蒸気インジェクタの高性能化に関する研究*

(第1報, 作動メカニズムの定式化と特性解析)

奈良林 直^{*1}, 根井 弘道^{*1}, 尾崎 脩^{*1}
塩入 章夫^{*2}, 水町 渉^{*2}

Study on High-Performance Steam Injector

(1st Report, Development of Analytical Model for Characteristic Evaluation)

Tadashi NARABAYASHI, Hiromichi NEI, Osamu OZAKI,
Akio SHIOIRI and Wataru MIZUMACHI

An analytical study has been conducted on steam injector systems (SISs) for next-generation nuclear reactors. The steam injector is a simple, compact passive steam jet pump. It is easy to start up without electric power. A characteristic analysis model for a steam injector has been developed based on experimental data. To evaluate steam injector characteristics, parametric analyses were carried out. The analytical results indicated good performance of the SIS, that it functions over a very wide steam pressure range, and that it is suitable for next-generation nuclear reactors.

Key Words: Steam Jet Pump, Steam Injector, Next-Generation Nuclear Reactor, Supersonic Flow, Condensation, Critical Flow, Analytical Model

1. 緒 言

シンプルでかつパッシブ(受動的)な機器を積極的に用いることにより, 系統を簡素化すると同時に安全性・信頼性を高めることを目標とした次世代形炉の開発が世界的に進められている^{(1)~(5)}。このような考え方にに基づきさまざまな断形機器やシステム開発が進められているが, 蒸気インジェクタの利用もその一つである。

蒸気インジェクタは, 蒸気の超音速噴流で水を吸引・加速し, 吐出し側に蒸気の圧力よりも高い吐出し水を得ることができる噴流(ジェット)ポンプの一種⁽⁶⁾で, 動力用電源が不要で, 可動部を有しないシンプルな構造の機器であり, 蒸気機関車⁽⁷⁾やボイラの給水用に古くから用いられてきた。しかし, 利用期間の長いわりには蒸気インジェクタに関する研究は少なく, わが国では松永⁽⁸⁾のノズル位置とディフューザのど部直径が性能に及ぼす実験的研究や Miyazaki ら⁽⁹⁾の直接凝縮熱伝達率を測定した研究がある程度であり,

作動原理や特性が十分に解明されているとはいえないのが現状である。

一方, アメリカでは次世代炉への適用を目指し, DOE(United States Department of Energy)の予算により GE(General Electric Company)社が蒸気インジェクタの試験を実施したり, イタリアやロシアでも積極的に蒸気インジェクタの改良が進められている^{(10)~(13)}。しかし, これらの試験や開発の状況については試験結果が部分的に紹介されている程度^{(12)~(13)}で, 解析モデルもエネルギー式を考慮せず運動量比の簡単な設計式を用いていた⁽¹⁰⁾, 不作動時の評価のみであった⁽¹¹⁾。

そこで, 著者らも, 蒸気インジェクタを用いた各種のシステムについてその成立性を検討するとともに, 蒸気インジェクタ本体の設計のため, 解析モデルを開発してきた^{(14)~(21)}。特に, 原子力プラントに蒸気インジェクタを採用する場合, 大容量化を計る必要⁽¹⁸⁾⁽²¹⁾があったり, 大気圧近傍の圧力の低い蒸気と水を供給して蒸気インジェクタを作動させる必要がある⁽²¹⁾など, 蒸気インジェクタ本体の特性とその作動限界を評価することが重要である。本報では, 第1報として, 蒸気インジェクタの作動特性モデルを導出し, その特性について考察した。

* 原稿受付 1995年5月11日。

^{*1} 正員, (株)東芝原子力技術研究所 (〒210 川崎市川崎区浮島町4-1)。

^{*2} 正員, (株)東芝磯子エンジニアリングセンター (〒235 横浜市磯子区新杉田町8)。

記 号

- A : 面積 m^2
 a : 主ノズルスロートで除した規格化断面積
 C : 比例定数
 C_p : 比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 F : 軸方向効力 N
 G : 質量流束 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{S})$
 h : 比エンタルピー kJ/kg
 m : 質量流量 kg/s
 n : ポリトロップ指数
 P : 圧力 MPa
 Q : 体積流量 m^3/s
 R : 気体定数 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 T : 温度 $^{\circ}\text{C}$ または K
 u : 流速 m/s
 κ : 比熱比
 ρ : 密度 kg/m^3
 ξ : 摩擦損失係数
 η : 効率

