産業用および航空用ガスタービンの技術ロードマップについて
—GTSJ「ガスタービンを考える会」の検討—

*渡辺紀徳（東京大学）

Technology Roadmap of Industrial and Aerial Gas Turbines
—A View of GTSJ Study Team for Gas Turbine Strategy—

*Toshinori Watanabe (University of Tokyo)

ABSTRACT

GTSJ Study Team for Gas Turbine Strategy is investigating the current situation and the future strategy of gas turbine and aero-engine technologies. The discussion is executed in a good collaboration among the people from industries, academia and government organizations. Recently, the team has proposed technology roadmaps concerning industrial gas turbine and aerial gas turbine. The roadmaps are aiming at indicating the desirable images of future energy supply and aero-propulsion, and important technologies to be explored. The team continues discussion to establish tight and cooperative environment among the people in the relevant field, and to try to make proposals for effective R&D programs in Japan.

Key words: Technology Roadmap, Gas Turbine, Aero-engine

1．はじめに

日本ガスタービン学会では，2005 年度末からガスタービンの将来を考える研究会の活動を企画委員会のもとで開始し，その後 2007 年度に「ガスタービンを考える会」という名称で正式な会を発足させ，産学官から参加者を募って，日本のガスタービン技術の今後に関する様々な議論を行っている。

この会では日本のガスタービン技術や業界の現状および周辺状況，今後のガスタービン技術の研究開発および事業の展開，世界へ向けての戦略などについて，関連各社，諸研究機関の技術者や研究者を中心とするメンバーにより，自由な雰囲気で話し合うことを主旨とし，当面の対象を産業用ガスタービンとして活動を開始した。その後，経済産業省など官界からも参加をいただき，まだ本格的ではないものの，産学官の連携をもって諸検討を行ってきている。年に４～5 回程度会合を開催し，参加者によるプレゼンテーションや自由討論を行っている。将来的な成果として，議論を企業間の協力関係構築や，共同プロジェクトの提案といった形に集約して行ければ，学会として意義の大きい活動になるのではないかと期待しつつ，活動を展開していたが，議論の中で，経済産業省と NEDO による技術戦略ロードマップ [1] を参照しつつ，ガスタービンを中心とする学会版技術ロードマップを策定すると，認識の共有や論点の明確化に有用とのことになり，2007 年度より産業用ガスタービンの技術ロードマップを検討した。まとまったロードマップ案を昨年の定期講演会で公表し，その後，学会ホームページで公開しているところである [2]。

一方，昨年度から，この会で航空用ガスタービンのロードマップも検討すべきであるとの声が高まり，今年度に入って航空エンジン関係のメンバーを増員し，航空用ガスタービン技術ロードマップの策定に着手した。こちらの検討にも官界からの参加を得ることができた。

2．産業用ガスタービン技術ロードマップ

産業用（主として発電用）ガスタービンの技術ロードマップは，会のメンバーである福泉靖史氏（三菱重工業）にグラウンドデザインを担当してもらい，これをもとに様々な議論を行ってまとめた。その間，学会ホームページに案として掲載し，会員の意見も伺った。

ロードマップ策定においては，まずエネルギー供給に関し，将来のあるべき姿を模索するところから議論を始め，その姿にガスタービン技術がどのように貢献できるかという視点で検討を進めた。将来社会のモデルとしては，日本政府の発表した長期ビジョンをベースとしている。

エネルギー消費の将来動向については、2008 年 5 月に経済産業省から発表された「新・国家エネルギー戦略」を参照している。また，地球温暖化対策（CO_2 の排出量削減）については，洞爺湖サミッ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10.（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

トに向けて日本が発表したポスト京都議定書のベースとなる「美しい星 Cool Earth 50」を参照した。CO_2の削減については，その後も多少の修正議論や現実論も出てきているが，2050 年に到達すべき排出量の 50%削減の目標は変わっておらず，大筋の姿は変わらないものとした。

マップを作るに際し、2050 年までの約 40 年間を大きく 2 つに分け、比較的達成できそうな技術の姿が見えつつある 2020 年～2025 年までを前期、それ以降の挑戦的な技術目標を掲げた後期に分けて、意見を集約している。

Fig.1 に，未来に向けた省・脱化石燃料シナリオ及びそれに必要な技術及び相関関係をロードマップとして示す。大きく 3 つの分野に分けており，一番上のテキストボックスで示した分野は，現在CO_2を排出しているエネルギー変換に関わるもの，その下のテキストボックスで示した分野は，原子力や風車などのような，今後増やすべきエネルギー変換に関わるもの，一番下の分野は，主として現在炭化水素燃料への依存度の高い輸送のようなエネルギー消費にかかわるものとした。

各々の分野で活躍する技術のテキストボックスは，横軸のタイムスケールに合わせて大体の普及時期に置いているが，時期は概略である。各技術を点線で結ぶ線は、技術の関係を示している。例えば，バイオマス発電の技術には，バイオ燃料のガス化があるが，それと水素燃料を合わせて反応させれば，炭化水素燃料を合成することができる。エネルギー源を再生可能エネルギーとすれば，カーボンニュートラルな材料から，大気中の CO_2 を増やさない合成液体燃料を製造して，社会インフラに供することが可能である。

Fig.2 は将来のエネルギー循環のイメージを示した相関図であり，ガスタービンの活躍が予想される分野に丸印を付している。

一番左の点線で囲まれた分野は、CO_2を発生しないエネルギー発生源である。この中に原子力発電におけるガスタービンの利用がある。

次にその右側に，大気中の CO_2 を固定して得られた各種のバイオ燃料をガス化させ，それを電力エネルギーに変換するものがある。

バイオマスガス化の右に位置する点線の中は，主としてエネルギーの消費を示している。家庭や店舗など消費地に分散設置される電力供給源では，バイオ燃料と CO_2 を出さない電力から作られた水素を加えて化学合成された合成炭化水素燃料を使用することができるが，ここで活躍するのは，電力変換効率を究極まで高めることができる，ガスタービンと燃料電池を組合せた発電設備である。

一番右側に位置する点線の中は，現在の火力発電設備である。この中で，貴重な化石燃料の利用量を極力減らす高効率化と，発生する CO_2 の処理は，今後も継続的に努力されるべき技術分野である。発生する CO_2 を燃焼の希釈媒体として再利用し，窒素酸化物の発生を抑制するセミクローズド，排ガス中の CO_2 の回収を容易にし，CO_2 の回収動力の低減を狙ったフルクローズドのサイクルも，今後期待される技術分野である。化石燃料ほど現状経済的な燃料は無く，エネルギー密度の高いガスタービンとの組合せは，最も経済的かつ高効率なエネルギー変換手段である。この技術を更に進化させ，かつ低 CO_2 化することは，各種の技術を組み合わせて低炭素社会を構築するために必須と言え，日本にとって重要な戦略的な技術となろう。

技術ロードマップの作成は，これらの図で示したビジョンから，今後重要となる技術の研究開発項目を抽出し，重要度のランク付けを行ってまとめることで完結する。これについては学会ホームページ [2] に掲載しているので，そちらを参照頂けると幸いである。

ガスタービンに関わる者には，低炭素社会に向けて，まだまだ活躍すべき分野が数多くあると言うことが，ロードマップ作成の議論で得られた共通認識である。

3．航空用ガスタービン技術ロードマップ

ジェットエンジン技術に関するロードマップについては，経済産業省・NEDO による技術戦略ロードマップ [1] の策定においても深い議論がなされたが，そこでは比較的短期の技術動向に軸足を置き，主として産業技術ベースの現実的な検討を行った。学会版ロードマップとしては，産業用と同様に，長期展望を視野に入れて議論を開始し，そこから重要な技術を抽出する検討を行っている。こちらのロードマップは宮川浩氏（IHI）にグラウンドデザインを担当してもらい，これをもとに現在議論を行っている最中である。

これまでの議論では，日本の航空エンジン技術の第一目標を「エンジンの完成機開発と市場の獲得」に置き，「国際共同開発における役割の拡大」を併記した。この目標のもとで，技術の方向性を，環境適合への道をベースとして，低燃費化への道，高速化への道，に整理し，その中で新しい推進システムや，機体全体のエネルギーマネジメントの視点で，革新的な技術開発を目指すロードマップとしている。Fig.3 に現状案を示す。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

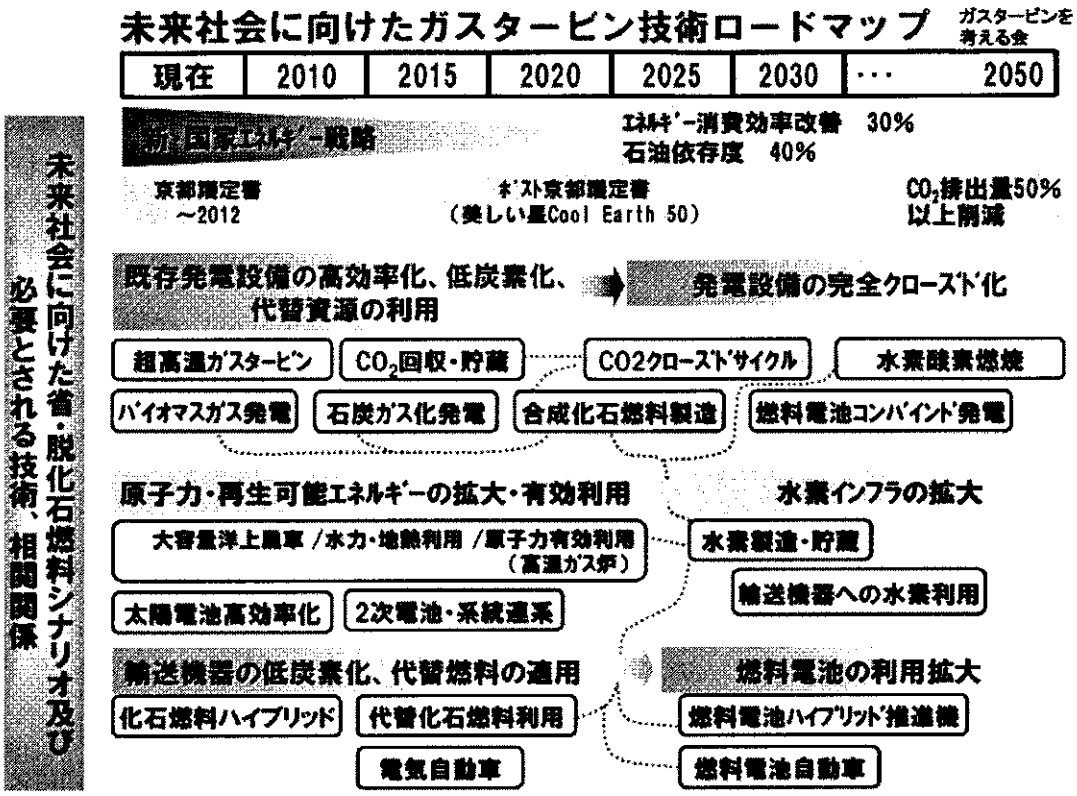


Fig.1 Technology Roadmap of Industrial Gas Turbine

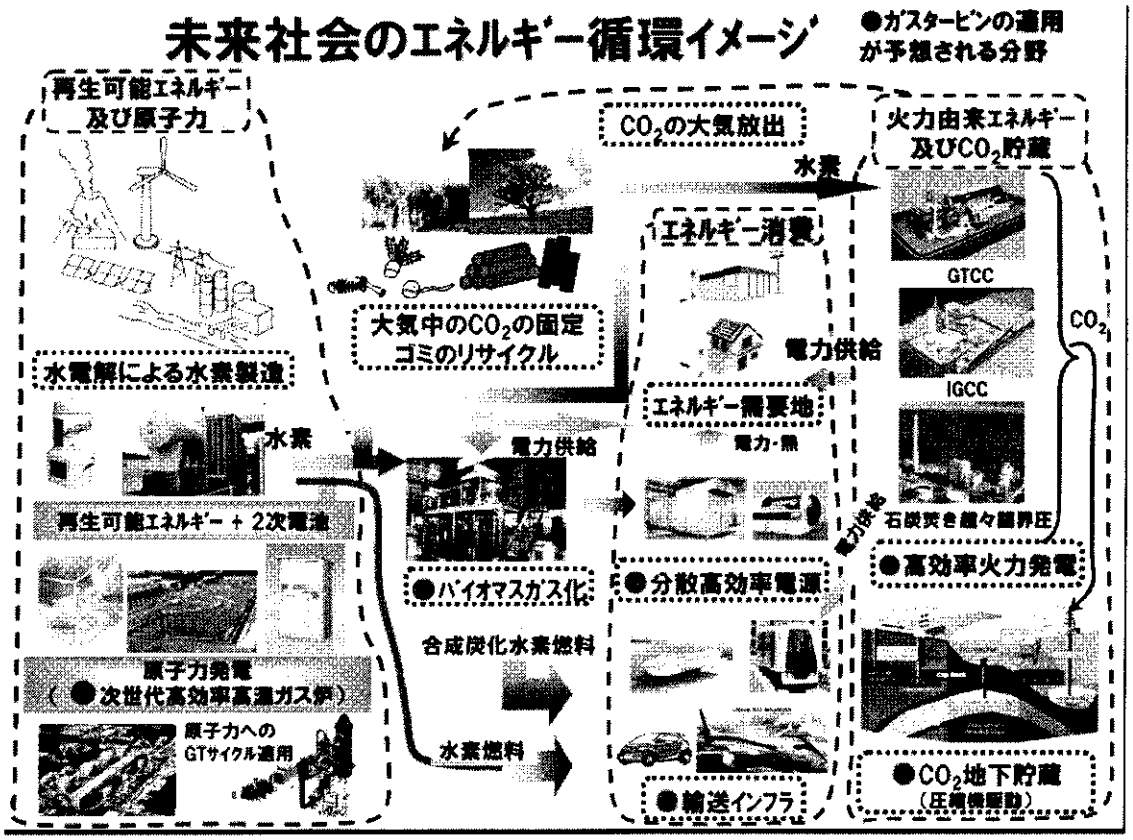
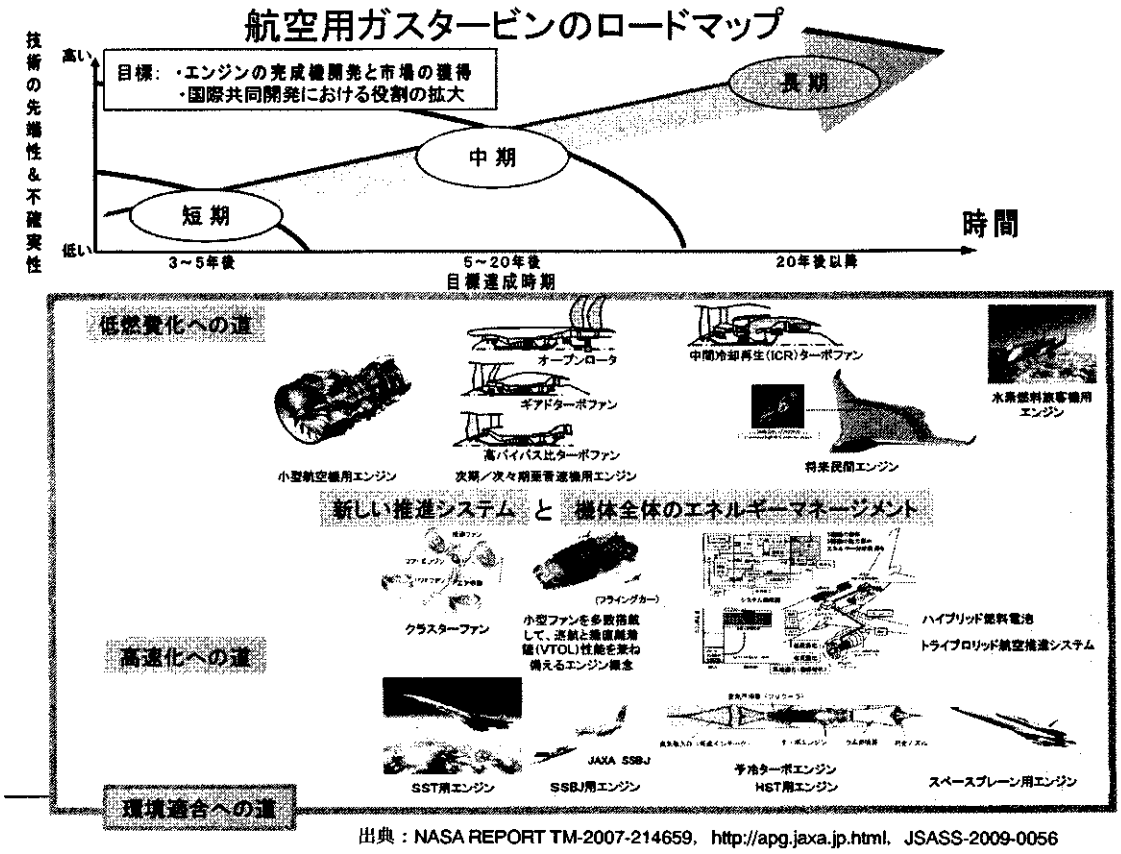


Fig.2 Image of Energy Circulation in the Future

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



出典：NASA REPORT TM-2007-214659, http://apg.jaxa.jp.html, JSASS-2009-0056

Fig.3 Technology Roadmap of Aerial Gas Turbine

また，日本の現状と航空産業の事情を踏まえ，産学官研の有機的な連携を，それぞれの役割分担を明確化しつつ構築するシナリオも考察しており，更に現状の体制的課題を抽出し，解決の方策を見出す議論も行っている。

なお，将来の具体的な技術開発項目については，策定したロードマップを精査して抽出することになる。

航空用ガスタービンの技術ロードマップも近日中に議論を収束させ，できるだけ早く学会ホームページに掲載して，会員諸氏からの意見をいただく予定である。

4．おわりに

「ガスタービンを考える会」で策定している，二つのガスタービン技術ロードマップを紹介した。これらのロードマップについて，広く会員諸氏からもご意見をいただき，学会版として仕上げて行きたい。

ロードマップ策定の活動は，マップそのものの価値もさることながら，これをまとめるために関係する人々が集まって議論し，その中で現状認識を共有し，今後の発展策を考えて行くことに，大きな意義があると言える。今後も情勢の変化に応じて，同様の議論を積み重ね，最適な技術の方向性を模索して行きたい。

これからは更に，将来に向けて重要技術を実現して行くため，研究開発プロジェクトの提案を行うことや，参加各社・各機関の間で共同研究開発の可能性を見出すこと，技術の進展に必要な政策提言を行うこと，などを目指し，考える会の活動を発展させて行く計画である。皆様のご支援を広くお願いする次第である。

謝辞

産業用ガスタービンロードマップの解説は，福泉靖史氏（三菱重工）が書かれたものに依っている。ご協力に深く感謝する。また，ここで紹介したロードマップは，考える会の参加者全員の意志と努力でまとめられたものであり，各位に改めて心から謝意を表するとともに，今後ともご協力をお願いする次第である。

参 考 文 献

1) NEDO ホームページ
http://www.nedo.go.jp/roadmap/
2) 日本ガスタービン学会ホームページ
http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/2008/about_roadmap.html

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

自動車の研究開発の最近の動向

古谷博秀　（独立行政法人　産業技術総合研究所　新燃料自動車技術研究センター）

2008年7月に石油価格は1バレルあたり140ドルを越す高値となり、リーマンショックを基点とする世界同時不況によって40ドル以下に一度値を下げたが、その後再び高値をつけ始めている。この高騰の原因として投資的な要素が大きいことは事実であるが、今後の需要増加に対する供給側の不安要素が背景にあると考えられる。自動車はそのエネルギー源のほとんどを石油に依存しており、次世代の自動車用燃料の探索が急務である。

2006年に作られた新・国家エネルギー戦略においても、「省エネルギーフロントランナー計画」、「運輸エネルギーの次世代化計画」、「新エネルギーイノベーション計画」、「原子力立国計画」の4つの大きな柱の中で、運輸エネルギーの目標としては、石油依存度を80%程度にすることを目標としている。これを受けて、2007年に自動車と自動車用燃料の目標を達成するため「次世代自動車イニシアティブ」が発表された。ここでは、「バッテリー」、「水素・燃料電池」、「クリーンディーゼル」、「バイオ燃料」、「世界一やさしいクルマ社会構造」の5つの戦略が立てられた。このうち、「燃料電池自動車」、「プラグインバイブリッド・電気自動車」、「バイオマスからの輸送用代替燃料」については、2008年夏に洞爺湖で開催されたサミットに向けて取りまとめられた「Cool Earth 50」の中にも大きく取り上げられている。

世界的な自動車販売不振の中、ハイブリッド自動車は爆発的に売り上げを伸ばし、その発展型のように見えるプラグインハイブリッドや電気自動車など蓄電池で動く自動車に寄せられる期待は非常に大きい。電気自動車は、これまで何度かのブームの末実用化が厳しいとされていたが三菱自動車、富士重工についで日産も販売を決めており、すぐにでも普及が進むような雰囲気である。しかし、これら蓄電池でエネルギーを蓄える自動車システムについては、エネルギー供給が電気であるがゆえに、自動車システムだけでは完結しないいくつかの課題があり、その二酸化炭素排出抑制効果についてもインフラとの関係によって変化する。また、ハイブリッド自動車や電気自動車の登場によって、その存在感が薄れたような感を受けていた燃料電池自動車だが、2009年8月に自動車各社及びエネルギー供給関連会社が2015年にまず水素供給インフラの整備し、これと平行して燃料電池自動車の生産を目指すとの発表があった。これには、蓄電による自動車システムは、その利用形態がシステム特性にマッチすれば高い二酸化炭素排出抑制効果が期待できるが、それだけでは、現在の自動車による移動・輸送システム全体をカバーすることは難しいという背景がある。また、バイオマス燃料については、現在のインフラをそのまま利用可能でカーボンニュートラルであるとの考えから、その普及によって二酸化炭素排出抑制効果が期待されているが、バイオエタノールについてはその生産過程での二酸化炭素排出が、バイオディーゼル燃料では、その種類が多くまさに生ものであるがゆえに酸化の問題など、これまでの燃料ではあまり問題視されなかった課題があり、その量的確保の他、燃料自身の生産過程までも含めた品質の確保が大きな課題となっている。

今回の講演では、「プラグインバイブリッド・電気自動車」、「燃料電池自動車」、「バイオマスからの輸送用代替燃料」について、主として「次世代自動車イニシアティブ」の内容を中心にその特徴と課題について紹介する。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

CO2 削減に向けた自動車関連技術とターボ機械

*内田　博（㈱豊田中央研究所）

Automotive Technologies and Turbomachinery for reducing the CO2 emission

*Hiroshi UCHIDA(Toyota central R&D Labs.,Inc.)

ABSTRACT

The trend of automotive technologies and the turbomachinery technologies relating to the automobile for reducing the CO2 emission are shown in this paper. The both of the significant improvement of fuel consumption and the utilization of renewable energy resources are demanded to automobiles due to the global move to reduce CO2 emissions. From such a background, the advanced turbocharged engines, bio-fuel engines, HV, EV and FCV are being developed. On the other hand, the turbomachinery technologies contribute to the production of electric power and Hydrogen supplied to the EV, FCV.

Key words: Turbocharger, Engine, Compressor, Turbine, Fuel, Renewable energy

1．はじめに

地球温暖化問題およびエネルギー問題に端を発した最近の CO2 削減の社会的要求から、自動車を取り巻く環境も厳しさを増している。自動車に要求される主要課題は「燃費の飛躍的向上」と「脱石油、再生可能エネルギー利用」の２つに代表される。これらの課題をクリアーする手段として、ハイブリッド自動車、電気自動車、燃料電池車、バイオ燃料車、高圧ターボ過給車等の開発が自動車メーカ各社で進められている。特に最近のハイブリッド車の普及には目を見張るものがある。また、ディーゼル車および軽自動車にはターボ過給が必須となっており、ガソリン乗用車でも燃費低減手段として高圧ターボ過給によるダウンサイジングが注目され、欧州を中心に開発が進められている。一方、電気自動車は最終的なエコカーとしてインフラ整備も含め普及を目指した努力が精力的に進められている。電気エネルギーの生成法として、太陽光・太陽熱、風力等の自然エネルギー利用が注目されており蒸気タービン、風車などのターボ機械技術が重要な位置を占めている。また、自然エネルギーは不安定であるため、ガスタービンコジェネ等と組み合わせたシステムが現実的とも考えられる。

2．自動車関連技術とターボ機械

自動車関連技術とターボ機械の関係を Fig. 1 に示す。エネルギー源まで含めた自動車関連技術に占めるターボ機械の役割は大きく、特に最近では地球温暖化や石油高騰の問題から再生可能エネルギー利用技術が注目されている。太陽光・太陽熱発電、風力発電、バイオ燃料発電などによる EV 用電力供給あるいは水の電気分解を介した FCV 用水素供給さらにその水素を用いた合成燃料の製造と言ったエネルギーネットワークでガスタービン、蒸気タービン等のターボ機械技術が重要になっている。一方、自然エネルギーには「供給が不安定」という欠点があり、定常運転が得意なターボ機械とをつなぐ蓄熱・蓄電技術も重要である。

しかし、現状ではコストが非常に高くなるため、当面はガソリン車、ディーゼル車が主体であり続けると考えられる。バイオ燃料、合成燃料を含むレシプロエンジン車への燃費低減・CO2 削減の要求が年々強まっており、各国の燃費規制をクリアーするために高圧ターボ過給が必須になっている。それに伴って、ターボチャージャ、過給システムへの要求性能も厳しさを増しており、「コスト削減」と「高性能」の両立が強く求められ、メーカ各社で精力的に技術開発が進められている。

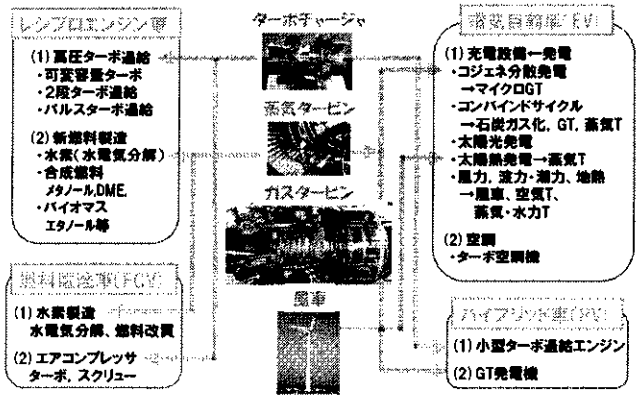


Fig.1 Automotive Technologies and Turbomachine

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

その他、FCV 用の空気コンプレッサ、EV 車用空調機、HV 車用発電機などにターボ機械が用いられる可能性もある。現状ではそれぞれルーツ式あるいはスクリュー圧縮機、斜板式往復圧縮機、レシプロエンジンが用いられており、それを凌駕する小型・高出力の特徴を生かした高性能ターボ機械・ガスタービンの開発が必要になる。

3. 過給エンジンの動向とターボへの要求

ターボ過給エンジンの開発動向を Fig.2 に示す。10 年程前から技術開発の方向性は一貫しており、全域高圧過給による小型・高出力化、燃費向上、エミッション低減を実現するために様々なターボ技術および過給システム技術が開発されてきている。Fig.3 にその例を示す。可変ノズルターボはエンジン背圧低減、加速性能向上とともに EGR ガスを制御するデバイスとしてもディーゼルエンジンにとって必須であり広く実用化されている。また、排気エネルギーの小さいエンジン低速域および部分負荷域でも十分な過給圧が得られるモータアシストターボの開発もターボメーカ各社で進められている。しかし、現状ではコストが非常に高くなるため実用化には至っていない。

ターボチャージャに求められる主な技術項目を Fig.4 に示す。コンプレッサとしては、サージ限界の拡大と特に少流量域の効率向上および高圧力比化に伴うインペラの高強度化が必要になる。また、タービンとしては、VN 可変範囲の拡大（ディーゼル）あるいは排気脈動の有効利用（ガソリン）による少流量域のタービン出力向上と効率向上が求められる。さらに、エンジン低速域での過給性能に大きく影響する軸受損失を低減することも重要であり、高回転化に伴う軸振動・翼振動の抑制技術も信頼性を確保する上で重要な課題になっている。

自動車に対する最近の CO2 削減要求、各国の燃費規制は従来技術では対応できない高いレベルの要求になっている。燃焼面からは燃費向上のため高 EGR になり、部分負荷では EGR 率 70%以上が要求されている。現状の EGR システムでは EGR 率が高くなるほどターボを流れる空気・ガス流量が少なくなるにも関わらず、高い過給圧を要求されている。したがって、ターボとしては現状のシングルターボでは対応できない広い作動範囲と高い効率を要求されることになる。このような背景から、欧州を中心に２段(ツイン)ターボ過給エンジンの開発が進められている。２段過給システムの構成例を Fig.5 に示す。エンジン低速域では小型の高圧段ターボが主体で過給するためサージングの問題を回避でき，高速域では大型の低圧段ターボが主体になるため大流量に対応可能になる。しかし，中・高速域では高圧段ターボをバイパスさせる配管およびその流量調整バルブが必須になり，構造および流量制御が複雑になる。また，小型ターボと大型ターボ間のスムーズな切り替えが必要にな

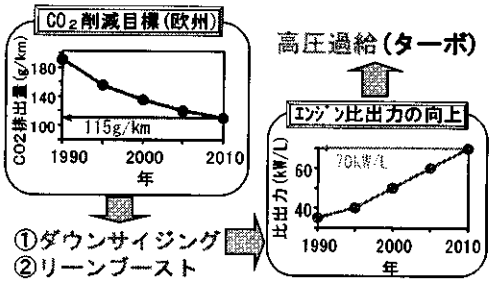


Fig.2 Trend of the Automotive Technologies

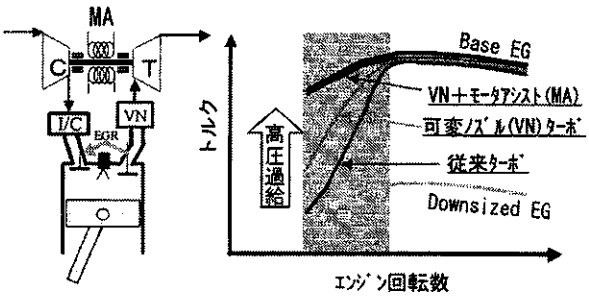


Fig.3 Effect of Turbocharger Technologies

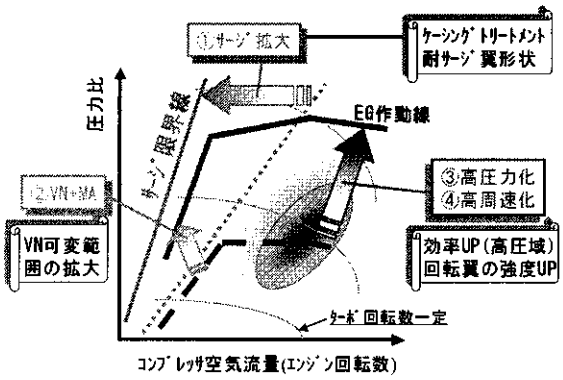


Fig.4 Turbocharger Technologies to be improved

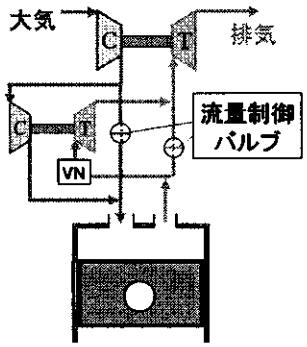


Fig.5 Two-stage Turbocharging system

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

る中速域では，ターボ効率の低い領域を使わざるを得ないため燃費が悪化する欠点がある。
他方，可変機構を有するシングルターボで作動範囲を飛躍的に拡大する技術開発も進められている。可変容量コンプレッサがその一例であり、今後，双方の優劣を見極める必要がある。

新たな EGR システムでターボチャージャへの負荷を軽減し、過給エンジンシステムとして目標をクリアーしようとする動きもある。いわゆる低圧ループ EGR システム（LPL）であり、EGR ガスをタービン出口からコンプレッサ入口へ循環させることで、EGR 率を高くしてもターボを流れるガス流量が変わらない構造になっている。しかし、EGR ガス流量を制御するためにガスを圧送する圧縮機が必要になりコストアップの要因になる。また、排気ガスがコンプレッサ内部を流れるため、アルミ製インペラの腐食、異物衝突（主に水粒子）による破損の問題が生じ、インペラのコーティング等十分な対策が必要になる。

4．まとめ

燃費規制が強まる中、エンジンの燃費向上手段として高圧ターボ過給によるダウンサイジング技術が注目され，欧州をはじめとして世界各メーカが精力的に開発を進めている。過給直噴ガソリンも含めて低燃費ターボ過給エンジンが広く普及するためには、コストが重要になってくると考えられる。コストと燃費性能を両立するには、ターボ、エンジン個々の検討では不十分と思われ，吸排気脈動流で運転されるターボ過給エンジンシステムとしての開発が重要になってくると考えられる。

【参考文献】

1)N. Watson, M. S. Janota: Turbocharging the Internal Combustion Engine, The Macmillan Press Ltd,1982

2)H.Uchida: Transient Performance Prediction of the Turbocharging system with the Variable Geometry Turbochargers,8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, IMechE, 2006

3)内田博：乗用車用ターボチャージャ，日本ガスタービン学会誌，Vol.28，No.3，P22，2000

4)内田博：可変ターボVGT，VNTの動向，エンジンテクノロジー，Vol.5，No.01，2003

5)内田博：基礎講座「ターボ過給技術」エンジンテクノロジーレビュー，Vol.1，No.1，2009

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

クリーンディーゼルエンジン用ターボチャージャの開発

山口　諭（㈱ＩＨＩ）

１．はじめに

自動車から排出される CO2 の削減のための低燃費化やクリーン化の要求が厳しくなる中、昨今、ハイブリッド車や電気自動車への注目が高いが、内燃機関の低燃費化も急速に進んでいる。燃費改善の有効な手段として、エンジンのダウンサイジング（小排気量化）があり，小排気量化に伴うトルク・出力の低下を補うため，ターボチャージャの搭載が普及し始めている。ガソリンエンジンにおいては直噴化と同時に過給化が重視されている。一方、ディーゼルエンジンでは、出力向上・燃費改善・クリーン化の必須デバイスとしてターボチャージャが従来から認識されている。欧州では乗用車の約半数がディーゼルエンジンであり、そのほとんどがターボ付仕様である。近年は、低速域から高速域において過給効果を発揮できる可変容量（VGS）ターボが主流であるが、更なる広域での高過給を目的として 2 段過給システムが一部実用化されている。ここでは、最近のクリーンディーゼルエンジン向けに適用が進んでいる過給技術について紹介する。

２．クリーンディーゼルエンジン用過給技術

2.1　可変容量ターボ（Fig.1）

可変容量ターボは、可変のノズルベーンにより、タービンの流量を可変とすることで広域での高効率と高過給が実現できる。また、可変ノズルの開度によりタービン入口圧を変化させることで、EGR（排気ガス再循環）量を全運転域で高精度に制御でき、排出ガス規制対策に効果的である。このため可変容量ターボは標準のデバイスとなっており、エンジンのダウンサイジング化に伴い、その適用範囲は 1.4L クラスの小型エンジンにまで広がっている。一方、ターボの小型化により、ノズルと側壁との隙間、ノズル軸と軸受の隙間等から生じる漏れ流れに対する性能確保や信頼性、コストが益々重要になっている。

2.2　２段過給システム（Fig.2）

ディーゼルエンジンの更なる燃費向上のため、また、排出ガス規制強化に対応して高 EGR（排気ガス再循環）化が進み、全運転域にて高圧過給が必要となる。このための方策として 2 段過給システムの採用が広がりつつある。大小２つのターボを直列配置し、低速域では高圧段ターボ②を主に使用し、高速域では低圧段ターボ①のみ作動する。中速域では高圧段ターボをバイパスバルブで流量調整しながら、低圧段、高圧段の両ターボを使用する。大小のターボの最適な組合せと流量の配分により、低速から高速まで理想的な過給圧を得ることができる。更に高圧段と低圧段の間にインタークーラを設置することで過給機効率が大幅に改善する。搭載スペースの制約により生じる段間接続流路の圧損や偏流による過給性能の低下を抑えた流路の適正化がシステムの成立性に重要である。

2.3　今後の動向

可変容量ターボは今後も主流であり、信頼性と性能向上に対する要求は一層高まっている。より小型で大容量・高効率を実現するため、コンプレッサの可変容量化や、コンプレッサインペラ材にアルミ鍛造やチタンを適用した高速回転化による、ワイドレンジ・高圧力比化の開発が進んでいる。モーターアシストにより高い加速応答性が得られる電動アシストターボは、アシスト性能向上や減速時のエネルギー回生機能の強化により高性能・低燃費の両立が大幅に改善できることが期待される。自動車用技術の開発要求は高度化・多様化が益々進んでおり、各エンジンに最適な過給システムの提案が必要になっていくと思われる。

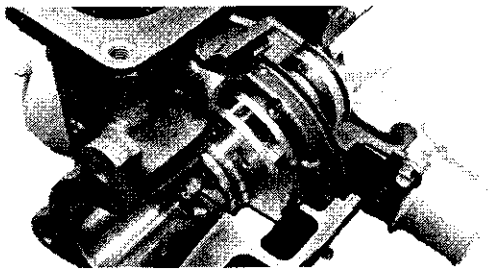


Fig.1 Variable geometry system turbine

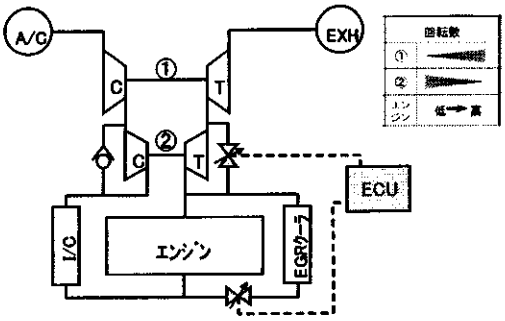


Fig.2 Schematic of series sequential turbo system

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

A－1

オイルサンド改質油の基礎燃焼特性

*西田 啓之，橋本 望，小沢 靖，犬丸 淳（(財)電力中央研究所）

Fundamental Combustion Characteristics of Refined Oil Sand

* Hiroyuki NISHIDA, Nozomu HASHIMOTO, Yasushi OZAWA, Jun INUMARU(CRIEPI)

ABSTRACT

The objective of this study is surveying the non-conventional fossil oils and other alternative energy resources for the gas turbine, which is the most important component of the gas turbine combined cycle plant. Refined oil sand, which is one of the most promising non-conventional energy sources, is surveyed by atmospheric combustion test, being compared with the diesel oil. As a result of the combustion test, besides slight increases of NOx and soot emissions, no significant problem was observed. The experiments using the blended fuel of diesel oil and refined oil sand were also conducted, and no critical trouble of the combustion was found as for all the condition tested. Applicability for the gas turbine of the conventional heavy fossil oils, the refined oil sands, and the biofuel will be evaluated in the near future.

Key words: Combustion, Oil Sand, NOx

1．はじめに

ガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせたガスタービン複合発電設備(CC: Combined Gas Turbine and Steam Turbine Cycle)は、高い熱効率と、優れた負荷調整能力とあいまって、多く導入されている。その主たる燃料はLNGであるが、近年の世界的需要の伸びにより、長期的には需給の逼迫が懸念されている。

一方、石油系燃料は調達や輸送の容易さ、長期保存性など、高い運用機動性を持つ。しかし、我が国では、1979年のIEA (International Energy Agency 国際エネルギー機関)の石油火力新設禁止決議[1]以降、事業用石油火力発電所は建設されておらず、それ以前の設備は効率も低く、建設後30年以上を経ており、更新も検討されている。

その更新設備として、石油系燃料を用いるガスタービンあるいはCCを導入すれば、高い負荷調整能力と確実な燃料供給と、柔軟な運用性を要求される発電設備に最も適したものになると考えられる。

原油価格は高騰傾向にあるが、一定水準以上で石油価が格推移することにより、非在来型の化石燃料が採算ベースに載ってくる。その一つがオイルサンドであり、その確認可採埋蔵量を在来原油に加えるとカナダは世界第２位に躍進する[2]。オイルサンドは、タール状の油が砂に染み込んだ形態で、そのままでの使用や輸送は困難であるが、改質によりほぼ在来型石油と同等に使用できると言われている。そのため、オイルサンドは採掘された後、現地で改質されて、原料油の形態で出荷される[3]。このような高度に精製される前の原料油を発電設備で使うことによりコストメリットも期待できる。

本研究では、ガスタービン燃料としての適用性を評価するため、大気圧燃焼試験を実施して、オイルサンド改質油の燃焼特性を調査した。

2．オイルサンド改質油と供試油

オイルサンドは、石油のにおいのする黒褐色の砂として地表～地下500mに鉱床を形成しており、精製されてビチューメン（タール状の油）となり、更に改質されて製品となる。

オイルサンド改質油の代表的なものと軽油について、性状を調査した結果を表１に示す。表には

Table1　Representative Properties of Refined Oil Sands

			オイルサンド改質油(軽質) :OSA(ナフサカット)	オイルサンド改質油(軽質)	オイルサンド改質油(中質)	オイルサンド希釈ビチューメン	軽油2号
密　度	@30℃	g/cm3	0.8952	0.8496	0.8847	0.9193	0.8252
動粘度	@30℃	mm2/s	16.77	4.24	11.29	71.4	3.292
	@50℃	mm2/s	8.20	3.10	6.09	28.7	
	@75℃	mm2/s	4.26	1.86	3.62	13.4	
高位発熱量		J/g	45,270	45,160	45,230	43,520	45,990
低位発熱量		J/g	42,660	42,450	42,400	41,110	43,100
引火点		℃	116.0	＜20	常温未満	常温未満	62.5
C/H比			7.122	6.736	7.000	7.296	6.400
窒素分		ppmw	630	530	720	2700	5
硫黄分		ppmw	2,100	1,700	2,300	39,900	6

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ないが希釈ビチューメンはバナジウム 150ppm、ニッケル 56ppm と含有量が高く、タービン材料の腐食が懸念される。また、希釈ビチューメン、重質のオイルサンド改質油では、かなりの硫黄分が含まれていることが分かる。これらから、ガスタービンに適したものは、軽質のオイルサンド改質油のみと考えられるが、そのままでは非常に引火点が低く、燃料の取扱に注意を要するため、200℃以下の分留物（おもにナフサ分）を除去したナフサカット改質油（以後、「OSA(NC)」と言う）を実験に用いることにした。

図 1 に実験に用いた OSA(NC)と基準とする軽油の分留曲線と示す。これより、実験に用いる OSA(NC)は、軽油に比べ 350℃でも蒸発しない難蒸発成分が 50%以上も含まれていることが分かる。軽油と供試オイルサンド改質油の炭化水素タイプ分析を行った結果を表 2 に示すが、OSA(NC)は軽油に比べ芳香族分が多いことが分かった。

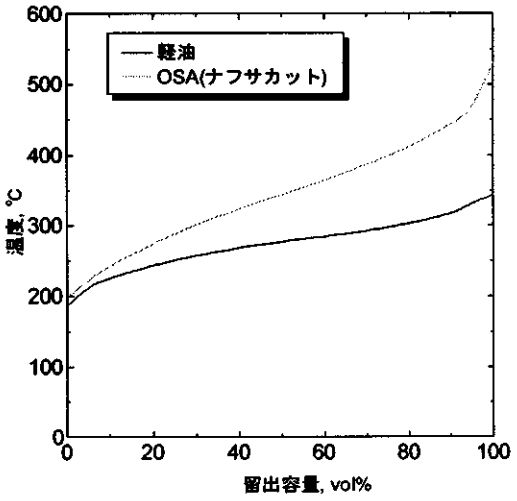


Fig.1 Distillation Diagram of Diesel(#2) Oil and OSA(NC)

Table2.2 Hydro Carbon Type of #2 Oil and OAS(NC)

		軽油2号	OSA (ナフサカット)
飽和分	vol%	79.1	60.8
オレフィン分	vol%	0.0	0.0
全芳香族分	vol%	20.9	39.2
1環芳香族分	vol%	19.5	25.9
2環芳香族分	vol%	1.3	7.8
3環以上芳香族分	vol%	0.1	5.5

2．試験装置及び実験方法

2.1 試験装置

燃焼試験に用いたノズルの断面を図 2 に示す。燃料ノズルは、空気供給能力にあわせてデラバン 0.875GPH 相当の圧力噴霧ノズルを採用し、噴霧角は約 64° とした。基礎燃焼実験装置の系統図を図 3 に示す。実験装置は油冷式スクリュー圧縮機、冷凍式ドライヤー、エアー・ミクロミスト・活性炭フィルター、クッションタンク、オリフィス式流量計、流量調整弁、および電熱式空気加熱器で構成される空気供給系、燃焼器、排ガス冷却器、ガス分析装置などで構成される。燃焼器は耐火断熱材で内張りした縦型の構造で、下部にバーナを設置する。燃焼器の内径は 150 mm、長さは 910 mm である。なお、燃焼ガスの温度計測点はスワーラ出口から 150 mm および 830mm である。

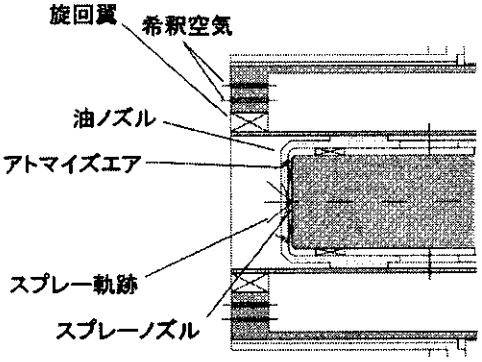


Fig.2 Cross Section of Fuel Nozzle

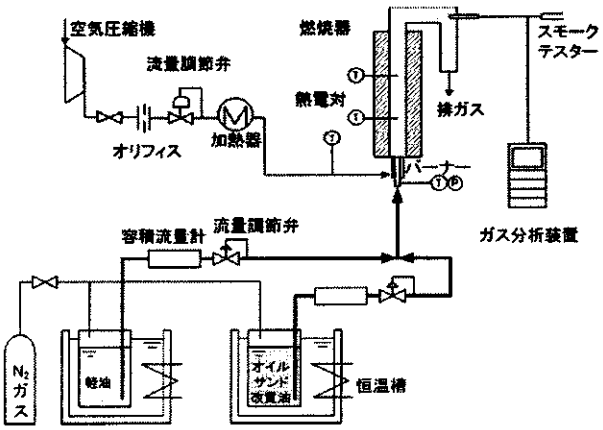


Fig.3 Schematic of Flow of Combustion Test Rig

燃料供給装置は２系統の恒温槽、燃料タンク、流量計、圧力調整弁、ヒートホース、圧力計から構成され、流量調整弁を介して両者を混合した後、更にヒートホースを経て、燃料ノズルへと導く。これは、混合燃料を想定した実験と、実機ガスタービンにおける起動時には軽油を用い、一定負荷に達した後に燃料切替をすることを想定したものである。軽油または供試液体燃料は、それぞれ予め所定温度に温水槽で加熱し、さらに、燃料タンクからノズルまでの流路もヒーターで所定温度に温調加熱して燃料温度を制御した。燃料供給は燃料タンクの内圧を窒素で加圧し燃料ノズルに供給した。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

排ガスは連続式ガス分析装置で、窒素酸化物（NOx）、一酸化炭素（CO）、全炭化水素（THC）、二酸化炭素（CO_2）および酸素（O_2）を測定する。さらに、排ガス中のスモークは BSN (Bacharach Smoke Number)[4]で評価した。一般的に BSN≦3 の領域が不可視煙と言われている。

本実験では、燃焼場でのすす発生についても評価するため、二色温度計測[5]に基づいて、すす濃度の指標である KL 値（K:すすの吸収係数、L:火炎厚み）の計測を行った。

2.2 試験方法

試験方法は、先ず燃焼器に所定の温度(400℃)および流量の空気を供給した後、放電式イグナイタをバーナ出口に挿入し、所定の温度および流量の燃料を供給して燃料を着火した。

軽油と供試オイルサンド改質油では粘性が異なるため、両者の粘性が一致するようにオイルサンド改質油を約 85℃まで加温し、噴霧条件が近くなるようにした。

軽油などこれまでに使用実績のある液体燃料と、オイルサンド改質油のようにこれまでに使用実績のない液体燃料を混合して使うことにより、それぞれの長所、短所を補うことが可能である。OSA(NC)で考えると、高度に精製してない分、コスト面では有利である一方、常温で粘性の高いことやすすの発生が懸念されるが、軽油と混合することで軽減できる可能性がある。混合しないまでも、オイルサンド改質油のように、粘性が高い燃料などでは、軽油を使って起動し、その後、燃料切替を行うことがある。このような場合の燃焼特性についても評価するため、OSA(NC)と軽油の混合比率を変えた場合の燃焼試験を行った。この場合、熱投入量が一定となるように燃料流量を調整した。

3．試験結果置及び考察

3.1 燃焼負荷変化試験

図 4 に空気流量を 110Nm³/h に固定して、燃焼器に供給した空気と燃料から平衡計算により算出した燃焼器出口での断熱火炎温度（以後、燃焼器出口温度と言う）を変化させた場合の 16%O_2 濃度換算 NOx 濃度(以後、NOx 濃度と言う)を示す。燃焼器出口温度を高く(ガスタービンでは負荷上昇に相当する)しても、ごく僅かに上昇傾向を示すが、ほとんど NOx 値に変化しない。このことから燃焼が拡散燃焼であり、ほぼ量論混合比で燃焼し、余分な空気は希釈だけに使われている燃焼形態であることが分かる。また、燃焼器出口温度を高くする、すなわち、燃料流量が増えることにより、噴霧圧力が高くなり、燃料の微粒化は促進されていると考えられるが、その影響も NOx 発生量からは見ることができない。軽油と OSA(NC)とを比較した場合、OSA(NC)は約 10ppm 高い NOx を示している。NOx と火炎温度(拡散燃焼では最高断熱火炎温度)との関係を実験的に調査した過去の事例から、

$$NOx \propto \exp\left(8.28\times10^{-3}T_f\right) \qquad (1)$$

という経験式が示されている[6]。図 5 に示す軽油と OSA(NC)の最高断熱火炎温度の差である 21℃を考慮して、軽油の NOx 値から OSA(NC)の NOx 値を予測したものが図 4 中の●で示したものである。OSA(NC)の NOx 値と軽油から予測した NOx 値は、ほぼ 5%程度の誤差で一致する。これより、NOx 発生量は最高断熱火炎温度が支配的であり、燃料中の窒素分の寄与は少ないと考えられる。したがっ

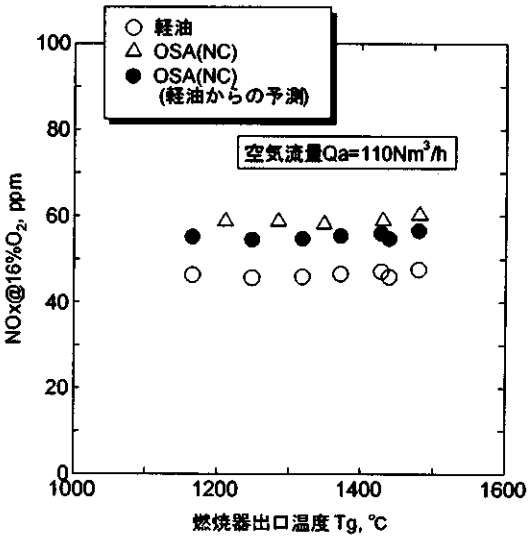


Fig.4 NOx : Heat Rate Dependence (Air Flow Constant)

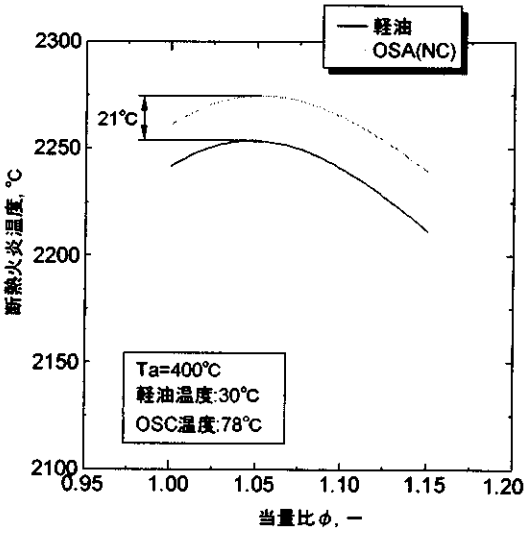


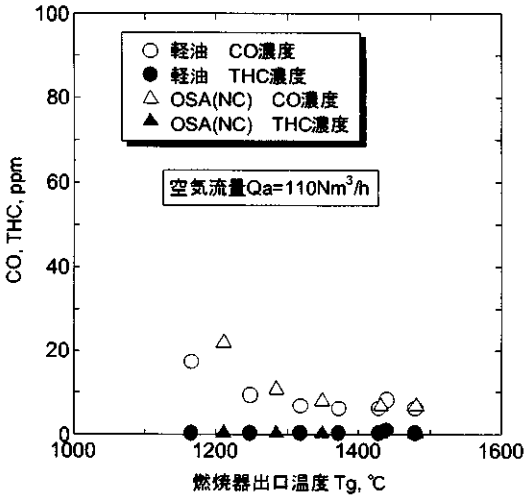
Fig.5 Adiabatic Temp. of #2 Oil and OSA(NC)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

て、NOx の低減は、従来から行われている水/蒸気の噴射などによる火炎温度低減で可能であり、10ppm 程度の差は吸収可能であると考えられる。

図 6 には、NOx と同様に空気流量を 110Nm^3/h に固定して、燃焼器出口温度を変化させた場合の CO、THC 濃度を示す。これより、燃焼器出口温度が低くなると、CO の発生が多くなることが分かる。

図 7 には、同様に空気流量を 110Nm^3/h に固定して、燃焼器出口温度を変化させた場合の BSN 計測結果を示す。これより、燃焼器出口温度が低くなると、すすの発生が多くなることが分かる。軽油と OSA(NC)とを比較すると、OSA(NC)のほうが高い BSN を示す。また、図 8 には両者の KL 値を比較した結果を示す。OSA(NC)の方が軽油よりも KL 値が格段に高く、燃焼場でのすす濃度も OSA(NC)の方が多く、その後も完全に酸化されずに排出されていると思われる。これは、OSA(NC)が芳香族を多く含む(表 2)ことが原因であると考えられる。図 1 に示すように、OSA(NC)には、軽油では存在しない 350℃でも蒸発しない難蒸発成分が 50wt%以上も含まれていることも影響していると考えられる。



Fig,6 CO, THC : Heat Rate Dependence
(Air Flow Constant)

3.2 空気流量変化試験

図 8 に燃料流量を一定として、燃焼器出口温度を変化させた場合、つまり、空気流量を変えて燃焼器内の空気流速を変化させた場合の NOx 濃度を示す。両者とも、燃焼器出口温度を低く(空気流速を速く)すると、NOx 濃度は若干増加する傾向を示した。この傾向は、空気流速が速くなると滞留時間が短くなり、反応論的に NOx は低下するという傾向と矛盾する。前節で言及したように、このバーナでは NOx は噴霧状態よりも空気流速に依存するという特徴を持っている。これより

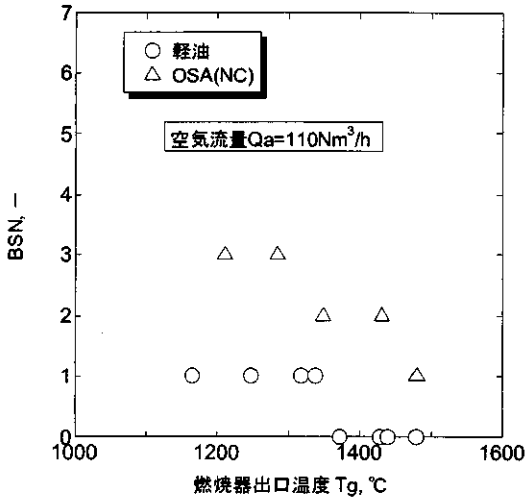


Fig.7 BSN : Heat Rate Dependence
(Air Flow Constant)

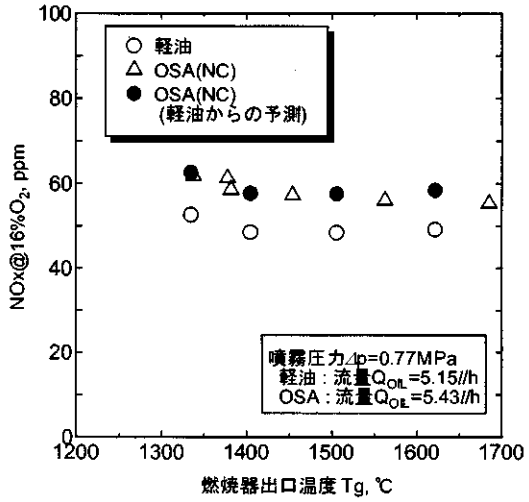


Fig.8 NOx : Heat Rate Dependence
(Fuel Rate Constant)

(1) 空気流速が速くなることにより再循環流が安定し、再循環領域での燃焼が活発になって NOx が増加した。
(2) 燃料ノズル下流の保炎域近辺での空気と燃料が NOx 発生を支配しており、この部分では供給された空気のうち限られた一部のみ(空気と噴霧が接する一部のみ)しか燃焼に関与できず、燃焼に関与する量は空気流速によって決まり、
(3) 気流が速くなることにより、アトマイズエアの効果が増大し、燃料液滴の分散が進む前に燃料蒸発が進み、濃い状態での燃焼割合が増えるなど、燃焼状態が変化して NOx が増加した。

などが考えられる。しかし、これらはあくまで仮説であり、今後、火炎輝度や、火炎位置の測定、燃料液滴の分散状況の計測などによって、原因を詳細に検討する予定である。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

空気流量を変化させた場合にも、軽油の NOx 濃度から、最高断熱火炎温度の差を考慮して OSA(NC)の NOx 濃度を予測した結果は、計測値とよく一致し、軽油のデータから OSA(NC)の NOx 濃度を予測することが可能であることが分かった。

図 9 には CO、THC 濃度を示すが、いずれの条件においても、非常に低い値であり、燃焼性は良いことが分かった。

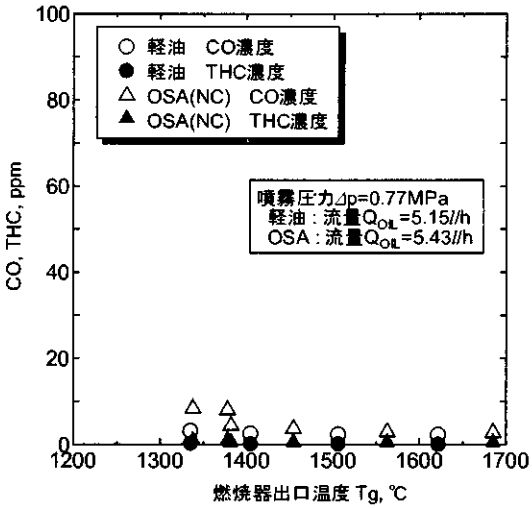


Fig.9 CO, THC：Heat Rate Dependence
(Fuel Rate Constant)

3.3 燃料ブレンド試験

図 10 に燃焼器出口温度を一定とし、軽油と OSA(NC)の燃料比率を変化させた場合の NOx 濃度を示す。OSA(NC)の比率を多くすると、燃料比率に応じて NOx 濃度が変化する様子が観察される。なお、燃焼器出口温度による NOx 濃度の変化は極めて少ない。一方 CO、THC 濃度については、燃料比率を変えてもほとんど変化は認められなかった。

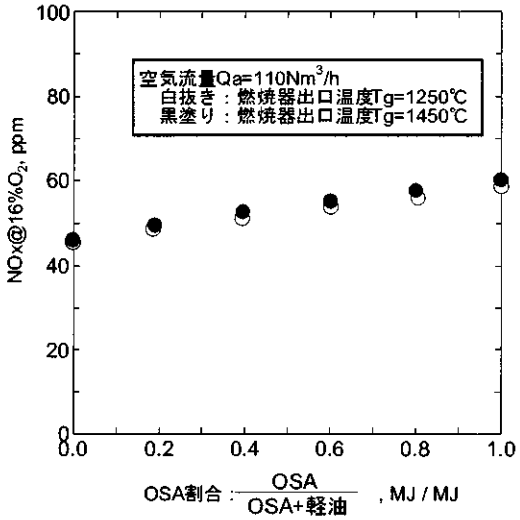


Fig.10 NOx：Fuel Blend Test
(Combustor outlet Temp. Tg=1250℃, Tg=1450℃)

図 11 には BSN 計測結果を示すが、これも両者の燃料比率に応じて変化する様子が観察された。燃焼器出口温度の低い場合、オイルサンドの割合が低くてもすすの発生が認められた。一方、燃焼器出口温度が高いと BSN は低くなる傾向を示した。

以上より、燃料比率を変化させた場合、燃料割合に応じた燃焼が起こっており、燃料比率の変化に伴う急激な変化はないことが分かった。

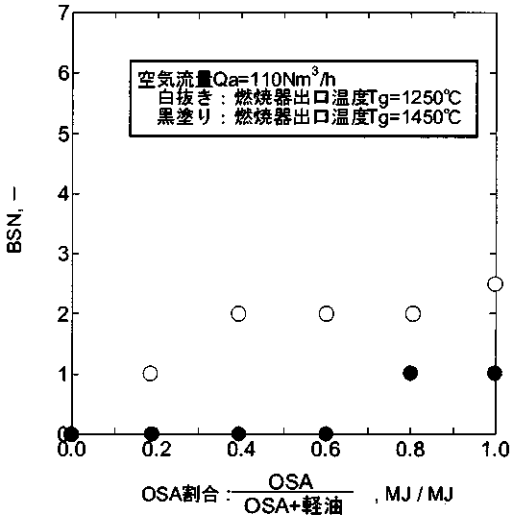
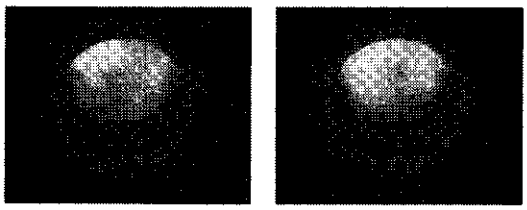


Fig.11 BNS：Fuel Blend Test
(Combustor outlet Temp. Tg=1250℃, Tg=1450℃)

3.4 燃料種の違いによる火炎放射の違い

図 12 に空気流量を 110Nm³/h、燃焼器出口温度を 1350℃とした場合の、軽油と OSA(NC)の燃焼状態を示す。軽油は OSA(NC)に比べ、若干、暗い火炎となっているが明確な差は表れていない。そこで、両者の火炎の違いを明確にするため、二色温度計測[5]に基づく KL 値（火炎放射率 K と火炎厚みＬの積）を用いて両者の比較を行った。図 13 に軽油と OSA(NC)の KL 値の比較結果を示す。OSA(NC)は軽油の２倍以上の KL 値を示し、火炎の放射が大きいことが分かる。KL 値は燃焼場のすすの量と相関関係があり、OSA(NC)では軽油に比べて、燃焼場でのすすも多いと考えられる。これは、先に述べた OSA(NC)の芳香族炭化水素が軽油と比べて多く、



(a)Diesel Oil (b)OSA(NC)

Fig.12 Direct Picture of Flame
(Combustor outlet Temp. Tg=1350℃)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

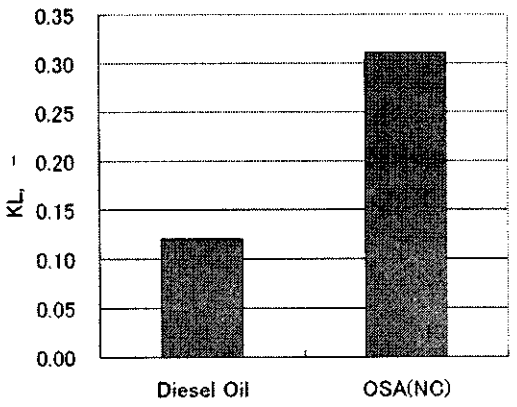


Fig.13　KL：Difference of Fuels
(Combustor outlet Temp. Tg=1350℃)

芳香族炭化水素が多いとすす発生が増えるという傾向と一致する。

今後、更に燃料種や燃焼状態とKL値の関係について調査し、燃料のデータベース拡充と、燃焼状況の検討に活用する予定である。

4．結　論

各種オイルサンド改質油(希釈ビチューメン、重質、中質、軽質)のうち、硫黄分が少なく適度な動粘度を持つ軽質のオイルサンド改質油のナフサ分を除去し第3石油類相当とした燃料(OSA (NC)という)を用いて大気圧燃焼試験を行い、以下の結果を得た。

(1) OSA(NC)は軽油に比べ、排出NOxが若干高いことが分かった。これは、OSA(NC)の最高断熱火炎温度が、軽油より高いことに起因しており、OSA(NC)に多く含まれる燃料中の窒素の寄与は小さいと考えられ、既存技術である水/蒸気噴射などによる火炎温度低減で対策可能と考えられる。

(2) 排ガス中のすす濃度をBSNにより評価した結果、OSA(NC)は、軽油に比べて、すす発生量が多くなる傾向を示した。KL値を用いて評価した結果でも、OSA(NC)は、軽油に比べて、すす発生量が多くなる傾向が示された。

(3) ガスタービンの起動・停止などを想定して、OSA(NC)と軽油のブレンド比率、燃焼器出口温度(断熱平衡計算)を変えて燃焼試験を行ったが、燃焼状況が急変するなどの特異な現象は観察されず、両者の割合に応じてNOx、すすなどの特性が変化することが分かった。

謝　辞

燃焼試験装置の設計や燃焼試験に関しご助言をいただいた宇宙航空研究開発機構(JAXA)の林チーム長、田丸客員研究員ほか関係各位に感謝の意を表します。また、オイルサンド改質油の提供をいたSuncor社、また、その仲介など様々なお骨折りを頂いたアルバータ州大使館の方々にも感謝いたします。

参 考 文 献

1) わが国における「石油火力発電」の扱いについて，石油連盟HP，http://www.paj.gr.jp/from_chairman/data/file/2003/20030618_1.pdf, (Accessed 2009.1)
2) BP Statistical Review of World Energy June 2008 (2008)
3) Suncor Energy inc. 2005 Annual Report, (2005)
4) ASTM D 2156 Standard Test Method for Smoke Density in Flue Gases from Burning Distillate Fuels
5) 松井幸雄，神本武征，松岡信，ディーゼル機関の火炎温度とすす濃度の測定における可視域と赤外域の２色法に関する研究，日本機械学会論文集(B編), vol.45, No.398 (1979) pp.1576-1586.
6) Lewis, G. D., Prediction of NOx Emissions, ASME Paper 81-GT-119 (1981).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

A－2

高温高圧水下でのセルロースの CSTR 液化過程

岡村　隆成（八戸工大）

Cellulose liquefaction in hot compressed water of CSTR

Takanari OKAMURA (HIT)

ABSTRACT

The effect of temperature conditions on the liquefaction process of cellulose in the hot compressed water were investigated by both experiment and analysis. The continuous stirred tank reactor is used for the experiments. The sample is microcrystalline cellulose particles of the average grain diameter of 0.16mm, and the solution of cellulose of 1wt% in concentration is supplied to the reactor. The experiments were carried out over the temperature range of 483－513K, and pressure in the reactor was controlled with back pressure regulating valve by 22.1MPa. The liquefaction process of cellulose is considerably affected by temperature conditions. The resulting concentration profiles of cellulose, oligosaccharides, monosaccharides and pyrolysis products were analyzed using a theoretical model which considered temperature variation during the reaction. The calculated results exhibit a reasonable fit to the experimental data.

Key words: Hot compressed water, liquefaction, cellulose, reaction kinetics, CSTR

1. はじめに

燃料多様化の中で，未利用バイオマスをエネルギー源として取り出し，利用する試みが盛んである。木質バイオマスは，ボイラでの直接燃焼やガス化炉を用いて生成したガスをガスタービンやガスエンジンでの利用の例が見られる[1]。ガス化法には各種あるが，超臨界水ガス化技術[2),(3)]は含水率の高い原料でも乾燥過程が不要なために節エネルギーであり，また水素リッチガスの生成が見込まれている。そのため，このガス化システムと高温酸化物型燃料電池（SOFC）を組み合わせた発電プラントは，環境負荷の低減と高効率化の面から将来有望なシステムである。

木質バイオマスの超臨界水ガス化法の研究の一環として，ガス化の前処理として行う加圧熱水下でのバイオマス原料の液化分解過程を明らかにする必要がある。ここでは，液化過程での保持温度の影響を木質バイオマスの主要成分であるセルロースを試料として実験と解析で調べた。実験は，連続攪拌槽型反応器(CSTR; Continuous stirred tank reactor)を用いて想定した温度範囲で実験を行い，液化分解過程で生成する成分を特定した。この結果に基づいてセルロースの分解反応過程を推定し，更に，温度変化が存在する反応場でのセルロース粒子の分解反応過程をモデル化して解析を行い，実験結果との比較を試みた。

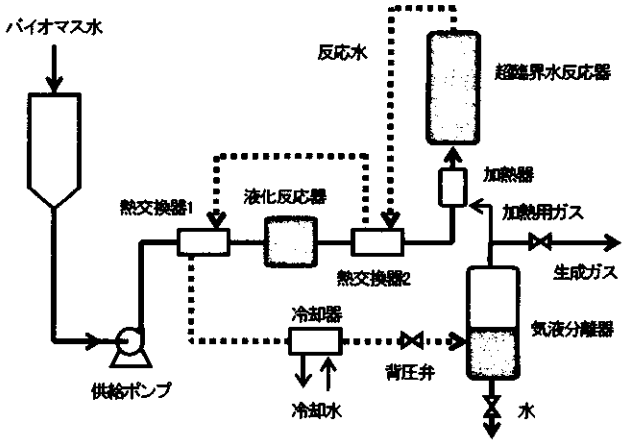


図1　バイオマスの超臨界水ガス化システム

2. バイオマス利用 SOFC/ガスタービンシステム

2.1 超臨界水ガス化システム

バイオマスの超臨界水ガス化システムを図1に示す。バイオマス水は供給ポンプで昇圧されて，液化反応器に送られる。ここで，バイオマスは加圧熱水状態で液化した後，超臨界水反応器に送られる。この反応器を出た反応水は熱交換器でバイオマス水に熱回収された後，冷却器で冷却される。更に背圧弁で圧力低下された反応水は，気液分離器でガスが回収される。この生成ガスの一部は超臨界水反応器の加熱用に使用される。なお，本論は液化反応器の領域を対象としている。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2.2 SOFC/ガスタービン発電プラントシステム

SOFC とガスタービンを組み合わせた発電システムは，高効率プラントとして期待されている[4]。このシステムにバイオマスの超臨界水ガス化システムを組み込んだプラントは，再生可能エネルギー利用の環境性に優れたシステムになる可能性がある(図 2)。バイオマスを超臨界水法によって生成されたガス組成は，H_2, CO, CH_4, CO_2 などからなり，CO を含有している。しかし，CO の組成割合から見て，この生成ガスを燃料として SOFC で利用しても電極の腐食の問題はなく，燃料として直接供給が可能である。そのため，バイオマスの燃料製造システムと SOFC の組合せ発電システムは，燃料の改質システムが不要であり，この点大きな利点がある。

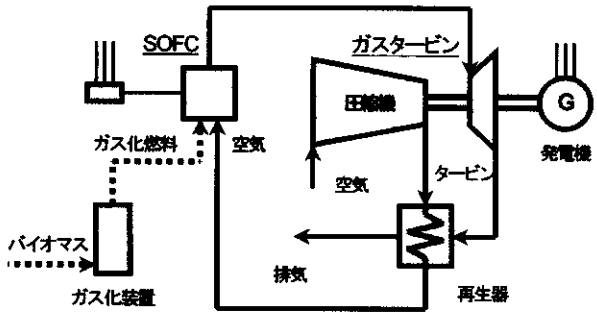


図 2　バイオマスのガス化装置と組み合わせた SOFC/ガスタービン発電プラントシステム

3. セルロースの液化試験

3.1 試験装置および試験条件

試料であるセルロースは，結晶化セルロース(Avicel No.2331)を使用し，その平均粒径は 20-100μm である。CSTR 試験装置の系統を図 3 に示す。反応容器は材質 Hastelloy C-22 で，体積 $7.0\times10^{-5}m^3$ の反応部を持ち，4 本のカートリッジヒータが設置され温度管理される。反応部には 2 本の熱電対が取り付けられ，一本は反応装置内の液体温度を，他の一本は反応装置自体の温度を計測している。装置内の液体温度は PDI 制御によって昇温を制御される。昇温パターンは PC プログラムでセットされており，計測された温度は PC に取り込まれる。試料はスラリーポンプで昇圧されて純水と混合してプレヒータで昇温された後，反応容器に送られる。容器内は回転数 500rpm の攪拌器で攪拌され，圧力はフィルター後に設けられた背圧弁によって制御され，常時 21.1MPa に設定されている。反応液は反応容器出口に設けられた冷却器を通過した後，ガス分離器で廃液とガスに分離される。液化試験では，ガス生成が起こらない圧力・温度条件を選定した。廃液は設定された時間間隔でオートサンプラーによって採取される。試料濃度は 1wt%で，その供給量は 2ml/min である。容器内の温度は，483～513K の範囲で変化させた。試験は一定温度で行い，試験時間は試料供給開始から 400min を目安とした。

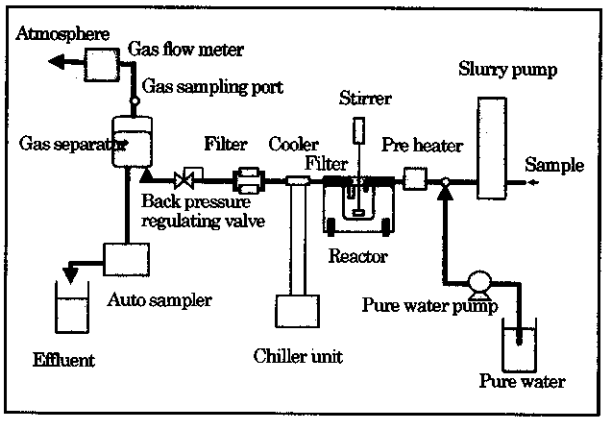


図 3　CSTR 試験装置の系統

3.2 実験結果

CSTR 試験前に回分型反応容器を使って，セルロースの反応率を調べた。セルロースの反応率は，反応後の固形分をできる限り採取し，反応前後の質量変化から算出した。その結果，全ての条件で，反応後の液体＋固形分の回収率は 98%以上であった。反応後のガス生成を調べた結果では，ガスはほとんど生成していないことを確かめた。液化生成物の組成は液体クロマトグラムにより測定した。液体クロマトグラムのシステム構成は，カラム:糖分析用カラム (SPR-Ca, 250L×7.8φ)，検出器: RID (RID-10A, 島津製)，移動相: 超純水(流量 0.6 cm^3/min)である。ガス生成物の組成は，ガスクロマトグラム (GC-2014, 島津製) により測定し，その結果，最高温度 523K 以上で微量の CO_2, O_2, H_2 のガス生成が見られたが，その他の条件ではガスの生成はなかった。

反応容器での成分の滞留時間は，反応過程に大きく影響するので，CSTR の試験と同じ条件でトレーサーに NaOH を用いて平均滞留時間を測定した。その結果を図 4 に示す。系内の温度を変化させても測定値に変化は見られなかった。平均滞留時間の測定結果 t_{bar} は 51.5min であった。一方，完全混合モデルとした場合の反応容器体積 V と試料供給量 F から得られる値は τ = V/F＝35min である。

次に，CSTR での温度条件 483K，503K および 513K における試験結果を図 5 に示す。プロットが試験結果である。液化生成物として，セロビオース，セロトリオース，セロテトラオースなどのオリゴマー，グルコース，フルコースなどのモノマー，そしてエリスロース，5-HMF などのピロライシスが見られる。最も低い温度 483K の条件では，セルロースの分解は 400min でも定常に達しておらず，オリゴマー、モノマーおよびピロライシスの分解生成物の濃度は上昇過程にある。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

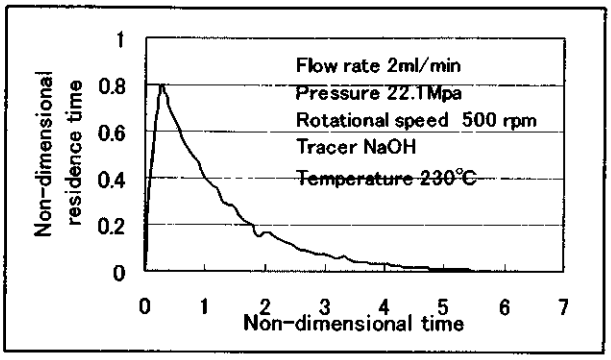


図4　反応容器の平均滞留時間の測定結果

試験開始の初期段階では、オリゴマーの濃度が高いが，それ以降でモノマーの濃度が最も高くなり，続いてピロライシス，オリゴマーの順となる。試験温度が 503K まで上昇すると，生成物濃度は 400min の範囲で安定な状態を示し，オリゴマーは約 100min で，モノマー，ピロライシスの両成分は約 200min で定常状態に達する。ここで特徴的なことは，オリゴマー濃度は，充分時間経過して時点で、483K 温度条件の濃度よりも低く，さらにピロライシスの濃度がモノマーの濃度よりも高くなり，逆転現象が現れている。これは，温度上昇によって反応過程がオリゴマーからモノマーへ，そして，オリゴマー，モノマーからピロライシスへと進行していることがその理由と考えられる。温度がさらに上昇して 513K の条件では，先程の反応過程の現象がさらに進行して，定常状態では，オリゴマーだけでなく，モノマーも 503K の温度条件での濃度よりも低下し，その分，ピロライシス成分の濃度が上昇する現象が見られる。

4. セルロースの分解反応解析

4.1　セルロースの分解反応モデル

セルロースの分解は，回分式の実験結果[5] と文献[6] により，次の素反応に従い進行するものとした。

Ⅰ.セルロース粒子の分解によるオリゴマーの生成
Ⅱ.オリゴマーの分解によるモノマーの生成
Ⅲ.モノマーの分解によるピロライシス の生成
Ⅳ.オリゴマーの分解によるピロライシス の生成

セルロースの分解反応モデルを上記 4 つの素反応を基にした反応過程を描くと，図 6 のようになる。この反応過程を化学量論的な反応として化学式で書き表すと，次の通りである。

$$\text{Cellulose} + 75.7 \cdot H_2O \rightarrow 76.7 \cdot \text{Oligomer} \quad (1)$$
$$\text{Oligomer} + 2 \cdot H_2O \rightarrow 3 \cdot \text{Monomer} \quad (2)$$
$$\text{Monomer} + H_2O \rightarrow \text{Pyrolysis} \quad (3)$$
$$\text{Oligomer} + 2 \cdot H_2O \rightarrow 3 \cdot \text{Pyrolysis} \quad (4)$$

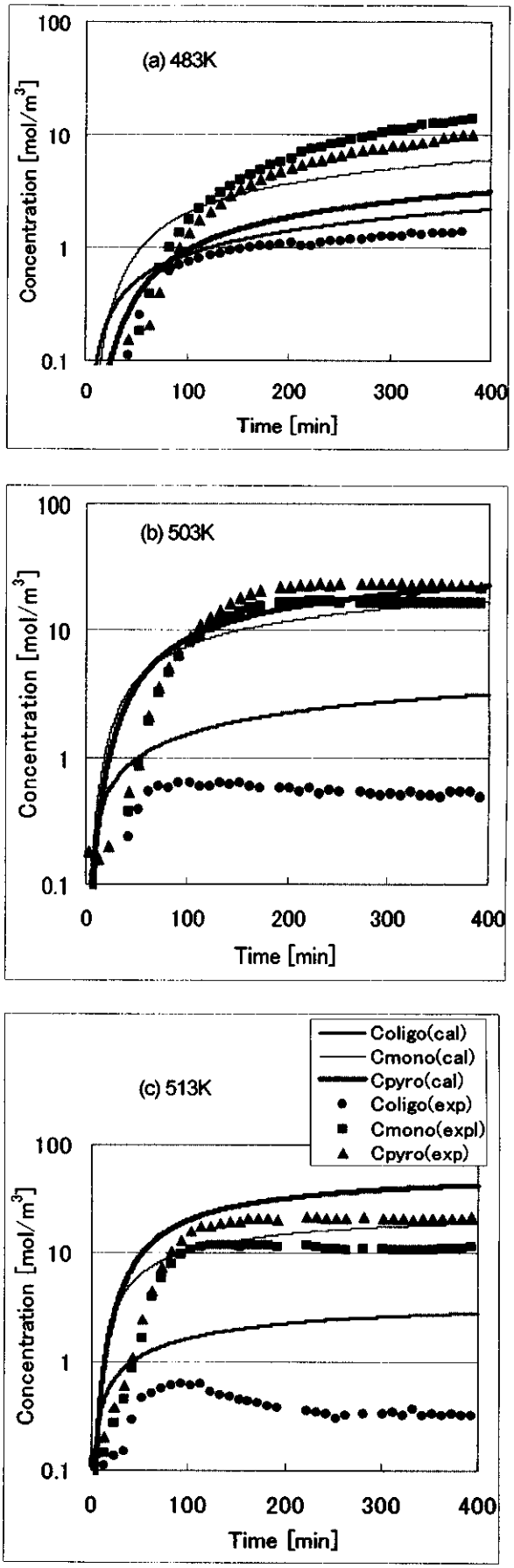


図5　時間経過に伴うセルロースの液化生成物の濃度変化；試験温度を変化させた場合

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

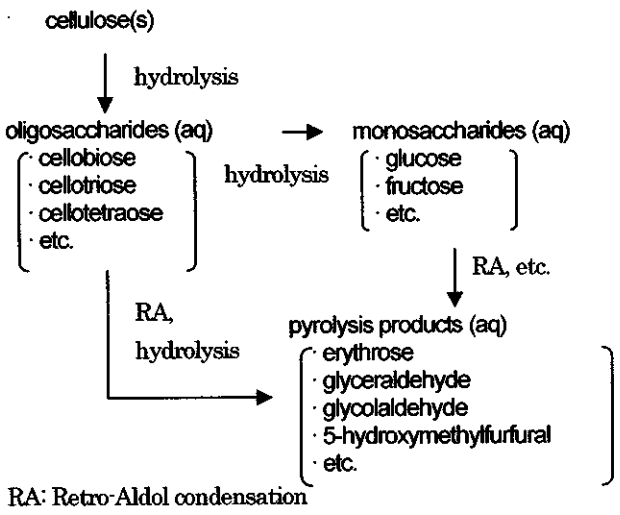


図6　セルロースの液化分解反応過程

ここで，セルロースのみが固体で，その他は液体である。セルロースは平均230molのグルコースとしている。

4.2　セルロース粒子の分解

セルロース粒子の分解によるオリゴマーの生成[7], [8]を解析するためのモデルを図6に示す。セルロース粒子は，固体で球形とし，反応前の半径を r_0 とする。素反応Ⅰの過程は，次の2段階とする。

(A) H_2O モノマーのセルロース粒子廻りの水境膜内における拡散
(B) セルロース粒子表面における水モノマーとの加水分解反応

(A)の段階において，水モノマーはバルクからセルロース粒子表面に水境膜を通して質量輸送されると仮定すると，輸送速度は次式となる。

$$W_A = 4\pi r^2 k_c (C_b - C_s) \tag{5}$$

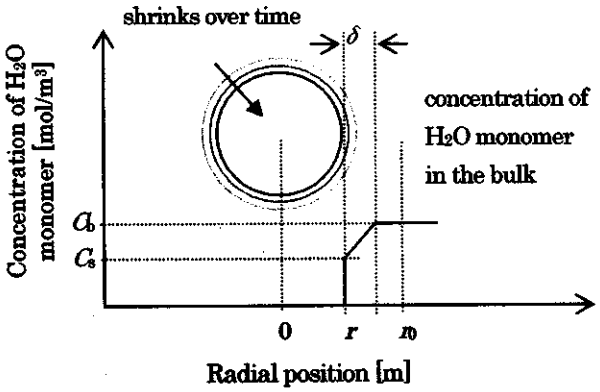


図7　セルロース粒子の分解反応の解析モデル

ここで，W_A は水モノマーの質量輸送速度，C_b と C_s はそれぞれバルクとセルロース粒子表面での水モノマーの濃度，k_c は水モノマーの質量輸送係数である。rは反応後のセルロース粒子半径であり，加水分解反応が進むに従い減少する。

(B)の反応は固体セルロース粒子の表面でのみ進行するが，固体のセルロース粒子は水境膜に取り囲まれているので，H_2O モノマーの水境膜内での拡散によるバルクからセルロース粒子表面までの H_2O モノマーの濃度の減少がある。また，セルロース粒子は細孔を有しておらず，粒子表面においてのみ進行する。そのため，粒子表面での反応に伴い，H_2O モノマーの濃度は粒子表面にて0になる。反応の進行に伴いセルロース粒子は表面から多糖に分解されるため，時間が経つにつれてセルロース粒子の半径は減少して行く。(B)の段階において，水モノマーによる加水分解は次式で表示できるとすると，

$$W_B = 4\pi r^2 k_s C_s \tag{6}$$

ここで，W_B はセルロース粒子の表面での加水分解速度，k_s は速度定数であり，この値は，昇温・冷却プロセスの温度変化の場において変化する。ここで，セルロースの分解過程は準定常状態と仮定すると，(5), (6)式は等しい。更に，これらはセルロース粒子1個に対する水モノマーの反応速度に等しいので，

$$-r_A = 4\pi r^2 k_c (C_b - C_s) = 4\pi r^2 k_s C_s \tag{7}$$

ここで，r_A はセルロース粒子1個に対する水モノマーの反応速度である。

一方，セルロース粒子の半径は反応中のある時間でrになり，粒子のモル密度をρとすると，そのときの粒子の質量バランスから次式が得られる。

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{4}{3}\pi r^3 \rho\right) = -r_B \tag{8}$$

ここで，r_B はセルロース粒子1個の反応速度である。この過程は当量比反応としているので，$r_A = 75.7 \cdot r_B$ であり，(7), (8)式から，時間経過に伴う粒子半径変化に関する次式が得られる。

$$-4\pi r^2 \rho \frac{dr}{dt} = \frac{4\pi r^2 C_b}{75.7(1/k_c + 1/k_s)} \tag{9}$$

上式をセルロース粒子の分解に関する式に変換する。セルロース粒子1個の分解率をxとすると，

$$1 - x = \frac{\frac{4}{3}\pi r^3 \rho}{\frac{4}{3}\pi r_0^3 \rho} = \left(\frac{r}{r_0}\right)^3 \tag{10}$$

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

上式を時間 t で微分すると，

$$-\frac{dx}{dt} = \frac{3}{r_0^{\,3}} r^2 \frac{dr}{dt} \qquad (11)$$

セルロール粒子の分解速度は次式となる。

$$\frac{4\pi r_0^{\,3}}{3}\rho\frac{dx}{dt} = \frac{4\pi r_0^{\,2}(1-x)^{2/3}C_b}{75.7(1/k_c + 1/k_s)} \qquad (12)$$

分解率をセルロースのモル濃度で表すと，

$$x = \frac{C_{Cel,0} - C_{Cel}}{C_{Cel,0}} \qquad (13)$$

ここで，$C_{Cel,0}$，C_{Cel} は，それぞれ時間 $t = 0$，t におけるモル濃度である。上式を使うと，分解速度は次式となる。

$$r_{Cel} = -r_1 = \frac{dC_{Cel}}{dt} = -k_1 C_{Cel}^{\;2/3} \qquad (14)$$

ここで，r_{Cel} はセルロース粒子の分解速度である。k_1 は速度定数であり，次式となる。

$$k_1 = \frac{3\cdot C_{Cel,0}^{\;1/3} C_b}{75.7\rho r_0\left(1/k_c + 1/k_s\right)} \qquad (15)$$

以上は、回分式の条件なので、これを CSTR の条件で整理し直す。(1)−(4)式で示されたオリゴマー，モノマーおよびピロライシスの生成反応過程を化学量論的な関係から反応速度に関する関係式で表す。オリゴマーはセルロース分解による生成とモノマーおよびピロライシスへの分解からなる。同様に、モノマーはオリゴマーからの生成とピロライシスへの分解からなり，ピロライシスはオリゴマーおよびモノマーから生成される。これらの反応過程を CSTR の速度反応式として次のように示すことができる。

$$\frac{dC_{Cel}}{dt} = -k_1 C_{Cel}^{\;2/3} + (C_{Cel,0} - \varepsilon_{Cel} C_{Cel})F/V$$

$$\frac{dC_{Oligo}}{dt} = 76.7\cdot k_1 C_{Cel}^{\;2/3} - (k_2 + k_4)C_{Oligo} - \varepsilon_{Oligo} C_{Oligo} F/V$$

$$\frac{dC_{Mono}}{dt} = 3k_2 C_{Oligo} - k_3 C_{Mono} - \varepsilon_{Mono} C_{Mono} F/V$$

$$\frac{dC_{Pyro}}{dt} = k_3 C_{Mono} + 3k_4 C_{Oligo} - \varepsilon_{Pyro} C_{Pyro} F/V$$

(16), (17), (18),(19)

ここで，C_{Cel}，C_{Oligo}，C_{Mono} および C_{Pyro} は，セルロースと生成物であるオリゴマー，モノマーおよびピロライシスのモル濃度である。ε_{Cel}, ε_{Oligo}, ε_{Mono} および ε_{Pyro} は，上記成分の混合均一性係数であり，次のように定義される。

$$\varepsilon_{Oligo,Mono,Pyro} = \tau / t_{bar} = 35/51.5 = 0.679 \qquad (20)$$

ε_{Cel} については，この値が 0 で、反応容器内のセルロース粒子が容器外への流出がないことを，1.0 で完全混合を表している。

4.3 解析結果

(16)−(19)式の 4 式を解くことにより，時間経過に伴うセルロースの分解と生成物の濃度変化を求めることができる。4 次の Runge-Kutta 法を適用して数値解析を行った。計算に必要な活性化エネルギーや速度定数などのパラメータは，参考文献(5)を参照されたい。計算の時間ステップとして h＝1(s) を採用した。

まず、セルロースの混合均一性係数 ε_{Cel} が分解成分の濃度に与える影響を調べた。試験開始から 400min 経過した時点でのセルロースの分解および生成物の濃度変化の状態を図 8 に示す。この係数が増加するに連れて，セルロースおよび全ての生成物濃度は低下する。逆に，この係数が小さくなると生成物の濃度が高くなる。これは反応容器内に未反応セルロースが増加するので，分解反応が促進されるためである。

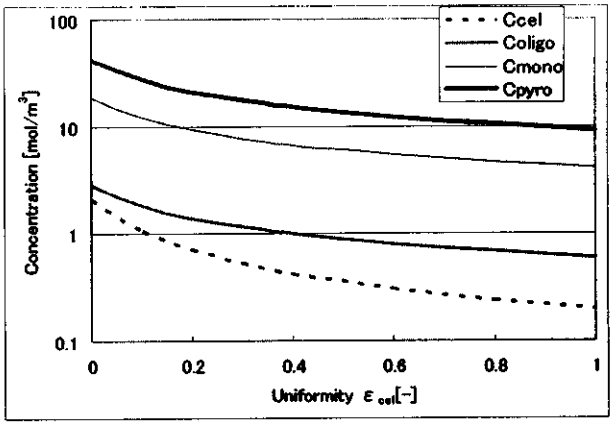


図8　セルロースの混合均一性係数 ε_{Cel} が分解成分濃度に与える影響；温度 513K，400min 経過後

セルロースの分解反応解析を進める上で，この混合均一性係数 ε_{Cel} を決定する必要がある。平均滞留時間の測定結果から，その値は、完全混合とした場合の値に比べて大きな値を示したことから，反応容器内のセルロース固体粒子の攪拌は充分ではないことが分った。装置形状，系統の面から見ると，反応容器の流出ポートは，容器上部の位置に取り付けられていること、さらにこの流出ポートにフィルターが設置されている。これらの事柄を考慮すると，容器内の固体粒子であるセルロースは，未反応のまま容器外に流出しないと考えられる。すなわち，混合均一性係数 ε_{Cel}=0 と置くこ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

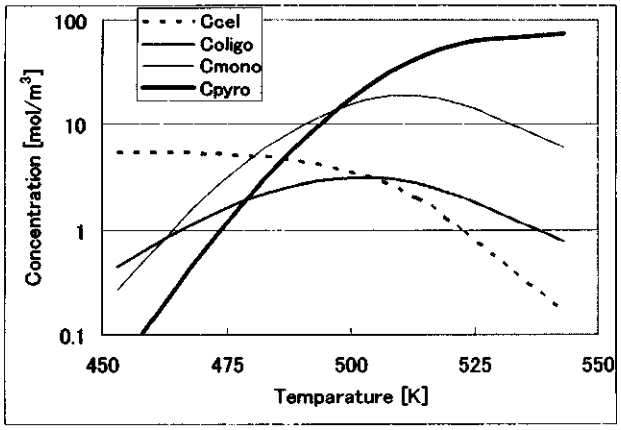


図9　反応温度と生成成分濃度との関係
400min 経過後

とができる。

この係数の値を使って，実験と同じ条件下で反応温度を変化させ，試験時間400min 間のセルロースの分解過程と生成物の濃度変化を求めた。その結果を図 5 の実験結果に併記する。モノマー，ピロライシス濃度の解析値は，温度条件 503K で実験値とよい一致を示している。ただし、この温度条件よりも低い 483K の条件では，解析値は実験値よりも低い値を示しており、513K の高い温度では，逆に解析値は実験値よりも高い値である。オリゴマーの濃度はどの温度条件でも解析値が実験値を上回っている。503K, 513K の高い温度条件で，どの成分の実験値もある時間経過から定常状態を示すが、解析においては、400min 経過後もわずかに上昇する傾向が見られる。

400min 時間経過した状態での反応温度と生成成分濃度との関係を図 9 に示す。反応温度の上昇と共に、セルロースの分解が促進される様子が見られる。反応過程を三つの温度域に分けて考える。まず，460K よりも低い温度領域では、セルロースの加水分解は緩慢であり、まずオリゴマーとモノマーの生成が見られるようになる。ピロライシスの生成はほとんど見られない。この温度領域よりも高い 460K～500K の中間的な領域では、オリゴマーは温度上昇に対する増加の程度は低い。それに対して、モノマーとピロライシスの生成が優位であり、特に、ピロライシスは温度上昇に対する増加の程度は極めて高い状態を示している。温度が 500K 以上になると、ピロライシスの生成が極めて優位になる。オリゴマー、モノマーの濃度は，510－515K の温度域でピークに達しており、それ以上の温度域では、濃度は低減する。セルロースの濃度は，やはりこの温度域辺りから急激に低下する様子が見られ，この温度域を境としてそれ以上の温度域では，セルロースの分解が急激に促進されて，オリゴマー，モノマーが生成し，これらからピロライシスの生成反応が進行していることを示している。

5. 結論

加圧熱水下でのセルロースの液化特性を CSTR の試験装置を使って調べ，併せて解析を行った結果，以下の結論を得た。

1) セルロース分解過程

反応温度 460K 以下では、セルロースの加水分解によるオリゴマーの生成過程が主体である。この温度領域よりの高い 460K～500K の範囲では、これにモノマーの生成過程が優位になる。さらに 500K 以上の温度領域では、ピロライシスの生成が優位になる。このようにセルロースの液化分解過程は、顕著な温度依存性を持つ。

2) CSTR の解析法

セルロース分解過程の生成物濃度の解析値は，分解生成物であるモノマーおよびピロライシスの濃度変化の実験値と比較して，温度条件 513K でよい一致を見ることができる。しかしながら，オリゴマーの解析値は，実験値よりもどの温度範囲においても高い値を示す。しかしながら、他の成分との割合が低いので，影響度は低い。以上から，本 CSTR の解析法は概ね妥当である。

3) 回分式結果との比較

セルロースの分解過程に関する CSTR の実験および解析の結果は，回分式での 60min 保持の実験および解析の結果[5]と比較して，類似の温度特性を持つ。

参考文献

(1) 佐藤幹夫, 燃料多様化, 日本ガスタービン学会誌, Vol.35, No.2, 2007.3, 43-49.
(2) I. G. Lee, M. S. Kim, S. K. Ihm, Gasification of Glucose in Supercritical Water, Ind. Eng. Chem. Res. 41, 2002, 1182-1188.
(3) M. J. Antal Jr., S. G. Allen, D. Schulman, X. Xu, Biomass Gasification in Supercritical Water, Ind. Eng. Chem. Res. 39, 2000, 4040-4053.
(4) 久米長生, SOFC 複合発電システムの開発と将来展望, 日本ガスタービン学会誌, Vol.35, No.2, 2007.3, 37-42.
(5) 岡村隆成, 佐藤久佳, 福原長寿, 高橋晋, セルロースの高温高圧水下での液状化に対する昇温速度の影響, 第 34 回ガスタービン定期公演会, 2006, A-23.
(6) M. Sasaki, M. Furukawa, K. Minami, T. Adschiri, K. Arai, Kinetics and mechanism of cellulose hydrolysis and retro-aldol condensation in subcritical and supercritical water, Ind. Eng. Chem. Res., 2002, 41, 6642.
(7) M. Sasaki, Z. Fang, Y. Fukushima, T. Adschiri, K. Arai, Dissolution and Hydrolysis of Cellulose in Subcritical and Supercritical Water, Ind. Eng. Chem. Res. 39, 2000, 2883-2890.
(8) M. Sasaki, T. Adschiri, K. Arai, Kinetics of Cellulose Conversion at 25 MPa in Sub- and Supercritical Water, AIChE J. 50, 2004, 192-202.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ガス化発電用ガスタービン燃焼器の開発

*長谷川　武治（電中研）

Development of Gas Turbine Combustor for Each Gasified Fuel

*Takeharu HASEGAWA(CRIEPI)

ABSTRACT

Development of the integrated gasification combined cycle (IGCC) power generation of various gasifying methods has been preceded in the world. Gasified fuels are chiefly characterized by the gasifying agents and the synthetic gas cleanup methods and can be divided into four types. The calorific value of the gasified fuel varies according to the gasifying agents and feedstocks of various resources. In particular, air-blown gasified fuels provide low calorific fuel of 4MJ/m^3 and it is necessary to stabilize combustion. In contrast, the flame temperature of oxygen-blown gasified fuel of medium calorie between approximately 9-13MJ/m^3 is much higher, so control of thermal-NOx emissions is necessary. Moreover, to improve the thermal efficiency of IGCC, hot/dry type synthetic gas cleanup is needed. However, ammonia in the fuel is not removed and is supplied into the gas turbine where fuel-NOx is formed in the combustor. Suitable combustion technology for each gasified fuel is important. This paper outlines combustion technologies and combustor designs of gas turbine for various IGCCs.

