

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

総論—期待されるマイクロガスタービン

伊藤 高根*¹

ITO H Takane

キーワード：ガスタービン，マイクロガスタービン，再生サイクル，コージェネレーション，分散エネルギーシステム，分散電源，排気特性，熱効率，セラミックガスタービン
Gas turbine, Microturbine, Regenerative cycle, Cogeneration, Distributed energy system, Thermal efficiency, Ceramic gas turbine

1. はじめに

ガスタービンエンジンの実用化は、1936年にブラウン・ボベリー社（当時）の900 kW ガスタービンがアメリカのサンオイル社に設置されたのが最初といわれている。その後、主として航空機用原動機として目覚ましい発展を遂げ、その軽量・小型・大馬力性をはじめとしたガスタービンの優れた特性とともに、性能向上に対するたゆまぬ努力の結果、他の分野にも次第に浸透し、今では発電用コンバインドサイクルガスタービンをはじめとして、高効率でクリーンなエネルギーシステムとして多くの分野で利用されている。しかしながら、ガスタービンはこれまでの高性能化の技術開発の歴史を見てもわかるように、本来は大容量に向けたエンジンである。次第に適用領域を大型から中型の方にも広げつつあるが、小型エンジンの場合には大型エンジンで開発されてきた高効率化の技術がうまく適用できず、熱効率が低いという理由から特殊な用途以外にはこれまであまり実用化されていない。小型の領域では依然としてレシプロエンジンが使用されているのが現状である。

ところで、わが国における発電に占める一次エネルギーの消費割合は40%を超え、今後も増える傾向にある。従来この電力需要は主として集中型の大型発電所によって賄われてきた。新鋭の火力発電所ではガスタービンと蒸気タービンとの組み合わせによる高効率コンバインドサイクルの導入により発電効率は50%（HHV基準）を越えるレベルに到達しているが、全体的には発電に伴い排出される排熱エネルギーの量は膨大である。発電の分野においてもまた電気を利用する分野においても高効率化に向けた技術開発の努力がなされ、関連しているほとんどの機器の効率は改善され続けているにもかかわらず、わが国全体で見ると一次エネルギーの有効利用率は逆に悪化の一途をたどっている。この主原因は、これらの効率向上努力の効果に比べ電力需要の増大の方が大きい

加してしまっていることにあり、部分の最適化が必ずしも全体の最適化に結びつくわけではない。今後、国全体のエネルギー利用効率を改善するためには、個々の設備、機器の改善だけを追い求めるような従来方式の延長線上には良い解は無く、大量に捨てられている熱エネルギーを回収するなど、国を一つの「エネルギーシステム」として考えて「システムとしての改善」を図ることが重要である。その意味から電気の需要者のすぐ近くで発電し、排熱も同時に利用可能な小型分散電源、コージェネレーションシステムの導入が注目されてきた。エネルギー効率を重視する産業分野より導入がなされ、現状ではコージェネレーションシステムによる発電は全国の電気需要の2%を越える程度になってきた。わが国より平均気温の低いヨーロッパでは熱需要が相対的に大きいことから総合効率の高いCHP（Combined Heat and Power）システムとしての普及がある程度定着しており、およそ電気需要の10%、熱需要の10%をまかなうまでになっている。これからの時代にふさわしいエネルギー供給の形態として「集中化」だけではなく、「分散化」は大きな流れの一つと思われる。現状の分散システムにおいては容量の小さな分野は圧倒的にガスエンジンやディーゼルエンジンがまだ用いられているが、ここ数年、「マイクロガスタービン」と言う言葉を耳にすることが多くなった。さすがに一時期のフィーバ的な状況は沈静化しているが、レシプロエンジンには無い、また従来のガスタービンとは一味違う特性が注目されてのことである。そこで、これからの代表的な分散エネルギーシステムとして実用化が注目されているマイクロガスタービン（以下MGTと略す）に関し、今回その周辺機器の詳細な解説がなされるのに先立ち、マイクロガスタービン全般に関し、開発の経緯、構造の特徴、開発動向等について概説する。

2. MGTの開発経緯と特徴

MGTはガスタービンの一種であるから、航空機用や産業用に通常使用されているガスタービンと当然原理的には同じものであるが、従来のガスタービンとはいろいろ

原稿受付 2003年8月25日

* 1 東海大学工学部

〒259-1292 神奈川県平塚市北金目 1117

ろな面でかなり様相が異なっている。「マイクロガスタービンの定義は？」と問われると定かではないが、概ねイメージとして一般に認識されている出力レベルはおおよそ 30 kW から 100 kW 程度であり、実用化されている従来ガスタービンの容量からすれば圧倒的に小さなガスタービンである。もう少し容量の大きい 300 kW 程度のものも「小型」以下の「マイクロ」の範囲に入るであろうが、ここでは現在主流となっている 100 kW 以下のものを中心にその特徴を簡単に述べる。

(1) 圧倒的に小さく、しかも高効率

従来の発電用ガスタービンと比べた場合の全体的な特徴としては、先ずきわめて小型、小容量な領域のものであることである。図 1 に現在市販されている発電用ガスタービンの発電容量と発電効率との関係を示す。図中には MGT の範囲も示してある。通常ガスタービンは小容量になるほど発電効率は下がり、100 kW だとおおよそ 15% 程度であるが、MGT は 100 kW 以下でも 30% 程度であって、これらのグループの延長線上には存在せずまったく異質なものであることが良く判る。

(2) 再生熱交換器の採用

通常大型ガスタービンが性能向上のために採用してきた手段は、タービン入口ガス温度 (TIT) の高温化とそれに伴う圧縮機の高圧力比化である。小型ガスタービンの場合には、タービン翼等の大きさが極めて小さいから大型で採用されている複雑な翼の内部冷却構造、高価な製造技術などをそのまま適用することはできない。そのため小型ガスタービンは熱交換器を装着し排熱を回収すると言う独自の手段 (再生サイクル) を採ることにより効率および性能向上が図られてきた。なお、これら 300 kW 以下の小型再生式ガスタービンの開発は、1950 年初期より開始された自動車用ガスタービンの研究開発の中で勢力的に取り組みがなされたことは良く知られている。もっとも、マイクロガスタービン用の熱交換器は自動車用で開発された回転蓄熱式とは異なり、いわゆる伝熱式の「コンパクトヒートエクスチェンジャー」といわれるタイプのものである。

(3) 遠心式単段空力要素の採用

再生サイクルの場合、単純サイクルとは違いエンジン

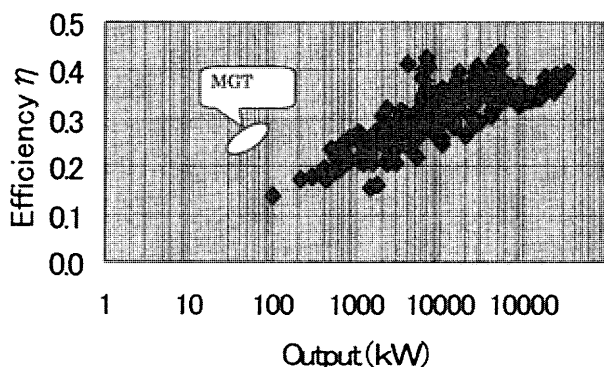


図 1 発電用ガスタービンの発電容量と発電効率

の熱効率向上に対し高い圧力比は必要とせず、むしろ低い方に最適値があり、圧縮機は遠心式一段で十分カバーできる範囲である。タービンも遠心式一段と言う構造が多い。1 軸単段というきわめて単純なこの構造は、形式、大きさともに航空機の補機駆動 (APU) 用小型ガスタービンや自動車用ターボチャージャの範疇とちょうど同じであり、そこで開発されてきた設計技術、大量生産技術、低コスト化技術などの多くの技術が流用できるという事情もある。コストの面からもきわめて有利な構造となっている。

(4) 直接駆動の発電機採用

きわめて小さな再生式ガスタービンが自動車用エンジンとして開発されてきたことは既に述べたが、自動車を取り巻く諸環境がその後ますます厳しくなり、特に大気汚染問題の解決の面から、ゼロエミッション車の開発に力点がおかれ、電気自動車、ハイブリッド車、燃料電池車などの研究が盛んに行われた。自動車用ガスタービンの研究対象はこの「ハイブリッド化」という流れの中でさらに小型化にシフトし、バス・トラック用でも 100 kW 程度、乗用車用は 50 kW 程度の容量でよく、しかも機械駆動するためのエンジンというよりも発電するためのエンジンとして性格も一変し、その中からきわめて小さな発電用ガスタービンを開発する基礎技術が培われた。これらの技術の中には軍用や補機電源用にもニーズの高い永久磁石を用いた直結式超高速超小型発電機の技術開発も含まれており、これらが現在 MGT に採用されている。直結型は減速機を必要とせず、発電機としても極めて小さく、コンパクトな MGT 実現に大きく貢献している。空力コンポーネントと直結式発電機を 1 軸構造とした回転体アセンブリーの例を図 2 に示す⁽¹⁾。

(5) エアベアリングの採用

これは、一部の機種が採用している方式であるが、きわめて魅力ある特徴でもある。ベアリングロスの低減とオイルを使わないことによるメンテナンス性の良さが大いに期待されている。スラストベアリングおよび、ラジアルベアリングへの適用例を図 3 に示す⁽²⁾。また、最近 MGT と燃料電池を組み合わせたハイブリッドシステムの構想が盛んに検討されているが、オイルフリーの特徴は燃料電池と組み合わせたときにおいても大きなメリットになると思われる。

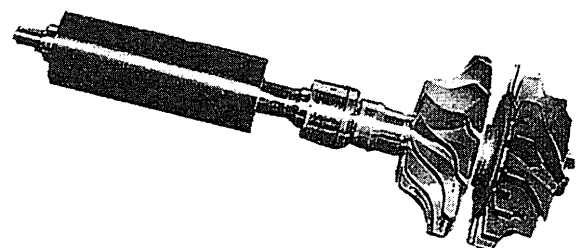


図 2 MGT 回転アセンブリーの例

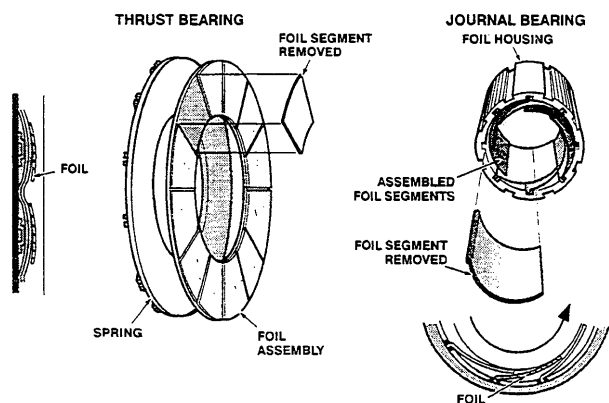


図3 MGT用エアベアリングの例

System Arrangement

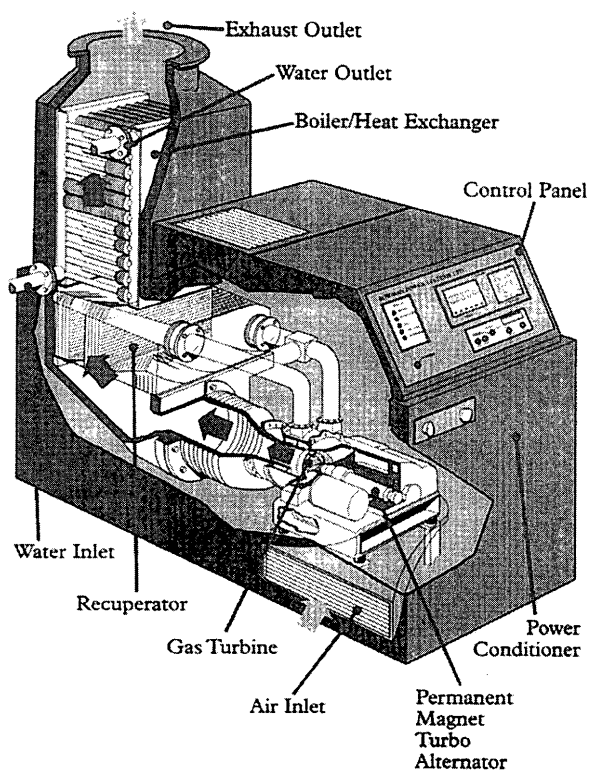


図4 コージェネレーション用MGTパッケージの例

(6) 多種燃料性とクリーンな排気特性

ガスタービンの特徴の一つである多種燃料性はMGTの場合も然りである。競合するレシプロエンジンには無い優れた特徴であり、オクタン価、セタン価などに関係なく液体燃料、気体燃料のいずれであっても使用可能である。燃焼器は希薄燃焼方式の採用により天然ガス焚きの場合、NOx 排出レベルは数 ppm (15% O₂ 濃度換算)の実績がある。

(7) 低コスト、設置・保守簡便性

商品化の考え方も従来のガスタービンとはまったく異なり、一品生産ではなく大量生産、低コスト化を前提に考えられている。構造は発電機も含めて1軸式と、きわめて単純で自動車用ターボチャージャとほとんど同様で

表1 主要MGTの仕様一覧

メーカー	Capstone	Honeywell	Ebara / Elliott	Turbec	Toyota TS	
機種名	Model 330	Parallon 75	TA60	T100	TG-051	
出力 (kW)	28	75	60	100	50	
回転数 (rpm)	96,000	65,000	115,000	70,000	80,000	
圧力比	3.5	3.7	4	4.5	3.6	
TIT (°C)	851	930	930	950		
排気温度 (°C)	288	250	260	55	256	
発電効率 (%)	26	28.5	27	30	26*	
NOx (ppm)	天然ガス	9	9	15-25 (16%O ₂)	15	9 (16%O ₂)
	灯油	25	25	30-50 (16%O ₂)		35 (16%O ₂)
軸形式	1軸式	1軸式	1軸式	1軸式	1軸式	
軸受け	空気軸受	空気軸受	オイル軸受	オイル軸受	オイル軸受	

あり、部品点数も少ない。また、エンジン全体は制御系も含めてパッケージとしてまとめられており、軽量で振動もなく設置はきわめて容易である。発電用パッケージの運転はタッチパネルの操作のみで、まったくの素人でも運転可能である。同規模の従来型レシプロエンジンのパッケージと比較して、kWあたりの単価は半分以下といわれている。排熱回収用熱交換器を含んだ45kWパッケージ概観の例を図4に示す⁽¹⁾。

3. MGT 開発の現状

MGTのほとんどの要素は既の実績、経験のある既存技術の組み合わせから成り立っており、同じ分散電源の候補である燃料電池と比べると、実用化の程度がかなり進んでいると言える。しかし、現実的にはまだ本格的な量産段階には至っておらず、わが国における運用事例、また海外の運転実績もまだそれ程多くはない。日本でも電力会社、ガス会社、製造会社等が海外メーカーの開発した幾つかの機種を購入し、ここ数年性能評価のための運転を実施してきた。その実態がしだいに明らかになりつつあり、ほぼカタログデータに近い値が実証されている。

3.1 開発中のMGT概要

現在開発中の主なMGTの仕様を表1に示す。Honeywell Power Systems社は参入は最も早かったが、その後の社内事情により既に撤退しているが、歴史的に代表的な機種でもあるので表には載せてある。この他わが国においても数社が独自の機種の開発を進めているが性能等の公表はなされていないため、ここには載せていない。それぞれのエンジンの仕様、性能は、概ね共通しており、タービン入口温度 (TIT) は900°C前後、圧縮機圧力比は4前後、排気ガス温度は約250°Cとなっている。また、性能面では、発電効率は発電容量により若干異なるが、およそ25~30%、排気ガスのNOx値は天然ガスの場合およそ9 ppm、騒音は機側10mで大体65 db程度となっている。Honeywell Power Systems社とCapstone Turbines社の機種は空気軸受を採用しているが、他社のものは従来方式のオイル潤滑方式を採用している。以下に、代表的な機種として現在最も量産化が進んでいるといわれているCapstone社のModel-330を例に概要をのべる。

エンジン概観を図5に示す⁽⁴⁾。このエンジンはハイブリッド乗用車用エンジンとして開発されてきた機種をベースに開発され、28 kWの分散型電源用に Model-330 パッケージとして販売されている。軸受はラジアル荷重、スラスト荷重ともにエアベアリングを採用している。熱交換器の形状に特徴があり、プライマリーサーフェス方式の伝熱面を採用した円筒形状で、エンジンコア部分を囲むような配置となっている。この構造により、小型エンジンにありがちな外部への過大な放熱を防ぐとともに、タービン等の回転体が運転中に万が一バーストした時の破片飛散防止構造ともなっている。発電機セットとして、またコージェネレーション設備として盛んにユーザテストが行われている。図6に東京大学でパッケージを運転して得られた性能試験結果の例を示す⁽⁵⁾。発電効率は発電出力により当然変化するが、低負荷における落ち込みもそれほど大きくない。定格点での効率は個体差、燃料を昇圧するためのガスコンプレッサの特性などの影響もあるようであるが、ほぼカタログ値と同じ値が出ており、NOx 排出特性も酸素濃度 15% 換算で数 ppm という優れた値が報告されている。なお、この NOx 排出特性については、希薄燃焼方式の採用により達成されていることは既に述べたが、負荷が低くなると、現状技術の希薄燃焼方式では燃焼が不安定となるため、従来の拡

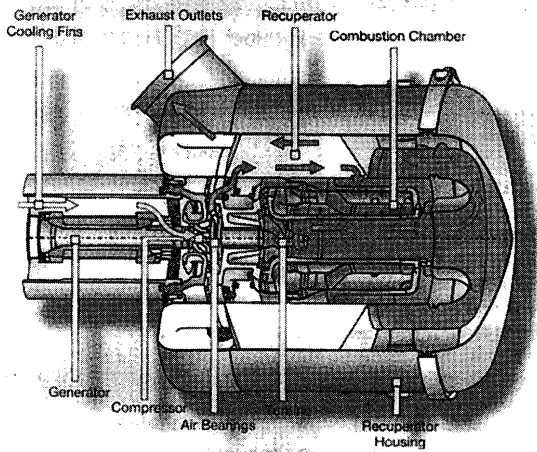


図5 Capstone Model 330 の構造図

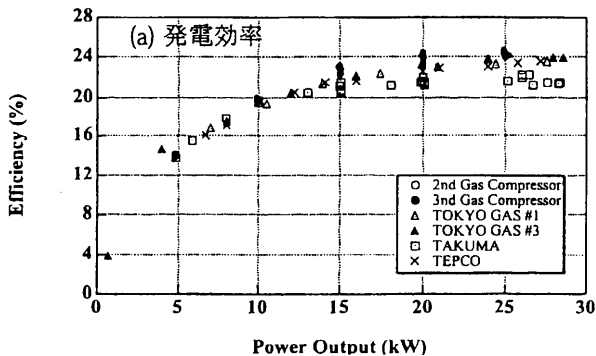


図6 発電出力と発電効率 (Capstone Model 330)

散燃焼方式に切り替える必要がある。そのため、負荷の低い領域では NOx 排出特性は悪化する。数社で行われた Capstone 社 Model-330 の試験結果を図7に示す⁽⁶⁾。

MGT の売り物の1つにメンテナンスの容易さがある。Capstone 社の説明によれば、現状では8,000時間ごとに行う燃料ガスフィルタの点検、燃焼器の点火器ケーブルのチェック、エンジン吸気用フィルタ類の交換、次に16,000時間ごとに行う排気ガスセンサ、点火器、燃料ガスインジェクターの交換等が必要と説明されているが、現在この時間はさらに延長されつつあるようである。空気軸受や、燃焼器本体等の耐久性が実際にどの程度であるか不明であるが、全負荷で連続25,000時間程度の運転実績の報告もある。メンテナンスコストはメーカ説明では0.01~0.02ドル/kWhでありこれは従来のレシプロ機に比べ1/4程度である。また、わが国ではガス圧が低いため燃料ガスの昇圧ポンプが必要となるが実際にはエンジン本体よりもこの昇圧ポンプに故障が多いとの報告がある。いずれにしても、1年間、8000時間程度は無点検で運転可能なレベルに到達しているようである。

3.2 期待される用途

以上のように、現在開発中のMGTは、従来のレシプロエンジン式分散電源に比べ優れた特徴と市場性を備えており、これを生かした多くの用途が考えられている。特にわが国では既に電力供給網が完備され質の良い電力の供給が可能であるから独立した分散電源としての使い方よりも、排熱を回収できるコージェネレーションシステムとしての用途が期待されている。しかし小型コージェネレーションシステムの場合は、一般に行われているような発電効率と排熱利用効率を加えた総合効率の高さで単純に評価することは注意を要する。総合効率が高くても実際に運用した場合、負荷変動が大きい場合が多く、排熱が十分使い切れないと言うケースが多い。発電効率が送電端効率に比較してかなり悪い現状では、使い方によってはエネルギー的にも、環境的にもかえって悪化する可能性もある⁽⁷⁾。(財)エネルギー総合工学研究所が行った発電出力50kW、発電効率30%程度のMGTを例としたフィジビリティスタディの結果によれば、現行の電力・ガス料金を前提に、5年以内で投資回収できる市場として、熱需要の多い4業種(クリーニング店、レ

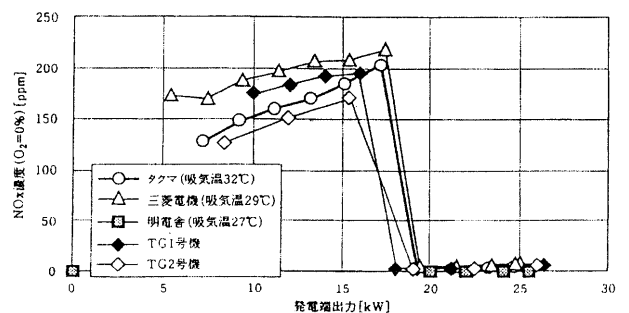


図7 NOx 排出特性 (Capstone Model 330)

ストラン、ヘルスセンタ、スポーツ施設)、稼働率の高い3業種(福祉施設、病院、ホテル)および熱需要の多い小規模工場が上げられている。また、集合住宅は現状では電気料金、ガス料金等の契約料金体系が存在しないが、MGT導入後一括契約で、仮に業務用と同じ料金体系になるとすれば、最も回収年限が短く、安価な蓄熱装置が開発されればきわめて有望であるとしている。また、発電効率が40%に上がり、さらに小型な10kW程度のMGTが開発されれば、熱電比の低い利用形態でも普及し、小規模の事務所、小売店、コンビニ、ビジネスホテル等でも使われる結果、10kW MGTの潜在需要は100万台、総発電設備は10GW程度になると予測されている。排熱を有効利用するコージェネレーションシステムであっても、発電効率の影響はきわめて大きいことがあらためて認識された。また、この程度の需要が創出されるようになれば、従来ガスタービンの世界では考えられなかったような大量生産によるコスト低減も現実的なものになる。

このように、MGTはいろいろな用途を考えてもそれなりの特徴を有しており、用途によっては現状の性能でほとんど問題ない場合もあるが、さらに発電効率が向上すれば、MGTの潜在マーケットはきわめて大きいと考えられる。この場合、エンジン本体だけではなく、MGTにあった周辺機器の開発、特に熱エネルギーの回収、利用に関連した周辺機器の開発がきわめて重要である、

3.3 今後への期待

現在開発中のMGTの性能は既にかかなりのレベルに達しているが、発電効率が30%以下という現状レベルは、買電の平均送電端効率が既に38%のレベルに達している現状を考えると、非常用等は別として、定常的に使用する場合にはエネルギー的、環境的にも必ずしも十分とはいえない。また排熱を利用するコージェネレーションシステムに適用する場合であっても、不十分である。MGTの一時のフィーバ的関心はここへ来て沈静化しつつあるが、その主な理由は発電効率の低さにも原因があると思われる。従って、MGTが今後一層普及していくためには、まずは現用レベルのMGTを用いても十分メリットの活かせる分野への進出を確実に助けるための周辺技術の開発であるが、次のステップはその先を見越して発電効率の一層の向上に関する技術開発であろう。周辺機器に関しては、このあと詳細が述べられることになっているので、ここでは主として発電効率向上に関して述べておく。

MGTの性能に強く影響するパラメータは、TITと要素効率である。圧縮機、タービンなど小型空力要素の効率向上はそれほど多くは望めない現状を考慮するならば、要素効率としてはやはり熱交換器への期待は大きい。

図8は熱交換器の温度効率が0.85の場合(上図)と0.91の場合(下図)のエンジン比出力と熱効率の関係をTITと圧力比をパラメータとして計算した例である⁹⁾。

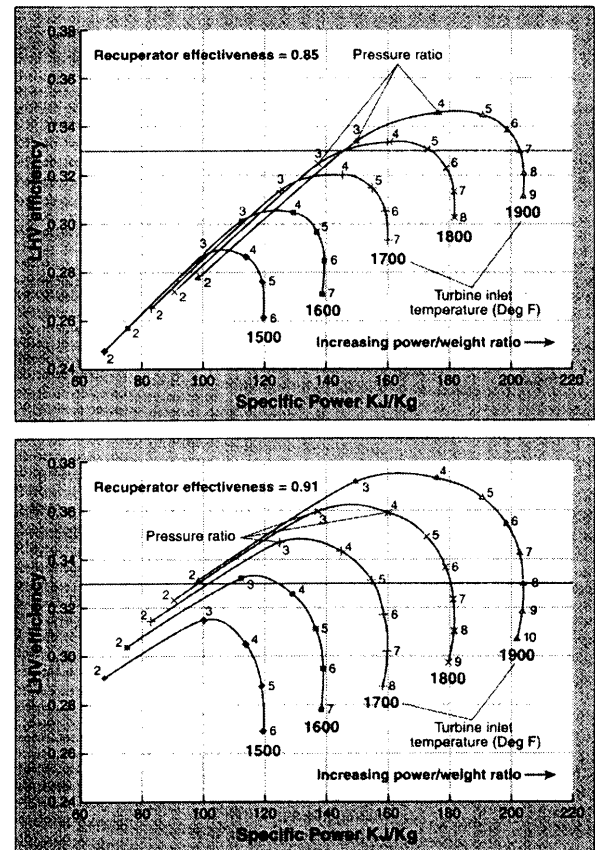


図8 MGTの熱効率と比出力の推定値

TITは華氏で表示されているので注意を要するが、一番温度の高い1900度は1038℃に相当する。図を見てわかるように、熱交換器の温度効率向上はきわめて効果が大きい。同じ1900度で比較しても最高効率は3%程度高くなる。しかもそのときの最適圧力比は4.2程度から3.3程度に下がっており、これは圧縮機の効率向上の面からも有利に働く。これに関連して、表1には示していないが、NRECの開発している2軸式のMGTは70kW級であるが、発電効率33%を達成しており、この出力レベルでは最も高い発電効率を出している。ちなみに圧縮機圧力比は3.3と最も低い。また、TIT上昇の効果はあらためて言うまでもないが、高効率を狙うのであればやはりセラミックス化は避けて通れない道であろう。幸いわが国はこの方面の技術では一歩リードしており、この技術を最大限に利用する必要がある。TITが1200℃以下ならば現在の窒化珪素材は十分使用可能なレベルにある⁹⁾。TITの上昇はタービンロータなどのほかに熱交換器の材料選定にも大きな影響を及ぼす。一般に、熱交換器に要求される項目としては、高効率性、コンパクトネス、低コストが重要である。TITの高温化に伴い熱交換器入口ガス温度(RIT)も上昇する。材料はRITに依存し、コストは材料に依存する。図9に要素効率をある値と仮定した場合のTIT、圧力比、エンジン熱効率と熱交換器のRITの関係、さらに使用可能な材料との関係を示す¹⁰⁾。この計算では熱交換器の温度

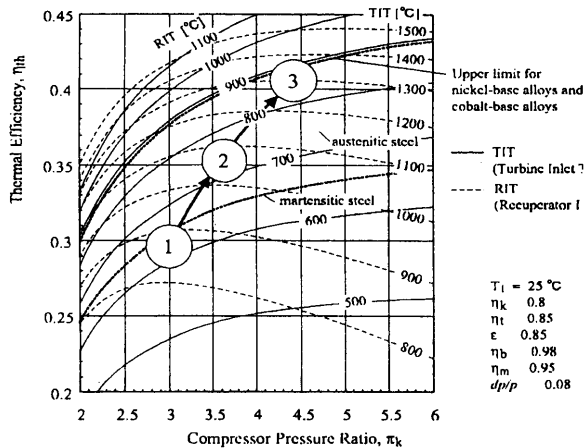


図9 MGTの熱効率と設計条件（TITと圧力比）

効率は85%と仮定しているが、大きさの面からは90%程度は現実的であり、その場合40%の熱効率を得るためのTITは1200°C、RITはオーステナイト系が使えるぎりぎりの温度程度と推定される。エンジン高性能化、高温化に対して、熱交換器温度効率が一つの大きな鍵を握っていることが判る。従って、90%以上の温度効率が欲しいところであり、伝熱特性を改善するための基礎的研究も行われているが、大きな技術的ブレークスルーがないかぎり、大幅な改善はかなり困難が予想される。

発電効率向上の他の考え方の一つとしてボトムリングサイクルの採用も考慮に値する。小型分散電源の特徴として負荷変動の大きいこと、コージェネレーションシステムとして発電効率が30%程度のMGTを使用した場合、現実的には排熱をうまく利用できず、このことが良い結果を生まない理由の一つでもあることは既に述べた。排熱を熱として再利用することにこだわるため無理があるわけであり、熱をボトムリングサイクルで電気として回収し、買電よりも発電効率の良いエンジンとしてから、あらためてコージェネレーションシステムに使うことにより良い結果が得られる可能性がある¹¹⁾。

4. おわりに

今後、発展途上国における電力需要、エネルギー需要の増大は目に見えているが、先進国が歩んだ道をそのままたどるのは、あまりにもばかっている。はじめから必要となる性能の良い分散電源を投入出来れば、エネルギーの面のみならず、建設費、建設工期、運転コスト

等でも有利となるはずである。現在開発されている第一世代のMGTに関しては、残念ながらわが国は米・欧の後塵を拝してきた。さらに、米国では分散電源の技術は世の中を大きく変える重要技術としてとらえ、発電効率40%の実現を目標に将来型MGTに関し国が援助していくつかの開発プロジェクトが既に進められている。わが国はこの面でも再びおくれをとっており、多少時間はかかるであろうが、思い切って40%程度の発電効率を持つMGTの実現を目指し、産官学の国を挙げて開発にとりかかり、一気に追い抜くぐらいの気概で当たるべき時期であろう。成功すれば、回りに発展途上国の多いアジアにあって、ビジネスチャンスとしても日本は有利な立場に立てるはずである。残念ながら、今までそういうことに学会はほとんど力になってこなかった。MGTは単独使用のほか燃料電池とのハイブリッド化も含め将来を大いに期待されている分散型エネルギーシステムの基本となるものであろう。これからは、日本ガスタービン学会等が中心となって、先ずMGTのニーズに関する市場調査、高効率MGTを実現するための技術課題と開発課題の整理、コンセプト設計などを実施し、開発プロジェクトの創設を国にも至急働きかけることが必要である。学会の積極的な役割を大いに期待したい。

参考文献

- (1) Richard Sanders, Power Magazine, (1998-12), pp. 27
- (2) Patric O'Brein, ASME Paper 98-GT-400, (1998-6)
- (3) Bowman 社資料
- (4) Victor de Biasi, Gas Turbine World, Jan-Feb 1998, (1998), p. 31
- (5) 笠木伸英, 浜島芳晴, 黒田英信, 三輪潤一, 君島真二, 第29回ガスタービン定期講演会論文集, (2001) p. 83~88
- (6) マイクロガスタービンの開発動向と将来展望, NTS, 2001, 1, pp. 178
- (7) 伊藤高根, 中野学, 宮入武, 日本機械学会第7回動力・エネルギー技術シンポジウム2000講演論文集, (2000), p. 194-199.
- (8) James H. Watts, Global Gas Turbine World, Jan-Feb., 1998, p. 7.
- (9) 日本ガスタービン学会編, 小型セラミックガスタービン—高効率エンジンへの挑戦, (2003-5), p. 394, NTS
- (10) 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報告書, 日本機械学会, (2001-5)
- (11) 東海大学工学部 2003 年度修士論文, (未発表)

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

燃料ガス昇圧用コンプレッサ

中山 渉*¹

NAKAYAMA Wataru

廣川 正一*¹

HIROKAWA Masakazu

キーワード：ガスタービン、昇圧、コンプレッサ

1. まえがき

地球規模で「環境問題」が議論され、「環境負荷低減」や「省エネルギー・省資源」に対する多種、多様な対応方法が毎日のように話題となっている。

「環境負荷の低減」や「省エネルギー・省資源」を達成する為の有効な手段の一つとしてガスコージェネレーションシステムによる分散型電源がある。

近年ガスコージェネレーションシステムによる分散型電源をより有効なシステムとする為、国内外のメーカ各社により発電容量が300 kW以下のガスタービン（以下マイクロガスタービン）が開発されている。

しかし、日本の都市ガス供給圧力の関係からマイクロガスタービンへは都市ガスを昇圧して供給する必要がある。このための補機として燃料ガス昇圧用コンプレッサを用いる必要がある。

従来燃料ガス等の圧縮にはレシプロ式や揺動式のコンプレッサが多く用いられていたが分散型電源用マイクロガスタービンの燃料ガス昇圧用コンプレッサとしてより高い性能が必要とされるようになった。このような背景を受け、当社が長年空気用コンプレッサを生産してきた実績と技術を持ってマイクロガスタービン用として要求される性能を満足する燃料ガス昇圧用コンプレッサを開発した。以下にその経緯と実例を紹介する。

2. ガスコンプレッサ開発の経緯

当社は長年空気用コンプレッサを生産し、土木工事用、工場設備用としてお客様より高い評価をいただいている。原動機としてはディーゼルエンジン、モータを主として用いているが、一部ガスエンジンを原動機としたコンプレッサを20年前から生産し、ガスに関する技術を蓄積してきた。このため、燃料ガス昇圧用コンプレッサの開発については技術的には何の問題なく着手できた。燃料ガス昇圧用コンプレッサの取り組みについて、以下に述べる。

1997年より都市ガスを燃料としたマイクロガスタービン用の燃料ガス昇圧用コンプレッサをマイクロガス

タービン内に設置する内蔵型として開発し、1999年より量産を開始した。1999年にはLPガス昇圧用コンプレッサを開発、2001年より別置型パッケージタイプの燃料ガス昇圧用コンプレッサや各マイクロガスタービンメーカの要求仕様に合わせた燃料ガス昇圧用コンプレッサを開発し、量産、現在までに通算150台以上の出荷実績を持つ。2002年には当社の持つ技術を評価頂き、東京電力(株)殿、東京ガス(株)殿と3社で更なる低価格、高信頼性、高性能な新型燃料ガス昇圧用コンプレッサを供給することをめざし3社共同開発に着手し、今春にこれを完了、各マイクロガスタービンメーカへの供給体制を整えた。

また廃棄物系バイオマスの有効利用の観点からバイオガス発電が注目され、バイオガスを燃料としたマイクロガスタービン用として、耐腐食性を持ったバイオガス昇圧用コンプレッサの開発を2002年に行い、現在量産に向けて実証試験を全国各地で実施している。

3. コンプレッサの圧縮形式とその特徴について

コンプレッサの圧縮形式について図1に示す。

コンプレッサの圧縮形式は大きく容積型とターボ型に分かれるが、マイクロガスタービン用としてのコンプレッサ容量では容積型が適している。容積型コンプレッサの圧縮形式には往復動型（レシプロ）と回転型（ロータリ）とに分けられ回転型はさらに、ツインスクリュー型、シングルスクリュー型、スクロール型、スライドベーン型、

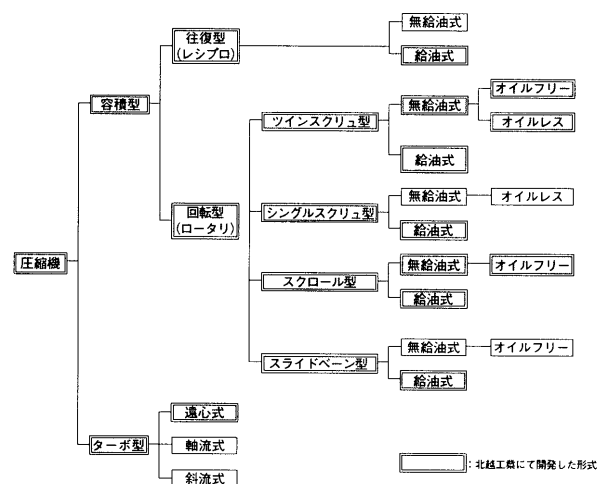


図1 圧縮機の型式分類

原稿受付 2003年8月21日

*1 北越工業株式会社 産機営業部エネルギーシステムグループ
〒959-0293 新潟県西蒲原郡吉田町下粟生 3074

シングルスクリュ型、スクロール型、スライドベーン型とに分けられる。更に圧縮室に油を吹き込む給油式と圧縮室に油を吹き込まない無給油式に分けられる。更に当社の生産しているスクリュ式においては、無給油式は油をまったく吹き込まないオイルフリータイプと油の代わりに水を吹き込むオイルレスタイプに分けられる。

給油式と無給油式を比較した場合、給油式は圧縮室内に油を吹き込むことにより油の3つの作用である

- ① 冷却（圧縮熱の除去）
- ② 密封（ロータ隙間のシール）
- ③ 潤滑（ロータ接触面の潤滑及びベアリング潤滑）

を行う事によりシンプルな構造、高信頼性、高性能を得ている。

無給油式はガス中にまったく油を含まない利点があるが、逆に油の3つの作用が利用出来ないため、ロータを無接触にする構造、ベアリング潤滑油が圧縮室内に入らない構造、圧縮熱によるロータの膨張に対応する為隙間を大きくする事による効率低下を防ぐ為の高速回転化等構造が複雑となり結果高価なものとなる。食品や医薬品関係等の油の含有が許されない用途以外で多少の油の含有が容認される用途では、給油式のほうが価格、信頼性、性能面で無給油式よりも優れている。

容積型給油式の各圧縮形式の特徴と構造について表1に示す。当社は図1の圧縮機の種類中に網掛けで表示した圧縮形式については開発、試験を行い、その結果現在は土木建設用、工場設備用として最も優れたツインスクリュ型を製品化している。

燃料ガス昇圧用コンプレッサの開発にあたり、下記項目が圧縮形式の選定に求められている。

- ・年間 8,000 Hr の連続運転に対応できる。
- ・マイクロガスタービンのメンテナンスサイクルに対応できる。
- ・発電装置の補機として、消費電力は低い事
- ・ガス圧力、容積の変化に対応できる事

上記項目に対応するべく当社で実績のある給油式ツインスクリュ型で燃料ガス昇圧用コンプレッサを製品化することがもっとも有効であると考え、開発を行った。

4. 都市ガス用ガスコンプレッサの概要と特徴

現在当社の供給している都市ガス用のガスコンプレッサは東京電力(株)殿、東京ガス(株)殿、当社の3社にて共同開発を行ったコンプレッサである。共同開発にて製作したコンプレッサ本体仕様を表2に、内部構造、配管の系統図を図2及び図3に示す。本共同開発においては、現在実用化されているマイクロガスタービンの50/60 kWクラス用と80/100 kWクラス用の2モデルを開発した。開発コンセプトとして下記が挙げられる。

- (1) 圧縮方式は当社で実績のある油冷式スクリュ型をさらに高効率化を図り採用する。
- (2) メカニカルシール室内にガスの漏洩を防ぐ独自の構

造を採用する。

- (3) コンプレッサ本体、モータ、レシーバタンクを一体化する事で部品点数の削減を図ると共に、メンテナンス部品を削減する。
- (4) 上記に伴い、圧縮ガスがモータ内に漏洩しない構造とする。
- (5) 屋外型パッケージを採用し、防音性の確保を図る。
- (6) 制御はインバータによる圧力一定制御により流量制御を行いマイクロガスタービンの燃料消費の変化に追従するようにする。
- (7) ロングメンテナンス (O/H 24,000 Hr) を図る。
- (8) イニシャルコストは1万円/kWを目標とする。

以下に各開発項目について詳細に解説する。

4.1 コンプレッサ本体の基礎技術開発

共同開発した新型コンプレッサの構造を図4に示す。コンプレッサ本体は当社のエア用コンプレッサにも使われているA歯型と呼ばれる新歯型を採用した。この歯型の特徴は、従来の歯型に比べ、2つのロータの接触角を小さくし、追従側にあたるメスロータを回転させる為に必要な駆動側のオスロータの動力を約11%低減させたところにあり、さらに加工性を向上させると共に歯溝の容積を約16%大きくし、従来の同サイズのロータに比べ、吐出ガス量をUPさせており、高信頼性と高性能を実現している。

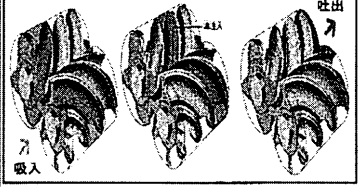
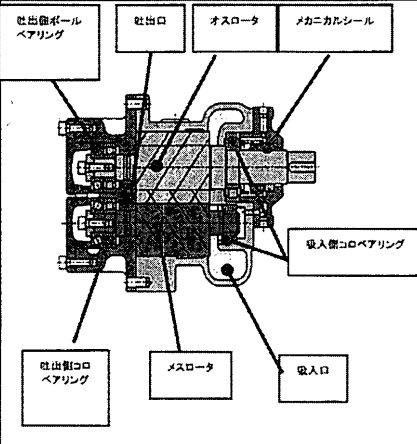
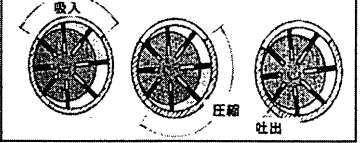
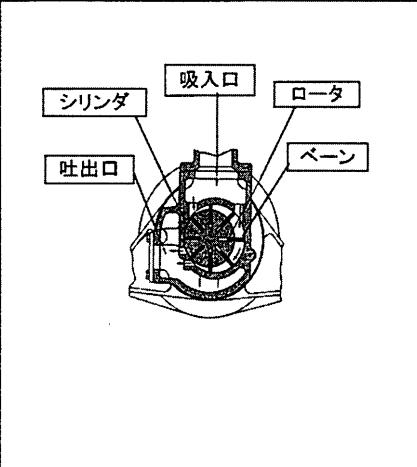

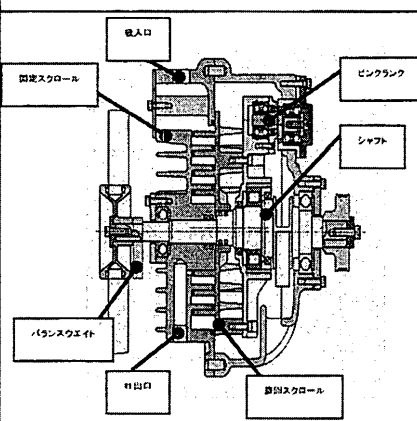
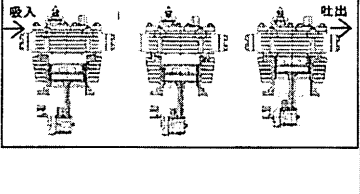
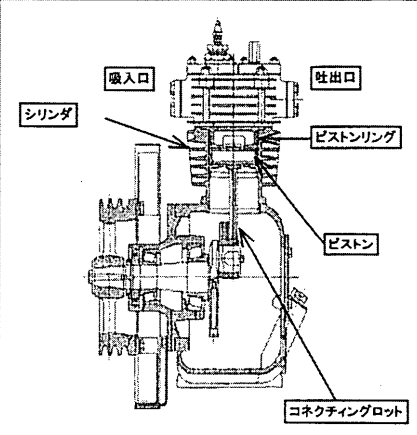
また、パッケージ化するにあたり、部品点数の削減、メンテナンス部品の削減の為にコンプレッサ本体、モータ、油分離槽を兼ねたレシーバタンクを一体化することとした。一体化にあたりガスの漏洩防止機構や給油式である為にガス中の油分低減について、さまざまな新機構の採用や従来機構の改良を行っている。

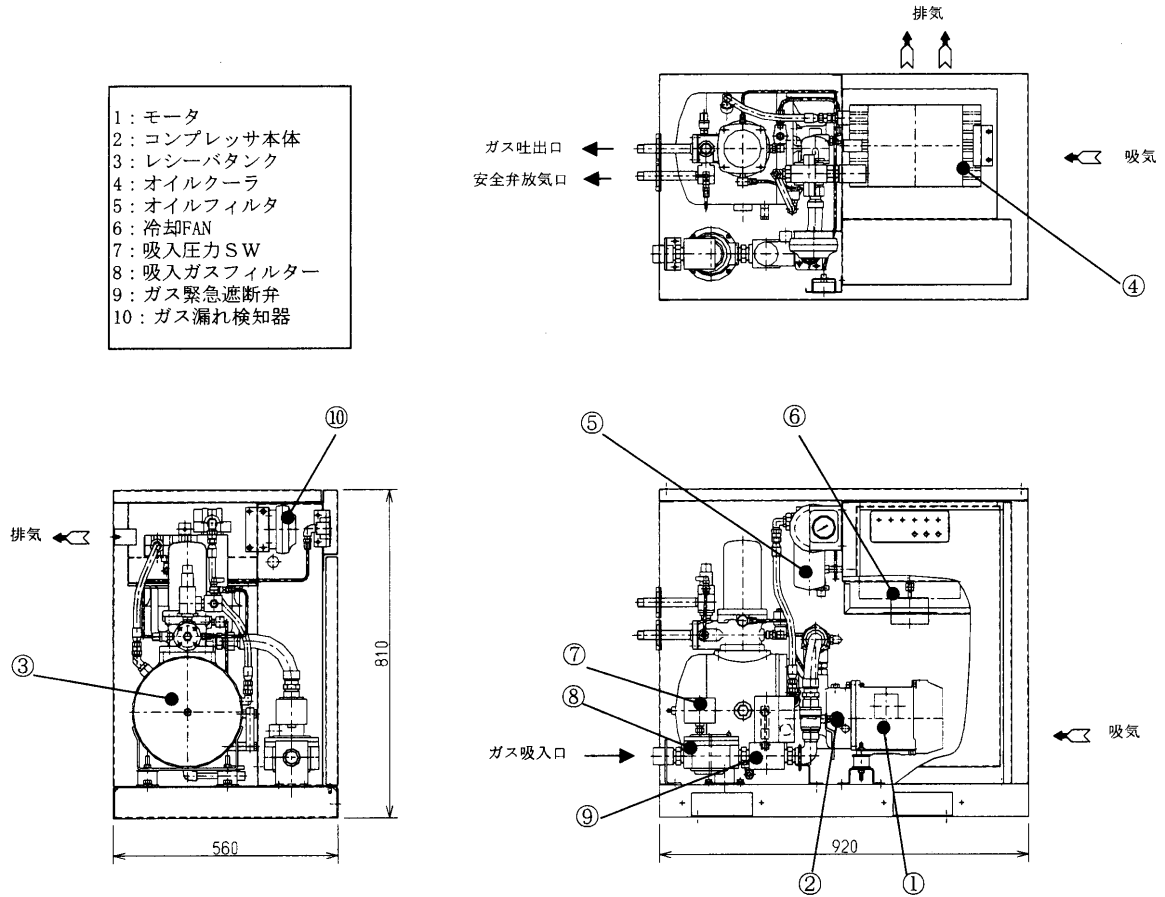
ガス中の油分については、レシーバタンク内の一次分離性能を向上させ、二次分離として、同クラスのエアコンプレッサに比べ、1クラス大きいオイルセパレータを採用する事で5 ppm以下の規制値に対して3 ppm以下の分離性能を確保している。

表2 ガスコンプレッサ仕様

型式	GTA4V-3	GTA6V-3
圧縮方式	スクリュ型一段圧縮油冷式	
容量制御方式	インバータによる回転速度制御にて30~100%流量制御	
	30%以下で吸込みバルブ閉による無負荷運転 吸気ガス閉塞式アンロード採用	
油冷却	空冷オイルクーラ	
潤滑方式	圧縮圧力による強制潤滑	
吸込ガス温度	15℃	
定格吐出流量	20Nm ³ /Hr	30Nm ³ /Hr
最大吐出流量	26Nm ³ /Hr	39Nm ³ /Hr
吸入圧力	200mmAq	
吐出圧力	0.59MPa	
吐出ガス温度	大気温度30℃時 70℃以下	
油含油量	5ppm (wt) 以下	
電源	3φ200/220V、50/60Hz (共用型)	
原動機形式	全閉外扇三相かご型誘導	
原動機出力	3.7kW	5.5kW
始動方式	インバータ始動	

表1 圧縮機の型式別比較

項目	圧縮方法	構造	特徴
ツインスクリュウ型 (給油式)	<p>密閉されたケーシング内に雄雌一對のねじれたロータがかみ合っており、ロータの一端から齒型空間に吸込まれた空気をロータのかみ合いによって体積を減少して所定の圧力に圧縮し端面より吐出する。</p> <p>吸入 圧縮 吐出</p> 		<ul style="list-style-type: none"> ・圧縮機の各型式の中で効率、耐久性が最も良い。 ・オイルにより、冷却、潤滑、及びロータ隙間をシールしており効率は高い。 ・圧縮仕事の85~90%は雄ロータが受け持ち、雌ロータへは10~15%伝達されるに過ぎないため接触部の面圧は低く、磨耗の恐れがなく、半永久的に本体性能は維持される。 ・全断熱効率 約70%程度
スライドベーン型 (給油式)	<p>シリンダ内に中心軸方向に6~8条の溝が設けられたロータが偏心して取り付けられ溝にはベーンが組み込まれる。遠心力でベーンが飛び出し、シリンダの内面に接触して空間を形成する。この空間はロータが偏心しているため、ロータの回転に伴い減少し空気は圧縮され、吐出される。</p> <p>吸入 圧縮 吐出</p> 		<ul style="list-style-type: none"> ・ベーンがシリンダ内面を摺動するため磨耗し、耐久性に問題がある。 ・ベーンの高端とシリンダの端面との隙間からの漏れがあるためスクリュウ型に比べて、効率が低い。 ・ベーンが直接シリンダを摺動するため、摩擦損失が大きい。 ・オイルロックによるベーン破損の恐れがある。 ・全断熱効率 約60~65%程度
スクロール型 (給油式)	<p>固定スクロールと旋回スクロールで形成したラップを180°ずらした状態でかみ合わせ両ラップにより仕切られた空間に吸込まれた空気を旋回運動に伴う圧縮室の縮小によって圧縮し、固定スクロール中心近くに設けられた吐出口より吐出する。</p> <p>吸入 圧縮 吐出</p> 		<ul style="list-style-type: none"> ・給油式の場合、オープンサイクルでの使用には、わずかな水分・異物で磨耗促進する事でオイルロックのおそれがあるため耐久性に問題がある。 ・無給油式の場合放熱がうまくできずに熱膨張による接触破損を起こしベアリング破損等を起こす場合がある。 ・全断熱効率 約70%程度
レシプロ型 (給油式)	<p>シリンダ内のピストンを往復運動させて容積変化させる事により空気を圧縮しシリンダ上部の吐出口より吐出する。</p> <p>吸入 圧縮 吐出</p> 		<ul style="list-style-type: none"> ・高圧仕様への対応が容易でアル。 ・往復運動のため吐出空気に脈動があり騒音、振動が大きい ・全断熱効率 約50%程度



- 1: モータ
- 2: コンプレッサ本体
- 3: レシーバタンク
- 4: オイルクーラ
- 5: オイルフィルタ
- 6: 冷却FAN
- 7: 吸入圧力SW
- 8: 吸入ガスフィルタ
- 9: ガス緊急遮断弁
- 10: ガス漏れ検知器

図2 圧縮機内部構造図

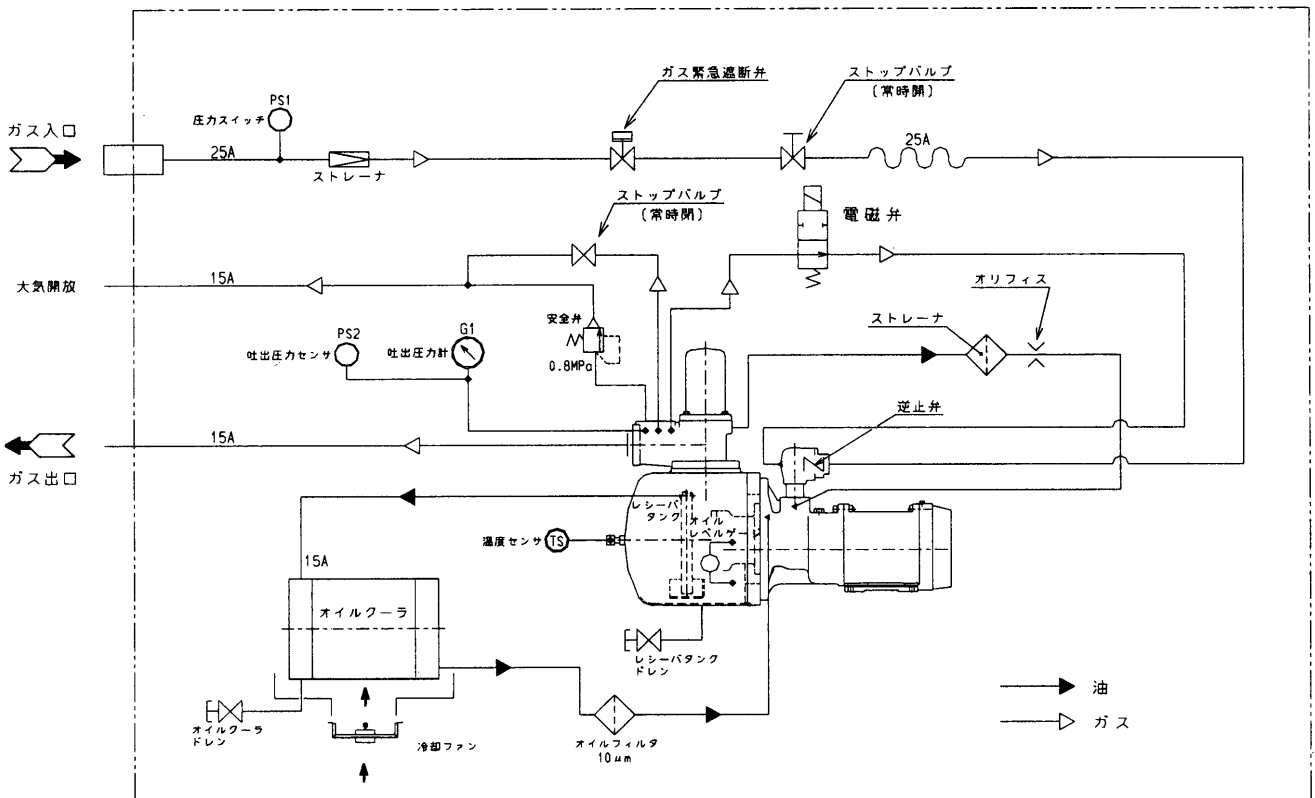


図3 共同開発機の配管系統図

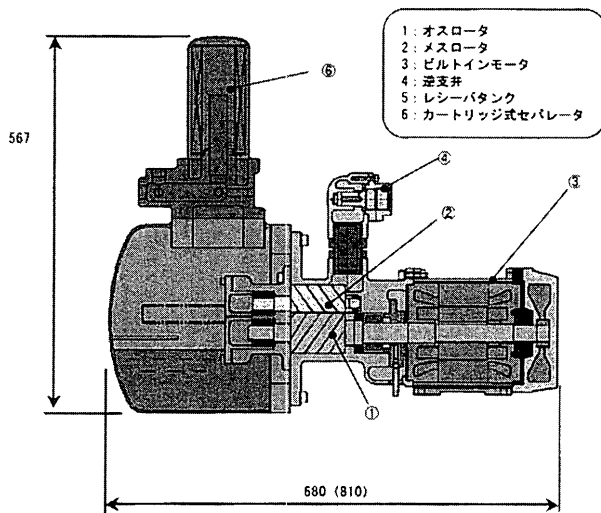


図4 コンプレッサ本体図

4.2 ガスコンプレッサの制御について

マイクロガスタービン用燃料ガス昇圧用コンプレッサに求められる機能に、マイクロガスタービン始動時に再生器の機能が發揮されるまでの間や始動後短時間で最大負荷へ移行させた際に定格流量の1.3~1.5倍の燃料を必要とするためこれに追従できることが挙げられる。本コンプレッサでは、コンプレッサのモータをインバータ制御する事で対応している。レシーバタンク内の圧力を設定圧力に保つ様にインバータでモータの回転数を調整し、マイクロガスタービンの起動待ちの場合は吸入側のチェックバルブをレシーバタンクの圧力を利用して閉じる事で、無負荷運転を行う。これにより消費電力を抑える構造としている。

