再生サイクル用半径流タービンの始動特性に関する研究*

中野 晋^{*1}, 八木 学^{*1}, 岸部 忠晴^{*1}
坪内 邦良^{*2}, 柴田 貴範^{*3}Starting Characteristic Analysis of a Radial Inflow Turbine for the
Re-Generative Brayton CycleSusumu NAKANO^{*4}, Manabu YAGI, Tadaharu KISHIBE,
Kuniyoshi TSUBOUCHI and Takanori SHIBATA^{*4} Hitachi, Ltd. Energy and Environmental Systems Laboratory,
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki, 312-0034 Japan

Microturbines have been developed as compact gas turbines to be applied in the re-generative Brayton cycle. A typical microturbine is composed of a centrifugal compressor and a radial inflow turbine. As such, the microturbine has a characteristic peculiar to radial inflow turbines. An idling state known as the windage point for mass flow rate can be formed because of improper inlet flow conditions for turbine expansion flow. The present study looked at the relationships between the radius ratio of the radial inflow turbine to the centrifugal compressor and the starting characteristic, and at the effects of turbine inlet flow conditions on the starting characteristic. Fundamental equations for the relationships between the radius ratio and the starting characteristic were obtained. There was a limitation for the radius ratio of the turbine rotor to the compressor where stable operation without compressor surge could be obtained. Pressure loss and heat loss between the compressor outlet and turbine inlet where a recuperator is placed significantly affected the turbine starting characteristic. In particular, the heat loss had a considerable effect to increase starting pressure. Regarding stable operation near the limitation for the radius ratio of the turbine rotor to the compressor, operation with ignition at a low rotation speed was proposed and the effectiveness of the equations was compared with experiment results obtained with a 150 kW class prototype microturbine.

Key Words: Micro Gas Turbine, Gas Turbine, Compressor, Re-Generative Brayton Cycle, Surging, Starting Pressure, Radial Inflow Turbine

1. 緒 言

再生サイクルを適用した小型ガスタービンにマイクロガスタービンがある。1990年代後半から、米国を中心に実施された電力自由化による規制緩和により、分散電源市場の拡大が予想され、数種類の発電設備が開発された^{(1),(2),(3)}。マイクロガスタービンは、遠心圧縮機と半径流タービンの組み合わせによるものが一般的な構造である⁽⁴⁾。ガスエンジン等のレシプロタイプの電源設備に比べ、低騒音、低振動、低NOxと環境面で優位性を持つこと、及び構造が簡単であることからメンテナンスコストがレシプロタ

イプに比べて低減できるなどの利点を有する⁽⁵⁾。

一方で、半径流タービンの場合、翼車を通過する流体に遠心力が作用するため、タービン出入口の流入条件が整わないと、遠心力による昇圧作用で流体がタービン入口から出口に膨張しない、いわゆる空転状態という半径流形流体機械固有の問題を有する。膨張流が発生してタービンとして始動する直前の空転状態を流量ウィンディッジ点と呼び、過給機タービンを対象として、その特性に関して研究されている⁽⁶⁾。しかし、過給機タービンは、圧縮機での昇圧に加え、エンジン部での昇圧作用があるため、マイクロガスタービンとは直接比較することはできない。マイクロガスタービンではタービン入口圧力は圧縮機吐出圧に、また、タービン翼車の遠心力による昇圧作用は、タービン翼車の大きさに依存することから、圧縮機とタービンの翼車外径寸法の比が、ター

* 原稿受付 2009年4月23日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所エネルギー・環境システム研究所
(〒312-0034 ひたちなか市堀口832-2)。^{*2} 正員、フェロー、元(株)日立製作所電力・電機開発研究所。^{*3} (株)日立製作所エネルギー・環境システム研究所。

E-mail: susumu.nakano.re@hitachi.com

ビンの始動に影響を及ぼす。これまでの研究で、半径流タービンと圧縮機の翼車外径寸法を具体的に公表しているものは少ないが、公開された写真⁽⁴⁾または図⁽⁷⁾から判断して、外径比が1.2を超えるものは少ない。しかし、マイクロガスタービン開発の初期段階では、タービンと圧縮機の翼車外径比が1.21⁽⁸⁾、1.31⁽²⁾と、1.2を超えるものもあったが、両者ともタービンの自立運転を行ったという報告はされていない。タービンの空転状態は圧縮機のサージを誘発し、燃焼器の着火に影響を及ぼすため、半径流タービンを適用したガスタービンシステムでは重要な問題である。しかし、半径流タービンの始動特性に関して、特に、タービンと圧縮機の翼車外径比との関係については、これまでほとんど報告されていない。

