

# 水を用いた二相タービンの特性

東芝プラントシステム (株) 田中千加夫  
東京海洋大学大学院 刑部真弘

## Two-phase turbine using water By Chikao TANAKA and Masahiro OSAKABE

蒸気を用いたバイナリー発電タービンでは、蒸発器ピンチ温度の制約を受けるため、熱源である温泉水等を低温度まで熱回収できない。蒸発器を廃止し、飽和水をノズルで減圧沸騰させ作成した二相流でタービンを駆動すれば、この制約を受けない。また、代替フロン等の使用制限に対応するため、作動流体として水を用いることが切望されている。ところが、水は沸騰遅れ等の非平衡が大きく、安定な二相噴流を生成するフラッシング末広ノズルの設計が難しい。このため、非平衡二相臨界流モデルを用いて4種類のノズルを試作し、ノズル噴出流量や噴出状況を実験的に求めた。さらに、これらのノズルを用いて、軸流衝動1段タービンを回し、回転数およびトルクを計測する事により、二相タービンを回すための最適な条件を検討した。

キーワード： 蒸発器ピンチ温度、バイナリー発電、フラッシング末広ノズル、軸流衝動1段タービン

### 1. はじめに

わが国の一次エネルギーの大半は有効活用出来ておらず、多くの未利用熱エネルギーが廃棄されている。また、温泉発電の利用可能なエネルギーは53°Cから120°Cの範囲内で740万kWにもなるという報告がある<sup>(1)</sup>。こうした地熱および工場や船舶の排熱などに代表される中低温の熱エネルギーを利用可能にするバイナリー発電の一つとして、代替フロン等の作動流体が気液二相流の状態ですタービンを駆動する技術が提唱された<sup>(2)</sup>。この技術では、作動流体は液体で先細末広のノズルに流れ、内部で減圧沸騰してノズル出口で高速の気液二相流が発生するという特徴を持つ。よって従来の蒸気タービンで必要とされている作動流体をノズルの上流で気体にするための蒸発器や気水分離器等が不要になる。さらに、タービン回転数は比較的低回転数となるため減速機の設置が不要になる。これらシステムの簡素化により、導入時及びメンテナンスのコストダウンも期待することができる。

図1は、蒸気または二相タービンのボイラ部熱伝達の違いである。横軸を交換熱量とし縦軸を温度とした図で、蒸発器特有のピンチ点による制約が二相タービンではなくなり、温泉水等の熱を低温まで利用可能となることが分かる。さらに、環境保全を考えると、タービンを駆動させる作動流体を代替フロン等ではなく水としたい。ところが、水は沸騰遅れ等の非平衡が大きく、安定な二相噴流を生成する末広ノズルの設計が難しい。これまでの水を用いた実験で、ノズル絞り部までの非平衡と、末広部での非平衡が異なることを指摘してきたが<sup>(3)</sup>、非平衡の変化は単調ではなく詳細は不明である。この技術の要である二相ノズル及びタービンの特徴や性能を把握するための基礎実験を行った。

### 2. 非平衡二相臨界流モデルによる検討

高温高压の温水を末広ノズルで減圧沸騰させ、一部を気化させて二相流を生成することを考える。ノズルのど部付近で沸騰する際に相変化の遅れ、すなわち沸

騰が遅れる非平衡現象が生じることを考慮する。ただし、一旦気泡が発生すると非平衡は急速に緩和されることが予想される。

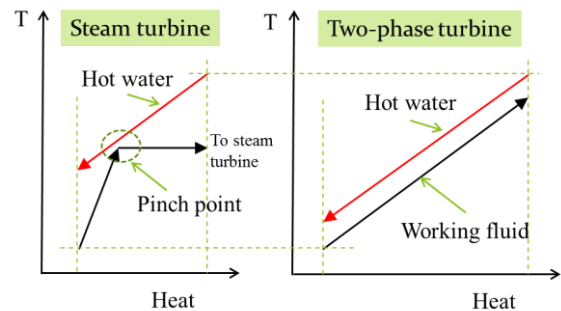


図1 ピンチ温度による制約

本研究では、蒸気表を直接用いて非平衡二相臨界流を計算する<sup>(4)</sup>。国際蒸気状態式および補間式を用いて、減圧後における圧力  $p$  における物性値を以下のように計算する。圧力  $p_e$  におけるエントロピーは、

$$s = x s_{Gs} + (1-x) s_{Ls} \quad (1)$$

ここで  $x$  はクオリティ、 $s_{Gs}$ 、 $s_{Ls}$  は減圧した圧力でのそれぞれ飽和蒸気および飽和水のエントロピーである。断熱変化であると考え、このエントロピーは、入口でのエントロピー  $s_0$  と等しいので、クオリティは

$$x = \frac{s_0 - s_{Ls}}{s_{Gs} - s_{Ls}} \quad (2)$$

と求めることができる。この結果、平衡状態の均質比容積およびエンタルピーを次の式から求めることができる。

$$v_e = x v_{Gs} + (1-x) v_{Ls} \quad (3)$$

$$h = x h_{Gs} + (1-x) h_{Ls} \quad (4)$$

ここで  $v_{Gs}$ 、 $v_{Ls}$  は、それぞれ減圧した圧力での飽和水および飽和蒸気比容積である。また、 $h_{Gs}$ 、 $h_{Ls}$  は、それぞれ減圧した圧力での飽和水および飽和蒸気エンタルピーである。

