times 10^{-7} \left[\text{We}_g \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_g} \right)^{0.5} (\text{Re}_{ff} - \text{Re}_{ffc}) \right]^{0.925} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.26}$	
	気相の We 数 : $\text{We}_g = \rho_g J_g^2 D_h / \sigma$ (J_g : 気相の superficial velocity (volumetric flux) [m/s])	
	液膜の Re 数 : $\text{Re}_{ff} = \rho_l J_l D_h / \mu_l$: (J_l : 液膜の superficial velocity (volumetric flux) [m/s])	
	($\text{Re}_{ffc} = 80$: critical Reynolds number)	

(μ_l : 液膜の粘度、 μ_g : 気相の粘度、 $\Delta\rho = \rho_l - \rho_g$: 液膜と気相の密度差)

(上記の superficial velocity (volumetric flux)は、断面を通過する体積流量を断面積で割つ

たもの)

次に、evaporation rate (蒸発による質量輸送) のモデル式を、以下に示す。

➤ evaporation rate について

evaporation rate [kg/(m ² · s)]	$\dot{m}_{evp} = \frac{q_w^{(l)}}{L_{lg}}$
--	--

($q_w^{(l)}$: 壁面からの熱流束、 L_{lg} : 液膜から気相へ相変化する際の蒸発潜熱)

蒸発による質量輸送項が上記のように表現されているのは、液膜が常に飽和状態にあると仮定し、壁面から液膜へ入る熱流束が、そのまま蒸発によって気相側へ輸送されるためである。deposition rate は液滴の質量濃度 C 、entrainment rate は気相や液膜の superficial velocity (J_g, J_l) をベースに計算される。

液膜モデルと二流体モデルの間の運動量輸送項について

以下に、液膜モデルの基礎方程式の中で現れた運動量輸送項についてまとめる。

- 液膜モデル(liquid film)の基礎方程式中の二流体モデルとの運動量輸送項について

$\mathbf{S}_{U,int}^{l \leftrightarrow d}$: 液膜(liquid film)と液相(droplet)間の運動量輸送項	
$\mathbf{S}_{U,int}^{l \leftrightarrow d} = \mathbf{S}_{U_n,int}^{l \leftrightarrow d} + \mathbf{S}_{U_t,int}^{l \leftrightarrow d}$	
面直方向の力(運動量輸送)	$\mathbf{S}_{U_n,int}^{l \leftrightarrow d} = -\delta \nabla_s (p_{dep} + p_{ent})$
deposition に伴う圧力	$p_{dep} = -\dot{m}_{dep} (\mathbf{U}_d \cdot \mathbf{n})$ \mathbf{n} : 面の法線ベクトル ($\mathbf{U}_d \cdot \mathbf{n} < 0$)
entrainment に伴う圧力	$p_{ent} = \dot{m}_{ent} (\mathbf{U}_l \cdot \mathbf{n})$
面内方向の力(運動量輸送)	$\mathbf{S}_{U_t,int}^{l \leftrightarrow d} = \mathbf{S}_{U_t,dep}^{(l)} - \mathbf{S}_{U_t,ent}^{(l)}$
deposition に伴うせん断応力	$\mathbf{S}_{U_t,dep}^{(l)} = \dot{m}_{dep} \mathbf{U}_{d,t}$ $\mathbf{U}_{d,t} = \mathbf{U}_d - (\mathbf{U}_d \cdot \mathbf{n})$: 面の接線方向の液滴速度
entrainment に伴うせん断応力	$\mathbf{S}_{U_t,ent}^{(l)} = \dot{m}_{ent} \mathbf{U}_{l,t}$
$\mathbf{S}_{U,int}^{l \leftrightarrow g}$: 液膜(liquid film)と気相(gas)間の運動量輸送項	
$\mathbf{S}_{U,int}^{l \leftrightarrow g} = \mathbf{S}_{U_n,int}^{l \leftrightarrow g} + \mathbf{S}_{U_t,int}^{l \leftrightarrow g}$	
面直方向の力(運動量輸送)	$\mathbf{S}_{U_n,int}^{l \leftrightarrow g} = -\delta \nabla_s (p_g + p_{evp})$
周囲の気相の圧力	p_g
蒸発による反跳圧	$p_{evp} = \frac{1}{2} \rho_g u_{evp}^2$ ($u_{evp} = \dot{m}_{evp} / \rho_g$: 蒸発速度)
面内方向の力(運動量輸送)	$\mathbf{S}_{U_t,int}^{l \leftrightarrow g} = \mathbf{S}_{U_t,fric}^{(l)}$
周囲の気相との摩擦力	$\mathbf{S}_{U_t,fric}^{(l)} = -\frac{1}{2} C_{f,i} \rho_g \mathbf{u}_{rel} \mathbf{u}_{rel}$ ($\mathbf{u}_{rel} = \mathbf{U}_l - \mathbf{U}_g$: 液膜と気相の相対速度)
	$C_{f,i} = 0.005(1 + 300 \delta / D_h)$ (D_h : hydraulic diameter)

次に、二流体モデルの基礎方程式の中で現れた運動量輸送項について示す。

- 気相(gas)および液相(droplet)の基礎方程式中の液膜モデルとの運動量輸送項について

$S_{U,int}^{g \leftrightarrow l}$: 気相(gas)と液膜(liquid film)間の運動量輸送項	
$S_{U,int}^{g \leftrightarrow l} = S_{U_t,int}^{g \leftrightarrow l} = S_{U_t,fric}^{(g)}$	
液膜界面での摩擦力	$S_{U_t,fric}^{(g)} = -S_{U_t,fric}^{(l)}/\Delta_{cell}$
$S_{U,int}^{d \leftrightarrow l}$: 液相(droplet)と液膜(liquid film)間の運動量輸送項	
$S_{U,int}^{d \leftrightarrow l} = S_{U,ent}^{(d)} - S_{U,dep}^{(d)}$	
deposition による運動量輸送	$S_{U,dep}^{(d)} = \dot{m}_{dep} \mathbf{U}_d / \Delta_{cell}$
entrainment による運動量輸送	$S_{U,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} \mathbf{U}_l / \Delta_{cell}$

(上記の Δ_{cell} は、液膜の計算領域と接している最近接セルのセル高さを表す。)

液膜モデルと二流体モデルの間の熱輸送(エネルギー輸送)項について

以下に、液膜モデルの基礎方程式の中で現れたエネルギー輸送項についてまとめる。

- 液膜モデル(liquid film)の基礎方程式中の二流体モデルとの熱(エネルギー)輸送項について

$S_{h,int}^{l \leftrightarrow d}$: 液膜(liquid film)と液相(droplet)間の熱輸送項(エネルギー輸送項)	
$S_{h,int}^{l \leftrightarrow d} = S_{h,dep}^{(l)} - S_{h,ent}^{(l)}$	
deposition による熱輸送	$S_{h,dep}^{(l)} = \dot{m}_{dep} h_d$
entrainment による熱輸送	$S_{h,ent}^{(l)} = \dot{m}_{ent} h_l$
$S_{h,int}^{l \leftrightarrow g}$: 液膜(liquid film)と気相(gas)間の熱輸送項(エネルギー輸送項)	
$S_{h,int}^{l \leftrightarrow g} = S_{h,IF}^{(l)} - S_{h,evp}^{(l)}$	
気相との界面での伝熱	$S_{h,IF}^{(l)} = -k_{g,eff} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\delta} = -k_{g,eff} \frac{T_l - T_g}{\delta/2}$
	($k_{g,eff}$: 乱流による熱拡散を含む有効熱伝導率)
蒸発による熱輸送	$S_{h,evp}^{(l)} = \dot{m}_{evp} L_{lg} = q_w^{(l)}$ (L_{evp} : 液膜と気相との間の蒸発潜熱)

次に、二流体モデルの基礎方程式の中で現れた運動量輸送項について記述する。

- 気相(gas)および液相(droplet)の基礎方程式中の液膜モデルとの熱(エネルギー)輸送項について

$S_{h,int}^{g \leftrightarrow l}$: 気相(gas)と液膜(liquid film)間の熱輸送項(エネルギー輸送項)

$S_{h,int}^{g \leftrightarrow l} = S_{h,evp}^{(g)} - S_{h,IF}^{(g)}$	
蒸発による熱輸送	$S_{h,evp}^{(g)} = S_{h,evp}^{(l)} / \Delta_{cell}$
液膜との界面での伝熱	$S_{h,IF}^{(g)} = S_{h,IF}^{(l)} / \Delta_{cell}$
$S_{h,int}^{d \leftrightarrow l}$: 液相(droplet)と液膜(liquid film)間の熱輸送項(エネルギー輸送項)	
$S_{h,int}^{d \leftrightarrow l} = S_{h,ent}^{(d)} - S_{h,dep}^{(d)}$	
deposition による熱輸送	$S_{h,dep}^{(d)} = S_{h,dep}^{(l)} / \Delta_{cell}$
entrainment による熱輸送	$S_{h,ent}^{(d)} = S_{h,ent}^{(l)} / \Delta_{cell}$

(Δ_{cell} は、液膜の計算領域と接している最近接セルのセル高さを表す。)

その他のソース項(二流体モデルとの相互作用項以外)について

前節までは、液膜モデルと二流体モデルの間の相互作用項についてまとめた。液膜モデルの基礎方程式において、二流体モデルとの相互作用項以外のソース項について以下にまとめる。

- 液膜モデルの基礎方程式中の二流体モデルとの相互作用以外について

面直方向の力(運動量輸送)	$-\delta \nabla_s p_l = -\delta \nabla_s (p_\delta + p_\sigma) \quad (p_l = p_\delta + p_\sigma)$	
静水圧 (hydrostatic pressure)	$p_\delta = -\rho_l \delta (\mathbf{g} \cdot \mathbf{n})$	\mathbf{n} : 面の法線ベクトル ($\mathbf{g} \cdot \mathbf{n} < 0$)
毛管圧 (capillary pressure)	$p_\sigma = -\sigma \nabla_s^2 \delta$	
面内方向の力(運動量輸送)	$\boldsymbol{\tau}_l = \boldsymbol{\tau}_{w,fric} + \boldsymbol{\tau}_{mar} + \boldsymbol{\tau}_\theta$	
壁面との摩擦力 (wall-film shear stress)	$\boldsymbol{\tau}_{w,fric} = -\mu_l \frac{3}{\delta} \mathbf{U}_l$	(ただし左式は壁面速度がゼロの場合で、ゼロでない場合は相対速度になる)
マランゴニカ (thermocapillary force)	$\boldsymbol{\tau}_{mar} = -\nabla_s \sigma$	
接触角を考慮した表面張力 (contact angle force)	$\boldsymbol{\tau}_\theta = \frac{\sigma(1 - \cos\theta)}{\Delta_{cl}} \mathbf{n}_{cl}$	(\mathbf{n}_{cl} : 液膜の境界線の法線ベクトル) (Δ_{cl} : 液膜の境界線近傍の微小長さ)

dryout の判定および dryout 後の壁面から二流体モデルへの伝熱について

既往研究[1] では、液膜の dryout 判定に関して、液膜厚さ δ が、閾値 (critical film thickness δ_c) 以下になった場合に dryout が生じるとしている。以下に、その閾値に関するモデル式を示す[4]。

- critical film thickness について

critical film thickness [m]	$\delta_c = \left(\frac{q_w^{(l)}}{L_{lg} G_{ff}} \right)^{0.35} \frac{v_{fg} \mu_l^2}{\sigma} \times 10^{8.8(\mu_g/\mu_l)^{0.617}}$
-----------------------------	---

(G_{ff} : 液膜の質量流束(mass flux) [kg/(m² · s)], v_{fg} : 液膜と気相の比容積の差 [m³/kg])
dryout 後の壁面から二流体モデルへの伝熱について、既往研究[1]では、drouout 後の壁面と気相 (gas) の間の伝熱としては対流熱伝達を考え、壁面と液相 (droplet) の間の伝熱としては接触熱伝達 (contact heat transfer) を考慮している。上記の対流熱伝達においては、壁関数として Jayatilleke モデル[5]を採用している。

二流体モデルの気相と液相間の相互作用項について

気相と液相間の相互作用に関して、二流体間に働く力、二流体の界面での熱伝達による熱輸送(エネルギー輸送)および、相変化に伴う輸送項(質量・運動量・エネルギー輸送)を考慮する必要がある。以下に、これらの項に関するモデル式を示す。

気相と液相間に働く力(抗力と Favre Average Drag model)について

二流体間に働く力(運動量輸送)	$\mathbf{f}_U^{g \leftrightarrow d} = \mathbf{f}_{drag} + \mathbf{f}_{FAD}$	
抗力 (drag force)	$\mathbf{f}_{drag} = -\frac{3}{4} C_D \alpha_d \frac{\rho_g}{d_d} \mathbf{u}_{rel} \mathbf{u}_{rel}$	$\mathbf{u}_{rel} = \mathbf{U}_d - \mathbf{U}_g$ 液相と気相の相対速度
抗力係数(Cd 値) (Sciller-Naumman モデルの場合)	$C_D = \begin{cases} 24/\text{Re} (1 + 0.15\text{Re}^{0.687}) & (\text{Re} \leq 1000) \\ 0.44 & (\text{Re} > 1000) \end{cases}$	
Favre Average Drag model (turbulent dispersion force)	$\mathbf{f}_{FAD} = -C \frac{\nu_{t,g}}{\sigma_{TD}} \left(\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_d} \right) \nabla \alpha_g$	
係数 C [kg/(m ³ · s)] (Burns モデルの場合)	$C = \frac{3}{4} C_D \alpha_d \frac{\rho_g}{d_d} \mathbf{u}_{rel}$	(左の C_D は上記の Cd 値を表す)

ここで、Re 数は $\text{Re} = \mathbf{u}_{rel} d_d / \nu_g$ を表し、 $\nu_{t,g}$ は気相の乱流動粘性係数を表し、 σ_{TD} は turbulent dispersion のシュミット数を表している。turbulent dispersion モデルの一つである FAD(Favre Average Drag)モデルについては、[6]を参考にしている。

気相と液相間の界面でのエネルギー輸送について

二流体間の熱伝達による熱輸送項	$q_h^{g \leftrightarrow d} = \frac{6\alpha_d}{d_d} h (T_g - T_d)$	
熱伝達係数 h [W/m ²]	$h = \frac{k_g}{d_p} \text{Nu}$	
ヌッセルト数 (Renksizbulut-Yuen モデル[7]の場合)	$\text{Nu} = \left(2 + 0.57 \text{Re}_M^{1/2} \text{Pr}_f^{1/3} \right) (1 + B_f)^{0.7}$	

上記の Re_M , Pr_f , B_f は、[8]より、 $Re_M = \rho_s u_s d / \mu_f$ と $Pr_f = C_{p,f} \mu_f / k_f$ 、 $B_f = C_{p,f} (T_s - T_d) / L_d$ となっている。

気相と液相間の相変化に伴う輸送項(質量・運動量・熱輸送について

二流体間の相変化に伴う質量輸送	$\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} = \frac{q_h^{g \leftrightarrow d}}{L_{evp}^{d \leftrightarrow g}}$
二流体間の相変化に伴う運動量輸送	$\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} \mathbf{U}_{in}$
相変化する際に元の相が有する速度	$\mathbf{U}_{in} = \begin{cases} \mathbf{U}_d & (\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} > 0) \\ \mathbf{U}_g & (\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} < 0) \end{cases}$
二流体間の相変化に伴う熱輸送	$\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} h_{in}$
相変化する際に元の相が有する比エンタルピー	$h_{in} = \begin{cases} h_d & (\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} > 0) \\ h_g & (\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} < 0) \end{cases}$

界面面積の輸送方程式(interfacial area transport equation)について

流体モデルの気液界面のサイズ(液滴サイズ)を決める界面面積に関する式を記述する。既往研究では、液滴の合体 (coalescence) や、分裂 (breakup)、蒸発によるサイズの変化を考慮するために、単位体積あたりの表面積である界面面積密度 (interfacial area concentration) の輸送方程式を解いている。この輸送方程式では、液滴の合体や分裂はソース項として与えていて、[1]では Yao and Morel モデル[9]を採用している。

- 界面面積の輸送方程式(interfacial area transport equation)について

界面面積の輸送方程式	$\frac{\partial}{\partial t} (A_i) + \nabla \cdot (A_i \mathbf{U}_g)$ $= \frac{2 A_i}{3 \alpha_g} \left(\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \mathbf{U}_g) \right) + \frac{36\pi}{3} \left(\frac{A_i}{\alpha_g} \right)^2 (\phi_{BK} + \phi_{CO})$
界面面積密度	$A_i = \frac{6\alpha_g}{d_s}$ (d_s : Sauter mean diameter)
分裂モデル (Yao-Morel model)	$\phi_{BK} = K_{b1} \frac{\varepsilon^{1/3} \alpha_g (1 - \alpha_g)}{d_s^{11/3}} \frac{1}{1 + K_{b2} (1 - \alpha_g) \sqrt{We/We_{cr}}} \exp\left(-\frac{We_{cr}}{We}\right)$ ($K_{b1} = 1.6$, $K_{b2} = 0.42$)
合体モデル (Yao-Morel model)	$\phi_{CO} = -K_{c1} \frac{\varepsilon^{1/3} \alpha_g^2}{d_s^{11/3}} \frac{1}{g(\alpha_g) + K_{c2} \alpha_g \sqrt{We/We_{cr}}} \exp\left(-K_{c3} \sqrt{\frac{We}{We_{cr}}}\right)$ $g(\alpha_g) = (\alpha_{max}^{1/3} - \alpha_g^{1/3}) / \alpha_{max}^{1/3} \quad (\alpha_{max} = \pi/6 = 0.52)$ ($K_{c1} = 2.86$, $K_{c2} = 1.922$, $K_{c3} = 1.017$)

We 数	$We = \frac{\rho_d u_{rms}^2 d_s}{\sigma}$	$u_{rms} = \sqrt{2}(\epsilon d_s)^{1/3}$: 距離 d_s 離れた場所の速度の二乗平均平方根 ϵ : 乱流エネルギーの散逸率
	(critical Weber number : $We_{cr} = 1.24$)	

本事業でのメインツールである OpenFOAM では IATE (Interfacial Area Transport Equation) diameter model が実装されており、上記の界面面積密度 A_i 代わりに、界面曲率 $\kappa_i = 6/d_s = A_i/\alpha_g$ に関する輸送方程式が実装されている。

2.1.5.2. OpenFOAM への液膜・二流体モデルの連成計算ソルバーの実装検討

本節では、前述した基礎方程式や物理モデルに関して、現行の OpenFOAM の計算機能がどの程度対応しているかについてまとめる。

以下の表に、OpenFOAM の実装状況をまとめる。

表 2.1.5 -1 OpenFOAM での関連モデルの実装状況

	相互作用項	(離散化された)方程式への実装状況		
		液膜	気相(gas)	液相(droplet)
質量 輸送	deposition rate: \dot{m}_{dep}	×		×
	entrainment rate: \dot{m}_{ent}	×		×
	evaporation rate: \dot{m}_{evp}	○	○	
運動量 輸送	deposition による力	面直: p_{dep}	×	×
	面内: $\dot{m}_{dep} \mathbf{U}_{d,t}$	×		×
	entrainment による力	面直: p_{ent}	×	×
	面内: $\dot{m}_{ent} \mathbf{U}_{l,t}$	×		×
	液膜にかかる気相の圧力: p_g	○		
	液膜にかかる蒸発の反跳圧: p_{evp}	○		
	液膜・気相界面の摩擦力: $\mathbf{S}_{U_t,fric}^{(l)}$	○	×	
エネルギー 輸送	deposition の熱輸送: $\dot{m}_{dep} h_d$	×		×
	Entrainment の熱輸送: $\dot{m}_{dep} h_d$	×		×
	蒸発による熱輸送: $\dot{m}_{evp} L_{lg}$	○	○	
	液膜・気相界面の伝熱: $S_{h,lF}^{(l)}$	△	×	

本表は、計算の実装状況として「○：上述のモデル式とほぼ同等の計算機能が実装済み」と「△：上述のモデル式とは異なるモデルが実装済み」と「×：上述のモデル式を計算する機能が全く実装されていない(そのような計算を実行するコード設計になっていない)」の3つに分けて示している。現行の OpenFOAM では、液膜と液滴との間の相互作用については全く実装されておらず、二流体との連成計算を行う上では、機能を追加する必要があることが分かる。また、液膜と気相との間の界面摩擦力項と伝熱項に関しても不足している機能があるため、これらについても修正・追加する必要がある。

現行の OpenFOAM で液膜へ加わる力（二流体相互作用以外）と壁面との伝熱の実装状況について以下の表にまとめる。

表 2.1.5 -2 OpenFOAM で液膜へ加わる力と壁面との伝熱の実装状況

ソース項	静水圧 p_δ	毛管圧 p_σ	壁面摩擦 $\tau_{w,fric}$	マランゴニ力 τ_{mar}	contact angle force τ_θ	壁面の熱流束 $q_w^{(l)}$
実装状況	○	○	○	○	○	△

液膜モデルの単独の計算機能に関してほとんどが実装されている。ただし、壁面との伝熱計算については一定の熱流束を与えるような機能がないため修正する必要があることが分かる。

現行の OpenFOAM の二流体（気相 - 液滴）間の相互作用項の実装状況について、以下の表にまとめる。

表 2.1.5 -3 OpenFOAM Ver. 2.3.x と 7.0 との比較

相互作用項		実装状況	
		ver 2.3.x	ver 7.0 (最新版)
二流体間に働く力	抗力(drag force): \mathbf{f}_{drag} [Sciller-Naumman モデル]	○	○
	turulent dispersion force: \mathbf{f}_{FAD} [Favre Average Drag モデル]	○	○
二流体間の熱伝達	エネルギー輸送項: $q_h^{g \leftrightarrow d}$ [Renksizbulut-Yuen モデル]	△	△
二流体間の相変化に伴う相互作用	質量輸送項: $\Gamma_M^{g \leftrightarrow d}$	×	○
	運動量輸送項: $\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} \mathbf{U}_{in}$	×	○
	エネルギー輸送項: $\Gamma_M^{g \leftrightarrow d} h_{in}$	×	○
界面面積の輸送方程式	分裂・合体モデル [Yao-Morel モデル]	△	△

二流体モデルの計算機能に関して、reactingTwoPhaseEulerFoam が二流体計算ソルバーとして実装された ver3.0 以降のバージョンでは扱うことができる。ただし、二流体間の熱伝達による伝熱計算における Nu 数のモデルとしては、Ranz-Marshall モデルか、sphear モデルのみが実装されており、Renksizbulut-Yuen モデルは実装されていない。また、界面面積の輸送方程式で用いる分裂・合体モデルについても、現行では Ishii-Kim-Kelly モデルが実装されていて、Yao-Morel モデルは実装されていない。

現行の OpenFOAM の dryout の判定処理と dryout 後の壁面伝熱計算機能の実装状況について、以下の表にまとめる。

表 2.1.5-4 OpenFOAM の dryout 関連モデルの実装状況

計算処理機能		実装状況
dry-out の判定処理機能 (critical film thickness の計算と条件判定)		×
dry-out 後の壁面から二流体への伝熱計算機能 (dry-out に伴う二流体計算の境界条件の切り替え機能)		×
気相と壁面との対流熱伝達	Jayatileke モデルによる壁関数の計算	○
液滴と壁面との接触熱伝達	Guo and Mishima モデルによる熱流束の計算	×

dry-out の判定処理機能および dry-out 後の壁面と二流体との伝熱計算機能は、現行の OpenFOAM では実装されていないため、機能を追加する必要がある。

