

博士(工学)論文 要約版

蒸気インジェクターの伝熱流動挙動と作動特性

システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻

弗田 昭博

2021年 3月

## 1. 緒言

地球温暖化対策の一つとして、省エネルギー技術であるヒートポンプが注目されている。ヒートポンプは空調機や給湯器に利用されており、その高効率化が求められるとともに、設置性を向上させるための小型化も重要な課題である。そこで小型かつ高効率なヒートポンプの実現を目指し、蒸気インジェクター（以下「SI」と記す。）に着目した。

SIは蒸気と水の直接接触凝縮により駆動する静的噴流ポンプであり、混合ノズル、スロートおよびディフューザーで構成される。外部動力を必要とせず、凝縮による高い伝熱性能と噴流ポンプとしての昇圧性能を有するため、ヒートポンプにおける凝縮器と圧縮機を補助することによってシステムの効率向上が期待される。

ヒートポンプにSIを適用する特許が阿部らによって取得されている[1]。本特許では、既存の解析モデル[2]を用いた数値計算により、スロート径を縮小させることで昇圧性能が非線形的に向上するという結果が得られている。計算で性能向上が見込まれるスロート径は1 mm以下である一方で、既存研究において実験的に小型SIを作動させ昇圧が確認されているスロート径は3~7 mm程度[3]-[8]であり、2 mm以下のスロートを有するSIに関する実験的知見は乏しい。また、SIの小型化にあたり特に水の供給における圧力損失の顕在化によって流量低減が懸念されている。さらに、SI内部の流動は水と蒸気の凝縮を伴う複雑な流れで成り立っているため、実際に設計を行う際に考慮すべきSIの作動条件や昇圧性能の予測について十分に解明されているとはいえない現状である。

そこで、本研究の目的を蒸気インジェクターの伝熱流動挙動および作動特性の解明とし、研究構成を図1に示す。スロート径の異なるSIテスト部を用いた作動実験を行い、

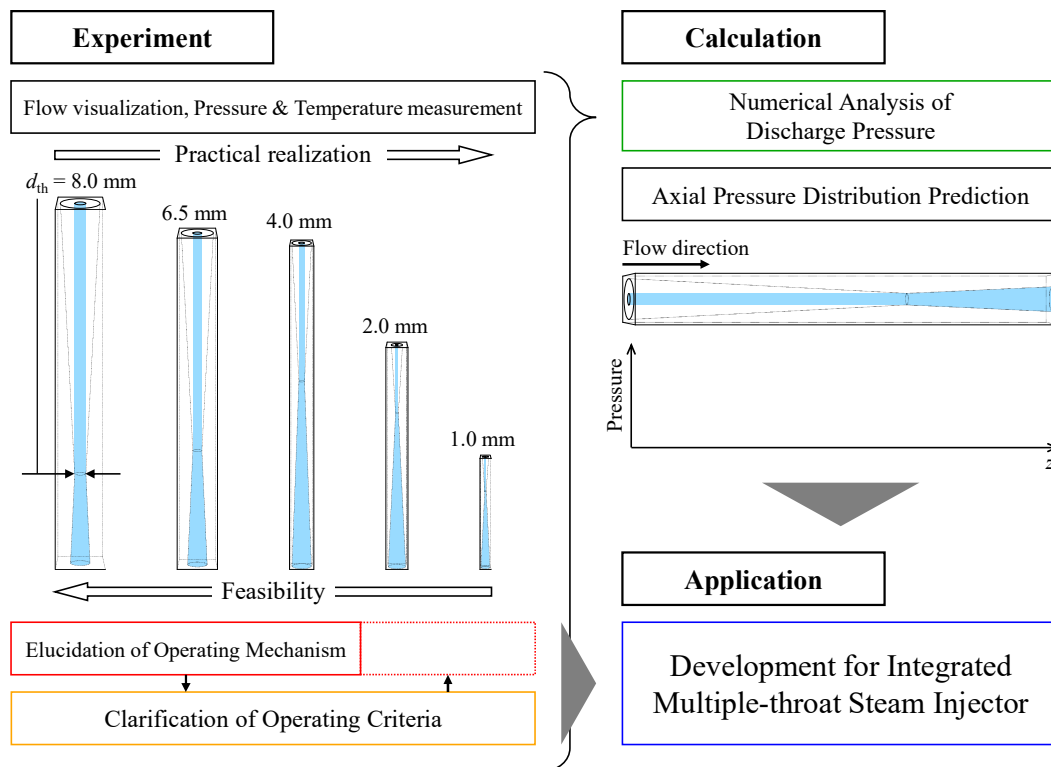


図1 本論文の構成

内部流動の可視化観測および圧力と温度の計測によって、SI の作動と不作動の特性を調べる。また、流動構造が大きく異なっている混合ノズルとディフューザーについて半径方向の全圧計測や拡大可視化実験を行い、流動特性を詳細に調べ、SI の作動メカニズムを解明する。メカニズムに基づいて水と蒸気の供給条件を考察し、SI の作動条件を解明する。さらに、ポンプ性能の指標である吐出圧力を予測するため、内部流動をモデル化し、数値計算によって圧力分布を予測することとする。最後に、これまでの知見を統合した並列一体型蒸気インジェクターの開発を目指す。

