

コンバインドサイクルを適用した最新の船舶技術

刑部 真弘^{*1}

OSAKABE Masahiro

キーワード：コンバインドサイクル，NO_x，電気推進，ポッド，客船，省エネ

はじめに

船舶は、与えられた燃料で目的地まで航海することを使命としている。このため、船舶運航のためのエネルギー発生源である機関室は、究極の省エネルギーシステムとして進化してきた。巨大なディーゼル主機関で推進プロペラを回し、その排気ガスのもつ熱で蒸気をつくり発電用タービンを回す。さらに、これらのシステムから出される温水や蒸気で、暖房や風呂を沸かすことが行われる。これらは、近年の巨大ビルや地域冷暖房システムで採用されるようになってきたコージェネ（熱電併給；Co-generation）そのものであり、船舶の機関室の技術が陸上用技術として移転されたものと言っても言い過ぎではない。船舶という限られた空間を意識して開発された技術は、省エネルギーや環境問題に対処するために、今後、陸上においても益々重要な技術となると考えられる。地球温暖化の原因と考えられる二酸化炭素の排出を抑制するためには、コージェネに代表される省エネルギー手法を徹底させるとともに、最終的には植物から生成された燃料等（バイオマス）や、風力や太陽熱等の自然エネルギーを用いて作られた水素燃料を使用する社会を目指さなければならない。

このように船舶は、エネルギーの効率的な使用に関しては先進的ではあるが、森林等の生態系に大きな影響を与える窒素酸化物等の有害物質の排出に関しては、これまで非常に緩い規制に甘んじてきた。排出規制が無い公海上では、主機であるディーゼルエンジンに低質燃料を用い、規制のある沿岸域では良質燃料を用いるようなことが行われてきた。近年、ようやく国際海事機構（IMO）が有害排出物の規制に乗り出し、既存エンジンシステムの改良や新しいエンジンの検討が精力的に行われるようになってきた。東京商船大学では、約10年前に船舶にガスタービンと蒸気タービンのコンバインドサイクル発電装置を搭載することを意識した研究・教育をスタートさせた。ガスタービンはディーゼルに比べ有害排出物の低減が比較的容易であるため、高効率化や低質油対応等の開発課題も多いが将来有望であると考えたからである。

このコンバインドサイクル発電装置は、船舶の電気モーター推進の流れを受け、2000年カリブ海クルーズを主な航路とする大型客船に搭載されるようになってきた。本稿では、ガスタービンの船舶への適用の歴史を振り返りながら、東京商船大学における超小型複合サイクル機関および大型客船に搭載された最新鋭コンバインドサイクルシステムについて紹介する。

1. 船用ガスタービンの歴史

船用ガスタービンの第一号機は、1947年英国海軍が砲艦に登載したメトロポリタンピッカース社製の航空転用形ガスタービンである。その後、わが国を含め艦艇に広くガスタービン機関が用いられることとなった。商船においても、例えば1967年米国のウィリアムカラハン号（24,500トン）にプラットアンドホイットニー社の航空転用形ガスタービンが搭載されたように、いくつかの船舶で主機関として採用された。現在、ガスタービンは小型・軽量であるためテクノスーパーライナー（TSL）等の高速船動力として期待されている。TSLは、最近わが国の国家プロジェクトの一つとして開発された50ノット（92.6 km/h）近いスピードで巡航可能な高速貨物船であり、水中翼やエアクッション等による一種の揚力支持型船である。エアクッションによるTSL実験船（全長70m、幅18.6m）を図1に示す。また、商船としては図2に示したジェットフォイルやホバークラフト等の高速船でガスタービンは用いられている。

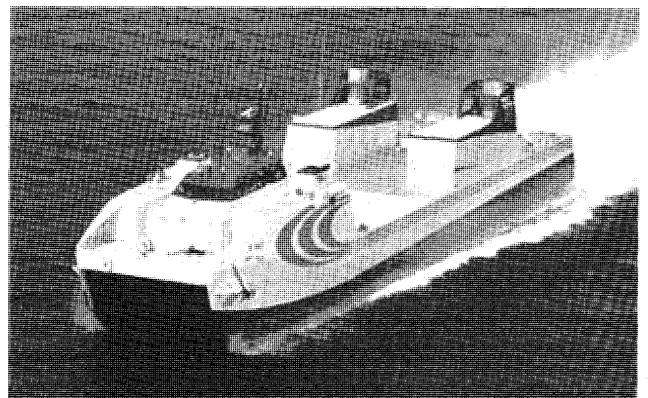


図1 テクノスーパーライナー（TSL）

原稿受付 2001年10月30日

*1 東京商船大学

〒135-8533 東京都江東区越中島2-1-6

ガスタービンは小型・軽量という大きなメリットがあるが、最大の欠点は経済性である。図3は、蒸気タービン、ガスタービン、ディーゼル、ICR（中間冷却&再生器）付きガスタービンの燃料消費率と軸馬力のラフな関係である⁽¹⁾。ICR ガスタービンの燃料消費率は予想値であり、実際には3万馬力で燃料消費率0.15 kg/(Psh)程度の実機が、1999年にようやく登場してきた段階である。大型船でよく使われる1~2万馬力程度の機関では、ディーゼル機関の燃料消費率は蒸気タービンやガスタービン機関にくらべ非常に少なく、経済性の面で有利であることがわかる。

近年、陸上動力エネルギー源に対し厳しいNO_x排出規制が適応されるようになってきた。もちろん海上においても、さらに厳しいNO_x排出規制が検討されつつある。公海上においては国際海事機構（IMO）が、1992年レベルの30%、NO_xを削減する方針を打ち出した。現在、船用主機関として最も良く使われるディーゼル機関は、史上かつて無い高効率機関となり、そのシリンダー内での爆発的な高温燃焼により、高NO_x排出機関となっている。全負荷時におけるNO_xの平均レベルは、13% O₂換算で、中速エンジンで約1000~2000 ppm、低速大型エンジンで約1700~2700 ppmであることが報告されている⁽²⁾。近い将来、地球環境保護の観点から船用動力システムにも、さらに厳しい排ガス対策が義務付けられることが予想される。ガスタービンはディーゼルに比べ有害排出物の低減が比較的容易であるため、高効率化や



図2 ジェットフォイル

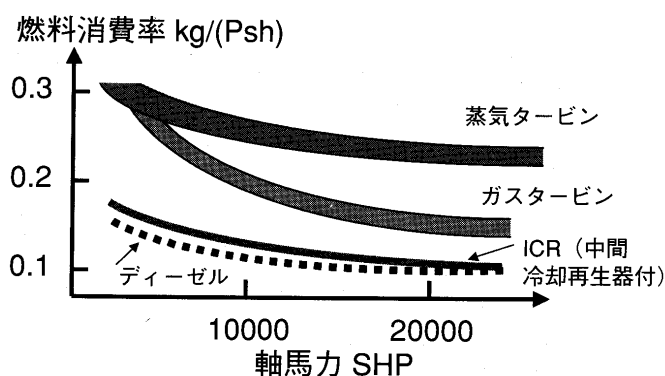


図3 燃料消費率

低質油対応等の開発課題も多いが高速船以外でも注目されるようになった。2000年欧州で、91,000トンの大型客船ミレニアム号が就航した。この船は、ガスタービンと蒸気タービンの複合サイクルを搭載している。従来のディーゼル機関と比べてNO_x排出量は80%低減、SO_x排出量も98%低減という環境配慮型の客船である。21世紀は、環境問題に関する意識の高まりとともにガスタービン動力船が普及していく可能性がある。

日本でも内航船用の主機関として出力2500 kW（3400馬力）級のスーパーマリンガスタービン（SMGT）が国家プロジェクトとして開発されている。現在、開発が進められているSMGTは、再生熱交換器で排ガスの熱回収が行われる再生ガスタービンシステムとなっている。

2. 超小型複合サイクル機関

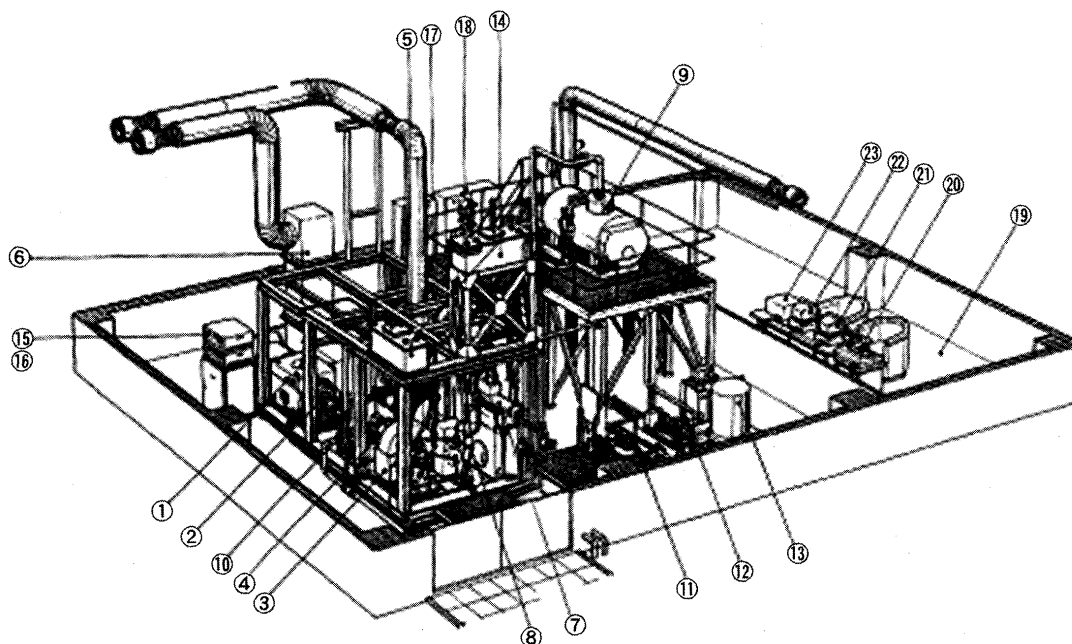
複合サイクル機関は、公害物質の排出が少ない次世代海上動力源として非常に有望であると考えられ、研究及び教育のために超小型複合サイクル（Ultra Small Combined Cycle, USCC）実験装置が、東京商船大学において、1993年に設計建設された。USCCの総合出力は、約20 kWであり、ガス及び蒸気タービンを持った複合サイクル機関としては世界最小と考えられる。本実験装置⁽³⁾の鳥瞰図を図4に示す。本実験装置ではガスタービン、蒸気タービン、ボイラの各単体及び複合サイクルの実験ができる。本プラントの制御は、2台のパソコンを用いたWindows（Microsoft）による制御システムとなっており、一つの画面ですべての操作ができるようになっている。

燃料の低位発熱量の約10%が超小型ガスタービンにより動力に変換され、その約50%が排ガスエコマイザーにより過熱蒸気の発生に使われる⁽⁴⁾。NO_x濃度は13% O₂換算で、アイドリング時10 ppm、最大出力時でも40 ppm程度であった。また、Windowsを用いたシステムの運転は、非常にスムーズであり、将来のジェット機のcockpitもこのようになるのではと思う程度である。

本実験装置は、船舶職員を目指す学生の実習教育とともに、排ガスエコマイザーの高効率化等の研究⁽⁵⁾に積極的に用いられている。

3. ミレニアム号におけるコンバインドサイクル

図5に示したのが、ガスおよび蒸気タービンのコンバインドサイクルを搭載した客船ミレニアム号の外観である。総トン数は9,100トン、水線長さ294 m、乗務員数999名であり、船籍はリベリアとなっている。乗務員の国籍は主にギリシアと報告されている。客室は全部で975部屋あるが、プライベートバルコニーが付いた部屋がその内590部屋あり、乗客定員は1950名である。客室の約80%は、海側の窓をもつように工夫されている。また、1911年に建造されたオリンピック号（タイタニッ



①超小型ガスタービン ③超小型蒸気タービン ⑦復水器 ⑨気水分離機(ボイラ) ⑪循環ポンプ ⑫給水ポンプ

図4 超小型複合サイクル (Ultra Small Combined Cycle, USCC) 実験装置



図5 ミレニアム号

ク号の姉妹船)のダイニングの家具調度品をそのまま用いた134席の高級レストランを始めとして、1,170席のメインダイニング、754席のカフェテリアがある。また、陸上のビル等では最近良く見かけるが、船舶では初めてと思われるガラス(外が見える)エレベーターが、4基設置されている。船内には、ショッピングアーケード、劇場、図書館、プール、サウナ、トレーニングジム、バスケットボールコートおよびカジノ等があり、一つの街を形成している。

機関システムは、コンバインドサイクルを採用しているが、従来のディーゼル機関と比べて NO_x 排出量は80%低減、 SO_x 排出量も98%低減となっている。図6に示したように、ジェネラルエレクトリック社(GE)の

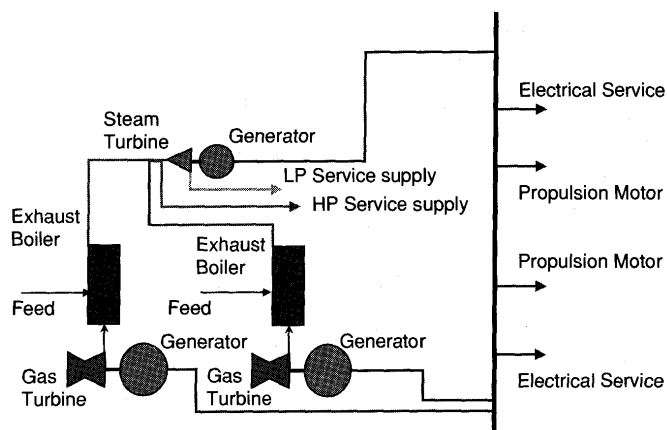


図6 ミレニアム号の機関システム

航空転用ガスタービンである LM 2500+ を 2 機、その排ガスの持つ熱で発生させた蒸気を利用した蒸気タービン 1 機により発電を行い、電気モーターを回転させ船を推進させる。図 7 に実装した LM 2500+ の写真を示したが、このガスタービンの熱効率は 39% であり、これ 2 機と蒸気タービンの合計電気出力は 59 MW となっている。図 8 に示したのは、ミレニアム号で用いられている物とほぼ同じ形式のポッド式推進モーターである。電気推進モーターは、船外のポッド中に収められ、直結したプロペラを回転させる。ポッド内は空気冷却され、モーターの発熱分を除去する。このポッド自体が周方向に回転可能であるので舵の役割もすることになる。また、発生した電気は推進だけではなく、船内の空調システムや照明等のサービスにも供給される。発電に使われなかった蒸気に関しても、熱源や洗浄等を目的として、高圧 (HP) および低圧 (LP) 蒸気が船内に供給される。

コンバインドサイクル機関に期待されるメリットとしては、

1. NO_x , SO_x および排出粒子状物質 (PM) を低減し、IMO の規制をクリアすること。
2. 客船にとって重要な煙突からの煙が見えないこと。
3. 蒸気タービンを併用することによる燃費低減。

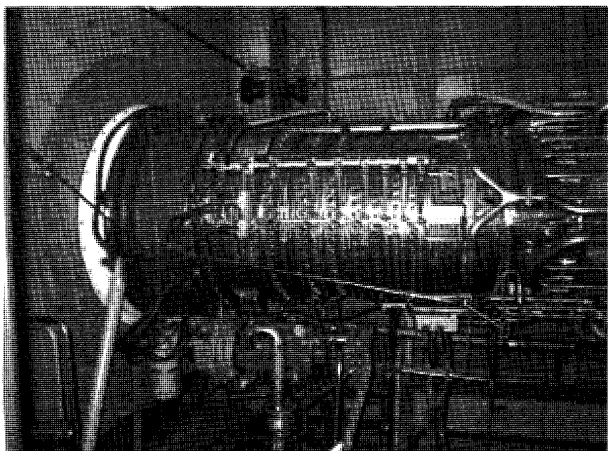


図 7 船内に実装された LM 2500+

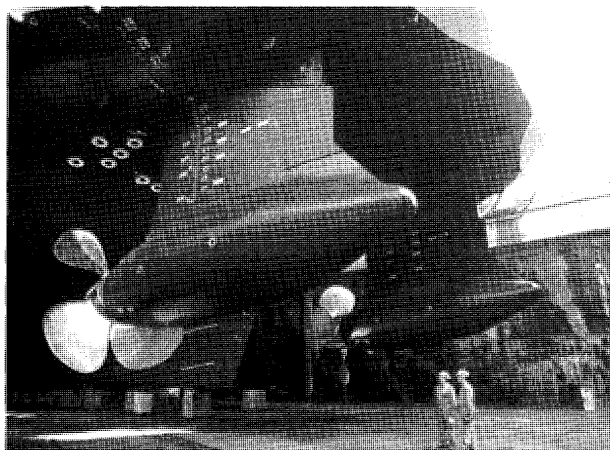


図 8 ポッド式推進モーター

4. 機関室の縮小による、客室等に使えるスペースの 3~6% の増加。
5. 高い信頼性。
6. 船上での整備作業の低減。
7. エンジン騒音や振動の低減。

が挙げられる。特に機関室スペースの縮小分を客室等に使うことは、ガスタービンの燃費がディーゼルよりも高いことを補った以上に、経済的に価値のあるものと考えられている。また、高い信頼性や船上での整備保守作業の低減は、人件費等の節約にもつながりこれも高い燃費を補うことになる。さらに、コンバインドサイクル機関は、従来のディーゼル機関に比べて、補機類、パイプ、バルブや制御機器の点数がはるかに少ない。機器数が少ないことは、据付や保守点検費用が安いことを意味している。ある試算によると⁽⁶⁾、コンバインドサイクル機関にすることによって、従来採用されていた中速ディーゼル機関に比べて機器数が 90、ポンプ数が 30、バルブ数が 350、制御機器数が 800、パイプやダクト長さが 5,600 m 削減できるとされている。この削減されたパイプ類の重さは 150 トンにもなる。

図 9 は、 NO_x 排出量と船用ディーゼル機関回転数の関係を表したものである。なお、ハッチング部分は、1992 年度における 2 または 4 サイクルディーゼル機関の NO_x 排出量の分布範囲、実線は 92 年レベルの 30% 削

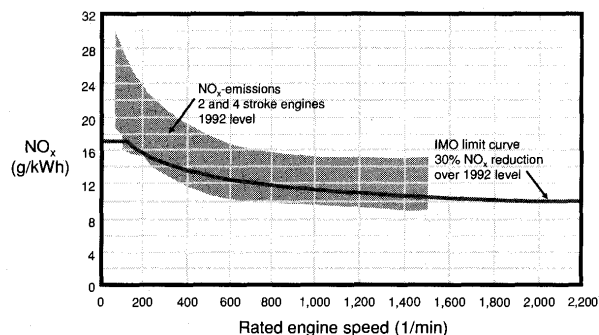


図 9 NO_x 排出量と IMO 規制値

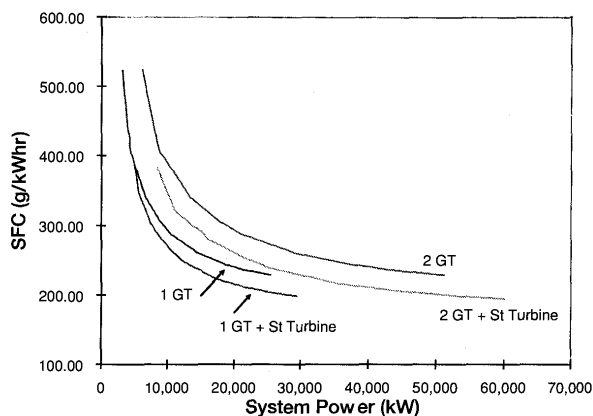


図 10 燃料消費率と総合出力

減を目標としたIMO規制値である。一般的に低速ディーゼルの NO_x 排出量が比較的大きく、機関回転数の増加とともに排出 NO_x 量は減少する傾向にある。ミレニアムの NO_x 排出値は、約5 g/kWhであり、規制値を十分クリアできることが理解できる。

図10に示したのは、ガスタービン単独およびコンバインドサイクルとした場合の燃料消費率(SFC)と総合出力の関係を示す。ガスタービンを1または2機とした場合と、それらに蒸気タービンを付加しコンバインドサイクルとした場合の比較を行った。蒸気タービンを付加することにより、燃料消費率の改善ができていたことが分かる。また、部分負荷運転における燃料消費率は上昇する傾向にあり、船全体で用いる電力を平準化する技術が今後の重要な課題であることが分かる。船舶においては、故障時の冗長性を確保するため、複数の主機により構成された機関システムが望ましく、ミレニアムの機関システムでは2機のガスタービンと1機の蒸気タービンにより構成されるコンバインドサイクルを採用している。

4. おわりに

ミレニアム号は、2000年7月9日の商業運航以来、アムステルダムを母港としたバルト海定期クルーズを皮切りに、地中海定期クルーズを経て、大西洋横断およびカリブ海定期クルーズに使われてきたが、現在までに主

機の大きな故障は発生していない。修理を要したのは、発電機ベアリングの温度高信号によりベアリングの交換を行った程度であるとの報告を受けている。ガスタービンは、経済性でディーゼルに太刀打ちできないので商船に搭載することはないだろうと言われてきた。環境問題への関心の高まりとともに、高信頼性やメンテナンスの容易さ等から客船に搭載されるようになったことは非常に感慨深い。今後建造される大型客船6隻にも、コンバインドサイクル機関の搭載が予定されており、ガスタービンは21世紀の船用主機として認められ、その地位を次第に確立していくのではないかと考えている。

文 献

- (1) 刑部真弘, ターボ動力工学, 海文堂, (2001)
- (2) 平田賢, 船舶による大気汚染の防止にむけて—英国船用機関学会(I. Mar. E.)と日本船用機関学会との交流協定調印式における講演—, 日本船用機関学会誌, 28(1), (1993), 1-3
- (3) 巫・ほか, 超小型複合サイクル実験装置の概要, 日本船用機関学会誌, 30(4), (1995), 332-339
- (4) Osakabe, M. et al., Ultra Small Combined Cycle, Proc. of ISME Yokohama, vol. 2, (1995), 106-112
- (5) 巫・ほか, 超小型複合サイクル用排ガスエコノマイザーの効率向上, 日本船用機関学会誌, 31(12), (1996), 909-914
- (6) Luck, L. D., Recent applications and future trends in marine gas turbines, Proc. of ISME Tokyo, vol. 1, (2000), 67-73

脱化石燃料を目指した今後の燃料の見通しと 地球環境問題への貢献

赤井 誠^{*1}

AKAI Makoto

キーワード：地球環境問題，エネルギーモデル，新エネルギーシステム，水素，メタノール，
二酸化炭素隔離技術
Climate Change, Energy Model, New Energy System, Hydrogen, Methanol,
CO₂ Sequestration

1. はじめに

近年，地球温暖化をはじめとする地球環境問題の深刻化が懸念されており，CO₂等の温室効果ガス排出削減の対策が急がれている。中でも化石燃料の燃焼に伴いCO₂を大量に排出する火力発電システムをはじめ，地球環境問題に大きく関与するエネルギーシステムに対する対策は重要な課題である。

一方，地球環境問題への対策のみならず，化石燃料の有限性，質の低下，価格上昇等の将来の資源制約が懸念されるとともに，途上国を中心として今後ともエネルギー需要の増大傾向が予想されることなどから，世界的視点に立ったエネルギー資源制約への対応およびエネルギーセキュリティの確保も，併せて重要な課題である。

こうしたことから，今後のエネルギーシステムにおいては，地球環境対策およびエネルギーの安定かつ効率的供給に貢献するシステムへの期待が一層高まっている。

具体的には，火力発電システムからの大幅なCO₂排出の削減，中小規模の天然ガス田の開発や天然重質油の利用等の非在来資源の本格的活用，化石燃料の中でも資源賦存量が豊富な石炭の高効率かつ低環境負荷での利用，世界規模での再生可能エネルギーの開発・利用，石油代替燃料の新しい供給形態の構築などといった観点から，将来の技術オプションの選択ならびにシステムの導入がなされることが求められており，このような課題に対応するエネルギーシステムに関し，国内外で多様な調査・研究がなされている。例えば，火力発電プラントあるいは化石燃料自体からCO₂を分離・回収し処理（隔離）するシステム，再生可能エネルギーに化石燃料に匹敵する輸送・貯蔵性を付加することで大規模に利用可能とするシステムなどに関する検討がみられる^{1), 2)}。

後者では，エネルギー媒体（輸送媒体や製品としての燃料形態等）として，メタノールや水素といった低カー

ボン燃料，或いはガソリン代替としてそのまま輸送用燃料として利用可能なDME（ディ・メチル・エーテル）などの合成燃料の製造が想定され，我が国における従来の化石燃料システムと同様に，グローバルなスケールで燃料の供給地から我が国での消費までを含めた次世代の新しいエネルギーシステムが形成される可能性もあると考えられている。

この新しいグローバルエネルギーシステムは，地球環境対策，資源の有効利用，エネルギーセキュリティの確保に重要な役割をもつとともに，その導入によって，途上国に対する技術移転，未利用のエネルギー資源をもつ国の経済振興，再生可能エネルギーの国際市場取引の実現などの面においても貢献できることが予想され，その意義は大きく，また，多様であると言える。

一方，こうした個々の技術やシステムに関する評価結果^{1), 2)}をみると，CO₂削減やコスト等の種々の観点毎に各システムの有効性は異なり，このような単一技術の評価結果だけで有望システムを絞り込むのは困難である。また，将来の導入地域における社会的変化に伴うエネルギー需給の形態，資源および環境面での制約，さらには技術の競合をも考慮した技術・システムを組み合わせた評価は困難な作業となる。

このような，グローバルかつ長期的なエネルギー・環境要因のもとで，個々のエネルギーシステムの位置づけの明確化を図り，将来の導入シナリオや在来型のエネルギーシステムからの移行シナリオ等の検討を行うためには，エネルギーフローやシステムの技術的特性を定式化した上でシナリオのシミュレーションを行う，いわゆるエネルギーモデルが有効な手段のひとつとなる。

本稿では，このような新しいエネルギー媒体を利用したエネルギーシステムの導入をも視野において筆者等が開発したグローバルエネルギーモデルによる長期的なエネルギーシナリオの分析結果を紹介するとともに，地球環境制約の下でこれら新エネルギー技術が果たすべき役割について考察する。

原稿受付 2002年1月7日

*1 産業技術総合研究所

〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1 つくば東

2. エネルギーモデルの概要

新エネルギーシステムの有効性は、エネルギー需要の大きさ、エネルギー供給量、エネルギー価格など相互に干渉し合う複雑な要素の下で判断されるべきものであり、技術的側面のみならず、環境対策効果を含めた社会経済的観点をも取入れた評価を行う必要がある。また、地球環境問題に対して有意な効果をもたらす規模で新規に導入を目指す場合には、設備投資額の大きさのため必然的に高コストとなる可能性が高いため、CO₂排出抑制への要求度により、その適性導入量が大きく変化することになる。筆者等は、これらの点を定量的に把握し、長期的な技術導入シナリオを検討するため、グローバルエネルギーモデルを用いた分析評価を実施してきている。

2.1 モデルの基本仕様

筆者等が開発した、在来型の化石燃料に加えメタノールや水素などの新燃料の地域間輸送ネットワークをも考慮したグローバルエネルギーモデル（ATOMモデル）の概略を表1、2に示す。

将来のエネルギー需要変化に基づいた、グローバルエネルギーシステムの導入や在来型から新システムへの移行、また、エネルギー資源の枯渇やCO₂排出制約の将来的な問題に対する動態的な分析を行うためには、長期にわたる解析期間が必要となる。しかし、モデルの精度や規模を考慮すると、10年程度をひとまとめにして（期と称す）、時系列を簡素化したモデルが実用的であると考えられる。本モデルは、1990年から2100年を解析期間とした12期のモデルとなっている。

また、エネルギー需要や資源供給力の地域性を反映した上で、システムの導入地域やエネルギーネットワークの分析が必要になるため、評価の対象エリアを適当地域規模・地域数に分割する。この際、前提条件として入力するエネルギー需要や資源賦存量等に関するデータ入手の可能性等を考えると、地域分割の基本単位は国レベル

表1 モデルの基本仕様

項目	基本仕様
モデルのタイプ	全世界、長期を対象としたエネルギー需給最適化モデル ・評価手法：線形計画法(LP) ・評価指標：トータルシステムコストの最小化(割引率2%)
解析期間	1990年から2100年まで
対象エリア	全世界、将来のエネルギー需要、資源供給力、地理的条件、文化圏等を考慮しつつ、 全世界を下記の18地域に分割 日本 / 中国・香港 / 東アジア(韓国、北朝鮮、台湾) / 東南アジア1(主として天然ガス資源を有する東南アジア諸国) / 東南アジア2(主として包蔵水力資源をもつ東南アジア諸国) / 西アジア(インド及び近辺) / オセアニア / 中東 / 西欧 / 旧ソ連 / 東欧 / アフリカ / アメリカ / カナダ / 中米 / ペネズエラ(オリノコタルが豊富) / ブラジル(包蔵水力が豊富) / その他南米

表2 モデルの入出力

入力	エネルギー需要： 期別、各地域別、二次エネルギー別 エネルギー価格： 一次エネルギー別・期毎に設定 資源量制約： 各地域別、一次エネルギー別 技術特性： 効率(エネルギー・バランス)、コスト(設備費、固定費)、設備利用率、CO ₂ 排出等 輸送特性： エネルギー種毎の輸送効率、輸送コスト、輸送可能ルート 環境制約： 地域別のCO ₂ 排出量制約やCO ₂ 処理可能量、CO ₂ 課徴金等
出力	期別、地域別に ・新エネルギーシステムの導入量、導入時期、導入地域 ・エネルギー輸送ネットワーク ・従来型エネルギーシステムの導入量 ・エネルギー消費量(省エネルギー効果) ・CO ₂ 発生量(CO ₂ 削減効果) ・システムコスト

ルとなる。ただし、モデルの規模・運用性および結果分析の実用性の観点から、複数の国を統合した地域をモデル上の一単位と考えるのが妥当である。そこで、将来のエネルギー需要変化の動向、エネルギー資源別の供給力、地理的条件、文化圏、モデルで解析可能な適正規模等を考慮して、複数の国を統合し、世界を18地域に分割した。

本モデルは、各地域の将来にわたるエネルギー需要を外生的に（前提条件として）与え、これを賄うためのエネルギー供給をトータルシステムコストの最小化で選択するものである。このトータルシステムコストとは、解析期間全体（各期）の全世界（各地域）におけるすべての一次エネルギーの調達コスト、すべての技術の投資コストと固定コスト、すべてのエネルギーの輸送コストを、割引率2%で現在価値に換算し、合計したものである。ただし、解析期間を過ぎても寿命期間内で残存する技術については、残存分のコストを案分し、トータルコストから差し引いている。トータルシステムコストの最小化には、多数の要因を考慮した上で最適システムの導出が可能で、長期のエネルギー需給および技術の分析に適している線形計画法を適用するものとした。

2.2 モデルの構成要素

モデルを構成する要素には、一次エネルギー（エネルギー資源）や二次エネルギー等の種々のエネルギー媒体、グローバルなエネルギー輸送システムや在来型システムを構成する種々のエネルギー技術（発電技術、燃料転換技術、輸送技術等）、排出CO₂などがある。本モデルでは、これらのエネルギーフローやシステムの技術的特性が定式化され、エネルギー需給の最適化が行われる。例えば、構成要素となる一つの技術については、その入出力エネルギーおよび変換効率、建設費、変動費等のコスト、CO₂排出量、設備寿命などが、モデルで定式化される。こうした構成要素によってモデル化されるエネルギーフローを図1に示す。なお、図1中に記されている種々の技術（エネルギー転換、CO₂隔離など）の性能やコストなどの大部分については、文献^{1),2)}に示されている結果を始めとして、筆者等のグループによる評価結果を参照している。

モデルを構成する技術やエネルギーの需給および輸送のモデル化に際しては、エネルギー転換技術（発電や燃料製造等）の入出力エネルギー量、エネルギー需給・輸送のバランス、排出されるCO₂量等がそれぞれ線形形式あるいは不等式で定式化される。

2.3 前提条件の設定

本モデルを用いたエネルギー需給の最適化には、各地域の将来にわたるエネルギー需要推移、エネルギー資源供給力、エネルギー価格等の前提条件を設定する必要がある。また、CO₂の排出量制約を政策的なシナリオとして設定することにより、CO₂の削減効果の分析を行うものとした。以下にシナリオ分析において設定した主要な前提条件を記す。

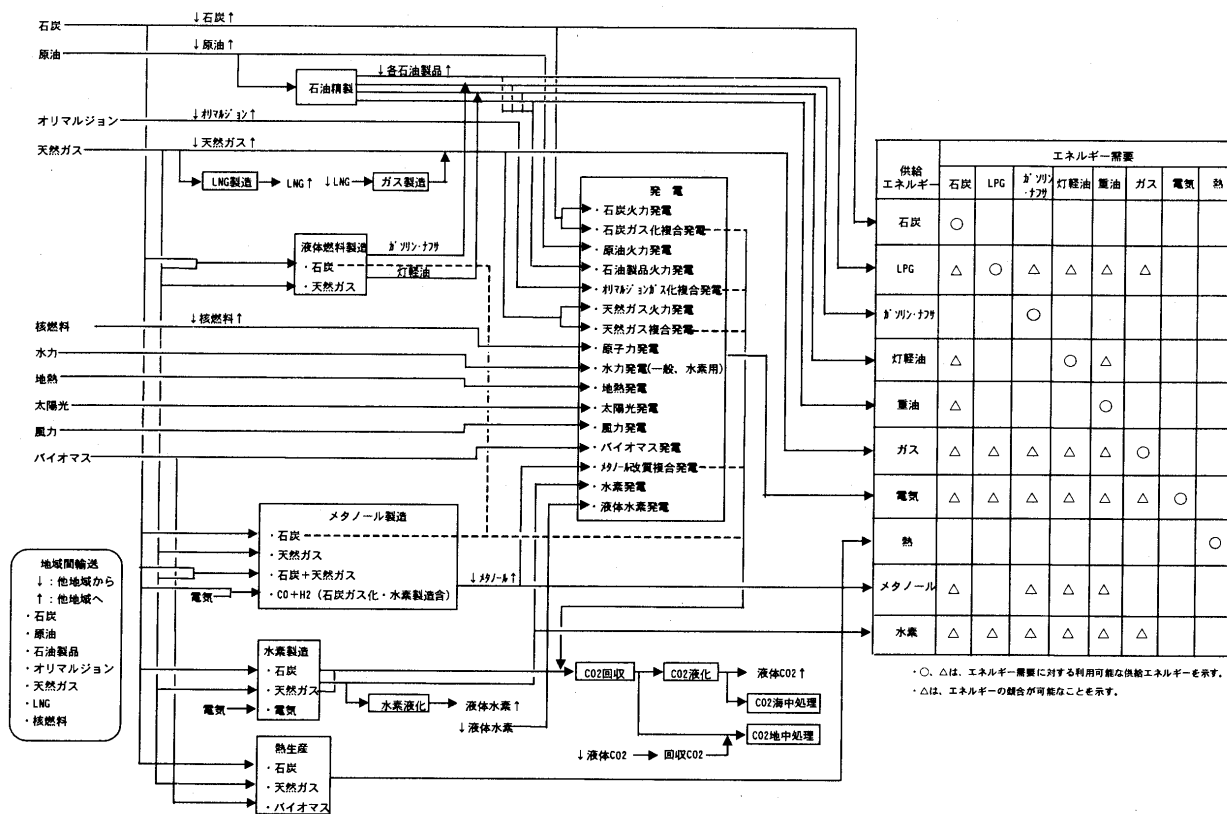


図1 エネルギーフロー

(1) エネルギー需要

本エネルギー需給最適化モデルでは、各地域の将来のエネルギー需要をモデルの中で予測するのではなく、シナリオとして外生的に与えるため、入力データとして設定する必要がある。全世界・各地域のエネルギー需要については、その実績データとしてOECD/IEA統計⁽³⁾⁻⁵⁾が最も信頼されており、国別に詳細なエネルギーセクター毎に年間のエネルギーバランスが明記されている。本モデルの需要区分については、この統計に合わせて、石炭、LPG、ガソリン・ナフサ、灯油、重油、ガス、電力、熱の8種類とした(図1参照)。

将来のエネルギー需要については、IEA統計およびIPCC⁶⁾のシナリオをもとに作成した。本モデルでは、省エネルギーによりエネルギー需要が低減するロジックを設けていないため、標準のエネルギー需要シナリオは、IPCCのシナリオの中でも比較的低位の需要シナリオであるIS 92 dをベースとした。また、将来のエネルギー需要が不確実であることおよび本モデルは前提条件を変化させたときの解の変化に重要な意味を持つことから、IPCCのIS 92 aをベースとした高エネルギー需要シナリオを用いた分析も別途実施したが、以下の結果は全て前者のIS 92 dに基づいた需要想定に対するものである。図2に、作成した需要シナリオを示す。

(2) エネルギー資源量

本モデルで扱う化石燃料(石炭、石油、天然ガス、オリノコータル)、核燃料、水力、バイオマス、地熱、風

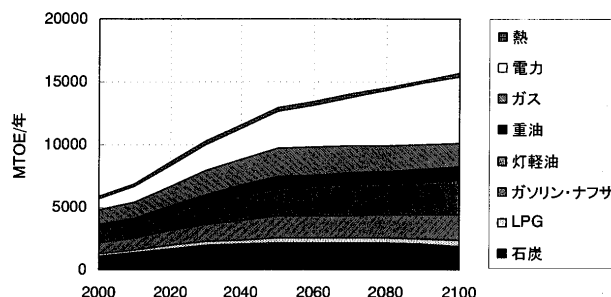


図2 設定したエネルギー需要シナリオ
(全世界、IPCCのIS 92 d シナリオに基づく)

力、太陽光などのエネルギー資源量については、文献⁷⁾⁻¹⁰⁾などに基づいて設定した。化石燃料については、枯渇性資源の消費に伴う価格上昇のロジックをモデル化する際に使用するために、可採埋蔵量と究極埋蔵量の2つの値を設定した。

(3) エネルギー価格

石炭、原油、オリマルジョン、天然ガス、核燃料の枯渇型資源、およびバイオマス資源については、エネルギー価格を各地域に共通する利用初期段階の価格(現状価格)を設定し、これらの資源が将来消費されることにより価格が上昇するロジックを設けることにより、各地域の消費量に応じて地域毎のエネルギー価格が変化することになる。一方、水力、地熱、太陽光、風力の自然エネルギーの利用初期段階の価格は考慮しないが、これらの年間消費量が増加するに伴い、その利用が次第に困難になると

予想されるため、利用コストが上昇するロジックを設けた。

(4) CO₂ 排出量制約

CO₂ の排出による環境影響を正確に算定するのは容易ではなく、本モデルのようなエネルギー需給の最適化型のモデルだけでは困難である。これには、CO₂ の排出と大気中の濃度上昇、およびそれに基づく気候変動（平均気温上昇）を解析するモデルと統合した分析を行う手法もあるが、ここでは、いくつか考えられる CO₂ 排出シナリオを設定して、その制約下におけるエネルギー需給を分析する方法を採った。

CO₂ 排出シナリオとして、各方面の分析等で用いられている考え方を参考にし、①CO₂ 排出制約のない BAU (Business as Usual) シナリオ、②世界の CO₂ 排出量を 1990 年レベルに安定化することを目指したトロント型協定シナリオ、③世界全体の CO₂ 排出量が EMF 14 のシナリオ¹²⁾のうち、2200 年の CO₂ 濃度を 550 ppm とする WRE 550 シナリオ、及び④2200 年の CO₂ 濃度を 450 ppm とする WRE 450 シナリオの 4 つを設定した。以下では、①の BAU シナリオと③の 550 ppm 安定化シナリオの結果を比較して論じることとする。

(5) プロジェクト技術

新しいグローバルなエネルギー輸送システムの内、再生可能エネルギーを大規模に利用し、水素（液体水素）やメタノールの形態で需要地まで輸送するシステムは、エネルギー需要国と再生可能エネルギー資源が豊富なエネルギー供給国との国際間共同プロジェクトとして成立することが予想される。したがって、これらのシステムをここでは「プロジェクト技術」と呼ぶこととし、下記のような考え方に基づいて需要・供給地域を特定し、一般のエネルギー供給とは別個に取り扱った。即ち、①プロジェクト技術によるエネルギー需要地域は、国際間共同プロジェクトの観点から先進国とし、エネルギーの輸送形態の相似性から、現在、LNG を輸入している国も需要地域と設定する；②プロジェクト技術によるエネルギー供給地域は、再生可能エネルギーの確保の観点から、水力および太陽光エネルギーの資源賦存量が比較的大きい地域を選定する。

3. エネルギーモデルによる分析結果と考察

以上の仕様に従って開発したモデルによる分析結果のうち、長期的な世界のエネルギー需給と新技術の役割について、BAU ケースと 550 ppm 安定化シナリオとを比較した例を図 3 に示す。分析結果全般から読みとれる主要な傾向は下記のようにまとめられる。

3.1 世界全体のエネルギー需給と CO₂ 排出の傾向

世界の一次エネルギー供給構成を長期的な観点からみると、一次エネルギーの大半は、資源量が豊富でかつ安価な石炭で供給される。CO₂ 排出量制約下では、原子力や再生可能エネルギーの割合が増加するものの、こうし

た石炭を主体とする傾向は基本的に大きな変化はない。

一方、原油および天然ガスについては、2100 年までの需要に対し、前提条件で想定した各々の全資源量が供給されており、資源量制約に直面する。このため、石炭の液化（メタノール製造等）やガス化（水素製造等）によって、液体あるいは気体燃料の供給が必要になる。このメタノールや水素は、2030-2040 年以降、二次エネルギー供給構成において、電力や従来型のガスと並び主要な役割を果たすものとなるとともに、CO₂ 排出量制約が厳しくなるにつれ（BAU ケース→550 ppm ケース）、メタノールから水素へ需要構成がシフトする。

CO₂ 排出については、BAU ケースの場合、転換部門（特に発電）における排出量の伸びが顕著であり、2100 年で現状の 4 倍以上となる。また、需要部門だけで現状安定化枠を超える CO₂ 排出となる。これに対し、CO₂ 排出量制約下では CO₂ 回収が比較的容易な転換部門からの排出が激減し、その分、主として CO₂ の海中隔離量が増加する。

3.2 CO₂ 回収・隔離技術の位置づけ

本モデルでは、エネルギーシステムを構成する技術として、火力発電所からの CO₂ 回収、化石燃料を原料とする水素・メタノール製造時の CO₂ 回収、再生可能エネルギーの大規模利用・輸送システム（プロジェクト技術）をモデルに組み込んでいる。これらの中で CO₂ 回収・隔離技術は特にコスト面で有望な CO₂ 対策技術であることが、これまで実施した種々の性能評価より明らかになっている¹⁾。

本結果においても、特に石炭から水素を製造し、この時に発生する CO₂ を回収し海中隔離を主体として処理されている。また、スタディで設定した CO₂ 排出量制約に対し、CO₂ 回収・隔離技術は 2010-2030 年頃より導入される可能性があり、将来の CO₂ 削減目標達成のために、世界的に大きな役割を果たすポテンシャルを有することが、これらの結果から読みとれる。

CO₂ 排出制約が課せられた場合の分析結果からみた本技術の具体的な導入形態は下記の通りである。

(1) 火力発電所からの CO₂ 回収

将来的にも燃料の資源量が豊富な石炭やオリノコタール等を燃料とする火力発電所から CO₂ 回収が行われるものの、化石燃料から水素等の燃料を製造する際の CO₂ 回収量に比べて、これらの火力発電所から回収される CO₂ 量は小さい。これは、発電部門には火力発電以外に、発電時に CO₂ を発生しない原子力や、バイオマス、風力、地熱、太陽光等の再生可能エネルギーを利用した発電技術のオプションがあることが大きな要因である。

(2) 化石燃料を原料とする水素・メタノール製造時の CO₂ 回収

化石燃料を原料とする水素・メタノール製造時の CO₂ 回収では、ほとんどが石炭からの水素製造技術に伴う CO₂ 回収となっている。これは、石炭の資源が豊富で低

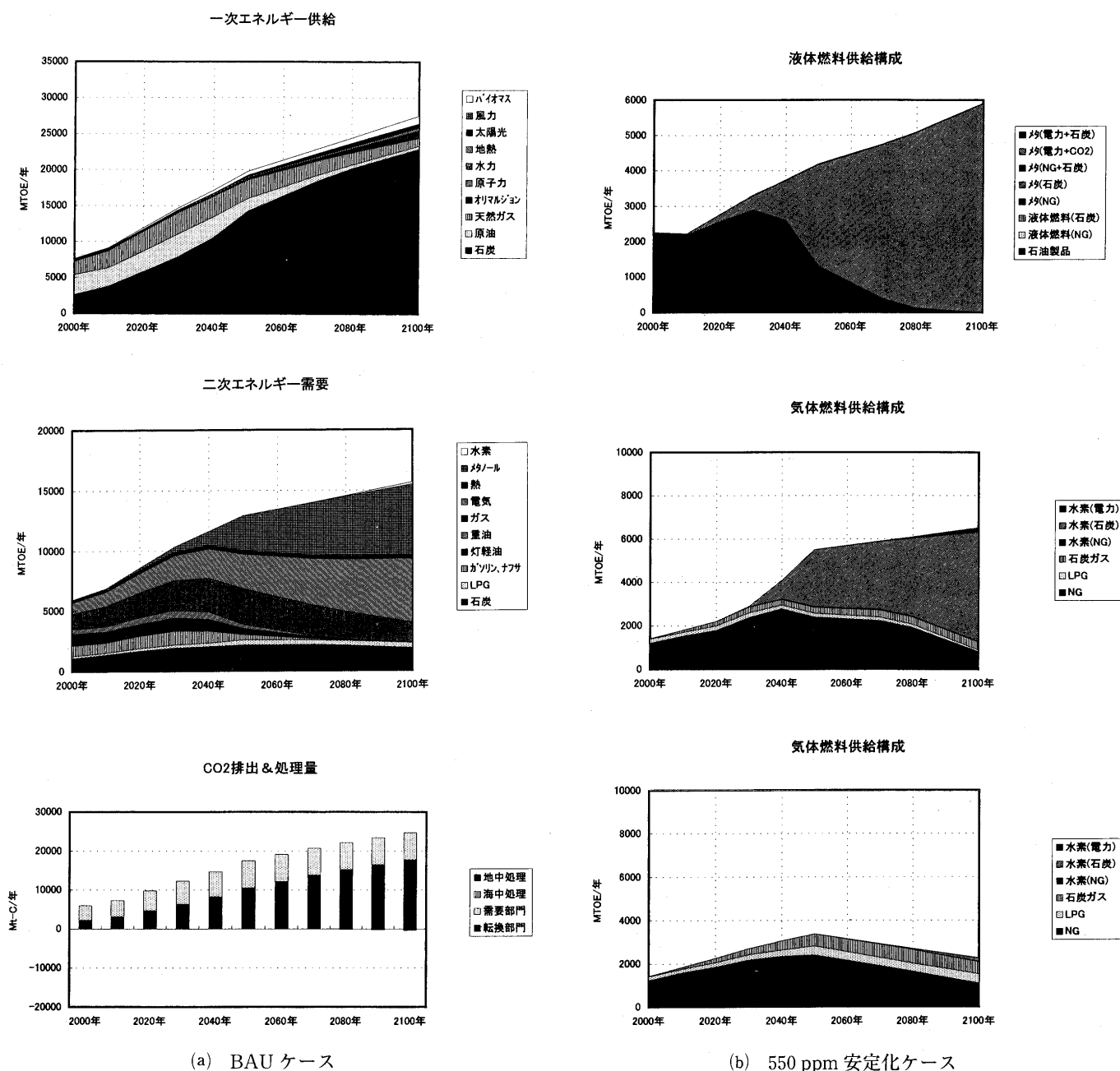


図3 グローバルエネルギーネットワークモデルによるマクロシナリオ分析結果

コストで供給されること、CO₂回収により熱量あたりのCO₂排出量が多いという石炭のデメリットが解消されること、メタノールに比べて圧倒的に水素需要が多いため石炭からの水素製造技術が大幅に導入されることが要因である。

(3) CO₂ 隔離

回収されたCO₂は、地中あるいは海中に隔離される（あるいは、プロジェクト技術の一つの再生可能エネルギー・CO₂利用メタノール製造システムの原料になる）。地中隔離では、その隔離容量に制約を設け、累積隔離量の増加に伴って隔離コストが高くなるとした。このため、3つのCO₂排出量制約ケースにおけるCO₂の地中隔離量は、隔離限界量の4割程度に留まり、それ以上は各地域の周辺で海中隔離される。海中隔離には隔離限界を

設けていないため、結果的には異常とも見える大量のCO₂が海中に隔離されるシナリオが描かれることになる。

3.3 プロジェクト技術(再生可能エネルギー大規模利用・輸送システム)の位置づけ

先に述べたように、新しいグローバルエネルギーシステムの内、再生可能エネルギーを大規模に利用し、メタノールや水素（輸送時は液体水素）の形態で需要地まで輸送するシステムをプロジェクト技術と呼んでいる。図4には、将来のエネルギー供給技術及びCO₂排出削減対策としてのこれらプロジェクト技術の位置付けを示してある。

プロジェクト技術の各システムは、CO₂の排出量制約に応じて2010-2020年以降、本格的な導入の可能性が有る。ただし、世界的な観点でこれらのCO₂削減効果

をみた場合、CO₂回収・処理技術ほどの大きな役割を果たすことはないと思込まれる。これは、後述するようにCO₂の回収・処理技術を組み合わせた石炭からの水素製造等に比べて高コストになること、比較的低コストで利用できる再生可能エネルギー資源量が限られていることが要因と考えられる。スタディ結果からみた具体的な導入形態、導入効果等は下記の通りである。

(1) プロジェクト技術から供給されるエネルギーの利用形態とコスト

プロジェクト技術で製造したメタノール、水素は、発電用燃料として利用されるより、そのまま需要部門で燃料として利用される。これは、発電の際には電力変換時の熱損失があり、燃料としてそのまま利用する場合に比べてシステム全体のエネルギー効率が下がることと、発電部門におけるCO₂排出量制約への対応には、原子力、バイオマス、風力等のCO₂フリーな他の発電オプションがあることが要因である。したがって、こうした発電技術の導入拡大が、技術的にも社会的にもフィージブルであるならば、プロジェクト技術の各システムは、燃料供給システムとして導入される可能性がある。

一方、プロジェクト技術で製造されるメタノール、水素のコストは、これまでの評価結果²⁾から、CO₂の回収・

隔離技術を組み合わせて石炭から製造される水素に比べて、高コストになるため、基本的に石炭からの水素製造技術の方が有利となる。しかしながら、地域毎の資源開発状況や設備の投資状況あるいは地域間の輸送距離等の現実的な諸条件によって、各計算ケース、各地域、各期等に応じた燃料製造・供給コストが変化するため、プロジェクト技術の導入機会も存在する。

(2) プロジェクト技術が利用する再生可能エネルギー

プロジェクト技術が利用する再生可能エネルギーは、比較的資源量が豊富であり、また安い電力単価が期待できる地域の水力発電と太陽光発電による電力とした。

プロジェクト技術の水素製造（水電解方式）に利用される発電量を世界的な観点からみると、発電単価の低い水力発電（水素用水力）の方が太陽光発電（水素用太陽光）より導入量が大きく、またその導入時期も早い。

したがって、水力発電を利用したプロジェクト技術は、比較的早期に導入される可能性がある一方、太陽光発電を利用したプロジェクト技術は、太陽光発電のコストが低下した後の2040～2050年以降の導入となる。

(3) プロジェクト技術の導入量とその効果

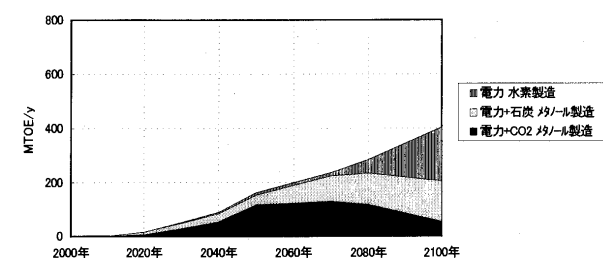
全世界の液体燃料および気体燃料の構成の中のプロジェクト技術によるメタノールおよび水素の供給量や、プロジェクト技術のCO₂削減効果をみると、世界全体におけるプロジェクト技術のインパクトは大きいとは言えない。しかしながら、水力発電および太陽光発電がプロジェクト技術に供給する電力量をみると、2040～2050年以降、プロジェクト技術のための水素用水力発電の導入量が一般電力供給用の水力発電を超える規模に達するようになる。一方、水素用太陽光発電は一般の太陽光発電の導入量には達していない。

したがって、プロジェクト技術に比較的安価な発電コストで電力を供給できる水力発電が建設可能であるならば、世界の水力資源を十分に活用した規模のプロジェクト技術が導入される可能性がある。

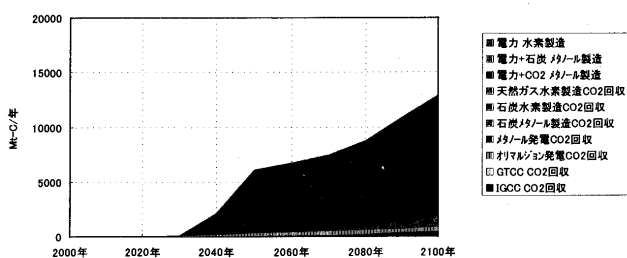
次にプロジェクト技術の効果を費用の面で検討する。表3には、次式で定義されるCO₂削減コストとCO₂削減投資を、550 ppm 制約下でのプロジェクト導入の有無で比較してある。この削減コスト及び削減投資は、CO₂をベースケース（BAU）から550 ppm ケースの排出量にまで削減するためのコスト負担を、CO₂で1t-Cあたりと年間必要投資額で表現したものである。なお、この場合のコストは、将来コストも含め、現在価値換算なしで表している。

表3 プロジェクト技術の有無とCO₂削減コスト
(550 ppm 安定化)