逆に始動時の定格を超えた流量を必要とする場合は、回転数を定格より上げる運転を行うことで対応している。これらの制御によりマイクロガスタービンの運転状態全域において効率の良い運転を行う事を可能としている。

4.3 吸入配管への配慮

ガス配管と接続されるガスコンプレッサにおいて、他のガス機器に影響を与えないことが必要である。スクリュ式のコンプレッサ本体である事と油分離槽を設けている事より、他形式に比べ吐出圧力の脈動がほとんどない。また吸入ガスについても地震などで上流側のガスメータが停止、ガスを遮断した場合にガスメータとコンプレッサの間で負圧が発生しガスメータを破損しないよう供給ガス圧力が0.5 kPa以下になった場合、瞬時に吸入圧力SWによりコンプレッサの停止とガス緊急遮断弁をすぐに閉止する回路に変更し、供給圧力低下時にコンプレッサによって供給ガス配管内を負圧にしない構造とした。

これによってユーザーに安心してガスコンプレッサを配管へ接続していただけるものとした。

また、接続していただく配管の径、長さによりガス流量の多い、始動時のみガスコンプレッサの吸入圧力SW

が働く事がある。これについては始動時のみ回転上昇速度を遅くし、吸入配管の圧力が低下しないよう始動方法を変更する方策も合わせて行えるようにしている。

4.4 パッケージ

本共同開発機は、屋外仕様のマイクロガスタービンとセットされる事を想定し、屋外防音パッケージ仕様で製作を行った。マイクロガスタービン自体一般的に機側1mで75 dB(A)程度であるのに対し、コンプレッサが発生する騒音については同条件で61 dB(A)と低い値となっている。これは騒音のもとであるコンプレッサのガス吐出音が、レシーバタンク内に吐出口を入れた事により消される事が大きく影響している。また公害振動についてもほぼ暗振動値と同じ値を示している。これはマイクロガスタービンパッケージに内蔵される際にも優位な点である。

5. LPG 燃料コンプレッサについて

都市ガスより高カロリーなガスとしてLPガスがあり、これを燃料としたマイクロガスタービンについてもガスコンプレッサが必要となる場合がある。同出力のマイクロガスタービンであっても燃料のカロリーにより必要とする流量が変化する。LPガスの場合、ガスコンプレッサの必要吐出流量も半分となるため、機器構成は都市ガス用とは異なる。

LPガスの特徴として液化の問題があり、加圧下において露点上がる事で外気温が低い状態で、液化しコンプレッサオイルに溶け込む。これが運転時にコンプレッサオイルの油温が上昇すると共に再気化し、吐出圧力を上昇させるなど不具合を生じさせる。これを防ぐべくヒータによる加温を停止時に行い、運転時は油冷却回路をバイパスさせる回路を設け、低負荷運転時でもオーバークールにより露点温度以下にならないようにしている。

6. バイオガス用燃料コンプレッサについて

近年、下水汚泥や家畜糞尿、食物残渣をメタン発酵させる事で発生するメタンガスをマイクロガスタービンの燃料にする試みが各メーカで進められている。通常発生したバイオガスは1~2 kPa程度の圧力しか発生しない為、マイクロガスタービン燃料として使用する場合ガス昇圧用コンプレッサが必要となる。しかしながらバイオガスは硫化水素など腐食成分を含むため、長寿命のガスコンプレッサが市場になく、バイオガス用マイクロガスタービンの普及における問題点となっていた。こうした背景を受け、当社がバイオガスを使用する前提で開発したガス昇圧コンプレッサが“GTA 6V-1 BIO”である。以下にその特徴を示す。

6.1 機器構成

本機は都市ガス用ガスコンプレッサをベースに製作したものである。現在キャブストン製30 kW及び60 kW

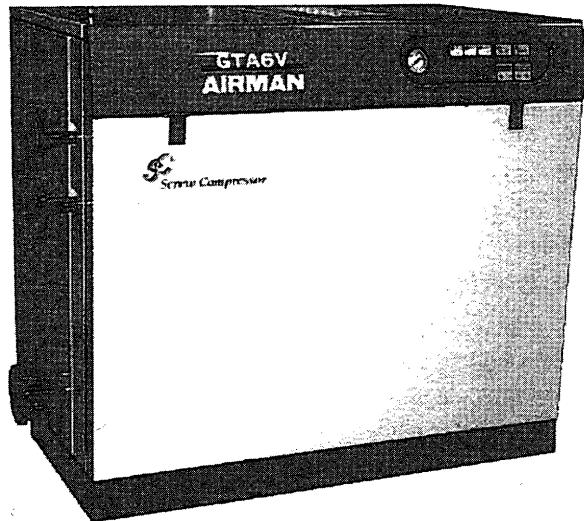


図5 バイオガス用ガス昇圧圧縮機

用として2モデルの開発が完了している。(いずれもメタン60%、CO₂40%の場合を想定)コンプレッサの構造は前項で紹介した共同開発機とは構成が異なっており、モータによる直結駆動ではなく、プーリとベルトを使ったエア用で実績の有る増速型としている。これは、バイオガスの成分(メタン)が、場所や環境により発生するメタン成分比が変動し、マイクロガスタービンへの投入流量が増減する為、プーリを使った増速型とすることで、対応流量幅を広くするためである。外観を図5に示す。

バイオガス用として製作した本コンプレッサの特徴点として下記が挙げられる。

- (1) 都市ガスで実績のあるツインスクリュ方式のコンプレッサを使用。
- (2) ガスの接する部分の材質を変更し、腐食性ガスへ対応。
- (3) 腐食性ガス用にコンプレッサオイルを変更
- (4) コンプレッサ内部で水分を発生させないようにコンプレッサ油温をコントロール。
- (5) 冷凍式ドライヤを圧縮後に装備(別置き)することで吐出ガス中に含まれる水分を除去。

本機のスペックについて表3に示す。

6.2 実証試験

現在、マイクロガスタービンメーカー数社と共同で全国数ヶ所の下水処理場にて実際にマイクロガスタービンとセットで実証試験を行っており、長いもので約8,000時間の運転実績を積んでいる。

定期的にオイルサンプリングや点検を行い、状態の確認を行っているが、目立ったトラブルもなく順調に運転

表3 ガスコンプレッサ仕様

型式	GTA6V-1 B10	
圧縮方式	スクリュ型一段圧縮油冷式	
容量制御方式	インバータによる回転速度制御にて30~100%流量制御 30%以下で吸込みバルブ閉による無負荷運転 吸気ガス閉塞式アンローダ採用	
油冷却	空冷オイルクーラ	
潤滑方式	圧縮圧力による強制潤滑	
吸込ガス温度	30℃	
ガス成分	CH ₄ : 60% CO ₂ : 40% H ₂ S: 10ppm以下	
定格吐出流量	20Nm ³ /Hr	40Nm ³ /Hr
吸入圧力	200mmAq	
吐出圧力	0.49MPa	
油含油量	5ppm (wt) 以下	
電源	3φ200/220V、50/60Hz (共用型)	
原動機形式	全閉外扇三相かご型誘導	
原動機出力	5.5kW	7.5kW
始動方式	インバータ始動	

している。

6.3 今後の課題

現在設置している環境は下水処理場という事もあり、脱硫装置など設備が整っており、ガスの成分もそれほど硫化水素が高いというレベルではない為、今後条件の悪いところでの設置に向けて現在検討中である。

また腐食についても、硫化水素やアンモニアなどの腐食性分に対してどのレベルまで対応可能であるのかの確認を実証試験の中で検討、確認していきたい。

また80/100kWクラスマイクロガスタービン用についても現在開発を検討しており、幅広いレンジに対応する様進めている。

7. あとがき

都市ガス用のガスコンプレッサについては、共同開発を行う事で価格、メンテナンス共に目標を達成できた。今後各マイクロガスタービンメーカーへの展開を行い、量産化が進むことに期待したい。バイオガス用については実証確認を完了させることで信頼性の高いガスコンプレッサとなると考える。早急に完了させると共に、さらに対応レンジを広げていく事を検討したい。ガスタービンのみならず、ガスエンジンや燃料電池等の分野への転用も今後考えられる。

最後に新型燃料ガス昇圧用コンプレッサの共同開発を行うにあたり東京電力(株)、東京ガス(株)の関係者の方々に多大なご指導をいただきましたことをこの紙面を借りて御礼申し上げます。

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

マイクロガスタービン用無潤滑圧縮機搭載燃料ガス供給装置

西川 弘*¹
NISHIKAWA Hiroshi

西川 剛弘*¹
NISHIKAWA Takahiro

長谷川 説*¹
HASEGAWA Setsu

1. はじめに

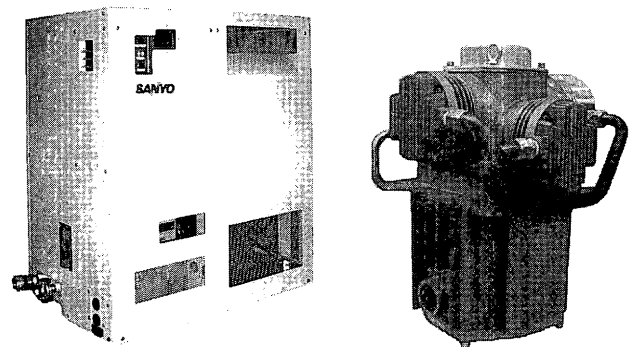
近年、エネルギー業界における自由化を背景に小型分散化電源および小型コージェネレーションなどのニーズの高まりから、マイクロガスタービンが注目を集めている。マイクロガスタービンは30~100 kW程度の発電能力を有するものであり、コージェネレーションシステムにおける総合効率は70%以上と高効率である。このマイクロガスタービンに供給する燃料として天然ガスやLPGが最も有力視されているが、マイクロガスタービンへの供給圧力が約700 kPaであるため低圧力(105 kPa)の都市ガスを燃料とする場合は、燃料ガスを昇圧および供給するマイクロガスタービン専用の燃料ガス供給装置が必要となる。この燃料ガス供給装置は、マイクロガスタービンのコージェネレーションシステムの中で消費電力、スペースおよびコスト面で重要な機器部品として位置づけされている。さらに、マイクロガスタービンへ供給するガスは、オイルを含まない高純度なガスが要求されることから無潤滑圧縮機を搭載することが望ましい。今回、無潤滑で高効率、高信頼性な燃料ガス圧縮機¹⁾を開発すると同時に、本圧縮機を搭載した燃料ガス供給装置を新規開発したので、その内容を紹介する。なお、本燃料ガス供給装置は、東京ガス(株)および東京電力(株)との共同開発商品であり、(社)日本ガス協会の安全技術指針に基づき機器の開発およびシステムの構築を行った。

2. 燃料ガス供給装置の概要

今回開発した燃料ガス供給装置(標準仕様)の外観を図1(a)に、燃料ガス供給装置に搭載する無潤滑圧縮機の外観を図1(b)に示す。また、表1にマイクロガスタービンの要求流量に対応させた燃料ガス供給装置の機種および仕様一覧を示す。圧力は全て大気圧で表示している。

2.1 燃料ガス供給装置のシステムフロー

本燃料ガス供給装置のシステムフローは図2に示すように、吸入側より低圧燃料ガスが吸入され、吸入遮断弁(②)、逆止弁(③)を通り、圧力脈動低減用バッファタンク(④)から無潤滑圧縮機(⑤)へ吸入される。圧縮機の冷



(a) 燃料ガス供給装置

(b) 無潤滑圧縮機

図1 マイクロガスタービン用機器部品

表1 燃料ガス供給装置仕様一覧

	FGC-N06X3A	FGC-N12X3A	FGC-N24X3A	FGC-N38X3A
最大吐出ガス圧力	803 kPa			
吸入圧力範囲	103.98~105.45 kPa			
電 源	3φ-50/60 Hz-200 V			
安全保護機能	吸入ガス逆流防止, 吸入圧力低下検知, 吐出圧力上昇検知, 圧縮機過圧縮防止, 圧縮機モータ温度異常検知, 圧縮機モータ過電流検知, ファンモータ過電流検知, インバータ保護(瞬時停電, 短絡, 温度保護)			
外観寸法	W 904 mm×D 588 mm×H 977 mm			
製品重量	200 kg	201 kg	210 kg	238 kg
定格流量 (起動時 Max. 流量)	6 Nm ³ /h (Max. 9 Nm ³ /h)	12 Nm ³ /h (Max. 18 Nm ³ /h)	24 Nm ³ /h (Max. 36 Nm ³ /h)	38 Nm ³ /h (Max. 57 Nm ³ /h)

原稿受付 2003年7月29日

*1 三洋電機株式会社

〒370-0523 群馬県邑楽郡大泉町坂田1-1-1

却は、下部に位置する冷却用ファン(⑩)にて空冷される。圧縮機にて昇圧された燃料ガスは、リザーバタンク(⑦)に蓄圧された後、マイクロガスタービンへ供給される。燃料ガスの流量は、高圧側に設けられた圧力センサ内蔵の高圧圧力スイッチ(⑥)を使用してPID制御され、マイクロガスタービンで要求される必要流量に応じて、インバータにより圧縮機回転数を変化させている。さらに低流量時においては、基準となる圧力以上になった時点でバイパス電磁弁(⑧)を開き、燃料ガスを高圧側から低圧側にバイパスさせる方式としている。図3に燃料ガス供給装置の内部構造図を示すが、大別して3つの空間により構成されている。1つ目が圧縮機関係で、圧縮機の下部に冷却ファンを備えている。2つ目が要素機器関係で、安全保護機器部品より構成されている。3つ目が電装箱および制御部品である。

3. 燃料ガス圧縮機の概要

本燃料ガス供給装置に搭載される無潤滑圧縮機^{(2)~(4)}は、図4の構造図に示すように往復式4シリンダ圧縮で、小型および低振動化を図るためクランク部にはスコッチヨーク方式、シリンダ配列は十字型配列を採用している。また、作動流体は、まず圧縮機のクランク軸上部より圧縮機内部に吸入され、各圧縮室のピストン下部から流入

して吸入、圧縮行程後、上部へ吐出する構造となっている。それぞれの圧縮室にて吐出された作動流体は、図に示す#4の圧縮部に集合され、マイクロガスタービン側へ供給される。なお、本無潤滑圧縮機は、天然ガス自動車用昇圧供給装置に搭載される4段圧縮機と基本構造は同一で、可燃性ガス圧縮の市場実績は1,000台以上である。

3.1 高効率化のための性能改善

高効率化を目的に吐出流量を向上させるためには、吸入圧力を上昇させることと圧縮機の体積効率を向上させる必要がある。本無潤滑圧縮機においては、吸入圧力を上昇させることを目的にダブルアクション機構を開発し、体積効率向上には、バルブ回りのガス流れに着目し吸入ガス通路面積、バルブバネ定数、バルブリフト量およびバルブ通過後のガス通路面積の最適化を図った。さらにモータ効率の改善を行い、消費電力低減を図った。

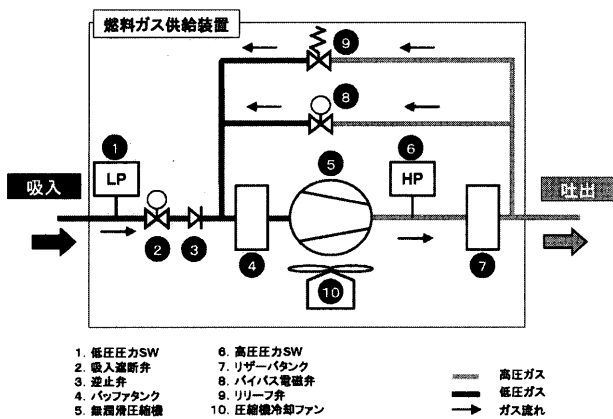


図2 燃料ガス供給装置のシステムフロー

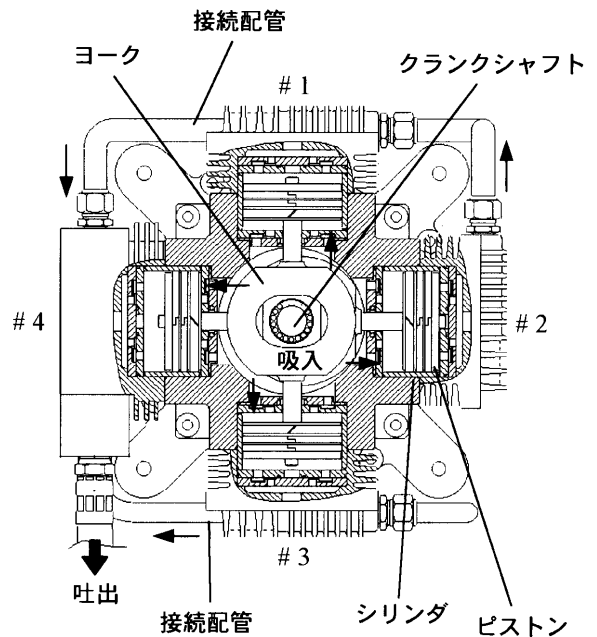


図4 圧縮機断面図(上面)

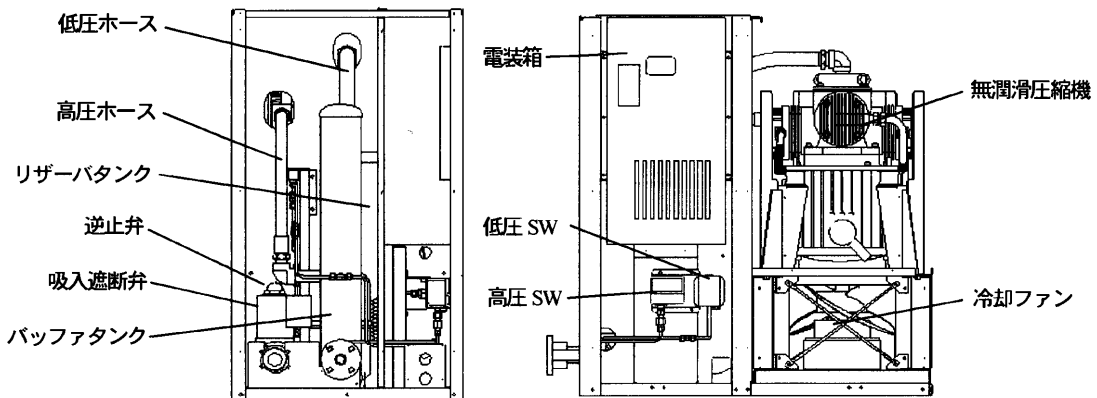


図3 燃料ガス供給装置内部構造図

3.1.1 ダブルアクション機構

理論吸入量を向上させる手段として、吸入予圧力を上昇させる方法がある。しかし、圧縮機の吸入予圧力は装置単体では変化させられないため、圧縮機内自身の内部で圧力を上昇させる構造にする必要がある。そこで、吸入圧力を上昇させる方法として、圧縮室を2つ設けるダブルアクション機構を開発し、その効果を理論計算および実験により確認した。図5に示す本ダブルアクション機構の特徴は、シリンダボア径をアップさせることなく吐出流量を効率よく増加させるために理論吸入量を増加させていることにあり、実機では体積流量を約18%向上できることを確認した。

3.1.2 体積効率向上

体積効率向上における検討内容は4項目で、①吸入ポート面積(A)、②バルブリフト量(L)、③バルブ通過後のガス通路面積(d)、④バルブバネ定数(k)である。

本圧縮機は、従来の回転数固定の使用法と異なり、インバータにより回転数を変化させるため、全回転数域で体積効率を向上させる必要がある。したがって、いずれの検討項目においても基準とするパラメータ量に対して、面積および変位等を変化させると同時に圧縮機回転数を変化させて、流量測定を実施した。その結果、図6に示すように体積効率向上の効果が確認できる吸入ポート面積(A)、ガス通路面積(d)およびバルブバネ定数(k)

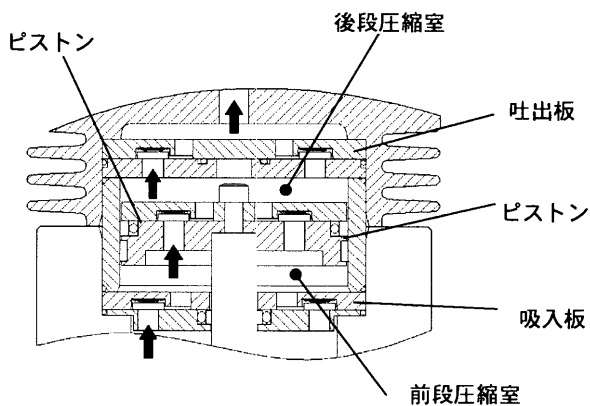


図5 ダブルアクション構造図

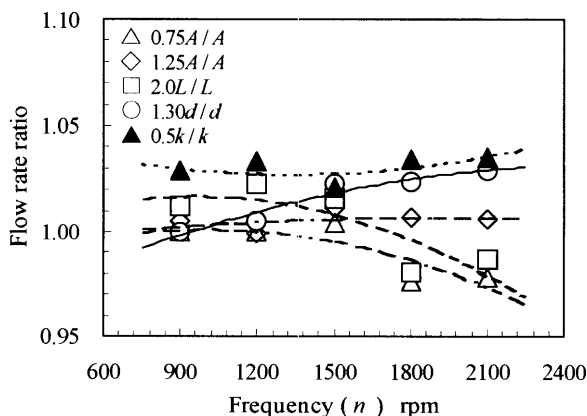


図6 流量測定結果 ($P_d/P_s = 703.3/105.3$ kPa)

を最適化し、低速域で約4%、高速域で約6%向上させることができた。

3.1.3 モータ効率向上

マイクロガスタービンの総合効率を低下させる燃料ガス圧縮機の消費電力は、モータ効率の寄与度が大きい。そこで、モータ効率は、圧縮機回転数(n)が定格運転、すなわち1800 rpm付近で最大効率となるように設計し、全回転数域をインバータで最適制御することにより、省エネルギー化を可能とした。消費電力に関しては、開発目標であるマイクロガスタービン出力の5%以下を実現している。

3.2 高信頼性の確保

高信頼性を確保するためには、本圧縮機がガスを無潤滑で圧縮するため、ピストンリングの耐摩耗性向上、クランク摺動部の荷重状態の最適化および低振動化が必要である。特に開発に際しては、クランク部の動的挙動に着目し、スコッチヨーク機構およびバランスの適正化を図り、高信頼性および低振動化を図った。

3.2.1 ピストンリングの耐摩耗性向上

ピストンリングに関しては、市場実績のある天然ガス自動車用ガス圧縮機の1段目をそのまま使用し、さらにピストンリング本数を2本使用することにより高信頼性化を実現している。実機による過負荷耐久試験評価におけるピストンリングの寿命は、1,6000時間以上を確保できた。

3.2.2 スコッチヨーク機構

本圧縮機のスコッチヨーク機構は、ヨーク部をアルミニウム合金としクランク部の軽量化を図っている。図7に示すとおり、ヨークには対向するピストンが各々固定されており、圧縮室内の圧力変動によりピストンに加わる荷重は交互に入れ替わる。また、クランクピンの回転に従ってヨークは左右の往復直線運動を行い、その際、クロススライダは上下方向に摺動する。ヨークとクロススライダの摺動面には、往復直線運動において摩擦抵抗が小さくなるようリニアベアリングを採用した。ヨークとクロススライダが同材質の場合は問題ないが、異種材を使用した場合、各材質の線膨張率が異なるため、運転中の温度変化により各部の寸法が変化し、ヨークとクロ

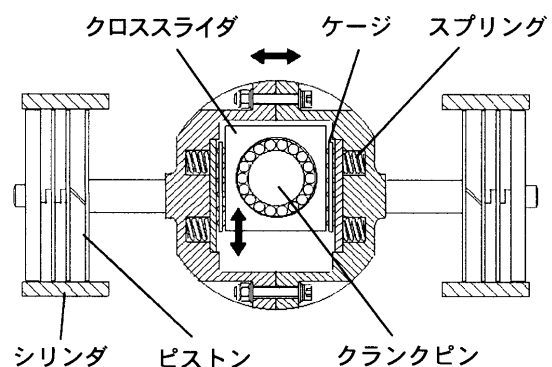


図7 スコッチヨーク機構

スライダ間に隙間が発生する。そのため、ピストン荷重を受ける側と反対側の荷重を調節するためにリニアベアリングに予圧を与える方式として、ヨークにコイルバネを内蔵したスコッチヨーク機構を新規開発した。

4. システム制御

システム制御は、図8にフローを示すように吐出圧力信号をインバータへ入力し、PID制御により圧縮機の回転数を制御することで吐出圧力一定制御を行っている。マイクロガスタービンの始動時や発電開始時に燃料ガス供給不足や、アイドリング時の燃料ガス供給過多などが発生しないように、PID制御とバイパス電磁弁の最適制御により燃料ガス供給の安定化を図った。また、インバータ異常や圧縮機巻線温度センサ・各種保護装置の信号を制御回路へ入力し圧縮機の保護と、マイクロガスタービンへ異常信号を出力する機能等を有している。

さらに、現在、図9に示すようにバイオガス等熱カロリの低い燃料ガスを使用した場合には、マイクロガスタービンの要求する必要流量に合わせた燃料ガス供給装置のマルチ運転を可能としている。本システムは、集中制御盤内のPID制御機能により、標準の燃料ガス供給装置内の各ガス圧縮機回転数を集中制御し、吐出ガス圧力の安定制御を行うもので、最大40台まで集中制御可能である。このマルチ連携制御は、効率を考慮した運転により、消費電力の低減が図れるものとする。

5. まとめ

以上、高効率、高信頼性および低振動なマイクロガスタービン用無潤滑圧縮機搭載燃料ガス供給装置を開発し、その内容を紹介した。本燃料ガス供給装置は、燃料ガスとして天然ガス以外にも、LPGやバイオガス等に使用可能であることから今後が期待される。また、無潤滑の利点を活かし京都議定書にて対象ガスとなった炭酸ガス、メタンをはじめSF₆およびPFC等の回収にも利用できるため、今後の環境保護に貢献できれば幸いである。

文 献

- (1) 西川剛弘, 西川弘, 五十嵐恵司郎, 長谷川説, 加藤哲也, 小笠原弘丞, 徳本勉, 土屋利明, 代替冷媒と環境国際シンポジウム, (2002) p.194.
- (2) H. Nishikawa, T. Nishikawa, Y. Takahashi, Y. Mizuno, Proc. of international Compressor Engineering Conference at Purdue univ., Vol. 1, (1998) p.183.
- (3) T. Nishikawa, H. Nishikawa, T. Obokata, T. Ishima, Proc. of international Compressor Engineering Conference at Purdue univ., Vol. 1, (2000) p.105.
- (4) 西川剛弘, 西川弘, 小保方富夫, 石間経章, 日本機械学会論文集, B 68(673), (2002) p.164.

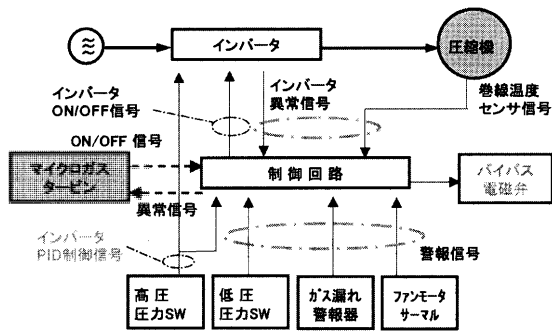


図8 制御システムフロー

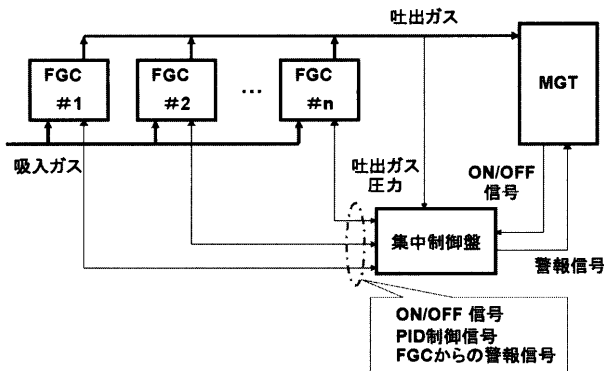


図9 マルチ連携制御システム

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

マイクロガスタービン用排熱回収システム

中嶋 照幸*¹
NAKAJIMA Teruyuki

竹村與四郎*¹
TAKEMURA Yoshiro

渡辺 健次*²
WATANABE Kenji

伊藤 智也*²
ITO Tomonari

キーワード：マイクロガスタービン，コージェネレーション，排熱回収

1. まえがき

マイクロガスタービンは発電出力 300 kW 未満の小型ガスタービンの総称であり，同出力のガスエンジンやディーゼルエンジンなどのレシプロエンジンに比べエンジン部品の点数が少なく，小型高速発電機を回転軸に直結しているため小型，軽量，低振動である。また，パワーコンディショナ（インバータ，コンバータおよびその制御を含む電力変換装置）を用いた発電出力制御とエンジンが高速回転することによってもたらされる大きな慣性力によって，起動特性および負荷変動特性などに優れている。さらに，連続燃焼方式であるので気体燃料（都市ガス，プロパンガス，バイオガス等）や液体燃料（灯油，軽油等）などの多種燃料への対応が可能である。マイクロガスタービンのタービン入口温度（TIT）は 1,000℃ 以下と低く，かつ燃焼が連続燃焼であるので，レシプロエンジンよりも格段に低い NO_x 値を達成しており環境負荷が小さい。このようにマイクロガスタービンは，ガスタービンの特徴である優れた起動特性，負荷変動応答性，低振動，燃料多様性，低環境負荷特性と相まってオンサイトに設置する小型分散電源として大きな可能性を秘めている。

しかしながら，マイクロガスタービンは小型化と高速回転化による熱損失や機械損失の影響が大きく熱効率が低い。そのため，一般的には再生器を用いた再生サイクルとしタービン出口の高温排ガス熱を回収，燃焼用空気を予熱することによって発電効率 30% 程度を確保している。

マイクロガスタービンをより高い熱効率で利用するためには，大気排出される排ガスを有効利用することが必要である。本稿では，その排熱回収の一つの方策として開発を行った温水供給式の小型排熱回収システムについて紹介する。

2. マイクロガスタービンによるコージェネレーション

2.1 マイクロガスタービン

マイクロガスタービンは，図 1 に示すように，一般的に再生器を持った一軸式再生サイクルのガスタービンであり，単段遠心式圧縮機と単段ラジアルタービンを背面合わせに結合した構造をとり，高速回転する回転軸に小型軽量の発電機を配している。発電機から出力された高周波電力はインバータおよびコンバータで整流され三相交流電力として出力される。遠心式圧縮機の圧力比はタービン及び再生器のクリープ強度から 3.5～4.5，タービン入口温度（TIT）は 850～900℃，タービン出口温度は 550～650℃ 程度である。また，空燃比は単純サイクルによる大型ガスタービンに比べ高く，300℃ 程度の低温排ガス量が多く得られることが特徴で，この排熱を利用して総合効率を高めるコージェネレーションに適した発電装置である。

2.2 コージェネレーション

排熱利用にあたっては，圧力比が低い場合，排ガス背圧によるタービン出力と発電効率への影響を考慮すると，排ガスの直接利用と温水を介する利用の比較評価が必要である。

沸点に近い高温水であれば用途が広がることに加え，効率的な利用が可能となる。例えば，一般的な給湯利用であれば約 50℃ の温水で可能であるが，80℃ 以上であれば滅菌，食器洗浄も可能となる。図 2 に示すように標

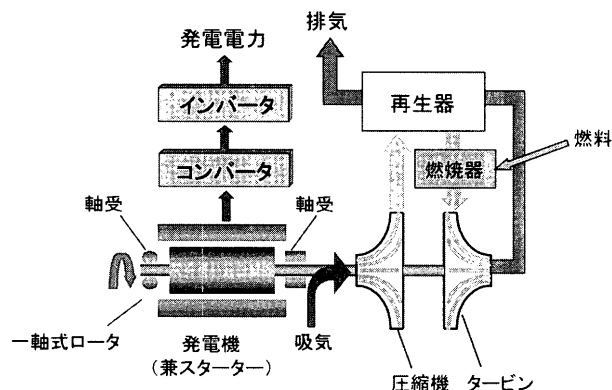


図1 マイクロガスタービン

原稿受付 2003年8月8日

* 1 ㈱荏原製作所 風水力事業本部 MGT 事業統括
〒299-0296 千葉県袖ヶ浦市中袖 20-1

* 2 東京電力㈱ 技術開発研究所 商品開発第二グループ

準的な排熱投入型吸収冷温水機（ジェネリンク）への温水供給は88℃であるが、95℃温水を供給すれば燃料削減率が88℃供給時の約1.4倍改善できる。さらに、95℃温水であれば、除湿空調機の吸着材再生熱源として利用可能である。

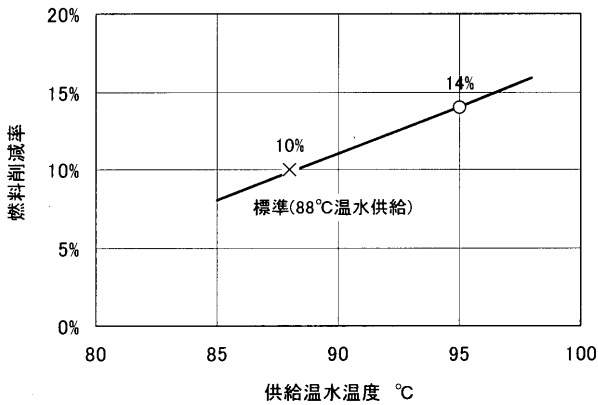


図2 排熱投入型吸収冷温水機の給水温度による燃料削減率の変化

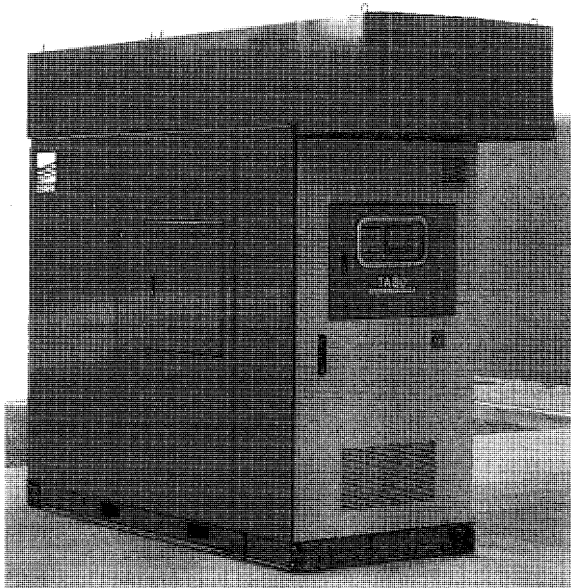


図3 コージェネレーションシステムパッケージ概観

表1 主要諸元

定格発電端出力	80kW
発電効率	25～27%
燃料消費量*1	約26kg/h
NOx値(16%O2換算)	15～25ppm
排ガス温度	100～280℃
排ガス流量	2800kg/h
排熱回収量	134kW
総合効率	約73%
騒音	65dB(A)以下
質量	約3100kg
外形寸法	長さ3250×幅1150×高さ2650mm

*1:都市ガス13A

2.3 コージェネレーションパッケージ

コージェネレーションパッケージの設置条件は電源規模と熱需要から決定される。マイクロガスタービンを使った温水利用可能なコージェネレーションシステムの場合、温水需要の多いビジネスホテルやスポーツセンター、年間を通じて空調管理を必要とする事務所ビルなどで有効である。コージェネレーションシステムの開発を行うにあたっては、実際の設置環境、運用条件などから次のような要件を実現することが必要である。

(1) 一体型パッケージによるコスト低減

マイクロガスタービン、燃料ガス圧縮機、吸排気サイレンサ、排熱回収システムを一つのパッケージに内蔵し、設置面積、設置工事、保守点検を考慮した総合的なコスト低減を図ること。

(2) 法規、法令、規則に準拠した安全性の確保

- ①消防法及び内燃力発電協会認定対象のキュービクル構造パッケージとすること。
- ②発電用ガスエンジン安全技術指針に適合した燃料ガス圧縮機とすること。
- ③発電用火力設備の技術基準に準拠したシステム計装とすること。
- ④系統連系技術要件ガイドラインに準拠した系統連系保護機能を有したパワーコンディショナとすること。
- ⑤労働安全衛生法のボイラー及び圧力容器安全規則の適用対象外の排熱回収システムとすること。

上記設計要件を踏まえ開発を行った、温水利用可能な排熱回収システムを搭載したコージェネレーションシステムパッケージの外観を図3に主要諸元を表1に示す。

3. 排熱回収システム

3.1 機器構成と特徴

排熱回収システムは、排熱回収熱交換器、温水熱交換器、弁類（排ガスバイパス弁、循環水バイパス弁）、循環水ポンプ、貯熱槽、空冷フィン付大気開放管、センサ類（排ガス温度センサ、循環水温度センサ）および制御盤から構成される。システム構成図を図4に制御ブロック図を図5に示す。

排熱回収システムは、排ガス温度センサがマイクロガスタービンからの排ガス供給を感知し、自動的に循環水ポンプを起動する。循環水は排熱回収熱交換器で排ガスと熱交換され高温水となり、プレート式の温水熱交換器で熱交換をして冷された後、貯熱槽に還流し循環水ポンプによって再び排熱回収熱交換器へ送られる。循環水は運用条件によって温度設定することが可能であり排ガスバイパス弁により連続的に制御される。循環水が所定の設定温度を超えた場合には、循環水バイパス弁が作動し、循環水が排熱回収熱交換器をバイパスすることによって排熱回収を中断させるが、循環水の過熱状態が一定時間継続した場合には、循環水ポンプを停止させて熱回収を完全に中止する。排熱回収を中止した時、排熱回収熱交

換器に残留している循環水は、排ガスの余熱により貯熱槽に還流される。貯熱槽内はその頂部に取り付けられた空冷フィン付大気開放管により常時大気圧に維持されており、また、空冷フィン周りの自然対流により貯熱槽に還流した蒸気を凝縮し貯熱槽に戻している。

排熱回収システムの外観を図6に示す。排熱回収システムは排熱回収機能、温水供給機能およびその制御機能を有しているオールインワンパッケージである。本システムの特徴は次の通りである。

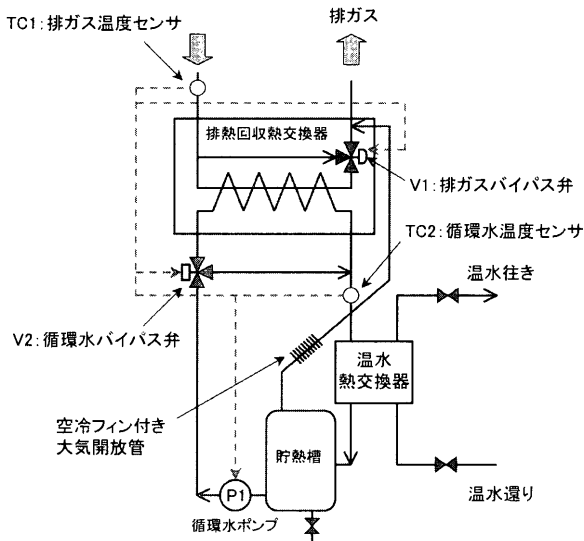


図4 システム構成図

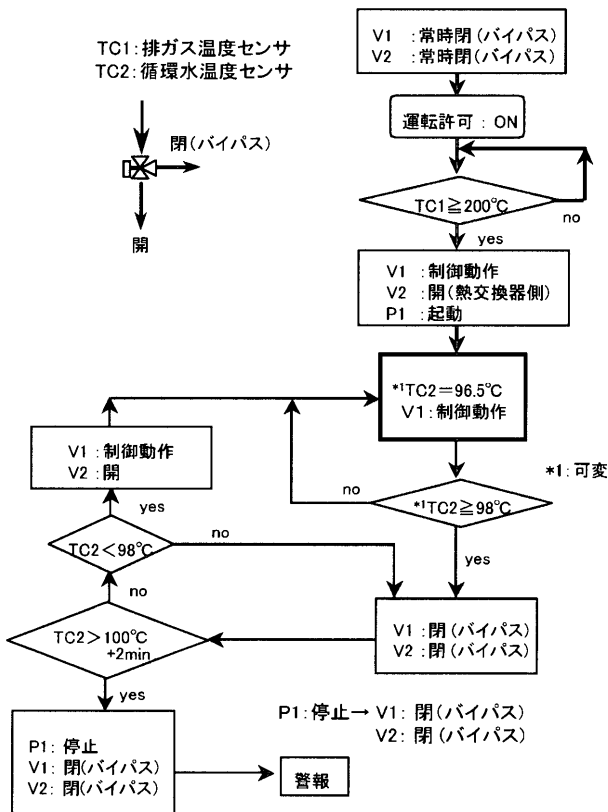


図5 制御ブロック図

(1) 低コスト化を実現したシステム

温水需要変動に対応するために必要な排熱回収制御と温水温度一定制御を排ガスバイパス弁、循環水バイパス弁で行うため、従来システムでは安全装置として不可欠であった放熱装置が不要となる。これにより設置面積の最小化および配線、配管、放熱装置の設置などの工事費を低減できる。

(2) 安全性の高いシステム構成

前述の通り、システム内では異常な圧力上昇を起こすことがなくオンサイトに設置するために必須となる安全性を確保できる。

(3) 独立した制御

運転・停止を排ガス温度センサの温度感知のみで行っており、かつシステム制御は専用の制御装置で行っているためマイクロガスタービン側の運転状態には全く依存しない完全独立な制御となっている。

(4) 優れた保守点検性

異常な圧力上昇がないことは安全弁、膨張タンクなどの過圧防止装置を不要とし、その保守点検が省略できる。また大気開放管に設けた空冷フィンにより循環水の蒸発散逸を防止できるため大気開放型システムであるにも拘わらず水補給が不要である。

(5) 高温水供給

大気開放型の排熱回収システムのため、最高95℃までの高温水供給が可能である。これにより、一般給湯だけでなく滅菌、食器洗浄機、排熱投入型吸収冷温水機や乾燥機などへの利用が可能である。

(6) 幅広い運転対応

温水供給温度範囲が広く、オールインワンパッケージのため配管をつなぎ込むだけで温水供給が可能となり、様々な熱利用機器に対応できる。さらに、温水需要がない場合でも安全に運転継続が可能である。

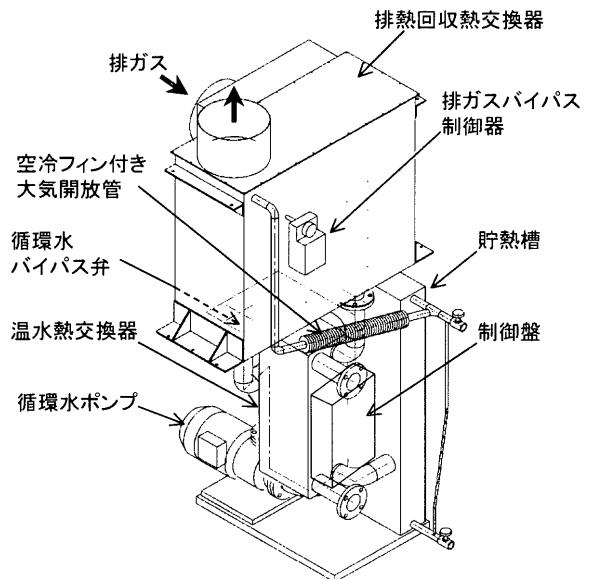


図6 排熱回収システム外観

3.2 排熱回収熱交換器の設計と構造

発電出力 80 kW 用のマイクロガスタービンに搭載されている排熱回収システムの主要設計仕様を表 2 に示す。定格運転時、排熱回収熱交換器により 272℃ 排ガスから 72℃ 温水で熱回収し、その後プレート型温水熱交換器により 70℃、148 kW を供給する設計仕様とした。

前述の通り、マイクロガスタービンの排ガスは温度が 300℃ 以下と低く、運転状態が変化してもその温度差が小さいことが特徴であり、また、排ガスそのものは清浄でかつ空燃比が高いため露点温度が低く腐食要因となる結露を起こし難い。さらにエンジン停止時には冷却用空

表 2 熱交換器設計仕様

	排熱回収熱交換器		温水熱交換器
	排ガス側	循環水側	温水供給側
交換熱量	148kW		
流量	2900kg/h	21000kg/h	12500kg/h
入口温度	272℃	72℃	60℃
出口温度	97℃	66℃	70℃
圧力損失	<150mmAq	6900mmAq	—

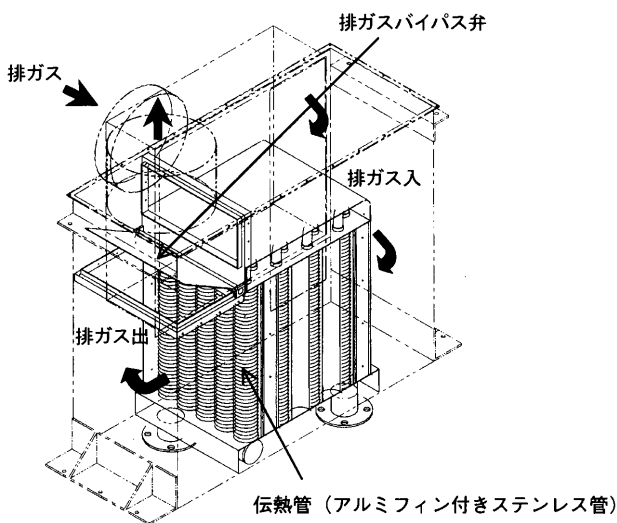


図 7 排熱回収熱交換器透視図

気が数分間送気されるため、この熱を利用した乾燥が可能である。

一方、マイクロガスタービンは背圧の影響によりエンジン出力および熱効率の低下が懸念されるため排熱回収熱交換器での圧力損失は低く抑えることが重要である。これらの要件から、排熱回収熱交換器には小型化と圧力損失低減に有利なアルミフィン付き伝熱管を選定した。

排熱回収熱交換器の透視図を図 7 に示す。排熱回収熱交換器の小型化を図るため、伝熱管を千鳥配置に密集させ、排ガスのバイパス流路を伝熱管の上部に配し、排ガスバイパス弁を流路後端に配置した。再生器から出た排ガスは本体前面から流入し、伝熱管群を横切って流れた後、排ガスバイパス弁を通して上部から排出される。排熱回収熱交換器の寸法は高さ 720 mm × 幅 830 mm × 奥行 340 mm 程度である。

伝熱管は、直径 1 inch、フィン枚数 11 枚/inch のアルミフィン付きステンレス管で、これを 5 列 × 8 行 = 計 40 本を縦置きした千鳥配置管群とした。ステンレスとアルミの異材接続となるフィンは、管に穿溝して埋め込んだ条溝型 (grooved type) とし耐久性と信頼性を高めている。

排熱回収熱交換器の排ガス圧力損失は管群部と排ガス流路およびバイパス弁で発生する。排ガス圧力損失を最小にするため CFD 流動解析によって流路形状の最適化を行った。その一例を図 8 に示す。

4. 排熱回収システムの性能

4.1 排熱回収性能

温水供給温度による排熱回収性能と排ガス圧力損失の測定結果を図 9 に示す。図中のプロットが実測値、太線が計画値を示す。定格運転時の実測値は、温水還り温度 60℃ を 70℃ に昇温して温水供給した場合、排熱回収量 148 kW、排ガス圧力損失 115 mmAq である。その時の排熱回収率は 48%、総合効率 75% であり、マイクロガスタービンコージェネレーションパッケージの計画性能を満たす。

4.2 排ガスバイパス弁動作時の特性

排ガスバイパス弁の閉動作時における循環水系への伝

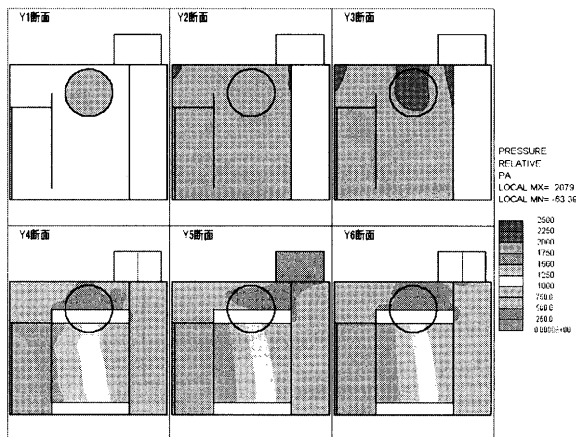


図 8 CFD 流動解析の一例

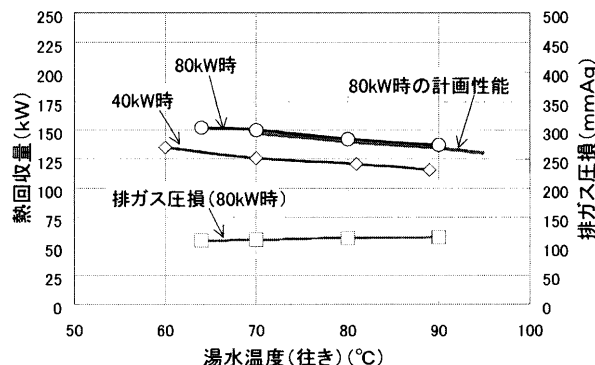


図 9 排熱回収量と排ガス圧力損失

熱特性について、貯熱槽内温度の時間変化から調査した一例を図10に示す。実験では270℃の排ガスによる70℃給湯中に温水ポンプを強制停止させて排ガスバイパス弁を強制的に閉にした。

温水ポンプ停止直後から排ガスバイパス弁の閉動作終了までに1~2分の遅れがあり、その間に貯熱槽内水温が約6℃上昇する。

その後、循環水バイパス弁が全閉となるまでに貯熱槽内水温は毎分約2℃上昇し、同時に排ガス出口温度も徐々にその入口温度に近づく。これは排ガスから伝熱管群部への熱伝熱により一部の循環水が加熱されていることによるもので、熱量にして約10kW、定格熱回収量の約7%程度である。この中には、図7に見られるように排熱回収熱交換器の構造上、排ガス導入部近傍の伝熱管が温められる影響も含まれている。

その後、循環水バイパス弁は全閉となり熱回収が中断されるが、貯熱槽内水温はわずかに上昇を続ける。これは伝熱管内に閉じこめられた循環水が排ガスからの余熱により暖められ徐々に貯熱槽に還流していくことによるもので、次節で述べるように100℃になるまで継続する。この熱量は約1kWである。以上の結果から、排ガスバイパス弁閉動作後の排ガスによる循環水系への伝熱量は、弁閉動作初期の約9分間では定格熱回収量の約7%であるが、その後は約1%、1kWに減ることがわかった。初期の段階では時間が短いこと、貯熱槽内温度が

100℃に達していないことから伝熱による影響は少ないといえる。

本排熱回収システムは大気開放型熱の回収方式を採用しているため、循環水が沸点以上に過熱もしくは過圧されることがない。一方大気開放型であるために、循環水の蒸発散逸を速めることによる循環水補給頻度が多くなる懸念されたが、貯熱槽頂部の空冷フィン付き大気開放管の冷却により、貯熱水が80℃、パッケージ内雰囲気温度が40℃の場合でも約1kWの放熱ができるため循環水は蒸発散逸しない。

4.3 温水無負荷運転時の挙動

温水需要がない温水無負荷運転状態における循環水系の温度測定結果の一例を図11に示す。図中の矢印位置で温水ポンプを停止した後、温水無負荷状態を約9時間継続させた。温水ポンプ停止直後の挙動は前節で述べた通りであり、初めに排ガスバイパス弁が閉動作し、次いで循環水バイパス弁が閉動作し、循環水ポンプが停止する。その間貯熱槽内温度は排熱の余熱により上昇を続ける。温水ポンプを停止してから約25分後に貯熱槽内温度が100℃に達し、その後一定値を維持しており、温水無負荷が長時間継続しても循環水が過熱・過圧されることなく安全が維持される。

貯熱槽内水温が100℃に達した直後には排熱回収熱交換器の排ガスの出口温度が入口温度とほぼ一致しており、伝熱がほとんどないことがわかる。

5. コージェネレーションパッケージの設置例

コージェネレーションパッケージのビジネスホテルおよび大型ビルでの実用運転例を紹介する。

ビジネスホテルへの設置写真とシステムフローを図12、図13に示す。

ビジネスホテルではコージェネレーションパッケージを屋上に設置されている。排熱回収システムで得られる温水は専ら客室内の風呂・シャワーなどの給湯用として使用されている。貯湯槽の温水は給湯器にて温度調節さ

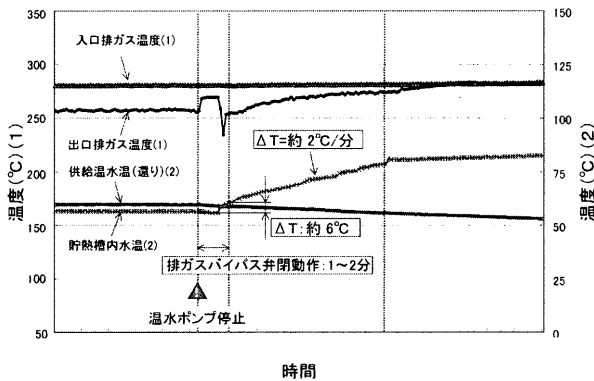


図10 排ガスバイパス弁動作時の循環水系への伝熱特性

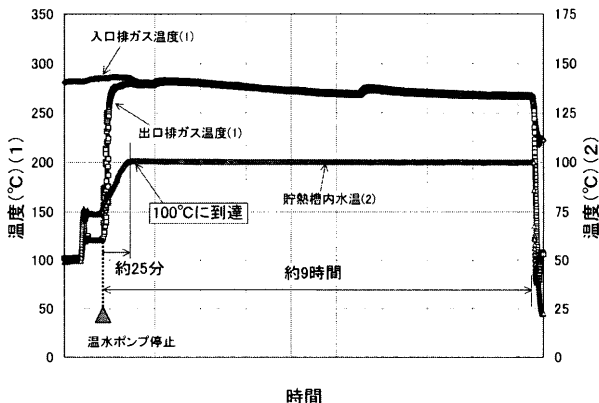


図11 温水無負荷運転特性

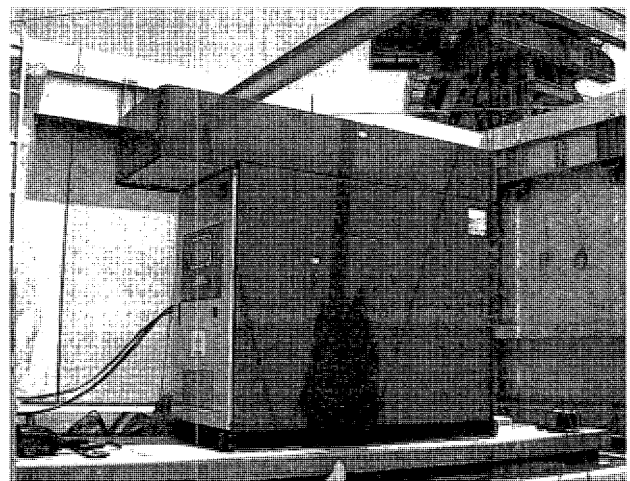


図12 設置写真

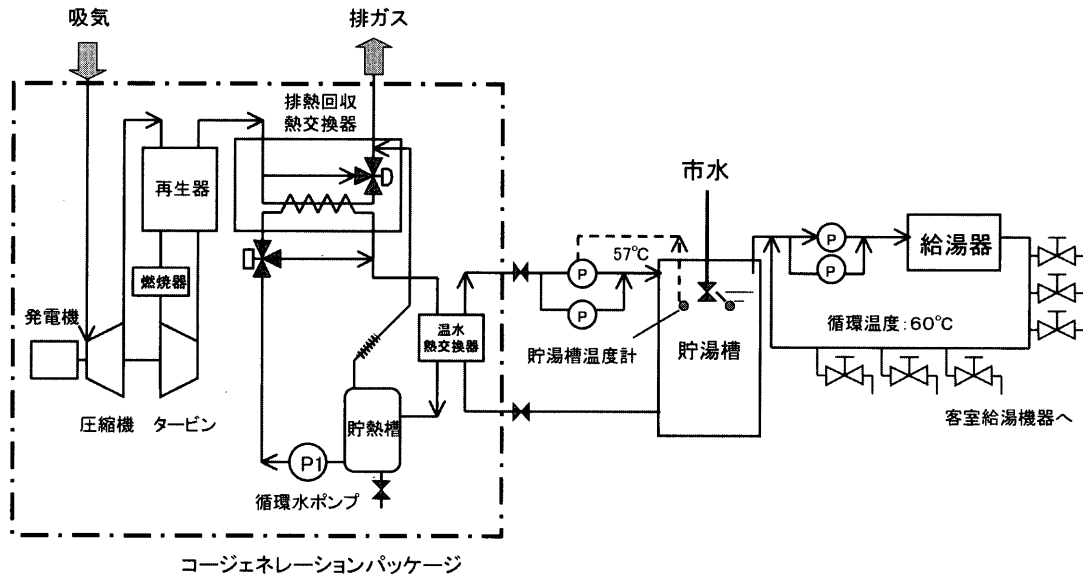


図13 システムフロー（ビジネスホテル）

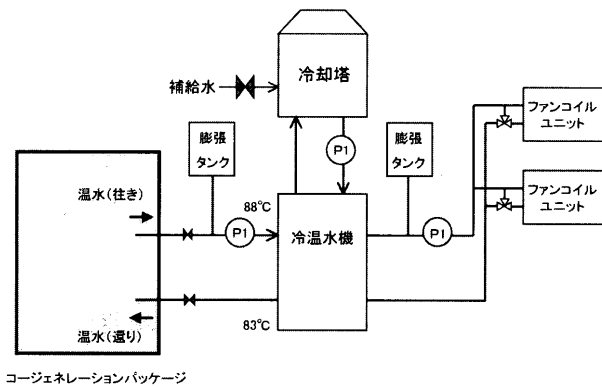


図14 システムフロー（事務所ビル）

れた後各客室に給湯される。貯湯槽内の保有水量が減ると自動的に常温の市水が補給される。それに伴い貯湯槽内の水温が下がってしまうので、排熱回収システムからの温水供給によって貯湯槽内水温を約57℃に維持している。

