

令和 2 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 3 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. 3×3 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. 3×3 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	8
2.1.2. 4×4 バンドル試験体を用いた伝熱実験	34
2.1.2.1. 概要.....	34
2.1.2.2. バンドル試験体	34
2.1.2.3. 流量過渡ドライアウト実験	34
2.1.2.4. ATWS 模擬出力過渡実験	35
2.1.3. 単管炉心伝熱実験.....	47
2.1.3.1. 概要.....	47
2.1.3.2. 単管試験体.....	47
2.1.3.3. 圧力・出力複合変動過渡実験	47
2.1.3.4. 等速吸引プローブを用いた液滴濃度計測	50
2.1.4. 先行冷却実験	66
2.1.4.1. 概要.....	66
2.1.4.2. 先行冷却試験装置仕様と実験方法	66
2.1.4.3. 加圧実験に向けた試験装置の機能増設.....	67
2.1.4.4. 伝熱および可視化実験	67
2.1.4.5. 先行冷却熱伝達モデルの検討	72
2.1.5. 数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics) 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基礎式.....	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. 改良した二相流三流動場解析ソルバーによる単管試験体に関する CFD 解 析	110
2.2. PWR を模擬した総合効果実験.....	122
2.2.1. 蒸気発生器伝熱管複数本破断に主蒸気管破断が重畳した実験.....	122
2.2.2. 一次系フィード・アンド・ブリード運転を伴う給水喪失実験.....	140

2.2.3.	RELAP5/MOD3.3 コードを用いた LSTF 実験事後解析	155
2.2.4.	国際的な総合効果実験の情報収集	165
3.	結言	166
4.	本事業に関連する外部発表	169
5.	参考文献	170
6.	用語の解説	174
付録 1	4x4 バンドル試験体を用いた流量過渡ドライアウト実験データ	175
付録 2	4x4 バンドル試験体を用いた圧力変動過渡実験データ	260
付録 3	単管試験体を用いた圧力・出力複合変動過渡実験データ	330

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. 3×3 バンドル試験体を用いた伝熱実験

2.1.1.1. 概要

3×3 バンドル試験体において、フロータブ無しの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を実施した。以下に、3×3 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. 3×3 バンドル試験体

3×3 バンドル試験体は 4×4 バンドル試験体と同様に BWR9×9 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。3×3 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。3×3 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。スペーサ形状を図 2.1.1-2 に示す。図 2.1.1-2(a)は昨年度実施実験で設置したフロータブ有り丸セルスペーサ、(b)は今年度実験で用いたフロータブ無し丸セルスペーサを示す。フロータブはスペーサの外周のロッド間に設置される。シュラウドはステンレス製で、流路の内側寸法は 46.7mm であり、HIDRA の垂直圧力容器内に設置される。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 4×4 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、7 MPa 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 50 K 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

限界出力検出時にドライアウトしたロッドが流量や入りロクオリティに影響するかどうかを検討した結果を示す。図 2.1.1-3 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) ロッド番号を質量流束と 3×3 試験体入りロクオリティに対してプロットした結果を示す。図 2.1.1-3(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方位角を赤丸で表す。図 2.1.1-3(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、系圧力 7 MPa を除く圧力

での高流量条件 ($750 \text{ kg/m}^2\text{s}$) 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 の内部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。ロッド同士が向き合う面（南北方向）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ことを示唆しており、昨年度実験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もわかった。ここで、系圧力 7 MPa での高質量流束 ($>500 \text{ kg/m}^2\text{s}$) におけるドライアウト箇所の計測結果は、Rod8 がドライアウトしやすい傾向が見られる。Rod8 の熱電対は上流側のスペーサ間に密に熱電対を設置していることから、上流側が先にドライアウトしたことを意味する。一般的に考えて、上流側が先にドライアウトすることは考えにくく、模擬燃料棒表面に埋め込まれた熱電対に何かしらの異常が発生した可能性が高いと考えられる。以上から、当該実験条件で取得された限界出力は、本来の限界出力よりも低くなると推察される。

(2) 限界出力

図 2.1.1-4(a)~(c)に 3×3 バンドル入口クオリティに対する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。試験部入口クオリティの変化は、上流履歴を無視した場合、実長バンドルにおける総出力を変えることと等価であるため、ドライアウトが生じる局所の熱流束を相対的に変化させることを意味する。図から明らかのように、入口クオリティが増加すると 3×3 バンドル限界出力が低下する結果が得られた。質量流束が高い条件 ($>500 \text{ kg/m}^2\text{s}$) では、限界出力が質量流束に依存せず、入口クオリティのみに依存する傾向が得られた。

(3) 限界クオリティ

図 2.1.1-5(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 3×3 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。図から明らかのように、質量流束が $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 以上に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、 3×3 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た。流量が小さい条件ではクオリティが臨界値を超えるとドライアウトに至るのに対し、流量が大きい条件では限界出力が等しいことから局所的な出力値により限界が決まることを示唆している。

(4) 既存相関式との比較

図 2.1.1-6 に、入り口クオリティが 0 以下の条件（サブクール条件）における系圧力 2、4、 7 MPa における限界出力の相関式による予測値との比較を示す。相関式にはバンドル体

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 $300\text{kg/m}^2\text{s} < G < 1400\text{kg/m}^2\text{s}$ で、各記号は

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

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、

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

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。4MPa の場合、両相関式とも実験値と良く一致した。7MPa の場合、CISE-GE 式はいずれの質量流束においても過小評価となり、修正 Biasi 式は質量流束が大きくなるほど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 2.1.1-7 に、入りロクオリティが 0 より大きい条件における系圧力 2、4、7MPa における限界出力の相関式による予測値との比較を示す。相関式には入りロクオリティがある場合の限界熱流束を与えるモデルである、Bowring のモデル（混合入口条件）[1]を用いた。このモデルは入りロクオリティ： 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 $P \leq 1250$

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

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

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

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

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

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

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

$$P_T = 0.001P$$

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。いずれの圧力条件においても、**Bowring** の相関式による予測結果は、測定結果を下回ることがわかった。また、予測結果と計測結果のプロットは、低質量流束($<500 \text{ kg/m}^2\text{s}$)かつ低入り口オリティ($x<0.3$)の条件を除くと、一つの曲線上に分布する傾向が見られる。このことから**Bowring** の相関式を適切に修正することにより、入口二相流条件における限界出力を予測可能であると判断される。一方で、先述したように系圧力 7 MPa における高質量流束($>500 \text{ kg/m}^2\text{s}$)条件では、埋め込め熱電対の異常等に起因して、一部のロッドにおいてドライアウトしやすい傾向が現れたと考えられる。そのため、他の系圧力条件と異なり、高質量流束条件において限界出力が過小評価されたことで、分布に違いが生じたと考えられる。

(5) スペーサ形状の違いによる限界出力への影響

本年度と昨年度とで、フロータブ無し丸セルスペーサ、フロータブ有り丸セルスペーサの二種類の異なる形状のスペーサを設置した実験を実施した。ここでは、二種類のスペーサで計測した限界出力(入口単相流、入口二相流)に違いが生じたかどうかを確認する。

図 2.1.1-8 に、入口単相流条件での限界出力計測結果を CISE-GE 式と修正 Biasi 式による予測結果に対してプロットした結果を示す。記号の違いは予測に用いた相関式の違いを表し、白抜きと塗りつぶしのプロットは、フロータブ有り、フロータブ無し丸セルスペーサでの計測結果を表す。図からわかるように、いずれのスペーサでの計測結果もその分布傾向に大きな違いは生じないことがわかった。

図 2.1.1-9 に、入口二相流条件での限界出力計測結果を **Bowring** の式による予測結果に対してプロットした結果を示す。記号の違いは質量流束の違いを表し、白抜きと塗りつぶしのプロットは、フロータブ有り、フロータブ無し丸セルスペーサでの計測結果を表す。図からわかるように、いずれのスペーサでの計測結果もその分布傾向に大きな違いは生じず、一つの曲線上に分布する傾向が得られた。

上記のように、フロータブ有り無し丸セルスペーサでの限界出力実験では、得られた限界出力にスペーサ形状の違いの影響がほとんど確認されない結果となった。これは、限界出力時にドライアウトする箇所がスペーサの直下(直上流)であるため、上流側に位置するスペーサからの距離が遠く、スペーサの影響がほとんど現れなかったものと考えられる。

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、3×3 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 3×3 バンドル試験体出口クオリティ換算した数値で表す。

(1) 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 2.1.1-10~15 に質量流束及び圧力条件ごとに、ロッド乾き面の平均表面温度に対するリウエット速度:(a)~(c)、および、平均表面温度の過熱度に対するリウエット速度:(d)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-原のモデル[2]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。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速くなることが確認される。(d)図からわかるように、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とんどなく、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 2.1.1-16~18 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 2.1.1-10~15 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、質量流束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ほぼ同一の傾向を示すと判断できる。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) 3×3 バンドル入口クオリティの影響

3×3 バンドル試験体は入口が二相流状態であり、上流側の 4×4 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。先述したように、入口クオリティを増加させることは、上流履歴を無視した場合、実長バンドルにおいて総出力を変化させることと等価であり、ドライアウトが生じる流路出口での相対的な局所熱流束を低下させることを意味する。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 2.1.1-19~22 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い。図 2.1.1-19~22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) スペーサ形状の違いによるリウエット速度への影響

本年度取得したリウエット速度の傾向と、昨年度の結果とを比べると、定性的には同一傾向にあることが確認された。一方で、定量的な比較については、比較方法や条件の合わせ方等、検討が十分に進んでいないため、具体的な比較方法については今後検討する予定である。

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。乾き面の拡がり挙動は、例えば流動が振動的な過渡変化において被覆管最高温度を決定する重要因子のひとつである。ヒータ出力の変化量は 3×3 バンドル試験体出口クオリティ換算した数値で表す。昨年度と同様にドライアウト挙動のパラメータ依存性を調べるための指標としてドライアウト速度（ドライアウト領域の拡大速度）のパラメータ依存性について調べる。

(1) ドライアウト速度のパラメータ依存性

温度データから算出したドライアウト速度を各実験パラメータに対して整理し、その依存性を検証する。図 2.1.1-23、2.1.1-24 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_{cri} 、縦軸にドライアウト速度をプロットした結果を示す。 Δx_{cri} はドライアウト限界条件からの超過分を表す。プロットの色の違いは図 2.1.1-23、2.1.1-24 でそれぞれ質量流束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 2.1.1-23 または 2.1.1-24 において、2MPa では、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傾向が見られた。一方で、4、7MPa では、計測のばらつきの影響が大きく、2MPa のようなドライアウト速度が明確に増加する傾向はみられないと判断される。昨年度の実験と同様に、ドライアウト実験では局所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のばらつきが非常に大きいことがわかった。

b) 流量依存性

図 2.1.1-23 は質量流束の違いをプロット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、顕著な影響はないものと考えられる。

c) 出力変化量依存性

図 2.1.1-24 は出力変化量の違いをプロット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かった。

(2) スペーサ形状の違いによるドライアウト速度への影響

本年度取得したドライアウト速度の傾向と、昨年度の結果とを比べると、定性的にはおおむね同様の傾向にあることが確認された。一方で、定量的な比較方法については今後検討する予定である。

表 2.1.1-1 バンドル試験体の基本仕様

	BWR9×9 燃料 集合体（下部）	4×4 バンドル試験体	3×3 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

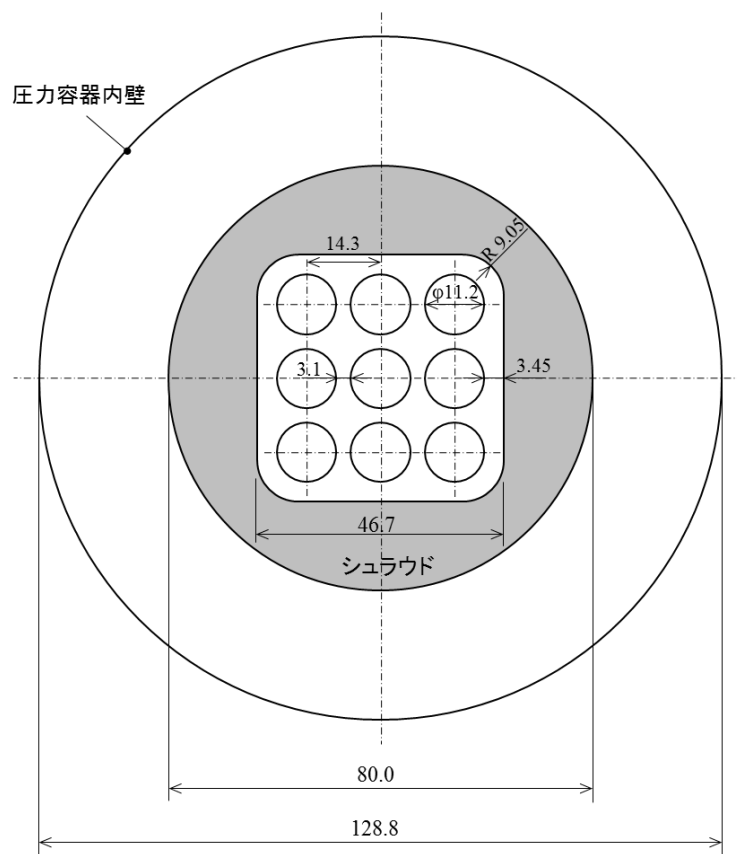
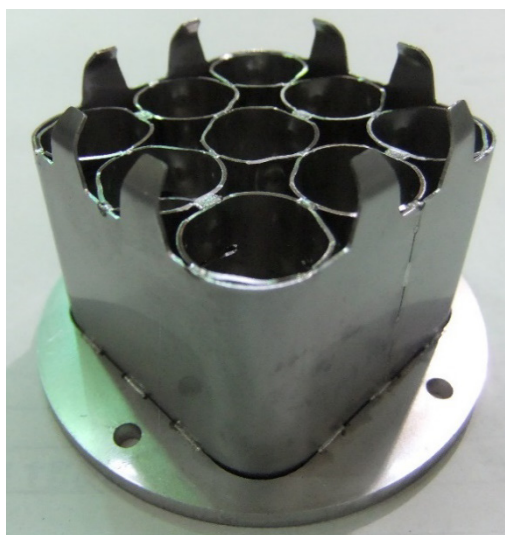
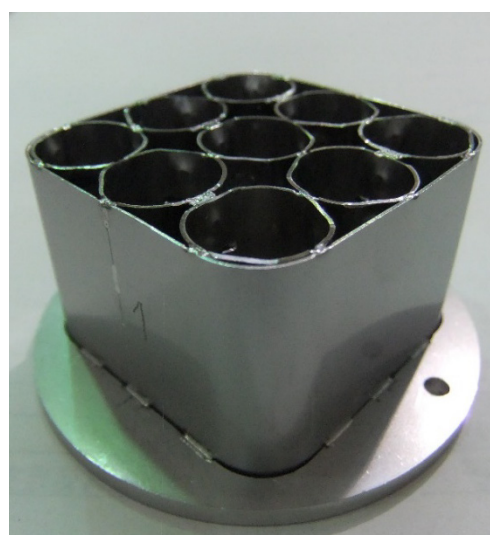


図 2.1.1-1 3×3 バンドル試験体断面図

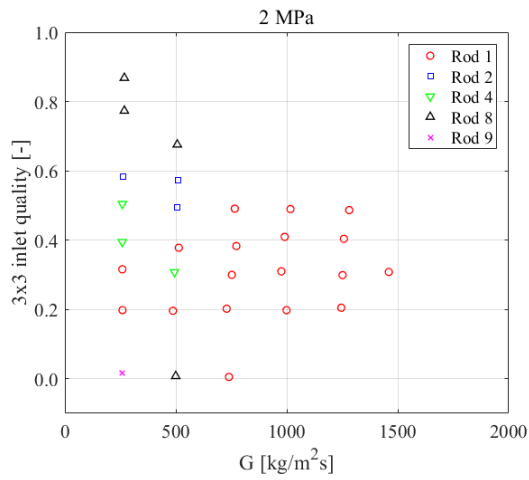


(a) フロータブ有り丸セル型

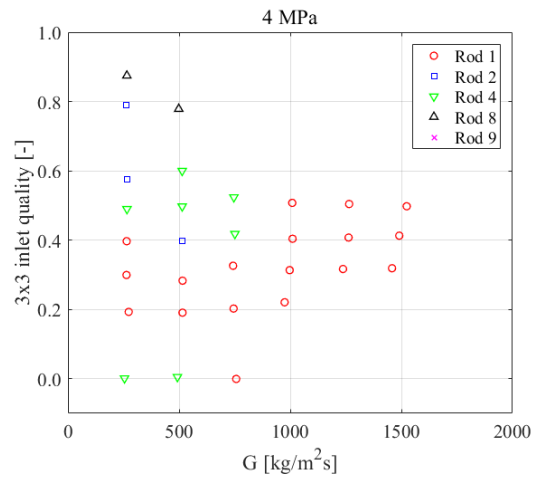


(b) フロータブ無し丸セル型

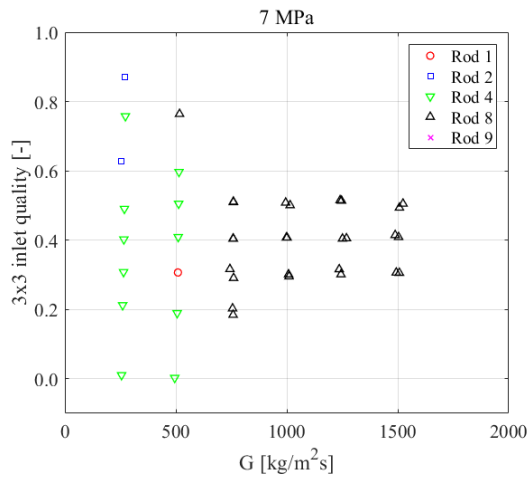
図 2.1.1-2 スペーサ形状



(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

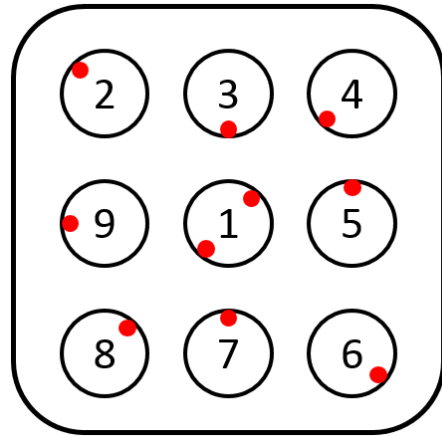
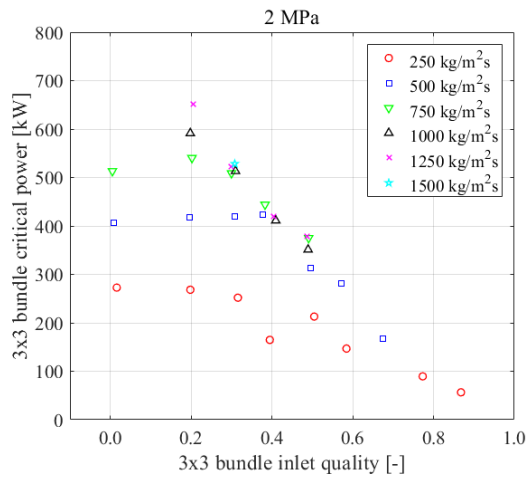
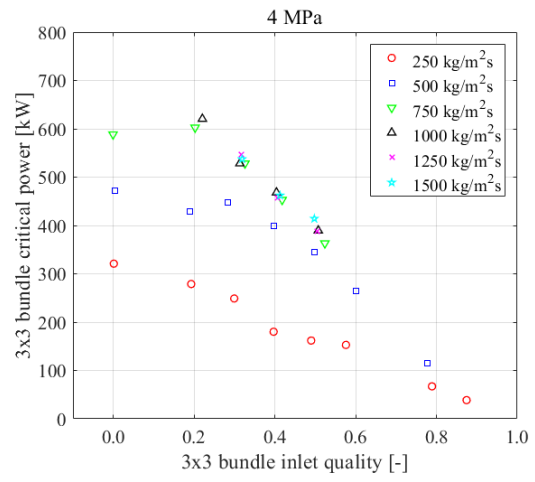


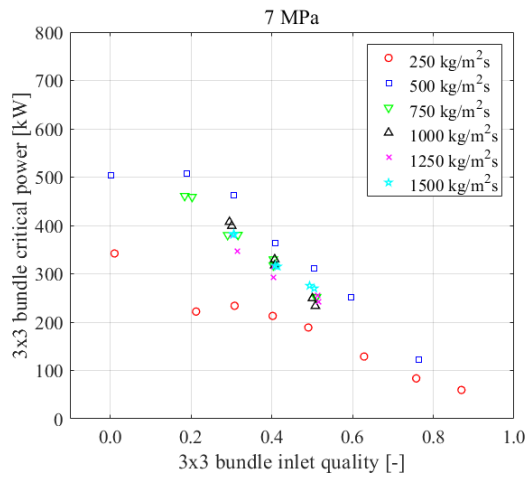
図 2.1.1-3 限界出力時ドライアウト箇所



(a) 2 MPa 時の限界出力

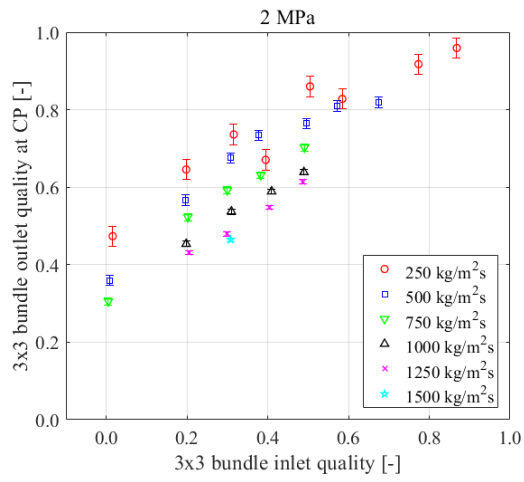


(b) 4 MPa 時の限界出力

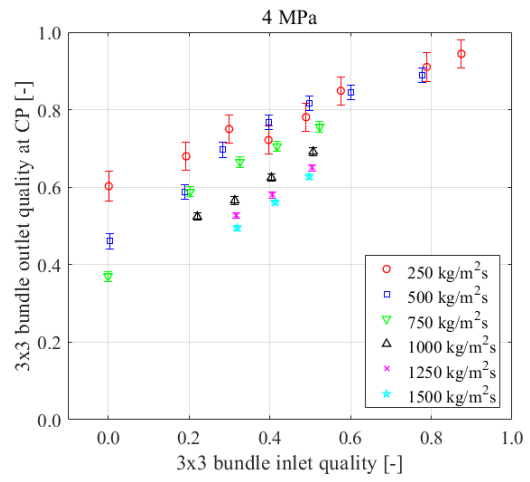


(c) 7 MPa 時の限界出力

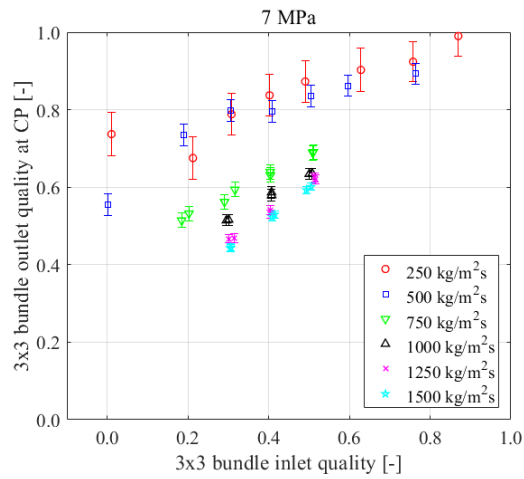
図 2.1.1-4 3x3 バンドル試験体における入口クオリティに対する限界出力



(a) 2 MPa 時の限界クオリティ

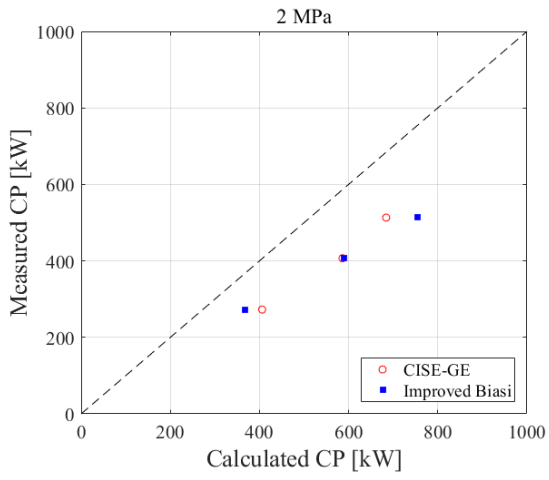


(b) 4 MPa 時の限界クオリティ

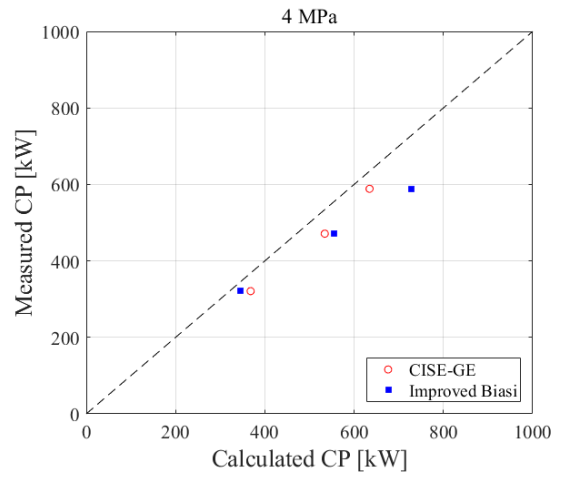


(c) 7 MPa 時の限界クオリティ

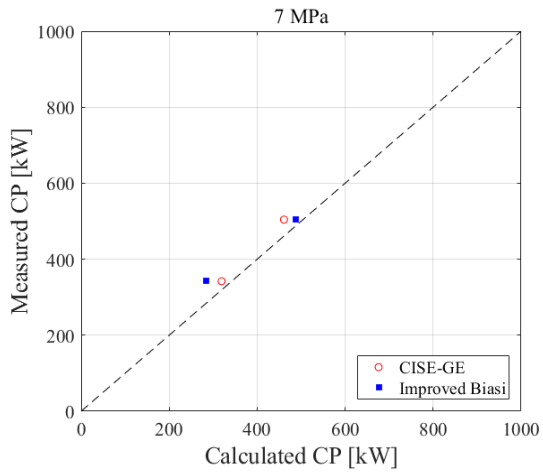
図 2.1.1-5 3×3 バンドル試験体における入口クオリティに対する限界クオリティ



(a) 2MPa

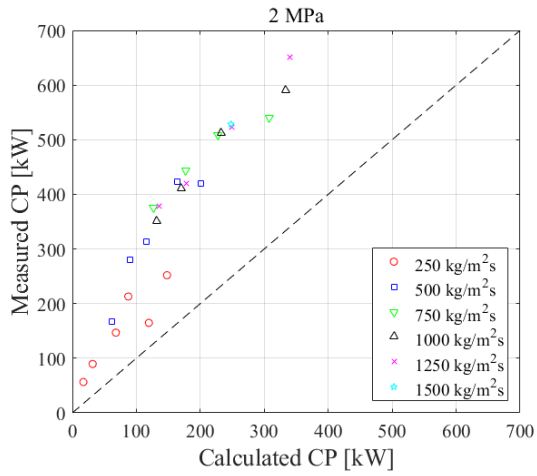


(b) 4MPa

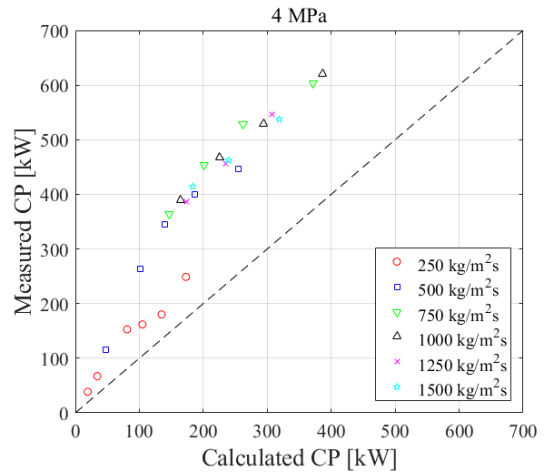


(c) 7MPa

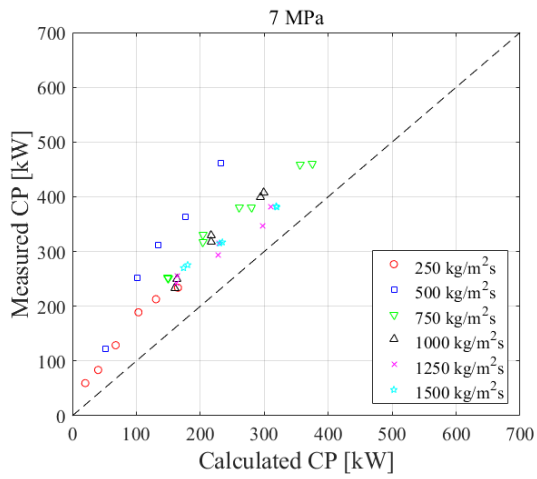
図 2.1.1-6 限界出力 (入口サブクール条件)



(a) 2MPa

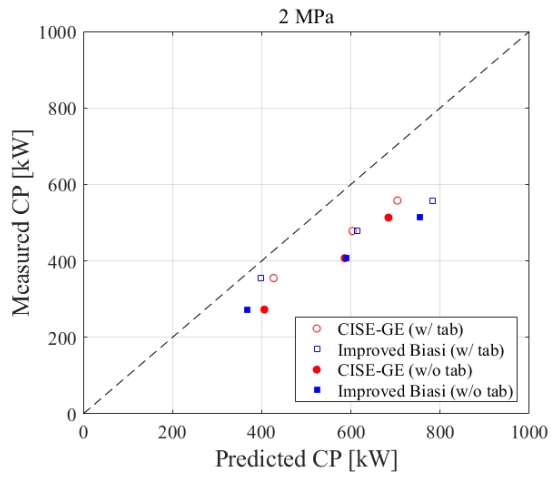


(b) 4MPa

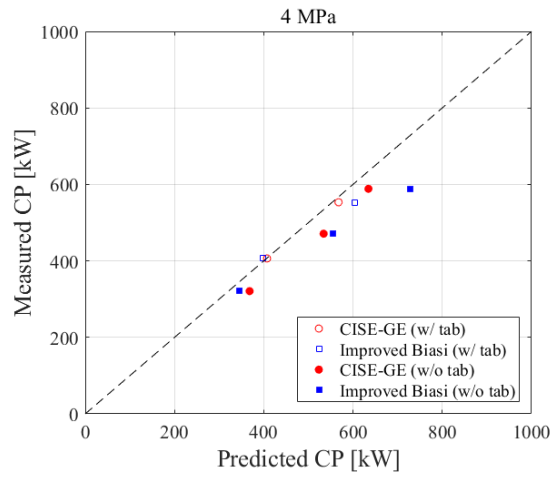


(c) 7MPa

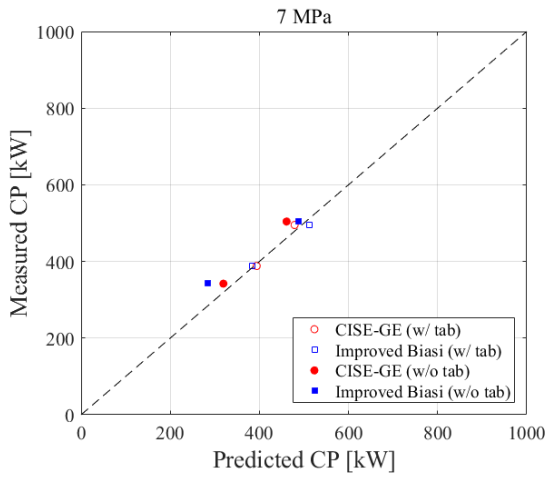
図 2.1.1-7 限界出力 (入口二相流条件)



(a) 2MPa

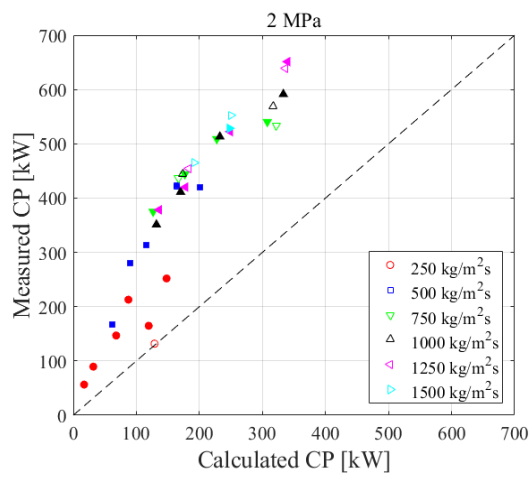


(b) 4MPa

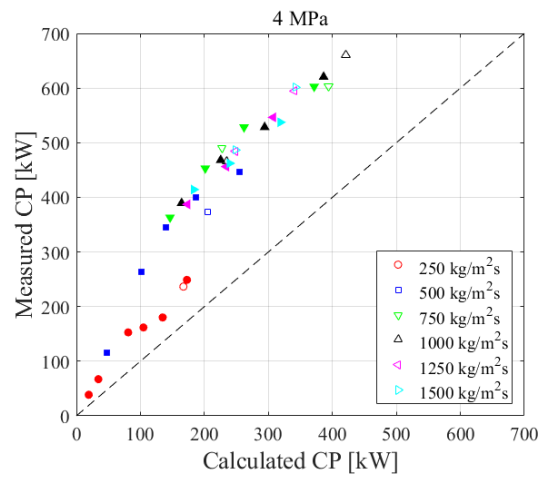


(c) 7MPa

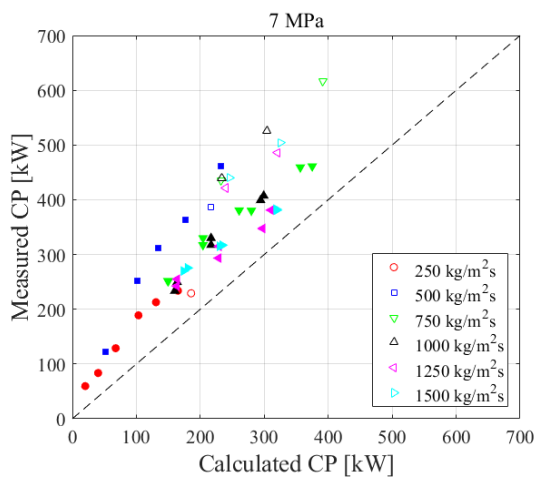
図 2.1.1-8 異なるスペーサ設置条件での限界出力の比較 (入口サブクール条件)



(a) 2MPa



(b) 4MPa



(c) 7MPa

図 2.1.1-9 異なるスペーサ設置条件での限界出力の比較 (入口二相流条件)

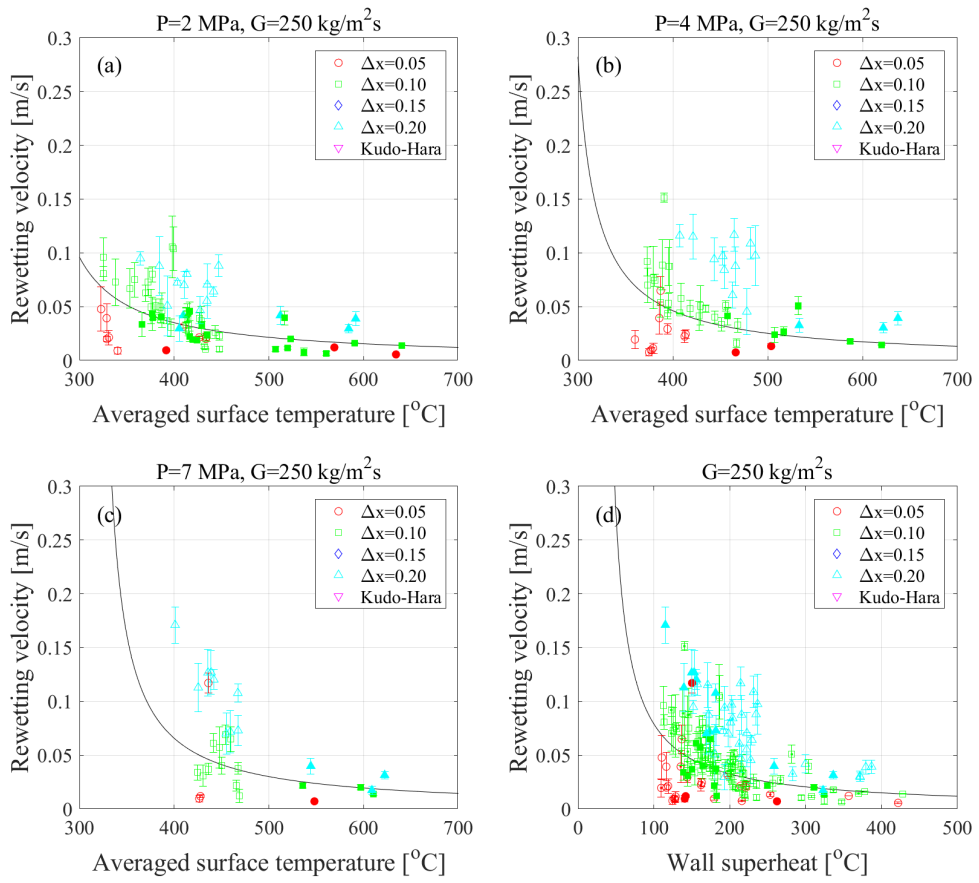


図 2.1.1-10 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (250 kg/m²s)

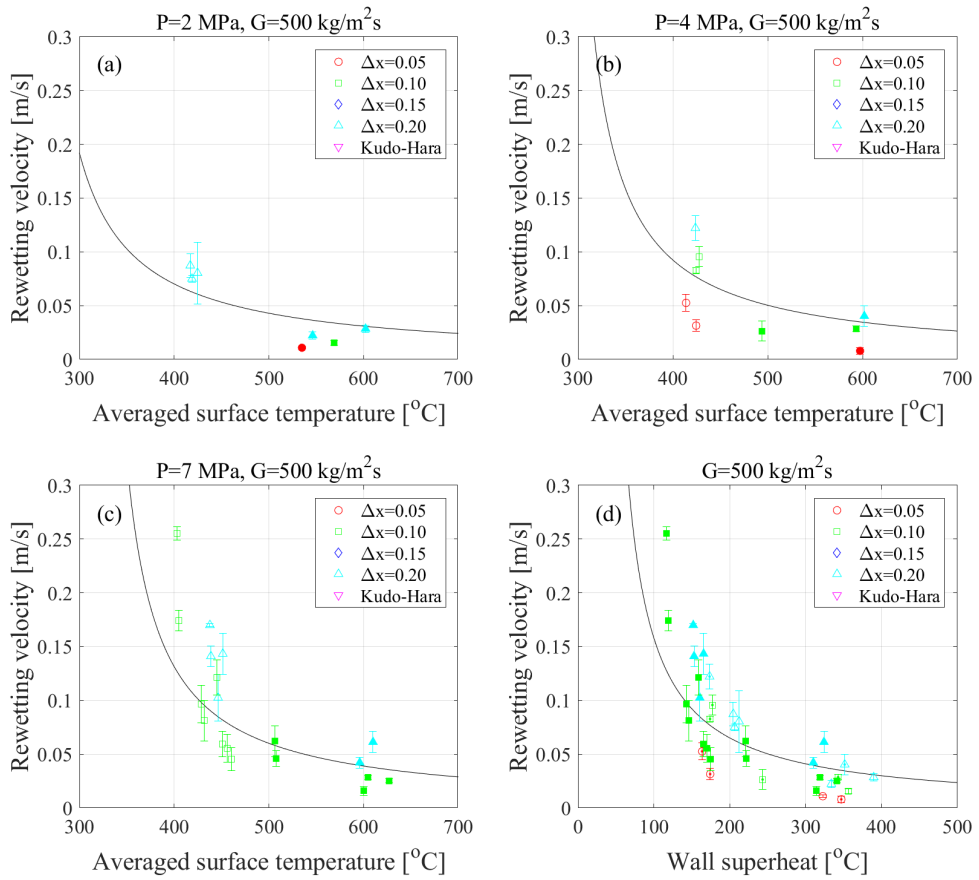


図 2.1.1-11 出力過渡時リウェット速度に対する出力変化量の影響 (500 kg/m²s)

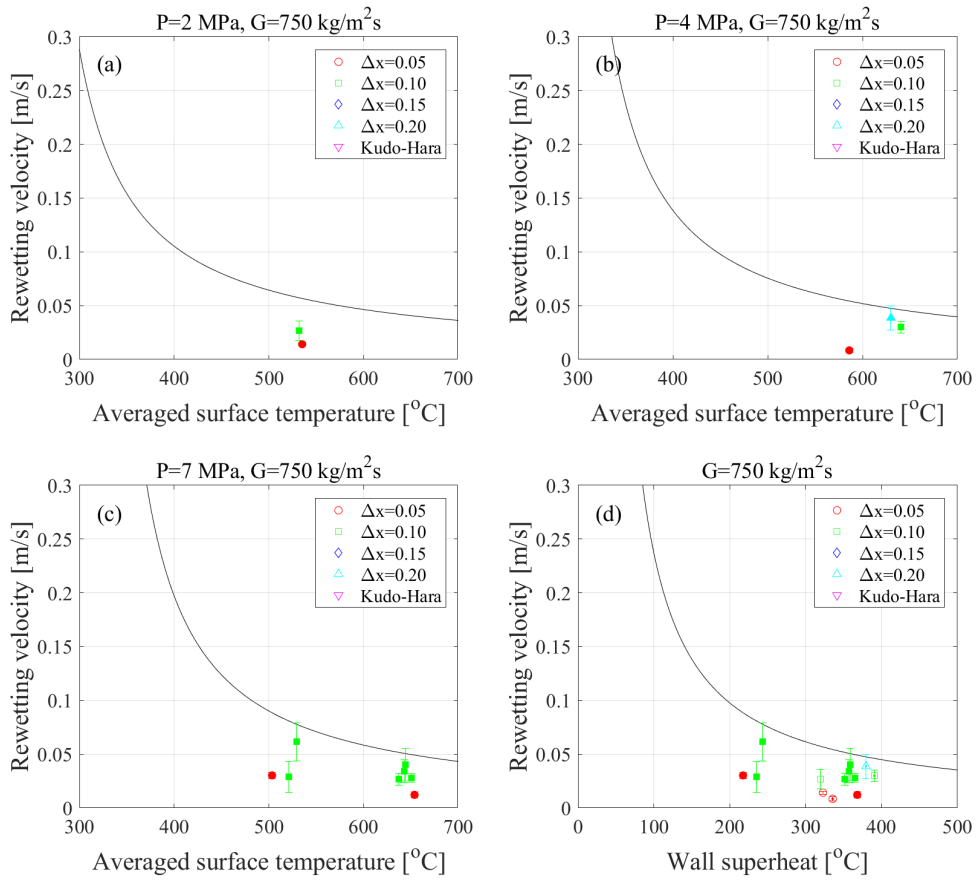


図 2.1.1-12 出力過渡時リウェット速度に対する出力変化量の影響 (750 kg/m²s)

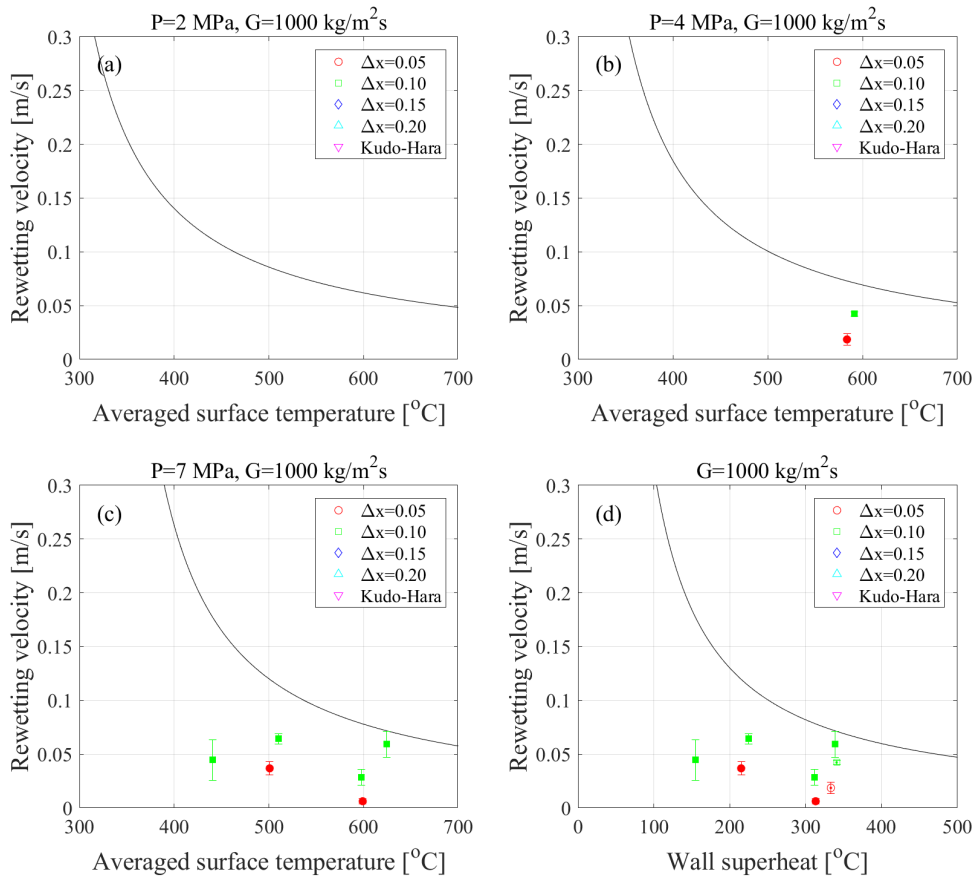


図 2.1.1-13 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1000 kg/m²s)

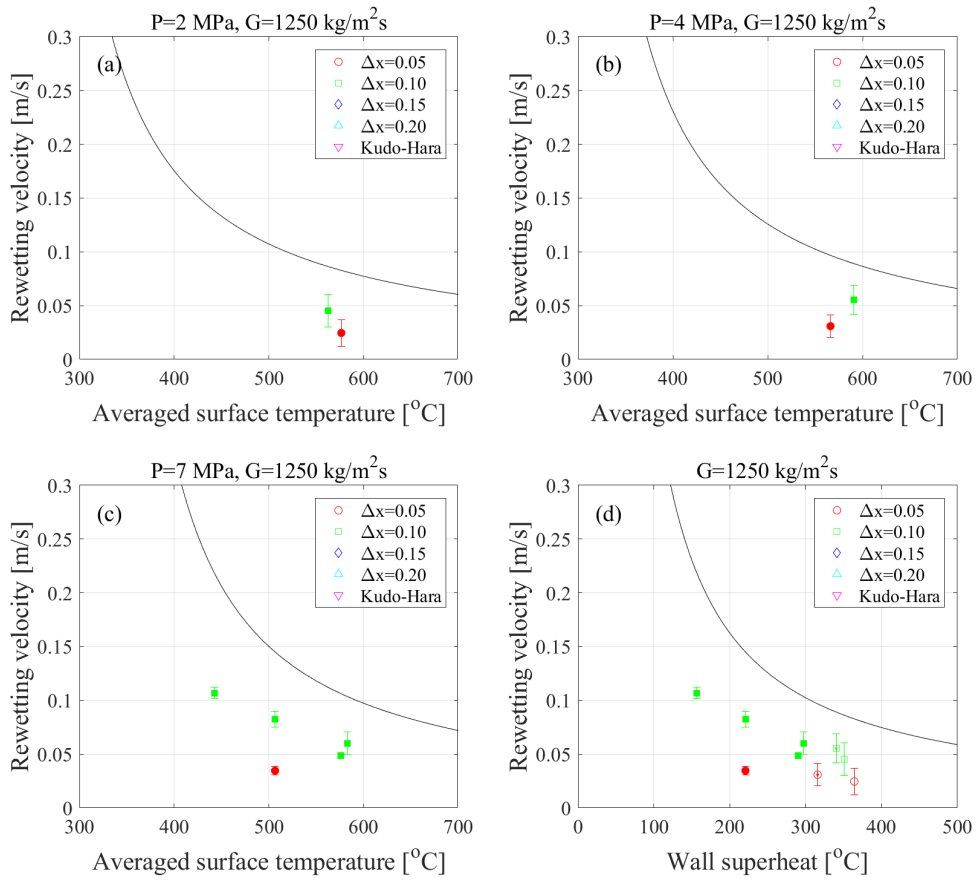


図 2.1.1-14 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1250 kg/m²s)

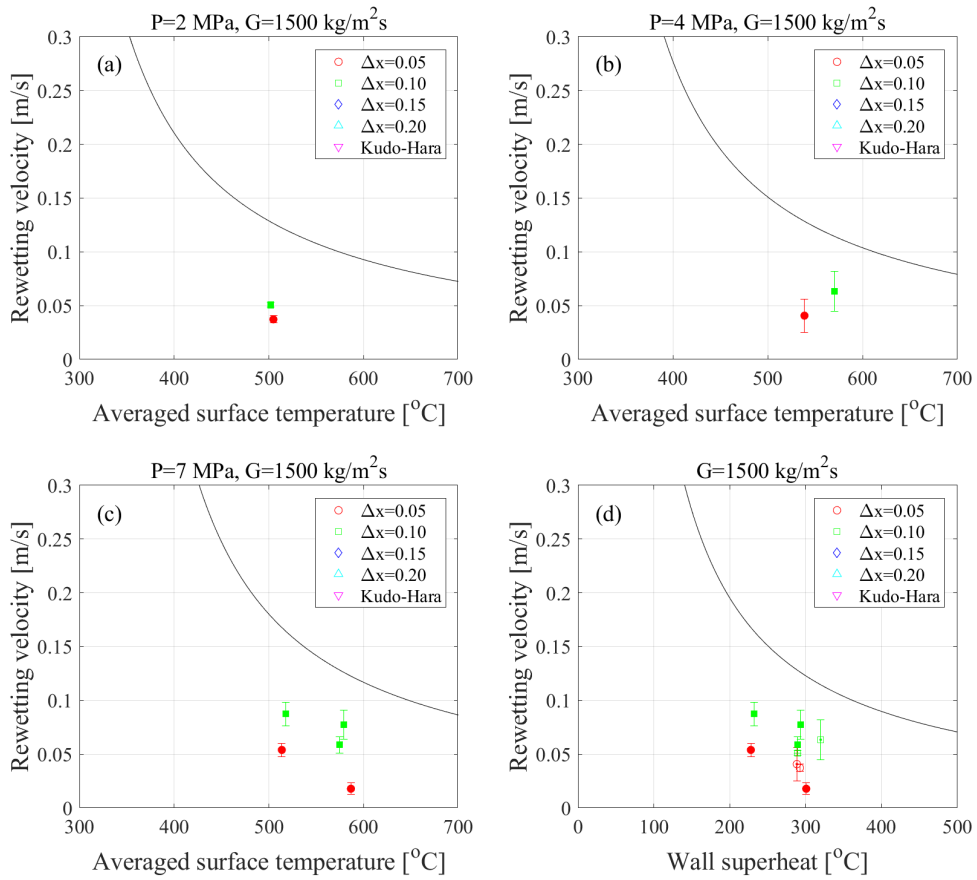


図 2.1.1-15 出力過渡時リウエット速度に対する出力変化量の影響 (1500 kg/m²s)

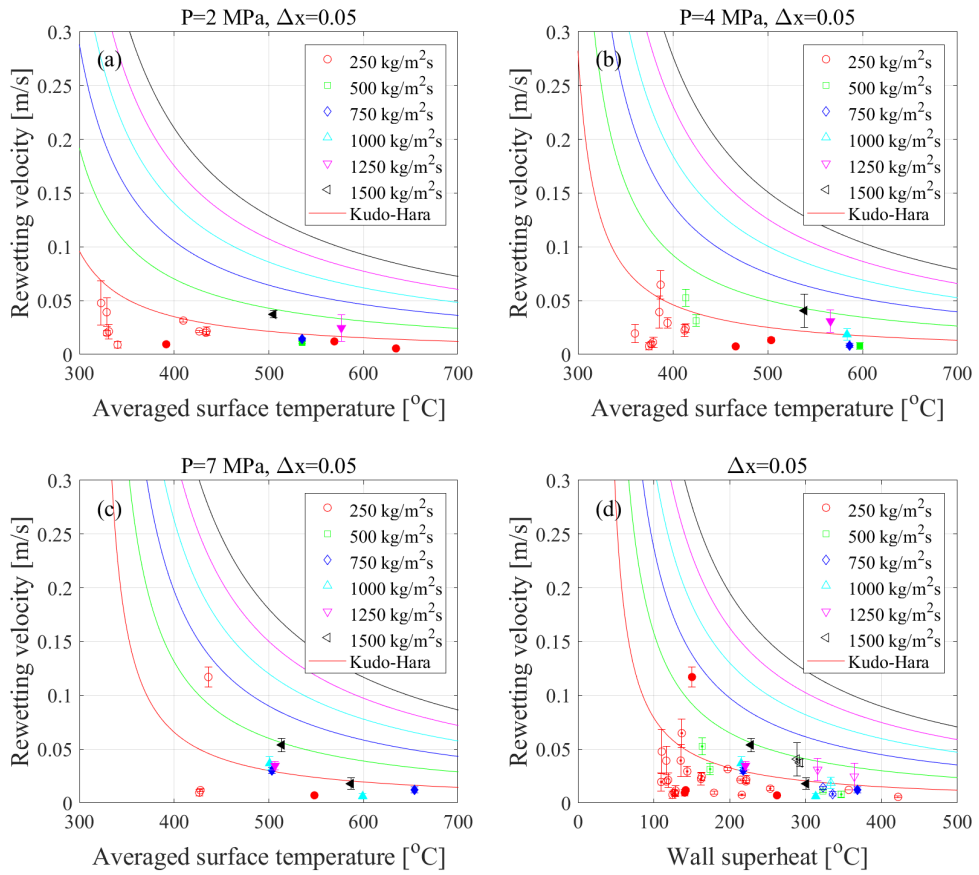


図 2.1.1-16 出力過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.05$)

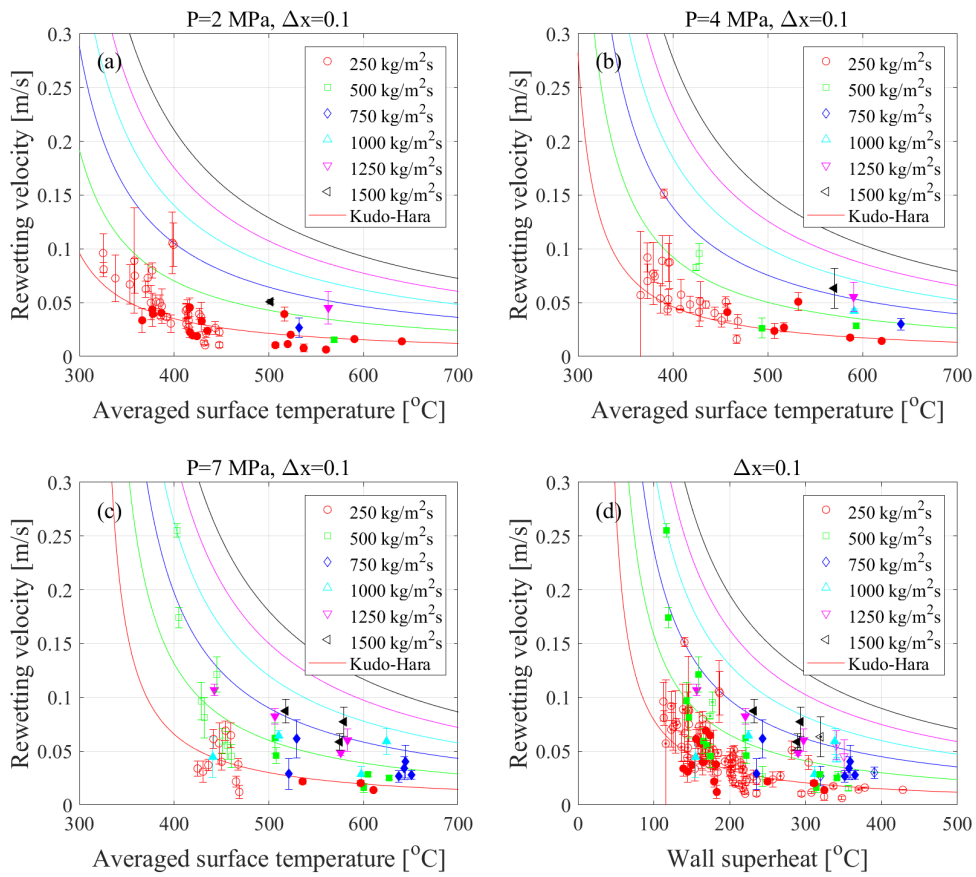


図 2.1.1-17 出力過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.10$)