添 字

- 0: 検査面0
 1: 検査面1
 D : 吐出し
 f : 摩擦
 g : 気相
 lg : 相変化
 l : 液相
 N : 混合ノズル
 S : 蒸気ノズル入口
 ST : 蒸気ノズルスロート
 $S0$: 蒸気ノズル出口断面(検査面0)
 T : 主ノズルスロート
 W : 水ノズル入口
 $*$: 全圧
 $'$: 等エントロピー変化

2. 蒸気インジェクタの作動原理

2.1 システム構成 蒸気機関車やボイラの給水ポンプとして用いられている既存の蒸気インジェクタの概略システム構成を図1に示す。大気に解放されたタンクの水を水源とし、ボイラからの蒸気の供給を受けて作動し、蒸気の圧力よりも高い吐出し水を得て、ボイラへ給水する。次世代炉の静的炉心注水システムでは、ボイラに相当するのが原子炉である。従来の知見⁽⁶⁾⁽⁷⁾によれば、水源の水面高さと蒸気インジェクタ

Fig. 1 Steam injector water injection system for nuclear reactor

(a) Turbine system (b) Steam injector

Fig. 2 Comparison between turbine and steam injector

の位置の差によって決まる給水の水頭が起動の信頼性に影響する。この水頭が「正」であれば、蒸気インジェクタの起動前に本体内部を冷水が通過し、起動ドレンとして水流を形成するので、蒸気供給後直ちに起動する。逆に「負」であると、蒸気の供給により霧吹き効果で水を吸引するものの、水が吸い上がって凝縮が開始するまで本格作動に入らないため、給水の先端が昇温されて蒸気凝縮できず、起動失敗となる場合もある⁽⁷⁾。本報では、起動の信頼性を重視し、「正」の水頭の場合について述べる。

蒸気インジェクタと従来のタービンとポンプを用いたシステムの比較を図2に示す。従来のシステムでは、蒸気の熱エネルギー(エンタルピー)を、ノズルを介して高速噴流に変え、タービンブレードを回転させることにより、発電機やポンプを回転させて揚水仕事を行

う。蒸気インジェクタは、タービンブレードの代わりに水噴流を蒸気的高速噴流により直接加速し、揚水仕事を行うものであり、大形の回転機械が不要で極めてシンプルなシステム構成が可能である。

2・2 作動原理 蒸気インジェクタの作動原理を図3に示す。冷水を流した状態で蒸気ノズルから蒸気を噴出させると、混合ノズル内に向かって超音速の蒸気噴流が形成される。この超音速流れを作ることが高い吐出し圧を得るポイントである。高速の蒸気もっている運動エネルギーは、混合ノズル内での蒸気凝縮の際に水に伝達され、水を吸引・加速し、混合ノズル下流の主ノズルのスロートに高速水流を作る。主ノズルのスロート以降では、流れは水単相流となり、ディフューザで減速・昇圧する。吐出し圧力が上がると逆止弁が開き、水を吐出し、定常状態に入る。吐出し側の逆止弁が開くまでの起動時には、起動用逆止弁から水を排水し、蒸気インジェクタ内に定常的な水流を形成し、水温を一定値以下に維持する。起動後、この起動用逆

