

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型ガスタービンの開発に向けて

吉識 晴夫*¹

YOSHIKI Haruo

松尾 栄人*²

MATSUO Eito

キーワード：超小型ガスタービン，ボタン型ガスジェネレータ，ラジアルタービン，遠心圧縮機，燃焼器，熱サイクル

Ultra Micro Gas Turbine, Button-Sized Gas Generator, Radial Turbine, Centrifugal Compressor, Combustor, Heat Cycle

1. まえがき

昨年7月号で「米国 MEMS プロジェクトの背景と関連研究の概要」⁽¹⁾と題してウルトラマイクロガスタービン (UMGT: Ultra Micro Gas Turbine) を紹介、その直後の9月22日に同時多発テロ、世界貿易センタービルとペンタゴンの破壊という痛ましいニュースが伝えられた。DARPA (Defense Advanced Research Project Agency) が、国防上の最重要課題として情報攪乱と化学兵器、将来の戦闘 (市街戦と化学兵器対策) 等を挙げていたが、更にエスカレートしたテロという形の脅威が出現した。このような脅威に対応するものとして MEMS (Micro Electrical Mechanical Systems) の重要性と緊急性が高まっている。

産業界においても太陽光発電、風車などの自然エネルギー発電システム、マイクロガスタービン、燃料電池、超小型ガスエンジンなどの分散型小型発電システムの普及により、エネルギーシステムのダウンサイジングと分散化が進んでいる。

また、ブロードバンド時代、エンターテインメント用に始まるロボット時代の到来により、携帯電源の小型・高エネルギー密度化が必須技術となっている。

マイクロシステム (Micro Systems) が社会を大きく変革するものとして世界中で注目され、各国で軍用、宇宙用、航空機等の計測用、携帯機器用として研究開発が推進されている。米国では、DARPA を中心に全米の研究機関、大学、企業が結集する MEMS プロジェクトとして研究開発が行われている^{(2), (3), (4), (5)}。

このような状況の中で、昨年、①日本ガスタービン学会の「ボタン型 (Shirt button sized) GT 調査研究委員会」(委員長吉識晴夫、副委員長長島利夫、幹事松尾栄人) を発足させ、②NEDO 平成 13 年度「エネルギー・環境国際共同提案公募事業」として「ボタン型ガスジェネレー

タ実用化技術開発」を提案し、東京大学生産技術研究所 (教授吉識晴夫) を受託元として、上記委員会のメンバー⁽¹⁾を中心として研究開発を推進してきた。

この研究開発の最終目標は、出力十から数十 W、サイズ十数 mm、重量数 g、回転数数百万 rpm、動翼外径数 mm であるが、現在の加工精度や計測精度を考慮して、13 年度は、10 倍モデル (タービン及び圧縮機羽根車外径約 40 mm) を試作した。10 倍モデルは、MIT で開発中のボタン型 (図 1 参照) と基本的に同形式の二次元設計型及びターボチャージャーなど同型式の三次元設計型の両方の要素モデルを設計製作して、その特性を把握するとともに、3 次元設計型のタービン・圧縮機と缶型燃焼器とを組み合わせた単純サイクルの UMGT を試作して実証試験を行った。

それぞれの要素の特性調査・解析・設計・製作・試験の結果から、本研究プロジェクトが目標としている UMGT の開発が可能であるとの見通しを得ることができた。この結果に基づいて、次年度から約 3 年間にわたって実用化のための研究開発プロジェクトを推進する計画である。

2. 研究開発プロジェクトの概要

研究開発プロジェクトは、UMGT に関して、(1)2 次元と 3 次元設計の遠心圧縮機、(2)2 次元と 3 次元設計の

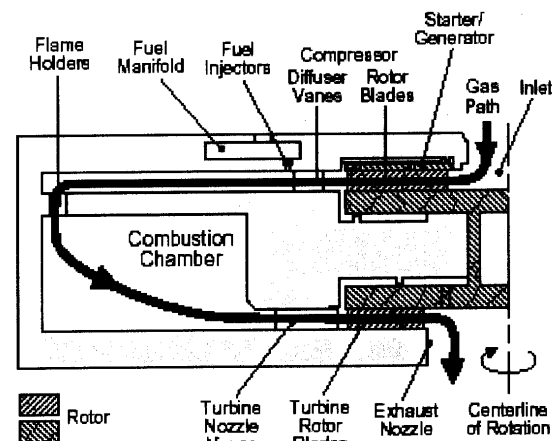


Fig. 1 Shirt button sized gas turbine⁽⁶⁾

原稿受付 2002 年 5 月 23 日

* 1 東京大学生産技術研究所 教授
〒153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1

* 2 日本技術戦略研究所 代表
〒856-0032 長崎県大村市東大村 1 丁目 2693-46

ラジアルタービン, (3)水素と炭化水素系燃料用の燃焼器, (4)再生熱交換器, (5)発電機 (始動用モータ), (6)軸受, (7)ウェーブロータの各要素, (8)レーザ計測, (9)熱流動解析, (10)極小化概念設計, (11)数値シミュレーション・計測・解析技術などに分けて推進してきた。

遠心圧縮機は, 2次元設計の10倍モデル羽根車とディフューザを製作, 低圧力比の性能試験を実施した。ラジアルタービンは, 実験用スクロール, 2次元設計と3次元設計の動翼とノズルを設計・製作, 圧力比2.5までの空力性能試験を実施した。燃焼器は水素燃焼器の要素試験, LPG燃焼器は単独の燃焼試験と10倍モデルガスタービンへの組み込み及びガスタービン試験を実施した。再生熱交換器は, 想定実機用と10倍モデル用の設計を行い, 大きさや温度効率の関係, 製造の見通しなどを明らかにした。発電機モータは, 10倍モデル用永久磁石型を設計製作して5万rpmまでの始動モータ試験を実施した。また, 想定実機用としての永久磁石型と静電誘導型の比較検討を行った。軸受は, 実験用の油軸受を製作して各種の要素試験に使用, ガス軸受は, スラスト軸受及びジャーナル軸受を製作, 回転試験を実施した。その他, 各種の解析検討, 流動解析を実施した。先進諸外国の技術調査を行い, 世界の先端技術レベルを明らかにした。また, 各種の要素試験設備の計画・設置とともに所要計測技術についても調査を行い, 基本的な計測技術・装置についても現状の製品では不十分な点があることが明らかになった。

3. サイクル検討

UMGT及び10倍モデルのGTの熱効率, そのために必要とされる各要素性能値を明らかにするとともに, 実用化の可能性を明らかにするために, 単純サイクルと再生サイクルについてサイクル計算を行った。

サイクル計算とともに, サイズによる性能変化(レイノルズ効果)を下記の式を使って算出した。

$$(1-\eta)/(1-\eta r) = (Rer/Re)^{1/n} \tag{1}$$

効率の算出結果を表1に示す。

一般に, 損失はレイノルズ数の1/5乗に比例するとされているが, 小型のガスタービンや過給機の性能推定には, 1/4乗が使用されることがある。また, MITのデータ⁶⁾を上記の式で近似すると1/3乗となっている。1/5乗として10倍モデルの所要効率を設定したが, 1/3乗になることも考慮して開発を進めることとする。

単純サイクルUMGTのサイクル計算結果を図2に示

Table 1 Target efficiencies

	実機 目標	10倍モデル所要効率		
		n=5	n=4	n=3
圧縮機	0.60	0.748	0.775	0.814
タービン	0.70	0.811	0.831	0.860

す。図中の η_{all} は総合効率で, 圧縮機効率, タービン効率, 機械効率の積を表している。

単純サイクルの想定実機UMGT(タービン効率70%, 圧縮機効率60%)の熱効率は, 4.5%, 10倍モデル(タービン効率81%, 圧縮機効率75%)の熱効率は14%であり, 総合効率を高めると熱効率が高くなり, 最高効率点の圧力比も高くなる。

図3に再生サイクルのUMGTのサイクル計算結果を示す。再生熱交換器の効率が高くなると熱効率が高まるとともに, 最高効率点の圧力比が低くなっている。再生サイクルの採用により, タービンの周速を下げることができるので信頼性の向上にも有効である。しかし, 温度効率50%の再生熱交換器は単純サイクルのGTと同等の大きさ, 80%のものは約2倍の大きさとなることが推定されており, GTのサイズを小さくする必要がある場合は単純サイクルが, 熱効率を重視する場合は再生サイクルが望ましい。

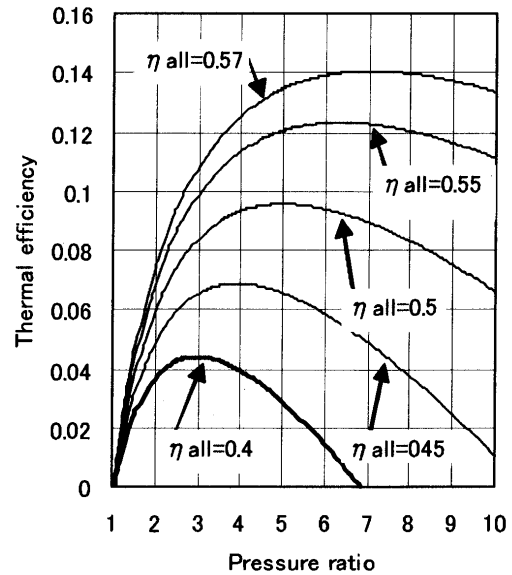


Fig. 2 Thermal efficiency of UMGT

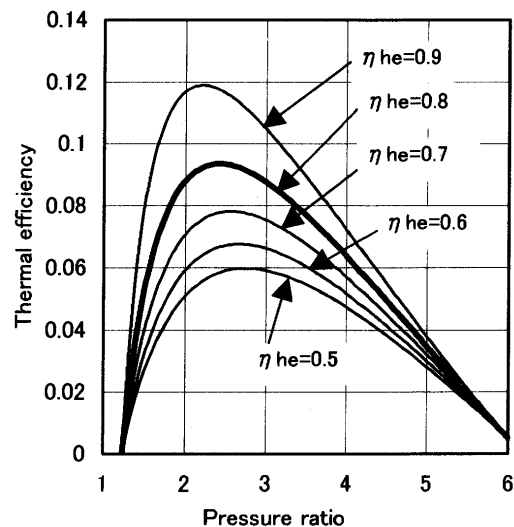


Fig. 3 Thermal efficiency of a regenerative UMGT

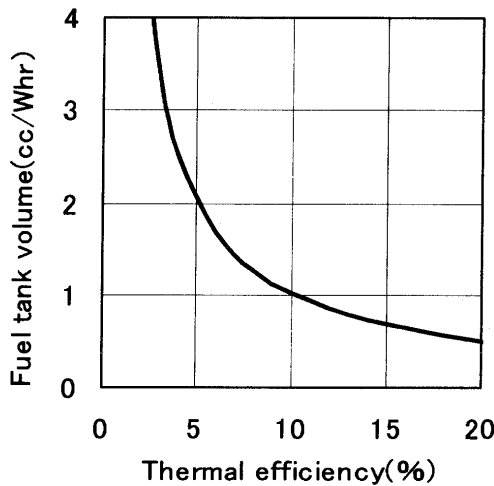


Fig. 4 The effect of thermal efficiency on fuel tank sizes

サイクル効率の燃料タンク容積に及ぼす影響を計算した結果を図4に示す。燃料タンクの容積は熱効率に逆比例するので、熱効率が低い場合、影響は大きく、熱効率14%の10倍モデルのタンク容積に比べて単位エネルギー量(Whr)当りの想定実機の燃料タンクは約3倍の容積となる。

4. 燃焼器

LPGを燃料とする試験用と10倍モデルGT用の2つのサイズの燃焼器を設計製作し、燃焼試験と搭載試験を実施した。

図5に缶型燃焼器の断面図を、図6に燃焼試験結果を示す。図5の缶型燃焼器は、UMGT用であることから、小型、単純形状の部品構成、部品点数の低減を設計条件に加えて設計した。図6は、横軸に燃料流量、縦軸に温度上昇をとり、空気量をパラメータとして燃焼試験結果を示したもので、図中の実線は計算結果を、中抜き丸印は実験データを示す。この燃焼器は、空気量及び燃料流量とともに十分広い範囲で安定燃焼をしており、10倍モデルGT用及び遠心圧縮機駆動タービン用などの多くの用途に使用可能であることが実証された。

この他に、想定実機用の水素燃焼器モデル燃焼試験も行われているが、この結果は別報⁽⁷⁾にて報告の予定である。

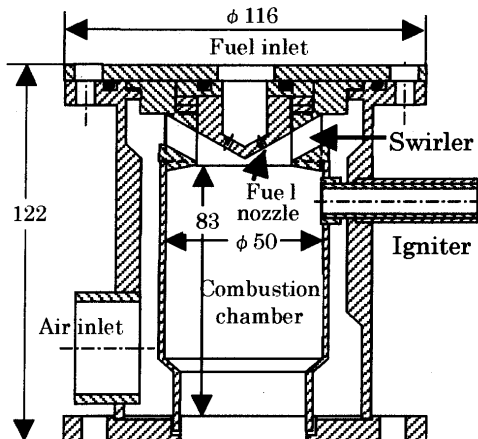


Fig. 5 Sectional drawing of a combustion chamber

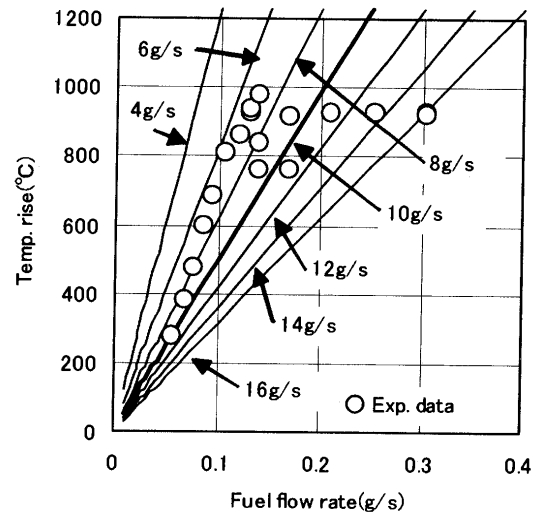


Fig. 6 Test results of combustion chamber for 10 times model of UMGT

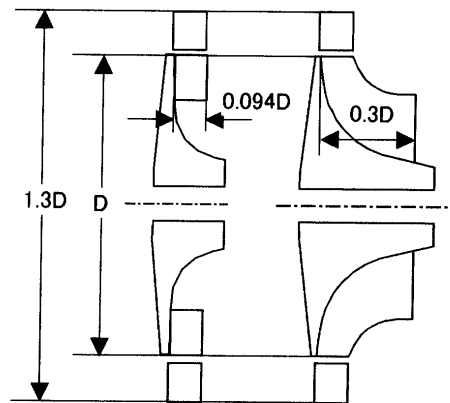


Fig. 7 2D and 3D radial turbines

5. ラジアルタービン

2次元と3次元設計のラジアルタービンの設計製作、空力性能試験を実施した。2次元と3次元設計のラジアルタービン(図7)を比較すると、3次元設計のラジアルタービンの軸方向長さが長い。3次元設計のラジアルタービンはエクスデューサを有しており、低速の相対速度状態でラジアル方向から軸方向への転向を行うに対して、2次元設計の純粋ラジアルタービンはエクスデューサを有していないために、動翼流出後に軸方向への転向をするため、大きな損失が生じるという欠点を有している。ラジアルタービンの詳細については別報^{(9),(10)}にて報告予定である。

6. 遠心圧縮機

遠心圧縮機は、準2次元型を設計製作、3次元型は過給機用の羽根車をトリミングして用いた。前者のディフューザは円弧翼で、後者のディフューザはチャンネルタイプで設計して新たに製作した。

遠心圧縮機の詳細については別報⁽¹¹⁾にて報告される予定である。

7. 再生熱交換器

再生熱交換器については、計算によって想定実機用のものが設計され、詳細な形状と製作方法の検討を行った。その結果については、後日報告の予定である。

また、ボタン型については、ラジアルタービンと遠心圧縮機が背中合わせに設置され、その外周に燃焼器が設けられている。このため、各部からの放熱と遠心圧縮機内部の空気の加熱などによる性能や構造への熱影響解析を行った。ディフューザ部への入熱により、熱交換器を設けなくても再熱効果が得られるが、羽根車内部の空気の加熱による効率低下がある。

これらの詳細については、別報⁽¹²⁾にて報告される予定である。

8. 発電機モータ

設計回転数 24 万 rpm の発電機モータの設計製作を行い、5 万 rpm までの始動用モータ試験を実施した。試験時の動力吸収用として遠心圧縮機を使って試験を行っている。その試験装置の外観を図 8 に示す。

9. 超小型翼製作

UMGT 製造に必要な材料・設計・製作について調査した。その結果を表 2 に示す。

更に、製作可能性を実証するために外径 8 mm の 2 次元設計と 3 次元設計のラジアルタービン動翼の試作を行った。前者は SiC CVD 材料を機械加工で製作、後者は Al 2017 材料を 5 軸 NC 機械加工で製作し、形状寸法

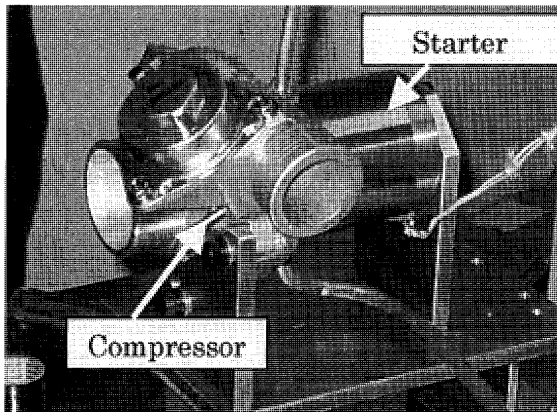


Fig. 8 A test model of a starter motor

Table 2 Materials and manufacturing methods

	材料	加工方法
タービン ノズル	Si, SiC, TiAl, SUS,	機械加工、
タービン 動翼	713C 等の 耐熱合金等	精鑄、CVD、エ ッチング
圧縮機羽根車	同上、Al、Ti、TiAl	同上
圧縮機ディフューザ		

精度、表面粗度共に要求を満足する物であった。

2 次元設計と 3 次元設計のラジアルタービン動翼の試作品の拡大写真を図 9 と 10 に示す。

外径 8 mm の 2 次元設計ラジアルタービン動翼は、15 枚の翼型翼を有しており、後縁の厚みが 0.1 mm と薄く、翼の高さ方向のテーパは 0 である。この結果から 4 mm 程度までは機械加工で可能であることが明らかになった。

外径 8 mm の 3 次元設計ラジアルタービン動翼は、翼枚数 8 枚と 10 枚、翼の先端厚み 0.08 mm と 0.1 mm で製作、5 軸 NC 加工の可能性を調査した。その結果、図 10 に示すように、形状寸法、表面粗度共に図面通りである。この結果から 5 軸 NC 加工で 4 mm 程度の動翼加工が可能であることが明らかになった。

また、後者の材料を Al 2017 としたので、別途 TiAl 材での加工テストを行い、TiAl での加工上の問題点を明らかにした。

10. 10 倍モデルガスタービン

10 倍モデル UMGT の実証と総合的な問題点の探索を行うために、950℃ の高温での運転に耐えられるターボチャージャーに新設計のディフューザとノズル、缶型燃焼器を組み込んだガスタービンを試作した。その外観写真を図 11 に示す。

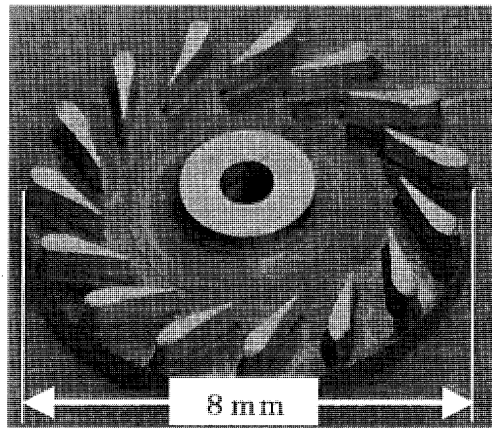


Fig. 9 8 mm 2D radial turbine wheel

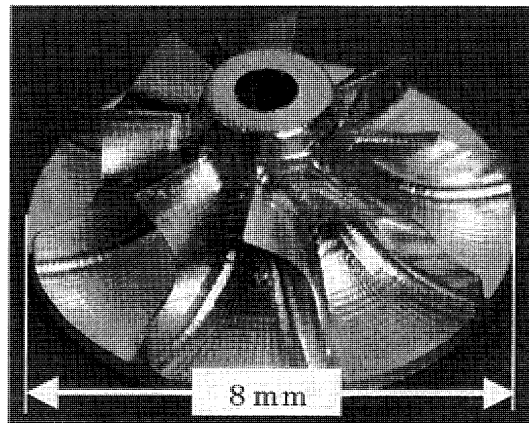


Fig. 10 8 mm 3D radial turbine wheel

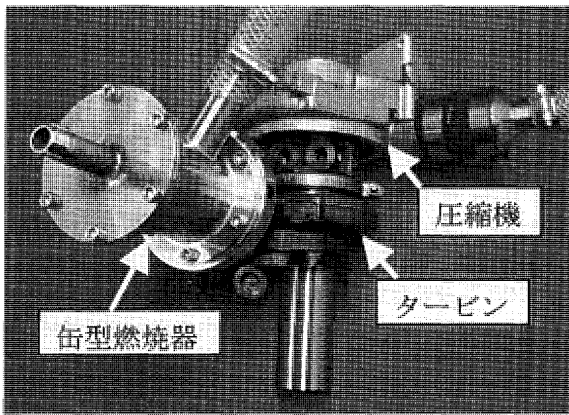


Fig. 11 10 times UMGT model GT

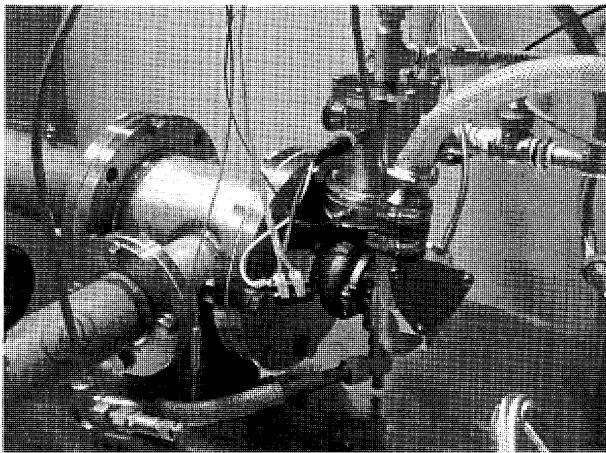


Fig. 12 10 times UMGT model GT test facility

このガスタービンは、ターボチャージャー(三菱重工製 TD04)の軸受、軸受ケーシング、圧縮機とタービンのスクロールを加工して、新製作のチャンネルディフューザと直線ノズルを組み込んだものであり、圧縮機吐出空気は、フレキシブルチューブで燃焼器入口へと接続されている。

図11のモデルガスタービンを高温試験装置に組み込んだ状況を図12に示す。タービンの排気は1,000°Cを越えるため、排気管外周を冷却後希釈するための低温空気を二重管の側面から吹き込んでいる。また、排気は地下の掃気管に吸引されて室外へ排出される。掃気管内を吸引ファンで負圧にするとタービン出口が負圧となるので、燃焼器入口を大気開放するとタービンを回転させることができる。

始動方法は、燃焼器入口管路をガスタービン圧縮機、外部圧縮機に分岐してそれぞれにバルブを設け、バルブ調節で始動する方法を採用した。低速回転時の燃焼試験結果を図13に示す。始動方法や制御方法の改善を実施中であるが、外部空気源を始動装置とする方法やタービンと圧縮機のマッチング方法に関する知見が得られた。

試験結果の詳細については、後日報告の予定である。

11. あとがき

UMGT 研究開発の初年度に、米国を中心とした先進研究開発調査、10倍モデル機の設計・製作・試験、2倍

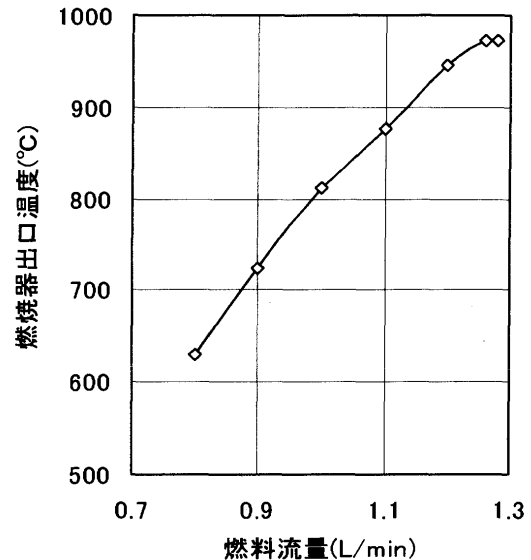


Fig. 13 10 times UMGT model GT combustion test at very low speeds

モデルの試作を実施し、開発・実用化の可能性を探った。その結果、4 mm 程度のタービンと圧縮機の羽根車を機械加工で加工可能であること、目標性能達成の可能性を確認するに足るデータを得ることができた。

また、今後の研究開発遂行に必要な10倍モデル実験機、実験設備の整備、更に小型の実機の製作方法、実験方法などについての貴重な知見を得ることができた。

本研究開発は、NEDOの平成13年度エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術開発」を東京大学生産技術研究所が受託して、国内の大学と企業、フランスのONERA、ロシアのCIAM、ベルギーのVKIの協力を得て行われたものである。

燃焼器の設計で都立科学技術大学の湯浅教授にご教示頂いた事、実験は東京大学技官高間信行氏、鈴木常夫氏、助手西村勝彦氏、大学院学生松浦一雄君、池田博行君、工学院大学学生牧野喬士君、実験機の加工組立を(有)アーカイブワークスの社長松尾拓也氏に実施いただいたことを付記して感謝の意を表します。

引用文献

- (1) 日本ガスタービン学会誌, 小特集【ガスタービンの極超小型化に向けて】, Vol. 29, No. 4, July 2001
- (2) Turbines on a dime, Oct. 1997 by The American Society of Mechanical Engineers
- (3) MEMS Transition into DOD Systems, DARPA PI Meeting, 13 January 2000
- (4) Robert J. Nowak, DARPA's ADVANCED ENERGY TECHNOLOGIES, DARPATECH 2000
- (5) A. H. Epstein et al, MICRO-HEAT ENGINES, GAS TURBINES, AND ROCKET ENGINES The MIT Microengine Project-, 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, June 1997
- (6) Alan H. Epstein, Stuart A. Jacobson, Jon M. Protz, Luc G. Frechette, SHIRTBUTTON-SIZED GAS TURBINES: THE

- ENGINEERING CHALLENGES OF MICRO HIGH SPEED ROTATING MACHINERY, Presented at the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-8), Honolulu, HI, March 2000
- (7) 湯浅三郎, 超小型燃焼器の開発, ガスタービン学会誌, 2002年7月号
- (8) Kousuke Isomura, Shuji Tanaka et al., DESIGN STUDY OF A MICROMACHINED GAS TURBINE WITH 3-DIMENSIONAL IMPELLER, The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, February 2002
- (9) 加藤千幸, 池田博行, 吉識晴夫, 松尾栄人, 西村勝彦, 寺本進, 超小型ガスタービン用ラジアルタービンの要素研究, 日本機械学会, 第8回動力・エネルギー技術シンポジウム, 2002年6月
- (10) 吉識晴夫, 松尾栄人, 加藤千幸, 超小型ラジアルタービンの開発, ガスタービン学会誌, 2002年7月号
- (11) 山口直樹, 田中伸佳, 水木新平, 御法川学, 太田有, 大田英輔, 超小型ガスタービン用遠心圧縮機の要素試作, 日本機械学会, 第8回動力・エネルギー技術シンポジウム, 2002年6月
- (12) 平戸祥一, 長崎孝夫, 伊藤優, 超小型ガスタービンの伝熱解析, 日本機械学会, 第8回動力・エネルギー技術シンポジウム, 2002年6月

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型遠心圧縮機の開発

水木 新平*¹
MIZUKI Shimpei御法川 学*¹
MINORIKAWA Gaku山口 直樹*²
YAMAGUCHI Naoki田中 伸佳*³
TANAKA Nobuyoshi太田 有*⁴
OHTA Yutaka大田 英輔*⁴
OUTA Eisuke

キーワード：遠心圧縮機，超小型ガスタービン，性能特性，2次元羽根車

Centrifugal compressor, Ultra micro gas turbine, Performance characteristics, Two dimensional impeller

1. はじめに

遠心圧縮機は古くより産業用，航空用，車両用など幅広く使用されて来ており，また，車両用ターボチャージャーに使用されるようになってから，生産台数も飛躍的に増加している。このような背景からその設計および製造技術はかなり確立されていると考えることが出来る。

一方，近年，電力用の分散型エネルギー源などにはじまり，モバイル電源や超小型飛行機用を目指したガスタービンの小型化に対する研究や試作が盛んに試みられている。

ここでは超小型ガスタービン用を考えた超小型遠心圧縮機を設計，製作し，要素テストを試み，その結果を報告する。

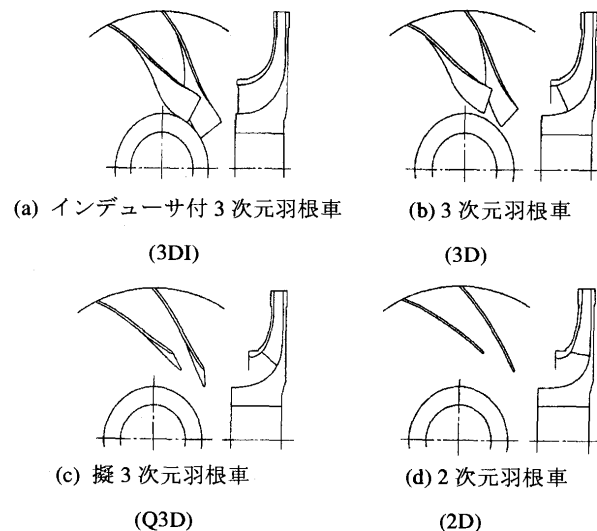
2. 超小型圧縮機の設計

超小型圧縮機については既に幾つかの報告があるが(例えば文献^{1)~4)}，羽根車が2次元形状のものとは3次元形状のものがある。設計が2次元から擬3次元，3次元と高度化するにつれて性能特性が向上することは良く知られているが⁵⁾，(図1-1，図1-2)一方，超小型化のためには製作が非常に難しくなってくる。

本研究では超小型化の第一段階として，10倍モデルを対象にしているこの大きさでは3次元形状が十分可能であり，さらに小型化しても既存の設計技術で十分に対応出来ると考え，はるかに小型化された場合を想定して2次元形状を選択した。羽根車を小型化した場合のレイノルズ数を代表寸法に外径を，速度に周速度を取って考えて見る。周速度を取った理由は周速度により圧力

比がおおよそ決まり，また，羽根車入口と出口の相対速度と周速度の比にはある一定の関係が存在し，さらに相対速度比には最適値が存在することによる。どのように小型化しても全圧力比を約3としているので，周速度はあまり変化できない。

一方，羽根車外径は1/10になるとするとレイノルズ数は同じく1/10となる。従って，小型化に比例してレイノルズ数は減少する。反対に加工粗さを考えると，加工方法によって達成できる最小の粗さは決定される。即ち，代表寸法に対する相対粗さは寸法に逆比例して増加する。例えばMoody線図を考えると，摩擦による損失は増加して，壁面摩擦損失および円板摩擦損失が必ず増加する。さらに2次元羽根であるから羽根車入口の子午面の急激な曲がりによって，はくりによる損失が生じる。また，2次元羽根であるから衝突損失は設計点でも無衝突となる位置以外で生じ，設計点以外ではさらに大きくなる。羽根車間隙損失の間隙自体を小型化により小さく取るとは困難で，羽根車出口の羽根高さ比で10パーセント程度になると推測できる。

図1-1 4種類の羽根車⁵⁾

原稿受付 2002年5月8日

*1 法政大学工学部機械工学科
〒184-8584 小金井市梶野町3-7-2*2 法政大学大学院
〒184-8584 小金井市梶野町3-7-2*3 日本航空
〒140-8625 東京都品川区東品川2-4-11*4 早稲田大学理工学部機械工学科
〒169-8555 東京都新宿区大久保3-4-1

さらに厄介なことは、極小化によって圧縮機が層流域で運転される可能性が出て来る。レイノルズ数を考える時、周速度を相対速度に置き換え、代表寸法を羽根弦長とすると、速度三角形からは周速度と外径を用いた場合の数十パーセントになり、層流に近づくか、或いは層流になることがわかる。

このような圧縮機を運転すると条件によって層流域、乱流域および遷移域にわたり運転する可能性も生ずる。また、このような圧縮機の巡回失速やサージングを含む性能特性については一般に知られていない。さらに、近年は性能特性が予測可能な圧縮機ではCFDに重点を置いて設計するようになってきているが、上述のような圧縮機に今までの設計手法がそのまま適用できるとは考えにくい。

従って、圧縮機の超小型化には設計手法を確立するところから研究を始める必要があると考えられ、加えてCFDについても遷移や再層流化などの多くの課題が残されていると考えられる。

設計された羽根車およびディフューザ形状を図2-1および図2-2に示す。設計に際しては、インデューサ衝突損失、壁面摩擦損失、2次流れ損失、漏れ損失、混

合損失、円板摩擦損失およびディフューザでのブロッキングと圧力回復率などを考慮し、すべり係数にはWisnerの式を用いた⁹⁾。圧縮機各要素の入口と出口の全圧力、静圧力、相対速度、絶対速度および流れ角、温度などを検討して主たる形状を修正することは非常に容易である。羽根車内での相対速度比を最適化するために羽根厚さを入口から出口に変化させる方法は取らず、シュラウド形状を変化させた。図1-1⁵⁾および図1-2⁵⁾に示す結果を参考にすると、本羽根車は3次元形状のものに対して、達成できる効率もかなり低く、また、作動範囲もかなり狭くなるのが実験するまでもなく確実に予想できる。従って、このような2次元羽根のメリットは製作が簡単であることだけになるが、これをベースとしてより高い効率と広い作動範囲を達成させる試みがこれからの大きな課題と考えられる。また、超小型化により既存のデータベースによる設計法が適用できなくなり、新たなデータの蓄積が必要となると考えられる。

3. CFDによる解析結果

予備計算としてCFDによる解析を行い、とくに羽根車入口で予想通り強いはくりが生ずることも確かめられた。図3には羽根車入口部分の子午面内翼間中央での速度ベクトルを示す。計算を簡便に行うために、羽根車入

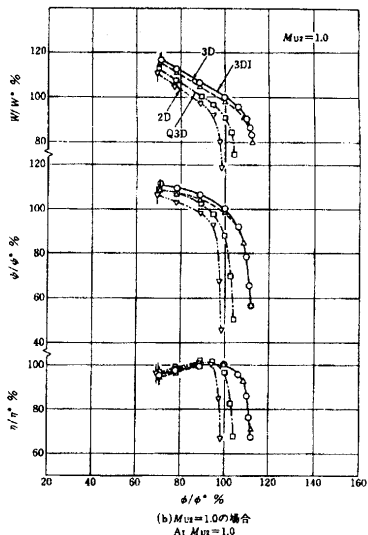
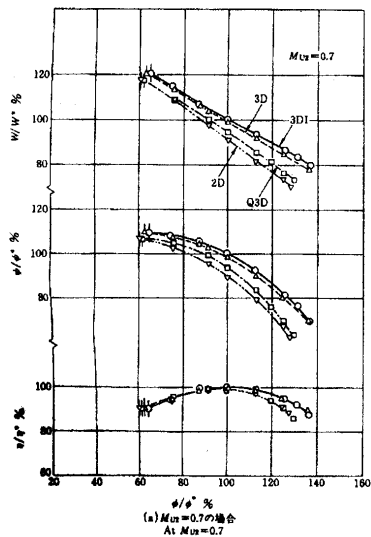


図1-2 無次元特性⁵⁾

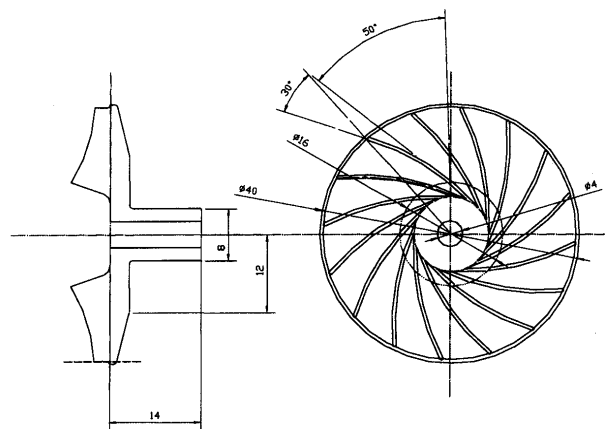


図2-1 羽根車

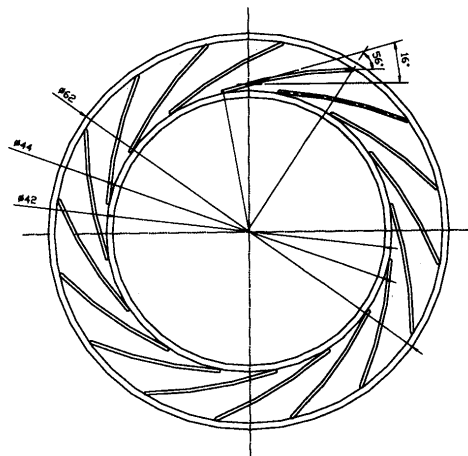


図2-2 ディフューザ

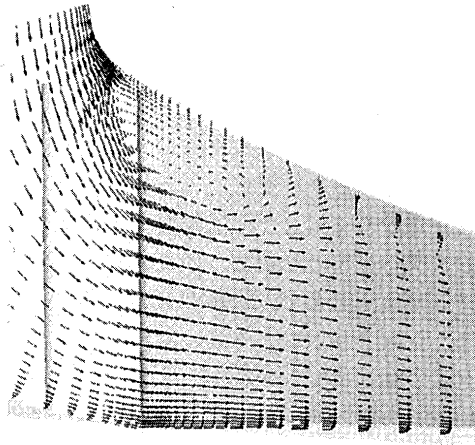


図3 子午面形状のCFD (翼間中央)

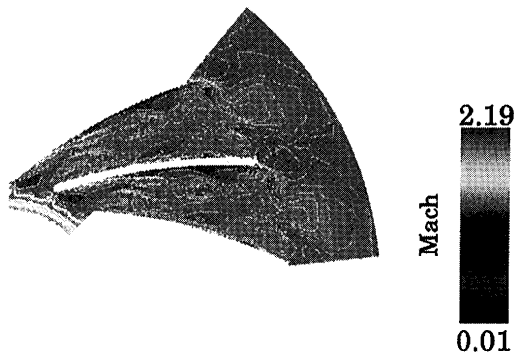


図4-1 等マッハ線図 (シュラウド側)

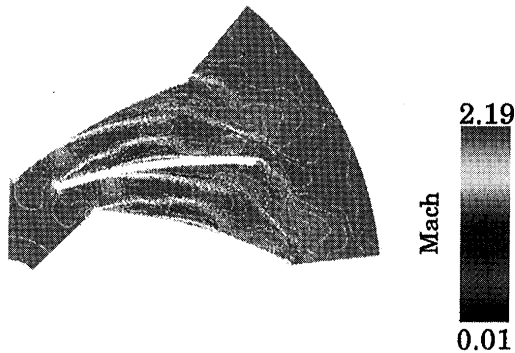


図4-2 等マッハ線図 (翼高さ中央)

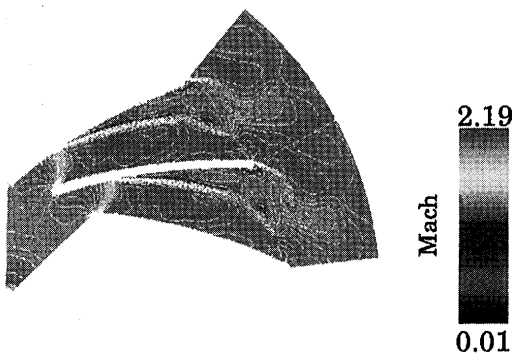


図4-3 等マッハ線図 (ハブ側)

口部分はスパン方向に直線形状となっている。羽根先端、シュラウド側に大きなはくりによる渦が認められる。図4に示す翼間での等マッハ線を見るとシュラウド側には、はくり等によるウエークが集まり、流速が小さく、一方、ハブ側でも負圧面ではくりが生じているが、翼高さ中央では圧力面と負圧面の両方ではくりしており、非常に複雑な流れで 羽根車効率も低くなるのが解る。このような2次元形状の羽根車を逆解法を用いて最適化するとどのようなになるかを試み、その結果の一例を図5に示す。解析にはアドバンスド デザイン テクノロジー社のTURBO design¹を用いた。当然のことながら羽根形状は3次元の方が望ましいことが解る。

参考に性能予測法により得られたマップの例を図6に示す。ここで π は全圧力比、Gは重量流量で効率も示されている。設計点において予測した回転数は220,000 rpmであり、流量は0.033 kgf/sで入口と出口の相対速度比は0.68である。

ここで用いた性能予測法⁶⁾では壁面摩擦係数などの仮定された定数などを変化させたりすると結果に大きな相違が生じ、また、3次元形状のより外径の大きいインデューサ付き羽根車に対して実験結果と一致するようになっているので、図2のような構成要素からなる圧縮機に対しては正確な性能予測は困難であると考えられる。羽根車およびディフューザの主要な緒元を表1に示す。

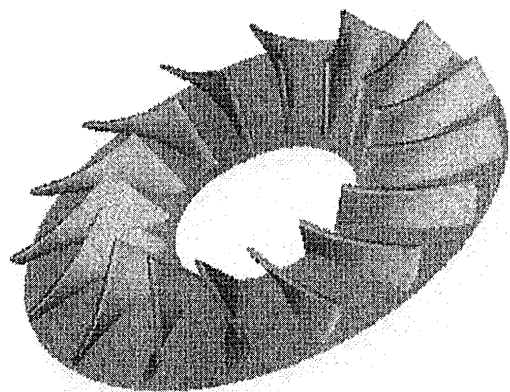


図5 逆解法による羽根車設計例

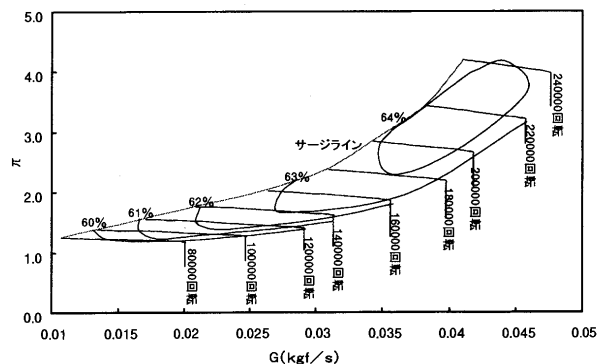


図6 性能予測

表1 圧縮機的设计仕様

羽根車	入口直径[mm]	20
	出口直径[mm]	40
	羽根枚数	16
	羽根厚[mm]	0.5
	入口羽根高さ[mm]	6.05
	出口羽根高さ[mm]	2.4
	羽根入口角度[°]	50
	羽根出口角度[°]	30
	出口流れ角[°]	76
ディフューザ	入口直径[mm]	42
	出口直径[mm]	60
	羽根枚数	16
	羽根厚さ[mm]	0.5
	羽根高さ[mm]	2.4

4. 圧縮機の試作

図7-1から図7-3に試作した圧縮機の写真を示す。この羽根車の駆動には軽自動車用のターボチャージャーを利用して、圧縮機部分、すなわち、羽根車、ディフューザおよび吸い込みベルマウスを含むケーシングだけを設計、製作した。羽根車およびディフューザの流路加工は3軸加工が可能なマシニングセンタを用いて行った。羽

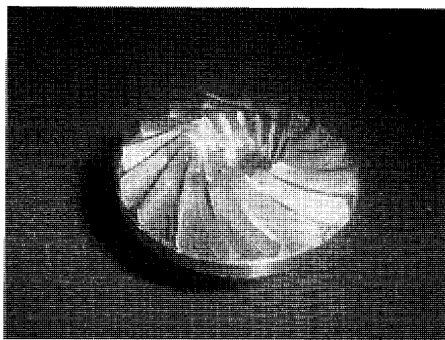


図7-1 羽根車

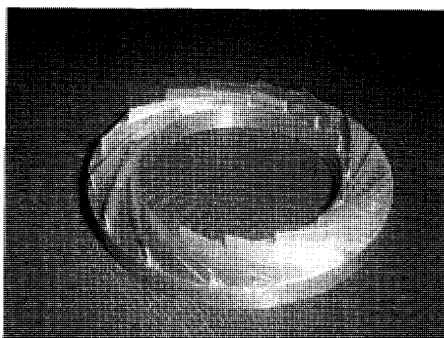


図7-2 ディフューザ

根車の材料はA7075を使用した。設計においては羽根厚さがスパン方向に一定であったが、回転時の強度を考慮し、根元部の羽根厚さを1.0mmとしてテーパ状に仕上げた。また、リーディング部では流れの方向が急激に変わるため、シュラウド側からハブ側にかけて角度を付けた。このリーディングエッジハブ側では回転時に最大主応力が発生することが強度解析から解っており、羽根厚さおよびハブ側の形状はこのことも考慮してある。ディフューザは真鍮製で、羽根なしと羽根付きの2種類を試作し、シュラウド側より流路に固定した。なお、組立時に測定されたケーシング壁面とシュラウドとの隙間は0.3mmである。羽根車、ディフューザを経た流れはディフューザ下流の等断面積のスクロールを経て、吐き出し管に導かれ、その途中のオリフィスにより流量を測定した。また、回転数は光電式回転計により計測した。また、タービン側で測定した羽根車入口静圧、出口静圧、ディフューザ出口静圧および全圧と圧縮機出口空気の温度を測定して性能を計算した。圧縮機の組立断面図を図8に示す。

5. 実験結果および考察

実験はコールドテストのため、設計点よりはるかに低い50,000 rpmおよび70,000 rpmで行った。

なお、コールドテストで可能であった最高回転数は

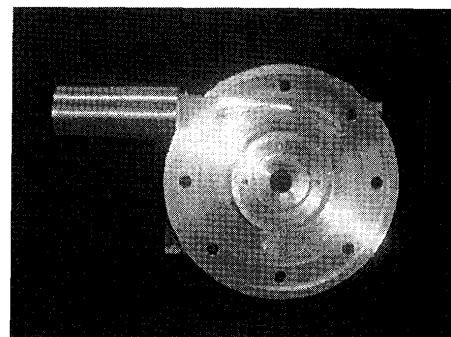


図7-3 ケーシング

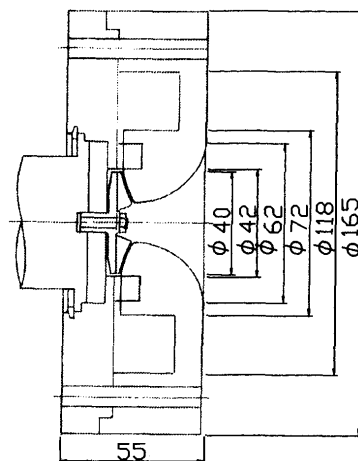


図8 圧縮機組立断面図

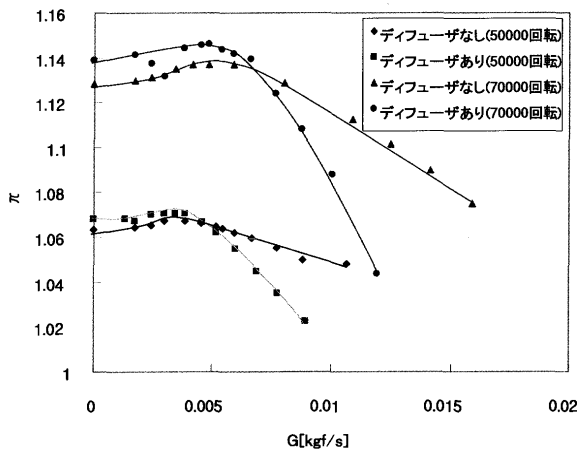


図9 実験結果

100,000 rpm であった。図9に羽根なしと羽根付きディフューザの場合の測定結果を示す。大流量側から最高圧力比の流量に到達して、さらに流量が減少すると測定値にバラツキが見られ、この付近での圧力変換器の出力からサージングに突入したことを確認した。50,000 rpm と70,000 rpm の両方の結果では当然のことながら羽根付きディフューザの場合が作動範囲は狭いが、設計点で高い全圧力比が得られた。また、図1-2と同じく、右方上がりの特性を示す領域ではサージングが発生し、正常な運転は出来なかった。これらの結果を性能予測による結果と対比すると図6には50,000 rpm および70,000 rpm における性能曲線は明示していないが、流量およ

び圧力がやや低く出ているものの定性的には一致しており、効率は60%程度であると推察される。なお、設計に用いた性能予測法による値を直接に実験による結果と対比するとかなり相違したため、ここでは除外した。

6. おわりに

予定より製作および実験がかなり遅れたため、初期の予備実験結果だけしか報告できない。燃焼テストの準備が整い次第、ケーシングトリートメントなどを含めたサージング対策を施し、より高効率で広い作動範囲を目指した試験を行い、設計指針の確立を図りたい。

参考文献

- (1) S. Ashley, Turbine on a Dime, Mechanical Engineering, 1997-10
- (2) 日本ガスタービン学会誌・マイクロガスタービン特集号, Vol.29, No.3, 2001-5
- (3) S. Tanaka et. al., Design and Fabrication Challenges for Micromachined Gas Turbine Generators, 9th ISROMAC, 2002-2
- (4) K. Isomura et.al., Design Study of a Micromachined Gas Turbine with 3-Dimensional Impeller, 9th ISROMAC, 2002-2
- (5) 安齊章他, 高性能遠心圧縮機的设计システム, エバラ時報, No.146, (1990), pp.27-35
- (6) Michael R. Galvas, Analytical Correlation of Centrifugal Compressor Design Geometry for Maximum Efficiency with Specific Speed, NASA TN D 6729, 1972

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型ラジアルタービンの開発

吉識 晴夫*¹

YOSHIKI Haruo

松尾 栄人*²

MATSUO Eito

加藤 千幸*¹

KATO Chisachi

キーワード：ラジアルタービン, パワーMEMS, 二次元形状羽根車, 空力設計, 空力性能, 流動解析
Radial Turbine, Power MEMS, Two-dimensional Impeller, Aerodynamic Design,
Aerodynamic Performance, CFD

1. はじめに

出力数 kW 以下の超小型ラジアルガスタービンは、自走ロボット用の電源、ノート PC や携帯電話などの電源、超小型(無人)飛行機用推力発生装置など幅広い分野における実用化に期待が集まっている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。超小型ラジアルガスタービンの実用化のためには、微小領域での安定燃焼の実現、高効率なタービン・圧縮機や高速空気軸受けの開発、再生熱交換器の利用によるサイクル効率の向上、高速回転発電機の開発など種々の課題を解決する必要があるが⁽⁴⁾、中でも軸出力あるいは推力を発生するラジアルタービンの効率向上は、サイクルの成立性を支配する重要な課題である⁽⁵⁾。特に、羽根車外径が数 mm 以下の超小型ラジアルタービンは、機械加工による製作は困難となり、また、製作コストの観点からも CVD などの MEMS 加工による製作が主流になるものと予想されている。MEMS 加工によりノズルや羽根車を製作する場合、加工上の制約から回転軸方向に形状が変化しない二次元形状とせざるを得ない。三次元形状ラジアルタービンに関しては、設計手法もほぼ確立されており⁽⁶⁾、また、効率向上のために必須な設計データの蓄積も多いが⁽⁷⁾、二次元形状ラジアルタービンに関してはほとんど報告例が無く、設計手法・設計指針も確立されていない。そこで、本研究では、二次元形状ラジアルタービンを設計・試作し、空力性能を計測した。また、効率向上のために、ノズルおよびタービン内部流動を CFD (Computational Fluid Dynamics) により計算し、損失発生要因を検討した。本稿では、それらに関して主要な結果を紹介する。

2. 空力設計

本研究で設計したタービンの主要諸元を表 1 に示す。試作したのは圧力比 2.9、羽根車外径 40 mm のラジアルタービンであり、回転数 24 万回転(羽根車外径周速度 503 m/s)、タービン入口温度 1223 K (950℃)において、

質量流量 30 g/s、出力約 7 kW を発生するように設計されている。本ラジアルタービンは、将来的に羽根車外径 4 mm 程度のラジアルタービンを試作することを念頭に、その 10 倍スケールモデルとして設計・製作したものである。

上表中、「2-D」と記したものは二次元形状ラジアルタービンであり、一方、「3-D」と記したものは、比較のために設計・試作した三次元形状ラジアルタービンである。また、二次元形状ラジアルタービンに関しては、効率を重視した設計によるものと、質量流量を重視した設計によるものの二種類のタービンを試作した。以下、それぞれ「efficiency-stressed turbine」, 「mass-flow-stressed turbine」と呼ぶことにする。流量を重視した設計も行った理由は、二次元形状タービンは三次元形状タービンと比較して、同一の羽根車外径・回転数条件において、振動・強度的な設計条件が厳しくなるため、動翼高さが低い羽根車において所定の質量流量を確保することを狙ったためである。

空力設計はノズルと動翼入り口の速度三角形に基づいて実施した。ノズル、動翼の速度係数は、二次元形状タービンであること、および、流れの低レイノルズ数効果を考慮し、それぞれ 0.85、0.8 と従来設計よりもかなり低い値を仮定した。動翼出口相対流出角の変化に対する、断熱効率および質量流量(羽根高さ 3 mm を仮定)を図 1 に示す。パラメータはノズル出口絶対流出角(流

表 1 設計したラジアルタービンの主要諸元

Pressure Ratio	2.91
Turbine Inlet Temperature	1223 K (950 °C)
Rotational Speed	2.4×10^5 rpm
Mass Flow Rate	0.03 kg/s
Impeller Outer Diameter	40 mm (2-D), 46 mm (3-D)
Nozzle Outer Diameter	52 mm (2-D), 60 mm (3-D)
Number of Blades	15 (2-D), 11 (3-D)
Number of Vanes	17
Blade (Vane) Height	4.8 mm (efficiency stressed turbine), 3.6 mm (mass-flow stressed turbine), 3.6 mm (3-D)

原稿受付 2002年5月21日

* 1 東京大学生産技術研究所
〒153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1* 2 日本技術戦略研究所
〒856-0032 長崎県大村市東大村 1 丁目 2693-46

出角は何れも接線方向から計った角度)である。この計算においては、動翼入口の衝突損失ならびに動翼先端の漏れ損失は考慮したが、動翼出口の排気損失(エクスターサ損失)は考慮していない。ノズルを絞る程(タービン入口の相対速度が小さくなり)タービンの断熱効率は大きくなるが、ノズルを絞り過ぎるとスロート面積が小さくなり、質量流量の確保が難しくなる。さらに、ノズルを出た直後の強い旋回流れにより不安定変動が発生することも危惧される。そこで、図中の A, B 2 点を設計点とすることにした。それぞれ、効率重視設計、流量

重視設計に対応する点である。それぞれの設計点におけるタービンの反動度は、0.60 および 0.74 であり、通常の三次元設計ラジアルタービンの反動度(0.5 程度)と比較してかなり大きな値となっている。これは、二次元羽根車では、子午面流路の制約上、動翼出口面積が相対的に小さくなり、動翼内での膨張が大きくなるためである。図 2~6 に本研究で設計・試作したタービンの動翼出入口速度三角形および概観を示す。ノズルおよび羽根車の材質はそれぞれ、SUS 304 および AL 2316 であり、これらは後述する空気試験用に製作したものである。

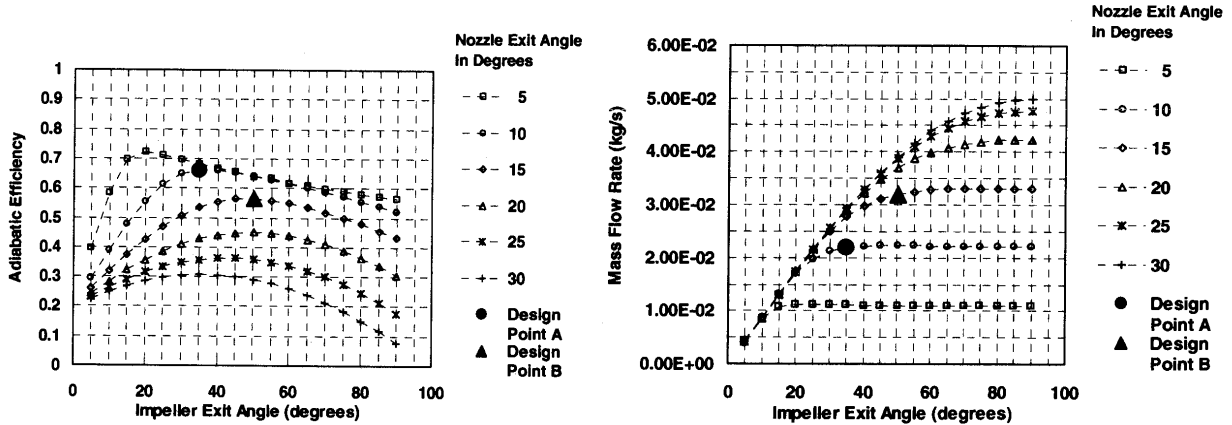


図1 タービンの断熱効率と質量流量の予測結果(速度三角形計算)

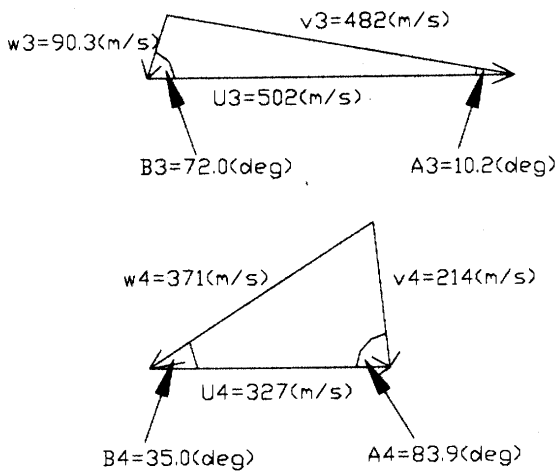


図2 動翼出入口の速度三角形 (効率重視設計タービン, 設計値)

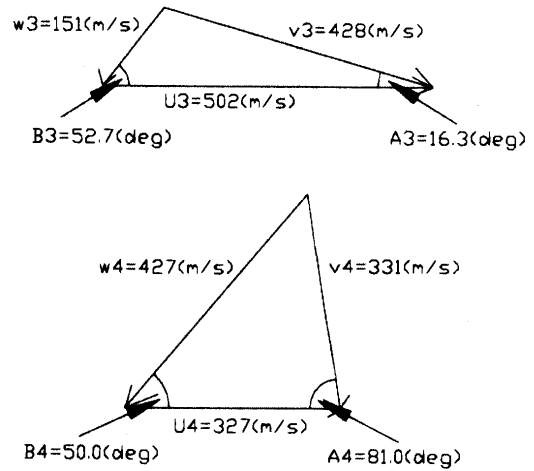


図4 動翼出入口の速度三角形 (流量重視設計タービン, 設計値)

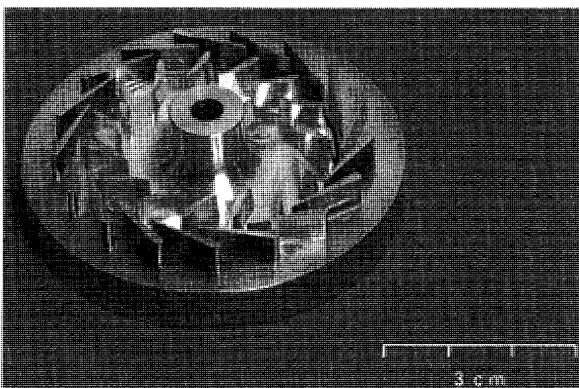


図3 製作された効率重視設計タービン (反動度 $\rho = 0.60$)

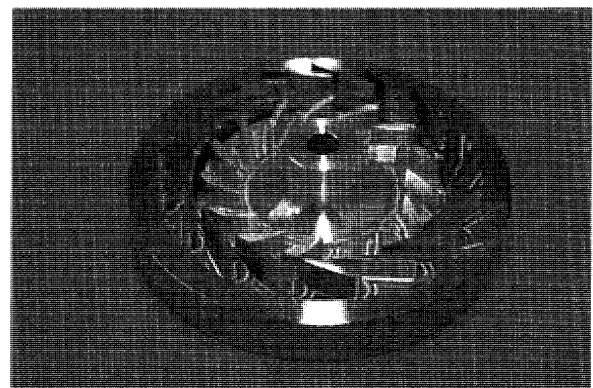


図5 製作された流量重視設計タービン (反動度 $\rho = 0.74$)

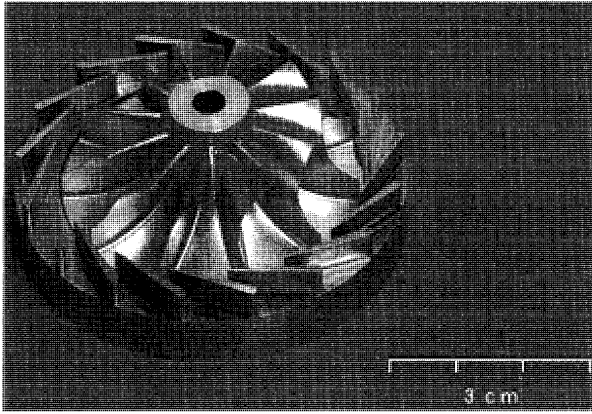


図6 製作された三次元タービン (反動度 $\rho=0.48$)