Key words: Gasification, Combustor, Low-Btu Fuel, Medium-Btu Fuel, Ammonia, Low-NOx emissions

1．はじめに

ガス化技術は，化石燃料だけでなくバイオマスに代表される循環型資源など様々な資源から CO と H_2 を主成分とする混合ガスを生成し，ガス精製を経てクリーンな燃料を製造し，ガスタービンなどの高効率発電を可能にする技術として期待されている．電気事業で開発した各種ガス化燃料用ガスタービン燃焼器技術について概説し，環境に適応する発電技術の一つとして嘱望されるガス化発電の高度化・高効率化に資する．

2．ガス化ガス用ガスタービン燃焼器技術の開発

各種原料またはガス化方式によるガス化ガスの組成例を表1に，ガス化ガス用ガスタービン燃焼器の開発課題を表2に示す．ガス化ガスは原料やガス化方式により燃料発熱量やガス組成が異なる．ガス化剤に空気を用いる場合，ガス化ガスは CO，H_2 と少量の CH_4 を主要な可燃性成分とし，燃料組成の7割を N_2，CO_2 および H_2O 等の不燃性成分が占める．燃料発熱量は約 4.2MJ/m^3 (1000kcal/m^3) と低く，LNG 等の高カロリー燃料と比較して約 1/10 の発熱量になる．図1にガス化ガスと LNG の主成分 CH_4 の理論断熱火炎温度を示すように，低カロリー燃料の火炎温度は低く，保炎の確保が重要となる．

また，ガス精製をプラント熱効率上有利な乾式法で行う場合，ガス化の過程で石炭中窒素化合物から生成されるアンモニア (NH_3) は除去されずに燃焼器に供給され，ガスタービンの燃焼過程でフュエル NOx となる．このため，保炎の確保とともにフュエル NOx を低減する燃焼技術の開発が必要となる．

一方，ガス化剤に酸素を用いる場合，ガス化ガスは7割以上を可燃性成分が占め，発熱量が 9～13MJ/m^3 の中カロリー燃料となる．そのため，火炎温度が高くなり，空気中の N_2 に起因して発生するサーマル NOx を抑制する燃焼技術が重要となる．さらに，酸素吹きガス化発電のプラント熱効率の向上およびシステムの簡素化のためには乾式ガス精製の採用が不可欠であり，この場合，サーマル NOx の抑制と同時に，燃料中の NH_3 に起因して生成されるフュエル NOx を低減する燃焼技術が必要となる．

著者らはこれまでに，1)乾式ガス精製を採用する空気吹きガス化低カロリー燃料用 1500℃ (1773K) 級低 NOx 燃焼器 [1]の開発研究を進めると共に，2)湿式ガス精製および3)乾式ガス精製による中カロリー燃料を対象に高温低 NOx 燃焼器 [2)~4)]について開発を進めてきた．以下，これらの技術について概説する．

2.1　空気吹きガス化低カロリー燃料用燃焼器

(1) 技術課題

空気吹きガス化低カロリー燃料用1773K級ガスタービン燃焼器の開発に際して，以下の課題を考慮して設計を試みた．

① 保炎性能の向上

図1に示すように，CH_4 の最高火炎温度は当量比 1.05 の時に約 2400K を示すのに対して，ガス化低カロリー燃

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1　Typical compositions of derived gases from the gasifiers

原料	石炭						バイオマス		重質油	オリマルジョン™
ガス化炉	固定床	流動床	噴流床				噴流床		噴流床	噴流床
石炭供給方式	乾式	乾式	乾式			湿式				
開発母体	BGL	BC	IGC	Shell	HYCOL	Texaco	Tampella		Texaco	電中研
酸化剤	酸素	空気	空気	酸素	酸素	酸素	空気	酸素	酸素	酸素
成分										
CO[%]	56.4	7.9-14.7	25.9-27.6	65.2-69.5	55.2-59.4	40.9	8.0-15.0	21.9-23.1	51.7	43.5
H_2 [%]	25.6	13.2-15.0	10.9- 9.4	28.8-31.0	31.1-33.7	29.9	8.0-12.0	12.5-22.4	43.1	42.2
CH_4[%]	6.6	1.5-2.8	1.4-0.5	0.01-0.03	1.0- 2.0	0.1	4.0- 8.0	2.2	0.2	0.4
CO_2[%]	2.8	10.0-12.0	6.7-5.4	1.0-2.8	7.6-10.4	9.5	13.0-18.0	20.7-18.6	3.2	11.8
H_2O[%]	-(a)	11.5-18.4	-(a)	-(c)	-(a)	12.3	7.0-15.0	40.9-31.5	-(c)	-(c)
NH_3[ppm]	-(a)	500-1000	1000(b)	100-600	-(a)	-(a)	-(a)	0- 200	-(a)	-(a)
H_2S+COS[%]	20ppm	-(a)	404-714ppm	0.14-1.1	-(a)	-(a)	-(a)	0.285-1.132	1.6	1.35
Others[%]	8.6	45.9-47.3	54.2-56.1	-(a)	-(a)	7.3	-(a)	1.800-1.048	0.2	0.75
CO/H_2 mole ratio	2.2	-(a)	2.4-3.0	2.1-2.4	1.6-1.9(b)	1.4	-(a)	1.0- 1.8	1.2	1.0
HHV[MJ/m^3]	13.0	3.6-4.1	4.9-5.2	12.2-12.5	12.0(b)	9.0	4.0-7.0	5.2- 6.6	12.1	11.0

(a):文献に記載無し，(b):推定値，(c):Dry Base

Table 2　Subjects for combustors of various gasified fuels

		ガス精製方式	
		湿式	乾式
ガス化剤	空気	低カロリー燃料の安定燃焼	低カロリー燃料の安定燃焼とフュエル NOx の抑制
	酸素	中カロリー燃料燃焼時のサーマル NOx の低減	サーマル NOx とフュエル NOx の同時低減

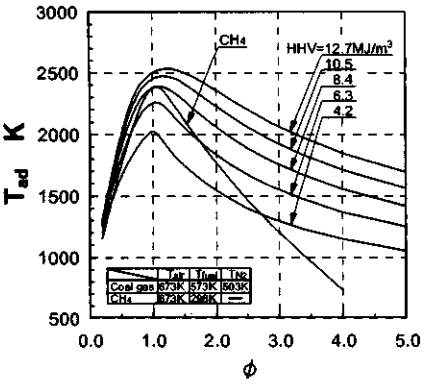


Fig.1 Relationship between equivalence ratio and adiabatic flame temperature, T_{ad}, for various gasified fuels and CH_4

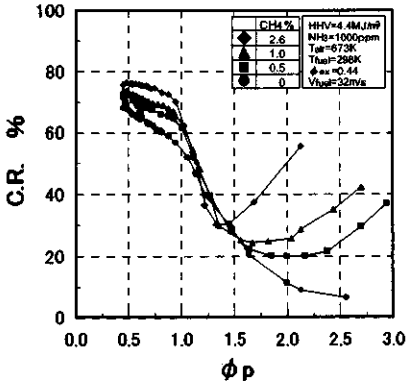


Fig.2　Effect of methane content on conversion rate of NH_3 in the fuel to NOx, defining by the experiments using a small diffusion burner[5]

料 (HHV=4.2MJ/m^3) では約 2000K(当量比は 1.0)と 400K 程度低い．このため，低カロリー燃料用燃焼器では従来の燃焼器技術に比較して燃焼安定性の確保が重要となる．

② フュエル NOx 低減燃焼技術

ガス精製に乾式法を用いる場合，燃料中 NH_3 に起因するフュエル NOx を低減する燃焼技術の開発が必要である．

③ 壁面冷却技術の高性能化

一層のプラント熱効率向上を目的としてガスタービンの高温化を図る場合，燃料供給量に対する相対空気量が減少，すなわち空気比が低下 (当量比は上昇) し，冷却に用いることができる空気量比率が低下する [1]．例えば，1773K 級燃焼器における空気比は，1573K 級燃焼器の場合の約 70%に低下する(当量比は 1.4 倍に上昇)．したがって，高温化および冷却用空気量比率の低下に伴い，燃焼器壁面冷却技術の高性能化を図る必要がある．

(2) フュエル NOx 低減燃焼技術

ガス化ガス燃焼時のフュエル NOx の生成特性を把握するため，小型バーナを用いた燃焼実験を実施した．図 2[5]は，燃焼室出口の平均の当量比 ϕ_{ex} を 0.44 一定に設定し，燃料噴射弁から二次空気導入部までの一次燃焼領域の平均当量比を変化させた場合の一次当量比 ϕ_p と燃料中の NH_3 から NOx への転換率 C.R.の関係を示す．この時，燃焼室出口における平均ガス温度は 1573K でほぼ一定となっている．

一般に，燃料中の NH_3 などの窒素分に起因して生成するフュエル NOx を抑制する燃焼技術として二段燃焼法が知られている．空気吹きガス化低カロリー燃料の場合も，一次当量比を 1 以上の燃料過剰条件とすることで転換率を大幅に低減し，フュエル NOx を抑制できることが著者らの検討から明らかになった．また，低カロリー燃料に CH_4 が 1%含まれる場合，転換率を最小とする一次当量比は約 1.6 であることもわかった．これらの検討結果を燃焼器設計に反映させた．

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

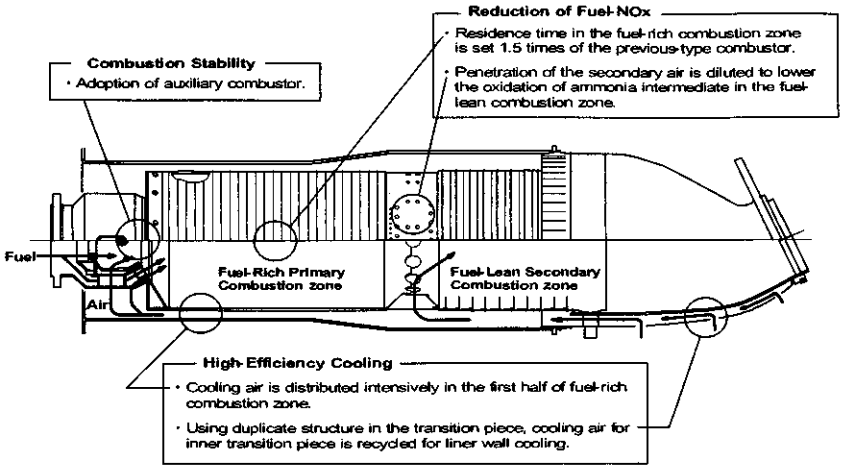


Fig.3 Design concept of 1773K-class low-Btu fueled combustor

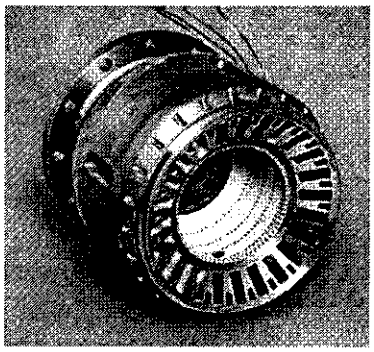


Fig.4 Tested combustor

(3) 開発した燃焼器の特徴

開発した1773K級燃焼器の特徴とバーナの外観をそれぞれ図3, 4に示す．本燃焼器は多缶型燃焼器の一缶に相当し，以下の特徴を持つ．

①部分負荷時における燃焼安定性を確保するために燃焼器入口部に副燃焼室を設け(図4), 常に安定した火炎を形成させることにより，保炎性能の向上を図った．

②フュエル NOx を抑制するために二段燃焼法を導入し，一次燃焼領域の当量比については小型バーナを用いた実験結果から 1.6 に設定した．

③燃焼器への二次空気の流入速度を低下させ，一次燃焼領域への二次空気の巻き込みを抑えることで一次燃焼領域の燃料過濃条件を確保し，一層の低 NOx 化を図った．

④高温化に伴い空気比が低下 (当量比は上昇) するため，希釈空気孔を削除するとともに，尾筒を二重構造にしてインピンジメント冷却とし，尾筒の冷却用空気を燃焼器ライナ壁面冷却に再利用した．また，副燃焼室と一次燃焼領域のライナ壁面に，インピンジメント冷却とフィルム冷却を組み合わせた積層冷却構造を採用し，冷却性能の向上を図った．

(4) 燃焼試験設備

図5は，試作した燃焼器の燃焼試験に用いた試験設備の概要を示す．本設備では，LPG を CO_2 と水蒸気と共に改質した後，水素分離膜によって CO/H_2 モル比を調整し，N_2 を添加して燃料発熱量を調整する．また，必要に応じて NH_3 を添加して模擬ガス化ガスを製造する．燃焼器については，150MW 級実サイズ燃焼器一缶の常圧燃焼試験と，その 1/2 サイズの燃焼器の高圧燃焼試験 (1.6MPa) が実施できる．

(5) 燃焼試験結果

実サイズ燃焼器を用いた常圧燃焼試験とその 1/2 サイズの燃焼器による高圧燃焼試験を実施し，燃焼器性能を評価した．以下では，1/2 サイズ燃焼器を用いて，IGCC の運用条件を想定した燃焼試験により燃焼器の性能を検証した結果を述べる．

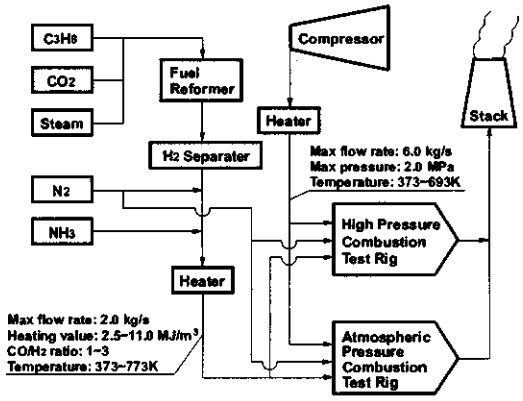


Fig.5 Schematic diagram and specifications of test facility

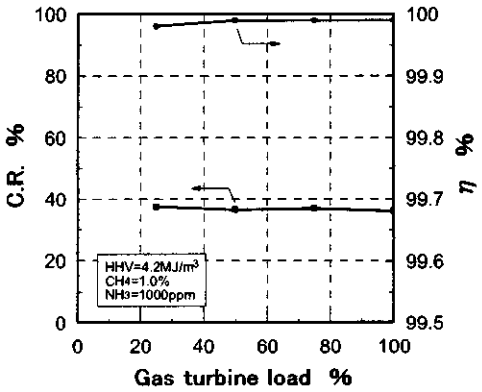


Fig.6 Combustion emission characteristics

図6は，燃料中に NH_3 が 1000ppm 含まれるとした場合の，ガスタービン負荷と NH_3 の NOx への転換率 C.R.および燃焼効率 η の関係を示す．ガス化燃料の専焼となるガスタービン負荷約 25%以上の条件では，NOx 転換率は 40% (NOx 排出濃度(O_2 濃度 16%換算)は 60ppm) 以下，燃

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

焼効率は99.95%以上を達成した.

また，燃焼器壁面温度については，最も高温となる定格相当条件時においても概ね材料の耐熱許容温度(1150K)以下に抑制した.

以上，開発したガス化低カロリー燃料用1773K級燃焼器は，無負荷条件を除くガスタービンの全負荷帯で，安定かつ低NOx燃焼を実現し，1773K級燃焼器として優れた性能を示した.

2.2 酸素吹きガス化中カロリー燃料用燃焼器

表1に示すように，ガス化剤に酸素を用いるガス化中カロリー燃料は，発熱量が 9～13MJ/m^3 と高く，空気吹きガス化低カロリー燃料と比較して 2～3 倍程度の発熱量となる．図 1 に理論断熱火炎温度を示すように，HHV=9MJ/m^3以上の中カロリー燃料の火炎温度は低カロリー燃料に比較して400K以上も上昇する．また， LNGの主成分 CH_4の火炎温度も上まわり，空気中の N_2に起因するサーマルNOxの生成量が増大する．そのため，従来の酸素吹き IGCC では，酸素製造設備で副生されるプラント余剰窒素を燃料に予混合してガスタービンへ供給することにより，ガスタービンの低NOx化が図られている．しかしながら，圧力の高い燃料に N_2を注入する場合，N_2の昇圧動力が増加し，熱効率の低下を招くため，熱効率に有利な低NOx燃焼器技術の開発が重要となる.

さらに，酸素吹きガス化発電のより一層の熱効率の向上を目的に，乾式ガス精製法を採用する場合には，サーマル NOx の抑制と同時に，ガス化ガス中の NH_3に起因して生成するフュエル NOx を低減する燃焼技術の開発が重要となる.

以下では，湿式ガス精製または乾式ガス精製によるガス化燃料を対象に開発した燃焼器技術について概説する.

2.2.1 湿式ガス精製対応型燃焼器

(1) 窒素供給方式

酸素製造装置にて空気から分離製造される N_2 を燃焼器に供給し，火炎温度を低下させてガスタービンの低NOx化を図るとともに，所内動力の一部を回収する.

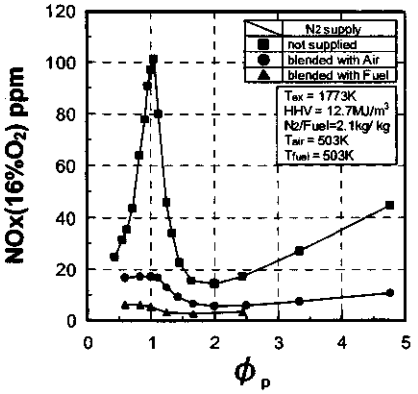


Fig.7 Effect of nitrogen injection on thermal-NOx emission characteristics in two-stage combustion, using small diffusion burner

N_2の供給方法によって N_2の昇圧動力が異なり，プラント送電端熱効率に影響する．N_2の昇圧動力の試算の結果，N_2を燃焼器へ直接供給するか，または燃焼用空気に注入して供給することにより，N_2をガス化燃料に注入する従来の方式に比較してプラント熱効率は約 0.3%(絶対値)向上することが明らかになった[3].

そこで，N_2を燃焼器へ供給する低 NOx 燃焼方式について，小型バーナを用いた燃焼実験により検討した[3]. 図7は，ガスタービン燃焼器の二次空気を考慮した二段燃焼時のサーマル NOx 排出特性について，N_2をバーナから供給する燃料または一次空気に混合して供給した場合と，N_2を供給しない場合について示す．実験では，燃焼器出口ガス温度を1773Kで一定とする条件下で，一次燃焼領域の当量比ϕ_pを変化させた．その結果，N_2を燃料または一次空気に混合して供給することによりサーマル NOx 排出濃度を大幅に低減し，しかも，バーナ近傍の当量比を1.3以上とすることによりサーマル NOx をさらに低減できることがわかった.

以上の検討から，N_2は燃料ノズルから燃焼器に直接に噴射するものとし，またバーナ外周に空気噴射ノズルを設けて，バーナ部の火炎を外周から急速に希釈する方式を考案した.

(2) 開発した燃焼器の特徴

試作した中カロリー燃料用1573K級燃焼器の特徴を図8 に示す．バーナでは，燃料ノズルと空気ノズルの外周に N_2噴射ノズルを配置し，バーナ部で燃焼ガスを N_2により急速に希釈し，ガス温度を低下させる構造とした．またバーナの外周部および燃焼器壁面の上流部に二次空気噴射孔を設けて，バーナ近傍で燃焼ガスを N_2または燃焼空気により急速に希釈し，所定のガス温度にまで低下させる方式を採用した．さらに，部分負荷時には N_2をバイパスし，燃焼用空気に混合して供給する機構を付加した．これにより，バーナ近傍の局所高温域を減少させ，サーマル NOx の生成を抑制すると同時に，低負荷時には N_2をバイパスして保炎性を確保した.

N_2 の供給に伴い空気比が低下(当量比は上昇)するため，尾筒壁を二重構造とし，尾筒の対流冷却に用いた冷却用空気を燃焼器壁面の冷却用および燃焼用空気として再利用する構造とした．さらに，高温になると予想される二次空気孔近傍には，燃焼器ライナ壁面にフロースリーブから空気を吹きつける構造とし，冷却性能の向上を図った.

(3) 燃焼試験結果

図9は，N_2/Fuel 供給量比率を 0.3kg/kg で一定とする条件下での，ガスタービン運用条件における燃焼排出ガス特性を示す．NOx 排出濃度はガスタービン負荷の上昇に伴い緩やかに増加する傾向を示すものの，定格負荷相当

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

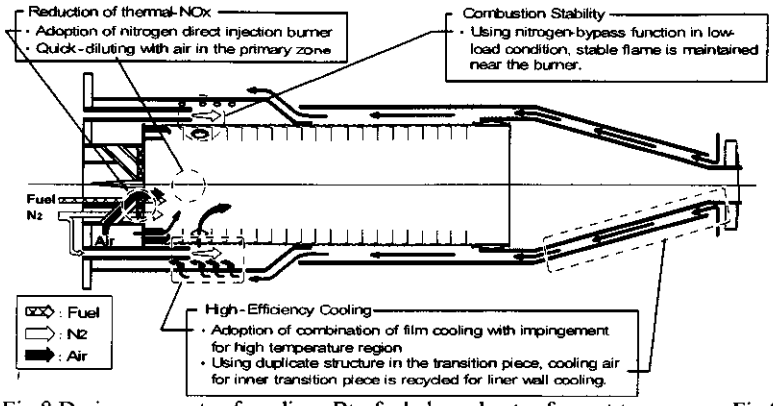


Fig.8 Design concepts of medium-Btu fueled combustor for wet-type synthetic gas cleanup

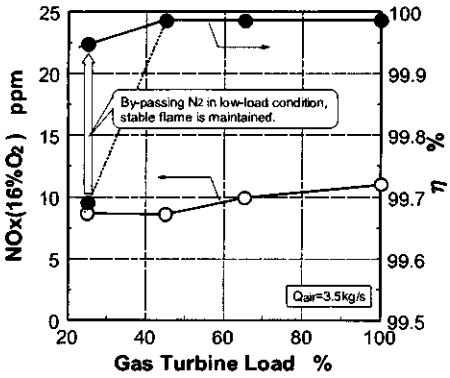


Fig.9 Effect of the gas turbine load on combustion emission characteristics

条件においても11ppm (O_2濃度16%換算) 以下に抑制できた．これは，N_2をバーナから供給することにより一次燃焼領域における局所高温領域を効果的に減少させ，NOx生成を抑制できたためと考えられる．一方，燃焼効率については，ガスタービン低負荷でN_2を燃焼用空気に混合し，燃焼器へバイパスして供給することにより，低負荷条件での燃焼安定性を改善でき，ガス化燃料の専焼となるガスタービン負荷約 25%相当以上で，燃焼効率は99.95%を達成した．また，保炎特性については，ガス化燃料専焼による負荷遮断相当まで燃焼安定性を確保した．

2.2.2 乾式ガス精製対応型燃焼器

(1) 技術課題

これまでの，1) 乾式ガス精製による空気吹きガス化低カロリー燃料用燃焼器，2) 湿式ガス精製による酸素吹きガス化中カロリー燃料用燃焼器の開発を通して，低カロリー燃料のフュエルNOx低減に二段燃焼法が，中カロリー燃料におけるサーマル NOx の抑制にプラント余剰窒素の燃焼器への直接供給が有効であることを明らかにした．これら検討結果から，中カロリー燃料のフュエルNOxおよびサーマルNOxの同時低減燃焼方式としてN_2の直接噴射を伴う二段燃焼法を提案し，小型バーナを用いた燃焼実験により NOx 低減効果を確認する[4]と共に，燃焼器設計指針について検討した．

(2) NOx 低減燃焼技術

図 10 は，燃焼器出口ガスの平均温度を 1773K で一定とする二段燃焼条件下で，一次当量比ϕ_pを変化させた場合の燃料中 NH_3 から NOx への転換率 C.R.を，N_2を燃料または一次空気に混合して供給した場合と N_2 を供給しない場合について示す．

いずれの場合もほぼ同様な傾向を示し，一次当量比ϕ_pを 1 以上の燃料過濃条件とすることにより，転換率 C.R.を低減できることが分かる．また，一次当量比ϕ_pが 1 以下の範囲では N_2 を供給することにより転換率 C.R.が上昇し，特に，燃料に混合した場合が最も高い転換率を示した．一方で，ϕ_pが 1 以上の燃料過濃条件では，N_2を燃料に混合した場合が最も低いϕ_pで転換率の最小値を示し，また，N_2を一次空気に予混合した場合が二段燃焼法による転換率の低減効果が低くなる傾向を示した．

COやH_2の非炭化水素燃料とCH_4の炭化水素燃料ではNOx生成機構が異なることが知られている．主なガス化中カロリー燃料では燃料中のCH_4濃度は3%以下であり，サーマル NOx 生成量に及ぼす燃料中 CH_4 濃度の影響は小さいが，一方で微量の CH_4 がフュエル NOx 生成特性に大きく影響することがわかっている[2]．中カロリー燃料の二段燃焼時における燃料中 NH_3 の NOx への転換率に及ぼす燃料中CH_4濃度の影響について調べた結果，図 2 の低カロリー燃料の場合と同様の挙動を示した[3]．すなわち，転換率C.Rを極小とする最適一次当量比が存在し，燃料中CH_4濃度の増加に伴い最適一次当量比が低下すると共に，転換率の極小値が上昇した．

これらの結果を基に以下の燃焼器設計指針を決定した．

1) バーナ部に N_2 噴射孔を設けて燃焼器に直接供給することで N_2 の昇圧動力を低減する．N_2噴射孔は燃料および空気噴射孔の間に設けて，N_2雰囲気下で拡散燃焼する機構とすることにより保炎性を確保する．
2) フュエル NOx を抑制するために二段燃焼法を適用し，バーナ出口から二次空気孔までの一次燃焼領域の平均当量比ϕ_pは試験設備で供給する模擬ガス燃料中のCH_4濃度が 3.0%であることから，小型バーナを用いた

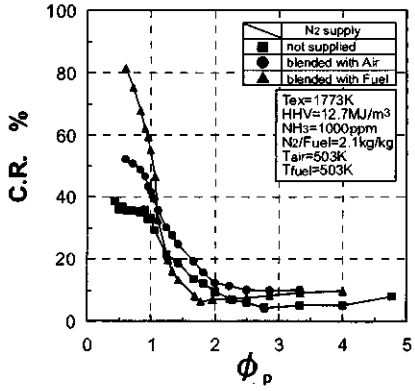


Fig.10 Effect of nitrogen injection on the conversion rate of NH_3 to NOx in two-stage combustion, using a small diffusion burner

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

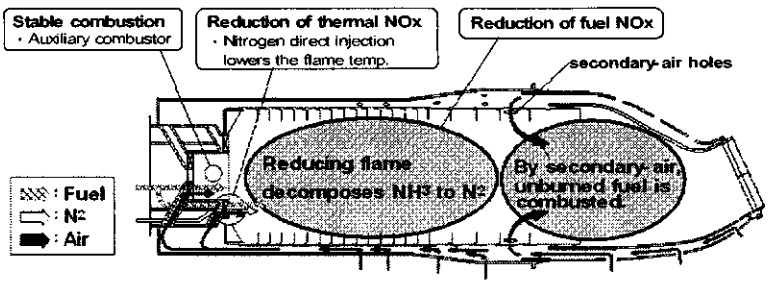


Fig.11 Design concept of a medium-Btu fueled gas turbine combustor for hot/dry-type synthetic gas cleanup

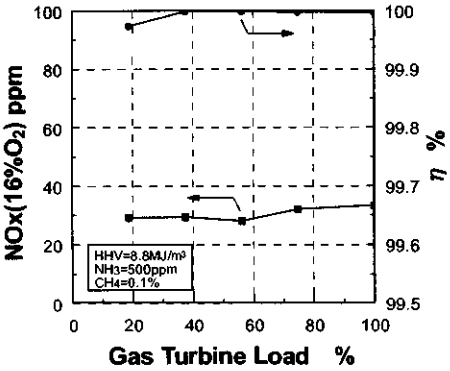


Fig.12 Combustion emission characteristics

実験結果に基づき 1.9 とする.

(3) 開発した燃焼器の特徴

開発した中カロリー燃料用1773K級燃焼器の特徴を図11に示す. 本燃焼器は以下の特徴を持つ.

①バーナは副燃焼室構造を採用し, 定格時における副燃焼室の平均当量比を 2.4 として, ガスタービン部分負荷を含む全負荷帯にわたる保炎性能の向上を図った.

②副燃焼室出口外周に主バーナを配置し, かつ主バーナの燃料と空気孔の間に N_2 噴射孔を設けて, 燃焼器内で燃料および空気の N_2 との混合促進を図った. これにより保炎性と NH_3 の還元性を犠牲にすることなく, バーナ部火炎温度を急速に低減してサーマル NOx の生成を抑制する.

③フュエル NOx を抑制するために二段燃焼法を適用し, 一次燃焼領域の平均当量比 ϕ_p については, 模擬ガス燃料中の CH_4 濃度が 3.0%であることから, 小型バーナによる燃焼実験結果に基づき 1.9 とした. 燃焼器ライナには, 二次空気孔をバーナ端から軸方向距離 2×D (D は燃焼器内径) 下流で, 円周方向に 8 カ所設けた.

(4) 燃焼試験結果

試験設備では製造できるガス組成および供給量の制約から, 模擬ガス燃料の組成が実機ガス化燃料と異なると共に, 燃焼器試験における圧力条件が低い. このため, 供試燃焼器による高圧燃焼試験で, 燃焼特性に及ぼす燃料組成の影響や圧力特性について調べ [4], 実機ガス燃焼時の燃焼特性を予測した. その結果を図 12 に示す. 試作した燃焼器は, 本項で対象とする中カロリー燃料 (燃料中 CH_4 濃度=0.1%, NH_3 濃度=500ppm) の専焼となるガスタービン負荷約 25%以上で, フュエル NOx を含む全 NOx 排出濃度は 34ppm 以下 (16%O_2 濃度換算), 燃焼効率は 99.95%以上を達成できると予測された.

3. 結 言

開発した各種ガス化燃料用ガスタービン燃焼器の性能を表 3 にまとめて示す. 電気事業ではこれまでに, 1) 乾式ガス精製を用いる空気吹きガス化低カロリー燃料用低 NOx 燃焼器技術, 2) 湿式ガス精製を用いる酸素吹きガス化中カロリー燃料用低 NOx 燃焼器技術, および 3) 乾式ガス精製による中カロリー燃料用低 NOx 燃焼器技術を開発した. このことにより, 将来, 実用化が期待される各種ガス化方式に適用するガスタービン燃焼器技術を確立した. 今後は化石燃料資源に加え, 廃棄物やバイオマスなどの循環型資源を用いたガス化発電と CCS 技術に代表される環境対策技術の融合による技術展開が期待され, それぞれのシステムに適した燃焼技術もまた重要になると予想される. 本報告が将来のガス化発電技術の発展の一助になれば幸いである.

Table 3 Performances of gasified fueled combustors
P.F.(Pattern factor) = $(T_{max} - T_{ex})/(T_{ex} - T_{air}) \cdot 100$[%]
T_{max} : Local maximum temperature of combustor exhaust [K]

		Synthetic gas cleanup	
		Wet type	Hot/Dry type
Gasification agent	Air	・1573K-class gas turbine combustor for BFG ・thermal-NOx ≦20ppm	・1773K-class combustor ・NOx emissions ≦60ppm ・thermal-NOx ≦ 8ppm ・P.F.(rated) ≦ 8%
	O_2	・1573K-class combustor ・thermal-NOx ≦11ppm ・P.F.(rated) =10～13%	・1773K-class combustor ・NOx emissions ≦34ppm ・thermal-NOx ≦8ppm ・P.F.(rated) ≦ 7%

参 考 文 献

1) 長谷川,ほか４名: (財)電中研報告書, W95017 (1996).
2) 長谷川,ほか２名: (財)電中研報告書, W94020 (1995).
3) 長谷川,ほか５名: (財)電中研報告書, W00011 (2001).
4) 長谷川,ほか２名: (財)電中研報告書, W01037 (2002).
5) Hasegawa et al.: J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.123 (2001) pp.22-32.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

水素リッチ燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大気圧燃焼特性

*小泉 浩美，百々 聡，浅井 智広，高橋 宏和，吉田 正平，井上 洋（日立）

Combustion Characteristics of Hydrogen-Rich fuel under Atmospheric Pressure Using a Multi Hole Co-Axial Jet Burner

* Hiromi Koizumi, Satoschi Dodo, Tomohiro Asai, Hirokazu Takahashi, Shohei Yoshida, Hiroshi Inoue（Hitachi, Ltd.）

ABSTRACT

Hydrogen concentration varies largely in gaseous fuel of an integrated coal gasification combined cycle (IGCC) with carbon dioxide capture and storage (CCS) according to the ratio of carbon dioxide capture. This paper experimentally investigates into the NOx emission characteristics from variation of fuels simulating above hydrogen concentration change. Experiments were carried out using a multi injection co-axial jet burner under atmospheric pressure. From the test results following conclusions are obtained: (1) Minimum NOx emissions were 2.3 ppm for CCS 0%, and 4.6ppm for CCS 90% corrected to 16% oxygen concentration. (2) Stable combustion was obtained by a single burner configuration for each fuel of CCS 0% and 90% without flashback for burner exit temperature ranging from 1200 to 1600℃. This shows the feasibility of achieving a dry low NOx combustion for CCS-IGCC.

Key words: Hydrogen-containing gas, Gas turbine combustor, Low NOx, IGCC, CCS

1．はじめに

石炭は世界に広く分布し埋蔵量も豊富なことから，次世代の石油代替燃料として期待されている。また近年，地球温暖化防止の観点から石炭焚き火力発電所からの二酸化炭素（CO_2）排出量を削減するため，石炭をガス化しガスタービンに供給される燃料中の炭素分を分離・回収（CCS：Carbon Dioxide Capture and Storage）して発電する IGCC プラント（Integrated coal Gasification Combined Cycle）が注目されている[1]。IGCC プラントで発生する燃料は CO_2 回収率を高めるにつれて水素含有率が高くなり，回収率 90%の場合，水素含有率は 84vol．%に達する。水素は燃焼速度が速いため，予混合燃焼方式の燃焼器では，予混合器流路内に火炎が逆流する可能性が高くなるなどの課題がある。一方，拡散燃焼方式の燃焼器では，NOx（窒素酸化物）排出量が高く規制値を満足するために，プラントで発生する窒素に加え水または蒸気を燃焼器に噴射する必要がある。この場合，発電効率の低下と噴射設備の初期コストおよびプラントランニングコストが上昇する課題が生じる。このため，NOx 排出量が少なく窒素や水，蒸気噴射設備の不要な燃焼器構造を提案することが重要であり，CCS の運転によってガス組成が変化しても同一燃焼器構造で対応可能なドライ低 NOx 燃焼技術の開発が望まれている。

上記の課題に対して，筆者らは予混合距離が短い多孔同軸噴流バーナ（以下，クラスタバーナと称す）を適用し，高水素含有率の燃料に対しても逆火せずに安定燃焼することを確認した[2]。

本研究では，CO_2 分離・回収付 IGCC プラント（以下，CCS-IGCC プラントと称す）で発生する燃料を対象とし，広範囲の水素含有燃料に対して同一のバーナ構成で低 NOx 燃焼の可能性を見出すことを目的に，燃焼空気の旋回角や燃料噴出速度が燃焼特性におよぼす影響をモデルバーナの大気圧要素試験により検討した。本報ではそれらの結果について報告する。

2．CO_2 分離・回収付 IGCC プラントの特徴

Fig. 1 に，CCS-IGCC プラントの系統概略を示す。CCS-IGCC プラントには，燃焼前に CO_2 を回収する方式と燃焼後に回収する方式の 2 種類が提案されており[1]，本研究では燃焼前回収方式を対象としている。本プラントは，主に，ガス化炉，ガス精製設備，CO_2 回収設備，ガスタービン，および空気分離設備で構成される。ガス化炉に必要な酸化剤は，プラント起動用の圧縮機またはガスタービンの抽気空気を原料とし，空気分離設備にて発生させる酸素を用いる。ガス化炉にて発生した石炭ガス化ガスは，ガス精製設備にてガス中の不純物が除去され，クリーンな燃料としてガスタービンに供給

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

され石炭ガス化ガスによる発電が可能となる。拡散燃焼方式の燃焼器では，NOx 排出量の環境規制値を満足するために酸素製造の際に発生した窒素を燃焼器に噴射する必要があるが，本研究の目的とするドライ低 NOx 燃焼器の開発により，ガス焚きにおける窒素噴射系統の削減が可能となり，システムが簡素化できる。

一方，CO_2回収設備は，シフト反応器において燃料中の炭素分と水蒸気のシフト反応により水素とCO_2を発生させ，発生した CO_2を回収するシステムである。CO_2回収設備の運転により，ガスタービンには CO_2回収後の燃料供給が可能である。CO_2回収設備の運転状態に応じてガスタービンに供給される燃料の組成が変化するため，同一燃焼器で幅広い組成範囲の燃料に対応することが望まれる。

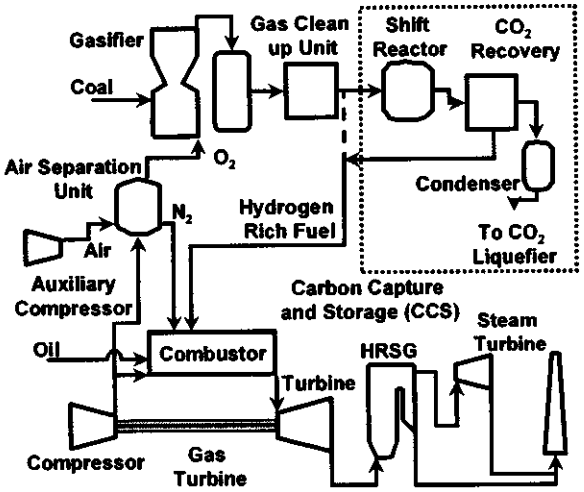


Fig.1 Schematic Diagram of IGCC with CCS

次に，Table 1 に CCS-IGCC プラントの燃料組成例[2)]を LNG (Liquefied Natural Gas) と比較して示す。燃料組成はCO_2回収率によって異なり，回収率 0% (CCS0%) の場合，水素を 27vol.%，一酸化炭素 (CO) を 60vol.%含む燃料である。発熱量は約 11MJ/m^{3}N で，メタンを主成分とする LNG の約 1/4 と低く，LNG と同一の燃焼ガス温度を得るには燃料流量が約 4 倍増加する。CCS50%の場合，水素含有率は 58vol.%，CO は 31vol.%で，水素含有率の増加に伴い燃焼速度は速くなる。さらにCO_2回収率の高い CCS90%の場合，水素含有率が 84vol.%の高水素含有燃料となる。

Table1 Properties of Hydrogen-containing gas

		LNG	CCS-IGCC		
			CCS 0%	CCS 50%	CCS 90%
H_2	Vol%	0	26.5	58.0	83.5
CO	Vol%	0	60.0	30.5	5.0
CH_4	Vol%	88.4	1.0	1.0	1.0
CmHn	Vol%	11.6	0.0	0.0	0.0
Inert Gas	Vol%	0	12.5	10.5	10.5
Lower Heating Value	MJ/m^{3}N	40.9	10.8	10.5	10.0
	MJ/kg	49.6	11.3	18.3	36.2

3．研究方法

3．1　試験装置

本試験で使用した燃焼器の構成，試験装置の系統，および計測システムの概略[2)]を Fig. 2 に示す。本試験装置では，燃料となる水素，メタン，および窒素の供給が可能である。なお，本試験では，水素，およびメタンを単一のガスボンベより，また，窒素は液化窒素タンクより気化して供給した。各々の系統には流量計および流量調節弁を備えており，各成分の流量を調整することで，燃料組成を任意に調整することが可能である。各系統より供給した燃料はミキサよって混合した後，ミキサの下流に設けたオリフィス流量計と流量調節弁から成る 2 つの系統により，燃料ノズルに分配して供給することが可能である。

一方，燃焼に必要な空気は圧縮機より供給され供給配管の途中に設けたヒーターによって空気温度を最大 350℃まで加熱することができる。バーナへ供給する空気は A1 系統より，また燃焼室となるライナの冷却空気は A2 の系統より供給した。A2 系統の空気は，インピンジメントフロースリーブによってライナを衝突噴流で冷却後，フィルム冷却孔よりライナの内壁面に沿って燃焼室内へ供給される構造となっている。燃焼ガス中の濃度［CO, THC (全未燃炭化水素)，CO_2，O_2 (酸素)，NOx)］は，燃焼室の下流位置で計測した。

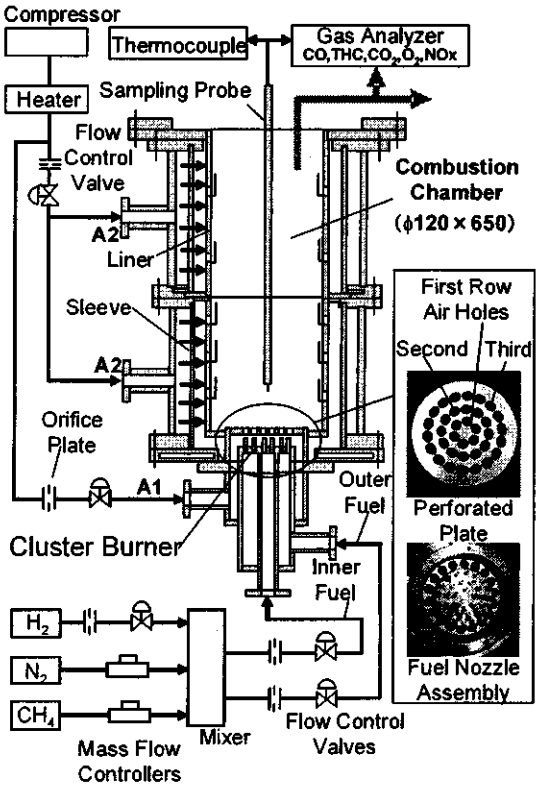


Fig.2 Schematic View of Experimental Apparatus

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3.2　クラスタバーナの構造および試験品

Fig.3に，試験装置に取り付けたクラスタバーナ，およびボディーの拡大図を示す。クラスタバーナはペンシル状の燃料ノズルと旋回プレートで構成され，燃料を供給するための燃料ノズル36本が旋回プレートに設けた空気孔と同軸に配置する構造とした。試験に用いたクラスタバーナは，内径120mm，長さ650mmのライナの上流で取り合うように配置され，その外周にはルーバ冷却孔を備えている。クラスタバーナは空気孔入口での縮流と空気孔出口での急拡大により燃料と空気が急速に混合されるので，短い予混合長さで低NOx燃焼が可能である。本研究では，水素含有燃料に対し火炎をバーナから浮上させることによりバーナへの火炎付着防止を図るとともに，バーナと火炎の距離を確保することで燃料と空気の混合距離を確保し低NOx化を図る方法を試みた。

燃料ノズルは厚さ15mmの旋回プレートの上流に配置した。プレートに設けた3列の空気孔にはそれぞれ旋回角を設け，保炎を強化する構造とした。また，それぞれの空気孔の中心軸をバーナ中心方向に傾けて，旋回プレートから軸方向距離Xmmの位置で旋回噴流の半径が最小となり，その後拡大する流れとした。このような流動形態とすることで旋回プレートから軸方向にXmm離れた位置に火炎が形成される。以降，この距離Xを火炎浮上量と呼ぶ。

このようにクラスタバーナは，予混合距離を短縮可能であり、さらに火炎浮上量を確保する燃焼形態をとることにより，火炎の逆流を防止できる構造である。

バーナを固定するボディーには，バーナに燃料と空気を供給するための流路をそれぞれ備えている。

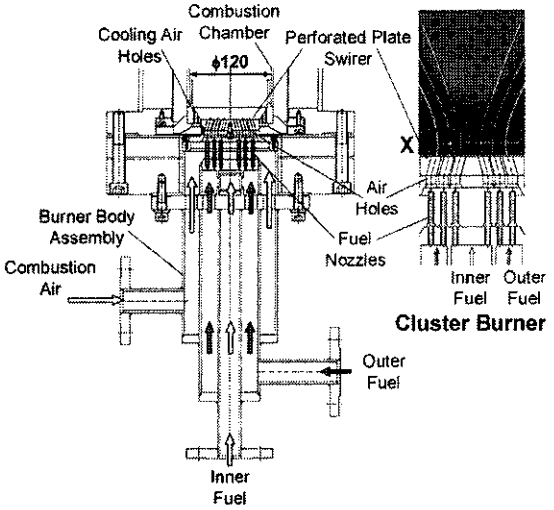


Fig.3 Schematic View of Burner Assembly

また，旋回プレートの内周6ヶの1列目空気孔に供給する内周燃料と，2列目と3列目の空気孔30ヶに供給する外周燃料の流量配分の調整が可能である。本研究では，水素含有燃料に対し火炎浮上量と燃焼特性の関係を把握するために，火炎浮上量を5mm，10mm，15mmと変化させた旋回プレートを試作し，内外周燃料の供給比率［以下，外周燃料比率:(外周燃料流量)/(全燃料流量)］を変化させたときの燃焼特性を調べた。

Fig.4に試験品の組合せを示す。試験には，4種類のバーナを用いた（Type-Ⅰ～Ⅳ)。Type-Ⅰ～Ⅲは火炎浮上量をパラメータとし，噴孔径φ3の燃料ノズルを使用した。また，Type-ⅣはType-Ⅰと同じ旋回プレートを使用し，噴孔径φ1.5の燃料ノズルにより，燃料噴出速度の影響を検討した。

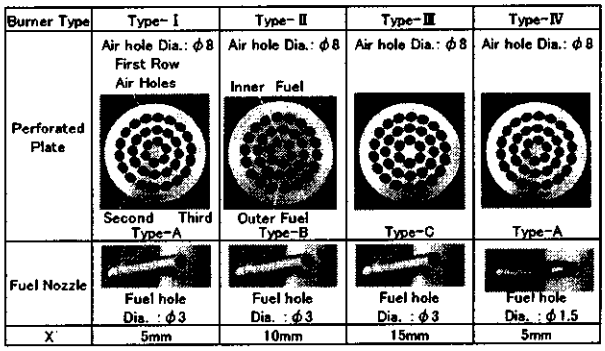


Fig.4 Variation of Burner Configuration Arrangement

3.3　試験条件

Table2に，試験条件を示す。空気流量一定条件のもと燃料流量を変化させることでバーナ出口温度を変化させ，燃焼器出口におけるNOxと燃焼効率（CO，THC）を評価した。空気流量は157m^{3}N/h，空気温度は装置の最大加熱温度条件である350℃に設定した。試験用燃料は，水素，メタン，窒素の3成分で調整し，CCS-IGCCプラントで発生する燃料と単位体積あたりの発熱量を合わせた。CCS0%の試験用燃料は，水素含有率40vol.%，メタン含有率18vol.%，窒素含有率42vol.%で，発熱量は約11 MJ/m^{3}Nである。CCS50%の試験用燃料の水素含有率は65vol.%，CCS90%の水素含有率は84vol.%に設定した。試験では，装置上許容可能なバーナ出口温度1600℃を上限とし，下限は排ガス中のCO排出濃度が1000ppmとなる点（1200℃）

Table2　Test condition under atmosphere pressure

		CCS0%	CCS50%	CCS90%
Air flow rate	m^{3}N/h	157		
Air temperature	℃	350		
H_2	Vol.%	40	65	84
CH_4	Vol.%	18	6.3	2
N_2	Vol.%	42	28.7	14
LHV	MJ/m^{3}N	10.8	9.3	9.8
Combustion temperature	℃	(1200℃)～1600℃		

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

を目安に変化させた。

4　試験結果および検討

4.1　NOx 排出特性

Fig.5 に，Type-A の旋回プレート（火炎浮上量 5mm）と φ3 の燃料ノズルを組合せたバーナ Type-Ⅰの NOx 排出特性を示す。図中には，CCS0%，50%，および90%の試験用燃料における NOx 排出濃度をそれぞれ比較して示す。なお，図中の縦軸は大気圧条件で実測した NOx 排出濃度を酸素濃度 16%に換算した値で示す。酸素濃度換算による NOx 排出濃度は，(1)式より求めた。

$$NOx = \frac{(21-16)}{(21-O_2)} \times 実測NOx \quad \cdots\cdots\cdots (1)$$

ここで，NOx：16%O_2換算 NOx（ppm）

O_2：実測酸素濃度（%）

実測 NOx：排ガス中の実測 NOx 濃度（ppm）

試験では外周燃料比率を変化させ NOx 排出特性を検討するが，バーナ出口温度が 1500℃～1600℃の条件において，外周燃料比率の高い領域で燃焼騒音が発生した。このため，本試験では燃焼騒音の発生しない外周燃料比率を基準比率とし，同一外周燃料比率でバーナ出口温度を低下させた。CCS0%の燃料を燃焼したときの外周燃料比率は 61%，CCS50%の場合 55%，CCS90%においては 46%となり，水素含有率の増加に伴い，設定可能な外周燃料比率は低下した。

いずれの燃料も，バーナ出口温度が高くなるにつれて NOx 排出濃度は増加する傾向を示す。バーナ出口温度 1500℃における NOx 排出濃度を比較すると，CCS0%で 11ppm，50%で 17ppm，90%で 48ppm となり，CO_2回収率の増加，すなわち水素含有率の増加によって NOx 排出濃度は高くなる傾向にある。これは，水素含有率の増加に伴い火炎がバーナに接近し燃料と空気の混合距離が短くなったことと，外周燃料比率の低下に伴い内周 6 ヶの 1 列目空気孔に供給する燃料流量が過剰となり，内周火炎の温度上昇が影響していると考える。

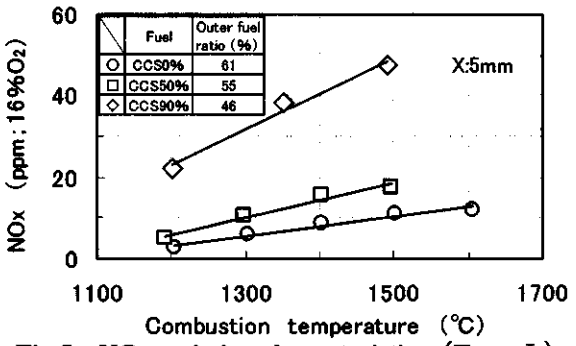


Fig.5　NOx emission characteristics（Type-Ⅰ）

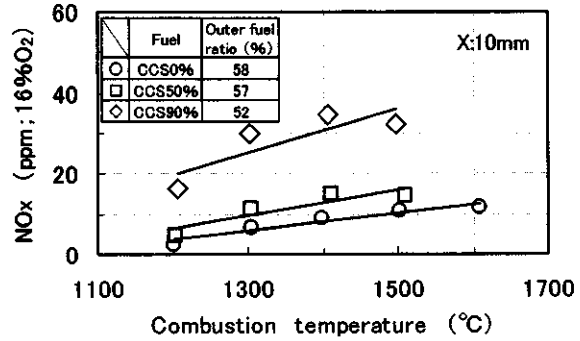


Fig.6　NOx emission characteristics（Type-Ⅱ）

次に，Fig.6 に Type-B の旋回プレート（火炎浮上量 10mm）と φ3 の燃料ノズルを組合せたバーナ Type-Ⅱの NOx 排出特性を示す。各燃料を燃焼したときの外周燃料比率は，CCS0%で 58%，CCS50%で 57%，CCS90%で 52%となり，CCS50%と 90%の試験用燃料においては，Type-A の旋回プレートに比べ，燃焼騒音の発生する範囲が狭くなり外周燃料比率が増加した。これは，Type-A の旋回プレートに比べて火炎浮上量が大きくバーナに火炎が付着しにくくなることが影響していると考えるが，火炎浮上量と燃焼騒音の関係については今後詳細に検討する予定である。いずれの燃料も，バーナ出口温度の上昇に伴い NOx 排出濃度は増加する。バーナ出口温度 1500℃における NOx 排出濃度を比較すると，CCS0%で 11ppm，CCS50%で 14ppm，CCS90%で 32ppm となり，水素含有率の増加に伴い NOx 排出濃度は高くなる。火炎浮上量を 10mm としたため，Fig.5 の結果に比べ CCS90%での NOx 排出濃度は低くなっているが，これは外周燃料比率が増加した影響で内周火炎の温度が低下したことが影響していると考える。

次に，Fig.7 に Type-C の旋回プレート（火炎浮上量 15mm）と φ3 の燃料ノズルを組合せたバーナ Type-Ⅲの NOx 排出濃度を示す。各燃料に対する外周燃料比率は CCS0%で 61%，CCS50%で 53%，CCS90%で 50%であった。いずれの燃料も，バーナ出口温度の上昇に伴い NOx 排出濃度は高くなる。バーナ出口温度 1500℃における NOx 排出濃度を比較すると，CCS0%で 8ppm，CCS50%で 12ppm，CCS90%で 28ppm となる。本バーナは試作したバーナにおいて火炎浮上量が最も大きいタイプであるが，特に CCS90%の NOx 排出濃度は，Type-Ⅱのバーナに比べて外周燃料比率が同等であるものの NOx 排出濃度は低下している。これは火炎浮上量が大きくなることで空気孔出口での混合距離が増加し，混合が改善したものと考える。

次に Fig.8 に，Type-A の旋回プレートと噴孔径 φ1.5 の燃料ノズルを組合せたバーナ Type-Ⅳの

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

NOx 排出特性を示す。これまで，3 種類の旋回プレートと噴孔径 φ3 の燃料ノズルを組合せたバーナの NOx 排出特性を調べたが，いずれのバーナも燃焼騒音が発生するため外周燃料比率が低くなり，内周 6 ヶの 1 列目空気孔に供給する燃料流量が過剰となるため低 NOx 燃焼が困難であった。燃焼騒音の発生は火炎がバーナに接近するためと考え，これを抑制する一案として燃料噴出速度を検討した。燃料噴出速度の増加は，燃料噴流の貫通が増しバーナ近傍への火炎接近が抑制され，外周燃料比率を増加できる可能性がある。バーナ Type-IVにおいては，CCS0%と CCS90%の NOx 排出濃度について検討した。

いずれの燃料も，バーナ出口温度の上昇に伴い NOx 排出濃度は増加する。燃料噴孔径をφ1.5 とし，燃料噴出速度を 4 倍に増加したことで，CCS0%における外周燃料比率を 82%，CCS90%で 75%に設定できた。バーナ出口温度 1500℃における NOx 排出濃度は CCS0%で 2.3ppm，CCS90%でも 4.6ppm と低く，CCS0%～90%の幅広い水素含有燃料に対し，同一バーナで低 NOx 燃焼が可能なことを確認した。

4.2 燃焼効率

火炎浮上により低 NOx 燃焼を目的とした Type-ⅠからⅣのバーナについて，燃焼安定性を確認するため燃焼効率を検討した。燃焼効率は（2）および（3）の式により求めた。

Fig.9 に，バーナ Type-Ⅰの燃焼効率を示す。

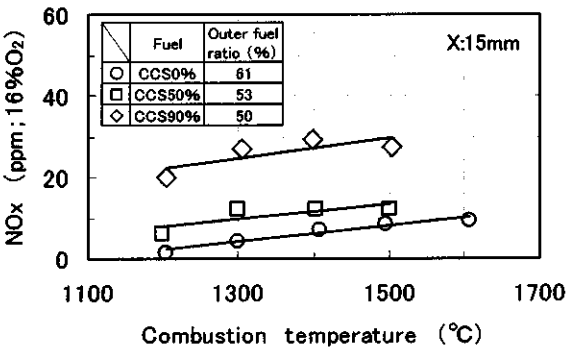


Fig.7 NOx emission characteristics (Type-Ⅲ)

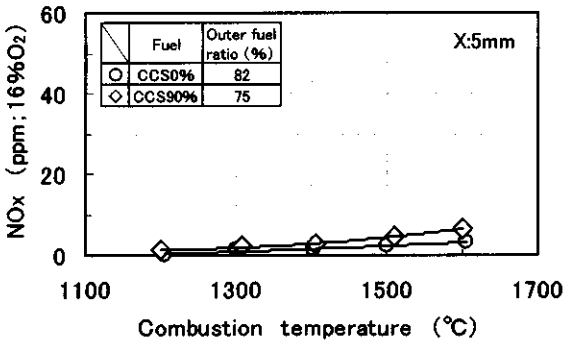


Fig.8 NOx emission characteristics (Type-Ⅳ)

$$\eta = \frac{(Q_i - Q_o)}{Q_i} \times 100 \quad \cdots\cdots \quad (2)$$

$$Q_i = [(CO) \times LHV_{CO} + (THC) \times LHV_{CH4}] \times G_g \times 10^{-6} \quad \cdots\cdots \quad (3)$$

ここで，　η：燃焼効率(%)，Qi：入熱量(kJ/m³N)，Qo：出熱量（kJ/m³N），Gg：燃焼ガス量（m³N/m³N），CO：実測 CO 濃度(ppm)，THC：実測 THC 濃度（ppm），LHV_{CO}：CO 低位発熱量（kJ/m³N），LHV_{CH4}：メタン低位発熱量（kJ/m³N）

いずれの燃料も，バーナ出口温度が 1400℃以上の条件ではほぼ 100%の燃焼効率となるが，1300℃以下の条件では，温度の低下に伴い燃焼効率は低下する傾向を示す。CCS0%の場合，バーナ出口温度が 1300℃の条件で 99.94%，1200℃で 98.36%まで低下する。燃焼効率の低下は，火炎温度の低下により燃焼反応が緩慢になるため不完全燃焼のまま未燃分が排出されるためと考えるが，バーナ出口温度 1200℃の条件でも火炎は吹き消えないことを確認した。また，CCS50%の場合も，バーナ出口温度が 1300℃以下の条件において，バーナ出口温度の低下に伴い燃焼効率は低下する傾向を示す。バーナ出口温度 1200℃における燃焼効率は 99.53%であり，CCS0%に比べると燃焼効率は高くなる。CCS90%の場合，燃焼速度が非常に速い燃料のためバーナ出口温度が 1200℃の条件でも 99.96%の燃焼効率を得た。

次に，Fig.10 にバーナ Type-Ⅱの燃焼効率を示す。いずれの燃料も，バーナ出口温度の低下に伴

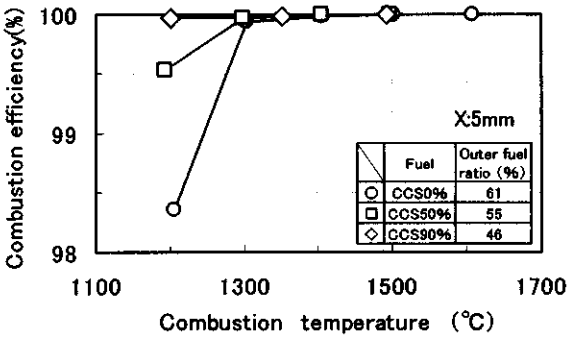


Fig.9 Combustion efficiency characteristics (Type-Ⅰ)

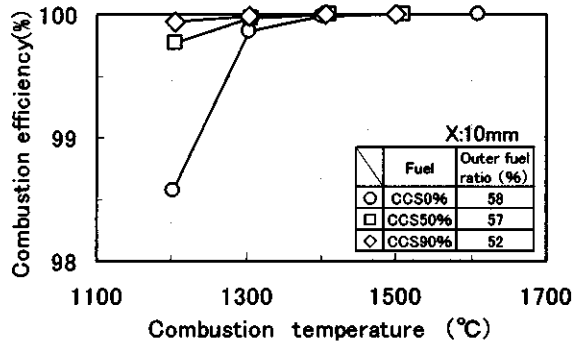


Fig.10 Combustion efficiency characteristics (Type-Ⅱ)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

い燃焼効率は低下する傾向を示す。CCS0%の場合，バーナ出口温度 1300℃で 99.86%，1200℃の条件で 98.56%まで低下したが，火炎は吹き消えないことを確認した。CCS50%の場合，バーナ出口温度 1200℃における燃焼効率は 99.77%で CCS0%の燃焼効率よりも高くなり，CCS90%の場合，バーナ出口温度 1200℃の条件で 99.93%の燃焼効率を得た。

Fig.11 に，バーナ Type-Ⅲの燃焼効率を示す。CCS0%の試験用燃料における燃焼効率は，バーナ出口温度 1300℃で 99.81%，1200℃で 98.61%まで低下した。また，バーナ出口温度 1200℃における燃焼効率は，CCS50%で 99.46%，CCS90%で 99.93%となった。このバーナは火炎浮上量が 15mm と大きく燃焼安定性の低下が懸念されたが，CCS0%の試験用燃料でも火炎は吹き消えず，安定に燃焼することを確認した。

以上の結果より火炎浮上量と燃焼効率の関係を整理する。バーナ出口温度の低い条件で燃焼効率が低下傾向にある CCS0%の試験用燃料において，バーナ出口温度 1300℃の条件での燃焼効率を比較すると，バーナ Type-Ⅰで 99.94%，Type-Ⅱで 99.86%，Type-Ⅲで 99.81%となり，火炎浮上量の増加に伴い燃焼効率は低下する。これは火炎浮上量の増加に伴い，混合気内の燃料濃度分布が均一化し，局所的な高温領域が減少したためと考える。

次に，Fig.12 にバーナ Type-Ⅳの燃焼効率を示す。このバーナは，燃料噴孔径をφ1.5 とし燃料噴出速度を 4 倍に増加させたタイプであるが，これまでの

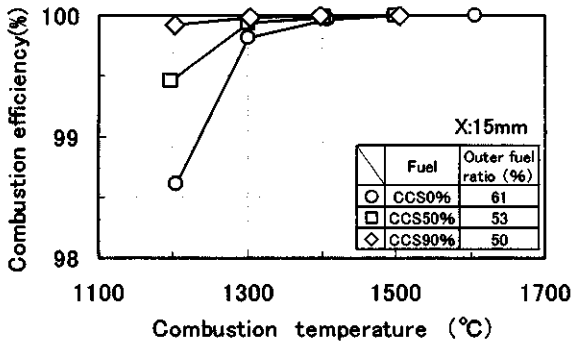


Fig.11 Combustion efficiency characteristics (Type-Ⅲ)

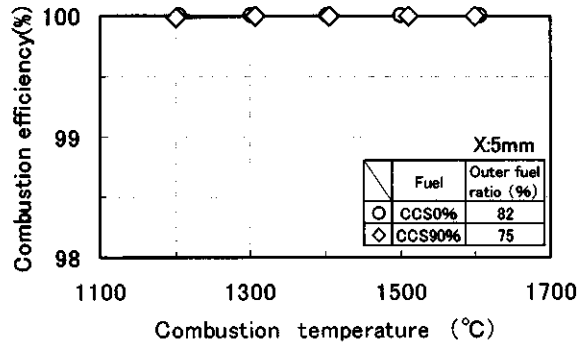


Fig.12 Combustion efficiency characteristics (Type-Ⅳ)

3 種類のバーナに比べて外周燃料比率を高くできるため，燃焼効率が大幅に改善した。CCS0%の場合，これまで燃焼効率が最も低下したバーナ出口温度 1200℃の条件でも 99.99%であり，実施した試験範囲内でほぼ 100%の燃焼効率を得た。外周燃料比率の増加により燃焼効率が増加したのは，2 列目，3 列目空気孔出口での燃料濃度の増加，すなわちバーナ出口温度の上昇が影響していると考える。

5．まとめ

CCS-IGCC 用燃料を対象とし，広範囲の水素含有燃料に対して同一のバーナ構成で低 NOx 燃焼の可能性を見出すことを目的に，燃焼空気の旋回角や燃料噴出速度が燃焼特性におよぼす影響をモデルバーナの大気圧要素試験により検討した結果，以下の知見を得た。

1) 火炎浮上量 5mm の旋回プレートと燃料噴孔径φ1.5の燃料ノズルを組合せたバーナ Type-Ⅳの NOx 排出濃度は，バーナ出口温度 1500℃において CCS0%で 2.3ppm，CCS90%で 4.6ppm となり，低 NOx 燃焼が可能である。
2) バーナ Type-Ⅳの燃焼効率は，バーナ出口温度が 1200℃から 1600℃の範囲において，ほぼ 100%の燃焼効率を得た。これにより，CCS0%から 90%の水素含有率の変化に対し，同一バーナで低 NOx 燃焼が可能なことを確認した。
3) 実施した試験範囲内で，いずれのバーナも火炎の逆流がなく安定燃焼することを確認した。

6．謝辞

本研究は，独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託研究「革新的ゼロエミッション石炭ガス化発電プロジェクト；石炭ガス化発電用高水素濃度対応低 NOx 技術開発」により実施したものである。関係各位に感謝いたします。

7．参考文献

1) Michel MOLIERE, "BENEFITING FROM THE WIDE FUEL CAPABILITY OF GAS TURBINES: A REVIEW OF APPLICATION OPPORTUNITIES", ASME TURBO EXPO 2002 (GT-2002-30017)
2) 小泉浩美，浅井智広，吉田正平，"同軸噴流クラスタバーナを用いた水素含有燃料のＮＯｘ排出特性に関する検討" 日本機械学会年次大会講演論文集，Vol.7，(2008)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

A－5

低カロリーガス対応マイクロガスタービンの開発

金子　成彦（東大院）

Development of MGT fueled by low calorific gas

Shigehiko KANEKO (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

A two-axis, recuperated cycle micro-gas turbine (MGT) system for biomass gas is developed. The rated specifications of the MGT are as follows, pressure ratio of 2.7, turbine inlet temperature of 1120K, and output power of 5kW. The system consists of three components: the MGT power-generating system, control system and mock biomass gas supply system. Since the gaseous fuel converted from biomass has a low heat quantity, the combustor is designed to achieve both high combustion efficiency and low NOx emission for lower calorific fuel. In the combustor, a stable tubular flame combustion of city gas in the first stage supplies burned gas, which has enthalpy and activated radicals, to the second stage and enables stable ignition and combustion of biomass gas and air premixture. In addition, because the gas composition of biomass gas is also affected by the sources, the gasification method, and the gasifying condition, the system controller is required to absorb fuel fluctuation while meeting the demanded output. Hence, the H infinity algorithm is employed as a system controller because of its robustness against disturbances from the unpredictable fuel component fluctuation. Using this MGT system, an operation test was carried out with mock biomass gases. The rotational speed of the power turbine could be kept almost constant with both mock fermentation gas and pyrolysis gas as the second-stage fuel, and NOx emission was 50ppm when load was increased to a rated power of 5kW.

Key words: Micro gas turbine, Multi-stage combustor, Flameless combustion, Biomass gas, H infinity control

1. はじめに

MGTは他の内燃機関に比べ燃料の多様性や排ガスがクリーンであるという利点を持っている．また，燃料電池等の他の機関との組み合わせによって発電効率を高めることができ，様々な可能性を持っている．しかし，低カロリー燃料のバイオマスガスを燃料とする場合には，組成変動や低発熱量のため安定した運転は難しく，低カロリー燃料の燃焼に適した燃焼方式や運転制御システムの導入が必要である．著者の研究室では，定格出力5kWのバイオマスマイクロガスタービンの開発に向けて，燃焼器の開発，システム化，運転制御ソフトの開発や数理モデルによる静特性，動特性の予測に取り組んできた．本稿では，これまでの開発の流れと実際のバイオマスガスの組成を模擬した燃料を，構築したMGTシステムに投入して行った運転試験結果について報告する．

2. バイオマスガス対応 MGT システム概要

2.1 システム概要

構築した MGT システムおよび定格点での仕様を図１に示す．本システムは模擬バイオマスガス供給系，MGT 発電システム系，制御システムから構成されている．燃料のバイオマスガスには模擬バイオマスガスを使用した．模擬バイオマスガスは，H_2，CO，CH_4，N_2，CO_2 の高圧ボンベから供給され，バイオマスガスの組成を模擬するようにマスフローコントローラーによって調合して MGT へ供給した．この MGT は２軸再生サイクルで自動車用ターボチャージャーを転用した圧縮器

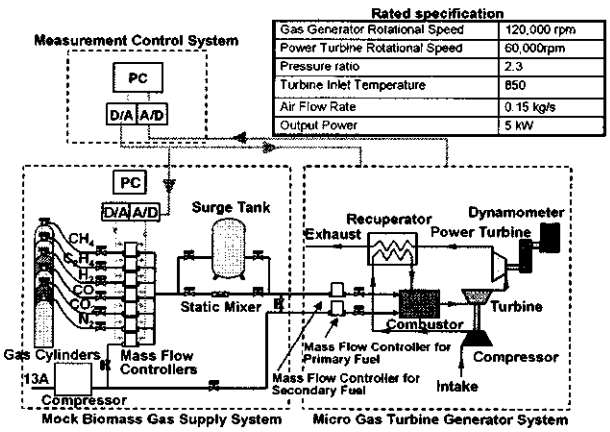


Fig.1 Schematic of MGT system for biomass gas

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

とフリータービン及びパワータービンから構成されている．パワータービンの定格回転数は6000rpm，出力は5kW である．

2.2 二段燃焼方式燃焼器

燃焼器の断面図を図２に示す．この燃焼器は二段燃焼方式を採用しており，１段目に都市ガスで安定した火炎を形成させ，２段目では，１段目の既燃ガス中にバイオマスガスの予混合気を噴射し，自己着火により確実な着火と燃焼および低NOxを同時に実現させる．１段目は保炎，２段目以降は出力制御の役割を担う．

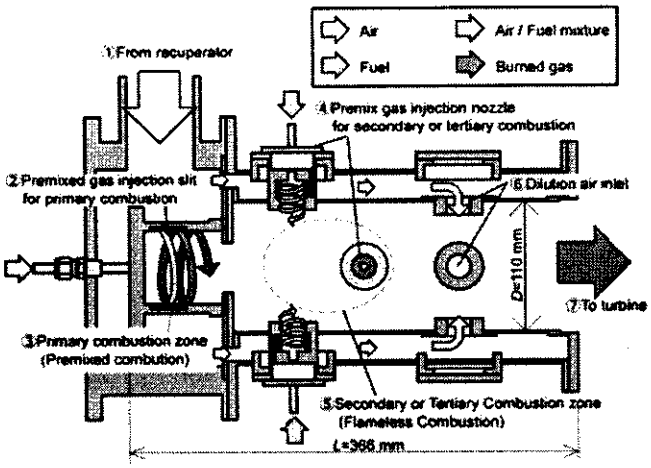
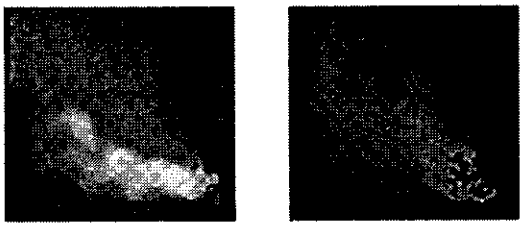


Fig. 2 Cross section of two-stage combustor

CFD を援用して無駄な容積をできるだけ削減した結果，燃焼器のライナー直径は110mm，全長は366mmで，小型の燃焼器を実現させることができた．

図３に，２段目周辺の反応場をOH-PLIF 法で可視化した結果を示す．２段目から供給される燃料の当量比が 0.7 の時には火炎が見られるが，0.3 になると燃焼容器全体で反応場が形成されていることが分かる．



(a) (b)

Fig. 3 OH-PLIF luminescence intensity images of secondary combustion zone

Equivalence ratio of Primary pre-mixture=0.6, secondary pre-mixture is injected form right side of images

(a) Equivalence ratio of secondary pre-mixture=0.7

(b) Equivalence ratio of secondary pre-mixture=0.3

2.3 システムコントローラー

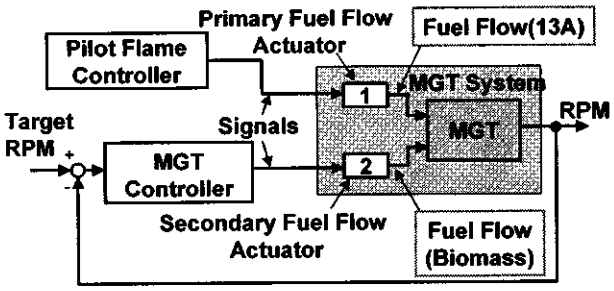


Fig. 4 Control block diagram of MGT system

コントローラーのブロック図を図４に示す．この制御システムでは，パワータービン回転数を目標回転数に保つような制御が行なわれている．

燃料は，１段目と２段目の２箇所から供給されるが，１段目の燃料供給割合は，事前に行った都市ガスのみでの実験結果から作製した MAP に基づいて，確実な保炎と低 NOx 排出を同時に実現できる条件として，１段目と２段目の燃料流量の比率を 1:1 となるように設定している．

一方，２段目の制御は，パワータービンの回転数をフィードバック信号として，2DOF-PID コントローラーまたは H∞コントローラー（図５）を用い，性能を比較した．なお，コントローラーのパラメーターは，独自に開発した MGT 動特性シミュレ

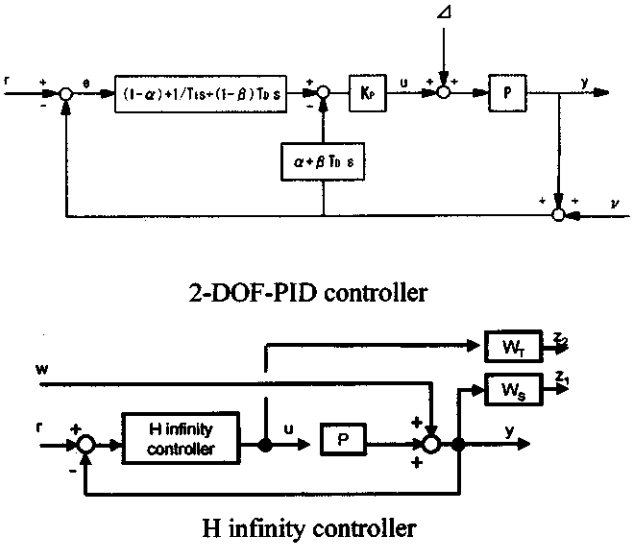


Fig. 5 Block diagrams of 2DOF-PID controller and H infinity controller

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ーションモデルを用いて事前に決定した.

3. 制御試験結果

3.1 負荷トルク一定の場合

パワータービン目標回転数を 6000rpm とした場合の２つの制御方法による制御結果を図６に示す. ２つの制御方法による差はほとんど無いことが分かる.

3.2 負荷トルク変動がある場合

図７には, 軸端に作用する負荷トルクをランプ状に変化させた場合の制御結果を示す. 上段は負荷トルクを増加させた場合の結果, 下段は減少させた場合の結果である. 両者を比較すると, H∞コントローラーの方が追従性が高いことが分かる.

制御結果を比較するために, 次式で定義される負荷トルクを変化させた場合の残留偏差指標Ｚを導入し, 制御性能を比較した. Ｚが小さいほど性能が良いことを表している.

$$Z = \frac{1}{t}\sqrt{\int_0^t \left\{ Ne(t) - Ne_{target} \right\} dt} \qquad (1)$$

図８は, 様々なレベルで負荷トルクを変動させた場合の指標Ｚによって2DOF-PIDコントローラーとH∞コントローラーの性能を比較したものである. H∞コントローラーの方が良好であることが分かる.

3.3 カロリー変動がある場合

実際のバイオマスプラントでは, ガスの組成変動のため発熱量に変化が起こることが報告されている. そこで, 模擬バイオガスを用いて, カロリー変動によって発生したパワータービンの回転数揺らぎがどの程度の時間で静定するかについて検討を行なった. なお, この実験では, ２段目に供給するガスのカロリーを変動させており, メタンガスを主燃料としてこれに二酸化炭素を混ぜることでカロリー変動を発生させている. メタンは, 毎秒３％の割合で減少させて, ５０％になるまで減らし, そこから再び同じ割合で増加させるという実験を行なっている.

実験結果を図９に示す. 回転数変動は, 2DOF-PIDコントローラーの場合には 250rpm であるのに対し, H∞コントローラーでは, 約半分の 120rpm まで抑えられていることが分かる. また, 指標Ｚによって二種類の制御方法による制御性能の違いを示したものを図１０に示す. この図から, カロリー変動速度が大きい場合にも H∞コントローラーは良好な制御結果を与えることが分かる.

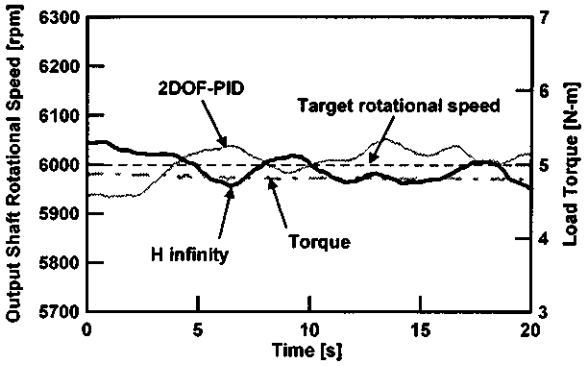


Fig. 6 Power turbine rotational speed at constant load of 3kW

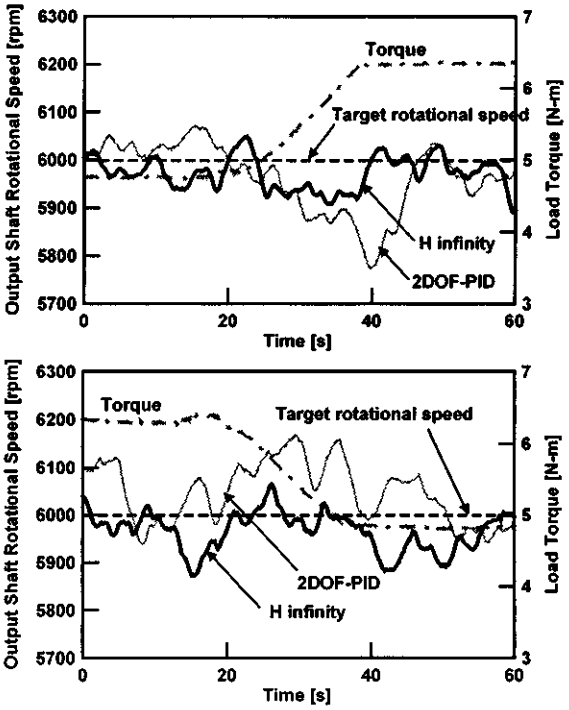


Fig. 7 Transient response of power turbine rotational speed for load change (top: increasing load; bottom: decreasing load)

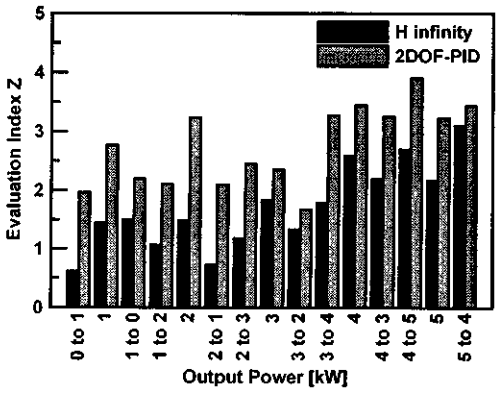


Fig. 8 Evaluation of control performance of power turbine rotational speed for load change

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

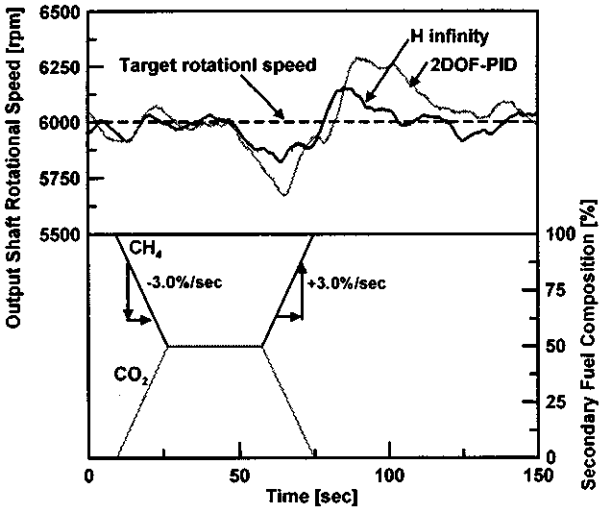


Fig. 9 Transient response of power turbine rotational speed for lower heating value fluctuation of 3.0%/s

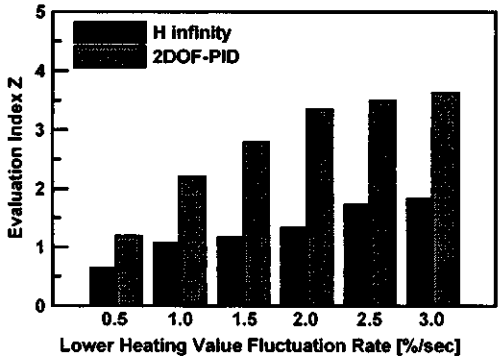


Fig. 10 Evaluation of control performance of power turbine rotational speed with changing fuel lower heating value

4. 模擬バイオマスガスによる試験結果

次に，１段目燃料として１３Ａを，２段目燃料として模擬バイオマスガスを使用した場合の実験結果について説明する．この実験では，メタンを主成分とする醗酵系バイオガスと水素と一酸化炭素を主成分とする木質系バイオガスの二種類のバイオマスガスについて実験を行なった．表１にガスの組成を示す．

4.1 醗酵系バイオガスの場合

出力を，０から５kW まで変えながら，パワータービン回転数と，燃料流量，熱効率，Nox，CO，THC などのエミッションの量を測定した．測定結果を図１１に示す．

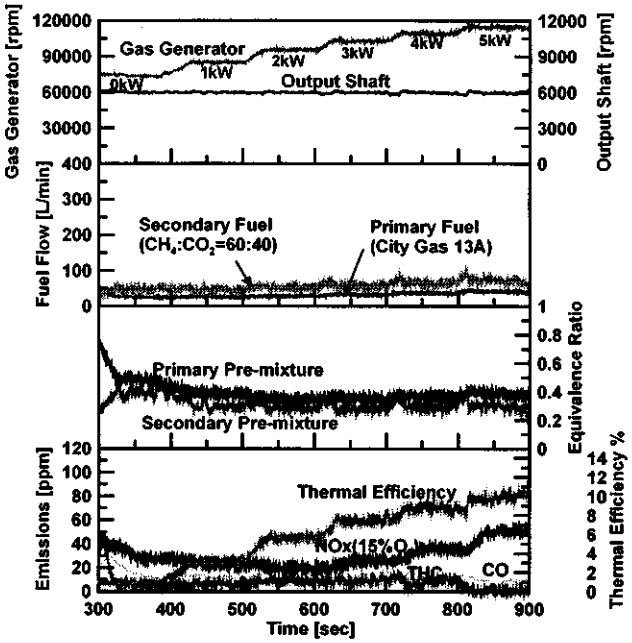


Fig. 11 Operation test with fermentation gas

燃料組成は，メタン６０％，二酸化炭素４０％で，低位発熱量は，21MJ/m^3 である．負荷を変化させてもパワータービン回転数は目標回転数付近で安定しており，熱効率は１０％を実現している．また，Nox 値も 50ppm 程度である．

4.2 木質系バイオガスの場合

同様の実験を木質系バイオガスを燃料として実施した．結果を図１２に示す．この場合のバイオガスの組成は，CH_4 (3%), H_2 (30%), CO (17%), N_2 (20 %) and CO_2 (30%)で，低位発熱量は，6.5MJ/m^3 である．制御結果は醗酵系バイオガスの場合とほとんど変わらず良好である．ただし，２段目燃料流量は，醗酵系バイオガスの場合と比較してかなり多くなっている．これは発熱量が小さいためで

Table 1 Fuel properties of mock biomass gases

Gas type	CH_4	C_2H_6 C_4H_{10}	H_2	CO	N_2	CO_2	L.H.V MJ/m^3
City gas 13A	89.6	10.4	-	-	-	-	40.4
Fermentation	60		-	-	-	40	21.6
Pyrolysis	3		30	17	30	20	6.5

component unit:vol %

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ある．

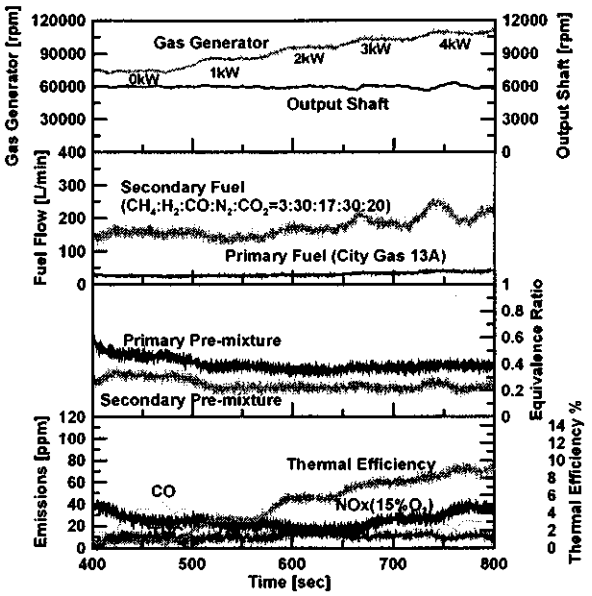


Fig. 12 Operation test with Pyrolysis gas

4.3 負荷トルク変動に対する応答性

醗酵系と木質系バイオガスを燃料として運転した時の負荷トルク変動に対する応答性について調べた．結果を図１３に示す．この結果は H∞コントローラーによるものである．醗酵系バイオガスの方が静定時間が短いことが分かる．

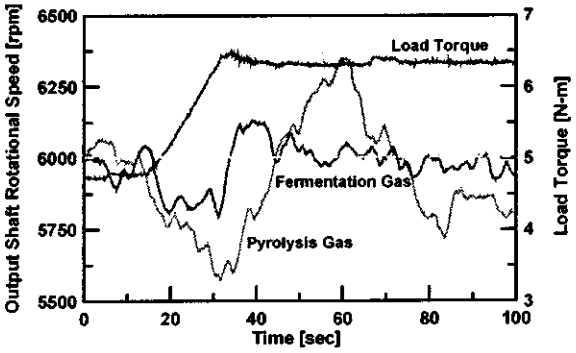


Fig. 13 Transient response versus load change with with mock biomass gases (load from 3kW to 4kW)

5. おわりに

著者の研究室で 2002 年から開発してきた低カロリーガスを燃料とする小型の MGT の開発過程と運転性能試験の結果について紹介した．この研究にご協力頂いた金子・山崎研究室の卒論，修論生，林茂先生（現：法政大学）を始めとする JAXA の皆様方に感謝いたします．

なお，この研究は，科研基盤（A）１８２０６０２５によって行なわれたものである．

参考文献

(1) XU Z, Shigehiko KANEKO and Tatsuo WATANABE, " Development of Monitoring and Control System for City Gas Fueled Micro Gas Turbine", Journal of Gas Turbine Society of Japan, Vol.32 No.4, Page.322-327, (2004)

(2) Sadamasa ADACHI, Atsushi IWAMOTO, Shigeru HAYASHI, Hideshi YAMADA, and Shigehiko KANEKO, "Emissions in Combustion of Lean Mixtures of Methane and Biomass Supported by Primary Hot Burned Gas in a Multi-stage Gas Turbine Combustor", 31st International Symposium on Combustion, (2006)

(3) Masato Hiramatsu, Yoshifumi Nakashima, Sadamasa Adachi, Yudai Yamasaki and Shigehiko Kaneko, "Combustion Characteristics of Small Size Gas Turbine Combustor Fueled by Biomass Gas Employing Flameless Combustion", GT2007-27636, ASME Turbo EXPO2007

(4) Masato HIRAMATSU, Yoshifumi NAKASHIMA, Shigeru HAYASHI and Shigehiko KANEKO, "Design of Small Size Gas Turbine Combustor Fueled by Low-Calorific Gas Based on Analysis of Flameless Combustion", International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, Gas Turbine Society of Japan

(5) Masato HIRAMATSU, Shigeru HAYASHI, Shigehiko KANEKO and Yudai YAMASAKI, "Visualization of flameless combustion in a small size gas turbine combustor fuelled by low calorific gas" Proceedings of JSME annual meeting, No.Vol.7 Page.27-28, (2008)

(6) Yukinori Okada, Tomohiko Kaneko, Yudai Yamasaki, Shigehiko Kaneko, "H infinity Control of Micro Gas Turbine for Low Calorific Gas" , International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, Gas Turbine Society of Japan

(7) 岡田幸順，飯島一樹，山崎由大，金子成彦，二段燃焼を用いたマイクロガスタービン発電システムのバイオマスガスによる運転，日本機械学会論文集（B編）75 巻 751 号，pp. 488-489（2009）

(8) Yudai YAMASAKI, Yukinori OKADA, Kazuki IIJIMA and Shigehiko KANEKO, "Operation of Micro Gas Turbine System Employing Two Stage Combustion by Using Biomass Gas", Proceedings of ASME Turbo Expo 2009,GT2009-59900(2009)

(9) 金子成彦，飯島一樹，山崎由大，渡邉辰郎，動特性モデルに基づく２軸マイクロガスタービン発電システムの回転数制御，日本機械学会年次大会講演論文集（岩手大学）（2009）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

燃焼室形状を改良したUMGT用実機型プロパン燃料超小型燃焼器の燃焼特性

*桜井　毅司（首都大），本田　拓（首都大院），湯浅　三郎（首都大）

Combustion Characteristics of an Improved Engineering-model of a Propane-fueled Ultra-micro Combustor for UMGT

*SAKURAI Takashi (TMU), HONDA Taku (TMU) and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

An improved engineering-model of a propane-fueled ultra-micro combustor was developed. To modify a converged flow to a stagnant flow in the combustion chamber and form a stable flat-flame, a multi-hole plate was set over the porous injector. The burning test showed that the flame stability region became wider than that of the past combustor and satisfied the design operation point of the combustor. The heat recirculation between burned gas and propane/air premixture made the flat-flame stable. Ignition was achieved with the spark plug, but the equivalence ratio of the ignition limit was higher than that of the flame stability limit. Although the combustor had large heat losses, the stable flat-flame was formed and the combustion characteristics were improved.

Key words: Ultra-micro Combustor, Engineering-model, Flat-flame, Propane, UMGT

1. はじめに

ウルトラマイクロガスタービン（UMGT）は、MITより提案され[1]、超小型無人航空機や超小型ロボットの動力源として研究開発が進められている。提案より10年以上経過した現在も、一つのシステムとしては完成を見ておらず、個々の要素研究の段階である。筆者らはUMGTに搭載可能な極超小型燃焼器開発に向けて燃料に水素およびプロパンを用いる燃焼器を研究してきた[2]。水素燃料燃焼器では、Flat-flame燃焼方式により設計点を満たす広範囲で高い火炎安定性を高燃焼効率および高燃焼負荷率のもとで達成できることを実証し、実機搭載に向けた燃焼器サイズのコンパクト化、圧力損失や熱損失の低減に向けたより詳細な燃焼器構造や材質の検討を行っている[3]。プロパン燃料燃焼器についても実機型燃焼器を試作しその燃焼特性を調べた結果、試験燃焼器に比べて火炎安定性が大きく低下していることがわかった[4]。試験燃焼器ではインジェクターの上部にノズルが配置され、よどみ流れ場を形成しているのに対し、実機型燃焼器では出口に向けて収縮流れ場を形成している。この収縮流れがFlat-flameの形成を阻害し火炎安定性を損なっていると考えられた。そこで本報告ではFlat-flame燃焼方式の実機型プロパン燃料超小型燃焼器の燃焼特性改善に向けて、よどみ流れ場が形成されるよう燃焼室に多孔板を設置した場合の火炎安定限界や着火限界、燃焼器各部の温度履歴について調べた結果を述べる。

2. 実験装置および方法

2.1 実機型プロパン燃料燃焼器

Fig.1にインジェクターの上方に多孔板を設置した実機型燃焼器の概略を示す。多孔板は同心円状に16個の小孔（ϕ1.6 mm）をもつ。インジェクターと多孔板に挟まれた直径20 mm、高さ4 mm、容積1.26 cm^3が燃焼室であり、改良前と容積に変化はない。この燃焼器では水素に比べて燃焼特性の劣るプロパン火炎を安定に形成するため、予混合気と燃焼ガスとの熱交換を積極的に利用している。そのため予混合気流路が燃焼室を取り囲むように配置され、予熱された予混合気が燃焼室へ流入する構造を採っている。また、このような構造とすることで燃焼室壁面の冷却効果が得られることも意図した。着火は燃焼室内部に挿入した極細ステンレス線のスパークプラグにより行った。着火エネルギーは1.9 mJである。Fig.2は燃焼器のUMGT搭載構想図を示す。これまで実機型水素燃料燃焼器で計画したように、プロパン燃焼器も燃焼器構造が単純で燃焼器から圧縮機・タービンへの熱移動を殆ど無視できる燃焼器別置き型構造を

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

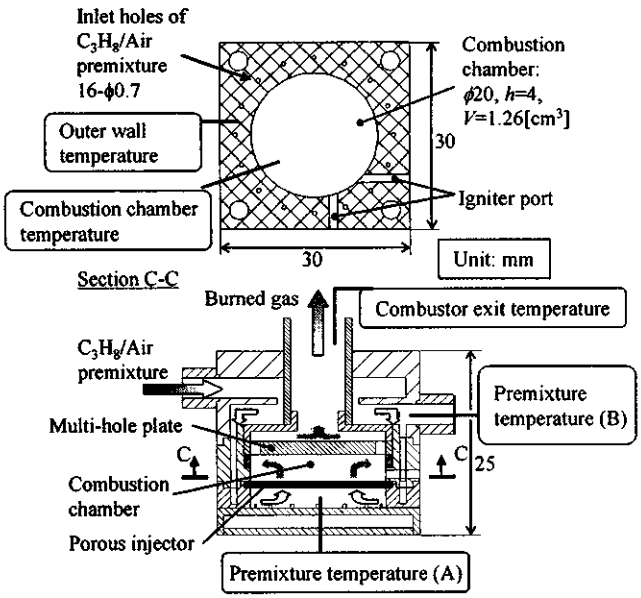


Fig.1 Schematic of the improved engineering-model of propane-fueled ultra-micro combustor

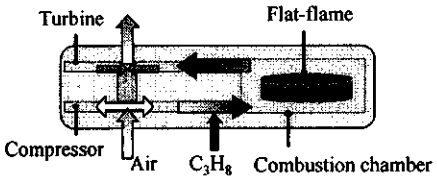


Fig.2 Combustion chamber layout in UMGT

採用する。今回は製作していないが、燃焼器入口と出口とを同一方向にすることによって、圧縮機からの空気を排気ガスによって加熱する再生サイクル機構を予定している。燃焼器の構造材料には熱損失を小さくするために高い断熱性とともに耐熱性、実機として十分な緻密性・強度が必要である。プロパン燃焼器では、当初燃焼室に耐熱性に優れたセラミックスである Macor を用い、その他に金属の中でも比較的耐熱性があり熱伝導率も低いステンレスを用いる 2 層構造としていた[4]。加えて、先述したように燃焼室の周囲に予混合気流路を設けることで燃焼器の断熱性を持たせることにした。しかし、数時間の燃焼実験の結果、セラミックスとステンレスとの熱膨張率の違いからセラミックスに割れが生じたため、機械的性質を優先してステンレスを用い、火炎に直接さらされる多孔板にはハステロイを用いた。燃焼器条件の変更や燃焼後の内部の様子を確認できるようにするため、各部品には溶接や接着等を施しておらず、ボルトによって締結する。

2. 2 実験条件

実験は常温、大気圧下で行った。Table 1 に設計点における稼動条件を示す。これは MIT 設計値を参考とし圧力比 4 における UMGT 出力 60 W の体積流量と等しくなるように決定した。設計稼動条件での燃焼負荷率は、完全燃焼を仮定すると 1810 MW/(m^3・MPa)になり、ジェットエンジン燃焼器に比べて倍以上高負荷な燃焼器となる。温度は Fig.1 に示すように燃焼室、燃焼器出口、予混合気流路（A、B 点）、外壁の合計 5 箇所で計測した。燃焼室にはシース径 0.5 mm の R 型熱電対を用い、その他はシース径 0.25 mm の K 型熱電対を用いた。燃焼室に 0.5 mm 径の熱電対を用いたのは熱耐久性を持たせるためである。

Table 1 Burning condition

At Room Temperature, Atmospheric Pressure	
Fuel	Propane
Air Mass Flow Rate, $\dot{m}_a$	0.15 [g/s]
Equivalence Ratio, φ	0.55

3. 実験結果および考察

3. 1 燃焼器各部の温度履歴

Fig.3 に設計稼動条件下で測定した燃焼器各部の温度履歴を示す。熱電対からの輻射及び熱伝導による熱損失の補正は行っていない。プロパンの消炎距離は 2.0 mm（φ=1.0）[5] と燃焼室のスケールとほぼ等しく火炎は壁面熱損失の影響を受けやすいため、φ=0.55 では着火しなかった。そのため着火時には当量比を 0.81 に設定し、安定な火炎を形成した後に当量比を設計条件に調節することとした。着火から 1、2 分は燃焼室よりも燃焼器出口の温度が数百 K 高く、燃焼室での反応が十分完了

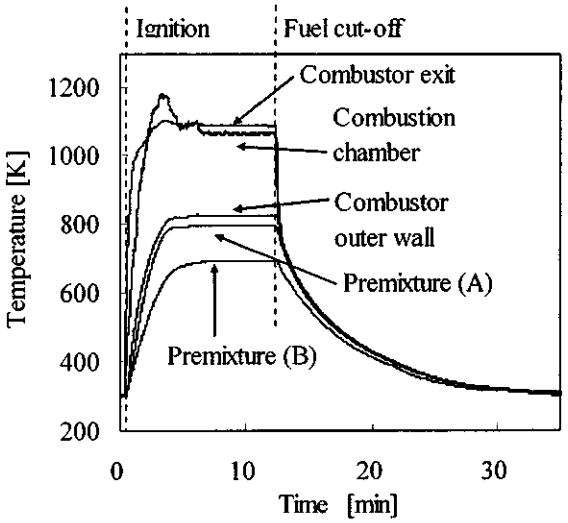


Fig.3 Time record of temperatures at the combustion chamber, the exit, the outer wall and the premixture ($\dot{m}_a$=0.15 g/s, φ=0.81(ignition), 0.55(stable combustion))

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

していないことを示している。壁温が 700 K 以上に達すると燃焼室の温度が燃焼器出口よりも高くなったことから、燃焼室に安定な火炎が形成され反応も十分完了するようになったと考えられる。このような状態になってから当量比を設計点の 0.55 まで数分かけてゆっくりと低下させた。設計稼動条件では、燃焼器出口（約 1120 K)と比較して燃焼室では 20 K ほど温度が低下している。これは燃焼室に挿入したR型シース熱電対の径が太く（ϕ 0.50 mm)、また壁面に接するため熱損失の影響を受けやすいと考えられることから、燃焼室と燃焼器出口ではほぼ同じ温度が得られているものと考えられる。予混合気温度 A と B を比較すると、燃焼室の周囲を通過する際に約 100 K の予熱効果が得られている。壁温は約 850 K に達し、ステンレスの強度低下を生じる耐熱温度（900 K）に肉薄しているため、燃焼室を断熱する必要がある。

今回の実機型燃焼器では熱及び機械強度を重視して燃焼器を肉厚に製作したため、熱容量が大きくなり温度に対する時定数が大きくなった。UMGT の用途を考えると、数分程度の短時間で安定な火炎と完全燃焼を達成することが望ましい。燃焼器各部における熱移動割合を計算すると [6]、燃焼ガスが燃焼器出口までに失う熱量は発熱量の 43%と大きく、そのうち幾らかは予混合気の予熱に用いられているものの、壁面熱損失の熱移動経路を明らかにし断熱構造および壁面の薄肉化を検討していくことが今後の課題である。

3.2 火炎安定限界および着火限界

Fig.4 に本実機型燃焼器の火炎安定限界を多孔板設置前の結果 [4] 及び試験燃焼器の結果 [7]と比較して示す。多孔板を設置することにより実機型燃焼器の火炎安定範囲はより希薄な当量比側に広がった。試験燃焼器と比較すると、空気流量が 0.06 g/s 以下では火炎安定性に劣るものの、流量が増加すると実機型燃焼器のほうが火炎安定性に優れる。特に実機型燃焼器の安定限界は当量比 0.5 付近で一定となっていることは興味深い結果である。また、試験燃焼器でも達成できなかった設計稼動条件を初めて満たすことができた。本実機型燃焼器の火炎安定性について消炎直前の壁温と予混合気温度に着目した結果を Fig.5 に示す。同図には試験燃焼器の結果も合わせて示している。実機型燃焼器では消炎直前まで 500～800 K に及ぶ大きな温度上昇が壁温と予混合気の両方に生じていることがわかる。また、温度上昇の大きさは空気流量にほぼ比例している。これに対して、試験燃焼器

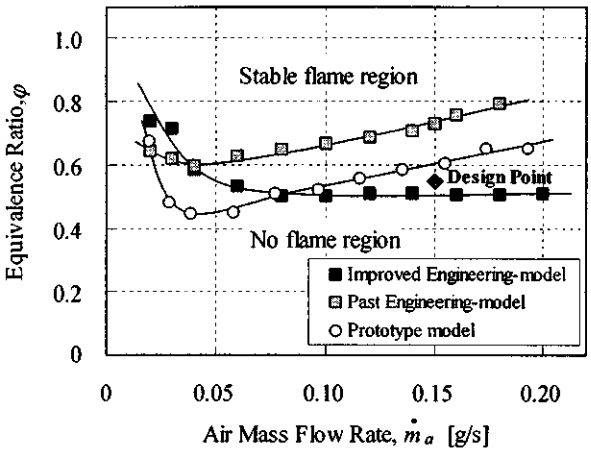


Fig.4 Flame stability limits of the improved engineering-model and prototype model propane-fueled ultra-micro combustor

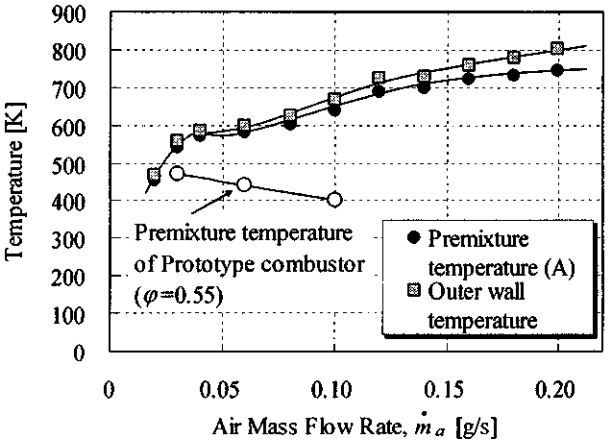


Fig.5 Variation of combustor outer wall and premixture temperature just before flame extinction

の予混合気温度は流量が小さいほど高い。Flat-flame バーナーの火炎安定機構は、流入する予混合気よりも速い燃焼速度を持つ火炎が多孔質板インジェクターへの熱損失により燃焼速度を低下させ、流入速度と釣り合う位置に火炎が安定化するというものである。そのため予混合気が予熱されなければ、空気流量が増加するにつれて火炎は高い当量比で安定となる。しかし、本実機燃焼器の場合、空気流量が増加しても壁温と予混合気温度もともに上昇するため火炎の燃焼速度が増加し、安定限界の当量比が一定になっていると考えられる。一方、試験燃焼器では空気流量が小さいほど予混合気温度が上昇しているため、空気流量 0.06 g/s 以下で火炎安定性が良くなっているものと考えられる。ただし、なぜ当量比 0.5 付近で一定となるのか、またこの値はプロパンの希薄限界に関連するのか、などより定量的に壁温度や予混合気温度、燃焼速度の関連性を調べる必要がある。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

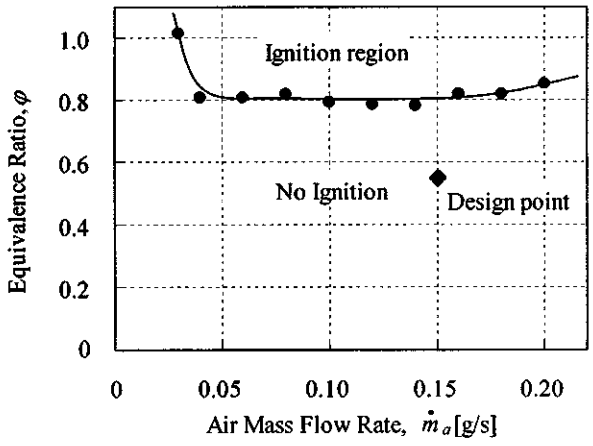


Fig.6 Ignition limit of the improved engineering-model of the propane-fueled ultra-micro combustor

Fig.6 は本実機型燃焼器の着火限界を示す。火炎安定限界で述べたように超小型燃焼器では壁温の影響が非常に大きいことから、実験は燃焼器が常温であることに留意し行った。着火はスパークプラグで可能であり、その当量比は空気流量に対する変化が小さく 0.8 付近で生じた。火炎安定限界と比較して当量比が高いのは、燃焼器が常温であるためスパークによって生成された火炎核が壁面での消炎を受けやすいためと考えられる。空気流量が 0.03 g/s 以下に低下すると当量比が急に上昇する傾向が見られ、熱損失の影響が顕著になっている。一方、空気流量が 0.15 g/s 以上に増加すると着火当量比が若干増加する。この場合には着火により生じた火炎が燃焼室に燃え広がる反応時間に対して滞在時間が短くなり、安定な火炎が形成されづらくなるためと考えられる。事実、Fig.3 に示した燃焼室と燃焼器出口の温度履歴では着火から 2 分程度まで燃焼室で反応が十分完結しないため燃焼器出口の温度が高くなっている。今後は着火範囲をより広げるためにグロープラグやセラミックヒーターなどの熱的な着火方式を検討する予定である。

4. まとめ

Flat-flame 燃焼方式の UMGT 用実機型プロパン燃料超小型燃焼器の開発に向けて、燃焼室に多孔板を設置した場合の火炎安定限界や着火限界、燃焼器各部の温度履歴などの燃焼特性を調べた。得られた知見を以下にまとめる。

- 実機型燃焼器(燃焼室:直径20 mm、高さ4 mm、容積 1.26 cm^3) は、多孔板を設置することにより空気流量 0.15 g/s、当量比 0.55 の設計稼動条件を満たし、広範囲な空気流量と当量比に対して高い火炎安定性をもつようになった。
- 本実機型燃焼器では燃焼ガスの熱再循環により予混合気及び燃焼室の壁温が空気流量に比例して上昇することで Flat-flame の火炎安定性が高まっている。
- 実機型燃焼器の着火は、1.9 mJ ほどの小さな着火エネルギーをもつスパークプラグで可能である。
- 実機型燃焼器は発熱量の 43%に及ぶ大きな熱損失を生じており、熱損失低減に向けて燃焼器の断熱構造を改良する必要がある。

謝辞

本研究は、科研費基盤研究（B）（No.19360383）の助成を受けた。また実験及びデータ解析にあたり小野洋平君の協力を得た。ここに記して謝意を表す。

参考文献

1) EPSTEIN, A. H. et al.: *Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines – The MIT Microengine Project -*, AIAA 97-1773, 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference (1997).
2) YUASA, S., et al.: *Issues for Developing Ultra-micro Combustors for UMGT: Heat Loss, Combustion Method and Fuel*, ISABE 2007-1167, 18th International Symposium on Airbreathing Engines (2007).
3) 笛田剛, 桜井毅司, 湯浅三郎: UMGT 用水素燃料極超小型燃焼器の実用化における諸問題の把握, 第 35 回ガスタービン定期講演会, (2009).
4) YUASA, S., et al.: Development of Engineering-models of H_2-fueled and C_3H_8-fueled Ultra-micro Combustors for UMGT, ISABE 2009-1310, 19th International Symposium on Airbreathing Engines (2009).
5) KANURY, A. M.: *Introduction to Combustion Phenomena*, (1982), pp.131, Gordon and Breach Science Publishers, New York.
6) YUASA, S., et al.: *Specified Problems and Development of Prototypes of Ultra-micro Combustor*, ISABE 2005-1272, 17th International Symposium on Airbreathing Engines (2005).
7) SAKURAI, T., et al.: *Heat Loss Reduction and Hydrocarbon Combustion in Ultra-micro Combustors for UMGT*, Proceeding of the Combustion Institute, Vol. 32,(2009), pp.3067-3073.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

UMGT 用水素燃料極超小型燃焼器の実用化における諸問題の把握

*笛田 剛志（首都大院），桜井 毅司（首都大），湯浅 三郎（首都大）

Grasp of Problems for practical-use of Hydrogen-Fueled Ultra-micro Combustor for UMGT

* FUEDA Takeshi (TMU), SAKURAI Takashi (TMU) and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

The burning test of the hydrogen-fueled engineering model combustor for UMGT showed that this combustor has some problems. The first was that the pressure loss was 5.6 %. Second was that the heat loss was around 30 %. The last was durability of the structure of the combustion chamber. For practical-use these problems must be improved. For instance, change of the shape of exit slit, using heat-resistance alloy for structural materials of combustion chamber and using heat-insulation material for outside wall .