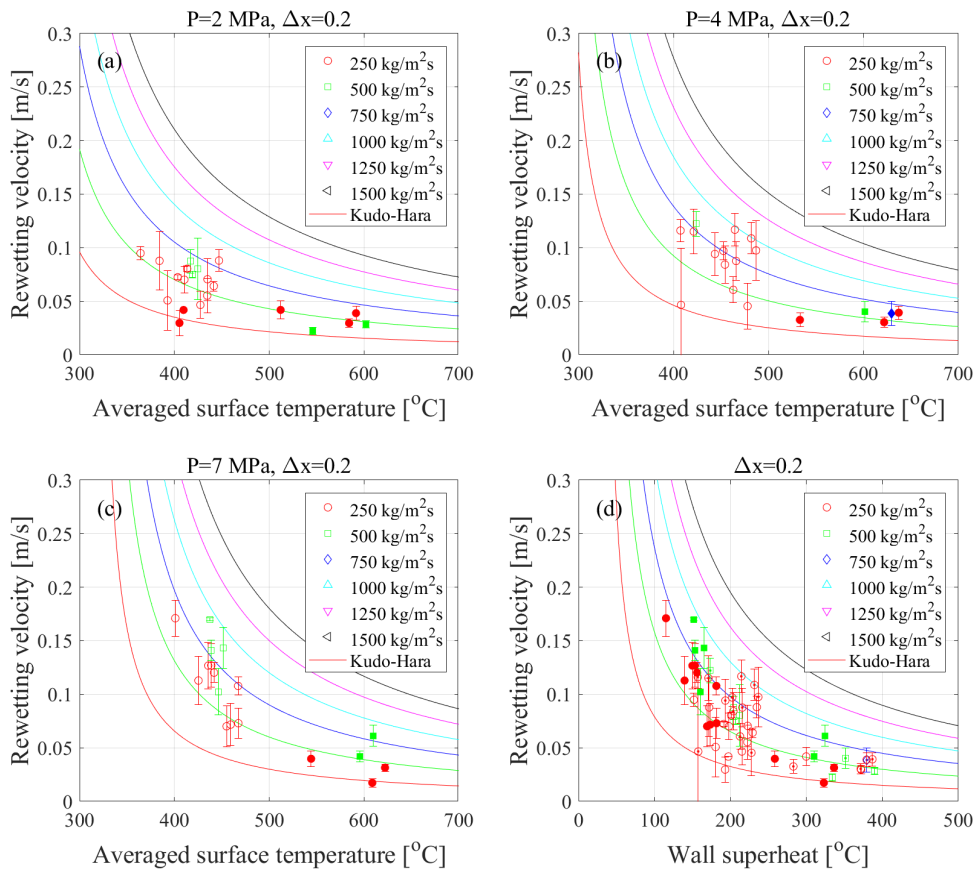


図 2.1.1-18 出力過渡時リウエット速度に対する質量流束の影響 ($\Delta x=0.20$)

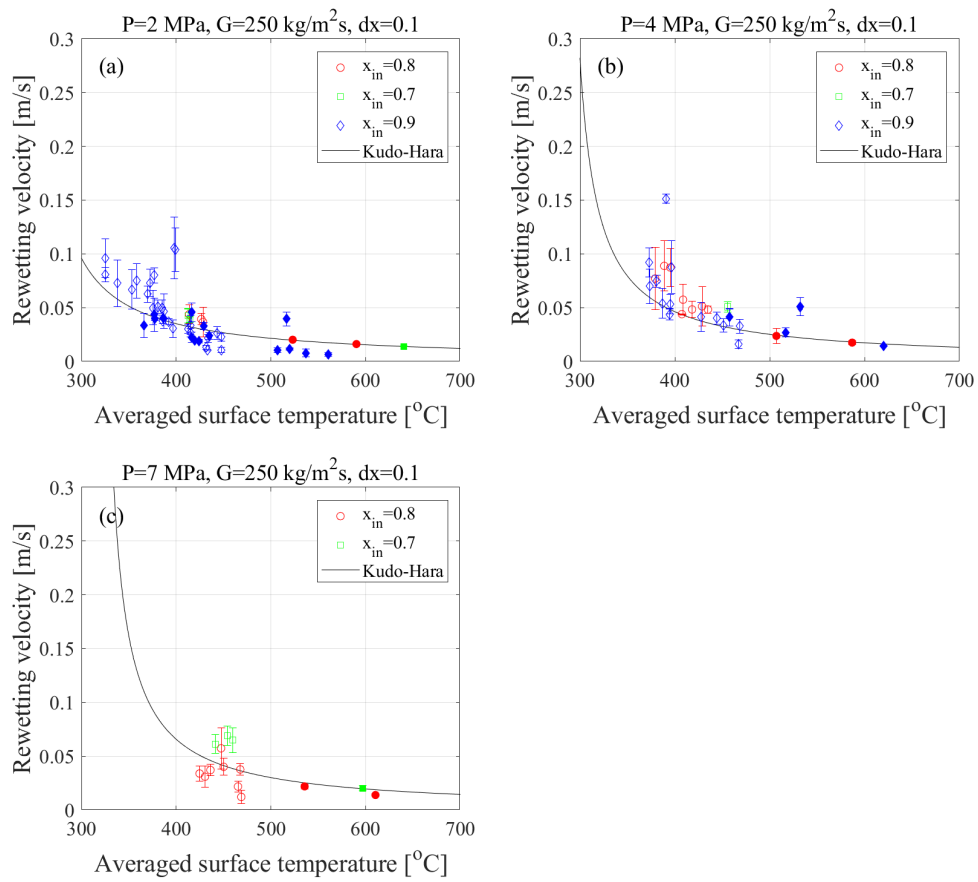


図 2.1.1-19 出力過渡時リウエット速度に対する 3×3 バンドル入口クオリティの影響
(250 kg/m²s、 $\Delta x=0.10$)

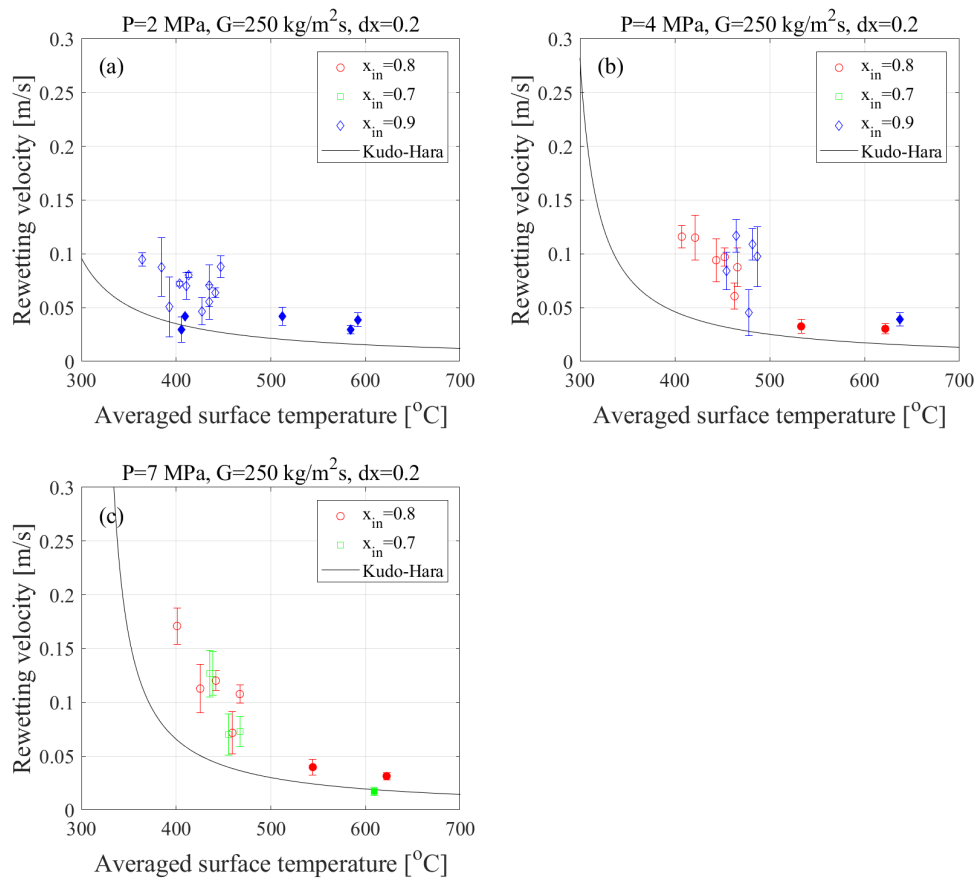


図 2.1.1-20 出力過渡時リウエット速度に対する 3×3 バンドル入口クオリティの影響
($250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、 $\Delta x=0.20$)

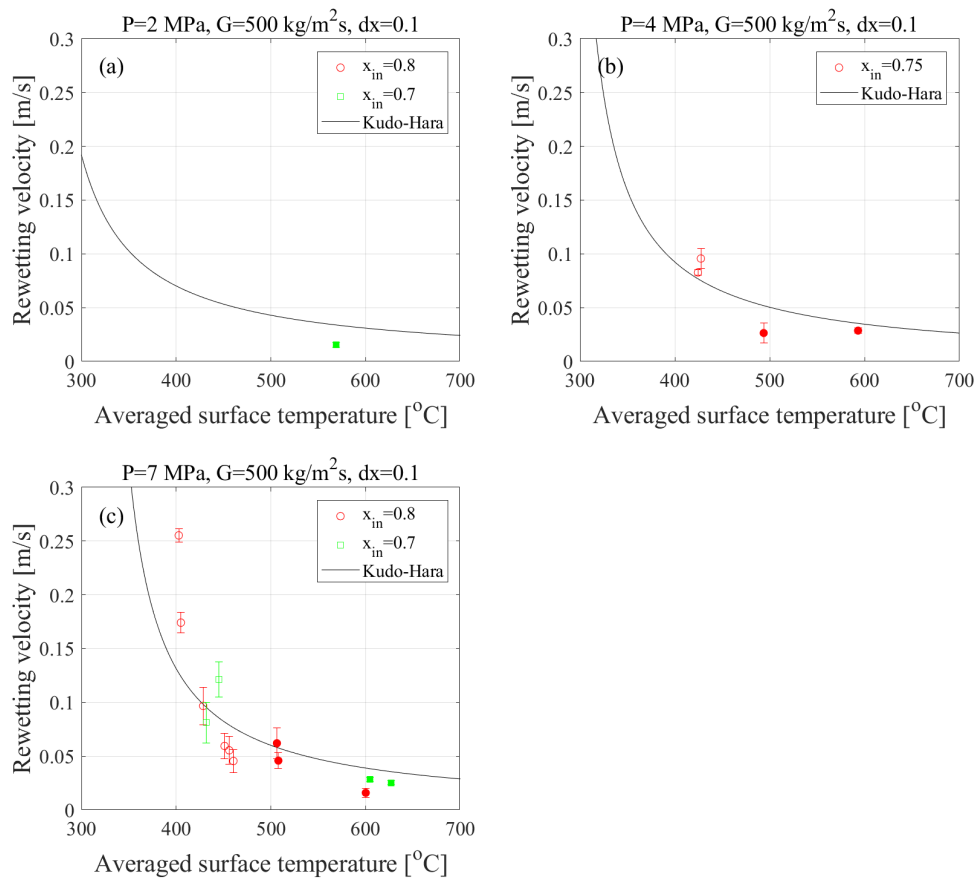


図 2.1.1-21 出力過渡時リウエット速度に対する 3×3 バンドル入口クオリティの影響
 (500 kg/m²s、 $\Delta x=0.10$)

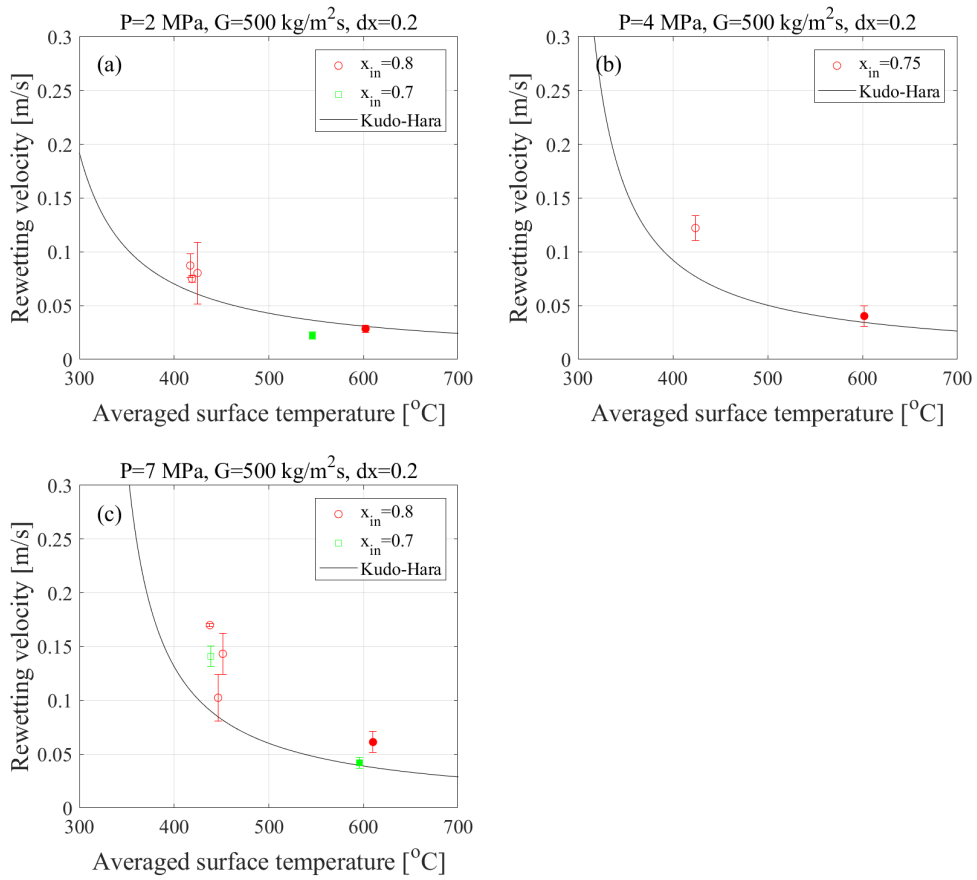


図 2.1.1-22 出力過渡時リウエット速度に対する 3×3 バンドル入口クオリティの影響
(500 kg/m²s、 $\Delta x=0.20$)

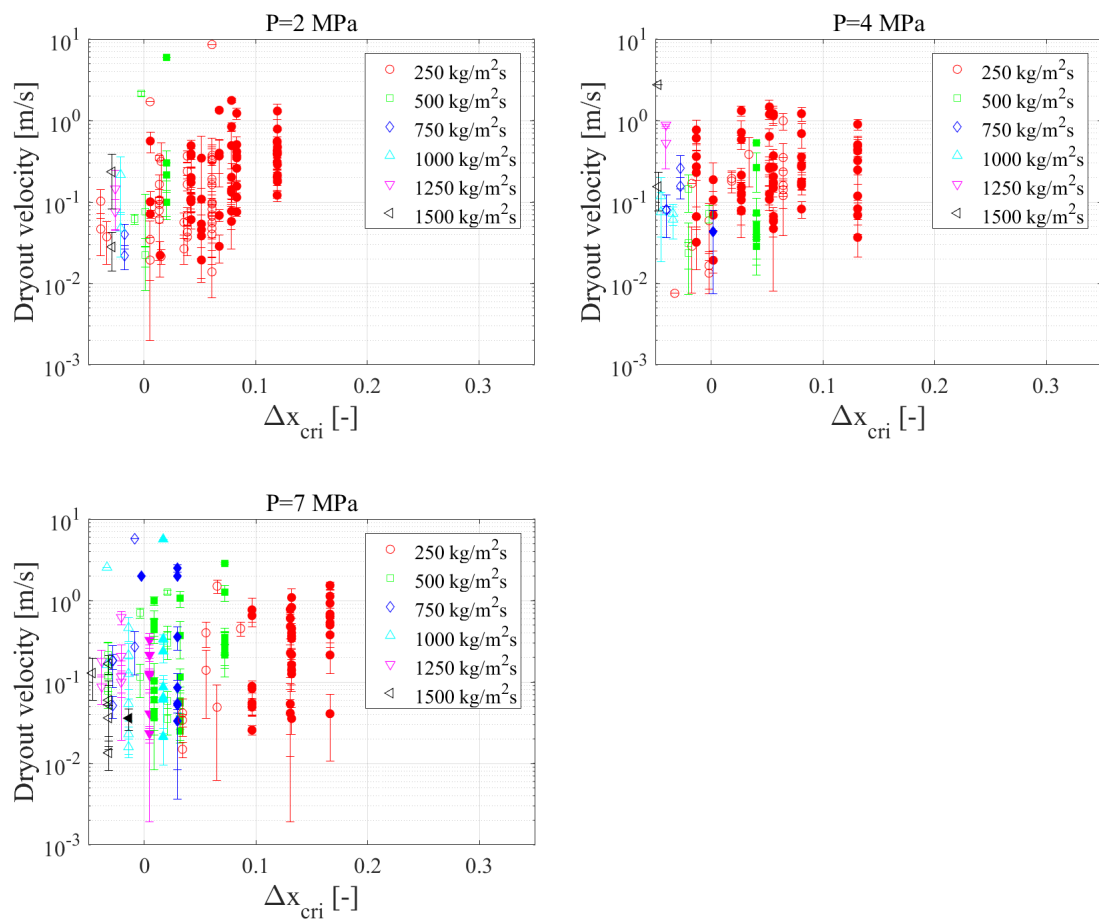


図 2.1.1-23 出力過渡時ドライアウト速度の比較結果

(プロットの違い：質量流束の違い)

白抜きは 1-2 スペーサ間、塗りつぶしは 2-3 スペーサ間を表す

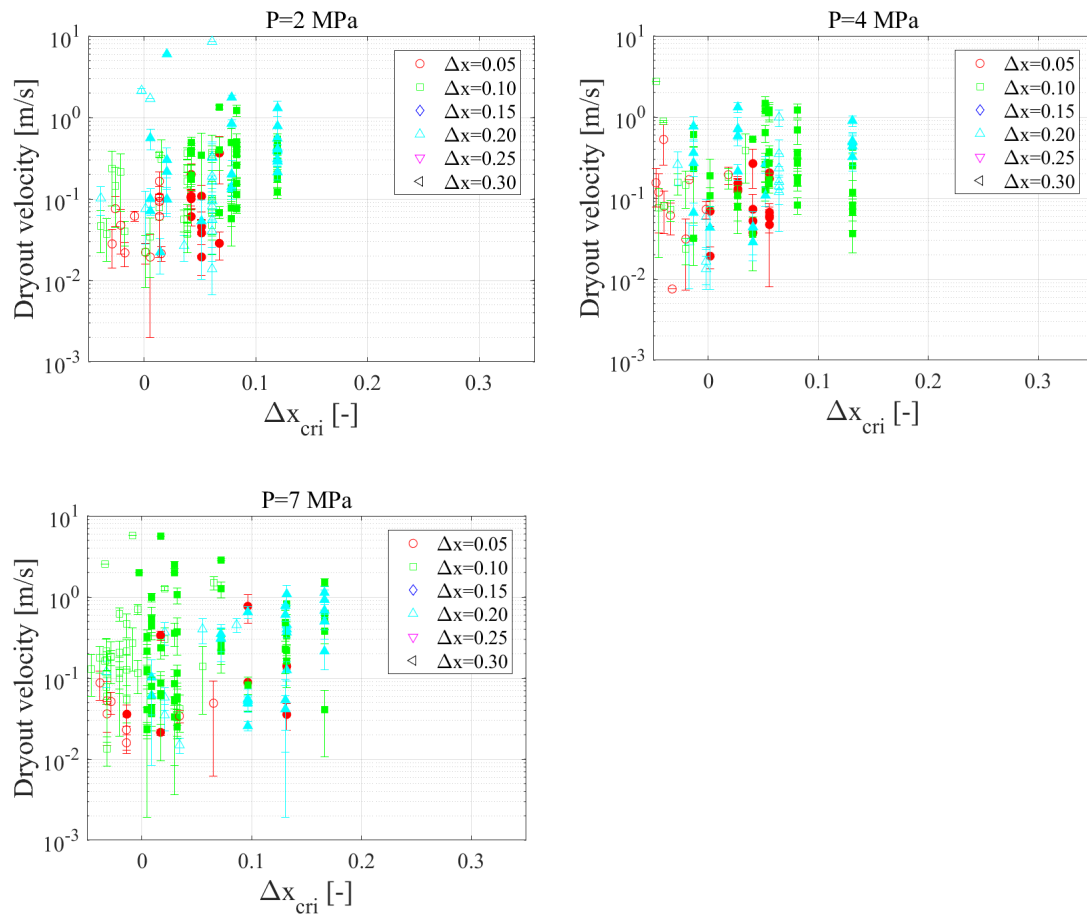


図 2.1.1-24 出力過渡時ドライアウト速度の比較結果

(プロットの違い：出力変化量の違い)

白抜きは 1-2 スペーサ間、塗りつぶしは 2-3 スペーサ間を表す

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流量過渡ドライアウト実験及び ATWS 模擬過渡実験 (圧力変動過渡実験) 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 2.1.2-2 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、出力分布はチョップトコサインとした。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 2.1.2-3 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 2.1.2-4) 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. 流量過渡ドライアウト実験

流量過渡ドライアウト実験では、系圧力、出力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 98% になるように流量を制御し、ここから流量を所定の値 (出口クオリティが $x_{cr} + \Delta x$ となる流量) まで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した。本年度実施した流量過渡ドライアウト試験の条件を表 2.1.2-1 に、時系列データを付録 1 に示す。これまでに実施した出力過渡ドライアウト実験では、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ていたが、本流量過渡実験で得られた温度時系列データでは、ドライアウト開始時刻近傍で振動的になる場合が多く、これまでの手法では有意なドライアウト時刻を得ることが難しい。今後、これまでに実施した実験を含む全てのドライアウト実験で整合性のあるドライアウト時刻決定手法を検討する必要がある。

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、まず圧力、出力および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する必要がある。本年度は圧力変動過渡実験を実施した。

(2) 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、4×4 バンドル試験体頂部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。昨年度までに、単管試験体を用いた同様の実験において、試験体圧力が 2MPa、4MPa および 7MPa の条件で実験を行っており、将来的に比較が容易なように、本実験でも同様の圧力条件で実験を行った。各圧力条件でのブローダウンバルブの開閉条件は以下の通りである。なお、開閉時の圧力差 dP は、上記解析で開圧力 8MPa に対して $dP=1MPa$ であることから、開圧力に対する割合が約 0.13 の条件を基本ケースとし、パラメータ実験として半分の 0.065 程度とするケースも実施した。

2MPa 条件： 開圧力 2.33MPa-閉圧力 2.0MPa ($dp=0.33MPa$) および開圧力 2.33MPa-閉圧力 2.165MPa ($dp=0.165MPa$)

4MPa 条件： 開圧力 4.0MPa-閉圧力 3.5MPa ($dp=0.5MPa$) および開圧力 4.0MPa-閉圧力 3.75MPa ($dp=0.25MPa$)

7MPa 条件： 開圧力 7.0MPa-閉圧力 6.1MPa ($dp=0.9MPa$) および開圧力 7.0MPa-閉圧力 6.55MPa ($dp=0.45MPa$)

他の実験パラメータは、質量流束 (500、1000、1500kg/m²s) である。今回実施した圧力変動過渡実験の条件を表 2.1.2-2 に示す。

実験手順は、まず圧力をバルブ開圧力の 98%に設定し、出力を調整して試験部出口でドライアウトを生じさせる。通常運転時には系圧力を一定に保つため、凝縮器から系に低温水を、量を調節しながら戻しているが、この戻り水量を通常時よりも低い一定値に設定するこ

とで圧力が上昇する。系圧力が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。バルブ閉から次のバルブ閉までの各期間（一回目はスタート～バルブ閉まで）でドライアウト-リウエットを繰り返すが、それぞれの期間で熱流束が最大値となった時刻を各温度測定点におけるリウエット時刻と定義し、各期間でリウエット速度を算出した。なお、ドライアウトによって飽和温度+100K以上に達し、さらにリウエットによって飽和温度+100K以下まで温度が低下した測温点のみをリウエット速度算出に用いた。

実験結果の一例として、圧力 2MPa、 $dp=0.165\text{MPa}$ 、質量流束 $500\text{ kg/m}^2\text{s}$ における、圧力変動、ROD1 における各熱電対の温度応答、および各点における熱流束を図 2.1.2-5 に示す。左図は、凝縮器からの戻り水量を多め（戻り配管のバルブ 20%開）に、右図は少なめ（戻り配管のバルブ 10%開）に設定した場合の結果である。戻り水量を少なく設定すると、ブローダウンバルブ閉時の圧力上昇速度は速くなるが、ブローダウンバルブ開時の圧力減少速度が遅くなり、バルブ閉圧力に達するために必要な時間が長くなる。両条件で得られた温度変化を比べると、ヒートアップする熱電対位置およびヒートアップ時の最高温度はほぼ同じであった。しかし、最初の一期間のリウエット速度は戻り配管のバルブ 20%開の場合 0.0161m/s 、10%開の場合 0.0061m/s と倍以上の差があった。これは圧力上昇速度の差が影響している可能性が考えられ、圧力上昇速度を現象への影響パラメータとして考慮する必要があることを示唆している。しかし、現状ではこれを定量的に制御することができないため、この条件を除く全実験において、戻り配管のバルブを 20%開として実験を行った。実施した全実験で得られた時系列データは付録 2 に示した。

得られた各温度測定位置における温度時系列データから、各期間におけるリウエット速度を算出した。各期間においてドライアウト-リウエットした領域の平均温度に対してリウエット速度をプロットしたのが図 2.1.2-6 である。系圧力 2、4MPa では全条件で ROD1 においてのみドライアウト-リウエットが生じたため、本図には ROD1 におけるリウエット速度のみ掲載した。系圧力 4MPa の場合、流量 $500\text{kg/m}^2\text{s}$ で開閉圧力差が大きい場合を除き、右下がりの直線状に並んだ。2MPa の場合、各点のばらつきが大きい、流量が少ないとリウエット速度が速い傾向が見られた。また、2MPa の全流量条件、および 4MPa の低流量条件では、開閉圧力差が大きいとリウエット速度が速くなる傾向が見られた。7MPa では図に示す 1 ケースのみで ROD1 でリウエット速度が算出できたため比較しづらいが、2、4MPa における開閉圧力差が大きい条件の結果とほぼ整合した。2MPa におけるリウエット速度のばらつき、および開閉圧力差のリウエット速度への影響の理由については、現状データ数が少ないことから判断できないが、上述した圧力上昇速度の影響なども含めさらに調査・検討する必要がある。

系圧力 7MPa では、質量流量 1000kg/m²s、開閉圧力差 dP=0.9MPa の 1 ケースにおいてドライアウト-リウエットが発生した。このケースでは、ROD1 に加え、ROD4、5、14 においてもドライアウト-リウエットが発生した。この結果を図 2.1.2-7 にまとめた。リウエットが計測された軸方向位置は、ROD1、5、14 が第 6-7 スペーサ間（模擬燃料棒の最上部）であり、ROD4 が第 5-6 スペーサ間である。広い温度範囲にわたってリウエット速度が大きくばらついており、一般的な傾向として見られる右下がりの傾向は得られなかった。第 5-6 スペーサ間で得られたデータは一点のみではあるが、第 6-7 スペーサ間でのリウエット速度との差異は見られなかった。今後、実験条件の工夫によって、2、4MPa の条件においても ROD1 以外の位置でのリウエット速度を取得する必要があると思われる。

なお、本年度実施した 4x4 バンドル圧力変動過渡実験で得られたリウエット速度は、これまでに実施した単管試験体における圧力変動過渡実験で得られたリウエット速度と比較し、速度レンジは同程度であったが、パラメータ依存性については整合しない部分があり、今後詳細な分析と追加実験により両試験体における結果を解釈する必要がある。

表 2.1.2-1 流量過渡ドライアウト実験条件

圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	Δx		
		0.05	0.1	0.2
2	250	20201019009	20201019010	20201019011
	500	20201019007	20201019008	
	1000	20201019005	20201019006	
	1500	20201019003	20201019004	
4	250	20201020009	20201020010	20201020011
	500	20201020007	20201020008	
	1000	20201020005	20201020006	
	1500	20201020003	20201020004	
7	250	20201022010	20201022011	20201022012
	500	20201022008	20201022009	
	1000	20201022006	20201022007	
	1500	20201022004	20201022005	

表 2.1.2-2 圧力変動過渡実験条件

試験番号	圧力 (MPa)	質量流束 (kg/m ² s)	開圧力 (Mpa)	閉圧力 (Mpa)	開閉圧力差 (Mpa)	凝縮器戻りバルブ開度 (%)
201013004	2.3	500	2.33	2.165	0.165	10
201013005	2.3	500	2.33	2.165	0.165	20
201013006	2.3	500	2.33	2	0.33	20
201013007	2.3	500	2.33	2.165	0.165	20
201013008	2.3	1000	2.33	2	0.33	20
201013009	2.3	1000	2.33	2.165	0.165	20
201013011	2.3	1500	2.33	2.165	0.165	20
201019002	2.3	1500	2.33	2.165	0.165	20
201019001	2.3	1500	2.33	2	0.33	20
201014001	4	500	4.05	3.55	0.5	20
201014002	4	500	4.05	3.8	0.25	20
201014003	4	1000	4.05	3.8	0.25	20
201014004	4	1000	4.05	3.55	0.5	20
201014005	4	1500	4.05	3.55	0.5	20
201020001	4	1500	4.05	3.55	0.5	20
201014006	4	1500	4.05	3.8	0.25	20
201020002	4	1500	4.05	3.8	0.25	20
201015001	6.9	500	7	6.55	0.45	20
201015003	6.9	500	7	6.1	0.9	20
201016001	6.9	1000	7	6.1	0.9	20
201016002	6.9	1000	7	6.1	0.9	20
201022001	6.9	1500	7	6.1	0.9	20

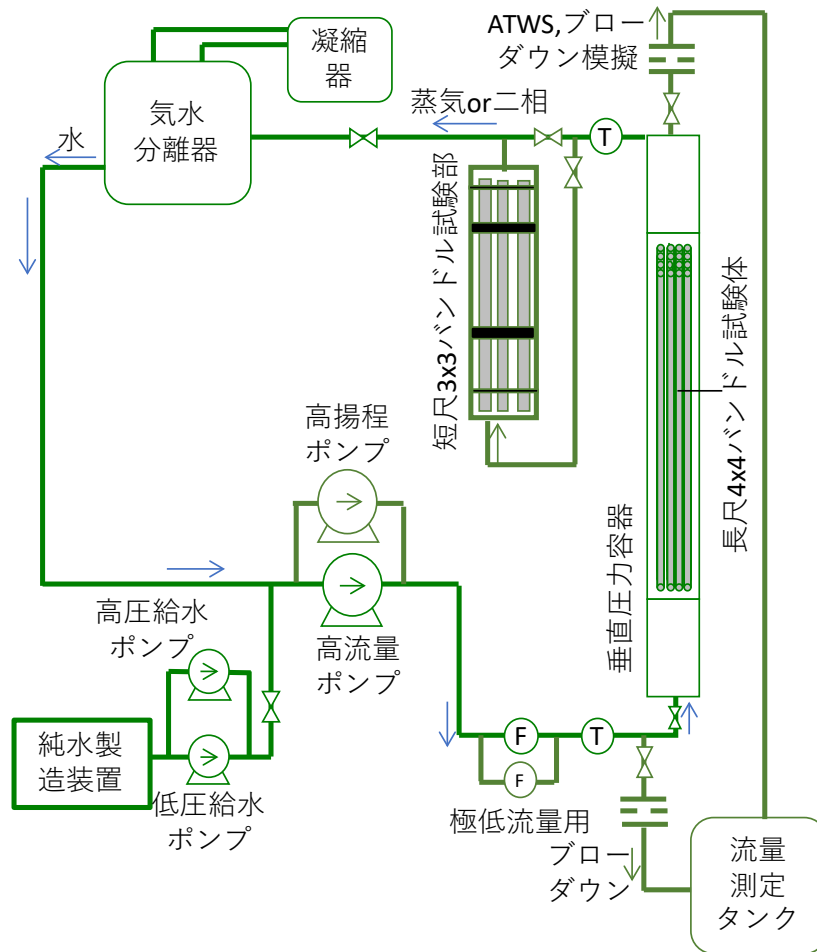


図 2.1.2-1 HIDRA 概略図

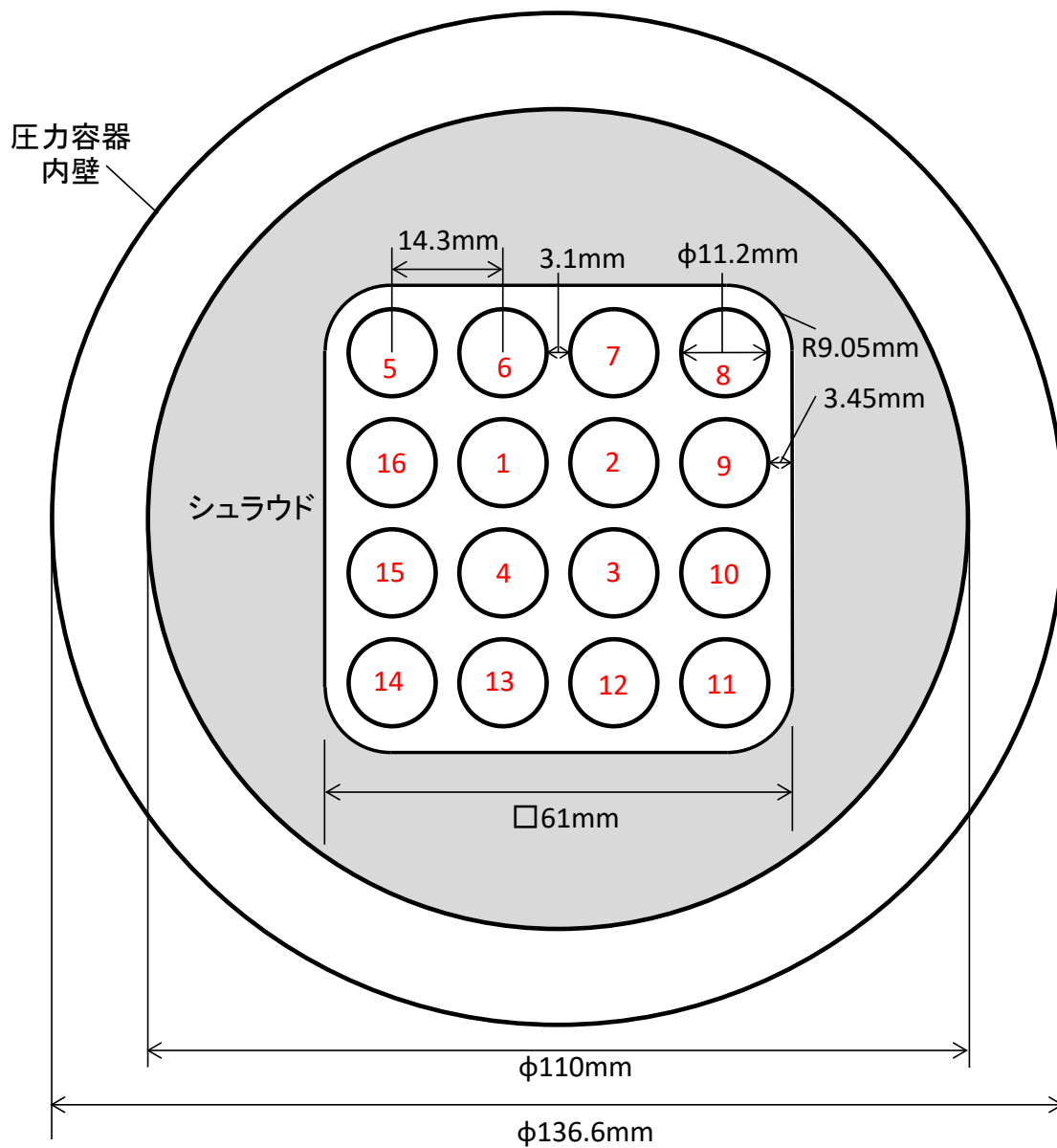


図 2.1.2-2 4×4 バンドル試験体断面図

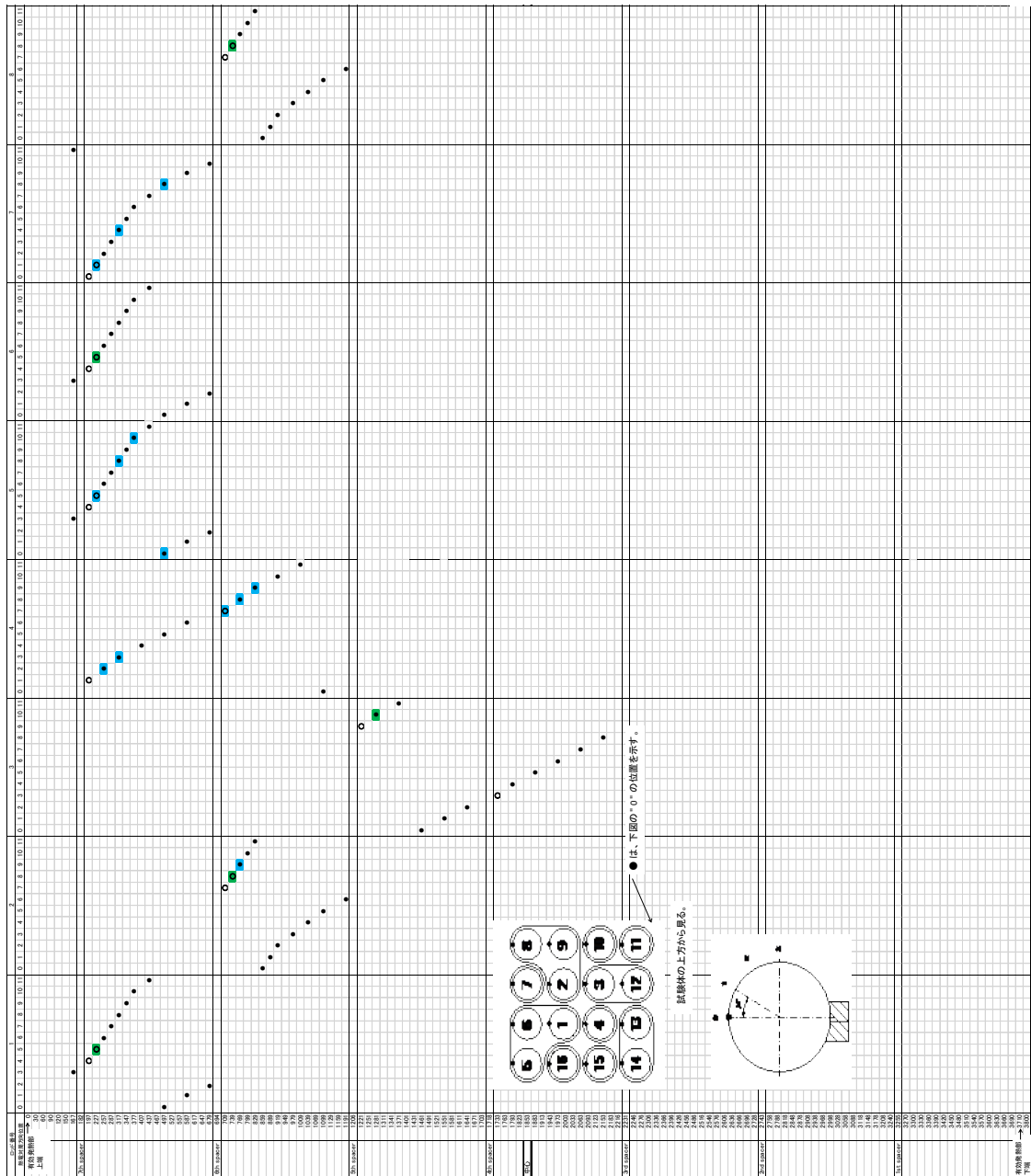


図 2.1.2-3 模擬燃料棒表面熱電対設置位置 (ロッド 1~8)

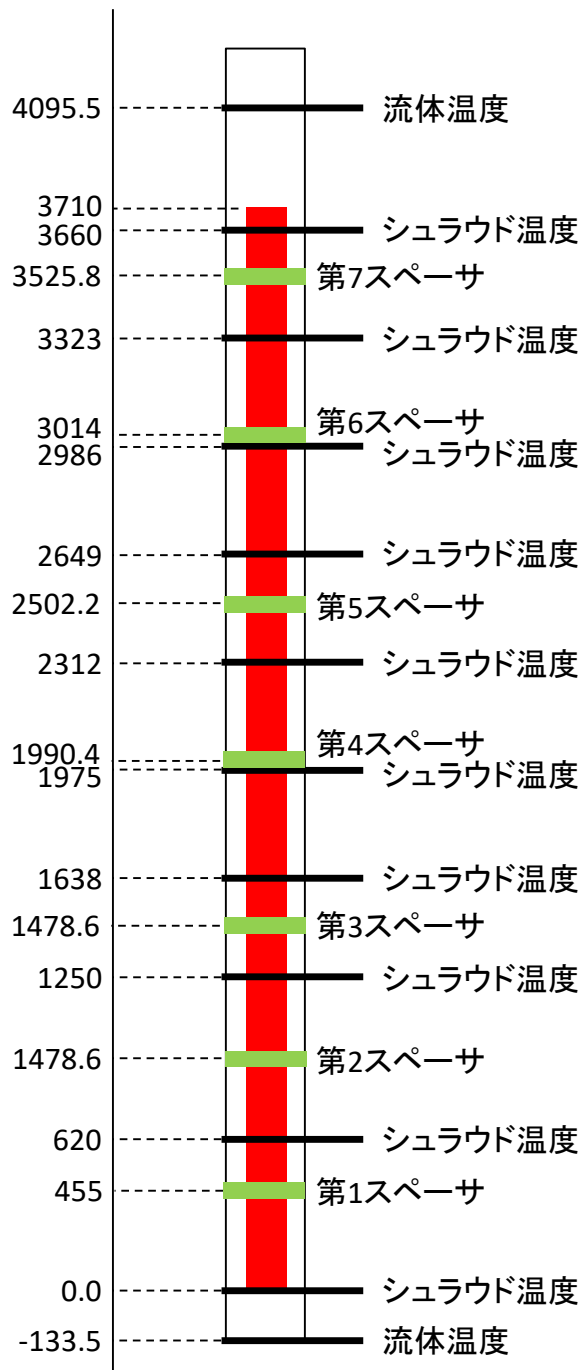
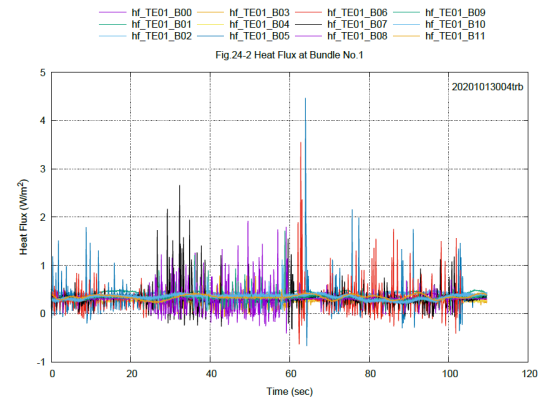
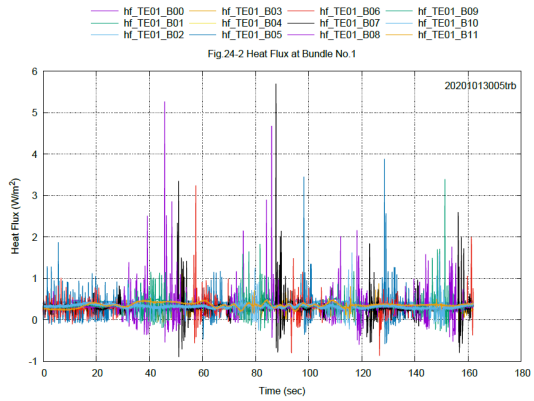
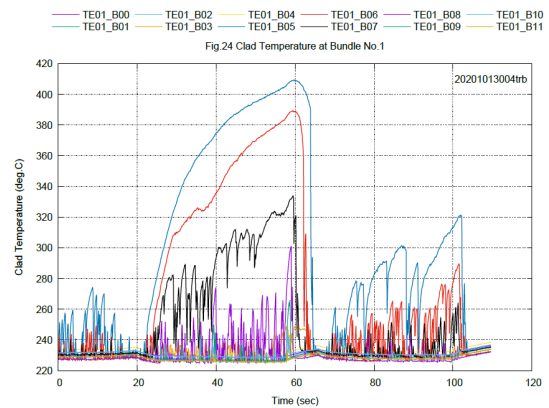
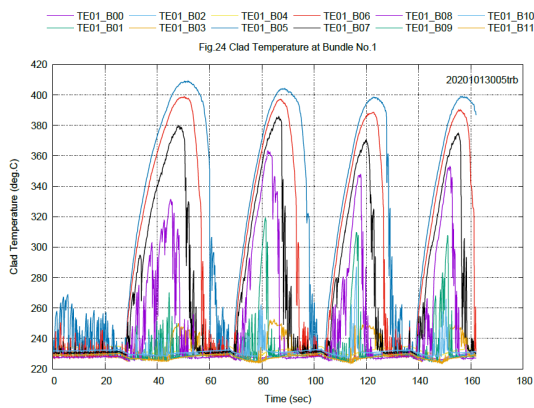
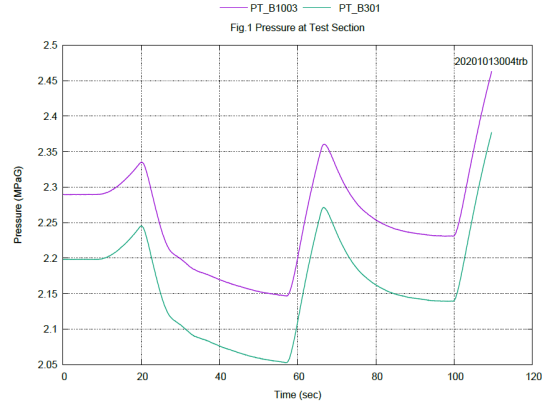
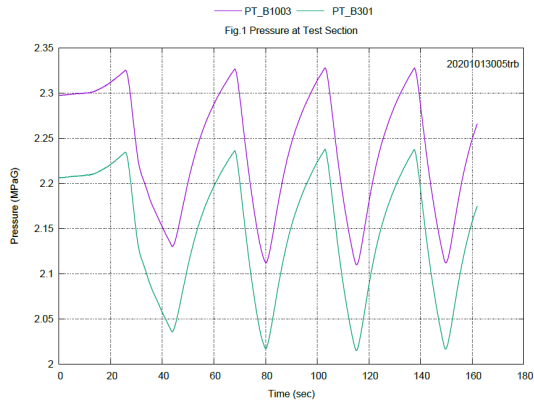


図 2.1.2-4 スペーサおよび熱電対軸方向配置



凝縮器戻りバルブ 20%

凝縮器戻りバルブ 10%

図 2.1.2-5 圧力過渡変動実験で得られた圧力、ロッド表面温度、ロッド表面熱流束

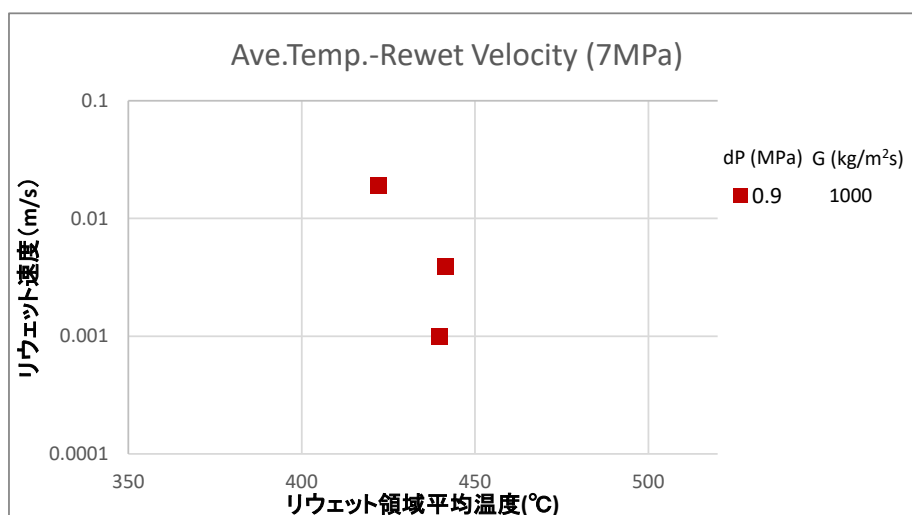
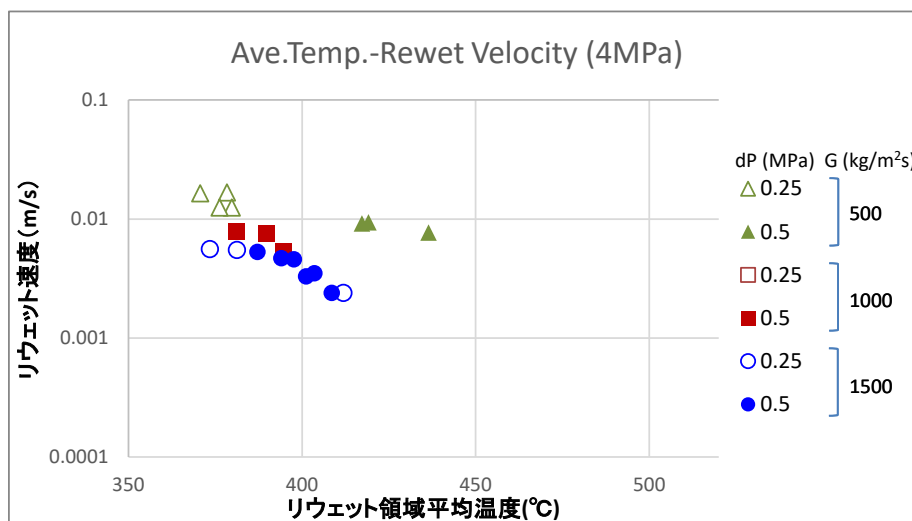
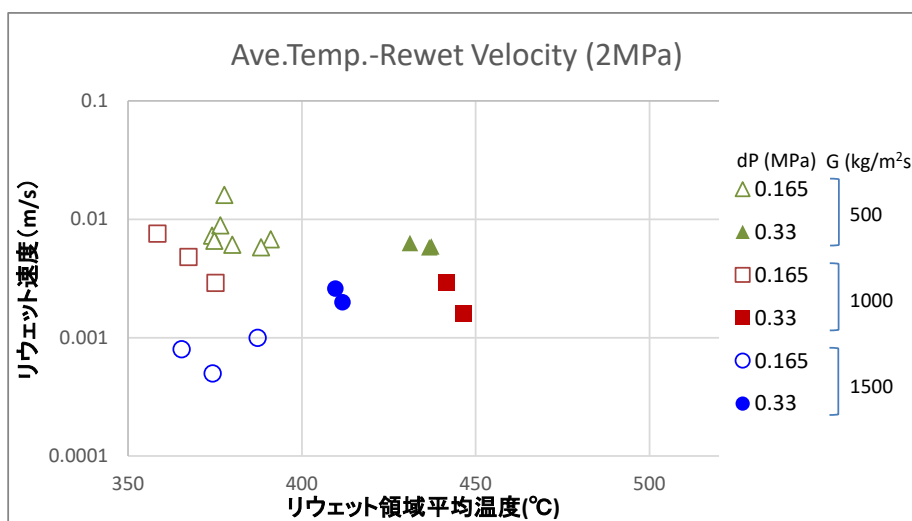


図 2.1.2-6 ROD1 におけるリウエット領域平均温度に対するリウエット速度

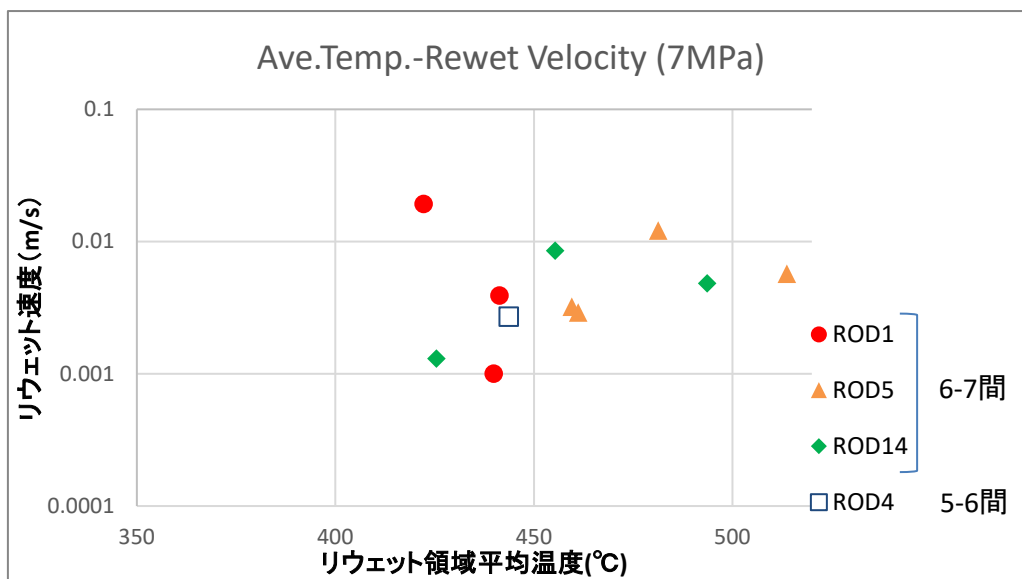


図 2.1.2-7 各ロッドにおけるリウエット領域平均温度に対するリウエット速度

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、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、圧力と出力変動を同時に変動させる複合変動実験を実施した。また、Post-BT 時の液滴濃度に関するデータを拡充した。

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. 圧力・出力複合変動過渡実験

(1) 概要

事業者が実施した ATWS 解析においては、以下のような圧力と出力の振動状態が予測されている。

- 高圧状態において給水加熱喪失によりさらに出力が増加傾向となり、圧力がさらに上昇。
- 8MPa に達すると SR 弁が開となり圧力が減少。これに伴い出力も減少。
- 7MPa まで低下すると SR 弁が閉となり、圧力、出力が増加に転じる。

この繰り返しにより、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る。本現象を模擬し、出力もしくは圧力が同時に変動する状態についてドライアウトーリウエット実験を行った。

(2) 実験

本実験では、原子炉圧力の変動を、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、炉心出力の変動を試験体助走部 (上部) の出力を矩形波で変化させることにより模擬した。本年度実施した圧力・出力複合変動過渡実験の条件を表 2.1.3-1 に示す。また、全実験の時系列データを付録 3 に示す。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、開閉時の圧力差 dP は、上記 ATWS 解析で開圧力 8MPa に対して $dP=1MPa$ であることから、開圧力に対する割合が約 0.13 である $dP=0.9MPa$ の条件を基本ケースとし、パラメータ実験として $dP=0.45MPa$ とするケースも実施した (バルブ閉とする圧力: 6.1 及び 6.55MPa)。また比較のため、2.33MPa で

バルブ開、圧力変動量 0.33 および 0.165MPa（バルブ閉圧力 2.0 及び 2.165MPa）とする実験も実施した。出力については、測定部入りロクオリティ変化量が $\Delta x=0.3$ 、0.68 となるように助走部（上部）の電気出力を矩形波で変動させた。他の実験パラメータは、質量流束（500、1000kg/m²s）である。

実験手順は、まず圧力をバルブ開圧力の 98%に設定し、測定部および予熱助走部出力を均一な出力分布のまま調整して測定部出口でドライアウトを生じさせる。通常運転時には系圧力を一定に保つため、凝縮器から系に低温水を、量を調節しながら戻しているが、この戻り水量を通常時よりも低い一定値に設定することで圧力が上昇する。系圧力が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。なお、バルブ開閉にある程度の時間を要するため、実際の dP は目標値よりも大きくなる。さらに、バルブ開と同時に測定部入りロクオリティが dx だけ減少するように助走部（上部）出力をステップ状に減少させ、またバルブ閉と同時に元の出力にステップ状に戻す。圧力及び出力の変動波形の例を図 2.1.3-1(a)、2.1.3-4(a)に示す。

バルブ閉から次のバルブ閉までの各期間（一回目はスタート～バルブ閉まで）でドライアウト-リウエットが発生しこれを繰り返すが、それぞれの期間で熱流束が最大値となった時刻を各温度測定点におけるリウエット時刻と定義し、各期間でリウエット速度 V_r を算出した。なお、ドライアウトによって飽和温度+100K 以上に達し、さらにリウエットによって飽和温度+100K 以下まで温度が低下した測温点のみをリウエット速度算出に用いた。これに加え、ドライアウトによって飽和温度+100K 以上に達し、その後に温度低下期間（飽和温度+100K 以上）が存在し、なおかつその期間に熱流束のピークが得られた時刻をみなしリウエット時刻とし、みなしリウエットが生じた領域と本来のリウエット領域を合わせた領域を「拡張リウエット領域」と定義した。これを用いて算出したリウエット速度を「拡張リウエット速度 V_{re} 」と呼ぶこととする。

図 2.1.3-1、2.1.3-4 に実験結果の典型例を示す。図 2.1.3-1 は $P=2\text{MPa}$ 、 $G=500\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $dP=0.165\text{MPa}$ 、 $dx=0.68$ の条件である。本ケースでは、熱電対位置 L~R もしくは M~R でドライアウトした。二回目の期間（約 25~52 秒）では、L~M がリウエット領域、L~R が拡張リウエット領域となる。L 以外のすべての拡張リウエット領域で出力減少期にリウエットが生じている。図 2.1.3-2 に両領域でのリウエット時刻のプロット、およびそこから算出したリウエット速度を示す。リウエット速度は $V_r=0.0041\text{m/s}$ 、拡張リウエット速度は $V_{re}=0.0066\text{ m/s}$ で、リウエット速度が拡張リウエット速度よりも遅い。これまでに実施した出力ステップ減少時のリウエット実験においては、リウエット点を結んだ線は直線化上に膨らんだ曲線となるため、測定部上部よりも下部でのリウエット速度が速いことが一般

