蒸気インジェクタの高性能化に関する研究*

(第2報, 噴流構造の計測)

岩城 智香子^{*1}, 奈良林 直^{*2}森 治嗣^{*3}, 大森 修一^{*4}

Study on High Performance of Steam Injector

(2nd Report, Measurement of Jet Structure)

Chikako IWAKI^{*5}, Tadashi NARABAYASHI,

Michitsugu MORI and Shuichi OHMORI

^{*5} Power & Industrial Systems Research & Development Center, Toshiba Corporation,
Ukishima-cho, Kawasaki-ku, Kawasaki-shi, Kanagawa, 210-0862 Japan

A steam injector is useful in various industries since it is a simple, compact and passive component. Steam injector performance depends on the phenomena of steam condensation onto the water jet surface and heat transfer in the water jet due to turbulent heat transfer. In order to develop high performance steam injector, it is necessary to clarify flow structure of two-phase jet. We carried out experiments to observe the internal behavior of the water jet as well as measure velocity and temperature. As soon as the steam injector starts up, the stable water jet formed in the center of mixing nozzle although it oscillated and the surface wave developed larger with distance due to large shear stress from high speed steam jet. It was confirmed that the steam was supersonic at the outlet of the steam nozzle and the measured velocity in the mixing nozzle was 400-490 m/s. The radial velocity and temperature distributions were obtained and they suggested that the similarity rule was applicable to the water jet in a steam injector as well as the turbulence flow in a circular pipe. It was concluded that the steam nozzle figure was one of the most important parameter for the performance of steam injector. Furthermore, the characteristic analysis model we have proposed evaluated well discharge pressure.

Key Words: Steam Injector, Two-phase Flow, Water Jet, Condensation, Heat Transfer, Turbulent Flow, Supersonic Flow, Laser Doppler Velocimetry

1. 緒 言

蒸気インジェクタは、蒸気と水を駆動源とする静止型噴流ポンプで、蒸気の超音速噴流を水噴流表面に凝縮させることにより、水噴流を加速・昇圧して蒸気の圧力よりも高い圧力の吐出水が得られることを特徴とし、従来蒸気機関車やボイラーの給水用などに用いられてきた。近年では、構造が非常に単純で小型であり、電源が不要で駆動部を持たないため機器としての信頼性が高いことなど多くの利点が着目され、様々な工業分野で利用されている。特に、次世代型原子炉へ適用した場合に期待される効果は大きく、信頼性の向上、発電コストの低減、物量の削減等が図れるため、格納容器冷却システムや再循環系等への適用も検討されている⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾。

ところが、蒸気インジェクタは古くから利用されて

いるにもかかわらず、その作動原理や特性は十分解明されていないのが現状である。蒸気インジェクタを有効に活用するためには、作動特性を把握することにより信頼性および性能をさらに向上させる必要がある。そこで、まず蒸気インジェクタの定式化と特性解析を行うことにより、入口条件を与えたときの蒸気インジェクタ吐出圧の予測を可能にした⁽⁷⁾。しかしながら、蒸気インジェクタは、超音速蒸気流の水噴流への直接凝縮、気液界面から水噴流内への乱流熱輸送などの複雑な現象が性能を支配するため、ポンプ性能の向上にはさらにこれらのメカニズムを明らかにする必要がある。噴流への直接凝縮現象の熱伝達特性に関する研究はいくつか例がみられるが⁽⁸⁾⁻⁽¹¹⁾、いずれも蒸気雰囲気中の水噴流表面での凝縮であり、蒸気インジェクタのように、超音速蒸気流と水噴流の大きな相対速度により強いせん断力を受ける乱流噴流への蒸気凝縮についての研究はほとんど見当たらない。

そこで、蒸気インジェクタの基礎的な流動現象を明らかにすることを目的とし、噴流の可視化と、内部の速度、温度分布計測を実施した。試験体を耐熱性アクリル樹脂で製作して内部の流れを可視化し、蒸気噴流の速度分布はレーザードップラー流速計 (LDV; Laser