止弁は混合ノズル出口が負圧となるため閉じ、空気の流入を防止する。このように、蒸気インジェクタは蒸気の凝縮現象と圧力差による逆止弁の作動のみで速やかに起動する。

2・3 蒸気インジェクタの形式 蒸気インジェクタには、蒸気と水の噴流の形状・配置により、図4に示すようにいくつかの形式がある。(a)は機械工学便覧⁽⁶⁾に記載の蒸気噴流中心形、(b)は米ヘリオス社により開発された水噴流中心形⁽¹⁰⁾、(c)は著者らの開発した環状水噴流形蒸気インジェクタ⁽²¹⁾である。図4(a)は蒸気噴流の回りに水が吸引されるのに対し、(b)は水噴流の回りに蒸気が凝縮・吸引される。水噴流は環状の蒸気の超音速噴流に取り囲まれて壁面から離れて加速されるため、従来に比べはるかに高い吐出し圧力が得られる。しかし、大容量化して水噴流が太くなると、水噴流中心まで加熱されにくく、蒸気凝縮性能が低下する懸念があった。そこで、この対策の一つとして、図4(c)のように中心にさらに蒸気噴流を追加し、環状の水噴流の内外両面で蒸気を凝縮する構造を開発した⁽¹⁶⁾。

3. 特性解析モデル

3・1 特性解析モデルの基本的考え方 以上の作動原理に基づいて、蒸気インジェクタの定常状態における圧力増幅比(吐出し圧力/入口蒸気圧)や吐出し流量に関する作物特性やスロートで流れが二相流となる作動限界を解析する特性解析モデルを作成した。このモデルは図5に示すように、主要な検査面の流路面積と断面平均流速により記述する一次元解析のため、図5(a)蒸気噴流中心形、(b)水噴流中心形、(c)環状水噴流形のいずれについても混合ノズル部の取扱いは同一である。したがって、これら混合ノズル内の流動状態の差異までは解析できない。混合ノズル入口の検査面0と出口であるオーバフロー孔直前の検査面1との二つの検査面の間で、流入する蒸気と水の凝縮混合現象に対して質量、運動量、エネルギーの保存則を用いている。吐出し流量を絞るとオーバフロー水を生じ、

Fig. 3 Steam injector principle

Fig. 4 Various types of steam injectors

Fig. 5 Steam injector analysis model

オーバフロー水は検査面1とスロート検査面Tの直前に設けられた半径方向のスリットから流出する。検査面1と検査面Tの位置は近いので、検査面1と検査面Tの流路断面積は同一とした。検査面Tの圧力・流量が得られると、ディフューザ出口の検査面Dの圧力・流量がベルヌーイの定理により得られる。

(1) 質量保存の式 検査面0に流入する水の流量 m_{w0} と蒸気の流量 m_{s0} の和が、検査面1を通過する。

$$m_{w0} + m_{s0} = m_1 \dots \dots \dots (1)$$

m_{w0} と m_{s0} は上流の水と蒸気の供給配管における水の流量 m_w と蒸気の流量 m_s にそれぞれ等しいので添字0をとる。また、検査面T以降の質量流量は、オーバフロー流量 m_{OF} が差引かれ、検査面Dの吐出し流量 m_D に等しいので、

$$m_w + m_s = m_D + m_{OF} \dots \dots \dots (2)$$

(2) 運動量保存の式 検査面0と検査面1において、軸方向の運動量の保存則⁽²²⁾を適用すると、

$$\begin{aligned} P_{w0}A_{w0} + P_{s0}A_{s0} \\ + G_{w0}A_{w0}u_{w0} + G_{s0}A_{s0}u_{s0} + F_g \\ = P_1A_1 + P_{01}(A_{w0} + A_{s0} - A_1) \\ + G_1A_1u_1 + F_f \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

ここで、 F_g は重力による外力、 F_f は摩擦損失である。添字 $W0$ と $S0$ はそれぞれノズル入口の水と蒸気を表す。 $P_{01}(A_{w0} + A_{s0} - A_1)$ は、混合ノズル内の平均圧力を P_{01} としたときの壁面からの軸方向抗力である。 F_g は無視でき、 F_f は混合ノズルの損失係数 ζ_N を用いて次式で計算する。

$$F_f = \zeta_N(\rho_1 u_1^2 / 2) A_T \dots \dots \dots (4)$$

なお、式(4)は、式(3)に代入して圧力 P_1 について整理し、さらに式中の各部の流速は、以下に述べる仮定のもとで、3・2節の手法で計算する。

(3) エネルギー保存の式 検査面0に流入する水と蒸気のエネルギーは、上流の蒸気と水のエンタルピーが保存されているので、この和が検査面1を通過するエネルギー(エンタルピーと運動エネルギーの和)に等しい。