本研究は、半径流タービンを適用した再生サイクルガスタービンシステムにおけるタービン始動特性として、タービンと圧縮機の翼車外径比がタービン始動特性に及ぼす影響を明らかにすることを目的とする。始動特性に関する理論的な検討と、その検証を、本研究において開発を進めている150kW級マイクロガスタービンプロト機⁽⁹⁾の起動試験によって行った。

2. 記号

C_p	: 定圧比熱 [J/(kg·K)]
C_η	: 効率比 $C_\eta = \eta_C / \eta_T$ [-]
L	: 単位質量当たりの仕事またはエネルギー [J/kg]
N	: 回転数 [rpm]
P	: 圧力 [Pa]
ΔP	: 圧力損失 [Pa]
R	: 反動度 [-]
r	: 半径 [m]
T	: 温度 [K]
ΔT	: 温度降下 [K]
α	: タービンと圧縮機の翼車外径比 Eq. (4) [-]
γ	: 温度降下係数 Eq. (7) [-]
η	: 効率 [-]
θ	: 圧力損失と大気圧の比 [-]
κ	: 比熱比 [-]
π	: タービンノズル入口全圧と大気圧の比 [-]
σ	: サージ圧と大気圧の比 [-]
ω	: 角速度 [rad/s]
η	: 効率 [-]

添字

a	: 大気
C	: 圧縮機
ex	: 出口
in	: 入口
N	: ノズル
T	: タービン
0	: 全
1	: タービン出口から排出口の間
2	: 圧縮機出口とタービンノズル入口の間

3. タービンの始動圧力比

3-1 タービンシステムの概要 図1に本研究で対象とするマイクロガスタービンのシステム図を示す。システムの主要構成要素は、遠心圧縮機、半径流タービン、永久磁石式高速発電機、燃焼器、再生熱交換器、及び双方向電力変換器から成る。図2に本研究で開発したマイクロガスタービンシステムの外観を示す。タービンシステムの本体部分は、発電機、圧縮機、タービン、及び燃焼器で構成されている。本体の上流側に吸気ダクト、下流側に再生熱交換器が配置され、パッケージの下段に双方向電力変換器が設置されている。

大気から取り込まれた空気は圧縮機で昇圧され再生熱交換器に送られる。再生熱交換器ではタービン排ガスからの熱で圧縮機吐出空気を加熱する。昇温された空気は燃焼器に送られ、燃料と混合して燃焼する。燃焼ガスはタービンで膨張して仕事を発生し、再生熱交換器を通過して大気に排出される。

発電機ロータは永久磁石式発電機ロータで、圧縮機翼車とタービン翼車が発電機ロータを共通軸として一体化され、2個の水潤滑軸受で支えられている⁽¹⁰⁾。本研究で対象とするタービン翼車の外観を図3に示す。

Fig. 1 Microturbine system diagram

Fig. 2 Side view of the prototype microturbine

Fig. 3 Photograph of turbine rotor

タービンの運転方法は以下のように行われる。起動時は発電機ステータに通電して 発電機を電動機として発電機ロータを起動する。回転数が増加し着火できる空気量に達したら 燃焼器に燃料を供給してパイロットバーナーで燃焼を開始する。着火後は定格回転数の78%回転数まで昇速して機器を暖機する。燃焼器への供給空気温度が600 K以上に達したらメインバーナーに燃料を投入し同時に回転数を定格回転数まで昇速させる。メインバーナーへの燃料投入に伴いタービンの仕事率が圧縮機動力を上まわるようになるとタービンシステムは発電を開始する。起動時の系統側から発電機側への電力供給と、発電時の発電機側から系統側への電力供給の切り替えは 双方向電力変換器によって行われる。