的であったが、これとは逆の傾向となった。図 2.1.3-3(a)に、すべての期間において算出した V_r および V_{re} を、それぞれの領域の内表面最高温度に対してプロットした。 V_r 、 V_{re} それぞれにおいて、表面最高温度に対して変化が小さく、温度が高いと若干速度が速い傾向がある。また、拡張リウエット領域のほうが表面温度が高く、 V_{re} が V_r よりも少し早い傾向がある。出力ステップ減少時のリウエット実験では、表面温度が高いと明確にリウエット速度が下がる特徴があったため、これとは整合しない結果となった。なお、表面最高温度ではなくリウエット領域表面平均温度で整理するほうが期間ごとのリウエット領域温度のばらつきが小さくなりデータの説明性が向上するため、図 2.1.3-3(b)に平均温度に対するリウエット速度も併せて示した。

図 2.1.3-4 は $P=7\text{MPa}$ 、 $G=1000\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $dP=0.9\text{MPa}$ 、 $dx=0.1$ の条件である。本ケースでは、熱電対位置 $D\sim R$ もしくは $E\sim R$ でドライアウトした。一回目の期間（約 37～77 秒）では、 $G\sim H$ がリウエット領域、 $G\sim R$ が拡張リウエット領域となる。二回目の期間（約 37～77 秒）では、リウエット時刻が 45 秒付近と 75 秒付近の二領域に分かれる。45 秒付近のリウエット領域を下部リウエット領域、75 秒付近の領域を上部リウエット領域とし、それぞれにおけるリウエット速度 V_{rl} 、 V_{ru} を独立して算出した。一回目の期間の V_r および V_{re} を図 2.1.3-5 に、二回目の期間の V_{rl} および V_{ru} を図 2.1.3-6 に示す。一回目の V_r は V_{re} より速く、上述の 2MPa のケースと異なり、ステップ状変化時のリウエット実験の結果と整合する。二回目の期間では、 V_{rl} が V_{ru} より遅くなり、2MPa のケースにおける V_r と V_{re} の関係と同様であった。図 2.1.3-7 に一回目のリウエット速度を、図 2.1.3-8 に二回目以降のリウエット速度を表面最高温度及び表面平均温度に対してプロットした。一回目については、拡張リウエット領域での温度が高くリウエット速度が遅くなった。一方二回目以降では、拡張リウエット領域に相当する後期リウエット領域の温度が高いがリウエット速度も高い傾向があった。

リウエット速度として、リウエット速度 V_r と拡張リウエット速度 V_{re} のどちらを用いることで、複合変動過渡実験結果をより明確に整理できるかとの観点から、複合変動過渡実験の一回目の期間におけるリウエット速度と、過去に実施した出力を単独でステップ状に変化させた実験におけるリウエット速度の比較を行った。複合変動過渡実験の一回目の期間におけるリウエットでは、前の期間の影響がないため、ステップ状に変化させた場合のリウエットと近い現象になることが予想される。このため、同圧力、流量条件における。複合変動過渡リウエット速度に対するステップ状単独過渡実験でのリウエット速度をプロットした。図 2.1.3-9 の(a)がリウエット速度 V_r に対してプロットしたもの、(b)が拡張リウエット速度 V_{re} に対してプロットしたものを示す。この図から、複合変動過渡実験のリウエット速度として V_r を用いると、ステップ状変化実験のリウエット速度との相関がない一方、 V_{re} を用いた場合はほぼ同等の速度となることがわかる。したがって、複合変動過渡実験のリウエ

ット速度としては拡張リウエット速度 V_{re} を用いることが適切であると考えられる。

一回目の期間の V_{re} と、同圧力、流量条件における圧力単独過渡実験の結果と比較したのが図 2.1.3-10 である。圧力単独過渡実験では、リウエット速度があまり大きく変化しないため、 V_{re} との関連性はほぼない結果となった。これより、複合変動過渡実験の一回目のリウエット現象は、ほぼ出力の減少に支配されていることがわかる。

図 2.1.3-11、2.1.3-12 に、複合変動過渡実験でえられた拡張リウエット速度を、リウエット領域平均温度に対してプロットした。図 2.1.3 が圧力 2MPa、図 2.1.3 が 7MPa における結果である。同流量、同 dx の条件で、 dp が異なる二つの結果を一つのグラフにまとめた。

圧力 2MPa の場合、低流量条件では $dx=0.1$ の場合のみ dp が小さいとリウエット速度が少し早くなっているが、それ以外の dx では dp の影響は見られない。また、 dx がどの値の場合も、領域平均温度に対するリウエット速度の感度は低い。高流量条件では、低流量条件に比べ温度が低い領域に分布し、これに伴いリウエット速度が速い傾向がある。また、高流量条件では平均温度が高くなるに従いリウエット速度が遅くなる傾向がみられる。

7MPa の場合、下部リウエット速度 V_{rl} は、一回目のリウエット速度及び上部リウエット速度に比べ、領域平均温度およびリウエット速度が明確に低いことがわかる。両流量条件において、 dx が大きいと領域平均温度は同程度だがリウエット速度が下がる傾向があった。また、流量が高い条件のほうが、領域平均温度はやや低いがリウエット速度が若干遅い傾向があり、さらに平均温度とリウエット速度にやや相関がみられ、温度の上昇とともに速度が低くなる傾向があった。

2.1.3.4. 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。本年度は H31 年度 [1]に引き続き、単管試験体における Post-BT 時液滴濃度のデータ拡充を行った。

等速吸引法による液滴濃度は、以下の 2 式を用いて求められる。

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

$$\alpha_d = \frac{(1 - x^2) W^2 / \rho_l}{P_t A^2 - x^2 W^2 / (2 \rho_g)} \quad (2.1.3-2)$$

ここで、 P_t は等速吸引プローブをピトー管として使用することで計測される全圧である。

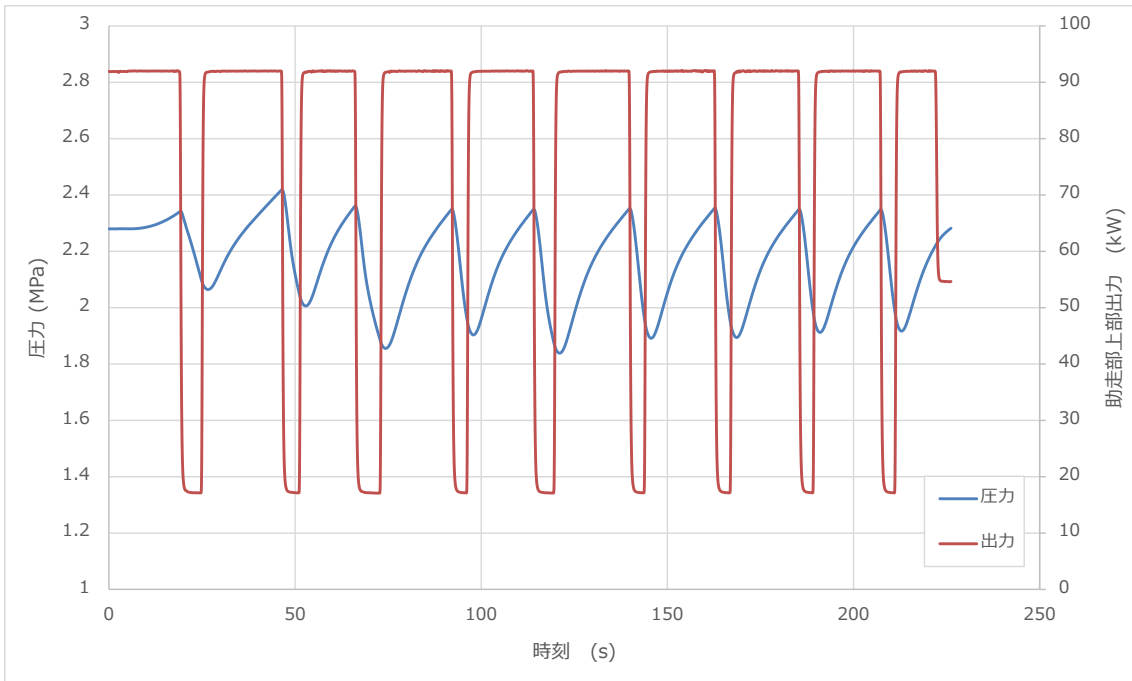
実験は圧力 2、4、7MPa、質量流束 500、800、1000、1200、1400、1500kg/m²s の条件において実施した。実験においては、単管試験体助走部上端でドライアウトが生じるように助走部出力を調整した後、助走部と測定部間の非加熱部の影響で再び生じた液膜が測定部上端で消失（すなわち測定部上端で再びドライアウト）するように測定部出力を調整した。この状態で実験を開始し、徐々に測定部出力を増加させることによって測定部でのドライアウト領域を広げてゆき、測定部の最高温度が 800℃になったところで実験を終了した。この間、測定部出力条件ごとに等速吸引プローブによる吸引流量測定を実施した。さら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 2.1.3-13 に示す。どの圧力条件でも、クオリティが 0.95 以下の領域ではほぼ一つの曲線上にデータが載るが、0.95 以上の領域では条件によって大きくばらついた。

表 2.1.3-1 压力・出力複合変動過渡実験条件

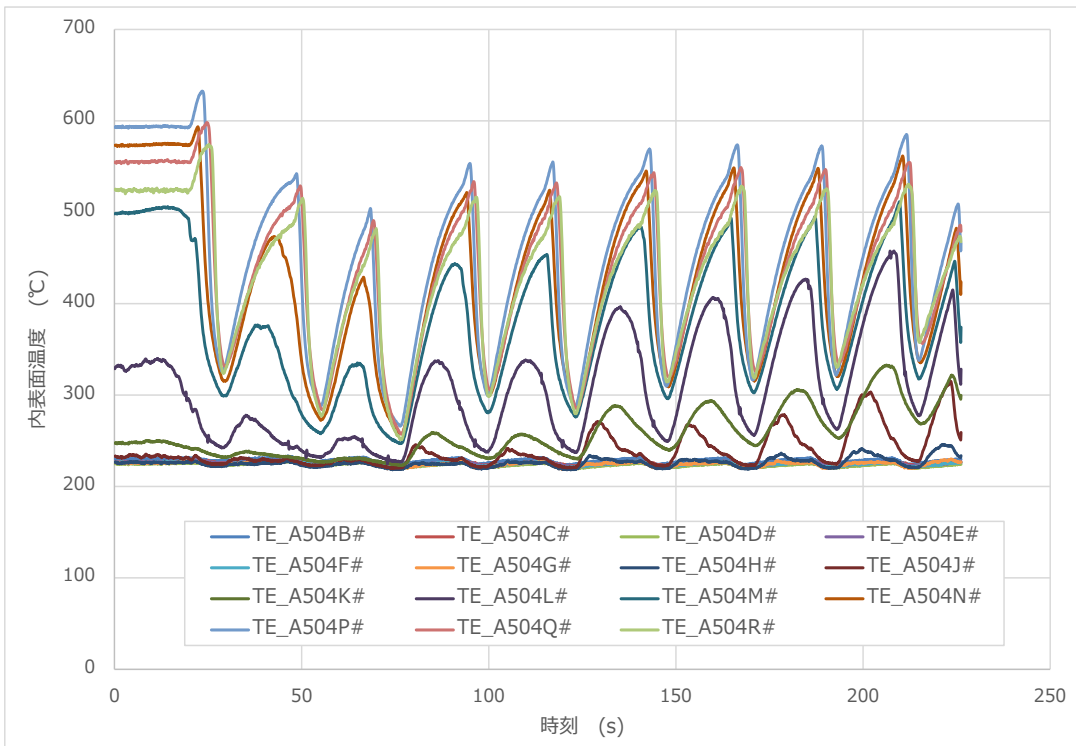
実験番号	压力(Mpa)	質量流束(kg/m ² s)	Δ P(MPa)	Δ x
20201105001	2	500	0.165	0.1
20201105002	2	500	0.33	0.1
20201105003	2	500	0.165	0.3
20201105004	2	500	0.33	0.3
20201111005	2	500	0.165	0.68
20201111006	2	500	0.33	0.68
20201106001	2	1000	0.165	0.1
20201106002	2	1000	0.33	0.1
20201106003	2	1000	0.165	0.3
20201106004	2	1000	0.33	0.3
20201106005	2	1000	0.165	0.68
20201106006	2	1000	0.33	0.68
20201109002	7	500	0.45	0.3
20201111001	7	500	0.45	0.3
20201111002	7	500	0.9	0.3
20201111003	7	500	0.45	0.68
20201111004	7	500	0.9	0.68
20201110001	7	1000	0.45	0.1
20201110002	7	1000	0.9	0.1
20201110003	7	1000	0.45	0.3
20201110004	7	1000	0.9	0.3
20201110005	7	1000	0.45	0.68
20201110006	7	1000	0.9	0.68

表 2.1.3-2 液滴濃度計測実験条件

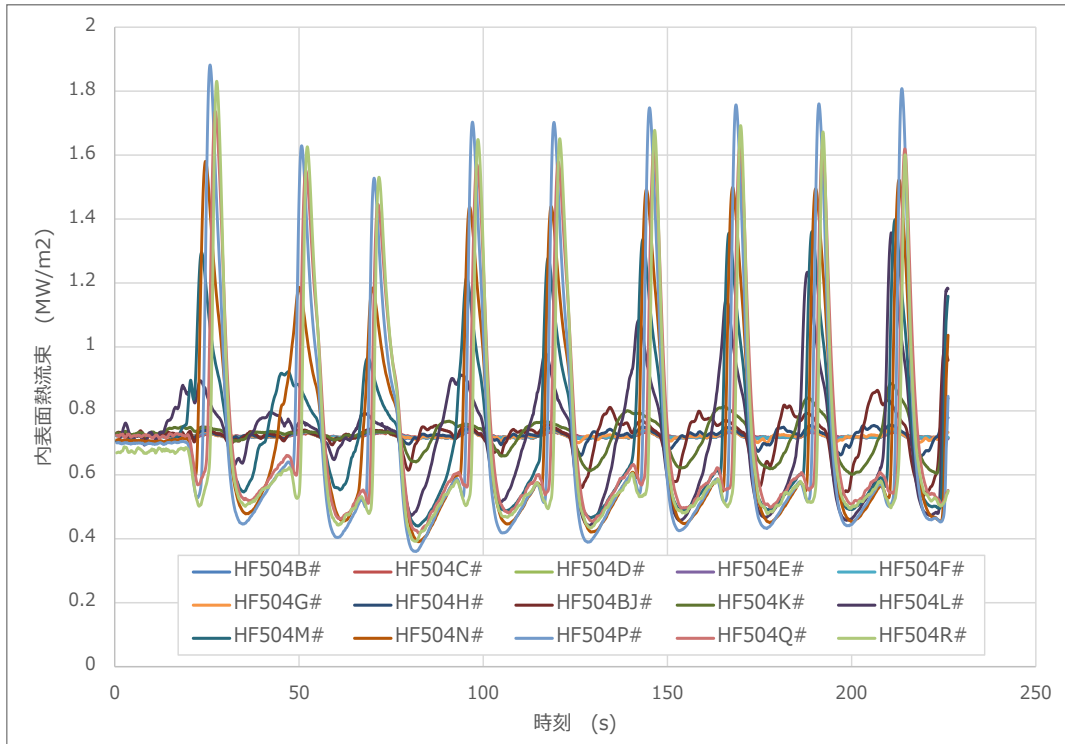
圧力 (Mpa)	質量流束 (kg/m ² s)	実験番号
2	300	20191119001
	500	20200610002
4	300	20191120001
	500	20200612009
	800	20191121001
		20200610001
	1000	20200611001
	1200	20191126001
	1400	20191126001
7	300	20191127001
		20191127003
	500	20200603001
	800	20191128001
		20191122001
	1000	20200605002
	1200	20191128003
	1400	20191122003
	1500	20200609013



(a) 压力、出力

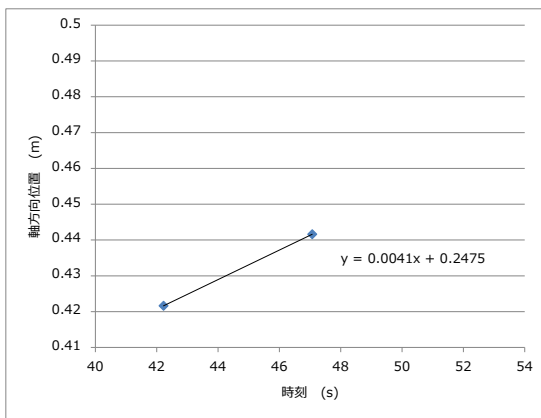


(b) 内表面温度

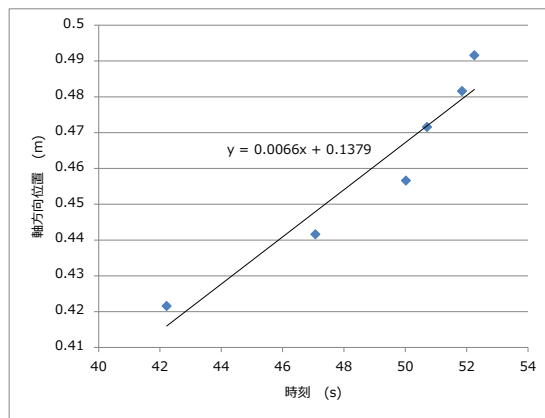


(c) 熱流束

図 2.1.3-1 複合変動過渡実験結果 (P=2MPa、G=500kg/m²s、dP=0.165MPa、dx=0.68)

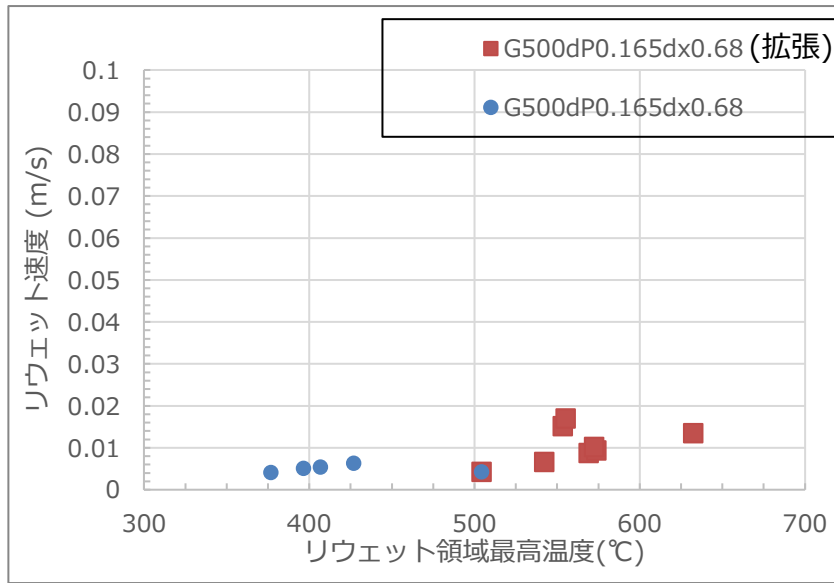


(a) リウエット領域

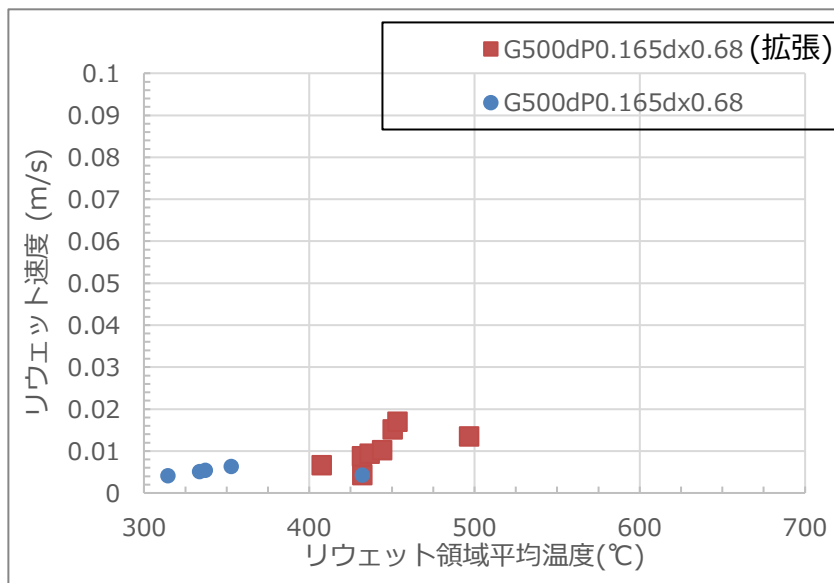


(b) 拡張リウエット領域

図 2.1.3-2 二回目の期間のリウエット時刻 (P=2MPa、G=500kg/m²s、dP=0.165MPa、dx=0.68)

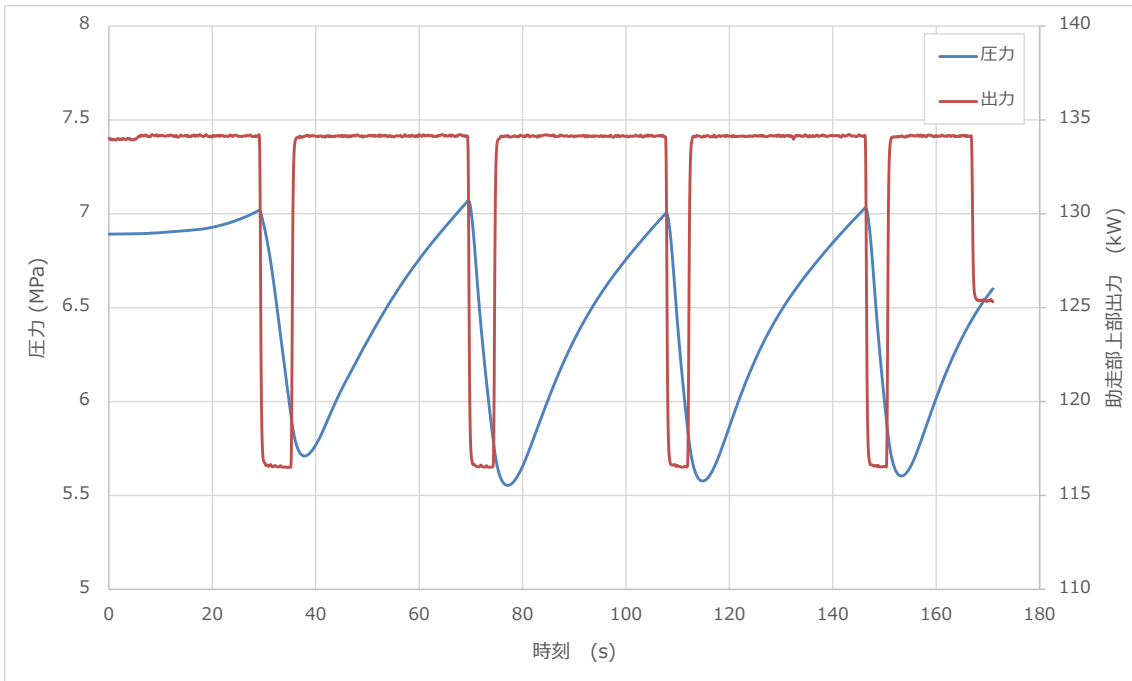


(a) リウエット領域最高温度 - リウエット速度

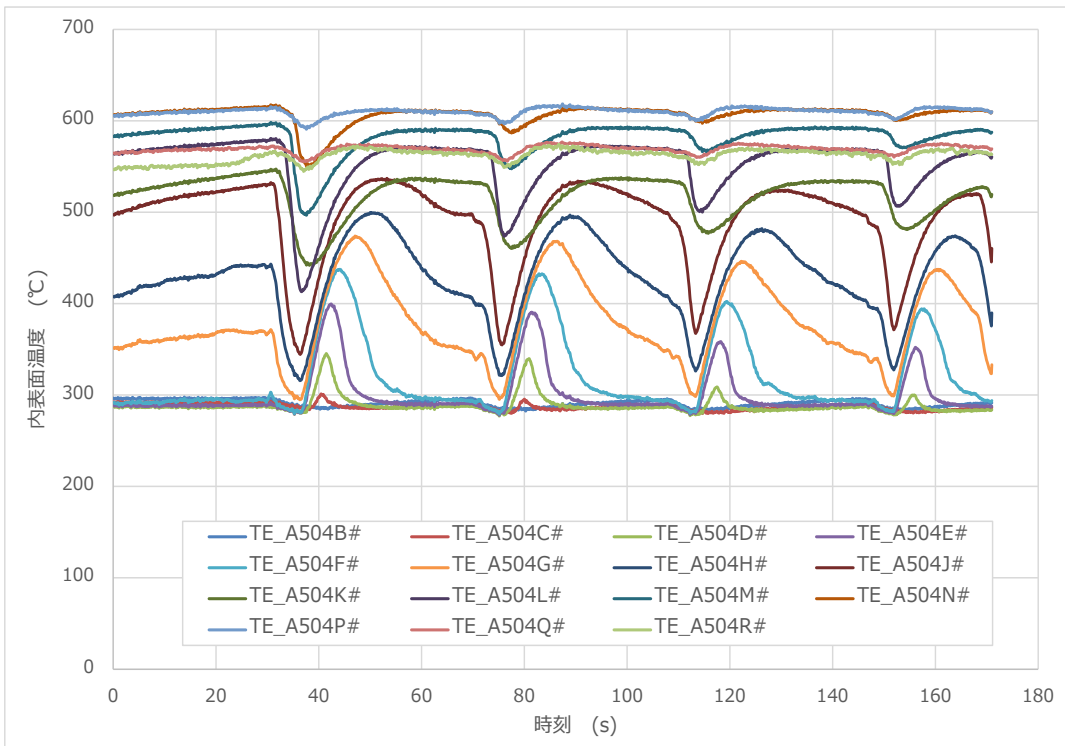


(b) リウエット領域平均温度 - リウエット速度

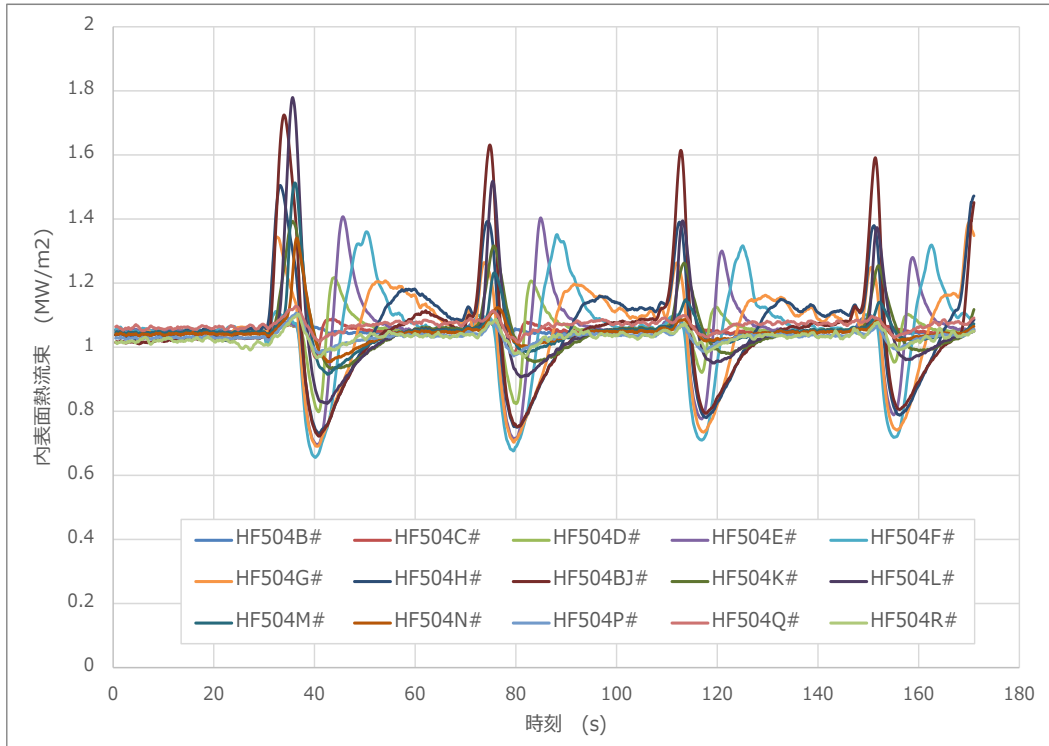
図 2.1.3-3 リウエット領域温度に対するリウエット速度 (P=2MPa、G=500kg/m²s、dP=0.165MPa、dx=0.68)



(a) 压力、出力

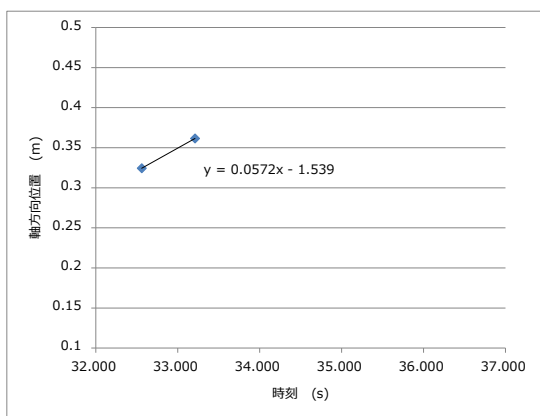


(b) 内表面温度

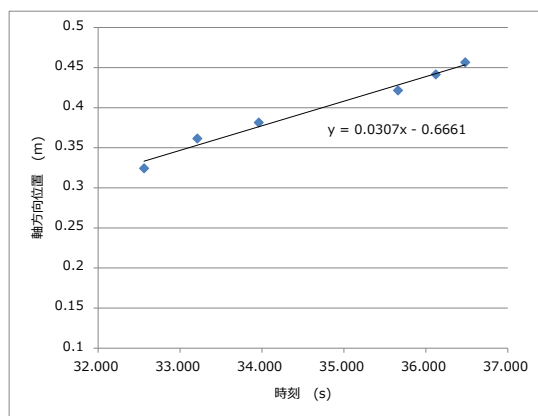


(c) 熱流束

図 2.1.3-4 複合変動過渡実験結果 (P=7MPa、G=1000kg/m²s、dP=0.9MPa、dx=0.1)

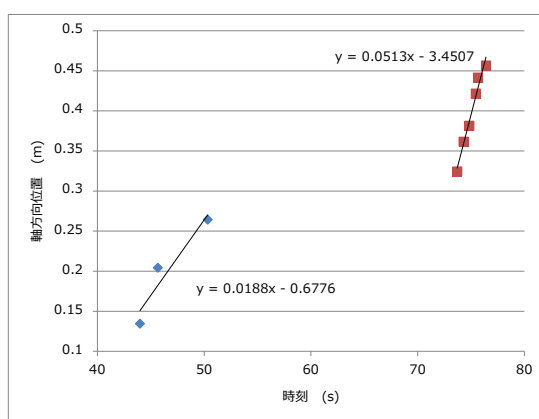


(a) リウエット領域



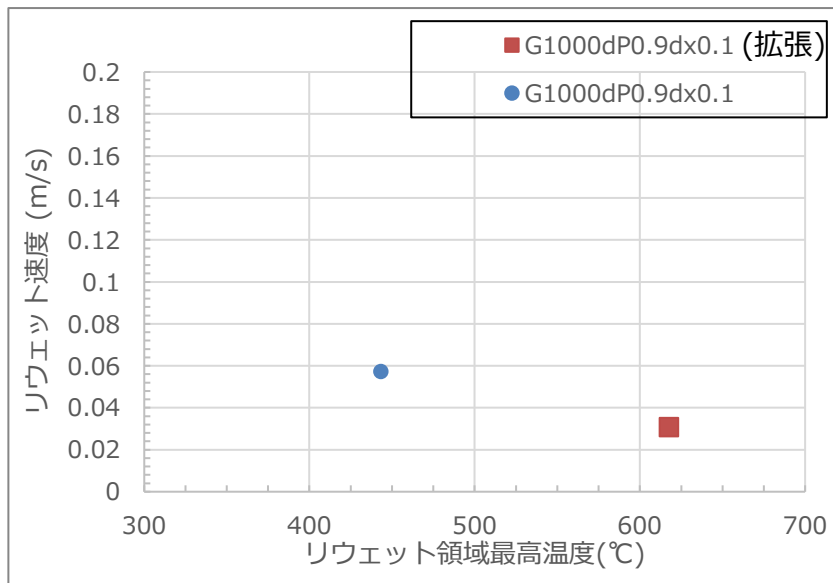
(b) 拡張リウエット領域

図 2.1.3-5 一回目の期間のリウエット時刻 (P=7MPa、G=1000kg/m²s、
dP=0.9MPa、dx=0.1)

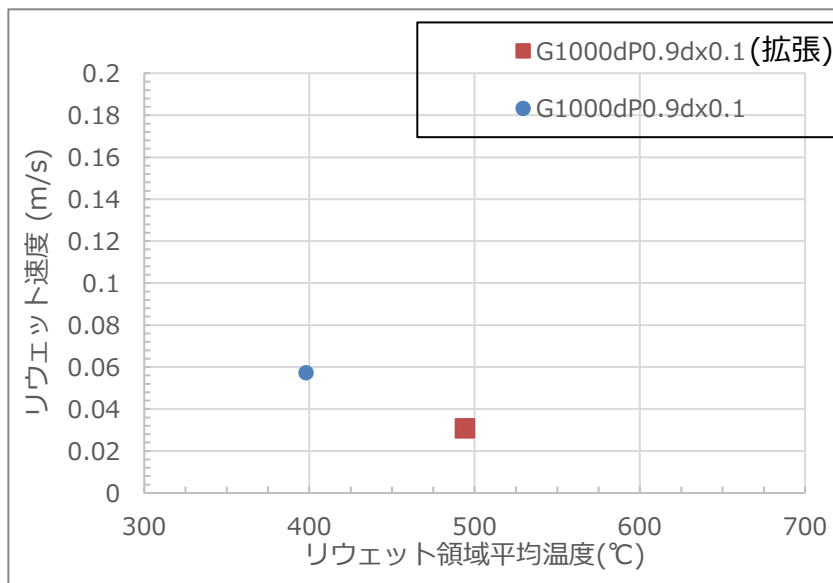


(c) リウエット領域最高温度 - リウエット速度

図 2.1.3-6 二回目の期間のリウエット時刻 (P=7MPa、G=1000kg/m²s、dP=0.9MPa、
dx=0.1)

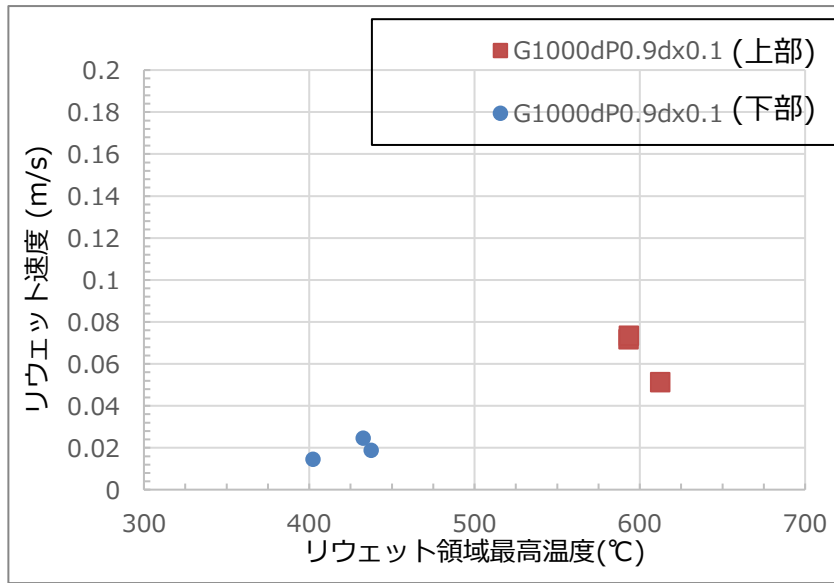


(a) リウエット領域最高温度 - リウエット速度

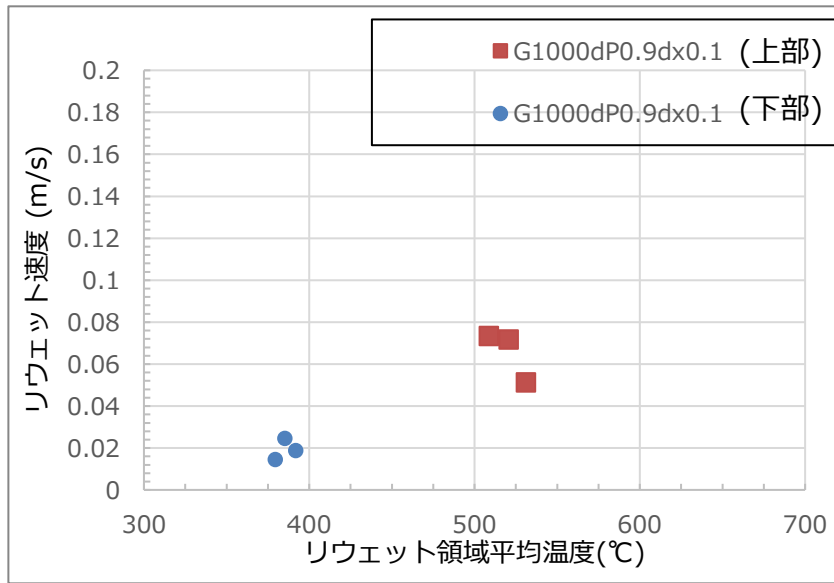


(b) リウエット領域平均温度 - リウエット速度

図 2.1.3-7 リウエット領域温度に対するリウエット速度：一回目の期間 (P=7MPa、G=1000kg/m²s、dP=0.9MPa、dx=0.1)

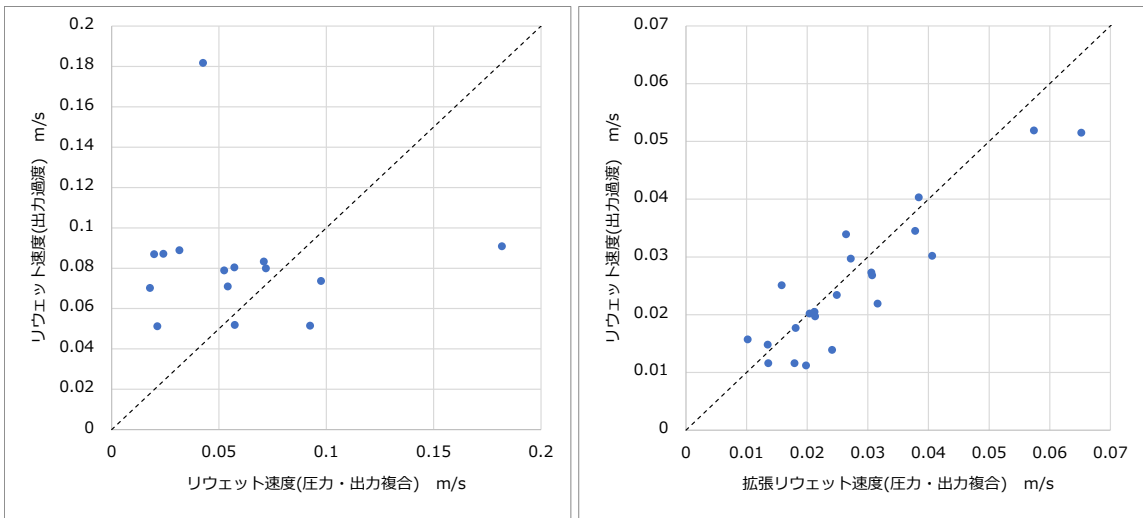


(c) リウエット領域最高温度 - リウエット速度



(d) リウエット領域平均温度 - リウエット速度

図 2.1.3-8 リウエット領域温度に対するリウエット速度：二回目以降の期間
($P=7\text{MPa}$ 、 $G=1000\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $dP=0.9\text{MPa}$ 、 $dx=0.1$)



(a) 一回目のリウエット速度 - ステップ変化時のリウエット速度 (b) 一回目の拡張リウエット速度 - ステップ変化時のリウエット速度

図 2.1.3-9 一回目リウエット速度とステップ変化過渡実験のリウエット速度の比較

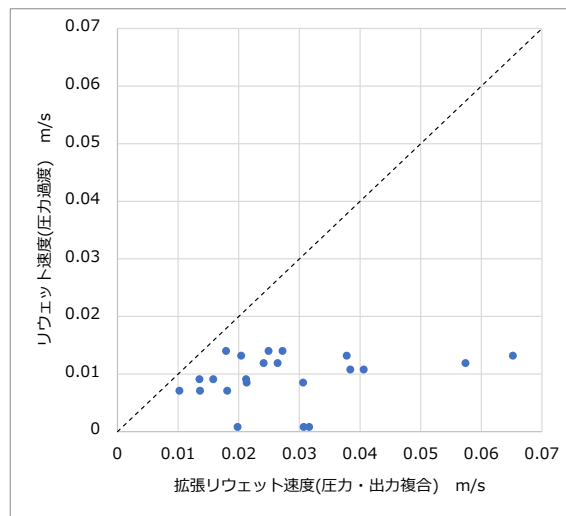
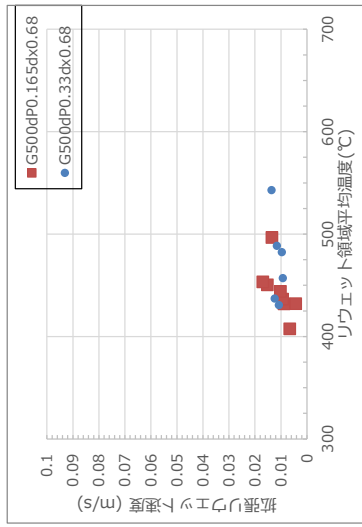
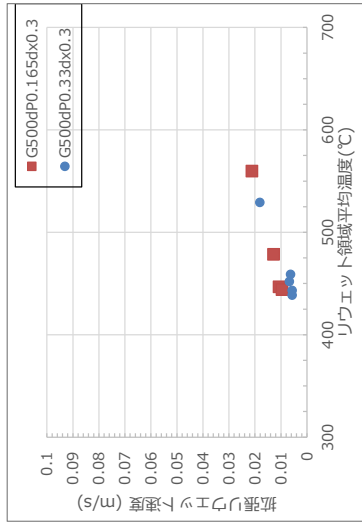


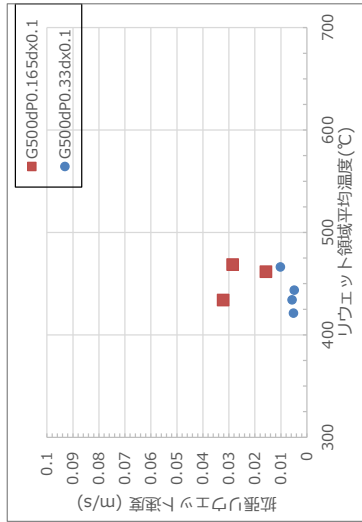
図 2.1.3-10 一回目リウエット速度と圧力単独変動過渡実験のリウエット速度の比較



dx=0.68

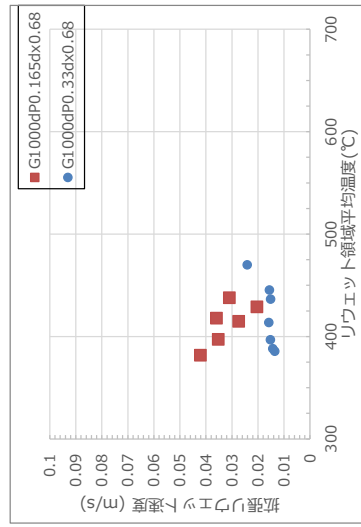


dx=0.3

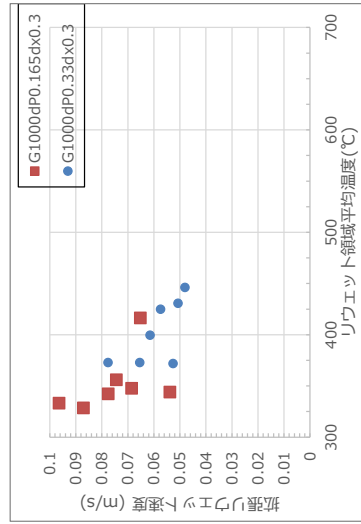


dx=0.1

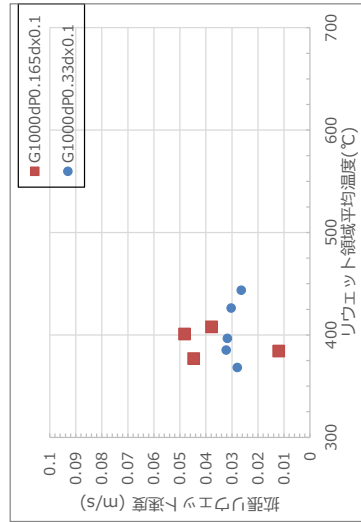
G=500kg/m²s



dx=0.68



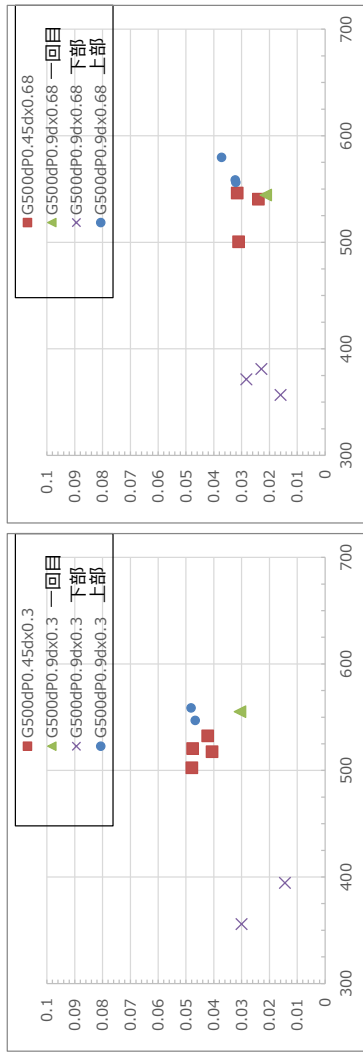
dx=0.3



dx=0.1

G=1000kg/m²s

図 2.1.3-11 拡張リウエット速度 (2MPa)

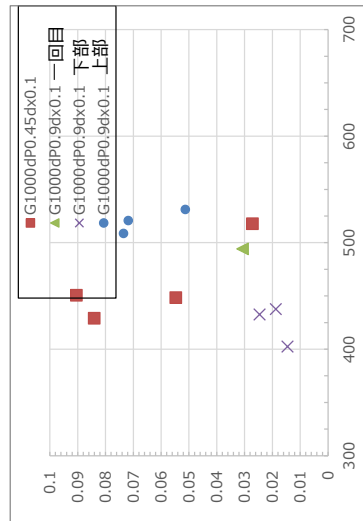


dx=0.1

dx=0.3

dx=0.68

G=500kg/m²s



dx=0.1

dx=0.3

dx=0.68

G=1000kg/m²s

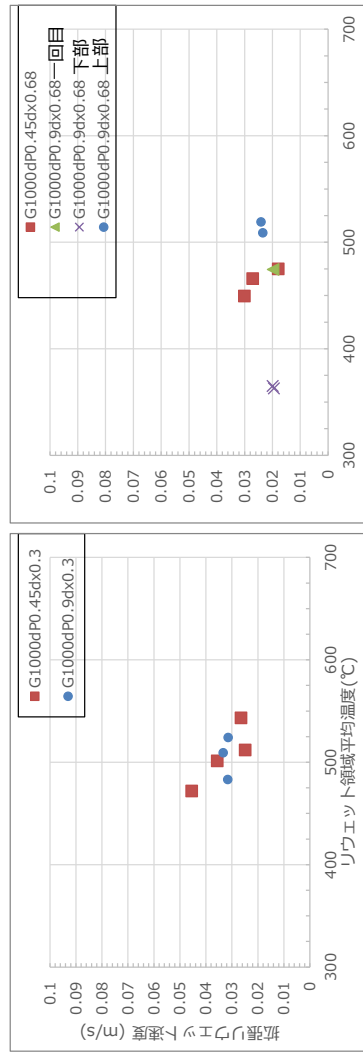
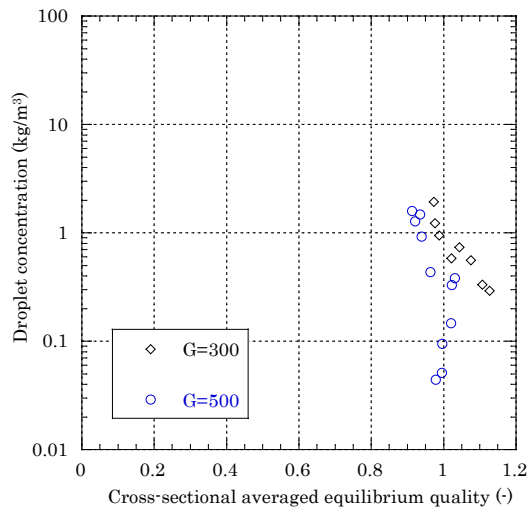
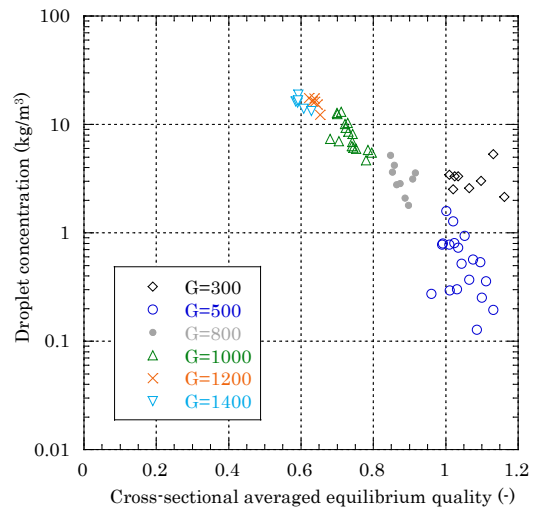


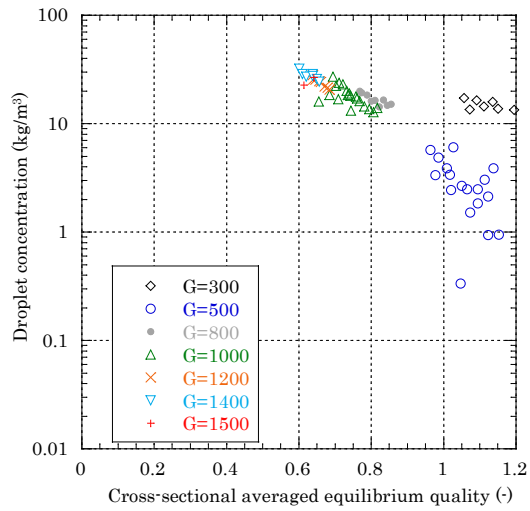
図 2.1.3-12 拡張リウエット速度 (7MPa)



P=2MPa



P=4MPa



P=7MPa

図 2.1.3-13 断面平均クオリティに対する液滴濃度

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、実験による検証が可能な限られた条件での実験データベースに基づいて、実機条件を含む広範囲の条件への外挿可能な機構論に基づいた熱伝達等に関するモデルを作成することは重要である。従来、事故時に炉心発熱に対して冷却が不十分になることで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から知られているが、そのメカニズムについては、十分に解明されていない。ここで先行冷却とは、高温乾き面が流体側への熱伝達により冷却されることを指し、本事業では特に、液膜先端近傍の乾き面での高熱伝達機構に着目してこの用語を用いる。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もほとんど例が無い。本年度は、水-蒸気系で実施した伝熱実験、および液滴可視化実験の結果をまとめる。昨年度検討した先行冷却熱伝達に寄与する因子の内、リウエット液膜先端近傍での壁面速度境界条件の変化に伴う壁面熱伝達への影響については CFD を用いて検討し、液滴濃度の径方向不均一分布の影響については 1 次元拡散方程式を解くことで検討した。また、液膜先端近傍において濡れ・乾きが共存する、いわゆる遷移沸騰領域における熱伝達モデルの検討方針についてまとめる。また、本年度は来年度以降に圧力をパラメータとした実験を実施するために、加圧体系での試験部を製作したため、その試運転結果を報告する。

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。図 2.1.4-1(a)は試験部の概要図、(b)は円形試験部の断面図、(c)は矩形試験部の断面図を表す。先行冷却試験装置の仕様と本年度実施した実験条件範囲を表 2.1.4-1 に示す。試験部は円形あるいは矩形の流路内に外径 11.2 mm の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 のガラス管が試験流路、矩形試験部では 1 辺 15 mm の正方形流路により構成される。矩形流路の一つの対面にはテ

ンパックスガラスを設置し、液膜等の可視化ができるような設計とした。模擬燃料棒表面温度は模擬燃料棒表面に埋め込まれた φ0.5 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, 60, 110, 165, 225, 285, 335, 385, 435, 485, 535, 585 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または蒸気を供給し、ヒータロッド出力を調整することによりロッド表面温度を上昇させ、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、規定の流量の水を供給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、ロッド表面温度の安定を確認し、データ収録を終了する。

2.1.4.3. 加圧実験に向けた試験装置の機能増設

先行冷却試験装置は、これまで低圧での水-蒸気系での伝熱および可視化実験を行ってきた。しかしながら、実機では高圧条件であるため、低圧条件での実験結果に基づくモデルが適用可能かは不明である。そのため、リウエット挙動に対する系圧力の影響を調べることで、高圧条件への外挿が可能となる。このため本年度は 0.5 MPaG までの加圧を可能とした加圧試験部の製作を行った。主な増設内容は下記のとおりである。

(1) 加圧試験体の製作

最大蒸気流量：	50 g/s
最高試験圧力：	0.5 MPaG
最高温度：	200 °C

据付調整後、試運転を実施し、0.5 MPaG までの加圧が可能であることを確認した。加圧条件での実験は次年度以降に実施する予定である。

2.1.4.4. 伝熱および可視化実験

(1) 気相熱伝達相関式

昨年度までに乾き面熱伝達係数の比較に用いた気相熱伝達相関式は Gnielinski の相関式に対して、二重管における加熱面の違いに対する補正係数、物性値の温度補正係数及び入口効果の係数を考慮した式(2.1.4-1)を用いてきた[1]。

$$h = \frac{\lambda_{g,f}}{D} \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \times 0.86 \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{-0.16} \times \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0.45} \times C_{ent} \quad (2.1.4-1)$$

$$C_{ent} = \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (2.1.4-2)$$

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (2.1.4-3)$$

ここで、レイノルズ数とプラントル数はそれぞれ気相流に対する値を用い、物性値は膜温度（バルク温度と壁面温度の平均値）を用いた。 d は二重管流れにおける管直径の差、 L はリウエット液膜先端からの距離（単相熱伝達実験では、加熱部先端からの距離）を用いる。 d_i ：模擬燃料棒直径、 d_o ：ガラス管内径である。 T_b 、 T_w は気相流のバルク温度と壁面温度で、単位は絶対温度を用いる。

本年度は水-蒸気の1成分系での実験となることと、実用される解析等では修正 Dougall-Rohsenow 式（以下、D-R 式）の使用が推奨されることから、本年度から上記の Gnielinski 式に代わり修正 D-R 式に二重管補正 (E_{CD})、物性値の温度補正 (E_T)、入口効果 (E_{ent}) を加味した式(2.1.4-4)を用いることとする。

$$h = 0.023 \left\{ \frac{GD}{\mu_{g,f}} \left[x + \frac{\rho_{g,s}}{\rho_{l,s}} (1-x) \right] \right\}^{0.8} Pr_{g,f}^{0.4} \times \frac{\lambda_{g,f}}{D} \quad (2.1.4-4)$$

$$\times 0.86 \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^{-0.16} \times \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.15} \times C_{ent}$$

式(2.1.4-4)中の物性値の下付き添え字sは飽和温度における物性値、 f は膜温度（壁面温度と気相バルク温度の平均値）を用いることを表す。また、温度補正係数のべき指数が式(2.1.4-1)では0.45、式(2.1.4-4)では0.15となるのは、温度係数のべき指数の推奨値が、空気では0.45、蒸気では0.15であるためである[2]。式(2.1.4-4)の各補正項の有効性については実験結果と併せて示す。

(2) 水-蒸気系での伝熱実験結果

昨年度製作した蒸気ラインを用いて、水-蒸気の1成分系での蒸気単相伝熱実験およびリウエット実験を実施した。また、昨年度製作した、丸セルスペーサを設置可能なガラス製円形試験部を用いた伝熱実験を実施した。スペーサを設置することにより、模擬燃料棒の急冷に伴うたわみを軽減させることで、周方向におおむね均一なリウエット現象を再現可能となった。

水-蒸気系での実験条件範囲は表 2.1.4-1 に示すとおりである。蒸気は 20 K 程度過熱させた状態で試験部に注入される。水の注入温度は 90°C である。注水温度が上昇したことにより、昨年度までに実施した注入流量条件 (1.00 L/min) よりも 2 倍程度 (2.00L/min) 流量を大きくすることが可能となった。

