超小型蒸気インジェクターの熱流動挙動と作動境界条件*

Thermal Hydraulics and Operating Criteria of Ultra-Micro Steam Injector

弗 田 昭 博**
FUTSUTA Akihiro

金 子 暁 子***
KANEKO Akiko

阿 部 豊***
ABE Yutaka

鈴 木 裕†
SUZUKI Yutaka

Abstract A Steam Injector (SI) has capability to be applied to heat pump systems and to have downsized them. A SI works as passive jet pump and heat exchanger without external power sources. It has high heat-transfer performance due to direct contact condensation between steam flow and subcooled water jet. The objective of the present study is to clarify thermal hydraulics characteristics and operating criteria for an Ultra-Micro Steam Injector. To this end, SI with throat diameter of 2.0 mm was designed and investigated experimentally. Visualization of internal flow behavior and measurement of pressure and temperature were conducted. As a result, we confirmed that the formation of the water jet, the stop of drainage from the drain port and the increase of discharge pressure. The internal flow patterns were classified into four types and considering the energy balance of water and steam. One of the operating criteria was clarified that water could completely condense the steam. The discharge pressure was increased up to 2 times at maximum. There is possibility the operating criteria can be predicted from the position where the flow behavior changes.

Keywords: Heat pump system, Steam injector, Condensation, Flow visualization

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システムが注目されている。ヒートポンプはあらゆる環境で必要となる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ている。同時に、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。

Fig. 1 に SI の概要図を示す。SI は蒸気と水の直接接触凝縮によって駆動する静的噴流ポンプであり、水ノズル、蒸気ノズル、混合ノズル、スロートおよびディフューザーから構成される。駆動に外部電源を必要とせず、水と蒸気の直接接触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[1]ため、ヒートポンプサイクル

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全体の効率向上が期待される。また、SI は発電プラントの緊急冷却システムや復水器としての利用も提案されており、それら SI に関する既存研究が Takeya ら[2]によって包括的にレ

Fig. 1 Schematic of the steam injector.

* 2019.10.26 受付

** 筑波大学大学院 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻 〒305-8577 茨城県つくば市天王台 1-1-1
TEL: (029)853-5487 FAX: (029)853-5487 E-mail: s1830185@s.tsukuba.ac.jp

*** 筑波大学 システム情報系 構造エネルギー工学域

† 株式会社 WELCON

ビューされ、数値計算モデルや実験的知見がまとめられている。

ヒートポンプにおける SI の利用に関する特許 [3] が阿部らによって取得されている。本特許では、最も動力を必要とする圧縮機に冷媒を導入する前に、SI による昇圧を利用して動力低減を図っている。既存の解析モデル [4] を用いた数値計算により、スロート径の縮小にともなって水噴流の単位体積あたりの蒸気との接触界面積が増加し、SI の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。昇圧性能が向上するスロート径は 1 mm 以下の領域である一方で、過去の研究において実験的に小型の 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 [5-10] 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。これまでにスロート径が 1.0 mm [11] および 600 μm [12] という超小型 SI の作動実験が行われてきたものの、十分な昇圧性能を得るには至っておらず、SI 小型化の実現可能性は未だ不明である。

そこで本研究では、スロート径がマイクロメートルオーダーであるような超小型蒸気インジェクターの実現に向けた SI の熱流動挙動の把握と作動境界条件の特定を目的として、スロート径 $d_{th} = 2.0 \text{ mm}$ の SI を模擬したテスト部を製作し、作動実験を行った。実験では、内部流動の可視化観測を行うとともに、圧力および温度を計測することで伝熱と流動の特性を調べることにした。本論文では製作したテスト部に供給する入口蒸気圧力、入口水流量および背圧弁の開度を变化させた作動実験を行い、それぞれが作動特性に及ぼす影響について調べた結果を述べる。

2. 実験装置および実験方法

2.1 可視化実験装置

Fig. 2 に可視化実験装置の概略図を示す。装置は透明流路のテスト部、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。蒸気流路はボイラーで生成した蒸気を減圧弁を用いて圧力を調整し、テスト部へ供給する。水流路は水道水をタンクへ貯めたのち、ポンプおよびバルブを用いて流量を調整し、テスト部へ供給する。テスト部のスロート上流側には作動開始時に混合ノズル内の余分な流体を排出し、安定作動に寄与する [13] とされるドレイ

Fig. 2 Schematic of the experimental apparatus.