* 原稿受付 2002年9月30日。

^{*1} 正員, (株)東芝電力・産業システム技術開発センター
(〒210-0862 川崎市川崎区浮島町4-1)。^{*2} 正員, 東芝電力・産業システム技術開発センター(〒285-8523 横浜市磯子区新杉田町8)。^{*3} 正員, 東京電力(株)技術開発研究所(〒230-8510 横浜市鶴見区江ヶ崎町4-1)。^{*4} 東京電力(株)技術開発研究所。

E-mail: chikako.iwaki@toshiba.co.jp

Doppler Velocimetry) により計測した。また、水噴流の温度場を調べるために、直径 $300\mu\text{m}$ のアルメルとクロメルの素線を突き合わせ溶接した極細線の熱電対を製作して計測を行った。こうして得られた蒸気インジェクタ内の流れの速度分布および温度分布より、蒸気インジェクタの熱輸送と運動量輸送に関して調べると同時に、前報で報告した解析モデルを用いて作動特性の評価を行った。

おもな記号

[記号]

- A : 断面積 [m^2]
- C : 抵抗係数 [-]
- D : 直径 [m]
- d : 液滴径 [m]
- F : 抵抗力 [Pa]
- f : 熱電対変位 [m]
- h : エンタルピー [J/kg]
- H : 熱伝達係数 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
- L : 水噴流のノズル出口からの位置 [m]
- l : 熱電対素線長 [m]
- m : 質量流量 [kg/s]
- P : 圧力 [Pa]
- q'' : 熱流束 [W/m^2]
- R : 混合ノズル半径 [m]
- Re : レイノルズ数 [-]
- T : 温度 [$^{\circ}\text{C}$]
- u : 速度 [m/s]
- r : ノズル出口からの軸方向距離 [m]
- x : ノズル中心軸からの半径方向距離 [m]
- Δ : レーザー光干渉縞間隔 [m]
- ρ : 密度 [kg/m^3]
- ζ : 圧力損失係数 [-]
- θ : レーザー光交差角度 [degree]
- λ : レーザー光波長 [m]
- τ : 張力 [Pa]

[添字]

- g : 蒸気
- l : 水
- d : 液滴
- N : ノズル
- S : 蒸気ノズル入口
- SAT : 飽和
- SO : 蒸気ノズル出口
- ST : 蒸気ノズルスロット
- T : 混合ノズルスロット

WO : 水ノズル出口

2. 試験装置および計測方法

2.1 可視化試験体 蒸気インジェクタの試験体を図 1 に示す。本試験体は、混合ノズルとスロート、ディフューザ、および混合ノズル内中央に配置する水ノズルから構成される。内部の流れを可視化するため、混合ノズル部は厚さ 10mm の耐熱性アクリル樹脂をステンレス製の円筒容器内に積重ね、内部をノズル形状に切削することにより製作した。ステンレス製容器には、流れの観察およびレーザー光の透過が可能なが

Fig. 1 Test apparatus and measuring devices

Fig. 2 Coordinate system for the test apparatus

に、2 個所の可視化窓を設けた。蒸気インジェクタの入口、出口、混合ノズル部およびオーバーフローレン管にはブルドン管式圧力計を設けて圧力を計測した。また給水、吐出流量は浮子式流量計によって計測した。

座標系の定義を図 2 に示す。噴流の主流方向に水ノズル出口を原点として x 軸をとり、ノズルの中心を原点として半径方向に r 軸をとる。水ノズルは x 方向の位置が可変になっており、 Δx を変えることによって蒸気ノズルスロート面積、 A_{ST} を変えることができる。また、水ノズル出口からスロートまでの距離を L とする。

2・2 蒸気流速計測 蒸気流速の計測には、LDV を使用した。混合ノズル内の蒸気流は理論的には超音速であると考えられるため、LDV を用いた流速の計測には特に以下の点が要求される。(1) 非常に高速であるため、レーザー光の強度および高 S/N 比が必要である。(2) 散乱光のドップラー周波数は流速に比例して高くなるため、高周波数の信号処理器が必要である。(3) 高速の蒸気流に追従するトレーサ粒子が必要である。