蒸気単相熱伝達係数の計測結果

水-蒸気の 1 成分系での伝熱実験は本年度が最初であるため、蒸気単相での熱伝達が相関式とどの程度一致するかを確認する。図 2.1.4-2 は、横軸に本実験における計測値、縦軸に相関式による予測値をプロットした結果を示す。図中の黒色実線は $x(\text{横軸})=y(\text{縦軸})$ を表し、黒色破線は実線の $\pm 20\%$ を表す。図中の実線よりもプロットが下に位置する場合、相関式は熱伝達を保守的に見積もることを意味する。また、プロットの色濃さは濃いほど壁面過熱度が高く、薄いほど過熱度が低いことを表す。図 2.1.4-2(a) は式 (2.1.4-1) との比較結果、(b) は修正 D-R 式、(c) は修正 D-R 式に入口効果を考慮した予測式、(d) は修正 D-R 式に入口効果と温度補正を考慮した予測式、(e) は修正 D-R 式に温度補正と二重管補正を考慮した予測式、(f) は修正 D-R 式に入口効果、温度補正および二重管補正を考慮した予測式 (2.1.4-4) との比較結果を示す。図 2.1.4-2(a) から、式 (2.1.4-1) による予測は良好であることがわかる。一方で、入口効果等を含まない修正 D-R 式は、黒色破線で囲まれた加熱部入口近くの計測点以外では妥当な予測結果を与えるが、非保守的な予測結果が多数確認される。図 2.1.4-2(c) の入口効果を考慮した修正 D-R 式との比較では、加熱部入口近くの計測値を含むすべての計測値がほぼ一直線上に分布するが、予測結果は非保守的になることがわかる。図 2.1.4-2(d) の修正 D-R 式に入口効果と温度補正を考慮した予測結果との比較では、予測結果は計測結果と良好に一致することが確認されるものの、いくつかの計測点では非保守的な予測結果が確認される。図 2.1.4-2(e) の温度補正と二重管補正を考慮した修正 D-R 式との比較では、入口効果を考慮しないことから、黒色破線で囲まれた加熱部入口近くの計測点で熱伝達が過小に予測されることが確認される。図 2.1.4-2(f) の上記の補正効果をすべて考慮した修正 D-R 式 (式 2.1.4-4) との比較では、予測結果は計測結果とよく一致し、かつすべての計測点で保守的に予測することが確認された。以上の比較結果から、水-蒸気系実験における気相熱伝達相関式には、修正 D-R 式ベースとして、加熱部入口効果、温度補正および二重管補正を考慮した式 (2.1.4-4) を用いることは適当であると判断される。

リウエット時における乾き領域熱伝達係数とリウエット速度の計測結果

実験条件として、蒸気流量、液膜流量、初期伝熱面温度をパラメータとしたときのリウエット実験を実施し、乾き面の熱伝達係数の空間分布とリウエット速度をロッド表面温度の計測結果から見積もった。代表的な実験結果として、表 2.1.4-2 に実験条件とリウエット速度の計測結果を示す。計測結果にはエラーバーを付した。Case 1-3 は、蒸気流量と壁面温度をほぼ同一とし、水流量の影響を比較することが目的、Case 1,4 は、蒸気流量と水流量をほ

ば同一とし、壁面温度の影響を比較することが目的、Case 2, 5, 6 は水流量と壁面温度をほぼ同一とし、蒸気流量の違いを見るのが目的である。表 2.1.4-2 における入口クオリティの考え方は、焼結金属から水が注入された際に、水-蒸気が熱平衡状態となることを仮定している。このとき、水の温度が飽和温度に至るために必要な熱量は蒸気の凝縮により得られ、注水後の蒸気流量は水の注入流量とサブクール度に応じて減少する。実際に、注水時における定常状態での模擬燃料棒に設置された最上流に位置する熱電対で測定される温度は当該箇所における飽和温度とほぼ一致することが確認され、注入された水が模擬燃料棒の加熱部に到達するまでには水と蒸気がおおむね熱平衡状態に達すると考えられる。

図 2.1.4-3 に表 2.1.4-2 の実験条件ごとのリウエット液膜先端近傍での乾き領域熱伝達係数の空間分布をエラーバーを付して示す。図の実線は、式 (2.1.4-4) の気相熱伝達相関式による予測結果を示す。図は、リウエット液膜先端が加熱部入口から 150 mm 下流に到達した時点での液膜先端からの距離に対して熱伝達係数をプロットした。いずれの条件においても、気相熱伝達相関式は保守的な予測結果を与えることが確認された。

図 2.1.4-3(a-c)の水流量の違いの結果を比べると、水流量が大きくなるほど、計測結果と予測結果の差が広がることがわかる。これは、液膜先端近傍の乾き面において水流量の増加に伴う飛散液滴量の増加による、液滴・液塊等の衝突に伴う熱伝達が大きくなることを示唆しており、昨年度までに実施した水-空気系での実験結果と同様の結果が得られた。このことから、水流量の増加に伴う液滴・液塊等の衝突に由来する熱伝達を適切に評価する必要があることが改めて確認された。

図 2.1.4-3(a, d)による壁面温度の違いを比べると、熱伝達係数の計測結果と予測結果の差異はあまり大きくないことがわかる。乾き面熱伝達係数は両者で同程度であるが、壁面温度が小さいほど液膜が接触できる温度に低下するまでに必要な除熱量が小さくなるため、表 2.1.4-2 に示すリウエット速度は壁面温度が小さい Case 4 の方が約 3 倍程度大きくなる結果となった。また、計測された熱伝達係数と予測結果との差異に大きな違いが生じていないということは、液滴・液塊等の衝突に由来する熱伝達がほぼ同等であることを意味しており、液滴・液塊等による熱伝達の壁面温度依存性について検討する際に利用可能な結果と考えられる。

図 2.1.4-3(b, e, f)による蒸気流量の違いの比較では、蒸気流量の上昇に伴って気相熱伝達は顕著に増大し、予測結果はその傾向をよく再現し、計測した熱伝達係数と予測結果とのグラフ上での差は同程度のように見られる。ただし、図 2.1.4-3 の横軸は対数軸であるため、右側にシフトするほど幅の実数値は大きくなるため、気相流量が増加するほど、液滴・液塊等の衝突に由来する熱伝達が増加するとも言える。液滴等のデポジッションの相関式では、

気相流量が液滴伝達率に直接影響するため、気相速度が大きいほど液滴伝達率が増加し、液滴のデポジションの総量を増加させることを意味する。このことから、図 2.1.4-3 における気相流量の違いの比較は液滴等のデポジションの既存相関式を考慮してもおおむね妥当な結果が得られたと考えられる。

(3) 水-蒸気系での可視化実験結果

昨年度までに実施した水-空気系での液膜挙動等の可視化実験と同様にして、矩形試験部を用いた水-蒸気系での可視化実験を実施した。本年度は、リウエット液膜先端で飛散する液滴の可視化実験を実施し、その予備解析を行った。

可視化実験条件

リウエット実験では試験部の内壁表面に液膜が形成されることから、水流量が大きい場合には液滴の可視化が困難であるため、低水流量の条件でのみ可視化を実施した。各流量および壁面温度条件は下記のとおりである。

- ・ 蒸気流量：5, 10, 15 g/s
- ・ 水流量：0.11, 0.15, 0.20 L/min
- ・ 初期壁面温度（第2熱電対温度）：200, 300, 400 °C

撮影条件

液滴の可視化にはバックライト法を採用し、高速度カメラの設定値は下記とした。

- ・ 画素数：256×1024
- ・ フレームレート：20000 FPS
- ・ シャッタースピード：1/2700000 秒

飛散液滴を幅広く撮影するようにレンズ等を設定した結果、撮影時の空間分解能は約 15 μm/pixel であった。

飛散液滴可視化結果

図 2.1.4-4 にリウエット実験時の液膜先端近傍での飛散液滴可視化画像を示す。実験条件は、蒸気流量：約 5 g/s、水流量：約 0.11 L/min、初期壁面温度：約 400 °Cであり、加熱部入口から約 120～135 mm の範囲を撮影した。図の横軸は水平方向位置、縦軸は鉛直方向位置を表し、画像の下から上に向かってリウエット液膜が進展する。図は、縦軸 3 mm 程度に液膜先端が到達した際の可視化結果を表す。図 2.1.4-4 の左・中央・右図はそれぞれ、元画像・背景抽出画像・液滴等抽出画像を表す。図 2.1.4-4 右図中の赤色破線は壁面位置を表す。図からわかるように液膜先端近傍から液滴が激しく飛散し、壁面近傍に多くの液滴が確認された。図 2.1.4-5 は、図 2.1.4-4 の飛散液滴抽出画像に基づいて検出した液滴の直径を算出し、図に表記した液滴径ごとの空間頻度分布を示す。図の横軸は壁面からの径方向距離、縦

軸は流れ方向を表し、カラーバーは確率密度を表す。図から明らかなように、図 2.1.4-4 で示した液膜先端近傍の縦軸 3 mm 程度において液滴の検出頻度が最も高くなることがわかる。液滴径が小さいほど、下流に行くにしたがって径方向に拡散する傾向が見られ、液滴径が大きいほど液膜先端から離れても壁面近傍での検出頻度が高いことがわかった。実験条件によって変化することが考えられるが、今回の予備解析を実施した実験条件では、液膜先端近傍で飛散する液滴の飛散範囲は約 0.5 mm 程度となることが確認された。今後は、実験条件に対する液滴の空間頻度分布等の傾向をより詳細に検討する予定である。

2.1.4.5. 先行冷却熱伝達モデルの検討

本受託事業にて検討する先行冷却熱伝達モデルに関して、リウエット液膜先端近傍において考慮すべき諸現象について整理した概要を図 2.1.4-6 に、また現時点での進捗状況を図 2.1.4-7 に示す。進捗状況の欄の矢印は昨年度末からの変化を表しており、本年度検討を進め、各パラメータが熱伝達へ及ぼす寄与に関して、以下の項目において一定の傾向を掴むことができた。

- 気相熱伝達における速度境界層の影響
- 液滴・液塊衝突熱伝達における液滴分布の影響

また、濡れ・乾き共存領域の熱伝達モデルの方向性についても検討した。以後の各項目では本年度の検討結果の進捗をまとめる。

(1) 壁速度条件の変化に伴う気相熱伝達への影響

本項では、リウエット液膜先端での速度境界条件の違いが壁面熱伝達係数に与える影響について数値流体力学（CFD、OpenFOAM を使用）を用いて検討した結果をまとめる。本項目の乾き面熱伝達への影響の概念図を図 2.1.4-8 に示す。液膜先端から乾き面に至る領域では前節で示したように熱伝達係数が高い値を示し、これは、壁面近傍の温度境界層や速度境界層が未発達であることに起因すると推測され、いわゆる発熱管における入口効果と類似の状況になると考えられる。ここでは、CFD を用いて境界層の発達状況が熱伝達係数の空間分布に及ぼす影響について境界条件を変えた感度解析により検討する。図 2.1.4-8 に示す本検討の概要にあるように、リウエット液膜先端近傍の乾き面では、速度を有する液膜表面に接していた気相流が固定壁と接することにより、速度境界層が乱され、壁面熱伝達に影響を及ぼすと想定したものである。本検討では、濡れ面を想定した壁面での速度境界条件に用いる速度を液膜速度と呼ぶこととする。また、実際には液膜厚さが存在するものの、本検討では、速度境界条件が急激に変化することの影響に着目するため、液膜厚さを無視し、壁面の速度境界条件のみを変化させた。

本項目の検討における CFD による計算では簡単のため作動流体は蒸気単相とした。CFD 解析におけるモデル、各種条件等は下記とした。計算体系は環状流路とし、CFD モデルの

メッシュ概要図は図 2.1.4-9 に示す。ここで、各計算条件における液膜表面速度 0、すなわち速度境界層の急激な変化がない条件をベースケースとして、境界条件の変化に応じてベースケースの壁面熱伝達係数からどの程度差が生じたかを調べる。また、半径方向を r 、周方向を θ 、流れ方向を z とし、 r - z 断面内の温度分布等についても、どのような差が生じたかをまとめる。

モデル

- ・ 同軸二重円管（内管外径 11.2mm, 外管外径 17.0mm, 長さ 300mm）の 1/4
- ・ 径方向：22 分割 (min. 0.02mm max. 0.4mm)
- ・ 周方向：20 分割等間隔
- ・ 軸方向：150 分割等間隔

物性値

密度、熱伝導率、定圧比熱、粘性係数の温度依存性は NIST のデータから多項式でフィッティング($\sum \alpha_i T^i$)

解析条件

- ・ ソルバ：buoyantSimpleFoam(定常熱流動)
- ・ 乱流モデル：k- ω SST
- ・ 離散化スキーム：中心差分

境界条件

- ・ 入口：速度、温度指定（所定の断面平均流速において十分に発達した速度分布を速度境界条件として与え、温度については飽和温度で一定）
- ・ 出口：圧力指定（大気圧）
- ・ 周方向：周期境界（計算領域は環状流路の周方向 1/4 の範囲）
- ・ 内側壁：速度、熱流束指定
濡れ領域：熱流束を 0、速度は計算条件に示す液膜表面速度で一定値
乾き領域：計算条件に示す熱流束を一定値で与え、速度は 0
- ・ 外側壁：速度、熱流束指定（速度 0、熱流束 0）

計算条件

- ・ 主流断面平均速度：3 条件（50, 100, 150 m/s）
- ・ 液膜表面速度：4 条件（0, 2, 5, 10 m/s）
- ・ 壁面熱流束：3 条件（50, 100, 150 kW/m²）
実験装置ヒータ出力換算値：1.06, 2.11, 3.17 kW

熱伝達係数算出方法

CFD によって計算された平均温度場を $T(r, z)$ とし (θ 方向には一様)、内管の半径を r_i 、外管の半径を r_o としたとき、断面平均温度 T_{bulk} と壁面温度 T_w を下記で定義する。

$$T_{bulk}(z) = \frac{\int_{r_i}^{r_o} rT(r, z)dr}{\int_{r_i}^{r_o} r dr}$$

$$T_w(z) = T(r_i, z)$$

上記の温度と、壁面熱流束 q_w を用いて壁面熱伝達係数 HTC は下記で定義する。

$$HTC(z) = \frac{q_w}{T_w(z) - T_{bulk}(z)}$$

検討結果

はじめに、CFD 解析によって算出される壁面熱伝達係数が、本研究での実験値との比較に用いる相関式 (2.1.4-4) によってどの程度予測可能かを確認する。図 2.1.4-10 に、本検討におけるベースケース、すなわち濡れ面での壁面境界速度が 0 の条件における解析結果から算出される熱伝達係数を加熱開始位置からの距離に対してプロットした結果を示す。図の(a)-(c)は断面平均速度 50 m/s において、壁面熱流束を変えた結果、(b)、(d)は壁面熱流束を 100 kW/m² として断面平均速度を変えた結果を示す。図中の○印は CFD によるシミュレーション結果 (Simulated)、黒色実線は修正 D-R 式 (D-R)、赤色実線は修正 D-R 式に入口効果を考慮した結果 (D-R+E_{ent})、青色実線は修正 D-R 式に入口効果と温度補正を考慮した結果 (D-R+E_{ent}+E_T) 緑色実線は修正 D-R 式に入口効果、温度補正および二重管補正を考慮した結果 (D-R+E_{ent}+E_T+E_{CD}) を示す (括弧内は図中の凡例を示す)。図からわかるように、いずれの条件においても、入口効果等を含まない修正 D-R 式は加熱部入口近くで熱伝達を過剰に低く予測し、温度境界層が充分発達する下流側では非保守的に予測することがわかる。また、入口効果のみを考慮した赤色実線は加熱部入口での高熱伝達を良好に予測するものの、全体的に熱伝達を高めに予測することがわかる。修正 D-R 式に入口効果、温度補正および二重管補正を考慮することにより、CFD によるシミュレーション結果から算出される熱伝達を広い範囲で保守的に評価し、かつ加熱部入口での高熱伝達を良好に予測可能であることを確認した。

図 2.1.4-11 に各計算条件に対する熱伝達係数を、ベースケースの熱伝達係数 (液膜表面速度 0 の解析結果) で除した結果を示す。横軸をリウエット液膜先端 (CFD における壁面

速度境界条件の切り替わる位置)からの距離、縦軸はベースケース熱伝達係数との比を示す。縦軸が1である場合、ベースケースと同一であり、1を超える場合は熱伝達が向上したことを表し、1未満は熱伝達が低下したことを表す。図 2.1.4-11(a)は液膜表面速度に対する熱伝達係数の変化傾向、図 2.1.4-11(b)は主流断面平均速度に対する変化傾向、図 2.1.4-11 (c)は壁面熱流束に対する変化傾向を示す。図 2.1.4-11(a)から、液膜表面速度が上昇するとリウエット液膜先端から 0.5mm を境にして、近傍で熱伝達係数が増加し、遠方で熱伝達係数が減少することがわかる。また、液膜表面速度が大きくなるほど熱伝達係数の増加と減少の割合が大きくなることがわかった。図 2.1.4-11(b)から、気相速度が増加すると熱伝達係数のベースケースに対する増加と減少とが転じる位置(図 2.1.4-11(a)における 0.5mm 程度)が液膜先端に近づく、すなわち熱伝達係数が増加する領域が減少することがわかった。図 2.1.4-11 (c)から、壁面熱流束を変化させても、熱伝達係数の増加と減少の割合、および熱伝達係数が増加する領域に大きな影響はないことがわかった。

ここで液膜速度の増加による、液膜先端近傍での速度及び温度の分布傾向について調べ、壁面熱伝達の変化との関係について検討する。図 2.1.4-12 は温度について、図 2.1.4-13 は流れ方向平均速度について、 r - z 断面におけるベースケース(主流方向断面平均速度 50 m/s、壁面熱流束 50 kW/m²、液膜表面速度 0 m/s)との差(温度: $T-T_{\text{base}}$ 、速度: $U_z-U_{z,\text{base}}$)の等高線図を描いた結果を示す。図の縦軸は内側壁からの距離を表す。図の負の値はベースケースよりも値が小さく、正の値は大きいことを意味する。図 2.1.4-12、13 の(a-c)はそれぞれ液膜表面速度を 2、5、10 m/s とした際のベースケースからの数値差を示す。図 2.1.4-12 から、図 2.1.4-11 においてベースケースの熱伝達係数と一致する点近傍(横軸 0.5 mm 程度)で、 r - z 断面での温度差の正負が反転することがわかる。ここで、液膜先端近傍の乾き領域では、上流側の液膜に接する低温流体が高温壁面近傍に流れ込み、液膜速度が大きい条件ほどそれがより顕著に表れ、壁面の熱伝達が向上することがわかる。一方で、横軸 0.5 mm よりも遠くでは、液膜速度が大きいほどベースケースに比べて気相温度が高くなる傾向が確認された。気相温度が高くなることにより、壁面の熱伝達が低減する結果となったと考えられる。図 2.1.4-13 に示す流れ方向平均速度のベースケースとの差を見ると、図 2.1.4-12 と同様に、ベースケースの流れ方向平均速度との差の正負が反転する位置が横軸 0.5 mm 程度となることが確認された。また、平均速度差の正負が反転する位置の上流側では、図 2.1.4-12 と同様に、液膜に接する上流側の流体が壁面近傍に高い速度を維持した状態で流れ込むことで速度が増加し、熱伝達を促進させる結果となったと考えられる。一方で、0.5 mm よりも下流側では流れ方向の平均速度がベースケースよりも低下することが確認された。これは、上流側で液膜表面に沿って流れてきた流体が壁面近傍に流入するものの、静止壁面上での境界層の形成に伴い、壁近くの相対的に早い速度の流体が壁から遠ざけられることで、その下流側の流れ方向速度がベースケースに比べて相対的に低下したと考えられる。下流側

の流体速度が低下したことにより、ベースケースに比べて壁面からの熱の輸送効率が低下し、壁面熱伝達係数が低減されたものと考えられる。

液膜速度の存在による乾き面速度境界層が壁面熱伝達に与える影響に関して、CFD を用いて検討した結果、液膜速度が 0 のベースケースの解析結果から、加熱部入口近傍での温度境界層未発達による熱伝達の向上効果が確認され、実験の比較に用いる式 (2.1.4-4) と整合する結果を得た。また、ベースケースとの比較により、液膜速度が存在することによる熱伝達の促進・低減効果を確認し、それらが固定壁面上での境界層の発達によって説明できることを示した。しかしながら、当初想定していたよりも熱伝達の促進・低減の程度が低く、また熱伝達の促進される範囲が濡れ・乾き境界から 0.5 mm 程度と、非常に限られた範囲となることがわかった。これらの効果が壁面熱伝達に与える範囲と影響の度合い (熱伝達の数値) に関しては、他の効果と比較して相対的に寄与が低いと結論付けた。

(2) 液滴濃度の径方向分布の影響

先行冷却実験におけるリウエット現象では、液膜先端近傍で上流から伝播してきた波が乾き領域に突入する際、液塊が高温壁面に接触できないことから飛散し、多量の液滴が発生することが本事業の実験において確認されている。これにより、液膜先端から下流側では気相中の液滴濃度が径方向に均一ではないと考えられる。壁面への液滴の衝突頻度は液滴濃度に比例するため、液膜先端近傍乾き面ではその上流の濡れ面に比べて壁面への液滴伝達が高くなると推測される。図 2.1.4-14 はリウエット液膜先端近傍での液滴濃度の不均一分布の概略を示す。図に示すように、リウエット時は液膜からエントレインメントされた液滴が気相中にはほぼ均一で存在していると考えられ、それをバックグラウンド液滴濃度とすると、リウエット液膜先端近傍で激しく飛散する液滴はバックグラウンド液滴とは明らかに異なる分布傾向を示すと考えられる。この挙動が先行冷却熱伝達の一つの要因と考えられることから、液滴濃度の径方向分布を考慮した場合の液滴等による熱伝達を実験値と比較することにより、液滴濃度の径方向不均一分布の影響について検討する。また、壁面近傍での局所液滴濃度をリウエット液膜先端からの距離の関数として断面平均液滴濃度から算出する簡易モデルを提案する。

液滴等の衝突に由来する熱伝達モデルを考えるにあたり、検討が必要な項目は下記と考えられる。

- ・ 不均一液滴濃度分布が壁面熱伝達に与える影響
- ・ 液膜先端で飛散した液滴の初期径方向分布、液滴径、液滴の初速度
- ・ 液膜先端での液滴飛散の周期

本年度は、一つ目の項目である、径方向に不均一な液滴濃度が与えられた場合に液滴衝突に由来する熱伝達にどの程度影響を及ぼすのかを検討した。また、残りの 2 項目について

は、計測可能な条件は水流量が低い条件に限られるものの、液膜先端で飛散する液滴の可視化計測によって実施可能である。これらの内容については次年度以降に実施する計画である。

液滴濃度の径方向への不均一分布の影響を検討する際の仮定は以下とする。

- ✓ 液膜先端で飛散する液滴量は、加熱面上の液膜流量から液膜の進展量（リウエット速度と液膜厚さから算出）を差し引いた値とする。ここで、加熱面上の液膜流量は気相と液相の流量から求まるエントレインメントとデポジッションの相関式に基づいて上流側から一様流を仮定して算出した。また、リウエット速度は計測値、液膜厚さは文献[3]を参考に 0.1 mm 程度と仮定。
- ✓ 飛散した液滴は、流量と流体物性値から定まる液滴径（相関式 (2.1.4-5) により算出）とする。
- ✓ 飛散した液滴は径方向への 1 次元拡散方程式に従って拡散する。この時、液滴は乱流拡散により拡散されると考え、相関式 (2.1.4-12) に基づいて乱流拡散係数を算出。
- ✓ 飛散した液滴は、液滴飛散範囲（本年度実施した飛散液滴の予備解析結果より、内壁から 0.5 mm の範囲とした）に均一に分布する。

液膜先端で飛散する液滴径は、十分に発達した液滴流における液滴よりも大きいことが想定されるが、本年度の検討では十分に発達した液滴流における液滴径と同様と仮定し、式 (2.1.4-5) を用いて暫定的な液滴径を算出した[4]。

$$\frac{d_{32}}{\lambda} = \frac{15.4}{We^{0.58}} + 3.5 \frac{G_{LE}}{\rho_L U_G} \quad (2.1.4-5)$$

ここで、 d_{32} はザウター平均粒径、 $\lambda = \sqrt{\sigma/\rho_L g}$ 、 $We = \rho_L U_G^2 \lambda / \sigma$ はウェーバ数、 U_G は気相速度、 G_{LE} は液滴質量流束、 σ は表面張力である。

液滴の乱流拡散係数は下記の式に基づいて算出した[5]。

$$\frac{\varepsilon_f}{u_* 2a} = 0.037 \quad (2.1.4-6)$$

$$\frac{\tau_{Lf} u_*}{2a} = 0.046 \quad (2.1.4-7)$$

$$\overline{(u^2)}^{1/2} \cong 0.9u_* \quad \text{at } r \cong a \quad (2.1.4-8)$$

$$\frac{(\overline{v_p^2})^{1/2}}{(\overline{u^2})^{1/2}} = \left(\frac{\beta \tau_{Lf}}{0.7 + \beta \tau_{Lf}} \right)^{1/2} \quad (2.1.4-9)$$

$$\beta = \frac{18\mu_G}{D_p^2 \rho_p} \quad (2.1.4-10)$$

$$(\overline{v_p^2})^{1/2} \tau_p = 0.70a \quad (2.1.4-11)$$

$$\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_f} = \frac{\overline{v_p^2} \tau_p}{\overline{u^2} \tau_{Lf}} = \frac{(\overline{v_p^2})^{1/2}}{(\overline{u^2})^{1/2}} \frac{(\overline{v_p^2})^{1/2} \tau_p}{\tau_{Lf}} \quad (2.1.4-12)$$

ここで、 ε_f は流体の乱流拡散係数、 ε_p は液滴の乱流拡散係数、 u_* は摩擦速度、 τ は積分時間スケール、 a は流路の半径であり本検討では等価直径の半値とした。下付き添え字 p は液滴を意味する。式(2.1.4-8)は管壁近傍での結果であるが、簡易的に全領域で適用した。 D_p は式(2.1.4-5)で求めた数値を適用し、式(2.1.4-12)に式(2.1.4-6~11)を代入することで液滴の乱流拡散係数を求める。

本検討では、径方向の流れ方向(z 方向)速度分布は考慮せず一様であることを仮定し、また流れ方向の拡散に比べて流れ方向速度による移流が卓越すると考えられることから、時間に対して径方向の1次元拡散方程式を解き、気相速度と時間から流れ方向距離への移流に換算した。実際には径方向の速度分布を考慮することにより違いは生じると思われるが、径方向液滴濃度不均一分布に関する初歩的なモデルの提案として、このような簡略化をした。

また、液滴沈着の相関式については Sugawara の式[6]を用い、壁面近傍の局所の液滴濃度に基づいて液滴衝突量が算出されるものとして利用した。過熱面への液滴衝突に伴う蒸発効率として式(2.1.4-13)を用いた[7]。

$$\eta = \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{T_w - T_{sat}}{T_{MFB} - T_{sat}} \right)^2 \right] \quad (2.1.4-13)$$

$$T_{MFB} = 557.9 + 44.1P - 3.72P^2 \text{ (K)}$$

ここで、 T_w は壁面温度、 T_{sat} は飽和温度、 T_{MFB} は最小膜沸騰温度、 P は圧力(MPa)である。

図 2.1.4-15(a)に、上記の計算方法に基づいて、液滴濃度の径方向への拡散方程式を解いた

結果を示す。この時バックグラウンド液滴量は0とした。図はリウエット点からの距離に対して、径方向の液滴濃度分布の断面平均液滴濃度に対する割合をプロットした結果を示す。図 2.1.4-15(a)からわかるように、リウエット点に近いほど壁近くの液滴濃度が高くなることがわかる。また、図 2.1.4-15(b)は壁面近傍セルにおける局所液滴濃度割合を横軸にとり、縦軸にリウエット液膜先端からの距離をプロットした結果を黒点で示す。左図は横軸を線形表示した結果、右図は横軸を対数表示した結果を示す。図からわかるようにリウエット液膜先端からの距離が大きくなるにつれて、局所液滴濃度割合は1に近づくことがわかる。以上から、液滴濃度の径方向分布を考慮することにより、リウエット点近傍の高い熱伝達を説明できる可能性があることが示された。

リウエット液膜先端で飛散した液滴濃度の径方向拡散に関して、壁面近傍での液滴濃度を飛散液滴全量の断面平均液滴濃度から予測することは、解析コードへのモデル適用において重要である。1次元拡散方程式において、初期条件としてある1点のみに濃度が存在し、1点からの非定常濃度拡散を考えた場合、各時刻、位置における濃度は下式となることが知られている。

$$C_d(x, t) = \frac{A}{2\sqrt{\pi Dt}} e^{-\frac{x^2}{4Dt}} \quad (2.1.4-14)$$

A は初期濃度等に基づく係数、 D は拡散係数、 t は経過時間、 x は初期濃度が与えられた点からの距離である。本検討において、初期条件として濃度が与えられる座標は液滴飛散範囲： dR_{drop} (0.5 mm) とすることから、式 (2.1.4-14) の x を液滴飛散範囲の中心から内壁までの距離と円筒座標系であることの補正を加味した x_R を式 (2.1.4-15) で定義する。

$$x_R = \frac{dR_{drop}}{2} \times \frac{r_i}{r_i + dR_{drop}} \quad (2.1.4-15)$$

本検討では上式に基づいて、径方向液滴濃度分布の数値解析結果にフィットさせることで、液滴濃度分布の影響を加味したモデル式 (2.1.4-16) を得た。

$$C(r = r_{inner}, t) = \frac{A}{2\sqrt{\pi Dt}} e^{-\frac{x_R^2}{4Dt}} \quad (2.1.4-16)$$

$$\begin{cases} C(t) = \max(C) & (t < t_{max}, C(t_{max}) = \max(C)) \\ C = 1 & (C < 1) \\ C = 10 & (C > 10) \end{cases}$$

$$A = 0.0058$$

図 2.1.4-15(b-d)に、1次元拡散方程式を解いた際の壁近傍での局所液滴濃度 C_d と断面平均液滴濃度 $C_{d,ave}$ の比を液膜先端からの距離に対してプロットした結果を黒点で示し、式(2.1.4-16)の予測モデルの結果を赤色実線で示す。また、図中には参考に青色破線で式(2.1.4-16)の上限・下限値の設定をしない場合の分布を示す。図からわかるように、液膜先端に近いほど数字が大きく、離れるほど1に近い値になることがわかる。図 2.1.4-15(b-d)はそれぞれ液滴飛散範囲を0.3 mm、0.5 mm、1.0 mmとした場合の結果を示す。いずれの液滴飛散範囲条件においても、式(2.1.4-16)による予測結果は解析結果を良好に表現することがわかる。また、上限・下限設定をしない青色破線は、 x_R に初期濃度が与えられた際の $r = r_{inner}$ での濃度を表すため、経過時間が小さい場合と非常に大きい場合には解析結果と合わないことがわかる。一方、上限・下限設定した赤色実線は解析結果と整合することから、式(2.1.4-16)の上限・下限設定はおおむね妥当であることが確認された。以上の結果から、断面平均液滴濃度に式(2.1.4-15)と式(2.1.4-16)のモデルで算出される係数 C をかけることにより、壁面近傍での局所液滴濃度の予測が可能になる。

図 2.1.4-16に水-蒸気系でのリウエット実験から算出したリウエット液膜先端からの距離に対する乾き領域熱伝達と熱伝達係数モデルとを比較した結果を示す。比較に用いた熱伝達係数モデルは、気相熱伝達と液滴熱伝達の和で算出した結果とした。比較する実験条件は表 2.1.4-2に示すとおりであり、図 2.1.4-3に示す条件と同一である。また、図 2.1.4-16中のエラーバーで示される計測結果と黒色実線で示される気相熱伝達の予測結果は図 2.1.4-3と同一であり、図 2.1.4-16は図 2.1.4-3に本項で検討した液滴等熱伝達を考慮した予測結果を追加したものである。図中の青色実線は、気相中の液滴を一様分布と仮定して得られる液滴熱伝達を考慮した予測結果、赤色実線はリウエット液膜先端で飛散した分の液滴が径方向に分布を持つと仮定し、式(2.1.4-16)で計算される局所液滴濃度を用いて算出された液滴熱伝達を考慮した結果を示す。図から明らかなように、いずれの条件においても青色で示される一様分布を仮定して得られた熱伝達の予測結果よりも、赤色で示される径方向に分布を持つことを仮定して得られた予測結果の方が高い熱伝達を示すことがわかる。

図 2.1.4-16(a,b,e,f)に示す、比較的水流量(液膜流量)が少なく、壁面過熱度が比較的高い条件では、本検討で提案するモデルを用いた局所液滴濃度を用いて算出される液滴等による熱伝達予測方法により、実験結果と良好に一致する熱伝達予測結果を得ることができることがわかる。また、蒸気流量が高い条件においても、良好な予測結果が得られることが確認された。

図 2.1.4-16(c)の水流量(液膜流量)が多い条件では、局所液滴濃度を用いた熱伝達予測結果は計測結果を上回り過剰に高く予測することがわかる。これは、実験において水は模擬燃

料棒の上流側に設置された焼結金属から模擬燃料棒表面に供給されるのであるが、水流量が少ない場合には給水時に気流中に噴き出すことはないが、水流量が大きくなると試験部に流入した直後に気流中に液滴が飛散し、試験部のガラス管内側に液膜が形成されることが確認されている。本検討における解析では、水はそのすべてが模擬燃料棒表面に安定な液膜となって供給されることを仮定しているため、加熱面液膜流量が過剰に高くなり、本検討で示す局所液滴濃度を過剰に高く予測したことが、熱伝達の過剰予測の原因として考えられる。ここで、注水箇所における液相の分布割合を、例として模擬燃料棒表面液膜 40%、非加熱壁表面液膜 20%、液滴 40%とした場合の計算を図 2.1.4-17 に示す。図 2.1.4-17(a)は各相の流量をプロットした結果、図 2.1.4-17(b)は(a)の流量分布から予測された熱伝達係数を計測結果と比較した結果を示す。図 2.1.4-17(a)は、赤色実線で蒸気流量 (Vapor)、黒色実線でバックグラウンド液滴流量 (Drop_{BG})、黒色破線でリウエット液膜先端で飛散した液滴流量 (Drop_{SP})、青色実線で模擬燃料棒表面液膜流量 (Film_{inner})、青色破線で非加熱壁液膜流量 (Film_{outer})を示す。図の縦軸は、模擬燃料棒加熱開始位置からの距離を示しており、給水箇所は-0.1 m、加熱長さは 0.6 m である。図の給水直後の各相の流量を見ると、初期の液相割合 (Film_{inner} : Film_{inner} : Drop_{BG}) が 2:1:2 で与えられたことが確認され、下流方向へはエントレインメントとデポジッションの相関式及び伝熱面からの熱による相変化で各相の質量流量変化の計算結果が示される。本解析の初期条件が実際の実験条件と同一かどうかは確認できないものの、それらしい分布割合を与えた結果、図 2.1.4-17(b)では、図 2.1.4-16(c)で確認された熱伝達の過剰に高い予測が改善され、計測結果と一致する予測結果が得られることが確認された。モデルによる予測結果と実験結果とを比較する際には、実験における初期条件を正確に取得できない場合、図 2.1.4-16(c)のように予測結果が過剰に高くなる場合があり、実験結果との比較の際にはその点に注意する必要がある。

図 2.1.4-16(d)では過熱面温度が比較的低い条件での結果を示しており、予測結果が実験結果よりも過剰に高くなることが確認された。これは、低過熱度では液滴等の衝突が発生しやすいため、壁面に衝突する液滴量が増加することに起因し、さらに本検討では衝突液滴のすべてが相変化し、その分の熱量を除去することを仮定して熱伝達係数が算出されていることが要因と考えられる。実際には加熱壁に液滴等が衝突して蒸発しきらないものも多く存在することが、本研究における可視化計測で確認されているが、本解析では衝突した液滴すべてが相変化する分の熱を除去することを仮定しているため、モデルによる熱伝達予測結果が過剰に高くなったと考えられる。一方、壁面過熱度が高い条件では式 (2.1.4-13) に示す蒸発効率に基づいた液滴等の衝突に由来する熱伝達はおおむね妥当な結果を与えることが確認された。

今後の検討内容として、液膜先端での飛散液滴の挙動（液滴径、液滴飛散時の初速度、液滴等飛散頻度等）を可視化実験において取得することが挙げられ、取得したデータを用いて

局所液滴濃度補正モデル式 (2.1.4-16) をベースに高度化する計画である。

(3) 遷移沸騰領域での熱伝達モデルの方針

ここまで、乾き領域での熱伝達に関しては、気相熱伝達と液滴等の衝突による熱伝達の組み合わせによるモデル化を検討してきた。一方で、遷移沸騰領域では液膜先端近傍の非常に限られた範囲における液膜の局所的かつ間欠的なドライアウト・リウエット挙動、いわゆるドライパッチの断続的な生成・消失挙動が非常に高い熱伝達の要因であると推察される。加えて、ドライパッチの消失挙動に深く関連するのが上流からの擾乱波による液の供給があり、濡れ領域での液膜挙動もまた、液膜先端近傍での高熱伝達に寄与すると考えられる。乾き領域の熱伝達は、リウエット液膜先端からの距離に強く依存する実験結果が得られていることから、前節までの検討では気相の境界層の発達と液滴の移行のリウエット液膜先端からの距離の関数でのモデル化を検討した。一方、遷移沸騰領域におけるドライパッチの生成・消失挙動はいわゆるクエンチ現象であり、遷移沸騰は最小膜沸騰温度以下での現象であるため、液膜先端の間欠的に濡れ・乾きを繰り返す領域での現象に分類されると考えられる。遷移沸騰領域での熱伝達モデルの関数系として、壁面過熱度に依存する熱伝達モデル、すなわち沸騰曲線に基づく熱伝達モデルが従来から用いられており、これは、2流体3流動場コードである COBRA においても適用されているが、用いられている沸騰曲線に基づく熱流束の予測方法[8]では、実験で得られる熱流束よりも低く見積もられることが確認されている。沸騰曲線に基づく熱伝達予測モデルを提案することにより解析コードのモデル高度化につながる。この沸騰曲線に基づく熱伝達モデルが適切でない場合、例えば液膜先端近傍での熱伝達を小さく見積もってしまう場合、解析コードによるリウエット挙動の再現ができないなどの影響が考えられ、リウエット挙動を正確に予測するためには不可欠なモデルと考えられる。

遷移沸騰領域での熱伝達モデルとして沸騰曲線に基づく式形での検討を実施するためには、リウエット時の沸騰曲線を十分な精度で計測・予測することが必要であるが、現時点でそのデータベースは得られておらず、過去研究においても流動系非定常リウエット時の沸騰曲線に関する共通理解は得られていないと考えられる。そのため、本検討では、リウエット実験時の模擬燃料棒表面温度の測定結果から、沸騰曲線を可能な限り高い精度で予測することで、リウエット時の沸騰曲線に基づく熱伝達モデルの検討を進めることとする。遷移沸騰領域での熱伝達モデルを提案するために必要な検討事項を下記に示す。

- (1) 表面温度計測に基づくリウエット時沸騰曲線の予測
- (2) 沸騰曲線のモデル化
- (3) モデルと液膜先端近傍での液膜挙動との整合性

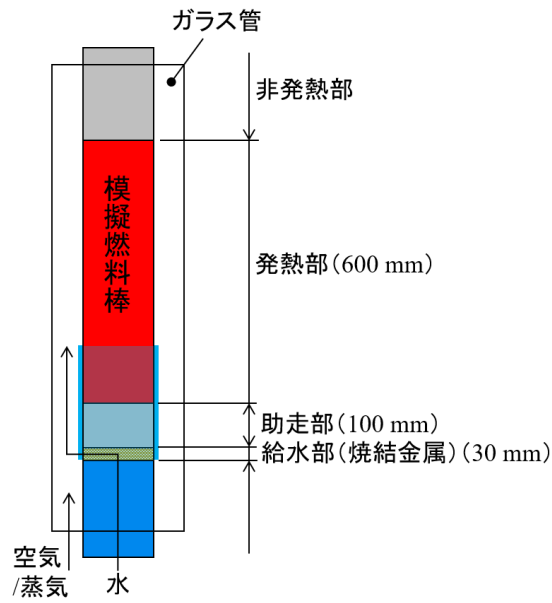
本年度は、上記のモデル検討方針を定め、検討を開始した。

表 2.1.4-1 装置仕様及び実験条件

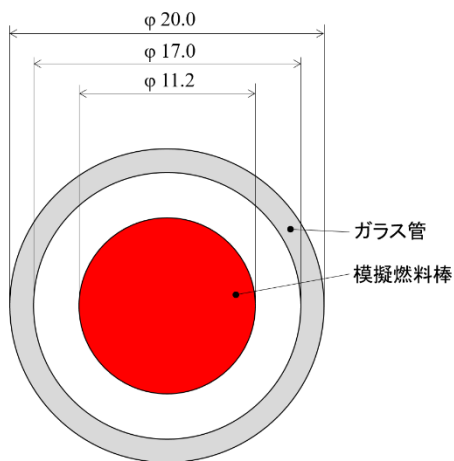
試験部仕様	
模擬燃料棒外径	11.2 mm
試験部ガラス管内径	17.0 mm
模擬燃料棒最大出力	6.2 kW
加熱部長さ	600 mm
入口長さ	100 mm
出口長さ	200 mm
実験条件	
蒸気流量	4-16 g/s
供給蒸気温度	飽和温度 + ~20 K
水流量	0.11-2.00 L/min (1.8-33 g/s)
供給水温度	~90 °C
初期伝熱面温度 (第2熱電対)	150~400 °C

表 2.1.4-2 水-蒸気実験条件

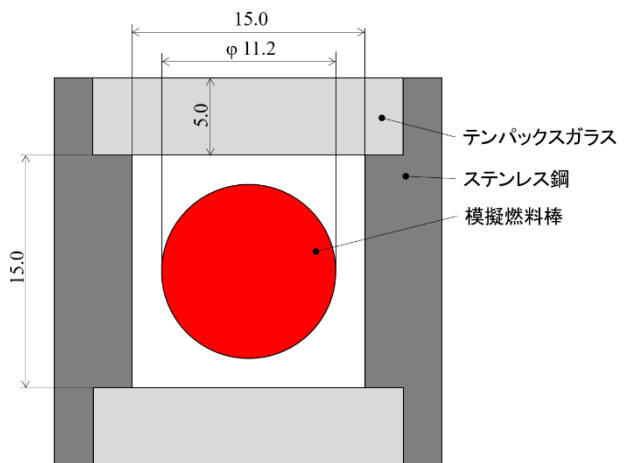
	W_v [g/s]	W_w [g/s]	T_{ini} [°C]	G_{tot} [kg/m ² s]	x_{in} [-]	u_{rewet} [mm/s]
Case 1	5.4	2.3	407	61	0.71	5.4
Case 2	4.7	6.2	419	85	0.43	5.9
Case 3	4.3	14.9	427	150	0.22	6.3
Case 4	5.1	2.4	266	58	0.68	16.0
Case 5	9.0	6.2	414	118	0.59	8.2
Case 6	15.8	6.3	413	172	0.71	13.7



(a) 試験部概要

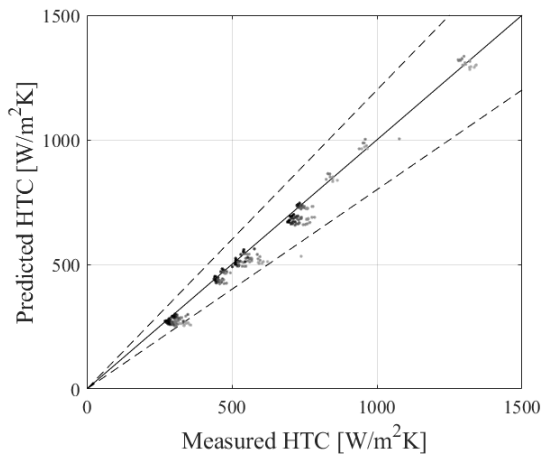


(b) 円形試験部断面図

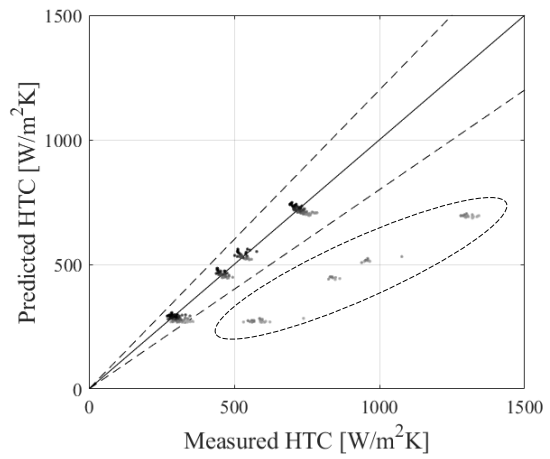


(c) 矩形試験部断面図

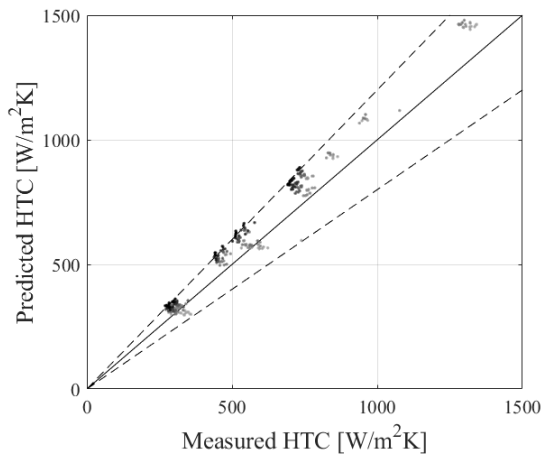
図 2.1.4-1 試験装置概略図



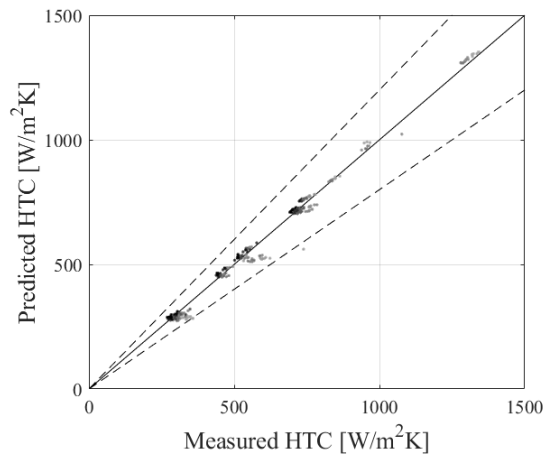
(d) Gnielinski 式+入口効果+温度補正+二重管補正 (式 2.1.4-1) との比較



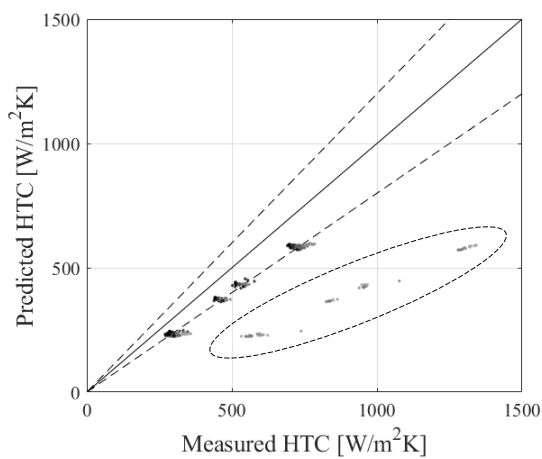
(e) 修正 Dougall-Rohsenow 式との比較



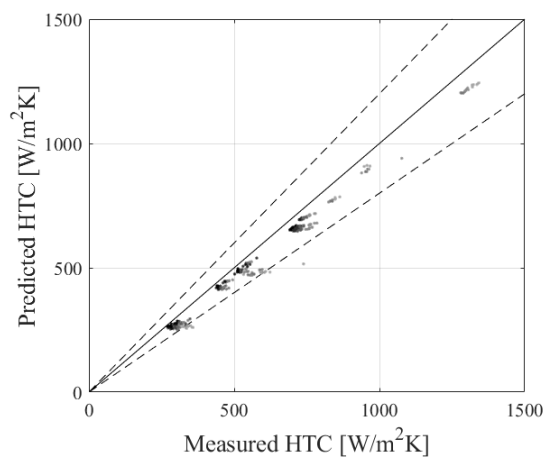
(f) 修正 D-R 式 + 入口効果



(g) 修正 D-R 式+入口効果+温度補正



(h) 修正 D-R 式+温度補正+二重管補正



(i) 修正 D-R 式+入口効果+温度補正+二重管補正 (式 2.1.4-4)

図 2.1.4-2 熱伝達祖型数の計測結果と相関式による予測結果との比較

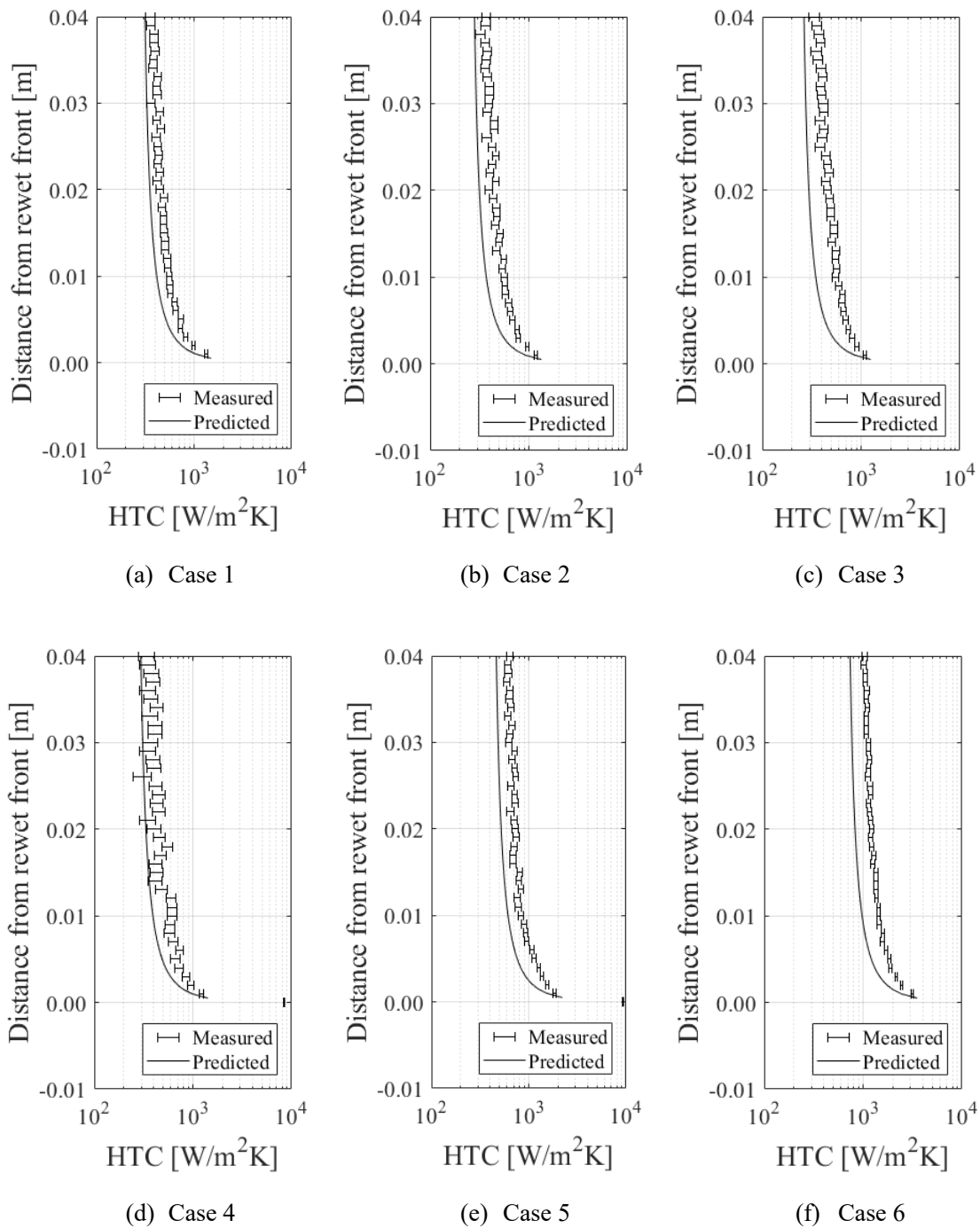


図 2.1.4-3 液膜先端近傍の乾き面熱伝達係数計測結果と予測結果の比較

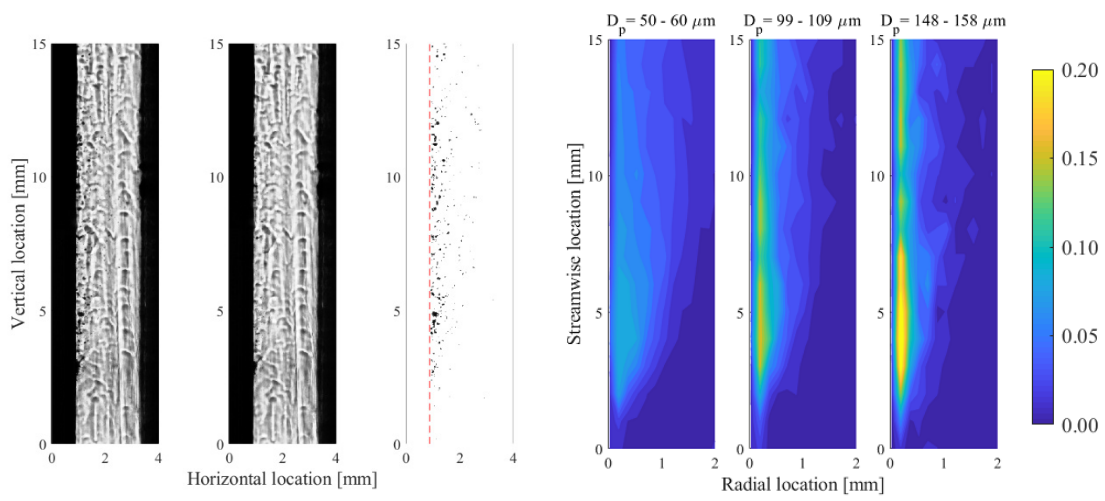


図 2.1.4-4 飛散液滴可視化結果

図 2.1.4-5 飛散液滴の空間頻度分布

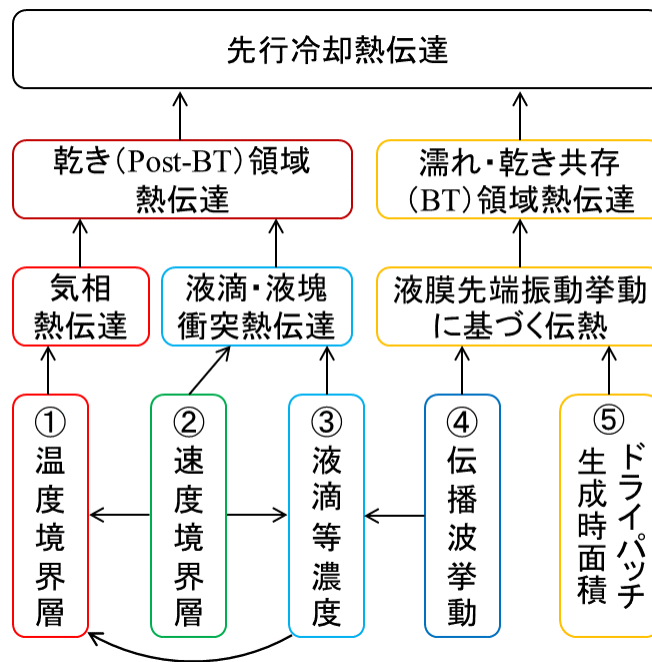


図 2.1.4-6 先行冷却熱伝達モデル開発に向けた要因分類

先行冷却熱伝達モデル								
乾き領域熱伝達モデル							濡れ・乾き共存領域熱伝達モデル	
気相熱伝達			液滴・液塊衝突熱伝達			液膜先端振動に基づく熱伝達		
検討項目	入口効果	速度境界層の影響	液滴分布の影響	液滴分布の影響	液滴発生量・頻度の影響	速度境界層の影響	伝播波挙動	ドライパッチ挙動
項目記号	①	①-②	①-③	③	③-④	②, ②-③	④	⑤
検討方法	既存式の導入	CFD	簡易計算	簡易計算	可視化実験	CFD	可視化実験	可視化実験
高度化案	既存補正項を追加	新規補正項を追加	新規補正項を追加	新規補正項を追加	新規補正項を追加	新規補正項を追加	新規モデルを作成	新規モデルを作成
影響範囲	b	b	a	b	-	b	-	c
進行状況	2	0→2	0	1→2	1	0→1	1	1