Fig. 3 Schematic of the test section and its geometrical parameters.

ンポートを設置した。その出口には外部流体の侵入を防ぐための逆止弁を設置している。吐出流路には背圧弁を設置した。背圧弁の開度を調整することによってテスト部下流側の負荷を变化させることができる。

蒸気と水を供給した際の内部流動について、後方に光源（メタルハライドランプ）を設置して、高速度ビデオカメラ（Photron、Mini UX100）を用いて可視化した。撮影速度を 32,000 fps、露光時間を 1/32,000 s とした。

Fig. 2 中の P で示す位置には圧力計(共和電業、PGMC-A、 ± 0.008 MPa)を、 T で示す位置には熱電対(ミスミ、MSMD、 ± 2.5 °C)をそれぞれ設置し、入口蒸気圧力 $P_{s,in}$ 、入口蒸気温度 $T_{s,in}$ 、入口水圧力 $P_{w,in}$ 、入口水温度 $T_{w,in}$ 、吐出圧力 P_{out} および吐出水温度 T_{out} を計測した。また、 F は流量計を示しており、蒸気流路では渦式流量計(オーバル、 ± 1.3 m³/h)を、水流路では面積式流量計(東京計装、 ± 0.2 L/min)を用いて流量を計測した。蒸気は計測した圧力と温度から蒸気表[14]を用いて比体積を算出し、蒸気質量流量 $m_{s,in}$ に換算した。水は計測した温度から流体の熱物性値集[15]を用いて密度を算出し、水質量流量 $m_{w,in}$ に換算した。

2.2 テスト部の構造と実験条件

Fig. 3 にスロート径 $d_{th} = 2.0$ mm の SI を模擬したテスト部の概要図を示す。材質はポリカーボネートである。上流側から水ノズル、蒸気ノズル、混合ノズル、ドレインポート、スロートおよびディフューザーで構成される。水ノズルは先細形状であり、出口の内径 d_w は 2.0 mm、外径は 4.0 mm である。蒸気ノズルはテスト部の内壁と水ノズル外壁で形成され、混合ノズル入口面における入口蒸気断面積 A_s は 29 mm² である。入口水断面積を A_w とし、混合ノズル入口面における蒸気と水の断面積比を入口気液断面積比 A_s/A_w と定義する。本研究では A_s/A_w を 9.4 と設定した。混合ノズルは縮小管であり、スロートにおける内径、すなわちスロート径 d_{th} は 2.0 mm となる。ドレインポートはスロートの上流側に設置され、内径は 3.0 mm である。ディフューザーは拡大管であり、出口径 d_{out} は 12.7 mm である。

実験条件として蒸気の供給条件は、入口蒸気圧力 $P_{s,in}$ は 0.10~0.19 MPa、入口蒸気質量流量 $m_{s,in}$ は 0.003~0.006 kg/s、入口蒸気温度 $T_{s,in}$ は 100~118 °C であり、水の供給条件は、入口水圧力 $P_{w,in}$ は 0.16~0.20 MPa、入口水質量流量 $m_{w,in}$ は 0.03~0.04 kg/s、入口水温度 $T_{w,in}$ は 20~21 °C である。また、吐出流路に設置した背圧弁は全開状態を開度 100% と定義し、0~100% の範囲で背圧弁の開度を変更した。