OpenFOAM へ実装した液膜-二流体モデルの錬成計算機能の確認作業

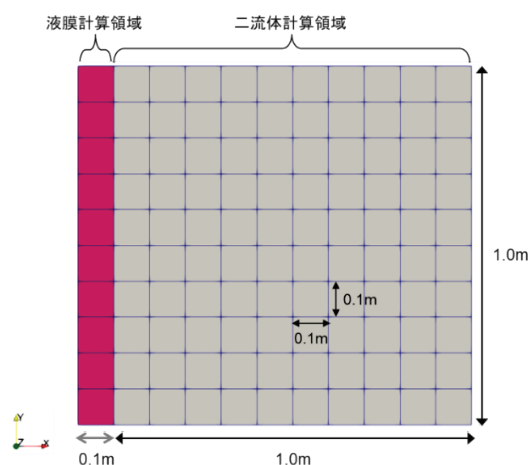
以上の既往研究および OpenFOAM の現状を踏まえ、本年度は以下の表の 5 項目に関して、実装作業を実施した。

表 2.1.5-5 OpenFOAM への実装項目

実装する計算機能の項目		
液膜モデル と二流体モ デルの錬成 計算機能に ついて	①	液膜・液滴間の相互作用項の計算機能の実装 (deposition および entrainment に関連する項目の実装)
	②	液膜と気相界面での相互作用項の計算機能の実装 (界面での摩擦力項と伝熱項の実装)
	③	壁面から液膜への伝熱計算機能の実装
	④	dry-out の判定処理機能の実装 (critical film thickness の計算機能と条件判定の実装)
	⑤	dry-out 後の壁面から二流体への伝熱計算機能の実装 (dry-out に伴う二流体計算の境界条件の切り替え機能の実装)

モデル式の計算が適切に行われているかの確認に関しては、『インターフェース変数の導入とマッピング』が適切か、『それぞれの相互作用項の計算』に不備がないかに留意して実施した。ここでは、単体テストであるため、流体計算自体は行わずに、単純に入力で与えた変数に対して、上述の機能が正常に動作しているかについて確認を行っている。①と②は、液膜と二流体の錬成計算に必要となる相互作用項に関連している。③の壁面から液膜への伝熱計算に関しては、加熱条件として壁面からの熱の流入を、入力値として扱えるように、液膜領域内に熱流束の次元を持つフィールド変数(volScalarField)を、新たに追加した。dryout に関連する④と⑤に関しても実装を完了した。

実装確認用の計算領域：本実装確認テストは単純な 2 次元計算領域を用いる（下図参照）。



上図の灰色領域：二流体モデルの計算領域、上図の赤紫色領域：液膜モデルの計算領域)

図 2.1.5-1 実装確認のための計算領域

二流体モデルの計算領域として、 $1.0\text{m} \times 1.0\text{m}$ の領域を各方向(x,y 方向)に 10 分割した計算メッシュを用意した(メッシュサイズは均一に 0.1m)。また、奥行方向(z 方向)のメッシュサイズも同じ 0.1m に設定した。加えて、図面左側に幅 0.1m の大きさの液膜モデルの計算領域を設定した。OpenFOAM では、液膜の計算領域のメッシュを作成する際は、あらかじめ作成しておいた計算領域(ここでは二流体計算領域)の境界面(上図で言えば、左側の境界面)を押し出すような手順になっている。ただし、液膜モデルの計算では、押し出した方向(面直方向)のセルサイズは、計算に関与しないため、押し出すサイズは任意に設定できる。

二流体モデルの物性値：実装確認テストのため、二流体の気相と液相の物性値の設定は、既存の OpenFOAM ver.7 の reactingTwoPhaseEulerFoam のチュートリアルケース『bubbleColumnEvaporating』と同じものを採用する。このチュートリアルケースでは、気相は空気(air)と蒸気(H₂O)の多成分系(multiComponentMixture)で、液相は水(H₂O)のみの単一成分系(pureMixture)としている。気相の方は、理想気体の状態方程式で、熱物性に JANAF 表形式、輸送モデルに Sutherland の式を使用し、液相の方は、状態方程式を perfectFluid として、熱物性と輸送モデルは一定値としている。

液膜モデルの物性値：二流体モデルの物性値同様に、既存の OpenFOAM ver.7 の reactingParcelFoam のチュートリアルケース『hotBoxes』と同じものを採用する。このチュートリアルケースでは、液膜(液体)の物性値として、H₂O の物性を設定している。OpenFOAM では、液体の物性モデルとして、米国化学工学会の標準参照データシステム(NSRDS)の関数形(NSRDS function)を採用している。

二流体領域のデータを液膜領域のインターフェース変数へマッピングした結果

上述した、液膜領域へ新たに追加したインターフェース変数へのマッピング(二流体領域のデータのマッピング)が、正常に動作しているかどうかの確認を行った結果について示す。

二流体領域の変数(入力)の分布を以下の表に示す。

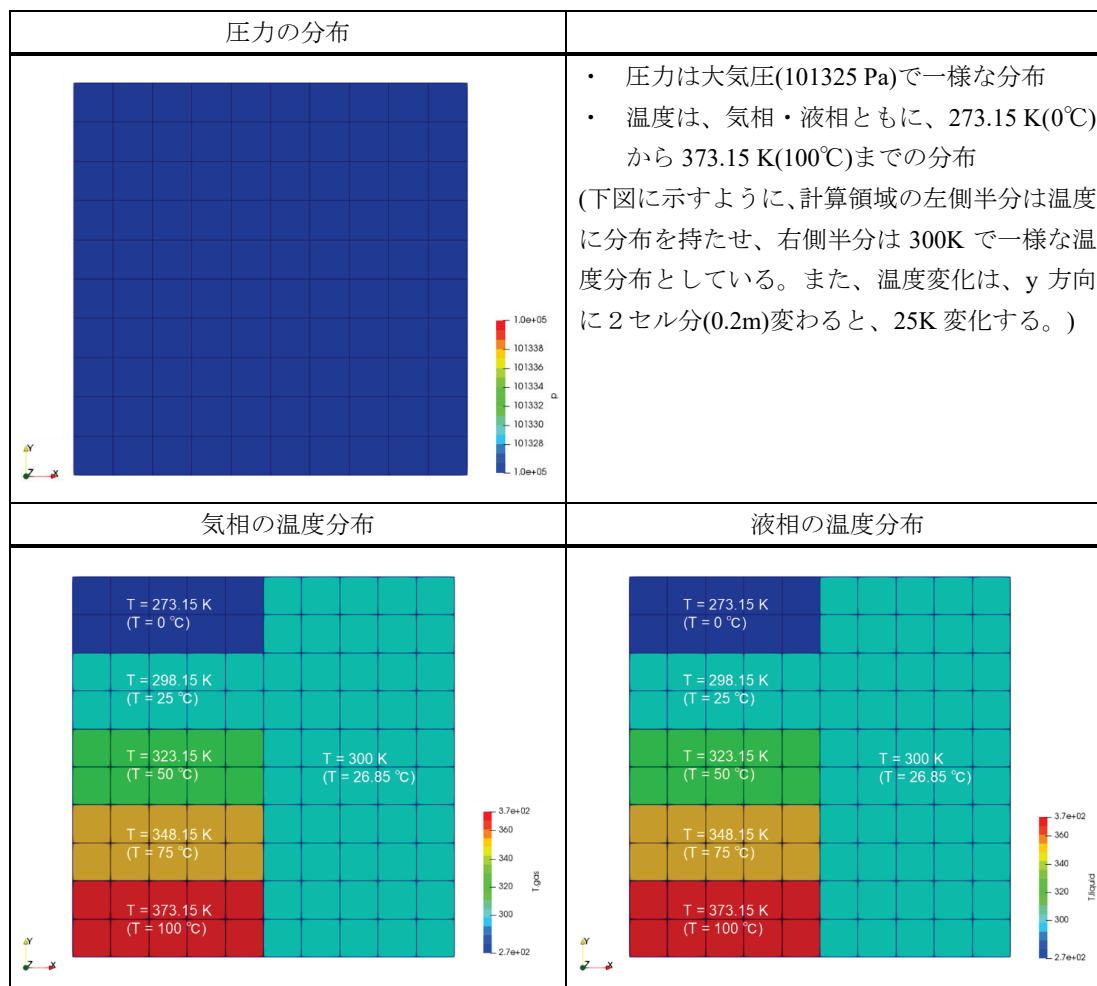


図 2.1.5-2 二流体領域の入力条件

図に示した二流体領域の物理量を、液膜領域に導入したインターフェース変数へマッピングした結果を、以下に示す。

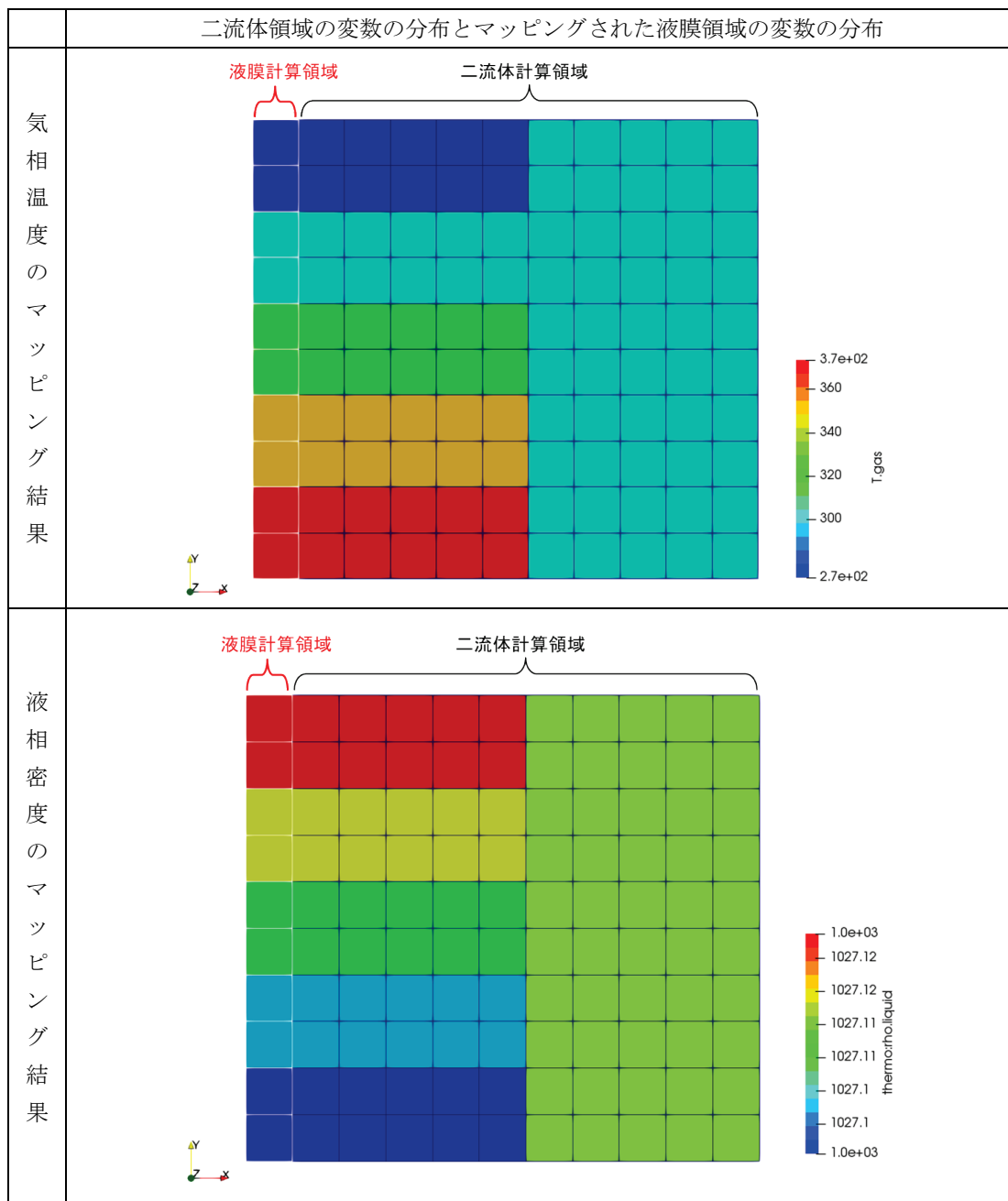


図 2.1.5-3 液膜領域へのマッピング結果

液膜領域に導入されたインターフェース変数の分布と、二流体領域の変数の分布が同じになっていることが分かる。二流体領域から液膜領域へマッピングされる際、二流体領域の中で、液膜領域と接する境界面を持つセルの値がマッピングの対象となっている。

相互作用項の計算に必要なその他のインターフェース変数も、上図と同様に、マッピングされていることを確認した。

液膜・二流体間の相互作用項(輸送モデル式)の計算結果

流体領域の圧力と温度の分布を与え、二流体領域のデータを液膜領域のインターフェース変数へマッピングし、その値および液膜の物理量の値を使って、液膜と二流体の間の相互作用項(前回の進捗資料に記述した輸送モデルの式)を計算した結果を示す。計算結果の確認が取りやすいように、二流体領域の変数(圧力、気相・液相温度、気相・液相速度)および、液膜領域の変数(温度、速度、厚み)は以下のような一様な分布とする。

➤ 二流体領域の変数(入力)の分布

圧力 [Pa]	温度 [K]		速度 [m/s]	
	気相	液相	気相	液相
101325 Pa (大気圧)	373.15 K (100°C)	373.15 K (100°C)	(5.0, 10.0, 0.0)	(-2.0, 5.0, 0.0)

➤ 液膜領域の変数(入力)の分布

温度 [K]	速度 [m/s]	厚み(高さ) [m]
373.15 K (100°C)	(0.0, 1.0, 0.0)	0.001

本報告では、相互作用項の計算結果が輸送モデル式の通りに計算されているかについて確認した結果について示す。液膜と液滴(液相)の間の相互作用である deposition と entrainment に関連した結果を示し、液膜と気相の間の相互作用について、界面での摩擦と伝熱に関する結果を述べ、最後に、液膜と気相との間の蒸発(evaporation)に関連した結果を記載する。

deposition に関する相互作用項の計算結果: deposition による質量輸送(deposition rate)と、それに伴う運動量輸送およびエネルギー輸送についての計算結果を示す。

➤ deposition rate の計算結果について

二流体の液相(液滴)と液膜の間の質量輸送である deposition rate は、以下の式で表される。

deposition rate	
$\dot{m}_{dep} = \text{factor} \times \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_g D_h}} \cdot C$	$\text{factor} = \begin{cases} 0.18 & (C/\rho_g < 0.3) \\ 0.083(C/\rho_g)^{-0.65} & (C/\rho_g > 0.3) \end{cases}$
(C : droplet concentration [kg/m ³])	

(σ : 表面張力、 D_h : hydraulic diameter)

hydraulic diameter を $D_h = 1.0\text{m}$ と与える。また、液滴の濃度 C は、液相の質量密度 ρ_d として取り扱うこととする。二流体領域の圧力と温度を、上述の値に設定した場合、気相密度と液相密度は、それぞれ次のような値になる。

実装した相互作用項の計算処理で使われた液相速度の法線成分と接線成分の値を、以下に示す。

deposition による圧力の計算に用いる
法線方向の液滴速度の値について

deposition によるせん断応力の計算に用いる
接線方向の液滴速度の値について

```

=====
Field Operation And Manipulation
OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
Website: https://openfoam.org
Version: 7
=====
FoamFle
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0/wallFilmRegion";
  object       Udorplet_norm;
}
// *****

dimensions    [0 1 -1 0 0 0 0];
internalField uniform 2;
  
```

```

=====
Field Operation And Manipulation
OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
Website: https://openfoam.org
Version: 7
=====
FoamFle
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volVectorField;
  location     "0/wallFilmRegion";
  object       Udorplet_tang;
}
// *****

dimensions    [0 1 -1 0 0 0 0];
internalField uniform (0 5 0);
  
```

図 2.1.5-5 deposition に伴う運動量輸送の計算値の結果

上図の黄線で示したように、液滴速度の法線成分および接線成分の値は、入力で与えた速度場の通りの結果となっている。また、deposition による圧力は、液滴が液膜に向かう方向に速度を持つ場合のみ発生するような実装されている。

➤ deposition に伴うエネルギー輸送の計算結果について

deposition による液滴(液滴)から液膜へのエネルギー輸送は、以下の式で表される。

deposition によるエネルギー輸送(熱輸送)	$S_{h,dep}^{(l)} = \dot{m}_{dep} h_d$
----------------------------	---------------------------------------

運動量輸送と同様に、deposition に伴うエネルギー輸送は、deposition rate と液滴の物理量である比エンタルピーを掛けることで導出される。

◆ 二流体領域で使用する deposition に伴う相互作用項の計算結果について

二流体領域の液滴(液相)の基礎方程式に表れる deposition に伴う相互作用項は、以下の式となる。

液滴(液相)の基礎方程式で用いる deposition による輸送項	
deposition による質量輸送	$S_{M,dep}^{(d)} = \dot{m}_{dep} / \Delta_{cell}$
deposition による運動量輸送	$S_{U,dep}^{(d)} = \dot{m}_{dep} \mathbf{U}_d / \Delta_{cell}$
deposition によるエネルギー輸送	$S_{h,dep}^{(d)} = \dot{m}_{dep} h_d / \Delta_{cell}$

上式より、先述の液膜計算で用いる相互作用項を、二流体領域側の境界面に接しているセルの高さ Δ_{cell} で割ったものになっており、どの項も、deposition rate をセル高さで割ったもの $\dot{m}_{dep} / \Delta_{cell}$ (deposition による質量輸送項)に依存している。ここでは、deposition による

質量輸送項の計算結果について確認を行う。

上述のように、deposition rate の計算値と、セル高さの値から、相互作用項は、以下の値を持つ。

- deposition rate [kg/(m² · s)] : $\dot{m}_{dep} = 0.2296868741$
- セル高さ [m] : $\Delta_{cell} = 0.1$

よって、二流体領域での deposition による質量輸送項 : $S_{M,dep}^{(d)} = \dot{m}_{dep}/\Delta_{cell} = 2.296868741$
二流体領域でソース項として使われる deposition による質量輸送の計算結果を示す。

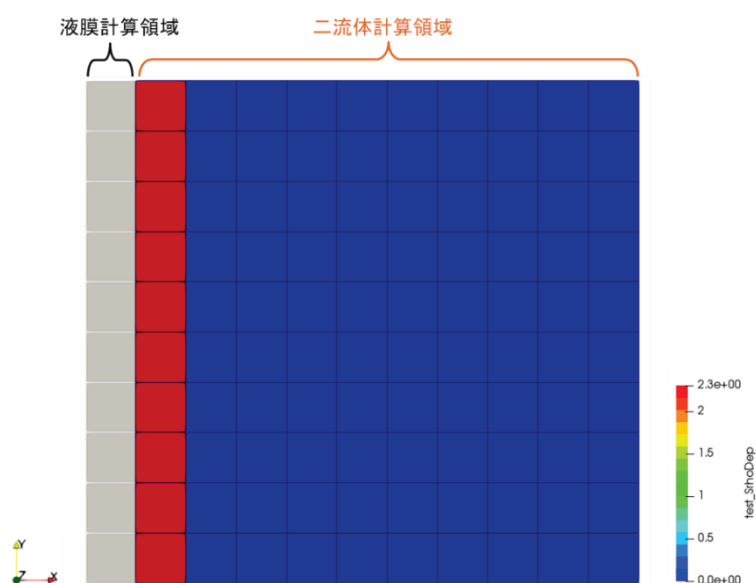


図 2.1.5-6 二流体領域内におけるソース項(deposition に伴う質量輸送項)の分布の結果

赤色で示されたように、二流体領域内でソース項が値を持つセルは、液膜領域と接しているもののみである(液膜と相互作用を起こすセルに対してソース項が割り当てられ、それ以外のセルについては、ゼロとなっている)。(上図では参考として、液膜領域を灰色で表示している。)次に、実際に計算された値を見るために、以下に OpenFOAM の出力ファイルの内容を示す。

エネルギー輸送	deposition によるエネルギー輸送(熱輸送)	$S_{h,ent}^{(l)} = \dot{m}_{ent} h_l$
---------	----------------------------	---------------------------------------

液膜の速度は、面内方向しか速度成分を持たないため、ここでは、**entrainment** により生じる圧力を常にゼロとして扱う。上式から、液膜の基礎方程式で用いられる **entrainment** の運動量輸送とエネルギー輸送は、単に、先ほど求めた **entrainment rate** の値に、液膜の速度と比エンタルピーを掛けているだけなので、これらの計算値については、確認を割愛する。

次に、二流体領域での **entrainment** に伴う相互作用項の計算結果について、二液滴(液相)の基礎方程式に表れる **entrainment** に伴う相互作用項は、次の式ようになる。

液滴(液相)の基礎方程式で用いる entrainment による輸送項	
entrainment による質量輸送	$S_{M,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} / \Delta_{cell}$
entrainment による運動量輸送	$\mathbf{S}_{U,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} \mathbf{U}_l / \Delta_{cell}$
entrainment によるエネルギー輸送	$S_{h,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} h_l / \Delta_{cell}$

先述の **deposition** の場合と同様に、二流体領域で表れる相互作用項は、液膜領域の相互作用項に対して、二流体領域側の境界面に接しているセルの高さ Δ_{cell} で割ったものになっている。上記したように、**entrainment rate** の計算値と、セル高さの値から、二流体領域内での相互作用項は、以下の値となる。

- **entrainment rate** [kg/(m²・s)] : $\dot{m}_{ent} = 1.135482225$
- セル高さ [m] : $\Delta_{cell} = 0.1$

よって、二流体領域での **entrainment** による質量輸送項 : $S_{M,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} / \Delta_{cell} = 11.35482225$ である。

二流体領域でソース項として使われる **entrainment** による質量輸送の計算結果を示す。

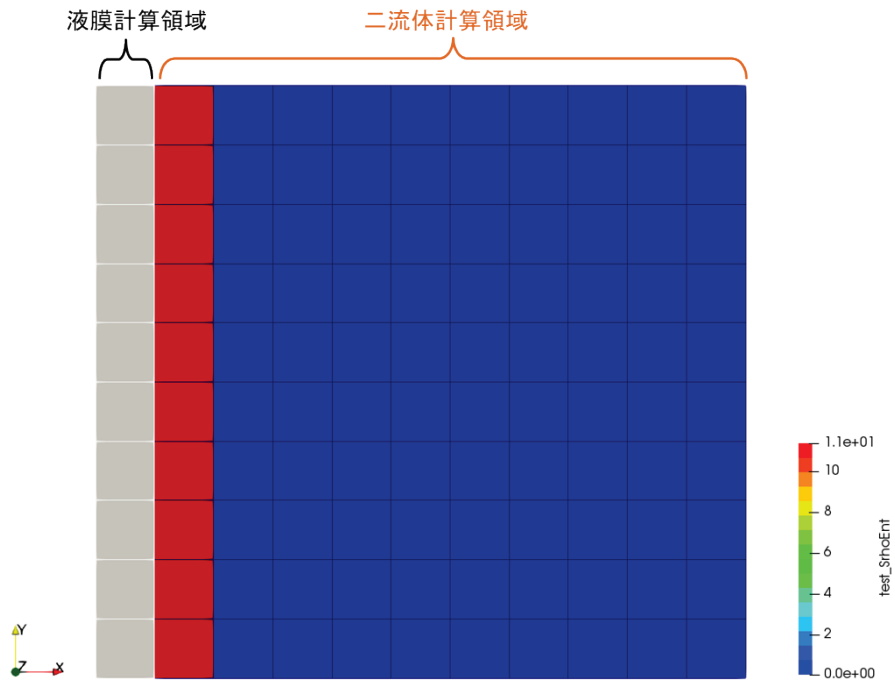


図 2.1.5-9 二流体領域内におけるソース項(entrainment に伴う質量輸送項)の分布の結果

先述した **deposition** の場合と同様に、二流体領域内でソース項が値を持つ領域は、上図の赤色で示された、液膜領域と接している箇所のみであることが確認できる。また、実際に計算された **entrainment** のソース項の値を見るために、以下に **OpenFOAM** の出力ファイルの内容を記す。

