

次世代超音速旅客機実現への期待と責任

久保田弘敏*¹

KUBOTA Hirotooshi

私が大学に移ってきて20年以上になります。もともと空気力学を専門としていますので、エンジンには素人ですが、この度、長谷川理事との縁があって、この欄に寄稿させていただくことになりました。

そもそも大学の使命は学生・院生の教育および自身の研究の2本柱であると言われてはいますが、その研究成果の社会への発信も大きな役割ではないかと私は考えています。私達の大学では、5月下旬に「五月祭」という学園祭が開催されます。これに参加する企画は、専門課程に進学してきたばかりの3年生が主体的に行い、教官はいろいろな形でサポートしています。今年の3年生は特に熱心で、自分たちが調べたものだけでなく、各研究室での研究成果等の展示もしたいと申し入れて来ました。私はすぐに賛成して、私たちの超音速機関係の風洞試験模型や結果の図表、説明文等を渡すと、彼らは徹夜でそれをパネルにしました。当方の説明を聞いてだけでポスター発表ができてしまう学生の能力は流石です。

さて、私は、この10年ほど、日本航空宇宙工業会(SJAC)の超音速輸送機開発調査委員会で、主として環境課題を取り扱い、超音速輸送機実現を強く望む者の一人となっています。私にとって、1989年4月、通産省(当時)の肝いりで、野田親則さん(日本航空社友)、青木千明さん(当時石川島播磨重工業)、和爾越城さん(当時三菱重工業)という錚々たる方々とご一緒して、アメリカに超音速輸送機の調査に行ったのが出発点になりました。

日本航空機開発協会(JADC)による今年3月での予測では、2020年における世界の航空旅客需要は7兆8,760億人・kmで、これは2000年のその約2.5倍にもなり、特にアジア太平洋地域での伸びが注目されます。このような航空旅客需要を満たすには、大型機による大量輸送や高速機による高頻度輸送が有効と考えられます。一方で、長距離輸送の観点から見れば、地球上の人口の集中している北米、ヨーロッパ、アジアの間(それぞれの間の距離は約10,000 km)を数時間で飛行できれば、旅客の苦痛も少なくなります。音速の2倍の速度で飛べば、単純に計算して、10,000~12,000 kmの距離を約5時間で移動することができます。航続距離10,000~12,000 kmの超音速旅客機ができれば、東京からニューヨーク

まで現在の半分以下の時間で行けることになります。

このようにして、1976年の「コンコルド」の初飛行以来、再び世界的に次世代超音速旅客機の実現を望む機運が高まり、1980年代の終わり頃から、アメリカ航空宇宙局(NASA)のHSCT計画をはじめとするフィージビリティスタディが始まりました。野田さんたちとアメリカに調査に行ったのもこの頃です。次世代超音速機開発のための課題は、技術の完成、市場性の成立、環境適合性の確保です。特に、環境適合性の課題は、技術的見通しと同時に、社会におけるアセスメントも重要で、社会から受け入れられる必要があります。開発したい本人がいくら効果を力説しても、周囲が同意してくれなければ、どうにもなりません。

超音速機の環境課題として、空港騒音低減、ソニックブーム(機体から生じる衝撃波が統合され、地上で聞こえる不快な爆発音)軽減およびオゾン層保全(航空機から排出される窒素酸化物(NO_x)との化学反応によって大気中のオゾンが消失する恐れがある)の3つが主たるものと認識されています。いずれもエンジン特性と大きな関連があります。SJACの開発調査でもこの3つについて調査・研究を続け、国内外の学会や政府間パネルでも積極的に成果を発信してきました。

この間、私たちの研究室でも、ソニックブームとオゾン化学の研究を始めました。ソニックブームに関しては、それを緩和するための主翼平面形や胴体先端の鈍頭度、および斜め翼の効果をマッハ数2の超音速風洞で調べたり、逆問題によって望ましい機体形状を求めるといふものです。オゾン化学に関する研究は、地球大気の流れ体力学にオゾン-NO_x反応を組み込んだ数値シミュレーションを用いて、オゾン減少量を予測すること、および私達の専攻で所有している汎用設備スペースチャンバを使って、上の反応の地上実験をすることです。いずれも、空気力学/流れ体力学と環境科学の複合という難しさがああり、まだまだ道は遠いという感じがありますが、少しずつ成果も出始めています。

先に述べたように、このような成果を社会に発信して、社会から理解される必要があります。「五月祭」では、来訪者から様々な質問があり、学生たちには勉強にもなり、励まされたのは嬉しかったと聞きました。私たちにも、超音速旅客機実現への期待が強ければ強いだけ、その実現に向けて、もっと社会への発信の義務と責任があるということを感じております。

原稿受付 2001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

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

「ガスタービンの超小型化に関する調査研究委員会」 発足にあたって

吉識 晴夫*¹
YOSHIKI Haruo

近年、数十 kW から数百 kW の出力のマイクロガスタービンが分散電源やコージェネレーション用機器として、話題を賑わせている。これらは、米国のキャプストンやハネウェル パワー システムズが先導的役割を演じており、わが国でもトヨタタービン アンド システムが商品化をしている。また、三菱重工業や川崎重工業も商品化を目指して現在開発中である。さらに米国の DOE では、2000 年から 2006 年の 7 年間の総額 6,300 万ドル予算で、次世代マイクロタービンとして、出力 25 kW から 1,000 kW 程度 of ガスタービンを開発中である。開発目標は、熱効率 40% 以上、NO_x 排出濃度 7 ppm (15% O₂) 以下、オーバーホール間隔 11,000 時間、寿命 45,000 時間以上、システム価格 \$500/kW 以下となっている。この目標達成のため、キャプストン、GE、ハネウェル、インガソルランド、ソーラー、UTC の 6 グループで開発し、高温部品のセラミックス化のため、京セラがハネウェルとソーラーを除く 4 グループに参加している。

一方、米国の MIT グループは 1 円玉ほどの大きさの超小型ガスタービン構想を、1997 年に開催された IEEE の 1997 International Conference on Solid-State Sensors and Actuators (1997 年 6 月) で発表し、このシステムの成立性を実証する試験が始められている。さらに、このガスタービンを利用した超小型無人飛行体の開発に対し、DARPA (The Defense Advanced Research Projects Agency) から資金援助を受けている。この超小型ガスタービンは、半導体チップ製造の先端技術を活用し、大量かつ安価な供給を目指している。この実現により、携帯電源、推進出力エンジン、熱流体制御デバイスなど

の市場進出を通じて、社会に大きな実用的効果を与えることが期待される。

以上のように、ガスタービンの分野においても、いわゆるマイクロ化あるいはナノ化が始まっている。そこで本学会が先頭に立ち、その先端技術の動向及び関連する工学・技術的課題を調査研究し、問題点を明らかにしておくことは、学会会員にとって必要かつ有益と考える。このような状況を背景として、本学会に調査研究委員会 (通称ボタン型 GT 調査研究委員会) を本年度より発足させた。本調査研究は、既存のガスタービン設計製造技術の知識が通用しなくなる限界的なガスタービン極小寸法はどの程度なのか、それをクリアするために挑戦すべき工学・技術的課題は何かを探る。さらに、ポスト IT のエネルギー変換技術のブレークスルーを具象化するハードウェア開発につなげることを目的としている。委員会委員長を吉識 (東京大学) が、副委員長を長島利夫 (東京大学) が、幹事を松尾栄人 (日本技術戦略研究所) が務め、現在委員 22 名、ワーキンググループ委員 12 名で活動を開始した。既に、4 月と 6 月と 2 回委員会を開催し、今後の調査研究の方針を検討するとともに、都立科学技術大学において水素のマイクロ燃焼装置等の見学を行った。また、7 月には第 3 回委員会を東京大学工学部で開催し、マイクロガスタービンの研究設備を見学することを予定している。この小特集号では、MIT で行われている研究や本調査研究委員会の活動内容の一部を紹介する。本委員会の活動に興味のある会員は、是非参加され、情報を共有することを期待する。

原稿受付 2001 年 6 月 11 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

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

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 —

松尾 栄人*¹
MATSUO Eito

1. まえがき

空の小さな黒い点が音も無く近づき、上空で数秒間旋回した後、5階の窓枠に止まって路上の兵士や車両の動きを撮影している。その時、指揮官は、数キロ離れた場所で腕時計型モニターで敵の動きとターゲットを確認して合図を送った。

小鳥のように小さな飛行機が車の屋根に舞い降り、小さなセンサーを車に取り付け、数秒で飛び立ち、化学兵器の有無を検知して狭い路地へと姿を消した。

まるでサイエンスフィクションのようだが、この二つのシナリオは、新型の超小型飛行機の開発により近々実現される、という書き出しで MAV (Micro Air Vehicles) の報告書⁽¹⁾ は始まっている。超小型飛行機の開発は、1992年ランド社の「マイクロシステムの研究」⁽²⁾、1996年 MIT リンカーン研究所の「マイクロ飛行体の研究」⁽³⁾、1995年 DARPA の MEMS (Micro Electrical Mechanical System) プログラム、SBIR プログラム等によって実現されようとしている。

MEMS等のマイクロシステムが社会をどのように変えるのか、どのような影響を与えるのかが世界中で注目され、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 (Defense Advanced Research Project Agency) を中心に全米の研究機関、大学、企業が結集する MEMS (Micro Electrical Mechanical Systems) プロジェクトとして研究開発が行われている。

DARPA (米国防総省高等研究計画局；旧 ARPA) は、1969年に現在のインターネットの原型となった ARPAnet を導入したことで良く知られている。また、米国防総省 (DoD) の下部機関であり、国防上の最重要課題である情報攪乱と化学兵器、将来の戦闘 (市街戦と化学兵器対策) 等の研究開発、成果の民需展開、SBIR (Small Business Innovation Research) 等を指揮している。軍に関係する研究は DARPA が、エネルギー関連の研究は DOE が、宇宙関連は NASA が主体となり、それぞれの研究が有機的に連携して進められ、2000年問題に象徴される現代の巨大化、複雑化するシステム、いわゆ

る巨大技術の研究開発手法解明への糸口を、MEMS等のマイクロシステムやバイオの研究開発を通して見出しつつあるように感じられる。それらの中で米国のプロジェクトの象徴的な手法として「総力結集」と「トップダウン研究開発」が挙げられる。後者は、「Future mixed technology systems must be designed from top down using a consistent set of requirements」と定義されている。一見矛盾するこの二つを調和させる手法は、我々が学ぶべき点であろう。また、このような研究開発手法は、情報の文書化、情報公開、IT技術、ネットワーク整備、プロパテント、知的所有権尊重等の戦略的な政策によって可能となっている点も見逃してはならない。また、現在は、軍事研究として推進されているが、その技術が社会の変革をもたらす可能性を秘めており、少なくともその中身を良く知り、その影響力を熟知して対応策を研究しておく必要がある。

日本においても21世紀の技術開発は、組織を越えた『個の知恵』を集積して人類に課された問題に対処することが主体となることが認識されており⁽⁴⁾、我国のIT革命によって情報の文書化、情報公開、知的所有権や特許権の尊重が進み、人類の将来を豊かにする各種のビジネス、技術、社会の開発が行われるようになることを期待したい。

ここでは、本学会の「ボタン型 (ウルトラマイクロ) ガスタービン調査研究委員会」(委員長吉嶋晴夫、副委員長長島利夫) の企画段階に調査した結果に基づいて、米国の MEMS を中心とした研究開発の概要と技術戦略について述べてみたい。

2. 米国版 MEMS

MEMSのコア技術は、『IC製造』、『微小構造組立』、『革新システム利用』の3つであり、これらの技術を発展させ、次世代の製品開発を行うことを目的として進められている。プロジェクト内容の明確化と製品化が進められる一方で革新システムの利用を通して新たなニーズを発見し、それに対応する研究テーマを自己増殖させることを目指している。MEMS等の方針として、

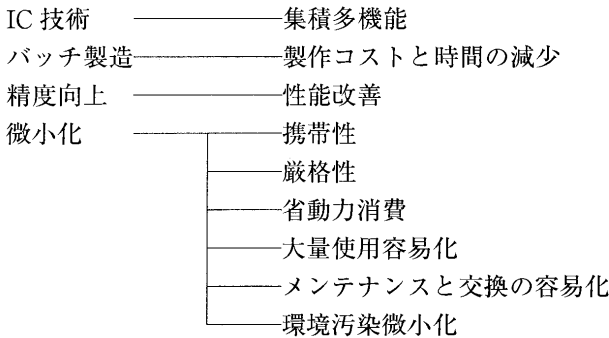
- ① 生み出されたアイデアを活用すること、
- ② 焦点が絞られたハイリスクのプロジェクトに投資すること、

原稿受付 2001年6月11日

*1 日本技術戦略研究所 代表

〒812-8581 長崎県大村市東大村1丁目2693-46

③ 公平で健全な競争を推進すること
の3つが掲げられている。また、MEMSプロジェクトの基盤と目標は、次の通りである。



MEMS 製造技術としてエッチング (Anisotropic bulk etching), 微小機械加工 (Surface micromachining), リソグラフ (LIGA), ウエハー接合 (Anodic wafer bonding) 等が開発されている。そのコア技術を使って開発されているものの中から Power MEMS 関連のものを挙げると、下記のようなものがある。

- ① マイクロスターリングエンジン
- ② マイクロピストンエンジン
- ③ マイクロガスタービン (動翼外径 4 mm)
- ④ マイクロ燃料電池
- ⑤ マイクロ熱電変換素子
- ⑥ 対向流スィスロール燃焼器 (燃焼器 + 熱交換器)
- ⑦ MAV (Micro Air Vehicles)
- ⑧ ピコサテライト

マイクロマシンの手本となる微小生物機能研究開発のテーマや方針について、①技術的応用の展望を開くための可能性と機会、②技術的障壁は何であるのか、③3~15年の範囲でどのような技術的進歩の可能性があるのか、④自然をコピーして発展させるだけでは不十分である、等が挙げられている。

MEMS プロジェクトは、『微小機械と微小電子機器を統合した技術で、何ができるのかにチャレンジするプロジェクト』であり、『常に新しく生まれる『ニーズ』に柔軟に対応するプロジェクト』と位置付けることができる。

3. POWER MEMS^{(7), (8)}

情報端末やセンサーなどには電源として電池が使われているが電子機器類が急速に小型軽量化され、電池が最も大きく重い機器となっている。兵士の装備品の中でも最も重い機材の一つとなっており、作戦行動に支障が出るため、それぞれの機器に対して表1の目標値が定められている。この表を見ると、機器の重量、サイズ、機能等、完了目標と時期がその根拠と共に明示されており、開発全体をコントロールし易いものとなっている。

表1のエネルギー密度の目標に対して、図1に示すように目標を上回る数値が予測されているのはマイクロタービンと燃料電池だけである。

電池の中で最もエネルギー密度の高いLiSO₂でも320 Whr/kgであるのに対してマイクロタービンは1000~5000 Whr/kgであり、3~15倍のエネルギー密度を持っている。これは液体燃料の持つエネルギー密度が6200~13200 Whr/kg (5300~11000 kcal/kg)と大きく、マイクロタービンの重量が1gと軽いので熱効率が8(単純サイクル)~16(再生サイクル)%と低くても1000~2100 Whr/kgのエネルギー密度を有するためである。

表1 開発目標

	Units	FWA		Goals			
		1998 (Baseline)	2010	2003	2005	2008	2018-2025 (AAN)
Avg. Power	Watts	23	7	16	8	4	2
Energy in 12.5 hr	Whr	285	91	205	95	51	26
Reduction Factor from Baseline	%	1 00	68	28	67	82	91
Mission Energy	Whr	285	250	197	364	294	455
Mission Duration	Hrs	12.5	36	12	48	72	227
Mission Weight	Lbs	5.9	3.1	1.6	2.0	1.0	1.0
Volume	liters	1.9	1.3	1.1	1.1	1.1	1.1
Volumetric Energy Density	Wh/l	150	188	185	342	276	436
Gravimetric Energy Density	Wh/kg	106	176	271	400	646	1000

SOURCE	PRACTICAL SPECIFIC ENERGY (Watt-hr/kg)	THEORETICAL SPECIFIC ENERGY (Watt-hr/kg)
Li/SO ₂	121 - 260	1,175
Li/MnO ₂	230 - 325	1,001
Zn-Ai	360 - 500	1,066
Methanol	1,000 - 3,100	6,200
Diesel	1,320 - 5,000	13,200
Hydrogen	1,000 - 23,000	33,000
Nuclear	190,000	2,800,000

表2 エネルギー密度の比較

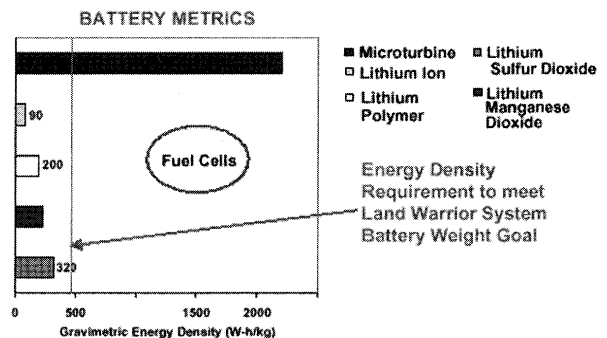


図1 エネルギー密度の現状と目標値

燃料電池もガスタービンも始動と部分負荷の問題があり、二次電池と組み合わせたハイブリッド型として実用化されるものと考えられる。

Power MEMSの用途として、①所要電力の小さな情報機器用の動力源、②ロボットに象徴される自立型動力機器の動力源、③姿勢制御エンジン等の推進動力源、④数千個を集積したエネルギー源等の主に四つの用途、この技術の応用製品として、⑤モータ直結マイクロ圧縮機、⑥マイクロタービン直結発電機等が考えられている。

4. マイクロタービン

タービンには、純粋半径流型と呼ばれるラジアルタービン(図3参照)が採用されており、この形式のタービンは、①翼枚数を少なくできる、②回転翼の間隙損失が小さい等の空力的な利点を有している。また、①後述の全体構成に良く適合する形式であり、②2次元加工で作れること、③円盤タイプの発電機との組合せが容易であること、④コンパクトな構造であること等、良く考えられ、バランスの取れた設計となっている。

タービン翼の先端部に回転子を、ケーシングに固定子を設けた円盤型高速発電機である。

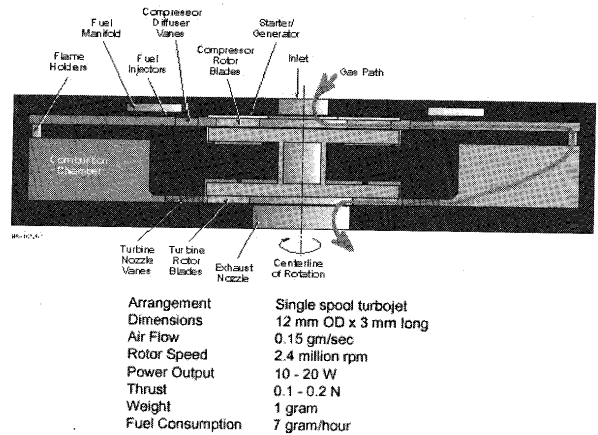


図3 ガスタービン断面図と諸元

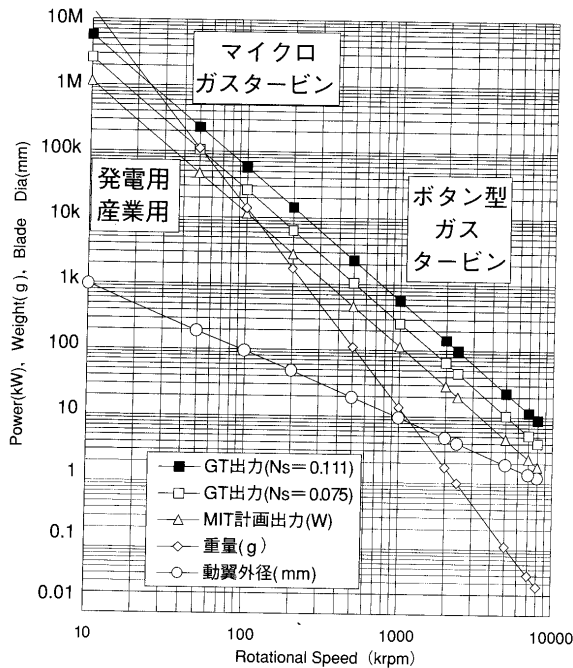


図2 回転数と出力, 重量, 動翼外径の関係

従来の発電用や産業用のガスタービン、マイクロガスタービンとボタン型(ウルトラマイクロ、MIT)ガスタービンの回転数、出力、重量、動翼外径を比較すると、図2のようになり、動翼外形は、回転数の1乗、出力は、2乗、重量は、3乗に比例する。このため、小型になるほど重量あたりの出力は大きくなり、ボタン型GTでは、20~100 kW/kgにもなる。

MITのマイクロタービンの特許⁹⁾は、①上記の構造(タービン、圧縮機、燃焼器、発電機、軸受、ケーシング)、②単一の電子材料の採用、③加工法、④各部の寸法の数値限定、⑤シンプルサイクルと再生サイクル、⑥ターボシャフト、⑦バイパスエンジン、⑧集積型高出力エンジン、⑨高速モータ駆動圧縮機、⑩タービン直結型発電機、⑪制御等、あらゆる面から検討して出願されており、総ページ数190ページにも及ぶものである。

図3は、現在の加工技術で可能な翼巾で決定される出力10~20 W、動翼外形4 mm、ケーシング外径12 mmのマイクロタービンの断面図であるが、加工技術が進歩して翼巾を増すことができれば、100 W程度までの高出力化は容易にできる構造になっている。圧縮機とタービンは、純粋ラジアル型であり、背中合わせに組み合わされ、その間に回転軸とガス軸受が配置されている。圧縮機で圧縮された空気に、ディフューザ後流の流路中に多数の噴射孔から燃料が吹き込まれ、燃料と空気が混合されて外周部に設けられた燃焼器に入る。燃焼器で高温となったガスは、タービンへ入って軸方向に排気される。ケーシングと燃焼器は、加工と組み立てを考慮した6層の板状部材で構成されている。発電機は、圧縮機又は

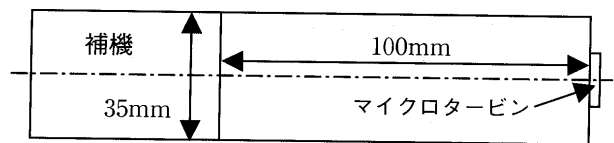
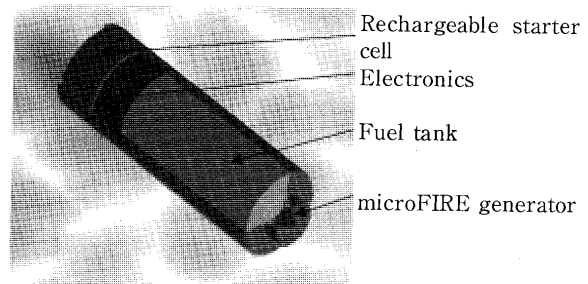


図4 マイクロタービン推定全体寸法

エネルギー密度の高い炭化水素を燃料としたマイクロファイア発電機¹⁰⁾の構成は、図4(上段)のように考えられており、乾電池と類似の形状である。このような電源が完成すれば、エネルギーの充填が短時間で行え、長時間に亘って使用できると共に廃棄物の問題も軽減される。この形状に図3の仕様のマイクロタービン(燃料消費量7 g/hour、使用時間12.5 hour)を当てはめると、必要な燃料タンクの容量は、約100 ccで、図4下段のような寸法になり、単1乾電池の2~3本分に相当するサイズとなる。

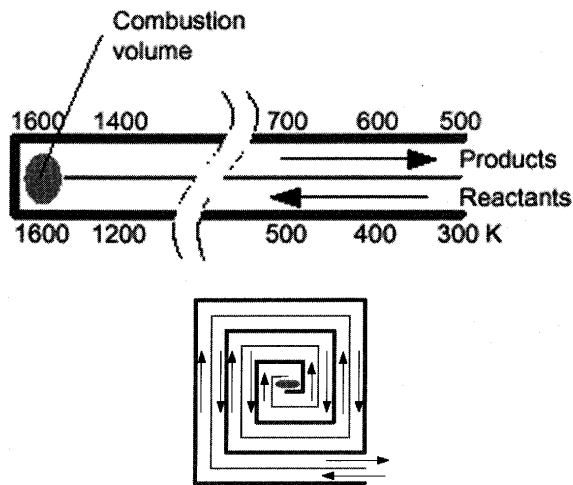
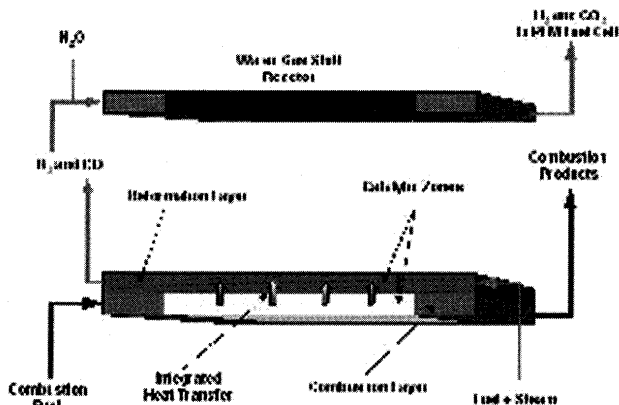
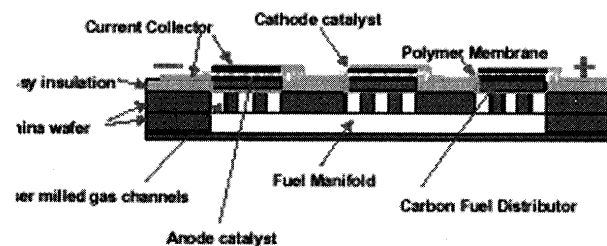


図5 スイスロール型燃焼器

ガスタービンの高温の排気ガスは、スイスロール型の燃焼器（熱交換器）等で排熱回収すると、排気ガス温度は 500 K (223℃) まで下げられる。このスイスロール型熱交換器は高温側と低温側の流体の温度差を約 200℃ に保つように設計されており、熱負荷が均一で寸法の大きな外周側で温度が低く中心側で高いので熱応力も低く設計できる、優れた構造である。この熱交換器を通して排出される約 220℃ の排気ガスの熱量は、約 50~200 Whr で室内に使用されている電気器具と同程度であるが、①空気と混合して排出、②室外排気、③冷却機能付加等の対策を考える必要がある。



Concept – Fuel Processor



Concept – Fuel Cell

図6 燃料電池

5. 燃料電池

微小電力用の超小型燃料電池は、2001年に米国で携帯電話用に実用化されることが報じられている。

このような用途に利用される燃料電池は、固体高分子型であり、天然ガスやガソリンなどを使用する場合、燃料改質を行った後で燃料電池に送り込み発電を行う。燃料電池の電気変換部分は、セルと結線が一体となって基盤の上に電池が構成され、非常に小さくすることができるが、出力向上のためには、高圧空気の送込などの高性能高出力化策、その補機類の小型化等が今後の課題である。

6. MEMS の適用

6.1 航空機

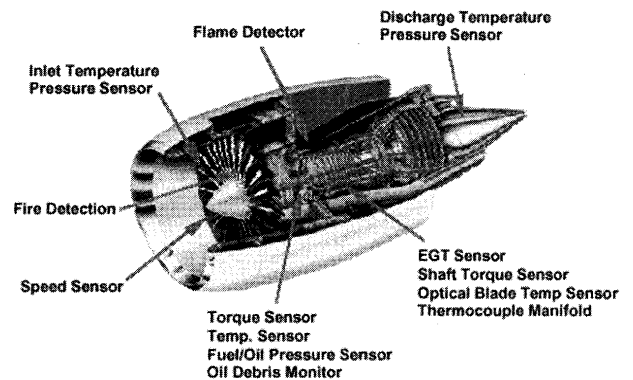


図7 航空エンジンの計測

図7に航空エンジンの計測や制御用センサーとして MEMS デバイスが用いられている例を示す。

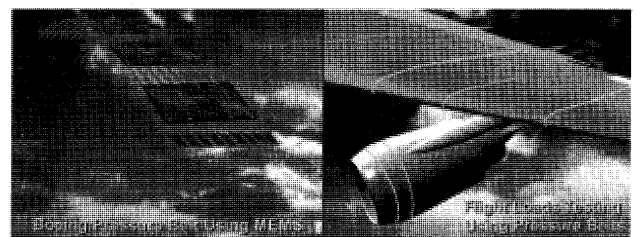


図8 翼面圧力センサー

図8は、MEMSを使ったボーイング社の圧力ベルト計測センサーで翼面及びエンジン周りの圧力を計測している状況を示したものである。このような超小型センサーとデータ伝送装置の開発により、従来は大きなセンサーと電力及びデータ伝送線等の設置が困難であった場所の計測が容易になる。

現在の技術開発で最も不足している自然外力等の高精度計測データ取得が可能となることにより、機械や構造物の飛躍的な信頼性向上が期待されている。

6.2 UAV と MAVs

米国で開発中の UAV (Unmanned Aerial Vehicles), MAVs (Micro Air Vehicles) を表3に示す。これらは無人偵察用に開発されているが、交通情報、国境監視、

火災・救難活動，森林や野生生物の調査，電力線監視，不動産調査用航空写真撮影等にも使うことを想定して開発されている。

表3 UAVs と MAVs の概要

	MAVs		UAV	
	Plan	Cocept	Slender	Global Hawk
翼巾	15 cm	7.4cm	122 cm	35.36m
重量	50g	10.5 g	4.5kg	
速度	10 ~ 20m/s			
レンジ			160km	5560km
出力	8 ~ 10W	970W		

低レイノルズ数で長時間，高速飛行を低出力で可能にするための新たな技術開発が必要であり，図11に基づいて検討が進められている。

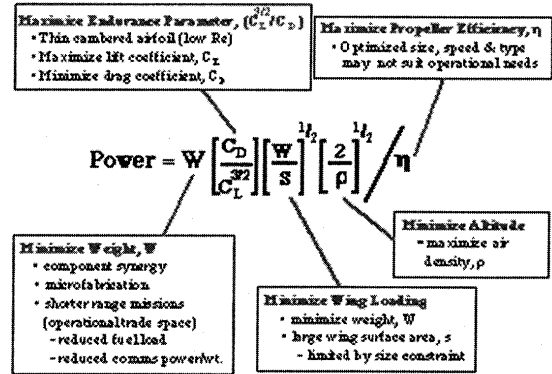


図11 MAV 推力の最小化検討

1990 年代初めのランド社のマイクロシステム研究⁽²⁾に続く，MIT リンカーン研究所のマイクロフライヤーの研究⁽³⁾で MAV の概念設計 (図9) が行われている。

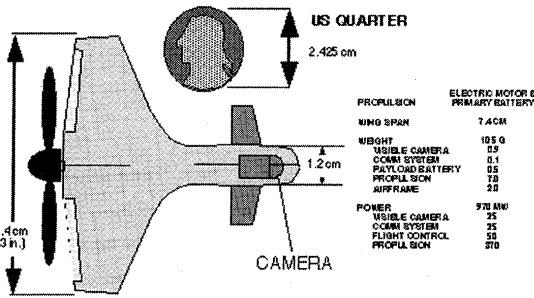


図9 MAV Concept (MIT)

米軍は，21 世紀の戦闘を検討して市街戦における偵察行動 (図12) や毒ガス兵器の感知と特性分析などに MAV を活用する計画である。日本においても原子力発電所，石油・ガス貯蔵所，水源地，水道，ガス，電力，情報通信網などのライフラインの保守，災害対策などへの活用が考えられ，産官学共同で開発する必要があると考える。

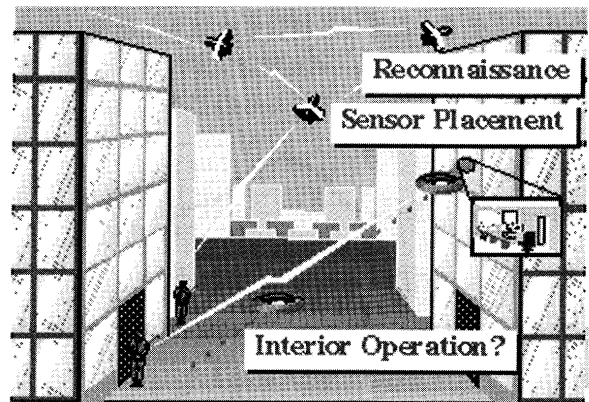


図12 MAV による市街地の偵察

飛行機の大きさをレイノルズ数で整理した結果が図10であり，MAVのレイノルズ数はトンボやハチドリに相当する。このような低レイノルズ数においては，揚抗比が1/3~1/4になり，3インチ程度のプロペラ効率は50%程度と予測されている。

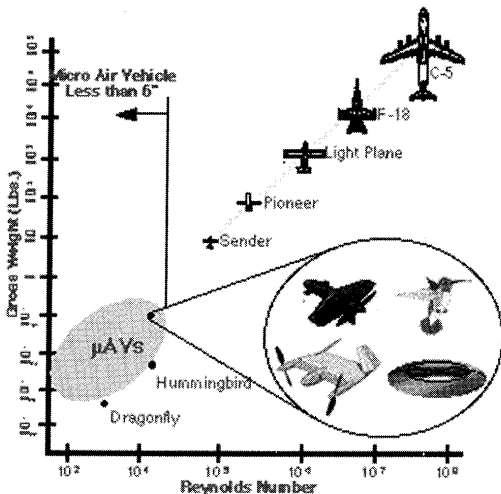


図10 MAV と航空機のサイズ比較

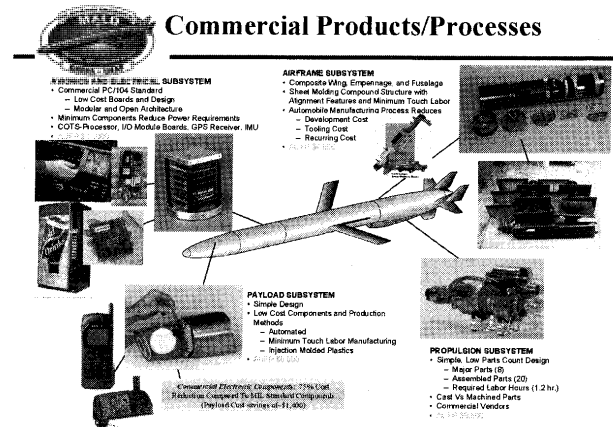


図13 MALD 開発

MALD (Miniature Air-Launched Decoy) を、従来では考えられなかったほど低コスト (3 万ドル) で製造する計画であり、このような技術を使うことで、前述の MAV で不可能な荒天下での情報収集や救難活動などが可能となると考えられる。

6.3 宇宙利用

MEMS の宇宙利用は、図 14 に示すように、3 段階の研究で進められる。

A Three Phase Test and Integration Program to Advance Space Application of MEMS and MNT



- Phase I: Middeck Testbed**
 - Initial space flight evaluations
- Phase II: Cargo Bay Testbed**
 - Exposure to limited LEO environments
- Phase III: Free-Flyers and Retrieval Missions**
 - Integrated systems demonstration
 - Exposure to other orbital environments
 - Longer duration exposure

THE AEROSPACE CORPORATION

図 14 MEMS 宇宙利用テスト計画

ピコサテライト (図 15) は、宇宙でのセンサーなどのテストを行うために打ち上げが行われているものである。このような小形のサテライトが実現すると機器のテストばかりではなく、将来は各種衛星や打ち上げ用ロケットの小形化も可能となり、宇宙開発全体のコストが下がり、宇宙利用分野が更に拡大されるものと考えられる。

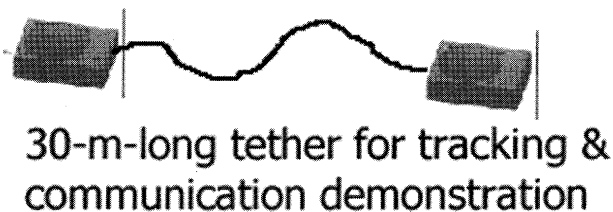


図 15 ピコサテライト

図 16 は、水分の循環回収装置であり、回収率 96%、消費エネルギー 60 W 以下で個人の水の必要量 2.5~10 kg/day を賄うものである。この開発には、熱電変換熱交換器、マイクロポンプ、マイクロコンプレッサー、小形動力源等が必要である。

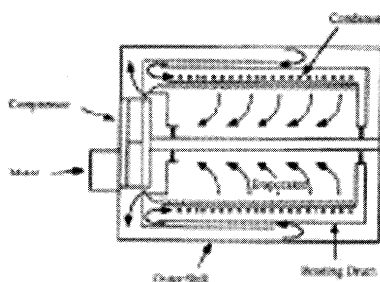


図 16 水補給装置

7. あとがき

電子機器等の小型化 (マイクロ) 技術を使って機器を小形化することで、エネルギー消費が減少することは電気電子製品などで良く知られているが、その延長線上に世界を変えるほどの革新性があることを MEMS は示していると考えられる。

また、プロパテント政策とそれに続く知的財産権尊重の思想を確立することで個人や組織の保有する情報をインターネットで開示させるように誘導し、MEMS 等の大プロジェクトを効率的に行うことを可能にしている。

更に、MEMS の全貌を眺めていると、軍は要求を明確に示して資金提供とプロジェクト全般のマネジメントを行う役割を担い、民間への技術移転や SBIR 等によるマイノリティーの開発への参加等、民間企業、国民の理解への配慮が行われている⁽¹¹⁾。

本稿は、「ボタン型 (ウルトラマイクロ) ガスタービン調査研究委員会」の企画段階に、米国の MEMS を中心とする微小機械関連の研究開発状況及びその用途等を調べて書いたものであるが、著者の予測や期待を折り混ぜて勝手な解釈をした部分があること、また、膨大な研究成果を簡略化していることや不勉強のために正確さを欠く部分があることをお詫し願います。

引用文献

- (1) Micro Air Vehicles—Toward a New Dimension in Flight, James M. McMichae, Col. Michael S. Francis, 8/7/97
- (2) Hundley Richard O., Gritton, Eugene C., "Future Technology—Driven Revolutions in Military Operations," Documented Briefing of the RAND National Defense Research Institute, December 1992.
- (3) Davis, W. R., "Micro UAV," Presentation to 23rd Annual AUVSI Symposium, 15–19 July, 1996.
- (4) 21 世紀日本の構想, 「21 世紀日本の構想」懇談会, 2000-1
- (5) MEMS Programs at DARPA, William C. Tang, Ph. D
- (6) Biology on the Move, Alan Rudolph
- (7) Bill Brower, Land Warier and Future Soldier Systems, TBESC MEMS Working Group, 2 Nov. 99
- (8) Scott Feldman, Institute for Defense Analyses Soldier Systems and MEMS Meeting, 2 Nov. 1999
- (9) Epstein, et al., United State Patent 5932940
- (10) MicroFIRE, A 3-D Monolithically-Fabricated Thermoelectric Microgenerator, Institute for Defense Analysis Workshop on MEMS in Power Systems, November 2, 1999
- (11) Richard Singer, MEMS Transition Opportunities, DARPA MEMS PI Meeting, 8 July 1999

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

ULTRA MICRO TURBINE : THE M. I. T. EXAMPLE*

RIBAUD Yves**

Summary

The micro turbine concept was launched a few years ago by the M. I. T., regrouping specialists from different fields. It concerns the development of a MEMS based, 1 cm diameter, micro gas turbine. Potential applications are devoted to micro drone propulsion, electric power generation for portable power sources in order to replace heavy Lithium batteries, satellites motorization, the surface spread power for boundary layer suction on the plane wings.

The manufacturing constraints at such small scales lead to 2D extruded shapes. The Physical constraints stem from viscous effects and from limitations given by 2D geometry. The time scales are generally shorter. Otherwise the material properties are better at such length scales. Transposition from conventional turbomachinery laws is no more effective and new design methods must be applied. The present paper highlights the project progress and the technology breakthrough^{[1],[2]}.

Key words : MEMS, electric micro generator, ultra micro turbine, micro drone propulsion.

1. Introduction

In the French newspaper 《Le Monde》 dated June the 30th and titled 《M. I. T. the corridor for future》, one could read : 《the most exciting project is the ultra micro turbine like a shirt button》. In fact O. N. E. R. A. was aware of this study by two young engineers, from Ecole Polytechnique, who spent one year in the Professor Epstein Gas Turbine Laboratory in M. I. T..

The purpose of this synthesis is to give information on these studies which are rather innovative even if they are based on known technologies which must be enhanced. It is also the birth of a new look on the energy transformation processes by MEMS use.

2. Overview and applications

The M. I. T. is developing a MEMS type, ultra micro gas turbine electrical generator. The high speed micro engine, 1 cm diameter by 3 mm thick, would produce 10 to 20 electric watts, consuming 10 gr. of H₂ per hour. An ultra micro turbojet engine would follow from this project. Future versions would produce 100 electric watts with hydrocarbon fuels.

The reader can ask himself about the interest of down sizing these engines. A part of the answer is

given when considering potential applications. The first application to consider is the micro drone propulsion. Such a small heat engine would give sufficient range and power reserve for these micro u. a. v.. The second application concerns the electrical power for portable systems where lightness and autonomy are the decisive factors.

The table below allows to compare the performances of the micro turbine with those of a Lithium battery. The micro turbine choice allows a better autonomy but it is very dependent on the component efficiencies.

A planar realization method based on the semiconductor manufacturing technique is chosen. The reason of this choice, which supposes heavy investments both in studies and in fabrication tools, is that a large production is planned for numerous applications.

The first advantage of this technique is the simultaneous fabrication of the different components, the second is a very high geometric accuracy, the third is to allow parallel fabrication of a large number of identical devices on the same wafer in order to obtain an important power. Such a wafer, 200 mm diameter by 3 mm thick, could produce as much as 10 KW of power, and one attractive use of such an array would be for auxiliary power units. Such wafers could also be used for propulsion. So a wafer of 200 mm diameter by 3 mm thick might produce 100 Newton thrust. Applications might include u. a. v. s and tactical munitions propulsion. (100 – 1000 kg thrust range).

原稿受付 2001年6月11日

* First presented at the first conference on microhydrodynamics at “Maison de la Mécanique” COURBEVOIE, France, 16/10/2000 and then at ATTAG (Association Technique pour la Turbine a Gaz), at CNAM PARIS, 7/12/00.

** O. N. E. R. A. DEFA, B. P. 72 92322 Chatillon Cedex, France

Autonomy = 3,5 h.	LiSO ₂ battery	Turbine and compressor efficiency : $\eta_c = \eta_t = 0.6$ polytropic	Turbine and compressor efficiency : $\eta_c = \eta_t = 0.65$ Polytropic	μ turbine, $\eta_c = \eta_t = 0.65$ + downstream heat exchanger E=7, thermal effectiveness
Useful energy	70 watt.h	Idem	Idem	Idem
η_{th}		0.057	0.106	0.142
Mechanical power	20 watts	Idem	Idem	Idem
Volume	350cc	40.5cc	22cc	16cc
Total mass*	400gr	50gr	29gr	22gr
Specific energy	175 w.hr/kg	1400 w.hr/kg	2440 w.hr/kg	3180 w.hr/kg
Specific density	200 kw.hr/m ³	1700 kw.hr/m ³	3210 kw.hr/m ³	4370 kw.hr/m ³

*with filled fuel tank

The interest of these surface distributed engines is the possibility of boundary layer suction on the wings in order to increase the propulsive efficiency. These engines could also be used for vertical take off. But their use for aircraft propulsion seems unlikely because the estimated efficiency of these micro engines seems too low.

Components such as the compressor, the combustor, the turbine, the heat exchanger, constitute the elements to build thermodynamic cycles different from the basic gas turbine cycle. One can imagine air cooling cycles and other types which allow to work at room temperatures or at cryogenic ones. The pumps allow to use Rankine cycles for spatial and terrestrial applications.

This micro machine is characterized by two more steps of complexity when compared to micro electronic circuits, at first the upper temperature of the thermodynamic cycle is very important ($T \sim 1700$ K) and then, the peripheral speed of the rotor is of the order of 500 m/s. These distinct characteristics lead to the use of silicon carbide as the material for the micro engine fabrication.

The choice of the scale of these engines is given by a balance between different factors. In particular, for a low scale, the Reynolds number is too low and the precision in the geometry is not sufficient, while for a larger scale, the depth of the etching is limited and the mechanical properties of the ceramics are lower.

The first goal is to show that such an engine is feasible, and for the first step the simplest engine was designed. So the first combustion chamber burns H₂ but in the second time an hydro carbon fuel will be burnt in a catalytic chamber to keep NO_x emissions very low. Up to now, fabrication and tests are realized using Si, because SiC technology is not yet overcome.

The following challenges are of concern :

- micro fabrication techniques
- material strength
- rotor dynamics and gas bearings
- micro electric motors
- fluid mechanics (internal aerodynamics, heat transfer and combustion)

3. Description of the micro turbine

The fig. 1 shows the meridional scheme of the M. I. T. basic gas turbine micro electric generator whereas the fig. 2 gives a photo of the prototype of a micro turbine etched in the silicon. This engine is realized from a stack of six silicon wafers. Wafers processing consists of placing a mask containing the desired features on one side of the wafers and then removing material below the exposed areas patterned in the mask.

The table 1 gives the main characteristics of the basic turbojet engine.

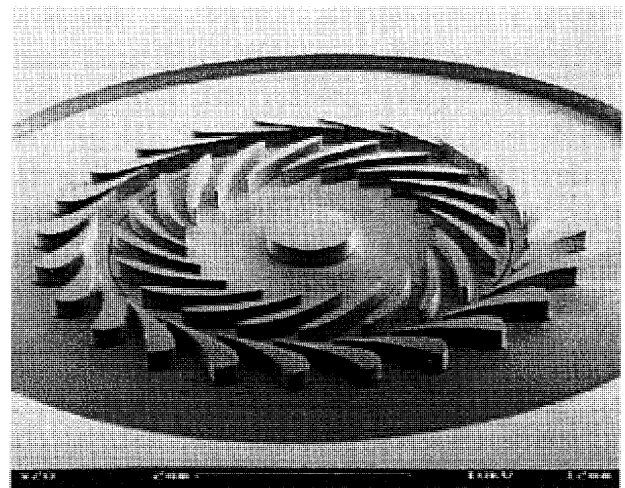


Fig. 2 The micro turbine view (from Aviation Week and Space Technology, 11/07/1999)

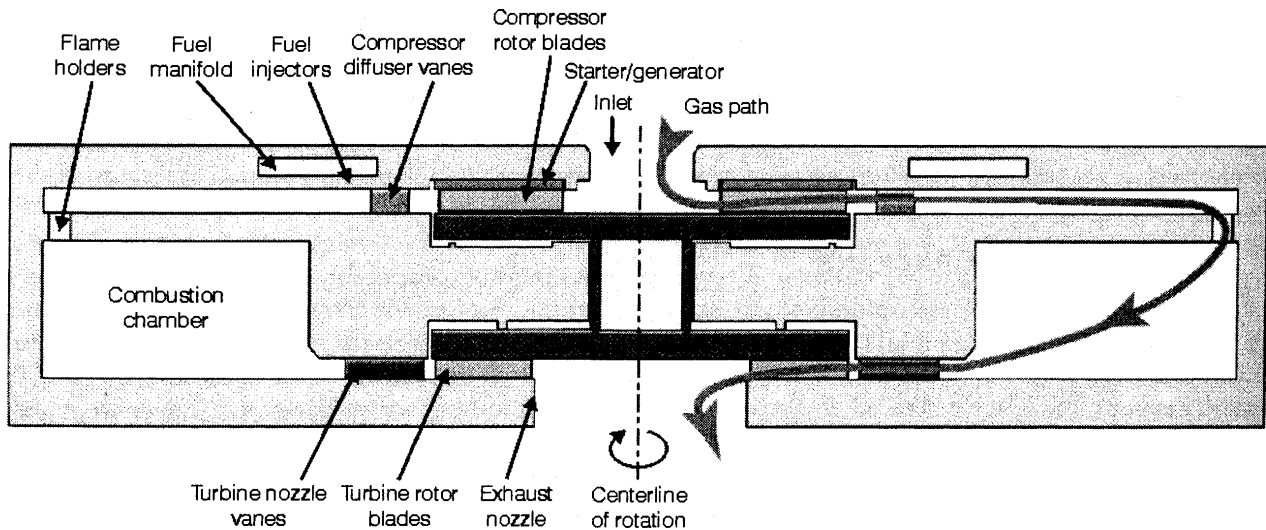


Fig. 1 Micro turbine scheme (from Mechanical Engineering, october 1997)

Table 1 Parameters of the basic micro engine.

Configuration	One spool turbojet engine
Size	12 mm / 3 mm
Pressure ratio	4/1
Mass flow rate	0.15 gr./s.
Combusior exit temperature	1600 K
Rotation speed	$2,4 \cdot 10^6$ tr/min
Useful power	16 w electric
Thrust	0.125 Nw.
Weight	1 gr.
Fuel consumption	7 gr./h.

4. Thermodynamic point of view

Because of the planar structure of the geometry and for simplification, 2D one stage, radial compressor and turbine are chosen. The pressure ratio of the compressor is limited to $\Pi=4$ and the maximum temperature of the cycle is chosen equal to 1600 K. Because of the

scale reduction and 2D configuration, the turbomachine efficiencies are altered and the theoretical evaluation gives : $\eta_{is c}=0.63$ et $\eta_{is t}=0.6$. More sophisticated thermodynamic cycles can enhance the performances, but otherhand they introduce additional complexity.

5. Fluid mechanics

Scale factors

The table 2 compares the scale factors between the micro turbine and a conventional machine which size is multiplied by a factor 100. The ratio of surface over volume and the power per unit volume are multiplied by the same number (this rule does not apply for the

Table 2

Parameter	Scale factor x	Micro engine : x=0.01	Micro engine: parameter magnitude
Length	x	0.01	~1 mm
Area	X^2	10^{-4}	
Volume	X^3	10^{-6}	~1 cm ³
Area/volume	1/x	100	
Mass	X^3	10^{-6}	~1 gr.
Cycle Power	X^2	10^{-4}	~ 20 w
Power/mass	1/x	100	
Power/volume	1/x	100	
Reynolds number	X	0.01	~ 10^4
Mean friction factor	$C/(x)^{1/2}$ (C ≈ 0.3)	3	~ 10^{-2}
Displacement boundary layer thickness passage width	$C/(x)^{1/2}$ (C ≈ 0.6)	6	~ 10^{-1}
Couette drag power	1/x	100	~ 10^{-1}
Mean Stanton number	$C/(x)^{1/2}$ (C ≈ 0.3)	3	~ 10^{-2}
Mean Biot number (same material, macro and micro)	$C^*(x)^{1/2}$ (C ≈ 0.3)	0.03	
Mean Biot number (stainless macro, silicon micro)	$\approx C^*(x)^{1/2}/8.7$ (RT) $\approx C^*(x)^{1/2}/2.1$ (500°C) (C ≈ 0.3)	0.003	~ 10^{-2} ~ 10^{-2}

combustion chamber, because a minimum residence time is necessary to achieve good combustion). The Couette friction power between the rotor disks and the stators is multiplied by a factor 100 for laminar flow, but only if the Ekman boundary layers overlap. The mean convective heat transfer and friction coefficient are multiplied by a factor 3. The Biot number, the ratio between convective and conductive heat transfer in the material, is over a factor 100 smaller than that of a conventional engine, so the ceramics is expected to be generally isothermal.

Internal aerodynamics

The optimization of the geometry is limited because of the 2D constraint. The flow through the micro engine goes through 90° turns as the flow changes between axial to radial direction. In particular the sharp 90° bend at the rotor inlet gives a separation of the flow. Happily this separation disappears in the rotor, but the corresponding losses are still present. The flow in the relative frame is laminar so any diffusion on the relative velocity is forbidden and for this region the channel between two adjacent rotor blades is convergent. This is obtained with severe backswept staggered trailing edges. With this condition, the tangential direction of the absolute flow at the diffuser inlet is of the order of $\alpha \sim 2.30^\circ$. So the static pressure recovery coefficient of the bladed diffuser is very small ($C_p \sim 0.1$).

Heat transfer

As the Biot number is very low, the internal heat transfer between the components may alter the thermal efficiency of the engine. As the convective heat transfer increases, the heat exchangers size will fit

with the combustor diameter ($f=1$ cm). One of the important precaution will be to design the thermal insulation of the hot micro turbine material, from which a high temperature jet exhausts in order to permit its integration in a portable system.

Combustion

The two challenges to face for the combustor design are the respect of a minimum residence time for the flow and to take account of the surface over volume increase. The main parameters are compared in the table 3 between the micro combustor (pressure ratio 4/1 without a rear exchanger, with H₂) and a conventional combustor.

Using SiC allows to run up to 1700°K without any wall cooling. Moreover the volumic power of the combustion chamber is multiplied by a factor of ten.

To increase the residence time, the combustor size is increased, the length is multiplied by a factor two, using the centrifugal channel for the fuel mixing and preheating and the centripetal one for the combustion. Finally the flow velocity is divided by a factor of ten.

H₂ is firstly used because of its larger flammability limit. In the second step, hydrocarbon fuels will be burnt in a catalytic chamber. This formula will limit the temperature peaks.

H₂ successful tests were performed in a combustion chamber of volume 13 cm³. The desired temperature was reached but not at the desired equivalence ratio. Up to now, the combustion efficiency is low because of excessive heat losses. For the future, a good insulation must be prepared. A hot wire is used as the lighter. The numerical calculations contributed to design this combustion chamber.

Table 3

Design requirement	Conventional combustor	Micro combustor
Length	0.3 m	0.003 m
Volume	$6 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$	$4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$
Cross-sectional area	0.2 m ²	$4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$
Inlet total pressure	30 atm.	4 atm.
Inlet total temperature	800K	500K
Mass flow rate	55 kg/s	$2 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$
Residence time	5-8 ms	0.5 ms
Average flow speed	40-60m/s	6 m/s
Efficiency	>.995	>.995 (for insulated walls)
Exit temperature	1800 K	1500K
Allowable wall temperature	1200 K	1600 K
Space heating rate	$3.8 \cdot 10^4 \text{ kW/m}^3/\text{atm}$	$3.3 \cdot 10^5 \text{ kW/m}^3/\text{atm}$

6. Gas journal bearings

The dry rubbing bearings, while attractive, would result in unacceptably high drag and short life service at such high speeds. As an alternative, gas journal bearings have comparable fabrication simplicity with much less drag. Unfortunately they also tend to be unstable unless carefully designed and operated in a relatively restricted regime. Earlier studies have been performed on gyroscopes and on cryogenic machines. But it is difficult in micro fabrication, to design gas journal bearings with a long axial length and a small radial clearance.

A study was undertaken to obtain calculation tools in order to design high speed stable gas bearings. An unsteady Navier Stokes calculation code was written and applied in order to know the validity of the terms neglected in the pressure Reynolds equation (inertial, curvature and thermal terms).

The design constraints

One of the fabrication difficulty is to obtain by the DRIE technique a small radial clearance e , with a long axial length L (Fig. 3). It would be possible to decrease the radial clearance by fabricating separately the rotor and the stator but this technique seems to be too expensive. The realization of a minimum e/L implies a compromise between the small e/r and the large L/D which is a function of r . The etching process implies a low depth in order to reduce the costs. The radius is also limited because of the excessive rotor/stator Couette drag for large radii. Moreover if r increases the strength of the ceramics decreases. From these considerations, the final choice of the main bearing pa-

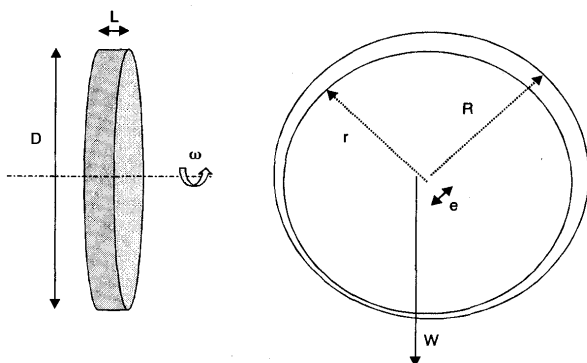


Fig. 3 Gas journal bearings main parameters

- ◆ The Mach number: $M = (\omega.r)/a \sim 1.09 (\times 10)$
- ◆ The axial length: $L/D \sim 0.075 (\times 1/3)$
- ◆ The radial clearance: $\psi = e/R \sim 0.005 (\times 5)$
- ◆ The Reynolds number: $Re = (\omega.r.e)/\nu \sim 580$
- ◆ The inertial parameter: $\chi = \psi.Re \sim 2.9 (\times 10^3)$
- ◆ The compressibility parameter: $\Lambda = (6\gamma M^2)/(\psi.Re) \sim 3.5$

rameters is: $L/D = 0.075$, $M = 1.09$, $\Psi = 0.005$, $\chi = 2.9$, $\Lambda = 3.5$ *

These parameters are outside the traditional values: L/D is divided by 3, the Mach number is one order of magnitude higher, the relative radial clearance is multiplied by five, the inertial parameter is three order higher. On the micro engine turbine, the journal bearing is placed at the rotor periphery. It is dominated by axial leakage, contains compressibility effects and thermal features, and is also influenced by curvature and inertial effects. Despite the significant design constraints imposed by the micro fabrication, it appears that stable gas bearings are an attainable goal.

High speed operating regimes are robust for reduced running eccentricities and large loads required to maintain them. The problem of these high speeds is to establish the required loads (the weight is not sufficient) while permitting safe acceleration to the design speed. Several options compatible with micro fabrication are identified: the side pressurization, deliberate unbalance, non circular geometry, and electrostatic assistance. The calculation codes permit to account for the effects generally neglected (thermal, curvature, and inertial effects: Code BASICS) or to perform parametric studies when neglecting these effects (Code SPECTRES).

7. Materials and structure

Much work has been done on optimizing processes for conventional semi conductor materials such as silicon, but analogous processes for SiC and SiN₂ are still under development, as well as methods for producing single crystals.

The critical part, as the structure is concerned, is the turbine where the inlet temperature is about 1800 °K and the peripheral speed is about 500 m/s. The fabrication of an electric generator from Silicon has been realized.

Fabrication

The main problem of the micro fabrication process is the low etching velocity. So the etching velocity is about 10 to 10⁴nm/s for the Silicon and about 0.1 to 5 nm/s for the SiC. We must underline that the use of a single crystal with a single piece rotor enhances the strength.

About the scale reduction

The scale effect on the brittle materials has long been recognized. Experimental studies have shown

that small specimen, on average, exhibit higher strength than larger ones. It is the case for the micro engines. There are two reasons for this, firstly the processing route and secondly the statistics of the flaw population. The fabrication process used on a single crystal gives a high surface quality. The reduction of the surface flaws will enhance the strength.

Using the Weibull probability density function (empirically determined) allows a comparison of the ratio of the characteristic stresses to give equality probability of failure for two volumes. When we have characteristic dimensions respectively of 1 mm and 0.1 m, the volume ratio is 10^6 and this gives an expected strength ratio of 3 between the micro and macro scales.

Thermal shock, a key issue for ceramics at macro scale is of less concern at micro scale. Another aspect of the problem is the impact stress. For a given volume of the particle, the impact surface versus the blade height is more important at reduced scale, so the stress generated by the impact is less. On contrary the tendency to oxidation is increased. The micro fabrication gives a surface quality of $0.3\mu\text{m}$, a reference stress of 3.5 GPa and a Weibull modulus of ten. So the surface quality is an important factor for obtaining a high strength.

Micro engine structural design

We must mention three turbine rotor regions where the stresses are the highest, at the disk center, at the transition from the hub of the disk and at the root of the trailing edges.

At a peripheral speed of 500 m/s, calculations show that the stress is 240 MPa for a flat disk and that it reaches 400 MPa at the disk center because additional inertia of the blades. There is a raised hub at the turbine disk center which acts as one of the surfaces of the thrust bearing. It is advantageous to manage a transition fillet in order to reduce the stress level in this region. The axial height of the rotor blades must be also limited in order to control the bending stresses at the blade roots.

8. Micro combustion chamber

Fabrication

The micro combustor assembly consists of three fusion-bonded silicon wafers. Hydrogen is injected downstream of the compressor region through fuel injector holes and is allowed to mix with air before entering the combustion chamber through the axial inlet ports.

The fabrication of the devices required a total of six

masks, including one that contained wafer-level alignment marks. A combination of four dry isotropic and two dry anisotropic etches was used to define the various components. The top side of each of the wafers was coated with photoresist and patterned with the appropriate fuel manifold, spacer plate and combustion chamber geometry. Since none of these features required parallel side walls, isotropic etching was chosen to minimize the time process. Then the bottom side of the wafers were coated with resist. Infra-red alignment was used to pattern the corresponding fuel injectors, combustor inlet ports and combustion chamber geometry on the bottom side. The $200\mu\text{m}$ deep fuel injectors and combustor inlet ports were then anisotropically dry etched. The three wafers were then alignment-bonded. The 1.8 mm thick wafer stack was finally die-sawed to obtain thirteen $1.5\text{ cm} \times 1.5\text{ cm}$ dies from the 100 mm wafer.

Test results.

Atmospheric pressure test were performed for hydrogen-air combustion over most of the flammability range. The corresponding experimental results were obtained for equivalence ratio between 0.4 and 1.6 and an exit gas temperature up to 1700°K (inaccuracy: 100°C). Even though the desired turbine inlet temperatures were obtained, poor thermal insulation of the rig resulted in significant heat loss, thereby keeping the walls of the combustor relatively cooler than the gas temperature. So the temperature of the upper wall was 850°K (maximum value) and 950°K for the lower wall, values which are well below the melting point of the silicon (1410°C).

Overall, while high pressure testing and improved combustor diagnostics still needed to be employed, the combustor has been successfully tested with a fuel heating rate of 150 w (corresponding to a power density of 2000 MW/m^3). The device was tested for over fifteen hours. The aspect of the combustor is correct even if oxidation patterns are apparent and no visible damage is present.