ここでは、二相流ノズルを熱水が、減圧沸騰しながら流れる場合について考察する。質量流束は、減圧後の比容積  $v$  およびエンタルピー差  $\Delta h$  を用いて

$$G = c_v \sqrt{2\Delta h} / v \quad (5)$$

ここで、等エントロピー変化の場合、入口水温度  $T_0$  に対応する飽和圧力  $p_s$  を境に、2つの部分に分けて

$$\Delta h = -\int_{p_0}^{p_s} v_{L0} dp - \int_{p_s}^p v dp \quad (6)$$

ここで、 $v$  は実際の湿り蒸気比容積である。圧力  $p_s$  までの水は非圧縮性と考え、比容積  $v_{L0}$  = 一定であるので

$$\Delta h = -v_{L0}(p_s - p_0) - \int_{p_s}^p v dp \quad (7)$$

この式は、 $p < p_s$  の場合であるが、 $p > p_s$  の場合には式(7)の右辺第二項は0となり

$$\Delta h = v_{L0}(p_0 - p) \quad (8)$$

急激な減圧の場合、相変化が追いついていかない熱的非平衡状態が生じると考えられる。実際の蒸気比容積を、ISO (2008) 式<sup>(5)</sup>と同様に以下のように表す。

$$v = N(v_e - v_s) + v_s \quad (9)$$

ここで、 $N$  は非平衡パラメータ、 $v_e$  は平衡状態の比容積、 $v_s$  は減圧沸騰開始時の比容積である。 $N=1$  は完全平衡であり、0 は完全非平衡で気相の膨張およびフラッシングをしない状態を表す。この比容積を用いると、式(7)は

$$\Delta h = v_{L0}(p_0 - p_s) + N(h_s - h) + (1-N)v_s(p_s - p) \quad (10)$$

なお、絞り部入口が二相流の場合には、同様にして減圧後の比容積は以下のように表される。

$$v = N(v_e - v_0) + v_0 \quad (11)$$

ここで入口比容積  $v_0$  は、入口クオリティ  $x_0$  を用いた以下の均質二相混合比容積を用いる。

$$v_0 = (1-x_0)v_{L0} + x_0v_{G0} \quad (12)$$

よって、エンタルピー差は以下の様に表される。

$$\Delta h = N(h_0 - h) + (1-N)v_0(p_0 - p) \quad (13)$$

以上のエンタルピー差を式(7)に代入して質量流束  $G$  を求める。

また、無次元質量流束  $G^*$  および圧力比  $\eta$  を下記のように定義する。

$$G^* = \frac{G}{\sqrt{p_0/v_0}} \quad (14)$$

$$\eta = p/p_0 \quad (15)$$

比容積  $v_0$  は、サブクール水の場合には  $v_{L0}$  である。

図2に示したのは、ノズル入り口条件が圧力0.5MPaの飽和水とした場合の無次元質量流束  $G^*$  と圧力比  $\eta$  の関係である。非平衡パラメータ  $N=0.17$  および1の計算を示した。のど部最大質量流束  $G_c^*$  とノ

ズル出口における  $G_1^*$  の比である末広比  $Er$  は以下のように定義される。

$$Er = G_c^* / G_1^* \quad (16)$$

今回のようにノズル出口を大気圧とすると出口圧力比は0.2である。図2に示したように、非平衡度  $N=0.17$  で一定とした場合の末広比は2.81となり、平衡状態  $N=1$  の場合には末広比3.43になる。ただし、のど部通過後に発生した微小気泡が非平衡度を急速に緩和すると、図のように  $N=0.17$  から  $N=1$  の状態への緩和が生じ、末広比は2.81よりも大きくなり7.05となる。実際には、非平衡緩和に伴う損失で  $G^*$  が減少し、末広比をさらに大きくする必要も想定される。