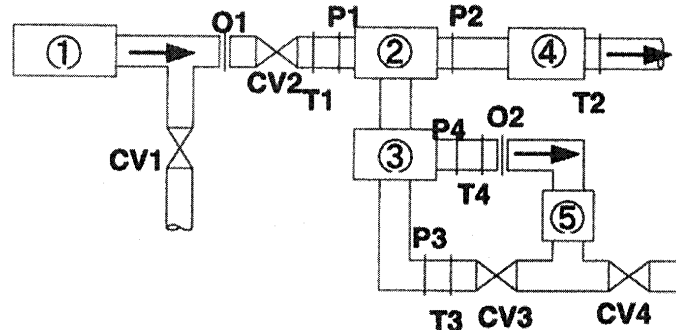
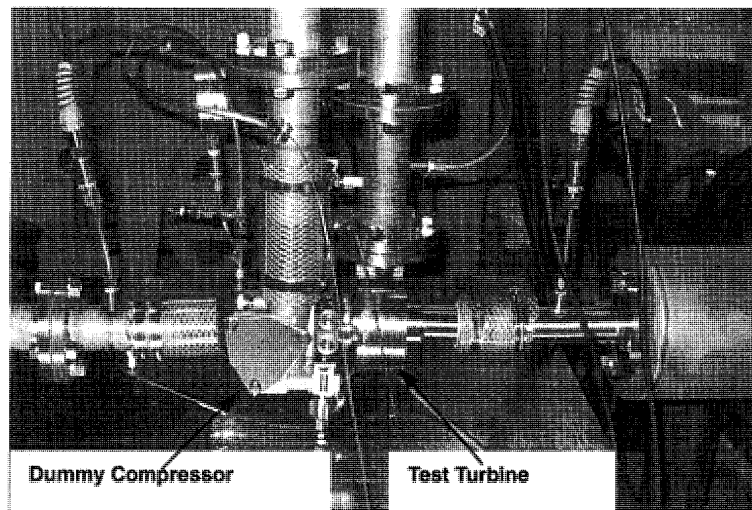
3. 空気試験

一般に、タービンの空力性能を高温の燃焼試験により正確に評価することは困難である。本研究では、試作したタービンの空力性能を空気試験により評価した。図7に実験装置の概観および概要を示す。

高压空気源①から吐出した空気は、制御バルブ CV 2 を介して供試タービン②へ導かれ、これを駆動する。供

試タービンから流出した空気は、混合室④を介して大気に排出される。混合室④は、タービンの排気温度を正確に測定するために設けたものであり、全温を一定に保つために断熱材で覆われている。一方、タービンの軸出力は、動力吸収用の圧縮機③により吸収される。圧縮機③から吐出した空気は空気冷却器⑤において冷却 (動力吸収) され、制御バルブ CV 3 などにより減圧され、入口状態に戻される閉ループ構成となっている。動力吸収用の圧縮機を閉ループ構成とした理由は、広範囲な圧縮機作動範囲を実現するためであり、制御バルブ CV 3 および CV 4 により、巡回する空気の密度及び流量を調整することができる。

今回の空気試験では、タービンの圧力比 1.5, 2.0, および 2.5 において、理論膨張速度 C_0 に対する羽根車外径の周速度 U の速度比 U/C_0 が 0.3~0.8 となるように回転数を設定し、タービンの断熱効率を評価した。断熱効率は、タービンの圧力比 (P_1/P_2) およびタービン出入り口の静温 (T_1, T_2) から算出したが、圧縮機出入り口の温度 (T_3, T_4) および流量 (O_2) から計算される圧縮機の吸収動力と、タービン潤滑油の流量お



- ① : Air source, ② : Test Turbine, ③ : Dummy Compressor,
 ④ : Mixing Chamber, ⑤ : Air Cooler
 O1 : Turbine Mass Flow Measuring Orifice, O2 : Compressor Mass Flow Measuring Orifice,
 P1 : Turbine Inlet Pressure, P2 : Turbine Outlet Pressure, P3 : Compressor Inlet Pressure,
 P4 : Compressor Outlet Pressure, T1 : Turbine Inlet Temperature, T2 : Turbine Outlet Temperature,
 T3 : Compressor Inlet Temperature, T4 : Compressor Outlet Temperature, CV1~CV4 : Control Valves

図7 空気試験装置の概要

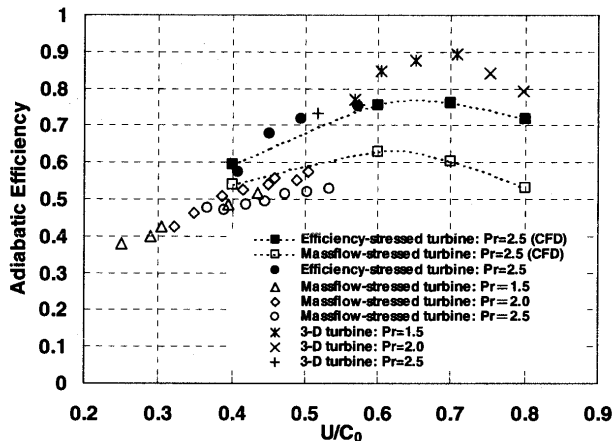


図8 断熱効率 (total-to-static) の計測結果

よび温度上昇から推定される機械損失の和による評価も行い、タービン出入口温度による断熱効率の評価精度を確認している。

これまでの計測により得られている断熱効率を図8に示す。この図には、次節で詳述する内部流動解析 (CFD解析) により評価された断熱効率も併記してある。前述の U/C_0 の全ての範囲において計測が終了している訳ではないが、内部流動解析による結果も考慮すると、二次元タービンの最大断熱効率は、効率重視設計タービンで76%程度、流量重視設計タービンで62%程度であるものと推定される。この値は、三次元設計タービンの断熱効率(88%程度)と比較すると10%以上低いものとなっている。タービンをさらに小型化した場合、低レイノルズ効果、翼端隙間における流れの影響、流路壁面からの放熱損失による影響などにより、断熱効率はさらに低下することが予想される。したがって、超小型ラジアルタービン・システムの実用化のためには、タービンの断熱効率の向上が不可欠であるといえる。二次元タービンの断熱効率が低くなった原因については次節にて考察する。

4. 内部流動解析

毎分24万回転で回転する、外径40mmのタービン内部流れを実験により計測することは極めて困難である(動翼通過周波数: 60 kHz, スロート幅約3 mm)。そこで、本研究ではCFD解析によりタービン内部流れを評価することにした。本節では、設計した2種類の二次元タービンに関して、ノズルおよび動翼内の内部流動をCFDにより解析し、損失発生要因を検討した結果に関して述べる。

計算対象は、ノズルから動翼・エクステューサ部とし、三次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式を有限体積法により数値計算した。乱流モデルとしてはBaldwin-Lomaxモデルを用い、遷移は考慮せず全面乱流として解析を実施した。超小型ラジアルタービンでは、内部流れのレイノルズ数は数千から数万のオーダーとなるため、境界層

の遷移はタービンの空力性能を左右する重要な問題であると考えられる。しかしながら、圧縮性遷移乱流の数値解析には解決を要する課題が多く残されており、未だに解析手法は確立されていない。そこで、ここでは境界層遷移は考慮せずに解析を行った。境界層遷移の問題は今後より詳細に検討していく予定である。

計算に用いた格子を図9に示す。ノズル、ロータ(動翼+エクステューサ部)共に翼間流路1ピッチ分を計算領域とし、H-H型の格子を生成した。流れ方向、ピッチ方向、および翼高さ方向の格子分割数は、ノズル、ロータ共にそれぞれ約90, 約35, 約35であり、格子総数は約22万点である。ノズルとロータの計算格子の接合部は3層のオーバーラップを有しており、この部分でピッチ方向に平均化された物理量を交換することにより、ノズルとロータの一体解析を実現している。なお、動翼先端のチップクリアランス部はモデル化してないため、翼端漏れ流れは考慮されない。

境界条件は、ノズル部入口境界において、全温、全圧、および、(ノズル前縁において無衝突流入となる)流入角を与え、一方ロータ部出口境界において、半径方向の平衡状態を仮定した静圧分布を与えている。流路壁面では断熱滑り無し条件を与えた。したがって、今回の解析

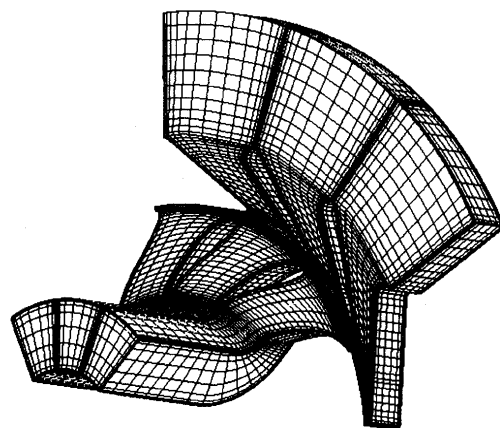
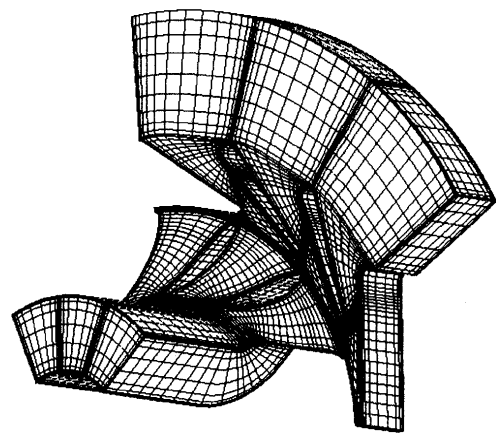


図9 内部流動解析用計算格子(上: 効率重視設計タービン, 下: 流量重視設計タービン)

では流路壁からの放熱損失は考慮していない。計算条件は、タービンの圧力比を2.5に固定し、速度比 U/C_0 が0.4, 0.6, 0.7, および、0.8に対応する場合の計算を行った。前掲の図8に示したように、CFDにより予測されたタービンの断熱効率は空気試験結果と比較的良好に対応している。また、本稿には示していないが、CFDにより計算された動翼出入り口の速度三角形は、設計時に仮定したもの（前掲の図2および図4）とほぼ相似なものとなっている。したがって、損失発生要因をCFD解析結果に基づき検討することが可能であるものと考えられる。以下、CFDにより予測された断熱効率が最大値を示した、 $U/C_0=0.7$ （効率重視設計タービン）、および、0.6（流量重視設計タービン）の流れ場を詳細に検討する。なお、二次元タービンの設計速度比 U/C_0 は約0.63である。

まず、図10にノズル内の流れ（絶対マッハ数分布）を示す。上図が効率重視設計タービン（ $U/C_0=0.7$ ）であり、下図が流量重視設計タービン（ $U/C_0=0.6$ ）である。何れの場合も、ノズル前縁近傍の負圧面側に僅かなはく離領域があることを除いてはノズル内の流れはほぼ一様

に加速（膨張）しており、大きな損失発生に結びついていないとは考えられない。一方、ノズルを流出した流れには、後縁の背後に比較的大きな後流領域が認められる。現在、詳細な損失分析を進めているが、ノズル流出部はタービン内でも流れの運動エネルギーが最も大きいため、ノズル後流部分で発生する損失がタービンの断熱効率を低下させる一因となっていることも考えられる。ノズル後流の損失を減少させるには後縁の翼厚みをできる限り薄くする必要がある。後縁の最小翼厚みは翼の耐熱強度および加工上の制約を受け、現状ではこの程度が（薄翼化の）限界であるが、今後、材料や加工法などの改良により、後縁をさらに薄翼にするができれば、タービン断熱効率を向上できる可能性があることを示唆している。

次に、効率重視設計タービンの動翼内相対マッハ数分布を図11に示す。この図（および後述の図13）において、外周上のベクトルは、ロータ解析領域の入口境界で与えた相対速度ベクトルを表す。前述のように、ロータ解析領域の入口境界では、周方向に平均化したノズル流出速度が与えられるため、ノズル後流の影響は（平均的にしか）考慮されない。動翼前縁においてほぼ無衝突流

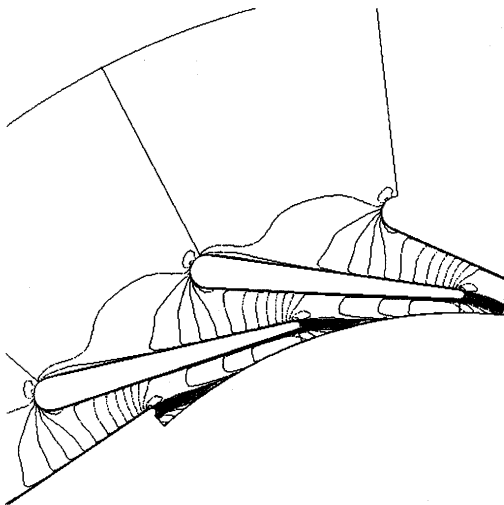


図10 ノズル内の絶対マッハ数分布
（上：効率重視設計タービン， $U/C_0=0.7$ ，
下：流量重視設計タービン， $U/C_0=0.6$ ）

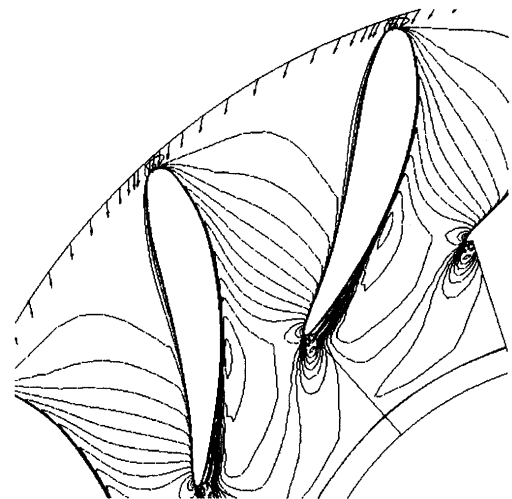


図11 動翼内の相対マッハ数分布
（効率重視設計タービン， $U/C_0=0.7$ ）

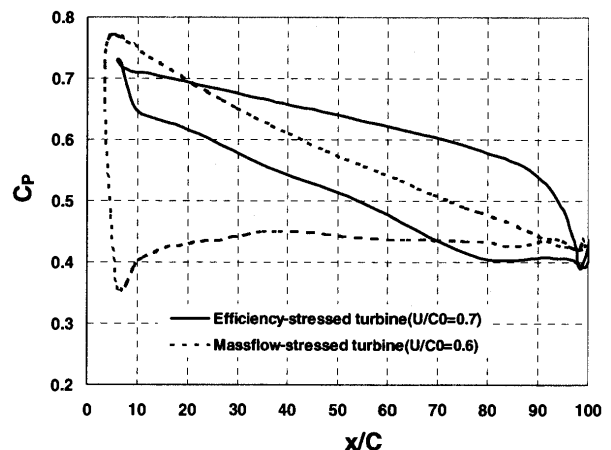


図12 動翼表面の静圧分布

入に近い状態となっており、動翼内の流れはスロート部までは比較的一様な膨張をしているが、スロートを通じた後の80%コード辺りで、負圧面側の流れははく離している。この動翼負圧面側のはく離は、図12に示した翼面上の静圧分布からも確認されるが、動翼仕事の減少、すなわち、断熱効率の低下の一因となっているものと思われる。今回設計した動翼では、スロート部下流においても流れを転向させるような翼キャンバー分布となっているが、スロート部下流においては既に翼列効果は存在せず、しかも、流れの加速（膨張）がほとんど期待できない。このために、主流は転向しきれずにはく離しているものと思われる。また、この部分の流れはエキスデューサ入口部の静圧分布にも影響を受けている可能性もある。したがって、動翼損失の低減のためには、エキスデューサの子午面形状と併せて動翼キャンバーおよび翼厚み分布を再検討する必要がある。

流量重視設計タービンの動翼内相対マッハ数分布を図13に示す。本図には、比較のために速度比 U/C_0 が0.7の場合（下図）も併せて示している。速度比 U/C_0 が0.6

の場合（上図）は、ノズルから流出した流れは動翼圧力面側に流入しており動翼に対して正の迎角となっているが、速度比 U/C_0 が0.7の場合には動翼前縁ではほぼ無衝突流入となっている。しかしながら、はく離領域の大小の差はあるものの、速度比 U/C_0 が0.7の場合も、動翼負圧面側の境界層はほぼ全翼弦にわたりはく離しており、（本稿には示していないが）動翼周りの静圧分布は速度比に因らずほぼ同様な分布を示している。このことは、翼間のマッハ数分布からも確認できる。流量重視設計タービンの場合、図4に示した速度三角形のように、ノズルスロート面積の確保を優先させたため、ノズル内の膨張が動翼入口周速に較べて十分とは言えず、動翼への相対流入角がかなり小さいものとなっている。さらに、動翼のスロート面積も大きくとったために、動翼内の相対流れの転向角が極僅かなものとなっている。このため、翼形状が逆キャンバーとなっており、負圧面側の境界層がほぼ全域にわたりはく離したものと考えられる。

以上のように、効率重視設計タービンと流量重視設計タービンとは、動翼内流れに大きな差異があり、この



図13 動翼内の相対マッハ数分布（流量重視設計タービン、上： $U/C_0=0.6$ 、下： $U/C_0=0.7$ ）

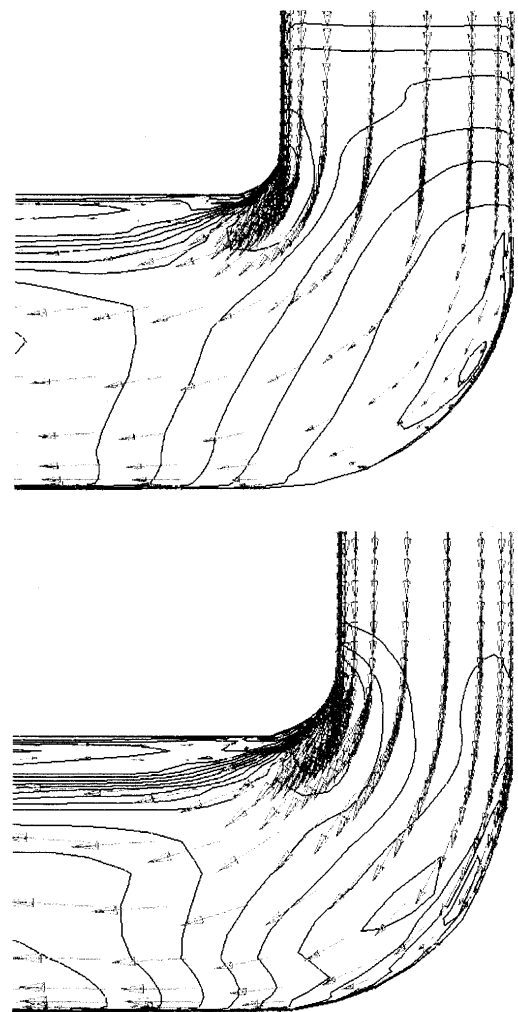


図14 エクスデューサ内の絶対マッハ数分布（上：効率重視設計タービン、 $U/C_0=0.7$ 、下：流量重視設計タービン、 $U/C_0=0.6$ ）

差異がタービン断熱効率の大きな差となって現れたものと考えられる。特に、動翼負圧面側のはく離損失の低減がタービンの断熱効率の向上には不可欠であることが本解析結果から示唆された。これらの結果を総合すると、高効率な二次元形状ラジアルタービンを開発するためには、出来る限り反動度を小さくとり、ノズル流出速度を大きくすることにより、動翼相対流入角を大きくとることが必須であるものと考えられる。

最後に、エクスデューサ内の流れ(絶対マッハ数分布)を図14に示す。二次元タービンとしての制約上、子午面流路形状は、動翼出口近傍で半径方向内向き流れから軸方向流れに急転向せざるを得ず、何れのタービンに関しても、エクスデューサ入口部分において大きなはく離が発生している。しかも、前述のように二次元タービンでは動翼前後縁の半径比が大きいため、動翼出口における絶対流れの半径方向成分(V_{r0})が比較的大きく、本解析条件において、効率重視設計タービンで約90 m/s、流量重視設計タービンで約130 m/sとなっている。この流速に対応する動温は、本条件における断熱熱落差(約74度)の約6%(効率重視設計タービン)、および、11%(流量重視設計タービン)にも相当し、エクスデューサ入口部のはく離損失も断熱効率低下の主要因となっているものと推定される。したがって、圧力比、速度比、反動度などの主要な設計値の見直しと共に、エクスデューサ形状を改良することにより、タービンの断熱効率を大幅に改善できる可能性がある。

5. おわりに

自走ロボット用電源、ノートPCや携帯電話用電源など幅広い分野での実用化に期待が集まっている、超小型ラジアルガスタービンを設計・製作し、空力性能を測定した。試作したのは、圧力比2.9、羽根車外径40 mmの二次元形状ラジアルタービンであり、入口温度1223 K(950°C)、回転数毎分24万回転において、質量流量30 g/s、出力約7 kWを発生するように設計されている。また、ノズルおよびタービン内部流動をCFDにより計算し、損失発生要因を検討した。本タービンは、将来的には羽根車外径4 mm程度のラジアルタービンを試作す

ることを念頭に、その10倍スケールモデルとして、設計・製作したものである。

空気試験により得られたタービンの断熱効率は約76%であり、これは従来の三次元設計タービンのそれと比較すると10%程度低いものとなっている。CFDにより予測されたタービン内部流動を詳細に検討した結果、エクスデューサ入口における大規模なはく離および動翼流路後半部での翼負圧面側境界層のはく離が損失発生の主要因となっていることが明らかとなった。今後は、動翼先端隙間の漏れ流れの影響、レイノルズ数効果、および、流路側壁からの熱損失の影響なども考慮に入れながら、超小型二次元ラジアルタービンの効率向上を図っていきたい。

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の平成13年度エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術開発」を東京大学生産技術研究所が受託し、その一環として実施されたものである。また、当所の西村勝彦助手、高間信行技術官、鈴木常夫技術官、大学院学生池田博行君、および、工学院大学学生牧野喬志君(当所研究実習生)には空気試験装置の製作ならびに空気試験の実施にご協力頂いた。さらに、本学工学系研究科寺本進講師、ならびに、当所大学院学生松浦一雄君には内部流動のCFD計算に多大なご協力を頂いた。併せて謝意を表したい。

参考文献

- (1) Epstein, A., et al., AIAA Paper 97-1773, 1997
- (2) Epstein, A., et al., Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-8), 2000
- (3) 吉識晴夫, 他, 小特集, 日本ガスタービン学会誌, 29-4, (2001), pp. 228-265
- (4) Tanaka, S., et al., Proceedings of the 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-9), 2002
- (5) Isomura, K., et al., ASME Paper 2001-GT-101, 2001
- (6) 水町長生, 東京大学生産技術研究所報告, 第8巻第1号, 1958
- (7) 松尾栄人, 東京大学博士論文, 1998

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型燃焼器の開発

湯浅 三郎*¹
YUASA Saburo

押味 加奈*¹
OSHIMI Kana

上原麻美子*¹
UEHARA Mamiko

キーワード：超小型燃焼器，平面状火炎，燃焼負荷率，水素，プロパン

Ultra Micro Combustor, Flat-Flame, Volume Heating Rate, Hydrogen, Propane

1. まえがき

水素を燃料にした一円玉大のウルトラマイクロガスタービン (UMGT) が、MIT のグループより提案された⁽¹⁾。その仕様は、圧力比：4，空気流量：0.15 g/s，燃焼器出口温度：1600 K，燃料流量：7 g/hr，燃焼器容積：40 mm³，ガスタービン回転数：2.4×10⁶rpm，出力：16 W である。このような UMGT の開発には，超小型の個別要素であるコンプレッサーやタービン，燃焼器，発電機，軸受け，熱交換器の新規開発など，様々な技術的課題の解決が求められ，未だに一つのシステムとしては完成を見ていない。特に燃焼器に関しては，超小型化することによる問題点が十分に把握されているとは言えず，MIT のグループにおいても必ずしも燃焼理論の明確な考え方に基づいて極超小型燃焼器が設計されているわけではない。そこで本報では，UMGT 開発の要素研究の一環として，極超小型燃焼器開発のための新しい燃焼方式の検討と，それに基づいた一円玉サイズの水素燃料用極超小型燃焼器の試作及びその燃焼特性確認実験の概略について報告する。

一方，UMGT 開発にかかわる実質的な第一歩として，ガスタービン学会の「ガスタービンの超小型化に関する調査研究委員会」では最終目標仕様の 10 倍サイズの実験機によって UMGT に関わる様々な技術的課題を明確にし，その解決策を検討している。その一翼として筆者らは，この 10 倍サイズの実験機にマッチング可能な，発電出力 3 kW 規模のアニュラタイプ燃焼器を概念設計し，さらにその要素試験用セクタ燃焼器を製作して燃焼特性を調べた。燃料には UMGT と同様に水素を主対象とするが，直ちに実現化しようと考えれば，すでにインフラが整備されている炭化水素燃料への適用も合わせて調べる必要がある。本研究では，常温で蒸気圧が高く燃料供給のための新たな加圧装置を必要としないプロパンに対して要素試験用セクタ燃焼器による予備燃焼実験を行い，問題点の把握を試みた。

2. UMGT 用極超小型燃焼器の試作

2.1 極超小型燃焼器の燃焼方式

燃焼器の超小型化に際しては，以下の問題が顕著になってくる⁽²⁾。

- ・消炎距離の相対的増加
- ・熱損失の相対的増加
- ・拡散特性時間の短縮
- ・流れの層流化

また UMGT であるためには必然的に高負荷燃焼が要求される。これらの条件のうち上 2 つは，燃焼形態とは無関係に小型化に伴う必然的なものである。拡散の問題は，特性時間の短縮に伴う濃度分布の均一化の問題であり，極超小型燃焼器では予混合火炎の燃焼形態を用いることの必然性を示唆している。これら 3 つの要因はいずれも火炎の安定性や完全燃焼を損ねる方向に作用する。

一方，流れの層流化は，高負荷燃焼の必要性と相まって極超小型燃焼器の燃焼形態を決める上で非常に重要な要因となる。事実，MIT のグループが 1995 年に提案した初期 UMGT 燃焼器⁽¹⁾では，燃焼室のレイノルズ数が 100~200 と流れは層流であり，従来の高負荷燃焼の定石であった乱流燃焼を行うのは技術的に不可能である。このため層流中で，ガスタービン燃焼器に要求される高負荷燃焼を実現しなければならない。しかし MIT のグループはこのサイズでは本格的な燃焼実験は実施しておらず，初期 UMGT 燃焼器の 2 倍強の寸法を持つ完全予混合バーナー方式燃焼器 (外径：18.5 mm，内径：9.5 mm，燃焼室高さ：1.0 mm，容積：0.198 cm³) と希釈空気付き二段燃焼方式燃焼器 (外径：18.0 mm，内径：8.0 mm，燃焼室高さ：1.7 mm，容積：0.347 cm³) の 2 種類の燃焼器を用いて研究を進めている⁽³⁾。しかしいずれの燃焼器の場合も燃焼室内の火炎挙動に対する考察は少なく，火炎形成に関する基本的な考え方が明確でない。初期提案の燃焼器に比べて 5~9 倍も容積を大きくすることによって，保炎や完全燃焼が容易に達成できるように燃焼器を設計変更した可能性がある。

一方，UMGT の圧縮機・タービンは MEMS 加工技術を利用するため，二次元の遠心式ターボ要素にならざるを得ない。これらの要素との結合を考えると，MIT の UMGT もそうであるように，燃焼器も必然的に円盤

原稿受付 2002 年 6 月 13 日

* 1 東京都立科学技術大学工学部航空宇宙システム工学科
〒206-0013 東京都日野市旭ヶ丘 6-6

形状にならざるを得ない。平板状の燃焼器に層流火炎を形成させる1つの方法として、Flat-Flameバーナー法が考えられる。これは、平面状の多孔質保炎器上に安定な平面状層流火炎を形成させる方法であり、この火炎が安定化されるためには、熱損失のない時の燃焼速度が予混合気流入速度よりも速くなければならない⁽⁴⁾。予混合気流入面を適切に選べば、この条件が満たされる可能性は十分あるため、Flat-Flameバーナー燃焼方式が極超小型燃焼器の一つの選択肢として考えられた。

2.2 実験装置—極超小型燃焼器—

図1に、Flat-Flame燃焼方式の考え方で作製した水素用極超小型試験燃焼器の概略図を示す。設計に際して、燃焼器の主な寸法はMITの初期UMGT⁽¹⁾とほぼ同等にし、圧力と温度はそれぞれ大気圧、大気温度の下で実験を行うことを想定した。空気の質量流量は、圧力比4で稼働するMITの初期UMGTと体積流量が一致する範囲をカバーするように、0.004 g/sから0.1 g/sの範囲で可変とした。この燃焼器の燃焼室は、石英管と中心軸とに囲まれた内径5 mm、外径10.5 mmの中空の空間である。燃焼室高さは、5 mmから1 mmまで可変である。すなわち燃焼室の容積は0.33 cm³から0.067 cm³まで変えることができる。この容積はMITの初期UMGT燃焼器の最終目標レベルに近い。

水素/空気の予混合気は、焼結金属面を通過し、その表面上にFlat-Flameを形成する。燃焼ガスは燃焼室壁面とノズルとの隙間から半径方向外側に排気される。実機のUMGTの場合は、排気方向は中心軸方向であるが、本報告段階ではFlat-Flame燃焼方式の可能性を確かめることを最大目標としたため、製作や実験の都合上、排気は円周外側に向いている。排気口となるこの隙間は、0.5 mmから0.1 mmの範囲で変えることができる。ノズルとなる上部のふたはBN（窒化ホウ素）製である。

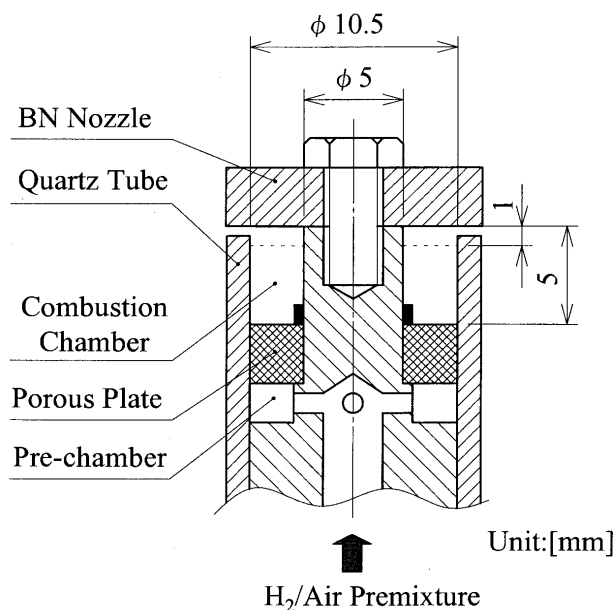


図1 Flat-Flame型極超小型試験燃焼器の概略図

2.3 実験結果と考察

2.3.1 火炎形状

図2(a)に、燃焼室高さ5 mm、ノズルなし、空気流量 $\dot{m}_a = 0.037$ g/s、当量比 $\varphi = 0.4$ の条件下で形成された代表的な火炎を示す。火炎は非常に安定で、焼結金属表面上全体に付着しており、火炎高さは約1 mmであった。この火炎と同一の空気流量、当量比条件下でノズルを付けて燃焼室高さを1 mmにしたときの代表的な火炎の様子を図2(b)に示す。目視する限りでは、このときの火炎は燃焼室全体を占めるように形成され、十分燃焼室内に収まっていた。すなわち、この燃焼器では火炎帯が燃焼室そのものとなっており、Flat-Flame燃焼方式を満足するとともに極めて高負荷な燃焼器と言える。

2.3.2 火炎安定限界

燃焼室高さ1 mmでノズルをつけた状態の燃焼器の火炎安定限界を図3に示す。この限界の当量比は空気流量が0.037 g/s付近で最も低く、そこから流量が少なくなるにつれて急激に高くなり、また流量が多くなるにつれても、緩やかに上昇する傾向にある。なお供給装置の限界上、測定は空気流量0.094 g/sまでしか行っていない。

火炎安定下限界にとっては、熱損失の影響が決定的な要因であると考えられる。熱損失は一般的に表面積(l^2 ; l は代表寸法)に比例し、発熱量は燃料流量($\dot{m}_f \sim \dot{m}_a \cdot \varphi$)に比例する。従って、発熱量に対する熱損失の割合は、 $\sim l^2 / (\dot{m}_a \cdot \varphi)$ に比例する。つまり、空気流量が減少すればこの割合が増加し、熱損失の影響が大きくなって壁面付近の温度は低下し、火炎が形成されなくなると考えられる。これは、空気流量が0.037 g/s付近よ

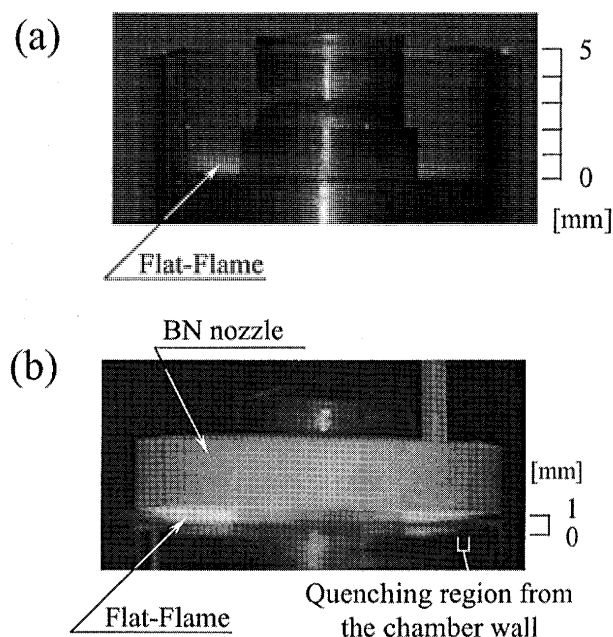


図2 極超小型試験燃焼器内の水素 Flat-Flame の様子：

$\dot{m}_a = 0.037$ g/s, $\varphi = 0.4$.

(a) 燃焼室高さ5 mm, ノズルなし,

(b) 燃焼室高さ1 mm, ノズルあり.

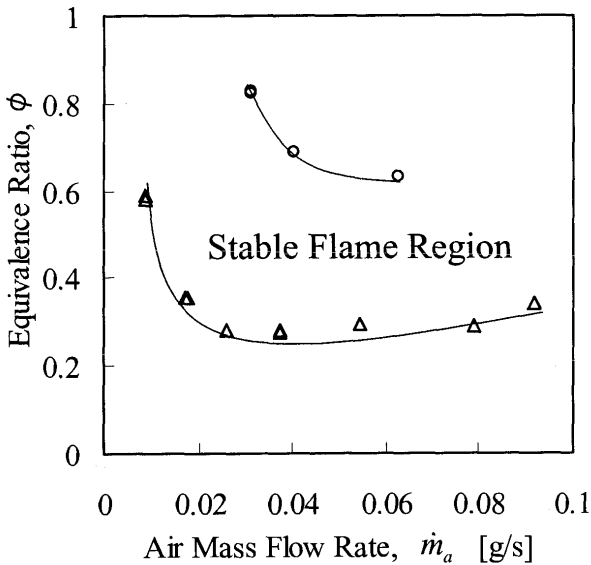


図3 Flat-Flame型極超小型試験燃焼器の火炎安定限界 (燃焼室高さ1mm)

り小さくなるにつれて、下限界が上昇する、すなわち当量比が大きくなるという現象と一致する。一方、空気流量を増加させていくと、空気力学的な特性時間が短くなる結果、反応の特性時間の有限性によりある限界の流速、すなわちある限界のダムケラー数で燃焼室内の火炎の吹き飛びが起こると予想される。

一方、空気流量がある程度以上に多くなると、当量比が1以下にもかかわらず火炎安定の上限界が現れた。MITのUMGTで、燃焼室入口で保炎を図る初期タイプの場合には、当量比が高くなると逆火が起こると報告されている⁽³⁾。しかし本燃焼器の場合は、現象を詳しく観察したところ、逆火ではなく消炎していることが確認された。本燃焼器のように壁面の影響を強く受ける構造では、当量比の増加とともに周囲壁面への熱損失流束が増大し、その結果火炎温度の上昇は制限される。このような条件下で当量比が高くなると、燃焼速度の増加の割合よりも予混合気予熱のためかえって予混合気流速の増加の割合が大きくなる可能性が考えられ、ある限界で火炎は消炎することになるものと推測される。しかしそうであっても、試作したFlat-Flame型の極超小型燃焼器の安定火炎領域は、MITの初期燃焼器の9倍程度の容積を持つ燃焼器の安定火炎領域にほぼ匹敵し⁽³⁾、UMGT燃焼器の目標稼動条件範囲(16W発電を想定)を満たしていると言える。ただし熱損失の大きいことが燃焼効率にどのような影響するかを、今後十分に調べる必要がある。

3. 超小型ガスタービン用アニュラー型要素試験燃焼器の試作

3.1 燃焼器の概念設計

10倍サイズの超小型ガスタービン用圧縮機・タービンとして、空気流量50g/s程度の自動車用小型ターボチャージャーが考えられている。これに使用することを前

提に燃焼器の設計条件を以下のように設定した。

- *燃料：水素
- *ガスタービン出力：3kW
- *圧力比：3
- *タービン入口温度：1200K
- *当量比：0.3

以上の条件と従来型ターボチャージャーの一般的な形状およびサイズを考慮して、燃焼器形状はアニュラー型とし、また燃焼方式は火炎安定性と高負荷性を優先して拡散火炎方式とすることにした。従って燃焼室容積を決定する燃焼負荷率は、これまでに科技大で開発された拡散火炎型水素燃焼器のデータを参考に2000MW/(m³・MPa)程度とし⁽⁵⁾、燃焼器の汎用性を勘案して円環状に12個の空気流入部・インジェクタを設けるものとした。このうち一つ分を取り出せば、MITのグループが開発を手がけているUMGTの10倍程度の空気流量の燃焼器、すなわち100~200Wクラスのマイクロガスタービン燃焼器に相当し、様々なサイズに対応可能な汎用性のある構造を目指した。この目標に沿って概略設計した外径80mm、内径55mm、高さ30mmの燃焼器を図4に示す。この燃焼器の各構成要素の諸元は、科技大のこれまでの水素燃焼器のデータを参考に以下のように決めた。

- *スワラーの旋回強度：形状スワール数 Sg=2.9
- *入口空気ノズルスロート径：6mm
- *インジェクタ：45度噴射角付噴射孔 (φ0.6×2)

3.2 要素試験用セクタ燃焼器

アニュラー型燃焼器では、従来の水素燃料用缶型形状のもの⁽⁶⁾より流入部構造が小型化するとともに火炎同士が隣接することによる干渉の影響が懸念された。そこで概念設計した燃焼器の空気・燃料流入部3つ分からなる「要素試験用セクタ燃焼器」(以下「試験燃焼器」と呼ぶ)を製作してその燃焼特性を調べた。試験燃焼器の概略図を図5に示す。本試験燃焼器では2次空気孔は設けず、

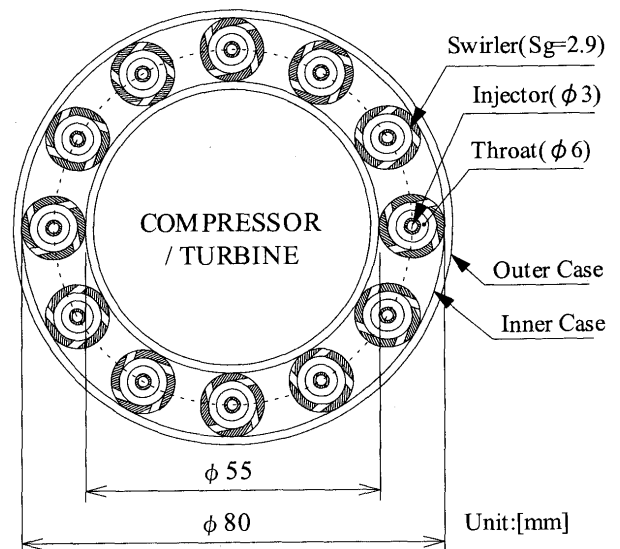


図4 超小型アニュラー型水素燃焼器設計案

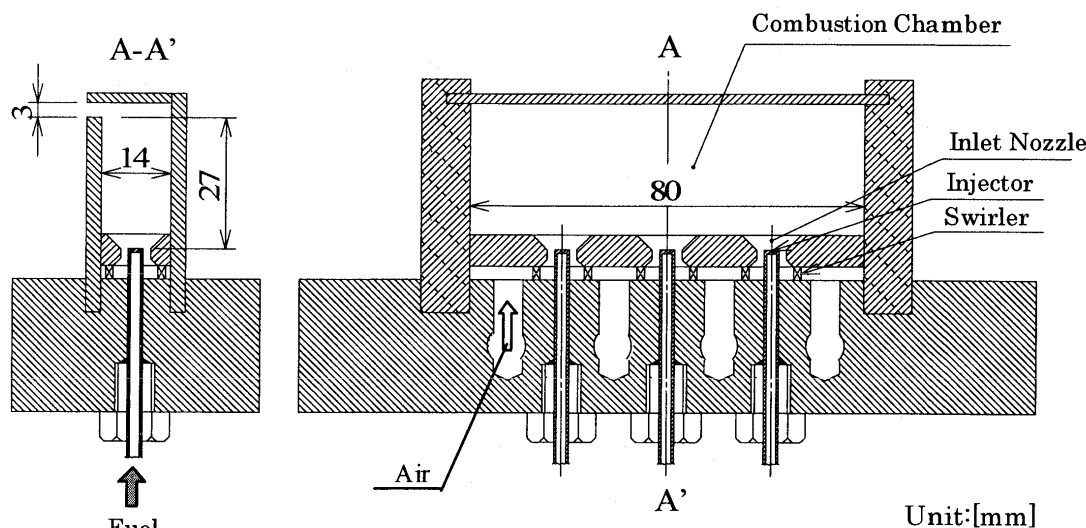


図5 要素試験用セクタ燃焼器概略図

すべての空気が入口部より流入する構造となっている。空気スワラーの旋回方向は3つとも同一方向とし、インジェクタの装着位置はインジェクタ先端面と入口空気ノズルスロート面とを一致させた。なお実験はすべて燃焼室出口を大気開放の状態で行った。

一方プロパン燃料による燃焼実験も実施することになっていたが、この場合、燃焼負荷率は水素の場合よりも下がり500MW/(m³・MPa)程度となるように燃焼室容積の変更が必要であった。またインジェクタ等の燃焼器構成要素を改良し、火炎の安定性を増すような工夫も必要と予想された。しかし、本報告の段階では、問題点把握のための予備的な実験のため、燃焼器は全く同一のものをを用いた。

3.3 実験結果および考察

3.3.1 火炎安定限界と火炎形状

水素火炎およびプロパン火炎の安定限界測定結果を図6に合わせて示す。本測定では燃焼室内に形成される3つの火炎すべてが吹き飛んだ点を安定限界とした（これらの火炎はほぼ同時に吹き飛ぶことがわかっている）。

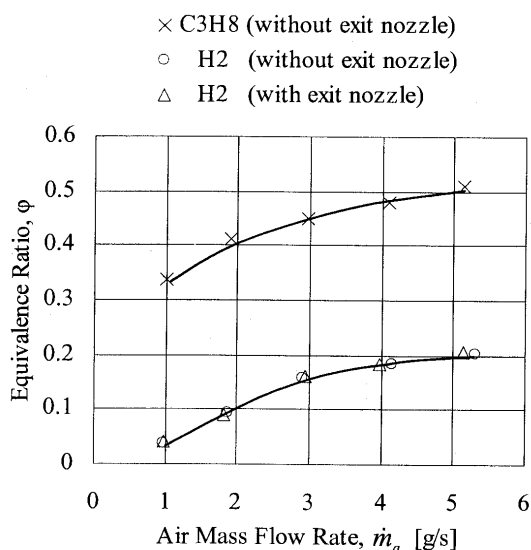


図6 セクタ燃焼器における水素火炎とプロパン火炎の安定限界

水素火炎は非常に安定で、設計の空気流量と体積流量が等しくなる空気質量流量4g/sのときに $\phi=0.3$ の火炎を形成するという条件は、十分に満たしていることがわかった。一方プロパン火炎は $\phi < 0.45$ の範囲では火炎が形成されることはなく、水素に比べ安定性が非常に悪いことがわかった。

図7(a)に燃焼器出口ノズル（石英板）がある場合に燃焼器内に形成される水素火炎の様子を示す。個々の水素火炎はほぼ同一形状をしており、 $\phi=0.5$ までの当量比範囲内では火炎形状は基本的には変わらず、当量比とともに長くはなるものの、その長さは設計燃焼器高さと比較して十分に短かった。また下流側では写真左側二つの火炎が合体している様子が見て取れる。このような火炎の様子は、目視する限りでは燃焼器出口ノズルの有無にかかわらず全く変わりはない。事実、図6の火炎安定限界は出口ノズルの有無にかかわらず全く変わっていない。これらの結果は、実験を行った当量比範囲では、燃焼器出口ノズルまでに完全に燃焼反応は完了しており、設計の燃焼負荷率は達成できていることを示唆している。

一方図7(b)に、燃焼器出口ノズルを装着しない場合のプロパン火炎の様子を示すが、火炎が安定に形成される限界付近の低い当量比においても、火炎は燃焼室高さを越えて長く伸びている。すなわち、この燃焼室容積では燃焼室内で燃焼反応は完了できない。このことと火炎安定限界も狭いことから、このサイズの燃焼器にプロパン燃料を用いる場合には、まず火炎の安定をよくする改良に加えて燃焼負荷率に対する対応が必要であることがわかった。そこで予備的に十分な容積をもつ拡散火炎型缶型試験燃焼器⁶⁾を用いて、燃焼器流入空気流速・空気流旋回強さ・燃料噴出速度の影響を調べる追加実験を行った。その結果プロパン燃料の場合には、空気流に強い旋回をかけたうえで空気流速を遅くし、燃料噴出速度は大きくすることが火炎安定性の向上とともに火炎長さの短縮に効果があることがわかった。

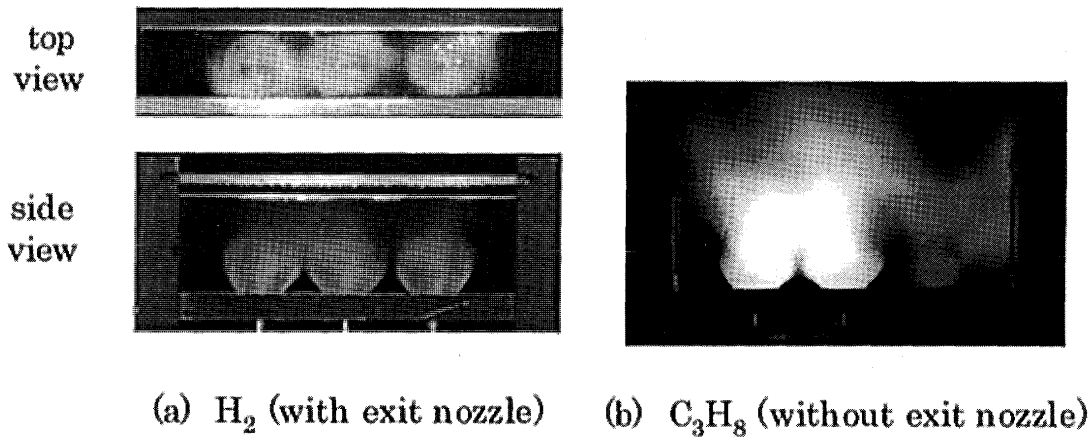


図7 セクタ燃焼器における(a)水素火炎と(b)プロパン火炎の形状比較($\dot{m}_a = 4 \text{ g/s}$, $\varphi = 0.5$)

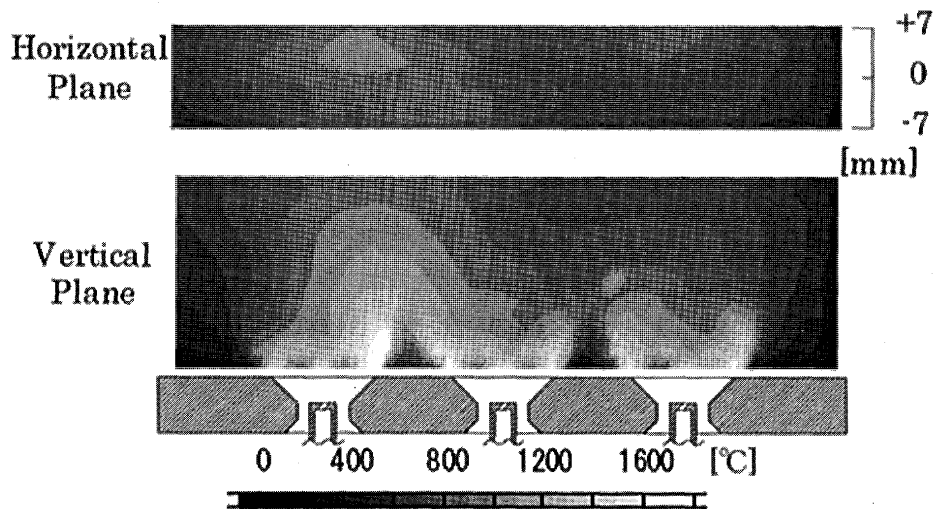


図8 セクタ燃焼器内代表面温度分布($\dot{m}_a = 4 \text{ g/s}$, $\varphi = 0.3$)

3.3.2 燃焼室内温度分布

図8にインジェクタ中心軸を含む燃焼室内垂直断面およびそれに直交する燃焼室出口面の温度分布の等温線図を示す。なお測定は出口ノズルを装着していない状態で行った。高温場はインジェクタの燃料噴出孔近辺の噴出された燃料に沿って形成されており、それに加えてインジェクタ先端面中央付近にも高温領域の形成が確認できた。このことから旋回空気流による再循環流がこの部分まで逆流していると推測できる。温度場の様子は空気流入部・インジェクタ付近では3カ所とも類似しているが、下流に向かうにつれて図中の左の火炎と中央の火炎が形成する温度場が合体し、左右の温度分布が不均等になっている。これは3つのスワラーとも旋回方向が同じため火炎境界付近に強いせん断流領域が生じ、流れ場が不安定・不均一になり、最終的に下流において二つの旋回流れ場が合体して一つの大きな旋回火炎となったためと考えられる。左と中央が合体したのは、おそらく工作上的微妙な差異によると考えられる。この様子は燃焼室出口面の温度分布に顕著に表れている。また図7(b)のプロパン火炎の形状からもこのことは推測できる。この解決策としては、個々の火炎間隔を広くすることや、中央のス

ワラーの旋回方向を逆向きにし隣接するスワラーが形成する旋回流を下流まで維持する方法が考えられ、今後実施する予定である。

当量比を変化させても、燃焼室内温度分布の傾向は同じであるばかりでなく、火炎形状も類似していた。このことから燃焼室内の燃焼反応領域の分布は当量比によって大きくは変化していないと推測できる。また実験した当量比でのスリット状の燃焼器出口温度の平均値は、それぞれの当量比における断熱火炎温度に近い値であった。この温度分布計測からも、水素の場合は燃焼室内で完全燃焼が達成されていると考えられる。

4. まとめ

UMGT用燃焼器及びその10倍サイズの燃焼器に関わる検討・試作・実験を行い、以下の結果を得た。

*燃焼器を超小型化する際の大きな問題点である流れの層流化に着目し、Flat-Flame燃焼方式に基づいたUMGT用極超小型水素試験燃焼器を試作した。この燃焼器内の火炎は安定で、広い火炎安定範囲が得られた。ただし燃焼器壁面への熱損失の影響の吟味が今後必要である。

*出力3kW程度の超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の要素試験用セクタ燃焼器を試作した。水素の場合、設計空気流量・当量比条件を満たす安定で高負荷燃焼可能な火炎が形成された。プロパンでは火炎安定性は悪かったが、その解決には、空気流に強い旋回をかけたうえで空気噴出速度を遅くし、燃料噴出速度を大きくすることが効果的である。

なお、本研究は、平成13年度NEDOエネルギー・環境国際共同研究提案公募事業（発電技術）「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術開発」を東京大学生産技術研究所が受託し、その一環として補助を一部受けて行った。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- (1) Waitz, I. A., et al., "Combustors for Micro-Gas Turbine Engines," Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering 110-117, 120, March, 1998
- (2) 湯浅三郎, 「極超小型水素燃焼器の現状と課題」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 29, No. 4, (2001), pp. 247-254
- (3) Spadaccini, C. M., et al., "High Power Density Silicon Combustion Systems for Micro Gas Turbine Engines," Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30082, 2002
- (4) Fristrom, R. M. and Westenberg, A. A., "Flame Structure," McGraw-Hill, New York (1965)
- (5) 湯浅三郎他, 「水素を燃料にした超小型ガスタービンシステムの試作研究」, 日本ガスタービン学会誌, 15巻59号, (1987), pp. 122-128

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型ガスタービンにおける再生熱交換器の概念設計

長崎 孝夫*1
NAGASAKI Takao徳江 林三*2
TOKUE Rinzo加島 昭一*2
KASHIMA Shoichi

キーワード：超小型ガスタービン，再生熱交換器，温度効率，設計，解析

Ultramicro Gas Turbine, Recuperator, Effectiveness, Design, Analysis

1. はじめに

携帯用電子機器，自立ロボット，超小型飛翔体等の小型電源，動力源として外寸法が cm オーダーの超小型ガスタービン（以下，GT と略記）が注目される。超小型 GT は二次電池と比べエネルギー貯蔵密度が大きく，また燃料電池と比べ出力密度が大きいという利点があるが，ガスタービンサイクル固有の問題として排出ガス温度が高くエネルギー変換効率が低い欠点がある。この欠点を改善するため高温排出ガスと圧縮機出口空気の間で再生熱交換を行うことが有効である。これにより効率が向上し燃料消費が低減するとともに燃料タンクを含めた装置全体がよりコンパクトとなる可能性がある。また携帯電源として用いる場合に問題となる高温排出ガスの温度低減にも寄与する。本稿ではこのような再生熱交換器について，超小型 GT 用熱交換器の効率および必要寸法を見積もるとともに製作の容易さも考慮した実際的な熱交換器形式の提案と概念設計を行った結果を紹介する。

2. 簡略モデルによる再生熱交換器性能の評価

2.1 隔壁熱伝導を考慮しない場合

2.1.1 ガスタービンの条件設定 まず超小型GT用再生熱交換器のおよその性能を把握するため，図1に示すように二重円管型向流熱交換器をN本並列に用いるとしたモデルについて理論解析を行う。適用するGTとして表1に示すEpsteinら⁽¹⁾の仕様を用いる。圧縮機入口・出口温度を $T_{c,1}$ ， $T_{c,2}$ ，タービン入口・出口温度を $T_{t,1}$ ， $T_{t,2}$ ，圧縮機効率およびタービン効率を η_c ， η_t とし，各部ガス温度および正味出力 W_{out} と熱入力 Q_{in} およびサイクル効率 η を見積もった結果を表2に示す。ただし物性値は高温ガス，低温ガスともに空気とし，系の中間温度・圧力における値で一定とした。Case 1 は圧縮機効率，タービン効率をともに1とした理想的な場合である。一方Case 2 は実際的な効率として⁽²⁾ $\eta_c = 0.61$ ， $\eta_t = 0.65$ と仮定した場合の結果であり，この時の出力 W_{out} は表1に近い値となる。本章ではこのCase 2について熱交換器の評価を行う。

2.1.2 理論解析 解析の仮定として内管側の熱伝達率 α を十分発達した壁面熱流束一定の円管内層流の値で与える。すなわちヌセルト数 Nu を次式で与える。

$$Nu = D\alpha/\lambda = 4.36 \quad (1)$$

ここで D は管内径， λ は気体の熱伝導率である。さらに環状流路側の熱伝達率は内管内と同一と近似する。したがって熱通過率 K は次式となる。

$$K = \frac{\alpha}{2} = \frac{Nu\lambda}{2D} \quad (2)$$

また次式および図2で定義される温度効率 ϵ は計算条件として与えられるものとする。

$$\epsilon = \frac{T_{A,2} - T_{A,1}}{T_{B,1} - T_{A,1}} \quad (3)$$

表1 解析で用いるGTの作動条件

外形×高さ	12×3 mm
空気流量 G_a	0.15 g/s
圧力比 ϕ_c	4
燃焼器出口温度 $T_{t,1}$	1600 K
出力 W_{out}	16 W
燃料消費（水素） G_f	7 g/h

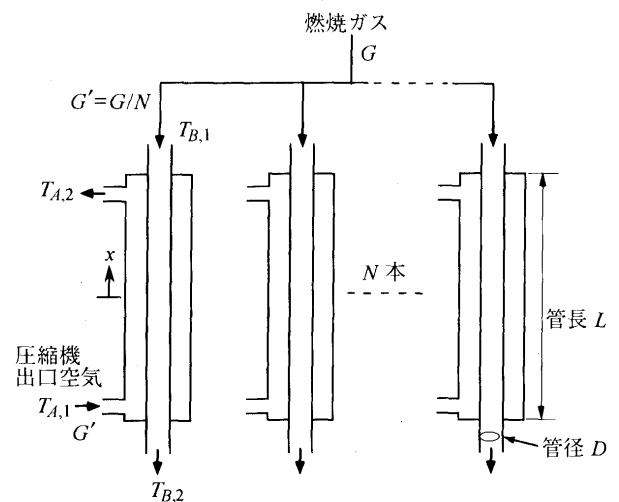


図1 解析モデル

原稿受付 2002年5月8日

*1 東京工業大学大学院総合理工学研究科
〒226-8502 横浜市緑区長津田町 4259

*2 住友精密工業㈱

表2 GT各部のガス温度と出力および熱入力

	要素効率	$T_{c,1}$ [K]	$T_{c,2}$ [K]	$T_{t,1}$ [K]	$T_{t,2}$ [K]	W_{out} [W]	Q_{in} [W]	η
Case 1	$\eta_c = 1$ $\eta_t = 1$	293	435	1600	1077	64	196	0.32
Case 2	$\eta_c = 0.61$ $\eta_t = 0.65$	293	526	1600	1260	18	181	0.10

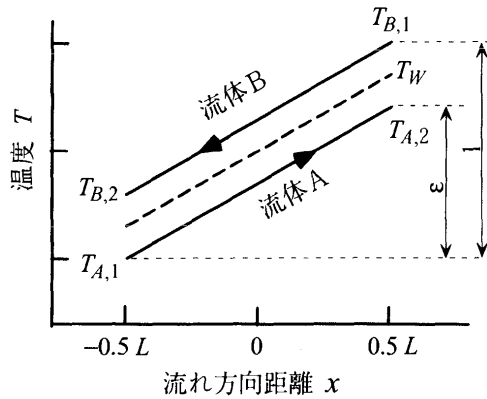


図2 流れ方向温度分布の模式図

以上の仮定より、熱収支は次式となる。

$$G' C_p (T_{A,2} - T_{A,1}) G' = \pi D L K (T_{B,1} - T_{A,2}) \quad (4)$$

ここで G' は流路1本あたりの質量流量 ($=G/N$; G は全質量流量) である。したがって熱交換器長さは次式で与えられる。

$$L = \frac{C_p}{\pi D K} \frac{(T_{A,2} - T_{A,1}) G'}{(T_{B,1} - T_{A,2})} = \frac{2 C_p}{\pi \lambda N u} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon)} \frac{G}{N} \quad (5)$$

上式より熱交換器長さは管径によらないことが分かる。さらに圧力損失 ΔP は十分発達した円管内層流を考えると次式で与えられる。

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{128}{\pi D^4} \frac{\mu}{\rho} G' = \frac{128}{\pi D^4} \frac{\mu}{\rho} \frac{G}{N} \quad (6)$$

式(5)、(6)より次式が得られる。

$$\Delta P = \frac{128}{\pi D^4} \frac{\mu}{\rho} \frac{G}{N} L = \frac{16}{\rho} \frac{Pr}{Nu} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon)} \left(\frac{4G}{\pi D^2 N} \right)^2 \quad (7)$$

ただし、プラントル数 $Pr = \mu C_p / \lambda$ である。空気側環状流路の断面積を内管断面積と同一と近似すると、この熱交換器の全断面積 A は、

$$A = N \cdot \pi D^2 / 2 \quad (8)$$

したがって、式(7)は次のように書換えられる。

$$\Delta P = \frac{64}{\rho} \frac{Pr}{Nu} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon)} \left(\frac{G}{A} \right)^2 \quad (9)$$

すなわち、全流量 G 、温度効率 ε および圧力損失の許容値 ΔP が与えられたとすると熱交換器の全断面積が一義的に定まる。一方、式(5)より流路の数 N を増やすほど熱交換器長さ L は減少する。すなわち、細径の流路を多数用いる方が同一の圧力損失・温度効率のもとで全長 L が減少し熱交換器をコンパクト化できることが分かる。

2.1.3 解析結果 以上の関係式を用い、表2 Case2の場合について熱交換器寸法を見積もった結果を表3に示す。空気入口温度は $T_{A,1} = T_{c,2} = 526$ K、排ガス入口温度は $T_{B,1} = T_{t,2} = 1260$ K であり、物性値はこれらの算術平均温度 900 K、圧力 2.5 atm の空気の値を用いた。例えば温度効率 $\varepsilon = 0.6$ 、流路の本数を $N = 60$ とすると表3より熱交換器長さ L は約 10 mm となる。さらに流路直径を仮に $D = 0.5$ mm とすると式(8)より熱交換器断面積 A は約 24 mm² となる。またこの場合の圧力損失は式(9)より約 0.64 kPa となる。すなわちボタンサイズ GT と同程度の寸法、かつ十分小さい圧力損失で再生熱交換

表3 温度効率と熱交換器長さの関係 (隔壁熱伝導のない場合)

温度効率 ε	空気出口温度 $T_{A,2}$ [K]	排ガス出口温度 $T_{B,2}$ [K]	熱交換量 Q_{hex} [W]	燃焼熱量 Q_{in} [W]	熱交換器長さ L [m]
0	526	1260	0	181	0
0.2	673	1113	25	156	0.098 /N
0.4	820	966	49	132	0.26 /N
0.6	966	820	74	107	0.59 /N
0.8	1113	673	99	82	1.57 /N
0.9	1187	599	111	70	3.93 /N
0.95	1223	563	117	64	7.47 /N
1	1260	526	123	58	∞

※ N : 流路の数

が可能であり、これにより燃料消費を約40%節約できることになる。

2.2 隔壁熱伝導が温度効率に及ぼす影響

図1と同じく全長 L 、内管内径 D 、隔壁厚さ δ の二重円管対向流熱交換器を考える。本節では解析解を得る便宜上、低温流体 A の入口温度 $T_{A,1} = -0.5$ 、高温流体 B の入口温度 $T_{B,1} = 0.5$ とする。前節と同様、内管側および環状流路側の熱伝達率 α は式(1)で与えられるとし、隔壁内の厚さ方向には温度は一樣とする。さらに無次元距離 \bar{x} 、無次元流量 \tilde{G}' 、無次元固体熱伝導率 $\tilde{\lambda}_s$ を次のように定義する。

$$\bar{x} = \frac{x}{L}, \quad \tilde{G}' = \frac{G' C_p}{\pi D L \alpha}, \quad \tilde{\lambda}_s = \frac{\delta \lambda_s}{\alpha L^2} \tag{10}$$