Materials, high temperature oxidation results

Post-combustion examination of the silicon combustor indicated combustion patterns around the structure and the combustor inlet ports. So new experiments were consequently undertaken to further quantify the effects of oxidation in combustion environment. A combustor plate consisting of finger like structures with sizes between $20\mu \times 50\mu \times 450\mu$ and $1600\mu \times 2000\mu$

$\times 450\mu$ was fabricated and tested inside the combustor. The plate was fabricated by anisotropically etching through a single $450\mu\text{m}$ wafer. The structure was exposed to a combustion environment for over eight hours at atmospheric pressure and a flow temperature in excess of 2000°K . The fingers grew between $1\mu\text{m}$ to $10\mu\text{m}$ of oxide. For this application it seems that a passive oxidation takes place. Elevated pressure testing of the fingered combustor plate identified creep to be the failure mechanism for silicon in high temperature micro combustor environments. It is suggested that under these conditions, the creep failure of the fingers followed the brittle to plastic transition of silicon which occurs at approximately 900°K .

Turbine stator vanes followed a five hour exposure to combustion exhaust at 1800°K , 2.5 atm. and a mass flow rate of 0.1 gr/sec.. The tests showed that even the blades exhibited minor erosion and pitting, they maintained their structural integrity.

9. The challenges

The gas bearings

It is perhaps the most difficult point because the main parameters are outside the known domain, with transonic flows in the bearings which are placed at the rotor periphery in order to sustain the applied load.

Materials and micro fabrication

The process for obtaining large size single crystal SiC is not yet operational and etching velocities on this material are too slow and this leads actually to high costs.

Integration

A pertinent question was formulated by Mr. Ch. Marchal from ONERA, which has not yet received a total satisfactory answer: if the micro turbine delivers 15 electric watts with a thermal efficiency of 0.1 then the exhaust gases drain off about 135 watts at a hot temperature ($T \sim 900^\circ\text{C}$). One solution proposed by the M. I. T. is to place downstream a heat exchanger in order to preheat the flow delivered by the compressor. Furthermore if the micro engine is equipped at the exhaust with a jet-mixer (for example lobe mixer) like those used in several turbojet engines then an exhaust gas temperature less than 100°C could be reached. Other hand the thermal insulation of the micro turbine must be insured because the temperature of the isothermal material is of the order of 700°C .

10. Some questions left

Shock resistance

What happens if the micro turbine falls on a hard ground? (falls must be anticipated for portable systems). What suspension must be chosen? What is the influence of a shock on the stability of the high speed gas bearings?

Internal heat transfer

The heat transfer is increasing owing to the high surface to volume ratio, to the increase of the heat transfer coefficient and to the isothermal material. This important internal heat transfer can alter strongly the thermodynamic cycle and it will be necessary to quantify this physical phenomenon.

Turbine rotor blades tip clearance

By experience we know that a ten percent relative tip clearance between the rotor blade tips and the stator decreases the turbine efficiency by the same amount. So the axial clearance of the thrust bearing has to be also evaluated carefully.

11. Conclusion

The micro turbine type engines seem to be the appropriate propulsion needs for micro drones and electrical powered portable systems. Wafer aligned micro turbine could lead to a multitude of applications. At least five years of research with much investment are necessary in order to demonstrate the feasibility of the first micro turbine prototype.

Acknowledgments

The author is grateful to the Armament Engineers E. Esteve and C. Groshenry for their contribution to the knowledge of the M. I. T. micro turbine activities. The Department of The Tactical Missiles of the French Armament General Delegation is acknowledged for the support to this synthesis. So is Mr. Ch. Marchal for his participation for the valuation of the micro turbine project.

References

- [1] The MIT micro engine project. Publications 1996–1999 (27 publications). Room 31–264 Massachusetts Institute of Technology Cambridge, MA 02139
- [2] Patent : Micro turbomachinery, n° pub. : US5932940, publication date. : 1999–08–03, applicant : M. I. T..

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

ボタン型ガスジェネレータの熱流体力学的視点

長島 利夫*1
NAGASHIMA Toshio

キーワード：マイクロガスジェネレータ，ボタン型，MEMS，ウェーブロータ
Micro Gas Generator, Button-sized, MEMS, Wave Rotor

1. 魅力の高エネルギー密度

ガスタービンエンジンの特長の一つに素早い起動性がある。空気さえあれば（勿論，燃料は必要だが），どこでも発電や熱源として利用でき，まさにモバイルに適合している。自動車搭載は普及しなかったが，航空エンジンは独占状態である。ナノマイクロ技術の価値が社会的に評価される現代にあつて，ガスタービンエンジンも大出力から微小出力へと先端技術の方向転換を探り視野を広げることは，我々の新しい活動目標を展開する上で意義を持つに違いない。ここで取上げるのは，数10W以下の出力の指先ないし手のひらに載る極超小型マイクロガスタービンであり，2次電池の代替を当面のモバイル目標に掲げる。

エンジン性能は比出力SPと熱効率 η_{th} により評価される。電池などの異種小型パワー源と比較するには，エネルギー密度（単位体積あたり，出力 W をどれだけの時間 hr 出せるか $W \times hr$ ）を比較するのが合理的である。エンジン出力 $W = \eta_{th} \times$ 燃料流量 $m_f \times$ 発熱量 LHV に注意すれば，エネルギー密度は η_{th} と LHV に比例する。何故なら，燃料を含めたエンジン系を対象にすると，全体に占める燃料（およびタンク）の割合が圧倒的なため，単位体積あたりというのを単位燃料あたりと読み替えて構わないからである。リチウム電池のエネルギー密度が $200-300W \cdot hr/kg$ の現状を知れば，いかにガスタービンなどに用いられる化学燃料が優れているか明瞭となる。例えば，メタンの場合，発熱量 $LHV \sim 14,000W \cdot hr/kg$ なので，熱効率 η_{th} が2%程度ですら，リチウム電池に匹敵できる。この魅力の高エネルギー密度がモバイル実現の鍵というわけである。

2. ボタン型の選択

エンジンの極超小型化というときに先ず思い浮かぶのは，縮尺，つまり，大きいものをデッドコピーする際の寸法比であろう。熱サイクルは圧力や温度などの熱力学的尺度だけにに関わり（効率の中身に立入らなければ），この縮尺に触れず自由である。ガスジェネレータが生む

推力は面積に，一方，その重量は体積に比例するから，推重比（推力を重量で除した値）は寸法に逆比例し，大型化するほど航空エンジンとして不向きとなる。これは，いわゆる二乗三乗則の呪縛とでも言えようが，相似形状から脱皮すれば良いわけで，初期のジェットエンジンと最新のターボファンの形状同士を比べれば歴然であろう。MITグループが提唱したマイクロガスタービンは，逆に，極超小型化のメリットを享受できるはずだが，MEMS加工技術に託する夢の経済効果を優先挑戦するため，3次元流路形状への成型が効かず，熱効率向上の足かせとなる。軸流・多段・3次元という最新流路設計を活かした縮小コピーが出来ないわけである。結果として選択されたエンジンは，単段で圧力比が稼げる遠心ターボ要素から構成されるもので，おかげで薄くコンパクトなボタン型形状（図1）の設計となった。このように，ボタン型は従来の設計を断念したことを背景に生まれた。

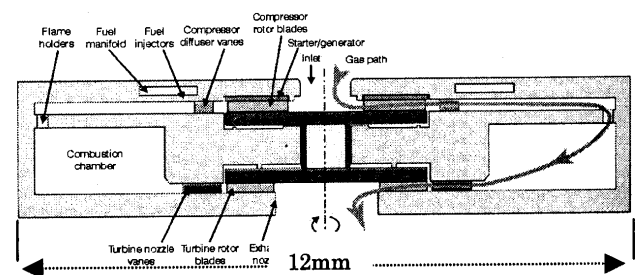


図1 MITマイクロガスタービンエンジン(1)

何を優先させるかは大事な点であり，MITマイクロガスタービンの場合，シリコンウエハの成型を念頭に，耐熱の点から（無冷却），サイクル最高温度は $T_{max} = 1600K$ とされた。圧力比 π に関しては，遠心応力を考慮しながら，インペラ周速 U が音速を超える $U = 500m/s$ を目安に， $\pi = 4$ とした。

燃焼器などターボ以外の要素に損失無しを仮定して，単純にサイクル成立限界（エンジン出力=0）を与えるターボ要素の断熱効率（ η_T タービン， η_C 圧縮機）の組合せを探れば， $\eta_T = 0.65, 0.55, 0.45$ に対し，それぞれ $\eta_C = 0.39, 0.46, 0.56$ となる。表1の空気流量 $0.15g/s$ ，出力16W，燃費（水素）7g/hrをもとに，他要素に損

原稿受付 2001年6月11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

表1 MIT マイクロガスタービン概要(1)

Arrangement	Single spool turbojet
Dimensions	12 mm OD x 3 mm long
Pressure Ratio	4:1
Air Flow	0.15 gram/sec
Combustor Exit Temp	1600 K
Rotor Speed	2.4x10 ⁶ rpm
Power Output	16 W electric
Thrust	0.125 Nt.
Weight	1 gram
Fuel Consumption	7 gram/hr

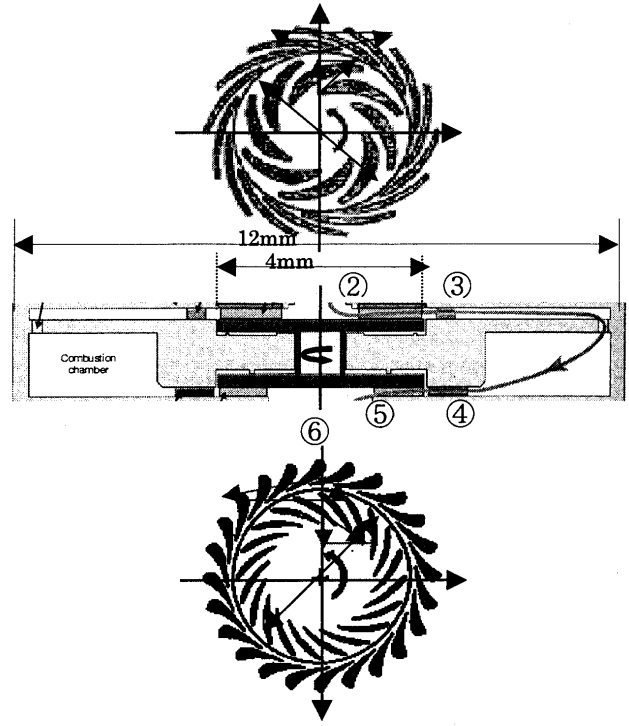


図2 ボタン型ガスジェネレータ流路

失を見込んだ上で MIT 設計を予測すると、 $\eta_r = 0.65$, $\eta_c = 0.61$ の見当となり、サイクル熱効率は 7% に過ぎない。

3. ターボ流路の熱流動パラメータ

ボタン型のガス流路の概略を図2に示す。遠心圧縮機ならびにタービンは2次元形状で、インペラ外径4mm、流路高さ200 μ mは共通である。 μ 寸法の流路ながら、連続流の仮定が破綻をきたす流域 (Kn 数 $\geq 1/100$) は存在せず、Navier-Stokes 運動式を適用することに問題なさそうである。(空気軸受の滑り層あたりは局所的に要注意。)

保存方程式 (回転座標系) :

冷却などの流路洩れ、外部駆動力が無いとすれば、

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{Bmatrix} \rho \\ \rho w \\ \rho E \end{Bmatrix} + \nabla \cdot \begin{Bmatrix} \rho w \\ \rho w w + pI \\ (\rho E + p)w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \nabla \tau + \rho|\Omega|^2 r - 2\Omega \times \rho w - \rho \frac{d\Omega}{dt} \times r \\ \nabla(\tau w) - \nabla q - w\rho \frac{d\Omega}{dt} \times r \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで、 $H = E + \frac{p}{\rho}$, $E = e + \frac{|w|^2}{2} - \frac{|\Omega r|^2}{2}$

粘性応力 : $\tau = -\frac{2}{3}\mu\nabla w + \mu\{\nabla w + (\nabla w)^T\}$

歪(変形)率 : $\frac{1}{2}\{\nabla w + (\nabla w)^T\} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w_i}{\partial x_k} + \frac{\partial w_k}{\partial x_i}\right)$

外部熱伝達 : $q = -\kappa\nabla T$

なお、エネルギー式として、エントロピ増分の関係 :

$$\rho T \frac{Ds}{Dt} = \Phi - \nabla q \quad \text{但し、}\Phi : \text{散逸率} \quad (2)$$

$$\Phi = \tau \nabla w = -\frac{2}{3}\mu(\nabla w)^2 + \frac{1}{2}\mu|\nabla w + (\nabla w)^T|^2$$

を適用すれば、上記保存方程式の右辺第3行を

$$w\nabla\tau + \rho T \frac{Ds}{Dt} - w\rho \frac{d\Omega}{dt} \times r$$

のようにエントロピを用いて表現できる。方程式系を閉じるには、もう一つ関係式が要る。すなわち、

気体状態式 : $p = \rho RT$ (3)

ターボ流れでは、最終的に、流体力による回転トルク T_Ω が問われる。 J を回転慣性として、

回転体運動式 : $J \frac{d\Omega}{dt} = T_{\Omega \text{ turbine}} - T_{\Omega \text{ comp}}$ (4)

により、回転加減速の応答が決まる。このため、翼面や壁を境界に含む検査体積をとり、(1)式を積分した形式が便利である。簡単のため、流れと回転 Ω がともに定常とすれば、次の積分形式の保存方程式を得る。

$$\iint \begin{Bmatrix} \rho w \\ \rho w w + pI \\ (\rho E + p)w \end{Bmatrix} \cdot n dA = \begin{Bmatrix} 0 \\ \iiint \tau n dA + \iiint (\rho|\Omega|^2 r - 2\Omega \times \rho w) dV \\ \iint (\tau w - q) n dA \end{Bmatrix} \quad (5)$$

ここで、 n : 面素 dA の単位垂直ベクトル。

境界条件として、壁面粘着 $w = 0$, 断熱 $qn = 0$ が適用できる場合、(5)式の右辺第3行 = 0 となり、流入流出に際して、全圧 H 一定 (いわゆる回転座標系ロータールピ保存則) を得る。速度 U および長さ L のスケールを導入し、(5)式の無次元化を通じて熱流動を支配するパラメータを探れば、次の4ヶに整理される。

M 数 = U/a , Re 数 = UL/ν ,

Ro 数 = $U/(2\Omega L)$, Nst 数 = $\alpha/(\rho C_p U)$,

ただし、 a 音速、 α 熱伝達率

壁面温度勾配から熱流束を見積るとき、 Pe 数 = Pr 数 $\times Re$ 数が導出される。 Pr 数 = $\nu/(\kappa/\rho C_p)$ である。

参考のため、表1に従い、 L = インペラ半径 2 mm, U = 周速 500 m/s と選び、 Re 数を算出すれば、圧縮機流入空気に対し 76000, 一方、タービン流入ガスに対して 14000 程度となる。高温 1600 K による密度低下と粘性増加のため、タービンでの Re 数低下が顕著である。

もう一つ、固体壁への熱伝達を考慮するのに役立つパラメータ Bi 数 $= \alpha L / \kappa$, (κ は壁熱伝導率) がある。 L に壁厚をとれば、 Bi 数はガスと壁表面の温度差に対して壁内部に向かう温度変化の割合を与える。 μ 寸法では、その値が 1/100 程度となり、壁はほぼ等温とするのが妥当とわかる。

4. 課題

MIT のボタン型は、その構造の単純さと大量生産の可能性を追求した画期的なものといえる。未だシステム実証に成功したとの報告を聞かないが、熱流体に関連する課題を紙上検討してみよう。

4.1 流動損失

(5)式のエネ르기保存則に戻り、図2のインペラ流路に対し適用する場合、相対運動する ($w \neq 0$) 静止壁面間隙を介して、粘性応力や熱伝達などの影響が及び、右辺は0とならずに全圧損失が発生する。壁面発電なども最終的にエンジン出力の一部を与えるが、その機構は熱流動の場にとって境界条件である。静止座標系 ($\Omega = 0$) に関しても同様に取扱える。相対運動する両座標系の相互干渉は(5)式的前提である定常性の仮定そのものを損う点から、本来は(1)式に立ち戻るため新たな要因を生む。流体のエントロピ増加につながる要因のすべてがサイクル上の要素損失そのものであり、それら詳細は、実験ないし数値解析の結果を待たねばならない。ターボ要素では、便宜上、損失を幾つか分類して、翼形状損失、2次流れ損失、洩れ損失、翼後縁損失、衝撃波損失などと呼ぶが、その内容は、翼や壁での粘性効果、ウエークに代表される非一様流れの混合拡散効果、衝撃波の影響、そして内部熱伝達などに原因するエントロピ増加である。そのうち、粘性や混合効果を支配するパラメータは主に Re 数であり、ボタン型の場合、極超小型化 (mm) のため、通常寸法のものに比して2桁減少する点が特徴となる。図3は流れに沿う圧力・温度および M 数と Re 数/単位長 (1 mm) の変化をプロットしたもので、横軸位置は図2中の番号②-⑥に対応させている。 Re 数から判断して、圧縮機、タービンともに層流で作動すると予測できよう (圧縮機の一部で遷移状態があるかも知れない)。層流の難点は、 Re 数低下に伴い摩擦係数が急増し、剥離を生じやすいことで、減速流路の圧縮機で特に問題となる。全圧損失もさることながら、剥離による流量のブロックは致命的な出力低下につながる。ボタン型に特有な一定高さの遠心系流路では、外径に向うにつれ流速の半径方向成分が逆比例的に変化するので、減速率を下げるには流れのスパイラル角度を増やす工夫が要る。イン

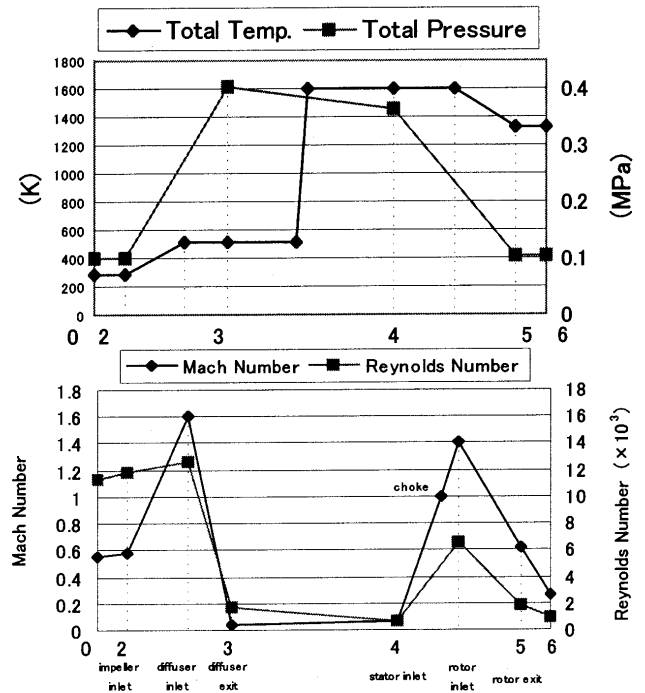


図3 熱流動パラメータの流れに沿う分布

ペラ翼は必然的に大きな後退角をもつわけである。性能良いインペラは後退角とともにダイヘドラル角 (高さ方向の傾斜) をつけることを経験的に知っているが、そうした流れ制御を可能とする3次元形状の流路をMEMS成型の方法で作れる現状にない。インペラウエークがぶつかるディフューザとの干渉効果を含めて、最適な2D翼形状を追求する課題が残っている。

4.2 熱伝達

Bi 数と関連して、極超小型化により、壁など部材中への熱伝導が流体との熱伝達に比して効果的に高まり、等温条件を成立させることに触れた。その意味するところ、エンジン構造全体が燃焼器やタービンといった高温部と同一温度になるわけで、圧縮仕事が増える負効果と膨張仕事が増えるプラス効果を生む。一方、仮に全体の熱平衡を制御して温度を下げられるとすれば、局所の(端的には、作動ガス温度が最大となるタービン入口における)材料温度の上昇を防ぐことに直結する。放熱板が必要なら何処に装着しても良いわけである。反面、温度差 (タービン排気と燃焼器入口空気の間) があればこそ有効な再生 (熱回収) にとり不利である。ガスタービンサイクルにとり再生は熱効率改善の切り札となる手段であり、最適圧力比を大幅に下げる。性能良いコンパクト熱交換器が必要となるが、二乗三乗則から、極超小型化は表面積割合を増加させるので有利な状況が生まれる。図4に一案を示すとおり、ボタン型に熱交換器を一体で組み込む最適設計が課題である。

先に導出した Nst 数は、流れに及ぼす熱伝達の影響度を示すことになる。

層流境界層の場合、 $Nst \sim Pr^{-2/3} \times C_f / 2$, ここで、摩擦係数 $C_f \sim Re^{-1/2}$ の関係があり、平板の場合の比例定数

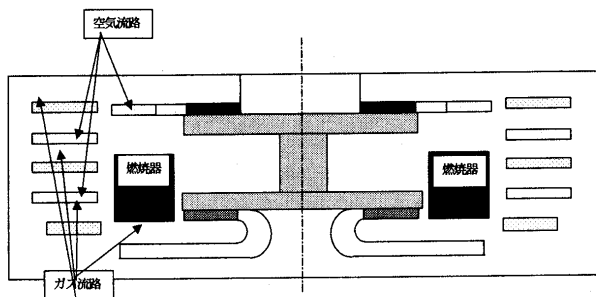


図4 熱交換器組み込みボタン型ガスジェネレータ

0.646 を用いると、 $Re = 10^3$ の流れでは $Nst = 0.03$ と大きい。ボタン型では、流路断面積に対する側壁熱伝面積の比が大きいので、さらに熱伝達の影響が強くなり、エントロピー増加、つまり、損失発生につながる。このように断熱とせず、熱伝達を考慮したターボ流体要素の効率予測が課題となる。

4.3 システム検証

ボタン型に特徴的な課題が、熱流体要素だけに限っても、上記のとおり列挙された。さらに燃焼、回転(軸受・発電機)などの要素が加わり、漸くシステムとして稼動するわけで、設計から検証へと至る道のりは遠い。ボタン型のシステム検証を行う一番確実な方法は、試験機、しかも、10倍ほどスケールアップした各要素モデルを用いた実験を行うことであろう。「何だ? その寸法なら、ターボチャージャをはじめ、ありふれてるじゃない?」との意見が返ってきそうだが、通常寸法ではボタン型に設計する理由は何もないわけで、仕方ない。実験に際しては、当然、前述の無次元パラメータを合わせるが、すべて同一とはいかない。流入温度と代表周速を変えなければ、 M 数は同一、かつ、インペラ回転数が1/10で済むので、製作・運転上の困難さが一気に解消する。データ測定に際しても安価で信頼性のある検出器などを利用できる。しかし、肝心の Re 数が変わってしまい、そのままでは、実験することの意味が失われてしまう。何を優先させるか、ここでも大事な選択といえる。ボタン型と10倍モデルの両者で、 M 数と Re 数を同一にする解決策は流入圧力レベルを変えることであり、連続運転のためには、減圧閉回流式にできるのがベストである。

最近では実験の代わりに数値シミュレーションで済ませる例も多いが、回転機械に係わる複雑な現象の流動損失を定量的に一致させるまでには至っていないと推測する。ましてや、ボタン型のように全く経験の無いものに対する全言予測が出来るのかどうか筆者は知らない。しかし、計算機ならびに計算科学が進歩しつつある現在、数値実験も併せて行うことも必要不可欠といえよう。

5. 展開

ボタン型はMITマイクロガスタービンに限られるわけでない。特に、圧力比4を出すために240万RPMという回転数を達成するハードルは高い。他に方法はない

のか、また、最近話題の燃料電池との関連トピックなどを最後に取り上げてみよう。

5.1 ウェーブロータ組込み

環状配置の直管セルの列が、通気ポート付きの側板で両端をシールされ、回転する構造をもつウェーブロータはABB社コムプレックスとして知られ、ディーゼル加給などに実績がある。これを、図5に示すように、ガスタービンと組合せてサイクル改善を試みる報告⁽²⁾があり、出力と効率ともに効果的との結論を得ている。作動原理は、各セルをショックチューブに見立てると分かり易く、高圧ガスポートを開き衝撃波を発生させ、セル内部の空気を圧縮し、これを高圧空気ポートから燃焼器へ導く過程(図5H-S線図3 → 3.2)と流入した燃焼ガスを低圧ガスポートを開き発生させた膨張波で減圧し、タービンに導く過程(同4 → 4.1)から成る。セルは両過程を交互に経験するので最高温度をタービン入口温度より高く設定でき、丁度、基本ガスタービンサイクルをトッピングした格好になり有利である。図6は、極超小型ウェーブロータをボタン型に組込んだ案で、セル内部が燃焼器の役割まで兼ねる一体化構造としている。

5.2 燃料電池との共存

シャトルにも搭載され、クリーンな自動車用新エンジンとして衆目の先端技術は燃料電池であろう。学会誌に解説⁽⁶⁾もされており、ここで言及しないが、携帯電話用寸法も商品化されたと聞く。現時点の開発では先を越された感もするが、燃料電池は多種あり、直流低電圧の高圧化、起動や改質器スリム化など困難な状況がある。そもそも作動温度が熱エンジンに比べ1桁低く異なるので、ライバルでなく共存する方向が探れるものと楽観する。

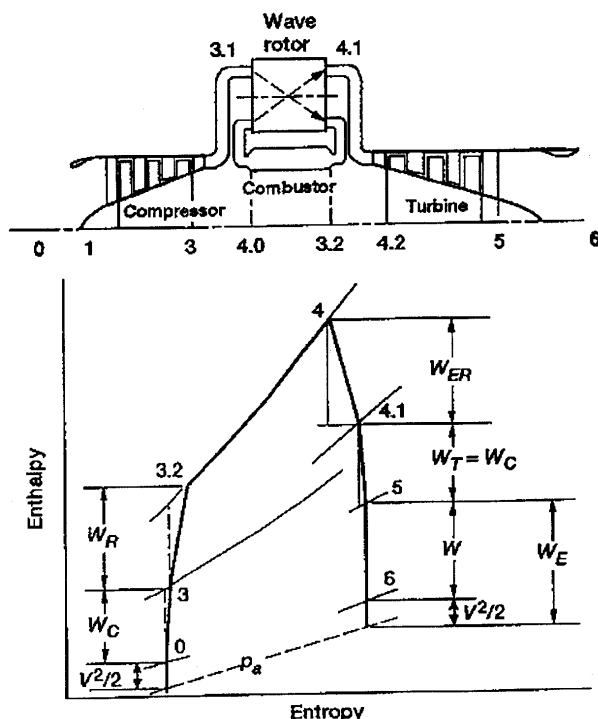


図5 ウェーブロータ利用ガスタービントッピングサイクル⁽²⁾

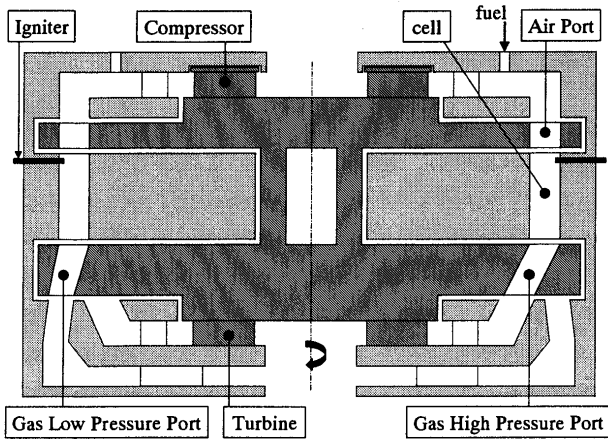


図6 東大ボタン型ウエーブロータガスジェネレータ

特に、ボタン型ガスジェネレータ開発で培うターボ要素技術は改質器の燃料ポンプなど、小型化・高性能化に応用できると考えられる。

6. 結び

筆者がボタン型と呼ぶ極超小型ガスジェネレータの熱流体力学に関する事項について触れた。ボタン型は、その高いエネルギー密度のため、優れたモバイル価値を秘めている。ボタン型派生の理由は、MEMS成型がもたら

す計り知れない経済性である。従って、その開発には、材料をはじめ製造技術の進歩が不可欠である。幸い日本では、そのベースとなる分野では東北大のグループによる先端研究が進行中^(3,4)のようであり、今後、ガスタービン学会の「ガスタービンの極小化に関する調査研究委員会」と情報交換や協力が生まれれば、現在の米国一辺倒の国際環境を変え、超高密度・超小型電源および熱源を通じて、エネルギーのモバイル化を全世界（宇宙空間）で共有するのに貢献できることが期待される。

文献

- (1) Epstein et al. "Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines- The MIT Microengine Project", AIAA 97-1773, 1997
- (2) Wilson & Paxson, "Jet Engine Performance Enhancement through Use of a Wave-Rotor Topping Cycle", NASA TM 4486, 1993
- (3) 磯村・田中, "マイクロターボ機械", ターボ機械第28巻第29号, pp.16-23, 2000
- (4) 釜土ほか, "マイクロエアタービンの流路解析", 日本航空宇宙学会第32期年会講演会, p.175, 2001
- (5) 中島 "燃料電池-ガスタービンのライバルとして" ガスタービン学会誌 Vol.27, No.6, pp.4-9, 1999

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

極超小型水素燃焼器の現状と課題

湯浅 三郎^{*1}

YUASA Saburou

1. はじめに

図1に示す10セント玉サイズの究極のウルトラマイクロガスタービンが1995年にMITのグループから提案されている^[1]。しかし実用化されたとの報告は、筆者の知る限りではまだない。MEMS技術を使ったこのようなウルトラマイクロガスタービンを我が国でも開発・実用化するうえで問題になる最重要課題の一つに、極超小型燃焼器の開発がある。MITがまだウルトラマイクロガスタービンの開発に成功していない理由のひとつが、この燃焼器の性能がまだ十分ではないためではないかと、筆者は推測している。本解説では、ウルトラマイクロガスタービンの要である極超小型燃焼器開発の課題と問題点、従来の研究、MIT燃焼器の開発状況等について述べてみたい。

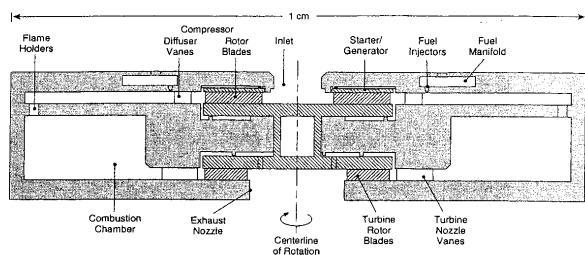


図1 MITウルトラマイクロガスタービン概略^[1]

2. 燃焼器極小化の課題と問題点

2.1 極超小型燃焼器が具備すべき条件

ウルトラマイクロガスタービンを実現するには、当たり前のことであるが、燃焼器も必然的に極小型化する必要がある。従って極めて高負荷な燃焼器でなければならない。ガスタービンの燃焼負荷率は年代とともに増加しており、最近の産業用ガスタービンの場合で $0.2 \sim 3 \times 10^2$ [MW/(m³·MPa)]、民間用ジェットエンジンで $4 \sim 8 \times 10^2$ [MW/(m³·MPa)]、軍用ジェットエンジンで $7 \sim 10 \times 10^2$ [MW/(m³·MPa)]である^[2-4]。水素を燃料にした場合は、筆者らの小型燃焼器(後述)で約 3×10^3 [MW/(m³·MPa)]を達成しており^[5,6]、MITのウルトラマイクロガスタービンでは 3.26×10^3 [MW/(m³·MPa)]^[1]を目標にしている。具体的にどの程度の高負荷燃焼であれ

ば許容されるかは用途によって異なるであろうが、水素燃料の場合、必要以上に燃焼器内に滞在させるとかえってNO_x濃度が増加することも報告されており^[7]、 10^3 [MW/(m³·MPa)]以上の燃焼負荷率が要求されるであろう。

一方、ウルトラマイクロガスタービンの開発が最も待たれている分野に、携帯電子機器のバッテリーや超小型発電装置がある。これらの場合は、室内あるいは身体に接して使うため、当然クリーンな排気が要求される。従って最新のガスタービンと同等の性能であるなら、ウルトラマイクロガスタービンの極超小型燃焼器は、99.5%以上の高い燃焼効率を持ち、かつ10 ppm(16% O₂換算)以下の低いNO_x排出濃度を達成できるような燃焼方式を確立する必要がある。

2.2 極小空間での燃焼特性

狭い空間で燃料を燃焼させる際には、通常の燃焼方式では限られた場でしか問題とならなかった以下に示す要因が、燃焼場全体で本質的に重大な影響を及ぼすことになると考えられる。

- ・消炎距離
- ・拡散速度の特性時間
- ・壁への熱損失
- ・流れ場の層流化

消炎距離

固体壁近くの空間では熱と活性化学種の損失によって燃焼反応が持続できない領域が存在し、これを消炎距離と云う。メタン/空気及び水素/空気の理論混合気の室温・1気圧の下での値は、それぞれ2.55[mm]、0.64[mm]である^[8]。図2に代表的な燃料の消炎距離を示す^[9,10]。図からわかるように、この距離は理論混合気から外れるにつれて急速に増加し、また圧力に反比例することも知られている^[11]。従って狭い空間で燃料を燃焼させる時には、この消炎距離の影響が相対的に大きくなるため、これを把握し十分に検討しておく必要がある。

拡散速度の特性時間

燃焼が起こる場が小さいと、 D/l^2 で特徴づけられる拡散の特性時間が非常に短くなる(D :拡散係数、 l :代表的な寸法)。このことは、短時間で濃度分布が一様になる傾向が強まったり、反応の特性時間との比、すなわちダムケラー数($Da \equiv \tau_a/\tau_c$, τ_a :流体力学的特性時間、

原稿受付 2001年6月11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
〒191-0065 東京都日野市旭が丘6-6

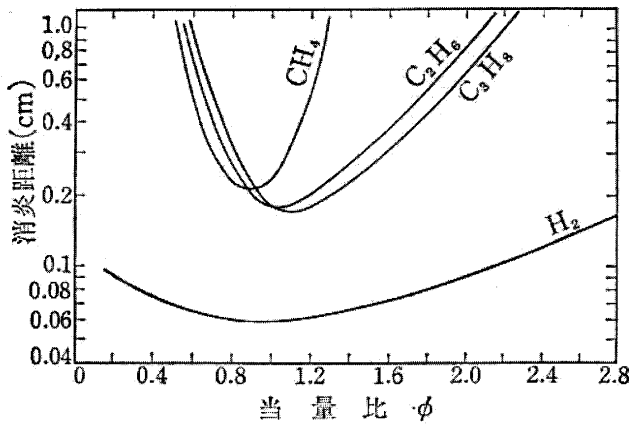


図2 可燃性気体/空気混合気の消炎距離^[9,10]

τ_c : 化学反応の特性時間)が小さくなって、拡散火炎の火炎帯が広くなったり吹き消えやすくなったりすることを示唆している。一般の燃焼器の殆どは、噴射管より燃料あるいは予混合気を噴出し、噴射管リム上に、あるいはその近くに火炎を保炎・形成させている。極超小型燃焼器の場合は必然的に噴射管も極小化されることになり、噴射管出口での燃料の急激な希釈や火炎帯幅の相対的な増加によって、火炎安定性や燃焼効率の低下を招く恐れがある。

壁への熱損失

反応による発熱量は断熱壁でない限り周囲との境界面を通してその一部が失われる。化学反応を支配する反応速度定数そのものには寸法による寄与がないため、発熱速度に対する熱損失速度の割合は、 $[\text{熱損失速度}/\text{発熱速度}] \sim l^2/l^3 \sim 1/l$ で与えられ、寸法に逆比例する。すなわち寸法が小さくなるほど熱損失の影響が相対的に大きくなることを意味する。このため燃焼器を極小型化する場合には、燃焼場全体の温度低下による反応速度の減少や噴射管リム付近の熱損失の増加による火炎安定性の低下が無視できなくなり、それらを考慮した設計が必要となる。特に前者の損失熱量は積極的に燃焼器流入空気に伝達し回収する工夫をして、ガスタービン全体のサイクルを再生サイクルに近づけることは熱効率向上の面で有効と考えられる。

流れ場の層流化

単位体積単位時間当たりの燃焼量を増大させて高負荷燃焼を実現するには、渦運動によって混合や輸送現象が促進される乱流燃焼場を利用するのが一般的である。ところが狭い空間で燃焼させることになると流れ場を支配する最も重要なパラメータであるレイノルズ数 ($Re \equiv Ul/\nu$, U : 代表流速, ν : 動粘性係数) が、温度上昇に伴う動粘性係数の増加と相まって極端に小さくなる。事実、MIT が提案しているウルトラマイクロガスタービンの燃焼器の場合^[1]、代表長さを燃焼器高さの 1.3[mm]に取り、燃焼器圧力が 4.5[atm]、平均流速は 6[m]、出口温度は 1600[K]と報告されているので、燃

焼室内を高温空気と仮定して試算してみると、 $Re = 145$ となる。この値は、一般のガスタービン燃焼器内のレイノルズ数に比べて $10^{-3} \sim 10^{-4}$ の大きさである。すなわち燃焼器内の流れ場は極端に層流化しており、このような流れ場で如何にして燃焼負荷率の向上を図るかが問題となる。

2.3 極超小型燃焼器開発の燃焼上の課題

極超小型燃焼器を開発するときの燃焼上の課題は、本質的に通常の燃焼器と変わらないと考えられる。すなわち、着火・保炎・完全燃焼である。ただしいずれの課題でも 2.2. の影響は当然考慮しなければならない。まず問題なのが、極超小型燃焼器内では燃料をどのような形態で燃やせば安定な保炎や完全燃焼が達成できるかを決定することである。具体的には、拡散燃焼か予混合燃焼かの選択であろう。拡散火炎の場合は安定性は比較的よいが、火炎面温度が高く NO_x を発生しやすい。乱流燃焼にできなければ火炎が長くなり、さらに燃焼ガスと希釈空気との混合領域も必要なため極超小型燃焼器内での完全燃焼が困難となる。ただ、燃焼器壁から離れたところに火炎を形成させることができるであろうから壁面での消炎の影響を受けにくいといった利点がある。これに対して一般的に予混合燃焼では、特に希薄火炎では拡散燃焼と殆ど逆の燃焼特性を持つ。すなわち、火炎が不安定・低 NO_x ・短火炎長・消炎の影響大となる。また拡散火炎、予混合火炎の何れであっても高負荷燃焼を達成するためには高速噴流火炎にするか、超攪拌燃焼とせざるを得ないであろう。ただし、もし燃焼器壁が高温で、あるいは触媒作用があつて壁面での消炎の影響が無視できるならば、層流伝播火炎のような燃焼形態の選択も可能かもしれない。

またこれらの火炎をどのようにして極小空間に安定化させるか、保炎方法の確立—リム付着/保炎器の挿入/再循環領域の形成—を図ることも要求される。加えて、燃焼器内の短い滞在時間 (MIT の燃焼器では約 0.5 msec を指標としている。これについては後で詳述する。) や相対的に消炎空間が多い燃焼器内で完全燃焼や低 NO_x 燃焼を達成する技術を完成させなければならない。これらの問題は、前述したように燃焼器壁の温度による影響を強く受けることが予想される。従って燃焼器壁からの熱をどのように利用あるいは放熱するのかを、排気ガスの持つ熱量の回収とともにウルトラマイクロガスタービンシステム全体として検討しなければならない。

一方、着火はスパークで行うか、または微細ヒーターの加熱に依るかであろう。スパークの場合はノイズによる周辺機器への影響を抑えなければならないし、ヒーターの場合は着火遅れや微細ヒーターの寿命が問題になる可能性がある。またいずれの場合も着火源の挿入方法や位置の影響、投入エネルギーなどを知る必要がある。

3. 従来の研究

3.1 極超小型燃焼器

極超小型燃焼器を開発する上での要求項目を勘案すれば、表1に示すように、化石燃料に比べて①単位質量当りの発熱量が大きい、②可燃範囲が広い(特に可燃下限界が低い)、③燃焼速度のオーダーが一桁大きい、④着火エネルギーや消炎距離のオーダーが一桁小さい、⑤拡散速度が速い、⑥火炎からの輻射が少ないと云った特長を持つ水素が燃料として最適と考えられる。ただし触媒燃焼をさせる場合は別の問題が発生するので、本解説ではこれに関する内容は省くことにする。

水素燃焼器そのものの開発は、水素燃焼技術の確立を目的として古くからNACA等でなされている^[12-14]。一方石油の枯渇が懸念された石油危機以降、代替エネルギーとして水素が脚光を浴び、従来型のガスタービンの燃焼

表1 水素と化石燃料の燃焼特性

燃焼特性	水素	メタン	JP系	備考
発熱量 [kJ/gfuel]	119.9	5002	43.49'	*: JP4
最高断熱火炎温度 [°C]	2124 (φ=1.07)	1967 (φ=1.05)	-	
可燃範囲 体積 % 当量比 φ	4.0-7.5 0.1-7.1	5.0-15.0 0.5-1.68	1.3-8.0' 0.86-5.7	*: JP4
最高燃焼速度 [cm/sec]	350 (φ=1.45)	45 (φ=1.07)	38.2'	*: JP4
自発着火温度 [°C]	576	63.2	261'	*: JP4
最小着火エネルギー [mJ]	0.015	0.29	0.2''	** : JET A
最小消炎距離 [mm]	0.51	2.03	-	
拡散係数 [cm ² /s]	0.82	0.23	-	酸素中

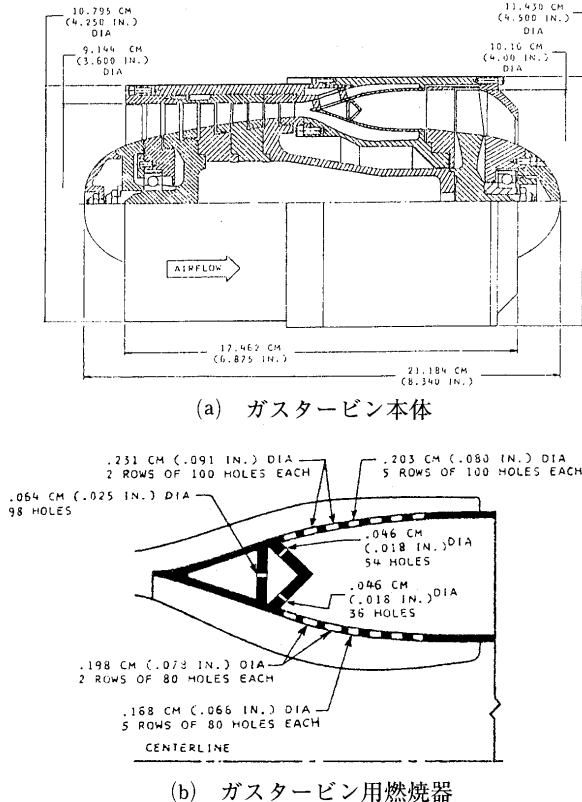


図3 NASAの小型ガスタービン^[16]

器に水素を供給する試みも幾つかなされた^[7,15]。しかし高負荷な小型燃焼器の開発例は少ない。NASA^[16]では、リフトエンジンの試験用として図3(a)に示した超小型水素ガスタービンの開発が計画され、各種の性能評価がなされた。図3(b)にこのエンジンで検討された環状燃焼器の代表的な例を示す。通常ガスタービン燃焼器と同様、内筒と外筒とがあり、燃焼器内筒前方に設けられた多数の細孔より水素を環状燃焼器の一次燃焼領域に高速で噴出して急速に燃焼させる構造となっている。燃焼器全体の長さが短いのが特徴である。設計目標として 5.74×10^3 [MW/(m³·MPa)]を越す高い燃焼負荷率の達成を意図していたが、実験の結果実際には燃焼効率は63~83[%]と低く、目標値は達成されなかったようである。また燃焼器の圧力損失率は10[%]以上と高く、タービン入口部での温度分布の一様性も悪いという結果が報告されている。

一方筆者らは、燃焼器の高負荷化に重点を置いた水素ガスタービンシステムを構築することを通して、水素燃焼器に関する基礎研究を進めるとともに、水素ガスタービン実用化の可能性を実証する研究に着手した^[5,7,17-19]。その第一段階として、構造が簡単で高負荷な拡散火炎型水素燃焼器を開発した^[5]。これは、一次燃焼領域全体で見つかった希薄燃焼と強い旋回空気流れによる火炎の安定化とを組み合わせる設計方針に基づいて行った。図4に、筆者らが開発した超小型水素ガスタービン用の内径44[mm]、長さ100[mm]の拡散火炎型小型燃焼器を示す。実験よりこの燃焼器では、100[m/s]を越す高流空気流中でも安定な火炎が形成され、燃焼効率は高く(安定作動範囲で99.95[%]以上)、超高負荷(最大で 3.5×10^3 [MW/(m³·MPa)])であることが確認された^[18]。しかし排気ガス中のNOx濃度は、石油系燃料に比べると比較的低い(実測値で25[ppm]以下)ものの、近年の地球環境問題の深刻さを考慮すれば、より低NOxな燃焼器の実現が望まれた。

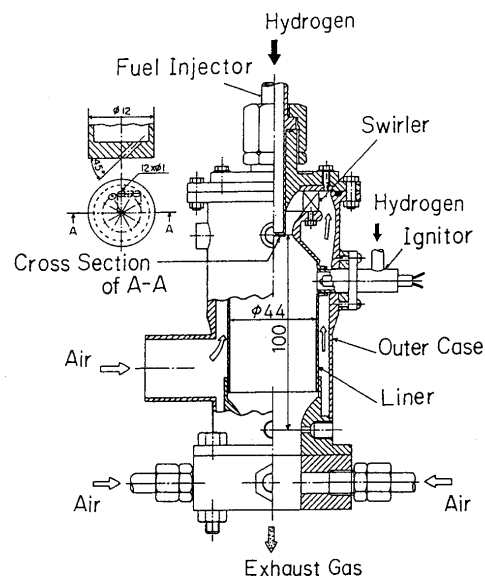


図4 超小型水素ガスタービン用拡散火炎型燃焼器^[15]

そこで、初めから希薄な予混合気を旋回流場で乱流燃焼させることによって、火炎の安定化と燃焼反応の速やかな進行を図った希薄予混合火炎型燃焼器を製作し、超小型水素ガスタービンシステムを構築した^[6,18-19]。図5と6に希薄予混合燃焼器とガスタービンシステムを示す^[19]。この燃焼器の基本的な形状は図4に示した拡散火炎型燃焼器と同じであり、超小型水素ガスタービンの諸元は以下の通りである：最大空気流量 65[g/s]、圧力比 2.0、許容タービン入口温度 950[°C]。また図7~9に、大気圧力で測定した燃焼器単体の火炎安定限界と火炎形状、燃焼器内温度分布を示す。これらの実験の結果、燃焼器の安定作動範囲は高当量比領域での振動燃焼の発生によって狭くなっているが、本水素ガスタービンの稼働範囲はカバーしており、100[m/s]程度の高速予混合気流中でも安定な火炎が形成され、燃焼効率 99.98[%]以上、最大燃焼負荷率 2.3×10^3 [MW/(m³·MPa)]、排出 NOx 濃度 1[ppm]以下という高性能な値を得ることができた。ただし高比出力を目指すタービン入口温度の高温化にはこの燃焼器では対処できず、この点に対しては根本的な改良が必要であることも明らかになった。これらの実験により、容積が 100[cm³]程度の小型燃焼器

では、水素による超高負荷燃焼は本質的な問題を生ずることなく実現できることは実証されたと言えよう。

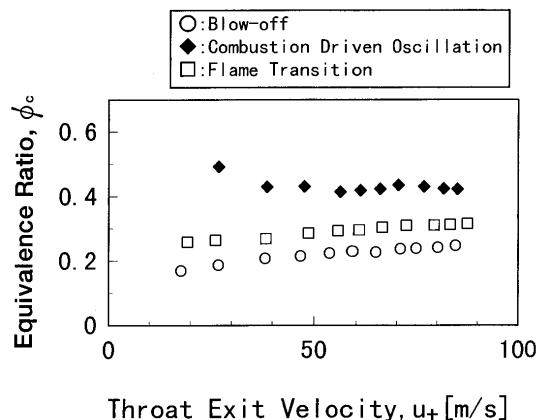


図7 超小型水素ガスタービン用予混合火炎型燃焼器の安定限界^[19]

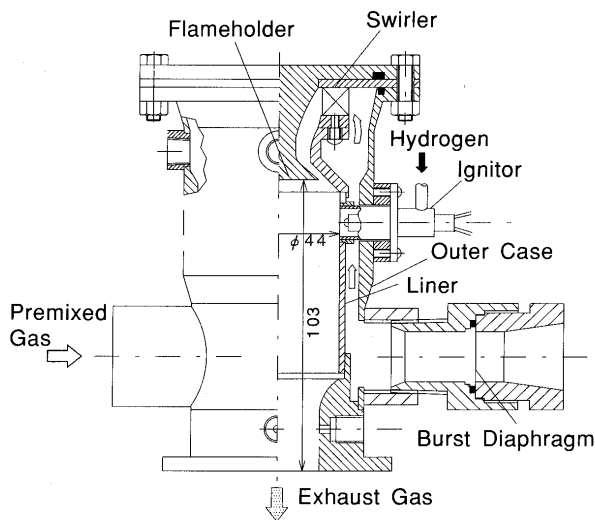


図5 超小型水素ガスタービン用予混合火炎型燃焼器^[19]

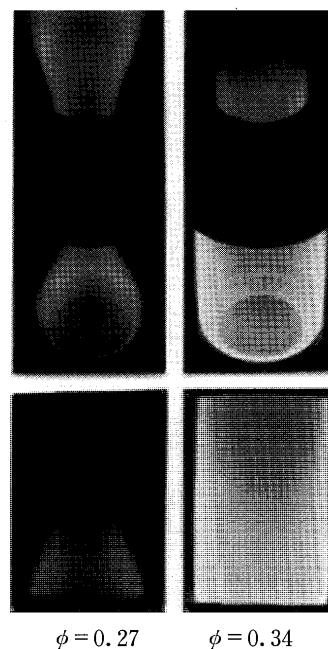


図8 超小型水素ガスタービン用予混合火炎型燃焼器の火炎形状^[19]

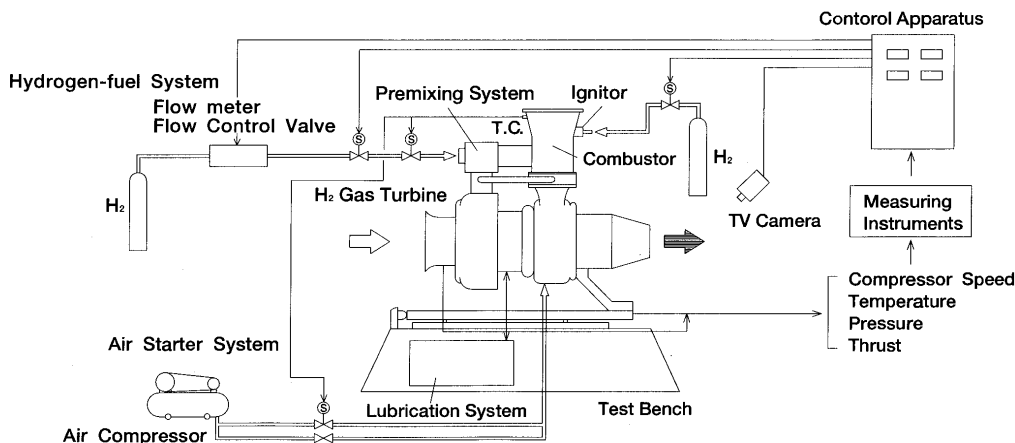


図6 超小型水素ガスタービンシステム系統図^[19]

3.2 極小火炎

図4と5の水素燃焼器は内容積が125[cm³]程度であり、後述する極超小型燃焼器の容積よりも約200~1000倍も大きい。従って従来の水素の燃焼方式がそのまま極超小型燃焼器に適用できるとは考えられず、極小火炎の特性を明らかにしておくことがその開発には不可欠である。しかしこれまでにバーナー出口直径が0.5[mm]以下の極小火炎、特に予混合火炎の燃焼特性を調べた研究は非常に少ない。井田と大竹^[20]は、内径0.07~0.7[mm]の円管バーナー上に62.2[%]水素と37.8[%]メタンの混合ガスの拡散火炎を形成させることを試み、噴出ガスの吹き飛び限界のレイノルズ数の測定を行った。その結果、いずれの場合も火炎は形成されるが限界レイノルズは最大でも2500程度であることを明らかにした。一方、筆者ら^[21]は、内径が0.1から1.0[mm]の円管バーナーを用いて、常温の静止大気中で水素-空気予混合噴流火炎の安定性と火炎基部の様子を調べた。図10に火炎安定限界を示す。これによると、管径が小さくなるにつれて下燃焼限界当量比が燃料過濃側に移って希薄

予混合火炎が形成されなくなることがわかった。また吹き飛び流速も大きくなり、火炎基部高さも管径の減少とともに高くなった。特に注目すべきなのは、管径が0.1[mm]程度になると当量比が2以下では火炎が形成されず、しかも噴出速度の遅い領域で火炎の吹消えが発生するようになった。このとき形成された火炎は、あたかも浮上がり火炎のような形状を示した。このような極小火炎の安定機構は、一般的なバーナー火炎の安定化機構である境界速度勾配理論^[9]では説明できず、2.2で述べたように極小化に伴う現象が支配的になることを示唆している。すなわち極小化に伴って拡散速度が急増する結果、噴射管を出た直後の予混合気は急速に希釈され、過濃予混合気でない火炎が形成されなくなる。さらに、(拡散する燃料流量/供給される燃料流量)~(1/l)であるため、噴出速度が遅くて燃料供給流量が少ない場合には希釈化がより進行し、バーナーリムへの熱損失の割合が極小化とともに相対的に増加することと相まって、火炎基部が高い位置でないと火炎は安定化できなくなると考えられる。この実験から推測する限りでは、バーナーが極小化するほど壁面近くで希薄予混合火炎を安定させるのは難しくなると言える。ただし壁面が高温に加熱されている場合はこの限りではないかも知れないが、これを判断すべきデータは筆者の知る限りでは皆無である。

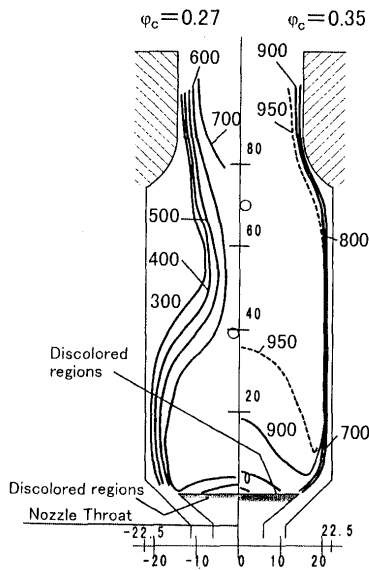


図9 超小型水素ガスタービン用予混合火炎型燃焼器の燃焼室内温度^[19]

4. MITの極超小型燃焼器の研究と開発

4.1 極小化の課題

MITグループのウルトラマイクロガスタービン^[1]の概念図は図1に示した通りである。また表2と3にこのガスタービンの性能パラメータを示す^[22]。上記の論文以外にMITの極超小型燃焼器の開発に関していくつかの報告がなされている^[23-25]。それらの中で彼らは、極超小型燃焼器開発に先立って極小化の特徴と問題点を整理している^[1]。まず第一に最も重要視しているのが燃焼器内の滞在時間短縮の問題である。彼らは、極超小型燃焼器にすることによって必然的に混合と燃焼に要する時間が短くなるため、通常ガスタービンに比べて燃焼器容積を相対的に大きくし、また圧力を低く抑える必要があると述べている。その結果、滞在時間は0.5~1.0 msecとなると推測している。

本当にそうであろうか。一般に燃焼負荷率SHRは、 $SHR \equiv (\dot{m}_f \cdot \Delta h) / (Vol \cdot Pc)$ [\dot{m}_f : 燃料流量, Δh : 燃料の発熱量, Vol : 燃焼器容積, Pc : 燃焼器内圧力]で定義される。また燃焼器内通過流量 \dot{m} は、 $\dot{m} = \rho \cdot S \cdot v$ [ρ : 燃焼器内気体密度, S : 燃焼器断面積, v : 燃焼器内平均流速]である。このときガスタービンの機種によらず燃料の種類と当量比と同じであるならば、 $\dot{m}_f \sim \dot{m}$, $Pc \sim \rho$, $Vol \cong S \cdot l$ とおくことができ、 $SHR \sim \dot{m} / (Vol \cdot Pc) \sim S \cdot v / Vol \sim v / l$ となる。すなわち燃焼器滞在時間 τ_b は、 $\tau_b = l / v \sim 1 / SHR$ となる。このことは、燃焼器内の滞在時間は、極小化とは関係なく燃焼負荷率のみに依

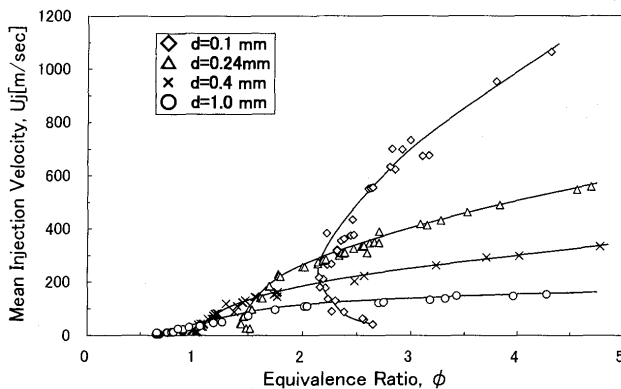


図10 水素/空気予混合噴流微小火炎の安定限界^[25]

表2 MITウルトラマイクロガスタービンの性能パラメータ^[1]

Arrangement	Single spool turbojet
Dimensions	12 mm OD x 3 mm long
Pressure Ratio	4:1
Air Flow	0.15 gram/sec
Combustor Temp	1600 K
Rotor Speed	2.4×10^6 rpm
Power Output	16 W electric
Thrust	0.125 Nt.
Weight	1 gram
Fuel Consumption	7 gram/hr

表3 通常の燃焼器と極小燃焼器との比較^[21]

Design requirement (sea level takeoff)	Conventional combustor	Microcombustor
length	0.3 m	0.003 m
volume	6×10^{-2} m ³	4×10^{-8} m ³
cross-sectional area	0.2 m ²	4×10^{-5} m ²
inlet total pressure	30 atm	4.5 atm
inlet total temperature	800 K	500 K
mass flow	55 kg/s	20×10^{-4} kg/s
average flow speed	40-60 m/s	6 m/s
residence time	5-8 ms	0.5 ms
efficiency	>99.5%	>99.5%
combustor pressure ratio	>0.95	>0.95
exit temperature	1800 K	1500 K
allowable wall temperature	1200 K	1600 K
space heating rate (kW/m ³ /atm)	3.8×10^4	3.3×10^5

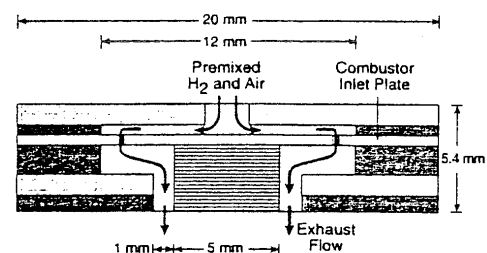
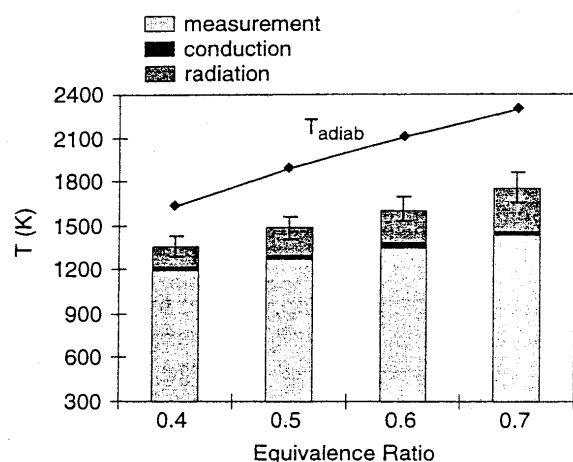
存していることを示している。事実、表3に示されているように、MITのウルトラマイクロガスタービンの燃焼負荷率は通常のガスタービンに比べて一桁大きくなっている。また筆者らの超小型水素ガスタービンも、ウルトラマイクロガスタービンに比べると体積は数百倍大きく且つ燃焼器圧力は低いが、MITと燃焼負荷率が殆ど同じなため滞在時間もほぼ等しくなり、約1[msec]である。このことは、彼らが主張しているように、極超小型燃焼器にすると希釈の時間がなくなるので最初から希薄予混合燃焼しなければならないのではなく、高負荷燃焼を達成するために希釈の時間が取れないのである。

次の問題として彼らは、極小化することによって壁への熱損失が増加し、燃焼器効率(= (作動ガスのエンタルピー増加量/発熱量) = $1 - (\text{熱損失量}/\text{発熱量})$)^[1]が低くなることをあげている。さらにこの熱損失が増加する結果として消炎が起り、可燃限界に悪影響を及ぼすとしている。2.2で述べたように、前者はその通りであるが、後者は、熱損失が増えるのが原因で消炎の影響が現れるわけではなく、極小化することによって消炎の影響が及ぶ空間領域が相対的に増大するのが問題なのである。すなわち燃焼器内の反応可能空間が狭くなり、燃料の未燃焼量が増加する恐れが生ずる。また熱損失の評価に際しては、極超小型燃焼器内の流れ場を乱流として捉える記述がある^[1]。しかし2.2で述べたように極超小型燃焼器内の流れ場は層流になっている可能性が高いが、彼らの報告には極超小型燃焼器内の流れ場に関する考察が殆どされていない。