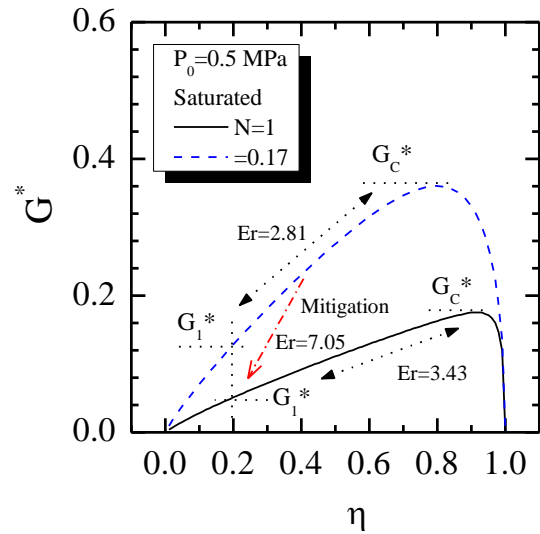


図2 無次元質量流束  $G^*$  と圧力比  $\eta$  の関係

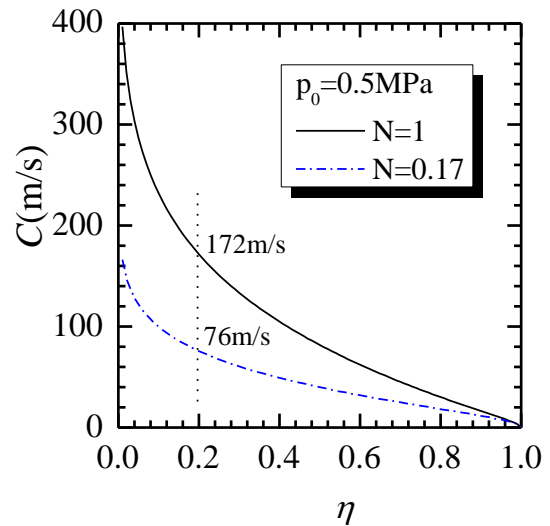


図3 流速  $C$  と圧力比  $\eta$  の関係

図3に示したのはノズル内流速  $C$  と圧力比  $\eta$  の関係である。流速  $C$  は、均質流としたもので

$$C = Gv \quad (17)$$

ノズル出口での圧力比 0.2 であるので、非平衡度  $N=0.17$  とした場合のノズル出口流速は 76m/s となり、平衡状態  $N=1$  の場合には 172m/s になる。ただし、非平衡で噴出した熱水は減圧沸騰を起こすことになる。

### 3. 実験装置および方法

図 4 に実験装置概念図を示す。ボイラから供給される蒸気をタンク内の水に注入することにより脱気しながら温水を作成する。この温水をタービン試験部に供給し、大気圧への噴出実験を行う。タンクは空気圧縮機とボイラに接続され 0.7MPa まで加圧可能とする。テスト部前の制御弁は、沸騰二相流を作るのに用い、テスト部入口オリティは、弁前後のエンタルピー一定として求める。試験部を通過する水流量は、誤差  $\pm 0.5\%$  の電磁流量計によって計測される。この流量計は、制御弁の上流にありフラッシングの影響を受けない。水流量が低い場合には、誤差  $\pm 3\%$  の渦流量計が用いられる。各場所の圧力は、 $\pm 1.25$  Pa の圧力計により計測する。各温度測定には、外形 1mm の T-type シース熱電対が用いられた。タンクには放出流量を確認するための水位計も装備した。

二相流噴流を作成するための末広ノズルを 4 種類作成し噴出挙動を調べるとともに、図 5 に示した軸流衝動 1 段タービンを回す総合実験を行う。回転数およびトルクを計測する事によりタービン効率を求め、ノズル出口二相速度とタービン翼周速度との比等を用いた整理を行う。

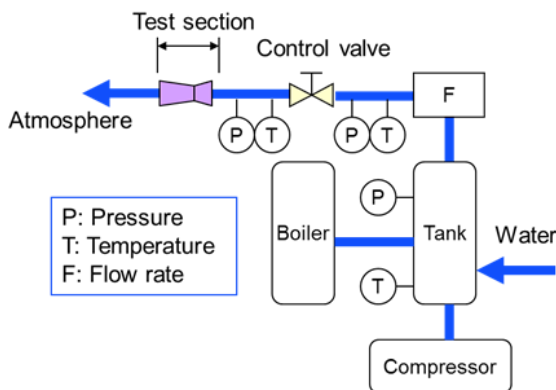


図 4 実験装置



図 5 軸流衝動 1 段タービン

実験で使用した 4 種類のノズルの形状、寸法および末広比  $Er$  を図 6 に示す。ノズルの設計条件は入口圧力 0.5 MPa、出口圧力 0.1 MPa であり、すべてのノズルは、のど部径やノズル入口径は同じである。これまでの米国での実績<sup>(2)</sup>を基に、ノズル A は他よりも長く、のど部に 5 mm 長さの平行部分が存在し、しかも比較的大きな末広比 9.09 で設計されている。ノズル B は、入口飽和液でノズル通過流量に合うような非平衡度  $N=0.17$  を用いた末広比 2.81 で設計した。ノズル C は、ノズル B と同じノズル長さとし、ノズル A と同じ先細部で末広比 9.09 を採用した。のど部通過後に非平衡度  $N=0.17$  から  $N=1$  への無損失緩和が生じると、図 2 で示したように末広比は 7.05 となるが、これがノズル D である。