$$m_w h_w + m_s h_s = m_1(h_1 + u_1^2 / 2) \dots \dots \dots (5)$$

ここで、混合ノズル内で、蒸気・水は凝縮混合し、検査面1を通過する際に流体は水単相流となっていると仮定すると、定圧比熱 C_{P1} から混合水温 T_1 が計算できる。

$$T_1 = (m_w h_w + m_s h_s) / (m_1 C_{P1}) \dots \dots \dots (6)$$

検査面TやDにおける水温は、同様に定圧比熱 C_P から計算され、 T_1 にほぼ等しい。混合水温は蒸気インジェクタの作動限界を決める重要なパラメータの一つで

ある。 T_1 がスロートの圧力に対する飽和温度 T_{SAT} を超えた場合、スロートを通過する流体は二相流となり、圧力損失の増大による吐出し圧力の低下をもたらす。

以上の基礎方程式に加え、特性解析モデルでは、以下の四つの仮定を用いて現象を単純化し、圧力増幅比や作動限界を計算する。

(1) 水ノズル出口(混合ノズル入口)断面0における水の圧力は流入水温の飽和圧力に等しい。

(2) 混合ノズル入口断面0における蒸気噴流の平均圧力は、蒸気・水混合水温 T_1 の飽和圧力に等しい。

(3) 混合ノズル出口断面1において、蒸気と水の凝縮混合は終了し、混合水温と飽和温度の大小によりサブクール水または二相流となる。

(4) 蒸気インジェクタのケーシングおよびノズル各部分は断熱である。

3・2 混合ノズル入口条件の算出

(1) 蒸気の流速と流量の算出 蒸気の流速と流量の算出は圧縮性気体の熱力学の教科書⁽²³⁾や機械工学便覧⁽⁶⁾(摩擦を伴うノズル噴流)等で一般的に用いられている手法を用いた。臨界流の発生条件はよく知られた臨界圧力比(蒸気の上流圧力とスロートSTにおける臨界圧力との比)で与えられる。ポリトロップ指数を n とすると、臨界圧力比 P_c/P_s は次式で与えられる。

$$P_c/P_s = [2/(n+1)]^{n/(n-1)} \dots \dots \dots (7)$$

これは蒸気インジェクタの作動条件の一つとなる。臨界流と下流での超音速流れが発生することにより、蒸気インジェクタは吐出し圧力が入口圧力を大きく上回り、下流の外乱で蒸気流量が変化しないため作動も安定する。仮定(3)で計算される水温が数十℃以下であれば、入口蒸気の圧力が大気圧以上の一般の実用作動範囲で臨界圧力比の条件を満足する。蒸気の断熱指数 κ と仮定(2)のポリトロップ指数 n との間には、蒸気ノズルの圧力損失係数 ζ_s を用いて次式の関係がある⁽²³⁾。

$$n = \frac{\kappa(1+\zeta_s)}{1+\kappa\zeta_s} \dots \dots \dots (8)$$

ζ_s は次式で定義され⁽²³⁾、実験的に求める必要がある。

$$\zeta_s = 1 - \frac{h_s - h_{s0}}{h_s - h_{s0}} = 1 - \frac{0.5(u_{s0}^2 - u_s^2)}{h_s - h_{s0}} \dots \dots \dots (9)$$

これより、蒸気ノズルの出口断面SOの流速 u_{s0} は、

$$0.5(u_{s0}^2 - u_s^2) = (1 - \zeta_s)(h_s - h_{s0}) \dots \dots \dots (10)$$

ここで、 h_{s0} は断面SOの圧力まで等エントロピー変化した場合の飽和エンタルピーであり、

$$u_{s0} = [2(1 - \zeta_s)(h_s - h_{s0}) + u_s^2]^{1/2} \dots \dots \dots (11)$$

通常、蒸気ノズルの入口流速は小さいので u_s^2 は熱落差 ($h_s - h_{s0}$) に比べて十分小さく、無視できる。

蒸気の臨界流の質量流量 m_s は、次式で与えられる⁽²⁴⁾。

$$m_s = 0.9 A_{sT} \cdot C_s \cdot P_s \cdots \cdots (12)$$

ここで、 A_{sT} は蒸気ノズルのスロートの流路断面積、0.9 は縮流係数である。 C_s は次式で定義され、JIS では、蒸気温度・圧力に対する補正係数(飽和蒸気を1とした係数)と呼んでいる⁽²⁴⁾。