3・2 タービンと圧縮機の翼車外径比と始動圧力比

マイクロガスタービンの起動運転で、燃焼器の着火以前は、圧縮機の断熱圧縮による昇圧昇温によるエンタルピーの増加がタービンの駆動源となる。圧縮機の吐出状態に対してタービンが始動できる限界までタ

ービン翼車外径を大きく取れば、出力増加に対して効果的である。前述ように、既存のマイクロガスタービンで、半径流タービンの外径を圧縮機外径の1.2倍以上にしてタービンシステムとして自立運転を行ったものはほとんどなく、タービンと圧縮機の翼車外径比の限界値は1.2近傍に存在するものと思われる。

なお、本マイクロガスタービンはタービン翼車の上流側に、タービンノズルを設置しており、タービン始動圧力を議論する際のタービン上流圧力は、タービンノズル上流全圧を用いる。

4. 計算及び解析方法

4・1 タービン始動圧力比 ここでは、タービン始動圧力に関する基礎式を導出する。単位質量当たりのタービンの膨張仕事は断熱膨張を仮定すると式(1)で表される。また、遠心力によってタービン出口から入口に昇圧される際に流体に与えられるエネルギーは、単位質量当たりの流体に作用する遠心力を翼車出口から入口に積分した形の式(2)で表される。

$$L_T = \eta_T C_p (T_{0in,N} - T_{0ex,T}) \quad (1)$$

$$L_C = \eta_C \frac{\omega^2}{2} (r_{in,T}^2 - r_{ex,T}^2) \quad (2)$$

式(1)で示されるタービン仕事が式(2)で示される圧縮仕事よりも大きければ翼車はタービンとして機能する。逆に式(2)の値が式(1)の値よりも大きければ翼車はタービンとして機能しない。タービン始動点でのタービンノズル入口全圧とタービン出口全圧の比は式(1)と式(2)が等しくなる点での圧力比である。つまり、 $L_T = L_C$ として、タービンノズル入口全温とタービン出口全温の比をタービンノズル入口全圧とタービン出口全圧の比で表し、整理すると次式で表される始動圧力比の式が導かれる。

$$\frac{P_{0in,N}}{P_{0ex,T}} = \left[1 - \frac{C_p \omega^2}{2 C_p T_{0in,N}} (\alpha r_{ex,C})^2 \left(1 - \left(\frac{r_{ex,T}}{r_{in,T}} \right)^2 \right) \right]^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \quad (3)$$

ここで、

$$\alpha = \frac{r_{in,T}}{r_{ex,C}} \quad (4)$$

圧縮機吐出からタービン排気までの圧力損失と、圧縮機吐出からタービンノズル入口までの放熱を無視すると、圧縮機出口全圧と入口全圧の比とタービンノズル入口全圧とタービン出口全圧の比は等しく、また、タービンノズル入口全温は圧縮機出口全温に等しくなる。式 (3) 右辺のタービンノズル入口全温を圧縮機入口全温と、タービンノズル入口全圧とタービン出口全圧の比で表し整理すると式 (3) は式 (5) に書き換えられる。

$$\frac{P_{0in,N}}{P_{0ex,T}} = \left[1 + \frac{C_\eta \omega^2}{2C_p T_{0in,C}} (\alpha r_{ex,C})^2 \left(1 - \left(\frac{r_{ex,T}}{r_{in,T}} \right)^2 \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5)$$

式 (5) はタービンの内外径比、タービンと圧縮機の翼車外径比、回転数、及び圧縮機入口空気温度から、そのタービンを始動させるのに必要な圧力比を与える式である。

一方、圧縮機吐出からタービン排気までの圧力損失と、圧縮機吐出からタービンノズル入口までの放熱として、その間の温度降下を考慮すると、式 (5) からタービンの始動に必要なタービンノズル入口全圧と大気圧の比 π は次式のようになる。

$$\pi = \frac{P_{0in,N}}{P_a} = \left[(1 + \theta_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{C_\eta \omega^2}{2C_p \gamma T_{0in,C}} (\alpha r_{ex,C})^2 \left(1 - \left(\frac{r_{ex,T}}{r_{in,T}} \right)^2 \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (6)$$