4.2 MIT 極超小型燃焼器の実験及び計算結果

MITの極超小型燃焼器の基本的な考え方は、燃料は水素とし、水素を燃焼器に入る前に空気とすべて予混合させ、燃焼器内では希釈空気は用いずに希薄予混合燃焼させるものである。MITでは最初、内径1.59[mm]の細管内に火炎を形成させることを予備的に試みた^[24]。バーナーの構造や予混合気の当量比・流速などの詳細は不明であるが、細管内と細管の外の周囲空気中とに火炎が形成されているのが確認できる。続いて、炭化ケイ素製(及び鉄製)の極超小型燃焼器(図11。外径12[mm]、内径5[mm]、高さ1.4[mm]、容積0.13[cm³])を製作した^[1]。この燃焼器には、直径5[mm]の円周上に孔径0.38[mm]の噴射口が40個開けられていた(鉄製の場合は、孔径0.4[mm]の噴射口が24個)。実験は、予混合気の当量比を0.4~1.0、総質量流量を0.045~0.2[g/s]、雰囲気圧力を1~4.5気圧の範囲で変えて行い、燃焼器入口と出口のガスの温度・燃焼器内温度・壁温を測定した。また着火には0.2[mm]の白金線ヒーターを用いた。報告された実験結果は以下の通りである^[1]。

- ・着火は数秒で起こった。燃焼器の中央では着火しやすかったが、この位置ではヒーターを実験毎に取り替える必要があった。
- ・安定な燃焼が確認されたが、燃焼器出口温度(図12。鉄製燃焼器で測定)は断熱火炎温度(図12の断熱火炎温度は高すぎる。計算間違いと考えられる。)よりも実測値で約700~900度低かった。
- ・水素中にメタンを5[%]挿入しても燃焼器外に火炎

図11 MIT試験用極小燃焼器^[1]図12 MIT試験用極小燃焼器の出口温度^[1]

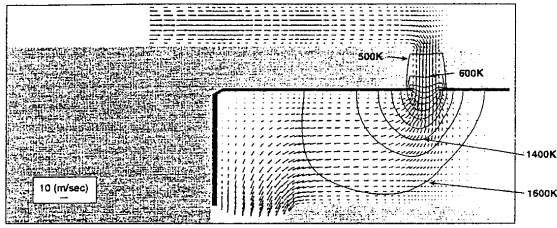


図13 燃焼器内温度及び速度分布の計算結果^[1]

$\phi = 0.4$, $T_{in} = 450\text{ K}$, $P_{in} = 1\text{ atm}$, $\dot{m} = 0.045\text{ g/sec}$

の発光が見えなかったため、燃焼効率 η は1に近い。
 ・熱電対の輻射と熱伝導による損失補正をしてもまだ測定温度は断熱火炎温度よりも低く、燃焼器効率 η は0.7~0.9であった。低い燃焼器効率の原因は燃焼器壁から熱損失である。

彼らはまた、燃焼器内の温度と流れ場を数値シミュレーションしている。図13にその結果を示す。

しかし彼らの実験やシミュレーションには幾つかの疑問点や不明点がある。その最たるものは、火炎はどこに保炎されているのか、またすべての水素は燃焼器内で完全に燃焼しているのか、という点である。

彼らの報告には、完全燃焼の根拠に火炎発光が見られないことと数値シミュレーションの結果をあげているが、赤熱され強く発光している燃焼器の近くで、たとえメタンを少量添加したとしても、発光が非常に弱い水素火炎が果たして確認できるだろうか。またシミュレーションに於いても、境界条件が記載されておらず、計算された燃焼器内の温度分布から判断する限りでは、壁は断熱壁であり壁への熱損失や消炎の影響が考慮されていない。さらに実験で燃焼器出口の測定温度が低いのは壁への熱損失のためと考察しているが、約700~900度も温度が断熱火炎温度より低下しておれば燃焼器内に大きな温度分布が生じているはずであり、そのような条件下でどうして完全燃焼していると判断できるのか。これらについての定量的な考察は文献中では見られない。

このように彼らの報告の中には、燃焼器内の燃焼状況に関する記述が殆どなく、流れ場や温度場、壁の存在による消炎の影響が実験結果の考察の中で全く考慮されていない。さらに追加するならば、筆者らの実験データ^[21]から類推すると、孔径0.38[mm]の噴射管から噴出した予混合気は、周囲の燃焼ガス中に水素が拡散する結果、噴射管出口に火炎は保炎されない可能性が十分考えられる。いずれにせよMITの極超小型燃焼器の燃焼効率 η が1であると結論づけるには、確信できる基礎的なデータが不足していると云わざるを得ない。燃焼効率 η を正確に評価するには、やはり燃焼生成物のガス分析を実施するとともに壁面からの熱損失量を正確に見積もる必要があると思われる。

MITグループはその後、さらに小型化した燃焼器(容積:0.07[cm³])を用いて燃焼実験を実施し、十分な性

能が得られたと報告している^[23]。しかし実験手法は前報^[1]と同じであり、実験結果の解釈に対して同様な疑問が残る。疑問点の一つだけ例を挙げれば、当量比1の水素/空気予混合火炎の温度を測定するのにK熱電対を使用している。これで正確な温度が測れるだろうか。

5. 今後の課題と展望

燃焼器を極小化するには、消炎の影響領域の相対的な増加、拡散速度の増大、熱損失の増加、流れ場の層流化が避けて通れない。これらの制約の中で、極小空間内で燃料の安定かつ完全燃焼を達成することがウルトラマイクロガスタービン開発において極超小型燃焼器に要求されている最終的な課題である。そのためには、まず第一に極小火炎の燃焼特性を明らかにすることが絶対的に不可欠である。同時に消炎現象が壁温によってどのような影響を受けるかを解明する必要がある。さらに極小空間での高温ガスと希釈空気との混合の問題は、CFDが最も得意とする分野ではなかろうか。熱損失の問題は、一つの高圧タービンシステムとして熱回収の立場から積極的に利用する工夫をすべきであろう。上述の課題は、これまでのガスタービン燃焼器開発の中では殆ど経験しなかったものであり、その解決はガスタービン技術のブレイクスルーになるものと期待している。

最後に筆者の推測を交えた私見をお許し頂くなら、MITグループの燃焼器開発の進め方は基礎データの収集なしに実機製作を行っているように見受けられ、その結果として燃焼効率の悪い、性能の劣った極超小型燃焼器となっているように思われる。逆に考えれば、MITの結果は、彼らとは全く異なったタイプの極超小型燃焼器を開発することが可能であることを示唆してくれている「先人」でもあり、MITのグループの特許に抵触しない新しい考えに基づく極超小型燃焼器開発のチャンスは十分にありと期待している。

参考文献

- (1) Waitz, I. A., Gauba, G. and Tzeng, Y. S., "Combustors for Micro-Gas Turbine Engines," Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, 120, 110-117, March, 1998.
- (2) 佐藤幸徳, 「ジェットエンジン用燃料噴射弁の最近の技術動向」, 日本航空宇宙学会誌, 34巻393号, 519-530, 1986.
- (3) 前田福夫, 「ガスタービンと燃焼工学(1)」, 日本ガスタービン学会誌, 28巻2号, 89-96, 2000.
- (4) Mattingly, J. D., Heiser, W. H. and Daley, D. H., "Aircraft Engine Design," AIAA, New York, 1987.
- (5) 湯浅三郎, 後藤登, 「超小型水素ガスタービン用燃焼器の燃焼特性」, 日本機械学会論文集(B編), 58巻551号, 2288-2295, 1992.
- (6) YUASA, S., SHIGETA, M., MINAKAWA, K. and NISHIDA, K., "Combustion Performance of Lean Premixed Type Combustors for a Hydrogen-fueled Micro Gas Turbine," Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Con-

- gress, Vol. II, 347-352, 1995.
- (7) Nomura, M., et. al., "Hydrogen Combustion Test in a Small Gas Turbine," *Int. J. Hydrogen Energy*, 6, 397-412, 1981.
- (8) Kanury, A. M., "Introduction to Combustion Phenomena," Gordon and Breach Science Publishers, 1982.
- (9) Lewis, B. and Elbe, G., "Combustion, Flames and Explosions of Gases, Third Edition," Academic Press, 1987.
- (10) 平野敏右, 「燃焼学-燃焼現象とその制御-」, 海文堂, 1986.
- (11) 大竹一友, 藤原俊隆, 「燃焼工学」, コロナ社, 1989.
- (12) Friedman, R., et. al., "Performance of a Short Turbojet Combustor with Hydrogen Fuel in a Quarter-Annulus Duct and Comparison with Performance in a Full-Scale Engine," *NACA RM E 56 D 16*, 1956.
- (13) Rayle, W. D., Jones, R. E. and Friedman, R., "Experimental Evaluation of "Swirl-Can" Elements for Hydrogen-Fuel combustor," *NACA RM E 57 D 18*, 1957.
- (14) Jones, R. E. and Rayle, W. D., "Performance of Five Short Multielement Turbojet Combustors for Hydrogen Fuel in Quarter-Annulus Duct," *NACA RM E 58 D 15*, 1958.
- (15) Sampath, P. and Shum, F., "Combustion Performance of Hydrogen in a Small Gas Turbine Combustor," *Int. J. Hydrogen Energy*, 10, 829-837, 1985.
- (16) Burnett, M., et. al., "Design of a Miniature Hydrogen Fueled Gas Turbine Engine," *NASA CR-112173*, 1973.
- (17) 湯浅三郎, 後藤登, 桜井忠一, 白鳥敏正, 田代伸一, 西山正章, 「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」, *ガスタービン学会誌*, 15 巻 59 号, 122-128, 1987.
- (18) 湯浅三郎, 西田幸一, 繁田政治, 皆川和夫, 「超小型水素ガスタービン用予混合燃焼器の火炎安定性と燃焼特性」, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 61 巻 588 号, 3075-3081, 1995.
- (19) MINAKAWA, K., AKIZUKI, W., GOTO, N. and YUASA, S., "Development of a Lean Premixed-type Combustor with a Divergent Flameholder for a Hydrogen-fueled Micro Gas Turbine," *XIV ISABE, IS-7010*, 1999.
- (20) 井田民男, 大竹一友, 「マイクロフレームによる微視的の火炎構造が燃焼特性に及ぼす影響」, 第 33 回燃焼シンポジウム講演論文集, 487-489, 1995.
- (21) 天日洋二, 湯浅三郎, 「極超小型ガスタービン用微小水素予混合火炎の安定性」, 第 29 回ガスタービン定期講演会講演論文集, 101-105, 2001.
- (22) Epstein, A. H. et al., "Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines -The MIT Microengine Project-", 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference, *AIAA 97-1773*, 1997.
- (23) Mehra, A. and Waitz, I. A., "Development of a Hydrogen Combustor for a Microfabricated Gas Turbine Engine," *The Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, 1998.
- (24) "Microcombustor Research and Development," <http://web.mit.edu/aeroastro/www/labs/AERL/current/micro/micro.html>
- (25) Epstein, A. H., "Micro Turbine Engines For Soldier Power" *The Defense Science and Technology Seminar*, 2000 http://www.dtic.mil/dusdst/docs/MIT_DDRE.pdf

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

レーザ計測マイクロ化の限界と挑戦

小保方 富夫*¹

OBOOKATA Tomio

キーワード：LDA, LDV, PDA, PIV, L2F, DGV, Velocity, SPray, FLOW rate

1. まえがき

ボタン型ガスタービンなどの原動機、生体内を移動する輸送機器とその動力源などの流体機械やエネルギー変換機器の開発には、通常とは異なり拡大モデルによる相似実験が必要になる。しかし、実験工数の削減には数値シミュレーションによる実験範囲の絞り込みが必要であり、シミュレーションモデルの精度向上には実験的検証が不可欠である。

ここでは、物質とエネルギー輸送の検証に必要なレーザを用いた流速測定法、特に小型流路の高速流測定の可能性について、隔年にリスボンで開催されている「レーザ計測の流体工学への応用」国際会議¹⁾での報告を中心に紹介する。

2. LDA

2.1 測定原理と限界²⁾

LDA/LDV (Laser Doppler Anemometer/Velocimeter) は非接触で流れを乱さずに局所流速を実時間で連続測定できる長所があり、特に微小管内流れの測定には最適である。しかし、レーザ光の入射のため管壁には測定用の窓が必要であり、流体中にはレーザ光を散乱する粒子(散乱粒子)を添加しなければならないなど、現場適用の難しさもある。

図1は差動型光学系LDAの構成を示す。移動する粒子(P)に入射光 K_{11} が当たり、その散乱光を K_s 方向で観察すると、散乱光には二重のドップラ効果が働く。もう一つの入射光 K_{12} による散乱光を同様に K_s 方向で観察すると散乱光の重なりがビート周波数(F :ドップラ

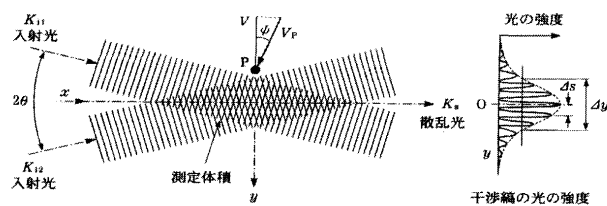


図1 LDAの入射光学系と測定体積

周波数)として検出され、粒子速度(V_p)の入射光の二等分線に直交する速度成分(V)が次式で与えられる。

$$F = \left(\frac{2}{\lambda}\right) V \sin \theta \quad (1)$$

ここで、 λ は入射光の波長、 θ は入射光の交差半角である。すなわち、観察方向 K_s に無関係に F が求められるので実験上の制約がなく、広く使われている。

なお、図1の入射光の交差部を写真撮影(光強度の自乗検波)すると、ピッチ(ΔS)の干渉縞が観察され、その包絡線は右側に示すようにガウス分布となる。格子間隔 ΔS の上を速度 V で通過すると考えても式(1)が得られる。

図2に入射光線の交差部(測定体積)の寸法を示す。収束レンズ前面の入射光の直径を W_0 とすると、交差部の集光直径 W 、及び測定体積の全長 l_m は次式で得られる。

$$W = \frac{4\lambda f}{\pi W_0} \quad (2)$$

$$l_m = \frac{W}{\sin \theta} \quad (3)$$

ここで f は収束レンズの焦点距離である。入射光線間隔を D とし、 f を変えた時の測定体積長さ l_m と粒子速度を300 m/sとしたときの観察されるドップラ周波数 F の関係を図3に示す。ただし、 $W_0 = 1$ mm, $\lambda = 0.6328 \mu\text{m}$ としている。

直径1 mmの流路内の速度分布を計測するには、空間分解能を0.1 mm程度にしたい。 $f = 50$ mmの場合、 $D = 30$ mmとし、測定体積を斜めから観察して視野を半分程度に制限するとほぼ要求を満たす。しかし、その時観察されるドップラ周波数 F は300 MHz程度となり、一般に使われているドップラ信号処理機能力の約2倍となり、このままでは測定困難である。図4は $f = 50$ mmにおいて式(2)、(3)より光線直径 W_0 を大きくすると l_m

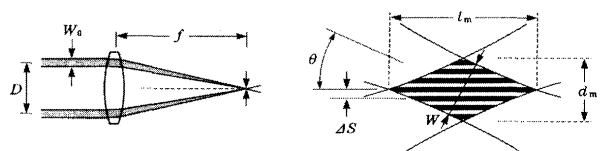


図2 測定体積の寸法

原稿受付 2001年6月11日

* 1 群馬大学工学部機械システム工学科

〒376-8515 群馬県桐生市天神町1-5-1

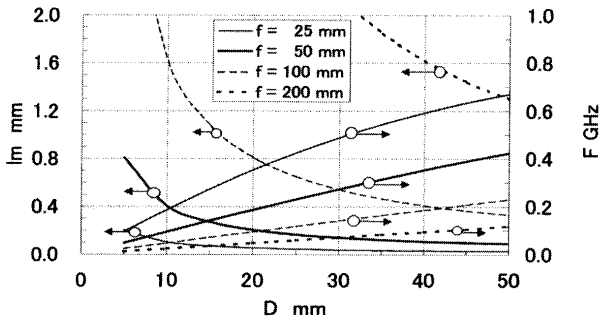


図3 入射光間隔, 焦点距離による測定体積長さ
と検出周波数 ($V = 300 \text{ m/s}$ の場合)

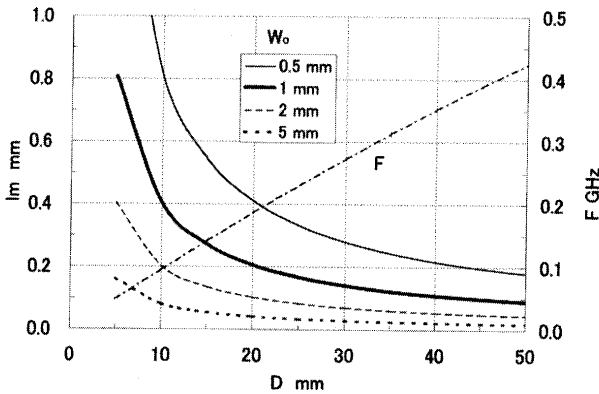


図4 入射光太さの影響 ($V = 300 \text{ m/s}$ の場合)

が小さくなることを図示したものである。 W_0 が 2 mm のとき, $D = 10 \text{ mm}$ で $l_p = 0.2 \text{ mm}$, $F = 100 \text{ MHz}$ となり, 測定可能範囲となる。すなわち, 空間分解能と周波数処理限界の間に相反関係があり細管内の低流速測定なら簡単であるが, 音速に近い高速流測定には難しさがある。また, LDA 光学系の小型化がそのまま測定体積の小型化にはならないので, 測定対象に合わせた適切な条件設定が重要となる。さらに, LDA で検出される散乱光強度が弱いと雑音との関連で測定不可能となり, 次のパラメータで評価される。

$$K = \frac{W_0 D}{f \cdot f'} \tag{4}$$

ここで, f は収束レンズ, f' は受光用集光レンズの焦点距離であり, 測定対象から収束レンズ, 集光レンズとも近い距離で測定するほど信号は強いことがわかる。

2.2 コンパクト LDA の提案と実用化

LDA のコンパクト化には二つの流れがある。光源であるレーザも含めて全体を懐中電灯サイズにした「ポータブル」型, 及びレーザ光は光ファイバで供給し, 入射光の配置と散乱光の検出部のみを「プローブ」状にしたものとである。電源容量に応じて使い分けるが, 飛行中の翼面境界層内速度分布の測定³⁾には後者が, 乗用車の車体周りの速度測定⁴⁾には前者が使われている。

ポータブル LDA の例を図 5⁵⁾に示す。光源には二つの半導体レーザが U, V 方向の速度測定に使われるが, 散乱光検出の光ダイオードは一つであり, 半導体レーザ

の切り替えと同期させて各速度成分を検出している。100 mW クラスの安定した高出力半導体レーザの出現により後方散乱での測定が可能となっている。

さらに進んだ各種の提案がある。図 6⁶⁾は電力が供給されると流速の電圧出力が得られる構想であり, 光学系と信号処理系が一体化されている。また, 図 7⁷⁾はレンズの代わりに回折格子を用い, 半導体レーザと導波路, 光検出器までもチップ上に組み込んだ IC-LDA である。ボタンガスタービンと同様なコンセプトであり, 実現されると応用範囲は広いと予想される。

LDA プローブの例を紹介する。ただし, 光ファイバに入射する光源は一般のガスレーザの場合と半導体レーザの場合があり, 必ずしも長い光ファイバで結ばれているわけではない。図 8⁸⁾は図 7 と同様に回折格子型光学部品を使った超小型 LDA の提案であり入射光線間隔 (D) は数 mm である。図 9⁹⁾は光ファイバと光学窓が一体化された LDA であり, 壁面近傍の流速が効果的に測定できる。さらに図 10¹⁰⁾は壁面せん断応力を求めるための放射干渉縞を持つ送光系である。壁面から y の距

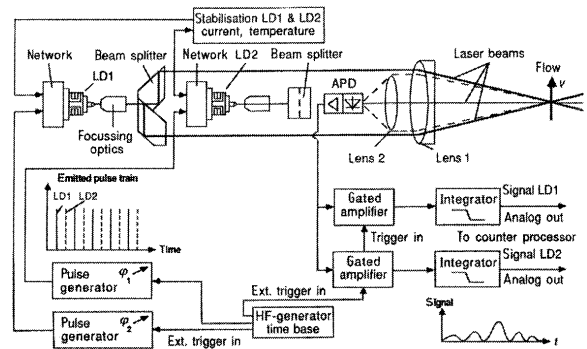


図5 切り替え式 2次元後方散乱ポータブル LDA⁵⁾

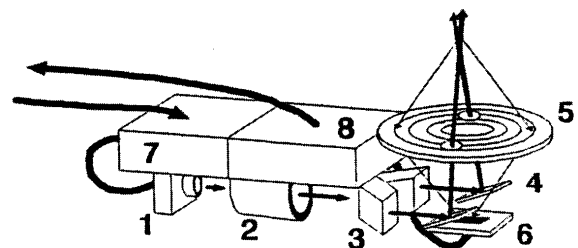


図6 ポータブル LDA⁶⁾

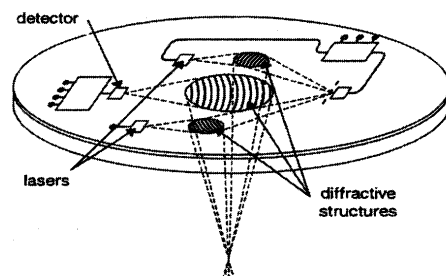


図7 IC-LDA⁷⁾

離の速度が $V = Ay$, 放射状グリッドの間隔が $S = By$ であれば, 直線状速度分布を示す各 y 点においてドップラ信号は $F = \frac{V}{S} = \frac{A}{B}$ となり, 図の円の範囲で信号を観察すれば, y の位置に関係なく同じ周波数となり, これから速度勾配が直接求められる。なお, 放射状干渉縞は二本の平行スリットにより形成される。

壁面に垂直方向の速度を壁面から測るのは, 光軸方向速度測定用の LDA が必要になる。図 11¹⁰⁾ は光ファイバを使った LDA プロブである。上のファイバが入射光用であり, 粒子からの散乱光と円錐頭部からの反射光との干渉を下のファイバで検出する。この時のドップラ周波数 (F) と速度 (u) の関係は次式で得られる。

$$F = \frac{2}{\lambda} \cdot |u| \cos \theta \tag{5}$$

図 12¹¹⁾ はエンジンシリンダ内軸方向流速をシリンダ

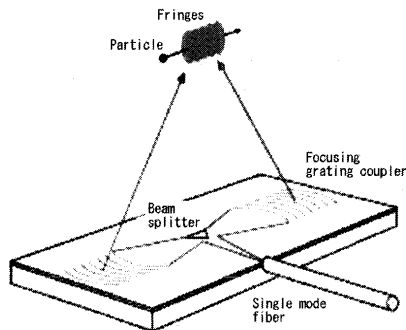


図 8 干渉光学部品による平面送光系⁸⁾

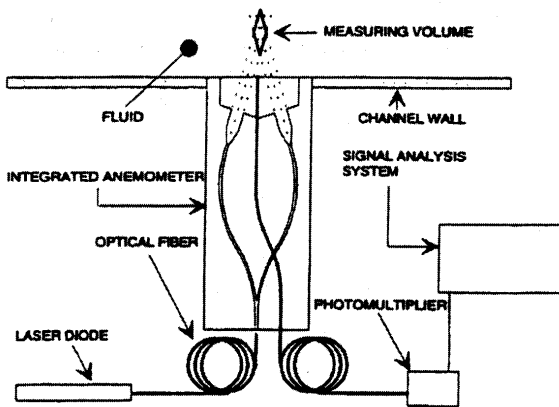


図 9 壁面取付用 LDA 光学系⁹⁾

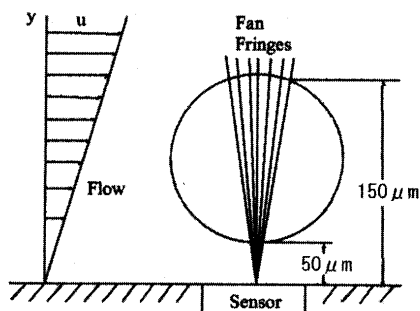


図 10 壁面せん断応力測定用放射状干渉縞⁸⁾

ヘッドから測定する目的で製作した軸速度 LDA である。図 11 と同様に散乱光と参照光を重ねる参照型光学系であり, 図 1, 図 5 等の差動型光学系に比較して光軸合わせが面倒であるが, 図 13¹¹⁾ のよう 560 rpm で駆動運転中の 2 サイクル機関シリンダ内軸方向速度が測定された。エンジンのシリンダヘッド側から旋回流速と半径流速は差動型 LDA で容易に測定できるが, 軸方向速度は大型の三次元 LDA しか測定手段がなく従来は適用が困難であったものである。

細管内の層流変動流の流量測定法¹²⁾ を図 14 に示す。これは, 長さ 300 mm, 直径 3.5 mm の石英細管の中心流速を LDA で測定し, この流れを発生する管端差圧を計算で求め, さらにこの変動差圧で作られる管断面の速度分布とそれを積分して瞬間流量を求めるものである。測定体積の長さは計算上では 0.485 mm であるが, 斜め上方から測定体積を制限して観察しているので, 約 0.2 mm 程度と推定している。これは管直径に比較して十分小さい。

図 15 はガソリン直接噴射機関の燃料パイプに測定部を設け, 燃料噴射パターンを調べたものである。左軸が噴射率, 右軸が積算流量であり, 燃料噴射に管内脈動が重畳していること, 噴射終了後も残存する流れがあることなどが分かり, 噴射特性の評価に有効に使えること,

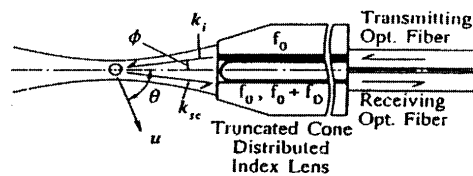


図 11 光軸方向速度測定 LDA プロブ¹⁰⁾

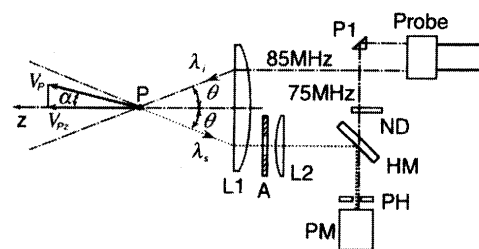


図 12 軸速度 LDA

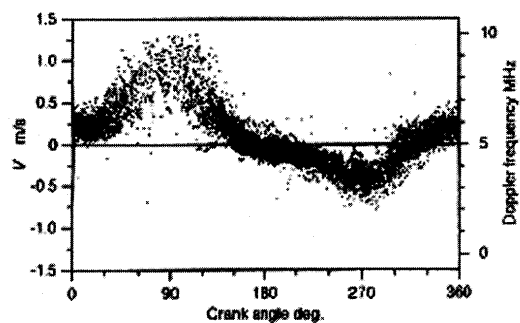


図 13 シリンダ内の軸方向速度¹¹⁾

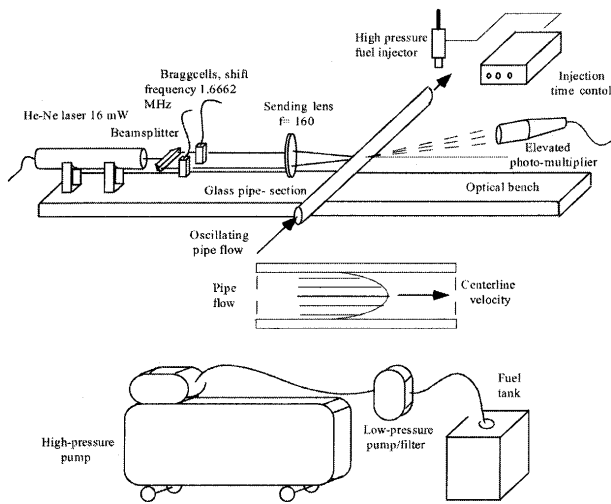


図14 細管内間欠流量の瞬間測定

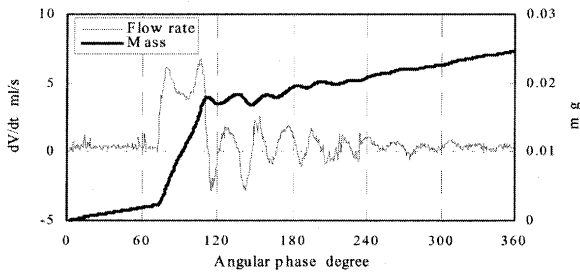


図15 間欠流の瞬間流量と積分流量

さらに、噴射パターンの変化をモニタしながらエンジン性能変化を調べる、新しいエンジン実験法を提案するものである¹²⁾。

3. PDA

LDAの応用として位相ドップラ法 (Phase Doppler Analyzer) が実用化され、粒子の大きさとその速度が計測されている。図16²⁾のPDAにおいて、一つの粒子の散乱光を検出高さ(ψ)の異なる複数箇所測定すると、各ドップラ信号の位相差が粒子径に比例することを利用するものである。検出高さによって位相差が異なるので、複数の高さで測定し、粒子径測定範囲を広げ、測定精度を上げている。一般的には入射光方向を 0° としたとき、偏角(ϕ)が $30^\circ \sim 75^\circ$ の前方の範囲に検出器が配置される。 30° は信号のS/Nが良く、 70° は粒子屈折率変化の影響が小さく高温場など、粒子温度が変わるときに使用される。一般的に側方(90°)から後方の偏角は信号が弱く使われなかったが、虹の散乱角の中間で、散乱光の弱い領域 (Alexander's darkband, $110^\circ \sim 145^\circ$) が効果的に利用できることが分かり、図17のように後方に近い 125° でコンプレッサ軸受箱内の潤滑特性評価に応用された。図18は翼列回転数12,000 rpmにおいて得られた潤滑油滴の二次元速度と粒径のヒストグラムであり、平均速度が4 m/sと11 m/s、ザウタ平均粒径が $131 \mu\text{m}$ と示された¹³⁾。

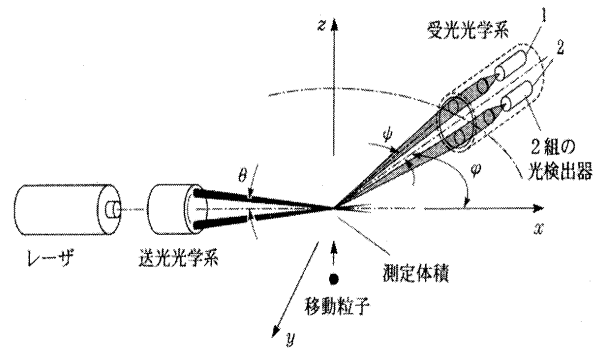


図16 位相ドップラ流速計の光学系

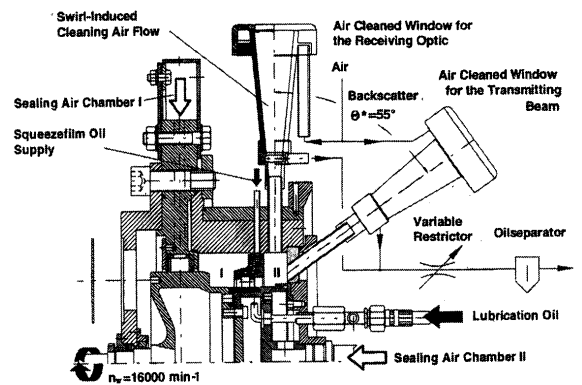


図17 後方散乱PDAによるオイルミスト流速粒径の測定

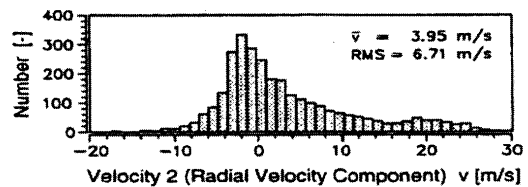
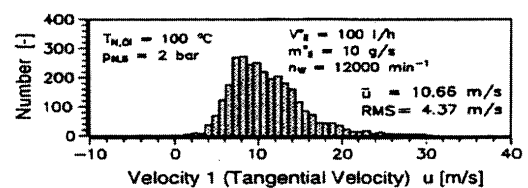
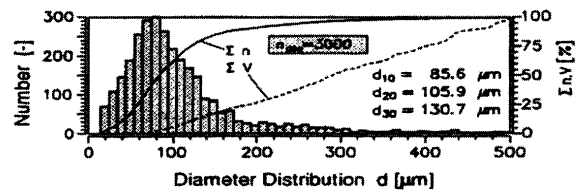


図18 粒径、周方向と半径方向速度の頻度分布

PDAは燃料噴霧の特性解析に広く利用されている¹⁴⁾。図19は図14で示した噴射装置を使い、ガソリン直接噴射エンジンに使われるスワールノズルからの間欠噴霧の時間・空間分布を求めたものである。噴射周波数46 Hzの位相角 90° において、左は噴霧の軸方向速度(U_{ax}),

右はザウタ平均粒径(D_{32})の空間分布を示す。噴射圧力 7 MPa, 噴射期間 1 ms, 雰囲気は大気条件であり, 噴霧構造は軸方向に飛び出した先立ち噴霧とそれに続く傘状に広がる主噴霧があること, 傘状噴霧は出口直後に最大平均流速 (70 m/s) と最大平均粒径 (70 μ m) を示すことが観察された。このような噴霧の時・空間分布を制御することが直噴エンジン開発の基本技術となっている。なお, 図 19 の右側で軸方向 50 mm 以遠に多くの微粒子の存在が認められるが, これは前のサイクルで噴射された噴霧が空間に漂っているものであり, 実際のエンジンでは燃焼して消失するものである。

4. PIV

前章までの適用例は, 基本的には点情報の計測法である。ここでは 2 次元的な面情報の記録法を簡単に紹介する。面情報の記録はスリット照明による流れの断面撮影が基本であり, 連続して記録したコマ間における粒子や濃淡像等の画像の空間的移動から速度分布を求める, 粒子画像流速計 (Particle Image Velocimetry) が有効で実用化されている。さらにもう一つの光学系を用意すれば三次元速度場が得られる。各種の撮影法と画像処理プログラムが提案され, 急速に発展中である。図 20 は主翼とスラットの間の速度場を求めたもので, 数値計算の検証等に有効に使われている¹⁵⁾。

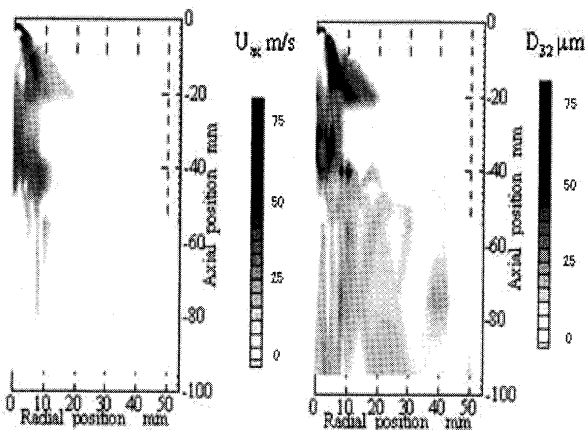


図 19 傘状噴霧粒子の流速・粒径分布¹⁴⁾

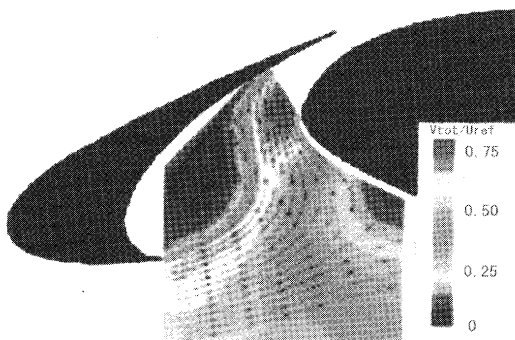


図 20 スラット内平均流速 ($M = 0.1$)¹⁵⁾

5. DGV と L2F

スリット照明を使って, 飛行粒子からのドップラ遷移周波数を直接画像記録するドップラグローバル流速計 (DGV: Doppler Global Velocimetry) が開発された。すなわち, 断面速度場を画像記録するとき, 撮像管の前に沃素蒸気セルを置くと, 図 21 のように, 散乱光の周波数に応じて透過光強度が変化する現象を利用するもので, 翼後流内の二次速度成分等が画像記録されている。これと平行 2 光線間の飛行時間から速度を求める L2F (Laser Two Focus Velocimetry) が結合され, 三次元流速を計測する 3C-Doppler-L2F-Probe¹⁶⁾ が提案された。

図 22 に光学系の構成を示す。アルゴンレーザからの 488 nm 光と 496 nm 光は従前と同様な L2F であり, 粒子が両光線を通過するとき得られる二つの散乱光のパルス間隔から光軸に直交する流れの大きさと方向, すなわち二次元速度が得られる。もう一つの速度成分である光軸方向速度の計測に 514 nm 光による DGV を用いる。すなわち, 右下の測定部拡大図において, 514 nm 入射光に対するドップラ遷移周波数の光軸方向成分が後方に散乱され, 光ファイバで解析部に導かれる。ここで散乱光は分割され, 沃素セルで周波数に応じて減衰したパルスと, 光ファイバで一定時間遅らせた無減衰パルスで光強度を比較し, 減光割合から速度を求めるものである。このような同一粒子からのパルス比較により, 測定精度を上げたもので, 洗練された測定法といえよう。本測定法の遷音速遠心圧縮機への応用例¹⁶⁾ を以下に示す。図 23 は外形 224 mm 翼数 26 枚 (一枚おきに入口側がカットされている) の羽根車であり, 回転数は 50,000 rpm である。図 24 は測定断面であり, ケーシング側から測定光を入射し, 子午面内の速度を L2F で測定し, 子午面に垂直な速度成分を DGV で測定する。図 25 は入口から 60% の子午線距離において測定した L2F 速度と DGV 速度を合成した速度分布である。等濃度線が紙面に垂直な子午線方向速度で, 矢印が子午面内速度ベクトルであり, 平均流速を差し引くと子午面内の循環速度が分かる。

6. まとめ

レーザ計測法のボタン型ガスタービンへの応用を目的に, 小型管路の高速流速測定の可能性を調べた。LDA 測定は小型化による空間分解能の維持と周波数処理限界

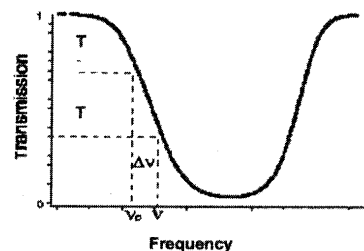


図 21 沃素蒸気の透過強さ¹⁶⁾

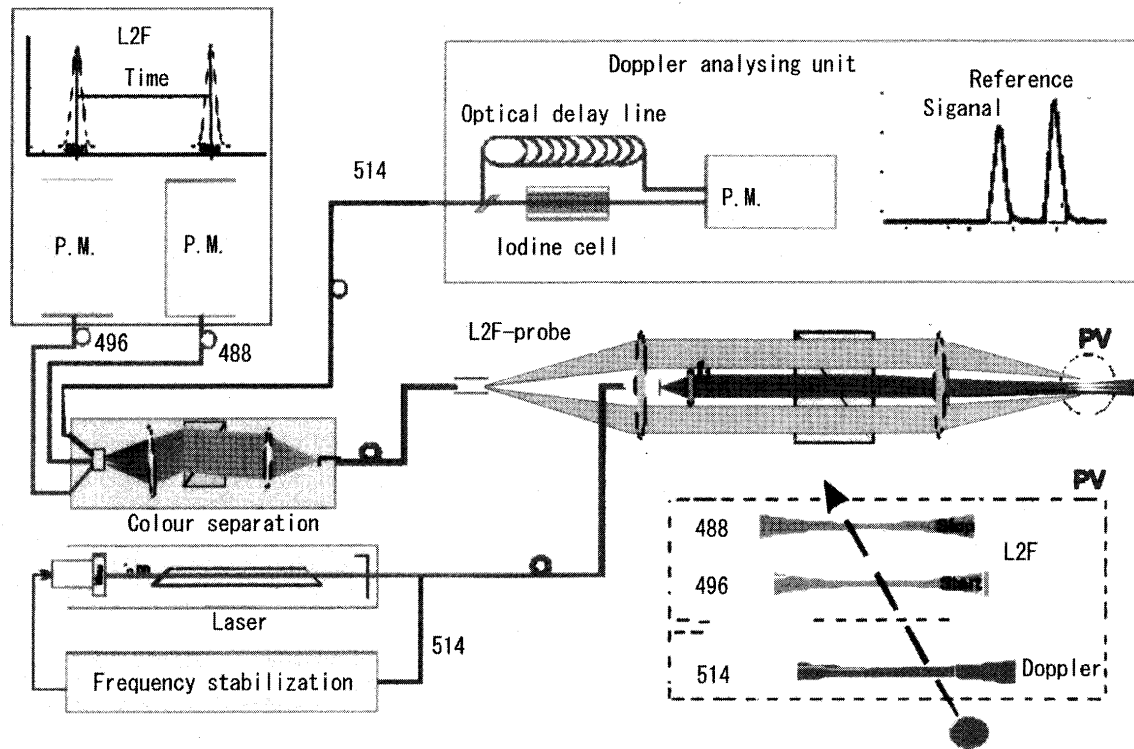


図 22 3 速度成分検出用 DGV-L2F 光学系の構成¹⁶⁾

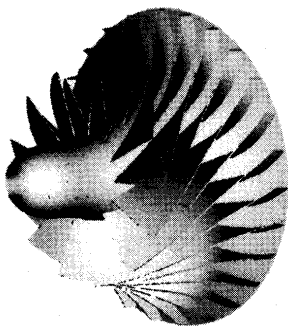


図 23 羽根車形状¹⁶⁾

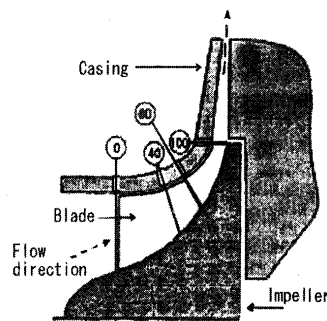


図 24 測定断面¹⁶⁾

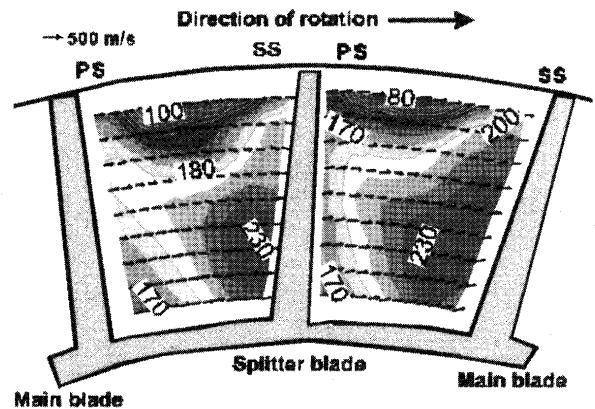


図 25 インペラ内部の速度分布測定例¹⁶⁾

が相反関係にあり、困難も予想されるが挑戦する価値はあると判断できる。また、その他のレーザ計測法、PDA、PIV、L2F、DGV などのエンジンや流体機械への適用例と成功例を紹介し、積極的な取り組みを期待したものである。皆様の参考となれば幸いです。

参考文献

- 1) Proceedings of the International Symposium on Applications of Laser techniques to Fluid Mechanics, Organizing Committee, Lisbon, 以下 Lisbon-No(年)と略して示す。
- 2) 大沢・小保方, レーザ計測, 裳華房 (1994)。
- 3) S. Becker, H. Lienhart and F. Durst, In-flight boundary layer investigations on an airplane wing using LDA measuring techniques, Lisbon-10 (2000), No. 4.1.
- 4) S. Bopp, F. Durst, R. Müller, A. Naqwi, and H. Weber, Small laser Doppler anemometers using semiconductor lasers and avalanche-photo diodes, Lisbon-4 (1988), No. 6.4.
- 5) D. Doppeide, V. Strunck and H. J. Pfeifer, Miniaturized multi-

- component laser Doppler anemometers using high-frequency pulsed diode lasers and new electronic signal acquisition systems, Experiments in Fluids 9 (1990), 309-316.
- 6) S. Damp, Battery-driven LDA-system with semiconductor laser diode, Lisbon-4 (1988), No. 5.4.
- 7) H. Imam, B. Rose, L. R. Lindvold, S. G. Hanson and L. Lading, Miniaturising and ruggedising laser anemometers, Lisbon-8 (1988), No. 40.2.
- 8) D. Modarress, D. Fourquette, F. Tuagwalder, M. Gharib, S. Forouhar, D. Wilson and J. Scaff, Miniature and micro-Doppler sensors, Lisbon-10 (2000), No. 7.3.
- 9) P. L. Auger, A. Cartellier, P. Benech and I. S. Duport, Integrated laser Doppler velocimeter made by ion-exchange in glass substrate, Lisbon-8 (1996), No. 34.4.
- 10) K. Ohba, M. Nishiyama and K. Korenaga, Development of fiber optic laser Doppler velocimeter sensor for measurement

- of local blood velocity, Lisbon-9 (1998), No. 28.3
- 11) 武田・太田・石間・石井・小保方, 一入射光参照光型 LDA によるシリンダ内軸方向流速の測定, 日本機械学会論文集(B), 61-592 (1995), 4498-4503。
 - 12) M. Ismailov, T. Ishima, T. Obokata, M. Tsukagoshi, and K. Kobayashi, Visualization and measurements of sub-millisecond transient spray dynamics applicable to direct injection gasoline engine, Part 3: Measurements of instantaneous and integrated flow rates in high pressure injection system using LDA-based meter, JSME International Journal, Series B, 42-1 (1999), JSME, 39-47.
 - 13) M. Willmann, A. Glahn and S. Wittig, Phase Doppler particle sizing with off-axis angles in Alexander's darkband-A promising approach for complex technical spray systems, Lisbon-8 (1996), No. 9.5.
 - 14) 12) と同じ, Part 2: PDA Measurements and Analysis of Instantaneous Spray Flow Patterns, JSME International Journal, Series B, 42-1(1999), JSME, 30-38.
 - 15) H. McDonald, J. Ross, D. Driver and S. Smith, Wind tunnels and flight, Lisbon-10 (2000), No. 1.2.
 - 16) W. Forster, G. Karpinsky, H. Krain, I. Rohle, R. Schodl, 3-Component-Doppler-Laser-Two-Focus Velocimetry Applied to a Transonic Centrifugal Compressor, Lisbon-10 (2000), No. 7.2.

小特集：ガスタービンの極超小型化に向けて

チップ成型とスラストへの応用

高橋 厚史*¹

TAKAHASHI Koji

キーワード：Photo lithography, Etching, Bonding, Power MEMS, Phase Change

1. はじめに

基本的には薄膜を重ねては切るの繰り返しで電気回路を描いてゆく IC 製造プロセスが、いかにして流体機械へと結びつくのかを解説するとともに、一つの簡単な応用例としてマイクロスラストを紹介する。この IC 製造プロセスの中心である半導体微細加工が従来の機械加工と最も大きく異なっている点は、前者がエッチングや蒸着など化学的または物理的な手法によっているという部分であり、切削に代表される機械的な作用は研磨の行程を除いてプロセス中にほとんど現れてこない。よって、流体機械に不可欠な流路をはじめとした三次元構造を形成する作業は一見困難に思えるのであるが、実は単結晶シリコンは強アルカリ溶液やプラズマ中で溶け出す性質があるため意外なほど容易に溝が形成できるのである。詳しい解説書¹⁻⁴⁾もいくつかあるが、本論ではできるだけ簡潔かつ理解しやすく、準三次元マイクロ構造の製作方法を説明していくことにする。

2. 半導体プロセスを流用したマイクロ加工

2.1 フォトリソグラフィー

半導体微細加工技術の中心を占めるのがフォトリソグラフィーである。この基本行程を図1に示したが、まず、フォトマスクを挟んで下のフォトレジストと呼ばれる感光性の有機膜がスピコートされた基板（ウェハー）へ

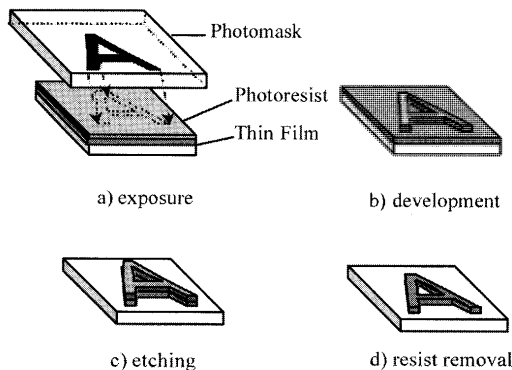


図1 フォトリソグラフィー

主に紫外光を照射（露光）して現像することで、フォトマスクのパターンがフォトレジストへ転写される。この基板全体を液体あるいはガスの中に入れることで、保護膜として働くフォトレジストに覆われて（マスクされて）いない部分の薄膜はエッチングされることになる。最終的にフォトレジストは基板から除去され目的とする薄膜のパターニングが完成する。ここで用いられるフォトマスクは、主に CAD 装置と連動した電子ビーム描画装置あるいはレーザー描画装置によって製作されるが、簡易的には写真引き延ばし機を逆に使ってパターンをガラス乾板へ接写することでも作成可能である。露光には、フォトマスクと基板を接触させて等倍に転写する方式と、パターンを縮小して照射位置をずらしながら多数転写する方式（ステッパー）があり、もちろん後者のほうが細かいパターンを形成できる。どちらも、ウェハー上の既存パターンと新しく転写するパターンとを位置合わせ（アライメント）する必要がある、その精度や両面アライメントの可否などで装置を選定する。また、先端的には X 線の利用や電子ビームによる直接描画も存在しており、IC チップの果てしない大規模化競争の鍵となる技術分野である。

2.2 マイクロマシニング

フォトリソグラフィーを用いた一括マイクロ加工をおおまかに分類すると、表面マイクロマシニング、バルク

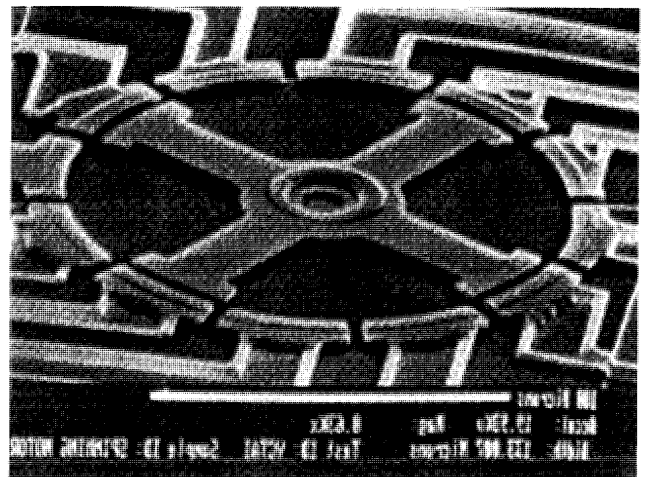


図2 マイクロ静電モーター⁷⁾

原稿受付 2001年6月11日

*1 九州大学 航空宇宙工学部門

〒812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1

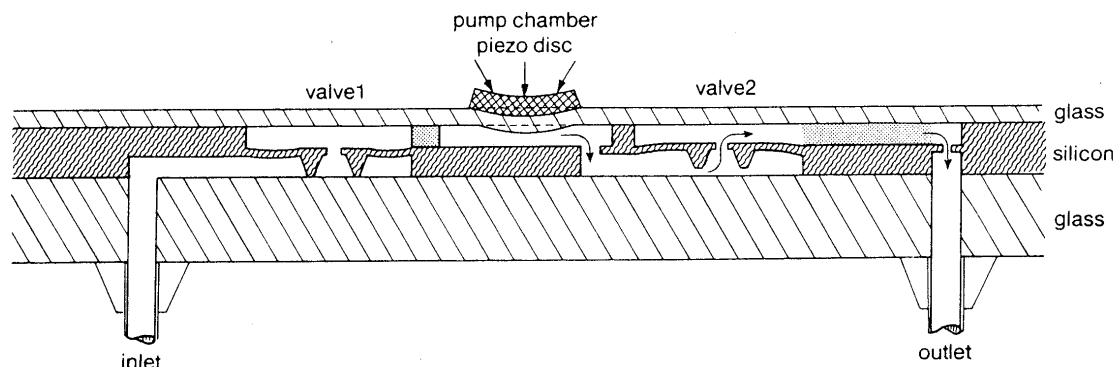


図3 シリコンのバルクエッチングを用いたマイクロポンプ⁸⁾

マイクロマシニング、鋳型プロセスということになる⁵⁾。まず、表面マイクロマシニングは構造部材となる厚さ最大数ミクロンの薄膜および最終的に全て除去される厚さ最大100ミクロン程度の犠牲層を加工対象とする。本論ではCVDやスパッタなどの薄膜堆積技術の説明は他の成書⁶⁾に譲るが、多結晶シリコンやシリコン酸化膜、窒化膜、アルミなどの金属、ポリイミドなどの有機膜が化学的機械的性質に応じて選択され加工される。10年以上前に試作された世界初のマイクロ静電モーター⁷⁾は有名な例である(図2)。一方、バルクマイクロマシニングは、基板そのものを加工する技術で、圧力センサーやポンプにおいて用いられるダイアフラムの形成には不可欠な技術である。そもそもマイクロセンサーにおいては、ノイズの問題から制御回路を同じ基板上に配置することが望ましく、回路の基板として用いられる単結晶シリコンをエッチングすることになるが、その手法についてはすでに数多く研究され確立している。図3に示したピエゾを用いたマイクロポンプ⁸⁾ではこのダイアフラムを巧みに利用して方向性のあるチェックバルブが構築されているのがわかる。最後の鋳型プロセスは主にLIGAという先端技術を目指す、放射光施設が必要なことや近年のドライエッチング技術の進歩によってあまり実用化はされていない。LIGAライクな方法として厚膜のフォトレジスト(例えばSU-8)を用いる方法もあるが、やはり現像に時間がかかるという欠点が大きな障害となる。

これら加工技術に接合技術を組み合わせることで準三次元的なマイクロ構造が製造可能になる。もう一つ付け加えるとすればウェハ表面の清浄化技術であろうが、これはすべてのプロセスの質向上に直結し、薬液については純水でリンスするというRCA洗浄と呼ばれる一連の処理が行われるが本論では詳しい説明は省略する。

2.3 エッチング

ここではバルクマイクロマシニングの根幹である基板のエッチングについてももう少し詳しく述べる。まず、反応を液体中とガス中のどちらで行うかによってウェットエッチングとドライエッチングに分けられる。また、エッチングが等方的に進行するかどうかで、等方性エッチングと異方性エッチングに分類される。例えば、(100)面

に平行なSiウェハの場合、強アルカリに浸しておくると他の面に比べてエッチング速度が極端に遅い(111)面が現れて、正方形の開口のマスクの下には逆ピラミッド型の溝が形成される。大きく細長い開口ではエッチング時間に応じた深さを持つ台形断面の溝が出来上がるのである。ただし、異方性とは言っても若干の「はみだし」は存在し、アンダーカットやコーナークットとなって現れるため、精度をあげるにはマスクパターンをあらかじめ変形させたり添加物を加えたりという工夫が施される。ただし、近年のサブミクロンサイズのプロセスでは上記のようなウェット方式はもはや実用的でなく、活性種やイオンによって各種材料を加工するドライエッチング(あるいはプラズマエッチング)がもっぱら用いられる。もともとは堆積させた多結晶シリコンや酸化膜さらにはアルミなどの金属薄膜を対象にしてドライエッチング装置の開発は進んできたのだが、特に、反応性イオンエッチング(RIE: Reactive Ion Etching)はウェハに垂直にイオンを照射することから、垂直に切り立った異方性加工が可能で、ドライエッチャーの主流となっている。さらに、エッチング速度を上げて側壁保護膜の形成も利用して、アスペクト比(深度/開口比)の高いエッチングを可能とする技術をDRIE(Deep RIE)⁹⁾と言い、Si基板やガラスなどの数十ミクロン以上の深い加工に用いられる。これはICP(Inductively Coupled Plasma)方式をはじめとしたプラズマ高密度化によってSF₆等フッ素系を反応ガスとするもので、市販装置もいくつか存在している。なお、ウェット、ドライいずれも、材料とレシピ(温度、流量、圧力など)によって決まるエッチレートから、エッチングマスクおよびエッチング停止層を選択したりエッチング時間を決定することになる。

一方、半導体プロセスでは用いないものの、マイクロマシン技術として有用なのが感光性ガラスの加工である。これは紫外線の露光した部分が熱処理を経てフッ酸に非常に溶けやすくなる性質のガラスで、10ミクロン程度の精度ならば十分に異方性に優れた高アスペクト比構造を作ることができる。図4にはシリコンとガラスについて代表的なエッチングの例を示した。

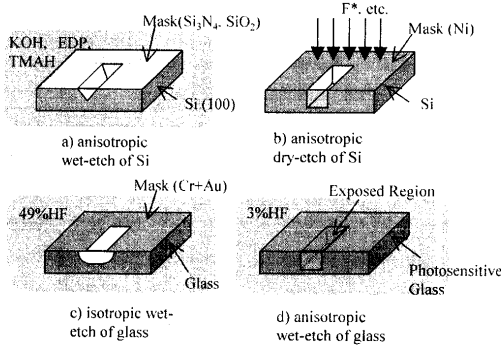


図4 パルクエッチングの例

2.4 基板間接合

マイクロマシン技術として基板の面同士を化学的あるいは熱的に接着する手法がいくつか存在している。最も頻繁に利用されるのがシリコンウェハとパイレックスガラス (#7740) の接合で、400℃ 程度のホットプレート上で 1000 V 程度の定電圧をかけることで十分な接合強度が達成される。この原理は酸化反応であるため、Si 以外にも酸化する金属へ応用可能である。また、薄い酸化膜のついた Si ウェハに別の Si ウェハを重ね合わせ窒素ガス中で 1100 度程度で加熱すれば接着することも良く知られており、初期の SOI (Silicon on Insulator) 製造技術でもあった。また、この酸化膜をあえて作成しなくても Si 表面の水酸基間の水素結合と高温熱処理によって強固な Si 同士の結合 (直接接合) が得られる。他にも、Si 基板間に金の薄膜を挟んで加熱加圧し共晶反応を利用して接着する方法もある。これらの接合法はどれも高温状態を利用しているため、接合する材料の熱膨張率を合致させなければならないのだが、そうでない場合は常温に近い温度域での接合法として水ガラスやエポキシ系などの接着剤を検討する必要がある。

なお先に図 3 に示したポンプのようなマイクロシステムの場合、ピエゾや回路部など温度に弱いものを最後に接合するなど、リソグラフィーとエッチングから接合とパッケージングまでのプロセスと材料選択をトータルに考えることが必要である。

3. マイクロスラスタ

3.1 ナノサテライト計画

航空宇宙分野の開発には失敗がつきものとは言うものの、軍事的側面が薄れた現在、巨費を投じたミッションの失敗は NASA と言えども批判の矢面に立たされることとなる。そこで NASA が 1995 年から開始したのが “New Millennium Program” であり、そこでは人工衛星の超小型化によるコスト削減とそれらの編隊飛行による惑星探査の精度向上のシナリオが描かれている。実際、1990 年頃から重量が 20 kg を下回る人工衛星が次々と打ち上げられており、昨年にはその数が 10 個にも及んでいる¹⁰⁾。10 kg 程度の衛星ならば従来技術で運用可能であるのだが、最終的目標とする 1 kg 程度の Nanosatellite あるいは Picosatellite では MEMS 技術の応用が不可欠であり、中でも姿勢制御用スラスタは最も開発が遅れている分野である。すでに圧縮ガスをそのまま排出するコールドガス型から電気推進まで多くの種類のマイクロスラスタ¹¹⁻¹²⁾が試作検討されている中でも 1999 年前後に相次いで発表された Digital Micropropulsion は超小型固体ロケットをアレイ状に配置してそれぞれを使い切るタイプで、短期的には実用化に最も近いシステムと考えられている。ただし、長期的には液体燃料を使ったバイプロペラント方式や最終的には電気推進型が望ましい。また、マイクロスケールでの液体の取り扱い他分野へも転用可能な基礎技術として研究が望まれている。そこで、ここでは研究用に試作した液体蒸発型マイクロスラスタについて製作法と結果を簡単に紹介する。

3.2 液体蒸発型マイクロスラスタ

液体を高温高圧状態にして蒸発させると同時にノズルから噴出させるスラスタをジェット推進研究所が発表したのが 1997 年のことであった。それ以降いくつか改良型が報告されたが、肝心の物理現象についてはほとんど言及されていない。当方では液体の流動状態を可視化できる形状を狙って、透明導電性薄膜である ITO をヒーターとし、シリコン基板のバルクエッチングと陽極接合を組み合わせると図 5 のようなスラスタを設計製作した。