## 2. 蒸気インジェクターの内部流動構造と圧力特性

図 2 に可視化実験装置の概略図を示す。装置は透明流路の SI テスト部、蒸気流路、水流路、ドレインポート流路、吐出流路および高速度ビデオカメラで構成される。SI テスト部の寸法条件を表 1 に示す。縮小拡大管の切替部に相当するスロートの直径、 $d_{th}$  を最も重要な条件として各テスト部の呼称に用いることとする。

図 3 に混合ノズルにおける内部流動構造の可視化結果を示す。水と蒸気の供給条件によって、水噴流が形成し定常作動となる状態 (図 3 (a))、水噴流が崩壊し、混合ノズル下部が水で満たされるような状態 (図 3 (b))、水噴流が崩壊し、混合ノズルにほぼ蒸気のみ流れるような状態 (図 3 (c)) と、大きく分けて三つの構造が観測された。代表として  $d_{th} = 6.5 \text{ mm}$  の作動判定実験の結果を図 4 に示す。混合ノズル下部が水で満たされるような状態は入口蒸気流量が比較的小さく、混合ノズルにほぼ蒸気のみ流れるような状態は入口水流量が比較的小さいときに確認された。

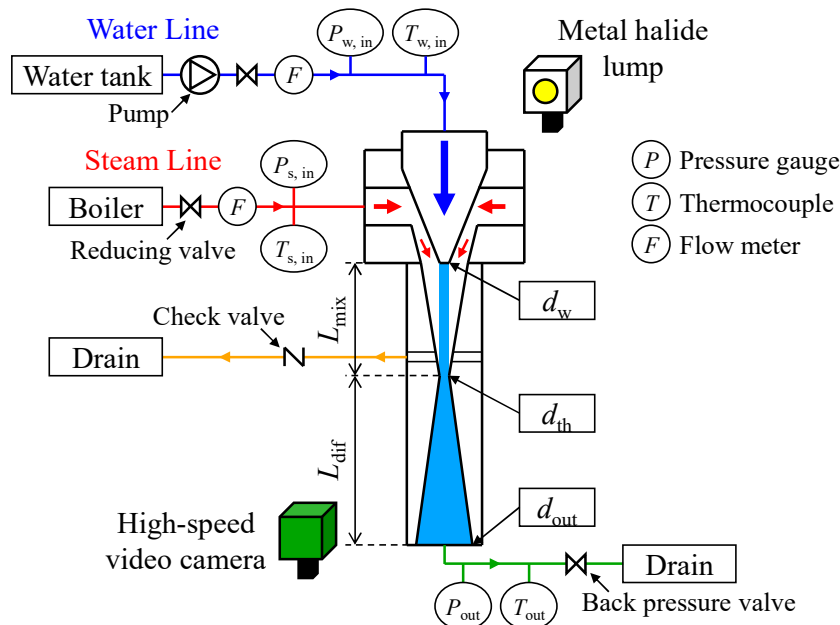


図 2 実験装置

表 1 テスト部の寸法条件

$d_{th}$	1.0 mm	2.0 mm	4.0 mm	6.5 mm	8.0 mm
$d_w$	1.0 mm	2.0 mm	4.0 mm	6.5 mm	8.0 mm
$d_{out}$	6.4 mm	12.7 mm	14.0 mm	14.0 mm	14.0 mm
$L_{mix}$	24.4 mm	45.7 mm	98.9 mm	155.7 mm	193.5 mm
$L_{dif}$	55.0 mm	110.0 mm	132.4 mm	81.5 mm	63.9 mm