このような要求を満たすために使用した LDV の仕様を表 1 に示す。高速になるほど粒子からの散乱光が弱くなるためレーザー光源は高出力が要求されるため、本試験では 4 W の Ar-ion レーザーを、受光系は S/N 比を良くするために前方散乱とした。信号処理器は最高周波数が 140 MHz のものを使用し、さらに 40 MHz 周波数をシフトさせることでより高い流速計測に対応できるようにした。周波数シフト法はどちらか 1 本のビームをある周波数でシフトさせることで計測体積内のフリンジを移動させる方法で、通常は逆向きの流速を計測する場合に使用するが、逆流はないものとして反対方向にシフトさせることで処理周波数を上げた。

干渉縞の間隔 Δ は、ビームの波長 λ と交差角 θ によって $\Delta = \lambda / 2 \sin \theta$ で与えられるため、ここでは $\Delta = 3.7 \mu\text{m}$ となる。一方、流速は干渉縞間隔とドップラー周波数の積で与えられることから、いま信号処理器の最大処理周波数が 180 MHz であるため、672 m/s までの流速が計測できることとなる。信号処理には S/N 比の小さい信号に有効な自己相関法を用いてドップラー周波数の周期性を検出した。なお、試験体が二重円筒であるため、屈折率を考慮して 2 本のレーザー光の行路補正を行い、正確な計測点位置を算出した⁽¹²⁾⁽¹³⁾。

LDV による計測では散乱光を得るために径の小さいトレーサ粒子を必要とするが、高速蒸気中に一定濃度のトレーサを注入することは困難である。そこで、本試験では蒸気中に含れる液滴による散乱光を検出す

Table 1 LDV system specification

	Specifications	
Laser Beam Source	Ar-ion	4 [W]
	Wavelength	514.5 [nm]
Fiber Probe	Diameter	83 [mm]
	Angle between Two Laser Beams	5.6 [degree]
	Focus Length	500 [mm]
Signal Processor	Max. Processable Frequency	90 [MHz]
	Max. Measurable Doppler Frequency	130 [MHz]
	(Shifting Frequency	40 [MHz])

ることとし、トレーサを注入せず計測を行った。測定の結果、明瞭なドップラー信号が得られたことより、液滴径は少なくとも干渉縞間隔の $3.7 \mu\text{m}$ 以下であると推定される。いま、液滴径は最大 $3.7 \mu\text{m}$ であると仮定して液滴の速度を計算し、蒸気流への追従性を検討する。液滴の運動方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial u_d}{\partial t} = \frac{3}{4} \frac{C_D}{d} \frac{\rho_g}{\rho_d} (u_g - u_d) |u_g - u_d|$$

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}} \left(1 + \frac{\text{Re}^{2/3}}{6} \right)$$

$$\text{Re} = \frac{(u_g - u_d)d}{u_g}$$
(1)

ここで抵抗係数 C_D は液滴の球形を仮定して変形が無視できるものとした。蒸気流速 $u_g = 450 \text{ m/s}$ と仮定し、液滴径 $d = 3.7 \mu\text{m}$ を代入して液滴の初速をゼロとして計算すると、50 mm で液滴速度は 440 m/s に達する。また、仮に液滴径を 1/2 の $d = 1.85 \mu\text{m}$ とすると、50 mm で既に終速度に達することとなる。したがって、蒸気ノズルスロートより約 50 mm 下流では既に十分液滴は蒸気に追従していると言える。

2・3 水噴流速度計測 水噴流の流速計測には、表面が蒸気によるせん断で波立っており噴流内部にレーザー光が透過しないため、ピトー管で計測した。外径 $500 \mu\text{m}$ の管の中央に $200 \mu\text{m}$ の圧力穴を設けたピトー管を製作し、これを流れの中に挿入し、両端を固定することにより高速の噴流中の全圧を計測した。静圧は混合ノズル部に設けた圧力穴 P1~P5 によって計測し、これらの差圧から流速を算出した。なお、計測誤差は $\pm 2.5\%$ である。

2・4 温度計測 温度計測には熱電対が最も簡便であるが、蒸気インジェクタのような非常に高速な流れの測定には、空間分解能と応答性の観点から、熱電対はできるだけ細く、かつ高速噴流中でも破損しないものが必要となる。そこで、極細線の熱電対を流れに挿入して両端に張力を加えることにより、噴流中の温度分布を計測することとした。