ここで x は流れ方向距離であり、入口・出口の中間位置を原点とする。また λ_s は固体壁の熱伝導率である。

以上の仮定および無次元変数を用いると、各流体および壁温の流れ方向変化に関する基礎式は次式となる。

$$\tilde{G}' \frac{dT_A}{d\bar{x}} = T_w - T_A \tag{11}$$

$$\tilde{G}' \frac{dT_B}{d\bar{x}} = T_B - T_w \tag{12}$$

$$\tilde{\lambda}_s \frac{d^2 T_w}{d\bar{x}^2} = 2T_w - T_A - T_B \tag{13}$$

境界条件は次の通りである。

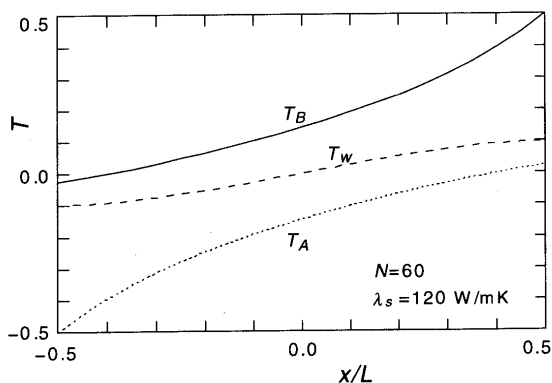
$$\left. \begin{aligned} \text{at } \bar{x} = -0.5 : T_A = -0.5, dT_w/d\bar{x} = 0 \\ \text{at } \bar{x} = 0.5 : T_B = 0.5, dT_w/d\bar{x} = 0 \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

以上の式(11)~(14)より、流体 A、B の温度および壁温の流れ方向変化が次のように得られる。

$$T_A = -C_2 \left[\tilde{G}' - \bar{x} - \frac{\tilde{G}' \beta \cosh(\beta \bar{x}) - \sinh(\beta \bar{x})}{\beta (1 - \tilde{G}'^2 \beta^2) \cosh(\beta/2)} \right] \tag{15}$$

$$T_B = C_2 \left[\tilde{G}' + \bar{x} - \frac{\tilde{G}' \beta \cosh(\beta \bar{x}) + \sinh(\beta \bar{x})}{\beta (1 - \tilde{G}'^2 \beta^2) \cosh(\beta/2)} \right] \tag{16}$$

$$T_w = C_2 \left[\bar{x} - \frac{\sinh(\beta \bar{x})}{\beta \cosh(\beta/2)} \right] \tag{17}$$



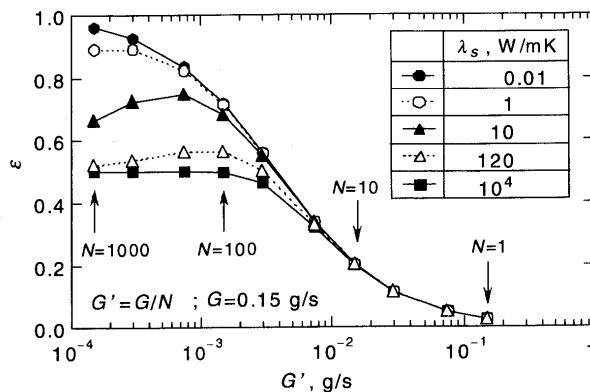
(a) 壁温分布の例

ただし、

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{\tilde{\lambda}_s} + \frac{1}{\tilde{G}'^2}} \tag{18}$$

$$C_2 = \frac{2}{\tilde{G}' + \frac{1}{2} - \frac{\tilde{G}' \beta + \tanh(\beta/2)}{\beta (1 - \tilde{G}'^2 \beta^2)}} \tag{19}$$

管径 $D = 0.5$ mm、管長 $L = 10$ mm、隔壁厚さ $\delta = 0.1$ mm とした場合の解析結果を図3に示す。その他の計算条件（流量および物性値）は前節と同一である。図3(a)は一例として壁熱伝導率 $\lambda_s = 120$ W/mK（SiCの573 Kにおける値）および流路本数 $N = 60$ の場合の流体と壁の流れ方向温度分布を示したものである。壁熱伝導効果がない場合には図2の模式図のように流体温度および壁温は直線的に変化するが、壁熱伝導効果により壁温が一樣に近づくことが分かる。流路本数 $N = 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100, 200, 500, 1000$ と変化させた場合の温度効率を種々の壁熱伝導率について図3(b)に示す。図の横軸 G' は流路1本あたりの流量 (G/N) であり、全流量 $G = 0.15$ g/s 一定のもとで流路数 N の増加とともに減少する。 G' が約 1×10^{-2} g/s 以上では壁熱伝導の影響は現れないが、それ以下では流量の減少に伴って壁熱伝導率が大きい場合ほど温度効率 ϵ が低下する。例えば $N = 50$ の場合、壁熱伝導の影響が十分小さい●印の場合 $\epsilon = 0.56$ であるのに対し、 $\lambda_s = 120$ W/mK の場合には $\epsilon = 0.50$ となる。なお固体熱伝導率が非常に大きい場合には壁温は高温流体と低温流体の中間温度で一樣となるため、温度効率の上限値は0.5となる。以上のように壁熱伝導が無視しうる場合には流路を細径化し流路本数を増やすほど温度効率が向上するが、壁熱伝導の影響が現れる場合には逆に低下する場合もあり、マイクロ熱交換器の設計においては管壁軸方向熱伝導による温度効率低下を考慮する必要があることが分かる。以上のような予備的な解析をもとに実際の熱交換器の設計を行った結果を次章で述べる。



(b) 流路1本あたりの流量と温度効率の関係

図3 隔壁熱伝導を考慮した解析結果

3. 実際の熱交換器の概念設計と性能評価

3.1 MIT 型熱交換器

再生熱交換器をボタンサイズ GT 本体の下部に一体構造として取付ける例が Epstein ら¹⁾により示されている。この例では図 4 に示すように、高温流体流路（排ガス）と低温流体流路（高圧空気）が水平方向および垂直方向に交互に配置されている。高温流体は中央部より放射状に各流路に入り外周部に向かって流れ、下方に向きを変え下端より出る。一方低温流体は外周部上方より入り、中心方向に流れ中央部側端部で向きを変え上端より出る。流路間は各々隔壁にて分離されている。文献(1)にはヘッダー部の詳細は示されていないが、図 5 のような構造をとると考えられる。

以上の形式を MIT 型熱交換器と呼ぶこととし、その性能を見積もった結果を表 4 に示す。熱交換器の外径寸法はボタン型 GT の寸法に合わせ 12φ×3 mm、流路は 4 層としている。排ガスおよび高圧空気の入口温度は表 2 の値を用いている。壁熱伝導の影響を把握するため壁素材の熱伝導率が 0 の場合と、比較的大きな SiC 材（熱伝導率 λ=120 w/mK とした）の二つのケースについて比較を行った。前章の簡易解析と異なり、熱伝達率は入口助走区間の影響を含めた平均的な熱伝達率を用いているため前章の解析結果に比べ多少大きな温度効率が得られており、流路数 N=60、流路長さ L=4 mm に対し壁熱伝導率 λ=0 の場合には温度効率 ε=0.54、λ=120 W/mK の場合には ε=0.46 となる。また圧力損失については前節の解析で無視したヘッダー部分の損失が考慮され

ておりこの寄与が大きいが、高圧側と低圧側を合わせた圧力損失は約 6.7 kPa であり、許容できる値である。

3.2 新方式の熱交換器の検討

3.2.1 平板型熱交換器 前節で述べたように MIT 型熱交換器によりボタンサイズ GT と同程度の寸法で温度効率約 0.5 が実現できることが分かったが、この構造では高温流体と低温流体の水平および垂直方向すべての面が薄い隔壁で仕切られており、さらにヘッダー部の構造がきわめて複雑となるため、二流体間のシールは製造上高度の技術を要し、また信頼性も低いと考えられる。

一方図 6(a)のように高温流体と低温流体を別の層に分離し、シールが容易かつ構造が簡単で作り易い構造としても、超小型熱交換器では壁面温度差が小さいという性

表 4 MIT 型熱交換器の性能

項目	単位	排ガス	高圧空気
		流量	g/s
入温	K	1260	526
入口圧力	kPa	110	330
許容圧力損失	kPa	6.6	4.4
外形寸法	mm	12φ X 3 (H)	
流路数	-	60	60
流路高さ	mm	0.50	0.50
流路の平均幅	mm	1.00	0.40
仕切幅	mm	0.1	0.1
流路長さ	mm	4.0	4.0
相当直径(平均値)	m	6.00E-04	3.60E-04
伝熱面積	m ²	7.20E-04	4.32E-04
流路断面積	m ²	3.00E-05	1.20E-05
流速	m/s	50.0	20.0
熱伝達係数	w/m ² K	771	780
hA	w/K	0.555	0.337
圧力損失	kPa	2.85	3.80
熱伝導率: λ = 0 W/mK の場合			
出温	K	861	925
熱交換量	W	70.3	
温度効率 ε	-	0.543	
熱伝導率: λ = 120 W/mK の場合			
出温	K	925	861
熱交換量	W	59.1	
温度効率 ε	-	0.457	

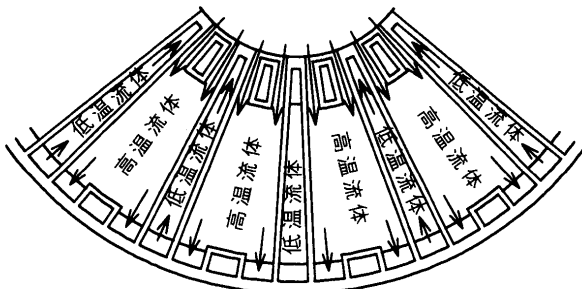


図 5 MIT 型熱交換器詳細図

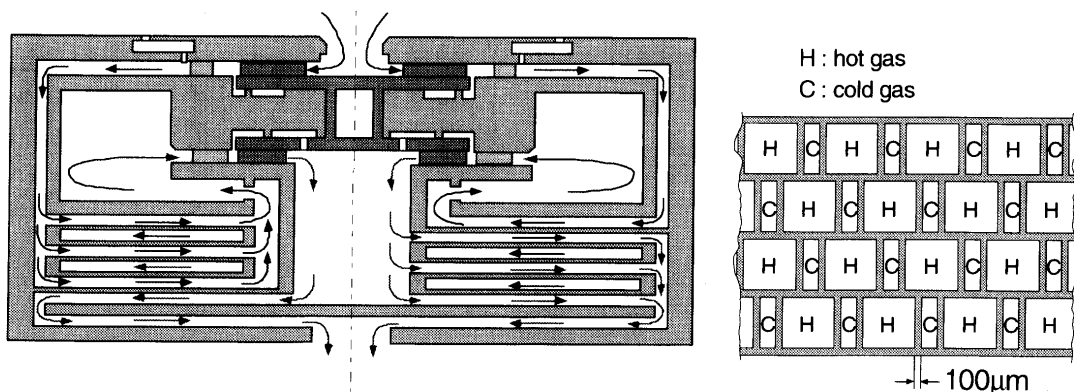


図 4 MIT 型熱交換器

質があるため性能にはほとんど差がないことが予想される。なお各層の流路を図6(b)のように迷路状とすることで流路本数を減らしヘッダー部構造の複雑化を回避するとともにフィン効果によりMIT型千鳥配列と比べた二流体の接触面積減少を補っている。この平板型熱交換器の性能を見積もった結果が表5に示されている。ここでは加工の容易さに重点を置き壁素材熱伝導率としてシリコンSiに対する概略の値 $\lambda_s = 40 \text{ W/mK}$ を用いている。表5に示されるように、温度効率 $\epsilon = 0.49$ 、全圧力損失8.2 kPaと見積もられ、MIT型熱交換器と同等の性能が得られることが分かる。

3.2.2 高性能超小型熱交換器 以上の検討は熱交換器の全体寸法をボタンサイズGTと同程度にするという拘束条件のもとで行ったが、それにより得られる温度効率率は約0.5と必ずしも大きな値ではない。例えば長時間の連続運転が行われる場合には、効率向上により必要燃料貯蔵量が減少する結果、熱交換器が多少大型化しても熱交換効率向上の方が優先されることも考えられる。そこで温度効率 $\epsilon = 0.8$ 、圧力損失はボタンサイズのものと同程度という拘束条件のもとで超小型熱交換器の設計を行った。図7にその構造を示す。排ガスと高压空気を層状に分離し、各層とも12本の並列流路をS字型に蛇行させ(3パス)、各パス間にスリットを入れることで各パス間の壁熱伝導を遮断している。この構造を用いた場合の設計および性能計算結果を表6に示す。全体寸法 $20 \times 22 \times 8.3 \text{ mm}$ の中に長さ59 mm、等価直径約0.4 mmの流路が排ガス側84本(7層 \times 12流路)、高压空気

側72本(6層 \times 12流路)形成されている。なお高压空気に比べて比体積の大きい排ガス側の層数を多くすることで排ガス側の圧力損失増加を緩和している。また各層とも同一の流路パターンとなっており生産性の点でも好ましい構造となっている。図8に流れ方向に沿った各流

表5 平板型熱交換器の性能

項目	単位	性能	
		排ガス	高压空気
流量	g/s	0.15	0.15
入温	K	1260	526
入口圧力	kPa	110	330
許容圧力損失	kPa	6.6	4.4
外形寸法	mm	14 X 14 X 2.7 (H)	
層数	-	2	2
パス数	-	8	8
1パス当たり溝数	-	3	3
溝の深さ	mm	0.475	0.475
仕切幅	mm	0.1	0.1
溝の幅	mm	0.500	0.333
流路断面積	m ²	1.14E-05	7.59E-06
流路長さ	mm	10.1	14.0
相当直径	m	4.87E-04	3.92E-04
伝熱面積	m ²	9.48E-04	1.09E-03
流路断面積	m ²	1.14E-05	7.59E-06
出温	K	904	882
流速	m/s	37.1	12.1
熱伝達係数	w/m ² K	647	634
hA	w/K	0.589	0.655
圧力損失	kPa	4.32	3.86
熱交換量	W	62.8	
温度効率 ϵ	-	0.485	

; $\lambda_s = 40 \text{ W/mK}$

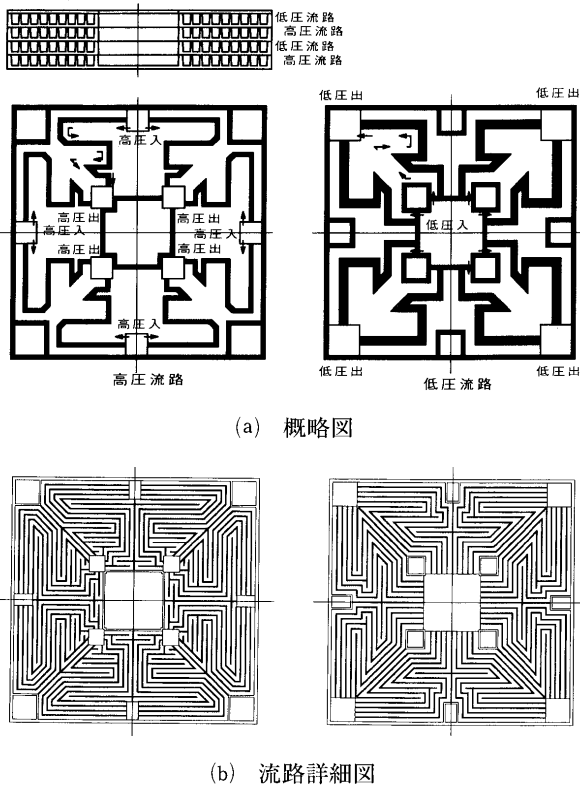


図6 平板型熱交換器概念図

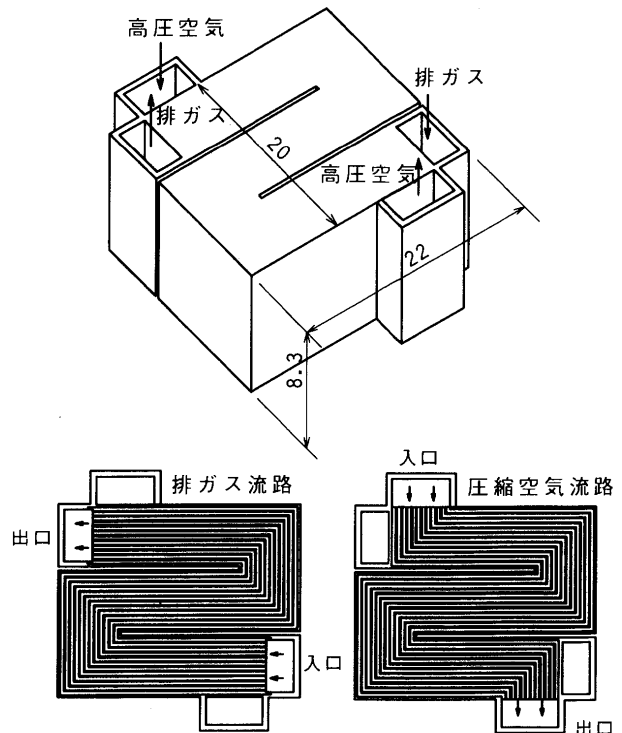


図7 高性能超小型熱交換器

表6 高性能超小型熱交換器の性能

項目			排ガス	高圧空気
	構造	流量	g/s	0.15
入温		K	1260	526
入口圧力		kPa	110	330
許容圧力損失		kPa	6	5
外形寸法		mm	20 X 22 X 8.3 (H)	
層数		-	7	6
パス数		-	3	3
1パス当たり溝数		-	12	12
溝の深さ		mm	0.475	0.475
仕切幅		mm	0.1	0.1
計算	溝の幅	mm	0.400	0.400
	流路断面積	m ²	1.60E-05	1.37E-05
	流路長さ	mm	59.0	59.0
	相当直径	m	4.34E-04	4.34E-04
	伝熱面積	m ²	8.67E-03	7.43E-03
	流路断面積	m ²	1.60E-05	1.37E-05
	出温	K	672	1114
	流速	m/s	23.7	7.82
	熱伝達係数	w/m ² K	463	454
	hA	w/K	4.19	3.52
圧力損失	kPa	4.74	4.29	
熱交換量	W	103.60		
温度効率ε	-	0.801		

体温度および壁温の分布を示す。断面積を小さくし流路長を長くしたため、流れ方向に適切な壁温勾配が生じていることが確認できる。

加えて温度効率を変化させた時の必要伝熱面積を求めた結果を図9に示す。ただし圧力損失は一定に保つものとした。この図より温度効率が約0.8以上では必要伝熱面積が急激に増加することが分かる。すなわち効率を重視する場合でも温度効率0.8程度が適当と考えられ、その場合の熱交換器寸法はボタンサイズGTのおよそ2倍程度と考えればよいことが分かる。

4. まとめ

超小型ガスタービンに適用する再生熱交換器について、まず簡略モデルに基づく理論解析を行い、温度効率と圧力損失におよぼす流路長、流路数、流路数の影響、および壁熱伝導の影響を示した。さらに生産性・信頼性も考慮した実現性の高い熱交換器形式を提案し、概念設計と性能予測を行い、ボタンサイズGTとほぼ同一寸法の場合には温度効率約0.5、またGT本体の2倍程度の寸法であれば温度効率0.8が達成できることを示した。

このように超小型ガスタービンにおいても妥当な寸法で再生熱交換器付加によるサイクル効率向上が可能であることが分かるが、実際にガスタービンと熱交換器を組み合わせる際には、燃焼室からの固体熱伝導による伝熱

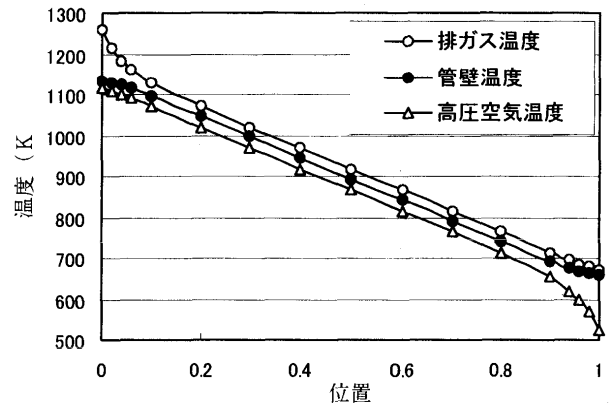


図8 高性能超小型熱交換器の流れ方向温度分布

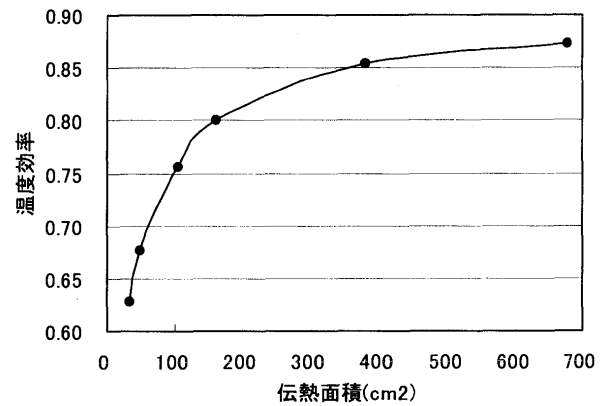


図9 温度効率と伝熱面積の関係 (圧力損失一定)

の影響を考慮する必要がある。本稿では紙数の関係で省略したが超小型ガスタービン内部の燃焼を含む流れと固体熱伝導について2次元軸対称モデルを用いた数値解析を行ったところ、燃焼室からの熱侵入により圧縮空気が温度上昇する結果、再生可能熱交換量が減少する可能性のあることが分かった⁽³⁾。この点については今後の課題であり、ガスタービン本体と再生熱交換器の最適接続形態について両者の熱的相互作用を含めた解析を進めていく必要がある。

参考文献

- (1) Epstein A. H. et al., "Microturbomachinery", U. S. Patent 5932940 (1999)
- (2) 長島利夫, "ボタン型ガスジェネレータの熱流体力学的視点", 日本ガスタービン学会誌, 29-4(2001), p.242
- (3) 平戸祥一, 長崎孝夫, 伊藤優, "超小型ガスタービンの伝熱解析", 日本機械学会第8回動力エネルギー技術シンポジウム講演論文集(2002), p.557

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

マイクロウェーブロータの開発に向けて

岡本 光司*¹
OKAMOTO Koji長島 利夫*¹
NAGASHIMA Toshio山口 和夫*¹
YAMAGUCHI Kazuo

キーワード：ウェーブロータ，衝撃波，非定常流，マイクロガスタービン，過給器

Wave Rotor, Shock Wave, Unsteady Flow, Micro Gas Turbine, Supercharger

1. はじめに

ガスタービンの性能は、主にサイクル最高温度と全体圧力比によって決定されるが、ボタン型ガスタービンの場合は、そのスケール効果によって十分な圧力比が達成できず、サイクルが成立しなくなる可能性がある。また、サイクルが成立した場合でも、その熱効率は従来のものに比べて低いものになると予想される。この熱効率を改善する方法としてまず考えられるのは、熱交換器を用いて排熱を利用することである。しかし、超小型飛行体用推進機関としての利用の場合には排熱回収による効率向上は不可能であることや、熱交換器をマイクロ化した際に、その圧力損失が小さくないことから、全体圧力比を向上させる必要性は非常に高い。

一方、本解説の主題であるウェーブロータは過給器の一種であり、ガスタービンの性能を飛躍的に向上させることができると期待されている。ウェーブロータは圧力交換器及び熱交換器の役割を果たすので、Fig.1に示すようにガスタービンに搭載すると、ウェーブロータを搭載しない場合に比べて、全体圧力比とサイクル最高温度が飛躍的に上昇する。

以上のことから筆者らは、ボタン型ガスタービンの実用化及び性能向上の一手段として、マイクロ化されたウェーブロータが持つ可能性について、検討を重ねている。本解説では、ウェーブロータの内部流動構造、及び、ボタン型ガスタービンの10倍スケールモデルに合わせて設計したウェーブロータについて述べることにする。

2. ウェーブロータ

Fig.2に示すように、ウェーブロータは、セルと呼ばれるチューブを円筒状に並べたロータと、セルに燃焼ガスと空気を給排気するためのポートと呼ばれるダクトによって構成されている。各ポートはガスタービンの各要素に接続されており、セルの内部では燃焼ガスと空気の圧力差によって衝撃波が発生し、空気の圧縮と燃焼ガスの膨張が行われる。

ここで、ウェーブロータの作動原理を説明する。Fig. 3

はウェーブダイアグラムと呼ばれるもので、円筒状に並んだセルを平面に展開し、セル内部で発生する圧力波の特性線及び燃焼ガスと空気の物質境界の位置を示したものである。すなわち、横軸はロータの軸方向座標、縦軸はロータ円周方向座標あるいは時間軸と考えることができる。そして、ロータは上から下へと回転している。ウェーブロータにはいくつかのタイプが存在するが、ここではガスタービンに搭載するのに適しているといわれている、4 Port Through Flow タイプと呼ばれるものを例として説明する。

サイクルの初期状態としては、ほぼ左半分は空気、右半分には燃焼ガスが充填されており、圧力はほぼ圧縮機出口圧力である。ロータが回転していくと、まず Gas-HP がセルの左側で開き始め、高温高圧の燃焼ガスがセルに入り、燃焼ガスと空気の圧力差によって衝撃波が発生する。これを Primary Shock Wave と呼ぶ。また、

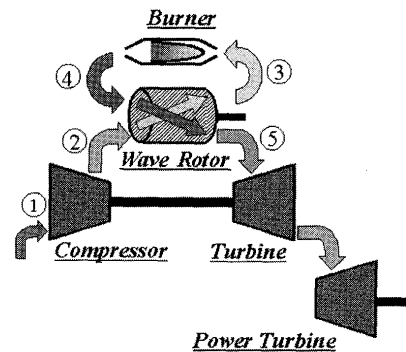


Fig. 1 Topping Cycle

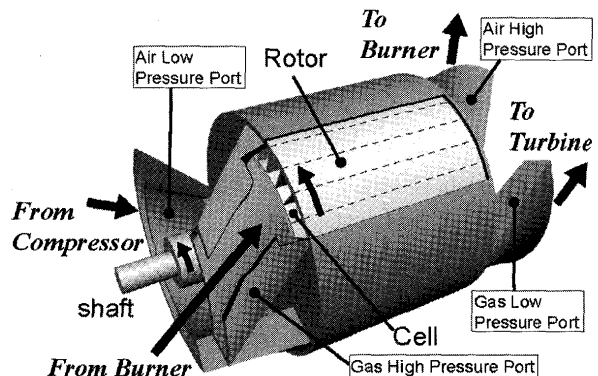


Fig. 2 Wave Rotor

原稿受付 2002年5月28日

* 1 東京大学工学系研究科航空宇宙工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

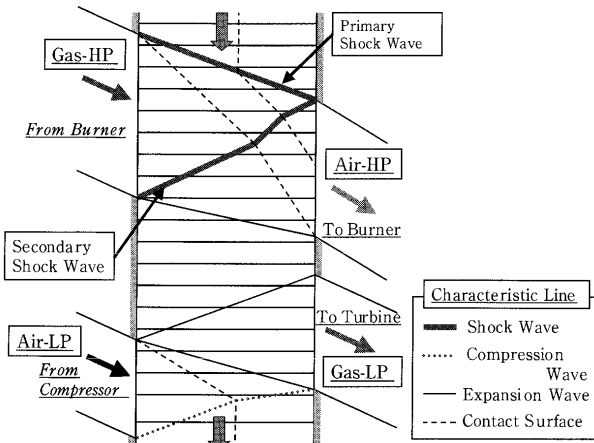


Fig. 3 Wave Diagram

その後流部には物質境界（燃焼ガスと空気の境界面）が形成され、右に向かって移流していく。衝撃波の伝播速度は物質境界の移流速度よりも速いため、衝撃波は空気の領域を通過してセルの右端で反射する。この反射衝撃波を Secondary Shock Wave と呼ぶ。ここで、Primary Shock Wave がセルの右端に到達すると同時に Air-HP がセルの右側で開き始め、衝撃波によって圧縮されたセル内の流体が Air-HP へと流れ出す。そして、Secondary Shock Wave がセルの左端に到達すると同時に Gas-HP を閉じる。すると、流入ガスの慣性力によって膨張波が発生し、右に向かって伝播する。そして、この膨張波がセルの右端に到達すると同時に Air-HP を閉じる。以上の過程を圧縮過程と呼び、圧縮された空気と燃焼ガスの混合気が Air-HP へと供給される。

次に、セルの右側で Gas-LP が開き始めると、セル内部は圧力が高いため、セル内部の燃焼ガスは Gas-LP へと流出し始め、これによって膨張波が発生し、左に向かって伝播する。この膨張波がセルの左端に到達すると同時に Air-LP を開くと、この瞬間にはセルの左端の圧力は膨張波によって低下しているため、Air-LP から空気が流入する。そして、空気が半分ほど充填されたところで Gas-LP を閉じ、これによって発生した圧縮波がセルの左端に到達すると同時に Air-LP を閉じる。以上の過程を膨張過程と呼び、セル内部の状態はサイクルの初期状態と同じ状態となり、1 サイクルが完了する。

以上の説明からも分かるように、ウェーブロータの作動においては、各ポートの開閉タイミングと圧力波がセルの端に到達するタイミングのマッチングが非常に重要である。言い換えると、ウェーブロータの設計においては、各圧力波の伝播速度を正確に予測し、それに応じたポート設計を行わなければならない。これが達成できない場合には、不要な圧力波の発生や逆流などが起こり、全体の作動が不安定になる恐れがある。

その一方で、Fig. 3 を見ると分かるように、温度の高い燃焼ガスと温度の低い空気が、セルの中を交互に吹き抜けるため、ロータの耐熱性は通常のタービンに比べて

非常に高い。よって、ウェーブロータを搭載することによって、タービン冷却技術によるサイクル最高温度の制約から解放され、より高性能なサイクルを実現することができる。実際には、有害ガス低減等の観点から、燃焼器温度をそれほど高くはできないかもしれないが、その場合でもタービン冷却のための抽気を減らすことができるので、そのメリットは小さくないであろう。また、ロータを冷却した空気が燃焼器へと供給されることから、熱再生サイクルとしてのメリットも享受できる。

3. 内部流動解析

前節で、ウェーブロータを設計するためには、各圧力波の伝播速度を正確に予測する必要があることを述べたが、これはそれほど容易なことではない。なぜなら、実際のウェーブロータのセルは、各ポートに対して徐々に開閉するため、セル内部の分布は前節で述べたような1次元衝撃波管のような分布とは言い切れないからである。例えば、Primary Shock Wave について考えてみると、セルの開き始めにおいては圧縮波で、伝播するに従って衝撃波へと集積していく。そのため、圧力波の伝播速度を理論的に求めることは困難である。

さらに、実験による作動解析によると、以下に示す3つの要因がウェーブロータの性能に対して支配的であるという報告がなされている⁽¹⁾。

- ① 有限流路開口時間
(ポートがセルに対して徐々に開閉する影響)
- ② クリアランス
(ポートとロータの軸方向隙間)
- ③ 壁粘性

これらの要因が性能に対して影響を与えるということは、内部流動に対しても何らかの影響を与えるものと思われる。そこで本研究では、上記の3つの要因の中で特に影響が大きいとされているクリアランスの影響に着目しつつ、ウェーブロータにおいて最も重要である圧力波の発生と伝播について理解を深めるために、可視化実験及び数値解析の両面から内部流動を解明する。

3.1 可視化実験

本実験では、セル内部を伝播する衝撃波を可視化及び壁静圧の測定によって捉えることにした。ここで、実際のウェーブロータを用いてこれを行おうとすると、ロータが高速で回転しているために、測定が困難であることが予想される。そこで、セルを固定し、逆に給排気ポートを回転させることによって、可視化及びセル内部の壁静圧測定が容易になるような実験装置を、独自に考案した (Fig. 4)。なお、ここでは便宜上、Gas-HP がある側をガス側、Air-HP がある側を空気側と呼ぶことにする。設計諸元としては、回転数は 4200 rpm、高圧系と低圧系の圧力比は 2.6、セル長さ 186 mm (可視化部は 180 mm) として、各ポートの開閉タイミングを定めた。なお、本実験では、高圧ガスとして別のコンプレッサで圧

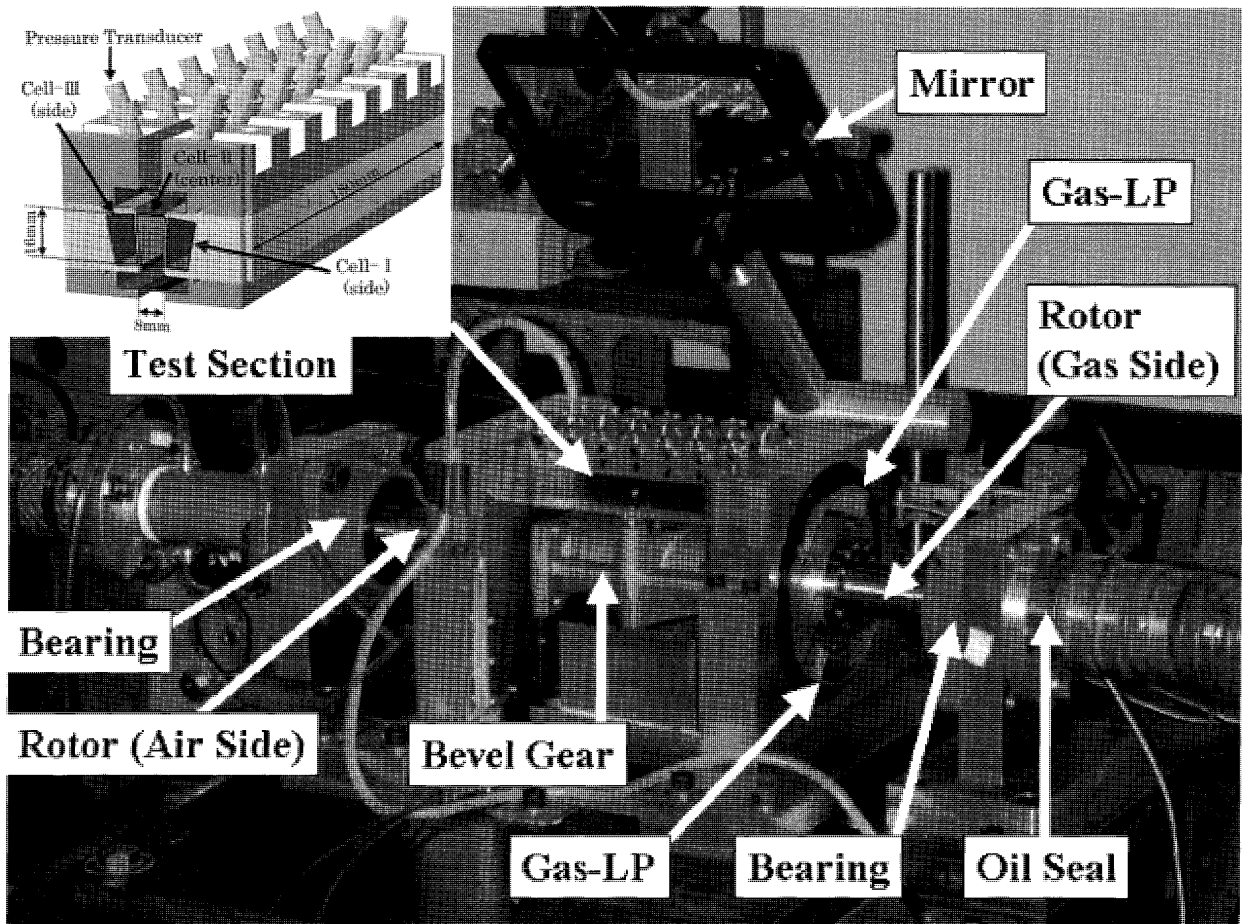


Fig. 4 Equipment

縮した空気を使用し、温度については室温で行った。測定項目としては、反射式シュリーレン法によるロータ半径方向からの可視化と壁静圧測定を行った。また、セルの本数は3本とした。これは、クリアランス部の流れ場を考えた場合、ロータ半径方向の流れは単に外部への流れとして取り扱うことができるが、ロータ円周方向の流れは隣り合うセルとの干渉という形で影響が現れると考えられるためである。なお、本実験において測定の対象となるのは、中央のセルのみである。

この実験装置を用いて、Primary Shock Wave 及び Secondary Shock Wave を可視化した結果が、Fig. 5 である。図中の左側に示してある時刻は Gas-HP が開き始める時刻を 0s とした場合の時刻であり、セルの左端で Gas-HP、右端で Air-HP が開閉する。まず、Primary Shock Wave を見てみると、200 μ s で初めて画像に現れている。これは、Gas-HP がセルに対して徐々に開くことにより、その発生の初期段階では弱い圧縮波であり、徐々に集積しながら伝播しているためであると考えられる。一方、Secondary Shock Wave については、その発生当初から垂直衝撃波であり、左に向かって伝播している様子が捉えられている。また、衝撃波形状について見てみると、いずれの衝撃波も全伝播過程を通じて垂直衝撃波であることが分かる。

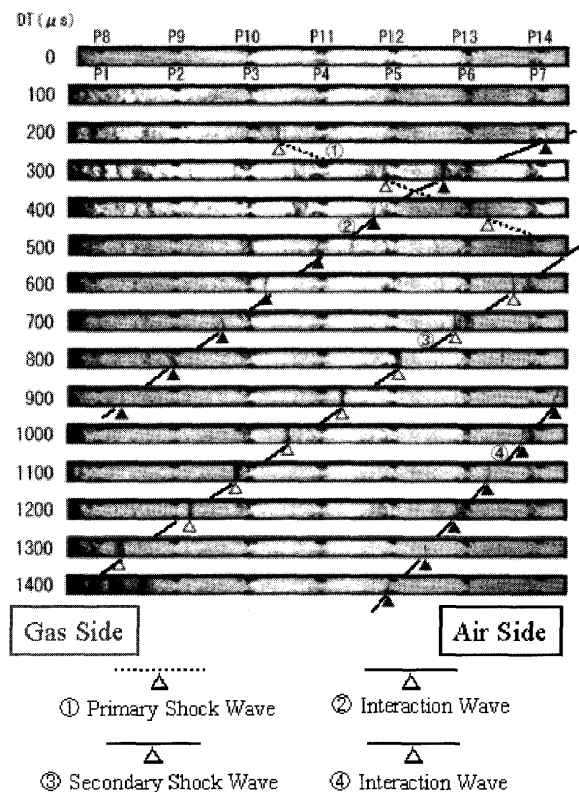


Fig. 5 Schlieren Pictures (3 cells)

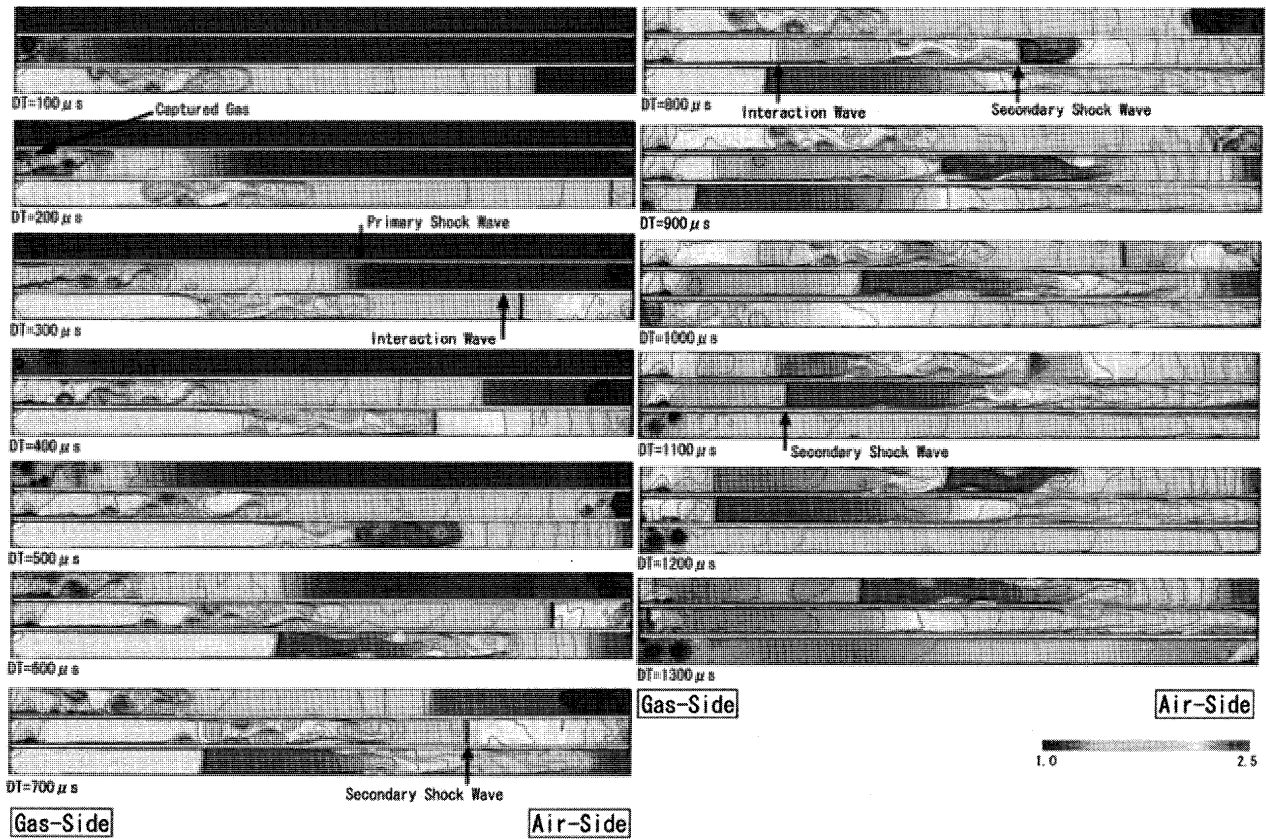


Fig. 6 Density Contour (3 cells)

さらに、これら二つの衝撃波の他にも圧力波が発生しているのが分かる(特性線②&④)。これらの圧力波は、その発生タイミングから、隣のセルにおける Primary Shock Wave の反射の際に、圧力が局所的に上昇して、クリアランス部を介して高圧の流体が流れ込んでくるためであると考えられる。

3.2 2次元数値解析

本研究では、セル内部流動をさらに詳しく解析するために、ロータ平均半径面を対象とする2次元数値解析を行った。計算手法としては、基礎方程式は2次元 Navier-Stokes 方程式とし、対流項については Chakravarthy-Osher の TVD スキームに differentiable limiter を適用したもの(空間精度最大3次)、時間積分については Jameson-Baker の4段階ルンゲクッタ法(時間精度4次)を用いた。粘性については、層流粘性のみを考慮している。

実験と同様、セル本数を3本として、解析を行った結果を Fig. 6 に示す。なお、各ポート内部は一様であると仮定し、それぞれ下から上へと開閉している。

まず、Primary Shock Wave 及び Secondary Shock Wave について見てみると、実験結果(Fig. 5)と良く一致しているのが分かる。なお、壁静圧の時系列データから、定量的にも両者は非常に良く一致していることが確認されている⁽²⁾。また、Fig. 5にも現れていた隣のセルからの干渉波が、解析結果にも現れている。この干渉波が発生する瞬間を拡大した図を Fig. 7 に示す。これを見ると、隣のセルにおける Primary Shock Wave の反

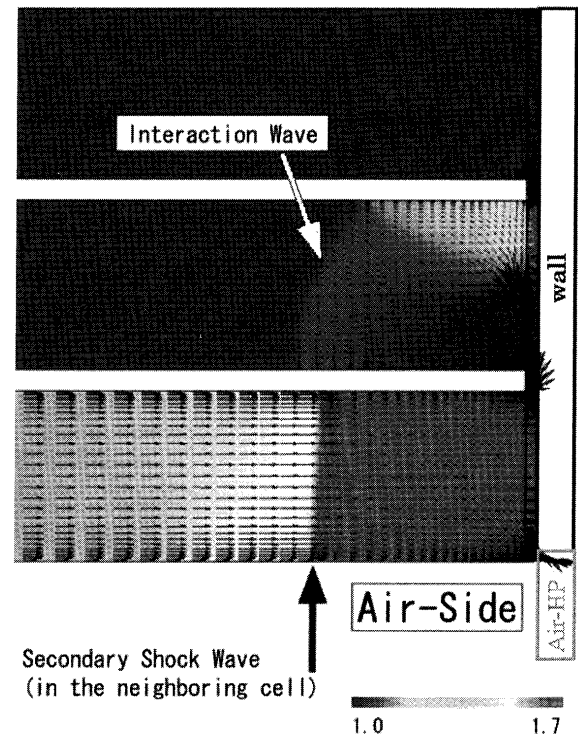


Fig. 7 Interaction Wave

射によって空気側のセル端の圧力が上昇し、それによってクリアランス部にロータ円周方向の速い流れが発生している。そして、この流れの一部が中央のセルに流入し、圧力波が生じているのが分かる。

4. 全周解析及び設計

4.1 全体解析モデルの構築

先にも述べたように、ウェーブロータを設計する際には、セル内部で発生する圧力波を正確にシミュレートする必要がある。前節において、2次元数値解析によって圧力波を正確にシミュレートできることが確認できたものの、この2次元解析コードは設計段階で用いるには計算負荷が大きすぎる。

そこで本研究では、ウェーブロータの設計の支援を目的とした、全体解析モデルを構築した。この解析モデルの特徴は、1本のセルを1次元の流路として取り扱うことによって計算負荷を軽くしつつ、圧力波の集積や伝播速度の変化を正確に解析できるように、先に示した3つの支配的要因についてモデル化されている点である。

モデル化の手法については参考文献⁽³⁾に詳しく述べているので、ここでは簡単に述べるにとどめることにする。3つの要因のうち、①と②については、あるセルがポートに対して開きかけている、あるいは、閉じかけている場合に、ポートに対して開いている領域と閉じている領域に分割し、それぞれの領域間に生じる流束を算出することによって、状態量を算出している。特に、クリアランスを考慮する際には、漏れの影響だけでなく、隣のセルとの干渉の影響も考慮している。一方、壁粘性については、レイリー流れを仮定して壁面せん断応力を算出し、本解析モデルの支配方程式である1次元オイラー方程式の運動量保存式の右辺に、運動量損失の形で反映させて

いる。

以上のようなモデル化を施した1次元全体解析モデルと、前節の2次元数値解析結果を比較する。Fig. 8は密度の軸方向空間分布を示したものである。これを見ると、Primary Shock Wave, Secondary Shock Wave, 及び、隣のセルからの干渉波について、非常に良く一致しており、この1次元解析モデルは十分な精度を持っていると判断できる。

4.2 設計

10倍スケールモデル用のウェーブロータを設計するに当たって、NASA Glenn Research Centerがガスタービン用に設計したウェーブロータを参考にした⁽⁴⁾。今回の設計においては、セル長さ、Air-LP 断面積、修正流量、HP系のポートとLP系のポートの流量比、修正回転数、及び、Air-LPの状態量を基準とした各ポートの全温・全圧比の値を参考にした。なお、圧縮機出口の状態量については、全圧を3気圧、全温を440 Kと仮定し、各ポートの条件をTable 1に示すように定めて設計を行った。以上のようにして設計した結果の諸元をFig. 9に示す。なお、この設計をTable 2中のCase 1と呼ぶことにする。

このCase 1について全体解析を行った結果(全温分布)をFig. 10に示す。なお、この段階ではクリアランスの大きさを定めることができないので、その影響は考慮していない。これをFig. 3と比べてみると、主な圧力波は、ほぼ設計どおりに発生・伝播しているのが分かる。しかし、詳しく見てみると、比較的強い圧力波が、Gas-LPへと入射している。このように、圧力波がポートに入射すると、ポートの状態量の非定常性が増大し、他の構成要素(例えば、今のようにGas-LPの場合は、タービン)に対して悪影響を及ぼす可能性があるため、このような状態はできるだけ避けるべきである。

この圧力波の発生源を辿ってみると、Air-HPが閉まる時に発生しているのが分かる。すなわち、Gas-HPが閉まる際に発生する膨張波によって流速が0になる前にAir-HPが閉まり始めてしまうため、流れがせき止められることによって圧力波が発生していると判断できる。そこで、Air-HPが閉まり始めるタイミングを調整し、再度解析を行った(Table 2-Case 2)。このCase 2の解

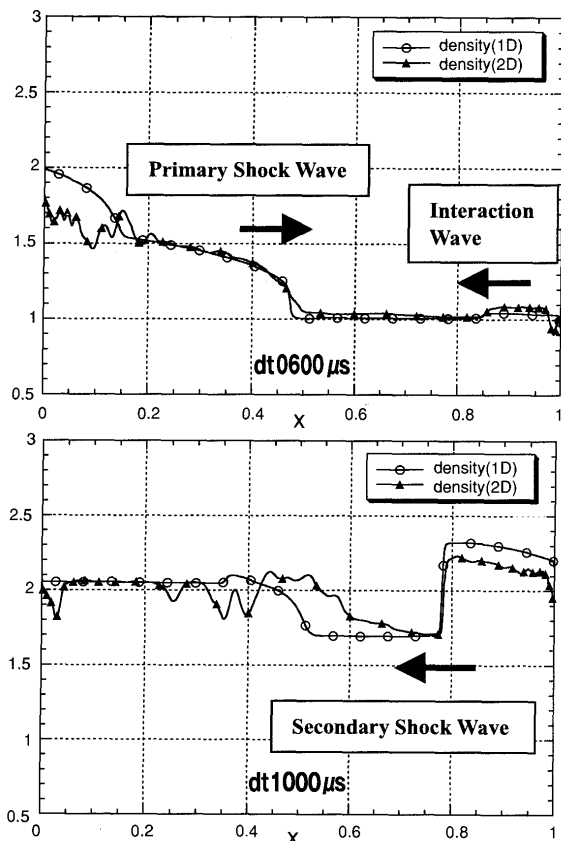


Fig. 8 Comparison between 1D and 2D

Table 1 Conditions in the Ports

	Gas-HP	Air-LP	Air-HP	Gas-LP
全圧 [atm]	9.2	3.0	10.1	3.7
全温 [K]	1248	440	907	973

Table 2 Configurations of the Ports

	Case1	Case2
Gas-HP [degree]	0 - 46	0 - 46
Air-LP [degree]	115.63 - 159.28	116.63 - 160.28
Air-HP [degree]	21.6 - 61.6	21.6 - 71.1
Gas-LP [degree]	83 - 128	84 - 129

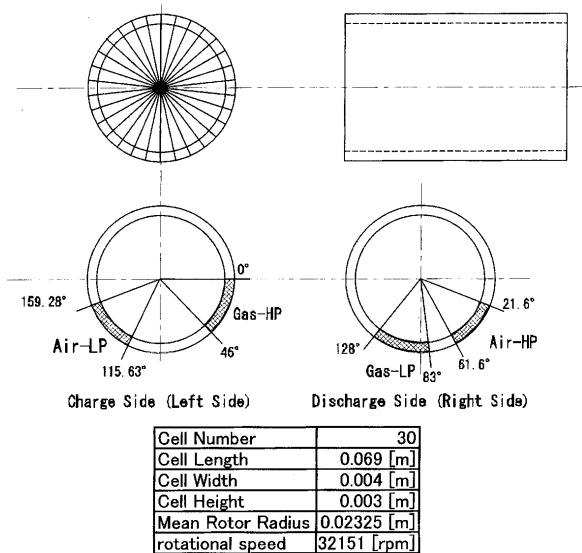


Fig. 9 Preliminary Design (Case 1)

析結果を Fig. 11 に示す。Fig. 10 において顕著であった、問題の圧力波は全く現れておらず、Gas-LP の状態量の非定常性が改善されたと判断できる。

5. おわりに

本研究では、10 倍スケールモデル用のウェーブロータの設計に先立ち、可視化実験と数値解析による内部流動の解明を行った。そして、設計において最も重要である圧力波の発生と伝播について、十分な精度を持つ全体解析モデルを構築した。無次元数を合わせた設計に対してこの解析モデルを適用したところ、不適切な圧力波の発生を予測し、これを回避する修正を行うことができた。このように、今回構築した解析モデルはウェーブロータの設計において非常に有用であり、さらに検討を続けることによって、最適設計が得られるものと期待できる。

最後に、本研究を行うに当たり、NEDO・エネルギー環境国際共同研究提案公募事業の支援に感謝する。

参考文献

- (1) Wilson J., Fronek D., "Initial Results From the NASA-Lewis Wave Rotor Experiment", AIAA-93-2521, 1993
- (2) K. OKAMOTO, T. NAGASHIMA, K.YAMAGUCHI, "Rotor-Wall Clearance Effects upon Wave Rotor Passage Flow", IS-ABE 2001-1222, 15th International Symposium on Airbreathing Engines, Sep. 2001
- (3) 岡本光司, "ウェーブロータ内部の波動流れに関する研究-ガスタービン要素への応用-", 平成 13 年度東京大学博士学位論文
- (4) Snyder P. H., Fish R. E., "Assessment of a Wave Rotor Topped Demonstrator Gas Turbine Engine Concept", ASME Paper 96-GT-41, 19963

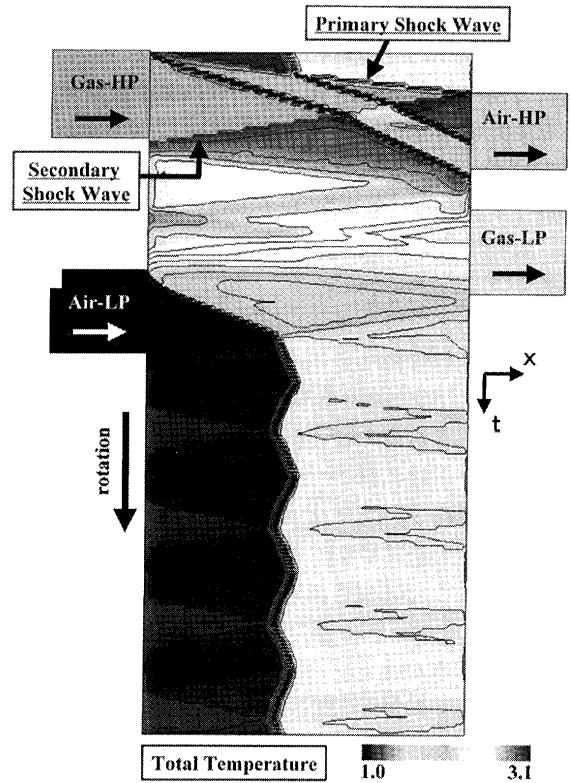


Fig. 10 Non-dimensional Total Temperature Contour(Case 1)

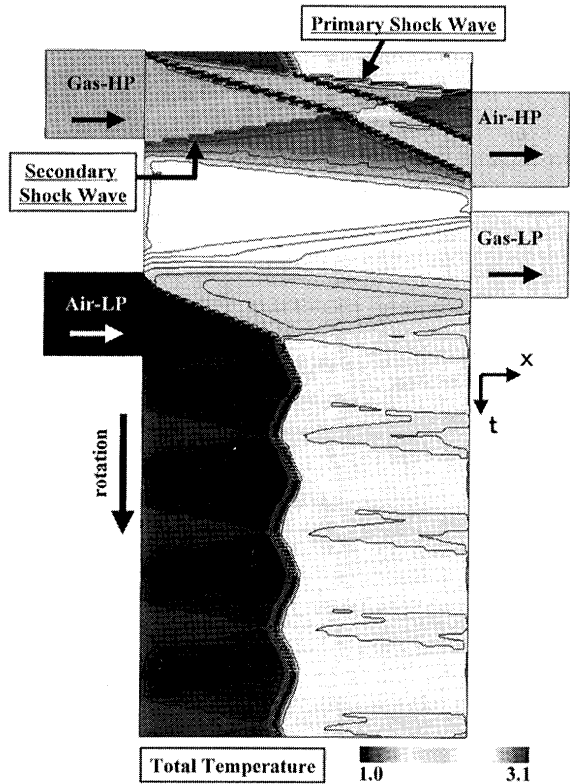


Fig. 11 Non-dimensional Total Temperature Contour(Case 2)

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

マイクロガスタービン用空気軸受の試作

金子 成彦*¹
KANEKO Shigehiko渡邊 辰郎*¹
WATANABE Tatsuo北澤 進*¹
KITAZAWA Susumu

キーワード：マイクロガスタービン，空気軸受，フォイル軸受，安定性

1. はじめに

近年，コージェネレーションシステムの発電設備として保守，メンテナンスが容易なマイクロガスタービン（以下 MGT と呼ぶ）が注目されている。現在，実用化されている MGT の代表的なものに Capstone 社製，および Honeywell 社製のものがあるが，両社の MGT とともに軸受形式は空気軸受を採用している。Capstone 社製（出力 28 kW）の MGT の軸受はフォイル軸受であり，軸径 50 mm，96000 rpm で回転する。1970 年頃から米国を中心に研究されてきたフォイル軸受は，潤滑油が不要なことからメンテナンスフリーが実現できるという利点を有するものの，始動停止時に回転軸とフォイルがこすれることで軸受の耐久性が十分保証されないことが難点とされていた。

この問題を克服するために，フッ化水素，二硫化モリブデン，テフロンなどによるコーティングが施されてきたが，コーティング材には温度限界があるため冷却が必要であった。実際，フォイル軸受に関する特許の中には，軸受形状の他にコーティング材の選択や冷却流路の設計などに関するものが多く含まれている。しかし，このような特許には技術的要素は散見されるものの，設計資料となりうる系統的な記述や設計手法に関する公表論文はほとんどなく，現状のマイクロガスタービンをさらに小型高速化する場合に必要な設計指針は現存しない。また，系統的に研究された例もなく，小型化に伴う課題やフォイル軸受の可能性の限界も明らかにされてはいない。そこで本研究では，まず，フォイル軸受を試作し，この軸受の課題を明らかにすることと性能評価を行うことを目的として，空気軸受試験装置を試作した。今回は，ラジアル方向にフォイル軸受を使用し，スラスト方向には静圧軸受を採用した。

2. 試作したフォイル軸受

試作したフォイル軸受の構造を Fig.1 に示す。この軸受はハウジングと，片面に半球状の突起を適当な間隔で多数設けた金属薄板（以下，フォイルと呼ぶ）の 2 つの要素から構成されている。フォイルの素材には厚さ 0.1

mm，幅 30 mm のリン青銅板を用い，Fig.2 に示すように，片面に高さが 0.2 mm となるように計 160 個の半球状の突起を設けている。リン青銅板の全長は 296 mm で，その一端を折り曲げ，折り曲げた部分をハウジングの切り欠き部にはめ込み固定し，渦巻状にして軸とハウジングとのすきまに挿入した。この結果，回転する軸面と接する最も内側のフォイル面が軸受面となり，軸面との間にくさび状の気体膜を形成することによって軸受作用が発生することになる。ハウジングの材質は黄銅で，その内径は 31.44 mm である。軸受半径すきまは，ハウジングの内径と軸径（30 mm）との差から，フォイル厚さ（0.1 mm）と半球状の突起の高さ（0.2 mm）を巻数分加算したものを差し引いた値となる。本試験装置ではフォイルを 3 周巻いているので，この場合の軸面と軸受面との間の軸受半径すきまは 20 μm となる。

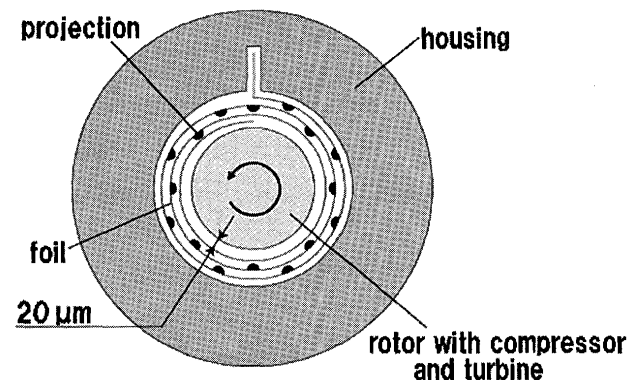


Fig. 1 Schematic view of foil bearing

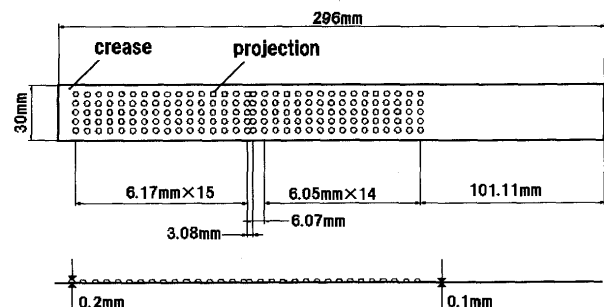


Fig. 2 Dimensions of foil and projections

原稿受付 2002 年 6 月 19 日

* 1 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1

3. 試験装置

試作した試験装置を Fig.3~6 に示す。Fig.3 は実験装置全体図, Fig.4 は装置全体の平面図, Fig.5 は軸受組み立て図, Fig.6 は、軸受が組みあがった状態の平面図である。

3.1 装置の全体設計

実験装置は、回転軸、回転軸を駆動するための空気供給ノズル、回転部分を保護するための鉄製ケース、空気源から構成されている。

3.2 回転軸の構造と諸元

本試験装置で用いた回転軸はソフィア・プレジジョン製のジェットエンジン J-850 に使用されている、タービンと一体になった軸と、軸の外形寸法を一定にするための軸スリーブの2つの要素から構成されている。軸スリーブの材質は S45C で表面にはセラミック溶射を、下端面には硬質クロムメッキを施しており、軸との固定

は軸スリーブを圧入する方法をとっている。最終的な軸の諸元は、軸直径 30 mm, 長さ 161 mm, 質量 0.9 kg で、タービン上部に回転数を計測するための貫通穴をあけている。

また、起動および停止時における固体接触による軸表面および軸受面の損傷を軽減し、起動トルクの減少を図るために、軸表面に潤滑剤を薄く塗布し、余分な潤滑剤をヘキサソで洗い流す方法をとった。今回は、手近かものを使用したが、起動時の摺動抵抗を減らすための潤