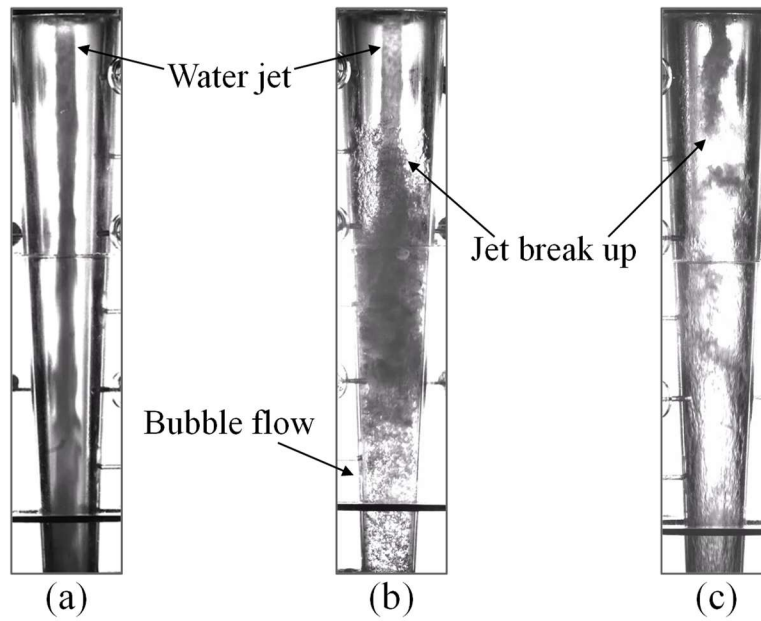


図 3 内部流動構造の可視化結果 ( $d_{th} = 6.5$  mm, a:  $m_{w,in} = 0.35$  kg/s,  $m_{s,in} = 0.031$  kg/s, b:  $m_{w,in} = 0.37$  kg/s,  $m_{s,in} = 0.005$  kg/s, c:  $m_{w,in} = 0.29$  kg/s,  $m_{s,in} = 0.036$  kg/s)

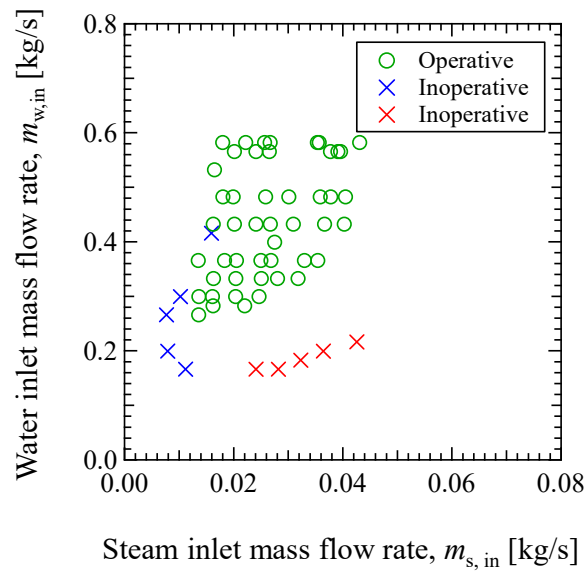


図 4 作動判定実験の結果 ( $d_{th} = 6.5$  mm)

### 3. 内部流動の詳細計測と作動メカニズム

混合ノズルにおける流動特性を詳細に調べるため、混合ノズル内の半径方向全圧計測を行った。直径  $500\ \mu\text{m}$  のピトー管を使用し、水噴流内部の全圧を計測した。別に計測した静圧との差分として動圧を算出し、水噴流の速度分布を取得した結果を図 5 に示す。いずれのテスト部も上流側では噴流界面付近の速度が大きく中心の速度が小さい分布であり、下流へ進むにつれて中心の速度が増加することが確認された。これは蒸气流から水噴流へ運動量輸送が生じたためと考えられる。また、スロート径の小さいテスト部のほうがより短い距離で中心が最大速度となるような分布をとることがわかる。これは水噴流の単位体積あたりの気液界面積が増加することによるものと考えられる。したがって、より小型の SI は効率的に水噴流を加速することができる可能性が示された。

ディフューザ一部の流動特性を詳細に調べるため、拡大可視化観測の結果を図 6 に示す。ディフューザ一部ではスロート側が暗く、出口側が明るくなっている様子が観測された。その境界に着目すると、一際暗くなっている領域の上流側では液滴を伴う高速な流れが存在し、下流側では微細な気泡を伴う低速な気泡流となっており、流動様式が大きく変化していることを確認した。したがって、この境界位置を蒸気の凝縮が急激に進