Key words: UMGT, Flat-flame Ultra-micro Combustor, Engineering-model, Hydrogen

1. はじめに

超小型モバイル電子機器や無人航空機、ロボット等への搭載を目的とした動力源としてウルトラマイクロガスタービン（UMGT）の開発が進められている。1997 年に MIT より提案[1]されてから 10 年以上経過しているが、未だに一つのシステムとして完成を見ておらず、個々の要素研究の段階である。筆者らは、UMGT サイズの極超小型燃焼器の研究開発を行ってきた。これまでに、このような微小空間内での燃焼学的な特性を明らかにし[2]、その燃焼方式として Flat-flame 燃焼方式が適していることを提案した[3]。水素を燃料とする幾つかの試験燃焼器では、この燃焼方式が低圧力損失のもと、高い火炎安定性と高燃焼効率及び高燃焼負荷率を実現できることを実証している[4]。現在は、この燃焼方式がプロパンを燃料とする UMGT 用燃焼器に対しても極めて有効であることが分かっている[5]。

Flat-flame 型燃焼器の実用化に向けた次の段階として、水素を燃料とする実機型の UMGT 用 Flat-flame 型極超小型燃焼器を昨年の 2008 年に試作した[4]。この目的は、実用的な極超小型燃焼器開発における問題点を抽出・明確化し、高負荷な極超小型燃焼器を設計・試作することである。燃焼実験において、この実機型燃焼器は設計点（当量比＝0.4、空気流量＝0.037 g/s）を十分に満たす高い火炎安定性を示し、良好な燃焼効率を 3ppm 以下という微量な NO x 濃度で達成した[6]。一方、圧力損失や熱損失、耐久性など実用化をするにあたり克服しなければならないいくつかの問題が見つかった[6]。本報告では、これらの問題を整理して明確化し、改善に向けて検討を行った。

2. 実験装置及び方法

2.1 実機型燃焼器

本研究では、コンパクト性には欠けるが、燃焼器構造が単純で燃焼器と圧縮機・タービンとの断熱設計が比較的容易な燃焼器別置き型構造を採用した。さらに、燃焼器入口と出口とを同一方向にすることによって、圧縮機からの空気を排気ガスによって加熱する再生サイクル機構が可能となる構造とした。この構想をもとに試作した超小型燃焼器の概略を Fig.1 に示す。

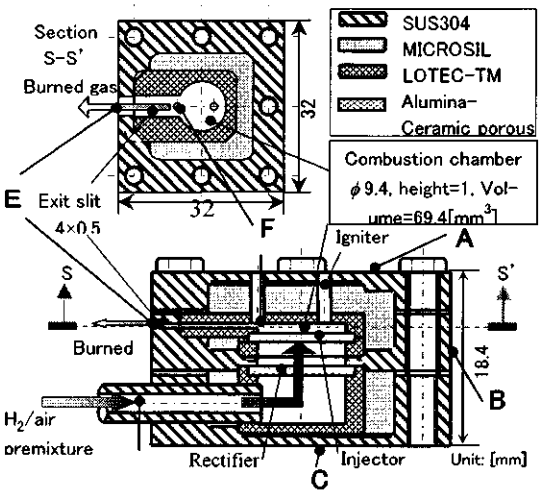


Fig.1 Schematic of an engineering-model of hydrogen-fueled flat-flame ultra-micro combustor

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Fig.2 は燃焼室の構造を模式的に示した図である。また、Fig.3(a)に燃焼器の概観を、Fig.3(b)に燃焼室と排気スリットを形成しているセラミックス部品（LOTEC-TM：旭硝子製）を下方から見た写真を示す。（後述するように、この部品が幾度かの燃焼実験後に割れることが判明したため、ステンレス製部品を別に製作した。）この燃焼器は大別して、予混合気流入部、中間部、燃焼室・排気ノズル部から構成されている。水素／空気予混合気は燃焼器下方から流入し、中間部の整流用多孔質板を通って整流され、燃焼室のインジェクタ用多孔質板の上面に Flat-flame を形成させ、排気スリットから一方向に排気される。燃焼室は直径 9.4 mm、高さ 1 mm、容積 69.4 mm^3 である。機械的強度を保ちつつ熱損失を極力低減できるように、燃焼器の材質として、燃焼室に耐熱性に優れたマシナブルセラミックスである LOTEC-TM、燃焼器外壁に金属の中でも比較的耐熱性があり熱伝導率も低いステンレスを用い、それらの間には非常に熱伝導率の低い MICROSIL（ZIRCAR 製）を断熱材として挿入する 3 層構造とした。このような構造をとることで、全体として耐熱性・断熱性・強度を保つことができるように工夫した。材料の物性値を Table 1 に示す。加えて、燃焼器条件の変更や燃焼後の内部の様子を確認できるようにするため、各部品には溶接や接着等は施していない。各部のシールには耐熱性に優れた黒鉛系ガスケットのグラシール（ニチアス製）を用いた。なお、より詳細な設計方針は文献[7] を参照されたい。

2.2 実験条件および方法

実験は常温、大気圧下で行った。このときの設計稼動条件は、当量比＝0.4、空気流量＝0.037 g/s

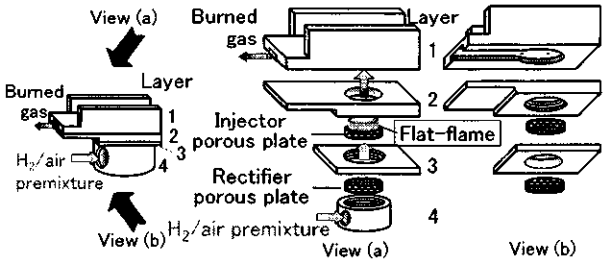


Fig.2 LOTEC-TM 3D structure model

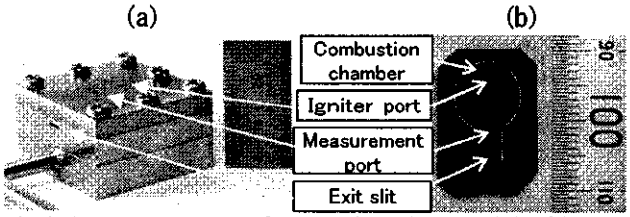


Fig.3 (a) Appearance of an engineering-model of hydrogen-fueled ultra-micro combustor and (b) a combustion chamber

である。これは MIT 設計値を参考にした[1]。着火は、燃焼室内部に挿入した極細線のスパークプラグによって行った。燃焼室出口付近には測定用孔を開けてあり、温度の測定が可能である。温度は燃焼室出口（F）、排気スリット出口（E）、外壁の A、B、C 点（Fig.1 参照のこと）の合計 5 点を計測した。計測に用いた熱電対は、素線径 0.2 mm の K 型熱電対である。燃焼ガスは、排気スリット出口に設置した微細孔を有する石英ガラスプローブで採取し、水分を除去した後、水素濃度計と NOx 濃度計で計測した。また、予混合気流入部の上流に圧力計を設置し、燃焼器圧力損失の評価に用いた。

Table 1 List of properties of materials

	LOTEC-TM [Machinable Ceramics]	MICROSIL [Microporous Insulation]	SUS304	Niobium-alloy[c-103]	Hastelloy C	Inconel X-750
Max Use Temperature [℃]	1500	950	600	1300	1260	1260
Thermal Conductiity [W/(m・K)]	1.6	0.030	16.2	53.7	11.1	12.0

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3. 燃焼実験より明らかとなった問題点

3.1 熱損失

Fig.4 に設計稼動条件下で測定した燃焼器各部の温度履歴を示す。 本燃焼器の着火は、スパークプラグによって容易に行うことができた。着火後、燃焼室出口温度は急激に上昇し、燃焼室出口温度は1310 K、燃焼器出口 980 K、外壁温度 A 点 550 K、B,C 点 510 K でほぼ一定値となり、燃焼器は熱的に平衡な状態となった。この時の燃焼室出口温度は、当量比＝0.4 における予熱なしの水素/空気予混合気の断熱火炎温度 1425 K より 100 K 程度低い。しかし、今回は熱電対からの輻射及び熱伝導による熱損失の補正は行っておらず、これが 100 K 程度あると考えられるので、燃焼室内ではほぼ完全燃焼が達成できていると考えられる。

一方、燃焼ガスは燃焼器出口までのわずかの間に 330 K もの温度降下を生じている。熱損失割合を次式（1）により計算すると[4]、

$$HLR = 1 - \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)\cdot C_p \cdot (T_{ex} - T_{in})}{Q_{total}} \cdots \quad (1)$$

発熱量の約 33%の熱損失が生じていることになる。ここで、Q_{total} は発熱量 [W]，$\dot{m}_a$ は空気流量 [g/s]，$\dot{m}_f$ は燃料流量 [g/s]，C_p は平均の定圧比熱 [J/(gK)]，T は温度 [K]を示し，下添え字 in，ex は燃焼器入口，出口を示す。（前述したように熱電対からの熱損失がある為、燃焼器出口温度は計測値よりも 100　K 程度高いと予測される）

また、燃焼器外壁から大気への熱損失量をFig.4の外壁の温度を参考にして空気中における自然対流に対する簡易式を用いて概算したところ、42 kJ/h（発熱量の21.5 %）が燃焼器から大気中へ放出されているという計算結果を得た。また、燃焼器を固定しているネジから燃焼器設置台への熱損失も計算してみたところ、11.5 kJ（発熱量の6.0 %）の熱損失があるという計算結果になった。これらをあわせると(1)で計算した値とほぼ同じになる。この主な原因としては、排気スリット流路の燃焼ガス流速がおよそ80～90 m/s程度と高速のため、流路とステンレス壁との間で大きな熱伝達を生じ、多量の熱がステンレス外壁へ移動しているからと考えられ、この熱量が殆どそのまま外気に失われていることになる。そこで、燃焼器の熱損失割合を低減するためには、

①排気スリット流路を断熱構造とする、又は流路断面積を大きくとって流速を低減し熱伝達率を小さくする

②外壁を断熱材で覆う、又は外壁に断熱性の高い材料を用いる

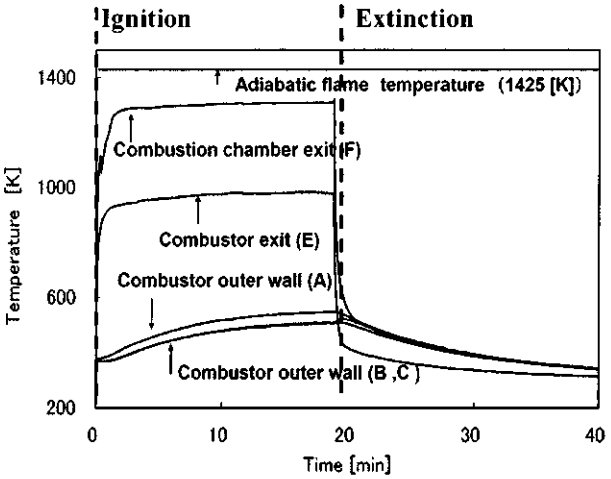


Fig.4　Time record of temperatures at the combustion chamber exit, combustor exit and stainless steel outer walls
($\dot{m}_a$ =0.037 [g/s], φ=0.4, LOTEC-TM chamber)

③再生サイクルとし、燃焼器内で熱循環を行う

などの方策が必要と言える。今後、それぞれどの程度の効果があるのかを検討する。

3.2 燃焼室構造の耐久性

実験回数を重ね燃焼の積算時間が増加すると、Fig.2に示したLOTEC-TMの2層目と3層目が割れ易いことがわかった。火炎温度はLOTEC-TMの最高使用温度よりも低く、酸化による劣化も顕著ではないことから、着火・消炎時の急激な温度上昇・降下による熱衝撃や長時間燃焼による熱応力が原因であると考えられる。そこで、この部分の材質を機械的強度の高いステンレスに変更し実験を行った。設計稼動条件にて温度計測を行ったところ、LOTEC-TMを用いた温度履歴（Fig.4）とほとんど変わらない結果が得られた。そこで、LOTEC-TMとステンレス部品を用いた場合のそれぞれについての燃焼特性を取得し、どちらの場合でもほぼ同じ燃焼特性を示す結果を得た。

ステンレス部品は、数十分に及ぶ火炎にさらされても顕著な酸化や溶融を生じることがないことを確認した。

ステンレスの最高使用温度は 700 K 程度であるにも関わらず、このステンレス部品が 1000 K を超える燃焼室の構成部品として使用できている理由として、熱損失がかなり大きいためであると考えられる。その為、今後熱損失が低減した場合にはステンレス部品よりも耐熱性・強度の高い材料の検討が必要である。候補として、ジェットエンジンのタービンブレードやロケットノズルなどに用いられている最高使用温度が 1000℃以上あり、強度が高いニオブ合金、ハステロイ、イン

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

コネル（Table1）を検討している。

3.3　圧力損失

実機型燃焼器の圧力損失を次式（2）で定義して求めた。

$$\Delta P = \left(1 - \frac{p_0}{p_g}\right) \times 100 \ [\%] \cdots \ (2)$$

ここで、⊿P：圧力損失率、p_0：大気圧、p_g：流入ガスの全圧をそれぞれ表す。設計稼動条件下において、圧力損失率は5.6 %であった。圧力損失が大きい箇所として、燃焼室から燃焼器内で流路面積が最も小さい排気スリットの出口までが挙げられる。この部分でどの程度の圧力損失があるのか計算を行った[10]。計算の結果、燃焼室から排気スリットの出口までの区間でおよそ3.4 kPa（圧力損失率：3.4%）もの圧力損失があることが分かった。この排気スリット部に圧力損失低減の為の対策を施すことが必要と言える。

対策例として、Fig.5に示すような排気スリット形状を仮定して圧力損失を計算した。その結果、排気スリットでの圧力損失は1.4 %となり、圧力損失を大幅に小さくできることがわかった。今後は、この形状を基にして圧力損失をどの程度まで許容できるかを具体的に調べ、排気スリットの再設計を予定である。

4.　まとめ

燃焼実験によって明らかとなったflat-flame燃焼方式のUMGT用実機型極超小型水素燃料燃焼器（燃焼室：高さ 1 mm、容積 69.4 mm^3）の課題とその対応策を以下にまとめる。

○熱損失

燃焼器外壁から発熱量のおよそ30%の熱損失があることが分かった。この燃焼器の熱損失を低減するためには、外壁を断熱材で覆う、外壁に断熱性の高い材料を用いる、再生サイクルを用いるなどの方策が必要と言える。

○圧力損失

本実機型燃焼器は5%程度の圧力損失があり、排気スリットでの圧力損失がかなりの割合を占めていることが分かった。その排気スリットの形状を工夫することで、圧力損失を大幅に小さくできるという計算結果を得た。

○燃焼室構造の耐久性

燃焼室を形成しているセラミックス部品で、割れやすい箇所があることが分かった。今後は、この部分にハステロイやインコネル等の耐熱合金を使用することを検討する。

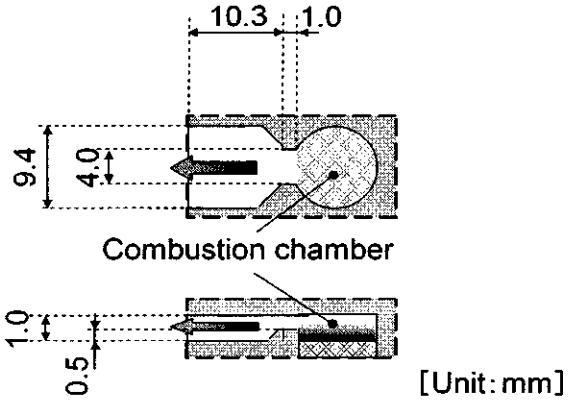


Fig.5　Improvement idea of the exit slit-design

本研究は、科研費基盤研究（B）（No.19360383）の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

1) Epstein, A. H. et al., AIAA 97-1773 (1997).
2) 湯浅: 日本ガスタービン学会誌、29(4) (2001), pp.247-254.
3) Yuasa, S., Oshimi, K., Nose, H., Tennichi, Y.: Proceedings of the Combustion Institute, 30-2 (2004), pp.2455-2462.
4) Yuasa, S., Sakurai, T., Shimotori, S., Wong, S.F.: 18th ISABE 2007-1167 (2007).
5) Sakurai, T., Yuasa, S., Honda, T.: IGTC2007, TS-147 (2007).
6) 笛田, 桜井, 湯浅 : UMGT用実機型水素燃料超小型燃焼器の燃焼特性, 第14回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, (2009).
7) Shimotori, S., Yuasa, S., and Sakurai, T.: Proc. AJCPP 2008, D6-2, (2008).
8) 湯浅、下鳥、桜井、本田、第36回日本ガスタービン学会定期講演会論文集, pp.211-214, (2008).
9) 下鳥 翔子, 「UMGT用実機型水素燃料超小型燃焼器の開発」, 首都大学東京大学院修士論文, (2008)
10) 日本機械学会, 「機械工学便覧　改訂第4版」（1960）, pp. 8.15 – 8.21

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

A－8

プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の着火特性

*芳賀　誠（首都大院），湯浅　三郎（首都大），桜井　毅司（首都大）

Ignition Characteristics of an Annular-Type Combustor for a Propane-fueled MGT

* HAGA Makoto(TMU), YUASA Saburo(TMU), SAKURAI Takashi(TMU)

ABSTRACT

An annular-type propane-fueled combustor for a several hundreds W-class micro gas turbine was developed. A lean-premixed combustion method was applied to realize low NOx emission and the volume of combustion chamber is 50cm^3 with the space heating ratio of 800MW/(m^3・MPa).

The ignition characteristic for open-type and closed-type combustor was investigated. A spark type igniter was installed at the side or bottom wall of the primary region of the combustor. At a small amount of air mass flow, it was possible to ignite at the equivalence ratio of 0.51 or less. In the case of the bottom, the ignition performance was superior to that in the case of the side and the influence of the igniter location on the flame stability was less than the side location. However, when the turbine nozzle was installed at the combustion chamber exit, the ignition performance and the flame stability decreased extremely.

Key words: Micro combustor, Propane fuel, Ignition, Lean premixed combustion, Micro Gas Turbine

１．はじめに

近年，災害救助や介護支援用ロボット等の自立移動型機器の開発が盛んに行われているが，それらの運用には小型かつ高出力で長時間作動が可能な動力源の存在が不可欠となる．現在，Li-ion 電池に代表され電力供給源の主流である二次電池は，高出力密度ではあるものの今後のエネルギー密度の飛躍的な向上は難しく，長時間作動の点で課題が残る．またこれとは逆に，現在開発中の燃料電池は出力密度の向上が主たる課題として挙げられている．そこで昨今，高出力密度と高エネルギー密度の両立が可能な次世代小型動力源としてマイクロガスタービンが注目され，その研究開発が進展している[1-2]．

著者らは，自立移動型機器の動力源や携帯型発電機として，出力が数百 W クラスのマイクロガスタービンを想定し，エンジンに搭載可能な超小型燃焼器の開発を行っている[3-7]．

超小型燃焼器の実現の為には，簡易な構造でかつ高燃焼効率・低エミッションを達成する事はもちろん，小型化に伴い増加する熱損失を低減する為に高負荷燃焼を行う事が不可欠となる[8]．このような要件を達成する為には，燃料に水素を用いる事が望ましいが，高密度貯蔵が困難であることや，インフラが不十分であるなど実用的ではない．そこで著者らは，燃料に高密度貯蔵が可能で可搬性に優れ，インフラが充実したプロパンを使用する事にした．プロパンは常温で約８気圧の高い蒸気圧を有し，燃料ポンプが不要となる等の利点を有する．

以上より，プロパン燃料に対して，燃焼器構造は小型化に有利なアニュラー型とし，燃焼室容積 50cm^3，燃焼負荷率は 800MW/(m^3・MPa)とした．

これまでの研究の結果，常温・大気圧条件において燃焼室の一次領域に管状火炎の形成が確認され，火炎安定性，燃焼効率，エミッションの面で良好な結果が得られた[7]．しかし，ガスタービン始動の際に不可欠となる燃焼器の着火特性についてはまだ調べられていない．そこで今回は，プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の着火特性について調べたので報告する．

２．燃焼器および実験方法

２．１　燃焼器

Fig.1 に本実験で用いた燃焼器の概略図を示す．Fig.1(a)は燃焼室内部の火炎形状を観察できる開放型燃焼器，Fig.(b)はより実機に近い状態で燃焼実験が行える実機型燃焼器である．いずれの燃焼器も材質は SUS316 である．

本燃焼器は逆流式のアニュラー型構造で，燃焼方式には低 NOx 化に有効な希薄予混合燃焼方式を採用した．しかし，逆火の可能性を排除する観点から，予混合気の形成は燃料と空気の同軸噴流によって燃焼器内部で行う．その際，燃料/空気の噴射速度比を大きく取ることで，せん断力による混合が促進されるようにした．また燃料/空気の噴射は，燃焼器一次

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

領域のライナ接線方向4箇所から行われ，旋回流による混合の促進と再循環領域の形成による火炎の安定化を図る．さらに特徴的なのは，燃焼器内部に絞りを設ける事で，一次領域に於ける混合の促進と絞り下流側のステップに形成される壁側の再循環領域の形成，および中心軸まわりに形成される管状火炎の安定化を意図した点である．絞りの度合いは，絞り比を（1－（絞り部断面積/上流側断面積））で定義し，これまでの試験結果から，管状火炎が形成され火炎長さが最も短くなる0.19とした．理想的には燃焼反応は基本的にこの一次領域で完結させ，火炎帯を通過した燃焼ガスは絞り下流のインナーライナ側から導入される希釈空気によって希釈され，NOx生成の抑制が図られる．希釈は，前報で最も広い火炎安定性を示した，絞りからの高さ h=5mm に円周上に設置されたφ2.0mm×16個の希釈孔により行われる．空気流量の配分は一次空気47%，希釈空気42%，冷却空気11%である．

2．2　実験方法

着火は，燃焼器一次領域側面に設置したイグナイタA，もしくは燃焼器底面に設置したイグナイタBにより行った．イグナイタはφ3mmのセラミック製一つ穴絶縁管に，φ1mmのタングステン電極芯を通した一心式イグナイタで，放電エネルギーは 1.9mJ ±30%，放電周波数は約4Hzである．

着火条件は，イグナイタAもしくはBを用い，開放型燃焼器と実機型燃焼器のそれぞれの場合に於いて，燃焼室へのイグナイタの差込量が1mmと2mmの場合とした．さらに実機型燃焼器では，Fig.3に示すタービン静翼付き排気口を設置した場合に於いても同様に実験を行った．

実験はすべて常温・大気圧下にて行った．この条件に於ける定格条件は空気流量 4g/s，全体当量比0.32である．

3．実験結果および考察

3．1　着火限界と火炎安定性

Fig.4とFig.5に，イグナイタAとイグナイタBそれぞれを用いた場合の，開放型燃焼器と実機型燃焼器に於ける着火限界と火炎安定限界を示す．

イグナイタAの場合，開放型燃焼器での着火限界は，いずれの差込量に於いても火炎の吹き消え限界とほぼ一致し，低空気流量時から設計点付近の空気流量付近まで着火を行うことが出来た．注目すべき点は，一次領域の当量比が0.5以下という低当量比条件において着火が可能であるということである．これは，一次領域での燃料/空気の混合が不均一であり，局所的に燃料過濃な混合気が存在する為と考えられる．それは，火炎の吹き消え限界が一次領域におけるプロパン/空気の可燃下限界である当量比

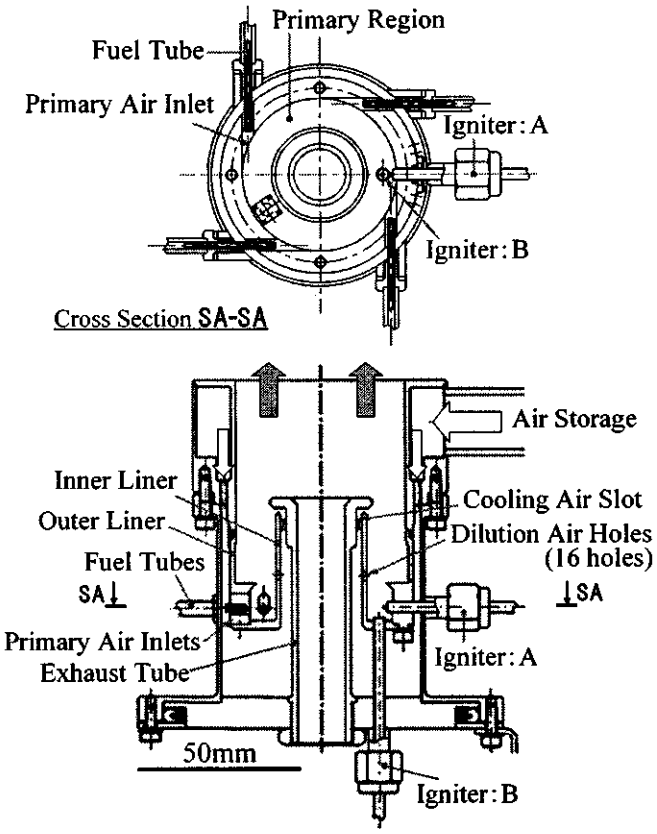


Fig.1　Open-type combustor

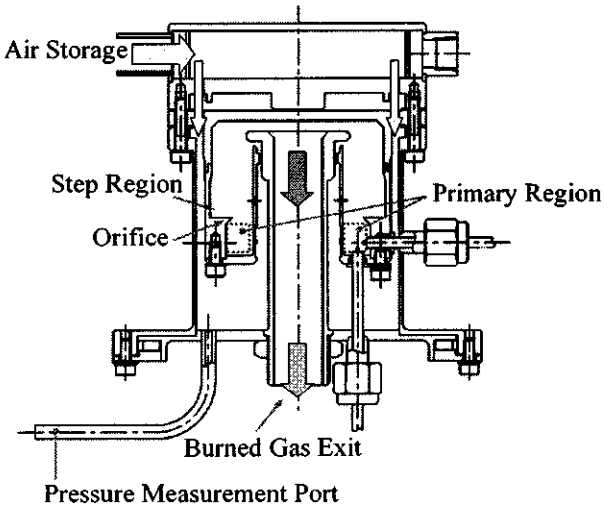


Fig.2　Closed-type combustor

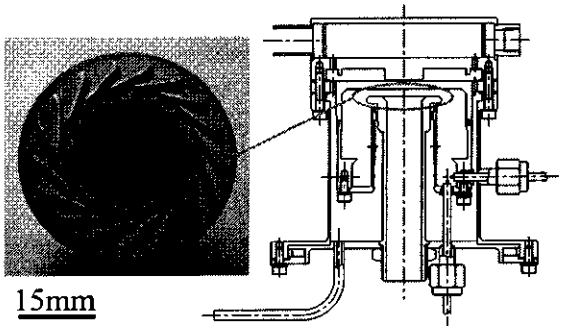


Fig.3　Exhaust tube with turbine nozzle

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

0.51 以下に存在する事からも同様の事が言え，一次領域における混合気の均一性が着火性能や火炎安定性を決める一要素となっていると考えられる．一方で，燃焼室出口面が制限されている実機型燃焼器で着火が可能だったのは，いずれの差込量でも低空気流量条件のみであり，かつ開放型よりも着火性が悪化した．また吹き消え限界は，差込量 2mm の方が 1mm よりも若干高当量比側へ移行しており，イグナイタが一次領域の流れ場に干渉しているものと考えられる．

一方，イグナイタ B では，イグナイタ差込量の差が顕著に現れた．全体的な傾向はイグナイタ A と同様であるが，いずれの燃焼器に於いても差込量 2mm の方が低当量比側で着火が行える事が判った．これはイグナイタの差込量が大きくなり，壁面における混合気の消炎距離よりもスパークの放電位置が離れた事で着火し易くなったものと考えられる．さらに実機型燃焼器の場合には，イグナイタ A よりも空気流量が大きい条件で着火が可能であり，差込量による吹き消え限界の変化も小さい．故に，イグナイタ B の流れ場への干渉は小さいものと考えられる．

両イグナイタを比較すると，どちらの場合でも低当量比で着火が行えるが，燃焼室底面から着火を行うイグナイタ B の方が，着火性，火炎安定性の両面

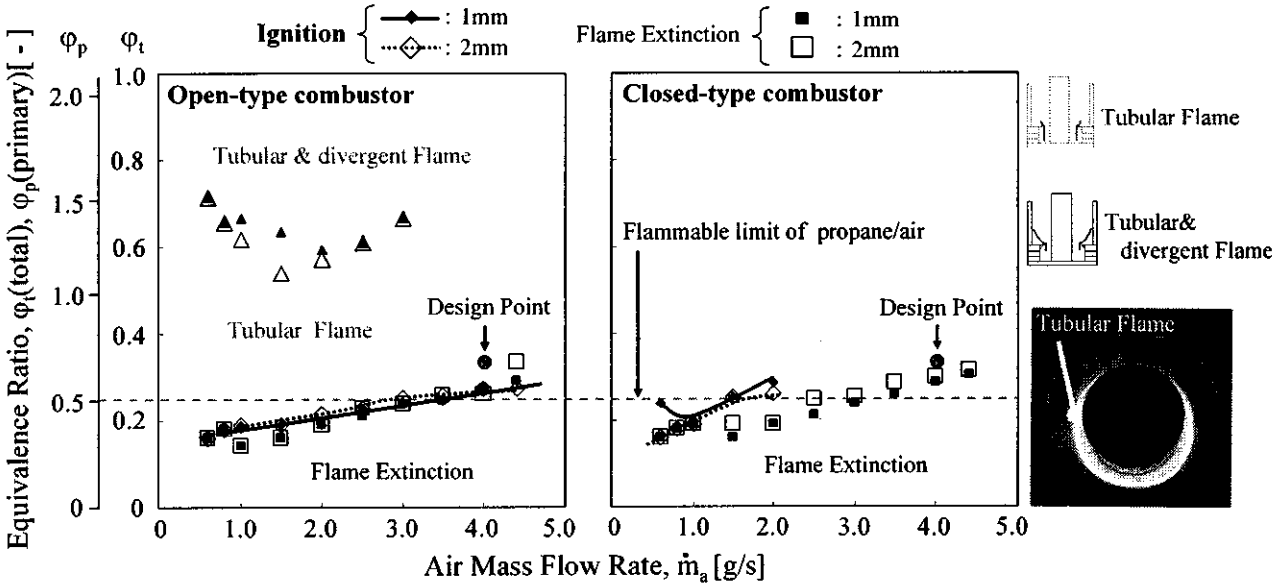


Fig.4 Ignition & flammable limit using igniter A (L : open-type , R : closed-type)

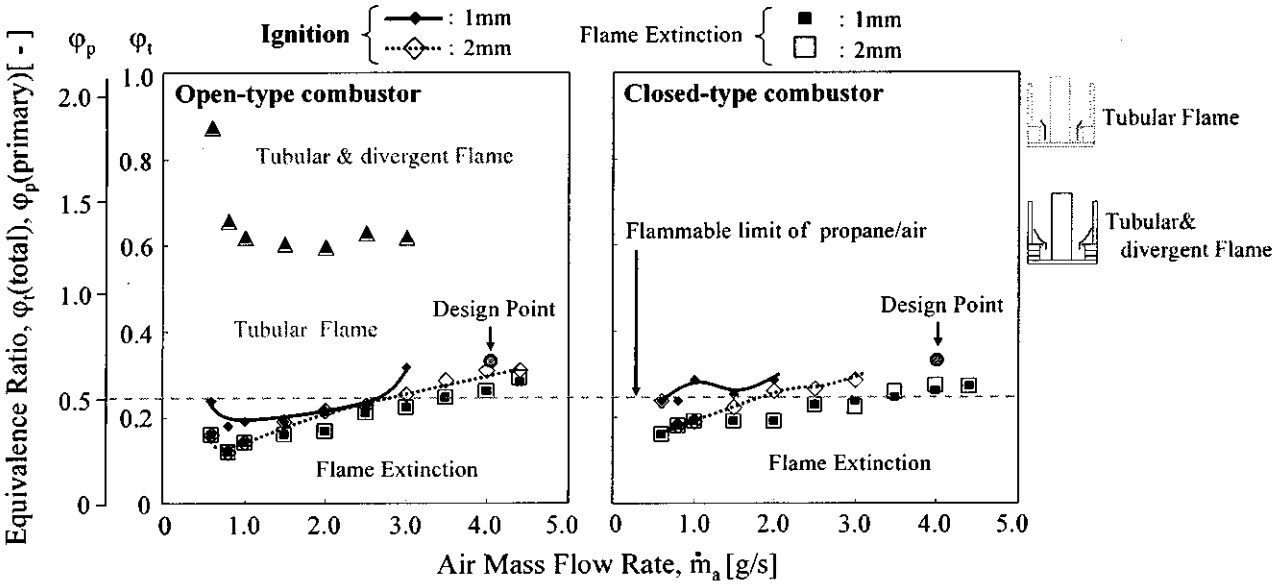


Fig.5 Ignition & flammable limit using igniter B (L : open-type , R : closed-type)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

で優れていることが判った．しかしながら，開放型よりも実機型燃焼器において着火性が悪化する事が共通の傾向として見受けられた．これは実機型の場合，開放型と比較して吹き消え限界が若干高当量比側へ移行していることから，実機型の方が一次領域の混合が良く，混合気の当量比が低下して着火しづらくなったものと考えられる．

３．２　タービン静翼付き燃焼器の着火特性

燃焼室出口にタービン静翼を設置した場合，着火及び保炎は，低空気流量かつかなりの高当量比条件に於いてしか行う事が出来ず，さらに燃焼する場合でも振動燃焼が発生するなど，着火・燃焼状態は極端に悪化した．燃焼中，排気口より燃焼器内部を観察すると，燃焼室出口付近が赤熱しているのが観察され，燃焼室のかなり下流側に火炎が存在しているものと推察される．また，Fig.2 に示した圧力計測ポートにより，静翼なしの実機型燃焼器の場合と燃焼器内部の圧力を計測して比較したところ，未燃時にはゲージ圧で最大５倍，燃焼時には１０倍程度の圧力上昇がみられた．このような圧力の上昇が燃焼特性に影響を与えている可能性は否定できず，今後，実機を開発する為には原因を特定することが必要である．

４．まとめ

- 着火は，一次領域の当量比がプロパン/空気の可燃下限界である 0.51 以下に於いても行えた．
- イグナイタの設置位置は，燃焼室の側面よりも底面から挿入する方が，着火性，火炎安定性共に優れていた．
- タービン静翼を設置した場合では，着火性のみならず火炎安定性も極めて悪化することが判り，原因特定と対策が不可欠となる．

参 考 文 献

(1) 磯村浩介，「パワーMEMS の現状」，ターボ機械，Vol.32, No.2 (2004)，pp.65-72.

(2) 田中秀治，「MEMS 技術に基づくガスタービン発電」，表面技術，Vol.55, No.3 (2004), pp.172-178.

(3) 皆川和大，湯浅三郎，桜井毅司，村山元英，磯村浩介，「超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の基礎燃焼特性」，第 34 回ガスタービン学会定期講演会 (2006)，pp.221-225.

(4) 桜井毅司，湯浅三郎，村山元英，磯村浩介，「超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器内の高負荷プロパン火炎の燃焼特性」，第 12 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2007)，pp.45-48.

(5) Murayama, M., Yuasa, S., Sakurai, T., and Isomura, S., "Development of a Teacup-size Annular Combustor for Propane-fueled MGT," IGTC2007,IGTC-TS-147,2007.

(6) 桜井毅司，湯浅三郎，「超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器内のプロパンの燃焼特性」，第 35 回ガスタービン学会定期講演会(2007)，pp.51-56

(7) 芳賀誠，湯浅三郎，桜井毅司，村山元英，「プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型実機燃焼器の燃焼特性」，第 36 回ガスタービン学会定期公演会(2008), pp.221-225

(8) 湯浅三郎，下鳥翔子，本田拓，桜井毅司，「UMGT 用微小燃焼器内での高負荷燃焼に対する一考察」，日本燃焼シンポジウム講演論文集，45(2007)，pp.108-109

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

干渉画像法による気流微粒化燃料噴射弁の噴霧燃焼場計測

*鮎田　篤 (早大・院), 山口　健太, 松浦　一哲, 林　茂 (JAXA), 山本　勝弘 (早大)

Application of Interferometric Laser Imaging Technique to the Investigation of Spray Flames Stabilized on an Air-blast Fuel Injector

*Atsushi AYUTA (Waseda University Graduate School), Kenta YAMAGUCHI (JAXA),
Kazuaki MATSUURA (JAXA), Shigeru HAYASHI (JAXA), Katsuhiro YAMAMOTO (Waseda University)

ABSTRACT

This paper describes an experimental investigation of the effects of air pressure drop across the injector ($\Delta p/p_i$), air-to-fuel mass flow rate ratio (*AFR*) and atomization performance on the structures and the characteristics of flames of sprays from a double-swirl air-blast fuel injector. In order to understand spacial flame structures, simultaneous measurement of sizes and velocities of fuel droplets in the spray flames was conducted by using the interferometric laser imaging and chemiluminescence images of OH* were taken.

Key words: Air-blast Fuel Injector, Spray Combustion, Interferometric Laser Imaging Technique, Flame Characteristics

1.　研究背景と目的

航空分野において排出規制が強化される傾向にあるNOxの排出抑制には，燃料のより良い微粒化と，燃焼室内における燃料の適切な分散，空気との十分な混合が不可欠である．そのため近年，航空用燃焼器の噴射弁には，潜在的にそれらの特性を備えた気流微粒化燃料噴射弁が用いられる傾向にある．

筆者らの先の研究[1]では，この形式の噴射弁を対象とし，Mie 散乱画像から得られた噴霧位置と OH*自発光強度分布位置の関係について知見を得たが，個々の液滴の詳細な挙動に関しては未解明であった．噴霧内の面的粒径・速度同時計測が可能かつ効率的にデータが生産可能な計測法としては，干渉画像法が挙げられ，松浦らの研究[2]により，非燃焼場におけるこの形式の噴射弁への同計測法適用の有用性が実証されている．

そこで本研究では，この形式の噴射弁を対象とし，燃焼器圧力損失率，空燃比および微粒化性能が噴霧とその火炎の構造に及ぼす影響を，干渉画像法による燃料液滴の粒径・速度の同時計測および反応に密接に関係する OH*自発光の可視化を行い明らかにする．

2.　試験装置

2.1 試験用気流微粒化燃料噴射弁

本研究に用いた液膜式気流噴射弁の概略図を Fig.1 に示す．周方向一様に流出した環状燃料流路から周方向一様に流出した燃料液膜が，インナスワーラおよびアウタスワーラにより旋回を与えられた空気流によりそれぞれ内周と外周から挟み込むようにして微粒化される構造である．本噴射弁に関する詳細は文献[1-3]を参照されたい．本研究では，インナスワーラは旋回羽根角-45 deg.のものを用い，アウタスワーラと環状燃料流路は調査の目的に応じて変更した．

2.2 燃焼試験装置

本研究に用いた燃焼器の概略を Fig.2 に示す．燃焼室は断面 100×100 mm の矩形であり，長さは 235 mm である．側壁は可視化および光学計測のため石英ガラス窓で構成されている．燃焼器出口は大気に開放されている．燃焼器に供給される空気の温度は室温(約 293 K)である．

2.3 計測装置

本研究では，干渉画像法による解析装置(日本カノマックス社製 ILIDS system)を用いて噴霧を評価した．干渉画像法は面的に液滴の速度・粒径同時計測が可能であり，瞬間の空間噴霧構造を捉えることができる．現

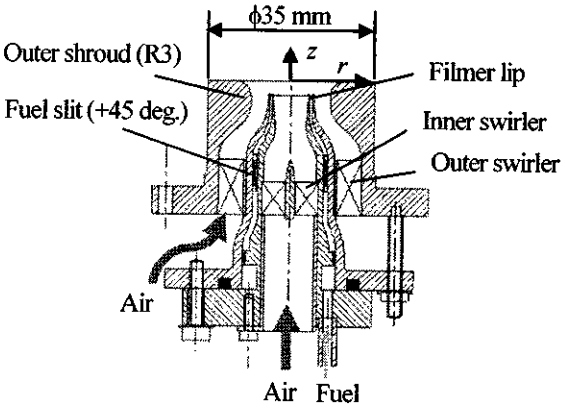


Fig.1. Schematic of air-blast fuel injector

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

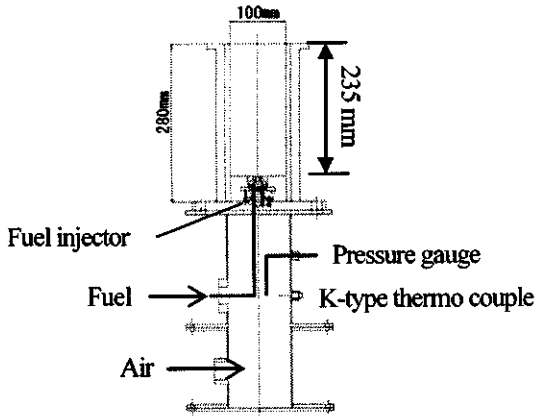


Fig.2. Schematic of experimental combustor

状では 1 回の計測で撮影可能視野を広くとることができないため，広範囲の噴霧構造を捉える場合には位相ドップラ法同様にトラバース計測が必要になるが，より少ないトラバース回数で噴霧の全体像を効率的に捉えることが可能である．

本装置は前田ら[4]により考案された光学的圧縮法に基づく受光系を備えており，より高濃度の噴霧にも適用可能となっている．光源には，Nd:YAG レーザ(New Wave Solo-PIV)の第二高調波(波長 532 nm)を使用した．レーザシートの測定部での厚みは約 3 mm である．液滴の散乱光から得られる干渉縞画像は，有効視野 12×12 mm，作動距離 204 mm，受光睨み角 70 deg. に設定された CCD カメラ(Kodak，ES1.0)により撮影される．本光学系における最小の計測可能粒径は 15 μm である．

OH*自発光画像の撮影には，デジタル一眼レフカメラ(Nikon 製 D200)と望遠レンズ(Nikon 製 UV-105 mm F4.5)に，中心波長 307 nm(半値幅 10 nm)のバンドパスフィルタとイメージインテンシファイア (浜松ホトニクス株式会社，C6598-40)を組み合わせて用いた．

3. 実験結果

3.1 燃焼条件が燃焼場での噴霧構造に及ぼす影響

燃焼器圧力損失率($\Delta p/p_i$)および空燃比(AFR)の変化が燃焼場での噴霧構造および OH*自発光強度分布に与える影響について議論する．本節に記載する試験では，アウタスワーラ旋回羽根角+48 deg.，環状燃料流路出口幅 0.5 mm の噴射弁を用いた．なお試験は，$\Delta p/p_i$ の影響については AFR を 20 とし$\Delta p/p_i$ を 2 %，4 %，8%と変化させて調査し，AFR の影響については$\Delta p/p_i$ を 4%とし AFR を 12，15，20 と変化させて調査した．

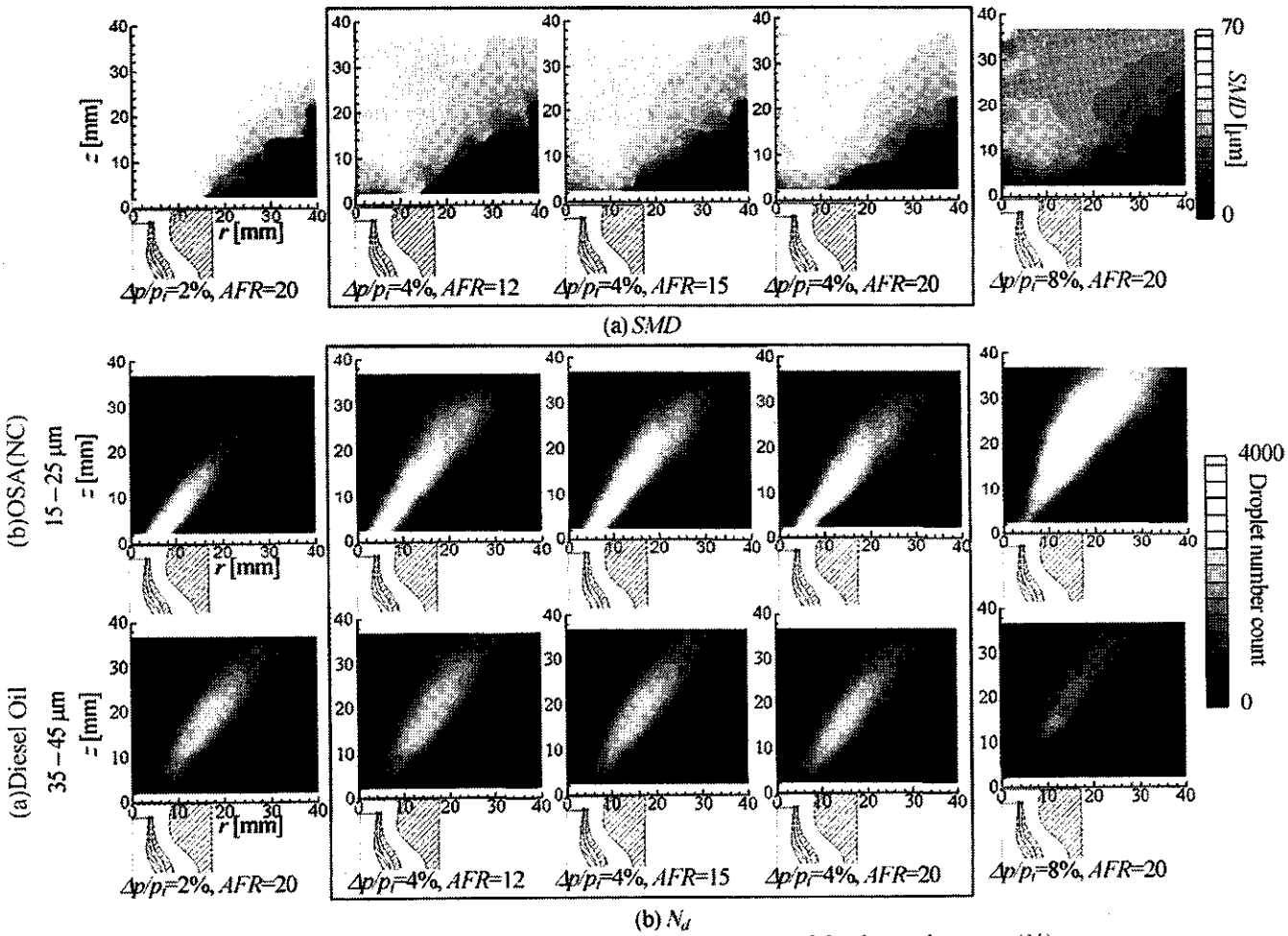


Fig.3. Contour plots of Sauter mean diameter (SMD) and droplet number count (N_d)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3.1.1 干渉画像法による噴霧計測結果

干渉画像法により求めた燃焼場での液滴のザウタ平均粒径(*SMD*)と粒径別の液滴数(N_d)の空間分布を Fig.3 に示す. 本図は, 8 mm 間隔にてトラバース計測を行い, 取得した 1000 組の画像データから, 個々の液滴の粒径・位置・速度等の情報を取得し, 全計測点のデータを一つのデータファイルに集積した後, 1.5 mm 間隔で設定した新しい描画用格子点にデータを再分配しプロットしている. なお各格子点毎の統計量は格子点の周囲 3×3 mm の領域に存在する液滴から算出している.

はじめに, *SMD* 分布に着目すると, $\Delta p/p_t$ の上昇に伴い全領域において *SMD* の値が小さくなっているのがわかる. また, いずれの条件においても中心軸付近の *SMD* が大きくなる傾向を示しているが, これについては, 液滴が再循環領域の流れに乗って中心軸付近に到達する過程で小粒径の液滴は蒸発し, 大粒径の液滴の割合が相対的に多くなったためと考えられる.

一方, 粒径別の N_d 分布に着目すると, $\Delta p/p_t$ の上昇に伴い液滴の多く存在する位置がより下流へ移動しているのがわかる. また, 同条件で比較すると, 大粒径の液滴ほど液滴の多く存在する位置がより下流へ移動しているのがわかる.

粒径の違いが z 断面(z = 20 mm)上での液滴の N_d 分布に及ぼす影響を Fig.4 に示す. 本図において N_d は, 比較が容易に行えるよう半径方向の最大値にて除して規格化を行っている. Fig.4 によると, 粒径が小さいほど N_d のピーク位置は半径方向外側に存在している. なおこれに関しては, 松浦ら[2]も非燃焼場における気流噴射弁に関する研究報告の中で, 上流領域では旋回による拡大気流に追随しやすい小粒径の液滴がより外側に存在するという結果を得ている.

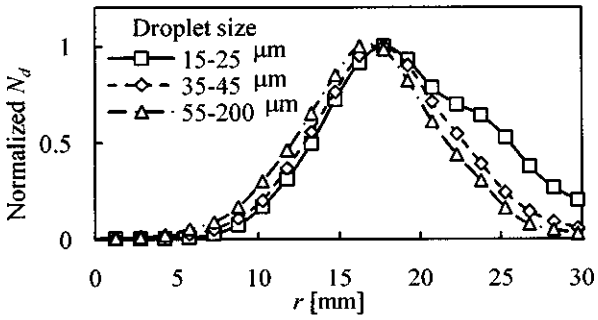
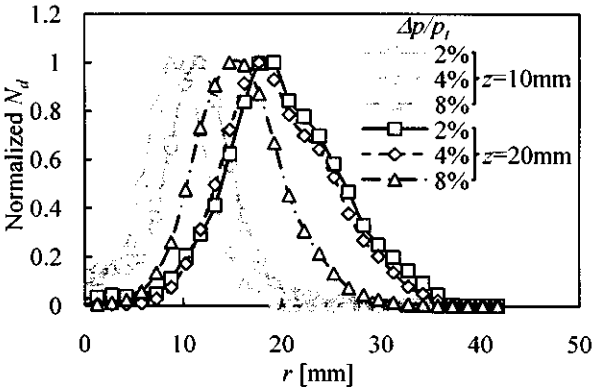
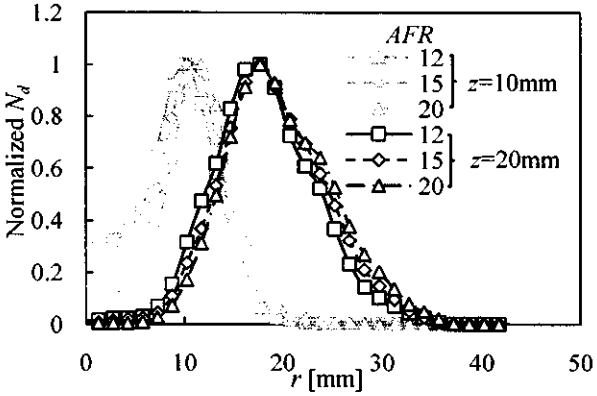


Fig.4. Effect of droplet size on radial profile of normalized N_d at z = 20 mm ($\Delta p/p_t$ = 4 %, *AFR* = 20)

次に $\Delta p/p_t$ および *AFR* が z 断面(z = 10, 20 mm)上での液滴の N_d 分布に及ぼす影響を, 粒径 15-25 μm の液滴の結果を例として Fig.5 に示す. 本図に用いた N_d は半径方向の最大値にて除して規格化を行っている. まず Fig.5(a)は *AFR* = 20 一定の場合, $\Delta p/p_t$ の変化により N_d 分布がどのような影響を受けるかを示している. これ

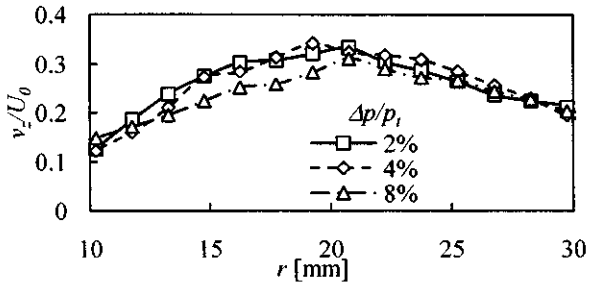


(a) Effect of $\Delta p/p_t$ at *AFR* = 20

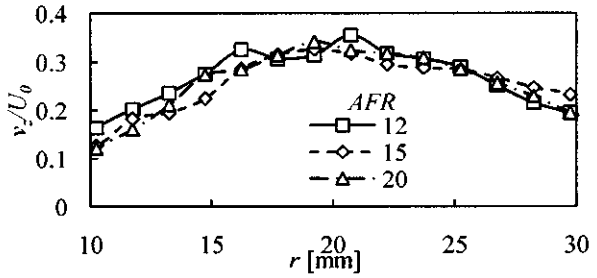


(b) Effect of *AFR* at $\Delta p/p_t$ = 4 %

Fig.5. Comparison of radial profile of N_d of 15-25 μm droplets



(a) Effect of $\Delta p/p_t$ on radial profile of v_z/U_0 at *AFR* = 20



(b) Effect of *AFR* on radial profile of v_z/U_0 at $\Delta p/p_t$ = 4 %

Fig.6. Radial profile of v_z/U_0 of 15-25 μm droplets at z = 20 mm

によると, z = 10, 20 mm のいずれにおいても, N_d が最大となる半径方向位置は $\Delta p/p_t$ の増加に伴い内側へと移動していくことが確認できる. この傾向は全ての粒径

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の液滴で同様であった．この説明として液滴の気流への追随性の違いが挙げられる．すなわち，$\Delta p/p_l$ の増加に伴い気流の速度が大きくなり，流れの特性時間が短くなるため，$\Delta p/p_l$ が大きいほど液滴は上流部の旋回による拡大気流の流れに追随し難くなると考えられる[2,3]．

同様に Fig.5(b)は $\Delta p/p_l$ = 4%一定の場合，*AFR* の変化により N_d 分布がどのような影響を受けるかを表している．z = 10 mm の場合に顕著であるが，*AFR* が小さいほど，すなわち質量燃料流量が多いほど半径方向内側にて N_d は最大となる．

z 断面での液滴の平均軸方向速度(v_z)に及ぼす $\Delta p/p_l$ と *AFR* の影響を，粒径 15-25 μm の液滴の結果を例として Fig.6 に示す．なお，本図に用いた v_z は $\Delta p/p_l$ から計算される気流のポテンシャル速度(U_0)により規格化されている．まず，Fig.6(a)によると v_z/U_0 の値は $\Delta p/p_l$ = 2 %, 4 %で概ね同様の分布を示すが，$\Delta p/p_l$ = 8 %では r = 10-20 mm において低くなっている．また，Fig.6(b)によると，v_z/U_0 に対する *AFR* による影響は小さく，明確な傾向は見られなかった．

3.1.2 OH*空間分布による燃焼領域比較

OH*自発光撮影像にアーベル逆変換[5]を施し，r-z 面の OH*自発光断面分布を求めた結果を Fig.7 に示す．露光時間は 1s である．なお，予混合火炎の場合，OH*自発光は当量比 1 付近で最大発光強度となることが知られている．

Fig.7 に示されるいずれの条件においても，z = 5-8 mm 付近から発光強度の高い領域が存在し，斜め下流に向かって発光領域が分布していることがわかる．

z 断面(z = 10, 20 mm)上での OH*自発光強度分布に及ぼす $\Delta p/p_l$ および *AFR* の影響を Fig.8 に示す．なお本図において OH*自発光強度は半径方向最大値にて規格化されており，曲線は容易に比較を行えるよう移動平均処理を施し平滑化を行っている．

また，干渉画像法により得られた粒径 15-25 μm の液滴の N_d と OH*自発光強度の z 断面(z =10，20 mm)上での半径方向分布を同一グラフ上にプロットしたものを Fig.9 に示す．本図においてもそれぞれの半径方向最大値にて除して規格化を行っている．

はじめに，OH*自発光強度分布と N_d 分布の位置関係について述べる．Fig.9 より，いずれの条件においても，OH*自発光強度のピーク位置は N_d のピーク位置よりも半径方向内側に存在することがわかる．これは，本噴霧火炎においては中央の再循環領域と，ドーム壁およびライナ壁の隅に形成される再循環領域があるが，火炎の保炎は前者により行われているためと考えられる．

次に，$\Delta p/p_l$ の変化が OH*自発光強度分布および N_d 分布に及ぼす影響について述べる．Fig.8(a)より，z = 10 mm の位置においては，$\Delta p/p_l$ が高いほど N_d のピーク位置が半径方向内側に移動し，これに伴って OH*自発光強度のピーク位置も半径方向内側に移動することがわかる．一方 z = 20 mm の位置において OH*自発光強度のピーク位置は，$\Delta p/p_l$ が 4 %の場合は 2 %の場合よりも半径方向外側にあり，8 %の場合は 4 %の場合より半径方向内側にある．

最後に，*AFR* の変化が OH*自発光強度分布および N_d 分布に及ぼす影響について述べる．Fig.8(b)より，*AFR* が高いほど OH*自発光強度のピーク位置が半径方向外側に移動する．これは N_d 分布と同様の傾向を示している．また Fig.9 によると，OH*自発光強度のピーク位置は N_d のピーク位置よりも半径方向内側に存在することがわかる．これに対する説明として，*AFR* の減少に伴いそれまで主に燃焼反応が行われていた位置が局所的に燃料過濃となり，化学量論比に近い燃料濃度位置はより半径方向内側へと移動することから，主な燃焼反応領域は半径方向内側へと移動するということが考えられる[1]．また，このことから液滴の蒸発が盛んに行われる位置がより半径方向内側へと移り，N_d 分布が最大となる位置も半径方向内側へと移動すると考えられる．

3.2 環状燃料流路出口幅が噴霧構造に及ぼす影響

気流の状態をできる限り変化させずに，微粒化性能の違いが燃焼場での噴霧構造および OH*の自発光領域に及ぼす影響を調査するため，上述の燃焼条件が与える影響の項で議論した基本型である環状燃料流路出口幅 0.5 mm の噴射弁(Type-A)に加え，環状液膜流路出口幅 0.12 mm の噴射弁(Type-C)についても測定を行った．Type-C は非燃焼場での微粒化性能が断面 *SMD* 基準で

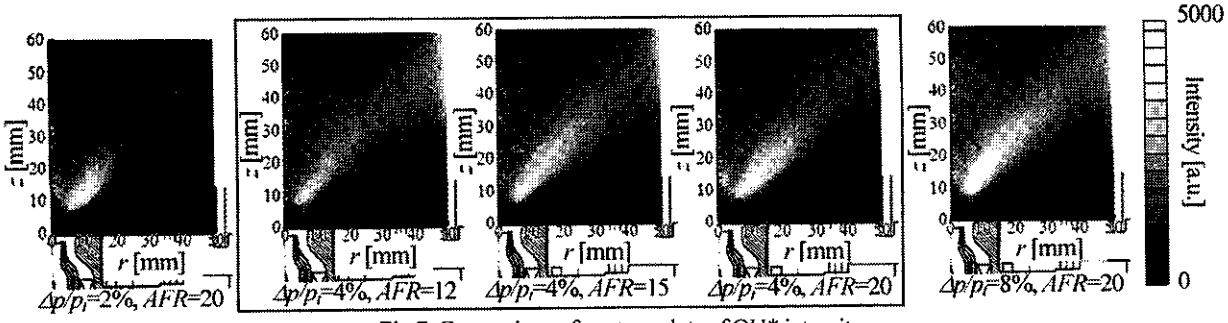
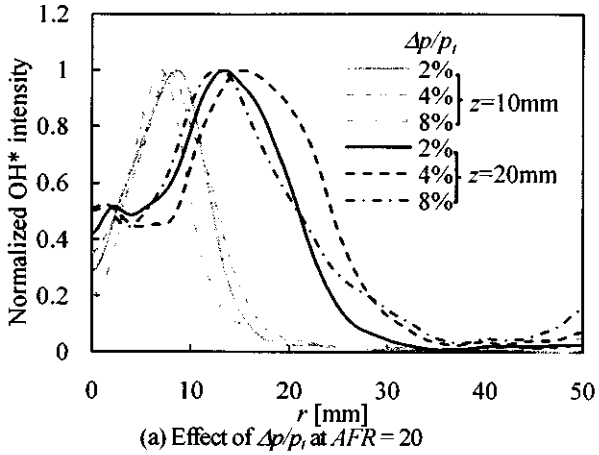
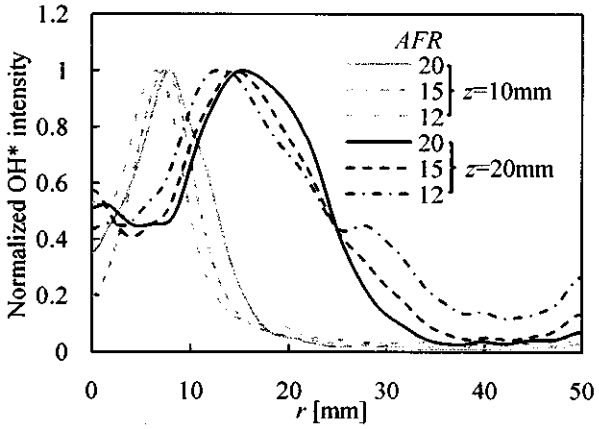


Fig.7. Comparison of contour plots of OH* intensity

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) Effect of $\Delta p/p_t$ at $AFR = 20$



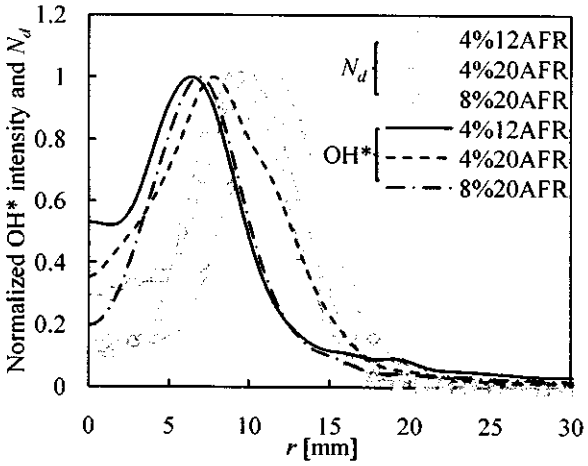
(b) Effect of AFR at $\Delta p/p_t = 4$ %

Fig.8. Comparison of radial profile of normalized OH* intensity

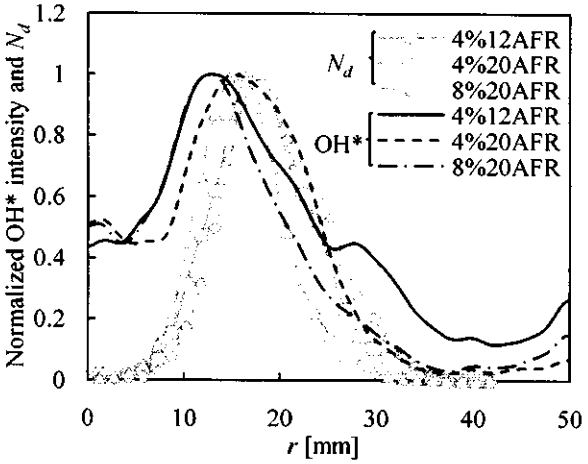
15 %ほど高いことが報告[3]されている．なお本節に記述する試験ではアウタスワーラの旋回羽根角は+47 deg.とし，試験条件は$\Delta p/p_t = 4$ %，$AFR = 20$ とした．

はじめに，干渉画像法により求めた燃焼場での液滴の粒径別 N_d 分布を Fig.10 に，環状燃料流路幅の変化が z 断面(z = 10，20 mm)上での液滴の N_d 分布に及ぼす影響を代表して，粒径 15-25 μm の N_d 分布を Fig.11 に示す．ここで N_d 分布は，先述の通り 1000 組の画像から得られた合計の N_d であり，Fig.10 においては N_d を最大値にて除して規格化を行っている．Fig.10 によると，同粒径の液滴にて比較した場合，環状燃料流路幅の違いによる噴霧分散パターンの変化は小さい．また Fig.11 によると，Type-C は Type-A に比べて，N_d のピーク位置が半径方向外側に存在している．これは他の粒径の液滴についても同様の傾向を示した．

次に，環状燃料流路幅の違いが z 断面(z = 10, 20 mm)での SMD に及ぼす影響を Fig.12 に示す．Fig.12 によると，z = 10，20 mm いずれの断面においても，全体として Type-C は Type-A に比べ SMD が大きくなる傾向を示している．この結果は断面 SMD による比較でも同様となった．この説明の一つとして蒸発場の違いが考えられるが，非燃焼場の結果と逆転する理由については現時点では明らかにできていない．Type-A および Type-C の OH*自発光画像から，OH*自発光強度分布を求めた



(a) Comparison for varies operating condition at z = 10 mm



(b) Comparison for varies operating condition at z = 20 mm

Fig.9. Radial profile of normalized OH* intensity and N_d

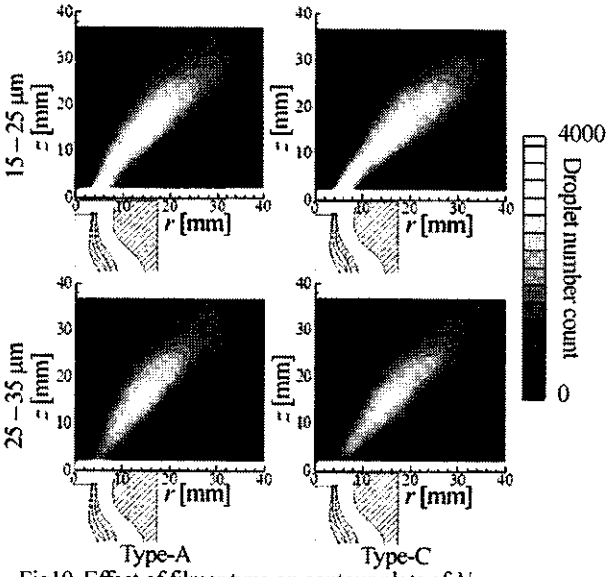


Fig10. Effect of filmer type on contour plots of N_d

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

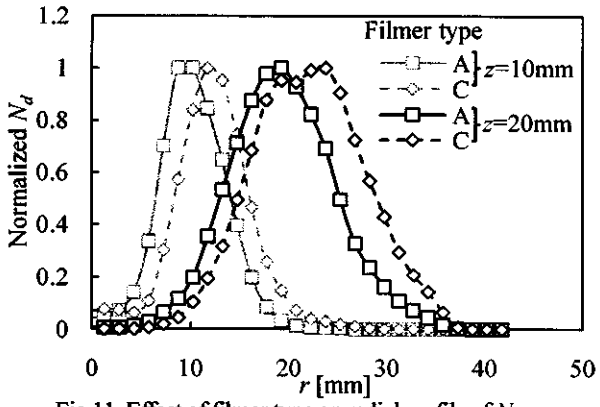


Fig.11. Effect of filmer type on radial profile of N_d

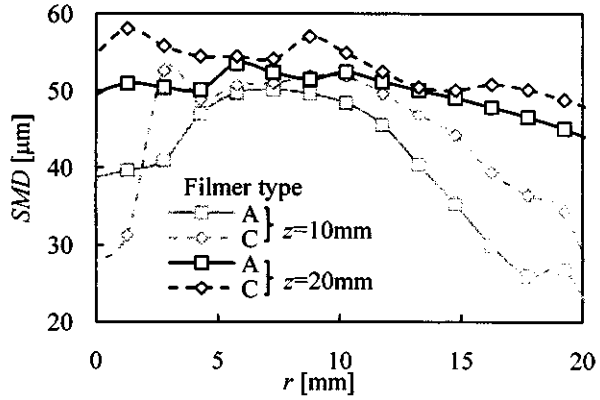


Fig.12. Effect of filmer type on radial profile of *SMD*

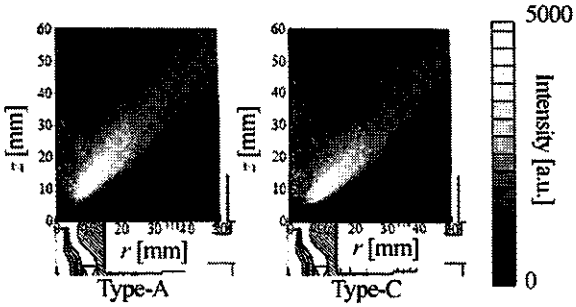


Fig13. Effect of filmer type on contour plots of OH*

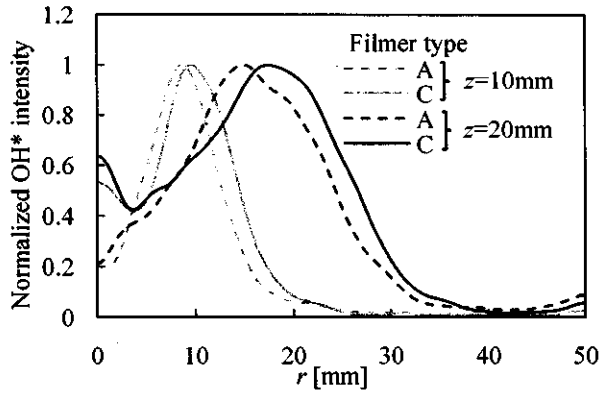


Fig.14. Effect of filmer type on radial profile of OH*

結果を Fig.13 に示す．また，環状燃料流路幅の違いが z 断面(z = 10, 20 mm)上での OH*自発光強度分布に及ぼす影響を Fig.14 に示す．本図において OH*自発光強度は最大値にて規格化してある．Fig.13 より，OH*自発光強度は Type-A に比べ Type-C の方が半径方向外側にて最大となることがわかる．これは液滴の N_d 分布と同様の傾向といえる．

4. まとめ

二重旋回気流微粒化燃料噴射弁からの噴霧火炎について，干渉画像法による燃料液滴の粒径・速度同時計測および OH*の自発光可視化を行った．得られた主要な結果を以下に示す．

1) 気流微粒化燃料噴射弁の噴霧火炎に干渉画像法を適用し，液滴の粒径や速度を求め，噴霧火炎の詳細な構造を明らかに出来た．
2) 噴霧の広がりは，圧力損失率が大きいほど，また空燃比が小さいほど小さくなる．これは計測結果からの液滴の挙動により説明することができる．
3) 噴霧中心軸に垂直な各断面(z = 10, 20 mm)にて比較すると，液滴数のピーク位置の半径方向内側に OH*自発光のピーク位置が存在する．
4) OH*自発光領域は，空燃比が小さいほど半径方向内側に存在する．
5) 微粒化性能の優れた噴射弁のほうが，燃焼場における噴霧の広がりが大きくなる．

5. 参考文献

[1] 鮎田篤，須田充，山口健太，松浦一哲，林茂，山本勝弘，二重旋回気流微粒化燃料噴射弁の火炎特性に関する研究，第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 pp.187-192 (2008)

[2] 松浦一哲，丸永拓哉，鈴木俊介，須田充，井戸教雄，黒澤要治，牧田光正，林茂，液膜式気流噴射弁の設計パラメータ・作動条件が噴霧特性に与える影響 –第一報 複数の噴射弁形態の比較による考察-，JAXA-RM-06-014 (2007)

[3] 鈴木俊介，須田充，松浦一哲，林茂，液膜式気流噴射弁の設計パラメータ・作動条件が噴霧特性に与える影響 –第二報 気流・液膜の旋回及び噴射弁出口計上の影響-，JAXA-RM-08-015 (2009)

[4] Maeda, M., Kawaguchi, T., and Hishida, K., "Novel Interferometric Measurement of Size and Velocity Distributions of Spherical Particles in Fluid Flows," Meas. Sci. Technol., Vol.11, No.12, pp.L13-18 (2000)

[5] Cho, Y, T., Na, S-J., Application of Abel inversion in real-time calculations for circularly and elliptically symmetric radiation sources, Institute of Physics Publishing (2005)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

航空エンジン用気流微粒化燃料噴射弁の噴霧特性に雰囲気圧力・旋回気流が与える影響

*鈴木　一弘(早大・院)，吉田　圭佑(早大)，黒澤　要治，松浦　一哲，
林　茂(宇宙航空研究開発機構)，太田　有(早大)

Effects of ambient pressure and swirling airflows on spray characteristics of an aero-engine airblast fuel injector

*Kazuhiro Suzuki (Waseda Univ.), Keisuke Yoshida(Waseda Univ.), Yoji Kurosawa (JAXA),
Kazuaki Matsuura (JAXA),Shigeru Hayashi (JAXA), Yutaka Ohta (Waseda Univ.)

ABSTRACT

The effects of ambient pressure (p_a) and swirling airflows on spray characteristics of a counter-swirl aero-engine airblast fuel injector were investigated. The combinations of inner and outer swirl vane angles utilized in the present study were 0/0, -45/20, -45/45 and -45/60deg. The ambient pressure was varied from 0.10 to 0.82MPa. Shadow photography and phase Doppler anemometry (PDA) were employed for the spray characterization. As p_a increased, the spray pattern changed from a cone shape to a bell shape for -45/60deg case. For both a fixed mass fuel flow rate at m_f=0.78g/s and a fixed air-to-fuel mass flow rate ratio *AFR*=14.2, *SMD* decreased as p_a increased for the lower p_a range. However, it did not change significantly for the higher p_a range except the case of 0/0deg and m_f=0.78g/s.

Key words: Fuel injector, Spray characterization, Elevated ambient pressure, swirling airflow, Phase Doppler anemometry

1. 序論

航空エンジンの排気ガス中に含まれる NOx の排出規制は今後一層強化される傾向にあるため、優れた燃料の微粒化特性および混合特性を持つ燃料噴射弁が不可欠となり、これらの性能に優れる気流微粒化式の燃料噴射弁は、今後さらなる利用拡大が予想される。気流微粒化燃料噴射弁では、噴霧特性が気流条件により影響を受けるため、その設計においては、様々な気流条件における噴霧特性に関するデータが必要である。また、NOx 排出は高負荷運転条件において顕著になるため、高雰囲気圧力下における噴霧特性の調査が特に重要である。

実用形状あるいはこれに準じた形状の気流微粒化燃料噴射弁に関して高圧下での噴霧特性を調べた研究はこれまでにも報告されており（例えば文献[1])、筆者らも先に同様の観点からの研究成果を報告したが[2]、これらの報告はいずれも単一の噴射弁に関して集中的に調査したものが多い。一方、気流旋回等の噴射弁の設計が噴霧特性に与える影響については、大気圧下における研究は多く見られるが（例えば文献[3])、高圧下における研究例は少ない。そこで本研究では、気流の旋回を変化させた時の噴霧特性の雰囲気圧力依存性を調査し、同時に気流旋回が噴霧特性に与える影響が雰囲気圧力によりどのように変化するかを理解することを目的とする。

2. 実験概要および条件

本研究では JAXA 高圧噴霧試験装置を使用した。本装置の詳細については文献[4]を参照されたい。

本研究で用いた供試燃料噴射弁の断面図を Fig.1 に示す。この燃料噴射弁は文献[3]で報告した実験で用いられているものと同一である。供試燃料噴射弁の内側および外側旋回羽根は交換可能である。燃料スリットの旋回角は+45° であり、旋回羽根角(ミッドスパンにおける角度) については Table.1 に示す組合せについて試験を行った。ここで旋回方向の正負の定義は Fig.1 に示すように燃料噴射弁下流側から見て反時計回りを正方向としている。座標系については、噴射弁の出口面と燃料噴射弁の中心軸との交点を原点として、半径方向を x、軸方向を z とする。燃料噴射弁の旋回羽根の表記は、簡便のため、例えば *Sw*-45/20(内側旋回羽根角-45° ，外側旋回羽根角+20°)のように記す。

試験条件は以下のとおりである。気流条件は雰囲気圧力 p_a を 0.10, 0.23, 0.42, 0.52, 0.82MPa、噴射弁前後差圧 4%、常温(約 293K)とした。燃料流量条件は燃料流量一定(m_f=0.78g/s)と空燃比一定(*AFR*=14.2)の二つの条件について調査を行った。噴霧する燃料については航空エンジンに用いられている燃料とほぼ同じ組成である灯油(kerosene)を用いた。

噴霧特性を評価するために背景光照明を用いた影写真撮影による全体構造の把握と位相ドップラ流速計[5](PDA: Phase Doppler Anemometry)による

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

噴霧液滴速度および粒径の計測を行った。影写真撮影においては光源としてメタルハライド(協和株式会社、MID-25FC)を用い、撮影装置はディジタルカメラ(Nikon D200)およびレンズ(Nikon DC-Nikkor 105mm f/2D)を用いた。PDA 計測においてはAerometrics製の光学系およびArtium製信号処理機(ASA)を用いた。計測は燃料噴射弁下流30mm の断面において行い、平均液滴速度とザウタ平均粒径(Sauter mean diameter , *SMD*)の半径方向分布、および断面ザウタ平均粒径に対する雰囲気圧力・気流旋回の影響について調査した。

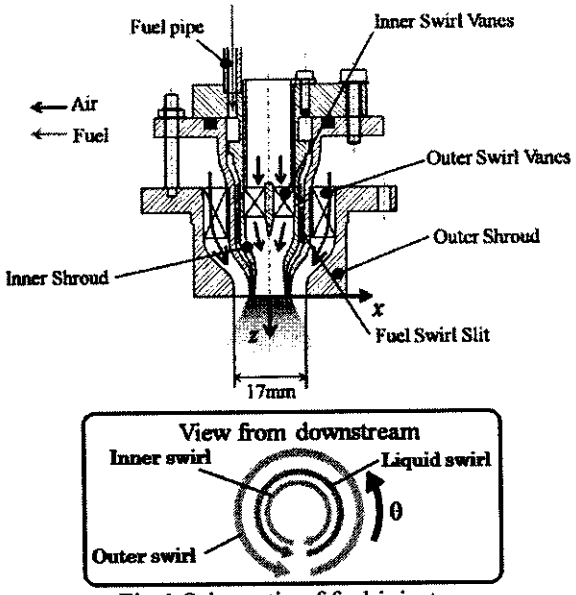


Fig.1 Schematic of fuel injector.

Table.1 Combination of swirl vane angles

Inner Swirl	Outer Swirl
0 deg	0 deg
-45 deg	+20 deg
-45 deg	+45 deg
-45 deg	+60 deg

3. 実験結果

3. 1 噴霧形状の可視化結果

Fig.2 に燃料流量一定条件における噴霧写真を、Fig.3 に空燃比一定条件における噴霧写真を示す。まず、旋回羽根の変化による噴霧形状に注目すると、外側の旋回羽根角が大きいほど噴霧が広がる様子が見られる。*Sw*0/0、*Sw*-45/20、*Sw*-45/45 では雰囲気圧力に対する噴霧形状の変化は顕著ではなかった。*Sw*-45/60 では雰囲気圧力が高くなるとともに、噴霧形状が円錐形から釣鐘形に変化する傾向が見られたが、これは以下の理由によるものと考えられる。*Sw*-45/60 の気流は中心に再循環領域のある流れとなっており(後述)、下流側において中心に収縮する形になっている。雰囲気圧力が高くなるにつれて微粒化が促進され、液滴が気流に追随しやすくなるため、噴霧形状は流れ場をより反映したものに変化し、結果として高圧側において噴霧形状が釣鐘形へと変化する。

3. 2 噴霧の半径方向分布に関する結果

3. 2. 1 軸方向速度の半径方向分布

Fig.4 は空燃比一定条件における各々の旋回羽根の組合せにおける5μm以下の液滴の平均軸方向液滴速度分布の雰囲気圧力による変化を示したものである。この粒径クラスの液滴は気流速度にほぼ追随していると考えられる。

まず、旋回羽根角の影響に着目すると、*Sw*0/0においては液膜出口のウェーク部を除き噴霧中心部でほぼ一定の速度であり、半径方向 8mm 以上において急激に速度が小さくなる。*Sw*-45/20、*Sw*-45/45、*Sw*-45/60 の場合は半径方向に単一のピークを持つような分布となり、外側旋回羽根角が大きいほど全体的に速度は小さくなっている。*Sw*-45/60 については、中心軸近傍で液滴速度が負となっていることから再循環領域が形成されていることが確認できる。また、0.10MPa においてはピーク位置が他の雰囲気圧力の場合と比較して外側に存在している。

次に雰囲気圧力の影響に着目すると、*Sw*-45/45 および 0.10MPa を除いた *Sw*-45/60 において、雰囲気圧力が高くなるとピーク位置付近の速度は小さくなる傾向にあり、気液相互干渉により液相が気相流を減速する効果が特に雰囲気圧力が高い場合において顕著に表れている。なお、この傾向は燃料流量一定条件の場合には表れなかった。

Fig.5-Fig.8 は空燃比一定条件における粒径ごとの平均液滴速度である。まず p_a=0.10MPa の場合、*Sw*0/0 と *Sw*-45/20 では粒径が大きい液滴の速度が小さくなっているが、一方 *Sw*-45/45、*Sw*-45/60 では逆に粒径の大きい液滴の速度が大きくなっている。これは、旋回の弱い組合せにおいては下流 30mm の位置ではまだ液滴は気流に加速されている状態にある一方、旋回が強い場合においては下流 30mm の位置では気流が十分減速し、液滴は気流により減速されている状態にあること、並びに小さい液滴ほど気流への追随性がよいことから理解できる。一方、p_a=0.82MPa の場合、p_a=0.10MPa と比較して、*Sw*-45/45 では各粒径クラス間の速度差が拡がる傾向にあるが、他については逆の傾向がみられた。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

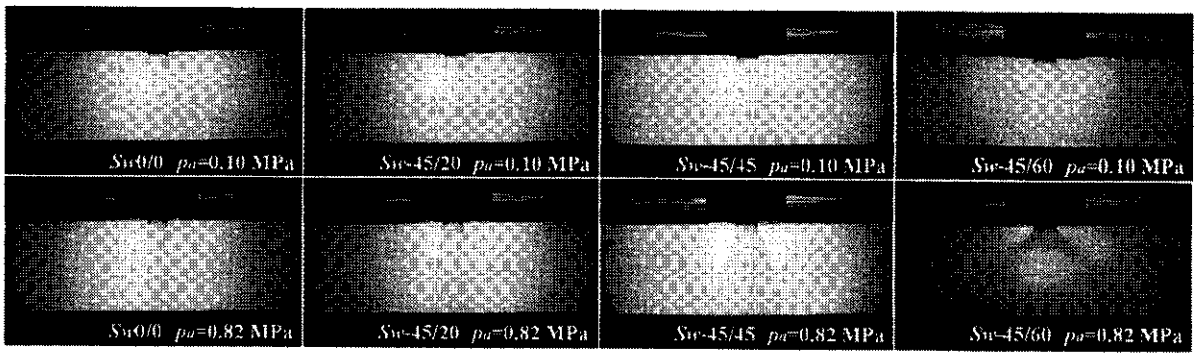


Fig.2 Photographs of spray (mf = 0.78g/s, exposure time=50ms)

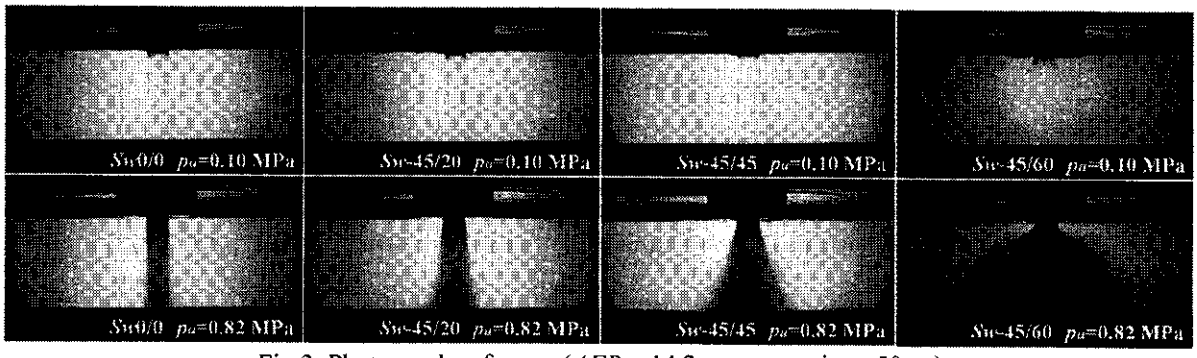
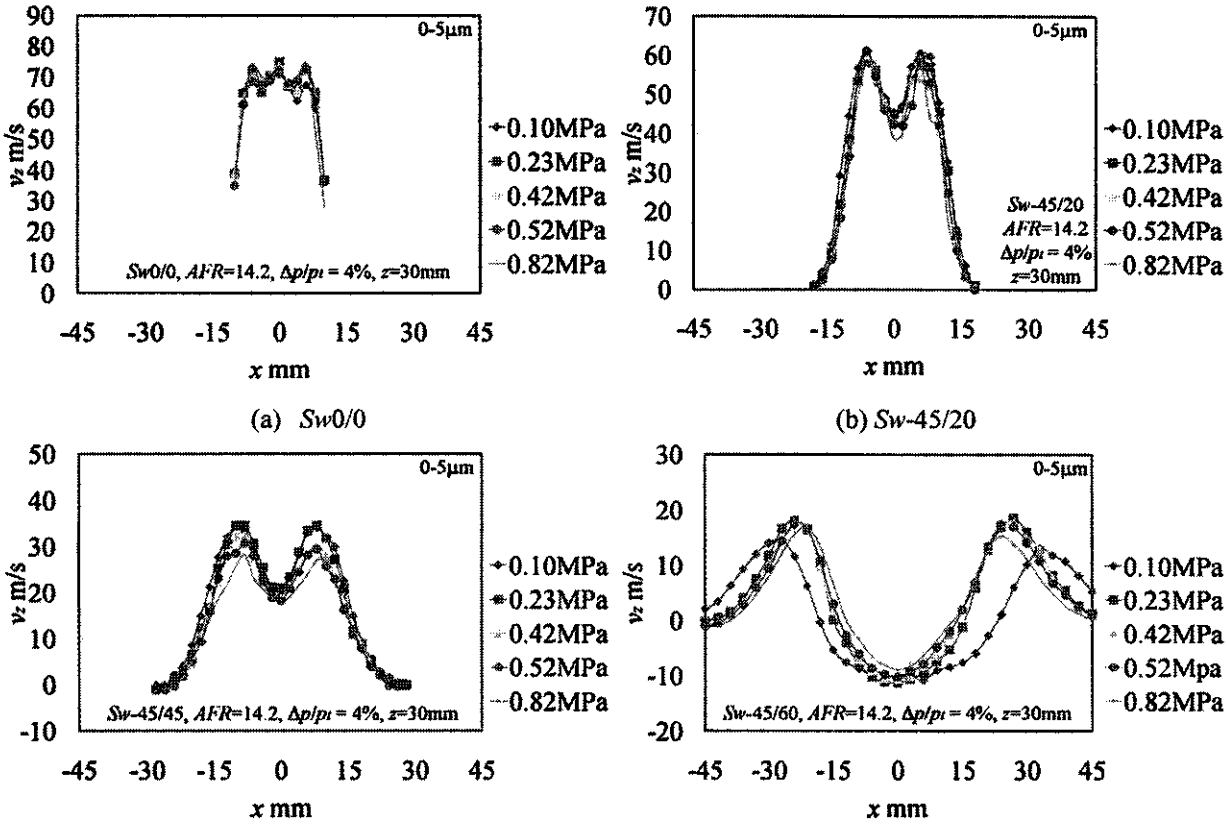


Fig.3 Photographs of spray (AFR = 14.2, exposure time=50ms)

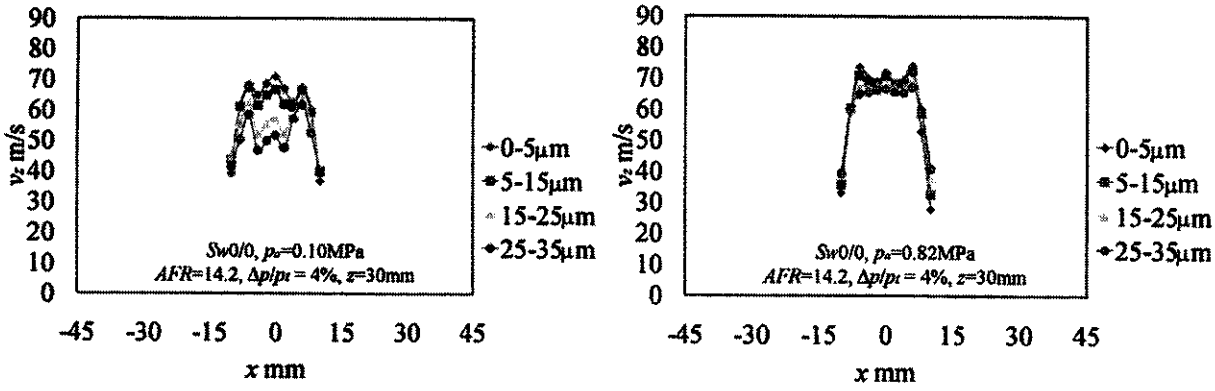


(a) Sw0/0 (b) Sw-45/20

(c) Sw-45/45 (d) Sw-45/60

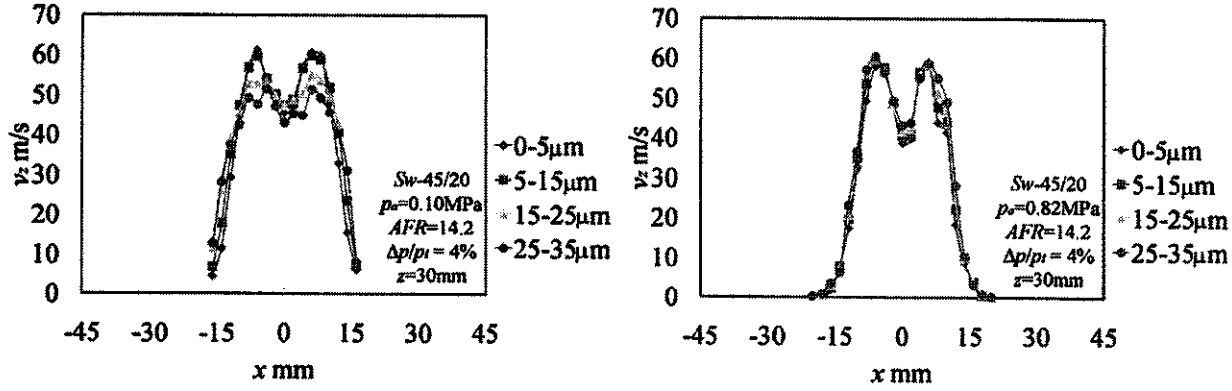
Fig.4 Radial distributions of mean axial velocity of 0-5 μm droplets (z=30mm).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



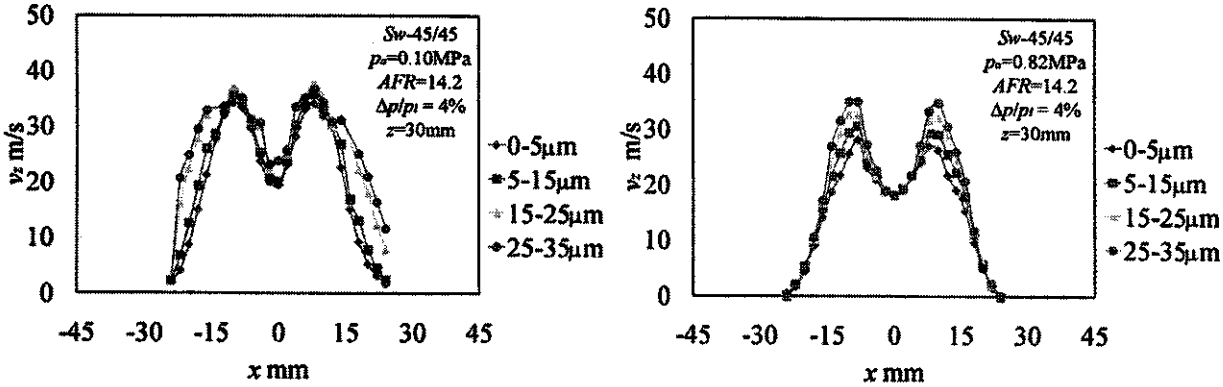
(a) p_a = 0.10MPa (b) p_a = 0.82MPa

Fig.5 Radial distributions of mean axial velocity of droplets (z=30mm, *Sw*0/0).