コージェネレーションパッケージの運転は、基本的にカレンダー運転による休電日を除く毎日一定時間のDSS運転を行っている他、契約電力節減のためのピークカット運転を行っている。

前述の通り排熱回収システムの制御はマイクロガスタービンの制御と独立しており、また大気開放型システムであることから温水需要がなく電気需要のみのピークカット運転にも利用することができる。なお、約1年の

運転利用において貯熱槽内の循環水の補給は行っていない。

次に事務所ビルのシステムフローを図14に示す。

事務所ビルでは、コージェネレーションパッケージはビル内の機械室に設置されている。排熱回収システムで得られた温水は、冷水水機の熱源として使用されている。温水は供給（往き）温度88℃、還り温度83℃で循環している。冷水水機で作られた冷水は電算機室内に設置された2機のファンコイルユニットに供給され、室内空調用として利用している。電算機室は定期メンテナンス期間を除き年間を通して24時間運転されている。

6. あとがき

マイクロガスタービンをはじめとする分散型発電システムは排熱を有効利用することで一次エネルギーの消費を低減し、CO₂排出量の低減に貢献できる可能性を有している。その実現には年間を通じ高い排熱利用率を確保することが条件であるが、実際の運用においては熱需要と電気需要の比に大きな差がある場合、また、それぞれの需要に時間的なズレがある場合などが考えられる。コージェネレーションシステムの有効活用のためには、需要家の電気および排熱利用の特徴を十分に把握し、コージェネレーションシステムの性能、導入台数などを最適設計すること、さらに各種熱利用機器の複合導入等、排熱利用率を安定的かつ高度化することが重要である。

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

排熱回収装置

柴田 聡*¹
SHIBATA Satoshi

岸田 寛之*¹
KISHIDA Hiroyuki

森田 明夫*²
MORITA Akeo

白垣 守*¹
SHIRAGAKI Mamoru

久保田 孝*³
KUBOTA Takashi

キーワード：排熱回収装置，真空式温水器，蒸気発生器，吸収冷温水機，コージェネレーション，マイクロタービン，排ガス，排気再燃
Heat Recovery system, Vacuum Heater, Steam generator, Absorption Chiller, Co-generation, Micro Gas Turbine, Waste flue gas, Supplement fire burner

1. はじめに

1997年の地球温暖化防止に関する京都国際会議(COP3)において、我が国は2010年までに、CO₂を中心とする温暖化ガスの排出量を1990年レベルの6%減とする事を国際公約した。これを担保するため、政府は地球温暖化防止大綱を策定、省エネ法の改正・強化を図ってきたがそのベースとなるものは原子力発電所の新設であった。しかし、これは昨今の東京電力の点検記録問題に端を発して多くの原子力発電所を停止せざるをえなくなった。幸いにしてこの夏に予想された東京電力管内を中心とする電力危機は、記録的な梅雨寒の気候と原子力発電所の一部再開によって避けられることとなった。しかし、根本的なCO₂削減については、原子力発電所の大幅な増設という手法はその実効性が疑問視され、新エネルギー(太陽光、地熱、風力ならびにコージェネレーションなど)を利用した自然エネルギーや分散型発電に力を入れざるを得ない状況である。その中でも家電品のように手軽に誰でも運転でき、優れた環境特性を持ち合わせたマイクロガスタービンコージェネレーションに期待がかけられている。

すでに、次世代分散型発電装置システムの一つとして、注目されている米国Capstone社製28kWマイクロガスタービンに真空式排熱回収装置を内蔵したタクマ・コージェネレーション・パッケージ(以下TCP30と記述)を商品化してきた。本報では長年の熱利用技術をベースとして我国で初めて実用化した真空式温水器を排熱回収装置として内蔵した、小形軽量、高効率、高信頼性、低NO_x、低騒音、無振動を特徴とし、かつ商用電源との系統連系の可能な出力28kWのマイクロガスタービ

ン・コージェネレーション・パッケージを紹介する。あわせて独自に開発した排気再燃ボイラ、排ガス駆動吸収冷温水機について報告する。

2. TCP 30 (タクマ・コージェネレーション・パッケージ)

2.1 Capstone社製マイクロガスタービン

2.1.1 マイクロガスタービンの概要

マイクロガスタービンは、もともと軍用航空機の補助発電機に利用されていた技術を応用し開発され、産業用ガスタービンとは異なり、エンジンは人間が抱えることができるほど軽量かつコンパクトなものである。また、マイクロガスタービンでは、エアベアリングの採用により、メンテナンス頻度の低減が図られ、超高速発電機を備えた再生サイクルエンジンのため、小容量ながらも大型タービン並みの発電効率を得ることができ、希薄燃焼方式によって燃焼温度が低く抑えられるためエンジンより低NO_x化を実現している。

2.1.2 Capstone 28 kW マイクロガスタービン

Capstone 28 kW マイクロガスタービンは、都市ガス、LPG等の気体燃料ならびに灯油、軽油の液体燃料を使用することができる。使用燃料によって構成機器は若干異なるが、図1に示すように、タービン発電機本体(Turbo Generator)、電力制御装置(Digital Power Controller: DPC)、燃料供給装置(Fuel System)に大別することができ、シンプルかつメンテナンス性が良好である。また、タービン発電機の内部構造を図2に示す。本マイクロガスタービンは、エンジン本体と発電機は一体構造となっており、一軸直結単段再生式のガスタービンである。燃焼室(Combustion Chamber)は、タービン(Turbine)出口煙道の外側に筒状に配置され、再生器(Recuperator)は、燃焼室の外周に同じく筒状に配置された同軸構造となっており、エンジンは非常にコンパクトになっている。

原稿受付 2003年8月6日

*1 株式会社タクマ 機械事業統轄本部エネルギー機器事業本部
技術サービス部 マイクロタービン技術課
〒601-8205 京都市南区久世殿城町 600-1

*2: 同本部機器開発室開発課

*3: 同本部技術サービス部

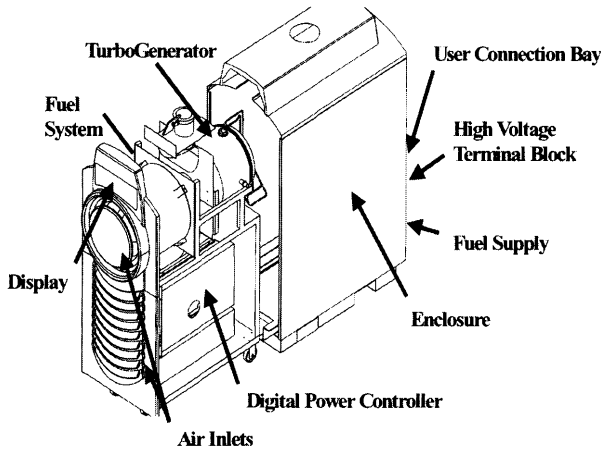


図1 キャプストーンマイクロガスタービン外観

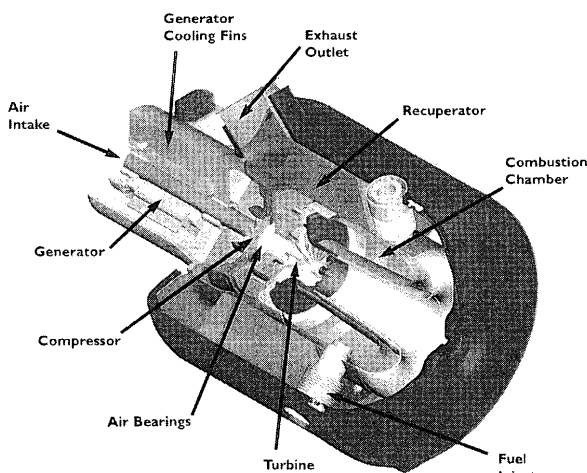


図2 マイクロガスタービン内部構造

エアフィルタを通った燃焼用空気は、発電機 (Generator) を冷却した後圧縮機 (Compressor) に導入される。その後、再生器にて排ガスと熱交換を行い燃焼室へ導かれ、燃焼室に設置された3本の燃料ノズル (Fuel Injector) から供給されるガスは希薄燃焼され800℃程度の高温燃焼ガスが生成される。この燃焼ガスは、タービン (Turbine) 内で膨張し、発電機を96,000 rpmで回転させ、1,600 Hzの交流電力を発生させる。タービン排ガスは、約600℃で排出されるが、再生器において燃焼用空気と熱交換を行い約300℃で排ガス出口 (Exhaust Outlet) から排出される。発電機によって発生した1,600 Hzの交流電力は、DPC内のコンバータで一旦直流に変換され、インバータで商用周波数に変換され出力される。

2.2 TCP-30 温水回収システムの概要

2.2.1 構成要素

TCP-30 温水回収システムの構成要素は、図3に示すようにCapstone マイクロガスタービン本体、電力制御装置 (DPC)、燃料供給装置 (RFC)、排熱回収装置、変圧器、系統連系保護装置、TCP-30 制御用コンピュータで構成され、防音対策を施したエンクロージャー内部に収められている。

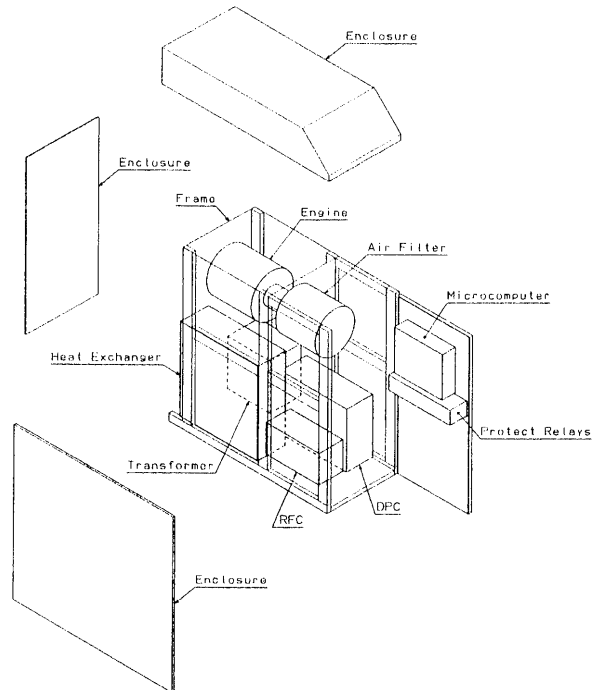


図3 TCP 30 構成要素

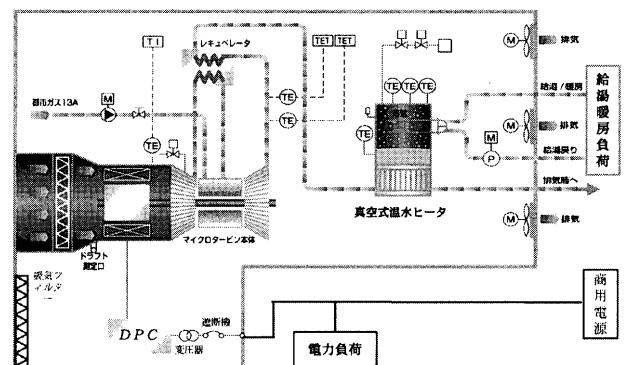


図4 温水回収システムフロー

2.2.2 排熱回収装置

TCP-30 温水回収システムの排熱回収装置として真空式温水ヒータを採用している。真空式温水ヒータは、通常の温水ヒータと比較して、装置本体が小型、長寿命、高効率、水質管理が不要という特徴を持っている。図4にシステムフローを示す。タービンをした排ガスは、レキュベレータで熱交換を行った後、真空式温水ヒータに導入される。ここで、大気圧以下に減圧された減圧蒸気室に封入されている熱媒水を加熱する。加熱された熱媒水はただちに沸騰し、そのときの熱媒水温度と同じ蒸気を発生する。缶内で発生した蒸気は減圧蒸気室内に配置された熱交換器表面で、熱交換器内の水温が蒸気温度より低ければ、ここで凝縮することによって熱交換器内の水を加熱し水滴となって再び熱媒水に戻る。つまり、熱媒水は缶体内で「沸騰→蒸発→凝縮→熱媒水」とサイクルを繰り返すだけで、熱媒水の補給が不要で、空焚きの恐れもない。表1に仕様を示す。

さらに熱交換器を装置本体内に内蔵しているため客先では熱交換器に配管を直結するだけで温水を取り出すことが出来る。従来タイプの排熱回収装置は外部と熱交換するための熱交換器を必要とし、さらにその熱交換器との間にポンプを入れ、強制対流を行うことによって熱交換している。しかし、真空式は減圧蒸気が相変化をおこして熱伝達するため熱交換用のポンプが不必要で無用の電気代もかからない経済的なシステムの良さを兼ね備えている。さらにこの熱交換器、それに接続する配管にステンレスを採用しており錆等の腐食に配慮した構造になっている。また、熱移動は真空断熱を行っているために一方向にしか流れず、多缶設置の場合にも熱交換器側からの熱損失が少なく温水制御が要らない。そのうえ排ガスと接触する部分が間接加熱であり、熱媒水と減圧下で沸騰熱伝達するため接ガス面の温度が常に均一で高温に保たれるため、バイオガス等の硫化水素ガスを含んだ燃料を使用する場合にも低温腐食は発生しない、等数々の優れた特徴を併せ持った熱交換器である。

2.2.3 変圧器

マイクロガスタービンで発生した1,600 Hzの交流電力は、DPCで変換され、商用周波数、400~480 Vで出力される。この出力を200 V電力系統へ連系するために変圧器が設置されている。

2.2.4 系統連系保護装置

Capstone社製マイクロガスタービンは、「過電圧」、「不足電圧」、「周波数上昇」、「周波数低下」、「単独運転防止」等の保護機能をDPCに内蔵しており、TCP-30には、マイクロガスタービンおよび系統の機器を保護するための「不足電力」、「逆電力」、「地絡過電圧」の保護装置を装備している。

2.2.5 エンクロージャー

図5にTCP-30の外観を示す。エンクロージャー上部スリットから空気を吸入し、約16 m³(N)/minがガス

タービン燃焼用空気として、約28 m³(N)/minが機器冷却用空気として使用される。DPCとRFCを冷却した空気は変圧器、排熱回収装置およびエンジン本体を冷却した後部から排出される。また、エンクロージャー内部には、吸音材が貼付されており、パッケージ周囲の騒音を65 dB(A) (@1 m)以下に低減している。

2.3 遠隔監視システム

遠隔監視システム (= タクマリモートモニタリングシステム) は、電話回線を介してユーザーから送信された運転データをインターネットを介して自動的に収集し、ユーザーの運転状況を常時コンピュータが診断し事故防止を支援するシステムである。万一の場合には、監視センターの専門技術者が直前のデータを解析し対応するので、必要な処置を迅速かつ的確に行うことができ、機器のダメージも最小限に止めることができる。

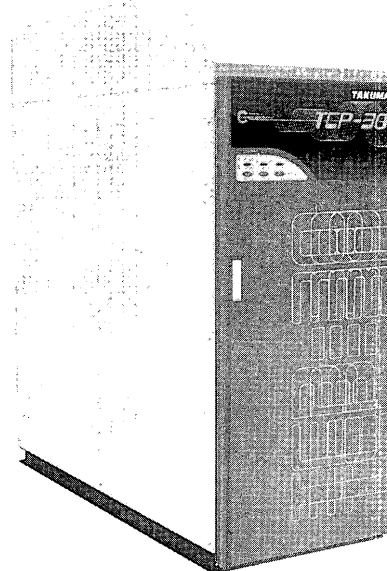


図5 TCP 30 外観

表1 TCP 30 および排気再燃蒸気回収パッケージ仕様

コージェネ型式	TCP30マイクロタービン・コージェネレーション、排気再燃蒸気回収パッケージ
発電出力	25kW(パッケージ net) 3φ, 200/220V, 50/60Hz
蒸気出力	蒸気圧力 0.7MPa、蒸発量 565kg/h (換算蒸発量 675kg/h)
燃料消費量	都市ガス13A、44.3m ³ (N)/h (タービン9.7m ³ (N)/h、ボイラ34.6m ³ (N)/h)
システム効率	86%
ガスタービン	Capstone社製28kWマイクロタービン、一段再生式、回転数96000rpm 逆変換装置付超高速永久磁石発電機、エアベアリング支持(潤滑油、冷却水不要)
排熱回収装置	タクマ製MTW-600蒸気ボイラ (排気再燃バーナ、エコノマイザ内蔵)
排ガス量	840m ³ (N)/h
排ガス温度	145℃
エミッション	Nox ≤ 60ppm(最大負荷時、O ₂ =0%換算値)、CO ≤ 300ppm
パッケージ寸法 (W×L×H)	タービン 790×2171×2080、ボイラ 800×1717×1910
パッケージ重量	2350 kg

3. 排気再燃ボイラ

TCP 30 より真空式温水器を取り外し、タービンからの排ガスを直接排気再燃ボイラへ導くシステム（蒸気発生コージェネレーションシステム）とした。

今回使用するマイクロガスタービンの排気ガス温度は再生器を経ているため、約 280℃ であり、蒸気を発生させるには温度が低く、また、排熱のみで蒸気を発生させたとしてもその蒸発量が少ないので（約 60 kg/h）、排気ガスの追い焚きを行うことでこの問題点を解消した。

このコージェネレーションパッケージの燃料には環境特性の高い都市ガス 13 A を採用した。

3.1 性能目標

上記のような背景のもと、市場のニーズに合う汎用性があり、また幅広いユーザ獲得を目指すために、下記のような性能目標を掲げた。

- 1) 発生蒸気量を確保するために、排気再燃ボイラとする。
- 2) 簡易ボイラ（取扱資格不要）であること。
- 3) 燃料供給圧力は低圧（2 kPaG）であること。
- 4) 低 NOx バーナ：NOx = 60 ppm (O₂ = 0%) 以下。
- 5) 燃料消費量が大气污染防治法の適用外（重油換算にて 50 L/h 以下）であること。
- 6) 排気ガス圧力損失を低くすること（タービン出力をできるだけ高く取り出す為）。
- 7) システム効率：86%

3.2 システム説明

図 6 に設置例を示す。排気ガス生成までは温水システムと同じである。タービンの排気ガスは残存酸素濃度が約 18.3% 有るので、これをボイラの燃焼用空気として排気再燃ボイラに導く。この燃焼用空気と燃料ガス 13 A を燃焼させて蒸気を取り出す。

3.3 ボイラ及びバーナ

ボイラは多缶式貫流ボイラで、燃焼室を囲むように内水管と外水管を配している。水管の上方に上部管寄せが有り、下方に下部管寄せが有る。ボイラ給水は下部管寄せに有る給水内管からボイラに入り、水管を上昇して上部管寄せに入り、汽水分離器（セパレータ）を通過して負荷に送られる。バーナはボイラ上部に設置されており、燃焼ガスは燃焼室の 2 ヶ所から排出され、内水管と外水管の間を通り、その後、インナーケーシングとアウターケーシングの間を通過して煙突に排出される。

図 8 のバーナ図のように、燃焼用空気であるタービン排気ガスが白い矢印の様に流れ込み、燃料ガスが黒い矢印の様に流れ込み、バーナ先端で混合されて拡散燃焼する。燃焼用空気はバブルプレートにつけられた 6 個のエルボから吹出して分散火炎を形成し、低 NOx 化を図っている。このバーナの制御方法は、Hi-Lo-Off の 3 位置制御で有り、ボイラ圧力の上昇に伴い高負荷燃焼、

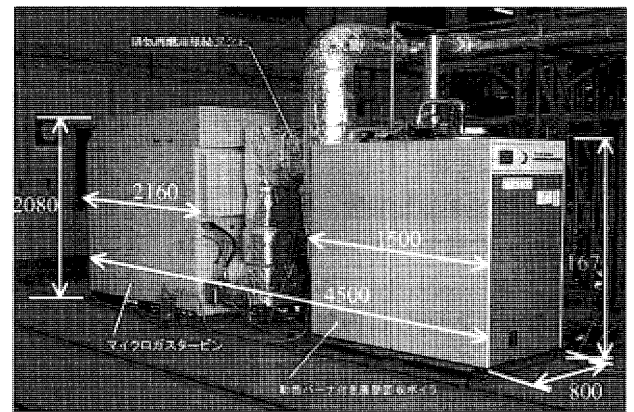
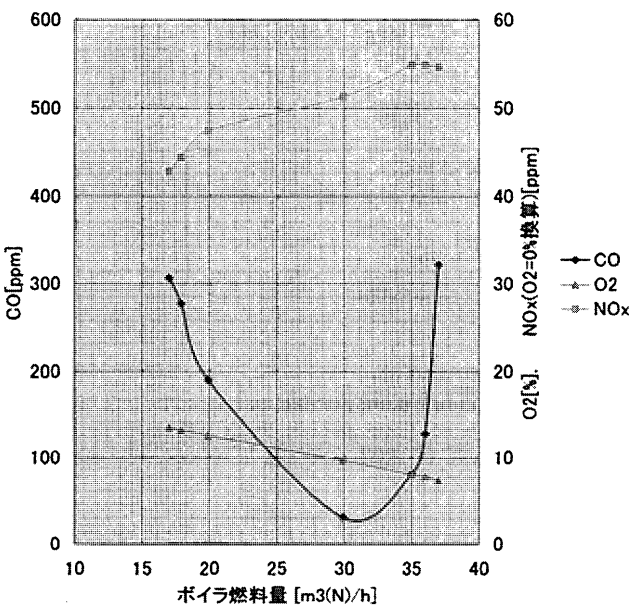
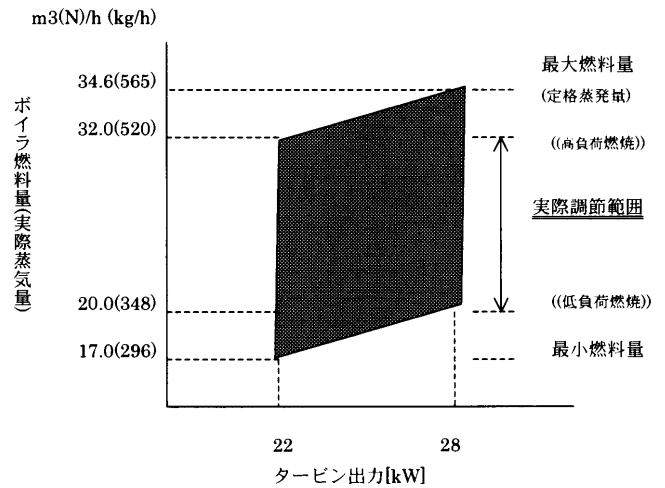


図 6 排気再燃蒸気回収パッケージシステム外観



(a) 燃焼特性図



(b) ボイラ運転領域

図 7 排気再燃蒸気回収パッケージシステムフロー

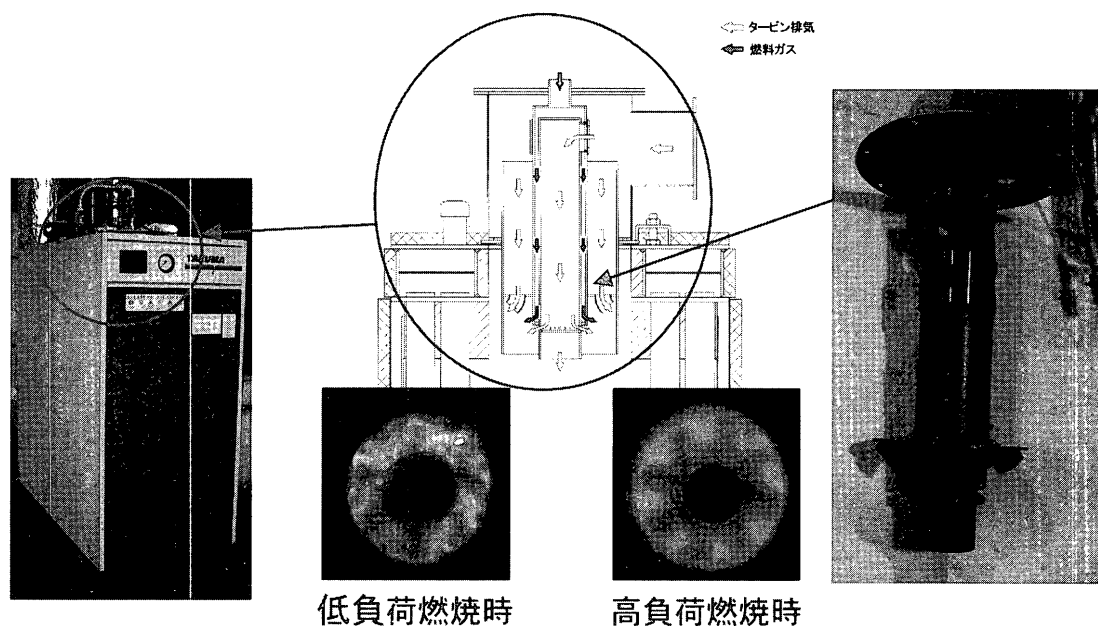


図8 排気再燃バーナ図と火炎写真

低負荷燃焼，バーナ停止となる。

燃料量としては，タービン側で $9.7 \text{ m}^3(\text{N})/\text{h}$ ，ボイラ側で高負荷燃焼時に $34.6 \text{ m}^3(\text{N})/\text{h}$ とし，合計で $44.3 \text{ m}^3(\text{N})/\text{h}$ とし，重油換算の燃料量としては 50 L/h 以下となっている。ボイラ側の低負荷燃焼時の燃料量は $20 \text{ m}^3(\text{N})/\text{h}$ である。このボイラは構造をシンプルにし，またコストを抑える為に，タービンからの排気ガスを全量燃焼用空気として取り入れている。すなわちボイラ外部ではタービン排気ガスにバイパスダクトを設けていないので，高負荷燃焼，低負荷燃焼にかかわらず燃焼用空気量が一定である。燃焼空気量調節のために，タービン排気ガスの一部はバーナ中央のバイパス管から送りだして，燃焼に直接は寄与しないようにしている。このようにすることで，それぞれの燃料量において燃焼安定性が得られている。図7(a)に燃焼特性図，(b)にボイラ運転領域を示す。燃料量全域にわたって NO_x は $\text{O}_2=0\%$ 換算にて 60 ppm 以下， CO も運転範囲内（燃料量 $17\sim 35 \text{ m}^3(\text{N})/\text{h}$ ）では 300 ppm 以下を達成している。図8のバーナ図下の二つが低燃焼時と高燃焼時の火炎写真である。また右図がバーナの外觀である。

3.4 システム仕様

今回のシステム仕様をまとめたものをTCP 30の部分も含めて表1に示す。

4. 吸収冷温水機

3項の蒸気ボイラと同様に排ガスを利用した排ガス駆動吸収冷温水機の開発を行った。

4.1 排ガス駆動吸収冷温水機について

コージェネレーションの大きなポイントは，エンジンなどからの排ガスをいかに有効に熱回収を行い，最大限に利用することである。温水として熱回収する場合，比

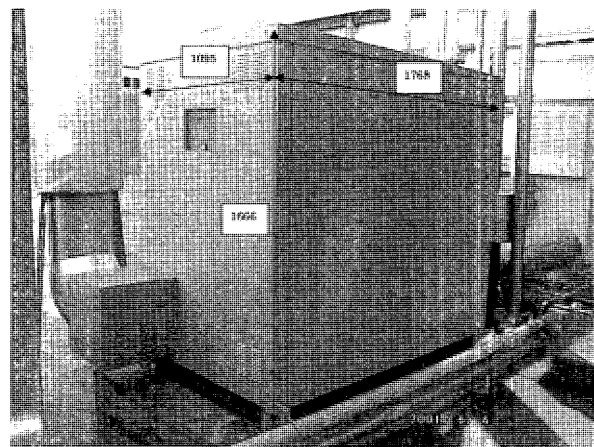


図9 排ガス駆動吸収冷温水機外觀

較的簡単に排ガス熱交換器を設けることで可能だが，お湯を一日中，一年中連続で使用用途が限られる。排ガスからの回収熱を冷房，暖房の空調に利用することは，利用時間帯が大幅に伸び有効に利用できる。

4.1.1 外觀

外形寸法を幅 1095 mm ，奥行き 1768 mm ，高さ 1666 mm におさえ，箱形のケーシング内に缶体をまとめている。図9に排ガス駆動吸収冷温水機の外觀を示す。

4.1.2 構造

マイクロガスタービンの排ガス温度は，ガスエンジンなどに比べて約 $280\sim 290^\circ\text{C}$ と低いため，吸収冷温水機の熱源として利用する場合，温水として熱回収（約 $85\sim 90^\circ\text{C}$ ）し再生器温度が低い一重効用サイクルに利用されるケースが多い。しかし，温水焚吸収冷凍機の場合，成績係数 $(\text{COP}) = \frac{\text{冷凍能力}(\text{kw})}{\text{投入熱量}(\text{kw})}$ が約 $0.67\sim 0.76$ と低くなる。また，ガス会社が中心に進めているジェネリン

ク形吸収冷温水機は、二重効用形吸収式に回収した 85～90℃ の温水を投入し熱回収を行う事によって排熱回収分の成績係数を約 0.85～0.9 程度まで上げる事が可能になるが、暖房に利用する場合、暖房時の内部溶液温度が約 100℃ となり、利用できない問題がある。

今回、ガスタービンの排ガスを直接再生器に導入して直接熱回収を行う方式を採用した。しかし、成績係数の高い二重効用サイクルでは、高温再生器温度が約 150℃ と高く、排ガスとの温度差が少ないため十分排ガスを利用できない問題があり、高温再生器の後に、補助再生器を設置して、高温再生器から出た約 175℃ の排ガスを更に熱回収し一重効用+二重効用による並列吸収サイクルを行うことにより、熱回収量を増やし、冷凍能力の増加を図ることが可能になる。

図 10 に排ガス駆動の一重+二重効用と一重効用の成績係数を示す。

排熱回収量は、どちらも約 50 kW であるが、排ガス駆動の場合、二重効用の成績係数が高いため、冷房能力として一重効用の約 1.3 倍の冷房能力を出す事ができる。

二重効用サイクルと一重効用サイクルはお互い独立した部分と共通部分にて形成され、各サイクルへの溶液循環は、独立した溶液ポンプにて溶液を循環させることにより、一重、二重効用サイクル制御を簡単にすることができる。共通部分は、凝縮器、吸収器、蒸発器になっている。

4.1.3 内部フロー（冷房）

図 11 に内部フローシート（冷房）を示す。

1) 冷媒サイクルと冷水

0.80～0.93 kPa に減圧された蒸発器内に冷媒（水）を伝熱管に向かって散布し、伝熱管内を流れている約 12℃

の冷水により気化熱を奪い、冷媒が蒸発する。逆に伝熱管内を流れている冷水は気化熱を奪われ、温度を下げて蒸発器から出ていくことになる。

この冷やされた冷水を冷房に利用する。

2) 一重効用サイクル

吸収器内の吸収液（臭化リチウム溶液）稀液は補助溶液循環ポンプにより、補助熱交換器を通り、補助再生器へ送られる。ここで高温再生器内を通ったマイクロガスタービンからの低温排熱により、補助再生器で吸収液が加熱され冷媒蒸気を出し、吸収液は濃縮され濃液となって、補助熱交換器で吸収液稀液と熱交換し、吸収器内へ散布される。一方補助再生器で発生した冷媒蒸気は凝縮器へ入り、伝熱管内を流れている冷却水により冷却され、冷媒水となり、蒸発器内で散布され、冷媒蒸気となる。冷媒水が蒸発すると蒸発器内圧力が上昇するため、吸収器内へ吸収液濃液を散布して冷媒蒸気を吸収させ、真空度を維持させている。吸収液は冷媒蒸気を吸収すると吸熱反応により温度上昇し、吸収能力が低下するので、能力を維持させるために、吸収器内を冷却水にて冷却する必要がある。吸収液は冷媒蒸気を吸収することにより濃度が薄くなり、吸収能力が低下するため、再び補助再生器にて濃縮させる。

上記サイクルを連続的に行うと一重効用サイクルとなる。

3) 二重効用サイクル

一重効用では補助再生器で発生した冷媒蒸気は凝縮器で冷却水にて冷媒水にしているが、二重効用の場合、高温再生器内でマイクロガスタービンからの排熱により冷媒蒸気を発生させ、その冷媒蒸気を使って、低温再生器で再び吸収液中液を加熱して吸収液を濃縮させ、さらに

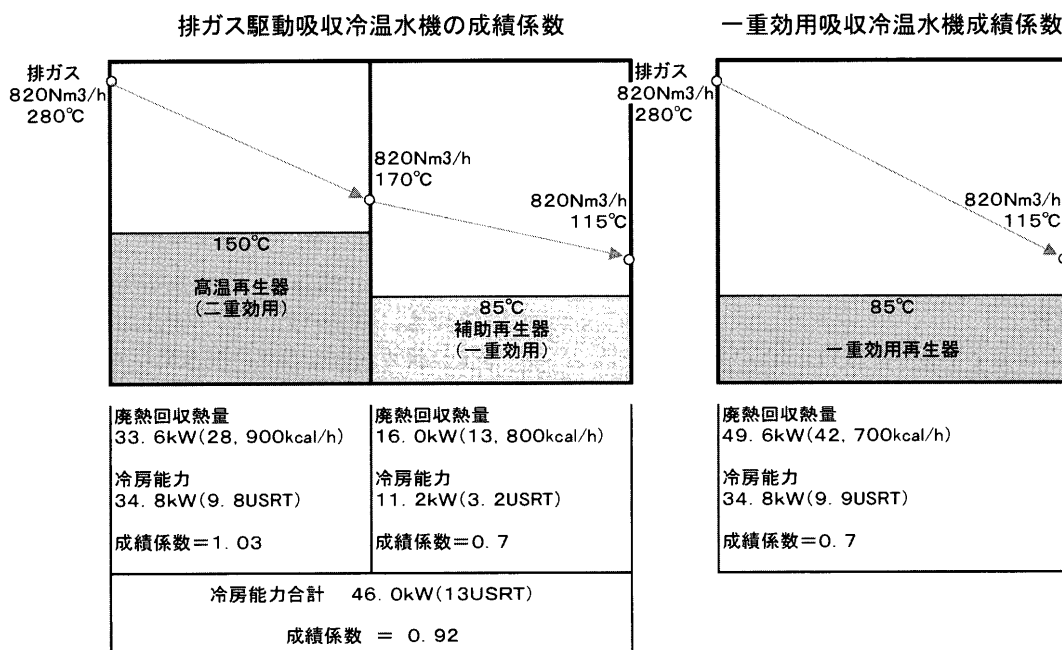


図 10 成績係数

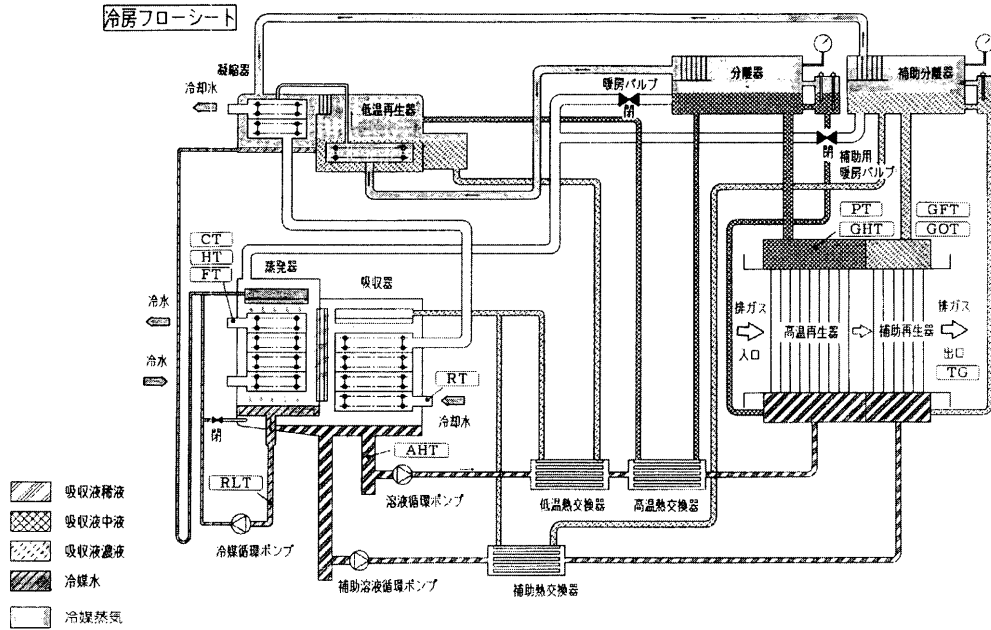


図 11 内部フローシート (冷房)

冷媒蒸気を発生させる。発生した冷媒蒸気は凝縮器にて冷媒水となり蒸発器で散布される。

上記サイクルを連続的に行うと二重効用サイクルとなる。

4.1.4 内部フロー (暖房)

一重効用の補助分離器出口部と二重効用の分離器出口部にある暖房バルブを開けることにより、補助再生器と高温再生器で加熱された吸収液は蒸発器へ送られる。吸収液から発生した蒸気は、蒸発器伝熱管内部を流れている温水によって凝縮され、逆に伝熱管内の温水は温度を上げて蒸発器から出ていくことになる。この加熱された温水を暖房に利用する。

暖房運転の場合、冷房運転時における吸収液の吸収作用は行わず、単なる真空式温水ボイラとして使用する。

4.1.5 制御・安全装置

1) マイクロガスタービンの制御 (ON-OFF)

排ガス駆動吸収冷水水機の状態に応じて、マイクロガスタービンを運転及び停止させる ON-OFF 制御を採用している。条件として以下の項目がある。

- ・冷房運転時の冷水出口温度
- ・暖房運転時の温水出口温度
- ・蒸発器出口の冷媒温度
- ・高温再生器の溶液温度

2) 冷媒ポンプの制御

運転開始時は吸収液の濃度が上昇していないため、冷媒水が少なく、冷媒ポンプのキャビテーションが懸念される。そこで、高温再生器の溶液温度が約 110℃ 以上で冷媒ポンプを運転する制御としている。

また、冷媒温度が約 1.5℃ まで低下した場合、ポンプ保護のため、冷媒ポンプを停止させる。

3) 冷却水の制御

冷却水入口温度を感知して、冷却水入口温度が 27℃ 以下で冷却塔ファンの停止、30℃ 以上で冷却塔ファンの運転を行う。

4) 溶液循環ポンプ・補助溶液循環ポンプ

分離器奥に設置した、液位制御筒により、高温再生器及び補助再生器の吸収液量を電極棒で感知し、溶液循環ポンプ及び補助溶液循環ポンプの発停を行う。高温再生器及び補助再生器は常に吸収液で満たされた状態である。

5) 安全装置

安全装置として以下の項目がある。

- ・暖房運転時、吸収液温度が異常高温になった場合、マイクロガスタービンを停止させる
- ・冷水出口温度が異常低温になった場合、凍結防止のためマイクロガスタービン及び冷媒ポンプを停止させる
- ・高温再生器内溶液温度が異常高温になった場合、マイクロガスタービンを停止させる。

4.2 測定結果

マイクロガスタービンは立ち上がり時間が従来の直燃式に比べると少し長く、運転を開始してから約 4 分で定格状態になる。しかし排ガスが投入された後、冷房が可能になる時間は約 15 分程度と、直燃式の場合と同じ運転状況であった。

暖房運転に関しても直燃式と同じ運転状況であった。マイクロガスタービンパッケージの電気出力は、26 kW (NET—パッケージ内部消費電力除く)、排熱回収による冷水出力は 46.0 kW (13 USRT)、暖房時の熱回収出力 48.1 kW となり、併せてシステム総合効率 64~66% となり、非常に高い総合効率を有する結果を得た。

表 2 に排ガス駆動吸収冷水水機仕様を示す。

表2 排ガス駆動吸収冷温水機仕様

冷房能力	46 kW (13 USRT)
暖房能力	48.1 kW
冷水出入口温度	12.0→7.6℃
温水出入口温度	50.4→55.0℃
冷温水流量	150 L/min
冷却水出入口温度	32→38℃
冷却水流量	250 L/min
排ガス温度	280℃
排ガス量	820 Nm ³ /h
寸法	幅1095×奥行1768×高さ1666mm
質量	搬入1850kg/運転2150kg

タービン発電端出力 28 kW

送電端出力 26 kW (ガスコンプレッサー動力, ファン動力など内部消費電力除く)

二重効用での冷房出力 34.8 kW (9.8 USRT)

一重効用での冷房出力 11.2 kW (3.2 USRT)

冷房合計出力 46.0 kW (13.0 USRT)

4.3 評価と特徴

コージェネシステムにおいて、システム総合効率を表すのに電力の kW と熱量の kW で同じ評価をしているが、エネルギーの質として電力と温水、冷水とは基本的に異なると考えられ別の評価が必要になる。例えば排ガス駆動吸収冷温水機の冷房のシステム評価としては、このシステムは電力(26 kW)と冷房(46 kW)を行う事が可能で、この冷房を別の圧縮式(電気式)冷凍機で行った場合、 $46.0 \text{ kW} / 3.0 = 15.3 \text{ kW}$ (COP≒3.0と考えた場合)の電力を消費する。この電力をマイクロガスタービンで発電したと考えると、発電効率は $(26 + 15.3) \times 100 / 112 \approx 37\%$ となり大型ガスエンジン並みの効率となる。

マイクロガスタービン単体の発電効率は約 23% と低くタービン単体使用のモノジェネの場合、発電単価が高くなるが冷房システムで使用する場合、発電単価が火力

発電並になり送電ロスを考慮すると、使用場所近接設置できるマイクロコージェネシステムの有効性が十分考えられる。しかし、冷暖房が可能であるが冷暖房の建物負荷は、シーズン始めは非常に小さくなるため、冷暖房負荷とのマッチングが重要となる。排ガス駆動吸収式の能力選定は、建物負荷の約 20~30% 程度の負荷をまかなう程度で計画し、ベースロードをこの排ガス駆動吸収冷温水機にて行い運転時間を長く利用できる検討が必要となる。

5. おわりに

マイクロガスタービンの排熱を活用した排熱回収装置を温水、蒸気、吸収冷温水機に分けてそれぞれ特徴のあるシステムを開発した。

それぞれの特徴は、1) 温水は真空式温水ヒータを使用することで内蔵熱交換器に直接通水、加熱することが可能となり、外部熱交換器、それとの循環ポンプ等省いた簡素なシステムが構築できる。2) 蒸気システムは総合効率 86%。全体をコンパクトにまとめ、排ガス性能は排気再燃バーナを含めて $\text{Nox} = 60 \text{ ppm}$ 以下を達成した。3) 吸収冷温水機は下記の特徴をもっている。

- ・低温の排ガスを有効に熱回収が可能である。
- ・一重、二重効用サイクルが独立しているため、溶液循環量など操作が簡単。
- ・機体のコンパクト化を実現。
- ・冷房、暖房に利用でき排熱回収利用率が高い。
- ・排気筒からの騒音は、排ガス駆動吸収冷温水機本体の高温再生器と補助再生器内で減衰するため、消音器は不要。

これらの機器を活用する事によっていろいろな熱需要に応え、小型分散発電の一翼を担い環境負荷低減方法の一つとして社会に貢献できると期待している。

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

排ガス焚・直焚併用二重効用吸収冷温水機

頓宮 伸二
TONGU Shinji

松清 富幸
MATSUKIYO Tomiyuki

杉山 隆英
SUGIYAMA Takahide

石田 和秀*¹
ISHIDA Kazuhide

キーワード：マイクロガスタービン，排ガス熱源，排ガス焚・直焚併用運転，排ガス高温再生器，排熱回収器

1. はじめに

日本市場へのマイクロガスタービン（以後 MGT）導入については 2001 年 4 月 26 日より「最高使用温度 1400℃ 未満」，「最高使用圧力 1000 kPa 未満」，「電気出力 300 Kw 未満」の条件を満たせばボイラータービン主任技術者の選任が不要となった。このような規制緩和策により，MGT の導入普及が期待されている。市場性としては病院，ホテル，店舗，福祉施設および工場などの中小規模建物用途に適応する。

MGT の導入にあたっては，エネルギー利用効率向上を図り，かつ CO₂ 削減を目的にコージェネレーションとして排熱利用システムが重要であり，現在さまざまな排熱利用機器の開発が進んでいる。MGT の排熱回収形態としては現状，蒸気，温水，温風などが主流である。今後更に事務所ビル，公共施設などへの市場規模の拡大には排熱を空調用途に利用することが重要である。本稿では，弊社新商品である MGT の排ガスを直接利用可能な吸収式冷暖房機の排ガス・直焚併用二重効用吸収冷温水機（排ガス焚スーパーアロエス CH-KE 4040 商品名）について紹介する。

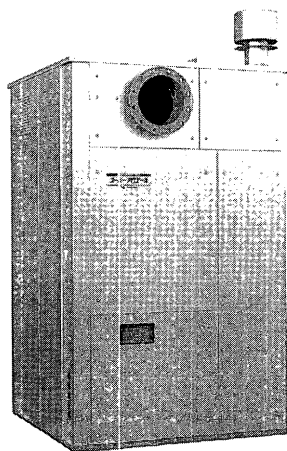


図 1 排ガス焚・直焚併用二重効用吸収冷温水機 (CH-KE 4040) 概観図

原稿受付 2003 年 8 月 6 日

* 1 矢崎総業株式会社 空調機器開発センター
〒435-8575 静岡県浜松市子安町 1370

2. 排ガス焚吸収冷温水機 (CH-KE 4040)

2.1 サイクルフロー図

弊社製品である，排ガス焚吸収冷温水機 CH-KE 4040 の外観図を図 1 に，冷房，暖房サイクルフロー図を図 2 に示す。

特徴は，従来の直焚吸収冷温水機をベースとして新た

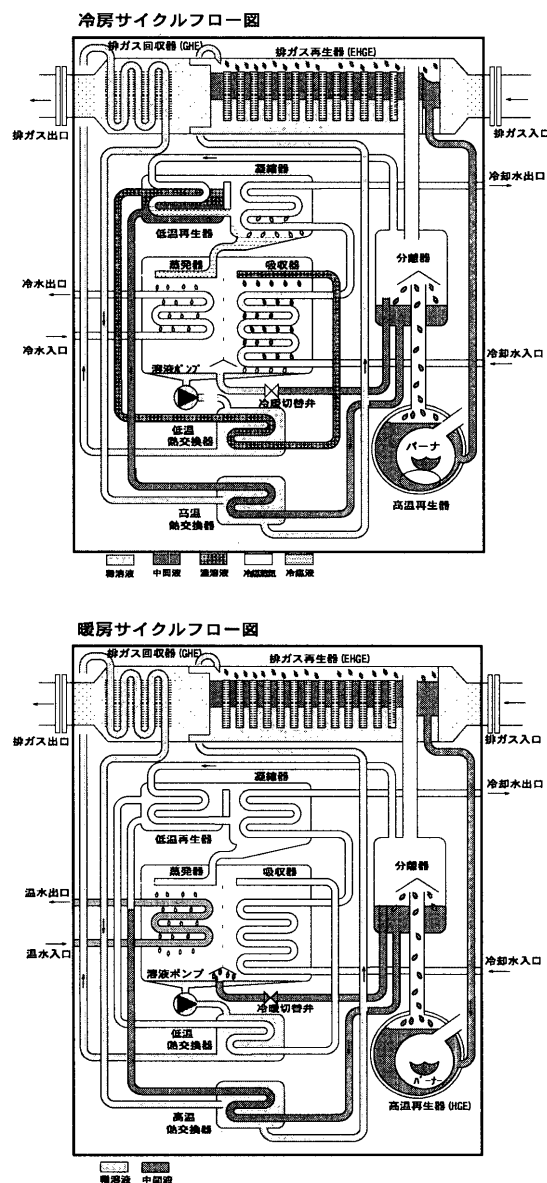


図 2 サイクルフロー図

に排ガス高温再生器（以後 EHGE）および排熱回収器（以後 GHE）を従来機上部に配置している。直焚冷温水機をベースにしているため、空調負荷と排熱量に応じてバーナ直焚きによる追い焚き運転、さらには MGT からの排ガスがない場合にも、冷温水機直焚単独運転が可能であり MGT の運転状態に影響されることなく、100% の冷暖房能力を発揮することができる。

尚、本機は MGT 発電出力 30~100 kW クラスの機種との組み合わせを想定して設計されている（図 3）。

2.2 排ガス焚運転サイクル

MGT からの排ガスは、まず EHGE へ流入し EHGE 内の溶液を沸騰させ中間濃溶液と冷媒蒸気を発生する。

EHGE による熱交換で温度レベルの下がった排ガスは、次に EHGE の排ガス下流側に直列に設置された排熱回収器（GHE）へ流入し、GHE 内の溶液を顕熱上昇させた後、大気へ開放される。

2.3 併用運転（排ガス+直焚）サイクル

空調負荷に応じて、排ガス温度が低い場合および排ガス流量が少ないときは、それを補充するために直焚高温再生器(以後 HGE)に取り付けられたバーナが燃焼する（燃焼位は Hi, Mid, Low, Off の 4 段階制御）。つまり EHGE での不足熱量を HGE で追い焚きするわけである。また、HGE で発生し、気液分離された冷媒蒸気は、EHGE で発生した冷媒蒸気と分離器内にて合流される。

2.4 排熱利用率の向上

図 4 に排ガス利用率の代表例（弊社設定定格排ガス投入条件）の概念図を示す。2 段の熱交換器（EHGE, GHE）の採用により約 60% の排熱が利用できる。

また、図 5 に弊社調査代表 MGT 機種組み合わせ時における EHGE のみと EHGE+GHE 配置における冷凍能力シミュレーション比較を示す（上図横軸数値において同 MGT 電気容量値を示すデータがあるが、これは MGT 機種の相違のため）。上図より GHE 採用の有無で冷凍

能力に 1.2~1.4 倍の差があり GHE での排熱回収効果は大きい。MGT によらず、GHE の採用により高い排熱利用率を実現している。

2.5 製品仕様表

表 1 に主な製品仕様を示す。

2.6 外形寸法

図 6 に外形寸法図を示す。EHGE, GHE のコンパクトな構造と配置により排ガス焚吸収冷温水機 40 RT（冷凍能力 141 kW）クラスで最小・最軽量を実現した。

2.7 排ガス使用可能範囲

図 7 に排ガス使用可能範囲を示す。排ガス流量の許容値 2500 m³(N)/h 定格点（2300 m³(N)/h）に対する上限マージンとして決定している。上限を設けている理由は

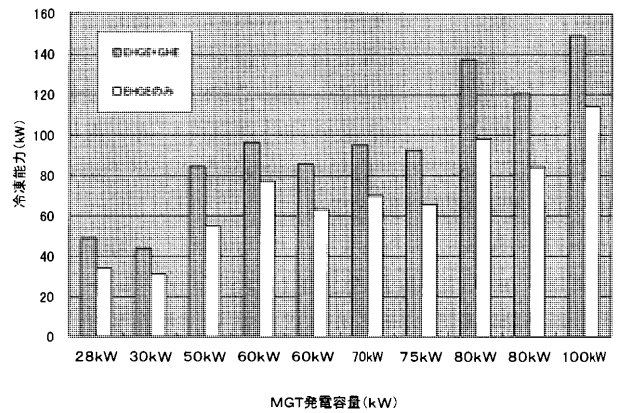


図 5 GHE 採用時の冷凍能力優位性

表 1 製品仕様表

機種	排ガス焚+バーナ+EHGE	CH-KE4040	
項目	排ガス焚 kW	141	
	直焚 kW	141	
	併用 kW	141	
項目	排ガス焚 kW	134	
	直焚 kW	112	
	併用 kW	179	
冷温水系	冷水出入口温度 °C	7.0~12.5	
	温水出入口温度 °C	55.0~48.0	
	循環水量 L/min	366.5	
	機内損失水頭 kPa	63.7(+10%以内)	
	最大使用圧力 kPa	588	
冷却水系	機内保有水量 L	87	
	接続配管口径 A	85	
	放熱量 kW	274	
	冷却水出入口温度 °C	38.5~32	
	循環水量 L/min	609.4	
排ガス系	機内損失水頭 kPa	68.6(+10%以内)	
	最大使用圧力 kPa	588	
	機内保有水量 L	180	
	排ガス入口温度 °C	280	
	排ガス流量 m ³ (N)/h	2,300	
能力制御方式	機内圧力損失水頭 kPa	0.88(+10%以内)	
	冷房	排ガス焚 直焚	On-Off及び冷媒比例制御 Hi-Mid-Low-Offおよび冷媒比例制御
	暖房	排ガス焚 直焚	On-Off Hi-Mid-Low-Off
	外形寸法	mm	1,540 1,540 (1,700) 2,505 (2,900)
法	排気管接続口径 mmφ	160	
	搬入質量 kg	2,250	

*放熱量は排ガス焚時（最大放熱量）の場合を示します。
 *都市ガス、LPG、灯油を燃料とした排ガスは直接投入できますが、これ以外の燃料を使用した排ガスは直接使用しないでください。
 *外形寸法奥行の（ ）内数値は排ガス接続口を含みます。
 *外形寸法高さの（ ）内数値は水平調整ボルトおよび排気トップを含みます。