3. 実験結果および考察

3.1 内部流動の可視化観測

Fig. 4 の(a)から(d)に、テスト部へ蒸気と水を供

給したときの内部流動可視化結果のうち、特徴的であった流動挙動を示す。実験条件はそれぞれ図の右側に示すとおりである。図の下側に撮影開始時点からの時間経過を示す。いずれの条件も時間経過による過渡変化は無いことを確認した。

内部流動の挙動を大きく分けて四つに分類した。Fig. 4 (a)の条件では混合ノズルの中央に水噴流が形成することを確認した。この水噴流の形成は SI 作動時の特徴の一つである[10]。水噴流は下流へ進むにしたがって噴流界面の波立ちが激しくなり、揺動しながらスロートへ流れていく様子が観察された。これは蒸気と水の水速度差に起因するものと考えられる。同時に、ドレインポートからの排水が停止することを確認した。これは、混合ノズル内部において蒸気と水が接触して凝縮することによって圧力低下が発生したためと考えられる。この混合ノズル内の圧力低下も SI 作動時の特徴の一つである[10]。水噴流はスロートを通過した後、図中のディフューザー部に Dark region と示す位置において一際暗い領域を境界として気泡流へ変化することを確認した。これは、水噴流と蒸気流が急激に気泡流へ遷移する過程において生じた液膜の擾乱や気泡によってバックライトが遮られ暗くなっているものと考えられる。このような流動挙動は既存研究において SI 作動状態の詳細可視化結果として報告[16]されており、Fig. 4 (a)に示すような挙動は SI 作動状態となり得るものと考えられる。以降、この暗い領域を流動遷移位置と定義することとする。

Fig. 4 (b)の条件ではスロート上流側が水で満たされるような様子を確認した。このときドレインポートからの排水は継続していた。蒸気の凝縮が混合ノズルで完了し、スロート上流側で流路が水で満たしているため混合ノズル内の負圧状態が保たれていないと考えられる。したがって、このような流動挙動は不作動状態と判定した。

Fig. 4 (c)の条件ではスロートを通過した水噴流がディフューザー壁面に沿って流れ、液膜流れとなることを確認した。このとき、ディフューザーにおいて流動遷移が確認できず、出口部においても水と蒸気の二相流が吐出されていたことから、蒸気の供給量が過剰であると考えられ、不作動状態と判定した。

Fig. 4 (d)の条件ではテスト部内にほぼ蒸気だけが流れるような様子を確認した。これは、入口

Fig. 4 Typical snapshots of internal flow behavior. (a) Operative: the formation of a water jet, the stop of drainage from the drain port, and the change from a water jet to a bubbly flow (flow transition point) were confirmed. (b) Inoperative: the water was stacked in the throat. (c) Inoperative: an annular flow was formed in the diffuser. The steam was discharged without completely condensed. (d) Inoperative: the supplied water was stopped, and only steam is provided.

水圧力 $P_{w, in}$ と同程度以上の入口蒸気圧力 $P_{s, in}$ の条件であることから、蒸気が水ノズルにも流入しているためと考えられる。この条件では水噴流の形成が確認できないため、不動作状態と判定した。

観測された挙動を入口蒸気圧力 $P_{s, in}$ と入口水質量流量 $m_{w, in}$ で整理した結果を Fig. 5 に示す。 $m_{w, in}=0.03 \text{ kg/s}$ のとき、入口蒸気圧力が増加するに従い、スロート上流側が水で満たされるような

挙動 (Fig. 4 (b)) から水噴流を形成する挙動 (Fig. 4 (a))、蒸気のみ流れる挙動 (Fig. 4 (d)) へと遷移することがわかる。ディフューザーで液膜流れとなる挙動 (Fig. 4 (c)) は存在すると考えられるが、今回の実験条件では観測できなかった。また、 $m_{w, in}=0.04 \text{ kg/s}$ の条件では入口蒸気圧力が増加すると、水噴流を形成する挙動 (Fig. 4 (a)) からディフューザーで液膜流れとなる挙動