$$C_s = \left\{ \left(\frac{x(2/(x+1))^{x+1}}{R \cdot T_s} \right)^{1/2} \right\} \cdots \cdots (13)$$

(2) 水の流速と流量の算出 流入する水の流量 m_w 流速 u_{w0} は仮定(1)を用いて以下のように求めた。水ノズルの損失係数を ζ_{w0} とすると、摩擦を考慮したベルヌーイ式⁽²²⁾ から、

$$P_w^* - P_{w0} = (1 + \zeta_{w0}) \rho_w u_{w0}^2 / 2 \cdots \cdots (14)$$

水ノズル出口流速 u_{w0} は、

$$u_{w0} = A_{w0} [2(P_w^* - P_{w0}) / \rho_w (1 + \zeta_{w0})]^{1/2} \cdots (15)$$

したがって、流入する水の流量 m_w は、

$$m_w = A_{w0} \rho_w u_{w0} \\ = A_{w0} [2(P_w^* - P_{w0}) \rho_w / (1 + \zeta_{w0})]^{1/2} \cdots \cdots (16)$$

で与えられる。

3.3 吐出し圧力評価の導出

(1) 仮定(2)より、式(3)の $P_{01} = P_{s0}$ とし、式(4)を代入して P_1 について整理すると、

$$P_1 = P_{s0} - (P_{s0} - P_{w0}) a_{w0} \\ + (G_{w0} a_{w0} u_{w0} + G_{s0} a_{s0} u_{s0} - G_1 u_1) \\ - \zeta_N (\rho_1 u_1^2 / 2) \cdots \cdots (17)$$

ここで、 a は主ノズルスロートで規格化した面積比で、 $a_{w0} = A_{w0} / A_T$ 、 $a_{s0} = A_{s0} / A_T$ 、各添字は図5のとおりである。さらに、スロート T 以降のディフューザ部に圧力損失を考慮したベルヌーイの式、

$$P_D + \rho_D u_D^2 / 2 = P_1 + \rho_1 u_1^2 / 2 \\ - (\zeta_T + \zeta_D) (\rho_D u_D^2 / 2) \cdots \cdots (18)$$

を用いて、吐出し圧 P_D の評価式が得られる。

$$P_D = P_{s0} - (P_{s0} - P_{w0}) a_{w0} \\ + (G_{w0} a_{w0} u_{w0} + G_{s0} a_{s0} u_{s0} - G_1 u_1) \\ + (1 - \zeta_N) (\rho_1 u_1^2 / 2) \\ - (\zeta_T + \zeta_D) (\rho_D u_D^2 / 2) - \rho_D u_D^2 / 2 \cdots \cdots (19)$$

混合ノズル出口断面1における流速 u_1 とスロート T における流速 u_T は起動用ドレン孔からのオーバーフロー水があるため区別した。

以上に説明した式(1)～(19)を用いて、蒸気表や形状データを組み込み、蒸気インジェクタの作動特性を解析した。ただし、式中の圧力損失係数やスロートが

二相流となる作動限界を決定するため、さらに以下の検討を加えた。

(2) 縮切運転時の特性 蒸気インジェクタの吐出し圧力は式(19)で与えられるが、吐出し流量零(縮切運転時)のときには、式(19)が以下の仮定により簡略化できる。すなわち、

(5) 右辺第1項と第2項は、吐出し圧力 P_D に比べ十分小さいので無視する。

スロートを通る流量 u_T は、縮切運転時は零であり、右辺第4項の $-(\zeta_T + \zeta_D) (\rho_D u_D^2 / 2)$ も縮切運転時は零である。また、同様に、右辺第5項の $\rho_D u_D^2 / 2$ も縮切運転時は零である。