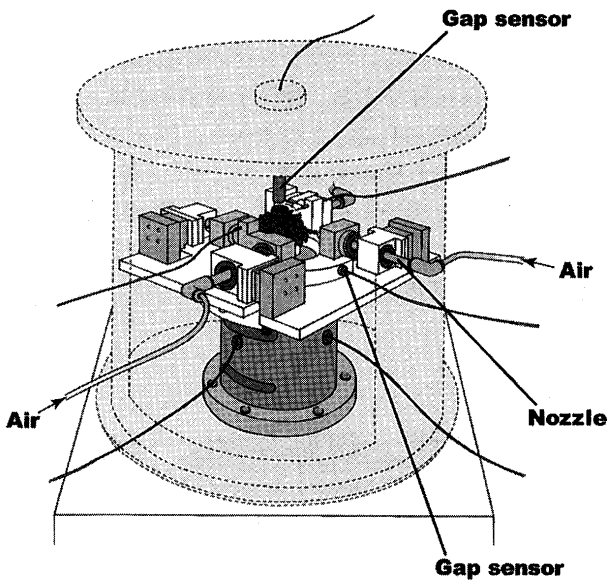


Fig.3 Schematic view of the experimental apparatus

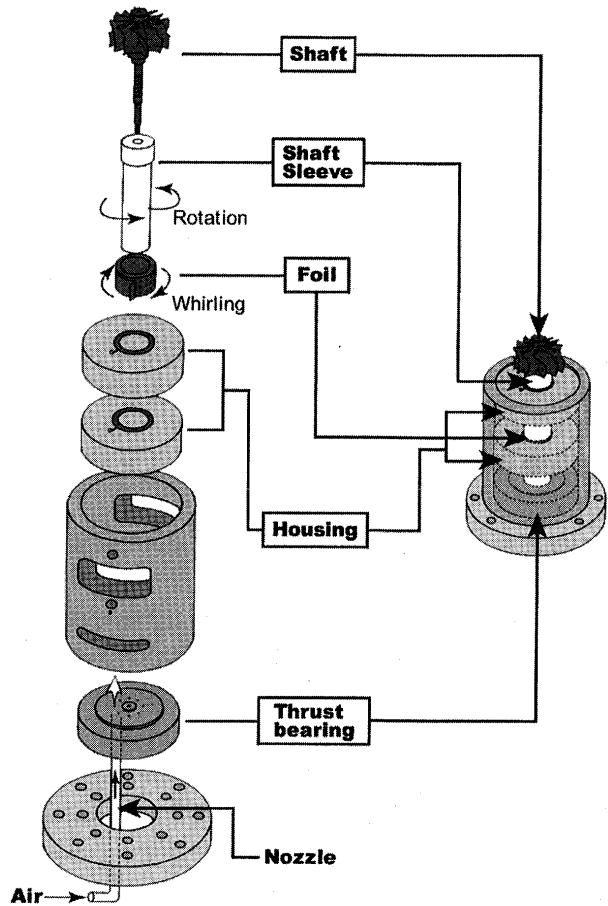


Fig.5 Bearing assembly

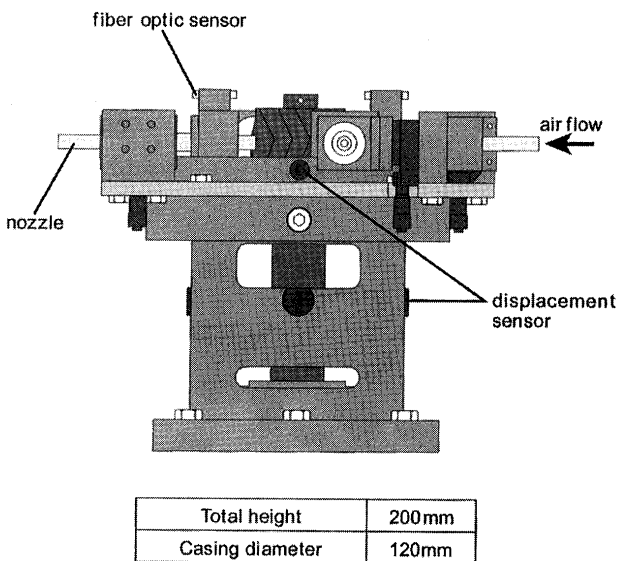


Fig.4 Plane view of the experimental apparatus

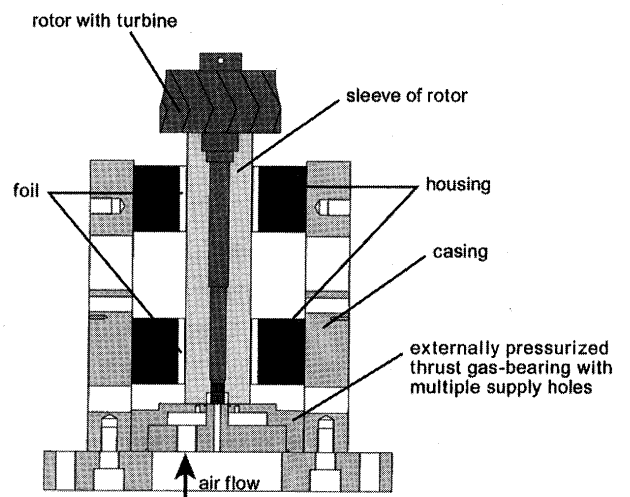


Fig.6 Plane view of the bearing assembly

滑材としては、抵抗も小さく、耐摩耗性に優れたものを慎重に選ぶ必要があると思われる。

3.3 静圧スラスト軸受の構造と諸元

本実験装置にはスラストを支えるために静圧スラスト軸受を採用した。気体軸受を設計するにあたり、軸受の負荷容量、剛性、流量、安定性といった軸受性能を把握する必要がある。これらの軸受性能を支配するものは軸受すきま内の気体の圧力分布である。圧力分布は気体の運動方程式である Navier-Stokes の運動方程式、連続の式、気体の状態方程式、およびエネルギー式から導くことができる。通常、流体潤滑理論で採用されている仮定、すなわち、ニュートン流体、層流、体積力無視、軸受すきまが他の寸法に比べて極めて小さい、などの仮定を用いると、定常状態について次のレイノルズの基礎方程式が得られる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left\{ U_x \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + U_y \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \right\} \tag{1}$$

ただし、 ρ , μ , h , U_x , U_y , p は、それぞれ、空気の密度、粘性係数、軸受面と回転面とのすきま幅、x 方向および y 方向相対すべり速度および圧力である。

この式を元に Fig. 7 に示す多数給気孔静圧スラスト軸受の性能計算を行い、得られた軸受特性から寸法諸元を決定した。Fig. 8(a), (b) は無次元給気孔位置 $R_a (= r_a/r_1)$ に対する無次元負荷容量 F_w を示すもので、Fig. 8(a) は無次元給気孔径 $R_s (= r_s/r_1)$ が一定の場合について給気孔数 k をパラメータにとったものであり、Fig. 8(b) は給気孔数 k が一定の場合について無次元給気孔径をパラメータにとったものである。Fig. 8(a), (b) より分かるように、 F_w は与えられた k および R_s に対して、ある R_a の値で最大値をとる。その F_w を最大にする R_a を、横軸に k をとって示したものが Fig. 8(c) である。

次に、給気孔の位置および直径を求める。

いま Fig. 8(a), (b) において k , R_s をそれぞれ、 $k=8$,

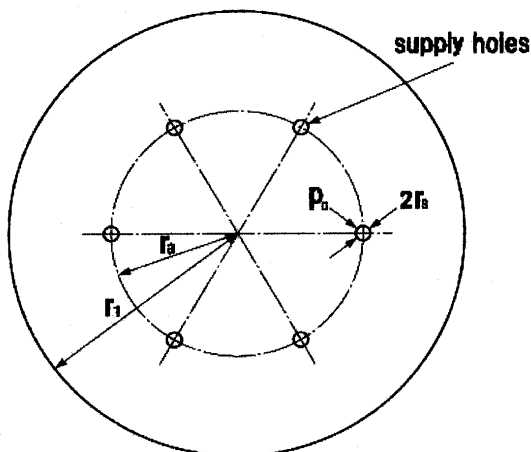


Fig. 7 Schematic view of externally pressurized gas bearing with multiple supply holes

$R_s=0.01$ とすると、Fig. 8(c) より F_w が最大値となるような R_a は $R_a=0.6$ と求められる。このときの軸受の F_w は Fig. 8(a) もしくは Fig. 8(b) より $F_w=0.42$ となる。

以上の検討に基づいて、以下のように静圧スラスト軸受の諸元値が決定できる。軸の直径が 30 mm であることから軸受半径 r_1 は $r_1=15$ mm となるので、給気孔数 $k=8$ 、給気孔径 $r_s=0.15$ mm、給気孔位置 $r_a=9$ mm となる。

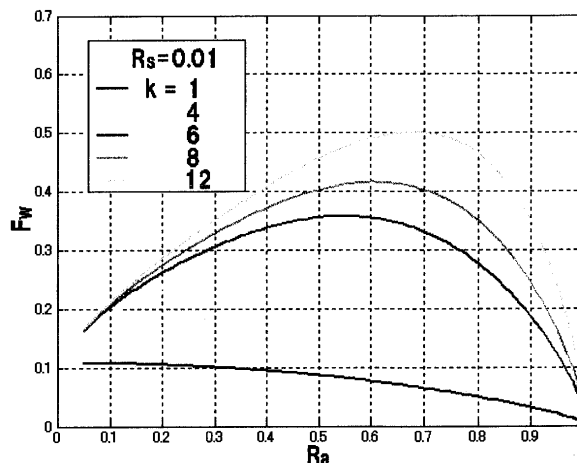


Fig. 8(a) Relation between R_a and F_w

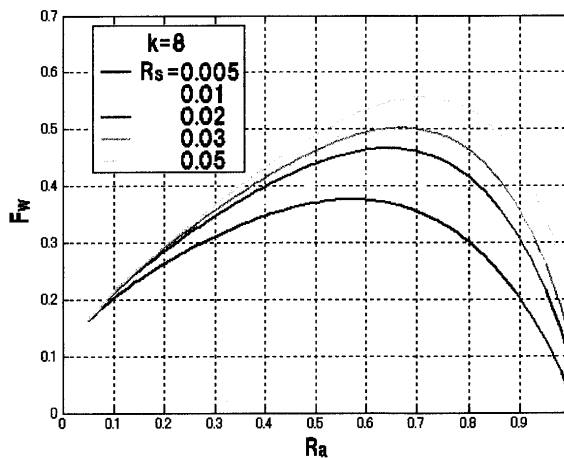


Fig. 8(b) Relation between R_a and F_w

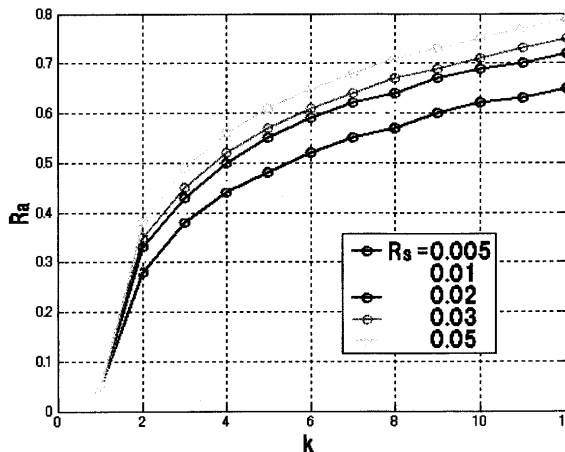


Fig. 8(c) Relation between k and R_a

また、この軸受の負荷容量は、

$$W = \pi r_1^2 (p_0 - p_a) F_W = 2.3 \text{ (kg)} \quad (2)$$

と求められる。ただし、 $p_0 = 2p_a$ で、 p_a は、大気圧である。ところで、本試験装置で用いる軸の質量は 0.9 kg であるので、この軸受を採用することで軸は十分に浮上すると考えられる。

次に、試作した静圧スラスト軸受の構造について説明する。Fig. 6 に示すように、この静圧軸受は途中に給気ポートを設けるため、給気孔を設けている部品と、それと対になる部品の 2 つの要素から構成されている。給気孔は、加工の関係上、まず直径 2 mm のドリルで深さ 3 mm 程度の穴を空け、残り 1 mm 程度を給気孔直径 0.3 mm のドリルで貫通させている。後者の部品は給気孔から供給された空気を大気へ開放するため、中心に空気排出用の直径 3 mm の穴を貫通させている。また、空気供給孔は中心から少しずれた位置にネジを切ることで、市販のジョイントを直接取り付けられるように設計した。両方の部品ともに材質は黄銅で、接着剤で両者を固定している。

なお、Fig. 9 に示すように、試験装置上部に取り付けた 4 箇所のノズルの角度は調節可能のように設計されている。これは、ノズルから勢よく噴出する空気の流れによって発生するスラスト力を調整するためである。なお、角度可変機構の詳細は Fig. 10 に示されている。

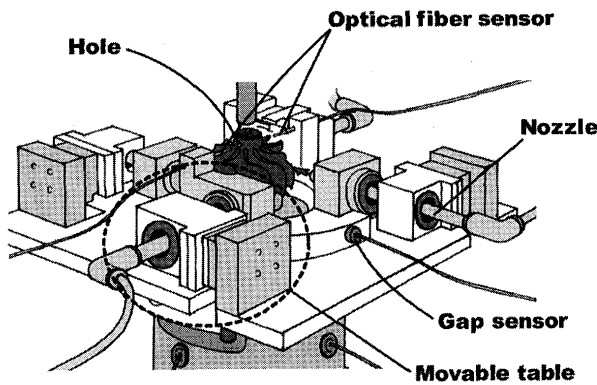


Fig. 9 Air supply to the rotor

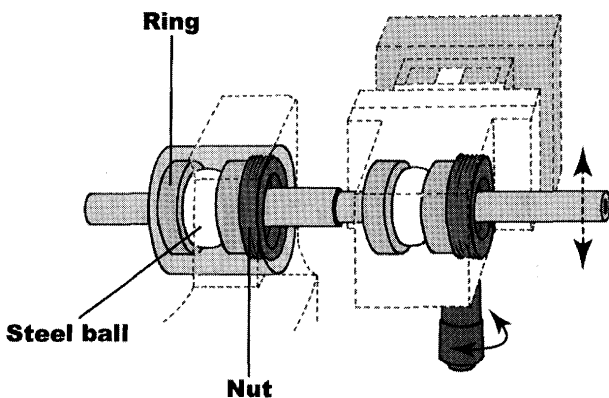


Fig. 10 Thrust adjustment mechanism

4. 実験方法

まず、静圧軸受側の圧力調整弁を開放することで軸を浮上させ、ノズル側の圧力調整弁の開閉でタービンへの供給空気量を調節し回転数を制御する。回転数は、透過型の光ファイバセンサを用いて測定した。さらに、軸の上下 2 つの位置で x-y 方向の変位、z 方向の変位を渦電流式変位計で検出し、回転数と共にデータレコーダに記録した。

5. 実験結果および考察

回転数が約 10000 rpm (振動数 168 Hz) のときに計測した振動波形のデータを Fig. 11(a), (b) に、Fig. 12(a), (b) に軸心軌跡のリサージュ図形を示す。

Fig. 11(b) より 64 Hz, 168 Hz および 2150 Hz の周波数成分を含む振動が発生していることが分かる。これらの

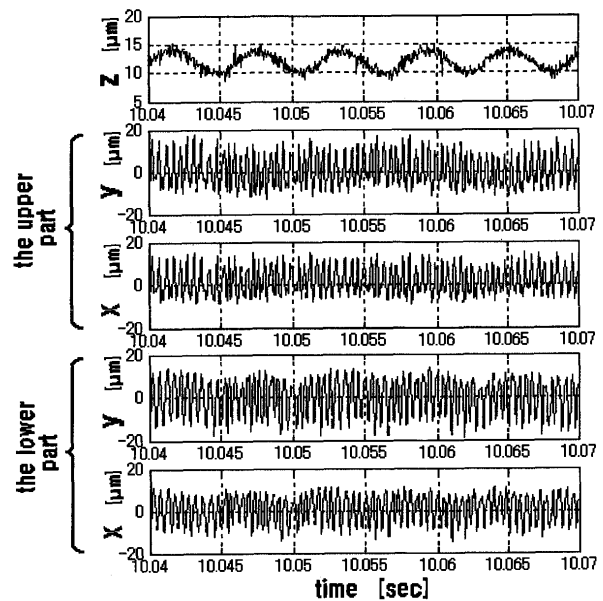


Fig. 11(a) Rotor displacement

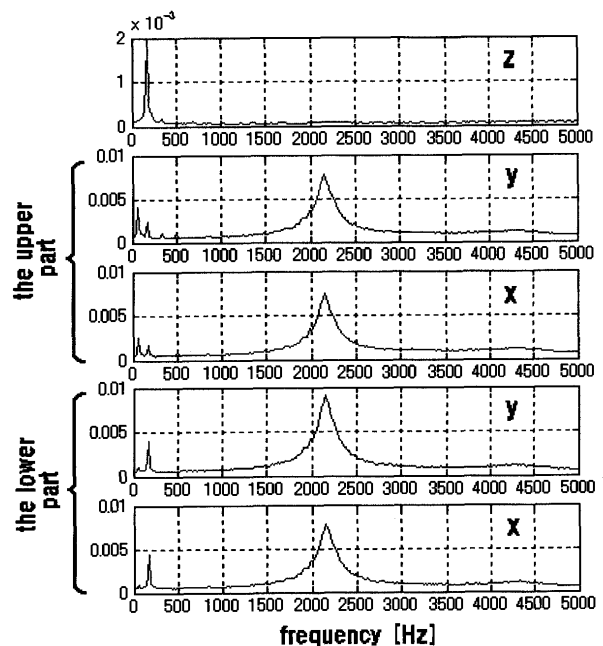


Fig. 11(b) Frequency characteristics of rotor displacement

成分を分析すると、まず 64 Hz はタービン翼とノズルの干渉で生じる振動、168 Hz は回転数に同期したコンカルモードの不釣り合い振動であると考えられる。また Fig. 12(a), (b) のリサージュ図形から見てわかるように軸心の軌跡は上下ともに斜めに振動している。これは軸がフォイル軸受に接触しながら回転しているためと考えられ、接触を繰り返しながら回転をしているために、軸変位の周波数特性に 2150 Hz の周波数成分が現われていると推察される。

その後実験を続けたところ、最高回転数 25000 rpm まで上昇させることが可能となった。実験で得られたタービン供給圧と軸回転数の関係を Fig. 13 に示す。この図から、供給圧に比例してほぼ直線的に回転数が上昇することが分かる。

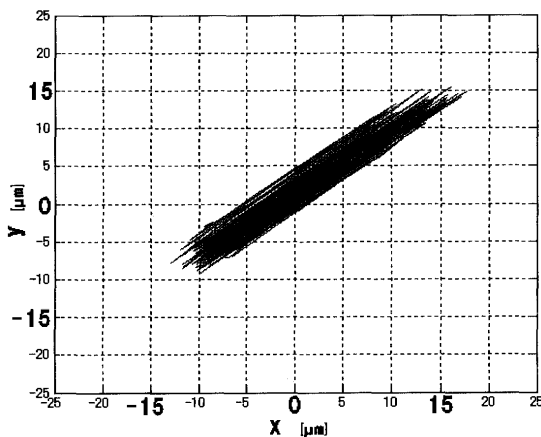


Fig. 12(a) Lissajous figure of the upper part

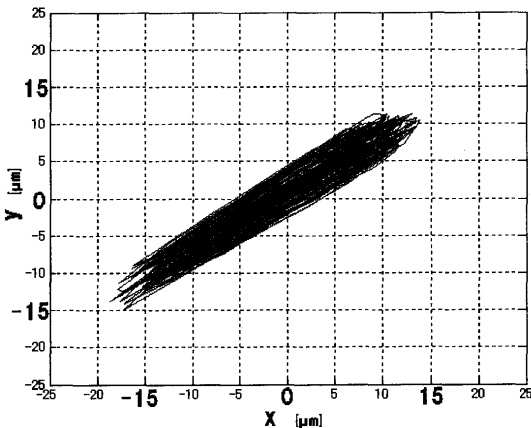


Fig. 12(b) Lissajous figure of the lower part

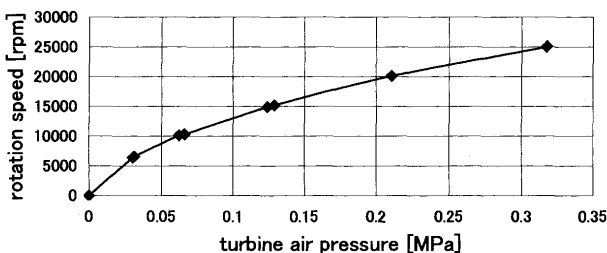


Fig. 13 Relation between rotation speed and turbine air pressure

6. まとめ

本研究では MGT に使用されているタービンと一体となった軸をフォイル軸受で支持し、軸受性能を評価するための試験装置の試作を行った。実験結果から、この回転系の一次共振点は 10000 rpm 付近であり、タービン翼とノズルの干渉の影響がタービン上部の振動として現われることが分かった。このような結果を踏まえて、今後、高速回転を可能にするため、以下のような改良を行う予定である。

- (1) 軸面、軸受両面に二硫化モリブデン (MoS_2) などの固体潤滑剤をコーティングする。
- (2) フォイルに設ける突起の位置および数を変え、最適なフォイル軸受形状を模索する。
- (3) ノズルの位置および本数を再検討する。

本研究では、ボタンサイズ超小型ガスジェネレータ用ガス軸受の開発をめざして、ラジアルフォイル空気軸受の試作を行なった。試験装置は、スラスト方向荷重を多孔静圧軸受で支えたもので、ラジアルフォイル型空気軸受の性能評価用に十分耐えるものであることが判明した。また、試作したラジアルフォイル型空気軸受によって、回転数を 25000 rpm まで上昇させることに成功した。

しかしながら、当初予定された軸受サイズと比べると大きな物になっており、今後スケールダウンが必要である。また、今回は既存のターボチャージャーローター軸を転用したが今後は本来の目的にあった専用の軸を試作し、小型化を図ると共に、高速回転の実現をめざして、更なる改良を加えたい。また、ラジアルフォイル空気軸受の設計に関しては、コンピュータによって予め設計計算できるようなソフトを完成させ、確実に高速回転が実現できるよう更に研究を進めたい。

謝 辞

本研究開発は、NEDO の平成 13 年度エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術開発」を東京大学生産技術研究所が受託し、その一貫として行われたものである。

本研究に際して軸受設計の手法を御教授頂いた吉本成香教授（東京理科大）に感謝いたします。

参考文献

- (1) 十合晋一：気体軸受－設計から製作まで－，共立出版，1984
- (2) 森美郎，矢部寛：多数給気孔円板型静圧気体スラスト軸受の理論，潤滑，第 9 巻 5 号，(1964)，pp.389-395
- (3) 矢部寛：静圧気体軸受の理論と設計，日本機械学会 第 388 回講習会教材，(1973)
- (4) 林和宏，平佐多敬二：ターボチャージャ用動圧気体フォイル軸受の開発（第 1 報：フォイル軸受の試作および回転性能試験），大阪産業大学論文集 自然科学編，77 号，(1987)，pp.1-7
- (5) 十合晋一他：フォイル式動圧気体軸受，日本トライボロジー学会 気体軸受研究会 第 104 回会合，(2000)

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型ガスタービンの熱流動設計をめぐる海外共同研究

長島 利夫*¹
NAGASHIMA ToshioRIBAUD, Yves*² IVANOV, Mikhail Ja.*³VAN DEN BRAEMBUSSCHE Rene A.*⁴

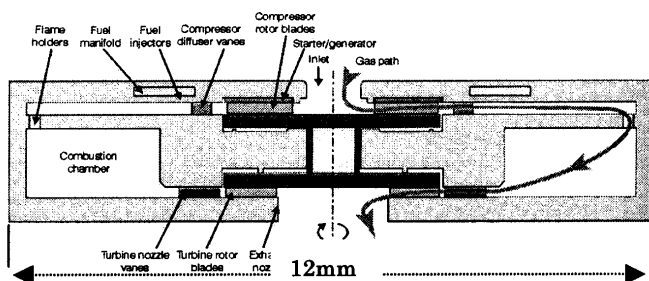
キーワード：Ultra-Micro Gas Turbines, Thermo-Fluid-dynamics, International Joint Research

1. 序

ガスタービンの超小型化技術の動向は米国を中心に先進国の関心を集めており、燃料電池と並び、エネルギーのモバイル化という世界中の誰でもが何時でも何処でも利用できるコージェネ（熱電併給）システム形態を実現する夢を適えてくれそうな期待がある。我が国でも、本ガスタービン学会調査研究委員会の活動をはじめ、数年前から東北大グループによる研究が展開されており、徐々にモバイルガスタービンの実現に向けた機運が高まっている状況といえる。

ここでは、NEDO（新エネルギー開発機構）平成13年度国際共同研究公募事業の支援を受けて実施した「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術研究」プロジェクトにおける海外3協力機関（ONERA, CIAM, VKI）との研究成果につき簡単に概要報告する。

まず、米国MITマイクロガスタービン⁽¹⁾の概要を復習しておく、図1及び表1に示すとおり、Si材MEMS成形された1円玉寸法の中は、水素ガス燃焼器で発生する高温ガス（1600 K）が直径4 mmの遠心系ロータを周速度500 m/sで回転駆動する（圧力比4）仕組みとなっている。マイクロ発電機を組込むと16 Wの出力が取出せる計算である。この極限寸法で予想される熱効率低下、大きな熱勾配による熱流束の発生、高速回転（240万rpm）に耐える構造設計など、困難な課題が山積する⁽²⁾。

図1 MIT マイクロガスタービンエンジン⁽¹⁾

原稿受付 2002年6月4日

*1 東京大学工学系研究科航空宇宙工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

*2 ONERA (Office National D'Etudes et De Recherches Aeronautiques)

*3 CIAM (Central Institute of Aviation Motors)

*4 VKI (Von Karman Institute for Fluid Dynamics)

2. ONERA（仏国航空宇宙技術研究所）

“HOT BUTTON”と呼ばれる1次元熱流動要素モデルに基づく計算コード（エクセル上にVisual Basicで記述）を用いて、MITマイクロガスタービンの熱力学サイクルが検討された。その特徴はガスパスに沿う流路壁や翼面との間に熱伝達が生じ、しかも、Bi数が小さい理由から、熱伝導接触する固体壁同士をほぼ等温と仮定できる点である。そこで、対象ガスタービンの材料温度を回転部温度 T_{rot} と静止部温度 T_{sta} に大別し（2ヶの代表平均温度）、周囲への熱放射も含めて、図2に番号付けした矢印すべての位置で熱伝達（表2に整理掲載）を評価する手順を組んだ。図3及び表3はガス状態を規定する流路位置を示したもので遠心圧縮機インペラとディフューザ、燃焼器、ラジアルタービン入口ペーンとロータなどの要素範囲を区分している。材料温度 T_{rot} 、 T_{sta} は、当然、各要素のガス（空気、燃料、燃焼ガス）の作動状態に依存して変化するわけで、熱伝達による全体系の熱収支バランス条件を適用することにより最終的に決定できる。図4はそうした手順を示すフローチャートである。ポイントとなるガス流動に関する熱伝達係数は幾つかの経験則を適用するが、ここでは詳細に立ち入らない。

検討結果によれば、燃料をケロシンとして、通常の断熱条件の場合、ネット出力14.3 W（圧力比3.9）に対して、熱伝達効果を考慮する場合、わずか2.9 W（圧力比3.4）と減少してしまう。主な理由はタービン出力の低下であり、タービン入口温度TITが燃焼器ガス温度 $T_{max} = 1600$ Kに対し1250 Kと低下し、このとき $T_{rot} =$

表1 仕様

Arrangement	Single Spool Turbojet
Dimensions	12 [mm] OD × 3 [mm] long
Pressure Ratio	4
Air Flow Rate	0.15 [g/s]
Combustor Exit Temp	1600 [K]
Rotor Speed	2.4×10^6 [rpm]
Power Output	16 [W]
Weight	1 [g]
Fuel Consumption	7 [g/hr] Hydrogen

990 K, $T_{sta} = 769$ Kである。 T_{max} を ± 200 Kの範囲で増減させて見た結果は表4のとおり1800 Kのとき5.1 Wまで増えるが十分とは言えず、材料強度的にも困難さが増す。以上より、熱伝達が出力に悪影響を及ぼすことは明白である。出力対策の一つは寸法を拡大することで、2倍にしてやると19.5 Wと漸く所定の16 Wを越える(表4右端列に併載)。このように、MIT型マイクロガスタービンは見込みありと結論して良いが、仕様要求に合わせた対応に工夫が肝心である。

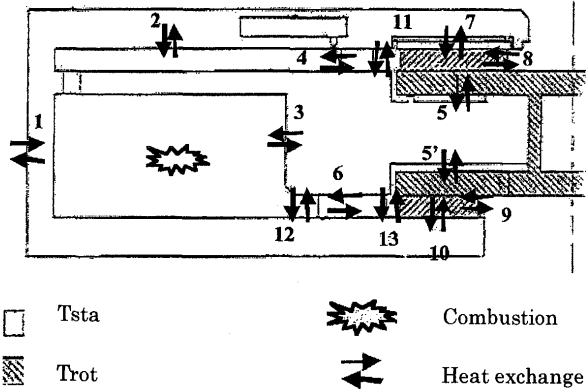


図2 熱伝達位置

表2 熱伝達特徴

Transfer #	Type	Location	
1	Convective & radiative	External surface	Air -> Stator
2	Convective	Mixing Channel	Air -> Stator Fuel-Air mixture -> Stator
3	Convective	Combustion chamber	Burnt gases -> Stator
4	Convective	Diffuser	Air -> Stator
5	Convective	Compressor rear cavity	Rotor -> Stator
5'	Convective	Turbine rear cavity	Rotor -> Stator
6	Convective	IGV	Burnt gases -> Stator
7	Convective	Compressor front cavity	Rotor -> Stator
8	Convective	Compressor Rotor	Air -> Rotor
9	Convective	Turbine Rotor	Burnt gases -> Rotor
10	Convective	Turbine casing	Burnt gases -> Stator
11	Convective	Vaneless channel upstream of diffuser	Air -> Stator
12	Convective	Vaneless channel upstream of IGV	Burnt gases -> Stator
13	Convective	Vaneless channel upstream of Rotor Turbine	Burnt gases -> Stator

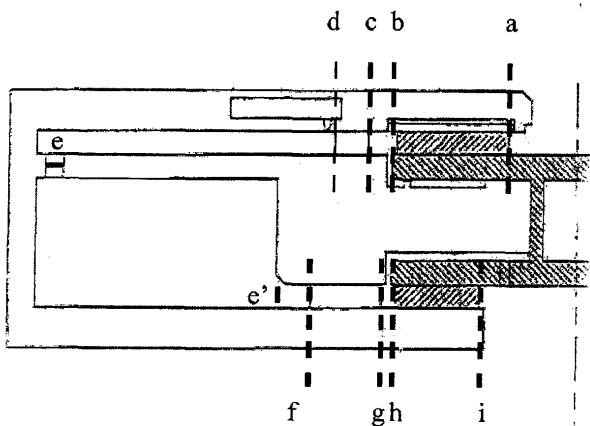


図3 代表的流路領域境界位置

表3 流路断面

Section	Engine component
a	Compressor Rotor Inlet
b	Compressor Rotor Exit
c	Diffuser inlet
d	Diffuser Exit - Mixing Channel Inlet
e	Mixing Channel Exit - Combustion Chamber Inlet
e'	Combustion Chamber Exit
f	IGV Inlet
g	IGV Exit
h	Rotor Turbine Inlet
i	Rotor Turbine Exit

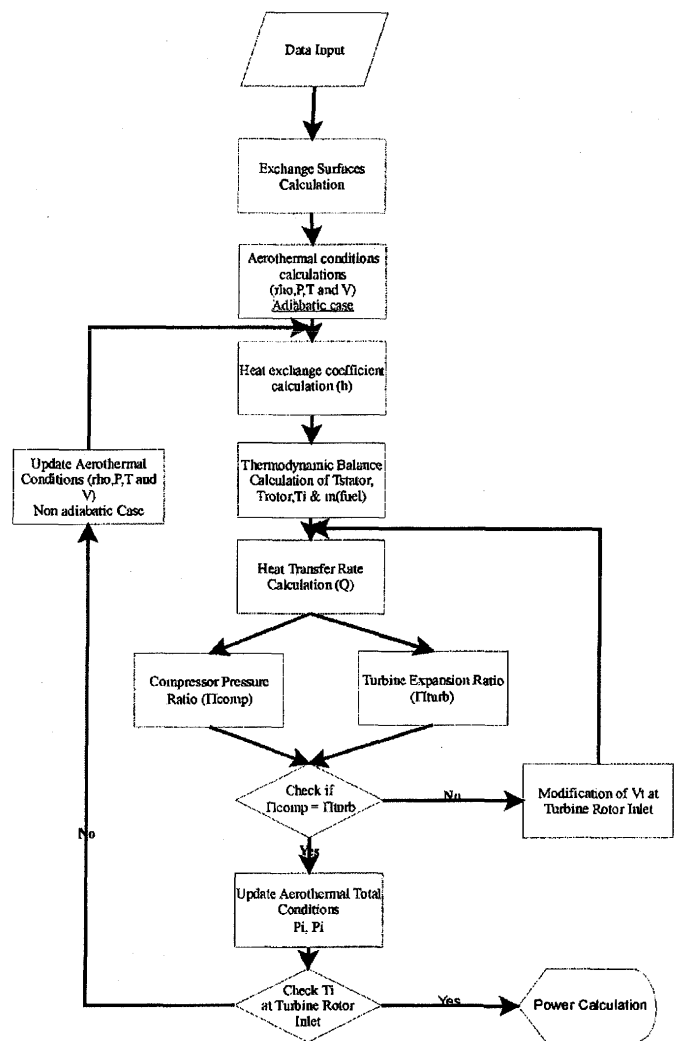


図4 フローチャート

表4 燃焼温度の影響

T_{max} [K]	1400	1500	1600	1700	1800	1600
Comp Power [W]	21.5	21.5	21.5	21.5	21.5	86.0
Turbine Power [W]	22.0	23.2	24.4	25.5	26.6	105.5
Net Power [W]	0.5	1.8	2.9	4.0	5.1	19.5
T_{rot} [K]	911	951	990	1028	1065	972
T_{sta} [K]	716	742	769	796	823	777

3. CIAM (露国航空原動機中央研究所)

数値解析ツールは、3次元NS保存則基礎式を高精度 Godunov スキーム (露流 TVD 定式化) を用いて陰的に解くもので、2方程式乱流モデルを適用し、回転と静止座標間の物理量変換は接合面の周方向平均値に対して行い、動静翼列それぞれ1ピッチの計算領域だけで済ませる方法に依る。適合 O-H 型グリッドを採用し、固体表面近接の O 型最小幅は粘性底層を分割する程度とする。また、今回の解析条件は、断熱流れ、ケーシングとロータの間隙は無しとする。

圧縮機及びタービンは、MIT モデルの 10 倍寸法を目標に、ロータ外径 $D = 40 \text{ mm}$ とするが、実験検証のため、装置上の制約を考慮して、圧力比 3、最高温度 1223 K の設計とする。MIT モデルが 1600 K、240 万 rpm (周速 500 m/s) なので、相似則から、設計回転数 210 万 rpm (周速 440 m/s) とすれば良い。また、空気流量は 13.1 g/s、燃焼ガス (通常の炭化水素燃料) 流量は 13.36 g/s である。

圧縮機:

設計されたインペラ及びディフューザの子午面形状を図 5 a に示す。ロータ入口径と幅は 14 mm、3 mm (D との比はそれぞれ 0.35、0.075) であり、その幅は半径方向に直線的に外径幅 1 mm までテーパとなっている。下流のペーンは、入口径 45 mm、出口径 60 mm (D 比で、各 1.125、1.33) であり、幅は 1 mm のまま一定とする。図 5 b にはロータとペーンの翼型概略を示してある。翼枚数は各々 8 枚、10 枚を配する。設計に際し、不均一な流入をできるだけ避けるため、相対マッハ数を 0.5 程度におさえ、また相対流入角は 30° 、スリップ係数は 0.9 を目安とした。こうして、ロータ設置角 (周方向からの計測角度) を入口 35° 、出口 76° に決め、ペーン設置角も同様に 12° 、 24° に決めて計算した結果、一例として、図 6 のマッハ数分布を得る。ここで、図 6 a

は子午面、6 b は中央幅位置の分布である。入口出口相対速度比が 1.8 と大きいため、ロータ翼に剥離流れが生じ、流出も周方向に寄り損失が増えることや、ペーン翼での流入マッハ数が 0.8 程度とやや大きく剥離も見られるなど改善すべき点を指摘できる。しかし、表 5 に示すとおり、設計回転数一定での流量変化に対する特性予測の傾向から、本設計に従えば、圧力比 3、流量 15 g/s で断熱効率 0.6—0.65 程度を見込んで良いと結論される。さらに、この圧縮機を回転数 25 万 rpm まで増速すれば、圧力比 4、流量 15 g/s の作動が可能というシミュレーション結果も得ている。

タービン:

ノズル及びロータ形状は直線翼列の等角写像をもとに決め、圧縮機の場合と同様な数値解析ツールを用いた 3次元 NS 詳細解析結果により、改善を検討する手順に従う。ノズルは入口径 51.3 mm、出口径 44 mm (D 比、それぞれ、1.275 及び 1.1)、18 枚の翼から成り、一方、ロータは出口径 24 mm (D 比 0.6)、翼 17 枚という構成であり、双方を通して流路幅は 2 mm 一定の特徴をもつ。ロータ流出条件は大気開放で旋回無しとする。図 7 a に中央幅位置のマッハ数分布、図 7 b にノズル、ロータ両翼面に沿う詳細を示す。ノズル翼は、出口負圧面のわずかな剥離泡を除き、ほぼ満足ゆく流れを与えるが、ロータ翼負圧面は出口近くに強い剥離を生じる。 Re 数が小さく、圧力回復が始まるとすぐに層流剥離の様相を呈するためであろう。

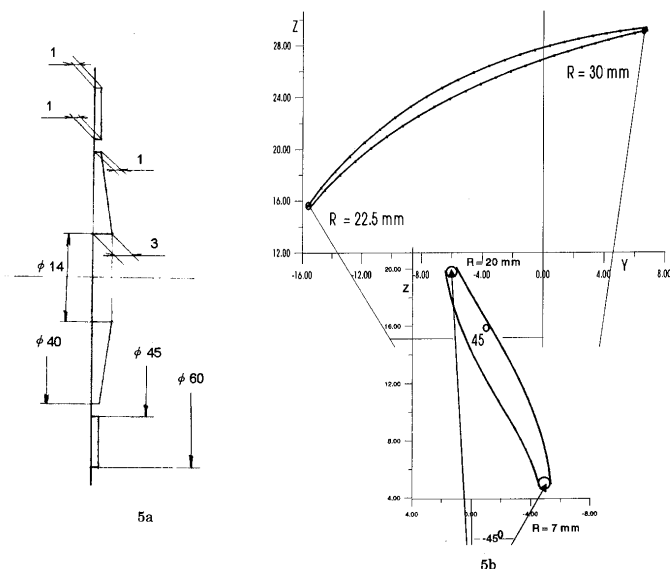


図 5 CIAM 圧縮機形状 (単位 mm)

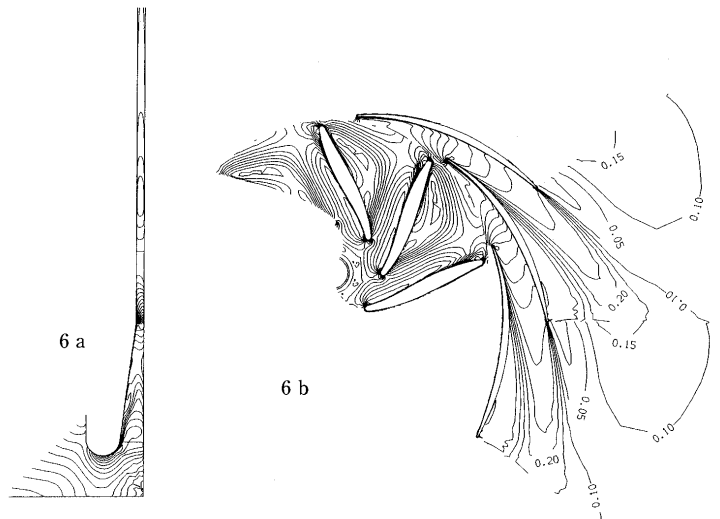
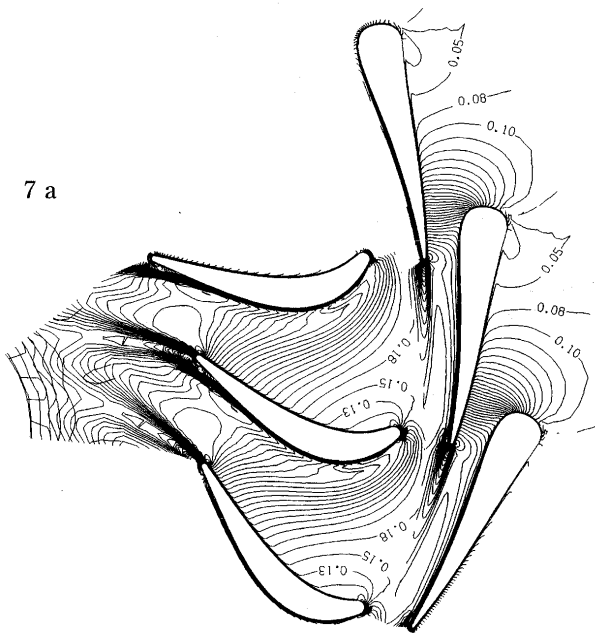


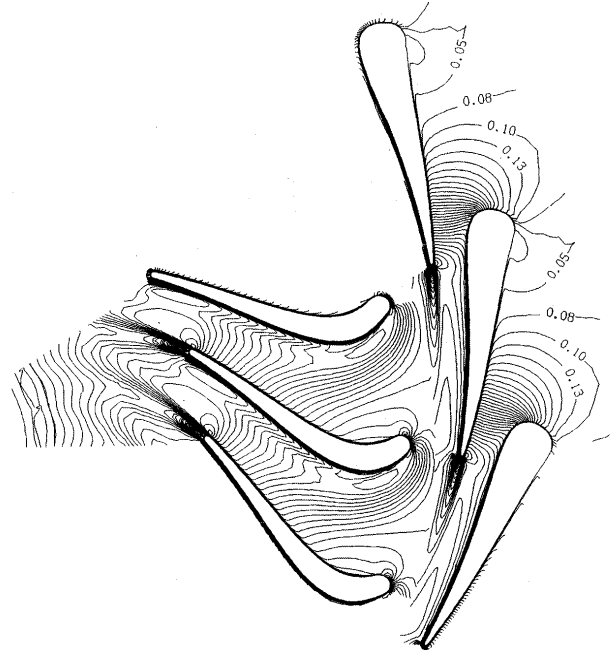
図 6 圧縮機マッハ数分布

表 5 流量と特性の関係

Mass flow g/s	π	Efficiency
13.5	3.15	0.69
14.4	3.06	0.68
15.2	2.84	0.647
15.5	2.715	0.618



7 a



7 b

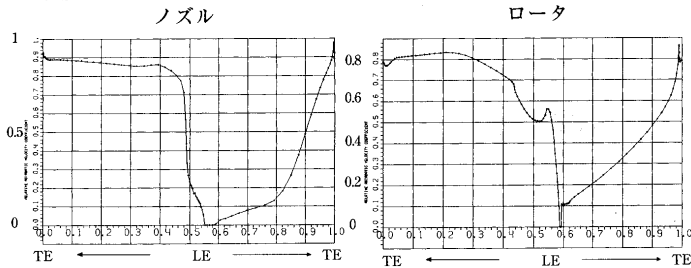


図7 タービンマッハ数分布
(横軸翼表面に沿う距離 LE:前縁, TE:後縁)

ノズル翼の剥離泡に対処する形状改善を行い、一方、ロータ翼の後縁近傍形状(勾配と曲率)を修正し、枚数も22まで増やすと、図8に示すように問題の剥離域を取り除く可能性が見えてくる。このとき、タービン効率も全圧-全圧定義で0.758から0.789、全圧-静圧定義で0.683から0.710と上昇する。図9は翼間中央のマッハ数分布の子午面投影であり、ロータ後縁の90度転向によるディスク付近の大循環流れが目立つ。この部分の形状改善は効果的であろう。他に、今後の課題として、最高温度を1600 Kまで上げると、さらに Re 数が低下するので、効率への影響に注意することが重要と結論できよう。

4. VKI(ベルギー国フォンカルマン流体力学研究所)

圧縮機及びタービン設計対象は、前項同様、MITモデル10倍実験機用($D=40$ mm, $\pi=3.0$, $T_{max}=1223$ K)である。解析コードには、圧縮機に対して、CCODと呼ぶ独自の1次元設計・非設計点予測プログラムそして3次元NSを解くTRAF 3Dコード(断熱及び壁温度の両条件を適用可能)があり、一方、タービンに対して、NASA-TN-D 8164ベースの1次元設計コードと市販3次元NS用TASCFLOWが利用された。

図8 改良タービンマッハ数分布

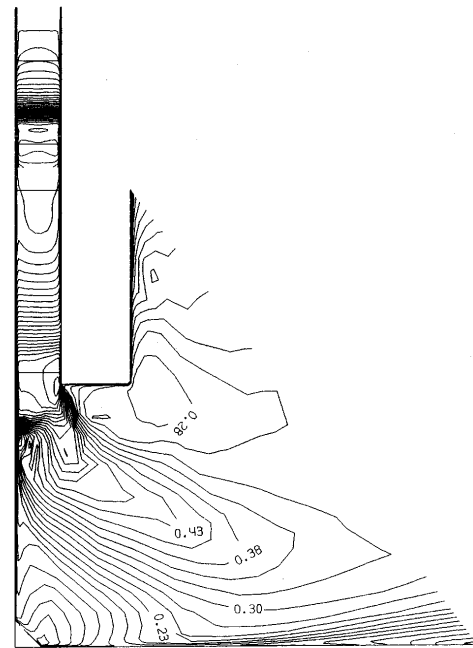


図9 子午面マッハ数分布

圧縮機:

図10に翼高さ一定のインペラ(及び計算メッシュ)とディフューザ形状概略を示す。ロータ内径は16 mm (D 比0.4), 流路幅1.7 mm, 翼設置角は入口 48° , 出口 60° とし、枚数12である。ディフューザはチャンネル型を選択し、入口と出口径42 mm, 72 mm (D 比1.05及び1.8), ペーン負圧面角度を 82° に合わせ、開き角 12° , 枚数17とすることで最終的に喉部面積の最適化が図られた。NS計算はインペラ単独で実施し、ディフューザとの組合せは行っていない。熱入力として図10子午面図に記入したように、インデューサからボリュートまで5箇所100 Wづつ平均して与え、その影響を観察した。図11はロータまわりの静圧分布を断

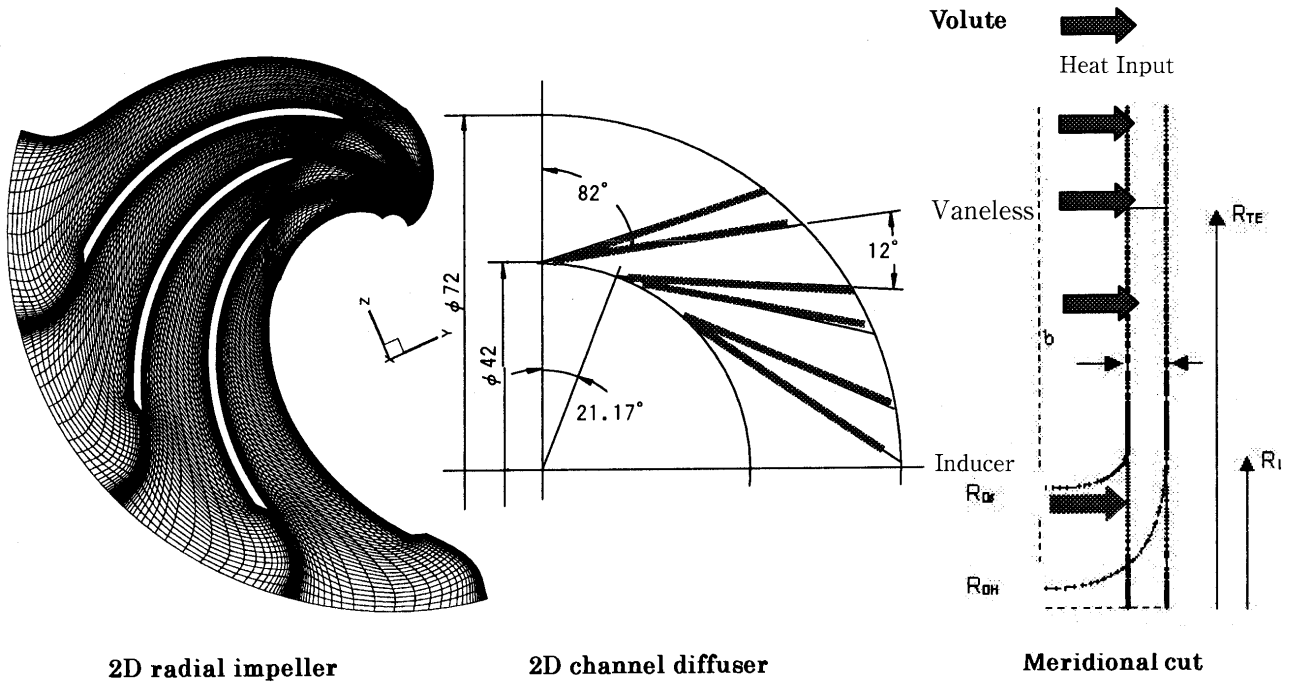


図 10 VKI 圧縮機形状

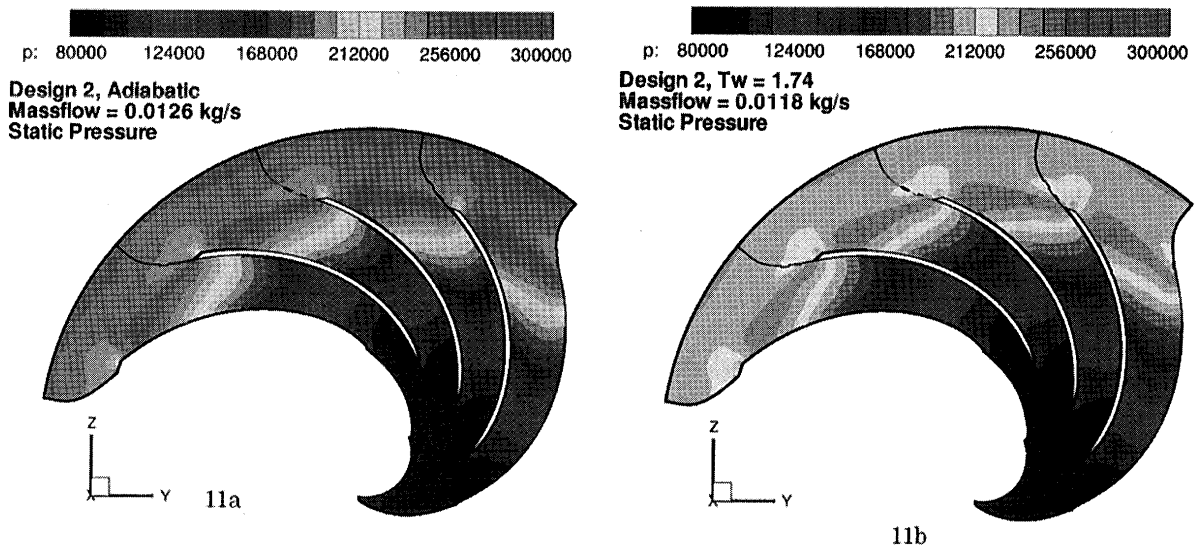


図 11 静圧分布 (設計流量付近, a: 断熱, b: 非断熱)

熱と熱入力ありの両ケースにつき示したもので、設計流量に近い作動点状態ということもあり良好である。熱入力は膨張による増速効果をもたらし半径方向流路幅一定の制約を緩和する。

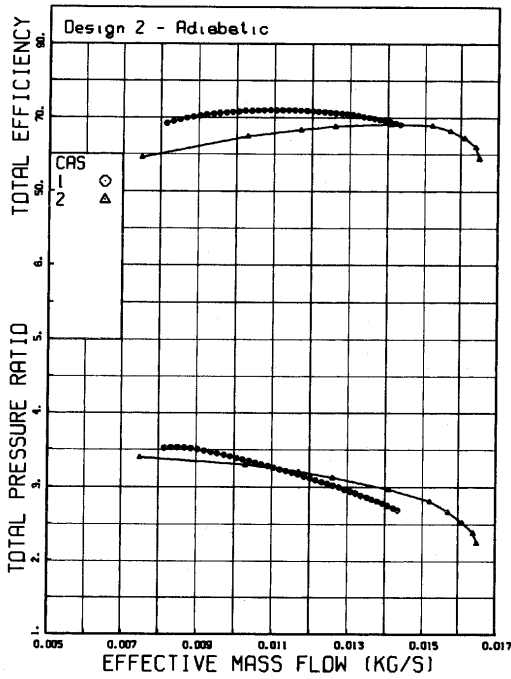
ロータ出口角、チップクリアランス、翼高さなどパラメータを振り、3次元NS解析結果に対する1次元プログラムCCODの徹底的なチューニングを済ませ、図12の本インペラ特性曲線が得られた。NS計算が若干チョーク流量の大きな傾向を示すが、断熱・非断熱両ケースで圧力比、効率ともに良く一致する。

ディフューザを付加した段性能(非断熱)の結果を図13に示す。最後に、寸法を1/10に縮小(MITモデル実寸)したNS計算結果を図14に示すが、圧力比より効率

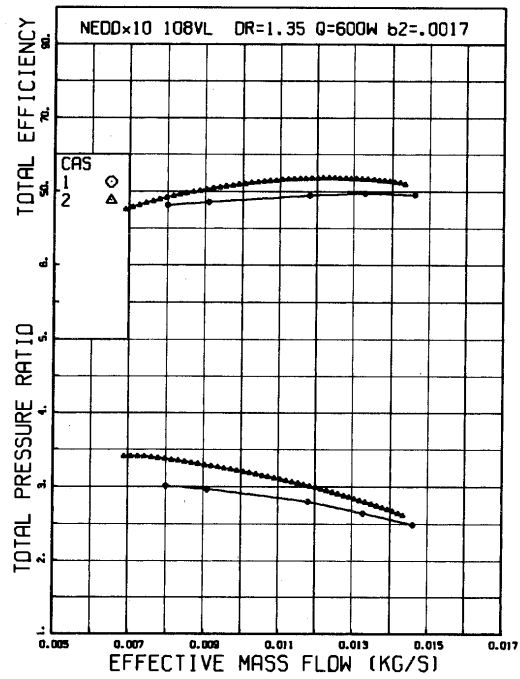
への影響が大きく現れ、およそ10%低下を引き起こす。なお、1次元CCODプログラムからは収束した結果が得られていない。

タービン:

NASA-TN-D 8164の取扱う対象は半径方向流入で軸方向流出の3Dタービン形状のため、これをNS計算結果に照らしながら、純2D形状に適用できるまで変更する。最大のエラーはロータ損失を過大に評価する点に顕著であり、クリアランス、 Re 数依存性など通常寸法モデル経験則の入出力を大幅に工夫することを余儀なくされた。設計は表6に示すとおり4種類を検討した。図15は設計3番の平面概略と子午面計算メッシュを示す。計算領域はロータ上流直径51.4 mm (D 比1.285)位置



12a



12b

図12 インペラ性能 (1次元CCODと3次元NS-細線-比較, a:断熱, b:非断熱)

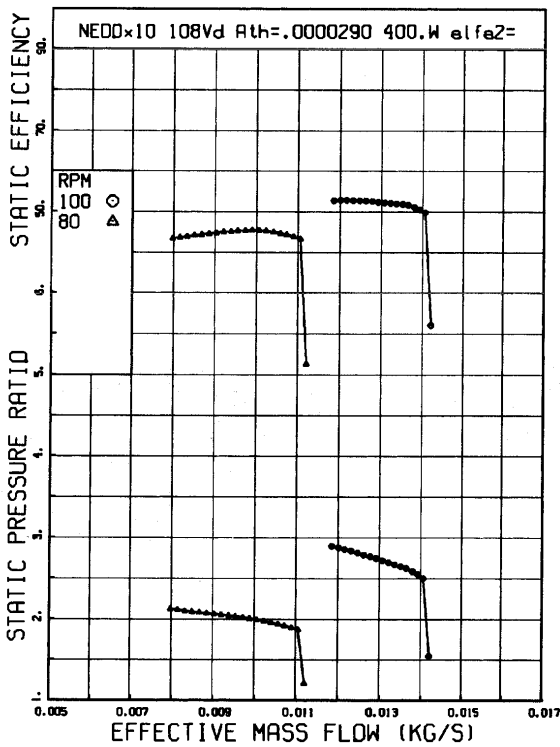


図13 圧縮機性能 (非断熱)

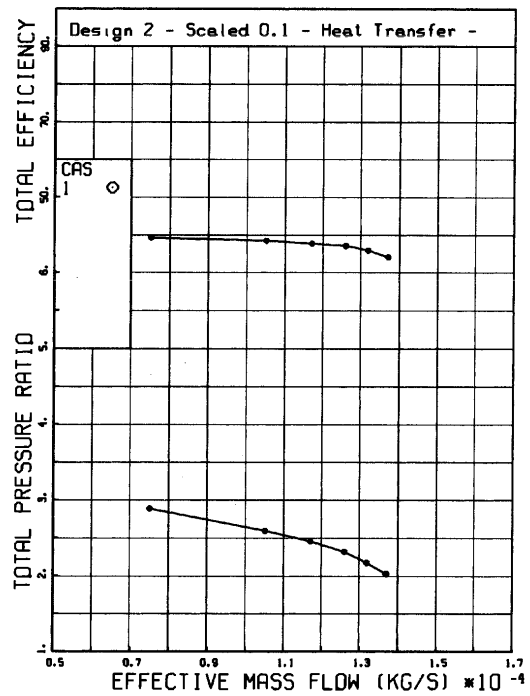


図14 実寸インペラ性能 (非断熱)

で全圧と全温を与え、一方、ロータ内径 21 mm (D 比 0.525) 位置より下流まで円弧の軸方向流出ダクトを延長し静圧を与える。ガイドバーン (外径 58 mm, 内径 42 mm, D 比 1.45 及び 1.05) 流出角は 82.5° を選ぶが、計算流入境界からロータ流入までに粘性と熱損失のため流れの転向があり、各設計のロータ絶対流入角の平均値は少し異なる。

設計1番と2番はロータ出口で流れの旋回なし、3番と4番は回転と逆方向に旋回を許す場合である。設計2番は流出角 78.5° と小さ目にし、翼幅 2 mm 以下で小さく、また、枚数も 16 と少ない。これら設計仕様に対し数値計算を行い、性能 (出力と効率) 評価を行った結果、3番がベストと判明した。バーンとロータ双方から 100 W づつの熱損失がある場合の出力 P (kW), 効率 η_{tt} , η_{ts} ,

表 6 10倍モデルタービン設計4種類

	Design 1	Design 2	Design 3	Design 4
Rotor inlet diameter [mm]	40.00	40.00	40.00	40.00
Rotor exit diameter [mm]	21.00	21.00	21.00	21.00
Rotor inlet absolute flow angle [deg]	82.31	78.21	82.35	82.36
Rotor inlet relative flow angle [deg]	30.30	21.19	-9.53	-18.78
Rotor inlet metal angle [deg]	-50.30	-41.19	-10.47	-1.22
Rotor exit absolute flow angle [deg]	0.0	0.0	-23.67	-31.89
Rotor exit relative flow angle [deg]	-51.04	-37.84	-57.18	-62.70
Number of rotor blades	22	16	22	22
Rotor blade height [mm]	2.8	1.8	2.9	2.9
Clearance/rotor blade height	0.01	0.05	0.03	0.03
Total-to-Total Efficiency	0.8140	0.7731	0.7068	0.6835
Total-to-Static Efficiency	0.7639	0.6465	0.6539	0.6286

表 7 設計3番目性能予測

	P [kW]	η_{tt}	η_{ts}	e_r	n_s	ρ_2 [kg/m ³]	Δh_{ts}^0 [kJ/kg K]	P_a^0 / P_2
1D	2.70	0.7068	0.6539	0.4893	0.341	0.3358	297403.1	3.1504
3D	2.79	0.9193	0.8536	0.2180	0.361	0.4314	232548.6	2.2035
3D(S)	0.0283	0.8414	0.7740	0.3441	0.353	0.3943	250050.2	2.4227