(Fig. 4 (c))、蒸気のみ流れる挙動 (Fig. 4 (d))へ遷移した。一方でスロート上流側が水で満たされる挙動 (Fig. 4 (b)) は確認できなかった。したがって、この挙動は蒸気および水の供給量が小さい条件で発生することが明らかとなった。

このような内部流動の挙動を蒸気と水の入口条件から予測する手法の一つとして、単位時間あたりの蒸気の加熱エネルギーと水の冷却エネルギーを用いたものが提案されている[17]。これらの比をエネルギー比 ε と定義し、以下の式で表す。

$$\varepsilon = \frac{m_{w,in} c_p (T_{sat} - T_{w,in})}{m_{s,in} L_{vl}} \quad (1)$$

ここで、分子が水の冷却エネルギーであり、水が飽和温度に達するまでに受け取ることのできるエネルギーを表す。分母が蒸気の加熱エネルギーであり、蒸気が潜熱として保有するエネルギーを表している。 c_p は水の定圧比熱、 T_{sat} は水の飽和温度、 L_{vl} は蒸気の凝縮潜熱である。なお、水の飽和温度 T_{sat} は混合ノズル入口の圧力における飽和温度とし、混合ノズル入口の圧力には $P_{s,in}$ を用いた。

Fig. 6 に内部流動挙動を入口蒸気質量流量 $m_{s,in}$ とエネルギー比 ε で整理した結果を示す。入口蒸気質量流量の増加にともなってエネルギー比は小さくなり、 $\varepsilon = 1$ に近づくディフューザーで液膜流れとなる挙動 (Fig. 4 (c)) や蒸気のみ流れる挙動 (Fig. 4 (d)) となることがわかる。すなわち、混合ノズル内で水噴流がほぼ飽和温度に達する場合に不動作状態となることが示された。同時に、水噴流を形成する挙動 (Fig. 4 (a)) は ε が 1 より大きい条件で観測されていることから、水の冷却エネルギーが十分に大きく、蒸気を完全凝縮できるような入口条件が、作動条件の一つであることが示唆された。一方で、スロート上流側が水で満たされる挙動 (Fig. 4 (b)) となる入口条件はエネルギー比だけでは判定できず、別の指標を考える必要がある。

3.2 背圧弁開度が吐出圧力に及ぼす影響

Fig. 7 に背圧弁の開度を変更した場合の内部流動の様子と吐出圧力 P_{out} の計測結果を示す。なお、計測値の標準偏差をエラーバーで示すが、白丸で示す Operative の条件では値の 1%未満であったため除外した。

Fig. 5 Classification of internal flow behavior.

Fig. 6 Operating criteria using energy ratio: water cooling energy per steam heating energy.

背圧弁開度 100%のとき、Fig. 4 (a)と同様の流動挙動を示すことを確認した。背圧弁を閉めていくと混合ノズル内では流動の変化が確認できない一方で、ディフューザーでは内部流動が大きく変化していることがわかる。スロート下流側の暗い領域、流動遷移位置が開度の低下にともなって上流側へ移動し、開度 13%ではほぼスロートと同一位置にあることが確認できる。さらに、ディフューザー内に存在する気泡が縮小し、流動遷移位置の下流側が明るくなっている様子が観察された。また、吐出圧力 P_{out} は開度 20%以下となると急激

Fig. 7 Typical internal flow and discharge pressure when the opening ratio of back pressure valve is changed ($P_{w,in} = 0.20$ MPa, $m_{w,in} = 0.04$ kg/s, $T_{w,in} = 21$ °C, $P_{s,in} = 0.15$ MPa, $m_{s,in} = 0.004$ kg/s, $T_{s,in} = 110$ °C).