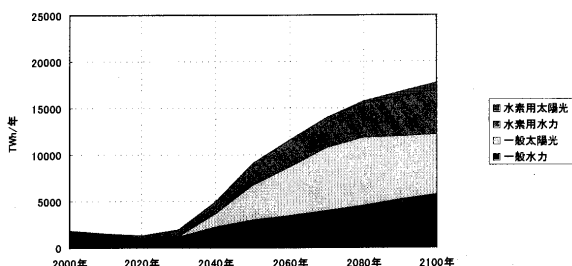
ケース	プロジェクトあり	プロジェクトなし	プロジェクト技術の効果 (両者の差)
CO ₂ 削減コスト [\$/t-C]	533	558	25
CO ₂ 削減投資 [億\$/年]	44,448	46,396	1,948



(a) プロジェクト技術の導入量（エネルギー供給量）



(b) 各種技術によるCO₂削減量



(c) 水力・太陽光による発電電力量

図4 プロジェクト技術の位置づけ

$$\text{CO}_2 \text{ 削減コスト } [\$ / \text{t-C}] = \frac{C_T - C_B}{E_T - E_B}$$

$$\text{CO}_2 \text{ 削減投資 } [\$ / \text{年}] = \frac{C_T - C_B}{T}$$

ここで、

C_T : 対象ケースのトータルコスト

C_B : ベースケースのトータルコスト]

E_T : 対象ケースの総 CO_2 排出量

E_B : ベースケースの総 CO_2 排出量

T : 解析期間年数 (111 年)

プロジェクトありの場合の削減コスト 533 \$/t-C は、ノルウェーのスライプナー西ガス田開発において 1996 年に随伴 CO_2 の帯水層処分を実施するきっかけのひとつとなったと言われている炭素税 220 \$/t-C の 2 倍以上となり、また、ガソリンに対する炭素税として考えれば約 40 円/リットルに相当する額である。量ケースの削減コストの差が 25 \$/t-C となるということは、プロジェクト技術の導入によって CO_2 を 1 t-C 分削減するのに 25 \$ の節約ができることを意味している。我が国における植林による CO_2 削減コストとしての 46-67 \$/t-C という試算例を見ると、この額は意味のある大きさであるといえよう。

また、両ケースの CO_2 削減投資の差をみると、プロジェクト技術の導入によって、 CO_2 排出の費用負担を年間約 2000 億円節約することが可能であることが判る。この金額は、世界の GDP ((1995 年: 20.7 兆 \$) の約 1%, 日本の GDP の約 6% で、台湾や韓国の GDP に匹敵する規模である。

このように、世界的な CO_2 排出削減への効果や供給するエネルギー量の観点からすれば、必ずしもプロジェクト技術のインパクトは大きくないが、費用負担を低減させるという意味では顕著な効果があると見なされるべきであろう。

4. まとめ

WE-NET 構想に代表される、各種の新しいグローバルなクリーンエネルギーシステムの位置づけの明確化を図り、将来の導入シナリオ等の検討を行うために、将来のエネルギー需要、エネルギー資源の賦存量およびその地域的な偏在性、エネルギー価格動向、 CO_2 の排出目標等を前提とし、全世界を対象とするエネルギーモデルを用いて、グローバルかつ長期的な導入可能性評価を行った。

その結果、社会的に受容されることを前提とした場合、 CO_2 回収・隔離技術が 2010-2030 年頃より導入される可能性があるとともに、将来の CO_2 削減目標達成のために、世界的に大きな役割を果たすポテンシャルを有することが明らかになった。特に資源量の豊富な石炭利用に際し、石炭からの水素製造時の CO_2 処理技術として

広く導入される可能性がある。この意味で、 CO_2 の回収・隔離は、クリーンなグローバルエネルギーシステムを構成するに際しても重要な要素技術であるとみなされる

また、グローバルエネルギーシステムの内、再生可能エネルギーの大規模利用・輸送システムは、2010-2020 年以降に燃料供給システムとして導入される可能性があるものの、世界的な観点でこれらの CO_2 削減効果を見た場合、 CO_2 回収・隔離技術ほどの大きな役割を果たすことはないと思われた。また、本システムから供給されるメタノールや水素は、その需要地域における二次エネルギー構成の中で補完的な位置づけに留まる。この理由は、 CO_2 の回収・隔離技術を組み合わせた石炭からの水素製造等に比べて高コストになること、比較的低コストで利用できる水力ならびに太陽光の再生可能エネルギー資源量が限られているためである。

一方、本システムに利用される水力発電の規模は、世界の水力発電の半分以上を超える場合もあること、さらに、本システムが CO_2 排出削減に要する費用負担を低減させる効果が有意な大きさであることが明らかになり、補完的な位置づけでありながら重要な役割を果たすシステムであることが示された。

今後は、特に将来的な一層の省エネルギー(エネルギーの有効利用の大幅な進展)や、未だ明確でない革新的なエネルギー技術の想定などをモデルに組み込むとともに、種々のシナリオ分析を進め、個々の技術やシステムの位置付けの明確化と技術開発戦略の検討を進める計画である。

文 献

- 1) Akai, M. et al., Energy, Vol. 22, No. 2/3 (1997), p. 249
- 2) 赤井 誠, 日本機械学会誌, 104-989 (2001), p. 199
- 3) OECD/IEA, IEA STATISTICS, ENERGY STATISTICS OF OECD COUNTRIES 1994-1995
- 4) OECD/IEA, IEA STATISTICS, ENERGY BALANCES OF OECD COUNTRIES 1994-1995
- 5) OECD/IEA, IEA STATISTICS, ENERGY STATISTICS AND BALANCES OF NON-OECD COUNTRIES 1994-1995
- 6) CLIMATE CHANGE 1995, The Science of Climate Change, Contribution of Working Group 1 to the Second Assessment Report of the IPCC
- 7) World Energy Council, Survey of Energy Resources (1995)
- 8) 石油鉱業連盟, 石油・天然ガス等の資源に関するスタディ (1997)
- 9) 鹿島共同発電(株)パンフレット
- 10) Van Wijk, et al., Proceedings of EWEC '91 (1991)
- 11) WEC, New Renewable Energy Resources, Kogan Page (1994)
- 12) Alan Manne et al., Proc. Joint Meeting of the INTERNATIONAL ENERGY WORKSHOP and the ENERGY MODELING FORUM 1997

世界最新の 1500℃ 級 H 型ガスタービン技術について

江波戸 智^{*1}

ENAMITO Satoshi

キーワード：H システム，1500℃ 級ガスタービン，コンバインドサイクル

1. はじめに

ガスタービンは、古くから動力機関の一つとして認識されてはいたが、一般にはレシプロエンジン、ディーゼル機関あるいは蒸気タービンに比べて知名度の低い時代を過ごしてきた。しかしながら、1970～1980 年代そして 1990 年代の技術革新によって、ガスタービンはその地位を大幅に向上させた。

初期には、その特長を活かして、非常用あるいはピーク用発電として一部で利用されていたが、1970 年代後半に入り、設計技術の革新、高温材料の開発、コーティング技術の革新、翼冷却技術の革新によってタービン入口温度が 1000℃ から 1100℃ へと上昇し、更に 1980 年代に入り複合発電コンバインドサイクル技術の概念の導入により、発電の分野でその地位を主役の座に近づけてきた。

1985 年に国内で最初に導入された 1100℃ 級 GT コンバインドサイクル⁽¹⁾は、日本の発電技術の歴史の中で大きな意味を持つ発電所といえる。

その後 1990 年代に入り、材料結晶化の制御技術を始めとする更なる技術革新により、ガスタービンは 1300℃ 級の時代を迎えた。タービン入口温度上昇に伴う熱効率の改善と、コンバインドサイクルの普及によって、ガスタービンは益々重要な地位を占める動力機関となった。

1990 年代には、日本を初め世界各国で多くの 1300℃ 級 GT コンバインドサイクル発電所が建設された。表 1 に、GE の 1300℃ 級ガスタービンの納入実績を示す。

そして更に 21 世紀を迎え、ガスタービンはまた大きな技術革新を経て 1500℃ 級の時代に入る。

これらの技術革新は主に大型のガスタービンで実現さ

れ、その後同等の技術が小型のガスタービンへと適用されていく。

本報では最新のガスタービン技術として、この 1500℃ 級ガスタービンの開発について概説する。

2. 1500℃ 級ガスタービンの開発

GE においても 1988 年に 1300℃ 級ガスタービンを商品化し、そしてその後の 10 年間で 67℃ (120°F) のタービン入口温度上昇を達成した。図 1 及び表 2 に 1970～1990 年代の性能向上の一例を示す。

これらの性能改善は、上記の通り、材料、冷却技術そしてコーティング技術の革新に負う所が大きい、一連の技術革新の中で行われてきたと云える。

上記の高温化開発が進む中、GE では既に 1992 年より、次世代の実用型高温ガスタービンとして H System (GE の商標) の開発に着手し、1995 年に早くもその概要および開発計画を発表した。

開発は、電力部門 (Power Systems) のみならず、航空エンジン部門 (Aero Engines) 及び中央研究所 (Corporate R&D) からの強力な参加、及び米国 DOE からの支援も受けて行われた。H システムの技術には、最新の航空宇宙産業の技術も採り入れられ、開発のピーク時

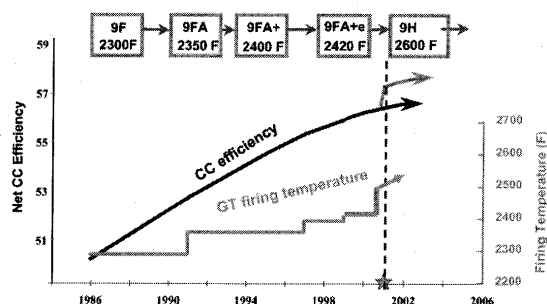


図 1 タービン入口温度上昇の歴史

表 2 GE 製 1300℃ 級ガスタービンの性能一覧表

	MS7001F	MS7001FA	MS7001FA+	MS7001FA+e
Turbine Output, MW	150	159	167.8	171.7
Heat Rate (LHV), BTU/kWh	9880	9500	9380	9360
Firing Temperature, F	2300	2350	2400	2420
Pressure Ratio	13.5:1	15.1:1	14.9:1	15.5:1
Compressor Stages	18	18	18	18
Turbine Stages	3	3	3	3
Combustion System	Can-Annular	Can-Annular	Can-Annular	Can-Annular

表 1 GE 製 1300℃ 級ガスタービンの納入実績

Model Series	# of Fleets	Total Accumulated Fired Hours	Total Accumulated Fired Starts
MS6001FA	20	329,876	3,958
MS7001FA	232	2,930,837	75,388
MS9001FA	63	1,354,483	15,441

原稿受付 2001 年 11 月 5 日

* 1 GE International Inc., Power Systems

〒107-8453 港区赤坂 1-14-14 第 35 興和ビル

には 600 人を超える人材と年間 100 億円を超える開発費が投入された。

開発の第 1 フェーズには、機種を選択肢、新設計の概念、そして 1500℃ 級ガスタービンに必要なあらゆる条件が評価、検討された。合わせて第 1 フェーズでは、材料の検討、周辺システムの検討も行われた。

第 2 フェーズでは、設計概念、初期設計の詳細な評価と、第 1 フェーズで集められたデータを総合的に評価し、最小リスクとなる設計を選択していった。その後、第 3 フェーズの各種要素テスト、実機設計、製作、組立て(図 2)、そして最終フェーズとして 1998 年 5 月及び 1999 年 11 月に工場における定格回転試験を完了し、現在、いよいよ最初の商用発電プラントとしての運転を迎えるに至っている。

表 3 に、50Hz および 60Hz にそれぞれ対応した 1500℃ 級 GT コンバインドサイクル STAG109H および STAG

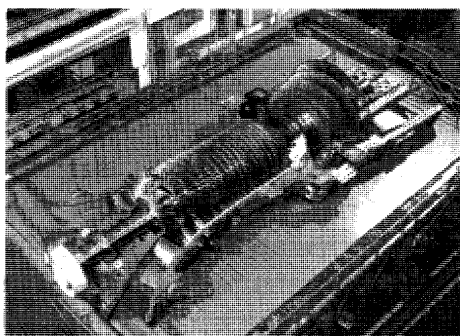


図 2 H 型 1500℃ 級ガスタービンの組立て

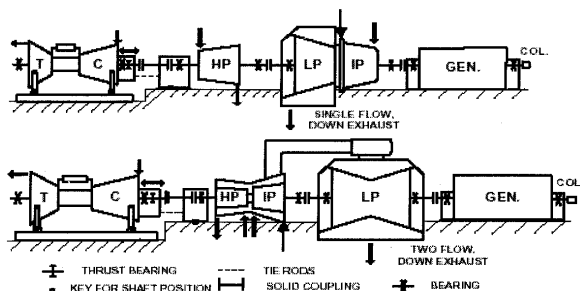


図 3 STAG 107 H および STAG 109 H 一軸コンバインドサイクルの基本レイアウト

107H の性能仕様を示す。また図 3 および図 4 に、コンバインドサイクルのレイアウトの一例を示す。60 Hz 仕様の STAG107H の例では、従来のコンバインドサイクル発電設備に比べて約 10% の床面積増加となるが、約 160% の出力が得られる為、面積利用率が 47% も向上する。

尚 1500℃ 級コンバインドサイクルの商品化に際しては、東芝(株)との間で 1998 年 3 月にパワートレイン機器の製造協業契約を締結し、設計、製造の各分野で包括的に協力し、事業を展開している⁽²⁾。

3. 1500℃ 級ガスタービン用圧縮機

H システムでは当初からコンバインドサイクルを念頭に置いて設計仕様の最適化が計られてきた。

後述するタービン動静翼の蒸気冷却方式の採用によって、タービン動翼入口温度を 1430℃ (2600°F) 以上に設定し、これに適する圧縮機の設計が行われた。従来の 1300℃ 級で使われていた圧縮機に比べて、流量増大のみならず、圧力比の上昇が求められた。

そこで、この大容量、高圧力比の圧縮機には、GE の航空用エンジンとして実績を持つ CF 6-80 C 2 の技術を基に設計、開発が進められた。基本的には CF 6-80 C 2 用圧縮機をスケールアップさせ、後段に 4 段の翼列を追加し、所要の空気流量 685 kg/s (9 H) あるいは 558 kg/s (7 H) と圧力比 23:1 を確保した。

この高流量、高圧力比の設計の妥当性を検証するため、

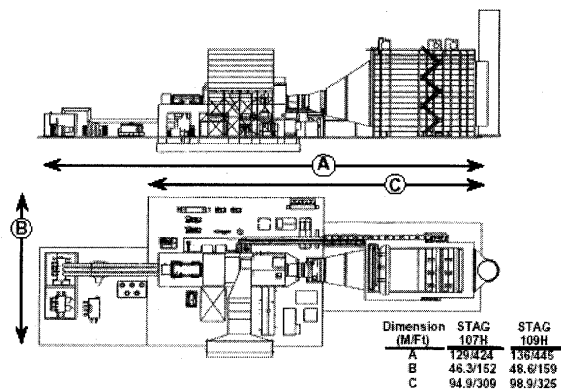


図 4 1500℃ 級 GT コンバインドサイクルのプラントレイアウトの一例

表 3 1500℃ 級 GT コンバインドサイクル STAG 107 H (60 Hz), STAG 109 H (50 Hz) の代表性能
ADVANCED TECHNOLOGY COMBINED CYCLE-THERMAL AND ENVIRONMENTAL PERFORMANCE

Combined Cycle Unit	Net Power, MW	Net Heat Rate (LHV) BTU/kWh	Net Heat Rate (LHV) kJ/kWh	Thermal Efficiency (LHV), %	NOx Emissions ppmvd at 15% O ₂	Thermal Discharge to Cooling Water BTU/kWh	Thermal Discharge to Cooling Water kJ/kWh
STAG 107 H	400	5,687	6,000	60	<9	1,790	1,888
STAG 109 H	480	5,687	6,000	60	<25	1,790	1,888

Notes:

1. Ambient Air Conditions=15℃ (59°F), 1.0133 barA (14.7 psia), 60% RH
2. Stream Turbine Exhaust Pressure=0.04064 barA (1.2 In HgA)
3. Performance is net Plant with allowances for equipment and plant auxiliaries with a once-through cooling water system
4. Three Pressure, Reheat, Heat Recovery Feedwater Heating Steam Cycle

GEでは、要素テスト、1/3スケールのリグテストそして実設計、実製造レベルでの実機テストを行った。図5は米国マサチューセッツ州リン(Lynn)にあるGE航空エンジン部門で行われたリグテストの様子を示すものである。

リグテストでは、800に及ぶ計測センサを取り付け、150時間以上に及ぶ性能検証試験が行われ、図6に示す流量-圧力特性を初め、圧縮機効率、更にロータの温度特性の妥当性が十分に検証された。

4. 蒸気冷却の採用

タービン入口温度の高温化を実現させるために、1500℃級ガスタービンでは、従来の空気冷却方式に代え、タービン1段、2段部にクローズドループ式の蒸気冷却が採用される。

静翼の冷却には、タービンケーシングに接続された配管から冷却蒸気の供給、回収が行われるが、高速で回転する動翼に対しては、同じく高速で回転しているタービンロータへ冷却蒸気を導入、回収する機構を設ける必要が生ずる。

そこで、静止している蒸気供給配管、回収配管と回転ロータとの間の継ぎ手構造について種々の形態、材料、構造が検討された。

継ぎ手部分では、構造もさることながら、軸方向、回転方向の挙動も評価され、温度分布、表面粗度、さらに高温、高応力下での材料の弾性変形耐力等の評価も行わ

れた。50種を越える構造、材料による要素テストを実施し、実機に供されるスプール構造が選択された。

図7に、このスプール部の信頼性、耐久性を評価する検証試験装置を示す。

このタービン冷却用蒸気は、コンバインドサイクルの高圧蒸気タービン吐出蒸気とHRSGの中圧加熱器から供給される。

ガスタービンの起動時には、点火から所定の条件（定格回転数、最小負荷運転）までの間、タービン動静翼は圧縮機抽気空気で冷却される。この場合、冷却空気は冷却蒸気系とはしゃ断され、タービン冷却後、ガスタービン排気側へ放出される。

蒸気冷却系にはバイパスラインが設けられ、上記ガスタービン起動時には、蒸気系配管を予熱し、蒸気冷却へ切替える時に各部品へ熱負荷を与えない様制御される。

図8に、コールド・スタート時の、また図9にホット・スタート時の起動予測カーブの一例を示す。コールド・スタートでは、冷却用蒸気の条件待ち及びスチームタービンの温度条件待ちが必要となる。但し、複数軸を有する発電プラントでは、冷却用蒸気の条件待ちは不要となる。

タービン冷却用蒸気系統には、コンバインドサイクル全体の熱効率及び蒸気の消費の観点から、クローズドループ方式が採用されている。すなわち、タービン冷却後の蒸気は、外部に放散せず、スチームタービンへ戻し、

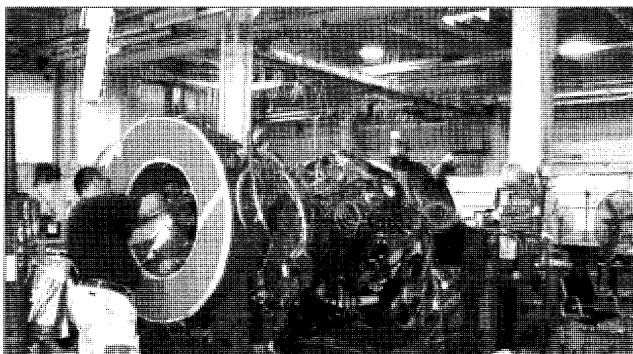


図5 H型ガスタービン用圧縮機の開発テスト風景

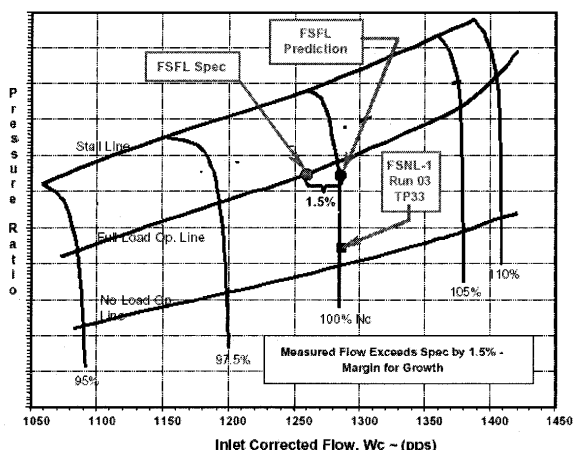


図6 H型ガスタービン用圧縮機の圧力-流量特性

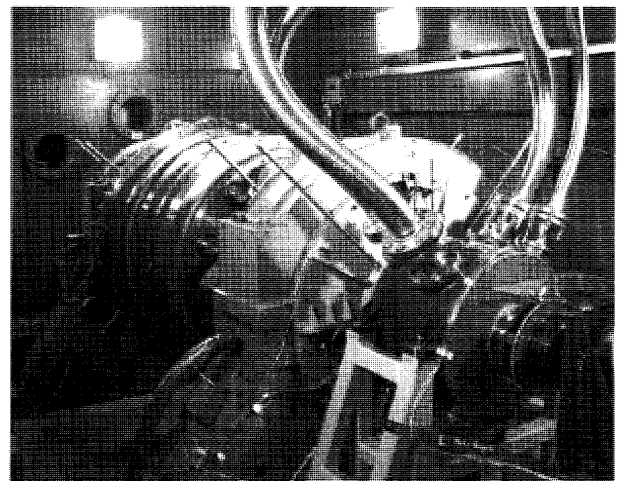


図7 冷却蒸気スプール試験装置

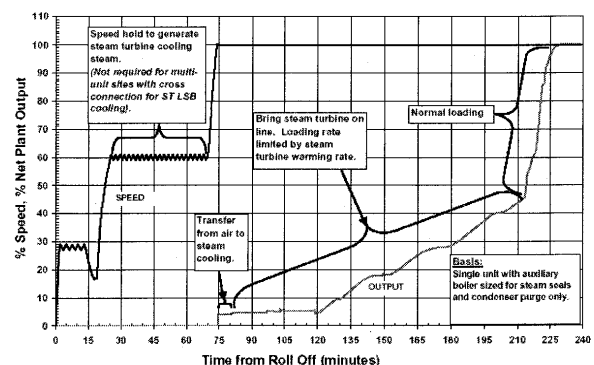


図8 コールド・スタート特性

熱エネルギーの回収が計られる。

このクローズドループ方式では、図 10 に示す様に 1 段静翼前後の温度降下を、従来の空気冷却方式に比べて 110℃ (200°F) 程度低く抑えることが可能となる。この温度降下の減少は、ガスタービンの熱効率の更なる改善につながる。さらに、従来の空気冷却方式で 1 段静翼部の冷却で消費されていた圧縮機抽気空気の消費が減らせるため、燃焼器の予混合用空気として利用できる空気量が増やせるメリットももたらす。

燃焼器の低 NO_x 化については、タービン動翼入口温度の上昇にも拘わらず、静翼における温度降下の減少によって、従来の 1300℃ 級ガスタービンと同等の燃焼器出口温度となるため、基本的には 1300℃ 級ガスタービンの低 NO_x 化技術が利用できる事になる。

5. タービン動・静翼

タービンの主要高温部品に対する信頼性、寿命の検討については、熱伝達の評価と、材料の高温特性の評価が重要となる。蒸気冷却方式を採用した場合も、基本的には同等であるが、蒸気の使用を考慮した新たな評価も必要となる。

GE は米国 DOE から支援を受け、熱伝達特性及び材料特性に対する蒸気の効果の評価してきた。図 11 に、1 段静翼内部の熱伝達評価テストの様子を示す。

クローズドループ方式の蒸気冷却方式では、従来の冷却方式で得られていた翼外表面のフィルム冷却効果は得られない。その結果、翼材壁内の温度勾配はより厳しいものとなり、翼部の熱応力レベルは高くなる。この条件

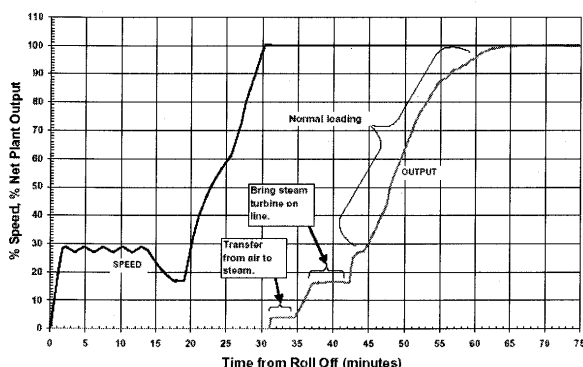


図 9 ホット・スタート特性

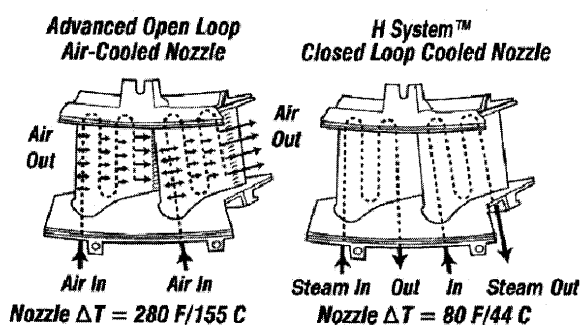


図 10 1 段静翼前後の温度降下の違い

に対処する材料として、1 段には単結晶高温材料の採用と熱シヤ断コーティング TBC の採用が必須となってくる。

TBC に関しては、航空エンジンの実績をふまえて、表面デポジットや、TBC はく離への配慮から、TBC の材質、コーティング層の設計、コーティング厚さ、及び TBC 施行技術が検討された。

また更に、蒸気冷却方式では冷却流路すなわち翼内側の冷却流路表面へのたい積物の有無も熱伝達へ大きな影響を与える。この蒸気冷却流路表面へのたい積物への対策としては、長期運転期間中の蒸気の純度管理が重要となる。

高純度の冷却蒸気を確保する手段として、冷却蒸気全量をフィルタで浄化すると共に HRSG 補給水系統にも特殊なフィルタを設け、更に、コンデンサ部でのリークを管理、検知するシステムを設け、また、冷却蒸気配管系に耐蝕性の材料を採用する等々の対策が施されている。

H システムで採用するフィルタと蒸気の純度管理の妥当性を評価、検証するため、GE では実際のコンバインドサイクル発電所設備を使って、そこで使用されている蒸気の一部を利用した長期の信頼性検証テストを実施した。

1500℃ 級ガスタービンでは、動翼、静翼の材料、冷却技術のみならず、このような冷却蒸気の純度管理、あるいは先に述べた冷却蒸気を回転ロータへ導入、回収するスプール機構等の周辺システムも重要な役割を果たす事になる。

6. 1500℃ 級ガスタービン用低 NO_x 燃焼器

クローズドループ式の蒸気冷却の採用によって、燃焼器の出口温度は従来の 1300℃ 級ガスタービンの燃焼器と同等となったものの、空気流量、圧力比の上昇によって、1500℃ 級 GT 用燃焼器特有の開発、設計、実験は必要であった。GE は米国オハイオ州エバンデル (Evandale) にある航空エンジン用の高圧燃焼テスト設備を利用して一連の開発テストを行い、低 NO_x 化の確保と、安定した保炎、更に運転域全般に亘った燃焼ダイナミックスの低減を実現させた。

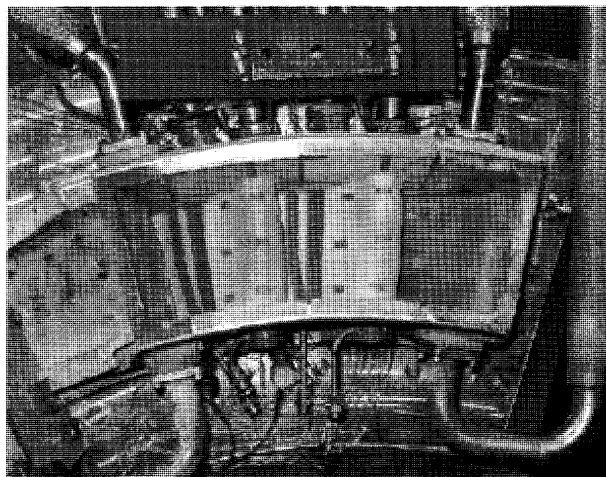


図 11 1 段静翼の熱伝達特性評価試験

図 12 に H システムで採用される DLN 2.5 H 燃焼システムの燃料噴射弁を示す。噴射弁内部には、複数の燃料ガス流路が確保され、拡散燃焼、一部予混合燃焼、全予混合燃焼の各燃焼モードに合わせて、各流路から燃料ガスが供給される。

全予混合燃焼では、燃料ガスはスワラー羽根とガスインジェクターとが一体化された“Swizzle”(swirler と Nozzle との合成語)より供給され、所要の予混合気の形成を確保すると共に、逆火防止の効果を果たしている。

トランジションピースは、GTD 222 材を用いた 2 重構造とし、外筒に設けられた複数の空気孔からの空気噴流衝突冷却方式を採用している。更に、シール材には、ステンレス・メッシュを編込んだフレキシブル型シールを用い、静翼—トランジションピース間のリーク空気を制限すると共に、シール材の摩耗を抑制している。

燃焼器ライナ(内筒)の冷却には、外表面の乱流促進機構(タービュレータ)を利用し、ライナ冷却後の空気は、予混合燃焼用空気として利用される。

7. 終わりに

更なる熱効率の向上の要求に応え、蒸気冷却方式を採用入れた 1500℃ 級ガスタービンが市場に投入される。最初の H システム発電用ガスタービンは、1999 年 11 月に米国サウスキャロライナ州のグリーンビル工場にて出荷前の定格回転テストを完了し、2000 年 12 月に出荷された。図 13 に、大型車輪に搭載され工場より出荷され

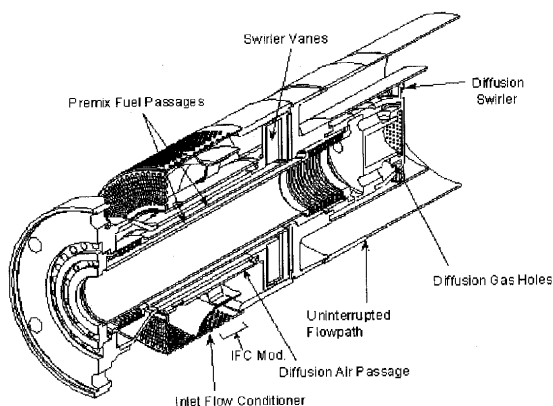


図 12 H 型ガスタービン用低 NOx 燃料噴射弁

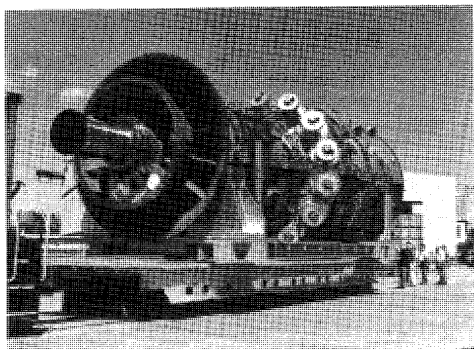


図 13 第 1 号 H 型ガスタービンの工場出荷

る様子を示す。そして、現在、英国内で建設が進められ、2002 年より試運転、商用運転が開始される。図 14 に建設工事が進む現地の様子を示す。また図 15 に、1500℃ 級コンバインドサイクル発電設備のプラントレイアウトを示す。H 型ガスタービン、高中圧スチームタービン、低圧スチームタービンおよび発電機が一軸に配置され、軸出力 480 MW、熱効率 60% (LHV) の、単機出力世界最大、最高熱効率のガスタービン・コンバインドサイクルとなる。我が国においてもアジア第 1 号機の 1500℃ 級コンバインドサイクル⁽³⁾として、2006~2010 年の商用運転を目指して、建設工事が着手された。

1500℃ 級ガスタービンは、開発段階から実用段階へと確実にその地位を進めたと云える。

参考文献

- 1) 相沢善吾：東京電力㈱高津コンバインドサイクル発電プラントの運用実績と横浜 7・8 号系列 ACC 発電の計画，日本ガスタービン学会誌，Vol.21，No.83，1993 年 12 月
- 2) 飯田義亮，渋谷幸生：1500℃ 級コンバインドサイクルシステム，東芝レビュー Vol.56，No.6，2001 年
- 3) H. Asakura, T. Ishimaru, C. Maslak, J. Ranasinghe: The Tokyo Electric Power Company Futtsu 4 Thermal Power Station, Efficient, Reliable, and Environmentally Friendly Power Generation for the 21st Century, 18th WEC 2001 年 10 月

(備考)

米国内向けの商品規格データを使用しているため、添付の図表は、米国 lb-inch-BTU 単位で示してある。

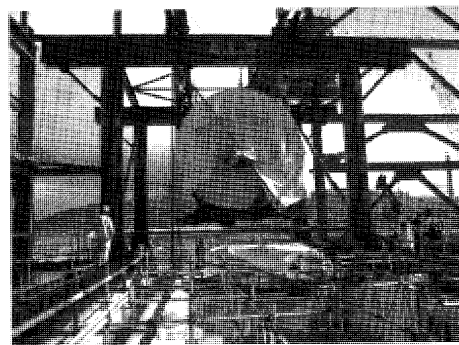


図 14 第 1 号 H 型ガスタービンの現地据付け工事

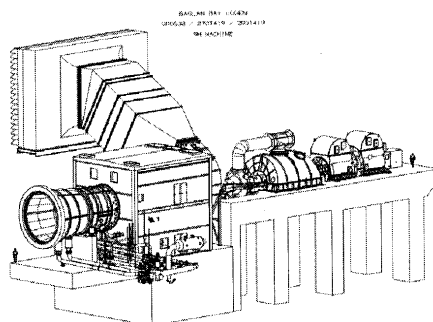


図 15 英国 Baglan Bay の STAG 109 H コンバインドサイクル発電設備のプラントレイアウト

ALSTOM ガスタービン技術とアプリケーションの 現状および動向

扇原 弘嗣*¹
OHGIHARA Hirotsugu

キーワード：Market, CCPP Concept, Repowering, Fuel Flexibility, Operation & Maintenance

1. はじめに

ガスタービンおよびコンバインドサイクル発電（以下CCPP）は、1980年代後半より加速度的に高効率化が行われるとともに、天然ガス網の整備や電力市場の自由化を背景に1990年代後半以降、世界的に飛躍的な需要の増加が生じている。特にここ2～3年は北米市場をはじめとする複数の市場でフィーバーともいえる様相を呈し、火力発電の主力設備としての地位を確立するに至っている（図1）。

CCPPは、第一に優れた発電効率と比較的安価な建設コストによって発電単価低減および環境負荷低減を実現する火力発電手段として位置付けられているため、今後とも大型ガスタービンを用いた熱効率向上を追求する開発が続けられることに疑問の余地はない（図2）。また、優れた起動性や負荷追従性を活用すべく、既設汽力発電設備のリパワリング、燃料多様化対応による様々なアプリケーションへの応用や、中・小型ガスタービンを効果的に用いたコージェネレーションにより総合効率向上や設備利用率向上を図ることで、発電単価を低減するための手法も頻繁に議論されている。

一方、一般的に極めてリスクが高く結果的に費用がかさむと言われるガスタービンの保守コストに対しては、メーカー側が部品供給に対するLong Term Service

Agreement（以下LTSA）やこれを一步進めた運転保守契約によって事業者側のリスクを分散する、という提案を行うことがIPP市場を筆頭に一般化してきている。これには、1990年代後半から市場投入された新世代大型機が送端効率で55%超（LHV、以下同様）を実現する反面、運転保守に対するリスクが高くなっているということも一因になっているものと思われる。

本報では、ALSTOMの高効率2段燃焼（再熱サイクル）ガスタービンGT24(60 Hz)/GT26(50 Hz)および優れた運転実績を持つ大型機GT13E2を用いたCCPPの特徴と近年成長しつつあるリパワリング市場への適用手法について、また柔軟な燃料多様化対応が可能なGT11N2およびGT35の特徴とアプリケーション例を紹介する。さらにALSTOMの提案する運転保守契約の考え方について、その概要を紹介する。

2. 大型機を用いたCCPPおよびリパワリング市場

2.1 ALSTOM 重構造型ガスタービンの特徴

発電用ガスタービンの歴史は、1939年にスイスNeuchatelにALSTOM（当時BBC）が納入したもの（出力5 MW、熱効率13%）にその端を発する。以来、今日に至るまで50 MWクラス以上のALSTOMガスタービンはスイスに開発拠点を有しており、1990年代半ばより市場投入した新世代機は、以下の構造的特徴を持っている（図3）。

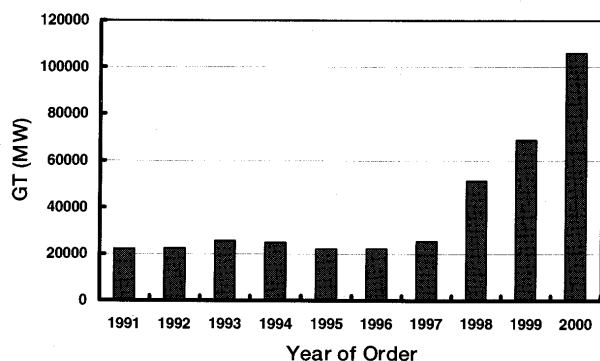


図1 ガスタービン受注量変遷 (40 MW クラス以上)

原稿受付 2001年12月7日

*1 アルストム株式会社 事業開発本部 プラントビジネス
〒650-0046 兵庫県神戸市中央区港島中町2-3-4

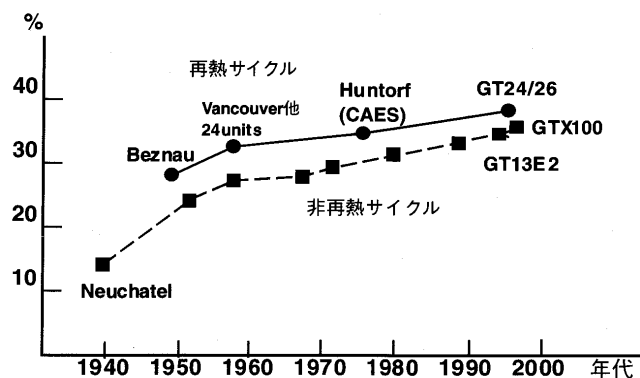


図2 ガスタービン効率の推移

1) 溶接一体型ロータ

世界初の発電用ガスタービン実用化以来、蒸気タービンを含めて溶接ロータを採用している。2軸支持が容易で、経年変化による軸心の狂いがなく保守作業が現地で容易に行える等の利点がある。

2) EVバーナ

可動機構や保炎バーナを一切持たない非常に単純な構造の乾式希薄予混合低 NO_x バーナで、気体・液体両燃料を使用可能。累積運転時間は200万時間を超える実績がある。

3) 環状燃焼器

円周方向の燃焼ガス温度分布が均一化でき、部分的なホットスポットができてにくい（GT 11 N2のみサイロ型燃焼器を採用）。

2.2 大型ガスタービン市場の動向

1990年代後半のガスタービン市場は、IPP向けを中心としてCCPP送電端効率が55%超となる最新鋭大型機（通称F-classと呼ばれるカテゴリー）の需要が爆発的に増加する一方、一回り小さい機種（通称E-class）の需要は相対的に低いという状況にあった。しかし、最近は市場環境や運用条件によって変化が見て取れ、E-classの需要が再び増加している市場もある。ALSTOMでは、各々のカテゴリーに属するGT 24/GT 26とGT

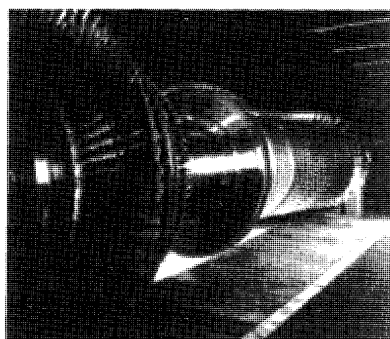
13 E2に対して、市場環境および要求に沿ったCCPPコンセプトを標準化し、適用している。

2.2.1 一軸配置の標準化とICS™

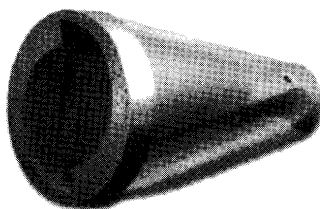
GT 24/GT 26を用いたCCPPには、クラッチを用いた一軸配置を標準コンセプトとして適用している（図4）。パワートレイン軸系の設計や運転要領の策定等、初期のエンジニアリングには時間および費用を要するものの、これを標準化することによって以下の代表的利点が得られる。

- 1) 発電機、主変圧器、特高変電設備等の必要ユニット数が少なく、GT台数の比較的少ない発電設備においてはコスト低減効果が大きい。
- 2) プラント部分負荷効率に優れる。
- 3) 比較的小型の蒸気タービンを用いるので負荷追従性に優れ、起動時間の短縮が図れる。
- 4) クラッチを用いることでガスタービン単独起動が可能であり、起動用蒸気が必要ない。また、蒸気タービントリップ等の事態に遭遇してもガスタービンの運転継続が可能。
- 5) 水・蒸気サイクル系を含めた主要システムを標準化することで信頼性の高いプラントとなり、かつ納期、建設期間の短縮を図ることができる。

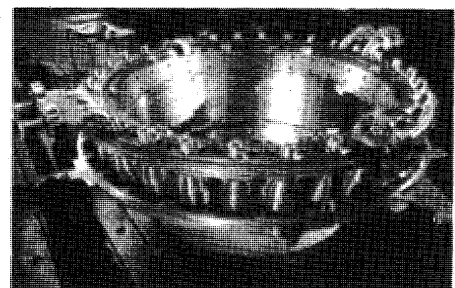
ALSTOMではGT 26を用いたCCPPには一般的な3



溶接一体型ロータ



EVバーナ



環状燃焼器

図3 ALSTOM 重構造型ガスタービンの構造的特徴

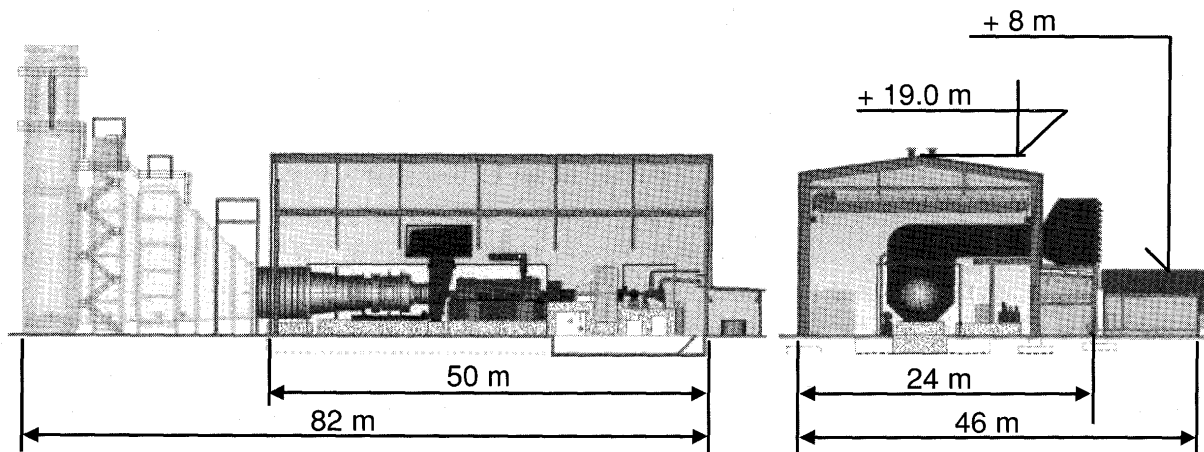


図4 A KA 24-1 ICS™ 一軸 CCPP パワートレイン標準レイアウト

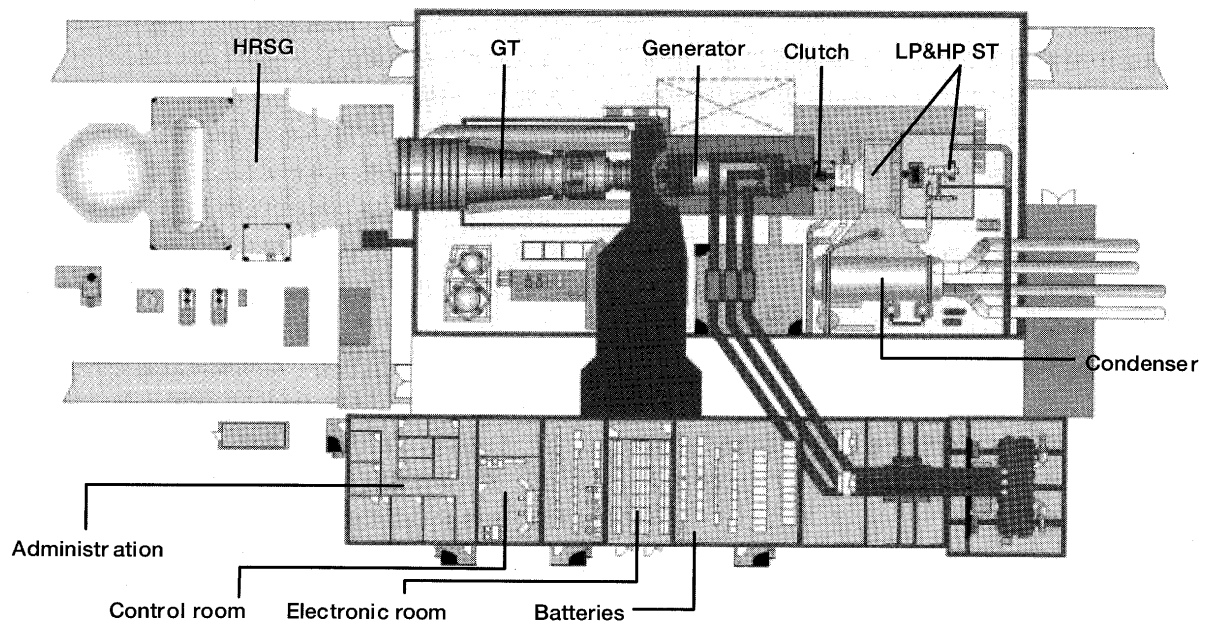


図4B KA 24-1 ICS™ 一軸 CCPP パワートレイン標準レイアウト

圧再熱サイクルを、また GT 24 を用いた CCPP には ICS™ (Integrated Cycle System) を標準採用している。ICS™ は、比較的高い排ガス温度が得られる 2 段燃焼ガスタービンのボトムリングサイクルにおいては、3 圧サイクルの 2 圧サイクルに対する優位性（エクセルギー移動量基準）が極端に減少するという特性に着目したもので、コストと熱効率のバランスを最適化し、なおかつ運用柔軟性を更に向上させることを目的とした CCPP システムであり、2 圧再熱サイクル、高圧部を貫流型とした HRSG および高温高圧化した蒸気条件に最適化した減速式の高圧蒸気タービンを用いる等の特徴を有する。図 5 に ICS™ の概略プロセスフローを示す。

GT 24/GT 26 は、累積運転時間がおおかた 20 万時間に達しているが、今後各部の最適化による一層の性能向上ならびに高温部品の的確な使用によるライフサイクルの延長、保守コストの低減に対しては、実機による検証が極めて重要な役割を担う。このため、スイスの Birr 工場内に設置している GT 26 試験機では約 3000 点におよぶ計測点を設けて、各部計測データの評価および新設計部品の実証試験を続けている。

2.2.2 E-class の市場再拡大

ガスタービン世界市場の 7 割近くが IPP やマーチャントプラント向けとなっている現在、事業者側にとっての関心事は、ほぼ一義的にリスク管理を含めた事業採算性であり、熱効率の高い最新型ガスタービンを用いた CCPP の需要が爆発的に拡大した背景でもあった。しかし、実際の運転保守実績に関する報告によると、いわゆる F-class ガスタービンのアベイラビリティは E-class と比較して平均 7 ポイント近く低く、保守費用は逆に 30% 以上高いことが報告されている。

この差は、運転実績を積み重ねるにつれて今後縮小し

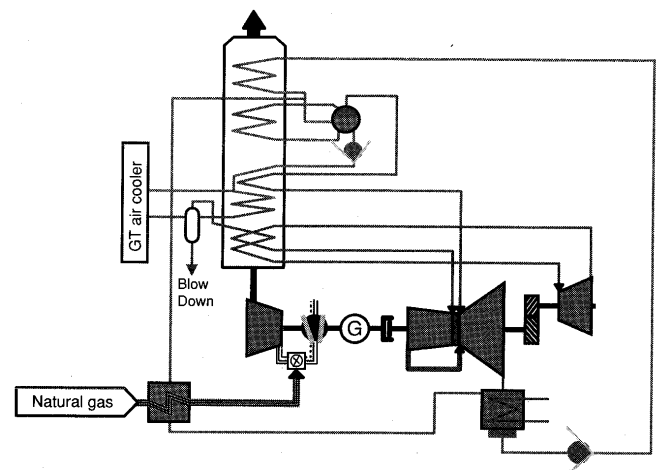


図5 KA 24-1 ICS™ プロセスフロー

てゆく方向にある。しかし現状では、一般的に燃料コストが低廉な市場のみならず、比較的高価であっても運用方法等の条件によっては F-class よりも E-class を用いた CCPP の方が良好な事業採算性を見込める場合がかなりの頻度で存在することが事実である。

このクラスの高圧タービンは、地域によって適用されるアプリケーションが異なることも特徴のひとつであり、東南アジアでは IPP を主体とした大規模 CCPP に、中東やアフリカでは海水淡水化プロセス等に、また欧州では大規模地域熱供給プロセスに適用されるほか、IGCC 等にも用いられている。

GT 13 E 2 は 1994 年に初号機を川崎重工業㈱との共同研究という形で日本国内にて運開して以来、70 台以上の受注実績と 100 万時間を超える累積運転実績を有する 50 Hz 向け新世代機で、それまでのサイロ型燃焼器から環状燃焼器に変更した最初の機種である。ALSTOM

では前述の市場環境に対応すべく、GT 26 とはまったく違ったポジショニングを与えており、CCPP においては 2GT+1ST または 3GT+1ST の多軸配置を標準コンセプトとしているほか、複数の標準ボトムリングサイクルを用意して市場ごとの要求に答える体制を取っている。

2.3 リパワリング市場の成長

規制緩和の進んだ市場において発電事業者には課される要求は、

- 1) 発電単価の低減
- 2) 運転モードや市況に即応する柔軟性
- 3) 投資の早期回収

等である。最新鋭の高効率 CCPP は上記 1) 2) に対しては極めて効果的であるが、発電所を新設しようとすると環境影響評価、許認可手続き等に膨大な時間と費用を要することがあり、3) に対して不利となるばかりか商機を逸してしまう可能性もある。これに対して、既設発電所のプロセスをガスタービンによって変更、変換するリパワリングを行う場合は、環境負荷改善 (CO₂ や NO_x の削減) のシナリオを描くことが比較的容易で、許認可等手続きに関わる時間、費用とリスクを最低限にするばかりでなく、償却の進んだ設備を再利用することで建設費を低減することが可能となる。こういった観点から、近年リパワリングが見直されてきている。

リパワリングには種々の手法があるが、1990 年代前半までに散見されたガスタービン排ガスを直接既設ボイラに導入する、いわゆるホットウインドボックスとといわれる手法は、最小限の投資額で限定的にプラント出力を増大することはできるものの、熱効率改善効果は極めて限定される。また既設プラント容量とのマッチングによって適用対象が限定される問題もあり、規制緩和の進んだ市場には向かない。

一方、新たに HRSG を設置して既設ボイラを廃止、撤去することでプロセスを完全な CCPP に変換するフル・リパワリングという手法 (図 6) を選択すると、初期投資額は増えるものの大幅な熱効率改善を図ることができ、新設 CCPP に引けを取らない性能を発揮する。加えて、蒸気サイクル系プロセスの変更および機器の改造に要する数ヶ月間を除いて、新規設備建設中であっても既設ボイラによる運転を継続することができる。この

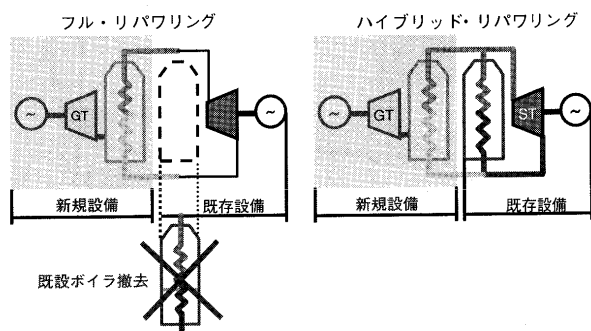


図6 効果的なリパワリング手法

手法によるリパワリングは、前述の費用削減効果と合わせて最も競争力のある発電設備となる可能性があり、規制緩和が始まって日が浅い市場や新たに天然ガスの入手が可能となった地域を中心に市場が広がっている。

この考え方をさらに進めた手法にハイブリッド・リパワリングというものがある (図 6)。これは、HRSG を新設するとともに既設ボイラも継続使用するという手法で、以下のようにプラントのもつ柔軟性を極限まで高める (図 7, 8)。

1) 燃料に対する柔軟性

ガスタービン用とボイラ用、2種類の燃料を使い分けることができる。したがって、各々の燃料市況を積極的に利用した最適調達が可能。

2) 運転モードに対する柔軟性

電力市況によって様々な運転モードに切り替えることが可能。

3) ガスタービンとのマッチングに対する柔軟性

既設プラント容量とガスタービンのマッチングによる限定がない。

上記 1) 2) を組み合わせることによって、事業者はひとつの発電ユニット、運転保守要員によってあたかも複数のプラントを所有しているかのような発電事業を、極めて高い設備利用率を維持したまま行うことができる。規制緩和が進展した市場において、マーチャントプラン