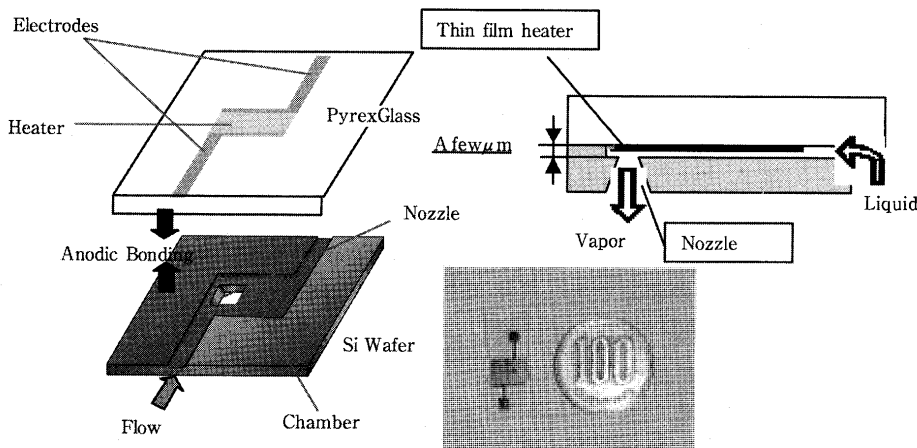


図5 液体蒸発型マイクロスラスタ

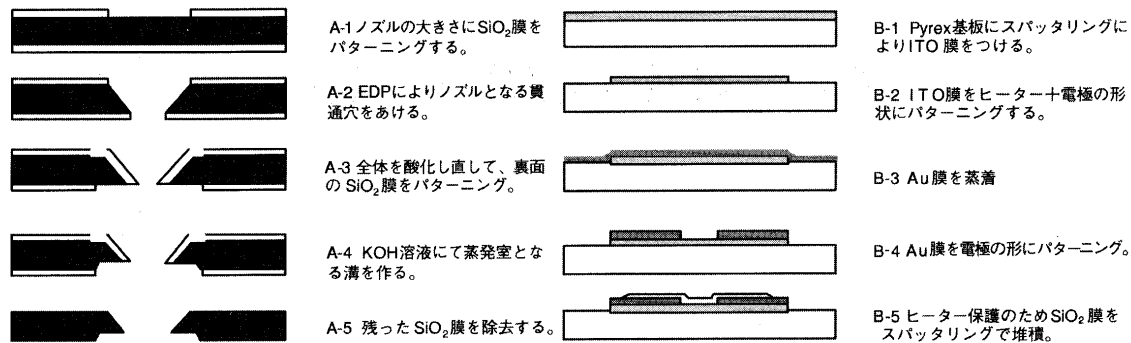


図6 マイクロスラストの製造プロセス

最終的に陽極接合されるそれぞれの基板のプロセスは図6に示した。図6中の(A-4)のKOHによるエッチング時間を変化させて2ミクロンから20ミクロンまで高さの異なる蒸発室を製作し、その中での相変化と流動の様子を調べた。結果としては、高さが減少することで過熱度の増加によって比推力は向上するが流動抵抗によって推力が減少し、またそれ以上に数ミクロンという蒸発室では壁面のナノオーダーの形状が現象へ大きく影響することがわかった。

一般的に、熱エネルギーを機械エネルギーに変換するPower MEMSの課題として、十分な間隙を取ることができないがゆえの大きい熱損失が挙げられ、熱伝導率が非常に大きい単結晶シリコンを構造材とするのも適当ではない。実用化を目指すにはセラミクスなどの利用とともに設計時点で十分な断熱構造を追求する必要がある。実際にボタン型ガスタービンへ炭化硅素を応用する試み¹³⁾も行われているが、材料と構造の両面から最適なマイクロ熱機関を構築するためにやるべきことは多い。

4. おわりに

多くの新しい産業や技術が学際領域から生まれてくることに異を唱える者はいないと思うが、半導体プロセスを応用したマイクロ流体デバイスはこれからますます発展が期待される分野である。今のところ、機械加工と半導体加工の学問分野間には大きな溝があるように思えるが、この拙文を契機に流体機械研究者がマイクロの世界へ気軽に踏み出されることを期待している。なお機械的なマイクロ加工も有用な技術であり常にその現状を把握しておく必要があるがそれについては他の文献¹⁴⁾を参照されたい。最後に、著者にマイクロ加工を手引きしてくれたUC Berkeley Micro Labの友人達と、九州工業大

学マイクロ化総合技術センターの浅野種正教授に紙面を借りて感謝申し上げる。

文献

1. 江刺正喜, 他, 「マイクロマシーニングとマイクロメカトロニクス」, 培風館
2. M. Madou, "Fundamentals of Microfabrication", CRC Press
3. M. Koch, A. Evans and A. Brunnschweiler, "Microfluidic Technology and Applications", Research Studies Press Ltd.
4. 丹呉浩信編, 「半導体プロセス技術」, 培風館
5. 浅野種正, 「マイクロエレメント加工法」, 材料別冊, 第47巻, 第2号, 208-214, 1998
6. 日本学術振興会薄膜第131委員会編, 「薄膜ハンドブック」, オーム社
7. Y. C. Tai, R. S. Muller, "IC-processed Electrostatic Synchronous Micromotors", Sensors and Actuators, 20, 49-55, 1989
8. H. T. G. van Lintel, et al., "A Piezoelectric Micropump Based on Micromachining of Silicon", Sensors and Actuators, 15, 153-167, 1988
9. S. Kong, K. Minami and M. Esashi, "Fabrication of Reactive Ion Etching Systems for Deep Silicon Machining", T. IEE Japan, Vol. 117-E, No. 1, 83-86, 1997
10. M. Cáceres, "The emerging nanosatellite market", Aerospace America, February, 16-18, 2001
11. H. Helvajian, ed., "Microengineering Aerospace Systems", The Aerospace Press
12. M. M. Micci and A. D. Ketsdever, eds., "Micropropulsion for Small Spacecraft", AIAA Inc.
13. 田中秀治, 他, 「炭化硅素微細加工とマイクロガスタービンに関する研究」日本機械学会IIP 2000情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, 92-97, 2000
14. 大森整, 他, 「マイクロメカニカルファブリケーション技術と応用(第1報)」, 機械の研究, 第51巻第4号, 20-25, 1999

遠心圧縮機の空力技術の動向

水木 新平*1

MIZUKI Shimpei

キーワード：遠心圧縮機，性能特性

Centrifugal Compressor, Performance Characteristics

1. はじめに

遠心圧縮機の空力技術に関しては近年かなり詳細に述べられた本が出版されており^(例えば¹⁻⁴)，これらによって現在の技術レベルを系統立って知ることができる。しかしながら，遠心圧縮機の性能特性は多くのパラメータに支配されているので，これらをすべて考慮して系統立った説明を加えることは不可能であり，重要なパラメータに着目して設計手法が構築されていると考えられる。発表された結果は着目したパラメータの範囲での結果であり，すべての圧縮機にそのまま適用出来ない場合が多い。従って，いろいろな角度からパラメータの組み合わせを調べる必要がある。

遠心圧縮機的设计手順は大別すると2つのプロセスに分けられる。まず，1次元計算を基礎に概略寸法を決定し，性能特性を予測する。この時，損失量の見積りや作動範囲の決定に各種の経験式などを用いる。初歩的な性能予測の方法については例えば，文献^(5,6)を参考にされたい。

次にCFDによる3次元NS解析を行い，内部流れを詳細に検討しながら，詳細な形状を求める。さらに，近年は圧縮機の1構成要素だけでなく，例えば，羽根車とディフューザ，入口案内羽根と羽根車などに境界条件をつないで同時に解析する方向にある。最終的な形状は上記の2つのプロセスを繰り返して決定する。このプロセスに2次元，準3次元解析や3次元非粘性解析などいろいろなアタッチメントをつけ，繰り返しループを設けることも可能で，様々な方法が取られている。また，このような目的で多くのソフトが市販されており，これらを利用することにより蓄積された知識の範囲内で，高性能の遠心圧縮機を設計，製作することは以前よりも容易で早くなっている。しかし，反対に蓄積が少ない，或いは，蓄積された知識で解決出来ない問題を含むような新たな高性能の圧縮機の開発は非常に難しくなっているともいえる。

2. 遠心圧縮機の全圧力比と周速度

遠心圧縮機の基本的な理論や構造には大きな変化はないが，近年における小型，高性能化は著しい。一方，全

圧力比と周速度だけで大まかに見ると如何なる方法を用いて設計してもある一定の傾向に収まる。図1に性能特性と圧縮機の形状が発表されている斜流を含む遠心圧縮機の周速度と全圧力比の関係を示す⁽⁶⁾。異なるシンボルは異なる羽根車であり，異なる周速度は異なる運転条件を示す。図1は1986年までの結果であるが，図中の点線は1946年にW. R. Hawthorne教授が予測した傾向で非常に良く予測していることが解る。あまり形状と性能特性が発表されていない最新の圧縮機も同様な傾向を有すると推測できる。しかし，小型化すると性能特性は一般に低下し，高圧力比化すると高い性能特性を維持するのは難しくなる。

図2に図1と比較する形でより小型の羽根車の周速度と全圧力比の関係を示す⁽⁷⁾。これには筆者が各種の文献と資料から推定した値を含む。中型車両用のターボチャージャの特性から解るように，小型化すると周速度の割には全圧力比が上昇しておらず，高性能化したとは限らない。また，大型船舶用のターボチャージャのように同一の周速度で高圧力比化するために，羽根車の後傾角を小さくしている例も見られる。後傾角を小さくして同一の周速度で圧力比がより高圧力比まで上昇する例を図3⁽⁸⁾

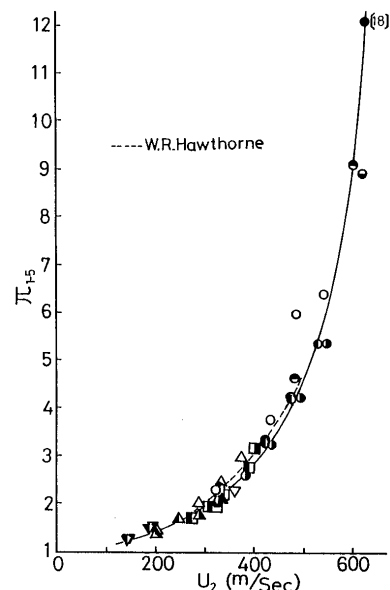


図1 羽根車周速度と全圧力比⁽⁶⁾

原稿受付 2001年6月14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

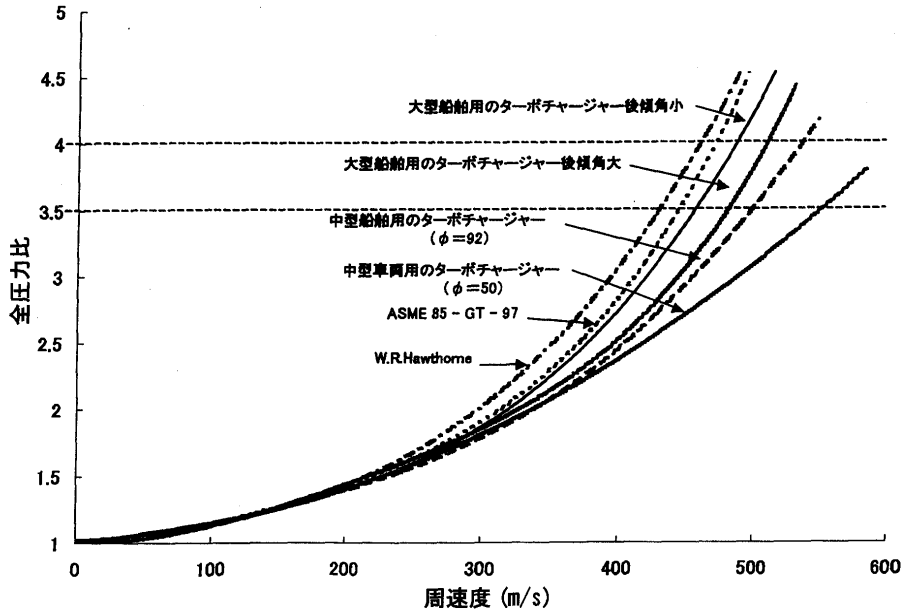


図2 小型羽根車周速度と全圧力比⁽⁷⁾

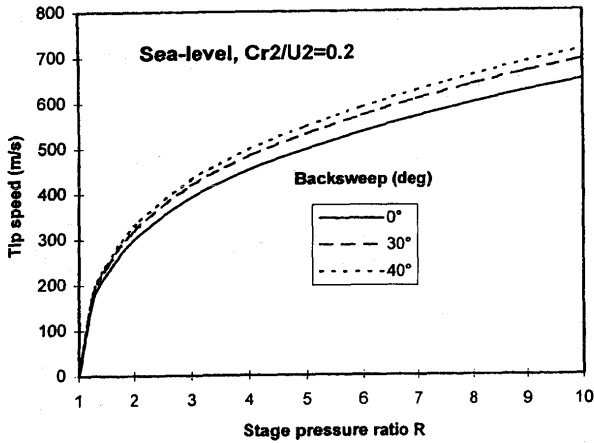


図3 羽根車後傾角の影響⁽⁸⁾

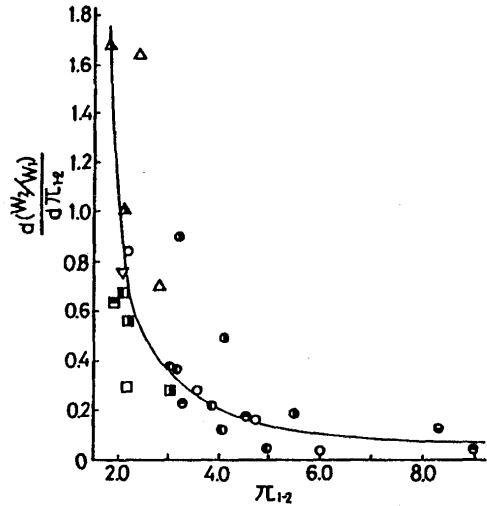


図4 羽根車全圧力比と相對速度比の作動範囲での変化⁽⁶⁾

に示す。

一般的には圧力比をあげるために周速度を増加させると羽根車入口シュラウド側の相對マッハ数が増加し、圧縮性が増加する。この場合、羽根車の減速比が低下し、効率が低下すると同時に失速を起こす可能性が高まるということが知られている。また、羽根車出口、即ち、ディフューザ入口での速度が増加して流れ角が周方向に小さくなり、ディフューザでの失速の可能性も高まる。従って、高圧力比化は失速に続くサージの危険性も高まり、作動範囲を狭くする。図4に示すように圧力比が増加すると作動範囲内の相對速度比の取れる範囲が急激に狭くなること解る⁽⁶⁾。高圧力比の場合、チョーク流量は比較的、正確に求められるが、運転可能な最小流量を正確に予測するのはかなり困難である。巡回失速からサージに到る流量を正確に予測することは非常に難しい。これらについて本稿の最後で簡単に触れる。図5にはC. Rodgersによる無次元比速度に対する羽根車効率の変化を圧力比とシュラウドの相對マッハ数をパラメータに示す⁽⁹⁾。こ

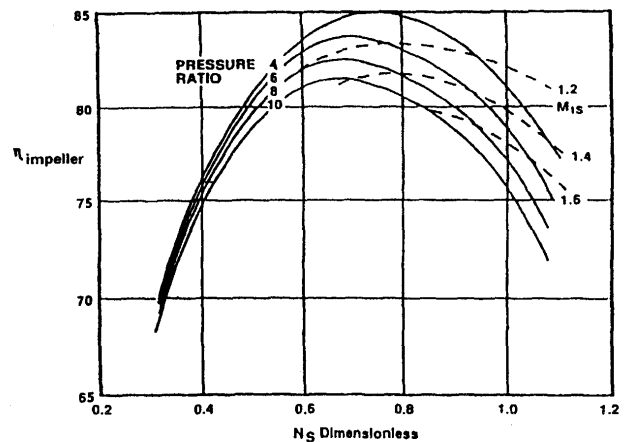


図5 無次元比速度と羽根車効率の關係⁽⁹⁾

これらのことから小型、高圧力比化と高性能化は相反する要素を含んでいるため達成が非常に困難なことが解る。

3. 遠心圧縮機的设计システム

図6に3種類の設計システムを示す^(9,10,11)。図6(b)はターボチャージャのシステムであるためタービンの設計システムまで含まれており、また、使用しているソフトまで示されている。3つのシステムを対比すると設計システムの構成は1次元計算による性能特性と大まかな形状の選定に始まり、3次元のCFDによるNS解析まで行う繰り返しループから成り立っており、空力計算だけでなく応力や振動計算も行って、最終的には機械加工プログラムの作成まで含まれるように構築されていることが解る。システムの基本は同様であるが、システムの細部は異なっており、2次元や準3次元計算を含め、概略寸法や性能予測を2段階で行うなど、計算に使用する経験式や計算手順などにノウハウが蓄積されていると考えられる。さらに、特定の目的に対しては1次元計算と3次元NS解析を直接、結び付けて使用したり、かなり多くの組み合わせが設計システムとして可能である。また、前述のようにこれらのシステムを用いた設計ではかなり高いレベルでの設計が自動的に可能となり、小型、高圧

力比でより高性能な遠心圧縮機の開発競争は激しいことが伺える。

4. 遠心圧縮機空力性能に関する研究

以下には過去5年間に発表された結果を中心にどのような試みが行われているかにつき述べる。

まず、設計システムを見ると遠心圧縮機の予備的な設計に、概略寸法と空力性能を従来の圧縮機のデータを参考にして羽根車、羽根無しおよび羽根付きディフューザ、戻り流路、渦巻室を含めて1次元解析によりパソコンで設計しても重要なパラメータを抑えておけば可能であったことが報告されている⁽¹²⁾。また、500-2000 kWのガスタービンプラントのサイクル計算と圧縮機空力性能の関係に着目してOff-Designを含めて性能特性の最適化を図った例もある⁽¹³⁾。ターボチャージャ用圧縮機の設計法では図5(a)のシステムを適用して圧力比3の圧縮機が設計された⁽⁹⁾。逆解法の市販ソフトを利用した圧力比

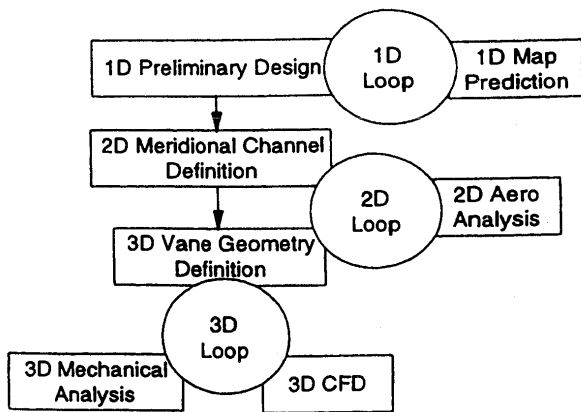


図6 遠心圧縮機的设计システムの例(a)⁽⁹⁾

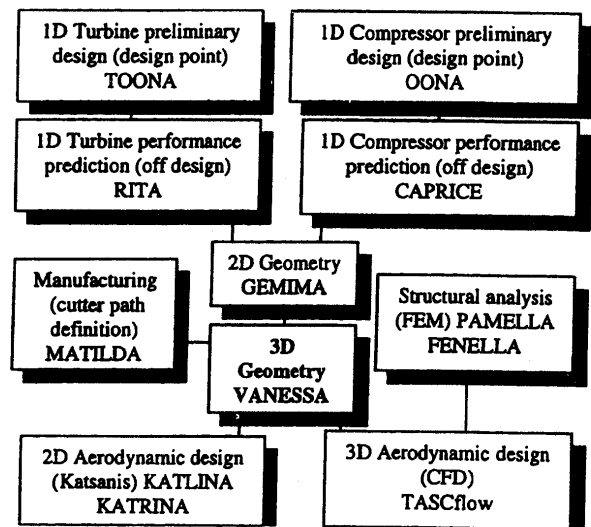


図6 遠心圧縮機的设计システムの例(b)⁽¹⁰⁾

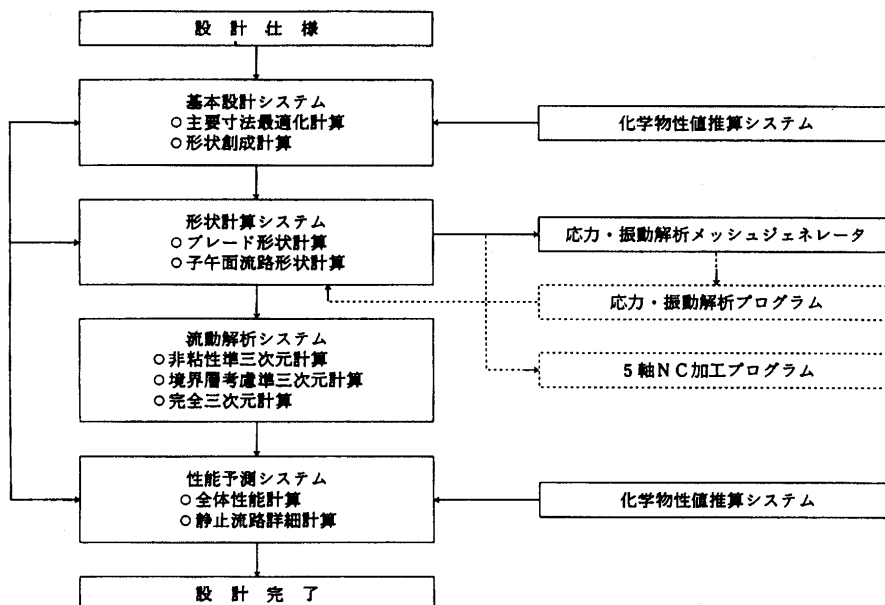


図6 遠心圧縮機的设计システムの例(c)⁽¹¹⁾

2.5の圧縮機の設計も行われた⁽¹⁴⁾。既に使用されている産業用圧縮機に対し、羽根車などの要素を交換することにより、より高性能で作動範囲の広い圧縮機に再生する方法が試みられ、新たに購入するよりも性能はやや下であることが示された⁽¹⁵⁾。同じく、圧力比2.4の圧縮機羽根車の子午面形状を準3次元解析を用いて修正し、作動範囲を拡大させた報告もある⁽¹⁶⁾。

次に、CFDを用いた設計および実験結果との対比では3次元NS解析により求めた羽根車の内部流れと性能特性の関係がEckardt羽根車を対象に調べられ、すべり係数、ジェット・ウエークの形状などが設計点とそれ以外の流量で求められ⁽¹⁷⁾、また、圧力比4.5の羽根車に対しても3次元NS解析と実験結果を対比して、内部流れと性能特性の関係が詳細に報告されている⁽¹⁸⁾。さらに、入口で遷音速流れの圧力比6.1のKrain羽根車に対しても内部流れの実験結果がCFD解析と対比され、衝撃波によるはくりやジェット・ウエークが観察され⁽¹⁹⁾、遷音速羽根車の開発についても報告されている⁽²⁰⁾。

羽根車だけでなくVIGV、ディフューザ、ポリユートなどの圧縮機構成要素と組み合わせ、性能特性と内部流れをCFDと実験結果を対比して調べる試みが盛んになっている。小型遠心圧縮機にVIGVを装着して実験を行い、圧縮性を考慮した3次元非粘性圧縮性解析と対比され⁽²¹⁾、VIGVを装着した低圧の圧縮機で限られた測定データと市販のコードによるCFD解析の結果が良く一致したことも示された⁽²²⁾。また、ヘリコプター用ターボシャフトエンジンに用いられた圧力比11の遠心圧縮機の開発にCFDを適用し、羽根車とディフューザ入口における衝撃波による損失を抑える試みがなされている⁽²³⁾。同様に羽根車とディフューザを対象とした一体解析も報告されている⁽²⁴⁾。これに関連してP&W社のターボシャフトエンジンの最新技術の概要にはCFDの多段解析が行われていると記述されている⁽²⁵⁾。実験だけであるが、パイプディフューザが高圧力比では特に優れており、圧力比5.2の羽根車とマッチングを図った報告も見られる⁽²⁶⁾。Krain羽根車と小弦節比ディフューザの組み合わせについてもCFDを適用し、格子を含む計算条件を4種類変えて互いの干渉が調べられた⁽²⁷⁾。Krain羽根車と2重円弧羽根ディフューザ先端の半径方向間隙を変化させた場合についてもCFD解析も行われ、間隙を小さくすると効率の低下を招いた⁽²⁸⁾。一連の異なる形状と半径比を持つ羽根付きディフューザが羽根なしの場合より効率が高く、その割には作動範囲がひろくとれる設計は汎用コードでも行えることが示された⁽²⁹⁾。さらに、実際の設計には用いられてはいないが、羽根車、羽根なしディフューザから渦巻室までの流れを汎用コードを用いて境界条件をつなげて計算して空力的に誘起された半径方向の力と段の性能特性を調べて、このようなCFD結果の利点と限界につき報告された⁽³⁰⁾。渦巻室の設計に

関しては、圧力比2.4の場合に3次元Eulerコードを使用し、壁面摩擦と人工粘性を上手に用いると実験結果と良く一致し、時間とコストのかかるNSコードを使用しなくても設計できるとの結果が示された⁽³¹⁾。

低流量域において旋回失速が生じる場合に羽根車と羽根付きディフューザの非定常な干渉に着目して、圧力比3.6の場合の低流量域での旋回失速の挙動を非定常な干渉を考慮したCFDの結果と対比し、流れと性能特性の関係につき調べられた⁽³²⁾。また、非常に低流量の圧縮機では羽根なしディフューザに戻り流路での粗さが損失を減少させ、旋回失速を防ぐことがあり⁽³³⁾、同様な結果が羽根なしディフューザだけにも見られることが報告されている⁽³⁴⁾。

この他、羽根車の羽根形状の弦節比と振動の関係に着目してFEM解析を行い、空力性能との関係を考慮すると入口先端形状が重要であることが示された⁽³⁵⁾。

空力性能には直接の関係はないが、遠心圧縮機の実験用に高性能のセンサーを開発し、測定データの処理法を検討して小型で非定常な流れに適したシステムが提案された^(36,37)。

実用化はされていないが航空および車両用を目的にして、過去に回転ディフューザ、回転インデューサ、タンデムインデューサ、自動調整型羽根付きディフューザなど、一般的でない要素を装着した圧縮機が試作され、実験されたことも報告されている⁽³⁸⁾。図7に示すAxi-Fuge圧縮機など実用が可能なのか解らないが、面白く思える。

5. 遠心圧縮機の旋回失速とサージ

性能予測のプロセスでは必ずサージを起こす最小流量を見積もる必要がある。これについては文献⁽⁴⁾に多くの詳細な例が報告されている。また、サージを能動的、或いは受動的に制御する試みもなされている^(例は39-41)。遠心圧縮機でも旋回失速からサージにいたる過程は非常に複雑であり⁽⁴²⁾、集中定数モデルによる結果^(43,44,45)を見ても設計に直接、適用するには程遠い段階と考えられる。羽根車出口の流れ角、インデューサの衝突角、ディフューザ喉部のマッハ数など各種のパラメータが使用さ

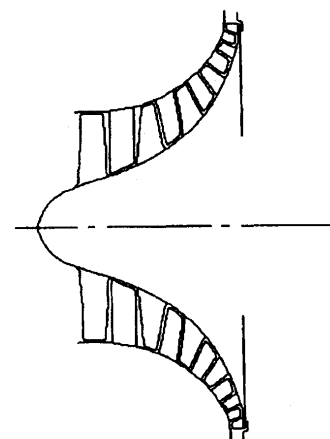


図7 AXI-FUGE COMPRESSOR

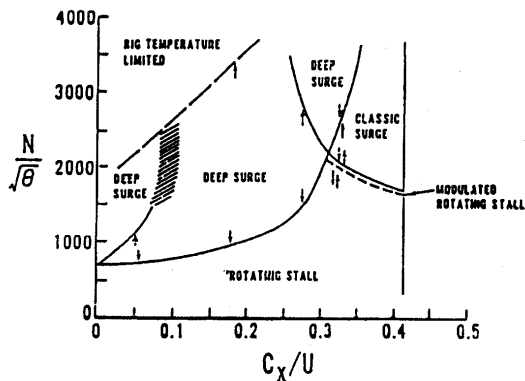


図 8(a) Greitzer による実験結果⁽⁴⁷⁾

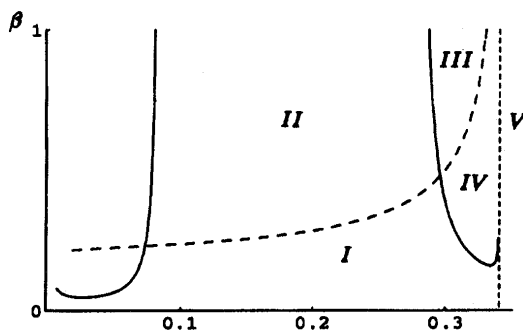


図 8(b) McCaughan による解析結果⁽⁴⁵⁾

れているか^(例えば5, 6, 46)発生メカニズムを明らかにするにはまだ多くの時間を要すると思われる。CFDにより羽根車とディフューザの非定常な干渉はかなり研究されており^(例えば23-25)、羽根車の失速のメカニズムの詳細についても報告されるようになって来た⁽⁷⁾。しかし、圧縮機系全体に適用できるような実用的な指標を得るのはかなり時間を要すると思われる。図8に示す、軸流のサージに対する1976年のGreitzerの結果⁽⁴⁷⁾が1988年の分岐理論を用いたMcCaughanの結果⁽⁴⁵⁾によって説明出来たことを考えると、応用数学などの分野の異なる研究者と共同で取り組むのが早道かも知れない

6. おわりに

以上、筆者が知る遠心圧縮機の空力技術の現状を記述したが、基礎的な研究と文献以外に実際の高圧力比の圧縮機を設計した経験がないので内容が不十分かと心配である。本稿が実際に開発、設計に携わっておられる方々に少しでもお役に立てば幸いである。

参考文献

- (1) Lakshminarayana, B., Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, (1994) John Wiley & Sons, Inc.
- (2) Japikse, D., Baines, N. C., Introduction to Turbomachinery, (1994), Concepts ETI, Inc.
- (3) Balje, O. E., Turbomachines, (1981), John Wiley & Sons, Inc.
- (4) Pampreen, R. C., Compressor Surge and Stall, (1993), Concepts ETI, Inc.
- (5) Mizuki, S., Int. J. of Turbo & Jet Engines, (1988), p. 171-188
- (6) Mizuki, S., et al., ASME Paper 85-GT-97
- (7) RC 165 超小型ガスタービン利用分散型エネルギーシステム研究分科会研究報告書, 日本機械学会, (2001), p. 85-94
- (8) Came, P. M., Robinson, C. J., P. I. M. E., Part C, 213-C2, (1999), p. 139-155
- (9) Came, P. M., Robinson, C. J., P. I. M. E., Part C, Vol. 213-C2, (1999), p. 139-155
- (10) Flaxington, D., Swain, E., P. I. M. E., Part C, 213-C1, (1999), p. 43-57
- (11) 野島信之, ターボ機械, 22-10, (1994-10), p. 613-619
内田誠之, 安田正治, 森下進, 三宅慶明, 島内克幸, 日本ガスタービン学会誌, 28-6, (2000-11), p. 474-480
- (12) Aungier, R. H., ASME Paper 95-GT-78
- (13) Bozza, F., Senatore, A., Tuccillo, R., ASME Paper 95-CTP-1
- (14) Al-Zubaidy, S. N., Trans. ASME, J. of Fluid Engrg., Vol. 238, p. 663-668
- (15) Luedtke, K., Proc. Turbomach. Symp., 26, (1997), p. 43-55
- (16) Paroubek, J., Kyncl, J., ASME Paper 98-GT-40
- (17) Choi, Y. S., Kang, S. H., Int. J. Rotating Mach., 5-1, (1999), p. 17-33
- (18) Larosiliere, L. M., Skoch, G. J., Prahst, P. S., -1, (1997) A. I. A. A. Paper 97-2878
- (19) Krain, H., Hoffmann, B., Pak, H., ASME Paper 95-GT-79
- (20) 関亘, 榎谷穰, 吉田善一, 第44回ターボ機械協会講演会講演論文集, (1999), p. 7-12
- (21) Ishino, M., Iwakiri, Y., Bessho, A., Uchida, H., ASME Paper 99-GT-157
- (22) Shah, S., Bartos, J., Proc. Turbomach. Symp., 26, (1997), P. 35-41
- (23) 内田誠之, 安田正治, 森下進, 三宅慶明, 島内克幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No. 6, (2000), p. 38-44
- (24) 吉田秀則, 日本ガスタービン学会誌, 26-102, (1998), p. 35-39
- (25) 藤浪修, 航空技術, 545, (2000), p. 23-27
- (26) Bennett, I., Tourlidakis, A., Elder, R. L., P. I. M. E., Part A, 214-A1, (2000), p. 87-96
- (27) Sato, K., He, L., Int. J. Rotating Mach., 5-2, (1999), p. 135-146
- (28) Sato, K., He, L., ASME Paper 00-GT-462
- (29) Flathers, M. B., Bache, G. E., ASME Paper 96-GT-352
- (30) Camatti, M., Betti, D., Giachi, M., ASME Paper 95-WA-PID-4
- (31) Hagelstein, D., Rautenberg, M., Hillewaert, K., Van den Braembussche, R. A., Engeda, A., Keiper, R., ASME Paper 99-GT-79
- (32) Yamane, T., Nagashima, T., Unsteady Aerodyn. Aeroelast. Turbomach. 1997, (1998), p. 259-271
- (33) Paroubek, J., Cyrus, V., Kyncl, J., ASME Paper 96-GT-179
- (34) Ishida, M., Sakaguchi, D., Ueki, H., Trans. ASME, J. of Turbomachinery., 123, (2001), p. 64-72
- (35) Hasemann, H., Weser, G., Hagelstein, D., Rautenberg, M., Pap ASME Paper 97-GT-233
- (36) Koepfel, P., Roduner, C., Kupferschmied, P., Gyarmathy, G., ASME Paper 99-GT-152
- (37) Koepfel, P., Roduner, C., Kupferschmied, P., Gyarmathy, G.,

- ASME Paper 99-GT-154
- (38) Rodgers, C., A. I. A. A. Paper 95-2436 1421, 榊谷穰, 古賀淳, 川島康弘, ターボ機械, 27-4, (1999), 202-206 Hah, C., et al., ASME Paper 89-GT-1817 Mizuki, S., et al., ASME Paper 94-GT-361
- (39) Gysling, D. L., Dugandji, J., Greitzer, G. M., Epstein, A. H. Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 113, (1991), p. 710-722
- (40) Mizuki S., Komatsubara Y., 2nd Int. Conference on Fan and Pumps (1995), p. 387-398
- (41) Mizuki, S., Tsujita, H., ASME Paper 00-GT-0429
- (42) Mizuki, S., Uenoyama, R., Tsujita, H., ASME FEDSM 99-7205
- (43) 水木新平, 日本ガスタービン学会誌, 19 巻 76 号, (1992), p. 43-49
- (44) Mizuki, S., Oosawa, Y., Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 114, (1992), p. 312-320
- (45) McCaughan, F. E., Ph. D. Thesis, Cornell Univ., (1988)
- (46) Dou, H., Mizuki S., Trans. ASME J. of Turbomachinery, Vol. 120, No. 1, (1998), p. 193-201.
- (47) Greitzer, E. M, Trans. ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 98, No. 2, (1976), p. 190-217

航空用・小型遠心圧縮機の開発

森下 進*1

MORISHITA Susumu

キーワード：遠心圧縮機，ガスタービン，ヘリコプタ

Centrifugal Compressor, Gas Turbine, Helicopter

1. はじめに

三菱重工業(株)では、国産の小型航空エンジンの実用化をめざし、約20年前より高圧力比遠心圧縮機の要素研究を開始した。

7年程度、要素試作・試験を繰り返し実施して、単段で圧力比11の実用化の目処を得た後、エンジンの試作に移行し、約10年前に600kwクラスのプロトタイプを完成させた。

その後は各種のエンジン試験を行いながら、要素改良も平行して実施し、2年前には開発を完了する事が出来た。このエンジンは国産ヘリに搭載され、実運用が始まっている。

本報では、要素研究から実用化までの遠心圧縮機の開発について、その概要を紹介する。

2. 要素研究

2.1 エンジン構想

当初は300kwクラスの小型エンジンを想定し、流量1kg/sで圧力比12の遠心圧縮機を研究目標とし開発をスタートした。その当時、セスナクラスの小型機のレシプロエンジンをタービンエンジンに置き換える構想が話題にのぼっていた事が、上記の目標となった。

参考として、図1に小型航空エンジンの圧力比の傾向を、図2に単段遠心圧縮機の圧力比の傾向を示す。

2.2 空力設計

20年前には、CFDも高度なものは無く、且つコンピュータの計算速度も遅いため、まともな3次元流れ解析を行って、形状の最適化を行うことは不可能であった。その当時、解析可能であったのは軸対称流れ計算と亜音速の子午面流れ計算であった。高圧力比遠心圧縮機のインペラ入口部のチップ側は相対マッハ1.5の超音速流れであるため、衝撃波の処理を含めたインデューサ部の翼型設計が重要であるにも拘わらず、解析手法が無いと言う厳しい状況であった。このため、完成の域には達していなかった三菱重工独自の変形フリック法を試行したり、機体側で試行されていたマコーマック法を用いて、新規

に流れ計算プログラムを作成するなどして悪戦苦闘する日々が続いた。

2.3 5軸NC加工法

空力設計法と共に大きな問題となったのは、インペラの5軸NC加工法であった。高性能化のためには、流線形の3次元形状を採用する必要があるが、当時は適当な加工プログラムさえ無い状況であり、ベクトル計算を駆使して、直線テーパカッタによる5軸NCプログラムを独自に作成しなければならなかった。実際のNC加工での切削条件等の設定も含め、試行錯誤の末ようやく完成した。その後、このプログラムはしばらくの間、社

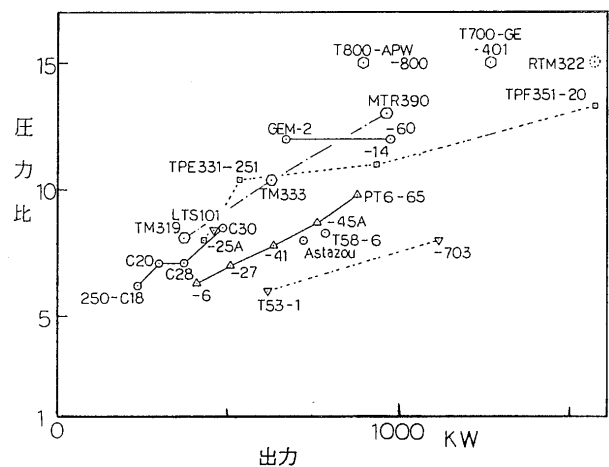


図1 小型航空エンジンの圧力比傾向

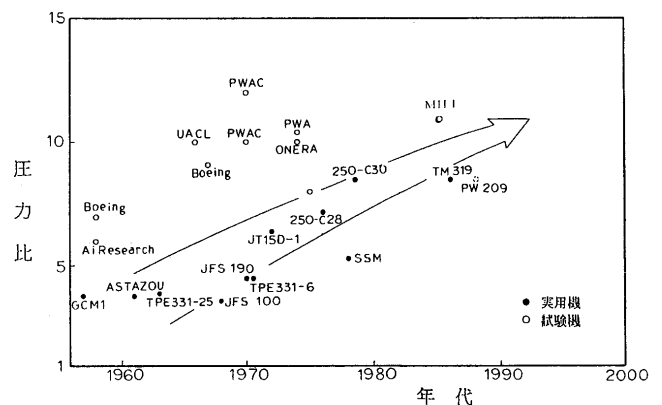


図2 単段遠心圧縮機の圧力比傾向

原稿受付 2001年5月28日

*1 三菱重工業(株)名古屋誘導推進システム製作所エンジン・機器技術部
〒485-8561 愛知県小牧市東田中1200番地

内での5軸NC加工の汎用プログラムとして活躍する事となった。

2.4 リグ試験

リグ試験は当社・長崎研究所に新規に設置された80000 rpm, 1200 kwの当時では世界最高の電気動力計を用いて、昭和57年より開始する事となった。

しばらくは順調に性能試験が進み、最高圧力比11.6を記録したが、その後チタンファイヤーと言うこれまでに経験の無いトラブルに遭遇した。これは、調査の結果、高温かつ高速の流れの中では接触等によりチタンが発火すると、急激な酸化反応が生じるという、航空エンジンの中圧段以降の圧縮機で問題となる事象であることを知った。

この問題が発生してから、リグ試験装置を詳細に検討してみると、定格回転数の73000 rpmでは、圧縮機の出口空気温度は400度にもなるため大きな熱変形が生じており、インペラのチップクリアランスが0となっている事が分かった。さらに、この状態で性能マップ取得のためにサージングに突入させたため、インペラ周りの圧力バランスが急激に崩れ、静止しているシュラウド側へ強烈な勢いでインペラが接触するために起きている事が分かった。

この教訓を生かし、以降の試験では回転中のチップクリアランスを計測し、サージング等が発生しても問題の無いクリアランスを確保する様にした。その後、この問題の発生は皆無である。

3. ヘリエンジン用・試作

3.1 設計変更

これまでの遠心圧縮機に対し、目標エンジンを700 kwクラスのヘリコプタ用に変更し、流量3 kg/sにスケールアップすると共に、小型・軽量化のためにインペラは高比速度タイプに変更しディフューザ外径も極限まで縮小とした。

この設計変更時点では、空力計算も進歩し、非粘性ではあるが完全3次元の流れ解析が可能となっており、これを用いて形状の最適化をする事が出来た。図3にインペラを、図4、5に試験装置断面及び外観を示す。

3.2 軸振動問題

設計変更に伴い、リグも新設計となり新たな問題が発生することとなった。これまでのリグ試験では、軸振動の問題は無かったため、安易に設計変更したのか、初期のリグでは軸振動のトラブルを2回発生し、供試体を損傷させてしまった。

この為、リグの大幅な設計変更を再度実施し、ようやく性能試験に入る事が出来たが、かなりの開発の遅れが生じてしまった。高速回転体の軸振動については、細心の注意を払う必要があることを痛感させられた。

3.3 低周波・空力振動

前述の軸振動問題により、圧縮機要素試験よりもエン

ジン試験の方が先行してしまい、アイドル回転数付近での原因不明のサージング問題が発生し、エンジン開発が一時中断する事態を招いてしまった。これは、その後の圧縮機リグ試験で明らかとなった事であるが、高圧力比遠心圧縮機の宿命的現象であった。

圧縮機は一般に、定格回転数に於いて適正な流れが得

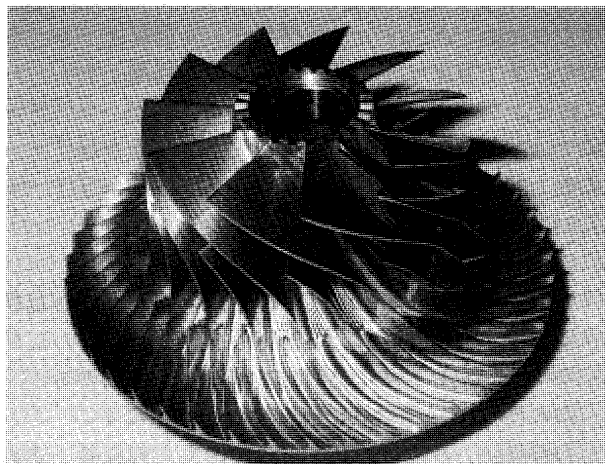


図3 インペラ

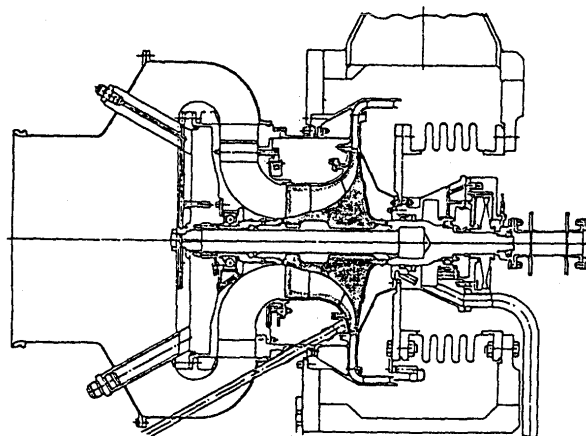


図4 試験装置断面

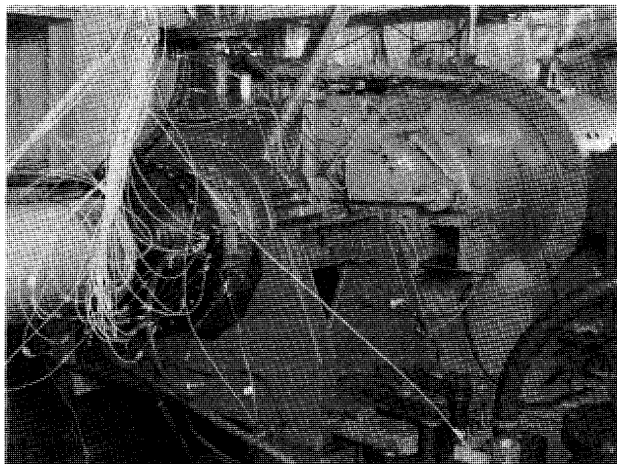


図5 試験装置外観

られる様に設計されているため、回転数が低下すると翼の取付角に対して流の流入角度がずれてくる性質を持っている。すなわち、低回転数側では翼の流に対する迎角が増大する傾向にある。特に高圧力比の遠心圧縮機ではこの傾向が顕著であり、アイドル回転数付近では大きな迎角を生じる事になる。さらにその上、高比速度設計を採用したことによりインデューサの相対マッハ数が高くなり、アイドル付近で迎角過大のままマッハ1の音速に到達するため、インデューサ部に生じる衝撃波でローテイング・ストールが発生するものと判明した。

このインデューサ・ストールの圧力波動が、エンジン試験では、空気取り入れ口ダクトと共鳴現象を起こし、低周波・空力振動を発生していた。対策は、VIGV (可変入口案内翼) による迎角の抑制とした。

3.4 VIGV による高応答化

前述の事象に対応し、VIGV を新たに設置して圧縮機の性能マップを取得してみると、 $-20 \sim +60$ 度の広範囲に於いて安定作動出来る特性を有している事が分かった。図6にVIGV付の圧縮機特性の一例を示す。

この特性は、VIGVの適正な制御により回転数一定のままでの大幅な流量制御が可能であることを示しており、無負荷から最大出力までのエンジン流量変化に対して回転数の変化を最小化出来る可能性を示唆するものであった。

一般に、エンジンの応答性とは、ガスジェネ・ロータの回転数をいかに早く変化させ得るかと言う事と同等である。これを実現するための手段には通常、次の2つの方法がある。

- 1) ロータの回転慣性を小さくする。
- 2) 作動線をチョーク側に設定する等でサージ余裕を増大し、加速のためのタービン温度を高める。の2つである。

1) はエンジンの基本構造によるものであり、2) も燃費の制約があり、共に自由度はほとんど無いのが現実である。

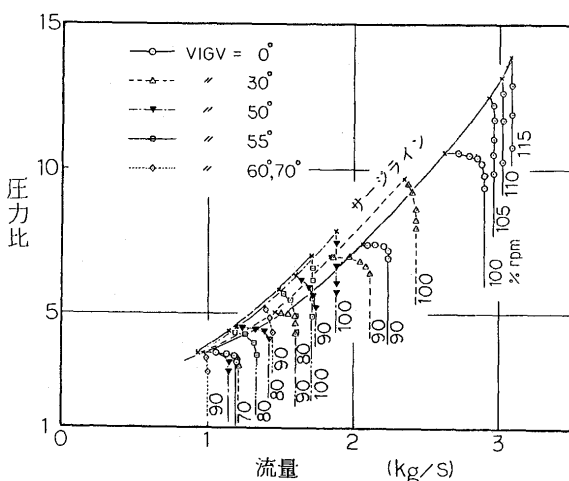


図6 VIGV 付き圧縮機特性

これらの制約を取り除く第3の手段がVIGVによる回転数と流量の制御であった。すなわち、VIGVの作動により流量の変化を制御し、無負荷から最大出力までの回転数変化を最小化するのが、基本的概念である。この方法が使えるのは、VIGVの変化に対して圧縮機が安定作動できることが条件であり、単段構成の圧縮機である必要がある。本ヘリ用エンジンでは、高圧力比・単段遠心圧縮機を採用したため、この特徴的特性を実現する事が出来た。図7にVIGV=0度、図8にVIGV=50度の加速特性の一例を示す。

3.5 シール・ブリードの確立

逆に、単段の高圧力比遠心圧縮機である弱点の一つは、エンジン内部シール用の空気源を得にくい事である。圧縮機出口温度は定格回転数では400度近くとなり、シール空気としては高温すぎて使用出来ないため、インペラ・シュラウドの中間部よりブリード孔を設け、ここからの抽気でシールする必要がある。

ただし、このブリードは圧縮機の主流の流れを大きく変化させるため、形状や取り出し位置の最適化には多数の繰り返しを伴う試行錯誤が必要であり、実用化するまでには長期の開発期間を要する事となった。

4. 改良試作

以上の問題点を克服して、ようやくプロトタイプ・エンジンは約10年前に完成したが、燃料消費率・耐環

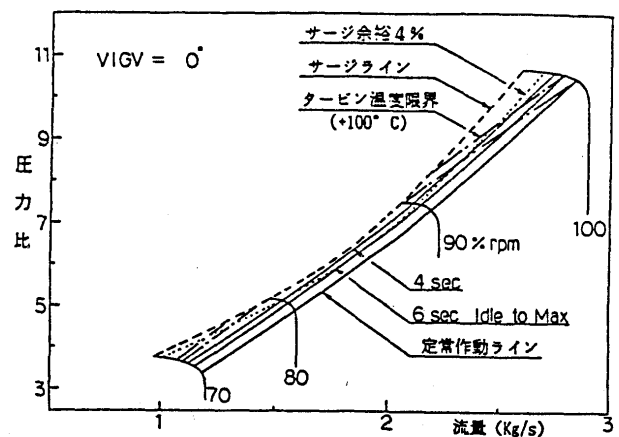


図7 VIGV=0度の加速特性

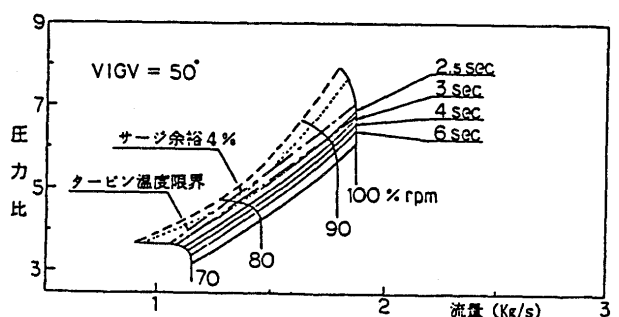


図8 VIGV=50度の加速特性

境性等の面で、実用化のためにはまだまだ改良すべき点が多く残されていた。

4.1 要素効率向上

特に燃費向上のためには、圧縮機の効率向上が至上命令となっていた。

この時期には、流れ解析法も進歩し、コンピュータの計算速度も飛躍的に高まり、粘性3次元解析が可能となっていたため、ダブル・スプリッタ翼の流れ解析プログラムを独自開発し、インペラの形状改良を押し進める事とした。図9に解析の一例を示す。

インペラの形状改良としては、

- 1) プリコンプレッション翼、後退翼等の衝撃波の処理を目的とした入口形状の改良。
 - 2) 翼のひねりとシュラウド・ラインの変更による中央部の翼負荷改良。
 - 3) 翼厚、レーク角等の変更による出口流れの改良。
- 等、数十種類の試計算を行った。

更に、これらの中で、有望と判断されるものについてはリグ試験による確認を実施した。また、計算には乗らないが、改良の可能性のあるインデューサ・ブリード等についてもリグ試験による確認を行った。

一方、これらと平行してディフューザについては、ベーン形状の改良を行うと共に、パイプタイプ等の新形

状についても試作・試験を実施した。

これらの改良により、エンジン作動点上の効率で、約3%の効率向上が達成でき、エンジン燃費も当初の目標に近づく事が出来た。もちろん、この燃費向上のためにはタービン効率等の向上対策を同時に実施したことは言うまでもない。

4.2 耐環境性

次に、実用化のためには、圧縮機の設計段階において水、砂、氷等の耐環境性について考慮しておく事が重要である。本圧縮機での一例を下記に紹介する。

1) 水吸い込み

水吸い込みによる圧縮機への影響は、内部での水分の蒸発による圧力比と流量の特性変化である。これについては、エンジン作動線の変化に対応して、サージ余裕を確保する事が基本となる。また、水分の蒸発により、特にシュラウド等の温度分布が変化して熱変形が変わり、ラビング等の損傷が発生しない様、考慮が必要である。

2) 砂吸い込み

砂吸い込みでは当然の事ながらインペラ前縁に砂が衝突し、磨り減っていくが、チップ周速が500 m/s近くであっても、意外と損傷は少なかった。

むしろ、大きなダメージはシュラウドのコーティング材に発生した。性能向上のためにクリアランスを最小化

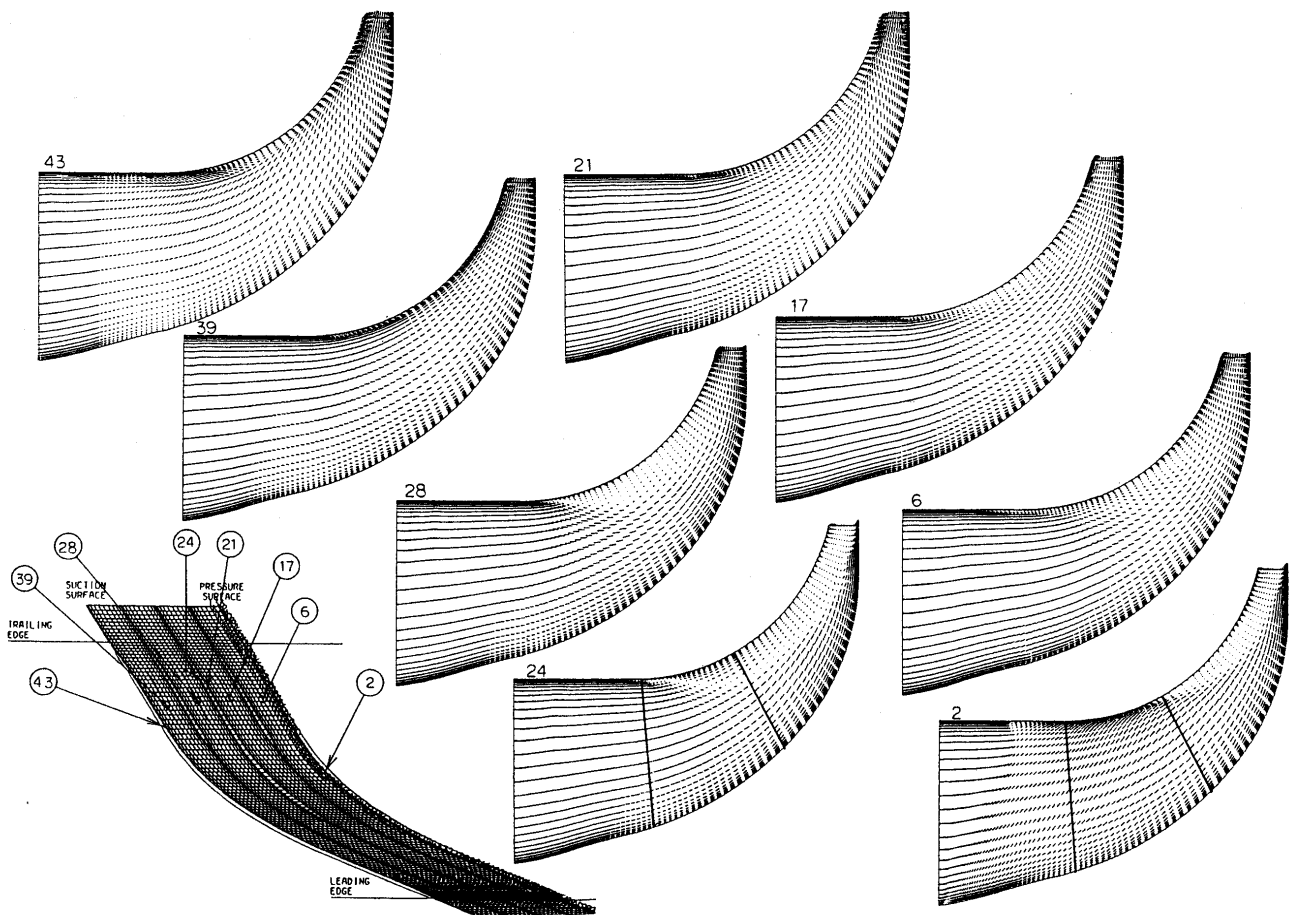


図9 ダブル・スプリッタ翼の粘性3次元解析例

する手段として、接触を許容するためアブレード・コーティングを採用するが、この様な所に落とし穴があるとは当初は気がつかなかった。性能と耐環境性のバランス設計が必要と感じた点である。

3) 氷吸い込み

氷吸い込みについては、機械的ダメージは無かったが、ある許容量を越えると瞬間的なストールを発生することが試験により確認された。定量化は難しい所ではあるが、ストール・マージン設定には十分な配慮が望まれる事項である。

4.3 高空性能

航空エンジンの実用化のためには、高空性能の確認が不可欠である。当社では、小型航空エンジン用に吸気減圧、除湿冷却装置及び排気昇圧、冷却装置等を備え、高度3万フィートまでの試験が可能な我が国初のATFを設置し、高空状態での性能試験を実施した。図10に高空試験設備の外観を示す。

この中で特徴的であったのは、地上試験では耐久試験等を含めて全く問題を起こさないエンジンが、高空試験に入るとサージングを発生する事が時折り認められた。原因究明の結果、高空状態ではレイノルズ効果等により、小型エンジンでは特に顕著に、エンジン作動線がサージライン側に移動する事が判明した。3万フィートの高度においてはかなりの作動線の移動が認められた。

これらの試験結果をもとに、本エンジンでは高空状態も含めたサージマージンの適正化を実施することが出来た。

4.4 ディストーション特性

さらに、航空エンジンに特徴的な事象として、機体の速度や姿勢の変化に伴う圧力ディストーションの発生があり、これも試験による確認が不可欠な項目である。

通常は圧縮機入口部に圧力分布を発生するためのディストーション・プレートを取り付けて、圧縮機特性の変化、サージングの有無等を確認するのが一般的である。本エンジンでも、圧縮機要素試験も含め、同様な確認試験を行いエンジン単独での健全性を確保した。図11にディストーション試験装置の一例を示す。

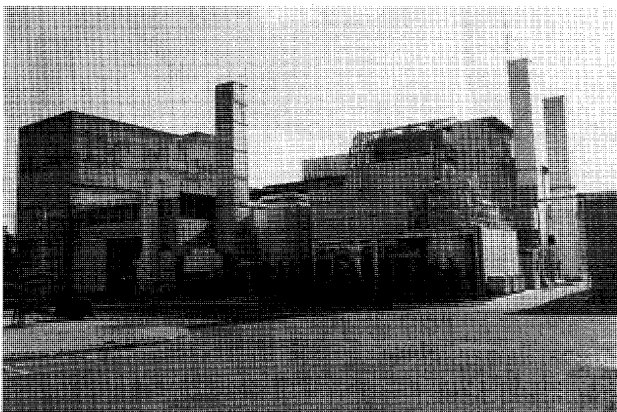


図10 高空試験設備

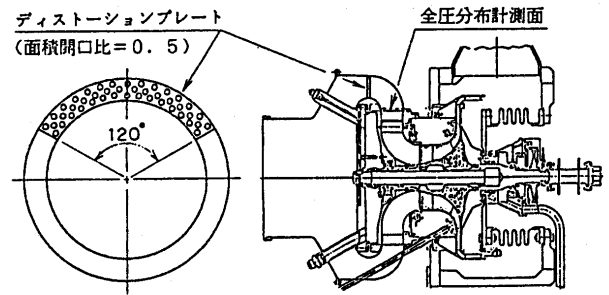


図11 ディストーション試験装置

しかしながら実際には、機体に搭載して飛行すると耐ディストーション性が十分では無いことが判明した。

設計での圧力ディストーションのパターンは、機体インテークを模擬した風洞試験で定められる事が多いが、実際に飛行して見ると、圧力パターンの変化のみならず、速度に応じて圧力変化の大きさが変化したり、非定常の圧力変動がエンジン・ストールの支配要因であったりした。実用化のためには、飛行試験による確認が必須の項目である。

4.5 LCF 寿命

実用化の観点では、インペラのLCF(低サイクル疲労)寿命も重要な項目である。

高圧力比遠心圧縮機では特に回転周速が速いため、インペラ・デスクの応力レベルが高く、LCF寿命の観点からは本質的に厳しいものがあつた。形状の最適化と材料の選定により、目標のサイクル寿命は満たす事が出来たが、必ずしも十分なものとは言えなかった。又、確認のためのスピン試験には長期の期間を要するため、実用時のエンジン・オーバーホール間隔は徐々に増大して行かざるを得ないという問題点がある。

5. まとめ

以上、プロトタイプエンジンをベースに、前述の効率向上や耐環境性の向上等の改良を加え、2年前に我が国初のヘリコプタ用エンジンが完成した。圧縮機の要素研究開始より約20年の歳月を経て、ようやく実用化までたどり着く事が出来た。

この歳月を長いと見るか、短いと見るかは判断の分かれる所ではあるが、とにかく実用化にたどり着けた事に対し、この開発に携わってこられた関係各位にこの紙面を借りて厚くお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 森下進, 長田文一, 日本航空宇宙学会・第28回航空原動機に関する講演集, (1988-2)
- (2) 長谷川清, 島内克幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No. 5, (2000-9), P.43~46
- (3) 内田誠之, 安田正治, 森下進, 三宅慶明, 島内克幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No. 6, (2000-11), P.38~44
- (4) 内田誠之, 森下進, 河合道雄, 三宅慶明, 當山清彦, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 29, No. 3, (2001-5), P.47~53

小型船用ターボ過給機における翼振動の評価技術

岩城 史典*¹
IWAKI Fuminori

三堀 健*²
MITSUBORI Ken

1. まえがき

ターボ過給機の歴史は古く、当初の目的はエンジンの出力向上を目指したものであった。我が国における過給機の歴史をみると、1940年代には、主に軍用航空機のピストンエンジン用として製造されていた。1950年代に入ると、トラック、建設機械、小型船用などのディーゼルエンジンに小型で安価なラジアル形過給機が普及していった。1970年代の日本では、2度にわたる石油危機が発生したため、省エネルギー対策に対する要求が高まり、船用機関については、熱効率の高い過給機を装着したディーゼル船の普及と共に過給機が普及していった。1980年代に入ると、乗用車用過給機がターボチャージャー付き自動車として広く乗用車に採用されるようになり乗用車の生産の増加と共に過給機が普及していった。近年は、ディーゼルエンジンおよびガソリンエンジン乗用車用過給機、および船用過給機ともに、エンジンの高出力化、地球温暖化の防止、大気汚染防止などに対応する観点から不可欠な技術となっている。また、ターボ過給機ユーザからの性能および信頼性向上への要求は年々厳しさを増しており、メーカーではこれに対処するため、新機種開発を鋭意進めている。