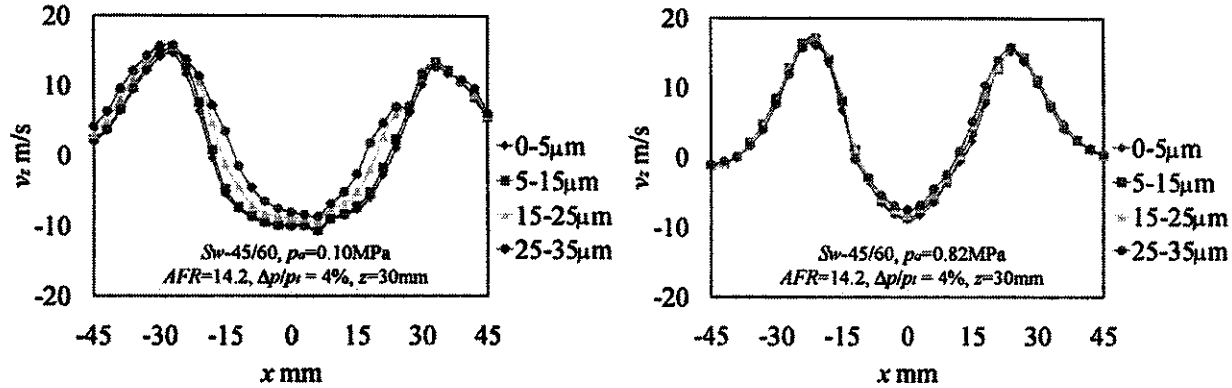
(a) p_a = 0.10MPa (b) p_a = 0.82MPa

Fig.6 Radial distributions of mean axial velocity of droplets (z=30mm, *Sw*-45/20).



(a) p_a = 0.10MPa (b) p_a = 0.82MPa

Fig.7 Radial distributions of mean axial velocity of droplets (z=30mm, *Sw*-45/45).



(a) p_a = 0.10MPa (b) p_a = 0.82MPa

Fig.8 Radial distributions of mean axial velocity of droplets (z=30mm, *Sw*-45/60).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3.2.2 局所ザウタ平均粒径の半径方向分布

空燃比一定条件における各々の旋回羽根の組合せでの *SMD* の半径方向分布を Fig.9 に示す。旋回羽根角にもよるが、雰囲気圧力が 0.23MPa もしくは 0.42MPa までは圧力の上昇に伴って半径方向全体において粒径は小さくなる傾向にある。しかしそれ以上の雰囲気圧力では粒径はほぼ変わらなくなっている。なお、0.82MPa の一部のデータにおいては、図中の A 部および B 部のように粒径計測値が 0.52MPa の場合と比較して顕著に大きな値を示す点があり、さらに $x<0$ と $x>0$ の *SMD* の半径方向分布に非対称性が見られるが、これらは PDA の計測上の問題である。前者については、A 部および B 部の領域は概ね噴霧濃度が最も濃い位置に相当しており、多重散乱の影響により信号強度の強い大きい粒子が選択的に計測されたためと考えられる。一方後者については、PDA の受光系は $x<0$ 側に配置されているため、$x>0$ 側のデータの方が多重散乱の影響を受けやすく、結果として $x<0$ 側と比較して粒径計測値が大きくなると考えられる。

半径方向の分布については、*Sw*0/0 の場合、噴霧中心で大きくなり、また 0.23MPa 以上では外側へ行くほど小さくなる山形の分布を示している。一方、*Sw*-45/45、*Sw*-45/60 の場合、A 部および B 部のデータを除いては圧力が高くなると半径方向に一様な分布となる。

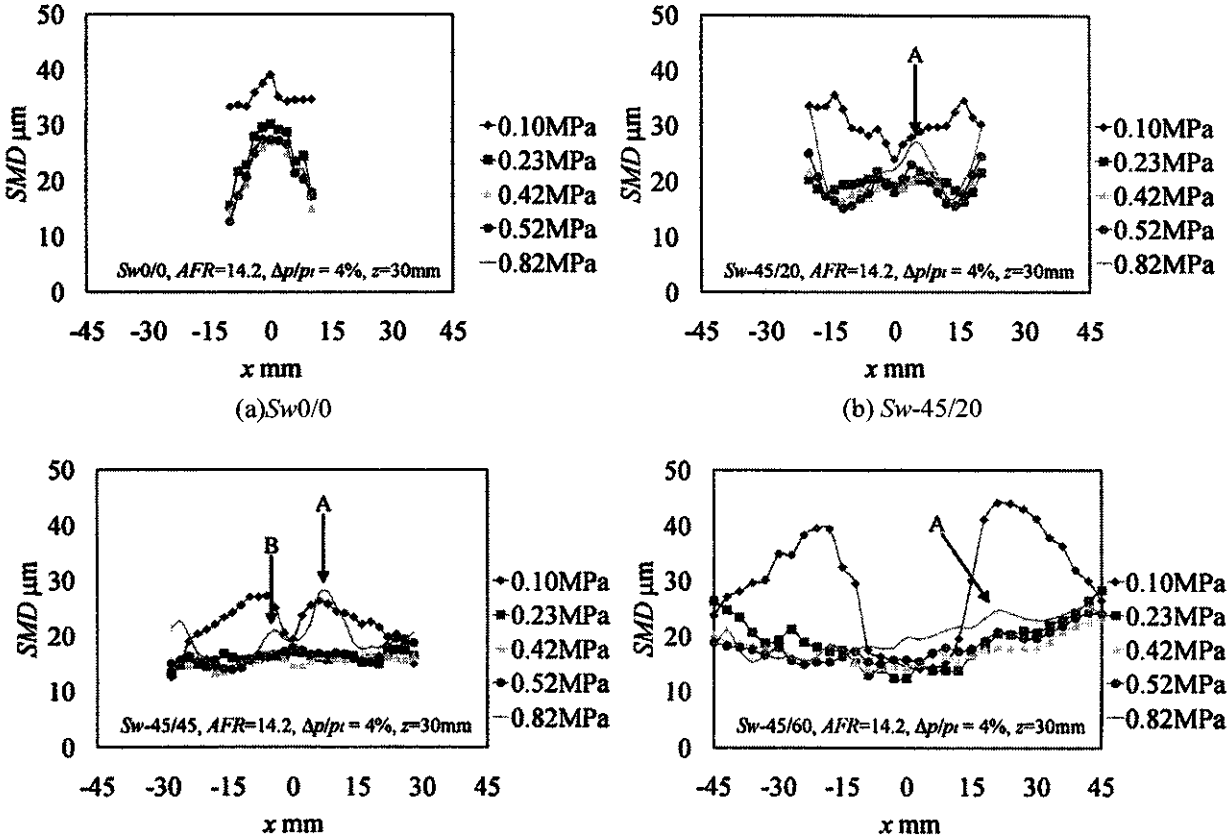
なお、ここでは図示はしていないが、燃料流量一定条件においては、どの旋回羽根の組合せにおいても圧力が高いほど粒径が小さくなった。また、空燃比一定条件の場合において見られた PDA の計測上の問題は燃料流量一定条件の場合には見られなかった。

3.3 断面 *SMD* に関する結果

燃料流量一定条件および空燃比一定条件の場合の各旋回羽根の組合せに対する断面 *SMD* と雰囲気圧力との関係を Fig.10(a)、(b)にそれぞれ示す。

なお、3.2.2 で見られた計測の問題に起因する $x<0$ と $x>0$ における非対称性が断面 *SMD* の算出に与える影響を見積もるため、$x<0$ と $x>0$ のそれぞれのデータから独立に求めた断面 *SMD* の差を調べたところ *Sw*-45/60, 0.82MPa の場合は 5μm という大きな差が得られたが、それ以外については 2μm 以下に収まることが分かった。

まず旋回の影響については、断面 *SMD* はどちらの燃料流量条件においても全圧力範囲において *Sw*0/0 で最大で、*Sw*-45/45 で最小となった。

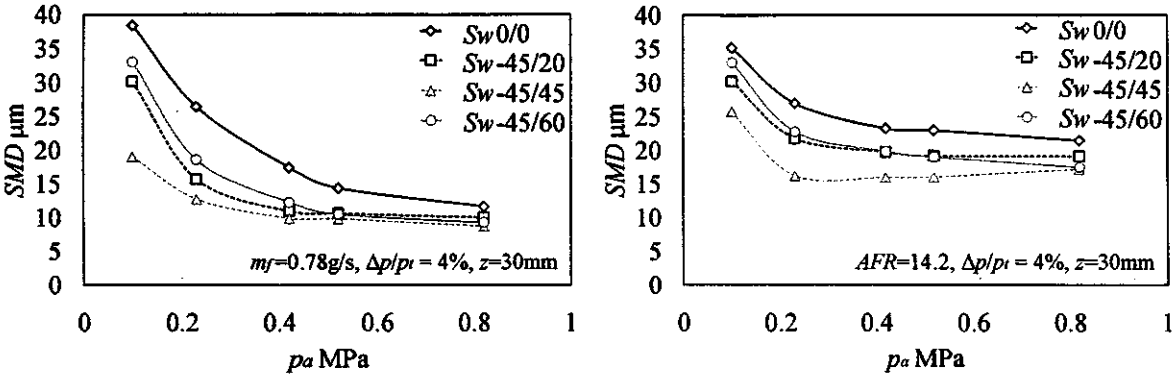


(a)*Sw*0/0 (b) *Sw*-45/20

(c) *Sw*-45/45 (d) *Sw*-45/60

Fig.9 Radial distributions of *SMD* (z=30mm, *AFR* = 14.2).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) m_f = 0.78g/s　　(b) AFR = 14.2

Fig.10 Effects of ambient air pressure on *SMD*

Fig.10 を見ると燃料流量一定条件、空燃比一定条件ともに低圧側においては雰囲気圧力が高くなると断面 *SMD* は減少するが、高圧側においては燃料流量一定条件の *Sw*0/0 の場合を除き、断面 *SMD* の減少幅が小さくなり、ほぼ一定の値となる。なお、空燃比一定条件の *Sw*-45/45 の場合において 0.52MPa に比べ 0.82MPa での断面 *SMD* が大きくなっているが、これは前述のように x>0 と x<0 における各々の断面 *SMD* において 5μm 程度の差があるため、PDA の計測上の問題に起因すると考えられる。

4. 結言

航空エンジン用気流微粒化式燃料噴射弁の噴霧特性に雰囲気圧力と気流旋回が与える影響について、影写真撮影並びに軸方向下流位置 z=30mm における位相ドップラ流速計(PDA)を用いた計測により調査した。気流条件は雰囲気圧力 p_a を 0.10-0.82MPa、噴射弁前後差圧 4%、常温(約 293K)とし、燃料流量は燃料流量一定(m_f=0.78g/s)と空燃比一定(*AFR*=14.2)の二つの条件について試験した。内側旋回羽根角と外側旋回羽根角の組合せは 0/0, -45/20, -45/45, -45/60 度の 4 種類について調べた。これにより以下のことが明らかになった。

1. 噴霧形状に雰囲気圧力が及ぼす影響については、内側旋回羽根角-45 度、外側旋回羽根角+60 度の組合せ(*Sw*-45/60)のみ顕著な影響が見られ、0.10MPa では円錐形であったが、0.82MPa においては釣鐘形に変化した。
2. *Sw*-45/45 並びに *Sw*-45/60 の場合、雰囲気圧力が高くなるとザウタ平均粒径(*SMD*)の半径方向分布は一様に近づく。
3. 今回計測を行った雰囲気圧力の全範囲において、z=30mm における断面 *SMD* は *Sw*0/0 で最大となり、*Sw*-45/45 で最小となった。
4. 断面 *SMD* と雰囲気圧力の関係について、低圧側においては雰囲気圧力が高くなると断面 *SMD* は減少するが、高圧側においては燃料流量一定条件の *Sw*0/0 の場合を除き、断面 *SMD* の減少幅が小さくなり、ほぼ一定の値となった。

参考文献

[1] A. K. Jasuja, Behaviour of Aero-Engine Airblast Sprays in Practical Environment, *Proc. 10th ICLASS 2006*, Paper No.06-287(2006)

[2] 鈴木一弘、松浦一哲、黒沢要治、林茂、太田有、航空エンジン用気流微粒化燃料噴射弁の噴霧特性に雰囲気圧力が与える影響、第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集、B-2、p181 - p186

[3]鈴木俊介、須田充、松浦一哲、林茂、液膜式気流噴射弁の設計パラメータ・作動条件が噴霧特性に与える影響－第二報　気流・液膜の旋回及び噴射弁出口形状の影響－、JAXA-RM-08-015(2009)

[4] 松浦一哲、黒澤要治、山田秀志、林茂、航空エンジン用燃料噴射弁評価のための高圧噴霧試験装置の開発、JAXA-RM-06-010 (2007)

[5]H.-E. Albrecht, M. Borys, N. Damaschke, C. Tropea、Laser Doppler and Phase Doppler Measurement Techniques, Springer(2002)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

燃料噴射弁近傍における液膜挙動と微粒化特性に関する研究

*井上　智博，渡辺　紀徳，姫野　武洋，鵜沢　聖治（東京大学）

Liquid Sheet Dynamics and Atomization Characteristics at Near-Field of Fuel Injector

* Chihiro INOUE, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO and Seiji UZAWA (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Aiming at elucidating the relationship between injection conditions, especially injection velocity profiles, and atomization characteristics of liquid sheet, experimental measurement, numerical and theoretical analysis were carried out. Liquid spacial distribution produced by atomization of axisymmetric sheet, which was created by collision of two water jets in opposite direction, was experimentally obtained utilizing spray collector. The amplitude of the liquid sheet oscillation was theoretically developed. The numerical results of atomization process through Kelvin-Helmholtz type instability showed qualitative resemblance with corresponding experimental results and theoretical analyses. It was clarified that non-uniform injection velocity profile resulted in velocity distribution with inflection point inside the sheet, thus the sheet became unstable and enhanced atomization. The effect of injection velocity profile on atomization of plane liquid sheet was also clearly represented.

Key words: Atomization, Primary breakup, Liquid Sheet, Fuel Injector, CFD

1．緒言

航空用エンジンや発電用ガスタービンに対して，サイクルの高効率化はもちろん，近年では環境適合性の向上や燃料消費量の低減が強く求められている。これらの要求を満足するために，燃焼性能を改善する観点から，液体燃料の微粒化技術の向上は，重要な技術課題の一つに位置付けられる。今後は，燃料の噴霧特性を事前に予測した上で，噴射条件および噴射弁形状を最適化することが不可欠になるものと予想される。しかし，多重スケールを包含する微粒化現象をモデル化し，噴霧特性を一般的に予測することは未だ困難である。その要因の一つに，液体密度の高い，噴射弁近傍における微粒化現象の計測が極めて難しいことが挙げられる[1]。即ち，噴霧特性を予測するためには，噴霧の初期条件として，噴射弁内部ないしは噴射弁近傍の微粒化過程の情報が不可欠であるにもかかわらず，同領域の情報を取得する有効な手段が現状では確立されていない。別のアプローチとして，理論解析や数値解析の試みがなされてはいるが，実用上有用と認められる段階には必ずしも到達しているとは言い難い。そのため，噴射弁近傍の微粒化過程に関して，工学的知見の蓄積は，これまでのところ十分ではなく，それゆえ噴霧特性を精度良く予測するには至っていない。

近年，著者らは独自に構築した数値解析法を用いて，微粒化のスケール毎に実現象と比較および検証を実施しながら，噴射弁近傍の微粒化現象を詳細に理解することを試みている[2]。本論文では，噴射弁内部流れ，特に液体噴射時の速度分布が，噴射弁近傍における液膜の挙動と微粒化特性に与える影響を明らかにすることを試みた。はじめに，数値解法の液膜微粒化現象への適応可能性を探るべく，衝突噴流によって形成された円盤状の自由液膜流を対象として，集霧実験，理論解析および数値解析を実施し，それらを比較した。続いて，噴射時の速度分布が，液膜の挙動と液体の空間分布に与える影響および，そのメカニズムを明らかにした。

2．円盤状自由液膜の挙動と微粒化特性

複雑な微粒化現象を，軸対称二次元の円盤状自由液膜の現象に単純化して，集霧実験，線形安定性解析および数値解析を実施した。

2.1　数値解析法

本研究では，界面の大変形を伴う，噴射弁近傍の微粒化過程を対象にするため，界面をオイラー的に捕捉する固定格子法を採用した。自由表面を含む流れ場は，均質二相流の Navier-Stokes 方程式(1)-(3)および二相の識別関数に関する移流方程式(4)により記述される。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{u}\cdot\nabla)\rho = -\rho\nabla\cdot\vec{u} \tag{1}$$

$$\rho\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho(\vec{u}\cdot\nabla)\vec{u} = \nabla:\mathbf{\Pi} + \rho\vec{g} \tag{2}$$

$$\rho\frac{\partial e}{\partial t} + \rho(\vec{u}\cdot\nabla)e = [\mathbf{\Pi}:\nabla]\cdot\vec{u} - \nabla\cdot\vec{q} \tag{3}$$

$$\frac{\partial Hs}{\partial t} + (\vec{u}\cdot\nabla)Hs = 0 \tag{4}$$

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ここでρ，$\vec{u}$及びeは密度，速度，内部エネルギーをそれぞれ表す。式(3)の右辺に現れる $\vec{q}$ は熱流束を表す。式(2)と式(3)中の応力テンソル $\mathbf{\Pi}$ は圧力テンソル $p\mathrm{I}$，粘性応力テンソル T_ν，及び界面張力テンソル T_σ の和であり，次式で表される。

$$\Pi = -p\mathrm{I} + \mathrm{T}_\nu + \mathrm{T}_\sigma \tag{5}$$

$$\mathrm{T}_\nu = \lambda(\nabla\cdot\vec{u})\mathrm{I} + \mu(\nabla\vec{u} + \nabla\vec{u}^T) \tag{6}$$

$$\mathrm{T}_\sigma = \sigma\delta s\left(\mathrm{I} - \vec{n}_s\vec{n}_s\right) \tag{7}$$

但し，式(6)中のμとλはそれぞれ第一，第二粘性係数である。式(7)のσは界面張力係数であり，δsは界面でのみ 1 となる delta 関数，$\vec{n}_s$は界面上で液相側に向けた単位法線ベクトルである。式(4)の識別関数Hsは，系の各点が気液のどちらの相に属するかを表す関数で，以下のように定義される。

$$Hs = 0.5 \quad \text{(in liquid phase)}$$

$$Hs = 0 \quad \text{(on liquid/gas interface)}$$

$$Hs = -0.5 \quad \text{(in gas phase)}$$

燃焼室内で起きる微粒化過程において，液体燃料と周囲ガス間の熱交換に伴う気液両相の密度変化が生じるため，非圧縮を仮定した流体解析法は必ずしも適切でない。また，微粒化に続く蒸発・燃焼現象まで想定すると，液体燃料の十分な体積保存性が求められる。そこで本研究では，自由表面流の数値解法として，CIP-LSM(CIP-based Level Set & Mars)[3] を採用した。CIP-LSM は，流体解法として CCUP 法の一種である TCUP 法を，界面追跡法として，界面形状捕捉に優れる Level Set 法(LSM)と体積保存性に優れる MARS 法を融合した HLSM (Hybrid LSM & MARS)を用いている。界面張力は CSF モデルにより体積力として扱う。

2.2 集霧実験

液膜分裂後の空間的な液体分布を，実験的に計測した。実験装置の全体図を Fig.1 示す。加圧した液体を 2 つの対向したノズルから噴射，衝突させることで，円盤状の自由液膜を形成した。可視化結果の一例を Fig.2 に示す。噴射液体の We 数が 1000 程度以上になると，形成された液膜は，周囲空気との速度差に起因した Kelvin-Helmoholtz(K-H)不安定性を経て波立ち，分裂する。Fig.3 に示されるように，分裂後に飛散した液体を，下流に設置した集霧器(paternator)によって捕獲することで，液膜の進行方向と垂直な方向に存在する液体の空間的な分布を計測できる。得られた分布は，液膜の波立ちの程度と密接に関連すると考えられる。集霧実験の手順は，液膜が形成されたことを目視で確認後，一定時間集霧器で液体を捕集する。実験毎に液体を捕集する時間は異なるため，同一噴射速度の下でも集霧器全体で捕集した液体の量は異なる。しかし，集霧器の各領域で得られた液面の高さから求められる，時間積分された液体の体積を，その合計で無次元化した値，即ち，単位面積を通過した液体の体積割合 Rv(式(8))を算出することで，計測時間の影響を除外できる。尚，マイクロシリンジを用いて，集霧器の各領域に一定量の液体を注入したところ，体積割合のばらつきが，読み取り誤差を含めて±1.5%程度であることを確認した。

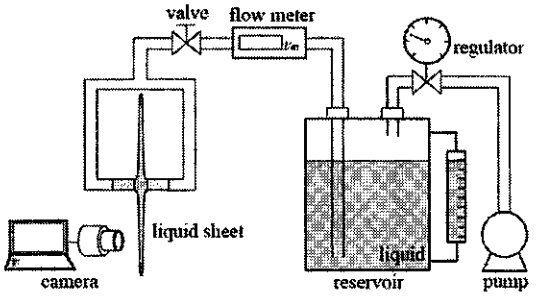


Fig.1 Experimental apparatus for axisymmetric liquid sheet

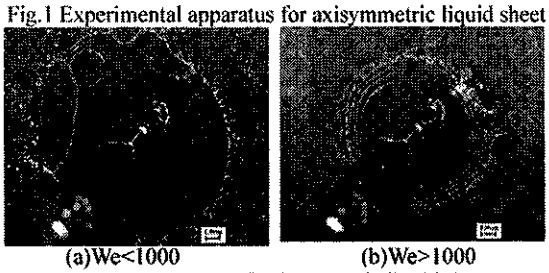

(a)We<1000 (b)We>1000

Fig.2 Atomization of axisymmetric liquid sheet

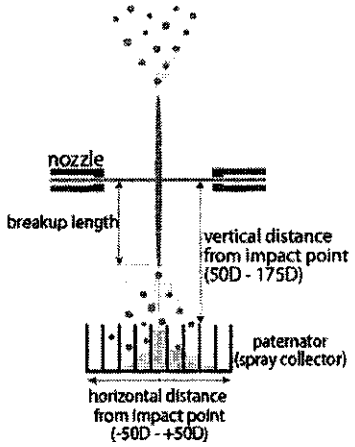


Fig.3 Schematic of collecting spray

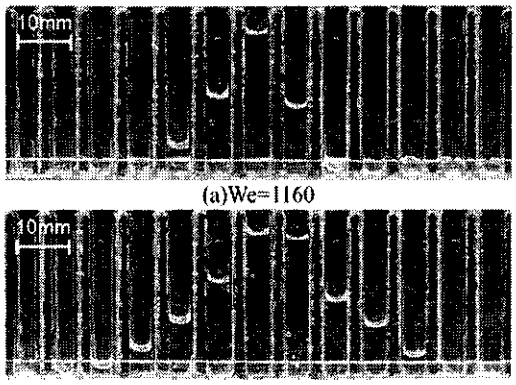
$$Rv = \frac{\int u(Hs+0.5)dsdt/ds}{\sum\left[\int u(Hs+0.5)dsdt/ds\right]} \tag{8}$$

噴射速度を変えて We 数を変化させ，衝突点から 75D 離れた位置における液体の分布を計測した。得られた可視化結果を Fig.4 に，液体の体積割合を Fig.5 に示す。図中のエラーバーは，5 回の計測結果の最大・最小値を表す。We=4800 の場合に，液体が広範に分布し，空間的に一様に存在することが認められる。これは，We 数が大きい場合に，液膜の波立ちが大きくなり，微粒化が促進されたこと，また，分裂距離が短くなり，膜端から集霧器までの道のりが長くなったことに起因すると考えられる。

2.3 液膜挙動の線形安定性解析

K-H 不安定性を経て振動する，円盤状自由液膜の振幅を理論的に導出し，対応する数値解析結果

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a)We=1160

(b)We=4800

Fig.4 Visualization of liquid distribution in the paternator

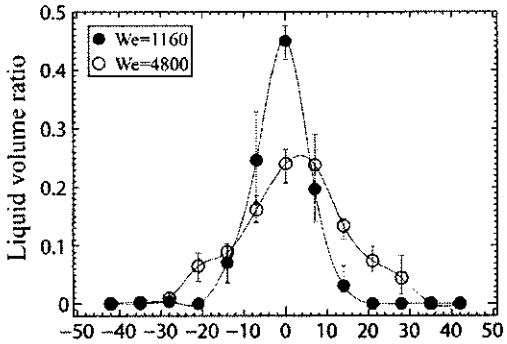


Fig.5 Liquid volume ratio, 75D from impact point

と比較する。解析対象の模式図を Fig.6 に示す。いま，液膜の振動を式(9)で与える．

$$a = a_o \exp(ik(r - ct)) \tag{9}$$

k,c はそれぞれ波数と位相速度を表す。以下では，半径方向距離，位相速度，波数，角速度および密度を無次元化し，それぞれ，$\hat{r} \equiv r/D$，$\hat{c} \equiv c/V$，$\hat{k} \equiv kD$，$\hat{\omega}_o = 2\pi fD/V$，$\rho_r = \rho_{gas}/\rho_{liq}$ と表す。無次元位相速度の実部と虚部は，それぞれ次式で表される[4]。

$$\hat{c}_r = \frac{1}{1 + 8\rho_r \hat{r}/\hat{k}} \tag{10}$$

$$\hat{c}_i = \frac{(8\rho_r \hat{r}/\hat{k})^{0.5}}{1 + 8\rho_r \hat{r}/\hat{k}} \left[1 - \frac{8\hat{r}}{We} \left(1 + \frac{1}{8\rho_r \hat{r}/\hat{k}} \right) \right]^{0.5} \tag{11}$$

分散性を有するので，群速度は位相速度と異なり，次式で与えられる．

$$\hat{c}_g = \frac{\partial(\hat{c}_r \cdot \hat{k})}{\partial \hat{k}} = \frac{1 + 16\rho_r \hat{r}/\hat{k}}{(1 + 8\rho_r \hat{r}/\hat{k})^2} \tag{12}$$

位置 r における波数は，式(13)で与えられる．

$$\hat{k} = \frac{\hat{\omega}_o}{2} \left[1 + \left(1 + \frac{32\rho_r \hat{r}}{\hat{\omega}_o} \right)^{0.5} \right] \tag{13}$$

式(14)から求められる振幅の増幅率 $G(\hat{r})$ を用いて，液膜の振幅が，式(15)によって求められる。

$$G(\hat{r}) = \int_{\hat{r}_1}^{\hat{r}_2} \hat{k} \cdot \hat{c}_i d\hat{t} = \int_{\hat{r}_1}^{\hat{r}_2} \hat{k} \frac{\hat{c}_i}{\hat{c}_g} d\hat{r} \tag{14}$$

$$\frac{a}{a_o} = \frac{a_1}{a_o} \exp\left(G(\hat{r})\right) + \frac{a_2}{a_o} \exp\left(-G(\hat{r})\right) \tag{15}$$

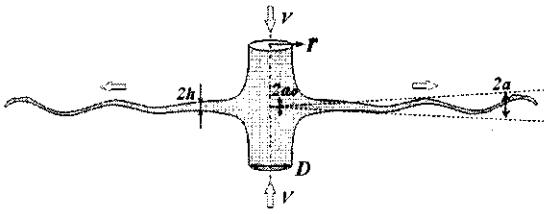


Fig.6 Theoretical analysis model

ただし，増幅波と減衰波の初期振幅の和 $a_1 + a_2$ は，初期振幅 a_o に等しいと仮定する。次に，$\hat{k}$ が $\hat{r}$ に依らない，$\hat{c}_g = 1, 8\rho_r \hat{r}/\hat{k} \ll 1$ の仮定を施すと，増幅率は式(16)のとき，即ち周波数が式(17)で与えられるときに，最大値(式(18))をとる。

$$\hat{k} = \frac{\rho_r We}{2} \tag{16}$$

$$f = \frac{\rho_g V^3}{4\pi\sigma} \tag{17}$$

$$G(\hat{r}) = 2\sqrt{2}/3\rho_r We^{0.5} \hat{r}^{1.5} \tag{18}$$

2.4 数値解法の検証

解析対象は，Fig.7 に示すように，円盤状自由液膜の中心角 20 度の領域とした。$r \times \theta \times z$=300×20×60 点で構成された計算格子(Fig.8)において，液膜が存在する領域に格子を密に配置し，ノズル半径を半径方向 20 点の格子で解像した。2 液の衝突点における変動振幅を明確にするために，片側の噴射速度にのみ，平均噴射速度 Ve に，正弦的な変動を重畳した。速度変動の周波数 f は，式(17)から算出し，速度変動に起因する衝突点の変動距離 a_o が，各条件下で一定(a_o=1.54×10^{-5}m)になるように，速度変動の振幅を設定した。境界条件として上下面と周方向に滑り壁条件を課した。作動流体は，水と空気である。以下の解析では，慣性力，界面張力，粘性力を考慮した。

平均噴射速度を 20m/sec, 25m/sec と変化させ，We 数を 5470, 8546 としたときの液膜形状を Fig.9 に示す。We 数が増加すると，液膜が激しく波立ち，外周から分裂する。We=3077, 5470, 8546 における液膜振動の振幅を，Fig.10 に示す。振幅は，分裂前の連続液膜部のみを示している。We 数の増加に伴って振幅が増し，分裂距離が短くなる。振幅が比較的小さい領域では，理論解析から求められる振幅(式(15))と数値解析結果がよく一致しており，数値解析によって，K-H 不安定性に起因する液膜の挙動を，一定程度再現できると評価される。

衝突点からの距離 r/D=6 の断面内で，単位面積を通過した液体の体積割合を Fig.11 に示す。Fig.11 の値は，周方向に平均された値である。We 数が大きいときに，液体の空間分布が z 軸方向に拡大する様子が認められる。この傾向は，集霧実験の結果と類似しており，マクロな微粒化特性を定性的な観点からは，再現できる可能性が示された。しかし，微細な液滴を追跡するには格子解像度が十分でなく，有意な液滴径を算出できてはいない。

2.5 噴射速度分布が微粒化に与える影響と機構

液体噴射時の速度分布が非一様な場合，一様な

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

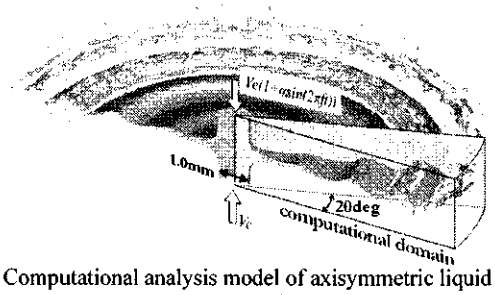


Fig.7 Computational analysis model of axisymmetric liquid sheet

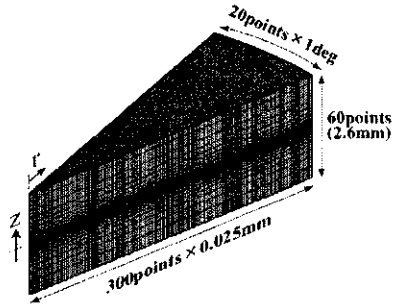


Fig.8 Computational grid system

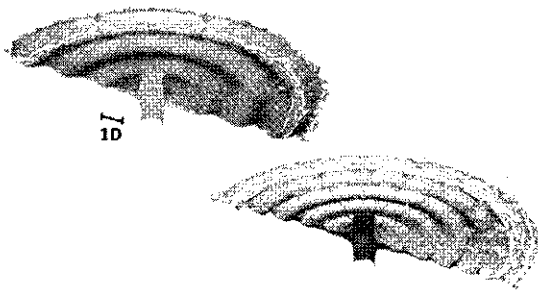


Fig.9 Liquid shape (We=5470 and 8546)

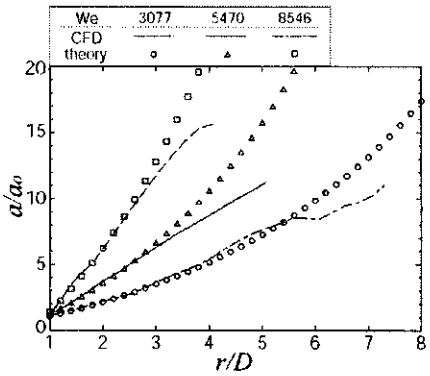


Fig.10 Envelope curve
(a_l/a_o=5(We;3077), 8(We;5470), 13(We;8546))

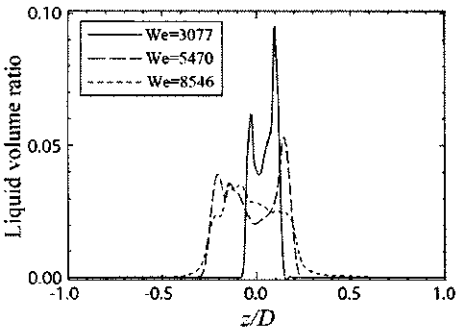


Fig.11 Liquid volume ratio, 6D from impact point

場合よりも微粒化が促進されることが確認されている[5]が，流れの詳細を明らかにした研究は乏しい。

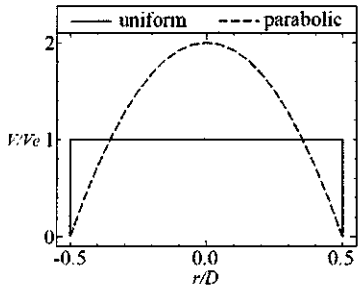
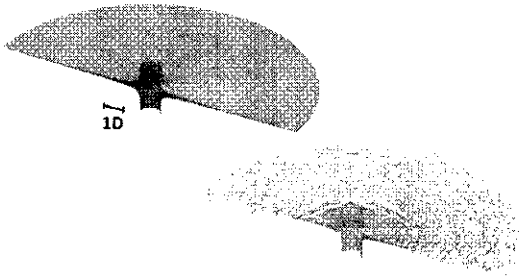


Fig.12 Two types of injection velocity profiles



velocity profile; uniform and parabolic
Fig.13 Liquid shapes at two types of injection velocity
(no perturbation was imposed on injection velocity)

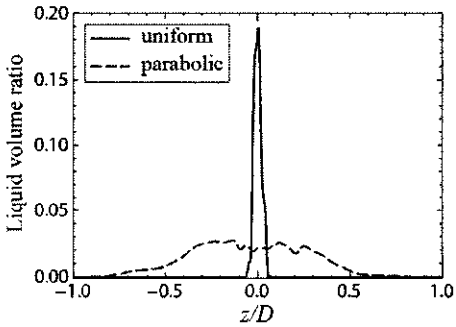


Fig. 14 Liquid volume ratio, 6D from impact point

以下では，Fig.12 に示すように，噴射速度分布が一様な場合と，放物型の場合について検討した。両者の間で流量は等しいが，噴射運動量と噴射運動エネルギーは，放物型噴射時の方が大きい。流量平均した流速を代表速度にすると，噴射液体に関して We=5470，Re=2.0×10^4 である。尚，正弦的な流入速度変動は付加していない。

数値解析によって得られた液膜形状を Fig.13 に示す。一様噴射時には，平滑な液膜が形成されるのに対して，放物型噴射時には，液膜が不安定化して分裂する様子が確認できる。r/D=6 の断面内で，単位面積を通過した液体の体積割合を Fig.14 に示す。噴射速度が非一様な場合，即ち放物型噴射時に，微粒化が促進され，z 軸方向の液体分布が拡大する。

噴射速度分布が微粒化に影響を与えるメカニズムを探るべく，Fig.15 に示すように，滑り壁面上に液体を衝突させて，液膜内部の速度分布と液膜の厚さについて検討した。噴射速度分布は，一様または放物型である。Fig.15 の解析モデルは，2 液の衝突によって得られる円盤状自由液膜の片側半分と同一であり，液膜が振動する影響を除いて，内部の流れを詳細に調べることができる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

数値解析に先立ち，噴射液体と液膜の間の，流量および運動量の保存をもとに，滑り壁面上に形成される液膜に関して，理論的な検討を試みた。以下，添え字の *uniform* と *parabolic* は，それぞれ一様噴射と放物型噴射を意味する。噴射液体の質量流量は，式(19)(20)で与えられる。

$$Q_{uniform} = \int_{nozzle} \rho \cdot Ve \cdot dA = \frac{1}{4}\pi\rho D^2 Ve \tag{19}$$

$$Q_{parabolic} = \int_{nozzle} \rho \cdot 2(1-\left(\frac{2r}{D}\right)^2)Ve \cdot dA = \frac{1}{4}\pi\rho D^2 Ve \tag{20}$$

噴射液体の運動量束は，式(21) (22)で与えられる。

$$M_{uniform} = \int_{nozzle} \rho \cdot Ve^2 \cdot dA = \frac{1}{4}\pi\rho D^2 Ve^2 \tag{21}$$

$$M_{parabolic} = \int_{nozzle} \rho \cdot \left[2(1-\left(\frac{2r}{D}\right)^2)Ve\right]^2 \cdot dA = \frac{1}{3}\pi\rho D^2 Ve^2 \tag{22}$$

噴射時の流量と運動量は，液膜内部でも保存されるので，液膜の半径方向速度 U_∞は，次のように求められる。

$$U_{\infty uniform} / Ve = 1 \tag{23}$$

$$U_{\infty parabolic} / Ve = 4/3 \tag{24}$$

従って，流量保存と式(23)(24)から，液膜の厚さを算出できる。

$$h_{uniform} / D = \frac{1}{8}\frac{D}{r} \tag{25}$$

$$h_{parabolic} / D = \frac{3}{32}\frac{D}{r} \tag{26}$$

また，各半径方向位置における液膜厚さを代表長とした液膜の We 数は，放物型噴射時に，一様噴射時の 4/3 倍になる。以上の理論解析により，流量一定の下で放物型噴射の場合には，一様噴射の場合に比べて，液膜の半径方向速度が速く，かつ液膜が薄くなることが示された。

次に，数値解析を実施し，液膜内部の流れを詳細に調べた(Fig.16)。半径方向各位置における，滑り壁面上の液膜内部の速度分布を Fig.17 に示す。図中の横軸は，半径方向速度を表す。縦軸は，半径方向各位置における液膜の厚さで無次元化された，滑り壁面からの距離を表す。即ち，縦軸の 0 が壁面上を，1 が気液界面を表す。一様噴射時には，液膜の半径方向速度は，噴射速度とほぼ等しい。一方，放物型噴射時には，衝突点近傍では液膜内部の半径方向速度に速度勾配が形成されているが，粘性力によって次第に一様になる。速度が平均化される過程で，速度分布に変曲点が形成されていることが，明確に認められる。一般に，速度分布に変曲点を伴う流れは不安定であり，Fig.13 に見られる液膜の不安定化は，変曲点の存在に起因すると考えられる。衝突点から離れた位置での速度は，理論解析からも示された通り，ほぼ平均噴射速度の 4/3 倍に速くなる。

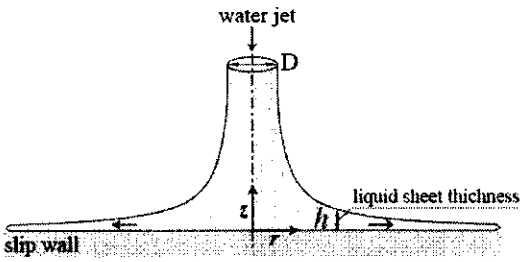


Fig.15 Expanding liquid sheet on a slip wall

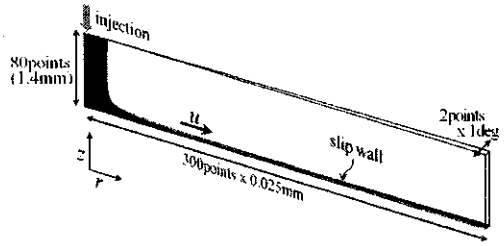
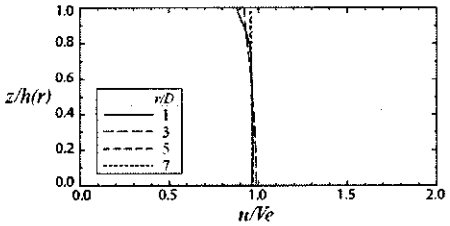
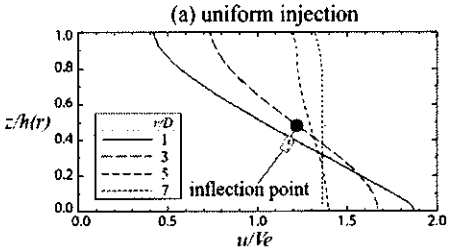


Fig.16 Analysis model (sector of Fig.15)



(a) uniform injection



(b) parabolic injection

Fig. 17 Radial velocity distributions on the slip wall
($z/h(r)$=0 and 1 means on the wall and liquid surface)

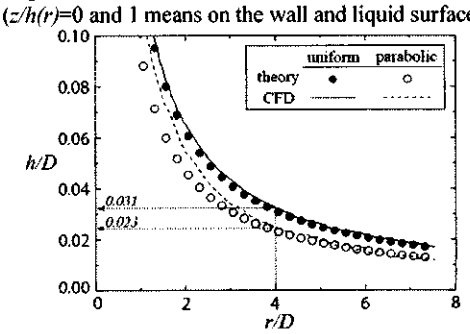


Fig. 18 Liquid sheet thickness on the slip wall

液膜の厚さを Fig.18 に示す。同一半径方向位置における液膜厚さが，放物型噴射時に一様噴射時より薄い。数値解析結果と理論解析結果の式(25)(26)とは一致しており，本解析が流量および運動量の保存を満足することも同時に確認できる。尚，放物型噴射時にのみ，衝突点近傍では数値解析結果と理論解析結果の間で不一致が見られる。この要因は，理論解析では液膜内部の速度が一様と仮定しているためである。実際には Fig.17(b)に

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

見られるように，放物型噴射時には衝突点近傍で，液膜内部に速度勾配が形成される。

以上より，非一様な速度分布で噴射時には，円盤状自由液膜の内部に形成される速度の変曲点の存在によって，液膜が不安定化することが明確に示された。同時に，流量一定の下では，非一様噴射時に液膜の We 数が大きくなるため，擾乱の成長率が増し，微粒化が促進される。補足的に，本解析で行った，流量一定時の解析に加えて，噴射運動量または噴射運動エネルギーを一定にして，一様噴射時と放物型噴射時で液膜の挙動を比較したところ，放物型噴射の場合のみ，液膜が分裂することを確認した。

3．二次元液膜の微粒化過程

燃料噴射弁から噴射される液体燃料は，しばしば平板状に噴射される(Fig.19)。ここでは，液膜を静止空気中に噴射し，噴射時の速度分布が液膜の微粒化に与える影響を，数値解析によって検討した。解析対象を Fig.20 に示す。噴射速度分布は，Fig.12 中の一様分布と放物型分布の 2 種類とした。両者ともに平均の噴射速度は 20m/sec，We=5470 である。境界条件として，液膜の幅方向には滑り壁条件を課した。

数値解析結果を Fig.21 に示す。一様噴射時には，平滑な液膜が形成されている。一方，放物型噴射時には，液膜が波立ち，微粒化する様子が認められる。このとき，空間的な液体の分布が拡大している。二次元液膜においても，噴射速度の分布は液膜の挙動および微粒化特性に大きく影響する。この要因は，円盤状自由液膜の場合と同様，液膜内部に形成される，速度の変曲点の存在に起因すると考えられる。従って，噴射弁内部の流路が長く，噴射速度の非一様性が形成される場合，液膜の微粒化が促進される可能性が示唆される。また，微粒化過程および噴霧の解析を行う際には，噴射器の内部流動を適切に考慮する必要がある。

4．結言

液体噴射時の速度分布が，液膜の微粒化特性に与える影響およびそのメカニズムを明らかにすることを目的として，数値解析と集霧実験，理論解析を実施した。以下の結論が得られた。

2 液の衝突によって形成される円盤状自由液膜を対象として，構築した数値解法の検証を行った。線形安定性解析および集霧実験の結果との比較から，K-H 不安定性を経て分裂に至る，液膜微粒化過程の解析への適応可能性が一定程度示された。その上で，噴射速度の分布は，液膜の挙動および微粒化特性に大きく影響することが示された。非一様な速度分布で噴射すると，液膜内部に変曲点を有する速度分布が形成され，液膜が不安定化する結果，微粒化が促進されることが明らかになった。

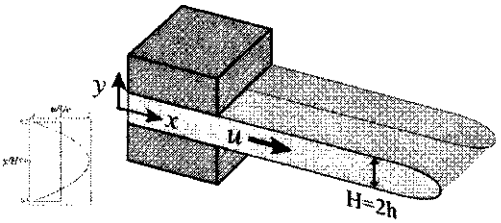


Fig. 19 Injection of 2D plane liquid sheet

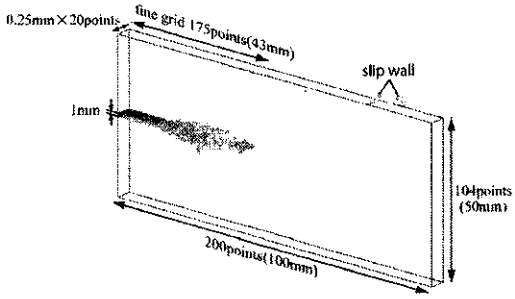
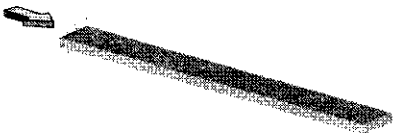
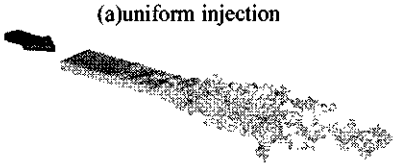


Fig. 20 Analysis model



(a)uniform injection



(b)parabolic injection

Fig. 21 Liquid shape of 2D jet

平板状の液膜においても同様に，噴射速度が非一様な場合に液膜が不安定化し，微粒化が促進された。変曲点型の不安定性が卓越する場合，噴射弁の流路が長く，液膜の噴射速度が非一様な場合に，微粒化が促進される可能性が示唆された。

謝 辞

本研究は，科研費若手スタートアップ(20860028)の支援を受けた。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

1) Santolaya,J.L., Aísa,L.A., Calvo,E., García,I., and Cerecedo,L.M., :Experimental Study of Near-Field Flow Structure in Hollow Cone Pressure Swirl Sprays, J. of Propulsion and Power, Vol. 23, No. 2(2007) pp. 382-389.
2) Inoue,C., Watanabe,T., and Himeno,T., :Liquid Sheet Dynamics and Primary Breakup Characteristics at Impingement Type Injector, AIAA-2009-5041, 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit(2009), pp.1-14.
3) Himeno,T., Watanabe,T., and Konno,A., :Numerical Analysis for Propellant Management in Rocket Tanks, J. of Propulsion and Power, Vol. 21, No. 1(2005) pp.76-86.
4) Bremond,N., Clanet,C., and Villermaux,E., : Atomization of Undulating Liquid Sheets, J. of Fluid Mechanics, Vol.585(2007) pp.421-456.
5) McCarthy,M.J. and Molloy,N.A., :Review of Stability of Liquid Jets and the Influence of Nozzle Design, The Chemical Engineering Journal, Vol.7(1974), pp.1-20.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

流体・熱伝導簡易連成解析を用いた高圧力比圧縮機インペラの予備的な熱設計

*馬場　隆弘，玉木　秀明，川久保　知己（IHI）

Simplified Conjugate Heat Transfer Analysis for High Pressure Ratio Impeller Preliminary Heat Design

*Takahiro BAMBA, Hideaki TAMAKI and Tomoki KAWAKUBO (IHI)

ABSTRACT

As the compression ratio of a centrifugal compressor for turbocharger increases to meet the demand of market, the impeller outlet temperature also rises, leading to the decrease in creep strength. Capability to calculate impeller temperature distribution with reasonable accuracy is thus important to life estimation of a centrifugal compressor. Conjugate heat transfer analysis is a powerful method for temperature estimation, but not relevant for preliminary design tool including cooling system due to its huge resource and calculation cost requirement. This paper presents a simplified method of conjugate heat transfer analysis for centrifugal compressor design that requires significantly less computation power and setup time. Various design applications of the proposed method are also demonstrated.

Key words: Conjugate Heat Transfer, Centrifugal Compressor, Thermal Design

1．はじめに

過給機の設計要求のひとつに高圧力比化があり、舶用過給機では単段で圧力比 6 クラスの機種も市場に投入され始めている。圧縮機インペラはすなわち、より高応力かつ高温の環境にさらされることになる。そのような高温条件で設計されたインペラでは特にクリープ強度が問題になり、Fig.1 に示すように作動温度条件のわずかな上昇が材料強度の低下につながる。したがって、インペラ温度分布を設計時に適切に見積もることが遠心圧縮機の寿命評価において重要になる。

ターボ機械内部の温度場は、構造体とその周囲を流れる流体間で相互に影響し合って決定される。近年では解析技術の発展と計算機能力の発展により、固体内部の熱伝導と流体とを連成させる CHT（Conjugate Heat Transfer = 流体・熱伝導連成） 解析が用いられるようになってきている。山方ら [1] は CHT 解析のインペラ温度予測精度を検証するため、トラック用ディーゼルエンジンに搭載する過給機を対象にインペラ温度計測試験および 3 次元 CHT 解析を過去に行い、その有用性を確認している。

3 次元 CHT 解析は圧縮機インペラの温度分布を適切に予測できる非常に有効な手法であるが、一方で高い解析コストのため設計への適用には限界がある。例えば文献 [1] の 3 次元 CHT 解析では、格子生成等の解析準備に数週間、1 ケースに掛かる解析時間は 5 日から 1 週間程度と報告されている。したがって設計初期段階における冷却解析には、3 次元 CHT 解析は適当ではない。

多大な解析コストという 3 次元 CHT 解析の欠点を補うために、Lei ら [2] は FCHT（=Fast CHT）と呼ばれる簡易的な CHT 解析手法を提案した。FCHT 解析は、圧縮機を軸対称流れと仮定し、主流部を 1 次元解析的に表現し、熱の発生源のひとつであるラジアルギャップの流体と構造部分の熱伝導のみを CHT 解析にて計算する手法である。FCHT 解析は、設計初期における手軽なインペラ温度分布予測手法として、3 次元 CHT 解析のような高コストだが詳細な解析を行う前の予備段階として、また冷却が必要な場合のその手法のスクリーニング等に有効である。本論文では、FCHT 解析手法の概要と冷却設計への適用例について報告する。

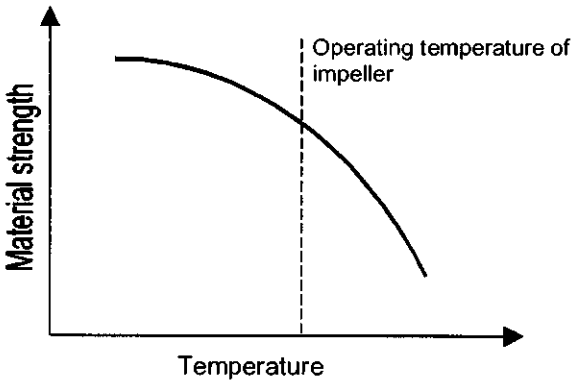


Fig.1　Typical relation of material strength to temperature

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10.（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2．FCHT 手法概要

3 次元 CHT 解析は、3 次元の保存方程式を流体領域だけではなく固体領域にも拡張して解く CFD 手法である。一般的な過給機の遠心圧縮機はスクロールを無視すればFig.2 に示すように軸対称形を仮定することができ、したがって解析を簡略化することができる。遠心圧縮機内の熱源は主に、インペラとシールプレートとの間にあるラジアルギャップと呼ばれるクリアランス内の流体に働く剪断力、インペラでの圧縮過程、ディフューザでの減速過程の２つである。これらの熱源のうち、ラジアルギャップは基本的に軸対称であり 3 次元解析は不要である。後者２つは周期的な取り扱いが必要となるが、1 次元解析によりモデル化することが可能である。熱輸送に関しても、インペラ翼部による周期的な影響を除けば、軸対称をおおよそ仮定することができる。以上のような簡略化に基づき、FCHT 解析は主流部の 1 次元モデルと軸対称 CHT 解析を組み合わせた解析手法である。

2.1 CHT ソルバーと解析モデル

FCHT 解析手法は市販 CFD コードの FLUENT v6.3 をベースに開発された。ラジアルギャップの流れ場、流体固体間の熱伝達、および固体内部の熱伝導の計算にはFLUENTの軸対称CHTソルバーをそのまま利用する。空気は理想気体として扱い、Sutherland の式と realizable k-ε乱流モデルにより粘性係数を評価している。

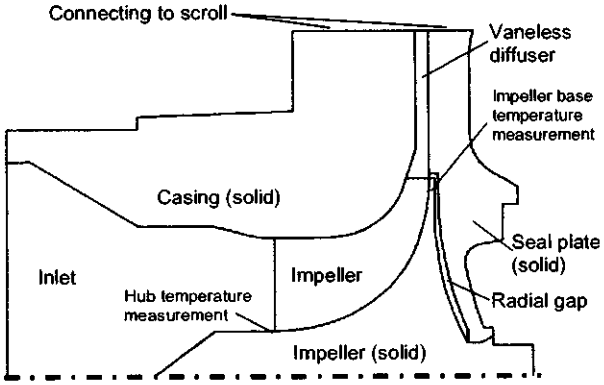


Fig.2 Schematic of a centrifugal compressor with components relevant to FCHT analysis

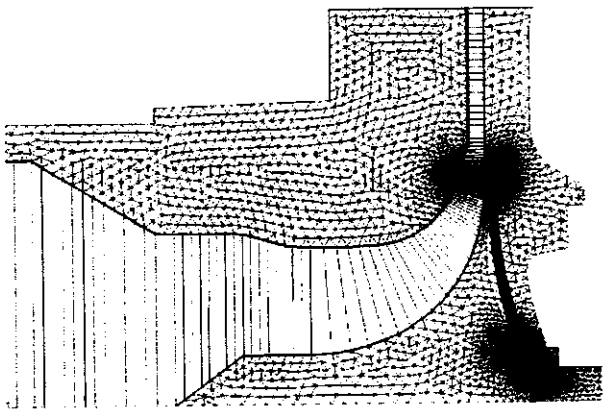


Fig.3 Sample computation grid for FCHT analysis

FCHT 解析に使用する格子の例を Fig.2 に示す。スクロールとケーシングトリートメントを省略し、軸とナットの代わりにフェアリングをつけた形状である。ラジアルギャップ内の格子は、境界層を適切に解像できるよう固体近傍に寄せてある。格子点数は 2 万点程度であり、3 次元 CHT 解析に必要な格子点数の 1%以下に抑えられている。

2.2 主流部のモデル

主流部の格子はFig.3 に示すように流れ方向に一列の検査体積をとり、外部関数として組み込んだ 1 次元モデルにより計算する。主流部はインレット、インペラ、ベーンレスディフューザからなり、それぞれの領域について質量保存式、エネルギー保存式、状態方程式を解く。ディフューザについては、上記方程式に加え角運動量保存も考慮する。

インレットは軸方向流れを仮定し、境界層も入口直径に対して十分薄いとしてブロッケージも考慮しない。ディフューザでは半径方向と周方向速度のみを考慮する。インペラおよびディフューザのブロッケージは別途実施する 3 次元 CFD 解析から得られる出入口のブロッケージより線形に補間して求める。インペラでは翼厚分のブロッケージも考慮する。静止流路部からの粘性による発熱は無視できると考えられるので、インレットおよびディフューザの流れは非粘性を仮定した。一方インペラでは、ポリトロープ効率の形で損失を表わし、3 次元 CFD 結果の断熱効率と一致するように定義する。またインペラの軸出力は、滑りを考慮した流れ角分布の形で与える。

主流流路周りの固体への熱伝達は管内乱流境界層を仮定し、

$$Nu = 0.022Re^{0.8}Pr^{0.5}$$

から算出する[4]。ここで、Re はインペラの羽根がフィンとして働く効果は、羽根による表面積増加分として考慮する。主流部の 1 次元モデルと FLUENT の CHT ソルバーはこの熱伝達境界により連成される。

2.3 境界条件

ケーシングやシールプレートからの輻射と軸を介した熱伝導は無視できる程度だと仮定すると、対応する境界は全て断熱条件を課すことができる。スクロール入口の流体と周りの固体の温度の差は小さいと考えられるため、スクロールとの境界ではディフューザ出口の静温と等しいとしてスクロ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1　Comparison of impeller temperatures obtained experimentally and numerically

	Impeller hub	Impeller base
T_{FCHT}/T_{Expt}	0.996	0.956
$T_{3D\ CHT}/T_{Expt}$	0.996	0.982

Table 2　Cooling conditions for seal plate cooling

Coolant	Re_c	% mass flow
Baseline	0	0.0
Air	1500	3.0
Air	4000	8.0
Water	1500	---
Water	4000	---

ールからの熱流入を模擬する。ラジアルギャップと接するインペラ壁面には、軸周りの回転を運転条件に対応する回転数で与える。

軸とシールプレートの間には通常隙間が存在するが、シールリングが完璧に機能すると仮定すればそこからの漏れは無視できる。この時ラジアルギャップは閉鎖された空間となり、定常的な状態にあれば主流からラジアルギャップへの漏れも無視できると考えられるため、主流部とラジアルギャップの流体は連成させない。ラジアルギャップの主流部との境界では、隣接する主流の全温と全圧を与える。

2.4　解析手法の検証

100%回転数における最高効率条件で計算した解析結果を試験結果との比として Table 1 に示す。インレット近くのインペラハブ面温度は 1%以内、インペラ外径近くのインペラベースの温度は 5%以内の誤差で模擬されている。インペラベースの温度は 3 次元 CHT 解析と比較しても誤差が大きくなっているが、予備設計としては十分な精度で解析できている。特筆すべきは、3 次元 CHT 解析では格子生成等の前処理に数週間、計算にも一週間程度必要であるのに対し、FCHT 解析では前処理から計算まで含めて一日程度で解析できる点にある。さらに詳細な検証については文献 2) を参照されたい。

3．冷却設計への適用

FCHT 解析は従来手法と比較して非常に小さいリソースで短時間にある程度の妥当性を持った検討ができるため、設計初期段階における温度分布の見積もりや冷却設計に有効である。その適用例を以下に３つ紹介する。以下の例において、固体部の材質はアルミニウムを想定した。

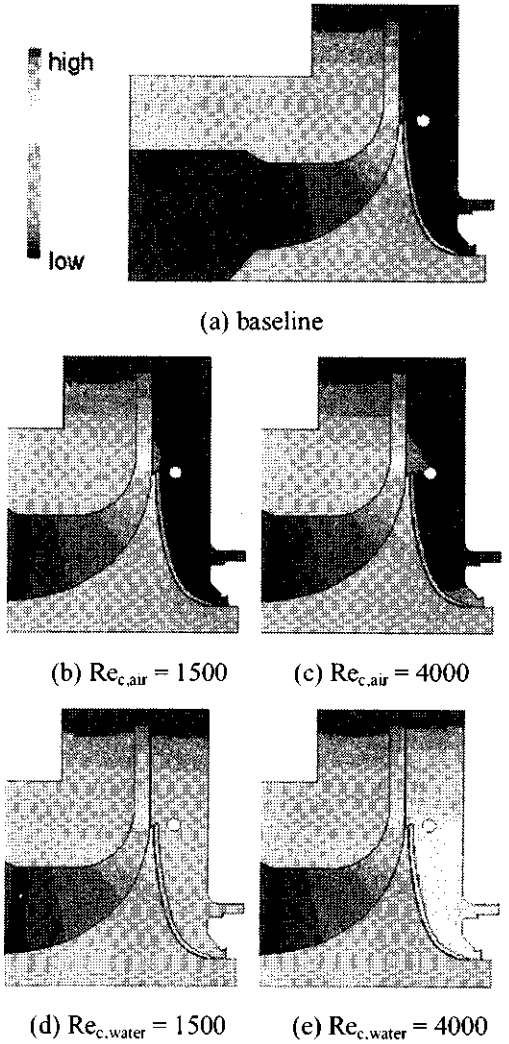
3.1　シールプレートの冷却

遠心圧縮機インペラの最外周部は、最高速で回転しているためラジアルギャップからの空力加熱が大きく、インペラでの圧縮過程の出口に近く、さらにディフューザとも近接しているため、高温強度が最も問題になる。そこでシールプレートのインペラ外径近くに冷却流路を設け、シールプレートを間接的に冷却する効果について検討した。冷却流路はインペラ外径の約 8%の直径をもつ円管とし、その中を常圧・300K の冷媒が通過することを仮定した。十分に発達した管内乱流を仮定し、冷媒の熱伝達率はコルバーンの式

$$Nu_d = 0.023 Re_c^{0.8} Pr^{1/3}$$

より見積もった [4]。Re_c は冷却管径を基にしたレイノルズ数、Pr はプラントル数である。冷却条件を Table 2 に示す。% mass flow は主流流量に対する質量流量比である。

各冷却条件における温度分布コンターを Fig.4 に示す。空冷の条件では、無冷却の Baseline と比してほとんど冷却されていない。Re_c=4000 の条件でも、冷却管周りが若干冷やされて見える程度である。



(a) baseline

(b) $Re_{c,air}$ = 1500　(c) $Re_{c,air}$ = 4000

(d) $Re_{c,water}$ = 1500　(e) $Re_{c,water}$ = 4000

Fig.4　Compressor temperature contours under different rate of cooling.　Contours are on identical scale.

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

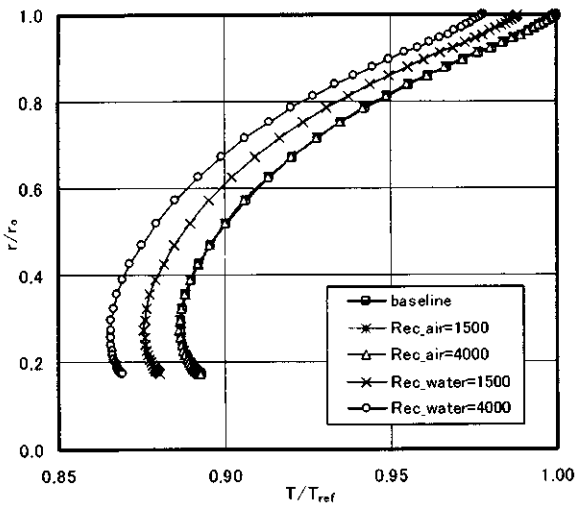


Fig.5 Impeller base temperature distribution under different rate of cooling

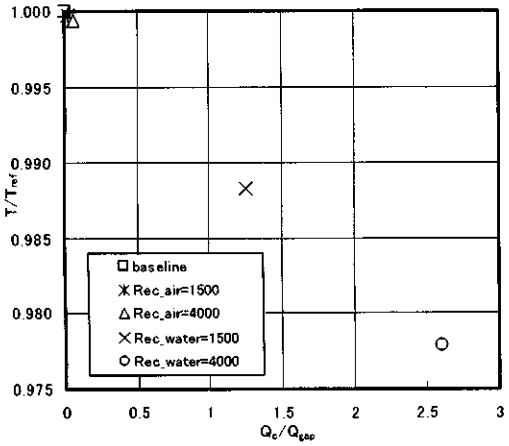


Fig.6 Peak temperature on impeller base

同等の水冷条件では、シールプレートの温度が明らかに下がっている。一方で、ケーシング側の温度にはほとんど影響がない。

インペラベースの温度分布を Fig.5 に示す。温度は無冷却時の最外径位置の温度 T_{ref} で、半径位置はインペラ半径 r_o でそれぞれ無次元化している。インペラ外径近傍のみを冷却しているにもかかわらず、インペラベース全体の温度がほぼ均一に低下している。インペラベースの間接冷却による効果は空冷条件ではほとんど得られず、水冷条件でも数%の温度低下にとどまることが推測できる。

冷却による吸熱量 Q_c に対するインペラベース最外周部の温度を Fig.6 に示す。吸熱量は、インペラギャップからインペラに流入する熱量 Q_{gap} で無次元化している。スクロールとの接続部の温度をスクロール入口温度に固定しているため冷却量の増加のうちスクロールからの流入熱量が増加してしまう影響があるが、インペラ最外周部の温度を有

Table 3 Effect of YSZ TBC on impeller temperature

TBC location	T/T_{ref}
Impeller base	0.992
Base and outer periphery [2]	0.971

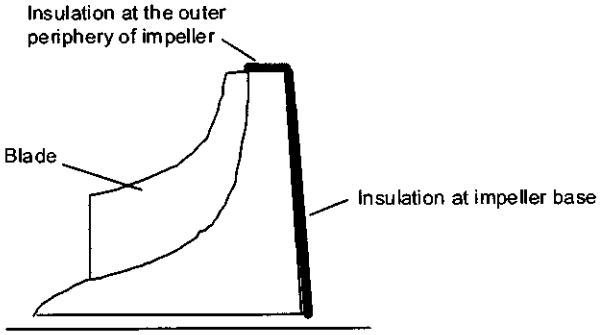


Fig.7 Location of insulation to reduce heat transfer into impeller

度が必要であることを示唆する結果になっている。本検討では単純な円管流路を仮定したが、冷却流路配置の工夫や乱流促進体の適用等で冷却能力を向上させることが可能である。その際にも、ラジアルギャップからインペラへ流入する熱量と同程度の冷却能力を目安に設計することが必要である。

3.2 遮熱コーティング

超高温環境下で使用されるガスタービンやジェットエンジンのタービン翼には、翼への熱流入量を低減させる目的で TBC と呼ばれる遮熱コーティングが使用されている。同様の目的で TBC により熱源であるラジアルギャップからの熱流入を低減させる効果を検討した。TBC の材質はガスタービンにも使用されるイットリア安定化ジルコニア（YSZ）とした。TBC は一次元的な熱抵抗としてモデル化し、物性は文献 3) を参照した。Lei ら [2] はインペラベースとインペラ外周部へ 500 μm の TBC を塗布したケースを検討しているが、ここではクリアランスの調整加工を考慮してインペラベースのみに 200μm の TBC を塗布したケースを検討した（Fig.7）。インペラベース最外周の温度を Table 3 に示す。インペラ背面全体を TBC 加工した Lei らの結果と比べて遮熱効果は小さいが、同じ厚みの TBC を塗布したとすればインペラベースのみの TBC でも 2%程度の温度低減効果が見込めると推定できる。

3.3 直接冷却

インペラベースを直接的に冷却する方法として、冷却空気をラジアルギャップに導入することを検討した。冷却系の概略を Fig.8 に示す。インペラ外径近くに冷却空気を導入し、外径の 60%位置から

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

意に下げるためにはインペラへの流入熱量と同程排出する。冷却空気の入口温度は 50℃、入口圧力は圧縮機吐出圧と仮定した。

流量を変化させたときのインペラベースの温度分布を Fig.9 に示す。主流流量の 1%の冷却空気量

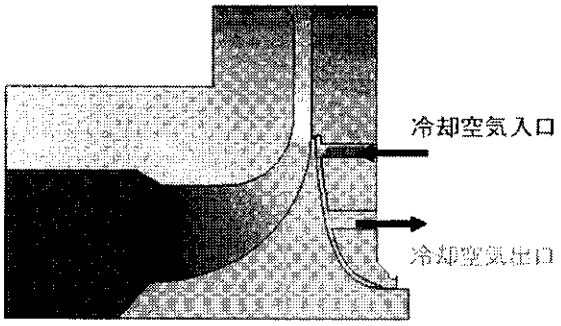


Fig.8 Schematic of direct cooling

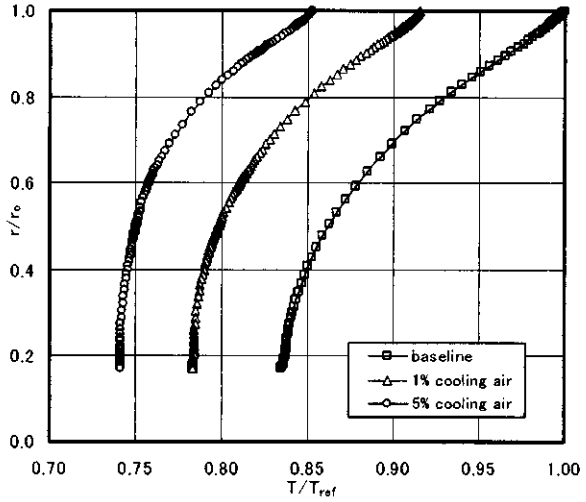


Fig.9 Effect of amount of cooling air on impeller base temperature distribution

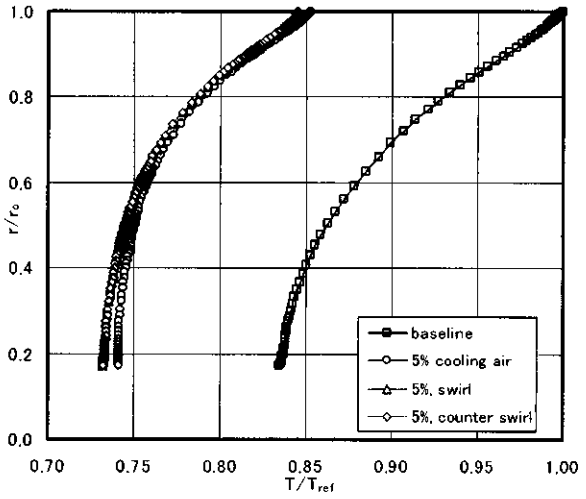


Fig.10 Effect of cooling air swirl on impeller base temperature distribution

をラジアルギャップに導入するだけでインペラベースの最外周部で 8%程度の温度低減効果が、5%の冷却空気量で約 15%の冷却効果が見込まれる。シール等の問題は残るが、ラジアルギャップを直接的に冷却することは非常に有効な手段であることが分かる。

冷却空気に旋回を与えた場合のインペラベースの温度分布を Fig.10 に示す。旋回は流入方向を 45 度とし、インペラの回転方向と順方向（swirl）と逆方向（counter swirl）を検討した。冷却空気量は主流の 5%とした。旋回を与えることでインペラベースの温度を 1%程さらに低減させる効果が見込まれるが、旋回の方向はあまり影響がないと考えられる。

4．まとめ

遠心圧縮機初期設計時の寿命評価に適用することを想定した簡易的な温度予測手法である FCHT 解析を紹介し、その適用例を報告した。一般的な 3 次元 CHT 解析では前処理に掛かる時間を含め解析に数週間は掛かってしまうところ、FCHT 解析を適用することで 1 日程度まで解析期間を短縮でき、その温度予測精度は実用に耐え得る。インペラベース外周部の温度を数%低減させるには、シールプレートの間接冷却やインペラ背面への遮熱コーティングが有効である。10 数%のオーダーの冷却能力が必要とされる場合には、ラジアルギャップを直接的に冷却する必要があると考えられる。

参 考 文 献

1) Yamagata, A., Nagai, S., Nakano, K. and Kawakubo, T.: Prediction and Measurement of Turbocharger Compressor Wheel Temperature, 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, (2006) pp.3-13.
2) Lei, V. M. and Kawakubo, T.: A Fast Method for Conjugate Heat Transfer Analysis of Centrifugal Compressor, IMECE2007-41368 (2007)
3) Padture, N. P., Gell, M and Jordan, E. H.: Thermal Barrier Coatings for Gas-Turbine Engine Applications, Science, Vol. 296 (2002) pp.280-284.
4) Kays, W. M. and Crawford, M. E.: Convective Heat and Mass Transfer (2nd ed.), (1980) McGraw-Hill

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

三角形タブによる衝突噴流中の縦渦構造及び熱伝達促進に関する研究

*益子　雄太郎，林　智希（東理大院），元祐　昌廣，本阿弥　眞治（東理大）

A Study on Heat Transfer Promotion and Longitudinal Vortex Structure in an Impinging Jet Using Triangular Tabs

*Yutaro MASHIKO, Tomoki HAYASHI
Masahiro MOTOSUKE and Shinji HONAMI (Tokyo Univ. Science)

ABSTRACT

Impinging jet is used for internal cooling of turbine blade and combustor because of its high heat transfer rate at the impinging surface including the stagnation point. The triangular tabs are attached to the nozzle exit in order to obtain the higher heat transfer rate without increasing the flow rate. We conducted experiments on the impinging jet to clarify the correlation between the flow structure and heat transfer. In particular, the relationship between pitch angles and number of the tab is discussed. It is found that the inward and outward vortex pair depending on the tab pitch angle is important for heat transfer promotion.

Key words: impinging jet, heat transfer, tab, longitudinal vortex

1．はじめに

近年，世界規模でのエネルギー消費量及び地球温暖化ガス排出量の削減は緊急の課題となっており，これらの解決に向けてジェットエンジンやガスタービンなどの高効率化が進められている．ガスタービンの熱効率を向上させるためにはタービン入口温度を上昇させる必要があり，これを可能にさせる冷却技術の向上が必要不可欠となっている．衝突噴流は，よどみ点付近で高い熱伝達率が得られ，流量の調整が容易であることから，タービン翼等の内部冷却手段として広く用いられている．さらに非円形噴流や渦発生器などを用いて流れに乱れを付加させることによって，流量を増加させずに熱伝達を促進させることができることから現在研究が盛んに行われている．

本研究では，ノズル出口に小型の三角形タブを設置する方法を用いる．タブは噴流中に縦渦を発生させて乱れを付加し，熱伝達を促進させる．タブの配置角度及び個数の違いによる縦渦構造の変化，隣り合う縦渦の干渉，ならびに伝熱特性に及ぼす影響について調査した．即ち，流速測定及び流れの可視化によって流動特性を明らかにし，これを熱伝達率分布と照らし合わせ，最適なタブの配置を定量的に明らかにすることを本研究の目的とする．近年のガスタービンに用いられる噴流のノズル径は小さく，タブの設置には高い製造，加工技術を要するが，これらの技術は今後向上し，本研究が貢献していくと考えられる．

2．記号

D	：ノズル出口径 [mm]
L	：ノズルと衝突面の距離 [mm]
n	：タブ個数
Nu	：Nusselt 数
q_w	：壁面熱流束 [W/m^2]
r	：半径方向距離 [mm]
R	：自己相関係数
Re_D	：Reynolds 数
T_a	：流体温度 [K]
T_w	：衝突面温度 [K]
u	：時系列流速 [m/s]
U	：流速 [m/s]
U_{ref}	：基準点流速 [m/s]
x	：流れ方向距離 [mm]
α	：熱伝達率
ϕ	：タブ設置間隔 [deg]
ψ	：衝突面方位角 [deg]
λ	：空気の熱伝導率
θ	：タブピッチ角 [deg]
τ	：遅れ時間 [sec]

3．実験装置および方法

図 1 に実験装置及び座標系を示す．基準点流速は U_{ref} = 15 m/s とし，ノズル径 D (= 40 mm) を代表長さとしたレイノルズ数は $\mathrm{Re}_D = 3.9\times10^4$ である．また，ノズル－衝突面距離は $L/D = 2$ とした．座標系はノズル出口中心を原点 O，流れ方向を x，半径

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

方向を r，衝突面上の方位角を ψ とする．

タブの形状は直角二等辺三角形であり，図 2 に示すようにノズル出口に設置した．本研究ではタブピッチ角 θ（流れ方向に対する傾斜角度）は 45, 90, 135 deg，タブ個数 n は 2, 4, 6 について調査した．なお，タブは 0.1 D の高さで突出させ，タブ 1 個当たりの閉塞率（ノズル出口面積に対する投影面積の割合）は 1.45 %である．

自由噴流と衝突面上 1 mm の断面の流速は I 型熱線流速計を用いて計測した．サンプリング周波数は 5 kHz，取得時間は 10 s とした．

ドライアイス法による可視化は，タブなしの場合とありの場合（n = 1）について高速度カメラで撮影した．なお，基準点流速は流れの様子を観察し易くするために U_{ref}= 6 m/s とした．

熱伝達測定には図 3 に示す熱伝達測定板を用いた．この測定板はガラス製で，表面の SnO_2 透明導電膜を通電して加熱する．背面に空気層を設けることで断熱性に配慮した．また，ガラス板に感温液晶を印刷し，衝突面の温度 T_w を呈色の変化より計測する．このときの温度較正には，ニューラルネットワーク法を用いた．38～64 ℃の範囲でガラスの温度を変化させ，各温度における液晶の呈色の様子を撮影し，図 4 に示すように対応付けを行う．本実験での学習回数は 2.0×10^5 回とし，最大二乗誤差は 0.0006 である．

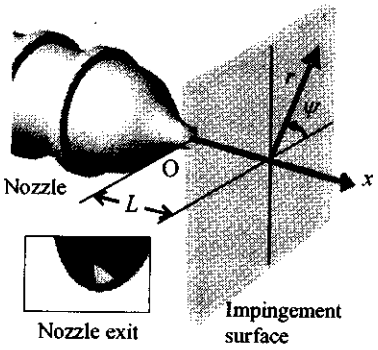


Fig. 1 Experimental apparatus

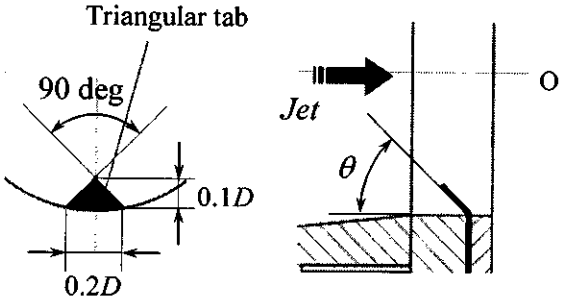


Fig. 2 Configuration of tab at the nozzle exit

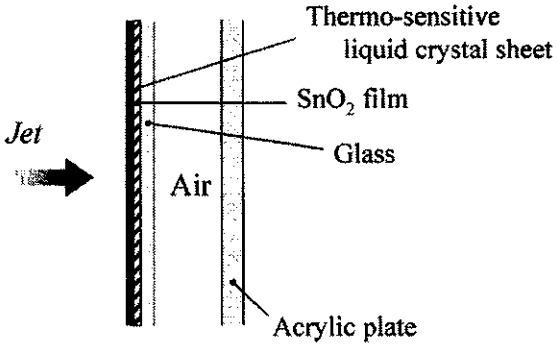


Fig. 3 Constitution of impingement surface

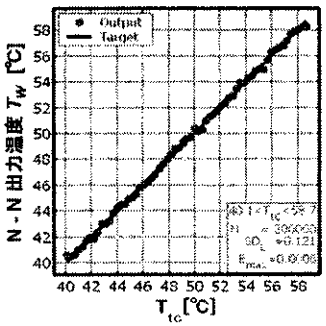


Fig. 4 Neural Network output

4．評価方法

ノズル直径 D を代表長さとしたヌッセルト数 Nu は式(1)により算出する．流れの周期性の評価は，式(2)に示す時系列流速の自己相関係数 $R(\tau)$により行う．

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha D}{\lambda} = \frac{q_w}{T_w - T_a}\cdot\frac{D}{\lambda} \tag{1}$$

$$R(\tau) = \frac{\overline{u(t)u(t+\tau)}}{\overline{u(t)^2}} \tag{2}$$

5．実験結果および考察

5.1 タブを設置しない場合の流動及び伝熱特性

図 5 にタブを設置していない状態での流動の様子を，図 6 にこのときの L/D = 2.0 における Nu 数分布を示す．タブなしのときには，ノズル出口から噴出された流れが大規模な横渦を形成し，衝突面に向かう．この横渦を伴ったせん断流れは r/D = 0.6 付近で衝突し，その後は半径方向に流れていく．このとき r/D = 1.5 付近で二次渦が発生し，r/D = 2.0 で崩壊する様子が見られた．Diddon ら [1] は，壁面噴流領域において周期性をもった横渦が非定常はく離を起こし二次渦が誘起されることを報告している．図 7 に示した衝突板上 r/D = 1.5, 2.0 の自己相関係数を見ると，中心から離れるにつれて周期性が失われ，二次渦が崩壊する過程が確認できる．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

図 6 を見ると，中心軸を対称に r/D = 0.6 と 2.0 付近の二つの領域で Nu 数が大きくなることがわかる．これは，噴流のせん断流れが衝突する位置及び二次渦が崩壊する位置と一致しており，熱伝達に大きく影響していると考えられる．その理由について Lee ら [2] は，衝突噴流領域から壁面噴流領域へ移行することで乱れ強さが大きくなり，層流から乱流境界層へと遷移するためと報告している．

ここで，$0 < r/D < 1.2$ のせん断流れが衝突面に到達する領域を中心領域，$1.2 < r/D < 3.0$ の二次渦が発生する領域を周囲領域と定義する．また，それぞれの領域での Nu 数の極大値を第 1，第 2 の極大値と呼ぶ．ここでは第 2 の極大値が大きく，二次渦の Nu 数に及ぼす影響が強いことがわかる．

Fig. 5 Flow visualization (w/o tab)

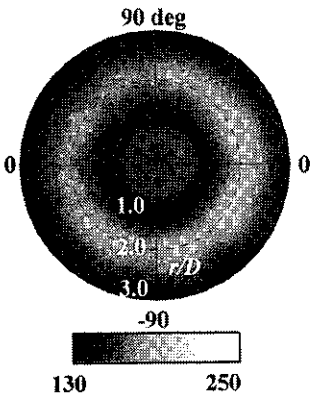
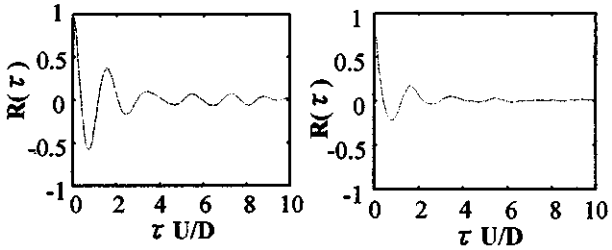


Fig. 6 Nusselt number(w/o tab)



(a) r/D = 0.6　　(b) r/D = 1.5

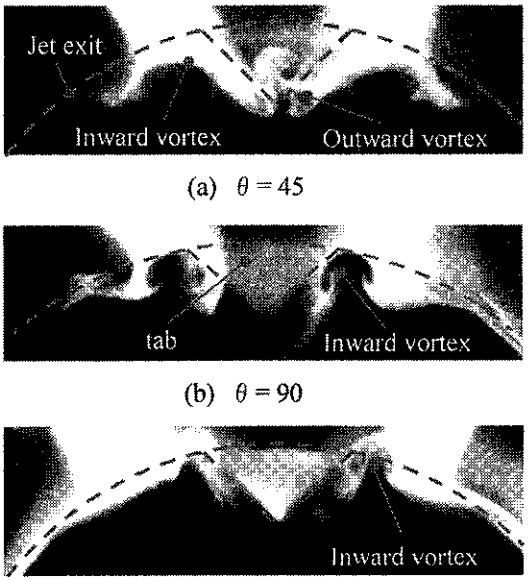
Fig. 7 Frequency on impingement surface (w/o tab)

5.2 タブによる噴流中の縦渦構造と流動

Zaman ら [3] は，ノズル出口に設置した三角形タブは一対または二対の逆回転渦対を生成し，タブのピッチ角によって縦渦の回転方向が異なると述べている．この渦構造の違いは，下流の流動特性と熱伝達特性に大きく影響を及ぼすと考えられる．

図 8 に x/D = 0.1 での流れをタブピッチ角 θ = 45, 90, 135 deg について可視化した様子を示す．図 8 (b), (c) に示した θ = 90, 135 deg の渦構造は類似しており，タブの左右両側に一対の縦渦が確認できる．これはタブ基部形状に起因して発生した縦渦で，周囲流体を主流中へ巻き込むような回転方向を持つことから，この渦形態を inward 形態と呼ぶ．これに対して図 8 (a) に示した θ = 45 deg では，inward 形態の渦対に加えて，タブ先端位置に主流中の流体を外方向へ輸送するような回転方向をもつ一対の渦を生成する．この渦は中心から外側へ巻き上げる方向に回転することから outward 形態と名付ける．また，このときの inward 形態渦対は θ = 90, 135 deg に比べて弱い．

このように，タブにより生成される縦渦の形態はタブピッチ角 θ によって異なることがわかる．



(a) θ = 45

(b) θ = 90

(c) θ = 135

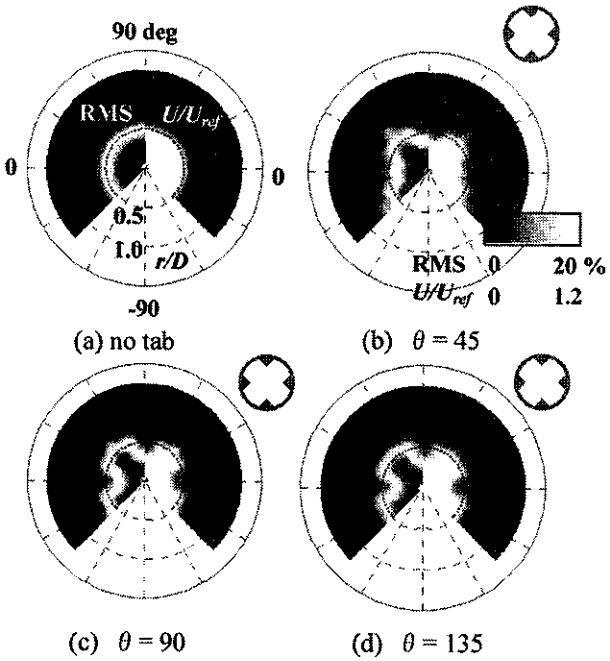
Fig. 8 Longitudinal vortex around a tab

ピッチ角による縦渦構造の違いは，せん断層の歪みに表れる．図 9 に x/D = 0.6 の断面における自由噴流の流速分布及びその RMS 分布を示す．なお，軸対称のため片側のみを示す．右側が流速分布，左側が RMS 分布である．タブなしのときは円形であったせん断層が，タブを設置したことによりどのケースにおいても歪められている．これはタブを避けるように流出するため，タブ設置間で流速が大きくなるからである．

ピッチ角を変えた場合について比較すると，図 9 (c), (d) に示す θ = 90, 135 deg の分布は類似しており，タブ設置方向に 1 つの大きな歪みを形成している．これに対して θ = 45 deg では，タブ設置方向の歪みが先端の位置でさらに外方向に歪みを形成している．これは図 8 で示したように，θ = 45 deg では，タブの先端位置に outward 形態の渦が形成され，この渦はタブ先端の位置でコア領域内の流れ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

を外方向へ輸送するためと考えられる．一方，inward 形態の渦はタブの両側で乱れを生成するので，どのケースにおいてもタブ基部に相当する位置での RMS が他の位置に比べて大きくなっている．



(a) no tab　(b) $\theta = 45$

(c) $\theta = 90$　(d) $\theta = 135$

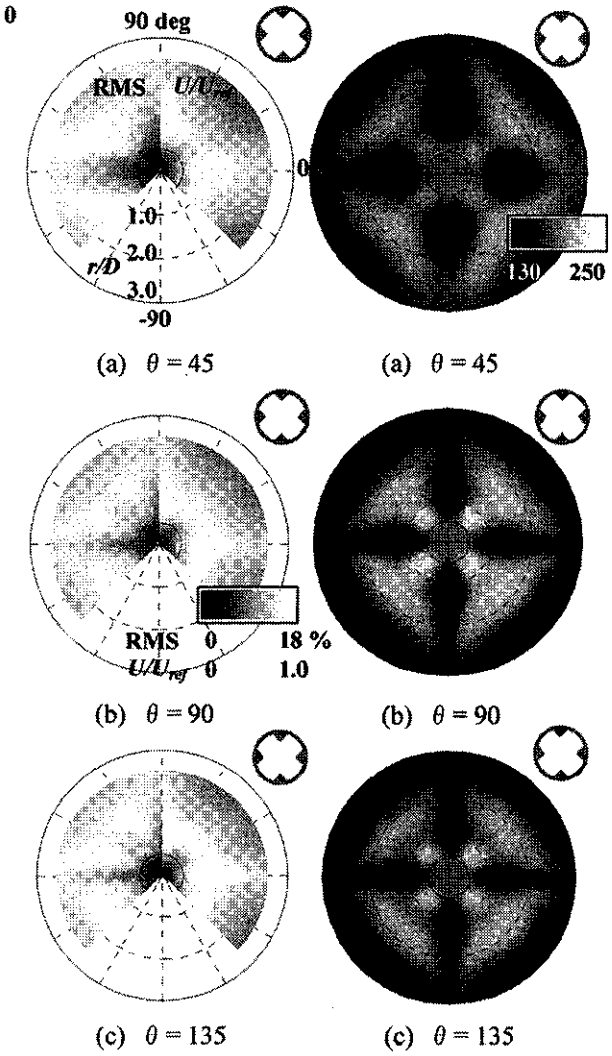
Fig. 9 U/U_{ref} and RMS contour ($x/D = 0.6$, 4 tabs)

5.3 タブによる流動変化が熱伝達に及ぼす影響

5.3.1 ピッチ角 θ による違い

図 10, 11 にタブ個数 4 の場合の衝突面上流速及び RMS 分布と Nu 数分布を示す．図 10 を見ると，どの場合においてもタブ設置方向に高速領域が形成され，タブ設置間方向では比較的低速となる．逆に乱れ強さはタブ設置方向で小さくなっている．これは，タブによる inward 形態の縦渦発生に伴うせん断層の歪みにより，タブ設置方向で衝突面への渦の到達遅れが生じ，その結果ポテンシャルコア内の流れが外方向に流出するためと考えられる．$\theta = 90, 135$ deg に比べて $\theta = 45$ deg の高速領域が広いのは，outward 形態の縦渦によりタブ設置方向への流れの流出が助長されているためである．このとき，乱れの小さいポテンシャルコア内の流れがタブ設置方向へ流出するため，この方向での乱れ強さが小さくなる．

図 11 では，タブ設置間方向の Nu 数が大きくなり，タブ設置方向には Nu 数が小さい領域が形成され，タブなしの場合に見られた軸対称性は失われる．また，タブなしの場合と同様に 2 つの極大値が存在する．そして，$\theta = 90, 135$ deg の分布は類似している．図 12 にはタブなし及び各ピッチ角におけるタブ設置方向とタブ設置間方向の Nu 数を示す．$\theta = 90, 135$ deg では，タブ設置間方向の中心領域において局所的に Nu 数が大きく，$\theta = 90$ deg の最大 Nu 数はタブなしの場合に比べ 40 %以上大きい．これは，inward 形態の渦により大きな乱れが付加され，その流れが衝突することによって熱伝達が促進されたと考えられる．タブなしの場合とは逆に，$\theta = 90, 135$ deg では第 1 の極大値が大きいことから，タブによる縦渦の影響が大きいと言える．$\theta = 135$ deg と比べて $\theta = 90$ deg における Nu 数がわずかに大きいことから，$\theta = 90$ deg の inward 形態渦対の方が $\theta = 135$ deg より強いと考えられる．



(a) $\theta = 45$　(a) $\theta = 45$

(b) $\theta = 90$　(b) $\theta = 90$

(c) $\theta = 135$　(c) $\theta = 135$

Fig. 10 U/U_{ref} and RMS contour on impingement surface (4 tabs)

Fig. 11 Nusselt number (4 tabs)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

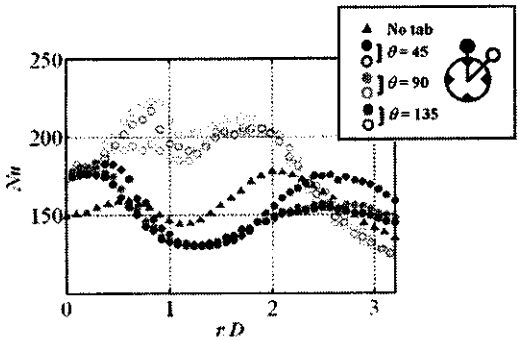
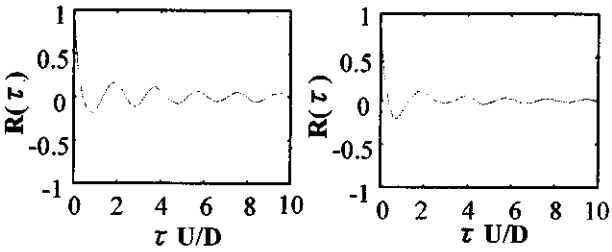


Fig. 12 Nusselt distribution in radial direction



(a) $r/D = 0.6$ (b) $r/D = 1.5$

Fig. 13 Frequency on impingement surface (4 tabs)

これに対して $\theta = 45$ deg では，$\theta = 90, 135$ deg と比べて inward 形態渦対が弱く，中心領域の Nu 数は比較的小さいが，タブ設置方向の周囲領域では大きい値を示し，$\theta = 90, 135$ deg に比べて Nu 数は 13 %大きくなっている．図 13 に示す自己相関係数より，衝突面上の流れがタブなしの場合の流れと類似した周期性を有することがわかる．よってタブなしと同様に二次渦が誘起され，周囲領域の熱伝達を促進させていると考えられる．このときの流れが周期性をもつ理由は，$\theta = 45$ deg における弱い inward 形態の縦渦は衝突前の噴流が有する周期性を崩壊させず，この流れが outward 形態の縦渦によって半径方向へ流出させられたためであると考えられる．

$\theta = 90, 135$ deg では，タブ設置間方向中心領域の熱伝達は大きく促進されるが，タブ設置方向周囲領域の熱伝達が抑制されるという欠点がある．これに対して $\theta = 45$ deg では，中心領域の熱伝達は $\theta = 90, 135$ deg ほど促進されないものの，周囲領域の熱伝達が促進されるという特徴を有する．

5.3.2 隣り合う縦渦の干渉と熱伝達への影響

タブ設置間隔を変えた場合の，隣り合う縦渦の干渉が熱伝達に及ぼす影響を比較するために図 14, 15 にタブ個数 2, 6 における Nu 数分布を $\theta = 45, 90, 135$ deg について示す．

まずタブ個数 2 については，タブ設置間方向で特に $\psi = 45$ deg 方向の Nu 数が大きい．これはタブ個数 4 の場合と同様に，inward 形態渦対の影響と考えられる．ピッチ角ごとに比較すると，中心領域の Nu 数は $\theta = 90, 135$ deg の方が大きく，周囲領域では $\theta = 45$ deg の方が大きい傾向はタブ個数 4 の場合と同様である．しかし，ピッチ角を変えた場合の Nu 数分布の変化はタブ個数 4, 6 の場合に比べて小さいと言える．

これに対して，タブ個数 6 については，$\theta = 45$ deg と 90, 135 deg の分布に大きな違いが見られる．特に $\theta = 45$ deg の分布は他の場合とは異なり軸対称性が高くなり，周囲領域の中でも特に $1.9 < r/D < 2.6$ の領域ではほぼ全方向で熱伝達が促進されている．また，$\theta = 90, 135$ deg の分布については，タブ個数 4 の場合に比べて，タブ個数を 6 に増やすと中心領域での Nu 数は小さくなる．これらの現象は，タブピッチ角による縦渦構造の違いとタブ設置間隔による縦渦の干渉の違いが影響していると考えられる．

図 16 には $\theta = 45, 90$ deg についてタブ個数 2 で設置間隔を変えて Nu 数分布を測定した結果を示す．ϕ はタブの設置間隔を表す．$\theta = 90$ deg の場合には中心領域の熱伝達が促進されるが，この場合 $\phi = 90$ deg としたときの方が $\phi = 60$ deg より局所的に Nu 数が大きくなっている．また，$\theta = 45$ deg の場合には周囲領域の熱伝達が促進されるが，$\theta = 90$ deg の場合とは逆に $\phi = 60$ deg としたときの Nu 数が大きい．これらの結果からタブ設置間隔を 0～90 deg の範囲で広くすると inward 形態渦対の干渉が強くなり，狭くすると outward 形態渦対の干渉が強くなるので，Nu 数が大きくなる領域が異なると考えられる．

また，タブの閉塞効果による流速の増加も Nu 数増加に影響すると考えられる．タブ個数の増加によってノズル出口面積が減少し，流速は増加するため，第 1，2 の極大値やよどみ点での Nu 数はタブ個数の増加に伴い大きくなる傾向がある．しかしながら，$\theta = 90, 135$ deg の第 1 の極大値については，タブ個数 6 の場合に比べて 4 の場合の方が大きく，縦渦の干渉が熱伝達に大きな影響を与えていることがわかる．

5.3.3 最適なタブ配置の選択

以上の結果より各領域の熱伝達を促進させる最適なタブの配置を検討する．図 11, 14, 15 の分布において Nu 数が最大となったのは $\theta = 90$ deg，タブ個数 4 の場合である．このとき最大で 40 %以上の熱伝達促進効果が得られ，よどみ点でも 19 %促進

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

する．$\theta = 90$ deg でタブ個数 6 とした場合の Nu 数も大きいが，タブを増やすことで損失が増大するにも関わらず最大 Nu 数は減少する．よって $\theta = 90$ deg，タブ個数 4 が中心領域の熱伝達促進に最適な配置であると考えられる．

また周囲領域では，$\theta = 45$ deg，タブ個数 6 の場合に全方向で熱伝達が 15 %以上促進する．他の配置ではタブ設置方向の熱伝達が 9～13 %抑制するが，この配置では抑制されない．よって $\theta = 45$ deg，タブ個数 6 が周囲領域の熱伝達促進に最適な配置であると考えられる．

6．結言

タブピッチ角及び個数を変えた場合について，流動特性及び熱伝達特性を実験的に検討した．その結果，タブによる縦渦構造の違いが熱伝達に及ぼす影響と各領域での熱伝達促進に最適なタブの配置を明らかにした．

(1) タブにより発生する inward 形態渦対は中心領域の熱伝達を促進させ，outward 形態渦対は周囲領域の熱伝達を促進させる．

(2) 中心領域の熱伝達促進に最適な配置はピッチ角 $\theta = 90$ deg、タブ個数 4 である．

(3) 周囲領域の熱伝達促進に最適な配置はピッチ角 $\theta = 45$ deg、タブ個数 6 である．

参 考 文 献

1) Didden, N. and Ho, C.-M.: Unsteady separation in a boundary layer produced by an impinging jet, Journal of Fluid Mechanics, 160 (1985), pp. 235 - 256.

2) Lee, S.-J. and Lee, J.-H.: The effect of nozzle aspect ratio on stagnation region heat transfer characteristics of elliptic impinging jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000), p. 555-575.