ノズルの入口部には、ノズル内に流入する作動流体の沸騰を促す目的で縮流面積比 0.3 の多孔板が設置されており、図 6 に多孔板の写真と寸法を示す。穴の直径  $\phi 2.7$ mm で個数は合計 20 個である。穴の位置は中心に 1 個、中心から半径 4mm 離れた円周上に均等に 6 個、中心から半径 8.5mm 離れた円周上に均等に 13 個である。

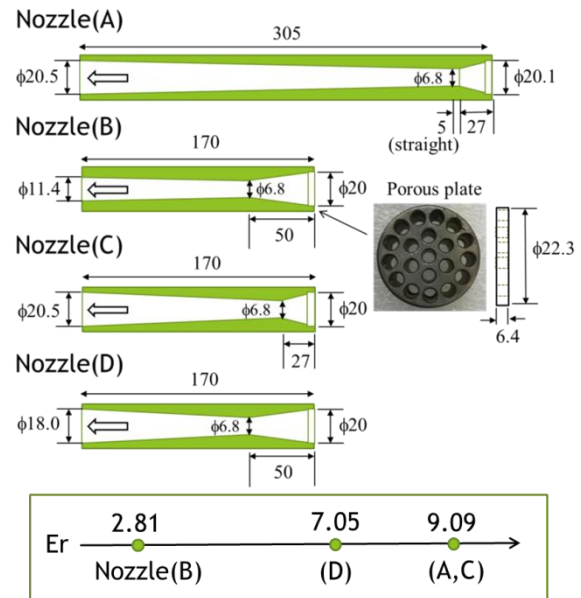


図 6 ノズルおよび多孔板

#### 3.1 ノズル可視化実験

飽和温度の温水をノズルに流し、流量とともにノズル出口の噴流の状態を観察した。より鮮明な噴流を確認するために、ノズルはタービンから取り外し、配管を屋外まで伸ばしノズルを鉛直下向きに設置して、照明を使用せず自然光で噴流をデジタルムービーカメラ（三洋電機株式会社 DMX-CA100）で撮影した。ノズル入口温度は 150 °C の飽和状態とし、ノズル出口は大気圧である。従来のサブクール水を用いた研究において、ノズルののど部の圧力アンダーシュートを減少させるために、のど部近傍に細線を設置してノズル効率を向上させる実験<sup>(6)</sup>や、ノズル平行ののど部内でキャビテーションを発生させることで圧力アンダーシュートを減少させ、気液間スリップを低減させること



でノズル性能低下を改善させる実験<sup>(7)</sup>が行われている。本実験では、多孔板とのど部の間にスチールウールを挿入し、沸騰を促進させることも試みた。

### 3.2 タービン実験

ノズル形状によるタービン出力への影響を把握することを目的とし、トルク、回転数、流量、ノズル入口圧力および温度を測定した。トルクを測定するためにトルクメータと空冷式のブレーキ装置を設置した。トルクメータの測定範囲は0~5 Nmであり、精度は±0.1%である。ノズルは、タービン翼に対し入口絶対角25°で設置した。ノズル出口からタービン翼までの距離 $L=70\text{ mm}$ とした。ノズルBで $L=100\text{ mm}$ とした実験を行ったが有意な差はなかった。

飽和温度の温水をタンクから実験装置へと流し、タービン回転数が $2000\text{ min}^{-1}$ に達するのを目安に負荷をかけ始め回転数が $4000\text{ min}^{-1}$ 付近で安定したところで計測を開始した。ブレーキ装置の負荷を変えることで回転数を変化させた。計測時間はタンクの容量に限界があるため、タービン実験の1回における計測時間は30秒とした。

## 4 実験結果

### 4.1 ノズル可視化実験

多孔板のみを設置したノズルでの入口飽和水の噴流状態について図7に示す。それぞれの画像はノズル出口からタービン翼までの距離 $L=70\text{ mm}$ の噴流状態が確認できるよう切り抜いた画像である。ノズルAは末広角(約 $2.9^\circ$ )とほぼ等しい噴出を確認出来た。また、ノズルAは、米国での実績<sup>(2)</sup>を基に比較的大きな末広比9.09としたが、多少の脈動はあるものの良好な噴出状態が得られた。一方、通過流量に合う非平衡を仮定して求めた末広比2.81のノズルBに関しては、二つの噴出パターンB-1およびB-2が確認された。この二つのパターンは一定間隔で繰り返し切り替わる。B-2の画像では末広角(約 $2.2^\circ$ )よりも大きく広がっている噴流が確認され、非平衡のまま放出された過熱液が突沸していると考えられた。一方、B-1では末広部で非平衡緩和が起こり、突沸は見られない。

ノズルCは、Bと同じ短いノズル長さだが、Aと同じ大きな末広比を採用したところ、安定した噴出状態が得られた。非平衡度 $N=0.17$ から1への無損失緩和を仮定した末広比7.05のノズルDでは、図7に二つの噴出パターンD-1およびD-2を示したように、ノズルBで見られた大きな脈動が抑制され、AやCのような安定した噴流となった。ノズルBの末広比2.81を7.05に大きくしただけのDが脈動を抑制することは注目すべきである。