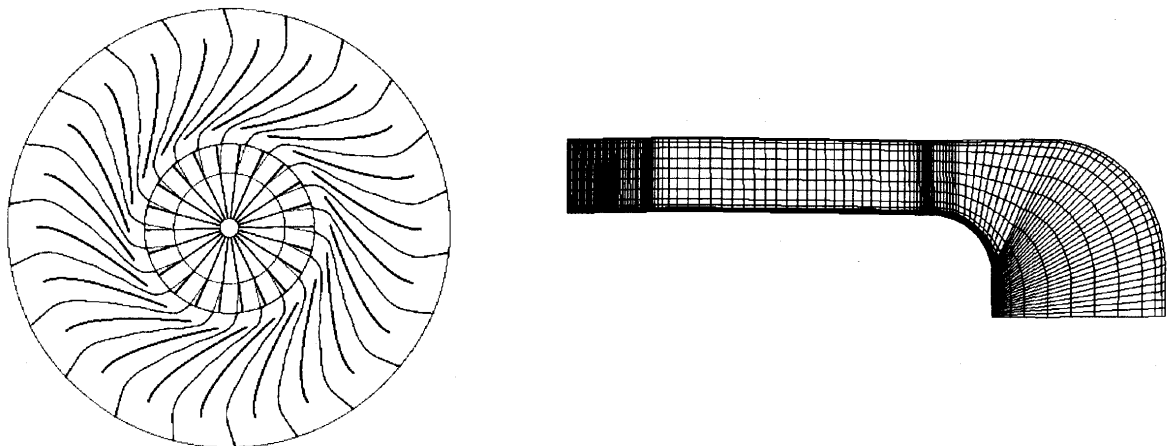


図 15 VKI タービン設計3番形状

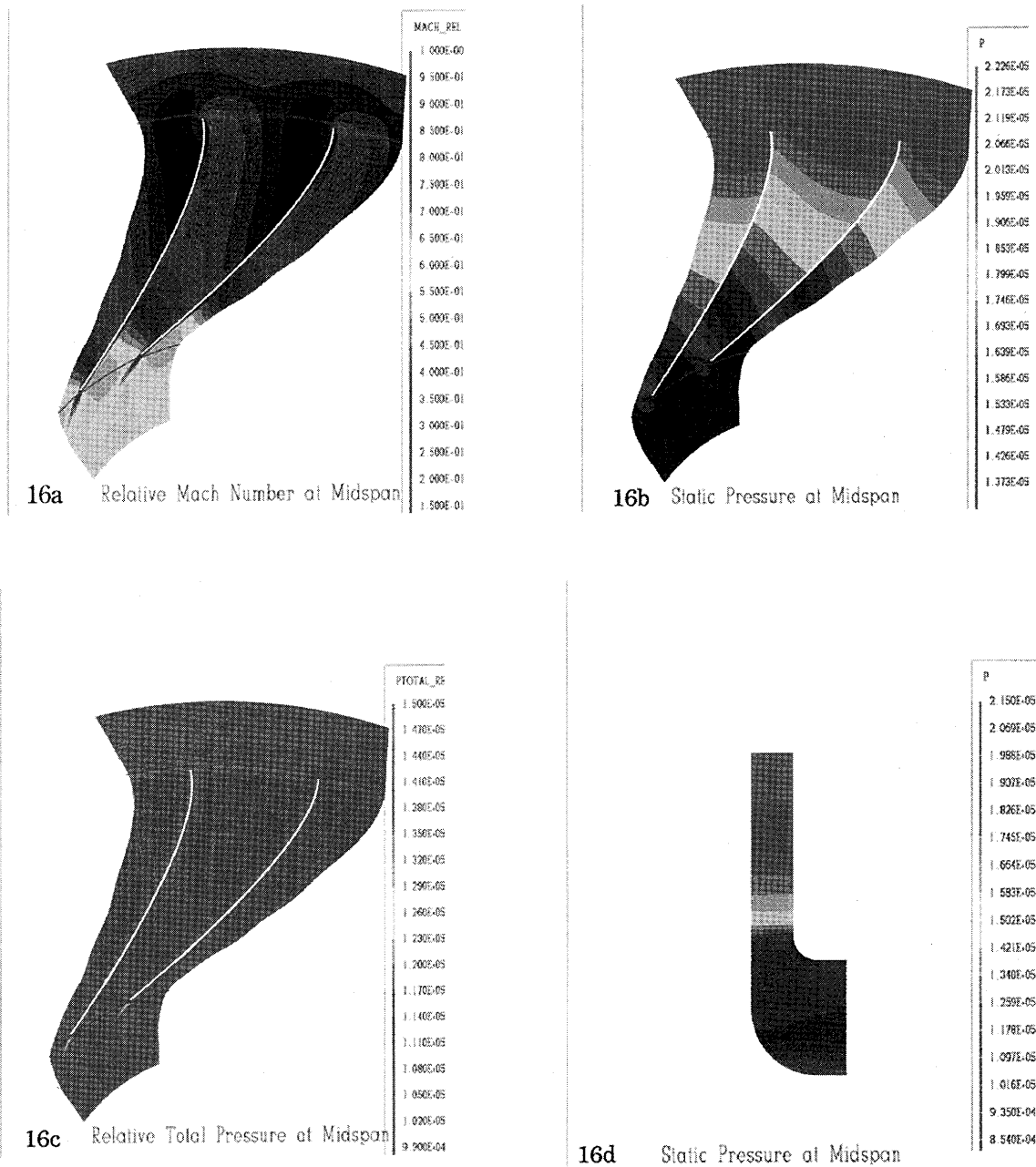


図 16 設計 3 番ロータ状態分布 (中央幅位置, 非断熱, a: 相対マッハ数, b: 静圧, c: 相対全圧, d: 子午面静圧)

膨張比などの結果を整理して表 7 に示す。1D 設計と 3 DNS 計算とに差が見られるが、図 16 に示す相対マッハ数、静圧、相対全圧、子午面静圧など一連の分布を併せて観察すれば、流れ場の特徴を平均的に捉えており大きな誤差を生む理由は見当たらず良好と判断できる。なお、表 7 の最終行は 1/10 縮小 (MIT モデル実寸) に相当する結果であり、効率はやはり 10% 悪くなる予測である。

5. 結 び

以上、海外機関による研究成果を総括して報告したが、10 倍寸法ならまだしも、MIT モデル実寸となると、従来設計経験則、特に、ロータ損失評価が圧縮機・タービン両要素において適用できない点は明らかである。3次元 NS 方程式による結果を参考にしながら、低計算負荷、

ロバストな設計支援用コードの開発が望まれる次第である。また、検証実験データの蓄積、それも、計測上の質が問われる状況が展開することは明らかであり、極めて挑戦的な開発研究環境が続くことになろう。海外機関との積極的な情報交換を図り、今後の進展に期待したい。

冒頭でも述べたように、本研究は NEDO 平成 13 年度国際共同研究公募事業の支援を受けて実施されたことを付記し感謝する。

参 考 文 献

- (1) Epstein et al. "Micro-Heat Engines, Gas Turbines and Rocket Engines" AIAA-97-1773, 1997
- (2) 長島利夫「ボタン型ガスジェネレータの熱流体力学的視点」日本ガスタービン学会誌 Vol. 29 No. 4, (2001), p. 242

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型ガスタービンのCFD

寺本 進*¹
TERAMOTO Susumu長島 利夫*¹
NAGASHIMA Toshio

キーワード：ultra-micro gasturbine, CFD

1. はじめに

エネルギー密度に限界がある電池に替わる携帯機器用電源として、あるいは純粋な技術チャレンジとして、ガスタービンを数 cm 程度の大きさまで超小型化しようとする試みが行われている^(1,2)。超小型ガスタービンを実現するためには熱構造、材料、燃焼など様々な課題があるが、なかでもシステムを成立させるためには空力要素(圧縮機およびタービン)の効率を一定値以上に保つことが不可欠であることが指摘されている⁽³⁾。一般の回転機械ではハブからチップにかけて翼形状を変化させる三次元形状翼が使われるが、ガスタービンを極限まで小型化する場合にはMEMS(Micro-Electro-Mechanical System)加工技術により翼を製作すると予想されるので、加工上の制約から翼断面形状が高さ方向に一定の二次元形状翼とせざるを得ない。二次元形状という制約の中で効率を確保できるかどうか、空力設計上の課題となっている。

小型ガスタービンの内部流動を直接計測することは困難なので、設計・解析には数値解析(CFD)を活用することになるが、剥離を伴う流れ等ではCFDの予測精度は悪くなることもあり、CFDの結果の解釈には注意が必要である。三次元形状の回転機械であれば実験、数値解析の両面から内部流れが調べられているが^(4,5)二次元形状の回転機械については研究例が少なく、流れ場の特徴やCFDの信頼性について十分な議論が行われていない。そこで本研究では、二次元形状のタービン、圧縮機内流れの数値シミュレーションを行い、その特徴についてまとめるとともに、数値解析の課題について整理する。

2. 二次元タービンの内部流動解析

2.1 計算手法および解析対象

加藤らの開発した2種類の二次元タービン⁽⁶⁾を対象に、ノズル-ロータ格子間でピッチ方向に平均化した物理量を交換することで定常段解析を行う mixing plane 法により流れ場を解析した。2種類のタービンは、ノズル転向角を大きくとってロータへの相対流入速度を抑えることで低損失を狙った効率重視設計(以下“efficiency stressed turbine”)と、ノズル、ロータ共に相対流れ角

を大きくとりスロート面積を確保した流量重視設計(以下“mass-flow stressed turbine”)という特徴をそれぞれ持っている。設計仕様を表1に示す。

解析に用いたCFDコードは、薄層近似を施した三次元 Navier-Stokes 方程式を基礎式として有限差分法で離散化したものであり、対流項は MUSCL で3次精度に拡張した SHUS スキームで評価し、時間方向はローカルタイムステップを用いた LU-ADI 陰解法で積分している。解析対象とする流れ場はレイノルズ数が $10^4 \sim 10^5$ であり、境界層の遷移によって空力性能が大きく変わる可能性があるが、実用的な流れ場で境界層遷移を予測する手法は確立されていないため、今回は境界層遷移は考慮せず流れ場は全面乱流であると仮定して解析を行った。乱流粘性の評価には Baldwin-Lomax モデルを用いた。

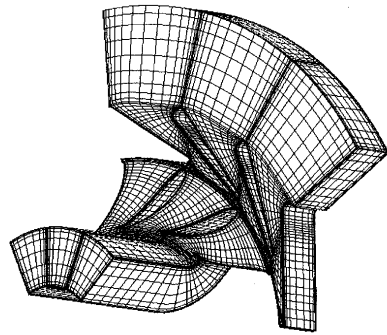
計算領域は図1(図ではノズル、ロータそれぞれ3ピッチ分を表示)に示すようにノズル入口~ノズル-ロータ接合部およびノズル-ロータ接合部~エクスデューサ出口のそれぞれ翼間流路1ピッチであり、ノズル部は(86~88×35×35)、ロータ部は(93×35×35)に分割して H-H 型の構造格子を張っている。ロータ-ケーシング間のクリアランスはモデル化していない。

表1 二次元タービン設計仕様

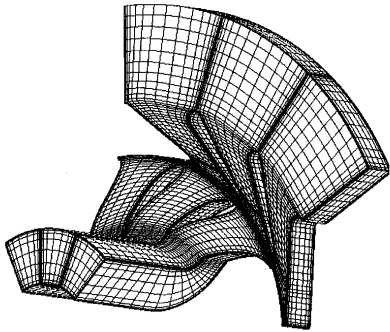
	efficiency stressed	massflow stressed
Rotational speed	2.4 × 10 ⁴ rpm	
Pressure ratio	2.91	
mass-flow rate	30 g/sec	
Efficiency	68%	58%
speed ratio	U/C ₀ ≈ 0.63	
Work fluid	specific heat ratio 1.35 gas constant 287.4 J/kg/K	
Nozzle		
outer dia.	52 mm	←
inner dia.	42 mm	←
number of blades	17	←
exit flow angle	10°	15°
blade height	4.8 mm	3.6 mm
Rotor		
outer dia.	40 mm	←
inner dia.	26 mm	←
number of blades	15	←
exit flow angle	35°	50°
blade height	4.8 mm	3.6 mm

原稿受付 2002年5月27日

*1 東京大学大学院工学系研究科・航空宇宙工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1



(a) efficiency stressed turbine



(b) mass-flow stressed turbine

図1 タービン用計算格子

計算条件は加藤らの実験⁽⁶⁾に合わせて、入口全圧 $2.53 \times 10^5 \text{ Pa}$ 、出口静圧 $1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ (圧力比 2.5)、入口全温 323.2 K で固定し、理論膨張速度 C_0 に対する速度比 U/C_0 を 0.4, 0.6, 0.7, 0.8 の 4 通りに変化させた。作動流体は空気 ($\gamma = 1.4$, $R = 287.4 \text{ J/kg/K}$) とした。なお、この条件における単位長さあたりのレイノルズ数は $4.9 \times 10^4 / \text{mm}$ である。

境界条件は、ノズル入口境界では全圧、全温を固定し、ノズル前縁で無衝突流入が実現されるように流れ角を与えている。エクスデューサ出口境界ではケーシングにおける静圧を固定し、半径方向の圧力平衡を仮定して出口静圧分布を与えた。壁面は断熱粘着壁であり、ロータ翼面およびハブ面は回転軸周りに回転している。ノズル格子-ロータ格子の接合部では格子線を 3 点分オーバーラップさせてあり、両格子間で周方向に平均した物理量を交換した。翼面以外のピッチ方向境界面には周期境界条件を適用している。

2.2 解析結果

計算結果から求めた total-to-static の断熱効率を図 2 に示す。ピーク効率は efficiency stressed turbine で 76%、mass-flow stressed turbine で 63% と予測された。設計点である $U/C_0 = 0.63$ 付近でピーク効率をとり、高速度比側、低速度比側で効率が低下している。ピーク効率は表 1 の設計効率よりよりも 5~8 pts 高いが、チップクリアランスを無視していることなどを考えればほぼ妥当な値であり、タービン内部流れ場の特徴は CFD により再現されていると言える。

次に、ノズル、ロータ、エクスデューサ各要素ごとの

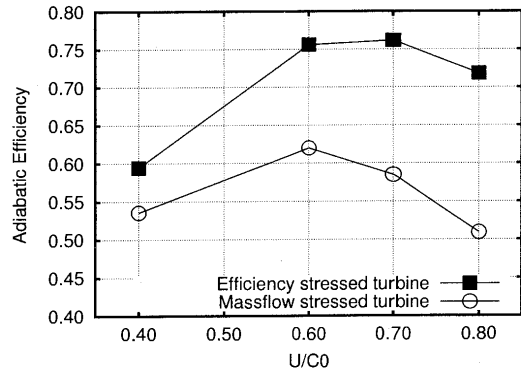
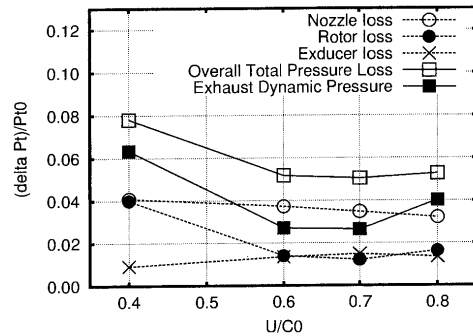
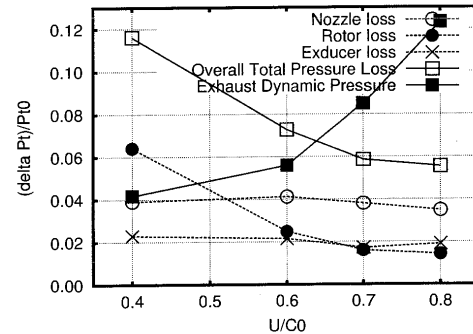


図2 タービン断熱効率 (total-to-static)



(a) efficiency stressed turbine



(b) mass-flow stressed turbine

図3 二次元タービンの要素損失

全圧損失およびエクスデューサ出口における動圧 (膨張しないまま流出する仕事、排気損失に相当) を図 3 に示す。定性的な傾向として、ノズル損失がノズル転角や速度比によらず、ほぼ一定となっていること、ロータ損失は低速度比側で増加しており、損失の増加幅は mass-flow stressed turbine の方が大きいことが分かる。エクスデューサ損失も速度比によらず一定だが、mass-flow stressed turbine の方がやや高い。また排気損失について見ると、efficiency stressed turbine では排気損失は設計速度比付近で極小値をとり、全ての速度比で全全圧損失よりも低くなっているが、mass-flow stressed turbine では排気損失は速度比の増加と共に単調に増加し、高速度比側では全全圧損失を上回っている。

CFD で評価した損失の絶対値をそのまま信用することは危険であるが、二次元タービンの効率について

- 高速度比での効率低下: 排気損失の増加

- 低速度比での効率低下：ロータ損失および排気損失の増加
- ピーク効率の違い：ロータ損失，エクスデューサ損失および排気損失

の差の影響が大きいことが分かる。

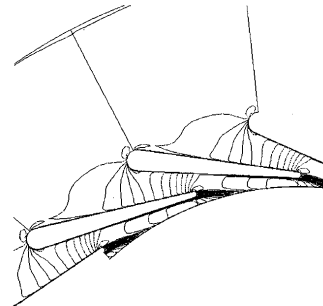
ここで、CFD結果から観察される各要素損失の発生要因について考察する。

ノズル損失

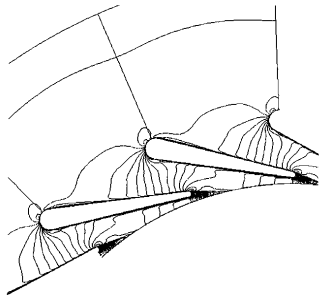
図4にノズルミッドスパンにおける絶対マッハ数分布を示す。efficiency stressed turbine, mass-flow stressed turbine どちらもノズル流路内で流れは一樣に加速しており、損失につながるような翼面境界層の発達は見られない。ノズルにおける損失は、厚い後縁の下流に形成された後流が主な原因であると考えられる。

排気損失

二次元タービンでは子午面形状の制約からロータ出口断面積が小さくなるので、出口流速が高くなる傾向があるが、



(a) efficiency stressed turbine



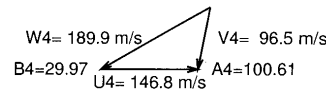
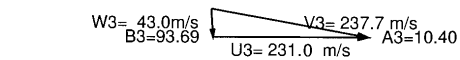
(b) mass-flow stressed turbine

図4 ノズルミッドピッチマッハ数分布 ($U/C_0=0.6$)

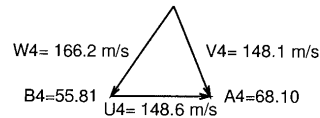
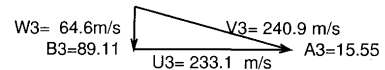
速度三角形(図5)から分かるように mass-flow stressed turbine は設計点付近の $U/C_0=0.6$ において半径方向速度、絶対周方向速度とも efficiency stressed turbine よりも大きくなっている。圧力比を固定して速度比を上げると必然的に出口絶対周方向速度は増加するので mass-flow stressed turbine では高速度比側で出口絶対流速が大きくなり、排気損失の増加につながったと考えられる。

ロータ損失

図6, 7に efficiency stressed turbine と mass-flow stressed turbine のロータミッドスパンにおける相対マッハ数分布をそれぞれ示す。図中に表示した入口境界における相対速度ベクトルから、低速度比では翼列に対して正の流入角、高速度比では負の流入角となっていて、低速度比では負圧面、高速度比では正圧面のそれぞれ前縁付近に剥離域を生じていることが分かる。また前縁付近の剥離域とは別に、負圧面後縁側にも剥離域が見られる。剥離域の大小が図3に示すロータ損失の大小と対応していることから、ノズルの場合とは異なり翼面境界層の剥離が損失の主な原因になっていると考えられる。

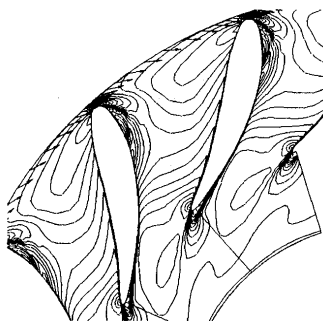


(a) efficiency stressed turbine

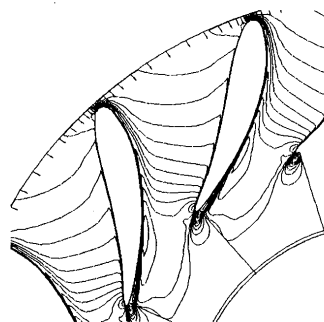


(b) mass-flow stressed turbine

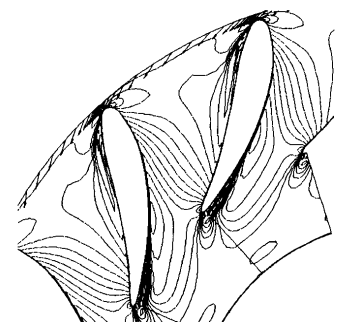
図5 速度三角形 ($U/C_0=0.6$)



(a) $U/C_0=0.4$



(b) $U/C_0=0.6$



(c) $U/C_0=0.8$

図6 ロータミッドピッチ相対マッハ数分布 (efficiency stressed turbine)

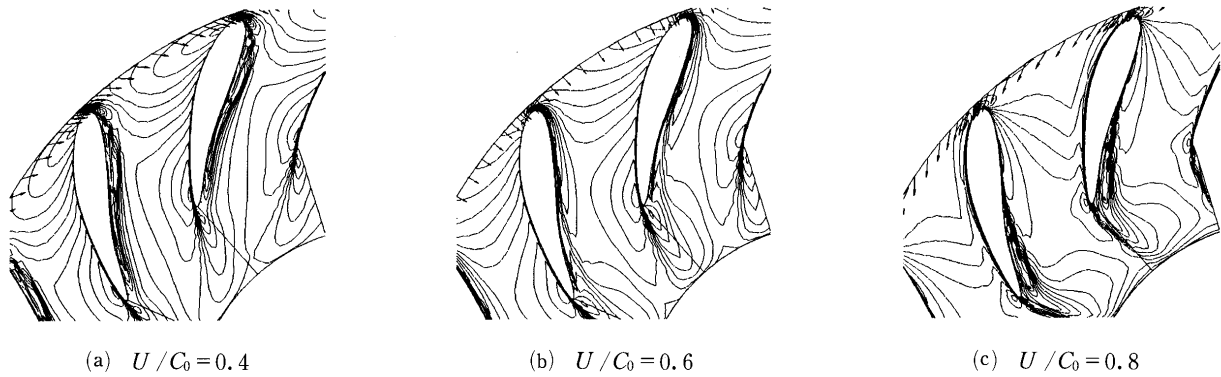


図7 ロータミッドピッチ相対マッハ数分布 (mass-flow stressed turbine)

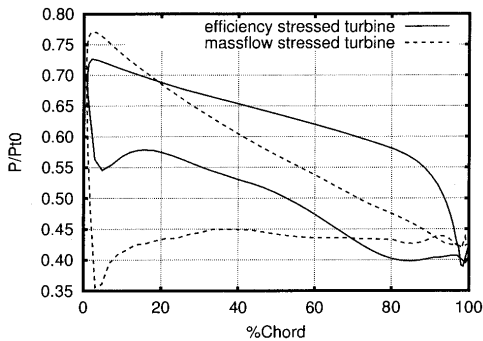


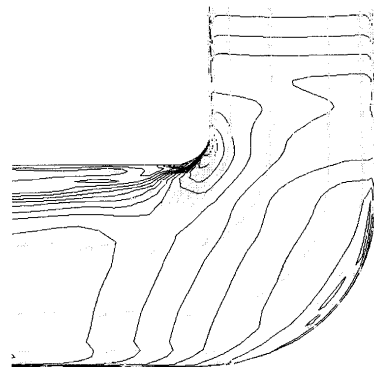
図8 ロータ翼面マッハ数分布 ($U/C_0=0.6$)

図8に、設計点付近の $U/C_0=0.6$ におけるロータ翼面圧力分布を示す。efficiency stressed turbineでは翼列の大部分で増速流になっており、順圧力勾配が実現されている。隣接翼後縁との間に形成されるスロートより下流の負圧面80% chord以降では流路が拡大するが、この部分では流れが転向しきれず境界層が剥離して圧力一定となっている。mass-flow stressed turbineは、見かけ上逆キャンバを持つ翼型になっているため流路が絞られず、負圧面では全面で圧力が一定になっている(図8)。圧力分布の違いが影響して、mass-flow stressed turbineでは負圧面剥離が拡大したのだと考えられる。

エクスデューサ損失

図9にエクスデューサ入口の絶対マッハ数分布および速度ベクトルを示す。二次元タービンという制約上、流れはエクスデューサ入口(ロータ出口)には半径方向内向きに流入し、エクスデューサで軸方向に転向して流出する。このとき転向部に案内翼等は存在しないので、曲率半径の小さいケーシング側では流れが転向しきれずに剥離してエクスデューサ損失を発生している。ロータ出口における半径方向速度成分の大きいmass-flow stressed turbineの方が大きく剥離し、エクスデューサ損失も大きくなる傾向が見られる。

図10に、ロータ翼列内のマッハ数分布を示す(等高線が重なって判読しづらいため、最下流断面のみ等高線の色をかえてある)。隣接翼の後縁よりも上流(いわゆるcovered region)では、等高線はハブからチップまで



(a) efficiency stressed turbine



(b) mass-flow stressed turbine

図9 エクスデューサ入口部絶対マッハ数分布 ($U/C_0=0.6$)

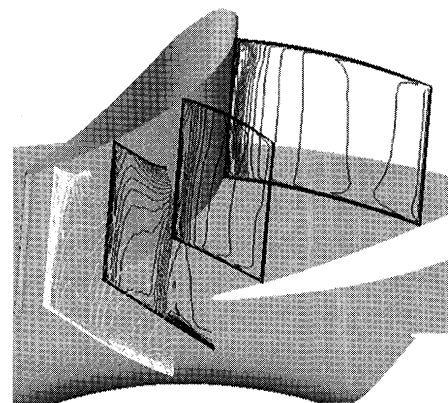


図10 ロータ流路内相対マッハ数分布 (efficiency stressed turbine, $U/C_0=0.6$)

ほぼ一様で流れは二次元性を保っているが、隣接翼の後縁よりも下流ではエクスデューサ曲率の影響で流れが翼高さ方向に分布を持ち、それに伴ってロータ翼負圧面後縁の剥離域がチップ側で拡大し、エクスデューサ入口の剥離域につながっている。三次元性の影響が強く出ていることも、エクスデューサ損失の特徴である。

2.3 CFDによる設計の妥当性

空力設計では与えられた仕様を最小の損失で実現する翼列空力形状を決定することが大きな目標の一つなので、CFDで設計を行う場合には、複数の翼列が発生する損失の(相対的な)大きさを比較して、設計の優劣を評価する必要がある。前項であげた損失のうち、ノズル損失は翼後縁の厚みによって生じる速度欠損、排気損失はロータ出口の主流がもつ運動エネルギーが主な原因なので、CFDで直接損失を評価しても大きく誤ることは無いと考えられる。しかし、翼列の剥離域の大きさを予測することは現在のCFD技術では極めて難しく、ロータやエクスデューサで見られる剥離損失をCFDで直接評価して設計すると、誤った評価をしてしまう恐れがある。そこで、剥離損失については損失を直接評価して設計の優劣を評価するのではなく、他のパラメータを用いて剥離域の大きさを予測する必要がある。

前項での解析結果から、タービンのロータ翼列は基本的に増速流であり、また二次元設計では下流に向かって断面積が減少するので、適切な設計を行えば翼面の大部分において順圧力勾配を実現できると期待できる。順圧力勾配下では境界層は付着しているか、剥離したとしても大規模剥離には至らないので、CFDの予測精度も比較的良いと考えられる。したがって、翼面圧力分布を指標に(例えば、図8において、mass-flow stressed turbineの圧力分布よりも efficiency stressed turbineの圧力分布のほうが好ましい等)設計を行い、適切な圧力分布の翼列が設計できれば、CFDで直接剥離域や損失を評価しなくても、損失の少ない翼列を設計することができると考えられる。一方、エクスデューサ部は断面積一定で、三次元性の強い流れ(図10)になっている。大規模な剥離に至る可能性もあるため、ロータ翼列のように圧力分布を指標に設計することはできない。図3ではエクスデューサ損失は比較的小さかったが、もしこの部分の損失が予測よりも大きいようであれば、翼列性能を犠牲にしてもロータ出口絶対流速を下げるなどの対策が必要になる可能性もあり、実際の設計を行う際には、実験等も含めた何らかの方法でエクスデューサ部の損失について検討しておく必要がある。エクスデューサ部の形状自体は比較的シンプルであり、また回転部品も無いことからLES等より高度な手法を適用することもできると考えられる。二次元タービンについて、エクスデューサ部解析の信頼性向上は、今後の検討課題であると言える。

3. 二次元圧縮機の内部流動解析

3.1 計算手法および解析対象

水木らの開発した二次元遠心圧縮機⁷⁾を対象とした。計算手法はタービンの場合とほぼ同様であるが、図11に示すようにインペラのみを解析とした。格子は(121×41×41)のH-H型である。

3.2 解析結果

図12にインペラ前縁付近のミッドピッチにおける速度ベクトル図を示す。タービンエクスデューサ(図9)の場合同様、インデューサとインペラを接続する曲がり部で流れが転向しきれずに剥離している。タービンでは出口での剥離であったため、剥離が直接ロータ内の流れに影響を与える事は無かったが、圧縮機では剥離域がインペラ流路に流入して負圧面での剥離を引き起こしている。二次元翼であることからくる子午面形状の制約は、タービンでは断面積を絞る方向に作用して流路内の剥離を抑制したが、圧縮機では逆に流れを減速させる方向に作用するため、負圧面の剥離はそのまま大規模な剥離につながっている。(図13)このような流れ場ではCFDで定量的な議論をすることは難しい。入口部の剥離を抑えるためには、新たなアイデアが必要であり、概念設計段階でのアイデアの絞り込みにCFDが有効では無いかと考えられる。

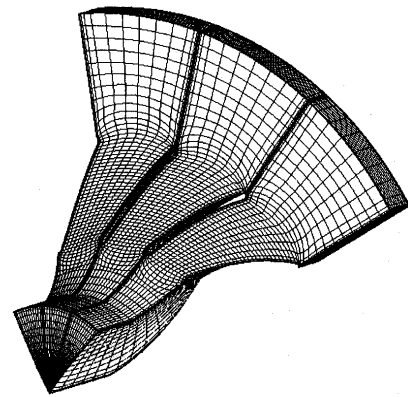


図11 圧縮機用計算格子

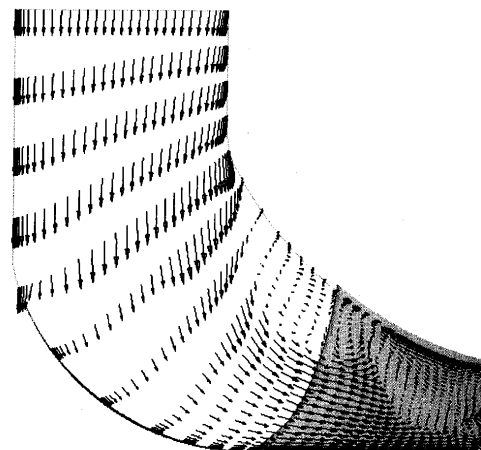


図12 インペラ入口速度ベクトル図

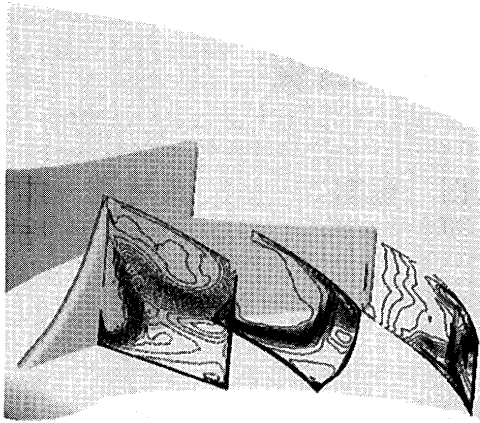


図13 インペラ内相対全圧分布

4. まとめ

通常の三次元翼設計に用いられるのと同様な手法で二次元回転機械内の流れ場を解析し、二次元回転機械の特徴を調べるとともに、現状CFD技術の問題点について検討した。

二次元タービンはエクスデューサ部を除いて大規模な剥離は無いと予想されるので、損失の直接評価や圧力分布を指標にすることで翼列設計はできると考えられるが、エクスデューサ形状については、より詳細な解析で検討する必要がある。

二次元圧縮機の場合は、入口で大規模な剥離がおきる恐れがあり、CFDで定量的な設計検討をすることは難しい。概念設計段階でのアイデアの絞り込みにCFD

を活用できるのではないかと考えられる。

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の平成13年度エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術開発」の一環として実施されたものである。一連のタービン流れ解析にあたっては、東大生産技術研究所の加藤千幸助教授に様々な助言を頂いた。また、格子生成やCFD計算にあたっては東大大学院工学系研究科の松浦一雄君、池田博行君に御協力頂いた。ここに謝意を表す。

参考文献

- (1) A. H. Epstein et al. Micro-heat engines, gas turbines, and rocket engines— the MIT micro engine project. AIAA Paper 97-1773, June (1997)
- (2) 松尾栄人. パワーMEMSの広がり—米国プロジェクトの背景と関連研究の概要—. 日本ガスタービン学会誌, Vol. 29, No. 4, (2001), pp. 229-234
- (3) Kousuke Isomura. Feasibility study of a gas turbine at micro scale. ASME 2001-GT-101, (2001)
- (4) 松尾栄人. ラジアルタービンの流動特性と空力設計法への適用. 東京大学, 博士論文, (1998)
- (5) 山根敬. 遠心系タービンおよび圧縮の内部流れに関する数値解析とその実験的検討. 東京大学, 博士論文, (1992)
- (6) 加藤千幸他. 超小型ガスタービン用ラジアルタービンの要素研究. 日本機械学会第8回動力・エネルギー技術シンポジウム, June (2002)
- (7) 水木新平他. 超小型遠心圧縮機の開発. 日本ガスタービン学会誌, Vol. 30, No. 4, (2002), pp. 7-11

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

MIT 超小型ガスタービンの調査

内田 竜朗*¹
UCHIDA Tatsuro長尾進一郎*²
NAGAO Shinichiro

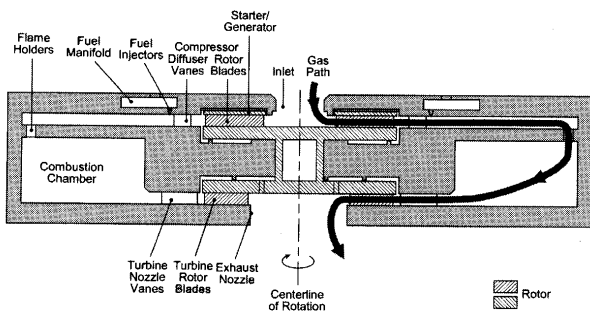
キーワード：マイクロガスジェネレータ，ポタン型，Power MEMS

1. はじめに

1997年Massachusetts Institute of Technology(MIT)のProf. A. H. EpsteinはMicro-electromechanical systems (MEMS) 加工技術によって製作するポタンサイズ(g)のガスタービンに関する研究内容を発表⁽¹⁾した。このガスタービンは各コンポーネント(タービン, 圧縮機, 空気軸受, 燃焼器, 発電機)を図1に示すように配置し, 直径12 mm, 厚さ3 mm, 重さ1 g, 回転数 2.4×10^6 rpm, 流量0.2 g/s, 燃料流量8 g/h (H_2), タービン入口温度1600°K, 圧力比4.5:1の動作条件で電氣的出力が10~20 W 得られるものである。

1999年, このガスタービンは図2に示す断面形状に改良⁽²⁾され, 実用化を目指して精力的に研究が進められている。これらのガスタービンはサイズと出力の関係から $LiSO_2$ 電池などと比較してエネルギー密度が約20倍高い電源性能を有している。このため, 携帯情報機器の高性能化に伴って要求される, 次世代高性能バッテリーとしての利用が期待されているとともに自立型ロボット用の独立電源としての利用も考えられている。

本報では, 現在までにMITで進められている超小型ガスタービン(UMGT)に関する研究内容を概説すると共にこのガスタービンの形状調査を行ったので報告する。

図1 マイクロガスタービンジェネレータ断面図⁽¹⁾

原稿受付 2002年5月9日

* 1 株式会社 電力・産業システム技術開発センター
〒230-0045 神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4
tatsu.uchida@toshiba.co.jp

* 2 株式会社 電力システム社
〒105-8001 東京都港区芝浦1-1-1

2. MITの超小型ガスタービンの調査

MITの超小型ガスタービン研究開発体制⁽³⁾は, システム設計, タービン・圧縮機, 燃焼器, 軸受, マイクロ加工, 構造・材料, 発電機の7つのチームで編成されている。

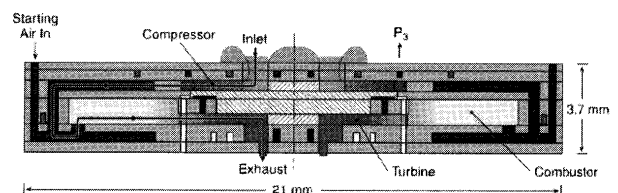
ここでは, これらの開発体制のメンバーから発表された論文の内容を紹介する。

2.1 システム設計^(4, 4-7)

図1および図2に示したMITの超小型ガスタービンは圧縮機とタービンが回転軸を介して背中合わせに接続された構造である。回転軸近傍に設けたインテークから流入した空気は, 圧縮機で圧縮された後, ディフューザを通過して半径方向外側への流れとなる。この流れに複数の燃料噴射孔から燃料を供給して混合気を作られ, 多数の燃焼器インレットポート(点火装置が備えられている)を通過して燃焼器へ達し, 高温, 高圧の燃焼ガスとなる。この燃焼ガスは半径方向内側への流れに転じ, タービンを通過した後軸方向へ排気される。

これらのコンポーネントは図2に示すように数百ミクロンの厚みのウエハを6枚接合することで構成される。各ウエハは露光, 現像, エッチング, 基板接合など半導体プロセスを流用したマイクロ加工によって製作される。

超小型ガスタービンの起動/発電は, 翼端シユラウドに設けた電極とケーシングに設けた多数の放射状電極によって構成する静電誘導型のモータ/発電機によって行う。このモータ/発電機に起動時は外部から電圧を加えることによって, 発電時はこの逆を行うことで運動的エネルギーと電氣的エネルギーの変換を行う。

図2 H_2 デモエンジン断面図⁽¹⁶⁾2.2 圧縮機^(7, 8)

超小型ガスタービンはマイクロ加工によって製作するため, 基本的に翼のスパン方向は同一断面を有する2次

元翼である。さらに、翼端は基板接合などの制約から平面である必要があるため翼高さも一定となる。また、代表長が小さくなるためレイノルズ数は 10^4 になる。

通常のガスタービン圧縮機では翼端壁形状によって拡散量の厳密な制御を行うが、これらの制約からこの超小型ガスタービンの圧縮機の場合、翼形状そのもので制御することとなる。図3に見られるように超小型ガスタービンの圧縮機では半径方向位置が増加するに従って、流路面積が減少するように調整され、逆圧力勾配による境界層剥離を極力回避する形状となっている。また、この翼は流れの方向も制御している。すなわち、流出角を半径方向からほぼ90度の角度に流出することで、大きなスワールが得られる形状となっていることが分かる。これにより、圧力上昇は遠心効果に依存した圧縮機となっている。

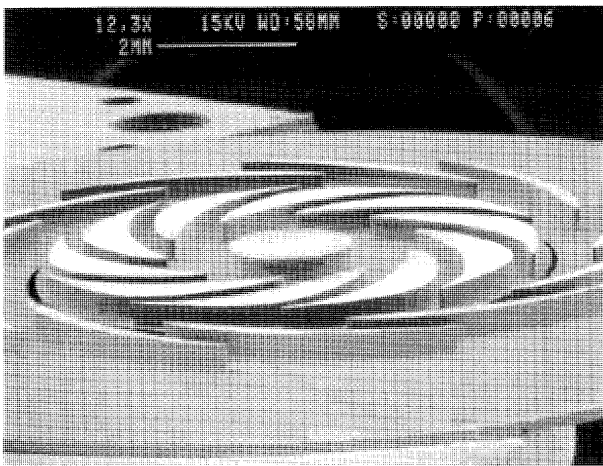


図3 圧縮機 SEM 像⁽⁶⁾

2.3 燃焼器

1998年にProf. I. A. Waitzが燃焼器に関連する最初の発表を行った⁽⁹⁾。この発表で超小型ガスタービン用燃焼器を実現するための課題として、①混合、燃焼滞在時間の短縮、②面積体積比が大きいことによる熱損失の増加、③燃焼器を構成する材料、④試験と解析方法について提言がなされた。

図4に示す燃焼試験装置が製作され、1998年から1999年にかけて第一次の試験が実施されている^(10, 11)。

この装置は3枚のSiウエハとトップ、ボトムプレートから構成されている。3枚のSiウエハはそれぞれ直径 $30\mu\text{m}$ 、深さ $200\mu\text{m}$ のインジェクタを76個設けた厚さ $400\mu\text{m}$ のウエハ、直径 $340\mu\text{m}$ のインレットホールを24個設けた厚さ $400\mu\text{m}$ のウエハ、および内外径5mm、10mm厚さ1mmの燃焼チャンバである。

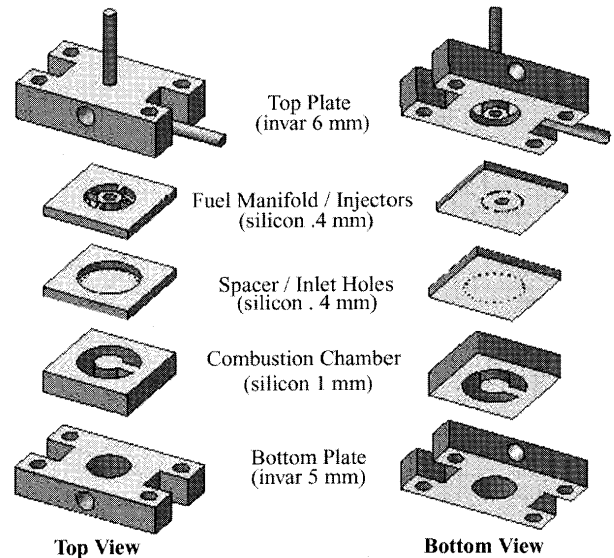


図4 燃焼試験装置 (Siウエハ3枚)⁽⁸⁾

この装置を用いて水素燃料を用いて当量比を変化させた常圧燃焼試験を実施し、燃焼器出口温度、燃焼効率、およびトップ、ボトムプレート壁温度と当量比の関係が予混合の有無によってどう変化するか比較している。予混合が有る場合の方が予混合無しの場合よりも、ほぼ全ての当量比範囲内において燃焼器出口温度、効率、壁温度が高くなっていると報告している。

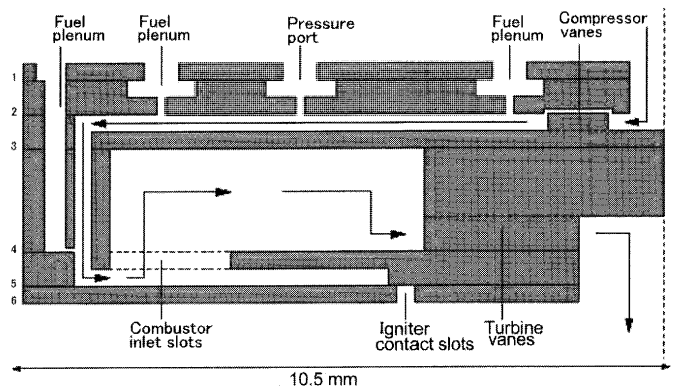


図5 燃焼試験装置 (Siウエハ6枚)⁽¹²⁾

次に図5に示す燃焼試験装置が製作され1999年から2002年にかけて第二次の試験が実施されている⁽¹²⁻¹⁶⁾。

この装置は6枚のSiウエハから構成されている。装置外径は $21 \times 21 \times 3.8\text{ mm}$ 、燃焼チャンバは内外径 $18.4, 9.6\text{ mm}$ 、厚さ 1 mm である。図4からの改良点は空気流入部にコンプレッサベーンを、出口にタービンベーンを、燃焼器周囲に再循環ジャケットを、燃焼器底部に点火装置を設けていることである。

この装置を用いて図6に示すように燃焼器出口温度、効率と当量比の関係などが調べられている。

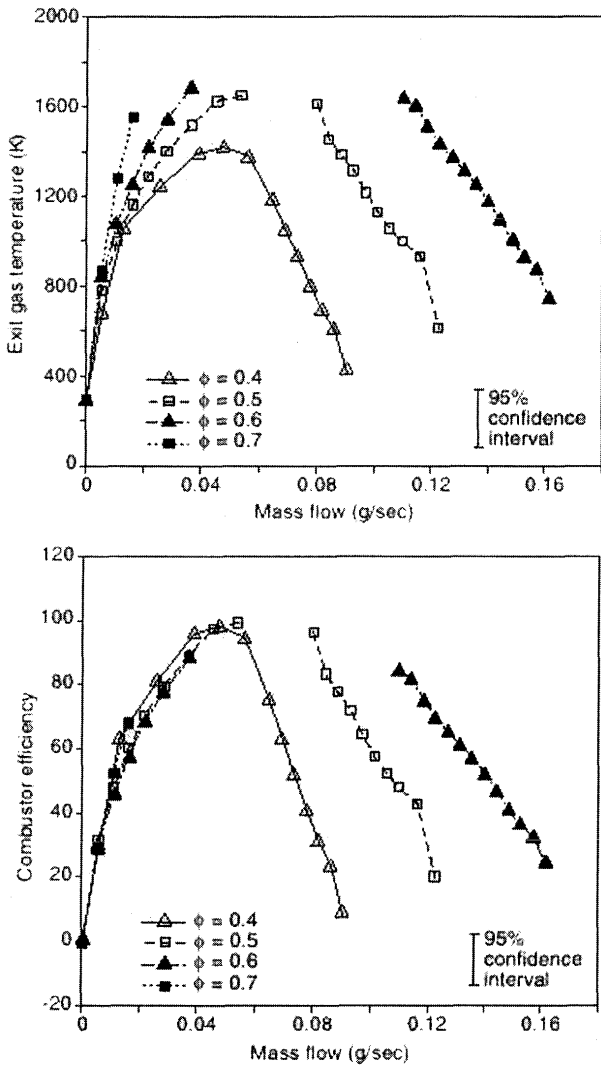


図6 予混合水素燃焼試験結果⁽¹⁶⁾

2.4 軸受

1997年、レイノルズ方程式を用いた2次元解析によりジャーナルベアリングの安定性を評価した論文が発表された⁽¹⁷⁾。

続く2000年には図7に示すような5枚のSiウエハから構成する軸受検証用エアータービンが製作され、試験が実施されている^(18, 19)。この装置はロータ、ステータ間にジャーナル軸受が設けられ、さらに、ロータを挟む2, 4層目のSiウエハに図10に示すスラスト軸受が設けられている。この装置を用いて試験した結果、図8に示すように 10^6 rpmを超える回転数が実現されている。さらに、図9に示すように主流空気、ジャーナル軸受、スラスト軸受の流量と回転数の関係の試験結果が報告されている。

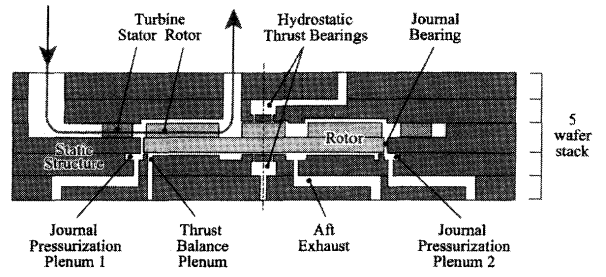


図7 軸受検証用エアータービン⁽¹⁸⁾

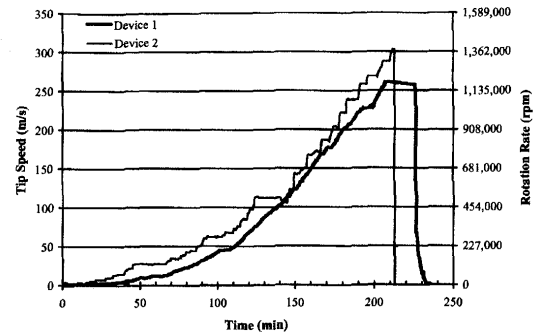


図8 チップ速度と回転数履歴⁽¹⁸⁾

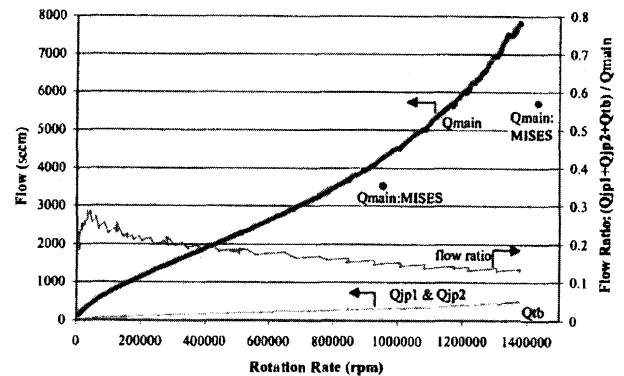


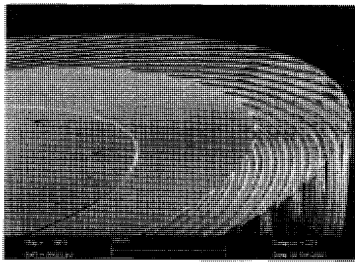
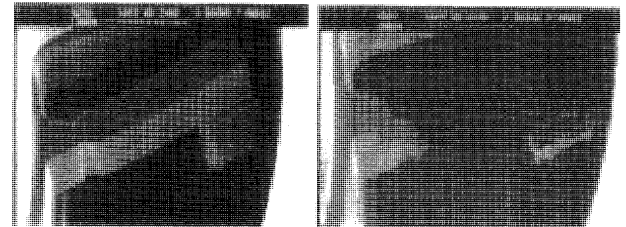
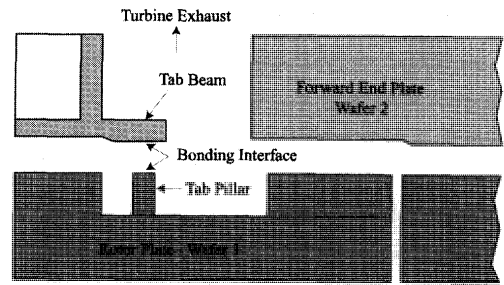
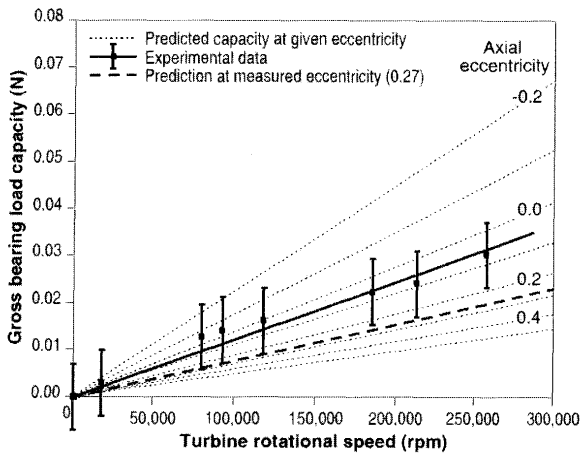
図9 流量と回転数の関係⁽¹⁸⁾



図10 多数給気孔静圧軸受⁽²⁰⁾

さらに2000年から2002年にかけて⁽²⁰⁻²²⁾は、図11に示すような多数給気孔軸受とスパイラル溝軸受を組合わせたハイブリッド型のスラスト軸受検証装置が製作され試験が実施されている。

図12に示すように試験結果(実線)と、偏心量-0.2~0.5の予測値(点線)および、偏心量-0.27の予測値(破線)はある程度的一致が得られると報告されている。

図11 スパイラル溝付き軸受⁽²²⁾図13 ロータとケーシングを仮接続する tab⁽¹⁸⁾図12 動圧モード軸受の負荷能力と回転数の関係⁽²²⁾

2.5 マイクロ加工

従来のガスタービンは機械加工の技術を駆使して製作されていた。これに対し超小型ガスタービンの製作にはIC製造のための半導体製造技術が流用される。通常半導体製造は、①ウエハ上に酸化膜または金属薄膜を成膜、②レジスト(感光性有機膜)塗布、③露光、④現像、⑤エッチング、⑥レジスト除去などの工程によって行われる。これらの工程の内、特に⑤の工程によってトレンチ加工(基板を深く掘る)する工程と基板同士を接合する技術および接合の成否を左右する機械化学研磨技術CMP(Chemical Mechanical Polishing)が超小型ガスタービンのような3次元構造物を形成するためのキー技術になる。

1998年、MITのProf. M. Schmidtはこのキー技術の一つである基板接合に関する発表を行った⁽²³⁾。この発表の中でウエハ間に中間層を用いずに接合する直接接合、ウエハ間に熱酸化膜または自然酸化膜を介して接合するフュージョンボンディング、シリコンとガラスの陽極接合に関する調査報告がなされた。基板接合に関する発表は2002年にも行われている⁽²⁴⁾。この発表は、図5に示した6枚のウエハを用いた燃焼試験用装置の製作に関する内容で、接合の温度、圧力条件を変えた試験結果を赤外線カメラでモニタした結果が示されている。

1999年には図7に示した軸受検証用エアータービンの製作工程に関する発表が行われた⁽²⁵⁾。図13に示すように、製作の途中でロータを保持するために設けられるtabを製作完了後にLaser-Assisted-Etchingによって切離す、マイクロ回転機械特有と思われる工程が記述されている。

この発表が行われた1999年と2000年には超小型ガスタービン製作上のもう一つのキー技術となる、基板を深く掘るDRIE(Deep Reactive Ion Etching)について発表が行われている⁽²⁶⁻²⁸⁾。DRIEの工程は図4、5に示した燃料供給孔や図7、10、11に示したジャーナル軸受、スラスト軸受の製作に不可欠である。これらの発表ではエッチング深さ300~500 μm 、開口幅12~18 μm の高アスペクト比(深さ/開口幅)エッチングについてプロセス条件などが報告されている。

2.6 構造・材料

構造・材料に関して記述した文献は以下に紹介する3件以外に殆ど見当たらない。1件目は1997年Si材料をKOH(水酸化カリウム)によってエッチングした材料などの強度評価試験と有限要素法による3次元構造解析の報告である⁽²⁹⁾。2件目は2001年DRIEによってエッチングした材料などの強度評価および3次元解析結果の報告である⁽³⁰⁾。ハブ高さ、ブレード高さ、およびフィレット曲率と最大応力との関係や、翼高さが高くなると最大応力が増加すること、およびハブが曲率を持った形状の場合、その曲率が増すほど最大応力が減少することなどが報告されている。3件目は2000年Ni, SiC, Siをタービン材料として利用する場合の比較検討がなされている。NiやTiよりもSiCやSiの方が比強度、比剛性の面で優れ、熱応力発生が小さいため優れている。更に、耐熱限界からSiCの方がSiよりも適していると報告している。

2.7 モータ/発電機

超小型ガスタービンでは10⁶rpmを超える超高速回転および燃焼器からの熱伝導によって高温に曝される問題がある。従来、モータ/発電機に用いられていた磁石式を超小型ガスタービンへ採用する場合、磁石の温度特性とマイクロ加工に課題がある。このため、MITでも図14に示す静電誘導型を採用している。

この図が示す通り、ロータ側は基板上に酸化膜とドー

ピングしたポリシリコンの膜を形成し、ステータ側は基板上に酸化膜と放射状電極を形成した構造である。図15に放射状電極を示す。放射状電極はこの例では6本おきに接続され電氣的に6つの相を形成している。隣り合う放射状電極とそれに対向するポリシリコンの膜が異極性の場合に斥力が、同一極性の場合に引力が働く物理現象を利用することでモータ／発電機が構成可能となる。

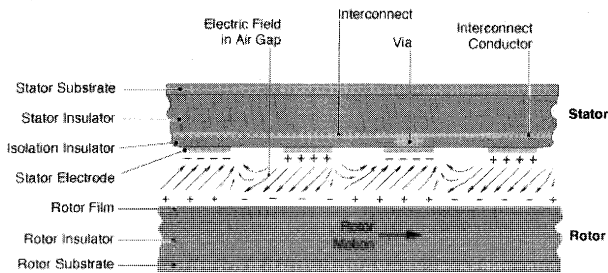


図14 静電誘導型モータ／発電機 (断面)⁽⁶⁾

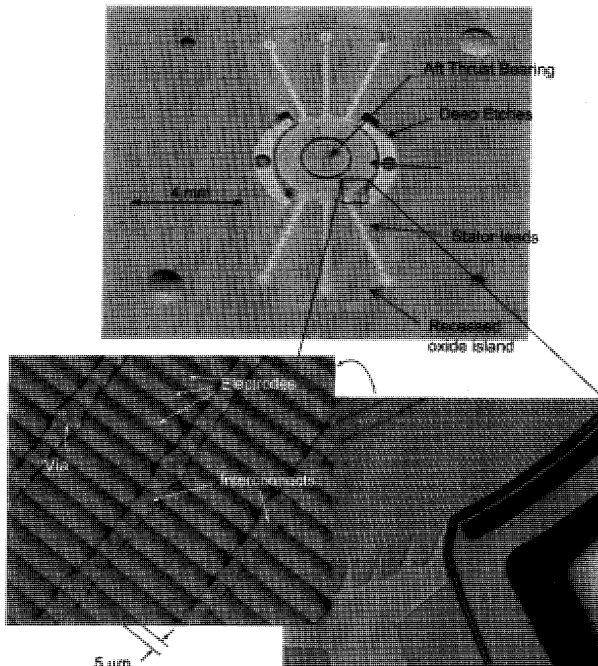


図15 静電誘導型モータ／発電機 (平面)⁽¹⁹⁾

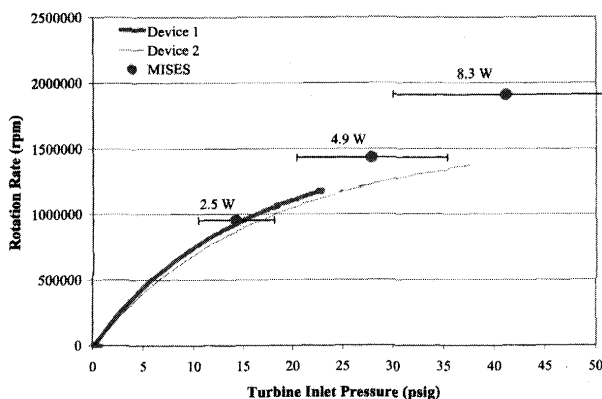


図16 静電誘導型モータの回転数とタービン入口圧⁽¹⁸⁾

図16⁽³¹⁾は、この試験装置に空気を供給して静電誘導型モータを回転した時のタービン入口圧と電氣的出力が示してある。1.5×10⁶rpmで5Wの出力が得られたことを示している。

2.8 超小型ガスタービンの形状

次に、MITが研究を進めている超小型ガスタービンの形状を確認するため、文献に記述された図や寸法などを参考にしてCADデータを作成した。このデータの寸法を拡大して3次元プリンタ(Z Corporation製⁽³²⁾)を用いて造形を行った(図17, 18参照)。造形装置の形状再現能力の制約から半径方向、回転方向、軸方向ともに5倍にしたモデル(容積125倍)と実際の大きさを確認する目的で1倍モデルを作成した。図17左はシュラウド付きコンプレッサ側から見た5倍モデルを、同図の右側に1円硬貨と併せて1倍モデルを示す。これらのモデルは図1に示したマイクロガスタービンジェネレータ断面を有する3次元モデルである。図18はロータ部分のみを取り出して斜めから見た写真である。これらのモデルから、サイズが小さいことを改めて認識できる。

尚、上述した課題を克服することで1円硬貨よりも小さく、従来の電池よりも大出力微小電源の製作が実現できると期待される。

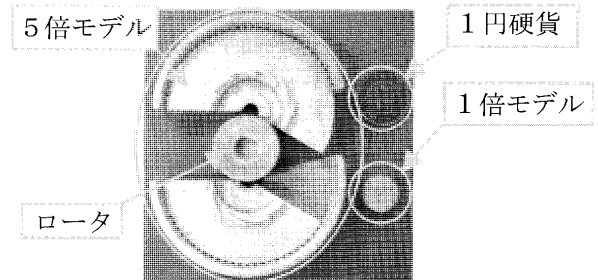


図17 造形モデル (5倍モデルと1倍モデル比較)



図18 造形モデル (ロータ)

3. まとめ

MITの超小型ガスタービンの研究開発動向を概説した。調査結果から要素技術ごとに編成したチームで着実に開発が進められていることが分かった。

従来の航空機用、産業用ガスタービンは特定企業の製

品が市場を独占し、技術も成熟しつつあるが、ここで述べた動向調査からも明らかなように超小型ガスタービンの研究は未だスタートラインに立ったばかりである。近い将来、超小型ガスタービンが携帯情報機器や自立型ロボットに利用される日を夢見て日々研究に精進していくとともに、拙い本稿が会員各位の研究の一助になれば幸いである。

本研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の平成13年度エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業「ボタン型ガスジェネレータ実用化技術開発」の下で行われた。

謝 辞

本稿を纏めるにあたり、東京大学吉識教授、長島教授に種々のご指導を頂いた。ここに深く謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) A. H. Epstein, et al., AIAA Paper 97-1773, (1997)
- (2) A. H. Epstein, "POWER MEMS MICRO-GAS TURBINE ENGINES", U. S. Dep. of Transportation, (1999)
- (3) MIT Gas Turbine Laboratory Power MEMS Reserch and Development, "http://web.mit.edu/aeroastro/www/labs/GTL/research/micro/micro.html"
- (4) A. H. Epstein, et al., SCIENCE vol. 276, (1997), p. 1211
- (5) A. H. Epstein, et al., IEEE Transducer 97, (1997), p. 753
- (6) A. H. Epstein, et al., ISROMAC-8, (2000), p. 1
- (7) A. H. Epstein, et al. "United State Patent 5932940", (1996)
- (8) A. Mehra, et al., Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, (1998)
- (9) I. A. Waitz, et al., ASME Journal of Fluids Engineering, vol. 120 (1998)
- (10) A. Mehra, et al., Solid State Sensor and Actuator Workshop, Hilton Head Transducers Conference, (1998)
- (11) A. Mehra, et al., J. of MEMS, vol. 8, No. 2(1999), p. 152
- (12) A. Mehra, et al., Transducers 99, (1999)
- (13) A. Mehra, et al., J. Vacuum Science & Tech. B, vol. 1, No. 5 (2000)
- (14) A. Mehra, et al., J. of MEMS vol. 9, No. 4(2000), p. 517
- (15) A. Mehra, Ph. D. Thesis, MIT, (2000)
- (16) C. M. Spadaccini, et al., proc. ASME TURBO EXPO 2002
- (17) E. S. Piekos, et al., AIAA Paper 97-1966, (1997)
- (18) L. G. Frechette, et al., Solid State Sensor and Actuator Workshop, (2000)
- (19) L. G. Frechette, et al., Ph. D. Thesis, MIT, (2000)
- (20) K. Breuer, et al. "CHALLENGES FOR LUBRICATION IN HIGH SPEED MEMS", Nano Tribology, (2000)
- (21) K. Breuer, et al. "LUBRICATION IN MEMS", CRC Handbook on MEMS, (2002)
- (22) C. W. Wong, et al., MEMS 2002, p. 276
- (23) M. A. Schmidt, et al., Proc. of the IEEE, vol. 86, No. 8(1998) p. 1575
- (24) N. Miki, et al., MEMS 2002, p. 407
- (25) C-C. Lin, et al., IEEE Int. MEMS Conference 99, (1999)
- (26) A. Ayon, et al., J. Electrochemical Society, vol. 146, No. 1 (1999), p. 339
- (27) A. Ayon, et al., Solid State Sensor and Actuator Workshop, (2000), p. 339
- (28) A. Ayon, et al., J. Vac. Sci. Technol. B vol. 18, No. 3(2000), p. 1412
- (29) S. M. Spearing, Ceramic Eng. & Science proc vol. 18, No. 4 (1997)
- (30) K-S. Chen, et al, AIAA J. vol. 39, No. 4, (2001)
- (31) L. G. Frechette., proc. of IMECE '01, (2001)
- (32) 3次元プリンタメーカー"Z Corporation"ホームページ, "http://www.zcorp.com/flash/index.html"

特集：ガスタービンの極小化に関する調査研究

超小型ガスタービン熱サイクルに及ぼす 隣接タービン・圧縮機間熱伝達効果の一考察

長島 利夫*¹
NAGASHIMA Toshio

辻 良史*²
TSUJI Yoshifumi

キーワード：Ultra-Micro Gas Turbine, Heat Transfer, Thermal Efficiency

1. はじめに

ガスタービンエンジンの発展は、最近の分散型熱電併給システムを契機に、大型・高圧・高温化、かたや小型・複合・廉価化の2方向に分極化する様相にある。後者は、さらにパソコンなどメディア機器をはじめ福祉ロボットなど、将来、モバイル(個人ごとに携帯)の熱・電気エネルギー環境の最適制御・再利用システム導入へと展開することが必至であり、特に米国MITグループによるPower MEMS (Micro Electro Mechanical Systems) ボタン寸法の究極形態(図1)は、潜在需要を生み商品価