噴流中の熱電対素線にはたらく全抵抗力は、次式で表される。

$$F = \int_C \frac{\rho}{2} u^2 dA \quad (2)$$

さらに、この抵抗力 F が熱電対素線に均一にはたらくと仮定すると、これにかかる最大張力は次式で表される。

$$\tau_{\max} = \frac{F}{2} \sqrt{\frac{l^2}{16f^2} + 1} \quad (3)$$

ここで、熱電対素線の長さ $l=30\text{mm}$ 、直径を $300\mu\text{m}$ 、高速噴流中にさらされたときの最大変位が約 1mm となるように熱電対を固定する。水噴流の平均流速が計測された流量より約 20m/s 、蒸気流速を仮に 500m/s として、内部圧力 0.02MPa を使って式(2)(3)より計算すると、素線にかかる最大張力は 340MPa となる。素線として用いたクロメルとアルメルのせん断強度は 840MPa であり、蒸気インジェクタ作動中でも流体から受ける抵抗力に対して健全であると考えた。

熱電対は、 $300\mu\text{m}$ のアルメルとクロメルの素線を突き合わせてスポット溶接して製作した。溶接部が温度計測部となるが、これを拡大写真で調べたところ、図3のように約 $600\mu\text{m}$ であり、本計測においては空間分解能、応答性ともに十分であると考えられる。この熱電対を図4に示すように蒸気インジェクタの内部

に挿入し、両端をステンレスのプレートに張力をかけて固定した。このプレートを左右にスライドさせることによって噴流の半径方向温度分布を計測した。熱電対で発生する起電力は CA 熱電対用のアンプを通し、 5ms のサンプリングタイムで A/D 変換してデータ収録した。また実験に際しては、本熱電対を水銀温度計で較正し、 $\pm 1\%$ の精度をもつことを確認した。

3. 試験結果および考察

3.1 可視化結果 試験条件を表2に示す。供給水の圧力を一定として蒸気圧および蒸気ノズルのスロート面積をパラメータとして試験を実施した。蒸気ノズルのスロート面積は、図2における水ノズルの移動距離、 Δx を変えることによって調整する。

Table 2 Experimental conditions

CASE	Supply pressure		Steam nozzle	Water temp. Tw [°C]
	Water	Steam	Throat area	
	Pw [MPa]	Ps [MPa]	Ast [cm ²]	
1	0.17	0.13	3.33	32.6
2	0.17	0.14	3.33	33.1
3	0.17	0.15	3.33	32.8
4	0.17	0.13	4.21	33.0
5	0.17	0.13	5.02	33.0
6	0.17	0.13	5.78	32.5
7	0.17	0.13	3.33	20.0

Fig. 3 Butt-welded thermocouple

Fig. 4 Temperature measurement device with tensioned-wire thermocouple

Fig. 5 Visualization of the water jet

CASE1 の条件で、図1で示した可視化窓から内部の噴流を観察できる二つの範囲を、 $2.5\mu\text{s}$ の高速フラッシュライトを用いて写真撮影したものを図5に示す。噴流の軸方向の位置は、水ノズルの出口をゼロとした距離 x をスロートまでの噴流長さ L で割って規格化した値を用いる。このときの水噴流のノズル出口流速は 18.3m/s 、ノズル出口における噴流直径は $D_{w0}=9.4\text{mm}$ 、噴流長さは 210mm で、噴流レイノルズ数 Re は約 1.5×10^6 である。水と蒸気を入流させると、直ちに水噴流が混合ノズル部に形成され、ノズル内の圧力低下により蒸気が吸引される。目視観察によると、混合ノズル中央部に水噴流は円柱状に形成され、ほぼ形状を保ったまま混合ノズル壁面に接することなくスロートまで到達していることが確認された。噴流の界面は水ノズルを出た直後は滑らかであるが、およそノズル径 D_{w0} を超えたところで表面に波立ちが現れ、この波は下流にいくにしたがって増幅し、水噴流表面が大きく脈動するようになる。図5に示した $2.5\mu\text{s}$ の高速フラッシュライトを用いた写真によると、 $x/L=0.03\sim 0.16$ の領域では噴流は極めて安定しているが、 $x/L=0.35\sim 0.5$ では噴流の表面が高周波で振動することにより大きく変形していることが確認された。また、この領域では界面波が壊れることによるエントレインメ