過給機の強度設計上で、特に重要となるのは動翼の設計である。同じ高速回転機械であるガスタービンの損傷についての報告¹⁾によれば、損傷の40%以上が動翼で発生しており、動翼の損傷率を低減させることが高速回転機械の設計上、非常に重要な課題となっている。また、近年、エンジンの高出力化にともない、過給機に対しては今まで以上に高圧力比・大空気流量化が要求されており、従来と同等の大きさの過給機で比較した場合、過給機をこれまで以上に高速回転させる必要があり、タービン動翼は、より過大な遠心力等の外力を受け強度的にますます厳しくなっている。こうした過酷な作動条件の中で、タービン動翼がウェーク、偏流等の影響により長い時間共振させられると破損する危険性がある。

動翼の寿命は、動翼にかかる遠心応力と振動応力により推定することが可能で、遠心応力については有限要素

法による数値計算により算定することができる。しかし、振動応力については、近年の数値解析技術をもっても予測することは困難であるため実測により確認をする必要がある²⁾。

本報では、主に、小型船用ターボ過給機についての翼振動計測技術に加え、その評価方法について紹介する。

2. ターボ過給機について

2.1 IHIの船用ターボ過給機

ターボ過給機はコンプレッサのインペラ外径の大きさから分類すると、概略ではあるが乗用車用過給機と船用過給機に分けられ、インペラの外径 $\phi 100$ [mm]以下が乗用車で、 $\phi 100$ [mm]以上が船用と大別できる。表1はIHIの現在の代表的な船用過給機の基本仕様を示したもので、いずれも外径 $\phi 100$ [mm]以上である。表中のRH3型過給機がIHIの自社開発製品であり、それ以外はABBとの技術提携により製作しているものである。本報では、このうち船用ターボ過給機の中でも小型の部類に属するRH3型過給機を中心に述べることにする。

2.2 RH3型船用ターボ過給機の構造

RH3型過給機は、表1に示した適用エンジン出力に応じて数種類のインペラ外径が異なるコンプレッサとタービンを組み合わせシリーズ化している。図1は小型船用過給機として製品化されているRH3型ターボ過給機の断面図を示したものである。回転部は、図2の写真で示すように、タービンおよびコンプレッサから成り、軸方向荷重はスラストベアリングにより支えられ、径方向荷重は2個のジャーナルベアリング（フローティングベアリング）により支えられている。コンプレッサのインペラは、アルミ系材料を削り出し成形しており、インペラ吐出口にディフューザを装着している。タービンロータは、ニッケル系材料を精密鋳造により成形しており、ノズル翼は装着されていない。過給機の概ねの最高回転数は、コンプレッサ出口外径が大きいもので40,000[rpm]、小さいもので75,000[rpm]である。

表1 代表的なIHI製過給機の概略仕様

過給機 名称	タービン 形状	コンプレッサ			適用エンジン出力 (PS)
		外径	流量(m ³ /s)	最大到達圧力比	
RH3	斜流(ノズルなし)	$\phi 130 \sim 250$	0.45~3.70	3.5	400~2500
VTR4D	軸流(ノズル付き)	$\phi 200 \sim 720$	1.5~32	4.0	6800~24500
TPL-A/B	軸流(ノズル付き)	$\phi 300 \sim 860$	3.0~37	4.2	1700~24500
TPS	斜流(ノズル付き)	$\phi 180 \sim 320$	0.8~5.2	4.2	700~4400

原稿受付 2001年6月4日

- * 1 新エネルギー・産業技術総合開発機構,
出向元: 石川島播磨重工業株式会社
〒170-6028 豊島区東池袋3-1-1 サンシャイン 60 27F
- * 2 石川島播磨重工業株式会社
〒135-8731 江東区豊洲2-1-1

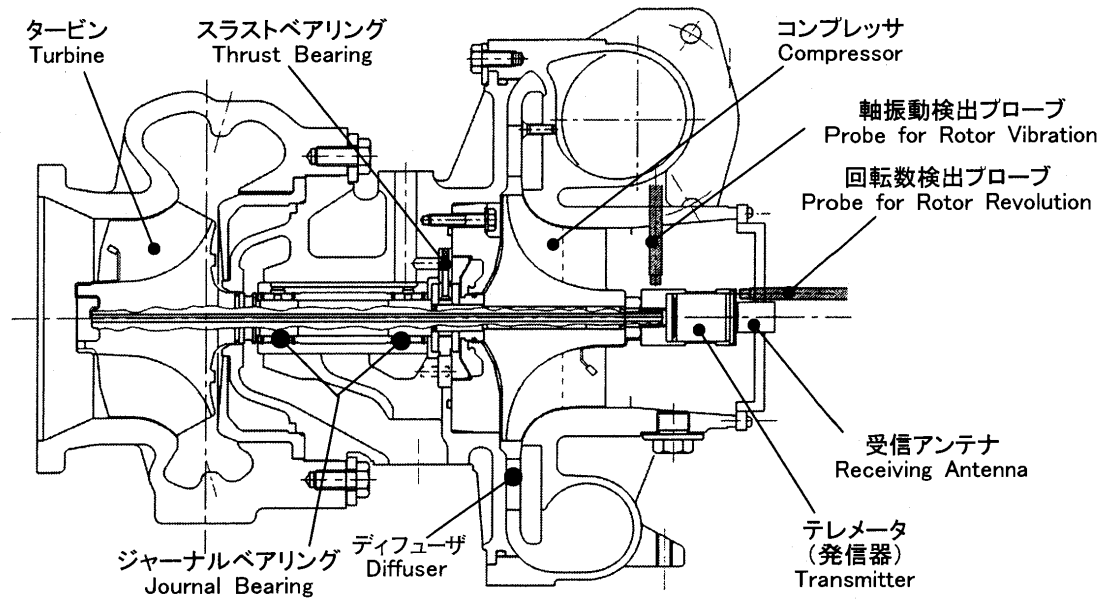


図1 RH 3 型過給機組立断面図

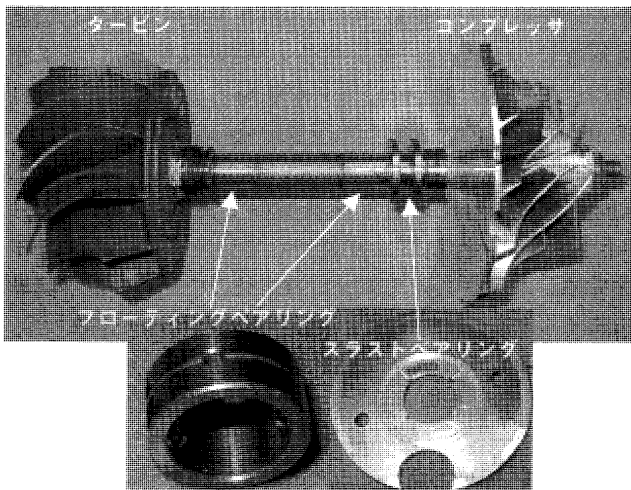


図2 RH 3 型過給機の回転部と軸受

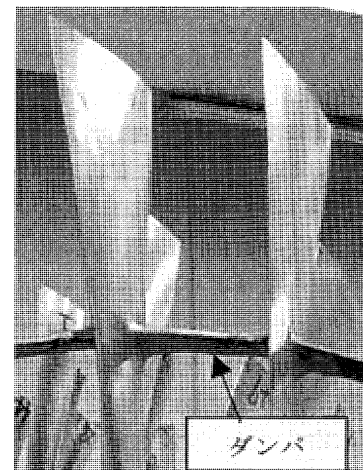


図3 ミッドスパンシュラウド

3. 翼振動の低減技術

3.1 ダンパの種類

ここでは、まず、従来より翼振動の低減技術としてターボ機械によく適用されているメカニカルダンパ（以下ダンパと呼ぶ）について述べる。

ダンパの種類は、図3の軸流形ファンに対して適用されるミッドスパンシュラウド型、図4の軸流タービンに対し適用されるレーシングワイヤ型、同じく図5のバッフル型および図6のインテグラルシュラウド型などがある。これらは、全て摩擦型のダンパで、動翼に翼振動が発生した場合、図中に示したダンパと動翼、またはダンパ同士が擦れあうことによって発生する摩擦力で翼振動を低減させるものである³⁴⁾。

3.2 翼振動の低減技術

一般的にターボ過給機のコンプレッサは遠心式が多く、翼振動の発生に備えたダンパを装着していない場合が多い。その理由としては、動翼とディスクを一体で製作し



図4 レーシングワイヤ

ているためダンパが装着しにくいこと、振動応力が比較的小さいなどのためである。

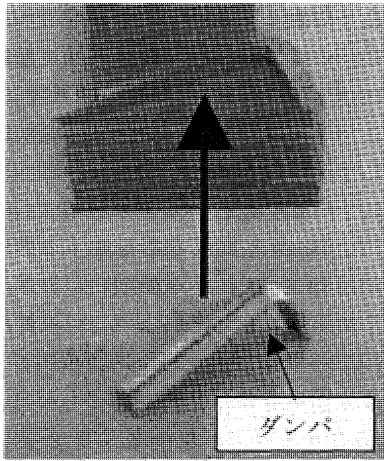


図5 バッフル型ダンパ

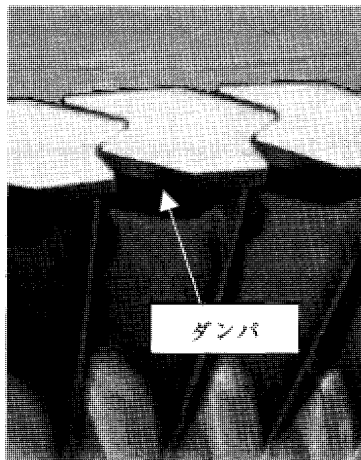


図6 インテグラルシュラウド

一方、過給機のタービンに対してはダンパを装着する
場合がある。過給機に使用されるタービンの形式は、コ
ンプレッサ側とは異なり、遠心、斜流、軸流等と様々で
ある。大型の軸流タービンでは、翼長が大きいので、翼
振動が発生した場合、振動応力が増幅しやすいなどの理
由により、図4から図6に示したダンパの何れかを装着
することがある。

つぎに、小型船用過給機に限ってみると、タービンは
斜流形または遠心形が多く、ダンパを装着していないこ
とが多い。その理由は、動翼とディスクを一体成形で製
作しているためダンパを装着しにくいことに加え、ダン
パを装着させることにより空力性能の低下および遠心力
の増大（一般に小さなタービンほど回転数が高い）によ
る材料強度などの問題が発生するためである。しかし、
小型過給機でも、斜流タービンおよび遠心タービン動翼
にかかる励振力は比較的大きくなるため、翼振動低減の
ための対策として、著しい性能低下が起らない範囲で
動翼の厚さを増し、強度および剛性を高めることにより
低次の回転次数による共振点（高回転での共振点）を避
けるなどの対策をとっている。

4. 翼振動に対する評価方法

4.1 設計手順

図7はタービン動翼の設計手順の概略を示したもので
ある。設計の手順としては、始めに動翼の概略形状を設
計し、これを基に性能、強度および固有振動数解析など
を行い、設計目標に合致するように少しずつ形状に変更
を加え、詳細設計を行なう。ついで、実際に供試体を製
作し、回転試験機により振動応力を計測する。その計測
結果を修正 Goodman 線図、S-N 曲線上にプロットし、
疲労寿命の確認を行い、総合評価することになる。

本報では、これらのうち概略設計、数値計算および疲
労寿命の確認については省略することとし、主に振動応
力の計測について述べる。

4.2 翼振動発生メカニズム

まず、小型船用過給機に一般的な斜流タービンおよ
び遠心タービンについて、翼振動発生メカニズムを説明
する。タービン動翼入口前にノズルが装着されているか
否かで翼振動発生メカニズムは異なるので、それぞ
れの場合について以下に述べる。

動翼の設計手順

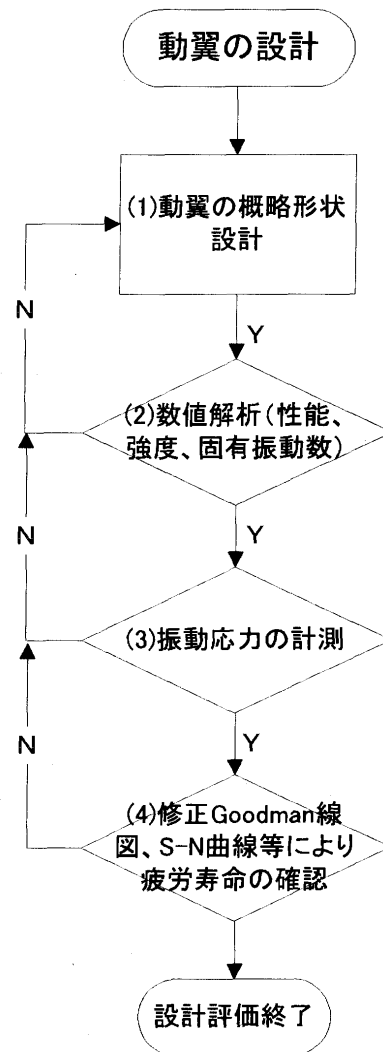


図7 動翼設計フロー

ノズルがある場合は、図8に示すように燃焼ガスがノズルを通過すると、動翼入口ではノズルの枚数分に相当する流速分布ができ、ノズル通過周波数(Nozzle Passing Frequency)が発生する。すなわち、1枚の動翼に注目して考えると、動翼が1回転するとノズル枚数分のN.P.Fを受けることになる。動翼の回転数を上昇させていくと、動翼が受けるN.P.Fも増加していき、動翼のもつ固有振動数にN.P.Fが一致する回転数に到達すると共振状態となり振動応力が発生する。

一方、図9のようにノズルがない場合、すなわちRH3シリーズの過給機がこれに相当するが、タービン動翼入口前の流速分布波は、円周方向360°間に1つだけ発生する。動翼が、1/t秒間で1回転したとすると、t[Hz]の周波数を受ける。理論的に円周方向に1つの波があるとき、この周波数F(t)をフーリエ解析すると、その整数倍すなわちN倍の次数をもつ周波数が、式(1)を用いて計算できる。これは、実際の現象でもN倍の加振周波数が存在することを意味する。

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum a_N \sin(N\omega t + \delta) \quad (1)$$

ここで、F(t)、a₀、a_N、N、ω、t、δは、それぞれ任意の波を表す周期関数、その波の平均値、N次の波の大きさ、整数値、回転数、時間、位相差を表す。

ここで、1枚の動翼に着目すると、動翼は1回転する毎に1回の波を受けることになる。動翼の回転を上げていくと、動翼が1秒間に受ける波も増加していき、動翼のもつ固有振動数の1/Nに波の周波数が一致する回転

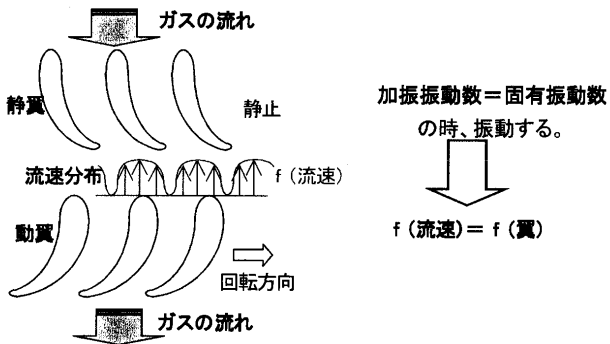


図8 ノズル付きタービン動翼の振動発生原理

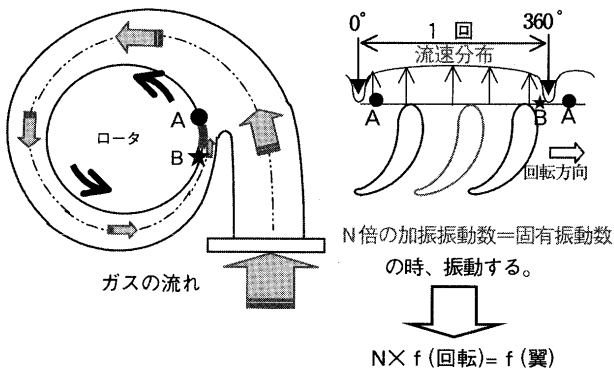


図9 ノズルなしタービン動翼の振動発生原理

数に到達すると共振となり振動応力が発生する。つまり、ノズルなしの場合は、1つの波をフーリエ解析して得られるN倍の振動成分が翼振動を発生させる。図10の上図に、その1つの波が360°中、短い間隔に発生(30°のみ発生)した場合におけるフーリエ解析前後の波形を示し、図10の下図にはフーリエ解析後のa_Nの値を示す。図11には、図10と同様であるが1つの波が360°中、長い間隔に発生(90°のみ発生)した場合を示す。図10と図11を比較することにより、理論的には360°中、短い間隔だけに波が発生した場合の方が、高次まで均等に強い波を発生させることがわかり、これらの成分が動翼を振動させるので、タービンケーシングのスクロール内部は、短い間隔での変動、すなわち極端な流速変動を起こさないように設計される⁵⁾。

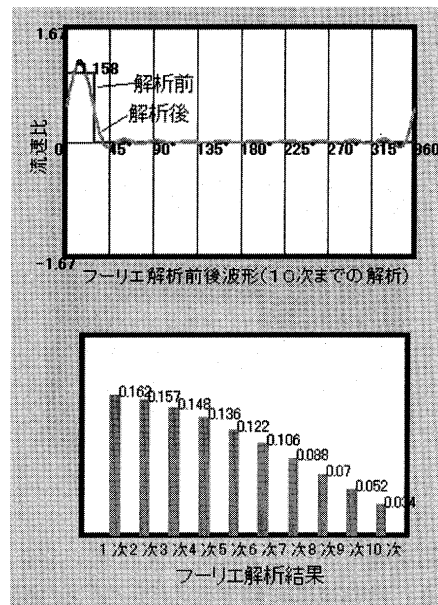


図10 フーリエ解析(30°ステップ波形)

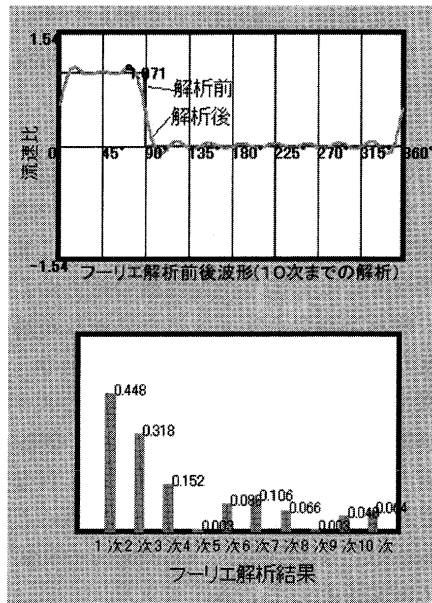


図11 フーリエ解析(90°ステップ波形)

4.3 翼振動の計測

4.3.1 翼振動計測機器

翼振動を測定するための計測機器としては、テレメータ、スリップリング、光学的非接触プローブなどがよく用いられる⁶⁾。これら機器の計測上の特徴をつぎに簡単に述べる。

テレメータおよびスリップリング方式は、動翼に貼付けた歪ゲージの出力信号を静止側の計測器に送るもので、スリップリングについては回転側のブラシと静止側のターミナルが接触しているため、ブラシの摩耗が生じる高回転領域の計測には向いていない。

光学的非接触プローブの場合は、タービンケーシングに非接触プローブを取り付け、動翼の変位を直接計測する方式で、歪みゲージなどを必要としない利点がある。しかし、小型船用過給機のように1種類のタービンロータに対し、複数のタービンケーシングを有する場合は、全てのタービンケーシングにプローブ取付け用の細工を施すのは構造上に困難を伴う。

テレメータ方式の場合、上述した方式の欠点が発生しないため、小型船用過給機の翼振動計測には、図12に示すようにテレメータを使用することが多い。

4.3.2 テレメータによる翼振動の計測

通常、小型船用過給機の翼振動計測で使用されているテレメータは、外径 $\phi 25$ [mm]、重さ17[g]程度のものである。図1にテレメータを装着した状態の過給機の断面図を示したが、小型船用過給機の中でも $\phi 130$ [mm]程度の小さなコンプレッサ外径をもつ過給機の場合には、全ロータ重量に対するテレメータ重量の割合が大きくなり、アンバランスなどの影響が増し、最高回転数まで過給機を回すことが難しくなるが、通常はアンバランスなどを減らすために回転体全体でのアンバランス修正に加え、種々の細工を施して最高回転数まで回している。したがって、過給機が小さく、また最高回転数が高くなるほど小さなテレメータが要求されることになる。

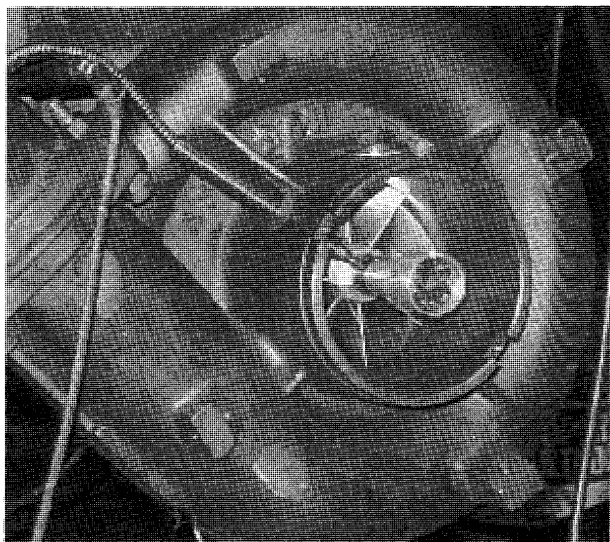


図12 テレメータ装着の様子

つぎに、計測内容について説明する。テレメータにより計測しているのは動歪みである。共振時には遠心力と振動応力が動翼に生じるので、この両者の同時計測が望ましい。この場合、これらを分離して計測するDC(直流)成分の信号を正確に取り出す必要がある。しかし、これは技術的に非常に難しい。その理由は、高温場では動翼と歪みゲージの僅かな熱膨張の違い等により零点のシフトが発生する。また、静歪み計測のためには別回路を動歪み計測用テレメータに装着する必要があるが、テレメータのサイズが大きくなるなどの不具合が発生し、高回転領域まで翼振動を計測できなくなるためである。したがって、通常、動翼にかかる力を把握する場合は、遠心力をあらかじめ数値解析により求め、振動応力はテレメータによる動歪み計測から求めている。

4.3.3 翼振動の較正

テレメータにより計測した動歪みは、電圧として出力される。したがって、1[V]当たりの歪みの大きさを正確に把握しておく必要がある。ここでは、テレメータにより計測した翼振動の計測値の較正方法について説明する。

通常、較正する時は、歪みゲージとテレメータを結線した後、擬似歪み発生装置により擬似歪み(較正信号)を入力し、そこで得られる電圧との比較で1[V]当たりの歪みを求めている。しかし、タービン動翼に貼り付けた歪みゲージの較正を行う場合、テレメータと歪みゲージの間は高温に強いニッケル線で結線している。ニッケル線は抵抗が大きいいため、300[mm]程度の結線でも20[Ω]程度の抵抗がある。このような結線の状況下で擬似歪みを入力して得られる電圧は、ニッケル線分の抵抗を加味していないので、実際の歪みとはかなりのずれが生じることになる。したがって、ニッケル線などで配線した歪みゲージによる計測では、その抵抗分を含めた状態で較正しておくことが肝要である。

5. むすび

本稿では、船用過給機の翼振動低減技術、翼振動発生メカニズム、小型船用過給機の翼振動計測技術を中心に紹介した。近年は自然環境の悪化が進む中、環境問題に対する意識の向上、政府の排ガス規制などによる法規制などに対処するため、新規設計による高性能過給機の開発に対する期待は非常に大きい。終わりにのぞみ、本稿が今後の過給機開発に役立つことができれば幸いである。

参考文献

- (1) Meher-Homji, C. B. (1995), International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition Huston, 95-GT-419.
- (2) 松尾栄人, ほか3名 (1996), 機論 (B編), 62-602, 103-109.
- (3) 岩城史典, ほか2名 (1997), 日本ガスタービン学会誌, 25-98, 106-109.
- (4) 金子康智, ほか3名 (1993), 機論 (C編), 59-559, 44-49.
- (5) 岩城史典, ほか4名 (2001), 日本ガスタービン学会誌, 29-3, 70-76.
- (6) 梅村直, ほか5名 (1989), 内燃機械学会誌, 28-361, 47-50.

ガスタービンの熱力学(1)

川口 修^{*1}

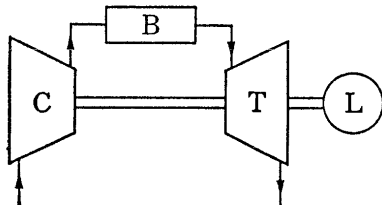
KAWAGUCHI Osamu

キーワード：ガスタービンサイクル，熱力学，熱効率，基本ガスタービン

1. ガスタービンの基本サイクル

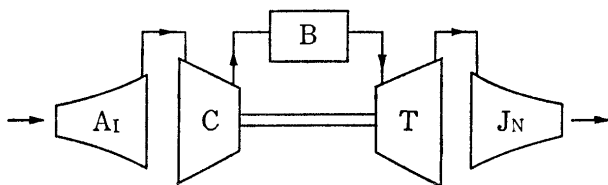
ガスタービンはタービンと呼ばれる速度型膨張機を持つ気体サイクル機関であり，気体を圧縮機で圧縮し，これを加熱して生じた高温・高圧ガスでタービンを回すので，タービンの出力のうち圧縮機駆動動力を差し引いたものが有効出力として外部に動力として取り出せる。大気を吸引，圧縮し，燃料を加えて燃焼させることで高温・高圧ガスを作り，これによって出力を得る方式がもっともよく使われ，これをオープンサイクル・ガスタービンとよび，通常ガスタービンはこの形式である。このほかに作動流体を外部から取り入れず，外部へも排出しない形式があり，これをクローズドサイクル・ガスタービンと呼ぶ。

ガスタービンには定積型も考えられたが，現在では定常流動定圧燃焼式ガスタービンが一般的であり，圧縮機，燃焼器，タービンを基本3要素とする。この3要素



C: 圧縮機 B: 燃焼器
T: タービン L: 負荷

図1 基本ガスタービン



Ai: 空気取入口 JN: ジェットノズル

図2 ターボジェット

のみからなるガスタービンを基本ガスタービン，もしくは単純ガスタービンと呼び，あらゆるガスタービンの基本となる。図1にはタービン出力のうち圧縮機仕事分を除いたものを軸出力として外部に取り出す形式を示すが，タービン出力をすべて圧縮機仕事に費やし，タービンを出た高温ガスをノズルより高速気流として外部に噴出して推力を得るのが図2のターボジェットエンジンである。また，このタービンを出た高温ガスで更に下流のタービンを駆動して軸出力を得るのが図3に示すフリータービンである。この場合，前の3つの要素からなる部分は高温・高圧ガスの発生装置であり，ガスジェネレータと呼ばれる。

クローズドサイクル・ガスタービンは例えば図4のような構成で，圧縮機を出た作動流体は加熱器で外部から間接的に加熱されて高温・高圧となり，タービンに導かれる。タービンを出た作動流体は冷却器で外部に熱を捨てて低温になり再び圧縮機にはいる。作動流体は循環して外部へ出ないので，その種類を自由に選ぶことが出来，また，加熱源にも制限はなく，高温流体でも良いし，低

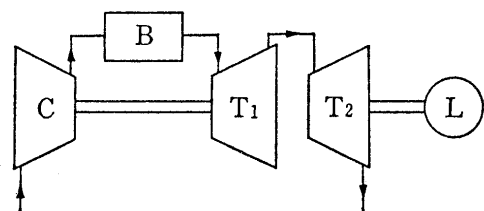


図3 フリータービン

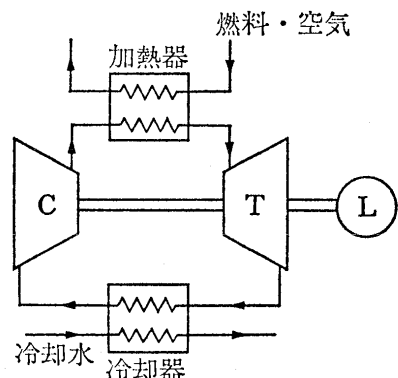


図4 クローズドサイクルガスタービン

原稿受付 2001年6月5日

*1 慶應義塾大学理工学部機械工学科

〒223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1

質燃料を燃焼させても良い。ただ、熱交換器が大きくなるので特殊なケース以外は使われない。

以上のガスタービンはいずれも個々の要素の熱力学的な扱いは変わらず、その組み合わせの際に入口、出口条件を考慮すればよい。

2. ガスタービンの熱力学的扱い

ガスタービンは一般的に利用されるオープンサイクルでは、作動流体が空気および燃焼ガスであり、蒸気タービンのように作動流体が液体と気体の間を繰り返し変化することはない。しかも、サイクルにおける温度、圧力の範囲では理想気体に近い性質を持っている。大半のガスタービンが採用している開放サイクルでは、作動流体は燃焼器以前では空気であり、燃焼器内で燃料が添加され燃焼して燃焼ガスとなっても、加えられる燃料の質量流量は空気の3%以下程度であるので、熱サイクルとして大まかな性能計算をする際には燃焼ガスも高温の空気として扱っても大きな誤差を生むことはない。

以上のような理由から、ガスタービンを熱サイクルとしてその性能を概算する場合には、作動流体を理想気体として扱い、圧力 P 、比容積 v 、質量 m 、温度 T 、気体定数を R とすると、 $Pv = mRT$ という理想気体の状態方程式を満足するものとする。また、ガスタービンの各要素に流入する理想気体である作動流体が経験する個々の物理的、化学的な過程を取り上げることなく、それらをひとまとめにして考え、要素の入口、出口の状態量を予測する。

3. 作動流体の状態変化

ガスタービンの作動流体である空気あるいは燃焼ガスは、圧縮機、燃焼器、タービンにおいて、外部から仕事や熱を受け、あるいは外部に仕事をしてその温度、圧力、比容積を変化させる。その変化の過程は、圧縮機における圧縮過程、燃焼器における加熱過程、タービンにおける膨張過程の3つが主要なものである。圧縮機で行われる圧縮過程、タービンで行われる膨張過程は、断熱的に行われると考えて良い。

閉じた系の場合には、仕事 L は $\int Pdv$ で表されるが、ガスタービンのように作動流体が連続的に流動する場合には、ガスの流動のためになされる仕事分を考慮しなければならない。すなわち、作動流体がタービン入口3から出口4までのタービンに行く膨張仕事量を L_t とすると、入口と出口におけるエネルギー保存則から

$$P_3v_3 + u_3 + \frac{c_3^2}{2} = P_4v_4 + u_4 + \frac{c_4^2}{2} + L_t$$

となる。ただし、 P は圧力、 v は比容積、 u は内部エネルギー、 c は流速である。従って、この式からタービンの発生仕事 L_t が求められる。しかし、ガスの運動エネルギーの寄与分は大きくないので、以下のようにタービン仕事はタービン内のエンタルピー h の変化に等しい

と考える。

$$L_t = h_3 - h_4 + \frac{1}{2}(c_3^2 - c_4^2) \doteq h_3 - h_4$$

同様に圧縮機において入口1から出口2に至るまでの圧縮仕事を L_c とすると

$$L_c = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \doteq h_2 - h_1$$

となる。

燃焼器における変化は、ほぼ等圧過程と考えられ、作動流体は仕事を行わないので、加熱量はエンタルピーの増加量に等しいと考えられる。

$$Q_b = h_3 - h_2$$

本稿では仕事量、エンタルピー、内部エネルギー等のすべての示量的状態量は作動流体の単位質量あたりで考えられている。

4. ガスタービンにおける基本過程

4.1 圧縮過程

圧縮機には種々の形式があるが、いずれも回転軸に取り付けられた翼の回転運動によって機械エネルギーを空気に与えて圧縮し、圧力を上昇させる。前述のように、圧縮過程において空気に与えられる仕事分は出口のエンタルピー上昇になる。実際の圧縮機内の高速流れにおいては、乱れや摩擦による損失を伴うので必要な圧力上昇を行わせるに必要な仕事は、理想的な圧縮過程による等エントロピー圧縮仕事より大きくなる。従って、実際の圧縮仕事を L_{ca} とすると、圧縮機効率 η_c が定義される。(図5参照)

$$\eta_c = \frac{L_c}{L_{ca}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

ただし、添字 s は等エントロピー圧縮過程を表し、 h_{2s} は等エントロピー圧縮後の圧縮機出口におけるエンタルピーを表す。

圧縮機の圧力比 $\frac{P_2}{P_1}$ を ϕ_c とすると、出口圧力 P_2 、出口温度 T_2 は以下ようになる。

$$P_{2s} = P_2 = \phi_c \cdot P_1$$

$$T_{2s} = T_1 \cdot \phi_c^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}$$

ここで κ は断熱指数 (比熱比) である。

したがって、圧縮仕事は圧縮過程における平均比熱を c_p として

$$L_c = h_{2s} - h_1 = c_p (T_{2s} - T_1) = c_p T_1 \left\{ \phi_c^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} - 1 \right\}$$

となる。これは理想的な断熱過程における仕事であるから、実際の圧縮仕事は

$$L_{ca} = \frac{L_c}{\eta_c} = \left\{ \frac{c_p T_1}{\eta_c} \right\} \left\{ \phi_c^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} - 1 \right\}$$

圧縮機出口における温度は

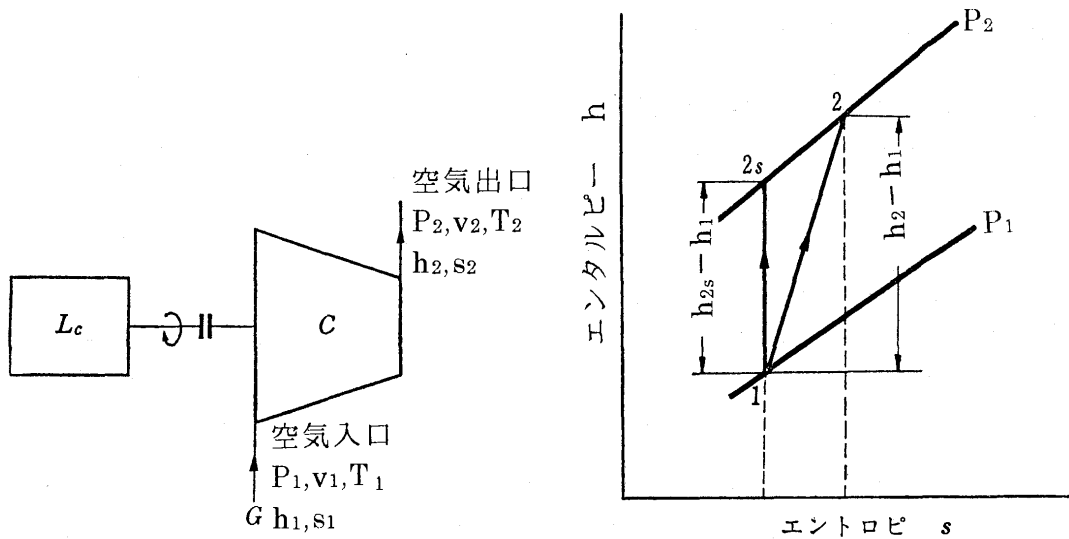


図5 圧縮機における圧縮過程のエンタルピー・エントロピー (h-s) 線図

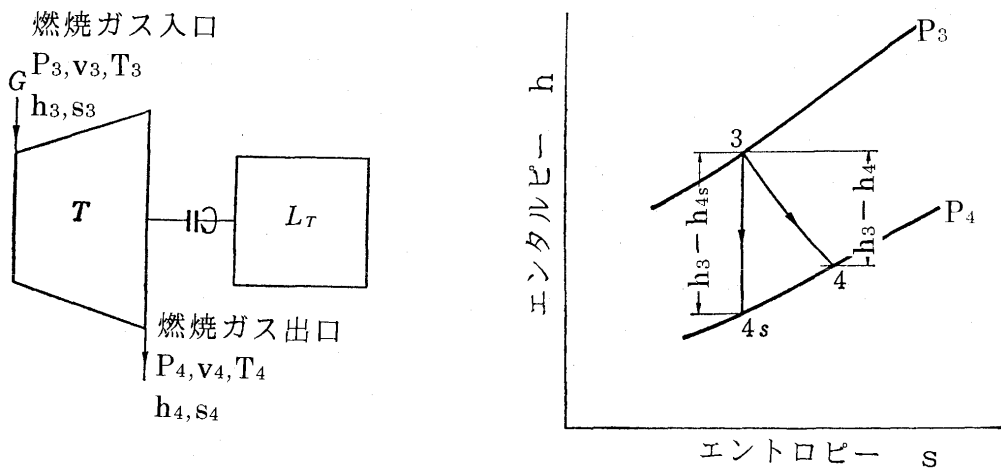


図6 タービンにおける膨張過程のエンタルピー・エントロピー (h-s) 線図

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\phi_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right\}$$

となって、理想的な圧縮過程と同じ出口圧力になるように圧縮すると流体の内部摩擦により理想過程の場合より出口温度は高くなる。

4.2 膨張過程

タービンでは燃焼器から送られてきた高温・高圧の燃焼ガスが回転翼内を通りながら機械的エネルギーを生み出してタービンに回転力を与え、一方で圧力は降下する。タービンの入口、出口状態をそれぞれ3, 4とし、流体の単位質量あたりのエンタルピーをh, 発生仕事をLとすると、

$$L = h_3 - h_4$$

となってタービンの発生仕事は作動流体の全エンタルピーの減少分に等しい。厳密には作動流体の運動エネルギーの入口、出口の相違を考慮するが、静的なエンタルピーに比して大きくないので省略して考える。

タービン入口圧力 P_3 と出口圧力 P_4 との比 ϕ_t をタービン膨張比 (または圧力降下比) という。タービン内の膨張過程は断熱的ではあるが、等エントロピー的ではなく、実際のタービン発生仕事 L_{at} は、同じ圧力降下を行う等エントロピー膨張仕事よりも小さい。(図6参照)

$$\eta_t = \frac{L_{at}}{L_t} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})}$$

このように定義された η_t をタービン効率と呼ぶ。 h_{4s} はタービン内で等エントロピー膨張をした場合のタービン出口のエンタルピーを表す。

等エントロピー膨張時のタービン出口圧力 P_{4s} , 出口温度 T_{4s} は、

$$P_{4s} = P_4 = \frac{P_3}{\phi_t}$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot \phi_t^{\frac{-(\kappa'-1)}{\kappa'}}$$

となる。 κ' はタービン内を流れるガスの断熱指数である。

タービン内を流れるガスの膨張仕事は、入口、出口の燃焼ガスのエンタルピー差であるので、膨張過程におけるガスの平均比熱を c_p' とすると

$$L_t = h_3 - h_{4s} = c_p'(T_3 - T_{4s}) = c_p' T_3 \left\{ 1 - \phi_t^{-\frac{(\kappa'-1)}{\kappa'}} - 1 \right\}$$

となる。これは理想的な断熱膨張過程における仕事であるから、実際の膨張仕事は

$$L_{ta} = \eta_t \cdot L_t = \{c_p' \eta_t T_3\} \left\{ 1 - \phi_t^{-\frac{(\kappa'-1)}{\kappa'}} \right\}$$

タービン出口における温度は

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_t \left(1 - \phi_t^{-\frac{(\kappa'-1)}{\kappa'}} \right) \right\}$$

となって、理想的な膨張過程と同じ出口圧力になるようにガスを膨張させると、流体の内部摩擦により理想膨張時よりも出口温度は高くなる。

4.3 加熱過程

圧縮機より送られてくる高圧気体は燃焼器において等圧のもとで加熱される。オープンサイクルでは圧縮機から送られてくる気体は空気であり、燃焼器内で供給された燃料とともに等圧燃焼して、高温・高圧の燃焼ガスがタービンに送られる。ただし、実際の燃焼器では、燃焼の安定化、完全燃焼のために空気流動が工夫されており、また、燃焼による急激な温度上昇があるので、そのための数%の圧力損失があり、厳密には等圧過程ではない。

圧縮機から燃焼器に送られてくる空気は、加えられた燃料の燃焼熱により温度上昇がある。その温度上昇に用いられた熱量は、燃焼器の入口、出口における作動気体のエンタルピー差として求められる。燃焼器の入口、出口状態を添字 2, 3 とすると、入口と出口においてエネルギーが保存されるので、

$$f \cdot h_f + h_2 + f \cdot Hu = (1+f)h_3$$

ただし、 f は単位空気流量に対する燃料流量を表し、 Hu は燃料の低発熱量、 h_f は燃料のエンタルピーを表す。ただし、 h_f は相対的に微小であり、無視される。

燃焼器内で燃料の持つ化学的なエネルギーのうち熱エネルギーに変換できる割合は燃焼効率と定義され、以下のようになる。

$$\eta_b = \frac{(1+f)h_3 - h_2}{f \cdot Hu} = \frac{(1+f)c_p' \cdot T_3 - c_p \cdot T_2}{f \cdot Hu}$$

燃焼効率は実際には 100% に極めて近い値となる。燃焼器の出口の温度 T_3 は、この燃焼効率の定義から

$$T_3 = \frac{\eta_b \cdot f \cdot Hu + c_p \cdot T_2}{c_p' (1+f)}$$

のように求められる。また、燃焼器出口における燃焼ガス温度 T_3 はタービン入口温度に近い値であり、タービン翼の耐熱性からその限界温度が決まるので、燃焼器の入口温度 T_2 が決まれば燃料流量 f の最大値が求まることになる。

5. 基本ガスタービンサイクル

圧縮機、燃焼器、タービンの 3 つの基本構成要素からなるガスタービンサイクルを基本ガスタービンサイクル (または単純ガスタービンサイクル) と呼び、その圧力・比容積 ($P-v$) 線図、エンタルピー・エントロピー ($h-s$) 線図は図 7, 8 のようになる。

理想サイクルにおいては、圧縮過程は等エントロピー圧縮 1-2 となるが、実際のサイクルではエントロピーが増加し、 $T-s$ 線図上で右に傾いた線 1-2' となる。また、膨張過程においても理想サイクルでは等エントロピー膨張 3-4 となるが、実際サイクルではエントロピーが増加して経路 3-4' となる。理想サイクルでは圧縮過程が終了した点 2 から作動流体は等圧下における燃焼により温度上昇し、等圧線に沿ってタービン入口点 3 に達する。実際サイクルでは燃焼器内の流動や、熱膨張による加速で圧力損失が生じ、2-3 の線の勾配は多少小さくなり、出口温度が同一であれば点 3 は右にずれる。

基本ガスタービンサイクルの熱効率は、燃料あるいは外部熱源によって作動流体に供給された熱量から、タービンにおいて実質的に仕事に変わって減少した作動流体の熱量を差し引いた排出熱量を考慮して、供給熱量の利用効率を考えればよい。これは、タービンによる発生仕事量から圧縮機で圧縮に使われた仕事量を差し引いて、外部に取り出せる有効仕事量の発生仕事量に対する割合に等

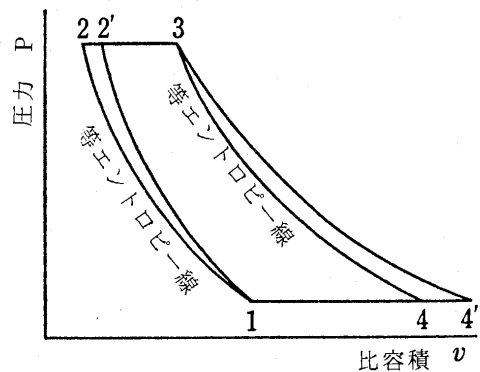


図 7 基本ガスタービンの圧力・比容積 ($P-v$) 線図

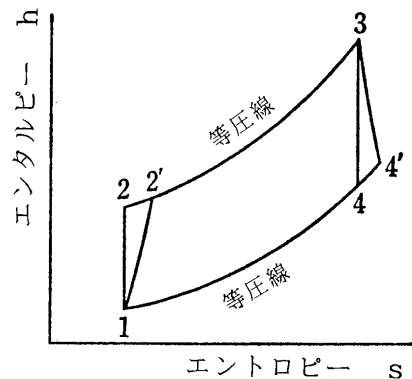


図 8 基本ガスタービンのエンタルピー・エントロピー ($h-s$) 線図

しい。

理想サイクルの場合の熱効率 η_{th} は、作動流体の比熱が一定であれば

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{(\text{供給熱量}) - (\text{排出熱量})}{(\text{供給熱量})} \\ &= \frac{(h_3 - h_{2s}) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_{2s}} = 1 - \left\{ \frac{c_p (T_{4s} - T_1)}{c_p (T_3 - T_{2s})} \right\} \\ &= 1 - \frac{T_3 \phi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} - T_{2s} \phi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{T_3 - T_{2s}} = 1 - \phi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}\end{aligned}$$

となつて、理想サイクルでは圧力比のみの関数となることが分かる。

実際サイクルにおける熱効率 η_a は、圧縮機効率、タービン効率を考慮して前述のように圧縮機出口温度 T_2 、タービン出口温度 T_4 を算出して以下のように求められる。

$$\begin{aligned}\eta_a &= \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \\ &= \frac{\eta_t T_3 \left(1 - \phi_t^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left(\phi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_3 - T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\phi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right\}}\end{aligned}$$

ただし、この場合は圧力損失、燃料添加による流量増加は無視し、燃焼効率は 100% としている。

図 9 に示すように、理想サイクルにおいては、熱効率 η_{th} は圧力比 ϕ が大きいほど高くなるが、実際サイクルの熱効率 η_a は圧力比 ϕ の単調増加関数とはならない。実際サイクルでは、圧力比の増加によってタービン出力仕事量の増加を圧縮機駆動仕事の増加が上回り、有効仕事が減少するためである。従つて、実際サイクルではある圧力比 ϕ において熱効率が最大を示すこととなり、この圧力比を最適圧力比という。

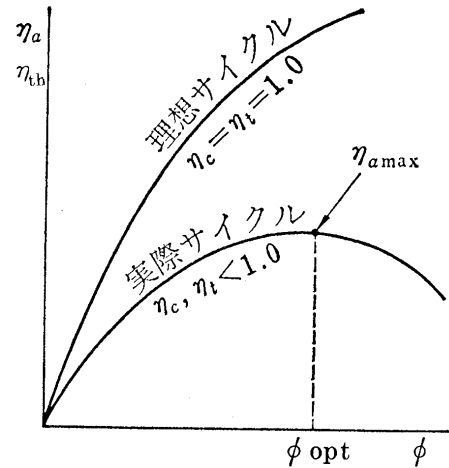


図 9 圧力比と熱効率の関係

また、実際熱効率 η_a はサイクルにおける最高・最低温度比 $\theta = \frac{T_{t3}}{T_{t1}}$ の影響を受け、温度比の増加は効率の増加につながる。すなわち、タービン入口温度 T_3 の上昇、圧縮機入口温度 T_1 の降下は、いずれも実際熱効率 η_a の改善につながる。

実際の基本サイクルガスタービンが成立するためには、タービン仕事量が圧縮機仕事量を上回り、有効仕事が外部に取り出せること、すなわち、実際熱効率 η_a が正の値になることが条件である。従つて、この条件が成立するには

$$\eta_c \cdot \eta_t \cdot \theta \cdot \phi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \geq 1$$

であることが必要であり、圧縮機効率 η_c 、タービン効率 η_t が低ければタービン入口温度 T_3 、もしくは θ を高く設定しなければならない。このようなガスタービンの成立条件であるために、19 世紀末にガスタービンの原理が考案されながら 1940 年頃まで実用化できなかったのである。

遠心圧縮機用羽根付きディフューザ内の流れ (インペラ出口流れの非一様性を考慮した流れ解析)

Study on the Flow Field in the Vaned Diffuser of a Centrifugal Compressor (CFD Analysis with Flow Deviation at Impeller Exit)

玉木 秀明*¹
TAMAKI Hideaki

中尾 秀史*¹
NAKAO Hidefumi

キーワード：遠心圧縮機，羽根付きディフューザ，三次元圧縮性粘性流れ解析
Centrifugal Compressor, Vaned Diffuser, CFD

Abstract

Flow field in the vaned diffuser was calculated with CFD code at various compressor operating points. Impeller discharge total pressure and flow angle, which were measured with a 3-hole yaw probe, were used as the inlet boundary condition for the calculations. We investigated the variation of the pressure recovery factor, total pressure loss coefficient and blockage factor from choke flow rate to surge flow rate with the calculated results. The calculated results also showed the strong secondary flow, which was caused by the flow angle distribution at the diffuser inlet, would energize the flow near shroud and restrain the separation near shroud.

1. 緒言

流れの数値解析技術と計測技術の向上により遠心圧縮機の内部流れの研究は、近年めざましく進展している。特にインペラに対しては、多くの実験的および数値解析の研究が実施されている。一方、インペラの下流に位置し、静圧回復を行う羽根付きディフューザ内部の流れについては、インペラ出口流れの非一様性による影響もあり不明な点が多い。

インペラ出口流れの持つ非一様性の内、周方向の非一様性はインペラ下流のペーンレススペースですばやく混合し一様化するが、ハブ、シュラウド間の分布は一様化しにくいことが Senoo と Ishida⁽¹⁾、Mounts と Brasz⁽²⁾ により報告されている。筆者らは前報⁽³⁾においてインペラ出口のハブ、シュラウド間の流れの非一様性を考慮した三次元圧縮性粘性流れ解析 (CFD) によりディフューザペーン内のフローパターンを定性的に再現できることを示した。

近年、CFD による流れ解析の高精度化や高速化が実現されつつあるが、初期設計の段階において一次元性能予測は依然として重要な地位を占めている⁽⁴⁾。本研究では一次元性能予測を行う上で必要な羽根付きディフューザ内の流れ場を把握するために、前報⁽³⁾の解析方法を用

いて圧縮機のチョーク点からサージ点近傍の作動点における内部流れについて詳細な検討を行った。

2. おもな記号

- A : 面積 (mm²)
- AR : ディフューザ面積比
- B : 流路幅 (mm)
- bl : ブロッケージファクタ
($=1 - [\text{流体力学的面積}/\text{幾何学的面積}]$)
- c_t : ペーン角に垂直方向の速度成分 (m/s)
- c_x : 流路幅 (スパン) 方向速度成分 (m/s)
- Cp_{i-j} : 圧力回復係数 ($(p_j - p_i)/(P_{0i} - p_i)$)
- Cp_M : 流路中央部の圧力回復係数 (式(1)参照)
- $Loss$: 全圧損失係数
- Mu : 周速マッハ数 ($U_2/(\kappa R_g T_1)^{0.5}$)
- P_0 : 全圧 (Pa)
- p : 静圧 (Pa)
- Q : 体積流量 (m³/s)
- R : 半径 (mm)
- R_g : ガス定数 (J/(kg/K))
- T : 全温 (K)
- U_2 : インペラ周速 (m/s)
- W_{th} : スロート幅 (mm)
- X : ハブ、シュラウド間距離 ($X=0$: ハブ) (mm)
- Z_V : ディフューザペーン枚数
- α : 絶対流れ角 (半径方向からの値) (°)

原稿受付 2001年1月27日

* 1 石川島播磨重工業株式会社 機械プラント開発センター
ターボ機械開発部
〒135-8732 東京都江東区豊洲 3-1-15

- α_{3v} : ディフューザベーン入口角 (°)
- α_{4v} : ディフューザベーン出口角 (°)
- η : 断熱効率
- κ : 比熱比

添字

- 1 : インペラ入口
- 2 : インペラ出口
- 3 : ディフューザベーン入口
- 4 : ディフューザベーン出口
- 5 : 圧縮機出口 (スクロール出口)
- 2*m* : インペラ出口状態計測位置 (1.1*R*₂)
- 4*m* : 翼形ディフューザ出口計測位置 (1.58*R*₂)
- H* : ハブ
- M* : 流路中央部 (0.5*B* の位置)
- ref* : 設計点
- th* : スロート

表1 ディフューザ諸元

R_3/R_2	1.15	Z_v	21
R_4/R_2	1.56	$W_{th}(mm)$	16.36
B_3/B_2	1.0	AR	1.8
$\alpha_{3v}(^\circ)$	70.0		

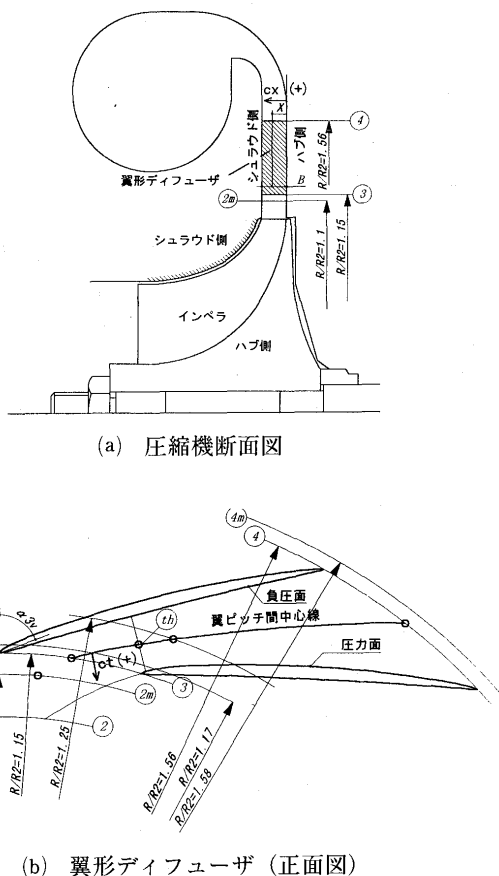


図1 ディフューザ形状

3. 研究方法

表1と図1に本研究で解析を行った羽根付きディフューザの形状を示す。解析には三次元粘性圧縮性流れ解析コードBTOB3D⁽⁵⁾を用いた。解析に用いた格子点数は流れ方向に95点、ハブ、シュラウド間に23点、翼間に26点の計56810点である。計算の安定性を増すため $R=0.9R_2$ (R_2 はインペラの半径を示す)の位置を入口境界とした。

本研究では外径247mm、バックワード角35°、出口幅14.89mmのインペラの出口流れをディフューザの流入条件として用いている。インペラの周速マッハ数 Mu は0.92であり、インペラ出口の流れの状態は $R=1.1R_2$ の半径位置で3孔ヨーメータによりトラバース計測されている。インペラ出口のトラバース計測には後流に位置する羽根付きディフューザの影響を避けるため羽根無しディフューザを用いた⁽⁶⁾。なお、周方向面積とトラバース計測により得られた流速と密度を用いて算出した流量と圧縮機出口配管に設置したオリフィスにより計測した流量の差は5%以下である。

本計算ではインペラ出口のハブからシュラウドにかけての流れの非一様性を考慮するために、入口境界 $R=0.9R_2$ においてハブ、シュラウド間で分布を持つ流れ角と全圧を境界条件として与え、流量が目標の流量となるまで出口境界における静圧を変化させた。計算により得られた $R=1.1R_2$ における流れ角と全圧分布が同位置における3孔ヨーメータによるトラバース計測結果とほぼ一致するように $R=0.9R_2$ におけるハブ、シュラウド間の流れ角分布と全圧分布を調整した。

4. 流れ解析結果および考察

図2に解析を行った羽根付きディフューザにインペラを組合わせた場合のスクロール出口における圧力比・効率-流量特性(圧縮機全体性能)を示す。効率は設計点の効率 η_{ref} に対する比で、流量は設計点における流量 Q_{ref} で無次元化した。図3に $R=1.1R_2$ における流れ角

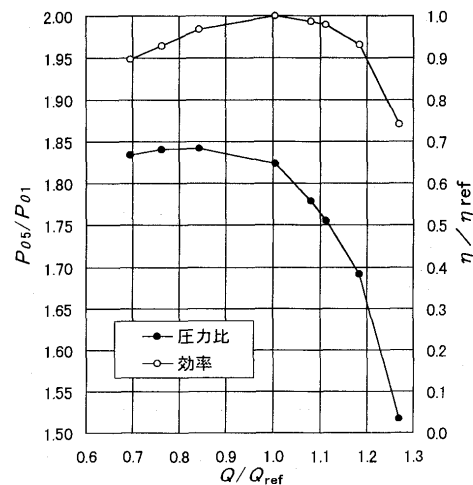
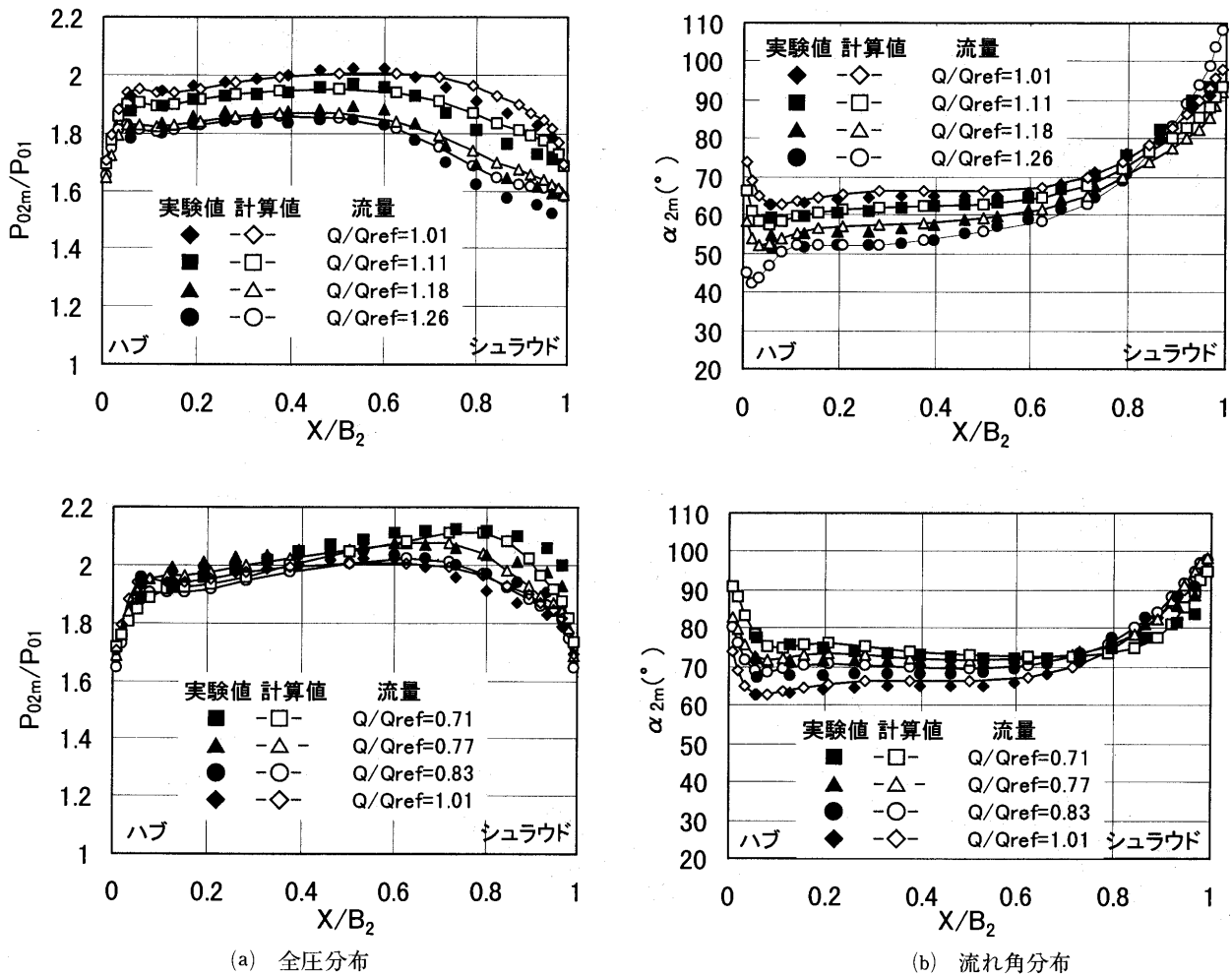


図2 圧縮機全体性能 (実験値)



(a) 全圧分布 (b) 流れ角分布
 図3 $R = 1.1R_2$ における全圧分布と流れ角分布 (実験値と計算値の比較)

分布と全圧分布の計算値と計測値の比較を示す。計測値と計算値はほぼ一致しており、本計算はインペラ出口でのハブからシュラウドにかけての流れの非一様性を十分反映していると考えられる。

図4に計算と実験から得られた $R = 1.1R_2$ から $R = 1.58R_2$ 間の圧力回復係数 Cp_{2m-4m} を、その最大値 $(Cp_{2m-4m})_{max}$ で無次元化した値と $R = 1.1R_2$ における流量平均流れ角との関係を示す。計算値は計測値と定性的に良い一致をしている。なお、実験値と計算値は定量的に約10%異なる。

以下に流れ解析結果の検討結果を示す。

4.1 フローパターン

図5にチョーク点からサージ点近傍におけるハブ近傍($X/B = 0.08$)の速度ベクトルと大流量域($Q/Q_{ref} = 1.18$)およびサージ点近傍($Q/Q_{ref} = 0.71$)におけるシュラウド近傍($X/B = 0.92$)の速度ベクトルを示す。図中の実線で示すはく離領域は半径方向の速度成分が負となる領域である。

ハブ近傍では大流量域で圧力面側にはく離域が存在しているが、設計流量に近づくとつれこのはく離域は減少する。大流量域におけるはく離域の発生は、ハブ近傍の流れ角がベーン取付け角 $\alpha_{3v} = 70^\circ$ と比較して $10 \sim 25^\circ$