3) Zaman, K.B.M.Q., Reeder, M.F. and Samimy, M.: Control of an axisymmetric jet using vortex generators, Physics of Fluids, 6 (1994), pp. 778 - 793.

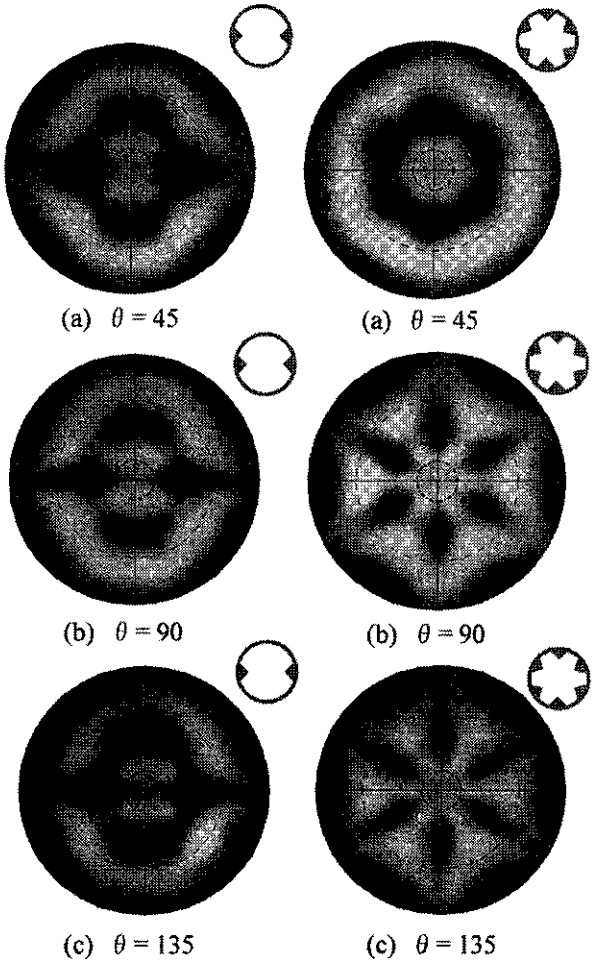


Fig. 14 Nusselt number (2 tabs)

Fig. 15 Nusselt number (6 tabs)

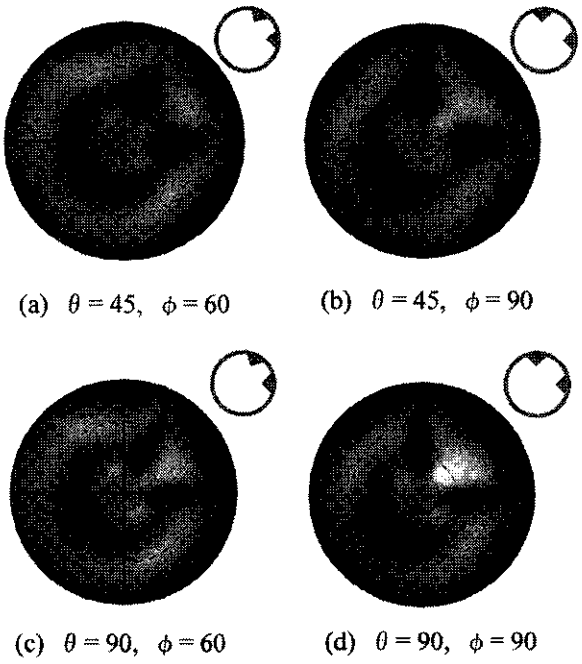


Fig. 16 Nusselt number
(Difference of angle between two tabs)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

フィルム孔を有する閉鎖空間における斜め衝突噴流の伝熱特性

※永川　悠太（阪大工院），　武石　賢一郎（阪大工院），北村　剛（阪大工院）

Heat Transfer Characteristics of Inclined Jet Impingements in Closed Cavity with a Film Cooling Hole

※Yuta EGAWA(Osaka Univ.), Kenichiro TAKEISHI(Osaka Univ.) and Tsuyoshi KITAMURA(Osaka Univ.)

ABSTRACT

One of the new cooling concepts of turbine nozzle and blade endwall for next generation 1700℃ class industrial gas turbines is an impingement cooling technology in a closed cavity. As the turbine inlet temperature increases the turbine aerodynamic load becomes high and the secondary flow generated by pressure difference between pressure and suction side of a vane becomes strong. Thereby, passage vortex glows strong and rolls up the film cooling air blowing through a film cooling hole in the endwall to cool the endwall. Therefore, not to penetrate the film cooling air into the passage vortex, film cooling air must remain in the boundary layer under the passage vortex. Cell cooling structure and swirling film cooling will solve these problems. In this paper heat transfer coefficients of inclined jet impingements in a closed cavity to make swirling motion were studied by using naphthalene sublimation method.

Key words : Gas-Turbine, Impingement Cooling, Heat Transfer, Naphthalene Sublimation Method

1.　緒言

現在，環境問題の観点から産業用発電機や航空用ジェットエンジンに用いられるガスタービンは熱効率の向上が求められている．ガスタービンの熱効率を改善するためには，タービン入口温度(TIT)を上昇させる方法が有効である．しかしながら，TITの上昇に伴って高温部材を材料許容温度以下に保つには高度な冷却技術が不可欠となる．現在のタービン翼にはフィルム冷却とインピンジメント冷却を組み合わせた冷却構造が採用されている．翼冷却の中でエンドウォールのフィルム冷却は，通過渦と圧力勾配の存在によって困難なものとなっている．エンドウォール上の流れを図1[1)]に示す．通過渦に貫通した冷却空気は巻き上げられてフィルム冷却を行うことができない．また，エンドウォール上の圧力勾配は冷却空気流量の局所的な偏りを生み，最悪の場合内部への主流の逆流を生じる．そこで，フィルム冷却空気に旋回を与えることで通過渦への貫通を抑制し，エンドウォール表面近くにフィルム冷却空気をとどめることを試みた．その概観図を図2に示す．内部のインピンジメント冷却を行う領域を六角形のセルに区切り，そこに2つの斜め衝突噴流を流すことで旋回流を作り出した．また，セルごとの流量を制御することで上述の逆流を防ぐことができる．しかし，この構造では噴流が斜めに衝突するため，インピンジメント冷却による熱伝達率の低下が予想される．冷却性能は内部冷却と外部冷却を総合して判断すべきである．そのため，本報ではこの

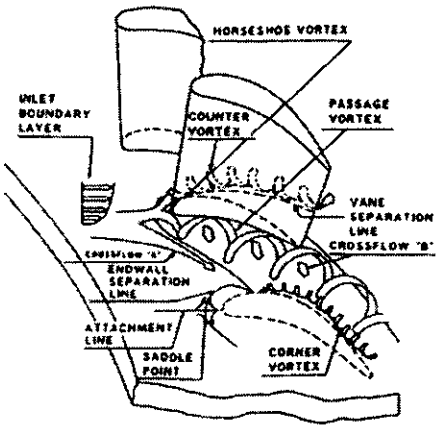


図1　エンドウォール上の流れ[1)]

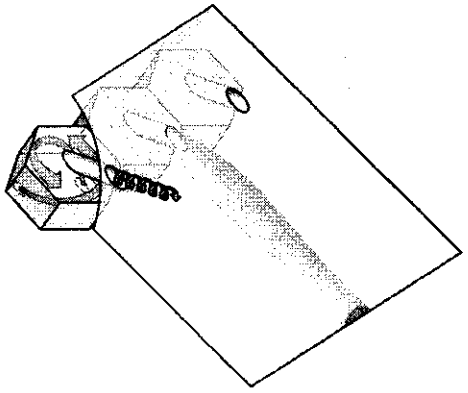


図2　冷却構造概観図

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

セル内における斜めインピンジメント冷却の熱伝達特性について調査した結果について述べる.

2. 実験方法および装置

本研究では噴流衝突面上の局所熱伝達率の計測にナフタレン昇華法[2)]を使用した. ナフタレン昇華法は熱伝達と物質伝達のアナロジーを用いることにより, 物質伝達率を求めることによって熱伝達率を得る方法であり, 複雑な流れや形状において, さらに壁面付近で速度勾配の大きい流れにおいて特に有効である. また, ナフタレンの昇華における物質伝達の境界条件が対流熱伝達における等温, 断熱条件に一致するので, 壁面内での熱伝導損失の誤差をなくすことができる. ナフタレン昇華法には局所熱伝達率測定と重量測定による平均熱伝達率測定があるが, 本研究では局所熱伝達率測定を行った. ナフタレン面の昇華厚さを正確に測定することができれば, 物質伝達率は式(1)から求めることができる.

$$h_D = \frac{RT_W}{p_w} \cdot \frac{\rho\delta}{t_e} \qquad (1)$$

ここで, p_w : ナフタレン飽和蒸気圧, R : 気体定数, t_e : 昇華時間、T_w : ナフタレン表面温度, δ : ナフタレン昇華厚さ, ρ : ナフタレン密度である.

熱伝達と物質伝達のアナロジーを用いて, 式(2)より熱伝達率が求められる.

$$h = h_D \rho C_P (Sc/\mathrm{Pr})^{1-n} \qquad (2)$$

ここで, Cp : 空気の定圧比熱, n : 乱流定数、Pr : プラントル数, Sc : シュミット数, ρ : 空気密度である.

また, 実験結果は式(3)で定義する代表長さによって無次元化したヌセルト数 Nu を用いて評価する.

$$\mathrm{Nu} = \frac{hl}{\lambda} \qquad (3)$$

ここで, l : 代表長さ, λ : 熱伝導率である.

実験で使用するナフタレン基板は、表面が平坦で滑らかなナフタレン面が得られるよう、鋳型(70mm×70mm)を用いて製作された. フィルム孔を模擬した穴は鋳込む際に中子を差し込んでおいて製作された. 実験前後のナフタレン表面形状を計測し, その差をナフタレンの昇華厚さとして求めた. 表面形状は最小送り 1μmのオートトラバース装置(YASNAC J50M)と分解能 0.1μmのレーザー変位測定器(KEYENCE LT-9030M)によって測定された. 測定時の送り速度は 150mm/min, 測定器のサンプリングレートは 200msec に設定し, 0.5mm 刻みで表面形状の計測を行った. 測定装置を図 3 に示す. 六角形のセルを模擬したモデルをナフタレン基板に取り付けて実験を行った. モデルを図 4 に示す. 噴流の衝突距離は, 全てインピンジメント孔の 3.5 倍となるように設定し, 噴流が衝突する位置はどの角度の場合においても同じになるように設定された. また, 噴流流速はフィルム冷却の実験における主流 20m/s, 質量流束比 1.0 の場合に合わせて設定された. 実験条件を表 1 に示す.

また, 本報では円孔の旋回流フィルム冷却の結果についても触れる。本研究では壁面上のフィルム冷却効率を感圧塗料(PSP)を使用して計測した。感圧塗料は酸素濃度によって発光強度を変化させる特殊な塗料である。本研究では主流に空気、二次系の冷却気体に窒素を使用し、その物質伝達と熱伝達とのアナロジーを利用して壁面上のフィルム冷却効率を得た。

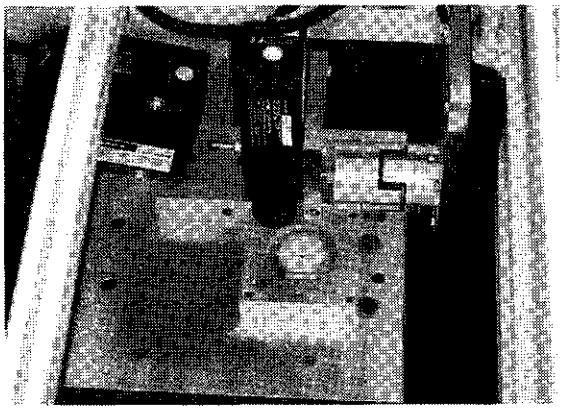


図 3　ナフタレン表面形状計測装置

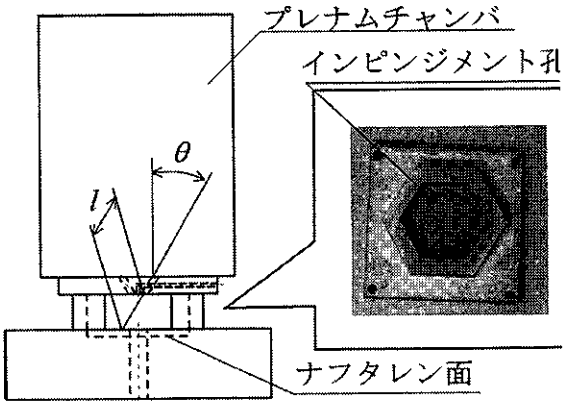


図 4　閉鎖空間モデル概観図と写真

表1　実験条件

噴流流速　u	51.65 m/s
インピンジメント孔直径　d	2.2 mm
レイノルズ数　Re	7575
衝突距離　l	3.5d mm
噴流角度　θ	10、20、30
出口孔直径　D	5 mm

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

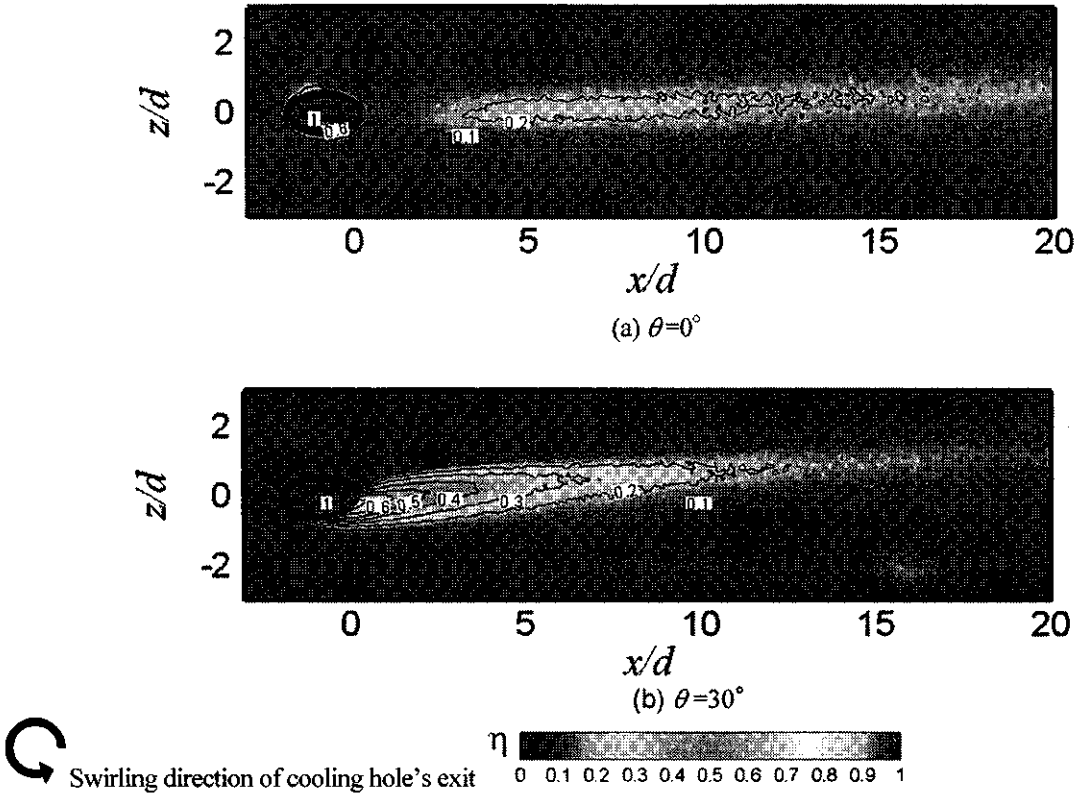


図5　壁面上のフィルム冷却効率，円孔，M=1.0

3. 実験結果および考察

3.1 フィルム冷却効率分布

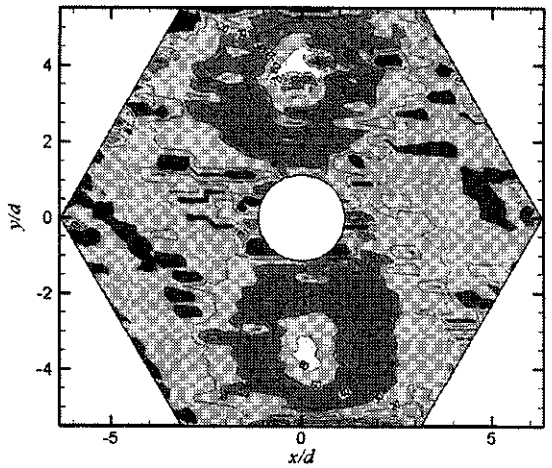
図5にフィルム冷却効率の計測結果を示す．[3] 主流流速を20m/s、冷却空気の質量流束比を1.0に設定し、実験を行った。旋回をかけていない場合、フィルム冷却空気はフィルム孔出口直後で一度壁から剥離し、その後下流において再付着していることがわかる。一方、旋回を与えるとその出口直後の剥離が抑制され、旋回なしの場合に比べて高い冷却効率が得られていることが確認される。通常のフィルム冷却では冷却空気が噴き出した際、主流と干渉して1組の渦を生じ、その渦が冷却空気を浮き上がらせる。旋回流を用いると、角運動量が保存されるため、冷却空気は旋回の方向に回転していく。結果、冷却空気が壁に当たり、高い冷却効率を示していると考えられる。図5の結果においては、z軸負の方向に冷却空気が回転していったため、冷却効率の分布に非対称性が見られる。

3.2 噴流衝突面の熱伝達率

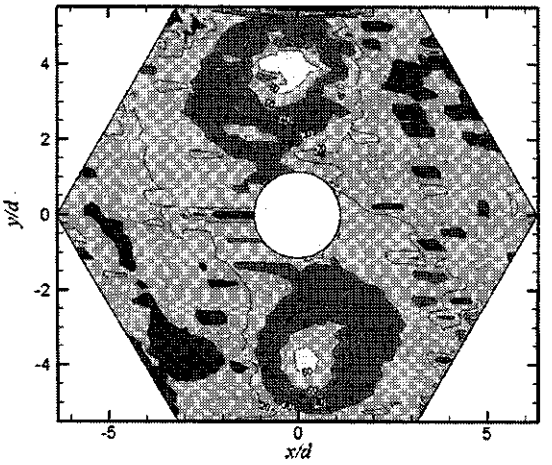
閉鎖空間における2孔斜めインピンジメント冷却の実験結果を図6に示す．図6において衝突噴流のノズルは12時と6時の位置に噴流が衝突するようにセットされている。ノズルの傾斜角は図面上で反時計方向になるように設定されている。各座標軸はインピンジメント孔直径で無次元化している。中央の円がフィルム孔を模擬した流体の出口である。Re数約8000において、面に垂直な衝突噴流冷却のよどみ点のNu数はおおよそ80程度である。[4]実験結果を見ると、θ=10、20°において、よどみ点のNu数は60程度であり、衝突噴流を斜めにしたことによって25%の熱伝達率の低下が確認される。一方θ=30° ではよどみ点が確認されない。閉鎖空間内でフィルム冷却のための旋回流を作り出してしまったため、それが衝突噴流へのクロスフローとして作用し、噴流を押し流してしまったためと思われる。そのため、押し流された噴流が壁面に当たっていると思わしき熱伝達率の上昇が図の左上と右下にそれぞれ確認できる。このような伝熱特性の変化は、θ=20と30の間で急激に生じており、噴流が当たる壁付近での流れ場が大きく変化したと考えられる。

次に、伝熱面の平均Nu数を図7に示す。伝熱面平均の結果からも、角度が大きくなるにつれて熱伝達率が低下していくことが確認される。その低下量は角度10° あたり約10%前後である。このような熱伝達率の低下は見られるが、このレベルの熱伝達率の減少は伝熱面へのディンプルの付加等各種手段によって対策可能であり、3.1に示したようなフィルム冷却効率の改善が得られるのであればこの構造を採用するメリットは十分あると考えられる。

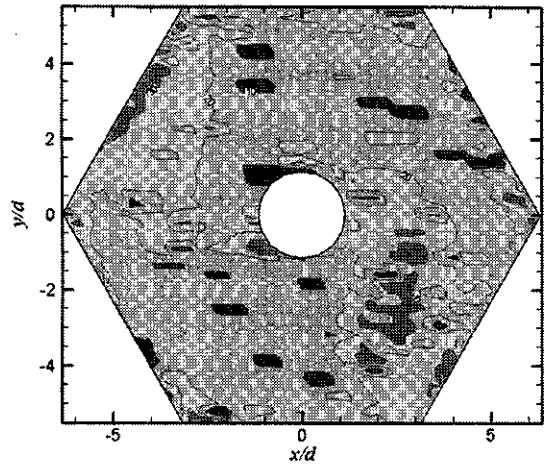
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) $\theta = 10°$



(b) $\theta = 20°$



(c) $\theta = 30°$

図 6　噴流衝突面 Nu 数分布

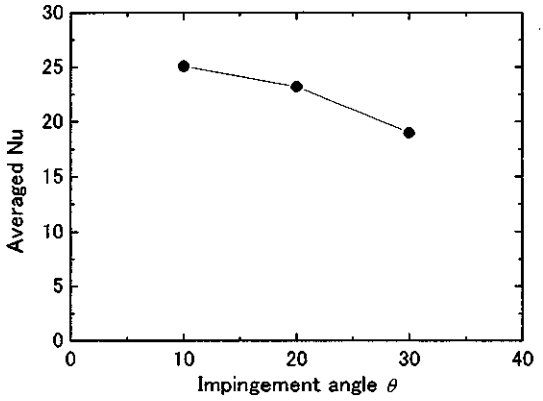


図 7　平均 Nu 数

4.　結論

高負荷タービンの端壁部を効果的に冷却する目的で、フィルム冷却に旋回流を適用した新しいコンセプトの冷却構造を考案し、その性能についてフィルム冷却とインピンジメント冷却の要素的な実験を行い、評価した。その結果、以下の結論を得た。

1. フィルム冷却空気に旋回を与えることによって、フィルム孔出口直後の剥離を抑制することができ、高いフィルム冷却効率を達成することが出来ることが明らかになった。フィルム空気に旋回を与えた場合、フィルム冷却効率の分布は、非対称性を示す。
2. 閉鎖空間で衝突噴流によって旋回流を作り出すと、それ自身がクロスフローとなって熱伝達率を低下させる。
3. 衝突噴流のノズル傾斜角度は0°から10°増やすごとに約10%平均熱伝達率が低下する。
4. フィルム冷却空気に旋回を与え、流量調整のため閉鎖空間で傾斜したノズルより衝突噴流を行う冷却手法は、内面の冷却制御および高効率なフィルム冷却の性能から考えて高負荷タービンの端壁面の冷却手法として有効な方法である。

参考文献

1) Takeishi, K. et al.: An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio TurbineNozzles, Transaction of the ASME, Vol.112, (1990)pp.488-496
2) R. J. Goldstein, H. H. Cho, "A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.10, pp.416-434 (1995)
3) Egawa, Y, Takeishi, K, and Kitamura, T, "Study on the Film Cooling Blowing through Circular and Shaped Film Cooling Holes with Swirling Coolant Flow", ACGT2009-TS46
4) Nakatogawa, T. et al., "Heat Transfer of Round Turbulent Jet Impinging Normally on Flat Plate", 4th International Heat Transfer Conference FC.5.2 (1970)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

回転動翼プラットフォームにおける フィルム冷却に関する研究

*北村　剛（三菱重工），松浦正昭（三菱重工），鳥井俊介（三菱重工）
塚越敬三（三菱重工），武石賢一郎（大阪大学）

Study on Film Cooling for a Rotating Turbine Blade Platform

*Tsuyoshi KITAMURA (MHI), Masaaki MATSUURA (MHI) , Shunsuke TORII (MHI)
Keizo TSUKAGOSHI (MHI) and Ken-ichiro TAKEISHI (OSAKA Univ.)

ABSTRACT

Film cooling effectiveness on a rotating turbine blade platform have been studied by using a Low-Speed Research Turbine (LSRT) facility. The turbine model airfoils applied to LSRT were high loaded type suitable for next generation industrial gas turbines. The measurements of film cooling effectiveness on the platform have been conducted with pressure sensitive paint (PSP) technique. The horseshoe vortex, the passage vortex and the flow near the leading edge strongly influence film cooling around the inlet on the platform. They cause the decrease of film cooling effectiveness. Film cooling characteristic at the intermediate region is different from that around the outlet. Blowing ratio providing comparatively high performance is 1.0 in these two region.

The useful information to attain high performance cooling design for high reliability turbine blades has been obtained.

Key words: Gas turbine, film cooling, pressure sensitive paint, CFD

1．はじめに

液化天然ガスを燃料とする大容量ガスタービンは、1980 年代から高効率コンバインド発電プラントの主機として需要が増加し、我が国のみならず、世界的にエネルギー消費の低減、排ガスの低公害化に大きく貢献してきた。ガスタービンの高効率化のためには、タービン入口温度（TIT）の上昇がもっとも有効な方法の一つであるため、ガスタービンメーカ各社で高温ガスタービンの開発が進められた結果、現在では 1500℃級ガスタービンが実用化されている。さらに最近では、1700℃級ガスタービン[1]の実現にむけた要素技術開発が進められている。

ガスタービンの高温化により、その高効率化が実現されてきたが、これを可能にしてきた技術として、冷却技術、材料技術、コーティング技術がある。そのうち最も高温化に有効な技術は冷却技術である。特に高温ガスに直接さらされる燃焼器壁、タービン動静翼、タービン翼環の信頼性確保は重要である。なかでもタービン動翼はクリープ強度を確保し、高温酸化を防止する必要がある。さらに低 NOx 化に対応した最新の燃焼器における出口温度分布は、従来のものとくらべより均一化する傾向にある。したがって、プラットフォーム、翼ティップは、同じタービン入口温度条件下でも、熱的により苛酷な状況にさらされることになる。翼面、プラットフォームおよび翼ティップの信頼性を把握するため熱負荷を正確に予測し、それに応じた冷却技術を適用することが不可欠である。

タービン翼面、端壁面におけるフィルム冷却については、これまでに多くの研究が報告されている。しかしながら、回転する動翼に関するフィルム冷却は、前方静翼によるウェークの影響、回転場の影響をうけると考えられるが、その計測が困難なこともあり、報告されている研究は比較的少ない。

動翼面上のフィルム冷却効率を測定した研究として、Dring ら[2]、Takeishi ら[3)4)]、Abhari および Epstein ら[5]の研究があげられる。最近では Suryanarayanan ら[6]、および Yang ら[7]が感圧塗料を用いて、動翼プラットフォーム面上における円孔のフィルム冷却効率を測定し、さらに CFD によるフィルム冷却効率の予測を試みている。

本研究では、回転する動翼プラットフォーム面上におけるシェイプトフィルムのフィルム冷却につき、実験した結果を報告する。

2．試験装置

試験装置としては、三菱重工業㈱高砂研究所に設置の大型低速回転試験装置（LSRT: Low Speed

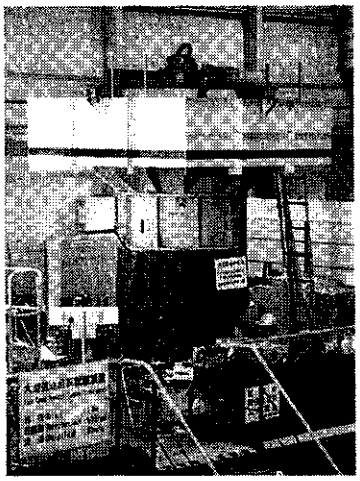
第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

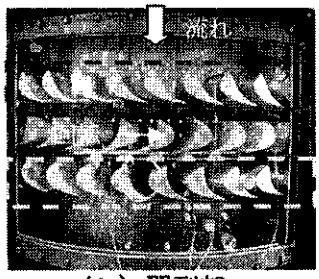
Research Turbine）が用いられた。図１、表１に試験装置および仕様を示す。本装置は、1.5段のタービン動静翼で構成されている。導入したタービン翼は、Sakamoto ら[8]により高負荷条件用に翼形設計された。各翼列の翼枚数はすべて同じ50枚である。

下流側に設置されたブロアによって主流空気は吸い込まれ、フィルタ、整流格子を通って１段静翼へ流入する。主流速度とタービン回転数をそれぞれ調整し、動翼の流入角、すなわち主流の速度三角形を計画値に合せた。

LSRT は、静止系および回転系の翼列間流路内で生じる複雑な流れの計測を行うためのレーザー計測装置、各種小型プローブおよび回転系からの圧力・温度信号を取り出すシステムを有しており、回転場における空力・伝熱に関する詳細な計測が可能である。



（a）LSRT 装置全景



（b）翼列部

図１　大型低速回転試験装置

表１　LSRT 仕様

外径	1500mm
回転数	120rpm
１段静翼入口主流速度	3m/s
１段静翼入口乱れ度	2%

３．プラットフォーム面におけるフィルム冷却

3.1　フィルム冷却効率の計測

本研究では、フィルム冷却効率の計測に感圧塗料（PSP: Pressure Sensitive Paint）が用いられた。本計測は、感圧塗料の蛍光発光強度が酸素濃度に依存することを利用している。

図２に動翼プラットフォーム面上にシェイプトフィルムを設置した供試モデルを示す。プラットフォーム全面にわたって、感圧塗料が塗装されている。

図３にフィルム流体の回転動翼への供給系統を示す。フィルム流体は、ローターシールをとおして、回転しているタービン１段動翼へ供給される。

感圧塗料としては、ISSI 社製の FIB PSP Single Coat　(405nm excitation)が用いられた。LED 光源から波長 405nm の励起光が感圧塗料に照射され、バンドパスフィルター付き CCD カメラを用いることによって、感圧塗料が発した波長 650nm の燐光のみを撮影する。LSRT から１回転ごとに発信されるパルス信号を検出し、ディレイ回路を用いて計測対象のプラットフォーム面の回転方向位置と、撮影位置を同期させることで撮影した。図４に撮影状況を示す。

フィルム冷却効率 η は次式で定義される。

$$\eta = (T_\infty - T_{aw}) / (T_\infty - T_f) \qquad (2)$$

ここで T_∞ は主流温度、T_{aw} は断熱壁温度、T_f はフィルム流体吹き出し位置におけるフィルム流体温度である。一般に断熱壁温度 T_{aw} を計測することで、フィルム冷却効率が求められる。しかし理想的な断熱壁を達成することは至難であるため、壁温度を用いてフィルム冷却効率を求める場合かならず測定誤差が存在する。一方、熱伝達と物質移動のアナロジーを利用すると、（2）式は次式に書き換えられる。

$$\eta = (C_\infty - C_{mix}) / (C_\infty - C_f) \qquad (3)$$

ここで C_∞ は主流の酸素濃度（21%）、C_{mix} は空気とフィルム流体の混合ガスにおける酸素濃度（0～21%）、C_f はフィルム流体の吹き出し直前の酸素濃度より 0%である。本計測では主流に空気、フィルム流体に窒素または炭酸ガスを用い、主流とフィルム流体の混合割合によって変化するプラットフォーム表面の酸素濃度 C_{mix} を感圧塗料により計測した。別途、取得した酸素濃度と燐光強度の校正曲線を用いて C_{mix} を算出し、（3）式からフィルム冷却効率を評価した。

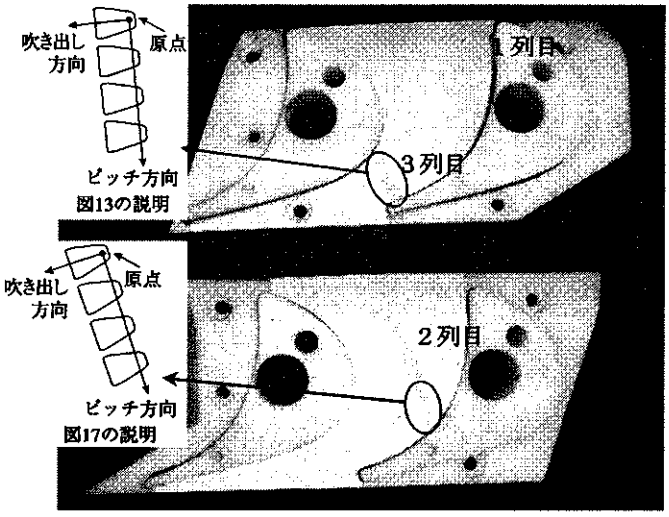
フィルム流の条件として、次式で定義される吹き出し比Mは 0.5～2.0 である。

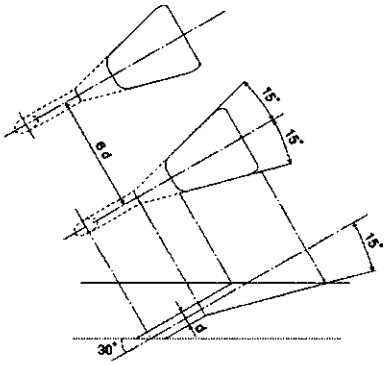
$$M = \rho_f v_f / \rho_\infty v_\infty \qquad (4)$$

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ここでρ、vは密度、速度で、添え字∞、fは主流、フィルム流体を示す。

フィルム温度は主流温度と同じ常温である。本実験の密度比ρ_f/ρ_∞は、実機条件とは異なり、フィルム流体が窒素のとき1.0、炭酸ガスのとき1.5となる。





シェイプトフィルム形状詳細

図2　動翼プラットフォーム供試モデル

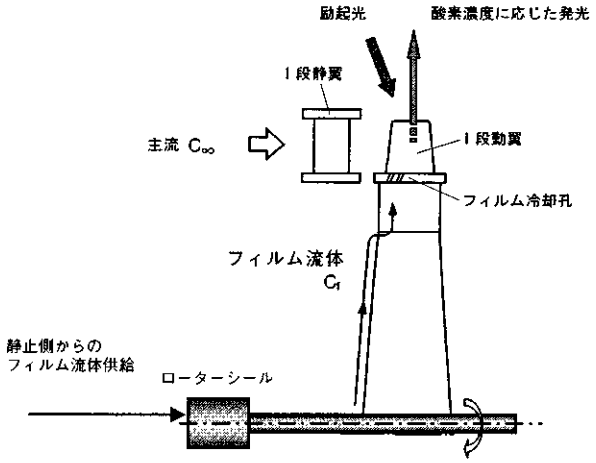


図3　フィルム流体供給系統

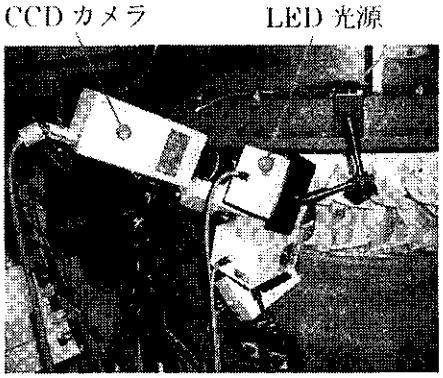


図4　撮影状況

3.2　数値解析

3.1の1.5段タービン翼列と同じ体系で、かつ同実験条件における三次元圧縮性粘性解析を実施し、その流れ場を評価した。解析にはFluent6.1を用い、乱流モデルにはRealizable k－ε モデル[9]を採用した。

1段静翼入口から2段静翼出口までを解析対象とした、1.5段タービン翼列の解析体系を図5に示す。

1段動翼のチップクリアランス、および静動翼間の段間のギャップもモデル化した。

解析に用いた解析格子を図6に示す。数値解析では移動する動翼まわりには、スライディングメッシュを適用した。解析格子総数は約240万である。

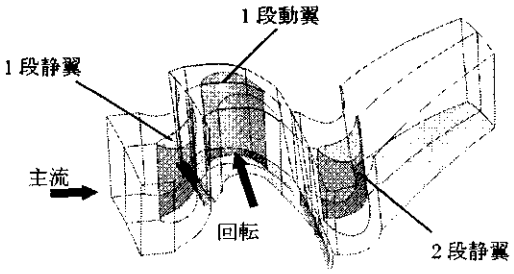


図5　解析体系

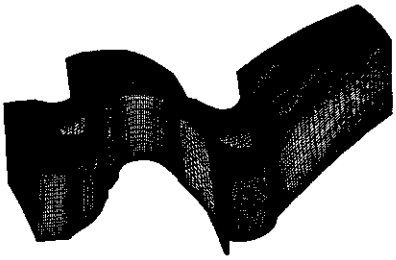


図6　解析メッシュ

3.3　結果および考察

図7に1.5段タービン運転時の3位相における1段動翼と、静止系との位置関係を示す。

図8に動翼の位相がt＝3/3Tにおける、50%高さの速度ベクトル図を示す。1段動翼が1段静翼で発生したウェークの影響をうけている状況が確認

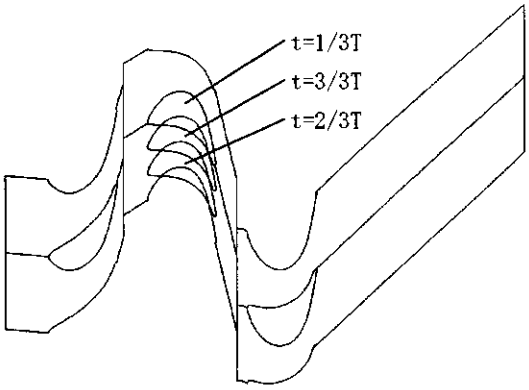
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

できる。

図９に動翼のプラットフォーム面における、静圧コンターを示す。各列のフィルム冷却孔出口における静圧の変動は、10Pa 程度である。なお本解析手法が静圧分布の予測に有効であることは、既報[11]にて報告済みである。

図 10 に１列目のフィルム冷却効率コンターを示す。吹き出し比が大きくなるにつれ、翼入口側から３孔目までのフィルム冷却効率は低下している。図 11 に示すプラットフォーム面近傍の流線図によると、翼入口からただちに主流へ向かう流れが観察される。翼入口側から３孔目までのフィルム流は、これらの流れと干渉し、混合が促進された結果、フィルム冷却効率が低下したと考えられる。また、図12[10]に示す馬蹄渦の影響も考えられる。

図13に２列目のフィルム冷却効率コンターを示す。フィルム流体は、概ね腹側から背側に向かう二次流れに沿って流れ、エンドウォール面上をカバーしていることが確認できる。ただし、翼入口側のフィルム冷却孔においては、フィルム冷却効率が低い傾向にある。これらは馬蹄渦、流路渦の影響に加え、図11に示す翼背側上流域の流れとの干渉が原因と考えられる。



T：1ﾋﾟｯﾁあたりの通過時間

図７　１段動翼と静止系の位置関係

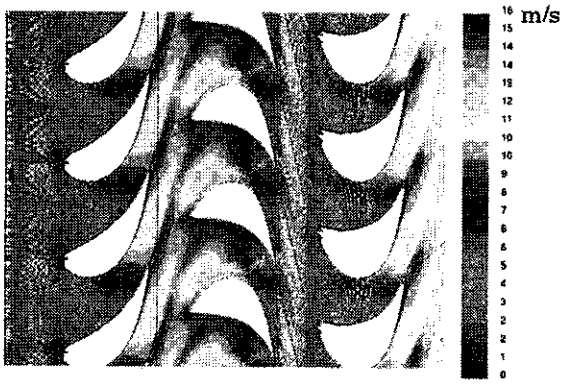


図８　速度ベクトル図（50%高さ）　t =3/3T

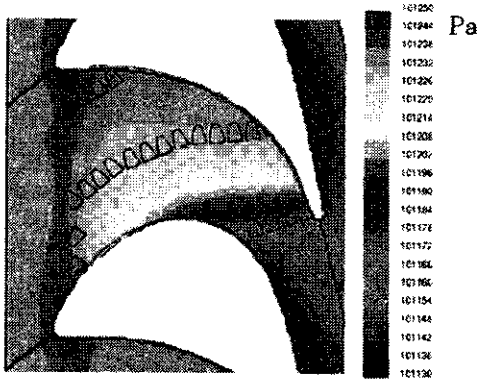
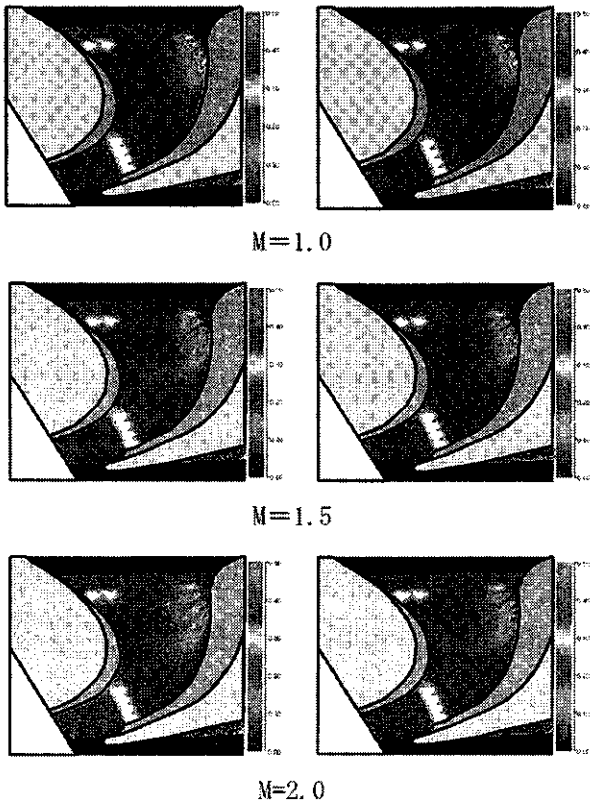


図９　ﾌﾟﾗｯﾄﾌｫｰﾑ面静圧ｺﾝﾀｰ　t =3/3T



密度比 1.0　　密度比 1.5

図10　ﾌﾟﾗｯﾄﾌｫｰﾑ面ﾌｨﾙﾑ冷却効率ｺﾝﾀｰ 1列目

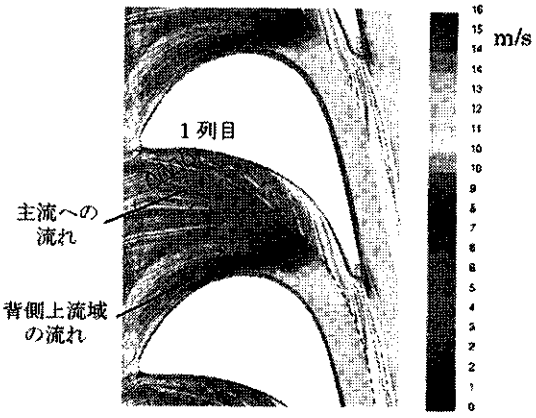


図 11　ﾌﾟﾗｯﾄﾌｫｰﾑ面近傍流線　t =3/3T

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

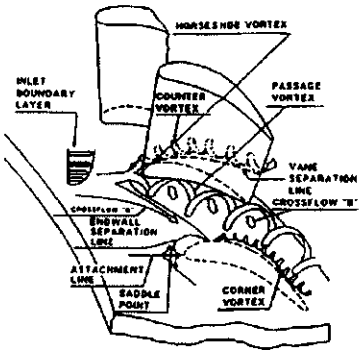
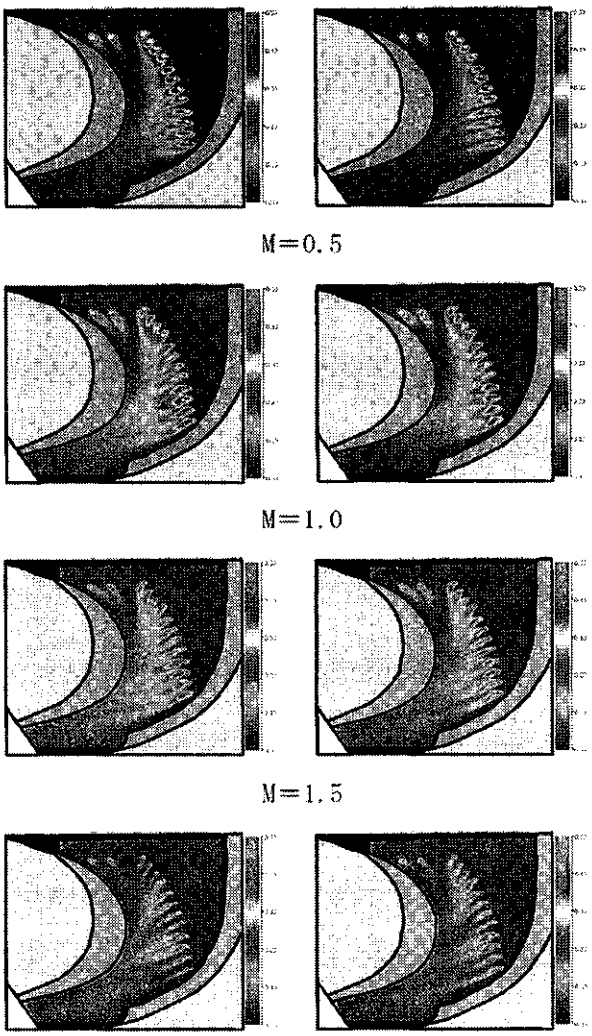


図12　翼端壁まわりの二次流れ状況 [10]



密度比 1.0　　密度比 1.5

図 13　ﾌﾟﾗｯﾄﾌｫｰﾑ面ﾌｨﾙﾑ冷却効率ｺﾝﾀｰ　2 列目

また高吹き出し比条件では、全体としてフィルム冷却効率の低下が観察される。図14に、吹き出し比１における２列目下流側のフィルム冷却効率分布を示す。さらに図15に、吹き出し比とフィルム冷却効率の関係を示す。当該位置のフィルム冷却性能は、M＝1.1で最大となり、この特性は密度比の違いによらないことがわかった。そして本吹き出し比条件の範囲では，密度比1.0の場合が、おおむね高フィルム冷却効率である。

図16に３列目のフィルム冷却効率コンターを示す。低吹き出し条件において、翼背側から１～３孔目のフィルム流は、腹側から背側に向かう二次流れの影響をうけていることがわかる。

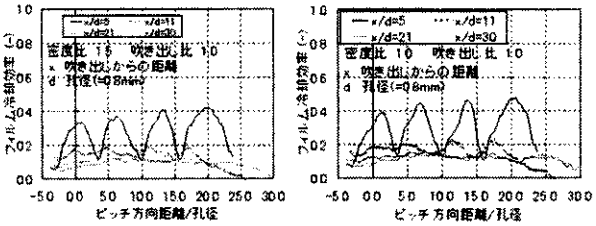


図14　ﾌｨﾙﾑ冷却効率分布 2列目下流側　図2参照

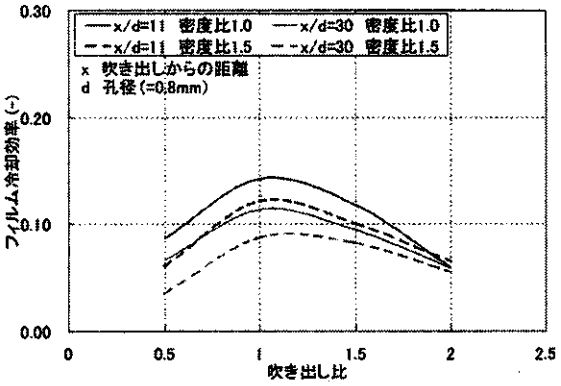
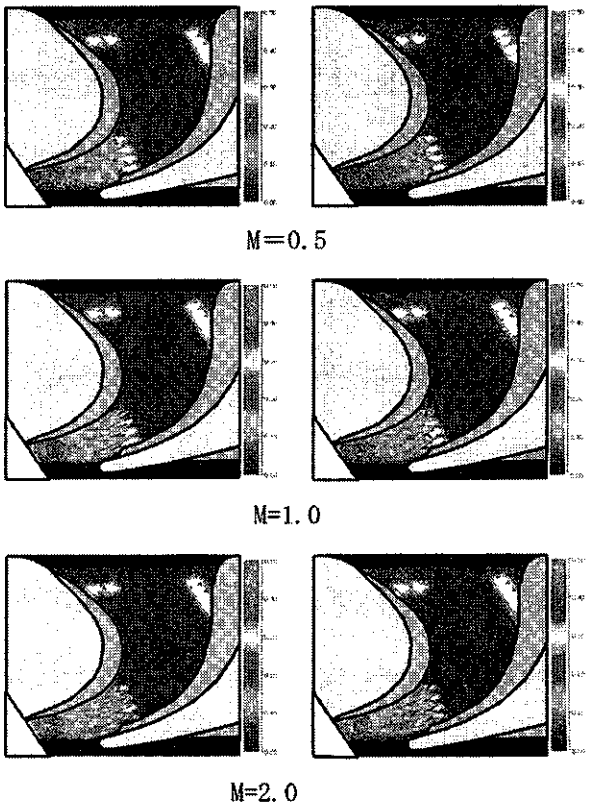


図15　吹き出し比とﾌｨﾙﾑ冷却効率の関係



密度比 1.0　　密度比 1.5

図 16　ﾌﾟﾗｯﾄﾌｫｰﾑ面ﾌｨﾙﾑ冷却効率ｺﾝﾀｰ　3 列目

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

図17に３列目のフィルム冷却効率分布を示す。また図18に、吹き出し比とフィルム冷却効率の関係を示す。吹き出し比が１以上では、密度比の影響は小さいことがわかった。吹き出し近傍のx/d＝10の位置では、吹き出し比1.0で比較的高いフィルム冷却性能が得られる。下流側のx/d＝20の位置では、吹き出し比が大きくなるにつれてフィルム冷却効率が向上し、吹き出し比1.0～2.0では、その影響が小さい。

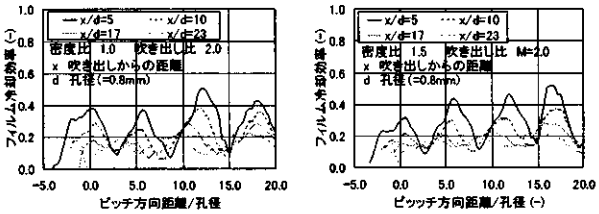


図17　フィルム冷却効率分布　３列目　※図２参照

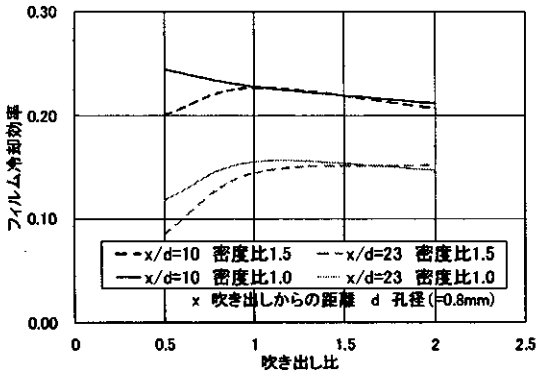


図 18　吹き出し比とフィルム冷却効率の関係

５．まとめ

大型低速回転試験装置を用いて、回転する動翼プラットフォーム面上における、シェイプトフィルムのフィルム冷却効率を実験的に調査し、以下の結論を得た。

1) 回転動翼プラットフォーム面における、シェイプトフィルムのフィルム冷却効率分布を、感圧塗料を用いて測定することにより確認した。
2) 動翼プラットフォーム面における翼入口側では、フィルム冷却効果が低い領域が存在する。この現象は、馬蹄渦、流路渦および前縁近傍の流れとの干渉の影響と考えられる。
3) 動翼プラットフォーム面における腹側中流部のフィルム冷却性能は吹き出し比 1.1 程度で最大となる。また密度比は 1.0 の条件が良好である。
4) 動翼プラットフォーム面における翼出口付近のフィルム冷却性能は、吹き出し比が大きくなるにつれて向上し、M=1.0～2.0 で一定となる。
5) 3)、4) より、動翼プラットフォーム面における腹側中流部、翼出口付近のフィルム冷却においては、吹き出し比 1.0 程度で高いフィルム冷却性能が得られる。

謝辞

本研究は経済産業省補助事業「高効率ガスタービン実用化要素研究」にて実施した。関係者に謝意を表します。

参 考 文 献

1) Ito,E. et al., "Development of Key Technologies for the Next Generation Gas Turbine" ASME Turbo Expo 2007, GT2007- 28211.
2) Dring,R.P. et al., "An Experimental Investigation of Film Cooling on a Turbine Rotor Blade" ASME Journal of Engineering for Power, Vol.102(1980), pp.81-87
3) Takeishi,K. et al., "Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade" ASME Journal of Turbomachinery, Vol.114 (1992), pp.828-834.
4) Takeishi,K. et al., "Research on Film Cooling of a Rotating Turbine Blade by Using Low Speed Turbine Test Facility" Proceeding of the 12th International Heat Transfer Conference Grenoble, France (2002).
5) Abhari,R.S. et al., "An Experimental Study of Film Cooling in a Rotating Transonic Turbine" ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116(1994), pp.63-70.
6) Suryanarayanan,A. et al., "Film-Cooling Effectiveness on a Rotating Turbine Platform Using Pressure Sensitive Paint Technique" ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27122.
7) Yang,H. et al., "Prediction of Film-Cooling and Heat Transfer on a Rotating Blade Platform with Stator-Rotor Purge and Discrete Film-Hole Flow in a 1-1/2 Turbine Stage" ASME Turbo Expo 2007, GT2007- 27069.
8) Sakamoto,Y. et al., "Development of High loaded and High Efficiency Turbine for the Next Generation Gas Turbine" IGTC2007 Tokyo, TS-060.
9) Shih,T.H. et al., "A New k-ε Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flow" Computers Fluid, Vol. 24 No. 3(1995), pp.227-238.
10) Takeishi,K. et al., "An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzles" ASME Journal of Turbomachinery, Vol.112 (1990), pp.488-496.
11) 北村　剛　"次世代ガスタービンにおける熱伝達およびフィルム冷却に関する研究"　第 36 回ガスタービン定期講演会論文集（2008）pp.25-30.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

産業用中小型ガスタービンDLE燃焼器の技術開発動向

＊ 木下康裕　（川崎重工）

Advanced technologies of dry low emission combustor for small and medium power range industrial gas turbines

Yasuhiro KINOSHITA　(Kawasaki Heavy Industries, Ltd.)

ABSTRACT

Gas turbine combustors which are designed to realize a lean premixed combustion principle are called dry low emission combustor, and are well known to show extremely superior nitrogen oxides emission performance. Current standard DLE combustors have guaranteed 25ppm (O_2 15%) for NOx emission to meet typical emission regulations of the world. However, due to increase in area where imposes stringent local emission regulations, gas turbine manufacturers have been upgrading low emission technologies for the cutting edge DLE combustor, and have guaranteed 15ppm instead of 25ppm. This paper describes a trend of the low emission technologies for the DLE combustor.

Key words: Dry low emission, Combustor, Gas turbine, NOx emission

1．はじめに

ガスタービンを原動機とするコージェネレーションシステムは、高いエネルギー効率が得られることに加え、優れた低公害性と燃料多様化の適用性を示すことから低炭素社会に向けた一つの有望な技術として期待されている。一方、都市部を中心とする大気汚染レベルの進行や環境保全についての関心の高まりから、自動車等の移動源と共に工場等の固定源が排出する窒素酸化物(NOx)や煤塵等の有害ガスに対しても世界各国で排出規制が強化されている。そこで、これに対応する低エミッション燃焼技術の開発が、コージェネレーションシステムの一層の普及、即ち低炭素社会の実現に必要不可欠と考えられる。

ガスタービン燃焼器の場合、火炎温度の低下がNOx生成の抑制に非常に有効であり、従来から燃焼器内部へ水や蒸気を直接噴射する手法が多く採用されている。しかし、この方式は、水や蒸気を噴射する装置が必要となることに加えその運転・保守などに経済的な負担が大きく、また技術的にもNOxの低減率を高く設定することができない等の短所がある。近年、これに代わり予め燃料と空気を火炎温度が低くなるような重量比で均一に混合させた後に燃焼させる予混合希薄燃焼を用いる技術が注目されている。この手法を採用する燃焼器は、水や蒸気を用いないことからドライ式低エミッション燃焼器と呼ばれる（以後DLE燃焼器と称す)。本方式は、NOx低減能力が高いことに加え、燃焼システム全体として経済性や信頼性の向上などにメリットは多く、天然ガス焚きのコージェネレーションシステム用に実用化が進んでいる。そこでガスタービンメーカーはDLE燃焼器を開発し、益々厳しくなるNOx排出規制に対応するためにその低エミッション技術の高度化を絶え間なく進められている。

本報では、中小型産業用ガスタービンに採用されている最新のガス焚きDLE燃焼器の技術動向について紹介し、併せて当社の低エミッション技術の高度化に対する方針と活動を簡単に述べる。

表１．世界の中小型GTのNOx排出規制

国　名		NOx規制値(ppm　O_2 15%換算)
日本　全国	大気汚染防止法	84
自治体	東京都	30
	神奈川、埼玉、千葉県	24
	大阪府	23
ドイツ		36
イタリア	8-15 MW	48
	15-50 MW	38
	Lombardia地方	15
スペイン		25
ロシア		25
米国	標準的な州	25
	厳しい州	15
	西海岸、東海岸沿岸部	10以下

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2．NOx 排出規制の動向

日本では、大気汚染防止法により NOx と煤塵の排出が規制されているが、特に NOx については 84ppm（O_2=15%換算値、以下の数値は本換算で表す)と比較的緩やかな基準値となっている。そこで、大気汚染が深刻な大都市を抱える自治体では独自に上乗せ規制を設けており、表１に示すように東京都や大阪、千葉市などはガス焚き時として 28ppm 以下の指導基準値を出している。一方、海外の NOx 規制も、日本の大都市と同程度の厳しい排出基準値となっていることがわかる。また、海外では NOx の他に一酸化炭素（CO）も規制の対象としている場合が多く、さらにドイツのようにエンジンが低エミッションを保証する運転範囲（出力範囲）を規定する国もある。表１から、ガスタービンの NOx 排出値としては、25ppm を満足するとほぼ各国の規制をカバーできることがわかる。そのため、現在の多くのガスタービン DLE 燃焼器では、標準的な NOx 保証値を 25ppm としている場合が多い。しかしながら、米国では最新技術に規制を合わせる BACT（Best available control technology）と呼ばれる政策があり、Solar 社等の一部のガスタービンメーカーが高度な低エミッション技術を開発し NOx 排出値として 15ppm を保証するようになったことを受けて、州規制を 25ppm から 15ppm に強化する州が増えている。また、環境保全に関心が高い欧州でもイタリア北部のように 15ppm に規制を強化する都市が増えており、今後、欧米を中心として 15ppm に向けた規制強化の動きが活発になってくるものと予想される。さらに、米国の東海岸、西海岸の沿岸部では 10ppm 以下とする非常に厳しい地域もある。

3．各社の DLE 燃焼器と技術動向

産業用中小型ガスタービンの代表的な DLE 燃焼器の技術動向を紹介する。

Solar 社は、直流型アニュラタイプの燃焼器に予混合希薄燃焼方式のバーナを複数本取り付けた soloNOX と呼ばれる DLE 燃焼器を自社のエンジンに搭載している(図１)。1990 年代初め soloNOx は、Centaur 50S, Mars 100S 用に開発され 42ppm を保証したが、その後改良が加えられ 1990 年代半ばには現在の標準保証値である 25ppm にいち早く切り下げ、適用機種を全エンジンに展開した。米国の一部の州で規制がさらに厳しくなり始めると、Solar 社は他社との技術の差別化を図るため、低エミッション技術の高度化を積極的に行った。NOx をさらに低減するためには一層の予混合気の希薄化を行う必要があるが、同社は ABC(Advanced backside cooling)ライナと呼ばれる高性能な冷却構造の開発に成功し、ライナ冷却に必要な空気量を削減した。そして、2000 年代半ばに他社に先駆けて DLE 燃焼器の NOx 保証値を 15ppm としている。

Siemens 社の中小型ガスタービンは、逆流型マルチキャンタイプの燃焼器を採用している。この方式は、Heavy Duty 型の産業用ガスタービンの燃焼器では一般的で、燃焼器の整備性に優れる特徴を有している。同社は、8MW クラスのガスタービン Tempest に対し図２に示すような予混合希薄燃焼方式を採用した G30 と呼ばれる DLE 燃焼器を開発し [1]、5MW の Typhoon、13MW の Cyclone にも同様に展開している。Solar 社の G30 型燃焼器もシンプルな構造をしており、燃焼器トップに大型の単一ラジアルスワーラを配置し、そのスワーラ空気流路中で空気と直交して燃料を吹き込むことで均一な予混合気を形成させている。当初 Siemens 社も NOx 値として 25ppm を保証していたが、その後、燃焼器ライナ冷却構造の高性能化と予混合性能の改善を図り、現在は 15ppm を保証している。

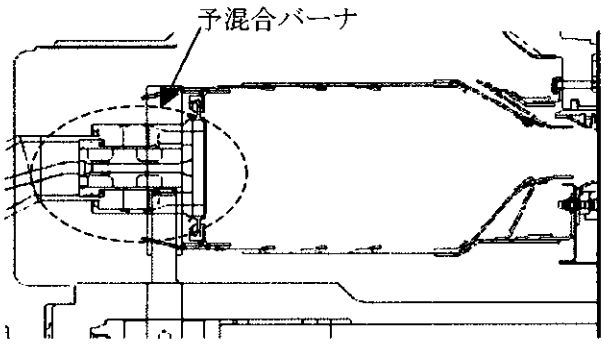


図１．Solar 社の soloNOx DLE 燃焼器

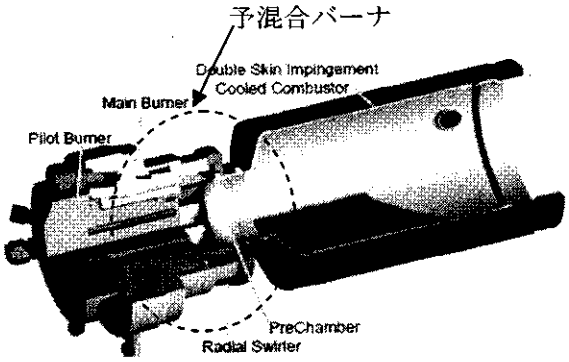


図２．Siemens 社の G30 型 DLE 燃焼器

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

GE 社は、同社の航空エンジン CF6 をベースに産業用中型ガスタービンである LM2500 や LM6000 を開発している。同社は直流型アニュラタイプの燃焼器に、燃料と空気を急速予混合させる Pre-mixer を3重円環状に、即ち外列、中列、内列にそれぞれ多数個並べたマルチバーナ方式を採用している（図3）。負荷変化の対応としては抽気と作動させる Pre-mixer の個数制御を行うことで、燃焼振動を発生させることなく広い出力範囲で低 NOx 燃焼を可能とし、標準的な NOx 保証値としては 25ppm を、また最近は同社も低エミッション技術の高度化を進め LM6000 では 15ppm 保証にも対応している[2]。

4．更なる低エミッション技術の高度化の開発

NOx 排出規制の動向で紹介したが、米国では西海岸、東海岸の沿岸都市部を中心に 10ppm 以下を求める地域が増えてきている。一方、ガスタービンメーカーにとっては、低エミッション技術はエンジンの熱効率向上技術と共に他社との競争に勝ち残るための戦略技術として位置付けられている。即ち、25ppm→15ppm と高度化した低エミッション技術は、" Single digit NOx emission" を次なるターゲットとして各社更なる高度化を進めているところである。Solar 社はその代表的なエンジンメーカーである。ここでは、最近の同社の研究開発に関する発表論文を基に紹介する。

Single digit NOx emission を実現するためには、更なる希薄化と予混合気の完全な均一化を達成する必要があるが、反面これは燃焼の不安定や燃焼振動を引き起こす可能性がある。つまり、火炎安定化に関する革新的な技術開発がキーポイントとなる。これに関して Solar 社は、いくつものアプローチを行っている。まず一つは、ALZETA 社が開発した nanoSTAR と呼ばれる表面燃焼バーナによる火炎安定化である（図4）。これをベースに開発したモデル燃焼器を用いて実エンジン条件で燃焼試験を実施し、定格時の NOx として 3ppm を達成している[3]。次のアプローチとして触媒による火炎安定化の技術開発を行っている。Taurus70 の DLE 燃焼器の拡散パイロットバーナを Precision Combustion Inc.が開発した触媒パイロットバーナにレトロフィットで入れ替えるだけで 50～100%負荷の範囲で NOx 値として 5ppm 以下を達成している[4]。また同社の触媒を用いた Rich-Catalytic Lean-burn という新しいコンセプト（図5）についてもシングルバーナ試験を行い、NOx 値として 3ppm 以下を確認している[5]。

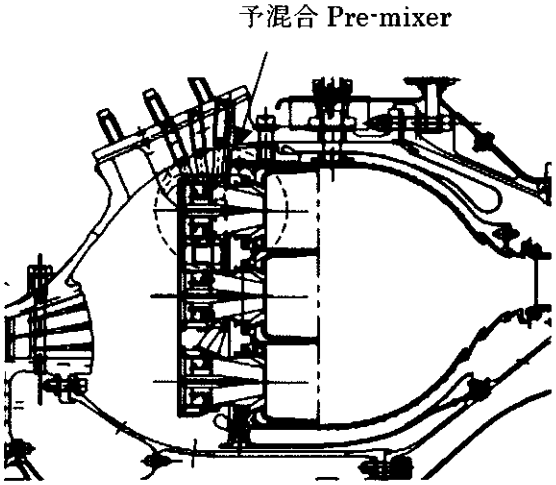


図3．GE 社のマルチバーナ DLE 燃焼器

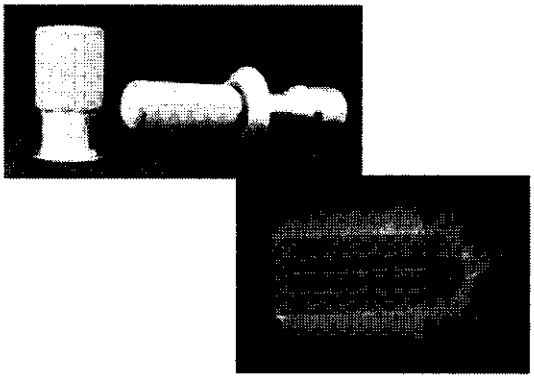


図4．nanoSTAR 適用技術の開発

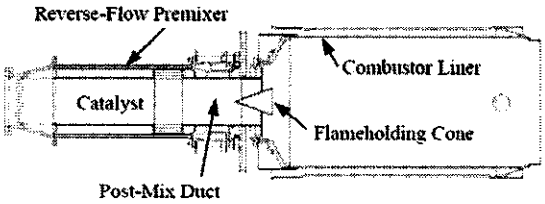


図5．Rich-Catalytic Lean-burn 技術の開発

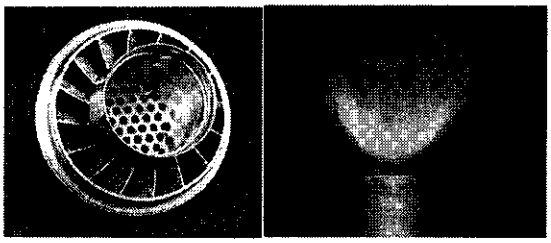


図6．Low Swirl Injector の適用技術の開発

さらに同社は、Lawrence Berkeley 国立研究所が開発中の Low-Swirl 燃料ノズルの適用開発も行っている（図6）。この燃料ノズルは、外周部の弱旋回流と中央部の直進流とで形成される流れ場に安定したリフト火炎を形成させるのが特徴で、同社の Taurus70 に適用し 9ppm 以下を達成している[6]。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

5．KHIにおけるDLE燃焼器技術開発の取組み

当社の7MWクラスのガスタービンM7A-02Dや18MWクラスのL20Aに採用されているシリーズ燃焼方式のDLE燃焼器の概念を示す(図7)。これは、着火、安定燃焼のためのパイロットバーナとNOx排出低減のための予混合メインバーナをトップに配置し、燃焼器中胴部にDLEモードでの運転範囲を広げるための追い焚きバーナを組み合わせた当社独自の燃焼器である。追い焚きバーナは、燃焼用空気の導入部に燃料を噴射することで一定の混合比範囲内では追い焚き燃料の燃焼によるNOxの生成はほとんどない特長を有する。本DLE燃焼器の作動状況とNOx排出の関係を模式的にまとめたのが図8である。無負荷から50%負荷まではパイロットバーナのみを作動させ、50%負荷で予混合メインバーナに燃料を切り替える。これにより予混合燃焼が行われNOxは急激に低下し、DLEモード即ちNOx保証運転に入る。ここから100%負荷までは抽気と追い焚きバーナによりNOx値は25ppm以下の一定で運転される。

近年急速に進んでいるNOxの15ppm保証あるいはSingle digit NOx emissionの動きに対応するため、当社においても低エミッション技術の高度化の開発を推進している。この低エミッション技術の高度化におけるキーポイントは、燃焼器ライナの冷却構造の高性能化による冷却空気の削減と予混合メインバーナ及び追い焚きバーナの高性能化である。図9は当社の最新の高性能ガスタービンである8MWクラスのM7A-03用に新しく開発した15ppm保証のDLE燃焼器である[7]。これを皮切りとして他ガスタービンのDLE燃焼器の15ppm化と並行して更なる低NOx化の技術開発も現在進めているところである。

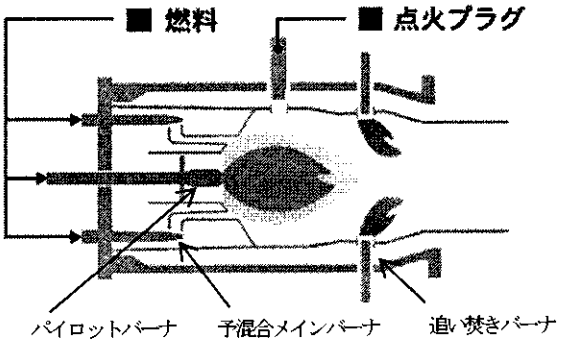


図7．KHIシリーズ型DLE燃焼器

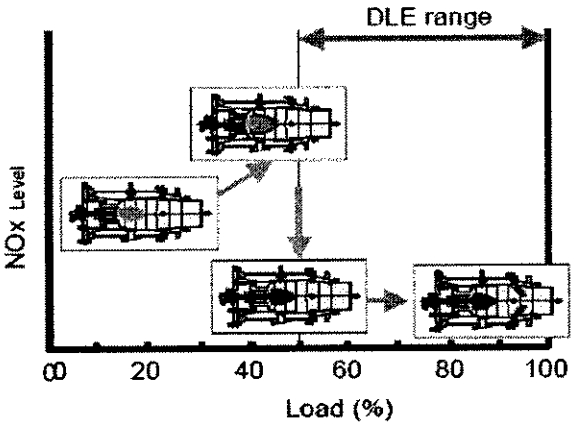


図8．シリーズ型DLE燃焼器の作動とNOxの関係

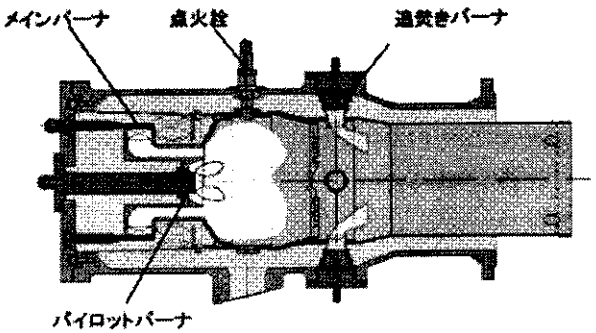


図9．M7A-03用15ppm DLE燃焼器

6．おわりに

世界のエミッションに関する規制動向をまとめ、各社のDLE燃焼器の低エミッション技術高度化の取り組みを紹介した。先進技術の開発によりガスタービンコージェネレーションの普及に望む所存である。

参考文献

1) Cramb D.J. et al: Tempest Dual Fuel DLE development and commercial operating experience and ultra low NOx gas operation, ASME 2001 GT-0076, 2001
2) 米澤　克夫: 航空転用形ガスタービンの最新動向, 第37回ガスタービンセミナー、pp43-49、2009
3) Steven J.G. et al: Surface-stabilized fuel injectors with sub-three ppm NOx emissions for a 5.5MW gas turbine engine, ASME GT2003-38489, 2003
4) Hasan K. et al: Advanced catalytic pilot for low NOx Industrial gas turbines, ASME GT2002-30083
5) Lance L.S. et al: Rich-catalytic lean-burn combustion for low-single-digit NOx gas turbines, ASME GT2003-38129
6) Cheng R.K. et al: Effects of combustor geometry on the flowfields and flame properties of a low-swirl injector, ASME GT2008-50504
7) 松本　匡史ら：M7A-03ガスタービンDLE燃焼器の開発、第37回ガスタービン定期講演会、A-17

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

M7A-03 ガスタービン DLE 燃焼器の開発

*松本　匡史，青木　茂樹，堂浦　康司，小田　剛生，緒方　正裕，木下　康裕（川崎重工）

The Advanced Development of DLE Combustor for M7A-03 Gas Turbine

*Kiyoshi MATSUMOTO, Shigeki AOKI, Yasushi DOUURA, Takeo ODA,
Masahiro OGATA and Yasuhiro KINOSHITA (Kawasaki Heavy Industries, LTD.)

ABSTRACT

The new DLE (Dry Low Emission) combustion system for 8MW-class gas turbine to guarantee <15 ppm NOx emissions (O_2=15%) was developed and introduced to the production lineup of KAWASAKI Green gas turbine. One of the characteristic design concepts of KHI's DLE system is using supplemental fuel burner in the combustor, which is a kind of combustion staging technology. For the new DLE system, the burner design of main and supplemental combustion system were upgraded by means of CFD (Computational Fluid Dynamics) fuel-air mixing and also experimental evaluation. The new designed main and supplemental combustion system showed successful results to achieve the emissions target.

Key words: Gas turbine, DLE, Supplemental combustion

1．はじめに

川崎重工業（KHI）は 25kW～18MW クラスの常用・非常用のガスタービンを 1976 年以来、開発・販売・運用してきた。当初、常用ガスタービンでは拡散燃焼器に水または蒸気を噴射することで NOx を低減する手法を採用していたが、その後、水または蒸気を噴射することなく NOx を低減できる DLE（Dry Low Emission）燃焼システムが開発され、当社でも 1990 年代中頃には NOx 25ppm（O_2=15%）を達成できる DLE 燃焼システムを量産化した[1]。

以後、NOx 25ppm レベルの DLE 燃焼システムは標準の常用ガスタービン用燃焼システムとして、この 10 年間に渡って販売・運用されてきたが、環境保護の観点から、いくつかの地域では、さらに厳しい NOx 規制が適用されつつあり、ガスタービンメーカ各社はさらなる NOx 排出レベルの低減を目的として開発を続けてきた。当社も 8MW クラスガスタービンとして近年開発した世界最高クラスの熱効率を有する M7A-03（表 1 および図 1）[2]に適用する新型 DLE 燃焼器の開発を行い、エンジン負荷率 50～100% で NOx 15ppm（O_2=15%）、CO 50ppm（O_2=15%）以下という目標を満足する製品が完成したので、本報にて紹介する。

表 1　M7A-03 エンジンの主な仕様

Rated output	7,830 kW
Thermal efficiency	34.1%
Rotating Speed	13,790 rpm
Inlet airflow	26.9 kg/s
Pressure ratio	16:1
Exhaust gas temp.	520 ℃
Type	Open cycle single-shaft
Compressor	Axial 11 stages
Combustor	Multi can type 6-cans
Turbine	Axial 4 stages

2．現量産 DLE 燃焼器の燃焼性能

図 2 に現量産 DLE 燃焼器を示す。本燃焼器はパイロットバーナ、メインバーナ（1、2）および追焚きバーナの 4 種類のバーナで構成されている。パイロットバーナは主に着火および保炎用、メインバーナおよび追焚きバーナは主に低 NOx 運転時に使用される。図 3 にエンジン試験における現量産 DLE 燃焼器のメインバーナの排ガス性能を示す。エンジン負荷率を下げると、NOx 排出量は 15ppm（O_2=15%）以下となるが、排出 CO が増

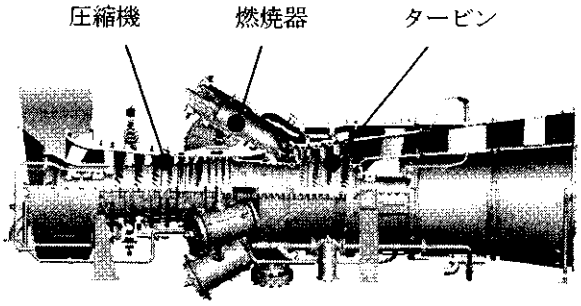


図 1　M7A-03 エンジン断面図

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

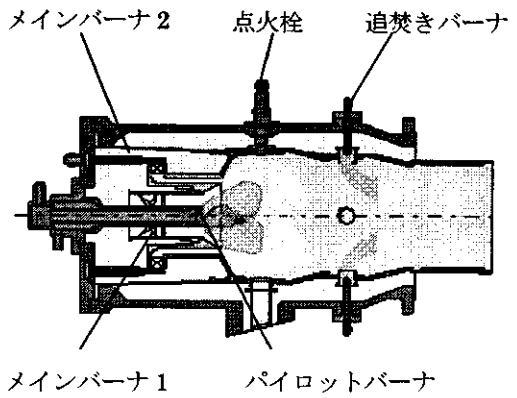


図2　現量産 DLE 燃焼器

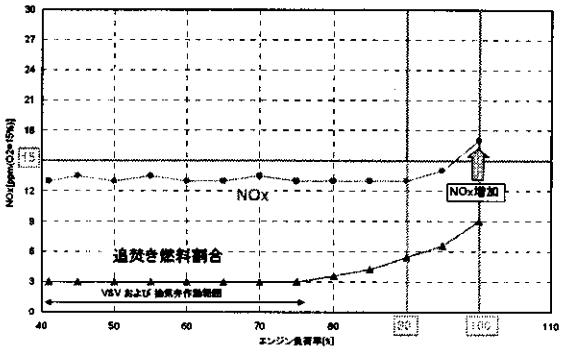


図 4　エンジン試験における現量産 DLE 燃焼器の追焚きバーナの NOx 排出性能

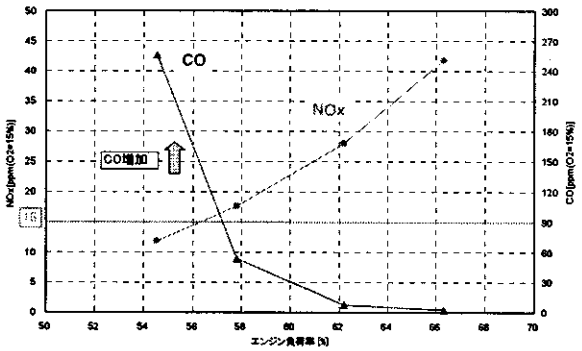


図 3　エンジン試験における現量産 DLE 燃焼器のメインバーナの排ガス性能

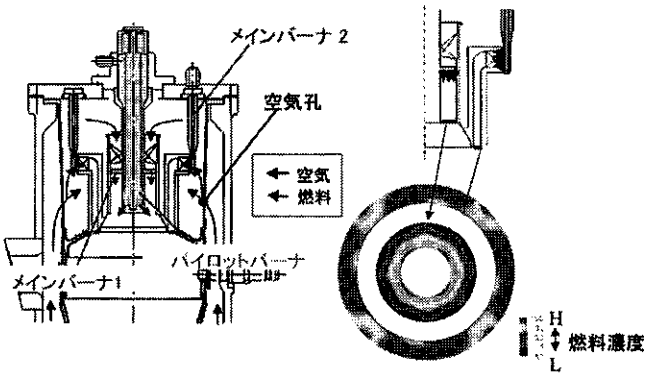


図 5　現量産 DLE 燃焼器のメインバーナ燃料濃度分布

加してしまう。

図 4 にエンジン試験における現量産 DLE 燃焼器の追焚きバーナの NOx 排出性能を示す。当社の DLE 燃焼器は、あるエンジン負荷率以上は追焚きバーナのみで燃料流量を増加させて広い負荷範囲を運用する。その時のパイロットバーナおよびメインバーナ 1、2 の燃料流量は一定である。この図に示す負荷範囲では追焚き燃料流量のみが増加している。この図よりエンジン負荷率 90%までは NOx 15ppm（O_2=15%）以下とすることが可能であるが、さらにエンジン負荷率を増加させると、エンジン負荷率 100%では NOx 15ppm（O_2=15%）を満足できない。

以上より、現量産 DLE 燃焼器では開発目標を達成することが難しいことから、現量産 DLE 燃焼器をベースとして、メインバーナおよび追焚きバーナを主に改良することとした。

3．新型 DLE 燃焼器の開発

3.1　メインバーナの改良

(a) CFD 解析

メインバーナの改良を行うために CFD（Computational Fluid Dynamics）を用いて形状検討を行った。使用したソフトウェアなどは以下の通りである。

ソフトウェア：FLUENT
解析解法：定常燃料混合解析（燃焼反応なし）
乱流モデル：標準型 k-ε モデル
燃料：CH4

図 5 に現量産 DLE 燃焼器のメインバーナの予混合通路出口における燃料濃度分布を示す。この図より、メインバーナ 1、2 とも燃料濃度分布が不均一であることがわかる。図 3 に示したようにエンジン負荷率を下げ、火炎温度を下げれば NOx は低減するが、燃料濃度分布が不均一であるため CO が増加したと思われる。そこで、燃料濃度分布の均一化のため、(1) 燃料濃度分布がより不均一であるメインバーナ 1 を廃止する、(2) メインバーナ 2 の燃料噴射孔を多点に配置し分散噴射させることとした。

図 6 に改良後のメインバーナの燃料濃度分布を示す。改良前の現量産 DLE 燃焼器と比較して、燃料濃度分布が大幅に改善されていることがわかる。そこで、改良されたメインバーナの排ガス性

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

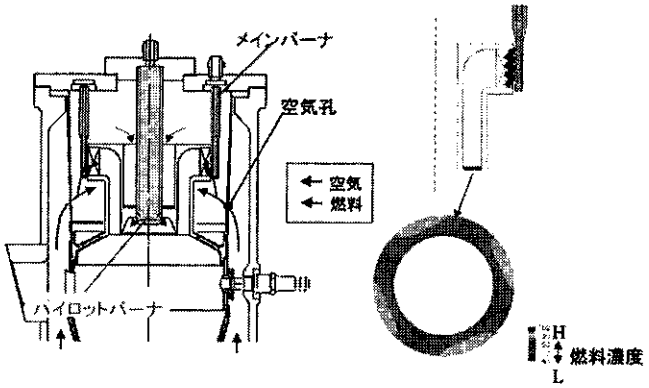


図 6　改良後のメインバーナ燃料濃度分布

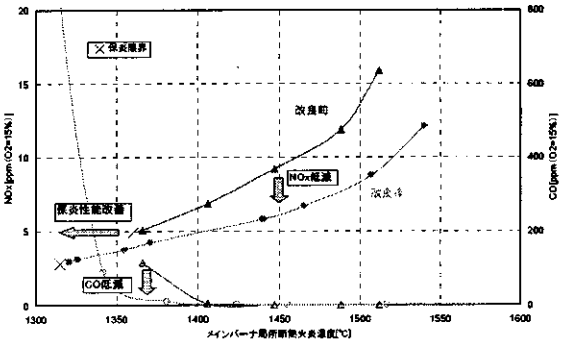


図 8　リグ試験における改良前後のメインバーナの排ガス性能

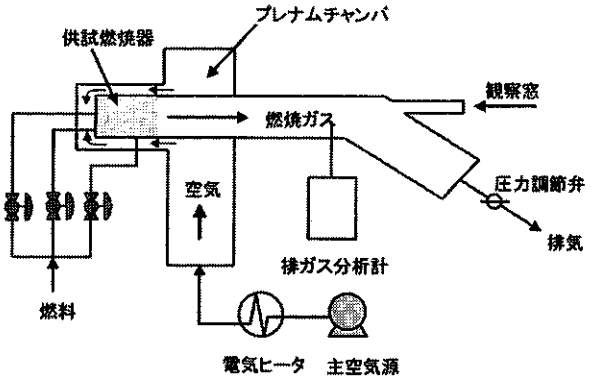


図 7　リグ試験装置系統図

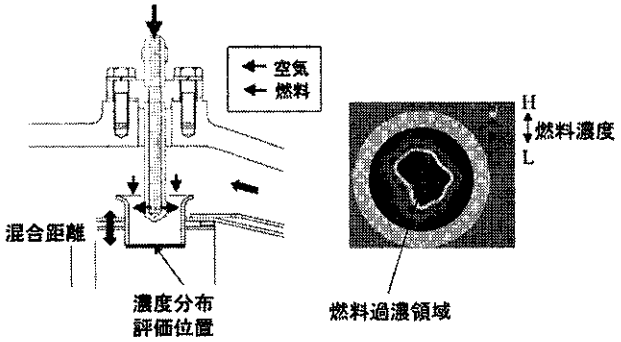


図 9　現量産 DLE 燃焼器の追焚きバーナ燃料濃度分布

能を調査するため、リグ試験を実施した。

(b) リグ試験

図 7 にリグ試験装置の系統図を示す。空気の温度および圧力は電気ヒータおよび調節弁により調整される。温度は Max 600℃、圧力は Max 0.7MPaG まで調整可能である。温度および圧力が調整された空気はプレナムチャンバを介して供試燃焼器に導かれる。燃料はメタンを使用し、燃料流量は各バーナごとに調整することが可能である。排ガス組成は堀場製 MEXA-7100 を使用し NOx、CO、THC、O_2、CO_2 を計測した。また、燃焼挙動は燃焼器下流に配置した観察窓を介して観察される。

図 8 にリグ試験における改良前後のメインバーナの排ガス性能を示す。横軸はメインバーナでの局所断熱火炎温度である。この図より、改良前の現量産 DLE 燃焼器と比較して、同じ断熱火炎温度の条件において NOx、CO 排出量がともに低減されており、保炎性能も改善されていることがわかる。以上より、燃料濃度分布を均一にすることで、NOx、CO 排出量が目標値を満足できる目処を得た。

3.2　追焚きバーナの改良

(a) CFD 解析

メインバーナと同様に、追焚きバーナの改良を行うために CFD を用いて形状検討を行った。図 9 に現量産 DLE 燃焼器の追焚きバーナにおける燃料濃度分布を示す。本バーナは図に示すようなチューブ側面に単純な燃料噴射孔が設けられた拡散燃焼バーナである。この図より、燃料過濃領域が通路の中心に存在することがわかる。燃料過濃領域では火炎温度が高くなるため、図 4 に示したようにエンジン負荷率 90%以上になると追焚きバーナから発生する NOx が急増したと思われる。そこで、燃料濃度分布を改善するため、燃料の噴射および空気との混合を工夫した。

図 10 に改良後の追焚きバーナの燃料濃度分布を示す。本バーナでは、燃料ノズル入口にいくつかの仕切り板で区切った領域を設け、空気はその領域から流入する。燃料は各領域に設けられた燃料噴射孔から噴射される。燃料と空気は 90° 偏向して燃焼器へ流入するため、燃料と空気の混合が

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

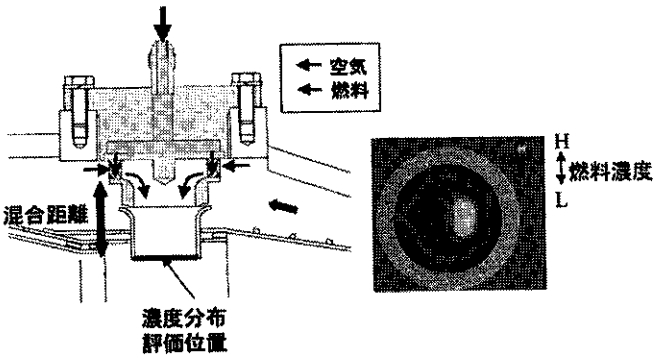


図 10　改良後の追焚きバーナ燃料濃度分布

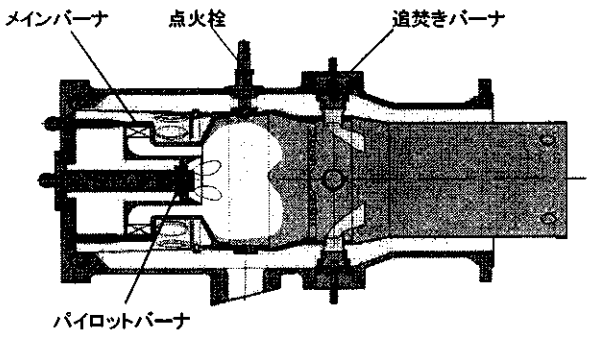


図 12　新型 DLE 燃焼器

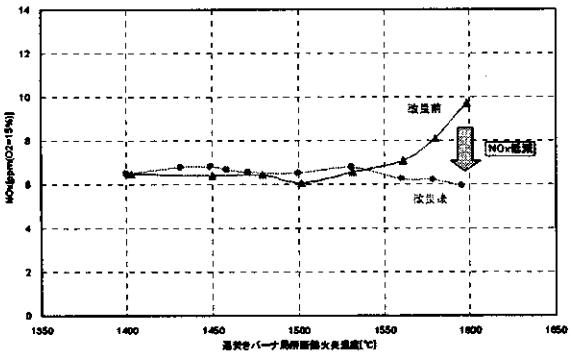


図 11　リグ試験における改良前後の追焚きバーナ NOx 排出性能

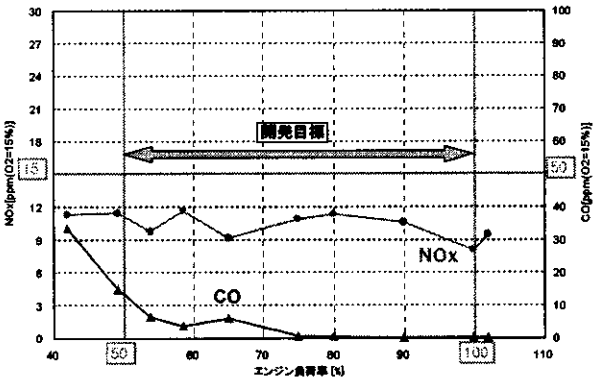


図 13　エンジン試験における排ガス性能

促進されるほか、改良前の現量産 DLE 燃焼器と比較して混合距離が長くなったことで、さらに混合が促進される。この図より、燃料濃度分布が大幅に改善されていることがわかる。そこで、改良された追焚きバーナの NOx 排出性能を調査するため、リグ試験を実施した。

(b) リグ試験

図 11 にリグ試験における改良前後の追焚きバーナの NOx 排出性能を示す。横軸は追焚きバーナでの局所断熱火炎温度である。この図より、改良前の現量産 DLE 燃焼器は、ある断熱火炎温度以上になると NOx 排出量が急増していたが、改良後の NOx 排出量は増加することなくほぼ一定であることがわかる。以上より、追焚きバーナの燃料濃度分布を均一にすることで、NOx 排出量が低減できることを確認できた。

3.3　エンジン試験

前節までに得られた結果をもとに製作された新型 DLE 燃焼器（図 12）を、実エンジンに搭載し、燃焼性能の確認を行った。図 13 にエンジン試験における排ガス性能を示す。この図からわかると

おり、実エンジン条件において、開発目標であるエンジン負荷率 50～100% で NOx 15ppm（O_2=15%）、CO 50ppm（O_2=15%）以下を達成できることを確認できた。

4．まとめ

M7A-03 に適用する新型 DLE 燃焼器の開発を行い、エンジン負荷率 50～100%で NOx 15ppm（O_2=15%）、CO 50ppm（O_2=15%）以下の目標を達成できることを確認できた。量産初号機は 2009 年 7 月に出荷され、2010 年春より商用運転開始の予定である。また本開発で得られた技術を、当社 L20A ガスタービン（18MW）DLE 燃焼器へ適用する検討も開始しており、これも量産化する予定である。

参 考 文 献

1) Kajita, S., et al.: An Advanced Development of a Second-Generation Dry, Low-NOx Combustor for 1.5MW Gas Turbine, ASME 96-GT-49.
2) Tanimura K., et al.: Development of an 8MW-CLASS High-efficiency Gas Turbine, M7A-03, ASME GT 2007-28361.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

LNG焚きガスタービン燃焼器の要素技術開発

*三浦　圭祐，百々　聡，小山　一仁，吉田　正平（日立）

Development of Elemental Technologies of Gas Turbine Combustor for LNG

* Keisuke MIURA, Satoshi DODO, Kazuhito KOYAMA and Shohei YOSHIDA (Hitachi.Ltd)

ABSTRACT

Low NOx combustor for 25MW class gas turbine, which is composed of a burner with a lot of coaxial fuel/air nozzles, has been developed. This burner is named "Cluster Nozzle Burner". In this study, the combustion properties of its elemental burner whose fuel nozzles are put in three circumferences were surveyed. As the fuel ratio of fuel nozzles on the 1st circumference was turned down to put flow rate distribution into uniform, NOx emission was reduced. But the flame was lifted or the combustion dynamic increased sharply by the flame anchor on the whole surface of swirl plate before becoming uniform. For improving the combustion performance, the swirl plate was converted from flat shape into convex shape and its surface was inclined at 45 degrees angle. By this shape, the flame anchor on the whole surface was prevented and NOx 2.5ppm(15%O_2) was marked with LNG at the condition that pressure was 1.5MPa, combustion temperature was 1490℃.