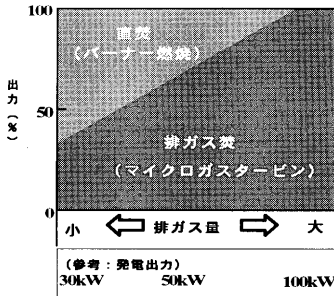


図 3 MGT 想定組み合わせ設計範囲

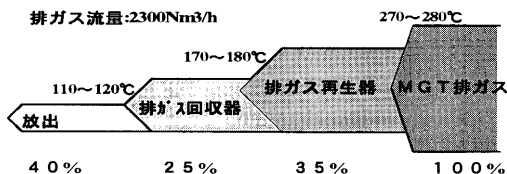


図 4 排熱利用率（代表例）

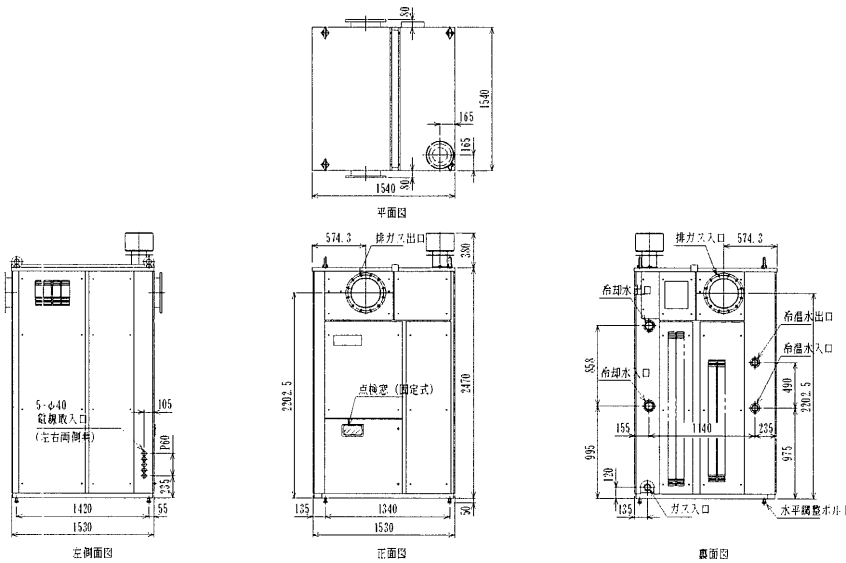


図6 CH-KE 4040の外寸法図

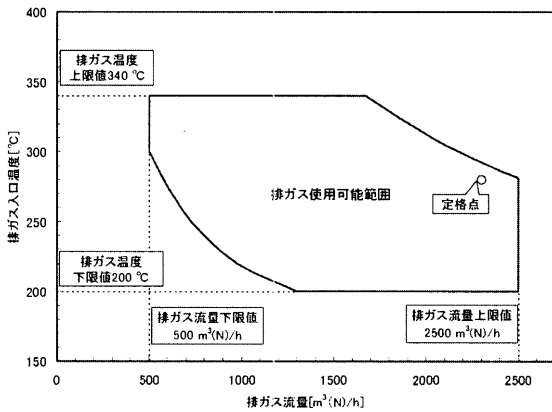


図7 排ガス使用可能範囲

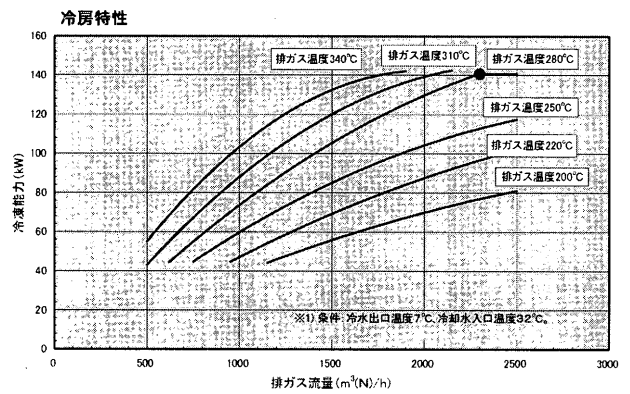


図8 排ガス温度・流量特性線図(冷房)

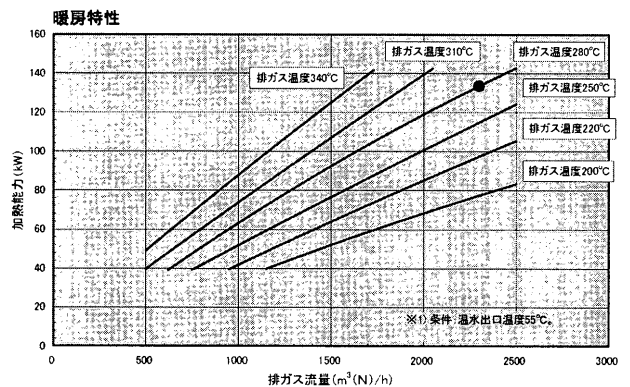


図9 排ガス温度・流量特性線図(暖房)

以下2点による。①冷温水機への入熱は排ガス流量と温度により決まるが入熱が多い場合高温再生器の温度・圧力が上昇し、高温再生器の腐食/溶液の過濃縮による晶析(溶液循環不良)/超大気圧による安全上の問題等を引き起こす可能性がある(この場合冷温水機の保護制御が働き安定運転が不可能となる)。②排ガス温度が低い場合は、排ガス流量が2500 m³(N)/hを越えても、入熱量が上限を越えない限り冷凍機の運転に支障はないが、排ガス流量増による排ガス熱交換器の圧損上昇が、MGTに与える不具合が懸念される。一方下限であるが、排ガス温度および流量があまりに低い場合は、EHGE, GHEへの入熱は期待できない。また、排ガス温度が低く排ガス流量が多い場合等は逆にEHGE, GHEの熱が排ガスに奪われる放熱器として機能してしまう懸念がある。

使用可能範囲外の排ガスを発生させるMGTと組み合わせてCH-KE 4040を使用する場合は、有効な排熱利用が行われない可能性があるので注意が必要である。

2.8 排ガス温度、流量特性線図

MGTもしくはその他排熱源との組み合わせの参考として図8, 9に排ガス焚きのみで強制運転させたときの排ガス温度、流量特性線図を示す。

3. 運転システム

3.1 システム設置図

図10にシステム設置図の代表例を示し、周辺機器を概説する。

(1) 冷却塔

冷温水機が冷房運転を行うときに発生する余分な熱を冷却水により放熱する。暖房運転時は使用しない。

(2) 冷却水ポンプ

冷温水機と冷却塔の間の冷却水を循環させる。暖房運

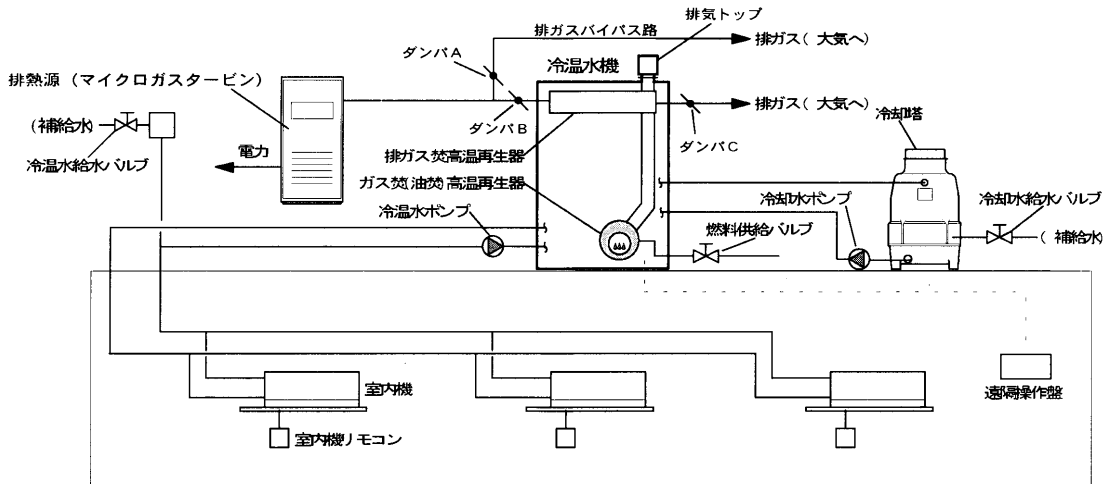


図10 システム設置例

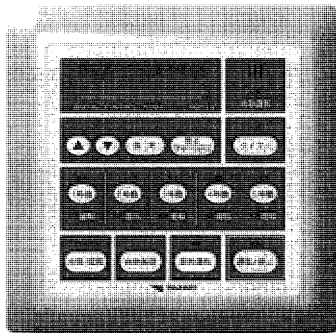


図11 遠隔操作盤 (DCP-NV)

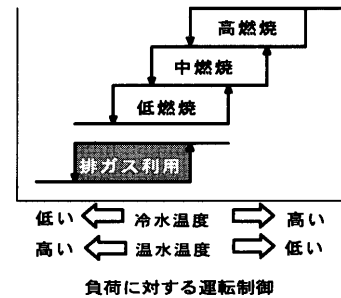


図12 運転制御

転時は使用しない。

(3) 冷温水ポンプ

冷温水機と室内機との冷温水を循環させる。

(4) ダンパ

冷温水機運転時・停止時の排ガス流路の切り換えと、冷温水機停止時の排ガス流入防止のため排ガスバイパス路と冷温水機の前後とに、合計3つのダンパを設置する。尚、MGT 側に背圧によるダメージをかけないためにダンパの開閉のタイミングに注意が必要である。

(5) 遠隔操作盤 (DCP-NV：弊社商品名 図11)

冷温水機の操作と監視を遠隔で行う。その他に冷温水機を複数台設置したときにそれぞれの機械を平準化運転制御する機能をもつ。(詳細後述)

(6) 室内機

冷温水機で発生した冷水または温水を、室内の空気と熱交換して冷房または暖房を行う。

(7) 室内リモコン

室内機の運転、停止、室内温度の調節、タイマー運転などを行う。

3.2 排熱優先制御

冷温水機の運転制御は、冷水または温水出口配管部に取り付けられたセンサ(以後WT)により行う。この判定は図12 運転制御に示すように、排ガスが利用できる場合は、まず排ガス利用運転を行い、冷温水負荷が大きく、排ガ

ス利用だけでは満足できないとき燃焼を追加するもので、排ガスを優先的に使用するよう制御設計されている。

また、冷温水機立ち上がり時(運転開始時)など、負荷が過大な場合も、できる限り排ガス焚きのみによる運転となるような省エネ制御を採用している。

3.3 平準化運転(台数)制御

排ガス焚き吸収冷温水機と直焚き専用吸収冷温水機をそれぞれ1台ずつ併設させたときの運転制御方法を紹介する。図13 平準化運転制御に示すように遠隔操作盤(DCP-NV)を用いることにより排ガス優先運転および排ガス焚き吸収冷温水機と直焚き専用吸収冷温水機の運転時間平準化を図ることが可能である。つまり、小負荷時は排ガス優先運転で排ガス焚き吸収冷温水機の排ガス焚のみが運転。中負荷時には、直焚き専用吸収冷温水機による直焚が運転。さらに負荷が大きくなった場合、排ガス焚吸収冷温水機は、排ガス+直焚きの併用運転を行う。この運転制御方法は、冷温水機複数台設備の場合においても常に排ガスの有る場合は、排ガスの優先使用、冷温水温度の安定性及び排ガス焚冷温水機に運転が集中することなく全ての機器を平均的に運転することによる機器の長寿命化をコンセプトとしている。

4. 安全装置

排ガス焚きによる冷温水機の安定した運転を行うにあたり新規に設計した主な安全装置を紹介する。

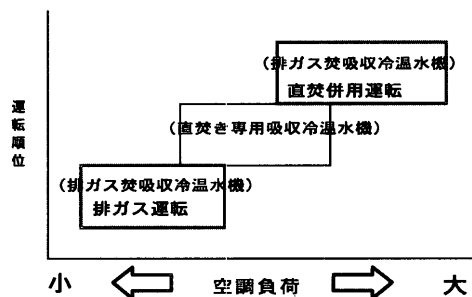


図13 平準化運転制御

4.1 高温再生器保護運転

MGTよりの排ガスによって冷温水機を運転する状況において入熱量が少ない場合、燃焼バーナによる追い焚きが入ることは前述した。しかしながら、WT判定によると例えば負荷が急に増えたときなどは、排ガス熱量が充分でも排ガス量が足りないと判断し、燃焼バーナによる追い焚きを行ってしまう。排ガス焚+直焚の入熱量が過剰であると前述のようにHGEおよびEHGEの温度・圧力が上昇する不具合を発生させる。本機では、この過剰入熱不具合を防止するため、HGEとEHGEの温度監視を行い温度が設定温度以上になったとき燃焼位をおとす制御を設けている。この制御により空調負荷の急変動に対しても過入熱にならず安定した運転を可能としている。尚、排ガス熱量自体が多い場合は、同様に高温再生器温度監視（この場合は、EHGEの温度センサ値）により不具合防止のため排ガスダンパを閉じて排ガスの入熱を停止させる制御を設けている。この場合高温再生器温度が設定温度まで下がれば再びダンパが開いて排ガス併用運転を行う。

4.2 排ガス流入防止機構

冷温水機停止、MGT 運転状況では、3. のシステム設置例において大気側のダンパ A が開、冷温水機側のダンパ B, C が閉で排ガスは大気に開放される。しかしながらダンパによる冷温水機側への排ガスの閉止は100% でないため若干量の排ガスが冷温水機側へ流入し、冷温水機に不具合を生じさせてしまう。これを防止するために冷温水機に排ガスブロワーを内蔵した（図14）。MGT 運転中は、排ガスブロワーを運転することにより冷温水機側の排ガス回路圧力（Pin）をMGT 側の圧力（Pout）より高く設定し排ガスの流入を防ぐことをその主な機能としている。尚、排ガス熱交換器の前後をダンパで閉止するため、比較的容量の小さな排ガスブロワーでも機能を満足することができる。

4.3 その他

その他従来機から採用している主な安全装置を紹介する。

(1) フロースイッチ

冷水、温水または冷却水流量が異常に低下したとき冷温水機を運転停止させる。

(2) 燃焼安全装置

燃焼安全装置は、主にバーナ制御回路に装備されている。何らかの原因により、バーナの着火ミスが起きた場

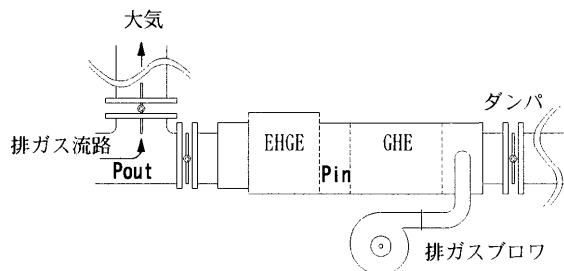


図14 排ガスブロワ

合や、燃焼が中断（断火）したときに燃焼安全装置がはたらき冷温水機の運転を停止させる。

(3) 高温再生器スイッチ

何らかの原因で高温再生器が異常な高温になると高温再生器スイッチがはたらき、冷温水機は運転を停止させる。

5. 最後に

吸収冷温水機は、熱駆動サイクルにより冷水生成が可能であることに大きな特徴をもっている。

排ガス焚き吸収冷凍機を商品化するにあたりこの排熱利用メリットを重視し、できるだけ多種のMGTとの組み合わせを可能とすることを開発コンセプトとした。

今回排ガス焚スーパーアロエスCH-KE 4040を商品化するにあたり、新採用熱交換器（EHGE）の設計、品質評価はもちろん過剰な排ガス入熱のおさえや排ガス量不足時の追い焚き制御設計および冷温水機停止時の排ガス系路内への排ガス流入防止の検証がネックであった。これらをクリアすることにより開発コンセプトを満足することができた。

本機は、従来温水、給湯が主だった発電出力～100 kWクラスのMGT排ガスの使用・活用方法に空調を付加させることによる排ガス利用用途の拡大と総合効率の向上による省エネメリットの他、直焚きに使用される燃料に天然ガスを使用した場合CO₂排出量削減にも貢献でき更に系内に一切フロンを使用しないため環境面にも配慮された機種である。

また、夏場に冷房需要（電気式冷凍機）による大きなピークを向かえる電力需要に対し本機は電力をほとんど必要としないため、年間の電力需要の平準化にも大きな効果が期待できる。

今後弊社製品も含め排熱利用システムの幅が広がり環境保護およびエネルギー体系の効率化が促進されることを期待すると共に弊社としても、CH-KE 4040をベースに様々なMGTにマッチングするよう改良開発の推進およびESCO事業者へのソリューション提案も積極的に展開していく。

余談ではあるが、弊社製品には本稿で紹介した排ガス焚き二重効用吸収冷温水機以外に温水焚き単効用吸収冷凍機をラインアップしている。同様にMGT等の排熱源と組み合わせが可能な商品であるので興味のある方は弊社カタログ等を参照していただきたい。

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

マイクロガスタービン用 プレート&フィンタイプ再生器とその応用

中野 公昭*¹
NAKANO Kimiaki

岩本 卓也*¹
IWAMOTO Takuya

山崎 丈嗣*¹
YAMAZAKI Takeshi

キーワード：再生器，ガスタービン，プレートフィン熱交換器

1. はじめに

近年、環境に配慮した分散型発電が注目され、マイクロガスタービン (MGT) もそのハードウェアの一つである。出力：30—100 kW，タービン出口ガス温度：約 650℃，圧力比：4 の第一世代のシステムが中心である。コージェネレーションと組み合わせた総合熱効率は 70% を上回り、フィールド試験から商業ベースに移っている。ガスタービンは起動・負荷変動特性に優れ、多種燃料の使用が可能であり、また運転・保守が容易など多くの利点がある。しかし、発電効率は 30% と同クラスの高スエンジン発電機と比較すると同程度にとどまっている。今後、マイクロガスタービンを普及促進させるためには熱効率改善とシステムのインシヤルコスト低減、コージェネ等のアプリケーションの充実が期待されている。

再生器は熱効率を向上させる上で非常に重要なコンポーネントの一つであると同時にシステムの信頼性への影響も大きい。また、システムのコストに占める割合が大きく、信頼性と同様に低コスト化は極めて重要な開発要素となっている。当社は自動車用熱交換器の要素技術と量産技術を応用して 75 kW 用の再生器の開発を行った。ここでは 75 kW 用再生器の構造、特徴、信頼性試験結果を報告すると共に異なる出力への対応について述べる⁽¹⁾。また、熱効率を改善し、且つ熱交換器コストを抑えられる中間冷却再生サイクルについてのスタディ結果を報告する⁽²⁾。

2. 再生器の開発

2.1 基本構造

マイクロガスタービン (MGT) を構成する要素においてキーテクノロジーの一つである再生器はコンパクトで耐久性に優れ、且つ低コストを要求されている。熱交換器のコア型式の決定はコストに大きな影響を及ぼす。自動車用熱交換器の量産技術を応用し、低コストが可能コア型式を決定した。そのコア型式はロー付け技術と

高密度オフセットフィン成形技術を組み合わせたプレート&フィンタイプ (PFT) (図 1) である。この PFT コアは今後予想される大出力化への対応が容易であると同時に生産ラインの自動化が可能である。この技術は自動車用エンジンオイルクーラで確立されており、コア断面形状を図 2 に示す。上下プレートの間に空気側フィンが内臓され、外周がシールされた空気セルとガス側フィンが交互に積み重ねられ、各部品は Ni ロー材にて一体ロー付けされている。プレート外周のシール部にはスペーサーを無くし熱容量の低減が図られている。これは熱サイクルにおける熱応力の集中を緩和し耐久性向上につながっている。このカシメ方式はロー付け性と耐圧性にも優れたシール方法でオイルクーラで確立された技術である。伝熱フィンには空気側・ガス側共に高密度オフセットフィンを採用した。フィンはギヤ方式で連続成形され、プレス成形に比べ 10 倍以上の生産性を可能にした。コアの大きさと空気セルの枚数は生産性と耐久性を考慮し決定した。

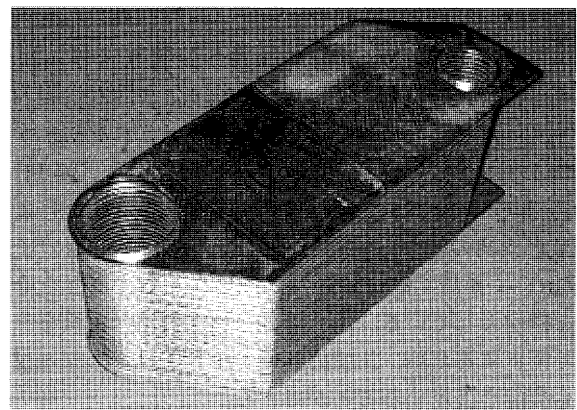


図 1 コア外観

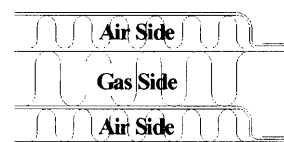


図 2 コア断面

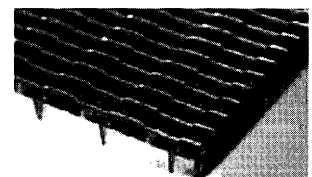


図 3 高密度フィン

原稿受付 2003 年 7 月 14 日

* 1 東洋ラジエーター株式会社 環境・エネルギー研究センター
〒257-0031 神奈川県秦野市曾屋 937

図4は75kW用再生器の構造図である。この再生器は4つのコアを使用したモジュール構造であり、コアは上下の空気出入口ポート部でケースと結合されている。しかし、空気出口ポート部にはベローズを挟み、コアとケースの温度差によって発生する熱膨張差による熱応力の集中を緩和している。コアとコアの間の繋ぎ部分にも同様の対策が採られている。標準コアは空気セル数違いで2種類設定され、コアの使用数と組み合わせることにより、各出力への性能要求に対応可能となる。

2.2 開発プロセス

MGTの稼動状態において再生器に与えるダメージが最も大きいのは起動・停止と負荷変動時に発生する低サイクル疲労である。再生器に流入するタービン排ガスの温度変化が早いほどこのダメージ度は大きく、再生器の寿命信頼性に与える影響は大きい。また、定格定常運転時には高温酸化腐食とクリープ疲労による破断が発生する。耐久性に優れた再生器を開発する上で材料の選定は非常に重要な要素になる。材料物性と強度の基本データから定常・非定常時の熱及び構造解析を行うと同時に設計・試作・評価試験を行い解析の妥当性とトータル寿命の推定を行ってきた。図5に開発のフローを示す。このように低コスト化を織り込み信頼性の高い再生器を開発する手法として解析と耐久（加速）試験評価と量産工法開発をそれぞれリンクしながら進めることが重要である。

2.3 コア材料

コアを構成するプレートとフィンの材料の選定は耐久

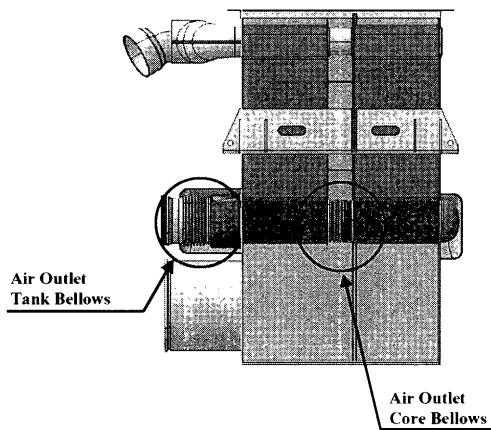


図4 75 kW-PFT 再生器

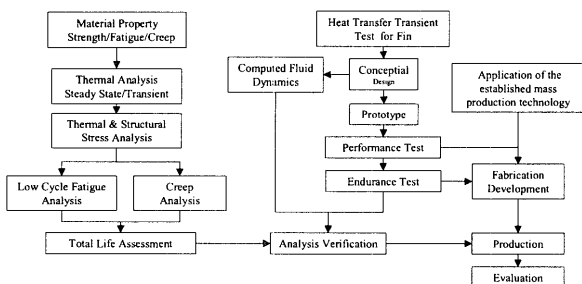


図5 開発フローダイアグラム

面とコストに大きく影響を与える。まず第一の選択としてオーステナイト系とフェライト系材料の選択がある。一般的にフェライト系ステンレス鋼はオーステナイト系ステンレス鋼に比べて高温引張強度、耐酸化性、クリープ強度、低サイクル疲労強度は劣る。しかし、比較的安価であり、低熱膨張率、高熱伝導度という特性を持っている。この特性を生かし高温強度、疲労特性などの耐熱性を改善すれば高温熱交換器材料としては有望である。図6はステンレス鋼種の高温引張強度を示す。一般的なフェライト系ステンレス鋼であるSUS430は500℃を超えると急激に強度が低下する。オーステナイト系のSUS347は600℃以上で強度低下が顕著になり、他の改良オーステナイト材も同様の傾向にある。今回採用した改良フェライト材（Advanced Ferritic）は耐熱性、耐酸化性、耐粒界腐食性を改善する為にSUS430をベースにMo, Nb, Si, Mn等を添加し、C量を極めて低く抑えた。これにより高温強度低下が抑えられ、650℃における高温引張強度を220MPaにまで改善された。他の疲労強度特性においても設計基準を満足する事を確認した。また、生産面で高密度オフセットフィンのロール成形加工ができる硬度、伸びに調整でき、成形性においても満足するものとなった。図7は高温強度、耐酸化性、ろう付け性等を評価したサンプルコアである。フィンの板厚に関しては寿命とコストに影響し、当初目標の50

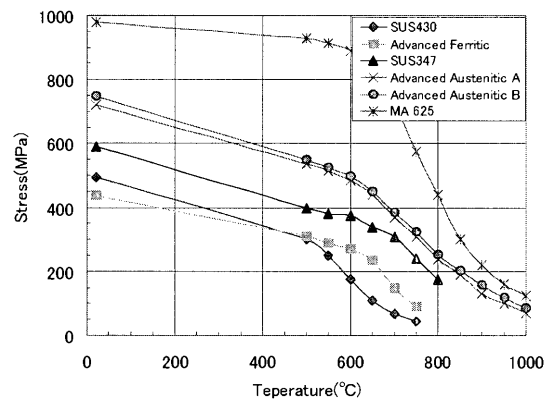


図6 各材料の引張強度

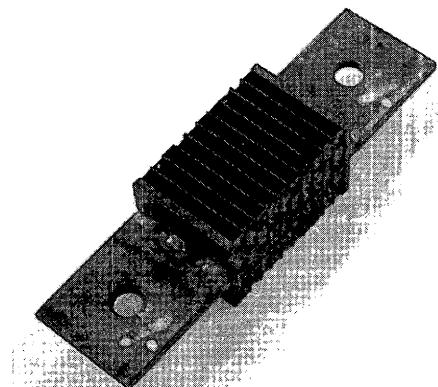


図7 テスト用サンプルコア

μm は軽量化には役立つものの材料費コスト低減に結びつかなかった。最終的に加工性、重量、コストを含めた最適な板厚 70 μm に決定した。650℃ の雰囲気での高温酸化試験 10000 時間終了後においても耐酸化性に優れており、要求設計寿命 40000 時間を満足すると推定される。

2.4 性能

PFT 再生器の温度効率に大きく影響するフィンの形状寸法を決定する為に、非定常熱伝達率測定法（シングルプロー法）⁽³⁾を用いた。現在量産されているインタークーラ及びオイルクーラ用のオフセットフィンを実験し、それぞれのフィン形状因子とコルバーン数、抵抗係数の特性を解析した。この無次元数を使ってフィン高さ、フィンピッチ、オフセット長さの最適化計算を行った。図 8 はフィン高さの最適化解析をした一例であり、ガス側フィンと空気側フィンの高さをパラメータに温度効率と圧力損失をマトリックス計算した結果である。ガス側、空気側共にフィン高さを低くするに従い温度効率(ε)は向上する。しかし、圧力損失(Pd)とコア重量も増加する(図 9)。特に重量の増加はコスト増につながる。要求設計性能である ε>90%, Pd<5% を満足する範囲の中でコア重量が最も軽くなるフィン高さを設計仕様として決定した。

また、4つのコアに流入する空気及びガス流れの偏りについて CFD 解析を行った。偏流は熱性能を悪化(ε低下とPd増加)させるだけでなく、熱応力を発生させ耐久品質を低下させる原因の一つである。図 10 は空気セルプレート内の空気流れを解析した一例である。

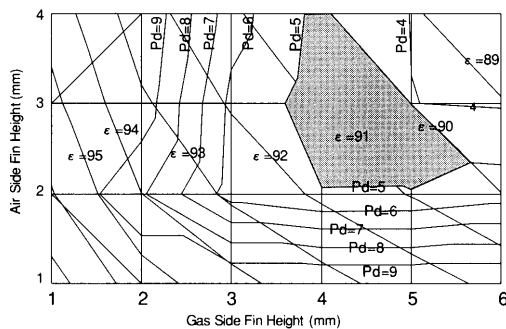


図 8 フィン高さ変化における温度効率と圧力損失の最適化マトリックス計算結果

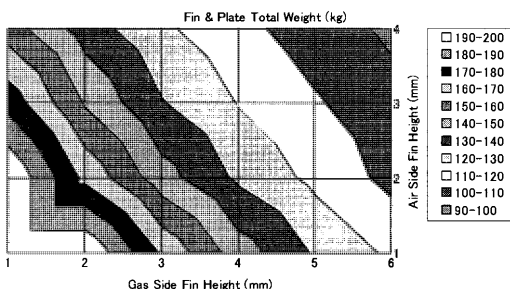


図 9 フィン高さ変化におけるコア重量特性

2.5 耐久性

コアを4つ使用した75kW用再生器は入り口ガス温度650℃、圧力比4の第一世代MGTの仕様で、設計耐久寿命を40000時間、3000サーマルサイクルに設定し開発された。まず、材料の疲労特性をつかみ、その結果からコア単体及び再生器 Assy の構造解析による耐久寿命推定を実施した。同時に試作・耐久評価試験を行い解析結果の妥当性を検証しながら改良を進めた。PFT コアは耐圧性に優れており、稼働圧力の10倍以上(常温試験)の耐圧性を確認した。一般に耐圧性に優れた熱交換器を高温で使用した場合、熱応力によって破壊するケースが多い。MGTの起動・停止時における各部位の温度差から生じる熱応力を抑制することが耐久性を延ばす上で最も重要な要素となる。コア内を流れる空気とガスについて非定常熱流体解析を行いプレートメタル温度から構造的な発生応力を計算し寿命予測を行った。このようにCFDとFEMをリンクさせたCAE解析は高温熱交換器の開発においては無くてはならないツールである。最終的には再生器 Unit で圧力とサーマルサイクル耐久試験を実施し、信頼性評価を行った(図 11)。圧力サイクルは0—4.5 kg/cm²Gで60000サイクルにて変形、洩れなしを確認した。図 12 は社内ベンチサーマルサイクル波形を示す。この温度特性で3000サイクルにて許

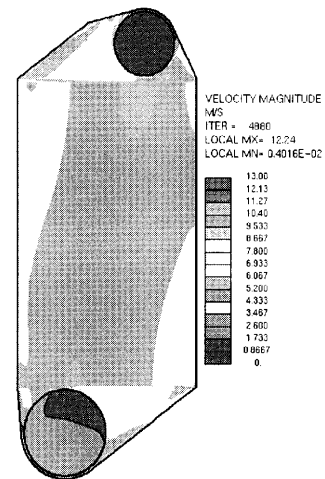


図 10 空気セル内流れ解析結果

No	供試体	試験項目
1	材料	耐高温酸化試験
2		クリープ試験
3		低サイクル疲労試験
4	コア単体	クリープ耐久試験
5		耐圧試験
6		圧力破壊試験
7		圧力サイクル耐久試験
8	再生器 Assy	耐圧試験
9		圧力破壊試験
10		圧力サイクル耐久試験
11		サーマルサイクル耐久試験

図 11 耐久評価試験一覧

容値内の洩れであることを確認した。ベンチでのコアメタル温度はMGT実機で測定した温度上昇より早く、実機以上のサイクルダメージであることを確認している。

3. 出力違いへの対応

開発した75kW用再生器は図1の標準PFTコアを4つ使用している。耐久性確認されたコアを標準化し、各MGTエンジンの要求性能仕様に応じて空気セル段数或いはコア使用数を調整することで300kWクラスまで対応可能である。今後は新規エンジンとの配管或いは再生器マウント方法の違いによって発生するダメージについて重点的に評価することになる。図13はコアアレンジの一例を示す。現在までに30~300kWのMGT用再生器を累計約1100台製作した。現在、フィールドテストや市場において実績を積んでいる。

4. 中間冷却器付き再生 (ICR) サイクルの提案

現状のMGTの発電効率は30%程度であり、今後普及拡大の為に発電効率の改善とコスト低減が必要である。特に再生器のコスト低減は重要なアイテムになっている。多くのシステムパラメータの中で発電効率改善に最も効果があるのはTIT (タービン入り口温度) と再生器温度効率 ϕ_r である。この2つのパラメータは高くするほど発電効率は向上するがコストの増加につながる。再生器の ϕ_r を90%から95%に向上させる為には図14のようにNTU (Number of Transfer Unit) を約2倍にする必要がある。これは単純に言い換えれば伝熱面積を

約2倍にすることに等しく、再生器の大幅なコスト増加になる。また、TITの高温化については通産省の開発プロジェクトで実施したCGT 302での成果⁽⁴⁾に期待するがコスト面においての増加は否めない。TITを一般的である950℃に抑えたままで発電効率を改善可能な中間冷却器付き再生サイクル (ICR: Inter-Cooled and Recuperated Cycle) について出力300kWを例にパラメータ・スタディを行った。

ICRサイクルの狙いは発電効率を向上させ、且つ再生器コストを低減することでMGTのイニシャルコスト低減を図ることにある。提案するICRサイクルは図15に示す様に2段の圧縮機間に水冷インタークーラを配置したものである。これはシングルシャフトタイプICRであり、低圧コンプレッサとジェネレータ、高圧コンプレッサ、タービンが同軸に配置されたものである。インタークーラは産業用で量産されているものを流用する。図16はTIT=950℃のサイクル計算結果であり、シン

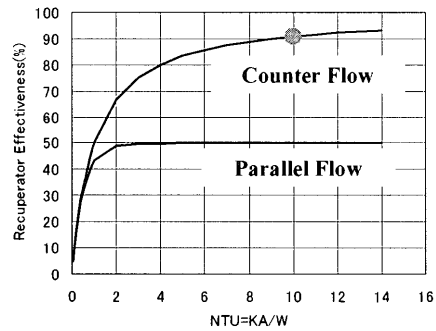


図14 再生器温度効率とNTUの関係

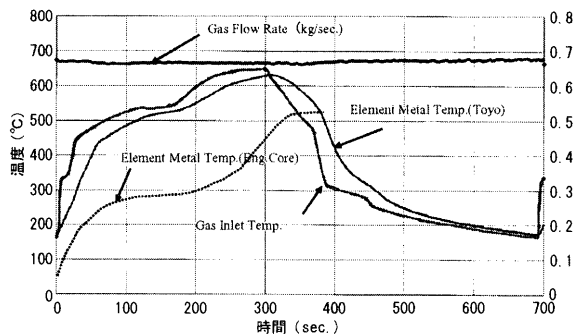


図12 ベンチサーマル耐久波形

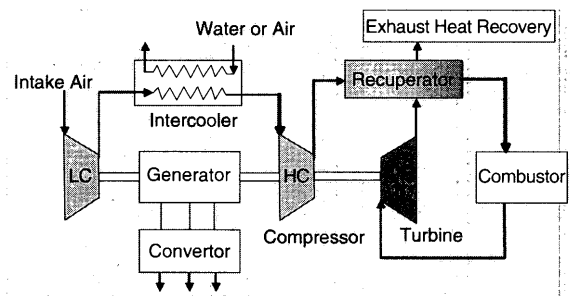


図15 ICR システムフローダイアグラム

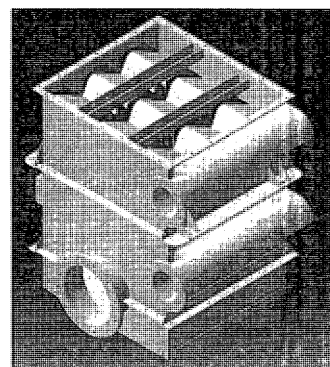
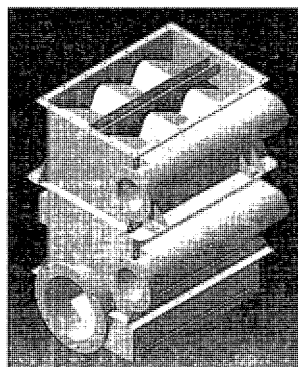
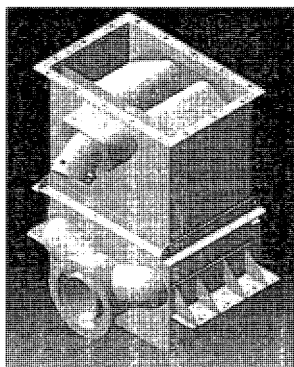


図13 出力に対応したコアアレンジ例

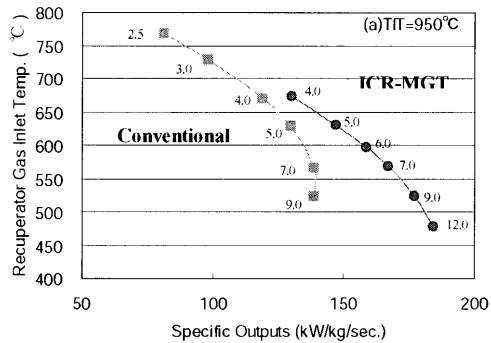
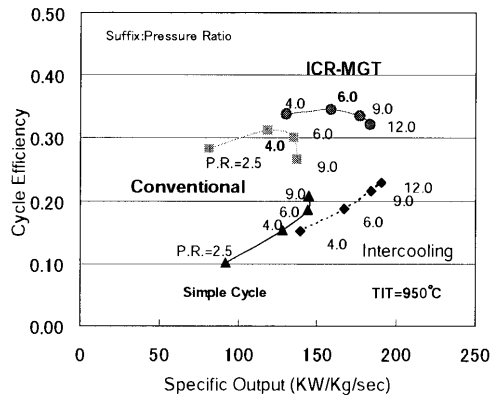


図16 各MGTサイクルにおける比出力と熱効率、再生器ガス入口温度の関係

プルサイクルを再生サイクルにすることで発電効率が約2倍になることは明らかである。一般的な再生サイクル(Conventional)の最適圧力比(PR)は1:4となり、これ以上の圧力比の増加は効率低下となる。ICR-MGTの最適PRは1:6で効率は34.6%である。PRを1:9まで高くすることで効率は0.8%低下の33.8%となるが、比出力が大きくなり流量を減少させ且つ再生器ガス入り口温度(RGIT)を低下させることが可能になる。一般的な再生式MGT(PR=4)と再生器ガス入り口温度を比較した場合、670.6℃から524.6℃まで約150deg低下させることができる。表1は再生MGTとICR-MGTのサイクル計算結果をまとめたものである。比出力の増加によりICR-MGT(PR=9)の空気流量は1.69kg/secまで減少する。このことは再生器のコンパクト化につながり大幅なコスト低減が可能になる。再生器の設計仕様を温度効率90%、圧力損失を4%とするとICR-MGT(PR=9)用の再生器はコア容積を33%削減できる。また、再生器ガス入り口温度を150deg下げることができる為、フィン及びプレート材料として現在使用している改良フェライト系ステンレス材よりも更に安価なSUS430或いはSUS409を使用することができ主材料コストを約40%低減できる。表2に示すように500℃レベルのRGITにおいては高温強度等耐久性への影響はなく40000時間の設計要求寿命を満足すると推定される。さらに、PFTタイプ再生器コアのコストに占める割合が最も高いニッケルろう材についても安価な銅

表1 300kW サイクル計算結果まとめ

Unit	TIT=950°C	
	Recuperative MGT	Intercooling Recuperative MGT
Pressure Ratio	4.0	6.0
Cycle Efficiency	31.3	34.6
Air flow Rate	2.54	1.89
Intercooler Air		
Inlet Pressure	kPa	256
Inlet Temperature	°C	130.2
Outlet Temperature	°C	36.9
Recuperator Air		
Inlet Pressure	kPa	399
Inlet Temperature	°C	195.5
Outlet Temperature	°C	623.1
Recuperator Gas		
Inlet Pressure	kPa	108.2
Inlet Temperature	°C	670.6
Exit Temperature	°C	252.8

表2 温度変化における材料特性

Gas Inlet Temp. (RIT:°C)	Plate & Fin Material					
	Material Selection	Tensile Strength	Creep Strength	Oxidation	Fin Corrugation	Material Cost Comparison
>950	Ceramics	○	○	○	-	?
950	Ni based Alloys	△	×	○	×	15X
800	Advanced Austenitic	△	×	△	△	
	SUS347	○	○	◎	○	2.1X
650	Advanced Ferritic	○	○	○	○	X
500	SUS430 SUH409	◎	◎	◎	○	0.6X

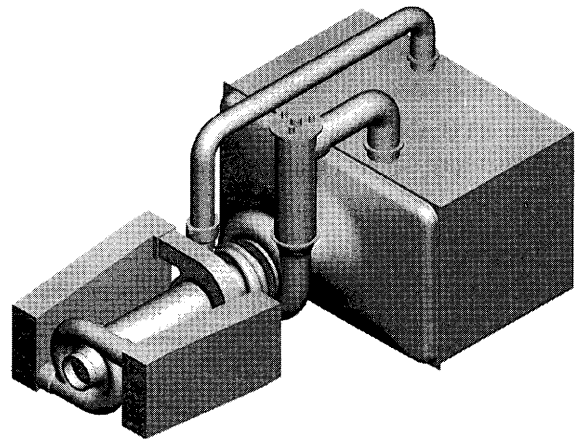


図17 300kW ICR-MGTの概略図

系のろう材を使用する事ができる。耐酸化性を向上させる為に主成分である銅にマンガンとニッケルを追加したCu-Mn-Ni Alloy ろう材はプレートにクラッドできるという利点もあり、コアの組み立てを容易にする。従来のニッケルろう材からCu-Mn-Ni Alloy ろう材に変更することで再生器コストを15%低減することができる。このように950℃仕様のICR-MGT用の再生器は主材料とろう材のコスト低減を可能にし、更にコアがコンパクトになるので従来仕様に対して再生器コストを40%低減できる。反面ICR-MGTのコスト増加要因として、追加コンポーネントの水冷インタークーラやコンプレッサがあるがこれらは産業用ディーゼルエンジン等で既に量産されているものが流用可能な為、システムコストへの影響は小さいと考えられる。図17に300kW

のシングルシャフトタイプ ICR-MGT の概略レイアウト図を示す。他のタイプとして従来の MGT に高圧タービンと高圧コンプレッサの軸を追加した 2 Spool-Supercharged ICR などが考えられる。

5. まとめ

MGT システムのコンポーネントとしてキーテクノロジーの一つである再生器は耐久性に優れ、且つ低コストであることを要求されている。これは MGT をより普及促進させる為にも非常に重要な開発要素になっている。以下に 75 kW 用再生器の開発と応用について要約して記す。

- 1) 自動車用熱交換器の量産技術を生かした PFT 再生器は設計要求寿命 40000 時間, 3000 サイクルを満足し, 耐久性において優れたものである。
- 2) 量産性のあるコアをモジュール化した構造は耐久性の向上と低コスト化を実現可能である。
- 3) また, モジュール構造は大出力化への対応が容易にでき, 耐久品質の低下を抑えることができる。
- 4) ガス入り口温度が 650°C である第一世代 MGT 用再生器の材料として耐熱性を向上させる元素成分を添加することで, 比較的安価で高熱伝導率のフェライト系ステンレスの採用を可能にした。
- 5) パラメータ・スタディの結果, ICR-MGT は一般的

な MGT と比較して発電効率を 2.5% 改善し, 再生器コストを 40% 低減可能である。再生器コスト低減は空気流量の減少とガス入口温度の低下に起因している。

- 6) ICR-MGT はコスト増加分を再生器のコスト低減でカバーすることでトータルシステムコスト低減と発電効率の改善が期待できる。

本稿は平成 15 年 1 月 17 日に実施されたガスタービンセミナーでの講演内容を元に作成したものです。

参考文献

- (1) 村越一紀「マイクロガスタービン用再生熱交換器概要」クリーンエネルギー, 2001-12, Vol.12, No.12
- (2) K. Takase, H. Furukawa, K. Nakano「A Preliminary Study of an Inter-Cooled and Recuperative Microgasturbine for 300 kW」ASME GT 2002-30403, 4 June 2002 Amsterdam, The Netherlands
- (3) Liang, C. Y. and Yang, W-J, Modified Single Blow Technique for Performance Evaluation on Heat Transfer Surfaces, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, February 16, 1975
- (4) コージェネレーション用 300 kW 級セラミックガスタービン研究成果報告会 新エネルギー・産業技術総合開発機構セラミックガスタービン技術開発研究会, H 9.9.18, H 10.10.6

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

プレートフィン型再生熱交換器の開発

辻井 潤一*¹

TSUJII Junichi

キーワード：熱交換器，再生器，ガスタービン，プレートフィン熱交換器

1. はじめに

1.1 背景

昨今，分散電源普及の意義や技術的・社会的課題について議論される機会が多く見られる。一般的に分散電源の目的とするのは次のように考えられる。

- (1) 安定した電力確保
- (2) コージェネレーションによる熱利用
- (3) 経済効果の追求

ただし，日本国内においては供給側の電力網は非常に安定しており，落雷等による瞬停で電子機器に被害が起こることを想定すること以外は余り危機感をもたせない。

従って，国内で分散電源というとコージェネレーションを念頭に置く場合がほとんどと言っても良い。

ガスタービンの駆動力で発電するガスタービン発電機，特に小型のものはマイクロガスタービンという名前で呼ばれる小型の発電機は，燃料電池と並んで分散電源システムの中核となる機器である⁽¹⁾。このガスタービン発電機を，より高効率で発電するために必要不可欠な再生熱交換器（再生器）についての解説と当社が進めている製品の開発状況についてまとめた。

2. システムの概要

2.1 再生サイクルガスタービンシステム

近年注目されている小型ガスタービン発電機は主として再生サイクルのものである。再生サイクルとは図1に

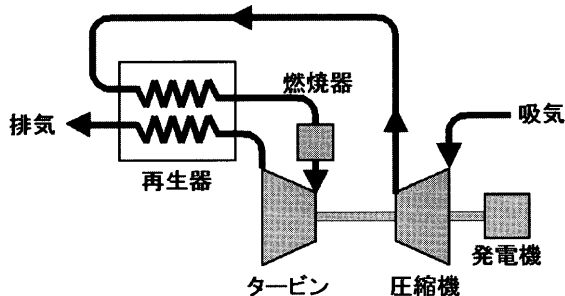


図1 再生サイクル

示すようにガスタービンから吐出された高温の排ガスで圧縮空気を予熱することによって燃料消費量を減らし発電効率を高くするものである。圧縮空気と排ガスの熱交換器は再生器と呼ばれ，以前はシェルチューブ型や回転蓄熱型なども見られたが，後述の理由から現在ではプレートフィン熱交換器又はPSR（プライマリーサーフェスレキュベレーター）が主流である。

再生サイクルの効率を決定するのは再生器の熱交換性能（温度効率）で，電力利用に重きを置く使用形態（モノジェネ）であれば再生器の温度効率を出来るだけ高くして発電効率を上げることを目指せばよいが，コージェネレーションとして熱の利用を考えた場合，再生器の温度効率を高くすると排ガスの吐出温度が低くなるため，ボトムングでの熱利用は用途が限られることになる。従って，再生器の温度効率は家庭用・産業用等の用途によって決める必要がある。又，再生器での熱交換量をコントロールすることにより熱電可変型のシステムを設計することもできる。

2.2 再生器について

再生器は上記のようにガスタービン発電機の効率を決定する重要な機器である。要求される性能は温度効率と圧力損失である。

【温度効率】

$$\eta = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{wi} - T_{ci}}$$

ただし， T_{co} ：圧縮空気出口温度

T_{ci} ：圧縮空気入口温度

T_{wi} ：排ガス入口温度

温度効率は当初50～60%程度であったが，電主熱従の用途が主流になるにつれ徐々に高くなり，最近の製品においては90%以上が要求されることが多い。ガスタービン設計の観点から言うと，再生器の温度効率が上昇するほど最適な圧縮比は減少する。つまりエンジンの圧力が低下するので各機器の寿命信頼性や製作コストにとっては有利になり，燃料ガスを昇圧するためのガスコンプレッサ動力も軽減できる⁽²⁾。

ここで温度効率と熱交換器の大きさとの関係を簡単に説明する。熱交換器の設計条件と必要伝熱面積との関係は次式で表される。

原稿受付 2003年7月31日

*1 住友精密工業株式会社 高温熱交事業室
〒660-0891 兵庫県尼崎市扶桑町1-10

$$KA = \frac{Q}{\Delta tm}$$

ただし、 K ：総括熱伝達係数

A ：伝熱面積

Q ：交換熱量

Δtm ：平均温度差

今、作動流体の流量及び入口温度・圧力が同じとして、温度効率が違う2種類を比較した時、温度効率の高い方は平均温度差が小さくなり交換熱量は増加する。

例えば、ガスタービン再生器のように排ガス/圧縮空気の流量がほぼ同じ場合で温度効率が80%のものと90%のものを比較すると、平均温度差は $\eta=90\%$ の方が半分になり、交換熱量は約10%増加する。従って、必要伝熱面積の両者の比は約2.2倍であることが判る。

一方、圧力損失は小さければ小さいほど発電効率は高くなるので、通常は運転圧力の数%程度である。ただし、圧力損失を小さくするためには流速を遅くしなければならず、そのために断面が大きくなってしまい、熱伝達率は小さくなる。その結果、それらの相乗効果で再生器は更に大きくなってしまう。一般的に圧力損失は流速の1.7乗に比例すると言われている。即ち、流路の長さが変わらずに圧力損失を1/2にするためには断面積を1.5倍にしなければならないということになる。

又、発電効率を上げるために再生器に要求される条件が厳しくなると、再生器は大きく重いものになる。それによってシステムにも次のような弊害が現れる。

- (1) 再生器のヒートマスの分だけ起動時間が長くなる
- (2) 常温からの起動時に、圧縮空気が再生器で冷やされて燃焼器入口温度が下がる

特にマイクロガスタービンは毎日起動停止(DSS)で運転されるケースが想定され、しかも急速起動を求められるので、起動時間の増大は避けなければならない。そのためには再生器は小さく軽いことが今まで以上に求められた。同時に再生器は急速起動に耐えうる柔軟性を持たせなければならず、従来どおりの機器では実現できない仕様と言える。

これに対するメーカー側からの回答として代表的なものはPSR(プライマリーサーフェスレキュペレータ)とプレートフィン熱交換器である。PSRは、その名のとおり一次伝熱面(両流体の隔壁)だけで構成され、その伝熱面はプレス成形で波状にすることにより単位体積あたりの伝熱面積を大きくしている。PSRの伝熱部を図2に示す。

一方、プレートフィン熱交換器は隔壁である一次伝熱面と波板状のコルゲートフィンである二次伝熱面からなり、それらをろう付けして一体化する。両流体のコルゲートフィン相互に関係なく最適なものを選択できる。熱交換器コア部を図3に示す。

住友精密はプレートフィン型を基本にガスタービン再生器を開発した。プレートフィン熱交換器を選択したの

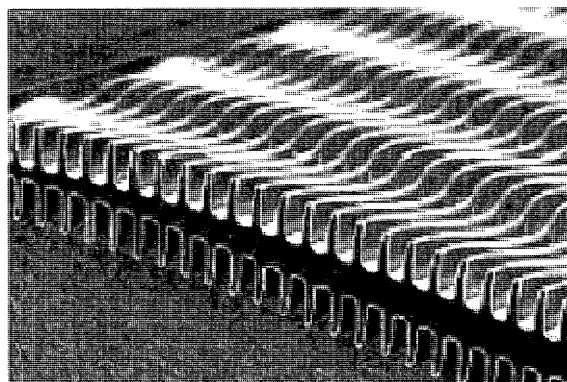


図2 Primary Surface Recuperator⁽³⁾

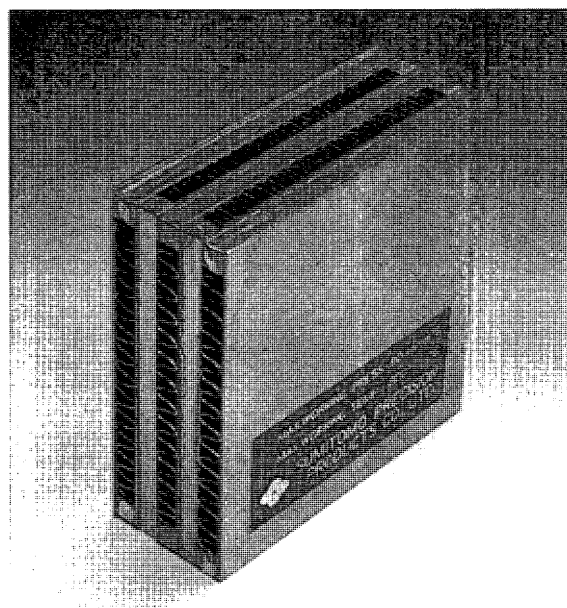


図3 Plate-Fin Heat Exchanger

は自社の持つステンレスろう付け技術を生かすためと、PSRはプレス板の積層構造なのでいったんサイズを決めてしまうと使用条件が変化した場合の対応が難しいこと及び高圧力比の再生サイクルガスタービンには使用が困難と判断したからである。

3. プレートフィン熱交換器の特徴と課題

3.1 基本構造と特徴

プレートフィン熱交換器の基本構造を図4に示す。これは高温排ガスと低温圧縮空気とが熱交換する流体の通路を積層したコアと呼ばれる部分の構成部品について説明したものである。

流路はサイドバーとコルゲートフィンで形成されて高温/低温通路が交互に積層される。層間にはチューブプレートがあり、積層した最上段及び最下段にはサイドプレートと呼ばれる板でコア全体をはさむ。

このように積層された部品はろう付け炉でろう付け一体化されることにより、チューブプレートは高温/低温流体が表裏を流れる伝熱面(一次伝熱面)となり、コル

ゲートフィンとは拡大伝熱面（二次伝熱面）となる。それと同時にコルゲートフィンにはチューブプレートを押し広げようとする内圧に対する強度部材となる。これによって両流体の隔壁であるチューブプレートには大きな応力が発生しないので高圧縮比のガスタービン再生器には有利であると言える。

プレートフィン熱交換器は図5に示すように流体の流れ方によって向流型と直交流型（及び並流型）がある。温度効率が高い時は向流型の方がコンパクトになるが、そのままでは各流体の出入口面が同じなのでコア内部で流れの向きを変えるような構造が必要になりやや複雑になる。

使用材料は、オーステナイト系ステンレスが一般的であるが、使用条件によってはフェライト系ステンレスやNi系耐熱合金が選択される場合がある。

3.2 課題

プレートフィン熱交換器は一体ろう付けするので、それ自身で内圧強度を有する。そのため外部からタイボルトで締め上げる等の必要が無いのであるが、剛構造であるがために温度分布の偏りによって発生する熱応力は大きくなる。これが顕著に見られるのは起動時で、常温から圧縮空気によって徐々に昇温する再生器に、燃焼器での着火と同時に高温の排ガスが流入するため、排ガス入口部に大きな温度分布の偏りが起こると考えられる。こ

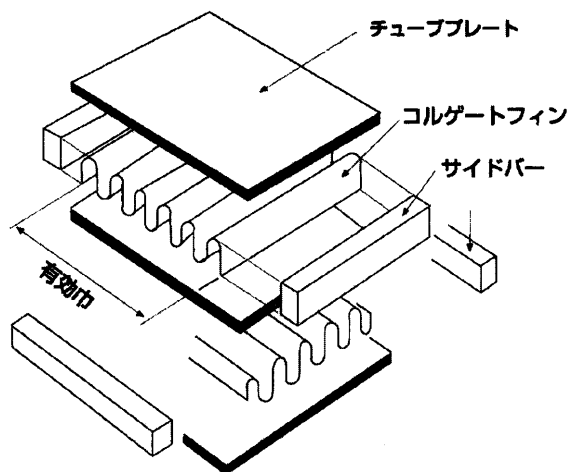


図4 基本構造

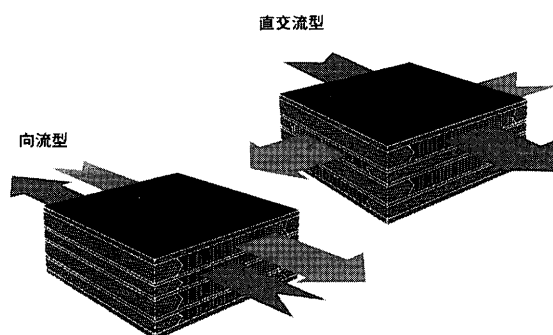


図5 流動方式

れは従来のプレートフィン熱交換器の用途では考えられなかったような急速な温度変化であり、この課題に対して部材を薄くしつつ解決しなければならないのは上述のとおりである。以上をまとめて再生器の目標性能を以下のとおりとした。