γ は、タービンノズル入口全温を圧力損失及び温度降下を考慮して圧縮入口全温で表すときの係数で、式 (7) で表される。

$$\gamma = \left(1 - \frac{\Delta T_2}{T_{0ex,C}} \right) \left(1 + \frac{\Delta P_2}{P_{0in,N}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (7)$$

タービン始動圧及び圧縮機吐出からタービン排気までの圧力損失の和が、圧縮機のサージ圧を越えるとタービンシステムとして成立しない。よって実際のタービンシステムでは次式に示す条件の成立が必要になる。

$$\sigma \geq \pi + \theta_2 \quad (8)$$

4・2 流れ解析手法 タービン始動点近傍での翼車内の流れ状態を把握するため 3 次元粘性流体解析を行った。解析手法は Daves Code⁽¹¹⁾ を用いた定常流解析である。乱流モデルは標準形 κ - ε モデル⁽¹²⁾ を使用している。

解析領域は図 4 に示すようにタービンノズルと翼車のそれぞれに対して翼形を含む 1 ピッチ分を扱う。入口境界は、ノズル入口半径の 1.1 倍に、また、タービン翼車出口境界は、翼出口での翼 1 ピッチ分の長さを翼出口端から軸方向に延長した位置に設定した。境界条件は入口全圧、全温とタービン翼車の出口静圧を与えた。

メッシュ分割数は翼高さ方向 22×周方向 22×流れ方向 90 分割である。

Fig. 4 Calculation region

5. 試験装置及び試験方法

5・1 圧縮機・タービン分離試験 分離試験は圧縮機の吐出と、タービンの流入空気ラインを分離して、それぞれを独立した状態で作動させる。圧縮機吐出部で再生熱交換器との接続管を外し、圧縮機吐出空気はそのまま大気に放出し、タービンへの流入空気は別置の空気源から流量調節弁を介して燃焼器の入口側に供給した。タービンの流入条件は圧縮機の吐出条件に関係なく、流入圧力を大気圧から絶対圧 0.5MPa まで、流入温度を常温～523 K までの範囲で設定することができる。

試験方法は、初めに発電機ロータを起動させ試験回転数まで昇速して回転数を保持する。この状態で、別置空気源からタービン側に空気を供給する。空気

流量の測定は、別置空気源と燃焼器入口間に設けた長さ 5m、直径 0.15 m の直管部に設置したオリフィスで計測した。また、空気温度と圧力はタービンノズル上流に設けたセンサーで計測した。温度は K 型熱電対で、圧力は半導体型圧力センサー(横河 M&C 製 FP201)を用いた。また、タービン反動度の計測のためタービンノズル出口とタービン翼車入口間に静圧孔を設け、上記と同様の半導体型圧力センサーでノズル出口静圧を測定した。反動度は断熱熱落差の定義式において空気を理想気体と仮定してエンタルピーを圧力比によって書き換えた式 (9)によって算出した。

$$R = \frac{\left(\frac{P_{ex,N}}{P_{0in,N}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \left(\frac{P_{0ex,T}}{P_{0in,N}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{P_{0ex,T}}{P_{0in,N}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (9)$$

なお、タービンへの空気流量の過剰供給を避けるため、タービンノズル入口圧力を、その回転数での圧縮機サージ圧の 1.01 倍までとした。

5・2 プロト機試験 プロト機試験は圧縮機吐出部の配管を再生熱交換器に接続してマイクロガスタービン装置として復旧した状態で実施した。着火の有無によるタービン流量の変化を測定した。プロト機試験での流量測定は、吸気ダクトに設置したフィルタ差圧を用いて算出した。フィルタは予め校正風洞において差圧と流量の関係が把握されている。

6. 計算結果及び試験結果

6・1 半径流タービンの始動圧力比 本研究で開発しているプロト機に用いている圧縮機とタービン翼車の形状及び圧縮機性能を基に、本プロト機でのタービン始動圧力比を算出する。図 5 に本研究で用いた圧縮機の実験特性曲線⁽⁹⁾と、そのサージラインを示す。サージラインの設定方法は文献(13)を用いた。計算には圧縮機及びタービン翼車形状の数値として表 1 に示す値を用いた。ここで、タービン翼車の代表出口径は、タービン出口での翼のチップ半径とハブ面半径の相乗平均値とした。また、計算では、タービン翼車の内外径比は表 1 に示す数値で固定し、翼車外径比 α をパラメータとしてタービン始動圧力比の変化を調べた。