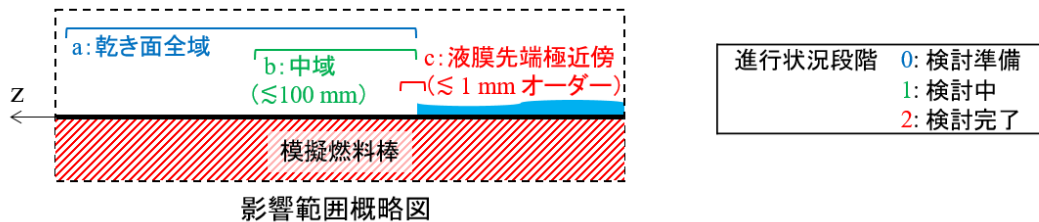


図 2.1.4-7 先行冷却熱伝達モデル開発の概要及び進捗状況

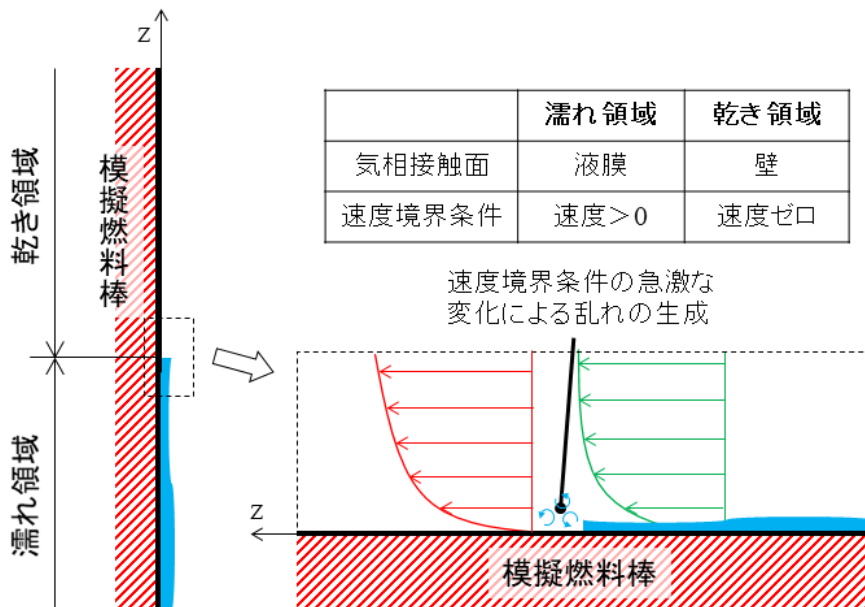
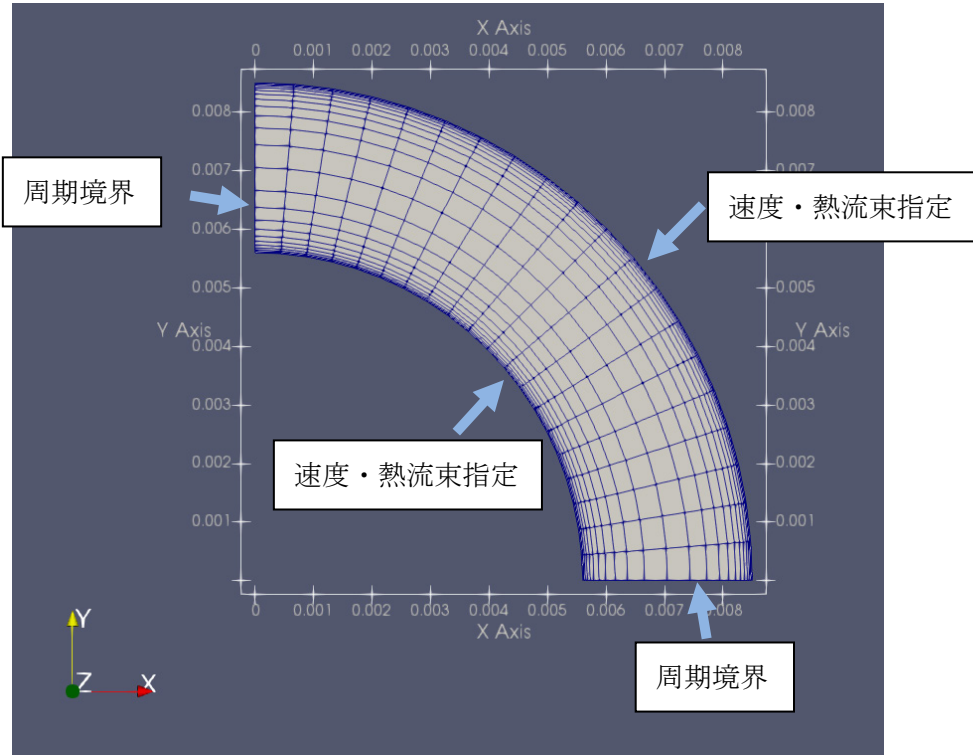
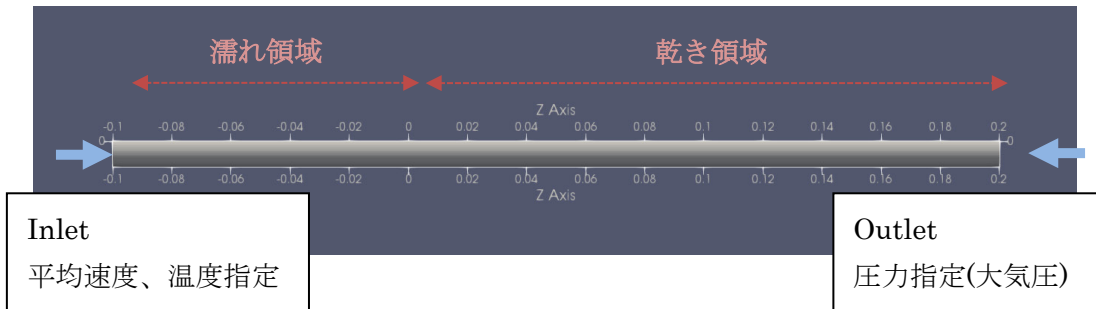


図 2.1.4-8 速度場の影響（液膜先端近傍での乱れ生成による影響）

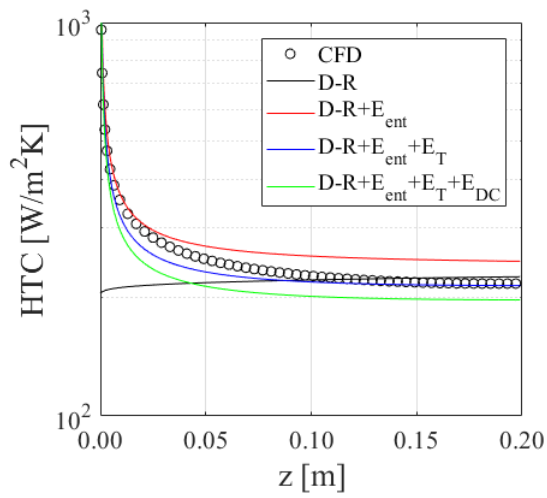


(j) X-Y 面

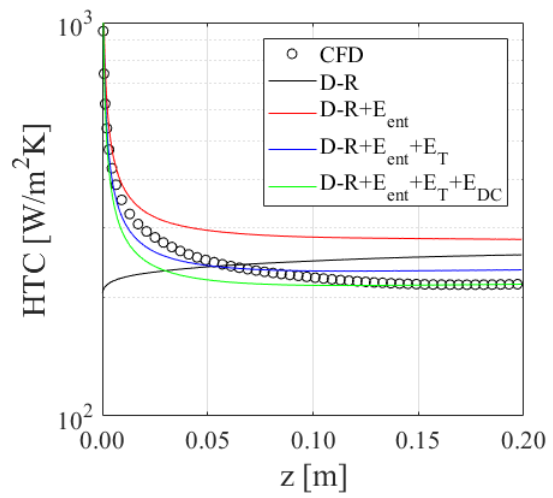


(k) Y-Z 面

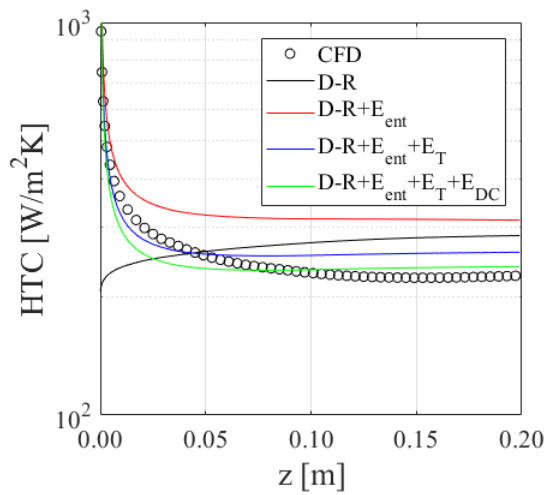
図 2.1.4-9 RANS 計算におけるメッシュ概要



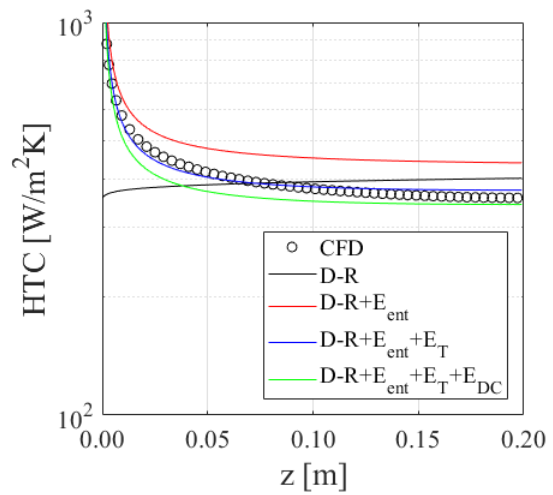
(a) 50 m/s, 50 kW/m²



(b) 50 m/s, 100 kW/m²

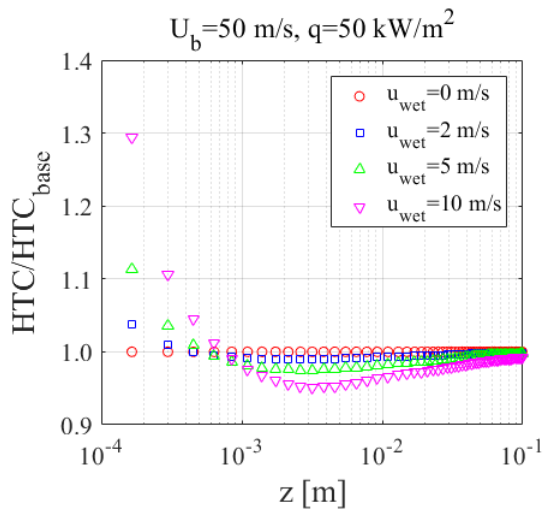


(c) 50 m/s, 150 kW/m²

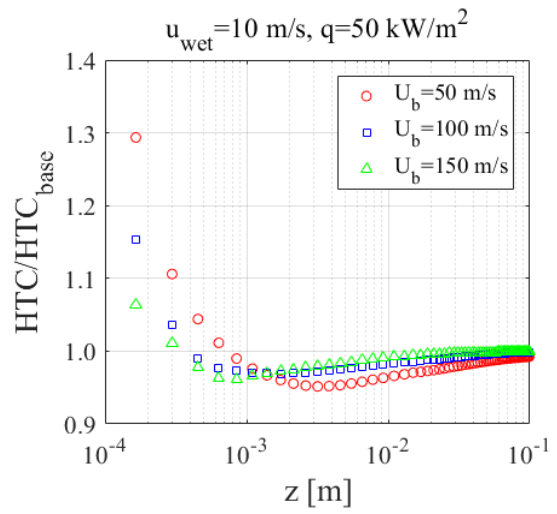


(d) 100 m/s, 100 kW/m²

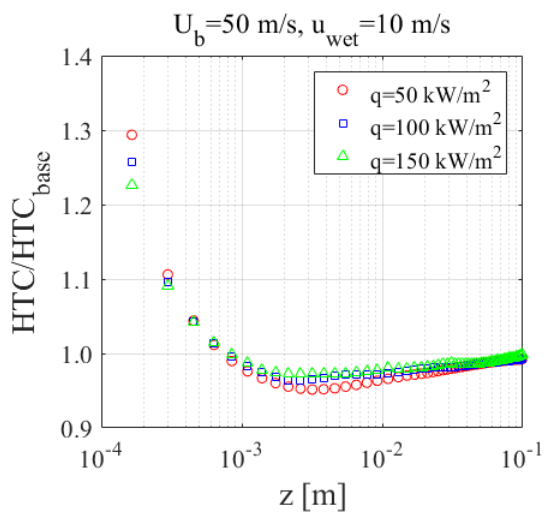
図 2.1.4-10 ベースケース条件における熱伝達係数と相関式との比較



(a) 濡れ面速度の影響

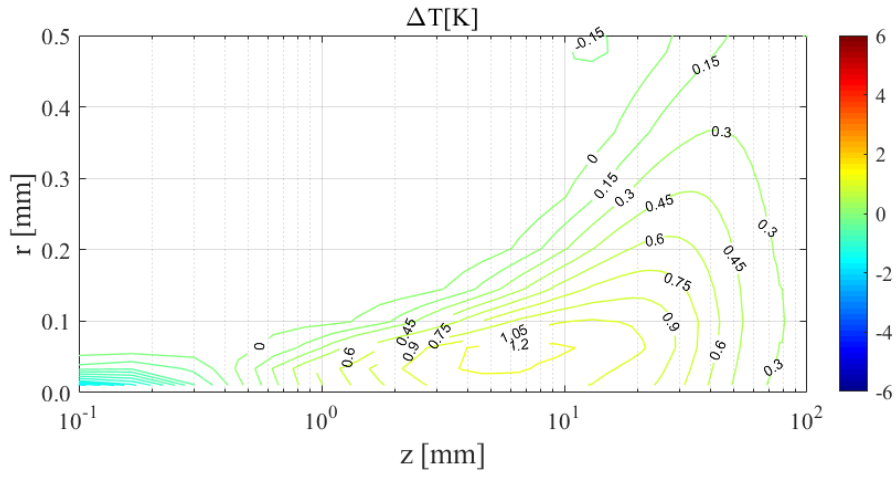


(b) 断面平均流速の影響

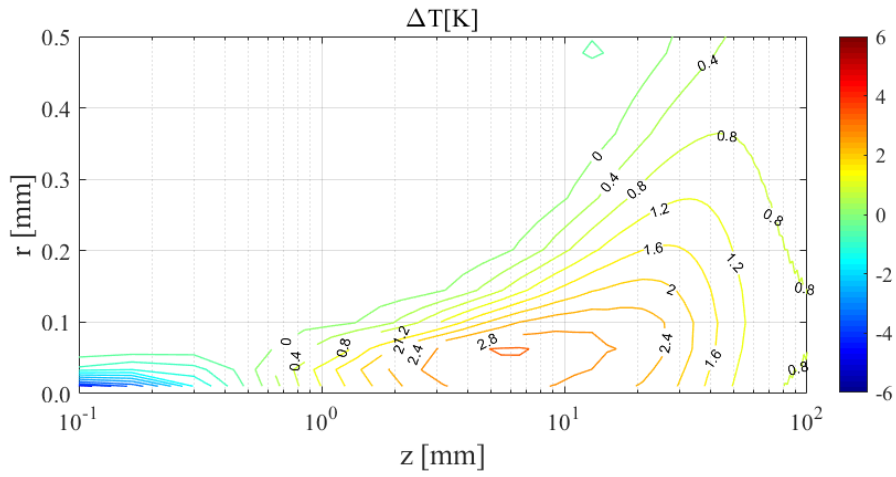


(c) 壁面熱流束の影響

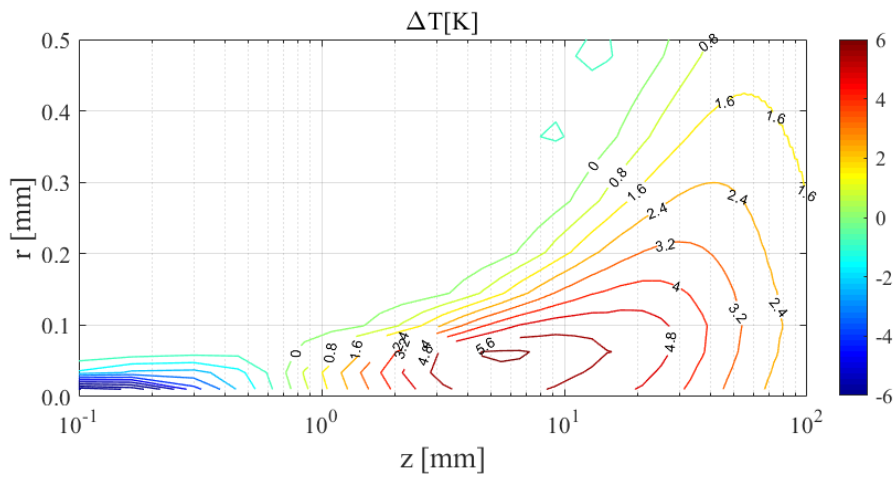
図 2.1.4-11 境界条件の違いが熱伝達係数に与える影響



(a) 濡れ面速度 2 m/s

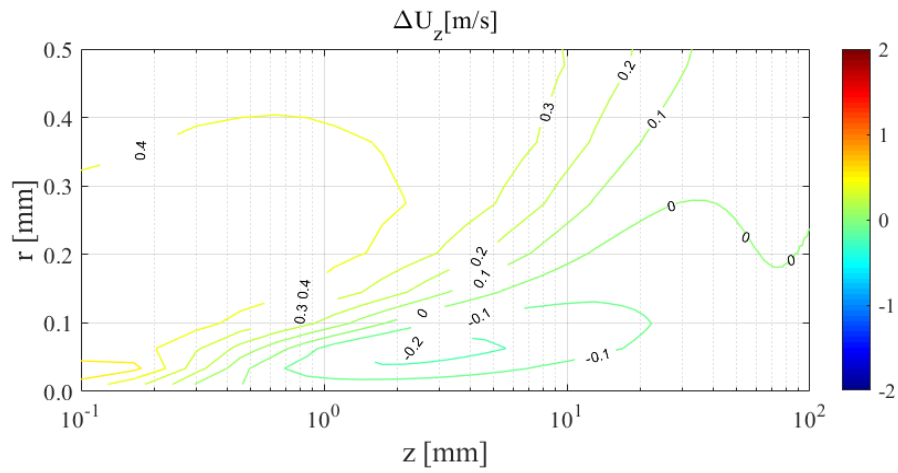


(b) 濡れ面速度 5 m/s

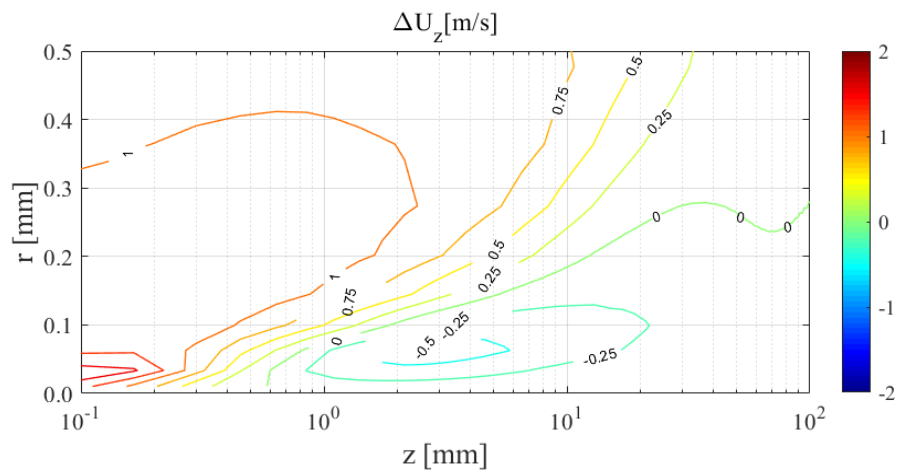


(c) 濡れ面速度 10 m/s

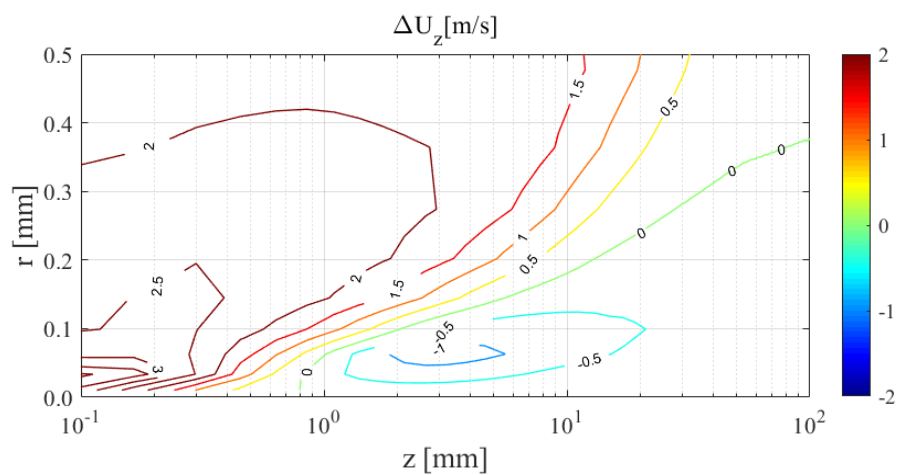
図 2.1.4-12 r-z 面のベースケース（気相速度 50 m/s、壁面熱流束 50 kW/m²、液膜表面速度 0 m/s）との気相温度差（ $\Delta T = T - T_{\text{base}}$ ）分布



(a) 濡れ面速度 2 m/s



(b) 濡れ面速度 5 m/s



(c) 濡れ面速度 10 m/s

図 2.1.4-13 r-z 面のベースケース（気相速度 50 m/s、壁面熱流束 50 kW/m²、液膜表面速度 0 m/s）との流れ方向平均速度差 ($\Delta U_z = U_z - U_{z,base}$) 分布

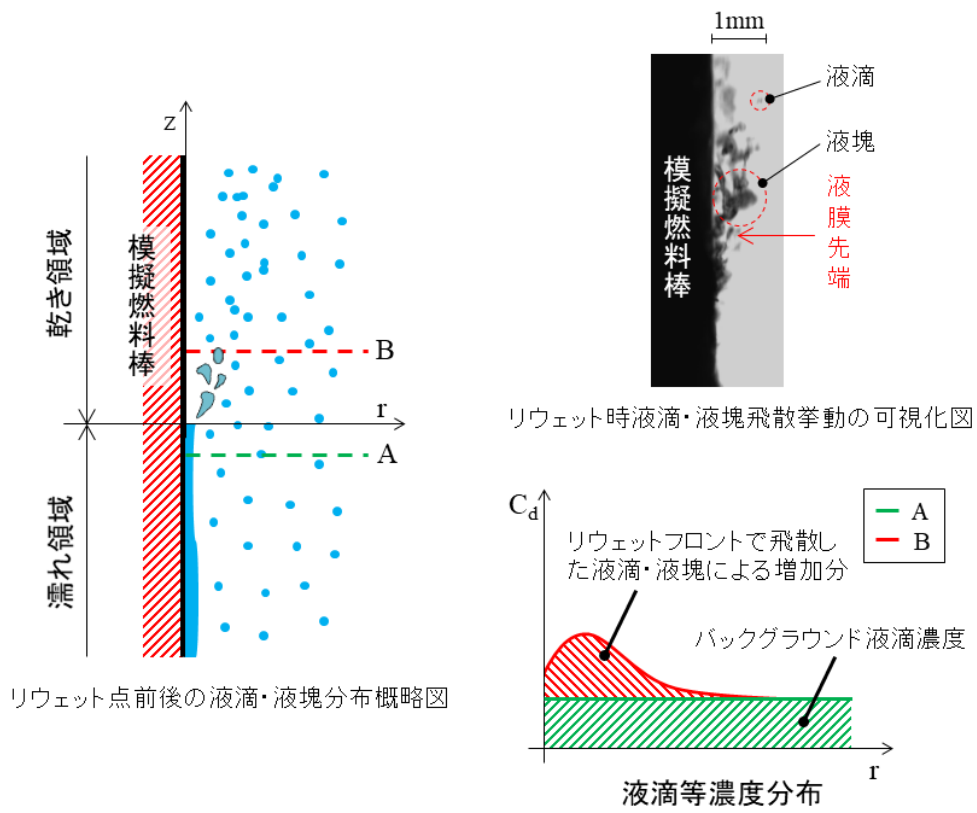
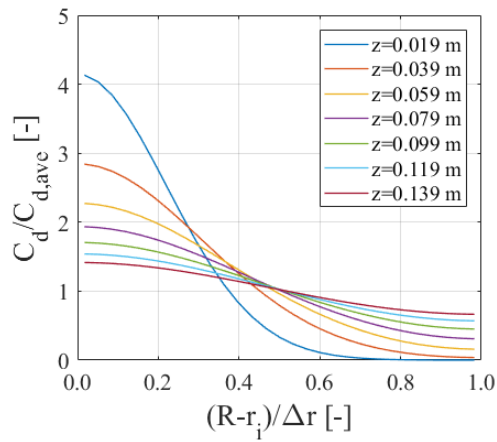
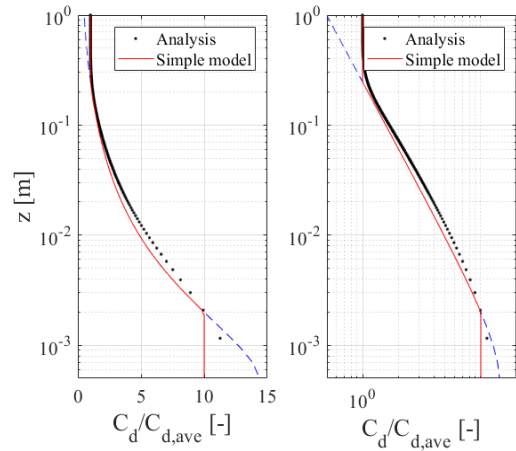


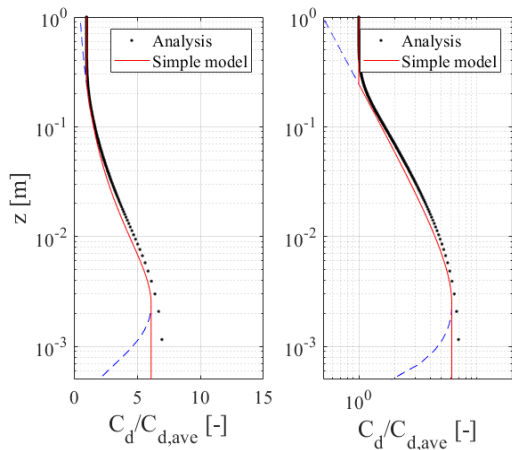
図 2.1.4-14 液滴・液塊濃度の不均一分布による影響



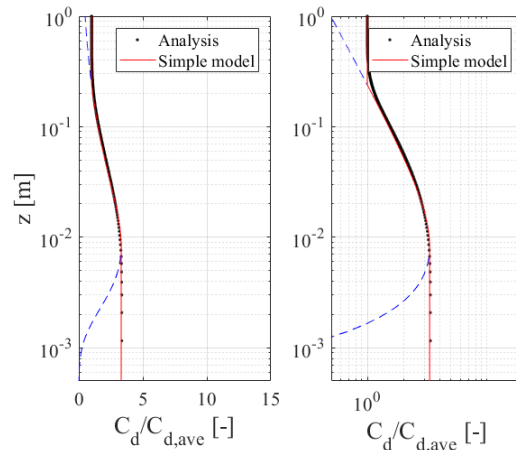
(a) 局所濃度計算結果



(b) 液滴飛散範囲 0.3 mm での計算結果と予測式による予測結果の比較



(c) 液滴飛散範囲 0.5 mm での計算結果と予測式による予測結果の比較



(d) 液滴飛散範囲 1.0 mm での計算結果と予測式による予測結果の比較

図 2.1.4-15 リウエット液膜先端で飛散した液滴の局所濃度の計算結果とモデル式 (2.1.4-16) による予測結果との比較

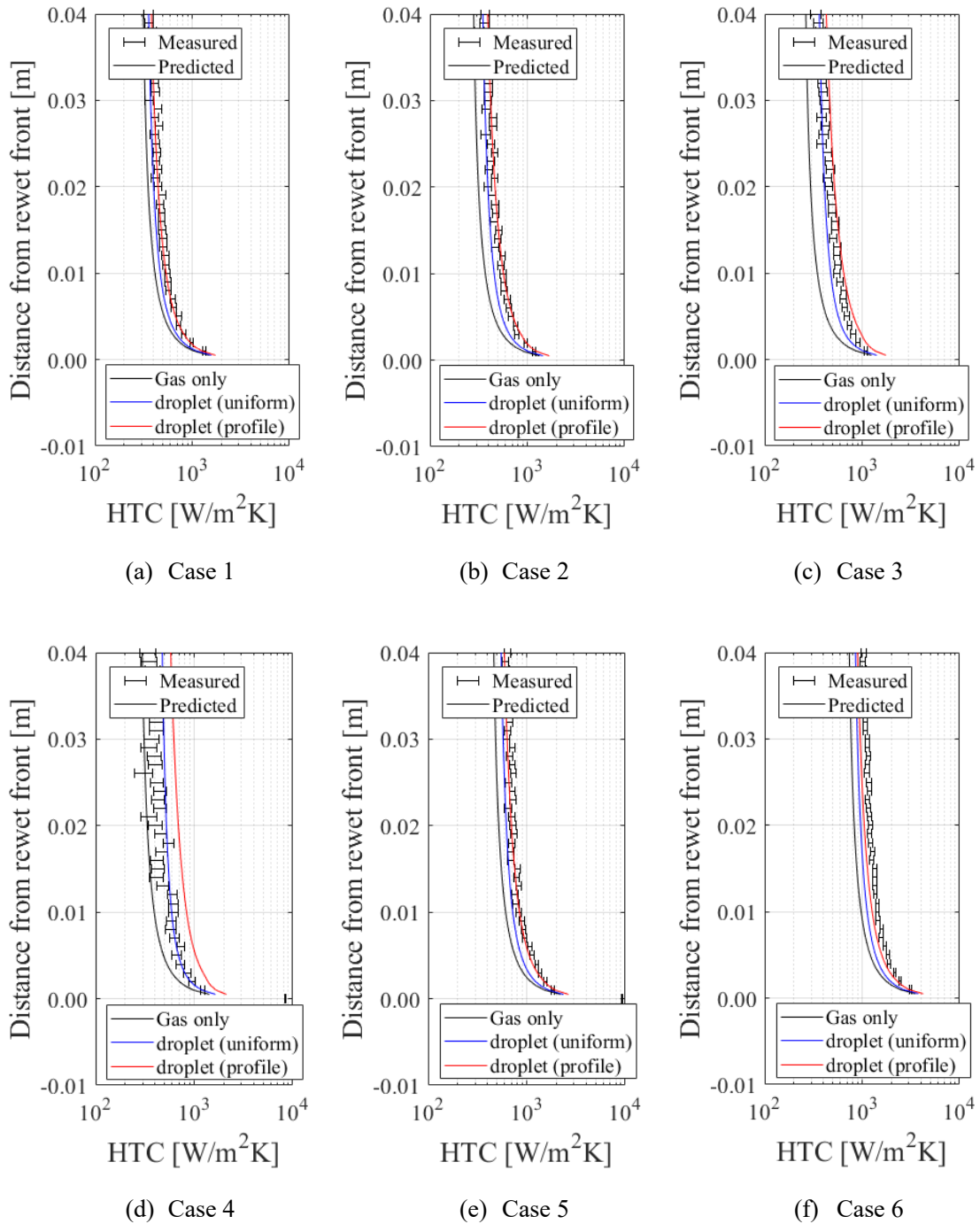
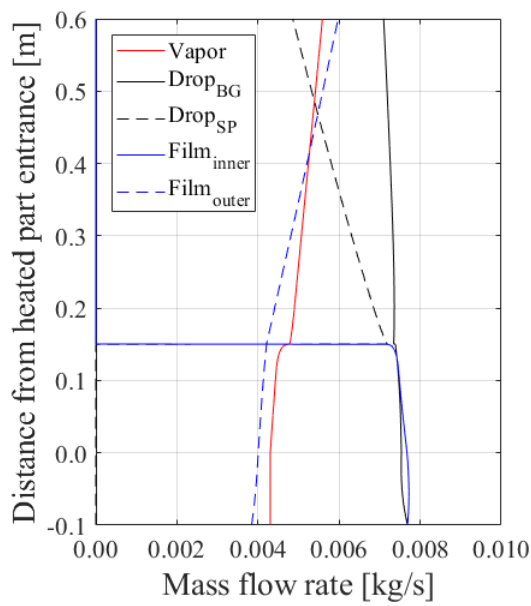
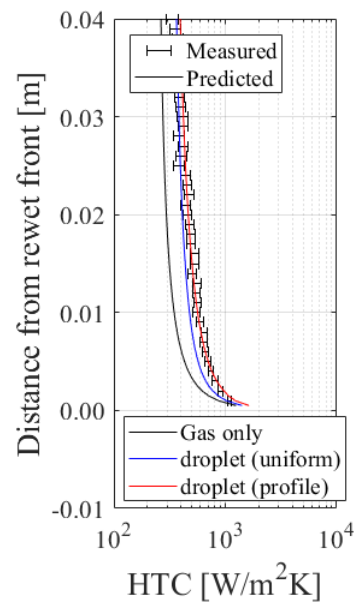


図 2.1.4-16 液膜先端近傍の乾き面熱伝達係数計測結果と予測結果の比較
(液滴等による熱伝達を考慮)



(a) 各相流量



(b) 熱伝達係数比較結果

図 2.1.4-17 初期液相分布を与えた計算結果 Case 3

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

液膜ドライアウトおよびその後の熱伝達について、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、対象の熱伝達現象を再現するため CFD 解析の概要をまとめる。2.1.5.2 節では、本年度実施した①計算安定化を向上させるための圧力の体積平均操作、②熱物性計算の拡充、③液滴-壁面の熱伝達を考慮したモデルの実装についてします。2.1.5.3 節では、試計算として実施した改良した二相流三流動場解析ソルバーによる単管試験体 CFD 解析を示す。

2.1.5.1. 液膜ドライアウト解析に関する基礎式

本節では、ソルバー改良のために参考にした Li&Anglart の論文[1]に基づき、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、液滴の二相流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、 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

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

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。

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

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 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)]	$\dot{m}_{ent} = \text{factor} \times \frac{\mu_l}{D_h}$
	$\text{factor} = 4.47 \times 10^{-7} \left[\text{We}_g \left(\frac{\Delta\rho}{\rho_g} \right)^{0.5} (\text{Re}_{ff} - \text{Re}_{ffc}) \right]^{0.925} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.26}$
	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ったもの)

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

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

(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

$\mathbf{S}_{h,int}^{l \leftrightarrow d}$: 液膜(liquid film)と液相(droplet)間の熱輸送項(エネルギー輸送項)	
$\mathbf{S}_{h,int}^{l \leftrightarrow d} = \mathbf{S}_{h,dep}^{(l)} - \mathbf{S}_{h,ent}^{(l)}$	
deposition による熱輸送	$\mathbf{S}_{h,dep}^{(l)} = \dot{m}_{dep} h_d$

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	$S_{h,evp}^{(l)} = \dot{m}_{evp} L_{lg} = q_w^{(l)}$ ($L_{evp}^{l \leftrightarrow g}$: 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)	$-\delta \nabla_s p_l = -\delta \nabla_s (p_\delta + p_\sigma)$ ($p_l = p_\delta + p_\sigma$)	
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

先行研究 (H. Li & H. Anglart (2016) の論文) では、dryout 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) に関しては、Guo and Mishima モデルを採用している。

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)	$\mathbf{f}_{drag} = -\frac{3}{4} C_D \alpha_d \frac{\rho_g}{d_d} u_{rel} \mathbf{u}_{rel}$	$\mathbf{u}_{rel} = \mathbf{U}_d - \mathbf{U}_g$ 液相と気相の相対速度
抗力係数(Cd 値) (Sciller-Naumman モデルの場合)	$C_D = \begin{cases} 24/Re (1 + 0.15Re^{0.687}) & (Re \leq 1000) \\ 0.44 & (Re > 1000) \end{cases}$	
Favre Average Drag model (turbulent dispersion force)	$\mathbf{f}_{FAD} = -C \frac{v_{t,g}}{\sigma_{TD}} \left(\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_d} \right) \nabla \alpha_g$	

係数 C [kg/(m ³ ・s)] (Burns モデルの場合)	$C = \frac{3}{4} C_D \alpha_d \frac{\rho_g}{d_d} u_{rel}$	(左の C _D は上記の Cd 値を表す)
---	---	----------------------------------

ここで、Re 数は $Re = u_{rel} d_d / \nu_g$ 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、[5]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]	$h = \frac{k_g}{d_p} Nu$
ヌッセルト数 (Renksizbulut-Yuen モデル[6]の場合)	$Nu = (2 + 0.57 Re_M^{1/2} Pr_f^{1/3}) (1 + B_f)^{0.7}$

上記の Re_M , Pr_f , B_f は、 $Re_M = \rho_s u_s d / \mu_f$ 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おり、[1]では Yao and Morel モデル[7]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)	$\phi_{BK} = K_{b1} \frac{\varepsilon^{1/3} \alpha_g (1 - \alpha_g)}{d_s^{11/3}} \frac{1}{1 + K_{b2} (1 - \alpha_g) \sqrt{We/We_{cr}}} \exp\left(-\frac{We_{cr}}{We}\right)$ <p>($K_{b1} = 1.6$, $K_{b2} = 0.42$)</p>	
合体モデル (Yao-Morel model)	$\phi_{CO} = -K_{c1} \frac{\varepsilon^{1/3} \alpha_g^2}{d_s^{11/3}} \frac{1}{g(\alpha_g) + K_{c2} \alpha_g \sqrt{We/We_{cr}}} \exp\left(-K_{c3} \sqrt{\frac{We}{We_{cr}}}\right)$ $g(\alpha_g) = (\alpha_{max}^{1/3} - \alpha_g^{1/3}) / \alpha_{max}^{1/3} \quad (\alpha_{max} = \pi/6 = 0.52)$ <p>($K_{c1} = 2.86$, $K_{c2} = 1.922$, $K_{c3} = 1.017$)</p>	
We 数	$We = \frac{\rho_a u_{rms}^2 d_s}{\sigma}$	$u_{rms} = \sqrt{2}(\varepsilon d_s)^{1/3}$: 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 : $We_{cr} = 1.24$)

なお、本研究で使用する 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

① 計算安定化を向上させるための「圧力（二流体圧）の体積平均操作」

液膜に関する輸送方程式を計算する際、流入境界付近において空間的に大きく変動し、計算が不安定になる傾向が、試算でみられた。そこで、流入境界付近における任意の区間内の圧力に対して、二流体（液滴-蒸気）計算領域の圧力の空間平均値を参照して、液膜の圧力値を決定することで、計算安定化を向上させた。

実装した圧力の空間平均操作およびそのテスト結果

任意の領域内 (V_{sum}) の圧力について、体積平均値を求める機能を実装した。

圧力の体積平均値

$$p = \frac{1}{V_{sum}} \sum_i p_i \cdot V_i^{cell}$$

平均操作を適用する領域の体積

$$V_{sum} = \sum_i V_i^{cell}$$

ここで、 p_i は各セルの圧力値、 V_i^{cell} は各セルの体積を示す。

図 2.1.5-1 に動作確認のための計算領域を示す。二次元矩形領域 ($-0.5 \text{ m} \leq x \leq 0.5 \text{ m}$ 、 $-0.5 \text{ m} \leq y \leq 0.5 \text{ m}$) 内に、圧力の空間平均値を計算する領域 ($-0.25 \text{ m} \leq x \leq 0.25 \text{ m}$ 、 $-0.25 \text{ m} \leq y \leq 0.25 \text{ m}$) を OpenFOAM の topoSet 機能により設定した、動作確認を実施した。なお、この動作確認は、二次元領域上で行うが、3次元の任意形状の領域に対しても適用可能である。図 2.1.5-2 にあるように、2 ケースの圧力分布を初期値として入力した。一つは、平均処理を行う領域の中の圧力が一様分布の場合で、もう一つは、 x 方向に対して圧力が線形に変化している場合である。図 2.1.5-2 の右側にあるように、2つの圧力分布のどちらの場合も、圧力の空間平均値が解析的に分かる値と一致する結果となり、実装した計算機能は正常に動作していることが確認できる。

② 熱物性計算の拡充

本作業では、二流体と液膜の物性値（密度・粘度・比熱・熱伝導率）の温度依存性が考慮できるように、既存の OpenFOAM において、多項式を用いて熱物性の計算機能を実装した。以下に、本作業で実装した各物性値の温度多項式を示す。

比エンタルピー [J/kg]	比熱 [J/kg/K]	密度 [kg/m ³]	粘度 [Pa·s]	熱伝導率 [W/m/K]
$h(T) = \sum_{i=0}^n a_i T^i$	$C_p(T) = \sum_{i=1}^{n-1} i \cdot a_i T^{i-1}$	$\rho(T) = \sum_{i=0}^n a_i T^i$	$\mu(T) = \sum_{i=0}^n a_i T^i$	$k(T) = \sum_{i=0}^n a_i T^i$

比エンタルピーの温度多項式については、直接、上記の多項式の定数項や係数項を与えるのではなく、現行の OpenFOAM の入力ファイルの形式に則って、温度について 1 階微分した) 比熱に関する温度多項式を入力で与え、さらに比エンタルピーの定数項も入力として与えるように、実装を行った。今回は、OpenFOAM の既存の多項式計算機能を用いており、上記の多項式の次数の最大値は $n=7$ となっている。

実装した温度多項式を用いて熱物性の計算機能に関するテスト結果

簡易的に、比エンタルピーが温度の 1 次式に依存するとして、1 次の係数項と定数項を入力として与えた際に、出力される比エンタルピーの値が、設定どおりの温度の関数として計算されていることの動作確認を行った。ここでは、先述の圧力の平均値の動作確認で使用したのと同じ図 2.1.5-1 の 2 次元の計算領域を用いる。温度については、 x 方向に線形的に変化する分布を入力値とする。圧力は、一様に $1.0 \times 10^5 \text{ Pa}$ とし、密度は 10.0 kg/m^3 とする。図 2.1.5-3 にテスト結果を示す。温度の変化に応じて、比エンタルピーも同様の空間変化をしていることが分かる。参考として、現行(既存)の OpenFOAM の温度多項式から計算され

る比エンタルピーの結果も掲載している。明らかに、設定した 1 次式とは異なる値が出力されていることが分かる。図 2.1.5-3 の下図には、セル中心の温度と比エンタルピーの関係を示す。この結果から、セル中心の比エンタルピーの値が、温度の 1 次式より得られる値と一致していることが分かる。以上より、今回、実装した計算機能について、正常に動作していることが確認できる。

③ 液滴-壁面の熱伝達を考慮したモデルの実装

既存の OpenFOAM と昨年度および昨年度の改良では、dryout 判定された後の二流体と壁面との間の熱輸送は、気相と壁面間の熱伝達のみを考慮することになる。実際は dryout 後も空間中に液滴が存在している可能性があるため、壁面温度を高く見積もられる可能性がある。そこで、今年度は dryout 後の二流体と壁面との間の熱輸送として、気相と壁面間だけでなく、液滴(液相)と壁面の間でも熱伝達を考慮できるように改良し、壁面から二流体側へ入る熱流束のうち、気相と液相のそれぞれに分配される量が求められるようにする。また、dry-out 後において上述の液滴と壁面間の熱伝達によって、deposition した液滴が蒸発して、気相へ質量輸送が行われ、加熱面を通過するにつれて徐々に液滴(の体積割合)が減少していく効果を取り入れるために、dry-out 後も液膜と二流体間の相互作用項(deposition, entrainment, evaporation による正味の質量輸送と熱輸送)も取り扱うこととする。図 2.1.5-4 に dryout 後の壁面から気相および液滴への熱輸送の概略図を示す。

二相流用乱流モデルを用いた液滴-壁面間の熱伝達計算の実装

ここでは、OpenFOAM にデフォルトで実装されている二相流用乱流モデルを用いて、液滴と壁面との間の熱伝達を計算する機能を実装した結果について記載する。以下では、二流体(気相・液相)と壁面間の熱伝達を計算する機能の実装内容について述べ、次いで、実装した機能のテスト結果について記述する。

dryout 後の壁面と気相および液相間の熱伝達が考慮できるように、昨年度改良したコードに対して、以下の修正を行った。

- 壁面近傍に設定する液膜計算領域(詳細は後述)に、壁面温度を表す変数を導入する。
- 気相と液相の熱伝達係数を求めるために、二流体計算領域の気相と液相の有効熱伝導率(乱流+層流の熱伝導率)を、液膜計算領域へマッピングする。
- 壁面温度を元に、二流体の気相と液相それぞれに加える熱流束を計算し、これらの計算結果が二流体計算領域で(熱流束指定の境界条件として)利用できるように、熱流束の結果を二流体計算領域へマッピングする。

実装した壁面における熱収支計算機能に関するテスト計算

流体の各相の温度・体積割合・有効熱伝導率と加熱部の熱流束を入力として与え、計算結果

が検算した結果と一致することを確認した。物理量およびメッシュサイズは、以下のように設定した（表 2.1.5-1）。

表 2.1.5-1 物理量およびメッシュサイズ

• 二流体の物理量の設定値				• メッシュサイズ 下図のような矩形状の領域を考え、 一様なセルサイズで分割する。
	温度 [K]	体積割合	有効熱伝導率 [W/m/K]	
気相	560	0.97	1.5	<ul style="list-style-type: none"> • セルサイズ: $\Delta x = 0.6$ [mm] • 壁面からセル中心までの距離: $\Delta_{cell} = 0.3$ [mm]
液相	560	0.03	30.0	

• 加熱部の熱流束: $q_{heat} = 4.2 \times 10^5$ [W/m²/K]

テスト計算に用いる液相の有効熱伝導率、二流体計算領域から液膜計算領域へマッピングさせた結果、および熱収支の計算から求めた壁面温度の結果を、図 2.1.5-5 に示す。次に、図 2.1.5-6 に、液膜計算領域で計算した各相へ加える熱流束の結果と、それを二流体計算領域へマッピングした結果について示している。壁面温度および熱流束の結果より、今回、実装した計算機能について、正常に動作していることが確認できる。

実験相関式を用いた液滴-壁面間の熱伝達計算の実装

dry-out 後の流動状態を考慮して、気相と壁面との間の熱伝達だけでなく、液滴と壁面との間の熱伝達を取り扱うように修正し、気・液相の両方に熱流束が加わる処理を導入しており、上述では、液相の熱伝達係数は、二流体計算(乱流モデル)により得られる有効熱伝導率から求めている。本節では、この有効熱伝導率を使う方法以外に、液滴と壁面との間の接触熱伝達に関する実験相関式を用いて、液相の熱伝達係数を決める方法も、比較対象として採用する（この場合は、液相の計算に乱流モデルは適用しない）。今回は、Bajorek and Young モデルを液滴-壁面間の接触熱伝達の実験相関式（熱伝達係数のモデル式）を用いる。

2.1.5.3. 改良した二相流三流動場解析ソルバーによる単管試験体に関する CFD 解析

本章では、前章に記載した改良された二相流三流動場解析ソルバーを用いて、単管試験体に関する試計算について述べる。

解析条件

図 2.1.5-7 に解析領域を示す。解析では、評価区間である測定部に加えて、流れの安定性を考慮して、上流側と下流側に助走区間・整流区間を設ける。測定部は加熱部として、8kW のパワーで加熱する（8kW を測定部の断面積で割った熱流束を与える）。非加熱部は、断熱条件（勾配ゼロの条件）とする。また、加熱部の取り扱いとして、dry-out する前は、液膜計算において、上記の熱流束をソース項として与え、dry-out した後は、二流体計算において、熱流束を壁面境界条件として与える。このとき、二流体計算では上述のように、dry-out

に伴う境界条件の切り替え機能を用いる。

計算メッシュ

図 2.1.5-8 に、OpenFOAM のメッシュ生成アプリケーションである blockMesh により作成した、計算メッシュを示す。OpenFOAM では、液膜計算用の領域は、3次元の流体計算領域(今回は二流体計算領域)において液膜領域と連成させる面(今回は円筒面)を1層押し出すことによって作成される。(※ここでは、1mm の大きさだけ押し出しを行ったが、液膜計算において、この押し出し距離は計算とは無関係である。)作成した計算メッシュの総数は、152,320 となった。また、分割数やメッシュサイズは、以下のようにになっている。

- 長手方向(z 方向)の分割数は 680 個
z 方向のメッシュサイズ： $\Delta z = 1.0\text{mm}$ で等間隔に分割
- 断面方向(x,y 方向)の分割数は直径方向に 18 個 (周方向に 32 個分割)
xy 面内のメッシュサイズ：平均的に見て $\Delta x = \Delta y \approx 0.678\text{mm}$
(壁面(側面)から第一層目のメッシュの高さ方向のサイズ = 0.57mm)

境界および初期条件

流入条件として与える項目は、二流体計算では気相と液相それぞれの体積割合および、速度と温度であり、液膜計算では液膜の厚み(高さ)と速度、温度となっている。これらに加えて、乱流諸量も指定する必要がある。

表 2.1.5-2 流入条件

項目	値
圧力 [MPa]	7.0
温度 [K] (※)	558.98 K
全流量(全質量流束) [kg/(m ² ・s)]	1074
入口クオリティ	0.58817519
液膜厚み(高さ) [mm]	0.1
スリップ比 (気相と液相(液滴)の速度比)	1.0
液膜の流入速度 [m/s]	0.5

〔※ 温度は、7MPaの飽和温度として、気相・液相(液滴)・液膜ともに同一温度とする〕

表 2.1.5-2 流入条件の流入条件をベースとして、以下の式から、流入条件(二流体の流入速度と体積割合)が決定される(表 2.1.5-3 計算における流入条件決定のための計算式)。

表 2.1.5-3 計算における流入条件決定のための計算式

- ・ 気相・液相・液膜の質量流量と入口クオリティについて

気相の質量流量 [kg/s]	$\dot{M}_g = \rho_g u_g \alpha_g A$
液相(液滴)の質量流量 [kg/s]	$\dot{M}_d = \rho_d u_d \alpha_d A \quad [\alpha_d = 1 - \alpha_g]$
液膜の質量流量 [kg/s]	$\dot{M}_l = \rho_l u_l \delta L$
全流量(全質量流束)	$\dot{m}_{in} = \frac{\dot{M}_{in}}{A} = \frac{\dot{M}_g + \dot{M}_d + \dot{M}_l}{A}$
入口クオリティ	$\chi = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_{in}} = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_g + \dot{M}_d + \dot{M}_l}$
スリップ比 (気・液相の速度比)	$S = u_g / u_d$

〔上式のAとLは、円管の断面積と周長: $A = \pi D^2 / 4$, $L = \pi D$
(Dは円管の直径)〕

- ・ 気相と液相の体積割合と速度について

	体積割合	速度
気相	$\alpha_g = \left(1 + \frac{\rho_g}{\rho_d} S \frac{(1 - \chi) \dot{M}_{in} - \dot{M}_l}{\chi \dot{M}_{in}} \right)^{-1}$	$u_g = \frac{\chi \dot{m}_{in}}{\rho_g \alpha_g}$
液相 (液滴)	$\alpha_d = 1 - \alpha_g$	$u_d = \frac{u_g}{S}$

以上より、具体的には以下のような値を流入条件として与える。

表 2.1.5-4 計算における境界条件

境界条件	体積割合		速度 [m/s]		温度 [K]		圧力 [MPa]
	気相	液相	気相	液相	気相	液相	
流入	0.969248	0.030752	17.8444	17.8444	558.98	558.98	勾配ゼロ
流出	勾配ゼロ		勾配ゼロ		勾配ゼロ		7.0
壁面 (連成面)	勾配ゼロ		non-slip 条件		dry-out 前後で境界条件を切り替える (※)		勾配ゼロ
			dry-out 前: 気相・液膜界面での摩擦項含む				

上記の壁面境界条件は、液膜との連成面になっており、基本的には先述してきた相互作用項(ソース項)を用いるため、液膜が dry-out していなければ、境界条件は勾配ゼロに設定していれば良い。度の境界条件については、上述の dry-out に伴う境界条件の切り替え機能を用いている。この計算機能は、次のようになっている。

- dry-out する前の温度の境界条件：勾配ゼロ（気相と液膜界面での伝熱はソース項として与えている）
- dy-out した後の温度の境界条件：熱流束一定（8kW を加熱面の断面積で割った値 = 4.175×10^5 [W/m²]

乱流量に関する境界条件は、表 2.1.5-5 乱流量に関する境界条件のように設定した。

表 2.1.5-5 乱流量に関する境界条件

境界条件	乱流エネルギー k [m ² /s ²]		乱流エネルギー比散逸率 ω [1/s]	
	気相	液相	気相	液相
流入	1.0	1.0	300	300
	(上記の値は intensity が 5%相当)		(上記の値は渦スケールが円管直径の 1/4 相当)	
流出	勾配ゼロ		勾配ゼロ	
壁面(連成面)	壁関数 (kqRWallFunction)		壁関数 (omegaWallFunction)	

流入面の乱流エネルギー k と比散逸率 ω は、次の式のように近似的に求めた(四捨五入した値を採用)。

• 乱流エネルギー： $k = (3/2) \cdot U_t^2$, $U_t = 0.05U_{in} = 0.05 \times 17.8444$

乱流エネルギー比散逸率： $\omega = \sqrt{k} / (C_\mu^{0.25} \cdot l)$, $l = D/2 = 12.2 \times 10^{-3} / 2$, $(C_\mu = 0.09)$

乱流粘性係数 ν_t は、流入・流境界条件は「calculated」を用い、壁面境界条件は壁関数「nutkWallFunction」を採用している。渦(乱流)熱拡散係数 α_t は、流入・流境界条件は「calculated」を用い、壁関数に Jayatilleke モデルおよび、「alphatWallFunction」を採用する。さらに、表 2.1.5-6 液膜に関する境界条件に、液膜の境界条件を示す。

表 2.1.5-6 液膜に関する境界条件

境界条件	速度 [m/s]	温度 [K]	厚み(高さ) [mm]
流入	0.5	558.98	0.1
流出	勾配ゼロ	勾配ゼロ	勾配ゼロ
連成面(壁面)	non-slip 条件	勾配ゼロ	勾配ゼロ

初期条件に関して、上述の流入条件と同じ値を、計算領域に一様に分布させて計算させる。

加熱条件の時間変化について

計算を安定化させるために、初期時刻から測定部を加熱させずに、まずは計算領域全体を断熱条件で計算を実行し、流れ場がある程度安定した後、測定部を加熱するような計算を行う。本解析では、時刻 0 秒から 0.3 秒までは断熱状態で、0.3 秒から 0.5 秒まで指定の熱流束になるまで線形に出力を上げ、0.5 秒以降は指定の熱流束で加熱させる。

液膜と二流体間の相互作用領域について

本解析では、計算の安定性を考慮して、流入直後から液膜と二流体を相互作用させず、二つの流れをデカップリングさせた状態で進展させ、流入部からある程度下流から相互作用を開始する。ここでは、助走区間(流入区間)の半分の 30mm まではデカップリングさせ、それ以降では相互作用をさせる。(また、今回は、流出区間である整流区間の後半の半分についてもデカップリングさせている)

物性値について

本解析では、上述の新たに実装した機能である温度多項式による物性値を用いた解析を実施した。

解析ケース

表 2.1.5-7 解析ケースに本報告書に記載する解析ケースを示す。Case1 と Case2 を比較することで空間中の液滴の効果を示す。また、Case2 と Case3 の比較により乱流モデルによる結果の違いを確認する。また、Case1 と Case4 の比較により接触熱伝達の影響を示す。

表 2.1.5-7 解析ケース

ケース	モデル
Case 1	乱流モデル：k- ω SST 気相への熱伝達のみ考慮
Case 2	乱流モデル：k- ω SST 二相への熱伝達を考慮
Case 3	乱流モデル：標準k- ϵ 二相への熱伝達を考慮
Case 4	乱流モデル：k- ω SST 液相への熱伝達は接触熱伝達のみ

解析結果

図 2.1.5-9 に壁面温度の流れ方向分布を示す。実験では、加熱が開始される $z=1200$ mm 付近で、ドライアウトにより壁面温度が急上昇していることが分かる。さらに、 $z=500$ mm でさらに急激な上昇がみられる。これは、空間中の液滴が蒸発し、蒸気単相に遷移したためと

考えられる。Case1 では、加熱開始直後に、およそ 700 K まで壁面温度が上昇し、実験結果と大きく乖離している。一方、液滴への熱伝達を考慮した Case2 と Case3 の結果は $z=120$ mm~500 mm までは、比較的实验結果に近い値と示している。また、Case2 と Case3 では、標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた Case3 のほうが壁面温度は小さいことが分かる。これは、昨年度の蒸気単相での CFD 解析でも標準 $k-\epsilon$ モデルによる熱伝達率の予測は、SST $k-\omega$ のそれより大きくなることが示されているので、妥当な結果といえる。また、Case2 と Case3 の壁面温度の差は 10 K 程度である。Case4 は、液滴の接触熱伝達の影響で、Case1 よりも 20 K 程度小さくなっている。

図 2.1.5-10 に Case2 での液滴の $z=100, 150, 300, 500, 600$ mm での液滴体積分率の径方向分布を示す。加熱前および加熱直直後 ($z=100$ および 150 mm) は壁面近傍での液滴分率が大きく、 $z=300$ m ではそれが中心部へシフトしていることが分かる。 $Z=500$ 、中心部の液滴分率が大きくなっており、 $z=600$ mm では、液滴は全体的に減少している。しかしながら、全解析領域内で蒸気単相への遷移は予測されなかった。これが、実験で見られたような $z=500$ mm 移行の温度上昇を予測できなかった原因と考えられる。