(1) 温度効率：90%以上

(2) 耐久性：繰り返し4000回以上

その他、耐久性で数万時間の運転時間が要求される。

4. 製品開発

4.1 新構造

我々は開発にあたって、これまでの経験を基に熱交換器のサイズが小さければ比較的溫度分布の偏りも小さいことから、まず繰り返し起こる熱応力を低減するために熱交換器を小さく分割することを考案した。そこでプレートフィン熱交換器の特徴である積層方向で分割して、ろう付け後に一体化する構造が最も適当であると考えた。幸い、ガスタービン再生器の排ガス側は出口で大気放出なので内圧がかからない。そこで圧縮空気通路の層は密閉にして排ガス通路側を開放にして、最終的に排ガス通路をダクトで包む構造とした。その結果、薄いコアを大量に生産しなければならないが、この部分を標準化できれば積層する数量で容量をコントロールできるので、量産化にとっても都合のよい構造といえる。基本となる部分（エレメント）の構造を図6に示す。尚、この図では圧縮空気通路1段に対して排ガス通路が上下2段であるが、圧縮空気通路n段に対して排ガス通路n+1段でも良い。

4.2 FEMによる構造解析

本構造において設計寿命の評価及び耐久試験との対比のために有限要素法による構造解析を行った。本構造の各エレメントは圧縮空気開口部でのみ一体化されており、エレメントを積層したコアの外周には排ガスダクトがあるが、コアと溶接しているのは圧縮空気開口部だけである。従って、積層面内方向の変形は各エレメント毎に自由と考えて良い。このようにして1エレメントの有限要素モデルを作成し、定常時及び起動時等の負荷変化時の応力解析を行った（図7）。熱応力を決定する定常時及び起動時の温度分布は流体からの熱の授受及び熱交換器内部での熱伝導解析を定常・過渡それぞれについて行い、後述の試験データで妥当性を確認した。その結果、大き

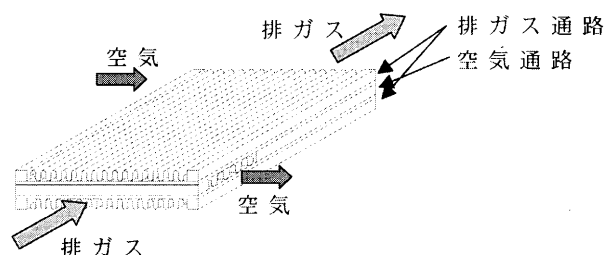


図6 エレメント構造

な応力が発生するのは固定点付近であることが判り、その応力緩和が必要であった。但し、熱交換器は場所によって温度が大きく違うので発生応力から寿命評価を行う際には注意が必要である。又、比較の対象として従来の1ブロックを一体でろう付けする構造の解析結果(図8)に比べて低減することを確認した。

4.3 試作機耐久試験

試作機の性能及び耐久性を確認するために実機サイズの試験体で試験を行った。試験フローを図9に、試験装置全体を図10に示す。図11に示すような試作機を試験体とし、試験体で昇温した高压空気を減圧した後、電気ヒータで更に加熱し、これを排ガスとして高温通路に流入させる。熱源には安全のため電気ヒータを使用した。電気ヒータは急速な温度変化を制御することはできない。そこで排ガスの流入管に常温空気のバイパス管を接続し、温度調整弁を開閉することにより、排ガス入口温度を制御した。その結果、耐久試験では排ガス温度を10秒以内で昇温させることができ、それによって急速起動を模擬した。試験条件及び試験体の概略を表1及び表2に示す。

開発品の性能を確認するため耐久試験開始前に性能試験を行い、90%以上の温度効率が確認できた。更に耐久試験の途中に定期的に内部目視点検や気密試験を行ったが、その点検後も性能試験を実施し特性の変化を調査した。耐久試験開始前の性能試験結果を図12に示す。

耐久試験の結果、4000回繰り返し後の再生器は若干の変形が見られるものの漏洩の無いことを確認できた。

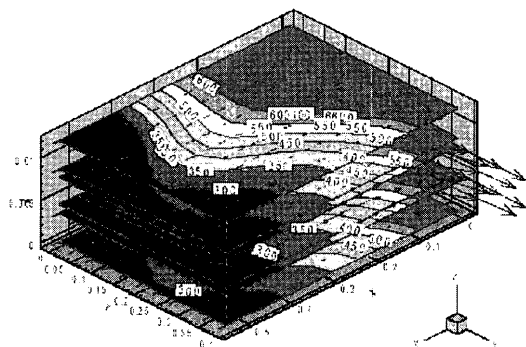


図7 解析結果(エレメント構造)

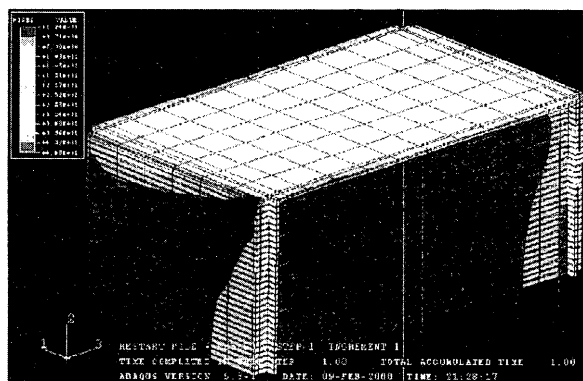


図8 解析結果(ブロック構造)

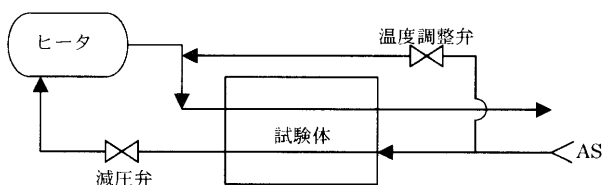


図9 試験フロー

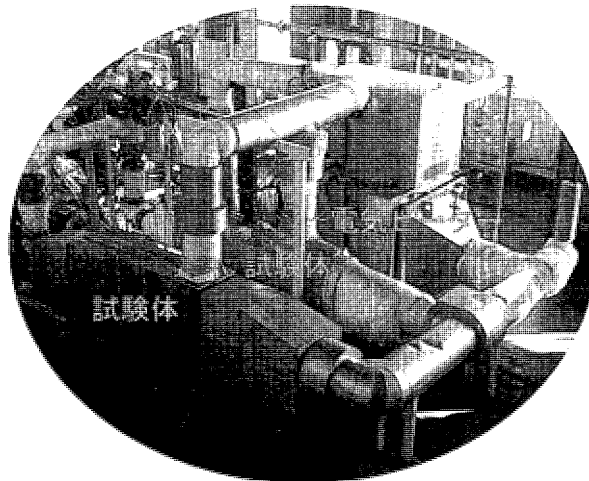


図10 試験装置

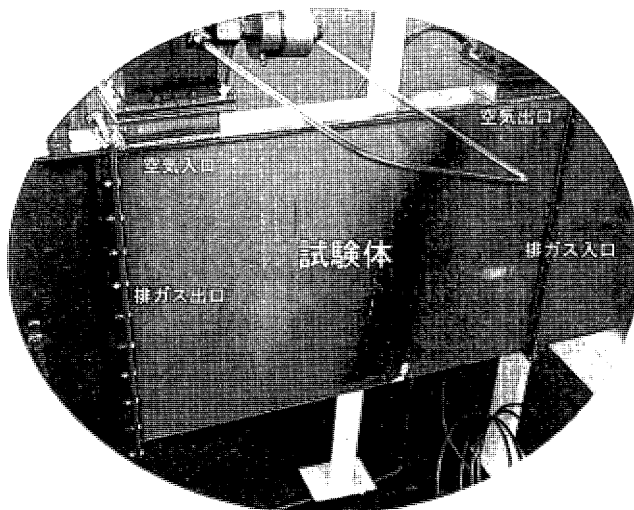


図11 試験コア

表1 耐久試験条件

排ガス入口温度	650℃
排ガス圧力	大気圧
空気入口温度	室温
空気圧力	3.5 kg/cm ² G
高温ガス立上り	10秒以下

表2 試験体

エレメント幅	400 mm
エレメント長さ	600 mm
エレメント数	5

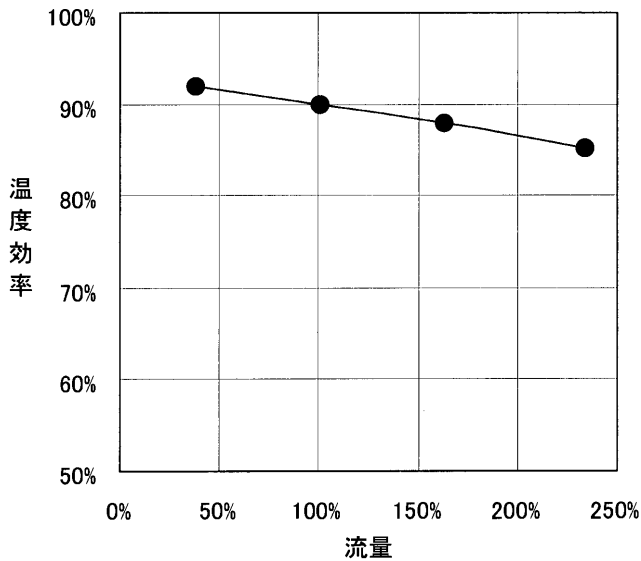


図 12 性能試験結果

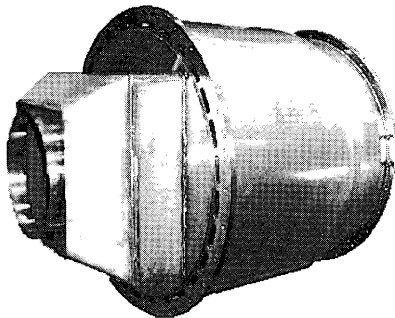


図 13 出力 100 kW 未満クラス再生器

4.4 コスト及び量産性

このような構造はろう付け後の工程を必要とし、製作に必要な工数を増やしてしまう。しかしプレートフィン熱交換器の製造過程におけるボトルネックはろう付け工程であり、短時間に又は流れ作業で行うことが出来れば大きな量産効果が期待できる。特に開発品の構造は厚さのない形状なのでろう付け時の均一な温度制御が容易である。又、エレメントの設計を標準化し、その必要数だけをアセンブリして1基の再生器を生産するようにすれば多品種の生産にも対応できると考えられる。そこで当社では量産のための設備を導入する計画をたて、順次稼働を始めている。

更にこの構造及び生産設備は燃料電池に関わる熱交換器の生産にも応用でき、将来の発展が期待できる分散電源市場の小容量発電機用各種熱交換器にも取り組みを始めている。

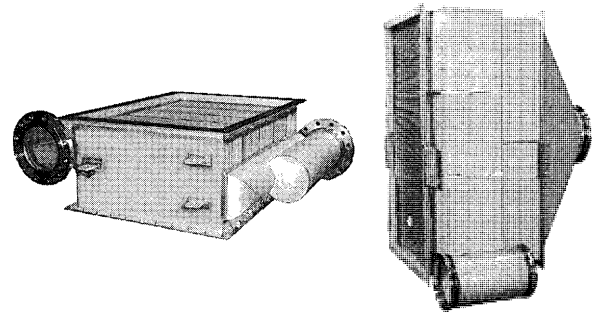


図 14 100~1000 kW クラス再生器

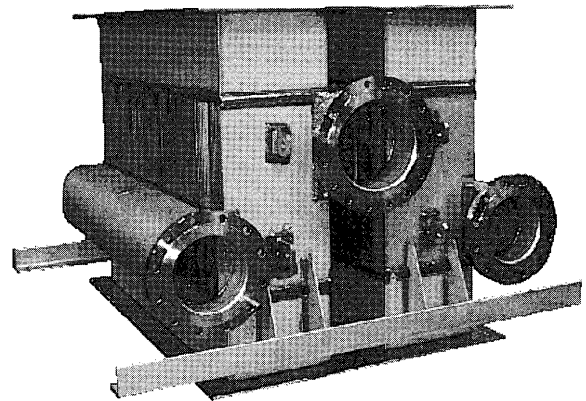


図 15 1000 kW 超クラス再生器

5. 最後に

これまで製作・納入した再生器をガスタービンの容量別で図 13~図 15 に示す。ガスタービンに比べて再生器は大きな機器である。特に温度効率が高い再生サイクルでは、ガスタービン本体よりも再生器の方がその占める容積が大きいというのが実態である。プレートフィン熱交換器のメーカーとして今までコンパクト性をキャッチフレーズにしてきた当社としても、これは大きな問題として考えなければならず、解決のためには更なる技術イノベーションが必要である。今までは性能と耐久性への挑戦であったが、それらに加えて軽量・コンパクト性を益々突き詰めていかなければならない。そのためには、新たな伝熱面形状・素材を始めとする基本要素のみならず、流体の分配部形状等の細部についても見直す必要がある。

参考文献

- (1) 吉田英生, 日本機械学会東海支部・関西支部合同企画第 35 回座談会資料(2002. 11. 25)
- (2) 笠木伸英, 資源環境対策 Vol. 35 No. 10(1999)
- (3) CANMET Energy Technology Centre ホームページ
<http://www.nrcan.gc.ca/es/etb/cetc/>

特集：マイクロガスタービンに関する周辺機器

ウッドワードガスタービン燃料制御システムと マイクロガスタービンへの展開

前田 志宣*¹
MAEDA Shinobu

林 芳幸*¹
HAYASHI Yoshiyuki

キーワード：Total gas turbine control system, Sonic flow control valve, High pressure ratio, Pressure recovery sleeve, Integrated mass flow control solutions, Low cost and compact package, High accuracy and high speed (response) control valve, Long life, Oil less gas booster, Small package booster system

1. 始めに

ウッドワードは原動機制御の専門メーカーとして大型の事業用ガスタービンから小型のマイクロガスタービンまで燃料制御・燃焼器制御システム並びにガスタービン周辺機器のコントロールソリューションを提供している。これは従来より得意としていた航空機転用型ガスタービンの制御技術のノウハウに産業用ガスタービンの制御仕様を取り入れ、幅広い制御システムのラインアップを可能にした。ウッドワードは単なるガスタービンの速度・燃料制御に留まらず発電機制御・プロテクションなどの

広範囲のアプリケーションに対応している。また低公害化、高効率化などガスタービン本来の性能の向上にウッドワードの Dry Low Emission (以後 DLE) 技術、アルゴリズム、各種アクチュエーション、点火栓制御までトータルのガスタービン制御を開発し製品化した。

2. ウッドワードガスタービン制御装置

図1にウッドワード燃料制御・燃焼器制御システム概要及び系統図を示す。

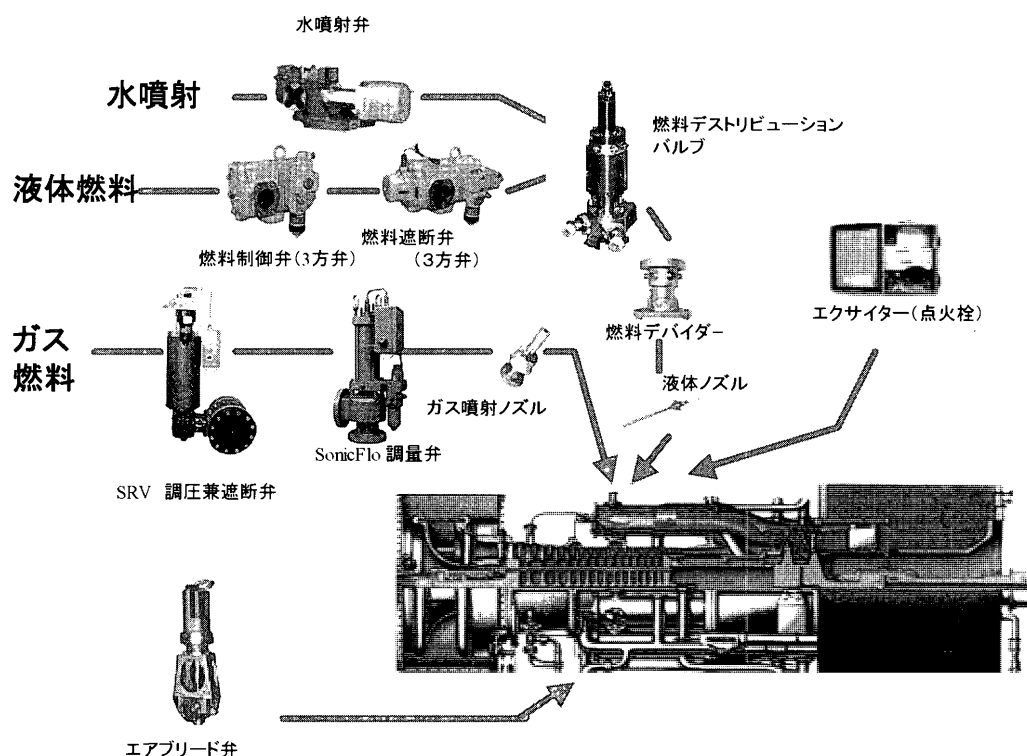


図1 ウッドワード燃料制御・燃焼器制御システム概要

原稿受付 2003年7月30日

*1 日本ウッドワードガバナナー株式会社 営業部
〒286-0291 千葉県富里市中沢 251-1

2.1 ガスタービン燃料制御のコア

信頼性についてはいうまでもないが、ウッドワードが得意とするのは‘処理速度’と‘精度’である。速度と精度の両立により複雑かつ巧緻な制御が必要とされるDLEシステムへの対応を可能にした。

ウッドワードのガス燃料におけるDLEシステムのキーは‘ソニックフロー’である。

バルブを通過するガス流体をチョーク即ち音速にすることによりバルブ出口圧力の変動の影響を受けずに流量制御ができ、DLE等で採用されているマルチパスの燃料制御を行う上で大きな利点となる。非チョークのバルブにおいては実流量を求めるには圧力条件を考慮にいった計算上の補正が必要とされるが、チョークバルブにお

いては実開度とバルブ入り口圧により実流量の制御を行う事ができる。ソニックフローバルブの技術的課題は圧力損失であったが、ウッドワードではチョーク時のバルブ出口／入り口圧力比を保証値として0.8まで高めた。2インチサイズのチョークフローバルブ（GFCVソニックフローバルブ）においてはチョーク時のバルブ出口／入り口圧力比0.93を達成し既に市場に投入し高い評価を得ている。圧力比0.93は一般的に言われるチョークの限界値0.53を大きく超えチョークフローの弱点を完全に克服した。

ガス流体をチョークさせるにはバルブの開口面積を小さくしなければならないが、この事によりバルブ出口での圧力は低下してしまう。圧力が低下したままではバルブでの圧力損失が大きくなってしまふ為、ウッドワードではバルブ出口部に圧力回復スリーブを設けチョーク時の圧力比を飛躍的に高めた。

図3に2インチGFCVソニックフローバルブの開度に対する流量特性を示す。一般的な非チョークのバルブにおいてはバルブ出口／入り口圧力比が0.53を超えると流量は低下し始めるが、ソニックフローバルブにおいては圧力比が0.93までチョーク状態が保たれ出口圧P2が変化しても流量が一定であることが示されている。図3におけるバルブの流量特性はモディファイドイコールパーセンテージ^(*)を採用している。モディファイドイコールパーセンテージは2つの流量特性を組み合わせしており、低流量域ではイコールパーセンテージ^(**)の流量特性で開度に対する流量変化を小さくしレブリューションを高め、中高流量域ではリニアの特性を採用し制御の容易さを高めている。

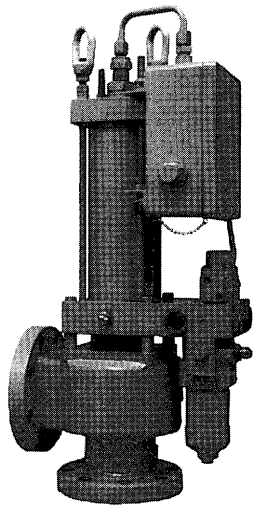


図2 2インチGFCVソニックフローバルブ外形図

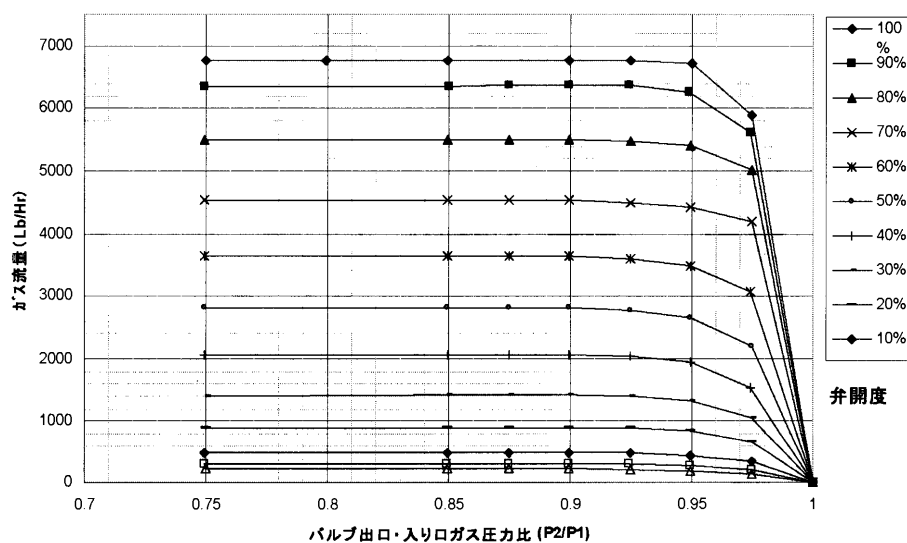


図3 2インチGFCV流量特性図

- (* 1) リニア流量特性とイコールパーセンテージ特性、2つの特性の組み合わせ
- (* 2) C_g の変化率がバルブ単位開度変化に比例的に変化率を乗じた特性

尚ソニックフロー GFCV のバルブサイズは2インチ, 3インチ, 4インチそして6インチとバリエーションを取り揃え Cg 値では定格流量 400 から 10,000 までの広い範囲をカバーしている。また同サイズのバルブでも調量プラグサイズと形状及びスリーブを変更することにより容易に要求仕様への対応を可能にしている。

3. マイクロガスタービン制御システムへの取り組み

3.1 序説

航空機転用型ガスタービンや大型の産業用ガスタービンのアプリケーションにおいては数多くの燃料制御装置納入の実績があるが、マイクロガスタービンへの展開においては制御性以外にスペースとコストがテーマとなった。航空機転用型ガスタービン制御におけるコンパクト化の技術と小型の汎用エンジンシステムにおける量産、低コスト化の技術を合い取り入れ、図4に示す燃料制御システムを開発し市場への投入を開始した。また本システムにおいては燃料制御のみならずモジュラータイプ機能別の発電機制御及びプロテクションもオプションとして設定し使用者の選択範囲を高めた。システムは、産業用ガス燃料自動車用の ECU をベースにしたデジタル制御装置、モータ駆動のガスコンプレッサー、高精度ガス調量バルブ及び分散型発電機制御装置から構成される。

3.2 制御システム案の選定

ガスの流量を制御する方法として、図5に示す方法が考えられる。

- 1 バルブでの圧力損失 ΔP とガス温度による計算 (System 1)
- 2 ガス流量計による調量 (System 2)
- 3 ソニック状態を作りバルブ開口面積による制御 (System 3)

検討案1の方法については航空機転用型の DLE ガスタービンで数多くの実績があり制御性も実証されているが要求精度によっては高速タイプの圧力センサー等コスト的に小型のガスタービンには見合わない面もある。検討案2の方法についても1と同様にフローセンサー等がコスト的に高価でシステムの採用から除外された。マイクロガスタービン用の調量システムにはコスト、応答性、精度、ロバスト性の見地から、System 3のソニックフローによる調量をシステムのコアとして選択した。

3.3 システムのコア、ソニックバルブ

ソニック状態、即ちバルブ開度を下げチョーク状態を作り出すことによりガス流量は、バルブ出口圧力 P2 の影響を受けなくなる。この事によりガス流量はバルブ開口面積とバルブ入口 P1 のみにより決定される。P1 を一定圧に制御する事により、ガス流量はバルブ開口面積のみにより意図した流量が得られ制御が容易になる。ソニックフローの弱点は P1 に対し P2 をチョーク状態を保つ事が出来る圧力比以下にする必要があり、バルブにおける圧力損失はガスコンプレッサーのエネルギー消費につながる。いかにバルブにおける圧力比 ($P2/P1$) を高めた状態でソニック状態を作り出すかがバルブ製作のポイントとなる。一般的にチョーク状態を作り出すには $P2/P1$ の限界値が 0.53 とされるが、小流量の Swift Valve においても特許を取得した特殊な弁体の開発により $P2/P1=0.8$ をも越える圧力比域においてソニック化を実現し制御性の高さや弱点の克服という相反する2面の達成に成功した。この高い圧力比によりガスコンプレッサーのエネルギー消費を軽減している。Swift Valve の駆動にはステッパーモータを採用し高い信頼性と精度を得ている。

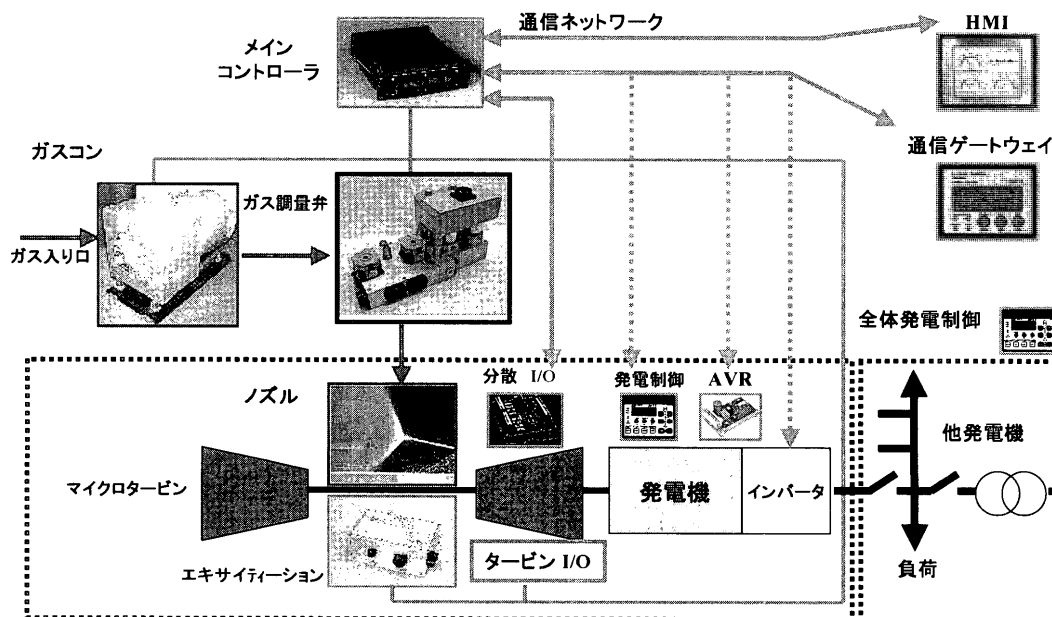
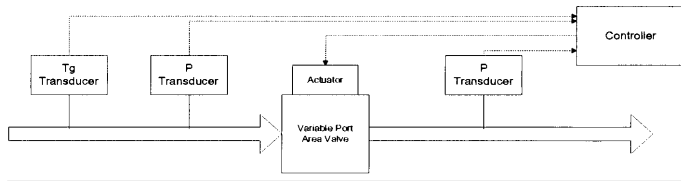


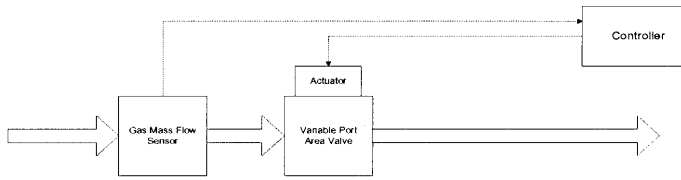
図4 マイクロガスタービン燃料制御システム

検討案1 - ΔP 温度による間接計算



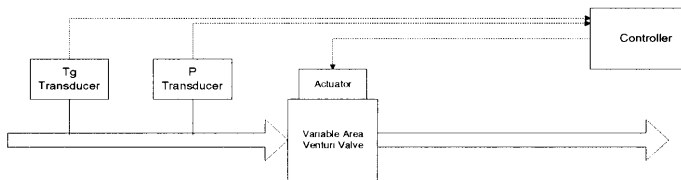
- 複数センサーの精度が流量精度に大きく関与。
- 圧力センサーを2つ必要とする。

検討案2 - フローセンサーによるフィードバック



- 高速度実流量計はコスト的に使用不適當。

検討案3 - ソニックフロー状態による調量



- 圧力センサーはバルブ入口のみの設置で対応可能。
- 特殊弁体の開発により安定した性能。
- 低価格システムの構築が可能。

図5 システムのコア, ソニックバルブ

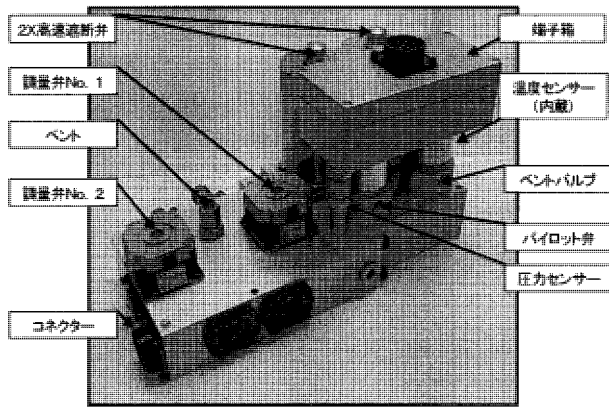


図6 Swift Valve ガス燃料制御装置

3.4 Swift DLE システム

図6に本システムのコアとなるSwift Valveを示す。ソニックバルブ本体のSwift Valveに加えて、マイクロガスタービンの制御に必要な機器をオプションとして設定し、幅広い仕様に対応するとともに小型化、低コスト化も達成した。

Swift DLE システムは下記の機器から構成される。

- * 2連ソニックバルブ 1基
 - * ガス遮断弁 2基
 - * ベントバルブ, パイロットバルブ 各1基
 - * 実流量制御用圧力, 温度センサー 各1基
- 各機器をブロック化しシステムをモジュラー化する事により大幅な配管工数, コストの軽減, 省スペース化を

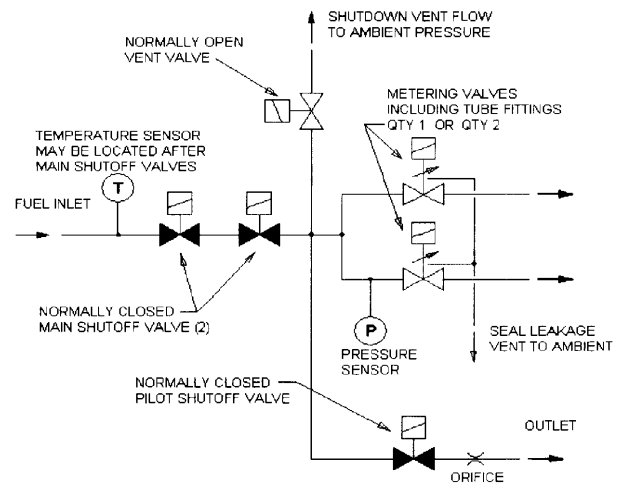
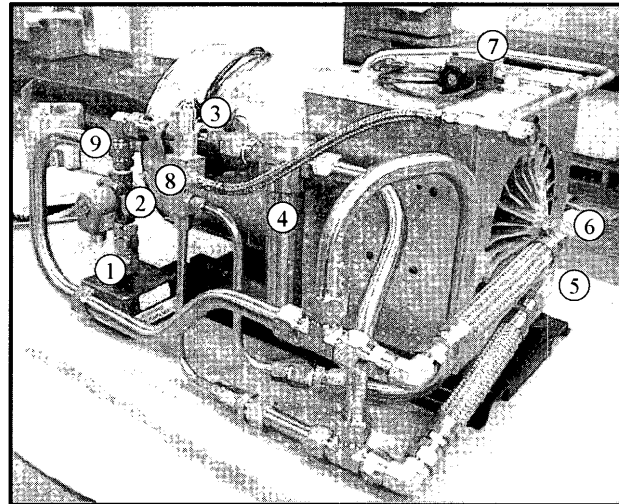


図7 Swift Valve ガス配管系統図

可能としている。また流量制御は、バルブドライバーが流量指示を受け、Swift Valve入り口圧力および燃料温度から実流量を求めバルブに必要とされる開度指示を送る。

尚、Swift DLE システムの燃料系統図を図7に示す。

尚 Swift Valve の種類は流量に応じ4種類の流量特性を選択できシングルバルブタイプもオプションとして設定されている。また図6に示されるように各ユニットはブロック化されている為、仕様に応じソレノイド等のコンポーネントはオプションとして設定され選択の自由度を広げている。



1. ガス入口
2. 入口遮断弁
3. 逆止弁
4. 入口フィルター
5. ガスコン入口
6. ガスコン出口
7. パージ弁
8. バイパス弁
9. ガス出口

図8 ガスコンプレッサ外観図

3.5 制御システムの実行速度

制御において精度と重要な要素それは文頭で述べた速度である。ウッドワードでは独自のOSに Graphic Application Programmer (GAP) というアプリケーション用ソフトを搭載しソフトの作りやすさと実行速度の速さの両立を図り、累計 200,000 台の使用実績のあるデジタル制御装置との組み合わせによりシステムを構築している。本デジタル制御装置の最速の実行速度は 10 ms でバルブを組み合わせて実機における運転においても早い応答性と高い流量精度が得られている。システムとして 0.1 秒を上回る時定数、また 1% より高い流量精度を実現している。

3.6 ガスコンプレッサー

もうひとつの重要ポイントは省エネルギー、長時間メンテナンスフリーの小型ガスコンプレッサーの開発である。当社ではガスコンプレッサーの基礎研究を 1998 年より開始し図 8 に示すガスコンプレッサーの試作機を製作した。

このコンプレッサの特徴は潤滑を必要とせず、ガスの必要量に応じモータの速度制御によって最適ガス圧力を

発生させている。また特徴のひとつであるコンパクト設計を維持しつつガス及びパーケージの温度上昇を抑制する対策が施されている。コンプレッサ本体は低振動設計となっており、他の機器に及ぼす影響が最小限に抑えられている。

4. 終わりに

マイクロガスタービンへの展開のテーマであるスペースとコストについては概ね目標とする結果は得られた。しかしながら DLE 制御においては調量精度の高いパラレル燃料分配方式を採用した為バルブの個数が増える分コストアップという結果につながった。スプリッター方式においてはバルブの数量は減らせるが調量精度や制御の容易さが損なわれてしまう。コストと性能のバランスを何処に設定するかの問題はあるが環境問題は絶対である。次のステップとしてはコンポーネントの数を増やさず制御性、調量精度とコストの両立を計ることの出来るシステムの開発により微力ながらマイクロガスタービンの普及に寄与出来れば理想とするところである。

Ultra Micro Gas Turbine 要素間の熱移動が ガスタービン性能に及ぼす影響

The effects of the heat transfer between the components of
Ultra Micro Gas Turbine on its performance

押味 加奈*¹
OSHIMI Kana

湯浅 三郎*²
YUASA Saburo

キーワード：UMGT (Ultra Micro Gas Turbine), ガスタービンサイクル計算, 熱移動, 熱損失, 熱効率, 断熱設計

Abstract

This paper has focused on the effects of the heat transfer between the components of Ultra Micro Gas Turbine (UMGT) on its performance, which are mostly ignored in conventional gas turbines. In order to investigate the effects, we calculated the unique gas turbine cycle that introduced the heat transfer from the combustion chamber to the compressor and turbine. The results showed that as the heat transfer both to the compressor and turbine increased, the thermal efficiency decreased monotonously, mainly due to a lowering of efficiencies of compressor and turbine, especially compressor efficiency was easier to lower. In addition, the heat transfer to the lower pressure regions of the compressor and turbine reduced the thermal efficiency more than to the higher pressure regions. We discussed the reason of these results thermodynamically.

1. はじめに

近年、半導体技術の応用であるMEMS(Micro Electro-mechanical System)技術の一環として、MEMS製の超小型ガスタービン(Ultra Micro Gas Turbine; UMGT)が米国MITのグループによって提案された¹⁾。ガスタービンを小型化することによって、高出力比や、材料強度の相対的増加などの利点が考えられ、超小型航空機の推進機としてはもちろんのこと、携帯用超小型発電機としての応用も期待されている。UMGTなどのマイクロマシンは体積に対する表面積の増加(いわゆるcube-square law)によって、熱が伝わりやすいという特徴をもつ。これは、冷却などが必至である電子部品などにとっては有利な特徴となるものの、ガスタービンなどの熱機関にとっては逆に不利な条件となる。特にUMGTは燃焼室とコンプレッサ、タービンなどの要素が隣接しており、燃焼器壁や回転軸を通じてかなりの熱が各要素間で移動すると考えられる。

従来のガスタービンのサイクルでは、燃焼室とコンプレッサ、タービン相互間の熱移動などはほとんど考慮し

ていない。しかし燃焼室からの熱移動は単に燃料消費率に関するエネルギー損失だけではなく、それがコンプレッサとタービンに伝わることによって、ガスタービンサイクル全体の性能に影響を及ぼすと考えられる。したがって本論文では、UMGTレベルの超小型ガスタービンを想定し、特に燃焼室からコンプレッサとタービンへの熱移動を考慮したサイクル計算をいくつかのパラメータの下で行い、それらの影響を考察しUMGTを断熱設計する際に考慮すべきポイントを提案する。

2. モデルサイクル

本論文で用いる記号の説明を表1にまとめて示す。サイクル計算をするにあたって、MIT提案型¹⁾の、薄型円盤状で燃焼室とコンプレッサ、タービンが隣接するUMGTを想定した。図1の熱移動モデル図に示すように、燃焼室から燃料の発熱量の一部 Q_m がコンプレッサとタービンに移動すると仮定した。図2aにモデルサイクルのT-S線図を示す。添え字は図1での位置と対応している。熱移動があるときのサイクルでは、燃焼器での温度上昇が抑えられ、その分コンプレッサに伝わった熱によって、コンプレッサ出口の温度上昇が起り、またタービンに伝わった熱はタービン出口での温度低下を抑制することになる。従って熱移動があるときの単純サイクルは、図2aにおいて1→2'→3'→4'→1で表され

原稿受付 2003年7月22日

*1 東京都立科学技術大学大学院学生
〒191-0065 東京都日野市旭が丘6-6

*2 東京都立科学技術大学教授
〒191-0065 東京都日野市旭が丘6-6

表1 記号の説明

記号	説明 [単位]	添え字	説明
T	温度 [K]	'	熱損失がある過程
P	圧力 [MPa]	th	理論値
PR	圧力比	HL	燃焼室からの移動分
Q	熱量 [kJ]	c	コンプレッサ
C_p	定圧比熱 [kJ/(kg·K)]	t	タービン
C_v	定積比熱 [kJ/(kg·K)]	a	空気
C_n	ポリトロップ比熱	g	燃焼ガス
γ	比熱比	f	燃料
n	ポリトロップ指数	HP	高圧側
\dot{m}	質量流量 [kg/s]	LP	低圧側
FA	燃空比		
E	各種効率		
ΔH_f	燃料の発熱量 [kJ/kg]		
HT	熱移動割合		
R	熱分配割合		
S	エントロピ [kJ/K]		
U	区間		
ML	機械損失率		

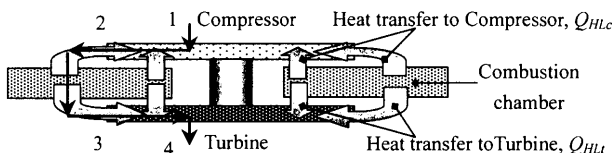


図1 燃焼室からの熱移動モデル図

る。図1は再生サイクルの場合を示していないが、通常ガスタービンと同様にタービンをした後の燃焼ガスとコンプレッサを出た後の圧縮空気と熱交換を行うことを想定している。すなわち、再生サイクルは図2aにおいて1→2'→2''→3'→4'→4''→1で表される。

熱移動がないときの単純サイクルは1→2→3→4_{no}→1で表され、再生サイクルは1→2→2''→3→4_{no}→4''→1で表され、それぞれ一般的なガスタービンサイクル計算を行った⁽²⁾。ここで熱移動があるときとないときで、熱交換器コンプレッサ側出口2''とタービン側出口4''の状態は異なる。

2.1 燃焼室からの熱移動の定義

燃焼室から移動する熱量 Q_{HL} は、最高温度が T_3 から T_3' に低下する時に放出される熱量とし、そのときの熱移動割合 HT を T_3 と T_3' を用いて以下のように定義した。

$$HT = \frac{\text{移動した熱量}}{\text{燃焼ガスの持っている全エンタルピ}}$$

$$\therefore HT = \frac{T_3 - T_3'}{T_3} = 1 - \frac{T_3'}{T_3} \quad (1)$$

従って熱移動量 Q_{HL} は以下のように表すことができる。

$$Q_{HL} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_3') = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot HT \quad (2)$$

この Q_{HL} はコンプレッサとタービンのみに移動し、その他の周囲には逃げないものとした。 Q_{HL} のうち、コン

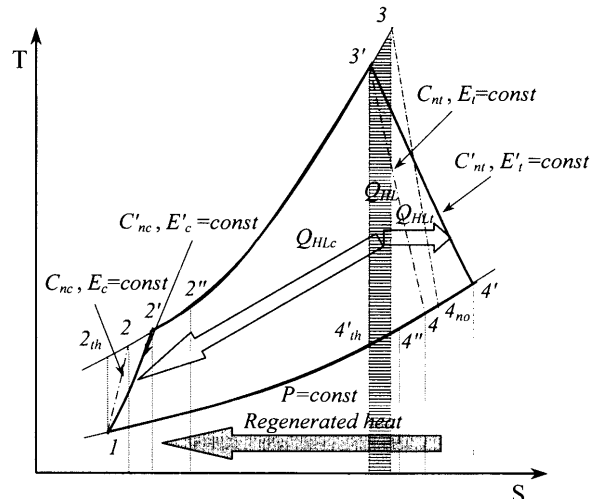


図2a モデルサイクルのT-S線図(断熱区間なし)

プレッサに流入する熱量を Q_{HLc} 、タービンに流入する熱量を Q_{HLt} とおき、また R_c や R_t をそれぞれ Q_{HL} がコンプレッサ及びタービンに分配される割合と定義すると、

$$R_c + R_t = 1 \quad (3)$$

$$Q_{HL} = Q_{HLc} + Q_{HLt} = Q_{HL} \cdot R_c + Q_{HL} \cdot R_t \quad (4)$$

となる。

2.2 コンプレッサ過程とタービン過程

コンプレッサに Q_{HLc} が流入するとその効率は変化すると考えられ、圧力比一定のときコンプレッサ出口温度 T_2' を解析的に求めることができない。そこでコンプレッサ過程をポリトロップ指数一定のポリトロップ過程とし、 Q_{HLc} があるときとないときの流入熱量を考慮することにより T_2' を求めた。 Q_{HLc} があるときのポリトロップ比熱 C'_{nc} はポリトロップ指数 n'_c を用いて

$$C'_{nc} = \frac{n'_c - \gamma_a}{n'_c - 1} \cdot C_{va} \quad (5)$$

と表される⁽³⁾。また、

$$n'_c = \frac{\ln(P_1/P_2)}{\ln(P_1/P_2) - \ln(T_1/T_2')} \quad (6)$$

より⁽³⁾、 n'_c は T_2' のみの関数となるため、 C'_{nc} も T_2' のみの関数となる。ここで Q_{HLc} がないとき、コンプレッサでエントロピの増加に関与する全熱量を Q_{12} と置き、 Q_{HLc} があるときを Q'_{12} と置くと、

$$Q_{12} + Q_{HLc} = Q'_{12} \quad (7)$$

つまり、

$$\dot{m}_a \cdot C_{nc} \cdot (T_2 - T_1) + R_c \cdot (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot HT = \dot{m}_a \cdot C'_{nc} \cdot (T_2' - T_1) \quad (8)$$

さらに燃空比 $FA = \dot{m}_f / \dot{m}_a$ を用いると

$$C_{nc} \cdot (T_2 - T_1) + R_c \cdot (1 + FA) \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot HT = C'_{nc} \cdot (T_2' - T_1) \quad (9)$$

また燃焼室からの熱移動がある場合には、「発熱量=作動流体が得る熱量+ Q_{HL} 」の関係と式(1), (2)より,

$$FA \cdot \Delta H_f \cdot E_b = (1+FA) \cdot C_{pg} \cdot T_3 - C_{pa} \cdot T_2' \tag{10}$$

$$\therefore FA = \frac{C_{pg} \cdot T_3 - C_{pa} \cdot T_2'}{\Delta H_f \cdot E_b - C_{pg} \cdot T_3} \tag{11}$$

式(11)を式(9)に代入すると、熱移動がない場合の T_2 と T_3 はわかっているの、式(9)は T_2' のみの関数となり、 T_2' を求めることができる。

タービン過程も同様にポリトロップ指数一定のポリトロップ過程とし Q_{HL} があるときとないときでの流入熱量を考えると以下の式が成り立つ。

$$C_{nt} \cdot (T_4 - T_3') + R \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot HT = C_{nt}' \cdot (T_4 - T_3') \tag{12}$$

上式はタービン出口温度 T_4 のみの関数となり、熱移動がない場合の T_3 と T_4 はわかっているの、 T_4 を求めることができる。

2.3 コンプレッサ・タービンの一部分のみに熱が流入する場合

図2bのようにコンプレッサ過程とタービン過程を等しい圧力比のところ、低圧区間 U_{LP} と高圧区間 U_{HP} に分け、一方の区間では燃焼室とコンプレッサあるいはタービン間を完全に断熱し燃焼室から全く熱が伝わらず、もう一方の区間では燃焼室から熱が移動して流入する場合を想定した。燃焼室から熱が流入しない区間では所定のコンプレッサ効率とタービン効率から求めたポリトロップ比熱 C_n を用いた。熱が流入する区間は、断熱区間がない2.2の場合と同様に、式(5)から(12)において熱が流入し始める状態位置、例えば図2bにおける 2_{half} の温度と、流入し終わる状態位置、例えば図2bにおける $2'$ の温度を用いて求めたポリトロップ比熱 C_{nc}' を用いた。

図2bはコンプレッサとタービンともに U_{LP} が断熱されているサイクルを示しているが、どちらの区間を断熱

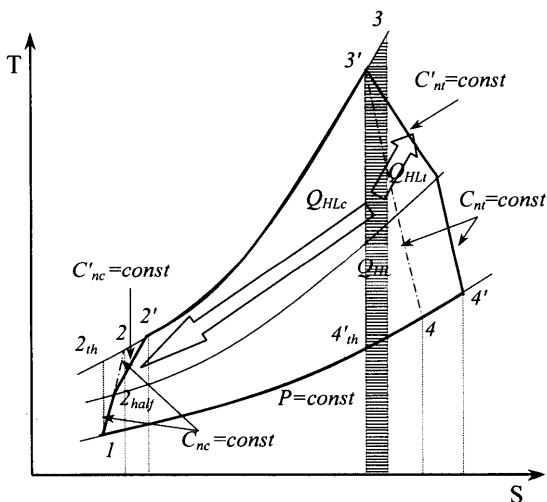


図2b モデルサイクルのT-S線図(低圧区間 U_{LP} 断熱)

するかは、コンプレッサとタービンで独立に設定できる。

2.4 各種効率

Q_{HLc} や Q_{HL} があるときのコンプレッサ効率 E_c' とタービン効率 E_t' は、熱流入の有無によらずコンプレッサとタービンの入口・出口温度の差と断熱変化での温度差との比で定義し、性能評価の指標として以下の式より求めた。

$$E_c' \equiv \frac{T_{2th} - T_1}{T_2' - T_1} \quad E_t' \equiv \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4th}} \tag{13}$$

熱効率 E_{th} は

$$E_{th} = \frac{(1+FA) \cdot C_{pg} \cdot (T_3' - T_4) - C_{pa} \cdot (T_2' - T_1) / (1-ML)}{(1+FA) \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - [T_2' \text{ or } T_2''])} \tag{14}$$

で求めた。分母[]内は、単純サイクルの場合は T_2' を、再生サイクルの場合は熱交換器出口温度 T_2'' を代入した。ここで、本計算では、熱交換器効率は以下の式、

$$E_{ge} = \frac{(T_2'' - T_2') \cdot C_{pa}}{(T_4' - T_2') \cdot C_{pg}} \tag{15}$$

で求め、一般的な熱交換器の温度効率と比熱の項だけ異なっている。

3. 計算結果と考察

3.1 熱効率 E_{th} に及ぼす熱移動割合 HT の影響

本計算に用いた各種パラメータを表2に示す。図3に、 Q_{HL} が $R_c = R_t = 0.5$ の割合でコンプレッサ過程とタービン過程の全体に流入した場合の、熱移動割合 HT と熱効率 E_{th} の関係を示す。図3は HT の増加に伴って E_{th} は単調に低下することを示している。これより燃焼室から発熱量の一部 Q_{HL} がUMGTの外部に放散せず全てコンプレッサとタービンに伝わるといふ要素間の熱移動であっても、 E_{th} は低下することが分かった。この E_{th}

表2 サイクル計算パラメータ

大気圧 P_1 [MPa]	0.1013
大気温度 T_1 [K]	300
圧力比 PR	4
燃焼器出口温度 T_3 [K]	1600
定圧比熱(空気) C_{pa} [kJ/(kg·K)]	1.005
(燃焼ガス) C_{pg} [kJ/(kg·K)]	1.193
定積比熱(空気) C_{va} [kJ/(kg·K)]	0.7171
(燃焼ガス) C_{vg} [kJ/(kg·K)]	0.895
比熱比(空気) γ_a	1.402
(燃焼ガス) γ_g	1.333
水素発熱量 ΔH_f [kJ/kg]	120000
コンプレッサ効率 E_c	0.65
タービン効率 E_t	0.75
燃焼効率 E_b	0.98
機械損失率 ML	0.01
燃焼室圧力損失率 PL	0.03
熱交換器効率 E_{ge}	0.8

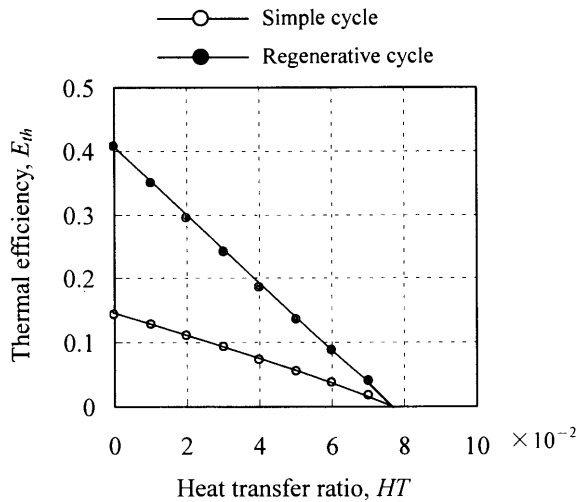


図3 熱効率 E_{th} におよぼす熱移動割合 HT の影響 ($R_c = R_t = 0.5$)

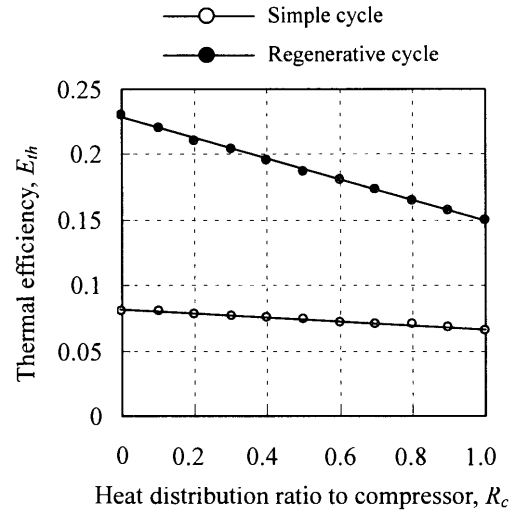


図4 コンプレッサへの熱分配割合 R_c が熱効率 E_{th} に及ぼす影響 ($HT = 0.04$)

低下の主な原因は、 Q_{HLC} と Q_{HLI} の流入により T'_2 と T_4 が上昇し、コンプレッサとタービンそれぞれの効率 E'_c と E'_t が低下するためであると考えられる。これは、コンプレッサに関しては熱の流入により流体の体積が膨張することによって余分な圧縮仕事を必要とし、タービンでは流体温度上昇によって仕事への変換に利用できる運動エネルギーが減少するという物理的イメージと一致する。

また T'_2 と T_4 は熱交換器の有無によらずに決まるため、単純サイクルと再生サイクルともに自立運転ができなくなる時 ($E_{th} = 0$) の HT は約 0.075 でほぼ等しくなる。またこの $HT = 0.075$ は燃焼器出口温度が 1600[K] から 1480[K] まで低下することに対応する。

本研究室で行っている超小型燃焼器（燃焼壁が石英ガラス【熱伝導率 $\lambda = 1.5$ [W/m·k]】）の実験では、 $\dot{m}_a = 0.037$ [g/s]、当量比 $\phi = 0.4$ （水素/空気）の条件において、燃焼器出口の軸方向の温度勾配（タービン側への温度勾配に相当）で 80[K/mm] が得られ⁽⁴⁾、これは発熱量の約 15% が熱移動することを示すことに等しく、上記の計算結果と比較すると、UMGT の断熱条件はかなり厳しい条件であることがわかる。

3.2 熱効率 E_{th} に及ぼす熱分配割合 $R_c \cdot R_t$ の影響

図4に $HT = 0.04$ の場合の、コンプレッサへの熱分配割合 R_c と熱効率 E_{th} の関係を示す。これより R_c が増加する、すなわちタービンへの熱分配割合 R_t が減少するにつれて E_{th} が低下することが分かった。つまり同一 HT においてもタービンよりもコンプレッサに熱が分配される割合が大きいほど E_{th} は低下することが分かった。これは、図5に R_c とコンプレッサ効率 E'_c ・タービン効率 E'_t の関係を示すように、 $R_c = 1$ での E'_t の低下率が 75% から 63% へ、約 16% であるのに対し $R_c = 1$ での E'_c 低下率は 65% から 46% へ、約 29% であることから E'_c の方が熱の流入の影響を受けて低下しやすいことが主な原因と考えられる。この傾向は T - S 線図上でエン

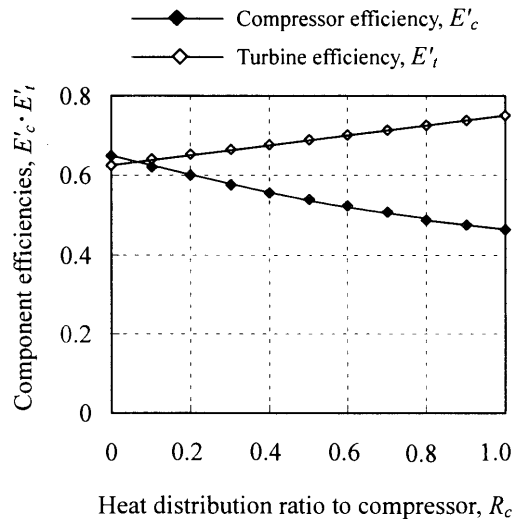


図5 コンプレッサへの熱分配割合 R_c がコンプレッサ効率 E'_c 、タービン効率 E'_t に及ぼす影響 ($HT = 0.04$)

トロピが小さい領域、つまりコンプレッサ側の方が圧力曲線間隔が狭くなっているため、同じ熱量がコンプレッサとタービンに流入するとしても、コンプレッサの方が断熱過程の温度上昇よりも、より温度が上昇してしまうからであると考えられる。

3.3 熱流入位置と熱効率 E_{th} の関係

図6aにコンプレッサのみに熱が流入した場合 ($R_c = 1$) の単純サイクルでの HT と熱効率 E_{th} の関係を示す。低压区間 U_{LP} に熱が流入する場合より、高压区間 U_{HP} に熱が流入する場合の方が高い E_{th} を示した。再生サイクルの場合も同様の傾向を示した。図6bにタービンのみに熱が流入した場合 ($R_t = 1$) の単純サイクルでの HT と E_{th} の関係を示す。タービンの場合も同様に、 U_{HP} に熱が流入する方が U_{LP} に熱が流入する場合よりも高い E_{th} を示し、再生サイクルも同様の傾向であった。これより本サイクル計算条件のもとでは、コンプレッサ