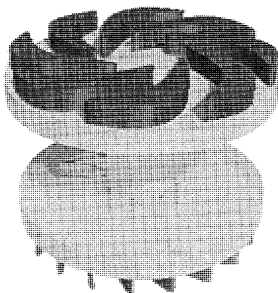
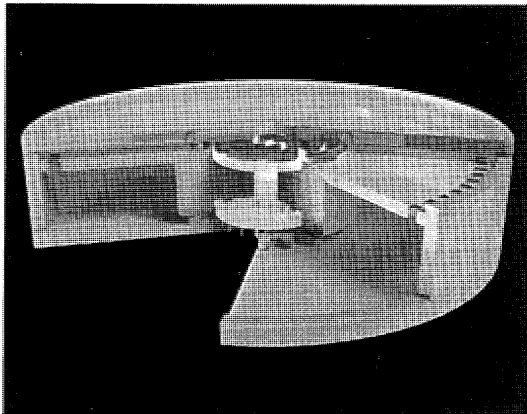


図1 上：MIT型UMGT 最外径12mm
左：UMGTの遠心圧縮機、
ラジアルタービンローター部分

値ある魅力的な提唱と期待される。ガスタービンエンジンの超小型化は、いわゆる2乗3乗則というマクロな視点から、高エネルギー密度を達成するための理に適う指針であり、クラスタ化を通じて広範囲の出力に対処できる柔軟性も狙える利点がある。一方で、熱サイクル的に高温・高圧を極小寸法で実現し出力変換するための技術的課題、即ち、微細空間での燃焼と熱流動、強大な温度勾配下の超高速回転そしてマイクロ熱交換器と発電機など、山積する困難点も明らかであり、新たな発想に基づく工学的な解決策を模索することが必要となる。

本稿では、先ず、MIT型超小型ガスタービンUMGT (Ultra-Micro Gas Turbine) に特徴的な構造である隣接タービンと圧縮機間の熱伝達が及ぼす熱サイクルへの影響を考察する。

2. 検討モデル

図2にMIT提案^①UMGTに対する今回の検討モデルを示す。2次元翼列設計による遠心圧縮機及びラジアルタービンは回転軸を介して隣接する。流路内のサイクル状態量は、図中の丸囲数字の位置に対応させた添字を付して表現する。検討上、従来との根本的な違いは、高温部(タービン)から低温部(圧縮機)への熱伝達を考慮に入れる点である。

ここでは、タービン及び圧縮機それぞれのディスクと

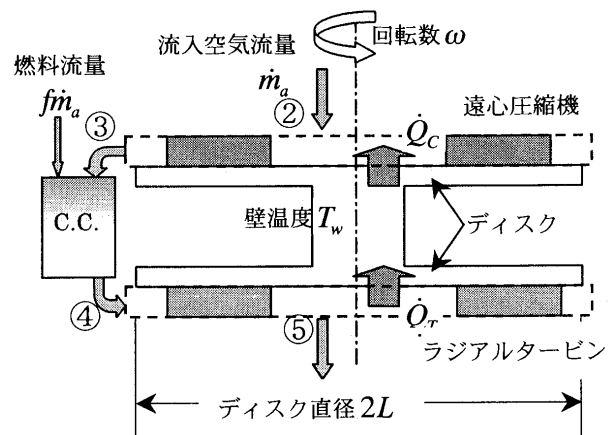


図2 UMGT 検討モデル

原稿受付 2002年6月4日

- *1 東京大学工学系研究科航空宇宙工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1
- *2 東京大学大学院工学系研究科
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

作動流体との熱伝達の影響を、各要素の、a) 断熱効率に含め換算、b) ポリトロピック効率に換算の2種類の方法に従い熱力学サイクル計算を行った。

断熱効率モデル

圧縮機の圧力比を π_c 、熱伝達がないときの圧縮機断熱効率を $\eta_{c|Q_c=0}$ 、圧縮機ディスクから空気への熱流束を \dot{Q}_c 、空気流量を \dot{m}_a 、全温度を T_2 とすれば、圧縮仕事 w_c は、単位流量あたり、次式で与えられる。

$$\frac{w_c}{C_{pc}T_2} = \frac{1}{\eta_{c|Q_c}} \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) - \frac{\dot{Q}_c/\dot{m}_a}{C_{pc}T_2} = \frac{1}{\eta_{c|Q_c=0}} \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \quad (2.1)$$

ただし、 γ_c 、 C_{pc} は空気の比熱比および定圧比熱である。

言い換えれば、式(2.1)によって熱伝達の効果を含めた圧縮機断熱効率 $\eta_{c|Q_c}$ を定義する。つまり、

$$\frac{1}{\eta_{c|Q_c}} = \frac{1}{\eta_{c|Q_c=0}} + \frac{\dot{Q}_c/\dot{m}_a}{C_{pc}T_2 \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right)} \quad (2.2)$$

従って、 $\dot{Q}_c > 0$ (熱流入) のとき、 $\eta_{c|Q_c} < \eta_{c|Q_c=0}$ である。この断熱効率を用いると、圧縮機での温度比 $\tau_c = T_3/T_2$ は以下ようになる。

$$\tau_c = 1 + \frac{1}{\eta_{c|Q_c}} \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \quad (2.3)$$

一方、タービンの膨張比は、燃焼器での圧力損失を Δ とすると、 $\pi_T = \pi_c(1-\Delta)$ だから、式(2.1)と同様の導出により、熱伝達の効果を含めたタービン断熱効率 $\eta_{T|Q_T}$ は以下の関係になる。

$$\eta_{T|Q_T} = \eta_{T|Q_T=0} + \frac{1}{1+f} \frac{\dot{Q}_T/\dot{m}_a}{C_{pT}T_4 \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_T-1}{\gamma_T}} \right)} \quad (2.4)$$

ただし、熱流束のないときのタービン断熱効率を $\eta_{T|Q_T=0}$ 、燃焼ガスからタービンディスクへの熱流束を \dot{Q}_T 、燃空比を f 、タービン入口全温度を T_4 とし、 γ_T 、 C_{pT} はそれぞれタービン内の燃焼ガスの比熱比、定圧比熱である。

$\dot{Q}_T > 0$ のとき、 $\eta_{T|Q_T} > \eta_{T|Q_T=0}$ であり、この断熱効率を用いると、タービンの温度比 $\tau_T = T_4/T_5$ は以下となる。

$$\frac{1}{\tau_T} = 1 - \eta_{T|Q_T} \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma_T-1}{\gamma_T}} \right) \quad (2.5)$$

ポリトロピック効率モデル

上記議論中の断熱効率 $\eta_{c|Q_c}$ 及び $\eta_{T|Q_T}$ は流路全体に適用され、全体圧力比に依存して変わるため、次に述べるポリトロピック効率を用いる方がより適切である。

圧縮機内の微小区間で式(2.1)に相当する保存式は次のとおり、

$$\frac{1}{\dot{m}_a} \frac{\delta \dot{Q}_c}{RT} = \frac{\gamma_c}{\gamma_c-1} \frac{dT}{T} - \frac{1}{\eta_{pc}} \frac{dP}{P} \quad (2.6)$$

式(2.6)によって圧縮機のポリトロピック効率 η_{pc} が定義される。 η_{pc} は熱流入に係らず一定と仮定して、式(2.6)を区間2—3で積分する。その際、式(2.6)の左辺を計算するために、以下の仮定をする。

① 温度 T は半径 r 方向のみに線形に変化 ($dT/dr \cong (T_3 - T_2)/L$ の関係)

② 半径 r での微小熱伝達面積は $\pi L dr$ で評価

ここに、 L は圧縮機の代表長さであり、ディスク半径を採用する。このとき、要素の熱伝達代表温度は $(T_2 + T_3)/2$ となる。以上の二つの仮定により、式(2.6)左辺の積分の結果は、

$$\int_2^3 \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{\delta \dot{Q}_c}{RT} = \frac{1}{\dot{m}_a} \left\{ -\frac{\alpha \pi L^2}{R} + \frac{\alpha \pi L^2 T_W}{R(T_3 - T_2)} \ln \tau_c \right\} \quad (2.7)$$

従って、式(2.6)より、以下の関係が導かれる。

$$\pi_c = \tau_c^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c-1} \left(1 - \frac{\alpha S T_W}{\dot{m}_a C_{pc} (T_3 - T_2)} \right)} \cdot \exp \left(\frac{\alpha S \eta_{pc}}{\dot{m}_a R} \right) \quad (2.8)$$

ただし、 S はディスク面積である。

式(2.8)の関係によれば、圧縮機の圧力比が達成されるときに圧縮機出口全温度 T_3 を決定できる。

タービンにおいても同様に熱流出の影響なくポリトロピック効率 η_{pT} を一定として、全区間4—5にわたり積分し整理すると、次式を得る。

$$\frac{1}{\pi_T} = \left(\frac{1}{\tau_T} \right)^{\frac{1}{\eta_{pT}} \frac{\gamma_T}{\gamma_T-1} \left(1 + \frac{\alpha S T_W}{(1+f)\dot{m}_a C_{pT} (T_4 - T_5)} \right)} \cdot \exp \left(\frac{\alpha S}{(1+f)\dot{m}_a R \eta_{pT}} \right) \quad (2.9)$$

式(2.9)の関係を用いてタービンの膨張比が達成されるタービン出口温度 T_5 を求める。

以上の議論において、断熱効率とポリトロピック効率を比較のため対応づける必要が生じる。ここでは、その参照点として、断熱条件 ($\dot{Q}_c = \dot{Q}_T = 0$) かつ設計圧力比 (表1, $\pi_c = 4$) で両効率が等しいとおき議論する。

熱伝達

上記サイクル計算にあたり必要な圧縮機・タービン各要素の熱伝達係数の推定のため、回転円盤に対し、その回転軸方向から吹き付ける流れ場を想定し、既存の解析解および相似則を適用する。

Cochran らは、円盤の回転モーメント係数 C_M を以下のように求めた⁽²⁾。

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 L^5} = \frac{1.94}{\sqrt{Re}}; Re < 3 \times 10^5 \quad (2.10)$$

ただし、 M は円盤に働くモーメント、 ρ は密度、 ω は円盤の回転数、 L は円盤の半径で、 Re は円盤の先端周速及び L によって定義される Re 数である。

Colburn のアナロジーと同様に、式(2.10)をもとに、

Nusselt 数が以下のように導かれる。

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 1.94 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

ただし、 α は各要素での熱伝達係数、 λ は作動流体の熱伝導係数である。

式(2.11)より熱伝達係数を求め、各要素に流入・流出する熱量を以下のように計算する。

$$\dot{Q}_C = \alpha S \left(T_w - \frac{T_{t2} + T_{t3}}{2} \right) \quad \dot{Q}_T = \alpha S \left(\frac{T_{t4} + T_{t5}}{2} - T_w \right) \quad (2.12)$$

3. 結果と考察

ガスタービンサイクル計算は2ケースにつき実施した。第1ケースでは、サイクル最高温度をパラメータとし、熱平衡が成り立つ圧縮機及びタービンディスク温度を算出し、一方、第2ケースでは、サイクル最高温度を1600 Kに固定し、ディスク温度をパラメータとした。計算に用いた各定数は表1にまとめて示すが、両ケースとも、熱伝達なしの圧縮機、タービンの断熱効率、 $\eta_c|_{\dot{Q}_c=0}$ 、 $\eta_t|_{\dot{Q}_t=0}$ を、それぞれ0.7、0.8と仮定する。

ケース1 サイクル最高温度の影響

先に述べた2種類の効率モデルを用いて、サイクル最高温度を1200 Kから1800 Kまで変化させた。

図3.1の上段は断熱効率モデル、一方、下段はポリトロピック効率モデルによる計算結果を示す。横軸がサイ

表1 計算パラメータ

圧縮機	
圧力比 π_c	4
断熱効率 $\eta_c _{\dot{Q}_c=0}$	0.7
比熱比 γ_c	1.4
定圧比熱 C_{pc} [kJ/(kgK)]	1.013
入口全温度 T_{t2} [K]	288
空気流量 \dot{m}_a [g/s]	0.15
タービン、燃焼器	
膨張比 π_t	3.8
燃焼器圧力損失 Δ [%]	5
断熱効率 $\eta_t _{\dot{Q}_t=0}$	0.8
比熱比 γ_t	1.3
定圧比熱 C_{pt} [kJ/(kgK)]	1.25
タービン入口全温度 T_{t4} [K]	†1600
低位発熱量(水素) [MJ]	120
†ケース2	
輸送係数等	
粘性係数(293K) μ [Pas]	18.2×10^{-6}
熱伝導係数 λ [W/(mK)]	2.5×10^{-2}
Prandtl数 Pr	0.7

クル最高温度、縦軸は各要素断熱効率と全体熱効率および出力をそれぞれ示している。いずれの効率モデルで計算しても、熱伝達に起因して、圧縮機及びタービンの断熱効率はそれぞれ大きく減少、増加するが、数値としてポリトロピック効率モデルの方がより低い。断熱効率モデルの場合、横軸とともに、出力は大きく、一方、全体熱効率は若干の増加傾向を示すが、ポリトロピック効率モデルの場合、横軸1600 K以下では負出力となる。両

表2 各モデルの要素仕事

効率モデル	断熱	ポリトロピック	増減
圧縮機	69W	82W	+13W
タービン	101W	81W	-20W
サイクル出力	32W	-1W	

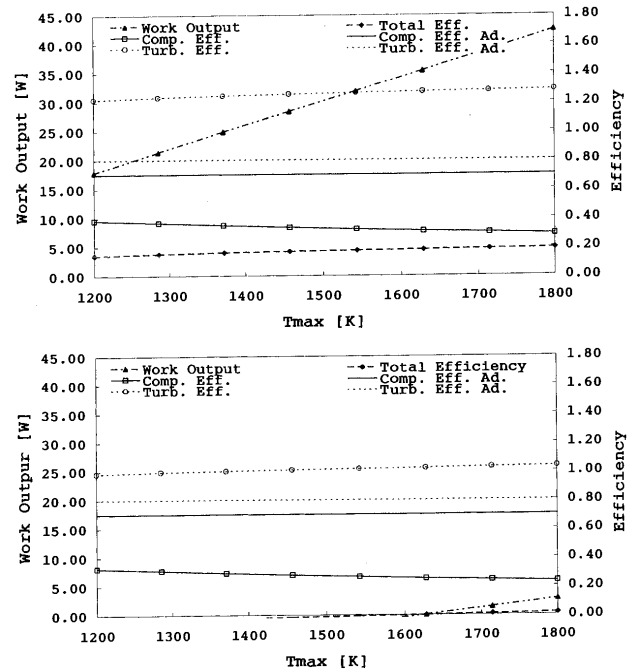


図3.1 (ケース1)上段：断熱効率を用いたモデル
下段：ポリトロピック効率を用いたモデル

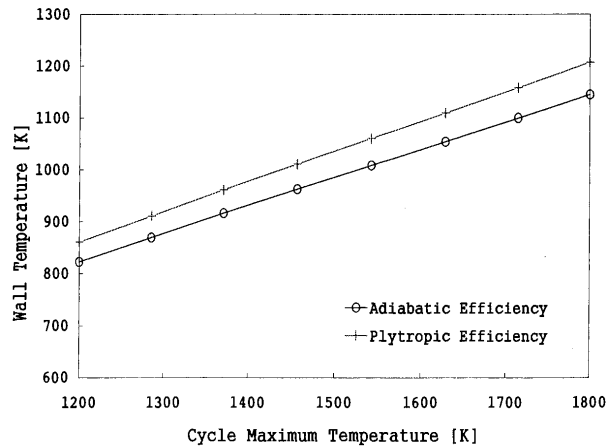


図3.2 熱平衡時のディスク温度

効率モデルでは、このように差異が生じてしまう。横軸 1600 K における詳細を調べると、断熱効率モデルによる圧縮機、タービンの断熱効率はそれぞれ 31%、127% であり、ポリトロピック効率モデルによると、それぞれ 26%、102% であった。これらの効率を用いて各要素仕事を算出すると表 2 の結果が得られる。すなわち、両効率モデルにおける熱伝達が出力に及ぼす影響の違いは、圧縮機仕事増加とタービン仕事減少の双方に原因し、後者の影響が若干大きいと判明した。

熱平衡時のディスク温度を図 3.2 に示すが、サイクル最高温度に対し直線的に増加した。サイクル最高温度が 1600 K の時、圧縮機入口温度 288 K との単純な代数平均温度は 844 K だが、これに対し、断熱効率とポリトロピック効率の両モデルによる熱平衡壁温度は、1038 K および 1089 K と、どちらもより高い値となった。

ケース 2 ディスク温度の影響

図 3.3 は、サイクル最高温度を 1600 K と固定し、横軸のディスク温度を 400 K から 1600 K まで変化させ、各要素断熱効率と全体熱効率および出力を縦軸に示す。上段は断熱効率モデル、下段はポリトロピック効率モデルの結果である。

熱伝達のため、横軸とともに、圧縮機効率は急減し、一方、タービン効率はほぼ比例して減少する。特に、後者は、断熱効率モデルで横軸の値が低いとき大幅に上昇するが、横軸がサイクル最高温度近く 1400 K を超えると熱流入となりかえって低下する。また、断熱効率モデルでは、横軸とともに、出力は一定のまま全体熱効率がわずかに上昇しているのに対し、ポリトロピック効率モデルは、横軸 1100 K 以下で正出力が出ない結果を与える。

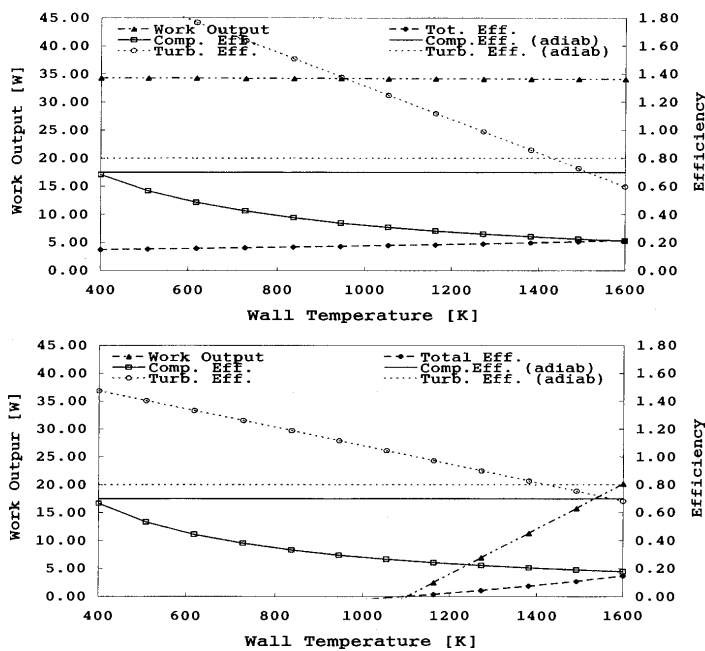


図 3.3 (ケース 2) 上段：断熱効率を用いたモデル，下段：ポリトロピック効率を用いたモデル，サイクル最高温度 1600 K

断熱効率モデルでは、各要素仕事は熱伝達の影響を受けないものとして各要素効率を再定義しているため、各要素仕事はディスク温度に係らず、出力一定の理由となる。ここで、各効率モデルにつき、熱流束を調べてみると、図 3.4 に示すとおり、圧縮機への熱流入 Q_c 、およびタービンからの熱流出 $-Q_t$ (逆符号)、さらにネットの熱流束 $Q = Q_c - Q_t$ のいずれもが横軸に対し差異なしの変化を示しており、ちなみに、横軸 400 K のとき最大で 18 W、同 1600 K のとき最小で 2 W の違いに留まっている。圧縮機に比べタービンの熱伝達は Re 数の影響でディスク温度の依存性強く、ケース 1 で調べた平衡温度 (図 3.4 横軸でネット熱流束 $Q = 0$ 位置) を超えて、漸くタービン仕事の低下が小さく正出力を得られる状態になる。

4. 結び

隣接するタービンと圧縮機の各要素間の熱伝達がガスタービン出力を低下させる結果をもたらすことを熱力学サイクル計算により検討した。慣用の断熱効率は、その定義の意味するところ、熱伝達の存在する状況でのサイクル出力を反映できず、ポリトロピック効率に基づく出力予測が必要である。また、熱伝達が出力に及ぼす影響は圧縮機仕事の増加とタービン仕事の減少の双方に及び、後者が出力低下のやや大きな割合を占めることがわかった。仮にディスク温度を自由に選べ熱伝達制御が可能とすれば、タービン出力の低下が小さくなるような高いディスク温度で作動する方が有利と思われるが、材料強度の点からは望ましくない。

最後に、本研究を行うにあたり、NEDO 平成 13 年度エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業の支援を受けたことを謝記する。

参考文献

- (1) Epstein et al. "Micro-Heat Engines, Gas Turbines and Rocket Engines", AIAA-97-1773, 1997
- (2) Schlichting H., "Boundary-Layer Theory" 6th Ed. McGRAW-HILL, p. 97, 1968

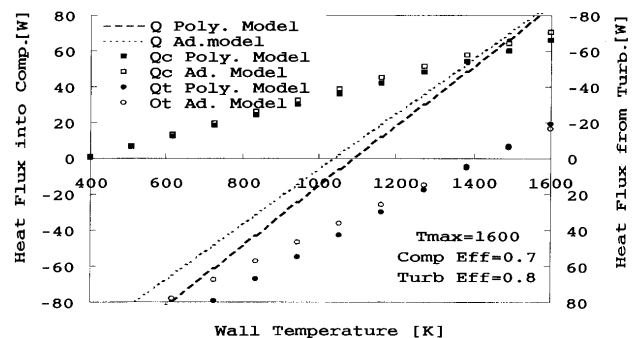


図 3.4 各壁温度における熱伝達量

動静翼干渉によるタービン動翼ミッドスパンの非定常流れ

Unsteady Flow at Midspan in a Turbine Rotor due to Rotor-Stator Interaction

松沼 孝幸*¹

MATSUNUMA Takayuki

阿部 裕幸*¹

ABE Hiroyuki

筒井 康賢*¹

TSUTSUI Yasukata

キーワード：タービン動翼，動静翼干渉，非定常流れ，低レイノルズ数，ウェーク，剥離，渦度，乱れ度

Turbine Rotor, Rotor-Stator Interaction, Unsteady Flow, Low Reynolds Number, Wake, Separation, Vorticity, Turbulence Intensity

Abstract

With the new generation of small-sized gas turbine engines, low Reynolds number flows have become increasingly important. In this study, the unsteady flow field at midspan in an axial-flow turbine rotor at low Reynolds number was investigated experimentally using a laser Doppler velocimetry (LDV) system. The time-averaged and time-dependent distributions of velocity, flow angle, vorticity, turbulence intensity, and Reynolds stress were analyzed in terms of both absolute frame of reference and relative frame of reference. In the relative frame of reference, the nozzle wake has a slip velocity relative to the mean flow, which causes the wake fluid to migrate across the rotor passage and accumulate on the rotor suction surface. The effect of nozzle wake on the flow field inside the rotor was determined qualitatively and quantitatively.

1. まえがき

小型セラミックガスタービンやマイクロガスタービンでは，高温化による粘性係数の増加や翼列の小型化によって，レイノルズ数が低下する。例えば，300 kW 級産業用セラミックガスタービン⁽¹⁾のタービン翼列のレイノルズ数は 10^4 オーダであり，従来のガスタービンより一桁以上小さい。低レイノルズ数域では，境界層の層流域と遷移域が増えて剥離が発生し，翼列性能が低下する。小型の航空用ガスタービンを空気密度の低い高空で運転する場合にも，同様の低レイノルズ数化の問題が生じる。Schulte ら⁽²⁾と Murawski ら⁽³⁾の直線翼列での実験では，レイノルズ数が 10^4 オーダに低下すると，翼負圧面側の後半部分で流れが剥離して，形状損失が急激に増加した。Bons ら⁽⁴⁾は翼面から間欠的にジェットを吹き出す方法を用いて，低レイノルズ数域での剥離を抑える研究に取り組んだ。低レイノルズ数流れに対する信頼性の高い数値解析は難しいので^{(4),(5)}，CFDコードの検証のためにも定量的な比較のできる詳細な実験データが求められている。

一方，本来のタービン翼列の流れは，静止翼列と回転翼列の空気力学的干渉（動静翼干渉）により，複雑な非定常流れになる。図1の速度三角形のように，ウェークと主流の速度差は，絶対流れから相対流れへ変換する際，

Slip Velocity (Negative Jet) として現れ，下流の翼列に影響を及ぼす。Hodson ら⁽⁶⁾は，非定常数値解析で Negative Jet を調べた。前述の低レイノルズ数流れの研究は，全て直線翼列の定常流れを対象にしているのので，実際のタービンに近い環状翼列で動静翼干渉を含んだ流れを調べる必要がある。しかし，回転するタービン動翼内部の非定常流れの報告は，計測の困難さから非常に少なく^{(7),(8)}，特に，低レイノルズ数域の非定常流れは皆無である。

本研究では，低レイノルズ数域で作動するタービン動翼のミッドスパンにおける非定常流れを，レーザードップラ流速計 (LDV) によって測定した。絶対座標系と相対座標系の両方から流れ（速度，流れ角，乱れ度，渦度，レイノルズ応力など）を観察し，静翼のウェークが下流のタービン動翼内部の流れに及ぼす影響を調べた。

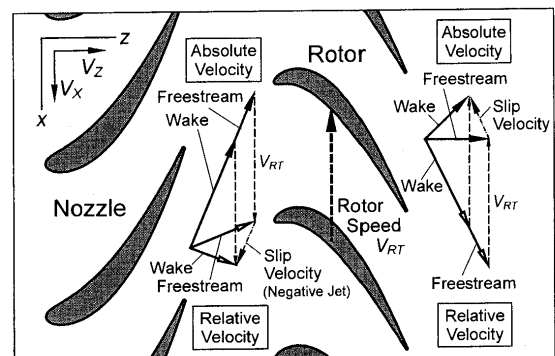


図1 速度三角形（絶対流れと相対流れ）

原稿受付 2002年5月30日

* 1 独立行政法人 産業技術総合研究所

〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1

主な記号

- C_{ax}, S 軸方向翼弦長, 翼ピッチ
- LE, TE 翼前縁, 翼後縁
- N_x, N_z 周方向, 軸方向のデータ分割数
- N_T 翼が1ピッチ移動する時間のデータ分割数
- PS, SS 圧力面側, 負圧面側
- T_{NZ} 相対座標系で静翼が1ピッチ移動する時間
- T_{RT} 絶対座標系で動翼が1ピッチ移動する時間
- Tu 乱れ度
- V_1 静翼出口 ($z/C_{ax,RT} = -0.499$) での平均絶対速度
- V_2 動翼出口 ($z/C_{ax,RT} = 1.604$) での平均相対速度
- V_{Abs}, V_{Rel} 絶対速度, 相対速度 (V_1, V_2 で無次元化)
- x, z 周方向, 軸方向の座標
- δ_1 ウェークの排除厚さ
- θ 流れ角 (軸方向が0 deg)
- τ レイノルズ応力 $\tau_{zx} = \overline{v_z' v_x'}$
- ψ 相関係数 $\psi_{zx} = \overline{v_z' v_x'} / (\sqrt{v_z'^2} \sqrt{v_x'^2})$
- ω 渦度 (時計回りが正) $\omega = \frac{\partial V_z}{\partial x} - \frac{\partial V_x}{\partial z}$

補助記号

- Abs, Rel 絶対流れ, 相対流れ
- NZ, RT 静翼, 動翼
- NA, NR 絶対流れの垂直方向, 相対流れの垂直方向
- SA, SR 絶対流れ方向, 相対流れ方向
- 位相固定アンサンブル平均
- $-ta, -tr$ 絶対座標系, 相対座標系での時間平均
- $-xa, -xr$ 絶対座標系, 相対座標系での周方向平均
- ~, ' 周期変動成分, 乱れ成分 (瞬時変動成分)

2. 実験装置と方法

2.1 風洞とタービン翼列仕様

図2に、環状タービン翼列風洞を示す。本風洞は開放型の吸込風洞で、ベルマウス部に吸い込まれた大気は、測定部を通して送風機により排気される。ベルマウス部には3枚の整流網を取り付け、測定部入口の流れを均一にしている (測定部入口の主乱れは0.5%)。測定部には、単段軸流タービンが設置してある。表1に、ミッド

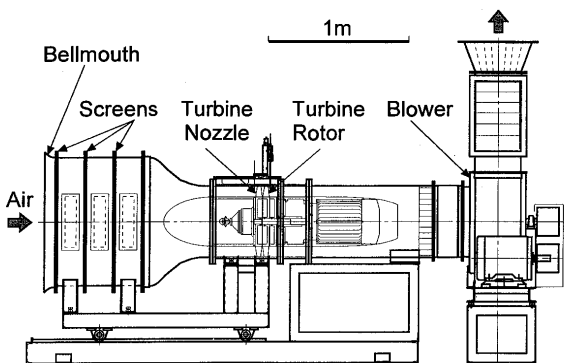


図2 環状タービン翼列風洞

スパンでのタービン翼列の仕様を示す。翼表面には、レーザ光の反射を抑えるため、つや消し黒の塗装を施した。

2.2 計測システムとLDV

図3に、計測システムを示す。本風洞には、5孔ピトー管⁹⁾、熱線流速計、LDVの計測系が設置されている。それぞれのプローブは、ステッピングモータ内蔵のトラバース装置により位置を制御できる。動翼軸には、回転位置検出用のエンコーダ (1800パルス/回転) が付いている。本システムでは、コンピュータによる自動計測を採用し、全てのデータはハードディスクに保存される。

LDVは、光ファイバプローブ型2次元LDV (TSI社 System90-3) を用いた。出力4Wのアルゴンイオンレーザからのレーザ光は、青 (波長488nm) と緑 (514.5nm) に分光され、光ファイバプローブから出射する。測定点の体積は、直径73 μm 、長さ0.85 mmである。レーザ光の散乱粒子として、煙発生装置 (Dantec社 Fog Generator Model 2001) により平均粒子径1.068 μm の煙を発生させた。

2.3 実験条件と実験方法

実験時には、測定しやすい静翼入口流れ基準のレイノルズ数 $Re_{in,NZ}$ を 2×10^4 に設定した。このときの静翼入口の軸流速度は4.47 m/sであり、設計速度三角形から、動翼の回転数を402 rpmに設定した。実験データから算出した静翼出口流れ基準のレイノルズ数は $Re_{out,NZ} =$

表1 タービン翼列の仕様 (ミッドスパン)

		Nozzle	Rotor
Number of Blades	N	28	31
Chord Length	C	67.6 mm	58.5 mm
Axial Chord Length	C_{ax}	42.5 mm	40.9 mm
Blade Span	H	75.0 mm	74.0 mm
Blade Pitch	S	47.7 mm	43.1 mm
Aspect Ratio	H/C	1.11	1.26
Solidity	C/S	1.42	1.42
Inlet Blade Angle	α_1, β_1	0.0 deg	21.8 deg
Exit Blade Angle	α_2, β_2	67.4 deg	63.4 deg
Stagger Angle	ξ	51.0 deg	47.6 deg
Trailing Edge Diameter	d	0.6 mm	0.6 mm
Tip Clearance	TCL	---	1.0 mm
Nozzle / Rotor Axial Gap	G	27.6 mm	
Inner Diameter	D_H	350 mm	
Outer Diameter	D_T	500 mm	
Hub / Tip Ratio	D_H/D_T	0.7	

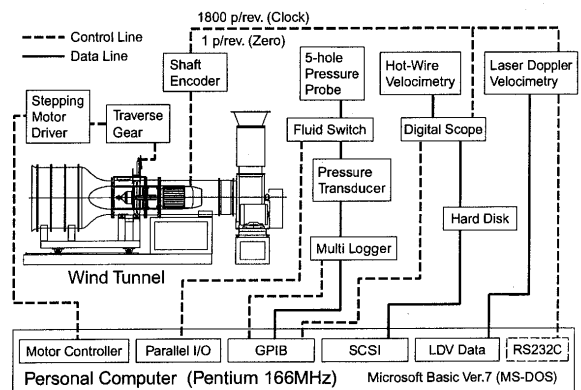


図3 環状翼列風洞の計測システム

4.83×10⁴、動翼の入口流れ基準・出口流れ基準のレイノルズ数は、 $Re_{in,RT} = 1.68 \times 10^4$ 、 $Re_{out,RT} = 3.56 \times 10^4$ となる。

LDVで、ミッドスパンの静翼出口直後から動翼下流までの流れを測定した。測定位置を図4に示す。静翼に対するトラバースは、周方向32点(静翼1ピッチ分、図4の実線の格子)、軸方向46点(間隔2mm)、計1472点である。各測定点で、動翼位置データ(エンコーダ信号)と同期したLDVの瞬時速度データ(軸方向と周方向の速度成分)を10,000回取り込んだ(図7(a)参照)。なお、以下の解析では流れを見やすくするため、静翼2ピッチ分65点(図4の実線と波線の格子)のデータを表示した。

2.4 データ解析方法

図5に、絶対座標系でのデータ解析方法を示す。動翼の回転に伴い、各測定点で動翼位置が違う時間データ($N_{T,Abs} = 29$)が得られ、動翼が1ピッチ回転する時間 T_{RT} が分割される。図6に、相対座標系でのデータ解析方法を示す。回転する座標系なので、動翼が静止し、静翼が移動して見える。静翼位置が違う時間データ($N_{T,Rel} = 32$)によって、静翼が1ピッチ移動する時間 T_{NZ} が分割される。絶対系と相対系で、時間データ分割数 $N_{T,Abs}$ と $N_{T,Rel}$ 、ピッチ方向データ分割数 $N_{X,Abs}$ と $N_{X,Rel}$ が異なるのは、動翼と静翼で翼ピッチ間隔(翼枚数)が違うためである。

図7に、動翼出口でのデータ解析例を示す。図7(a)のように、瞬時速度から位相固定アンサンブル平均の速度と乱れ成分を計算する。絶対速度を、図7(b)に示す。相対速度は、図7(c)のように、絶対流れの周方向速度に動

翼回転速度 V_{RT} を加えて得られる(図1の速度三角形を参照)。なお以降では、静止系での速度と乱れ度は静翼出口での平均絶対速度 V_1 で、相対系での速度と乱れ度は動翼出口での平均相対速度 V_2 で、無次元化して表示する。

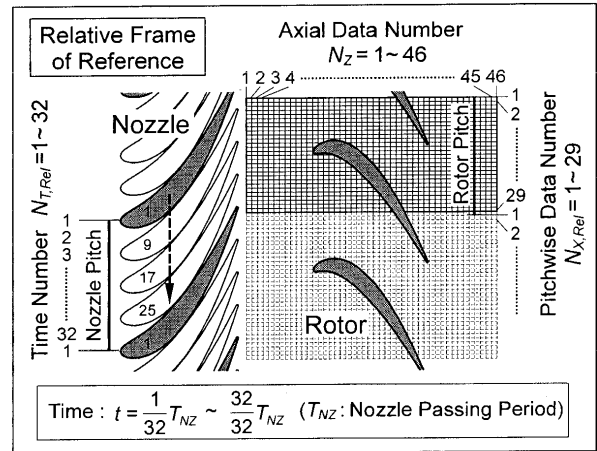


図6 データ解析方法 (相対座標系)

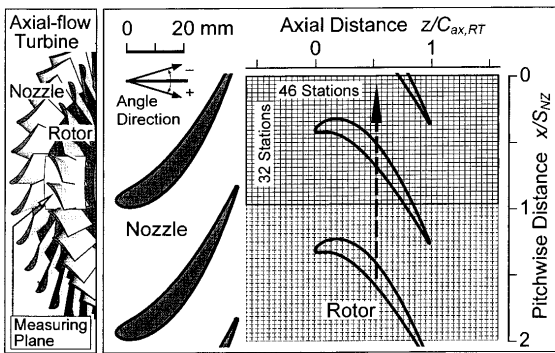


図4 LDV 測定位置

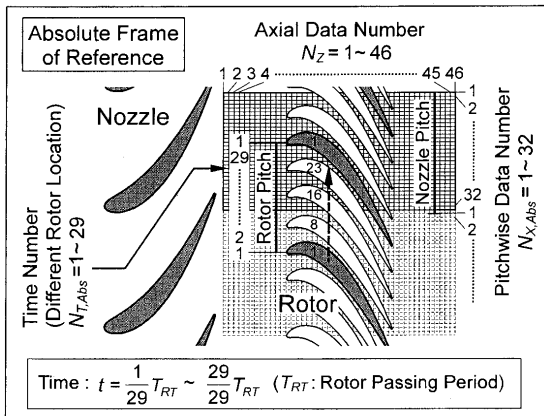
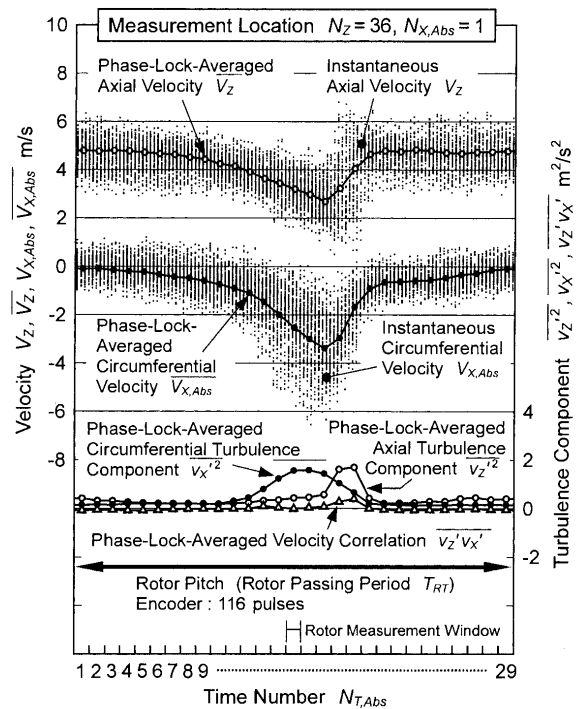
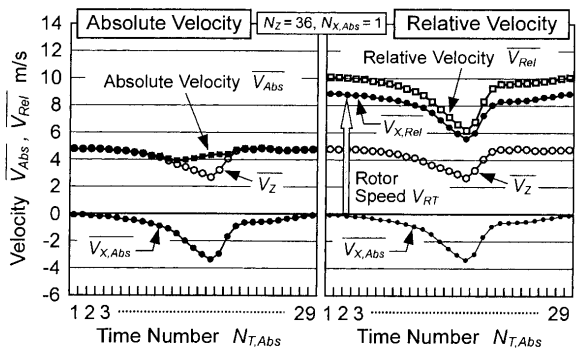


図5 データ解析方法 (絶対座標系)



(a) 測定データと位相固定平均データ



(b) 絶対速度 (c) 相対速度

図7 動翼出口におけるデータ解析の例

3. 実験結果と考察

3.1 LDV計測と他の計測法の比較

LDVでの計測値と、5孔ピトー管と熱線流速計による計測結果⁽⁹⁾を比較して、LDV計測の妥当性を検討した。

図8に、静翼出口($z/C_{ax,RT} = -0.499$, 静翼後縁から静翼軸方向翼弦長の16.9%下流の位置)の時間平均絶対速度のピッチ方向分布を示す。図8中の表に、各測定法の差を併記した。LDVとの最大差は、5孔ピトー管が2.98%(ウエーク中央), 熱線流速計が2.00%(ウエークと主流の境界)であり、速度勾配の大きな位置で最大差を生じる。LDVとの平均偏差は、5孔ピトー管が0.91%, 熱線流速計が0.92%で、良く一致している。測定方法による差の原因として、5孔ピトー管と熱線のプローブ形状の影響、測定位置やレイノルズ数の設定誤差が挙げられる。

3.2 絶対座標系と相対座標系での流れの軸方向分布

まず、流れの軸方向分布で、全体的な傾向を把握する。

図9に、絶対座標系での速度と流れ角の軸方向分布を示す。絶対系では、静翼で発生した旋回流れが動翼によって軸方向流れになるので、絶対速度は減速流となる。静翼出口の絶対流れ角は、設計 -67.4deg (設計静翼流出角)に対して実験 -67.0deg であり、 0.4deg のわずかな差であった。一方、動翼出口の絶対流れ角は、設計 0.0deg (旋回なし)に対し、実験は -11.2deg と差が大きい。

図10に、相対座標系での速度と流れ角の軸方向分布を示す。相対系では、動翼内部で流れが加速されるので、

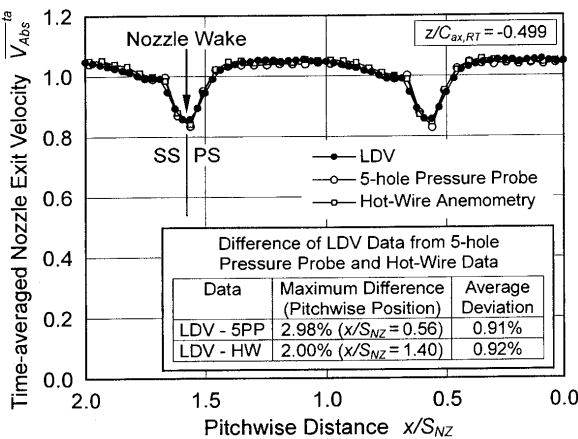


図8 LDVと5孔ピトー管, 熱線流速計のデータ比較 (静翼出口 $z/C_{ax,RT} = -0.499$ での時間平均絶対速度)

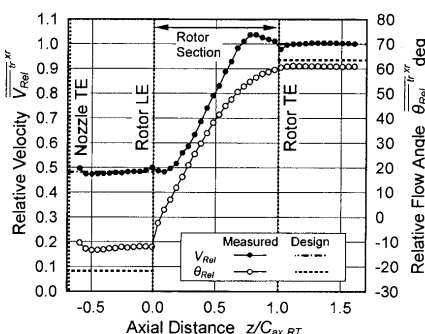
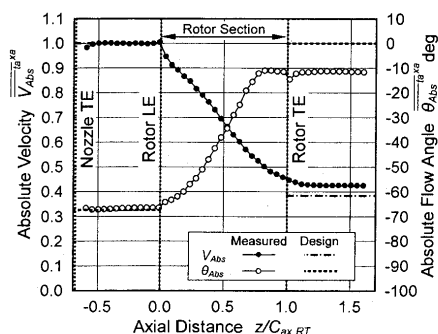


図9 絶対座標系での速度と流れ角の軸方向分布

図10 相対座標系での速度と流れ角の軸方向分布

相対速度は増速流となる。動翼で生じる流れの増速率は、設計と実験ではほぼ一致する。相対流れ角は、静翼出口で設計 -21.8deg (設計動翼流入角)に対し実験 -13.3deg と、 8.5deg ほど差がある。動翼出口では、設計 63.4deg (設計動翼流出角)に対し実験 60.9deg と 2.5deg の差があった。

図11に、設計と実験の速度三角形を示す。静翼出口では、絶対流れ角は設計に近いが、軸流速度(流量)が設計より実験が5%ほど少ないため、動翼回転速度を加えた相対流れに違いが生じ、動翼入口流れが負のインシデンス(-8.5deg)になる。軸流速度の減少は、環状翼列での流線の半径方向への移動が原因と考えられる。動翼出口では、軸流速度は設計に近いが、流出角が設計より少ないため、絶対流れ角に大きな差が出る。動翼流出角の減少は、動翼負圧面での剥離が原因である(詳細は後述)。

3.3 絶対座標系の時間平均流れ

図12に、絶対座標系の時間平均流れを示す。静止系での時間平均なので、動翼は見えない。図12(a)~(c)の速度と図12(e)の流れ角では、静翼出口から出た旋回流れは、動翼内部で減速して軸方向へ向きを変える。静翼ウエークの影響を分かりやすくするため、図12(d), (f)に速度と流れ角の周方向偏差を示す。この図は、図12(a), (e)から図9の各軸方向位置での周方向平均値を引いて求めた。静翼ウエークの低速領域は、動翼下流まで影響を及ぼす。図12(g)のベクトル(流線も併記)でも、流れ方向の変化が分かる。動翼の内部と下流では、ウエークと流線の方向が異なる。これは、動翼内部での複雑な非定常流に起因する。図12(h)の乱れ度では、静翼ウエークの高乱れ度領域は、動翼内部に広がる。図12(i)は、各測定点での絶対速度(局所速度)に対する乱れ度を示す。動翼出口では絶対速度が低下するため、乱れ度が相対的に高い。図12(j)の渦度では、ウエークを挟んで、静翼の正圧面側で正の渦度(時計回り)、負圧面側で負の渦度(反時計回り)が生じる。

3.4 相対座標系の時間平均流れ

図13に、相対座標系での時間平均流れを示す。動翼とともに回転する系で時間平均したので、静翼は見えない。図13(a)~(d)の速度, 流れ角, ベクトル(流線)では、動翼内部で流れが増速して方向を変えている。動翼負圧面側の後半で流れが剥離するため、動翼ウエークの低速領域が大きい。図13(e)では、動翼の剥離部分とウエーク部

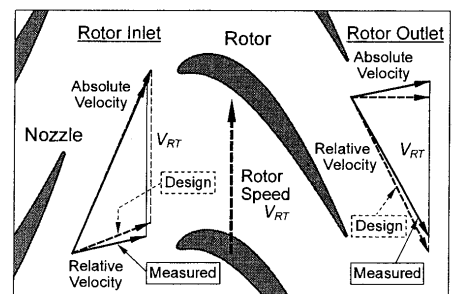


図11 設計と実験の速度三角形の比較

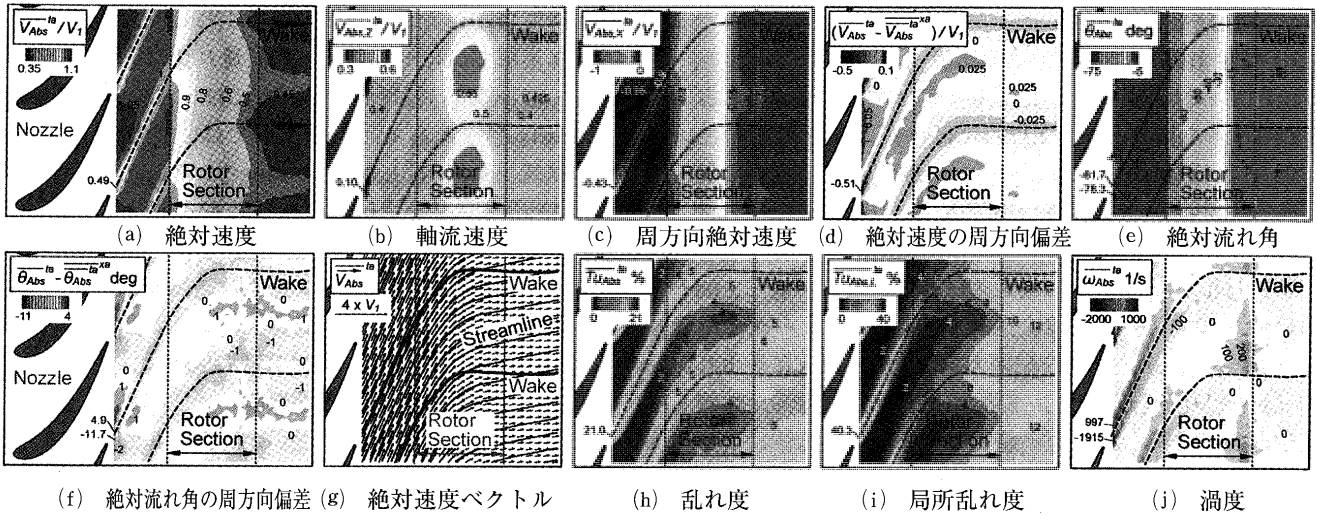


図 12 絶対座標系の時間平均流れ

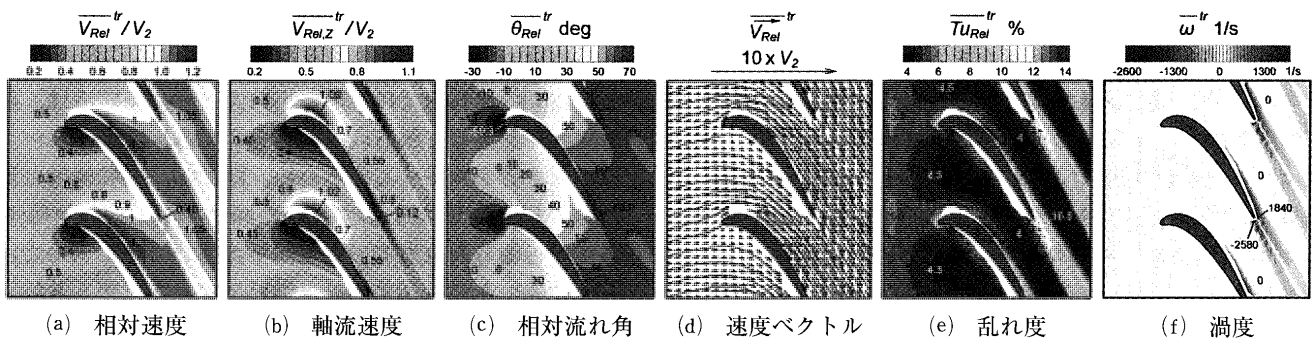


図 13 相対座標系の時間平均流れ

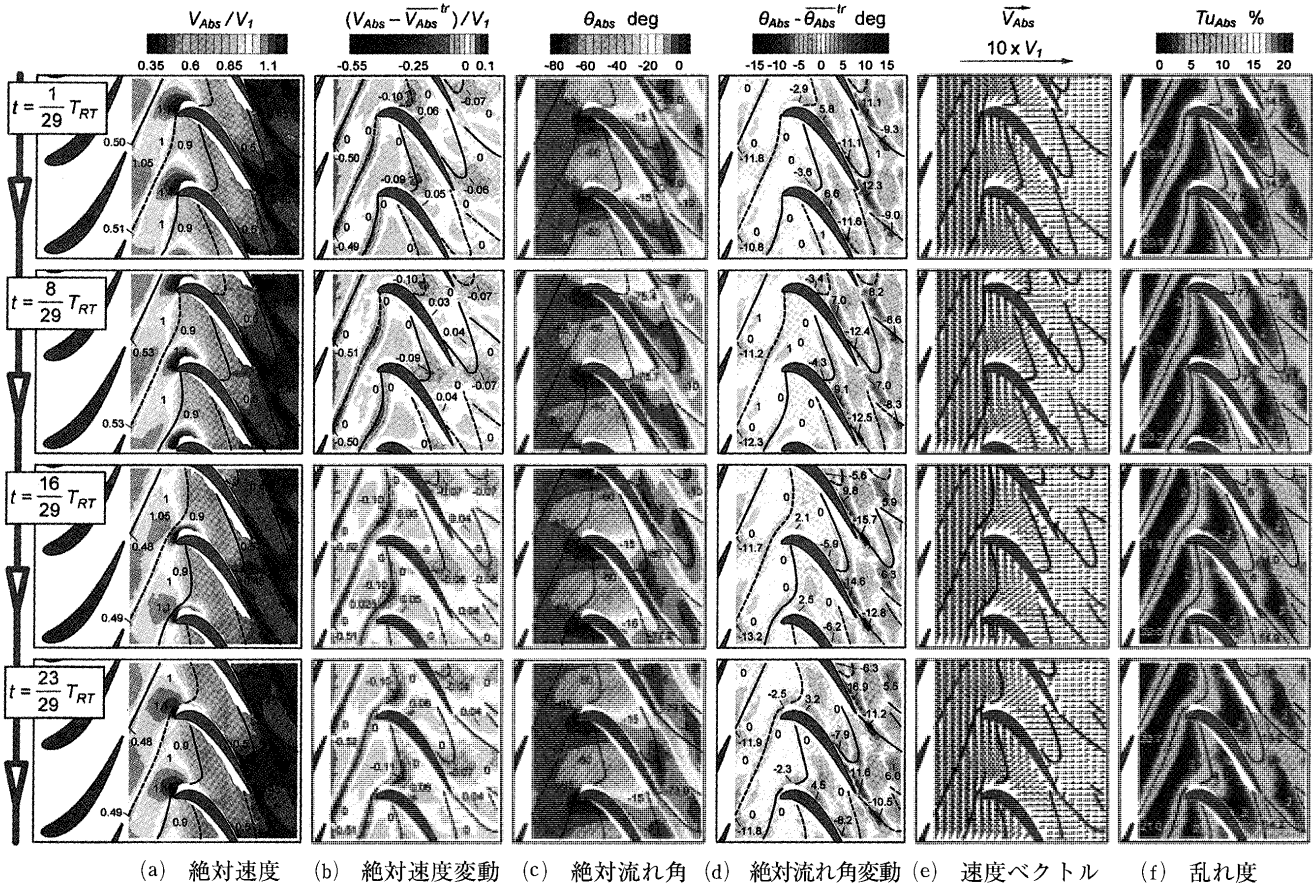


図 14 絶対座標系の非定常流れ

分で乱れ度が高い。図13(f)の渦度では、負圧面側の剥離部分から正の渦度が、正圧面側から負の渦度が生じる。

3.5 絶対座標系の非定常流れ

図14に、絶対座標系の非定常流れを示す。絶対系での時間は、 $t=1/29T_{NZ}$ から $29/29T_{NZ}$ まで、29分割されているが、図には4つの時間だけ記載した。各図には、静翼ウエークの中心線を重ねて、ウエークと流れ場の関係を明らかにした。図14(a)の絶対速度は、動静翼干渉によって非定常に変動する。図14(b)に、静翼による絶対速度変動を示す。この図は、図14(a)から動翼周りの時間平均速度を引いて得られ、静翼が絶対速度に与える影響が示されている。静翼後縁から直線状に延びるウエークは、動翼に近づくと、弓状に曲げられる。動翼正圧面側より負圧面側の速度が速いことが原因である。動翼前縁で切断された静翼ウエークは、動翼内部で歪みながら、動翼下流に流れる。絶対速度の低い領域は、動翼内部を通過する際に、動翼負圧面側に集まる。図14(c)の絶対流れ角も、動静翼干渉によって非定常に変動する。動翼後縁直後では、主流と動翼ウエークでの絶対流れ角の違いは70 deg以上に達する。この原因は、動翼出口での主流と動翼ウエークの相対速度の差が、絶対系では絶対流れ角の差として現れるためである(図1)。図14(d)に、絶対流れ角変動を示す。静翼ウエークも動翼出口の絶対流れ角に対し30 deg程の変動を与える。動翼後縁の負圧面側で、動翼ウエークと静翼ウエークが重なり合うとき、大きな絶対流れ角の変動が生じる。図14(e)のベクトル(煩雑を避けるため、データ数を1/4に減らして表示)も、動静翼干渉により変化する。図14(f)では、ウエークの中心線に沿って乱れ度が大きい。動翼出口では、静翼ウエークと動翼ウエークが混ざり合っ、強い乱れを発生する。

図15に、静翼ウエークの挙動をまとめる。図15(a)に、図14の非定常流れの静翼ウエークと、図12の時間平均流れのウエークを示す。動翼内部での静翼ウエークの移動の様子が分かる。図15(b)に、図14(b)の2つの時間において、絶対速度が低い部分を示す。図15(c)には、乱れ度が高い部分を示す。静翼ウエークとともに、低絶対速度領域と高乱れ度領域が移動している。

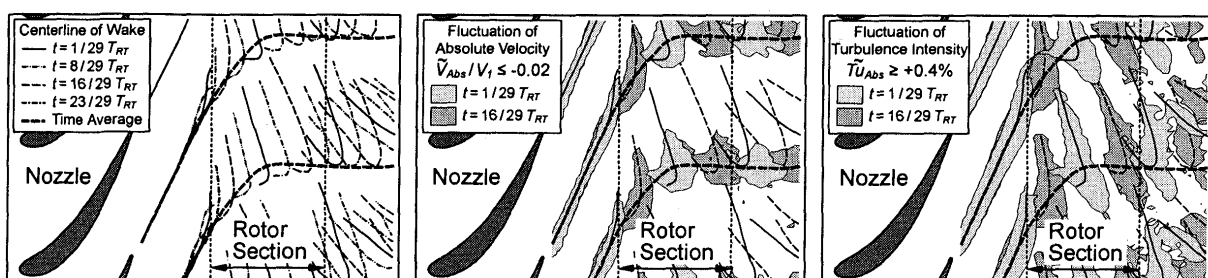
3.6 相対座標系の非定常流れ

図16に相対座標系の非定常流れを、図17に相対系での非定常流れの変動成分を示す。図17は、図16から図13(動

翼周りの時間平均流れ)を引いたもので、静翼のウエークによる変動を理解しやすくしている。図16(a)では、相対速度が動静翼干渉により周期的に変動している。動翼負圧面側の剥離領域も、静翼ウエークの影響を強く受ける(3.7節に詳述)。図17(a)の相対速度変動を見ると、静翼出口から動翼入口までは、静翼ウエークと相対速度の低い領域が一致するが、動翼内部ではウエークと低速領域が一致しない。動翼内部では、負圧面側では、静翼ウエークを挟んで、相対速度の高い領域と低い領域が存在し、正圧面側では静翼ウエークの部分で相対速度が高い。これらの現象は、Negative Jetの影響である。図17(b)の軸流速度変動は、図14(b)の絶対速度変動に近い分布である。図16(c)と図17(c)では、静翼ウエークに沿って相対流れ角が正の方向に変動している。静翼ウエークによる相対流れ角の変動は、動翼前縁では20deg以上あるが、動翼出口では5 deg程度に減少する。図17(d)の相対流れ変動ベクトルから、静翼ウエークのNegative Jet効果によって、ウエークの中心線に沿って動翼の正圧面側から負圧面側に向かう流れが生じ、動翼負圧面上では、静翼ウエークの両側に反対方向の渦が発生する(詳細は図18)。図16(e)、図17(e)では、動翼負圧面側に静翼ウエークの高乱れ領域が蓄積している。図16(f)の渦度から、動翼ウエークと静翼ウエークの干渉の様子が分かる。

図18に、図17(d)の動翼まわりの相対速度変動ベクトルの拡大図を示す。Negative Jet効果を分かりやすくするため、静翼ウエーク上のベクトルの向きを矢印で示した。動翼上流の静翼ウエークは、静翼ウエークの中心線に沿って、左下向きの変動ベクトル(主流よりも速度が低い)となっている。静翼ウエークが動翼内部に入ると、動翼まわりの速度勾配でウエーク形状が曲がってくる。静翼ウエークが動翼前縁で切断されると、負圧面側で静翼ウエーク中心線の両側に反対向き的一对の渦が発生し、ウエーク中心線より動翼後縁側(下流側)には右下向きの流れ(高速の流れ)、前縁側(上流側)には左上向きの流れ(低速の流れ)ができる。一方、正圧面側には、負圧面側に向かう流れが生じる。下流に進むほど静翼ウエーク形状の歪みが増し、ベクトルの方向も複雑に変化する。

図19に、静翼ウエーク形状と渦度変動分布、速度変動分布をまとめる。図19(a)から、相対系での静翼ウエークの変形の様子が分かる。図19(b)は、 $t=1/32T_{NZ}$ ($=1/29$



(a) 絶対系での静翼ウエークの中心線 (b) 絶対速度変動(低絶対速度領域) (c) 乱れ度変動(高乱れ度領域)

図15 静翼ウエーク形状と絶対速度の低い領域、乱れ度の高い領域の関係(絶対座標系)