その結果、得られた吐出し圧力評価式は、添字 C を付けて、

$$P_{DC} = G_{w0} a_{w0} u_{w0} + G_{s0} a_{s0} u_{s0} - G_1 u_1 \\ + (1 - \zeta_N) (\rho_1 u_1^2 / 2) \\ = a_{w0} \rho_{w0} u_{w0}^2 + a_{s0} \rho_{s0} u_{s0}^2 \\ - (1 + \zeta_N) (\rho_1 u_1^2 / 2) \cdots \cdots (20)$$

と簡単な式になった。ここで、蒸気の質量流束 G_{s0} は、

$$G_{s0} = m_s / A_{s0} \cdots \cdots (21)$$

蒸気の質量流量 m_s は、式(12)で与えられる。

蒸気インジェクタの縮切運転時の測定データから、水ノズルの圧力損失係数 ζ_{w0} が式(16)から、混合ノズルの圧力損失係数 ζ_N が式(20)から、それぞれ求められる。ただし、蒸気ノズルの圧力損失係数 ζ_s は式(11)の u_{s0} を測定する必要がある。低圧の蒸気インジェクタではレーザドップラー(LDV)流速計で可能である⁽²⁰⁾。式(20)を見ると、 u_{w0} の増加は u_1 を増加させるので、吐出し圧力 P_{DC} に対して相殺され、 u_{s0} を高くすることが吐出し圧力上昇に最も大きな効果(二乗に比例)があることがわかる。

(3) 最大吐出し流量時の特性 次に、最大吐出し流量時の特性を考える。蒸気インジェクタを最大吐出し流量で運転できれば、流入した蒸気と水が蒸気インジェクタ内で凝縮混合し、全量吐出し水となるので、無効水がなく作動効率も高い。また、以下のように、式の取扱いが容易である。式(20)に式(19)の右辺第4項と右辺第5項を追加する。右辺第5項の $\rho_D u_D^2 / 2$ は、ディフューザ出口流速が10 m/s程度であれば十分小さいので無視し得る。

$$P_D = P_{DC} - (\zeta_T + \zeta_D) (\rho_D u_D^2 / 2) \cdots \cdots (22)$$

ディフューザの圧力損失係数 ζ_D は、機械工学便覧等により値が得られるため、吐出し流量を増加させた場合の吐出し圧力 P_D の低下データから式(22)を用いて、スロートの圧力損失係数 ζ_T が求められる。

(4) 作動限界 蒸気インジェクタの作動限界を与えるスロート圧力 P_T は式(17)より、次式で与えられる。

$$P_T = P_{S0} - (P_{S0} - P_{W0})a_{W0} + (G_{W0}a_{W0}u_{W0} + G_{S0}a_{S0}u_{S0} - G_1u_1) + (1 - \zeta_N)(\rho_1 u_1^2/2) - (1 + \zeta_T)(\rho_D u_T^2/2) \quad (23)$$

最大吐出し流量時に $P_T > P_{S0}$ であることがスロートで二相流(減圧沸騰)を発生させないための作動限界条件であるので、式(23)の右辺第2項を無視して、 $G_T u_T = \rho_D u_T^2$ の関係を使うと、

$$G_{W0}a_{W0}u_{W0} + G_{S0}a_{S0}u_{S0} > (2 + \zeta_N + \zeta_T)(\rho_D u_T^2/2) \quad (24)$$

となる。式(24)の不等号を成立させるためには、 u_{S0} または、面積比 a_{W0} 、 a_{S0} を大きくするか、 u_T を小さくする必要がある。 a_{W0} 、 a_{S0} を大きくするには、スロー