Fig. 8 Snapshots of internal flow when inlet steam pressure is changed. The dark region (flow transition position) moved downstream ($P_{w,in} = 0.20$ MPa, $m_{w,in} = 0.04$ kg/s, $T_{w,in} = 21$ °C).

に増加しはじめ、開度 15%では約 0.16 MPa、開度 13%では約 0.4 MPa まで増加した。入口蒸気圧力 $P_{s, in}$ および入口水圧力 $P_{w, in}$ に対して昇圧効果が認められ、噴流ポンプとして作動することを確認した。以上より、水噴流の形成、ドレインポートからの排水停止および吐出圧力の増加という既存の SI 作動状態の特徴[10, 16, 17]を示すことを確認し、スロート径 $d_{th}=2.0\text{ mm}$ の SI が作動状態となることを実験的に初めて確認した。

ここで、SI の昇圧性能を評価するため圧力比 η を以下の式で定義する。

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{w, in}} \quad (2)$$

ここで、基準となる入口圧力としては蒸気と水のうち大きいものとして入口水圧力を採用することとした。式(2)を用いて圧力比を計算すると、本研究の実験条件における最大圧力比は 2.0 となり、二倍の昇圧が達成された。

最大の圧力比を示す背圧弁開度 13%からさらに背圧弁を閉めると、Fig. 7 に示すように吐出圧力 P_{out} は急激に減少し、変動が大きくなることを確認した。このとき混合ノズル内で水噴流が形成する状態と水が混合ノズルを満たす状態を繰り返すような挙動となり、同時にドレインポートからの排水が開始する様子が観察されたため、不作動状態へ遷移したと判定した。したがって、SI が最大昇圧性能を発揮するための背圧弁開度には最適値が存在することが示された。

背圧弁開度の変化は流動遷移位置の移動と関係があることから、流動遷移位置がスロートよりも上流側へ移動し、混合ノズル内の輸送現象に影響を及ぼしたことによって不作動状態となった可能性が考えられる。そこで、SI の作動と不作動の境界条件を流動遷移位置から予測できる可能性を考える。

3.3 流動遷移位置を用いた作動境界条件

Fig. 8 に入口蒸気圧力 $P_{s, in}$ を変化させたときの内部流動可視化結果を示す。このとき、入口水圧力 $P_{w, in}$ および背圧弁開度は一定である。入口蒸気圧力の増加にともなうディフューザーに存在する暗い流動遷移位置が下流側へ移動する様子が観測された。ここで、流動遷移位置はある程度の幅をもって存在することから、画像処理を用

Fig. 9 Procedures of image processing for quantifying flow transition position.

Fig. 10 Image processing result.

いて流動遷移位置を定量化することとする。

Fig. 9 に画像処理の概要を示す。Fig. 9 (a)のような撮影された画像 1600 枚に対して、各ピクセルの平均輝度値を算出した。得られた平均輝度値から画像を再構成し、Fig. 9 (b)の画像を作成した。さらに明度とコントラストを補正して Fig. 9 (c)のような画像を取得した。

Fig. 10 に Fig. 8 の画像を処理した結果を示す。入口蒸気圧力 $P_{s, in}$ の増加にともなう流動遷移位置の移動が、より鮮明に確認できることがわかる。

Fig. 11 Average luminance value distribution of the center pixel. A luminance value of 85 or less is defined as a dark region

($P_{w, in} = 0.20$ MPa, $m_{w, in} = 0.04$ kg/s, $T_{w, in} = 21$ °C, $P_{s, in} = 0.18$ MPa, $m_{s, in} = 0.005$ kg/s, $T_{s, in} = 117$ °C).