Key words: Gas Turbine, Combustor, Low NOx

1．はじめに

ガスタービン燃焼器においてNOx（窒素酸化物）排出量を低減することは，環境保全の観点から重要課題である。NOx排出量低減のためには，予め燃料と空気を混合した状態で燃焼させる希薄予混合燃焼が必須である。しかし，従来型予混合燃焼器では予混合器内に火炎が戻る逆火のリスクがあり，ガスタービンの高温化とともにそのリスクはさらに高くなる。

そこで，著者らはNOx排出量が少なくかつ逆火の可能性の少ないバーナとして短い予混合距離で燃料と空気を急速混合する多孔同軸噴流バーナ（以下クラスタバーナと表記）を開発してきた[1)~4)]。このクラスタバーナはガスタービンの燃料として広く用いられているLNG（液化天然ガス）以外にも，自発着火温度が350℃とガスタービンの入口空気温度よりも低いDME（ジメチルエーテル）を逆火することなく安定に燃焼させることができる[1),2)]。

本研究では，LNG焚きガスタービン燃焼器としての基礎燃焼特性を調べるため，燃焼器の部分構成要素となるモデルバーナを用いてクラスタバーナの空気孔プレート形状，空気噴出流速，燃焼器圧力をパラメータに燃焼特性を検討した。

2．クラスタバーナ

クラスタバーナは Fig.1に示すように，複数の燃料ノズルと空気孔から構成される。燃料ノズルと空気孔は同軸上に配置されており，1本の同軸ノズルを構成している。燃料噴流とその周囲を取り囲むように流れる空気噴流は，空気孔内部で混合しながら燃焼室に噴出される。空気孔出口では急拡大によって流れに乱れが生じ，燃料と空気の混合が促進される。そのため，クラスタバーナは従来の予混合バーナに比べて非常に短い距離で燃料と空気を混合し，燃焼室へ予混合気を均等に供給することができる。

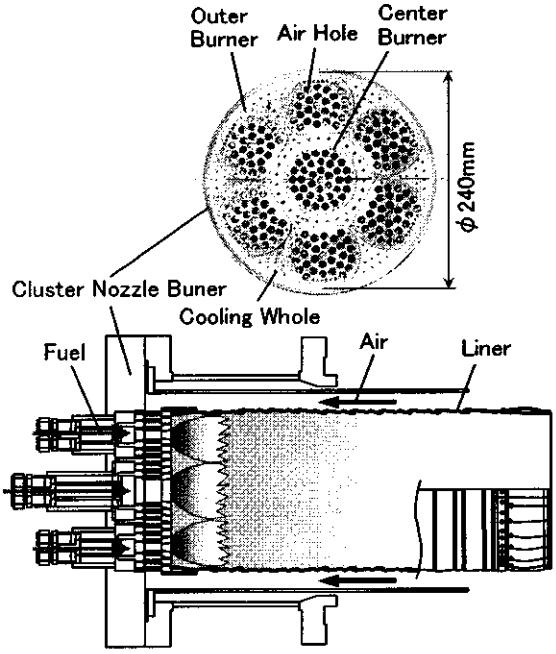


Fig.1　Cluster Nozzle Burner [2)]

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3. 研究方法

3.1 供試バーナ

Fig.2 に本研究で用いた要素試験用のクラスタバーナの概略構造を示す。燃料ノズルおよび空気孔は 3 列の同心円周上に配置され，それぞれ中心から 1 列目 6 個，2 列目 12 個，3 列目 18 個となっている。前述したように燃料ノズルと空気孔は同軸上に配置しており，さらに燃料ノズルの先端にリブを設け空気孔の内部に挿入することにより周囲を流れる空気流に乱れを発生させ，燃料と空気の混合促進を図っている。

本試験に用いたバーナでは，燃料ヘッダ内部が 2 室に分かれている。内周側のヘッダ室は 1 列目 6 本の燃料ノズルに燃料を供給し，外周側のヘッダ室は 2, 3 列目の燃料ノズルに燃料を供給しており，それぞれに供給する燃料流量は個々に調節することができる。

空気孔プレートはベースプレートと旋回プレートの 2 枚のプレートから構成されており，ベースプレートの厚みは 35mm である。旋回プレートの空気孔はバーナ中心軸に対し傾斜しており，バーナ下流に旋回流を形成することにより，燃焼安定性の強化を図っている。本研究では，旋回プレートの空気孔旋回角および形状を変化させて試験した。

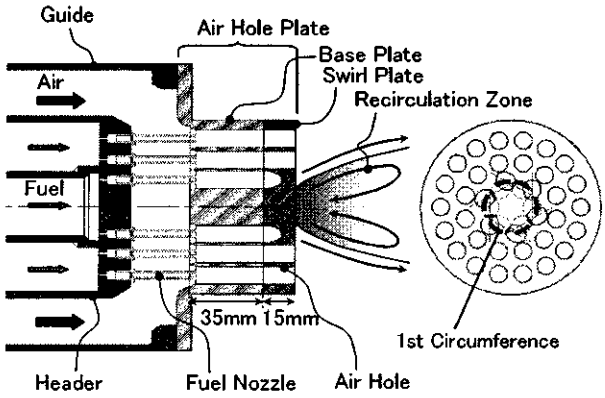


Fig.2 Test Burner

3.2 試験装置

試験装置の断面と燃料，空気供給系統の概略図を Fig.3 に示す。燃焼室の内径は ϕ200 で，燃焼室壁面は冷却水によって冷却している。燃焼空気は圧縮機によって圧縮された空気を予熱燃焼器，熱交換器からなる空気加熱装置により設定温度まで昇温した後，流量計測オリフィス，流量調節弁を介して燃焼器に供給する。燃焼空気の温度はバーナ入口部で T/C（熱電対）により計測した。燃焼室内の圧力は，燃焼室下流に設けた背圧弁の開度を調節することにより 1.5MPa まで昇圧することができる。

燃料にはタンクに貯蔵している LNG を使用した。LNG は蒸発器によりガスに気化させた後，流量調節弁とオリフィスによって流量を計測し，燃焼器に供給する。

燃焼室で燃焼した後の排気ガスを燃焼室下流でサンプリング管により抽気し，堀場製のガス分析装置 MEXSA7100 により NOx, CO（一酸化窒素），UHC（未燃炭化水素），O_2（酸素），CO_2（二酸化炭素）の各濃度を計測した。

燃焼振動は，燃焼室内部に挿入した ϕ6 の計測配管の一部を分岐し，一方に圧力変換器を，他方に 50m のダンピングチューブを設置し，計測配管内の反射波の発生を防止して計測した。

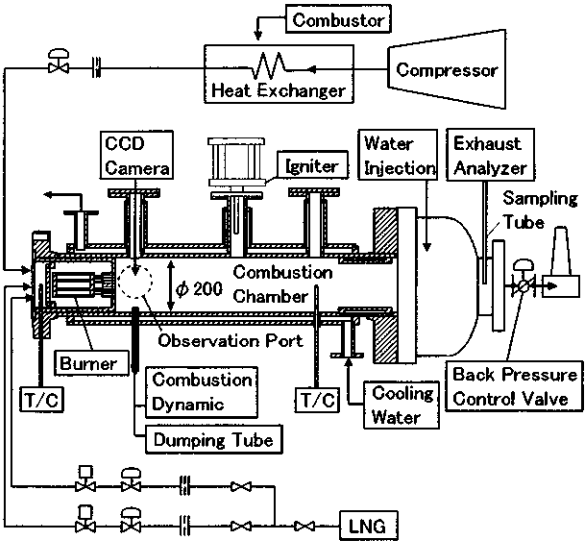


Fig.3 Test Equipment

3.3 試験条件

本研究では，大別して 2 通りの試験を実施した。試験(1)で火炎の平均燃焼ガス温度 1490℃における NOx 排出特性と燃焼振動特性を調べ，試験(2)で平均燃焼ガス温度に対し火炎リフトや燃焼振動などの燃焼不安定が発生する 1 列目燃料比率を調べた。1 列目燃料比率は 36 本の燃料ノズルに供給する燃料流量に対し，中心から 1 列目 6 本の燃料ノズルに供給する燃料流量の割合を示す。

本研究の代表的な試験条件を Table 1 に示す。燃焼器圧力は 0.65MPa と 1.5MPa の 2 ケース試験した。それぞれの圧力条件における入口空気温度は 380℃と 397℃である。空気孔出口における空気噴出流速は 55m/s を基準に試験した。試験(2)では空気噴出流速の影響を調べるため，CASE1 の条件に 45m/s と 65m/s の 2 ケースを追加して，合計 3 ケース試験した。

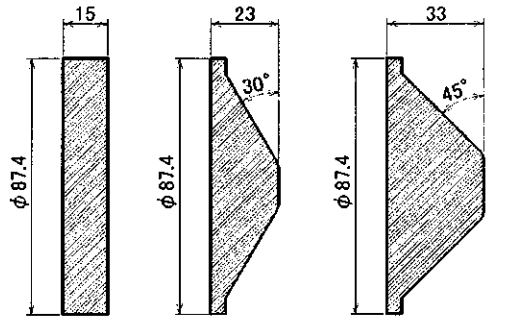
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1　Test Conditions

Test Condition	CASE1	CASE2
Pressure	0.65MPa	1.5MPa
Inlet Air Temperature	380℃	397℃
Air Ejection Velocity	55m/s	55m/s

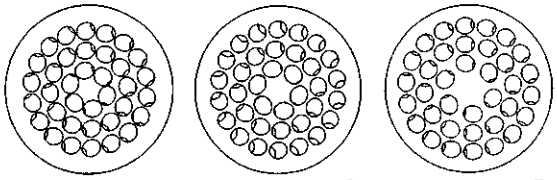
3.4　試験品

本研究では Fig.4～Fig.6 に示す旋回プレート①～⑤を用いて試験した。旋回プレート①～③の断面は Fig.4(a)の平板形状，旋回プレート④は Fig.4(b)の出口面が 30°傾斜した凸形状，旋回プレート⑤は Fig.4(c)の出口面が 45°傾斜した凸形状である。Fig.5 に旋回プレート①～③の正面図を，Fig.6 には旋回プレート④，⑤の外観写真を示す。Table 2 にはバーナの中心軸方向に対する空気孔の傾斜角（旋回角）を示す。平板形状の旋回プレート①～③については，空気孔出口面における 1 列目空気孔の PCD（Pitch of Circle Diameter）を同じく Table2 に示す。



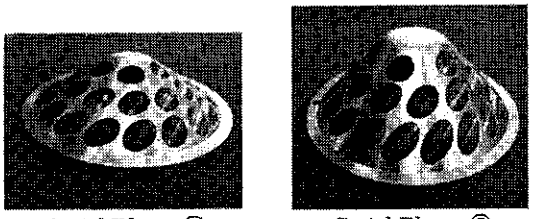
(a)Swirl Plate ①～③　(b)Swirl Plate④　(c) Swirl Plate⑤

Fig.4　Cross-Section Views of Swirl Plates



Swirl Plate ①　Swirl Plate ②　Swirl Plate ③

Fig.5　Front Views of Swirl Plates



Swirl Plate ④　Swirl Plate ⑤

Fig.6　Pictures of Swirl Plates

Table2　Parameters of Swirl Plates

Swirl Plate		①	②	③	④	⑤
Swirl Angle (degree)	1st Circumference	30.3	32.5	30	35	35
	2nd Circumference	27.5	27	28	30.5	30.5
	3rd Circumference	28	23	28	29.5	29.5
PCD of 1st Circumference (mm)		19.6	22	26.2		

4.　試験結果

4.1　試験(1)：NOx 排出特性と燃焼振動特性

試験条件 CASE1 における平板形状の旋回プレート①～③の NOx 排出特性を Fig.7 に，燃焼振動特性を Fig.8 に示す。横軸は 1 列目燃料比率で，16.7%においてすべての燃料ノズルに燃料が均一に供給される。縦軸は 15%O_2 に換算した NOx 排出量と燃焼器圧力に対する燃焼振動の圧力変動の相対値である。白抜きの点は火炎がリフトした条件である。

旋回プレート①～③はともに均一燃料比率条件の 16.7%に近づくにつれて，NOx 排出量が大幅に低下している。Fig.9(a)～(c)に示すように旋回プレート①～③は逆円錐形の火炎を形成している。1 列目燃料比率 16.7%を大きく上回る条件では，局所的に火炎温度が高くなる火炎根元から NOx が多く排出される。

旋回プレート①は他の旋回プレートに比べて NOx 排出量が少ない。Fig.9 の火炎写真に示すように，旋回プレート①は根元の細い円錐火炎を形成しており，予混合気が空気孔出口から噴出されて火炎に到達するまでの距離が他の旋回プレートに比べて伸びている。そのため，さらに一段と燃

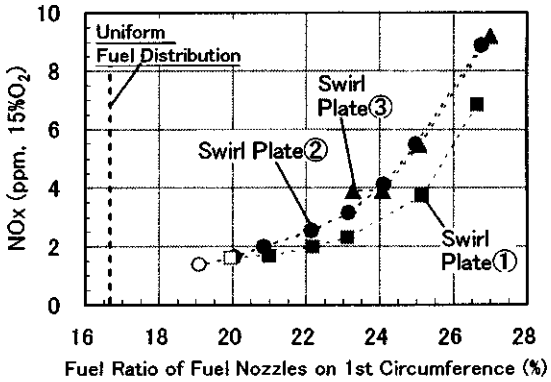


Fig.7　Characteristics of NOx Emission

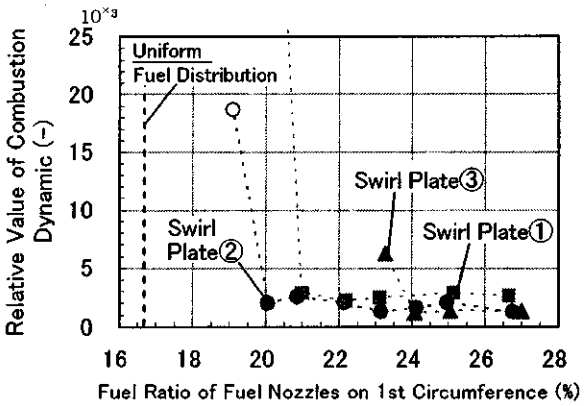
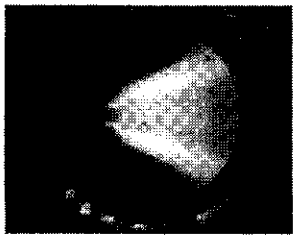


Fig.8　Characteristics of Combustion Dynamic

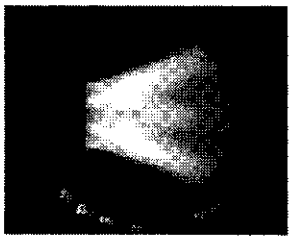
Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

料と空気の混合が進んでから燃焼することでNOxの排出量が少なくなっていると考える。

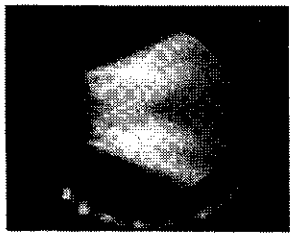
3つの旋回プレートの燃焼振動の振幅レベルはほぼ同一レベルである。しかし，旋回プレート③は1列目燃料比率23.3%でFig.9(d)に示すように火炎が旋回プレートの全面に張り付き，火炎形状が変化することにより振動レベルが約5倍に増加した。一方，旋回プレート①と②は1列目燃料比率20%近傍において1列目燃料比率が下がり保炎領域における局所ガス温度が下がったことによって火炎がリフトし，振動レベルが大幅に増大した。



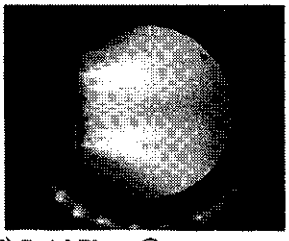
(a) Swirl Plate ①, Fuel Ratio for Fuel Nozzles on 1st Circumference is 25%



(b) Swirl Plate ②, Fuel Ratio for Fuel Nozzles on 1st Circumference is 25%



(c) Swirl Plate ③, Fuel Ratio of Fuel Nozzles on 1st Circumference is 25%



(d) Swirl Plate ③, Fuel Ratio of Fuel Nozzles on 1st Circumference is 23.3%

Fig.9 Pictures of Flame (CASE1)

Fig.10，11に旋回プレート②のCASE1とCASE2のNOx排出特性と燃焼振動の圧力変動相対値を比較して示す。燃焼器圧力0.65MPaのCASE1に比べて燃焼器圧力1.5MPaのCASE2のNOx排出量は，1列目燃料比率27%において約2.7倍にNOx排出量が増加している。しかし，1列目燃料比率が低下し局所燃焼ガス温度が下がるともにNOx排出量の増加割合は減少し，1列目燃料比率21%近傍では約1.8倍まで小さくなっている。

一方で，CASE 2の燃焼振動レベルはCASE1に比べて約3倍に増加している。また，1列目燃料比率21%ではFig.9(d)と同様に旋回プレート全面に火炎が張り付いて燃焼振動レベルが約5倍に増大し，燃焼器圧力の増加によって燃焼振動が発生しやすくなっている。

4.2 試験(2)：燃焼安定性

クラスタバーナは，空気孔を傾斜させ旋回流を

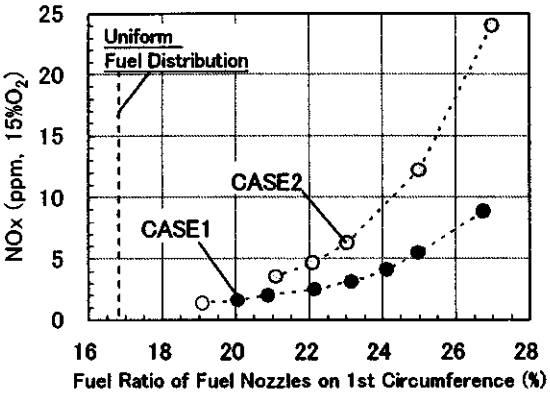


Fig.10 Characteristics of NOx Emission (Swierl Plate ②)

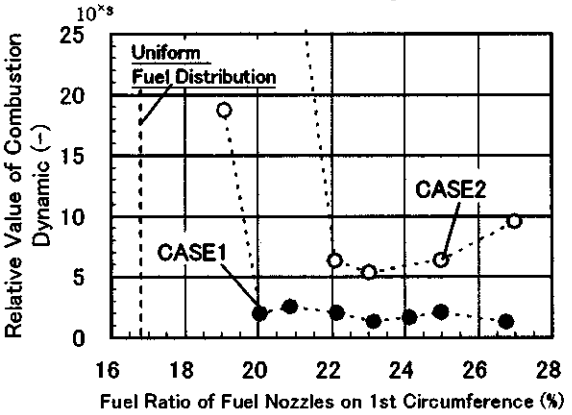


Fig.11 Characteristics of Combustion Dynamic (Swirl Plate ②)

形成することで，円錐状の火炎を形成し保炎している。1列目燃料比率を均一燃料比率条件である16.7%に下げて近づけていくと，前節で述べたように火炎がリフト，または火炎が旋回プレート全面に張り付いて燃焼振動が増大し，燃焼不安定となる。そこで，旋回プレート①～③について燃焼ガス温度に対し，燃焼不安定となる1列目燃料比率を調べた。

Fig.12にCASE1における燃焼不安定となる条件を示す。横軸は1列目燃料比率，縦軸は燃料流量と空気流量から計算して求めた火炎の平均燃焼ガス温度である。白抜きの点は火炎がリフトした条件，塗潰した点は火炎が旋回プレートの全面に張り付いて燃焼振動レベルが増大した条件である。これらの点よりも1列目燃料比率の大きい条件では火炎は安定に燃焼しており，斜線側の1列目燃料比率の小さい条件では不安定燃焼となる。

旋回プレート①は，燃焼ガス温度が下がるにつれて火炎のリフトする条件が，1列目燃料比率の大きいほうへシフトしている。一方，旋回プレート②は，1490℃以下の条件では旋回プレート①よりも1列目燃料比率の小さい条件で火炎がリフトし安定燃焼範囲が広がっているが，燃焼ガス温度1520℃以上の高温条件では，旋回プレートの全面

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

に火炎が付着し燃焼振動レベルが増大することで安定燃焼範囲が狭められている。旋回プレート③は，さらに低い燃焼ガス温度の1470℃近傍で火炎付着による燃焼振動増大が発生し，燃焼ガス温度1470℃以上では最も安定燃焼範囲が狭い結果となった。一方，1430℃近傍では1列目燃料比率19%前後まで安定燃焼範囲が伸びている。

Table2に示すように旋回プレート①に対し，旋回プレート②は1列目空気孔出口のPCDが2mm以上広く，旋回プレート③はさらに約4mm広くなっている。Fig.5の旋回プレート正面図に示されるように，PCDの拡大にともない1列目空気孔間の間隙が広がっている。そのため，旋回流により形成される循環流によって旋回プレート近くまで戻ってきた燃焼ガスが空気孔間の隙間を通過して2，3列目の空気孔出口付近に熱を供給しやすくなり，その結果，旋回プレート表面に火炎が付着する燃焼ガス温度が低下したと考える。

ここで1列目空気孔を通過する予混合気の燃空比から計算して求めた局所の燃焼ガス温度（以下1列目局所燃焼ガス温度）により整理したリフト条件をFig.13に示す。縦軸は平均の燃焼ガス温度である。一部，燃焼ガス温度の低い条件でずれが見

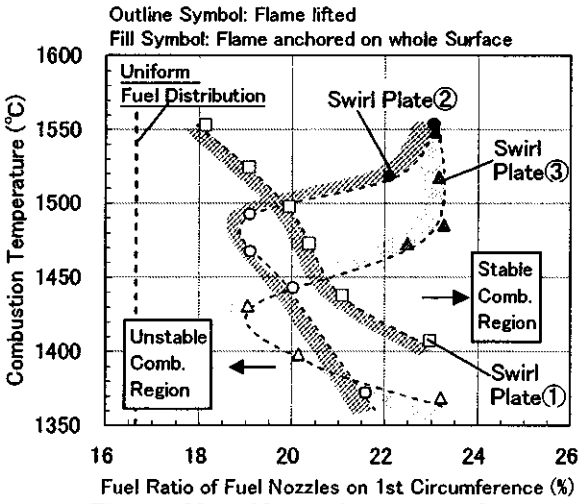


Fig.12　Unstable Combustion Conditions

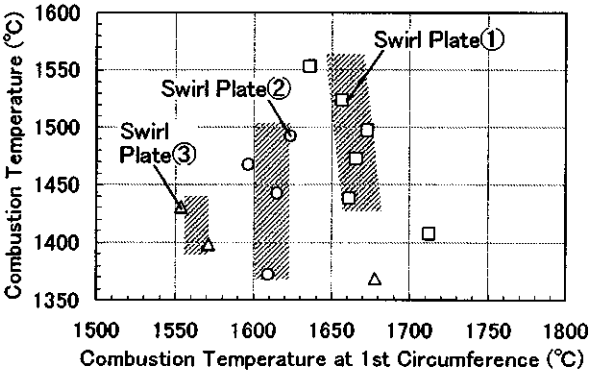


Fig.13　Flame Lifted Conditions

られるものの，火炎のリフト条件における1列目局所燃焼ガス温度はほぼ一定値内に収まっており，火炎の保炎に対し1列目局所燃焼ガス温度は重要な因子であることがわかる。また，旋回プレート②のリフト条件における1列目局所燃焼ガス温度は，旋回プレート①より約50℃低く，旋回プレート③は旋回プレート②に比べてさらに50℃低くなっている。1列目空気孔のPCDが大きいほど循環流内の流れが安定化し，リフト温度が低下するものと考える。

次に旋回プレート②について，燃焼器圧力0.65MPaの条件で空気噴出流速が燃焼特性におよぼす影響について調べた。試験結果をFig.14に示す。横軸は1列目燃料比率，縦軸は計算により求めた平均燃焼ガス温度である。

火炎のリフト条件は，空気噴出流速に関らずほぼ一致しており，空気噴出流速の影響は少ないことがわかる。一方，空気噴出流速45m/sでは1490℃で旋回プレート全面に火炎が付着し燃焼振動レベルが増大しているのに対し，空気噴出流速65m/sでは燃焼ガス温度1550℃より低い温度でスワラ全面に火炎が付着することはなかった。このことから，空気噴出流速を増加させることは火炎形状変化にともなう燃焼振動の発生を抑制する上で有効であることがわかる。

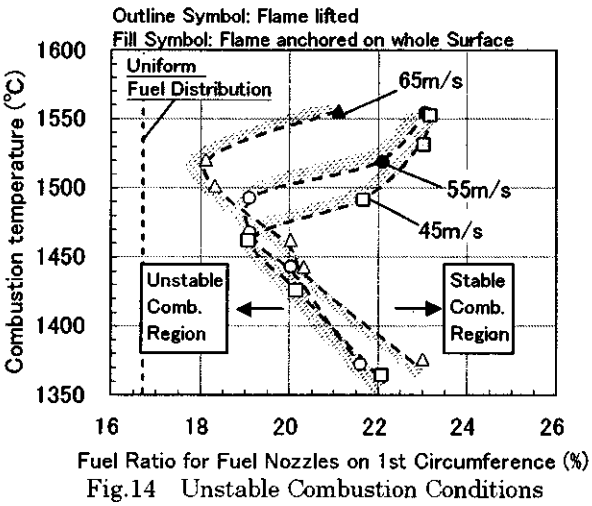


Fig.14　Unstable Combustion Conditions
(Swirl Plate ②)

4.3　旋回プレート出口面形状に対する燃焼特性

Fig.12に示したように，火炎のリフトまたは旋回プレートに火炎が張り付くことで発生する燃焼振動により安定燃焼範囲が制限され，NOx排出量が最も低下する均一燃料比率条件で安定に燃焼させることができなかった。そこで，旋回プレートの旋回角および出口面形状の改良を試みた。3.4節で示したように旋回プレート④，⑤は旋回流を強くするため旋回角を大きくしており，空気孔の出

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

口面は旋回プレート中心軸に対し傾斜させている。

Fig.15 に CASE 2，燃焼ガス温度 1490℃における旋回プレート②,④,⑤の NOx 排出特性を示す。また，Fig.16 には同じく燃焼振動特性を示す。横軸は 1 列目燃料比率，縦軸は 15%O_2 に換算した NOx 排出量と燃焼器圧力に対する燃焼振動の圧力変動の相対値である。

旋回プレート④は，旋回プレート②と同様に 1 列目燃料比率 27%から均一燃料比率条件に近づくにつれて NOx 排出量は減少しているが，1 列目燃料比率約 23%で旋回プレート全面に火炎が張り付き，燃焼振動レベルが 10 倍近く増加した。一方，旋回プレート⑤は火炎形状の変化をともなわずに 1 列目燃料比率 22%で燃焼振動レベルが高くなったが，均一燃料比率条件近傍では低い燃焼振動レベルで安定に燃焼した。また，1 列目燃料比率 14%～22%の間で NOx 排出量はほとんど変化せず，約 2.5ppm であった。

Fig.17 に旋回プレート④と⑤の火炎写真を示す。旋回プレート④では 1 列目空気孔出口周囲に火炎が保炎しているのに対し，旋回プレート⑤では旋回プレートの突端のみに火炎が保炎している。そのため，旋回プレート⑤では 1 列目空気孔から噴出された予混合気が 2，3 列目の空気孔から噴出された予混合気と混合してから燃焼し，1 列目燃料比率に対する NOx 排出量の感度が小さくなったと考える。このように空気孔出口面を旋回プレート中心軸に対し 45° 傾斜させることにより旋回プレートへの火炎付着を抑制し，NOx 排出量を低減できることがわかった。

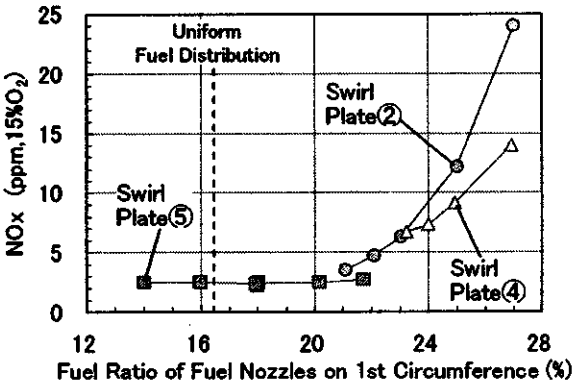


Fig.15 Characteristics of NOx Emission

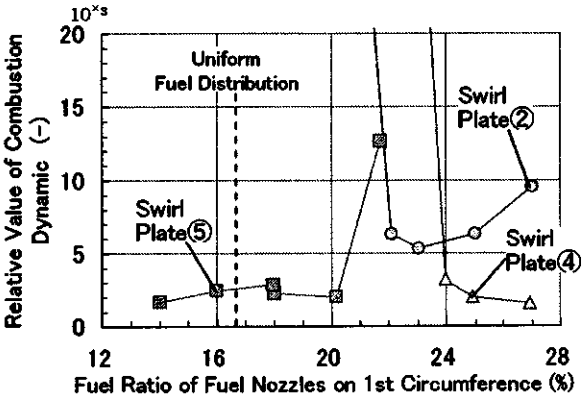
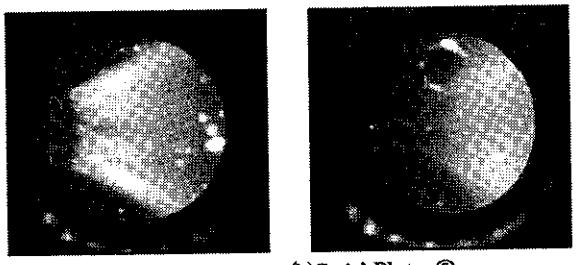


Fig.16 Characteristics of Combustion Dynamic



(a)Swirl Plate ④, Fuel Ratio of Fuel Nozzles on 1st Circumference is 24%

(b)Swirl Plate ⑤, Fuel Ratio of Fuel Nozzles on 1st Circumference is 18%

Fig.17 Pictures of Flame (CASE2)

6. 結論

モデルバーナを用いてクラスタバーナの燃焼特性を調べた結果，以下の知見を得た。

1)平板形状の旋回プレートでは，1 列目 6 本の燃料ノズルに供給する燃料割合を減少させると NOx 排出量が減少するが，すべての燃料ノズルに均一に燃料を供給する条件に到達する前に火炎がリフト，または旋回プレート全面に火炎が付着し，燃焼振動レベルが増大して燃焼不安定となる。

2)旋回プレートの空気孔出口面を旋回プレート中心軸に対し 45° 傾斜させた凸形状とすることにより，旋回プレートへの火炎の付着を抑制できる。この旋回プレートを用いて燃焼器圧力 1.5MPa，燃焼ガス温度 1490℃で試験した結果，NOx 排出量は 2.5ppm(15%O_2)であった。

参考文献

1) Saitou, T., et al., "Development of Multi Cluster Burner for Fuel Grade DME" ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53689, (2004-6)
2) Saitou, T., et al., "Performance Demonstration of the Full Size Multi Cluster Combustor For DME under Real Engine Conditions" ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68647, (2005-6)
3) 三浦圭祐，他 3 名，"流れの可視化による燃料/空気同軸ノズルの混合性能改善" 第 34 回ガスタービン定期講演会論文集，(2006-10)，239-244
4) 三浦圭祐，他 3 名，"大気圧要素試験による LNG 焚きガスタービン燃焼器の開発" 第 36 回ガスタービン定期講演会論文集，(2008-10)，239-244

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

コークス炉ガス焚き多孔同軸噴流バーナ燃焼器の燃焼特性

*高橋 宏和，浅井 智広，百々 聡，小泉 浩美，吉田 正平，井上 洋（日立）

Combustion Characteristics of Gas Turbine Combustor using Multi Hole Co-Axial Jet Burner for Coke Oven Gas

* Hirokazu Takahashi, Tomohiro Asai, Satoschi Dodo, Hiromi Koizumi, Shohei Yoshida, Hiroshi Inoue（Hitachi, Ltd.）

ABSTRACT

This paper demonstrates the feasibility of a gas turbine combustor with multi hole co-axial jet burners for dry low NOx combustion of Coke Oven Gas (COG). The demonstration test used a hydrogen-rich gas containing 47% of hydrogen by volume as a test fuel of COG. The pressure inside the combustor was 0.6MPa. From the test results, the following conclusions are obtained: (1) The startup by ignition of a liquid fuel, the shift from the liquid fuel to the gaseous fuel operation, and the ignition of the gaseous fuel in the main burners at partial loads are successful. The combustor allows stable combustion from start-up to full load condition. (2) The NOx emissions decrease with the increase of fuel ratio of outer part in main burners.

Key words: COG, Hydrogen-containing fuel, Gas turbine combustor, Low NOx

1．はじめに

地球温暖化防止の観点から，温暖化への影響が大きいとされる二酸化炭素（CO_2）排出抑制の動きが世界的に進んでいる。ガスタービン発電においてCO_2 排出量を削減するためには，エネルギー変換機器の効率向上や燃焼放散している未利用燃料の有効活用，CO_2 排出量が少ない水素リッチ燃料への燃料転換などを図ることが効果的である。

CO_2 排出量が少ない水素リッチ燃料の中で有効活用が期待される燃料の１つに，水素を 50%以上含むコークス炉ガス（COG：Coke Oven Gas）がある。COG は，製鉄プロセスにおいて，高炉の原料として用いるコークス製造の際に発生する副生ガスである。近年，鉄鋼需要の増加と共にコークスの需要や生産量も増加し，COG を発電用ガスタービン燃料として利用したいというニーズが高まっている。

COG は水素濃度が高く燃焼速度が速いため，機器の安全性を考慮し，ガスタービン燃焼器では一般的に拡散燃焼方式により燃焼される。拡散燃焼方式では，環境汚染物質である窒素酸化物（NOx）が多く排出されるため，蒸気や窒素などの不活性ガスを噴射して燃焼温度を低下させ NOx 排出量を低減する必要がある。不活性ガスの噴射はプラント効率の低下につながるため，不活性ガスを用いないドライ低 NOx 燃焼器の開発が望まれている。

水素含有燃料を従来の予混合燃焼器で燃焼させた場合，予混合器流路内を火炎が逆流し機器を損傷する逆火のリスクが増加する。本研究で対象とする多孔同軸噴流バーナ（以下クラスタバーナと表記）は予混合距離を短縮可能で，逆火ポテンシャルの高い高水素濃度燃料への適用が可能と考え，これまでバーナの基本特性を検討してきた[1),2)]。

本研究では COG を対象に，クラスタバーナを複数配置したマルチクラスタバーナ燃焼器を試作し，ガスタービンの運用範囲全域にわたる NOx 排出濃度や燃焼安定性を単缶燃焼試験によって調べ，ドライ低 NOx 燃焼器の実現性を検討した。

2．研究方法

2.1 マルチクラスタバーナ燃焼器の特徴

Fig.1 にマルチクラスタバーナの構造を示す。燃焼器は中央バーナとメインバーナから構成され，中央バーナの周囲に 6 個のメインバーナ①から⑥を配置している。

中央バーナは油燃料の専焼，油燃料・ガス燃料の混焼およびガス燃料の専焼が可能なバーナであり，油燃料ノズルを中心に備え，その周囲にガス燃料ノズルと空気孔を備えている。中央バーナは，油燃料ノズルに油燃料を供給する系統とガス燃料ノズルにガス燃料を供給する系統を各 1 個持つ。

メインバーナはガス燃料専焼のバーナであり，奇数番号メインバーナ 3 個、および偶数番号メインバーナ 3 個がそれぞれ 1 つのバーナ群を構成している。それぞれのバーナ群は各々2 個のガス燃料供給系統を備えている。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2.2 メインバーナの構造

メインバーナは3列の同心円状に最内周(1列目)に 6 個，外周側（2 列目，3 列目）にそれぞれ 12 個ずつの空気孔と，その上流側に空気孔とほぼ同軸に配置したガス燃料ノズルから構成されている。3 列目の空気孔は，隣接するメインバーナとの間で流れが干渉しないよう，非対称の配置とした。

このように燃料および空気を分散して供給することにより 1 つの燃料噴流あたりの拡散距離が小さくなり,バーナに供給される混合気内の燃料濃度分布が均一化する。また，ガス燃料ノズルから噴出した燃料と空気孔を流下する空気は，空気孔入口の縮流やガス燃料ノズルの後流により生じる乱れが空気孔出口での急拡大によって急速に成長するため，短い距離内で急速に混合する。またこのバーナから噴出する同軸噴流は中央にある燃料噴流周囲を空気噴流が鞘状に包む構造を持つため，空気孔壁面は空気噴流によって覆われており耐逆火性に優れた構造となっている。

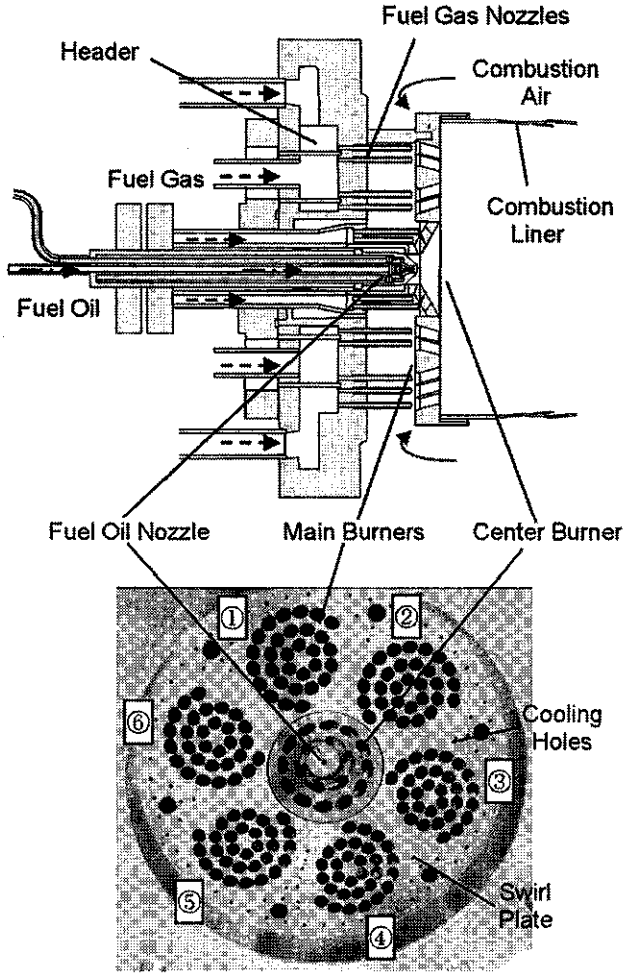


Fig.1 Test Burner (Multi-Cluster Burner Combustor)

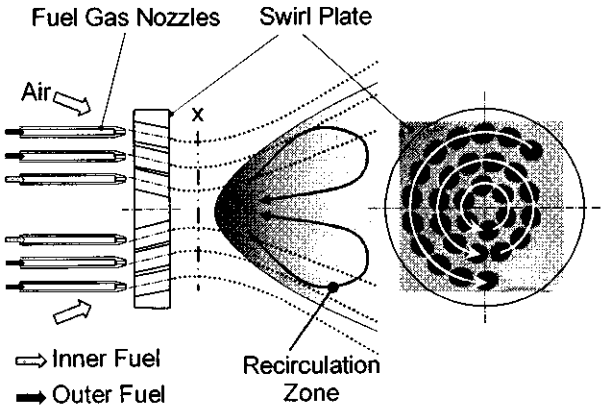


Fig.2 Test Burner(Main Burner)

Fig.2 に示すように，ガス燃料ノズルはペンシル形状を持ち，テーパ状に加工されたノズル先端部が空気孔プレート入口の上流中央になるよう配置されている。このうち最内周 6 個のガス燃料ノズル(内周燃料)と外周側 24 個のガス燃料ノズル(外周燃料）は独立に燃料を供給することができる。

同軸ノズルを構成する空気孔は平板状の部材である空気孔プレートに多数の空気孔を開口させて実現した。それぞれの空気孔には配置される列毎に共通の旋回角を設け，保炎の強化を図っている。さらに，空気孔の旋回軸をバーナ中心軸方向に傾斜させ，空気孔から噴出する同軸噴流の旋回半径が軸方向位置 x で極小値を取ってから拡大するよう調整した。このような流動形態とすることで空気孔プレートから下流側に距離 x 離れた位置で循環流が閉じるよう調整し，浮揚火炎を形成して空気孔出口近傍への火炎付着を防止し，信頼性を確保した。

2.3 中央バーナの構造

Fig.3 に本研究に用いた中央バーナの概略構造を示す。ガスタービンの起動から部分負荷範囲で運用する油燃料ノズルを中央バーナの中心に備え，その周囲に円錐状に窪んだ形状のプレートを備えている。プレートには同心円状に内周側 6 個，外周側 12 個の 2 列の空気孔を配置し，各々の空気孔にガス燃料が供給可能なガス燃料ノズルを備え，前記の同軸噴流構造を取っている。保炎を強化するため，空気孔に旋回角を設け，循環流を形成する構造とした。

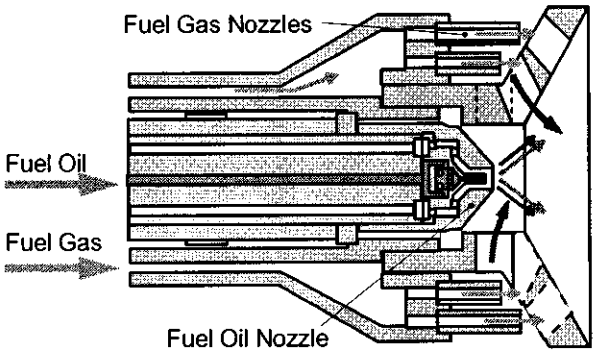


Fig.3 Test Burner (Center Burner)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2.4 試験装置

Fig.4に本試験で使用した単缶燃焼試験装置の概略を示す。燃焼空気は圧縮機から吐出された圧縮空気を予熱燃焼器，熱交換器からなる空気加熱装置において設定温度まで加熱した後，オリフィスにて流量を測定し流量調節弁にて流量調節後，燃焼スタンドへ供給した。燃焼器の圧力は燃焼器の下流に設けた背圧弁で調節した。入口空気温度，燃焼ガス温度は熱電対で測定し，燃焼ガスの組成は計測ダクトに設けたサンプリング管を介し，排ガス分析計（MEXA-7100:堀場製作所）にて，NOx，一酸化炭素(CO)，全未燃炭化水素(THC)，酸素（O_2），CO_2の5成分を測定した。火炎の状況は，燃焼器尾筒に設けた開口部に挿入した光学筒から CCD ビデオカメラを用いて観察した。

一方，燃料は水素セルフローダ，メタンセルフローダおよび窒素タンクからそれぞれ供給し，単体ガスの流量を測定後，混合することで所定のガス組成に調整した。混合した燃料は中央バーナ燃料，メインバーナの内周燃料およびメインバーナの外周燃料として各ガス燃料ノズルへ供給した。本試験では，メインバーナの内周燃料と外周燃料の比率を変化させ，外周燃料比率に対する NOx 排出特性について検討した。

2.5 試験方法および条件

Table1 に試験条件を示す。ガスタービンの定格負荷相当条件における空気流量は 3.1kg/s，入口空気温度 390℃，入口空気圧力 0.6MPa とした。

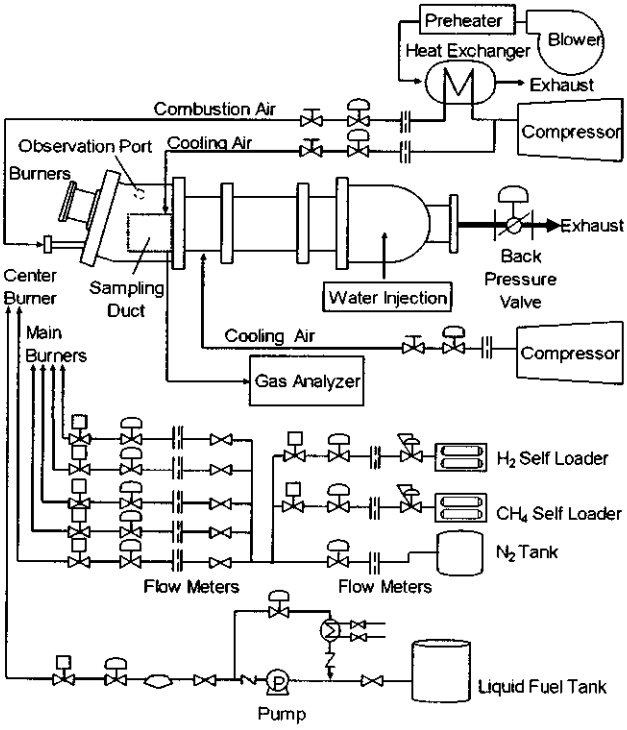


Fig.4 Schematic of Combustion Test Facility

本試験において，起動から定格負荷までのバーナ切替は，Fig.5 に示す通りとし，以下の手順で操作した。

①中央バーナに油燃料を供給して着火後，25%負荷まで増負荷

②中央バーナの油燃料を COG に切替え後，メインバーナ3個で COG 専焼(25%～50%負荷)

③全メインバーナで COG 専焼(50%~定格負荷)

なお，油燃料には，発熱量 42.4MJ/kg の灯油を使用した。

次に，Table2 に燃料の組成および発熱量を示す。COG は水素を約 57%含む [3]燃料で発熱量は約 16.6MJ/Nm^3 であり LNG の発熱量 41MJ/Nm^3 に比べ半分以下である。このため，LNG と同一の燃焼ガス温度を得るには燃料流量が 2.2 倍に増加する。水素含有率が高くなると燃焼速度が速くなり，バーナへの火炎の接近に対し対策が必要となる。

本研究では，試験装置の制約により COG を用いた試験が困難であるため，水素(H_2)，メタン（CH_4），窒素(N_2)のみで発熱量を COG と同等になるよう調整した試験用燃料を使用して試験した。

3．試験結果および考察

部分負荷および定格負荷条件におけるマルチクラスタバーナの燃焼特性を以下に示す。

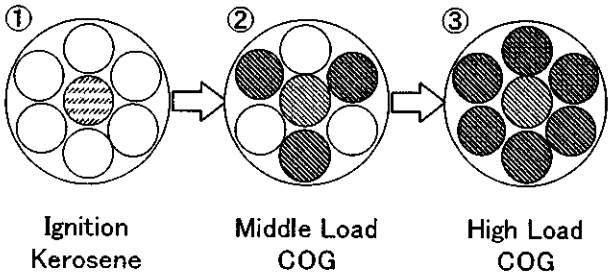


Fig.5 Fuel Supply Operation

Table 1 Test Conditions

Air Flow Rate	～3.1kg/s
Inlet Air Temperature	370℃～390℃
Inlet Air Pressure	0.6MPa

Table 2 Properties of COG[3] and Test Fuel

Properties	COG	Test Fuel
H_2(vol.%)	56.91	47
CO(vol.%)	8.76	0
CH_4(vol.%)	25.9	31
C_2H_2(vol.%)	3.64	0
CO_2(vol.%)	2.76	0
N_2(vol.%)	1.83	22
O_2(vol.%)	0.2	0
LHV(MJ/Nm^3)	16.6	16.2

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3.1 負荷変化特性

Fig.6 に NOx 排出特性を示す。図中の縦軸は，NOx 排出濃度の最高値で規格化した値で示す。油燃料で運用する 25%負荷までは，拡散燃焼であるため NOx 排出濃度は高く，負荷の増加に伴い上昇する。25%負荷において中央バーナを油専焼からガス専焼に切替え，燃料を中央バーナとメインバーナ 3 個で燃焼すると燃料が各バーナに分散されたことに加え，クラスタバーナの混合促進効果によって，NOx 排出濃度は 0.33 まで低下する。この運転モードで 50%負荷まで負荷を増加すると燃焼温度の上昇に伴い 0.78 まで増加するが，さらに 3 個のメインバーナに燃料を供給してメインバーナを 6 個で燃焼させると NOx 排出濃度は 0.10 まで減少する。定格負荷では，中央バーナとメインバーナへの燃料供給比率やメインバーナの外周燃料比率を調整すると，NOx 排出濃度は 0.22 となり水素リッチ燃料に対し，不活性ガスによる希釈なしで低 NOx 燃焼が可能なことを確認した。

本試験では，油燃料で起動し，ガス燃料に切替えメインバーナ 3 個に着火，メインバーナ 6 個に着火という形式で燃料を切替える運転ができ，定格負荷まで安定に負荷を上昇できることを確認した。

3.2 定格負荷特性

本節では定格負荷条件においてメインバーナの内周（最内周の 1 列）と外周（内側から 2 列目と 3 列目）の燃料配分を変化させた時の燃焼効率，NOx 排出特性およびメタル温度の特性について示す。

まず，メインバーナの外周に供給した燃料の割合を以下の式(1)で定義する。

$$\zeta_{out} = G_{mout}/G_m \tag{1}$$

ここで，ζ_{out} はメインバーナ外周燃料比率(%)，G_{mout} はメインバーナ外周燃料流量(kg/s)，G_m はメインバーナ全燃料流量(kg/s)である。

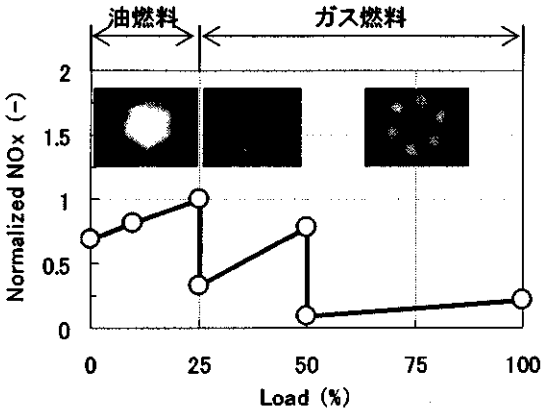


Fig.6 Property of NOx Emission during Load Change

メインバーナ外周燃料比率が高いほど，外周側の燃料流量が多いことを意味する。

Fig.7 にメインバーナ外周燃料比率と燃焼効率の関係を示す。メインバーナ外周燃料比率が変化しても燃焼効率は 99.99%以上であった。メインバーナ外周燃料比率が低い条件では，メインバーナの外周の空気孔出口に形成される火炎の温度が低くなるため，燃焼効率が低下する懸念もあったが，燃料濃度が高い 1 列目で生成した燃焼ガスから熱を受け，外周の混合気に火炎が伝播できていると考える。

次に，Fig.8 にメインバーナ外周燃料比率と NOx 排出濃度の関係を示す。規格化した NOx 排出濃度は，メインバーナ外周燃料比率が 58%で 0.42，63%で 0.34，73%で 0.22 となり，メインバーナ外周燃料比率が高くなるにつれて NOx 排出濃度は低下する傾向を示す。これは，1 列目空気孔出口における燃焼温度が外周燃料比率の増加とともに低下し，同位置に形成される火炎のサーマル NOx が減少したものと考える。

さらに，Fig.9 にメインバーナ外周燃料比率と燃焼振動の振幅値の関係を示す。弊社の社内基準で規格化した燃焼振動の振幅値は，メインバーナ外周燃料比率が 58%で 0.12，73%で 0.16 となり，メインバーナ外周燃料比率が高くなるほど燃焼振動

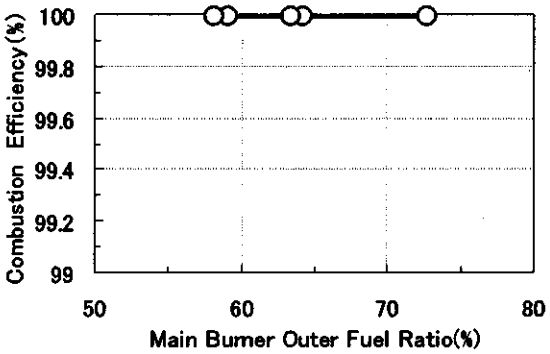


Fig.7 Properties of Combustion Efficiency at Full Load

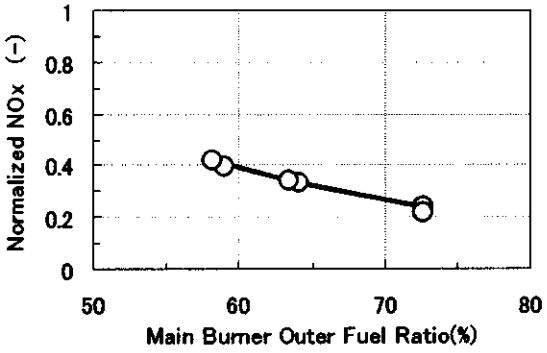


Fig.8 Properties of NOx Emission at Full Load

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の振幅値は上昇する傾向を示す。ただし，燃焼振動の振幅値の変化幅は小さく，社内基準と比較して低いレベルであり，運用上問題ないレベルであることを確認した。

次に，Fig.10 にメインバーナ外周燃料比率と旋回プレートの最高メタル温度の関係を示す。メインバーナ外周燃料比率が高くなるほど弊社の社内基準で規格化した最高メタル温度は低くなる傾向を示す。本試験において，メタル温度が最高となる点はメインバーナの径方向中心部分である。メインバーナ外周燃料比率が低い条件では，メインバーナの内周の燃料濃度が濃く，メインバーナの内周で形成された火炎の温度が高くなり，火炎からの輻射の影響を受けやすいためメタル温度が高くなると考える。外周燃料比率の増加に伴い，メタル温度が低下するのは 1 列目空気孔出口における燃焼温度の低下が影響している。

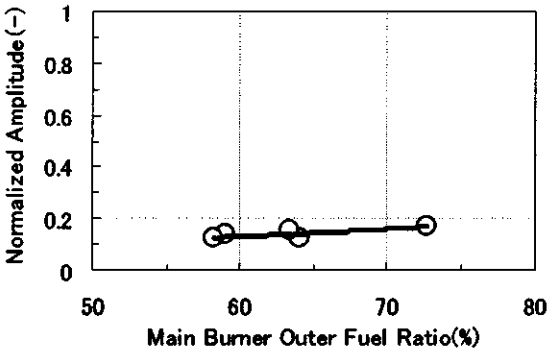


Fig.9 Properties of Combustion Dynamic at Full Load

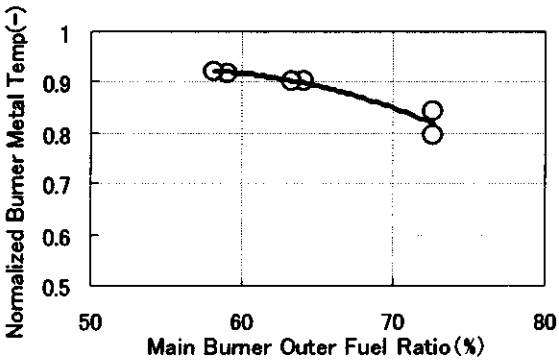


Fig.10 Maximum Burner Metal Temperature of Burner Surface

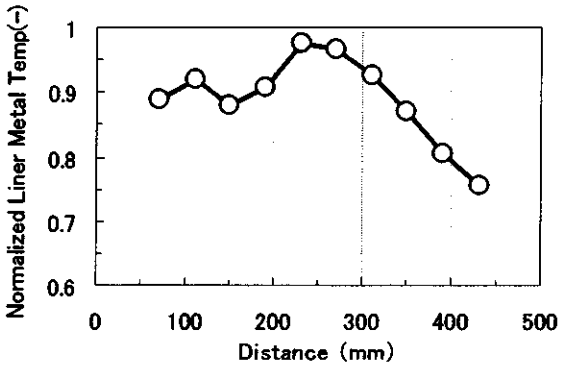


Fig.11 Distribution of Liner Metal Temperature

次に，メインバーナ外周燃料比率 73%の条件におけるライナメタル温度の軸方向分布を Fig.11 に示す。弊社の社内基準で規格化したライナメタル温度は，旋回プレートから 230mm で最高温度となり，その位置より上流と下流で温度が低くなっている。本試験で用いたメインバーナは旋回角を調整することで，流れ方向に広がる円錐状の火炎[4]を形成するものと考える。このため，230mm 付近において，円錐状の火炎が燃焼器ライナ内壁面に最も接近し，メタル温度が上昇する原因になったものと考える。

4．まとめ

COG を対象としたドライ低 NOx 燃焼技術の開発を目的に，多孔同軸噴流バーナ（マルチクラスタバーナ）を試作し，COG 試験用燃料を用いて圧力 0.6MPa における単缶燃焼試験により，燃焼安定性や NOx 排出特性を調べた結果，以下の知見を得た。

1) 油燃料による着火，部分負荷における油燃料から COG への切替えや外周バーナへの着火などの運転モードに対し，無負荷から定格負荷条件まで安定に燃焼することを確認した。
2) 定格負荷条件における NOx 排出濃度は，メインバーナ外周燃料比率の上昇とともに低下する。メインバーナ外周燃料比率 73%における NOx 排出濃度比は 0.22 に低下し，ドライ低 NOx 燃焼が可能であることを確認した。

参 考 文 献

1) 齋藤武雄，他 3 名；“ジメチルエーテル（DME）焚きガスタービン燃焼器の開発” 第 34 回ガスタービン定期講演会論文集,(2005-9),p25-35
2) 小泉浩美,浅井智広,吉田正平；“同軸噴流クラスタバーナを用いた水素含有燃料のＮＯｘ排出特性に関する検討” 日本機械学会年次大会講演論文集 Vol.7,(2008)
3) 森田 光宣，村上 英樹，上出 雅男；“高温空気燃焼の燃焼定常性と基本反応機構の考察”，化学工学論文集，Vol. 27, pp.340-346 (2001)
4) 三浦圭祐,他3名；”流れの可視化による燃料空気同軸ノズルの混合性能改善” 第 34 回ガスタービン定期講演会論文集,(2008-10),p239-244

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ガス化ガス燃焼のフュエルNOx生成特性の予測

*長谷川　武治（電中研）

Prediction Methodology of Fuel-NOx Emissions in Gasified Fuels' Combustion

*Takeharu HASEGAWA(CRIEPI)

ABSTRACT

Gasified fuels have nitrogenous compounds of NH_3 and HCN, those fuel-N compounds cannot be removed by using hot/dry-type synthetic gas cleanup method that improves plant thermal efficiency and are oxidized into the fuel-NOx in combustion processes. Fuel-NOx constitutes the majority of NOx emissions in the exhaust. In the combustion processes of those CO, H_2 and CH_4 mixture fuels, however the oxidation characteristics of the nitrogenous compounds in fuels are different from the case of conventional hydrocarbon fuels, and influenced by the fuel constituent and combustion methods. In this paper, the influences of the fuel constituent on fuel-NOx emission characteristics in each combustion method and its mechanism are clarified by analytical examination of obtained experimental data. Therefore a basic prediction methodology of conversion rate of nitrogenous compounds to fuel-NOx is set up both in two-stage combustion to reduce fuel-NOx emissions and in non staged combustion.

Key words: Gasified fuel, Combustor, Fuel-NOx, Ammonia, Low-NOx Combustion, NOx Emission Prediction

1．はじめに

ガス化発電ではガス化の過程で原料中の窒素化合物に起因してアンモニアが生成される．ガス化発電の高効率化を目的に乾式ガス精製を採用する場合，ガス化ガス中のアンモニアは除去されず，燃焼器に供給されてフュエルNOxに酸化され，プラントから排出されるNOxの大半を占める．本稿では，燃焼器開発および燃焼器性能評価を意図して，特定の燃料を用いた燃焼試験により各種ガス化ガスを適用した際のフュエルNOx排出濃度を，燃料組成と燃焼法に応じて予測する手法を提案する．

2．実験装置および実験条件

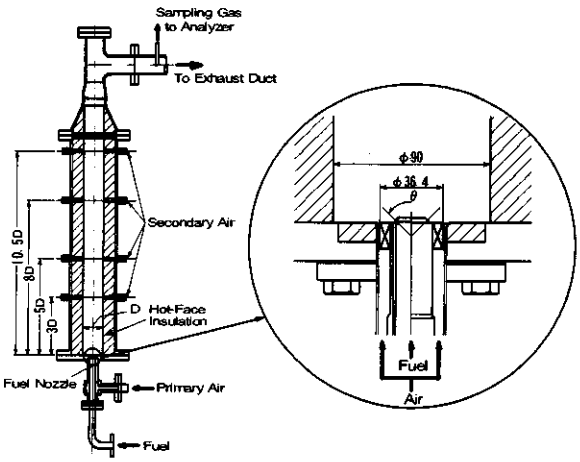
本研究に用いた燃焼器本体の概略および供試バーナの断面を図1に示す．燃焼器は内側を耐火材で覆った内径90mm，長さ1000mmの円筒型の燃焼室，一次空気導入部および燃料噴射弁から構成される．実機燃焼器の軸方向空気配分や二段燃焼を模擬するために，燃焼室の側壁に二次空気孔が設けており，本実験では，燃焼室内径をDとしたとき燃料噴射弁先端から距離3×Dの位置の二次空気孔を採用した．ここでは，燃料噴射弁から二次空気孔までの領域を一次燃焼領域，二次空気孔より下流を二次燃焼領域と呼ぶ．

供試バーナは，孔径1.5mm×12，噴孔角度θ＝90°の燃料噴射ノズルと内径24.0mm，外径36.4mm，旋回角度θ_a＝45°の一次空気旋回器から構成されている．以下の式で与えられるスワール数Sは0.84である．

$$S = \frac{2}{3} \times \frac{1-B^3}{1-B^2} \times \tan\theta_a \quad \cdots\cdots (1)$$

B(旋回羽内外径比)＝0.66

化石燃料を原料とする各種ガス化方式によるガス化ガスまたは高炉ガスの組成例を表1に，非化石燃料を原料とするガス化ガスの組成例を表2に示す．実験では，各種ガス化炉から生成されるガス化燃料の燃焼特性を明らかにするために，燃料発熱量を3.0～12.7MJ/m^3，CO/H_2モル比率を0.43，1.00，2.33とし，微量成分であるCH_4の影響についても検討した．燃料中のCH_4濃度を変化させる場合，CO/H_2モル比率一定の条件の下で，COとH_2供給量を増減させるとともにN_2希釈量により発熱量を



D : inner diameter of cylinder-style combustion chamber, 90mm
θ : injection angle of fuel nozzle, 90 degrees
Fig.1　Sectional view of combustion chamber and burner

第37回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1　Typical compositions of derived gases from fossil-base gasifiers and furnaces

燃料種	BFG[a]	COG[b]	LDG[c]	ガス化燃料									
原　料				石炭[d]								重質残差	オリマルジョン™
炭種または鉱床				1	-[g]	2	3	4	5	6	7		
ガス化炉方式				固定床	流動床	噴流床						噴流床	噴流床
石炭供給方式				乾式	乾式	乾式					スラリー		
ディベロッパー				BGL	BC	IGC		Shell		HYCOL	Texaco	Texaco	電中研
ガス化剤				O_2	空気	空気		O_2		O_2	O_2	O_2	O_2
成　分													
CO [%]	20	6	75	56.4	7.9-14.7	27.6	25.9	67.8	69.5	55.2-59.4	40.9	51.7	43.5
H_2 [%]	3	56	-[f]	25.6	13.2-15.0	9.4	10.9	28.8	31.0	31.1-33.7	29.9	43.1	42.2
CH_4 [%]	-[f]	30	-[g]	6.6	1.5-2.8	0.5	1.4	0.01	0.03	1.0-2.0	0.1	0.2	0.4
CO_2 [%]	20	-[f]	13	2.8	10.0-12.0	5.4	6.7	2.3	1.0	7.6-10.4	9.5	3.2	11.8
H_2O [%]	-[f]	-[f]	-[g]	-[g]	11.5-18.4	-[g]	-[g]	-[i]	-[i]	-[g]	12.3	-[i]	-[i]
NH_3 [ppm]	-[f]	-[f]	-[g]	-[g]	500-1000	1000[h]		100	600	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]
H_2S+COS [ppm]	-[f]	-[f]	-[g]	20	-[g]	714	404	1.1%	0.14%	-[g]	-[g]	1.6%	1.35%
Others [%]	N_2	C_2H_2 etc.	O_2,N_2	8.6	45.9-47.3	56.1	54.2	-[g]	-[g]	-[g]	7.3	0.2	0.75
CO/H_2 モル比率	7	0.1	-[f]	2.2	-[g]	2.9	2.4	2.1	2.4	1.6-1.9[h]	1.4	1.2	1.0
HHV [MJ/m^3]	2.9	21[h]	9.5[h]	13.0	-[g]	4.9	5.2	12.2	12.5	12.0[h]	9.0	12.1[i]	11.0[i]
LHV [MJ/m^3]	2.9	19[h]	9.5[h]	12.0	3.6-4.1	3.6	3.9	11.7	11.9	11.3[h]	7.4	11.3[i]	10.2[i]

[a] BFG: 高炉ガス, [b] COG: コークス炉ガス, [c] LDG: 転炉ガス
[d] 1=高硫黄分瀝青炭, 2=モウラ炭, 3=太平洋炭, 4=イリノイ No.5 炭, 5=Sufco 鉱山炭, 6=太平洋炭, 7=モウラ炭,
[f] 不明, [g] 記載無し, [h] 推定値, [i] Dry Base(含水分をゼロに換算した値)

Table 2　Typical compositions of gasified fuels from nonfossil resources

原　料	木材															廃棄物[k]	RDF[m]	黒液
原料供給形態	かんな屑(米マツ)		端材		かんな屑ブリケット			廃材チップ	市販木材ペレット		丸太チップ		チップ					
水分含有量 [%]	13.3		45	27	15	8	9	-[g]	-[g]		-[g]	-[g]	15－40			-[f]	-[f]	-[g]
ガス化方式	キルン式		固定床ダウンドラフト式					流動床										噴流床
ディベロッパー	中外炉工業		川崎重工業					インドBHEL	ルルギ社		Guessing	CHOREN		タンペラ				Chemrec
ガス化剤	熱分解	+O_2	空気					空気	空気	O_2	空気+水蒸気	空気	O_2	空気+水蒸気		空気	空気+O_2	O_2
成　分																		
CO [%]	36.1	26.0	9.7	14.6	20.6	19.8	17.9	19	20	46	25	22	40	8.0-15.0		6	30	38.08
H_2 [%]	20.2	30.1	11.2	14.3	16.7	15.2	14.5	16	10	13	40	22	40	8.0-12.0		1.6	22	39.17
CH_4 [%]	16.6	2.5	1.2	1.4	1.3	1.9	1.3	12	5	10	10	-[g]	-[g]	4.0-8.0		0.9	0.4	1.34
CO_2 [%]	15.8	17.9	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	2	14	23	22	11	20	13.0-18.0		12.4	4.1	19.05
H_2O [%]	-[g]	-[g]	1.3	0.7	2.8	0.9	1.8	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	7.0-15.0		23.4	5.9	0.18
N_2 [%]	5.6	17.9	56.9	53.5	50.2	49.9	52.1	51	51	8	-[g]	45	-[g]	-[g]		-[f]	-[f]	0.24
NH_3 [ppm]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]		-[f]	-[f]	-[g]
H_2S+ COS [ppm]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]		-[f]	-[f]	19400
Others [%]	5.7	5.6	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]		N_2, C_2H_4 etc.	N_2	-[g]
タール [mg/m^3]	25000	5	261	438	95	400	103	100	-[g]	-[g]	-[g]	-[n]	-[n]	-[g]		-[f]	-[f]	115
煤塵 [mg/m^3]	11000	＜2	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	＜5		-[f]	-[f]	-[g]
CO/H_2 モル比率	1.8	0.9	0.9	1.0	1.2	1.2	1.2	1.2	2	3.5	0.6	1.0	1.0	-[g]		3.8	1.4	1.0
HHV [MJ/m^3]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]	-[g]		1.8	6.8	10.3
LHV [MJ/m^3]	15.2	7.5	3.1	4.0	5.0	5.1	4.5	5.4	6.3	11.7	13.8	6.3	10.5	4-6		1.2	6.2	9.5

[f] 不明, [g] 記載無し, [k] 一般廃棄物, [m] RDF(Refuse derived fuel)：ゴミ固形燃料

調整している．燃焼ガスは，燃焼室出口ダクト中心軸上に挿入した水冷プローブ(1点)によりサンプリングし，CO，CO_2 については非分散赤外線吸収法により，NOx，O_2，THC(Total hydrocarbon)はそれぞれ化学発光法，磁気圧力法，水素炎イオン検出法により濃度を測定した．また，実験はすべて大気圧にて実施している．

3．フュエル NOx 生成特性

フュエル NOx の生成を抑制する燃焼技術として一次燃焼領域を燃料過濃条件とし，二次燃焼領域で未燃分の完全燃焼を図る二段燃焼法が知られている．すなわち，燃焼用空気をバーナ部から供給する一次燃焼用空気と燃焼器側壁から供給する二次燃焼用空気等に分割し，一次燃焼領域の当量比条件を調整することによりフュエル N 分の N_2 への分解を促進する．

本稿では，二方式の燃焼法について NOx 生成特性を把握する．第一に，燃料および燃焼用空気を全てバーナ部から供給する拡散燃焼時のフュエル NOx 生成特性に及ぼすガス化ガス中の H_2 成分の影響について説明する．次に，二段燃焼時のフュエル NOx 生成特性に及ぼす燃料組成の影響について把握することにより NOx 排出濃度の予測手法を提案する．

3.1　CO，H_2 混合ガス燃料燃焼時のフュエル NOx 生成特性

CO，H_2 を主要な可燃性成分とするガス化燃料の組成や発熱量は石炭などの原料やガス化方式により異なる．このことからフュエル NOx 生成特性に及ぼす燃料中 CO/H_2 モル比率および燃料発熱量の影響について以下で検討した．

図 2[1]は燃焼器出口ガス平均温度 T_{ex} を 1500℃(1773K)で一定とする条件の下で，燃料発熱量(HHV:高位燃料発

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

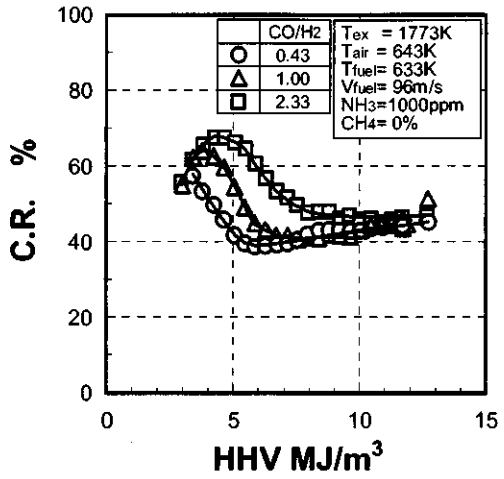


Fig.2 Effects of gasified fuel calorie on conversion rate of NH_3 to NOx in each case of fuel including no methane[1)]

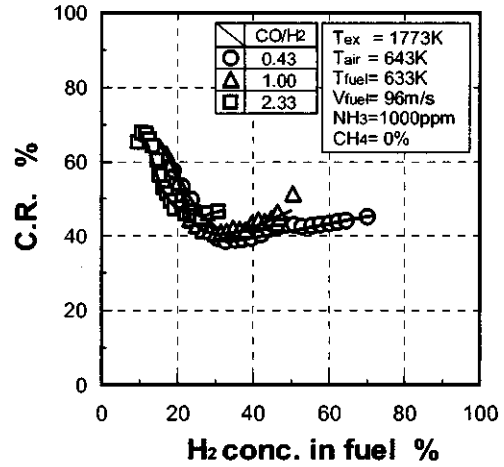


Fig.3 Effects of H_2 constituent in fuel on conversion rate of NH_3 to NOx. Data in figure 2 was rearranged.

熱量)を変化させた場合に，燃料中の NH_3 が NOx に転換する割合(以下，転換率 C.R.と呼ぶ)がどの様な挙動を示すかについて，燃料中 CO/H_2 モル比率をパラメータにして示している．ここで，転換率 C.R.は以下の式で示される．

$$C.R. = \frac{([NOx]-[NOx_{th}])\times 排ガス体積流量}{[NH_3]\times 燃料体積流量} \quad \cdots\cdots\cdots(2)$$

フュエル NOx 排出量は，NH_3 の供給を止めた状態でサーマル NOx 排出濃度($[NOx_{th}]$)を測定した後に，NH_3 供給時の全 NOx 排出濃度([NOx])を測定し，その差をフュエル NOx 濃度とする方法で求めている．可燃性成分は CO と H_2 とし，微量成分の CH_4 は含まず，燃料中の NH_3 濃度は 1000ppm 一定に設定している．燃料中の CO/H_2 モル比率は 0.43，1.00 および 2.33 でそれぞれ一定とし，燃料発熱量は N_2 の希釈量により調整している．燃料および燃焼用空気は，予熱温度をそれぞれ 360℃(633K)，370℃(643K)で一定とし，すべてバーナ部から供給している．燃料発熱量を変化させる場合，燃焼器出口における平均ガス温度 T_{ex} を 1500℃で一定となるように供給空気量を調整している．

いずれの燃料中 CO/H_2 モル比率の場合も，燃料中 NH_3 の NOx へ転換率 C.R.は極大値と極小値を有し，図 2 に示すフュエル NOx 排出特性は大きく分けて三つの現象により支配されていることが推測される．すなわち，転換率 C.R.が極大値を示すまでの低い発熱量の範囲では，転換率は発熱量の増加に伴い上昇する．その後，転換率が極小値を示すまでの燃料発熱量の範囲では，燃料発熱量の増加に伴い転換率は逆に低下し，さらに燃料発熱量が増加すると転換率は緩やかに上昇する．

可燃性成分である CH_4 あるいは H_2 を不活性ガスで希釈するほど燃料中の NH_3 から NOx への転換率 C.R.が上昇するとの Fenimore らの報告がある．図 2 に示す現象のうち，転換率の極大値および極小値に挟まれた燃料発熱量の範囲で Fenimore らが示した現象と同じ傾向を示す．しかしながら，より広い燃料発熱量の範囲を観察すると，より低い発熱量の範囲，または高い範囲では Fenimore らの検討結果とは異なる傾向を示した．

この様に転換率 C.R.に及ぼす燃料中 CO/H_2 モル比率の影響について反応経路の観点から検討した結果，火炎帯における H_2 成分が転換率の挙動に大きく影響していると予想された．そこで，図 2 に示す実験データについて横軸を燃料中の H_2 成分濃度で整理して図 3 に示した．いずれの CO/H_2 モル比率の燃料においても，燃料中 NH_3 からフュエル NOx への転換率 C.R.は燃料中 H_2 濃度に強く依存して変化することがわかる．すなわち，転換率は燃料中 CO 濃度によらず，H_2 濃度が 10～30%の範囲では H_2 濃度にほぼ反比例して低下し，約 30%以上の H_2 濃度では逆に緩やかに上昇する傾向を示す．これは，H_2 の選択拡散速度，酸化反応速度が CO の場合に比較して大きく，また，フュエル N 分の分解開始に必要となる OH，O 基等の化学種の生成に H_2 成分が大きく関与することによると考えられる．反応経路についての詳細な議論は紙面を弄するため省略するが，CO と H_2 の混合ガスの拡散燃焼においてフュエル NOx の生成量は H_2 濃度により一義的に決定され，CO 濃度に依存しないとの実験結果は重要である．すなわち，T_{ex}=1500℃とする条件では H_2 濃度 30%の場合に転換率が極小値を示すことに注目すれば，様々な燃焼温度，燃料中 CO/H_2 モル比率条件においてフュエル N 分の NOx への転換率を予測することが可能になる．同様の手法による解析的検討により，拡散燃焼だけでなく予混合燃焼についてもフュエル NOx 排出量の予測が可能であると推察される．

3.2 二段燃焼時のフュエル NOx 生成特性

フュエル NOx 排出量の低減を目的に還元二段燃焼法を適用するには燃料組成に応じて燃焼空気配分を適正化

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

する必要がある.

図4は，二段燃焼時における一次当量比ϕ_pと，燃料中NH_3から NOx への転換率 C.R.の関係を，燃料中に CH_4 を含む場合と含まない場合とで，CO/H_2 モル比率をパラメータにして示す[2]．燃焼器出口における平均の当量比ϕ_{ex}は 0.44 で一定としている. CH_4を含まない条件では，一次当量比ϕ_pを 1 以上の燃料過剰条件とすることで転換率 C.R.を大幅に低減し，フュエル NOx の生成を抑制することがわかる．また，一次燃焼領域を空気過剰条件とする一次当量比条件(ϕ_p< 1)では， CO/H_2モル比率が転換率に及ぼす影響は顕著であり，CO/H_2 モル比率が高い方が転換率は高い値を示した．一方，燃料中に CH_4を 2.6%含む場合，一次当量比ϕ_pが 0.44 から 5.0 の範囲において NH_3から NOx への転換率に及ぼす CO/H_2モル比率の影響は顕著ではなかった.

炭化水素系燃料（CH_4 等）と非炭化水素系燃料（CO, H_2等）では，燃料中 N 分に起因するフュエル NOx の生成機構が異なることが知られている．図4に示したように，CO, H_2および CH_4等の混合ガス燃料においても燃料中の CH_4 の有無により，CO/H_2 モル比率のフュエル NOx 生成特性に及ぼす影響も異なることがわかる.

図5は，燃焼器出口当量比ϕ_{ex}を 0.44 で一定とする二段燃焼時の一次当量比ϕ_pと燃料中 NH_3から NOx への転換率 C.R.の関係について，燃料中 CH_4濃度をパラメータとして示したものである[2]. 燃料中CO/H_2モル比率は2.33で一定とし，その他の実験条件は図4と同等としている．一次当量比ϕ_pが 1 以下の条件では，燃料中 CH_4 濃度が高いほど転換率 C.R.は高い値を示した．また，一次当量比ϕ_pが 1 以上の燃料過濃条件では，燃料中に CH_4 を含まない場合，一次当量比ϕ_pの上昇に伴って転換率は低下する傾向を示した.

一方で，燃料中に CH_4を含む場合には，転換率 C.R.

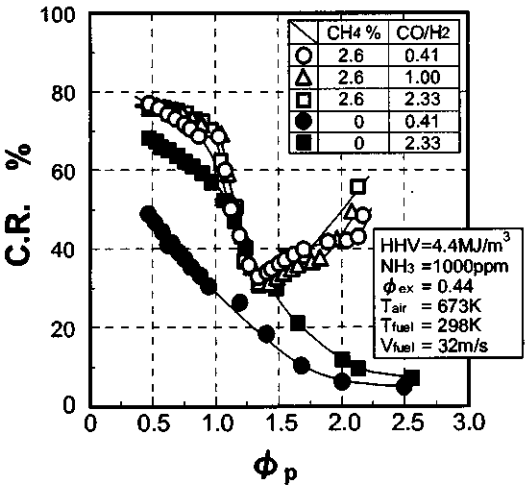


Fig.4 Influence of CO/H_2 molar ratio and CH_4 concentration on conversion rate of NH_3 to NOx in two-stage combustion[2]

を最低とする最適一次当量比ϕ_p^*が存在し，しかもϕ_p^*は燃料中の CH_4濃度によって変化し，CH_4濃度が低いほどϕ_p^*は上昇する傾向を示した．一次当量比がϕ_p^*よりも高い条件になると NH_3と CH_4は分解過程で相互に反応して HCN を生成し，二次燃焼領域で HCN が NOx に酸化される．このため，図5に示す様に NH_3の N_2への還元分解反応は阻害され，転換率 C.R.は逆に上昇する.

次にフュエル NOx の予測手法について記述する．図5に示した実験データについて，以下の式で示すΔC.R.を縦軸とし，燃料中 CH_4 濃度をパラメータとして図 6 に

$$\Delta C.R. = C.R. - C.R.(CH_4=0) \quad \cdots\cdots(3)$$

示す．ΔC.R.は燃料中に CH_4を含む条件での転換率 C.R.から CH_4を含まない条件での転換率 C.R.(CH_4=0)を差し引いた差を示している.

図4において，燃料中に CH_4を含む場合，二段燃焼時の燃料中 NH_3 の酸化反応は CO/H_2 モル比率，すなわち H_2濃度の影響が小さくなり，CH_4成分の影響が顕著になることを示した．そこで図6では指標ΔC.R.を用いて，フュエル N 分の NOx への転換率に及ぼす CH_4成分の寄与度を評価した．その結果，一次当量比ϕ_pが 1～1.5 の範囲を除いてΔC.R.は正数を示し，しかもその値は燃料中 CH_4濃度に依存する傾向を示している. このことから，任意の CH_4濃度での転換率 C.R.を燃料中に CH_4を含まない条件での転換率 C.R.(CH_4=0)と CH_4濃度により表すことが可能であると推察された.

一方，一次当量比ϕ_pが 1～1.5 の範囲で転換率の差ΔC.R.は負数となる極小値を示し，しかも CH_4濃度の増加に伴いΔC.R.の極小値は低下し，その際の一次当量比ϕ_pも低下する傾向を示す. これは還元雰囲気とする一次燃焼領域においてプロンプト NO またはフュエル NO が生成し，以下の総括反応により示される無触媒還元反応

$$NH_3 + NO + 1/4O_2 \Leftrightarrow N_2 + 3/2H_2O \quad \cdots\cdots(4)$$

が進行することに起因すると考えられる．燃料中に含まれる CH_4濃度が上昇するほどプロンプト NO または HCN を経由して生成される NO 濃度が増加し，総括反応式(4)で示される選択的無触媒還元反応も特定の反応温度および当量比条件の下で促進される．そのため，転換率の差ΔC.R.の極小値は燃料中 CH_4濃度が高いほど大きな負数を示したものと考えられる．ここで，絶対値|ΔC.R.|を指標とすれば，その値は全ての一次当量比ϕ_pにおいて CH_4濃度に依存することがわかる.

図6に示される現象は，NH_3の還元分解反応が卓越する狭い温度帯である"temperature window"と，CH_4濃度および当量比条件に依存する HCN の生成反応の両方が影響した結果である．しかしながら，拡散燃焼時の NH_3の燃焼反応は，"temperature window"での N_2への還元分解反応に比べて，中間生成物 HCN を経由してフュエル NOx

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

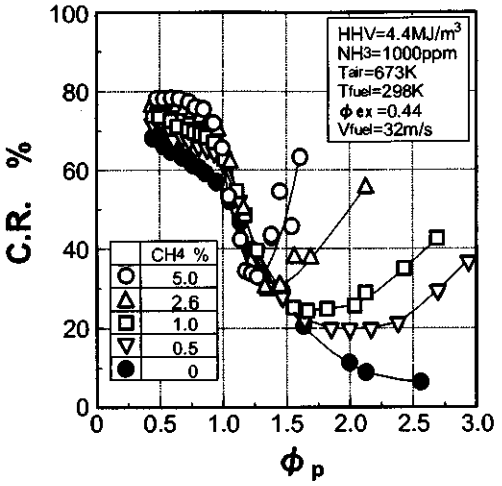


Fig.5 Influence of CH_4 concentration on conversion rate of NH_3 to NOx in two-stage combustion[2)]

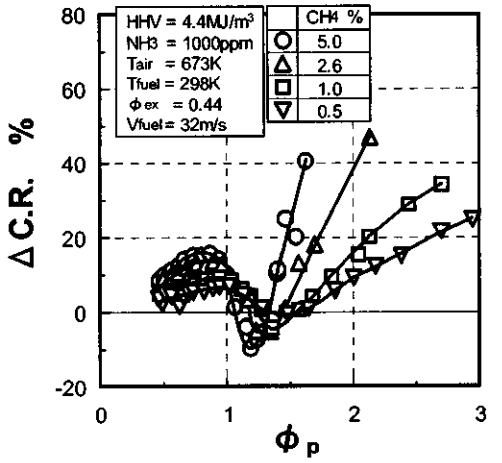


Fig.6 Effect of CH_4 concentration on difference in conversion rates between each case of fuel including CH_4 and that including no CH_4 in two-stage combustion. Data in figure 5 was rearranged.

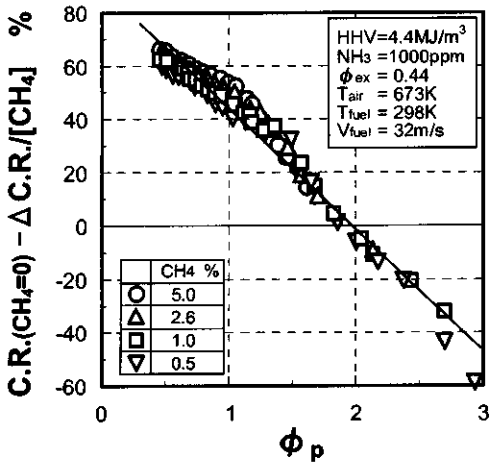


Fig.7 Prediction of relationship between CH_4 concentration in fuel and characteristics of conversion rates of NH_3 to NOx in two-stage combustion.

へ酸化する経路がより大きく寄与すると考えられる．そこで，図5に示したデータについて，後述する式(5)の左辺で示す"C.R.(CH_4=0)－ΔC.R./[CH_4]"を縦軸として整理して図7に示す．式(5)の左辺は，燃料にCH_4を含む条件および含まない条件における転換率の差ΔC.R.をCH_4濃度([CH_4])で割った値を，CH_4を含まない条件での転換率C.R.(CH_4=0)から差し引いた値を示している．

図7に示すデータは一次当量比ϕ_pにほぼ反比例して低下する傾向を示し，概ね一次式(5)で近似される．

$$C.R.(CH_4=0) - \frac{\Delta C.R.}{[CH_4]} = -46\times\phi_p + 90 \quad \cdots\cdots(5)$$

$$C.R.(CH_4=0) = f\ (\phi_p) \quad \cdots\cdots(6)$$

この式の示す物理的な意味は以下の通りである．すなわち，CO，H_2混合ガスに微量のCH_4を含むガス燃料について，フュエルNOx生成の抑制を目的に還元二段燃焼を採用する場合，主要な設定条件である一次当量比を設定すればフュエルN分の転換率はCH_4濃度によって一義的に決まることを示している．

さらに，プロンプトNOとNH_3の選択的相互分解反応(4)の反応量を考慮すれば，式(5)と(6)は一層の高い精度のNOx排出濃度の予測を可能にする．具体的には相関式(5)の左辺を"C.R.(CH_4=0)－|ΔC.R.|/[CH_4]"とすることでNOとNH_3の相互分解反応も考慮することができる．

4．結言

各種ガス化ガス燃料を対象に，CO，H_2，CH_4混合ガス燃料のフュエルNOx排出量の予測技術について検討した．その結果，CO，H_2混合ガス燃料ではフュエルNOx排出特性は燃料発熱量およびCO濃度に因らず，燃料中H_2濃度に依存して変化することがわかった．また，CO，H_2混合ガスに微量のCH_4を含むガス燃料について，フュエルNOx排出量を低減するために二段燃焼を採用する場合，NOx排出濃度は二段燃焼法の主要な設定条件である一次当量比と燃料中CH_4濃度に応じて一義的に決まることを明らかにした．その結果，NOx生成量の予測手法の基本原理をを考案し，その機構を明らかにした．

エネルギー資源循環型社会を迎えている現在，未利用資源やバイオマス，廃棄物などの循環型資源のガス化技術による高効率利用に際して，フュエルNOxの問題は，今後さらに重要になると予想される．本報告で明らかにした技術は，CO, H_2, CH_4, N_2等から構成されるガス化ガス燃料燃焼時のNOx排出濃度を燃料組成と燃焼法に応じて予測することを可能にする．すなわち，特定の燃料による燃焼試験により各種ガス化燃料を適用した際のフュエルNOx排出濃度を予測できる．これにより，燃焼器開発のための費用および期間を大幅に短縮することができる．さらに，各燃焼法または脱硝装置の運用の適正化を図ることができ，プラントから排出されるNOxのより

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

効率的な低減に寄与する.

ガス化発電は将来にわたり重要な基本技術であり，ここで説明した NOx 排出量予測技術がプラントの一層の NOx 排出量低減の一助になれば幸いである.

参 考 文 献

1) 長谷川武治,他：石炭ガス化中カロリー燃料の基礎燃焼特性，電力中央研究所報告書 W94020 (1995).

2) Hasegawa,T., et al.: A Study of Combustion Characteristics of Gasified Coal Fuel, J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.123 (2001) pp.22-32.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ガス化ガス燃焼のサーマル NOx 生成特性の予測に及ぼす燃料組成の影響

*長谷川　武治（電中研）

Influences of Fuel Constituent on Predictions of Thermal-NOx Emissions in Gasified Fuels' Combustion

*Takeharu HASEGAWA(CRIEPI)

ABSTRACT

Gasified fuels consisted of CO, H_2, CH_4, CO_2, H_2O and N_2 show different thermal-NOx emission characteristics from the conventional hydrocarbon fuels. Components and calorific values of the gasified fuels vary widely depending on gasification systems. While fuel-NOx emissions are restrained since almost all gasification plants adopt wet-type synthetic gas cleanup, thermal-NOx originated from nitrogen in the air constitutes the majority of NOx emissions in the exhaust. To evaluate thermal-NOx emissions of combustor performance, combustion tests using actual gasified fuels are needed, and it takes lots of time and cost of developing combustors for gasified fuels. This paper proposes a basic principle of prediction methodology of thermal-NOx emissions for each gasified fuel and outlines influences of fuel constituents on the prediction methodology.

Key words: Gasified fuel, Combustor, Thermal-NOx, Fuel constituent, Thermal-NOx emission prediction

1．はじめに

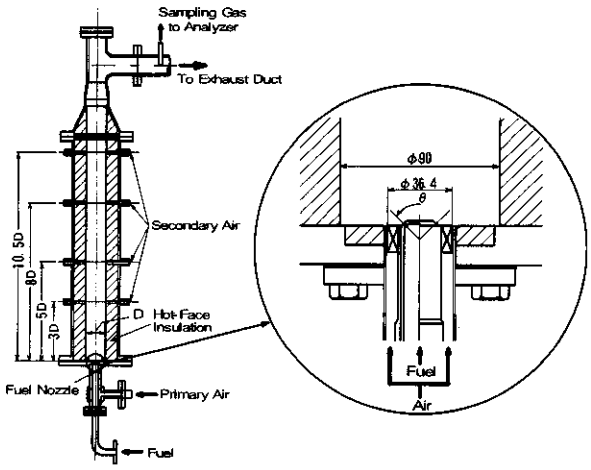
ガス化ガスは CO, H_2, CH_4 を可燃性成分とし，CO_2, N_2 および H_2O などの不燃性成分を含む混合ガスであり，その燃料組成と発熱量は原料およびガス化方式により大幅に異なる[1]．サーマル NOx は火炎温度に強く依存して生成すると言われており，燃料組成の異なるガス化ガスを対象とする燃焼器開発では燃料発熱量を同一とした燃料による燃焼試験によりサーマル NOx 生成量等の評価がなされている．本稿では，湿式ガス精製によるガス化ガス用燃焼器を対象に，任意の燃料を用いた燃焼試験によるサーマル NOx 排出濃度の予測手法を提案するとともに，予測手法に及ぼす燃料組成の影響について概説する．

2．実験装置および方法

本研究に用いた燃焼器本体の概略および供試バーナの断面を図 1 に示す．燃焼器は内側を耐火材で覆った内径 90mm，長さ 1000mm の円筒型の燃焼室，バーナ空気導入部および燃料噴射弁から構成される．燃焼室の側壁には実機燃焼器の軸方向空気配分を模擬する二次空気孔が設けられているが，本実験では拡散燃焼時の NOx 排出特性を燃焼温度により評価することを意図しており，二次空気は導入していない．

供試バーナは，孔径 1.5mm×12，噴孔角度 $\theta = 90^\circ$ の燃料噴射ノズルと内径 24.0mm，外径 36.4mm，旋回角度 $\theta_a = 45^\circ$ の空気旋回器から構成されている．スワール数 S は 0.84 である．ガス化ガス燃料は H_2 を含むため，一般には図示するように拡散バーナが採用される．

各種ガス化炉から生成されるガス化燃料のサーマル NOx 生成濃度の予測手法に及ぼす燃料組成および発熱量の影響について明らかにするために，実験では燃料発熱量を 4.2～12.7MJ/m^3 の範囲でそれぞれ設定し，可燃性成分の CH_4 および不燃性成分である CO_2, H_2O の濃度を変化させて影響を調べた．燃料中 CH_4 濃度を変化させる場合は CO/H_2 モル比率を 2.33 で一定とする条件の下で，CO と H_2 供給量を増減させるとともに N_2 希釈量により



D : inner diameter of cylinder-style combustion chamber, 90mm
θ : injection angle of fuel nozzle, 90 degrees
Fig.1　Sectional view of combustion chamber and burner

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

発熱量を調整した．CO_2 および H_2O 成分については N_2 成分と置き換えることにより燃料組成を調整した．燃焼ガスは，燃焼室出口ダクト中心軸上に挿入した水冷プローブ(1点)によりサンプリングし，CO 濃度は非分散赤外線吸収法により，NOx，O_2，THC(Total hydrocarbon)濃度についはそれぞれ化学発光法，磁気圧力法，水素炎イオン検出法により測定した．また，実験はすべて大気圧にて実施している．

3．サーマル NOx 排出特性の予測

空気中の窒素の酸化により生成されるサーマル NOx は燃焼温度に強く依存する．一般にサーマル NOx は以下の式で示される拡大ゼルドビッチ機構により生成すると

$N_2+O \Leftrightarrow NO+N$ ---------- (1)

$O_2+N \Leftrightarrow NO+O$ ---------- (2)

$N+OH \Leftrightarrow NO+H$ ---------- (3)

言われている．燃料希薄の高温燃焼では主に素反応式(1)と(2)が関与し，見かけ上，窒素分子(N_2)と酸素原子(O)の総括反応で説明される．そして燃焼反応に積極的に関与する酸素原子の平衡定数がサーマル NOx の生成量に大きく影響すると考えられている．

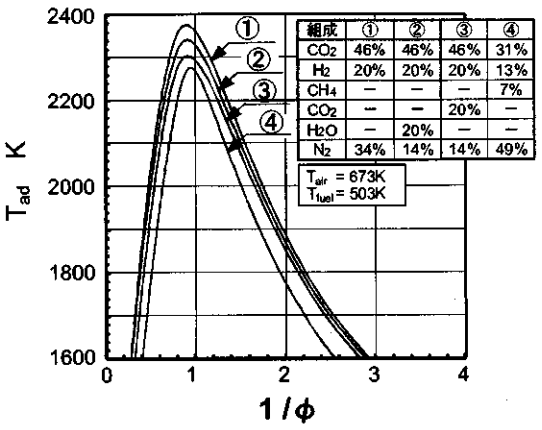
燃焼反応現象を微視的に観た場合，燃料と空気の供給量比率や燃料密度に応じて燃料と空気の混合状態が異なり，また成分比率によって反応経路も異なってくる．燃焼温度は燃料の有するエンタルピーと燃焼生成物の比熱により決まる値であり，燃料組成によって異なり，したがって燃焼温度の空間分布も燃料組成の影響を受ける．サーマル NOx 生成濃度は反応温度に基づく NOx 生成速度と反応時間の積であり，燃焼ガス温度の空間分布により決まる．結果として燃料組成により影響を受ける．

本稿では，サーマル NOx 生成特性に支配的な要因を抽出するとともに，NOx 生成濃度とその支配要因との相関関係を求め，その相関関係に及ぼす燃料組成の影響について明らかにする．このことにより，様々なガス化ガスのサーマル NOx 生成濃度を予測する手法を提案する．特に以下では，量論混合比における反応温度が拡散燃焼における燃料の酸化過程を律速し，火炎帯またはバーナ部における反応が NOx 生成量を予測する指標として有効であることを説明する．

3.1 燃焼温度に及ぼす燃料組成の影響

図2は空気比(1/φ，φ:当量比)と理論断熱火炎温度 T_{ad} の関係を，燃料組成を変化させた場合について示している．燃料発熱量を 8.4MJ/m^3，燃料中 CO/H_2 モル比率を 2.33 で一定とする条件下で，燃料中の H_2O および CO_2 濃度をそれぞれ 20%とした場合(②，③)，または CH_4 濃度を 7%とした場合(④)について火炎温度を試算している．

いずれの場合も火炎温度は空気比が 0.90～0.95 の範囲



組成	①	②	③	④
CO_2	46%	46%	46%	31%
H_2	20%	20%	20%	13%
CH_4	–	–	–	7%
CO_2	–	–	20%	–
H_2O	–	20%	–	–
N_2	34%	14%	14%	49%

Fig.2 Influence of fuel constituents on adiabatic flame temperature for gasified fuels

で極大値を示し，その際，火炎温度の極大値を示す空気比は解離の影響により高い火炎温度の場合ほど低下する傾向を示す．同じ空気比条件で比較すると，CO，H_2 および N_2 の混合ガス中の N_2 を H_2O または CO_2 で置き換えると火炎温度は低下する．また，燃料中の CO および H_2 を CH_4 成分により置き換えた場合，火炎温度は更に低下する．

燃料発熱量を 8.4MJ/m^3 とする CO，H_2 および N_2 の混合ガス燃料燃焼時のサーマル NOx 生成濃度(O_2 濃度 16% 換算値)の経時変化について，燃焼温度をパラメータとして素反応解析により調べた結果を図3に示す．解析では反応温度一定とする均一反応を仮定し，素反応スキームは Miller と Bowman が提案するものを用いた．解析結果より，反応時間 10^{-2} 秒以上で NOx 生成濃度(O_2 濃度 16% 換算値)は反応温度が高い条件ほど早くから平衡濃度に漸近し，一定値を示すことがわかる．

バーナ部において燃料または空気を 100m/s で噴出させた場合，混合距離 100mm を仮定すると混合に要する時間は単純に考えて 10^{-3} 秒となる．仮に火炎帯の厚さを

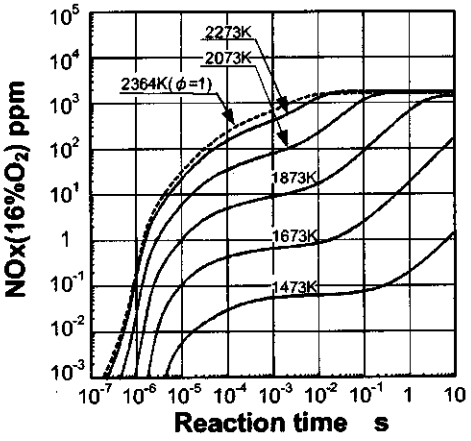


Fig.3 Influence of reaction temperature on mole fraction -time products of NOx as defined by calculation

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

1mm とし，燃料または空気が火炎面に対して 100m/s で流動している場合，火炎帯を通過する時間は 10^{-5} 秒となる．すなわち，バーナ部における火炎帯の反応と混合に要する時間を考えると，反応を支配すると予想される高温領域の反応時間は 10^{-5}～10^{-3} 秒程度となる．図 3 において当該反応時間での NOx 生成濃度(O_2濃度 16%換算値)を比較すると，反応温度が 200K 上昇するに伴い NOx 生成濃度は約 10 倍に上昇することがわかる．ガスタービン燃焼器の様な反応時間 10^{-2} 秒オーダの拡散燃焼を考えた場合，NOx 生成量は反応温度により支配的に影響を受けることが判る．

3.2 サーマル NOx 生成濃度の予測に及ぼす燃料組成の影響

拡散燃焼は燃料と空気が衝突して適当な混合気を形成し，この領域に燃料が急速に酸化する火炎帯を生じる現象である．火炎帯の特性は量論混合比近傍での燃焼特性により強く影響される．例えば，燃焼器出口における平均ガス温度を 1673K(1400℃)とする場合でも量論混合比での火炎温度は図 3 に示す様に 2364K(2091℃)になり，この場合サーマル NOx 生成濃度(O_2 濃度 16%換算値)は 1673K の反応温度を仮定した場合の約 10^3 倍にもなる．ただし，バーナ部の局所的な高温領域は次第に燃焼用空気により希釈され，燃焼器出口では平均ガス温度に応じた NOx 生成速度にまで低下する．燃焼方式または燃焼器が同一の場合，バーナ部における燃焼ガスの局所高温領域の希釈に要する時間，または燃焼器内の燃焼用空気の分布に応じた燃焼器内温度分布は，燃料ガス組成が大きく変化しない範囲で相似になると推察される．仮に燃焼器出口ガス温度を一定とする条件下で燃料組成が変化した場合，燃焼温度は火炎帯での燃料組成に応じた火炎温度から燃焼器出口温度まで，燃焼器内の空気の流れに応じて連続的に変化する．先に言及したように，NOx 生成濃度は火炎帯での反応に支配的に影響を受けると考えられ，この場合，燃焼器内の温度分布特性が NOx 生成量に及ぼす影響を火炎帯での火炎温度により特性化できると予想される．以下では，火炎帯での火炎温度を指標にした NOx 生成濃度の予測を試みた．

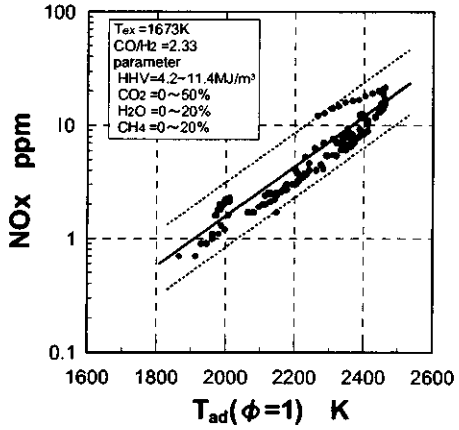


Fig.4 Relation between flame temperature at stoichiometric mixture ratio and thermal-NOx emissions characteristics

ガス化ガス燃焼時のサーマル NOx 生成濃度を量論混合比における理論断熱火炎温度 $T_{ad(\phi=1)}$ で整理して図 4 に示す．実験では燃焼器出口における平均ガス温度を 1673K(1400℃)で一定とする条件下で，燃料発熱量を 4.2MJ/m³～11.4MJ/m³ の範囲で変化させた．さらに，燃料発熱量毎に組成中の CO_2 濃度，H_2O 濃度および CH_4 濃度を変化させてサーマル NOx 生成濃度([NOx])に及ぼす影響を調べている．図 4 から判るように，NOx 生成濃度はそれぞれのガス燃料の量論混合比における理論断熱火炎温度 $T_{ad(\phi=1)}$ に比例して増加する傾向を示し，一次近似式で示すと以下の様になる．図 4 中の実線は近似式(4)を示し，破線は近似式(4)の 2 倍または半分の値を示している．

$$\mathrm{Log}([NOx])=aT_{ad(\phi=1)}+b \quad \cdots\cdots (4)$$

$$a=2.2\times10^{-3},\ b=-3.6$$

NOx 生成濃度($[NOx]=10^{[aT_{ad(\phi=1)}+b]}$)の誤差は，実験誤差を含めて±5ppm 以下である．

式(4)は異なる組成の混合ガス燃料について，NOx 生成特性を予測することを可能にする点で工学的に有意である．すなわち，CO，H_2，CH_4 を可燃性成分とし，N_2，CO_2，H_2O 等の不燃性成分を含む燃料について，一定の燃焼特性を維持する範囲において，特定の燃料について NOx 生成濃度を把握することにより任意の組成の燃料の NOx 生成濃度を予測することができる．

図 4 に示す実験データは以下の二つの点で相関式(4)から一定の誤差を含む．一つは，燃焼装置の側壁に水冷壁を採用しており，装置全体の熱的な平衡状態の再現性の問題が影響しているものと考える．よって，熱的に十分な平衡状態を仮定できるボイラや断熱系であるガスタービン燃焼器において NOx 生成濃度を予測する場合，誤差は一層に小さくなると考えられる．他方，基礎実験では燃料発熱量毎に燃料中の CO_2，H_2O または CH_4 濃度を変化させており，これらの成分の流量制御の機器誤差が異なる．すなわち，基礎実験固有の誤差を考慮すれば，火炎帯での燃焼温度を指標とした NOx 生成濃度の予測はさらに高い精度を期待できることがわかる．しかしながら，燃焼現象をより忠実に考えた場合，燃料中 CO_2，H_2O または CH_4 成分は燃焼温度または反応経路に及ぼす影響はそれぞれ異なる．NOx 生成濃度の予測手法を提案するにあたり，CO_2，H_2O および CH_4 成分のそれぞれが火炎温度と NOx 生成量の相関関係に及ぼす影響について以下で説明する．

3.2.1 不燃性成分の影響

図 4 に示すデータのうち燃料中 CO_2 濃度を変化させた場合について抽出して図 5 に示す．燃料中の CO_2 濃度を増加させる場合，組成中の N_2 量を低下させており，N_2 と CO_2 の比熱の相違から燃焼温度は低下する．図 5 に示

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

す現象は相関式(4)とほぼ同様の傾向を示している．実験では燃料の噴射速度を一定としており，燃料密度の変化は小さいことからバーナ部での流れは大きな変化は受けず，燃焼性の変化は十分に小さいものと予想される．すなわちCO_2濃度の増加はバーナ部の火炎帯の反応温度に影響し，式(4)で示したサーマル NOx 生成濃度([NOx])との相関関係を良く示している．特にCO_2成分濃度変化時の場合について抽出したデータの相関式を求めると式(5)となる．標準偏差は 3.6%である．

$$\mathrm{Log}([\mathrm{NOx}])=aT_{ad(\phi=1)}+b \quad \cdots\cdots (5)$$

$a=2.2\times10^{-3}$, $b=-3.7$

一方，図 5 に示す実験に関して燃焼排出ガス中の CO 濃度を，燃料発熱量をパラメータにして図 6 に示す．横軸は燃料中のCO_2濃度で示している．実験では燃焼器出口における平均燃焼温度を 1673K(1400℃)一定としており，燃料中CO_2濃度の増加に伴い燃焼温度は低下することから，燃焼温度を一定とするために空気比を調整している．

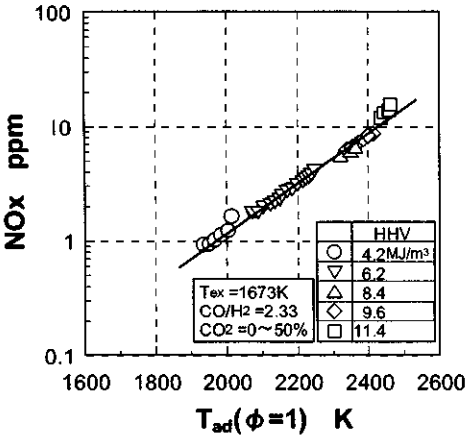


Fig.5 Influences of CO_2 constituent on prediction of thermal-NOx emissions

いずれの燃料発熱量の場合においても CO 排出濃度は燃料中CO_2濃度の増加に伴い緩やかに増加する傾向を示すものの，燃焼効率は 99.95%以上を示しており燃焼性は十分に維持されていると考えられる．すなわち，燃料中CO_2濃度の増加に伴い燃焼器出口ガス温度を 1673K(1400℃)とする空気比は低下するものの，燃焼ガス中の CO 濃度の増加は僅かであり，バーナ部の燃焼状態はほぼ維持されていることが推察される．

次に燃料中の H_2O 濃度を増加させた場合について言及する．図 7 は図 4 に示すデータのうち燃料中のH_2O濃度を変化させた場合について抽出して示している．図 5 のCO_2濃度変化の場合と同様に，燃料中のH_2O濃度を増加させる場合は燃料中の N_2 量を低下させており，H_2O濃度の増加に伴い燃焼温度は低下する．量論混合比における火炎温度 $T_{ad(\phi=1)}$と Log([NOx])の関係を示す近似式をH_2O濃度変化時について求めると，CO_2濃度変化時の相関式(5)とほぼ同様になる．

図 5 のCO_2成分変化時との相違は，高い発熱量と低い発熱量のデータについて比較的大きく顕れている．これは，H_2O 供給装置の制御精度と， NOx 濃度計による計測誤差が影響している．特に，図 7 および図 5 において，それぞれH_2OまたはCO_2を含まない場合のデータに基づき補正するとデータ間の相違は更に低下するが，図 7 では恣意的な操作を避け，基礎実験における誤差を含めてデータを示した．

以上の様に，拡散燃焼において，燃料中の不燃性成分CO_2，H_2OおよびN_2の含有量割合は火炎帯における燃焼温度に影響し， サーマル NOx 生成濃度は火炎温度に比例して増減する．すなわち，幅広い燃料発熱量および組成において，燃焼器バーナ部，特に火炎帯の燃焼温度と NOx 生成濃度の常用対数は直線的な相関関係にあり，これにより NOx 生成濃度を予測することができる．

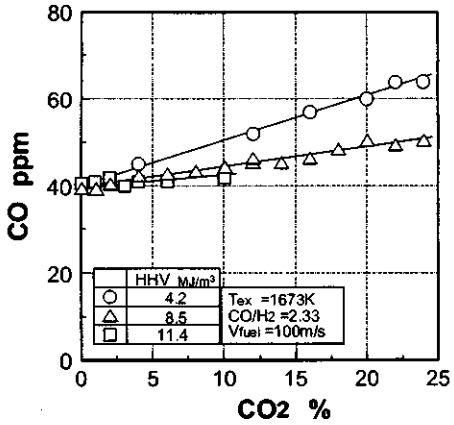


Fig.6 Influences of CO_2 constituent on CO emission characteristics

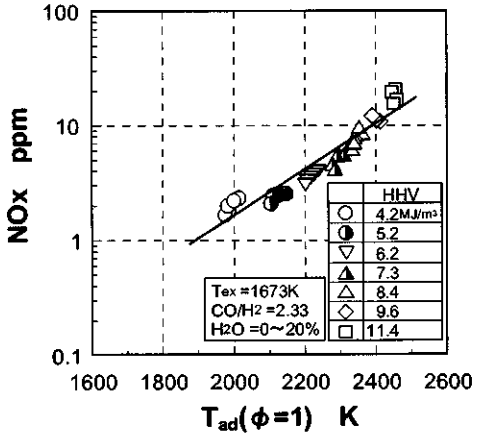


Fig.7 Influences of H_2O constituent on prediction of thermal-NOx emissions

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3.2.2 可燃性成分の影響

次に，燃料中の可燃性成分である CH_4 濃度の変化が火炎帯における反応温度とサーマル NOx 生成濃度の相関関係に及ぼす影響について検討した．図 8 は図 4 に示すデータのうち燃料中の CH_4 濃度を変化させた場合のデータについて抽出して示している．実験では CH_4 濃度を増加させる場合，CO/H_2 モル比を一定として CO および H_2 濃度を低下させて，N_2 の希釈量により燃料発熱量を調整した．

燃料中 CH_4 成分の増加に伴い燃焼温度は低下する．CH_4 濃度変化時について相関式を求めると式(6)のようになる．標準偏差は比較的大きく 13%である．

$$\mathrm{Log}([NOx])=aT_{ad(\phi=1)}+b \quad (6)$$

$a=2.5\times10^{-3}$，$b=-4.2$

相関式(6)の係数 a および b は，相関式(5)の不燃性成分の場合と異なる値を示している．不燃性成分である CO_2，H_2O および N_2 の含有量が燃焼特性に及ぼす影響は比較的小さく，相関式(5)に示したように，相関式の係数 a および b は広い燃料発熱量の範囲でほぼ同じレベルを示している．一方で，燃料中の可燃性成分の割合が異なる場合，混合ガスの燃焼性の相違は比較的大きくなる．すなわち，可燃性成分はそれぞれ異なる燃焼特性を有しており，成分割合により混合ガスの見かけの燃焼特性も異なる．そして燃料発熱量が低下して，燃焼性が低下するほど可燃性成分の割合の影響が顕著になる．そのため，可燃性成分の割合が変化した場合の相関式の係数 a および b は燃料発熱量に応じて異なる値を示す．すなわち，燃料組成の変化が比較的小さい範囲でサーマル NOx 生成濃度の予測式を作成することで，サーマル NOx 生成濃度を十分に精度良く示すことができる．

図 8 に示す実験に関して燃焼排出ガス中の CO 濃度を，燃料発熱量をパラメータにして図 9 に示す．横軸は燃料中の CH_4 濃度で示している．いずれの燃料発熱量においても，燃料中 CH_4 濃度の増加に伴い CO 排出濃度は低下する傾向を示す．これは図 6 に示す燃料中 CO_2 や H_2O 成分の濃度変化の場合と逆の傾向を示している．燃料中 CO_2，H_2O または CH_4 成分の濃度が増加すると燃焼温度は低下し，燃焼温度を 1673K(1400℃)で一定に維持するために空気比を低下させる．そのため，前者の CO_2 または H_2O 成分の濃度の増加に伴い，燃料と空気の全体を含む反応場の CO 成分の含有量割合が上昇する．拡散燃焼では火炎帯における反応温度が燃料の酸化反応を律速する．バーナ部の火炎構造および反応温度が同程度であれば燃料の酸化速度は大きく変化せず，結果として CO 排出濃度は図 6 に示す様に反応系に含まれる CO 成分の割合に応じて僅かに増加する．

一方，燃料中 CH_4 濃度が増加する場合，燃料発熱量一定としていることから燃料中 CO 濃度が低下する．結果として燃焼ガス中の CO 排出濃度は燃料中 CH_4 濃度の増加に伴い低下する傾向を示す．しかしながら，燃料中 CH_4 濃度が増加して H_2 成分濃度が 3%以下に低下すると，燃焼性が極端に低下して燃焼反応が抑制され，未燃焼成分として CO 排出濃度が急激に増加する．同時に NOx 生成反応も抑制されてサーマル NOx 排出濃度は低下する．これは可燃性成分中の H_2 成分濃度が低下して，混合ガス燃料の見かけの燃焼速度が低下し，所定の燃料および空気噴射条件での燃焼性が低下したことによる．すなわち，バーナ部を含めた燃焼器内部の燃焼状態または燃焼温度が変化し，燃焼特性に影響していることを示している．

図 8 に示す火炎帯の反応温度 $T_{ad(\phi=1)}$ と NOx 生成濃度の相関関係は，NOx 生成速度が量論混合比の火炎温度 $T_{ad(\phi=1)}$ に比例した反応速度を示す場合に NOx 生成濃度の予測を可能にする．そのため，燃料中 CH_4 濃度が高くなり，燃料の燃焼性が低下して CO 排出濃度が増加する場合のデータは，図 8 に示す火炎温度と NOx 生成濃度の相関関係から逸脱するものと判断し，図 8 から除外している．ただし，より詳細に観れば，一定の燃焼性を維持する範囲においても，燃料中 CH_4 濃度の増加，または

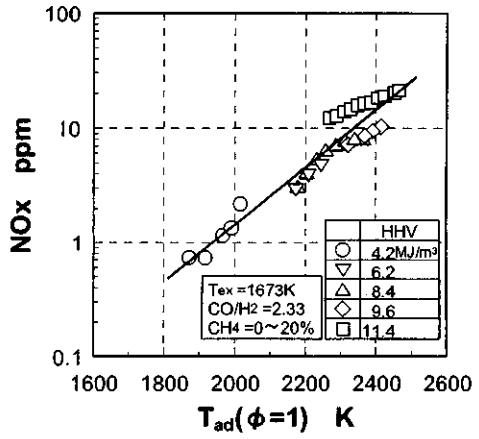


Fig.8 Influences of CH_4 constituent on prediction of thermal-NOx emissions

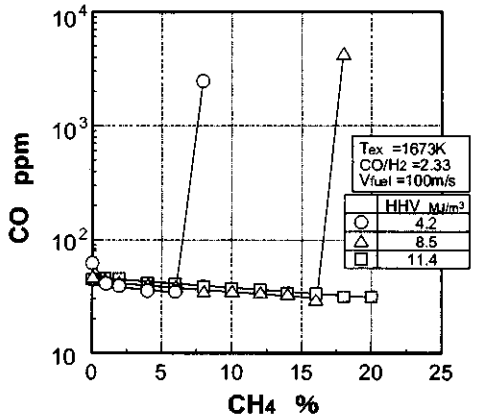


Fig.9 Influences of CH_4 constituent on CO emission characteristics

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

CO および H_2 濃度の低下が量論混合比での燃焼温度と NOx 生成濃度の関係に及ぼす影響は，CO_2 や H_2O 濃度変化時の様に一様な傾向を示すものではない．そのため可燃性成分の濃度が変化する際には，混合ガスの燃焼速度など見かけの燃焼特性を評価し，燃料組成の燃焼特性への影響がより小さい範囲で NOx 生成濃度を評価することでサーマル NOx 生成濃度を精度良く予測することが可能になる．

本稿では，CO，H_2 および CH_4 を可燃性成分とし，不燃性成分として CO_2, H_2O または N_2 を含むガス化ガス燃料のサーマル NOx 生成濃度の予測手法を提案するとともに，予測精度に及ぼす各成分の影響について検討した．その結果，不燃性成分が燃焼温度に及ぼす影響はそれぞれ異なるものの，量論混合比における燃焼温度とサーマル NOx 生成濃度の相関関係はほぼ等しいことがわかった．一方で，可燃性成分はそれぞれ固有の燃焼特性を有しており，バーナ部の燃焼反応への寄与が成分毎に異なり，成分割合の相違が NOx 生成濃度の予測式に影響する．本稿では，幅広い燃料組成について NOx 生成濃度の予測を試みたが，実機燃焼器においては，燃料組成の変化がより小さい範囲でサーマル NOx 生成濃度の予測式を求めることにより，より精度良く NOx 生成濃度を予測することが可能である．

4．結 言

各種ガス化ガスを対象に，CO，H_2，CH_4，CO_2，H_2O および N_2 混合ガス燃料の拡散燃焼時のサーマル NOx 生成濃度の予測手法を提案するとともに，燃料組成および発熱量の影響について検討した．その結果，以下のことを明らかにした．

(1) 一定の燃焼性を維持する範囲で，サーマル NOx 生成濃度は量論混合比における燃焼温度 $T_{ad(\phi=1)}$ を指標に，予測式 $10^{[aT_{ad(\phi=1)}+b]}$ により精度良く予測できる．ここで係数 a および b は燃焼温度レベル，バーナ部構造，燃焼組成に応じて実験的に求める．

(2) 燃料中の不燃性成分 CO_2，H_2O および N_2 が燃焼温度に及ぼす影響はそれぞれ異なるものの，いずれの成分の場合も火炎温度 $T_{ad(\phi=1)}$ とサーマル NOx 生成濃度の関係は同等であり，予測式の係数 a および b は，ほぼ同等の値を示す．そして，予測式は広い燃料発熱量の範囲でサーマル NOx 生成濃度を精度良く予測する．

(3) 燃料中の可燃性成分の割合が異なる場合も，量論混合比における燃焼温度 $T_{ad(\phi=1)}$ を指標にサーマル NOx 生成濃度を予測することができる．ただし，可燃性成分はそれぞれ固有の燃焼特性を有しており，成分割合により混合ガスの見かけの燃焼特性が異なる．そのため，混合ガス成分の変化量がより小さい範囲でサーマル NOx 生成濃度の予測式（係数 a および b）を求めることにより，一定の燃焼性を維持する範囲でより精度良く NOx 生成濃度を予測することができる．

環境保全性の向上を目的に，ガス化発電は将来にわたる重要な基本技術として研究・開発が進められている．先に説明したフュエル NOx 排出量の予測技術とともに，本稿で説明したサーマル NOx 排出量予測技術がプラントの一層の NOx 排出量低減の一助になれば幸いである．

参 考 文 献

1) 長谷川：ガス化ガス燃焼のフュエル NOx 生成特性の予測，第 37 回ガスタービン定期講演会 (2009).
2) 長谷川,ほか５名：石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の開発，(財)電中研報告書 W99026 (2000).
3) 長谷川,ほか５名：炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン低 NOx 燃焼器の開発 (財)電中研報告書 W00011 (2001).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

選択拡散効果を考慮した予混合，拡散燃焼に適用可能な統一的燃焼モデルの検証

*阿部　一幾，稲毛　真一，小金沢　知己（日立）

Verification of United Combustion Model for Premixed and Diffusion Flames incorporating Preferential Diffusion Effect

*Kazuki ABE, Shin-ichi INAGE and Tomomi KOGANEZAWA (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

This paper proposes a unified model that can be applied to the premixed and diffusion flames based on the author's premixed combustion model[1)-8)]. The proposed model has the following features. [1] It includes the laminar burning velocity and the mixture fraction gradient as parameters. [2] It considers effects of pressure, unburned gas temperature, and flame stretch through the laminar burning velocity. [3] The effect of turbulence is considered through the turbulent eddy viscosity. [4] The effect of preferential diffusion is considered through the author's model that evaluates fuel concentration variation on the flame with curvature. To verify the accuracy of the model, a H_2/N_2 lifted flame in vitiated coflow conducted by Cabra was numerically simulated. The temperature and mixture fraction profiles were in good agreement with the experimental data. These comparisons with the experimental data and this agreement confirmed the proposed unified model was able to accurately simulate a lifted diffusion flame.