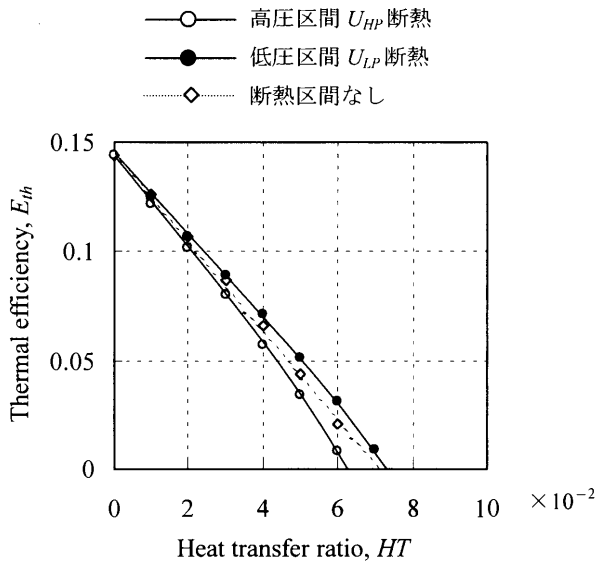


図6 a コンプレッサの一部を断熱したときの熱移動割合 HT と熱効率 E_{th} ($R_c=1$, 単純サイクル)

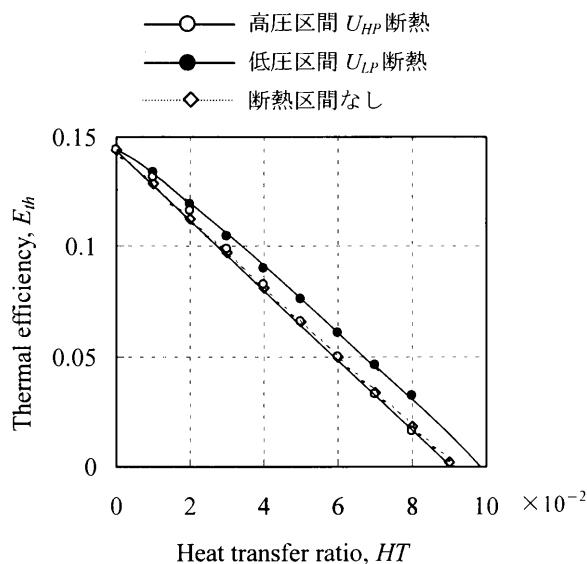


図6 b タービンの一部を断熱したときの熱移動割合 HT と熱効率 E_{th} ($R_t=1$, 単純サイクル)

過程とタービン過程ともに U_{HP} よりも U_{LP} を断熱した方が高い E_{th} を得られることがわかった。

3.4 熱流入位置と熱効率 E_{th} の関係

一般にコンプレッサに必要な仕事とタービンがする仕事は、入口と出口の温度差によって評価できる。コンプレッサに関しては温度差が小さい方が必要な仕事が少なく済み、タービンに関しては逆に温度差が大きい方が多く仕事を取り出せるので、他の条件が全て同じときには熱効率 E_{th} は高くなる。そこで、このような条件がどのような状態、すなわち圧力 P 、エントロピ S の状態の際に生じるかを明らかにすれば、高い E_{th} を維持できるコンプレッサとタービンの断熱位置を決定できるはずであり、その条件を満たす区間を断熱すれば高い E_{th} を得られると考えられる。ここで、本計算では圧縮及び膨

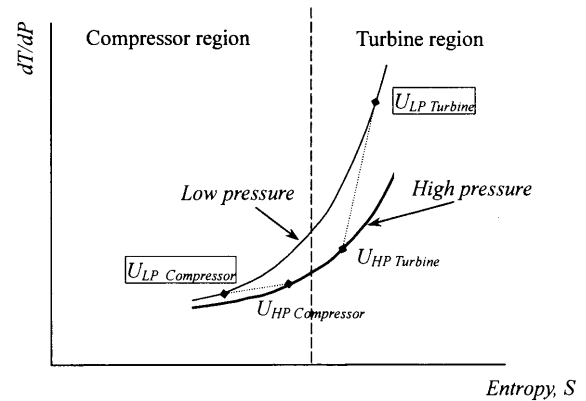


図7 単位圧力差あたりの温度差 dT/dP と圧力 P ・エントロピ S の定性的関係

張過程ともに、低圧区間と高圧区間の圧力差は等しい。よって同じ圧力差における一定ポリトロップ比熱 C_n での温度変化 dT/dP とその時の状態量 (圧力 P 、エントロピ S) の関係を調べれば、上記のことが検証できる。

単位質量あたりの理想気体のポリトロップ過程 (C_n 一定) でのエントロピ変化 ΔS_n は以下のように表せる⁽³⁾。

$$\Delta S_n = \int_I^{II} C_n \frac{dT}{T} = C_n \ln \frac{T_{II}}{T_I} = C_n \ln \left(\frac{P_{II}}{P_I} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (16)$$

添え字 I は初期状態を示し、II はポリトロップ過程後の状態を示す。式(16)と $\frac{dT}{dP} = \left(\frac{\partial T}{\partial S} \right)_p \frac{dS}{dP} + \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s$ より、

$$\frac{dT}{dP} = \text{const} \cdot T_I \cdot \exp\left(\frac{S-S_I}{C_n}\right) \cdot P^{-1} + \text{const} \cdot P^{-\frac{1}{\gamma}} \quad (17)$$

が導かれる。断熱過程のときは $n \rightarrow \gamma$ かつ $dS \rightarrow 0$ より、

$$\frac{dT}{dP} = \text{const} \cdot P^{-\frac{1}{\gamma}} \quad (18)$$

となる。式(17)より単位圧力差あたりの温度差 dT/dP は図7に定性的に示すように圧力 P のべき乗に反比例し、 $\exp S$ に比例する。ここでコンプレッサとタービンでの高い E_{th} を示す圧力 P とエントロピ S の条件と、本計算結果で高い E_{th} を示した断熱区間の条件をコンプレッサ過程とタービン過程に分けて比較する。

コンプレッサ過程の場合、式(17)で得られる高い E_{th} を得るための条件は、「圧力 P はより高い」また「エントロピ S はより小さい」方がよいことがわかる。しかしながら、図2の $T-S$ 線図からも明らかなように、コンプレッサ過程は圧縮過程であるため、圧力の上昇とともにエントロピが増加し、圧力が高いところではエントロピは大きく、逆に圧力が低いところではエントロピは小さい。従って、上記の「圧力 P はより高い」という条件と「エントロピ S はより小さい」という条件を同時に満たすことができず、両者のトレードオフになると考えられる。本計算結果では、低圧側の U_{LP} を断熱した方が高い E_{th} を得られたことから、「エントロピ S はより小さい」という条件の方が支配的であったと考えられ

る。これは式(17)において、圧力 P の項がべき乗で利いてくるのに対し、エントロピ S は指数で利いてくるため、相対的にエントロピ S の影響の方が支配的になったと考えられる。

タービン過程の場合は、式(17)で示される高い E_{th} を得るための条件は、コンプレッサ過程の反対となり、「圧力 P はより低い」また「エントロピ S はより大きい」方がよいことになる。ここでタービン過程は膨張過程であるために、圧力の低下とともにエントロピも増加する。従って、「圧力 P はより低い」という条件と「エントロピ S はより大きい」という条件は、低压側で同時に満たされることになる。これは、 U_{LP} を断熱した方が高い E_{th} を得られるという、本計算結果と一致する。

4. まとめ

燃焼室から発熱量の一部がUMGTの外部に放散されずコンプレッサとタービンに伝わる場合でも、ガスタービンの熱効率 E_{th} は低下し、本計算条件下では $HT = 0.075$ で自立運転ができなくなることがわかった。

さらに同じ熱移動割合 HT の時、コンプレッサの方がタービンよりも熱流入の影響を受けて効率低下しやすく、UMGTの熱効率 E_{th} が低下することがわかった。また、コンプレッサとタービンの一部分を断熱した場合、

両者ともに低压側を断熱した方が高い熱効率 E_{th} を得られることがわかった。

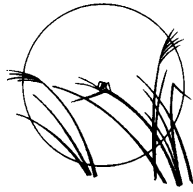
UMGTサイズの超小型ガスタービンの断熱設計では、燃焼室を極力断熱し熱が外部に伝わらないようにするのはもちろんのこと、タービン側よりもコンプレッサ側を、また両者ともに低压側を重点的に断熱する必要があると提案できる。

謝 辞

なお、本研究は、一部平成14年度NEDO国際共同研究提案公募事業（発電技術）「超小型ガスタービン実用化先導研究」の補助を受けて行いました。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- (1) A. H. Epstein et. al, Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines – The MIT Microengines Project – (1997), AIAA 97-1773, 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference
- (2) 須之部量寛・藤江邦男, ガスタービン, (1974) 共立出版
- (3) 谷下市松, 工業熱力学基礎編, 第36版 (1989) p 62, 97, 裳華房
- (4) 押味加奈, 湯浅三郎, 第30回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2002-9), p. 103-108



アイスブレーキング(3)

毛利 邦彦*1

MOURI Kunihiko

前回までは化石でのアイスブレーキングを紹介しましたが、今回は産学官の連携促進を念頭に入れたアイスブレーキングを紹介します。

この話は私のオリジナルではありません。私が早稲田大学電気工学科の学生で、昭和43年(1968年)、「電気特論」の教官である高木先生が紹介した話です。今から35年も前の話ですが、これから書く話は鮮明に覚えており、時折前の会社(電源開発株)で、私の部下にも紹介していた関係で今でも忘れず皆様に紹介出来る訳です。

さて、下に示す回路図は「タンク回路」と言い、コイル、コンデンサーおよび抵抗で構成され、送信機(受信機)に用いられる電波を発信(受信)する最終段(初段)の回路です。ちなみにこの時の発信周波数(受信)は次の式で表されます。

$$f = 1/2\pi\sqrt{LC}$$

f : 発信周波数, L : インダクタンス,
 C : キャパシタンス

コイルは電流が電圧の位相に比べて90度遅れます。またコンデンサーは反対に電流が電圧の位相に比べて90度進む性質を持っています。抵抗は電流、電圧は同相で変化はありません。

この性質を人間に例えるとコイルは役所(官)の仕事に似て、「何か仕事を依頼しても、直ぐに仕事をしなく、遅れて仕事をする」。またコンデンサーは大学(学)に似て、「何か仕事を依頼する前から、先行して仕事(研究)をしている」。そして抵抗は企業活動(産)に似て「仕事必ず利益が出る仕事を選ぶように、世の中の動きに合わせた仕事をする」。

もちろん、役所には仕事を速くする役所もあり、大学に拠っては時代に乗り遅れた大学もあり、企業も先端技術を取り入れている企業もあり、決め付けた言い方には不快に思う方もいると思いますが、たとえ話ですので大目に見て下さい。

そして、皆さんの中には、役所仕事は時代を反映していないとか、官僚的で仕事の進行が遅いとよくクレームを聞きます。また大学には理想ばかり、または先端のことに走り現実を見ていないので、役に立たない研究ばかり志向していると、そして企業には企業は費用対効果と現実ばかり見ており、新しい展開に目を向けないと、それぞれが自分の視点で批判している現状があります。

このような気持ちが社会の中にあると何かと一生懸命仕事をする意欲が削がれてしまいます。そこで「タンク回路」の話になります。「タンク回路」は三つの性質の組み合わせで初めて仕事をエネルギーにして取り出せる回路です。この回路ではどの一つが足りなくとも機能し

ません。その自然現象のアナロジーを考えると次のようなアナロジーとなります。

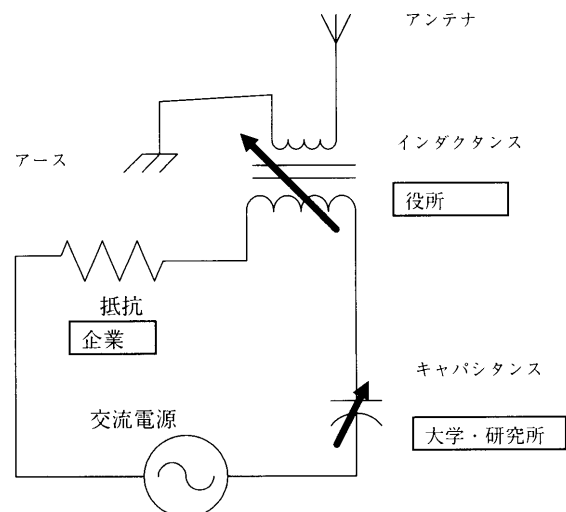
「刺激(仕事)に対して遅れた動作」、「仕事(刺激)に対して進みすぎる動作」「仕事(刺激)に対して同じ動作」を組み合わせたら「エネルギー」を取り出せる自然界の現象があるのですから、産学官の連携を上手く取り組めば必ず「エネルギー」が取り出さされる筈です。人間は自らの意思で行動していても何処か自然の法則に従った行動となると考えられます。

それでは何故上手に行かない場合があるのでしょうか。それは目的の周波数(目的)に同調させる為には発信(受信)周波数を選択するバリコン(バリアブルコンデンサー)またはスライドコイルがあり、キャパシタンスまたはインダクタンスを変化させています。

発信したい周波数(目的)を選択(達成)させる為には調整機能があり、この機能で初めて目的とした周波数が選択でき発信が出来るわけです。

このバリコンの機能(調整機能)は社会(組織)において「マネージメント」と思います。異なった性質を上手く取り入れ仕事エネルギーを引き出すことが力(エネルギー)になります。人間社会は色々な個性の集団ですから、「遅れる人」「早い人」「マイペース」の人により組織が構成されています。この組織を生かすも殺すも「マネージメント」次第ではないでしょうか? 役所、大学、企業を批評する人は、多分「マネージメント」が不慣れではないでしょうか。ご自身も間違いなく批評されていると思います。

この話をプレゼンの前に「タンク回路」の話をして、最後に「産学官連携」の話で結び、産学官連携の必要性を強調いたします。またこの話は組織論の中での「マネージメント」に通じる話です。身の回りで実感を持っている人が多くいると思います。



タンク回路の概念図

原稿受付 2003年8月18日

*1 榎八戸インテリジェント プラザ

〒039-2245 青森県八戸市北インター工業団地1-4-43

東京大学生産技術研究所におけるガスタービンの研究

西村 勝彦*¹

NISHIMURA Katsuhiko

キーワード：Gas turbine, Radial turbine, Combustor, CFD, Turbocharger

1. はじめに

東京大学生産技術研究所は、1998年から目黒区駒場に位置する駒場リサーチキャンパスへ移転が始まり、現在では図1に示す新営研究棟が完成しています。建物内の構成は地下1階と1階が共通の実験室、2階から上の階が各研究室の居室・実験室になっています。

筆者が所属する、加藤千幸研究室（加藤教授以下、職員3名、学外研究員5名、学生13名の総勢21名から構成される）は、吉識晴夫東京大学名誉教授（現、帝京平成大学教授）の保有していたガスタービン研究設備を引継ぎ、出力数10Wから数kW程度の超小型ガスタービンの試作研究を行っています。本稿では、これらガスタービン関係の研究の概要を紹介します。

2. 研究設備

ガスタービン関係の研究は、地下1階と1階からなる共通の実験室で行っています。部屋は防音壁と防音扉で囲われており、高圧空気源と動力計を有しています。さらに、燃焼ガスの排気口を床面に、空気用の排気口を床面と壁面に設け、ともに1階屋外の排気塔から排気されます。これらの設備により、圧縮機およびタービンの要素試験（空気試験）、並びに燃焼試験やガスタービン運

転試験（高温試験）を可能にしています。それぞれの試験ベンチを図2、3に示します。

2.1 空気試験ベンチ

タービンの要素試験を例に空気試験ベンチを紹介いたします。初期の段階では、高圧空気源で発生した高温高圧空気を試験タービンへ直接供給し、タービン出口のミキシングチャンバを経て、排気口に排気してあります。試験タービンの出力約7kWに対し、電動機出力310kWの高圧空気源を用いるため、空気源がロード・アンロードを繰り返し、タービン入口温度を90℃以上に上げるこ

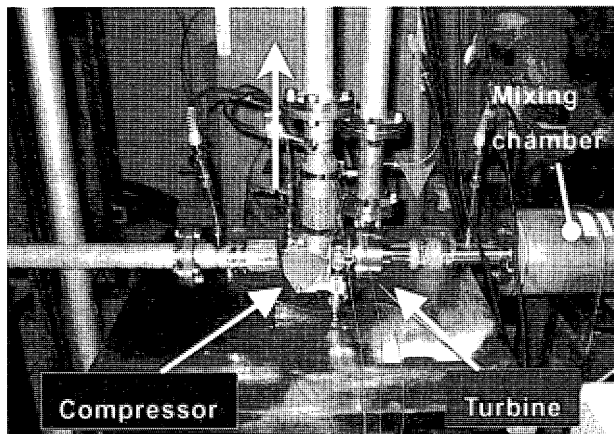


図2 空気試験ベンチ

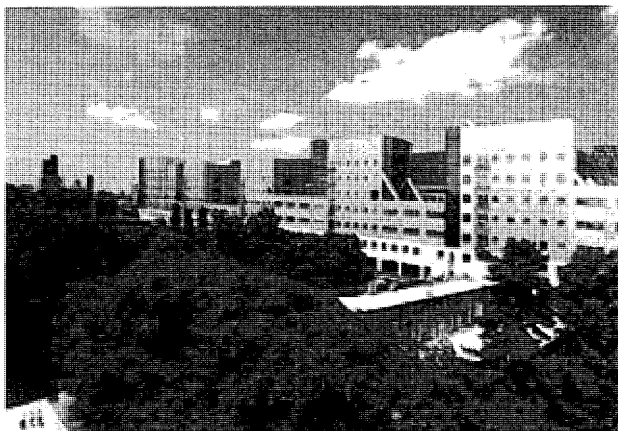


図1 東京大学生産技術研究所

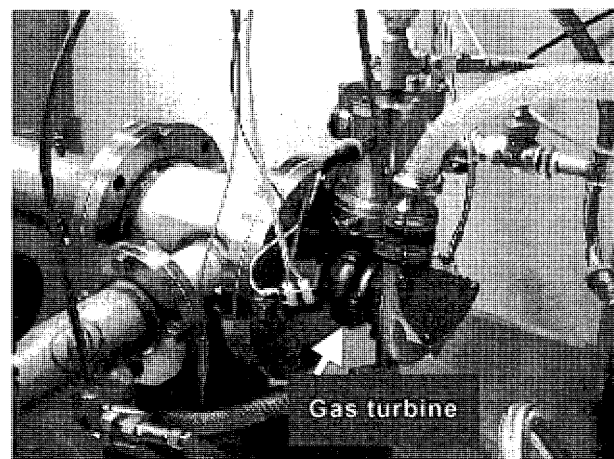


図3 高温試験ベンチ

原稿受付 2003年8月20日

*1 東京大学生産技術研究所 人間社会部門 加藤千幸研究室
〒153-8505 東京都目黒区駒場4-6-1

とができませんでした。そこで、高压空気源で車両用ターボ過給機を駆動し、その圧縮機から出る高温高压空気を試験タービンに供給するシステムに変更しました。このシステムを図4に示します。現在、タービン入口温度は最高130℃前後で試験を行っています。試験タービンの動力吸収に圧縮機を利用して、圧縮機出入口を結んだ閉ループ配管の途中に設けたバルブの絞りによって吸収動力の負荷を調整します。

2.2 高温試験ベンチ

燃焼試験を例に高温試験ベンチを紹介します。高压空気源からニードルバルブで流量調整された空気を燃焼器に供給し、熱式流量計により流量制御されたプロパンガスを燃料ノズルから噴出させ、燃焼試験を行っています。イグナイタは給湯器用を利用しました。燃焼器出口部で温度を計測した後、下流側で稀釈空気を混合し、排気温度を100℃以下に落とした後に排気口へ排気します。

3. 研究内容

最終目標を出力数10W級の超小型ガスタービンの開発とし、第一段階として出力数kW級のガスタービンの要素研究および試作を行っています。以下に主な研究内容を紹介します。

3.1 空気試験による要素研究

動翼外径約40mmの二次元翼形状ラジアルタービン

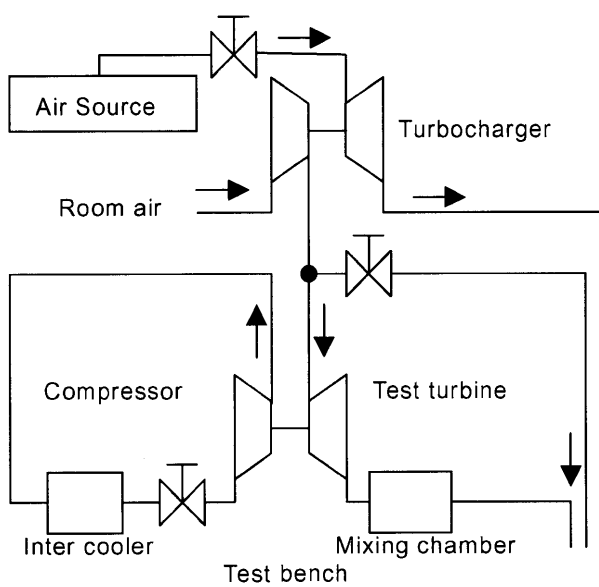


図4 空気試験ベンチのシステム図

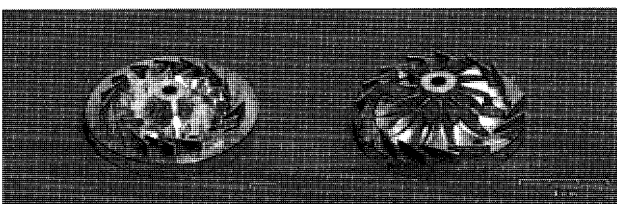


図5 二次元および三次元タービンとノズル

を設計・試作し、空気試験ベンチで空力性能を計測し、二次元タービンの特性を評価しています。試験に用いたタービンとノズルを図5、計測画面を図6、空力特性の一例として速度比と断熱効率の関係を図7に示します。図7中、Type A~Cは二次元タービン、3Dは三次元タービン、exp.は実験計測値、CFDは流動解析結果を表しています。

3.2 高温試験による研究

出力数kW級用に試作された缶型燃焼器の燃焼試験を行い、その作動特性を計測しています。また、出力数kWとして世界最小最軽量(乾燥重量14.3kg, 容積8.5リットル)の発電用ガスタービン(パームトップガスタービン)の実用化を目指して研究を行っています。その装置の断面図と要素部品をそれぞれ図8, 9に示します。

3.3 流動解析

試作二次元ラジアルタービンの流動解析を行い、空力特性の予測を行っています。さらに、タービン動翼内のレイノルズ数が 10^5 前後となるため、より高精度に解析を行う必要があります。圧縮性遷移流れを考慮したLES解析を行っています。図10にその解析例を示します。

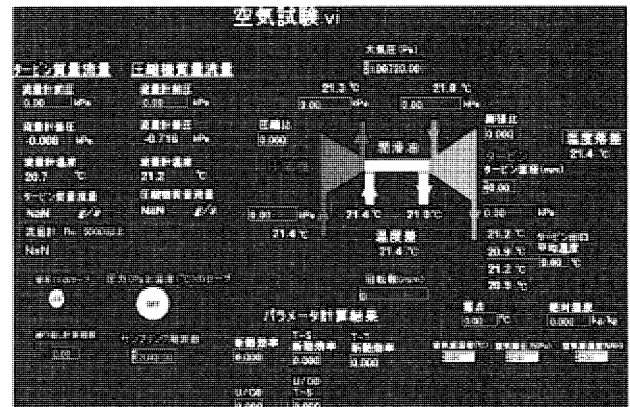


図6 計測画面

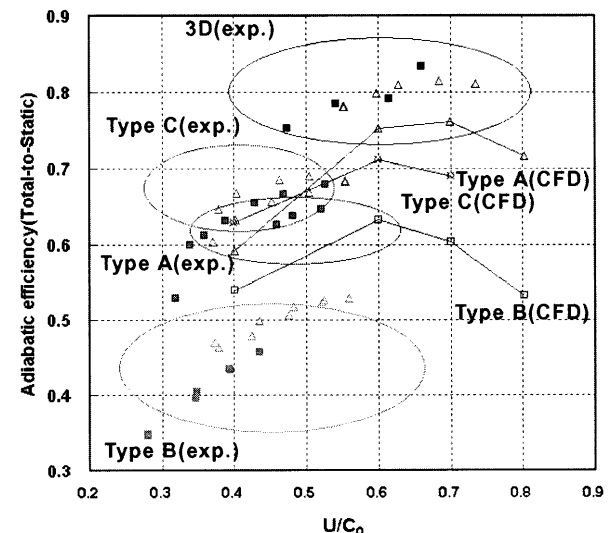


図7 速度比と断熱効率

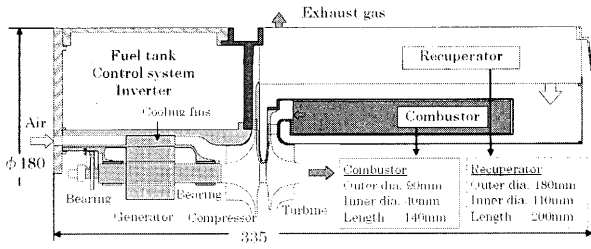


図8 パームトップガスタービン

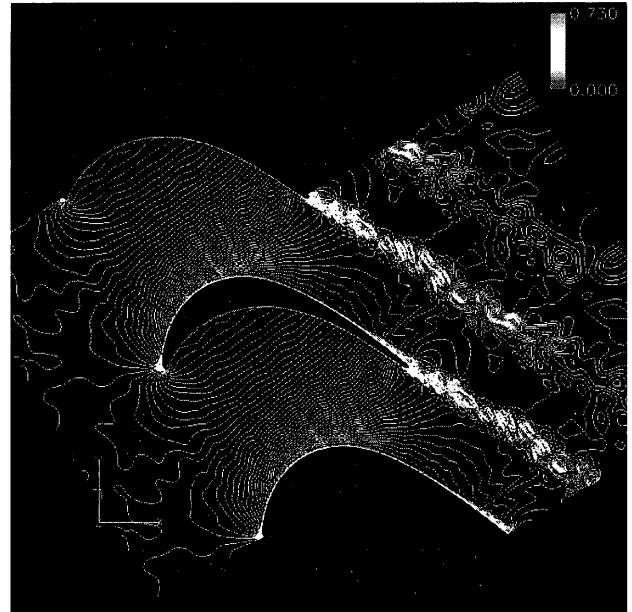


図10 圧縮性遷移翼列流れのマッハ数分布

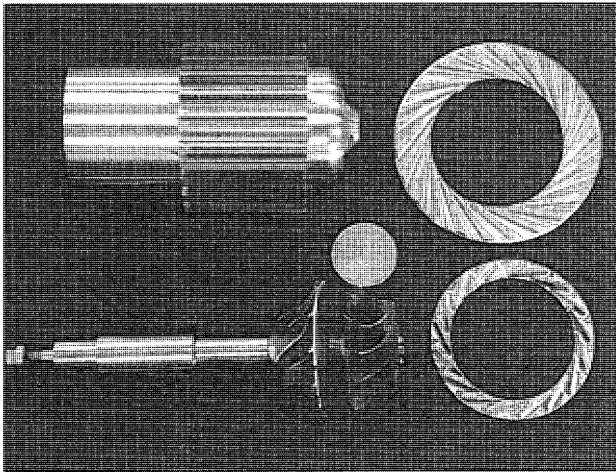


図9 パームトップガスタービンの要素

4. おわりに

今後、出力数 10 W 級の超小型ガスタービンを開発するため、動翼外径 8 mm のタービンの空気試験を予定しており、現在、そのロータと計測系の設計を進めています。図 11 に試作タービンを示します。二次元タービンは SiC CVD 材料を機械加工で製作、三次元タービンは Al 2017 材料を 5 軸 NC 機械加工で製作しています。なお、本稿で紹介した研究内容は、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) の国際共同研究提案公募事業 (発電技術)「超小型ガスタービンの実用化先導研究」の中で行われているものです。ここに記して謝意を表します。

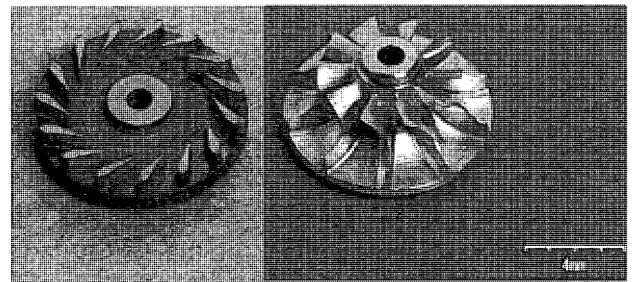


図11 外径 8 mm の二次元および三次元タービン

参考文献

- (1) 吉識晴夫, 松尾栄人, 加藤千幸, ガスタービン学会誌, 30-4, (2002-7), p. 258
- (2) 加藤千幸, 池田博行, 吉識晴夫, 松尾栄人, 西村勝彦, 寺本進, 日本機械学会第 8 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, 02-7 (2002-6), p. 541
- (3) 松浦一雄, 加藤千幸, 池田博行, 牧野喬志, 吉識晴夫, 松尾栄人, 西村勝彦, Rajesh SAPKOTA, 機械学会年次大会講演論文集, 03-1(VI), (2003-8), p. 325

2003 年第 48 回 ASME 国際ガスタービン会議

1. 全 般

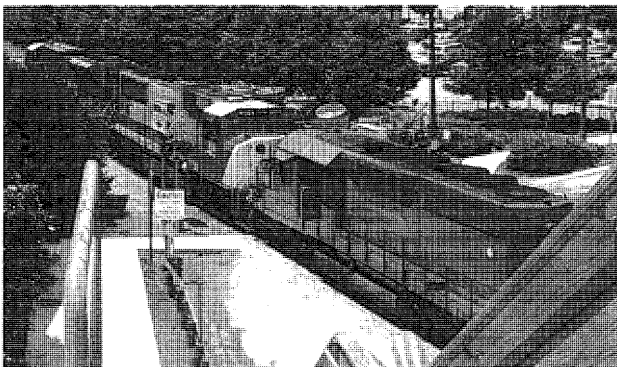
藤岡 照高*¹
FUJIOKA Terutaka

藤井 智晴*¹
FUJII Tomoharu

2003 年の ASME TurboExpo 会議は USA, Georgia 州 Atlanta の Georgia World Congress Center で 6 月 16 日から 4 日間開催された。Georgia, Atlanta と言えば、古い話で恐縮だが、Jazz のスタンダード、Georgia on my mind や Jimmy Carter 元大統領の出身地としてピーナッツ農園がイメージされるが、コココーラ、ジョージア工科大学、GE、デルタ航空の本拠地でもあり、米国有数の工業都市となっているらしい。

会場はアトランタの市街地、ピーチトリーストリートから徒歩 15 分程度で、アトランタ国際空港からも地下鉄が利用できるなど、アメリカには公共交通が便利な場所に位置する。セッション会場の各部屋の設備は充実しており、この手の国際会議場として申し分のないものであった。海外で困りがちな昼食場所についても、会場に隣接する CNN ビルの 1 階が大ファーストフード街となっており、ご飯かやきそばを含む中華弁当が我々にはありがたいものであった。ただし、鉄道貨物駅とも隣接しており、時折、ディーゼル機関車（写真）の汽笛が会場内まで鳴り響き、質疑に支障をきたす場面もあった。この音は、テレビの大リーグ野球中継にて、Seattle の Safeco Field で聞かれるものとはほぼ同じと思われた。

なお、2004 年同会議は Austria の Vienna で 6 月 14 日～17 日に開催される予定であり、詳細は ASME ホームページ (<http://www.asme.org/>) を参照いただきたい。



会場に隣接する貨物鉄道を警笛を鳴らして走る三連機関車

原稿受付 2003 年 7 月 17 日

* 1 財電力中央研究所 横須賀研究所 エネルギー機械部
〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂 2-6-1

1. 基調講演

基調講演に相当するものは、学術講演 (Scholar lecture) として MIT の Alan H. Epstein 教授による「ミリスケールガスタービンエンジン、MEMS」の開発研究の紹介、およびガスタービン関連企業重役級スピーカによるパネル討論がなされた。

マイクロガスタービンは 5 年程度後にはノートパソコン等の電源として実用化が期待できるとのことであったが、断熱等課題も多いように思われた。回転試験のビデオにて起動後数秒で破損した様子が上映され、会場の爆笑を誘った。

パネル討論では、Southern Company (電力会社) の Paul Bowers 社長、Delta 航空の Udo Rieder 副社長、GE Power Systems の Mark Little 副社長の各氏が講演し、その後、パネル討論が行われた。「リスクなしにエネルギー生産はできない」と引用した Bowers 氏のリスクを分散したエネルギー源配分戦略が印象に残った。航空業界では 9/11 の同時多発テロ事件以降の厳しい情勢が継続している中で、補修技術の活用による部品延命化によるコストダウンに対する期待が示唆された。

2. 一般セッション

個々の分野の報告は後になされるため、ここでは単純に CD-ROM に収められた論文数を委員会別に報告しておく。

Aircraft Engine = 18, Cycle Innovation = 50, Control Diagnostics and Instrumentation = 33, Ceramics = 13, Combustion and Fuels = 69, Coal, Biomass and Alternative Fuels = 9, Distributed Power Generation = 3, Education = 5, Environment and Regulatory Affairs = 0, Electric Power = 23, GTUS Advisory Group = 0, Heat Transfer = 109, Industrial and Cogeneration = 28, Marine = 14, Manufacturing Materials and Metallurgy = 10, Microturbines and Small Turbomachinery = 15, Oil and Gas Application = 14, Structures and Dynamics = 58, Turbomachinery = 115. 論文数合計は 586. 0 の委員会があるのは、パネルセッション等のみを開催している場合があるため、セッション数は、User Sessions = 25, Joint Sessions = 21, Paper Sessions = 151, Panel Sessions = 32, Tutorial Sessions = 2, Lecture

Sessions = 2 であった。

3. 展 示

ガスタービンメーカ、部品メーカ、計測機器メーカ、ソフトウェアベンダ、研究機関等ガスタービンに係わる

約 170 社の展示があった。全体的には、数年前のように、ガスタービン部品の実物を展示するような大がかりな展示は少なく、パネルを中心とした展示が目立っていた。また、地元ということもあり、GE が久々に展示ブースを出していた。

2. 航空用ガスタービン

池山 正隆*¹

IKEYAMA Masataka

今年の航空エンジン委員会主催のセッションは、40 講演（共催含む）で、昨年 の 25 講演から大幅に回復し、一昨年の講演数レベルにまで戻った。内容的にはジェットエンジンの黎明期に活躍した技術者の紹介のセッションや、VAATE (Versatile Affordable Advanced Turbine Engine) や UEET (Ultra-Efficient Engine Technology) 等のアメリカにおけるジェットエンジンの技術実証的な開発プログラムに関するセッションが 1 年ぶりに復活。上記以外のセッションとしては、コンピュータモデルに関するものが 2 つ、整備間隔・部品寿命の延長、試験、概念、損傷確率そしてライフサイクル管理に関するものがそれぞれ 1 つ開催された。これらの内、共催だったライフサイクル管理を除き全てのセッションに出席したので以下に傾向をまとめる。

VAATE および UEET に関しては、ユーザである軍関係者や NASA、エンジンメーカのプロジェクトマネージャクラスが講演。VAATE では推力重量比を燃料消費率とコスト（開発コストと製造コスト、運用コストの合計）で割った数値を指標として、2017 年までにこの指標を 10 倍にする（大型ターボファン/ジェットエンジンの場合）ことを目標としており、また、UEET では 4 段で圧力比 12 の圧縮機などチャレンジングな目標を掲げて技術開発に取り組んでいる。ヨーロッパでも EEFAE (Efficient and Environmentally Friendly Aero Engine) というプログラムが進んでおり、欧米では相変わらず技術実証型の研究が盛んに行われ、その成果を開発エンジンや既存のエンジンの改良に利用していくことで航空エンジン全体の技術レベルを継続的に向上している。また、今までは、軍用エンジンのコア（圧縮機、燃焼器、タービンからなるガスジェネレータ部分）を民間機用エンジンに利用するというパターンが一般的であったが、VAATE、UEET では、当初から軍用のエンジンにも民間機用のエンジンにも使用できることを考慮

した共通コアを開発し、その前後に異なる要素を組み合わせることで、各種エンジンを作ろうとしている。

また、VAATE 等と同様にアメリカで重点的に取り組まれている「HCF 計画」の中で実施されている研究として、動翼の高サイクル疲労破壊に対する設計において、応力および強度の確率的分布を考慮する手法の研究や、エンジン運用時に部品の破損が発生する確率の推定方法に関する研究が、損傷確率の推定に関するセッションで発表された。

上記の UEET でも使用している圧力比 60、空気流量 23 kg/s の能力を持つ NASA の燃焼器設備が航空用エンジンの試験関係のセッションで紹介された (GT-38013)。また、このセッションでは、エンジン振動の周波数分析によってベアリングの損傷を監視・予測する手法 (GT-38075)、航空試験において排気煙を正確に計測する条件 (GT-38797)、耐火試験用バーナの熱流束校正試験 (GT-38196) 等も発表された。

歴史を振り返るセッションでは、100 年前に世界で初めてガスタービンの自立運転に成功した Elling 氏と冷却タービン翼を開発した Bentele 氏 (GT-38760) の紹介があった。

航空エンジンモデルに関しては、アイドル到達前の低回転数領域をシミュレートするモデルの作成 (GT-38223)、エンジンパラメータを修正する場合の温度、圧力に対するべき乗係数の見直し (GT-38234)、エンジン開発時に採用する技術を選択するための遺伝的アルゴリズムの開発 (GT-38482)、誤差の自乗和の平方根を評価関数としてエンジンモデルを実測値に合わせ込む数学的研究 (GT-38784)、回転要素と燃焼器をまたがった数値計算手法の研究 (GT-38350) などに関する発表があった。また、個別要素の数値計算として、低圧タービンの多段解析 (GT-38822)、高圧タービンと低圧タービンとの間の接続ダクト内で燃料を噴射し燃焼させ推力増強を図る研究 (GT-38440)、周方向の溝の中に渦を作り燃焼安定性を図った燃焼器の研究 (GT-38780) に関する発表があった。

航空エンジンの新しい概念に関するセッションでは動

原稿受付 2003 年 7 月 3 日

* 1 石川島播磨重工業株式会社 航空宇宙事業本部
防衛エンジン事業部 F7 プロジェクト部
〒188-8555 東京都西東京市向台町 3-5-1

Sessions = 2 であった。

3. 展 示

ガスタービンメーカ、部品メーカ、計測機器メーカ、ソフトウェアベンダ、研究機関等ガスタービンに係わる

約 170 社の展示があった。全体的には、数年前のように、ガスタービン部品の実物を展示するような大がかりな展示は少なく、パネルを中心とした展示が目立っていた。また、地元ということもあり、GE が久々に展示ブースを出していた。

2. 航空用ガスタービン

池山 正隆*¹

IKEYAMA Masataka

今年の航空エンジン委員会主催のセッションは、40 講演（共催含む）で、昨年 の 25 講演から大幅に回復し、一昨年の講演数レベルにまで戻った。内容的にはジェットエンジンの黎明期に活躍した技術者の紹介のセッションや、VAATE (Versatile Affordable Advanced Turbine Engine) や UEET (Ultra-Efficient Engine Technology) 等のアメリカにおけるジェットエンジンの技術実証的な開発プログラムに関するセッションが 1 年ぶりに復活。上記以外のセッションとしては、コンピュータモデルに関するものが 2 つ、整備間隔・部品寿命の延長、試験、概念、損傷確率そしてライフサイクル管理に関するものがそれぞれ 1 つ開催された。これらの内、共催だったライフサイクル管理を除き全てのセッションに出席したので以下に傾向をまとめる。

VAATE および UEET に関しては、ユーザである軍関係者や NASA、エンジンメーカのプロジェクトマネージャクラスが講演。VAATE では推力重量比を燃料消費率とコスト（開発コストと製造コスト、運用コストの合計）で割った数値を指標として、2017 年までにこの指標を 10 倍にする（大型ターボファン/ジェットエンジンの場合）ことを目標としており、また、UEET では 4 段で圧力比 12 の圧縮機などチャレンジングな目標を掲げて技術開発に取り組んでいる。ヨーロッパでも EEFAE (Efficient and Environmentally Friendly Aero Engine) というプログラムが進んでおり、欧米では相変わらず技術実証型の研究が盛んに行われ、その成果を開発エンジンや既存のエンジンの改良に利用していくことで航空エンジン全体の技術レベルを継続的に向上している。また、今までは、軍用エンジンのコア（圧縮機、燃焼器、タービンからなるガスジェネレータ部分）を民間機用エンジンに利用するというパターンが一般的であったが、VAATE、UEET では、当初から軍用のエンジンにも民間機用のエンジンにも使用できることを考慮

した共通コアを開発し、その前後に異なる要素を組み合わせることで、各種エンジンを作ろうとしている。

また、VAATE 等と同様にアメリカで重点的に取り組まれている「HCF 計画」の中で実施されている研究として、動翼の高サイクル疲労破壊に対する設計において、応力および強度の確率的分布を考慮する手法の研究や、エンジン運用時に部品の破損が発生する確率の推定方法に関する研究が、損傷確率の推定に関するセッションで発表された。

上記の UEET でも使用している圧力比 60、空気流量 23 kg/s の能力を持つ NASA の燃焼器設備が航空用エンジンの試験関係のセッションで紹介された (GT-38013)。また、このセッションでは、エンジン振動の周波数分析によってベアリングの損傷を監視・予測する手法 (GT-38075)、航空試験において排気煙を正確に計測する条件 (GT-38797)、耐火試験用バーナの熱流束校正試験 (GT-38196) 等も発表された。

歴史を振り返るセッションでは、100 年前に世界で初めてガスタービンの自立運転に成功した Elling 氏と冷却タービン翼を開発した Bentele 氏 (GT-38760) の紹介があった。

航空エンジンモデルに関しては、アイドル到達前の低回転数領域をシミュレートするモデルの作成 (GT-38223)、エンジンパラメータを修正する場合の温度、圧力に対するべき乗係数の見直し (GT-38234)、エンジン開発時に採用する技術を選択するための遺伝的アルゴリズムの開発 (GT-38482)、誤差の自乗和の平方根を評価関数としてエンジンモデルを実測値に合わせ込む数学的研究 (GT-38784)、回転要素と燃焼器をまたがった数値計算手法の研究 (GT-38350) などに関する発表があった。また、個別要素の数値計算として、低圧タービンの多段解析 (GT-38822)、高圧タービンと低圧タービンとの間の接続ダクト内で燃料を噴射し燃焼させ推力増強を図る研究 (GT-38440)、周方向の溝の中に渦を作り燃焼安定性を図った燃焼器の研究 (GT-38780) に関する発表があった。

航空エンジンの新しい概念に関するセッションでは動

原稿受付 2003 年 7 月 3 日

* 1 石川島播磨重工業株式会社 航空宇宙事業本部
防衛エンジン事業部 F7プロジェクト部
〒188-8555 東京都西東京市向台町 3-5-1

翼をディスクの外径ではなくドラムの内径に取り付け、静翼を内径側で支持するというユニークな形態のエンジン、Exo-Skeletal エンジンについてのNASAの研究が紹介された (GT-30204)。

整備間隔、部品寿命の延長に関してのセッションでは

Joint Strike Fighter の運用において、単発機であっても双発機並の信頼性を確保するためのモニタ、後方支援に関して紹介された。その他、発電用ガスタービンの健全性モニタ方法に関する発表が4件あり、この分野の注目度が高いのがわかる。

3. 産業用ガスタービン

安威 俊重*¹

AI Toshishige

1. 全般

本年の発表内容は総合すると、目新しい機種種の発表や新技術の発表というよりも、これまで発表している機種開発の進捗状況、実機運転実績、トラブル事例等のプレゼンが多いように思えた。また排ガス規制が厳しくなってきたり、各メーカーとも低 Emission 燃焼器の開発に力を入れている発表が多かった。また高温部品のメタル温度推定には各社サーマルペイントを使用して推測しており、部品全体のメタル温度計測を行うように心がけているようである。

2. パネルディスクカッション及び最新機種紹介

各メーカーが一同に集まり“Advanced GT Developments”という題名で発表しあうパネルディスクカッションが開催された。その発表内容は現状の各機種種の開発状況、運転実績が説明された後、各メーカー今後の展望が示されており興味深いものであった。

Alstom 社からは、吸気流量を増やし出力増加を狙った GT 24/26 B についての設計概要及び運転実績が発表された他、吸気冷却システムの採用による夏場の出力増加及び運転実績についての説明がなされた。GT 26 は 22 段の圧縮機を使用して圧力比を 32 まで上昇させる。その後 1 段目の燃焼器にてガス温度を上昇させて 1 段タービンにて仕事を回収した後、2 段目の燃焼器にて再度ガス温度を上昇させ、その後 4 段のタービンにて仕事を回収する形式である。2 段目の燃焼器ではガス温度を少し上昇させるのみであるため、NO_x はほとんど生成されないとのものであった。

GE 社からは 7FB 及び 6C の運転実績の紹介及びタービン 1、2 段動静翼に蒸気冷却を使用している H 形の紹介があった。H 形に関しては今年の初めに全負荷到達し、その後 480 MW 以上の運転を約 100 時間経験している事、更に今年の夏から 1 年間の実証運転に入る旨報告があった。H 形の燃焼器開発に関しての論文も本会

議中に発表され、5 年以上かけて開発された事が詳細に説明されている。H 形はタービンの 1、2 段動静翼を従来の空気無く、蒸気で冷却する方式が取られている。その蒸気はコンバインドプラントを構成している蒸気タービンの高圧排気から供給され、タービン 1、2 段動静翼を冷却した後、Reheater に回収され蒸気タービンで再び仕事を回収するシステムとなっている。燃焼器は従来どおり空気冷却方式であり、インピンジメント冷却された空気はフィルム冷却として使われず直接燃焼器に供給されるため、燃焼温度が下げられることなくタービンに供給される。この冷却技術と希薄予混合技術が低 NO_x 燃焼器の鍵となっている。圧力比 23 は 18 段の圧縮機により達成されている。

Siemens-Westinghouse 社からは D/F/G シリーズガスタービンの紹介があった。特にその中でも燃焼器を蒸気で冷却している G シリーズの事について最も時間を使って説明されていた。またこれまでのトラブル情報とその対応についてや、Availability/Reliability といった運転情報が盛り込まれていた。G 形は燃焼筒に蒸気冷却が採用されている。これは燃焼温度を極力下げずにタービンに導入するために考え出された方式であり、言い換えれば燃焼温度を F クラスと同等に保ちつつ、タービン入口温度を高く出来るというメリットがある。圧力比 19 は 16 段の圧縮機により達成される。G 形の最長運転時間は約 15,000 時間である。

三菱重工からは D/F/G/H シリーズガスタービンの基本設計思想や F 形、G 形の運転実績がまず発表された。G 形にはその特徴である蒸気冷却尾筒を採用しており、最長運転時間は 28,300 時間である。一方自社実証設備では起動発停が多くなる DSS 運用であり、これより運転時間、起動発停の両方の極端なモードでの実機実証が可能となっていると説明された。また 2 年前に自社実証設備で行った H 形の試運転結果が発表された。H 形は燃焼器のみでなく、1、2 段タービン動静翼に蒸気冷却方式を採用しているガスタービンである。更に H 形技術を一部取り入れた G 形の 50 Hz 機、60 Hz 機の性能改善型機も開発しており、50 Hz 機である M 701 G 2 は

原稿受付 2003 年 7 月 18 日

* 1 Mitsubishi Power Systems, Inc.

2287 Premier Row Orlando, FL32809 Orlando Service Center

翼をディスクの外径ではなくドラムの内径に取り付け、静翼を内径側で支持するというユニークな形態のエンジン、Exo-Skeletal エンジンについてのNASAの研究が紹介された (GT-30204)。

整備間隔、部品寿命の延長に関してのセッションでは

Joint Strike Fighter の運用において、単発機であっても双発機並の信頼性を確保するためのモニタ、後方支援に関して紹介された。その他、発電用ガスタービンの健全性モニタ方法に関する発表が4件あり、この分野の注目度が高いのがわかる。

3. 産業用ガスタービン

安威 俊重*¹

AI Toshishige

1. 全般

本年の発表内容は総合すると、目新しい機種種の発表や新技術の発表というよりも、これまで発表している機種開発の進捗状況、実機運転実績、トラブル事例等のプレゼンが多いように思えた。また排ガス規制が厳しくなってきたり、各メーカーとも低 Emission 燃焼器の開発に力を入れている発表が多かった。また高温部品のメタル温度推定には各社サーマルペイントを使用して推測しており、部品全体のメタル温度計測を行うように心がけているようである。

2. パネルディスクカッション及び最新機種紹介

各メーカーが一同に集まり“Advanced GT Developments”という題名で発表しあうパネルディスクカッションが開催された。その発表内容は現状の各機種種の開発状況、運転実績が説明された後、各メーカー今後の展望が示されており興味深いものであった。

Alstom 社からは、吸気流量を増やし出力増加を狙った GT 24/26 B についての設計概要及び運転実績が発表された他、吸気冷却システムの採用による夏場の出力増加及び運転実績についての説明がなされた。GT 26 は 22 段の圧縮機を使用して圧力比を 32 まで上昇させる。その後 1 段目の燃焼器にてガス温度を上昇させて 1 段タービンにて仕事を回収した後、2 段目の燃焼器にて再度ガス温度を上昇させ、その後 4 段のタービンにて仕事を回収する形式である。2 段目の燃焼器ではガス温度を少し上昇させるのみであるため、NO_x はほとんど生成されないとのものであった。

GE 社からは 7FB 及び 6C の運転実績の紹介及びタービン 1, 2 段動静翼に蒸気冷却を使用している H 形の紹介があった。H 形に関しては今年の初めに全負荷到達し、その後 480 MW 以上の運転を約 100 時間経験している事、更に今年の夏から 1 年間の実証運転に入る旨報告があった。H 形の燃焼器開発に関しての論文も本会

議中に発表され、5 年以上かけて開発された事が詳細に説明されている。H 形はタービンの 1, 2 段動静翼を従来の空気無く、蒸気で冷却する方式が取られている。その蒸気はコンバインドプラントを構成している蒸気タービンの高圧排気から供給され、タービン 1, 2 段動静翼を冷却した後、Reheater に回収され蒸気タービンで再び仕事を回収するシステムとなっている。燃焼器は従来どおり空気冷却方式であり、インピンジメント冷却された空気はフィルム冷却として使われず直接燃焼器に供給されるため、燃焼温度が下げられることなくタービンに供給される。この冷却技術と希薄予混合技術が低 NO_x 燃焼器の鍵となっている。圧力比 23 は 18 段の圧縮機により達成されている。

Siemens-Westinghouse 社からは D/F/G シリーズガスタービンの紹介があった。特にその中でも燃焼器を蒸気で冷却している G シリーズの事について最も時間を使って説明されていた。またこれまでのトラブル情報とその対応についてや、Availability/Reliability といった運転情報が盛り込まれていた。G 形は燃焼筒に蒸気冷却が採用されている。これは燃焼温度を極力下げずにタービンに導入するために考え出された方式であり、言い換えれば燃焼温度を F クラスと同等に保ちつつ、タービン入口温度を高く出来るというメリットがある。圧力比 19 は 16 段の圧縮機により達成される。G 形の最長運転時間は約 15,000 時間である。

三菱重工からは D/F/G/H シリーズガスタービンの基本設計思想や F 形、G 形の運転実績がまず発表された。G 形にはその特徴である蒸気冷却尾筒を採用しており、最長運転時間は 28,300 時間である。一方自社実証設備では起動発停が多くなる DSS 運用であり、これより運転時間、起動発停の両方の極端なモードでの実機実証が可能となっていると説明された。また 2 年前に自社実証設備で行った H 形の試運転結果が発表された。H 形は燃焼器のみでなく、1, 2 段タービン動静翼に蒸気冷却方式を採用しているガスタービンである。更に H 形技術を一部取り入れた G 形の 50 Hz 機、60 Hz 機の性能改善型機も開発しており、50 Hz 機である M 701 G 2 は

原稿受付 2003 年 7 月 18 日

* 1 Mitsubishi Power Systems, Inc.