従来<sup>(6)(7)</sup>の研究では、発泡促進により噴流速度が向上するとの報告がある。このため、発泡を促進し非平衡を緩和するために、同じ量のスチールウールを多孔板とのど部に設置した。使用したスチールウール(空隙率0.954)および噴出状態を図8に示す。設置しない場合と比べて脈動のような現象は大幅に抑え

られた。ただし、内部で発生する超過膨張は観察できなかった。

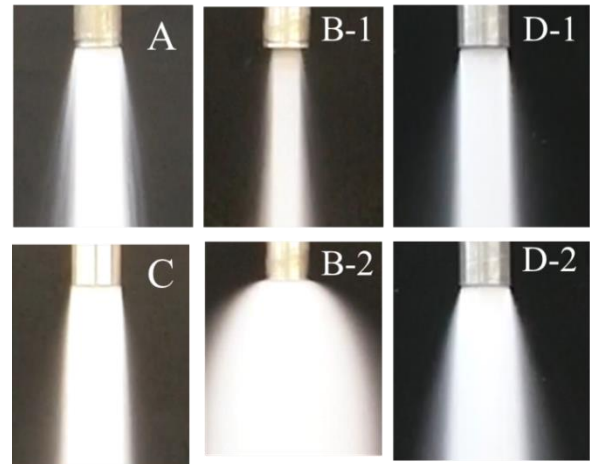


図7 多孔板を設置したノズルでの入口飽和水の噴出状態

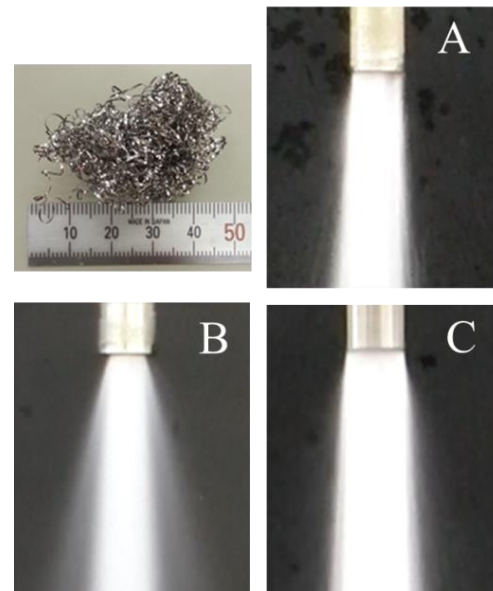


図8 スチールウールを設置したノズルでの入口飽和水の噴出状態

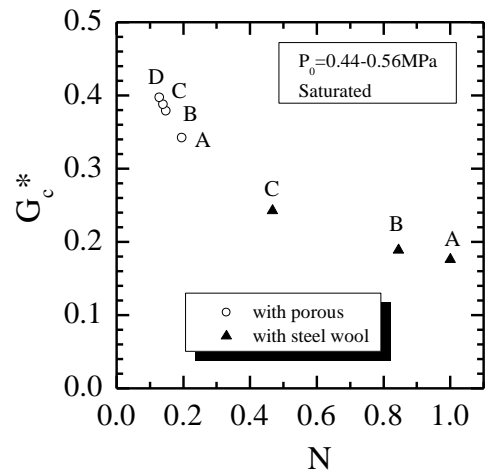


図9 無次元臨界質量流束と非平衡パラメータの関係

図9に示したのは、ノズル可視化実験での無次元臨界質量流束と非平衡パラメータの関係である。非平衡パラメータは、実測した無次元臨界質量流束に一致するように非平衡モデルで算出した。多孔板のみの場合は、平行のど部をもつノズルAの流量が少し低いが、ほぼ非平衡度  $N=0.2$  に近い。これにスチールウールを設置した場合は、 $N=0.4\sim 1$  となり、大きく流量が低下している。これはノズル入口からのど部間でスチールウールが多数の発泡核を提供し、沸騰が促進され非平衡が緩和されたことで、流量が低下したと示唆される。また、同じ短い先細部を持つAとCの比較では、平行のど部を持つAの方が、 $N$  が大きく平衡状態に近くなる。平行のど部が発生気泡をさらに増やすためと考えられる。また、長い先細部のノズルBが、短いCに比べてスチールウールの発泡効果が大きい。

#### 4.2 タービン実験

図10に衝動1段タービンにおける対称タービン翼入口および出口速度三角形を示した。この場合、理論タービン出力  $L(W)$  は下記で算出できる<sup>(8)</sup>。

$$L = Gc_1u \left( \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \quad (17)$$