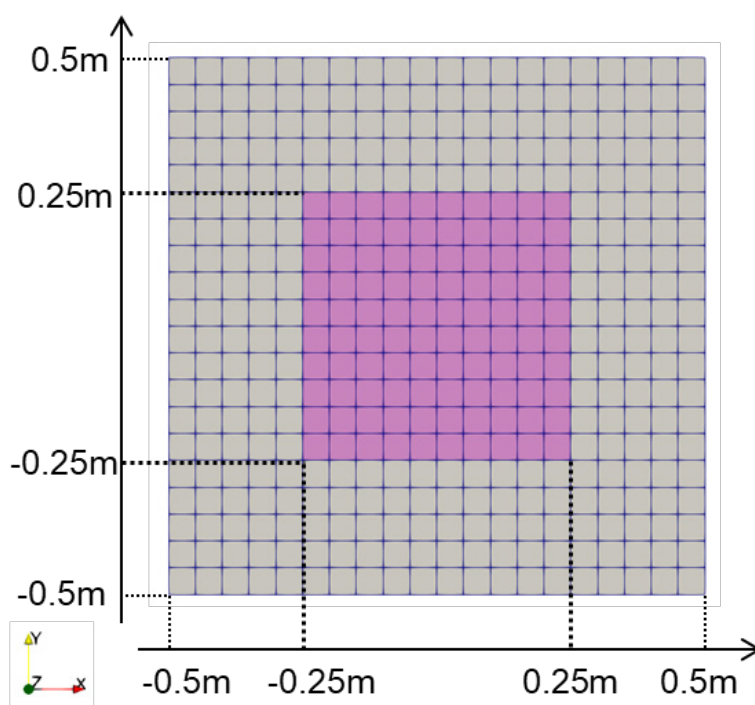


図 2.1.5-1 圧力平均操作および熱物性拡張機能の動作確認領域

	圧力分布	圧力の空間平均値の結果	液膜領域へマッピングする変数
圧力分布・パターン①	<p>平均を取る領域の圧力が$2E+5$[Pa]で一様な分布</p> <ul style="list-style-type: none"> 平均を取る領域の圧力:2.0×10^5[Pa]で一定。 その他の領域の圧力:1.0×10^5[Pa]で一定。 	<pre>foamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; location "p"; object PaveForMapp; } // ***** dimensions [1 -1 -2 0 0 0]; internalField uniform 200000; boundaryField { xlnInFace { type zeroGradient; } }</pre> <p>圧力平均値 = 2.0×10^5[Pa]</p>	<p>圧力の空間平均値 $p=2.0 \times 10^5$[Pa]を一様な分布として持つ変数 ⇒ 液膜領域へマッピングする変数として活用</p>
圧力分布・パターン②	<p>圧力がx方向に線形に変化する(勾配一定)の分布</p> <p>$x_0 = -0.5$ [m] $x_1 = 0.5$ [m] $p_0 = 2.0 \times 10^5$ [Pa] $p_1 = 1.0 \times 10^5$ [Pa]</p> $p(x) = \frac{p_1 - p_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) + p_0$	<pre>foamFile { version 2.0; format ascii; class volScalarField; location "p"; object PaveForMapp; } // ***** dimensions [1 -1 -2 0 0 0]; internalField uniform 150000; boundaryField { xlnInFace { type zeroGradient; } }</pre> <p>圧力平均値 = 1.5×10^5[Pa] (解析的な値(理論値)と一致)</p>	<p>圧力の空間平均値 $p=1.5 \times 10^5$[Pa]を一様な分布として持つ変数 ⇒ 液膜領域へマッピングする変数として活用</p> <p>・ x方向の圧力平均値(理論値)</p> $\bar{p} = \frac{1}{x_b - x_a} \int_{x_a}^{x_b} p(x) dx \quad \left(\begin{array}{l} x_a = -0.25 \text{ [m]} \\ x_b = 0.25 \text{ [m]} \end{array} \right)$

図 2.1.5-2 圧力平均操作機能の動作確認結果

温度分布	比エンタルピーの結果	【参考】: 現行の比エンタルピーの結果
<p>温度: x方向に線形の分布</p> <p>$x_0 = -0.5$ [m] $x_1 = 0.5$ [m] $T_0 = 300$ [K] $T_1 = 500$ [K]</p> $T(x) = \frac{T_1 - T_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) + T_0$	<p>比エンタルピー: 温度の1次式</p> $h(T) = a_1 \cdot T + a_0$ <p>($a_1 = 2.0$, $a_0 = 100.0$)</p>	<p>左記と同じ1次式(ただし比熱で与えるので、項a_1)を入力で与えているが、前頁に記載したように、定数項にp/ρが含まれる影響で、設定したい物性値にならない。</p>

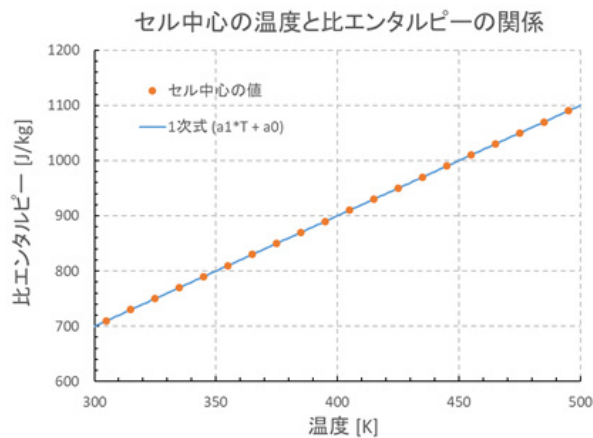
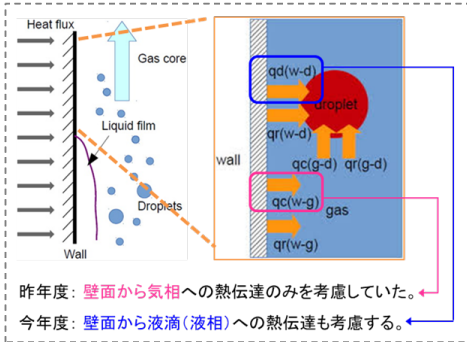


図 2.1.5-3 熱物性機能拡張の動作確認結果

● dry-out後の壁面から二流体への熱輸送について



● 壁面における気・液相の熱伝達と熱収支

壁面における熱収支	$q_{heat} = q_{wg} + q_{wd}$	壁面温度を決める式
壁面と気相との間の熱伝達	$q_{wg} = h_g^{BDY} (T_w - T_g^{cell})$	
壁面と液相との間の熱伝達	$q_{wd} = h_d^{BDY} (T_w - T_d^{cell})$	

(T_w : 壁面温度、 T_g^{cell} , T_d^{cell} : 気相・液相の壁面に隣接するセル中心の温度)
 (q_{heat} : 加熱部における熱流束)

● 熱伝達率と有効熱伝導率の関係

$$h_j^{BDY} = \alpha_j \frac{k_{eff,j}}{\Delta_{cell}} \quad (k_{eff} = k_t + k) \quad \left(\begin{array}{l} k_t: \text{乱流熱伝導率}, \alpha: \text{体積割合} \\ \Delta_{cell}: \text{壁面からセル中心までの距離} \end{array} \right) [j = g, d]$$

気相と液相の熱伝達率は、上記のようにして求められる。

図 2.1.5-4 dryout 後の壁面から気相および液滴への熱輸送の概略図 [1]

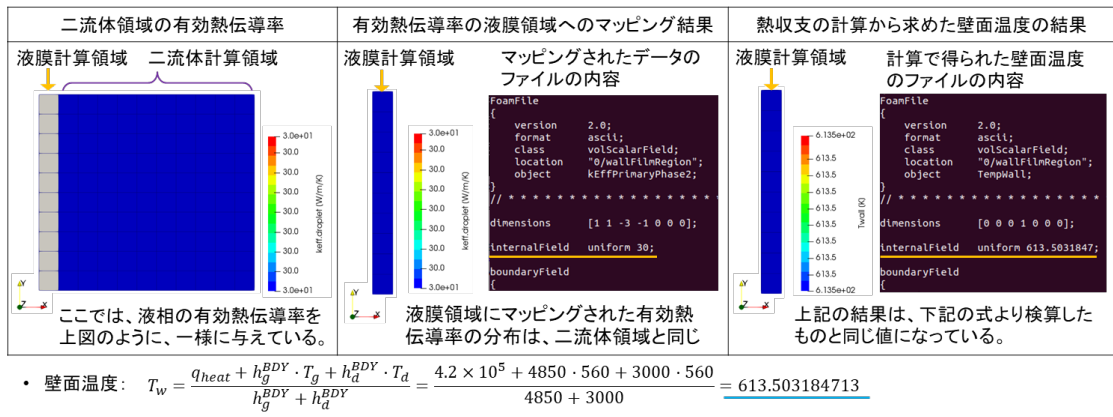
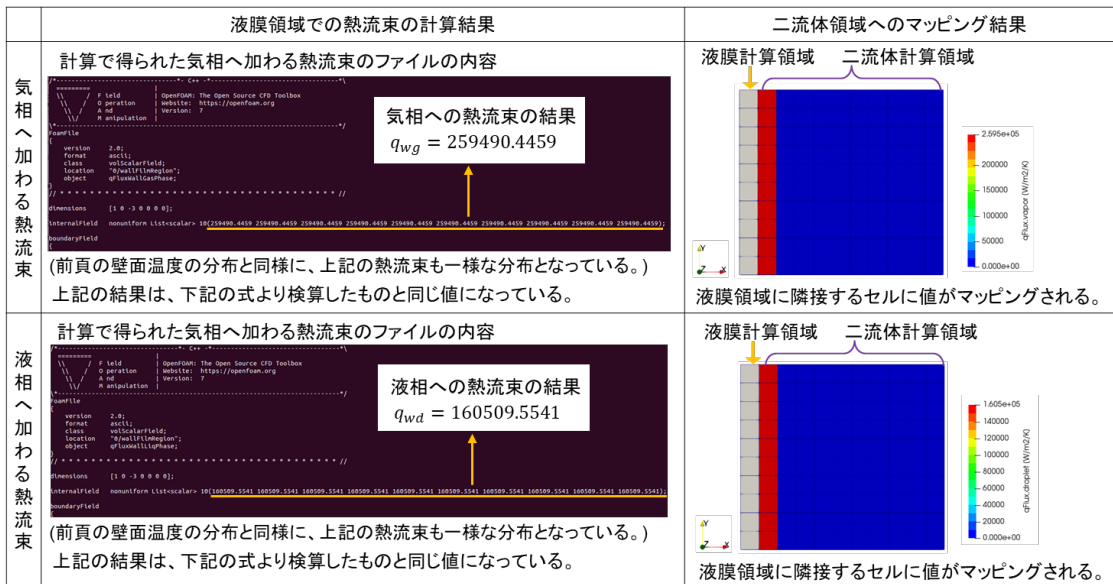


図 2.1.5-5 液相の有効熱伝導率、二流体計算領域から液膜計算領域へマッピングさせた結果、および熱収支の計算から求めた壁面温度の結果

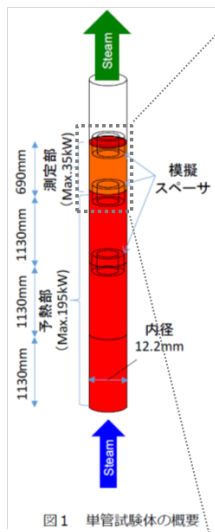


• 気相へ加わる熱流束: $q_{wg} = h_g^{BDY}(T_w - T_g^{cell}) = 4850 \cdot (613.503184713 - 560) = 259490.445858$

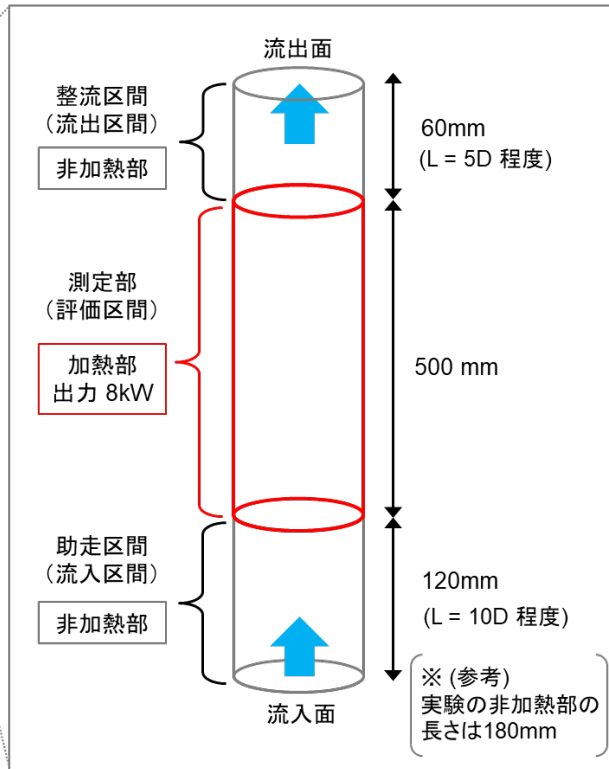
• 液相へ加わる熱流束: $q_{wd} = h_d^{BDY}(T_w - T_d^{cell}) = 3000 \cdot (613.503184713 - 560) = 160509.554139$

図 2.1.5-6 液膜計算領域で計算した各相へ加える熱流束の結果と、それを二流体計算領域へマッピングした結果

● 解析対象・イメージ図



● 計算領域(測定部および流入出区間)について



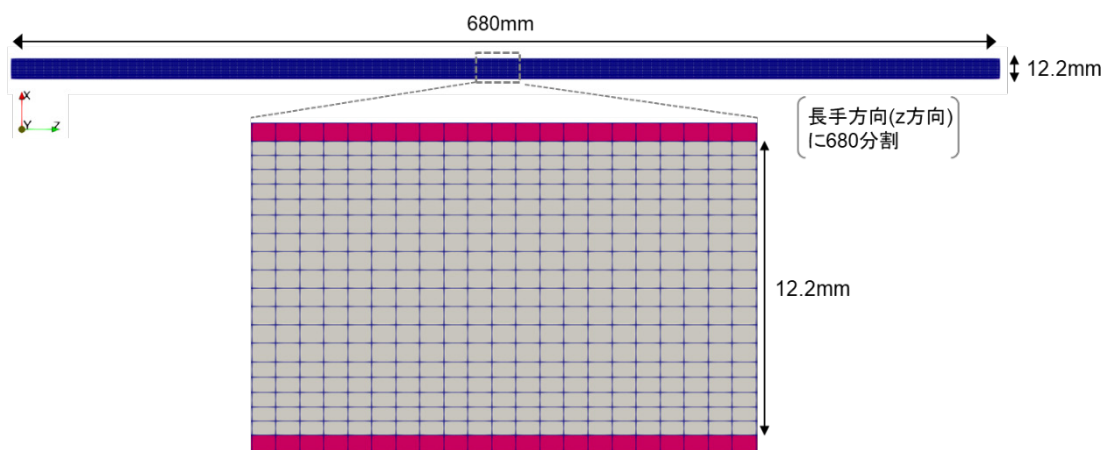
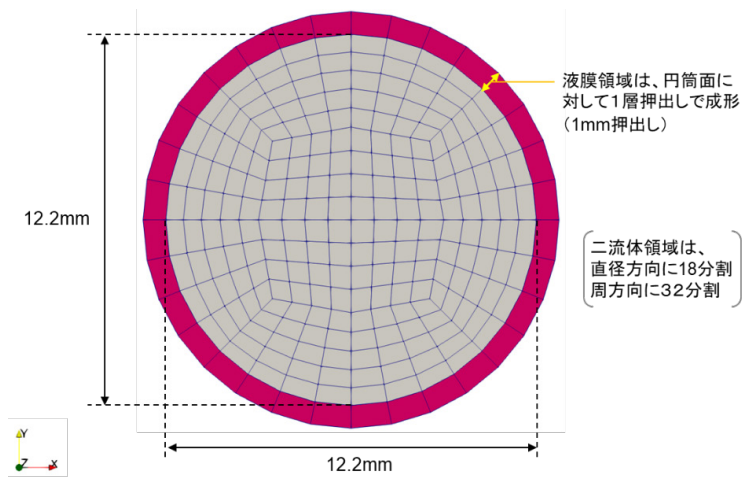
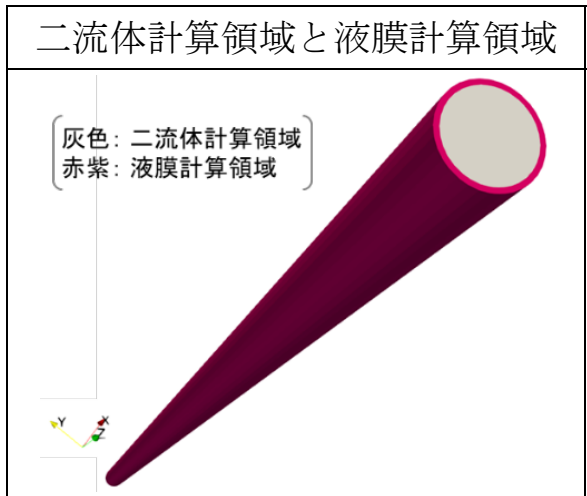


図 2.1.5-8 解析メッシュ

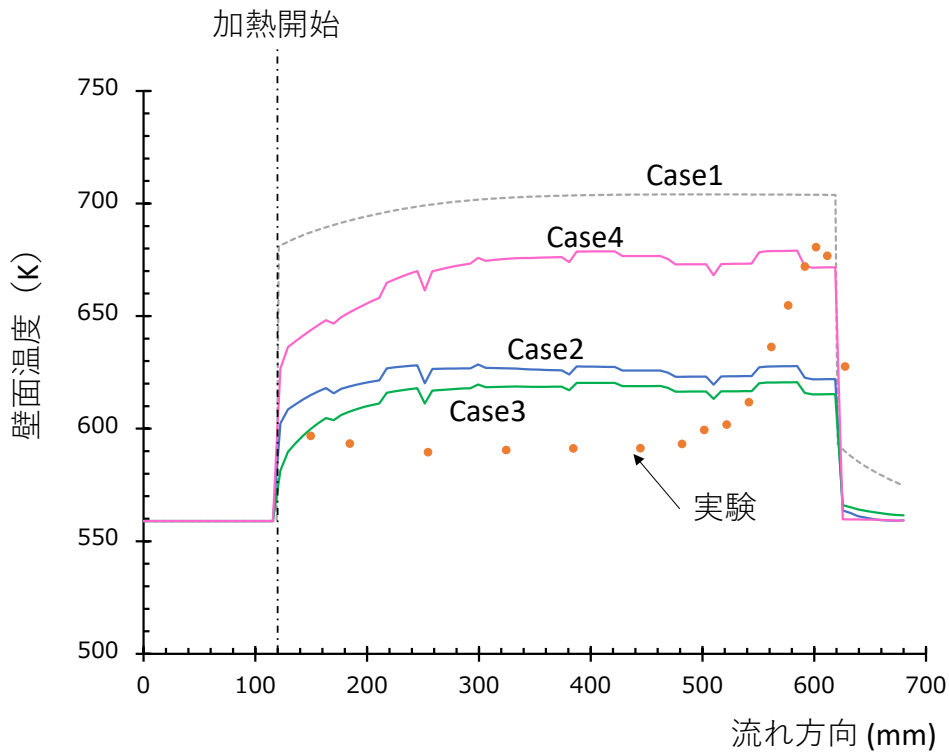


図 2.1.5-9 CFD 解析結果 壁面温度の流れ方向変化

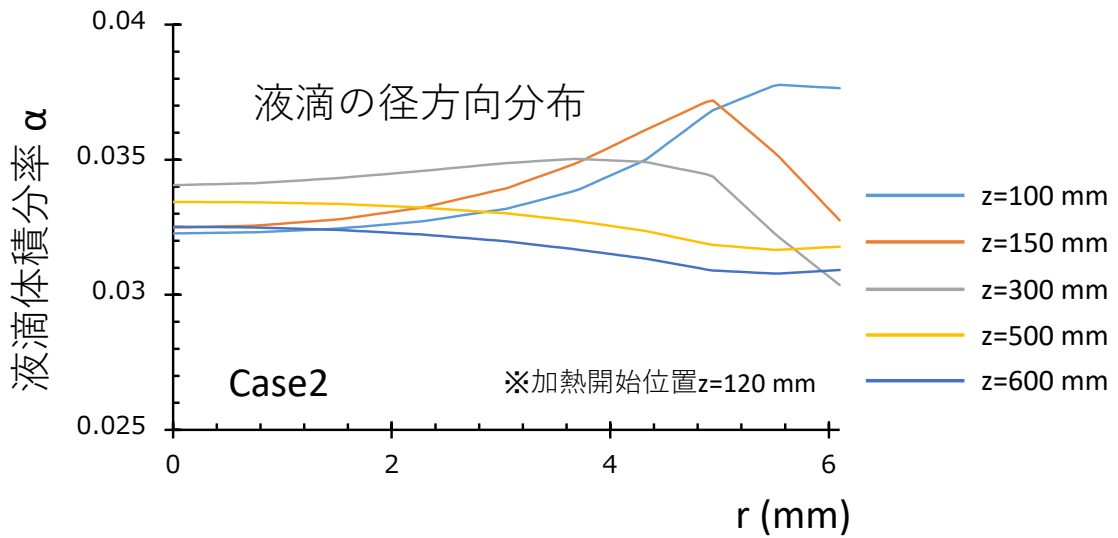


図 2.1.5-10 解析結果 Case2 での液滴の径方向分布

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システム全体の熱水力応答や炉心損傷防止のための回復操作の有効性等を検討する。

本年度は、蒸気発生器(SG)伝熱管複数本破断に係るシリーズ実験として、SG 伝熱管複数本破断に主蒸気管破断が重畳し、かつ、高圧注入系の単一故障を仮定した条件での実験を実施する。SG 伝熱管複数本破断事故は、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、主蒸気管破断時の SG 伝熱管複数本破断事故からの回復操作を模擬した非定常実験を実施する。

また、補助給水系の不作動と高圧注入系の単一故障を仮定した場合における、高圧注入系からの冷却材注入と加圧器逃し弁の開放による一次系フィード・アンド・ブリード運転を伴う給水喪失実験を実施する。二次冷却系からの除熱機能喪失事象として加圧器挙動が影響する多重故障事象時の運転員操作を検討する際、関連実験が少なく、従来知見が不十分である。そこで、LSTF を用いて、給水喪失時の一次系フィード・アンド・ブリード運転を模擬した非定常実験を実施する。

2.2.1. 蒸気発生器伝熱管複数本破断に主蒸気管破断が重畳した実験

過去の ROSA-IV 及び ROSA-V 計画において、SG 伝熱管複数本破断事故に関する 5 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]、SB-SG-18[6])を実施している。中でも、SB-SG-16、-17、-18 実験は、平成 29~31 年度の受託事業の枠組みで実施している。また、OECD/NEAROSA-2 プロジェクトにおいて、蒸気発生器伝熱管 1 本破断に主蒸気管破断を重畳した条件での実験(実験番号: SB-SG-14[7])と主蒸気管は破断しない条件での実験(実験番号: SB-SG-15[7,8])を各々実施した。

- ◇ SB-SG-02 実験(1989 年)では、高圧注入系と補助給水系の不作動を仮定した SG 伝熱管複数本破断事故時における回復操作の影響に着目した。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。また、炉心クエンチ確認後、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行うことで、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、SG 伝熱管複数本破断事故時における高圧注入系作動による低温側配管と高温側配管への冷却材注入の影響に着目した。高圧注入系作動時、両ループの高温側配管には温度成層が観察された。また、健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や両ループの SG 二次側への補助給水に加えて、加圧器逃し弁開放による一次系減圧を行うことで、一次系圧力と破断ループ(ループ B)の SG 二次側圧力がほぼ等しくなることを確認した。なお、実験中に炉心が露出しないことを確認した。

- ◇ SB-SG-14 実験(2010年)では、SG 伝熱管 1 本破断事故と主蒸気管破断が同時発生時における回復操作の影響に着目した。高圧注入系作動による低温側配管への冷却材注入と健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や両ループの SG 二次側への補助給水により、高温側配管と低温側配管がほぼ満水に維持されたため、一次系圧力が下げ止まることを確認した。高圧注入系作動時、健全ループ(ループ A)の低温側配管には温度成層が観察された。また、高圧注入系流量の削減により、一次系圧力は大きく低下することを確認した。なお、実験中に炉心が露出しないことを確認した。
- ◇ SB-SG-15 実験(2010年)では、SG 伝熱管 1 本破断事故時における回復操作の影響に着目した。高圧注入系作動時、破断ループ(ループ B)の低温側配管には温度成層が観察された。健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧や両ループの SG 二次側への補助給水後、加圧器補助スプレイによる一次系減圧を行い、高圧注入系を停止することで、一次系圧力と破断ループ(ループ B)の SG 二次側圧力がほぼ等しくなることを確認した。なお、実験中に炉心が露出しないことを確認した。
- ◇ SB-SG-16 実験(2017年)では、高圧注入系の不作動を仮定した SG 伝熱管複数本破断事故時における回復操作の影響に着目した。健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧により、一次系圧力と破断ループ(ループ B)の SG 二次側圧力がほぼ等しくなることを確認した。その後、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を行い、蓄圧注入系が作動することを確認した。なお、実験中に炉心が露出しないことを確認した。
- ◇ SB-SG-17 実験(2018年)では、高圧注入系の単一故障を仮定した SG 伝熱管複数本破断事故時における回復操作の影響に着目した。高圧注入系作動時、破断ループ(ループ B)の低温側配管には温度成層が観察された。健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧により、一次系圧力と破断ループ(ループ B)の SG 二次側圧力がほぼ等しくなることを確認した。その後、加圧器逃し弁を開放し、一次系減圧に与える影響を確認した。なお、実験中に炉心が露出しないことを確認した。
- ◇ SB-SG-18 実験(2019年)では、高圧注入系と補助給水系の不作動を仮定した SG 伝熱管複数本破断事故時における炉心露出の可能性と回復操作の影響に着目した。健全ループ(ループ A)の SG 二次側減圧により、一次系圧力と破断ループ(ループ B)の SG 二次側圧力がほぼ等しくなることを確認した。その後、加圧器逃し弁を開放したが、両ループの SG 二次側水位喪失に伴い、炉心露出が生じることを確認した。炉心出口温度が 623K に到達した時点での高圧注入系手動作動による低温側配管への冷却材注入により、炉心のクエンチを確認した。

本年度は、SB-SG-19 実験として、過去の SB-SG-16、-17、-18 実験で実施した SG 伝熱管複数本破断に加え、主蒸気管破断も重畳した条件で実験を行う。SB-SG-19 実験の主な初期条件は以下の通りである。初期条件に設定後、主蒸気管用破断ユニットの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 10MW 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 15.5MPa、7.3MPa とする。
- 高温側配管と低温側配管の流体温度は、それぞれ 598K、562K とする。
- 一次系ループ流量は 25kg/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 7.2m (加圧器全容積の 65%相当)、10.3m (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 2.7kg/s、主給水温度は 495K とする。

SB-SG-19 実験の主な仮定と条件は、以下の通りである。

- SB-SG-14 実験と同様、蓄圧注入系の不作動を仮定する。
- 時刻ゼロで主蒸気管用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。図 2.2.1-1 に、SG 二次側と破断ループ(ループ B)の SG 主蒸気隔離弁の上流側に位置する破断ユニットの系統図を示す。破断ユニットにおける破断口は、1990 年に実施した主蒸気管破断事故実験(実験番号:SB-SL-01[9])と同様、主蒸気管 1 本(1/48 体積比)の 12%の面積に相当する内径 31.9mm のオリフィスを用いる。
- 主蒸気管破断に従って SG 二次側水位を喪失後、SG 伝熱管が加熱し、複数本破断が発生する可能性がある。そのため、破断ループ(ループ B)の SG 二次側水位を喪失した時点で、図 2.2.1-2 に示す、破断ユニットの破断弁を開にすることにより、SG 伝熱管複数本破断を開始する。ここで、破断ユニットは、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ている。破断ユニットにおける破断口は、SB-SG-02、-10、-16、-17 及び-18 実験と同様、SG 伝熱管 6 本ギロチン破断(1/48 体積比)を模擬するため、内径 10.1mm のオリフィスを用いる(図 2.2.1-2)。
- SB-SL-01 実験と同様、時刻ゼロで SG 主蒸気止め弁の閉止、主給水の停止、主蒸気隔離弁の閉止を行う。
- 破断ループ(ループ B)の SG 二次側圧力が 4.24MPa に低下した時点で、スクラム信号及び安全注入設備作動(SI)信号を発信する。
- SG 逃し弁の開/閉圧力は 8.03/7.82MPa である。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。
- スクラム信号発信後の一次系冷却材ポンプの回転数と炉心出力は、SB-SG-14 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。
- SB-SG-14 実験と同様、SI 信号発信から 30 分後、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。
- SB-SG-14 実験と同様、健全ループ(ループ A)の SG 逃し弁の開放による二次側減

圧の開始と同時に、健全ループ(ループ A)の補助給水系を作動して健全ループ(ループ A)の SG 二次側への注水を開始し、実験終了まで継続する。一方、SG 伝熱管複数本破断開始後速やかに、破断ループ(ループ B)の補助給水系を作動して破断ループ(ループ B)の SG 二次側への注水を開始し、実験終了まで継続する。両ループともに、補助給水流量は1ループ当り 0.6kg/s、補助給水温度は 310K とする。

- 炉心冷却の観点でより厳しい条件として、高圧注入系の単一故障を仮定する。すなわち、SB-SG-14 実験の様な高圧注入系に故障が無い場合と比べて、同じ一次系圧力における高圧注入系の流量は半分とする。なお、SB-SG-14 実験と同様、一次系圧力が 12.27MPa に低下した時点で、高圧注入系を作動して両ループの低温側配管へ均等に注水を開始し、実験終了まで継続する。高圧注入系の注水温度は 310K とする。
- 一次系圧力が 1MPa を下回るまで低下することを確認し、炉心出力をゼロにする。その後、主蒸気管用破断ユニットの破断弁を閉止するとともに、主蒸気配管用破断ユニットと破断ループ(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閉止して実験を終了する。

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	60	3.538	400	2.000	2000	1.238
18	10	80	3.042	500	1.913	3000	1.096
20	8.150	100	2.763	600	1.832	5000	0.936
30	5.366	150	2.423	800	1.577		
40	4.504	200	2.263	1000	1.487		
50	3.906	300	2.079	1500	1.342		

表 2.2.1-3 に SB-SG-19 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 2.2.1-3～図 2.2.1-18 に時系列で他の主な結果を 0～4000 秒でグラフ表示する。SB-SG-19 実験で観察された主な熱水力挙動を以下にまとめる。

主蒸気管破断開始直後、ループ B の SG 二次側圧力は低下し始めた(図 2.2.1-11)。420 秒に 4.24MPa まで低下し、スクラム信号及び SI 信号が発信した。ここで、主蒸気管用破断オリフィス近くのベンチュリー流量計で計測した主蒸気管破断流量は、破断開始直後約 7kg/s であった。炉心出力は事前に定めた出力曲線に従い、440 秒から減衰を開始した(図 2.2.1-3)。また、両ループの一次系冷却材ポンプの回転数は事前に定めた回転数曲線に従い、422 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た(図 2.2.1-4)。672 秒に一次系冷却材ポンプを停止した。主蒸気管破断開始直後、SG 主蒸気止め弁の閉止により、ループ A の SG 二次側圧力は上昇した。しかし、約 30～790 秒において、ループ A の SG 逃し弁の周期的開閉により(図 2.2.1-8)、ループ A の SG 二次側圧力は約 8MPa に維持された。主蒸気管破断開始直後、一次系圧力は加圧器水位とともに一旦低下した(図 2.2.1-5)。しかし、340 秒にループ B の SG 二次側水位が約 3m を下回ると(図 2.2.1-10)、SG 除熱能力は低下し、一次系圧力は加圧器水位とともに徐々に上昇し、15.8MPa まで到達した。440 秒に炉心出力の減衰とともに一次系圧力は低下した。600 秒にループ B の SG 二次側水位を喪失し(図 2.2.1-10)、610 秒に SG 伝熱管複数本破断が開始すると、一次系圧力は大きく低下し、ループ B の SG 二次側圧力は上昇に転じた。また、加圧器水位は単調に低下し、690 秒までに加圧器水位を喪失した。加圧器水位喪失直後、加圧器内の蒸気が高温側配管に進入した。ここで、図 2.2.1-2 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 SG 伝熱管破断流量は、破断開始直後約 6kg/s であった。670 秒に一次系圧力が 12.27MPa に低下し、両ループの高圧注入系が作動した。ここで、図 2.2.1-12 の高圧注入系の流量は作動期間(両矢印で示す)に限り正しく指示されている。しかし、SB-SG-14 実験の様な高圧注入系に故障が無い場合と比べて、同じ一次系圧力における高圧注入系の流量は半分になる。高圧注入系の故障条件や SG 伝熱管の破断サイズの影響を受けながら、約 700 秒と約 820 秒でそれぞれ両ループの高温側配管と低温側配管に水位が形成された(図 2.2.1-6 と図 2.2.1-7)。高圧注入系の全作動と SG 伝熱管 1 本破断を仮定した SB-SG-14 実験と異なり、高温側配管と低温側配管がほぼ満水に維持されなかったため、一次系圧力の下げ止まりは生じなかった。一次系圧力は約 960 秒でループ A の SG 二次側圧力を下回り、その後も低下し続けた。また、約 1130 秒で両ループの高温側配管と低温側配管の水位は再び低下し始めた。ループ A とループ B の高温側配管水位は、加圧器からの冷却材の影響を受けながら、わずかなループ間の高圧注入系の流量差により、それぞれ配管内径高さの約 4/7、約 2/5 まで低下した。約 1250 秒以降、ループ B の SG 二次側圧力は、一次系圧力とともに低下した。一方、2230 秒でループ A の SG 逃し弁の開放により(図 2.2.1-8)、ループ A の SG 二次

側圧力は大きく低下した。しかし、ループ A の SG 逃し弁を開放した時点で、一次系圧力は十分低かった。そのため、ループ A の SG 逃し弁の開放が一次系減圧に与える効果は殆ど無かった。約 3400 秒以降、一次系圧力とループ A の SG 二次側圧力はほぼ等しくなり、何れの圧力も 1MPa を下回った。一次系圧力とループ A の SG 二次側圧力がほぼ等しかった直後、両ループの高温側配管と低温側配管で一時的に大きな水位変化が生じた(図 2.2.1-6 と図 2.2.1-7)。

主蒸気管破断開始直後、ループ B の SG 二次側水位は低下し始め、約 600 秒までに SG 二次側水位を喪失した(図 2.2.1-10)。SG 二次側水位喪失後まもなく、ループ B の SG 二次側への補助給水により、ループ B の SG 二次側水位は回復し、4000 秒で 11m に到達した(図 2.2.1-10)。ここで、図 2.2.1-9 の補助給水系の流量は作動期間(両矢印で示す)に限り正しく指示されている。一方、約 30~790 秒において、ループ A の SG 逃し弁の周期的開閉により、ループ A の SG 二次側水位は振動を伴いつつ低下した(図 2.2.1-10)。2230 秒でループ A の SG 逃し弁開放により(図 2.2.1-8)、ループ A の SG 二次側水位は一旦低下した。しかし、ループ A の SG 二次側への補助給水により(図 2.2.1-9)、ループ A の SG 二次側水位は約 2950 秒以降上昇に転じ、4000 秒で約 8m に到達した(図 2.2.1-10)。

図 2.2.1-13 と図 2.2.1-14 に、それぞれループ A、ループ B の代表的な低温側配管の流体温度として、圧力容器中心から 746.5mm の位置での低温側配管の流体温度を示す。図中の配管頂部は配管中央部から 60mm 上、配管中央は配管中央部、配管底部は配管中央部から 60mm 下の位置での低温側配管の流体温度である。また、図中には、上部プレナム圧力に基づく飽和温度を流体温度との比較のために示す。両ループの高圧注入系は 670 秒に作動し、その流量(図 2.2.1-12)は一次系圧力(図 2.2.1-11)に依存して変化した。

ループ A の自然循環流量は、ループ A の SG 伝熱管水位を喪失した約 990 秒までにほぼゼロとなった(図 2.2.1-4)。また、高圧注入系は作動しているものの、ループ A の SG 伝熱管水位喪失の影響を受けながら、ループ A の低温側配管水位は約 1460~2570 秒において、配管内径高さの約 1/8 まで低下した(図 2.2.1-7)。その後、一次系圧力の低下に伴う高圧注入系流量の増加により(図 2.2.1-12)、ループ A の低温側配管水位は回復した。図 2.2.1-13 に示す様に、ループ A の低温側配管頂部及び中央は、それぞれ約 1240~3400 秒、約 1380~3400 秒において気相部に露出し、飽和温度より高温の構造物温度を検出した。また、ループ A の低温側配管底部は、約 700~1460 秒において、流体温度は低下した。特に、ループ A の自然循環流量がほぼゼロとなった後、流れの停滞により、ループ A の低温側配管底部の流体温度の低下率は大きくなった。その後 2570 秒まで、ループ A の低温側配管底部の流体温度はほぼ飽和温度で推移した。約 2570 秒以降、ループ A の低温側配管底部の流体温度は振動を伴いつつ大きく低下し、温度成層が観察された。この様に、高圧注入系が作動後、

ほぼ飽和温度で推移した期間を除いて、ループ A の低温側配管底部はサブクール状態に維持された。

一方、ループ B において、SG 二次側水位喪失後のループ B の SG 二次側への補助給水の影響により、ループ B の SG 伝熱管の急激な水位低下は生じなかったため、顕著な自然循環が継続した(図 2.2.1-4)。その結果、ループ B の低温側配管水位は、配管内径高さの約 3/4 までの低下にとどまった(図 2.2.1-7)。図 2.2.1-14 に示す様に、ループ B の低温側配管頂部の流体温度は、約 1200 秒以降飽和温度で推移した。また、ループ B の低温側配管中央と底部は、ほぼ流体温度が等しく、サブクール状態に維持された。

SG 伝熱管のうち、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 440 秒で両ループの SG 伝熱管に水位が形成された(図 2.2.1-15 及び図 2.2.1-16)。約 800~850 秒からループ A の SG 伝熱管の顕著な水位低下が開始し、水位低下率は異なるものの、約 990 秒までにループ A の SG 伝熱管水位を喪失した。一方、ループ B の SG 伝熱管については、SG 二次側水位喪失後のループ B の SG 二次側への補助給水の影響により、短い管で約 6m、中間長さの管で約 8.5m、長い管で約 8m までの低下にとどまった。その後、一次系圧力の低下に伴う高圧注入系流量の増加により(図 2.2.1-12)、ループ B の SG 伝熱管水位は回復した。

図 2.2.1-18 に代表的な模擬燃料棒表面温度を示す。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)の模擬燃料棒表面温度である。炉心水位の低下は小さかったため(図 2.2.1-17)、模擬燃料棒表面温度の上昇は検出されなかった。4098 秒に炉心出力をゼロにした後、4101 秒に主蒸気管用破断ユニットの破断弁を閉止するとともに、4178 秒に SG 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閉止して実験を終了した。

表 2.2.1-3 SB-SG-19 実験で観察された主な事象

時間 (秒)	事 象
0	主蒸気管用破断ユニットの破断弁開 (実験開始)
1	蒸気発生器主蒸気止め弁閉止
1	蒸気発生器主給水停止(両ループ)
16	蒸気発生器主蒸気隔離弁閉止(両ループ)
30~790	蒸気発生器逃し弁の周期的開閉(ループ A)
420	スクラム信号及び安全注入設備作動(SI)信号発信
422	一次系冷却材ポンプコーストダウン開始(両ループ)
440	炉心出力減衰開始
600	蒸気発生器二次側水位喪失(ループ B)
610	蒸気発生器伝熱管複数本破断開始
620	補助給水系作動(ループ B)
670	高圧注入系作動(両ループ)
672	一次系冷却材ポンプ停止(両ループ)
690	加圧器水位喪失
700	高温側配管水位形成(両ループ)
820	低温側配管水位形成(両ループ)
960	一次系圧力がループ A の SG 二次側圧力を下回る
990	蒸気発生器伝熱管水位喪失(ループ A)
990	一次系ループ流量がほぼゼロとなる(ループ A)
2230	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)
2240	補助給水系作動(ループ A)
2950	蒸気発生器二次側水位上昇開始(ループ A)
3400	一次系圧力とループ A の SG 二次側圧力がほぼ等しくなる
4098	炉心出力をゼロにする
4101	主蒸気管用破断ユニットの破断弁閉止
4178	蒸気発生器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閉止 (実験終了)

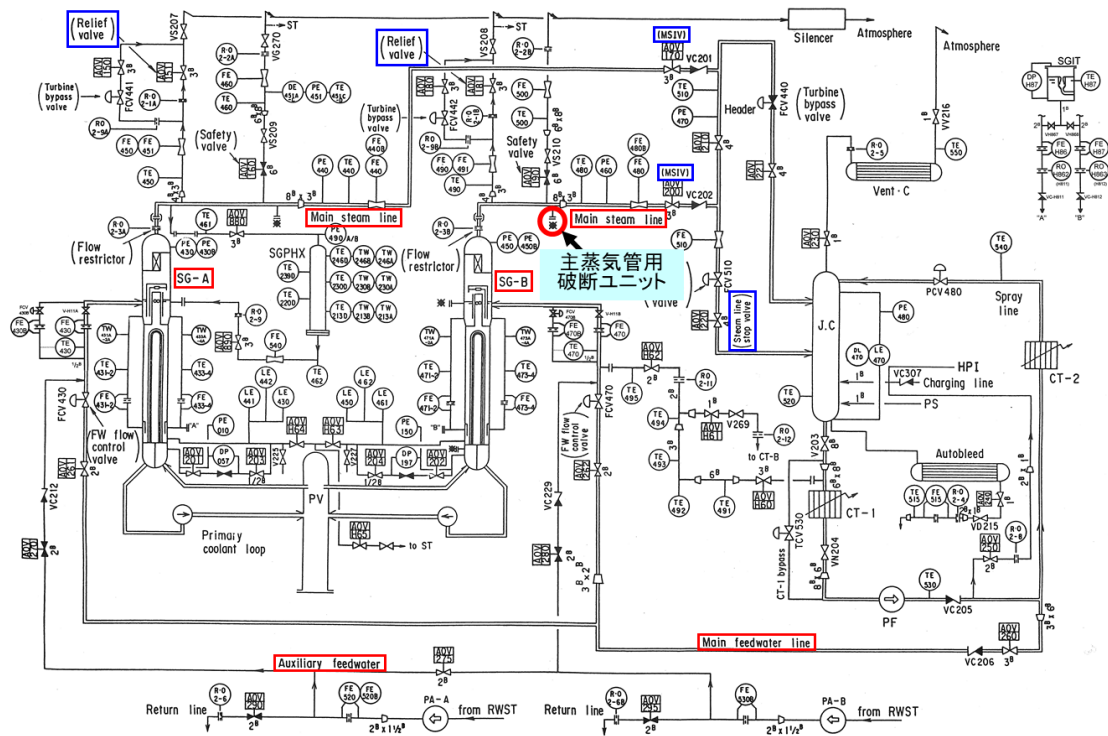


図 2.2.1-1 LSTF 蒸気発生器二次側と主蒸気管用破断ユニットの系統図

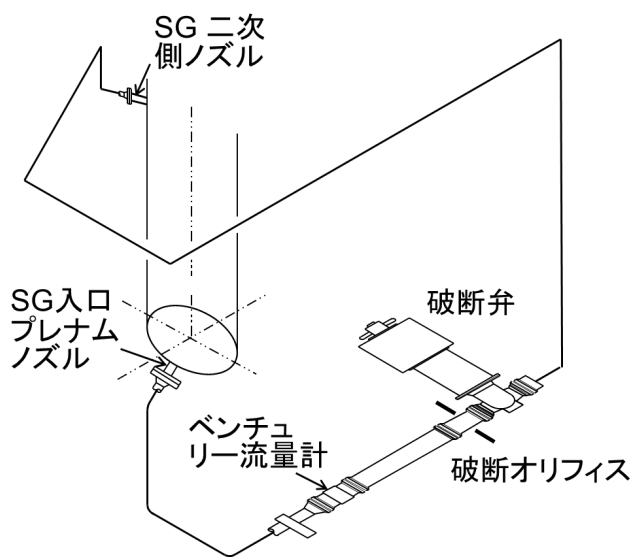
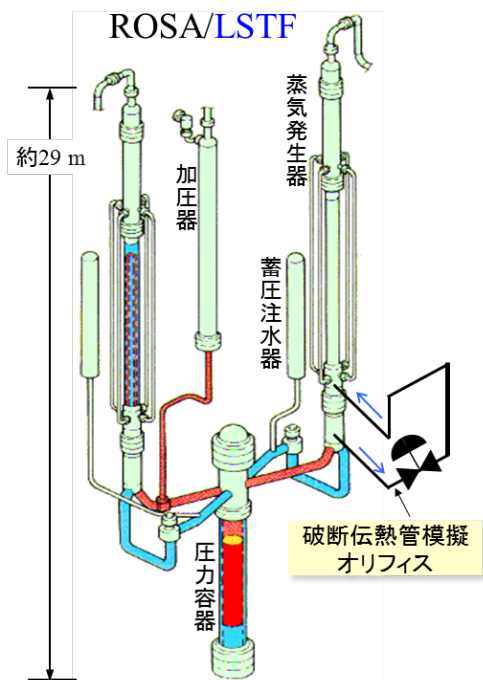


図 2.2.1-2 蒸気発生器入口プレナムから二次側に接続した破断ユニットの系統図

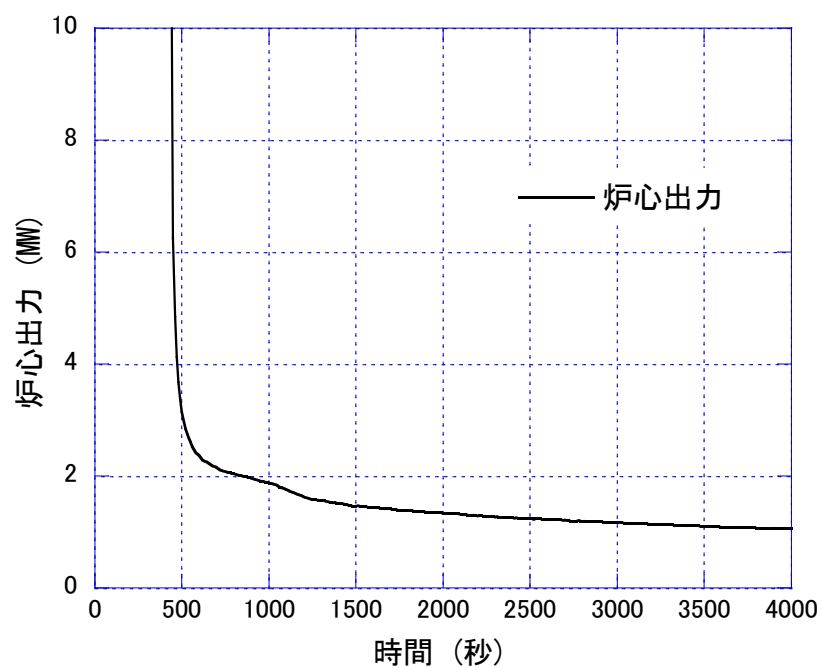


図 2.2.1-3 炉心出力

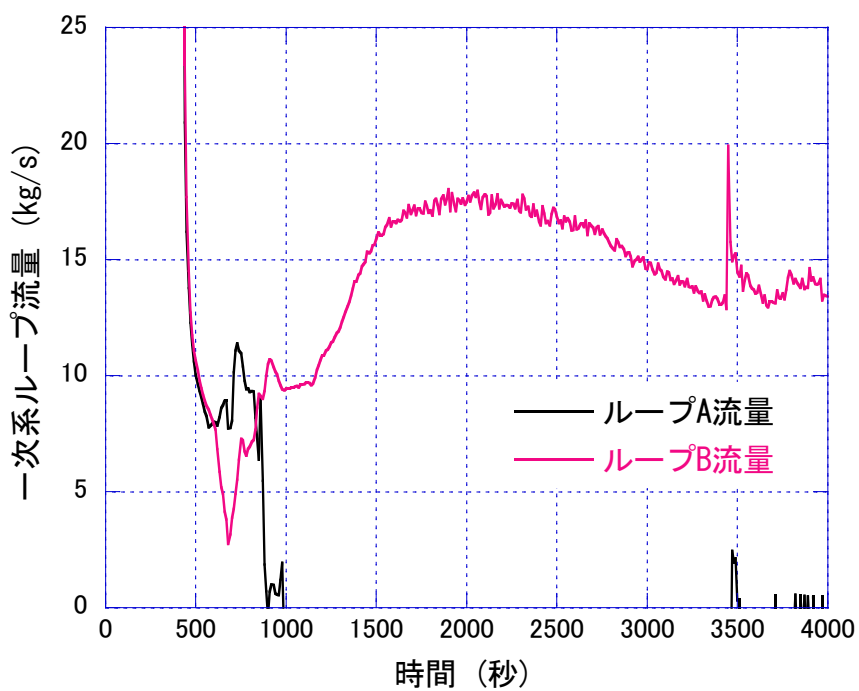


図 2.2.1-4 一次系ループ流量 (ループ B が破断ループ)

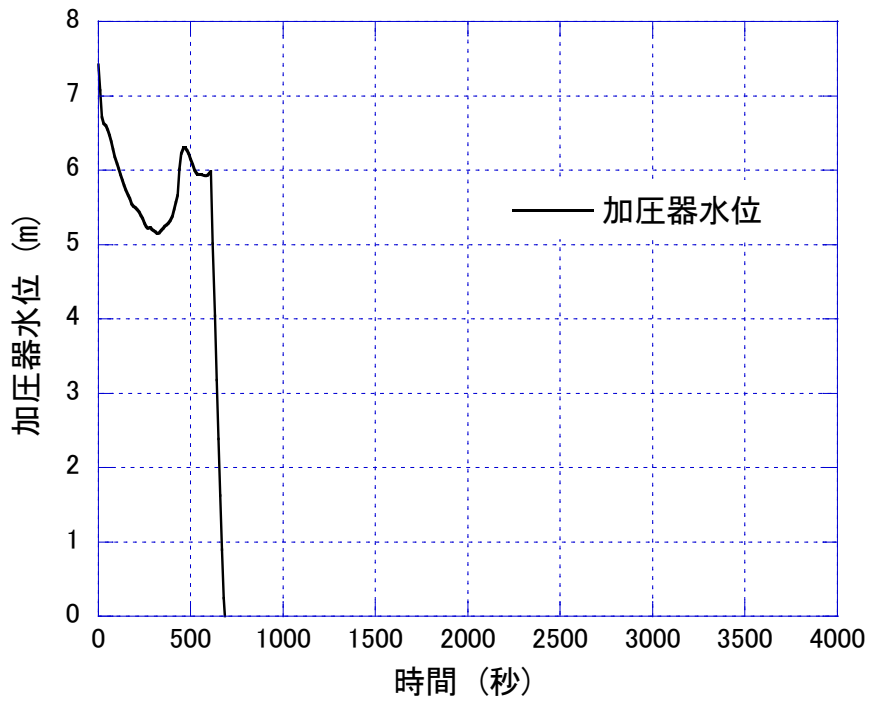


図 2.2.1-5 加压器水位

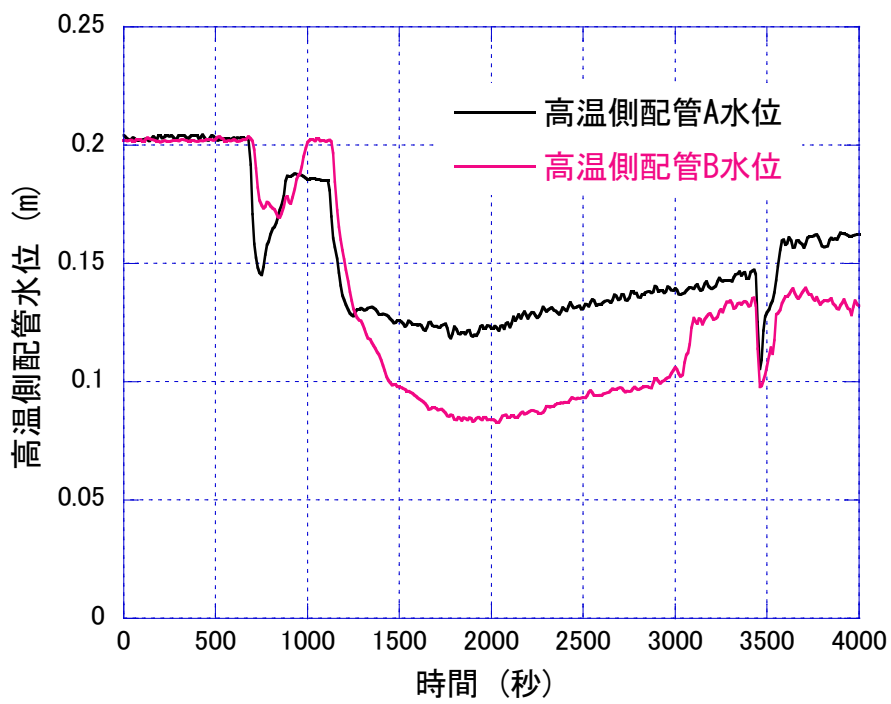


図 2.2.1-6 高温側配管水位 (ループ B が破断ループ)

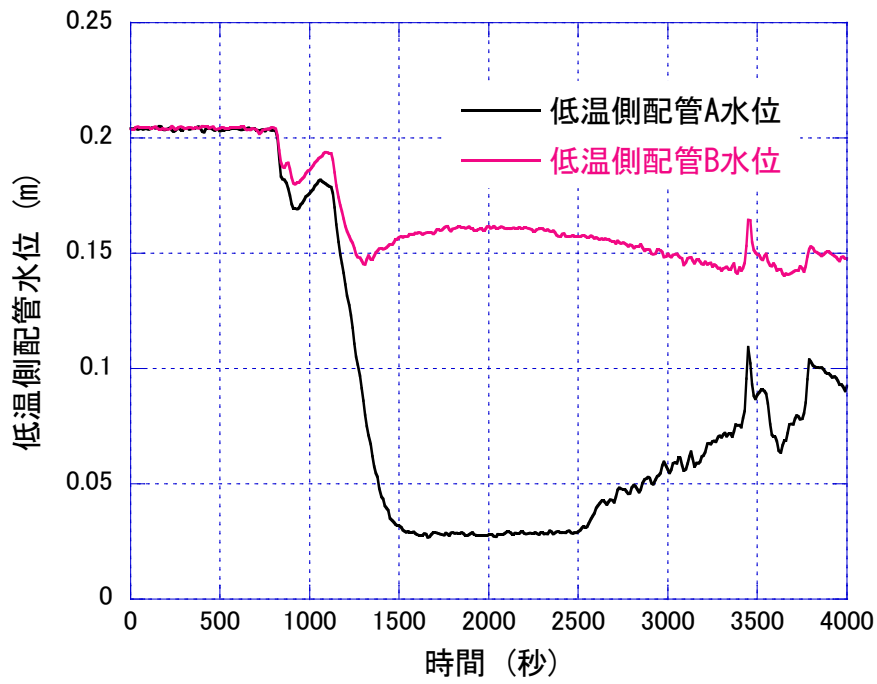


図 2.2.1-7 低温側配管水位 (ループ B が破断ループ)

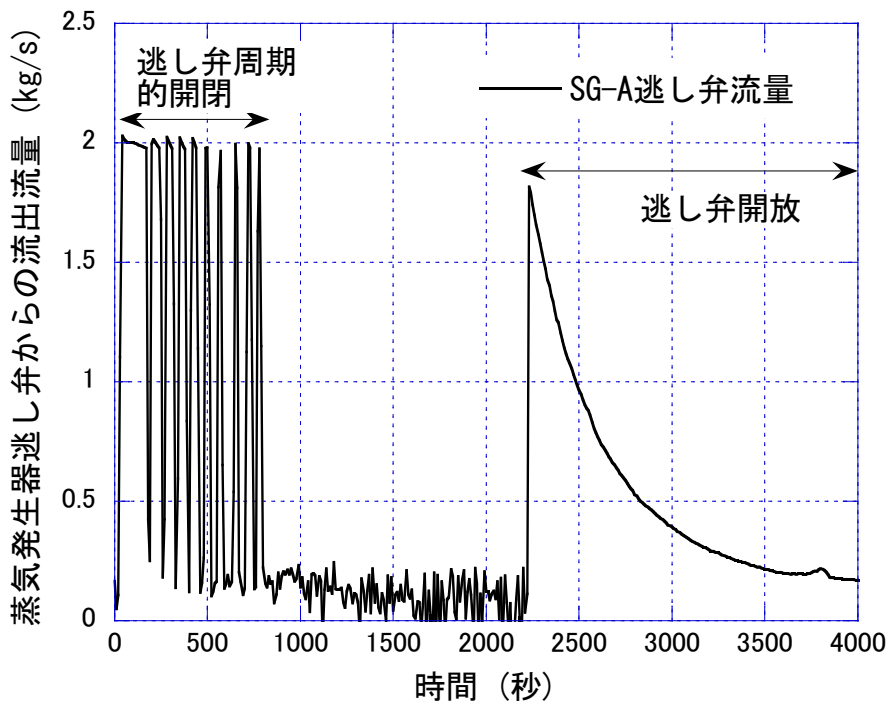


図 2.2.1-8 蒸気発生器逃し弁からの流出流量

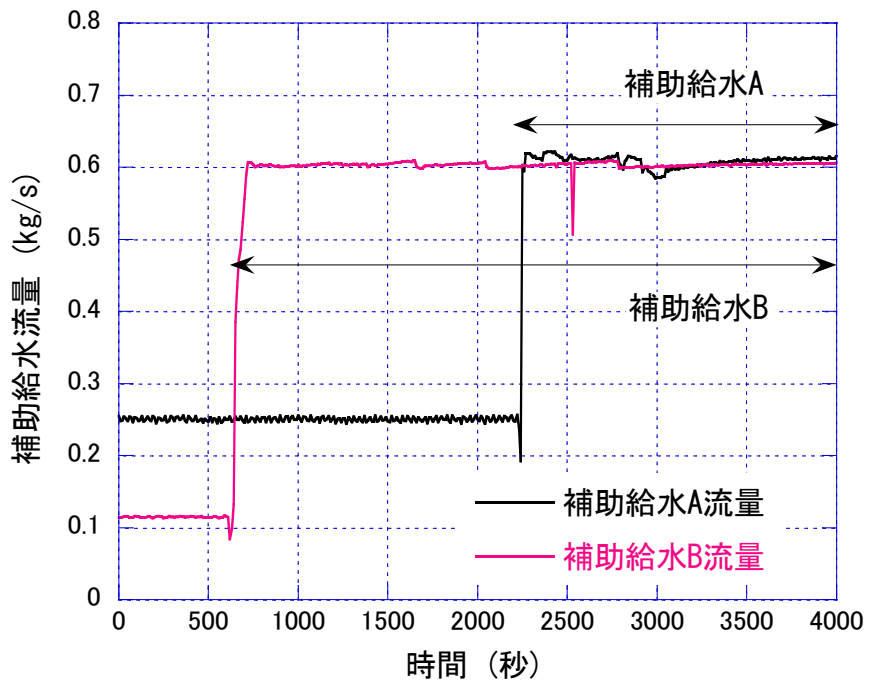


図 2.2.1-9 補助給水流量 (ループ B が破断ループ)