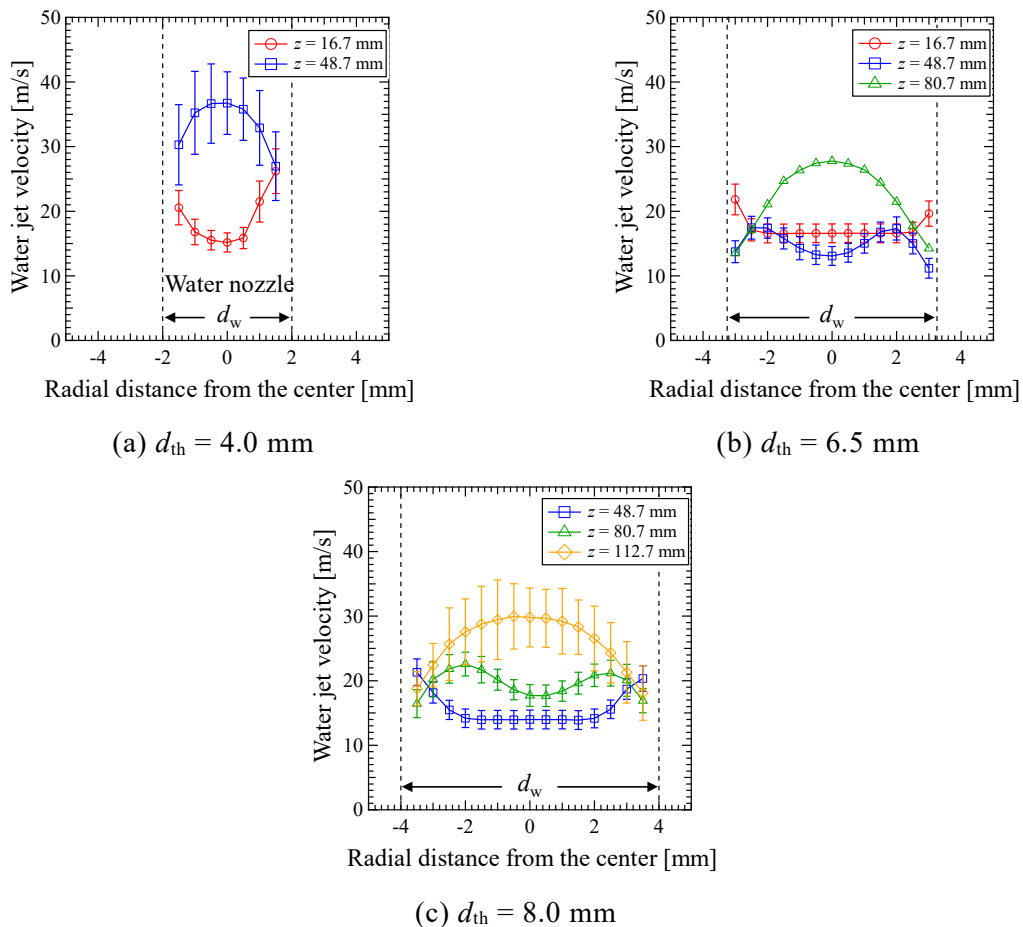


図 5 水噴流の半径方向速度分布 (a:  $m_{w,in} = 0.20\ \text{kg/s}$ ,  $m_{s,in} = 0.017\ \text{kg/s}$ ,  
b:  $m_{w,in} = 0.53\ \text{kg/s}$ ,  $m_{s,in} = 0.035\ \text{kg/s}$ , c:  $m_{w,in} = 0.80\ \text{kg/s}$ ,  $m_{s,in} = 0.041\ \text{kg/s}$ )

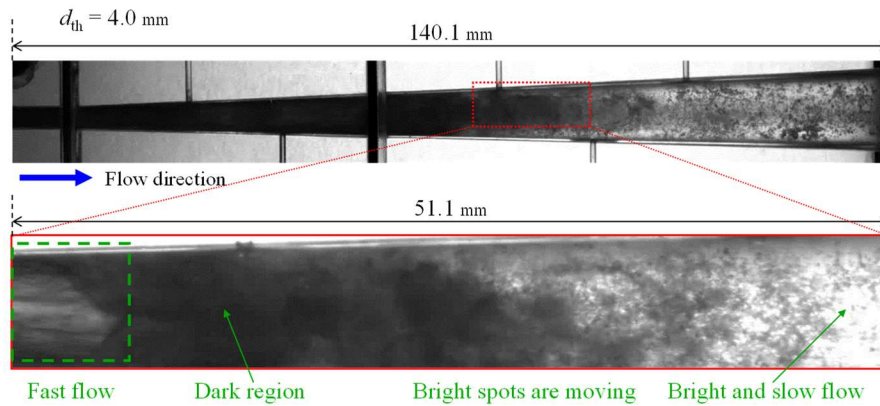


図 6 ディフューザー部の拡大撮影 ( $m_{w,in} = 0.58 \text{ kg/s}$ ,  $m_{s,in} = 0.033 \text{ kg/s}$ )