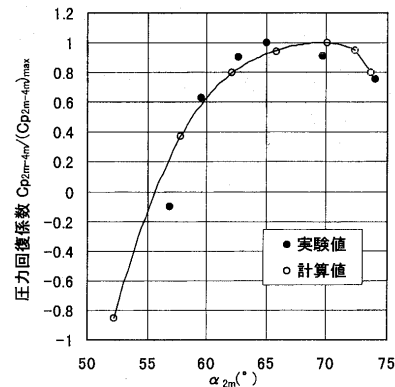


図4 圧力回復係数 ($R/R_2 = 1.1 \sim R/R_2 = 1.58$)

小さいことが原因であると考えられる(図3)。流量が設計流量より減少すると再び圧力面側ではく離域の拡大が見られる。また、サージ点近傍においてスロート部にはく離域が発生する。これらの流量で見られるはく離域はハブ近傍の流れ角がベーン取付け角とほぼ一致している(図3)ため、大流量域で見られたベーン取付け角と流れ角の不一致が原因で発生するはく離とは異なり、ベーン内の減速が原因で発生するものと考えられる。一方、シュラウド面側の流れには、流量の大小にかかわらずはく離域は見られない。

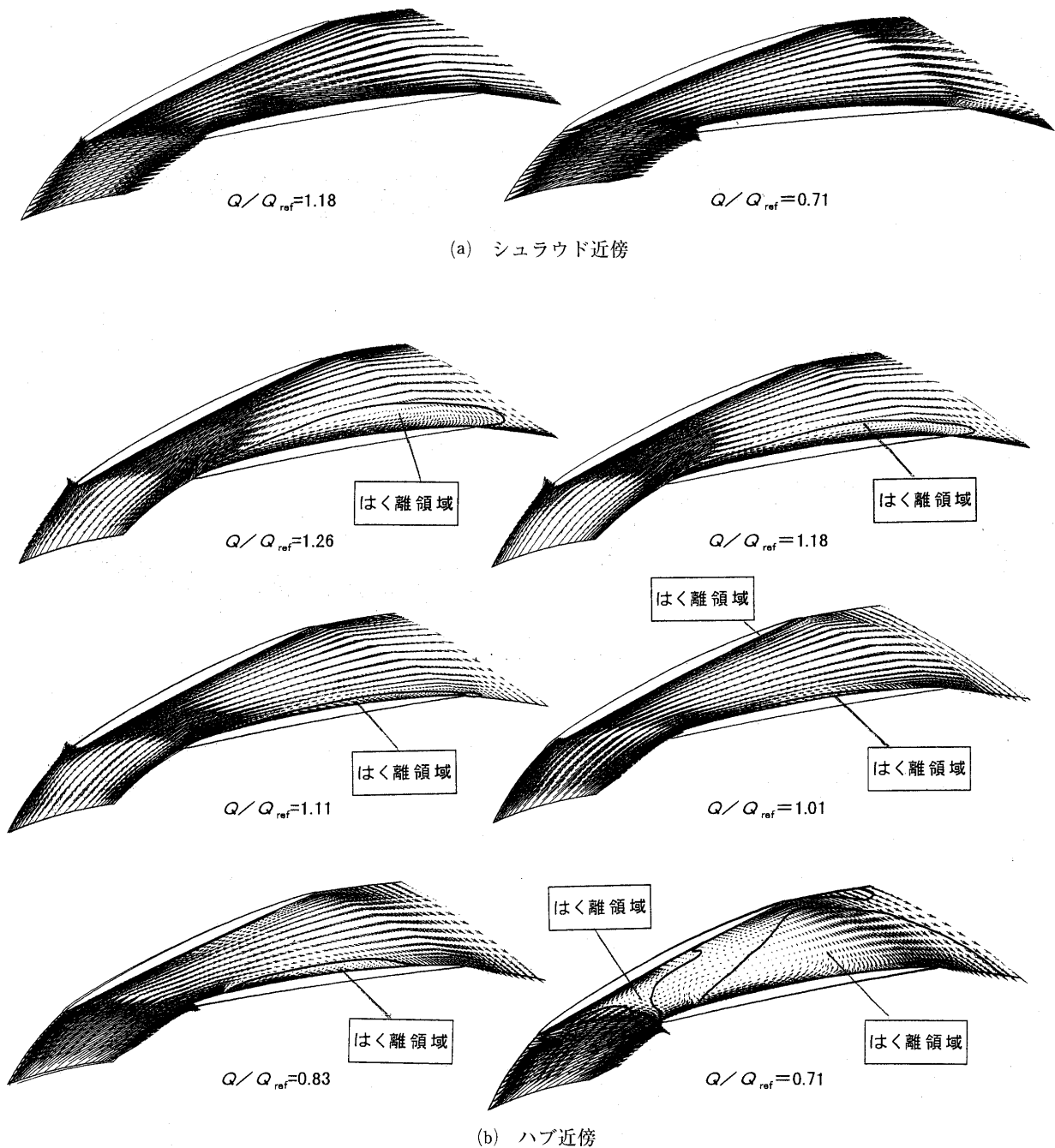


図5 ディフューザ流れ解析結果(速度ベクトル図)

図6に油膜法による流れの可視化結果を示す。油膜として酸化チタン、オレイン酸、高粘度シリンダー油を混合したものを使用した。可視化の際は、約1分間で試験回転数まで加速し、30分間流れを保持したのち開放して油膜を観察した。可視化を行なった流量は $Q/Q_{ref} = 1.18, 1.01, 0.88, 0.67$ である。図6の可視化結果には流量順に図5の $Q/Q_{ref} = 1.18, 1.01, 0.83, 0.71$ の速度ベクトル図が同時に示されている。この可視化結果は図5に示したフローパターンと定性的に良い一致をしている。

4.2 ディフューザ性能

図7に式(1), (2)で定義した翼ピッチ間の中心線における圧力回復係数 C_{pM} と全圧損失係数 $Loss_M$ の増加率

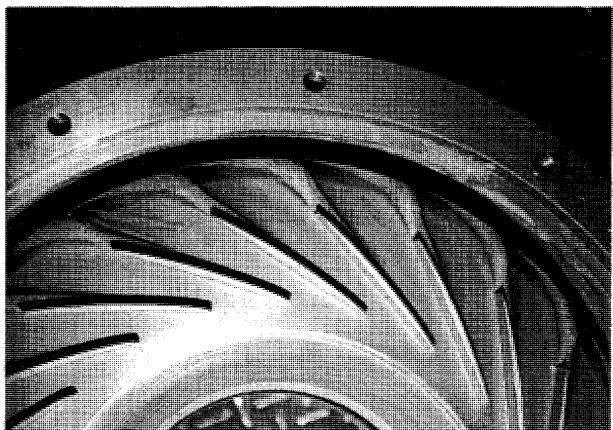
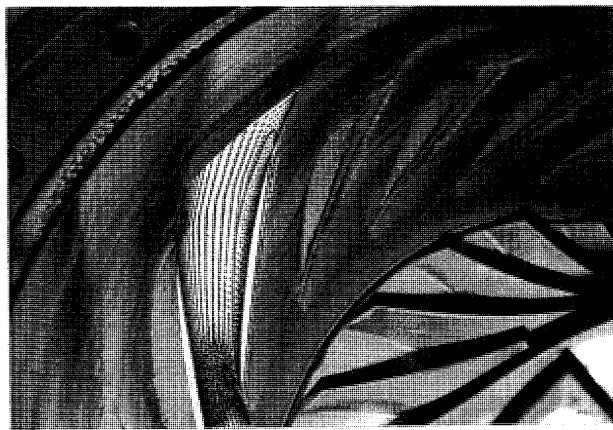
$d(Loss_M)/dR$ を示す。なお、 $d(Loss_M)/dR = -dP_{0M}/dR$ であり全圧の減少率に相当する。

$$C_{pM} = (p_H - p_{3H}) / (P_{03M} - p_{3H}) \quad (1)$$

$$Loss_M = (P_{03M} - P_{0M}) / (P_{03M} - p_{3H}) \quad (2)$$

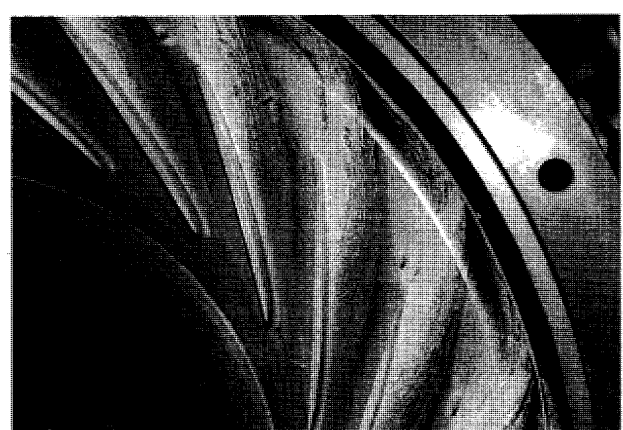
ここで、添字 H はハブ側、 M はディフューザ翼高さ中央($X/B = 0.5$)の位置を示す。

チョーク点近傍($Q/Q_{ref} = 1.26, 1.18$)では、ハブ近傍の圧力面側に発生したはく離域が、ディフューザベーン出口に向かうにつれて拡大している。このため全圧損失係数の増加率はスロート下流で大きくなる。また、圧力回復係数ははく離域の拡大に伴う有効面積の減少により $R/R_2 = 1.25$ 付近まで減少している。なお、 $Q/Q_{ref} = 1.26$



(a) $Q/Q_{ref} = 1.18$ 上:ハブ側 下:シュラウド側

(b) $Q/Q_{ref} = 1.01$ 上:ハブ側 下:シュラウド側



(c) $Q/Q_{ref} = 0.88$ 上:ハブ側 下:シュラウド側

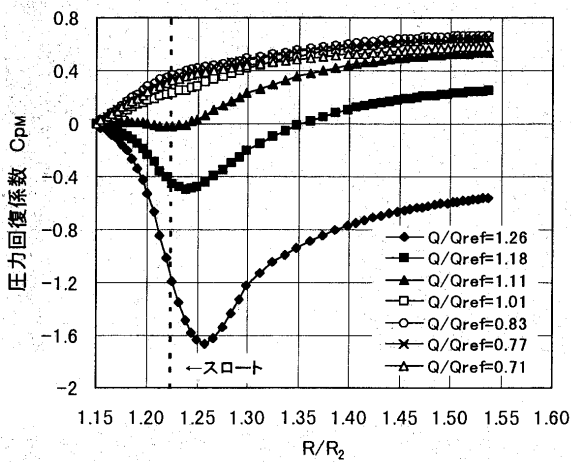
(d) $Q/Q_{ref} = 0.67$ 上:ハブ側 下:シュラウド側

図6 流れの可視化結果

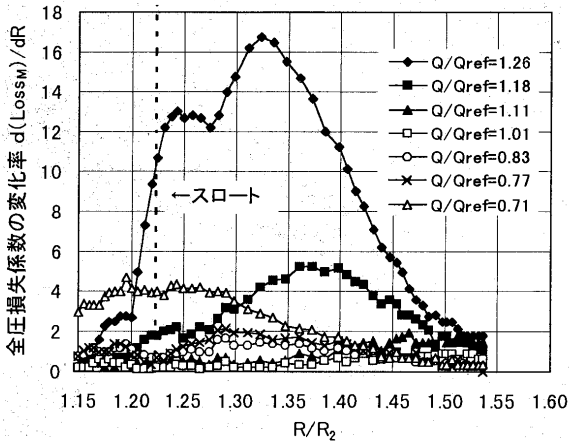
の場合、流れはチョーク状態にある (図8)。

$Q/Q_{ref}=1.11$ の時、ディフューザベーン先端からスロートまでの圧力回復係数はほぼ0となり、圧力回復はスロート下流部分で行われる。 Q/Q_{ref} が1.11より小流量では、流量の減少に伴い羽根先端からスロートまでの圧力回復が増加し、この領域での全圧損失の増加率も大きくなる。

図9にディフューザスロート部と $R/R_2=1.25$ におけるブロッキングファクタを示す。ブロッキングファクタは、翼ピッチ間の中心線上の $X/B=0.5$ における全圧と $X/B=0.0$ における静圧を用いて算出した。 Cp_{3-th} は式(1)より算出したディフューザベーン先端からスロート位置までの圧力回復係数である。



(a) 圧力回復係数



(b) 全圧損失係数

図7 翼ピッチ中心線上における圧力回復係数と全圧損失係数

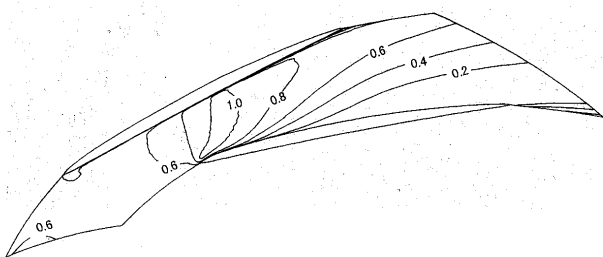
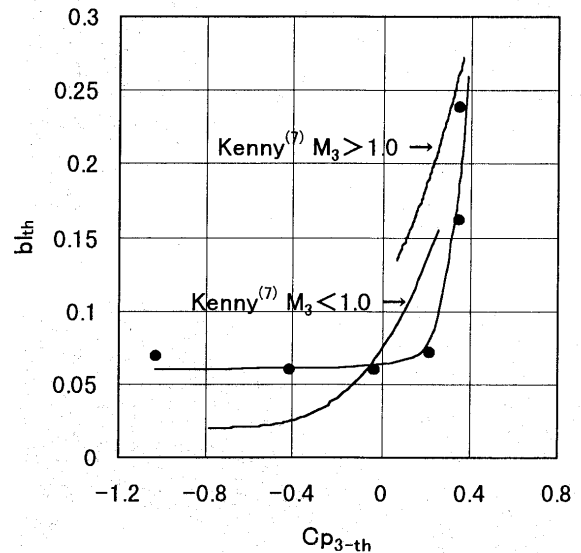


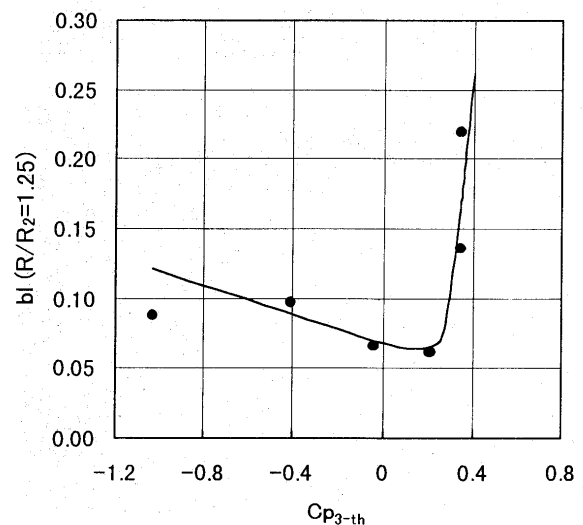
図8 マッハ数分布 ($Q/Q_{ref}=1.26$) ($X/B=0.5$)

図9(a)はスロート部までのブロッキングファクタがチョーク点から設計点にかけてほぼ一定で、設計点を過ぎサージ点に近づくにつれて急激に増大することを示している。この傾向はKennyのデータ⁽⁷⁾と一致している。図9(b)は設計点においてスロート下流のブロッキングファクタが極小値をとり、チョーク側とサージ側で増大することを示している。このブロッキングファクタの増加する割合は図5で述べた様にはく離を誘発する要因の違いのため異なっている。大流量域 (Cp_{3-th} が小さい時)でのこの増加は流れ角とベーン入口角の不一致に起因するはく離が原因であり、流量の増加と共に徐々に増加する。一方、サージ点近傍 (Cp_{3-th} が大きい時)でのブロッキングファクタの増加は、ベーン内の減速に起因するはく離が原因であり、流量の減少とともに急激に発達する。

図5, 図9は設計点以外の流量において、羽根付きディフューザ内の流れは、はく離をする傾向があり羽根



(a) スロート部



(b) $R/R_2=1.25$

図9 ブロッキングファクタ

付きディフューザの性能予測モデルを構築する場合、非設計点で発生するはく離を考慮する必要があることを示している。例えば、はく離域の小さい設計点では境界層方程式を用い、非設計点では設計点における排除厚さ、運動量厚さをインシデンスと減速率の関数で表される修正係数を用いて推定する手法が考えられる。

図10にディフューザベーン先端における流量平均流れ角 α_3 とディフューザベーン先端から後縁までの全圧損失係数(流量平均値)の関係を示す。羽根付きディフューザ内に発生する全圧損失は、約 70° で急増し始める。

図11(a)にベーン先端流れ角に対するベーン先端からスロートまでの圧力回復係数 C_{p3-th} (式(1)より算出)を 図11(b)に式(3)により算出したスロート面積と流入面積の比の関係を示す。

$$AR_{th} = A_{th}/A_3 \tag{3}$$

ここで $A_3 = 2\pi R_3 B_3 \cos \alpha_3$, $A_{th} = Z_v W_{th} B_{th}$ を示す。 A_3 は、羽根付きディフューザ入口の流れの方向に垂直な面積(流入面積)を示している。ベーン取付け角と同一の流れ角 $\alpha_3 = 70^\circ$ 付近で C_{p3-th} が最大値となり、それ以上の流れ角で C_{p3-th} は減少する。これはサージ点近傍でのスロート部におけるはく離の拡大が原因であると考えられる(図5)。図11から、このはく離の拡大は流れ角の増加に伴う AR_{th} の増大による逆圧力勾配の増加が原因であると考えられる。

図10と図11は、流れ角がベーン取付け角と同一であっても、スロート面積の選定によって AR_{th} の値が過大となり流れがはく離する可能性があることを示している。

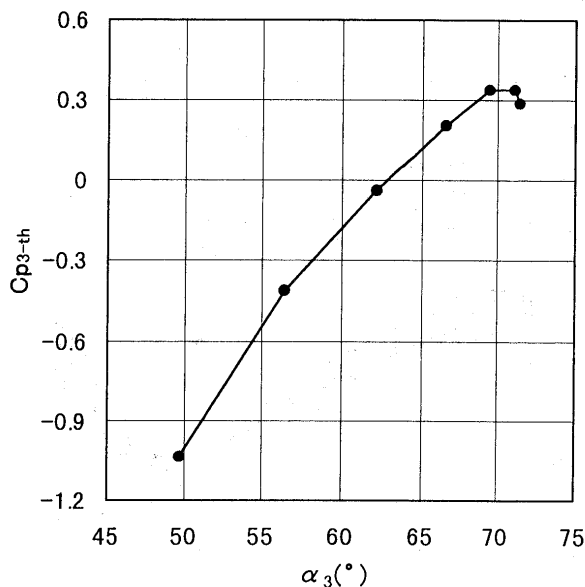
4.3 二次流れ

次に、ハブ側の流れと比較してシュラウド側の流れが

はく離しにくい原因について考える。原因としては、ベーン内にシュラウド側へエネルギーを供給する二次流れの存在が考えられる。

図12に $R/R_2 = 1.17$ での $Q/Q_{ref} = 1.11, 1.01, 0.83$ の時の翼間ピッチ中心線上におけるハブからシュラウドにかけてのベーンに垂直な速度成分 a の分布を示す。図中の正の値はベーン負圧面から圧力面側へ向かう流れを、負の値はベーン圧力面から負圧面へ向かう流れを示している。

各流量において $X/B = 0.8 \sim 1.0$ の領域で負圧面から圧力面に向かう流れが存在している。また、流路幅中央付近では、圧力面から負圧面に向かう流れが存在し、シュラウド側では、 $X/B = 0.8$ 付近を中心とする二次流れが存在している。図13に $R/R_2 = 1.17$ における圧力



(a) 圧力回復係数 C_{p3-th}

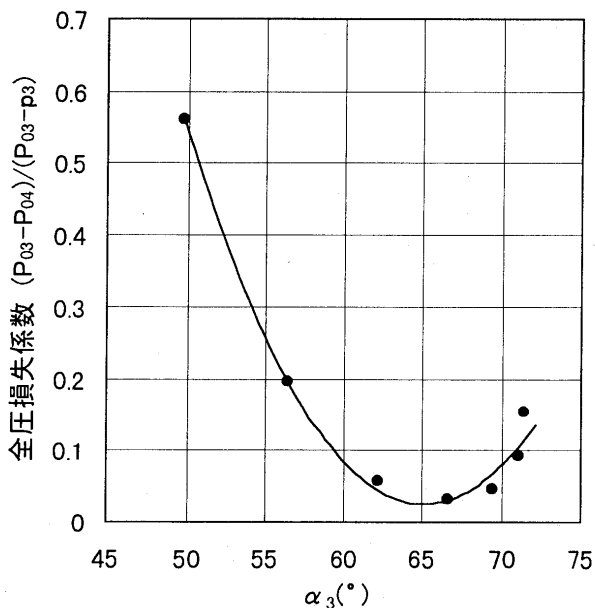
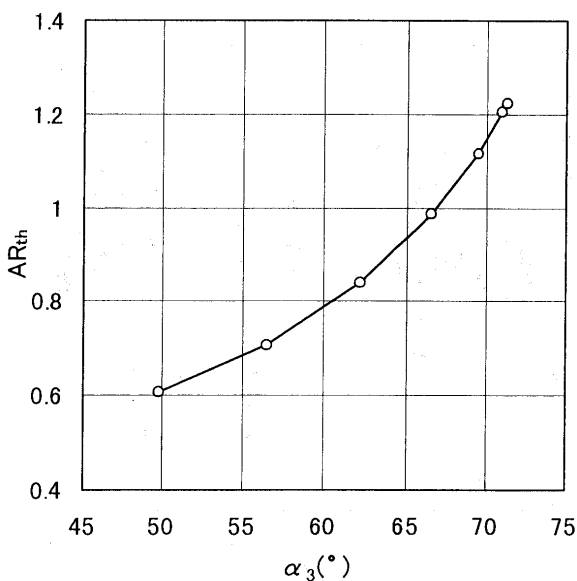


図10 全圧損失係数



(b) スロート面積とディフューザ流入面積の比

図11 ベーン先端からスロート間の圧力回復係数と面積比

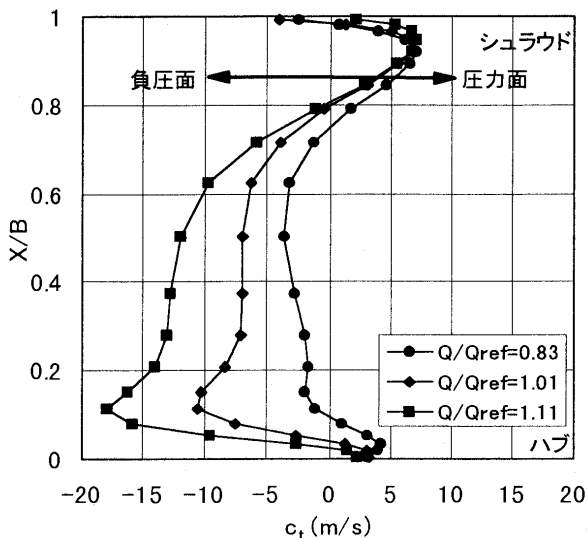
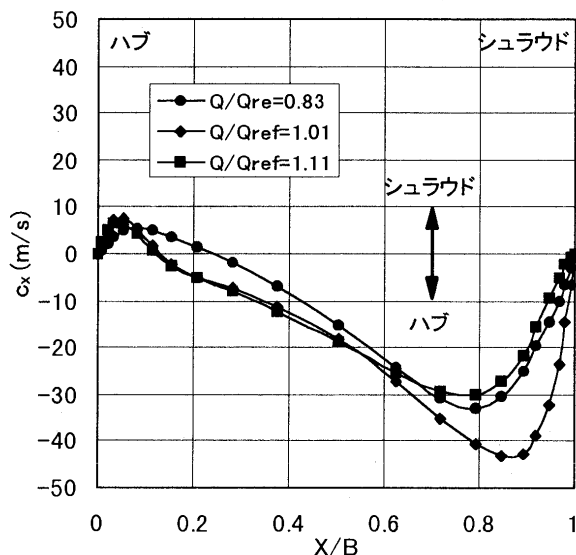
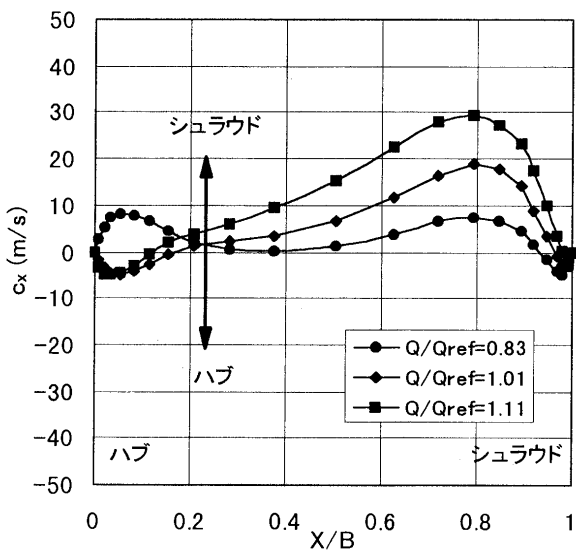


図12 ベーンに垂直方向の速度成分 ($R/R_2 = 1.17$)



(a) 圧力面近傍



(b) 負圧面近傍

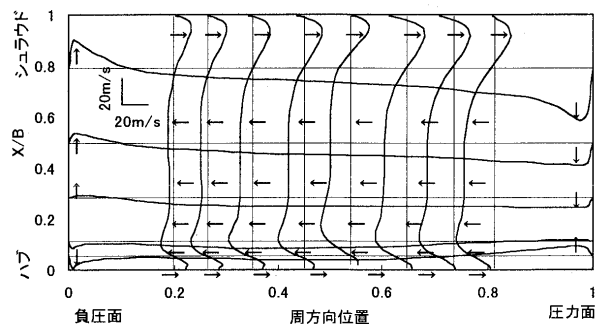
図13 流路幅方向速度成分 ($R/R_2 = 1.17$)

面, 負圧面近傍の流路幅方向速度成分 c_x を示す。図中の正の値はハブからシュラウドへ向かう流れを, 負の値はシュラウドからハブへ向かう流れを示している。圧力面側の $X/B = 0.8 \sim 1.0$ の領域でシュラウドからハブへ向かう流れが存在する。一方, 負圧面側には, ハブからシュラウドへ向かう流れが存在している。

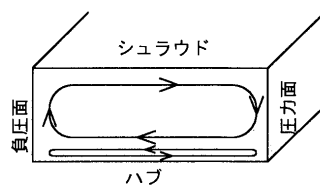
図14(a)に $Q/Q_{ref} = 1.01, R/R_2 = 1.17$ における流路幅・ベーンに垂直な速度分布を, 図14(b)に図14(a)から得られるベーン内で発生する二次流れの概念図を示す。シュラウド側とハブ側に壁面付近を負圧面から圧力面に向かう流れが存在する。シュラウド側の二次流れの領域及びその流速は, ハブ側の二次流れより十分大きい。

このような二次流れは, 羽根付きディフューザに流入する流れ角の分布に非一様性があることが原因であると考えられる。これを確認するために入口境界条件として流量平均した流れ角, 全圧(ハブ, シュラウド間で一様)を用い計算した場合の翼間ピッチ中心線上におけるハブからシュラウドにかけてのベーンに垂直な速度成分 c_x の分布と圧力面, 負圧面近傍の流路幅方向速度成分 c_t を算出した。表2に入口境界条件が非一様及び, 一様な場合(流量平均値を使用した場合)のディフューザベーン入口における流量平均流れ角及び流量の比較を示す。

図15に図12と同位置における c_t の分布(入口境界



(a) $R/R_2 = 1.17$ における流路幅, ベーンに垂直な速度 ($Q/Q_{ref} = 1.01$)



(b) ベーン内の2次流れ概念図

図14 ベーン内の2次流れ

表2 ディフューザベーン入口における流れ角

非一様性を考慮		一様(流量平均)	
Q/Q_{ref}	$\alpha_3(^{\circ})$	Q/Q_{ref}	$\alpha_3(^{\circ})$
1.11	62.17	1.16	62.41
1.01	66.57	1.01	66.65
0.83	69.45	0.86	69.96

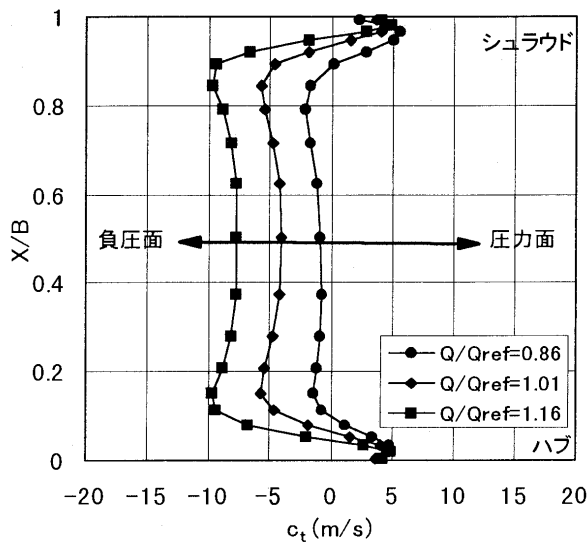
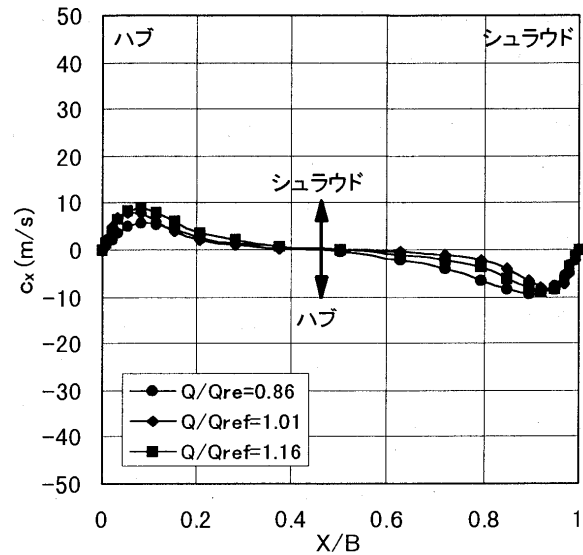
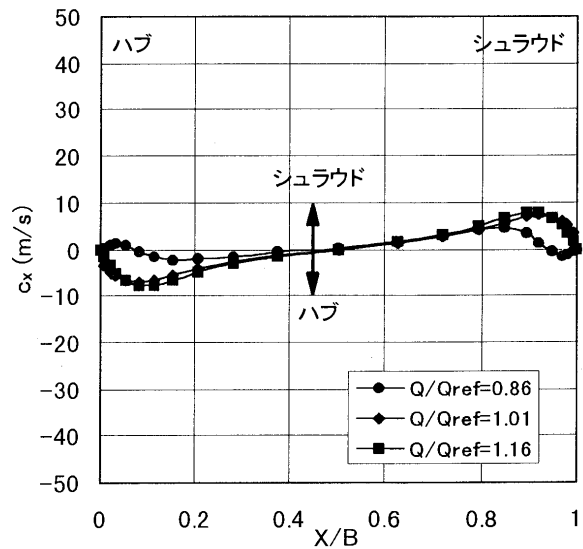


図15 ベーンに垂直方向の速度成分 ($R/R_2 = 1.17$)
(入口境界条件: 流量平均値)



(a) 圧力面近傍



(b) 負圧面近傍

図16 流路幅方向速度成分 ($R/R_2 = 1.17$)
(入口境界条件: 流量平均値)

条件を流量平均値とした計算結果)を示す。表2に示すように流れはベーン取付け角に対して負のインシデンスを持ち流入するため $X/B = 0.1 \sim 0.9$ の範囲ではほぼ一般的な負の値(圧力面から負圧面へ向かう流れ)を持つ。ハブおよびシュラウド近傍 ($X/B < 0.05$, $X/B > 0.95$) の流れは、負圧面から圧力面に向かう流れとなっている。これは、ハブおよびシュラウド近傍の流れが、主流に働く遠心力と釣り合う様に発生する内向きの圧力勾配に逆らうことができず生じる流れと考えられる。この流れは非一様性を考慮した場合(図12)にハブ近傍で見られる流れとほぼ一致している。非一様性を考慮した場合(図12)、シュラウド側の負圧面から圧力面へ向かう流れの領域は $X/B > 0.8$ である。これは流量平均値を境界条件とした様な場合と比較して、より多くの流量が負圧面から圧力面側へ運ばれることを示している。この流量に見合う流量が主流より供給されると考えると、インペラ出口流れ角の非一様性は主流のエネルギーをシュラウド側に供給し、シュラウド側におけるはく離の発生を抑制していると考えられる。

図16に図13と同位置における c_x の分布(入口境界条件を流量平均値とした計算結果)を示す。非一様性を考慮した場合(図13)、シュラウド側の流速は流量平均値を境界条件とした場合と比較して、2~3倍の値をとっている。上で述べたように、インペラ出口流れ角の非一様性は主流のエネルギーをシュラウド側に供給することを示している。

5. 結論

インペラ出口流れに由来するハブ、シュラウド間の非一様性を考慮した羽根付きディフューザ内の流れ解析を行い以下の結論を得た。

①CFDで得られた結果は、定量的精度には問題がある

ものの定性的、概略的には合っており、実験結果と併用することで流れ場に関するより詳細な情報を得ることが可能である。

- ②作動点の変化に対するディフューザの内部流れのパターンと圧力回復係数、全圧損失係数、ブロッキングファクタの関係を明らかにした。
- ③羽根付きディフューザ内の流れは、流れ角がベーン取付け角と同一であっても、スロート面積と流入面積の比が過大となり流れがはく離する可能性があることを示した。
- ④羽根付きディフューザ内の流れは設計点以外の流量において、はく離をする傾向があり、羽根付きディフューザの性能予測モデルを構築する場合、非設計点で発生するはく離を考慮することが必要である。
- ⑤インペラ出口流れに非一様性がある場合は、二次流れ

はシュラウド側の流れに主流のエネルギーを供給する。このためシュラウド側の流れはハブ側に比べはく離しにくい。

今後、より詳細な流れ場の理解のため、LDV等の非接触式センサーを用いた計測やインペラ、ディフューザおよびスクロールを含めた流れ解析等、実験と解析の両面からのアプローチが必要である。

参考文献

- (1) Senoo Y., Ishida M., "Asymmetric flow in vaneless diffuser of centrifugal blowers", Trans. ASME, Journal of Fluid Engineering March, pp. 104-, 1977
- (2) Mounts, J. S., Brasz, J. J., "Analysis of the jet/wake mixing in a vaneless diffuser", ASME Paper No. 92-GT-418, 1992
- (3) Tamaki H., Nakao H., "Improvement of Flow Field in Vaned Diffuser for Centrifugal Compressor through Flow Field Calculation", ASME Paper No. 99-GT-435, 1999
- (4) Ribi B., Dalbert P., "One-Dimensional Performance Prediction of Subsonic Vaned Diffusers", ASME Paper No. 99-GT-433, 1999
- (5) Dawes W., N., "Numerical analysis of the three-dimensional viscous flow in a transonic compressor rotor and comparison with experiment" ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 83-, 1987
- (6) 玉木, 中尾, "遠心圧縮機用翼形ディフューザ内の流れ測定", ターボ機械, 26-6, pp. 321-, 1998
- (7) Kenny D., P. "Supersonic Radial Diffuser", AGARD Lecture Series No. 39, pp. 7-1-, 1970

ガスタービンバーナ部での混合状態計測

Measurement of the Fuel Distribution at the Gas Turbine Burner

柏原 宏行*¹
KASHIHARA Hiroyuki

木村 武清*²
KIMURA Takeshi

北嶋 潤一*¹
KITAJIMA Junichi

キーワード：希薄燃焼，予混合，燃料分布，レーザ誘起蛍光，バーナ，トレーサ，燃焼器，ガスタービン
Lean Burn, Premix, Fuel Distribution, Laser Induced Fluorescence, Burner, Tracer,
Combustor, Gas Turbine

Abstract

NO_x formation is greatly dependent on local gas temperatures within a combustor, and higher NO_x formation rates are produced at high fuel-air ratio condition. The lean premixed combustion is one of the methods to minimize NO_x formation. To develop dry low-NO_x combustor, this method has been studied. And it was obtained that the fuel distribution is closely related to NO_x emissions and flame stability. Therefore the measurement of the fuel distribution at the gas turbine premixed burner is very effective to design the high performance burner. In this paper, Tracer Laser Induced Fluorescence technique was applied to visualization of the fuel distribution. The visualization experiments were carried out under various conditions. It was made clear of the relationship between the fuel distribution, the burner shape, the air mass flow rate and the fuel mass flow rate.

1. まえがき

ガスタービン燃焼器で生成されるNO_xは、高温の燃焼ガス中で空気中の酸素と窒素が反応して発生するサーマルNO_xが大半を占めることが知られている。サーマルNO_xを低減するためには燃焼器内の火炎温度を下げる事が重要である。そのための技術の一つとして、燃焼前に燃料と空気を予め完全に混合し、燃焼領域内に局所的な高温部を生じさせないようにすることにより、NO_xの排出を減少させようとする希薄予混合燃焼技術がある。

しかし実際には、燃料と空気を予め完全に混合させるのは難しく、混合状態の不良によりNO_xの低減が達成できない問題がある。この問題を解決すべく、従来の研究ではバーナにおけるスワラ形状や燃料ノズル形状を様々に変えて試作し、実際に燃焼試験を行い、その影響を観察してきた。その結果、バーナ部出口での燃料と空気の混合状態が燃焼性能や排ガス性状に影響を与え、バーナの設計を最適化することにより燃焼器の高性能化を図れることがわかった^①。

そのためバーナにおけるスワラのスワール角や形状、燃料ノズルの口径等のさまざまなパラメータが具体的に燃料と空気の混合状態にどのような影響を与えているか

を知ることは、燃焼器開発において大変重要である。

噴流混合の計測については、現在までに様々な報告がなされている⁽²⁾⁽³⁾。しかし、旋回場でかつ旋回中に突き出た燃料スポークから噴射される形状を有したガスタービンバーナ部出口における混合状態の計測についての報告は大変まれである。

そこで本研究では、ガス濃度の定量計測が報告されるようになってきたトレーサレーザ誘起蛍光法⁽⁴⁾による2次元濃度計測技術を用いて、バーナ部出口近傍における燃料と空気の混合状態を計測し、バーナにおける様々なパラメータが、燃料と空気の混合状態に及ぼす影響を調べた。

2. 試験装置及び計測方法

1) 空気・燃料ライン及び計測系

図1に本試験で用いた設備を、また図2に計測システムを示す。空気はブロワより、流量調整弁、オリフィス流量測定装置を経てガスタービンモデル燃焼器に供給される。ガスタービンモデル燃焼器の空気入口配管から入った空気は、バーナ部に均一に流れるように、いったんチャンバ部に入った後、改めてバーナ部に導かれスワラにより旋回がかけられる。燃料であるメタンは、ボンベカードルより供給され、カードルから加温水槽、減圧弁、マスフローコントローラ（流量調整器）、シード装置の順に導かれ、そこでトレーサであるアセトンが添加された後、ガスタービンモデル燃焼器のバーナ部に

原稿受付 2001年4月19日

- *1 川崎重工業(株) 技術研究所
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1番1号
*2 川崎重工業(株) ガスタービン開発センター

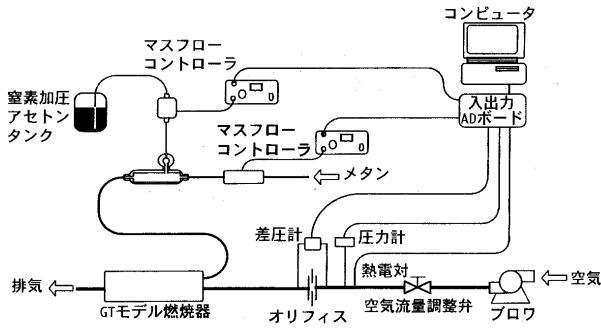


図1 試験設備

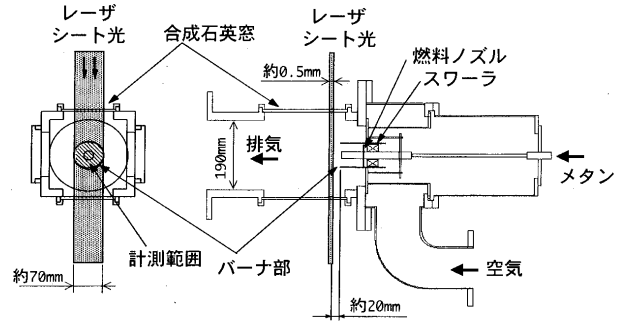


図3 ガスタービンモデル燃焼器

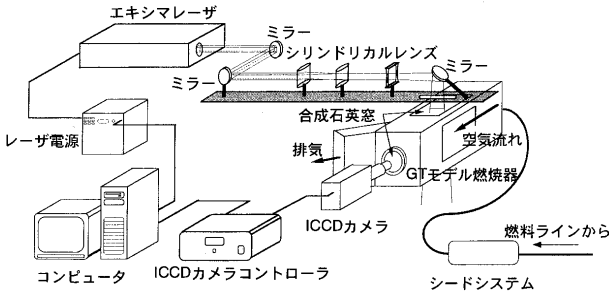


図2 トレーサレーザー誘起蛍光計測システム

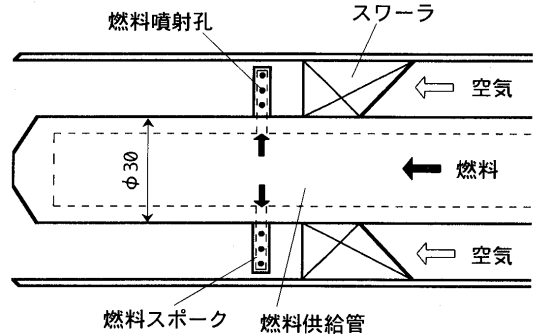


図4 バーナ部の構造

ある燃料ノズルから噴射され、旋回流の空気と混合される。バーナ部出口は、燃料と空気の混合状態を計測するための計測ダクトに突き出た状態であって、その断面は縦横ともに190 mmの正方形のダクトとなっている。それらダクトの上部と下部に、それぞれ励起光であるレーザーシート光を入射・出射するための合成石英ガラスの窓が取り付けられている。モデル燃焼器を通過した空気および燃料ガスは、直径106 mm、厚さ10 mmの合成石英製の観測用窓を持った角ダクト側面から斜め方向に排気される。

使用した光源は、KrFのエキシマレーザーで248 nmの波長でパルス発信させている。パルスの半値幅は約20 nsである。エキシマレーザーからのレーザー光は、シリンダリカルレンズによりシート光となるように整形され、ガスタービンモデル燃焼器の上部側に設けられたガラス窓を通り、バーナ部出口近傍に横断面を切る方向に照射される。その後レーザー光はモデル燃焼器下部に設けられたガラス窓を通り抜けた後、ビームトラップにより減衰させられる。図3はガスタービンモデル燃焼器の縦・横断面におけるレーザーシートの位置関係を示したものである。レーザーシートは厚さ約0.5 mm、幅約70 mmである。バーナ部出口近傍の混合状態が燃焼に影響を与えらると思われることから、なるべくバーナ部出口に近い所にレーザーシートを通して計測するべきであるが、バーナ部へのLIF信号等の映り込みによるノイズを避けるため、バーナ部出口から約20 mmのところを通過するように設定した。なお、よりバーナ部出口に近い位置において予備実験を実施しており、混合状態が大きく変わらないことを確認している。

シードシステムにより燃料(メタン)もしくは模擬燃料(窒素)中へ、約3%のモル濃度でシードされたアセトンはレーザー光により励起され、それらの濃度すなわち燃料濃度に比例した蛍光を出す。これらの蛍光は、ガスタービンモデル燃焼器の下流側に取り付けられた角ダクトの観測用窓をとおして、イメージインテンシファイア付きCCDカメラにより計測される。試験にあたっては励起光源であるレーザーの発振パルスを20 Hzとし、イメージインテンシファイアのゲート時間を50 nsに設定した。またCCDカメラ上においてレーザーパルス100回分の蛍光画像を積算計測している。なお、レーザーパルス100回の積算計測により、十分な再現性を持った混合パターンが計測できることを確認している。さらに計測時には、励起用光源であるエキシマレーザーからの励起光によるミー散乱、レイリ散乱をカットするため、シヨット社製BG14の光学フィルタを用いた。

2) 供試体バーナ

図4に実験で用いたバーナの一例を模式的に示す。バーナの外形は円筒形状をしており、その中心部に直径30 mmの燃料供給管がある。燃料供給管の外側には、燃料噴射用のスポークが複数取り付けられており、燃料供給管から燃料が供給される。また同じく燃料供給管には、空気旋回用のアクシャルスワールが取り付けられており、バーナ部を通過する空気に旋回をかける仕組みになっている。スポーク部には、バーナの軸方向に対して直角な向きに燃料が噴射されるように、複数の噴射孔が開けられており、そこから旋回のかかった空気流れ中に燃料が噴射される

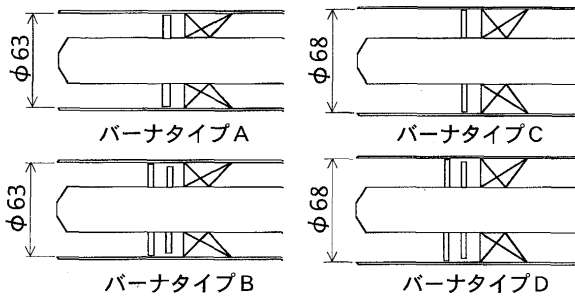


図5 供試体バーナのタイプ

表1 バーナの仕様

バーナタイプ	スポーク数	噴射孔総面積	スワラー径
A	8本	約20.11mm ²	φ63mm
B	16本	約47.75mm ²	φ63mm
C	8本	約13.57mm ²	φ68mm
D	16本	約47.75mm ²	φ68mm

図5には実験で用いたタイプAからDまでの4タイプのバーナの概略を示す。これらは前述のバーナ構造と同じコンセプトを持つが、各タイプごとに若干寸法等に違いがある。

タイプAとタイプBはともに旋回羽根の直径が63mmであり、タイプCとタイプDは直径が68mmである。タイプAとタイプBの大きく異なる点は、スポークの本数の違いであり、タイプAにおいては、スポークが1段の8本から構成されるが、タイプBでは2段の16本からなり、タイプAに比べ燃料の噴射総面積が大きく取られている。タイプCとタイプDにおいても同様になっている。それらの仕様を表1に示す。また、全てのバーナともスワール数は約0.7である。

3. 混合試験

3.1 バーナ形状に対する燃料分布可視化試験

1) 試験条件

試験では4種類の各バーナそれぞれにおいて、常温常

圧下で空気流量条件を0.2 kg/s, 0.3 kg/s, 0.4 kg/sの3条件, メタン流量を50 NL/min から400 NL/minまで, 50 NL/min ずつ増加させた8条件の合計96条件での計測試験を行った。

計測したデータからは、バックグラウンドノイズを減算し、レーザシート光強度分布の補正を行った。ここで得られたデータが、バーナ部出口における誘起蛍光強度分布すなわち燃料濃度分布となるが、より視覚的に理解しやすくするために、擬似カラーをつけた。擬似カラーは計測したデータを、蛍光強度が強い所は赤く、そこから弱くなるに従って、黄、緑、青、黒、の順に256色調で表す。なお、擬似カラーは混合パターンの比較のために、各計測データごとに最大値を計測し、それらを基準に混合パターンを表現した。

2) 試験結果及び考察

今回試験に用いたバーナはすべて、燃料噴射孔がバーナ軸に対して直角方向にあり、噴射されたメタンはスワラーの影響を考えない場合、空気流れに対して直角に噴きこまれることになる。そのため、燃料と空気の混合状態には、空気流れに対する燃料噴射孔からの燃料噴流の貫通力が影響を与えていると考えられる。また燃料噴射孔の位置も大きく影響するものと思われる。計測結果を図6から図9に示す。

タイプAのバーナは、タイプBのバーナに比べ、スポークに均等に噴射孔を設けている。そのため、燃料流量が少ない状態においては、空気流れに対して十分な燃料の貫通力が得られない。その結果、バーナ中心部に相対的に燃料濃度の高い場所ができていく。燃料流量を徐々に増加させていくと、徐々に燃料の空気流れに対する貫通力が増し、本試験において最も燃料が貫通しやすい条件である、空気流量0.2 kg/s, 燃料流量400 NL/minの条件では、バーナ部出口断面においてほぼ均一な燃料濃度分布になっている。しかし、空気流量が0.3 kg/s, 0.4 kg/sの条件では、燃料流量を400 NL/minまで増加させても、十分な燃料の拡散は得られず、バーナ中心部

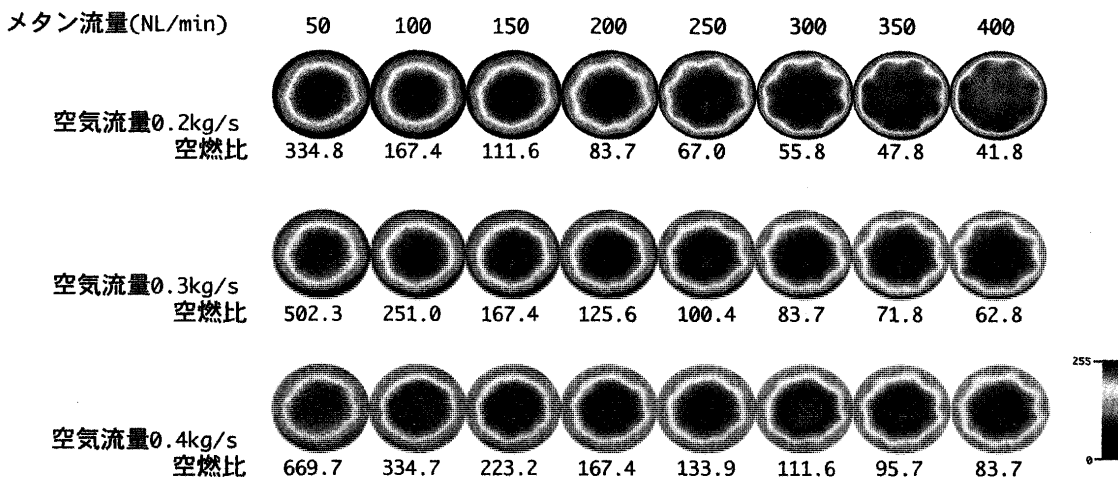


図6 タイプAバーナ混合パターン

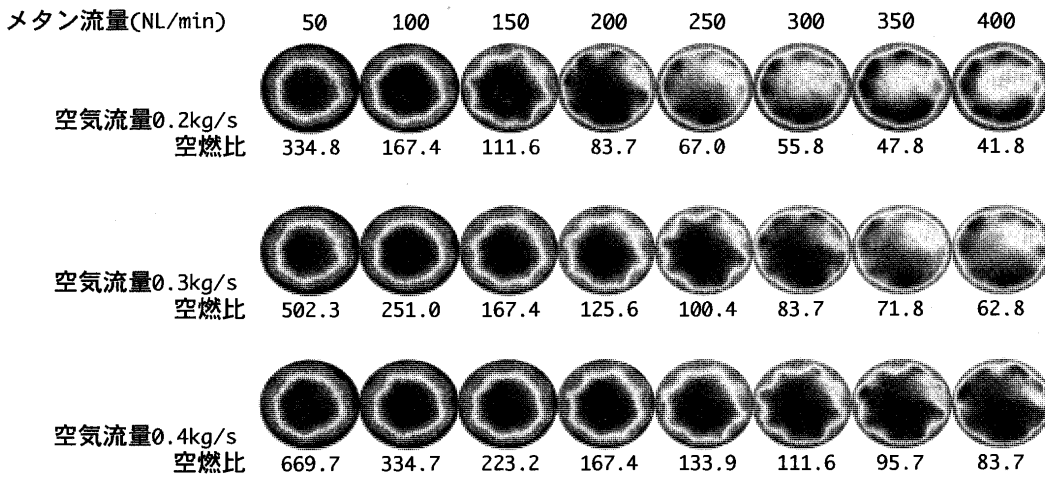


図7 タイプBバーナ混合パターン

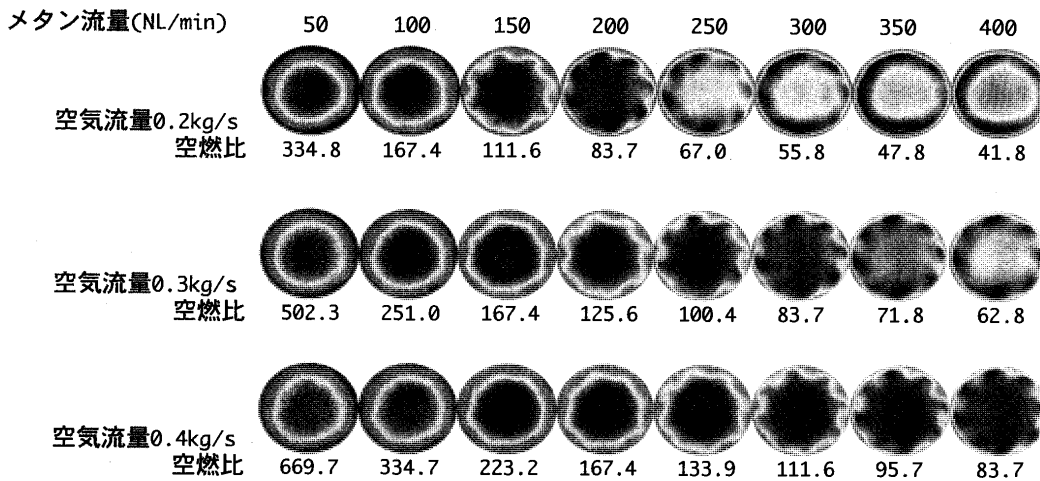


図8 タイプCバーナ混合パターン

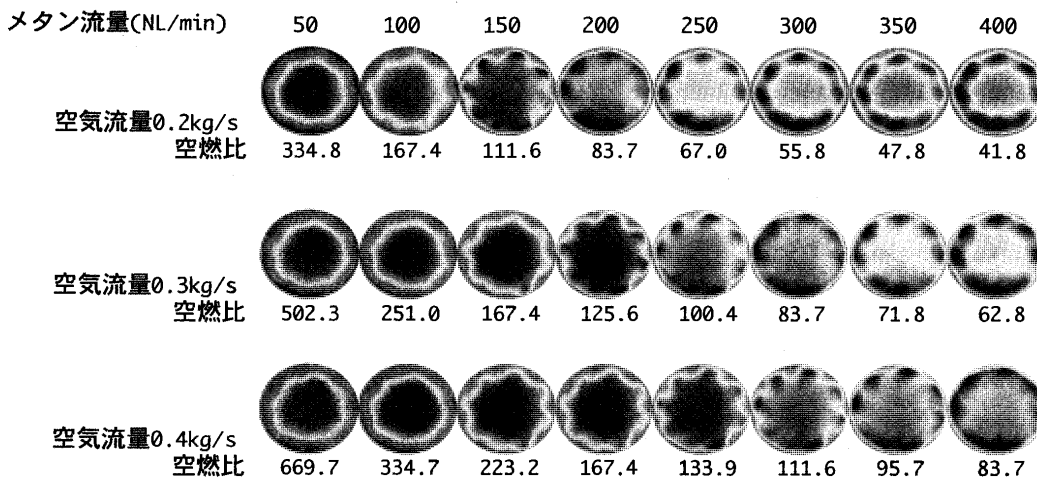


図9 タイプDバーナ混合パターン

で相対的に高い燃料濃度分布となっている。

タイプBは、タイプAのスポーク数の倍の16本とし、燃料噴射孔をスポーク先端に近い部分に多く配置している。そのため、燃料流量の少ない状態では、やはりバーナ中心部に相対的に燃料濃度の高いところができるが、

燃料流量の増加に伴って、壁面近傍領域への燃料の供給が進み、空気流量0.2kg/sの条件では、燃料流量が200NL/minで、ほぼ均一な燃料濃度分布が得られることがわかる。さらに、燃料流量を増やすとバーナ中心部より、壁面近傍部分の燃料濃度が高くなる。これは、噴

射された燃料が空気流れを貫通し、バーナの内壁に衝突し、その領域の濃度が高くなっていると思われる。噴射孔総面積がタイプ A に比べ 2 倍以上になっており、燃料の噴射速度は低くおさえられており、燃料噴流の運動量は小さく設定されているが、燃料噴射孔の配置により、このような結果が得られたと考えられる。

タイプ C は、タイプ A のバーナと同じスポーク数 8 本であり、噴射孔も同じような配置である。ただし、表 1 にも示すように噴射孔径を絞り、タイプ A と同じ燃料流量を用いた条件では、一層噴射速度を高めて燃料噴流の空気流れに対する貫通力を高めた設計となっている。また、バーナの口径も大きくして、同じ空気流量条件では空気流速を若干低くしている。その結果、空気流量 0.2 kg/s、燃料流量 200 NL/min の条件で、ほぼ均一な燃料濃度分布が得られている。燃料流量をさらに増加させ 250 NL/min とすれば、燃料噴流がバーナ内壁にまで到達して、内壁近傍に相対的燃料濃度の高い領域が点在するようになる。さらに燃料流量を増加させると、先ほどの濃度の高い領域がお互いに重なり合い、結果的にバーナ中心部の相対的燃料濃度が低下し、ドーナツ状に燃料濃度の高い分布を形成する。

タイプ D は、タイプ B と同じコンセプトの燃料噴射孔の配置となっており、燃料噴射孔の総面積は等しくなっている。バーナ口径を大きくして、同じ空気流量条件において若干空気流速が低くなるように設計されている。計測結果から、空気流量 0.2 kg/s、タイプ B のバーナより燃料流量の少ない 150 NL/min の条件で、ほぼ均一な燃料濃度分布が得られている。これは、タイプ B に比べ空気流速が低下したためと考えられる。その他の点では、タイプ B の結果と同様な挙動を示している。

図 6 から図 9 の各バーナごとに空燃比でみた場合、空気流量が 0.2 kg/s、0.3 kg/s、0.4 kg/s と変化しても空燃比が同じ値の場合、バーナ部出口での混合パターンはほぼ同じであることがわかる。すなわち、この試験条件においては、空気流量が変化してもバーナ形状と空燃比を合わせれば、バーナ部出口において同じ混合パターンとなることが確かめられた。

3.2 噴射ガスの ρ を変えた混合可視化試験

1) 試験条件

前述の試験において、空燃比を合わせることで各バーナ毎での混合パターンを特定できることが確かめられた。ただしここまでの試験では、空気および噴射ガスであるメタンの密度 ρ がそれぞれ一定なため、各バーナにおける同一混合パターン時においては、空燃比、すなわち、メタンと空気の質量比だけが同じ値になるのではなく、速度比、運動量比もそれぞれ同じ値となる。このことから混合を支配する要因が、空気とメタンの質量比なのか、速度比なのか、また旋回の無い場での噴流混合時に混合を支配する要因であることが知られている運動量比なのかを判断することはできない。そのため空気温

度や圧力が異なる実機燃焼器における混合状態を予測するためには、さらに詳しく調べる必要がある。そこで、空気条件は先の試験と同じとし、メタンに比べ密度 ρ が約 1.74 倍である窒素を噴射ガスとして用いた混合試験を実施した。試験に用いるバーナは、混合パターンの変化の影響が観察しやすいタイプ C とし、メタン流量を 50 NL/min から 400 NL/min まで、50 NL/min ずつ増加させた 8 条件における、速度 (V)、質量 (ρV に比例)、運動量 (ρV^2 に比例) の各条件に対してメタンを噴射した場合と同じ値になるように窒素を噴射した。また空気流量は先の試験と同じ 0.2 kg/s、0.3 kg/s、0.4 kg/s の 3 条件とし、合計 72 条件で試験を行った。

2) 試験結果及び考察

図 10 から図 12 に各空気流量ごとにおける計測結果を示す。また参照のためメタンを噴射した場合の混合状態も同時に示した。

メタンと同じ速度で窒素を噴射した場合は、空気流れに対する噴射ガスの貫通力が増していることがわかる。これは、窒素の密度がメタンより大きいことによると思われる。次に噴射する窒素ガス質量をメタンと同じとした場合であるが、このときはメタンと比較して噴射ガスの貫通力が弱いことがわかる。さらに、噴射ガスである窒素の運動量をメタンと同じにした場合は、メタンの混合パターンと同じ混合パターンが得られることが確かめられた。また、空気流量条件が変化した場合でも空気と噴射ガスとの運動量比が一定ならば、混合パターンが一定になることも確認できた。

4. まとめ

予混合希薄燃焼方式のガスタービンバーナ部での燃料・空気混合状態評価を目的として、トレーサレーザ誘起計測技術を用いてバーナ部出口での混合状態計測試験を実施し、以下の結果が得られた。

- (1) バーナ形状に対する燃料分布可視化試験における各バーナタイプの比較から、燃料噴射孔の寸法以外にも、噴射孔の設置位置などのジオメトリ的な要因が、混合状態に与える影響が大きいことが確認できた。
- (2) アクシャルスワローにより空気流れに旋回をかけた予混合燃焼用バーナ部においても、旋回の無い流れ場への噴流混合と同じように、燃料と空気の運動量比が混合特性に影響を与える要因であることが、今回試験を行った条件の範囲においては確認できた。

本研究の一部は、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) における新規産業創造型提案公募事業において NEDO から委託を受けて実施したものである。

ここに関係各位に深く感謝致します。

タイプCバーナ

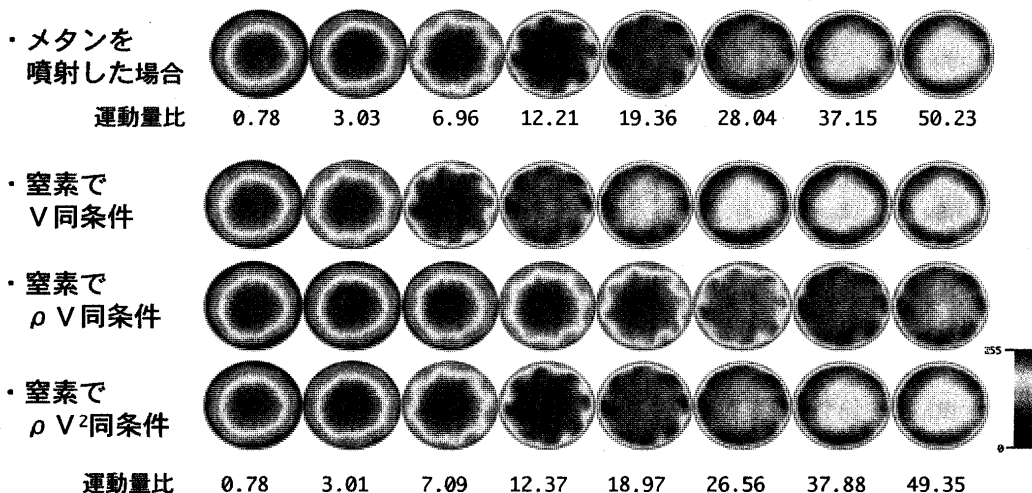


図10 窒素をメタンと同じV, ρV , ρV^2 の各条件に合わせた場合の混合パターン (空気 0.2 kg/s)

タイプCバーナ

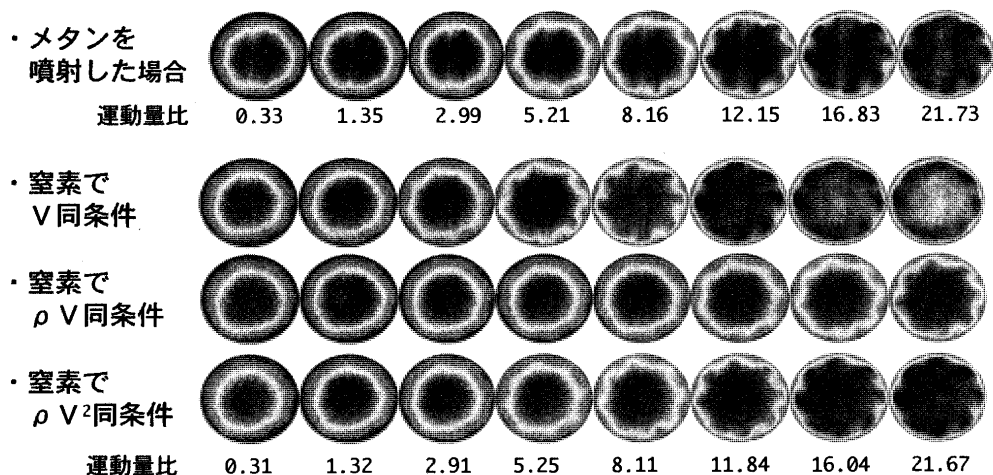


図11 窒素をメタンと同じV, ρV , ρV^2 の各条件に合わせた場合の混合パターン (空気 0.3 kg/s)

タイプCバーナ

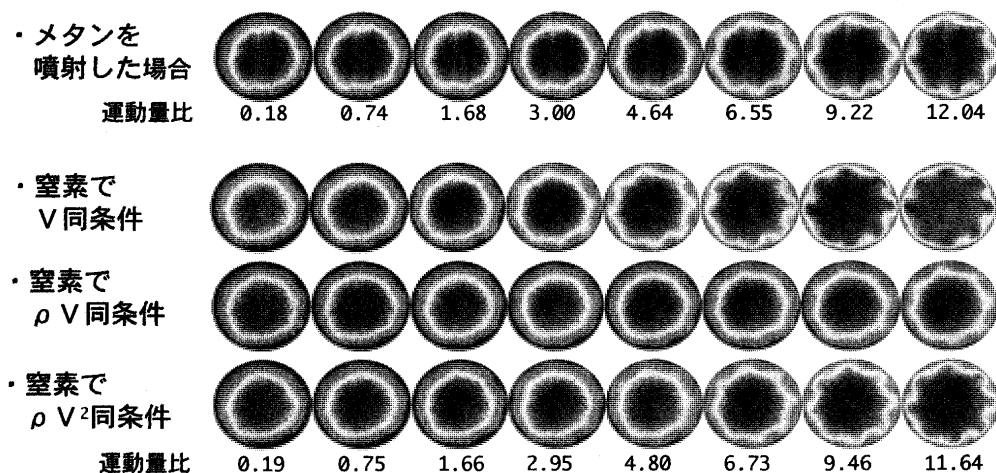


図12 窒素をメタンと同じV, ρV , ρV^2 の各条件に合わせた場合の混合パターン (空気 0.4 kg/s)

参考文献

(1) J. Kitajima, et al.: ASME Paper No. 95-GT-255
 (2) G. B. Cox, Jr., et al.: ASME Paper No. 75-1307
 (3) Donald J. Hautman, et al.: AIAA Paper No. 91-0576
 (4) D. Wolff, V. Beushausen, P. Andresen: 第33回燃焼シンポジウム講演論文集, (1995), p.448

未利用エネルギーを活用した蒸気噴射型ガスタービン発電システム ——エクセルギー性能評価について——

Exergie Analysis of Surplus Steam Assisted Gas Turbine Power System

秋山 算甫*¹

AKIYAMA Kazuho

龍澤 正*¹

TATSUZAWA Masashi

吉澤 善男*²

YOSHIZAWA Yoshio

宇治 茂一*³

UJI Shigekazu

キーワード：蒸気噴射型ガスタービン，未利用蒸気，エクセルギー解析，パワープラント
Steam-injected Gas Turbine, Surplus Steam, Exergie Evaluation, Power Plant

Abstract

In this paper, a new steam-injected gas turbine power system utilizing surplus steam energy is proposed. This system is focused on mitigation of carbon dioxide and fossil energy saving. System parametric studies including exergie evaluation are carried out. The result of analysis shows that introduction of exergie analysis is a more effective method in evaluation of electric power generation plant including co-generation systems, and that this new steam-injected gas turbine system is expected as a system of prevention of global warming.