Key words: United combustion model, Preferential diffusion, Numerical simulation, Lifted flame

1．緒言

著者らが提案してきた予混合燃焼モデル [1)-2)]をベースに，拡散燃焼に対しても適用可能なように拡張した燃焼モデルを既報 [3)-4)]において構築した．提案モデルには燃焼速度及び燃料の質量分率である混合分率の勾配が含まれており，混合分率の勾配がゼロとなる予混合燃焼の場合は，従来の予混合燃焼モデルに漸近することが特徴である．また，燃焼速度を通じて，燃焼器内圧力，空気温度及び火炎伸張による消炎効果を考慮できることも，大きな特徴の一つである．著者らは，提案モデルを検証する目的で，辻及び山岡の層流対向流拡散火炎の実験及び *Barlow*，*Frank* のパイロット火炎にサポートされた乱流拡散火炎，更に対向流拡散火炎へ適用した [6)-7)]．実験値との比較により，実用的な数値解析として，層流及び乱流拡散火炎に対する精度を検証できた．一方，石炭ガス化ガス，コークス炉ガス等の水素を含む混合燃料では，水素の拡散係数が空気やメタンに比して 3～4 倍大きいため，乱流燃焼場では，水素の選択拡散効果が大きく燃焼場に影響する．著者らは，既報 [8)]において水素の選択拡散効果を評価するための濃度の変化式を導出し，乱流燃焼時の局所燃焼速度の平均値を計測した城戸，中原らの実験結果と定量的，定性的に一致することを確認した．本研究は，選択拡散効果が局所燃焼速度に及ぼす影響を，既報で提案した予混合燃焼場及び拡散燃焼場に適用可能な統一的燃焼モデルに取り入れて，燃料に水素を含む乱流燃焼場の解析精度を検証したものである．評価対象は，*Cabra* らの水素と窒素の混合ガスを燃料とし，その周囲に酸素を含む水素既燃ガスを流した浮き上がり火炎 [9)]とした．実験値との比較により，実用的な数値解析として，浮き上がり火炎に対する精度を検討した．

2．統一的燃焼モデルの特徴

火炎内の各種成分の質量分率は，混合分率（燃料の質量分率）f と反応進行度 c を導入する事により評価できる．著者らが以前導出した，反応進行度 c による層流及び乱流予混合燃焼モデル [1)-2)]を以下に示す．反応は総括反応を仮定している．c 式の反応項を ω とすると，層流燃焼モデルとして，(1)を得る [1)]．

$$\omega = \frac{8\rho_u Su}{\delta} c^2 (1-c) \tag{1}$$

ここに，ρ_u は未燃焼ガスの密度，Su は層流燃焼速度，δ は層流火炎の厚みであり，次の関係が成立する．

$$Su = \frac{4\lambda_i}{\rho_u C p_i \delta} \tag{2}$$

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ここに，λ_iは熱伝導率，Cp_iは定圧比熱であり，iは未燃焼ガス温度と断熱火炎温度の平均温度での物理量である．*Wrinkled laminar flame* のように乱れが比較的小さい場合には，$(S_t/\delta_t)\fallingdotseq(Su/\delta)$が成立し，(1)の反応速度にて層流及び乱流の予混合燃焼に適用可能となる．その場合，乱流の効果は，反応進行度cの輸送式中の乱流拡散係数により考慮される．(1)で層流燃焼速度 Su を評価する必要があるが，Suは理論式で与えても，実験値を用いても良い．なお，燃焼場の圧力及び未燃焼ガスの温度及び予混合気の燃料の質量分率が決まれば，Su は一義的に決定され，燃焼に対する圧力，温度，燃空比の影響を全て包含したモデルである．また，(2)で$\lambda_i\rightarrow(\lambda_t+\lambda_l)$，$Su\rightarrow S_t$，$\delta\rightarrow\delta_t$と置き換えれば，乱流燃焼場に対する(2)と類似の関係が成立する．ここで，λ_tは乱流熱伝導率，S_tは乱流燃焼速度，δ_tは乱流火炎帯の厚みである．

さらに，著者は，予混合燃焼モデル(1)に火炎伸張の効果を考慮して，最終的に以下のモデルを提案した[2]．

$$\omega=\begin{cases}8\dfrac{\rho_u Su}{\delta}I_0{}^2c^2(1-c) & (I_0>0.7153)\\ 0 & (I_0\leqq 0.7153)\end{cases}\tag{3}$$

ここに，I_0は火炎伸張度で，0～1の値を取り，火炎伸張の度合いを示す．I_0=1は火炎伸張が全く無い状態を表し，I_0=0.7153 が火炎伸張による消炎限界点を表す．$I_0\leqq 0.7153$ で燃焼モデルはゼロ値となるが，これは火炎伸張による消炎を表現している．

次いで著者らは，(1)をベースに層流拡散燃焼に適用可能なように拡張した[3)-4)]．その概念を以下説明する．火炎に直交する座標をxとする．予混合燃焼の場合は火炎中のある位置における反応は，その位置の反応進行度のみで決定される．混合分率fは一定値であると仮定すれば，fにより決定される厚みδを経て燃焼が完了する．それに対して，拡散火炎帯中では，混合分率fが変化，すなわち勾配を持つため，燃焼が完了するのに必要な火炎厚みδの距離の間に$(df/dx)\cdot\delta$だけfが変化する．変化率をΔfとし，fの分布関数からΔfだけ変化する微小距離Δxを逆算する．その微小距離 Δx 内の平均の反応速度をその位置でのfにおける燃焼反応速度と考える．すなわち，

$$\omega_{mean}\cdot\Delta x=\int_x^{x+\Delta x}\omega dx\tag{4}$$

予混合燃焼の場合は，Δf=0なので，Δx=0と解釈する．(4)のωに(1)を用いて変形すると，

$$\omega_{mean}(x)=4\frac{\rho_u Su}{\Delta x}c^2(1-c)\frac{\hat{\alpha}(1+\hat{\alpha}c)}{(1+\hat{\alpha}(2c-1))^2}\tag{5}$$

ここに，$\hat{\alpha}=\tanh(2\Delta x/\delta)$である．$\Delta x\rightarrow 0$ の時，$\hat{\alpha}\rightarrow 2\Delta x/\delta\rightarrow 0$であり，$\omega_{mean}$が(1)へ漸近することは，容易に確認できる．すなわち，$\Delta f\rightarrow 0$ で，予混合燃焼へ戻る．Δxを適切に評価することにより，ω_{mean}を改めてωと書けば，最終モデルは以下となる[3)]．

$$\omega=\frac{4\rho_u Su}{\delta}I_0{}^2c^2(1-c)\frac{\hat{\alpha}(1+\hat{\alpha}c)}{(1+\hat{\alpha}(2c-1))^2}\times\left(\frac{df}{dx}+\frac{\delta}{2}\frac{d^2f}{dx^2}\right)\left(\frac{df}{dx}\right)^{-1}\qquad(I_0>0.7153)$$

$$\omega=0\qquad(I_0\leqq 0.7153)\tag{6}$$

ここで，

$$\hat{\alpha}=\tanh\left(2\frac{df}{dx}\Big/\left(\frac{df}{dx}+\frac{\delta}{2}\frac{d^2f}{dx^2}\right)\right)\tag{7}$$

$df/dx\rightarrow 0$の極限では，(6)は予混合燃焼モデル(1)へと漸近する．(6)を新たな層流場の統一的な燃焼モデルと考える．これは，Su及びδを通じて，燃焼場の圧力，未燃焼ガスの温度の効果を含み，予混合燃焼，拡散燃焼に統一的に適用できるモデルとなっている．乱流拡散燃焼の場合には，(6)において，$Su\rightarrow S_t$，$\delta\rightarrow\delta_t$と置き換えれば良い．また，*Wrinkled laminar flame* でのように乱れが比較的小さい場合には，$(S_t/\delta_t)\fallingdotseq(Su/\delta)$として良い．

上記(6)を用いて，反応進行度の輸送式を解けば，予混合燃焼場，拡散燃焼場を統一的に解析可能である．しかし，予混合燃焼場において定義された反応進行度を拡散燃焼場に適用すると，反応進行度の輸送式はfの勾配を含み，c 単独の方程式としては閉じない．そこで，拡散燃焼場にも適用できるように，以下の様に反応進行度を再定義した．

$$\hat{c}=c\frac{f}{f_{T\max}}\qquad(\text{燃料希薄側}:f\leqq f_{st})\tag{8}$$

$$\hat{c}=c\frac{1-f}{1-f_{T\max}}\qquad(\text{燃料過濃側}:f>f_{st})\tag{9}$$

(8)，(9)で，f_{st}は量論混合分率を，f_{Tmax}はfが分布する中で，最大断熱火炎温度となる混合分率を意味する．通常，空気・メタン系の拡散燃焼であれば，$f_{Tmax}\fallingdotseq f_{st}$である．本研究では，例えば，空気と予混合気体の拡散燃焼のような場合も想定しているので，一般には$f_{Tmax}\fallingdotseq f_{st}$とは限らないために，$f_{Tmax}$を定義している．この定義を用いると，$\hat{c}$の輸送方程式は以下のように，$\hat{c}$に対して閉じた式となる．

燃料希薄側（$f\leqq f_{st}$）は

$$\frac{\partial\rho\hat{c}}{\partial t}+\frac{\partial\rho u_j\hat{c}}{\partial x_j}=D\frac{\partial^2\rho\hat{c}}{\partial x_j\partial x_j}+\frac{f}{f_{T_{\max}}}\omega\tag{10}$$

燃料過濃側（$f>f_{st}$）は

$$\frac{\partial\rho\hat{c}}{\partial t}+\frac{\partial\rho u_j\hat{c}}{\partial x_j}=D\frac{\partial^2\rho\hat{c}}{\partial x_j\partial x_j}+\frac{1-f}{1-f_{T_{\max}}}\omega\tag{11}$$

この定義によれば，予混合燃焼，拡散燃焼で同一の混合分率及び反応進行度の輸送式を用いる事ができる．以下では，(10)，(11)を統一的燃焼モデルにおける反応進行度の輸送式とする．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3．各ガス成分の質量分率輸送式でのモデルの表現

本解析では，反応進行度の輸送式を解く代わりに，各ガス成分の質量分率の輸送式を解いた．その場合の各質量分率輸送式におけるモデル(6)の表現を考察する．燃焼場の解析をする場合には，以下の輸送式を解く必要がある．

1)　混合分率fの輸送式：

$$\frac{\partial \rho f}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_j f}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\frac{\mu}{Sc}+\frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \rho f}{\partial x_j}\right) \tag{12}$$

ここに，u_j:j方向の流速，Sc:*Schmidt*数，Sc_t:乱流*Schmidt*数で，それぞれ定数，μ：粘性係数，μ_t：渦粘性係数である．

2)　各ガス成分の質量分率輸送式：

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t}+\frac{\partial \rho u_j Y_k}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\frac{\mu}{Sc}+\frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \rho Y_k}{\partial x_j}\right)+\omega_k \tag{13}$$

上式中のx_jは一般の三次元座標系である．一般化反応進行度の輸送式(10)，(11)を元に，各成分の質量分率輸送式(13)に対する反応項ω_kの表現を検討した．

ここで，燃料がメタン，水素，一酸化炭素，窒素からなる混成ガスである場合を考える．この混成ガス1モルあたりに含まれるメタン，水素，一酸化炭素のモル分率をそれぞれα_{CH4}，α_{H2}，α_{CO}とする．このとき，混成ガス1モルあたりに含まれる窒素のモル分率は$(1-\alpha_{CH4}-\alpha_{H2}-\alpha_{CO})$で与えることができる．反応は総括反応とし，各$\omega$の導出方法は既報[5]に拠った．

燃料希薄側（$f \leqq f_{st}$）では，

$$\omega_{Fuel}=-f\omega \tag{14}$$

$$\omega_{O_2}=A_{O_2}f\left(1-\frac{1}{f_{st}}\right)\omega \tag{15}$$

$$\omega_{CO_2}=\frac{(\alpha_{CH_4}+\alpha_{CO})M_{CO_2}}{M_{Fuel}}f\omega \tag{16}$$

$$\omega_{H_2O}=\frac{(2\alpha_{CH_4}+\alpha_{H_2})M_{H_2O}}{M_{Fuel}}f\omega \tag{17}$$

$I_0>0.7153$のとき

$$\omega=G\cdot\frac{Y_{Fuel}}{f}\left(1-\frac{Y_{Fuel}}{f}\right)^2\frac{\hat{\alpha}\left(1+\hat{\alpha}\left(1-\frac{Y_{Fuel}}{f}\right)\right)}{\left(1+\hat{\alpha}\left(1-2\frac{Y_{Fuel}}{f}\right)\right)^2} \tag{18}$$

燃料過濃側（$f>f_{st}$）では，

$$\omega_{Fuel}=-\frac{f_{st}(1-f)}{1-f_{st}}\omega \tag{19}$$

$$\omega_{O_2}=-A_{O_2}(1-f)\omega \tag{20}$$

$$\omega_{CO_2}=\frac{A_{O_2}(\alpha_{CH_4}+\alpha_{CO})M_{CO_2}}{(2\alpha_{CH_4}+0.5\alpha_{H_2}+0.5\alpha_{CO})M_{O_2}}(1-f)\omega \tag{21}$$

$$\omega_{H_2O}=\frac{A_{O_2}(2\alpha_{CH_4}+\alpha_{H_2})M_{H_2O}}{(2\alpha_{CH_4}+0.5\alpha_{H_2}+0.5\alpha_{CO})M_{O_2}}(1-f)\omega \tag{22}$$

$I_0>0.7153$のとき

$$\omega=G\cdot\left(\frac{1-f_{st}}{f_{st}}\frac{f-Y_{Fuel}}{1-f}\right)^2\left(1-\frac{1-f_{st}}{f_{st}}\frac{f-Y_{Fuel}}{1-f}\right)\times\frac{\hat{\alpha}\left(1+\hat{\alpha}\frac{1-f_{st}}{f_{st}}\frac{f-Y_{Fuel}}{1-f}\right)}{\left(1+\hat{\alpha}\left(2\frac{1-f_{st}}{f_{st}}\frac{f-Y_{Fuel}}{1-f}-1\right)\right)^2} \tag{23}$$

(18)，(23)において，

$$G=\frac{4\rho_u Su}{\delta}I_0^{\,2}\left(\frac{df}{dx}+\frac{\delta}{2}\frac{d^2f}{dx^2}\right)\left(\frac{df}{dx}\right)^{-1} \tag{24}$$

$$\hat{\alpha}=\tanh\left(2\frac{df}{dx}\Big/\left(\frac{df}{dx}+\frac{\delta}{2}\frac{d^2f}{dx^2}\right)\right) \tag{25}$$

このとき，混成ガスは窒素を含むので，混合分率fは空気中に含まれる窒素の輸送方程式の解から，以下のように代数的に計算できる．

$$f=1-\frac{Y_{N_2,Air}}{1-A_{O_2}} \tag{26}$$

ここで，$Y_{N2,Air}$は空気中に含まれる窒素の質量分率である．つまり，ある位置における窒素の質量分率Y_{N2}は，$Y_{N2,Air}$と燃料中に含まれる窒素の質量分率$Y_{N2,Fuel}$の和として表される．

混成ガスのように多成分燃料である場合は，α_{CH4}，α_{H2}，α_{CO}が空間で分布を持つため，f_{st}の値は局所的に変化する．メタン，水素，一酸化炭素のモル分率α_{CH4}，α_{H2}，α_{CO}は，次式で計算できる．

$$\alpha_k=\frac{f_k}{M_k}\Big/\left(\sum_l\frac{f_l}{M_l}\right) \tag{27}$$

$k,l=CH_4, H_2, CO, N_{2,Fuel}$である．したがって，メタン，水素，一酸化炭素，混成ガス中に含まれる窒素の混合分率f_{CH4}，f_{H2}，f_{CO}，$f_{N2,Fuel}$から混成ガスに含まれる各成分のモル分率が計算できて，f_{st}は次式となる．

$$f_{st}=\frac{A_{O_2}}{A_{O_2}+(2\alpha_{CH_4}+0.5\alpha_{H_2}+0.5\alpha_{CO})\frac{M_{O_2}}{M_{Fuel}}} \tag{28}$$

著者らは，上記モデルをベースに，水素含有燃料での水素の選択拡散効果を濃度変化式で評価した．以下にその概要を述べる．

4．選択拡散効果のモデル化

上記の統一燃焼モデルでは，各混合分率におけるSu/δを平均反応速度として与える必要がある．メタンのように拡散係数が比較的空気に近い場合には，Su/δは予混合気の初期燃空比により一義的に決定される．一方，本研究で対象としている水素含有燃料の場合，水素の拡散係数は空気の3～4倍であり，選択拡散と呼ばれる独特の現象が起こる．特に乱流燃焼場においては，乱流火炎のうち未燃混合気側に凸な形状を有する部分の先端付近に水素が集中し，火炎から十分離れた未燃混合気中の水素濃

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

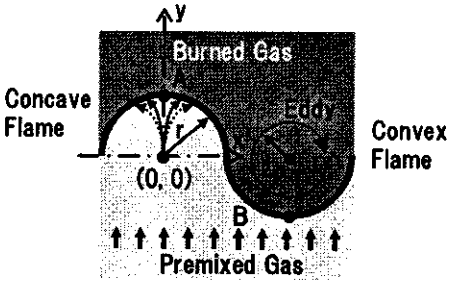


Fig. 1　　Concept of turbulent premixed flame

度に比して，水素濃度が増大する．そのため，例えば水素含有燃料では，各位置において Su/δ が変化する．水素含有燃料の燃焼場を高精度に解くためには，この効果を正しく評価し，燃焼モデルに考慮する必要がある．

まず，燃料の拡散係数が，燃料，空気の混合特性に与える影響を未燃焼場について検討する．y 方向に一定速度で流れる空気中に，燃料を点源として供給する状況を考える．空気の流速を Su とすると，輸送される空気中のある点Aにおける燃料の輸送式は，以下のように書ける．

$$\frac{\partial f}{\partial y}=\frac{D_f}{Su}\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}=\hat{D}_f\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\quad 但し，\hat{D}_f=\frac{D_f}{Su} \tag{29}$$

Su は，層流燃焼速度である．上式の解は，f_0 を拡散する燃料の質量として，(30)で表せる．

$$f=\frac{f_0}{\sqrt{4\pi\hat{D}_f y}}\exp\left(-\frac{x^2}{4\hat{D}_f y}\right) \tag{30}$$

次いで，乱流燃焼場のように，渦による凹凸のある火炎に対して検討する．本研究では，図1のように凹凸がペアになった火炎を考える．選択拡散の効果として，凹面形状の火炎上の点A上流では，空気よりも小さい拡散係数を持つ燃料成分が集中し，反対に凸面形状の火炎上の点B上流では，空気よりも大きい拡散係数を持つ燃料成分が集中する．各点A，Bの燃料質量分率をそれぞれ $Y_{(A)}$，$Y_{(B)}$ とする．そして，本研究では，燃料の質量バランスとして，火炎から十分離れた上流位置の未燃混合気の燃料質量分率を f_0 として，$Y_{(A)}+Y_{(B)}=2f_0$ を仮定する．

次に，図1に示す予混合気に対して半径 r の凹面を持つ火炎について考える．凹面火炎が形成する予混合気内では，拡散による燃料の交換は，$x=-r\sim r$ の範囲でのみ行われる．そのため，$y=r$ の位置を点Aとすると，点Aにおける燃料の質量は，(31)となる．

$$\begin{aligned} f_{(A)}&=\frac{2f_0}{\sqrt{4\pi\hat{D}_f y}}\int_0^r\exp\left(-\frac{{x_0}^2}{4\hat{D}_f y}\right)dx_0 \\ &=f_0\cdot\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^{\frac{1}{2}\sqrt{\frac{r}{\hat{D}_f}}}\exp\left(-t^2\right)dt\quad\left(\because t=x_0\Big/\sqrt{4\hat{D}_f y}\right) \\ &\approx f_0\cdot\left(1-\exp\left(-\frac{r}{4\pi\hat{D}_f}\right)\right)^{0.5} \end{aligned} \tag{31}$$

ここで，誤差関数の近似に *Williams* の近似式を適用した．

また，空気に関しても同様の取り扱いを適用できて，点Aにおける燃料質量分率は，(32)となる．

$$\begin{aligned} Y_{(A)}&=\frac{f_{(A)}}{f_{(A)}+f_{air(A)}}=\frac{f_0}{f_0+(1-f_0)\cdot\left(\dfrac{1-\exp\left(-\dfrac{r}{4\pi\hat{D}_{air}}\right)}{1-\exp\left(-\dfrac{r}{4\pi\hat{D}_f}\right)}\right)^{0.5}} \\ &\to\frac{f_0}{f_0+(1-f_0)\sqrt{\dfrac{D_f}{D_{air}}}}\quad(r\to 0) \end{aligned} \tag{32}$$

乱流の極限として，渦のスケールが平面火炎（$r=\infty$）に比して十分に小さい，すなわち $r\to 0$ の極限を考え，(32)のように簡略化した．この結果は，十分に大きい局率を持つ場においては，初期濃度と燃料，空気の拡散係数比により，燃料濃度が変化する事を意味する．

(32)は，火炎面が予混合気に対して凹面の場合である．凸面の場合は，燃料の質量バランスから $Y_{(A)}+Y_{(B)}=2f_0$ を仮定すると(33)となる．

$$Y_{(B)}=2f_0-\frac{f_0}{f_0+(1-f_0)\sqrt{\dfrac{D_f}{D_{air}}}} \tag{33}$$

これを燃料がメタン，水素，一酸化炭素，窒素の混成ガスである場合について検討する．図1に示した凹火炎の点Aにおける，メタン，水素，一酸化炭素，窒素の各質量は，上記と同様の考え方によれば，以下の様に展開できる．

$$f_{k(A)}=f_{k(0)}\cdot\left(1-\exp\left(-\frac{r}{4\pi\hat{D}_k}\right)\right)^{0.5} \tag{34}$$

$$f_{air(A)}=\left(1-\sum_k f_{k(0)}\right)\cdot\left(1-\exp\left(-\frac{r}{4\pi\hat{D}_{air}}\right)\right)^{0.5} \tag{35}$$

f_k は成分 k（$k=CH_4$，H_2，CO，$N_{2,Fuel}$）の質量，$f_{k(0)}$ は成分 k の初期の質量分率，D_k は成分 k の拡散係数を燃焼速度で除した値である．これより，点Aでの成分 k の質量分率は，以下となる．

$$Y_{k(A)}=\frac{f_{k(A)}}{\sum_l f_{l(A)}+f_{air(A)}} \tag{36}$$

前節同様に，乱流の極限として，渦のスケールが平面火炎（$r=\infty$）に比して十分に小さい場合（$r\to 0$）には，

$$Y_{k(A)}=\frac{f_{k(A)}}{\sum_l f_{l(A)}\sqrt{\dfrac{D_k}{D_l}}+\left(1-\sum_l f_{l(A)}\right)\sqrt{\dfrac{D_k}{D_{air}}}} \tag{37}$$

乱流燃焼場では，凸火炎において選択拡散によって燃料が集中し，局所的な燃焼速度が増加することが支配的と考える．凸火炎の点Bにおける各質量分率は，各成分 k についても以下で表現できる．

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1　Binary Diffusion Coefficient for gases

	CH_4	H_2	CO	Air
$D\times10^4$(m²/s)	0.216	0.778	0.214	0.208

$$Y_{k(B)} = 2f_{k(0)} - Y_{k(A)} \tag{38}$$

(38)の拡散係数は表1の値（298 K, 0.1013 MPa）を使用した．ただし，空気の拡散係数 D_{air} は，酸素と窒素の相互拡散係数を採用した．

5．H_2/N_2 Lifted Flame in Vitiated Coflowによる検証

本研究では *Cabra* らによる実験結果[9]を解析した．体系を図2に，解析条件を表2に示す．中央に配置された内径 D=4.57 mm の燃料ノズルから燃料が供給され，その周囲から酸素を含む T_{in}=1045 K の既燃ガスが供給される．燃料ノズルの周囲に供給する既燃ガスは，水素を燃焼させて生成しているため水蒸気を含む．燃料は窒素で希釈された希薄な水素であるが，酸化剤が酸素を含む高温の既燃ガスであるために，安定な浮き上がり火炎を形成することができる．

乱流モデルには，*Favre* 平均の *RNG k-ε* モデルを用いた．定数系は既報[6]に同じである．なお，輻射の影響は小さいものとして無視した．既報[6]にて確立したモデルの計算アルゴリズムを *STAR-CD* に導入して解析した．燃焼モデル(6)では，各混合分率 f における Sw/δ を平均反応速度として与える必要がある．本研究では，*CHEMKIN-II (PREMIX)* を用いて，混合分率 f，メタンのモル分率 α_{CH4}，水素のモル分率 α_{H2}，一酸化炭素のモル分率 α_{CO} をパラメータとする素反応計算により Sw/δ を求めた．そして得た Sw/δ のデータを線形補間して高分解能な Sw/δ データベースを構築した．使用した素反応メカニズムは *GRI-Mech Ver.3.0* であり，53 化学種 325 素反応が考慮できる．

図3に解析で得た温度分布を示す．解析によって火炎形状の概略と浮き上がりが捉えられている．

中心軸上について，図4は温度分布，図5は混合分率 ζ 分布を示しており，*Data* が実験値，*Considered* が選択拡散効果を考慮した場合の解析値，*Unconsidered* が選択拡散効果を考慮しない場合の解析値である．ここで，混合分率 ζ は以下の *Bilger* の定義[10]に拠った．

$$\zeta = \frac{\dfrac{2(Z_C - Z_{C,O})}{M_C} + \dfrac{2(Z_H - Z_{H,O})}{2M_H} - \dfrac{2(Z_O - Z_{O,O})}{M_O}}{\dfrac{2(Z_{C,F} - Z_{C,O})}{M_C} + \dfrac{2(Z_{H,F} - Z_{H,O})}{2M_H} - \dfrac{2(Z_{O,F} - Z_{O,O})}{M_O}} \tag{39}$$

Z_i は i 原子の質量分率であり，$Z_{i,j}$ は流体 j（O：酸化剤，F：燃料）の中に含まれる i 原子の質量分率，M_i は i 原子の原子量である．また，図中の x/D は座標 x を燃料ノズル直径 D で無次元化した x 軸方向の無次元距離である．

図4の混合分率 ζ 分布について，選択拡散効果の有無でほとんど差がない．これは，選択拡散モデルが燃焼場の質量保存則を維持したまま，反応速度にのみ作用することを示している．図5の温度分布について，$x/D<10$ の領域では選択拡散効果の考慮の有無は解析値に影響しない．これは，燃料ノズル近傍では燃料と酸化剤との混合が十分ではないために，選択拡散効果が反応速度に与える影響が小さく，温度分布にほとんど差が出ないと考える．$10<x/D<30$ の領域では，選択拡散効果を考慮した場合の解析値は実験値に比して大きく，考慮しない場合の解析値は実験値に比して小さい．これは，選択拡散モデルが選択拡散効果を過大に評価し，反応速度が実際に比して大きくなったため，温度を高く見積もったと

Table 2　Boundary conditions

		Fuel	Coflow
U (m/s)		107.0	3.5
Re		23,600	18,600
T_{in} (K)		305	1045
Mass fraction Y_i	H_2	0.0233	0
	N_2	0.9767	0.7645
	O_2	0	0.1710
	H_2O	0	0.0645

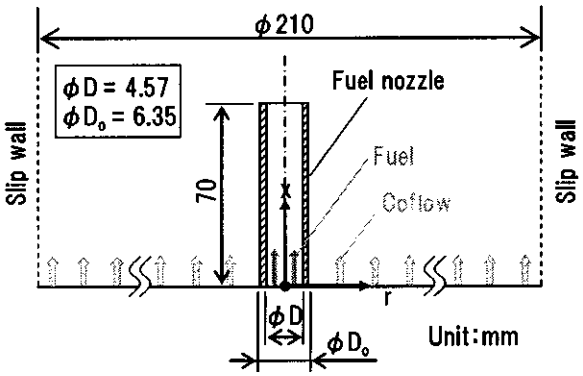


Fig. 2　Calculation domain around burner

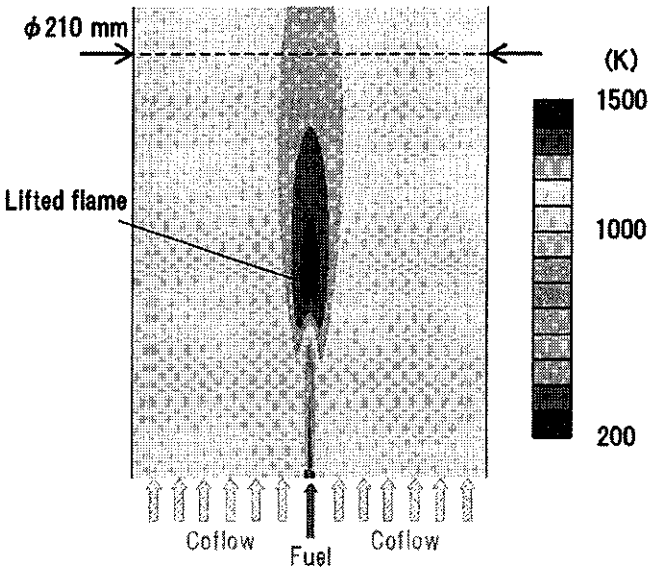


Fig. 3　Temperature distribution around burner

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

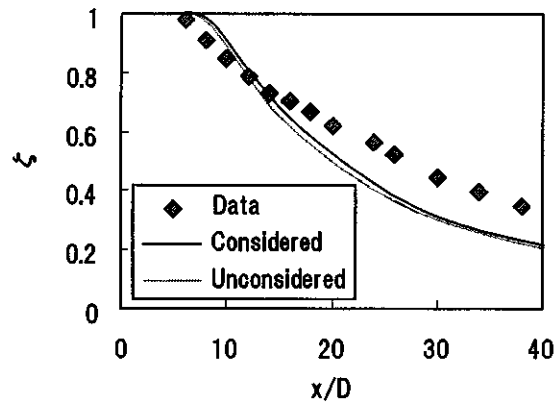


Fig. 4　Mean mixture fraction along centerline

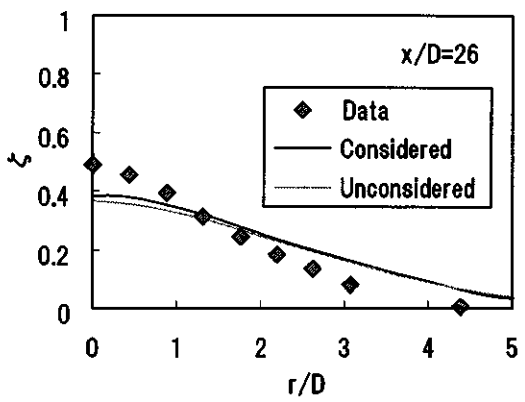


Fig. 6　Mean mixture fraction along radial direction

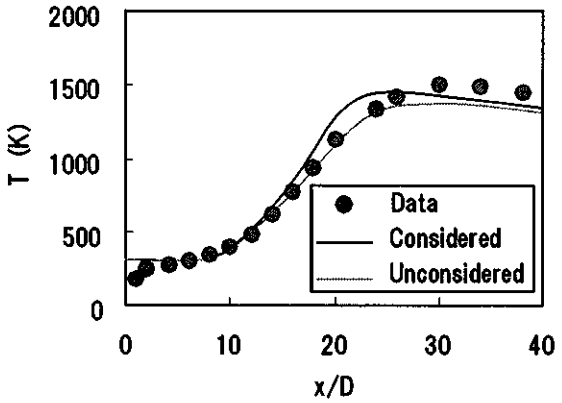


Fig. 5　Mean temperature along centerline

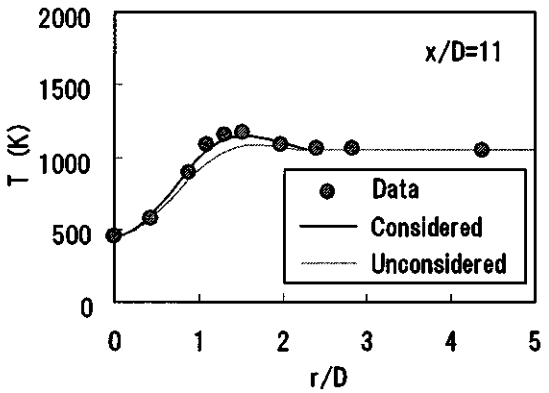


Fig. 7　Mean temperature along radial direction

考える．$x/D>30$ の領域では，選択拡散効果の考慮の有無に関わらず，解析値は実験値に比して値が低い．これは，*Zhang*[11] が指摘したように，k-ε モデルが燃料ノズルからある程度下流における燃料の物質拡散を実際に比して大きく評価したためと考える．このことは，図6に示すx/D=26における半径方向の混合分率ζ分布において，解析値が実験値に比べて鈍った分布となっていることからも確認できる．図7は x/D=11 における半径方向の温度分布を示す．選択拡散効果を考慮すると精度良く一致する．しかし，本報では図示しないが x/D=8 では選択拡散効果の過大評価によって，選択拡散を考慮した場合の解析値は実験値より高くなった．

さらに，断面の温度分布から火炎の浮き上がり高さ x_{lift}/D を見積もったところ，選択拡散効果を考慮した場合は x_{lift}/D～8，選択拡散効果を考慮しない場合は x_{lift}/D～14 となった．実験の火炎浮き上がり高さは x_{lift}/D=10.5 であるから，実験は選択拡散効果を考慮した解析と考慮しない解析との間である．選択拡散効果を考慮した解析は，選択拡散効果を過大に評価したため火炎浮き上がり高さを小さく見積もったと考える．本報では，選択拡散モデル(32)において，渦のスケールが十分小さいとして $r\to 0$ を仮定した．渦のスケールを適切に評価することで選択拡散モデルの精度が向上すると考えるが，現状のモデルでも実用解析に耐えうる精度は有すると考える．

6．結言

既報にて提案した予混合，拡散燃焼に適用可能な燃焼モデルに水素等の選択拡散効果を考慮した．提案モデルを，燃料を水素と窒素の混合ガスとし，その周囲に酸素を含む水素既燃ガスを供給する浮き上がり火炎に適用した．選択拡散効果を考慮した解析値は，一定の精度で軸方向，周方向の温度及び混合分率を再現できたと考える．今後，*LES* 等を含む最適な乱流モデルとの組み合わせを検討し，更なる検証を進める予定である．

参考文献

1) 稲毛，大塚，機論 B 編 61 巻 586 号, 2290, (1995)
2) 稲毛，大塚，機論 B 編 63 巻 609 号, 1806, (1997)
3) 稲毛真一，日本燃焼学会誌, 49 巻 150 号, 47, (2007)
4) 稲毛真一，日本燃焼学会誌, 49 巻 150 号, 57, (2007)
5) Ebret 他，日本燃焼学会誌，50 巻 152 号，126，(2008)
6) 稲毛真一，日本燃焼学会誌, 50 巻 154 号, 353, (2008)
7) 稲毛真一，日本燃焼学会誌, 51 巻 155 号, 63, (2009)
8) 稲毛真一，日本燃焼学会誌(accepted), (2009)
9) Berkeley Lifted H_2/N_2 Jet Flame in a Vitiated Coflow : http://www.me.berkeley.edu/cal/VCB/Data/VCHNData.html
10) N. Peters, Turbulent Combustion, *Cambridge Press.*
11) Y. Zhang, R. Rawat, ASME Turbo Expo 2008 (GT2008-50441)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

航空エンジン用燃焼器の開発における コールドフロー数値解析の活用

*牧田　光正(JAXA)、中村　直紀(ASI 総研)、野崎　理(JAXA)

Utilization of Cold Flow Analysis in Development Process of Aeroengine Combustor

* Mitsumasa MAKIDA(JAXA) , Naoki NAKAMURA(ASIRI) and Osamu NOZAKI(JAXA)

ABSTRACT

Numerical simulation was utilized in the developing process of a small aircraft engine, which was conducted in the framework of JAXA TechCLEAN project. To apply the numerical method to the screening process of combustor design, we used the cold-flow simulation code UPACS with overset grid method. In this report, examples of the application to three steps of the combustor development were introduced; to design the configuration to tune the overall pressure loss, to improve the flame stability, and to investigate the effect of experimental combustor configuration.

Key words: Cold-flow simulation, Overset grid method, Combustor design, Rich-Lean combustion, NOx reduction..

1．はじめに

宇宙航空研究開発機構 (JAXA)では平成15年より「航空エンジン環境技術研究開発プロジェクト」(TechCLEAN)を実施し、その中で航空機エンジン用燃焼器からの有害排出物、特に窒素酸化物(NOx)を低減するための燃焼技術の研究開発を実施している。その枠組みの中で、経済産業省・NEDO が進めている「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」(エコエンジンプロジェクト)への支援の一環として、燃焼器の要求仕様に合致する JAXA 独自の小型航空機エンジン用燃焼器の開発を行っている[1-5]。その開発過程の各段階においては、モデル燃焼器の燃焼試験と併せて、数値流体解析(CFD)を設計支援に活用してきた。Fig.1 に TRL(Technology Readiness Level)に対応した本燃焼器の開発過程と、CFD 適用例の概略を示す。大気圧での単管燃焼器試験から実際の運転条件下での環状燃焼器試験へと徐々に燃焼器モデル及び試験条件を実際の燃焼器に近づけることにより改良を行い、環状燃焼器形態での実温実圧試験において Fig.1 右下のグラフに示したように NOx 排出を国際民間航空機関(ICAO)の CAEP4 排出基準値[6]の 38%への低減する事が出来た。

燃焼器の開発では実験が主として行われているものの、コストと時間と労力が要求される燃焼実験では多くのケースの試験を行うことが容易でなく、著者らは計算コストの比較的安価なコールドフロー(非燃焼流) 解析を燃焼器設計に適用し設計のために有用な知見を得ることための手法を模索してきた。本稿では、コールドフロー解析を燃焼器内部流解析に適用する際の具体的な手法や、本燃焼器の設計での具体的な活用例を紹介する。

2．計算手法

航空用燃焼器内部流の CFD では、燃焼器が多くの部品で構成されるため構造が複雑であることに加えて、液体燃料噴霧の蒸発・燃焼現象を扱わなければならず、燃焼器全体に対して現実的な時間内に厳密な解を得ることは現時点では難しい状況と考えられる。CFD に組み込む現象モデルの範囲と燃焼器設計に有用な評価項目の対応を整理した表を Table 1 に示す。流れ場の把握に限っても、燃

Table 1 Comparison of analysis level and design item.

現象モデルの範囲	設計用の評価項目
非燃焼流れ場 （実機複雑形状対応）	・流れ場自体の把握・改善 ・燃料ノズル・空気孔からの流れ ・滞留時間→着火・安定性の改善 ・出口分布形状の概略見積もり ・圧損の見積もり・改善
燃料噴霧粒子 ・飛散軌跡 ・合体・分裂（微粒化） ・蒸発、燃焼（包火炎）	・燃料分布の予測 ・局所当量比の予測 →出口温度分布(分布のみ)
燃焼反応 ・反応機構：総括、詳細 ・火炎帯モデル ・輻射モデル	・温度分布の予測(温度値) ・反応生成量予測 →NOxは後処理も可

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

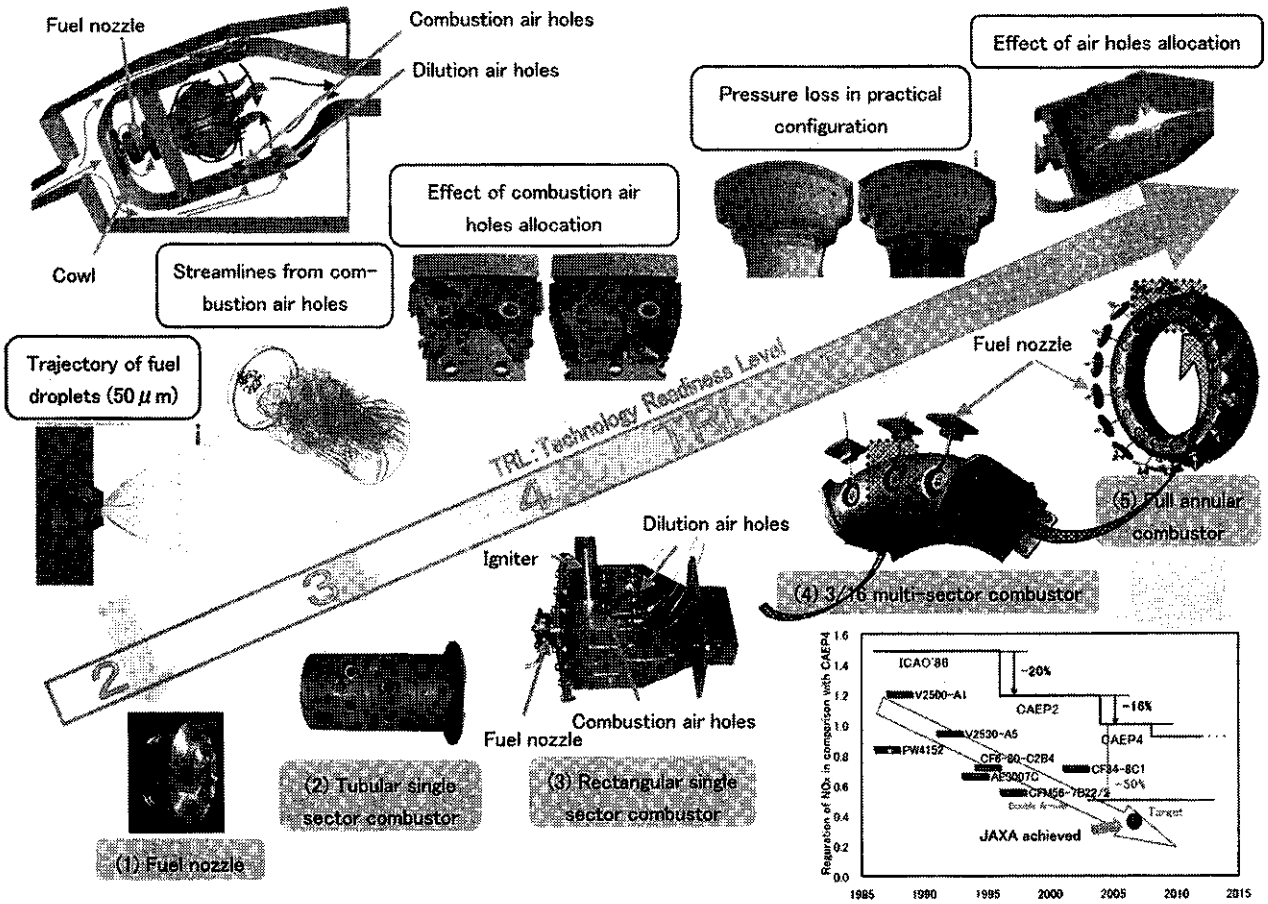


Fig.1 Overview of CFD applications in the development process of aircraft combustor.

焼場では温度上昇により流れ場が変わるため、コールドフロー解析では厳密な解は得られないが、その影響を念頭においた前提では、コールドフロー解析でも燃焼器設計の初期段階に必要な情報は幾つか得ることが可能と考えられる。そこで、主として初期設計段階でのスクリーニング作業に役立てることを目的として、比較的短時間で数多くの燃焼器モデルの流れ場を解析しての取捨選択に適した計算手法を採用した。計算コードは JAXA 開発の三次元圧縮性コードである UPACS (Unified Platform for Aerospace Computational Simulation)を使用し、計算時間を短縮するため、乱流モデルは一方程式モデルである Spalart-Allmaras モデルを用い、定常計算を行っている。

また、Fig.1 左上に示すように、本燃焼器は燃焼器ライナにカウル、燃料ノズル、燃焼用・希釈用空気孔等が付随した形態となっている。さらに、NOx 排出低減の手段としてリッチ・リーン燃焼方式を採用していることから燃料ノズルからの流入空気は 1 割程度となっており、燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分の調整が重要となっている。そのため、スクリーニング作業においてライナやカウル形状のみならず、空気孔の大きさ・配置を容易に変更可能とするために、これらをパーツに分けて組み合わせられるよう、UPACS に組み込まれている重合格子法 [7-8] を活用した。Fig.2 に本手法の例として、物体周りの格子と背景格子を重合させた場合を示すが、マルチブロック接合法で構成された背景格子グループ(Blk1-1,1-2)と物体周辺格子グループ(Blk2-1～2-4)を重ね合わせ、重合する境界を指定してその内側に補間点を自動生成

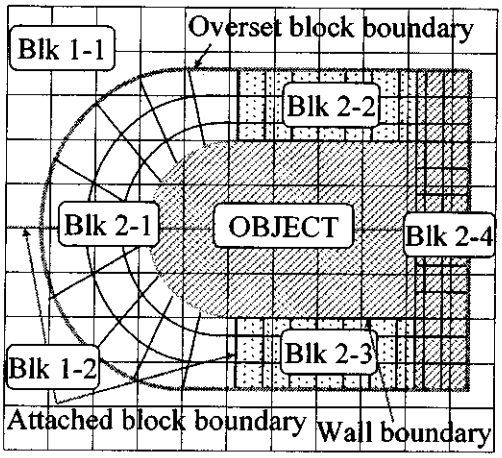


Fig.2 Schematic of multi-block and overset grid.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

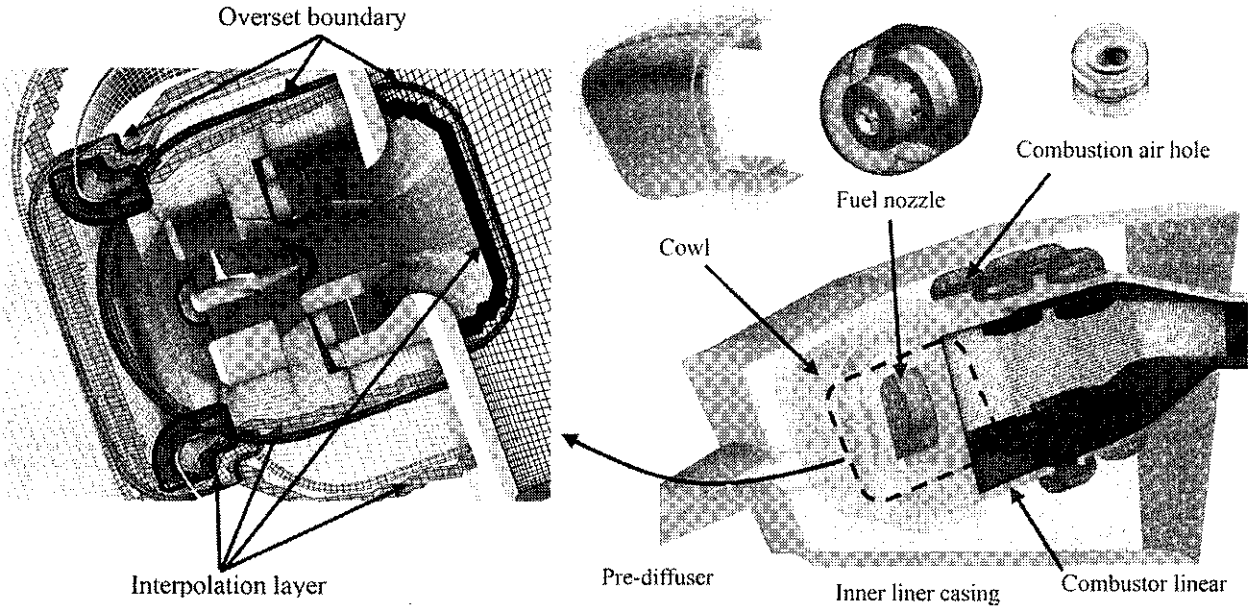


Fig.3 Setup of combustor grid and interpolation layer along overset boundary.

させる事により、重合したグループ間でデータの受け渡しを行っている。本手法を適用して生成した燃焼器の格子を Fig.3 に示す。環状燃焼器を周方向に 16 分割した領域（燃料ノズル 1 個分）を切り出し、プレディフューザ・インナケーシングを含んだ範囲を計算領域としており、燃焼器ライナの内外を背景格子とし、カウル・燃料ノズル・空気孔等の物体周辺の格子を重合境界で結合している（格子点総数約 1200 万点）。Fig.3 左図は燃料ノズル周辺の重合状態を示しており、重合境界に沿った内側に補間点の層が生成されているのが確認できる。周方向に 16 分割した面は周期境界とし、プレディユーザ入口と燃焼器出口の間に与える圧力損失（圧損）⊿P%を試験に合わせて設定している。また、流入空気温度は大気圧試験に合わせて 500K としている。

3．燃焼器設計の各段階におけるコールドフロー解析の適用例

3．1 マルチセクタ燃焼器での形状選択

本稿のコールドフロー解析の燃焼器への適用手法の開発は本燃焼器の開発と同時期に開始したため、燃焼器の開発スケジュールとの関係から実験が先行した形となり、最初に適用したのは Fig,1 の開発プロセス中の(4)マルチセクタ燃焼器となった。初めに製作した燃焼器 MSU1 (Multi-Sector Unit 1)では、実験で得られた燃焼器全体（プレディユーザ出口から燃焼器出口の間）での圧損がエンジン設計の要求値よりも高くなったため、ライナやカウルの形状、燃焼用・希釈用空気孔の径を

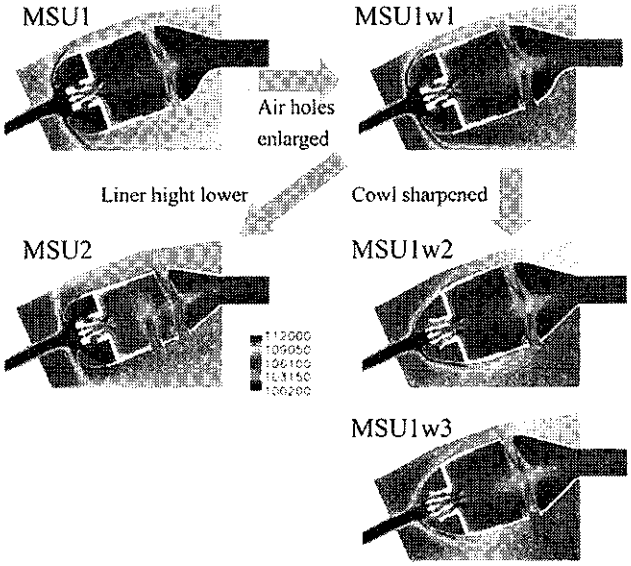


Fig.4 Variation of multi-sector combustor configurations colored .by total pressure.

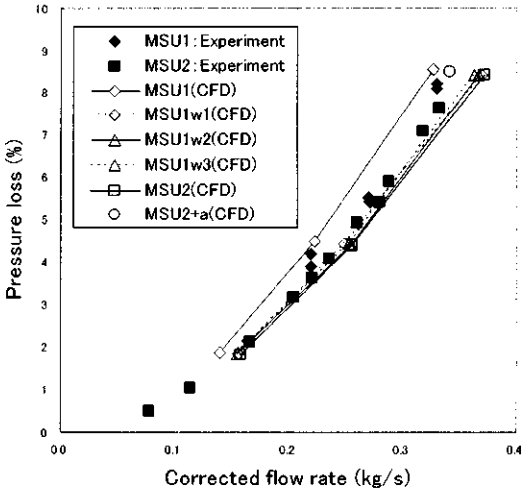


Fig.5 Effect of combustor configuration on total pressure loss of combustors.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

調整して圧損を下げる必要が生じた。そのため、空気孔の径を拡大し、かつライナ高さを低くした燃焼器 MSU2 を製作して試験したところ、圧損を設計値付近まで下げることが出来た。試験では空気孔径とライナ高さの２つを一度に変更したため、どちらが圧損の減少に寄与したかが不明であったので、これらの形状パラメータを段階的に変更した計算格子を作成し、圧損との関係を調べた。Fig.4 に燃焼器モデル形状の変遷と中心断面での全圧分布を示すが、MSU1 から空気孔の径を拡大した形状 MSU1w1、そこからカウルの形状を鋭くした形状 MSU1w2 と MSU1w3、MSU1w1 からライナの高さを低くした形状 MSU2 について、圧損を ⊿P=1～9%の間で数点振って流入空気量との関係を調べた。3/16 マルチセクタ分（計算領域 3 個分）の修正空気量と圧損の関係を実験での計測値と併せて Fig.5 に示すが、MSU1 に比べてどのモデルでも圧損が同程度減少していることが判る。従って、MSU2 での圧損の減少にはカウル形状の影響も有るものの、空気孔の拡大が最も効いていたと言える。また、MSU1, MSU2 の実験値との関係を見ると、圧損の絶対値には多少の差があるものの、定性的な傾向は一致しており、設計支援に用いるには十分な範囲に有ると思われる。上記のようにマルチセクタ燃焼器の段階では CFD が実験の後追いの形となったが、ここで得られた知見は環状燃焼器形状の設計の段階で活用された。

3．2 着火・保炎性能の向上

Fig.1 の(4)マルチセクタ燃焼器において初期形状の MSU1 で着火・保炎試験を行ったところ、所定の性能を満たしていないことが判明した。その改善策を検討する段階で、コールドフロー解析が活用された。

一般に、本燃焼器のようなリッチ・リーン燃焼方式において保炎性能を高めるためには、燃料ノズルから流入した空気で形成される燃料濃度の高い混合気がすぐに下流に流れず、燃焼用空気孔までの領域に留まっている方が望ましいと考えられる。そのため、保炎性能の良否を判断する指標として、燃焼用空気孔より上流の領域における全空気量の中で燃料ノズルからの空気が占める割合 R での整理を試行した。R の求め方の詳細は既出の文献 [9]に譲るが、燃料ノズルと燃焼用空気孔の出口に流線の起点を等間隔に配置して流線の軌跡を求め、単位体積当たりを通過する両起点からの流線の割合を元に計算を行うもので、R が大きいほど燃料ノズルを起点とした流線の占める割合が大きいことを示す。

燃焼用・希釈用空気孔の径・配置を変えながら約 50 ケースに対してコールドフロー解析を行った結果から、試験で用いた初期形状である燃焼用空気孔が上下対向配置となっているケースと、千鳥配置となっているケースについての結果を Fig.6 に示す。上述の方法により R の分布を求め、

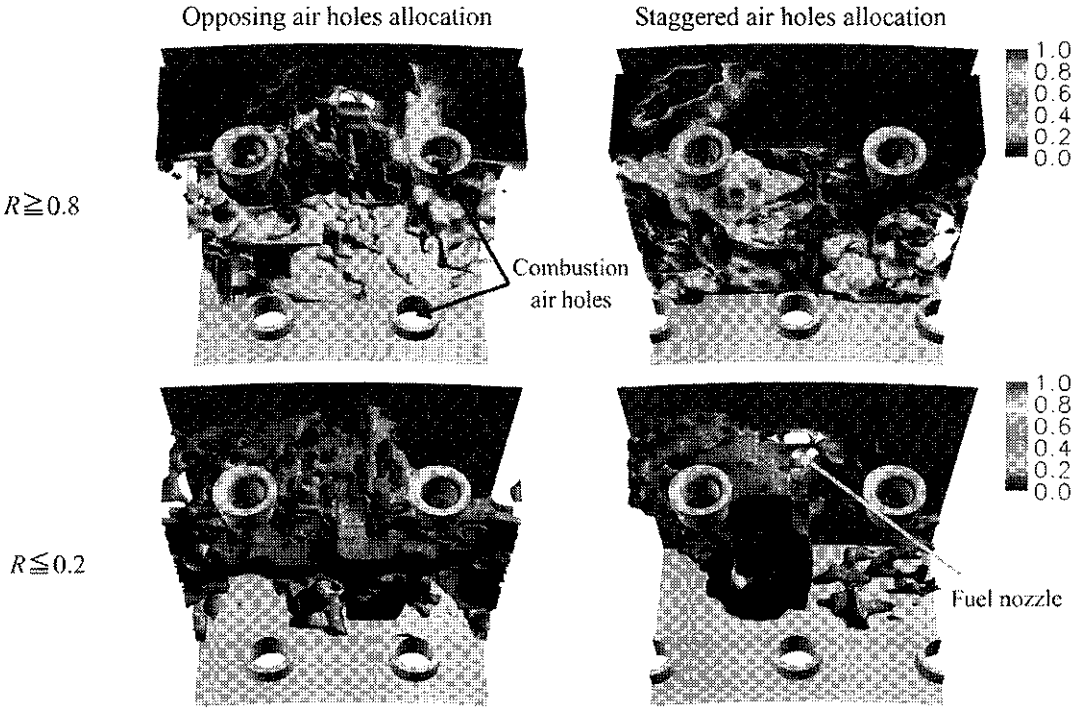


Fig.6 Comparison of "R" distribution between opposing and staggered air holes allocations.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

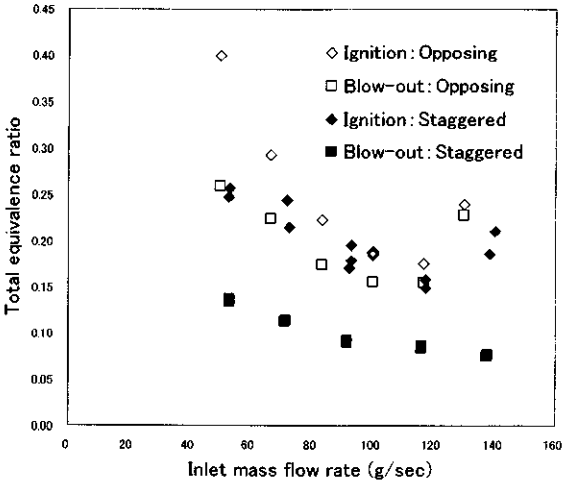


Fig.7 Effect of air holes allocation on ignition and stability performance of single-sector combustor.

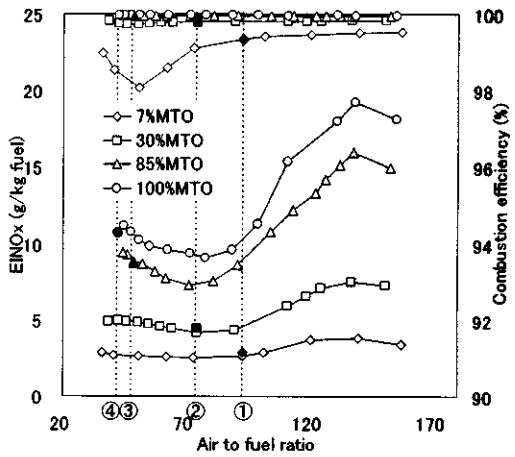
燃焼用空気孔より上流の領域のみを示しており、左側二つは対向配置、右側二つは千鳥配置の結果を示している。また上側二つは燃料ノズルからの空気が80%以上占める領域、下側二つは20%以下の領域を抽出して示している。対向配置と千鳥配置を比較すると、千鳥配置の方が空気孔よりも上流域において燃料ノズルからの空気が占める割合 R が高いことが分かる。

この結果を受けて、比較的手軽に試験の行えるシングルセクタ燃焼器を対向・千鳥配置両者に対して製作し、大気圧での着火・保炎試験を行った結果を Fig.7 に示す。着火当量比も千鳥配置の方が低くなっているが、保炎については約半分の当量比まで保持され、大幅な改善が見られた。これらのコールドフロー・燃焼試験の両結果から、マルチセクタ燃焼器でも対向配置の MSU1 に対して千鳥配置の MSU2 を製作したところ、着火試験において良好な結果を得ることが出来た。

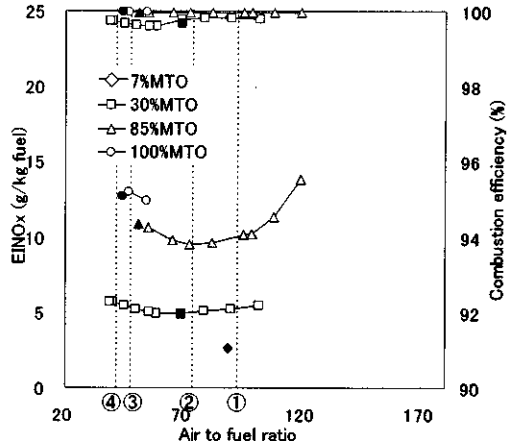
ここで指標として用いた R については、2 種以上の混合気体を扱える計算コードにおいては混合比として明示的に扱えるものであるが、コールドフロー解析しか扱えないコードでも、後処理によって何らかの補助的情報を与えられる手法をとれば、上記のように燃焼器設計に有用なヒントを得ることが出来ると考えられる。

3．3 環状燃焼器の燃焼性能改善

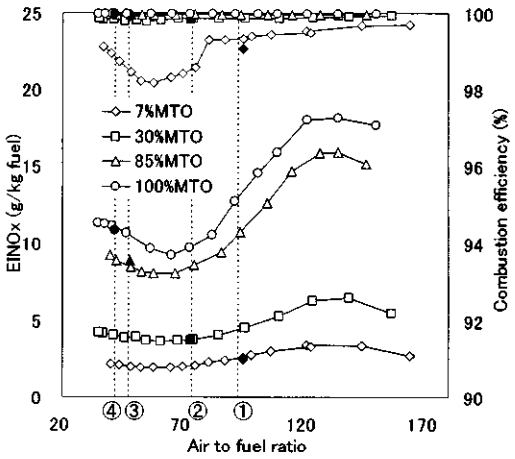
燃焼試験及び上述のコールドフロー解析により、Fig.1 の(4)マルチセクタ燃焼器の段階において NOx 排出低減を含めた燃焼性能、着火・保炎性能について良好な結果が得られ、その結果を基に Fig.1 (5)の環状燃焼器 FA1 を製作し、実温実圧での燃焼試験を行った。その結果、MSU2 で予測していたより全体圧損が低下して空気量配分にも差



(a) Emission results of 3/16 multi-sector combustor MSU2.



(b) Emission results of full annular combustor FA1.



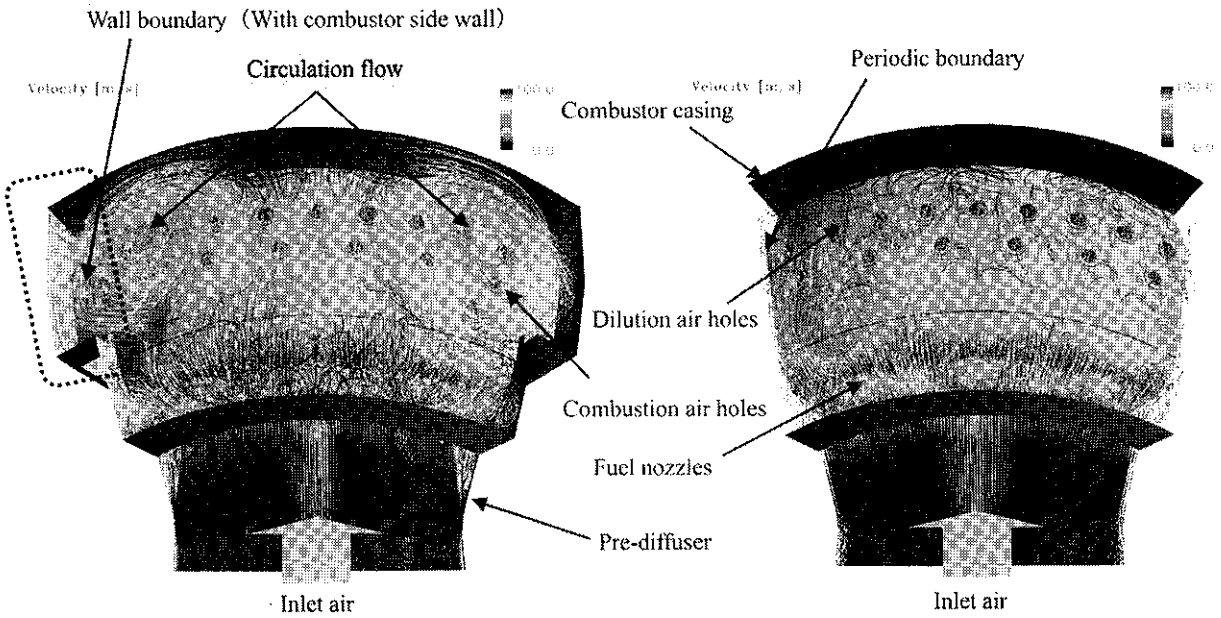
(c) Emission results of full annular combustor FA2.

Fig.8 Emission characteristics of MSU2, FA1, and FA2 under practical conditions.
(Blue symbols: EINOx, red symbols: combustion efficiency, filled symbols: traversed average)

が生じ、Fig,8(a), (b)に示すように燃焼性能も悪化して NOx の排出量も増加した。

マルチセクタ燃焼器との差について様々な要因を検討する中で、マルチセクタ燃焼器の試験で用いた側壁版周辺の付加領域が流れに与える影響を

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) Multi-sector combustor with wall boundary. (b) Single-sector combustor with periodic boundary.

Fig.9 Comparison of multi-sector with wall boundary and single-sector with periodic boundary.

調べることとし、Fig.3 の計算格子を 3 つ並べて更に側壁領域を設けた格子を作成し、3/16 マルチセクタ燃焼器の試験形態を模擬したコールドフロー解析を行った。解析結果を Fig.9 に示すが、マルチセクタ試験形態のみに存在する側壁付近に循環流が発生することにより圧損が生じ、燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分が減っている、即ち、環状燃焼器では想定以上に空気孔からの流入が増えていることが予測された。

これら結果を受けて空気孔を縮小した環状燃焼器 FA2 を製作して試験を行った結果、圧損が減って燃焼性能も Fig.8 (c)に示すようにマルチセクタ燃焼器 MSU2 の Fig.8 (a)と同等となり、NOx も ICAO CAEP4 基準値の 38%まで低減することに成功した。

4．まとめ

JAXA TechCLEAN の一環として行ってきた小型航空エンジン用燃焼器の開発過程において、燃焼試験と併せてコストの比較的安価なコールドフロー解析を燃焼器設計の下記 3 つの段階に活用した例を紹介した。

(1) マルチセクタ燃焼器全体の圧損の調整
(2) 着火・保炎性能の向上
(3) マルチセクタ燃焼器の試験形態と環状燃焼器の差異の調整

今回対象とした燃焼器のように空気孔からの流れが性能に大きく効いてくる場合、低コストなコールドフロー解析とその後処理でも燃焼器設計に有用な情報が得られることが判った。今後も、Table 1 に示したような蒸発・燃焼を含んだ計算も念頭に入れつつ、実用的な範囲で CFD を燃焼器設計に活かしていく予定である。

参考文献

1) M. Makida et al: Preliminary experimental researches to develop a combustor for small class aircraft engine utilizing primary rich combustion approach, GT2006-91156, ASME (2006).
2) 牧田他: 航空エンジン環境技術研究開発プロジェクトにおける燃焼器開発(マルチセクター燃焼器による実温実圧試験), 第 34 回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2006)
3) M. Makida et al: Optimization of a small aircraft combustor to reduce NOx emissions under practical conditions, GT2007-27969, ASME (2007).
4) 牧田他: 航空エンジン環境技術研究開発プロジェクトにおける燃焼器開発(フルアニュラ燃焼器による性能確認), 第 35 回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2007)
5) M. Makida et al: Verification of low NOx performance of simple primary rich combustion approach by a newly established full annular combustor test facility, GT2008-51419, ASME (2008).
6) IPCC: Aviation and the Global Atmosphere, A Special Report of IPCC Working Group I and III (1999).
7) 松村他 : UPACS の重合格子解析における重合境界設定手法について, ANSS 2004 論文集, JAXA-SP-04-12, pp.248-253 (2004).
8) 山根他：流体・熱伝導連成数値解析における重合格子法の活用手法について, 第 34 回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2006).
9) 飯野他：小型航空機エンジン用燃焼器開発における CFD 技術の活用, JAXA-RR-06-048 (2007).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

γ' 相の結晶方位ミスオリエンテーションに着目した Ni 基超耐熱合金のクリープ劣化診断法

＊ 井頭　賢一郎（川崎重工），柳瀬 悦也（川崎重工），
横川　忠晴（物質材料研究機構），原田 広史（物質材料研究機構）

Creep Damage Evaluation of Ni-base Superalloys aimed at the Crystalline Misorientation of γ' Phase

*Kenichiroh Igashira(KHI), Etsuya Yanase(KHI) ,
Tadaharu Yokokawa(NIMS) and Hiroshi Harada(NIMS)

ABSTRACT

The cost of the turbine blades for the gas turbine engines is increasing, because the latest superalloys for the turbine blades contain precious elements (i.e. precious metals, rare-earth metals) and the casting processes come to be complicated (i.e. directionally solidification, single crystal) to give higher creep resistivity against the increasing turbine inlet gas-temperature (TIT). Therefore, provision of a proper exchange period for the turbine blade can effectively reduce the life cycle cost in the gas-turbine engine operation.

In this study, X-ray super-lattice reflections from the γ' precipitate with $L1_2$ type crystalline structure were carefully evaluated, and the full width at half maximum (FWHM) of ω rocking curves of them were increased as the creep life fraction. This increase in FWHM of the ω rocking curves was thought to reflect the degree of the misorientation among the γ' precipitates. It was also supported by the electron backscatter patterns (EBSP) analysis.

Although the reason of the relationship between creep life fraction and the γ' misorientation must be revealed in further study, this evaluation method is expected as a non-destructive inspection to determine the creep damage level for the turbine blade.

Key words: Heat-resistant Material, Creep, Life Prediction, X-ray Diffraction, Nondestructive Inspection

1．はじめに

高温，高応力に晒されるタービン翼の劣化診断や余寿命を推定する技術は，不測の破損を未然に防ぐためのみならず，ライフサイクルコストに影響を与える部品交換期間を適正に設定するために高度化が要求されており，タービンメーカのみならず電力会社，ガス会社等の有力ユーザーが様々な手法を開発，提案している(1)-(3)。

高温タービン翼の主要な劣化機構の一つであるクリープに着目した劣化診断法，余寿命推定法として代表的なものは，γ' 析出強化型 Ni 基超耐熱合金のクリープ過程に見られる特徴的な組織変化であるγ' 析出強化相のラフト化形態より判定するものである。しかしながら，ラフト化形態の変化は，クリープダメージの少ない領域で飽和してしまうことが報告されている(4)。

ところで，ラフト化形態の変化が飽和，すなわちミクロ組織レベルでの変化が顕著に見られなくなった状態においても，クリープ劣化の進行に伴い，結晶レベルの変化は継続しているものと考えられる。そこで我々は，X 線回折法を用いてこの結晶レベルの変化を捕らえ，クリープ劣化との相関性を評価する試みを行っている(5)。

2．X 線回折法による測定原理と測定方法概略

クリープの進行に伴い，結晶レベルの変化（格子定数の変化や結晶の乱れ具合の変化）が生じていると考えているが，X 線回折法により得られる回折ピークの位置および形状は，これらの情報を含んでいる。

また X 線回折法では，測定対象であるγ' 析出強化型 Ni 基超耐熱合金の材料的な性質とも関係する重要な特徴として，測定条件を選定することでγ' 相のみ結晶情報を得ることが可能である。これはγ' 相が $L1_2$ 型規則格子を有する点を利用するものである。

3．実験方法

3.1　サンプル

X 線回折法によるクリープ損傷劣化診断の対象とした材料は，ガスタービンの動翼に多用されている Ni 基超耐熱合金の一種である Mar M247 の

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

一方向凝固材（以後 Mar M247(DS)），および（財）物質材料研究機構(NIMS)にて開発された単結晶合金 TMS-75，TMS-82+およびであり，それぞれ鋳造後，適切な熱処理が施されたものである。

試験片は，図 1(a)に示す様な標準的な Dog Born 形状に加え，同一クリープ試験において敢えてクリープ劣化度に差を与える様に図 1(b)に示すようにゲージ部に直径の変化を与えたものを用意した。なお，試験片長手方向と凝固方向である[001]方向とが一致する。

本報告では，クリープ中断材に対してその寿命消費率 t/t_fを定義しているが，その際の t_fについては各合金のクリープマスターカーブ（σ_{app}－Larson-Miller Parameter(LMP)プロット）を多項式回帰した式（σ_{app} = f (LMP) ）に，負荷応力σ_{app}および試験温度 T を与え算出した。なお，この計算における LMP は，

$$LMP = T(K) \times \left(20 + \log t_f\right)/1000 \quad (1)$$

とした。

クリープ試験を終了した試験片は，ゲージ部を縦に 2 分割し，その分割面を評価面とした。

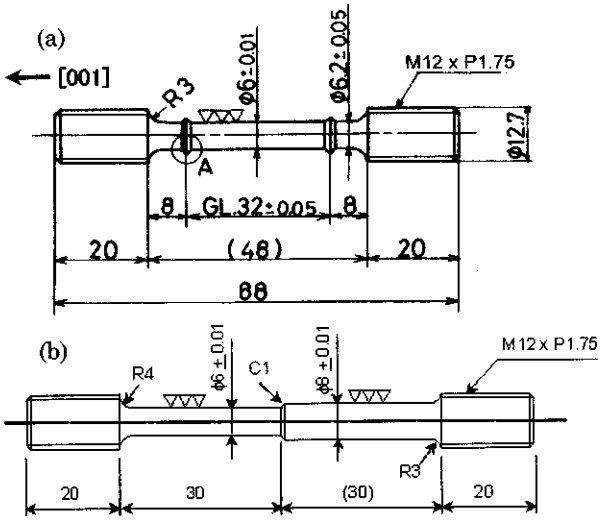


Fig. 1　Creep test sample.

3.2　X 線回折装置

図 2 は，本研究開発に使用した X 線回折装置であり，ユーレリアンクレードルを有するφ, χ,.x, y, z の 5 軸サンプルステージを有する。同装置は大型放射光施設 SPrign-8 の No.24 ビームライン（SPring-8 BL24：兵庫県ビームライン）に設置されており，蓄積リングからアンジュレータを経由し，非常に強力かつ直進性，単色性の高い 10 keV（波長約 0.124 nm）の X 線を照射可能である。

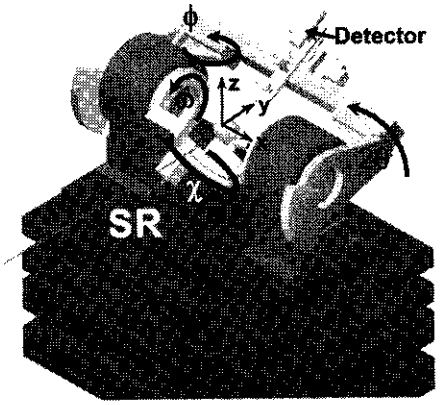


Fig. 2 Schematic illustration of 5 axises precise goniometer for evaluating the peak profiles of γ'.

3.3　測定

X 線回折測定において，サンプルは 2θ = 0 deg. 時の X 線入射方向が[001]方向（クリープ試験荷重負荷方向）と一致するように配置した（図 3）。その後，サンプル表面がゴニオメータの回転中心となるように駆動系を調整した。

表 1 は Ni および Ni_3Al の各回折面に対する回折角度（2θ in 10 keV）を示しており，それぞれは対象とする合金のγ相およびγ' 相の結晶構造に類似する。ここで Ni は面心立方格子を有する結晶であるため，構造因子から偶奇非混合指数面からの回折しか存在しない。一方，Ni_3Al は $L1_2$ 型の規則格子を有する結晶であるため，Ni および Al の原子散乱因子の差からいずれの指数面からの回折光も得られる。すなわち，{210}，{310}等の偶奇混合指数面からの回折線を評価することでγ' 相の結晶情報を得ることができる。

このγ' 相由来の回折線を，ω軸およびχ軸の操作により検出器中央に移動させた。回転検出器に導入された回折光はこのままでは必ずしも完全に Bragg 条件を満足しているとはいえないため，再度ω軸およびχ軸および検出器位置(2θ)の微調整を

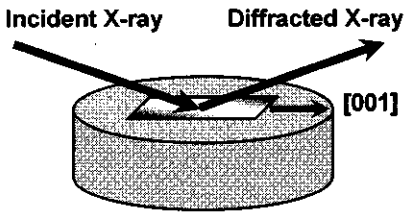


Fig. 3 Schematic illustration of measuring geometry between sample and X-ray.

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

行い，回折光強度が最も高くなる条件に追い込むことで，Bragg 条件に近づけた。そして，このときのω および 2θをω0 および 2θ0 とし，ω ロッキングカーブ法により，回折光の強度プロファイル測定を実施した。図 4 にωロッキングカーブ測定の概略，ω および 2θの回転条件を記す。

Table 1 Diffraction angles and intensities of γ and γ' in 10 keV X-ray.

			Ni (γ)		Ni_3Al (γ')	
			Lattice Constant a (nm)	0.3590	Lattice Constant a (nm)	0.3566
h	k	l	2θ (in 10 keV)	$\lvert F\rvert^2$	2θ (in 10 keV)	$\lvert F\rvert^2$
1	0	0	19.88991	0	20.02515	$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$
1	1	0	28.27355	0	28.46783	$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$
1	1	1	34.81054	$16\lvert f_{Ni}\rvert^2$	35.05239	$\lvert f_{Al} + 3f_{Ni}\rvert^2$
2	**0**	**0**	**40.41291**	**$16\lvert f_{Ni}\rvert^2$**	**40.69689**	**$\lvert f_{Al} + 3f_{Ni}\rvert^2$**
2	**1**	**0**	**45.43320**	**0**	**45.75626**	**$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$**
2	1	1	50.05227	0	50.41260	$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$
2	**2**	**0**	**58.48078**	**$16\lvert f_{Ni}\rvert^2$**	**58.91297**	**$\lvert f_{Al} + 3f_{Ni}\rvert^2$**
2	2	1	62.41056	0	62.87831	$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$
3	0	0	62.41056	0	62.87831	$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$
3	**1**	**0**	**66.20404**	**0**	**66.70756**	**$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$**
3	1	1	69.88968	$16\lvert f_{Ni}\rvert^2$	70.42949	$\lvert f_{Al} + 3f_{Ni}\rvert^2$
2	2	2	73.49035	$16\lvert f_{Ni}\rvert^2$	74.06724	$\lvert f_{Al} + 3f_{Ni}\rvert^2$
3	2	0	77.02505	0	77.64011	$\lvert f_{Al} - f_{Ni}\rvert^2$

F : Structural factor
f_i : Atomic scattering factor of element "i"

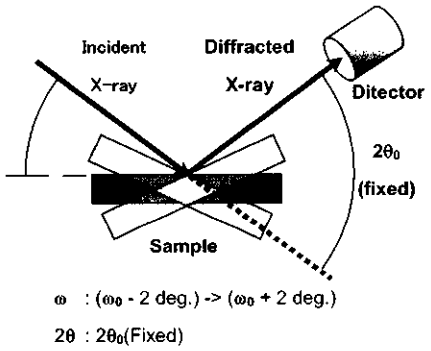


Fig. 4 Schematic illustration of the ω rocking curve measurement.

4．実験結果および考察

4.1 MarM247(DS)

図 5(a)～(d)は MarM247(DS)の各クリープ段階における γ' {310}面のωロッキングカーブの変化を示した一例であり，クリープ寿命消費率(t/t_f)の増大とともに，ωロッキングカーブ半値全幅(FWHM: Full Width at Half Maximum)の増大が見られる。図 6 は各条件でのクリープ試験後の{310}面のωロッキングカーブ半値全幅を t/t_f に対してプロットしたものであるが，いずれも同一温度および負荷応力条件において，半値全幅は t/t_f に対して単調に増加する傾向が見られる。各プロットを詳細に確認すると，同一温度条件では，高応力ほど半値全幅が大きくなる傾向が見られるが，一方，同一応力で見た場合，評価した温度範囲では温度に対する系統的な変化は見られない。いずれにしても温度や応力の異なるプロットが比較的収束しており，温度や応力の依存性が比較的小さい可能性が示唆される。また，t/t_f 後半での変化が顕著になる点が特徴であり，温度に対する依存性が小さい点を含めて，余寿命の推定に対して有効と思われる。同図には，当社ガスタービン 1 段動翼のクリープ環境が厳しいと思われる箇所について，1000 時間および 10000 時間運転後のωロッキングカーブ半値全幅を評価した結果を付記している。t/t_f がまだ小さい段階であるため，本評価法の妥当性を示すに至るものではないが，少なくともこの時点においては試験片より得たプロットを逸脱してい

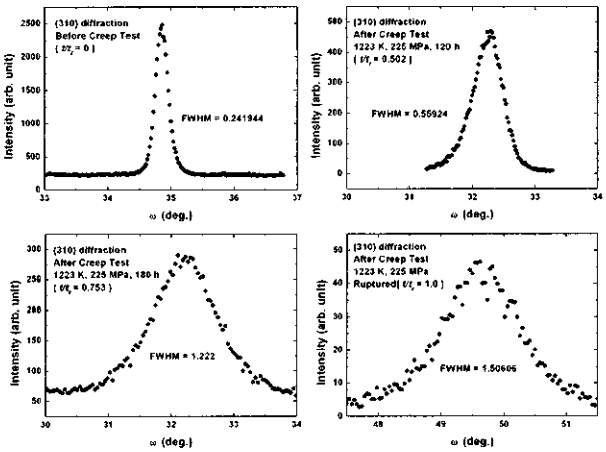


Fig. 5 ω rocking curves of γ' (310) super-lattice diffraction of MarM247(DS) at (a) $t/t_f = 0$, (b) $t/t_f = 0.502$, (c) $t/t_f = 0.753$, and (d) $t/t_f = 1.0$.

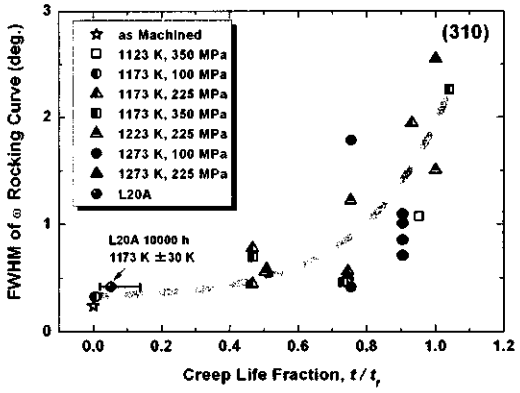


Fig. 6 FWHMs of ω rocking curves from γ' (310) super-lattice diffraction of MarM247(DS) are plotted as a function of creep life fraction.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ないことがわかる。

4.2 TMS-75

図 7 は NIMS にて開発された単結晶合金である TMS-75 に対し，1173 K, 137 MPa にてクリープ試験を行った際のクリープ寿命消費率(t/t_f)に対する ωロッキングカーブ半値全幅(FWHM)の変化を示したものである。単結晶合金においても，前項の MarM247(DS)の場合と同様に，クリープ寿命消費率の増大に応じて FWHM が単調に増加することがわかる。ただし，クリープ寿命消費率(t/t_f)に対する FWHM の変化は合金毎に異なるようである。また，(210)，(300)，(310)面は何れも引張荷重負荷方向である[001]方位の晶帯面であるが，これらの指数面を評価する限り，どの面でもクリープに対するγ' 相のミスオリエンテーションを評価することが可能と言える。

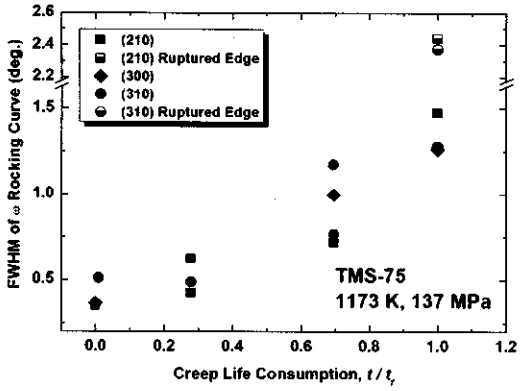


Fig. 7 FWHMs of ω rocking curves from γ' super-lattice diffraction of TMS-75 are plotted as a function of creep life fraction.