2287 Premier Row Orlando, FL32809 Orlando Service Center

2002年工場試運転を完了している。新技術としては低NO_x燃焼器の開発状況、非接触型シールであるリーフシールの紹介がされた。さらに静止系であるタービン翼環内に蒸気を通し起動時のクリアランスが小さくなる時は、蒸気温度を上げてタービン動翼との接触をさげ、定常時は蒸気温度を下げて運転中のクリアランスを最小にするアクティブクリアランスコントロールの紹介、燃焼振動が大きくなってきたら自動制御により燃焼状態を安定な領域に移動させる燃焼振動モニタリングといった新技術の発表がなされた。また燃料の多様化にそなえ、Coalガス、BFG、VRガスといった低カロリーガスの開発及び運転実績が紹介され、自社実証設備の説明がなされた。最後に最新技術を取り入れた100MW機の開発、次世代のタービン入口温度1,700℃ガスタービン、燃料電池と組み合わせた固体酸化物形燃料電池(SOFC)コンバインドプラントの説明がなされた。

他に、各ガスタービンメーカーとも環境を重視しており、GE社からはNO_x、CO、VOC等有害ガスの排出総量の提出を客先に要求されるが、排出総量は大気条件やプラントの起動条件に大きく依存するため、計算の標準整備

が急務であるとのレポートがあった。また三菱重工からは現状性能のSOFCとF形ガスタービンとのハイブリッドシステムで、発電端効率で77% (LHVベース)のポテンシャルがあり、炭酸ガス排出低減に貢献できるとの紹介があった。各社の展示ブースでは、計算機の高性能化によりCFD技術が発達したため、CFD技術を展示するブースが目立った。

3. その他動向

その他の論文としては、吸気冷却(Fog SystemやWet Compression)の論文発表が多くあった。吸気冷却するときに得られる出力向上量を月別に評価や、新ノズルの開発についてはもちろん、Fog運転中に発生した圧縮機翼のコーティング剥離に対して、耐エロージョンコーティングを施工して実機検証中である旨も報告されている。またCogenerationプラントに関しては如何に経済性をあげるかに焦点が向けられ、年間通じて変わる需要及び大気温度に対してどのように運転したらよいか、どのような水/蒸気噴射量設定にしたら良いかをシミュレーションするといった発表が見られた。

4. 小型ガスタービンおよびセラミックス

長田 仁*¹
NAGATA Hitoshi

1. 小型ガスタービン

Microturbines and Small Turbomachinery Committeeが主催するマイクロタービンおよび小型ガスタービンに関するセッションとして、ペーパーセッションが4、パネルセッションが3の計7セッションが開催された。発表件数は、論文発表16件、パネル講演16件の計32件。論文発表の国別内訳としては、アメリカ8編、イタリア4編、ドイツ2編、韓国・日本がそれぞれ1編であった。中心的話題はマイクロタービンであり、Microturbine Usersのパネルセッションではユーザーの視点からサイトでの運転経験が紹介され、Microturbine System Designのセッションでは多数のシステムスタディの結果が発表された。

Small Turbomachines Developmentのセッションでは、スケール効果を検討するためのマイクロターボチャージャー、コンプレッサー、コンバスターのコンポーネント開発の取り組み(GT-38151)、コンプレッサー効率向上を狙いとしたラジアルコンプレッサー内の流れ及び熱移動に関する解析的(GT-38445)、実験的(GT-

38449)研究、窒化珪素を材料としSDM Processにより製作したロータを用いたコンプレッサの設計及びその実験的・解析的検討(GT-38933)、空気軸受けを用いた産業用ターボブロワーの商用機開発(GT-38606)等について発表された。

また、熱交換器に関する発表も多く、熱交換器の小型化・軽量化・低コスト化を目的とした層流理論の検討(GT-38087)、効率90%、圧力低下2.5%を目標としたアニュラ型熱交換器の開発(GT-38522)、Ingersoll-Rand社製マイクロガスタービン用熱交換器の紹介及びコスト検討(GT-38938)等の発表が行われた。さらに、熱交換器の性能向上・低コストのための材料開発・評価(347 steel, 803 alloysの改良、HR 120の評価)(GT-38762)についての発表も行われた。

2. セラミックス

Ceramics Committeeが主催するセラミックスに関するセッションとしてペーパーセッションが5、パネルセッションが1(Microturbines and Small Turbomachinery Committeeと共催)の合計6セッションが開催された。発表件数は、論文発表13件、パネル講演3件の計19件。論文発表の国別内訳としては、アメリカ7編、

原稿受付 2003年7月11日

*1 川崎重工(株) ガスタービン開発センター エンジン開発部
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

2002年工場試運転を完了している。新技術としては低NO_x燃焼器の開発状況、非接触型シールであるリーフシールの紹介がされた。さらに静止系であるタービン翼環内に蒸気を通し起動時のクリアランスが小さくなる時は、蒸気温度を上げてタービン動翼との接触をさげ、定常時は蒸気温度を下げて運転中のクリアランスを最小にするアクティブクリアランスコントロールの紹介、燃焼振動が大きくなってきたら自動制御により燃焼状態を安定な領域に移動させる燃焼振動モニタリングといった新技術の発表がなされた。また燃料の多様化にそなえ、Coalガス、BFG、VRガスといった低カロリーガスの開発及び運転実績が紹介され、自社実証設備の説明がなされた。最後に最新技術を取り入れた100MW機の開発、次世代のタービン入口温度1,700℃ガスタービン、燃料電池と組み合わせた固体酸化物形燃料電池(SOFC)コンバインドプラントの説明がなされた。

他に、各ガスタービンメーカーとも環境を重視しており、GE社からはNO_x、CO、VOC等有害ガスの排出総量の提出を客先に要求されるが、排出総量は大気条件やプラントの起動条件に大きく依存するため、計算の標準整備

が急務であるとのレポートがあった。また三菱重工からは現状性能のSOFCとF形ガスタービンとのハイブリッドシステムで、発電端効率で77% (LHVベース)のポテンシャルがあり、炭酸ガス排出低減に貢献できるとの紹介があった。各社の展示ブースでは、計算機の高性能化によりCFD技術が発達したため、CFD技術を展示するブースが目立った。

3. その他動向

その他の論文としては、吸気冷却(Fog SystemやWet Compression)の論文発表が多くあった。吸気冷却するときに得られる出力向上量を月別に評価や、新ノズルの開発についてはもちろん、Fog運転中に発生した圧縮機翼のコーティング剥離に対して、耐エロージョンコーティングを施工して実機検証中である旨も報告されている。またCogenerationプラントに関しては如何に経済性をあげるかに焦点が向けられ、年間通じて変わる需要及び大気温度に対してどのように運転したらよいか、どのような水/蒸気噴射量設定にしたら良いかをシミュレーションするといった発表が見られた。

4. 小型ガスタービンおよびセラミックス

長田 仁*¹
NAGATA Hitoshi

1. 小型ガスタービン

Microturbines and Small Turbomachinery Committeeが主催するマイクロタービンおよび小型ガスタービンに関するセッションとして、ペーパーセッションが4、パネルセッションが3の計7セッションが開催された。発表件数は、論文発表16件、パネル講演16件の計32件。論文発表の国別内訳としては、アメリカ8編、イタリア4編、ドイツ2編、韓国・日本がそれぞれ1編であった。中心的話題はマイクロタービンであり、Microturbine Usersのパネルセッションではユーザーの視点からサイトでの運転経験が紹介され、Microturbine System Designのセッションでは多数のシステムスタディの結果が発表された。

Small Turbomachines Developmentのセッションでは、スケール効果を検討するためのマイクロターボチャージャー、コンプレッサー、コンバスターのコンポーネント開発の取り組み(GT-38151)、コンプレッサー効率向上を狙いとしたラジアルコンプレッサー内の流れ及び熱移動に関する解析的(GT-38445)、実験的(GT-

38449)研究、窒化珪素を材料としSDM Processにより製作したロータを用いたコンプレッサの設計及びその実験的・解析的検討(GT-38933)、空気軸受けを用いた産業用ターボブロワーの商用機開発(GT-38606)等について発表された。

また、熱交換器に関する発表も多く、熱交換器の小型化・軽量化・低コスト化を目的とした層流理論の検討(GT-38087)、効率90%、圧力低下2.5%を目標としたアニュラ型熱交換器の開発(GT-38522)、Ingersoll-Rand社製マイクロガスタービン用熱交換器の紹介及びコスト検討(GT-38938)等の発表が行われた。さらに、熱交換器の性能向上・低コストのための材料開発・評価(347 steel, 803 alloysの改良、HR 120の評価)(GT-38762)についての発表も行われた。

2. セラミックス

Ceramics Committeeが主催するセラミックスに関するセッションとしてペーパーセッションが5、パネルセッションが1(Microturbines and Small Turbomachinery Committeeと共催)の合計6セッションが開催された。発表件数は、論文発表13件、パネル講演3件の計19件。論文発表の国別内訳としては、アメリカ7編、

原稿受付 2003年7月11日

*1 川崎重工(株) ガスタービン開発センター エンジン開発部
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

日本4編、フランス・ドイツがそれぞれ1編であった。主なテーマとして、セラミックス適用エンジンの実証試験、EBC (Environmental Barrier Coating) の開発及び寿命予測について発表された。エンジン実証試験の結果として、米国エネルギー省 (DOE) のセラミックス定置型ガスタービン CSGT の10年プログラムの結果として、100時間のセラミックエンジン (CFCC (Continuous Fiber-reinforced Ceramic matrix Composite) 製燃焼器ライナ及び Si_3N_4 製第1段タービン動静翼を搭載) の100時間の運転試験を成功させたことが報告された (GT-38978)。併せて、100時間の運転によりモノリシックセラミックの酸化減肉が確認され、EBCの開発が不可欠であることも報告された。また、同じくCSGTプログラムの結果として、EBCを施したSiC/SiCのCFCC製燃焼器ライナを組み込んだ約14,000時間のフィールドテストの結果も報告された (GT-38923)。新エネルギー・産業技術総合開発機構のハイブリッドガス

タービンHGTプロジェクトの結果として、 Si_3N_4 製燃焼器ライナ及びトランジションダクトを組み込み、目標熱効率34%を達成した事を筆者が報告した (GT-38703)。EBC関連では Si_3N_4 材、SiC材、CFCC材の水蒸気腐食による減肉防止を目的としたEBC ($\text{Lu}_2\text{Si}_2\text{O}_7$, CVD Mullite) の開発 (GT-38878, 38919, 38923) について報告された。寿命予測関連では、 Si_3N_4 製ディスクのFOD試験により、異物の衝突速度によりいくつか異なる損傷機構が存在する事等が発表された (GT-38544)。また、 Al_2O_3 材、SiC材、 Si_3N_4 材に対して、温度、圧力、流速、水蒸気分圧、酸素分圧をパラメータとした燃焼ガス曝露試験を行い、減肉 (重量減少量) に及ぼす各因子の影響について報告がなされた (GT-38886)。また、Saint-Gobain, KYOCERA, HONEYELLの各社から、マイクロタービン用セラミックコンポーネント開発の取り組み状況の報告がなされ、セラミックス適用研究が着実に進んでいる印象を受けた。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.1 軸流関係

松沼 孝幸*1

MATSUNUMA Takayuki

軸流ファン・圧縮機関係が7セッションで30件、軸流タービン関係が5セッションで22件、ターボ機械の設計関係が1セッションで4件、特別セッション (Bud Lakshminarayana Memorial Session) で4件、合計60件の論文発表があった。これは、昨年の62件とほぼ同数である。筆頭著者の国別内訳は、アメリカが20件、イギリスとドイツが9件と続き、日本は1件であった。

軸流ファン・圧縮機では、設計関連 (逆解法や最適化設計) の発表が半数以上を占めていた。逆解法は、多数の反復計算を必要としないため、設計期間を短縮できる実用的な設計法である。3次元逆解法を用いて、遷音速ファン (GT-38770)、遷音速圧縮機 (GT-38501)、超音速圧縮機 (GT-38492) の傾斜翼や湾曲翼を設計し、CFDや実験で性能向上を確認した発表が目立った。一方、最適化設計に関しても、遺伝アルゴリズム (GT-38036)、多変数最適化アルゴリズム (GT-38700) 等を用いた3次元翼列の設計が報告された。特に、低レイノルズ数域用の圧縮機翼列を、2種類の進化的アルゴリズムを用いて最適化設計を行い、その効果をCFDと実験で実証した研究 (GT-38458, 38477) は注目を集めていた。その

他、湾曲翼 (GT-38392, 38592) や前方傾斜翼 (GT-38671) の設計と性能、前縁形状の影響 (GT-38217, 38292) が発表された。流体現象に関しては、チップクリアランス流れ、ウェークと境界層、能動制御の3セッションが行われた。チップクリアランス流れに関しては、動翼チップ側の前方傾斜 (GT-38837)、ケーシング壁面への多数の軸方向隙間の設置 (GT-38481)、ケーシング壁面への環状の再循環領域の設置 (GT-38301) 等により、失速マージンを20~30%、効率を2~4%改善できることが示された。ウェークと境界層に関しては、熱線による静翼の境界層計測 (GT-38183)、上流ウェークによる平板境界層の非定常遷移 (GT-38680)、損失への主流乱れ度の影響 (GT-38604)、PIVによる動翼ウェークの乱れ計測 (GT-38599)、3次元LDVによるウェーク計測 (GT-38980) 等、詳細な実験結果が示された。能動制御に関しては、ケーシングからのジェット吹き出しによるチップクリアランス流れの制御 (GT-38661)、フィードバック制御による安定性向上 (GT-38975, 38976) が発表された。全てアメリカの大学からの発表で、防衛機関 (DOD, DARPA, AFOSR) の支援を受けている。能動制御が、最高性能を得るための鍵となる次世代技術と位置付けられているのであろう。

軸流タービンでは、クロッキング、損失と負荷、二次

原稿受付 2003年7月10日

*1 産業技術総合研究所 エネルギー利用部門
〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1

日本4編、フランス・ドイツがそれぞれ1編であった。主なテーマとして、セラミックス適用エンジンの実証試験、EBC (Environmental Barrier Coating) の開発及び寿命予測について発表された。エンジン実証試験の結果として、米国エネルギー省 (DOE) のセラミックス定置型ガスタービン CSGT の10年プログラムの結果として、100時間のセラミックエンジン (CFCC (Continuous Fiber-reinforced Ceramic matrix Composite) 製燃焼器ライナ及び Si_3N_4 製第1段タービン動静翼を搭載) の100時間の運転試験を成功させたことが報告された (GT-38978)。併せて、100時間の運転によりモノリシックセラミックの酸化減肉が確認され、EBCの開発が不可欠であることも報告された。また、同じくCSGTプログラムの結果として、EBCを施したSiC/SiCのCFCC製燃焼器ライナを組み込んだ約14,000時間のフィールドテストの結果も報告された (GT-38923)。新エネルギー・産業技術総合開発機構のハイブリッドガス

タービンHGTプロジェクトの結果として、 Si_3N_4 製燃焼器ライナ及びトランジションダクトを組み込み、目標熱効率34%を達成した事を筆者が報告した (GT-38703)。EBC関連では Si_3N_4 材、SiC材、CFCC材の水蒸気腐食による減肉防止を目的としたEBC ($\text{Lu}_2\text{Si}_2\text{O}_7$, CVD Mullite) の開発 (GT-38878, 38919, 38923) について報告された。寿命予測関連では、 Si_3N_4 製ディスクのFOD試験により、異物の衝突速度によりいくつか異なる損傷機構が存在する事等が発表された (GT-38544)。また、 Al_2O_3 材、SiC材、 Si_3N_4 材に対して、温度、圧力、流速、水蒸気分圧、酸素分圧をパラメータとした燃焼ガス曝露試験を行い、減肉 (重量減少量) に及ぼす各因子の影響について報告がなされた (GT-38886)。また、Saint-Gobain, KYOCERA, HONEYELLの各社から、マイクロタービン用セラミックコンポーネント開発の取り組み状況の報告がなされ、セラミックス適用研究が着実に進んでいる印象を受けた。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.1 軸流関係

松沼 孝幸*1

MATSUNUMA Takayuki

軸流ファン・圧縮機関係が7セッションで30件、軸流タービン関係が5セッションで22件、ターボ機械の設計関係が1セッションで4件、特別セッション (Bud Lakshminarayana Memorial Session) で4件、合計60件の論文発表があった。これは、昨年の62件とほぼ同数である。筆頭著者の国別内訳は、アメリカが20件、イギリスとドイツが9件と続き、日本は1件であった。

軸流ファン・圧縮機では、設計関連 (逆解法や最適化設計) の発表が半数以上を占めていた。逆解法は、多数の反復計算を必要としないため、設計期間を短縮できる実用的な設計法である。3次元逆解法を用いて、遷音速ファン (GT-38770)、遷音速圧縮機 (GT-38501)、超音速圧縮機 (GT-38492) の傾斜翼や湾曲翼を設計し、CFDや実験で性能向上を確認した発表が目立った。一方、最適化設計に関しても、遺伝アルゴリズム (GT-38036)、多変数最適化アルゴリズム (GT-38700) 等を用いた3次元翼列の設計が報告された。特に、低レイノルズ数域用の圧縮機翼列を、2種類の進化的アルゴリズムを用いて最適化設計を行い、その効果をCFDと実験で実証した研究 (GT-38458, 38477) は注目を集めていた。その

他、湾曲翼 (GT-38392, 38592) や前方傾斜翼 (GT-38671) の設計と性能、前縁形状の影響 (GT-38217, 38292) が発表された。流体現象に関しては、チップクリアランス流れ、ウェークと境界層、能動制御の3セッションが行われた。チップクリアランス流れに関しては、動翼チップ側の前方傾斜 (GT-38837)、ケーシング壁面への多数の軸方向隙間の設置 (GT-38481)、ケーシング壁面への環状の再循環領域の設置 (GT-38301) 等により、失速マージンを20~30%、効率を2~4%改善できることが示された。ウェークと境界層に関しては、熱線による静翼の境界層計測 (GT-38183)、上流ウェークによる平板境界層の非定常遷移 (GT-38680)、損失への主流乱れ度の影響 (GT-38604)、PIVによる動翼ウェークの乱れ計測 (GT-38599)、3次元LDVによるウェーク計測 (GT-38980) 等、詳細な実験結果が示された。能動制御に関しては、ケーシングからのジェット吹き出しによるチップクリアランス流れの制御 (GT-38661)、フィードバック制御による安定性向上 (GT-38975, 38976) が発表された。全てアメリカの大学からの発表で、防衛機関 (DOD, DARPA, AFOSR) の支援を受けている。能動制御が、最高性能を得るための鍵となる次世代技術と位置付けられているのであろう。

軸流タービンでは、クロッキング、損失と負荷、二次

原稿受付 2003年7月10日

*1 産業技術総合研究所 エネルギー利用部門
〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1

流れ、設備、実験研究の 5 セッションが行われた。最近では、軸流タービン分野から他分野への移行（流出？）が顕著で、「翼面境界層の遷移・剥離」の論文は伝熱分野で、「動静翼干渉」の論文は非定常流れ分野で多数発表されている。クロッキングは、隣接する段の静翼（または動翼）同士の相対的な周方向位置を調整して効率を向上させる技術であり、近年研究が盛んである。従来はミッドスパンでの研究が主だったが、今回は壁面近傍の二次流れによる「3 次元的な影響」の研究が多かった。3 次元 CFD と実験から、クロッキングによってタービン効率が 1~2% 変化し、二次流れの影響が大きいことが報告された (GT-38872, 38724)。さらに、翼高さの大きい低圧タービンでは、ハブ側とチップ側で最高効率となる相対位置が異なるので、3 次元的なクロッキング効果を考慮した翼形状の最適化により、さらに効率を高められる可能性が指摘された (GT-38414)。また、タービン翼の高負荷化は、航空用ジェットエンジンの軽量化のための重要な課題であり、負荷分布の影響 (GT-38079)、設計法と実験結果 (GT-38338)、性能予測 (GT-38374)、剥離予測 (GT-38802) が発表された。チップクリアランス流れの研究は、全てシュラウド翼が対象で (GT-38025, 38271, 38436)、単純なオープン翼の研究は皆無であった。シュラウド翼先端の複雑なラビリンスシール形状を精密に再現した 3 段タービンの数値計算 (GT-38025) から、コンピュータの計算能力の驚異的な発達

を体感した。その他、二次流れへの前縁形状の影響 (GT-38107, 38898)、不均一な入口流れの影響 (GT-38466, 38469, 38547)、LDV 測定 (GT-38040)、非定常流れ計測 (GT-38389, 38266) の発表があった。実験研究では、LDV と PIV によるレーザー計測が増えているが、ノイズの多い実験データも見受けられ、CFD の検証に使う際には測定精度を吟味する必要があるだろう。

ターボ機械の設計では、MIT が、圧縮機の翼形状パラメータに対する性能の予測法 (GT-38130) と、タービン翼の酸化寿命に対する冷却空気の影響の予測法 (GT-38119) を提案した。これらは、有益な設計ツールと思われる。

今回は特別に、ターボ機械の空力分野で多大な実績を残して 2001 年 10 月に亡くなったペンシルベニア州立大学の Lakshminarayana 教授を偲ぶセッションが開催され、恩師や親友が講演を行った。特に、ケンブリッジ大学の Horlock 教授 (リバプール大学での指導教官) と Denton 教授による CFD の初期・現状・将来動向のレビュー (GT-38973) は大盛況であった。Denton 教授の「今後も CFD と実験の両方を改善しなくてはならない。将来の開発には、計算・実験・物理現象をともに理解した engineer が必要だ。そのためには、優れた teacher も必要だ。」というメッセージに、ターボ機械の空力研究の重要性と発展性を再認識し、奥深さと面白さを感じた。

5.2 遠心関係

小林 健児*1

KOBAYASHI Kenji

遠心ターボ機械のセッションは、ストール・サージ、流れ現象および空力設計の 3 つから成り、発表論文は計 15 件であった。1 件のみが遠心タービンに関する発表であり、それ以外は全て遠心圧縮機に関する発表であった。さらに、ストール・サージに関する発表が 8 件で多いことが特徴であった。

まず、ストール・サージについては、ストール予兆に関する実験的研究があり、軸流圧縮機でのモデル型やスパイク型とは異なるストール予兆が遠心圧縮機に存在することが報告された。2 種類のモード波が混在すること、そのひとつが支配的になってサージが発生すること、および回転数により支配モード波が変わることが特徴である。さらに、サージ発生時の 200~1000 回転前に、それ

らのモード波が発現する理由から、ストール予兆は比較的容易であることが報告された (GT-38358)。旋回失速時でも稼働可能な遠心圧縮機においては、旋回失速は余り問題視されない傾向にある。その中で、ストール予兆まで踏み込んだ本研究は、目新しいものと言える。また、旋回失速からサージまでの作動域が狭い圧縮機に対しては、本研究結果がサージ回避に有効な手段となり得ると考えられる。

旋回失速とサージが共存する古典的サージ現象の計測結果が報告された。全体的には旋回失速が支配的であるが、サージが強くなる瞬間では旋回失速が弱まる結果となっている。さらに、サージ周波数の 2 倍の周波数を有するマイルド・サージ現象も存在することも報告された (GT-38476)。

サージ制御として、ジェット噴射による広作動域化の報告があった。インペラー出口部分でケーシングからジェットを噴出する方法では、広作動域化の効果が小さ

原稿受付 2003 年 7 月 3 日

* 1 石川島播磨重工業株式会社 航空宇宙事業本部
防衛エンジン事業部
〒188-8555 東京都西東京市向台町 3-5-1

流れ、設備、実験研究の5セッションが行われた。最近では、軸流タービン分野から他分野への移行（流出？）が顕著で、「翼面境界層の遷移・剥離」の論文は伝熱分野で、「動静翼干渉」の論文は非定常流れ分野で多数発表されている。クロッキングは、隣接する段の静翼（または動翼）同士の相対的な周方向位置を調整して効率を向上させる技術であり、近年研究が盛んである。従来はミッドスパンでの研究が主だったが、今回は壁面近傍の二次流れによる「3次元的な影響」の研究が多かった。3次元CFDと実験から、クロッキングによってタービン効率が1~2%変化し、二次流れの影響が大きいことが報告された（GT-38872, 38724）。さらに、翼高さの大きい低圧タービンでは、ハブ側とチップ側で最高効率となる相対位置が異なるので、3次元的なクロッキング効果を考慮した翼形状の最適化により、さらに効率を高められる可能性が指摘された（GT-38414）。また、タービン翼の高負荷化は、航空用ジェットエンジンの軽量化のための重要な課題であり、負荷分布の影響（GT-38079）、設計法と実験結果（GT-38338）、性能予測（GT-38374）、剥離予測（GT-38802）が発表された。チップクリアランス流れの研究は、全てシュラウド翼が対象で（GT-38025, 38271, 38436）、単純なオープン翼の研究は皆無であった。シュラウド翼先端の複雑なラビリンスシール形状を精密に再現した3段タービンの数値計算（GT-38025）から、コンピュータの計算能力の驚異的な発達

を体感した。その他、二次流れへの前縁形状の影響（GT-38107, 38898）、不均一な入口流れの影響（GT-38466, 38469, 38547）、LDV測定（GT-38040）、非定常流れ計測（GT-38389, 38266）の発表があった。実験研究では、LDVとPIVによるレーザー計測が増えているが、ノイズの多い実験データも見受けられ、CFDの検証に使う際には測定精度を吟味する必要があるだろう。

ターボ機械の設計では、MITが、圧縮機の翼形状パラメータに対する性能の予測法（GT-38130）と、タービン翼の酸化寿命に対する冷却空気の影響の予測法（GT-38119）を提案した。これらは、有益な設計ツールと思われる。

今回は特別に、ターボ機械の空力分野で多大な実績を残して2001年10月に亡くなったペンシルベニア州立大学のLakshminarayana教授を偲ぶセッションが開催され、恩師や親友が講演を行った。特に、ケンブリッジ大学のHorlock教授（リバプール大学での指導教官）とDenton教授によるCFDの初期・現状・将来動向のレビュー（GT-38973）は大盛況であった。Denton教授の「今後もCFDと実験の両方を改善しなくてはならない。将来の開発には、計算・実験・物理現象をともに理解したengineerが必要だ。そのためには、優れたteacherも必要だ。」というメッセージに、ターボ機械の空力研究の重要性と発展性を再認識し、奥深さと面白さを感じた。

5.2 遠心関係

小林 健児*1

KOBAYASHI Kenji

遠心ターボ機械のセッションは、ストール・サージ、流れ現象および空力設計の3つから成り、発表論文は計15件であった。1件のみが遠心タービンに関する発表であり、それ以外は全て遠心圧縮機に関する発表であった。さらに、ストール・サージに関する発表が8件で多いことが特徴であった。

まず、ストール・サージについては、ストール予兆に関する実験的研究があり、軸流圧縮機でのモーダル型やスパイク型とは異なるストール予兆が遠心圧縮機に存在することが報告された。2種類のモード波が混在すること、そのひとつが支配的になってサージが発生すること、および回転数により支配モード波が変わることが特徴である。さらに、サージ発生時の200~1000回転前に、それ

らのモード波が発現する理由から、ストール予兆は比較的容易であることが報告された（GT-38358）。旋回失速時でも稼働可能な遠心圧縮機においては、旋回失速は余り問題視されない傾向にある。その中で、ストール予兆まで踏み込んだ本研究は、目新しいものと言える。また、旋回失速からサージまでの作動域が狭い圧縮機に対しては、本研究結果がサージ回避に有効な手段となり得ると考えられる。

旋回失速とサージが共存する古典的サージ現象の計測結果が報告された。全体的には旋回失速が支配的であるが、サージが強くなる瞬間では旋回失速が弱まる結果となっている。さらに、サージ周波数の2倍の周波数を有するマイルド・サージ現象も存在することも報告された（GT-38476）。

サージ制御として、ジェット噴射による広作動域化の報告があった。インペラー出口部分でケーシングからジェットを噴出する方法では、広作動域化の効果が小さ

原稿受付 2003年7月3日

*1 石川島播磨重工業株式会社 航空宇宙事業本部
防衛エンジン事業部
〒188-8555 東京都西東京市向台町 3-5-1

いのに対して、コントロール・チューブによる新手法が有効であることが紹介された。インペラー出口のガス流路内に周方向8本のチューブを挿入して、絶対流れ方向にジェットを噴出することで10%ほどの広作動域化が得られている。但し、ガス流路内にチューブを挿入しているため、そこでの圧損が大きいことが課題と考えられる (GT-38524)。

また、大型産業用の遠心圧縮機の高性能化をはかるために、ディフューザに着目した大規模な実験研究に関する発表もあった。まず、ベーンレス・ディフューザについて、ディフューザの幅、高さおよびピンチ形状をパラメトリックに変えた実験を行っている。その結果、ピンチ形状による性能への影響は小さいが、ディフューザ幅による効率への影響およびディフューザ高さによるサージ余裕への影響が大きいことが報告された (GT-38390)。さらに、この圧縮機を用いて、低ソリディティ・ディフューザ (LSD) のパラメトリックな実験研究も実施され、ベーンレス・ディフューザに比べて高効率でかつ広作動域な最適パラメータが存在し得る結果も報告された (GT-38386)。LSDについては、高効率化は可能であるが、低流量になるとベーン部に入射角が付き、そこでストールが発生するため、作動範囲は狭くなると一般的に言われている。しかしながら、この実験に使用した遠心圧縮機は多段圧縮機の後段部のものであり、ディフューザ流入マッハ数が低いいため、入射角が大きくなってもストールが発生せず、広作動域化がはかられたと考えられる。

次に、流れ現象については、逆解法設計による遠心圧縮機と従来圧縮機の内部流れ場を比較した計測結果が紹介された。非定常3孔プローブによりインペラー出口の

流れ場を詳細に計測しており、逆解法設計による遠心圧縮機内のジェット・ウェーク分布が大幅に改善されている。さらに、その分布改善によりインペラー単体で3%の効率向上、ディフューザまでを含めると6%の効率向上が得られたことも報告された (GT-38127, 38531)。その他、低レイノルズ $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた3次元CFDにて、チップクリアランスによるウェークの形成を解析的に調査した発表もあった (GT-38279)。

最後に、空力設計法については、圧力比5.5の高速遠心圧縮機の発表が、50年以上も遠心ターボ機械に携わって来た研究者により行われた。負荷が高いインデューサの前縁部をスリーブ形状とすることで、1%ほどの高効率化が得られ、かつインデューサ部のケーシングから抽気することで、大幅な広作動域化もはかられたことが紹介された (GT-38949)。加えて、その研究者により、比速度等のパラメータを絡めた遠心タービンの総括的な設計法に関する発表もなされた (GT-38026)。

遠心圧縮機の権威であるKrain博士より、古代ローマ時代から始まって最新までの遠心圧縮機の開発変遷に関する発表がなされた。特に、大型低速試験機のローター内に人間が実際に入り、プローブを挿入してインペラーの相対流れ場を計測したところ、その計測者自身が医学的障害を受けたとの会場の笑いを誘う話があった (GT-38971)。また、Krain博士は、遠心圧縮機として圧力比15までは可能であると主張していた。作動域や効率の点で、軸流圧縮機に後塵を拝している遠心圧縮機が、今後マイクロ・ガスタービン等で大きく脚光を浴び、更なる高性能化研究が要請されると考えられる。

5.3 非定常流れと数値流体力学

渡辺 紀徳*¹

WATANABE Toshinori

ASMEの分類によれば、ターボ機械の非定常流れに関する論文は24編となるが、本来非定常であるターボ機械流れについて、この範疇の論文はこれ以外にも多い。同じくCFD Modelingに関するものは10編となっているが、モデリングを主対象とするものはほとんどない一方で、現象の模擬にCFDを用いているものは数多く、分野の分類境界は曖昧である。

旋回失速とサージに関して、一頃の能動制御に関する研究が一段落した後、失速の発生メカニズムや失速流れを基礎的に解明しようとする研究が再び多くなっている。

漏れ流れを含む翼端流れと失速の関係に注目し、失速点近傍の流れをSPIV (Stereoscopic PIV)により詳細に調べたもの (GT-38185)、前方スウィープによる失速マージンと効率の改善を翼端流れとの関連で追求したもの (GT-38837)が発表された。ケーシングトリートメントの効果についても翼端流れが関心の的となるが、軸方向溝型についてCFDによりトリートメント効果のメカニズムを調べたもの (GT-38481, 38483)や、翼端部に戻り流路を設けたケーシングトリートメント (エアセパレータと類似)の効果を実験したもの (GT-38301)などが発表された。CFDで溝付近の流れを詳細に解析した論文 (GT-38483)は、トリートメントのメカニズム解明には至っていないものの、流れ場を鮮明に捉えるこ

原稿受付 2003年7月14日

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

いのに対して、コントロール・チューブによる新手法が有効であることが紹介された。インペラー出口のガス流路内に周方向8本のチューブを挿入して、絶対流れ方向にジェットを噴出することで10%ほどの広作動域化が得られている。但し、ガス流路内にチューブを挿入しているため、そこでの圧損が大きいことが課題と考えられる (GT-38524)。

また、大型産業用の遠心圧縮機の高性能化をはかるために、ディフューザに着目した大規模な実験研究に関する発表もあった。まず、ベーンレス・ディフューザについて、ディフューザの幅、高さおよびピンチ形状をパラメトリックに変えた実験を行っている。その結果、ピンチ形状による性能への影響は小さいが、ディフューザ幅による効率への影響およびディフューザ高さによるサージ余裕への影響が大きいことが報告された (GT-38390)。さらに、この圧縮機を用いて、低ソリディティ・ディフューザ (LSD) のパラメトリックな実験研究も実施され、ベーンレス・ディフューザに比べて高効率でかつ広作動域な最適パラメータが存在し得る結果も報告された (GT-38386)。LSD については、高効率化は可能であるが、低流量になるとベーン部に入射角が付き、そこでストールが発生するため、作動範囲は狭くなると一般的に言われている。しかしながら、この実験に使用した遠心圧縮機は多段圧縮機の後段部のものであり、ディフューザ流入マッハ数が低いいため、入射角が大きくなってもストールが発生せず、広作動域化がはかられたと考えられる。

次に、流れ現象については、逆解法設計による遠心圧縮機と従来圧縮機の内部流れ場を比較した計測結果が紹介された。非定常3孔プローブによりインペラー出口の

流れ場を詳細に計測しており、逆解法設計による遠心圧縮機内のジェット・ウェーク分布が大幅に改善されている。さらに、その分布改善によりインペラー単体で3%の効率向上、ディフューザまでを含めると6%の効率向上が得られたことも報告された (GT-38127, 38531)。その他、低レイノルズ $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた3次元CFDにて、チップクリアランスによるウェークの形成を解析的に調査した発表もあった (GT-38279)。

最後に、空力設計法については、圧力比5.5の高速遠心圧縮機の発表が、50年以上も遠心ターボ機械に携わって来た研究者により行われた。負荷が高いインデューサの前縁部をスリーブ形状とすることで、1%ほどの高効率化が得られ、かつインデューサ部のケーシングから抽気することで、大幅な広作動域化もはかられたことが紹介された (GT-38949)。加えて、その研究者により、比速度等のパラメータを絡めた遠心タービンの総括的な設計法に関する発表もなされた (GT-38026)。

遠心圧縮機の権威である Krain 博士より、古代ローマ時代から始まって最新までの遠心圧縮機の開発変遷に関する発表がなされた。特に、大型低速試験機のローター内に人間が実際に入り、プローブを挿入してインペラーの相対流れ場を計測したところ、その計測者自身が医学的障害を受けたとの会場の笑いを誘う話があった (GT-38971)。また、Krain 博士は、遠心圧縮機として圧力比15までは可能であると主張していた。作動域や効率の点で、軸流圧縮機に後塵を拝している遠心圧縮機が、今後マイクロ・ガスタービン等で大きく脚光を浴び、更なる高性能化研究が要請されると考えられる。

5.3 非定常流れと数値流体力学

渡辺 紀徳*¹

WATANABE Toshinori

ASME の分類によれば、ターボ機械の非定常流れに関する論文は24編となるが、本来非定常であるターボ機械流れについて、この範疇の論文はこれ以外にも多い。同じく CFD Modeling に関するものは10編となっているが、モデリングを主対象とするものはほとんどない一方で、現象の模擬に CFD を用いているものは数多く、分野の分類境界は曖昧である。

旋回失速とサージに関して、一頃の能動制御に関する研究が一段落した後、失速の発生メカニズムや失速流れを基礎的に解明しようとする研究が再び多くなっている。

漏れ流れを含む翼端流れと失速の関係に注目し、失速点近傍の流れを SPIV (Stereoscopic PIV) により詳細に調べたもの (GT-38185)、前方スウィープによる失速マージンと効率の改善を翼端流れとの関連で追求したもの (GT-38837) が発表された。ケーシングトリートメントの効果についても翼端流れが関心の的となるが、軸方向溝型について CFD によりトリートメント効果のメカニズムを調べたもの (GT-38481, 38483) や、翼端部に戻り流路を設けたケーシングトリートメント (エアセパレータと類似) の効果を計測したもの (GT-38301) などが発表された。CFD で溝付近の流れを詳細に解析した論文 (GT-38483) は、トリートメントのメカニズム解明には至っていないものの、流れ場を鮮明に捉えるこ

原稿受付 2003年7月14日

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

とに成功している。失速限界に対する食違い角の影響を検討したもの (GT-38259), 半径方向の翼負荷分布が失速発生に与える影響を実験的に調べた論文 (GT-38090) なども発表された。能動制御としては, 翼面からの吹き出しにより静翼面の剥離を抑制する研究が報告された (GT-38863)。

遠心圧縮機の失速とサージについて, 2つのセッションで7編の論文が発表された。ベーンレスディフューザーで2セルと3セルの失速モード間でエネルギーの交換が行われる様子 (GT-38358), ソリディティの小さいベーン付きディフューザーにより失速が抑制される結果 (GT-38386), ディフューザーへの吹き出しにより作動範囲を拡大した能動制御の例 (GT-38524) などが示された。

タービンのセッションでは, カルマン渦が放出される翼後流の非定常特性を詳細に調べた実験研究 (GT-38934) や, 低レイノルズ数の非定常流をLDVにより詳細に計測した研究 (GT-38468), 層流剥離泡の後流誘起遷移による翼面非定常圧力特性を明らかにした研究 (GT-38303), ラビリンスシール周辺の流れや, これと主流との干渉を調べた研究 (GT-38270, 38271, 38722) などが報告された。

翼列間干渉の分野では, 2段軸流機を用いた詳細な実験から翼端部で翼端渦による deterministic stress が極めて大きいことを見出した論文 (GT-38598), 低速圧縮機の1段静翼について, 翼面境界層の発達と非定常圧力分布を詳細に計測した論文 (GT-38765, 38766), 非定常流れに対するクロッキング効果を調べた論文 (GT-38724, 38867) などが発表された。非定常干渉流れ場を音響励起の観点から捉え, これによる圧縮機の効率向上

を示した研究 (GT-38022) もある。

CFDおよびシミュレーションを名乗るセッションが3つあった。CFD手法そのものを扱ったものは少ないが, 実在気体効果をテーブルデータから実用的な範囲で取り入れるCFD手法 (GT-38101), CADと組み合わせてCFDを設計に組み込む手法 (GT-38305) などが提示された。また, 非定常流れにおける翼列性能をCFDで扱った論文がいくつか発表された (GT-38288, 38838, 38637, 38723)。波力発電に用いるウェルズタービンの流れを非定常解析した研究が発表され, CFD解析よりも, 波力発電そのものに関して討論が盛り上がった。

Structures & Dynamics分野で, 翼列の流体関連振動・空力弾性 (近年の呼称ではエアロメカニクス) に関するセッションが4つあり, 14編の論文が発表された。強制振動を線形化方程式により高速で解析する手法 (GT-38640, 38642), 離散渦法を用いた古典的手法の若干の改良 (GT-38560), 振動翼列の非定常空力特性に対する衝撃波と境界層剥離の影響を実験と数値解析で明らかにした結果 (GT-38425), タービンの強制励振力を adjoint method により最小化する手法 (GT-38904), 周期的対称モードのタービンフラッターに関する固有値解析 (GT-38694) などが提示された。また, 圧縮機のフラッターに関して, ブリスクの失速フラッター特性を実験と数値解析で明らかにした研究 (GT-38353), 入口ダクトとファン翼列の音響干渉についての連成数値解析 (GT-38454), 動静翼列間隔による空力減衰の変化の数値解析 (GT-38199), シュラウドつき動翼のフラッターに関する連成数値解析 (GT-38311) などが発表された。以前に比べ, この分野の発表は活発になっていると感じられた。

6. 伝 熱 関 係

船崎 健一*1

FUNAZAKI Ken-ichi

昨年も同様なコメントをしたが, 伝熱部門は全体の論文数(約600)の20%(109)を占める。それを1人でカバーすることは不可能であり, 今年度はIHIの仲俣氏の全面的協力を仰いだ。ここで, 同氏に深く感謝の意を表す。

1. 概 要

参加者の所属で見ると, 大学が39, 政府関係13, 企業35 (Committeeで示された統計) で, 企業別では, GE (10), RR (6), Alstom (5), Siemens (4), PW (3),

Solar (3) である。大学との共研を含めるとGEやRRは更に論文数が増え, 伝熱分野での両社の勢いを窺い知ることができる。論文内容別に分類すると, 境界層遷移(16), フィルム冷却(15), 内部冷却(15)+インピンジ冷却(6), ガスパス側伝熱(11)+翼先端(6)という順である。二次空気系・シール系はヨーロッパ (例えば Karlsruhe 大など) で盛んに研究されている。境界層遷移の大半は, 低Re数での剥離を伴うLPタービン流れなど, 剥離に関する定常的, 非定常的挙動に関するものである。後流発生装置+翼列という試験の他, CFDによる予測もかなりの進歩を見せている。フィルム冷却は, 新構想の研究は少なく, 従来からの手法に対してCFD(+実験)での

原稿受付 2003年7月16日

*1 岩手大学工学部 機械工学科

〒020-8551 岩手県盛岡市上田4-3-5

とに成功している。失速限界に対する食違い角の影響を検討したもの (GT-38259), 半径方向の翼負荷分布が失速発生に与える影響を実験的に調べた論文 (GT-38090) なども発表された。能動制御としては, 翼面からの吹き出しにより静翼面の剥離を抑制する研究が報告された (GT-38863)。

遠心圧縮機の失速とサージについて, 2つのセッションで7編の論文が発表された。ベーンレスディフューザーで2セルと3セルの失速モード間でエネルギーの交換が行われる様子 (GT-38358), ソリディティの小さいベーン付きディフューザーにより失速が抑制される結果 (GT-38386), ディフューザーへの吹き出しにより作動範囲を拡大した能動制御の例 (GT-38524) などが示された。

タービンのセッションでは, カルマン渦が放出される翼後流の非定常特性を詳細に調べた実験研究 (GT-38934) や, 低レイノルズ数の非定常流をLDVにより詳細に計測した研究 (GT-38468), 層流剥離泡の後流誘起遷移による翼面非定常圧力特性を明らかにした研究 (GT-38303), ラビリンスシール周辺の流れや, これと主流との干渉を調べた研究 (GT-38270, 38271, 38722) などが報告された。

翼列間干渉の分野では, 2段軸流機を用いた詳細な実験から翼端部で翼端渦による deterministic stress が極めて大きいことを見出した論文 (GT-38598), 低速圧縮機の1段静翼について, 翼面境界層の発達と非定常圧力分布を詳細に計測した論文 (GT-38765, 38766), 非定常流れに対するクロッキング効果を調べた論文 (GT-38724, 38867) などが発表された。非定常干渉流れ場を音響励起の観点から捉え, これによる圧縮機の効率向上

を示した研究 (GT-38022) もある。

CFDおよびシミュレーションを名乗るセッションが3つあった。CFD手法そのものを扱ったものは少ないが, 実在気体効果をテーブルデータから実用的な範囲で取り入れるCFD手法 (GT-38101), CADと組み合わせてCFDを設計に組み込む手法 (GT-38305) などが提示された。また, 非定常流れにおける翼列性能をCFDで扱った論文がいくつか発表された (GT-38288, 38838, 38637, 38723)。波力発電に用いるウェルズタービンの流れを非定常解析した研究が発表され, CFD解析よりも, 波力発電そのものに関して討論が盛り上がった。

Structures & Dynamics分野で, 翼列の流体関連振動・空力弾性 (近年の呼称ではエアロメカニクス) に関するセッションが4つあり, 14編の論文が発表された。強制振動を線形化方程式により高速で解析する手法 (GT-38640, 38642), 離散渦法を用いた古典的手法の若干の改良 (GT-38560), 振動翼列の非定常空力特性に対する衝撃波と境界層剥離の影響を実験と数値解析で明らかにした結果 (GT-38425), タービンの強制励振力を adjoint method により最小化する手法 (GT-38904), 周期的対称モードのタービンフラッターに関する固有値解析 (GT-38694) などが提示された。また, 圧縮機のフラッターに関して, ブリスクの失速フラッター特性を実験と数値解析で明らかにした研究 (GT-38353), 入口ダクトとファン翼列の音響干渉についての連成数値解析 (GT-38454), 動静翼列間隔による空力減衰の変化の数値解析 (GT-38199), シュラウドつき動翼のフラッターに関する連成数値解析 (GT-38311) などが発表された。以前に比べ, この分野の発表は活発になっていると感じられた。

6. 伝熱関係

船崎 健一*1

FUNAZAKI Ken-ichi

昨年も同様なコメントをしたが, 伝熱部門は全体の論文数(約600)の20%(109)を占める。それを1人でカバーすることは不可能であり, 今年度はIHIの仲俣氏の全面的協力を仰いだ。ここで, 同氏に深く感謝の意を表す。

1. 概要

参加者の所属で見ると, 大学が39, 政府関係13, 企業35 (Committeeで示された統計) で, 企業別では, GE (10), RR (6), Alstom (5), Siemens (4), PW (3),

Solar (3) である。大学との共研を含めるとGEやRRは更に論文数が増え, 伝熱分野での両社の勢いを窺い知ることができる。論文内容別に分類すると, 境界層遷移(16), フィルム冷却(15), 内部冷却(15)+インピンジ冷却(6), ガスパス側伝熱(11)+翼先端(6)という順である。二次空気系・シール系はヨーロッパ (例えば Karlsruhe 大など) で盛んに研究されている。境界層遷移の大半は, 低Re数での剥離を伴うLPタービン流れなど, 剥離に関する定常的, 非定常的挙動に関するものである。後流発生装置+翼列という試験の他, CFDによる予測もかなりの進歩を見せている。フィルム冷却は, 新構想の研究は少なく, 従来からの手法に対してCFD(+実験)での

原稿受付 2003年7月16日

*1 岩手大学工学部 機械工学科

〒020-8551 岩手県盛岡市上田4-3-5

解析が多く行われている。ガスパス側に関しては、粗さの効果に関する研究がここ数年何件か報告されている。また、CAE アプローチが一般化するなかで熱伝導解析などの連成計算に関する研究が盛んになる傾向にある(液晶などによる温度-熱伝達率計測法の改良などにも利用されている)。CFD での乱流モデルとしては、 $k-\omega$ モデル (Wilcox バージョンや Menter バージョン) の利用が目立ち、伝熱計測には、感温液晶、サーモカメラが用いられている。

2. 分野別概要

2.1 境界層遷移

後流干渉に効果に関する研究は、Whittle Lab を中心としてヨーロッパ勢による研究例が多く報告されている。GT-38303 では、2次元後流発生器と低圧タービン翼列を用いた試験であり、PIV, 2D-LDV, CFD, 圧力変換器などを駆使して現象解明を試みている。特に、剥離と後流との干渉による渦の巻き上りの存在が明らかにされた。平板を用いた試験 (GT-38972) でも、剥離泡に与える後流通過効果が明らかにされ、Calm 領域による剥離抑制効果が示された。翼前縁モデルを用いた試験 (GT-38281) でも同様の結果が得られているが、加えて前縁近傍での乱流スポットの発生と剥離抑制効果も確認されている。遷移予測に関しては、AGS モデルが一般的だが、過去の様々な知見を盛り込んだモデルが提案され、CFD (Fluent) に組み込み、実際に遷移予測を試みた研究が報告されている (GT-38664)。GT-38261 でも同様の研究が報告されているが (Solomon モデルを使用)、逆圧力勾配での予測精度に難がある。GT-38664 で開発されたモデルを用いて、後流通過の影響を受ける平板境界層での遷移過程がシミュレーションが行われている (GT-38680)。乱流スポット状の構造が境界層内で得られるのには感心した。問題点は多々あるが、これからの方向性を示しているだろう。この他にも、GT-38282, 38446, 38787, 38963 でも遷移モデル等についての提案、検討が行われている。

2.2 フィルム冷却

GT-38144 では Console (Converging Shaped Hole) 孔の試験結果と CFD を用いて冷却性能予測方法を研究した。空力ロスがシェイプトホールに比べて極めて小さいのが特徴。GT-38157 では TE の噴出しによるフィルム冷却を実験と CFD で研究。TE ではスロットのアスペクト比が小さいために 2 次流れの影響大であることが示された。GT-38608 では 3 つのフィルム孔形状で千鳥配置のフィルム孔列下流の空気の 3 次元の温度分布を計測。フィルム孔下流でのフィルム空気の温度場が詳細に計測されている。GT-38693 では、前縁シャワーヘッド冷却を有する精密なアクリルモデル翼を用いた実験で

あり、シャワーヘッド冷却によるフィルム効率の重ね合わせの効果について検討している。GT-38716 では、短いノーマルホール (孔長さ 1D) の FCFC について、乱れ度が高い場合の熱伝達を計測。熱流束一定面の温度をサーモカメラで計測。乱れ度が大きくなると噴出しのない場合の熱伝達は上がるが噴出しのある場合の増加は小さいという、従来からの知見が確認されている。フィルム冷却に関する CFD を扱った GT-38369 では、実験で得られるフィルム効率や熱伝達率の中で無視されている熱移動の効果を、連成計算を行うことで確認した。丸穴の冷却孔では、断熱壁条件及び連成解析の間で結果に大きな差異はないが、shaped hole の場合には有意差が生じている。

2.3 内部冷却

伝熱促進体 (ピン, V 字リブ) と回転場効果を扱う研究もいくつか紹介されている (GT-38340, 38346, 38900)。形状的に近い実機に近い条件での計測が行われている。ディンプルを伝熱面に採用する方法も昨年度に引き続き紹介された。リブやインピンジと比較して熱伝達率に対し圧力損失が相対的に小さい点が特徴とされ、燃焼器ライナーなどへの応用が示唆された。インピンジ冷却に関しては、ピンとの複合型についての研究 (GT-38215, 38256, 38408)。GT-38408 では GA による最適化が試みられている) やクロスフローを考慮してインピンジ孔列及び孔間の間隔が直線的に広がる場合の熱伝達特性が紹介された (GT-38178)。リブ付きの内面へインピンジ冷却の効果についても調べられているが、伝熱面積の増加程度の効果しかないようである (GT-38118)。

2.4 ガスパス側熱伝達

GT-38738 では、実機で想定される粗さ (Pitted, Spalled, Erosion, Deposition など) を平板供試体上で再現し、圧力勾配の効果も考慮した形で熱伝達や表面摩擦に与える効果の解明を試みている。熱伝達は順圧力勾配では同じ局所レイノルズ数に対し増加し、逆圧力勾配下では減少することや、粗さと圧力勾配の相乗効果は熱伝達の増加にも減少にも作用する可能性があることなどが示されている。粗さに関しては GT-38835 でも扱われており、二種類のスケールの粗さを取付けた場合粗さのステップ状に変化する方が遷移を早めるなどの報告があった。

2.5 二次空気系・シール系

ベアリングチャンバー内での oil, air の混合流体問題に関する LDA 計測結果が報告され、シャフト表面速度と軸流速度との比の重要性が示されている (GT-38376)。EU 支援の研究プロジェクトであり、重要でかつ地道な作業が要求される研究を着実にを行うヨーロッパの底力を見る様な研究である。

7. 燃焼および燃料関係

井上 洋*¹

INOUE Hiroshi

1. 全般

Combustion & Fuels Committee が主催あるいは共催する燃焼および燃料関係のセッションとしては、ペーパーセッションが 17、パネルセッションが 1 の合計 18 セッションが催された。論文発表件数は 69 件で昨年に比べてやや増加している。このほか低 NO_x 燃焼器の CFD の現状についてのパネルセッションが 1 つ持たれた。論文発表の国別内訳としては、開催国のアメリカが 35 編と最も多く、ついでイギリスの 15 編、ドイツ 10 編、スイス 3 編とつづき、その他の国は日本を含めていずれも 1 編づつとなっている。テーマを大まかに分類すると燃焼の不安定性およびその制御に関するものが 19 編と最も多く、数値モデリングに関するものが 14 編、低 NO_x 燃焼器の開発に関するものが 12 編、ノズルや噴霧に関するものが 9 編、流れや混合の計測に関するものが 8 編、発電システムに関するものが 6 編などとなっている。燃焼振動のモデル化や抑制法の研究報告の多さが印象に残った。

2. 燃焼の不安定性およびその制御

燃焼不安定性に関する研究発表では吹き消えの検出に関するものが 2 編見られた他は、大部分の研究発表が燃焼振動の抑制・制御に関するものであった。共鳴器や燃料供給系のインピーダンス調整によるパッシブな振動抑制技術に関するもの (GT-38168, GT-38194, GT-38429, GT-38521) がある一方、燃料噴射系のモジュレーションによるアクティブ制御によるものも報告された (GT-38103, GT-38169, GT-38418)。アニュラー型マルチバーナの燃焼振動に関するモデリングと構造適正化に関する研究も報告された (GT-38688, GT-38708)。そのほか、燃焼振動モデリングのベースとなる燃焼の伝達関数に関する研究 (GT-38113, GT-38219) も報告されている。燃焼振動は特に予混合低 NO_x 燃焼時に避けて通れない課題であり、これらの研究発表の会場は活況を呈するとともに着実に進歩していることが伺えた。

3. 数値モデリング

数値モデリングについては、CFD について乱流燃焼／乱流混合のモデリングとその検証に関するものが多く見られた。非定常モデルである LES に関するもの (GT-38200, GT-38356, GT-38662, GT-38754) のほか、

より実践的な RANS に関するもの (GT-38265, GT-38331, GT-38385) 等が報告された。このほか、フラッシュバック (GT-38395) や自発火 (GT-38224) に焦点を当てて検討した報告も見られた。純粋に燃焼反応そのものを取り扱う素反応系のモデリングについては遺伝的アルゴリズムを用いて素反応群パラメータを最適化するもの (GT-38018) を含めて 4 編の報告があった。

4. 低 NO_x 燃焼器開発

低 NO_x 燃焼器開発では 1500°C 級ヘビーデューティガスタービン用低 NO_x 燃焼器の実証結果の報告 (GT-38103) や多種燃料への対応性の実証結果 (GT-38442) など大きなメーカーからの開発報告のほか、触媒燃焼器の高度化に関する報告 (GT-38129, GT-38573, GT-38778) や壁面の窪みの渦を保炎点として利用する燃焼器の検討 (GT-38236, GT-38569)、多孔質体を利用した燃焼法の検討 (GT-38713)、次の低 NO_x 燃焼技術の方向性を検討する報告 (GT-38112, GT-38208)、低 NO_x 燃焼器の最適化の過程を詳細にまとめた報告 (GT-38393) 等が報告された。

5. 燃料ノズル

分散指向による低 NO_x 燃焼ノズルの開発が多く見られ、マクロラミネート技術による内部分散混合式のデュアル燃料ノズルの開発 (GT-38010)、拡散接合技術を用いたマルチポイント液体燃料用ノズルの噴霧特性の検討 (GT-38496)、多孔同軸噴流方式の DME (ジメチルエーテル) 焚きノズルの開発 (GT-38410)、細孔壁とスリットを組み合わせて希薄予混合火炎を安定化する低 NO_x 燃焼器の開発 (GT-38489) 等が報告された。そのほかプレフィルムリップによる蒸発促進を図った液体燃料用ノズル (GT-38444)、CO₂ 回収を狙った天然ガス／酸素燃焼用ノズル (GT-38511) などの報告があった。

6. その他

計測に関しては流れや混合の非定常計測などがモデル検証などと組み合わせて報告されていたが特に目新しさは感じられなかった。また、燃料電池とガスタービンを組み合わせた高効率発電システム (GT-38941, GT-38943, GT-38944) や高効率発電システムのサーベイ (GT-38942, GT-38950) なども報告された。

原稿受付 2003 年 7 月 11 日

* 1 (株)日立製作所 電力・電機開発研究所

〒312-0034 茨城県ひたちなか市堀口 832-2

8. 制御と診断

黒崎 正大*¹

KUROSAKI Masahiro

CDI (Controls, Diagnostics & Instrumentation) のセッションでは、1つのパネルディスカッションと8つのペーパーセッションが開かれた。パネルディスカッションのテーマは、インテリジェントエンジンのセンサー (Sensors for Intelligent Engines) で6人のパネリストから発表された。ペーパーセッションで発表された論文は合計33件、その内訳は、制御 (モデリングを含む) 4件、診断18件、計測10件、その他1件であった。診断に関する発表が盛んで、制御は低調という傾向がここ数年続いている。計測については例年通りであろうか。

制御関係の発表は、回転数のPID制御 (GT-38667) に関する発表、正確な空燃比制御のための空気流量推定精度向上に関し、センサー精度、GTの劣化、号機差を考慮した最適パラメータの選定に関するGEの発表 (GT-38044) の2件だけでさびしい限りであるが、圧縮機ストールや燃焼の制御に関しては、Turbomachinery や Combustion & Fuels の部門での発表が若干あった。興味のある方はそちらを参照されたい。モデリングに関しては、蒸発現象など物理モデル作成が困難な部分を実験データに基づいてニューロネットワークでモデル化し、物理モデルと統合したハイブリッドモデルの発表 (GT-38116) とガスタービンの簡略モデル (GT-38679) の発表があった。

エンジン性能の故障診断、劣化診断では、ガスパスアナリシス (GPA) (GT-38378, 38365, 38518), カルマンフィルタ (KF) (GT-38379, 38550, 38584), ニューロネットワーク (NN) (GT-38423, 38742) が主流であるが、遺伝アルゴリズム (GA) (GT-38300), マルコフモデル (HMM) (GT-38589) さらにはCFD (GT-38567) など新しい手法を適用した発表も1件ずつあった。上記のなかには過渡状態の故障診断も含まれている。これは、スタートのように定常状態が存在しない場合の他に、故障の影響は、定常状態よりも、過渡状態で大きく現れるため故障診断が容易という理由である。ただ大部分の発表がシミュレーションによって評価を行っており、実際の

エンジンに適用した場合の有効性についてはさらなる検証が必要であると感じた。

機械系の故障診断としては、振動センサーの計測データをもとにした Wavelet 解析 (GT-38091, 38755), FFT 解析と5個のタイプの異なる NN の組み合わせによる性能比較 (GT-38450), 両軸の回転位相計測によるギアの故障検出 (GT-38289) に関する発表があった。

PWA からは、計測データの検証に関する発表 (GT-38764) が行われた。計測データに含まれる異常データ (例えば物理的にありえない) を診断ロジックに通す前にエンジニアが取り除いている。この経験が必要な作業を自動化しようとする試み。

計測に関しては、時間の都合であまり出席できなかったが、タイトルから判断して流れの計測 (GT-38128, 38147, 38488), パイロメータ (GT-38156, 38814), 燃焼関係 (GT-38470, 38695, 38656) 他の発表があった。

最後に筆者は、ASME 主催のツアーで GE Power Systems の Monitoring & Diagnosis Center を見学する機会があったので簡単に紹介したい。センターは、会議場から車で約30分の緑豊かな郊外に建てられた5階建てのビルの1階にある。受付を通過して、事務所エリアにはいるとすぐに楕円形に仕切られた場所があり、中には10台ほどのディスプレイがあり、5~6人のオペレータが前に座って作業をしていた。24時間体制で全世界約700台のガスタービン (GT) (一部蒸気タービンを含む) のモニターをリアルタイムで行っている。