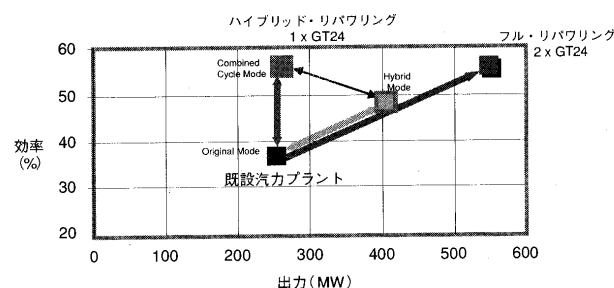


図7 GT 24 によるリパワリング例

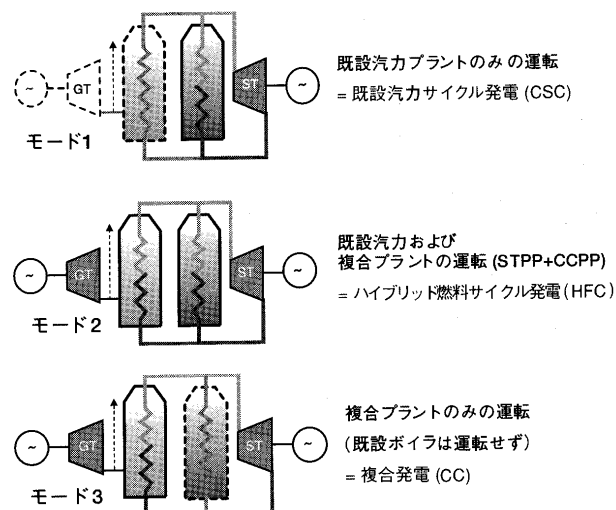


図8 ハイブリッド・リパワリングの運転モード

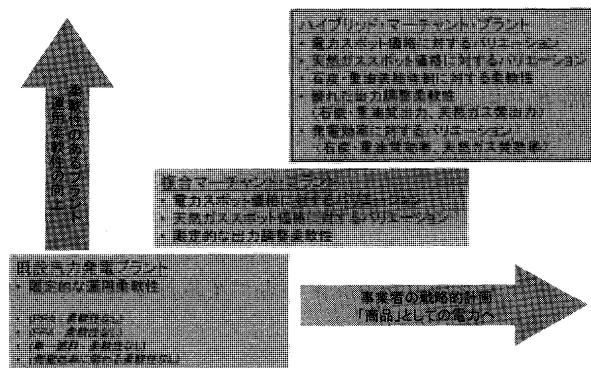


図9 ハイブリッド・リパワリングの運用柔軟性

トがこのような柔軟性を持つことには極めて重要な意味がある。すなわち、刻々と変化する電力と燃料のスポット価格にいかに素早く反応して対応する能力をもつか否かで、事業採算性は大きく変化するのである（図9）。

リパワリングが有するもうひとつの特徴は、設備全体を統括したエンジニアリングにより、発注者側が既存設備や新規設備とのインターフェース部分に対するリスクを負う必要がないという点にある。逆にメーカ側は、リパワリング後のプラント全体に対する保証のため、また後に述べる運転保守契約を遂行するためのエンジニアリング能力およびリスク管理能力が求められる。具体的には、

- 1) 既存設備の適用可否および余寿命の判断
- 2) 蒸気サイクル系の効率的な改造および全体配置
- 3) 必要に応じた蒸気タービン改造および部分交換
- 4) 制御装置のインターフェースおよび近代化
- 5) 運転保守のロジスティックス確立

などが重要な要素となる。

3. 燃料多様化とアプリケーション例

世界のIPP市場に焦点をあてた高効率化を推し進めるガスタービン開発の方向性にあって、近年燃料多様化対策はその市場規模が比較的小さいこともあり、開発の優先順位が低いように見受けられる。しかし、精油プロセスの副産物や重油の一部が使用可能なガスタービンは、燃料調達コストの点から事業者にとって極めて魅力的なアプリケーションとなり得る。また、近い将来各種代替燃料への適用要求が広がることも考えられる。ここでは、ALSTOM ガスタービンの燃料多様化対策例を、適用アプリケーションを含め紹介する。

3.1 極低発熱量燃料への対応

IGCC等ガス化プロセス向けアプリケーションとして、低発熱量燃料が使用可能なシステム開発は各社進めており、ALSTOMでは前述のGT13E2をIGCCプロセスへ適用した実績がある。この機種では、天然ガスおよびディーゼル油に用いる標準バーナ（EVバーナ）にて低発熱量燃料に対応することができる。しかし、製鉄プロセスにおいて高炉より発生するガスのように、極めて低

発熱量の燃料（2,200 kJ/kg～4,000 kJ/kg程度）を単独で利用できるアプリケーションは、これまでほとんど実用化されてこなかった。

ALSTOMは、川崎重工業㈱と共同でGT11N2を利用した極低発熱量燃料専焼アプリケーション（GT11N2-LBTU）を実用化している。GT11N2は、ALSTOMの現行型重構造型ガスタービンで唯一サイロ型の大型燃焼器を採用しており、燃料多様化への適用が比較的容易である、という特徴を有する（図10）。

GT11N2-LBTUを、高炉ガスを燃料とする製鉄所内自家発電設備に用いたCCPPのプロセスフロー例を図11に示す。パワートレーン軸系に大容量の高炉ガス圧縮機を配置していることが大きな特徴である。

3.2 低質燃料への対応

ガスタービンに用いられる液体燃料に関しては、各社詳細仕様を規定しており、国内では一般的に灯油、軽油と一部のA重油が用いられる場合がほとんどである。これは、主にタービンや燃焼器周りの各種腐食や灰分の溶解による冷却システムへの影響等を管理する目的であり、高温燃焼をおこなうガスタービンの宿命的な問題でもある。しかし、高価な燃料の使用と一般的にガス燃料使用時よりも短い高温部品寿命によって、運用コストが高くつくことが障害となり、ガスタービン発電設備の利点である比較的安価な建設コストや優れた起動性、負荷追従性を考慮しても、採算面において十分な結果が得られない場合も多い。優れた起動性や負荷追従性は、自由化市場においては強力な武器となるため、総コストの過半数を占める燃料コストの削減は、高効率化と並んで意味が大きい。

産業向けコージェネレーションに用いられる場合が多い中・小型ガスタービン市場向けに、ALSTOMはC重油の一部にも対応可能な17 MWクラスのGT35ガス

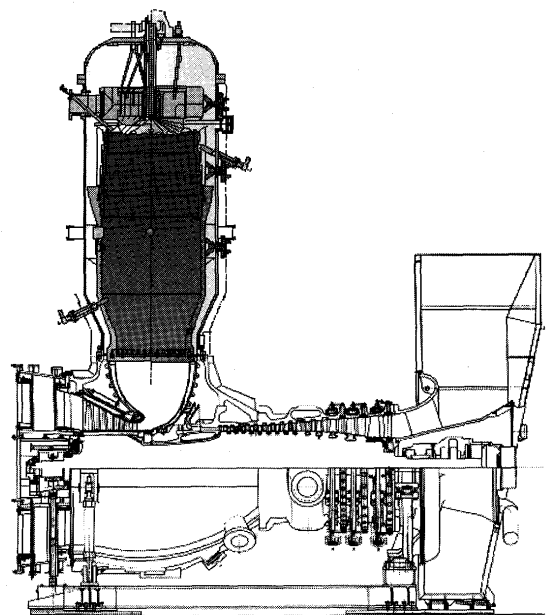


図10 GT11N2 サーマルブロック断面

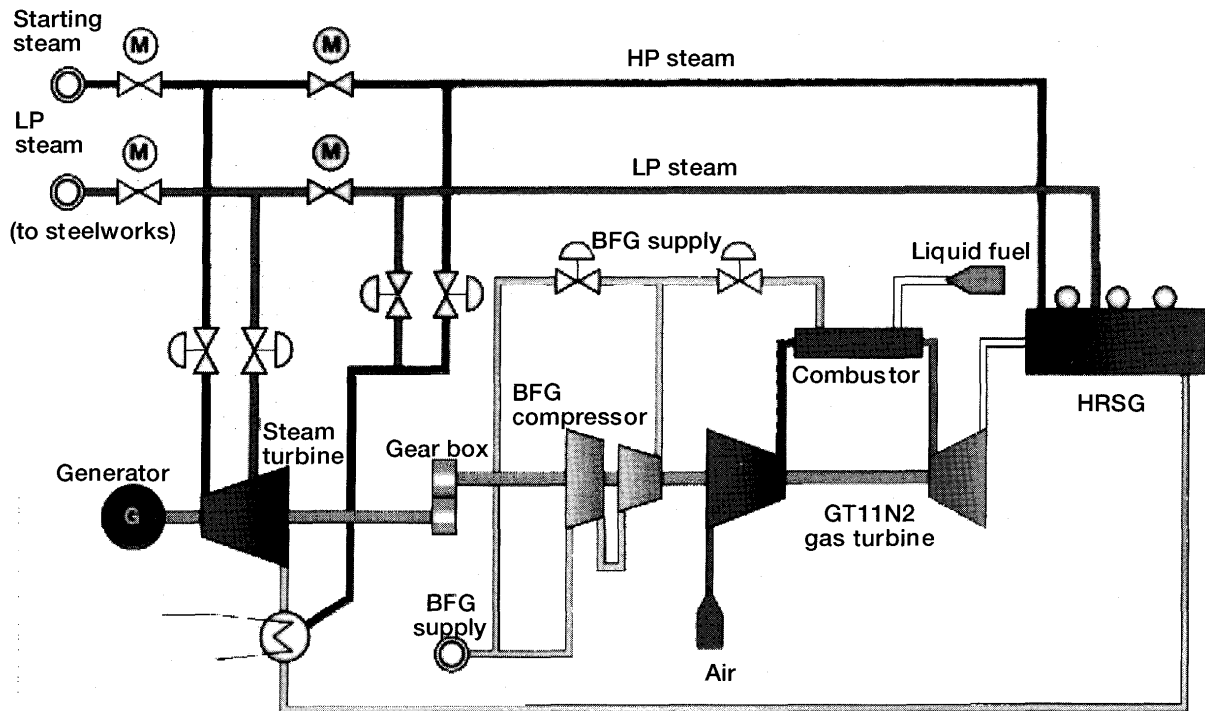


図 11 高炉ガス専焼 CCPP のプロセスフロー例

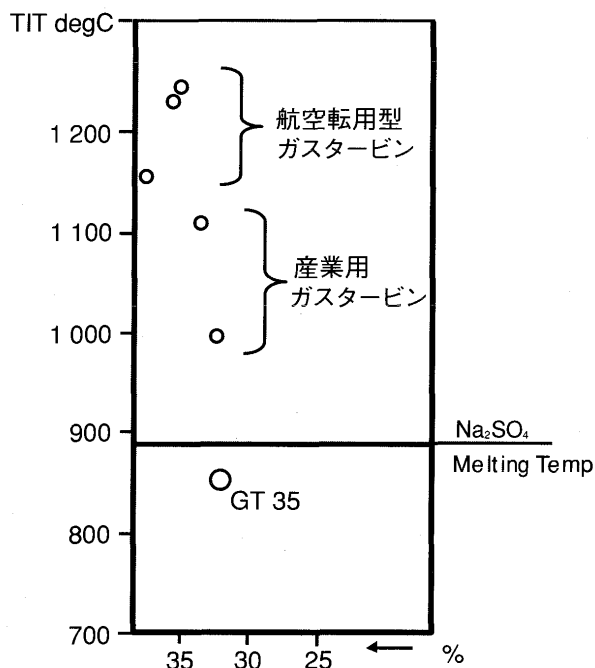


図 12 GT 35 クラスのタービン入口温度 (ISO 2314 定義) 比較

タービンを有している。GT 35 はスウェーデンを開発拠点とする産業用ガスタービンで、燃焼温度をあえて低く設定して大型の多缶型燃焼器を用いることで燃料多様化に対応する。図 12 に示すのは、同クラスにおける ISO 基準の燃焼ガスタービン入口温度 (TIT) の比較であるが、GT 35 の場合 TIT が支配的な灰溶融温度 (Na_2SO_4 と仮定) を下回っており、溶融灰による各種問題がそもそも起こり得ない。したがって、低質燃料を使用した場合でも燃焼温度を低下させる必要が無く、性能低下が起

こらない。

燃焼温度が低いことによる 2 次的な利点として、各部への熱負荷が低く、単純な冷却構造と合わせて開放点検周期を長く設定でき、また高温部品の交換費用を低減することができる。GT 35 は一部開放点検周期を等価運転時間 (EOH) 40,000 hrs に設定しており、多くの高温部品は 80,000 EOH を設計寿命としている。また、実績ベースの平均アベイラビリティは 97% に達する。

4. 運転保守契約

IPP 市場の拡大をきっかけとしてガスタービンメーカーは LTSA 等の契約を積極的に展開するようになったが、ALSTOM はこの分野において 1980 年代後半より独立部門を設立、1993 年からは独立法人化して包括的な運転保守プログラムを提案してきた。基本的な考え方は、保証期間後の長期にわたって運転保守に関わる費用を固定化 (ランプサム契約) するとともに、プラントの運転および性能に対して達成度により補償/ボーナスのスキームを適用することで事業者側のリスクを分散することであり、所掌および保証範囲によって以下の 4 種に分類できる。

1) 長期保守契約

LTSA と運転保守計画サポートから構成する。取換部品コストの固定化と定検保守間隔および定検中指導員工数の保証。

2) 運転保守部分契約-1

プラントの一部主機に対する運転サポートと保守管理プログラム。1) に加えて機器のアベイラビリティと定検保守後出力、効率の保証が可能。

3) 運転保守部分契約-2

プラント全体の運転サポートと保守管理プログラム。1)に加えてプラントのアベイラビリティと定検保守後出力、効率の保証が可能。

4) 運転保守包括契約

プラント全体の運転、保守管理プログラム。3)に加えてプラント性能経年劣化度合の保証が可能。事業者はオペレータを配属する必要なし。

ALSTOMは合計20GWにおよぶ運転保守契約実績を有しており、国内においてもIPP向けプロジェクトで15年間の運転保守契約実績がある。

5. おわりに

ALSTOM ガスタービンの特徴について、最近の各市場動向に対応したアプリケーション例とともに紹介した。

単機出力4MW~262MWまでフルレンジのガスタービンラインナップを持つALSTOMでは、今後とも市場要求に合わせた各種アプリケーション開発を予定している。

参考文献

- A. W. von Rappard, S. Della Villa; Gas Turbine Performance of Mature, F- and Advanced Technologies 2000, ASME TURBO EXPO 2001
- W. Jury et al.; Process Optimization of an Integrated Combined Cycle-The Impcat & Benefit of Sequential Combustion, ASME TURBO EXPO 1997
- Ko Nakasu et al.; The Low Caloric Gas Firing 150 MW Combined Cycle Power Plant, IGTC 1999
- M. Aigner; The Evolution and Application of Low-Emission Burners for Modern ABB Gas Turbines, IGTC 1991
- P. Zaugg et al.; Brown Boveri Air-Storage Gas Turbine, Brown Boveri Review 64, 1977 (1)

超音速エンジン試験施設

柳 良二^{*1}

YANAGI Ryoji

キーワード：ATF, Engine, 地上試験, 航空性能, 超音速

1. はじめに

航空宇宙技術研究所に「超音速エンジン試験施設」が平成13年3月末に完成し、6月からエンジンの運転試験を行っている。図1に施設の見取り図を示す。この施設は、通常エンジン高空性能試験設備（ATF：Altitude Test Facility）と呼ばれる高空を高速で飛行している航空機に搭載された状態を模擬して、ジェットエンジンの運転試験を行う設備である。

一般の陸用又は船用ガスタービンと航空用ガスタービンであるジェットエンジンとの違いは、ジェットエンジンでは飛行中の高度によってエンジン周囲の気圧が減少すること、及び、飛行高度と速度によって圧縮機入り口の空気温度と空気圧力が変化することであろう。たとえば、10,000 mの高度をマッハ数0.8で飛行しているジャンボジェット機のエンジン周囲の大気圧は約0.3気圧であり、エンジン入り口の空気温度は -20°C 位になる。

また、高度15 kmをマッハ数2で飛んでいるコンコルドでは、大気圧は0.12気圧、エンジン入り口温度は 114°C 、エンジン入り口圧力は0.8気圧となる。この様に使用環境条件が大きく変化するジェットエンジンでは、前もって地上で、飛行中をシミュレーションした状態でのエンジンの作動確認が必要不可欠である。

我が国では、通商産業省（現経済産業省）の大型プロジェクトで開発され、航空宇宙技術研究所の短距離離着陸実験機「飛鳥」に搭載されたFJR 710エンジンの開発過程に於いて、英国のNGTE（National Gas Turbine Establishment）のATFを借りて3回の高空性能試験が行われている。行われた試験項目は、飛行エンベロープ内のエンジン性能の取得並びに空中始動特性、着氷試験などであった。最近では、経済産業省の産業科学技術研究開発制度の下で開発されたHYPRエンジンが、米国ゼネラル・エレクトリック社（GE社）のATFを使用

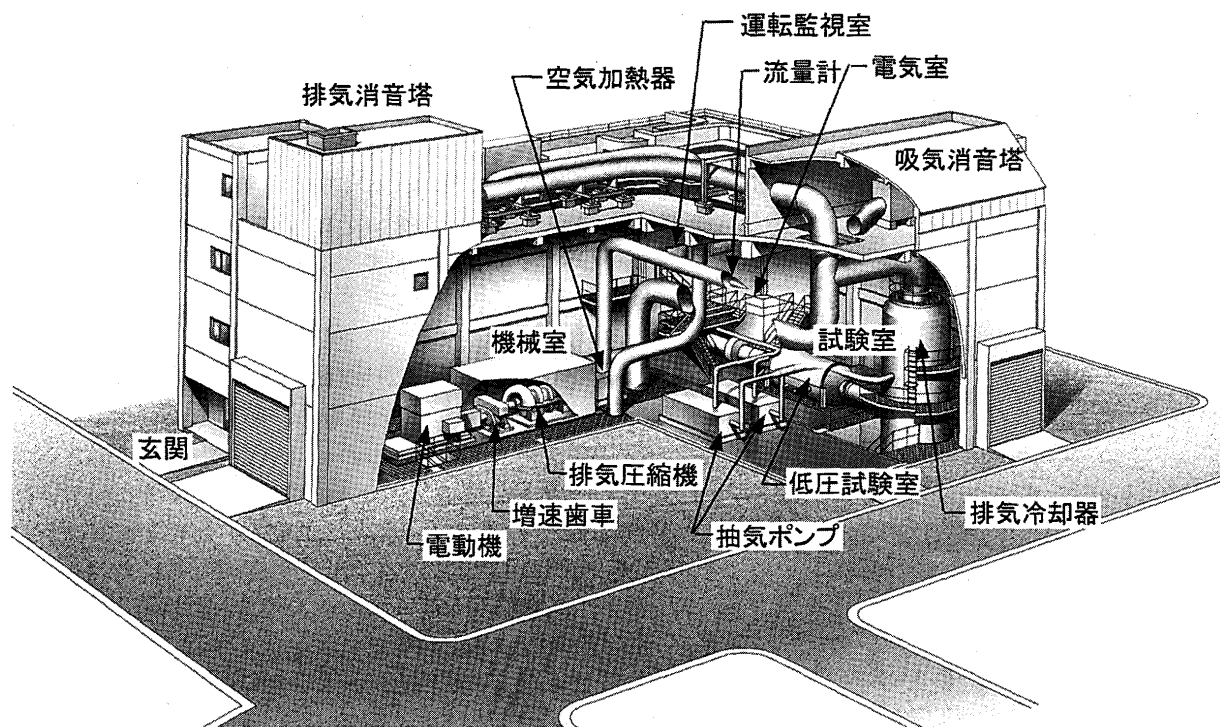


図1 超音速エンジン試験施設

原稿受付 2001年11月8日

*1 航空宇宙技術研究所 航空推進研究センター
〒182-8522 東京都調布市深大寺東町 7-44-1

してバリエーションサイクルエンジンの高空性能試験が行われている。HYPRエンジンは、離着陸からマッハ数3まではターボジェットとして作動し、マッハ数2.5からマッハ数5の間はラムジェットエンジンとして作動するコンバインドサイクルエンジンである。ATF試験では、飛行マッハ数2.5から3の間で、ターボジェットエンジンからラムジェットエンジンへのモード切替特性などを取得した。

今回、航空宇宙技術研究所に整備された超音速エンジン試験施設は、当所が平成7年度より進めている「次世代超音速機技術の研究開発プロジェクト」で製作し、飛行試験が行われる小型超音速ジェット実験機に使用する、超音速飛行用ジェットエンジンの高空性能を詳細に調べる事を目的として建設したものである。

航空機が超音速で高空を飛行している状態では、超音速インテークを通してエンジンに空気が供給される。この超音速インテーク内において、流れは超音速から亜音速に減速され、それに伴って圧力及び温度が上昇した空気がエンジンに供給される。エンジンの高空性能試験を行う場合、実際の高空と同じ圧力、温度の超音速流の中に、超音速インテークを持ったエンジンを設置し、試験を行うのが最も望ましい。しかし、通常の超音速風洞は循環式になっており、その中でエンジンを運転すると、その排気で風洞が過熱してしまい、超音速風洞でのエンジン運転試験は不可能である。そのため、押込式又は吸込式など非循環型の設備が使用される。

エンジンの高空性能試験法は、図2に示すようなダイレクトコネクト方式とセミフリージェット方式に大別されるが、通常はダイレクトコネクト方式が主流である。前述のFJR 710エンジンやHYPRエンジンもこの方法で高空性能が取得されている。ダイレクトコネクト方式では、エンジンを、高空と同じく、低圧に保った低圧試験室に設置し、エンジンの入り口に、超音速インテークの出口と同じ圧力と温度を持った空気を、直接配管を接続して供給し、エンジン運転試験が行われる。低圧試験

室内の空気は、エンジンの排気と共に排気装置で排気され、エンジン周囲圧力を低圧に保つ。この方式では、空気供給装置及び排気装置ともに、ほぼエンジンの空気流量と同じ量の空気流量を扱うだけなので、比較的小型の装置で済む利点がある。また、エンジンとしては、エンジン入り口の空気の状態量と、排気ノズル周囲の大気の状態が飛行時と同じであるか、又は排気ノズルがチョークしていれば、エンジン内部の諸量は高空飛行時と同一となるので、エンジン本体の性能を計測するには、この方式が最適である。

しかし、超音速機用推進システムでは、超音速インテークの出口空気流は一様ではなく圧力分布が存在しており、更にインテーク吸込流量とエンジン必要流量のマッチング等のインテーク・エンジン・インターアクション特性も存在する。この様なインテークも含めた特性を試験するためには、流れの一部を超音速にし、それを超音速インテークのスロート部以降の亜音速ディフューザ部のみを模擬した模擬インテークを通してエンジンに供給する、セミフリージェット方式の試験が行われる。この場合は、設備側に超音速ノズルを設置し、インテークのスロートマッハ数に相当する超音速流を作り、インテークの先端に垂直衝撃波を形成させ亜音速に減速した後、亜音速ディフューザで所定の速度まで減速してエンジンに繋げる。この方式では、安定した超音速流を作るため、設備側の超音速ノズルの気流の一部を低圧試験室に吹き出す必要がある。また、亜音速ディフューザ内では境界層が発達し、それが剥離することによりエンジン前面に大きなインレットディストーションを作る可能性があるため、境界層を抽気するための抽気ポンプも必要である。このため、セミフリージェット方式では、ダイレクトコネクト方式に比べて大型の空気供給装置や排気装置が必要である。今回整備された施設ではエンジンの性能を精密に計測するダイレクトコネクト方式の試験の他に、インテークとエンジンのインターアクション等の研究も行えるよう、セミフリージェット方式の試験も行えるように設計されている。

2. 次世代超音速機技術の研究開発プロジェクト

「次世代超音速機技術の研究開発プロジェクト」は、コンコルドの後継機として国際共同開発が始まるであろう次世代超音速輸送機の機体設計技術として、高度なCFD技術を用いた空力最適設計技術を確立させ、そのCFD設計法を用いて小型実験機を設計製作し、飛行実証を行う事によって、その最適設計技術の実証を目指すものである。このプロジェクトでは、2種類の小型超音速実験機を製作し、飛行試験を行うことによって、技術の開発及び実証を行う。一つは、平成14年の飛行を目指す無動力の滑空実験機で、打ち上げロケットで高空まで投入し、超音速滑空によって、飛行性能とCFD設計技術の実証を目指すものである。もう一つは、その後に

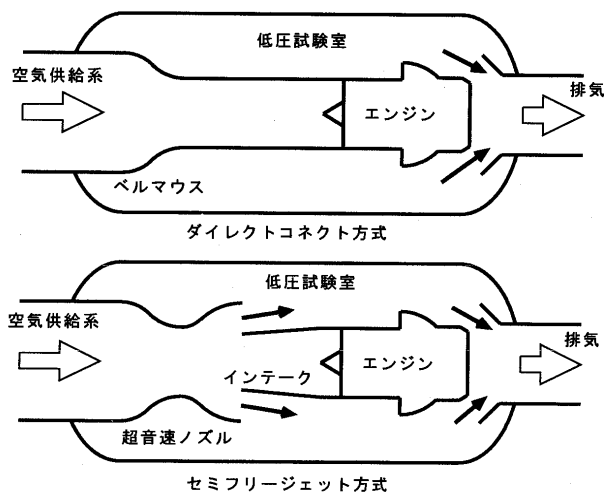


図2 エンジン高空性能試験方式

飛行試験が計画されている、ジェットエンジンを2基装備したジェット実験機である。図3にその完成予想図を示す。

機体の全長は約11 m、設計点は飛行高度15 km、飛行マッハ数2.0である。機体に搭載されるYJ 69-T-406エンジンは米国テレダイン社が開発した超音速標的機用のターボジェットエンジンである。図4にエンジンの図を示す。このエンジンは軸流1段と遠心1段の圧縮機を1段の軸流タービンで回すピュアターボジェットエンジンで、最大地上静止推力870 kg、最大空気流量13.8 kg/s、排気ガス温度は約1030 Kである。

このプロジェクトの実験機の飛行目的は、CFD最適化設計法で設計された実験機が、設計通りの性能、特に揚抗比で飛ぶことを実証することにある。飛行時の揚抗比を求めるには、飛行時の実験機に働く揚力と抗力を求める必要がある。揚力は、水平定常飛行状態では実験機に働く重力と釣り合っているため、飛行時の実験機の重量から求めることができる。抗力は、同じくエンジンの推力と釣り合っているため、エンジンの推力から求めることができる。飛行時の機体重量は、初期重量から、使用した燃料重量を減算して求めることができるが、エンジン推力は実際の飛行状態でのエンジン推力を予め計測することで求める。超音速エンジン試験施設は、この実験機の設計点での機体抗力、即ちエンジン推力を正確に計測することを目的に建設されたものであり、飛行試験までに、搭載予定の個々のエンジンの推力データを取得し、飛行時のエンジン推力を推定する事を目的として

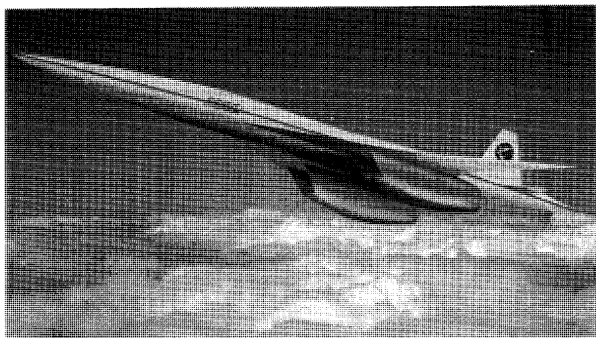


図3 ジェット実験機予想図

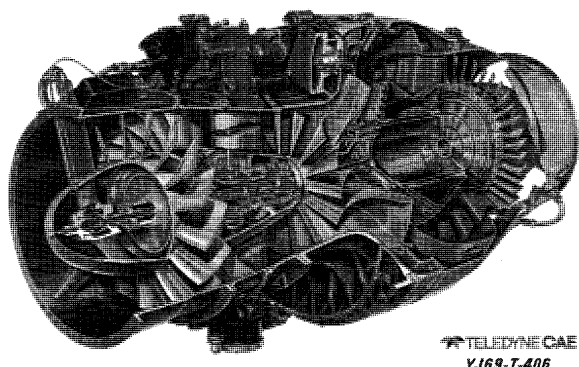


図4 搭載するジェットエンジン

いる。そのため、この施設は実験機の設計点でのエンジン性能、特に推力を高精度に求めることを主眼に設計されている

3. 超音速エンジン試験施設

図5に、この施設の配管系統図を示す。実験機の試験飛行条件である高度15 km、速度マッハ数2より、エンジン入り口空気の圧力は約84 kPa、温度117℃となる。よって、特に押し込み用の圧縮機は設けず、吸気消音器から吸い込んだ大気を吸気圧力調整弁により減圧して圧力設定を行っている。温度に関しては、電気ヒーターによる空気加熱器で制御し、空気冷却器は備えていない。

空気流量の測定には、Vコーンという流量計を用いている。この流量計の特徴は上流側に長い直管部を必要としないこと（最低2D）、圧力損失が少ないこと、そして流量測定範囲が広く、精度が高いことである。この施設に用いているVコーン流量計は、米国で較正され、レイノルズ数で250,000から2,000,000の間で、流量係数の近似式が求められており、ほぼ読み取り値の±0.5%の精度が得られている。これは、常温常圧の空気流量換算で2.5 kg/sから20 kg/sに相当している。

エンジンが設置される低压試験室からの排気は、高温となるので、縦型の排気冷却筒で冷やされて圧縮機で大気圧まで圧縮され、排気消音器から排気される。低压試験室の圧力は、排気冷却筒と圧縮機の間にある低压試験室圧力調整弁で調圧される。この弁は大小2個の弁を組み合わせ、広い流量範囲で圧力調整が可能である。また、低压試験室には、エンジンからの放熱や、排気デフューザからの排気の戻りなどによる、温度上昇を防止するため、共用空気源から毎秒2 kgの冷却空気を導入している。

これらの主配管の他に、圧縮機のサージングを防止するため、吸気消音器から直接圧縮機入り口に行くサージ防止配管があり、サージ防止弁により圧縮機の圧力比が設定値以上に上昇しないように制御されている。また、試験条件によっては、エンジンの最大回転数付近でエンジン排気のエジェクター効果により排気冷却筒の内圧が大気圧以上に上昇するケースもあり、圧縮機をバイパスして直接排気冷却器からの空気を排気消音器に排気する配管も設けてある。2台の抽気ポンプは、将来のセミフリージェット方式の試験において、亜音速デフューザ

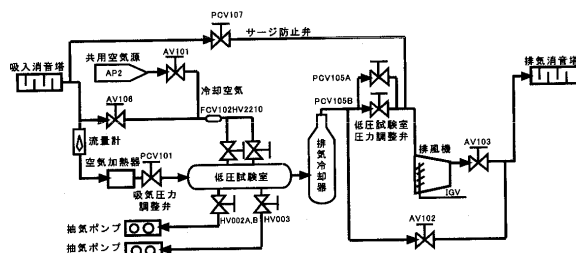


図5 配管系統図

の境界層を抽気するためのものである。

施設全体の平面図を図6に示す。建屋はL字型をした鉄筋コンクリート製の3階建てで、屋上に吸気消音塔、排気消音塔が設置され、一部配管が屋上を通っている。建屋の北側に低圧試験室のある試験室と圧縮機のある機械室が配され、この部分は3階まで吹き抜けになっており、天井走行クレーンを備えている。建屋の南側に電気室、運転監視室、準備室などがあり、この部分のみ3階分のフロアがある。建物の建築面積は935 m²、延床面積は1,638 m²である。所在地が住宅地であることを考慮して、試験室及び機械室の内壁及び天井は総て吸音材を張っており、研究所の敷地境界線上で、地方自治体の定めた騒音環境基準を満たしている。

吸気消音塔から取り入れられた空気は、3階レベルの平行部に取り付けられたVコーンを通った後、グランドレベルまで降り、空気加熱器に入る。加熱器は247本のU字型のシーズヒータを用いており、これを9のブロックに分け、その内の7ブロックはON/OFF制御、残り2ブロックがサイリスタ制御になっており、整流洞の総温をフィードバックしたPID方式で制御している。最大電力量は1350 kWである。

加熱器を出た空気は2回直角に曲がって整流洞に入る。この2度のコーナによって生じた2次流れによって温度の混合を計っている。吸気圧力調整弁は、加熱器と整流洞の間にある油圧駆動のバタフライ弁で、整流洞の総圧をフィードバックして制御している。エンジン運転試験の結果、エンジンレート一定条件での温度の制御精度は ± 0.5 度、圧力の制御精度は ± 0.1 kPa程度であった。整流洞の直径は約1 mで、4枚の整流板を持っている。最初の1枚は偏芯オリフィスで2次流の影響を消去している。2枚目は多孔板、3枚目と4枚目は金網によるメッシュである。圧力及び温度の空間乱れ分布は、エンジン入り口で、境界層部分を除けば、 $\pm 1\%$ 以下に収まっている。

図7に低圧試験室を示す。試験室のサイズは直径2.5 m、長さ6 mの円筒形で、扉は幅3.5 m、前方が下に20度傾いた周方向140度の部分が、円弧状ラックギア

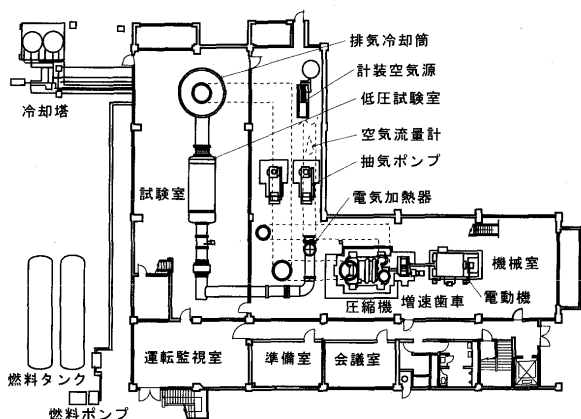


図6 施設平面図

とピニオンギアを用いた電動モーターで、開閉できるようになっている。これにより、試験室の上部が完全に開くため、天井走行クレーンによるエンジンの搭載等が容易に行える。扉の重さは約4 tonあり、閉じた時は4本の油圧式固定ピンでロックし、インフレーダブルシールで密閉される。

エンジンへの供給空気はベルマウスでエンジン入り口直径と等しい口径まで縮流されエンジンに接続されるが、ダイレクトコネクト方式では、エンジンに直接空気を供給するため、エンジンと空気配管を直接接続すると、エンジンの推力計測が出来なくなる。そこで、途中にインレットシールと呼ばれる軸方向の力を分離する装置を備えている。この軸力分離装置は、ベルマウスに繋がる外筒と、エンジンに繋がる内筒が、軸方向に滑らかにスライドするようになっており、リングシールを用いて空気漏れを防いでいる。

エンジンの推力を計測する推力架台は、下にある固定架台から、4枚の板バネで上にある揺動架台を吊り下げる構造になっている。これによって、エンジンが推力を発生させると揺動架台は前方に移動しようとし、揺動架台と固定架台の間に取り付けられたロードセルによって、その推力が計測される。

エンジン排気と、低圧試験室を冷却する冷却空気は、エンジンノズル後方の排気キャッチャーによって排気冷却筒に導かれる。排気冷却筒は直径4 m、高さ10 mの縦型円筒形で、上部に備えた2段の噴霧水ノズルからのスプレー水でエンジン排気を冷却する。冷却筒の下部約2 mがスプレー水タンクを兼ねており、循環ポンプによって、毎分5 tonの水がスプレーされている。最高750℃になるエンジン排気はこの冷却筒で60℃から70℃に冷やされた後、低圧試験室圧力調整弁を通して排気圧縮機で大気圧まで加圧される。

図8に排気圧縮機の図を示す。圧縮機には定格圧力比3、流量40 m³/sの可変インレットガイドベーン付きの3段遠心圧縮機が使われている。圧縮機の駆動には4400 kW、回転数1490 rpmの電動機を用いており、約3倍の増速装置を介して圧縮機を回転させている。通常の運転では、圧縮機の圧力比が2.7に保たれる様にサージ防止弁を自動制御しており、エンジンの排気によるエジェ

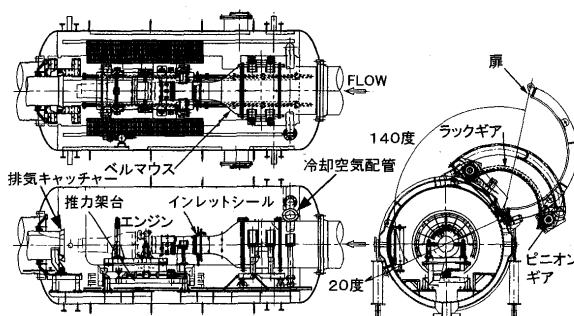


図7 低圧試験室

クター効果もあり、エンジン運転中の低圧試験室の圧力を 40 kPa 以下に保つことが出来る。エンジン入り口圧力が低く、かつエンジンレーティングも低い場合には、低圧試験室圧を 30 kPa 以下に下げることがあるが、この様な場合は、空気流量も減少しているため、サージラインを避けながら、圧縮機の圧力比を適当な値に設定し運転する事が可能である。

データ計測処理装置としては、圧力計測には電子式スキヤン方式の PSI 圧力計を用いている。多数の圧力配管が低圧試験室壁面を貫通するのを避けるため、スキヤナーのヘッド部は試験室内に設置し、電気的にマルチプレックスされた信号のみが外部に取り出されている。計測点数は 16 チャンネルのユニットを 8 台装備し、合計 128 点である。温度は、熱電対 96 点、測温抵抗体 8 点の 104 点、その他にエンジン回転数などの周波数計測 2 点、エンジン振動などをモニターする汎用電圧計測 32 点、さらに RS 232 C 回線で送信されてくる設備データ等を合わせて、約 270 点のデータを収録することが出来る。

データ収録レートは PSI スキヤナーが 128 点/160 ms、温度などは 50 ms、設備データは 1 秒間隔である。これらのデータは、毎秒 20 回のレートで常時計測され、非常時計測データとして、2 時間分を 1 ファイルとして保存できるようになっている。このため、圧力計測値は約 3 回、設備データは 20 回、同じ値がファイル上には書き込まれる事になる。また、エンジン定時計測時には、これらのデータの任意の個数の平均値を取り、定時計測データファイルとして保存する。

この設備の設計にあたっては、安定性に重点を置いた設計をしており、その結果時間応答特性は多少遅くなっている。特に温度に関しては温度不均一率を下げるため、加熱装置から試験部までの配管が長く、数分の時定数があり、エンジンの加減速などの非常性能を取得するのは困難である。そのため、通常の試験では定時計測データのみを性能解析に使用しているが、試験中に生じている総ての変化も、同じように重要であるとの観点から非常時計測データの収録も行えるようにしたものである。これらの非常データは、予期しないエンジン状態の変

化や、それに対する設備の反応等を検討するのに非常に有効である。

4. 高空性能試験結果

この施設を用いた最初のエンジン高空性能試験は平成 13 年 6 月に行われた。試験された YJ 69 エンジン電動スタータを有しており、スタータでエンジンを回転させながら燃料を出し、イグナイタで点火し、エンジンを始動させる。高空性能試験施設での始動では、排気圧縮機は定格圧力比になるようにサージ防止弁を制御しておき、吸気圧力調整弁を全開とし、低圧試験室圧力調整弁を閉めて、低圧試験室冷却空気の流れて、エンジン入り口圧力と低圧試験室圧力を均圧させる。これにより、通常の地上エンジンテストセルと同等の状態でのエンジンを始動させることが出来る。エンジンが着火し、レーティングがグランドアイドルである 11,000 rpm に達するまでに、エンジン空気流量は 0 kg/s から約 5 kg/s と急増するが、低圧試験室圧調整弁の子弁を急開する事により、試験室圧の上昇は防ぐことができる。これまでの試験では、始動時の圧力上昇はほぼ数 kPa の程度であり、この程度の逆圧力では、エンジン始動特性に特に変化は見られない。図 9 は、エンジン始動時に、燃料着火前にエンジン内に溜まった少量の燃料が排気ノズルから吹き出して火炎が観測されている写真である。

図 10 は、マッハ数 2、飛行高度 15 km を模擬した状態でのエンジン回転数と推力架台で計測された推力のグラフである。回転数によらず、入り口圧力は 84 kPa、定圧試験室圧力は 40 kPa と一定に保つことが出来る事が示された。なお、グラフ右側の丸印の中の点は低圧試験室圧を 27 kPa に下げた時の計測された推力で、計測推力が試験室圧で変化する事が判る。

図 11 は、エンジン回転数を 95% に保ったまま、低圧試験室圧を変化させたときの計測推力と、排気ガス温度のグラフである。試験室圧が下がると計測推力が直線的に減少することが判る。排気ガス温度は試験室圧が 85 kPa から 75 kPa までは急速に減少するが、70 kPa 以

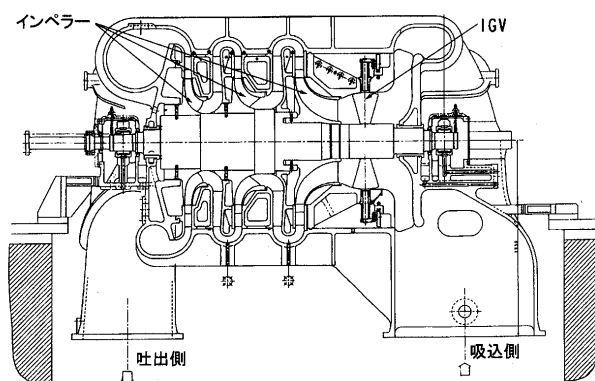


図8 排気圧縮機

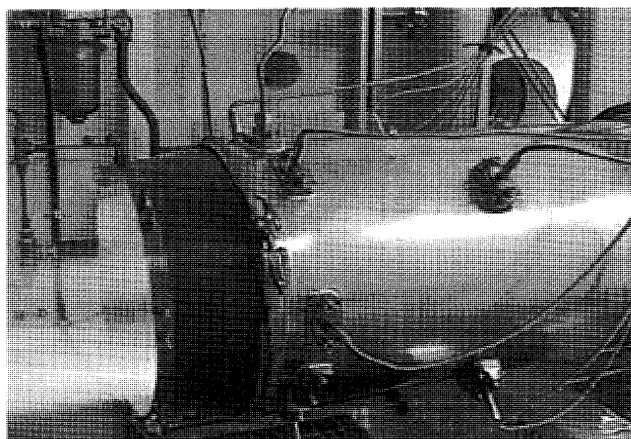


図9 始動時のエンジン排気ノズル

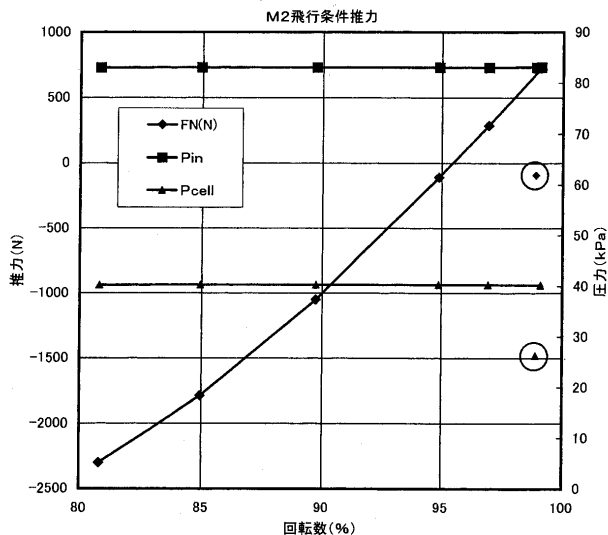


図10 エンジン回転数とロードセルの計測推力

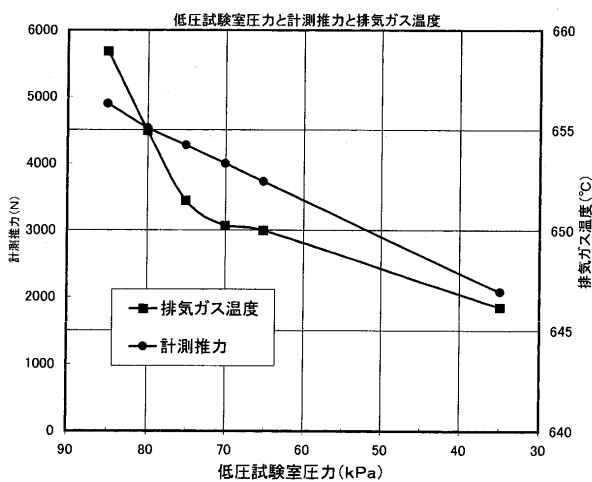


図11 試験室圧力による計測推力の変化

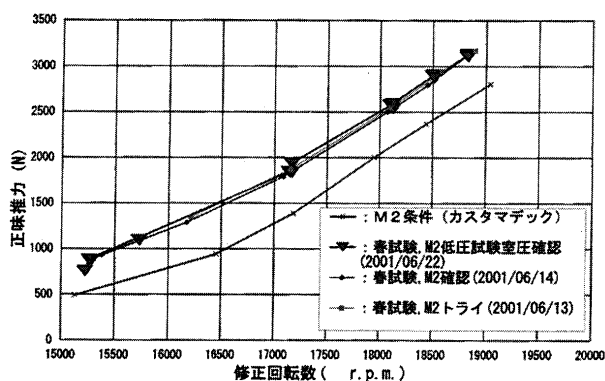


図12 圧力補正したエンジン正味推力

下では殆ど変化しない。これは、75 kPa から 70 kPa の間で排気ノズルがチョークしたため、排気温度が一定になったものと思われる。圧力が 35 kPa の時は、温度が 4℃ ほど下がっているが、これは、試験室圧力の減少による、ノズル内圧によるノズルの膨張、及びノズル外部の熱伝達の減少によるノズル温度の上昇によるノズルの熱膨張等によって、排気ノズル面積が増大したためと思われる。

低圧試験室圧力の低下による計測推力の減少は、エンジン入り口面積と排気ノズル面積の面積差の部分に加わる、エンジン入り口圧力と低圧試験室圧の差圧の影響である。これらの補正を行った後の正味推力のグラフを図12に示す¹⁾。ほぼ、テレダイン社のカタログ値に近い値が得られている。

5. おわりに

超音速エンジン試験施設が完成し、当初の目標であった試験が行えることが実証され、平成13年10月末より、本格的なエンジン高空性能試験を開始した。今後、個々のエンジンの性能データを収録するとともに、ウインドミルによるエンジン始動など、飛行試験に必要なエンジンデータの収録を行う予定である。

なお、セミフリージェット方式の試験については、エンジンを用いず、排気圧縮機を用いて、設備側超音速ノズルの特性及び模擬インテークの特性等の機能確認試験まで行い、所定の超音速流が実現すること、垂直衝撃波を模擬インテークの入り口に立たせる事に成功している。今後、エンジンの耐インレットディストーション試験、模擬インテーク出口のディストーション特性の試験及び評価を行い、セミフリージェット方式によるエンジン運転試験を目指す予定である。

参考文献

- 1) 二村, 柳, 他: 実験機用小型ジェットエンジンの高空高速性能評価, 平成13年次世代超音速機技術研究開発成果報告会前刷り集

流体騒音(2) (アクティブ騒音制御とジェット騒音)

小林 紘^{*1}

KOBAYASHI Hiroshi

キーワード：ファンとジェットのアクティブ騒音制御，亜音速・超音速ジェット流れと騒音，非円形ノズル，ジェットミキサー，ジェット騒音低減技術，ジェット数値計算
Active Fan and Jet Noise Control, Subsonic/Supersonic Jet Flow and Noise, Non-Circular Nozzle, Jet Mixer, Jet Noise Reduction Technique, Numerical Jet Flow Simulation

1. まえがき

前講義では，ターボ機械騒音を取り上げ，①騒音と評価量，②ターボ機械騒音の発生メカニズムと種類，③ファン騒音とタービン騒音，④ターボ機械等の騒音試験設備および計測・解析・評価方法，⑤今までに研究開発されたターボ機械騒音の低減技術，について述べた⁽¹⁾。

本講義では，最近研究されている①アクティブ・ファン騒音制御技術を始めに，続いて②亜音速・超音速ジェット流れとジェット騒音，ジェット騒音低減技術に関して③ジェットミキサーや非円形ノズルを含む混合型ジェット騒音低減ノズル，④複合型アクティブ・ジェット騒音制御技術，⑤その他の低減技術について述べる⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。

2. アクティブ・ファン騒音制御技術

近年，電子技術や制御技術の急速な進歩に伴い，アクティブ騒音制御技術の研究開発が大幅に進み，空調用ダクトや冷蔵庫等の一次元的音場の騒音低減や自動車の車内騒音および小型航空機の機内騒音低減に実用化され始めている。また，その技術を高速流れのターボ機械，特に航空用エンジンのファンの騒音低減手段として実用化するための研究・開発が欧米や航技研等で進められている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。

アクティブ騒音制御技術は騒音低減方法から主に3つの技術に分けられる。それらは①流れ場自体を制御して発生音源そのものを低減するアクティブ・フロー・コントロール技術 (AFC)，②発生音の伝播経路において2次音源から反位相の音を放射して発生音と重ね合わせて低減(音響相殺)するアクティブ・ノイズ・コントロール技術 (ANC)，並びに③音源の発生音変化に応じて最適吸音できるように吸音パネルの吸音特性を制御変化さ

せ，伝播過程に吸音低減するアクティブ吸音制御技術 (AAPS) である。ANC 法は中程度の騒音レベルの広帯域周波数騒音 (LMS 法) や単独周波数音 (WFS 法) の低減に適し，一方 AAPS 法は高音圧レベルに至る幅広い周波数領域音の全音圧的低減に適していると思われる。それらの技術の詳細については参考文献((1)-(5))を参照されたい。

2.1 アクティブ・フロー・コントロール技術

アクティブ・フロー・コントロール技術は，ファンやジェットの騒音源となる流れ場自体を制御して発生音そのものを低減する方法である。ガスト発生装置下流のセンサーからの信号に基づいて静翼のフラップの動きを制御することによってガストによる翼の変動揚力を低減する方法や，図1に示すファンダクトに配列された空気制御弁で制御した高圧空気ジェットのファン各翼に吹き付けることによってファンの翼通過周波数騒音の発生を抑制する方法⁽⁶⁾等が研究されている。

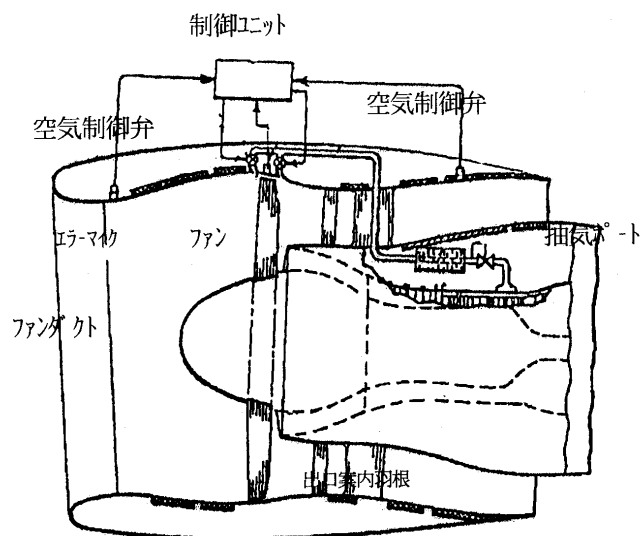


図1 高圧ジェット吹き付けによるファントーン騒音の発生制御技術

原稿受付 2001年12月26日

*1 航空宇宙技術研究所 航空推進研究センター
次世代エンジン性能グループ

〒182-0012 東京都調布市深大寺東町7-44-1

2.2 アクティブ・ノイズ・コントロール技術

発生音の伝播経路において発生音を二次音源からの反位相の音で相殺して低減するアクティブ・ノイズ・コントロール技術は信号を処理・制御するアルゴリズムから、時間領域で信号処理して制御する Filtered-X-LMS 法と周波数領域で信号処理して制御する Wave Form Synthesis (WFS 法) とに分けられる。

Filtered-X-LMS 法は、感知センサーからの発生音波形の振幅と位相を調整した制御信号を作り、これを 2 次音源から音に変換して放射し、発生音と重ね合わせて音を低減する方法で、誤差マイクロホンの出力が最小となるように常に制御信号を調整している。この方法は音の波長がダクト径の約 2 倍以上である比較的低い騒音レベルの広帯域周波数音や特定離散周波数音の低減に有効であり、高い周波音を低減する場合には複数の 2 次音源や制御システムが必要となる。

Filtered-X-LMS 法を用いたアクティブ・ファン騒音制御試験とその結果を図 2 と図 3 に示す⁽⁷⁾。JT 15 D エンジンのファンダクト円周上に 24 個のスピーカを配列し、スピーカ間の位相差を制御するための基準信号はファンケーシングに設定された渦電流センサーからの翼通過周波数信号を用い、エラー信号は遠距離騒音場に置かれた特殊なマイクロホンから得ている。誤差信号を出来る限り小さくするようにアダプティブ・フィルターの係数を調整してスピーカからの放射音を制御している。エンジン前方でのファン騒音の低減は大きいですが、エンジン側方では逆に騒音レベルが増加するスピルオーバーが発生している。

一方、WFS 法は、配列されたマイクロホンから成る音響検出装置でファン翼通過周波数音 (BPF 音) を探知して信号処理にて BPF 音を構成する回転音響モード音を同定する。続いて、ダクト内を伝播する過程で 2 次音源から発生 BPF 音と同一の圧力振幅と位相速度を有する回転音響モード圧力波を放射して音響波面を作り、反位相ずらして二つの音響波面を重ね合わせて BPF 音

を低減する。誤差センサーの出力が最小となるように常に 2 次音源の音響ドライバー列から放射される音の周波数や振幅およびドライバー間の位相差を制御している。

ファンの翼通過周波数音 (BPF 音) は、ファンと流入乱れとの干渉、ファンと静翼列後流との干渉および相対流入速度が超音速で作動するファンから発生し、ダクトの円周方向と半径方向にモードを有し固有の位相速度で回転する複数の回転音響モード圧力波で構成された音である。このため、BPF 音の低減には WFS 法が LMS 法より適合と判断して WFS 法によるアクティブ・ファン回転騒音制御の研究を進めている⁽⁴⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

高速ファンのアクティブ騒音制御試験装置 (図 4) では、プローブマイクロホンおよびファンダクトに配列された Flush-Mounted Microphone から得られる音響信号を FFT 解析して回転音響モードを同定している。シンセサイザーによりチャンネル間に適切な位相差を有する正弦波形信号を作り、ダクト上に配列された 16 個の音響用ドライバーから放射して、同定した BPF 音と同一の圧力振幅と位相速度を有する回転音響モードを持つ音響波面をダクト内に形成している。シンセサイザーのトリガー信号 (ファン回転信号) に時間遅れを与えて、音響波面の重ね合わせ相殺に必要な位相シフトをしている。