はじめに、 $C_p=1$ と仮定した場合のタービン始動圧力比として式 (3)及び式 (5)の計算結果を図 6 (a) に示す。圧縮機入口空気温度が 288 K の場合、タービンと圧縮機の翼車外径比 α が 1.2 以上で、タービン始動圧がサージ圧よりも高くなるためタービンは始動できない。 α が 1.1 以下では、起動から定格回転数(51,000 rpm)まで、どの回転数に対しても、タービン始動圧はサージ圧以下になるため始動できる。また、タービン入口空気温度を 523 K に上げた場合は、 $\alpha = 1.3$ の定格回転数近傍を除き、いずれもタービン始動圧はサージ圧以下になっている。つまり、着火によってタービンの動作は圧縮機サージ圧からの裕度を大きく取れることを表している。

Table 1 Dimensions for turbine and compressor

Item	Symbol	Radius (m)
Turbine inlet	$r_{in,T}$	0.113
Turbine exit	$r_{ex,T}$	0.042
Compressor exit	$r_{ex,C}$	0.097

Fig.5 Compressor performance characteristics

図 6 (b)は、後述する実験値との比較から $C_p=0.85$ とした場合の結果である。圧縮機入口空気温度が 288 K の場合、タービンと圧縮機の翼車外径比 $\alpha=1.3$ で、タービン始動圧がサージ圧よりも高くなるためタービンは始動できなくなる。タービン入口空気温度を 523 K に上げた場合は、 $\alpha=1.3$ まで回転開始から定格回転数までの全域でタービン始動が可能なが分かる。これらの結果は、圧縮機吐出からタービン排気までの圧力損失と、圧縮機吐出からタービンノズル入口までの温度降下を無視した条件であり、このような理想的な状態においても、タービンの自立運転可能な範囲は、 $\alpha=1.3$ を超えることは無い。なお、以後の計算において、 C_p は全て 0.85 とする。

次にタービン始動圧比に及ぼすタービン入口空気温度の影響について述べる。式 (3) からタービン入口空気温度が上昇すればタービン始動圧は低下することが分かる。図 7 には回転数 5,000 rpm と 10,000 rpm のタービン始動圧を各 α に対してタービン入口空気温度を変化させた場合の式 (3) の計算結果を示す。空気温度を 500 K 程度まで上げることで、常温

に比べて、タービン始動圧を大幅に低減できる。しかし、500 K 以上の温度領域に対しては、温度上昇による始動圧比の低減効果は小さくなっている。

次に圧縮機吐出からタービン排気までの圧力損失及び圧縮機吐出からタービンノズル入口までの温度降下の影響について述べる。式 (6) に使用する θ_1 及び γ はプロト機試験の結果から得られた値を使用した。図 8 にその結果を示す。再生熱交換器の圧力損失は、図 8 に示す測定値を回転数の 2 次式で近似して与えた。図 9 に計算結果を示す。図 9 は圧縮機のサージ圧力からタービン始動圧力と圧力損失を差し引いた値をサージ圧力で除した値で、タービン始動に対する裕度を示している。つまり、この値が正でタービンが始動することになる。逆に負の場合は、タービン始動に必要な圧力がサージ圧を越えるため、タービン翼車はタービンとして作動できないことを意味する。図 9 で、計算条件の $\gamma=1$ は温度降下を無視した結果であり、 $\gamma \neq 1$ は、図 8 に示した γ を与えた結果である。

Fig. 6 (a) Calculation results of starting pressure ratio

Fig. 6 (b) Calculation results of starting pressure ratio

Fig. 7 Temperature effect of starting pressure ratio

Fig. 8 Calculation conditions for γ and θ

Fig. 9 Margins for starting pressure

$\alpha=1.1$ 以下では温度降下の有無に関わらず裕度は回転開始から正になっており、回転数の増加に伴い増加し、タービン始動に関してはまったく問題が無いことが分かる。一方、 $\alpha=1.3$ は回転開始からタービン始動圧の裕度は負になっており、本プロト機では、圧縮機外径の 1.3 倍以上の大きさを有するタービンは始動できないことを示している。 $\alpha=1.2$ の結果は、 $\gamma=1$ 、つまり温度降下を無視した場合には、回転開始から裕度は零近傍にあり、13,000 rpm 以上で正になる。しかし、温度降下を考慮した結果では、裕度は回転開始とともに負になり、20,000 rpm においても明確に負の領域に留まったままである。