上図より、二流体領域でソース項として使われる **entrainment** の運動量輸送項の値が、検算で求めた値($S_{U,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} \mathbf{U}_l / \Delta_{cell}$)と一致している

同様に、二流体領域でソース項として使われる **entrainment** によるエネルギー輸送の計算結果を示す。液膜の温度と液膜周囲の圧力(二流体の圧力)を入力として与えた場合、液膜の比エンタルピーは、 $h_l = 316460.8664$ [J/kg]となる。よって、**entrainment rate** の値とセル高さの値から、二流体領域での **entrainment** によるエネルギー輸送項： $S_{h,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} h_l / \Delta_{cell} = 3593356.88705$ となる。

二流体領域でソース項として使われる **entrainment** による運動量輸送の計算結果として、OpenFOAM の出力ファイルの内容を記載する。(ソース項の分布図については、質量輸送項と同じため省略する。)

```

=====
Field      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
Operation  | Website: https://openfoam.org
And        | Version: 7
Manipulation |
=====
foamFile
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField::Internal;
  location     "0";
  object       test_ShEnt;
// *****

dimensions    [ 1 -1 -3 0 0 0 ];
value         nonuniform List<scalar>
00
3593356.888
=====
3593356.888
=====

```

左図にあるように、二流体領域内のセルのうち、値がゼロでないものと、値がゼロになっているものがある。
また、左図の黄線で示したように、ゼロでない値は、**3593356.888** となっていることがわかる。

図 2.1.5-12 二流体領域内におけるソース項(entrainmentに伴うエネルギー輸送項)の計算値の結果

上図より、二流体領域でソース項として使われる **entrainment** のエネルギー輸送項の値が、検算で求めた値($S_{h,ent}^{(d)} = \dot{m}_{ent} h_l / \Delta_{cell}$)と一致している

液膜と気相界面での摩擦項の計算結果：二流体の気相と液膜の界面での摩擦による運動量輸送項は、次のような式で表される。

液膜・気相間の摩擦項 (運動量輸送項)	
$S_{U_t,fric}^{(l)} = -\frac{1}{2} C_{f,i} \rho_g u_{rel} \mathbf{u}_{rel}$	$\mathbf{u}_{rel} = \mathbf{U}_l - \mathbf{U}_g$ (相対速度)
	$C_{f,i} = 0.005(1 + 300 \delta / D_h)$

上式は、液膜と気相との速度差に比例する項となっており、比例係数は $C_{f,i} \rho_g u_{rel} / 2$ となっている。上記の輸送項計算の確認として、ここでは、この比例係数が、式通りに求められ

ているかどうかを確認する。液膜速度は(0.0, 1.0, 0.0)で、気相速度は(5.0, 10.0, 0.0)、液膜の厚みは 0.001 として与えており、気相密度と hydraulic diameter は上述のものと同じ値としている。これらの値を用いて、液膜・気相間の摩擦項を計算した結果を以下に示す (OpenFOAM の出力ファイルの内容を示す)。

```

/*-----* C++ *-----*/
=====
Field      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
Operation  | Website: https://openfoam.org
And        | Version: 7
Manipulation
-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0/wallFilmRegion";
  object       csFriction;
}
// *****

dimensions    [1 -2 -1 0 0 0];
internalField uniform 0.0196868569;

```

左図の黄線で示したように、摩擦項の比例係数の計算結果は、液膜領域内で一様に、0.0196868569 の値を持つ。

図 2.1.5-13 膜と気相界面での摩擦項の比例係数の計算値の結果

液膜速度 $\mathbf{U}_l = (0 \ 1 \ 0)$ 、気相速度 $\mathbf{U}_g = (5 \ 10 \ 0)$ 、気相密度 $\rho_g = 0.5883558703$ 、液膜厚み $\delta = 0.001$ 、 $D_h = 1.0$ のそれぞれの値を用いて、摩擦項の比例係数、 $C_{f,i} \rho_g u_{rel} / 2$ を計算した結果と一致している。

二流体領域での液膜と気相界面での気相界面での摩擦項の計算について、気相の基礎方程式に表れる液膜との摩擦による相互作用項を、以下に示す。

気相の基礎方程式で用いる液膜・気相間の摩擦項 (運動量輸送項)	
$\mathbf{S}_{U_t,fric}^{(g)} = -\mathbf{S}_{U_t,fric}^{(l)} / \Delta_{cell} = \frac{1}{2} \frac{C_{f,i} \rho_g u_{rel}}{\Delta_{cell}} (\mathbf{U}_l - \mathbf{U}_g)$	$C_{f,i} = 0.005(1 + 300 \delta / D_h)$

上式は、液膜の基礎方程式で使用する項に対して符号を変えて、セル高さ Δ_{cell} で割ったものになっている。この相互作用項の確認は、先ほど同様に、比例係数 $C_{f,i} \rho_g u_{rel} / (2\Delta_{cell})$ が、式通りに求められているかについて確認する。 $C_{f,i} \rho_g u_{rel} / 2 = 0.0196868569$ となっており、セル高さは $\Delta_{cell} = 0.1$ なので、摩擦項の比例係数は $C_{f,i} \rho_g u_{rel} / (2\Delta_{cell}) = 0.196868569$ となる。二流体領域でソース項として使われる液膜・気相界面の摩擦項の比例係数の計算結果として、OpenFOAM の出力ファイルの内容を以下に示す。

```

----- C++ -----
//
// Field | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
// Operation | Website: https://openfoam.org
// And | Version: 7
// Manipulation |
//
-----
FoamFile
{
  version 2.0;
  format ascii;
  class volScalarField::Internal;
  location "0";
  object test_coeffFriction;
}
// ..... //
dimensions [1 -3 -1 0 0 0];
value nonuniform List<scalar>
100
(
  0.196868569
  0
  0
  0
  0
  0
  0
  0
  0
  0
  0.196868569
  0
  0
  0
  0
)

```

左図にあるように、二流体領域内のセルのうち、値がゼロでないものと、値がゼロになっているものがある。

また、左図の黄線で示したように、ゼロでない値は、0.196868569 となっていることがわかる。

図 2.1.5-14 二流体領域内におけるソース項(液膜・気相界面の摩擦項の比例係数)の計算値の結果

上図より、二流体領域でソース項として使われる液膜・気相界面の摩擦項の比例係数の値が、検算で求めた値 $C_{f,i} \rho_g u_{rel} / (2\Delta_{cell})$ と一致している

液膜と気相界面でのエネルギー輸送項(熱輸送項)の計算: 二流体の気相と液膜の界面での伝熱に伴うエネルギー輸送項は、次のような式で表される。

液膜・気相間のエネルギー輸送項	
$S_{h,IF}^{(l)} = -k_{g,eff} \frac{T_l - T_g}{\delta/2} = k_{g,eff} \frac{T_g - T_l}{\delta/2}$	($k_{g,eff}$: 乱流による熱拡散を含む有効熱伝導率)

これまでの動作テストでは、液膜温度 T_l と気相温度 T_g を同じ値として与えていたが、そのままでは、上記の項はゼロになるので、ここでの実装確認として、気相温度の値を $T_g = 378.15[\text{K}] (105^\circ\text{C})$ に変更する。(それ以外の値については、これまでと同じものを使用する) 気相温度と大気圧条件を加味すると、気相の熱伝導率は、以下の値となる。

- ・ 気相の有効熱伝導率: $k_{g,eff} = 0.06061971991$

熱伝導率と、液膜・気相の各温度、ならびに液膜厚みを用いて、界面での伝熱項を計算した結果を以下に示す。

```

/*----- C++ -----*/
//
//      F i e l d
//      O p e r a t i o n
//      A n d
//      M a n i p u l a t i o n
//
//      OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
//      Website:  https://openfoam.org
//      Version:  7
//
FoamFile
{
    version      2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0/wallFilmRegion";
    object      qFluxIntFace;
}
// *****

dimensions      [1 0 -3 0 0 0 0];
internalField   uniform 606.1971991;

```

左図の黄線で示したように、エネルギー輸送項の計算結果は、液膜領域内で一様に、606.1971991 の値を持つ。

図 2.1.5-15 液膜と気相界面でのエネルギー輸送項の計算値の結果

上記の結果は、液膜温度 $T_l = 373.15$ 、気相温度 $T_g = 378.15$ 、液膜厚み $\delta = 0.001$ 、気相の有効熱伝導率 $k_{g,eff} = 0.06061971991$ のそれぞれの値を用いて、界面でのエネルギー輸送の式、

$$S_{h,IF}^{(l)} = -k_{g,eff} \frac{T_l - T_g}{\delta/2}$$

を計算した結果と一致している。

液膜と気相界面でのエネルギー輸送項(熱輸送項)

二流体領域の気相の基礎方程式に表れる液膜との伝熱による相互作用項を、以下に示す。

気相の基礎方程式で用いる液膜・気相間の摩擦項 (運動量輸送項)	
$S_{h,IF}^{(g)} = -S_{h,IF}^{(l)} / \Delta_{cell} = -\frac{k_{g,eff}}{\Delta_{cell}} \frac{T_g - T_l}{\delta/2}$	($k_{g,eff}$: 乱流による熱拡散を含む有効熱伝導率)

液膜の基礎方程式で使用する項に対して符号を変えて、セル高さ Δ_{cell} で割ったものとなっている。液膜領域での伝熱項の値は $S_{h,IF}^{(l)} = 606.1971991$ で、セル高さは $\Delta_{cell} = 0.1$ なので、二流体領域で使用される伝熱項は、 $S_{h,IF}^{(g)} = -S_{h,IF}^{(l)} / \Delta_{cell} = -6061.971991$ という値となる。下に、二流体領域でソース項として使われる液膜・気相界面のエネルギー輸送項の計算結果として、OpenFOAM の出力ファイルの内容を示す。

これらの値を用いて、液膜・気相間の evaporation rate を計算した結果を以下に示す (OpenFOAM の出力ファイルの内容を示す)。

```

.....* C++ .....*
=====
//
// \ /  F i e l d      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
//  \ /  O p e r a t i o n | Website: https://openfoam.org
//   \ /  A n d          | Version: 7
//    \ /  M a n i p u l a t i o n |
//-----*
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0/wallFilmRegion";
  object       mdotEvap;
}
//-----*
//
// Dimensions      [1 -2 -1 0 0 0];
// InternalField   nonuniform List<scalar> 10(0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725 0.3602517725);

```

上図の黄線で示したように、evaporation rate の計算結果は、液膜領域内で一様に、0.3602517725 の値を持つ。(図では nonuniform とあるが、全てのセルで同一の値を持っている。)

図 2.1.5-17 evaporation rate の計算値の結果

結果は、壁面からの熱流束 $q_w^{(l)} = 1.63 \times 10^6$ と、蒸発潜熱 $L_{evp}^{l \leftrightarrow g} = 2259516.438$ の値を用いて、evaporation rate の式 $\dot{m}_{evp} = q_w^{(l)} / L_{evp}^{l \leftrightarrow g}$ を計算した結果と一致している。

➤ 蒸発(evaporation)に伴う反跳圧の計算結果について

蒸発に伴う液膜の運動量変化への寄与として、蒸発により生じる反跳圧があり、以下の式で表される。

蒸発に伴う反跳圧	$p_{evp} = \frac{1}{2} \rho_g u_{evp}^2 = \frac{(\dot{m}_{evp})^2}{2\rho_g}$ (蒸発速度: $u_{evp} = \dot{m}_{evp} / \rho_g$)
----------	--

上式より、先ほど述べた evaporation rate と気相密度から、蒸発に伴う反跳圧が計算されることになる。

それぞれの値は、次のようになっている。

- evaporation rate : $\dot{m}_{evp} = 0.3602517725$
- 気相密度 : $\rho_g = 0.5883558703$

以下に、蒸発に伴う反跳圧を計算した結果を以下に示す (OpenFOAM の出力ファイルの内容を示す)。

```

.....* C++ .....*
=====
//
// \ /  F i e l d      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
//  \ /  O p e r a t i o n | Website: https://openfoam.org
//   \ /  A n d          | Version: 7
//    \ /  M a n i p u l a t i o n |
//-----*
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0/wallFilmRegion";
  object       pressEvap;
}
//-----*
//
// Dimensions      [1 -1 -2 0 0 0];
// InternalField   nonuniform List<scalar> 10(0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311 0.1102915311);

```

上図の黄線で示したように、反跳圧の計算結果は、液膜領域内で一様に、0.1102915311 の値を持つ。(図では nonuniform とあるが、全てのセルで同一の値を持っている。)

図 2.1.5-18 蒸発に伴う反跳圧の計算値の結果

二流体領域でソース項として使われるエネルギー輸送項の値が、検算で求めた値($S_{h,evp}^{(g)} = S_{h,evp}^{(l)}/\Delta_{cell}$)と一致している。

2.1.5.3. 蒸気単相条件での単管試験体におけるスワールスぺーサによる乱流生成と熱伝達向上に関する数値解析

昨年度に引き続き、蒸気単相条件での単管試験体（詳細は xxx 節参照）で実施した蒸気単相伝熱試験に関する解析を実施した。昨年度の成果に加えてスぺーサによる乱流生成とそれによる熱伝達の向上に関する洞察を得た。

解析モデル

本解析は、オープンソースコードの **OpenFOAM ver. 2.3.1** により実施した。解析において重要となる乱流モデルに関しては、乱流効果をモデル化して平均場を予測する RANS(Reynolds-Averaged Navier Stokes)解析とした。RANS 解析における、運動量輸送方程式およびエンタルピーの輸送方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\langle \rho \rangle [u_i]) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\langle \rho \rangle [u_i][u_j]) \quad (2.1.5-10)$$

$$= -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left(\frac{\partial [u_i]}{\partial x_j} + \frac{\partial [u_j]}{\partial x_i} \right) - \langle \rho \rangle [u'_i u'_j] \right\} + F_b$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\langle \rho \rangle [h]) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\langle \rho \rangle [u_i][h]) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha \frac{\partial [h]}{\partial x_i} - \langle \rho \rangle [u'_i h'] \right) + \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial t} \quad (2.1.5-11)$$

ここで、 u_i 、 ρ 、 p 、 h は、それぞれ i 方向の流速、密度、圧力、エンタルピーを表している。また、 μ 、 α は分子粘性係数および熱拡散係数である。さらに、 F_b は浮力項を表している。加えて、記号の $\langle \rangle$ は各物理量のレイノルズ平均量、 $[\]$ はファール密度平均量を表現している。式(2.1.5-10)および(11)の右辺の変動量を含む項($\langle \rho \rangle [u'_i u'_j]$ および $\langle \rho \rangle [u'_i h']$)に関しては、SGDH(Simple Gradient Diffusion Hypothesis)をベースに以下のようにモデル化した。

$$\langle \rho \rangle [u'_i u'_j] = -\mu_t \left(\frac{\partial [u_i]}{\partial x_j} + \frac{\partial [u_j]}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \langle \rho \rangle k \quad (2.1.5-12)$$

$$\langle \rho \rangle [u'_i h'] = -\alpha_t \frac{\partial [h]}{\partial x_i} \quad (2.1.5-13)$$

ここで、 μ_t は乱流粘性係数、 k は乱流エネルギーを表している。また、 α_t は乱流拡散係数である。本解析では、昨年度の成果を踏まえ、SST k - ω モデル[10]により以下のように μ_t を導出する。

$$\mu_t = \langle \rho \rangle \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)}, S = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.1.5-14)$$

ここで、 ε は乱流エネルギーの散逸率を表し、 ω は (k/ε) で乱流の時間スケールである。式(2.1.5-14)に含まれるモデル関数および係数は以下の通り、

$$\alpha_1 = \frac{5}{9}$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega x_n}, \frac{500\mu}{\rho x_n^2 \omega} \right) \right] \right] \quad (2.1.5-15)$$

乱流粘性係数を導出するための乱流諸量の輸送方程式は以下のように表現される。

乱流エネルギー k の輸送方程式

$$\frac{\partial \langle \rho \rangle k}{\partial t} + \frac{\partial \langle \rho \rangle [u_i] k}{\partial x_i} = P_k - \langle \rho \rangle \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (2.1.5-16)$$

$$\sigma_k = 1.0$$

P_k は乱流エネルギーの生成項であり、乱流粘性係数と平均速度勾配により以下の様に表現される。

$$P_k = \min(10\beta^* k \omega, 2\mu_t S^2) \quad (2.1.5-17)$$

$$\beta^* = 0.09$$

上記のように、SST k - ω モデルの場合は、乱流エネルギーの過度な生成を抑制するためのリミッターが設けられている。

乱流の時間スケール ω の輸送方程式

$$\frac{\partial \langle \rho \rangle \omega}{\partial t} + \frac{\partial \langle \rho \rangle [u_i] \omega}{\partial x_i} = \alpha \langle \rho \rangle S^2 - \beta \langle \rho \rangle \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \quad (2.1.5-18)$$

$$+ 2(1 - F_1) \langle \rho \rangle \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

$$\alpha = 0.44$$

$$\beta = 0.083$$

$$\sigma_\omega = 0.5$$

$$\sigma_{\omega 2} = 0.856$$

$$F_1 = \tanh \left[\left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega x_n}, \frac{500\mu}{\rho x_n^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{kw} x_n^2} \right] \right] \right]^4 \quad (2.1.5-19)$$

$$CD_{kw} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right)$$

式(2.1.5-18)の右辺第4項は交差拡散項と呼ばれ、壁面近傍では k - ω モデル、壁面から離れた位置では k - ε モデルにスムーズに切り替わるように設計されている。

解析条件

本解析では、測定部のみを対象として実施した。解析対象となる実験は、2 MPa の圧力条件下で、試験部入口での流体温度は 324 °C、バルク流速は 11.2 m/s とした。この結果、入口部のレイノルズ数は 44000 となった。試験部でのヒータパワーは 2 kW とした。

解析メッシュを図 2.1.5-21 に示す。断面中央部のメッシュサイズは 0.3×0.3 mm² となっており、壁付近は 6 層のプリズムメッシュも用いて、速度境界および熱伝達を正確に予測できるようにした。解析全体でのメッシュ数は 320 万となった。

解析結果

流れの構造：図 2.1.5-22 に、下式で定義されるスワールスペーサの影響で発生する二次流れ (Secondary flow) の様相を示す。

$$Us_{mag} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2} \quad (2.1.5-20)$$

スペーサ付近では、4 つのスワール型ベーンの影響で、4 つの大きな渦構造がみられる。下流方向に進みにつれて、二次流れが減衰していることがわかる。また、4 つの渦構造の境界はあいまいになり、単一の旋回流に遷移する。この流れの変化は $z/D=2 \cdot 10$ でみられる。さらに下流 ($z/D > 10$) では、単一の旋回流が出口境界まで維持されていることが図 2.1.5-23 からわかる。

実験結果および熱伝達に関する実験相関式との比較：図 2.1.5-24 に、過熱部の壁面温度の流れ方向分布を示す。実験結果は、下流方向に進むにつれて内壁温度が上昇することを示しており、解析結果もそれをよく再現している。測定結果と境界条件に基づき導出した、熱伝達係数を図 2.1.5-25 に示す。本図は、完全に発達した下流部でのヌセルト数 Nu_∞ で正規化されている。なお、 Nu_∞ は Dittus-Boelter の相関式に基づき導出している。本解析結果は、本事業で実施した実験データと良い一致を示しているが、Dittus-Boelter の式での予測値よりも 10% 低い結果となっている。スペーサに近い領域では、熱伝達の顕著な向上がみられ、解析でもそれを再現している。この熱伝達の向上は、およそ 10D 程度までみられる。Yao ら (1982) は、スワールスペーサによる熱伝達向上を以下のモデル式で表現している。

$$\frac{Nu}{Nu_\infty} = [1 + 5.55\varepsilon_b^2 e^{-0.13(z/D)}] \cdot [1 + A^2 \tan^2 \phi e^{-0.034z/D}]^{0.4} \quad (2.1.5-21)$$

ここで ε_b はスペーサの閉塞率を表す。A はスワールベーンの投影面積、 ϕ は軸方向に対するベーンの角度である。本解析結果は、Yao らの式と良い一致を示していることから、スペーサによる熱伝達向上が高精度で予測できていると結論付けられる。

乱流エネルギーと生成率：図 2.1.5-26 に、乱流エネルギーの空間分布を示す。乱流エネル

ギーの大きな値は、熱伝達が向上している $z/D=10$ 程度まで確認できる。次に、乱流エネルギーの生成率の空間分布を図 2.1.5-27 に示す。スワールスぺーサによる二次流れにより、スぺーサ直下で乱流エネルギーが大量に生成されていることが分かる。また、乱流発生率はスぺーサからの距離の増加とともに徐々に減少している。図 2.1.5-28 に、乱流エネルギー生成率の断面積分値を示している。この図からも、スぺーサ直下で乱流エネルギーが生成されていることが分かる。 $z/D < 2$ では、スぺーサから離れるにつれて、急速に生成率が減衰している様子が見られる。図 2.1.5-22 でみられる 4 つの渦から単一渦への遷移領域 ($z/D=2-10$) では、減衰傾向は緩やかになっており、 $z/D > 10$ ではほぼ一定となっている。注目すべきこととして、 $z/D > 10$ の値はスぺーサなしの場合とほとんど変わらないことである。これは、図 2.1.5-22 でみられる旋回流れ場は、乱流の生成には寄与しないことを示している。

以上の、CFD 解析の結果は、スワールスぺーサによって生じる乱流生成への直接的な影響が $z/D < 10$ に限定されるため、熱伝達はその領域で増大することを示している。さらに、本解析はさまざまな種類のスぺーサの熱伝達向上への影響を調査するため、スぺーサ下流域での乱流エネルギーの生成を正確に予測・評価することが有用であることを示している。