図 5 はファン前方遠距離音場の一点で得られた音圧スペクトルおよび 1 次 BPF 音の放射分布についてアクティブ制御が作動している時と作動しない時の比較を示しており、 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 間で 10 dB を超える 1 次 BPF 音の低減が得られている。

WFS 方法では、複数の円周方向音響モードや半径方向音響モードを同時低減する場合には、音響モード毎に

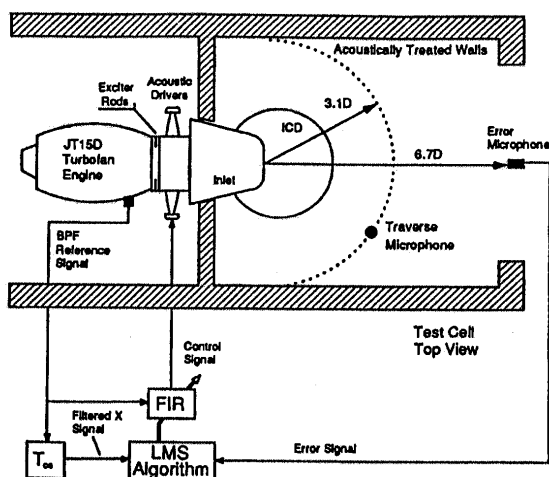


図2 LMS法によるアクティブ・ファン騒音制御試験

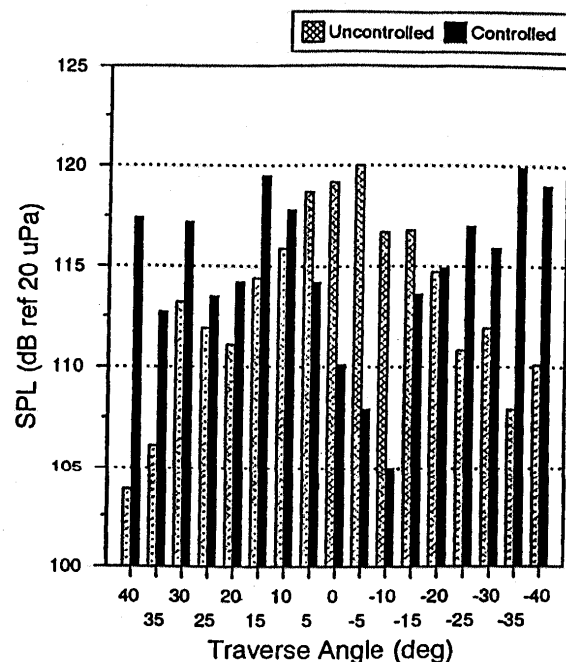


図3 LMS法によるファン1BPF音のアクティブ騒音制御性能

2次音源列とその制御システムを準備する必要がある、制御システムも複雑で高価となる。加えて、2次音源の音響出力限界から高音圧のファンBPF音を低減することは出来ない。これらの点からWFS法は、発生音響モードや半径モードの数の少ない、即ちBPF音の波長がダクト径の約2倍以上で、比較的騒音レベルの低いBPF音の低減に適していると思われる。

2.3 アクティブ吸音制御技術⁽³⁾

従来の吸音パネルは騒音低減に対して高い信頼性と安定性を持つ騒音低減デバイスである。しかし、吸音特性スペクトルのピーク周波数はほぼ固定的で吸音周波数範囲が狭く吸音量が不十分なために、騒音源の発生音スペクトルの変化に対応出来ないと同時に大きな騒音低減量を得ることが出来ない。また、LMS法やWFS法のア

クティブ・ノイズ・コントロールを用いて広帯域周波数騒音より20~30 dB高いレベルの1次BPF音とその高調波音を全て低減できたとした場合でも、全音圧騒音レベル評価では0.5 dB程度の低減にしかならない⁽¹⁰⁾。このため、ファン騒音を全音圧で0.5 dB以上低減するためには、BPF音および広帯域周波数騒音を含む広い周波数領域の音を同時に低減することが必要となる。そのために、新しいアクティブ吸音制御パネルシステム技術(AAPS技術)を考案(特許出願2000—352910号)して研究・開発を進めている。AAPS技術は、比較的広い周波数範囲の高音圧レベル騒音を高い信頼性と安定性のもとで低減できる吸音パネルを用い、その吸音特性を騒音源の発生音変化に柔軟に対応して変化させて常に大きな吸音低減を得ようとする技術である。吸音スペクトルのピーク周波数シフトを支配する音響インピーダンスの音響リアクタンス成分を制御できるように、吸音パネル内の反射板を移動制御できる機能を付加した。同時に、低い周波数音の吸音範囲拡大や吸音低減量の増強を図り、吸音パネルを高い性能のアクティブ騒音制御デバイスに改良している。AAPS技術は音響相殺にて騒音低減しない点で従来のアクティブ・ノイズ・コントロール(ANC)技術とは異なる技術である。

図6にアクティブ吸音制御パネルシステムを示す。本システムは吸音パネル部とアクティブ吸音制御システム部から成り、吸音パネル部は多孔板と多孔質吸音材からなる表面材、内壁を吸音材内張りの反射板、並びに吸音材内張りの大きな吸音室とで構成されている。一方、制御システム部は、反射板を平行、右頭上げ、左頭上げの3移動モードで移動させるためのロッド、アーム、ジョイント等から成る反射板移動機構、移動機構を制御駆動するステッピングモータ、モータドライバー、ドライバー制御用コンピュータ等で構成され、反射板を移動制御することによって、感知センサーで計測される騒音低減量が全音圧レベル(O.A.SPL dB(A))で最大になるように吸音パネル部の音響インピーダンスの音響リアクタンス成分を変化させている。

円筒吸音ダクトを4つの1/4円筒形状セクターに分割し、それぞれのセクターに独立したアクティブ吸音制御

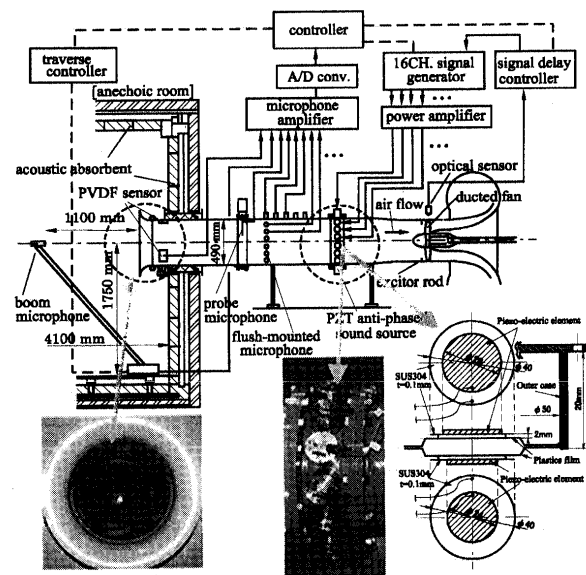


図4 WFS法による高速ファンの
アクティブ騒音制御試験装置

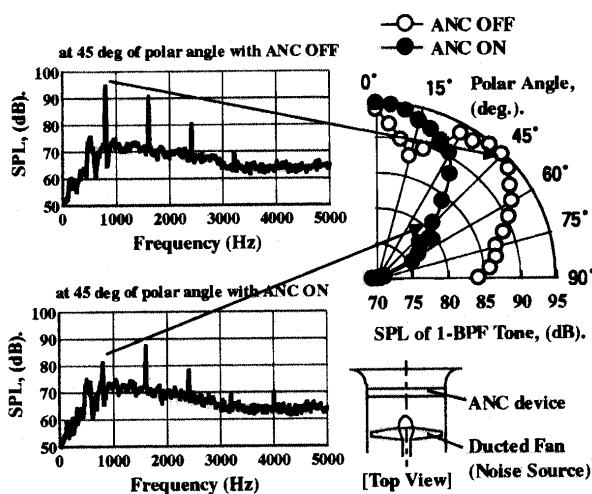


図5 WFS法によるファン1BPF音のアクティブ騒音制御性能 (3000 rpm, 45° 前方位置, 誤差センサーは圧電フィルム使用, O.A.SPL 低減評価量: 0.48 dB(A))

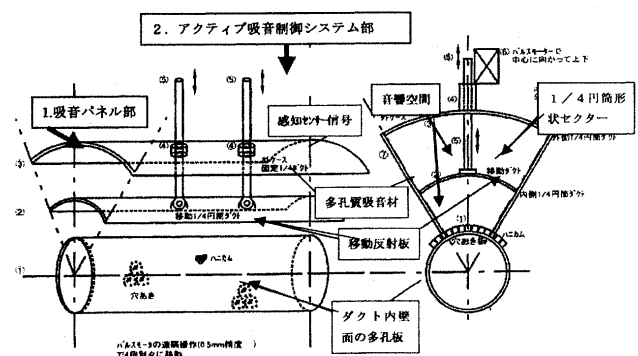


図6 アクティブ吸音制御パネル(AAPS)システム

パネルシステムを取り付けて制作した試験用アクティブ吸音制御円筒ダクト (AAPS ダクト) を図 7(b)と図 7(c)に示す。主要寸法はダクト外径 $Do \phi 789$, ダクト内径 $Di \phi 490$, 吸音ダクト長さ $Li 490$ で, $Li/Di=1.0$ であり, 種々の試験が出来るように大きな外径寸法ダクトに製作した。本ダクトを高速ファン試験装置の吸入ダクト部に組み込み (図 7(a)), 高速ファンのファン回転数を変えて発生騒音を変化させ, その変化に対する本ダクトの吸音応答性や吸音性能を吸音パネルの吸音構造や反射板の位置変位および移動モードをパラメータとして研究している。同時に反射板移動制御機構, 多軸制御モータ駆動システムおよび制御用コンピュータから成るアクティブ吸音制御システム部の性能試験も行われている。

また, ロッドとユニバーサルジョイント連結機構を用いて反射板移動機構の小型・軽量化や制御モータ数の減少による反射板駆動システムの簡易化を図り, 本吸音制御システムの実用化を目指したエンジン搭載用アクティブ吸音制御ダクト (図 7(d)) の試作も進められている。そ

の主要寸法はダクト外径 $Do \phi 420$, ダクト内径 $Di \phi 290$, 吸音ダクト長さ $Li 290$ で, $Li/Di=1.0$ である。

高速ファン試験結果 (図 9(a)と図 9(b)) から, アクティブ吸音制御パネルシステムで構成されたアクティブ吸音制御円筒ダクトは, 大きな吸音空間を持つ吸音パネル部と比較的簡単な反射板移動制御および駆動機構を持つ制

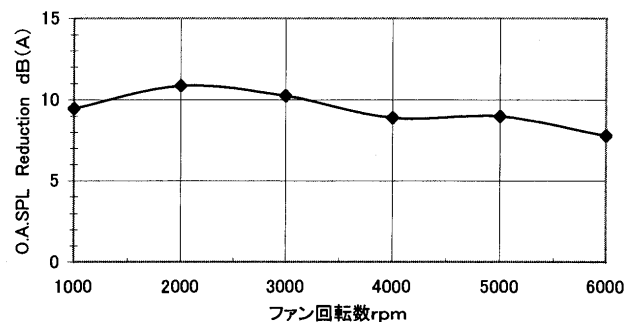


図 8 ファン回転数の変化に対するアクティブ吸音制御円筒ダクト (AAPS) の吸音性能の変化 (ファン前方 60° 位置)

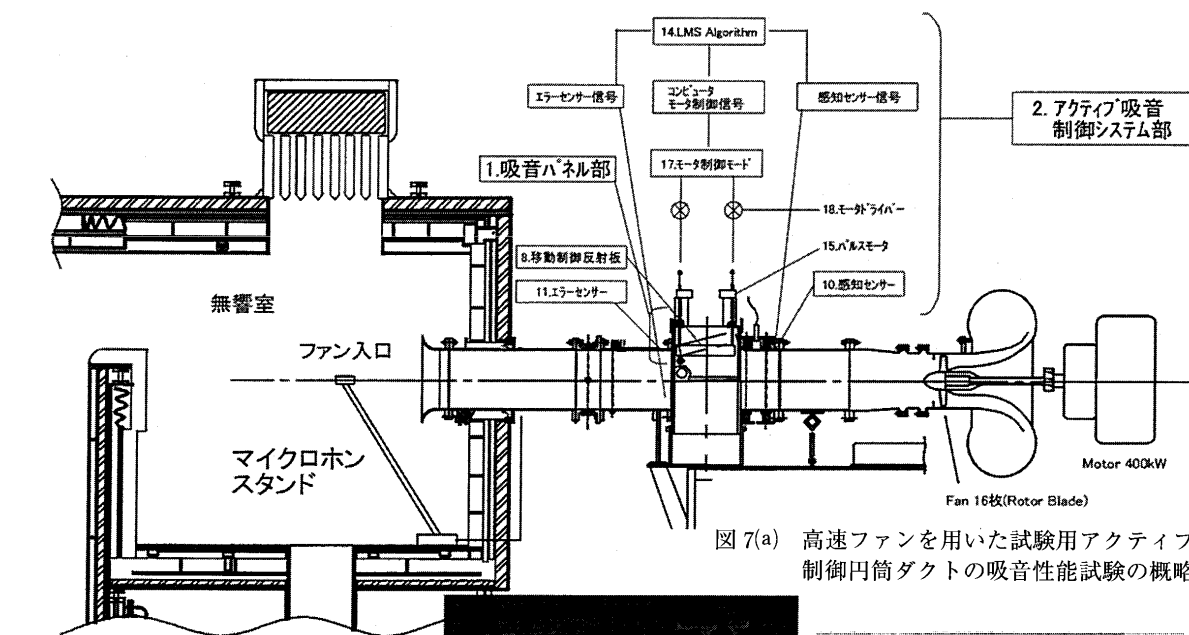


図 7(a) 高速ファンを用いた試験用アクティブ吸音制御円筒ダクトの吸音性能試験の概略図

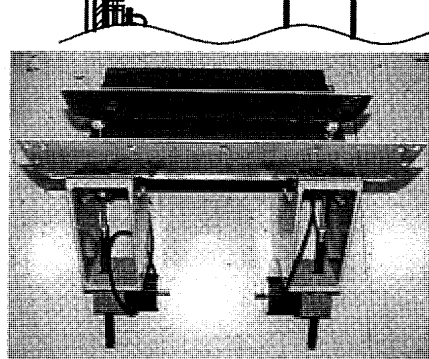


図 7(b) 試験用アクティブ吸音制御円筒ダクトの反射板および反射板の移動機構と駆動制御システム

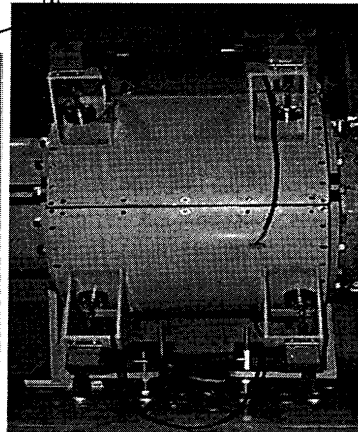


図 7(c) 4つのアクティブ吸音制御パネルシステムで構成された試験用アクティブ吸音制御円筒ダクト (ダクト外径 $Do \phi 789$, ダクト内径 $Di \phi 490$, 吸音ダクト長さ $Li 490$, $Li/Di=1.0$)

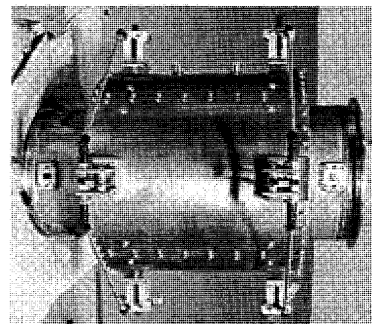


図 7(d) 反射板移動機構の小型・軽量化および駆動制御システムの簡易化を行ったエンジン搭載用のアクティブ吸音制御円筒ダクト (ダクト外形 $Do \phi 420$, ダクト内径 $Di \phi 290$, 吸音ダクト長さ $Li 290$, $Li/Di=1.0$)

御システム部, 並びに1~2個の感知センサーを用いることによって, その吸音スペクトルのピーク周波数のシフト, 吸音スペクトル周波数幅の拡大, 並びに吸音レベルの増大ができることが明らかにされた。本ダクトはファン回転数 2000 rpm~6000 rpm 間のファン騒音変化に対して, 1 BPF 音で最大 14.7 dB, および 2 BPF, 3 BPF 及び 4 BPF の高調波音でそれぞれ 7.59 dB, 7.92 dB, 6.33 dB 低減を含み, 全音圧 (O.A.SPL) 評価で 7.8 dB(A)~9.6 dB(A) の大きな騒音低減を成した (図 8)。この結果は, 本 AAPS ダクトの低減量は従来型吸音パネルを用いた吸音ナセル (同一の $L_i/D_i=1.0$ を有する NASA の Quiet Engine Program の吸音ナセルおよび NAL 吸音ダクト) による騒音低減量 1.3 dB(A)~5.1 dB(A) の 2 倍以上であり, 加えて 200% 以上のファン回転数変化に対して最適な吸音が出来てくることを表している。

上記の試験結果は, 本 AAPS 技術は地上滑走から離陸上昇を経て巡航に至るまでの連続した航空機エンジン作動変化に従い, ファンおよびタービンからの発生騒音が増加するの迅速・柔軟に対応して大きな吸音低減できる技術であることを明示している。これは, 空港周辺騒音の新規制値のクリアと共に, 現在社会問題となって来ている夜間離着陸時および巡航時の騒音 (エンルー

ト騒音), 上昇時の騒音, 並びに機内騒音等の低減課題解決の有力な手段として本技術が利用できることを示している。これに加えて, 発電用および非常用ガスタービン, ターボ機械や送風機等の騒音低減, 送風機や空調機等のダクトやトンネルの騒音低減, 並びに激しく変化する騒音が発生する道路, 工場, 作業場や住居の騒音低減のための吸音パネルとしても利用が可能である。

3. ジェット流れとジェット騒音

ジェット流れから放射されるジェット騒音の特性はジェット速度によって変化し, 亜音速ジェット (図 10(a)) では乱流混合騒音 (図 10(b)) を, 完全膨張する超音速ジェット (図 11(a)) では乱流混合騒音と超音速渦移流騒音 (図 11(b)) を放射する。その放射音響パワーはジェットマッハ数 2 まではジェット速度 V の 8 乗に, ジェットマッハ数 2 以上では 3 乗に比例する (図 12)。

乱流混合騒音は亜音速から超音速の広いジェット速度領域でジェット流れと周囲の空気との混合によって発生し, 音響スペクトル上では幅広い周波数領域を占める。超音速渦移流騒音 (Eddy Mach Radiation) はジェット流れに伴う渦の流れる速度 (移流速度) が超音速に達した時に発生し, ジェット軸とマッハ角度をなすジェット下流方向に放射される。

亜音速ジェット (図 10(a)) では, ノズル出口から $X \approx 4D$ (X はノズルからの距離, D はノズル直径) までは円錐状のポテンシャルコアを中心にその周りをせん断の強い混合流れが形成され, ここから高い周波数の広帯域騒音が放射される。続く $X > 4D$ では主流のせん断

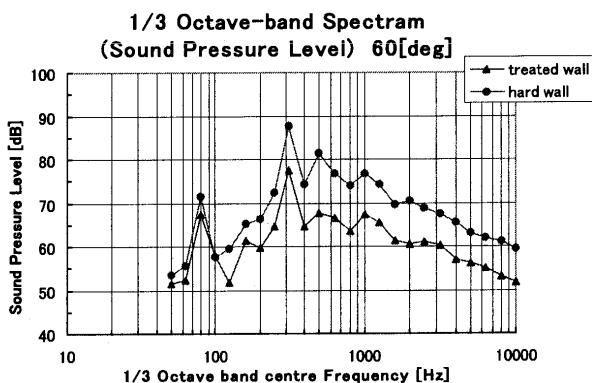


図 9(a) ファン回転数 2000 rpm 時の剛壁ダクトと吸音ダクト (AAPS ダクト) からの放射音スペクトル比較

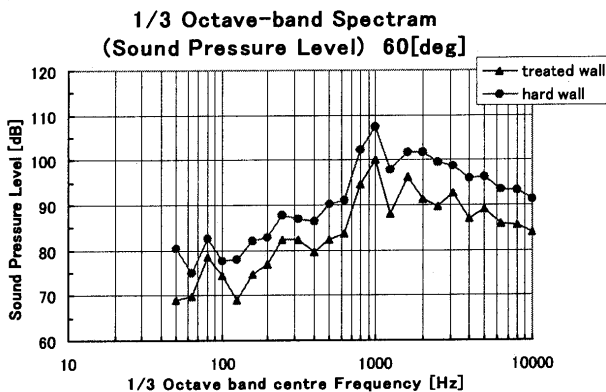


図 9(b) ファン回転数 6000 rpm 時の剛壁ダクトと吸音ダクト (AAPS ダクト) からの放射音スペクトル比較

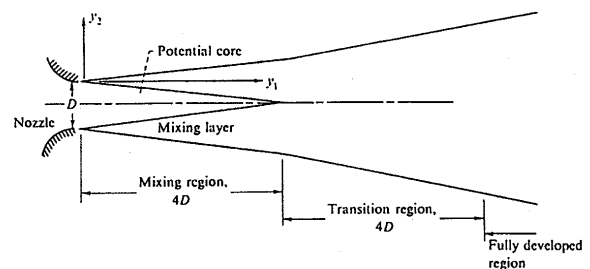


図 10(a) 亜音速ジェット流れ

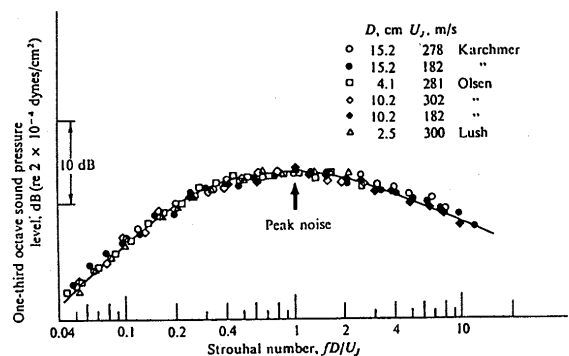


図 10(b) 亜音速ジェットの放射音スペクトル

流も徐々に弱まりほぼ一方向性乱流域となり、そこから主として低い周波数の広帯域騒音が放射される。ジェット騒音スペクトル形状(図10(b))は、ジェットノズル直径を代表寸法として整理したストラーハル数(fD/U_j , f :音の周波数, D :ノズル直径, U_j :ジェット速度) 1.0~2.0の間に鈍いピークを持ち、高周波数側の方が低周波数側よりも急な傾斜を持つ山型になる。指向性は亜音速ジェットの場合(ジェット軸からの方位角 θ) $\theta = 30^\circ$ の近傍でピークを持つ。

超音速ジェット(図11(a))では、ノズル出口から $X \approx 5D$ までは円錐状の超音速ポテンシャルコアを中心にその周りをせん断の強い超音速混合流れが形成され、更に $X \approx 10D$ まではせん断の強い超音速および亜音速の混合流れが形成され、ここから高い周波数の広帯域騒音が放射される。これらの領域はジェット速度の増加に伴いジェット軸方向に拡大する。続く $X > 10D$ では主流のせん断流も徐々に弱まりほぼ一方向性乱流域となり、そこから主として低い周波数の広帯域騒音が放射される。

ところで、不完全膨張する超音速ジェット(図13)では流れの中に衝撃波セル列が発生するために、離散周波数成分のスクリーチ音と高周波数領域に分布する衝撃波関連広帯域騒音とから成る衝撃波関連騒音が発生し、完全膨張時騒音スペクトルに加わる(図11(b))。前者はノズルから放出されるコヒーレントな渦で構成された大規模乱れと衝撃波セルとの相互干渉に音響的フィードバック

ク現象が加わって生ずる自励音で、一定周波数の定常音である。この自励音発生には、衝撃波セルの軸対称環状変動、ヘリカル変動および偏平ジェットでのフラッピング変動が大きく関わっている。一方、後者の衝撃波関連広帯域騒音は流下する混合乱れと衝撃波セルとの干渉によって発生する。

音波同期レーザー・シュリーレン可視化システムと数値解析とから得られたアスペクト比3の矩形ノズルでのジェット流れのフラッピング振動現象を1/4周期分割して図14に示す。衝撃波セルの形状と間隔、第2セル付近からのせん断層の混合促進、並びに第3衝撃波セルが大きく振動してスクリーチ音を放射している様子などが数値計算と実験結果両方から観測される⁽³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。

4. 混合型ジェット騒音低減ノズル等による ジェット騒音低減技術⁽¹¹⁾⁻⁽¹⁵⁾

高速航空機のジェット騒音低減は重要な環境課題の一つであり、ジェット排気速度を低くすることがジェット騒音低減上の最も有効であるため、離着時のエンジンのジェット排気速度を低くして騒音を低減する方法とジェット騒音低減デバイスによって騒音を低減する方法(機械式ジェット騒音低減法)とが平行して研究されている。ジェット騒音低減デバイスとしては、エンジンおよび機体の重量増加やエンジン効率低下が小さく、加えてジェット推力損失が少なく騒音低減量の大きい装置が

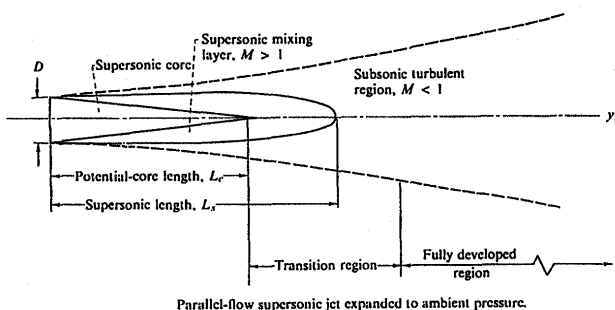


図11(a) 超音速ジェット流れ

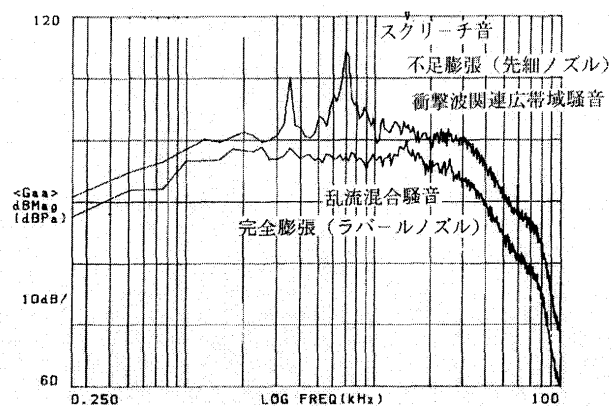


図11(b) 完全および不完全膨張時の超音速ジェットの放射音スペクトル

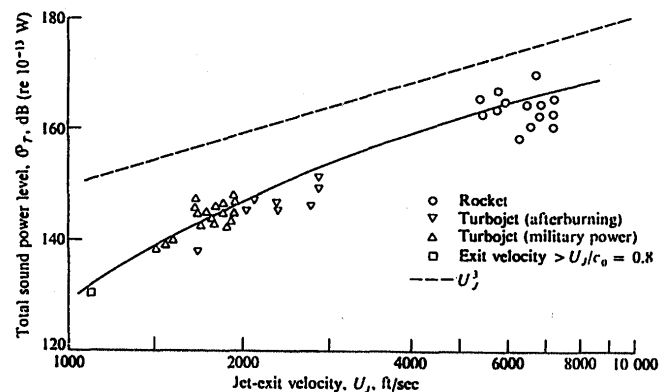


図12 ジェット騒音の音響出力パワーの
ジェット速度による変化

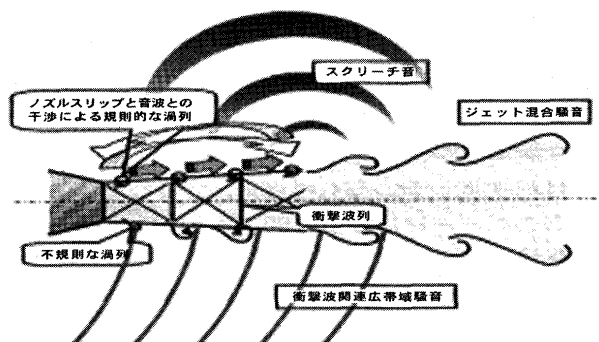


図13 不完全膨張時の超音速ジェット流れ

望まれる⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。

航技研では1992年以来、軽量小型、小さな格納空間、容易な操作性と小さな推力損失特性を有し、ジェット流れ混合強化によってジェット騒音を低減するタブミキサー、②ジェット拡散強化と放射音の指向制御によって騒音低減をなす非円形ノズル、③タブと非円形ノズルとの相乗効果によって騒音低減をなす混合型ジェット騒音低減ノズル(I)、④タブ付円形ノズルと円形エジェクタとのジェット混合拡散強化とジェット速度低減作用によってジェット騒音低減をなす混合型ジェット騒音低減ノズル(II)、⑤タブ付非円形ノズルと吸音ライナー付きエジェクタとを組合わせて、ジェット混合拡散強化、放射音指向制御および吸音によって騒音低減をなす混合型ジェット騒音低減ノズル(III)の研究を継続してきている⁽⁴⁾。そのため、ベローズにより高温時の推力測定および超音速・高温ジェット騒音試験の出来る小型超音速ジェット騒音試験装置⁽¹⁵⁾(図15)、並びに音響ビエゾを音波同期シャッターとした音波同期レーザ・シュリーレン・可視化システムを試作した。これらの装置による実験研究に加えて超音速ジェット流れの数値解析を行い、主に不完全膨張時の超音速ジェット流れや騒音の発生・低減メカニズム、および各ジェット騒音低減デバイスの騒音低減性能等を調べてきた⁽¹¹⁾⁻⁽¹⁵⁾。

4.1 タブミキサーによるジェット騒音低減

ジェット流れの中に挿入する小さな突起物であるタブを付けた先細円形ノズル、およびタブによるジェット騒音低減効果を図16(a)と図16(b)に示す。タブはノズル出口近傍の流れを非一様化し、自励振動のフィードバック経路を遮断することによって超音速ジェット騒音の卓越

成分であるスクリーチ音を消滅させると同時に、衝撃波関連広帯域騒音のみならず乱流混合騒音をも低減している。ジェット温度の上昇に伴いジェット騒音レベルの増加する高温ジェットに対しても同様なタブのジェット騒音低減効果が得られている⁽¹¹⁾⁽¹⁵⁾。

矩形ノズルにタブを非装着および装着することによってスクリーチ音が発生・消滅するジェット流れ瞬時現象を図17に示す。タブを挿入しない時は第3衝撃波セルが片寄った形状をなし振動しているのに対し、タブを挿入した時は両軸方向の流れが対称を保ち第3セルが静止し、スクリーチ音が発生しない現象が見られる。

流れのプロッケージ(FBF)の異なる16種類の矩形形状タブを用いてジェット騒音低減に及ぼすタブ寸法効果試験から、FBF 0.25%の最小寸法のタブによって最大10 dBの騒音低減が得られること、並びに騒音低減デバイスの目標値である騒音低減量/1%ジェット推力損失比、4 PNL dB/%を越える値(最大10 PNL dB/%)が得られることが明らかにされている。

FBF 1%の台形、M形及びニードルの各種形状タブを付けた円形ノズルと超音速ジェット騒音低減に及ぼすタブ形状効果を図18(a)と図18(b)に示す。低超音速マッハ数領域でのニードル形状タブによる騒音低減量は他の形状のタブよりも最高で2倍程度大きい。

4.2 非円形ノズル

ジェット流れの中の衝撃波が非対称となる非円形断面ノズルでは、ジェット乱流混合が促進されて衝撃波セルの継続が短距離で終了し、音響効率が円形ノズルより低

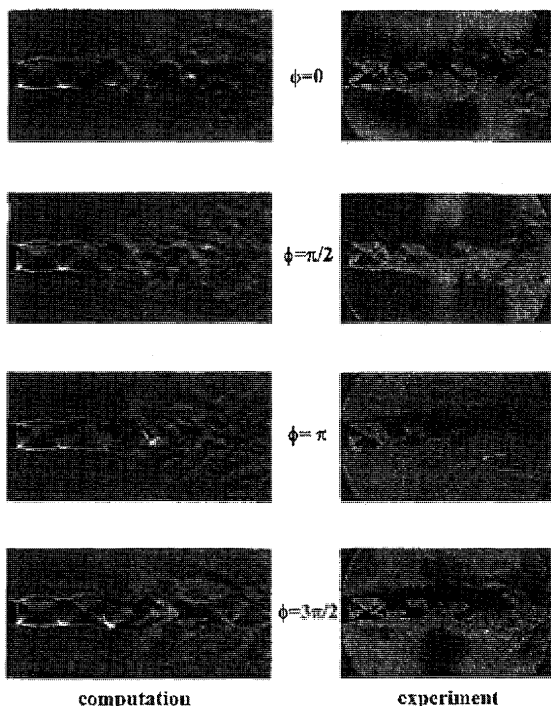


図14 超音速ジェット流れのフラッピング振動現象

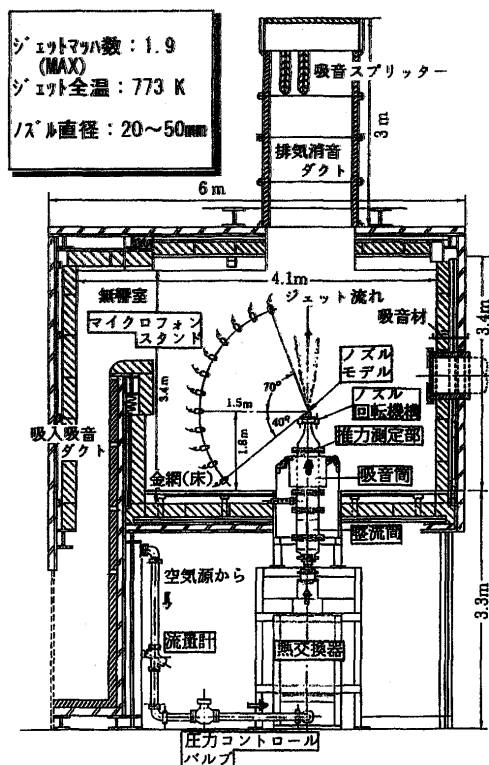


図15 小型超音速ジェット騒音試験装置の概略図

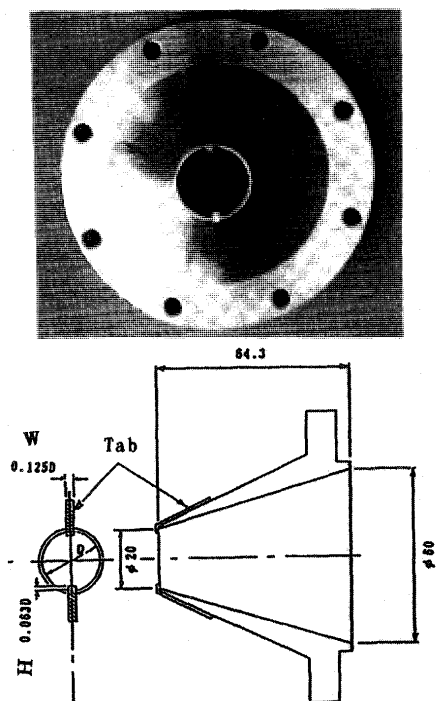


図 16(a) タブ貼付の先細円形ノズル

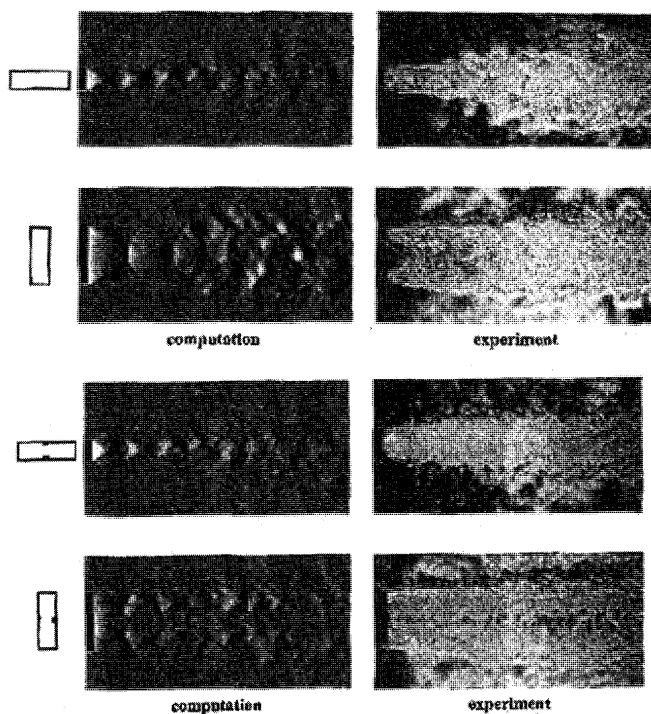
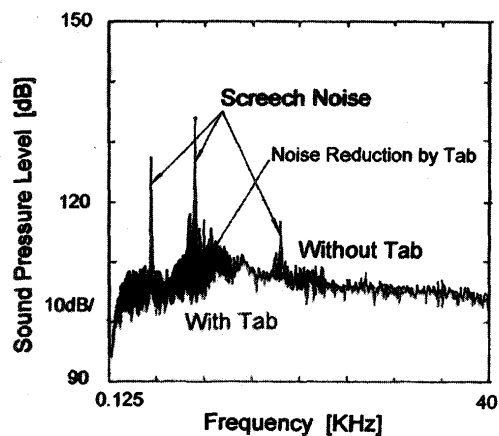


図 17 タブの非装着・装着によるスクリーチ音の発生・消滅時のジェット流れの瞬時現象写真

く抑えられる。これにタブを装着することによりスクリーチ音抑制の効果が期待される。アスペクト比の異なる3種類の矩形、楕円形および三角形の非円形ノズルの断面積は円形ノズル(直径25 mm)と同等であり、タブ投影面積はノズル断面積の1%である(図19)。

非円形ノズルのジェット流れは円形ジェットと異なり衝撃波セルが2次元的な構造をなしてフラッピングモー



Jet Noise Reduction Spectra by Tab

図 16(b) タブのジェット騒音低減効果

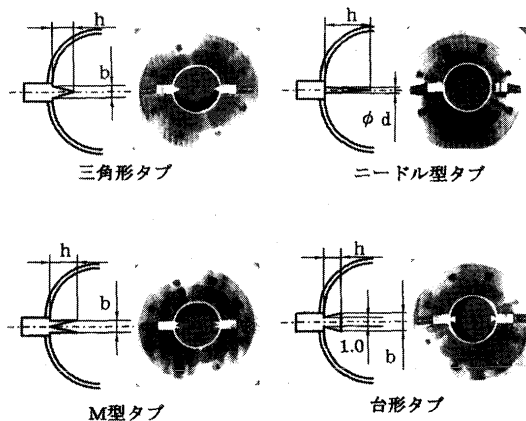


図 18(a) 各種形状のタブミキサー

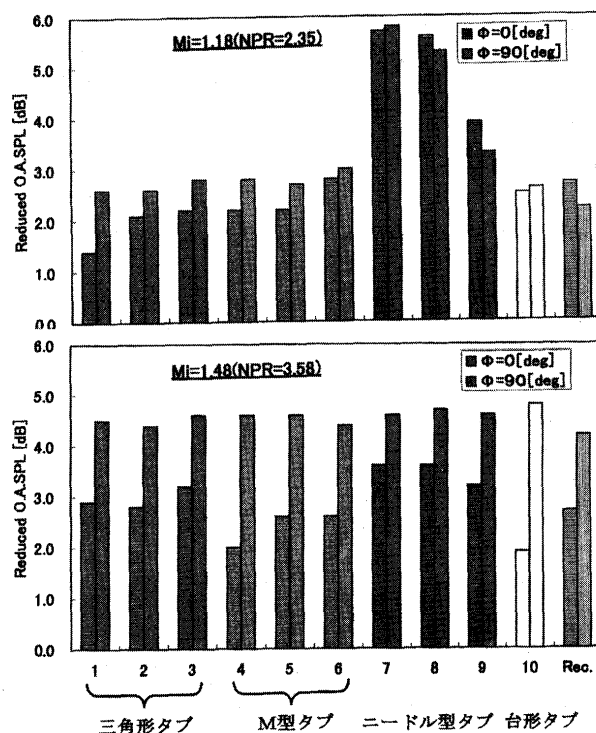


図 18(b) 超音速ジェット騒音低減へのタブ形状効果

ド振動し易いため、スクリーチ音が長辺方向に顕著に放射される。非円形ノズルの放射全音圧レベルは円形ノズルより低く、また広いマッハ数範囲に渡り短辺側が長辺側より 5 dB (O.A.SPL) 以上低い。

非円形ノズルの長辺側にタブを対で付けることにより超音速コアが二分され衝撃波セルのスケールが縮退してフラッピングモード振動が停止する。このため長辺側のみならず短辺側から放射されていたスクリーチ音も消滅して全方位で音圧が減少する。正方形および円形ノズルではタブ装着が面对称であるために指向性が残る (図 20)。ジェット速度で異なるが、タブ付き矩形ノズルによって最大全音圧 (O.A.SPL) 10 dB の騒音低減 (丸ノズル基準で) がジェット推力損失 2.0% で得られている。

4.3 混合型ジェット騒音低減ノズルによる

ジェット騒音低減^{(11)~(15)}

タブ付ノズルとエジェクタとを組合わせた混合型ジェット騒音低減ノズル(I)(II)(III)では、タブミキサーで混合拡散された高速ジェット流れがポッピング作用によってエジェクタ内へ吸い込まれる周囲の空気と激しく混合 (エジェクタ効果) し、同時にジェット速度低下も生じてジェット騒音は低減する。これに加え、吸音ライニングされたエジェクタではジェット流れの混合拡散によって高周波数へとシフトしたジェット騒音を吸音材

によって吸音する。

混合型ジェット騒音低減ノズル(II)の試験から、エジェクタの附加により騒音低減量が 2~3 dB 増加すること、および騒音低減に対してタブ寸法とエジェクタサイズの適切な組合わせが存在するとの結果が得られている。一方、タブ付き矩形ノズルと吸音ライナー付きエジェクタとを組合わせた混合型ジェット騒音低減ノズル(III)によって最大全音圧 11.5 dB のジェット騒音低減量が得られている (図 21)⁽³⁾。

この混合型低騒音ノズルの騒音低減量増加のためには、タブとエジェクタによるジェット流の混合促進強化、及び吸音ライナーの吸音率向上等が必要である。

5. 複合型アクティブ・ジェット騒音制御システム⁽³⁾

高速航空機エンジンの作動変化 (着陸進入時、離陸滑走時および離陸時) にともなうジェット騒音が変化することに迅速・柔軟に対応してジェット騒音を低減するために、ジェットミキサーおよびエジェクタをアクティブ化して対応能力や低減能力を強化することが必要である。そのため、ノズルに装着するミキサーはタブの挿入量や挿入するタブ形状を変化させられるアクティブ・フロー制御システムに、一方、エジェクタはエジェクタに内張りされた吸音パネルの音響インピーダンスを変化させて最適な吸音のできるアクティブ吸音制御エジェクタに換えて、全エンジン作動範囲でジェット騒音低減量を増大させる複合型アクティブ・ジェット騒音制御システム (図 22) の研究・開発を進めている。

可動タブを装着した矩形ノズルとアクティブ吸音制御エジェクタとから成る複合型アクティブ・ジェット騒音制御システム装置模型 (図 23) を用いてジェット騒音低減性能試験を行っている。主要寸法は図 22 に示す。アクティブ吸音制御エジェクタの吸音機構はファン騒音のアクティブ吸音制御システムに耐熱性等を考慮したものである。また、本装置模型は、エジェクタ吸音のアクティブ化によるエジェクタの短縮・軽量化、タブミキサーとエジェクタの相乗効果によるジェット流れの混合

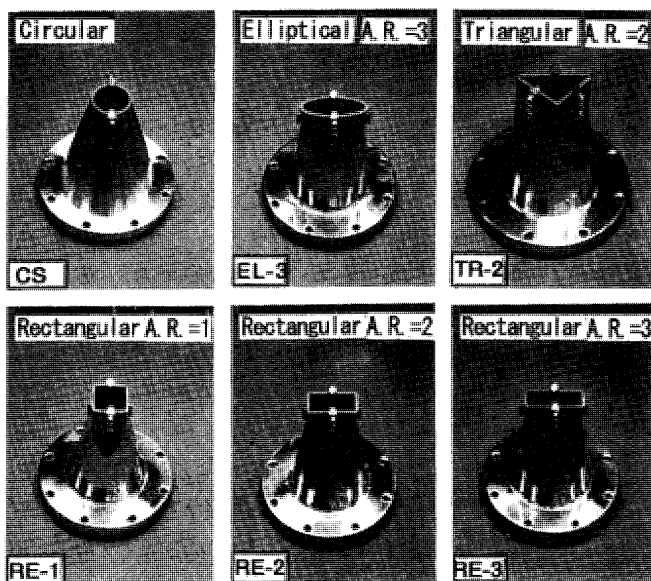


図 19 非円形ノズル

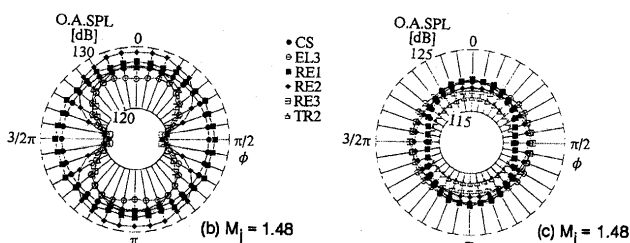


図 20 非円形ノズルのジェット騒音放射特性

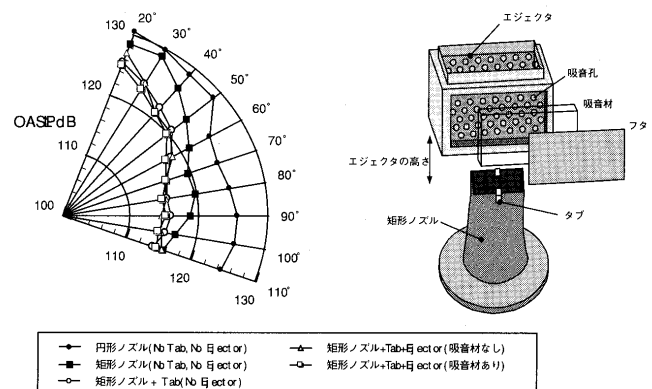


図 21 混合型ジェット騒音低減ノズル(III)とジェット騒音低減性能

促進制御, 並びに矩形ノズルによる放射騒音の指向性制御によって, ジェット騒音低減量を増加すること等も考慮して設計されている。

図24に試験結果の一例を示す。これは矩形ノズルに6本のニードルタブを固定してアクティブ吸音制御エジェクタの反射板を移動させ, ジェット軸から30, 50, 60, 90度位置のマイクで計測されたジェット騒音低減量(全音圧 dB(A)) をジェット圧力比 NPR (ジェットマッハ数) 1.66(0.89), 1.89(1.01), 2.19(1.13), 2.48

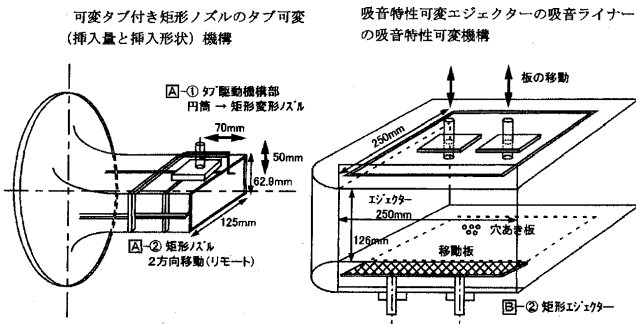


図22 複合型アクティブ・ジェット騒音制御システム図

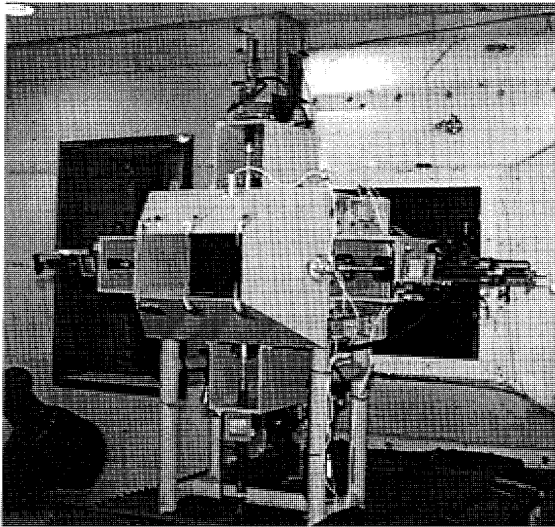


図23 複合型アクティブ・ジェット騒音制御システムの正面写真

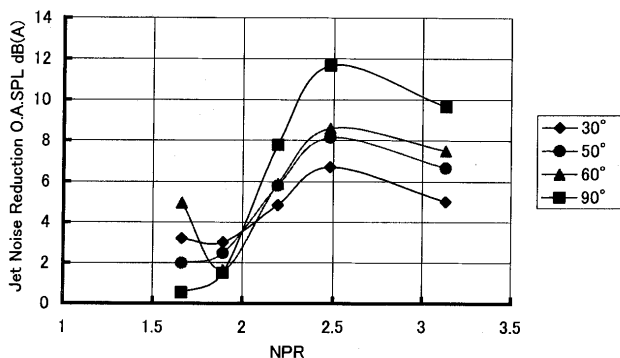


図24 複合型アクティブ・ジェット騒音制御システムのジェット圧力比(NPR)に対するジェット騒音低減性能

(1.23) および 3.13(1.40) に対してプロットした図である。図は本システムにより, 最大で, 高亜音速ジェットで 5 dB(A) の低減および超音速ジェットで 12 dB(A) の低減が得られることを示している。低減量の増加にはジェットミキサーの改良およびエジェクタの延長等が必要である。

6. その他のジェット騒音低減技術⁽²⁾⁻⁽⁵⁾

高亜音速機用エンジンの高亜音速ジェット騒音低減は, 主にバイパス比増加によるジェット排気速度の低減, ファン騒音の低減並びにダクト吸音に負うところが多い。高バイパス比ファンエンジンの亜音速ジェット騒音をミキサーノズルによって低減する方法(図25(VI))がある。これはノズル内に置かれたミキサーを用いて, 排気ガスの温度・速度分布を変え, ノズル出口近くでの混合を促進することによって乱れのレベルとスケールを小さくし, 大気減衰の大きな高い周波数音への変換を含めて騒音低減化を行っている。

超音速旅客機エンジンの超音速ジェット騒音を低減する機械式ジェット騒音低減法には図25に示すような方法が開発されている。メカニカル・サプレッサー(図25(III))は, デーズタイプ, チューブタイプやシュートタイプがある。チューブやシュートは, 排気ジェットをブレイクダウンして細かいジェットの集合に置き換えるもので, 周囲流との混合を早めるとともに, 大気中で減衰し易い高い周波数騒音へとシフトさせる効果をもつ。プラグノズル(図25(II))はジェットの中心にプラグを挿入し, 薄い円筒状のジェットにすることにより, チューブやシュートと同様に混合を促進し, また発生騒音を高周波側へシフトすることにより騒音を低減することができる。またプラグ表面を多孔形にすることにより, 衝撃波を弱め騒音低減を得ている。逆転速度分布ジェット(コアニュラノズル)(図25(I))は通常のコア排気とファン排気の二重ジェットとは逆に中心部に低温低速のジェット, 周囲に高温高速のジェットを配することにより混合を促進するメカニズムで騒音を低減する。熱的音響遮蔽(図25(V))はジェット下側を高温のジェット層で覆い, 音速差を利用してジェット内部で発生した音の伝播方向を曲げ地表への放射抑制を狙った方法である。

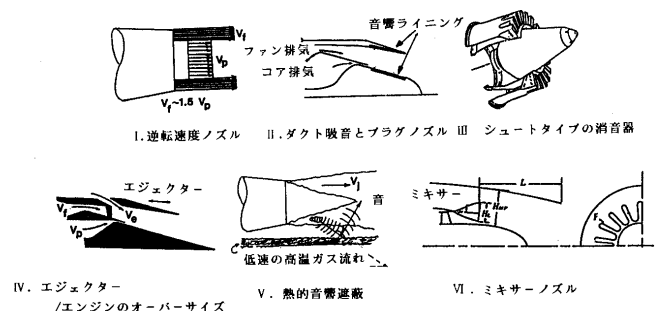


図25 ジェット騒音低減技術

近年、ロブ形状ノズル(ミキサーノズルを超音速ジェットに拡張した物)によって小さな圧力損失の大きなスケールの流れ方向に軸を有する渦を作り、これをエジェクタ流れの中に導入することにより、エジェクタ効果の増大とジェット混合促進がなされ大きな騒音低減を得るミキサー・エジェクタ・ノズルがある。この装置と可変サイクルエンジンとの組合せにより18~20 dBの騒音低減が得られている。その他のジェット騒音低減方法として、エンジンのコアノズルと排気ノズルに複数のタブを装着するジェット混合促進方法、ジェットの中心から長いフレキシブルなフィラメントを吹き流すことによる低周波音低減方法、ノズル出口をノコギリ歯形状(シェブロンノズル)としてジェット混合促進効果による方法、ジェット流れに水を注入することでジェット混合促進効果による騒音低減方法、並びにノズル出口に自由回転羽根を装着してジェット混合促進強化を狙った方法等があり、研究が進められている。

あとがき

本講義は、アクティブ騒音制御技術と亜音速・超音速ジェット騒音の低減技術の実用的な基礎情報を、筆者の長年の研究にて得られた資料から提供するように試みたものであり、若い技術者の騒音に関する興味や理解への一助となれば幸いである。

参考文献

- (1) 小林 紘, 日本ガスタービン学会誌, 29-6, (2001-11), p. 31.
- (2) 小林 紘, 日本ガスタービン学会誌, 21-84, (1994-8), p. 47.
- (3) 小林 紘, 日本航空宇宙会誌, 49-571, (2001-8), p. 183.
- (4) 小林 紘, 超音波 TECHNO 誌 12-1, (2000-1), p. 11.
- (5) 小林 紘, 航空技術, 460, (1993-7), p. 26&461, (1993-8), p. 31.
- (6) Boeing Co. 特許出願番号: 特願平 8-513283
- (7) Thomas, R. H., Burdisso, R. A., Fuller, C. R. and O' Brien, W. F., AIAA-93-0597, 1993.
- (8) Ishii, T., Kobayashi, H., Oinuma, H., Journal of Aircraft, 35-5, 1998, pp. 754.
- (9) 石井達哉, 小林 紘, 生沼秀司, 日本機械学会論文集 B, 63-614, (1997), pp. 3302-3309.
- (10) Kraft, R. E., et. al., AIAA-97-0489, 1997.
- (11) Kobayashi, H., Oinuma, H., Minoda, H., et. al., 第11 International Symposium on Air Breathing Engines, ISAB, 93-7064, pp. 501-510, 1993-9.
- (12) Kobayashi, H., et. al., AIAA-93-4348, 1993.
- (13) 小林 紘, 生沼秀司, 他2名, 日本ガスタービン学会誌, 21-83, 1993-12.
- (14) Kobayashi, H., et. al., Inter. Noise 94, Vol. 1, p. 499, & p. 503, 1994-8.
- (15) H. Kobayashi, H. Oinuma, E. Outa, 1994 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, NCA-Vol. 17, pp. 149-163, 1994.