得られた画像の中心ピクセルにおける平均輝度値分布の一例を Fig. 11 に示す。横軸の原点をスロートの位置とした。スロートから 50 mm 程度下流において輝度値が急激に低下している領域が確認できる。ここで、輝度値の最大値 255 に対して 3 分の 1 にあたる輝度値 85 を下回る領域を暗い領域、すなわち流動遷移位置と定義した。

画像処理によって算出した流動遷移位置を入口蒸気圧力 $P_{s, in}$ で整理した結果を Fig. 12 に示す。エラーバーは Fig. 11 で示す輝度値 85 を下回る範囲を示す。入口蒸気圧力の増加にともなってスロートから流動遷移位置までの長さは増加しており、Fig. 8 に示したような可視化結果を定量化することに成功した。ここで、スロートから流動遷移位置までの長さをディフューザ長さで正規化することとし、 λ を以下の式で定義する。

$$\lambda = \frac{L_{\text{dark}}}{L_{\text{diffuser}}} \quad (3)$$

ここで、 L_{dark} はスロートから流動遷移位置までの長さ、 L_{diffuser} はディフューザ長さである。

正規化した流動遷移位置をエネルギー比 ε で整理した結果を Fig. 13 に示す。Fig. 6 に示したよ

Fig. 12 Change in flow transition position with respect to inlet steam pressure.

Fig. 13 Operating criteria using flow transition position and energy ratio.

うに $\varepsilon = 1$ に近づくと不作動となるほか、入口水流量 $m_{w, in} = 0.03$ kg/s の条件では λ が 0.2 程度を下回ると不作動状態となることがわかる。したがって、水噴流と蒸気流がスロートを通過し、一定以上の距離において気泡流へ移行するような状態が達成されているときに、Fig. 4 (a) のような作動を示す流動挙動となることが示された。ただし、入口水流量 $m_{w, in} = 0.04$ kg/s の条件では実験装置の制約によりスロート上流側が水で満たされる

挙動 (Fig. 4 (b)) が確認できていないため、より広範な条件での実験が必要である。

以上より、蒸気インジェクターの作動条件を特定するにあたり、水と蒸気のエネルギー比および流動遷移位置を評価することが有効である可能性が示された。一方で、流動遷移位置を決定する要素として考えられる蒸気および水の流速や運動量の評価を今後検討する必要がある。また、背圧弁の開度によって流動遷移位置が移動する場合は、ほぼスロートと同位置まで作動状態を保持したことから、流動遷移位置と吐出圧力の関係も今後明らかにする必要がある。

4. 結 言

超小型蒸気インジェクターの実現に向けた SI の熱流動挙動の把握と作動境界条件の特定を目的として作動実験を行い、以下の知見を得た。

- (1) スロート径 2.0 mm の SI を用いて、“水噴流の形成”、“ドレインポートからの排水停止”および“吐出圧力の増加”という蒸気インジェクター作動状態を実験的に初めて確認した。本実験条件における最大の圧力比は 2.0 であった。
- (2) ディフューザーにおいて水噴流が気泡流へ遷移する様子が観測された。この流動遷移位置は背圧弁開度および入口流量条件によって変化することを確認した。
- (3) 水の冷却エネルギーと蒸気の加熱エネルギーの比ならびに画像処理を用いた流動遷移位置の定量評価により作動条件を検討した。両者によって蒸気インジェクターの作動条件を特定できる可能性を示した。

謝 辞

本研究の実施にあたり、株式会社 WELCON の斎藤隆氏、山野上卓也氏、筑波大学の鎌田裕貴氏より貴重なご意見を頂いた。ここに記して感謝の意を表する。

Nomenclature

d	: diameter	[m]
P	: pressure	[Pa]
T	: temperature	[°C]
m	: mass flow rate	[kg/s]
A	: cross-sectional area	[m ²]

c_p	: specific heat at constant pressure	[J/kg·K]
L_{vl}	: latent heat	[J/kg]
L_{dark}	: length of dark region from throat	[m]
$L_{diffuser}$	: length of diffuser	[m]

Greek letters

ε	: energy ratio	[-]
η	: pressure gain ratio	[-]
λ	: flow transition position	[-]