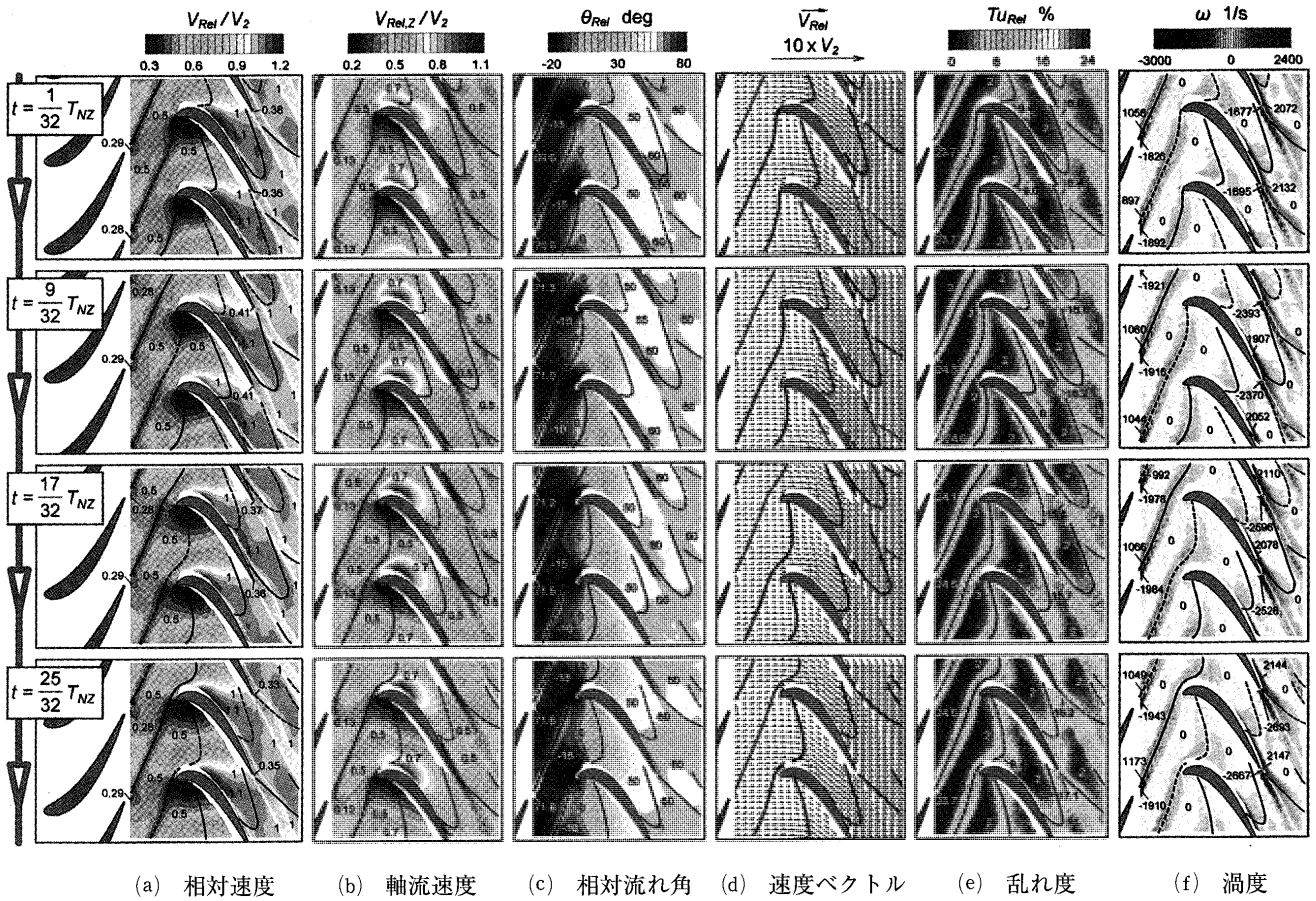


図 16 相対座標系の非定常流れ

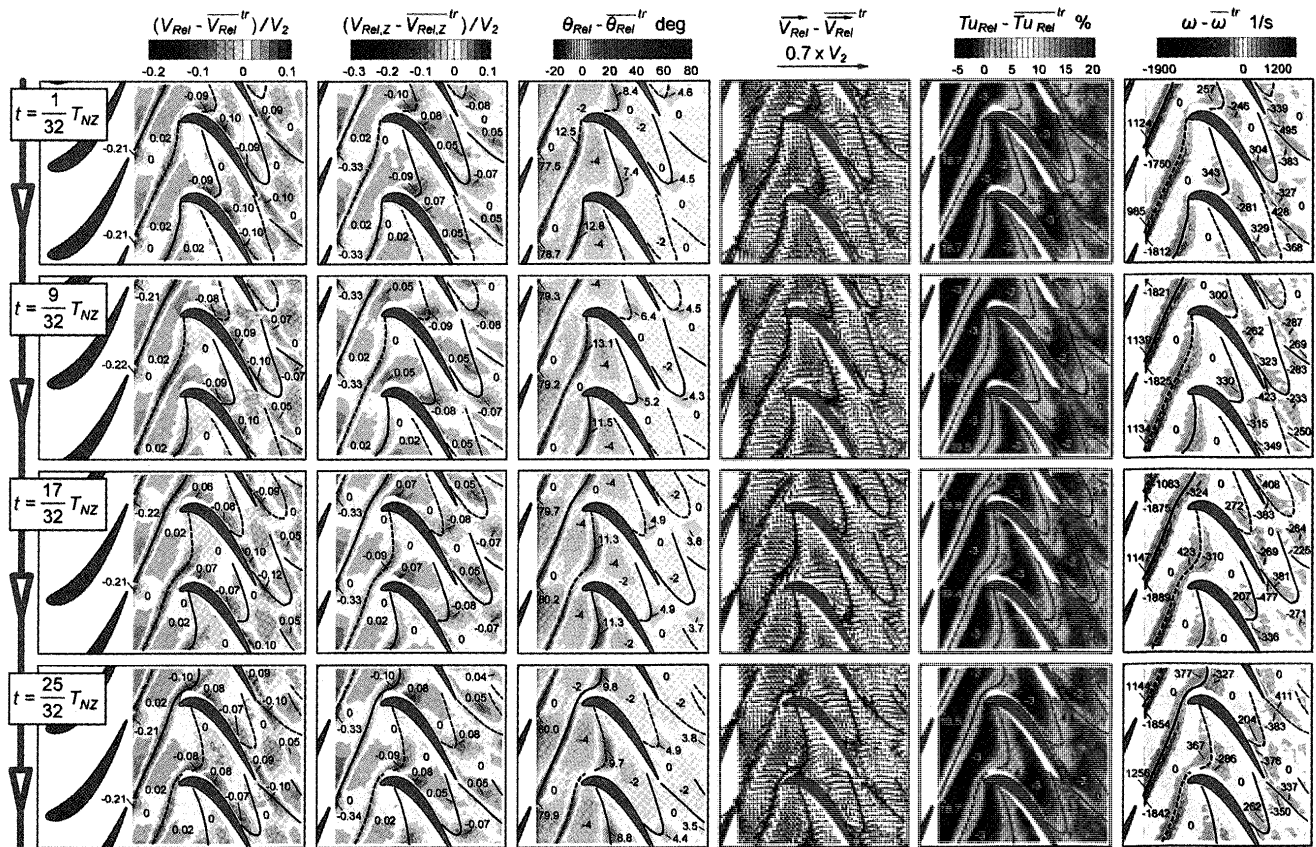


図 17 相対座標系の非定常流れの周期変動成分 (静翼ウェークの影響)

T_{RT} での渦度変動分布を示す(渦度は、静止系と絶対系で同じになる)。静翼ウェークを挟んで一对の反対向きの渦度が存在する。図19(c)には、乱れ度が高い領域と、相対速度の高い領域と低い領域、絶対速度の高い領域と低い領域をまとめて示す。動翼上流では、ウェーク中心線と高乱れ度領域と低相対速度領域と低絶対速度領域が一致するが、動翼内部では、静翼ウェークの複雑な流動によってウェークと低速領域が一致しない。したがって、動翼出口では低速領域を静翼ウェークと見なせないのので、熱線などで測定した動翼出口流れを観察する場合には、動翼上流から内部に至る流れを十分に理解する必要がある。

図20に、動翼ウェークの挙動を示す。図20(a)の動翼出口(後縁から11.1%下流)での相対速度のピッチ方向分布では、動翼ウェークの負圧面側で変動が大きい。各

位置での最大と最小の差(静翼の影響)を見ると、主流の変動は0.02~0.07(平均速度の2~7%)に対し、後縁負圧面側の変動は0.22(22%)に達する。これは、動翼内部で静翼ウェークが負圧面側に蓄積することが原因である。図20(b)の動翼最下流(60.4%下流)の相対速度は、ウェークと主流の混合により一様化され、ウェークの最小速度は増大し、ウェーク幅も広がる。静翼の影響も一様に近づく。図20(c)に、図20(a), (b)から求めた排除厚さの時間変化を示す。静翼の影響により、動翼ウェークの排除厚さは非定常に変化する。動翼出口での排除厚さは、平均4.47%(動翼ピッチ幅に対する%で表示)で、2.82%変動する。動翼最下流では、平均は2.58%まで減少するが、変動量は2.68%で動翼出口と同程度である。図20(d)に、排除厚さの軸方向変化を示す。平均値は下流

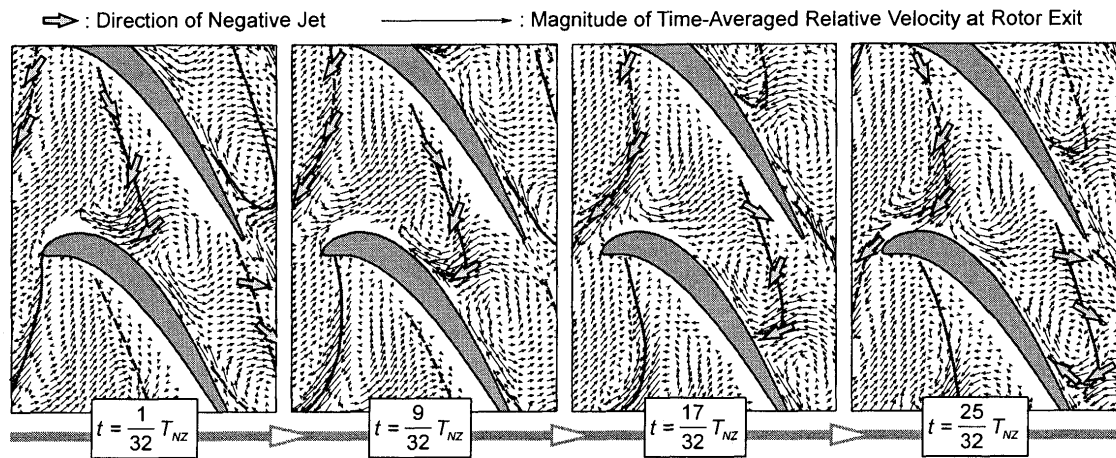
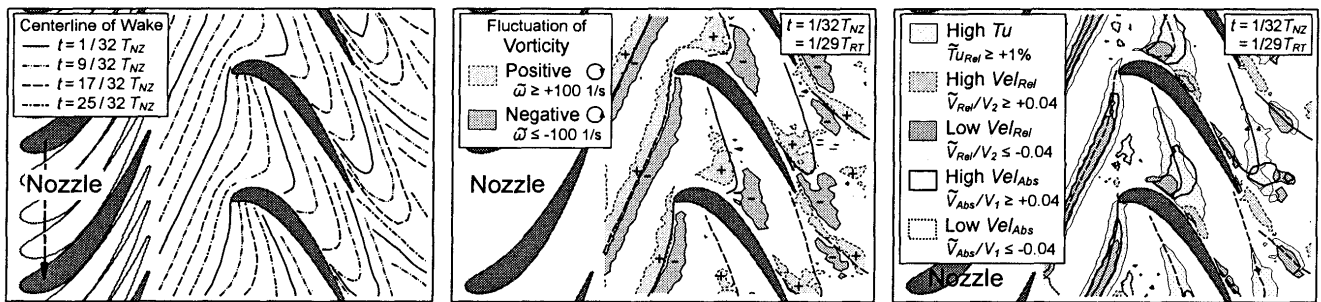


図18 動翼周りの速度変動ベクトル分布 (相対座標系)



(a) 相対系での静翼ウェークの中心線 (b) 渦度変動分布 (c) 速度と乱れ度の変動分布

図19 静翼ウェーク形状と渦度変動分布, 速度変動分布 (相対座標系)

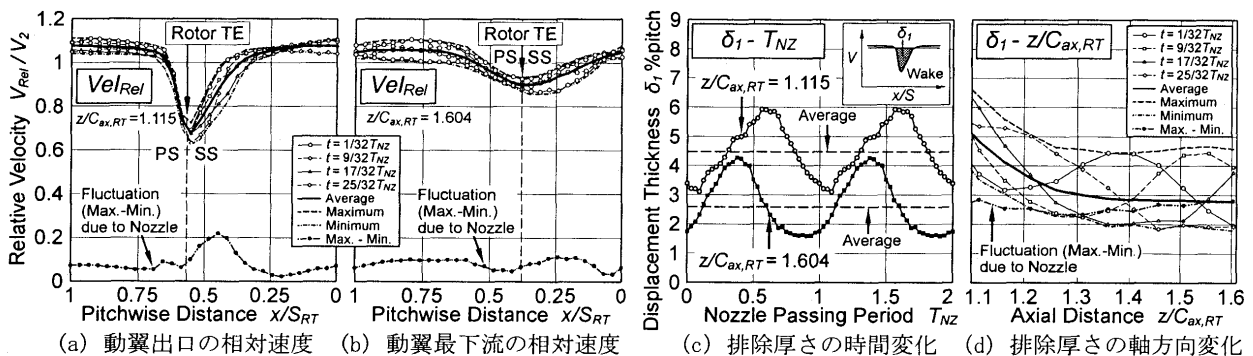


図20 動翼出口と動翼最下流での相対速度のピッチ方向分布, 排除厚さの時間変化と軸方向変化 (相対座標系)

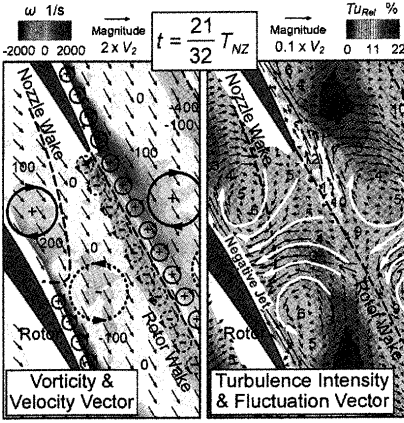


図21 動翼後縁付近の非定常流れ
(動翼後縁での静翼ウエークと動翼ウエークの干渉)
左図：渦度と相対速度ベクトル
右図：乱れ度と速度変動ベクトル

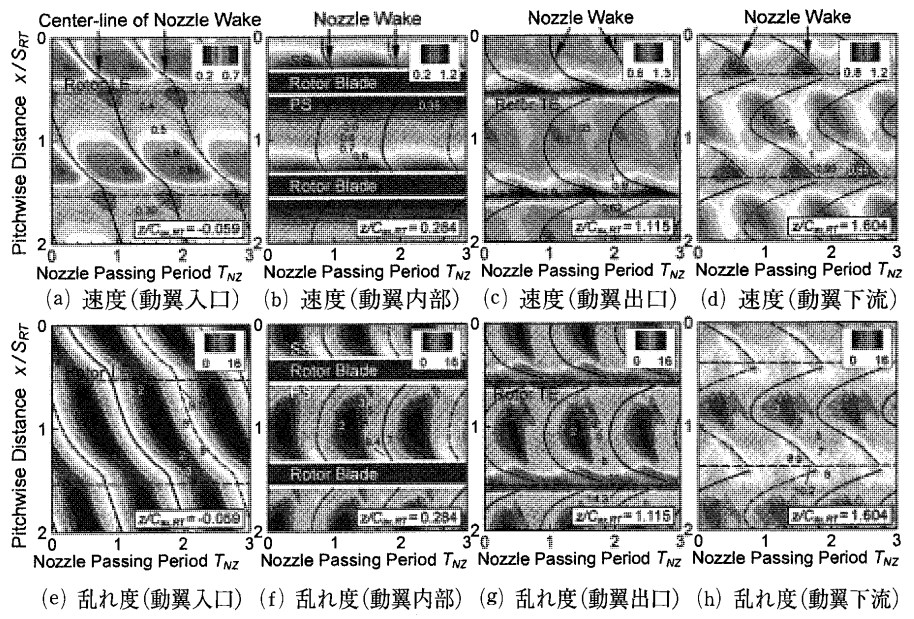


図22 各軸方向位置における相対速度と乱れ度のピッチ方向分布の時間変化

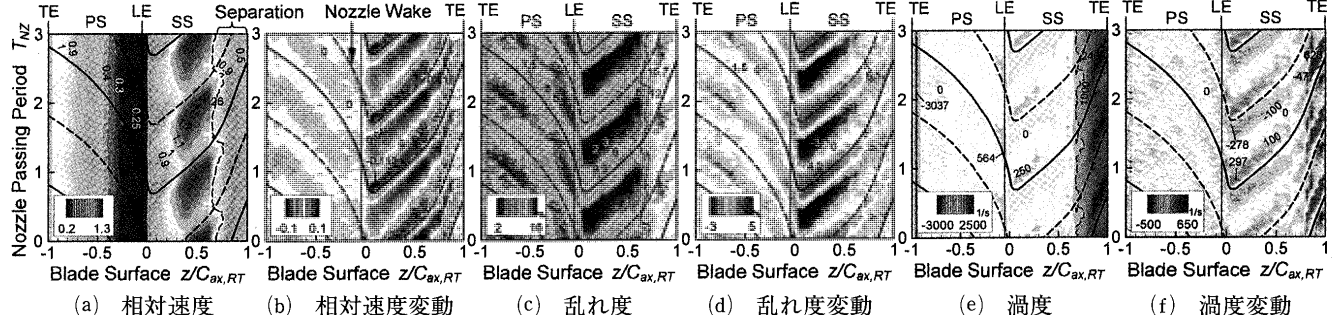


図23 動翼表面近傍の非定常流れ

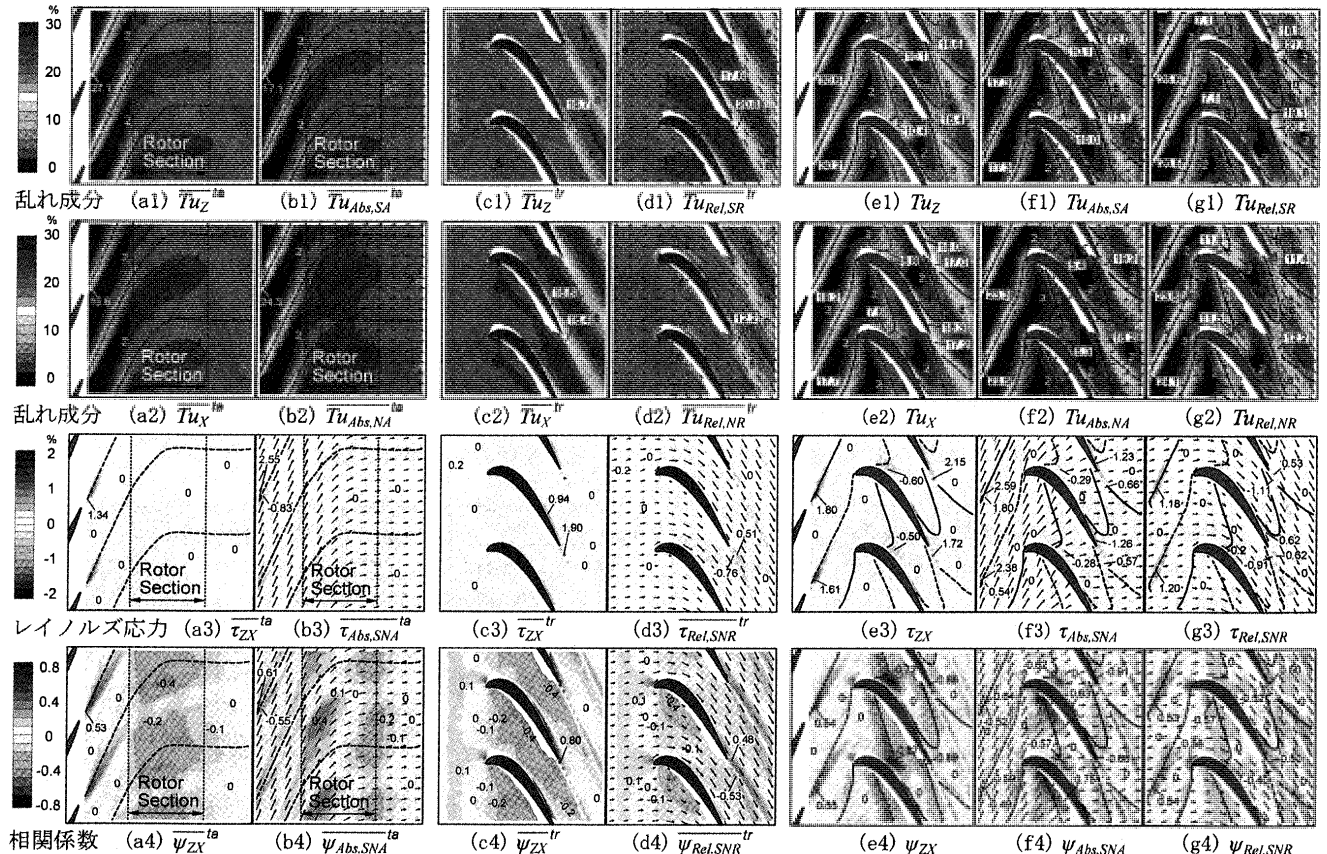


図24 乱れ成分の分布((a),(b) 絶対系の時間平均流れ, (c),(d) 相対系の時間平均流れ, (e),(f),(g) 非定常流れ $t = 1/32 T_{NZ} = 1/29 T_{RT}$)

ほど少ないが、静翼による時間変動は一定(2.7%)を保つ。

上記の流れを理解するため、図21には動翼後縁付近の非定常流れ(静翼ウエークが動翼後縁付近に達した時)を示す。静翼ウエーク(Negative Jet)と、動翼剥離領域および動翼ウエークが複雑に干渉し合う様子が分かる。

図22に、動翼入口から最下流までの相対速度と乱れ度のピッチ方向分布の時間変化を示す。動翼入口では、動翼まわりの速度と静翼の速度が重なり合う。静翼の主流(低乱れ度)とウエーク(高乱れ度)が交互に流入する。動翼内部では、動翼正圧面側から負圧面側の大きな速度勾配に、静翼の変動が加わる。動翼出口では、動翼ウエークと静翼ウエークが干渉する。特に負圧面側で変動が大きい。動翼最下流では、主流と動翼ウエークの混合が進み、静翼ウエークの影響が相対的に大きくなる。

3.7 動翼表面の非定常流れ

図23に、動翼表面近傍の非定常流れを示す。図23(a)の相対速度では、翼負圧面側の後半で剥離が見られる。剥離の開始位置は、動静翼干渉により0.1程度(軸方向翼弦長の10%)周期的に変動する。タービン翼列は増速翼列であるため、高レイノルズ数域では剥離が起こりにくい、低レイノルズ数域では剥離が発生し、剥離の大きさや位置の変動が著しい。図23(b)では、正圧面側より負圧面側で速度変動が大きい。負圧面側では静翼ウエーク中心線を境に、高速領域と低速領域に分かれる(図17(a)参照)。乱れ度分布では、剥離部分に高乱れ度領域が存在し(図23(c))、周期変動をする(図23(d))。渦度分布でも、剥離領域で渦度が急増し(図23(e))、静翼ウエークを境に、渦度が正負に変動する(図23(f))。

3.8 乱れ成分とレイノルズ応力

図24に、乱れ成分、レイノルズ応力、相関係数をまとめる。図24(a1)~(b4)は、絶対座標系での時間平均流れである。図24(a1)と(a2)は、軸方向(Z方向)の乱れと、周方向(X方向)の乱れを示す。静翼後縁のウエークでは、周方向よりも軸方向の乱れが強い。図24(a3)と(a4)は、軸方向と周方向(ZX)の速度相関から求めたレイノルズ応力と相関係数を示し、主流ではほぼ0で、静翼後縁で大きい。図24(b1)と(b2)は、絶対流れ方向(SA方向)の乱れと、絶対流れの垂直方向(NA方向)の乱れを示す。絶対速度ベクトルを併記して、流れ方向を分かりやすくした。静翼後縁のウエークでは、流れ方向より垂直方向の乱れが強い。最大値は、流れ方向17.1%、垂直方向24.3%(流れ方向の1.42倍)である。図24(b3)と(b4)は、絶対流れ方向と垂直方向(SNA)の速度相関から求めたレイノルズ応力と相関係数を示し、正圧面側と負圧面側で応力方向が異なるため、ウエーク両側で符号が逆となる。

図24(c1)~(d4)は、相対座標系の時間平均流れである。図24(c1)~(c4)は、軸方向と周方向(ZX)に関する乱れを、図24(d1)~(d4)は、絶対流れ方向とその垂直方向(SNR)に関する乱れを示す。静翼の影響で、動翼の主流でも、方向により乱れ成分が異なる。動翼ウエークは、流れ方

向の乱れ(最大20.8%)が垂直方向(12.2%)より強い(1.70倍)。この現象は、動翼負圧面側での剥離が原因と考えられる。Hobsonら⁽¹⁰⁾の圧縮機翼列でも、剥離領域で垂直方向より流れ方向の乱れが強い現象が観察されている。

図24(e1)~(g4)は、時間 $t=1/32T_{NZ}=1/29T_{RT}$ での非定常流れである。図24(e1)~(e4)は、軸方向と周方向の乱れを、図24(f1)~(f4)は、絶対流れ方向とその垂直方向の乱れを、図24(g1)~(g4)は、相対流れ方向とその垂直方向の乱れを示す。図24(g1)と(g2)では、動翼内部に達した静翼ウエーク部分で、相対流れ方向乱れ(最大7.1%)より垂直方向乱れ(11.5%)が強い(1.62倍)。静翼ウエークは、動翼下流でも、方向によって乱れ強さが異なる。レイノルズ応力と相関係数も、ウエークに大きな影響を受ける。

4. まとめ

低レイノルズ数域でのタービン動翼ミッドスパンの非定常流れを、レーザードップラ流速計(LDV)によって測定し、絶対系と相対系の両方から流れを解析した。

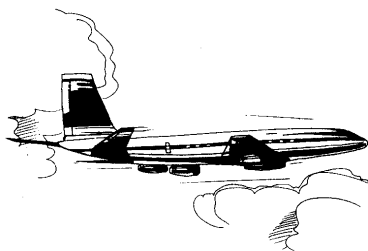
- (1) 静翼ウエークは、Negative Jet効果により動翼内で複雑な流動を呈し、動翼出口で動翼ウエークと干渉する。
- (2) レイノルズ数の低下により、動翼負圧面側で剥離が発生する。剥離開始位置は、動静翼干渉によって翼弦長の10%ほど周期的に変動する。剥離の変動が流れ全体に大きな影響を与えるので、低レイノルズ数域では非定常流れを十分に考慮して翼設計を行う必要がある。
- (3) ウエークの流れは、方向により乱れ強さが異なり(非等方性)、強い速度相関(レイノルズ応力)を有する。

謝辞

本研究は、科学技術振興事業団との間で戦略的基礎研究推進事業の一環として契約された「資源循環・エネルギーミニマム型システム技術」研究領域内の「超小型ガスタービン・高度分散システム」研究の成果である。

参考文献

- (1) 日本ガスタービン学会誌, 特集「300 kW セラミックガスタービン」, Vol. 27, No. 5 (1999-9), p. 297-338
- (2) Schulte, V., and Hodson, H. P., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120(1998-1), p. 28-35
- (3) Murawski, C. G., et al., ASME Paper No. 97-GT-95(1997)
- (4) Bons, J. P., et al., ASME Paper 2001-GT-190(2001)
- (5) Halstead, D. E., et al., ASME Paper No. 95-GT-461~464 (1995)
- (6) Hodson, H. P., and Dawes, W. N., ASME Paper No. 96-GT-494(1996)
- (7) Binder et al., ASME Paper No. 84-GT-178(1984)
- (8) Zaccaria, M. A., and Lakshminarayana, B., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119(1997-4), p. 201-224
- (9) 松沼孝幸, 阿部裕幸, 筒井康賢, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 30, No. 3(2002-5), p. 208-215
- (10) Hobson, G. V., et al., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120(1998-1), p. 170-178



ガスタービンと中国と

岩井 益美*¹

IWAI Masumi

ガスタービンの仕事があると聞き何の予備知識も無いままやって来てもう1年近くになりました。現在は中国遼寧省瀋陽市にある瀋陽航空工業学院という大学でガスタービンを教えています。最初は漢字ばかりで話のできる人たちの中で一体どうなることかと思いましたが何とかなって行くものですね。

本喫茶室の室長である高原先生より頂いた今年の年賀状には「一度しかない人生、心豊かに楽しみましょう」とありました。これは正に私の心にピタリとはまるお言葉であり加えて“心豊かにガスタービンを楽しみましょう”と言って頂いたとも思いました。今私は澆刺とした学生達とガスタービンの勉強をしながら、一歩外へ出ればそのまま観光旅行のような生活も楽しんでいます。

瀋陽市は関空から2時間半の近さにあり人口770万人、中国有数の大都市でありながら、日本人は400人不足とその少なさは少々驚きです。

家から歩いて5分の所に瀋陽最大の公園、北陵公園があります。面積330万m²、周りを一周すれば7~8km、清朝2代目皇帝ホンタイジ夫妻の陵墓で観光名所でもあり、公園の正面には良く日本からの観光客を乗せたバスが停まっています。

一方ここは昔奉天と言われた所で1931年9月18日満州事変の発端となった鉄道爆破事件(柳条湖事件)の舞台でもあり、9月18日にはその事を書いた立て看が校内に並びこの地の人々の心の一端に触れた思いがしました。学校のパンフレットを見ると、在校生10000人余、教職員1400余、教授・副教授200人余とあります。学生は全寮制、教職員の宿舎も全て構内にあります。退職後も宿舎に住めるので元教授たちの家族も一緒です。

授業は朝8時から夜9時20分迄開かれており日本との大きな違いを感じています。

「航空」の単科大学ですが「航空」に関することは何でも教えるということのようで金属材料・飛行機製造・コンピュータから始まり全部で24科、空乗専科という名のスチュワーデス(空中小姐)養成科まであります。彼女たちは美人であることが入学条件の1つになっているのだそうでモデルのような集団が構内を闊歩して行くのを見ると思わず足が止まりそうになります。

原稿受付 2002年5月9日

*1 瀋陽航空工業学院

〒110034 中国遼寧省瀋陽市黄河北大街52号

中国の大学は9月から始まる二期制で、3月から二期が始まり4年生は今卒論の追い込みに入っています。

6年制の中学校から大学へ入るのですが、中学校の外国語は英・露・日・独から選択するのだそうです。ここで日本語を選択し、つまり英語を勉強してこなかった学生が日本人だと言うことで私のテーマに応募してきました。しかし英語が全く出来ない学生がガスタービンをどう勉強するのか困り、結局は断りましたが日本語を専門に勉強した学生を日本人の私が断るというのはなんとも淋しい思いが残りました。

大学進学率が低くそれだけエリートということなのでしょう、経済がどんどん発展して将来への希望も大きいので、学生はとにかく真剣によく勉強します。私の周りの学生を見ていると勉強はさせられるのではなく自分からするのだという基本が身についているようです。“高校では物理をやらず大学では力学をやらずで会社に入ってきます。日本の学力は惨憺たるものです”と友人からのメールにありました。高校で物理を、大学で力学を勉強した学生も多いでしょうから、必要な学生をその会社が採用しなかったという事なのでしょう。

一方で、物理や力学を勉強してもそれを必要とする会社に入れぬ学生の方は、勉強する意欲が少なくなるのも当然かと思われます。考えてみると、技術屋を事務屋(人事部)が採用するといった非常識が常識となっているのも不思議ではあります。

〈わが国の大企業の技術開発力が相対的に沈下し始めているようだ〉と喫茶室/1月号にあります。研究開発に管理が強化されてきた結果のようにも思われます。研究者が自分で選んだテーマなら自然に気合も入りますが、与えられたテーマの場合はそれなりの気合しか入らないことになりがちです。研究開発の成果は研究者の気合の質の関数だという思いがありますが如何でしょうか？

嬉しいことに、敬老の精神が生きていて、満員のバスの中で若い人が立ち上がって席を譲ってくれることが時々あり、日本ではなかった経験を味わっています。

先日新聞で次のような中国の詩を知りました。

《千年万年たった後には 恥も榮譽も知った事か
心残りはこの世に居たとき酒が存分飲めなかったこと》
酒というのは種類が多く、人により好みも違いますが、私は暫く中国でガスタービンという酒を楽しみたいと思っています。

複雑系流体解析コードの研究開発 (ガスタービンから相変化学まで)

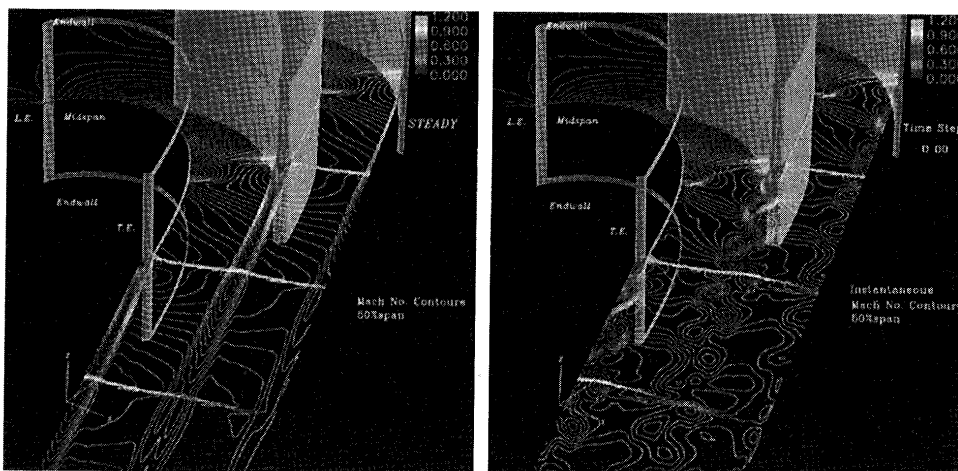
山本 悟*¹
YAMAMOTO Satoru

キーワード：CFD, 複雑系流体, 非定常流れ, 凝縮・蒸発

我々の研究室では、現在までに様々な複雑系流体の解析コードを開発してきました。特に、汎用コードでは解析困難な複雑物理現象を伴った非定常流れの数値解法を提案し解析コードを構築しています。当研究室の正式名は推進工学講座気体力学分野です。スタッフは私ひとりで、所属している学生は院生が4名、学部学生が3名と全8名のとてもこじんまりした研究室です。実験を一切行っていないため実験装置というものがなく、あるのはパソコンが数台だけです。ただし、パソコンからのネットワーク先には、利用できるスパコンが数台あり、これらを用いて研究開発しています。本来でしたらば、現有設備を中心に研究室紹介をするのが慣例のようですが、上記事情により過去・現在行っている研究の内容そのものについて概要を説明させていただくことにします。

まず、私の研究室の前進である大宮司研究室から引き継がれている主研究テーマとして本学会と密接に関連したガスタービン翼列流れの数値解法ならびに解析コードの開発があります。特に、ガスタービン翼列の非定常遷音速流れを高精度に解析することを目的に、我々は空間4次精度のコンパクト MUSCL TVD スキーム (Compact

MUSCL)⁽¹⁾ならびに時間最大2次精度陰的差分スキーム⁽²⁾を提案して、多くの具体的な翼列流れを数値解析してきました。これら差分スキームの有効性を示す典型的な研究としては、たとえば、三次元ガスタービン翼列における非定常後流の捕獲が挙げられます⁽³⁾。翼列翼後縁から発生する後流は、衝撃波と干渉して周期的な渦を放出することが実験では報告されていますが、それを数値解析で捕獲するには、時間・空間方向により高精度の数値解法を使用する必要があります。Fig.1(a)(b)は、空間方向に Compact MUSCL を使用し、時間方向にはそれぞれ1次精度と最大2次精度の陰解法を使用して解析した場合の50% スパン面における等マッハ数分布です。前者においては渦の放出が捕獲されていないのに対し、我々の差分スキームを用いた後者においては、周期的な渦の放出が鮮明に捕獲されています。なお、いずれにおいても衝撃波はかなり鋭く捕獲されています。また、より具体的なガスタービン設計に適用した例としては、ガスタービン翼列翼後縁からの冷却空気吹出しを最適化する研究があります(東芝との共同研究)⁽⁴⁾。我々の解析コードを使用して、空気吹出し流量の最適値を推定した



(a) 時間1次精度

(b) 時間2次精度

Fig.1 50% スパン面における等マッハ数分布

原稿受付 2002年4月30日

*1 東北大学大学院工学研究科航空宇宙工学専攻 山本研究室
〒980-8579 宮城県仙台市青葉区荒巻字青葉01

もので、Fig. 2(a)(b)に示すように吹出しを考慮することで翼後流から発生している渦が弱められて結果的にエネルギー損失が減少するという知見を得ました。

あいにく、これらの研究の後から現在に至るまで、ガスタービン翼列流れの数値解析は休止しています。むしろ、現在は主としてこれまで開発された解析コードに非平衡凝縮モデルを組み込んで、蒸気タービンの湿り蒸気流れを解析しています。蒸気タービンの性能を向上させる上で、湿り蒸気流れの解明は最後に残された切り札ですが、理想気体を仮定している圧縮性ナビエ・ストークス方程式を解いただけでは湿り蒸気流れを解析することはできません。我々は、新たに水蒸気と液滴の質量保存式を導出しさらに古典凝縮論に基づく非平衡凝縮モデルを構築して、すでに開発されているガスタービン翼列流れ解析コードに組み込むことにより、蒸気タービン最終段静動翼列非定常湿り蒸気流れの解析を可能にしました⁽⁶⁾。Fig. 3(a)(b)はそれぞれ解析により得られた瞬間等マッハ数分布と液滴の瞬間質量分率分布です。過冷却状態で静翼入口から流入した水蒸気が動翼列内を通過する際に非平衡凝縮を起こし液滴に変化している様子が示されています。

湿り蒸気流れの解析コードは現在様々な対象に拡張し

ているところです。その代表的なものが航空機翼周りの湿り空気流れ、すなわち飛行機雲の解析コードの開発です。大気環境中には空気のみならず水蒸気や微小浮遊粒子が含まれており、航空機航行に少なからず影響を与えていることが推測されます。我々は、世界に先駆けて航空機三次元翼周りに発生する飛行機雲の数値解析に成功しました⁽⁶⁾。特に大気中に含まれる微小浮遊粒子は、凝縮の際に凝縮液滴の核になることが知られており、風洞実験では得られない凝縮現象が起こります。たとえば、Fig. 4には数値解析により得られた主流マッハ数0.5におけるデルタ翼周りの凝縮渦が示されていますが、これはデルタ翼周りに発生した大規模渦中で圧力が急激に低下するために大気中の水蒸気が過飽和な状態になって飛行機雲になったことを表しています。現在この湿り空気流れの解析コードは、三次元遷音速翼列の湿り空気流れ解析コードに拡張しているところであり、これを用いることにより蒸気タービンの湿り蒸気流れはもちろんのこと、高湿度中で作動しているファンや圧縮機翼列の湿り空気流れが解析できます。また、圧縮機ならびに燃焼器効率向上に水噴流や水蒸気を用いる研究開発も知られており、蒸発による潜熱吸収量の正確な評価にも将来的には応用したいと考えています。

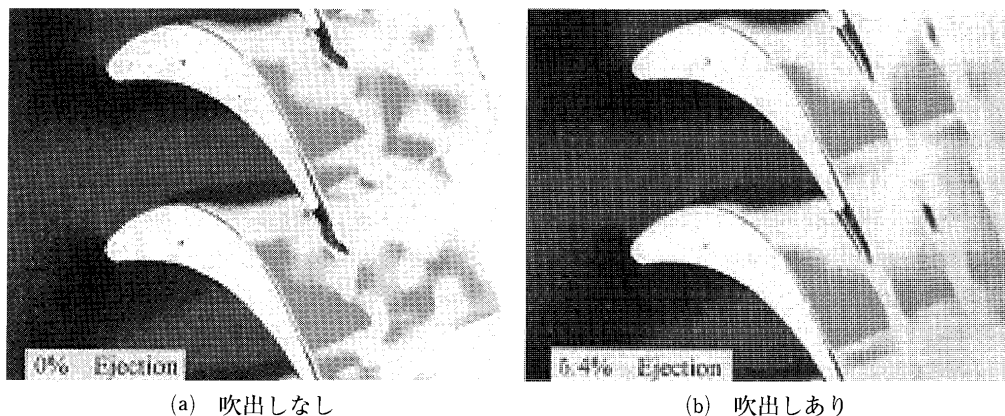


Fig. 2 ガスタービン冷却翼周り流れの等マッハ数分布

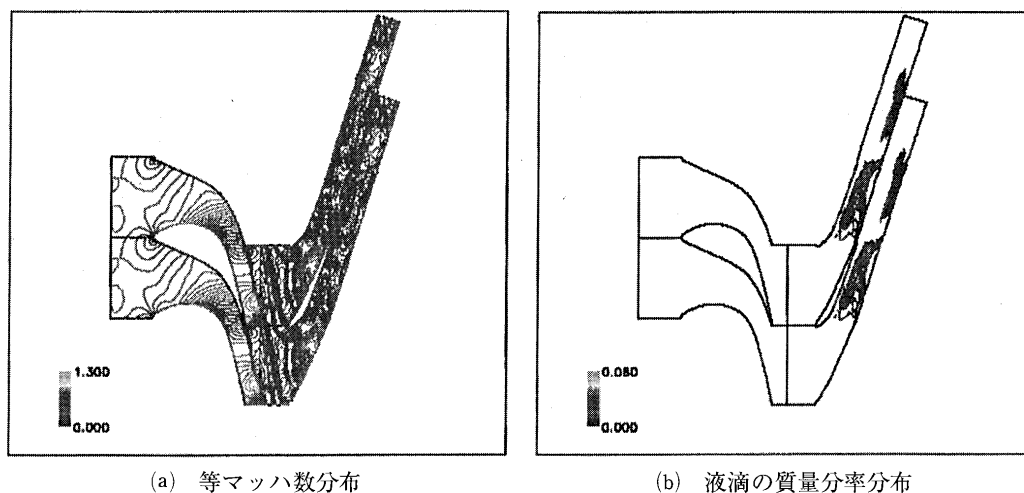


Fig. 3 蒸気タービン最終段静動翼列の湿り蒸気流れ

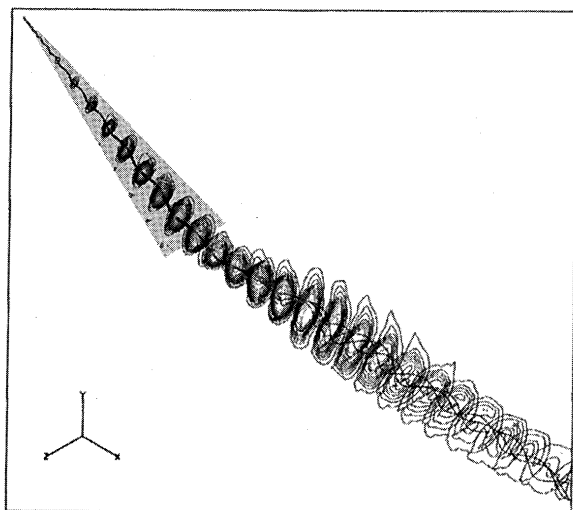


Fig. 4 デルタ翼周りに発生した液滴の質量分率分布

現在取り組んでいるもう一つの大きな研究テーマは、高速流れのみを対象にしてこれまで構築された解析コードに、前処理法 (Preconditioning method) の考え方を適用して、超低速流れもしくは非圧縮流れも解析できるコードを開発することです。我々は新たに独自の前処理型流束分離スキームに基づく解析コードを開発しました⁷⁾。これは、超低速流れが混在した高速流れも解析できますし、かつそれらが凝縮・蒸発を伴っている場合を解析対象にしています。この解析コードが完成すればその適応範囲は飛躍的に広がり、たとえば、化学気相凝着 (CVD)、超臨界流体、キャビテーション流れや、メソスケール大気環境流れ問題も解析対象として含まれてきます。凝縮・蒸発といってもその研究分野は、片や大気循環・雲・雨といったマクロスケールから、CVDやエアロゾルなどのミクロスケールまで広範囲に渡る物理現象を支配しています。実は最近これに関連して、これら様々な分野の凝縮・蒸発現象に共通したメカニズムを見出して実用的な数理モデルを構築するため、東北大学機械系内に新たに「相変化学研究センター」を発足させました。流体工学研究者のみならず、分野を隔てた学際的な研究組織が必要不可欠であることから、材料工学・化学工学・デバイス工学・環境工学の第一線で活躍されている教授・助教授に参加いただき、最新の相変化学を体系化することを目指します。詳細については我々の研究室のホームページ (<http://www.caero.mech.tohoku.ac.jp/>) をご覧ください。

ガスタービン翼列流れの解析コードは、現在 Denton・Dawes コードを初め、StarCD, Fluent, CFX-

TASCflow, FINE/Turbo など非常に充実しています。これらは国内外のターボ機械メーカーにおいて広く使用されています。したがって、これらと同じ内容の解析コードを開発していても意味がありません。汎用コードで解析できることは、それらに任せることにして、むしろ我々は、汎用コードが未だ不得意とする研究分野に特化した解析コードを今後研究開発していくつもりです。相変化学研究センターで開発された凝縮・蒸発の数理モデルは、上記の凝縮・蒸発を伴う様々な複雑系流体の解析に今後応用していきます。これらの研究で得られた知見は、いずれガスタービン内の複雑系流体解析にも還元されるものと期待しています。たとえば、Fig. 1 から 3 まで示した非定常流れですら、汎用コードでは相変わらず正確に解析できる段階にまで至っていないのが現状ですから、汎用コードによる凝縮・蒸発を伴った非定常流れの正確な解析には当分の間は期待できないでしょう。

凝縮・蒸発を伴う複雑系流体の解析に関する研究を紹介いたしましたが、実はそれ以外にも極超音速熱化学非平衡流れや超音速電磁プラズマ (MPD) 流れの解析コードもすでに開発が完了し、現在応用先を探る段階に移行しています。たとえば、一見ガスタービンとは何の関係もなさそうな MPD 流れの解析コードですが、電磁プラズマ推進を材料のコーティングに利用する研究も進められており、将来的にはタービン翼へのセラミックス皮膜形成にも応用される可能性もあります。そんな時にはこの解析コードが威力を発揮すると期待しています。

最後に当研究室で開発している解析コードもしくは相変化学研究センターにご興味ありましたら、お気軽にお尋ねください。我々にできることを模索しながら、着実に産学連携の和を広げていきたいと計画しています。

参考文献

- (1) Yamamoto, S. and Daiguji, H., Computers and Fluids, 22-2/3 (1993), pp. 259-270
- (2) Yamamoto, S., Kano, S. and Daiguji, H., Computers and Fluids, 27-5/6(1998), pp. 571-580
- (3) 山本悟・白石隆, 機論 B 編, 64-624(1998), pp. 2424-2430
- (4) Tanuma, T., Shibukawa, N. and Yamamoto, S., ASME Paper 97-GT-479, (1997)
- (5) Yamamoto, S. and Tanuma, T., Proc. IGTC 1999 Kobe, I (1999), pp. 489-496
- (6) Yamamoto, S., AIAA Paper 2001-2651, (2001)
- (7) Yamamoto, S., Proc. 2nd ICCFD Sydney, (2002), to be presented

I Mech E 第7回ターボチャージャ国際会議に参加して

宮下 和也*¹

MIYASHITA Kazuya

1. はじめに

I Mech E (英国機械学会) 主催の第7回ターボチャージャ国際会議が5月14, 15日, ロンドンにて開催された。この会議はターボチャージャ, スーパーチャージャなどの過給機および過給エンジン技術に専門化して, 4年毎に開かれるもので, 過給機関係者にとっては数少ない貴重な国際会議である。

今回は7回目となり4半世紀の歴史を刻んだことになるが, ここ数年来, ヨーロッパを中心に地球環境を守るために自動車エンジンのCO₂, NO_x, PMの削減が強く求められ, 小型ディーゼルエンジンの過給化, とりわけVG (可変容量) ターボの装着が進んでいる中で, 今回の会議もその様な社会的ニーズを反映した研究・開発の講演発表が期待された。

参加者, 発表者の国別人数を表1に示す。英国は地元であり参加人数, 発表件数ともに断トツに多いが, ドイツ, スイスも多い。これはドイツには有力な自動車用の, スイスには世界的な船用のターボチャージャメーカーが存在するためと考えられる。米国には世界一位の自動車用ターボチャージャメーカーがあるが, ヨーロッパの主要国に生産拠点を有しており, 米国から直接の参加・発表はそれ程多くはなかった。

日本からは2名の参加にとどまり, エンジンメーカー・自動車メーカーの参加がなくやや寂しい感じがしたが, 日本の二大ターボメーカーである三菱重工, IHIのヨーロッパ拠点からの参加があり, 日本人は合計4名であった。一方, ロシア・東欧諸国からはチェコとスロヴェニアから各1名が参加したのみで低調であった。

2. 参加者・発表者の傾向

ターボチャージャの生産量は依然として増加傾向にあり, 2001年には全世界で1000万台に近いと推測されるが, 数量的には自動車が圧倒的である。一方, 船用過給機は台数こそ少ないものの技術的には重要な分野を占めている。とは言え, 国際会議としてはターボチャージャと言う限定された専門分野であるため, 比較的小規模の会議である。従来はウエストミンスターに近いI Mech E本部会館で開催されていたが, 今回はテムズ川畔のサボイプレイス(Savoy Place)にあるIEE(電気学会)会館に会場を移し152名が参加して行なわれた(写真1参照)。

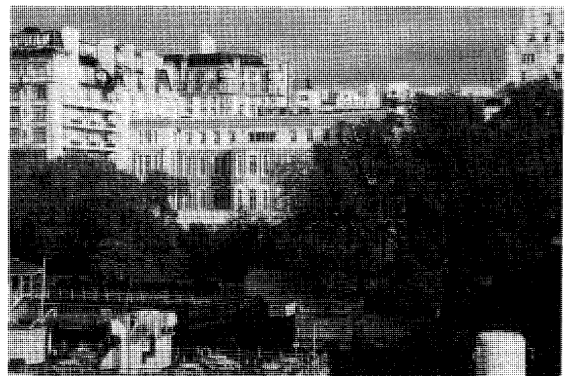


写真1 テムズ川ウォーターloo橋より会場(IEE 会館)を望む

表1 国別参加人数, 発表件数

		参加人数	発表件数
ヨーロッパ	英国	77	10
	ドイツ	25*	4
	スイス	12	4
	オランダ	9	
	スウェーデン	6	1
	フランス	4	1
	イタリア	2*	
	その他 1人参加の国	6	2
	米国	9	1
日本	2	1	
合計	152	24	

表2 ターボチャージャメーカーの参加状況

メーカー名 (グループ)	参加者 所在地	発表件数	参加人数
ABB	スイス	4	9
Garret	米英仏ベルギ	4	15
BW-KKK	米独英仏	1	14
Holset	英	2	9
三菱	オランダ		7
IHI	日伊独	1	4
Napier	英		2
計7社	9ヵ国	12	60

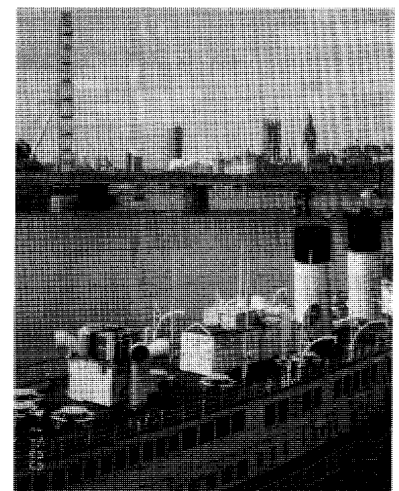


写真2 同じくウォーターloo橋よりウエストミンスター方向を望む

* 現地駐在 日本人 各1人を含む。

原稿受付 2002年5月29日

* 1 石川島播磨重工業(株)機械事業本部
〒135-8733 東京都江東区豊洲2-1-1 IHI 東1共同ビル

ターボチャージャメーカーの参加状況を表2に示すが、これらは全て外販しているメーカーであり、ヨーロッパ各国に生産工場や販売拠点を有するものが多く、グローバル化の表われと見ることが出来る。

エンジンメーカー、自動車メーカーの参加は20名を越え、Ford(英・独)が4名、MAN(英・独)、ダイムラ(独)、VW(独)が各3名が主なものであった。

一方、大学および研究機関からの参加は英国10名、ドイツ4名など合計約20名であり、ターボチャージャと言う製品の性格から人数的にはメーカー優位の会議であった。特徴的だったのは、ソフト開発を始めとする民間の研究・エンジニアリング会社が数多く参加していたことであり、とくにCFDソフトメーカー5社が各々の解析ソフトの展示ブースを設けて熱心にPRしていた。

3. 講演発表の傾向

講演は2件のKeynote Addressと24件の技術発表であったが、発表は下記のような6つのセッションに分けて順次行なわれた。

- Session 1. Compressor
 - Session 2. Turbine
 - Session 3. Vibration & Noise
 - Session 4. Flow Modeling & Dynamometer Design Tools
 - Session 5. EGR & Electro Boosted Systems
 - Session 6. Fatigue Life
- 発表者の国別件数を表1に、発表要旨を表3に示す。なお、表1において発表文献は複数国のメンバーの連

名になっているものも多く、表3において課題の区分は筆者の判断であって上記Sessionの区分と必ずしも一致してはいない。

講演発表から見る技術的な傾向としては、まずはVGターボに関するものが多いが、ターボ単体ではなくVGターボを用いた過給エンジンのシミュレーション計算が目立っていた。また、CFDソフトを駆使したタービン、コンプレッサの性能向上に関するもの、寿命予測や騒音低減などターボチャージャの品質改善に関するものなどがあった。これらはターボチャージャに対する市場ニーズの表われであり、今後の更なる技術課題と言える。

またエンジン脈動流に関する発表が2件あったが、最近のシミュレーションソフトの発展により精度良く評価できるようになり、再び注目されて来たと思われる。

以上24件の講演のうち、ターボチャージャメーカーの発表は半数の12件に及ぶが、船用過給機メーカーとしては一人スイスABB社が4件発表していたのが注目された。自動車用ほどの派手さはないが、やはり地球環境を守る観点から省エネなど市場ニーズの諸課題に就いてゆく必要がある。

4. むすび

第7回のターボチャージャ国際会議に参加して、国別・業種別の参加人数および講演発表のテーマ・内容から最近の世界的な傾向を見ることが出来た。日々グローバル化が進む中で4年に1回という開催ではあるが、ターボチャージャ分野では最も権威ある国際会議として今後とも期待してゆきたい。

表3 技術発表の課題別要旨

課題	件数	要旨
ターボ単体または要素性能	コンプレッサ 空力性能	3 1. 遠心コンプレッサのストール基準をエリア比、入射角などパラメータスタディで最適化(米コンサル) 2. 広流量域低ブスト圧の乗用車ガソリンエンジン用のコンプレッサを開発(Garret UK) 3. 高ブスト域でのサージマージンを新ケーシングトリートメントで大幅改善(IHI/日本)
	タービン 空力性能	3 1. 高ブストタービンの負荷係数を斜流化によって15~20%UP(英 Concepts NREC) 2. 斜流タービンの空力性能をCFDでパラメータスタディ、LDVの実測値と好一致(英インベリアルカレジ) 3. 軸流タービンのレーシングワイヤまわりの流れをCFD解析、ワイヤの損失2%は実測値と一致(ABB/スイス)
	VGターボ 信頼性	2 1. マルチノズルVGターボがエキブレに使用されるためタービン翼車の剛性UPと熱疲労対策(Garret UK) 2. 中速ディーゼル用軸流タービンの可変ノズルを開発。燃費、NOx、耐久性をクリア(ABB/スイス)
	軸受の安定性	2 1. フルフロートメタルが固定メタルに比べ、ホワール/ホイップ対策で優れていることを実験で確認(英サザブトン大) 2. 二重油膜を有する一体型セミフロート軸受のパネ定数・減衰係数を算出。軸振動挙動の解析と実測(Garret UK)
	タービン翼 振動解析	1 1. ラジアルタービン翼車の羽根振動をボス部のノーダル振動と連成で解析(ABB/スイス)
	騒音評価	2 1. ターボチャージャ本体、コンプレッサ吸入、タービン排気各部のノイズを分離計測する新装置・新手法を開発(英 Holset) 2. 船用大型ターボチャージャの騒音分布を計測、最大音源部分のインシュレーション改善などで大幅低減(ABB/スイス)
	寿命予測	3 1. ハイウェイバス、市内バス等4種類の走行パターンでコンプレッサ各種インベラ材のLCF寿命を比較(独BW) 2. 排気マニホールドやタービンハウジングなど繰返し熱応力のかかる部品の熱疲労寿命評価法の考察(仏 Garret) 3. 市内バスの50万km寿命を確保するため、インベラLCFを満足するターボマッチング技術(英 Holset)
過給エンジンステムまたはシミュレーション	EGR	2 1. 小形DIエンジン、VNTターボ、インタークーラの組合せモデルでEGR最適制御をシミュレーション(英 Ford) 2. トラック用エンジンにてWGターボ、VGターボ、2段ターボ等のEGR効果を比較(AVL/オーストリア)
	非常常 脈動流性能	2 1. CFDソフトにより脈動流下のVGタービンの流れ解析モデル化で精度向上(Fluent UK) 2. エンジン上でのタービンの非常常流性能を予測。定常流より15~30%劣る。(スウェーデン王立研究所)
	過渡特性	3 1. コンプレッササージ下の大型2ストロークエンジンの過渡特性をシミュレーション、実船計測と好一致(アテネ工大) 2. 高速V6ディーゼルにてVGターボ小型2台と大型1台の過渡特性をシミュレーションで比較(独 Ford) 3. EAT(モータ内臓)ターボとEDC(電動ブースタ)前置ターボの過渡特性をVGターボと比較(独 Ford)
	試験設備	1 1. ターボチャージャ性能計測用に永久磁石・過電流式直結動力計を開発(英インベリアルカレジ)

100 kW 自動車用セラミックガスタービンの開発プロジェクト

吉田 祐作*¹
YOSHIDA Yusaku

自動車用セラミックガスタービン(自動車用CGT)の開発プロジェクトが1996年度に終了して、早5年が経過した。開発当初、お互いに競争相手である自動車メーカーの人達が集まってもエンジン開発をうまく進められるものかどうかと懸念された。しかしながら、各社が互いに得意な技術を生かしてコンポーネント開発を分担し、ひとつのエンジンを開発することにより、世界に先駆けて自動車用CGTのポテンシャルを実証することができた。開発の経緯や意義などについて改めて振り返り、開発に参画した多くの関係者とともにCGT関連技術の今後の進展を願いたい。

セラミックスをCGTに適用する開発プロジェクトは1970年代の初めから米国で進められ、本格的には1979年からスタートしたAGT(Advanced Gas Turbine Program)プロジェクトによって実施された。その成果は、毎年、米国のエネルギー省(DOE)が主催するCCM会議(Annual Automotive Technology Development Customers' Coordination Meeting)で発表されていた。この会議には日本からも参加者が次第に増加し、米国では日本の技術ただ乗り論が囁かれるようになった。これに対応して日本でもCGT開発の必要性、国際技術交流・貢献の必要性が高まり、1985~1987年度にかけて国内でもCGTに関するFSが数度行われ、国家プロジェクト立ち上げの動きが活発化した。

米国のAGTプロジェクトが自動車を対象としていることから、自動車グループでは技術者が中心となりプロジェクト立ち上げに向けて精力的な事前準備が進められた。一時、300kWへの参加も取り上げられたが、最終的には(財)日本自動車研究所(JARI)を中心にトヨタ自動車、日産自動車、三菱自動車工業の3社がプロジェクト立ち上げに向けて結集した。米国、DOEおよび通産省(現経産省)の関係者との情報交換の機運が高まり、1988年度、日本自動車研究所副所長を団長とする官民合わせて総勢11名の調査団が米国に派遣され、第26回CCM会議にて日本のCGT計画の一端が紹介された。筆者も同調査団の一員として参加する機会を得た。内容的には、300kW発電・コージェネレーション用CGTと100kW自動車用CGTの計画概要を示すものであった。ここで、CGT開発に関する日米技術交流の一步が踏み出されたといえよう。300kW発電・コージェネレーション用CGTの開発プロジェクトは1988年度よりスタートし、100kW自動車用CGT

は2年間のFSの後にスタートすることとなった。

FSでは、開発の基本計画、エンジンの基本設計、耐熱材料・潤滑油・多種燃料燃焼技術に関する調査研究が実施された。2年間のFSを経て本格的な開発体制のスキームが整いプロジェクトへと移行した。

1990年度より、通産省から(財)石油産業活性化センター(PEC)が支援を受けて開発主体となり、この事業に石油・材料・自動車各社が参加し、石油各社が潤滑油開発、石油・材料各社が耐熱材料開発、そして自動車グループがエンジン開発を担当することで100kW自動車用CGTの開発プロジェクトが7ヵ年計画として本格的にスタートした。

自動車用CGTの開発プロジェクトに関しては、その開発体制に大きな特徴がある。事業そのものが補助事業として実施されたため、従来の研究組合方式ではなく個別企業の参加形態がとられた。自動車グループでは、当初から、JARIに各社が集まって互いに協力し一つのエンジンを開発することが参加要件のひとつとして考えられていた。そこで、JARIが事業に参加し、自動車各社(トヨタ、日産、三菱、豊田中研)がそれに協力する体制が整えられた。具体的には、JARI内にCGT開発室を設置し、各社から2名ずつ出向し、エンジン開発の司令塔の役割を持たせた。JARIに実験設備を集結することも想定されたが、各社が保有するCGT実験設備を有効に活用するという観点から、各社内にJARIの研究室が設置され研究開発が行われた。当然のことながら、CGT開発室にはJARIの研究者も配属されエンジン実験、燃焼実験、熱交換器実験などの体制が整えられた。

エンジン開発の基本計画では、対象エンジンの出力は、セラミックスの開発は小型の方から出発したほうがよいこと、小型すぎると効率的に厳しくなること、なおかつ保有台数の最も多いのは小型車であることから、100kWが選定された。エンジン形式は、1軸式と2軸式の並行開発も検討されたが、期間と資金を考えると1形式に絞る必要があること、基本的機能が凝縮されておりセラミックスなどの開発部品点数が少ない1軸式が適しているとの判断がなされた。1軸式は将来のハイブリッドエンジンを睨んで、高速発電機駆動に適する形式である。これらをもとに基本設計されたエンジン構造は、図1に示すようなものである。

このプロジェクトは、自動車用セラミックガスタービンのポテンシャルを実証することを目的とした。即ち、圧縮機、タービン、燃焼器、熱交換器等のエンジン構成要素の性能向上を図り、高温部品へのセラミック材料の適用技術

原稿受付 2002年5月28日

* 1 (財)日本自動車研究所 エネルギー・環境研究部
〒305-0822 茨城県つくば市市間 2530

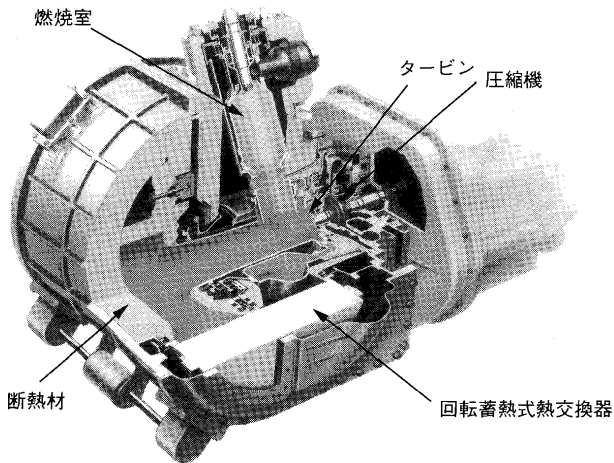


図1 エンジン構造

を確立するとともに、これらの要素を組み合わせたエンジンを、要求される燃費、動力性能、排ガ斯特性の面から、エンジンシステムとして総合的に評価するものである。

そこで、CGT開発室を中心にして各要素の開発分担の決定を行い、それぞれの要素について開発の取りまとめと責任を負う研究室が取り決められた。セラミックスの適用には未経験の技術が多々あるため、開発の進め方としては実験と解析による実績主義がとられた。まず、各要素の開発から手掛け、要素単体での評価を終えた各部品を組み込んだ組合せ試験を行い、順次エンジン構造に近づけた形態での開発実験が進められた。勿論、開発現場ではセラミックスという前触れもなく突如破壊する部品を相手に未知への挑戦といえるものであった。その結果は、月例の技術検討会や随時開催の技術検討会で討論され改善されていった。開発の当初からメタルガスタービンのステップを踏まずにいきなりセラミックガスタービンの設計からスタートしたが、セラミックスの特徴を理解しセラミックス設計技術を早期に習得できたことは、限られた期間での開発を考えると成功の要因のひとつではないだろうか。