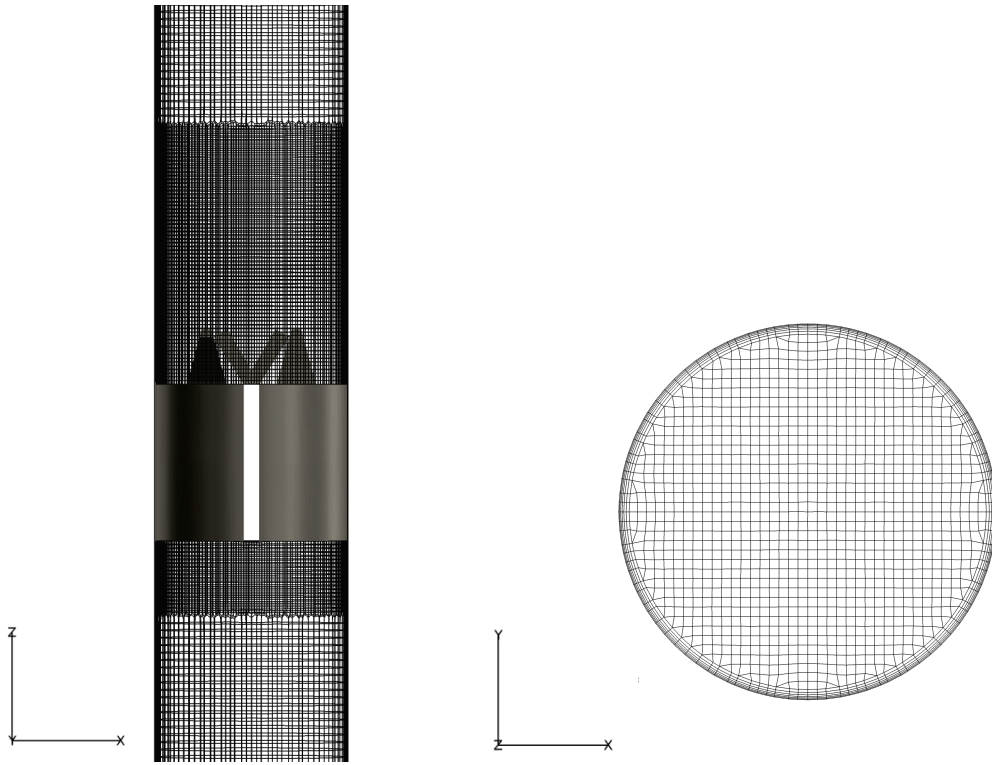


図 2.1.5-21 解析メッシュ

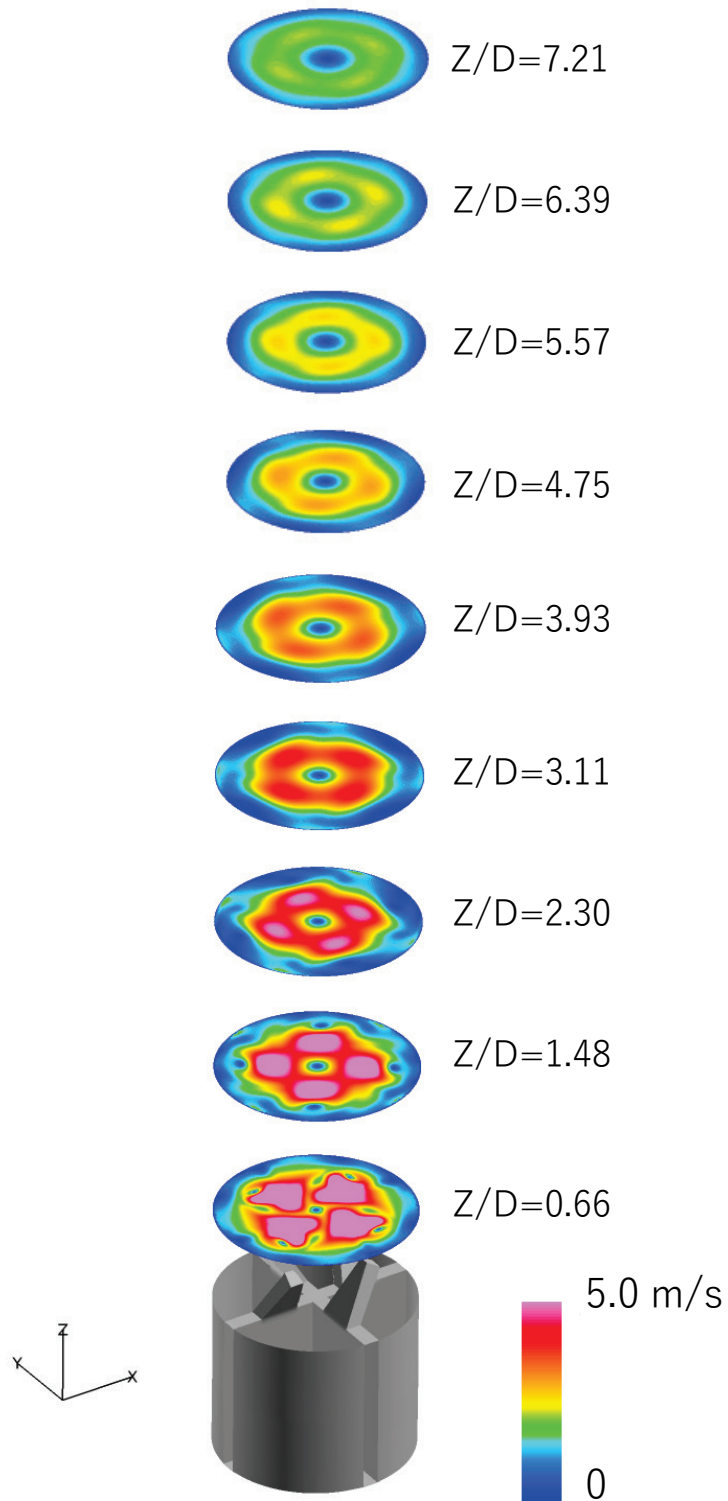


図 2.1.5-22 スペーサ下流の二次流れ

$Z/D=40$

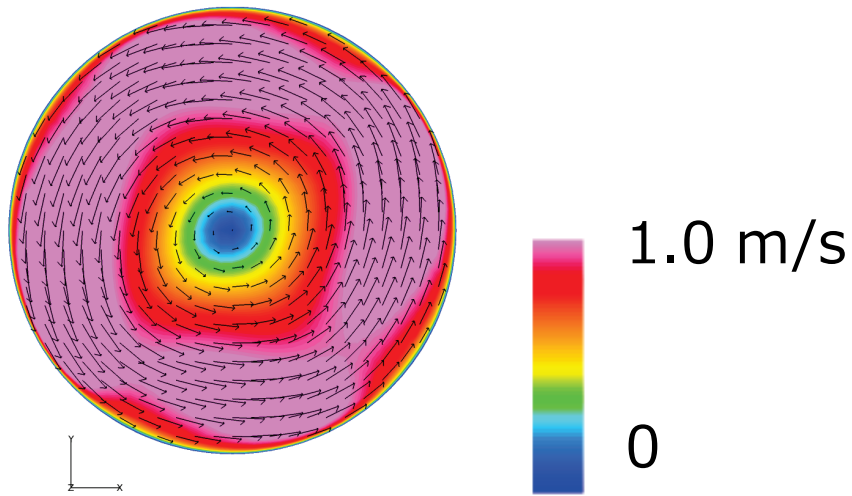


図 2.1.5-23 スペーサ下流の二次流れ $z/D=40$

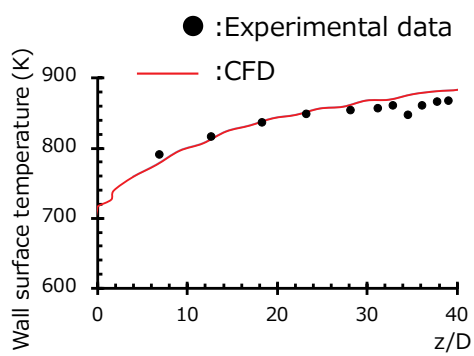


図 2.1.5-24 壁面温度

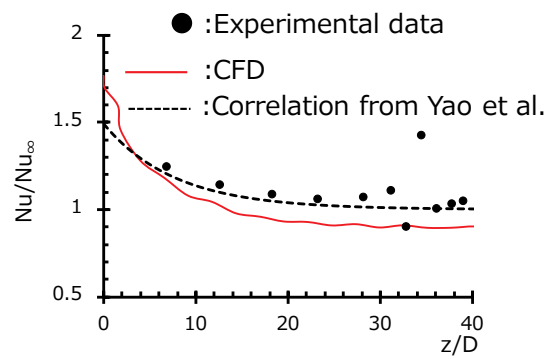


図 2.1.5-25 熱伝達率

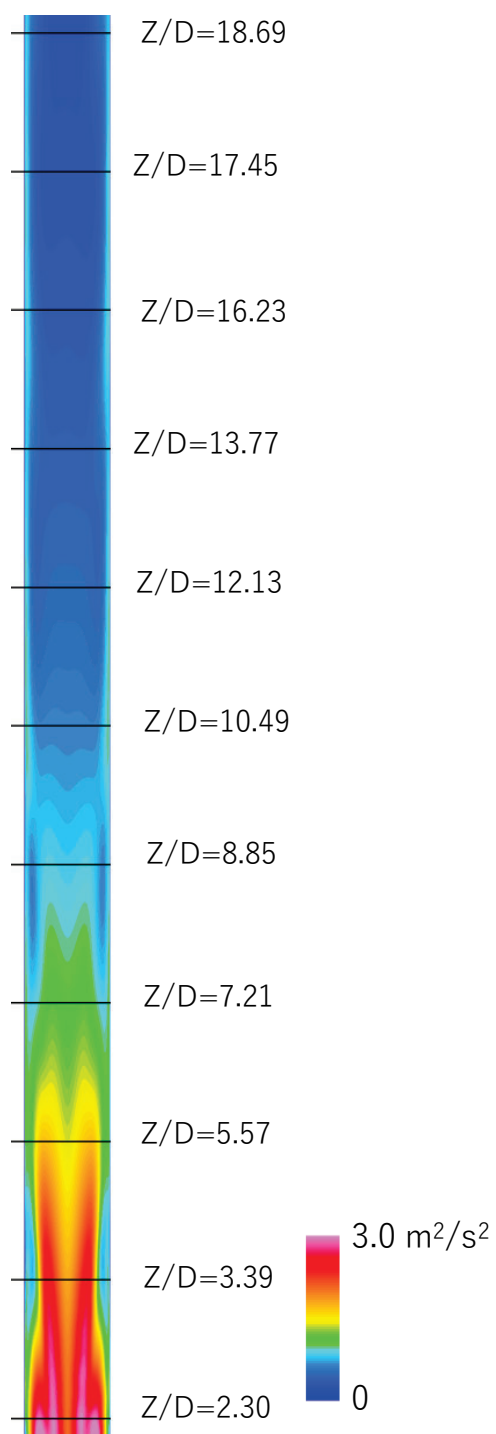


図 2.1.5-26 乱流エネルギー

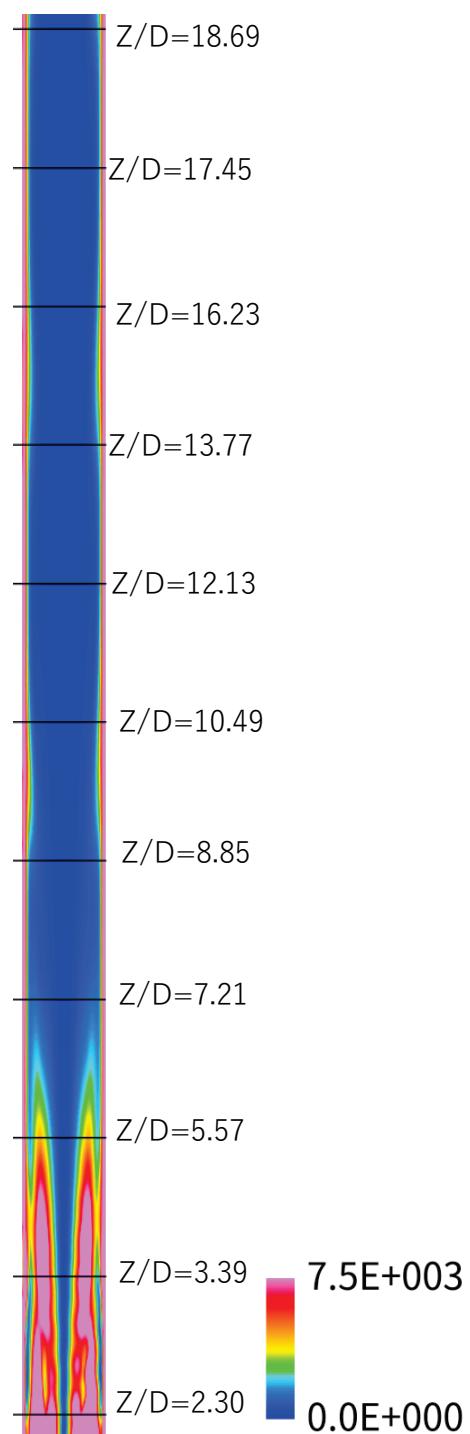


図 2.1.5-27 乱流エネルギーの生成率

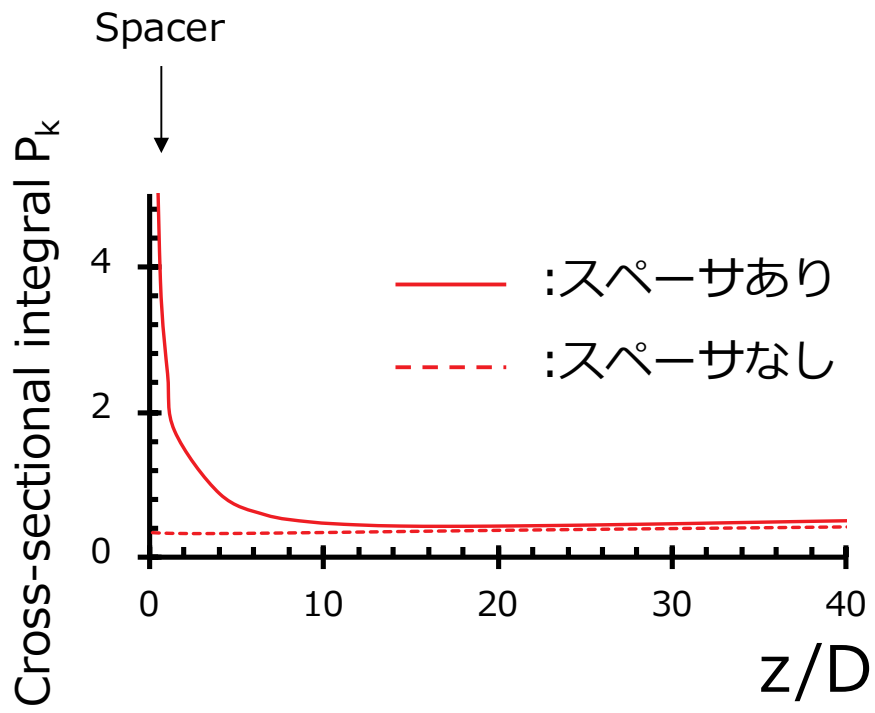


図 2.1.5-28 乱流エネルギーの生成率の断面積分値

2.2. PWR を模擬した総合効果実験

PWR の事故時熱水力挙動を模擬する総合効果実験装置(LSTF)を用いた実験を通じて、東京電力(株)福島第一原子力発電所事故の様な極めて過酷な多重事故条件での炉心損傷防止のためのアクシデントマネジメント(AM)策の有効性を検討する。本年度は、炉心露出の可能性を調べるため、高圧注入系、補助給水系及び蓄圧注入系の不作動を仮定した場合の SG 伝熱管複数本破損事故模擬実験を実施する。SG 伝熱管複数本破損事故は、地震レベル 1PRA(確率論的リスク評価)で炉心損傷に直結する事故シーケンスに分類されるが、関連実験は少なく、従来知見が不十分である。そこで、LSTF を用いて、SG 伝熱管複数本破損事故からの回復操作を模擬した非定常実験を実施する。

2.2.1. 蒸気発生器(SG)伝熱管複数本破損事故実験

過去の ROSA-IV 及び ROSA-V 計画において、SG 伝熱管複数本破損事故に関する 4 回の実験(実験番号：SB-SG-02[1]、SB-SG-10[2, 3]、SB-SG-16[4]、SB-SG-17[5])、また、OECD/NEAROSA-2 プロジェクトにおいて、SG 伝熱管 1 本破損事故に関する実験(実験番号：SB-SG-15[6])を各々実施している。

- ◇ SB-SG-02 実験(1989 年)では、高圧注入系の不作動を仮定した。また、燃料被覆管温度の上昇が観察された時点で両ループの SG 二次側へ給水し、炉心がクエンチすることを確認した。さらに、所定の時間で健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や加圧器逃し弁開放による一次系減圧を開始し、蓄圧注入系が作動することを確認した。
- ◇ SB-SG-10 実験(1992 年)では、所定の時間で高圧注入系作動による低温側配管や高温側配管への冷却材注入[配管内温度成層を確認]と健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や両ループの SG 二次側への給水を開始した。また、所定の高温側配管流体温度で加圧器逃し弁開放による一次系減圧を開始し、一次系と破断ループ(ループ B)の SG 二次側の圧力が均圧した時点まで継続した。
- ◇ SB-SG-15 実験(2010 年)では、所定の時間で高圧注入系作動による低温側配管への冷却材注入[配管内温度成層を確認]と健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や両ループの SG 二次側への給水を開始した。また、所定の高温側配管流体温度で加圧器補助スプレイによる一次系減圧を開始し、一次系と破断ループ(ループ B)の SG 二次側の圧力が均圧した時点まで継続した。
- ◇ SB-SG-16 実験(2017 年)では、高圧注入系の不作動を仮定した。また、所定の時間で健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧を開始した。さらに、一次系と破断ループ(ループ B)の SG 二次側の圧力が均圧した時点で、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を実施した。
- ◇ SB-SG-17 実験(2018 年)では、所定の時間で高圧注入系作動(単一故障を仮定)によ

る低温側配管への冷却材注入[配管内温度成層を確認]と健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や両ループの SG 二次側への給水を開始した。さらに、所定の健全ループ高温側配管流体温度で、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を実施し、一次系と破断ループ(ループ B)の SG 二次側の圧力が均圧した時点まで継続した。

SG 伝熱管複数本破損事故実験(実験番号: SB-SG-18)の主な初期条件は、以下の通りである。初期条件に設定後、破断弁開による実験開始まで 1 時間以上維持し、LSTF システム全体を熱的に安定させる。

- 炉心出力は LSTF の最高出力である 10 MW とし、軸方向炉心出力分布は 9 領域から成るコサイン分布でピーキングファクターは 1.49、径方向高出力領域のピーキングファクターは 1.51 とする。
- 加圧器と SG 二次側の圧力は、それぞれ 15.5 MPa、7.3 MPa とする。
- 高温側配管と低温側配管の流体温度は、それぞれ 598 K、562 K とする。
- 一次系ループ流量は 25 kg/s とし、一次系冷却材ポンプの回転数により調整する。
- 加圧器と SG 二次側の水位は、それぞれ 7.2 m (加圧器全容積の 65%相当)、10.3 m (SG 伝熱管のうち、長い管の頂部付近) とする。
- SG 主給水流量は 1 ループ当り 2.7 kg/s、主給水温度は 495 K とする。

SB-SG-18 実験では、SB-SG-02、SB-SG-10、SB-SG-16 及び SB-SG-17 実験と同様、SG 伝熱管 6 本ギロチン破断(1/48 体積比)を模擬する。このとき、破断ループ(ループ B)の SG の入口プレナムから二次側に接続した破断ユニットにおける破断口は、内径 10.1 mm のオリフィスを用いて模擬する(図 2.2.1-1)。また、回復操作として、スクラム信号発信から 720 秒後、健全ループ(ループ A)の SG 逃し弁の開放による二次側減圧を開始し、一次系と破断ループ(ループ B)の SG 二次側の圧力が均圧した時点で、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を実施する。実験の主な仮定は、以下の通りである。

- 時刻ゼロに破断信号を発信し、破断ループ(ループ B)の SG の入口プレナムから二次側に接続した破断ユニットの破断弁を開にすることで実験を開始する。
- 高圧注入系、補助給水系及び蓄圧注入系の不作動を仮定する。
- SB-SG-15 実験と同様、スクラム信号発信により SG 主蒸気止め弁を閉止する。ここで、加圧器圧力が 12.97 MPa に低下時点でスクラム信号が発信する。
- SB-SG-15 実験と同様、スクラム信号発信から 31 秒後、両ループの SG 二次側への主給水を停止する。
- SB-SG-15 実験と同様、スクラム信号発信から 600 秒後、両ループの SG 主蒸気隔離弁を閉止する。
- SG 逃し弁の開/閉圧力は 8.03/7.82 MPa である。このとき、SG 逃し弁は内径 16.2 mm のオリフィスを用いて模擬する。

- 一次系冷却材ポンプ回転数と炉心出力は、SB-SG-15 実験と同様、それぞれ表 2.2.1-1 と表 2.2.1-2 に示す予め定めた計画値を与える。
- スクラム信号発信から 720 秒後、健全ループ(ループ A)の SG 逃し弁の開放による二次側減圧を開始する。
- SB-SG-15 実験と同様、加圧器圧力が 12.27 MPa に低下時点で SI 信号が発信する。
- 加圧器と破断ループ SG 二次側の圧力が均圧後、一次系減圧促進のため、加圧器逃し弁の開放操作を開始し、試験終了まで継続する。なお、加圧器逃し弁からの流出流量を評価するため、当該弁下流を ST タンクに接続する。このとき、加圧器逃し弁は、内径 10.18 mm のオリフィスを用いて模擬する。
- 炉心出口温度が 623K に到達したことを確認した時点で、炉心冷却のため、高圧注入系を手動作動する。このとき、高圧注入系(両ループ)の低温側配管(両ループ)への注入流量は、1 ループ当たり約 0.6kg/s とする。

表 2.2.1-1 スクラム信号発信後の一次系冷却材ポンプ回転数

時間 (秒)	ポンプ 回転数比	時間 (秒)	ポンプ 回転数比	時間 (秒)	ポンプ 回転数比
0	1.000	30	0.280	80	0.125
2	0.850	40	0.220	90	0.110
5	0.730	50	0.185	100	0.100
10	0.540	60	0.160	250	0.000
20	0.370	70	0.140		

表 2.2.1-2 スクラム信号発信後の炉心出力

時間 (秒)	炉心出力 (MW)	時間 (秒)	炉心出力 (MW)	時間 (秒)	炉心出力 (MW)	時間 (秒)	炉心出力 (MW)
0*	10	80	3.042	600	1.832	8000	0.814
18	10	100	2.763	800	1.577	10000	0.763
20	8.150	150	2.423	1000	1.487	20000	0.629
30	5.366	200	2.263	1500	1.342		
40	4.504	300	2.079	2000	1.238		
50	3.906	400	2.000	3000	1.096		
60	3.538	500	1.913	5000	0.936		

表 2.2.1-3 に SB-SG-18 実験で観察された主な事象の時系列の推移を示す。また、図 2.2.1-

2～図 2.2.1-15 に主な実験データを 0～6000 秒でグラフ表示する。加えて、図 2.2.1-16 は 4600～5600 秒でグラフ表示する。SB-SG-18 実験で観察された主な熱水力挙動を以下にまとめるとめる。

破断後、加圧器圧力が 12.97 MPa に低下した 72 秒にスクラム信号が発信するとともに、SG 主蒸気止め弁を閉止した。炉心出力は事前に定めた出力曲線にしたがい 93 秒から減衰を開始した(図 2.2.1-2)。また、両ループの一次系冷却材ポンプ回転数は事前に定めた回転数曲線にしたがい 72 秒にコーストダウンを開始し、一次系ループ流量も低下し、323 秒に一次系冷却材ポンプを停止した(図 2.2.1-3)。

破断後、加圧器水位は単調に低下し、124 秒に加圧器水位を喪失した(図 2.2.1-4)。1400 秒に加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を開始すると、加圧器水位は回復し、約 3000 秒までに約 10 m まで到達した。約 3500 秒以降、加圧器水位は低下し続けた。

加圧器水位の喪失後まもなく高温側配管の両ループでは水位を形成した(図 2.2.1-5)。その後、ループ A、ループ B の高温側配管の水位はいずれも配管内径高さの約 3/4 まで低下した。高温側配管の水位は一時的な低下や上昇を伴いながら推移したが、約 3400 秒から顕著な水位低下を開始し、ループ A、ループ B の高温側配管の水位はそれぞれ約 3800 秒まで、約 5400 秒までにほぼゼロになった。5157 秒での高圧注入系の手動作動により(図 2.2.1-10)、高温側配管の水位は徐々に回復した。

低温側配管の両ループでは 346 秒に水位を形成した(図 2.2.1-6)。その後、ループ A、ループ B の低温側配管の水位はいずれも配管内径高さの約 3/4 まで低下した。低温側配管の水位は一時的な低下や上昇を伴いながら推移したが、約 2600 秒から顕著な水位低下を開始し、ループ A、ループ B の低温側配管の水位はそれぞれ約 3600 秒まで、約 3000 秒までにほぼゼロになった。5157 秒での高圧注入系の手動作動により(図 2.2.1-10)、低温側配管の水位は顕著に回復した。