濃淡同軸バーナの吹消えと排ガス特性

Blowoff and Emission of Rich-lean Co-axial Burner

倉田 修*

KURATA Osamu

キーワード：濃淡，同軸バーナ，吹消え，メタン-空気，低 NOx，予熱

Rich-lean, Co-axial burner, Blowoff, Methane-air, Low NOx, Preheat

Abstract

Blowoff and emission of methane-air rich-lean co-axial burner was tested at pressure of 0.1 MPa, temperature ranged from room temperature to 673 K, and equivalence ratio of outer gas and inner gas kept smaller than 1. Concept of rich-lean co-axial burner is that the lower-NOx inner-flame dilutes and freezes the higher-NOx outer-flame while the lower-velocity outer-flame prevents the faster-velocity inner-flame from blowoff. It has a continuous flame surface from outer to inner, and an extinction zone between flame lip and outer rim. Results show that NOx emission measured ranged about 2 ppm, depends on ϕ_{avg} . Ratio of critical blowoff velocity, U_{in}/U_{out} , becomes constant if gas composition is fixed. It suggests that low NOx and stable flame region spread over wide range when ϕ_{avg} is kept at low value.

1. はじめに

現在，天然ガスを燃料とするガスタービン用乾式低 NOx 燃焼器は 9 ppm^(1,2) の NOx 濃度が達成されている。燃焼器は負荷に応じて拡散燃焼から予混合希薄燃焼に切り替えるタイプ，ダブルスワラー^(3,4,5,6)で燃料と空気を急速混合し逆火や自着火を抑制しながら希薄燃焼を行なうタイプ，希薄予混合燃焼のノズル数を負荷に応じて増減させるタイプなどがある^(1,2,3,6)。燃焼器入口空気流量は無負荷から定格まであまり変化しないため，負荷のターンダウン比は定格に対する燃料流量の比とみなせる。これら燃焼器では，単ノズルでは定格全負荷に対するターンダウン比を設定できないため，マルチノズル（バーナ）化されている。しかし，ノズルの 1 本当り全負荷に対するターンダウン比も必ずしも広くはないため，負荷に応じて燃料ノズル数のグループ化とステージングにより運転する本数を増減させている^(1,2,6)。このため，パターンファクターや火移り性を悪化させる懸念がある。

このような，ノズルの運転本数の増減を無くし，パターンファクターと火移り性を改善するには，個々のノズル（バーナ）は全負荷に対する広いターンダウン比で低 NOx 燃焼を保つ必要がある。ターンダウン比の広いノズル（バーナ）の例として，井上らはマルチのメタン酸素噴流⁽⁷⁾ノズル，林らはマルチの短火炎/急速冷却燃

焼⁽⁸⁾を開発している。しかし，井上らのノズルは酸素燃焼で直接的な比較にはならない。また，林らの方法は広いターンダウン比とともに，火炎下流を急冷し NO 生成を凍結させており高性能であるが，保炎器内に挿入する希釈管の製法と構造が複雑化する欠点を持つ。

ところで，低 NOx 燃焼法として十河らの開発した給湯器用多スリット濃淡燃焼⁽⁹⁾は，希薄火炎側で NOx 生成を遅らせる原理で，林らの短火炎/急速冷却燃焼にも通じ，有望な手法と考えられるが，十河らの論文にはガスタービンのターンダウン比に相当するような保炎と NOx 特性の記述がない。一方，井寺らは予混合多重管（浮上がり）火炎の NOx と乱れ（流速差）の影響を調べ，乱れにより NOx が減少⁽¹⁰⁾するとしている。そこで，メタン-空気の希薄側，すなわち，主に Zeldovich NOx の生成する $\phi \leq 1$ において，濃淡燃焼の 2 重同軸バーナで広いターンダウン比と低 NOx 燃焼を保つことができるか調べた。

濃淡同軸バーナは 2 重管の構造でガスの当量比 $\phi_m < \phi_{out} (\leq 1)$ ，流速 $U_{in} > U_{out}$ とし円錐型の火炎を作ること基本とする（Fig. 1）。この条件では，内管側ガスの保炎機構は袖火^(11,12)と似た Marble-Adamson^(13,14)モデルを想定したが，これは，高温ガスと低温可燃性ガスの接触混合による熱と物質の拡散により低温ガスが着火するものである。また，低 NOx 化は濃淡燃焼により NO 生成反応が凍結すると予想した。この濃淡同軸バーナをマルチにして低 NOx バーナとして使えるか調べる目的で，予混合濃淡同軸バーナの吹消えと排ガスをメタン-空気

原稿受付 2001 年 11 月 19 日

* 産業技術総合研究所 つくば東事業所
エネルギー利用研究部門 循環システムグループ
〒305-8564 茨城県つくば市並木 1-2-1

混合気を用い、大気圧、温度が常温から 673 K において実験により調べた。そして、吹消えと NOx 濃度に対する U , ϕ , T_u の影響についてまとめた。

記号

A	m^2	管断面積
id	mm	内径
Le		ルイス数
M	kgs^{-1}	質量流量
od	mm	外径
S_u	ms^{-1}	層流燃焼速度
T	K	温度
U	ms^{-1}	未燃混合気平均流速
X	mm	バーナ中心軸火炎頂部から下流方向の距離
Y	mm	バーナ中心軸から隣接バーナへ半径方向距離
Δ	m	境界層厚さ
ϕ		当量比
ρ	kgm^{-3}	密度
τ	s	特性時間

添え字

avg	内管側と外管側の平均
B	既燃ガス
ig	着火
in	内管
out	外管
u	未燃混合気

2. 実験装置と方法

実験に用いた濃淡同軸バーナを Fig. 2 に示す。管径の異なる 2 本のステンレス管を出口面を平らに同軸にした構造であり、TYPE-I, TYPE-II とともに $A_{in}/A_{out}=1$ である。TYPE-I は単体のバーナで、吹消えに対する U , ϕ , T_u の影響と予熱下での排ガス測定に用いた。 $id_{in}=5.48$ mm, $id_{out}=8$ mm で外側に加熱用のヒータと断熱材を巻き、最外周管は用いていない。TYPE-II は TYPE-I

をマルチにした想定であり、マルチの濃淡同軸バーナの排ガス特性を調べる代わりにバーナ間の排ガス分布で代表させている。TYPE-II は $id_{in}=8$ mm, $id_{out}=12$ mm と TYPE-I とは管径が異なり、格子状に 8 本鉛直上方に向け、周囲と底面をステンレス板で覆い燃焼室としている。なお、9 本でなく 8 本である理由はガス接手部が干渉し配置できなかったためである。また輻射と周囲流の影響は考慮していない。

装置全体図を Fig. 3 に示す。メタンガス (99.99%) と空気の流量調整には石鹼膜流量計で校正したマスフローコントローラ (MFC) を用いた。吹消えは目視にて判定し、火炎基部からの吹消えまたは火炎の頂部の抜けと定義した。濃淡同軸バーナは予混合燃焼の希薄側で狭い保炎範囲を広げ低 NOx 燃焼を行うというコンセプトであり、 $\phi_{in} < \phi_{out} \leq 1$, $U_{in} > U_{out}$ で円錐型の火炎を作る条件を基本とした。TYPE-I のバーナを用い吹消えに対す

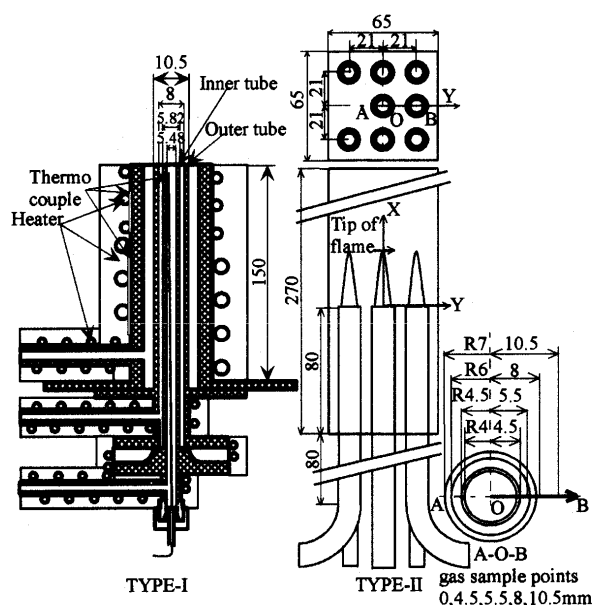


Fig. 2 Rich-lean co-axial burner

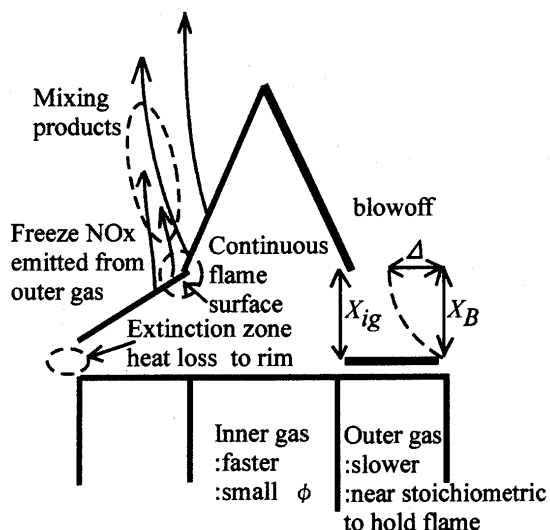


Fig. 1 Concept of rich-lean co-axial burner

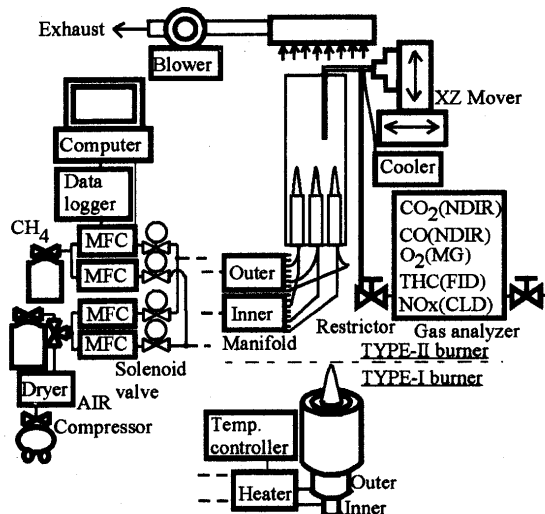


Fig. 3 Experimental Apparatus

る、(1) U_{out} の影響： $\phi_{out}=1$, $\phi_{in}=0.75$ 一定にし U_{out} を変え、吹消え限界の U_{in} を調べる。(2) ϕ_{out} の影響： T_{Bout} の同じ $\phi_{out}=0.82$, 1.34において、 M_{CH4out} (外管側メタンガス流量) $=2.7 \times 10^{-7}$ kg/s一定で ϕ_{in} を変え、吹消え限界の U_{in} を調べる。(3) T_u の影響：常温と $T_u=373$ K, 473 K, 573 K, 673 Kにおいて、 T_{Bout} と $M_{out}=5 \times 10^{-6}$ kg/s一定で、 $T_{Bin}(\phi_{in})$ を変え、吹消え限界の M_{in} を調べる。の3種を行なった。TYPE-Iのバーナの U_{out} は、 $\phi_{out}=1$ で常温の逆火限界に近い $U_{out}=0.18$ m/s ($M_{out}=5 \times 10^{-6}$ kg/s, $M_{CH4out}=2.7 \times 10^{-7}$ kg/s)以上にした。なお、予熱時のバーナ出口の半径方向ガス温度分布は、 $T_u=873$ K, $U_{in}=U_{out}=10.5$ m/s (1×10^{-4} kg/s)と高温においても10%の偏差とほぼ均一であった。

排ガスの測定は、水冷式サンプリングプローブ ($id=2$ mm, $od=10$ mm)でガス流速一定で採取し、 CO_2 , CO (非分散赤外線), O_2 (磁気圧), HC (水素炎イオン化), NO_x (化学発光)の5成分を分析した。ガス分析計は水素炎イオン化検出器の少流量での指示を飽和値に改善するため、サンプル部とサンプルポンプ吐出口に流量制限バルブを設け、実験毎にサンプル流量で校正して測定に用いた。(1)常温における排ガス分布：TYPE-IIバーナのガス採取点はバーナ間の排ガス分布で代表させ、同軸バーナの軸上($Y=0$), 内管と外管の境界($Y=4.5, 5.5$ mm), 外管の外側($Y=8$ mm) および、バーナとバーナとの中間の位置点($Y=10.5$ mm)の5点、鉛直方向は火炎頂部から $X=30$ mm, 80 mmをとった。なお、燃焼室内温度分布は測定していない。(2)予熱時の排ガス測定： NO_x 濃度に対する予熱温度の影響は、TYPE-Iの吹消え実験の際に吹消え限界近くで測定し、ガス採取点は $Y=0$, $X=0, 10$ mmとした。

3. 結果と考察

3.1 結果—火炎の様子と吹消えに対する U_{out} , ϕ_{out} , T_u の影響

3.1.1 火炎の様子

安定な保炎状態では火炎面は外管側から内管側へ連続した裾付きの山型(Fig.4)となり、火炎基部と外管側リムとの間に消炎層があった。ここで、内管側火炎と外管側火炎は、内炎や外炎の意と異なる。強い安定時には外管の青炎の強い反応帯に火炎が保持されていたが、 U_{in} が速い吹消え時には基部付近が下流に流された後上流に戻される不安定な火炎がみられた。

3.1.2 吹消えに対する U_{out} の影響

Fig.5に常温で、 ϕ_{out} , ϕ_{in} を一定にし U_{out} を変え、吹消え限界の U_{in} を調べた結果を示す。装置の制約上、 $U_{in} < 8$ m/sの結果しかない。 U_{out} を増加すると吹消える U_{in} も直線的に増加し、 U_{in}/U_{out} 比は15~22であった。

3.1.3 吹消えに対する ϕ_{out} の影響

Fig.6に T_{Bout} の同じ ϕ_{out} において、 ϕ_{in} を変え、吹消え限界の U_{in} を調べた結果を、内管のみの場合($U_{out}=0$),

および、 $\phi_{out}=1$ の場合とともに示す。内管のみの場合に比べ、 U_{out} のある火炎を形成することで、 ϕ_{in} 希薄側での U_{in} の範囲は広がる。ただし、外管の発熱量(M_{CH4out})と T_{Bout} が同じでも、量論比より濃い ϕ_{out} では量論比より薄い ϕ_{out} より吹消えとなる U_{in} は増加する。なお、 M_{CH4out} を同じにしており M_{out} は $\phi_{out}=1.34$ の方が $\phi_{out}=0.82$ より少ない。さらに、 $\phi_{out}=1.34$, $\phi_{in} < 0.6$ においては火炎頂部の吹抜けが生じやすく、 $\phi_{in}=0.45$ とかなり希薄にしても保炎されていた。

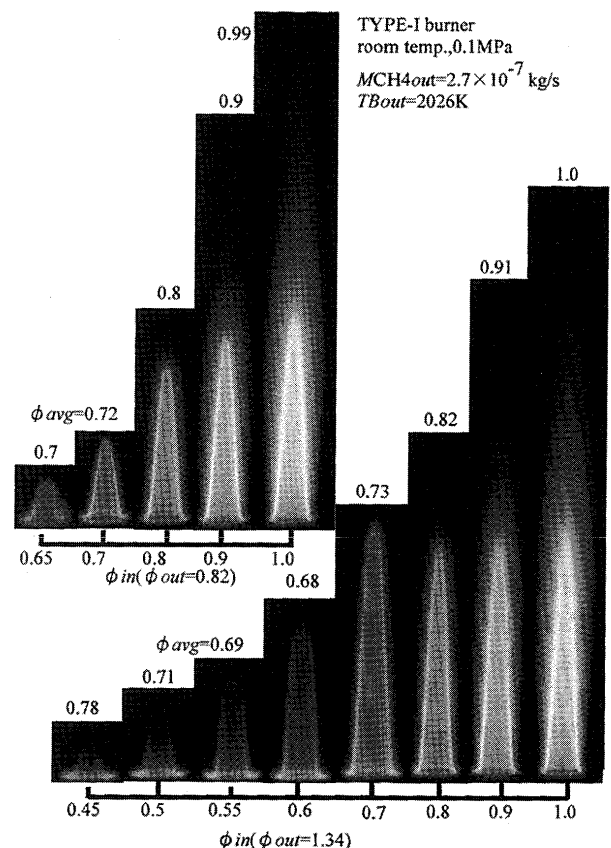


Fig.4 Normal flame of TYPE-I burner

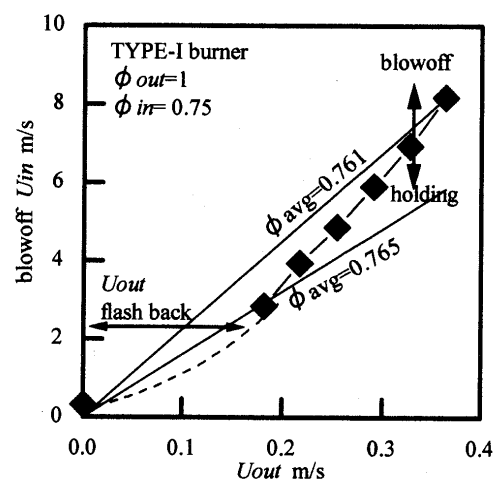


Fig.5 Effect of U_{out} on blowoff

3.1.4 吹消えに対する T_u の影響

Fig. 7 に常温, 373 K, 473 K, 573 K と 673 K において, T_{Bout} と M_{out} 一定で, $T_{Bin}(\phi_{in})$ を変え, 吹消え限界の M_{in} を調べた結果を示す。各 T_u では, ϕ_{in} の増加により吹消えの $U_{in}(M_{in})$ は増加している。常温, $\phi_{in}=0.7(\phi_{avg}=0.73)$ でも $U_{in}=1.6 \text{ m/s}(M_{in}=4.6 \times 10^{-3} \text{ kg/s})$ と十分に保炎する。さらに, T_u の上昇により希薄側限界は希薄側に移動する。ここで, $T_u=673 \text{ K}$ を除けば, T_{Bin} が同じ条件では吹消えとなる M_{in} はほぼ同じとなる。 $T_u=673 \text{ K}$ の吹消えにおいても, 基部付近が下流に流された後上流に戻される不安定な火炎の始まる M_{in} は他の T_u とほぼ同じであったが, 粘性の増加のためか最終的な吹消えはし難いように観察された。このように T_{Bout} , T_{Bin} , M_{out} を揃えると, T_u によらず, 吹消えの M_{in} はほぼ同じであった。

3.1.5 消炎限界付近の火炎の様子

Fig. 6 の $\phi_{out}=1$, $0.3 < \phi_{in} < 0.67$, $U_{in} < 1.5 \text{ m/s}$ の消炎限界において, Fig. 8 に示す火炎(NSF: Near-Planar Spinning Premixed Flame⁽¹⁵⁾)が観察された。観察され

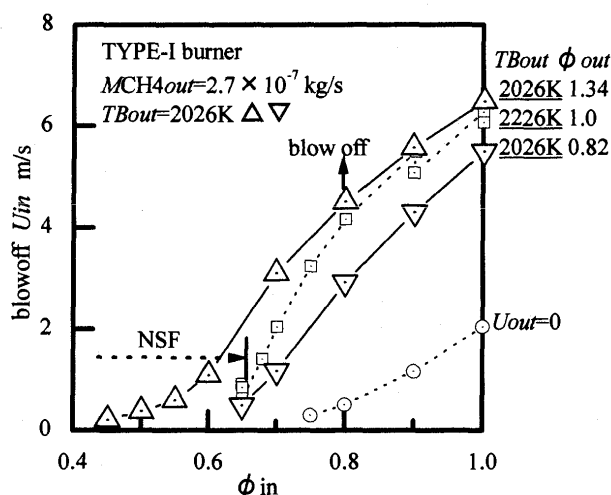


Fig. 6 Effect of ϕ_{out} on blowoff

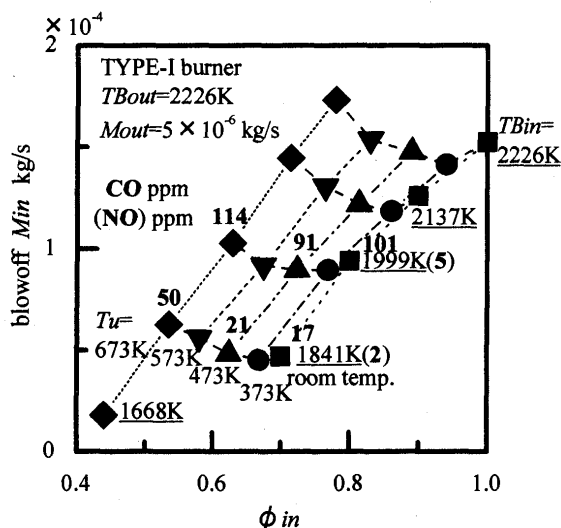


Fig. 7 Effect of T_u on blowoff

た特徴として以下の6点を記す。(1)NSFは裸眼ではXに見えるが家庭用DVで撮影すると1枚の火炎面が回転している。(2)NSFの火炎基部には明瞭な火炎面が無く, 明るさは通常の火炎に比べ暗い。(3)NSFの下側と上側の円錐の大きさの比率は, 内管と外管の U と ϕ を変えると異なり, NSFが通常の火炎に近づくほど上側の円錐の大きさは小さくなる。逆に, NSFが吹消え状態に近くなると, 上側の円錐の大きさは大きくなり, 上側円錐の裾部にイエローが見られる。(4)火炎形成時には, バーナ上に先に通常火炎を形成せずに, 未燃混合気にそのままトーチバーナで点火させて, NSFを形成可能な条件もある。(5)NSFの存在する U と ϕ の範囲にはヒステリシスがある。例えば, $\phi_{out}=1.0$, $U_{out}=0.18 \text{ m/s}$ の時, $\phi_{in} > 0.67$ では通常の火炎からNSFに遷移させられない。(6)NSFはTYPE-IIバーナにおいても観察される。

3.1.6 NSFの存在する U と ϕ の範囲

Fig. 9(a)は, 常温で U_{out} と ϕ_{out} を一定に保った時の, NSFの見られた U_{in} と ϕ_{in} の範囲を示す。 U_{out} と ϕ_{out} の3つの条件はNSFが安定な範囲内で選んだ。 ϕ_{out} を0.95, 1, 1.125, U_{out} を0.21, 0.18, 0.14 m/sとした条件では, ϕ_{in} の最大値は0.676, 0.7, 0.722となっていて, ϕ_{out} の1よりlean側, rich側両方でNSFとなり, ϕ_{out} の増加で ϕ_{in} の最大値と, 安定な U_{in} と ϕ_{in} の範囲は増加する。また, ϕ_{in} の増加に伴い U_{in} は増加しており, 実験範囲内では $0.3 < \phi_{in} < 0.72$ においてNSFは観察された。

Fig. 9(a)の黒丸記号は ϕ_{out} を1, U_{out} を0.18 m/sとした時, NSFの U_{in} と ϕ_{in} の範囲内で存在する通常火炎を示す。NSFの状態においても U_{in} を減少させ, 白抜き記号の最小流速以下とすれば通常火炎となる場合もある。しかし, 黒丸記号のある $\phi_{in} > 0.63$ では一度, 通常火炎に遷移させると, U_{in} をかなり増加させないとNSFに遷移させられないヒステリシスが観察された。

Fig. 9(b)は, U_{in} と ϕ_{in} を一定に保った時の, NSFの見られた U_{out} と ϕ_{out} の範囲を示す。 U_{in} と ϕ_{in} の2つの条件はNSFが安定な範囲内で選んだ。実験範囲内では,

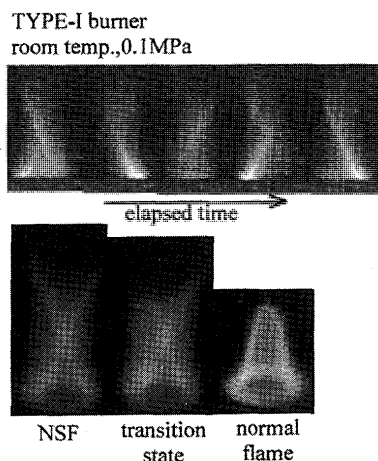


Fig. 8 NSF of TYPE-I burner

NSFとなる範囲は $0.86 < \phi_{out}$ で ϕ_{out} が 1 より rich 側まで広がる。また、 ϕ_{out} の増加に伴い U_{out} は減少している。さらに、 ϕ_{in} を 0.6, 0.65, U_{in} を 0.35, 0.7 m/s とした条件では、 ϕ_{out} の最小値は 0.86, 0.926 となっていて、 ϕ_{in} の減少により ϕ_{out} の最小値は減少し、安定な U_{out} と ϕ_{out} の範囲は増加していた。

3.2 考察—吹消え機構、保炎範囲、および NSF

3.2.1 吹消え限界のMarble-Adamsonモデルによる説明

Marble-Adamson^(13,14)モデルは、同方向に流れる高温ガスと低温の可燃性ガスの接触混合により熱や物質の拡散が生じ低温ガスが着火する。吹消え限界では外管側火炎から距離 X_{ig} で内管側ガスが着火する (Fig. 1)。着火距離 X_{ig} は流速と化学反応時間の積で：

$$X_{ig} = \tau_{in} U_{in} = \tau_{out} U_{out} (T_{Bout}/T_u) \quad (1)$$

化学反応時間 τ_{in} は (文献 13 の式 12.64)：

$$\tau_{in} = (\lambda/C_p) / (2\rho_{in} \times Su_{in}^2) \sim \rho_{in} \times \exp(E_{in}/R/T_{Bout}) \quad (2)$$

なお、熱理論の Su (文献 13 の式 5.2) を用い、 λ ：熱

伝導率、 C_p ：比熱、 E ：活性化エネルギー、 R ：ガス定数とした。

$$Su \sim (\lambda/C_p)^{0.5} \times \exp(-E/2R/T_B)/\rho \quad (3)$$

Fig. 1 で外管側ガスの周囲との境界層の厚み Δ

$$\Delta \sim (X_B \eta / \rho / U_{Bout})^{0.5} = (\tau_{out} \eta / \rho)^{0.5} \quad (4)$$

吹消え限界では $\Delta = (id_{out} - od_{in})/4$ となり、粘性係数 η の温度変化は少なく、ガス接触時間 $\tau_{out} (/ \rho)$ は一定とみなせる。

式(2)(4)を式(1)に代入すると：

$$\begin{aligned} M_{in}/M_{out} &= U_{in}/U_{out} = (\tau_{out}/\tau_{in}) (T_{Bout}/T_u) \\ &\sim (\Delta^2 T_B \rho / \eta) / (T_u \rho_{in} \exp(E_{in}/R/T_{Bout})) \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 5 は式(5)で、温度とガス組成一定で τ_{in} が決まるため U_{in}/U_{out} が一定になると考えられる。さらに：

$$\phi_{avg}/\phi_{out} = (U_{in}/U_{out} \times \phi_{in}/\phi_{out} + 1) / (U_{in}/U_{out} + 1) \quad (6)$$

$U_{in} > 8$ m/s の測定はないが、小さな ϕ_{in} を保てば、広い流量範囲で、 ϕ_{avg} の小さい低 NO_x 燃焼が可能になる。

Fig. 7 は式(2)(3)および熱理論から T_B の同じ質量燃焼速度は T_u に依らずほぼ同じで式(5)の指数項も同じになることから、 T_{Bout} 、 M_{out} 一定では M_{in} がほぼ同じになると考えられる。

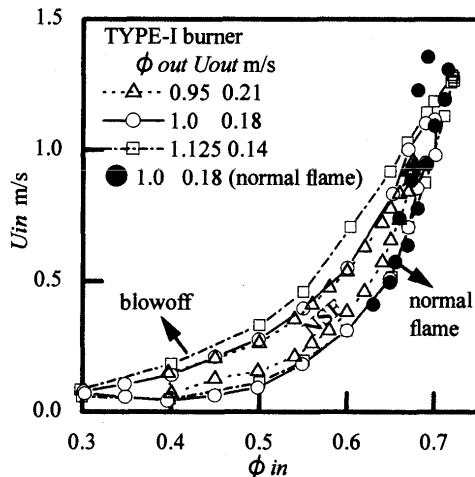
3.2.2 吹消え限界に対する ϕ_{out} の影響

内管側の吹消えは Marble-Adamson モデルで大略説明されるが詳細は異なる。バーナ炎口から火炎面まで距離があり物質と熱の拡散により未燃混合気は内管側が強化され外管側は弱くなる。吹消え時に内管側火炎だけが下流に流されずに、内管側と外管側で火炎面が連続し火炎基部から下流に流されており、外管側高温ガスの熱量は充分でない。

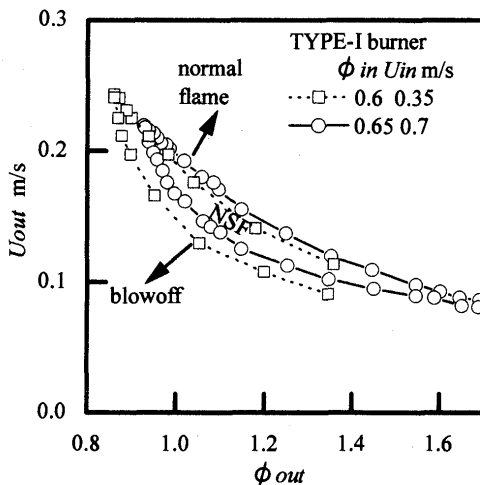
Fig. 6 では $\phi_{out} = 0.82$ の T_{Bout} は $\phi_{out} = 1$ に比べ 1 割低く吹消えしやすい。一方、メタン—空気火炎の T_B の最大値は量論比より濃い $\phi = 1.04$ にある。 $\phi_{out} = 1.34$, $\phi_{in} < 0.6$ で遅い U_{in} では、 U_{in} と U_{out} との流速差も小さく未燃ガス間の混合も弱いので、内管側ガスの着火位置となる $T_B > T_{Bout}$ なる部分が外管と内管の境目で安定に存在することになり、火炎頂部に抜けが見られたと考えられる。しかし、 U_{in} が大きくなると U_{out} との流速差が大きくなり未燃混合気の混合が促進される⁽¹⁰⁾。さらに、外管側ガスが希釈されて火炎基部がリフトすると、リムへの熱損失が低下するため、リム近傍の外管側ガスの燃焼温度はやや回復し、これは内管側ガスの着火を促進させると考えられる。

3.2.3 保炎範囲に対する雰囲気、圧力の影響

実験装置の容量から TYPE-I は $U_{in} < 8$ m/s (Fig. 5), TYPE-II は $U_{in} < 4$ m/s (Table 1) までの測定しかない。TYPE-II は TYPE-I より管径が大きいため、TYPE-I の流速範囲 ($U_{in} < 8$ m/s) でも十分保炎すると考えられる。



(a) Effect of ϕ_{in} on NSF



(b) Effect of ϕ_{out} on NSF

Fig. 9 Effect of ϕ_{in} , ϕ_{out} on NSF of TYPE-I burner

ところで、もし外管リム周囲が不活性ガスであれば、リム近傍のガスは希釈され S_u は遅くなりリフトしやすくなる。よって、濃淡同軸バーナを広い流量範囲で保炎させるには、外管側火炎は高い T_{Bout} 、逆火に近い U_{out} で発熱量を確保し、内管側ガスのなるべく吹消えに近い条件で保炎する手法が適切と思われる。

また、高圧下での実験は行っていないが、高圧では Re (レイノルズ) 数が大きく、火炎基部とリムとの消炎距離が小さくなるため、内管は乱流に遷移し、外管は逆火しやすくなる⁽¹⁶⁾と予想される。このため小さい管径のバーナなどで Re 数を小さくするとともに、 U_{out} を速くしたり ϕ_{out} を小さくして逆火を防ぐ必要があると考える。

3.2.4 NSF についての考察

Kwon⁽¹⁵⁾ は同様の火炎を急拡大管付ブンゼンバーナで観察し、1枚の炎面がリム廻りに旋回 (NSF: Near-Planar Spinning Premixed Flame) した、多面体火炎の一種としている。そして、多面体火炎はバーナに保持されたセル状火炎であり、選択拡散効果と不足物質の Le 数効果が影響することを紹介している。Buckmaster⁽¹⁷⁾ は回転する1枚の火炎面を多面体火炎の解析から理論的に説明し、火炎裾部で Le 数の差で回転が生じるとし、多面体火炎の存在範囲にヒステリシス (文献17の Fig. 5) があることを示している。したがって、濃淡同軸バーナで見られた NSF も多面体火炎の一種と考えられる。ところで、十河⁽¹⁸⁾ は希薄メタン火炎では Le 数効果と選択拡散効果により火炎基部が強められ、スリットバーナの火炎基部に $\phi < 0.56$ では明瞭な火炎帯のない発光層のあることを示している。濃淡同軸バーナの NSF は Fig. 9 のように $0.3 < \phi_m < 0.72$ と希薄領域で観察されており、火炎基部の強度が強められたため通常火炎から NSF への遷移が安定していたとも考えられるが、現象の比較を含め機構の詳細は不明である。なお、NSF 領域は保炎器の消炎限界にあり特異的な振動状態を示すため、現状では実機での運転に耐え得る領域ではないと考えられる。

3.3 結果—NOx, CO 濃度に対する ϕ , T_u の影響

3.3.1 常温での NOx, CO 平均濃度に対する ϕ_{avg} の影響

Fig. 10 に常温における TYPE-II バーナの NOx, CO 平均濃度を燃焼負荷率を横軸にとり示した。図中 U_{in}/U_{out} を示す記号の数字は Table 1 の各条件に対応する。この条件は排ガス組成に対する U_{in} , U_{out} , ϕ_{in} , ϕ_{out} の影響を調べるための設定値であり、性能の上限値を示すものでない。装置の都合上、条件8より高負荷側では測定していない。燃焼室の大きさは $65\text{ mm} \times 65\text{ mm} \times 270\text{ mm}$ で計算し、排ガス濃度は $X=80\text{ mm}$ にて Y 方向5点の加重平均値 (16% O_2 換算値) を示す。NOx 平均濃度は U_{in}/U_{out} 比には影響を受けない。NOx 平均濃度は ϕ_{avg} の影響を受け、条件1, 3, 4, 6 で $1.5\text{--}2\text{ ppm}$ のオーダー、条件7で 2 ppm 、条件8では 3 ppm と ϕ_{avg} の増加により増加する。

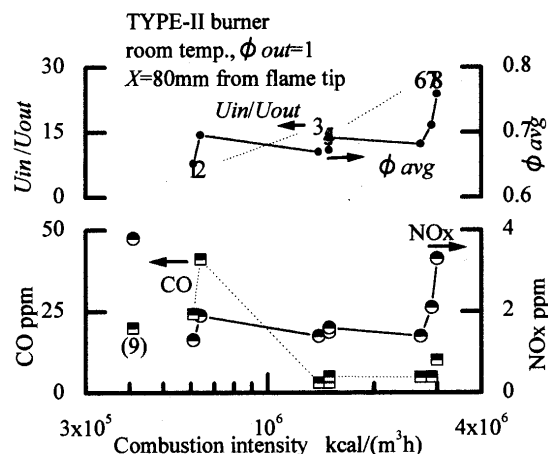


Fig. 10 NOx, CO vs. combustion intensity at 9 conditions

Table 1 Conditions of TYPE-II burner emission test

Condition No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{in} m/s	0.83			2.07			3.98		0.54
U_{out} m/s		0.126				0.147			0
ϕ_{in}	0.6		0.65			0.67	0.7	0.75	0.8
ϕ_{out}						1			0
ϕ_{avg}	0.65	0.7	0.67	0.67	0.69	0.68	0.71	0.76	0.8
T_{Bavg} K	1760	1834	1791	1796	1828	1811	1859	1937	1999
Flame length mm	45	27	65	63	55	100	89	80	13

一方、CO 平均濃度は ϕ_{in} の大きい大流量時と U_{in}/U_{out} 比が小さい小流量時に多く排出される。条件6は 5 ppm 、 ϕ_{in} の大きな条件8で 10 ppm 、 U_{in}/U_{out} 比が小さい条件1, 2で 24 ppm , 41 ppm を示した。内管のみの吹消え限界に近い条件(条件9)における平均濃度は NOx で 4 ppm 、CO で 20 ppm であった。

3.3.2 常温での NOx, CO 濃度の X-Y 方向分布

Fig. 11 に条件1, 2, 3, 6, 8について NOx, HC, CO 濃度の X-Y 方向分布を、条件1についてはリム後流の HC, CO 濃度とともに示した。NOx 濃度は X の増加によりやや増加し燃焼室出口でもほぼ同じ値を保つ。NOx 濃度は Y 方向にも均一に分布し、 ϕ_{avg} の増加により増加する。一方 CO, HC 濃度には Y 方向に分布がある。 ϕ_{in} の大きい条件8では $Y=0$ 側で CO 濃度が高くなる。 U_{in}/U_{out} 比が小さい条件1, 2では CO, HC 濃度は X の増加により減少している。 Y 方向の CO, HC 濃度は、条件1では $Y=10.5\text{ mm}$ に近づくにつれ増加するが、条件2では内管付近で極大値となっている。さらに、条件1では X 方向の CO, HC はリム面に近づくほど多い。

3.3.3 NOx, CO 濃度に対する T_u の影響

常温、 $T_u=473\text{ K}$, 673 K において TYPE-I のバーナの吹消え近くの条件で測定した NOx, CO 濃度を Fig. 7 に太字で示す。燃焼室なしの測定のため、採取点は $X=0$, 10 mm の2点である。NOx 濃度は T_u によらず T_{Bin} に依存し、 $T_{Bin}=1841\text{ K}$ で 2 ppm 、 $T_{Bin}=1999\text{ K}$ で 5 ppm であった。CO 濃度は $T_{Bin}=1841\text{ K}$ で $17\text{--}50\text{ ppm}$ ($X=0$)、 $T_{Bin}=1999\text{ K}$ で $91\text{--}114\text{ ppm}$ ($X=10\text{ mm}$) であった。

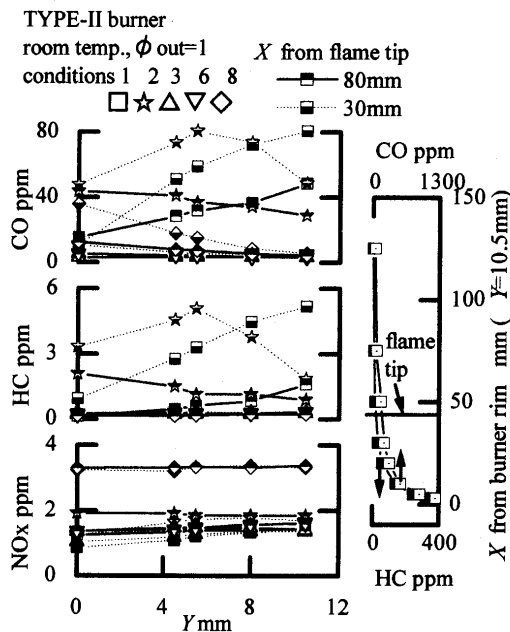


Fig. 11 NOx, CO and HC distributions

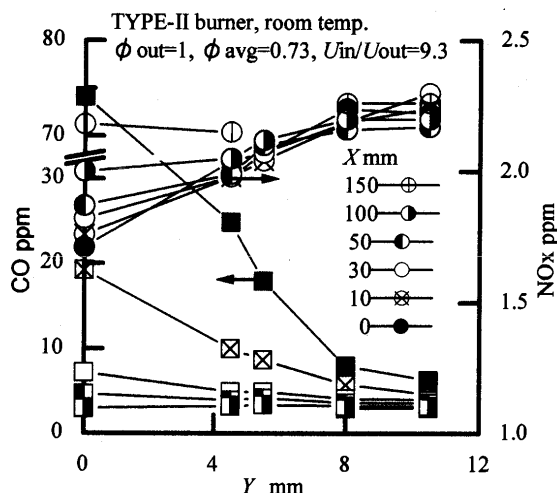


Fig. 12 NOx, CO distribution of X direction

3.4 考察—NOx, CO 濃度に対する ϕ_{avg} , 消炎層, T_u の影響

3.4.1 NOx 平均濃度に対する ϕ_{avg} の影響とおよび反応凍結について

通常、メタン-空気希薄予混合火炎の NOx は火炎面後流で生成される Zeldovich 機構で説明される。メタン-空気混合気を ϕ 一定で火炎面後流は T_B と仮定した NO 濃度計算値⁽⁹⁾を Fig. 13 に示す。本実験では $\phi_{out} = 1$ 一定で、Fig. 10 のように NOx 平均濃度は ϕ_{avg} に強く影響され、Fig. 11 のように $X = 80$ mm での Y 方向の濃度分布がないことから、NOx 平均濃度は T_{Bavg} に依存することがわかり、さらに、外管側の T_{Bout} のガスが流速の速い内管側の T_{Bin} のガスと急速に混合し、NO 生成反応が凍結するものと考えられる。この急速な混合は Fig. 1 に示すように、 T_{Bout} のガスがバーナ軸方向に流れるのに対し、 T_{Bin} のガスのベクトルは S_{Min} と U_{in} (T_{Bin}/T_u) の

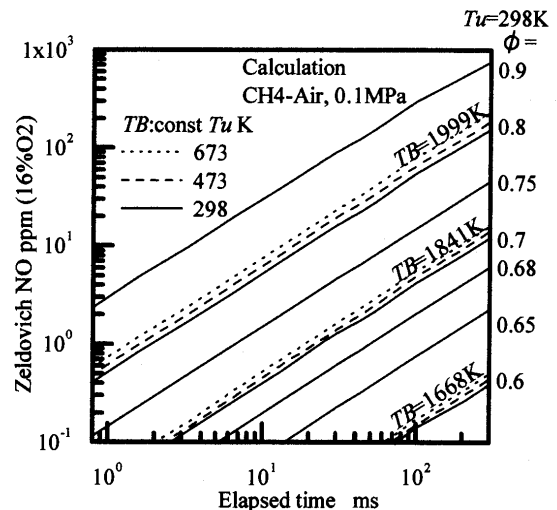


Fig. 13 NO concentration (calculation)

合成方向になり T_{Bout} のガスと交差するため加速されると考えられる。なお、十河らは⁽⁹⁾多スリットバーナに濃淡火炎を形成し $0.5 < \phi_{rich} < 2$, $0.3 < \phi_{lean} < 0.7$ での NOx 特性を調べ、 ϕ_{avg} 一定でも ϕ_{rich} が小さいほど NOx 濃度の低くなることを示している。火炎の形その他条件が異なるものの、 $\phi_{out} = 1$ 一定の濃淡同軸バーナの NOx 傾向はその特殊な場合と捉えることも可能である。

3.4.2 CO, HC 濃度に対する ϕ_{in} , 消炎層の影響

一方、CO 平衡濃度は希薄側より当量比を大きくすると高くなるため、Fig. 11 の条件 8 ($\phi_{in} = 0.75$) で火炎頂部の CO 濃度が増加することは納得できる。 U_{in}/U_{out} 比と ϕ_{avg} が小さい時の CO や HC は、リム近傍の消炎層から排出した未燃炭化水素であり、流速の速い高温ガスと混合し高温で酸化され指数関数的に減少する。条件 2 は条件 1 に比べ火炎長 (Table 1) が短い分、CO, HC 濃度を多めに測定している。また、条件 1 は条件 2 に比べ ϕ_{in} が小さいため、厚くなった消炎層から CO, HC が排出され、 $Y = 10.5$ mm での濃度が高くなると考えられる。小流量時に消炎層から排出する CO, HC 濃度は後流で酸化され急激に減少する (Fig. 12)。

3.4.3 NOx, CO 濃度に対する T_u , T_B の影響

Fig. 13 に示す予熱温度の影響では、 T_{Bavg} , M_{in} と M_{out} 一定であれば、 T_u を増加させても滞留時間と計算上のサーマル NO 生成率はほぼ一定になるが、Fig. 7 に示す実験結果の NOx 濃度も同じになり、 M と T_{Bavg} により NOx 濃度は予測できるとみて良いだろう。Fig. 7 で CO 濃度が高いのは、吹消え限界に近く火炎基部からの未燃成分の影響の他に、火炎頂部がガス採取用水冷プローブで冷却され不完全燃焼になったことも考えられる。

4. まとめ

濃淡同軸バーナは、広い流量範囲で低 NOx である。さらに、 ϕ_{avg} 一定や、 U_{in}/U_{out} 一定での制御では NOx 濃度や総流量が予想できる (Table 2)。

Table 2 Blowoff and emission of rich-lean co-axial burner

Condition No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
U_{in} m/s	0.83			2.07			3.98		0.54
U_{out} m/s	0.126					0.147			0
ϕ_{in}	0.6	0.65			0.67		0.7	0.75	0.8
ϕ_{out}			1						0
ϕ_{avg}	0.65	0.7	0.67	0.67	0.69	0.68	0.71	0.76	0.8
T_{Bavg} K	1760	1834	1791	1796	1828	1811	1859	1937	1999
Flame length mm	45	27	65	63	55	100	89	80	13

このように、濃淡同軸バーナの吹消えと排ガ斯特性をメタン-空気の主に $\phi \leq 1$ 、大気圧、温度が常温から 673 K において実験により調べ、吹消えと NOx 濃度に対する U_{in}/U_{out} 比, ϕ , T_u 等の影響について以下の結論を得た。

- (1) 保炎特性は同方向に流れる高温ガスによる可燃ガスの着火 (Marble Adamson) モデルでほぼ整理されたが, $\phi_{out} > 1$ では拡散の影響が顕著になる。実験範囲内ではガス組成が決まれば吹消えの U_{in}/U_{out} 比はほぼ同じになり, ϕ_{avg} をほぼ一定にして総流量を増減できた。また, T_u に依らず T_B と M_{out} が一定ならば同じ M_{in} で吹消える。
- (2) $0.3 < \phi_{in} < 0.72$ の消炎限界に NSF⁽¹⁵⁾ (Near-Planar Spinning Premixed Flame) が存在した。
- (3) NOx 濃度は $\phi_{avg} (T_{Bavg})$ で整理できる。実験では ppm オーダの低 NOx を ϕ_{avg} 一定の広い流量範囲で実現できた。 U_{in}/U_{out} 比の小さい希薄側下限界で、火炎基部の消炎層から CO と HC が多く排出される。

装置の空気源の容量上、実験に使用したバーナの流速範囲はまだ低く、ターンダウン比の広いことを証明できなかった。またこのまま実用するには、燃焼室が長いことやマルチ化による製作コストが高いことも改善の余地のあることと思われる。

5. 参考文献

- (1) Donald W. Bahr, "Gas Turbine Combustion and Emission Abatement Technology Current and Projected Status", Proc. IGTC 1999 Kobe, (1999), pp. 15-25
- (2) Christian L. Vandervort, "9 ppm NOx/CO Combustion System for F Class Industrial Gas Turbines", ASME 00-GT-86, (2000)
- (3) G. E. Andrews, H. S. Alkabbie, R. J. Bideau, M. N. Kim, "Ultra Low NOx Gas Turbine Combustion", IGTC 1999 Kobe, (1999), pp. 793-800
- (4) Shigeru Hayashi, "Compatibility Between Low-NOx Emissions and High-Combustion Efficiency by Lean Direct Injection Combustion", ASME 95-GT-276, (1995)
- (5) 寺崎岳, 林茂, 「ガスタービンの NOx 低減のための非予混合・希薄燃焼: 排出特性」, 日本ガスタービン学会誌, 26-101, (1998. 6), pp. 95-101
- (6) 吉田智昭, 細井潤, 藤秀実, 小林英夫, 宮川彰彦, 第 28 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2000. 6), pp. 117-121
- (7) 井上洋, 小金沢知己, 小林成嘉, 第 29 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2001. 6), pp. 113-118
- (8) Shigeru Hayashi, Hideshi Yamada, Mitsumasa Makida, "Short-Flame/Quick-Quench: a Unique Ultralow Emissions Combustion Concept for Gas Turbine Combustors", 28th (Int.) Symposium on Combustion, (2000), p. 1273
- (9) 十河桜子, 本間理陽司, 長谷耕司, 「濃淡燃焼における NOx, CO 生成特性」, 機論 B 64-617, (1998. 1), pp. 290-297
- (10) 井寺基弘, 許安昭男, 森川正治, 野田進, 小沼義昭, 第 37 回燃焼シンポジウム, (1999), pp. 113-114
- (11) 財省エネルギーセンター編, 改訂 実用ガス燃焼, 2 訂 1 版, (1979), pp. 31-40
- (12) 渡辺成夫, 田嶋孝二, 西村厚司, 宮内敏雄, 「ブンゼン式バーナの高負荷化」, 機論 B 55-515, (1989. 7), pp. 1985-1988
- (13) Forman A. Williams, 柘植俊一 訳, 燃焼の理論, 初版 1 刷, (1986), p. 530 (12 章), 日刊工業新聞社
- (14) Frank E. Marble, Thomas C. Adamson, Jr., "Ignition and Combustion in a Laminar Mixing Zone", Jet Propulsion, 24, (1954), pp. 85-94
- (15) M. J. Kwon, B. J. Lee, S. H. Chung, "An Observation of Near-Planar Spinning Premixed Flames in a Sudden Expansion Tube", Combust. Flame, 105, (1996), pp. 180-188
- (16) 倉田, 高橋, 「高温下でのメタン-空気予混合円管バーナの吹消えと逆火」, 日本ガスタービン学会誌, 28-2, (2000), pp. 48-54
- (17) J. Buckmaster, "Polyhedral Flames-an Exercise in Bimodal Bifurcation Analysis", SIAM J. Appl. Math, 44-1, (1984. 2), pp. 40-55
- (18) 十河桜子, 東京ガスエネルギー環境技術研究所技報, 9, (1999), pp. 13-17
- (19) 日本機械学会, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980), p. 50

セラミックブレードの FOD 解析

FOD Simulation on Ceramic Gas Turbine Blade

吉田 博夫*¹

YOSHIDA Hiro

李 銀生*²

LI, Yin-Sheng

Abstract

Foreign object damages (FODs) is the important subject in ceramic gas turbines (CGTs). In the test runs of CGT, it was often reported that some remarkable damages appeared in the trailing part of the rotor blade, where foreign particles hardly impacted. In order to understand this type of damage behavior, a finite-element analysis on the particle impact was carried out under the elastic assumption. The numerical analysis on 2D wedge model showed that interaction of the stress waves by the impact in the leading part could actually produce in the trailing part tensile stresses far beyond the material strength. In the analysis of 3D blade model, the maximum stress locations on the blade showed good correspondence to those of damaged areas observed in the particle impact experiment. As a result we could indicate that the foreign particle impact in the leading area of the blade was possible to cause damages in the trailing area (structural damage) as well as the impact site (local damage).