ここで、 $G$ : タービン通過質量流量、 $c_1$ : タービン入口絶対速度、 $u$ : 周速度、 $\psi$ : ブレード速度係数、 $\alpha_1$ : 入口絶対角度、 $\beta_1$ : 入口相対角度、 $\beta_2$ : 出口相対角度である。本実験装置の入口絶対角度  $\alpha_1=25^\circ$ 、相対角度  $\beta_1=\beta_2=43^\circ$  である。理想状態を考えブレード速度係数を1とした。また、実験でのタービン出力は、トルク及び回転数の実験結果から算出した。

図11に各ノズル入口圧力一定で飽和状態とした場合におけるタービン出力と回転数の関係を示す。図中には通過質量流量  $G=0.28\text{kg/s}$  でタービン入口速度  $c_1=53\sim 63\text{m/s}$  とし、式(17)で計算した理論タービン出力も示した。通過流量は実測平均であるが、速度は実験値に合うものとした。翼相対角度は  $43^\circ$  であるので、速度  $70\text{m/s}$  での最適回転数を速度三角形から求めると約  $2500\text{rpm}$  となる。全般的に、低および高回転数域では噴流と翼の入口相対角度が一致していないため、翼内効率が低下しているように見られる。また、タービン入口速度  $c_1=53\sim 63\text{m/s}$  は、非平衡二相モデルによって予測される完全平衡状態の均質流速の約  $1/3$  であり、非平衡等による損失が大きいことを示している。なお、ノズル速度の二乗に比例するタービン出力も断熱熱落差の  $1/9$  程度であった。

ノズルAおよびBによるタービン出力は、低速回転域でほぼ等しい出力を示しているが、高速回転域ではAによるタービン出力が大きくなる。比較的大きな末広比を採用したノズルAが非平衡緩和に有効であり大きな噴流速度を得ることができる。さらにノズルCはノズルAで採用した平行のど部をやめたため、のど部非平衡が強く多くの質量を通過させることができ、噴流速度を増加させることが可能となった。ノズルBで見られた大きな脈動が、末広比を大きくすることで抑制されたノズルDもCとほぼ同じ出力が

得られた。ノズルCおよびDによるタービン出力が一番大きく、タービン入口速度  $c_1=63\text{m/s}$  の理論出力とほぼ一致する。

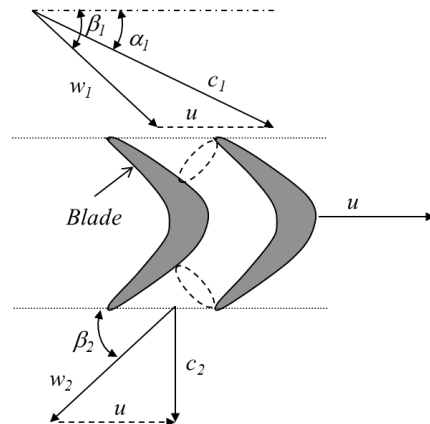


図10 速度三角形

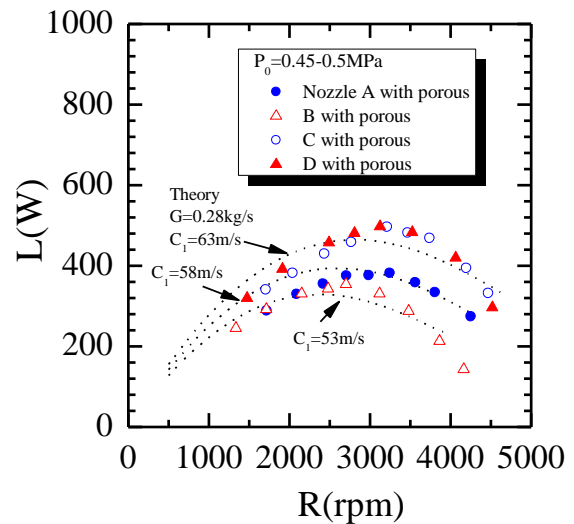


図11 タービン出力と回転数の関係

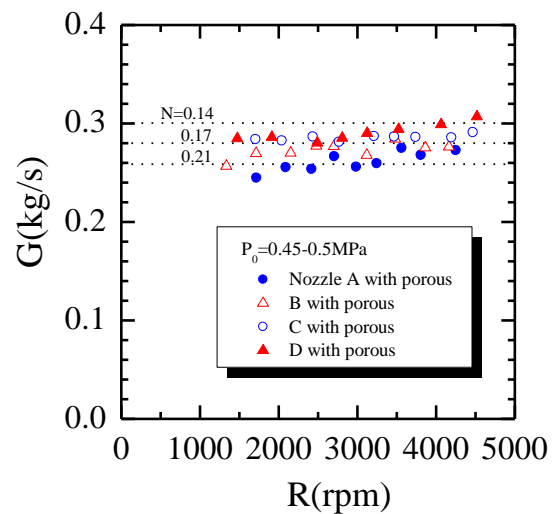


図12 タービン通過流量と回転数の関係

注目すべきは、平衡状態への緩和損失が無いと仮定した末広比のノズル D と、それよりも大きい C での出力の差に大きな違いが無いことである。緩和損失がないとして求めた末広比よりも多少大きくしても安定な噴流が得られることが明らかとなった。