ントも観察された。高速蒸気によるせん断力により、凝縮面である界面の乱れは大きくなると同時に界面積を増大させる効果もあり、蒸気の水噴流表面への直接凝縮に影響を及ぼすと推定される。

3.2 流速分布 LDV による計測により、バックグラウンドに対して十分明瞭である理想的なバースト信号が得られた。これは液滴をトレーサ粒子として用いることが適切であることを示唆する。LDV による計測は噴流の軸方向位置 $x/L=0.05, 0.38$ の2箇所において半径方向の分布を計測した。 $x/L=0.38$ より下流の位置では、水噴流界面の振幅が大きく、この界面波が蒸気中の計測点を横切ると同時に、界面から液滴が頻りに蒸気中に放出されるため、良好なバースト信号が得られなかった。各計測点において1,024点のデータを処理し、確立密度関数 (PDF) を得ることにより平均的な蒸気速度を求めた。

CASE1 における半径方向の蒸気速度分布を図6に示す。蒸気速度は $x/L=0.05$ において約 450m/s の高速流となっていることがわかった。これは Mach 1.04 に相当し、蒸気インジェクタ内の蒸気流がスロートを経て超音速流となっていることが示された。また、 $x/L=0.38$ の位置においてもほとんど減速せず、衝撃波などによる速度場の急激な変化も発生していないこと

Fig. 6 Radial distributions of steam velocity (CASE1)

Fig. 7 Dependence of radial velocity distributions on steam nozzle throat area at $x/L=0.05$

Fig. 8 Pressure distributions in mixing nozzle

Fig. 9 Dependence of radial velocity distributions on steam inlet pressure at $x/L=0.05$

がわかる。半径方向の分布については、 $x/L=0.05$ では水噴流表面近傍で流速が低下しているのに対し、 $x/L=0.38$ ではほぼ平坦な分布となっている。上流部の $x/L=0.05$ では水ノズルの壁面摩擦の影響が残るが、下流にいくにしたがってその影響が小さくなり速度分布が半径方向に平坦化しているものと考えられる。

蒸気スロート出口近傍の、 $x/L=0.05$ における速度分布に及ぼす蒸気スロート面積の影響を調べたものが図7である。スロート面積が増加するにしたがって蒸気速度が低下していることがわかる。蒸気ノズル内を流れる流体は断熱膨張するため、蒸気速度 u_{so} は次式のように蒸気ノズルの入口 h_s と出口のエントルピー h_{so} との差によって定まる。

$$u_{so} = \sqrt{2(1-\xi_s)(h_s - h_{so})} \quad (4)$$

ここで、 ξ_s は蒸気ノズルの圧力損失係数である。混合ノズル内の圧力は、図8に示すように蒸気ノズルのスロート面積が増大して蒸気流量が増加するにしたがって大きくなるため、スロート面積が増大すると蒸気ノズルの入口、出口のエントルピー差が低下し、このため蒸気流速が低下するものと説明できる。なお、図

8において、圧力計測位置は図1に示すとおりで、P4で圧力が增大しているのは、噴流がスロートの少し上流で壁面に接しているためであり、P5において圧力低下した後、さらに下流のディフューザで圧力回復し、大きな吐出圧が得られている。

スロート面積が同一の場合の、蒸気流速の入口蒸気圧に対する依存性を図9に示す。入口圧力が増加することによって蒸気流速もわずかながら増加していることがわかる。これは入口圧力が増すことにより臨界流量が増大し、この結果超音速流速が増加したものと説明できる。

ピトー管で得られた差圧データより得られたCASE4における水噴流速度分布を図10に示す。半径方向の速度分布は、界面で速度が大きく中心部で小さい、通常の円管内の流れとは逆の分布となっており、界面にはたらくせん断力により噴流が加速されていることを示す。また、水噴流は下流にいくにしたがってせん断力により加速されており、また半径方向への運動量の輸送によって噴流の中心部まで徐々に加速されていることがわかる。入口蒸気圧が大きくなるほど蒸気速度が増加するため、水噴流の速度も増加すると考えられ