破断後 72 秒で一次系圧力は 12.97MPa に低下し、スクラム信号が発信した。ここで、図 2.2.1-1 に示す、破断オリフィス近くのベンチュリー流量計で計測した破断流量は、一次系とループ B の SG 二次側の圧力差に対応し、破断直後約 5 kg/s であった。スクラム信号に従って SG 主蒸気止め弁を閉止後、SG 二次側圧力は上昇したが、約 100～800 秒で SG 逃し弁の周期的開閉により約 8MPa に維持された(図 2.2.1-7、図 2.2.1-9)。792 秒でループ A の SG 逃し弁を開放すると、ループ A の SG 二次側圧力が低下し、約 850 秒で一次系圧力がループ B の SG 二次側圧力近くまで低下した。また、補助給水系の不作動に伴い、ループ A の SG 二次側水位は単調に低下し、2826 秒に SG 二次側水位が喪失した(図 2.2.1-8)。

また、ループ B の SG 二次側水位は、約 1400 秒における加圧器逃し弁開放操作に伴うループ B の SG 二次側から一次系への逆流により、ループ A の SG 二次側水位が喪失するまで単調に減少した。ループ A の SG 二次側水位が喪失すると、一次系圧力がわずかに上昇することに起因して、ループ B の SG 二次側水位はわずかに上昇した。ループ B の SG 二次側水位は、3650 秒に再び低下し始め、4546 秒にループ B の SG 二次側水位は喪失した。ループ A の SG 逃し弁の開放後、ループ A の SG 二次側圧力は大きく低下し、約 3400 秒以降大気圧近傍まで低下した。ここで、放射性物質の大気放出に関して、ループ A の SG 逃し弁の開放後、ループ B の SG 逃し弁は開かなかった。一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力の均圧を確認し、1400 秒で加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を開始すると、一次系圧力はループ B の SG 二次側圧力を下回った。この様に、加圧器逃し弁の開放後から、約 3400 秒まで、一次系圧力がループ B の SG 二次側圧力を下回り、逆流が生じたと考えられる。その後、一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力は均圧し、わずかに一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力は上昇し、約 3600 秒以降低下し続けた。5157 秒での高圧注入系の手動作動により（図 2.2.1-10）、一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力は顕著に低下した。

SG 計装管のうち、Tube 1 と Tube 6 は短い管、Tube 2 と Tube 5 は中間長さの管、Tube 3 と Tube 4 は長い管である。約 75 秒で両ループの SG 計装管は水位を形成したが、その後の各計装管の水位低下率は異なった(図 2.2.1-11、図 2.2.1-12)。ループ A の SG 計装管は、約 600～900 秒において、短い管で約 5 m、中間長さの管で約 8 m、長い管で約 8 m まで一旦水位が低下した。ループ A の SG 逃し弁の開放後、ループ A の SG 計装管はほぼ満水のレベルまで上昇し、2826 秒でのループ A の SG 二次側水位が喪失した後、何れの計装管も約 3300 秒までに空になった。一方、ループ B の SG 計装管は、約 1400 秒までに空になった。

ループ A の一次系ループ流量は、ループ A の SG 計装管水位の低下に伴い、約 3200 秒までにゼロとなった。一方、ループ B の一次系ループ流量は、ループ B の SG 計装管水位の低下に伴い、約 900 秒までにほぼゼロとなった(図 2.2.1-3)。この様に、ループ間でアンバランスな自然循環特性を示した。

図 2.2.1-13 に上部プレナム水位を示し、図 2.2.1-14 に炉心水位を示す。図 2.2.1-15 及び図 2.2.1-16 に示す代表的な模擬燃料棒表面温度のうち、Pos.9 は炉心最上部(=炉心底部から 3.610m 上の高さ)、Pos.8 は炉心底部から 3.048m 上の高さ、Pos.7 は炉心底部から 2.642m 上の高さ、Pos. 6 は炉心底部から 2.236m 上の高さ、Pos.5 は炉心中央部(=炉心底部から 1.830m 上の高さ)の温度である。補助給水系の不作動により、4546 秒までに両ループの SG 二次側水位は喪失し（図 2.2.1-8）、SG での除熱機能喪失につながった。これにより、上部

プレナムの水位が喪失した約 4600 秒から炉心水位の顕著な低下が見られた。4736 秒に模擬燃料棒表面温度の Pos.9 が上昇を開始した後、4890 秒に炉心出口温度の上昇が開始した。模擬燃料棒表面温度の Pos.8、Pos.7、Pos.6、Pos.5 は、それぞれ 4843 秒、4931 秒、5036 秒、5169 秒に上昇を開始した。5145 秒に炉心出口温度が 623K に到達したことを確認し、5157 秒に手動により高圧注入系を作動させることで (図 2.2.1-10)、炉心水位が回復し、模擬燃料棒表面温度と炉心出口温度が低下した。このとき、模擬燃料棒表面最高温度は約 800K となり、Pos.8 と Pos.7 で観察された。その後、5492 秒までに全炉心がクエンチし、5529 秒までに炉心出口温度が飽和温度まで低下したことを確認した。上部プレナム水位の回復も確認し、6074 秒に破断弁の閉とともに 6732 秒に炉心出力をゼロとして実験を終了した。

表 2.2.1-3 SB-SG-18 実験で観察された主な事象

時間 (秒)	事 象
0	破断弁開 (実験開始)
72	スクラム信号発信
72	蒸気発生器主蒸気止め弁閉止
72	一次系冷却材ポンプコーストダウン開始(両ループ)
93	炉心出力減衰開始
106	蒸気発生器主給水停止(両ループ)
112	安全注入設備作動(SI)信号発信
124	加圧器水位喪失
323	一次系冷却材ポンプ停止(両ループ)
675	蒸気発生器主蒸気隔離弁閉止(両ループ)
792	蒸気発生器逃し弁の開放(ループ A) (蒸気発生器二次側減圧開始)
1400	加圧器逃し弁の開放 (一次系減圧開始)
1410	加圧器水位上昇開始
2826	蒸気発生器二次側水位喪失 (ループ A)
4546	蒸気発生器二次側水位喪失 (ループ B)
4736	模擬燃料棒表面温度(Pos.9)の上昇開始
4890	炉心出口温度の上昇開始
5145	炉心出口温度が 623K に到達
5157	高圧注入系手動注入開始
5492	全炉心のクエンチ
5529	炉心出口温度が飽和温度まで低下
6074	破断弁閉
6732	炉心出力ゼロ (実験終了)

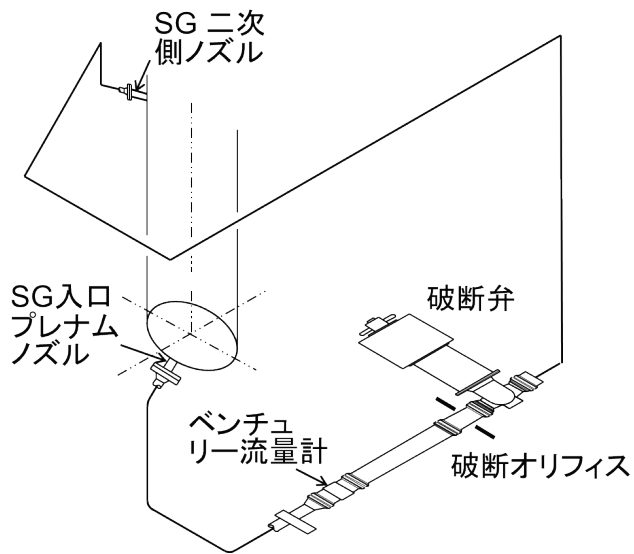
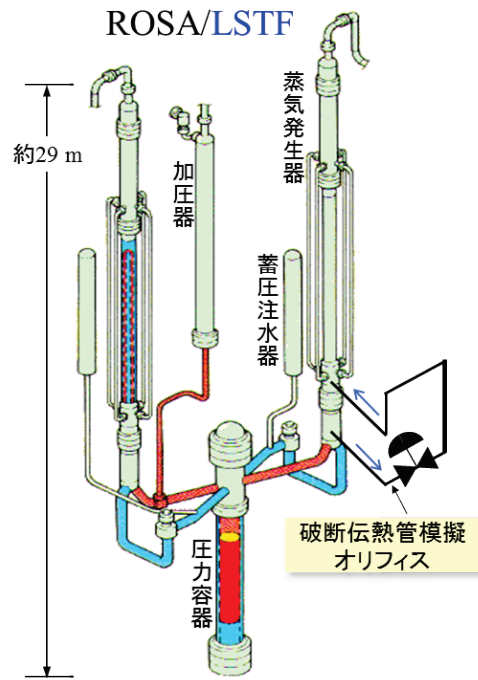