図 12 には、図 11 に対応する質量流量  $G$  とタービン回転数  $R$  の関係を示す。図中には非平衡モデルによる各  $N$  の計算結果も示したが、非平衡が強いほど流量は大きい。ノズル C はノズル A で採用した平行のど部をやめたため、のど部非平衡が強く多くの質量を通過させることができるのが確認できる。ノズル B および D は、C よりも先細部の変化が緩やかであるが、明確な流量への影響は見られない。

なお、非平衡モデルによれば、 $N=0.21$  だとすると平衡状態に無損失で回復するための末広比は 6.5 であり、 $N=0.14$  では 7.6 である。ノズル A および C の末広比は、それらよりもやや大きく、B では小さく、D ではほぼ同じとなっている。同じ末広比の A と C を比較すると、のど部非平衡の強い C の方が、通過流量が大きくなると考えられる。

一番出力が大きかったノズル C の特性を詳細に調べるため、スチールウールや新たな多孔板をノズルに装備した実験を行った。図 13 に示したのは、多孔板形状の影響を調べるために用いた 2 種類の多孔板である。穴の直径  $\phi 2.7$  が 7 個、および直径  $\phi 1.6$  が 20 個の 2 種類の多孔板で両方とも縮流面積比は 0.1 である。これらの多孔板の通過面積は、のど部面積の 10% 増しとなっている。

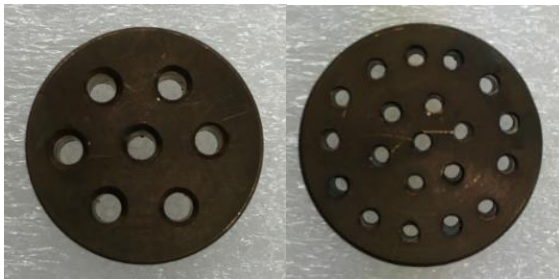


図 13 多孔板 ( $\phi 2.7 \times 7$  および  $\phi 1.6 \times 20$ )

図 14 にノズル C を用いて、入口圧力一定で飽和状態とした場合におけるタービン出力と回転数の関係を示す。図中にはタービン入口速度  $c_1=63\text{m/s}$  で通過質量流量  $G=0.28\text{kg/s}$ 、 $c_1=53\text{m/s}$  で  $G=0.18\text{kg/s}$  とし式 (17) で計算した理論タービン出力も示した。通過流量は実測したものであるが、速度は実験値に合うものとした。従来の面積比 0.3 の多孔板を用いた出力が一番高いが、取り外しても多少低下するだけだった。低回転数域では噴流の入口相対角度が小さくなるため、翼内効率が低下しているように見られる。

面積比 0.1 の新たな多孔板 (図 13) を付けた場合は出力が小さくなった。穴の個数が多い方が、出力がわずかではあるが高くなった。さらにスチールウール (空隙率 0.954) 装着により噴流流速の増大を期待したが、出力は激減した。この場合、通過流量と流速を減少させた理論式と一致しており、両者の減少による

出力激減と考えられる。

図 15 には、図 14 に対応する質量流量  $G$  とタービン回転数  $R$  の関係を示す。タービン出力の減少と、通過質量流量の減少が対応している。図中には非平衡モデルによる各  $N$  の計算結果も示したが、非平衡が強いほど流量は大きい。この非平衡は、多孔板やスチールウールによって促進されると考えられる発泡と関連していると考えられる。

非平衡モデルによれば、スチールウール装着時の  $N=0.45$  では、平衡状態に無損失で回復するための末広比は 4.8 と計算される。末広比 9.09 のノズル C では、非平衡緩和損失に加え、末広比が大きすぎるため超過膨張ぎみとなり噴流速度が低下したことが示唆される。タービン出力の大きな低下は、非平衡緩和による通過質量流量低下と、さらに大きすぎる末広比等により噴流速度が低下したことによると考えられる。