ト面積 A_T を小さくすればよいが、 u_T が大きくなるので、 A_T の最適値がある。

4. 特性解析

4.1 蒸気ノズルの最適化解析 3章で導出した各式を基にして図4(b)に示した改良形蒸気インジェクタの特性解析を行った。ノズル各部の損失係数は以下の値を標準ケースとしてパラメータサーベイした。蒸気ノズルについては、LDVによる蒸気ノズルの実測結果⁽²⁰⁾を参考にし、式(11)より $\zeta_s = 0.37$ とした。また、混合ノズルの ζ_N は、機械工学便覧⁽⁶⁾の縮小ノズルの入口損失係数0.05を、スロートとディフューザについては、ジェットポンプの開発試験で得られた値⁽²⁵⁾を参考にして、 $\zeta_T = 0.1$ 、 $\zeta_D = 0.15$ の値をおもに使用した。この $\zeta_D = 0.15$ の値は、ディフューザの円すい角が約7°のときの損失が最も少ないときの値⁽⁶⁾に相当する。

Fig. 6 Steam nozzle configuration

Fig. 8 Effect of steam nozzle throat area ratio on pressure gain for various inlet pressure

Fig. 7 Effect of steam nozzle pressure loss coefficient on discharge pressure

Fig. 9 Pressure gain envelope versus steam inlet pressure ($\zeta_s = 0.37$)

Fig. 10 Q-H profiles for various throat diameters

以下に、図6に示す水噴流中心形の場合の特性解析結果を示す。まず、蒸気ノズルの損失係数 ζ_s と吐出し圧力の関係を図7に示す。解析で使用した ζ_s は0.37であるが、損失係数 ζ_s の大小により吐出し圧力は大きく変化することがわかる。

図8は、蒸気ノズルのスロート断面積を変えて特性を調べたものである。主ノズルのスロート径を25mmとしたときのスロート流路面積 A_T で除した規格化蒸気ノズルスロート断面積 $a_{ST} = A_{ST}/A_T$ を横軸とし、縦軸を圧力増幅率 P_0/P_s として、各蒸気圧力 P_s における吐出し圧力特性を示した。これより、各蒸気圧力で吐出し圧力を最大にする蒸気ノズルの最適面積が存在することがわかる。この最適面積を包絡し、蒸気圧力を横軸にして圧力増幅率をプロットすると、図9に示す特性が得られる。蒸気圧力が低いほど、圧力増幅率は高く、約0.2 MPaの蒸気圧力で圧力増幅率は約20以上に達することがわかる。一方、高压蒸気域では約13 MPa以上で圧力増幅率がほぼ1となり、蒸気インジェクタとしての圧力増幅機能がなくなることがわかる。ここに示した解析結果は ζ_s を0.37とした場合であるが、蒸気ノズルの損失低減により特性は改善し得る。今後、蒸気インジェクタの性能向上のポイントの一つは蒸気ノズルの損失低減による特性の改良であろう。

4・2 主ノズルの最適化解析 次に、主ノズルのスロート径の最適値を求める。スロート径をパラメータとして式(24)から吐出し流量率(流入した蒸気と水の合計流量で除した吐出し流量)と圧力増幅率の関係(規格化QHカーブ)を図10に示す。締切運転時の吐出し圧力は式(20)に示したとおり、スロート断面積 A_{ST} を小さくするほど a_{w0} 、 a_{s0} が大きくなり、吐出し圧力、すなわち圧力増幅率が高くなる。しかし、吐出し

(a) Pressure gain

(b) Throat velocity

Fig. 11 Effect of throat diameter

流量率が大きくなると、例えば図10中のスロート径20mmの場合のように、吐出し流量が1になる前にスロート圧力が負圧となる作動限界に達する。おのこの口径での最大吐出し流量率における圧力増幅率とスロート流速をそれぞれ図11(a)、(b)に示す。図11中には規格化したスロート圧力も示すが、スロート口径22mm以下でスロート圧力が飽和圧力になり、流れが二相流となり吐出し圧力が低下することがわかる。スロート口径が25mmの場合が吐出し圧力が最大になる最適値である。このとき、スロートを通過する水の流速は135 m/sである。この値は大形の遠心ポンプのインペラ外周の周速よりやや大きいものの、スロート圧力が十分高く、キャビテーションは発生しない。

以上に述べたとおり、特性解析モデルにより、蒸気インジェクタの作動特性に大きく影響する蒸気ノズルと主ノズルのスロート断面積のパラメータサーベイを行い、吐出し圧力(圧力増幅率)を最大にする最適値が存在することを示した。また、吐出し圧力が蒸気ノズ