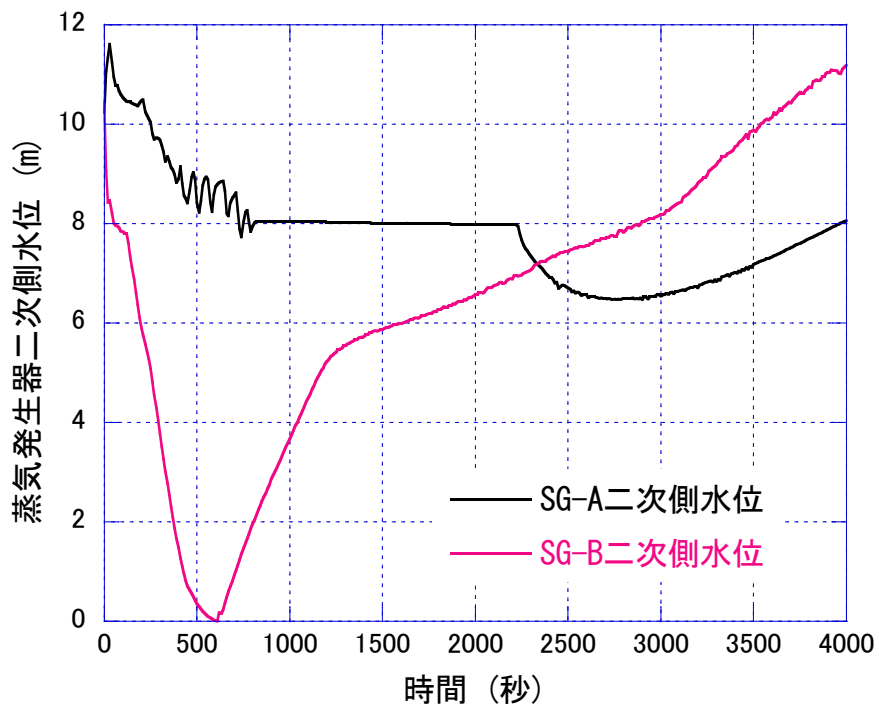


図 2.2.1-10 蒸気発生器二次側水位 (ループ B が破断ループ)

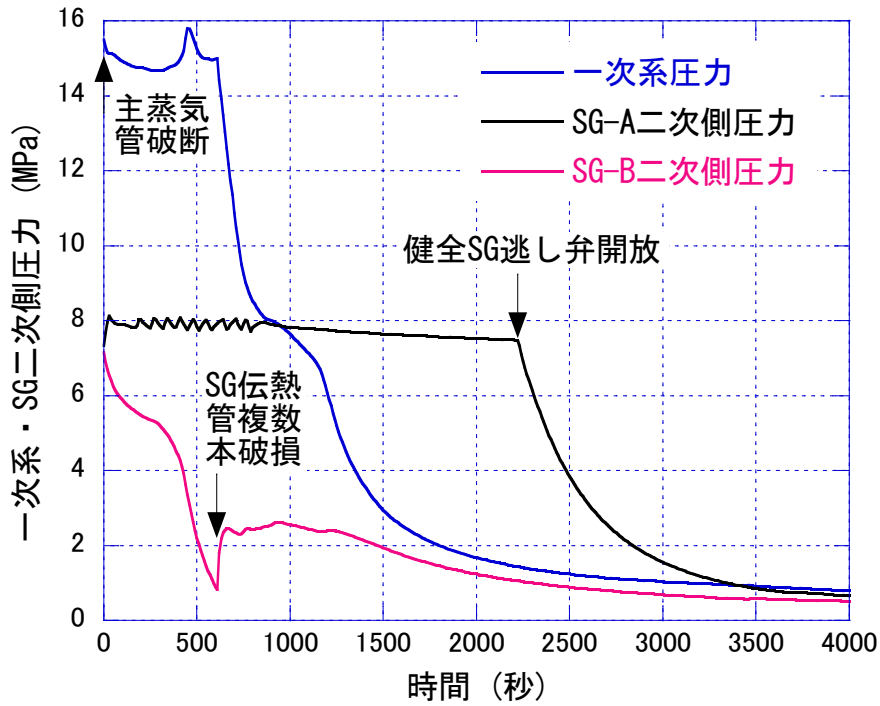


図 2.2.1-11 一次系・蒸気発生器二次側圧力 (ループ B が破断ループ)

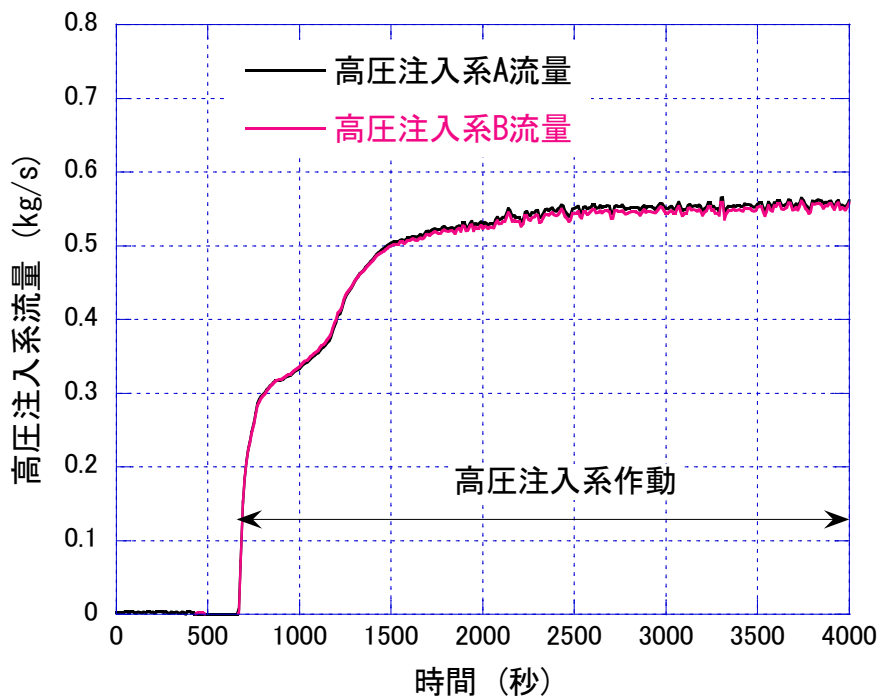


図 2.2.1-12 高圧注入系流量 (ループ B が破断ループ)

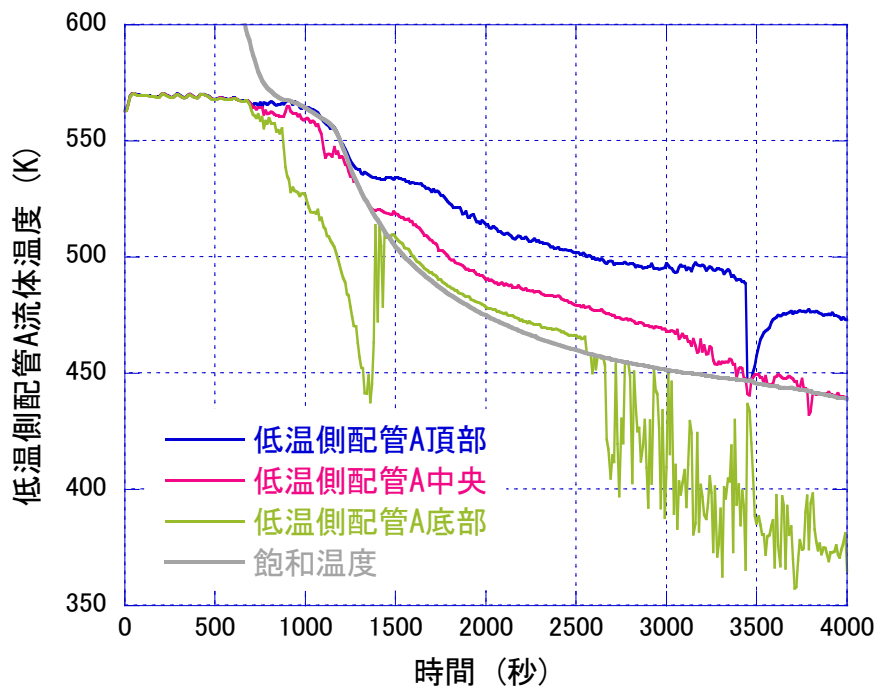


図 2.2.1-13 低温側配管流体温度(ループ A)

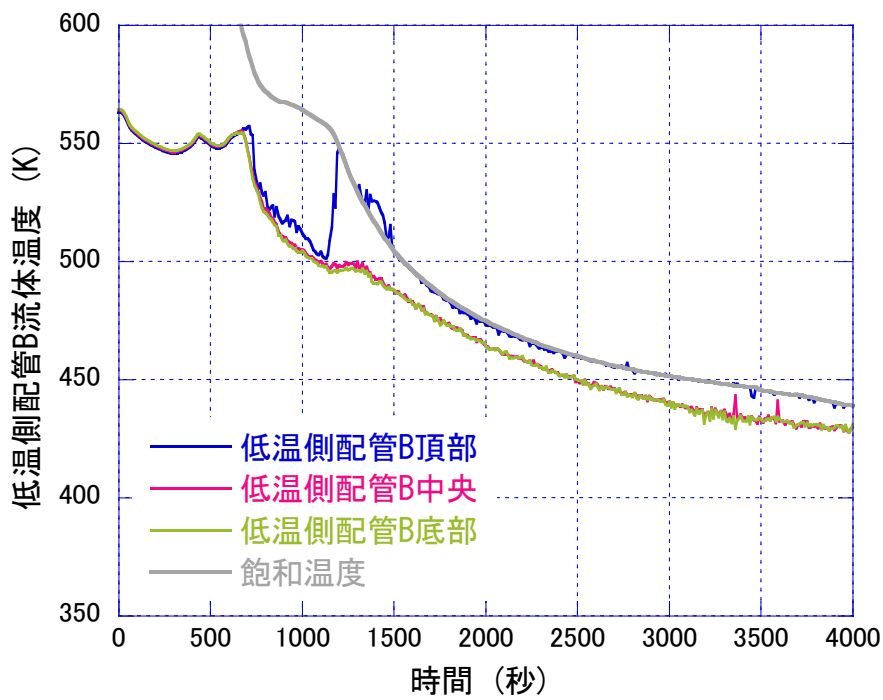


図 2.2.1-14 低温側配管流体温度(ループ B)

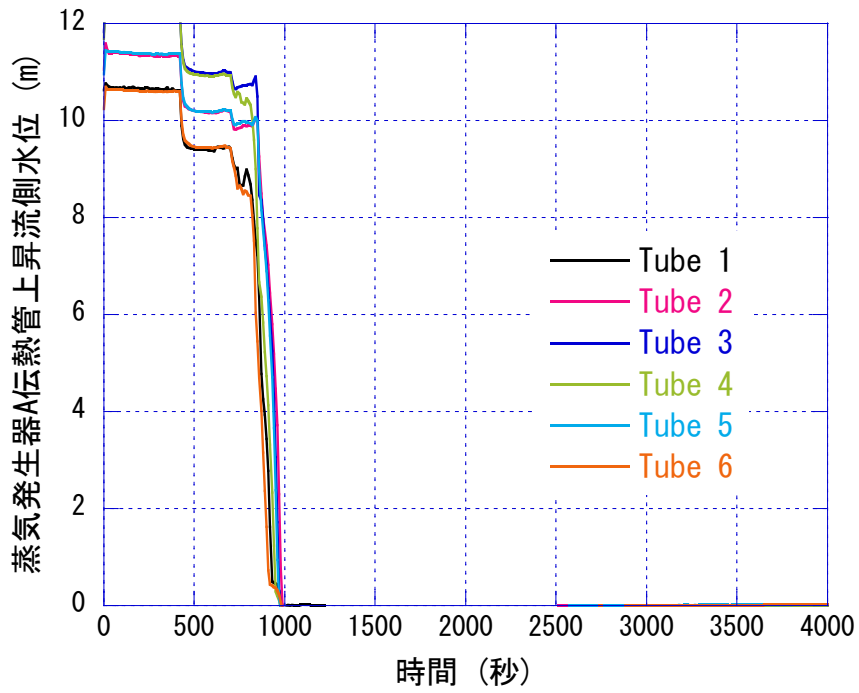


図 2.2.1-15 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ A 健全側)

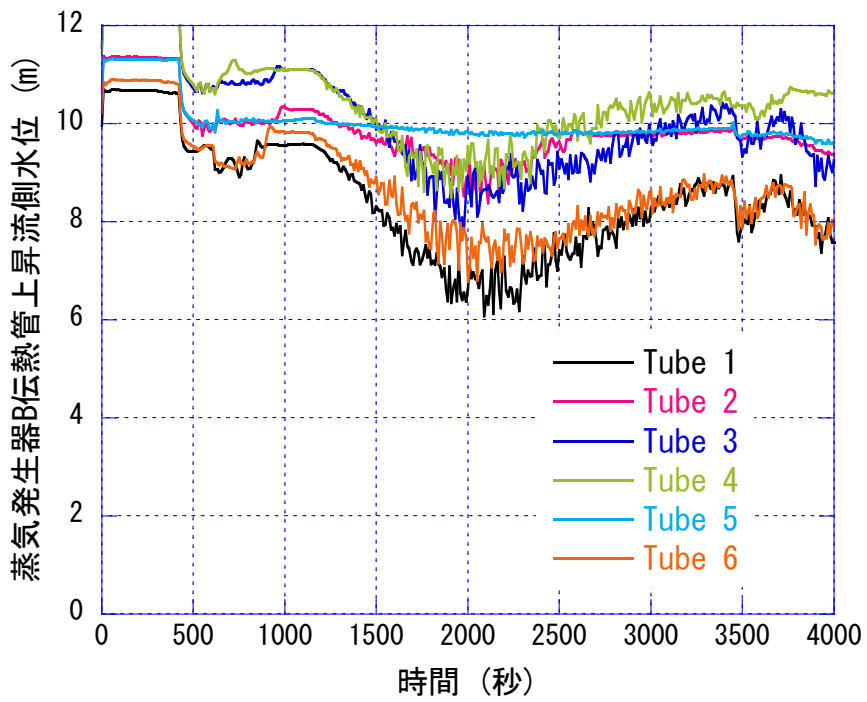


図 2.2.1-16 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ B 破断側)

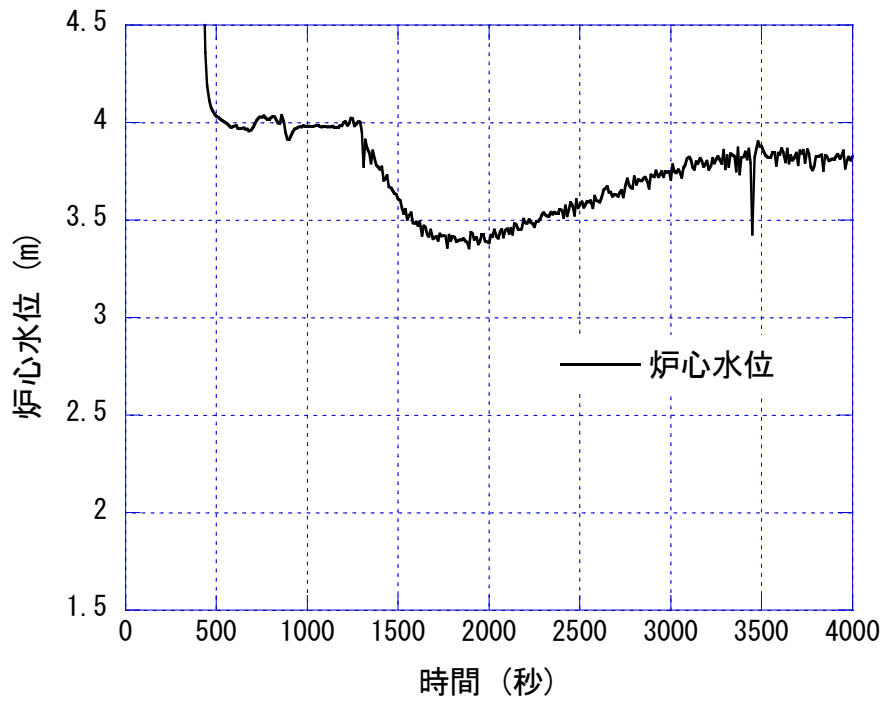


图 2.2.1-17 炉心水位

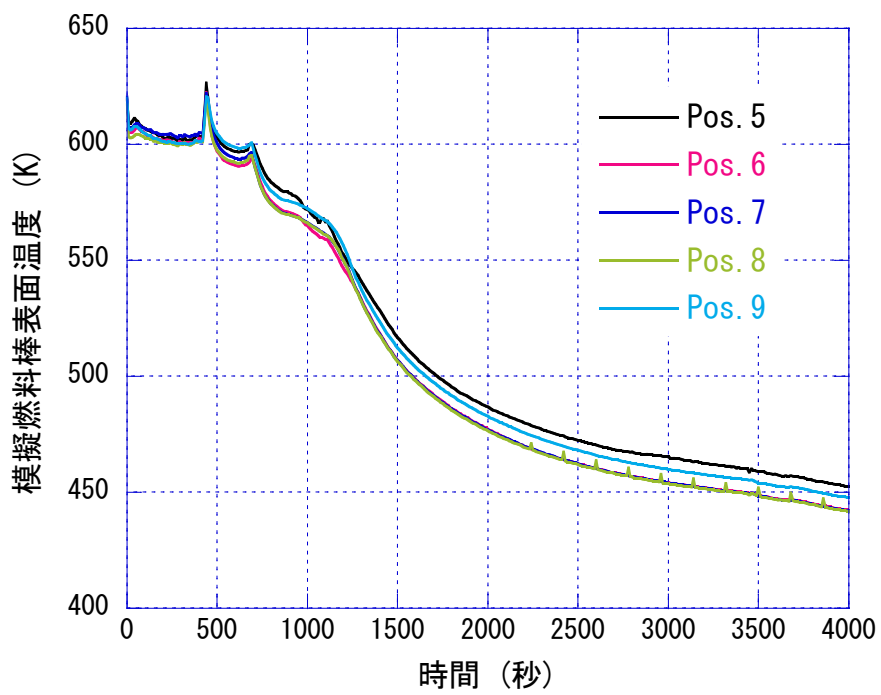


图 2.2.1-18 模擬燃料棒表面温度

2.2.2. 一次系フィード・アンド・ブリード運転を伴う給水喪失実験

給水喪失時、一次系は高温・高圧状態で推移することから、一次系を減圧し、炉心を冷却する必要がある。関連実験として、過去の ROSA-IV 計画において、一次系フィード・アンド・ブリード運転を伴う給水喪失実験(実験番号：TR-LF-07[1])を実施している。

☆ TR-LF-07 実験(1992 年)では、高圧注入系は故障無しの条件で補助給水系の不作動を仮定した給水喪失時における一次系フィード・アンド・ブリード運転の影響に着目した。SG 主給水停止後、蒸気発生器(SG)二次側水位が 3m に低下した時点で、安全注入設備作動(SI)信号を発信した。ここで、初期 SG 二次側水位は約 5.4m と仮定した。通常運転条件とは異なり、SI 信号発信後 12 秒で加圧器の有るループ(ループ A)の高圧注入系が作動し、加圧器逃し弁の周期的な開閉が生じた。また、SI 信号発信後 30 分で加圧器逃し弁を開放すると、一次系圧力は低下し続け、10.7MPa に低下した時点で加圧器の無いループ(ループ B)の高圧注入系が作動すること、さらに、4.51MPa に低下した時点で両ループの蓄圧注入系が作動することを確認した。高圧注入系と蓄圧注入系の作動により、加圧器、両ループの高温側配管と低温側配管は再び満水となることを確認した。ここで、高圧注入系と蓄圧注入系のループ A とループ B の注水流量比は 3:1 と仮定した。なお、実験中に炉心露出が生じなかったことから、一次系フィード・アンド・ブリード運転は、炉心冷却に有効であった。

一次系フィード・アンド・ブリード運転を伴う給水喪失実験(実験番号：TR-LF-19)の主な初期条件は、以下の通りである。初期条件に設定後、SG 主給水の停止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 10MW 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、径方向炉心出力分布は Flat とする。
- 加圧器と SG 二次側の圧力は、それぞれ 15.5MPa、7.3MPa とする。
- 高温側配管と低温側配管の流体温度は、それぞれ 598K、562K とする。
- 一次系ループ流量は 25kg/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 7.2m (加圧器全容積の 65%相当)、10.3m (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 2.7kg/s、主給水温度は 495K とする。

TR-LF-19 実験の主な仮定と条件は、以下の通りである。

- 補助給水系の不作動を仮定する。
- 時刻ゼロで SG 主給水を停止し、実験を開始する。

- 時刻ゼロでスクラム信号を発信し、SG 主蒸気止め弁と主蒸気隔離弁を閉止する。
- SG 逃し弁の開/閉圧力は 8.03/7.82MPa である。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。
- 一次系冷却材ポンプの回転数は、2013 年に実施した全交流電源喪失実験(実験番号: TR-LF-14[2])と同様、18 秒後にコーストダウンを開始する表 2.2.2-1 に示す予め定めた計画値を与える。
- 炉心出力は、長時間の過渡事象を考慮して、TR-LF-14 実験と同様、熱損失分を加味した表 2.2.2-2 に示す予め定めた計画値を与える。

表 2.2.2-1 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	38	0.370	88	0.140
18	1.000	48	0.280	98	0.125
20	0.850	58	0.220	108	0.110
23	0.730	68	0.185	118	0.100
28	0.540	78	0.160	268	0.000

表 2.2.2-2 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	3.209	600	1.998	5000	1.103
18	10	100	2.929	800	1.743	6000	1.052
20	8.316	150	2.589	1000	1.653	8000	0.980
30	5.532	200	2.429	1500	1.508	10000	0.929
40	4.670	300	2.246	2000	1.404	20000	0.795
50	4.072	400	2.166	3000	1.262		
60	3.704	500	2.079	4000	1.169		

- 加圧器逃し弁の開/閉圧力は 16.20/16.07MPa である。
- 両ループの SG 二次側水位を喪失した時点で、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を開始し、実験終了まで継続する。すなわち、加圧器逃し弁の開放は、TR-LF-07 実験よりも遅い条件とする。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。また、加圧器逃し弁下流を積算(ST)タンクに接続し、ST タンクの水位変化から、加圧器逃し弁からの流出流量を評価する。

- 炉心冷却の観点でより厳しい条件として、高圧注入系の単一故障を仮定する。すなわち、TR-LF-07 実験の様な高圧注入系に故障が無い条件と比べて、同じ一次系圧力における高圧注入系の流量は半分とする。また、一次系圧力が 12.27MPa に低下した時点で、高圧注入系を作動して両ループの低温側配管へ均等に注水を開始し、実験終了まで継続する。すなわち、両ループの高圧注入系の作動は TR-LF-07 実験よりも遅い条件とし、ループ間の注水流量比は TR-LF-07 実験と異なる。高圧注入系の注水温度は 310K とする。
- 一次系圧力が 4.51MPa に低下した時点で、蓄圧注入系を作動して両ループの低温側配管へ均等に注水する。すなわち、ループ間の注水流量比は TR-LF-07 実験と異なる。蓄圧注入系の注水温度は 320K とする。
- 蓄圧注入系の作動による一次系圧力や加圧器水位等への影響を確認し、炉心出力をゼロにして実験を終了する。

表 2.2.2-3 に TR-LF-19 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 2.2.2-1～図 2.2.2-18 に時系列で他の主な結果を 0～16000 秒でグラフ表示する。TR-LF-19 実験で観察された主な熱水力挙動を以下にまとめる。

時刻ゼロで SG 主給水の停止とともにスクラム信号が発信した。炉心出力は事前に定めた出力曲線に従い、18 秒から減衰を開始した(図 2.2.2-1)。また、両ループの一次系冷却材ポンプの回転数は事前に定めた回転数曲線に従い、18 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た(図 2.2.2-2)。268 秒に一次系冷却材ポンプを停止した。7170 秒で両ループの高圧注入系が作動すると(図 2.2.2-10)、両ループの自然循環流量は一旦上昇した。しかし、約 7200 秒で両ループの SG 伝熱管に水位が形成されると(図 2.2.2-15 及び図 2.2.2-16)、自然循環流量は徐々に低下し、約 7370 秒までに両ループの自然循環流量はほぼゼロとなった(図 2.2.2-2)。

SG 主給水停止直後、SG 主蒸気止め弁の閉止により、両ループの SG 二次側圧力は上昇した(図 2.2.2-8)。しかし、約 30～7280 秒において、両ループの SG 逃し弁の周期的開閉により(図 2.2.2-6)、両ループの SG 二次側圧力は約 8MPa に維持されるとともに、SG 二次側水位は振動を伴いつつ低下した(図 2.2.2-7)。一方、約 350 秒以降、一次系圧力と加圧器水位はそれぞれ約 15MPa、約 6.5m まで徐々に低下した(図 2.2.2-3)。約 4500 秒以降、SG 二次側水位が約 3m を下回ると、SG 除熱能力が低下し、一次系圧力は加圧器水位とともに徐々に上昇した。約 7090 秒、約 6930 秒までにそれぞれループ A、ループ B の SG 二次側水位を喪失したが、一次系圧力は約 15.8MPa までの上昇にとどまり、加圧器逃し弁の周期的な開閉は生じなかった。一方、加圧器水位は約 9.6m まで上昇した。7100 秒で加圧器逃し弁を開放後(図 2.2.2-9)、加圧器水位は一旦約 7.7m まで低下した。また、約 7180 秒と約

7320 秒でそれぞれ両ループの高温側配管と低温側配管に水位が形成された(図 2.2.2-4 と図 2.2.2-5)。7170 秒で一次系圧力は 12.27MPa に低下し、両ループの高圧注入系が作動すると(図 2.2.2-10)、加圧器水位は上昇に転じ、約 7300 秒で約 9.9m まで到達した。また、約 7300~8000 秒において、高温側配管水位は、配管内径高さの約 7/8 に維持された。さらに、約 7400~8200 秒において、低温側配管水位は、配管内径高さの約 3/4 に維持された。約 8000 秒までに両ループの SG 伝熱管水位を喪失後、約 8190 秒までに両ループの SG 入口プレナム水位を喪失すると(図 2.2.2-12)、加圧器水位は約 7.7m まで大きく低下し、高温側配管の水位は配管内径高さの約 5/8 まで低下した。一方、SG 伝熱管水位喪失の影響を受けながら、低温側配管の水位は配管内径高さの約 1/8 まで低下した。高圧注入系作動開始直後から約 8200 秒まで、加圧器内は蒸気に比べて水の割合が多かったため、一次系圧力の低下速度は小さくなった。一方、約 8200 秒以降、加圧器内は蒸気の割合が多くなったため、一次系圧力の低下速度は大きくなった。一次系圧力は低下し続け、約 8580 秒で両ループの SG 二次側圧力を下回った。わずかなループ間の低温側配管の圧力差により、約 10380 秒、約 10130 秒でそれぞれループ A、ループ B の蓄圧注入系が作動した(図 2.2.2-11)。約 10900~11200 秒において、一時的な蓄圧注入系流量の増加(図 2.2.2-11)に伴う低温側配管内での顕著な蒸気凝縮により、一次系圧力は加圧器水位とともに比較的大きく低下した。ここで、図 2.2.2-10 及び図 2.2.2-11 のそれぞれ高圧注入系及び蓄圧注入系の流量は作動期間(両矢印で示す)に限り正しく指示されている。16000 秒で一次系圧力、ループ A の SG 二次側圧力、ループ B の SG 二次側圧力は、それぞれ約 2.2MPa、約 6.1MPa、約 5.9MPa まで低下した。また、加圧器水位は約 9.9m に到達し、高温側配管と低温側配管の水位はそれぞれ配管内径高さの約 7/8、約 3/4 に到達した。しかし、TR-LF-07 実験の様な高圧注入系に故障が無い場合と比べて、同じ一次系圧力における高圧注入系の流量は半分となったため、加圧器は満水(加圧器水位が約 11m 相当)にならなかった。また、両ループの高温側配管と低温側配管は再び満水にならなかった。

図 2.2.2-13 と図 2.2.2-14 に、それぞれループ A、ループ B の代表的な低温側配管の流体温度として、圧力容器中心から 746.5mm の位置での低温側配管の流体温度を示す。図中の配管頂部は配管中央部から 60mm 上、配管中央は配管中央部、配管底部は配管中央部から 60mm 下の位置での低温側配管の流体温度である。また、図中には、上部プレナム圧力に基づく飽和温度を流体温度との比較のために示す。両ループの高圧注入系は 7170 秒に作動し、その流量(図 2.2.2-10)は一次系圧力(図 2.2.2-8)に依存して変化した。両ループの自然循環流量は、約 7370 秒までにはほぼゼロとなった(図 2.2.2-2)。約 7400~8200 秒において、低温側配管水位は、配管内径高さの約 3/4 に維持されたため、両ループの低温側配管底部はサブクール状態に維持された。その後、低温側配管水位は、配管内径高さの約 1/8 まで低下した(図 2.2.2-5)。低温側配管各計測部は、約 8200~10950 秒において気相部に露出し、飽和温度より高温の構造物温度を検出した。約 10950 秒以降は、一時的な蓄圧注入系流量の増加(図

2.2.2-11)に伴って、低温側配管水位は大きく上昇した。そのため、ループ A、ループ B の低温側配管頂部の流体温度は、それぞれ飽和温度より若干高い温度、ほぼ飽和温度で推移した。一方、両ループの低温側配管中央と底部の流体温度は、振動を伴いつつ大きく低下し、温度成層が観察された。この様に、両ループの低温側配管中央と底部はサブクール状態に維持された。

SG 伝熱管のうち、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 7200 秒で両ループの SG 伝熱管に水位が形成された(図 2.2.2-15 及び図 2.2.2-16)。両ループの Tube 6 は、水位形成後まもなく顕著な水位低下が開始した。Tube 6 を除いて、ループ A、ループ B の SG 伝熱管は、それぞれ約 7400 秒、約 7330 秒から顕著な水位低下が開始した。また、水位低下率は異なるものの、約 8000 秒、約 7770 秒までにそれぞれループ A、ループ B の SG 伝熱管水位を喪失した。SG 伝熱管水位喪失直後、SG 入口プレナムに水位が形成された(図 2.2.2-12)。約 8190 秒、約 8020 秒までにそれぞれループ A、ループ B の SG 入口プレナム水位を喪失した。

図 2.2.2-18 に代表的な模擬燃料棒表面温度を示す。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)の模擬燃料棒表面温度である。炉心水位の低下は小さかったため(図 2.2.2-17)、模擬燃料棒表面温度の上昇は検出されなかった。故に、高圧注入系からの冷却材注入と加圧器逃し弁の開放による一次系フィード・アンド・ブリード運転は、給水喪失時の炉心冷却に対して有効であった。16125 秒に炉心出力をゼロにして実験を終了した。

表 2.2.2-3 TR-LF-19 実験で観察された主な事象

時間 (秒)	事 象
0	蒸気発生器主給水停止(両ループ) (実験開始)
0	スクラム信号発信
1	蒸気発生器主蒸気止め弁閉止
8	蒸気発生器主蒸気隔離弁閉止(両ループ)
18	一次系冷却材ポンプコーストダウン開始(両ループ)
18	炉心出力減衰開始
30~7280	蒸気発生器逃し弁の周期的開閉(両ループ)
268	一次系冷却材ポンプ停止(両ループ)
6930	蒸気発生器二次側水位喪失(ループ B)
7090	蒸気発生器二次側水位喪失(ループ A)
7100	加圧器逃し弁の開放 (一次系減圧開始)
7170	高圧注入系作動(両ループ)
7180	高温側配管水位形成(両ループ)
7320	低温側配管水位形成(両ループ)
7370	一次系ループ流量がほぼゼロとなる(両ループ)
7770	蒸気発生器伝熱管水位喪失(ループ B)
8000	蒸気発生器伝熱管水位喪失(ループ A)
8020	蒸気発生器入口プレナム水位喪失(ループ B)
8190	蒸気発生器入口プレナム水位喪失(ループ A)
8580	一次系圧力が両ループの SG 二次側圧力を下回る
10130	蓄圧注入系作動(ループ B)
10380	蓄圧注入系作動(ループ A)
16125	炉心出力をゼロにする (実験終了)

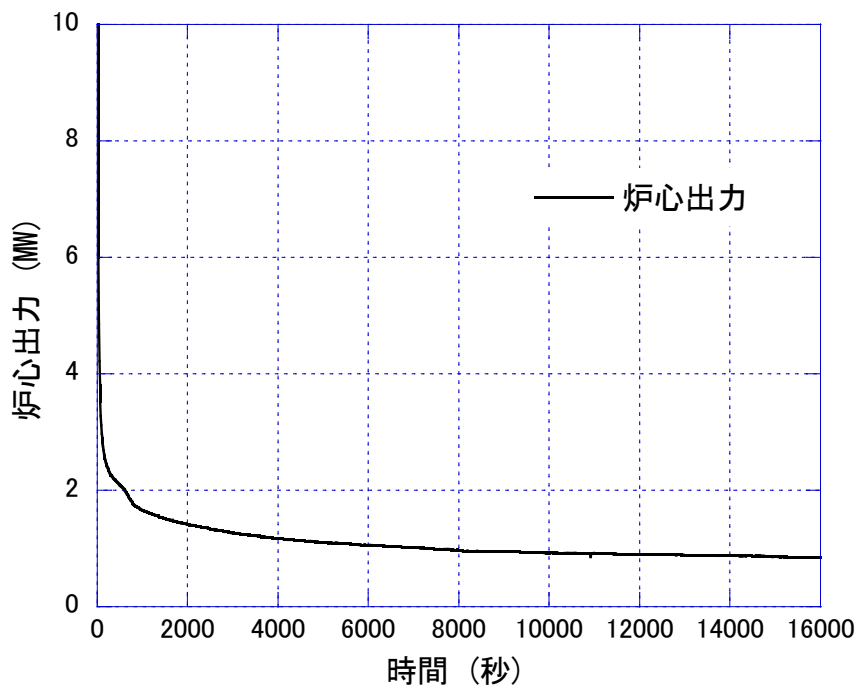


図 2.2.2-1 炉心出力

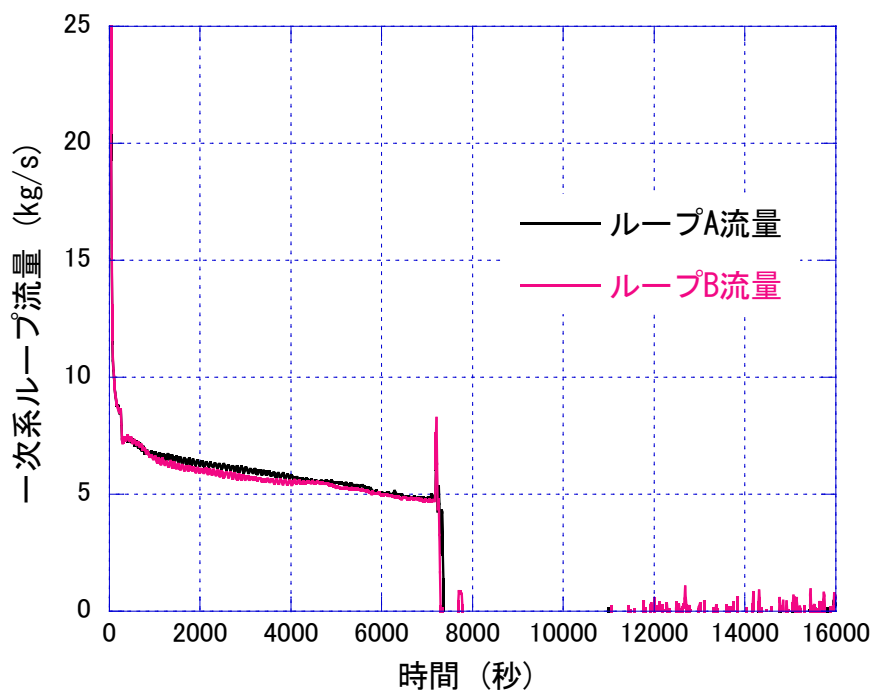


図 2.2.2-2 一次系ループ流量

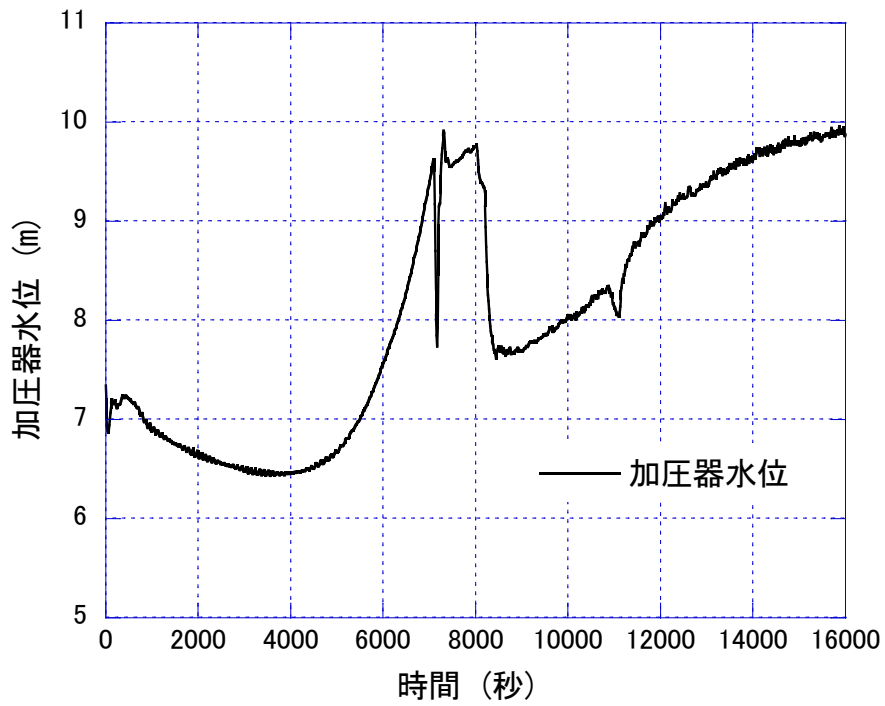


图 2.2.2-3 加压器水位

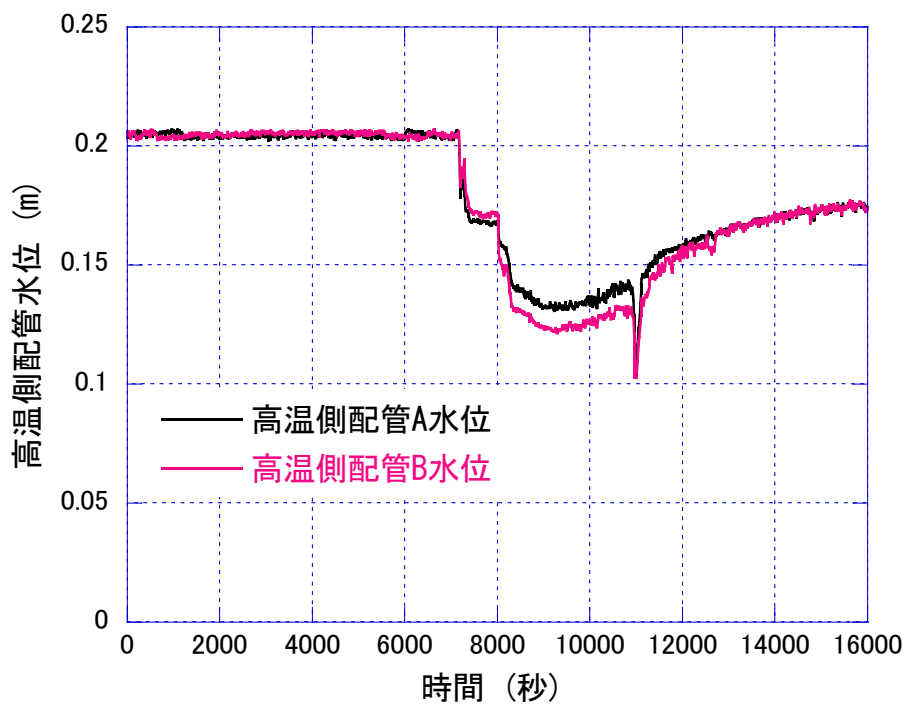


图 2.2.2-4 高温側配管水位

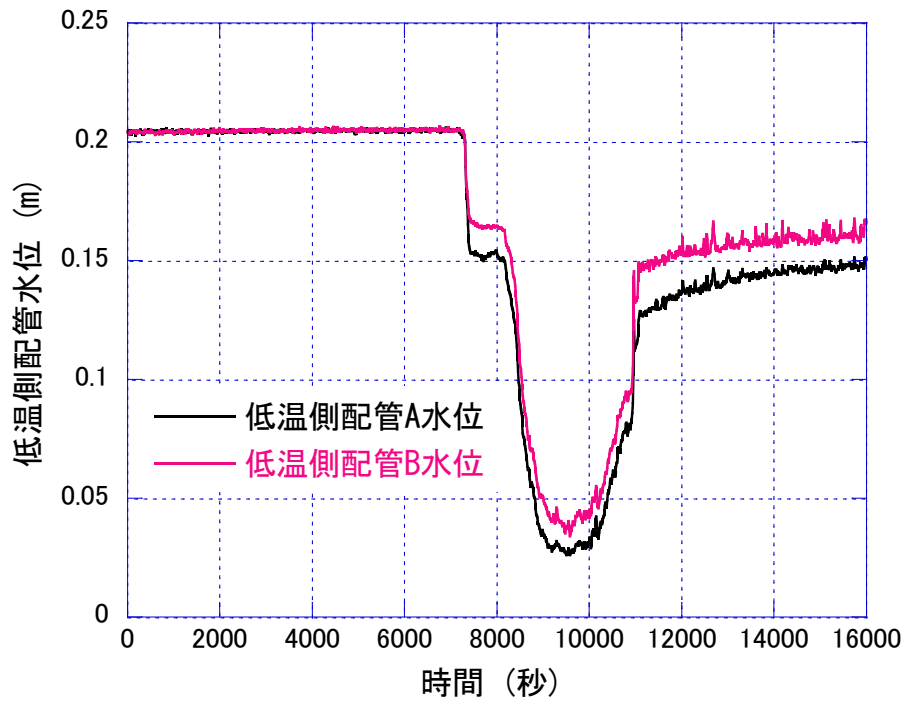


図 2.2.2-5 低温側配管水位

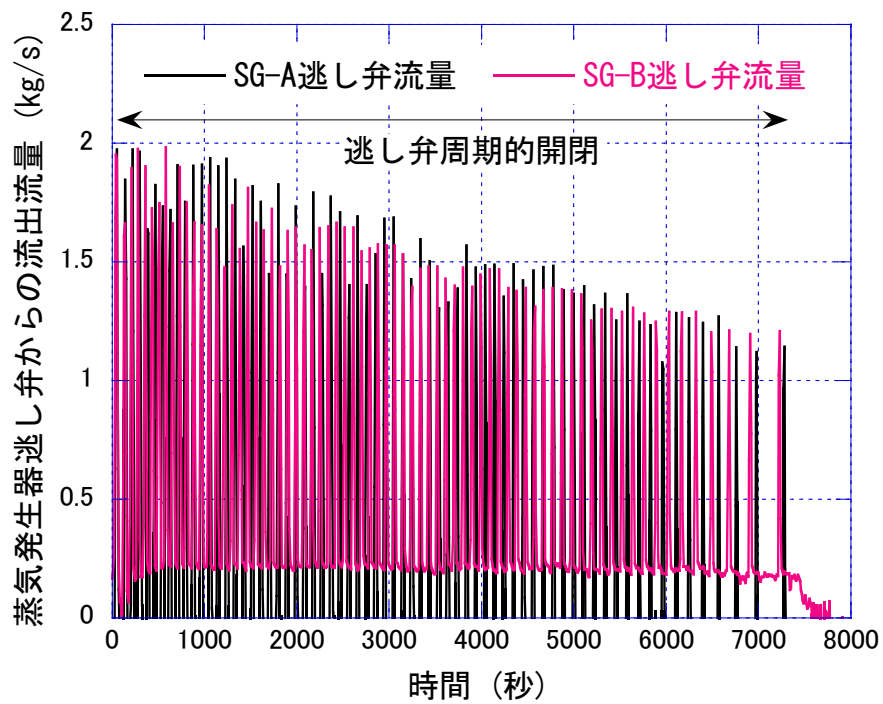


図 2.2.2-6 蒸気発生器逃し弁からの流出流量

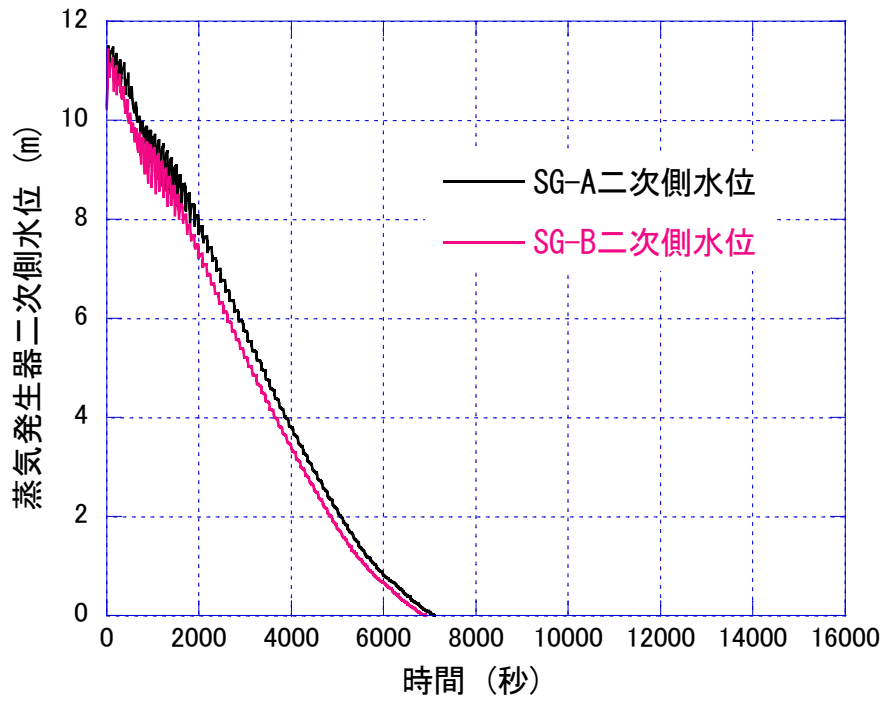


図 2.2.2-7 蒸気発生器二次側水位

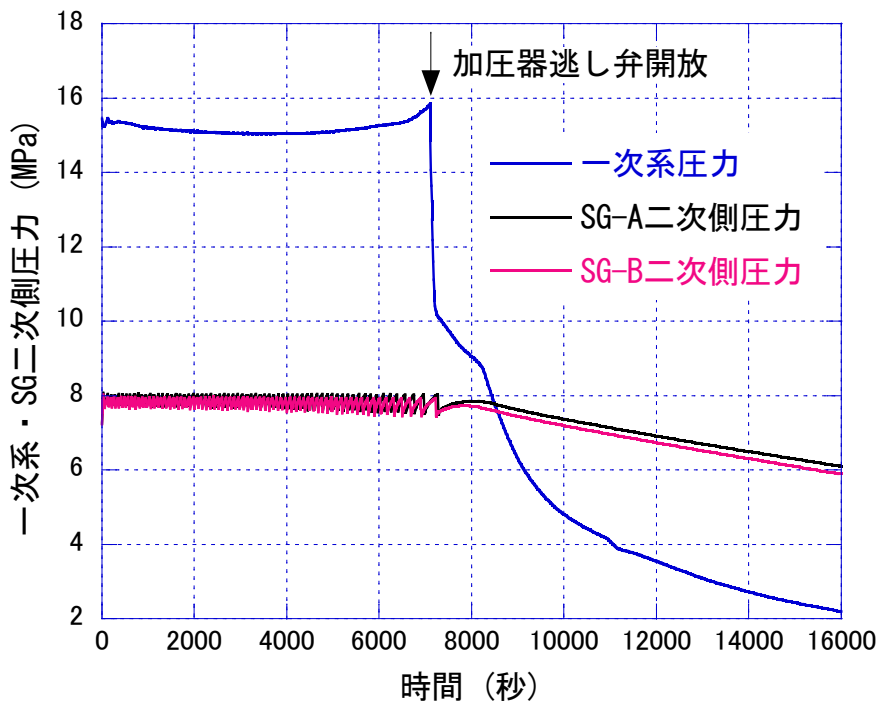


図 2.2.2-8 一次系・蒸気発生器二次側圧力

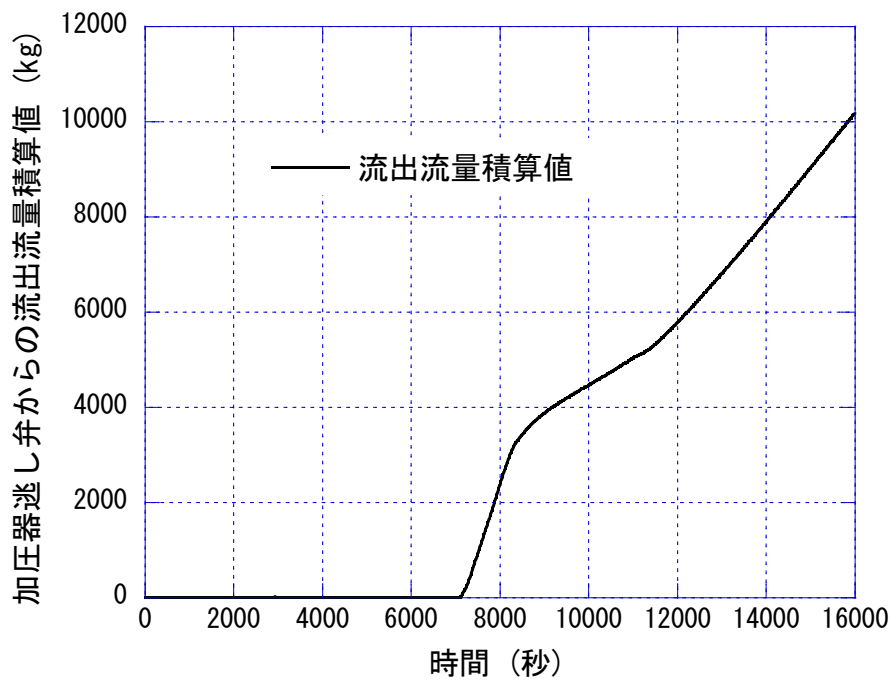


図 2.2.2-9 加圧器逃し弁からの流出流量積算値

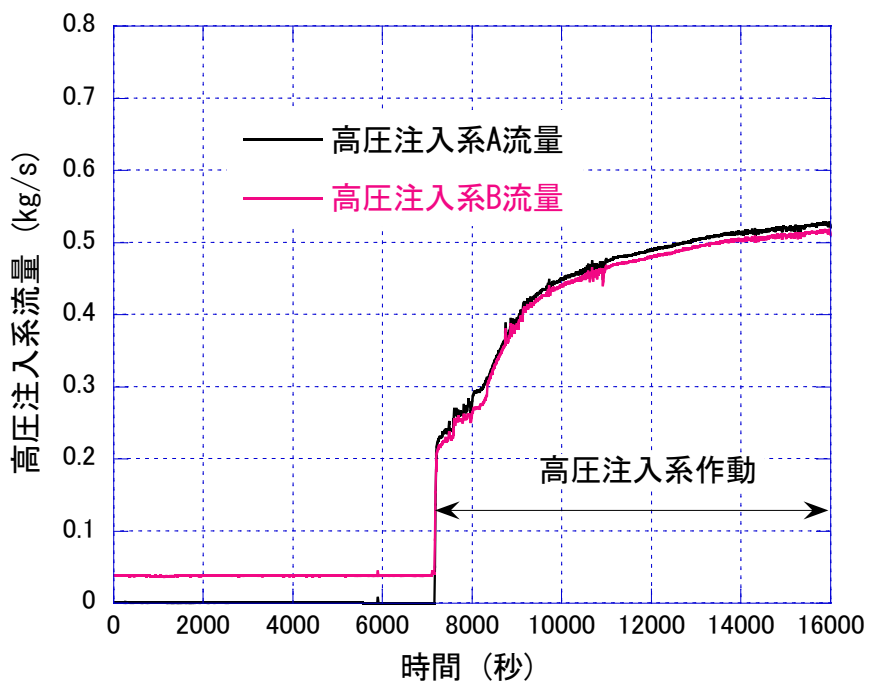


図 2.2.2-10 高圧注入系流量

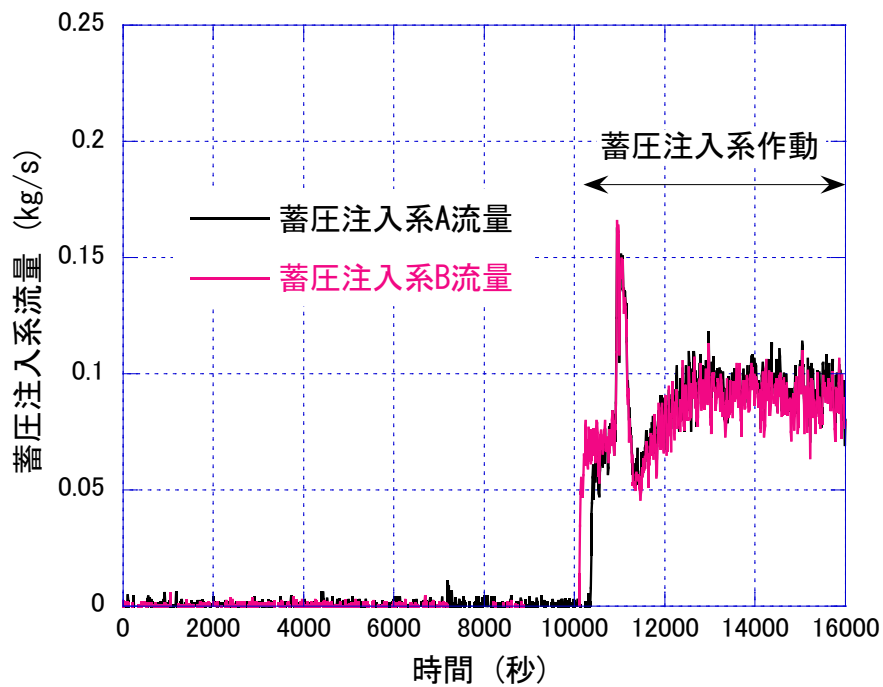


図 2.2.2-11 蓄圧注入系流量

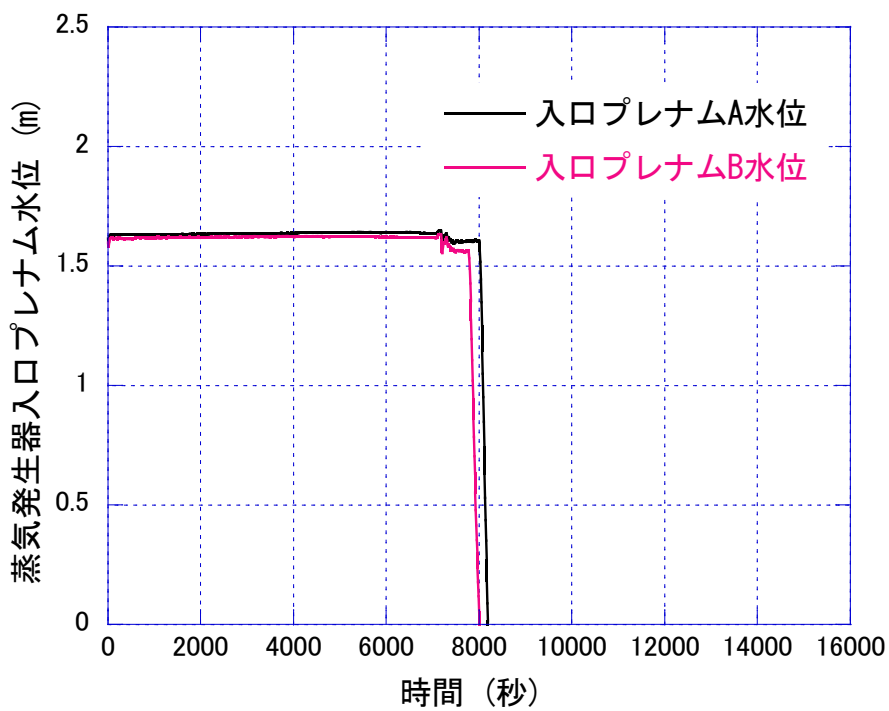


図 2.2.2-12 蒸気発生器入口プレナム水位

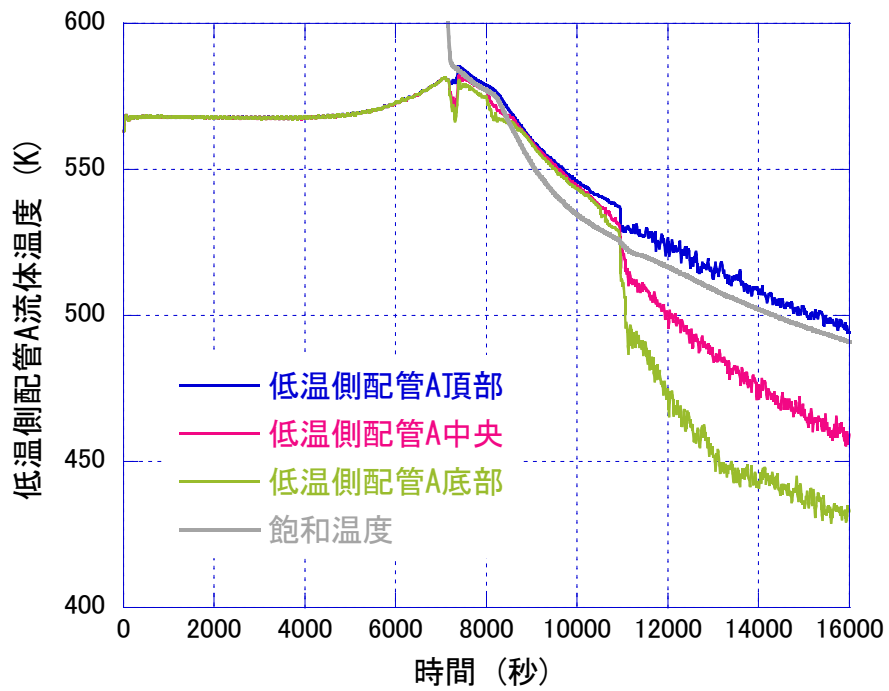


図 2.2.2-13 低温側配管流体温度(ループ A)