図 2.2.1-1 破断ユニットの系統図

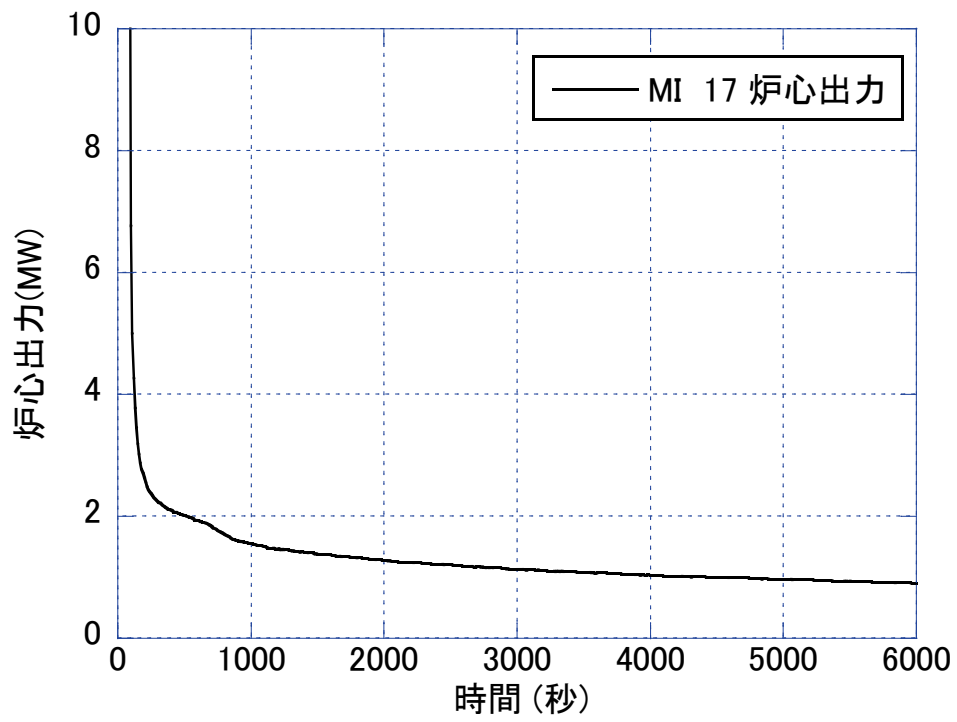


図 2.2.1-2 炉心出力

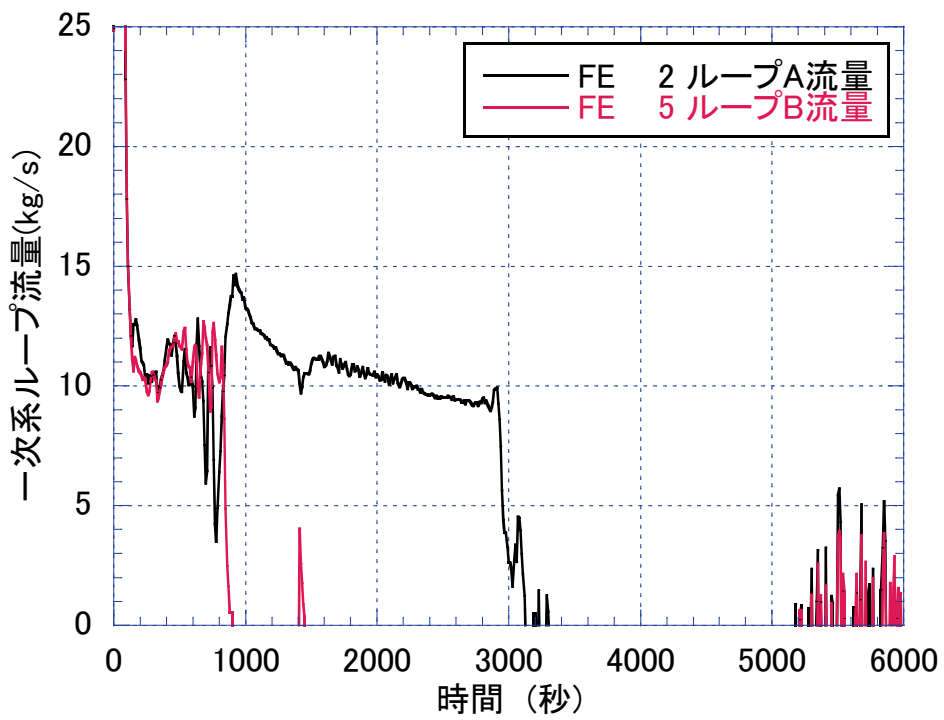


図 2.2.1-3 一次系ループ流量

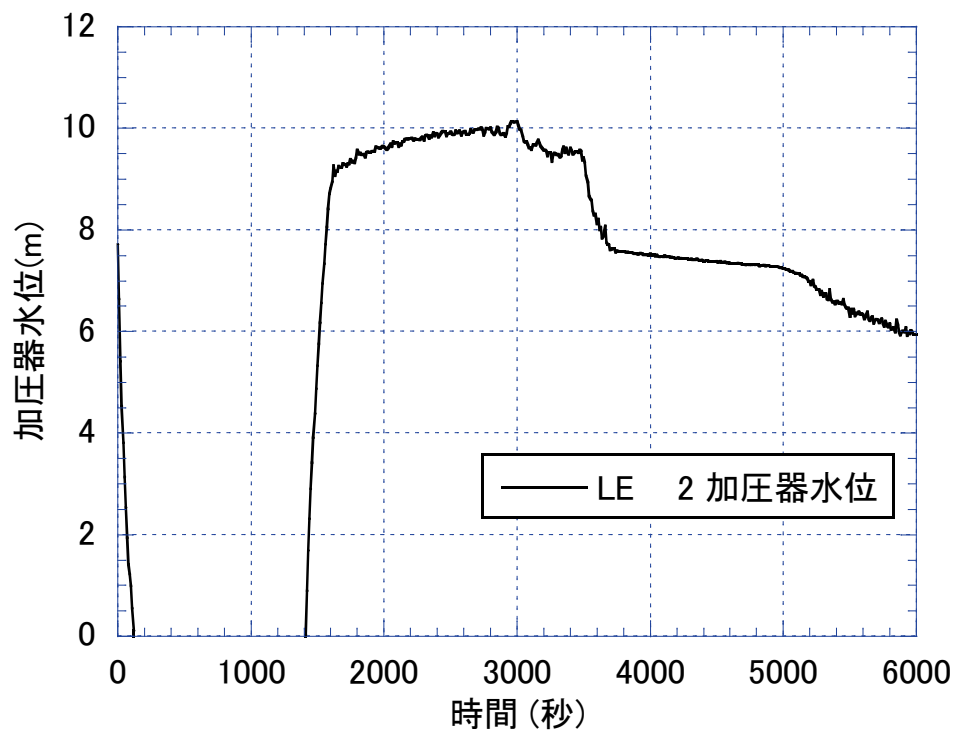


图 2.2.1-4 加压器水位

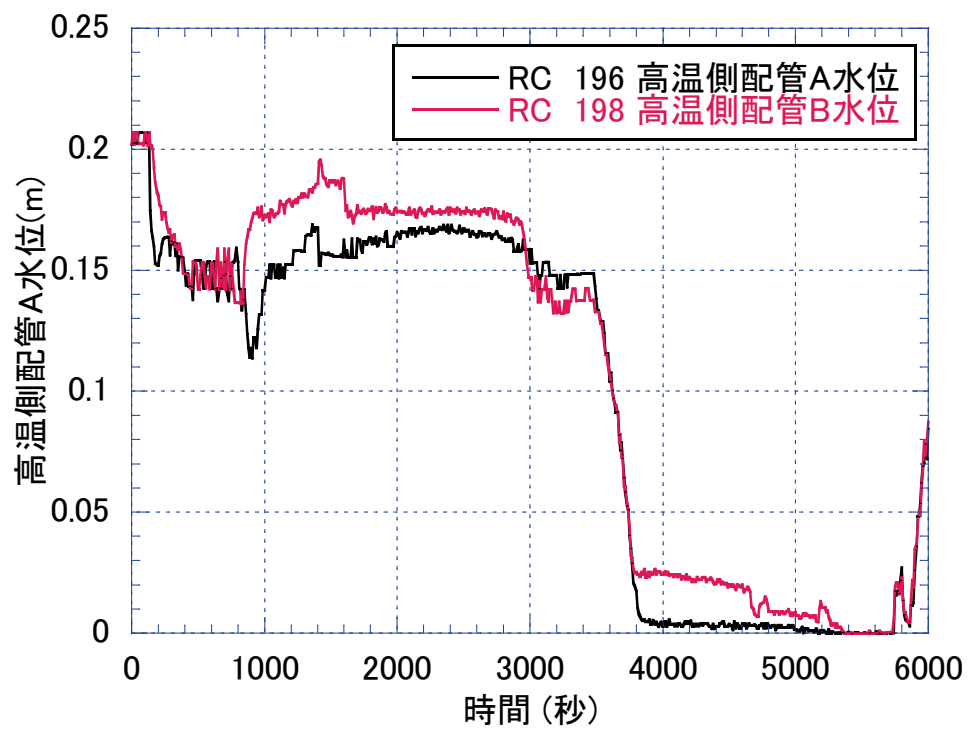


图 2.2.1-5 高温側配管水位

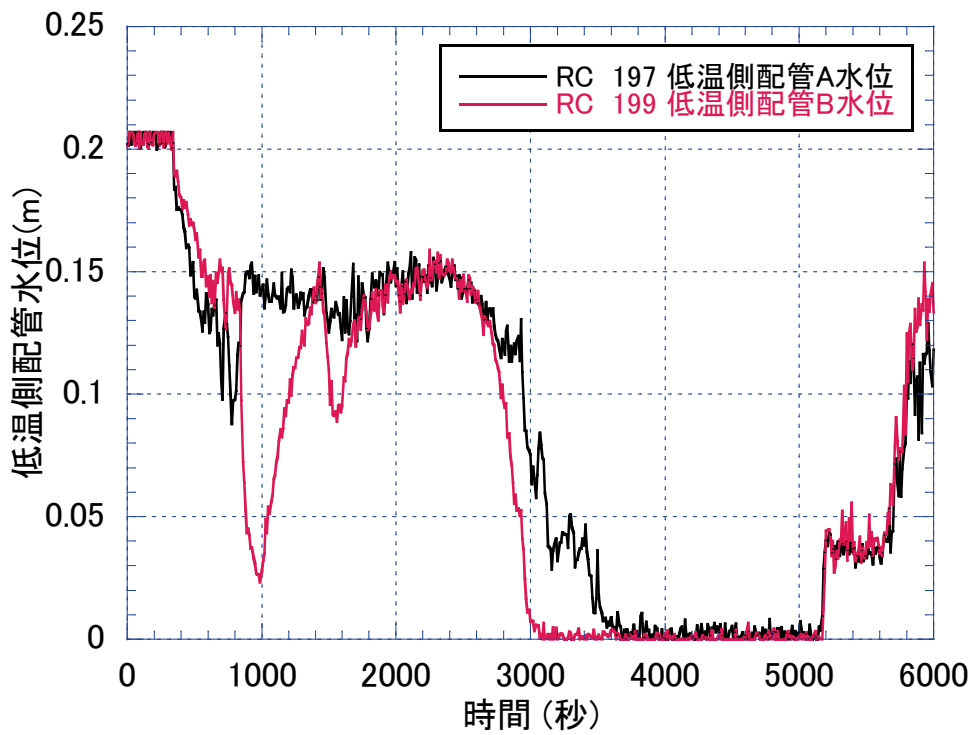


図 2.2.1-6 低温側配管水位

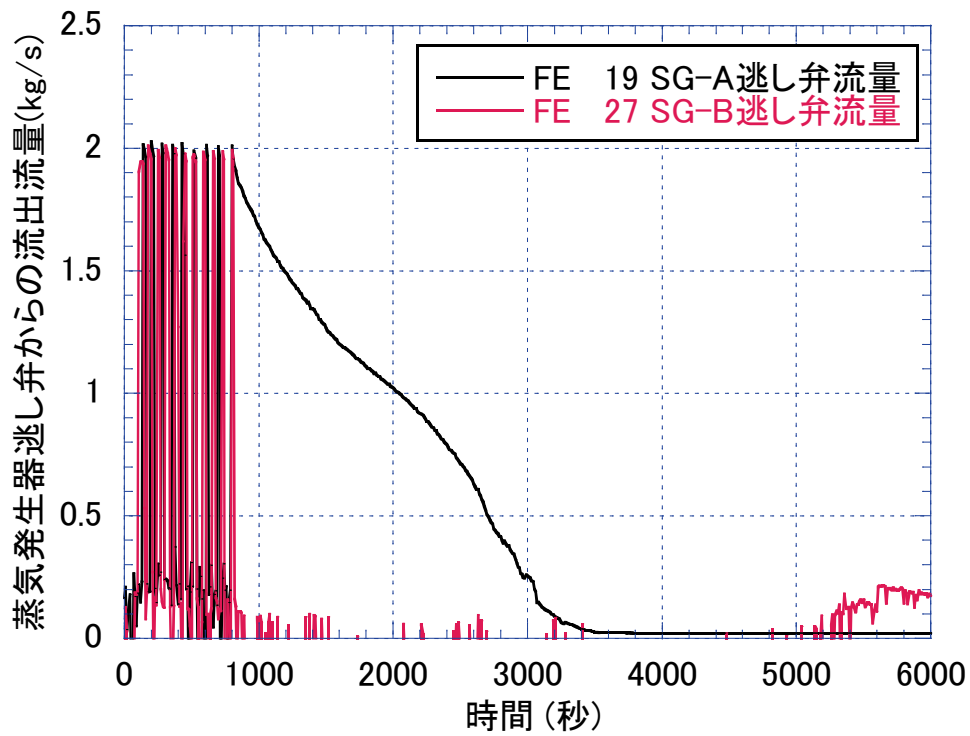


図 2.2.1-7 蒸気発生器逃し弁からの流出流量

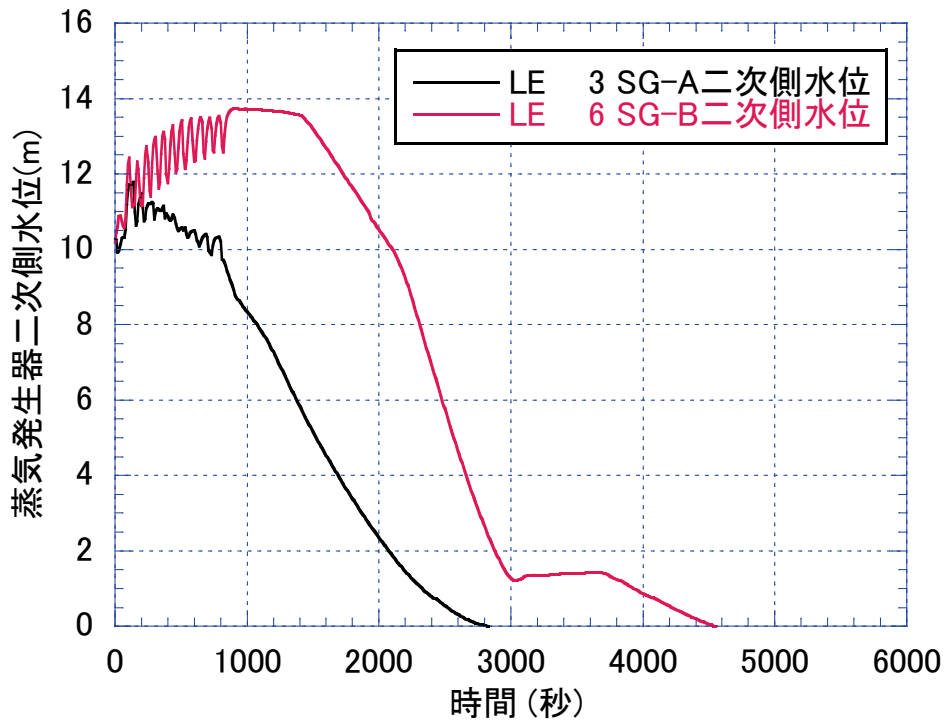


図 2.2.1-8 蒸気発生器二次側水位

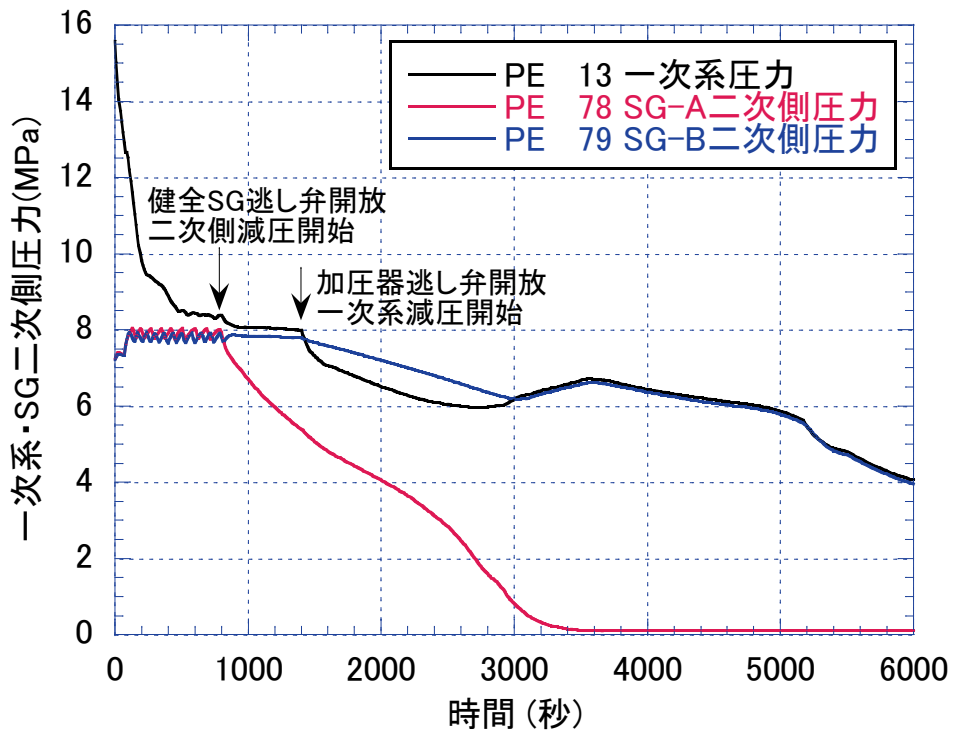


図 2.2.1-9 一次系・蒸気発生器二次側圧力

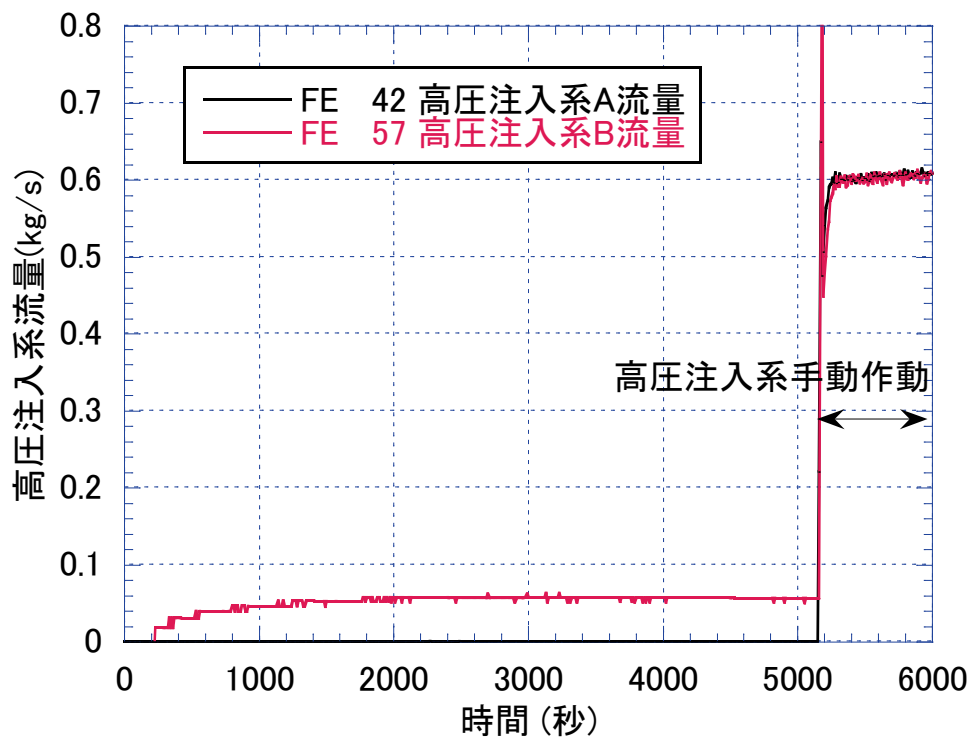


図 2.2.1-10 高圧注入系流量

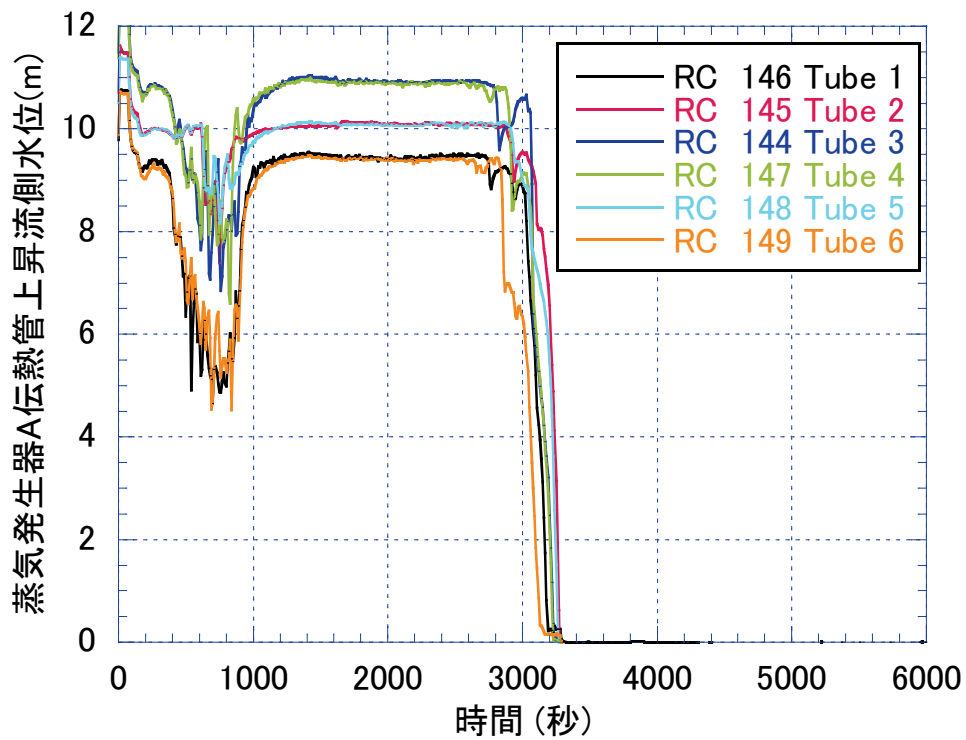


図 2.2.1-11 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ A)

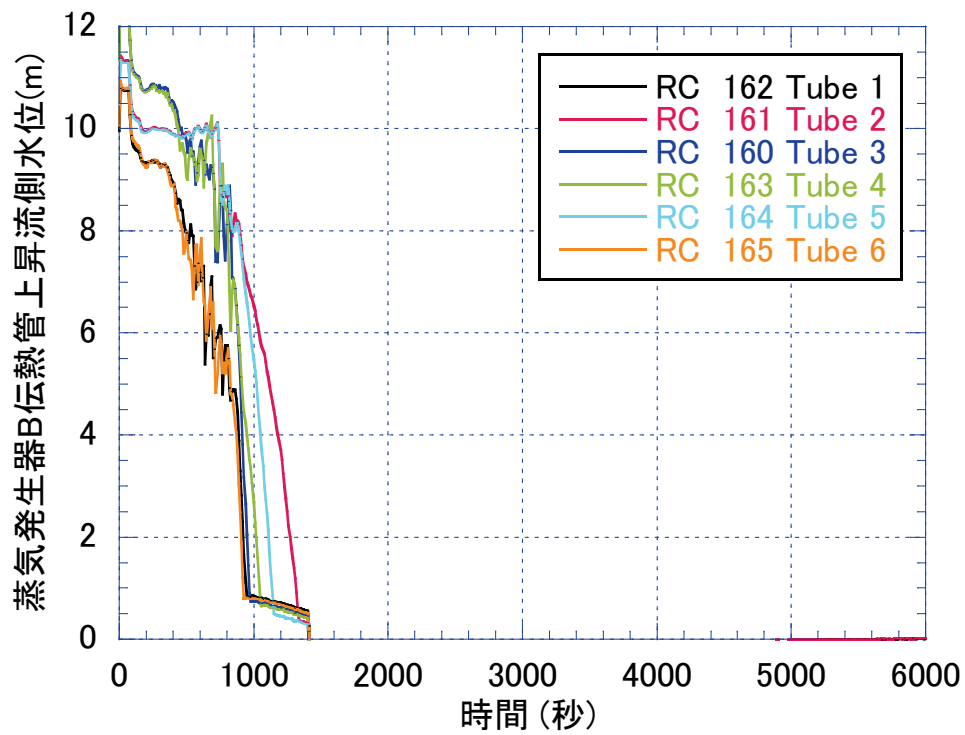


図 2.2.1-12 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ B)

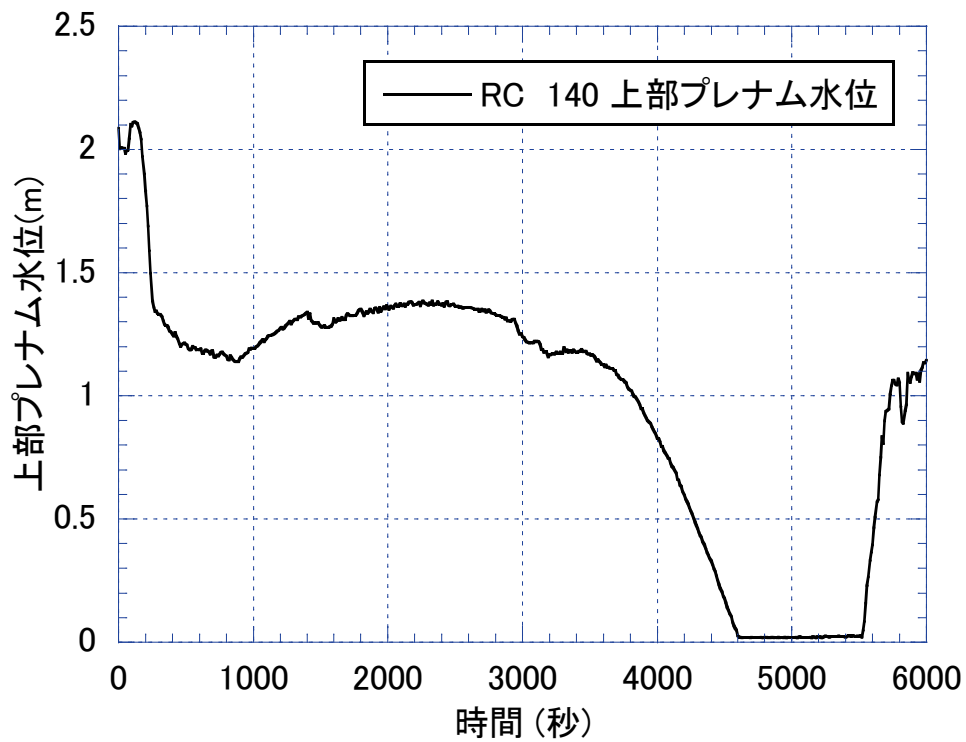


図 2.2.1-13 上部プレナム水位

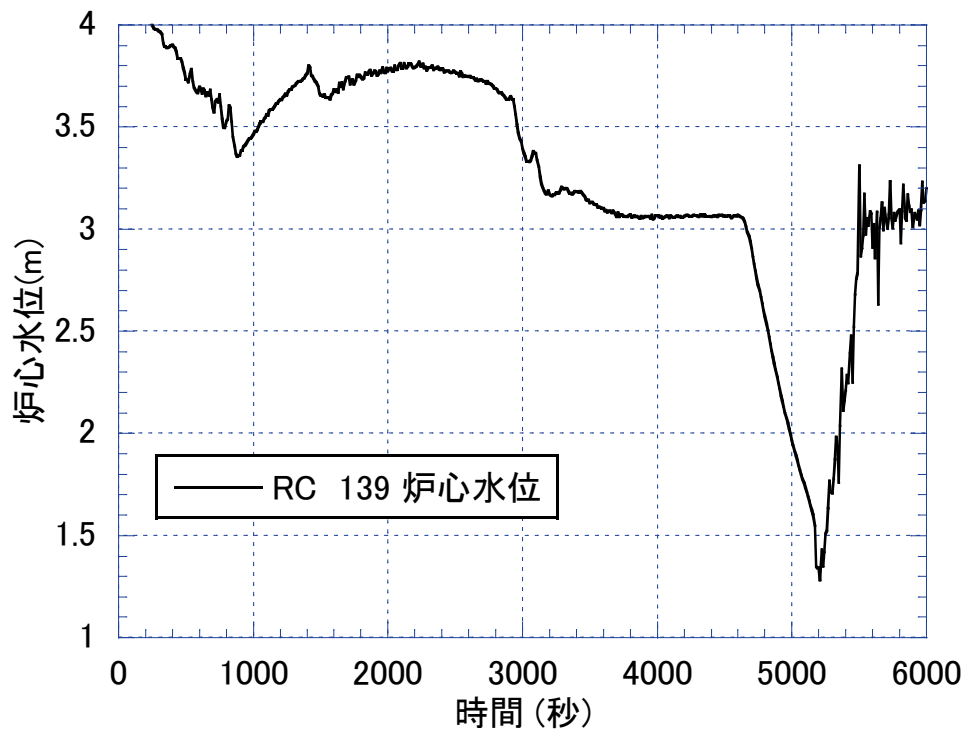


図 2.2.1-14 炉心水位

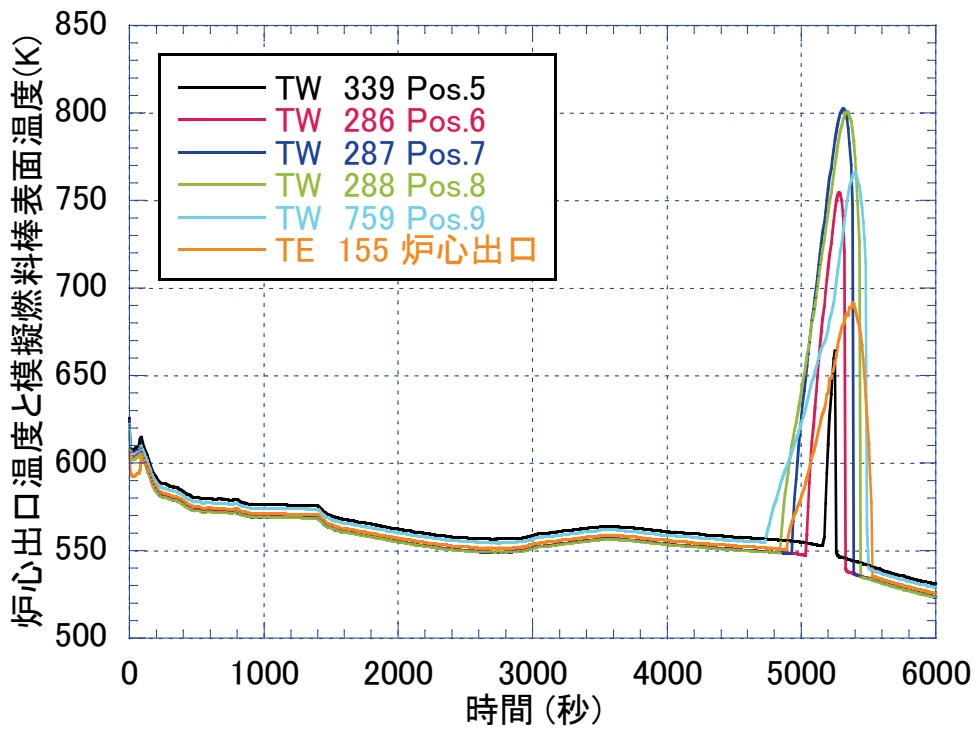


図 2.2.1-15 炉心出口温度と模擬燃料棒表面温度（全体）

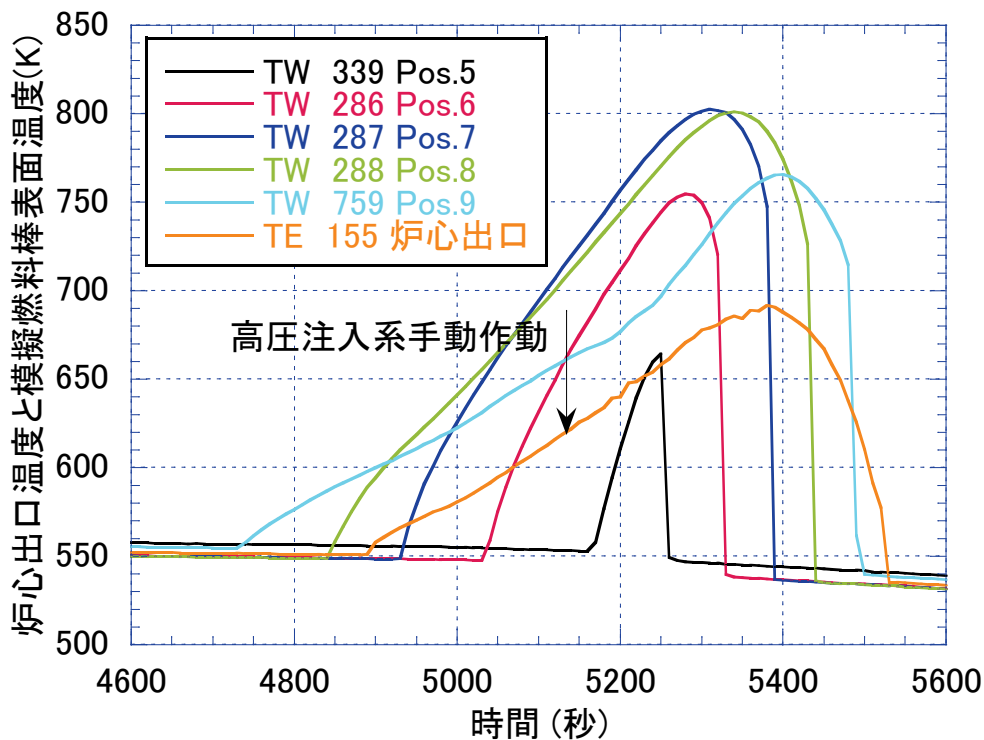


図 2.2.1-16 炉心出口温度と模擬燃料棒表面温度 (4600~5600 秒)

2.2.2. RELAP5/MOD3.3 コードを用いた LSTF 実験事後解析

SG 伝熱管複数本破損事故からの回復操作を模擬した実験データの評価を補助するため、RELAP5/MOD3.3 コードを用いて ROSA/LSTF により過去に実施した SG 伝熱管複数本破損事故実験に対する事後解析を実施した。

原子力機構では、これまで LSTF を用いた PWR 事故模擬実験とともに、最適評価コードである RELAP5 コード等を用いた解析を実施しているが、解析コードの妥当性確認は必ずしも十分ではない。また、SG 伝熱管複数本破損事故からの回復操作を模擬した実験データの評価を補助するうえで、事後解析が有用になる。そのため、今年度は、2017 年に行った、LSTF による SG 伝熱管複数本破損事故実験(実験番号：SB-SG-16)[1]を解析対象に、RELAP5/MOD3.3 コードを用いた事後解析を実施した。

SB-SG-16 実験の主な仮定は、以下の通りである。

- SG 伝熱管 6 本ギロチン破断(1/48 体積比)を模擬する。このとき、破断ループ(ループ B)の SG の入口プレナムから二次側に接続した破断ユニットにおける破断口は、内径 10.1mm のオリフィスで模擬する。
- 非常用炉心冷却系の条件として、高圧注入系は不作動とする。蓄圧注入系は、一次系圧

力が 4.51MPa に低下した時点で作動し、両ループの低温側配管へ均等に注水する。蓄圧注入系の注水温度は、320K とする。

- 加圧器圧力が 12.97MPa に低下した時点でスクラム信号を発信し、SG 主蒸気止め弁閉止、一次系冷却材ポンプのコーストダウンを模擬する。
- スクラム信号発信から 31 秒後、両ループの SG 二次側への主給水を停止する。
- スクラム信号発信から 600 秒後、両ループの SG 主蒸気隔離弁を閉止する。
- スクラム信号発信後の炉心出力の計画値として、過去の LSTF 冷却材喪失事故模擬実験で用いた値を与える。
- スクラム信号から 720 秒後、健全ループ(ループ A)の SG 逃し弁の開放による二次側減圧を開始し、実験終了まで継続する。このとき、SG 逃し弁は、内径 16.2mm のオリフィスを用いて模擬する。
- 安全注入設備(SI)信号発信から 70 秒後、補助給水系の作動による両ループの SG 二次側への注水を行う。ここで、加圧器圧力が 12.27MPa に低下時点で SI 信号が発信する。補助給水流量は 1 ループ当たり 0.6kg/s、補助給水温度は 310K とする。なお、健全ループ(ループ A)の SG 逃し弁の開放による二次側減圧を開始直前、破断ループ(ループ B)の SG 二次側への補助給水を停止する。
- 一次系と破断ループ(ループ B)の SG 二次側の圧力が均圧した時点で加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を実施し、実験終了まで継続する。このとき、加圧器逃し弁は、内径 10.18mm のオリフィスを用いて模擬する。

SB-SG-16 実験の事後解析用の入力データは、2010 年に OECD/NEA ROSA-2 プロジェクトにおいて実施した SG 伝熱管 1 本破損事故に関する SB-SG-15 実験[2]の事後解析用入力データを参照して整備した。図 2.2.2-1(a)に SB-SG-16 実験の事後解析用の LSTF システム全体のノーディング図を示す。解析では、LSTF の圧力容器、一次系ループ、加圧器、SG、SG 二次側等をモデル化した。SB-SG-16 実験において、後述する様に SG 伝熱管群でほぼ一様の流動挙動が観察されたことから(ループ A、ループ B の SG 伝熱管上昇流側水位をそれぞれ図 2.2.2-8、図 2.2.2-9 に示す。)、各 SG の伝熱管は中間長さの伝熱管を対象として、単チャンネルで模擬した。炉心の出力分布を考慮し、炉心の鉛直方向流路は均等に 9 分割した。図 2.2.2-1(b)に示す様に、破断オリフィスを含む破断ユニットは、形状を考慮してモデル化した。臨界流モデルとして、Ransom-Trapp モデル[3]を用い、破断口流出係数(C_d)は 1.0 とした。その他の初期条件や境界条件は、実験条件を参照して設定した。

主な実験結果と事後解析結果について、図 2.2.2-2～図 2.2.2-11 に 0～7000 秒でグラフ表示する。実験と事後解析の比較結果を以下に示す。

一次系圧力が 12.97MPa に低下した時点でスクラム信号が発信した(図 2.2.2-2)。ここで、

破断オリフィス近くのベンチュリー流量計で計測した破断流量は、一次系とループ B の SG 二次側の圧力差に対応し、解析結果は実験結果と同様、破断直後に約 5kg/s となった。解析コードは、スクラム信号発信後の一次系冷却材ポンプのコーストダウンによる一次系ループ流量の低下を良く再現した(図 2.2.2-3)。