正面の壁には縦横数メートルの大型ディスプレイがあり、案内者の手元のPCから画面を操作することができる。任意のサイトの運転状況やトリップ時のパラメータのXT表示、振動、温度などの分布が一目でわかるレーダーチャート表示などが可能。各GTには約200個のセンサーが取り付けられており、8回/秒のサンプリングレートでサイトのPCに記録され、20分毎にセンターに送られてくる。規模の大きさとともに、2~3台のモニタリングからスタートして6年間の短期間で全世界をカバーするセンターにまで立ち上げたスピードにも感嘆した。

原稿受付 2003年7月14日

*1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部 技術開発センター
〒190-1297 東京都西東京市瑞穂町殿ヶ谷229

9. 材料・構造および製造技術

藤井 智晴*¹

FUJII Tomoharu

材料・構造および製造技術の関連は、Manufacturing Materials & Metallurgy Committee (MMM) と Structures & Dynamics Committee (SD) が主催するセッションにおいて主に発表された。この2つのCommitteeは対照的であり、MMMは論文発表のセッション数がわずかに3件で論文数は12件であるのに対し、SDの論文発表のセッション数は15件で論文数は56件である。しかし、MMMは論文発表以外のセッションとして、印刷物なしのパネルセッションが5件、初心者向けの教育的な内容のセッションが3件あった。以下においては、著者が主に参加したMMMが主催するセッションの内容を中心に記載する。

初日の午後には、MMMが主催する最初のセッションとして、耐熱合金に関するレクチャーが行われた。この中で、耐熱合金開発の歴史、各元素の役割、製造法、性質等について講義形式で紹介された。パネルセッションでは、ガスタービンメーカー数社が、各自が保有する最新の溶接補修技術や検査技術について紹介するセッションや、動翼チップ部、静翼後縁部、尾筒のフレーム部等に限定し、各部品のライフサイクルコストを考慮した補修法を紹介するセッション等があった。また、著者が特に興味を持ったものとして、どの様にして良い部品を手に入れるか(どの様にして良い部品ベンダーを見分けるか)といった内容を議論するセッションがあった。我が国では、部品は製造メーカーが納めるのが当たり前となっているが、サードパーティが製造する部品が頻繁に使用される外国ならではのと思われる議論であった。ちなみに、その内容としては、部品仕様が細かく特定されていること、独立した機関が検査していること、現実的なバックアップ体制が整っていること、部品の供給が適度な時間

内に可能なこと等が条件として挙げられていた。

MMMの論文発表については、コーティングに関する論文とそれ以外の論文に分類される。コーティングに関する論文は5件有り、それぞれの内容について簡単に紹介すると、発電用大型ガスタービンのメタルコーティングの進展についてのレビュー(GT-38105)、渦電流法を利用した初段動翼のメタルコーティングの寿命評価(GT-38749)、渦電流法を利用したコーティングの厚さ及び気孔率の測定結果の評価(GT-38170)、発電用ガスタービンの遮熱コーティングに対する寿命予測ツールの開発(GT-38171)、尾筒のシールプレート等に使用される耐摩耗コーティングの高温における性能についての実験的検討(GT-38404)が報告された。また、これ以外の7件の論文には、特にテーマは無く、従来のTIG溶接と最新のレーザ溶接による動翼チップ部の補修後の性能比較(GT-38416)、ガスタービン材料へのチタン合金の適用についてのレビュー(GT-38862)、チタン製ジェットエンジンロータの表面破壊確率を評価するソフトウェアの開発(GT-38731)、アルカリ硫酸塩に起因する動翼表面の高温腐食の管理法(GT-38782)、部品表面のバニシ加工による疲労強度の改善(GT-38922)、タービン材料の高サイクル疲労強度を評価するための多軸疲労試験法(GT-38512)、リコンタリング法による圧縮機動翼の前縁部の改造(GT-38721)が報告された。

一方、SDの論文発表については4つのカテゴリーに分類されており、それぞれの論文数は、「全般」が5件、「構造力学と振動」が13件、「非定常空気力学と流体力学」が14件、「ロータ動力学と磁気軸受」が24件であった。「全般」の中では、無補修静翼と補修静翼のき裂進展状況の定性的及び定量的比較結果(GT-38351)や遮熱コーティングの低サイクル疲労や熱機械疲労に対する寿命予測についての実験的検証結果(GT-38285)等MMMに近い内容の論文も報告されていた。

原稿受付 2003年7月8日

*1 財電力中央研究所 横須賀研究所
〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂2-6-1

10. 展 示

渡辺 啓悦*¹

WATANABE Hiroyoshi

展示は会議会場である Georgia World Congress Center 1階にある大ホールで6月16日から18日まで行われた。例年同様に展示会場の入口で参加登録を受け付け、

その横ではASMEの出版物の販売コーナーが設けられていた。論文のCD-ROMやプログラムの他に参加者全員に配布される展示の案内が今回のTURBO EXPOか

9. 材料・構造および製造技術

藤井 智晴*¹

FUJII Tomoharu

材料・構造および製造技術の関連は、Manufacturing Materials & Metallurgy Committee (MMM) と Structures & Dynamics Committee (SD) が主催するセッションにおいて主に発表された。この2つの Committee は対照的であり、MMM は論文発表のセッション数がわずかに3件で論文数は12件であるのに対し、SD の論文発表のセッション数は15件で論文数は56件である。しかし、MMM は論文発表以外のセッションとして、印刷物なしのパネルセッションが5件、初心者向けの教育的な内容のセッションが3件あった。以下においては、著者が主に参加したMMMが主催するセッションの内容を中心に記載する。

初日の午後には、MMM が主催する最初のセッションとして、耐熱合金に関するレクチャーが行われた。この中で、耐熱合金開発の歴史、各元素の役割、製造法、性質等について講義形式で紹介された。パネルセッションでは、ガスタービンメーカ数社が、各自が保有する最新の溶接補修技術や検査技術について紹介するセッションや、動翼チップ部、静翼後縁部、尾筒のフレーム部等に限定し、各部品のライフサイクルコストを考慮した補修法を紹介するセッション等があった。また、著者が特に興味を持ったものとして、どの様にして良い部品を手に入れるか(どの様にして良い部品ベンダーを見分けるか)といった内容を議論するセッションがあった。我が国では、部品は製造メーカが納めるのが当たり前となっているが、サードパーティが製造する部品が頻繁に使用される外国ならではのと思われる議論であった。ちなみに、その内容としては、部品仕様が細かく特定されていること、独立した機関が検査していること、現実的なバックアップ体制が整っていること、部品の供給が適度な時間

内に可能なこと等が条件として挙げられていた。

MMM の論文発表については、コーティングに関する論文とそれ以外の論文に分類される。コーティングに関する論文は5件有り、それぞれの内容について簡単に紹介すると、発電用大型ガスタービンのメタルコーティングの進展についてのレビュー (GT-38105)、渦電流法を利用した初段動翼のメタルコーティングの寿命評価 (GT-38749)、渦電流法を利用したコーティングの厚さ及び気孔率の測定結果の評価 (GT-38170)、発電用ガスタービンの遮熱コーティングに対する寿命予測ツールの開発 (GT-38171)、尾筒のシールプレート等に使用される耐摩耗コーティングの高温における性能についての実験的検討 (GT-38404) が報告された。また、これ以外の7件の論文には、特にテーマは無く、従来の TIG 溶接と最新のレーザ溶接による動翼チップ部の補修後の性能比較 (GT-38416)、ガスタービン材料へのチタン合金の適用についてのレビュー (GT-38862)、チタン製ジェットエンジンロータの表面破壊確率を評価するソフトウェアの開発 (GT-38731)、アルカリ硫酸塩に起因する動翼表面の高温腐食の管理法 (GT-38782)、部品表面のバニシ加工による疲労強度の改善 (GT-38922)、タービン材料の高サイクル疲労強度を評価するための多軸疲労試験法 (GT-38512)、リコンタリング法による圧縮機動翼の前縁部の改造 (GT-38721) が報告された。

一方、SD の論文発表については4つのカテゴリーに分類されており、それぞれの論文数は、「全般」が5件、「構造力学と振動」が13件、「非定常空気力学と流体力学」が14件、「ロータ動力学と磁気軸受」が24件であった。「全般」の中では、無補修静翼と補修静翼のき裂進展状況の定性的及び定量的比較結果 (GT-38351) や遮熱コーティングの低サイクル疲労や熱機械疲労に対する寿命予測についての実験的検証結果 (GT-38285) 等 MMM に近い内容の論文も報告されていた。

原稿受付 2003 年 7 月 8 日

* 1 財電力中央研究所 横須賀研究所
〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂 2-6-1

10. 展 示

渡辺 啓悦*¹

WATANABE Hiroyoshi

展示は会議会場である Georgia World Congress Center 1 階にある大ホールで6月16日から18日まで行われた。例年同様に展示会場の入口で参加登録を受け付け、

その横では ASME の出版物の販売コーナーが設けられていた。論文の CD-ROM やプログラムの他に参加者全員に配布される展示の案内が今回の TURBO EXPO か

らA5のカラー冊子となり、昨年までの冊子よりも非常に見やすいものとなった。展示に参加した企業は年々減少しているとの報告が昨年なされていたが、今年に参加企業は約150社であり昨年の展示参加数とほぼ同数であった。しかしその内訳を見ると、米、欧交互開催のためか、展示企業の半数以上が昨年とは入れ替わっている。新しい展示案内冊子には製品、サービス別の展示参加企業リストも掲載されており、その内訳は以下の通りであった。

Air Systems : 8社
 Analytical : 10社
 Ancillary Equipment : 3社
 Components : 25社
 Consulting & Engineering services : 30社
 Controls/Instrumentation : 23社
 Design Process & Methodologies : 18社
 Drive Train Equipment : 4社
 Education : 25社
 Fasteners : 1社
 High Speed Drilling, Stem Drilling : 1社
 Fuel Systems : 4社
 Maintenance and Operation : 18社
 Manufacturing Processes : 18社
 OEM Gas Turbine/Power Turbine : 9社
 Other Services : 7社
 Package/Turnkey Applications : 10社
 Package/Turnkey Delivery of Co-generation and Micro-combined Cycle Systems : 1社
 Special Materials : 5社
 Testing : 22社
 (重複企業有り)

原稿受付 2003年7月10日

* 1 Advanced Design Technology Ltd
 Monticello House, 45 Russell Square, London WC1B 4JP

代表的なガスタービンメーカーはP&W, GEのみでガスタービン関連装置、制御系装置、メンテナンスと運転に係わる企業の出展が多い。

また、ハードウェア関連以外のコンサルティングやエンジニアリング、教育、設計手法に係わる企業の出展も多く、ガスタービン関連の広範でかつ非常に細かい分業体勢が伺える。

今回はマイクロガスタービンや燃料電池などの分散型エネルギー技術関連では企業による展示はなかったが米国DOEがオーガナイズしている次世代分散型エネルギーシステム開発に関する展示ではマイクロガスタービン関連の最新研究課題、分散型エネルギー技術を普及させる政策などが伺え興味を引いた。NASAの展示ブースではアスピレーテッドコンプレッサー翼やUltra-Efficient Engine Technologyプロジェクト、コンバインドサイクルエンジンなどジェットエンジンの最先端技術開発プロジェクトに関する展示があった。

報告者の係わるターボ機械設計解析ソフトウェアの分野では、設計ツールと流体解析ソフト、振動構造解析ソフトさらには自動最適化ツールといった各社のソフトウェアを互いに組み合わせた総合的なターボ機械開発環境の提供を目的とした企業間コラボレーションの動きも見られた。

日本の関係ではアイコクアルファ社, Advanced Design Technology社, Makino, Mitsubishi Power Systems, OlympusそしてHoriba Instruments社が展示ブースを設けていた。韓国からはKTURBO社がエアベアリングを採用したターボプロアを出展した。韓国の企業としてはTURBO EXPOに出展するのはKTURBO社が初めてということである。

実際に展示に参加した感想であるが、今回から展示会場は午後のセッション中はクローズとなった影響もあったかもしれないのだが、展示ブースを訪れる方々に製品を実際に説明する時間が減ったと感じた。展示企業側ならびに主催者側共に何らかの工夫が必要ではないかと思われる。

携帯用ガスタービン発電機（ダイナジェット 2.6）の開発

熊倉 弘隆*¹

KUMAKURA Hirotaka

キーワード：Micro Gas Turbine, MGT, 再生サイクル

1. はじめに

発電出力 10 kW 以下の携帯用・可搬式発電機の世界市場規模はおよそ 100 万台/年であり、海外工場での生産分を含めて、その 7 割をわが国が供給している。他方、国内の需要はおよそ 10 万台/年でここ数年は推移しているが、IT 化が進む中で小型・高電気品質電源の業務用、非常用分野における今後の需要拡大が期待される。本分野においては、小型・軽量、低騒音・低振動性、コンピュータに直結できる高電気品質、燃料の長期保管性（非常用向け）等が必要とされるが、従来のレシプロエンジンをを用いた発電機ではこれらを高いレベルで満たすことは困難であった。

そこで、これらのニーズを満たす次世代の携帯用発電機として、小型ガスタービン及びターボチャージャの技術を応用し、世界初の携帯用ガスタービン発電機（ダイナジェット 2.6：2.6 kVA）を開発した。

表紙の写真は、このダイナジェット 2.6 のパッケージ外観写真に、このパッケージに内蔵されている超高速発電機とマイクロガスタービン（MG 30）のカットモデル写真を合成したものである。

2. ダイナジェット 2.6 の概要

ダイナジェット 2.6 は、一軸再生式ガスタービンエンジンと、これに直結して 10 万 rpm で回る超高速発電機、及び、超高速発電機から出る高周波電力（約 1.6 kHz）を商用電源と同じ電圧・周波数に変換するインバータとの組み合わせにより、小型、軽量、低騒音、高電気品質を実現することができた。超高速発電機は、始動時のスタータモータも兼ねている。表 1 に諸元および特性を示す。

ガスタービンの強みを生かし重量・寸法はディーゼル発電機（同クラス）の 1/2～1/3 である。

ガスタービンはレシプロに比べ運転音の周波数が高く、軽量の消音材で効果的な消音が可能であるため、小型・軽量の長を活かしつつクラストップレベルの低騒音性を実現することができた。

また、インバータを用いることで電源品質が商用電源

表 1 ダイナジェット 2.6 の諸元及び特性

型 式	NMGT-2.6DX
エンジン	一軸再生式ガスタービン
発電機形式	永久磁石式同期型
定格回転数	100,000rpm
定格電圧	100V
定格出力	2.6kVA
周波数	50/60Hz両用
使用燃料	灯油
燃料消費率	定格出力で4.5リットル/時間以下
使用温度条件	-20～+50°C
騒音レベル	55dB(A)
寸法(長×幅×高)	825mm×420mm×455mm
乾燥重量	67kg

に近いものとなっており、コンピュータや通信電子機器を直結することができる。

3. ダイナジェット 2.6 の技術的特徴

ガスタービン式携帯用発電機として世界最小の本ガスタービンを開発する際の主要な技術開発ポイントを述べる。

3.1 エンジンサイクル

「携帯用」を実現する 3 kW 級：超小型ガスタービンのサイクル設計において主要な検討課題は以下の点であった。

(1) 空力要素（コンプレッサ、タービン）性能：

空気流量、回転数、圧力比が効率に与える影響のトレードオフ（超小型ではクリアランスの影響が大きいため、この点の考慮が必要）。

(2) 機械損失：

軸受け損失の影響のトレードオフ（小型空力コンポーネント単体では効率最適点は高回転域となるが、軸受け損失は高回転域で高くなるため、システム効率の最適点は空力的な最適点よりも低い回転域となる）。

(3) 熱交換器性能：

空気流量が温度効率・圧力損失に与える影響のトレードオフ（「携帯用」を実現する重量と寸法を考慮して熱交換器を設定する必要がある）。

原稿受付 2003 年 8 月 11 日

* 1 (株)IHI エアロスペース 防衛技術部
〒370-2398 群馬県富岡市藤木 900 番地

サイクル設計時に回転数をパラメータに圧力比と燃料消費率との関係を検討した結果を図1に示す。この結果より、回転数が10万rpmを超えると燃料消費率は急激に悪化することが判明した。本エンジンでは、定格設計点を回転数：10万rpm、圧力比：2.8に設定した。

3.2 エンジンの構成

以下の項目を検討しエンジンレイアウト（図2参照）を決定した。

(1) 超高速発電機の冷却：

タービン、熱交換器、燃焼器等の高温部から発電機への伝熱を防止し、容易に高速発電機を冷却できる構成にする。

(2) 外部への熱損失低減：

エンジン高温部からエンジン外部への熱損失を低

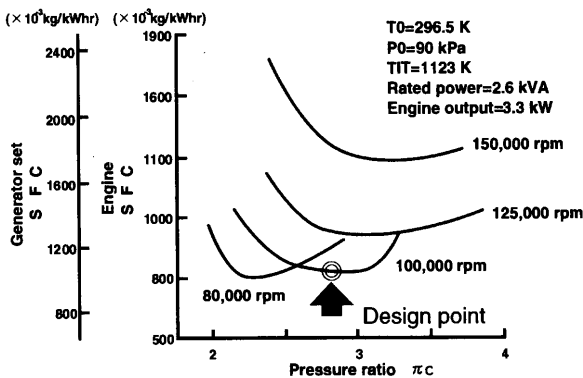


図1 サイクル検討結果

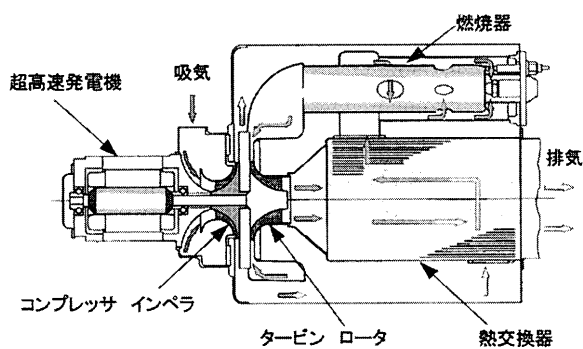


図2 エンジンレイアウト

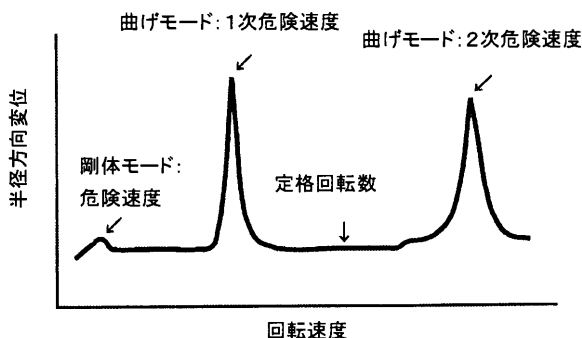


図3 危険速度と定格回転数との関係

減し、燃費向上と、パッケージ内の温度上昇抑制を図る。具体的にはエンジン高温部をチャンバーに格納し、高温部全体を低温のコンプレッサ出口空気で覆う構成とする。

これを実現する構成として、ベアリングを発電機とエンジン高温部との間に設置し、発電機をエンジン高温部から熱的に分離する構成とした（図示のように、コンプレッサとタービンを背面合わせとした片持ち軸系として、発電機とエンジンはベアリングを共用する）。

3.3 超高速発電機

高速化により発電機を小型化する場合、発電機自体の発熱密度が高まるため、十分な冷却性能の確保が必要となる。本エンジンにおいては、エンジンからの熱遮断、冷却能力の確保、磁石材料の最適選定等により、10万rpmの超高速発電機を実用化した。冷却構造としては、簡素化、低コスト化を図るため空冷を採用している。

3.4 熱交換器

小型ガスタービン用の熱交換器には回転蓄熱式もあるが、回転部シール構造の超小型化、低コスト化が困難と判断し、本エンジンでは伝熱式（レキュベレータ）を採用した。

レシプロ発電機に対し小型・軽量とするため熱交換器重量を5kg程度に抑える必要があるが、従来実績のある技術で製作すると15kg程度となり、新たな軽量化技術が必要となった。また、熱交換器は高額な部品となることから、低コスト化が重要な技術課題であった。

本エンジンでは、①小型化を可能とするレイアウトの採用、②熱交換器板厚の薄肉化、③安価なロウ付けによる製造方法の採用により、この課題を解決した。

3.5 高速軸系

本エンジンでは、高精度な軸系バランスを低コストで実現することが重要課題である。本軸系の危険速度と定格回転数の関係を図3に示す。片持ち軸系を採用している関係から、曲げ1次危険速度を越えた回転域に定格回転数がある。つまり、厳しいバランスが要求される弾性ロータ（スーパークリティカル軸系）となっている。本エンジンでは高精度なバランスを実現するために、各部品の単体バランスに加え、実機でのバランス（フィールドバランス）を定格回転数近くで実施している。このフィールドバランスではターボチャージャで実績のある影響係数規定法を更に改良し、より短時間で可能な低コスト手法を開発した。

4. あとがき

小型・軽量、低騒音、超低振動、高電気品質、灯油が利用可能といったメリットを生かし、世界初の携帯用ガスタービン発電機の普及に努めていきたい。

また、ガスタービンの特長である良質な排気熱を活用したシステム商品の製品化についても進めていく予定である。

「2003年国際ガスタービン会議東京大会」 — 開催に際して —

組織委員会委員長 伊藤 源嗣
実行委員会委員長 川口 修

(社)日本ガスタービン学会主催の第8回国際ガスタービン会議が本年11月2日より7日まで東京江戸川の「タワーホール船堀」(江戸川総合区民ホール)において開催されます。つきましては、組織委員会と実行委員会を代表し、本誌上をお借りしてご挨拶させていただきます。

今回で8回目を迎える国際ガスタービン会議の経緯を簡単に振り返ってみます。第1回の国際ガスタービン会議は、わが国最初のガスタービン関連の国際会議として米国機械学会(ASME)と日本機械学会の共催で1971年に東京の科学技術館において開催されました。それ以来、6年もしくは4年置きに東京、横浜、神戸と場所を変えながら多くの国内外からの参加者と論文を集め、前回の1999年まで7回の国際会議を成功裏に開催してまいりました。

今回の国際会議においては多くの海外の関連学会の協力を頂いていますが、中でも米国機械学会(ASME)との協力関係は永年の懸案でありました。ASMEは1977年の第2回および1983年の第3回国際ガスタービン会議のCo-sponsorとして本国際会議をサポートしてきました。しかしながら、ASMEにおけるガスタービン部会(GTD)の変革期とも重なり、国際ガスタービン会議の協力関係について両者の立場の違いから第4回(1987年)以降、前回の第7回(1999年)の神戸大会に至るまで、ASMEの協力は得られませんでした。

しかしながら、諸先輩方の地道なご努力のお陰で今回の国際ガスタービン会議ではASMEのガスタービン部門であるInternational Gas Turbine Institute (IGTI)との共催が実現し、従来から協力を頂いている日本機械学会のほか、日本航空宇宙学会、および中国、韓国、英国、フランス、ドイツ等世界各国の関連学会の多大な協力と併せて充実した国際会議となることを確信しております。

また、今回の国際ガスタービン会議の運営に当たり、組織委員会の位置づけが変更になりました。すなわち、これまでの組織委員会は国際会議の運営・実行に当たるための組織として、日本ガスタービン学会とは独立した外部組織としてその都度テンポラリーに設立されてきました。しかしながら、学協会等の会計の明朗化が求められる中、今回は学会の臨時組織として組織委員会が設置され、そのもとに実働組織として実行委員会が置かれております。

実行委員会の構成は従来通り、総務委員会、論文委員会、展示委員会、行事委員会、および財務委員会であり、各委員会は委員長、幹事のもとで精力的に準備をすすめております。現在の経済情勢から会場の設定等も含めて極力経費節減に努め、業者への業務委託も最小限に留め

るなど、一層の努力を図っています。

SARSやイラク戦争の影響で海外からの論文投稿数の減少が懸念されましたが、海外学協会の協力のお陰で幸いにも現在までの論文投稿数は、海外からの92件を含め、計189件となっており、海外からの論文投稿数は前回の68件と比較して大幅に増加しています。講演会においては、論文講演以外に7件のKeynote Speechを予定しており、また「ガスタービンの夢」をテーマとするパネルディスカッションや、「各国のエネルギー政策」および「産学共同の実情」をテーマとしたForumを設けることとしています。論文講演、パネルディスカッションおよびForum等を通して有意義な情報交換や討論がなされ、これまでも増して参加意義のある充実した国際会議となるよう準備を進めています。

さらに、会議参加者以外の方にも開放され、ガスタービン関連の有用かつ最新の情報が得られる展示会につきましても、厳しい経済情勢にも拘わらずガスタービン関連企業のご協力のもと、今回も開催することになっております。

第2次大戦中に開発研究された航空用ガスタービン、ジェットエンジンをわが国のガスタービン技術の原点として、戦後1952年まで航空関連の研究開発が全て禁止されるという苦難の時代を乗り越え、現在は航空用ガスタービン、事業用・産業用(発電用)ガスタービン、船用ガスタービンなどの各分野でわが国のガスタービン技術は世界に誇れる段階に達しています。昨2002年に創立30周年を迎えた(社)日本ガスタービン学会はわが国のガスタービン技術の進歩とともに歩んできたと言っても過言ではないと思います。また、学会の前身である日本ガスタービン会議が第1回の国際会議を契機としてその翌年に設立されたことを考えると、本学会が国際ガスタービン会議と深い関わりを持っていることがお分かり頂けることと存じます。

近年のガスタービン技術の進歩は著しく、高温化による高効率化、未利用エネルギーの利用など、地球環境問題およびエネルギー資源問題等への対応からも、ガスタービン技術はまさに21世紀を支えるキーテクノロジーと言えると思います。

終わりに、組織委員会および実行委員会としまして、この国際会議が従来にも増して実りあるものとして成功裏に開催されますように心より願うものでありますので、会員諸兄の暖かいご支援を頂きたくよろしくお願い申し上げます。

以上

第9回ガスタービン教育シンポジウム報告

橋本 良作

HASHIMOTO Ryosaku

2003年7月3日、4日の2日間にわたり、「第9回ガスタービン教育シンポジウム」が東京都調布市の独立行政法人航空宇宙技術研究所(航技研)にて開催された。航技研での開催は2回目で、前回(第3回)は社会人の参加を初めて認めたため参加希望が定員を大幅に超えてしまった。学生主体に考えて社会人の約半数の方にお断りをしてしまったが、今回は社会人44名、学生45名の計89名の希望だったので全員受け入れ実施できた。航技研で行う場合、社会人の参加制限を設けていないが、希望は例年通りであった。参加者のガスタービンに関する経験度としては学部4年及び修士1年とガスタービン歴3年以下の社会人が多く、ほとんどの方がガスタービンの初心者であった。又、ここ数年女性の参加が増えているのは今後のガスタービン界の発展には喜ばしい事である。参加者の居住地区を見ると関東地区からの参加が大半で地方からは20名程度と例年より少なかった。

本シンポジウムは、我が国の技術の将来を担う若者に、ガスタービンに関心を持ってもらう目的で、実際のガスタービンとその関連の製造及び研究施設等の見学と第一線で活躍する各専門家による講義を併せた企画であり、年1回開催している。今年は1日目にガスタービン概論、航技研のガスタービン研究に関する特別講義と研究設備の見学会、2日目にガスタービン関連の基礎的な講義4テーマとした。

1日目は、学会企画委員会の土屋委員長による開会の挨拶に引き続き、(1)ガスタービン概論(長島利夫先生)の講義が行われ、昼食後、(2)航技研における航空用ガスタービンエンジン研究(遠藤征紀氏)について創立時から約半世紀の研究成果等について講義が行われた。休憩後、航技研の概要紹介ビデオを見た後、4班に分れて見学した。CFDセンターでは最新のスーパー・コンピュータとそれを用いた計算及びその結果の3次元表示についての見学。ガスタービン関連の研究設備については地上状態でのエンジンの運転設備と高空状態での超音

速エンジンの運転が出来る超音速エンジン運転施設の見学を行った。ガスタービン以外の研究施設としては極超音速風洞の見学を行った。各研究施設を回ったあと、航技研の研究全般がわかる展示室を最後に見学会を終了した。1班あたりの人数が20名以上と多かったため落ちて見学できなかったことは残念であった。

2日目は、前日に引き続きガスタービン関連の4テーマの講義、(3)ガスタービンと流体力学(濱崎浩志氏)、(4)ガスタービンと伝熱工学(吉田豊明氏)、(5)ガスタービンと燃焼工学(前田福夫氏)、(6)ガスタービンと材料工学(新田明人氏)が行われた。今回の6テーマともガスタービンの基礎だけではなく、最新の技術動向も専門家の立場からの説明が含まれ、若手技術者にとっては、ハードな内容もあったかもしれないが、参加者は皆熱心に耳を傾けていた。今回、学生の参加者が多いわりには質問が例年より多く予定時間を超過してしまった事が多々あった。

本年は昨年実施出来なかった懇親会(参加費無料)を実施したが、シンポジウム参加者の約半分が出席した。

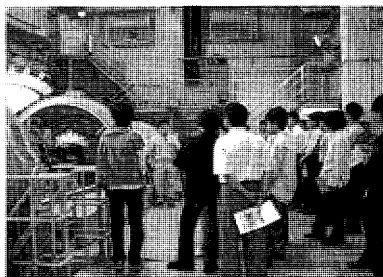
各所で議論の輪が出来、予定の2時間を30分以上超過した程盛り上がり、真剣な議論や相互交流を図ることが出来て有意義な一時であった。

また、参加者の方々に当シンポジウムと見学会・技術懇談会に関するアンケートにご協力いただいた。シンポジウムに関するアンケートは次回企画に反映させ、見学会に関しては会員の見学希望調査を主に考えたアンケートであり、今後の見学会・技術懇談会の実施計画を立てるための参考にしたいと考えている。

最後に、講義、資料等の準備に貴重な時間をさいて頂いた講師の先生方々に感謝すると共に、宇宙3機関統合(今年10月に宇宙航空研究開発機構になる)準備の中、会場の提供、見学会及び懇親会について十分な対応を頂いた独立行政法人航空宇宙技術研究所の関係者各位に深く感謝します。(企画委員)



講義風景



施設見学の様子



懇親会風景

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切：2003年11月30日

日本ガスタービン学会では下記により、2年毎に学会賞（論文賞、技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。つきましては、今年度下記要領により第12回目の学会賞の募集を行うことになりましたのでお知らせ致します。

応募要領

1. 日本ガスタービン学会賞

本会はガスタービンおよび過給機に関連する工学および技術の発展を奨励することを目的として、優れた論文、技術ならびに新進会員個人の業績に対してそれぞれ日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、表彰を行う。

2. 対象となる業績

- (1) 論文賞 日本ガスタービン学会誌に1999年12月以降2003年11月迄に公表された論文および2003年国際ガスタービン会議東京大会 Proceedings に掲載された論文で、独創性があり工学および技術に寄与したもの。
- (2) 技術賞 ガスタービンおよび過給機に関連し、同上期間に完成した新技術（画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上あるいは生産性の向上、材料開発、制御計測および保守技術の向上に寄与したもの）。
- (3) 奨励賞 日本ガスタービン学会誌に1999年12月以降2003年11月迄に公表された論文および2003年国際ガスタービン会議東京大会 Proceedings に掲載された独創的な論文（いずれも本人が中心的役割

を果たしたもの）で萌芽的研究を含む。

3. 受賞者の資格

- (1) 論文賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員）とする。
- (2) 技術賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員、賛助会員）とする。
- (3) 奨励賞 受賞者は本会会員（正会員、学生会員）で1968年4月2日以降生まれの個人とする。ただし論文賞、技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞、技術賞内定者は奨励賞を受けることはできない。

4. 授賞件数 論文賞2件、技術賞2件、奨励賞2名程度とする。

5. 表彰の方法 審査の上、表彰状および賞牌を授与する。

6. 表彰の時期 表彰は、2004年4月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

7. 応募の方法 公募によるものとし、論文賞、技術賞は推薦または本人より申請、奨励賞は推薦による。尚、一度申請して受賞しなかったものでも、再度応募して差し支えない。

8. 提出書類 推薦または申請には、本会の所定用紙（本会ホームページ掲載または事務局より送付）に必要事項を記載して、1件につき正1通、副2通（コピー可）の計3通を提出する。

9. 提出締切日 2003年11月30日 17時必着

10. 提出先 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
（株）日本ガスタービン学会
学会賞審査委員会 宛

GTSJ 第 28 期委員名簿 (順不同)

《総務委員会》

太田 有 (早 大) 古賀 勉 (三菱重工) 真保正道 (東京電力) 石井博之 (IHI)
毛利邦彦 (インテリジェントプラザ) 山本 誠 (東理大)

《企画委員会》

赤城正弘 (防衛庁) 大久保陽一郎 (豊田中研) 川久保知己 (IHI) 木村武清 (川崎重工)
杉森洋一 (東 芝) 武田淳一郎 (富士電機) 橋本良作 (航技研) 藤井智晴 (電中研)
松沼孝幸 (産総研) 三嶋英裕 (日 立) 御法川 学 (法政大) 若原剛人 (新潟原動機)
渡邊康司 (三菱重工)

《編集委員会》

市川 薫 (東邦ガス) 伊東正雄 (東芝タービンサービス) 刑部真弘 (東京商船大) 加藤千幸 (東 大)
木下茂樹 (ダイハツ) 佐々木直人 (IHI エアロスペース) 真保正道 (東京電力) 辻田星歩 (法 大)
中村修三 (荏 原) 西村英彦 (三菱重工) 幡宮重雄 (日 立) 服部学明 (三井造船)
平田 豊 (IHI) 森脇 健 (川崎重工) 山本政彦 (IHI)

《学術講演会委員会》

白鳥敏正 (都立科技大) 井 亀 優 (海技研) 今成邦之 (IHI) 岩井保憲 (東 芝)
太田 有 (早 大) 須田祐志 (荏 原) 園田豊隆 (本田技研) 辻田星歩 (法 大)
古谷博秀 (産総研) 圓島信也 (日 立) 山本 武 (航技研)

《地方委員会》

辻本良信 (阪 大) 安部利男 (三井造船) 井上梅夫 (タクマ) 一本松正道 (大阪ガス)
大庭康二 (日立造船) 香月正司 (阪 大) 竹野忠夫 (名城大) 辻川吉春 (大阪府大)
中西章夫 (九州電力) 西 亮 (元放送大) 橋本啓介 (川崎重工) 橋本正孝 (神戸商船大)
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) 前川 篤 (三菱重工)
三宅 裕 (福井工大) 室田光春 (ヤンマー) 吉田治彦 (関西電力)

《国際交流委員会》

坂田公夫 (航技研) 荒川忠一 (東 大) 榎本俊治 (航技研) 武石賢一郎 (三菱重工)
中村良也 (IHI) 本阿弥真治 (東理大) 横野泰之 (東 芝) 吉岡英輔 (早 大)

《調査研究委員会 (CGT 出版委員会)》

伊藤高根 (東海大) 江田隆志 (住友精密工業) 佐々 正 (IHI) 佐々木正史 (北見工業大)
鳥森 融 (日本特殊陶業) 巽 哲男 (川崎重工) 筒井康賢 (産総研) 鶴 蘭 佐 蔵 (京セラ)
中澤則雄 (つくば技術短大) 西山 圓 () 吉識晴夫 (帝京平成大)

《英文論文集発刊検討ワーキンググループ》

渡辺紀徳 (東 大) 福泉靖史 (三菱重工) 船崎健一 (岩手大) 毛利邦彦 (伊藤ハイツ)
山根 敬 (航技研) 山本一臣 (航技研) 山本 誠 (東理大)

《調査研究委員会 (歴史調査研究委員会)》

渡辺紀徳 (東 大) 飯島活巳 (日 立) 石井博之 (IHI) 伊東弘行 (東 芝)
遠藤征紀 (航技研) 太田 有 (早 大) 川上雅由 (新潟原動機) 塚越敬三 (三菱重工)
辻田星歩 (法 大) 辻本良信 (阪 大) 西原昭義 (ヤンマー) 橋本啓介 (川崎重工)
橋本正孝 (神戸商船大) 平岡克英 (海技研) 船泰健一 (岩手大) 堀合邦雄 (コマツ)
松沼孝幸 (産総研) 御法川 学 (法 大) 山崎伸彦 (九 大) 山本 誠 (東理大)

《ガスタービン技術情報センター運営委員会》

山本 誠 (東理大) 太田 有 (早 大) 加藤千幸 (東 大) 辻田星歩 (法 大)
戸田和之 (東理大)

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 265 回講習会 熱流体計測の基礎、及び最近の応用 (計測機器のデモ紹介付き)	H 15/10/16-17 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073 FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp
第 15 回液体微粒化講習会	H 15/10/16-17 大学セミナーハウス	日本エネルギー学会「液体微粒化講習会」係 TEL:03-3834-6456 FAX:03-3834-6458 E-MAIL:events@jie.or.jp
第 70 回 マリンエンジニアリング学術講演会	H 15/10/21-23 神戸商船大学 総合学術交流棟	日本マリンエンジニアリング学会 TEL:03-5396-0461 FAX:03-5396-0462 E-MAIL:mesj@jime.jp
コージェネレーションシンポジウム2003 (第 19 回)	H 15/11/11-13 幕張メッセ国際会議場	日本コージェネレーションセンター 担当 十川 TEL:03-3433-5044 FAX:03-3433-5673 E-MAIL:togawa@cgj-japan.com
燃料電池の最前線	H 15/11/14 日本機械学会会議室	日本機械学会 TEL:03-5360-3500 FAX:03-5360-3508 E-MAIL:takasugi@jsme.or.jp
流れの可視化入門講座	H 15/11/19 日本大学理工学部	可視化情報学会 TEL:03-5993-5020 FAX:03-5993-5026
文部科学省 IT プログラム 第 2 回「戦略的基盤ソフトウェアの開発」	H 15/12/3-4 経団連ホール	東京大学生産技術研究所 計算科学技術連携研究センター事務局 TEL:03-5452-6661 FAX:03-5452-6662 E-MAIL:office@fsis.iis.u-tokyo.ac.jp URL:http://www.fsis.iis.u-tokyo.ac.jp
ウィークエンドセミナー 2003 「暮らしを変えるロボットの最新技術 -ロボット産業の新たな展開-」	H 15/12/11-12 梅田センタービル	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073 FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp
第 44 回航空原動機・宇宙推進講演会	H 16/3/4-6 ソウル国立大学	日本航空宇宙学会 E-MAIL:propcom@jsass.or.jp URL:http://jsass.or.jp/propcom/AJCPP/index.html

▷ 入会者名簿 ◁

〔正会員〕	塩 谷 仁(産総研)	中 山 智(川崎重工)	〔学生会員〕
徳 永 賢 治(ケンセントラルウェア)	小 林 利 行(神戸製鋼)	元 江 正 史(大阪ガス)	鈴 木 真 弘(慶大)
于 長 鑫(テクシア)	仲 俣 千由紀(IHI)	稲 葉 康 生(大阪ガス)	渡 辺 亮 太(慶大)
保 科 聡(荏原)	石 井 博 之(IHI)	佐 藤 友 則(中部電力)	WONG SOON FONG(都立科技大)
北 條 正 弘(航技研)	上 村 大 助(川崎重工)	高 橋 則 雄(東芝)	粟 野 領 介(都立科技大)
南 貴 博(三菱重工)	加 村 圭 市郎(川崎重工)	竹 本 佳 輔(日立造船)	〔賛助会員〕
大 迫 雄 志(三菱重工)	片 岡 大(川崎重工)	山 根 喜 三郎(防衛庁)	(株)ガスアンドパワーインベストメント

第 32 回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

第32回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたします。
今回は、「ガスタービン複合発電の最新技術と分散電源への展望」をテーマとしています。

最前線で活躍されている方々の講演を通して、近年エネルギー業界における規制緩和の趨勢を踏まえて期待が高まっているガスタービン複合発電について、最新の開発状況と関連技術の新たな展開、運転および保守管理技術を学ぶと共に、今後の分散電源の展望について知見を高める内容としました。

(詳細につきましては、11月号学会誌、ホームページ等で後日お知らせいたします)

- 日 時：2004年1月22日(木) 10:00~17:00
23日(金) 9:30~16:30
- 場 所：東京ガス(株)本社2階大会議室
- テ ー マ：「ガスタービン複合発電の最新技術と分散電源への展望」
- 参加要領：11月号学会誌、当学会ホームページに掲載いたします。(http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/)

平成 15 年度見学会・技術懇談会のお知らせ

平成 15 年度の見学会・技術懇談会を下記の要領で開催いたします。

今回は航空機及びジェットエンジンの研究施設について見学しますので奮ってご参加下さい。

13:30~16:30 全般説明
研究設備の見学
技術懇談
16:30 解散

1. 日 時

平成 16 年 2 月 6 日(金)

2. 見学先

防衛庁技術研究本部第 3 研究所
東京都立川市栄町 1-2-10

3. 見学内容

- (1) エンジン試験設備
- (2) エンジン構造試験設備
- (3) 風洞試験設備
- (4) 機体強度試験設備 等

5. 参加要領

- (1) 定 員 30 名
- (2) 参加費 ¥3,000
- (3) 参加資格 学会会員に限る
- (4) 申込方法 下記の申込用紙にご記入のうえ 1 月 16 日(金)までに FAX, 郵送または E-mail にて学会事務局にお送り下さい。
- (5) 交通手段 JR 立川駅北口 12 番乗り場
立川バス北町行き乗車,
「自衛隊正門前」下車
バス約 10 分, 間隔約 20 分

4. スケジュール

13:30 第 3 研究所講堂 集合
(正門で立ち入り手続きを行う)

なお、詳細については本誌 11 月号または学会ホームページをご覧ください。
(<http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/index.html>)

見学会参加申込書

申込締切日 平成 16 年 1 月 16 日(金)
開 催 日 平成 16 年 2 月 6 日(金)

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX : 03-3365-0387 TEL : 03-3365-0095 E-mail : gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名	G T S J 会員番号	
勤 務 先		
勤 務 先 住 所		
T E L	F A X	
連 絡 先	〒	
E - mail		

お知らせ

今月(9月号)に掲載を予定しておりました「2002年ガスタービン及び過給機生産統計」ですが、諸般の事情につき再度延期し、次号(11月号)に掲載することになりました。

当記事を参照・活用されている方々には大変申し訳ございませんが、御了承の程お願い致します。

編集 後記

今年は冷夏、長梅雨でしたが、夜半に時折見せる晴れ間にはひとときわ明るい火星が輝いています。6万年ぶりの大接近で8月下旬には、にわか天文ファンで大いに盛り上がりました。ただし専門家にとってはこれからの本番で、日本を含め各国の探査機が数ヶ月後の火星到達を目指して飛行中だそうです。どのような新発見をもたらしてくれるのか楽しみに待ちたいと思います。

さて、今月号はマイクロガスタービンに関わる周辺機器技術を集めました。一時期のフィーバーにも似た状況は沈静化しつつあり、分散電源としての性能向上と普及のための努力が続けられています。特集号刊行にあたり東海大学伊藤先生には「総論-期待されるマイクロガスタービン」をご寄稿いただきました。マイクロタービンの分散電源での位置づけをより確かなものとするためには発電効率の向上と共に排熱を有効に利用するコージェネレーションの構築があり、ボイラや吸収式冷凍機などの排熱回収機器とのシステム化は重要な技術です。また小型ガスタービンの発電効率向上のキーコンポーネントである再生熱交換器、エネルギーの有効利用を支える燃料ガス圧縮機、燃料制御システム等に関し各メーカーの方々に最新の技術と動向を解説していただきました。

研究便りは東京大学生産技術研究所におけるガスタービンの研究を西村勝彦氏に、喫茶室は毛利邦彦氏に執筆していただきました。表紙にはIHIエアロスペースから携帯用ガスタービン発電機(ダイナジェット2.6)の写

真を提供頂きました。

また、6月には第48回ASME国際ガスタービン会議が米国のアトランタで開かれました。ガスタービンに関する最も重要な学会のひとつであり内容も豊富なためその見聞録を12名の方にご報告いただきました。執筆者の皆様には、お忙しい時期に原稿をお引き受けいただきましたことを深く感謝いたします。なお、本号の企画編集は湯浅編集委員長(都立科技大)、辻田委員(法政大)、中村委員(荏原)と幡宮(日立)が担当しました。

(幡宮重雄)

〈表紙写真〉

ダイナジェット2.6

説明：写真は、世界初の携帯用ガスタービン発電機：ダイナジェット2.6のパッケージ概観写真に、このパッケージに内蔵されている超高速発電機とマイクロガスタービン(MGT)のカットモデル写真を合成したものである。10万rpmの超高速発電機と一軸再生式MGTを適用し、同クラスのディーゼル発電機に対し1/2~1/3の重量・寸法を実現して、1996年より市販を開始した。

(提供：(株)IHIエアロスペース 防衛技術部)

だより

✪事務局 ✪

今年の夏は、遅い梅雨明けをしてからもあのジリジリと照りつける真夏の太陽の陽射しを浴びることがほとんどなく、どんよりと曇り空で時には大雨が降り、温度も低い日が続きました。

過ごし易くてよかったのですが、何か物足りなく不完全燃焼気味で、余りの冷夏にお米や農作物のことも心配になり、やはり夏は暑くなくっちゃとあらためて感じた日々でした。

11月の国際会議まであと2ヶ月余り。準備もだんだん細かいところにおよんできて、あれこれ頭を悩ませることも多くなってきました。

国際会議実行委員会はもちろんのこと、事務局も“とにかく大勢の方に参加していただけて、いい意味で記憶

に残る会議にしたい”と、全員(といっても二人ですが)国際会議モードで張り切っています。

夏の間は会費未納者へ再請求をいたしました。「年間5000円なので、支払った記憶が残らず、忘れていた」という方もありましたが、それなりに未納者の数を減らすことが出来ました。

会費納入の手間を訴えられる方もありましたが、事務局といたしましては、銀行自動引落により一層ご協力いただき、一人でも多くの会員の方に会費を納めていただくようにすることを目標にいろいろ努力しておりますので、ぜひ皆様のご協力をお願いいたします。

では、11月2日~6日国際会議(江戸川区「タワーホール船堀」)でお待ちしております。 [A]

お知らせ

今月(9月号)に掲載を予定しておりました「2002年ガスタービン及び過給機生産統計」ですが、諸般の事情につき再度延期し、次号(11月号)に掲載することになりました。

当記事を参照・活用されている方々には大変申し訳ございませんが、御了承の程お願い致します。

編集 後記

今年は冷夏、長梅雨でしたが、夜半に時折見せる晴れ間にはひとときわ明るい火星が輝いています。6万年ぶりの大接近で8月下旬には、にわか天文ファンで大いに盛り上がりました。ただし専門家にとってはこれからの本番で、日本を含め各国の探査機が数ヶ月後の火星到達を目指して飛行中だそうです。どのような新発見をもたらしてくれるのか楽しみに待ちたいと思います。

さて、今月号はマイクロガスタービンに関わる周辺機器技術を集めました。一時期のフィーバーにも似た状況は沈静化しつつあり、分散電源としての性能向上と普及のための努力が続けられています。特集号刊行にあたり東海大学伊藤先生には「総論-期待されるマイクロガスタービン」をご寄稿いただきました。マイクロタービンの分散電源での位置づけをより確かなものとするためには発電効率の向上と共に排熱を有効に利用するコージェネレーションの構築があり、ボイラや吸収式冷凍機などの排熱回収機器とのシステム化は重要な技術です。また小型ガスタービンの発電効率向上のキーコンポーネントである再生熱交換器、エネルギーの有効利用を支える燃料ガス圧縮機、燃料制御システム等に関し各メーカーの方々に最新の技術と動向を解説していただきました。

研究便りは東京大学生産技術研究所におけるガスタービンの研究を西村勝彦氏に、喫茶室は毛利邦彦氏に執筆していただきました。表紙にはIHIエアロスペースから携帯用ガスタービン発電機(ダイナジェット2.6)の写

真を提供頂きました。

また、6月には第48回ASME国際ガスタービン会議が米国のアトランタで開かれました。ガスタービンに関する最も重要な学会のひとつであり内容も豊富なためその見聞録を12名の方にご報告いただきました。執筆者の皆様には、お忙しい時期に原稿をお引き受けいただきましたことを深く感謝いたします。なお、本号の企画編集は湯浅編集委員長(都立科技大)、辻田委員(法政大)、中村委員(荏原)と幡宮(日立)が担当しました。

(幡宮重雄)

〈表紙写真〉

ダイナジェット2.6

説明：写真は、世界初の携帯用ガスタービン発電機：ダイナジェット2.6のパッケージ概観写真に、このパッケージに内蔵されている超高速発電機とマイクロガスタービン(MGT)のカットモデル写真を合成したものである。10万rpmの超高速発電機と一軸再生式MGTを適用し、同クラスのディーゼル発電機に対し1/2~1/3の重量・寸法を実現して、1996年より市販を開始した。

(提供：(株)IHIエアロスペース 防衛技術部)

だより

✠事務局 ✠

今年の夏は、遅い梅雨明けをしてからもあのジリジリと照りつける真夏の太陽の陽射しを浴びることがほとんどなく、どんよりと曇り空で時には大雨が降り、温度も低い日が続きました。

過ごし易くてよかったのですが、何か物足りなく不完全燃焼気味で、余りの冷夏にお米や農作物のことも心配になり、やはり夏は暑くなくっちゃとあらためて感じた日々でした。

11月の国際会議まであと2ヶ月余り。準備もだんだん細かいところにおよんできて、あれこれ頭を悩ませることも多くなってきました。

国際会議実行委員会はもちろんのこと、事務局も“とにかく大勢の方に参加していただけて、いい意味で記憶

に残る会議にしたい”と、全員(といっても二人ですが)国際会議モードで張り切っています。

夏の間は会費未納者へ再請求をいたしました。「年間5000円なので、支払った記憶が残らず、忘れていた」という方もありましたが、それなりに未納者の数を減らすことが出来ました。

会費納入の手間を訴えられる方もありましたが、事務局といたしましては、銀行自動引落により一層ご協力いただき、一人でも多くの会員の方に会費を納めていただくようにすることを目標にいろいろ努力しておりますので、ぜひ皆様のご協力をお願いいたします。

では、11月2日~6日国際会議(江戸川区「タワーホール船堀」)でお待ちしております。 [A]

お知らせ

今月(9月号)に掲載を予定しておりました「2002年ガスタービン及び過給機生産統計」ですが、諸般の事情につき再度延期し、次号(11月号)に掲載することになりました。

当記事を参照・活用されている方々には大変申し訳ございませんが、御了承の程お願い致します。

編集 後記

今年は冷夏、長梅雨でしたが、夜半に時折見せる晴れ間にはひとときわ明るい火星が輝いています。6万年ぶりの大接近で8月下旬には、にわか天文ファンで大いに盛り上がりました。ただし専門家にとってはこれからの本番で、日本を含め各国の探査機が数ヶ月後の火星到達を目指して飛行中だそうです。どのような新発見をもたらしてくれるのか楽しみに待ちたいと思います。

さて、今月号はマイクロガスタービンに関わる周辺機器技術を集めました。一時期のフィーバーにも似た状況は沈静化しつつあり、分散電源としての性能向上と普及のための努力が続けられています。特集号刊行にあたり東海大学伊藤先生には「総論-期待されるマイクロガスタービン」をご寄稿いただきました。マイクロタービンの分散電源での位置づけをより確かなものとするためには発電効率の向上と共に排熱を有効に利用するコージェネレーションの構築があり、ボイラや吸収式冷凍機などの排熱回収機器とのシステム化は重要な技術です。また小型ガスタービンの発電効率向上のキーコンポーネントである再生熱交換器、エネルギーの有効利用を支える燃料ガス圧縮機、燃料制御システム等に関し各メーカーの方々に最新の技術と動向を解説していただきました。

研究便りは東京大学生産技術研究所におけるガスタービンの研究を西村勝彦氏に、喫茶室は毛利邦彦氏に執筆していただきました。表紙にはIHIエアロスペースから携帯用ガスタービン発電機(ダイナジェット2.6)の写

真を提供頂きました。

また、6月には第48回ASME国際ガスタービン会議が米国のアトランタで開かれました。ガスタービンに関する最も重要な学会のひとつであり内容も豊富なためその見聞録を12名の方にご報告いただきました。執筆者の皆様には、お忙しい時期に原稿をお引き受けいただきましたことを深く感謝いたします。なお、本号の企画編集は湯浅編集委員長(都立科技大)、辻田委員(法政大)、中村委員(荏原)と幡宮(日立)が担当しました。

(幡宮重雄)

〈表紙写真〉

ダイナジェット2.6

説明：写真は、世界初の携帯用ガスタービン発電機：ダイナジェット2.6のパッケージ概観写真に、このパッケージに内蔵されている超高速発電機とマイクロガスタービン(MGT)のカットモデル写真を合成したものである。10万rpmの超高速発電機と一軸再生式MGTを適用し、同クラスのディーゼル発電機に対し1/2~1/3の重量・寸法を実現して、1996年より市販を開始した。

(提供：(株)IHIエアロスペース 防衛技術部)

だより

✠事務局 ✠

今年の夏は、遅い梅雨明けをしてからもあのジリジリと照りつける真夏の太陽の陽射しを浴びることがほとんどなく、どんよりと曇り空で時には大雨が降り、温度も低い日が続きました。

過ごし易くてよかったのですが、何か物足りなく不完全燃焼気味で、余りの冷夏にお米や農作物のことも心配になり、やはり夏は暑くなくっちゃとあらためて感じた日々でした。

11月の国際会議まであと2ヶ月余り。準備もだんだん細かいところにおよんできて、あれこれ頭を悩ませることも多くなってきました。

国際会議実行委員会はもちろんのこと、事務局も“とにかく大勢の方に参加していただけて、いい意味で記憶

に残る会議にしたい”と、全員(といっても二人ですが)国際会議モードで張り切っています。

夏の間一会費未納者へ再請求をいたしました。「年間5000円なので、支払った記憶が残らず、忘れていた」という方もありましたが、それなりに未納者の数を減らすことが出来ました。

会費納入の手間を訴えられる方もありましたが、事務局といたしましては、銀行自動引落により一層ご協力いただき、一人でも多くの会員の方に会費を納めていただくようにすることを目標にいろいろ努力しておりますので、ぜひ皆様のご協力をお願いいたします。

では、11月2日~6日国際会議(江戸川区「タワーホール船堀」)でお待ちしております。 [A]

学会誌編集規定

2003.8.29 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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し, 著作者自身または著作者が帰属する法人等が, 自ら書いた記事・論文等の全文または一部を複製, 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の形で全文を他の著作物に利用する場合は, 文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は, 学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事, 論文などの著作物について, 著作権侵害者, 名誉毀損, またはその他の紛争が生じた場合, 当該著作物の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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

技術論文投稿規定

2003.8.29 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, 第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合, および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお, 原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
 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.31 No.5 2003.9

発行日 2003年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 湯浅三郎
発行者 吉岡英輔
〒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)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (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, 著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は, 直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

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

学会誌編集規定

2003.8.29 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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し, 著作者自身または著作者が帰属する法人等が, 自ら書いた記事・論文等の全文または一部を複製, 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の形で全文を他の著作物に利用する場合は, 文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は, 学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事, 論文などの著作物について, 著作権侵害者, 名誉毀損, またはその他の紛争が生じた場合, 当該著作物の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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

技術論文投稿規定

2003.8.29 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, 第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合, および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお, 原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
 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.31 No.5 2003.9

発行日 2003年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 湯浅三郎
発行者 吉岡英輔
〒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)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (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, 著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は, 直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

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

学会誌編集規定

2003.8.29 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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を複製、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の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作物の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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

技術論文投稿規定

2003.8.29 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、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
 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. 31 No. 5 2003.9

発行日 2003年9月20日
 発行所 社団法人日本ガスタービン学会
 編集者 湯浅三郎
 発行者 吉岡英輔
 〒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)
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

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

学会誌編集規定

2003.8.29 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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し, 著作者自身または著作者が帰属する法人等が, 自ら書いた記事・論文等の全文または一部を複製, 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の形で全文を他の著作物に利用する場合は, 文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は, 学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事, 論文などの著作物について, 著作権侵害者, 名誉毀損, またはその他の紛争が生じた場合, 当該著作物の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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

技術論文投稿規定

2003.8.29 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, 第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合, および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお, 原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
 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.31 No.5 2003.9

発行日 2003年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 湯浅三郎
発行者 吉岡英輔
〒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)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (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, 著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は, 直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

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