Fig. 10 Water jet velocity distributions

Fig. 12 Comparison of the velocity distributions with the temperature distributions in the water jet

Fig. 11 Radial temperature distributions

Fig. 13 Dependence of ξ_s on the steam nozzle throat area

Fig. 14 Discharge pressure dependence on steam nozzle throat area

るが、 $x/L=0.33$ の位置では入口蒸気圧の影響をほとんど受けていないのは、流れが十分発達していないためと推定される。より下流の $x/L=0.52$ の位置では、噴流速度の入口蒸気圧に対する依存性が顕著に表れている。

3.3 温度分布 CASE7 において、混合ノズル部の $x/L=0.33$, 0.52 の2個所で計測した半径方向の温度分布を図 11 に示す。水ノズル出口部で 20.0°C で噴出した水噴流は、下流にいくにしたがって蒸気の凝縮により温度が上昇していることがわかる。目視観察では蒸気は混合ノズル内ではほぼ完全に凝縮しており、蒸気インジェクタ出口における水温は 49.4°C であった。半径方向の分布については、特に下流側の $x/L=0.52$ においてはやや非対称性が認められるものの、界面で高く中心部で低くなっており、その差が下流ほど小さくなっていることから、熱が界面から噴流の中心に向かって輸送されていることがわかる。図中のエラーバーで示すように温度勾配の大きい範囲は水噴流と蒸気の界面であると推定され、この範囲では間欠的な濡れと乾きにより温度変動が大きい。

図 12 は、 $x/L=0.33$ における水噴流の速度分布と温度分布を比較したものである。両者の分布形状には明らかに相似形状であることから、水噴流の速度分布と温度分布には類似性があり、水噴流の半径方向への熱輸送は運動量の輸送と相似であることがわかる。一般的に円管内の乱流熱伝達において、渦運動は運動量および熱の輸送を促進すると同時に二つの輸送過程のあいだには類似性が存在するが知られている。本結果は、この類似性が円管内の乱流と同様に蒸気インジェクタ内に形成される水噴流にも成立することを示すものであり、蒸気インジェクタ内の高レイノルズ数水噴流の輸送メカニズムが、乱流渦拡散によるものであることを示唆する。

Fig. 15 Discharge pressure dependence on water temperature

さらに、このときの噴流の平均熱流束と熱伝達係数は、噴流径が均一の円柱であると仮定することによって以下の式で与えられる。

$$q'' = m_1 h_{fg} / \pi D_{w0} L$$

$$H = q'' / (T_{so} - T_{wo}) \quad (5)$$

本試験結果から上式を用いて計算すると、熱流束 $q''=25\sim 28\text{MW/m}^2$ 、熱伝達係数 $H = 0.6\text{MW/m}^2\text{K}$ となる。このように、蒸気インジェクタでは水噴流表面への蒸気の直接凝縮により、極めて高熱流束が得られることが示された。

3.4 解析モデルによる評価 前報において、蒸気インジェクタの作動特性解析手法について報告した。この解析でも用いられている(4)式から本実験結果で得られた蒸気速度を用いて、蒸気ノズルの損失係数が求められる。この結果、図 13 に示すように、蒸気ノズル損失係数はスロート面積に大きく依存性することがわかる。

この係数を使って、前報で報告した蒸気インジェクタの特性解析モデルを用いて計算を行った。ここで、その他の損失係数には、水ノズルの損失係数として、給水流量と水流速からベルヌーイの式より求められる $\zeta_w=0.3$ を、ディフューザの損失として機械工学便覧等からディフューザ角 7° の場合の損失係数 $\zeta_D=0.15$ を用いた。

作動条件を変えて計測した表 2 に示したデータを含む 12 点のデータと、計算結果とを比較したものが図 14 である。吐出圧力は蒸気ノズルのスロート面積に大きく依存することがわかる。スロート面積が小さいほど、ノズルの面積比が大きくなり吐出圧は増加する。しかしながら、蒸気ノズルのスロート面積がさらに小さくなり 2.2cm^2 以下になると、スロート圧力が飽和圧力に達し、キャビテーションの発生により性能は劣化する。このことから、蒸気インジェクタには作動限