1. はじめに

タービンの熱効率を向上させる効果的方法の一つはその入り口温度(TIT)を高くすることである。TITを高めていくにつれてブレードなど高温に曝される部材の冷却について対策を講じなければならない。また、高温に耐え得る材料の使用についても検討が必要となる。特に小型ガスタービンの場合、小さなブレードの内部に冷却用流路を配置することは極めて困難となるため優れた耐熱材料であるセラミックの使用が強く望まれる。このような背景の中で小型セラミックガスタービンの研究開発が試みられてきた¹⁾。

セラミックは耐熱性に優れている反面衝撃力に弱く、エンジン内部の異物の衝突による破損 (Foreign Object Damages, FODs) が懸念されている。実際に FOD によるものと思われる損傷例もいくつか報告されている^{2), 3)}。損傷形態は局所的破損 (local damage) と構造的破損 (structural damage) とに大別される。ここで、前者は衝撃点直下ならびに近傍に発生する破損を、後者は衝撃点から離れた箇所での破損をそれぞれ意味するものとする。これまでのところセラミック材料の FOD 研究は局所的損傷に関するものが多く^{4) - 8)}、構造的損傷に関する研究例は比較的少ないように見受けられる^{9), 10)}。セラミックガスタービン (CGT) の最適設計にはこれら二つの視

点に立脚した判断が不可欠と思われる。

2. ブレード後縁側の破損

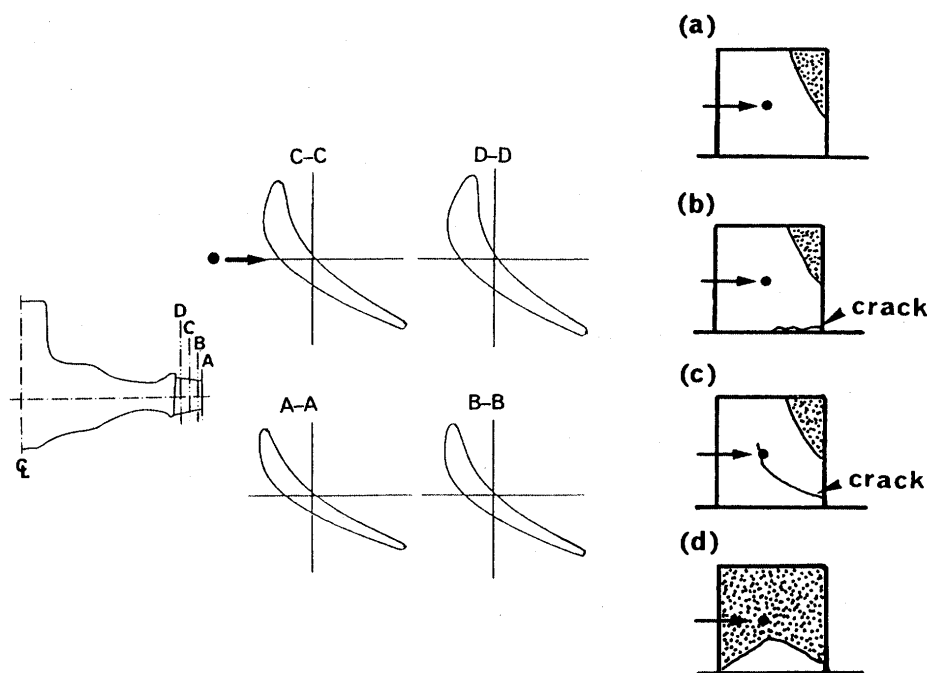
300 kW 級 CGT の試運転中にセラミックロータブレードの後縁側がしばしば破損するという報告があった¹¹⁾。当該ロータではブレードが比較的密に配置されており着目するブレードの後縁がその前にあるブレードの陰に隠れる形態となっている。それ故大半の異物はブレード前縁側に直接衝突する確率が高い。これまでのところ、上記報告における後縁側破損については概ね材料あるいは加工上の問題に起因するのではないかと考えられてきた。しかしながら FOD による可能性も否定できない。そこで、試運転に使用したものと同一形状のブレードを一枚切り出し実験室において粒子衝突試験をおこなったところ図 1 に示すような結果を得た¹⁰⁾。この結果は粒子衝突によって衝突点とは異なる後縁側が破損するまさに構造的損傷の典型的例となっており、FOD が上述した試運転中のブレードの破損に関与している可能性が否定できないものであることを示している。実験では衝突粒子として直径 1 mm のサマリウム・コバルト ($\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$) 球が使用された。また、衝突速度範囲はタービンの周速を参考にして決めた。実験の詳細は文献 12 に示した。

このような (構造的) 損傷の起こるメカニズムとして、衝撃によって発生する横波 (本論文では曲げの波と称することにする) や縦波 (疎密波) などの応力波の干渉効果が考えられる。特に疎密波については比較的取り扱いが

原稿受付 2001 年 11 月 12 日

* 1 独立行政法人産業技術総合研究所
〒305-8564 つくば市並木 1-2-1

* 2 富士総合研究所

図1 ロータブレードの粒子衝撃破損¹⁰⁾

(a) 545 m sec^{-1} , 室温, (b) 709 m sec^{-1} , 室温, (c) 714 m sec^{-1} , 1350°C , (d) 778 m sec^{-1} , 室温

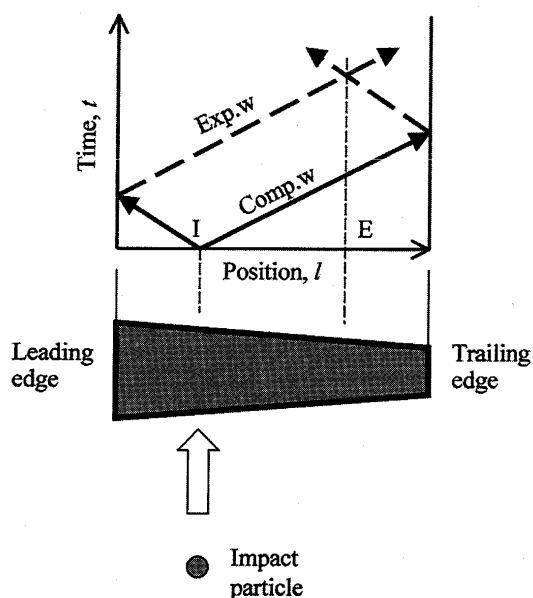


図2 衝撃応力波の干渉

容易なのでこの干渉効果について図2を用いて考察する。本図ではブレードを二次元の台形に置き換えた。I点に粒子が衝突するとこの点から前縁(左)ならびに後縁(右)に向かって圧縮の波(実線, Comp. w)が伝播する。これらの波は、自由端である前縁ならびに後縁において反射する際に位相が逆転し¹³⁾、引っ張りの波(破線, Exp. w)に変えられる。前縁ならびに後縁から反射してきた二つの引っ張りの波がE点で重畳しこの点で強い引っ張りが発生することになる。発生する引っ張り力が材料の強度を超えると破損が生じると考えられる。実際の現象では多くの反射波が重なり合い図2に示した場よりさら

に複雑なものとなるであろうが基本的な場の性質は保たれると思われる。その基本的性質の一つとして、簡単な考察により衝突点Iが前縁(後縁)側へずれると干渉点Eが後縁(前縁)側へずれることを注意しておく。

以上のような想定のもとに弾性数値解析を行った。まず、最初に二次元楔形状の場合について解析を行った。

3. 二次元楔形状に対する数値解析

解析モデルの寸法・形状と粒子衝突位置を図3に示す。実際のロータブレードの最大厚み、コード長さを参考に底辺 h ならびに高さ L をそれぞれ3 mmならびに20 mmとした。

3.1 解析条件ならびに解析法

実験で使用した $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ 球は衝突に際して圧壊するので衝撃力を推定するのに弾性接触理論を適用できない。それ故ここでは ρcv によって衝撃応力 p を見積もることとした¹³⁾。 ρ , c , v はそれぞれ、衝突粒子の密度、音速、衝突速度である。衝突点の幅は、実験で使用した

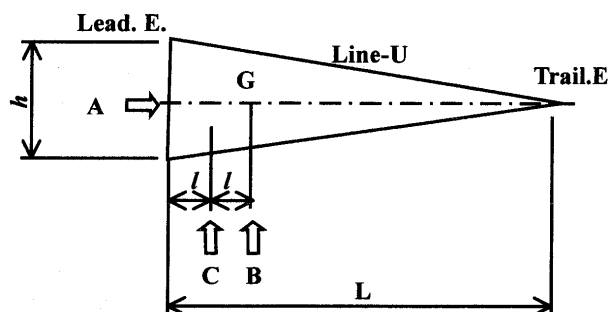


図3 二次元楔形解析モデルと衝撃位置
A, B, C: 粒子衝突位置, G: 重心

$\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ 球の直径 1 mm と同じとした。セラミックならびに $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ の機械特性値を表 1 に示す。音速 c は $\sqrt{[E(1-\nu)/\rho(1+\nu)(1-2\nu)]}$ によって与えた¹⁴⁾。 E , ν はそれぞれヤング率ならびにポアソン比である。このようにして計算された音速ならびに衝撃応力はそれぞれ $c = 4690 \text{ m sec}^{-1}$, $p = 17.7 \text{ GPa}$ である。ここで粒子衝突速度は $v = 450 \text{ m sec}^{-1}$ とした。衝撃応力の時間履歴は、衝突速度と球直径ならびに文献 7 の粒子衝突時のピエゾ音響センサ出力を参考にして、図 4 のように与えた。

解析は汎用有限要素法解析コード MARC K 7.3 を用い、衝突の時刻歴応答解析は Newmark- β 法を用いて行った。要素タイプは 4 節点 1 次の平面応力要素とし、節点数を 1891、要素数を 1800 とした。要素分割を図 5 に示す。

3.2 解析結果

衝突位置が A の場合の line-U (図 3) に沿う最大主応力の衝突後 1~6 μsec までの値を図 6 に示す。正は引っ張り、負は圧縮を表す。各時刻とも衝突点直下 1 mm の位置で引っ張りのピークが現れている。また、4.5 μsec において後縁から 2.8 mm の位置でも 0.8 GPa の引っ張りのピークが見られる。この場合の干渉効果については前縁側の反射が逐次的になると予想され図 2 のような単純な二つの波による解釈は当てはまらない。この逐次的な反射の効果は後縁側のピークの幅が後述する B, C 点衝突の場合に比べてかなり広がっていることに反映されていると考えられる。

衝突位置が B と C の場合の line-U に沿う最大主応力の時間変化を図 7, 8 に示す。位置 B は楔の重心の真横にあり、位置 C は位置 B と楔の底辺との中間にある。

表 1 セラミックならびに $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ の機械特性

	ヤング率 E , GPa	ポアソン比 ν	密度 ρ , g cm^{-3}	引張強度, Mpa
セラミック	309	0.28	3.4	500*
$\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$	151	0.26	8.4	—

*4 点曲げからの推定

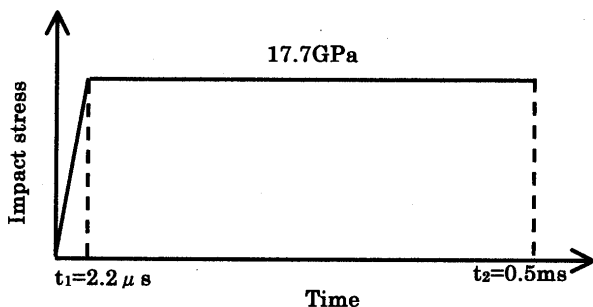


図 4 衝撃応力の時間履歴

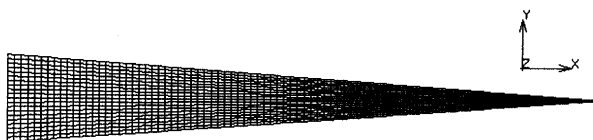


図 5 二次元楔モデルの要素分割

それぞれの場合に対する衝突点以外の個所における最大応力発生時刻、発生位置 (楔後縁からの距離)、応力の値は図 7 の衝突位置 B の場合、12 μsec , 3.9 mm, 86 GPa (引っ張り) となり、図 8 の衝突位置 C の場合、23.4 μsec , 2.1 mm, 16 GPa (引っ張り) となる。ここで取り上げているタービン候補材料の引っ張り強度は 500 MPa 程度 (表 1) なので、衝突で発生する後縁付近の応力値は優にこの値を超えている。従って、局所的にはき裂が発生しているはずである。このき裂は肉厚の薄い部分では厚さ方向に貫通する可能性があり、その結果図 1 に示したような部材の脱落を伴う破損形態が現れるものと考えられる。肉厚の厚い部分については 4 節で触れる。また、衝突位置のずれと最大応力発生位置のずれが 2 節で指摘したような挙動を示していることから疎密応力波

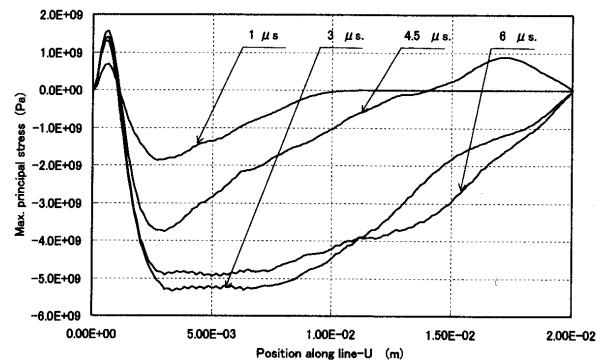


図 6 衝突位置 A の場合の line-U に沿う主応力の時間変化

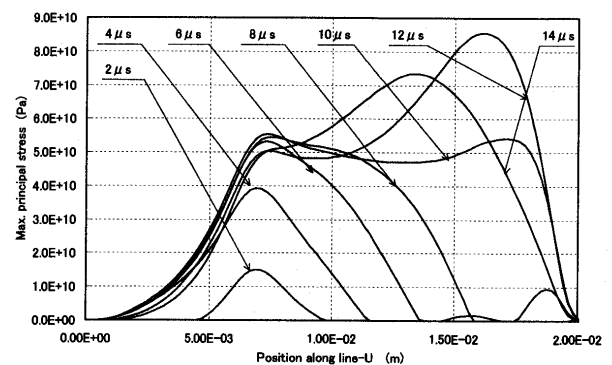


図 7 衝突位置 B の場合の line-U に沿う主応力の時間変化

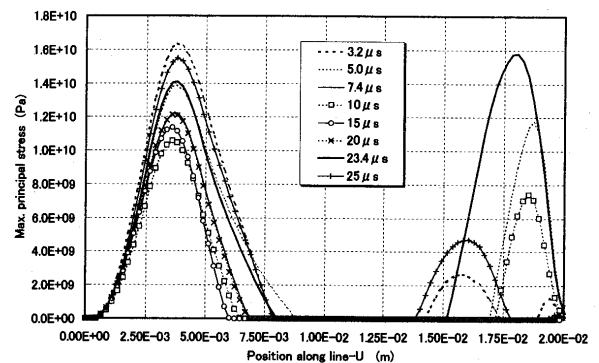


図 8 衝突位置 C の場合の line-U に沿う主応力の時間変化

の干渉効果が破損の支配的要因となっていることが推測される。

ここで、図 3 の A, B, C 各点に対する衝突によって後縁側で発生する最大主応力の大きさを比較すると、それぞれ 0.9 GPa (図 6), 86 GPa (図 7), 16 GPa (図 8) となり、衝突点の違いが発生する最大応力の大きさに強い影響をもつことがわかる。さらに特筆すべき点は、衝突によって投入される応力値 17.7 GPa (図 4) をはるかに超える応力値 (86 GPa) が発生しうることであり、まさにこのことこそが衝突によって発生する波動が形成する非平衡応力場の特徴といえる。

4. 三次元ブレード形状に対する数値解析

図 9 に本解析で使用したブレードの三次元要素分割の様子を示す。8 節点一次のソリッド要素を用いて三次元形状を定義した。左上にある円は粒子衝突点である。衝突位置は事例報告¹¹⁾ならびに実験¹⁰⁾を参考にして決めた。

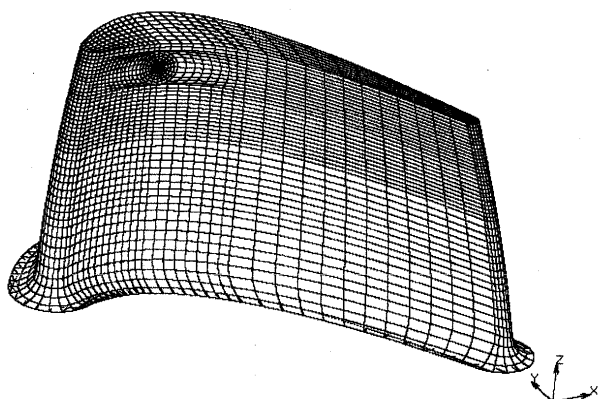


図 9 三次元ブレードモデルの要素分割ならびに座標系

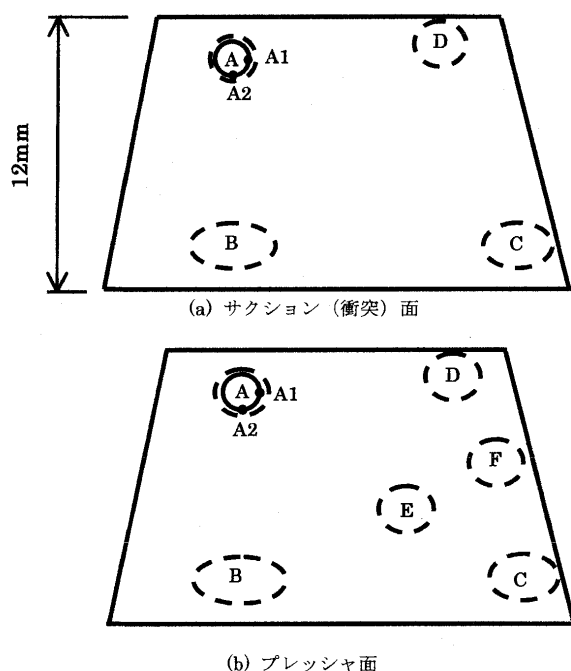


図 10 ブレード上最大主応力発生部位 A は粒子衝突位置

翼の高さ、翼根元の弦長ならびに最大厚さはそれぞれ約 12 mm, 17 mm ならびに 2 mm である。粒子衝突速度、衝突荷重時刻歴ならびに最大荷重は二次元楔モデルの場合と同じとした (図 4)。応答特性評価に関しても、二次元の場合と同様に Newmark- β 法を用いた。

図 10 にブレード Suction surface (SS) ならびに Pressure surface (PS) における最大主応力発生部位を、また表 2 にその応力値と発生時刻を示す。SS すなわち粒子が衝突する側では後縁側上部 D, 同根元 C ならびに前縁側根元 B で最大応力が発生している。PS 側では、SS 側で最大応力が発生した B, C, D 部に加えて、後縁側 E, F 部でも最大応力が発生している。この主な原因として 3 節で議論した衝撃応力波の干渉効果に加えて、図 11 に示すような粒子衝突によって励起されるブレードの高次の曲げ振動によるものと考えられる。SS ならびに PS 上各部位での発生応力値の範囲は 2~11 GPa となっている。これらの値は入力値 17.7 GPa の 11~62% に相当する。

ここで、図 10 の最大応力発生部位を図 1 の粒子衝突試験結果と比べると破損の位置が極めてよく対応していることがわかる。一方、衝突点直下・近傍でも表 1 に示

表 2 ブレード各部位における主応力の最大値及びその発生時刻

発生位置		発生時刻 (μ s)	最大主応力の最大値 (GPa)
面	位置の記号		
Suction surface	A1 点	16.5	2.00
	A2 点	7.45	4.41
	B	36.7	10.9
	C	15.5	4.11
	D	15.5	3.83
Pressure Surface	A1 点	25.7	1.96
	A2 点	45.7	2.90
	B	45.7	1.01
	C	21.0	4.18
	D	50.7	1.97
	E	50.7	3.63
	F	16.5	3.49

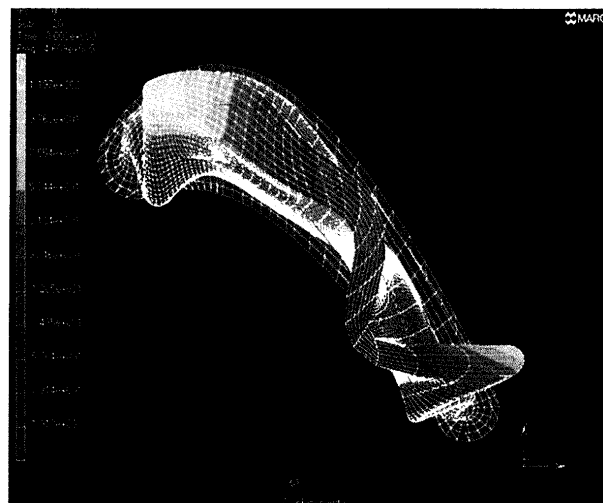


図 11 ブレードの高次固有振動モード (第 20 次モード、上から見た図)

した強度を超える大きな応力が発生しているので、リング、ラディアル、Hertzian 他種々の形態のき裂による局所的破損が発生していると思われる。衝突で発生したき裂の進展距離は部材のどの部分でも変わらないと仮定すると、肉厚が厚い箇所に発生したき裂の範囲は部材の厚さに比べてそれ以内にとどまり厚さ方向に貫通しない場合があり得る。その結果肉厚の薄い後縁側でのような部材の脱落は現れないものと推測される。

5. まとめ

セラミックガスタービンの試験運転中にロータブレードの後縁側が脱落する事例がしばしば報告された。FOD の視点からこの原因を探るべく、二次元楔モデルならびに三次元ブレードモデルに対して有限要素法による弾性衝撃解析を行い実験と比較した。得られた主な結果は次の通りである。

- (1) 二次元楔モデルを用い、前縁部粒子衝突によって発生する応力波の干渉により後縁部に材料の強度を超える強い引っ張り応力が発生し得ることを示した。また、衝突位置によっては投入衝突応力をはるかに超える応力が発生する場合のあることがわかった。
- (2) 三次元ブレードモデルに対する弾性解析により最大応力発生部位を抽出した。衝突点以外の最大応力部位を衝突実験における破損部位と比較すると両者はよく対応することがわかった。すなわち、数値解析結果は構造的破損の状況を適切に予測しているといえる。また、衝突点直下においては、セラミックの強度に鑑み、局所的破損が生じている可能性がある。衝突によって発生する応力範囲は入射衝突応力の 11~62% の範囲であった。
- (3) ブレードなどの設計に際しては数値解析を含め何らかの方法で予め衝突による最大応力発生部位を把握しておくことは局所的破損ならびに構造的損傷に対する対策を講ずる上で極めて重要であると思われる。

以上、セラミックブレード前縁に異物が衝突した場合にその後縁が破損することの可能性について検討し弾性解析の範囲で考えられる合理的理由を明らかにした。局所的破損と構造的破損との関係解明については今後の課題としたい。この場合、弾性解析では取り扱う事ができず、破壊過程を含む解析が必要である。

謝 辞

本研究は科学技術振興事業団戦略基礎研究推進事業の一環として契約された「資源循環・エネルギーミニマム型システム技術」研究領域における「超小型ガスタービン・高度分散エネルギーシステム」研究の成果である。産業技術総合研究所機械システム部門長筒井康賢氏には研究全般に対する助言をいただいた。川崎重工業株式会社巽哲男氏ならびに竹原勇志氏には FOD の状況や実際のセラミックブレード形状に関してご教示いただいた。

参考文献

- (1) 特集・300 kW セラミックガスタービン, ガスタービン学会誌 第 27 巻 5 号 (1999)
- (2) Song, J., Cuccio, J., and Kington, H.: "Impact Design Methods for Ceramic Components in Gas Turbine Engines", ASME paper 91-GT-115 (1991)
- (3) 300 kW 級セラミックガスタービン研究成果集, NEDO・セラミックガスタービン技術開発研究会 (1999) p. 85
- (4) Akimune, Y., Akiba, T., and Ogasawara, T.: "Damage Behaviour of Silicon Nitride for Automotive Gas Turbine Use When Impacted by Several Types of Spherical Particles", J. Materi. Sci. 30 (1995) pp. 1000-1004
- (5) Hara, Y., Matsubara, K., Mizuno, K., Shimamori, T., and Yoshida, H.: "Development and Evaluation of Silicon Nitride Components for Ceramic Gas Turbine", ASME paper 98-GT-498 (1998)
- (6) Tsuruta, H., Masuda, M., Soma, T., and Matsui, M.: "Foreign Object Damage Resistance of Silicon Nitride and Silicon Carbide", J. Am. Ceram. Soc. 73 (1990) pp. 1714-1718
- (7) Yoshida, H., Kano, S., Hasegawa, Y., Shimamori, T., Yoshida, M.: "Particle Impact Phenomena of Silicon Nitride Ceramic", Philoso. Mag. A, 74 (1996) pp. 1287-1297
- (8) Yoshida, H., M. M. Chaudhri, and Hoshi, Y.: "Quasi-Static Indentation and Spherical Particle Impact Studies of Turbine-Grade Silicon Nitride", 2nd Int. Indentation Workshop, July 2001, Cambridge
- (9) Yoshida, H., Nakashima, T., Yoshida, M., Hara, Y., and Shimamori, T.: "Experiment on Foreign Object Damage of Gas Turbine-Grade Silicon Nitride Ceramic", ASME paper 98-GT-399 (1998)
- (10) 吉田博夫, 「300 kW 級 CGT プロジェクトにおける FOD 評価試験について」, ガスタービン学会誌 第 27 巻 5 号 pp. 329-333 (1999)
- (11) 巽哲男 (川崎重工), 私信
- (12) Yoshida, H., Hoshi, Y., Uematsu, K., and Kitazawa, Y.: "A Single, Small Particle Launch System by electrothermal gun and microsabot", Rev. Sci. Instrum. 68 (1997) pp. 178-183
- (13) Kolsky, H., "Stress waves in solids", Dover Pub. Inc. New York (1963)
- (14) ランダウ・リフシッツ, (佐藤訳)「弾性理論」, 東京図書 (1973)

2次元超音速翼列に生じる衝撃波が関連した 流体力学的不安定現象に関する研究 －第1報 粘性流れに対する数値解析－

Flow Instabilities Associated with a Shock in Two-Dimensional Supersonic Cascade:
Part 1 – Numerical Investigation for Viscous Flow

岩本 幸治*¹
IWAMOTO Yukiharu

横田 和彦*²
YOKOTA Kazuhiko

辻本 良信*³
TSUJIMOTO Yoshinobu

キーワード：超音速翼列，衝撃波，流れの不安定現象，粘性流れ，アクチュエータディスク解析
Supersonic Cascade, Shock Wave, Flow Instability, Viscous Flow, Actuator Disk Analysis

Abstract

Numerical studies were carried out to investigate instabilities of viscous and supersonic flow in a two-dimensional cascade. Unsteady phenomena with circumferentially traveling fluctuation were found near the peak back pressure points. They are grouped into four types: (1) conventional rotating stall, (2) backward traveling fluctuation related with fluctuating leading edge shock, (3) intermittently appearing, forward and backward traveling fluctuation, and (4) forward traveling fluctuation with oscillating passage shock. Rotating stall was observed only for subsonic inlet. The second and third types are related with an interaction between expansion waves emanated from the blade suction surfaces and leading edge/detached shocks. The forth type is caused by an interaction between the downstream higher pressure region and the passage shock. It was found the rotating stall and forward traveling fluctuation correspond to those predicted by an actuator disk analysis⁽¹⁾.

1. はじめに

遷音速圧縮機の安全性を確保するためには，失速線近傍での流れの非定常性を理解することが不可欠である。これまで多くの研究者により，遷音速圧縮機の失速線近傍では旋回失速やサージが見られるほか，超音速流れに特有の現象として衝撃波がティップクリアランス漏れ流れや翼負圧面境界層と干渉して振動することが確認されている^{(2)～(6)}。流れの非定常性により効率が低下する⁽⁷⁾こともあり，失速線近傍での非定常流れの理解は非常に重要である。

Freeman and Cumpsty⁽⁸⁾は翼弦方向の運動量保存式を近似し，不始動状態にある超音速翼列の定常特性を求めた。彼らの結果では，超音速翼列の定常性能曲線に衝撃波や圧縮性による右上がり勾配が存在することが示されている。性能曲線の右上がり勾配はサージや旋回失速といった流れの不安定現象に大きく関与するため，超音

速翼列に独特の衝撃波が関連した不安定現象が存在する可能性がある。本研究では超音速翼列における衝撃波が関連した不安定現象について着目し，2次元超音速翼列の粘性流れに対する数値計算を行った。

記号

a ：音速
 c ：翼弦長
 c_{ax} ：軸流方向翼弦長
 m ：質量流量
 M ：マッハ数
 M_{is} ：等エントロピマッハ数
 p ：圧力
 s ：翼列ピッチ
 t ：時間
 T ：温度
 u ：軸流方向流速
 v ：周方向流速
 x ：軸流方向座標
 y ：周方向座標
 Z_n ：翼枚数 (=10)

原稿受付 2001年11月12日

- *1 愛媛大学工学部機械工学科
〒790-8577 松山市文京町3番
- *2 名古屋工業大学機械工学科
- *3 大阪大学基礎工学部

Δt : 時間ステップ

ρ : 密度

添字

abs : 静止系

av : 面積平均

LE : 翼前縁

TE : 翼後縁

O : 淀み点状態

1 : 入口境界

2 : 出口境界

2. 数値計算法

翼列とともに移動する座標系における2次元 Navier-Stokes 方程式を数値的に解いた。対流項には Harten-Yee の2次精度 TVD スキーム (流束制限関数には Van Leer limiter を使用), 粘性項は2次精度中心差分, 時間微分項は3点後退差分で評価した。時間進行には各時間ステップで Newton 緩和法を用いた。行列反転には LU-SGS 陰解法⁽⁹⁾を用いた。乱流粘性には改良型 LES 乱流モデル⁽¹⁰⁾を用いた。時間ステップ Δt は, $1/10$ の時間ステップによる結果と比較して同一の結果が得られることを基準に (周速)/(静止系淀み点音速) $= v_1/a_{01abs} > 1.1$ の場合は $\Delta t = 1.0 \times 10^{-6}$ [s] ($v_1/a_{01abs} = 1.5, 1.3, 1.2$ に対してそれぞれ $\Delta t/(s/v_1) = 0.0094, 0.0081, 0.0075$), $v_1/a_{01abs} \leq 1.1$ の場合は $\Delta t = 1.0 \times 10^{-5}$ [s] ($v_1/a_{01abs} = 1.1, 0.9, 0.8, 0.6$ に対してそれぞれ $\Delta t/(s/v_1) = 0.069, 0.056, 0.050, 0.037$)とした。

図1に計算格子を示す。10翼間で1周期を仮定し, 各翼には1から10までの翼番号をつける。上・下流に H 型, 各翼まわりに O 型格子を配置している。翼列形状には ARL-SL 19 翼列⁽¹¹⁾を用いた。その主要諸元を表

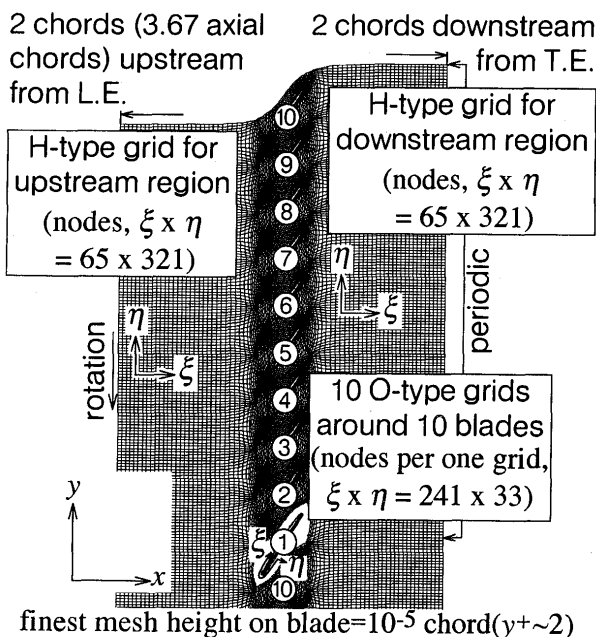


図1 計算格子 (格子線2本毎に表示)

1にまとめる。

計算初期値には1ピッチ計算結果 (1ピッチ毎に周期性があると仮定) を用いた。これらは多くの場合時間1次精度陰解法を用いた定常流れであるが, 定常流れに収束しない場合は時間2次精度陰解法に切り替えた結果を用いた。異なる初期値による計算を行った結果, じょう乱が完全に発達した状態には初期値依存性がないことも確認している。

境界条件は以下のように取り扱った。入口境界では静止系全温 $T_{01abs} = 300$ [K], 静止系全圧 $p_{01abs} = 0.1$ [MPa], 周速 (y 方向速度) v_1 を与え, 計算領域内点から1次元 Riemann 不変量を外挿した⁽¹²⁾。出口境界では静圧 p_2 を与え, 密度, x, y 方向の運動量を外挿した。翼面境界では粘着, 断熱条件を課した。周期境界および異なる格子とつながる境界では算術平均を用いた。陽的にじょう乱を与えることは行っていない。

3. 計算コードの検証

空間精度の検証では Tweedt et al.⁽¹¹⁾による実験と本計算を翼面上等エントロピマッハ数 M_{ts} の分布によって比較した。計算は図1の1ピッチ分で空間周期性があると仮定した。実験において AVDR (Axial Velocity Density Ratio, (出口質量流量)/(入口質量流量))を表す)が1に近い2条件に対する結果を図2に示す。マッハ数の急減少は衝撃波を表すが, 計算結果は衝撃波の位置を良く捕らえている。

表1 ARL-SL 19 翼列⁽¹¹⁾主要諸元

Solidity, chord/pitch	1.5294
Stagger angle	56.93 deg
Maximum blade thickness/chord	0.0255
Blade chord	85 mm
Leading edge radius/chord	0.00128
Design relative inlet Mach number	1.612
Camber angle at leading edge	-2.89 deg
Design static pressure ratio	2.15

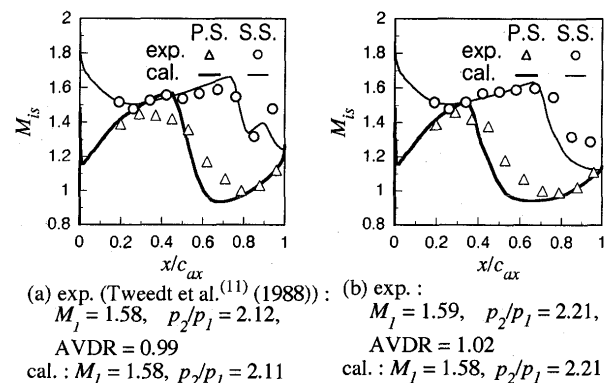


図2 翼面上等エントロピマッハ数の Tweedt et al.⁽¹¹⁾による実験との比較

時間精度を検証するために同一の流れ場を異なる時間ステップによって計算した。計算格子は図1の10枚翼列を用いた。定常状態が unique incidence によりチョークしている場合として(a) $v_1/a_{0labs} = 1.3$, $p_2/p_{0labs} = 1.56$, 不始動状態の場合として(b) $v_1/a_{0labs} = 1.1$, $p_2/p_{0labs} = 1.402$, 衝撃波が発生しない場合として(c) $v_1/a_{0labs} = 0.6$, $p_2/p_{0labs} = 1.06$ の計算を行った。これらの条件ではいずれも変動が周方向に伝ばする現象が見られる。blade 5, 6 の前・後縁における静圧時間履歴を図3に示す。(a) の場合は $\Delta t = 1.0 \times 10^{-5}$, 1.0×10^{-6} , 1.0×10^{-7} [s] で、(b)と(c)の場合は $\Delta t = 1.0 \times 10^{-4}$, 1.0×10^{-5} , 1.0×10^{-6} [s] で計算を行った。(a)~(c)全ての場合において中間の時間ステップ ((a)では $\Delta t = 1.0 \times 10^{-6}$ [s], (b)と(c)では $\Delta t = 1.0 \times 10^{-5}$ [s]) による結果は細かい時間ステップによる結果と一致しているが、荒い時間ステップでは一致しない。これらの結果より $v_1/a_{0labs} > 1.1$ の場合は $\Delta t = 1.0 \times 10^{-6}$ [s], $v_1/a_{0labs} \leq 1.1$ の場合は $\Delta t = 1.0 \times 10^{-5}$ [s] とすれば時間精度が確保されると判断した。

4. 計算結果と考察

4.1 性能曲線

計算による性能曲線を図4に示す。黒抜きの作動点で

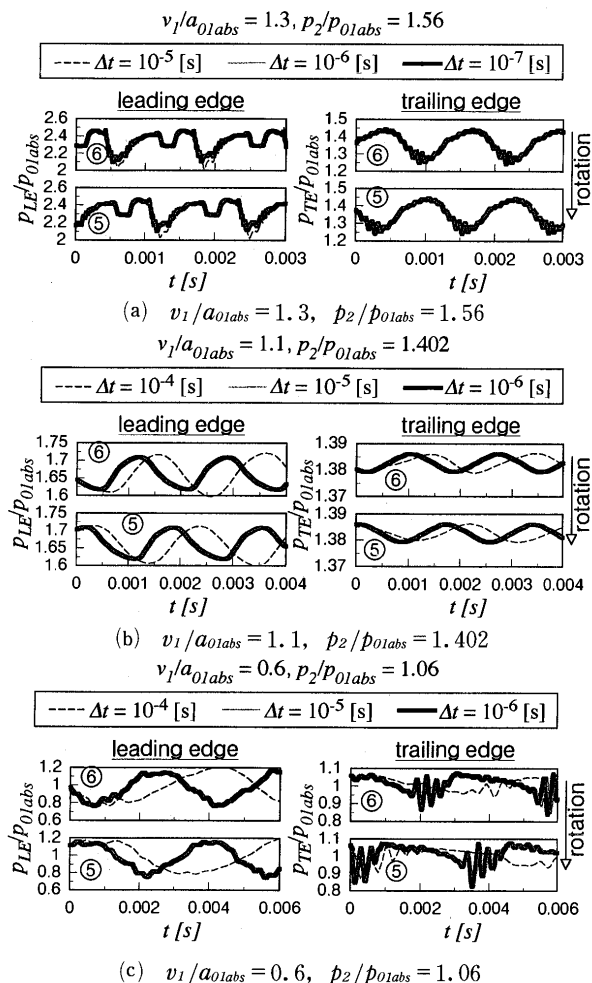


図3 3種類の時間ステップによる結果の比較

流れ場は定常になる。ラベル A~S を付した白抜きの作動点で流れ場が非定常になったが、これらは周速一定時の最大背圧点近傍にある。これら非定常現象の特性を表2に示す。変動が周方向に伝ばする現象は図4の円で囲んだラベルで表される作動点において見られた。これらの現象は4種類に分類され、1つは亜音速翼列流れに通見られる旋回失速である。その他は本論文では後回りの変動、間欠的な変動、前回りの変動と呼ぶことにする。本論文では超音速流れに特有である後者3つの変動について述べる。

4.2 後回りの変動

この現象は翼負圧面から発生する膨張波と衝撃波が翼列上流で干渉することによって起こり、図4、表2中の作動点 A ($v_1/a_{0labs} = 1.5$, $p_2/p_{0labs} = 1.789$) と作動点 K ($v_1/a_{0labs} = 1.1$, $p_2/p_{0labs} = 1.402$) において見られた。作動点 A の計算初期は unique incidence によって流れがチョークしており、作動点 K では不始動状態にある。

まず作動点 A の結果を述べる。図5、6に iteration = 7500 ($\Delta t / (s/v_1) = 0.0094$) でのマッハ数等高線と前縁から 1 axial chord 上流(図5の破線上)での非定常マッハ数分布をそれぞれ示す。図6の各線は各時間での周方向マッハ数分布を右にスライドさせてプロットしたものであり、縦軸の数字は対応する番号の翼における前縁位置を表す。図5ではすでに変動が発生しているが、計算初期では unique incidence により翼列上流は一樣な流れ場を呈しており、衝撃波は前縁に付着している。iteration = 1500 で衝撃波が上流に押し出されて離脱し、衝撃波から圧縮波が上流に伝ばする。圧縮波が通過した領域ではマッハ数が減少する。iteration = 4500 で圧縮波が入口境界に達し、入口境界での流量が減少する。一方で衝撃波が前縁から離脱することにより incidence が増大し、翼負圧面から発生する膨張波が強くなる。そのため図5中上流の白で示されている高マッハ数領域が翼負圧面か

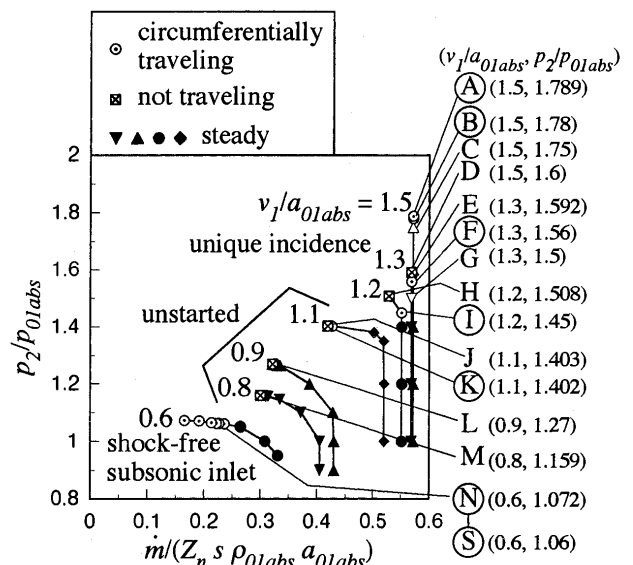


図4 粘性計算による性能曲線

表2 粘性計算における非定常現象の特性

operating point	v_1/a_{01abs} , p_2/p_{01abs}	propagation velocity ratio	number of circumferential periods over 10 blades	Remark
A	1.5, 1.789	0.81	1	Backward traveling fluctuation related with fluctuating leading edge shock appears before local backflow at inlet boundary. Amplitude of shock motion is 5% chord.
B	1.5, 1.78	forward : 1.27 backward : 0.85	1	Intermittently appearing, forward and backward traveling fluctuation. Amplitude of shock motion is 10% chord.
C	1.5, 1.75	-	-	Trailing vortex shedding with shock-boundary layer interaction. $St = 0.33$ at point C, 0.32 at point D*.
D	1.5, 1.6	-	-	
E	1.3, 1.592	-	-	Local backflow at inlet boundary.
F	1.3, 1.56	1.19	5	Forward traveling fluctuation with oscillating passage shock. Amplitude of shock motion is 10% chord.
G	1.3, 1.5	-	-	Trailing vortex shedding. $St = 0.34^*$
H	1.2, 1.508	-	-	Local backflow at inlet boundary.
I	1.2, 1.45	1.21	1	Forward traveling fluctuation with oscillating passage shock. Amplitude of shock motion is 7% chord.
J	1.1, 1.403	-	-	Local backflow at inlet boundary.
K	1.1, 1.402	0.86	6	Backward traveling fluctuation related with fluctuating leading edge shock. Amplitude of shock motion is 3% chord.
L	0.9, 1.27	-	-	Local backflow at inlet boundary.
M	0.8, 1.159	-	-	Local backflow at inlet boundary.
N ~ S	0.6, 1.072 ~ 1.06	0.85 ~ 0.87	6	Rotating stall. Local backflow at inlet boundary occurs at the highest back pressure point N.

* St is Strouhal number normalized by boundary layer thickness at trailing edge and mean flow velocity in cascade discharge area.

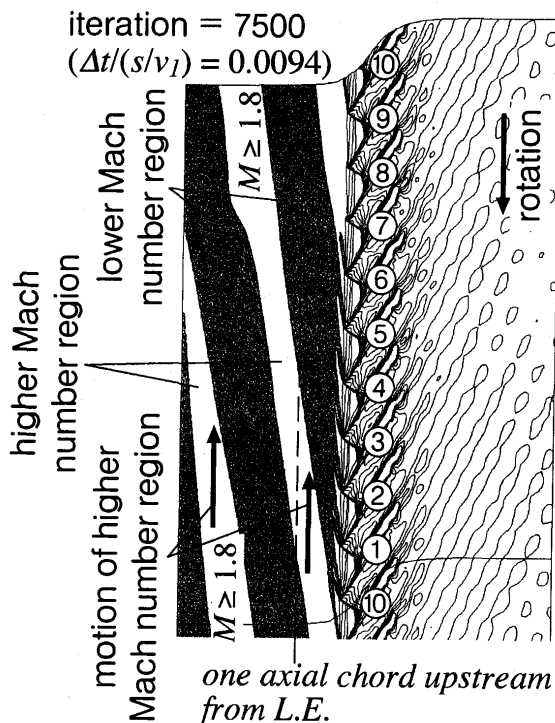


図5 作動点 A におけるマッハ数等高線
($v_1/a_{01abs} = 1.5$, $p_2/p_{01abs} = 1.789$,
iteration = 7500, $M \geq 0.5$, increment = 0.1)

ら発生する。この高マッハ数領域は領域を上流に伸ばしながら図6に示すように周速と反対方向（図6では上向

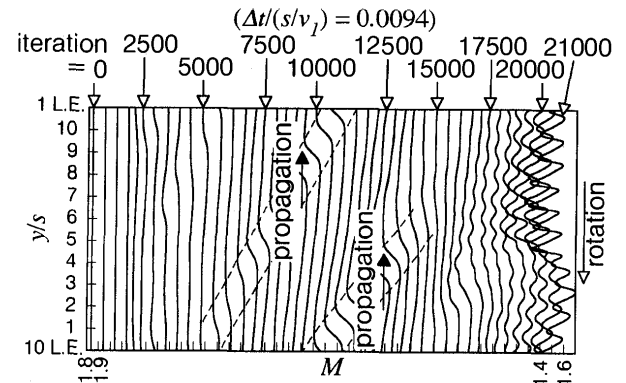


図6 作動点 A における前縁から1 axial chord 上流（図5の破線上）での非定常マッハ数分布
($v_1/a_{01abs} = 1.5$, $p_2/p_{01abs} = 1.789$)

き）に移動する。流れ場の様子を見たところ、衝撃波が周速方向に隣接する翼の負圧面から発生する膨張波によって振動→その衝撃波振動により incidence が振動→その翼負圧面から発生する膨張波が振動という衝撃波振動の伝わり方が確認された。変動の伝ば速度比(= (静止系から観測したじょう乱の移動速度)/(周速))は0.81である。1/2 ピッチ位置での衝撃波位置の振動振幅は翼弦長の約5%である。

iteration がさらに進むと衝撃波が強くなり過ぎて高マッハ数領域は消滅する。図6では iteration = 15000 あたりから周方向に伝ばする高マッハ数領域が消失する。

最終的には質量流量が急激に減少し、iteration = 21289 (0.021289[s])で入口境界の一部分において逆流が生じたため計算を打ち切った。

次に作動点 K の結果を述べる。図 7 に前縁から 3 axial chord 上流での非定常マッハ数分布を示す。極大値をとる 6 つの点は翼負圧面から発生する膨張波による高マッハ数領域に対応する。これら 6 つの波が形状を変化させながら回転と反対方向に移動する。変動の伝ば速度比は 0.86 である。マッハ数等高線も見てみたが、作動点 A で表されるような高マッハ数領域の移動は等高線からは見られなかった。1/2 ピッチ位置での衝撃波位置の振動振幅は翼弦長の約 3% である。

作動点 A では逆流が生じたため計算を打ち切ったが、作動点 K の場合は iteration = 16000 (0.16[s])でも逆流は生じなかった。

4.3 間欠的な変動

この現象は図 4、表 2 中の作動点 B ($v_1/a_{01abs} = 1.5$, $p_2/p_{01abs} = 1.78$) において見られた。図 8 に作動点 B における iteration = 22000 ~ 28500 ($\Delta t/(s/v_1) = 0.0094$)での翼列上流でのマッハ数等高線、図 9 に前縁から 1 axial chord 上流 (図 8 の破線上)での非定常マッハ数分布を示す。図 8 の灰色で示される領域は離脱衝撃波によりマッハ数が低下している領域である。iteration = 22000 ~ 24500 では衝撃波が前縁から離脱しているが、その際には灰色の領域が拡大し、図 9 の下向き矢印で示されるよ

うに変動は周速と同方向に伝ばする。灰色の領域が入口境界に達すると (iteration = 24500) 入口境界での流量が減少する。そして iteration = 24500 以降では白で示される領域が回復する。この領域は翼負圧面から発生する膨張波によって形成され、前節で示した現象と同様に衝撃波の離脱が incidence を増大させ、膨張波を強めている。この期間では図 9 の上向き矢印で示されるように変動が周速と反対方向に伝ばするが、この間は iteration とともに変動振幅が減衰する。そして上流は一樣流に回復する。このような変動が間欠的に発生する。下流でも上流と同様の観察を行ったが、周速と同方向に伝ばする変動しか確認できなかった。変動の平均的な伝ば速度比は 1.27 と 0.85 である。1/2 ピッチ位置での衝撃波位置の振動振幅は翼弦長の約 10% である。

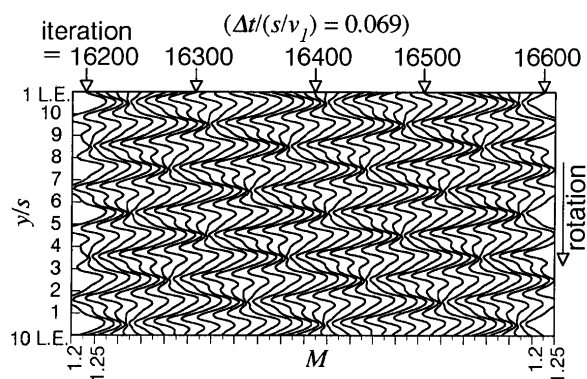


図 7 作動点 K における前縁から 3 axial chord 上流での非定常マッハ数分布 ($v_1/a_{01abs} = 1.1$, $p_2/p_{01abs} = 1.402$)

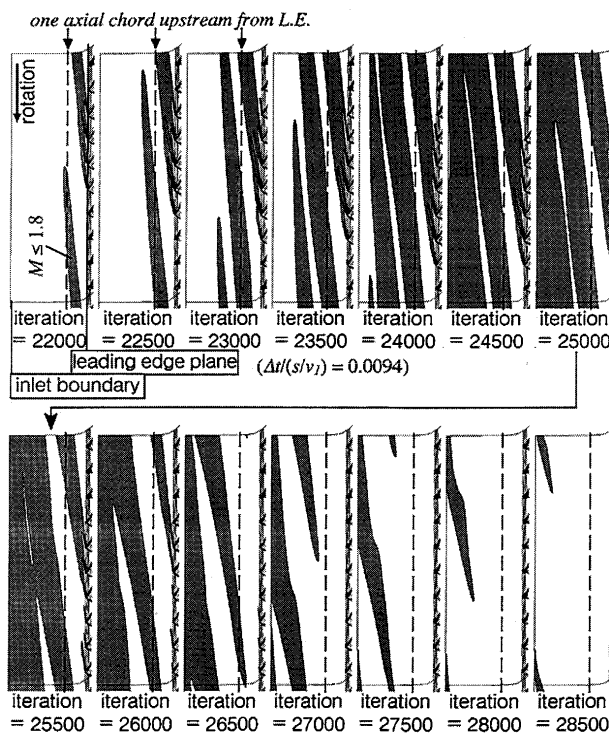


図 8 作動点 B におけるマッハ数等高線 ($v_1/a_{01abs} = 1.5$, $p_2/p_{01abs} = 1.78$, iteration = 22000 ~ 28500, 翼列上流部分のみ, $M \geq 0.5$, increment = 0.1)

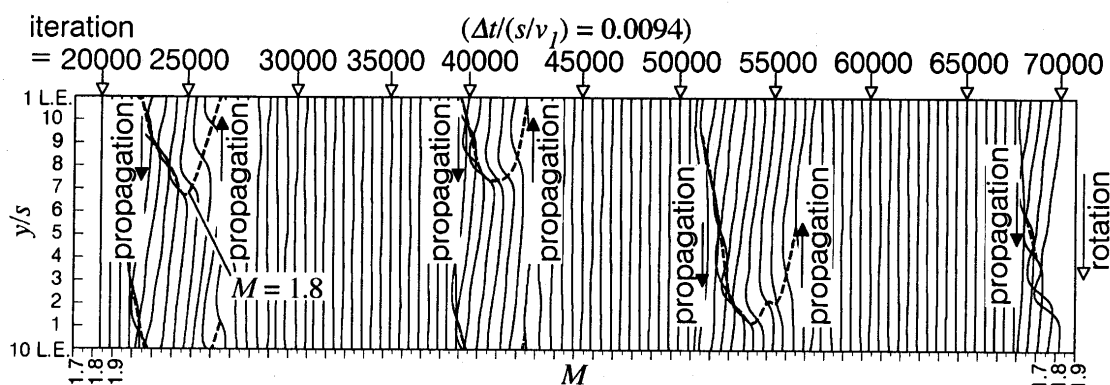


図 9 作動点 B における前縁から 1 axial chord 上流 (図 8 の破線上)での非定常マッハ数分布 ($v_1/a_{01abs} = 1.5$, $p_2/p_{01abs} = 1.78$)

4.4 前回りの変動

この現象は図4、表2中の作動点F($v_1/a_{01abs}=1.3$, $p_2/p_{01abs}=1.56$)と作動点I($v_1/a_{01abs}=1.2$, $p_2/p_{01abs}=1.45$)において見られた。これらの作動点では計算初期にはunique incidenceによりチョークしている。両者ともに翼列下流で周速方向に移動する高圧領域と干渉して翼間衝撃波が振動する。

図10に作動点Fにおけるiteration=42000($\Delta t/(s/v_1)=0.0081$)での静圧等高線、図11、12に作動点F、Iにおける翼列下流での非定常静圧分布をそれぞれ示す。図11、12の縦軸の数字は対応する番号の翼における後縁位置を表す。図10中灰色の領域で示されるように、作動点Fでは図11の5つのピークに対応する高圧領域が翼列下流に発生する。作動点Iでは図12の1つのピーク

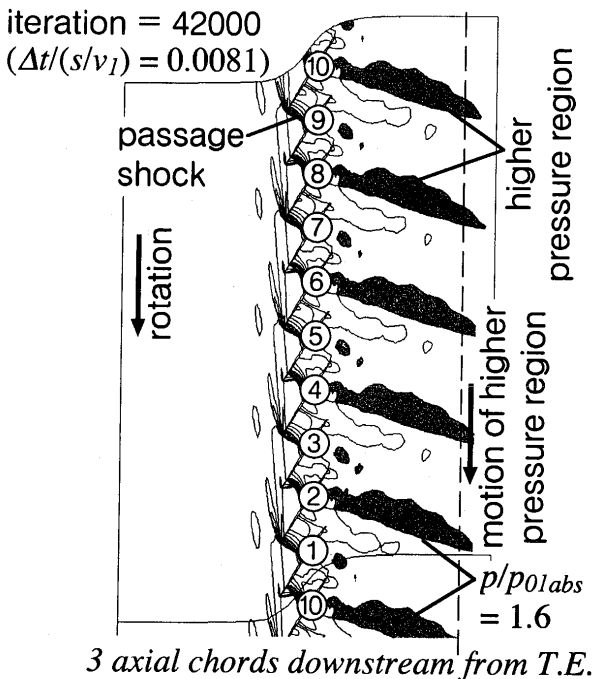


図10 作動点Fにおける静圧等高線

($v_1/a_{01abs}=1.3$, $p_2/p_{01abs}=1.56$,

iteration=42000, increment of $p/p_{01abs}=0.1$)

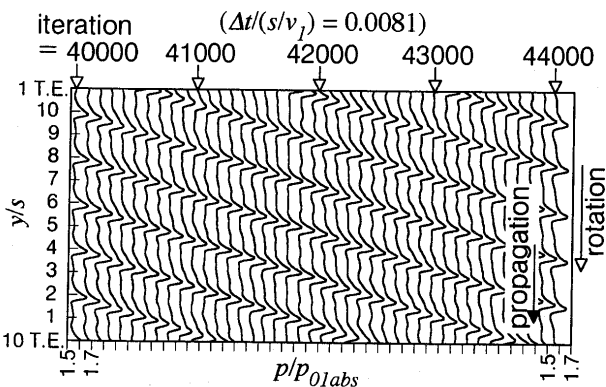


図11 作動点Fにおける後縁から3 axial chord 下流 (図10の破線上) での非定常静圧分布

($v_1/a_{01abs}=1.3$, $p_2/p_{01abs}=1.56$)

クに対応する高圧領域が下流に発生する。これらの高圧領域が周速方向(図では下向き)に移動する。いずれの場合も変動は主に翼間衝撃波下流で発生する。

変動の伝ば速度比は作動点Fで1.19, 作動点Iで1.21である。この結果から高圧領域とともに移動する座標系から見た高圧領域先端(図10灰色領域の下側)に垂直方向のマッハ数を概算した。その結果を表3に示す。括弧内には垂直衝撃波の場合の上・下流マッハ数の関係を示している。いずれの場合も高圧領域上流では相対的に超音速になっており、その上・下流マッハ数の関係は垂直衝撃波の場合に近い。このことから高圧領域は弱い衝撃波に成長したものであることが分かる。高圧領域上流のマッハ数は作動点Fよりも作動点Iの方が小さいため、図12(作動点I)の静圧分布が図11(作動点F)に比べてなだらかになっていると考えられる。

図13は翼列出口部の3つの検査面を通して流入出する質量流量と面積平均静圧の変化を作動点Fに対して示したものである。境界CDの静圧が上昇する(高圧領域が境界CDに達する)時にそこでの流量が減少する。翼列入口部では流量変動が小さいため、出口部である境

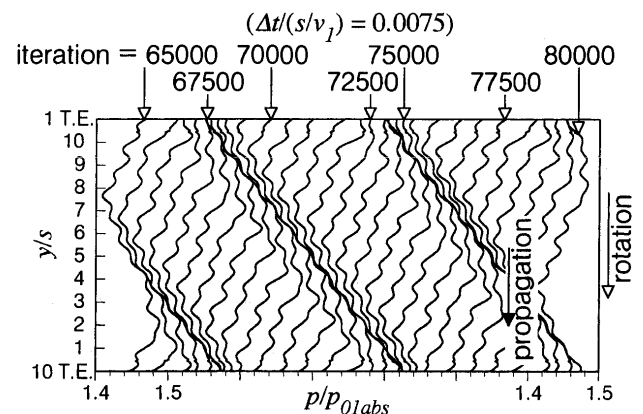


図12 作動点Iにおける後縁から1 axial chord 下流での非定常静圧分布 ($v_1/a_{01abs}=1.2$, $p_2/p_{01abs}=1.45$)

表3 高圧領域とともに移動する座標系から見た高圧領域先端に垂直方向のマッハ数

operating point (v_1/a_{01abs} , p_2/p_{01abs})	1 axial chord downstream from T.E. $M_{U_{hpr}} \rightarrow M_{D_{hpr}}$ ($M_1 \rightarrow M_2$)*	2 axial chords downstream from T.E. $M_{U_{hpr}} \rightarrow M_{D_{hpr}}$ ($M_1 \rightarrow M_2$)*	3 axial chords downstream from T.E. $M_{U_{hpr}} \rightarrow M_{D_{hpr}}$ ($M_1 \rightarrow M_2$)*
F (1.3, 1.56)	1.13→0.95 (1.13→0.89)	1.10→0.91 (1.10→0.91)	1.07→0.98 (1.07→0.94)
I (1.2, 1.45)	1.08→0.96 (1.08→0.93)	1.07→0.98 (1.07→0.94)	1.06→0.99 (1.06→0.94)

* $M_{U_{hpr}}$ and $M_{D_{hpr}}$ are Mach numbers upstream and downstream of higher pressure region in the frame moving with higher pressure region, respectively. M_1 and M_2 are Mach numbers upstream and downstream of normal shock calculated from Rankine-Hugoniot equation, respectively.