タービンと圧縮機の翼車外径比 $\alpha=1.16$ は本プロト機で採用したタービンと圧縮機の翼車外径比である。温度降下を考慮した結果でも、裕度は回転数の増加に伴い正側に移行している。 $\alpha=1.16$ は、本プロト機でタービンを始動させるための限界値に近いものと考えられる。

図 9 から、タービン始動に関しては、圧縮機吐出からタービンノズル入口までの温度降下の影響が大きいことが分かる。

6・2 圧縮機・タービン分離試験結果 図 10 はタービン回転数を 5,000 rpm 及び 10,000 rpm に保持した状態でタービンに空気を供給した時のタービンノズル入口全圧と大気圧の比を示した図である。

計測結果から 5,000 rpm 及び 10,000 rpm とともにタービン入口空気温度が 297 K の方が 523 K の場合よりも、圧力比は高くなり、タービンノズル入口空気温度によって有意差を生じることが分かる。タービン入口空気温度を高温にすることで、同じ流量を流す場合には圧力が低くなり、また、入口圧力が同じ場合には、温度を高めることで流量が増加する。図 10 で、それぞれの試験ケースにおいて流量零の点がタービン始動点である。図の縦軸流量零の線上に式 (3) から求まるタービン始動圧力比で、 $C_\eta=0.85$ の場合の結果を示した。各計算結果は、計測点の圧力比を流量に対して 2 次式で近似した場合 (図中の細線) の外挿点とほぼ一致する。つまり、式 (3)、式 (5)、及び式 (6) でタービン翼車の圧縮作用の効率 η_T とタービン作用の効率 η_C の比 C_η を 0.85 とすることで、それらの式はタービン始動圧力を予測する式として適用できることが分かる。翼車は元来タービン効率が高くなるように設計されているため、始動する間際の少流量域の流動状態であっても、膨張流が発生するときの効率の方が遠心力により昇圧動作が発生するときの効率よりも高くなっているものと考えら

Fig. 10 Experimental results for pressure ratio

Fig. 11 Experimental results of the reaction

れる。つまり、 $\eta_T > \eta_C$ のため C_η は 1 以下の値で実験値と良好に一致したものと思われる。

図 10 にはそれぞれの回転数での圧縮機の特長曲線もプロットした。5,000 rpm と 10,000 rpm とともに、空気温度 297 K ではタービンの流量線と圧縮機の特長曲線は、圧縮機のサージ点に近いところでマッチングしている。空気温度を上げることでマッチング点は高流量側に移行するため、着火によって圧縮機とタービンのマッチング点を、圧縮機の安定な運転範囲に移動できる。

図 11 はタービンノズル出口静圧の計測から式 (9) で算出した反動度をプロットしたものである。回転数 5,000 rpm と 10,000 rpm で入口空気温度を高くすると反動度が低下しており、タービンノズルで流れが加速されていることが分かる。タービンノズル入口空気温度の差異による流動状態への影響に関しては次節の流れ解析結果と併せて考察する。

6・3 タービン翼間流れ解析結果 対象とする流れ場は低回転数領域であり定格流量に比べて極めて流量が少ない。5,000 rpm では定格流量の約 5 %、

10,000 rpm でも 15%程度であり、解析精度の面から定量的な考察を行うことは困難と思われるため、ここではタービン入口条件の差異による流動状態の変化のみを調べる。計算は分離試験の 10,000 rpm を対象とした。計算条件を表 2 に示す。