ルの損失係数 ζ_s により大きく変わることを示し、今後の性能向上のポイントが蒸気ノズルの改良設計であることを示唆した。

5. 結 言

蒸気インジェクタは駆動部のない静止形ポンプであり、動力用の AC 電源を必要としない特徴を有する。本研究では、蒸気インジェクタの特性解析モデルを作成し、その作動限界の一つがスロートの圧力低下に伴う減圧沸騰であることを示した。

さらに、本モデルを用いた特性解析により、蒸気インジェクタの作動特性に大きく影響する蒸気ノズルと主ノズルのスロート断面積のパラメータサーベイを行い、吐出し圧力(圧力増幅率)を最大にする最適値が存在することを示した。また、蒸気インジェクタの吐出し圧力が蒸気ノズルの損失係数 ζ_s により大きく変わることを示し、今後の性能向上のポイントが蒸気ノズルの最適設計であることを示唆した。

本モデルの作動特性予測能力については、次報で試験結果により評価する。

本研究を進めるにあたり、貴重な助言をいただいた、米国ヘリオス社の Carl Nicodemus 氏、(株)東芝原子力事業部の利根川禮氏、稲井信彦氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 原子力工業, 33-1(1988), 13-19.
- (2) Tylor, J., *EPRI J.*, (July/Aug., 1986).
- (3) Vijuk, R. and Bruschi, H., *Nucl. Eng. Int.*, (1988).
- (4) Hannerz, K., *Nucl. Eng. Int.*, (1988).
- (5) Wilkins, D. R., *Proc. 7th ANS Pacific Nucl. Conf.*, (1990).
- (6) 日本機械学会, 機械工学便覧, (1987), 9-61.
- (7) インゼクタ, 鉄道ビクトリアル, (1973-11), 63-66.
- (8) 松永省吾, 機論, 21-112(1955), 921-926.
- (9) Miyazaki, K., ほか 3 名, *Nucl. Sci. Technol.*, 10-7(1973), 411-418.
- (10) Bloomer O. T., The Pressure Amplifier Condenser, *Technologist*, (April, 1988).
- (11) Anand, G. and Christensen, R. N., *ASME/JSME ICONE-2*, (1993), 157-164.
- (12) Cattadori, G., ほか 3 名, A Single-Stage High-Pressure Steam Injector for the ALWR, *Trans. ASME Winter Annual Mtg.*, (1993), 549.
- (13) Soplenkov, K. I., Passive Heat Removal System with Injector-Condenser (PHRS-IC), *VNIIAES/EREC*, (1994).
- (14) 奈良林直・ほか 2 名, 原子力学会'89 年会予稿集, E 14(1989).
- (15) 奈良林直・ほか 4 名, 機械学会 67 期講演集, B(1990), 341-343.
- (16) Narabayashi, T., *JSME ICONE-1*, 1(1991), 23-28.
- (17) 奈良林直・ほか 4 名, 機械学会 69 期通常総会講演集, B(1992), 342-344.
- (18) Narabayashi, T., *ANP'92*, IV, 36.2(1992), 1-7.
- (19) 奈良林直・ほか 4 名, 機械学会 71 期通常総会講演集, 1409, III(1994-3), 794-796.
- (20) 岩城智香子・ほか 4 名, 機械学会 71 期通常総会講演集, 1410, III(1994-3), 797-799.
- (21) Narabayashi, T., ほか, Thermalhydraulics Study on Steam Injector for Next-Generation Reactor, *Proc. Int. Conf. New Trends Nucl. Syst. Thermohydraul.*, 1(1994), 653-661.
- (22) Bird, R. B., ほか 2 名, *TRANSPORT PHENOMENA*, (1960), 470-473, Wiley.
- (23) 例えば, 森康夫, 熱力学概論, (1973), 209-212, 養賢堂.
- (24) 日本工業規格 JIS B, (1975).
- (25) 根井弘道・奈良林直, 原子炉用ジェットポンプの特性(第1報, 高温基礎試験), 機論, 60-569, B(1994), 194-200.