行する流動遷移位置と定義した．この流動遷移位置の前後では速度が急激に低下することから，運動エネルギーが圧力エネルギーへ変換されていることが考えられる．

以上を踏まえ，SI の作動メカニズムは，混合ノズルで蒸気によって加速された水噴流が流動遷移位置において急激に凝縮し気泡流へ遷移するときに急激に減速することによって大きな圧力波を発生させ，高い吐出圧力を生み出すものであると考えられる．

#### 4. 蒸気インジェクターの作動条件

作動メカニズムを踏まえ，SI の作動条件を考える．まず，ディフューザーにおける凝縮挙動が圧力波の発生に寄与していると考えられるが，図 3(c)のように入口水流量が小さい条件ではほぼ蒸気のみが流れており凝縮が確認されていない．そこで，十分に凝縮が発生し得る条件を考え，次式に表すような水が受け取ることでできるエネルギーと蒸気の放出するエネルギーのバランスを考えることとする．

$$m_{w,in} c_p (T_{\text{sat}} - T_{w,in}) = m_{s,in} h_{fg} \quad (1)$$

ここで， $m_{w,in}$  は入口水流量[kg/s]， $c_p$  は水の定圧比熱[kJ/kg·K]， $T_{\text{sat}}$  は水の飽和温度[K]， $T_{w,in}$  は入口水温度[K]， $m_{s,in}$  は入口蒸気流量[kg/s]， $h_{fg}$  は蒸気潜熱[kJ/kg]である．

また，混合ノズルでの水噴流の加速が作動に寄与していると考えられるが，図 3(b)に示すような条件では入口蒸気流量が小さく十分な加速がなされていない可能性が考えられる．そこで，十分な入口蒸気流量となる条件として蒸気が蒸気ノズル内でチョークする条件を考えることとする．図 7 に蒸気ノズルの構造を示す．蒸気ノズルの出口は混合ノズルの入口であるので，蒸気ノズル出口断面  $A_{s,out}$  の位置における圧力  $P_{s,out}$  と混合ノズル入口断面  $A_{\text{mix}}$  の位置における圧力  $P_{\text{mix}}$  の関係は次式で表される．

$$P_{s,out} = P_{\text{mix}} \quad (2)$$

蒸気ノズル内でチョークが発生し得る最大の蒸気ノズル出口圧力  $P_{s,out}$  は，

$$\frac{P_{s0}}{P_{s,out}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{s,out}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

で表される[9]. ここで,  $P_{s0}$  は蒸気的全圧[Pa],  $\gamma$  は蒸気の比熱比[-],  $M_{s,out}$  は蒸気ノズル出口マッハ数[-]である. これに対し, 混合ノズル入口圧力  $P_{mix}$  が最大となる状況は混合ノズルが水で満たされているときと考えられるので,

$$P_{mix} = P_{w0} - \frac{\rho_w u_{w,mix}^2}{2} - \zeta \left(1 - \frac{A_{w,out}}{A_{mix}}\right)^2 \frac{\rho_w u_{w,out}^2}{2} + \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho_w u_{nozzle}^2}{2} \quad (4)$$

と表せる. ここで,  $P_{w0}$  は水的全圧[Pa],  $\rho_w$  は水の密度[kg/m<sup>3</sup>],  $u_{w,mix}$  は混合ノズル入口における水の流速[m/s],  $\zeta$  は拡大損失係数[-],  $A_{w,out}$  は水ノズル出口断面積[m<sup>2</sup>],  $A_{mix}$  は混合ノズル入口断面積[m<sup>2</sup>],  $u_{w,out}$  は水ノズル出口流速[m/s],  $\lambda$  は摩擦損失係数[-],  $l$  は水ノズル長さ[m],  $d$  は水ノズル内径[m],  $u_{nozzle}$  は水ノズルでの流速[m/s]であり, 右辺第2項は動圧, 第3項は流路拡大損失, 第4項は直管部摩擦損失である.

以上を踏まえ, 水と蒸気のエネルギーバランス条件と蒸気のチョーク条件を図4の作動判定結果に併せた結果を図8に示す. SIの作動条件としては赤破線よりも左側かつ黒一点鎖線よりも右側であれば作動すると考えられるが, 実験で得られた判定結果に概ね一致する傾向を確認した. また, 蒸気チョーク条件よりも左側に作動のプロットがあるが, これは蒸気チョーク条件で考える混合ノズル入口圧力が水で満たされた状態を考えていることに対し, 水流量の条件によってはドレインポートからの排水が十分に機能して水で満たされることが無かったためと考えられる.