1. 緒言

気候変動枠組条約第3回条約締約国会議（COP3）で法的制約をもって採択された「京都議定書」では、2010年には日本が温室効果ガス排出量を1990年に比べて6%削減することが定められている。しかしながら、環境庁の国連気候変動枠組条約に基づく日本国報告書では、2000年における二酸化炭素排出量は1990年実績である3.2億トン（炭素換算）を約1000万トン超え、約3.3億トンになると見込んでいる。また、1994年で既に3.4億トンの実績となっており、その公約実現は極めて困難であると言わざるを得ない。

さらに、2000年11月に開催されたCOP6において森林吸収源や原子力発電に関して合意に達していないこと、日本における原子力発電の立地上の制約等から、京都議定書で施策として提案された「排出権取引」、「共同実施」、「クリーン開発メカニズム」の京都メカニズムの積極的活用の仕組み作りを急がなければならない。同時に、化石エネルギー消費の節約からも、再生可能エネルギーや低質で大気中に拡散している未利用エネルギーの活用

をうまく図ったシステムの構築が急務となってきている。

本論文では、未利用エネルギーの中で、中小ごみ焼却場等から発生している低質余剰蒸気を蒸気噴射型ガスタービン発電システムに有効活用し、二酸化炭素排出削減を目指した新しいシステム⁽¹⁾のエクセルギー性能評価による熱力学的最適化評価を報告する。

主な記号と単位（その他の記号については各章にて説明する。なお、熱量などは作動流体流量当たりの値で定義する。）

G ; 質量流量	kg/s, kg/h
P ; 圧力	Pa
T ; 温度	K
Q ; 熱量	kJ/s, kW
H ; エンタルピー	kW
S ; エントロピー	kJ/(K·s)
E ; エクセルギー	kW
L ; 発電出力	kW
η ; 効率	%

2. 省エネルギー時代のエネルギー評価方法

「システムエネルギー」の中核技術であるガスタービンコージェネレーションを対象として考えた場合、石炭、石油、天然ガス等の化石燃料はシステムへの投入一次エネルギーとして燃焼器に於て燃焼させられ、化学エネルギーから高温、高圧の熱エネルギーに変換される。この

原稿受付 2001年4月23日

*1 石川島播磨重工業株式会社 営業本部
〒100-8182 千代田区大手町2-2-1

*2 東京工業大学
〒152-8550 目黒区大岡山2-12-1

*3 石川島播磨重工業株式会社 ガスタービンプラント事業部

後、タービンに導かれて機械エネルギーとして変換され、タービンに直結された発電機にて機械エネルギーから電気エネルギーとなる。また、タービンからの排気ガスはボイラに導かれ、そこで蒸気としてエネルギー回収される。

これらのエネルギーは、最終的には環境温度の熱となり大気中に拡散されるが、高温、高圧の熱エネルギーはガスタービンなどの原動機を駆動させ、機械エネルギーへ変換可能な高品質なポテンシャルを持っているが、環境温度近くになった熱エネルギーは何らの仕事をもなし得ない。したがって、機械エネルギーや電気エネルギーは高品質な、熱エネルギーは低品質なエネルギーといえることができる。

ガスタービンコージェネレーションは、電力および熱エネルギーを出力として取り出すシステムであるが、この熱エネルギーは殆ど 200℃ 未満の飽和蒸気の形態が多い。この性能評価については、従来、熱力学第1法則のエネルギー保存則に基づくエンタルピー的評価がなされてきた。すなわち投入燃料燃焼熱量に対するシステム出力である電力量と熱量との和の割合を総合熱効率とし、システム優劣評価の基準として用いてきた。

しかしながら、前述したようにエネルギーの形態には、品質に大きな相違があり電気・機械エネルギーは高級であり、環境温度レベルの熱は低級である。

電気・機械エネルギーは相互に、更に熱エネルギーに殆ど 100% 近くの効率で変換可能であるが、熱エネルギーはそのすべてを仕事に変換できない。

このエネルギーの品質を定量的に示すものをエクセルギーと称し、「エネルギー源から取り出しうる最大の仕事量」として定義されている。したがって、熱エネルギーの場合、温度 T の熱量 Q から取り出しうる最大の仕事量 E は、

$$E = Q(1 - T_0/T) \quad (1)$$

式(1)を書き換えて、

$$E = Q - T_0(Q/T) = \int dH - T_0 \int dS \\ = (H - H_0) - T_0(S - S_0) = \Delta H - T_0 \Delta S \quad (2)$$

ここに、

H, S ; ある状態における作動流体の保有するエンタルピー (kW), 及びエントロピー (kJ/(K·s))

H_0, S_0 ; 環境条件における作動流体の保有するエンタルピー (kW), 及びエントロピー (kJ/(K·s))

よって、システム性能を評価する際、質の異なるエネルギーを単に熱量のみで評価したのでは熱力学的な見地から合理性を欠くことになるので、本論文では、従来のエネルギー総量としての熱量と有効に取り出し得る仕事量としてのエクセルギー量との両面から評価していくこととする。

3. 未利用エネルギーを活用した蒸気噴射型ガスタービン発電システム

図1に示す本システムは、次の特徴を有している。

- ①排熱回収ボイラ発生蒸気の全量と未利用余剰蒸気とを合わせた蒸気の噴射を可能とする。
- ②少ない化石エネルギーの消費で可能な限りの電力発生を可能とする。
- ③蒸気需要がある場合への対応も可能とする。
- ④20 ata 以下の未利用蒸気の有効利用を可能とする。

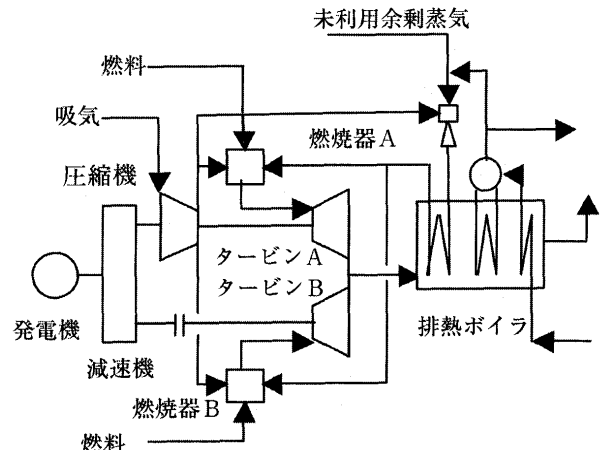


図1 未利用エネルギーを活用した蒸気噴射型ガスタービン発電システム—特許出願中—

システム構成については既に文献(1)にて報告してあるので、本論文では省略する。

4. システム効率の定義

或る変換システムへの入力としての投入エネルギーが有する熱量を Q_{in} , エクセルギーを E_{in} , 出力としての電力を L_{out} , 排熱回収エネルギーの熱量を Q_{out} , エクセルギーを E_{out} として

a) 総合熱効率;

$$\eta_{q, t} = (L_{out} + Q_{out}) / Q_{in}$$

b) 発電熱効率

$$\eta_{q, l} = L_{out} / Q_{in}$$

c) 総合エクセルギー効率;

$$\eta_{e, t} = (L_{out} + E_{out}) / E_{in}$$

d) 発電エクセルギー効率

$$\eta_{e, l} = L_{out} / E_{in}$$

図1のシステム構成に示す入力としての燃料と外部からの未利用蒸気が有する熱量を $Q_{in, g}$, $Q_{in, s}$, エクセルギーを $E_{in, g}$, $E_{in, s}$ として、本論文のシステム効率を以下のように定義する。

e) システム熱効率

$$\eta q = (L_{out} + Q_{out}) / Q_{in} = (L_{out} + Q_{out}) / (Q_{in, g} + Q_{in, s})$$

f) システムエクセルギー効率

$$\eta e = (L_{out} + E_{out}) / E_{in} = (L_{out} + E_{out}) / (E_{in, g} + E_{in, s})$$

5. 性能解析方法

5.1 性能解析の方法

作動流体の圧力・温度、要素性能、ガス組成・熱力学的物性値²⁾から各ステージの温度、圧力、エンタルピー、エントロピー、エクセルギーを求め、システムとしての熱量的、質的な変換効率の検討を行なった。

エクセルギーは、JIS「有効エネルギー評価方法通則」に基づいて組成が明確なガス燃料の標準有効エネルギーに基づく計算により求めた。

全体の計算手順フローを図2に示す。

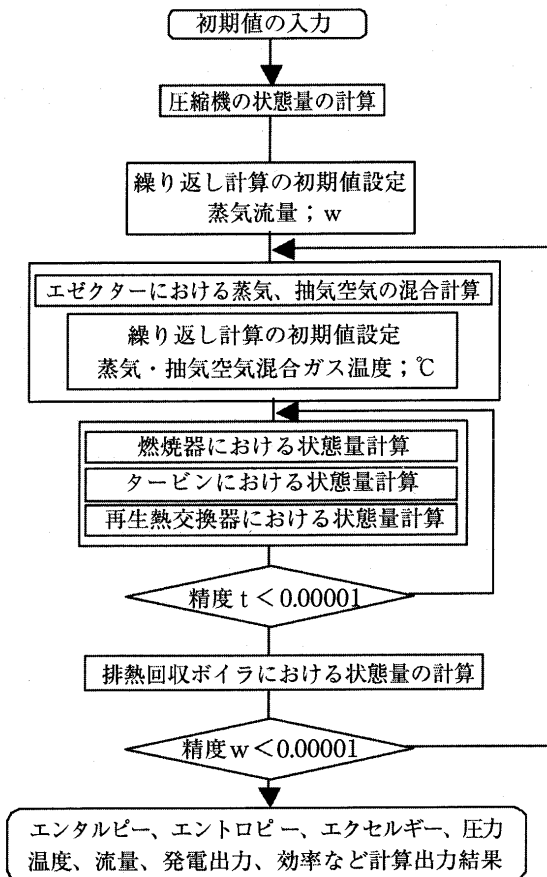


図2 性能解析フロー

6. 解析結果及び考察

6.1 システム性能解析

本システムの性能特性を明らかにするため、タービン入口温度、圧力比、噴射蒸気量の変化の度合いが、システムの熱的／質的性能及び構成要素機器の質的性能に及ぼす影響について、第5章の性能評価手法に従って解析を行なった。

熱サイクル性能の解析に際しては、対象とする基本ガスタービンの出力と要素機器の熱効率をあらかじめ定めて置く必要がある。本研究では、既存の大型発電設備を補完し、きめ細かい需要の変化に対して柔軟性を有し、二酸化炭素排出の少ない分散型電源、或いはコージェネレーションシステムの研究を主目的としているので、中出力の分散型として適している1.5~2.0 MW級のガスタービンを基本とした。

このクラスのガスタービンとして実用化されている一般的な出力と各構成機器の熱的要素効率をあらかじめ設定し、表1に示す。

表1 解析対象システムの基本仕様

圧縮機効率	76.4%
タービン効率	85.6%
燃焼器効率	99.0%
減速機効率	95.6%
発電機効率	95.5%

また、各パラメータを変化させて性能特性を解析する際、タービン入口温度、圧力比、蒸気圧力については、このクラスのガスタービンの空力性能／耐熱性能上最も信頼性が高く実用化されている値を設定し、また、噴射蒸気量については、噴射蒸気量(Gs)と空気流量(Ga)とが等しい場合(Gs/Ga=1.0)を基準とし、その値を表2に示す。

表2 パラメータ解析の基準

タービン入口温度	1100 °C
圧力比	1.2
蒸気圧力	1.6 MPa
噴射蒸気量比 Gs/Ga	1.0

6.1 タービン入口温度及び圧力比が性能に及ぼす影響

タービン入口温度、圧力比が、蒸気圧力1.6 MPa、噴射蒸気量 Gs/Ga=1.0の場合に、システム熱効率及びエクセルギー効率に及ぼす影響を図3、図4に示す。

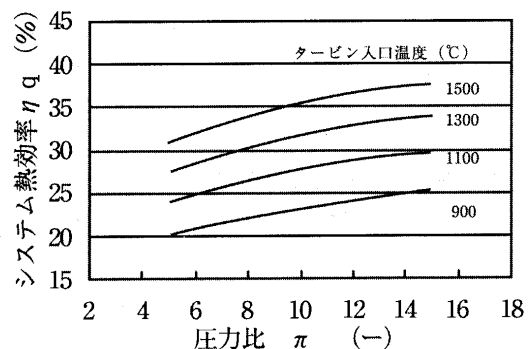


図3 圧力比がシステム熱効率に及ぼす影響

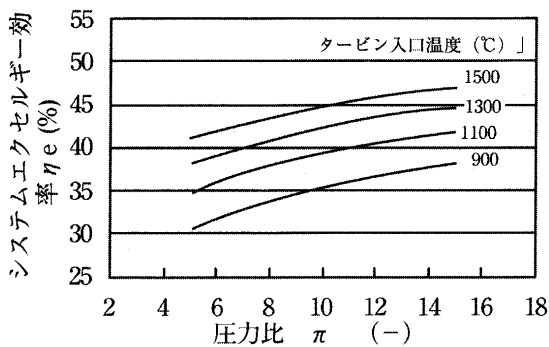


図4 圧力比がシステムエクセルギー効率に及ぼす影響

一般のガスタービンでは、圧力比 20 近くまでは圧力比の増大とともにシステム熱効率上昇していくが、25 近くなると効率向上は殆ど見られなくなる特性と同様の傾向を示している。タービン入口温度 1100°C の場合における圧力比が熱効率及びエクセルギー効率に及ぼす影響の値を表 3 に示す。

表 3 圧力比が効率に及ぼす影響 (1100°C)

圧力比 (-)	5	8	12	15
熱効率 (%)	23.8	27.1	28.4	29.7
エクセルギー効率 (%)	34.5	38.0	41.0	41.3

基準の圧力比 12 における熱効率 28.4% は、圧力比 5 の場合の熱効率 23.8% に対して熱効率の改善率は 19.3% に達しているのに対して、圧力比を 15 に上昇させた場合、改善率は 4.6% にとどまっている。エクセルギー効率の改善率もほぼ同様の値を示している。

このことは、前述の 1.5~2 MW 級の中小型ガスタービンシステムにおける構成機器の要素性能を考慮した場合、本研究の狙い目とする外部未利用蒸気活用型蒸気噴射ガスタービンシステムでは、圧力比 12 は妥当な数値と考えることができ、むやみに高圧力比化する必要性が無いことを示している。

タービン入口温度については、その値を高くすればするほど効率は上昇していくが、連続定格運転の信頼性を確保する必要性から、タービン翼の材料耐熱温度及び冷却構造の制約から、その値として 1100°C を最も適切で、かつ妥当性のあるものとした。しかしながら、将来、超耐熱タービン翼材料の開発、より高性能な翼冷却技術の開発、さらにはより高い温度領域での安定した翼耐熱コーティング技術の開発によっては、1300°C 以上も期待ができる。

6.2 噴射蒸気量が性能に及ぼす影響

従来の蒸気噴射型ガスタービンシステムは、熱電可変型コージェネレーションとして熱と電力とのデマンドに合わせて、圧縮機サージマージンの制約の範囲内で実用化され、熱量的解析によってシステムの優劣評価がなされてきた。しかしながら、噴射蒸気量が性能に及ぼす影

響について、熱量的、エクセルギー的解析を行なってシステム評価を行なった例は殆ど見当たらない。したがって、本論文では、蒸気噴射量が全く無い単純コージェネから徐々に噴射蒸気量を増加していき排熱回収ボイラで発生させた蒸気を全量噴射させ、さらにシステム外部からの未利用余剰蒸気をも導入して出力増加を図ることを狙い目とした本論文提案システムについて、噴射蒸気量の全域に渡ってその影響を熱量的及びエクセルギー的解析を行なった。

タービン入口温度 1100°C、圧力比 12、蒸気圧力 1.62 MPa の場合について、その解析結果を図 5、図 6 に示す。

ここで、噴射蒸気量比 G_s/G_a は噴射蒸気量の空気流量に対する割合とした。

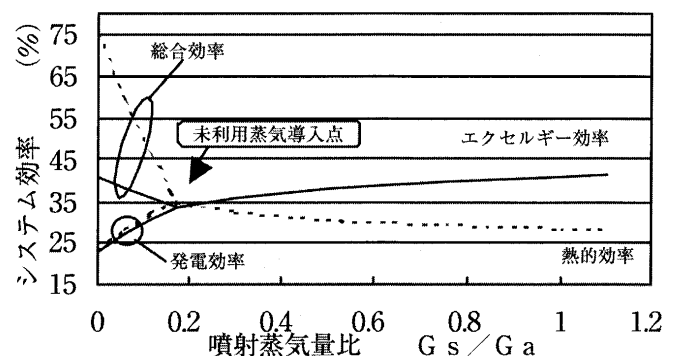


図5 噴射蒸気量がシステム効率に及ぼす影響

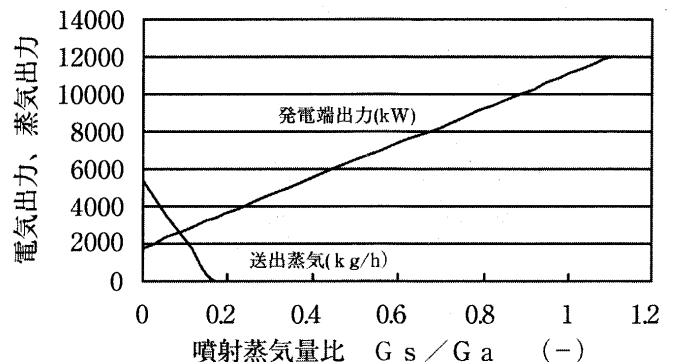


図6 噴射蒸気量がシステム出力に及ぼす影響

図 5、図 6 に於て、噴射蒸気量がゼロの場合は単純サイクルガスタービンコージェネを示し、排熱回収ボイラで発生された蒸気は燃焼器に噴射されること無くすべてシステム外部へ送出される。未利用蒸気導入点 ($G_s/G_a = 0.173$) では、排熱回収ボイラで発生した蒸気が再生熱交換器をへて全量燃焼器へ噴射され、それ以上の噴射蒸気量比の領域では、排熱回収ボイラからの蒸気に外部からの未利用蒸気加わって同様に再生熱交換器をへて燃焼器に噴射される。この場合にはシステム外部へ蒸気は送出されない。

図 5 で明らかなように、一般に単純サイクルガスタービンコージェネはシステム熱効率が 75% にも及び、省エネへの万能の特効薬と見なされがちであるが、それは

エクセルギー率100%の電力出力とエクセルギー率35%ほどの蒸気を、エネルギー保存則に基づく熱量基準のみにて評価していることから、熱力学見地から十分とは言えず、さらに第2法則に照らし合わせた質的評価の必要性が要求されてきている。

蒸気噴射量を徐々に増加させていくと、システム熱効率は急激に低下し排熱回収ボイラの発生蒸気を全量噴射させたときには、そのシステム熱効率は35%となり、さらにシステム外部からの未利用蒸気を導入し、排熱回収ボイラの蒸気とあわせて噴射し、その噴射蒸気量が空気流量と等しい値となったときには28%まで低下していくことがわかる。

一方、有効に取り出し得る仕事量、言い換えればエクセルギーに基づく質的評価では、単純サイクルガスタービンコージェネのシステムエクセルギー効率41%、排熱回収ボイラの発生蒸気を全量噴射させたときには34%、さらに外部からの未利用蒸気を導入していくとシステムエクセルギー効率は上昇し、排熱回収ボイラの蒸気とあわせた全噴射蒸気量が空気流量と等しい値($G_s/G_a=1.0$)となったときには41.3%に達している。

したがって蒸気噴射型ガスタービンの利点は、噴射蒸気量比を0から1以上に大幅に変化させてもそのシステムエクセルギー効率の変化量は7%程度にとどまっていることである。

発電出力については、噴射蒸気量比0の場合約1700kWであるのに対して、噴射蒸気量比を1.0に増加させると、その値は約11,000kWにも達している。

以上の解析結果から、システム外部からの未利用蒸気導入を可能とした本研究システムは、高いシステムエクセルギー効率の中で飛躍的な発電出力が得られ、熱力学第2法則に基づいた性能評価上も合理的なシステムと言える。

6.2 構成要素機器のエクセルギー性能解析

噴射蒸気量が圧縮機、燃焼器、タービン、再生熱交換器、排熱回収ボイラの要素機器の性能に及ぼす影響について検討を加える。

ここで、要素機器のエクセルギー効率 η_e を以下のように定義した。

- ・流入エクセルギー ; E_{in} (kW)
- ・流出エクセルギー ; E_{out} (kW)
- ・付加/取出エクセルギー ; E_w (kW)

として、

- ・要素機器エクセルギー効率 η_e ;

$$\eta_e = (E_{out} - E_{in}) / E_w$$

圧縮機については蒸気が噴射される燃焼器の上流側に位置しているのでそのエクセルギー効率に及ぼす噴射蒸気量の影響は無い。

タービンについてもその影響は極めて少ない。システム全体のエクセルギー効率向上に寄与しているのは、第1位に再生熱交換器、第2位に排熱回収ボイラ、次に燃

焼器である。図8に示すように、それぞれのエクセルギー効率改善率は20%、10%、4%となっており、排熱回収系のエクセルギー効率改善が重要であることがわかる。

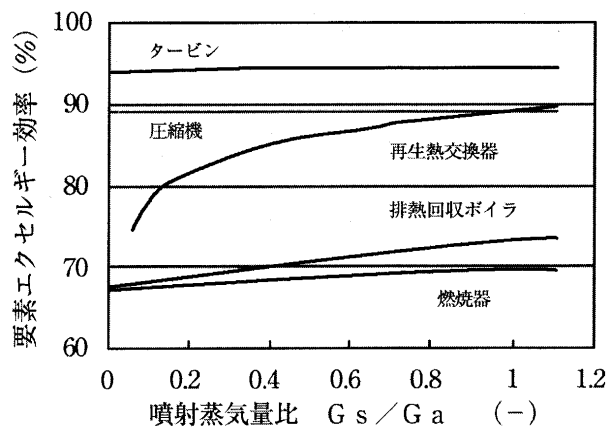


図7 噴射蒸気量が要素エクセルギー効率に及ぼす影響

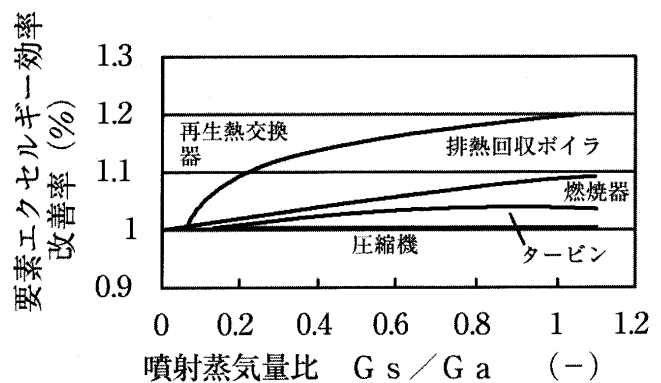


図8 要素エクセルギー効率改善率

6.3 排熱回収系のエクセルギー損失の検討

噴射蒸気量比 $G_s/G_a=1.0$ 及び噴射蒸気が全く無い単純コージェネの場合の排熱回収線図を図9、図10に示す。

排熱回収部分のエクセルギー性能の評価を行なうため、排気ガス側からのエクセルギー付与量と蒸気側の受領量とを定量化するのが都合がよい。したがって排気ガス側のボイラ出口と蒸気側のボイラ入口のエクセルギーを基準にエクセルギーの交換量を示した。

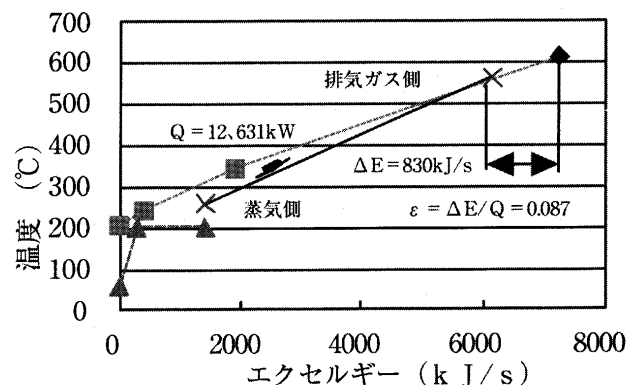


図9 排熱回収系のエクセルギー交換線図 ($G_s/G_a; 1.0$)

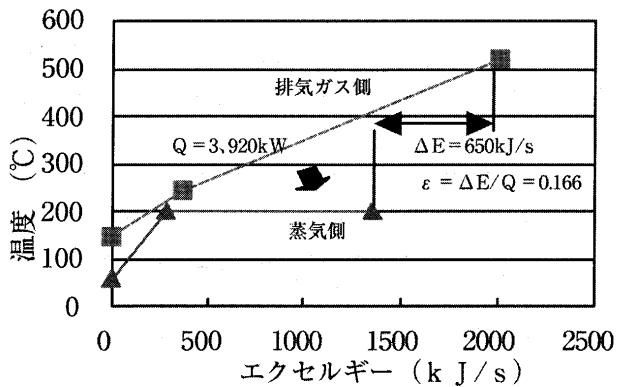


図10 排熱回収系のエクセルギー交換線図
(Gs/Ga ; 0)

ガス側の失った全エクセルギー量(E_g)と蒸気側の受け取った全エクセルギー(E_s)との差を排熱回収部分のエクセルギー損失量(ΔE)とし、排熱回収系のエクセルギー交換性能の定量的評価のための指数として、排熱回収系エクセルギー損失率 ε を定めておくことと便利である。

- ・排気ガス側からの全付与熱量； Q (kW)
- ・エクセルギー損失量；

$$\Delta E = E_g - E_s \quad (\text{kJ/s}) \quad \text{として}$$

- ・排熱回収系エクセルギー損失率；

$$\varepsilon = \Delta E / Q$$

このように定義した排熱回収系エクセルギー損失率 ε を用いることにより、ガス対ガスの再生熱交換器とガス対水の蒸気発生ボイラとを有する排熱回収系のエクセルギー交換性能が定量的に評価可能となる。

図11に排熱回収系エクセルギー損失率に対する噴射蒸気量の影響を示す。

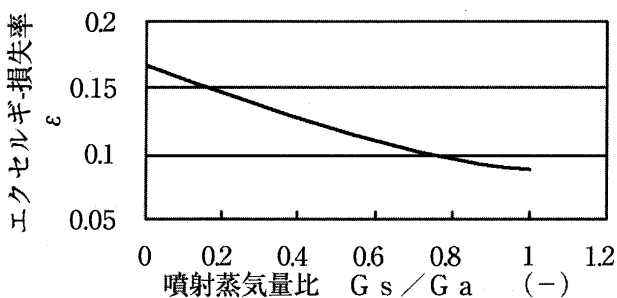


図11 排熱回収系エクセルギー損失率

噴射蒸気量比0の場合の $\varepsilon = 0.166$ に対して、噴射蒸気量比が1.0へと増加すると $\varepsilon = 0.087$ と減少し、排熱回収系エクセルギー損失が47.6%改善されることがわかった。

6.4 燃焼器のエクセルギー損失の検討

燃焼器入口作動流体の温度を T 、圧力を P 、エクセルギーを E 、燃焼微小容積における燃料の発熱量を dq 、エクセルギーを dEf 、燃料固有のエクセルギー率を α 、さらに環境温度を T_0 として、燃焼器における燃焼プロセスによるエクセルギー損失量 dE_{los} ⁽³⁾は、

$$dE_{los} = dq(\alpha - 1 + T_0/T)$$

と表すことができる。

これは、燃焼プロセスによるエクセルギー損失は、作動流体温度のみに依存し、その温度が高いほどエクセルギー損失は少ないことを示している。

しかし、噴射蒸気量の増加に伴う排熱回収系のエクセルギー効率の向上によって、燃焼器入口温度が噴射蒸気量比0の場合390°C、噴射蒸気量比1.0では560°Cへと上昇していき、エクセルギー効率の改善は明らかに得られているが、燃焼プロセス以外の蒸気希釈・伝熱・拡散の影響によりその向上の度合いはそれほど期待できない。

7. 結論

- 1) 従来のシステム優劣評価基準とされてきた熱力学第1法則に基づく熱量的解析に加え、第2法則に基づく質的なエクセルギー解析・検討を加え、従来技術との比較の中からその性能特性を明らかにした。
- 2) エクセルギー率0.35程度の低質未利用蒸気を活用する蒸気噴射型ガスタービンシステムでは、従来の熱量的評価に加えてエクセルギー評価を行なうことがシステム優劣判断に不可欠であることがわかった。
- 3) システムのエクセルギー効率向上には排熱回収系のエクセルギー損失を如何に低減するかが重要なポイントであることがわかった。その評価指数として排熱回収系エクセルギー損失率を新たに定義し、その影響の度合いを明らかにした。
- 4) 本研究システムを実プラントに適用することにより、地球温暖化防止のための二酸化炭素排出削減への貢献が大いに期待できることがわかった。

謝辞

未利用蒸気活用の必要性をご指導くださった芝浦工業大学 平田 賢教授に、更に関係各位から多くの助言とご協力をいただいたことに深く感謝する。

参考文献

- (1) 秋山、龍沢他、未利用エネルギーを活用したガスタービン発電システム、日本ガスタービン学会誌、第29巻、第3号、2001
- (2) 長島、松永、ガスタービン設計のための燃焼生成物特性の計算法、日本ガスタービン学会誌、GTSJ 12-47、1884
- (3) 吉田 邦夫、エクセルギー工学 1999.2



シャボン玉の破裂とエンジンの燃料噴射について

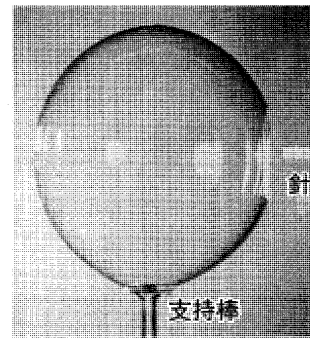
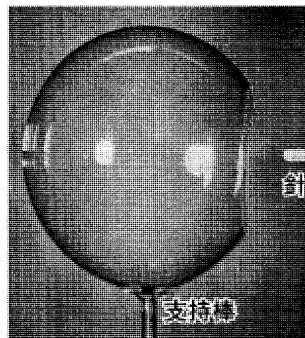
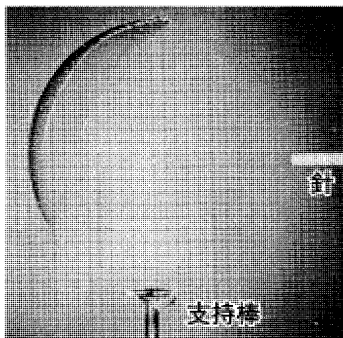
高原 北雄*1
TAKAHARA Kitao

早朝の「はすの葉」に水滴が溜まっていることがある。子供の時、その葉を揺り動かして一つの水滴になったり、二つや三つの水滴になったりする面白さを楽しんだことが想いだす。水の凝集力による表面張力と「はすの葉」と水の付着力が作りだす自然の面白さに時間が経つのを忘れて遊んでいた。また、同じ頃にシャボン玉を作り、友達と一緒に遊んでいた思い出もある。当時は戦中・戦後の物資不足の時代でシャボン液は粗悪な固形石鹼を溶かして作ったもので大きなシャボン玉はできなかつた。そのシャボン玉もすぐにパチンと壊れていた。当時、私はシャボン玉が同時に全体が瞬時に壊れるものと勝手に思い込み、大人になってもあまり基本の物理の原点から考えていなかった。最近、TVの科学番組を見ているとシャボン液には粘結液を添加し、人間が中に入れるほどの大きなシャボン玉を作ったり、その他の多彩な遊びが行われている。私は今でも遊び心で自家製のシャボン液を作ったり、シャボン玉を拵える遊具を買ってきたりして楽しんでいる。

約30年ほど前までは高速度カメラは簡便に扱えなかつたので高速度の現象はなかなか解明されておらず理解しにくかつた。その頃、高速度カメラで撮った面白い写真集「瞬間」を勤務先の航空宇宙技術研究所の図書館で見付けて自然現象の不思議さに感動しながら瞬間写真や高速連続写真をむさぼるように見ていた。その写真集の中にシャボン玉が壊れていく連続写真があり、大変驚き唖然とした記憶が鮮明に残っている。その時、私はシャボン玉の原理についての理解が間違っていたことを知った。シャボン玉の破裂は針孔が明いた端面で表面張力のバラ

ンスが崩れ、シャボン玉の慣性力と表面張力で微粒化が瞬時に進むことは理解・納得できた。しかし、シャボン玉が同じ球形（曲率）形状のまま端面から微粒化して消滅してゆく写真には大変驚いた。その後、この微粒化の現象を反芻思考してようやく幾らか理解・納得できた。

また私は小学校の1年生の時から高校卒業まで、家族の衣類にアイロンを日々かけ続けてきた。その時に使っていた口で吹く霧吹きもシャボン玉と同じく水を液膜にし、その端面で表面張力を利用して微粒・噴霧していたことに改めて気づいた。更に、私達が開発していたジェットエンジンの燃焼器についての理解がこのシャボン玉の破裂を理解することでより深まった。即ち、ガスタービンの燃焼器内で低・高負荷運転、加速条件等に合わせた燃料流量を制御しつつ、高温気体中で燃料をコーン状に薄膜化させその端面で微粒化している。その燃料は周辺から加熱されガス化しながら近傍の一部の空気と燃焼している。その後、大量の作動空気と混合・希釈しながらタービン部に供給している状況をより具体的にイメージできるようになった。この燃焼器の影響因子数を更に増し制御できれば、より燃焼器の特性を高める可能性があるのではと考えた時期もあった。即ちエンジンの運転状況に合わせ、燃料の特性を変化させるために表面張力に影響する液を添加し、微小流量制御や燃料噴霧時の温度制御をすることで一層好ましいエンジン特性が実現できると考え、何人かの研究開発者に話したことがあった。しかしこれに伴い解決すべき多くの問題も見えが開發するだけの価値があるのではなからうか。



シャボン玉の破裂（右から左へ）

原稿受付 2001年6月11日

*1 高原総合研究所

〒206-0803 東京都稲城市向陽台4-2-B-809

(株)荏原製作所におけるハイドロ部品の製造システム

原田 英臣*¹
HARADA Hideomi

加藤 弘之*²
KATO Hiroyuki

キーワード：Hydraulic parts, inverse design, flexible manufacturing system, rapid prototyping, investment precision casting

1. はじめに

荏原製作所は、ガスタービンに関して特筆できる製造設備は保有していないが、ポンプのハイドロ部品に関しては、翼負荷分布に基づいて形状を生成することが可能な3次元逆解法を用いた設計手法とCFD技術を用いた設計点近傍の高精度性能予測法を併用し、CADデータから製品を短時間で直接製造できる設備を組合せたハイドロ部品の開発設計・製造設備を既に開発しているのここに紹介する。

2. ハイドロ部品の生産システムの概要

開発したハイドロ部品の設計・製造システムは以下の工程から構成されている。

- ハイドロ設計工程
- 素材 casting 工程
- 機械加工工程
- 検査工程
- 出荷工程

3. ハイドロ生産システムの機能と特長

3.1. 逆解法-CFD設計システム

ハイドロ形状の設計には最新の3次元逆解法技術^{(1),(2)}を採用した。この理論は、羽根車内の流れを非粘性・非回転と仮定した上で、入力した翼の負荷分布から翼形状を計算により求めるものである。

翼負荷分布を様々に変化させて逆解法設計及びCFDによる性能評価、さらに模型試験による確認を実施した結果、羽根車の全体性能、吸込性能特性あるいはコンパクト性は、逆解法の入力値である翼負荷分布のパラメータで制御できることを確認した。

当社では本設計手法をディフューザ型、ポリユート型、多段ポンプ型、汚水ポンプ型など様々な機種開発に適用して、広い比速度範囲で最適設計パラメータを確定して

おり、任意の比速度で使用目的に応じた羽根車やガイドケーシングのハイドロ設計が可能な逆解法-CFD設計システムを開発実用化している。

3.2 3次元形状モデリングシステム

製造に際しては3次元モデルを簡便に得られるように、既存のCADソフトをハイドロ部品専用にカスタマイズした独自の3次元CADシステムを開発した。本システムは、逆解法で得られた翼面形状とあらかじめパターン化された主板、側板及びボス形状を選択して組み合わせ、3次元のソリッドモデルを作成するものであり、翼と主板及び側板との接合部のフィレットについても自動生成可能とした。本システムを採用することにより、翼面形状から図1に示した羽根車全体のソリッドモデルデータ作成まで短時間で作成することが可能となった。

3.3 ハイドロ模型のラピッドプロトタイプング

逆解法-CFD設計手法による性能予測精度の向上により、ハイドロ設計の模型試験の必要性は大幅に削減できたが、オフデザイン性能やキャビテーション発生パターンなど、現在のCFD技術では性能予測精度が不十分な領域については、模型試験を実施して最終的に性能を確認しなければならない。

そこで、最近急速に進歩しているラピッドプロトタイプング(RP)技術をハイドロ試験供試体の製作に適用して、模型試験コスト、時間を大幅に短縮することに成功した。即ち、羽根車の製造についてはSLS (Selective

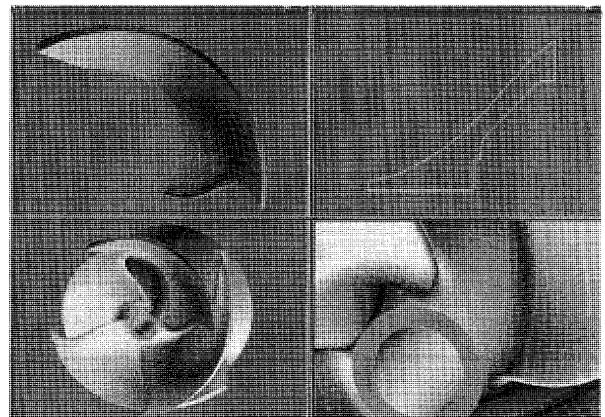


図1 羽根車ソリッドモデル

原稿受付 2001年5月31日

*1 (株)荏原総合研究所
〒251-8502 藤沢市本藤沢4-2-1

*2 (株)荏原製作所 機械事業本部
〒144-8510 東京都大田区羽田旭町11-1

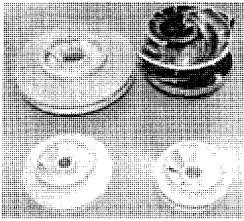


図2 ガラスナイロン樹脂性模型

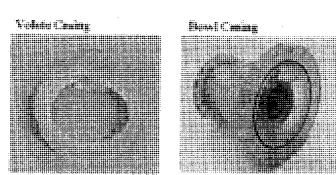


図3 エポキシ樹脂模型

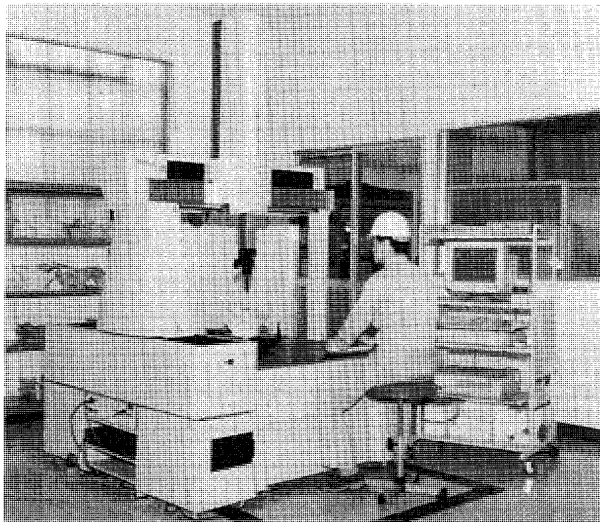


図4 3次元測定機

Laser Sintering) 装置により、図2に示す高強度のガラスナイロン樹脂性模型を、ケーシングやディフューザについては大型品の製造が可能なLSL (Laser Stereo Lithography) 装置により、図3に示すエポキシ樹脂模型を製造して性能試験に用いる。

完成したハイドロ模型は、図4の3次元寸法測定装置にて自動測定するが、形状誤差は0.2 mm程度であり、直径約300 mmの羽根車を使用する通常の大型ポンプハイドロ模型試験の場合、十分な寸法精度を有している。

3.4 ハイドロ模型試験システム

ハイドロ模型は、専用の性能試験装置に組みこまれ、一般性能や逆流特性試験を全自動で実施できるようになっている。図5に示した装置にはマルチメディアシステムが組みこまれており、各種測定数値と流動模様の動画像、音響などを同期させて分析可能である。

3.5 実機ハイドロ部品の製造

実機ハイドロ部品の製作についてもRP技術を応用したインベストメント精密鋳造技術を適用した。即ち、RP装置により鋳造用消失模型を直接又はマスターモデルを介してワックス模型を製造し、これをインベストメント式精密鋳造に用いて金属製のハイドロ部品を製造する方法を開発した。RP模型をマスターモデルとして、これを一旦シリコンゴム反転型に転写し、そこから再度ワックス模型を得る方法を開発した。直径600 mmを超える大型品を複数個製造する場合は、コストダウンのため翼

板のみRP模型製とし、主側版などの軸対象部品はポリスチレン樹脂加工品と組み合わせた製造法も採用している。

インベストメント鋳造の場合、最新の鋳造凝固解析技術を実施して、事前に歪や巣などの発生を予測することにより方案の最適化を計っている。

3.6 FMSによる無人機械加工

ハイドロ部品は、図6の5軸マシニングセンター、ターニングマシンセンター、図7の光学的芯だし装置、自動搬送機、自動倉庫、CNC装置などから構成されるFlexible Manufacturing System (FMS) で加工される。

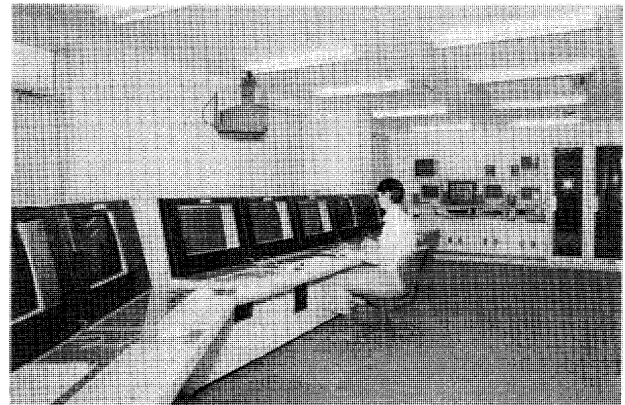


図5 性能測定装置



図6 NCマシニングセンター



図7 光学的芯だし装置

4. おわりに

ガスタービンエアロ要素部品の製造に関しては、種々の手法があると思われるが、当社ではポンプのハイドロ部品製造に関しては最新と思われる製造設備を開発した結果、従来は最短でもおよそ4ヶ月を要していた模型試験検証を含むカスタムハイドロ部品の生産を、1ヶ月から1.5ヶ月にまで短縮できることになった。

今回この技術について紹介させて頂くことで学会の了

承を得たのでここに報告した。この製造技術が少しでもガスタービンエアロの製造技術に参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) Zangeneh, M., Int. Journal of Numerical Methods in Fluids, Vol. 13, pp. 599-624
- (2) Zangeneh, M., ASME paper 90-GT-198

NGT 2 BM 型 2 軸ガスタービン

川守田 均^{*1}

KAWAMORITA Hitoshi

1. はじめに

1984年に自社開発375kVA非常用発電装置用ガスタービンNGT1型を市場に送り出して以来、現在までに、自社開発非常用ガスタービンとして250~4000kVAの製品ラインアップを揃えている。

一方、ポンプ駆動用としては、自社製1軸式ガスタービンとSOLAR製1軸および2軸のガスタービンで対応してきたが、2軸式・2000PS以下の出力範囲の品揃えがなかったことから、1997年に882~1471kW級2軸式ガスタービンの開発に取り掛かった。

その成果として2001年3月1・2号機を納入する運びとなった。表1に当社のポンプ駆動用ガスタービンのラインアップを示す。

2. 機関主要目

NGT 2 BMの機関主要目を表2に機関断面図を図1に示す。開発のコンセプトとして、

- 1) 制御にフレキシビリティを持たせ
 - 2) 使用回転数範囲で振動問題を発生させず
 - 3) 機関の信頼性・耐久性の高いもの。
- を念頭に開発にあたった。

3. 特徴

1) 機関制御

機関制御器として、常用機で実績のあるデジタル式制御方式を採用しました。従来、個別であった燃料制御と機関制御を1つのユニットにしたものであり、従来のものより応用範囲が広く優れた特性をもっております。ま

表2 機関主要目

	単位	要目
機関形式	—	NGT 2 BM
定格出力	kW	882~1471
出力軸回転数	min ⁻¹	2200
形式	—	単純開放2軸式
圧縮機	—	遠心2段
燃焼器	—	単筒缶形
ガス発生器タービン	—	軸流3段
出力タービン	—	軸流1段
減速機	—	遊星歯車
燃料	—	A重油・灯油・軽油
潤滑油種	—	鉱物油・合成基油
潤滑油保有量	L	300

表1 ポンプ駆動用ガスタービン

	型式	ガスタービン型式	出力 kW	燃料
1 軸式 ガスター ビン	CNT-371M	RGT3	276	液体
	CNT-621M	RGT5	460	液体
	CNT-751M	RGT6	662	液体
	CNT-1001M	RGT8	736	液体
	CNT-1301M	NGT2-S	956	液体
	CNT-1601M	NGT2A-S	1177	液体
	CNT-2001M	NGT2B-S	1471	液体
	CNT-2601M	NGT3A-S	1912	液体
	CNT-3101M	NGT2A-T	2280	液体
	CNT-4101M	NGT2B-T	3016	液体
2 軸式 ガスター ビン	CNT-2002M	NGT2BM	882~1471	液体
	CNT-3102M	CENTAUR40	2280	液体
	CNT-4002M	CENTAUR50	3942	液体
	CNT-4702M	CENTAUR60	3457	液体
	CT-7802M	MARS90	5737	液体

原稿受付 2001年6月7日

*1 ㈱新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場
〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町5-2576-3

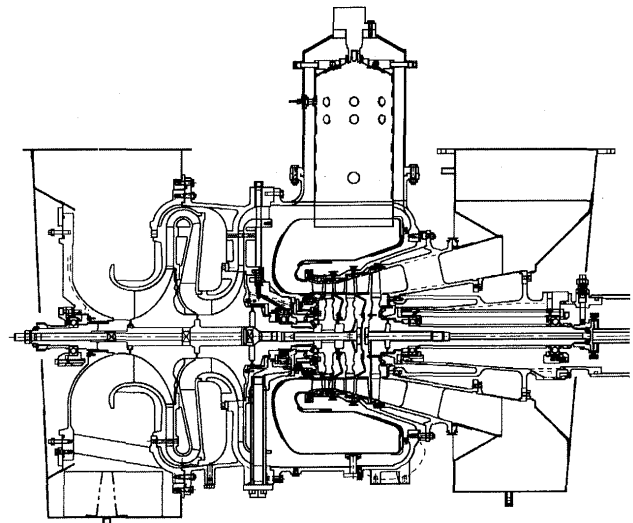


図1 機関断面図

た、非常に小型で信頼性も高く、プログラムを変更する事により燃料制御に関する数々の要求に答えることができる。

2) 運転スケジュール

従来から取り扱っていた発電用 2 軸ガスタービンで培ってきた制御技術をベースとしポンプ駆動用ガスタービンの制御を確立した。ポンプ場の運用で考えられる運転スケジュールに関し確認試験を行い、その信頼性を確認した。

3) 振動

2 軸ガスタービンであることから、1 軸ガスタービンに比較し振動系が複雑となっているが、この点に関しては、1 軸ガスタービンとは異なる多種多様な試験（始動条件、ガス発生器ガスタービンの回転数と出力タービンの回転数の関係、停止時の条件等）を行い、問題となる振動が無い事、耐久性が高い事を確認した。

4. NGT 2 BM 1・2 号機納入

新潟県内の雨水排水機場に納入する NGT 2 BM 1・2 号機の客先公試が 2001 年 3 月に行われた。客先の仕様を表 3 に示す。特記事項としては、

- 1) A 重油仕様であるため始動時の排気色に対し問題とならないような燃料弁・燃焼器ライナーを使用した。
 - 2) 軸受振動・温度を監視する為のセンサー設置。
 - 3) 減速機に逆転防止装置を装備し出力用ガスタービンが逆転しない構造とした。
 - 4) パッケージは、建屋のスペースが限られていたことから、スペースを有効に利用するよう配置に考慮を加えた。パッケージ概念図を図 2 に示す。
- 上記 1) 2) は、既存技術を応用する事で対応した。3) に付いては、減速機製作メーカーである新潟コンバータ社で実績のある逆転防止装置を採用した。

5. まとめ

2 軸ガスタービンの開発は、新規分野への挑戦であったが、既存の 1 軸ガスタービンをベースとし、2 軸として問題となる振動・機関構造については、解析により十分な検討を行い、さらに試験により信頼性・耐久性を確認した。制御系に付いては、今まで SOLAR 社の常用・

表 3 雨水排水機場仕様

項目	仕様
定格出力	1900 ps
回転数	1000 min ⁻¹
使用燃料	A 重油
過負荷耐力	110% 30分以内
始動方式	AC インバータ方式
回転数制御	60 ~ 100 %
高度 1000hPa・吸気 100・排気 300mmAq	

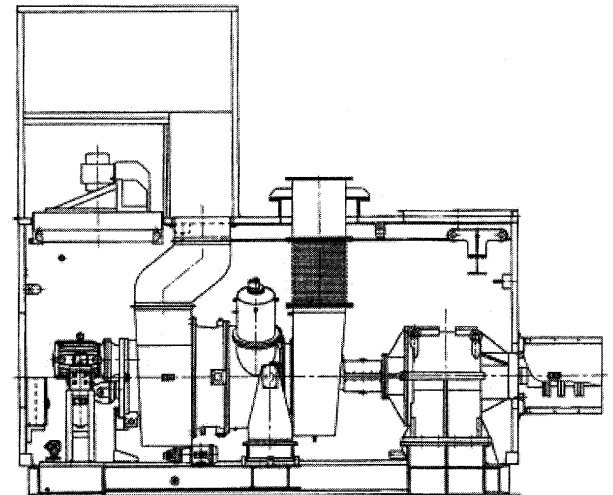
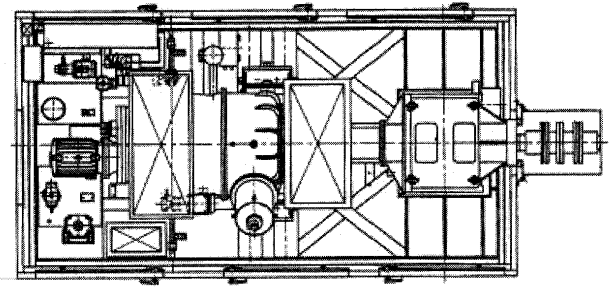


図 2 パッケージ概念図

非常用ガスタービンの制御で培ってきた技術を応用しポンプ仕様の制御を作り上げる事ができた。今後は、2 軸ガスタービンもラインアップに加え、幅広い需要に対応していく予定である。

ターゲットドローン（標的機）用エンジン

長谷川 清*¹

HASEGAWA Kiyoshi

1. はじめに

表紙の写真は、防衛庁のご指導のもとに、富士重工業が主契約者として開発された 標的機 J/AQM-1 用の三菱重工が開発を担当したターボジェットエンジン TJM 3 である。従来、標的機は外国から輸入されており、使用されているエンジンは当然外国のエンジンが搭載されている。代表的なものにチャッカー 2 の WR 24 およびファイヤビーの J 69 等が上げられる。本エンジンは機体と同様、防衛庁および富士重工のご指導のもと開発されたが、もともとは防衛庁が開発された地对艦誘導弾のサステナエンジン J 4-1 をベースにして標的機用エンジンとして開発されたエンジンである。このエンジンの特徴としては

- ・標的機用ジェットエンジンとして国産としては始めてであり
- ・J 4-1 エンジンとは違い、高空で確実な作動・始動が要求された。

等があげられる。ここでは、日本初の標的機用エンジン開発を始めるにあたり、経験した色々な苦労・問題を紹介してみたい。

2. 標的機 J/AQM-1

本標的機の形状は

・翼幅	2.07 m
・全長	3.65 m
・全高	0.92 m
・最大重量	235.5 kg
・エンジン搭載方式	ポッド式

である。

本標的機の仕様としては

高度	2000 ft から 30000 ft
最高速度	0.91 マッハ (高度 30000 ft)
最高旋回加速度	3.2 g
発進方式	F-4 EJ, F 15 J/DJ の翼下から発進され、一度発進すると回収されることは無い。

開発は1983年から始まり、4年後の1987年から量産が開始され1988年には防衛庁への引き渡しにが開始され

原稿受付 2001年3月7日

* 1 三菱重工業 名古屋誘導推進システム製作所
エンジン機器技術部

〒487-0006 愛知県春日井市石尾台 6-20-5

た。すでに防衛庁に数百台以上の納入が行われている*¹。

3. 標的機用エンジン TJM 3

上記の機体仕様にあわせた開発は機体から一年遅れ1984年から始まり、機体と一緒に1987年から量産が開始され富士重工に翌年初号機が納入された。

本エンジンは陸上自衛隊が装備する地对艦誘導弾のサステナエンジンとして弊社が開発を担当した J 4-1 をベースに制御アルゴリズムを変えて用途に合わせて開発したものである。高空での運用に合わせた必要推力は地上静止で 200 kg と設定された。文献(2)にも述べられているように本エンジンは

- ・遠心一段圧縮機
- ・逆流式アニュラー型燃焼器
- ・製鋳一体型の軸流一段タービン

で構成されるターボジェットエンジンである。

- ・グリース封入軸受け遠心式燃料噴霧方式
- ・火薬カートリッジイグナイタ
- ・ウィンドミル始動方式等

の採用により部品点数を極力低減して低価格化を図るとともに、J 4-1 とは制御アルゴリズムを変更して高空でも問題なく始動・運用できるようにしたものである。

エンジンの写真を図 1 に示す。

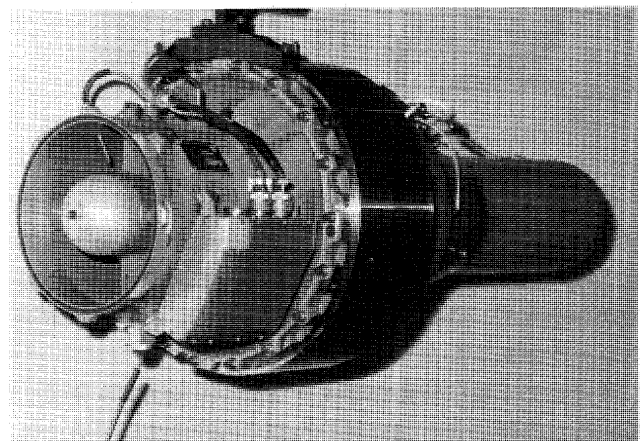


図 1 標的機用エンジン TJM 3

4. 高空運用

開発が始まる前に我々が心配したのは、運用が 30000 ft 迄という高空での運用が要求されるため以下のさまざまな問題が大丈夫かという点であった。

- ・ 高空で予想通りの推力をだすことができるのか？
- ・ 高空で着火は確実にできるのか？
- ・ 高空でエンジンが安定に作動するか？

等々。紙の上での検討では多分大丈夫であろうということにはなるが開発の終わりで実際に飛ばしてからリカバーできないトラブルが出ると取り返しがつかなくなる。

そこで、高空での性能・着火性を見るのに地上で色々工夫を行った。

その一つにエジェクタを使用した簡易高空試験装置がある。背圧側を空気源からのエアを使いエジェクタで引き静圧を下げることによりある程度（10000 ft 近傍まで）の圧力高度はシミュレートすることができ、性能、着火性の試験をすることができた。性能については性能予測とそう大きく変わらないという確認は低高度ではできたが30000 ft をするには不十分であった。装置の写真を図2に示す。