Subscripts

th	: throat
s	: steam
w	: water
in	: inlet
out	: outlet
sat	: saturation

参考文献

- [1] Grolmes, M., Steam-Water Condensing-Injector Performance Analysis with Supersonic Inlet Vapor and Convergent Condensing Section, ANL-7443, Argonne National Laboratory (1968).
- [2] Takeya, Y., Miwa, S., Hibiki, T. and Mori, M., Application of Steam Injector to Improved Safety of Light Water Reactors, Prog. Nucl. Energy, Vol. 78, 80–100 (2015).
- [3] Abe, Y., Takeuchi, K. and Suzuki, Y., Steam Injector and Heat Pump Device, Japanese Patent, No. 6160993 (2017).
- [4] 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), Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Ser. B, Vol. 62(597), 155–162 (1996).
- [5] Malibashev, S. K., Experimental Investigation of Transparent Models of Steam-Water Injector with a Convergent Nozzle, At. Energy, Vol. 90, 469–474 (2001).
- [6] Saihara, A., Horiki, S., Osakabe, M., Mori, M. and Ohmori, S., Improvement of Degradation with Non-Condensable Gas in Micro Steam Injector, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Ser. B, Vol. 73(733), 137–142 (2007).
- [7] Miyazaki, K., Nakajima, I., Fujiie, Y. and Suita, T., Condensing Heat Transfer in Steam-Water Condensing-Injector, J. Nucl. Sci. Technol., Vol. 10(7), 411–418 (1973).
- [8] 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, Nucl. Eng. Des., Vol. 200, 261–271 (2000).
- [9] Miwa, S., Endo, H., Moribe, T., Sakashita, H., Mori, M. and Hibiki, T., Investigation of the Thermal-Hydraulic Characteristics of Supersonic

- Steam Injector, Appl. Therm. Eng., Vol. 109, 261–271 (2016).
- [10] Abe, Y. and Shibayama, S., Study on the Characteristics of the Supersonic Steam Injector, Nucl. Eng. Des., Vol. 268, 191–202 (2014).
 - [11] Futsuta, A., Fujishiro, M., Kaneko, A., Abe, Y. and Suzuki, Y., Investigation of Operating Conditions for Development of an Ultra-Micro Steam Injector, Japanese Journal of Multiphase Flow, Vol. 32(2), 239–246 (2018).
 - [12] Koshiji, T., Abe, Y., Kaneko, A. and Suzuki, Y., Study of the Heat Transfer and Flow Characteristics of an Ultra Micro Steam Injector, Proc. the 15th Int. Heat Transfer Conf. (IHTC-15), Paper No. IHTC15-9895 (2014).
 - [13] Cattadori, G., Galbiati, L., Mazzocchi, L. and Vanini, P., A Single-Stage High Pressure Steam Injector for Next Generation Reactors: Test Results and Analysis, Int. J. Multiph. Flow, Vol. 21(4), 591–606 (1995).
 - [14] The Japan Society of Mechanical Engineers ed., JSME Steam Tables Based on IAPWS-IF97, 6–32 The Japan Society of Mechanical Engineers, Tokyo (1999).
 - [15] The Japan Society of Mechanical Engineers ed., JSME Data Book: Thermophysical Properties of Fluids, 208–210, The Japan Society of Mechanical Engineers, Tokyo (1983).
 - [16] Kamata, Y., Kaneko, A. and Abe, Y., Internal Flow Behavior and Pressure Increasing Mechanism of a Supersonic Steam Injector, Proc. the 27th Int. Conf. Nuclear Eng. (ICONE27), Paper No. ICONE27-1782 (2019).
 - [17] Fujishiro, M., Abe, Y. and Kaneko, A., The Impacts of Scale Effect on Flow Patterns in a Supersonic Steam Injector, Proc. the 25th Int. Conf. Nuclear Eng. (ICONE25), Paper No. ICONE25-67009 (2017).
-