## 5. 準一次元二流体モデルを用いた軸方向圧力分布の予測

既存研究で提案されている数値計算モデル[10]を参考に, これまで得られた内部流動の可視化結果に基づいて, 図9のような準一次元二流体モデルを構築する. 本モデルは, 水噴流と蒸気流で形成される Water jet with coaxial steam flow 領域, 崩壊した水噴流が噴霧流となって流れる Atomization flow 領域, 蒸気が凝縮して液単相となる Liquid flow 領

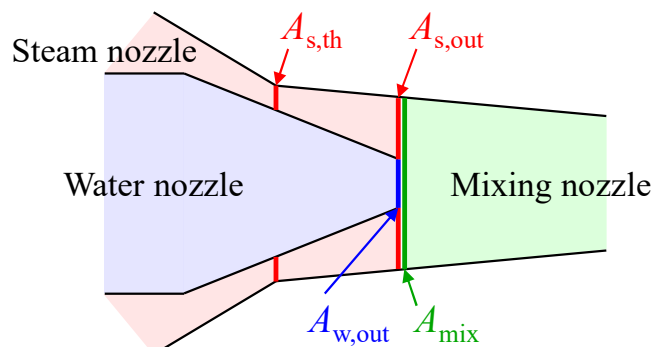


図7 蒸気ノズルの構造

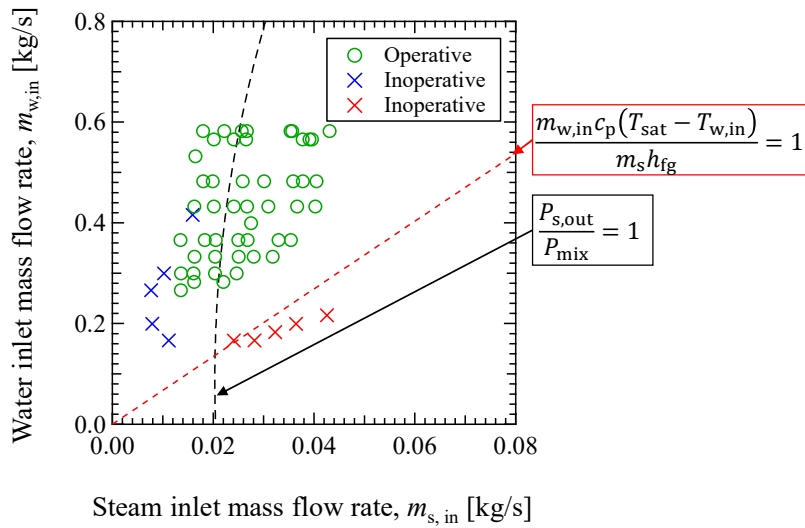


図 8 蒸気インジェクターの作動条件 ( $d_{th} = 6.5 \text{ mm}$ )

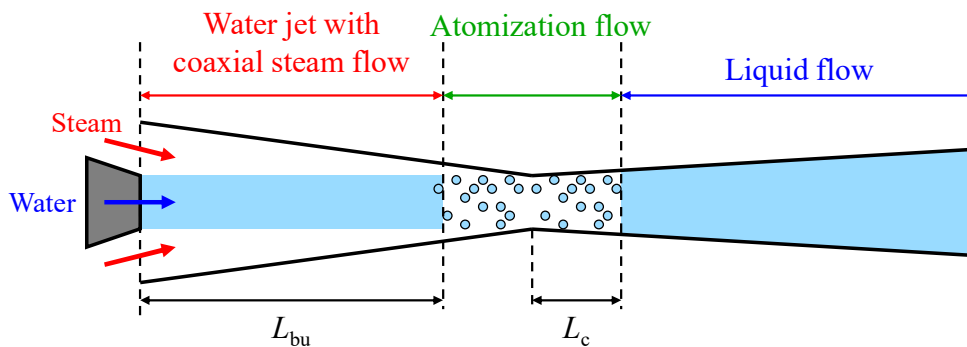


図 9 準一次元二流体モデルの概要

域で構成される。Water jet with coaxial steam flow 領域の長さとして水噴流の崩壊する位置、ジェットブレイクアップ長さを  $L_{bu}$  として定義し、急激に凝縮が進行する流動遷移位置をスロートからの距離  $L_c$  と定義した。

切り分けた三つの領域について、それぞれ質量保存、運動量保存およびエネルギー保存の式を用いて軸方向に沿って計算を行って、軸方向圧力分布を取得した結果を図 10 に示す。Water jet with coaxial steam flow 領域および Atomization flow 領域で負圧状態となる挙動や、Liquid flow 領域で急激に昇圧する挙動を再現できており、実験で得られた圧力分布とよく一致することがわかった。以上より、本研究で提案する準一次元二流体モデルを用いた軸方向圧力分布の数値計算によって、SI のポンプとしての性能指標である吐出圧力を予測することが可能であることが示された。