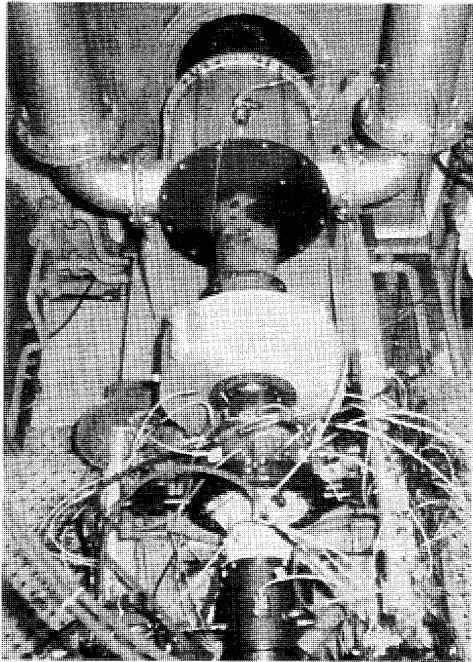


図2 簡易高空試験装置

また着火性についてはこの装置では入り口温度・圧力は下がらないため、実用条件とは大分異なるため、実際に下げて試験しないことには高空での着火性は十分あるのかわからず、このままでは開発に入っても十分なポテンシャルがあるかどうか自信が持てない。

今でこそ千歳に防衛庁が大きな高空試験装置を建設しているが当時は日本には無く高空での性能確認・着火性等は開発の中ではCFT（Captive Flight Test）で確認することが予想された。しかし、実際の開発に入ってからでは高空性能・安定性・着火性に問題があり不十分な場合には行き詰まる恐れが多分にあった。社内で論議を尽くした結果、エンジンの開発を担当することにentryする場合、見通しをどうしても得る必要があるというこ

とになり、そのため、外国の高空試験装置で上記の問題点を明らかにするべく確認することに決まり、条件に合った適切な高空試験装置を探しにいった。米国は色々なところに高空試験装置があるが費用が高い。英国も国としてFJRで高空試験を行ったことがあるがとても一企業で簡単に出来る金額ではない。調べていくうちに当時の西独のシュツットガルト大学が戦闘機トーネードのエンジンであるRB 199のために高空試験装置を持っていることがわかり、調査・交渉した結果、割安でしかもしっかりした試験ができることになった。早速、エンジンと試作FADECを組み合わせ、着火用の火薬カートリッジイグナイタを相当数用意して西独へ試験のためにでかけた。

西独の高空試験装置は非常にコンパクトにできており、しかも操作性に優れていた。インターフェースも比較的簡単にとることができた。MHIには地上での飛翔模擬設備は前述のJ4-1のために作ってあったが、エンジンは高度ゼロで高速飛行状態でのデータを校正データとして扱い、シュツットガルトの高空試験装置と非常によくあっていることがわかり、安心して試験を進めることができた。高空試験は順調に進み、極めて短期間で予想以上の成果をうることができた。

この試験のおかげで高空性能、安定性、着火性に見通しが得られたことにより、開発に対応する自信が付き、翌年からの開発に会社としてentryすることになる。

5. 終りに

上記高空試験をもとにエンジン開発を担当させて頂けるとともにエンジンにとっては極めて短期間の開発を終え、量産に移行していくことができた。開発中、量産に移行する過程で色々な問題が出てきたが、事前に実施したシュツットガルト大学高空試験での色々な試験の結果が我々には大きな自信を与えてくれた。

エンジン屋にとって高空での試験は必要不可欠である。もし西独での試験を行わなければ本開発には参画できなかったであろう。これを教訓にわが社では以降の小型エンジンの開発に備えて小型エンジンの高空試験装置を整

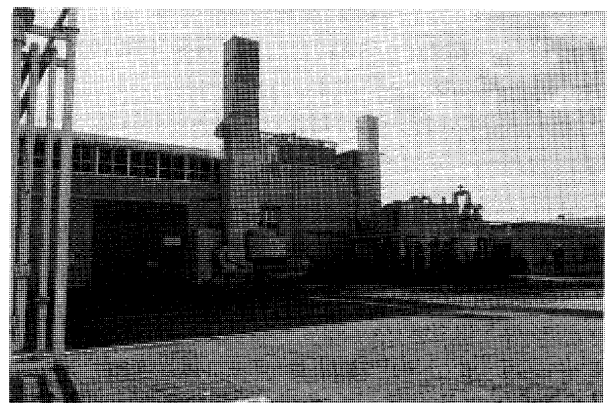


図3 三菱高空試験装置

備することになった。その際にシュツットガルトの高空試験装置は大いに参考になった。その後整備された高空試験装置を図3に示す。その後の小型エンジンの開発に非常に役立ったことは言うまでも無い。

今でこそ千歳に防衛庁が大型の、独立法人航空宇宙技術研究所が超音速用航空試験装置を建設したのは日本の航空エンジンにとって喜ばしいことである。

これからも日本で開発したエンジンが日本の設備を利用して空高く飛び回ることを念じてやまない。

参考文献

- 1) JANE 年鑑
- 2) 防衛庁におけるエンジン開発 日本ガスタービン学会誌
2000年10月号

2000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2000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. 2000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がやや減少したものの中型・大型がともに増加し，結果として7%の増加となった。出力は小型・中型で微増であったが，大型で前年比2.5倍と大幅に増加し，合計でも前年比の2.3倍となった。

小型(735 kW以下)は台数が前年と比べて9%減少したが，出力は3%の増加を示した。

中型(736~22,064 kW)は台数が27%，出力も16%増加した。

大型(22,065 kW以上)は台数が1.8倍，出力も2.5倍の大幅増加した。これは，輸出向けが伸長したためである。

(2) 用途別にみると，台数では70%が非常用発電用，出力では93%がベースロード発電用である。これは前年度とほぼ同じである。非常用は前年に比べ台数で18%，出力で9%と共に増加している。この傾向は，毎年の傾向である。

小型，中型で比べると台数で小型が12%増加しているのに対し，中型は24%の増加，出力では，小型が8%の増加しているのに対し，中型は10%とほぼ同様な増加となっており，1年毎に増加・減少を交互に繰り返してきた傾向から着実な微増傾向となった。

(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64%の大幅増の結果，液体燃料間でのシェアは5%増加し85.4%となった。ガス燃料内訳では天然ガスの2.1倍，都市ガスの1.7倍の大幅増加が特徴。

液体燃料使用生産台数では，前年と変化は無いが，灯油が36%増加し，軽油が28%減少し，ナフサが再登場したことが特徴である。

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・灯油・軽油が51・31・17%となり中型では重油1種・軽油・灯油が43・20・15%，大型では天然ガス・液化天然ガス・ナフサが46・26・11%，全体では重油1種・灯油・軽油が44・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。

燃料の種類別使用出力でも台数とは逆に，ガス燃料の出力合計は前年比2倍となったものの液体燃料が前年比3倍と大幅増加したため，ガス燃料の燃料種別間シェアでは，7%減少し，74.4%となった。ガス燃料内訳では，天然ガスの2.8倍の増加，都市ガスの44%の増加が特徴である。

液体燃料使用出力では，軽油の9倍の増加に対し，灯油が34%減，重油1種の16%の減少が特徴である。

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63・24・13%となり中型では軽油・重油1種・都市ガスが32・27・19%，大型では天然ガス・液化天然ガス・軽油が58・19・17%，全体では天然ガス・軽油・液化天然ガスが52・19・18%の割合になった。全体では，軽油の大幅増加が特徴である。

(4) 国内向けは台数で，前年と比べ変化無く552台であったが，出力では1,100 MWと大幅増加し，前年比2.2倍となった。増加分は，大型であり増加分の1,000 MWを占めている。大型が前年と比べ，台数で同一，出力で1,035 M増加した。近畿で26 MW減少したものの九州で31 MW，関東で1,059 MW増加し，大幅増加となった。

中型は前年と比べ台数では42台の増加であったが出力では40 MWの増加に留まった。地域的には，関東が台数で31台，出力40 MW，中部で台数20台，出力30 MWの増加が目立つ。小型は台数で32台の減少，出力で横這いであった。関東での82台の減少，出力での7 MWの増加，中部での台数8台増加，出力での3 MW増加が特徴である。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いると考えられるため，今回の統計から分離を考えたい。

輸出は総台数の9.3%，全出力の73%を占め，前年より台数では33台の増加(2.3倍)，出力では2,968 MWの増加(2.3倍)となった。大型で台数16台，出力で2,914 MWの増加，中型で台数14台，出力で50

MWの増加、小型でも3台、2MWの増加と全ての出力区分分野で増加していることが本年の特徴である。

輸出仕向先別では、アジアが台数で7年連続してトップを続けたが、出力でも2,560MWと前年比3.2倍の増加でトップを占めた。また、今回は、中南米が台数2台、758MW増加、北米の台数6台、966MWの増加が顕著であり欧州の台数2台減、517MWの減少をカバーしている。輸出の大型の増加が今回の特長である。

- (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、95～98%であった。表5に示す出力区分では、小型クラス(0～735kW)大幅減が特長。小型クラスで30台の減、中型クラスで56台の増加、大型クラスで16台の増加であり、大型化の傾向を示している。

台数の多い順では、736～4,412kW、368～735kW、147～367kW、出力の多い順では44,130kW以上、736～4,412kW、22,065～44,129kW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(2台/79MW→6台/1,260MW)と増加、輸出(5台/757MW→9台/1,329MW)も台数及び出力で大幅な増加となった。自家用では国内(410台/692MW→516台/541MW)では台数増、出力減、輸出(19台/1,580MW→48台/3,977MW)は台数・出力とも増加している。

総計では台数が増加(436台→579台)し、特に輸出事業用大型の増加により出力合計も増大(3,108MW→7,107MW)した。

2. 2000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18%減少し、合計推力でも約30%減少した。この台数の減少は防衛庁のF-15戦闘機用エンジンであるF100のライセンス生産が99年で終了したことと、同じくT-4中等練習機用エンジンであるF3の生産台数の減少による影響が出ている。
- (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20%減少し、合計出力でも約25%減少した。台数の減少は対象となる全機種に共通した傾向である。合計出力の減少は、大出力エンジンであるT700やT53の生産台数の減少による影響が大きい。
- (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、209台生産され、1988年の生産開始以来の累計は1578台になった。前年比で見れば10台の増加である。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. 2000年過給機生産統計概要

- (1) 生産されている形式数は、前年度とほぼ同様の159形式であった。
- (2) コンプレッサ翼車外形100mm以下の過給機の生産台数は、前年比16%増加した。
- (3) コンプレッサ翼車外形100mm以上の過給機の生産台数は、前年比55%減少した。

フォーラム (予告)

下記フォーラムを予定しております。

詳細が決まり次第、学会誌会告、ホームページに掲載致しますのでご覧下さい。

記

1. 日時：2002年3月予定
2. 場所：大阪大学 豊中キャンパス
3. テーマ：「HIIAロケット開発に見る最新技術課題」

II. 統計

1. 最近6年間のガスタービン生産推移

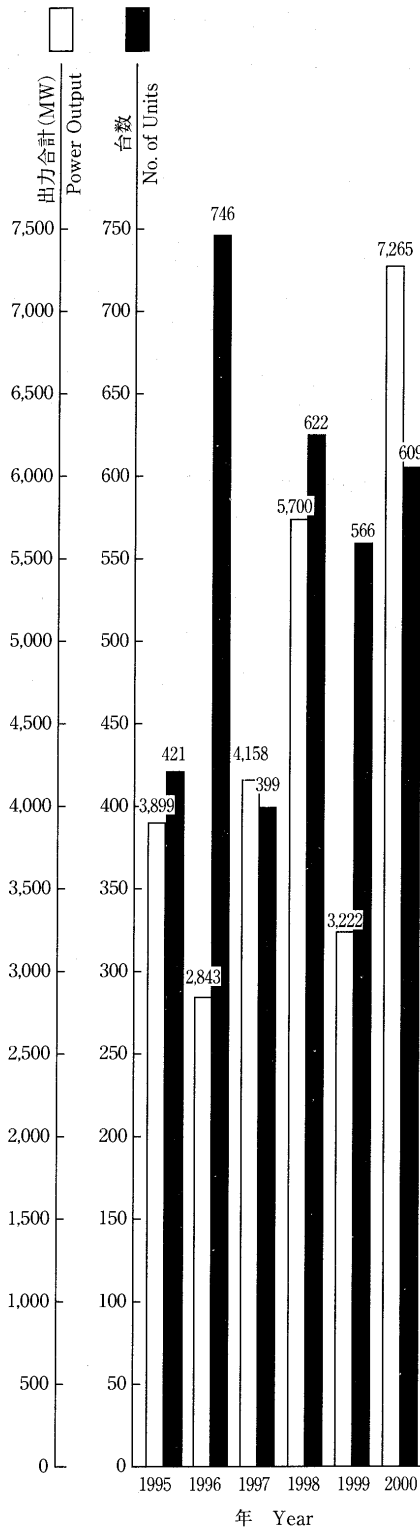


図1 陸船用ガスタービン

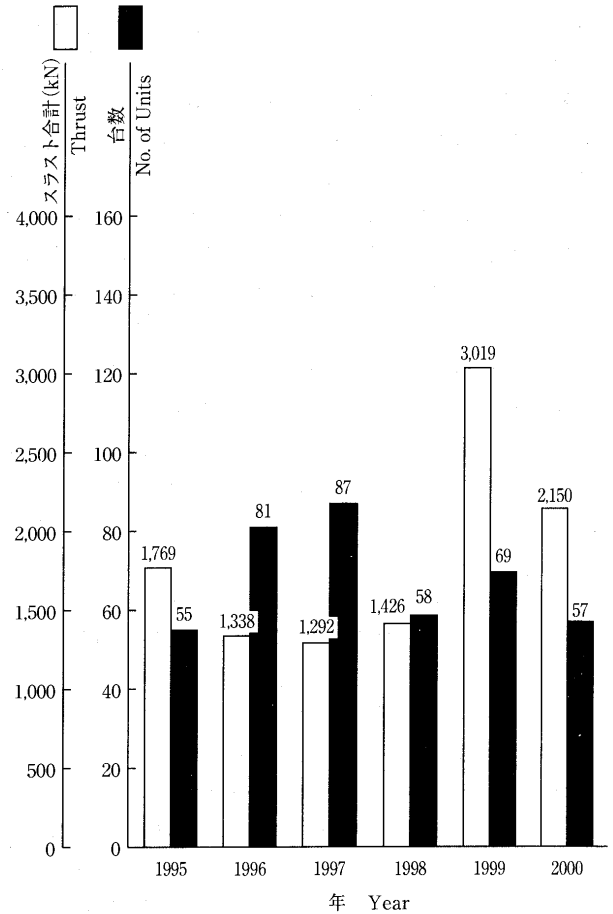


図2 ターボジェット/ターボファン・エンジン

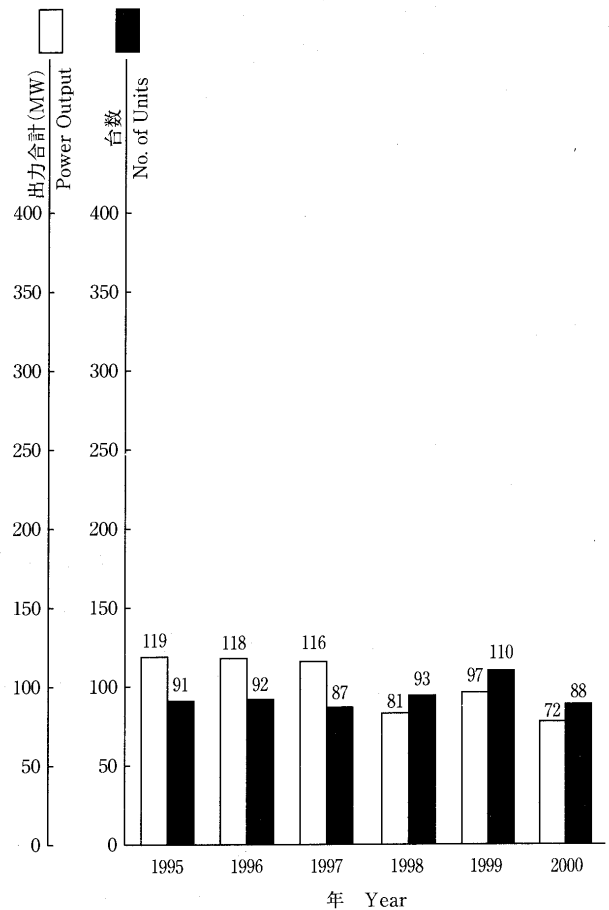


図3 ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン

2. 陸船用ガスタービン

表1 2000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	64	1,234	59	214,485	35	6,513,830	158	6,729,549
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	240	87,019	186	282,195	0	0	426	369,214
商船用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦隊用 Military Marine	MM	0	0	17	138,052	0	0	17	138,052
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
冷凍用 Refrigerating	RC	0	0	0	0	0	0	0	0
その他 Miscellaneous	MC	4	1,170	4	27,400	0	0	8	28,570
合計 Total		308	89,423	266	662,132	35	6,513,830	609	7,265,385

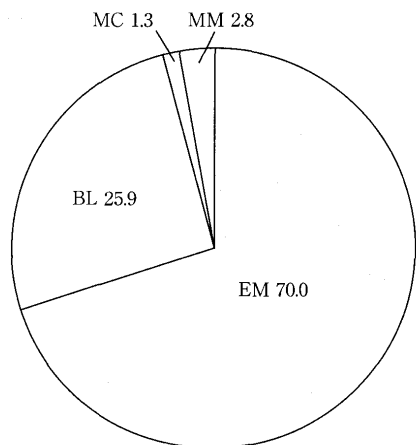


図4 2000年用途別生産台数割合 (%)

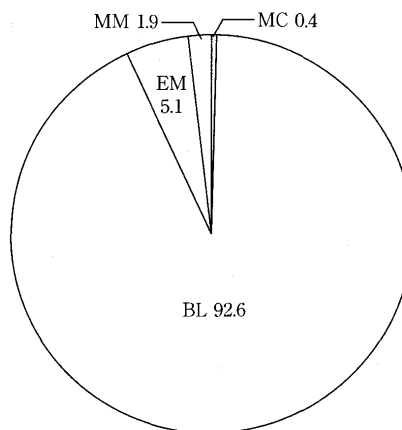


図5 2000年用途別出力割合 (%)

表2 2000年燃料別生産台数及び出力(kW)

区分		Size		Small Unit		Medium Unit		Large Unit		全出力		
		台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	
燃料種類		コード	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)	台数	出力(kW)
Kind of Fuel		Code	Units	Output(kW)	Units	Output(kW)	Units	Output(kW)	Units	Output(kW)	Units	Output(kW)
ガス燃料 Gasous Fuel	液化天然ガス Liquified Natural Gas	LNG	0	0	8	25,190	9	1,269,600	17	1,294,790		
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	1	18,000	16	3,779,370	17	3,797,370		
	石油プラントオフガス Plant-off Gas	GOG	0	0	0	0	1	23,560	1	23,560		
	液化石油ガス Liquified Petroleum Gas	LPG	0	0	6	9,000	0	0	6	9,000		
	都市ガス Town Gas	GTW	4	458	37	125,945	0	0	41	126,403		
	高炉ガス Blast Furnace Gas	GBF	0	0	0	0	2	146,400	2	146,400		
	プロパンガス Propane Gas	GPR	0	0	5	6,050	0	0	5	6,050		
小計 Sub Total			4	458	57	184,185	28	5,218,930	89	5,403,573		
液体燃料 Liquid Fuel	灯油 Kerosene	T	96	21,178	41	87,161	0	0	137	108,339		
	軽油 Gas Oil	K	52	11,656	54	212,501	3	1,134,900	109	1,359,057		
	重油1種 Heavy Oil No. 1	H1	156	56,131	114	178,285	0	0	270	234,416		
	ナフサ Naphtha	LN	0	0	0	0	4	160,000	4	160,000		
	小計 Sub Total			304	88,965	209	477,947	7	1,294,900	520	1,861,812	
合計 Total			308	89,423	266	662,132	35	6,513,830	609	7,265,385		

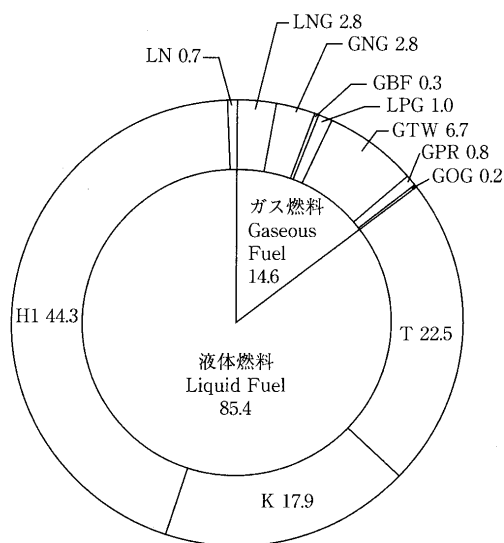


図6 2000年燃料別生産台数割合(%)

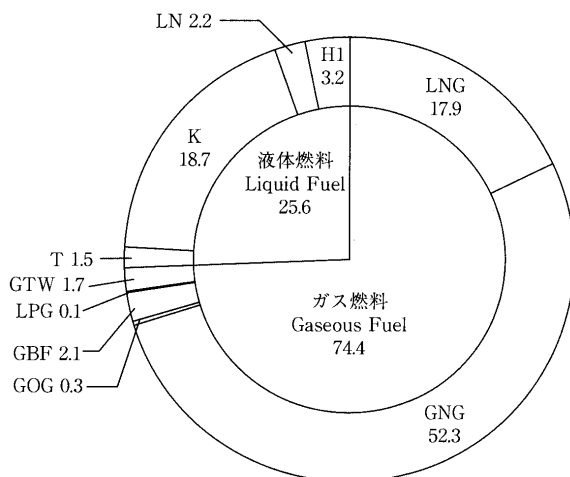


図7 2000年燃料別出力割合(%)

表3 2000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		15	5,098	6	6,281	0	0	21	11,379
	東北 Tohoku		26	8,685	6	7,900	0	0	32	16,585
	関東 Kantoh		84	31,691	101	191,978	3	1,134,900	188	1,358,569
	中部 Chuubu		57	20,080	48	100,209	0	0	105	120,289
	近畿 Kinki		29	9,462	32	92,422	0	0	61	101,884
	中国 Chuugoku		13	4,685	9	10,074	1	115,400	23	130,159
	四国 Shikoku		3	840	5	5,450	0	0	8	6,290
	九州 Kyuushuu		20	6,213	12	17,300	1	31,000	33	54,513
	沖縄 Okinawa		0	0	3	12,000	0	0	3	12,000
	船用主機 Marine Propulsion		0	0	8	124,552	0	0	8	124,552
	船用補機 Marine Auxilliaries		0	0	9	13,500	0	0	9	13,500
	未定 Unknown		57	145	4	9,600	0	0	61	9,745
	小計 Sub Total			304	86,899	243	591,266	5	1,281,300	552
輸出向け For Export	北米 North America		0	0	2	21,500	6	1,174,800	8	1,196,300
	中南米 South and Central America		0	0	0	0	6	1,317,500	6	1,317,500
	アジア Asia		4	2,524	20	47,866	16	2,509,430	40	2,559,820
	大洋州 Oceania		0	0	0	0	0	0	0	0
	欧州 Europe		0	0	1	1,500	2	230,800	3	232,300
	旧ソ連 Fomer Soviet Union		0	0	0	0	0	0	0	0
	中東 Middle East		0	0	0	0	0	0	0	0
	アフリカ Africa		0	0	0	0	0	0	0	0
	未定 Unknown		0	0	0	0	0	0	0	0
小計 Sub Total			4	2,524	23	70,866	30	5,232,530	57	5,305,920
合計 Total			308	89,423	266	662,132	35	6,513,830	609	7,265,385

表4 2000年被駆動機械別生産台数及び出力(kW)

被駆動機械 Driven Machinery	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)
発電機 Electric Generator	G	291	84,103	253	509,330	35	6,513,830	579	7,107,263
推進機 Propeller	PRR	0	0	8	124,552	0	0	8	124,552
水ポンプ Water Pump	W	17	5,320	5	28,250	0	0	22	33,570
空気圧縮機 Air Compressor	AC	0	0	0	0	0	0	0	0
その他 Miscellaneous use	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
合計 Total		308	89,423	266	662,132	35	6,513,830	609	7,265,385

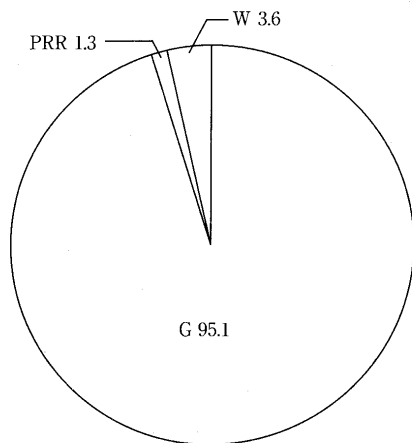


図8 2000年被駆動機械別生産台数割合 (%)

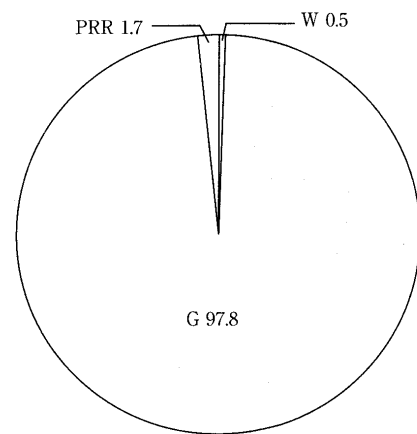


図9 2000年被駆動機械別出力割合 (%)

表5 2000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	70	1,355
	147~ 367	113	26,537
	368~ 735	125	61,531
	小計 Sub Total	308	89,423
中型 Medium Units 736~22,064 kW	736~ 4,412	231	346,390
	4,413~10,296	25	153,190
	10,297~16,180	4	51,000
	16,181~22,064	6	111,552
	小計 Sub Total	266	662,132
大型 Large Units 22,065 kW~	22,065~44,129	6	214,560
	44,130~	29	6,299,270
	小計 Sub Total	35	6,513,830
合計 Total		609	7,265,385

表6 2000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	2	10,000	4	1,250,300	6	1,260,300
	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	2	10,000	4	1,250,300	6	1,260,300
国内 自家用	ベースロード発電用	BL	64	1,234	61	175,485	1	31,000	126	207,719
	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	223	80,345	167	252,979	0	0	390	333,324
Domestic/Private Use 小計 Sub Total			287	81,579	228	428,464	1	31,000	516	541,043
国内合計 Domestic Use Total			287	81,579	230	438,464	5	1,281,300	522	1,801,343
輸出 事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	9	1,329,270	9	1,329,270
	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	9	1,329,270	9	1,329,270
輸出 自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	5	42,500	21	3,903,260	26	3,945,760
	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	4	2,524	18	28,366	0	0	22	30,890
For Export/Private Use 小計 Sub Total			4	2,524	23	70,866	21	3,903,260	48	3,976,650
輸出合計 For Export Total			4	2,524	23	70,866	30	5,232,530	57	5,305,920
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	2	10,000	13	2,579,570	15	2,589,570
	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	2	10,000	13	2,579,570	15	2,589,570
自家用	ベースロード発電用	BL	64	1,234	66	217,985	22	3,934,260	152	4,153,479
	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	227	82,869	185	281,345	0	0	412	364,214
Private Use 合計 Total			291	84,103	251	499,330	22	3,934,260	564	4,517,693
総計 Grand Total			291	84,103	253	509,330	35	6,513,830	579	7,107,263

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 2000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	57*1	スラスト合計*2 Thrust (kN)	2,150
----------------------	------	-------------------------	-------

- *1 V 2500 ファン部 (209 台) は含まない。
Excluding 209 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 2000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	18	11,862	39	58,399	57	70,261
補助機関駆動 Aux. Drive Units	31	2,061	0	0	31	2,061
合計 Total	49	13,923	39	58,399	88	72,322

- *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.

4. 過給機

表9 2000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	2,910,873	82
Class 2	101~ 200	14,289	24
Class 3	201~ 300	439	14
Class 4	301~ 400	138	8
Class 5	401~ 500	92	5
Class 6	501~ 600	140	8
Class 7	601~ 700	169	9
Class 8	701~ 800	7	1
Class 9	801~ 900	86	8
Class 10	901~1,000	0	0
合計 Total		15,360*5	77*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.

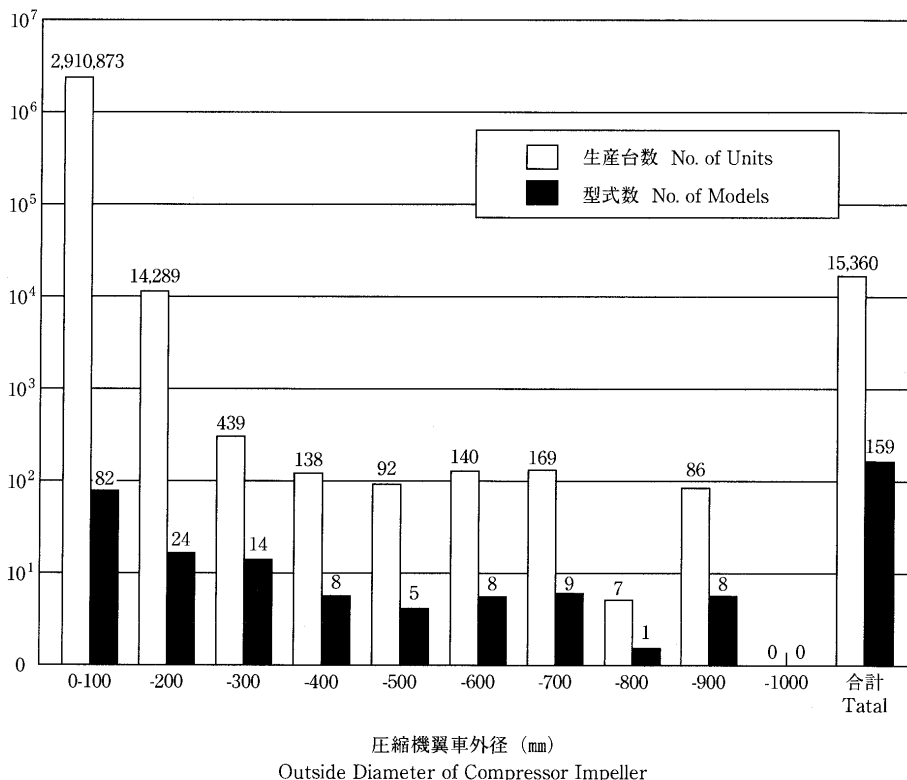


図10 2000年過給機生産台数及び型式数

2001 年度第 1 回見学会報告

武田 淳一郎

TAKEDA Junichiro

2001年5月18日(金)にアイコクアルファエンジニアリング株式会社にて見学会が開催された。今回は航空機及び自動車用精密部品の加工とCATIAを中心とするCAMシステムをテーマとして、製造～検査の各段階を具体的に見学出来るということで、多くの参加者があり成功裡に終了した。

金丸常務取締役からご挨拶に続き、ビデオ上映を含めた会社紹介、見学内容につき詳細な説明があり、その後3班に分かれて各工場見学を実施。同社及びアイコクアルファ(株)の事業内容と見学概要は以下の通り。

アイコクアルファ(株)は1943年の創業で、現在は精密冷間塑性加工を行うCF事業部、「ラクラクハンド」なる名称を持つバルンサーを製造・販売するRH事業部、別会社組織でインペラー加工を中心としたAEC(アイコクアルファエンジニアリング株式会社)から成り、従業員は900人、年間180億円(2000年度)の事業規模である。

CF事業部：自動車用部品に特化、全売り上げの65%を占める。代表的製品は等速ジョイントInner race及びピニオンシャフト。前者は250万個/月の生産量を誇り世界一、内45%を輸出。後者は捻れたスプラインを含むネットシェイプを、タクトタイム約12秒で生産。複雑形状を一回で仕上げる技術には目を見張る。大学の先生方でさえ何故こんな形状が作れるのか首を傾げるようで、理論的にはこれから追いかけるそうである。

RH事業部：70年代に開発、以来トータルで3万セット以上を納入。アタッチメントを顧客様ニーズに合わせてフレキシブルに対応している事が強みとの話。工場内で実際に操作の体験し、使い易さを実感。動作源は

エアと電気の2種あり、揚重荷重は23～250kgの範囲に対応。

AEC関連工場

- ・AP事業部：5軸N/Cマシンは19台保有、内15台がインペラー切削用。12年の経験に基づき、3千ピース/年の生産を誇る。製品外径10～1,500mmと広範囲。サイズにも依るが8日間の短納期出荷可能。以前は軸流ブレードの切削加工を手がけていたが、山谷が大きいのでインペラーに切り替え、現在は軸流の仕事は無し。CATIA, NRECのMax-5のソフトに加え自社開発も使用。半数以上はUSA, ヨーロッパに輸出。このほか航空機用構造部品、ロケットエンジンの部品加工も手がけている。

800kgのアルミブロックが最終的には10数kgの製品となるそうで、如何に早く不要部分を落とすかが勝負なので主軸回転数は15,000rpmに達する。

- ・MS事業部：CATIAの経験に基づきシステムの販売、ソフトの受託開発、及び5軸加工のニーズに基づいて開発した、5軸NCポストプロセッサー(Expert POST)、機械干渉チェックソフト(NC-Safer)、切削シミュレーションソフト(Super VERIFY)といったパッケージソフトの販売を行っている。

各工場での説明にも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。また各工場は高度に自動化されており、人の数が少ない印象を受けた。

最後に、ご多忙中のところ、見学会の準備および当日いろいろお世話いただいた、アイコクアルファエンジニアリング(株)の金丸常務はじめ関係者の方々に厚くお礼申し上げます。

(富士電機株式会社, 企画委員)

第 29 回ガスタービン定期講演会報告

井 亀 優
IKAME Masaru

第 29 回ガスタービン定期講演会が、6 月 1 日に東京都立科学技術大学の科学技術交流センター（日野市）で開催されました。今回の講演会では、一般講演 22 件の発表と特別講演があり、114 名の参加者がありました。その所属・人数は、大学関係が 14 大学 47 名、会社関係が 15 社 36 名、独立行政法人関係が 3 研究所 24 名、その他の団体から 2 団体 2 名、その他個人 5 名と、ほぼ昨年並みの参加を頂きました。また、講演会にあわせて開催した見学会にも多数の参加がありました。

22 件の講演を分野別に見ると、翼列特性と空力関係 6 件、伝熱・材料関係 4 件、燃焼器関係 8 件、マイクロガスタービン関係 4 件となっています。プロジェクト関連の発表、会社関係の発表が少なく少し寂しい感じがしました。燃焼関係のセッションでは活発な討論のため講演時間を超過してしまう状況でした。講演会の活性化のためにももう少し討論時間が取れたらと感じました。ところで燃焼器のセッション部屋はほぼ満席で、会場の冷房がまだ入らないこともあって蒸し暑いくらいでした。セッション参加人数と部屋の大きさのミスマッチから参加した皆さんに窮屈な思いをさせてしまった点は反省材料です。

特別講演では、東京大学生産技術研究所の吉識晴夫氏に「マイクロガスタービンの現状と展望」と題してご講演をいただきました。マイクロガスタービンの性能と特徴を含めて海外及び国内のメーカーの開発状況を詳しく解説していただきました。電力に対する要求が強い日本での普及を図るためには 40% の熱効率が必要との観点から、要素に求められる性能に基づいて研究・開発の方向を展望していただきました。マイクロガスタービンの今後の展開を考える上で有益だったことと思います。

ところで最近、発表に PC プロジェクターを使いたいとの希望を聞きますが、予算の制約があり個別に対応し

て頂いている状況です。PC プロジェクターの利用は、発表準備の効率化、視覚効果、発表時間の短縮効果もあり、討論の時間に余裕ができて講演会の活性化に繋がると思われます。予算上の制約はありますが、近い将来、これが実現できたらと感じました。

今回も講演終了後に、湯浅・後藤研究室のジェットエンジン運転とハイブリッドロケットの燃焼実験を、白鳥・桜井研究室の超・遷音速風洞実験を見学させていただきました。見学にあわせて実験装置を作動させていただき、実験の様子を間近に見ることができ有益だったことと思います。

見学会終了後、科学技術交流センターの中庭で懇親会を開催しました。始めに会場をご提供いただいた都立科学技術大学工学部長、続いてガスタービン学会の酒井会長より挨拶がありました。また学術講演会委員会の野崎委員長からは、来春に学会 30 周年記念行事として特別講演会が計画されていること、来年以降の学術講演会の開催方法について見直しが行われている旨報告がありました。乾杯の音頭を田中元会長にとっていただき懇親に移りました。お酒も入り、お腹の方が少し落ち着いたところで、北海道で行われた湯浅研究室のハイブリッドロケット発射実験のビデオ記録を見せて頂きました。寒い中行われた実験の苦労話をうかがい、論文発表とは違った意味で興味深いものでした。和やかな雰囲気の下、情報交換、交流等で参加者の皆さんにとって有意義な場となったことと思います。

最後になりましたが、見学会を準備していただいた湯浅先生、白鳥先生そして研究室の皆さん、さらに講演会運営にご協力いただいた東京都立科学技術大学の学生の皆さんにこの場を借りてお礼を申し上げます。

(海上技術安全研究所、学術講演会委員会幹事)

第16回ガスタービン秋季講演会(秋田市)・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16回ガスタービン秋季講演会・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 2001年10月25日(休)
- ・見学会 26日(金)

開催場所:

- ・秋田市文化会館
〒010-0951 秋田市山王7丁目3番1号
TEL: 018-865-1191, FAX: 018-865-1195

講演会:

- ・一般講演
- ・特別講演

“郷土秋田の民族考”

——穏やかに流れてきた歴史の中で——

講師 佐藤 直一郎氏 (秋田市観光案内人)

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.nacsis.ac.jp/gtsj/)

参加登録費:

- ・共催学会正会員 9,000円

・学生会員 4,000円

・会員外 12,000円

ただし学生に限り、論文集、懇親会無しで1,000円

懇親会:

・講演会終了後、講演会場にて開催いたします。無料。

見学会:

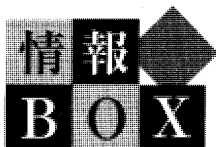
- ・日時: 10月26日(金)
- ・見学先: 秋田大学鉱業博物館, 秋田新屋ウィンドファーム風力発電所を予定しています。
- ・定員 45名程度, 先着順, 講演会登録者に限ります。
- ・参加費 6,000円

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秋田駅より市営バスで15分、文化会館前下車。
- ・今月号に秋季講演会に向けての秋田コンベンションビューローからの宿泊、交通等の案内が同封されています。宿泊、交通の予約等をご希望の方はそちらをご覧ください。



独立行政法人化によって変わった ガスタービン関連国立研究機関名称・URL

旧・研究所名称	新・研究機関名称 (英文略称名)
航空宇宙技術研究所 (科学技術庁)	独立行政法人航空宇宙技術研究所 (NAL) (文部科学省) http://www.nal.go.jp/
金属材料研究所 (科学技術庁)	独立行政法人物質・材料研究機構 (NIMS) (文部科学省) http://www.nims.go.jp/
無機材質研究所 (科学技術庁)	
工技院傘下 15 研究所 (通商産業省)	独立行政法人産業技術総合研究所 (AIST) (経済産業省) http://www.aist.go.jp/
船舶技術研究所 (運輸省)	独立行政法人海上技術安全研究所 (NMRI) (国土交通省) http://www.srimot.go.jp/
電子航法研究所 (運輸省)	独立行政法人電子航法研究所 (ENRI) (国土交通省) http://www.enri.go.jp/

2001年4月1日から従来の56国立研究所は「国家公務員の身分を有する法人」特定独立行政法人研究機関に移行した。上掲リストは、その内の当学会関連の研究機関を示したものです。防衛庁傘下の研究所は行政独立法人に移行していません。

文責; 小河 昭紀

第16回ガスタービン秋季講演会 (2001年10月25, 26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	懇親会
					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) 参加費入金予定日 月 日

1. 銀行 (第一勧業銀行西新宿支店 普通預金1703707)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. 現金書留

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

GTSJ 第 26 期委員名簿 (順不同)

《総務委員会》

伊藤高根(東海大)	熱田正房(日立)	江田武司(川崎重工)	川口修(慶大)
塚越敬三(三菱重工)	野口俊英(三菱重工)	林茂(航技研)	水谷智昭(IHI)
山本誠(東理大)			

《企画委員会》

遠藤征紀(航技研)	筒井康賢(産業技術総合研)	古瀬裕(東京電力)	井口和春(荏原)
小泉忠夫(三井造船)	庄司不二雄(東京ガス)	青柳稔(IHI)	大久保陽一郎(豊田中研)
木村武清(川崎重工)	古賀勉(三菱重工)	渋谷幸生(東芝)	武田淳一郎(富士電機)
橋本良作(航技研)	長谷川武治(電中研)	松沼孝幸(産業技術総合研)	三嶋英裕(日立)
室田光春(ヤンマー)	若原剛人(新潟鉄工)		

《編集委員会》

三巻利夫(電中研)	荒川忠一(東大)	和泉敦彦(東芝)	平岡克英(海上技術安全研)
真家孝(IHI)	水木新平(法大)	毛利邦彦(電源開発)	飯島活巳(日立)
伊東正雄(東芝)	小河昭紀(航技研)	加藤千幸(東大)	木下茂樹(ダイハツ)
合田真琴(川崎重工)	佐々木直人(アイ・エイチ・アイ・エアロスペース)	真保正道(東京電力)	中村修三(荏原)
西村英彦(三菱重工)	狭間隆弘(IHI)	服部学明(三井造船)	濱崎浩志(IHI)
湯浅三郎(都立科技大)	横井隆幸(東邦ガス)		

《学術講演会委員会》

野崎理(航技研)	井亀優(海上技術安全研)	壹岐典彦(産業技術総合研)	稲毛真一(日立)
園田豊隆(本田技研)	今成邦之(IHI)	白鳥敏正(都立科技大)	丸井英史(荏原)
松田寿(東芝)			

《地方委員会》

橋本正孝(神戸商船大)	伊藤吉幸(ヤンマー)	一本松正道(大阪ガス)	大庭康二(日立造船)
湊野理(関西電力)	橋本啓介(川崎重工)	高木俊幸(三井造船)	竹野忠夫(名城大)
前川篤(三菱重工)	辻川吉春(大阪府大)	中西章夫(九州電力)	西亮(放送大)
長谷川好道(ダイハツ)	速水洋(九大)	樋口新一郎(トヨタタービンアンドシステム)	三宅裕(阪大)

《ガスタービン統計作成委員会》

西原昭義(ヤンマー)	加藤千幸(東大)	中村直(NKK)	江田武司(川崎重工)
清野隆正(日立)	藤岡昌則(三菱重工)	松浦敏美(東芝)	榊純一(IHI)
秋田隆(ターボシステムズユナイテッド)	御子神隆(三菱重工)	今井則和(ヤンマー)	

《Bulletin 編集委員会》

山本一臣(航技研)	太田有(早大)	山根敬(航技研)	北山和弘(東芝)
高橋輝雄(IHI)	藤岡昌則(三菱重工)	木下康裕(川崎重工)	荒井修(日立)

《30周年事業準備委員会》

吉岡英輔(早大)	和泉敦彦(東芝)	遠藤征紀(航技研)	太田有(早大)
川口修(慶大)	西澤敏雄(航技研)	野崎理(航技研)	山本誠(東理大)
渡辺紀徳(東大)			

《将来ビジョン検討委員会》

渡辺紀徳(東大) 山本誠(東理大) 太田有(早大) 船崎健一(岩手大)
 山根敬(航技研) 佐々木隆(東芝) 藤岡昌則(三菱重工) 木下康裕(川崎重工)
 今成邦之(IHI) 松沼孝幸(産業技術総合研) 真保正道(東京電力)

《調査研究委員会(CGT出版委員会)》

伊藤高根(東海大) 西山園 佐々正(IHI) 佐々木正史(北見工大)
 島森融(日本特殊陶業) 筒井康賢(産業技術総合研) 巽哲男(川崎重工) 鶴藺佐蔵(京セラ)
 中澤則雄(筑波技術短大) 山本力(日本ガイシ) 吉識晴夫(東大)

《調査研究委員会(ガスタービンの極小化に関する調査研究委員会)》

吉識晴夫(東大) 長島利夫(東大) 松尾栄人(日本技術戦略研) 湯浅三郎(都立科技大)
 中澤則雄(筑波技術短大) 柏原康成(神奈川工大) 内田誠之(三菱重工) *徳江林三(住友精密工業)
 筒井康賢(産業技術総合研) 渡辺康之(IHI) *長尾進一郎(東芝) 長崎孝夫(東工大)
 川口修(慶大) 水木新平(法大) 森建二(川崎重工) 濱武久司(日立)
 緒方寛(WE-NETセンター) 小保方富夫(群馬大) *山崎伸彦(九大) 金子成彦(東大)
 吉田豊明(航技研) 吉岡英輔(早大) 青木照幸 *Y. Ribaud(ONERA)
 *R. Braembussche(VKI) *M. Ja. Ivanov(CIAM) 辻田星歩(法大) 太田有(早大)
 石濱正男(神奈川工大) *石間経章(群馬大) 寺本進(東大) 山根敬(航技研)
 *山口和夫(東大) *高橋厚史(九大) 御法川学(法大)
 (*は非会員)
 加藤千幸(東大) *伊藤優(東工大)

▷ 入会者名簿 ◁

〔正会員〕 岡井敬一(航技研) 長崎孝夫(東工大) 〔学生会員〕
 Xianfeng Gao(ALSTOM) 橋本淳(津山工業高専) 寺本進(東大) 恒吉雄三(茨城大)
 KO JAE KWON(KO SUNG HI-TECH) 板橋明吉(三浦工業) 稲岡恭二(同志社大) 新矢剛(慶大)
 緒方寛(エネルギー総合工学研) 中江友美(三菱重工) 濱武久司(日立) 高松正周(慶大)
 河野雅人(トヨタ・エンジンシステム) 藤田唯介(新潟鉄工) 宮野次郎(防衛庁) 丸山智之(慶大)
 小保方富夫(群馬大) 石濱正男(神奈川工大) 〔学から正〕 矢嶋準(慶大)
 廣光永兆(慶大) 馬場康弘(IHI) 朝日雅博(マツダ) 玉田俊一郎(静岡大)
 松尾亜紀子(慶大) 有賀宣仁(産総研) 渡辺清郷(富士重工) 足立充広(摂南大)
 才木一寿(航技研) 高橋俊彦(電中研) 嘉田善仁(同志社大)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 10 回日本エネルギー学会大会	H 13/7/31-8/1 北九州国際会議場	日本エネルギー学会 森寺弘充 TEL: 03-3834-6456 FAX: 03-3834-6458 E-MAIL: moridera@jie.or.jp

《将来ビジョン検討委員会》

渡辺紀徳(東大) 山本誠(東理大) 太田有(早大) 船崎健一(岩手大)
 山根敬(航技研) 佐々木隆(東芝) 藤岡昌則(三菱重工) 木下康裕(川崎重工)
 今成邦之(IHI) 松沼孝幸(産業技術総合研) 真保正道(東京電力)

《調査研究委員会(CGT出版委員会)》

伊藤高根(東海大) 西山園 佐々正(IHI) 佐々木正史(北見工大)
 島森融(日本特殊陶業) 筒井康賢(産業技術総合研) 巽哲男(川崎重工) 鶴藺佐蔵(京セラ)
 中澤則雄(筑波技術短大) 山本力(日本ガイシ) 吉識晴夫(東大)

《調査研究委員会(ガスタービンの極小化に関する調査研究委員会)》

吉識晴夫(東大) 長島利夫(東大) 松尾栄人(日本技術戦略研) 湯浅三郎(都立科技大)
 中澤則雄(筑波技術短大) 柏原康成(神奈川工大) 内田誠之(三菱重工) *徳江林三(住友精密工業)
 筒井康賢(産業技術総合研) 渡辺康之(IHI) *長尾進一郎(東芝) 長崎孝夫(東工大)
 川口修(慶大) 水木新平(法大) 森建二(川崎重工) 濱武久司(日立)
 緒方寛(WE-NETセンター) 小保方富夫(群馬大) *山崎伸彦(九大) 金子成彦(東大)
 吉田豊明(航技研) 吉岡英輔(早大) 青木照幸 *Y. Ribaud(ONERA)
 *R. Braembussche(VKI) *M. Ja. Ivanov(CIAM) 辻田星歩(法大) 太田有(早大)
 石濱正男(神奈川工大) *石間経章(群馬大) 寺本進(東大) 山根敬(航技研)
 *山口和夫(東大) *高橋厚史(九大) 御法川学(法大)
 (*は非会員)
 加藤千幸(東大) *伊藤優(東工大)

▷ 入会者名簿 ◁

〔正会員〕 岡井敬一(航技研) 長崎孝夫(東工大) 〔学生会員〕
 Xianfeng Gao(ALSTOM) 橋本淳(津山工業高専) 寺本進(東大) 恒吉雄三(茨城大)
 KO JAE KWON(KO SUNG HI-TECH) 板橋明吉(三浦工業) 稲岡恭二(同志社大) 新矢剛(慶大)
 緒方寛(エネルギー総合工学研) 中江友美(三菱重工) 濱武久司(日立) 高松正周(慶大)
 河野雅人(トヨタ・エンジンシステム) 藤田唯介(新潟鉄工) 宮野次郎(防衛庁) 丸山智之(慶大)
 小保方富夫(群馬大) 石濱正男(神奈川工大) 〔学から正〕 矢嶋準(慶大)
 廣光永兆(慶大) 馬場康弘(IHI) 朝日雅博(マツダ) 玉田俊一郎(静岡大)
 松尾亜紀子(慶大) 有賀宣仁(産総研) 渡辺清郷(富士重工) 足立充広(摂南大)
 才木一寿(航技研) 高橋俊彦(電中研) 嘉田善仁(同志社大)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 10 回日本エネルギー学会大会	H 13/7/31-8/1 北九州国際会議場	日本エネルギー学会 森寺弘充 TEL: 03-3834-6456 FAX: 03-3834-6458 E-MAIL: moridera@jie.or.jp

《将来ビジョン検討委員会》

渡辺紀徳(東大) 山本誠(東理大) 太田有(早大) 船崎健一(岩手大)
 山根敬(航技研) 佐々木隆(東芝) 藤岡昌則(三菱重工) 木下康裕(川崎重工)
 今成邦之(IHI) 松沼孝幸(産業技術総合研) 真保正道(東京電力)

《調査研究委員会(CGT出版委員会)》

伊藤高根(東海大) 西山 園 佐々正(IHI) 佐々木正史(北見工大)
 島森融(日本特殊陶業) 筒井康賢(産業技術総合研) 巽哲男(川崎重工) 鶴藺佐蔵(京セラ)
 中澤則雄(筑波技術短大) 山本力(日本ガイシ) 吉識晴夫(東大)

《調査研究委員会(ガスタービンの極小化に関する調査研究委員会)》

吉識晴夫(東大) 長島利夫(東大) 松尾栄人(日本技術戦略研) 湯浅三郎(都立科技大)
 中澤則雄(筑波技術短大) 柏原康成(神奈川工大) 内田誠之(三菱重工) *徳江林三(住友精密工業)
 筒井康賢(産業技術総合研) 渡辺康之(IHI) *長尾進一郎(東芝) 長崎孝夫(東工大)
 川口修(慶大) 水木新平(法大) 森建二(川崎重工) 濱武久司(日立)
 緒方寛(WE-NETセンター) 小保方富夫(群馬大) *山崎伸彦(九大) 金子成彦(東大)
 吉田豊明(航技研) 吉岡英輔(早大) 青木照幸 *Y. Ribaud(ONERA)
 *R. Braembussche(VKI) *M. Ja. Ivanov(CIAM) 辻田星歩(法大) 太田有(早大)
 石濱正男(神奈川工大) *石間経章(群馬大) 寺本進(東大) 山根敬(航技研)
 *山口和夫(東大) *高橋厚史(九大) 御法川学(法大)
 (*は非会員)
 加藤千幸(東大) *伊藤優(東工大)

▷ 入会者名簿 ◁

〔正会員〕 岡井敬一(航技研) 長崎孝夫(東工大) 〔学生会員〕
 Xianfeng Gao(ALSTOM) 橋本淳(津山工業高専) 寺本進(東大) 恒吉雄三(茨城大)
 KO JAE KWON(KO SUNG HI-TECH) 板橋明吉(三浦工業) 稲岡恭二(同志社大) 新矢剛(慶大)
 緒方寛(エネルギー総合工学研) 中江友美(三菱重工) 濱武久司(日立) 高松正周(慶大)
 河野雅人(トヨタ・エンジンシステム) 藤田唯介(新潟鉄工) 宮野次郎(防衛庁) 丸山智之(慶大)
 小保方富夫(群馬大) 石濱正男(神奈川工大) 〔学から正〕 矢嶋準(慶大)
 廣光永兆(慶大) 馬場康弘(IHI) 朝日雅博(マツダ) 玉田俊一郎(静岡大)
 松尾亜紀子(慶大) 有賀宣仁(産総研) 渡辺清郷(富士重工) 足立充広(摂南大)
 才木一寿(航技研) 高橋俊彦(電中研) 嘉田善仁(同志社大)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 10 回日本エネルギー学会大会	H 13/7/31-8/1 北九州国際会議場	日本エネルギー学会 森寺弘充 TEL: 03-3834-6456 FAX: 03-3834-6458 E-MAIL: moridera@jie.or.jp

7月号は普通号としてお届けする予定でしたが、編集後半になって超小型ガスタービンに関する論説・解説が多く集まり、「ガスタービンの極超小型化に向けて」という小特集号を組むことになりました。

随筆は「次世代超音速機実現への期待と責任」と題し、久保田先生に、喫茶室では引き続き高原先生に「シャボン玉の破裂とガスタービンの燃料噴霧について」を執筆していただきました。小特集「ガスタービンの極超小型化に向けて」では各方面の方々から7編の論説・解説の執筆を頂き、ガスタービン学会の中にボタン型ガスタービンのワーキンググループができたことも相俟ってガスタービンの超小型化に向けた意気込みが十分伺われると思います。一般の論説・解説は三編、技術論文も同様三編執筆頂きました。又今回から川口先生に「ガスタービンと熱力学」の講義を連載頂くことになりました。

研究便りは荏原製作所におけるハイドロ部品の製造システムを加藤弘之氏に、新製品は新潟鉄工の川守田氏にNGT 2 BM型 2軸ガスタービンを紹介頂きました。表紙の写真では防衛庁の了承を得てターゲットドローン(標的機)用ジェットエンジンTJM3の写真を三菱重工から提供頂きました。

最後の編集委員会の時に、上述のガスタービンの極超小型化に関する論説・解説が相当数集まる見通しとのお話があり急遽小特集を組むことになりました。量的には

十分の紙面が確保でき編集委員としては安堵したというところです。

最後に今月号の記事を纏めるにあたり、ご多忙中執筆頂いた著者の方々に改めて御礼申し上げます。と同時に当初普通号として論説・解説の編数、技術論文の数がなかなか集まらず担当編集委員としては大変苦勞致しました。前期編集委員長の益田先生には大変ご支援頂き、川口先生の講義をはじめ各方面への働きかけをしていただきお陰様で十分な編数が確保できる見通しができました。改めてこの紙面を借りて御礼申し上げます。

尚、本号の編集は 榊田委員、辻田委員、佐々木委員と長谷川の4名で担当致しました。

(長谷川 清)

〈表紙写真〉

TJM3 エンジン

説明：昭和50年末に開発された一軸ターボジェットエンジンで、遠心一段圧縮機、遠心噴霧式燃焼器、軸流一段タービンにより構成される。富士重工製標的機 AQM-1 に搭載され、日本で初の標的機用ジェットエンジンで高空を飛び回る。現在も量産されており航空自衛隊の訓練用標的機として運用されている。

(提供 三菱重工工業株式会社)

だより

✿事務局 ✉ ✿

ここ、事務局のある新宿は、梅雨入りしてからは、気温差が激しく、暑かったり涼しかったりと不順な天候の毎日です。

去年も確か梅雨寒と書いたような記憶がありますので、今頃はこんなものなのでしょうか。この学会誌が皆様のお手元に届く頃は、梅雨も明けてガラガラと太陽が照りつける毎日となっていることでしょう。

今年は3月から新年度に切り替わったので、もうそろそろ1/3が過ぎようとしているわけで行事も定期講演会、アイコクアルファへの見学会、関西電力での教育シンポジウム、北九州市ゴミ発電の見学会、とほぼ半分開催されました。

今後は、10月25、26日の秋季講演会やセミナー、フォーラムが企画されております。

最近では学会誌のみならず、ホームページでも行事会告を掲載しておりますので、“ホームページを観て”とお

問い合わせがあったり、行事に参加ご希望があったりと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。

反面、期限が過ぎてからのお申込み問い合わせも多いようですが、学会誌、ホームページでかなり前からご案内しておりますので、お見逃さないよう、時間的余裕をみてお申込み下さい。

先ほども書きましたが、今年の秋季講演会は巻末会告や折込パンフレットにもありますように、秋田で10月25、26日に行われます。秋田もまた、特産物も多く、お酒や食べ物のおいしい所です。是非、皆様お誘い合わせてお出かけ下さい。

来年の春は30周年の講演会、再来年の秋は国際会議と少しずつ、予定が立てられていっています。詳細が決まり次第、学会誌会告のページやホームページに掲載していきますので、どちらもお見逃しなきよう、時々開いて下さるようお願いいたします。 [A]

7月号は普通号としてお届けする予定でしたが、編集後半になって超小型ガスタービンに関する論説・解説が多く集まり、「ガスタービンの極超小型化に向けて」という小特集号を組むことになりました。

随筆は「次世代超音速機実現への期待と責任」と題し、久保田先生に、喫茶室では引き続き高原先生に「シャボン玉の破裂とガスタービンの燃料噴霧について」を執筆していただきました。小特集「ガスタービンの極超小型化に向けて」では各方面の方々から7編の論説・解説の執筆を頂き、ガスタービン学会の中にボタン型ガスタービンのワーキンググループができたことも相俟ってガスタービンの超小型化に向けた意気込みが十分伺われると思います。一般の論説・解説は三編、技術論文も同様三編執筆頂きました。又今回から川口先生に「ガスタービンと熱力学」の講義を連載頂くことになりました。

研究便りは荏原製作所におけるハイドロ部品の製造システムを加藤弘之氏に、新製品は新潟鉄工の川守田氏にNGT 2 BM型 2軸ガスタービンを紹介頂きました。表紙の写真では防衛庁の了承を得てターゲットドローン(標的機)用ジェットエンジンTJM3の写真を三菱重工から提供頂きました。

最後の編集委員会の時に、上述のガスタービンの極超小型化に関する論説・解説が相当数集まる見通しとのお話があり急遽小特集を組むことになりました。量的には

十分の紙面が確保でき編集委員としては安堵したというところです。

最後に今月号の記事を纏めるにあたり、ご多忙中執筆頂いた著者の方々に改めて御礼申し上げます。と同時に当初普通号として論説・解説の編数、技術論文の数がなかなか集まらず担当編集委員としては大変苦勞致しました。前期編集委員長の益田先生には大変ご支援頂き、川口先生の講義をはじめ各方面への働きかけをしていただきお陰様で十分な編数が確保できる見通しができました。改めてこの紙面を借りて御礼申し上げます。

尚、本号の編集は 榊田委員、辻田委員、佐々木委員と長谷川の4名で担当致しました。

(長谷川 清)

〈表紙写真〉

TJM3 エンジン

説明：昭和50年末に開発された一軸ターボジェットエンジンで、遠心一段圧縮機、遠心噴霧式燃焼器、軸流一段タービンにより構成される。富士重工製標的機 AQM-1 に搭載され、日本で初の標的機用ジェットエンジンで高空を飛び回る。現在も量産されており航空自衛隊の訓練用標的機として運用されている。

(提供 三菱重工工業株式会社)

だより

✿事務局 ✉ ✿

ここ、事務局のある新宿は、梅雨入りしてからは、気温差が激しく、暑かったり涼しかったりと不順な天候の毎日です。

去年も確か梅雨寒と書いたような記憶がありますので、今頃はこんなものなのでしょうか。この学会誌が皆様のお手元に届く頃は、梅雨も明けてガラガラと太陽が照りつける毎日となっていることでしょう。

今年は3月から新年度に切り替わったので、もうそろそろ1/3が過ぎようとしているわけで行事も定期講演会、アイコクアルファへの見学会、関西電力での教育シンポジウム、北九州市ゴミ発電の見学会、とほぼ半分開催されました。

今後は、10月25、26日の秋季講演会やセミナー、フォーラムが企画されております。

最近では学会誌のみならず、ホームページでも行事会告を掲載しておりますので、“ホームページを観て”とお

問い合わせがあったり、行事に参加ご希望があったりと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。

反面、期限が過ぎてからのお申込み問い合わせも多いようですが、学会誌、ホームページでかなり前からご案内しておりますので、お見逃しないう、時間的余裕をみてお申込み下さい。

先ほども書きましたが、今年の秋季講演会は巻末会告や折込パンフレットにもありますように、秋田で10月25、26日に行われます。秋田もまた、特産物も多く、お酒や食べ物のおいしい所です。是非、皆様お誘い合わせてお出かけ下さい。

来年の春は30周年の講演会、再来年の秋は国際会議と少しずつ、予定が立てられていっています。詳細が決まり次第、学会誌会告のページやホームページに掲載していきますので、どちらもお見逃しなきよう、時々開いて下さるようお願いいたします。 [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する場合、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
〒105-0003 東京都港区西新橋 1-17-5
Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217
ニッセイエブプロ(株) 制作部デジタル編集課
E-mail: degihen@magical3.egg.or.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.29 No.4 2001.7

発行日 2001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 三巻利夫
発行者 酒井俊道
〒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 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0003 東京都港区西新橋 2-5-10
Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3597-5717

©2001, (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、直接本会へご連絡下さい。

〒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: kammori@msh.biglobe.ne.jp