図 12 にケース 1 の結果を、また図 13 にケース 2 の結果を示す。図は相対流れの流線を示したもので、色は相対速度の大きさを示している。タービン翼車部を中心にノズル出口部を含めて示し、翼車のハブ面とタービンチップ面、及びその中間面での結果を示した。両ケースで明確に異なる点は、タービンノズル出口の流速と、タービン翼車入口部の流れ状態である。入口空気温度 297 K の場合に比べて、523 K の方が、タービンノズルでの加速が大きく、ノズル出口部での速度で、297 K の場合が約 30 m/s に対して、523 K の場合は約 90 m/s と 297 K の結果に比べて 3 倍程度に増速してタービン翼車に流入している。両ケースで圧力比は同一であるが、温度が異なるため、タービンの熱落差としては、温度上昇分によるエンタルピーの増加は約 1.8 倍になる。このためノズルで流れが膨張し易くなる。これは分離試験で反動度がタービンノズル入口空気温度を上げると低下したものと一致する。また、入口空気温度 297 K の結果では、タービン翼車入口部で、回転方向と逆方向の大きな渦がハブ面からチップ面の翼間流路方向のほぼ全域に渡って発生している。この渦がノズルからタービン翼車への流れを塞いでいる。チップ面側の翼負圧面近傍で、僅かにノズルからの流れがタービン翼車に流入していることが分かる。

一方、入口空気温度 523 K の結果は図 12 で見られるタービン入口部での大規模な渦の発生は無い。入口空気温度の上昇によるノズル出口流速の増加は、タービン翼車の回転によってタービン翼車入口部の翼間に発生する大規模な渦の発生を弱め、翼間通過流量を増加させていることが分かる。なお、本計算結果の流量は、ケース 1 で 0.135 kg/s、ケース 2 で 0.172 kg/s と実験結果に近い値が得られている。

6・4 プロト機試験結果 プロト機試験では、着火回転数を 4,000 rpm とした。これは発電機ロータの低次固有振動数が 5,000 rpm 以上に存在するため、危険速度をスムーズに通過するためにも、着火を早めて圧縮機の安定運転範囲に入れるためである。プロト機試験では、着火によるタービンノズル入口空気温度の変化による流量変化を調べた。着火時の目標燃焼温度は 523 K と 773 K の 2 種類とした。図 14 に横軸を修正回転数として、着火直前の空気流量

Table 2 Boundary conditions for numerical calculations

	Inlet boundary		Exit boundary
	P_0 (kPa)	T_0 (K)	P (kPa)
Case 1	108	297	100
Case 2	108	523	100

Fig. 12 Calculation results of Case 1

Fig. 13 Calculation results of Case 2

Fig. 14 Experimental results of the prototype machine

との流量比とタービンノズル入口ガス温度の変化を示した。図 14 において、着火前のタービンノズル入口ガスは空気を意味し、着火後は燃焼ガスを意味する。両ケースとも着火によって空気流量が着火直前に比べて約 1.5 倍に増加している。図 10 の分離試験結果では回転数 5,000 rpm の結果であるが、タービンと圧縮機のマッチング点での流量は、タービン入口空気温度が 297 K から 523 K に上昇することで図 14 の結果と同様に約 1.5 倍に増加しており、プロト機試験は分離試験と同等な傾向を示した。燃焼温度を 773 K にしたケースでは、燃焼温度 523 K の結果と比べて流量増加率の変化に大きな差異は見られなかった。図 7 に示した計算結果から、常温から 500 K の範囲に関してはタービンノズル入口空気温度の影響が著しく現れるが、それ以上の温度領域に関しては、空気温度の上昇に対する始動圧力の低減効果は減少していた。プロト機試験の結果からも燃焼温度 523 K と 773 K で着火後の流量変化に有意な差は生じていない。

本プロト機のように、低速回転数での着火が可能になると、与えられた圧縮機に対して、タービン翼車径をタービン自立運転可能な限界まで大きくできるため、タービン出力の増加及び発電効率の向上に寄与することできる。なお、本プロト機の発電試験では、送電端発電効率はマイクロガスタービンとしては高効率の領域である 33.2 %⁽⁹⁾を記録している。

7. 結 論

本研究では、半径流タービンの適正寸法に関して、特にタービンの起動が安定に行えるようなタービンと圧縮機の翼車外径比の関係に関して、理論的な考察と、その検証試験としてプロト機での確認試験を実施して以下の結論を得た。