## 6. 並列一体型蒸気インジェクターの開発

これまでの知見を統合し、高い昇圧性能と小型化を両立し得る寸法として  $d_{th} = 2.0 \text{ mm}$  の SI を、図 11 に示すように 4 基並列化した一体型のデバイスを設計した。このデバイ



スは、 $d_{th} = 4.0 \text{ mm}$  のテスト部と比べてスロート断面積としては等しくなるものの、体積を約 15%削減し、最も長くなる軸方向の長さを約 200 mm 削減するものである。

作動実験結果に基づき、並列型デバイスの最大吐出圧力は個別の SI 流路の昇圧性能に依存するものの、個別 SI 流路の状態そのものがデバイス全体の吐出圧力に及ぼす影響は小さく、吐出圧力を上昇させるためには全体としての出口負荷を最適化することが重要である可能性が示された。

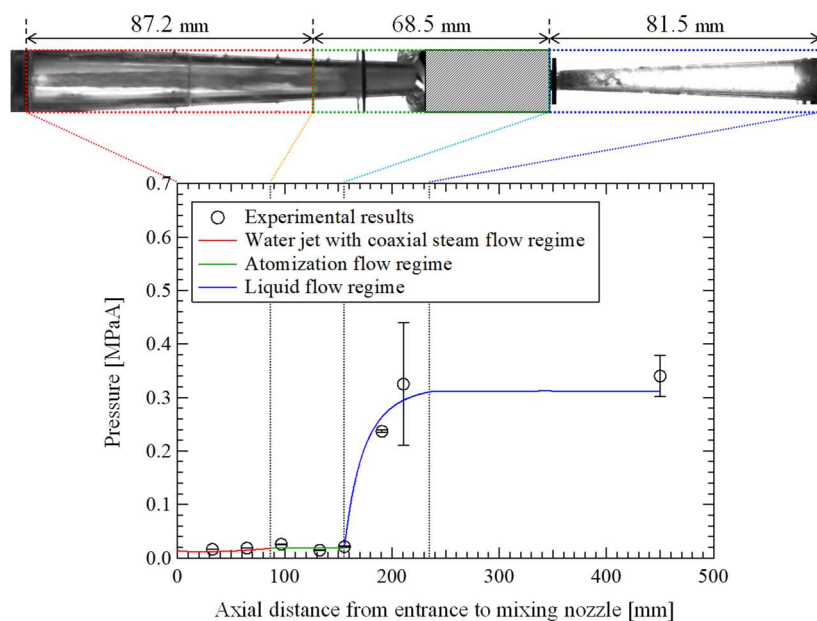


図 10 圧力計測結果と数値計算結果の比較 ( $m_{w,in} = 0.43 \text{ kg/s}$ ,  $m_{s,in} = 0.026 \text{ kg/s}$ ,  $d_{th} = 6.5 \text{ mm}$ , Openingratio of back-pressure-valve: 45%)

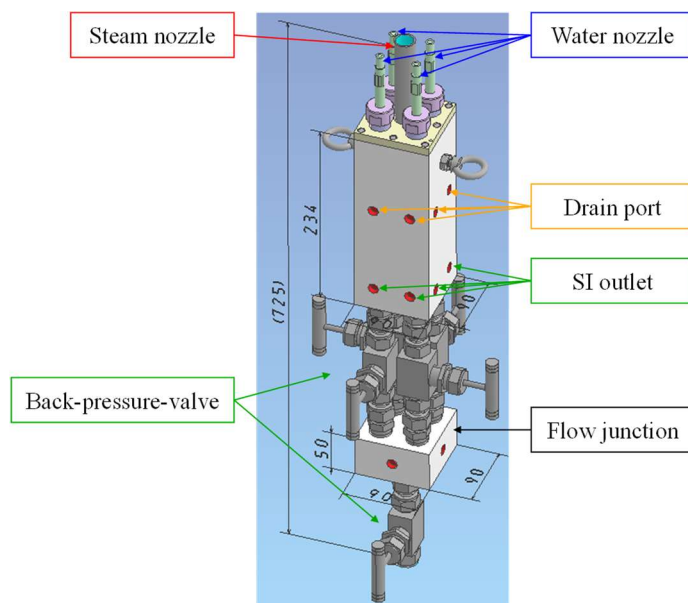


図 11 並列一体型蒸気インジェクターの設計

## 7. 結言

本章では、これまでに得られた成果をまとめる。

- ・スロート径の異なる五つのテスト部を用いた蒸気インジェクター作動実験を行い、内部流動構造を(a)水噴流が形成し定常作動となる状態、(b)水噴流が崩壊し、混合ノズル下部が水で満たされるような不作動状態、(c)水噴流が崩壊し、混合ノズルにほぼ蒸気のみ流れるような不作動状態、の三つに分類した。蒸気インジェクターの作動状態には適切な水と蒸気の供給条件が存在し、どちらかが過小または過大である場合に不作動状態となることが明らかとなった。