界が存在し、蒸気ノズルの最適化が蒸気インジェクタの性能に寄与すると言える。吐出圧力を精度良く予測できており、低圧蒸気インジェクタについて本解析モデルが適用できることが示された。

次に、給水温度を変えたときの吐出圧を図 15 に示す。給水温度が小さいほど、蒸気温度との差が大きくなり凝縮が促進されるため、吐出圧は大きくなる。吐出圧の給水温度依存性についても本解析モデルは比較的良好に予測できていることがわかる。このように、給水温度を低くすることにより高吐出圧が得られる一方、給水と蒸気の混合温度がスロートの圧力に対する飽和温度を超えると流体が二相流となり、吐出圧の低下をもたらすため、給水温度の制御は蒸気インジェクタの性能に重要であると言える。

4. 結 言

蒸気インジェクタの可視化試験体を用いて内部の噴流の可視化を行い、噴流内の速度および温度分布を計測した結果、以下のことがわかった。

- (1) 水噴流は混合ノズル中央に円柱状に安定して形成され、混合ノズル壁面に接することなくスロートまで到達するが、下流ほど蒸気のせん断力による界面の波立ちが増幅する。
- (2) LDVを用いた計測により、蒸気流速は 400 ~ 490m/s の高速噴流であり、ノズル出口付近では超音速流であることが明らかになった。半径方向の速度分布は、界面近傍で低下するもののほぼ平坦であり、主流方向には少なくとも $x/L=0.38$ まで大きく減速することはない。
- (3) 水噴流の速度分布は、界面での高速蒸気によるせん断力のため、界面近傍で速度が大きく、蒸気のせん断力により下流ほど噴流の中心部まで加速される。水噴流温度も、蒸気凝縮による熱が噴流内に輸送され下流ほど温度上昇する。
- (4) 円管内の乱流と同様、蒸気インジェクタ内の水噴流の熱輸送と運動量輸送は相似であり、噴流内の渦拡散による輸送が示された。
- (5) 作成した特性解析モデルの妥当性が示された。蒸気インジェクタの高性能化には、蒸気ノズルの最適化が重要である。

文 献

- (1) Vijuk, R. and Bruschi, H., 1988, AP600 offers a simpler way to greater safety, operability and maintainability, Nucl. Engng. Int. (1988).
- (2) Wilkins, D. R., Status of advanced boiling reactors, Proc. of the 7th ANS Pacific Basin Nucl., Conf. San Diego. (1990).
- (3) Narabayashi, T. et al., Proc. Int. Conf. Design and Safety of advanced Nuclear Power Plants (ANP'92), IV, Tokyo, Japan, (1992), 36.2.1-7.
- (4) Narabayashi, T. et al., Proc. of the International Topical Meeting in Advanced Reactors Safety (ARS'94), Pittsburgh, USA, Vol. 2, (1994), pp. 1102-1109.
- (5) Narabayashi, T. et al., Nucl. Eng. Des. 175, (1997), 147-156.
- (6) Narabayashi, T. et al., Nucl. Eng. Des. 200, (2000), 261-271.
- (7) 奈良林, ほか 4 名, 機論, 62-597(1996-5), pp1833-1840.
- (8) M., De Salve et al., Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., San Francisco, (1986), Vol.4, pp.1653-1658.
- (9) Jan, Iciek, Int. J. Multiphase Flow Vol. 9. No.2, (1983), pp.167-179.
- (10) S., Benedek, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.19, (1976), pp.448-450.
- (11) G.P., Celata. et al., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, No.4, (1989), pp.639-654.
- (12) Iwaki, C. et al., Proc. Winter Ann. Mtg. ASME (ME-94), Chicago USA, HTD-Vol.294, (1994)pp.19-30.
- (13) Iwaki, C. et al., 1995. Proc. of The 2nd International Conference on Multiphase Flow, Kyoto, (1995), p8-1-7.