(1) 半径流タービンの始動圧力に関して、タービンの内外径比、タービンと圧縮機の翼車外径比、回転数及び圧縮機入口空気温度またはタービンノズル入口空気温度から、そのタービンを始動させるのに必要な圧力比を与える基礎式を導出した。

(2) 上記のタービン始動圧力を与える式は、タービン翼車の圧縮作用時の効率とタービン作用時の効率の比 $C_p = 0.85$ の場合において、タービン始動圧は分離試験結果の外挿値と良好に一致した。

(3) 圧縮機のサージを回避してタービンを始動できるタービンと圧縮機の外径比には限界値が存在

し、本プロト機では再生熱交換器の圧損を無視した場合でも 1.3 を超えることはできない。

(4) 圧縮機吐出からタービン排気までの圧力損失と、圧縮機吐出からタービンノズル入口までの温度降下を考慮すると、タービン始動圧力はこれらを考慮しない場合に比べ増加し、特に、圧縮機吐出からタービンノズル入口まで温度降下の影響が大きい。圧力損失と温度降下を考慮した場合、本プロト機において、タービンと圧縮機の外径比 1.16 は、圧縮機のサージを回避してタービンを始動できる理論限界に近い値と考えられる。

(5) タービンノズル入口空気温度の上昇は、タービンノズルでの流れを増速させ、タービン翼車入口部に形成される大規模な渦の発生を弱め、翼車通過流量を増加させる。

(6) 理論限界に近いタービンと圧縮機の翼車外径比を維持してタービン起動を安定させる方法として、低速回転数で着火する運転方法を提案し、プロト機試験で安定に起動できることを確認した。

謝 辞

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) の委託による「次世代マイクロタービントライジェネレーションの研究開発」の一部である。ここに記して謝意を表します。

文 献

- (1) Craig, P., The Capstone Turbogenerator as an Alternative Power Source, *SAE Technical paper series 970292*, (1997-2).
- (2) O'Brien, P., Development of a 50 kW Low-Emission Turbogenerator for Hybrid Vehicles, *ASME 98 GT 400*, (1998-6).
- (3) Rodgers, C., 25 -5 kWe MICROTURBINE DESIGN ASPECTS, *ASME 2000-GT-0626*, (2000).
- (4) Ishii, K., Micro Gas Turbine System (in Japanese), (2002), p59, Ohm publishing.
- (5) Tsuchiya, T. and Okamoto, M., Evaluations on the Economical Competitiveness of Micro Gas Turbine Cogeneration Systems based on Efficiency and Maintenance Cost, *Proceedings of the Asian Congress on Gas Turbines, ACGT 2005-067*, (2005).
- (6) Watanabe, I., Katagiri, R., Konishi, K., Tashiro, S., and Yoshiki, H., Effects of windage characteristics for predictions of turbo-charger turbine performance (in Japanese), *Proceeding of 28th annual gas turbine conference*, (2000-6), pp.53-58.
- (7) Tatsumi, T., 32-PS Small Gas Turbines (in Japanese), *Journal of internal combustion engine*, Vol.24, No.308, (1985), pp.68-70.

- (8) Karen, A. T., Advanced energy system program annual report, *Gas Research Institute No.89-62095*, (1989-2).
 - (9) Nakano, S., Kishibe, T., Araki, H., Yagi, M., Tsubouchi, K., Ichinose, M., Hayasaka, Y., Sasaki, M., Inoue, T., Yamaguchi, K., and Shiraiwa, H., Development of a 150 kW microturbine system which applies the humid air turbine cycle, *ASME, GT2007-28192*, (2007).
 - (10) Nakano, S., Kishibe, T., Inoue, T., and Shiraiwa, H., AN Advanced Microturbine System with Water Lubricated Bearings, *12th Int. Symp. Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC12-2008-20185*, (2008-2).
 - (11) Dawes, N. W., Development of a 3D Navier Stokes Solver for Application to All Types of Turbomachinery, *ASME Paper No.88-GT-70*, (1988).
 - (12) Launder, B. E. and Spalding, D. B., The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Comput. Method in Applied Mech. And Eng.*, vol.3 (1974), pp.269-289.
 - (13) Mishina, H., and Nishida, H., Performance prediction of centrifugal compressor, First report, Prediction method and calculation results (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 49, No.441, (1983), pp.1000-1009.
-