- ・水噴流内部の半径方向全圧分布を計測し、速度分布を算出した。水噴流径の変化に伴って、より上流側で水噴流が加速される可能性が示された。これは、噴流径が小さいことによって単位体積あたりの水-蒸気界面積が増加することによるものと考えられる。

- ・ディフューザ一部の詳細な可視化観測を実施し、崩壊した水噴流が特定の位置において急激に凝縮し、気泡流へ遷移して急激に減速ことを確認した。したがって、蒸気インジェクターの作動メカニズムは、混合ノズルで加速され崩壊した水噴流がディフューザ一部で急激に凝縮し、気泡流へ遷移する際に急激に速度が低下することによって圧力波を発生させるものであることを明らかにした。

- ・ディフューザ一部における凝縮について、供給する水の冷却エネルギーと蒸気の加熱エネルギーのバランスを考え完全凝縮し得る条件が作動条件の一つであることを明らかにした。また、蒸気が水を加速する現象について、蒸気が蒸気ノズル内でチョークする条件が作動条件の一つであることを明らかにした。

- ・内部流動の可視化観測結果を踏まえ、準一次元二流体モデルを構築した。内部の流動を水噴流と蒸気流で形成される Water jet with coaxial steam flow 領域、崩壊した水噴流が噴霧流となって流れる Atomization flow 領域、蒸気が凝縮して液単相となる Liquid flow 領域の三つに分割して軸方向圧力分布の数値計算を実施した。その結果、作動実験で計測された圧力分布とよく一致することを確認し、設計時の吐出圧力予測への適用性を確認した。

- ・並列一体型の蒸気インジェクターを設計し、単一の蒸気インジェクターに比べて体積を約 15%削減できることを示した。並列型デバイスの最大吐出圧力は個別の SI 流路の昇圧性能に依存するものの、個別 SI 流路の状態そのものがデバイス全体の吐出圧力に及ぼす影響は小さく、吐出圧力を上昇させるためには全体としての出口負荷を最適化することが重要である可能性が示された。

## 参考文献

- [1] Abe, Y., Takeuchi, K. and Suzuki, Y., Steam Injector and Heat Pump Device, Japanese Patent, No. 6160993, 2017
- [2] Narabayashi, T., Nei, H., Ozaki, O., Shiori, A. and Mizumachi, W., Study on High-Performance Steam Injector (1st Report, Development of Analytical Model for Characteristic Evaluation), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, Vol. 62 (597), 155–162, 1996 (in Japanese).
- [3] Malibashev, S. K., Experimental Investigation of Transparent Models of Steam-Water Injector with a Convergent Nozzle, *Atomic Energy*, Vol. 90, 469–474, 2001.
- [4] Saihara, A., Horiki, S., Osakabe, M., Mori, M. and Ohmori, S., Improvement of Degradation with Non-Condensable Gas in Micro Steam Injector, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, Vol. 73(733), 137–142, 2007 (in Japanese).
- [5] Miyazaki, K., Nakajima, I., Fujiie, Y. and Suita, T., Condensing Heat Transfer in Steam-Water Condensing-Injector, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 10(7), 411–418, 1973.
- [6] Narabayashi, T., Mori, M., Nakamaru, M. and Ohmori, S., Study on Two-Phase Flow Dynamics in Steam Injectors II. High-Pressure Tests Using Scale-Models, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 200, 261–271, 2000.
- [7] Miwa, S., Endo, H., Moribe, T., Sakashita, H., Mori, M. and Hibiki, T., Investigation of the Thermal-Hydraulic Characteristics of Supersonic Steam Injector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, 261–271, 2016.
- [8] Abe, Y. and Shibayama, S., Study on the Characteristics of the Supersonic Steam Injector, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 268, 191–202, 2014.
- [9] Matsuo, K., Compressible Fluid Dynamics (Theory and Analysis in Internal Flow), rikogakusha, 1994 (in Japanese).
- [10] Grolmes, M., Steam-Water Condensing-Injector Performance Analysis with Supersonic Inlet Vapor and Convergent Condensing Section, ANL-7443, Argonne National Laboratory, 1968.