スクラム信号発信に従って SG 主蒸気止め弁を閉止後、SG 二次側圧力は上昇したが、約 100~800 秒で SG 逃し弁の周期的開閉により、SG 二次側圧力は約 8MPa に維持された(図 2.2.2-2)。ループ A の SG 逃し弁を開放すると、ループ A の SG 二次側圧力が低下し、一次系圧力がループ B の SG 二次側圧力まで低下した。解析コードは、一次系圧力と SG 二次側圧力の挙動について良く予測した。

ループ A の SG 逃し弁を開放すると、ループ A の SG 二次側水位は低下したが、ループ A の補助給水系の作動により、約 4000 秒以降ループ A の SG 二次側水位は上昇に転じた(図 2.2.2-4)。ループ A の SG 二次側水位の傾向について、解析結果は実験結果と良く一致した。しかし、解析コードは、ループ A の SG 二次側水位を過小予測した。一方、ループ B の補助給水系が停止すると、ループ B の SG 二次側水位は低下し続け、SG 二次側水位は喪失した。解析コードは、ループ B の SG 二次側水位を過小予測した。しかし、ループ B の SG 二次側水位の低下率について、解析結果は実験結果を下回ったことから、ループ B の SG 二次側水位喪失は解析結果の方が実験結果よりも遅くなった。

一次系とループ B の SG 二次側の圧力が均圧したことを確認し、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を開始すると、一次系圧力はループ B の SG 二次側圧力を下回った(図 2.2.2-2)。このとき、解析コードは、一次系とループ B の SG 二次側の圧力を過大予測した。ループ B の SG 二次側水位が喪失すると、ループ B の SG 二次側圧力は大きく低下し、一次系とループ B の SG 二次側の圧力は均圧となった。ループ B の SG 二次側水位喪失は解析結果の方が実験結果よりも遅くなったことから(図 2.2.2-4)、一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力の大きな低下は解析結果の方が実験結果よりも遅く生じた。

一次系圧力の 4.51MPa までの低下は解析結果の方が実験結果よりも遅くなったため(図 2.2.2-2)、蓄圧注入系の作動開始は解析結果の方が実験結果よりも遅くなった(図 2.2.2-5)。このとき、解析コードは、蓄圧注入系の注入流量について注入初期を除き過大予測した。また、解析コードは、蓄圧注入系の作動による一次系圧力の低下を良く再現し、破断後 7000 秒における一次系圧力の解析結果は実験結果と良く一致した(図 2.2.2-2)。

解析コードは、破断後加圧器水位が単調に低下して加圧器水位が喪失したことと(図 2.2.2-6)、加圧器水位喪失直後の両ループの高温側配管における水位形成(図 2.2.2-7)を良く

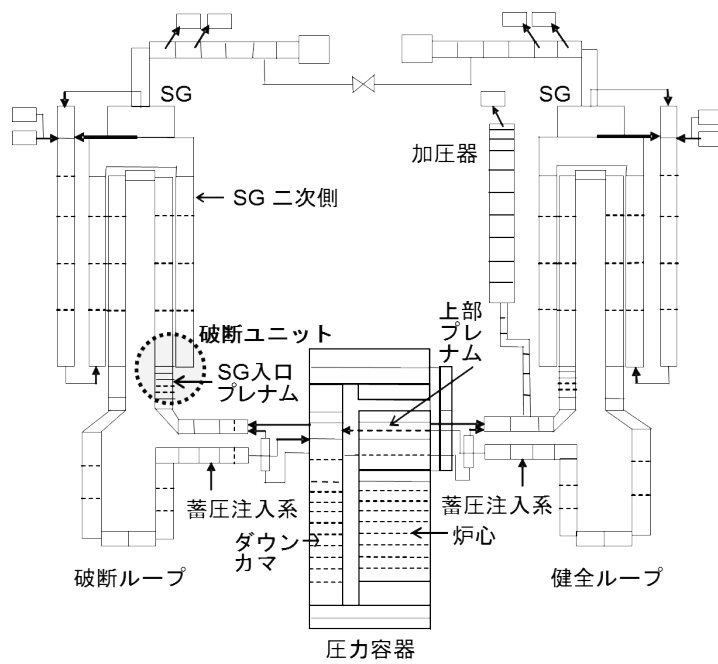
再現した。蓄圧注入系の作動前後の高温側配管水位の低下および上昇の傾向について、解析結果は実験結果と良く一致した。しかし、高温側配管水位の解析結果については、実験結果との不一致が見られた。また、解析コードは、加圧器逃し弁の開放による加圧器水位の回復と蓄圧注入系の作動による加圧器水位の上昇を良く再現した。しかし、蓄圧注入系の注入流量について注入初期を除き過大予測したため(図 2.2.2-5)、加圧器水位を過大予測した(図 2.2.2-6)。

SG 計装管のうち、Table 1 と Table 6 は短い管、Tube 2 と Tube 5 は中間長さの管、Tube 3 と Tube 4 は長い管である。両ループの SG 計装管に水位が形成後、ループ A の SG 計装管の水位は一旦低下した。ループ A の SG 計装管の水位低下率について若干の違いは見られるものの、その後、ループ A の SG 計装管はほぼ満水のレベルまで上昇し、維持された(図 2.2.2-8)。一方、ループ B の SG 計装管の水位低下率に若干の違いは見られるものの、ほぼ同じタイミングでループ B の SG 計装管水位は喪失した(図 2.2.2-9)。解析コードは、両ループの SG 伝熱管の水位について、実験結果の範囲内で予測した。

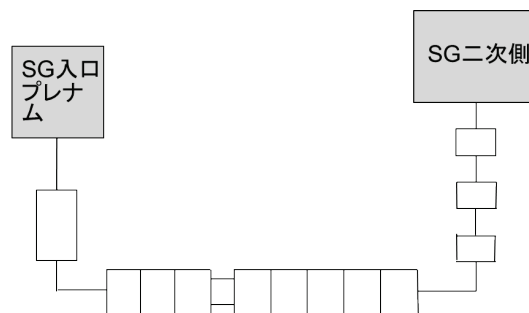
ループ A の SG 逃し弁の開放後もループ A の自然循環は継続されたが、ループ B の自然循環流量は低下し続け、ほぼゼロになった(図 2.2.2-3)。解析コードは、ループ間でアンバランスな自然循環挙動について良く予測した。しかし、ループ A の自然循環流量の解析結果については、実験結果との不一致が見られた。

図 2.2.2-10 に炉心水位を示す。また、図 2.2.2-11 に示す代表的な模擬燃料棒表面温度のうち、Pos. 9 は炉心最上部(=炉心底部から 3.610 m 上の高さ)、Pos. 8 は炉心底部から 3.048 m 上の高さ、Pos. 7 は炉心底部から 2.642 m 上の高さの温度である。解析コードは、炉心水位がわずかに低下することと、模擬燃料棒表面温度が上昇しないことを良く再現した。

以上に示す様に、RELAP5/MOD3.3 コードは、SB-SG-16 実験で観察された、主な熱水力応答の全体的傾向を良く予測することを確認した。一方、一次系圧力、一次系ループ流量、SG 二次側水位、高温側配管水位等の解析結果については、実験結果との不一致が見られた。故に、これらの実験データに対する RELAP5/MOD3.3 コードの予測性能には、改善の余地があることを確認した。