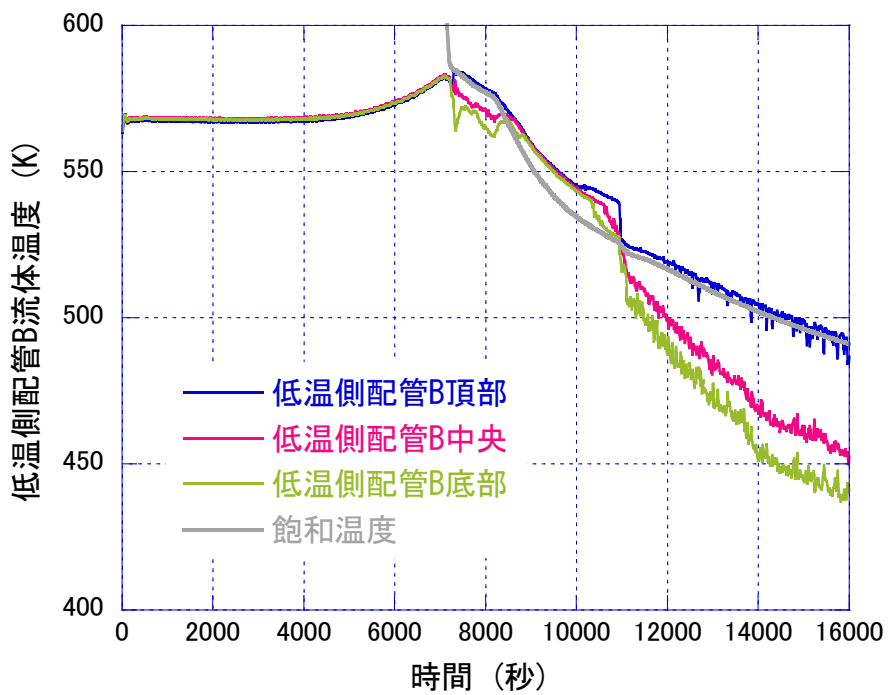


図 2.2.2-14 低温側配管流体温度(ループ B)

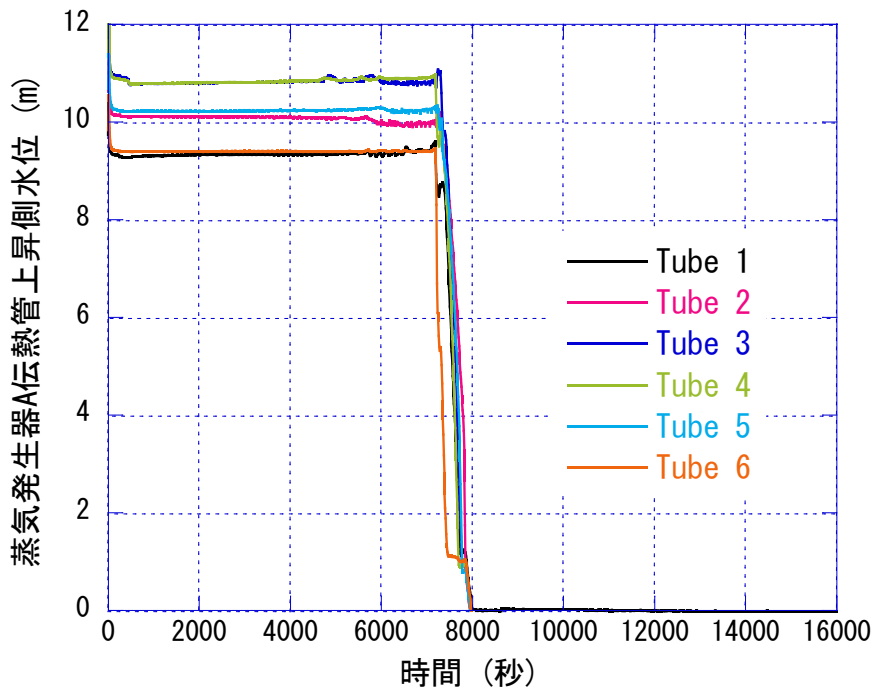


図 2.2.2-15 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ A)

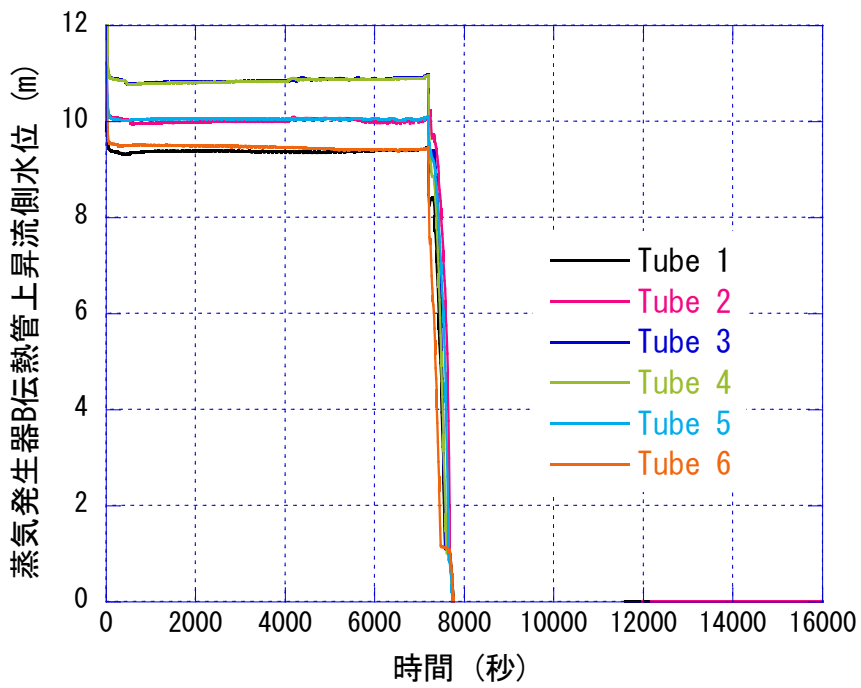


図 2.2.2-16 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ B)

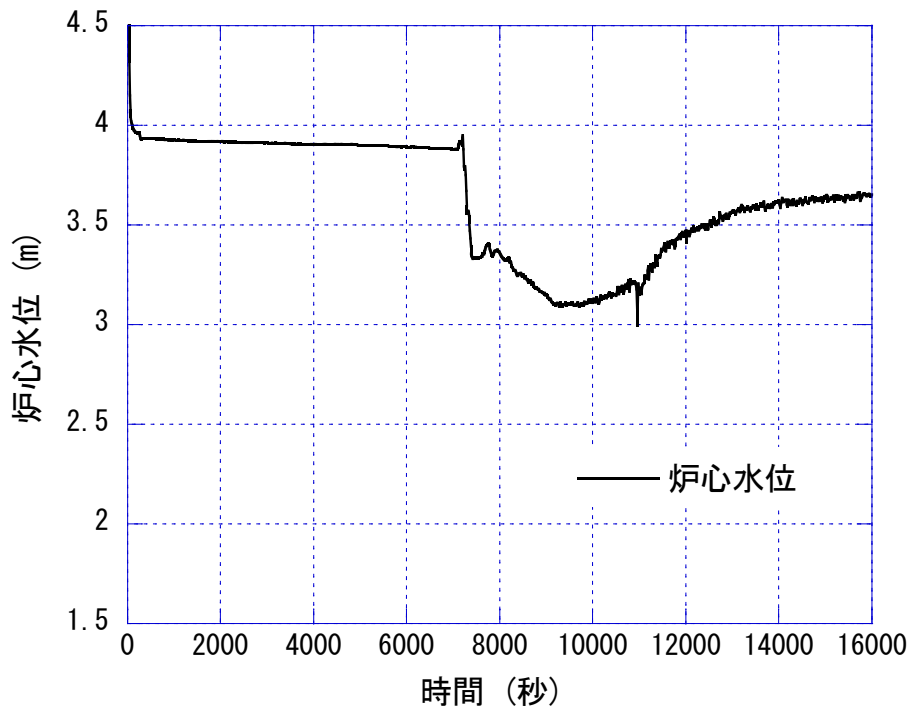


图 2.2.2-17 炉心水位

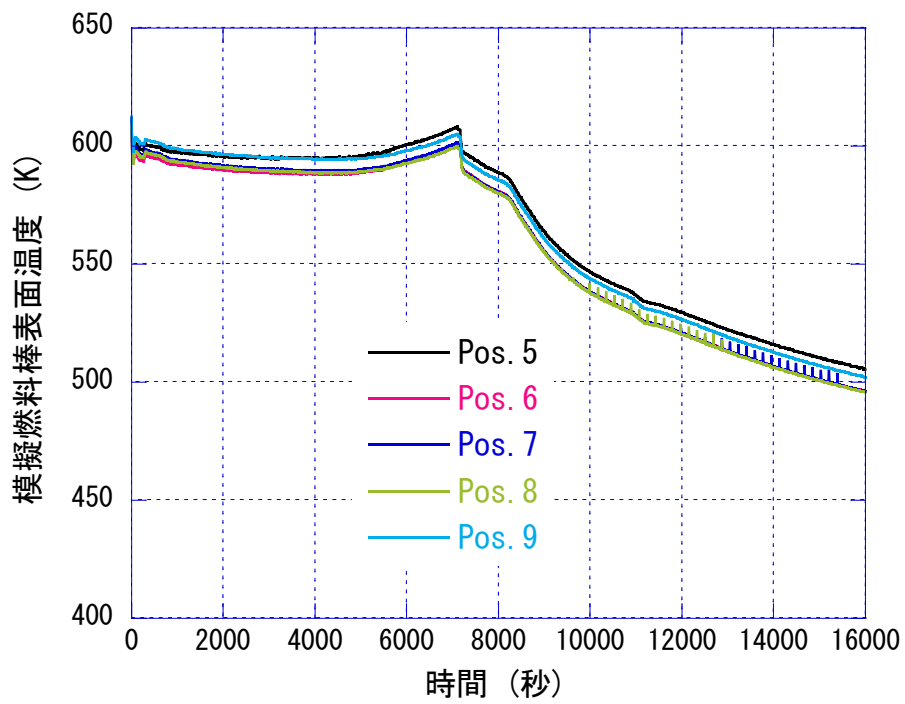


图 2.2.2-18 模擬燃料棒表面温度

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

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。そのため、SG 伝熱管複数本破断事故からの回復操作を模擬した実験に対する事後解析が必要となる。今年度は、2018 年に行った、LSTF による SG 伝熱管複数本破断事故実験(実験番号: SB-SG-17)[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-17 実験の主な仮定と条件は、2010 年に実施した SG 伝熱管 1 本破断事故に関する SB-SG-15 実験[2]を参照しており、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。
- 一次系圧力が 12.97MPa に低下した時点で、スクラム信号を発信し、SG 主蒸気止め弁を閉止する。
- 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一次系冷却材ポンプの回転数と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。
- 一次系圧力が 12.27MPa に低下した時点で、安全注入設備作動(SI)信号を発信する。
- 炉心冷却の観点でより厳しい条件として、高圧注入系の単一故障を仮定する。すなわち、SB-SG-15 実験の様な高圧注入系に故障が無い条件と比べて、同じ一次系圧力における高圧注入系の流量は半分とする。SI 信号発信から 10 秒後、高圧注入系を作動して両ループの低温側配管へ均等に注水する。高圧注入系の注水温度は 310K とする。
- SI 信号発信から 70 秒後、補助給水系を作動して両ループの SG 二次側へ均等に注水する。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。
- 健全ループ(ループ A)の高温側配管の流体温度が 547K に低下した時点で、加圧器逃し弁の開放による一次系減圧を開始する。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。

- 加圧器逃し弁の開放により加圧器水位が 1m に回復した時点で、両ループの高圧注入系を停止する。
- 加圧器逃し弁の開放による一次系減圧の効果を確認後、加圧器逃し弁を閉止する。

SB-SG-17 実験の事後解析用の入力データは、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 2.2.3-1(a)に SB-SG-17 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。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 2.2.3-1(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。なお、過渡計算において、破断開始から高圧注入系の作動終了までを模擬した後、2 度のリスタート計算により、それぞれ加圧器逃し弁の閉止までと、再度一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力がほぼ等しくなった期間を含む 3500 秒までを模擬した。

図 2.2.3-2～図 2.2.3-11 に時系列で主な実験結果と事後解析結果を 0～3500 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(図 2.2.3-2)、スクラム信号が発信した。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 2.2.3-3)。

スクラム信号発信に従って SG 主蒸気止め弁を閉止後、両ループの SG 二次側圧力は上昇した。しかし、約 100～800 秒で両ループの SG 逃し弁の周期的開閉により、両ループの SG 二次側圧力は約 8MPa に維持された(図 2.2.3-2)。加圧器逃し弁を開放すると、一次系減圧に従って、ループ B の SG 二次側圧力は低下した。ループ A の SG 逃し弁を開放すると、ループ A の SG 二次側圧力が大きく低下した。解析コードは、SG 二次側圧力の挙動について良く予測した。

一次系圧力が 12.27MPa に低下した時点で、SI 信号が発信した。SI 信号発信からまもなく、高圧注入系が作動した。ここで、図 2.2.3-5 の高圧注入系の流量は作動期間(両矢印で示す)に限り正しく指示されている。解析コードは約 170 秒まで一次系圧力を若干過小評

価したため(図 2.2.3-2)、解析結果の方が実験結果より早く高圧注入系が作動した(図 2.2.3-5)。また、加圧器逃し弁の開放による加圧器水位の回復を良く再現したことから(図 2.2.3-6)、高圧注入系の停止のタイミングに関して、解析結果と実験結果は良く一致した。ここで、解析コードは、高圧注入系の流量を若干過小予測した。

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 SG 二次側への補助給水により、ループ A の SG 二次側水位は約 7.3m までの低下にとどまった(図 2.2.3-4)。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。一方、ループ B の SG 二次側への補助給水が停止後、加圧器逃し弁の開放によりループ B の SG 伝熱管水位が大きな低下を開始するまで(図 2.2.3-9)、ループ B の SG 二次側水位はほぼ一定に維持された。その後、ループ B の SG 伝熱管水位の大きな低下に従って、ループ B の SG 二次側水位は低下し始めた。ループ B 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 B の SG 二次側水位を約 2600 秒まで過小予測し、約 2600 秒以降過大予測した。

ループ A の高温側配管の流体温度が 547K に低下した時点で、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(図 2.2.3-2)。このとき、解析コードは、一次系とループ B の SG 二次側の圧力をともに過大予測した。ここで、加圧器逃し弁閉止直後の一次系圧力について、解析結果は 6.7MPa に対して、実験結果は 6MPa であった。そのため、加圧器逃し弁閉止後、再度一次系圧力とループ B の SG 二次側圧力がほぼ等しくなったタイミングは、解析結果の方が実験結果よりも早くなった。

解析コードは、破断後加圧器水位が単調に低下し、加圧器水位を喪失したことを良く再現した(図 2.2.3-6)。また、加圧器水位喪失直後、両ループの高温側配管において水位が形成したことを良く再現した(図 2.2.3-7)。さらに、加圧器逃し弁の開放により加圧器水位が回復したことを良く再現した(図 2.2.3-6)。しかし、高温側配管水位の解析結果については、水位形成時に実験結果との不一致が見られた。

SG 伝熱管のうち、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 伝熱管に水位が形成後、ループ A の SG 伝熱管水位は一旦低下した。ループ A の SG 伝熱管の水位低下率について比較的大きな違いは見られるものの、その後、ループ A の SG 伝熱管はほぼ満水のレベルまで上昇し、維持された(図 2.2.3-8)。一方、高圧注入系の作動時のループ B の SG 伝熱管水位の変化に大きな違いは見られるものの、高圧注入系の停止後まもなく、ループ B の SG 伝熱管水位を喪失した(図 2.2.3-9)。解析コードは、A ループの SG 伝熱管水位について、概ね実験結果の範囲

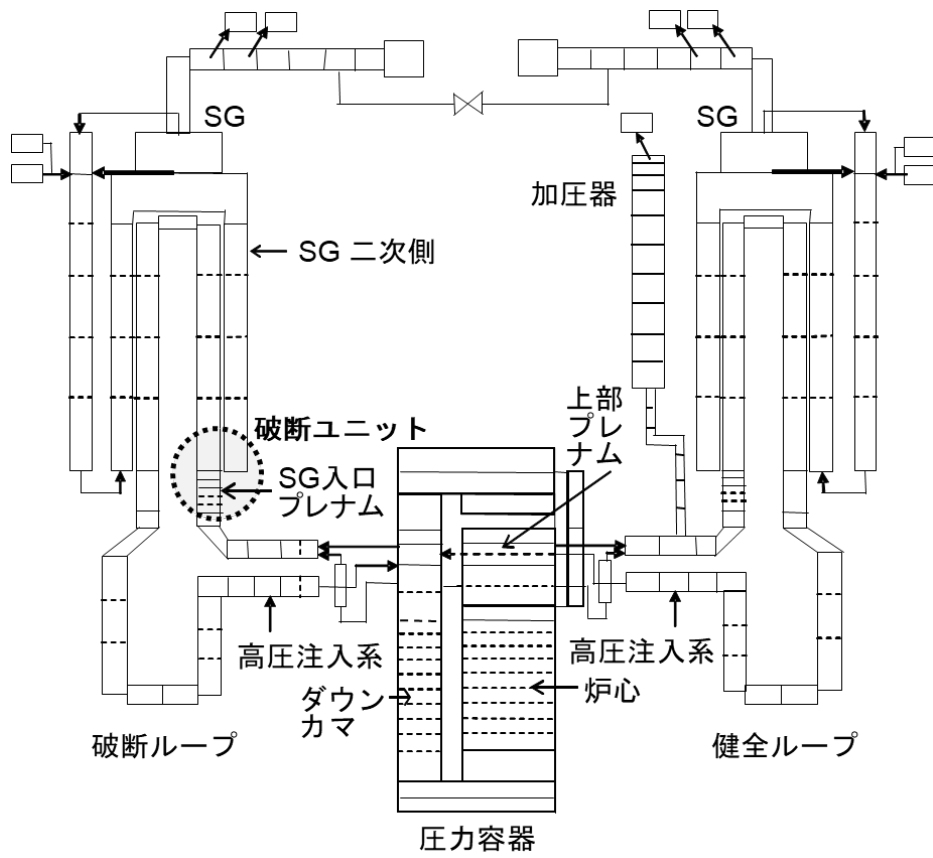
内で予測した。しかし、高圧注入系作動時の B ループの SG 伝熱管水位の変化については、Tube 6 の実験結果と同様の傾向を示すものの、その他の SG 伝熱管の実験結果との不一致が見られた。

ループ A の SG 逃し弁開放後もループ 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、ほぼゼロとなった(図 2.2.3-3)。解析コードは、ループ A、B 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 の自然循環流量を過大予測したため、実験結果との不一致が見られた。

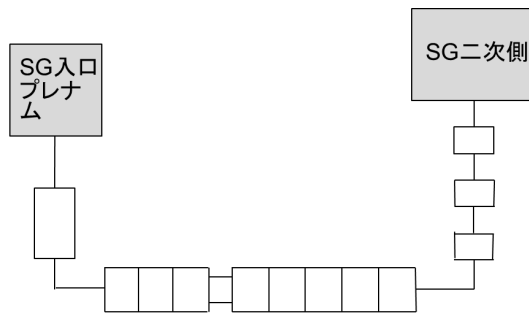
図 2.2.3-10 に炉心水位を示す。また、図 2.2.3-11 に代表的な模擬燃料棒表面温度を示す。Pos. 9 は炉心底部から 3.610 m 上の高さ(炉心最上部に相当)、Pos. 8 は炉心底部から 3.048 m 上の高さ、Pos. 7 は炉心底部から 2.642 m 上の高さの模擬燃料棒表面温度である。解析コードは、炉心水位の低下がわずかであったことから、模擬燃料棒表面温度が上昇しないことを良く再現した。

以上に示す様に、RELAP5/MOD3.3 コードは、SB-SG-17 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 伝熱管水位、高温側配管水位、SG 二次側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。今後、SG 伝熱管に対するノード分割等が SG 伝熱管水位の予測に与える影響等について検討する予定である。

ここで、事後解析において十分に予測できなかった、一次系圧力に影響を与える可能性がある主な現象と関与する RELAP5/MOD3.3 コード上の物理モデルやパラメータについてまとめる。破断口での臨界流には、Ransom-Trapp モデルを用いている。ループ A の SG 逃し弁の開放による二次側減圧に係る SG 伝熱管での凝縮には、Nusselt 相関式(層流の場合)と Shah 相関式(乱流の場合)による評価値の大きい方を用いた熱伝達モデルを用いている。低温側配管での高圧注入系冷却水上の蒸気凝縮には、相間熱伝達モデルを用いている。その他の現象と関与するパラメータとして、崩壊熱には炉心出力、ループ A の SG 逃し弁の開放による蒸気流出には SG 逃し弁の流出係数、加圧器逃し弁の開放による二相流出には加圧器逃し弁の流出係数が挙げられる。よって、一次系圧力を予測するうえで、これらの物理モデルやパラメータ等に課題があると考えられる。



(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 2.2.3-1 SB-SG-17 実験の事後解析用ノーディング図

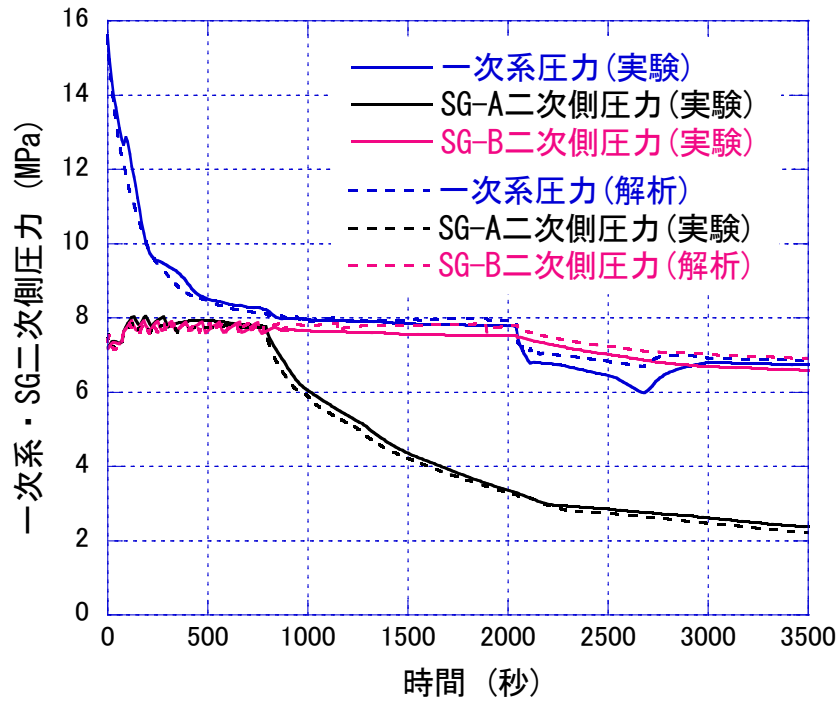


図 2.2.3-2 一次系・蒸気発生器二次側圧力 (ループ B が破断ループ) に対する実験及び解析結果

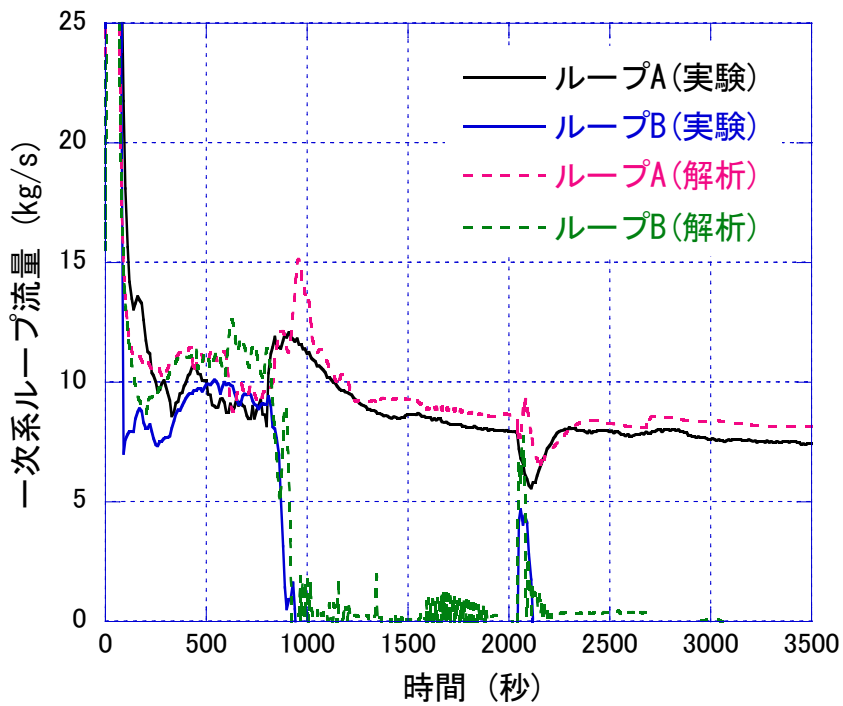


図 2.2.3-3 一次系ループ流量 (ループ B が破断ループ) に対する実験及び解析結果

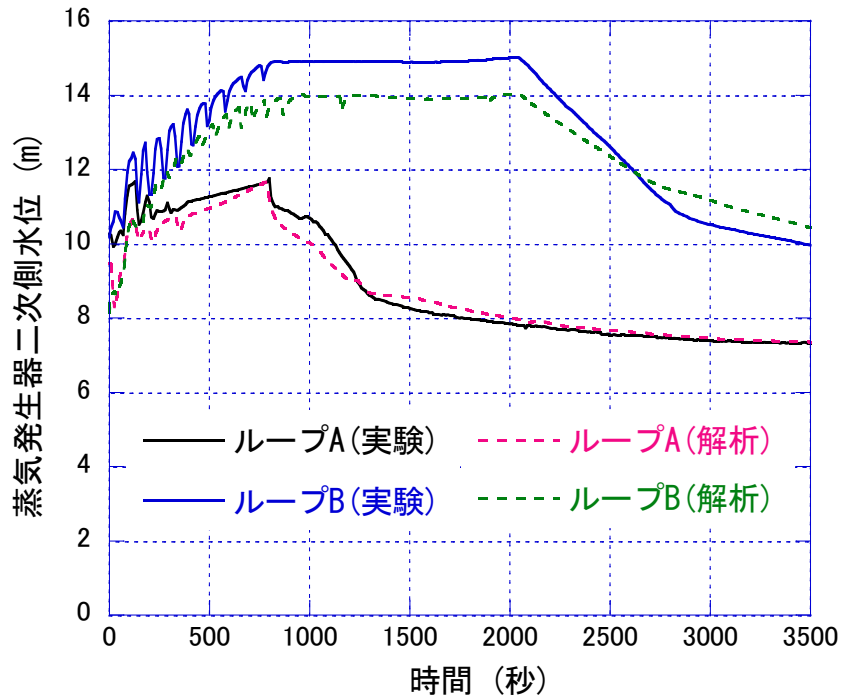


図 2.2.3-4 蒸気発生器二次側水位（ループ B が破断ループ）に対する実験及び解析結果

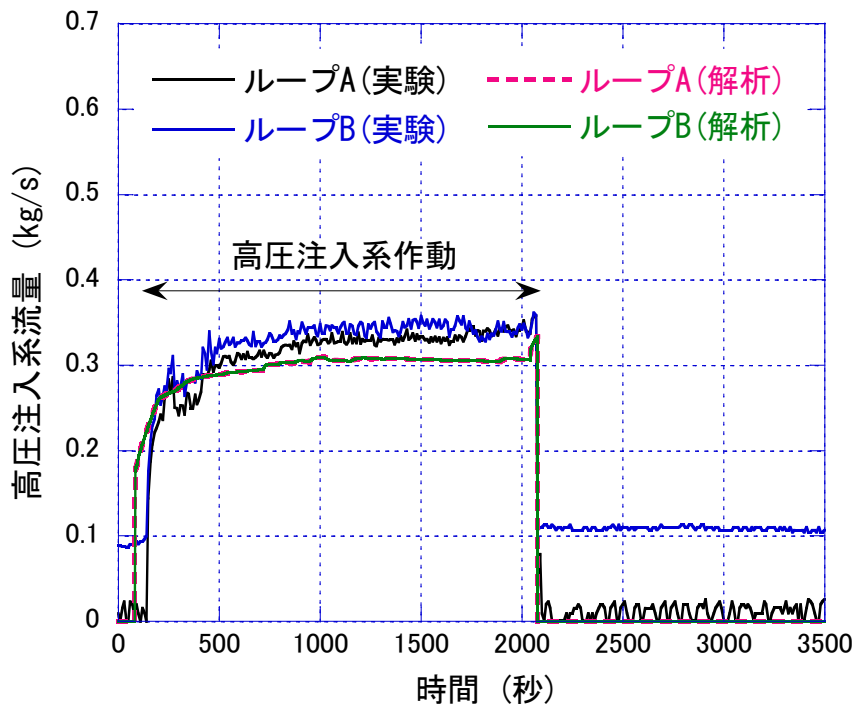


図 2.2.3-5 高圧注入系流量（ループ B が破断ループ）に対する実験及び解析結果

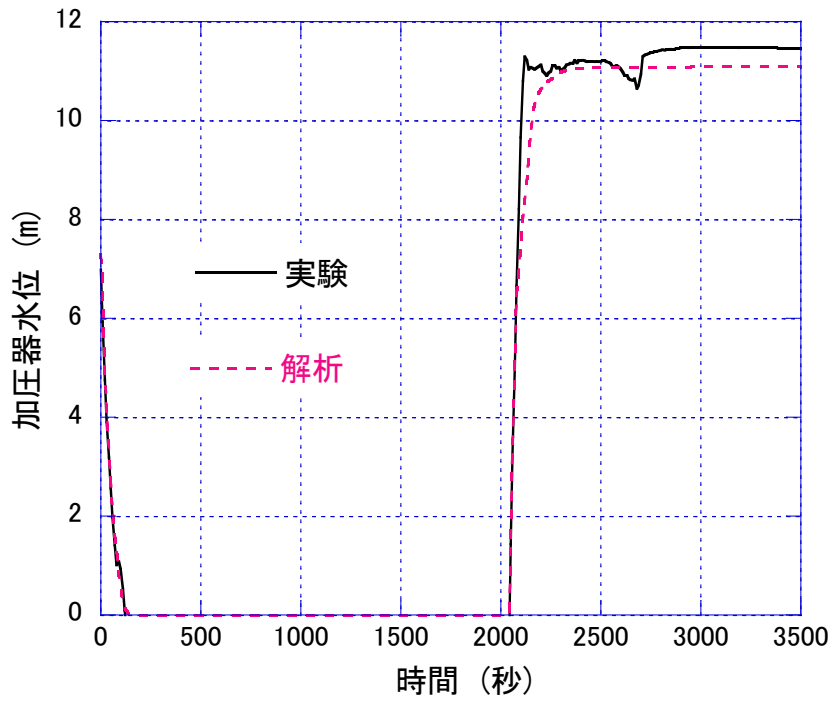


図 2.2.3-6 加圧器水位に対する実験及び解析結果

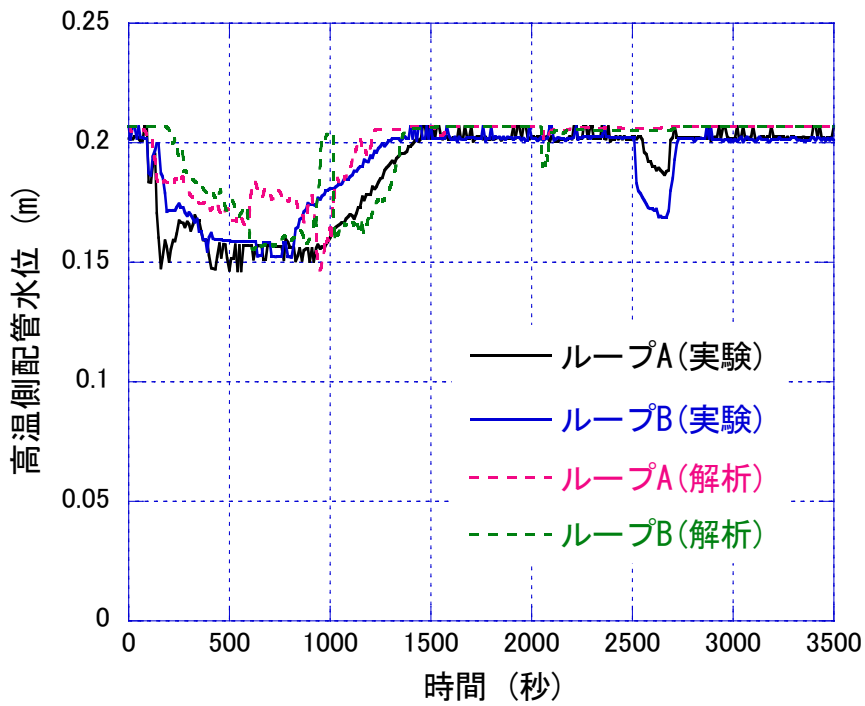


図 2.2.3-7 高温側配管水位（ループ B が破断ループ）に対する実験及び解析結果

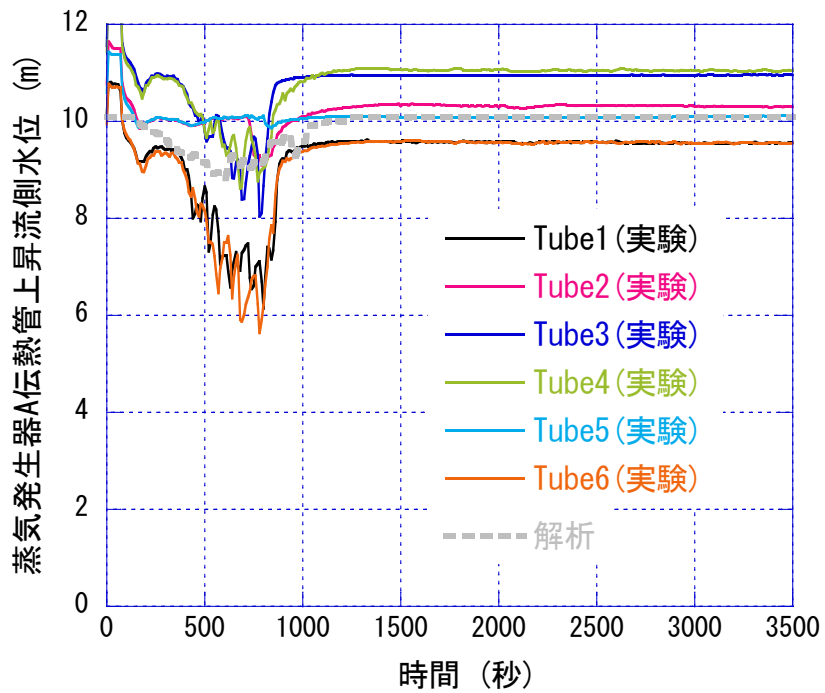


図 2.2.3-8 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ A 健全側)に対する実験及び解析結果

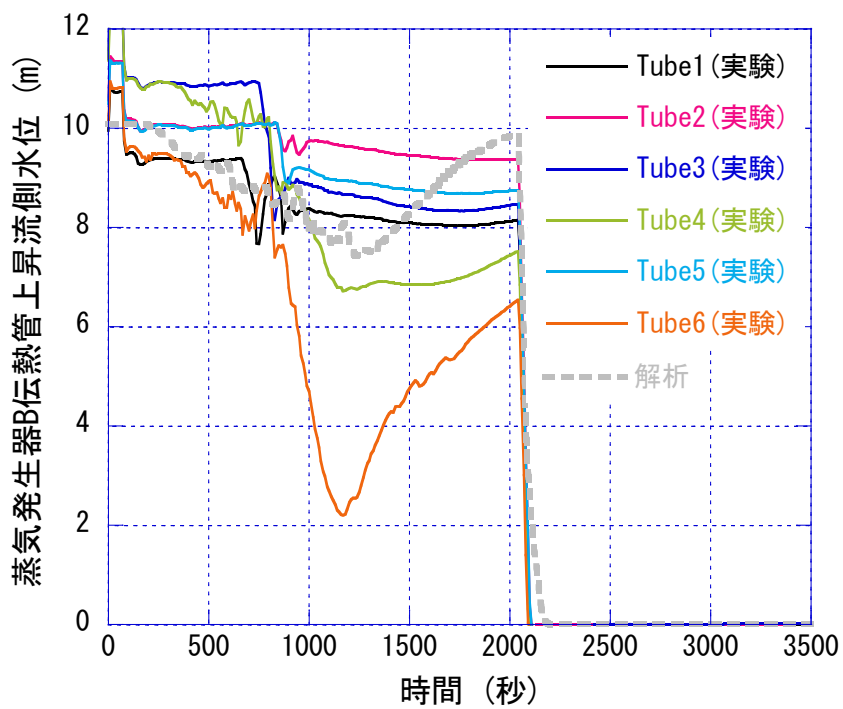


図 2.2.3-9 蒸気発生器伝熱管上昇流側水位(ループ B 破断側)に対する実験及び解析結果

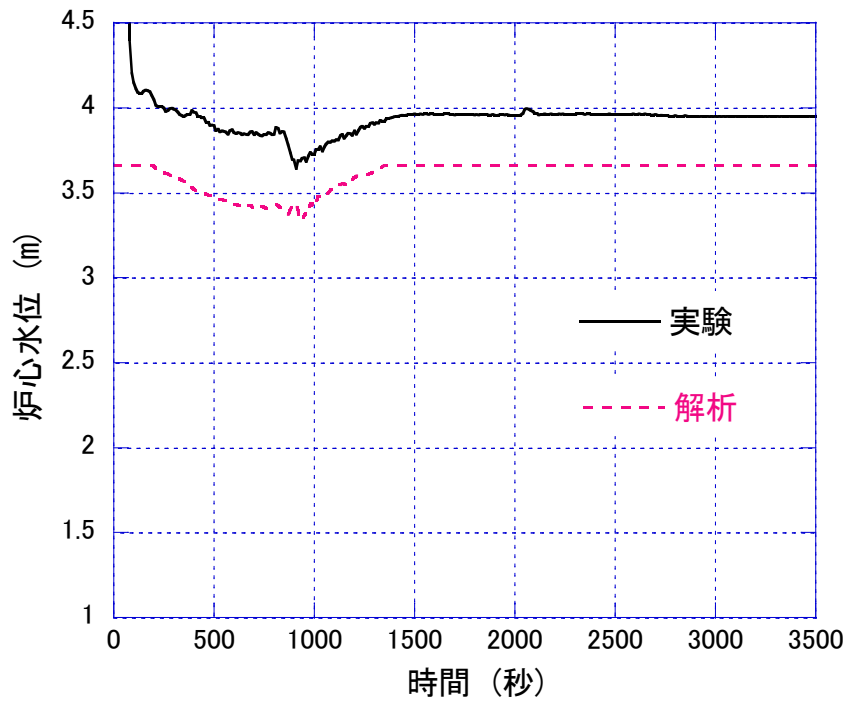


図 2.2.3-10 炉心水位に対する実験及び解析結果

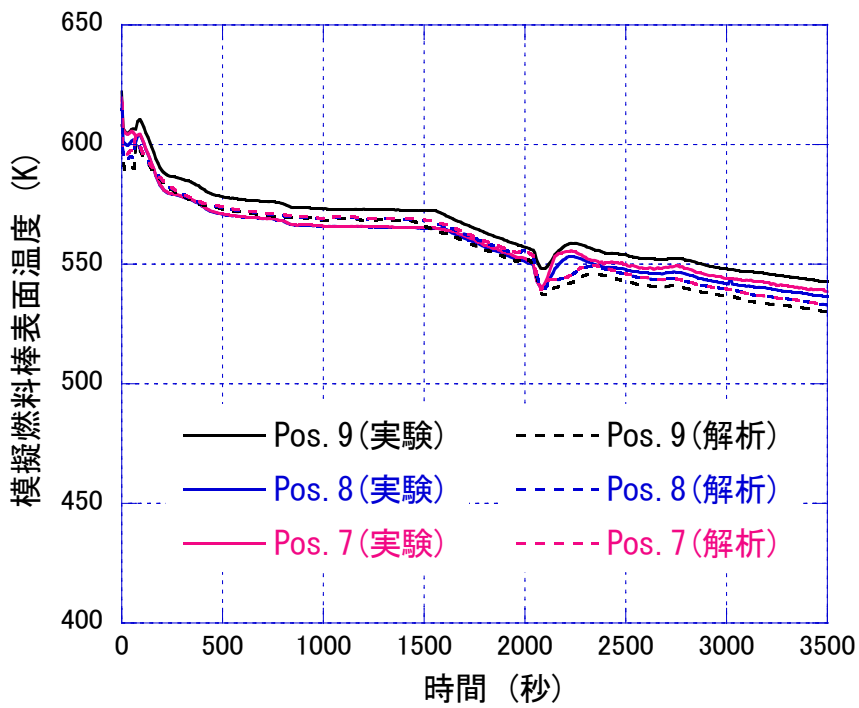


図 2.2.3-11 模擬燃料棒表面温度に対する実験及び解析結果

2.2.4. 国際的な総合効果実験の情報収集

原子力機構は、従来実施した LSTF による総合効果実験の一部を in-kind 提供することにより、以下に示す2つの OECD/NEA 共同プロジェクトに参加している。in-kind 参加の目的には、同プロジェクトで準備されているスケーリングを考慮した他実験施設との相互参照実験で得られる成果を熱水力現象の実機模擬性の検討に役立てることが含まれる。

ETHARINUS(Experimental Thermal Hydraulics for Analysis, Research and Innovatons in NUClear Safety)プロジェクトでは、独 Framatome 社の独コンボイ型 PWR (ただし、炉心上部構造等はウェスティングハウス型 PWR) の模擬実験装置である PKL(Primärkreisläufe versuchsanlage)を用いた各種総合効果実験等が 2020 年 10 月から 4 年間の予定で実施される。PKL は、参照炉をほぼ同一高さで、体積比は 1/145 で模擬している。原子力機構は、2020 年 11 月 30 日と 12 月 1 日に開催された ETHARINUS プロジェクトの kick-off 会合(video conference)に参加した。同会合にて、高圧注入系の全故障を仮定した原子炉圧力容器頂部小破断 LOCA 時の回復操作(炉心出口温度が 623K に到達した時点での SG 逃し弁の開放による減圧と SG 二次側への補助給水)を模擬した LSTF 実験 [1]を相互参照実験の候補として提案し、了承された。加えて、先行の PKL-4 プロジェクトにて PKL 装置を用いて実施された、SG 伝熱管複数本破断実験に対する RELAP5/MOD3.3 コードを用いた事後解析等の議論を行った。

一方、ATLAS-3 プロジェクトでは、韓国原子力研究所(KAERI)の韓国標準型次世代軽水炉 AP1400 の模擬実験装置である ATLAS(Advanced Thermal-hydraulic Test Loop for Accident Simulation)を用いた各種総合効果実験等が 2021 年 1 月から 4 年間の予定で実施される。ATLAS は、参照炉を 1/2 の高さで、体積比は 1/288 で模擬している。原子力機構は、2020 年 11 月 3-5 日に開催された先行の ATLAS-2 プロジェクトの最終会合(video conference)に参加した。同会合にて、高圧注入系の全故障を仮定した全交流電源喪失時の回復操作(炉心露出直後での SG 安全弁の開放による減圧と SG 二次側への低圧給水)を模擬した LSTF 実験[2]を ATLAS-3 プロジェクトで実施される相互参照実験の候補として提案した。相互参照実験については、今後継続して審議される。

3. 結言

3×3 バンドル伝熱実験では、フロータブ無し丸セル型スぺーサを用いた際の限界出力実験、出力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、本年度設置のスぺ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。

4×4 バンドル伝熱実験では、圧力変動過渡実験を初めて実施した。本年度実施した実験範囲では、1 ケースを除き ROD1 の最上部（第 6-7 スぺーサ間）のみでリウエット→ドライアウトが発生した。得られたリウエット速度は、昨年度までに実施した単管試験体における圧力変動過渡実験で得られたリウエット速度と比較し、速度レンジは同程度であったが、パラメータ依存性については整合しない部分があった。

単管伝熱実験では、圧力・出力複合変動過渡実験を初めて実施した。圧力変動量と出力変動量のバランスに依存して減少が変化すること、圧力上昇に起因して生じるリウエット（下部リウエット）は、上部リウエットよりも低い温度領域で生じるにもかかわらず速度が非常に遅いことを明らかにした。

先行冷却実験では、本年度から水-蒸気系での実験を開始した。蒸気単相熱伝達実験では、既存相関式に入口効果補正、二重管補正および温度補正を考慮することで、計測値を良好に予測する結果を得た。リウエット実験では、気相単相熱伝達相関式によるリウエット液膜先端近傍の乾き領域での熱伝達予測値は、計測結果よりも有意に低い傾向を示し、液滴等による熱伝達を適切に考慮する必要性が改めて確認された。リウエット液膜先端近傍で飛散する液滴の可視化実験では、バックライト法による可視化を実現し、液滴径ごとの空間頻度分布の算出が可能となり、リウエット液膜近傍では液滴が壁面近傍に多く分布する結果を得た。リウエット液膜先端近傍での熱伝達モデルの検討では、気相熱伝達に対する速度境界層の影響は確認されたものの、その影響範囲と効果は入口効果等に比べて非常に小さいことを確認した。液滴等熱伝達に対する飛散液滴非一様分布の影響は、一様分布に比べて壁面近傍に多く液滴が存在する場合に熱伝達が向上することが確認された。濡れ乾き共存領域の熱伝達モデルに関して、リウエット液膜先端からの距離を考慮したうえで、壁面温度の関数、すなわち沸騰曲線による予測モデルを検討する方針を定めた。

Euler-Euler ベースの二相流三流動場 CFD ソルバーの構築を目指して、本年度は以下の機能を OpenFOAMver.7 に実装した。

- ① 計算安定化を向上させるための圧力の体積平均操作
- ② 熱物性計算の拡充
- ③ 液滴-壁面の熱伝達を考慮したモデルの実装

さらに、試計算として単管試験体での熱伝達実験に関する解析を実施した。その結果、加熱面入口直後での温度上昇は定性的に再現することに成功した。一方で、過熱部後半での蒸気単相に遷移した後の壁面温度の急激な上昇が再現には課題が残った。昨年度および本年度の作業で、二相流三流動場 CFD ソルバーのベースは構築できたので、今後は現象の詳細理解のための解析ツールとして利用しつつ、解析精度の向上を目指す。とくに、液滴が蒸発し蒸気単相に遷移することで生じる壁面温度の上昇の再現を目指す。この過程で得た知見を基にモデルの高度化・実装につなげる。

SG 伝熱管複数本破断事故は、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 LSTF による実験(実験番号: SB-SG-18)は、SG 伝熱管複数本破断に係るシリーズ実験として、SG 伝熱管複数本破断に主蒸気管破断を重畳し、かつ、高圧注入系の単一故障を仮定した。主蒸気管破断の模擬により実験を開始し、破断ループの SG 二次側水位を喪失した時点で、SG 伝熱管複数本破断が開始すると、一次系圧力が大きく低下することで、両ループの高圧注入系が作動した。高圧注入系の故障条件や SG 伝熱管の破断サイズの影響を受けながら、両ループの高温側配管と低温側配管に水位が形成され、一次系圧力は健全ループの SG 二次側圧力を下回った。破断ループの SG 二次側圧力は、一次系圧力とともに低下した。ここで、健全ループの SG 逃し弁を開放した時点で、一次系圧力は十分低かった。そのため、健全ループの SG 逃し弁の開放が一次系減圧に与える効果は殆ど無かった。また、健全ループにおいて、自然循環流量はほぼゼロとなり、流れが停滞した。高圧注入系の作動時において、低温側配管水位に影響を受けながら、健全ループの低温側配管底部の流体温度は大きく低下し、温度成層が観察された。

二次冷却系からの除熱機能喪失事象として加圧器挙動が影響する多重故障事象時の運転員操作を検討する際、関連実験が少なく従来知見が十分であった。そのため、本年度実施した LSTF による実験(実験番号: TR-LF-19)は、高圧注入系からの冷却材注入と加圧器逃し弁の開放による一次系フィード・アンド・ブリード運転を伴う給水喪失を模擬し、補助給水系の不作動や高圧注入系の単一故障等を仮定した。SG 主給水停止の模擬により実験を開始した。SG 二次側水位を喪失し、加圧器逃し弁を開放すると、一次系圧力が大きく低下し、両ループの高圧注入系が作動した。また、加圧器の水位が大きく低下し、両ループの高温側配管と低温側配管に水位が形成された。一次系圧力は低下し続け、両ループの SG 二次側圧力を下回り、両ループの蓄圧注入系が作動した。両ループの高圧注入系と蓄圧注入系の作動により、加圧器、両ループの高温側配管と低温側配管の水位は回復した。両ループの自然循環流量はほぼゼロとなり、流れが停滞した。高圧注入系と蓄圧注入系の作動時において、低温側配管水位に影響を受けながら、両ループの低温側配管中央と底部の流体温度は大きく低下し、温度成層が観察された。実験中に炉心露出が生じなかったことから、一次系フィー

ド・アンド・ブリード運転は、給水喪失時の炉心冷却に有効であった。

解析研究に関しては、LSTF 事故模擬実験に対する解析を通じた最適評価コードの妥当性確認は必ずしも十分ではなかったため、2018 年に行った実験(実験番号：SB-SG-17)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-17 実験における SG 伝熱管複数本破断を模擬した破断サイズは、本年度実施した SB-SG-19 実験と同じであった。この SB-SG-17 実験では、高圧注入系の単一故障等を仮定した。また、SB-SG-17 実験の事後解析用の入力データは、2010 年に実施した SG 伝熱管 1 本破断事故実験(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-17 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 伝熱管水位、高温側配管水位、SG 二次側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

T. Takeda, Y. Wada, Y. Sibamoto, Major Outcomes through Recent ROSA/LSTF Experiments and Future Plans, World Journal of Nuclear Science and Technology, 11, 17-42 (2021).

5. 参考文献

2.1.1.

- [1] 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] 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).

2.1.2.

- [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] 平成31年度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)事業報告書(2020)

2.1.4.

- [1] 平成31年度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)事業報告書(2020)
- [2] G. F. Hewitt, Hemisphere handbook of heat exchanger design, Hemisphere Publishing Corporation, Bristol, 1990, 2.5.1 D.
- [3] 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).
- [4] Azzopardi, B. J., Drop sizes in annular two-phase flow, Experiments in Fluids, 3, 53-59 (1985).
- [5] Binder, J. L. and Hanratty, T. J., A diffusion model for droplet deposition in gas/liquid annular flow, Int. J. Multiphase Flow, 17, 1, 1-11 (1991).
- [6] Sugawara, S., Droplet deposition and entrainment modeling based on the three-fluid model, Nucl. Eng. Des., 122, 67-84(1990).
- [7] Sibamoto, et al., Core heat transfer coefficients immediately downstream of the rewetting front during anticipated operational occurrences for BWRs, Journal of Nuclear science and technology, 48, 3, 440-453 (2011).

- [8] COBRA/TRAC-A Thermal-Hydraulics Code for Transient Analysis of Nuclear Reactor Vessels and Primary Coolant Systems, Equations and Constitutive Models, NUREG/CR-3046 PNL-4385, Vol.1.

2.1.5

- [1] Haipeng Li, Henryk Anglart, Prediction of dryout and post-dryout heat transfer using a two-phase CFD model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 99, 2016, Pages 839-850
- [2] G.F. Hewitt, A.H. Govan, Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase change, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 33, Issue 2, 1990, Pages 229-242
- [3] M. A. Lopez de Bertodano, A. Assad & Stephen Beus, Entrainment Rate of Droplets in the RippleAnnular Regime for Small Vertical Ducts, *Nuclear Science and Engineering*, Volume 129, 1998, Pages 72-80
- [4] Ji-Han Chun, Won-Jae Lee, Cheol Park, Un-Chul Lee, Development of the critical film thickness correlation for an advanced annular film mechanistic dryout model applicable to MARS code, *Nuclear Engineering and Design*, Volume 223, Issue 3, 2003, Pages 315-328
- [5] Alan D. Burns, Thomas Frank, Ian Hamill, Jun-Mei Shi, The Favre Averaged Drag Model for Turbulent Dispersion in Eulerian Multi-Phase Flows, 5th International Conference on Multiphase Flow, ICMF'04 Yokohama, Japan, May 30–June 4, 2004 Paper No. 392
- [6] M. Renksizbulut, M. C. Yuen, Numerical Study of Droplet Evaporation in a High-Temperature Stream, *J. Heat Transfer*, Volume 105, pages 389-397
- [7] Wei Yao, Christophe Morel, Volumetric interfacial area prediction in upward bubbly two-phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 47, Issue 2, 2004, Pages 307-328
- [8] Launder, B.E., Spalding, D.B., The numerical computation of turbulent flows. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* Volume 3, 1974, pages 169–189.
- [9] Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal*, Volume 32, 1994, pages 1598-1605

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] 日本原子力研究開発機構、平成 31 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、(2020).
- [7] 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).
- [8] NEA, Final Integration Report of the Rig-of-safety Assessment (ROSA-2) Project – 2009-2012, NEA/CSNI/R(2016)10, 217 pages (2016).
- [9] T. Takeda, “Data Report of ROSA/LSTF Experiment SB-SL-01 –Main Steam Line Break Accident–”, JAEA-Data/Code 2020-019, 2021.

2.2.2.

- [1] T. Takeda, “Data Report of ROSA/LSTF Experiment TR-LF-07 – Loss-of-feedwater Transient with Primary Feed-and-bleed Operation –”, JAEA-Data/Code 2016-004, 2016.
- [2] T. Takeda, I. Ohtsu, ROSA/LSTF experiment on a PWR station blackout transient with accident management measures and RELAP5 analyses, Mechanical Engineering Journal, 2 (5), Paper No.15-00132, 1-15 (2015).

2.2.3.

- [1] 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).
- [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).

2.2.4.

- [1] T. Takeda, “Data Report of ROSA/LSTF Experiment SB-PV-09 –1.9% Pressure Vessel Top Small Break LOCA with SG Depressurization and Gas Inflow–”, JAEA-Data/Code 2021-006, 2021 (in press).
- [2] T. Takeda, I. Ohtsu, ROSA/LSTF experiment on a PWR station blackout transient with accident management measures and RELAP5 analyses, Mechanical Engineering Journal, 2 (5), Paper No.15-00132, 1-15 (2015).

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 : ワイヤーマッシュセンサー。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。