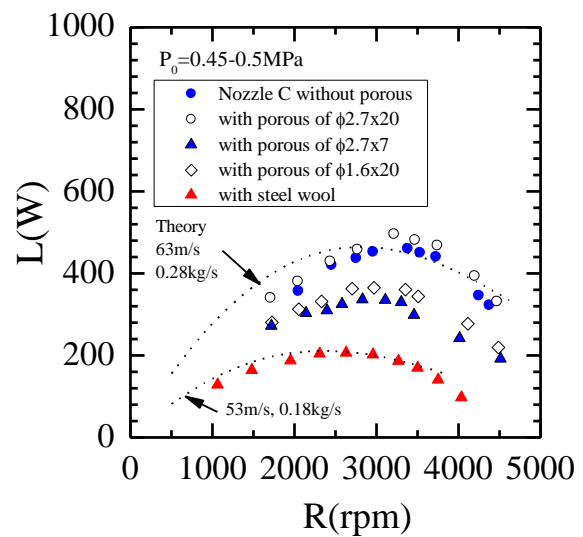


図 14 ノズル C のタービン出力と回転数の関係

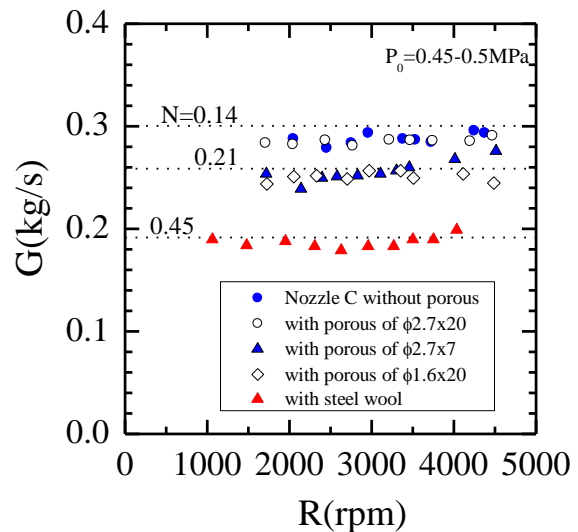


図 15 ノズル C のタービン通過流量と回転数の関係

## 5. 結論

非平衡二相臨界流モデルを用いて 4 種類のノズルを試作し、ノズル入り口条件をほぼ一定圧力の飽和液とした可視化およびタービン実験を行い、以下の主要な結論を得た。

- (1) 通過流量に一致する非平衡度で求めた末広比 2.81 のノズル B では、非平衡で放出された過熱液が周期的に突沸する不安定な噴流が観察された。一方、末広部での無損失非平衡緩和を仮定して求めた末広比 7.05 のノズル D では安定した噴流が得られた。さらに末広比 9.09 まで大きくしたノズル A および C でも安定した噴流挙動が得られた。無損失非平衡緩和を仮定して求めた末広比よりも多少大きくしても、安定な噴流が得られることは注目される。
- (2) 末広比が異なるが安定な噴流が得られたノズル D および C でのタービン出力が高くなった。ただし、ノズル C と同じ末広比の A は、のど部平行部によると考えられる流量低下により出力が少し低くなった。不安定な噴流のノズル B は、タービン出力が最も低くなった。
- (3) 従来の研究では、発泡促進により噴流速度が向上するとの報告がある。このため、発泡を促進し非平衡を緩和するためにスチールウール（空隙率 0.954）を多孔板とのど部に設置した。設置しない場合と比べて脈動のような現象は大幅に抑えられた。ただし、沸騰が促進され非平衡が緩和されたことで、流量が大幅に低下した。
- (4) スチールウールの発泡効果は、同じ短い先細部を持つ A と C の比較では、平行のど部を持つ A の方が大きい。平行のど部が発生気泡をさらに増やすためと考えられる。また、長い先細部のノズル B が、短い C に比べて発泡効果が大きい。
- (5) 多孔板やスチールウールをノズル先細部に設置することで、非平衡が緩和され通過流量が減少した。スチールウールでの減少は大きく、タービン出力も大きく減少した。スチールウールを装着し

たノズル C では、非平衡緩和損失に加え、末広比が大きすぎるため超過膨張みとなり噴流速度が低下したことが示唆される。

- (6) タービン出力から予測されるノズル出口速度は、非平衡二相モデルによって予測される完全平衡状態の均質流速の約 1/3 であり、非平衡等による損失が大きいことを示している。なお、ノズル速度の二乗に比例するタービン出力も断熱熱落差の 1/9 程度であった。

## 文献

- (1) 環境省,平成22年度再生可能エネルギー導入ポテンシャル調査 (2011), p204.
- (2) Welch Phil, Boyle Patrick, New turbines to enable efficient geothermal power plants, Trans Geothermal Resources Council, Vol.33 (2009), pp765-772.
- (3) 田中千加夫, 河村匠, 伊東次衛, 井上二三男, 堀木幸代, 刑部真弘, 二相ノズルおよびタービンに関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.847 (2017).
- (4) 千葉典子, 吉川和寛, 堀木幸代, 刑部真弘, 安全弁における相変化の流出挙動, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.78, No.794 (2012), pp.79-88.
- (5) ISO, Safety devices for protection against excessive pressure- Part 10: Sizing of safety valves for gas/liquid two-phase flow, ISO/DIS 4126-10 (2008).
- (6) 赤川浩爾, 藤井照重, 太田淳一, 竹中信幸, 谷口和寿, 減圧沸騰を伴う先細末広ノズルの性能特性(第 2 法, ノズル性能の改善), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.55, No.516 (1989), pp2743-2750.
- (7) 李 允煥, 党 超鋌, 飛原英治, グリッドと平行喉部が吸収冷凍機用二相流ノズル内流動特性に及ぼす影響, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.22, No.2 (2005), pp165-171.
- (8) 刑部真弘, ターボ動力工学, 海文堂 (2001), pp108-125.