界 AB での流量変化により翼間の流体質量が増減し、翼間衝撃波が振動する。境界 BC での流量が最小値をとるときには境界 AB での流量が大きくなり、境界 CD での流量が小さくなる傾向にある。このことから、ある翼列出口部における流量変化が周速方向に隣接する翼間からの流出を抑制していると考えられる。作動点 I についても同様の傾向が確認された。1/2 ピッチ位置での衝撃波位置の振動振幅は作動点 F で翼弦長の約 10%，作動点 I で 7% である。

4.5 アクチュエータディスク解析による結果との比較

本計算で見られた変動が周方向に伝ばする現象の伝ば速度をアクチュエータディスク (AD) 解析⁽¹⁾の結果と比較する。AD 解析では平板翼を仮定し、ディスク前後の境界条件には翼弦方向の運動量保存を用いた。翼列の食違い角は本計算と一致させた。AD 解析では 2 つのモードが得られたが (モード I, II と呼ぶ)、モード I は図 4, 表 2 中の作動点 N~S ($v_1/a_{01abs} = 0.6$, $p_2/p_{01abs} = 1.072 \sim 1.06$) で見られた旋回失速に対応し、モード II は作動点 F ($v_1/a_{01abs} = 1.3$, $p_2/p_{01abs} = 1.56$) と作動点 I ($v_1/a_{01abs} = 1.2$, $p_2/p_{01abs} = 1.45$) で見られた前回りの変動に対応することが確認された。翼列とともに移動する座標系を見た場合、旋回失速に対応するモード I の伝ば速度は本計算で得られたものよりも大きかった。これは AD 解析では考慮されていない翼間の慣性質量の影響であると考えられる。ここでは衝撃波が発生する場合に特有な現象である作動点 F と I での変動をモード II と比較した結果を示す。

図 14 に比較結果を示す。各図ともに上段は伝ば速度比、下段は AD 解析のみで得られる変動の時間減衰率を示している。作動点 F, I とともに同一質量流量において不安定モード II が存在するが、その伝ば速度比は作動点 F の場合はよく一致し、作動点 I の場合は AD 解析よりも大きい。4.4 節で述べたように、この変動は音波よりも速く伝ばする (弱い衝撃波が伝ばする)。AD 解

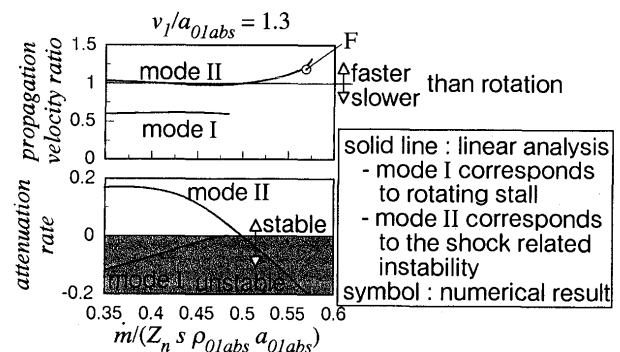
析では音波以上の速度ではじょう乱は伝ばしない。このことが作動点 I の場合には作動点 F の場合に比べて強く現れていると考えられる。

図 4, 表 2 中の作動点 A, B, K (それぞれ $v_1/a_{01abs} = 1.5, 1.5, 1.1$, $p_2/p_{01abs} = 1.789, 1.78, 1.402$) で見られた後回りの変動や間欠的な変動は AD 解析では予測できない。これは作動点 A, B, K での変動は翼負圧面から発生する膨張波が関係しているが、AD 解析には膨張波の影響が考慮されていないためであると考えられる。

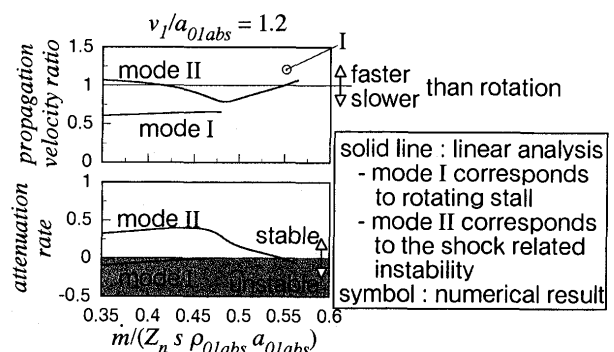
5. 結 論

2次元超音速翼列の粘性流れに対する数値計算を行った。結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 変動が周方向に伝ばする現象が図 4 の円で囲んだラベルで表される作動点において見られた。これらの現象は 4 種類に分類され、1 つは亜音速翼列流れに通常見られる旋回失速である。その他は以下の(2)~(4)で述べる現象である。
- (2) 後回りの変動では翼負圧面から発生する膨張波と衝撃波が翼列上流で干渉する。離脱衝撃波が incidence を増大させることによって膨張波が強くなる。衝撃波は周速方向に隣接する翼負圧面から発生する膨張波によって振動し、その衝撃波振動により incidence および翼負圧面の膨張波が振動する。
- (3) 間欠的な変動ではまず衝撃波が離脱し、翼列上流に低マッハ数領域が形成される。このとき変動は周速と



(a) 作動点 F ($v_1/a_{01abs} = 1.3$, $p_2/p_{01abs} = 1.56$)



(b) 作動点 I ($v_1/a_{01abs} = 1.2$, $p_2/p_{01abs} = 1.45$)

図14 前回りの変動とアクチュエータディスク解析との比較

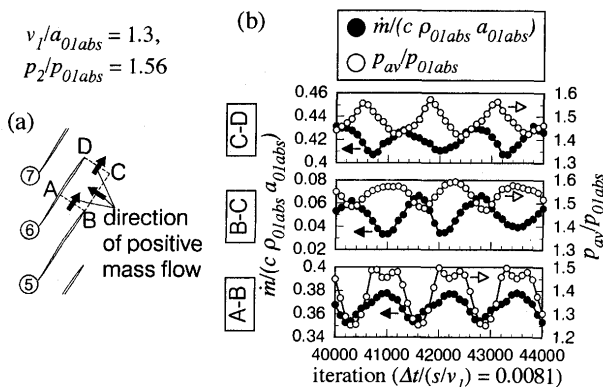


図 13 作動点 F における翼列出口部での質量流量と面積平均静圧 (a) 検査面 AB, BC, CD (b) 各検査面での質量流量と面積平均静圧 ($v_1/a_{01abs} = 1.3$, $p_2/p_{01abs} = 1.56$)

同方向に伝ばする。その後衝撃波離脱による incidence の増加が翼負圧面からの膨張波を強め、低マッハ数領域が消滅する。この際には変動は周速と反対方向に伝ばする。これが間欠的に起こる。

- (4) 前回りの変動では翼列下流で周速方向に移動する高压領域と翼間衝撃波が干渉して振動する。高压領域上流では高压領域に対して相対的に超音速であり、上・下流マッハ数の関係は垂直衝撃波の場合に近い。
- (5) アクチュエータディスク解析で得られる2種類の不安定モードは図4、表2中の作動点N~S($v_1/a_{01abs} = 0.6$, $p_2/p_{01abs} = 1.072 \sim 1.06$)で見られた旋回失速と、作動点F($v_1/a_{01abs} = 1.3$, $p_2/p_{01abs} = 1.56$)と作動点I($v_1/a_{01abs} = 1.2$, $p_2/p_{01abs} = 1.45$)で見られた前回りの変動に対応する。

参考文献

- (1) 岩本幸治, 横田和彦, 辻本良信, 日本機械学会論文集(B編), 63-612(1997-8), pp. 2667-2675
- (2) Ng, W. F., Epstein, A. H., ASME J. of Eng. for Gas Turbines

- and Power, 107-2 (1985-4), pp. 345-353
- (3) Strazisar, A. J., ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power, 107-2 (1985-4), pp. 427-435
- (4) Copenhaver, W. W., Puterbaugh, S. L., Hah, C., ISABE Paper 95-7073 (1995)
- (5) Copenhaver, W. W., Puterbaugh, S. L., Hah, C., AIAA J. of Propulsion and Power, 13-1 (1997-1), pp. 17-23
- (6) Puterbaugh, S. L., Copenhaver, W. W., ASME J. of Fluids Eng., 119-1 (1997-3), pp. 122-128
- (7) Kerrebrock, J. L., AIAA J., 19-1 (1981-1), pp. 4-19
- (8) Freeman, C., Cumpsty, N. A., ASME Paper 89-GT-326 (1989)
- (9) Yoon, S., Jameson, A., AIAA J., 26-9 (1988-9), pp. 1025-1026
- (10) 高倉葉子, 小川哲, 石黒登美子, 第6回航空機計算空気力学シンポジウム論文集, (1988), pp. 215-221
- (11) Tweedt, D. L., Schreiber, H. A., Starken, H., ASME J. of Turbomachinery, 110-4 (1988-10), pp. 456-466
- (12) Chima, R. V., AIAA J., 23-10 (1985-10), pp. 1556-1563

CO₂ 回収対応高効率クローズドガスタービンシステムの検討

Study on the Highly Efficient Closed-Cycle Gas Turbine System for CO₂ Collection

幸田 栄一^{*1}
KODA Eiichi

高橋 徹^{*1}
TAKAHASHI Toru

上松 一雄^{*2}
UEMATSU Kazuo

山下 勝也^{*3}
YAMASHITA Katsuya

Abstract

In WE-NET project Phase I Program, the power generation system with more than 60% (HHV) thermal efficiency had been designed. However, because this system must be fueled by pure hydrogen, commercialization of this system in early stage is thought to be difficult. Therefore, the new project, in which the natural gas fueled system is targeted, has been started since FY 1999. In this project, the power generation efficiency is aimed to be 60% (HHV) or higher, with turbine inlet maximum temperature of 1973 K. In this report, effects of some parameters are evaluated and the main components are conceptually designed.

1. はじめに

WE-NET 第 I 期における水素燃焼タービンシステムの検討では、タービン入口最高温度 1700℃ のもとで発電端効率 60% (HHV) という目標が達成された⁽¹⁾。しかし、水素を燃料とするシステムを実用化するためには、膨大なインフラの構築が必要となるため、早期の実用化は困難と考えられる。そこで、ここで得られた成果の早期実用化を図ると共に発電分野における二酸化炭素排出量を大幅に低減することを目指し、平成 11 年度より「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術—第 I 期研究開発—」が開始された。このプロジェクトで対象とするシステムは、天然ガスを燃料とする酸素燃焼の 1700℃ 級超高温ガスタービンを用いたクローズド型システムにより、容易に二酸化炭素全量を回収可能であると同時に、画期的な高効率の達成を目指したものである。本稿では、発電端効率 60% 以上を目標として進められている「システム研究」におけるこれまでの研究成果を紹介する。

略号

LCP: 低圧圧縮機, HCP: 高圧圧縮機, CO₂CP: CO₂ 排出圧縮機, CB: 燃焼器, HTT: 高温タービン (HT 1: 高温高圧タービン, HT 2: 高温低圧タービン), LT: 低温タービン, HT: 高温タービン, CP: 圧縮機, COND: 復水器, RX: 再生器, SG: 蒸気発生器, DEA: 脱気器

原稿受付 2001 年 11 月 30 日

- * 1 財電力中央研究所 エネルギー機械部
〒240-0196 神奈川県横浜須賀市長坂 2-6-1
- * 2 三菱重工業(株)
- * 3 株式会社東芝

2. システムの構成と特徴

2.1 システム構成と特徴

WE-NET プロジェクトにおいて最適システムとして選定されたトッピング再生サイクルの構成を図 1 に示す。このシステムは純水素と純酸素を当量比燃焼してできる水蒸気を作動媒体としており、トッピング側の閉ループを構成するブレイトンサイクルから作動媒体の一部を分岐して、ボトム側のランキンサイクルの作動媒体とするもので、発電端効率 61.8% と、非常に高い効率を達成可能である。

一方、今回対象とするシステムは図 2 に示すように、基本的な構成は図 1 のシステムと非常に似たのものであるが、燃料として天然ガスをを用いているため、作動ガス中に非凝縮ガスである二酸化炭素が含まれている。このため、図 1 のシステムと比較すると、復水器真空度が低下するとともに、復水器から非凝縮ガスを抜き取るための圧縮機の動力が必要となる。

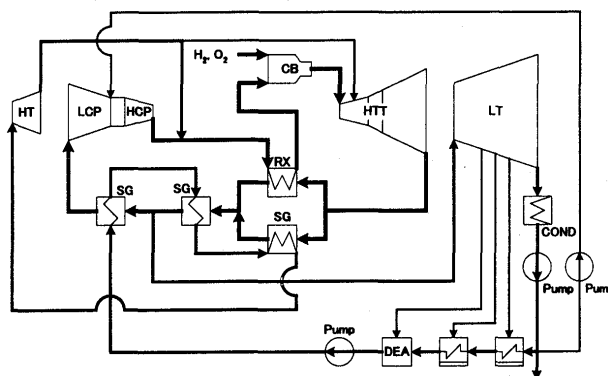


図 1 トッピング再生サイクルの構成

2.2 主要構成機器

(1) 燃焼器

WE-NET 第 I 期計画における成果, および燃焼器に供給されるガス中に窒素が含まれていないため NO_x の生成がないことなどを勘案し, 燃焼器出口温度を 1700℃ と設定した。しかし, メタンと酸素を当量比で供給すると高濃度の一酸化炭素が発生する恐れがあるので, 当量比を 0.95 に設定し, この条件における平衡濃度の 10 倍程度の未燃分が残ると考えて, 燃焼効率を 98% とした。

(2) 高温タービン

高温タービン入口は 1700℃ と, 超高温になるため, 膜冷却と蒸気回収冷却を組み合わせたハイブリッド冷却システムを採用することとした。システム全体の熱物質収支計算に用いるタービンモデルでは蒸気回収冷却分についてはタービン出入口で熱量を回収するものとし, 膜冷却については, 噴出し位置の平均圧力の平均値がタービン入口の 0.83 倍程度であるとし, この圧力から主流とは別に膨張し, 膨張後に合流するとして計算することとした。なお, 本タービンは圧力比が約 45 と非常に高いので, 高压部を高速回転型とし, 低压側との間に中間ダクトを設ける構成とした。

(3) 復水器

本システムでは復水器入口で約 10 vol% の二酸化炭素が含まれる。このため, 復水器については, 圧力損失を 0.002 MPa, 出口温度を 28℃ とし, 二酸化炭素排出側の出口における蒸気分圧が 28℃ における飽和蒸気圧になるものとしてモデル化した。

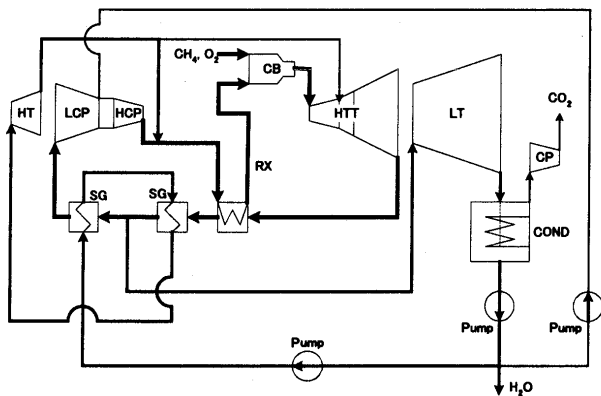


図2 二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービンシステムの構成

表1 検討したパラメーター一覧

項	目	項	目
1	LCP 入口過熱度/圧力	11	HT 出口圧力
2	圧縮機圧力比配分	12	給水加熱温度
3	I. C. 出口過熱度	13	COND 入口圧力と圧損
4	燃焼効率と当量比	14	COND 出口温度
5	燃料加熱の有効性	15	各回転機器の断熱効率
6	酸素加熱の有効性	16	冷却媒体の供給箇所
7	HTT 吹出し冷却流量	17	CO ₂ 圧縮機の圧力比配分
8	HTT 回収式冷却熱量	18	燃料組成
9	高温熱交換器系の温度	19	酸素純度
10	HT 入口温度	20	復水器排出ガス中蒸気量

3. 各パラメータの影響

3.1 検討条件

システムの最適化に向けたパラメータサーベイや各機器の概念設計のベースとするため, 暫定的に表2に示す条件を設定し, マスヒートバランス計算を行った。この結果, 図3に示すように発電端効率は 59.8% となった。この条件をベースに表1に示すパラメータについてその影響を調べ, システム最適化の検討を行なった。

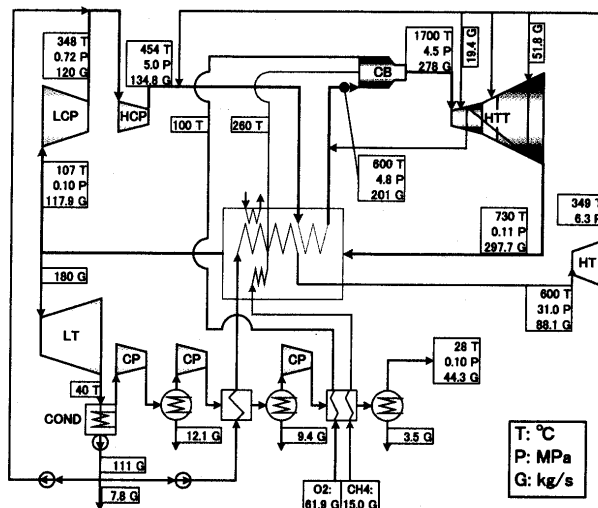


図3 暫定マスヒートバランス

表2 暫定マスヒートバランス計算条件

各機器設定条件					
CB	燃料/酸素予熱温度:	260℃以下/100℃以下			
	入口主流温度/出口温度:	600℃以下/1700℃			
	圧力損失:	5%			
LCP/HCP	入口条件:	0.1013MPa/露点+10度以上			
	出口条件:	5 MPaを基準/550℃以下			
	中間冷却圧力損失:	2%			
HTT	翼冷却方式:	ハイブリッド翼冷却システム			
	オープン冷却媒体流量:	燃焼器出口流量の7%			
	回収式冷却 (翼)				
	1) タービン入口単位流量当り回収熱量:	0.1247 MJ/kg			
	2) 冷却媒体出口温度:	600℃以下			
	3) 冷却媒体圧力損失:	5%			
	4) 回収熱量配分: 高压/低压=1/1、入口/出口=6/4				
	中間ダクト圧力損失:	3%			
	出口圧力: 高压側 1.47MPa、 低压側 0.112MPa				
HT	入口蒸気条件:	600℃/31MPa 以下			
LT	出口湿度 (液相流量/H ₂ O 流量):	10%以下			
熱交換器	ピンチ温度差:	15℃以上 (再循環系は除外)			
CO ₂ CP	中間冷却器の圧力損失:	0.002MPa			
COND	冷却水温度:	21℃→28℃			
	入口圧力/圧力損失:	0.0085MPa/0.002MPa			
燃料・酸素	供給条件:	25℃/6MPa			
	燃料/酸素組成:	メタン 100%/酸素 100%			
所内動力	CO ₂ 圧縮機動力:	タービン駆動を想定			
	ポンプ動力:	所内動力として扱う			
	酸素製造動力:	所内動力として扱う			
	その他:	出力の1% (相対値) を所内動力とする			
機器効率などの設定値					
	断熱効率 (%)	機械効率 (%)	燃焼効率 (%)	当量比	
LCP/HCP	89/85	99.5	燃焼器	98	0.95
HT1/HT2	92.5/93.5		発電機効率	99.2%	
HT	88%		ギア効率	98.5%	
LT	88%				
CO ₂ CP	80%				
ポンプ	78.4%				

ここでは紙面の都合上、表中太字で示すパラメータについての検討結果のみを紹介する。その他については文献(2)を参照されたい。

3.2 解析結果

図4～10に各パラメータが発電端効率に与える影響を示す。回転機器の断熱効率に関しては、高温タービンの断熱効率のみ大きく影響し、他の断熱効率の影響は小さいことが分かった。CO₂ 排出圧縮機の圧力比分配に関しては、中間冷却器で水分が凝縮してガスの流量が減るこ

とから、圧力比を等分するよりも低圧側の圧力比を低めにしたほうが動力を低減できることが分かった。また、酸素純度が低下しても、発電端効率への影響は非常に小さいことが分かった。

4. 500 MW 級発電プラントの概念設計

ここでは、図3および表1に示す条件にしたがって主要構成機器の概念設計を実施し、機器効率などを見直した上でマスヒートバランスを再計算した結果を述べる。

4.1 主要構成機器

(1) 軸構成の検討

先述のように、本システムは圧力比が大きいので、圧縮機及び高温タービンを高圧部と低圧部に分け、高圧部を高速回転型にする必要がある。また、高温タービンの流量に較べて圧縮機の流量が小さいため、圧縮機に関しては低圧側も高速回転型にする必要がある。そこで、各

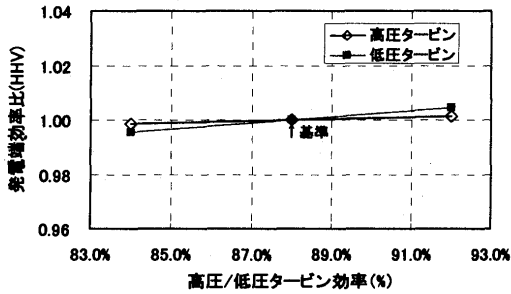


図4 高温タービン断熱効率の影響

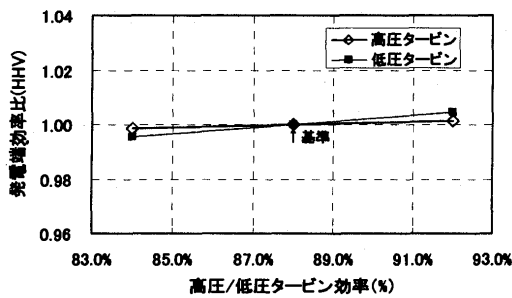


図5 高圧/低圧タービン断熱効率の影響

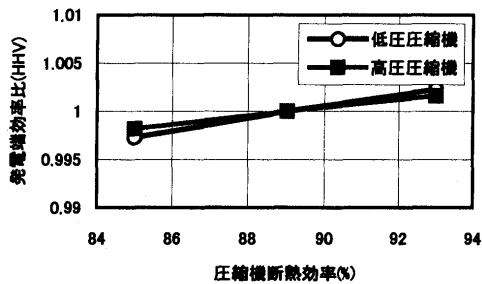


図6 圧縮機断熱効率の影響

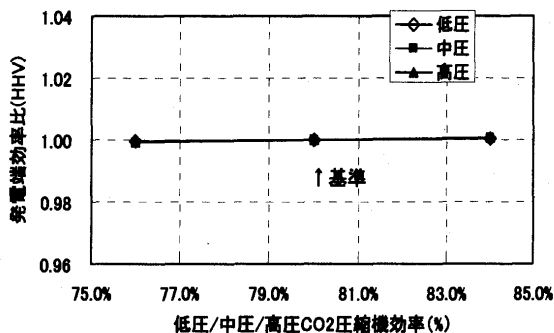


図7 CO₂ 排出圧縮機断熱効率の影響

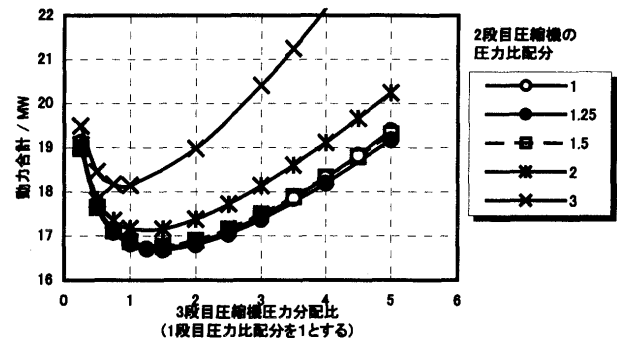


図8 CO₂ 排出圧縮機圧力比分配の影響 (鳥瞰図に含まれる範囲)

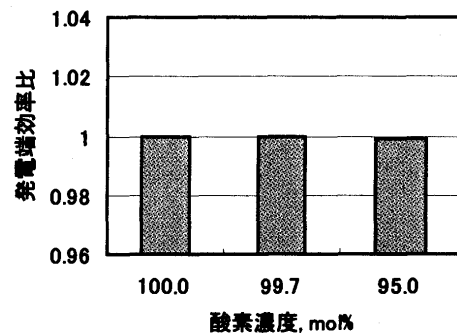


図9 酸素純度の影響

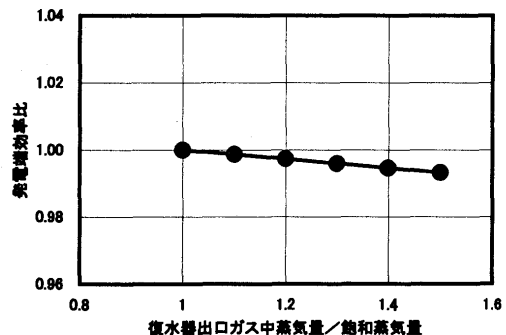


図10 復水器出口ガス中水分量の影響

回転機器の運転の条件と各部の強度、および発電機と減速機の実績等を考慮して図11に示す軸構成とした。

(2) 高温熱交換器

高温熱交換器の伝熱面配置を図12に示す。圧力損失の値も、高温側の平均温度差が大きく伝熱面積が小さくなるため10.4 kPaとなり設計条件である10.7 kPa以下に抑えられる見通しが得られた。

(3) 高温タービンと圧縮機

軸構成上はHT1の出力がLCPとHCPの出力と釣り合うようにすることで、発電機を1台にすることが可能だが、この場合、HT1出口の温度が1400℃以上の高温と

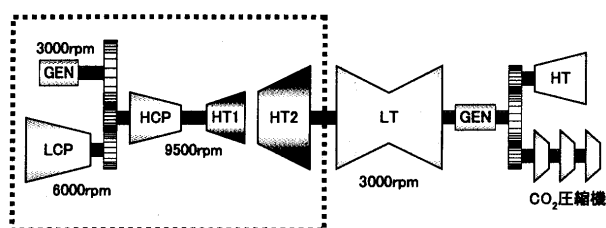


図11 軸構成

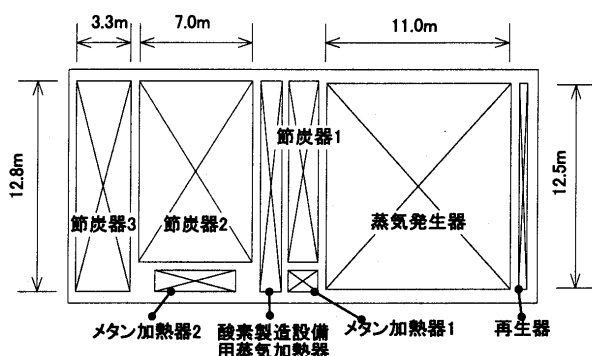


図12 高温熱交換器伝面配置

なるため、中間ダクトの設計が困難となる。そこで、HT1を3段とし、その出力でLPC, HPC, 及び発電機を駆動することとした。HT1とHPCの回転数は、双方の設計の限界として9500 rpmとした。これ以上高速であると、HT1のディスク径が小さくなりすぎるため冷却媒体の流路を設けると強度が不足し、逆に回転数が低くなると、HPCの翼高さが低くなりすぎるため、実現が困難になる。また、HT2の断熱効率システム全体の発電効率に大きく影響するので、これを5段とした。さらに、HPCの断熱効率は発電効率に与える影響が非常に小さいので目標効率を85%に下げ、段数を12段まで減らすこととした。以上の設計結果をもとに作成した高温タービン軸系統(図11中の点線で囲われた部分)の鳥瞰図を図13に、高温高圧部の断面図を図14に示す。

4.2 概念設計結果に基づくマスヒートバランス

以上の主要機器概念設計結果に基づいて機器効率等を表3に示すように見直し、マスヒートバランスの再計算を行った結果、発電端効率は59.5%となった。このと

表3 機器概念設計結果に基づく設定条件の見直し

項目	値
膜冷却媒体流量割合	7.1%
回収式冷却熱量	0.1169MJ/kg
回収熱量配分	入口/出口 0.38/0.62
	HT1/HT2 1.00/0.88
回収式冷却媒体圧力損失	24.0%
HT1 断熱効率	90.8%
HT2 断熱効率	92.9%
酸素製造設備使用蒸気量	10.5MW

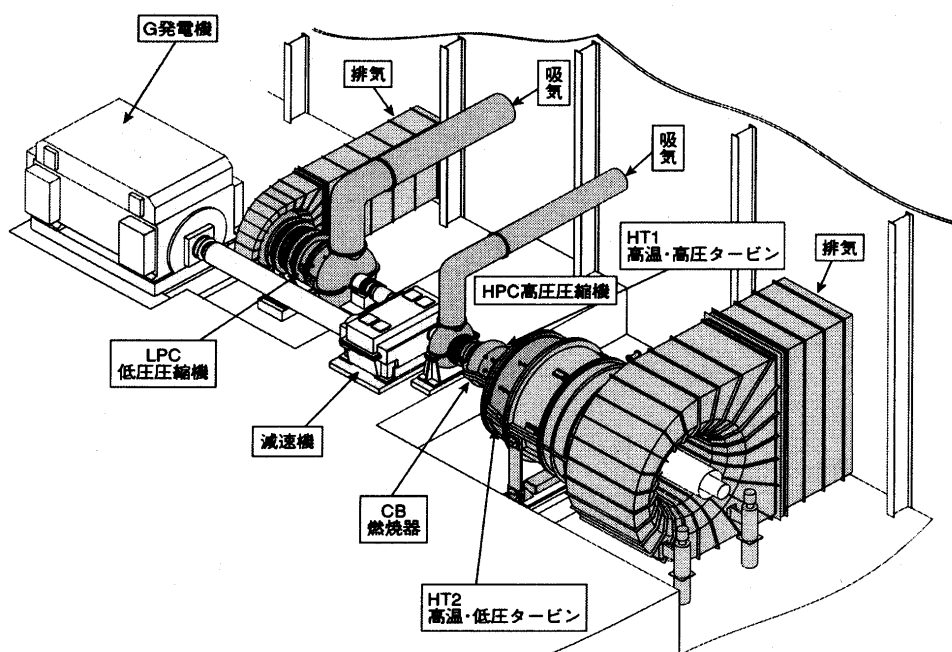


図13 高温タービン軸系鳥瞰図

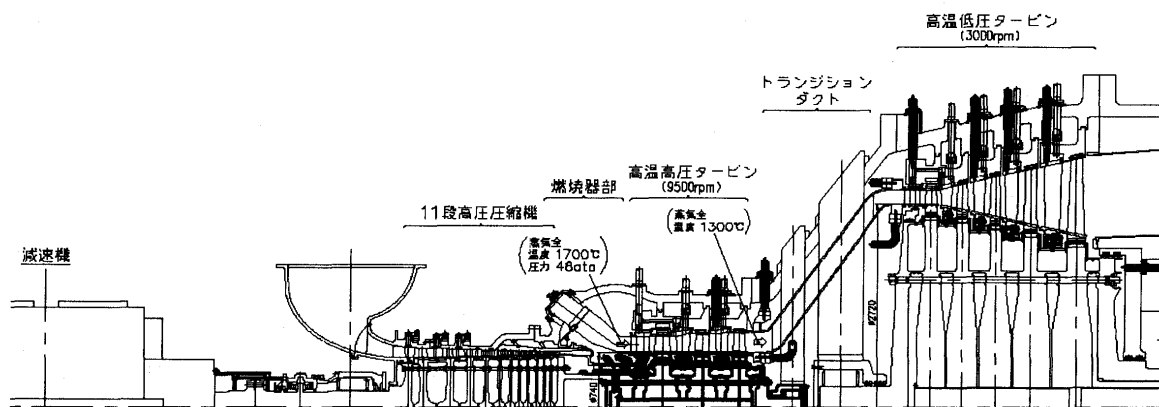


図14 高温高圧部一体断面図

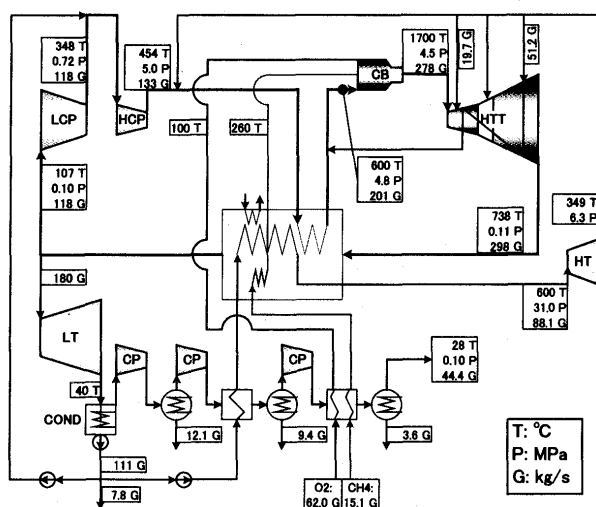


図15 概念設計結果に基づくマスヒートバランス

表4 プラント性能概要

項目	値
高温タービン軸出力	553.5 MW
高圧タービン軸出力	35.5 MW
低圧タービン軸出力	50.0 MW
圧縮機軸動力 (LCP + HCP)	114.9 MW
CO ₂ 排出圧縮機動力	17.5 MW
機械損失	3.2 MW
ギア損失	2.8 MW
発電機損失	4.0 MW
発電端出力	496.4 MW
発電端効率 (HHV)	59.5 %

さらに、酸素製造動力も含めたトータルシステムの最適化を進めていきたい。

謝 辞

本研究は経済産業省のニューサンシャイン計画のもとで、新エネルギー・産業技術総合開発機構からの委託を受けて実施したものである。関係各位に謝意を表します。

参考文献

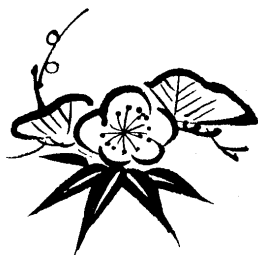
- (1) 幸田, 「水素燃焼タービン最適システムの検討」, WE-NET 水素エネルギーシンポジウム講演予稿集, pp.223-228, 平成11年2月(東京)
- (2) 「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第I期研究開発」平成12年度成果報告書 (NEDO-CO-TB00), 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 平成13年3月

きの各部状態量およびプラント性能概要を図15および表4に示す。

5. まとめ

容易に二酸化炭素全量を回収可能であるとともに画期的に高効率な発電システムの実現を目指したクローズド型ガスタービンシステムについて、システム最適化検討および500 MW級プラントの概念設計を行なった結果、発電端効率59.5%という値が得られた。

今後、目標達成に向け、一層の高効率化を目指した検討を進めると共に、要素機器の使用条件と成立性をより詳細に検討し、その技術課題を明らかにしていきたい。



これからの戦略の視点

高原 北雄^{*1}

TAKAHARA Kitao

人類史上から現代社会を見ると次第に特異点に近づきつつあるように見える。このことを伝えるため、2000年7月号「単位や数字を感覚的に捉える(1)」に世界のエネルギー消費と世界人口の異常な趨勢を記した。有限の宇宙船「地球号」の人類社会の環境は近未来に激変し異常事態が次々に起こると私は予測してきた。去年はニューヨーク・テロや炭疽菌問題に続いてアフガン侵攻など予期せぬことが次々起こった。また、国内では極めて大きな赤字財政で、政府と地方自治体の行財政事情で身動きできない状況が生まれている。このように過去の延長線での常識を次々に覆す事態が生じ、多くの国民も現代と未来社会に順応することが極めて難しそうだと感じ初めてきた。私達は近未来に起こるであろう危機を避けつつ、どのような総合戦略を持つべきか学会を超えて再吟味しておく必要があると強く感じている。

戦後、我が国は経済立国を目指し科学技術を学び、工業により物造りを進め国際貿易で富を蓄積してきた。その結果、我が国(世界人口の約2%、国土面積約0.3%)のGNPは世界の独立国191ヶ国の中で米国に次いで2位と巨大な経済力を持つに至り、経済的に豊かな生活を過ごしている。しかし発展途上国の技術進歩は日本の技術を凌駕し始めていることは百円ショップやユニクロ、パソコンなどからも推察される。その反面、我が国の大企業の技術開発力が相対的に沈下し始めているようだ。

歴史をひも解くと人類誕生以来、祖先達は家庭と社会で実体験を介して命がけで生活技術を修得してきた。百三十余年前から我が国で学校教育が始まり、家庭と社会の実生活を通じて生活技術を教わりながら書物を通じて幅広く教わってきた。しかし現代社会は家電製品や工業製品が満ち溢れ、受身の「技術文化時代」になっている。特に実体験が少なければ教室や学会で記号のような短期記憶型の学習は「我苦愁」となり日常使い込めない。更にこのほぼ40年の間に親は子供達に極めて大切な家庭と社会での教育を放棄しはじめ、上位学校や生涯就職を目指す学校や塾に教育の丸投げをし始めた。しかし現実社会は学歴社会から実力社会に急速に変化し始めている。

コンピュータが存在しなかった時代には「読み書き算盤」は極めて大切だったが、今や身近にあるパソコンが「読読み書き算盤」を代行してくれる時代を迎えている。更に社会構造は複雑化し、リーダーは現実社会全体を総合的に統括制御する能力が極めて大切な時代になった。そのリーダー達の視野が狭かった幾つかの国家や企業は困難な道を歩んできた。私達が謳歌してきた自由経済社会もいつかは「欲望は麻薬」として働き、これからの宇宙船「地球号」を危険に晒す可能性が高い。

広辞苑では「科学は世界の一部分を対象領域とする経験的に論証できる系統的な合理的認識」と記され、その「科」も「生物分類上の一階級」とし、「界・門・綱・目・科・属・・・」と低位に分類されている。更に「技術は物事を巧みに行う技。技巧。技芸」とある。このため「人類社会全体から科学技術を見れば極めて狭いマイクロ・マイクロ・サブミクロンの事象を知り、巧みに物を作る技」と意識すべき時代を迎えている。物づくりは資源・エネルギー・環境・経済・法律・美意識などを総合した技術商品の創作が求められるが、学校では学部・学科別に分類し、教科をバラバラに教えながら、誰も全体としてどのように社会で使われるかの視点で考えさせる授業は行われていない。これからの国際化時代には宇宙船「地球号」の広い視点からの総合判断が求められなければ科学技術は人類社会に悪影響を及ぼすことになるだろう。個人の狭い科学技術の集積で未来社会も支えられるとの教育哲学が支配しているように感じられるが、本当だろうか。また過去、人生をよりよく過ごすことを目指し、答えが1つの試験選抜が行われてきたが、今や学歴は影を潜め、日常生活で日々使い込める幅広い能力を持つ実力時代を迎えている。更に従来の論文では単純・平均化し抽象化して条件を狭めているものが多いようだ。このような論文を読んでも「工学や技術の哲人」にはなれない。料理の鉄人は多くの実体験が必要なのに、物造りを旨とする企業の技術者は物造りの実体験が少ないように感じられる。

更に金融工学とエシユロン(米・英・加・豪・ニュージーランドの英語圏5カ国が組んだ防諜システム)は近い内に有限の宇宙船「地球号」での自由経済社会を崩壊させるように私は危惧し始めている。

原稿受付 2001年12月13日

*1 高原総合研究所

〒206-0803 東京都稲城市向陽台4-2-B-809

宇宙科学研究所におけるスペースプレーン用 エアターボラムジェットエンジンの研究開発

棚次 亘弘^{*1}

TANATSUGU Nobuhiro

キーワード：Turbo-Ramjet, Expander Cycle, Liquid Hydrogen, Space Plane

1. はじめに

宇宙科学研究所では、将来の完全再使用型宇宙輸送機であるスペースプレーンを目指して、その推進エンジンの開発研究を行っている。

宇宙活動の商業化や大衆化を促進するには、その基本的なインフラである地球軌道への輸送システムの大幅なコスト低減と飛躍的な信頼性、安全性、運用性を実現する必要がある。これには従来の使い切り型ロケットに替わって完全再使用型の輸送システムが不可欠であることは世界的な共通認識になっている。完全再使用型輸送システムにおいて最も重要な基盤技術が推進エンジンであり、完全再使用を実現するための高い信頼性と耐久性のある推進システムを開発しなければならない。従来の液水・液酸ロケット推進では、真空中では理論限界に近い460秒以上の比推力が達成されているが、地上から作動する場合には周囲の大気圧力によって推力ノズルの膨張比が大きく採れず、比推力性能はかなり低くなっている。これを改善するため、燃焼圧力を高く設定しているが、これによってロケットエンジンの耐久性と信頼性が低下している。大気圧下で高い比推力と耐久性を持つ推進システムとして、航空機ではジェット推進が用いられており、これを宇宙機に用いることが考えられる。これには、両者の違いを明確にしておかなければならない。地上の輸送システムのほとんどは、距離を移動するための輸送であるのに対して、宇宙の輸送システムではエネルギー(速度)を移動するための輸送である。言い換えると、航空機では巡航が主になるが、宇宙機では加速が主になると言える。地上から発射された宇宙機が地球軌道に到達するには7.9 km/sまで加速しなければならない。これまで、ジェット推進の航空機の最高速度はロッキード社が開発したSR-71のマッハ3.2であるが、マッハ6程度まで加速できると2段式宇宙機の初段のフライバックブースターに用いることができる。宇宙研では、液体水素を燃料に用いた空気予冷却式のエアターボラムジェットエンジンを考案し、世界に先駆けて研究開発を行っている。

2. ATREX エンジンシステムの概要

図1に示すように宇宙研で考案したエアターボラムジェットにはエキスパンダーサイクルが用いられていることから、ATREX エンジンと呼んでいる。また、燃料である極低温の液体を利用して、大気中から吸入した空気を冷却し、ブレイトンサイクルの圧縮過程に於ける中間冷却効果によって比出力と熱効率を飛躍的に改善し、エンジンの推力および比推力を向上している。更に、マッハ6で飛行する場合、大気から吸い込まれた空気の温度は1700 K程度になるが、空気予冷却によって約700 Kまで冷却できるため、ターボジェットを離陸からマッハ6まで連続して用いることが出来る。また、ターボファンの構造にも特徴があり、1段目のファンの周上にタービンを配置したチップタービン形式を採用することによって、小型軽量化を図っている。

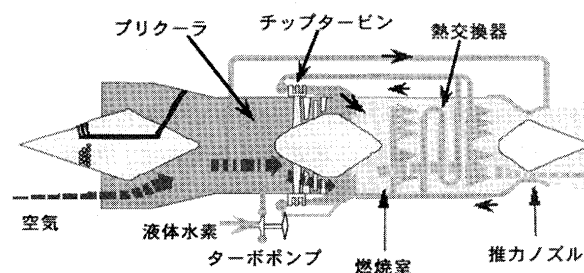


図1 ATREX エンジンのフロー図

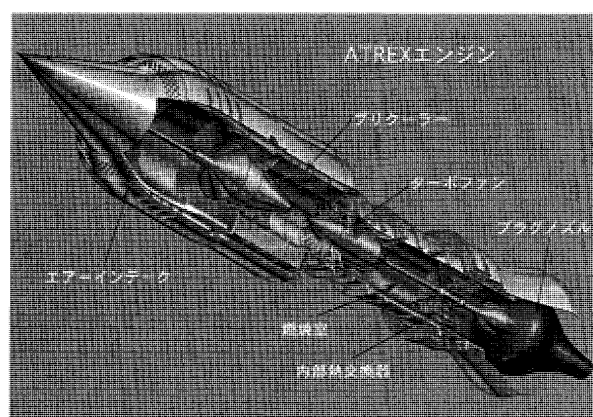


図2 ATREX エンジンの概略図

原稿受付 2001年11月15日

*1 文部科学省 宇宙科学研究所

〒229-8510 神奈川県相模原市由野台3-1-1

3. 研究開発の状況

宇宙研では、液水・液酸ロケットエンジン研究開発の終了後、1988年から空気吸い込み式推進を宇宙輸送機に応用するための研究を民間との共同研究で開始した。空気吸い込み式推進は、ロケット推進と比較して離陸からマッハ10程度の低速側で有利であることから、ターボジェットの派生型に注目し、液体水素を燃料に用いた空気予冷却式のエアターボラムジェットエンジンの実証研究を開始した。実機の約四分の一のサイズのATREX-500エンジンを試作し、1990年から地上静止状態でシステムの性能と機能を確認してきた。先ず、エキスパンダーサイクルのターボファンの性能を確認し、再生冷却ラム燃焼器、燃焼室内熱交換器、空気予冷却器、着霜低減装置等の基礎研究を経て、これらをATREX-500エンジンに装着して実証試験を行ってきた。エアインテークについては、実機の20分の一程度の模型を用いて風洞試験によって、その性能や制御に関するデータを得た。宇宙研の風洞ではマッハ4までの試験を行い、マッハ3.5から6までは、NASA グレン研究所の風洞において、更に、ONERAのマッハスイープ風洞において制御の試験を行い、極超音速までの飛行に必要なエアインテークの設計データを蓄積できた。

空気予冷却に関する研究開発では、実験室規模で空気と液体水素の熱交換特性や大気中の水分の伝熱管表面への着霜およびその低減方法について基礎研究を行い、ATREX-500エンジンに装着する規模の空気予冷却器を試作し、試験を繰り返してきた。これまでに3回の試作を経て、搭載可能な重量の空気予冷却器になり、着霜問題を低減する方法としてメタノール等の凝縮性物質の混入が有効であることを明らかにし、更に詳細に現象を解明しているところである。熱交換器における着霜に関する研究は多いが、そのほとんどはフロン系冷媒を用いた冷凍・空調用熱交換器を対象にしたもので、液体水素を冷媒とする空気予冷却器とは伝熱面や空気流の温度が大きく異なるため、着霜のメカニズムも大きく異なる。予冷却器の伝熱管表面は20~200 Kの温度状態にあり、空気流自体が固化や液化を伴う複雑な熱流体的な現象が見

られ、これと着霜との干渉現象を解明することが当面の課題である。

マッハ6の極超音速を飛行する場合、エンジンに流入する空気の温度は1700 K程度になり、ラム燃焼ガスの温度は2千数百度に達することから、エンジン各部に高温耐熱材料を用いる必要がある。これらの高温部品に炭素・炭素複合材を応用するため、特に複雑な構造物の製作技術に関する研究を行っている。複雑構造物の製造に対応した三次元織物技術、耐熱複合材間の接合技術、水素の浸透漏洩に対する低減法、耐酸化性の向上などの基盤技術の確立と共に、実際にエンジンの一次構造部材である熱交換器、再生冷却型燃焼器、プラグノズル等を耐熱複合材で試作し、エンジンに装着して燃焼試験によって実証する研究を行っている。

宇宙輸送機用の極超音速ジェットエンジンは常に加速状態で作動するため、飛行環境は急速に変化する。これを風洞装置で模擬して実験的にエンジンを実証することは困難であり、コストも高いことから数値解析による補完は重要である。極超音速飛行用のエンジンのような大型システムでは、研究分野が熱流体、構造、材料、制御、燃焼等多岐に亘っており、分野を統合した設計・解析手法が不可欠である。現在のIT技術および数値解析技術を発展させた数値複合解析技術を構築し、エンジンの設計・解析に適用する研究を行っている。エンジンの個々の要素に関して、現象解明、最適設計手法として数値解析技術を適用し、次に、現在専門家のみに頼るところが多く細分化が進んでいる数値解析技術を一元化し、相互の研究者間で解析結果、設計形状等の情報を容易にやりとりできるようなバーチャル設計システムを構築する研究を行っている。

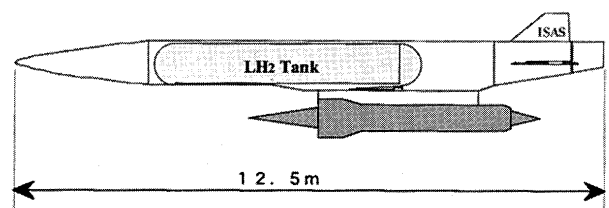


図4 飛行試験用フライング・テスト・ベッド (FTB)

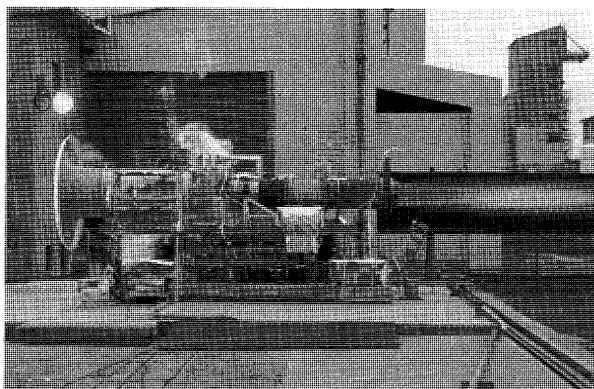


図3 ATREX-500エンジンの地上静止状態の燃焼試験

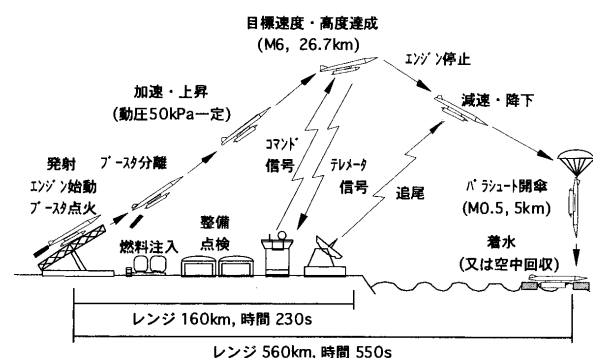


図5 飛行試験の計画図

最後に、実際の飛行環境で ATREX エンジンの実証を行う計画である。図 4 に示すようなフライング・テスト・ベッド (FTB) を用いて、飛行試験を繰り返し、性能と機能を確認する。FTB には、固体ロケットを補助推進に用いたものと ATREX エンジンで自力で飛行するものを検討している。いずれも飛行中にテレメータによるデータの取得とともに回収によってエンジンの状態を検査する計画である。図 5 に飛行試験の計画図を示した。

参考文献

- (1) N. Tanatsugu, "Development Study on Air Turbo-ramjet", Chapter 6, Developments in High-Speed-Vehicle Propulsion Systems, Vol. 165, AIAA, 1996
- (2) 「エアターボラムジェットの開発」, 棚次亘弘, 機械の研究, VOL. 48, NO. 1, 1996
- (3) K. Harada, N. Tanatsugu and T. Sato, Development Study on Precooler for ATREX Engine, AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 17, No. 5, 2001
- (4) T. Kojima, N. Tanatsugu, T. Sato, M. Kanda, Development Study on Axisymmetric Air Inlet for ATREX Engine, 10th International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, AIAA-2001-1895, 2001