(a) LSTF システム全体のノーディング図



(b) 破断ユニットのノーディング図

図 2.2.2-1 SB-SG-16 実験の事後解析用ノーディング図

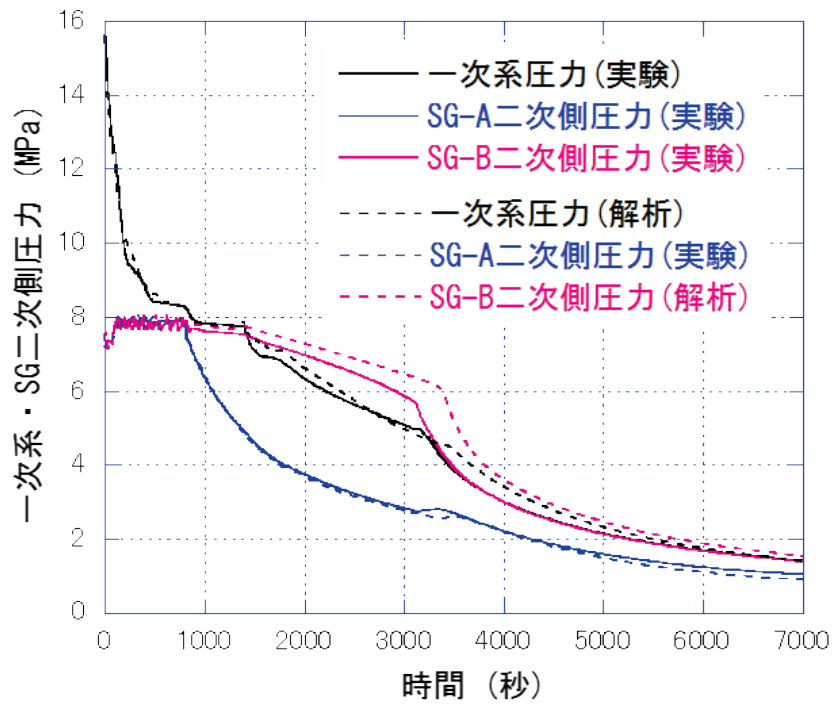


図 2.2.2-2 一次系・蒸気発生器二次側圧力に対する実験及び事後解析結果

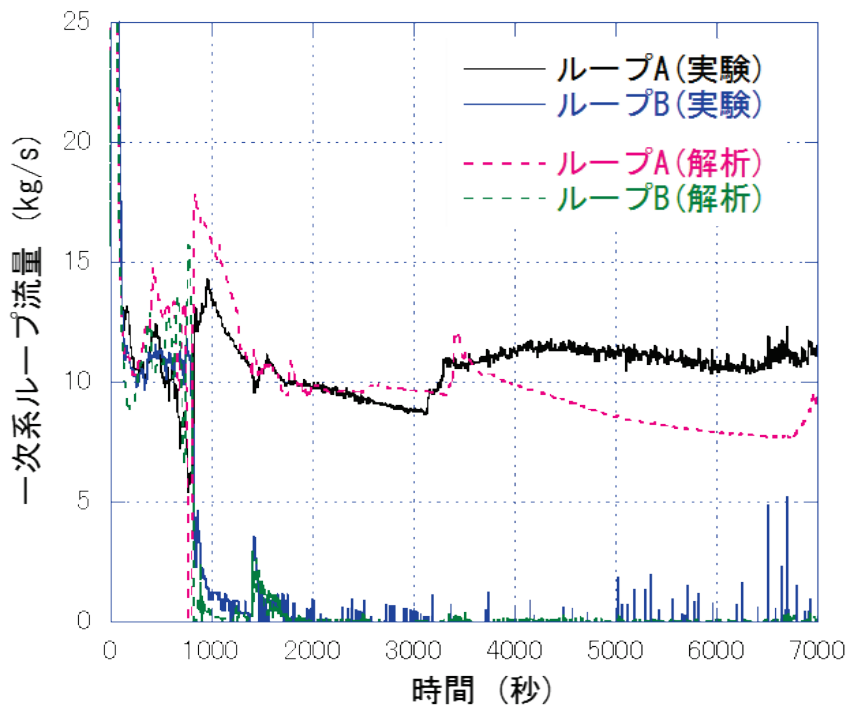


図 2.2.2-3 一次系ループ流量に対する実験及び事後解析結果

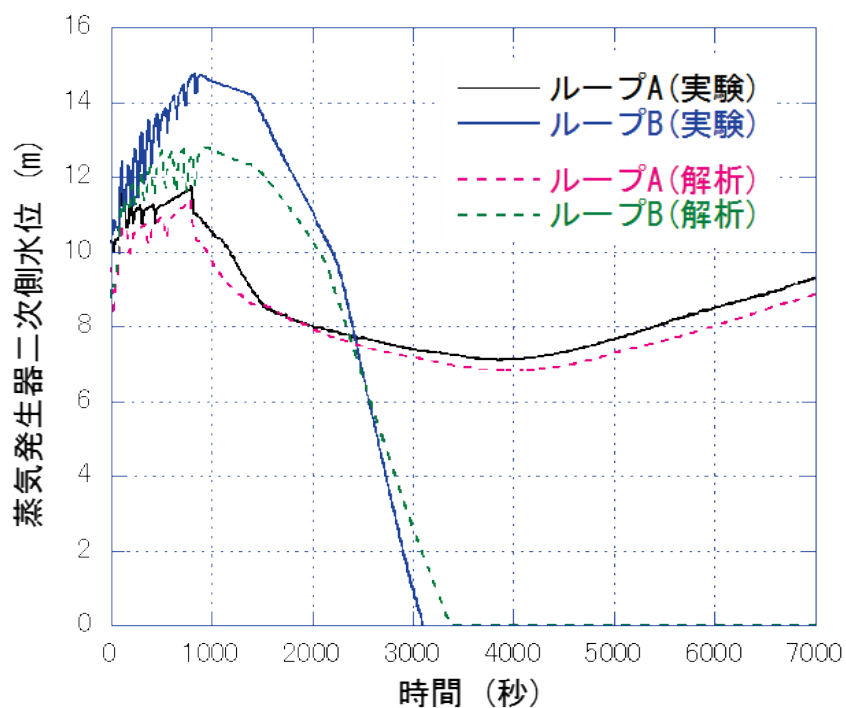


図 2.2.2-4 蒸気発生器二次側水位に対する実験及び事後解析結果

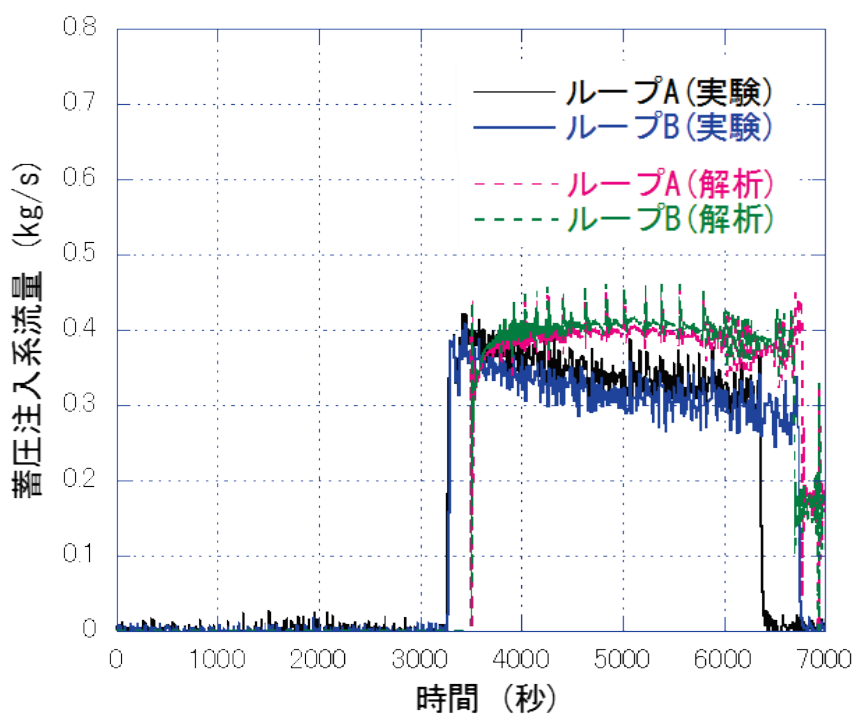


図 2.2.2-5 蓄圧注入系流量に対する実験及び事後解析結果

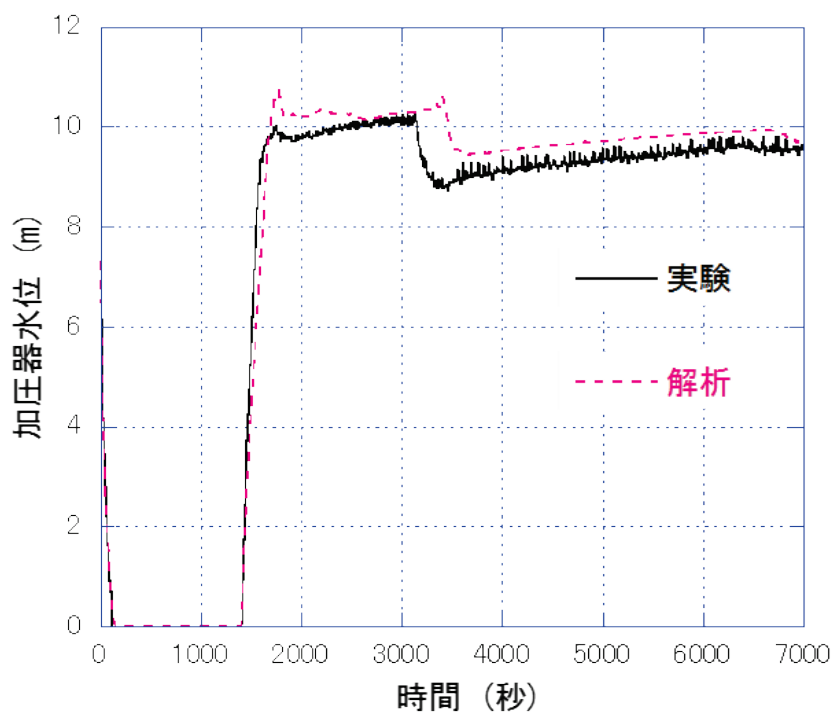


図 2.2.2-6 加圧器水位に対する実験及び事後解析結果

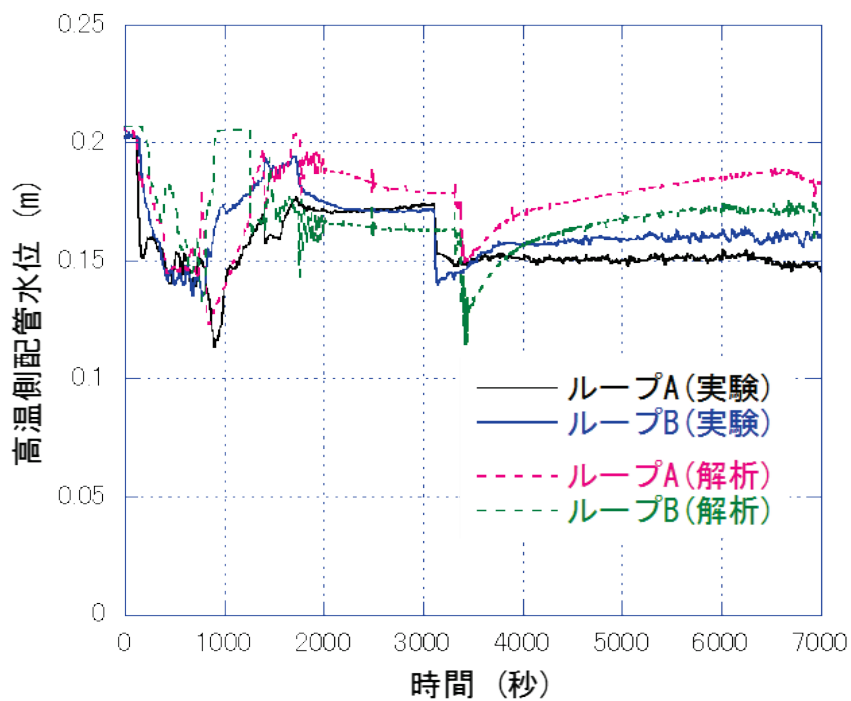


図 2.2.2-7 高温側配管水位に対する実験及び事後解析結果

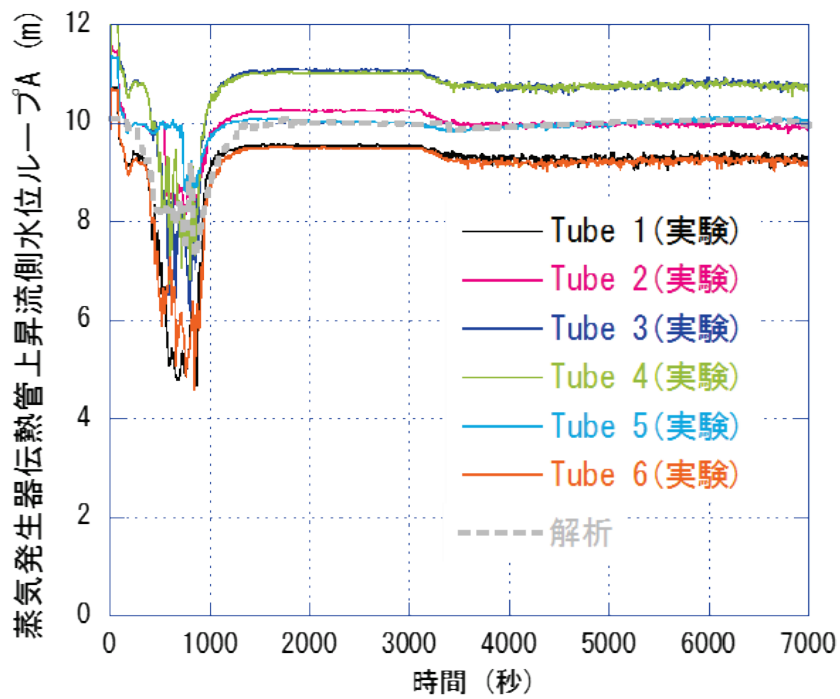


図 2.2.2-8 蒸気発生器伝熱管上昇側水位(ループ A)に対する実験及び事後解析結果

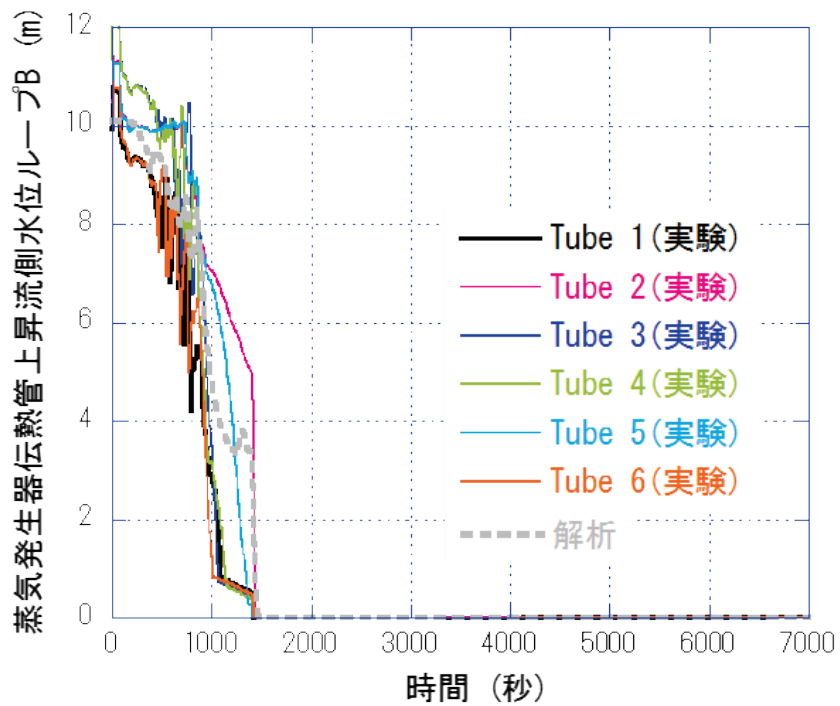


図 2.2.2-9 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ B)に対する実験及び事後解析結果

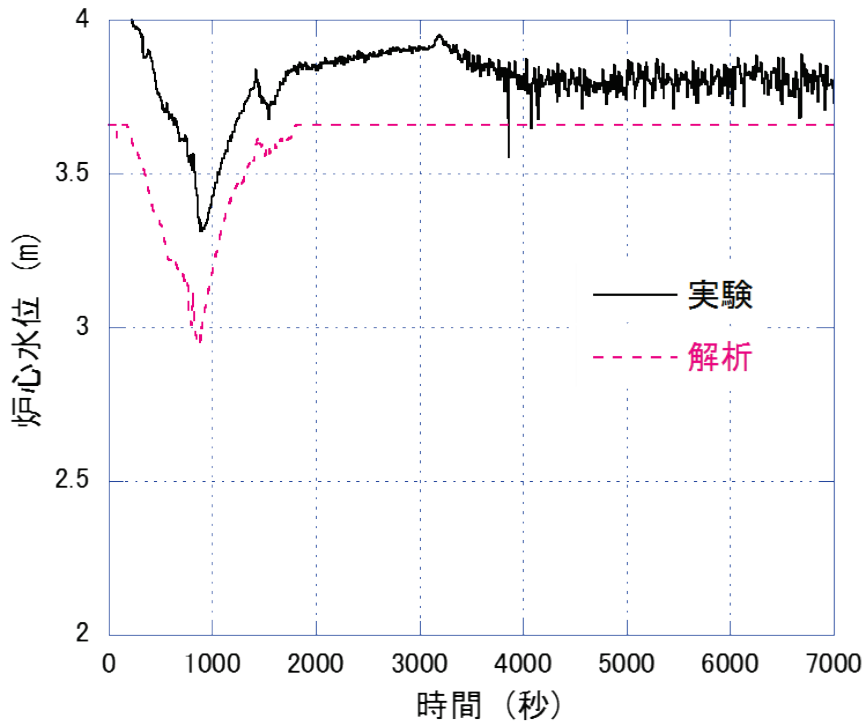


図 2.2.2-10 炉心水位に対する実験及び事後解析結果

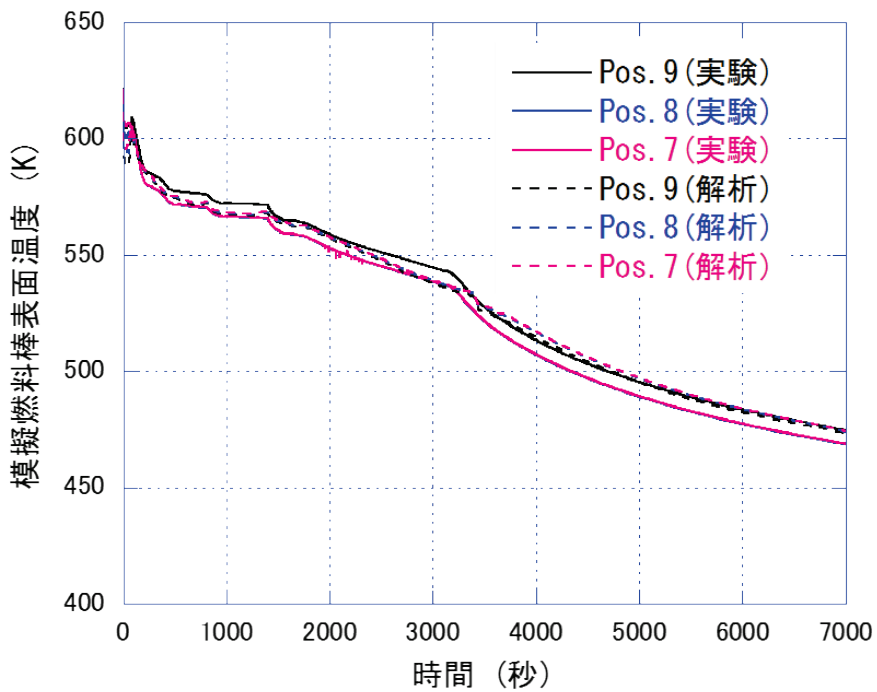


図 2.2.2-11 模擬燃料棒表面温度に対する実験及び事後解析結果

2.3. 原子力規制庁が整備する原子炉システム解析コードの開発支援

原子力規制庁において、システム解析コード AMAGI (Advanced Multi-fluid Analysis code for Generation of thermal-hydraulic Information) の開発・整備が進められている。本事業では、AMAGI 開発の支援の枠組みとして、国内専門家による技術検討グループの構築を目的とした検討を前年度に引き続き実施するとともに、原子力規制庁との会議（2020年3月26日、TV会議システムを利用）を開催して議論した。以下に、検討内容を示す。

これまで、図 2.3-1 に示されるような技術検討グループの体制を検討している。この体制案において、規制庁は、開発の中心機関として、技術検討グループの意見を参考にしつつ、開発項目・スケジュール等に係る開発計画を自ら策定し実行する。技術検討グループは、大学研究機関や産業界組織の専門家で構成され、グループに参加するものは、システムコードの評価や改良に係る研究を行うことにより、自らの研究成果の達成を追求するとともに、得られた成果の共有や規制庁に意見すること等により、コードの開発を支援する。原子力機構は、技術支援グループの一員として活動するとともに、支援グループ会合の開催、参加機関によるコード使用や開発環境の整備支援、成果共有・情報交換に係る支援等の運営補佐を行うのが適切であろう。以上の検討では、前提条件として、コードが研究等に活用できるある程度の水準に達していることを仮定している。

平成 30 年度にはグループ設立のための準備会合として、大学やメーカー等の外部組織から 8 名の専門家を招いた準備会合を実施した。準備会合の場では、外部組織から、コードについての情報がより明確でなければ、参加の判断はできないという意見を多く得た。

一般に、コードの開発段階では、コーディングやバグ対応等に時間を費やすこととなり、新たな知見としての研究成果を学会等に発表する機会を作りにくい。このため、コードに関する情報を共有する場を得にくく、外部組織からみればコードの実態が分からず、関心を持ちにくくなる。その結果として、外部からのコード開発に関する技術支援を得にくくなる。よって、コードが未成熟な段階から、外部組織の協力を得てコード整備を促進するためには、情報共有の場としての技術支援グループを構築するという幅広い考え方もあろう。このためには、昨年まで検討してきた技術支援グループの活動内容に発展するまでの前段階の状態を考慮した規則等を整備することも重要であろう。例えば、参加者には、初めから厳密に参加することに対する責任（例えばコード使用経験の報告等）を求めない等、過度の負担を避けることの配慮が、グループ規則に必要なことになる。

また、この初期段階のグループでの作業内容については、グループ外も含む多くの専門家に関心を持ってもらうことも重要であるから、AMAGI の性能が外部に対してわかりやすい形で示されることが重要である。例えば、計算速度や計算頑強性（計算が途中で発散しないこと等）が RELAP や TRACE のような既存のコードと遜色ないことを分かりやすい性能

指標等で表し、性能向上に係る検討結果を示すことも重要となろう。このような段階的な取り組みにより、グループの規模を徐々に大きくすることが現実的であると思われる。これに加えて、原子力学会に関連する委員会等、既存の枠組みを活用し、AMAGI コードに係る情報共有を促進することも重要であろう。

以上、技術検討グループの体制や活動について検討を継続し、検討結果について原子力規制庁と情報共有した。

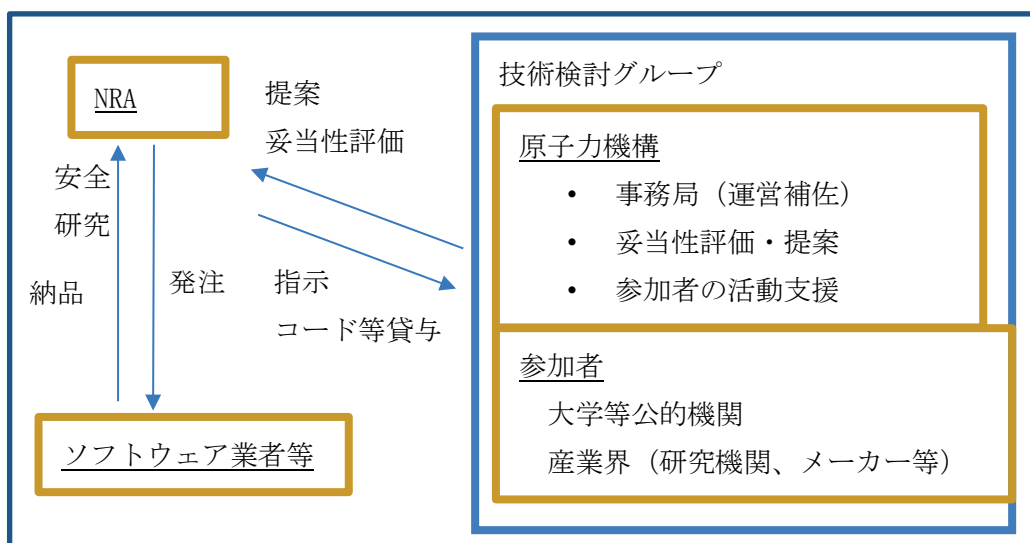


図 2.3-1 国産システムコード AMAGI 技術検討グループの構成

3. 結言

3x3 バンドル伝熱実験では、3x3 バンドル試験体の性能確認、フロータブ付き丸セル型スペーサを用いた際の限界出力実験、出力・流量過渡のリウエット及びドライアウト実験を実施した。いずれの実験においても、本年度設置のスペーサを用いた系統的な実験を行い、それぞれの実験の特徴量の実験条件依存性に関する基本的なデータを取得した。ドライアウト実験においてはドライアウト挙動の評価指標としてドライアウト速度を新たに定義して特徴量として採用した。

4x4 バンドル伝熱実験では、出力過渡ドライアウト実験および ATWS 模擬過渡実験を実施した。ドライアウト実験では、ロッド位置（中央部及び壁近傍）及びスペーサに挟まれた領域ごとのドライアウト挙動の特徴を把握するとともに、現象の対称性についての知見を得た。また、バンドル体系を用いた高圧条件における ATWS 模擬過渡実験を初めて実施し、リウエット速度と伝熱面最高温度との関係が単管試験体における結果と似た傾向であることを示すとともに、ロッド位置や軸方向位置の違いによる現象への影響に係る知見を得た。

単管伝熱実験では、等速吸引プローブの性能確認およびモデル作成に必要なデータ蓄積のため、液滴濃度計測実験を実施し、手法の妥当性を確認するとともに高質量流束・高伝熱面温度におけるデータの拡充を行った。また、ATWS における炉心状態を模擬した実験として、圧力変動を模擬した実験、および出力変動を模擬した実験を実施し、これまでに取得したデータベースの拡充を行うとともに、出力変動とリウエット時刻の位相がリウエット速度に影響する可能性を示すなど、変動過渡状態における Post-BT 挙動の特徴を把握した。

先行冷却試験に関して、水-蒸気 1 成分系での実験を可能とするための、蒸気ライン、温水給水ライン等の機能増設を実施した。伝熱実験では、水流量条件を拡張した計測を実施し、液相流量の増加が乾き面熱伝達を向上させること、液相流量が多い場合に壁温が低いほど乾き面熱伝達が高くなることを確認し、液相流量の影響のモデル高度化の必要性を改めて示した。試験部形状の違いに関して、円形試験部と矩形試験部を用いた伝熱実験結果の比較を行った結果、矩形試験部では二次流れの影響と推察される液滴等衝突熱伝達の向上を確認した。液膜先端挙動の画像解析に関して、輝度分布に基づく液膜先端の濡れ・乾き境界の検出結果から液膜先端挙動の統計量を抽出し、実験条件依存性及びモデル化の方針を示した。先行冷却熱伝達モデルの開発に関して、先行冷却熱伝達モデルに寄与する因子を先行冷却実験で得られた知見に基づいて抽出・分類し、各因子のモデル化方針を定めた。

SG 伝熱管複数本破損事故は、地震レベル 1 PRA(確率論的リスク評価)で炉心損傷に直結する事故シーケンスに分類されるが、過去の ROSA-IV 計画を含めて関連実験は少なく、従来知見が不十分であった。そのため、本年度実施した実験(実験番号：SB-SG-18)は、SG 伝

熱管複数本破損事故からの回復操作を模擬している。実験条件として、破断サイズは SG 伝熱管約 6 本のギロチン破断(1/48 体積比)相当とし、炉心露出の可能性を調べるため、高圧注入系の不作動や補助給水系の不作動等を仮定した。実験では、放射性物質の大気放出に関して、健全ループの SG 逃し弁の開放後、破断ループの SG 逃し弁は開かなかった。一次系圧力と破断ループの SG 二次側圧力の均圧を確認し、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を開始すると、一次系圧力は破断ループの SG 二次側圧力を下回った。補助給水系の不作動により、両ループの SG 二次側水位は喪失し、SG での除熱機能喪失につながった。これに起因して上部プレナム水位が喪失し、炉心水位の顕著な低下により、炉心が露出することを確認した。炉心出口温度が 623K に到達したことを確認し、手動により高圧注入系を作動させた。高圧注入系の手動作動により、炉心水位が回復し、模擬燃料棒表面温度と炉心出口温度が低下するとともに、一次系圧力と破断ループの SG 二次側圧力は顕著に低下した。このとき、模擬燃料棒表面最高温度は約 800K となることを確認した。

解析研究に関しては、SG 伝熱管複数本破損事故からの回復操作を模擬した実験データの評価を補助するため、ROSA/LSTF により過去に実施した SG 伝熱管複数本破損事故実験のうち、2017 年に行った実験(実験番号：SB-SG-16)を解析対象に、RELAP5/MOD3.3 コードを用いた事後解析を実施した。SB-SG-16 実験において、破断サイズと高圧注入系の不作動は、本年度実施した SB-SG-18 実験と同じであったが、SB-SG-18 実験と異なり補助給水系の不作動は仮定しなかった。また、SB-SG-16 実験の事後解析用の入力データは、2010 年に OECD/NEA ROSA-2 プロジェクトにおいて実施した SG 伝熱管 1 本破損事故実験(実験番号：SB-SG-15)の事後解析用入力データを参照して整備した。事後解析を通じて、RELAP5/MOD3.3 コードは、SB-SG-16 実験で観察された、主な熱水力応答の全体的傾向を良く予測することを確認した。一方、一次系圧力、一次系ループ流量、SG 二次側水位、高温側配管水位等の解析結果については、実験結果との不一致が見られた。故に、これらの実験データに対する RELAP5/MOD3.3 コードの予測性能には、改善の余地があることを確認した。

4. 本事業に関連する外部発表

雑誌等掲載論文

- 1) A. Satou, Y. Wada, Y. Sibamoto and T. Yonomoto, “Study on dryout and rewetting during accidents including ATWS for the BWR at JAEA”, Nuclear Engineering and Design, 354, p. 110164_1-10 (2019).
- 2) Y. Wada, T. D. Le, A. Satou, Y. Sibamoto and T. Yonomoto, “Liquid film behavior and heat-transfer mechanism near the rewetting front in a single rod air-water system”, Journal of Nuclear Science and Technology, 57, 1, p. 100-113 (2020).

5. 参考文献

2.1.1.

- [1] 工藤、原、BWR 燃料集合体の現象論的リウエット相関式の開発、日本原子力学会和文論文誌、2(2)、121-129 (2003).
- [2] Bowring, R. W., A new mixed flow cluster dryout correlation for pressures in the range 0.6-15.5 MN/m² (90-2,250 psia) for use in a transient blowdown code, "Heat and Fluid Flow in Water Reactor Safety", Inst Mech. Engrs., IMechE Conference Publications, 8, 175-182 (1977).

2.1.2.

- [1] 第 163 回原子力発電所の新規制基準適合性に係る審査会合 資料 1-1 柏崎刈羽原子力発電所 6 号及び 7 号炉 重大事故等対策の有効性評価について (炉心損傷防止対策)、原子力規制委員会ホームページ

2.1.3

- [1] 植田辰洋, 1981. 気液二相流-流れと熱伝達-, 養賢堂, 143.
- [2] 平成 19 年度燃料等安全高度化対策事業(高精度熱水力安全評価技術調査)に関する報告書 (2008)

2.1.4.

- [1] Sibamoto, Y., Maruyama, Y., Yonomoto, T. and Nakamura, H., Core heat transfer coefficients immediately downstream of the rewetting front during anticipated operational occurrences for BWRs, J. Nucl. Sci. Technol. (2011), 48, 3, pp.440-453.
- [2] Sibamoto, Y., Maruyama, Y. and Yonomoto, T., Rewetting front propagation under anticipated operational occurrences for boiling water reactors – development of two-dimensional analytical model, J. Nucl. Sci. Technol. (2013), 50, 2, pp.148-159.
- [3] Yonomoto, T., Sibamoto, Y., Satou, A. and Okagaki, Y., Heat conduction analyses on rewetting front propagation during transients beyond anticipated operational occurrences for BRWs, J. Nucl. Sci. Technol. (2016), 53, 9, pp.1342-1352.
- [4] 日本原子力研究開発機構、平成 29 年度 原子力発電施設等防災対策等委託費 (軽水炉の事故時熱流動調査) 事業に関する報告書 (2018)
- [5] 日本原子力研究開発機構、平成 30 年度 原子力発電施設等防災対策等委託費 (軽水炉の事故時熱流動調査) 事業に関する報告書 (2019)

2.1.5.

- [1] Launder, B.E., Spalding, D.B., The numerical computation of turbulent flows. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* (1974), 3, pp. 169–189.
- [2] Tsan-Hsing Shih, William W. Liou, Aamir Shabbir, Zhigang Tang and Jiang Zhu, A New k-epsilon Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows *Computers and Fluids* (1995) 24, No. 3, pp. 227-238.
- [3] F. R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal* (1994), 32, 8, pp. 1598-1605
- [4] Smagorinsky, J. 1964. “General Circulation Experiments with the Primitive Equations, I. the Basic Experiment, (1964), *Monthly Weather Review* 91, 3 pp. 99-164.

2.2.1.

- [1] H. Nakamura, Y. Anoda, Y. Kukita, Steam generator multiple U-tube rupture experiments on ROSA-IV/LSTF, in: *Proceedings of the 6th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-6)*, Grenoble, France, American Nuclear Society (ANS), IL, USA (1993).
- [2] K.-W. Seul, Y.-S. Bang, I.-G. Kim, T. Yonomoto, Y. Anoda, Simulation of Multiple Steam Generator Tube Rupture (SGTR) Event Scenario, *Journal of the Korean Nuclear Society*, 35 (3), 179-190 (2003).
- [3] T. Takeda, “Data Report of ROSA/LSTF Experiment SB-SG-10 – Recovery Actions from Multiple Steam Generator Tube Rupture Accident –”, *JAEA-Data/Code 2018-004*, 2018.
- [4] 日本原子力研究開発機構、平成 29 年度原子力発電施設等安全調査研究委託費（軽水炉の事故時熱流動）事業に関する報告書、(2018).
- [5] 日本原子力研究開発機構、平成 30 年度原子力発電施設等安全調査研究委託費（軽水炉の事故時熱流動）事業に関する報告書、(2019).
- [6] NEA, Final Integration Report of the Rig-of-safety Assessment (ROSA-2) Project – 2009-2012, *NEA/CSNI/R(2016)10*, 217 pages (2016).

2.2.2.

- [1] 日本原子力研究開発機構、平成 29 年度原子力発電施設等安全調査研究委託費（軽水炉の事故時熱流動）事業に関する報告書、(2018).
- [2] T. Takeda, ROSA/LSTF test and RELAP5 code analyses on PWR steam generator tube rupture accident with recovery actions, *Nuclear Engineering and Technology*, 50, 981-988 (2018).
- [3] V. H. Ransom, J. A. Trapp, The RELAP5 choked flow model and application to a large scale flow test. In: *Proceedings of the ANS/ASME/NRC International*

Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, Saratoga Springs, New York, USA (1980).

2.3.1

- [1] H. Nakamura, Y. Anoda, Y. Kukita, Steam generator multiple U-tube rupture experiments on ROSA-IV/LSTF, in: Proceedings of the 6th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-6), Grenoble, France, American Nuclear Society (ANS), IL, USA (1993).
- [2] K.-W. Seul, Y.-S. Bang, I.-G. Kim, T. Yonomoto, Y. Anoda, Simulation of Multiple Steam Generator Tube Rupture (SGTR) Event Scenario, Journal of the Korean Nuclear Society, 35 (3), 179-190 (2003).
- [3] T. Takeda, “Data Report of ROSA/LSTF Experiment SB-SG-10 – Recovery Actions from Multiple Steam Generator Tube Rupture Accident –”, JAEA-Data/Code 2018-004, 2018.
- [4] 日本原子力研究開発機構、平成 29 年度原子力発電施設等安全調査研究委託費（軽水炉の事故時熱流動）事業に関する報告書、(2018).
- [5] NEA, Final Integration Report of the Rig-of-safety Assessment (ROSA-2) Project – 2009-2012, NEA/CSNI/R(2016)10, 217 pages (2016).

2.4.2

- [1] P. Yarsky, “Applicability of TRACE/PARCS to MELLLA+ BWR ATWS Analyses, Revision 1,” ML113350073, U.S. Nuclear Regulatory Commission, Office of Nuclear Regulatory Research, November 18, 2011.
- [2] L.-Y. Cheng, et al., TRACE/PARCS Analysis of Anticipated Transient Without Scram with Instability for a MELLLA+ BWR/5, Nucl. Tech. vol. 198 (2016), pp. 238–247.
- [3] TRACE V5.0 THEORY MANUAL, Field Equations, Solution Methods, and Physical Models Division of Risk Assessment and Special Projects Office of Nuclear Regulatory Research, U. S. Nuclear Regulatory Commission
- [4] 「沸騰遷移後燃料健全性評価分科会報告書」について、沸騰遷移後燃料健全性評価分科会報告書、平成 18 年 5 月 19 日原子力安全委員会原子力安全基準・指針専門部会
- [5] Letter to NRC from Entergy Operations, Inc.,
<https://www.nrc.gov/docs/ML1606/ML16063A316.pdf>
- [6] 原子力規制庁技術基盤グループ、炉心損傷防止対策の有効性評価事象の分析 (PWR) , NRA 技術報告、NTEC-2014-1001

6. 用語の解説

CFD コード	Computational Fluid Dynamics : 数値流体力学コード。極めて小さな検査体積における保存則の計算に基づく詳細解析コード。
GRS	Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit mbH : 原子力安全協会。ドイツの原子力専門機関。
KAERI	Korea Atomic Energy Research Institute : 韓国原子力研究院。
LP コード	Lumped parameter : 集中定数系コード。比較的大きな体積における保存則の計算に基づく解析コード。安全解析に使用する RELAP5 や MELCOR 等の最適評価コードが該当する。
PCT	Peak Cladding Temperature : 燃料棒被覆管表面最高温度。
Post-BT	Post-Boiling Transition : 沸騰遷移 (液体が沸騰する過熱面が濡れている状態から乾いた状態に遷移すること。炉心冷却の状態と対応している。通常、BWR で用いる用語で、PWR では、核沸騰限界 DNB と呼ばれる。) が生じた後の加熱面が乾いた状態。
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation : ナビエ=ストークス方程式にレイノルズ平均 (流れ場を表す物理量をアンサンブル平均値とそこからの変動分の和で表す処理) を適用して算出された方程式を数値的に解く手法。
RELAP5	NRC が開発した最適評価コード。
V&V	Verification and validation : 解析コードの妥当性評価のこと。通常、verification は、数値解析に係る数学的な妥当性を、validation は実験と比較し検討される妥当性をいう。その際、単に実験と解析の比較だけでなく、実験の実機模擬性 (スケール効果) も考慮して妥当性を検討する。
WMS	Wire mesh sensor : ワイヤメッシュセンサー。二次元網状に配置した電線の交点における流体抵抗を計測することによりその点でのボイド率等を計測するセンサー。
スケーリング(スケール) 実験	実機と実験装置の大きさ (スケール) 等の違いの影響を工学的に検討するための実験。