このエンジンは、高温部にセラミック部品を使う上で特徴ある構造を有している。セラミック部品はボルトでは締結できないのでセラミック製のタービン静止部品を、空気の洩れを防止しながら支持するために、各部品を平面で接触させ積み重ねる構造とし、その全体をスプリングとベローズにより弾性的に支持する方法が採用された。また、熱交換器のシールでは、回転するセラミックス製ハニカムコアと金属製エンジンハウジングの間に置いたセラミックス製のシール座を、金属ベローズを介してハウジング本体に締結することにより、エンジンハウジング変形の影響の回避を図った。

開発期間の半ばである1993年度に中間評価が行われ、タービン入口温度1200℃でのエンジン性能を評価し、最終目標である1350℃の開発に向けて開発課題が整理された。当初の計画では、中間評価後にエンジン構造を見直してエンジンを設計し直す計画であったが、残り3年間では目標達成のためのリスクが大きいため基本

構造は継承された。

最終目標の達成に向けて、最終年度、開発が急ピッチで進められ、エンジンのバーストも何度か経験した。そうした中で、効率達成のためのタービークリアランスの限界も次第に分かってきた。しかし、手持ちの部品も残り僅かとなり、最適な部品の組合せの選定には担当者は大変苦労された。ここに7年間の経験が集積された。

最終的なエンジンとしての開発結果は、目標出力100 kWに対して92.3 kW、目標熱効率40%に対して35.6%、排気は十分規制値をクリアした。100点満点とはいえないまでも、90点は達成でき、当初の目標とした自動車用CGTの可能性を世界に先駆けて実証できたと考えている。表紙の写真は開発されたエンジンの外観を示すものである。また、各グループの方々が開発を担当されたセラミック部品の数々を示すものである。勿論、これらはセラミックスメーカーの多大な協力のもとで開発されたものである。

具体的な技術成果は、既に多数の論文として発表されている⁽¹⁾⁽²⁾。また、GT学会のCGT出版委員会でも300kWと100kWの技術成果や課題の取りまとめが進められている。技術的な内容については、それらを参考にして頂きたい。

プロジェクト成功の要因はなんだろうか。筆者なりに考えてみると、開発ステップと基本構想がしっかりと定められたこと、開発リーダーをはじめとする参加者全員の熱意、各社が集結できる基盤としてのJARIの機能、そして、各社合わせて75名以上にのぼる研究員が集結し一致協力して開発に従事し、しかも7年間の間継続して開発に専念できたことではないだろうか。また、異なる文化の中で仕事をしてきた各社の人達がお互いに理解しあえたというのも大きな成果ではないだろうか。

今後、マイクロタービンと燃料電池のハイブリッドシステムやハイブリッドバスの出現なども考えられ、効率向上にあたってCGTの開発技術が活かされることを開発に参画した関係者とともに期待したい。



図2 最終成果発表会の記念に (JARI 本館前にて)

文 献

- (1) 特集「100 kW 自動車用セラミックガスタービン開発プロジェクト」、日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 98, (1997)
- (2) 特集「自動車用セラミックガスタービン」、日本自動車研究所報, 自動車研究, Vol. 19, No. 7, (1997). その他多数あり。

2001年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会

ガスタービン統計作成委員会（西原 昭義委員長，他委員 9名）は，関係各社の協力を得て2001年1月から12月の間におけるガスタービン及び過給機を生産状況を調査・集計し，生産統計資料を作成した。資料提供は，陸船用ガスタービンについては13社，航空用ガスタービンは4社，過給機は12社に依頼した。過給機はすべて排気タービン方式のターボチャージャであり，機械駆動によるものではない。

1. 2001年陸船用ガスタービン生産統計概要

- (1) 総台数は前年に比べ，小型・大型が増加，中型は横這いとなり，結果として6%の増加となった。出力では，小型は微増，中型は14%の増であったが，大型が前年の65%と大幅な減少をしたため，合計でも前年の70%と3割減少となった。

小型（735 kW 以下）は台数が前年と比べて11%，出力も2%とともに増加した。

中型（736～22,064 kW）は台数に変化無く，出力は14%増加した。

大型（22,065 kW 以上）は台数が前年比8%の増加，出力は35%の減少となった。これは，輸出向けの大型案件が減少したためである。

- (2) 用途別にみると，台数では66%が非常用発電用，出力では89%がベースロード発電用である。これは前年度と同じ傾向であるが比率では各々約5%減少している。非常用は前年に比べ台数でほぼ横這い，出力で14%増加している。

小型，中型で比べると，台数では小型が2%微減しているのに対し，中型は2%の微増となっており合計では，ほぼ横這い。出力では，小型が3%減少しているのに対し，中型は16%の大幅増加となっており，非常用途において大型の傾向が強まっている。これは，IT関連電源等の大型化が影響している。

- (3) 燃料の種類別生産台数では，本年のガス燃料使用生産台数は，前年度と比べ28%の増加となったが液体燃料使用生産台数も2%増加したため，結果として，液体燃料間でのシェアは3%増加の17.6%に留まった。ガス燃料内訳では，都市ガスの1.6倍，天然ガスの1.5倍，の増加が特徴。

液体燃料使用生産台数では，前年と比較し2%の

微増であった。軽油の9%増加が特長である。

ガス及び液体の燃料種使用別生産台数比率を多い順に並べると，小型では重油1種・軽油・灯油が48・24・22%となり中型では重油1種・灯油・都市ガスが41・24・18%，大型では天然ガス・液化天然ガスが66・29%，全体では重油1種・灯油・軽油が42・22・18%の割合になった。この割合は前年度とほぼ同じである。この生産台数の特徴としては，大型の天然ガスが9台増加し前年と比べ1.6倍の25台となったことである。

燃料の種類別使用出力では，ガス燃料の出力合計は前年比17%の減少となったものの液体燃料が前年比67%の大幅減少のため，ガス燃料の燃料種別間シェアでは，14%増加し，88%となった。ガス燃料内訳では，前年と比べ天然ガスの34%の減少，都市ガスの2.3倍の大幅増加が特徴である。

液体燃料使用出力では，前年度と比較し軽油の90%の大幅減少に対し，灯油が2倍の大幅増加が特徴である。

ガス及び液体の燃料種使用別生産出力比率を多い順に並べると，小型では重油1種・灯油・軽油が66・19・9%となり中型では灯油・重油1種・都市ガスが27・26・25%，大型では天然ガス・液化天然ガス・石炭（ガス化）ガスが60・31・7%，全体では天然ガス・液化天然ガス・石炭（ガス化）ガスが50・26・6%の割合になった。全体では，石炭（ガス化）ガスの増加が特徴である。

- (4) 国内向けは台数で，前年と比べ44台増の596台であったが，出力では740 MW減少の1,219 MWとなった。減少分は，大型であり減少分を超える887 MWの大幅減少となった。大型は前年と比べ，台数で5台から2台へ，出力で1,281 MWから394 MWへと大幅減少し，関東，近畿それぞれ1台づつとなった。本年が，特別な年であることを願うとともに，電力自由化の風を受け，来年度以降の国内景気回復に期待したい。

中型は前年と比べ台数では19台の増加であったが出力では142 MWの大幅増加となった。地域的には，関東が台数で9台，出力で134 MWの増加を示し，全国のシェアでは台数で48%，出力で44%と約半数を占める。関東一極集中の傾向が見られる。

小型は台数で38台の増加，出力で5 MW増加で

あった。台数増加の大部分は、超小型（マイクロガスタービン）が60%を占めている。小型においては、マイクロ発電機の台数が大きく影響しており、マイクロ発電機の種類定義も含め、次回までには、統計方法を新規に考慮したい。

輸出は総台数の7.7%、全出力の76%を占め、前年より台数では7台（12%）の減少、出力では1,446 MW（27%）の減少となった。大型で台数6台の増加はしたものの、出力で1,396 MWの減少となり、大型プロジェクトの減少の影響が大きい。中型では、9台減少の14台、出力では48 MW減少の23 MWであった。小型の実績は皆無となった。今年度の特徴は、全ての区分で出力が減少したことである。

輸出仕向先別では、台数で7年連続してトップを続けたアジアが、29台減少し11台となったため、9台増加した北米地域が17台でトップとなり、出力でも243 MW増え1,439 MWでトップを占めた。また、今回は、大洋州が、2台、80 MW、旧ソ連が、1台、264 MW、中東が、5台、575 MW、アフリカが、6台、143 MWと実績が出来たのに対し欧州向けの実績が皆無となった。輸出の特徴は、やはりアジアの大幅な減少（台数で29台減少、出力で2,380 MWの減少）であり、本年統計の出力減少の主要原因となっている。

- (5) 被駆動機械別ではこれまでと同様に、台数、出力とも発電機がほとんどを占め、93~97%であった。表5に示す出力区分では、小型クラス（0~735 kW）の台数増加（34台増）と大型クラスの中で44,130 kW~の出力減少（2,283 MWの減少）が特徴である。台数の多い順では、736~4,412 kW, 147~367 kW, 368~735 kW, 出力の多い順では44,130 kW以上, 22,065~44,129 kW, 736~4,412 kWとなった。
- (6) 発電用ガスタービンの台数と出力を前年と比較すると、事業用では国内（6台、260 MW→0）が実績無しとなったが、輸出（9台/1,329 MW→28台/2,174 MW）は台数及び出力とも大幅な増加となった。自家用では国内（516台/541 MW→552台/1,047 MW）が台数増、

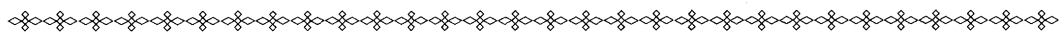
出力増となったが、輸出（48台/3,977 MW→22台/1,685 MW）は台数・出力とも大幅減少している。総計では台数が増加（579台→602台）したが、出力では、特に輸出の事業用・自家用の大幅な減少による影響を受け、出力合計も大幅減少（7,107 MW→4,906 MW）した。

2. 2001年航空用ガスタービンエンジン生産統計概要

- (1) ターボジェット/ターボファン・エンジンは、前年に比べて合計台数で約28%増加したが、合計推力では約7%減少した。この台数の増加はターゲットドローン用のTJM3の台数増加によるが、合計推力に寄与するF-2支援戦闘機用エンジンであるF110とT-4中等練習機用エンジンであるF3の台数が減少したことで、合計推力は減少した。
- (2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは、前年に比べて合計台数で約6%減少したが、合計出力では約17%増加した。台数の減少は防衛庁の観測ヘリコプタ用エンジンのTS1と補助機関駆動用エンジンの減少によるが、大出力エンジンであるT700やT55の生産台数が増えたので、合計出力は増加した。
- (3) 5カ国共同開発エンジンであるV2500ターボファン・エンジンのファン部（日本担当部分）は、296台生産され、1988年の生産開始以来の累計は1874台になった。前年比で見れば87台の増加である。9.11テロの影響は2001年の統計には現れず、民間航空業界の需要はV2500を搭載する機体について言えば引き続き堅調に推移している。なお、V2500はエンジン組立ではないため、生産統計には加えていない。

3. 2001年過給機生産統計概要

- (1) 生産されている形式数は、前年比16%増の184形式であった。
- (2) コンプレッサ翼車外形100 mm以下の過給機の生産台数は、前年比6%増加した。
- (3) コンプレッサ翼車外形100 mm以上の過給機の生産台数は、前年比6%減少した。



取引銀行支店統合について

日本ガスタービン学会の取引銀行支店が下記のように変更になりましたので、お知らせいたします。

みずほ銀行 西新宿支店 → みずほ銀行 新宿西口支店

II. 統計

1. 最近6年間のガスタービン生産推移

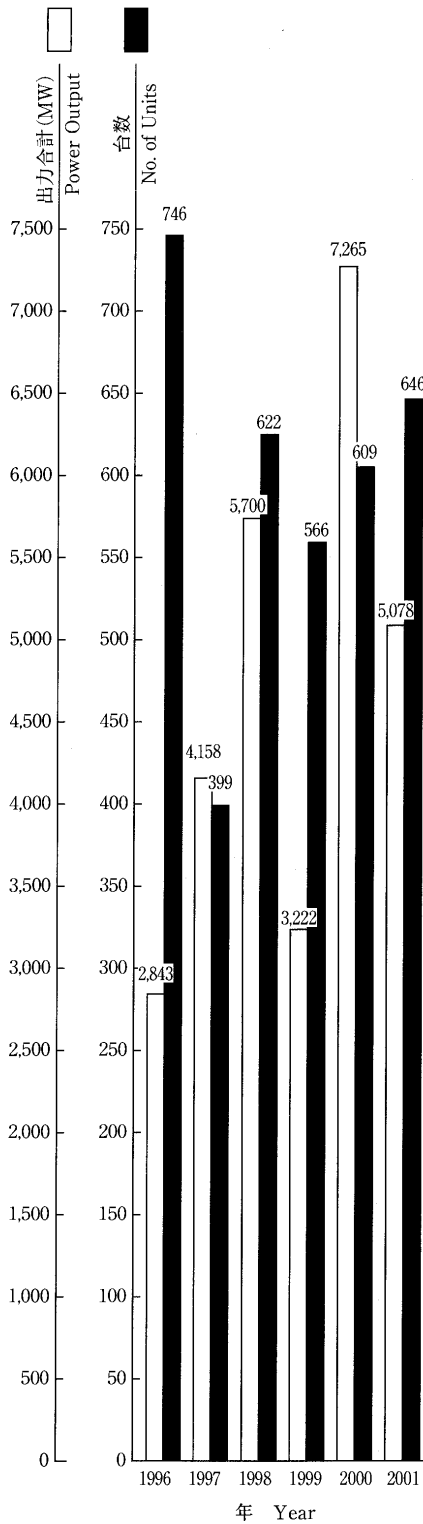


図1 陸船用ガスタービン

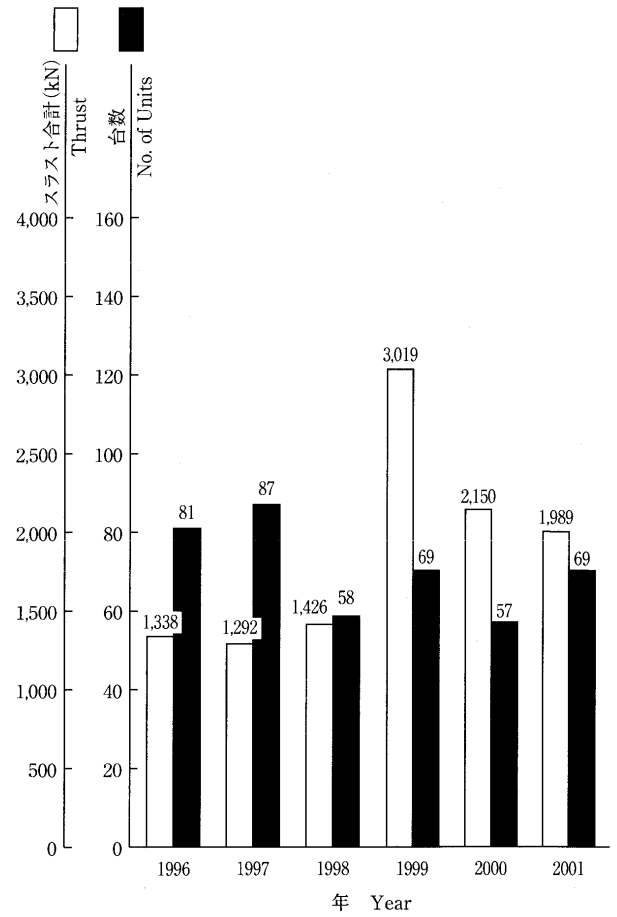


図2 ターボジェット/ターボファン・エンジン

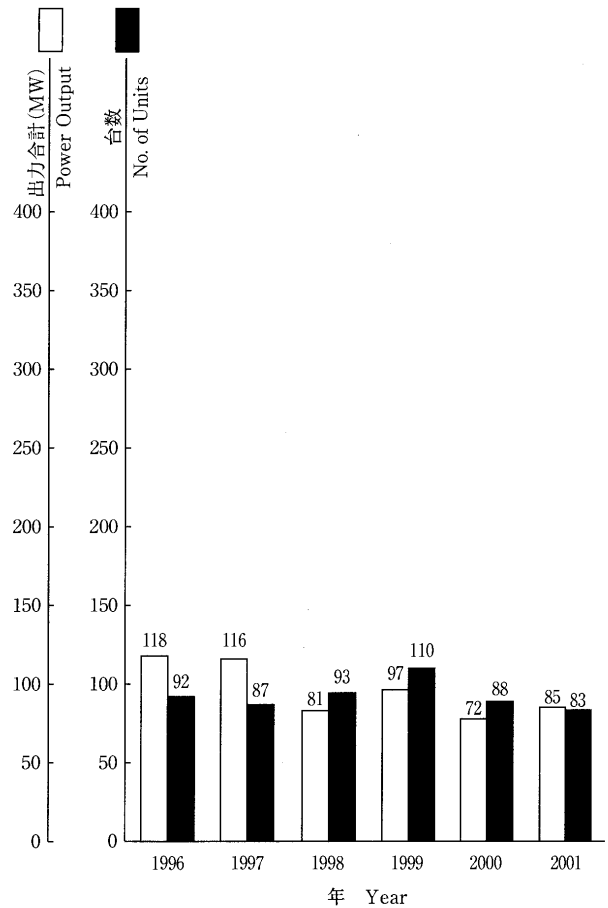


図3 ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン

2. 陸船用ガスタービン

表1 2001年用途別生産台数及び出力 (kW)

用途 Application	区分 Code	小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全出力 Total	
		台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	15	4,201	57	260,890	38	4,230,050	110	4,495,141
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	2	800	3	6,400	0	0	5	7,200
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	234	84,012	190	326,425	0	0	424	410,437
商船用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦隊用 Military Marine	MM	0	0	15	162,150	0	0	15	162,150
その他プロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0	0	0	0
教育用 Education	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
空調用 Air Conditioning	ACD	5	481	0	0	0	0	5	481
その他 Miscellaneous	MC	86	2,151	1	845	0	0	87	2,996
合計 Total		342	91,645	266	756,710	38	4,230,050	646	5,078,405

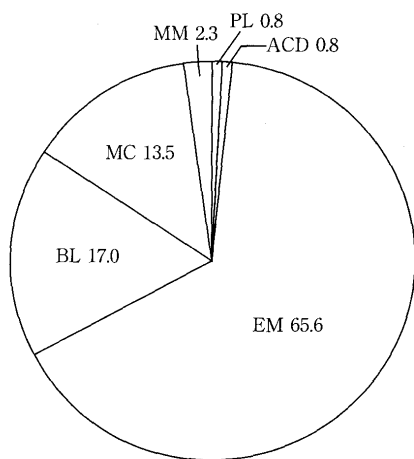


図4 2001年用途別生産台数割合 (%)

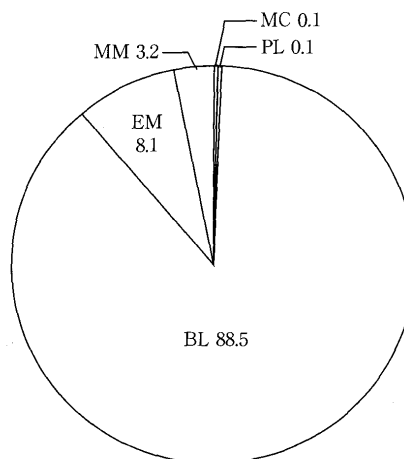


図5 2001年用途別出力割合 (%)

表2 2001年燃料別生産台数及び出力(kW)

燃料種類 Kind of Fuel		区分 Code	小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全出力 Total	
			台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquified Natural Gas	LNG	0	0	7	42,880	11	1,311,980	18	1,354,860
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	0	0	25	2,524,270	25	2,524,270
	石炭(ガス化)ガス Cool gas or gasified coal gas	GCG	0	0	0	0	1	298,000	1	298,000
	液化石油ガス Liquified Petroleum Gas	LPG	1	315	3	5,100	0	0	4	5,415
	都市ガス Town Gas	GTW	18	4,536	47	186,270	1	95,800	66	286,606
	高炉ガス Blast Furnace Gas	GBF	0	0	0	0	0	0	0	0
	プロパンガス Propane Gas	GPR	0	0	0	0	0	0	0	0
小計 Sub Total			19	4,851	57	234,250	38	4,230,050	114	4,469,151
液体燃料 Liquid Fuel	灯油 Kerosene	T	75	17,704	64	207,090	0	0	139	224,794
	軽油 Gas Oil	K	83	8,328	36	121,139	0	0	119	129,467
	重油1種 Heavy Oil No. 1	H1	165	60,762	109	194,231	0	0	274	254,993
	ナフサ Naphtha	LN	0	0	0	0	0	0	0	0
	小計 Sub Total			323	86,794	209	522,460	0	0	532
合計 Total			342	91,645	266	756,710	38	4,230,050	646	5,078,405

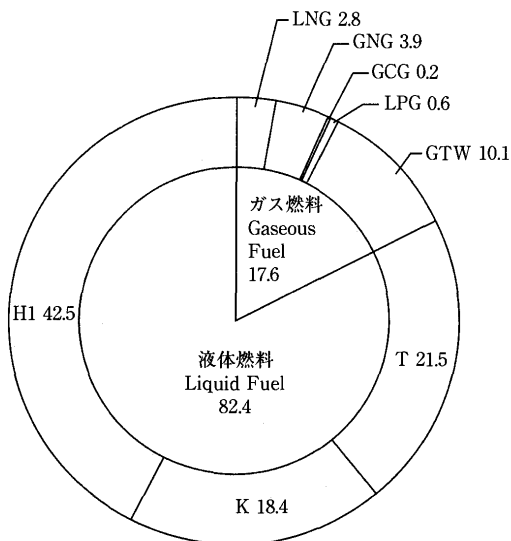


図6 2001年燃料別生産台数割合 (%)

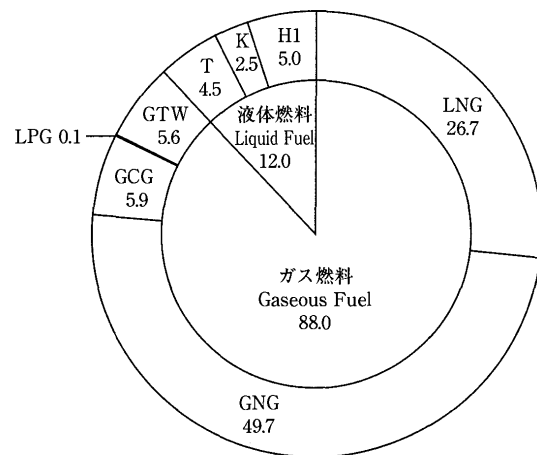


図7 2001年燃料別出力割合 (%)

表3 2001年地域別納入台数及び出力 (kW)

地域 Location		区分 Size	小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全出力 Total		
			台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	
国内向け Domestic Use	北海道 Hokkaido		14	5,110	7	15,164	0	0	21	20,274	
	東北 Tohoku		19	6,669	11	26,000	0	0	30	32,669	
	関東 Kantoh		89	32,888	120	325,050	1	298,000	210	655,938	
	中部 Chuubu		55	16,183	37	73,664	0	0	92	89,847	
	近畿 Kinki		44	15,273	35	85,702	1	95,800	80	196,775	
	中国 Chuugoku		8	2,415	5	7,800	0	0	13	10,215	
	四国 Shikoku		7	2,399	2	1,800	0	0	9	4,199	
	九州 Kyuushuu		24	9,636	13	24,915	0	0	37	34,551	
	沖縄 Okinawa		2	900	4	7,200	0	0	6	8,100	
	船用主機 Marine Propulsion		0	0	10	98,400	0	0	10	98,400	
	船用補機 Marine Auxilliaries		0	0	8	68,250	0	0	8	68,250	
	未定 Unknown		80	172	0	0	0	0	80	172	
	小計 Sub Total			342	91,645	252	733,945	2	393,800	596	1,219,390
	輸出向け For Export	北米 North America		0	0	4	5,400	13	1,433,860	17	1,439,260
中南米 South and Central America			0	0	0	0	8	1,178,730	8	1,178,730	
アジア Asia			0	0	10	17,365	1	161,980	11	179,345	
大洋州 Oceania			0	0	0	0	2	80,000	2	80,000	
欧州 Europe			0	0	0	0	0	0	0	0	
旧ソ連 Fomer Soviet Union			0	0	0	0	1	264,000	1	264,000	
中東 Middle East			0	0	0	0	5	575,000	5	575,000	
アフリカ Africa			0	0	0	0	6	142,680	6	142,680	
未定 Unknown			0	0	0	0	0	0	0	0	
小計 Sub Total			0	0	14	22,765	36	3,836,250	50	3,859,015	
合計 Total			342	91,645	266	756,710	38	4,230,050	646	5,078,405	

表4 2001年被駆動機械別生産台数及び出力(kW)

区分 Size	コード Code	小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全出力 Total	
		台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
被駆動機械 Driven Machinery									
発電機 Electric Generator	G	316	84,727	248	590,921	38	4,230,050	602	4,905,698
推進機 Propeller	PRR	0	0	15	162,150	0	0	15	162,150
水ポンプ Water Pump	W	21	6,437	3	3,639	0	0	24	10,076
ガス圧縮機 Gas Compressor	GC	5	481	0	0	0	0	5	481
その他 Miscellaneous use	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
合計 Total		342	91,645	266	756,710	38	4,230,050	646	5,078,405

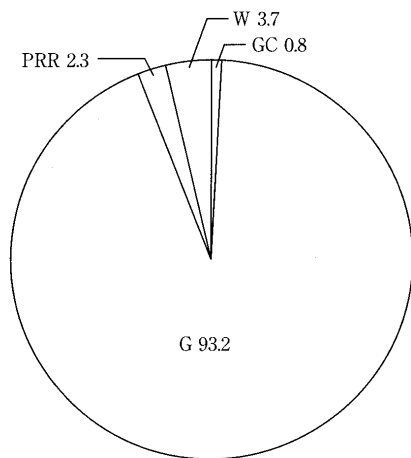


図8 2001年被駆動機械別生産台数割合 (%)

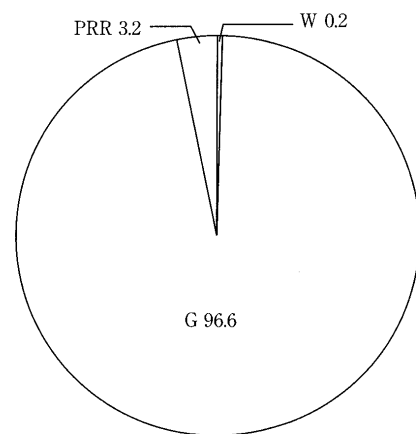


図9 2001年被駆動機械別出力割合 (%)

表5 2001年出力区分別生産台数及び出力(kW)

出力区分 (kW) Unit Output		台数 Units	出力 Output (kW)
小型 Small Units 0~735 kW	0~ 146	91	902
	147~ 367	131	31,577
	368~ 735	120	59,166
	小計 Sub Total	342	91,645
中型 Medium Units 736~22,064 kW	736~ 4,412	216	367,520
	4,413~10,296	38	222,160
	10,297~16,180	8	101,030
	16,181~22,064	4	66,000
	小計 Sub Total	266	756,710
大型 Large Units 22,065 kW~	22,065~44,129	14	367,940
	44,130~	24	3,862,110
	小計 Sub Total	38	4,230,050
合計 Total		646	5,078,405

表6 2001年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力(kW)

区分		Size	小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全出力 Total	
用途 Application	コード Code		台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)	台数 Units	出力 Output(kW)
国内 事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	0	0	0	0
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Public Use 小計 Sub Total			0	0	0	0	0	0	0	0
国内 自家用	ベースロード発電用	BL	95	4,372	53	255,090	2	393,800	150	653,262
	ピークロード発電用	PL	2	80	3	6,400	0	0	5	7,200
	非常用発電用	EM	219	79,555	178	306,666	0	0	397	386,221
Domestic/Private Use 小計 Sub Total			316	84,727	234	568,156	2	393,800	552	1,046,683
国内合計 Domestic Use Total			316	84,727	234	568,156	2	393,800	552	1,046,683
輸出 事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	28	2,173,920	28	2,173,920
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Public Use 小計 Sub Total			0	0	0	0	28	2,173,920	28	2,173,920
輸出 自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	4	5,800	8	1,662,330	12	1,668,130
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	10	16,965	0	0	10	16,965
For Export/Private Use 小計 Sub Total			0	0	14	22,765	8	1,662,330	22	1,685,095
輸出合計 For Export Total			0	0	14	22,765	36	3,836,250	50	3,859,015
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	28	2,173,920	28	2,173,920
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Public Use 合計 Total			0	0	0	0	28	2,173,920	28	2,173,920
自家用	ベースロード発電用	BL	95	4,372	57	260,890	10	2,056,130	162	2,321,392
	ピークロード発電用	PL	2	800	3	6,400	0	0	5	7,200
	非常用発電用	EM	219	79,555	188	323,631	0	0	407	403,186
Private Use 合計 Total			316	84,727	248	590,921	10	2,056,130	574	2,731,778
総計 Grand Total			316	84,727	248	590,921	38	4,230,050	602	4,905,698

Note: Code Explanation BL: for Base Load PL: for Peak Load EM: for Emergency

3. 航空用ガスタービン

表7 2001年ターボジェット/ターボファン・エンジン
生産台数及びスラスト(kN)

生産台数 No. of Units	69*1	スラスト合計*2 Thrust (kN)	1,989
----------------------	------	-------------------------	-------

- *1 V 2500 ファン部 (296 台) は含まない。
Excluding 296 Units of V 2500 Fan Modules
- *2 海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8 2001年ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力(kW)

区分 Size	0~735 kW		736 kW~		全出力(kW) Total Output	
	台数 Units	出力*3 Output	台数 Units	出力*3 Output	台数 Units	出力*3 Output
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	0	0	0	0
ヘリコプタ用 Helicopter	6	3,954	51	79,530	57	83,484
補助機関駆動 Aux. Drive Units	26	1,274	0	0	26	1,274
合計 Total	32	5,228	51	79,530	83	84,758

- *3 海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

- *6 圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す
The figure shows the total number of superchargers over 100 mm in impeller diameter.

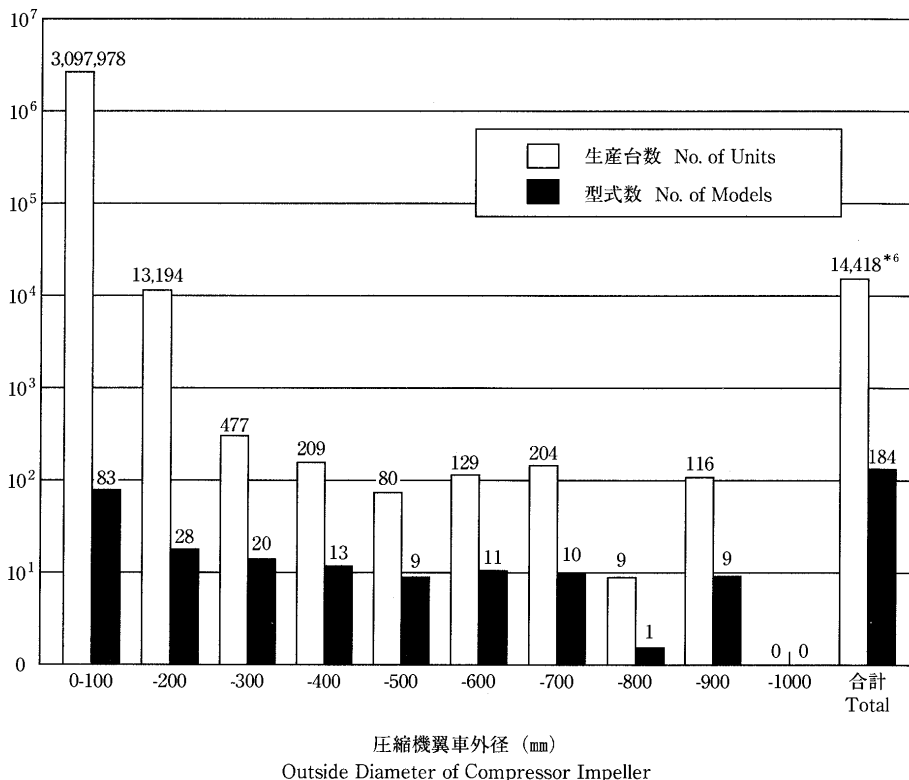


図10 2001年過給機生産台数及び型式数

4. 過給機

表9 2001年過給機生産台数及び形式数

区分 Class	Size	台数 No. of Units	型式数 No. of Models
	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	0~ 100	3,097,978	83
Class 2	101~ 200	13,194	28
Class 3	201~ 300	477	20
Class 4	301~ 400	209	13
Class 5	401~ 500	80	9
Class 6	501~ 600	129	11
Class 7	601~ 700	204	10
Class 8	701~ 800	9	1
Class 9	801~ 900	116	9
Class 10	901~1,000	0	0
合計*6 Total		14,418*5	101*4
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		12	

- *4 型式はいずれも排気タービン式である。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.
- *5 圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。
The figure shows total number of superchargers over 100 mm in impeller diameter.

学会創立 30 周年記念行事を終えて

大田 英輔*

日本ガスタービン会議より数えて 30 年になる本学会の創立 30 周年記念行事が平成 14 年 5 月 24 日(金)早稲田大学国際会議場にて開催された。

やや盛沢山の内容を一日に収めるために、朝 9 時過ぎから夜 8 時過ぎまでという長時間に及ぶ記念行事となったようである。この行事の計画とあわせて、当日頒布を至上命令として編集を進めてきた「ガスタービン写真集」の刊行にも傾注することになり、結局は実行委員諸氏、写真集編集委員諸氏に多大のエネルギーを提供していただく事にもなり、平成 12 年度に当時の伊藤源嗣会長より、“派手にはならないように”といわれて委嘱された事を想うと、反省の念も抱くところである。

この記念行事は、学会創立 30 周年記念事業準備委員会、同実行委員会として、学術講演会委員会および国際交流委員会との連携の下に、総務理事、企画理事および編集理事の参加をもお願ひし、写真集編集と共に、平成 13 年より活動を開始したものである。平成 4 年の設立 20 周年記念の当時より、学会構成員の世代変化、活発な国際交流の進展、そして産業界におけるガスタービン事業や開発の変遷など多くの話題が積み重ねられている。これを考慮しながら発足当時から学会活動をも盛り込むために、若手(比較的)の 3 名の方に幹事をお願ひし、有識者の 3 名に顧問となって頂いて実行に臨んだ。

当日は、まず記念講演会(9:15~14:30)が 3 室で開催された。学術講演会委員会による「伝承から飛躍へ」という意識のもとに、「技術伝承」、「ガスタービンの運用と実績」、「技術動向・展望[システム]」、「同(要素)」からなるテーマでのオーガナイズドセッション、空力 I, II, および燃焼・燃焼器の学生セッションが生まれ、多数の出席者のもとで賑やかな記念講演会となった。

午後は、記念式典(14:45~15:50)から始まり、酒井俊道実行委員長の記念事業の経過報告、柘植綾夫会長の開催挨拶とガスタービン学会の活動への抱負が披露された。ついで、来賓祝辞にうつり、文部科学省研究振興局学術研究助成課長 西阪 昇氏よりの祝電披露、(社)日本機械学会伊東誼会長、(社)日本航空宇宙学会 的川泰宣会長、ターボ機械協会 井上雅弘会長、日本内燃機関連合会大地昭生副会長より次々と祝辞と学会発展に向けての激励の挨拶を頂戴した。今回は 2003 年国際会議の協力に関連して来日中の ASME-IGTI 会長 Dr. Wisler 氏、および本学会の International Advisory Committee メンバーである Breugelmans (VKI) 教授より祝賀と国際協調の挨拶が述べられた。韓国流体機械協会、中国工



学会創立 30 周年記念式典

程熟物理学会、ドイツ VDI、フランス機械学会、および英国機械学会よりの祝辞も披露された。

続いて、学会への貢献を顕彰して、柘植会長より 32 名の会員に功労賞が贈られ、10 社の賛助会社に感謝状が手渡された。最後に「写真集—日本のガスタービンの歩み」発刊が渡辺紀徳編集委員長より紹介され、記念式典を終了した。

特別講演会(16:00~18:20)は、航空エンジンに関して、「航空エンジン開発の 10 年と将来展望」と題する玉木貞一氏(石川島播磨重工業(株)航空宇宙事業本部副本部長)の講演、電力動向に関する「ガスタービンの展望と期待」として秋葉雅史名誉会員の司会によるリレー講演となった。元 CIMAC 副会長の本間友博氏による「CIMAC 大会にみるガスタービン技術の動向」、東京電力(株)火力部火力エンジニアリングセンター長の植崎ゆう氏による「電気事業から期待するガスタービン」、そして経済産業省原子力安全・保安院電力安全課長福島章氏による「電気事業法におけるガスタービンの役割」は時宜を得た話題であった。いずれも参加者の大きな関心を呼ぶものであり、成功裡に終わったと言える。

会場を大隈庭園内にある大隈ガーデンハウスに移して祝賀パーティーが始まったのは午後 7 時頃になってからである。ご婦人たちも参加され、立錫の余地もないほどの盛況であった。柘植会長の挨拶、水町長生名誉会員の発声による乾杯から始まり、高田浩之名誉会員による「写真集」編集裏話、松木正勝名誉会員からの「写真集」礼賛、途中に駆け付けられた稲葉興作名誉会員からの激励と若手会員には刺激的な一刻でもあったかと思われる。

200 人を超える参加者のもとに、長い創立記念行事の一日を終えたのは夜の 8 時を越えた頃であった。多くの方々のご協力に心から感謝しつつ、散会とした。

なお、詳細は、学会誌 9 月号に掲載する予定である。

* 学会創立 30 周年事業準備委員会委員長

「日本のガスタービンの歩み」 —日本ガスタービン学会 30 周年記念写真集—

渡辺 紀徳*

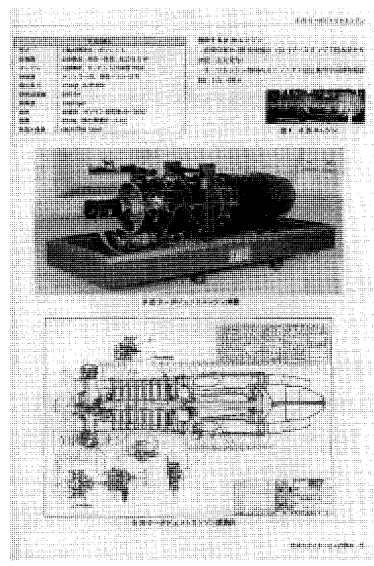
学会設立 30 周年記念式典が、去る 5 月 24 日に開催され、大変盛況であった。30 周年を期に、これまで日本の研究機関やメーカーで製造された、ガスタービンおよびターボチャージャーの写真・図面を収集し、また、開発に関わった方々による解説記事を掲載して、1 冊の資料集にまとめるという出版事業が企画された。そこで、高田浩之東京大学名誉教授（元会長）に監修をお願いし、記念事業実行委員会の下に写真集出版小委員会を組織して、内容の企画立案から編集まで、出版作業を実施した。その結果、いろいろな経緯を経つつも、記念式典当日に何とか発刊に漕ぎつけることができた。

完成した写真集「日本のガスタービンの歩み」は、A 4 版白黒 155 ページの本で、日本でこれまでに製造された代表的なガスタービン、ターボチャージャー全 58 機種の写真、図面等の資料および解説を、各機種見開き 2 ページに収録したものである。機種を航空用 GT、産業用 GT、船用 GT、車両用 GT、機械駆動用 GT、そしてターボチャージャーと分類し、各用途で年代の古い順に機種を配列した。出版小委員会から関連各社・各機関に資料の提供を打診し、申し出て頂いた機種の中から掲載機種を選択したが、はじめにお申し出を頂いた機種は 180 ほどにも及び、写真集の規模からその 3 分の 1 しか掲載することができなかつた。それらの中で、1960 年

以前に製造された機種はできる限り収録した。これは散逸の危険性のある古い機種の資料を学会が主体となって保存し、今後の技術発展に資する、という意図から採った方針である。また、日本ガスタービン学会賞を受賞した機種は網羅することを目指した。その他、各社・各機関の開発史などを自由に掲載するページも設けた。更に、出版小委員会では様々な要素技術の歩みもまとめたい、という意見が強く出たが、紙幅と編集期間の制限から断念せざるを得なかつた。このため、ガスタービンの発展に極めて重要な、耐熱材料の発達に関する解説記事のみを専門家をお願いして執筆いただき、掲載した。

上述したように、本書に掲載できなかった機種資料が多くあり、それらも今後有効に活用する方途を考えて行かなくてはならない。そもそもこの種の資料の収集・保管・活用は、本来学会という組織の重要な活動領域と考えられる。本書の刊行を契機として、日本のガスタービン技術の歴史的資料をデータとしてまとめ、そこから将来の技術発展に資する情報を引き出し、また、今後の技術者教育に生かすような学会活動の実施を考えて行くことが望ましい。

ガスタービン、ターボチャージャーに関わるすべての方々に貴重な資料となるであろう本書を、是非手にとってご覧頂くようお願いする次第である。



* 30 周年記念写真集出版小委員会委員長

2002 年度第 1 回見学会報告

渡邊 康司
WATANABE Koji

2002 年 6 月 21 日(金)に東洋製罐株式会社川崎工場にて見学会が開催された。今回は 7 MW 一軸小型コンバインドガスタービンコージェネレーションシステムを見学出来るということで 21 名の参加者があり、成功裡に終了した。

磯崎課長からのご挨拶に続き会社紹介、見学内容につき詳細な説明があり、その後 2 班に分かれてコージェネレーションシステム見学を実施。同社の事業内容と見学概要は以下の通りである。

東洋製罐株式会社は 1917 年の創業で、1919 年より国内初の自動製缶設備による製缶を開始、また 1960 年代前半にはプラスチックボトルの製造を開始、全国各地に 16 工場を配置している。

見学した川崎工場は工場従業員数 300 人、工場敷地面積 40,000 m²、建築面積 23,000 m² の工場でプラスチック容器の増加、並びに新容器開発の為、1967 年に設立され、昼夜通してプラスチック容器の製造を操業しているが、その工程で多量の電力、熱が必要となる。

川崎工場では蒸気注入ガスタービンシステムなど含めた Feasibility Study を行った結果、システム効率(省エネ、経済性)、負荷追従性等に優れる一軸コンバインドサイクルを導入し、近年の社会情勢を反映した価格競争激化に対応した。

(なお、本設備は新エネルギー産業技術総合開発機構(NEDO)の平成 11 年度先導的エネルギー使用合理化設備導入モデル事業に選出されている。)

このコージェネレーションシステムは米国ソーラー社製トーラス 60 S 形ガスタービン(大気温度 15℃にて GT 出力 4,990 kW, 図 1)、排熱回収ボイラ、自動同期クラッチを介した Alstom 社(三井造船)製 7 段復水タービンから構成されており、時間帯や季節による工場の熱・電

気の需要変化に対して、ガスタービンの排熱によって得られる蒸気を再度発電に変換するものと、そのまま蒸気として使用するものとの比率を変化することができる所謂熱電可変システムを採用し、最大電力時には蒸気タービンの出力と合わせて 6,880 kW の発電出力を、また最大蒸気送気時には GT 出力 4,990 kW と別に 11 t/h の送気蒸気を得ることが出来る。

7 MW クラスの小型コンバインドサイクルでありながら、発電端熱効率は 40.6% (最大電力時)、最大蒸気送気時には総合効率 75.7% と優れた性能を発揮し、また川崎市の非常に厳しい環境規制に対し、SoLoNOx と呼ばれる希薄予混合燃焼器を搭載し、排出 NOx 値は 16% O₂ 換算で 20 ppm 以下と優れた環境特性も有している。

平成 12 年 9 月に個別安全管理審査を受験・合格し、以来、工場粉塵によるフィルタ差圧大、制御システムや補機類の異常などの初期不具合を経験しているが、ガスタービン本体の不具合は無く、設備能力は計画時の能力をほぼ達成し約 2 年間運転されている。

設備投資回収年限については、当初計画のガス単価のその後の上昇と、買電価格の値下げにより影響を及ぼされたが若干の変更にとまっていたとのことである。

工場見学では専門家を配置いただき、見学をしながらの質疑応答も活発に行われた。

設備配置はコンバインドサイクルながら上層階にボイラなどを配置した立面配置とし、敷地面積を有効に利用したコンパクトな配置であり、またシステムは高度に自動化されており、ほとんど運転員を配置する必要が無いとのことである。

最後に、ご多忙中のところ、見学会の準備及び当日いろいろお世話いただいた東洋製罐株式会社 川崎工場の磯崎課長、佐藤係長はじめ、関係者の方々に厚くお礼を申し上げます。

(三菱重工業株式会社、企画委員)

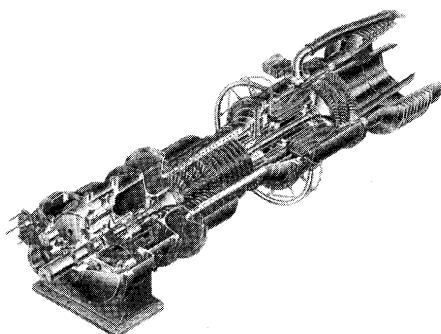


図 1 Taurus 60 S 内部構造図

第30回ガスタービン定期講演会（富山市）・見学会のお知らせ

日本ガスタービン学会と日本機械学会の共催による第30回ガスタービン定期講演会・見学会を以下のように開催します。会員の皆様多数ご参加下さい。

開催日：

- ・講演会 2002年10月9日(木), 10日(木)
- ・見学会 2002年10月11日(金)

開催場所：

- ・富山国際会議場
〒930-0084 富山市大手町1番2号
TEL：076-424-5931, FAX：076-493-7170
<http://www.ticc.co.jp/>

講演会：

- ・一般講演
- ・特別講演
題目「AMGにおける空力・燃焼要素の試験研究について（仮題）」
講演者：弘松幹雄氏
(先進材料利用ガスジェネレータ研究所)
- 題目「美しい富山（仮題）」
講演者：奥野達夫氏（福光美術館長）

講演プログラム等を含めたお知らせは、学会誌9月号に掲載します。なお、プログラムが確定ししだい（8月上旬予定）学会ホームページに掲載しますのでそちらもご覧ください。（<http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/>）

参加登録費：

- ・共催学会正会員 13,000円
 - ・学生会員 4,000円
 - ・会員外 18,000円
- ただし学生に限り、論文集無しで1,000円（会員）、4,000円（非会員）

懇親会：

- ・講演会終了後、講演会場にて開催いたします。
- なお、懇親会参加費として2,000円を徴収させていただきます。

見学会：

- ・日時：10月11日(金)
- ・見学先：北陸電力技術開発研究所を予定しています。
- ・定員45名程度、先着順、講演会登録者に限ります。
- ・参加費6,000円

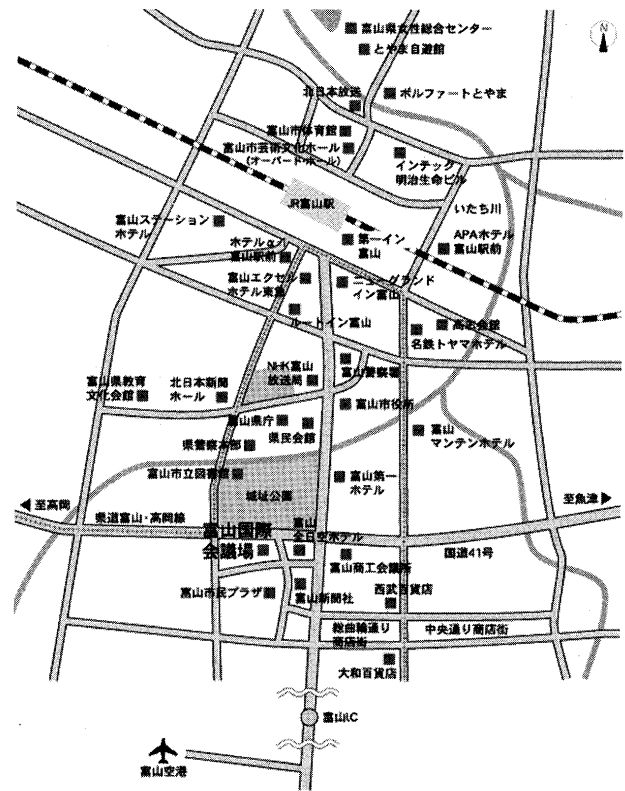
参加申込方法：

講演会、見学会に参加をご希望の方は、参加申込書に必要事項をご記入の上、学会事務局宛にお申し込み下さい。参加登録は、受付の混乱を避けるため、事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

講演会場への交通等：

- ・JR富山駅より徒歩約10分、富山空港より車で15分。

富山国際会議場案内図



第 30 回ガスタービン定期講演会 (2002 年 10 月 9, 10 日)

参加申込書

(社) 日本ガスタービン学会 行

FAX:03-3365-0387 TEL:03-3365-0095

会社/大学等名称	
所在地	〒
TEL	
FAX	

参加者名 (所在地、連絡先が所属により異なる場合には、本用紙をコピーして別シートにご記入ください。)

フリガナ 氏 名	所 属	TEL FAX	所属学協会 (GTSJは会員番号)	会員 資格	見学会 (6千円)	懇親会 (2千円)
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席

【事務局への連絡事項】

払込方法(○印をつけてください) 参加費等入金予定日 月 日

1. 銀行 (みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1703707)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. 現金書留

送金金額 _____ 円(内訳: _____)

当日支払いは原則として受け付けません。(当日不参加の場合でも参加費はお支払いいただきます。)

*請求書の発行について

1. 要 宛名()
2. 不要

*領収書の発行について

1. 要 宛名()
2. 不要

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
PIV 講習会	H 14/7/19, 9/9, 10/23 東大生研, 京都テルサ	東京大学 原子力工学研究施設 岡本孝司 TEL: 029-287-8411 FAX: 029-287-8488 E-mail: okamoto@tokai.t.u-tokyo.ac.jp
80周年記念大会	H 14/8/1-2 工学院大学新宿校舎	日本エネルギー学会「80周年記念大会」 TEL 03-3834-6456 FAX 03-3834-6458 E-mail: the 80th@jie.or.jp
第16回フレッシュマン・サマーセミナー	H 14/8/22-23 大阪大学豊中キャンパス シグマホール	ターボ機械協会 TEL: 03-3944-8002 FAX: 03-3944-6826 E-mail: turbo-so@pop01.odn.ne.jp
凝固および結晶成長 -理論・シミュレーション	H 14/11/21-22 IHI 豊洲総合事務所	日本金属学会 TEL: 022-223-3685
循環型社会における環境・リサイクル技術	H 14/12/2 日本私立学校振興・共済 事業団 5階講堂	日本金属学会 TEL: 022-223-3685
第16回数値流体力学シンポジウム	H 14/12/16-18 国立オリンピック記念 青少年総合センター	第16回数値流体力学シンポジウム実行委員長 中橋和博(東北大学工学部) TEL: 022-217-6978 FAX: 022-217-6979
第24回 CIMAC 国際燃焼機関会議 ・京都大会	H 16/6/7-10 国立京都国際会館	日本内燃機関連合会 常務理事 田山経二郎 TEL: 03-3574-7882 FAX: 03-3574-7883 E-mail: 24kyoto@jicef.org



▷ 入会者名簿 ◁

[正会員]	仲田 靖(IHI)	川上 忠重(法大)	[学生から正会員]
Jerry L. Cabe(GE Aircraft Engines)	宮城 裕幸(IHI)	[学生会員]	堀川 敦史(川崎重工)
Gary WELLS(General Electric Power Systems)	辻田 誠(東京電力)	大西 啓仁(慶大)	益池 孝治(日立)
鈴木 信(ダイキンプラント)	浦野 稔之(東京電力)	向井 雄一(早大)	小柳 文人(トヨタ自動車)
渡辺 圭一(内航機務研究所)	清水 誠(東京電力)	安田 和巳(早大)	天日 洋一(日立)
高井 俊行(海上自衛隊)	引田 一史(東芝エンジニアリング)	加藤 善己(東大)	宮永 邦彦()
江原 拓未(産業技術総合研)	酒井 盛雄(日本工管/サーシステムズ)	澤頭 聡(法大)	朝賀 裕一郎(法大)
笠原 次郎(室蘭工大)	漆谷 春雄(日立)		[賛助会員]
栗田 真人(住友金属テクノロジー)	平野 利幸(法大)		金属技研(株)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
PIV 講習会	H 14/7/19, 9/9, 10/23 東大生研, 京都テルサ	東京大学 原子力工学研究施設 岡本孝司 TEL: 029-287-8411 FAX: 029-287-8488 E-mail: okamoto@tokai.t.u-tokyo.ac.jp
80周年記念大会	H 14/8/1-2 工学院大学新宿校舎	日本エネルギー学会「80周年記念大会」 TEL 03-3834-6456 FAX 03-3834-6458 E-mail: the 80th@jie.or.jp
第16回フレッシュマン・サマーセミナー	H 14/8/22-23 大阪大学豊中キャンパス シグマホール	ターボ機械協会 TEL: 03-3944-8002 FAX: 03-3944-6826 E-mail: turbo-so@pop01.odn.ne.jp
凝固および結晶成長 -理論・シミュレーション	H 14/11/21-22 IHI 豊洲総合事務所	日本金属学会 TEL: 022-223-3685
循環型社会における環境・リサイクル技術	H 14/12/2 日本私立学校振興・共済 事業団 5階講堂	日本金属学会 TEL: 022-223-3685
第16回数値流体力学シンポジウム	H 14/12/16-18 国立オリンピック記念 青少年総合センター	第16回数値流体力学シンポジウム実行委員長 中橋和博(東北大学工学部) TEL: 022-217-6978 FAX: 022-217-6979
第24回 CIMAC 国際燃焼機関会議 ・京都大会	H 16/6/7-10 国立京都国際会館	日本内燃機関連合会 常務理事 田山経二郎 TEL: 03-3574-7882 FAX: 03-3574-7883 E-mail: 24kyoto@jicef.org



▷ 入会者名簿 ◁

[正会員]	仲田 靖(IHI)	川上 忠重(法大)	[学生から正会員]
Jerry L. Cabe(GE Aircraft Engines)	宮城 裕幸(IHI)	[学生会員]	堀川 敦史(川崎重工)
Gary WELLS(General Electric Power Systems)	辻田 誠(東京電力)	大西 啓仁(慶大)	益池 孝治(日立)
鈴木 信(ダイキンプラント)	浦野 稔之(東京電力)	向井 雄一(早大)	小柳 文人(トヨタ自動車)
渡辺 圭一(内航機務研究所)	清水 誠(東京電力)	安田 和巳(早大)	天日 洋一(日立)
高井 俊行(海上自衛隊)	引田 一史(東芝エンジニアリング)	加藤 善己(東大)	宮永 邦彦()
江原 拓未(産業技術総合研)	酒井 盛雄(日本工管/サーシステムズ)	澤頭 聡(法大)	朝賀 裕一郎(法大)
笠原 次郎(室蘭工大)	漆谷 春雄(日立)		[賛助会員]
栗田 真人(住友金属テクノロジー)	平野 利幸(法大)		金属技研(株)

数年前ハワイのとある国際会議で、今月号の特集である「超小型ガスタービン」についての基調講演を聞く機会があった。

その時の座長がこの技術研究に対して、巨大化した恐竜は滅び、変化に対応して来た小さな生物は生き残って来た歴史的事実(?)を「例」としてこの超小型ガスタービンの今後の発展を期待する旨の紹介がありました。

最近の電力の自由化、規制緩和の断行により、分散電源の市場も構築されつつあります。一方発電システムは集中型火力発電の大型化から分散発電の小型化への技術潮流があります。この超小型ガスタービンの開発は更に小型化への道を目指すものとして、その新しい利用用途の開発や潜在的な用途への適早期実用化が期待されるものと思うのは、早過ぎるであろうか。

社会環境の変化が大きい現在、ガスタービン技術の研究・開発に新鮮な技術として「超小型ガスタービン」が脚光を浴びつつある中で、我が国での開発の現状を体系的に実施して来た内容の紹介を今月号で紹介できたのではないかと考えております。

喫茶室では「ガスタービンと中国と」で中国のガスタービンの現状を紹介しているのではなく、航空工業に関する学校の雰囲気や様子を紹介しています。

中身は中国の現状を生で知る事が出来るので、執筆者

である岩井先生に続編と中国におけるガスタービン技術の現況を含めて紹介してもらいたいとお願いしたのですが、残念ながら、中国では、ガスタービンの技術は軍事技術として、安易に紹介出来ないと、丁重におことわりされました。裏話を紹介して編集後記と致します。

なお、本号の編集は水木理事(法政大学)、林理事(航技研)、江田理事(川崎重工)合田委員(川崎重工)、西村委員(三菱重工)、濱崎委員(石川島播磨)、山本委員(石川島播磨)が担当しました。

(毛利)

〈表紙写真〉

100 kW 自動車用セラミックガスタービン

説明：この写真は100 kW 自動車用CGT 開発プロジェクトの最終年度である1996年度に日本自動車研究所でテストした100 kW 自動車用CGT の外観写真および同ガスタービンに組み込まれているセラミック要素部品を示す。このプロジェクトでは世界に先駆けて、出力92.3 kW、熱効率35.6%を達成し、自動車用CGTの可能性を実証した。

(提供：財団法人 日本自動車研究所
エネルギー環境研究部)

だより

✪事務局 ✪

去年も同じようなことを書いた記憶がありますが、今年もまた梅雨寒で、気温差が激しい不順な天気が続いて、体が対応しきれず、風邪をひいている方が多いようです。

でもこの学会誌が皆様のお手元に届く7月下旬は、梅雨も明けてキラキラと太陽が照りつける毎日となることでしょう。

さて前号でお知らせしました5月24日の30周年記念講演会・記念式典にはたくさんの方々がお集まり下さって、盛会のうちに終了いたしました。

準備に2年余かけたかいがあったというものです。

また、30周年を機に発行いたしました写真集「日本のガスタービンの歩み」もおかげさまで好評です。HPに紹介されていますので、ご覧の上、是非ご購入いただきますようお願いいたします。

去る7月4・5日に、富士電機にて開催されました第

8回の教育シンポジウムも70名を超える参加者が集まり、皆さん熱心に受講されていました。この教育シンポジウムも関西方面と東京方面とで交互に毎年7月開催がすっかり定着し、中にはリピーターもあらわれ始めました。

巻末の会告ページにもありますように、秋には富山で30回目の定期講演会が開催されます。10月9・10日が講演会、11日が見学会と今年から3日間になりましたので、ますますにぎやかになることと期待しております。

最近はやりの波か“ホームページを見て”というお問い合わせが大変多くなりました。皆様のお目に留まる機会も増えたようで嬉しい限りです。

事務局も出来る限り更新して、新しい情報を掲載していきたいと考えております。

[A]

数年前ハワイのとある国際会議で、今月号の特集である「超小型ガスタービン」についての基調講演を聞く機会があった。

その時の座長がこの技術研究に対して、巨大化した恐竜は滅び、変化に対応して来た小さな生物は生き残って来た歴史的事実(?)を「例」としてこの超小型ガスタービンの今後の発展を期待する旨の紹介がありました。

最近の電力の自由化、規制緩和の断行により、分散電源の市場も構築されつつあります。一方発電システムは集中型火力発電の大型化から分散発電の小型化への技術潮流があります。この超小型ガスタービンの開発は更に小型化への道を目指すものとして、その新しい利用用途の開発や潜在的な用途への適早期実用化が期待されるものと思うのは、早過ぎるであろうか。

社会環境の変化が大きい現在、ガスタービン技術の研究・開発に新鮮な技術として「超小型ガスタービン」が脚光を浴びつつある中で、我が国での開発の現状を体系的に実施して来た内容の紹介を今月号で紹介できたのではないかと考えております。

喫茶室では「ガスタービンと中国と」で中国のガスタービンの現状を紹介しているのではなく、航空工業に関する学校の雰囲気や様子を紹介しています。

中身は中国の現状を生で知る事が出来るので、執筆者

である岩井先生に続編と中国におけるガスタービン技術の現況を含めて紹介してもらいたいとお願いしたのですが、残念ながら、中国では、ガスタービンの技術は軍事技術として、安易に紹介出来ないと、丁重におことわりされました。裏話を紹介して編集後記と致します。

なお、本号の編集は水木理事(法政大学)、林理事(航技研)、江田理事(川崎重工)合田委員(川崎重工)、西村委員(三菱重工)、濱崎委員(石川島播磨)、山本委員(石川島播磨)が担当しました。

(毛利)

〈表紙写真〉

100 kW 自動車用セラミックガスタービン

説明：この写真は100 kW 自動車用CGT開発プロジェクトの最終年度である1996年度に日本自動車研究所でテストした100 kW 自動車用CGTの外観写真および同ガスタービンに組み込まれているセラミック要素部品を示す。このプロジェクトでは世界に先駆けて、出力92.3 kW、熱効率35.6%を達成し、自動車用CGTの可能性を実証した。

(提供：財団法人 日本自動車研究所
エネルギー環境研究部)

だより

✻事務局 ✻

去年も同じようなことを書いた記憶がありますが、今年もまた梅雨寒で、気温差が激しい不順な天気が続いて、体が対応しきれず、風邪をひいている方が多いようです。

でもこの学会誌が皆様のお手元に届く7月下旬は、梅雨も明けてキラキラと太陽が照りつける毎日となることでしょう。

さて前号でお知らせしました5月24日の30周年記念講演会・記念式典にはたくさんの方々がお集まり下さって、盛会のうちに終了いたしました。

準備に2年余かけたかいがあったというものです。

また、30周年を機に発行いたしました写真集「日本のガスタービンの歩み」もおかげさまで好評です。HPに紹介されていますので、ご覧の上、是非ご購入いただきますようお願いいたします。

去る7月4・5日に、富士電機にて開催されました第

8回の教育シンポジウムも70名を超える参加者が集まり、皆さん熱心に受講されていました。この教育シンポジウムも関西方面と東京方面とで交互に毎年7月開催がすっかり定着し、中にはリピーターもあらわれ始めました。

巻末の会告ページにもありますように、秋には富山で30回目の定期講演会が開催されます。10月9・10日が講演会、11日が見学会と今年から3日間になりましたので、ますますにぎやかになることと期待しております。

最近はやりの波か“ホームページを見て”というお問い合わせが大変多くなりました。皆様のお目に留まる機会も増えたようで嬉しい限りです。

事務局も出来る限り更新して、新しい情報を掲載していきたいと考えております。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@mbr.sphere.ne.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

1997.1.28改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.30 No.4 2002.7

発行日 2002年7月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 毛利邦彦
発行者 柘植綾夫
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2002, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の従業員以外は、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

〒170-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: naka-atsu@muj.biglobe.ne.jp