(株)日立製作所 日立臨海発電所

三田寺 隆之*¹
MITADERA Takayuki

瀧花 清作*²
TAKIHANA Seisaku

キーワード：F6FA ガスタービン、一軸形コンバインドサイクル発電所、独立系発電事業者（IPP）、DSS、ミドル運用

1. はじめに

(株)日立製作所日立事業所臨海工場内（茨城県日立市）に独立系発電事業者（IPP）として発電所を建設し2000年6月に営業運転開始した。100 MW 級中容量、高効率、高信頼性発電プラントのモデルとして位置付けられる本発電所の概要を紹介する。

2. 発電所概要及び主仕様

2.1 概要

F6FA 型ガスタービン、排熱回収ボイラ及び蒸気タービンからなるコンバインドサイクル発電所で、認可出力 106 MW、契約最大電力量 102.8 MWh である。また、ガスタービン燃料は低硫黄 A 重油を採用した。ガスタービン、蒸気タービン、発電機は一軸形として構成し、コンパクトな配置とした。排熱回収ボイラは縦型複圧自然循環式を採用し設置面積を縮小した。蒸気タービンは混圧単流排気式復水形であり、復水器用冷却水は冷却塔による冷却方式としている。発電所主仕様を表 1 に、

表 1 発電所主仕様

発電方式	106MW 一軸型コンバインドサイクル発電	
ガスタービン	型式	F6FA
	形式	開放単純サイクル一軸式
	定格出力	73,560 kW (大気温度 10.8℃、大気圧 1,013 hPa)
	燃料	低硫黄 A 重油
	回転速度	5,235 min ⁻¹
排熱回収ボイラ	型式	縦型複圧式自然循環式
蒸気タービン	型式	混圧単流排気式復水形
	定格出力	32,440 kW
	回転速度	3,000 min ⁻¹
発電機	型式	全閉内冷形横置円筒界磁形 3 相同期発電機
	力率	90%
復水器	型式	表面接触冷却式 2 折流 1 区分形
燃料油タンク	容量、員数	780 k l × 1 基
冷却塔	型式	強制通風風吸引式クロスフロー式
環境規制値	窒素酸化物	40 ppmVD (16% O ₂ 換算値)
	騒音	50 dB(A)(境界線 朝、夕)

原稿受付 2001 年 10 月 24 日

*1 (株)日立製作所 火力・水力事業部
タービンエネルギーソリューションセンター
〒317-8511 日立市幸町 3-1-1

*2 (株)日立製作所 火力・水力事業部 タービン設計部

発電所全景写真、フローシートを図 1、図 2 に示す。

2.2 運用

運転方式は、ミドル対応として土、日曜日と祝日を除く平日昼間の 12 時間運転（WSS 及び DSS）を実施しており年間利用率は 30% である。プラント運転は、起動準備以降デジタル制御装置及び CRT オペレーションによる自動化を採用し、起動時間は、ホットスタート時ガスタービン起動から約 90 分にて全負荷に到達する。

2.3 環境対応

ガスタービンには水噴射方式を採用し、更に脱硝装置

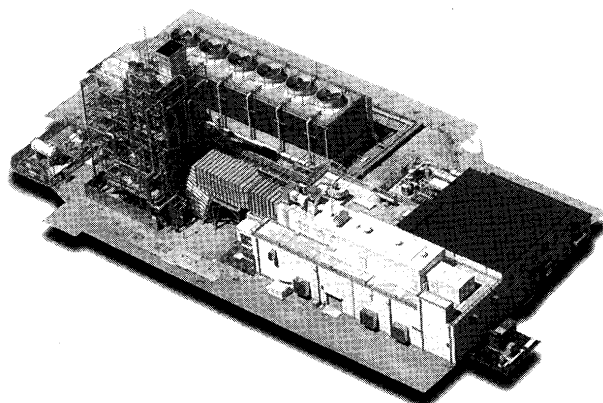


図 1 発電所全景写真

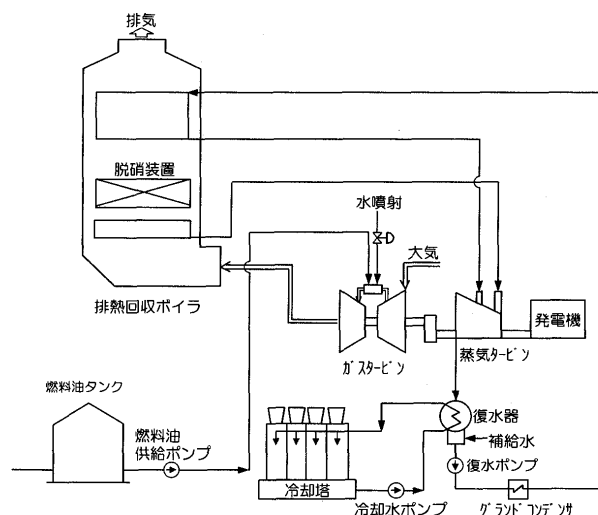


図 2 フローシート

(選択接触還元法)を併設することにより窒素酸化物(NO_x)の低減を図っている。またガスタービン・蒸気タービン・発電機は屋外設置であるが防音エンクロージャにより騒音対策を行った。

2.4 ユーティリティー関連設備

燃料の低硫黄 A 重油は発電所隣接の油槽所から送油され発電所内燃料油タンクに貯蔵しガスタービンへ供給している。

蒸気タービン復水器用冷却水は冷却塔方式であり、冷却塔の補給水及びガスタービン水噴射用純水が多量に必要となる。これらの用水は工業用水からの供給であり、供給は安定しているので、貯水槽などは設備していない。

脱硝装置用アンモニアは、液体アンモニアを貯蔵し、気化器にて気化し脱硝装置へ供給する。

またプラント起動用蒸気源として補助ボイラを設置している。

3. ガスタービンの特徴

F6FA 型ガスタービンは、米国ゼネラルエレクトリック社と弊社にて共同開発した中容量最新鋭ガスタービンであり、燃焼温度 $1,300^\circ\text{C}$ 級出力 $73,560\text{ kW}$ (認可出力時、大気温度 10.8°C 大気圧 $1,013\text{ hPa}$) 定格回転速度 $5,235\text{ min}^{-1}$ である。F6FA 型ガスタービンは、多数の運転実績を有する先行機種 (F7F/F7FA ガスタービン) からの相似設計としており F7FA ガスタービンとのスケール比は 0.69 である。また、減速機を介することにより 50 Hz 、 60 Hz 地域の双方に使用することができる。ガスタービン本体組立時写真を図 3 に示す。

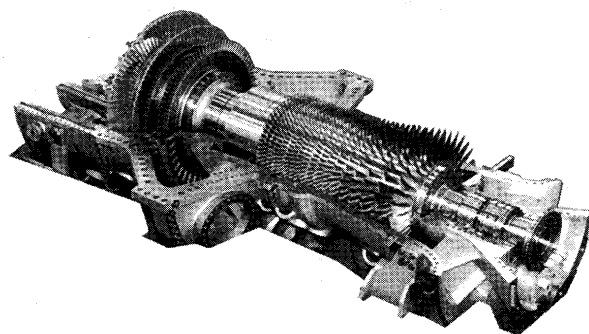


図 3 ガスタービン本体組立時写真

4. 運転実績

2000 年 6 月 8 日の営業運転開始から 2001 年 5 月末までの 1 年間運転実績は、運転時間は、 $2,896\text{ h}$ 、起動回数は 234 回である。この間の信頼性 (設置時間に対し、計画外停止時間を除いたもの) は、 99% 以上、利用率 (設置時間と運転時間の割合) は 33% 以上である。2001 年 6 月に燃焼器など高温部品点検のため、15 日間の簡易点検を実施し 2 年目の運転を開始している。

5. おわりに

ミドル対応 IPP 発電所であり、起動停止回数が多い運転条件であるが、当初の計画通りの高信頼性を確認できた。

今後、本発電所の運転を期に、プラント運転、保守のノウハウを蓄積しながら電力自由化に対応したソリューションサービス事業を進めてゆく。

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕	安江 正宏(防衛庁)	渡辺 和徳(電中研)	檀原 信補(東理大)
井上 梅夫(タクマ)	辻本 良信(大阪大)	小松 秀明(日立)	武田 秀幸(日大)
杉浦 重泰(全日本空輸)	小坂 浩史(日立造船)	内田 竜朗(東芝)	佐藤 剛(三菱重工)
成川 政弘(IHI)	森永 雅彦(電中研)	伊藤 優(東工大)	

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 253 回講習会 製品開発を加速する軽量化設計技術と応用	H 14/1/30-31 建設交流館 7 階 702 号室	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 9 回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 14/1/30-31 きゅりあん 小ホール	日本非破壊検査協会 超音波シンポジウム係 TEL: 03-5821-5105, FAX: 03-3863-6524 E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp

(選択接触還元法)を併設することにより窒素酸化物(NO_x)の低減を図っている。またガスタービン・蒸気タービン・発電機は屋外設置であるが防音エンクロージャにより騒音対策を行った。

2.4 ユーティリティー関連設備

燃料の低硫黄 A 重油は発電所隣接の油槽所から送油され発電所内燃料油タンクに貯蔵しガスタービンへ供給している。

蒸気タービン復水器用冷却水は冷却塔方式であり、冷却塔の補給水及びガスタービン水噴射用純水が多量に必要となる。これらの用水は工業用水からの供給であり、供給は安定しているので、貯水槽などは設備していない。

脱硝装置用アンモニアは、液体アンモニアを貯蔵し、気化器にて気化し脱硝装置へ供給する。

またプラント起動用蒸気源として補助ボイラを設置している。

3. ガスタービンの特徴

F6FA 型ガスタービンは、米国ゼネラルエレクトリック社と弊社にて共同開発した中容量最新鋭ガスタービンであり、燃焼温度 $1,300^\circ\text{C}$ 級出力 $73,560\text{ kW}$ (認可出力時、大気温度 10.8°C 大気圧 $1,013\text{ hPa}$) 定格回転速度 $5,235\text{ min}^{-1}$ である。F6FA 型ガスタービンは、多数の運転実績を有する先行機種 (F7F/F7FA ガスタービン) からの相似設計としており F7FA ガスタービンとのスケール比は 0.69 である。また、減速機を介することにより 50 Hz 、 60 Hz 地域の双方に使用することができる。ガスタービン本体組立時写真を図 3 に示す。

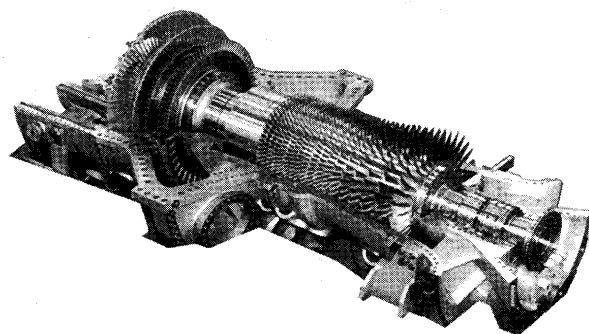


図 3 ガスタービン本体組立時写真

4. 運転実績

2000 年 6 月 8 日の営業運転開始から 2001 年 5 月末までの 1 年間運転実績は、運転時間は、 $2,896\text{ h}$ 、起動回数は 234 回である。この間の信頼性 (設置時間に対し、計画外停止時間を除いたもの) は、 99% 以上、利用率 (設置時間と運転時間の割合) は 33% 以上である。2001 年 6 月に燃焼器など高温部品点検のため、15 日間の簡易点検を実施し 2 年目の運転を開始している。

5. おわりに

ミドル対応 IPP 発電所であり、起動停止回数が多い運転条件であるが、当初の計画通りの高信頼性を確認できた。

今後、本発電所の運転を期に、プラント運転、保守のノウハウを蓄積しながら電力自由化に対応したソリューションサービス事業を進めてゆく。

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕	安江 正宏(防衛庁)	渡辺 和徳(電中研)	檀原 信補(東理大)
井上 梅夫(タクマ)	辻本 良信(大阪大)	小松 秀明(日立)	武田 秀幸(日大)
杉浦 重泰(全日本空輸)	小坂 浩史(日立造船)	内田 竜朗(東芝)	佐藤 剛(三菱重工)
成川 政弘(IHI)	森永 雅彦(電中研)	伊藤 優(東工大)	

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 253 回講習会 製品開発を加速する軽量化設計技術と応用	H 14/1/30-31 建設交流館 7 階 702 号室	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 9 回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 14/1/30-31 きゅりあん 小ホール	日本非破壊検査協会 超音波シンポジウム係 TEL: 03-5821-5105, FAX: 03-3863-6524 E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp

(選択接触還元法)を併設することにより窒素酸化物(NO_x)の低減を図っている。またガスタービン・蒸気タービン・発電機は屋外設置であるが防音エンクロージャにより騒音対策を行った。

2.4 ユーティリティー関連設備

燃料の低硫黄 A 重油は発電所隣接の油槽所から送油され発電所内燃料油タンクに貯蔵しガスタービンへ供給している。

蒸気タービン復水器用冷却水は冷却塔方式であり、冷却塔の補給水及びガスタービン水噴射用純水が多量に必要となる。これらの用水は工業用水からの供給であり、供給は安定しているので、貯水槽などは設備していない。

脱硝装置用アンモニアは、液体アンモニアを貯蔵し、気化器にて気化し脱硝装置へ供給する。

またプラント起動用蒸気源として補助ボイラを設置している。

3. ガスタービンの特徴

F6FA 型ガスタービンは、米国ゼネラルエレクトリック社と弊社にて共同開発した中容量最新鋭ガスタービンであり、燃焼温度 $1,300^\circ\text{C}$ 級出力 $73,560\text{ kW}$ (認可出力時、大気温度 10.8°C 大気圧 $1,013\text{ hPa}$) 定格回転速度 $5,235\text{ min}^{-1}$ である。F6FA 型ガスタービンは、多数の運転実績を有する先行機種 (F7F/F7FA ガスタービン) からの相似設計としており F7FA ガスタービンとのスケール比は 0.69 である。また、減速機を介することにより 50 Hz 、 60 Hz 地域の双方に使用することができる。ガスタービン本体組立時写真を図 3 に示す。

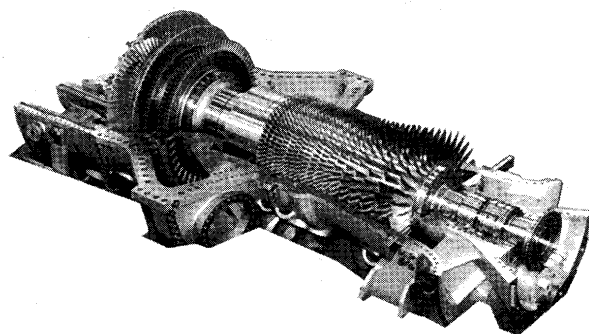


図 3 ガスタービン本体組立時写真

4. 運転実績

2000 年 6 月 8 日の営業運転開始から 2001 年 5 月末までの 1 年間運転実績は、運転時間は、 $2,896\text{ h}$ 、起動回数は 234 回である。この間の信頼性 (設置時間に対し、計画外停止時間を除いたもの) は、 99% 以上、利用率 (設置時間と運転時間の割合) は 33% 以上である。2001 年 6 月に燃焼器など高温部品点検のため、15 日間の簡易点検を実施し 2 年目の運転を開始している。

5. おわりに

ミドル対応 IPP 発電所であり、起動停止回数が多い運転条件であるが、当初の計画通りの高信頼性を確認できた。

今後、本発電所の運転を期に、プラント運転、保守のノウハウを蓄積しながら電力自由化に対応したソリューションサービス事業を進めてゆく。

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕	安江 正宏(防衛庁)	渡辺 和徳(電中研)	檀原 信補(東理大)
井上 梅夫(タクマ)	辻本 良信(大阪大)	小松 秀明(日立)	武田 秀幸(日大)
杉浦 重泰(全日本空輸)	小坂 浩史(日立造船)	内田 竜朗(東芝)	佐藤 剛(三菱重工)
成川 政弘(IHI)	森永 雅彦(電中研)	伊藤 優(東工大)	

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 253 回講習会 製品開発を加速する軽量化設計技術と応用	H 14/1/30-31 建設交流館 7 階 702 号室	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 9 回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 14/1/30-31 きゅりあん 小ホール	日本非破壊検査協会 超音波シンポジウム係 TEL: 03-5821-5105, FAX: 03-3863-6524 E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp

内部流の実験および計算空気熱力学国際会議 —第5回 ISAIF—

伊藤 優^{*1}
ITO Yutaka

谷 直樹^{*2}
TANI Naoki

ISAIF の沿革

複雑な内部流れの熱流体は、航空宇宙分野をはじめエネルギー変換工学、化学工学、環境及び生物化学の進歩に伴って重要性を増しつつある。これらの解明には高度な実験的および数値的な解析手法の確立が必要となる。ISAIF (International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows) はこれらの研究成果について発表と討論を通して研究者・技術者間で相互発展することを目的とした国際会議である。中国科学院工程熱物理研究所の呼びかけによって実現した1990年の第1回会議以来、2年おきに中国と東欧で交互に開催され今年で5回目を数えた。

第1回は呼びかけ人でもある工程熱物理研究所長の陳乃興教授 (Prof. CHEN NaiXing) を会長に1990年7月8~12日、中国・北京市のホテルにおいて開催された。その後チェコ (1993年)、中国 (1996年)、ドイツ (1999年) と回を重ね、2001年の第5回 ISAIF はポーランドのグダンスク市で開催された。

第5回 ISAIF

第5回 ISAIF の運営は現地ポーランドの5人の組織委員によってなされ、会長は Polish Academy of Science, Institute of Fluid-Flow Machinery の Dr. Piotr Doffer, 副会長は Technical University of Gdansk の Prof. R. Puzryewski, 委員としては Technical Univer-

sity of Gdansk の M. Sc. P. Flaszynski, Silesian University of Technology の Prof. T. Chmielniak, Institute of Fluid-Flow Machinery の Prof. Z. Bilicki の3人であった。開催地であるポーランド・グダンスク市は第二次世界大戦発端の地として有名なポーランドの学都で市制執行1004周年の歴史ある町である。旧市街は大戦中ドイツによって跡形もなく破壊されたが、戦後の再建作業によって中世そのままのすばらしい町並みを望むことができる (図1)。その旧市街の端に位置する Mercure Hevelius Hotel において日本、ポーランドをはじめ、ドイツ、中国、アメリカ、チェコ、フランス、ウクライナ、ロシア、スイス、ベルギー、スペイン、韓国、ニュージーランド、バングラディシュ、イラン、オランダ、ポルトガル、オーストリアの19カ国から96件の発表が行われた。(参加者: 図2)



図1 ポーランド・グダンスク市の旧市街

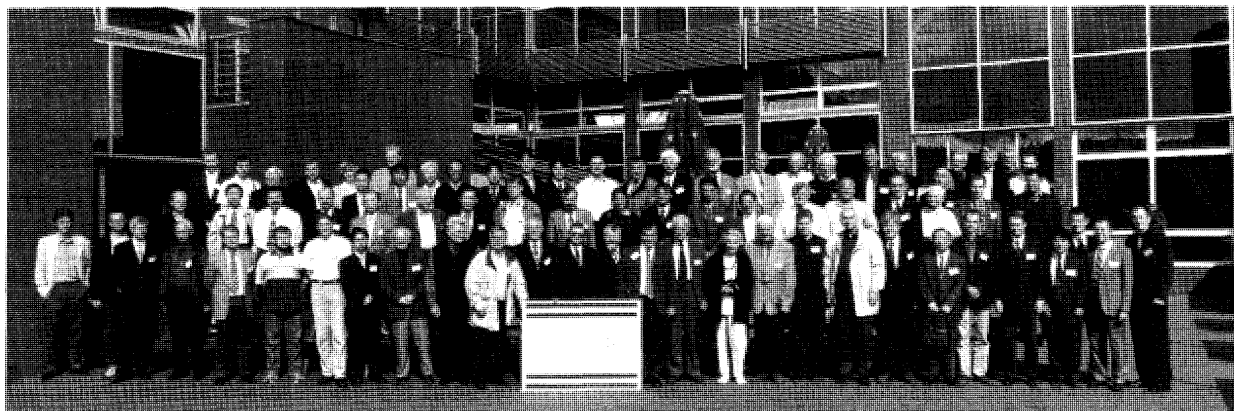


図2 第5回 ISAIF 参加者

原稿受付 2001年12月3日

*1 東京工業大学総合理工学研究科創造エネルギー専攻
〒226-8502 横浜市緑区長津田町 4259

*2 東京大学大学院
〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1

講演は以下7つの基調講演と、90の一般講演から成り。その内容は会議名称にふさわしく内部熱流体の計測法、数値解析手法、ならびに実験および計算結果に関するものである。講演時間は質問時間を含めて基調講演は45分、一般講演は20分で行われ、各々のセッションにおいて活発な議論が交わされた。紙面の都合上、基調講演に関してはタイトルと講演者のみを、一般講演に関してはセッション名のみを記す。

基調講演

7件の講演者、タイトルは次のとおりである。混相流、タービン、ロケットエンジン、燃焼、冷却、生体内部流、遷音速流というようにテーマは広範囲におよぶ。

- J. Zierep (Germany, Universität Karlsruhe)
Condensation in High Speed Flows
- N. Chen (China, Chinese Academy of Science)
Z. Wang, S. Wang, G. Feng (Harbin Institute of Technology)
A Study on Secondary Flow Pattern and Blade Bowing Effects in Turbine Bladings
- W. Koschel (Germany, DLR)
The European Launcher ARIANE-Status and Future Development
- G. Roy (USA, U. S. Navy)
Deflagrative and Detonative Combustion Flows: Research Challenges in the New Decade
- B. Weigand, J. v. Wolfersdorf, S. O. Neumann
(Germany, University of Stuttgart)
Internal Cooling for Industrial Gas Turbines: Present State and Novel Approaches
- F. Marsik, S. Prevorsek (Czech, CAS)
Biological Application of Irreversible Thermodynamics—Human Heart and Cardiovascular System
- A. Szumowski
(Poland, Warsaw University of Technology)
Natural and Forced Oscillations of Transonic flows

一般講演

一般講演は計13の分野、29のセッションに分けられ、2つの部屋で行われた。発表の半数以上はターボ機械に関する発表であったが、キャピテーションを伴うポンプの解析のように分野をまたいだ発表も数多くあった。全体的に数値計算に関する発表が多く、内部流の分野にも広く使われていることを改めて認識することが出来た。議論や情報交換も非常に活発で、講演終了後も遅くまでロビー等で議論しているのを多く目撃した。日本からの発表は12件で、内訳はTurbo-machinery 3件、Shock-wave, Cavitation(著者らの発表)、Combustion 各2件、Turbulence, Jets, Flow-structures 各1件であった。

Turbo-machinery	(31件)
Shock-wave	(6件)
Inverse problem	(7件)
Heat transfer	(8件)
Turbulence	(6件)
Cavitation	(6件)
Jets	(7件)
Stability	(2件)
Rotating Fluids	(2件)
Flow structures	(6件)
Acoustics	(2件)

Combustion	(6件)
MHD	(1件)

日程およびその他の行事

全体の大まかな日程は以下のようである。

9月3日は参加登録と国際委員会および組織委員会が行われた。

4日は旧市庁舎(図1の中心部の塔)において開会式が行われた。昼食後に基調講演が行われ、夕方には旧市街のレストランにおいて地元音大生の生演奏付の豪華なレセプションパーティが開かれ参加者同士再会を分かち合い自己紹介に勤しんだ。

5日は朝の基調講演の後、午前と午後の一般講演が行われた。また、午後の一般講演終了後には Polish Academy of Science のターボ機械実験装置の見学ツアーが急遽行われた。

6日は朝の基調講演の後、午前の一般講演が行われた。午後にはバス3台に分乗しグダンスク郊外のマルボーク城を見学した(図3)。この城は世界遺産にも登録されている。ドイツ騎士団がこの地を支配していたころに防衛の拠点として建設したもので、集中式の暖房装置など当時の最先端テクノロジーが垣間見られる非常に興味深いものだった。夜にはコンファレンスディナーが開かれ参加者同士懇親を深め合った。特に各国ごとチームで行われた合唱大会で、日本チームは坂本九の“上をむいて歩こう”を合唱し、大層盛り上がった。

7日には朝の基調講演の後、午前と午後の一般講演が行われ、最後に閉会式が行われた。

今後の予定

第6回は2003年4月7日~11日、中国・上海市において行われることが決定している。そして、第7回は2005年に初めて日本・東京にて開催されることが決定された。今後の会議の発展のためにも会員の皆様の参加を期待したい。

参考文献

- 1 “Internal Flow”, Piotr Doerffer, 5th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 2001, Gdansk, Poland



図3 マルボーク城

FJR 710 ファンエンジンの研究開発

鳥崎 忠雄^{*1}

TORISAKI Tadao

1. はじめに

1960年代後半、大型軍用輸送機C-5Aに採用された高バイパスファンエンジン TF 39 に続き、民間大型旅客機に搭載する地上静止推力20トン級の大型ファンエンジン CF6 (GE), JT9D (P & W), RB211 (R. R) の開発が活発に行われていた。また、ジェット機による輸送の活発化に伴う騒音公害に対し騒音規制法も公布され、更に排気ガスについても有害成分の低減する規制を行われようとしていた。

このような状況に対応して、我が国も自主技術を基盤とする航空機用ジェットエンジン工業を発展させ国内に定着させるため、当時の通商産業省工業技術院大型プロジェクト制度により官学民の密接な協力体制のもとに、高性能ファンエンジンの研究開発を開始した。

2. 第1期計画

昭和46年度から50年度までの第1期計画では、国内の航空エンジン工業の実状、航空宇宙技術研究所(航技研)のファン、圧縮機、燃焼器、タービン等の要素試験設備での試験能力を考慮し、また、航技研が特別研究として進めていたファン、多段高圧圧縮機、高温タービン等の研究成果を勘案して、地上静止推力 5000 kg クラスの高バイパス・ファンジェットエンジンの研究開発を目標とした。

エンジンの設計、製作、組立は石川島播磨重工業(IHI)、川崎重工業(KHI)、三菱重工業(MHI)の3社が共同で行い、運転試験はIHIが担当した。

ファン・ブースト段部、高圧13段圧縮機部、燃焼器部、高温高圧2段タービン部、低圧4段タービン部の個別要素試験研究は航技研が担当した。

1次試作はFJR 710/10 (以下/10と表記する) 推力 4500 kg を目標とし 3 台製作した。昭和48年初頭に1号機が完成、直ちに運転試験研究を進め、航技研の要素試験研究も取り入れた2次試作 FJR 710/20 は推力 5000 kg を目標とし、昭和49年度末から50年度中頃までに3台完成し、急加減速試験、ファン・圧縮機翼の振動計測、排気ガス計測なども行い、50年度末までに第1期計画の目標性能を達成した。

また、15気圧のアニュラ型燃焼器試験装置も完成し、燃焼器の耐久性の向上、排気ガスの有害成分の低減の研究に大きく貢献した。

3. 第2期計画

昭和51年度からの第2期計画では世界的なファンエンジンの開発動向、需要動向を踏まえて、推力7トンクラスのエンジンの研究開発も考えられたが、1次試作エンジンとしては第1期計画の成果をもとに重量を大幅に低減し、推力重量比5以上で耐久性に富んだ高性能なファンエンジン FJR 710/600、推力 5100 kg を目標とし、54年までに3台製作した。

一方、航技研の STOL (Short Take Off and Landing) 実験機(飛鳥)は USB (Upper Surface Blowing) 方式の高揚力装置を採用し、主翼には USB フラップをそなえた実験機で、推進用エンジンとして FJR 710/600 の搭載が昭和53年に決まった。このためジェットノズルはファン空気と高温排気ガスを混合して主翼上面に沿って幅広く噴き出し推力を得る形式とし、USB フラップに使用する噴き出し空気のために高圧圧縮機最終段から4%抽気できるようにする等の改造をし、機体用の発電機、油圧ポンプも決まり、FJR 710/600 S とし搭載用4台、予備2台製作されることとなった。

このような背景のもとに、第2期計画では実験機に搭載して安心して飛行試験ができるように運輸省の耐空性審査要領に準拠した試験を行い、FJR 710/600 S の信頼性、耐久性を上げることに集中することになった。

第2期計画による運転研究は昭和51年度当初より/10、/20を用い、性能機能試験、耐久試験(6時間連続運転サイクルの繰り返し)、低周波疲労試験(15分間運転サイクルの繰り返し)、耐環境試験として水、氷、鳥吸込等の異物吸込試験および着氷試験が我が国では初めて行われた。さらに我が国には試験設備がなく初めての高空性能試験が、/20により昭和52年11月に英国国立ガスタービン研究所(NGTE・National Gas Turbine Establishment)で実施された。昭和53年度末より第2期で製作された/600エンジンの運転試験研究が開始され、性能機能試験、耐久試験、低周波疲労試験、耐環境試験としての異物吸込試験および着氷試験が実施された。さらに、昭和56年4月にNGTEで高空性能試験を、昭和57年4月には高空着氷試験も同所で行われた。

6時間運転のサイクルによる耐久運転はサイクル回数を順次増し、不具合部品を改良して耐久試験を繰り返し、最終的に300時間(50サイクル)の耐久性のあることが確認された。15分運転サイクルによる低周波疲労試

原稿受付 2001年10月17日

*1 〒141-0032 品川区大崎 3-13-11

験はかなり苛酷な試験であったが、最終的に 1000 サイクルの耐久性があることが確認された。

NGTE での高空性能試験としては高度 30,000 ft まで、飛行マッハ数 0.9 までの範囲で定常性能、加減速性能、抽気、再着火およびウインド・ミル特性の試験を行い、高空における運用能力が確認できた。高空着氷試験は気温が -30°C で、水分が多いとファン動翼腹側全面に固い氷が付着しエンジン振動が増えたが、エンジン回転の加速・減速を繰り返すと付着した氷が離脱する現象も見られた。

航技研の角田支所での真冬早朝の着氷試験（図 1）で、気温 -2°C の時に大気中に 0.6 g/m^3 の水滴を含み気象状態で緩速運転した時は、ファン 1 段静翼に大量に着氷した。しかし、30 分間の緩速運転後に加速すると直ちに飛び散り、定格推力まで加速できた。

騒音低減の研究は長年続けてきたが、角田支所の騒音測定試験場（エンジン中心高さ 5 m、測定マイクロフォン位置半径 45 m）で、大気の流れによる騒音の誤差を少なくするために整流球体（直径約 4 m の整流格子、In-flow Control Device）をエンジン吸入部に設けて、/600 エンジンの騒音測定試験を行った。そのデータを用いて想定した旅客機の離陸時と着陸進入時の騒音レベルは規制値を満たすと考えられた。

排気ガスの有害成分低減の研究も常にとゆみなく続けてきたが、目標としてきた国際的な規制値に対し、煙濃度、THC（トータルハイドロ・カーボン）の量は満たしたが、CO、NO_x の量は規制値を若干超えている。

運転研究以外の試験として静止部の剛性試験、各ロータの曲げ剛性試験、タービン・圧縮機ロータの過回転、ファン動翼のコンティンメント試験、エンジン全体剛性・強度試験、圧縮機ケース・燃焼器ケースの耐圧試験、その他、エンジン用補機について機能、性能、耐久性、耐環境性についての試験等が実施された。

1 期、2 期、通算 11 年のエンジン延運転時間は、4100 時間以上に達し、航空機用ジェットエンジンの研究開発は終了した。

4. FJR 710/600 S ファンエンジン

実験機（飛鳥）に搭載する FJR710/600S は、発電機、油

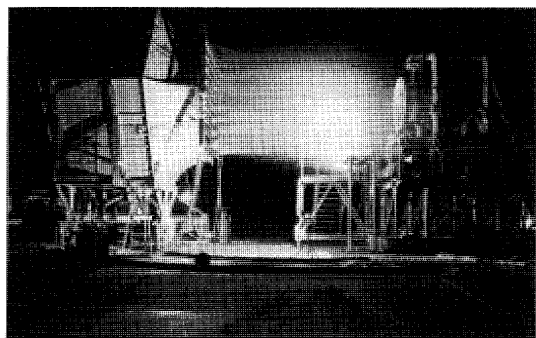


図 1 FJR 710・600 S エンジン着氷試験
（NAL 旧角田支所 1981 年 2 月）

圧ポンプの仕様、高圧圧縮機最終段からの抽気量も定まり、ジェットノズルはファン空気と高温ガスを混合し、USB 方式の高揚力フラップに適した排気ノズル形状を決定し、昭和 55 年末から 60 年にかけて予備機を含め 6 台製作され、/600 エンジンも S 型に改修され、地上試験用に供された。

昭和 56、57 年秋、実験機と同じエンジンナセル、インレット、ジェットノズルを模擬主翼上面に装着し、USB フラップも取り付け付けた動力装備高揚力システム試験を角田支所で行い機体補機を含む全装備状態での運転を行い、USB フラップの耐熱健全性を立証し、さらに最大横風成分 20 m/s までの運転能力を確認した。

昭和 59 年 2 月から防衛庁 C-1 FTB（Flying Test Bed）機の主翼下面に /600 S を装着して、高度 30,000 ft まで飛行マッハ数 0.6 までの範囲で、定常、加減速、再着火、ウインド・ミル特性、速度変更、高度変更、大姿勢角保持、横滑り、旋回、模擬離着陸の試験を行い、実飛行環境下におけるエンジン性能機能に関するデータを取得した。しかし、最終試験の低 G 状態での運転で潤滑油の還油系に不具合が発生した。直ちに同系統を一部改修し同年末再度空中試験を行い、零 G 状態でも完全に還油機能の健全性を確認した。

FJR710/600S ファンエンジンを 4 台搭載した実験機（飛鳥）は、地上運転、地上走行試験を慎重に行い、昭和 60 年 10 月 28 日に初飛行し、以後、飛行試験中常時エンジンの状態を監視し、ボアスコープ検査も行い、分解検査時に改良部品を組み入れて、安全性の確保に努めた。飛鳥の飛行試験は昭和 64 年 3 月まで 100 回行われ無事終了した。

5. あとがき

昭和 52 年、本エンジンプロジェクト中に英国 NGTE で実施された高空性能試験は日本の航空ジェットエンジン技術の水準の高さを示すものであると評価され、英国 R. R 社から推力 8 トンクラスのエンジンの共同開発を提案されて、昭和 55 年 3 月対等合弁事業として XJB 計画が発足した。その後、より推力の大きく燃料消費の少ない高性能エンジンの開発が要求され、XJB 計画を中断し、新たに米国 PW 社、西独 MTU 社、伊国 Fiat 社の 3 社を加え、5 ヶ国共同事業として V 2500 の共同開発が昭和 58 年から開始され、現在世界中に広く採用されている。我が国の分担は事業の 23% であるが、このような国際共同事業に参画できたのは FJR710 ファンエンジンの研究開発の技術水準が高く評価された結果といえよう。

参考文献

- 岩田、大型プロジェクト航空機用ジェットエンジンの研究開発、日本ガスタービン学会誌 4-14（昭 51-9）
- 松木・鳥崎、JFR 710 ファンエンジンの研究開発の現状、日本ガスタービン学会誌 8-30（昭 55-9）
- 松木、FJR 710 エンジンの研究開発（第 2 期計画）、日本航空宇宙学会誌 33-372（昭 60-1）

第16回秋季講演会・見学会報告

野崎 理

NOZAKI Osamu

第16回秋季講演会が、去る10月25日(休)に秋田市文化会館において開催された。参加者は学生18名を含む134名で、例年より10名ほど多く、また東京で開催された今年度の定期講演会の114名と比べてもかなりの盛会であった。秋田での開催という事で、多くの方が引き寄せられたものと思う。

発表件数に関しても、一般講演では空力関係12件、燃焼関係11件、材料関係9件、システム関係6件、伝熱関係4件の計42件に達し、さらに特別講演も2件という活気あふれるものとなった。そのため、一般講演は3室に分け、さらに一件あたりの講演時間を20分とさせていただいた。短い時間ではあったが、いずれの会場においても活発な討論が行われた。3つの講演会場はいずれもほぼ同じ広さであり、立見なども無く、またマイクの不足にも関わらず音響面で不自由も特に無かったようである。地元のボランティアの方々に会場係等でサポートいただいたおかげで、いずれの会場のセッションもほとんど遅滞なく進行する事ができた。

特別講演は小ホールにおいて午前の最後と午後の最初に1件ずつ行った。午前は韓国仁荷大学工科大学の梁玉龍元教授に「韓国におけるガスタービンの研究開発動向」についてご講演いただいた。英語でのご講演を覚悟された方が多かったかと思うが、先生は日本語に堪能で、韓国においてガスタービンの研究と開発が活発に行われている様子をとてもわかりやすくご説明いただいた。午後は、秋田市観光案内人の佐藤直一郎さんに「郷土秋田の民族考 穏やかに流れてきた歴史の中で」と題してご講演いただいた。冒頭の秋田音頭に会場の参加者は少々驚いたようであったが、数秒後には手拍子も始まり、和やかな雰囲気の中で、秋田の歴史、秋田美人の話、酒の話、などなど秋田ならではの興味深いお話を軽妙に語っていただき、会場は大いに盛り上がった。

講演会終了後、すぐに懇親会が開かれた。酒井会長の挨拶に引き続き、高田先生の音頭により乾杯となった。今回は講演会場をそのまま懇親会にも使用したためか、3室に分かれていた参加者のほぼ全員にご参加いただけたようで、準備した料理の量ではとても間に合わない事に気づいた時は、すでにあとの祭りであった。30分もたつと料理はほとんど跡形も無く、飲み物がかすかに残っている程度となってしまった。今回は特別講演の先

生方にも懇親会にご出席いただいたが、トップを切って佐藤さんより今度は動物の方言について、犬や猫の物まねも交えてお話をいただき、またもや楽しませていただいた。次に、学会からのお知らせとなったが、まず最初に学術講演会委員会より、今後は学術講演会をより充実させるために、これまでの年2回の講演会を1回に統合し定期講演会のみを秋に開催する事とし、来年度は10月に富山で第30回定期講演会を2日間にわたって開催する事、また、これまで使用できなかった液晶プロジェクタなどの機材も準備したい旨が報告された。次に学会設立30周年記念行事の準備状況について大田先生よりご報告があり、2002年5月に記念講演会と記念式典を開催し、また記念写真集の出版等を予定しているとの事であった。次に、2003年に開催される国際会議について川口先生よりご説明があり、引き続き特別講演の梁先生より、ジョークも交えながら日韓の協力関係についてお話しいただいた。その頃には、すでに飲み物も尽き果て、田中先生に結びのお言葉を頂戴し、散会となった。昨年度の小倉での秋季講演会において、懇親会の参加者人数を正確に把握できず料理が不足したという反省事項は、そのまま次回へ引き継がれる事となった。

翌日の見学会にはバスの定員ちょうど52名に御参加いただいた。午前中は秋田大学鉱業博物館、秋田ウィンドパワー研究所等を見学させていただいたが、特に風力発電には皆さん興味津々で、数人の方々がバスの出発直前までねばり強く質問しておられた。午後は平野政吉美術館、ねぶり流し館を見学した。ねぶり流し館で竿燈の体験にチャレンジした方々は秋田の文化を身をもって実感された事であろう。

今回の秋季講演会は、天候にも恵まれ、かつて無いほど多くの参加者が得られ、大成功であった。講演会の開催にご協力いただいた秋田観光コンベンション協会及びボランティアの方々、見学会でお世話になった関係各位には心から感謝したい。

秋季講演会は今回を一つの節目とし、来年度からは定期講演会と統合してより一層充実した講演会となるよう、学術講演会委員会はさらに工夫を重ねていきたいと考えています。今後とも、皆様のご理解、ご協力をお願いいたします。

(航空宇宙技術研究所、学術講演会委員会委員長)

2001 年度ガスタービンシンポジウム報告

遠藤 征紀

去る 11 月 29 日、江戸川総合区民ホールにおいて本学会主催のシンポジウム「ガスタービンにおけるモニタリング技術」が開催され、参加者 40 名により予定時間を超えた活発な討論が行われました。

モニタリングにつきましては、1997 年度に本学会に「モニタリング技術調査研究委員会」が発足して以来、実質 2 年間にわたり調査活動が行われ、2000 年度に成果報告書「ガスタービンにおけるモニタリング技術」として出版されました。今期企画委員会はシンポジウムに相応しいテーマを探していましたが、話題性の高いマイクロガスタービンは時期的に微妙な段階にあり困難ということになり、モニタリング技術に再登場をお願いしたという次第です。と言いますのも、モニタリング技術につきましては、既に上記成果報告書が出されており、また、会誌でも取り上げられているからです。無論、成算がなかったわけではありません。調査活動に加わった方々からも、シンポジウムとして取り上げて本音のところを聞き出したい、一歩突っ込んだ議論をしたいとの希望をお聞きしておりました。そこで、調査研究委員会委員長と

して調査活動のまとめ役をされました手島清美氏に講師のご推薦をいただき、さらに、各方面の方々に最近の話題を提供してもらえそうな講師を話題提供者として紹介していただいて、所期の目的を果たす企画としました。

会告及びダイレクトメールの効果もあって、申込者はシンポジウム単独としては通常より多目になりました。会場は本学会としては初めての所でしたが、ここは借料も安く会議室もなかなか良い雰囲気を与えてくれました。

さて当日は、予定通り午後 1 時半に開始され、パート I では、概論・基礎理論と航空用ガスタービン、大型ガスタービン、中・小型ガスタービンの例についての小講演に引き続き質疑応答が行われ、パート II では特殊用途ガスタービンへの適用例、光通信ネット結合モニタリング、モニタリングの規格化の動向についての小講演、質疑応答のあと全体討論に移り、モニタリングの実施思想からセンサにわたる極めて広範囲かつ有意義な意見交換が繰り広げられました。なかでも、北海道大学の学生会員からの若さ溢れる質問に会場が一層活気付けられたのが印象的でした。（航空宇宙技術研究所 企画理事）

◇ 2002 年度会費納入のお願い ◇

2002 年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさった方は、2002 年 3 月 25 日貴口座より引落しさせていただきます。

賛助会員	1 口	70,000 円
正 会 員		5,000 円
学生会員		2,500 円

郵便為替	00170-9-179578
銀 行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上、事務局宛お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

訃 報

終身会員 吉井 久君 84 才 平成 13 年 7 月 19 日逝去

謹んで哀悼の意を表します

2002 年度第 1 回見学会および技術フォーラムのお知らせ

1. 日 時 2002 年 3 月 8 日(金) 13:15~16:00
 2. 場 所 大阪大学(豊中キャンパス)基礎工学研究科
 機械科学コース流体工学研究室(辻本研究室)
 豊中市待兼山町 1-3 TEL 06-6850-6111
<http://www.es.osaka-u.ac.jp/route.html>

3. テーマ

「HIIA ロケット開発に見る最新技術課題」

(最新の技術を誇る HII ロケットの失敗は大きな反響を呼んだ。チタン製の硬い羽根がなぜ疲労破壊したのか? 量的に説明しきれない未知の物理現象へのメカニズムの追求の重要さなどガスタービン関係者にとって興味深いテーマである。)

4. 見学会およびフォーラムスケジュール

- (1) 受付及び主催者挨拶 13:15~13:30
 (2) 辻本研究室見学会 13:30~14:00
 1. HII 用ターボポンプインデューサーのキャビテーション試験設備
 2. HIIA 用ノズル横推力問題と関連した超音速風洞設備
 3. 学生実験用ガスタービン
 4. 小型ジェットエンジン
 (3) フォーラム 14:00~16:00
 「HIIA ロケット開発トピックス」
 1. HII と関連したターボポンプインデューサーのキャビテーション不安定現象
 2. HIIA 用ノズル横推力問題他
 5. 参加要領
 (1) 定員 50 名(申込超過の場合は抽選し、結果を

応募者全員にご連絡します。)

- (2) 申込方法; 下記の申込書にご記入の上、FAX 又は郵送にて学会事務局へお送り下さい。

申込み〆切; 2002 年 2 月 22 日(金)

- (3) 参加費 3000 円 当日受付にてお支払い下さい。

6. 交通の便(基礎工学部への経路)

[電車] 阪急電車宝塚線「石橋駅」(特急/急行も停車)下車。
 南東へ約 1.5 km。徒歩約 25 分。

[モノレール] 大阪モノレール「柴原駅」下車。西北へ 500 m。徒歩約 10 分。

- ・JR 新幹線「新大阪駅」より

地下鉄御堂筋線(北大阪急行線経由)に乗車、「千里中央駅」下車、大阪モノレールに乗り換えて、「柴原駅」下車(基礎工学部まで「新大阪駅」から 1 時間弱程度)

- ・JR 在来線「大阪駅」より

阪急電車「梅田駅」へ行き、宝塚線に乗車、「石橋駅」下車(基礎工学部まで「大阪駅」から 1 時間弱程度)
 または「蛍池駅」で下車し、大阪モノレールに乗り換えて、「柴原駅」下車(基礎工学部まで「大阪駅」から 1 時間程度)

- ・大阪伊丹空港より

大阪モノレールに乗車、「柴原駅」下車(基礎工学部まで空港から半時間弱程度)

- ・関西空港より

大阪伊丹空港行きのバスに乗車、大阪伊丹空港から大阪モノレールに乗車、「柴原駅」下車(基礎工学部まで関西空港から 2 時間程度) JR や南海電車を利用するルートもあります。

見学会・フォーラム参加申込書

申込〆切日(2002 年 2 月 22 日) 開 催 日(2002 年 3 月 8 日)

(社)日本ガスタービン学会 行 FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

氏 名			
勤務先			
勤務先住所	〒		
TEL		FAX	
連絡先	〒		
E-mail			

新年明けましておめでとう御座います。

昨年は米国におけるショッキングな多発同時テロが起こり、今年に入ってもアフガニスタンでの戦闘行為は続いています。うれしいニュースは雅子様が無事に内親王さまを出産された事が記憶に新しい所と思います。どの様な年とするか楽しみでもあり、不安でもある気持ちで新年を迎えました。今年はガスタービン学会設立30周年の年であり、色々な催しが計画されております。学会誌にも表紙には「ガスタービン学会設立30周年」の文字を挿入し、表紙写真は年間を通して「国家プロジェクトで開発ガスタービン」のシリーズを掲載する予定にしております。

さて、2002年1月号は特に特集記事に焦点をあてた訳でもなく、通常号として纏めました。昨年12月東京商船大学で開催された講演会（マリンエンジニアリング学会主催、ガスタービン学会他協賛）で、GEのガスタービンコンバインド発電システムを導入した客船「ミレニアム号」の紹介がされ、今月号に刑部先生からその内容を紹介頂いております。航空機用として開発されたガスタービン技術は航空機転用型として陸上のヘビーデューティ用としての実績を積み、そして海上の船舶に応用された訳ですが、これは技術が「空」―「陸」―「海」へ移転してきた事を象徴する物ではないかと感じました。また逆に「海」―「陸」―「空」にと技術が還流する事もあるかも知れません。

また、タービンの技術の話とは少しはなれた感がありますが、赤井先生には脱化石エネルギーと環境の話を紹介して頂きましたが、タービン技術は「下流側」の技術であり、燃料は「上流側」に位置して、「下流側」の技術・経済性に多くの影響を与えます。近年、世界的な傾

向として脱化石エネルギーが議論されていますので、燃料の世界的な動向を紹介する事により、タービンの技術の前提条件としての燃料を取り上げてみました。

また、最新のタービン技術として現状を再確認する意味で、海外で開発された大型ガスタービン技術を紹介しますが、最近の国内では大型の発電プラントの建設が中止、または延期されています。更に2003年の電気事業法の改正見直しを睨み、分散電源としての中小容量のタービン技術が盛んに議論され、民生用に普及して来ております。

時代の流れが少しづつであります。変わりつつある21世紀ですので、タービン学会誌もその動向を遅れずに情報提供出来ればと、編集委員1年生として心新たに本年の抱負と考えています。

(毛)

〈表紙写真〉

FJR 710/600 S 高バイパス比ターボファンエンジン

説明：1971年（昭和46年）から開発が開始された我が国初の高バイパス比ターボファンエンジンFJR 710シリーズの内でSTOL機「飛鳥」用に開発されたエンジン。バイパス比6の2軸フロントファンエンジンであり、ブースト段つき単段ファン、軸流圧縮機12段、アニュラー型燃焼器、空冷軸流2段高压タービン、無冷却軸流4段低压タービンにより構成される。1989年（昭和64年）飛行試験終了までに、全期間にわたり順調に作動した実績は、日英共同開発RJ 500エンジンと国際共同開発V 2500エンジンの開発につながった。

（提供：独立行政法人航空宇宙技術研究所）

だより

✠事務局 ✠

早いもので、21世紀も2年目に突入。そして今年は、当日本ガスタービン学会も30周年を迎えることになりました。

学会の歴史に途中から参加なさった方々にとっては、特に思いを馳せる事でもないと思われそうですが、設立当初からガスタービン学会に係わってきた者としては、感慨深いものがあります。やっと30年…、もう30年…、というのが実感です。そして、これからもただ単に続いていくのみならず、発展していった欲しいと心から願っています。

その30周年を記念して、昨秋よりご案内しておりますが、5月24日に講演会が開催されます。多くの方々に参加していただきたいと昨年より30周年記念行事委

員会が発足して検討、準備を進めております。会告ページをご覧の上、是非お誘いあわせの上、ご参集ください。

2月に平成13年度が終わり、新しい年度（27期）ははじまります。新年度の会費納入時期になりますので、銀行自動引き落としの手続きをなさっていない方は、お忘れなくお払込いただきますようお願い致します。

また、銀行自動引き落としの方は3月25日に貴口座から引き落としさせていただきます。なお、新しく銀行自動引き落としの手続きをなさる場合は巻末の用紙に必要事項をご記入の上、事務局までお送りください。

是非皆様のご協力をお願い致します。

[A]

新年明けましておめでとう御座います。

昨年は米国におけるショッキングな多発同時テロが起こり、今年に入ってもアフガニスタンでの戦闘行為は続いています。うれしいニュースは雅子様が無事に内親王さまを出産された事が記憶に新しい所と思います。どの様な年とするか楽しみでもあり、不安でもある気持ちで新年を迎えました。今年はガスタービン学会設立30周年の年であり、色々な催しが計画されております。学会誌にも表紙には「ガスタービン学会設立30周年」の文字を挿入し、表紙写真は年間を通して「国家プロジェクトで開発ガスタービン」のシリーズを掲載する予定にしております。

さて、2002年1月号は特に特集記事に焦点をあてた訳でもなく、通常号として纏めました。昨年12月東京商船大学で開催された講演会（マリンエンジニアリング学会主催、ガスタービン学会他協賛）で、GEのガスタービンコンバインド発電システムを導入した客船「ミレニアム号」の紹介がされ、今月号に刑部先生からその内容を紹介頂いております。航空機用として開発されたガスタービン技術は航空機転用型として陸上のヘビーデューティ用としての実績を積み、そして海上の船舶に応用された訳ですが、これは技術が「空」―「陸」―「海」へ移転してきた事を象徴する物ではないかと感じました。また逆に「海」―「陸」―「空」にと技術が還流する事もあるかも知れません。

また、タービンの技術の話とは少しはなれた感がありますが、赤井先生には脱化石エネルギーと環境の話を紹介して頂きましたが、タービン技術は「下流側」の技術であり、燃料は「上流側」に位置して、「下流側」の技術・経済性に多くの影響を与えます。近年、世界的な傾

向として脱化石エネルギーが議論されていますので、燃料の世界的な動向を紹介する事により、タービンの技術の前提条件としての燃料を取り上げてみました。

また、最新のタービン技術として現状を再確認する意味で、海外で開発された大型ガスタービン技術を紹介しますが、最近の国内では大型の発電プラントの建設が中止、または延期されています。更に2003年の電気事業法の改正見直しを睨み、分散電源としての中小容量のタービン技術が盛んに議論され、民生用に普及して来ております。

時代の流れが少しづつであります。変わりつつある21世紀ですので、タービン学会誌もその動向を遅れずに情報提供出来ればと、編集委員1年生として心新たに本年の抱負と考えています。

(毛)

〈表紙写真〉

FJR 710/600 S 高バイパス比ターボファンエンジン

説明：1971年（昭和46年）から開発が開始された我が国初の高バイパス比ターボファンエンジンFJR 710シリーズの内でSTOL機「飛鳥」用に開発されたエンジン。バイパス比6の2軸フロントファンエンジンであり、ブースト段つき単段ファン、軸流圧縮機12段、アニュラー型燃焼器、空冷軸流2段高压タービン、無冷却軸流4段低压タービンにより構成される。1989年（昭和64年）飛行試験終了までに、全期間にわたり順調に作動した実績は、日英共同開発RJ 500エンジンと国際共同開発V 2500エンジンの開発につながった。

（提供：独立行政法人航空宇宙技術研究所）

だより

✠事務局 ✠

早いもので、21世紀も2年目に突入。そして今年は、当日本ガスタービン学会も30周年を迎えることになりました。

学会の歴史に途中から参加なさった方々にとっては、特に思いを馳せる事でもないと思われそうですが、設立当初からガスタービン学会に係わってきた者としては、感慨深いものがあります。やっと30年…、もう30年…、というのが実感です。そして、これからもただ単に続いていくのみならず、発展していった欲しいと心から願っています。

その30周年を記念して、昨秋よりご案内しておりますが、5月24日に講演会が開催されます。多くの方々に参加していただきたいと昨年より30周年記念行事委

員会が発足して検討、準備を進めております。会告ページをご覧の上、是非お誘いあわせの上、ご参集ください。

2月に平成13年度が終わり、新しい年度（27期）ははじまります。新年度の会費納入時期になりますので、銀行自動引き落としの手続きをなさっていない方は、お忘れなくお払込いただきますようお願い致します。

また、銀行自動引き落としの方は3月25日に貴口座から引き落としさせていただきます。なお、新しく銀行自動引き落としの手続きをなさる場合は巻末の用紙に必要事項をご記入の上、事務局までお送りください。

是非皆様のご協力をお願い致します。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

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

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

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

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋 5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 制作部デジタル編集課
E-mail: degihen@magical3.egg.or.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.30 No.1 2002.1

発行日 2002年1月21日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 三巻利夫
発行者 酒井俊道
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13
第3工新ビル 402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋 5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2001, 社団法人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、社団法人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