4.2 TMS-82+

TMS-82+も NIMS にて開発された単結晶合金である。この合金では，図 1(b)に示すようにゲージ部が比較的長い，段付試験体とした。これは同一荷重を負荷した際に径の違いで負荷応力が変化することと，ゲージ部が長いことで敢えて温度に変化が生じることに期待したものである。すなわち，実際のタービン翼では，翼の箇所により温度および応力が異なるため，この状態を模擬したものである。なお，試験体の温度は，図 8 の下部に描かれる試験体ゲージ部の点で示される 5 点で計測をした。

図 8 は，この試験体の部位毎の FWHM をプロットしたものである。試験体の直径が 8 mm の部分は，直径が 6 mm の部分に比べ，当然負荷応力（図中□プロット）は小さい。また，試験体長手方向に若干温度分布がついており（図中点線），今回の試験では，直径 8 mm 側の温度が若干高くなっている。なお，図中に示す t/t_f* の値は，TMS-82+ のクリープマスターカーブ[6]を基に，クリープ試験条件（試験温度，負荷応力，試験時間）から，算出したクリープ寿命消費率である。試験体の各箇所で測定した FWHM（図中●プロット）は，t/t_f* の値に応じて変化していることがわかる。特に境界部にある温度および応力が共に高い領域についても，FWHM の値が反映されているため，複雑なクリープ劣化度分布が予測される実翼に適用した場合，非常に詳細なクリープ寿命消費率(t/t_f)マップを作成することが可能と考える。

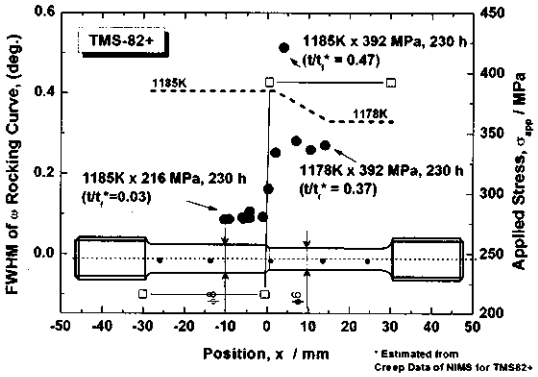


Fig. 8 FWHMs of ω rocking curves from γ' super-lattice diffraction of TMS-82+ are plotted as a function of position in test sample.

5．結言

本研究では，X 線回折法を基礎とし，γ' 析出強化型 Ni 基超耐熱合金を対象としたクリープ劣化の非破壊診断方法の可能性について検討を行った。その結果，γ' の規則格子反射のωロッキングカーブ半値全幅が，クリープ寿命消費率(t/t_f)に対して良好な相関関係を有することを示した。また，複雑なクリープ寿命消費率(t/t_f)の分布を示すと考えられる実機翼に対して，本方法により場所ごとの FWHM を評価することで，ダメージ分布の評価が可能であることが示された。残念ながら，まだ本手法にて翼を完全に非破壊的に評価した実績はないが，従来の組織観察手法に並行して本手法による評価を行い，実績を重ね始めたところである。

なお，本研究のために行われた放射光利用実験は，財団法人高輝度光科学研究センター(JASRI)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の承認に基づきSPring-8 BL24およびBL16にて行われたものである【課題番号：C03A24XU-5034N, C04A24XU-5034N, C04B24XU-5034N, C05A24XU-5034N他】。

参考文献

1) Saeki, H., Hirota, N., Takao, K. and Takahashi, K., J. Gas Turbine Soc. Japan, Vol. 24, No. 93 (1996), pp. 43-47.
2) Yoshioka, Y. and Kondo, T., J. Gas Turbine Soc. Japan, Vol. 24, No. 93 (1996), pp. 48-53.
3) Kondo, T., Yoshioka, Y. and Fujiyama, K., Toshiba Review, Vol. 54, No. 5 (1999), pp. 22-25.
4) Yamamoto, H. and Yoshioka, Y., Research Report of No. 123 committee, Japan Soc. for the Promotion of Science, Vol. 39, No. 1 (1998), pp. 17-22.
5) Igashira, K, J. JSME. A, Vol. 74, No. 739 (2008)
6) Harada, H, et. al, Data Sheet for TMS-82+

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

1100℃級 HIP 再生タービン動翼の実機運転による寿命延伸検証

*伊藤勝康，吉岡洋明，斎藤大蔵，北山和弘（(株)東芝）

Verification of extending life of HIP'ed buckets with 1100°C-class Gas Turbine

*Shoko Ito, Yomei Yoshioka, Daizo Saito, Kazuhiro Kitayama (Toshiba Corporation)

ABSTRACT

The BLE process ™ is a technology, which enables to regenerate a retired bucket and to reuse with equivalent to or better reliability and life than those of new buckets. According to the investigation results of serviced buckets, the life determinants for the buckets were microstructure degradation and creep deformation. Three technical developments were, therefore, conducted, which were microstructure regeneration technology using hot iso-static pressing (HIP), reformation one for tip shroud deflection, and life assessment one for refurbished buckets. Those technologies were at first developed for the 1100°C-class gas turbine buckets, and then were modified for 1300°C-class gas turbine buckets. Those technologies were evaluated to confirm the reliability whenever the longer operating buckets came out. Those technologies applied for commercially stage 2 buckets of 1100°C-class gas turbines up to the scheduled replacement life. After 35,000 hours operation, some of that buckets were evaluated the rate of life consumption rate of the HIP'ed buckets by the non-destructive and destructive test.

Key words: BLE Process, Gas Turbine, Bucket, Creep, HIP, Degradation,

1. はじめに

近年ガスタービンの高温化に伴い、高温化のキーコンポーネンツである燃焼器、タービン動静翼等のメンテナンス費用は増大の傾向にあり、国内の電力会社ではこのガスタービン高温部品の修理費用の削減が重要な課題となっている。このため、ガスタービン高温部品の定検間隔および交換寿命の延伸を目指した種々の取り組みが行われている[1)~6)]。

東芝ではこれまでに、これらの部品に対して寿命診断手法の開発を行い個々の部品寿命の評価を行うとともに、燃焼器、静翼等の静止部品に関しては補修および再生熱処理を施すことにより寿命延伸を図ってきた。動翼に関しても同様の施策で寿命延伸を図ってきたが、回転部品ということから破損等が発生した場合のガスタービン本体に与える影響と、動翼に用いられている材料の特殊性から、大幅な寿命延伸は困難な状況にあった[1), 6)]。

このため、動翼の寿命延伸のリスク解析を行うと共に、そのリスクを増大することなく大幅な寿命延伸を図る方法として、動翼の再生処理技術である BLE プロセス ™（Blade Life Extension Process）の開発を行った。この技術は、通常の補修・検査技術に加え、HIP（Hot Isostatic Pressing：熱間等方加圧）処理を用いた[7), 8)] 材料劣化回復技術、運転時に生じた変形を修正する技術、その信頼性を評価する技術の 3 つからなる。

この技術は既に 1100℃級、1300℃級のガスタービン動翼で有効性が確認され実機ガスタービンに適用されており、実機においても問題無く運用されている。

ここでは、これらの技術の開発コンセプトを述べるとともに、HIP 再生処理を用いた材料劣化回復技術を中心に、1100℃級ガスタービン第２段動翼に適用した状況とその後の実機で約 35000 時間運用された適用翼の調査結果について述べる。

2. 動翼寿命延伸 BLE プロセス ™ の開発

タービン動翼の部品管理は、回転部品であるだけに静止部品に比較してより慎重に行われている。破壊リスクは運転と共に漸増するが、設計寿命と先行機の実績をもとに定められた管理寿命を超えると加速的に高くなり、加えて新たな事象が生じる可能性もある。このため従来は、管理寿命を超えた動翼は新品と交換することを余儀なくされていた。

このような状況の下、本 BLE プロセス ™ の開発コンセプトは、Fig.1 に示すように回転部品であり高信頼性を要求される動翼に対して、管理寿命を超えて使用する場合の破壊リスクを新翼と同等に回復することとしている。

BLE プロセス ™ は、管理寿命に到達した動翼を再生し、寿命延伸を図る再生プロセスであり、通常修理・検査に加えて再生技術として材料劣化を再生する HIP 再生処理と形状を再生する変形修正からなる。また本技術は、新翼並みの寿命延伸を図るために、劣化・損傷に関しては新翼と同等以上に再生する技術であり、本技術適用後の

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

信頼性についても評価技術（3D 形状計測、組織調査、機械特性試験）により検証している。

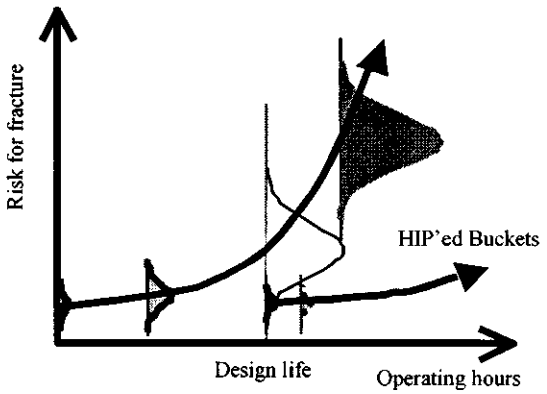


Fig.1 Statiscal nature of risk for bucket failure versus operating hours in new and HIP refurbished bucket

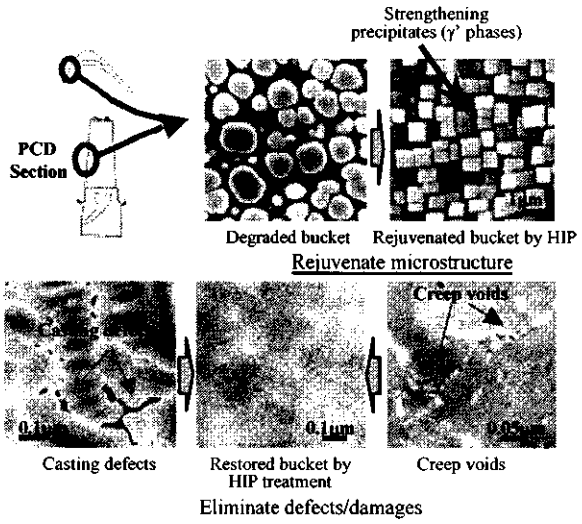


Fig.2 Effects of HIP refurbishment treatment on the recovery of microstructure degradation and casting defects and creep damages

Fig.2 に管理寿命に達した動翼の破壊調査結果に基づく代表的な欠陥あるいは損傷事例を示す。ガスタービンの動翼は、一般的にγ'相で析出強化を図った Ni 基鋳造合金が用いられている。鋳造品であることからシュリンケージやポロシティー等の鋳造欠陥が内在しており、また、運転中には高温部位においてγ'相の凝集粗大化やラフト化、材料によっては劣化相の析出等の経年的な組織変化が生じる。また、温度・応力的にクリティカルな部位では内部損傷が累積し、クリープボイド等が発現する。HIP 再生処理はこのような組織と内部損傷を同時に回復させる技術として開発[6]を行った。Fig.2 に劣化翼に対し本処理を適用した結果の一例を、処理前の組織と共に示す。ここでは、1,000 気圧を超える加圧下で熱処理を施すことにより局所溶融の問題を懸念することなくγ'相の固溶・再析出を図ることを意図したが、劣化した組織の回復と組成的な均質化に加えて、鋳造欠陥あるいはクリープボイド等の内部損傷も圧着しなくすことができていた。

再生翼の回復評価技術に関しては、解析を用いた寿命評価法に対し、機械試験とγ'相の粒径と粒子間距離から評価する組織評価法により補正をかけるコンディションベースの評価手法を開発している[1]。これにより、実績を超えた運転時間の翼が出た場合、この手法により回復度の評価を行いその信頼性を確認した上で、実機での再使用をすることとした。

これらの技術は 1100℃級ガスタービン動翼用にその処理あるいは評価パラメータの修正を行い、技術の確立を行った。

3. 1100℃級劣化動翼の再生化検証

3.1 再生検証翼と再生検証評価方法

供試翼は、1100℃級ガスタービンで約 72,000 時間実機運用された第 2 段動翼である。材料はγ'相析出強化型 Ni 基超合金の[IN738]であり Tab.1 に化学成分を示す。本動翼は、Fig.3 に示すように内部に半径方向に伸びる冷却孔を翼中央部に有する多孔式空気冷却翼である。また翼植込みと有効部の間にはシャンク部を有し、更に翼先端にはチップシュラウドを有している。

Tab.1 ominal chemical compositions of [IN738LC]

Materials	Chemical compositions (mass %)											
	Cr	Ni	Co	Mo	W	Ti	Al	Nb	Ta	C	Zr	B
IN-738LC	16.0	Bal.	8.5	1.7	2.6	3.4	3.4	0.90	1.7	0.11	0.05	0.01

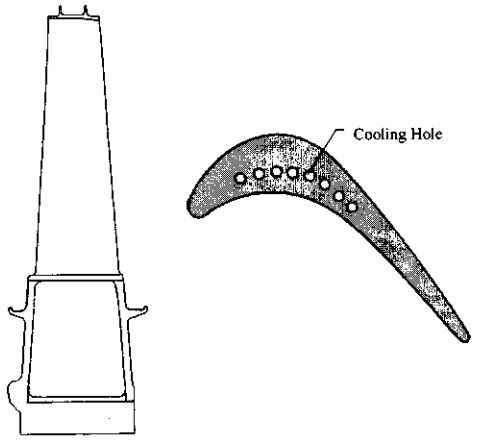


Fig.3 1100℃-class gas turbine stage2 bucket

本再生化検証においては、運転後の劣化状況と HIP 再生後の回復状況を確認するために、新翼、運転翼および HIP 再生翼それぞれに対して非破壊検査を実施し、その後に破壊調査を実施した。非破壊検査は、目視検査、

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

蛍光浸透探傷検査と翼の 3 次元計測を実施した。3 次元計測により新翼に対する変形の有無を確認しており、変形量が許容範囲を超える場合は、前記変形修正技術により管理値内に形状を修正する。

破壊調査は、組織観察、引張試験、Vノッチシャルピー衝撃試験およびクリープ試験を実施した。各試験片の採取位置を Fig4 に示す。試験条件として、引張試験は室温と 649℃、843℃で実施し、衝撃試験は、20℃と 788℃で実施した。さらにクリープ試験は 816～899℃/240MPa で実施した。

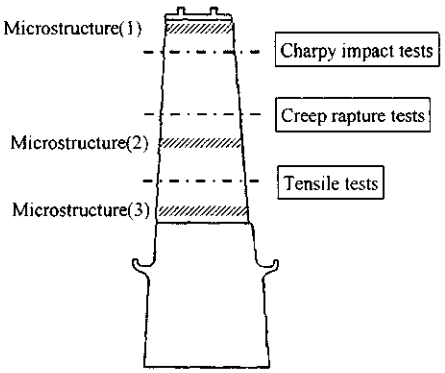


Fig.4 Sampling locations of microstructure, creep, tensile and Charpy impact specimen in the buckets.

3.2 再生検証試験結果

非破壊検査の結果、運転翼にはチップシュラウドのコンタクト面が半径方向に浮き上がる変形が認められたが、変形修正可能な変形量であった。また HIP 再生処理前後で同様に 3 次元計測を実施したが、翼有効部、チップシュラウド共に HIP 再生処理による変形は認められなかった。

以下に破壊調査の結果をまとめる。

(1)組織観察結果

組織観察は、Fig.4 に示すように ROOT、PCD および TIP の 3 断面それぞれで実施している。Fig.5 に約 72,000 時間運転翼とこの翼を HIP 再生処理した翼の PCD 断面における走査型電子顕微鏡（SEM）による組織観察結果を示す。運転翼においては翼前縁部と後縁部においてγ'相の凝集粗大化が生じており、組織劣化の進行が確認されている。本動翼の前縁部と後縁部は構造的に冷却孔が設けられておらず、メタル温度が相対的に高かったと推定される。一方で冷却孔が配置されている中央部は、γ'相の凝集粗大化は比較的軽微である。

本運転翼を HIP 再生処理することで、Fig.5 に示すように粗大なγ'相は認められず、格子状に析出した立方体状のγ'相となり、更に立方体γ'相の間に微細な球状γ'相が分散する新翼と同様な組織となっている。この組織状態は他の断面でも同様であり、HIP 再生処理により劣化した組織は新翼と同等に回復することが確認された。

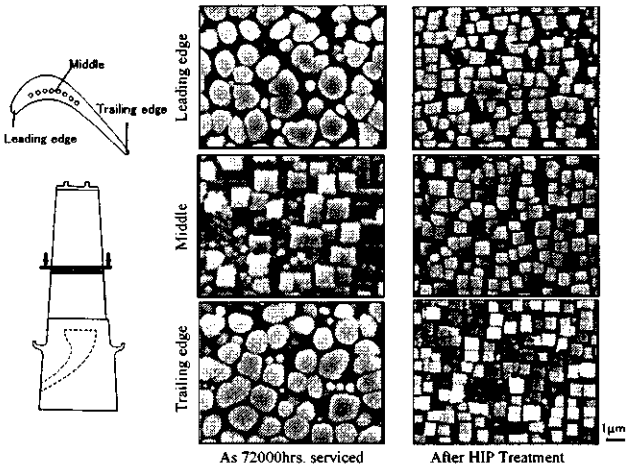


Fig.5 SEM micrographs of as-serviced and HIP refurbished buckets at the leading edge, midway and trailing edge portions of the mid-span cross section of about 72,000hours serviced buckets.

(2)引張試験結果

Fig.6 に約 72,000 時間運転翼とこの翼を HIP 再生処理した翼および新翼の引張試験結果を示す。図中の値は新翼の最小値に対する比率で示してある。運転翼の新翼に対する引張強さに変化は認められなかった。これは試験片採取位置が翼のルート側断面であり、組織観察結果からメタル温度が低く、材料劣化が小さいためと推定される。従って、HIP 再生処理後の試験結果も同様に新翼と同等の値を示し HIP 再生処理による優位性はほとんど認められなかった。

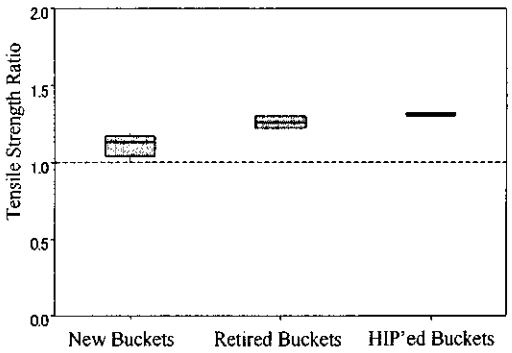


Fig.6 Tensile test result of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1100℃-class gas turbine.

(3)衝撃試験

Fig.7 に約 72,000 時間運転翼とこの翼を HIP 再生処理した翼および新翼の衝撃試験結果を示す。図中の値は新翼の最小値でに対する比率で示してある。運転翼の衝撃値は、新翼に比べて低下しているものの、HIP 再生翼は

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

新翼と同等以上の値を示し、HIP 再生処理により衝撃値は大幅な回復が認められた。

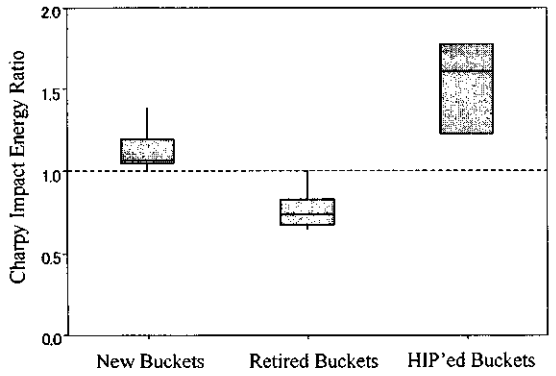


Fig.7 Charpy Impact test result of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1100℃-class gas turbine.

(4)クリープ試験結果

Fig.8 に約 72,000 時間運転翼とこの翼を HIP 再生処理した翼および新翼のクリープ試験結果を示す。運転翼のクリープ破断寿命はかなり低下しており、試験結果の最小値では新翼に対して約 20%まで低下している。しかしながらデータのバラツキも大きく、このバラツキは試験片採取部位のメタル温度差および材料のバラツキによるものと推定される。

HIP 再生翼クリープ破断強度は新翼以上の値を示し、大幅な回復が確認された。

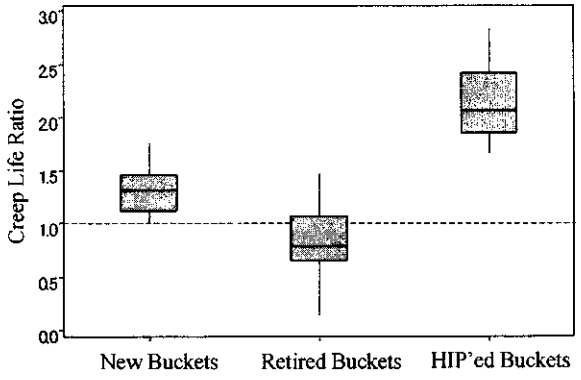


Fig.8 Creep test result of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1100℃-class gas turbine.

以上の各試験結果から、本 1100℃級ガスタービンで約 72,000 時間運用された第 2 段動翼に対して HIP 再生により寿命延伸可能なことが検証された。本結果から、HIP 再生処理を含む BLE プロセスを適用し第 2 段動翼を実機に組み込んだ。

4. HIP 再生翼の実機運用後の劣化調査

前記で約 72,000 時間実機運用し管理寿命に到達した第 2 段動翼を HIP 再生処理により再生化し、実機で約 35,000 時間運用された翼の劣化状況を調査した。なお本再生化前の運転時間も合せると実機での総運転時間は約 107,000 時間にもおよぶことになる。なお本調査の目的は、HIP 再生化処理により新翼と同等に回復した組織および機械強度劣化が新翼からの劣化と同等であることを確認することである。調査方法等は、前記３．１項で述べた内容と同一であり、以下に調査結果をまとめる。

(1) 組織観察結果

Fig.9 に PCD 断面における断面組織観察結果を、新翼から約 72,000 時間運転翼と比較して示す。断面中央部では立方体状のγ' 相と微細なγ' 相が認められ、劣化は軽微であったが、前縁および後縁部ではγ' 相が球状粗大化しており、劣化が認められた。しかしながら前縁および後縁部のγ' 相粗大化の程度は、約 72,000 時間運転翼と比較して小さいことが確認できた。

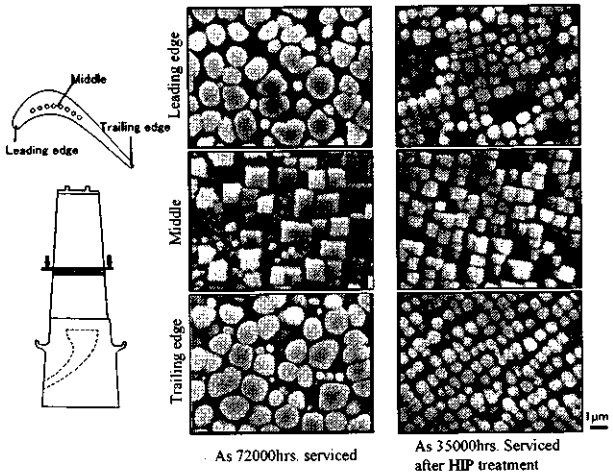


Fig.9 SEM micrographs of as 72,000hours serviced buckets and as 35,000hours serviced buckets after HIP treatment at the leading edge, midway and trailing edge portions of the mid-span cross section.

(2)引張試験結果

Fig.10 に引張試験の結果を新翼から約 72,000 時間運転翼と比較して示す。前記と同様に新翼の最小値に対する比率であらわしている。横軸は運転時間を示し、HIP 再生翼は HIP 再生処理後に実機で運用した時間を示す。なお以降の衝撃試験およびクリープ試験結果も同一の表示方法である。HIP 再生翼は、新翼からの運転翼と同様に引張強度の低下は認められていない。このことから引張強度に関しては、HIP 再生処理翼も新翼と同様な傾向を示すことを確認した。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

(3)衝撃試験結果

Fig.11 に衝撃試験の結果を新翼から約 72000 時間運転翼と比較して示す。衝撃値は運転時間と共に低下する傾向にあるが、本 HIP 再生後約 35,000 時間運転翼の衝撃値の低下割合は、新翼から運用した翼と同等であった。このことから衝撃値に関しては、HIP 再生処理翼も新翼と同様な傾向を示すことを確認した。

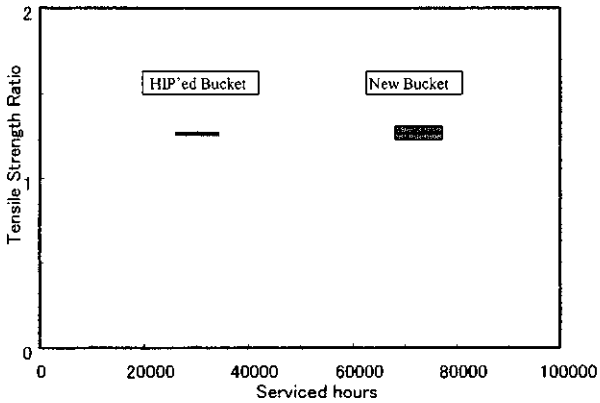


Fig.10 Tensile test result of 72,000hours serviced buckets and as 35,000hours serviced buckets after HIP treatment.

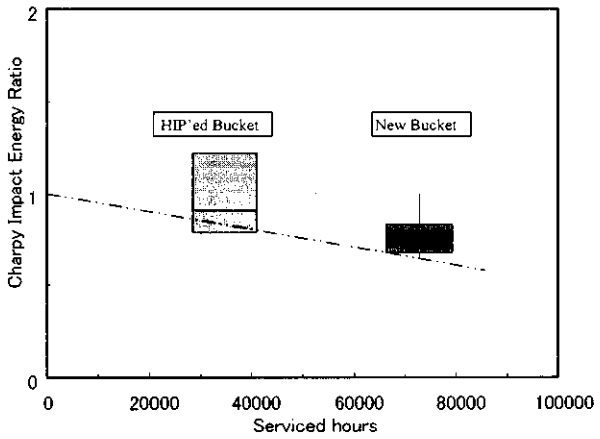


Fig.11 Charpy Impact test result of 72,000hours serviced buckets and as 35,000hours serviced buckets after HIP treatment.

(4)クリープ試験結果

Fig.12 にクリープ試験結果を新翼から約 72,000 時間運転翼と比較して示す。HIP 再生処理翼のクリープ破断寿命は実機で約35,000時間運用されたため新翼よりは低下しているものの新翼から約72,000時間運転翼より低下量は小さい。更に新翼最小値と新翼から約 72000 時間運転翼最小値から得られるクリープ寿命消費予測線上にあることから、HIP 再生処理翼のクリープ寿命消費速度は新翼と同等であることが確認された。

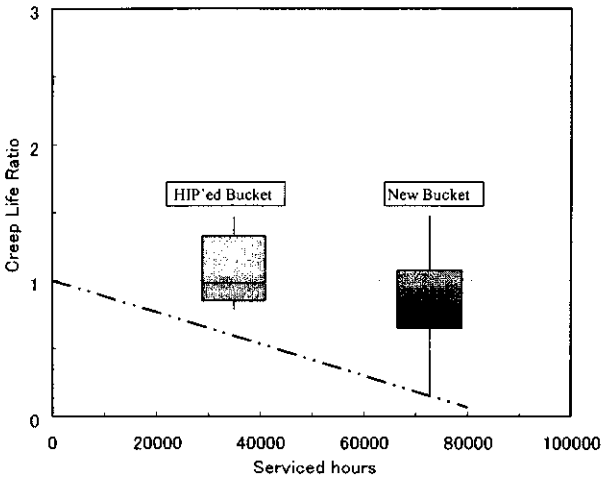


Fig.12 Creep test result of 72,000hours serviced buckets and as 35,000hours serviced buckets after HIP treatment.

以上の組織観察および機械試験結果から HIP 再生翼の運転による組織、機械強度劣化は新翼と同等であり、本 HIP 再生翼は新翼と同等の信頼性を有していることが確認できた。

5. まとめ

管理寿命に到達したガスタービン動翼の寿命延伸を目的に開発された BLE プロセス ™ を、1100℃級ガスタービンの第 2 段動翼に適用し、実機運用によりその信頼性が新翼と同等であることを確認した。以下に得られた結果をまとめる。

（1）約 72,000 時間実機運用された 1100℃級の第 2 段動翼に HIP 再生処理を適用し、材料組織およびクリープ寿命を含む機械強度が新翼と同等以上に回復することを確認した。

（2）上記管理寿命到達翼に HIP 再生処理を適用し、実機で約 35,000 時間運用後に破壊調査した結果、クリープ寿命消費速度は、新翼の消費速度と同等の値を示し、組織劣化程度も妥当であることが確認された。

本 HIP 再生処理は、既に 1300℃級ガスタービン動翼材に対しても処理条件の最適化と回復検証試験を実施し、適用翼が実機に組み込まれて運用されている。

なお本論文掲載の商品名称は、それぞれ各社の登録商標として使用している場合があります。

参考文献

(1) T. Honma, "Gas Turbine Hot Parts Maintenance and Repair Technology." Proceedings of International Gas

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Turbine Congress 1999 Kobe, IGTC '99 Kobe KS-2. pp.5-13, 1999.

(2) K. J. Patios, "Gas Turbine Repair Technology." GE Reference Library GER-3957B, pp. 1-23, 2001.

(3) R. Viswanathan, "Damage Mechanics and Life Assessment of High-Temperature Components," ASM International, Materials Park. Chap. 9, 1989.

(4) V.P. Swaminathan, N. S. Cheruvu, J.M.Klein and W.M.Robinson, "Microstructure and Property Assessment of Conventionally Cast and Directionally Solidified Buckets Refurbished After Long-Term Service," Proceedings of ASME International Gas turbine and Aero Engine Congress, Stockholm, Sweden, Paper 98-GT-510, 1998.

(5) M.McLean, and H.R.Tripper, "Assessment of Damage Accumulation and Propertiy Regeneration by Hot Isostatic Pressing and Heat Treatment of Laboratory-Tested and Service Exposed IN738LC," Proceedings of Superalloys 1984, Ed. by Gell M. et. Al., AIME 73-82, 1984.

(6) Y.Yoshioka, D.Saito, K.Ishibashi, J.Ishii, A.Izumi, Y.Aburatani, A.Itou, Y.Kagiya, H.Watanabe, S.Hyakutome, Proceedng of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, ASME, Viena, GT2004-54040, 2004.

(7) M.Lamberight, and C. Lecomte-Mertens, and P.Vieret, High Temperature Alloys for Gas Turbines and Other Applications 1986, Ed. By Betz et. Al., D. Reidel. 821-830, 1986.

(8) G.E.Wasielewski, and N.R.Lindblad, Superalloys-Proceeding, Ed. By the High temperature alloys Committee of AIME, MCIC. P. D-1 to D-24, 1972.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ＮＩＭＳバーナーリグの開発

*松本　一秀，小泉　裕，川岸　京子，原田　広史（物材機構）

Development of NIMS Burner Rig

*Kazuhide MATSUMOTO, Yutaka KOIZUMI, Kyoko KAWAGISHI and Hiroshi HARADA (NIMS)

ABSTRACT

A new NIMS burner rig for advanced Ni-base single crystal superalloys and coated materials has been developed. This burner rig has oil burner with furnace using kerosene, corrosive solution injection apparatus, rotating holder with 12 specimens, exhaust pipe, controller and PC for process data storage. The verification test results have indicated that specimen temperature could be controlled from 600℃ to 1100℃ under kerosene combustion gas with pure water injection and most temperature accuracy of specimen was ±1℃. Features of NIMS burner rig are precise temperature control of specimen for hot corrosion and cyclic oxidation test, and also, easy operation for material researchers.

Key words: Burner rig, Oil burner, Kerosene, Hot corrosion, Cyclic oxidation, Superalloy

１．はじめに

世界的規模での地球温暖化ガスの削減は、緊急の課題となっている。文科省は、温暖化対策として「低炭素社会づくり研究開発戦略」を発表しており、これには発電用などのタービンの効率を 20%程度高める超耐熱合金部材開発も盛り込まれている [1]。（独）物質・材料研究機構（NIMS）では、実際にタービン翼として使われている時の応力 137MPa 下において、1000 時間でクリープ破断する温度が 1100℃と世界最高のクリープ強度を有する第５世代 Ni 基単結晶（SC）超合金 TMS-196 などを開発しており [2)3)]、これらの実用化を進めている。実用化にあたり、実機環境に近い試験が可能となれば、種々の材料特性の把握や実機試験の可否判断など、開発のスピードアップが図れる。

このたび、NIMS 超耐熱材料センターでは、燃焼ガス雰囲気でのホットコロージョン試験やサイクリック酸化試験などが行えるＮＩＭＳバーナーリグを新たに開発した。本報告では、装置の開発コンセプト、基本設計、装置構造および性能検証試験結果について述べる。

２．装置の開発コンセプト

バーナーリグは、試験項目や試験内容によって様々なタイプの装置があり、各機関によって独自の装置構成となっているのが現状である。例えば、日本の重工メーカーや英国の Cranfield 大学では実機の燃焼器を使った装置、カナダの NRC では音速に近い燃焼ガスを用いた装置 [4]、フランスの Turbomeca は温度制御を電気炉で行う装置 [5] などである。

NIMS バーナーリグは材料研究者が使用する装置であることを考慮し、装置開発のコンセプトを以下のようにした。

(1) 燃料は灯油を使用

ジェットエンジンの燃焼ガス雰囲気に近づけるため、燃料としては水素、酸素、メタンガス等ではなく、灯油を燃料とした燃焼ガスにする。

(2) 操作しやすい燃焼装置

実機の燃焼器やこれに近い燃焼装置の場合、材料研究者にとっては操作やメンテナンス等が大変となる。そのため、圧力は大気圧とし、燃焼ガスの流速ができるだけ大きく取れ、かつ操作が簡単なオイルバーナーを燃焼装置とする。

(3) ホットコロージョン試験

NaCl 水溶液、Na_2SO_4 水溶液などをヒータで予備加熱した燃焼用空気中に噴霧し、十分に気化させて燃焼する。試験温度は 700℃および 900℃程度とし、試験時間は 500 時間を目指す。

(4) サイクリック酸化試験

燃焼ガス雰囲気での酸化および強制冷却ができる試験体構造とする。試験温度は最大 1100℃程度まで行えるようにする。

(5) 複数の試験片を同時に試験

試験片サイズはφ9mm、長さ 65mm、取付け個数は 12 本とし、試験中は 12 本全体を公転させる。

３．基本設計

上記コンセプトに基づくバーナーリグは、次のブロックから構成することにした。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Ⅰ）燃焼ブロック
1) 燃焼装置
2) 燃焼制御装置
Ⅱ）腐食水溶液噴霧ブロック
3) 腐食性水溶液タンク
4) 腐食性水溶液噴霧機器
Ⅲ）試験体ブロック
5) 炉体
6) 冷却空気導入装置
7) 燃焼ガス導入管およびノズル
8) 試験片回転駆動装置
9) 温度測定熱電対および温度調整機器
10) 流速測定機器
Ⅳ）データ収集装置
11) データロガー
12) パソコン
Ⅴ）屋外装置
13) 灯油タンク
14) 排気ダクト装置

これらの中で燃焼装置として用いるオイルバーナーの選択が最も重要である。バーナーとしては高速の燃焼ガスで炉内攪拌と炉内温度分布の均一化に優れたものとの観点から、ハイスピードオイルバーナー（横井機械工作所製）を採用した。オイルバーナー制御は、燃焼空気の圧力変化に油圧を追従させる方式とし、エアーコントロールダンパーを温調計で制御し、オイルレシオレギュレータで油圧を制御することにした。試験体ブロックの燃焼ガス導入管およびノズルはセラミックス製とし、ノズル孔径は燃焼が不安定にならない最小寸法とした。試験片はセラミックス製のホルダーに挿入し、回転速度は数 10rpm まで可変、試験片および回転駆動機構は一体ごと下方に移動し、試験片を回転させたままファンで強制空冷できる構造とした。腐食水溶液の噴霧量は最小 1cc/min から可変できるものとし、噴霧液は燃焼空気の流れにのせられるようにした。

4．装置構造

開発した装置の外観を Fig.1 に示す。装置の大きさは長さ 3.1m、幅 1.4m、高さ 2.2m であり、架台の上にオイルバーナーがついた炉体と水溶液タンク類が載った構造となっている。オイルバーナーと排気管のブロワーは全て架台の中に収納して防音対策を施している。炉体には、複数の観察窓と熱電対が設置してあり、燃焼時の炉内様子と炉内温度を把握することができる。炉体は 3 分割されて上半分が取り外せるようになっており、メンテナンスが容易にできる構造としている。装置制御および警報表示等は全て制御盤にまとめており、ボタン操作のみで試験を実施することができる。試験片および炉体内の温度の時間変化は、データロガーを介してパソコンに保存し、後日、データ解析ができるようにしている。腐食水溶液は、噴霧量をあらかじめ設定した注入ポンプを通して噴霧ヒータ下部に噴霧し、燃焼ガスは水冷排気管を通してブロワーで外へ排気される。

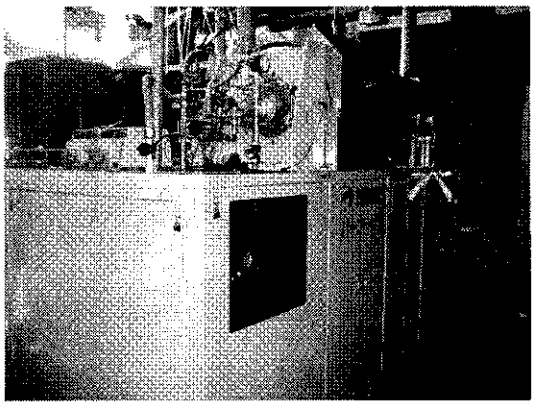


Fig.1 Aspect of NIMS Burner Rig

Fig.2 は、試験体を回転軸ごと前方に移動させ、試験片をホルダーに挿入した状況を示している。炉内への試験体の出し入れは、炉体下部にあるシャッターの開閉と連動した動作となっている。試験片 12 本の内、1 本は温度測定用でシース熱電対を 3 本取り付けることができ、残りの 11 本が評価用の試験片である。温度制御は試験片に取り付けた中央部の熱電対で行うようにシーケンスを組んでおり、燃焼時の試験片温度が精密に制御できる。

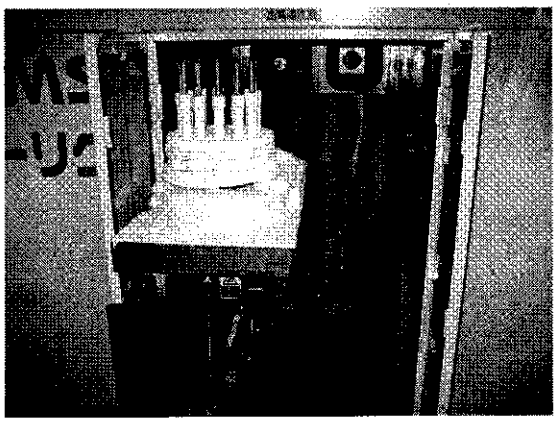


Fig.2 Samples with Rotating Holder

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

5．性能検証試験結果

Fig.3 に、温度測定用の試験片寸法および燃焼ガス排気側から観察した試験片の加熱状態を示す。中央の丸穴がノズル先端で、試験片に取り付けた熱電対と炉内に挿入した熱電対が見える。

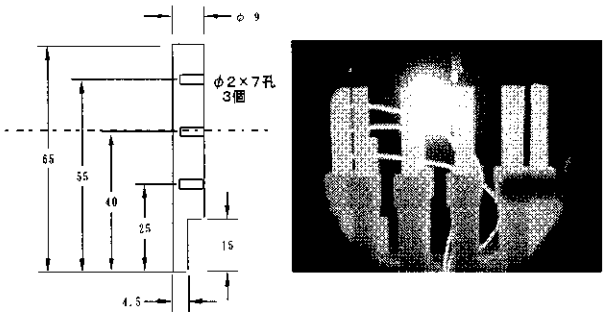


Fig.3 Sample Size and Combustion State

Fig.4 は、試験片の温度制御ができる温度範囲を測定した結果である。試験片の保持温度を温調計で500℃に設定した場合、時間に対する温度の脈動が大きく制御は不可能であった。保持温度が 600℃から 1135℃までの試験では、1135℃の時間変化の図に示すように制御が可能であった。さらに、蒸留水を 1cc/min から 50cc/min 注入しても制御が不安定になる事はなかった。この結果、700℃と 900℃のホットコロージョン試験および 1100℃程度の酸化試験が可能であることが検証できた。

	500	600	700	900	1100	1135
Control	×	○	○	○	○	○

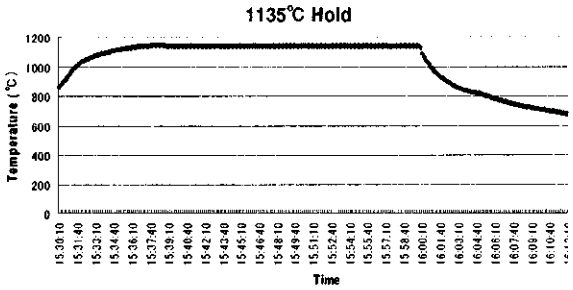


Fig.4 Temperature Control Range of Sample

次に、温調計の設定温度を 900℃にして、試験体の回転速度に対する温度制御の精度について測定した結果を Table 1 に示す。表の温度は、制御に用いている試験片中央の熱電対の値である。精度が最も良かった回転数は、±1.0℃の 10rpm と 20rpm であり、40rpm においては±3.0℃の精度であった。Fig.5 に回転数が 1rpm の場合を示すが、試験片温度の脈動が大きく、精度は±3.5℃であった。オイルバーナーによる燃焼ガス雰囲気において、試験片の温度制御が電気炉並みの精度を確保したことは設計予想以上の好結果であった。

Table 1 Temperature Accuracy of Sample

		Sample Rotation Speed					
		1 rpm	5 rpm	10 rpm	20 rpm	30 rpm	40 rpm
Temperature (℃)	Maximum	906	904	903	904	904	908
	Average	902	902	902	903	903	903
	Minimum	899	900	901	902	900	902
	Accuracy	±3.5	±2.0	±1.0	±1.0	±2.0	±3.0

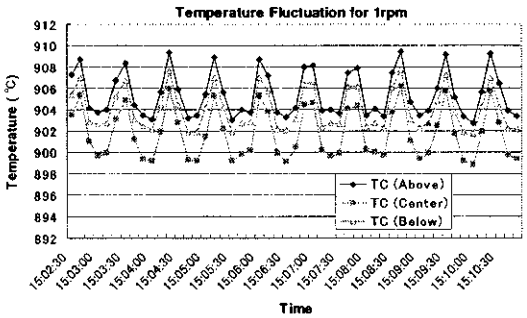


Fig.5 Temperature Fluctuation for 1 rpm

更に設定温度 900℃において、回転速度に対する試験片の長さ方向の温度分布測定結果を Table 2 に示す。試験片中央の温度に対して上下の温度は 2℃から 3℃の範囲に収まっている。

Table 2 Temperature Profile of Sample

		Sample Rotation Speed (rpm)					
		1	5	10	20	30	40
Temperature ℃	TC (Above)	905	905	905	906	906	908
	TC (Center)	902	902	902	903	903	903
	TC (Below)	904	904	905	906	905	904

以上の試験結果から、最もよい回転数を決定する事により、精度のよい安定した試験片の温度制御が可能であることを確認した。

次に、試験片の冷却速度について測定を行った。試験体の回転数 40rpm において、設定温度 700℃、800℃、900℃から炉冷した場合と試験体を炉外に出してファンによる強制空冷を行った場合の結果を Table 3 に示す。最初の 1 分間では、強制空冷の冷却速度は炉冷の約 2 倍の冷却速度となっている。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

最後に、設定温度 900℃における試験体直上の燃焼ガス温度の測定結果を Fig.6 に示すが、ガス温度は試験片温度に比べ、約 45℃高くなっていることが分かった。

Table 3 Cooling Rate of Sample (℃/min)

Furnace Cooling	First 1 Minute	Second 1 Minute
700℃	145	85
800℃	173	91
900℃	181	95

Fan Cooling	First 1 Minute	Second 1 Minute
700℃	250	114
800℃	360	143
900℃	365	137

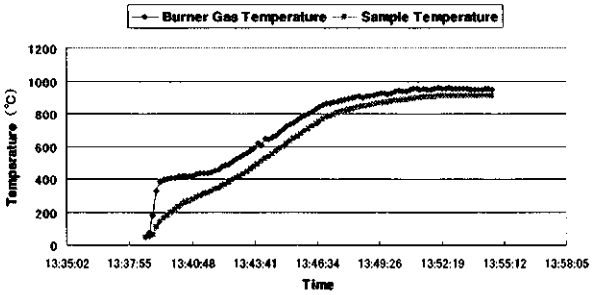


Fig.6 Burner Gas Temperature above Sample

6．まとめ

（独）物質・材料研究機構の超耐熱材料センターでは、これまで開発してきた Ni 基超合金をジェットエンジン翼や発電用ガスタービン翼へ適用することを目指している。この実用化にあたり、材料特性評価に有用なＮＩＭＳバーナーリグを新たに開発した。本装置は灯油を燃料としたハイスピードオイルバーナー、複数の熱電対と観察窓が付いた炉体、腐食水溶液噴霧装置、12 本の試験片が設置でき回転制御可能な試験体、燃焼ガス排気装置、制御盤およびＰＣからなる構成となっている。本装置の性能検証試験を行った結果、灯油燃焼ガス下において試験片温度を 600℃から 1100℃程度まで制御することができ、その精度は±1.0℃が可能であることを確認した。更に、本装置は全てボタン操作のみで装置を稼動でき、材料研究者にとって扱いやすいバーナーリグであることが特徴である。

今後は、各種の超耐熱合金やコーティング材のホットコロージョン特性および酸化特性についてデータを蓄積していく。

参考文献

1) 文部科学省ホームページ：http://www.mext.go.jp/b_menu/houdou/21/08/1282824.htm
2) A.Sato, H.Harada, A.Yeh, K.Kawagishi, T.Kobayashi, Y.Koizumi, T.Yokokawa and J.Zhang: Superalloys 2008, (Warrendale, PA, USA, Minerals, Metals and Materials Soc.) pp.131-138.
3) 原田広史，横川忠晴，佐藤彰洋，川岸京子，谷月峰：高温学会誌，第 33 巻，第 5 号（2007 年 9 月）pp.237-243
4) カナダＮＲＣホームページ：http://www.nrc-cnrc.gc.ca/eng/facilities/iar/burner-rigs.html
5) A.Raffaitin, F.Crabos, E.Andrieu and D.Monceau: Surface & Coating Technology 201 (2006) pp. 3829-3835

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

高温タービンディスク用超耐熱合金の動向と新しいTMW合金の開発

*藤岡順三、谷月峰、崔 傳勇、横川忠晴、小林敏治、原田広史（物質・材料研究機構）、
福田 正、三橋 章（三菱マテリアル株式会社）

Trend of superalloys for high temperature turbine disks and development of new TMW alloys

*Junzo Fujioka, Yuefeng Gu, Chuanyong Cui, Tadaharu Yokokawa, Toshiharu Kobayashi, Hiroshi Harada(NIMS), Tadashi Fukuda, Akira Mitsuhashi(MMC)

ABSTRACT

Recently, we developed a new kind of cast-and-wrought (C&W) Ni-Co base superalloys (TMW alloys) for the applications of turbine disk and high-pressure compressor. TMW alloys were designed by mixing two kinds of γ/γ' two-phase superalloys, Ni-base superalloy and Co-Ti alloy. The thermal capability of TMW alloy aimed 50 °C up compared to the best of current C&W disk superalloys, U720Li. In the subscale study, the forgeability of 50 kg ingot were identified by the processes of extrusion, hot rolling and manufacturing pancakes. The property assessments of the rolled plates indicated the temperature advantage of TMW alloys. The successful manufacturing of full-scale pancakes of some TMW alloys proved that fine grain structures of about 10 μm could be obtained and good processability could be expected. Results of tensile and creep tests of the pancakes showed that the thermal capability of TMW alloys increased at least 50 °C compared to U720Li.

Key words: Turbine disk, superalloys, C&W, Ni-Co-base alloy, TMW, TMW alloy, TMW-2, TMW-24, TMW-4M3, U720Li,

1．はじめに

タービンディスクは最新のターボファンエンジンの重量の20%、価格の10%を占める重要部品であり[1]、その破壊が航空機墜落に繋がるので最もクリティカルな部品である。

民間航空機エンジン開発の重要課題である燃料消費率(SFC)改善に向けたエンジン入口温度(TIT)向上や冷却空気量削減を達成するためにタービンディスク材料の耐用温度の向上が求められている。タービンディスク用超耐熱合金はこれまで全て海外で開発されたが、国内で製造可能でコスト的に有利な鍛造合金の耐用温度 1980 年代以降改善されておらず、耐用温度向上のためには粉末冶金合金を使用するのが趨勢となっている。

（独）物質・材料研究機構（NIMS）では新しい概念にもとづいて世界最高の耐熱特性を持ち粉末冶金合金に匹敵する Ni-Co 基鍛造合金（TMW合金）を開発した。本稿では高温タービンディスク用超耐熱合金の開発動向、NIMS におけるTMW合金の開発、そしてNEDOプロジェクトで行ったTMW合金の実規模ディスク模擬形状品の試作・評価の結果について述べる。

2．高圧タービンディスク材料の開発動向

Fig.1 に航空機用ジェットエンジンの高圧タービンディスク[2]とその温度・応力を示す。最新のエンジンの TIT は 1600℃以上になりタービンディスクの外周部は 700℃を越えるのでクリープ強度が要求される。またエンジンの回転数は離陸時に10,500rpmに達して内周部の応力は1000MPaを超えるため、引張強度と低サイクル疲労強度が要求される。さらに損傷許容設計の適用が必要なことから亀裂伝播特性が重要となる。

Table1 に代表的なディスク材料の化学組成を示す。ディスク製造法には鋳造・鍛造（Cast-and-wrought：C&W）法と粉末冶金（Powder metallurgy：P/M）法がある。組成はNi をベースとし、10～20%の Cr、20%までの Co、10%までの Mo、6%までの Al、5%までの Ti、少量の B、Zr、C を含む。その他、W、Ta、Hf、Nb などを含む合金もある。多くの合金は Al と Ti の添加による γ'相[Ni_3(Al, Ti, 他)]の析出で強度を向上させている。

Fig.2 にタービンディスク材料開発の歴史とNIMS における開発ターゲットを示す。C&W 法による合金は1950年代から約70°C耐用温度が向上したが、1980 年代の U720Li 以降耐用温度は改善されていない。U720Li 以上の合金は P/M 法により開発され、最新の P/M 合金は U720Li を 50℃上回る耐用温

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

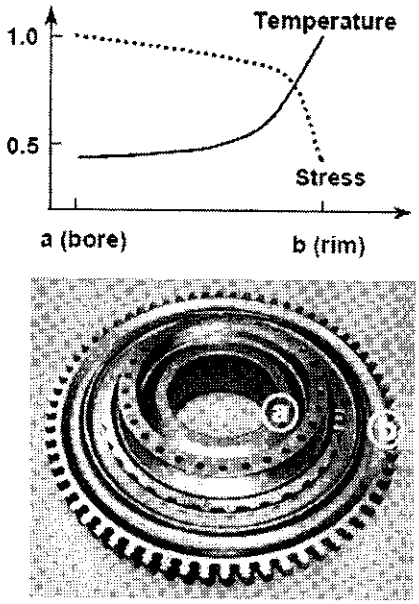


Fig.1 Temperature and stress in the HP turbine disk. Latest aero engines : > 1000MPa at bore and >700℃ at rim.

Table 1 Chemical composition of disk alloys. (wt%, Bal:Ni)

Cast-and-Wrought (C&W) alloys

Alloy	Cr	Co	Mo	W	Nb	Ti	Al	C	B	Zr	Other
Rene41	19	11	10	-	-	3.1	1.5	0.09	0.01	-	
Astroloy	15	15	5.25	-	-	3.5	4.4	0.06	0.03	0.06	
Inconel718	19	-	3	-	5.1	0.5	0.5	0.08	-	-	18.5Fe, 0.15Cu
Waspaloy	19.5	13.5	4.3	-	-	3	1.4	0.07	0.006	0.09	
U720Li	16	15	3	1.25	-	5	2.5	0.025	0.018	0.03	

Powder Metallurgy (P/M) alloys

Alloy	Cr	Co	Mo	W	Nb	Ti	Al	C	B	Zr	
Rene95	14	8	3.5	3.5	3.5	2.5	3.5	0.16	0.01	0.05	
IN100	10	15	3	-	-	4.7	5.5	0.15	0.015	0.06	1.0V
Rene88DT	16	13	4	4	0.7	3.7	2.1	0.03	0.015	0.03	
N18	11.5	15.7	6.5	-	-	4.35	4.35	0.015	0.015	0.03	0.45Hf
RR1000	15	18.5	5	-	1.1	3.6	3	0.027	0.015	0.06	0.5Hf, 2Ta
ME3	13.1	18.2	3.8	1.9	1.4	3.5	3.5	0.03	0.03	0.05	2.7Ta

度を有する。国内でも1980年代に国家プロジェクトでP/M超合金の開発やパンケーキの試作が行われたが[3]、その後実用化まで至らず現在国内に設備、技術のポテンシャルは無い。一方海外ではRR社がTrent800以降P/M合金を使用しTrent1000には独自開発したRR1000を採用する予定である[4]。また、GE社はエアバスA380のGP7282エンジンでME3を始めて実用化する[5]。図中に新しいTMW合金を示すが、TMW-4M3は開発ターゲットに近くP/M合金に匹敵する耐用温度を有する。

3. NIMSでのTMW合金の開発

3.1 新しい概念にもとづく合金設計

NIMSでは、Fig.2に示したように、国内で製造可能でコストがP/M材の約半分のC&W材についてU720Liより50℃高くP/M合金に匹敵する耐用温度を目標としている。また、P/M法によってさらに耐

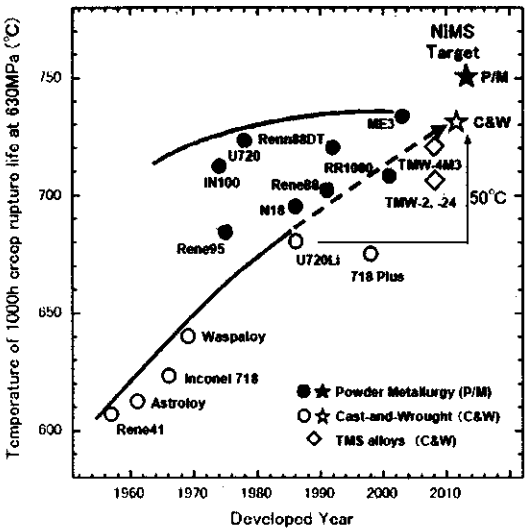


Fig.2 History of developing turbine disk alloys and target of new TMW alloys at NIMS.

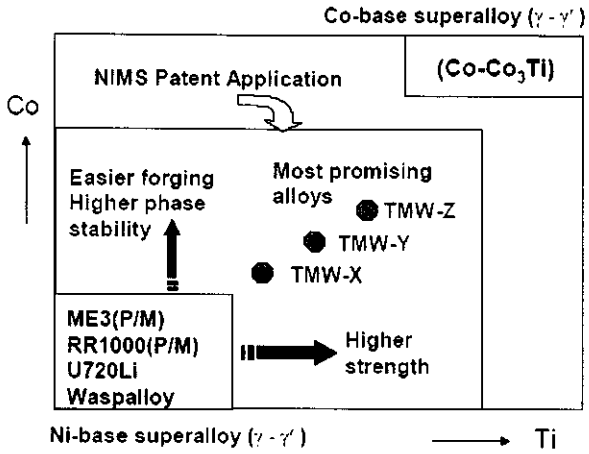
用温度を上げた材料の開発も目標としている。

Ni基超合金は高温強度を高めるためにγ'相の体積率を増やす努力がなされ、U720Liは45vol%のγ'相を有する。しかしながらγ'相の体積率がこれ以上増えると鍛造ができないため、C&W法で製造する限り耐用温度はU720Liが限界でこれ以上の合金の開発は不可能であると長い間世界中で考えられてきた。

一方Co基超合金はジェットエンジンのタービン静翼や燃焼器用材料として使われている。従来Ni基超合金とCo基超合金はそれぞれ別な合金として開発され使われてきた。しかしNIMSではNi基合金とCo基合金、特にγ'相を析出するCo-Ti合金との組成領域の間にはNi-Co基合金といえる未開拓で有望な組成域が広く存在することに着目して開発を行い、C&W合金の限界を打ち破ることができることを実証した。

Fig.3にNIMSで考えた新しいコンセプトを示す。このコンセプトは2種類の2相超合金、すなわち、Ni基超合金とCo基超合金の特性を統合したものである[6]。Ni基合金からCo基合金までfcc/$L1_2$構造のγ-γ'が連続的に存在し[7][8]、Ni基超合金のCoとTiの量を一定の比率を保ちながら増やしていったところにγ'析出型Co基超合金が存在する。Ni基超合金のCo量だけを増加させてゆくと鍛造性と組織安定性が良くなるが強度が犠牲となる。一方、Ti量を増加させてゆくと強度は高まるが組織安定性が犠牲となる。そこでCoとTiの量を同時に増加していくことで強度が高く、組織安定性に優れ、かつ鍛造可能な新しい合金が誕生する。この新しい合金がTMW合金である。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



The right balance of Ni-base alloy (e.g.. U720Li) and Co-base alloy (Co-Co3Ti) achieves both high strength and high phase stability

Fig.3 New concept for designing disk superalloys.

3.2 サブスケール材料試作による評価

新しいコンセプトにもとづき TMW 合金を設計した。Table 2 に化学組成を示す。現用材の U720Li に比べて鍛造性と組織安定性を高めるために Co 量が多く、γ' 量を増加して強度と耐用温度を高めるために Ti 量が多いのが特徴で、Co 量は 21.8～26.2wt%、Ti 量は 5.6～6.2 wt%である。そして有害相であるη相の析出を抑えるために合金設計と実証実験を行った[9][10]。

Table 2 Chemical composition of TMW alloys. (wt%, Bal:Ni)

Alloy	Cr	Co	Mo	W	Ti	Al	C	B	Zr	γ'vf
U720Li	16.0	15.0	3.0	1.25	5.0	2.5	0.025	0.018	0.03	45
TMW-2	14.4	21.8	2.7	1.10	6.2	2.25	0.023	0.015	0.033	48.7
TMW-24	13.8	25.0	2.6	1.1	5.6	2.2	0.015	0.015	0.03	45
TMW-3	16.5	23.3	3.1	1.2	5.1	1.9	0.026	0.018	0.022	40
TMW-4	14.9	26.2	2.8	1.1	6.1	1.9	0.014	0.017	0.019	45
TMW-4M3	13.5	25.0	2.8	1.2	6.2	2.3	0.015	0.016	0.03	49.5

γ'vf Volume fraction of γ' at 760℃

Fig.4に示すように設計されたTMW合金についてC&W 法でサブスケールの材料試作を Special Metals 社で行った。現用合金と同じ製造条件で比較するためにU720Li も同時に作った。HP コンプレッサーブレードは住重フォージング㈱で精密鍛造した後、㈱田口型範で切削研磨加工を行った。

Table 3 に評価結果を示す。熱処理方法を検討し[11]、U720Li で行われる条件とした。TMW-2 および TMW-4 は U720Li と同等の成形性と組織安定性、そして高い強度を有する。この 2 つの合金は U720Li に比べて 0.2%耐力の耐用温度が 70℃向上し、より高いクリープ強度を有することが確認された[6][12][13][14]。これらのことから TMW 合金の高い強度と優れた製造性が実証された。

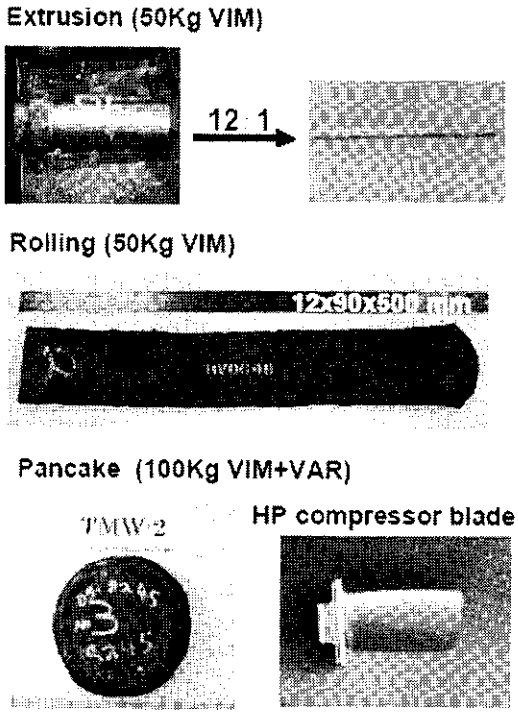


Fig.5 TMW alloy products by C&W process

Table 3 Formability, phase stability and 0.2% proof stress at 750℃ of TMW alloys

Alloy	Fomability	Rolling	
		Microstructure (Band Structure)	0.2% PS at 750℃
U720Li	Good	Acceptable	888MPa
TMW-2	Good	Acceptable	977MPa
TMW-3	Good	η phase	951MPa
TMW-4	Good	Acceptable	993MPa

H.T.: 1100℃x4h、OQ+650℃x24h、AC+760℃x16h、AC

4．NEDO プロジェクトでの実規模ディスク模擬形状品の試作・評価

4.1 概要

本試作・評価は国内の C&W プロセス用設備の適用による高性能タービンディスクの早期国産化を目指して、(独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の『高温タービンディスク製造技術に関する研究開発』（平成 19～20 年度）にて実施した。いくつかの TMW 合金について三菱マテリアル㈱において C&W 法による実用レベルのディスク模擬形状品（パンケーキ）試作を行い、パンケーキの特性を両者で評価した。

4.2 試作合金と溶解・鍛造・熱処理技術

試作合金はTable2に示した組成を有するTMW-2、TMW-24 および TMW-4M3 である。U720Li 合金と開発

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

合金の特性比較を正確に行う目的でU720Liについてもパンケーキの試作を行った。TMW-24 およびTMW-4M3は、各々、TMW-2およびTMW-4の組織安定性を高めた合金で、TMW-24は以前にも実用レベルの製作を実施している[2][15]。

Fig.5に製造工程と製作した材料を示す。最初の溶解工程では3種類の方法を組み合わせたトリプルメルトを行う。一次溶解の真空誘導溶解(Vacuum Induction Melting : VIM)で成分調整したインゴットを消耗電極として、二次溶解のエレクトロスラグ再溶解(Electroslag Remelting : ESR)で脱硫し比較的大きな介在物を除去する。さらに三次溶解の真空アーク再溶解(Vacuum Arc Remelting : VAR)でより細かな介在物の除去と脱ガスが行われ、水冷銅モールドの高い冷却能によって大径インゴットの偏析を抑えた微細な組織のVARインゴットを作製する。トリプルメルトは介在物の低減効果に非常に有効であり[16]、タービンディスクをはじめとして高い品質が求められるエンジン回転部材製造の溶解方法としてしばしば採用される。トリプルメルトによるトン級インゴットの基礎試験と溶製試作において全てのTMW合金について溶製を良好に完了し、得られたインゴットが分塊鍛造に供することの出来る品質であることを確認した。

トン級VARインゴットを用いた分塊鍛造では著しい割れを伴うこともなく外径約200mmのビレットを作製することが出来た。ビレットからディスク鍛造を行った結果、いずれのTMW合金も外径約440mmのパンケーキを問題なく作製することが出来た。作製したパンケーキはU720Liで行われるサブソルバス熱処理を行った：溶体化処理(1100℃x4h、油冷)＋時効処理1(650℃x24h、空冷)＋時効処理2(760℃x16h、空冷)。TMW-4M3の一部はより多くのγ'相を時効析出させる目的で溶体化処理温度を1120℃に上げた。Fig.6に示すように、パンケーキ内部の組織はマクロレベルでもミクロレベルでも健全で、10～20μmの結晶粒が微細均一に分布し、ディスク材として適した品質を有している。

4.3 ディスク模擬形状品の特性

(1) 目標

現用のディスク用鍛造合金の中で最高のU720Liの耐用温度を50℃上回る実用規模のディスク素材を実現させることを目標とした。平成17～18年度NEDO委託、『高温タービンディスク製造技術開発に関する先導調査』でのエンジンメーカーへのアンケート調査などに基づいて次の項目を耐用温度

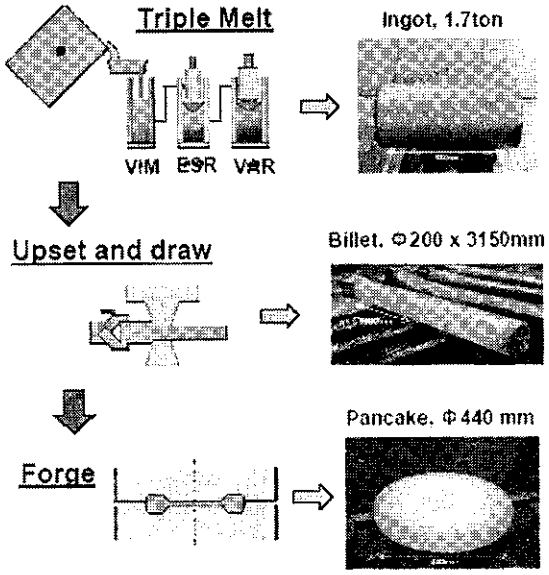


Fig.5 C&W process of manufacturing real-scale pancakes

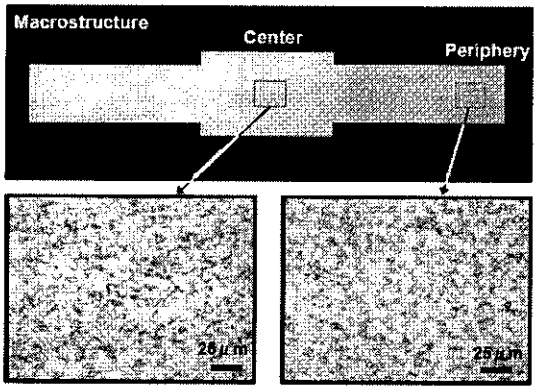


Fig.6 Macro- and micro-structures in the cross section of the pancake (TMW-2)

の評価基準とした[2]：①応力630MPaのもと100時間で0.2%クリープひずみを生ずる温度、②U720Liの650℃における引張耐力を示す温度。

(2) 試験方法

引張試験、クリープ試験、低サイクル疲労試験、疲労亀裂伝播試験、および物理特性評価試験を行った。試験片はφ440mm×65 mmのパンケーキの厚さ方向中心から2個ずつ採取した。引張、クリープおよび低サイクル疲労の試験片は軸方向が円周接線方向になるよう採取した。亀裂伝播試験片はノッチ底が厚さ方向で亀裂進展方向が半径方向となるように採取した。試験は全てASTM規格に準じて行った。

(3) 試験結果

Fig.7に引張試験結果を示す。TMW合金は全ての温度域においてU720Liよりも高い引張強さを有し、500℃以上の温度ではTMW-4M3が最も高い。0.2%耐

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

力も TMW-4M3 が最も高い値を有する。TMW-2 および TMW-4M3 は、U720Li の 650℃での耐力値を 700℃以上の温度でも保持しており、耐用温度 50℃向上という開発目標を達成することができた。

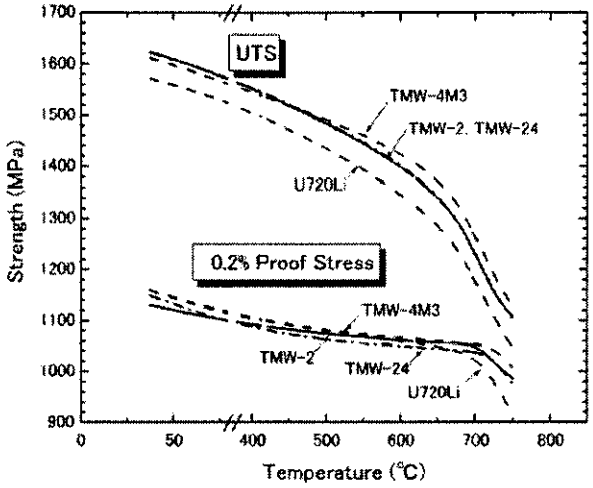


Fig.7 Tensile strength of U720Li and TMW alloys.

Fig. 8 に、0.2%クリープひずみに達するまでの時間をラーソンミラー・パラメータ（LMP）で整理した結果を示す。図中の温度は TMW 合金と U720Li の耐用温度（630MPa の応力で 100 時間後に 0.2%クリープひずみに到達する温度）の差を示している。TMW 合金は Alloy720Li に比べていずれの応力レベルでも LMP 値が高く、TMW-2 および TMW-24 は 58℃、TMW-4M3 は 76℃の耐用温度の向上を示しており、引張試験結果と合わせて「現用の鍛造ディスク用合金の中で最高の耐用温度を有する U720Li に比べて 50℃耐用温度を向上させる」という目標を達成することができた。

Fig. 9 にクリープ破断時間を LMP で整理した結果を示す。TMW 合金は U720Li に比べて大きな LMP 値を示し、高いクリープ破断強度を有することがわかる。U720Li に比べて TMW-2 および TMW-24 は 26℃、TMW-4M3 は 40℃の耐用温度（630MPa の応力で 100 時間後に破断に到達する温度）の向上を達成することができた。

Fig. 10 に 650℃における歪制御型低サイクル疲労試験結果を全ひずみ範囲と破損繰り返し数との関係で整理した結果を示す。TMW 合金は U720Li 以上の低サイクル疲労寿命を有している。

Fig. 11 および Fig. 12 に、応力比（$R=P_{min}/P_{max}$）が 0.05 の条件で 400℃および 650℃での亀裂伝播速度（da/dN）と応力拡大係数（⊿K）の関係を示す。TMW 合金の亀裂伝播特性が U720Li に比べて同等以上であることがわかる。

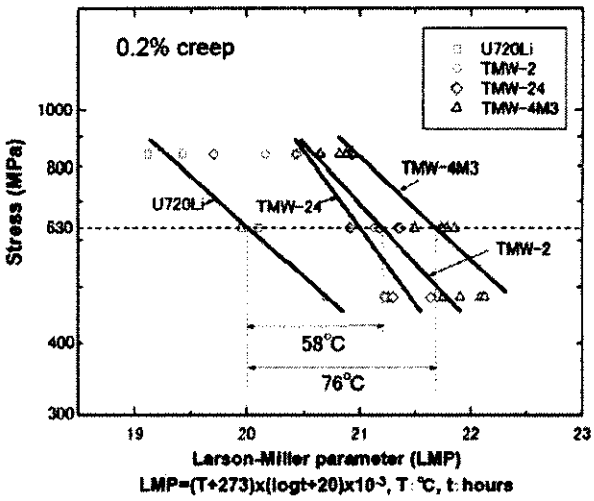


Fig.8 Larson-Miller plot of 0.2% creep life of U720Li and TMW alloys.

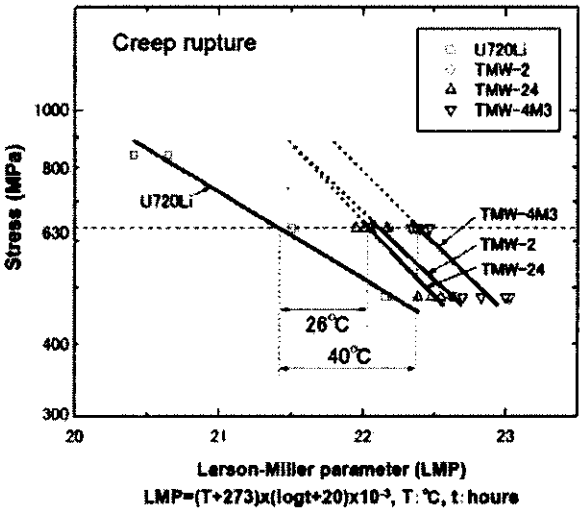


Fig.9 Larson-Miller plot of creep rupture life of U720Li and TMW alloys.

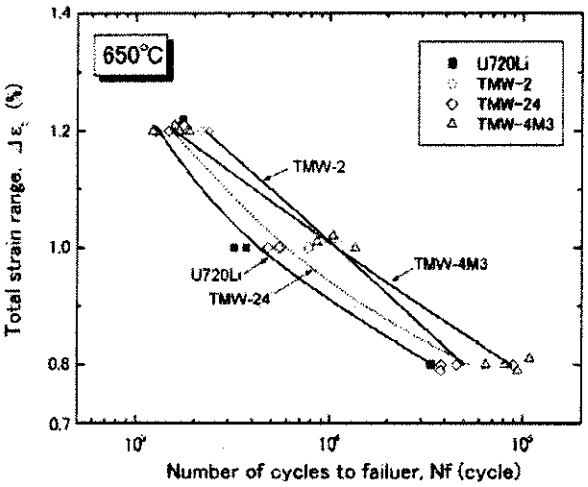


Fig.10 Strain-controlled low cycle fatigue life at 400℃.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

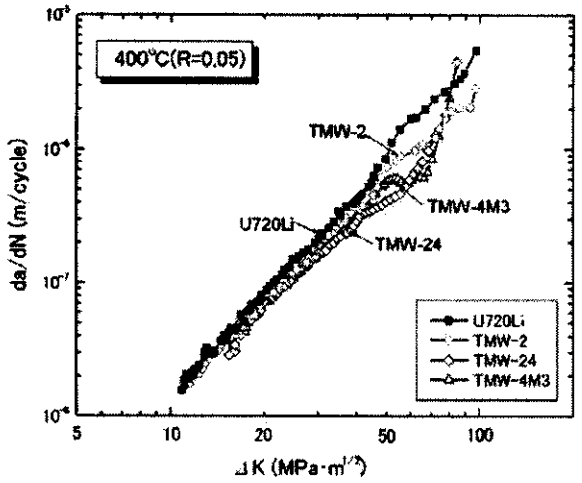


Fig.11 Fatigue crack growth rate at 400℃.

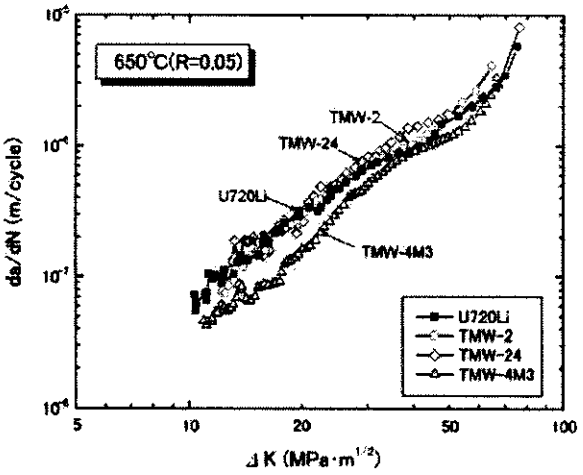


Fig.12 Fatigue crack growth rate at 650℃.

5．まとめ

航空機エンジンの高温タービンディスク用超耐熱合金の耐用温度向上を目的として、新しい概念にもとずく Ni-Co 基合金（TMW 合金）の開発を行った。50Kg 溶解から出発するサブスケールの鋳造・鍛造法（C&W 法）による鍛造品試作を行ない、既存合金の中で最強の U720Li に対し耐用温度が向上し、組織安定性、鍛造性も良好であることを実証した。

次に、2ton トリプルメルトから出発する実用レベルの C&W 法によってディスク模擬形状品を試作した結果その製造に成功し、結晶粒径 10μm 程度の微細均一組織を有していることを確認した。これにより、TMW 合金が実用プロセスによる量産適合性を有することを実証した。

ディスク模擬形状品を評価した結果、TMW 合金は U720Li に対して 0.2%クリープ強度では 58℃～76℃、0.2%耐力では 50℃以上の耐用温度向上を示した。低サイクル疲労強度および疲労亀裂伝播特性は同等以上であった。

今後は研究機関、素材メーカー、エンジンメーカーなどが連携を図りながら国産初の高温タービンディスク用 C&W 合金である TMW 合金の実用化を進め、国内はもちろん世界の航空機産業のさらなる発展に貢献したい。

参考文献

1)R.C.Reed:The Superalloys - Fundamentals and Applications, Cambridge University Press, Cambridge UK (2006)

2) NEDO：高温タービンディスク製造技術開発に関する先導調査報告書、平成 18 年 9 月.

3)山崎道夫：高性能結晶制御技術ハンドブック、日本規格協会、1991.

4)I. Molyneux："Rolls-Royce Ti Supply Chain", CBM Global Trends Conference 2005, Oct. 2005.

5)UEET(Ultra-Efficient Engine Technology Program) ：Fiscal Year 2002 Performance Report.

6)Y.Gu, H.Harada, C.Cui, D.Ping, A.Sato, J.Fujioka：Scripta Materialia, 55 (2006), pp.815-818.

7) C. Y. Cui, Y. F. Gu, D.H.Ping, T.Fukuda, H. Harada: Materials Transactions, Vol.49, No.3(2008), pp.424-427.

8) C. Y. Cui, Y. F. Gu, D.H.Ping, H. Harada: Intermetallics, 16(2008), pp.910-916.

9) C. Y. Cui, Y. F. Gu, D.H.Ping, T.Fukuda, H. Harada: Materials Science and Engineering A, 485(2008), pp.651-656.

10) C. Y. Cui, Y. F. Gu, D.H.Ping, T.Fukuda, H. Harada: Metallurgical and Materials Transactions A, Vol.40A (Feb. 2009), pp.282-291.

11)福田 正、谷月峰、崔 傳勇、原田広史：日本金属学会誌、第 71 巻、第 9 号(2007)、pp.667-671.

12)C. Y. Cui, Y. F. Gu, H. Harada, A. Sato: Metallurgical and Materials Transactions A, Vol.36A (Nov.2005), pp. 2921-2927.

13)Y.F.Gu, C.Cui, H.Harada T.Fukuda, D.Ping, A.Mitsuhashi, K.Kato, T.Kobayashi, J.Fujioka: Superalloys 2008, Eds. R.C. Reed et al. (Seven Springs, PA, USA:TMS, Sept. 2008), pp.53-61.

14) Y. F. Gu, C. Cui, D.Ping, H. Harada, T.Fukuda, J.Fujioka: Materials Science and Engineering A, 510-511(2009), pp. 250-255.

15)福田 正、三橋 章、加藤公明、原田広史、谷月峰：日本ガスタービン学会誌、Vol.35, No.4(2007.7). pp.275-279.

16)J.M.Moyer, L.A.Jackman, C.B. dasczik, R.M. Davis, R.F. Jones: Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives, Eds. E.A. Loria (TMS, 1994), pp. 39-48.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

1300℃級ガスタービン動翼の再生技術の開発

吉岡洋明、齋藤大蔵、高久歴、伊藤勝康、佐藤岩太郎、石橋和利、酒井義明（東芝）

Development of 1300℃-class gas turbine bucket refurbishment technology

* Yomei Yoshioka, Daizo Saito, Reki Takaku, Shoko Ito, Iwataro Sato, Kazutoshi Ishibashi, Yoshiaki Sakai (Toshiba)

ABSTRACT

The BLE process™ is a technology which enables to regenerate a retired bucket and to reuse with equivalent to or better reliability and life than those of new buckets. According to the investigation results of serviced buckets, the life determinants for the buckets were microstructure degradation and creep deformation. Three technical developments were, therefore, conducted, which were microstructure regeneration technology, reformation one for tip shroud deflection, and life assessment one for refurbished buckets. Those technologies were at first developed for the 1100°C-class gas turbine buckets made of *IN738LC* and *U500*, and then were modified for 1300°C-class gas turbine buckets made of *GTD111* and *GTD111DS*. Those technologies were evaluated to confirm the reliability whenever the longer operating buckets came out. The maximum operating time for the 1100°C-class gas turbine buckets was around 81,000 hours and that of the 1300°C-class gas turbine ones was around 72,000 hours. Total 27 stages of the retired buckets were refurbished and are under operation since the first trial operation of 1999.

Key words: BLE process, Gas turbine, bucket, Creep, HIP, Degradation,

1．まえがき

近年、国内の電力会社ではコンバインドサイクル発電プラントの主機であるガスタービンの保守費用の削減が課題となっている。このため、ガスタービン高温部品（動翼、静翼および燃焼器等）の定検間隔および取替寿命の延伸を目指した種々の取り組みが行われている[1)～6)]。

これまで、東芝ではこれらの部品に対して寿命診断手法の開発を行い個々の部品寿命の見直しを行うとともに、静止部品に関しては補修および再生熱処理を施すことにより寿命延伸を図ってきた。動翼に関しても同様の施策で寿命延伸を図ってきたが、回転部品ということと動翼に用いられている材料の特殊性から大幅な寿命延伸は困難な状況にあった[1), 6)]。

このため、動翼の寿命延伸のリスク解析を行うと共に、そのリスクを増大することなく大幅な寿命延伸を図る方法として、動翼の再生処理技術であるBLEプロセス™（Blade Life Extension Process）の開発を行った。この技術は、通常の補修・検査技術に加え、HIP（Hot Isostatic Pressing：熱間等方加圧）処理を用いた[7), 8)]材料劣化回復技術、運転時に生じた変形を修正する技術、その信頼性を評価する技術の３つからなる。

ここでは、これらの技術の開発コンセプトを述べるとともに、HIP処理を用いた材料劣化回復技術を中心に、1100℃級ガスタービン動翼用材料である*IN738LC*、*U500*用に開発した技術[1), 6)]の適用実績を述べる。また、1300℃級ガスタービン動翼材である*GTD111*および*GTD111DS*用に開発した技術についても、その検証結果および実機への適用結果について述べる。

2. 開発コンセプトと技術

動翼の部品管理は、回転部品であるだけに静止部品に比較してより慎重に行われている。破壊リスクは運転と共に漸増するが、設計寿命と先行機の実績をもとに定められた管理寿命を超えると加速的に高くなり、加えて新たな事象が生じる可能性もある。このため、新翼並みの寿命延伸を図るためには、少なくとも既知の劣化・損傷に関しては新翼と同等以上に再生することが必要となる。

図１に、新翼、管理寿命到達翼、管理寿命到達翼に標準熱処理を施した翼、およびBLEプロセス™処理翼の故障モード・影響度解析結果の一例を示す。表面損傷を除く故障要因を取り除くあるいは軽減することで、新翼並みの信頼性を確保できる技術であることを開発コンセプトとし、その信頼性の評価技術を含め開発を行った。

図２に管理寿命に達した動翼の破壊調査結果に基づく代表的な欠陥あるいは損傷事例を示す。ガスタービンの動翼は、一般的にγ'相で析出強化を図ったNi基鋳造合金が用いられている。鋳造品であることからシ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

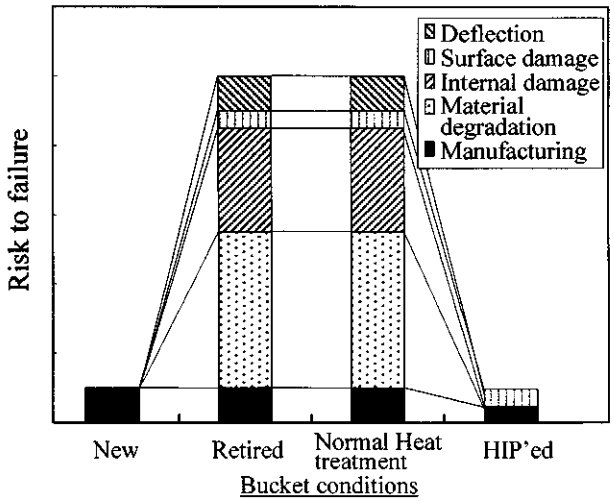


Figure 1　Failure mode and effect analysis results for extended operation of as-serviced and normal heat-treated and HIP refurbished buckets after retirement with new ones.

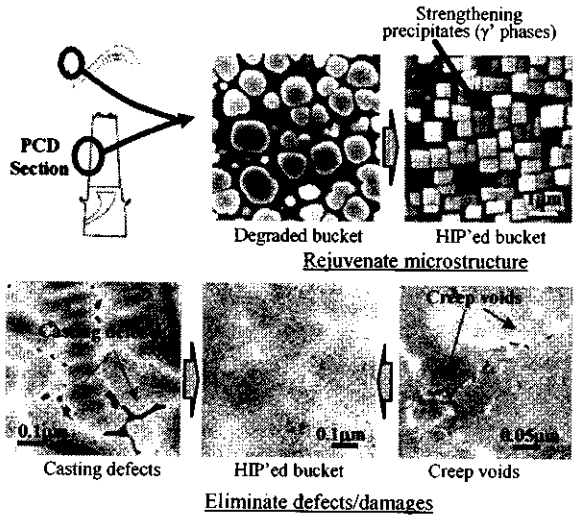


Figure 2　Effects of HIP refurbishment treatment on the recovery of microstructure degradation and casting defects and creep damages.

ュリンケージやポロシティー等の鋳造欠陥が内在しており、また、運転中には高温部位においてγ相の凝集粗大化やラフト化、材料によっては劣化相の析出等の経年的な組織変化が生じる。また、温度・応力的にクリティカルな部位では内部損傷が累積し、クリープボイド等が発現する。HIP 再生処理はこのような組織と内部損傷を同時に回復させる技術として開発[6]を行った。図2に劣化翼に対し本処理を適用した結果の一例を、処理前の組織と共に示す。ここでは、1,000 気圧を超える加圧下で熱処理を施すことにより局所溶融の問題を懸念することなくγ相の固溶・再析出を図ることを意図したが、劣化した組織の回復と組成的な均質化に加えて、鋳造欠陥あるいはクリープボイド等の内部損傷も圧着しなくすことができていた。

再生翼の回復評価技術に関しては、解析を用いた寿命評価法に対し、機械試験とγ'相の粒径と粒子間距離から評価する組織評価法により補正をかけるコンディションベースの評価手法を開発している[1]。これにより、実績を超えた運転時間の翼が出た場合この手法により回復度の評価を行いその信頼性が確認した上で実機での再使用をすることとした。

なお、これらの技術はまず 1100℃級ガスタービン動翼用に開発を行ったが、ここで紹介する通り 1300℃級ガスタービン用にその処理あるいは評価パラメータの修正を行い、技術の確立を行った。

3. 1100℃級ガスタービン動翼での適用実績

実機運転に供し管理寿命に到達した２段と３段動翼に試験的に各３本適用し、1999 年より運転検証を行って以来、１～３段、合せて計 19 段落分のガスタービン動翼に適用し実機運転に供している。ここでは、BLE プロセス ™ の効果確認をした翼より運転時間の長い翼、あるいは異なる運転モードの翼が出るごとにその効果の確認を行っている。この評価結果を図３に、また、組織観察結果の一例を図４に示す。最長で約 81,000 時間までの翼の評価を行ったが、クリープ寿命、組織とも新翼と同等以上に回復することが確認できている。また、管理寿命を過ぎた翼に対しても適用可能な技術であることも実証できている。

4.　1300℃級ガスタービン動翼用 BLE プロセス ™ の開発

4.1　実験方法

供試翼は、1300℃級ガスタービンで 30,000~72,000 時間実機運転に供した 2 段動翼である。材料は、γ相析出強化型 Ni 基超合金であり、先の 1100℃級ガスタービン用１・２段動翼材 *IN738LC* および *U500* より優れた高温強度を有している。ここでは、比較のために新翼の評価も合せて行った。なお、適用した HIP 処理条件は、*IN738LC* 用に開発した処理条件を、*GTD111* および *GTD111DS* 用に改良したもので、本検証試験前の予備試験により求めた圧力、温度、および処理前後の昇・降温速度を用いた。

試験に供した新翼、運転翼、管理寿命到達翼およびその HIP 再生翼は、1100℃級ガスタービン動翼と同様、非破壊検査を行った後破壊試験に供した。非破壊検査は、目視検査、蛍光浸透探傷検査を行った後、翼部およびティップシュラウド部の３次元寸法計測を行

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

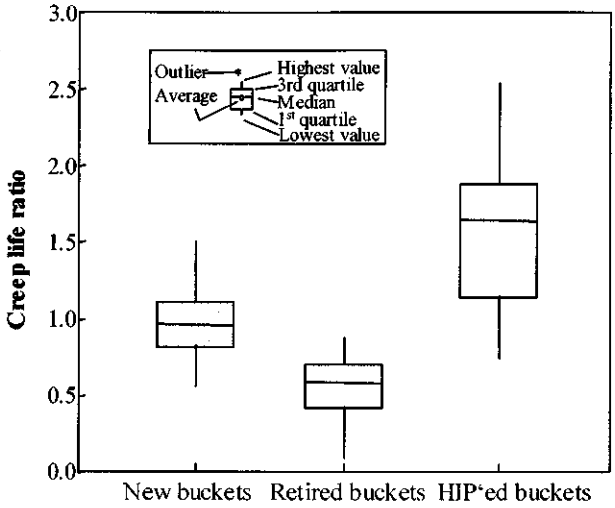


Figure 3　Creep test results of new, retired and HIP refurbished buckets of *IN738LC* under the stress of 249MPa at the temperature of 845-900°C.

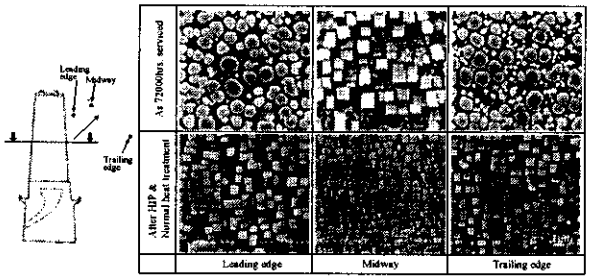


Figure 4　SEM micrographs of as-serviced and HIP refurbished buckets of *IN738LC* at the leading edge, midway and trailing edge portions of the mid-span cross section of about 72,000hours serviced buckets.

い、曲げ、ねじれ等の変形の有無の確認を行った。

破壊検査は、組織観察、引張り試験、V ノッチシャルピー衝撃試験、低サイクル疲労試験を行った。各試験片の採取位置を図 5 に示す。組織観察は、主強化相であるγ相に着目し行った。また、引張り試験は、室温および 650℃と 845℃で、衝撃試験は 845℃、クリープ試験は 830℃~905℃／230MPa で、低サイクル疲労試験は、815℃、全ひずみ範囲 0.3～1%、2 分間の圧縮保持付の条件下で行った。

表 1 に、*GTD111* の化学組成を *IN738LC* とともに示す。

4.2　試験結果および考察

4.2.1　非破壊試験結果

破壊試験を行う前に非破壊検査を行い、1300℃級ガスタービン 2 段動翼の表面損傷状態の評価を行った。その結果、ティップシュラウドの隣接翼との接触部で摩滅あるいは変形が認められたが、翼表面にはき裂等

Table 1　Nominal chemical compositions of *IN738LC* and *GTD-111*

Materials	Chemical compositions (mass %)											
	Cr	Ni	Co	Mo	W	Ti	Al	Nb	Ta	C	Zr	B
IN-738LC	16.0	Bal.	8.5	1.7	2.6	3.4	3.4	0.90	1.7	0.11	0.05	0.01
GTD-111	14.0	Bal.	9.5	1.5	3.8	4.9	3.0	–	2.8	0.10	–	–

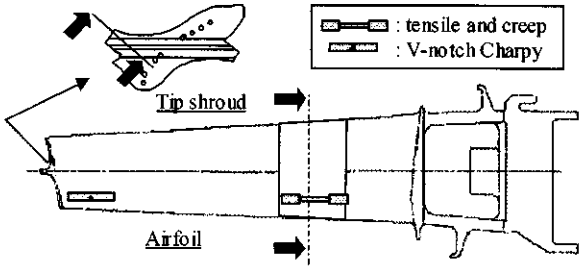


Figure 5　Sampling locations of creep, tensile, V-notch Charpy impact specimen in the buckets.

の損傷はなく、HIP 再生処理の障害となる表面損傷は認められなかった。また、翼有効部に変形は認められず、ティップシュラウドの変形量も変形修正が可能な範囲内であった。

なお、HIP 処理前後で翼形状の 3 次元計測を行ったが、運転により蓄積した内在ひずみが本処理により緩和し翼に変形あるいはねじれが生じるということは起こらなかった。

4.2.2　破壊試験結果

4.2.2.1　組織観察

図 6 に約 72,000 時間実機運転に供した 2 段動翼と HIP 再生翼の走査型電子顕微鏡（SEM）を用いた断面組織観察結果を示す。運転翼において翼後縁側でγ′相の凝集粗大化が生じていたが、HIP 再生翼においては粗大なγ′相は認められず、格子状に析出した比較的大きな立方状のγ′相の間に微細な球状γ′相が分散する、新翼と同様の組織を呈していた。

図 7 に薄膜法を用い透過型電子顕微鏡（TEM）にて観察したティップシュラウド部の組織観察結果を示す。ここではクリープ損傷が最も顕著な図 5 に示した部位の観察結果を示している。運転翼においてγ′相周辺に転位の集積が認められたが、HIP 再生翼においては消失しており、その密度は新翼よりも小さくなっていた。また、γ′相の寸法および形態も、HIP 再生翼においては新翼よりも規則的な析出分布を示しており、より理想的な組織を呈していた。

4.2.2.2　引張試験

図 8 に約 72,000 時間まで実機運転に供した 2 段動翼とその HIP 再生翼の引張試験結果を新翼の結果と

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

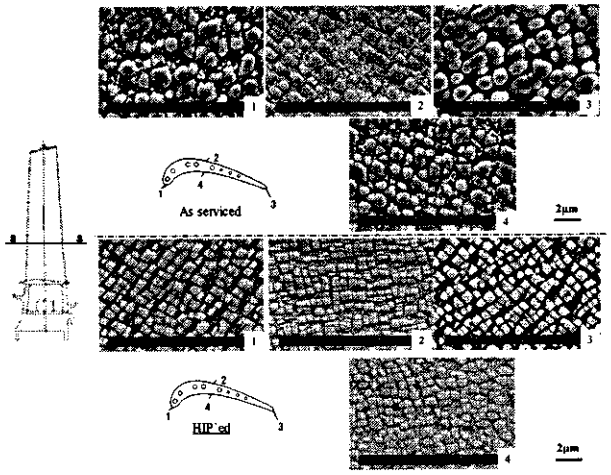


Figure 6 SEM micrographs of the as-serviced and HIP refurbished buckets at the leading edge, suction side, trailing edge and pressure side surface portions of the mid-span cross section of about 72,000 hours serviced buckets.

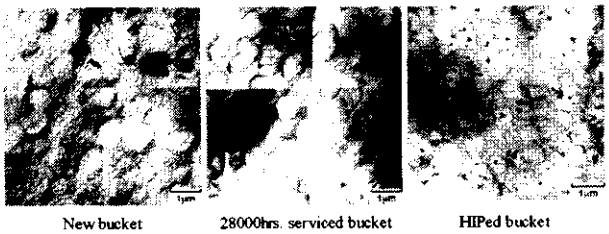


Figure 7 TEM microstructures of the new, about 28,000hours serviced and HIP refurbished buckets at the tip shroud portion shown in Fig.5.

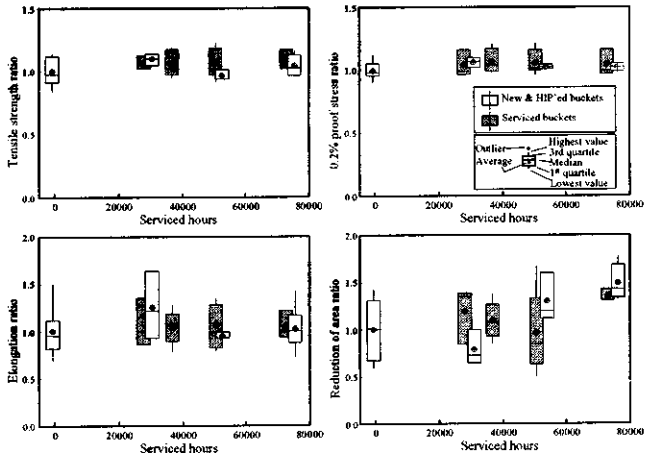


Figure 8 Tensile test results of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1300°C-class gas turbines at 650°C.

共に示す。引張り性質に関しては経年的な変化はほとんど認められておらず、少なくとも試験片を採取した翼内部においてはほとんど劣化は認められなかった。このため、再生翼においても、平均値で比較した場合ほとんど優位差は認められなかった。ただ、再生翼の強度のばらつきは、同じ母数で評価したにもかかわらず小さくなっていた。

4.2.2.3 衝撃試験

図9に約72,000時間まで実機運転に供した2段動翼とそのHIP再生翼のVノッチシャルピー衝撃試験の結果を示す。運転翼の衝撃エネルギーは、約27,000時間後においても既に新翼に比較し低い値を示していた。しかし、HIP再生翼はいずれの運転時間の翼においても新翼に比較し約1．5倍以上の高い値を示し、大幅な改善が認められた。

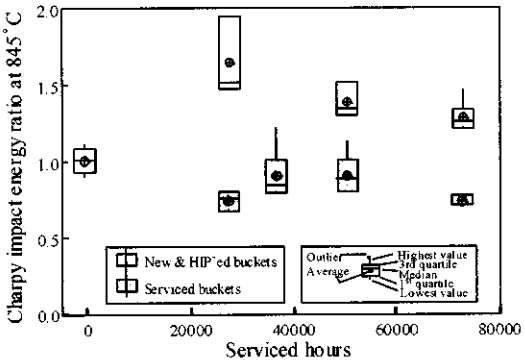


Fig.9 V-notch Charpy impact test results of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1300°C-class gas turbines at 845°C.

4.2.2.4 クリープ試験

図10に約72,000時間まで実機運転に供した2段動翼とそのHIP再生翼のクリープ試験結果を示す。クリープ破断寿命は、運転時間と共に低下し、管理寿命に到達した約72,000時間運転した翼では新翼の約半分の寿命まで低下していた。しかし、HIP再生翼は、既に管理寿命に到達した運転翼を含めたいずれの運転翼においても、新翼と同等以上のクリープ破断寿命を有していた。これより、本再生処理技術は、既に管理寿命に到達した翼に対しても新翼と同等以上に回復することが確認できた。

4.2.2.5 低サイクル疲労試験

図11に約27,000時間実機運転に供した2段動翼とそのHIP再生翼の815℃における低サイクル疲労試験結果を示す。実機運転による疲労強度の低下は、少なくとも試験片を採取した翼内部においては認められていなかった。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

HIP 再生翼に関しても新翼と同等以上の疲労寿命を示しており、運転および本処理による本強度への影響は認められなかった。

なお、1100℃級ガスタービン動翼においても同様の結果が得られていた。

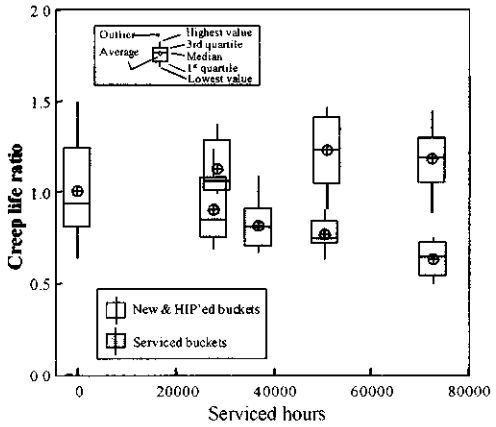


Figure 10 Creep test results of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1300°C-class gas turbines at 830-905°C under the stress of 230 MPa.

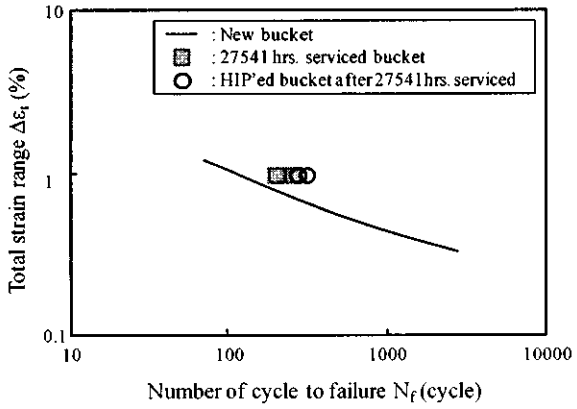


Figure 11 Low-cycle fatigue test results of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1300°C-class gas turbines at 815°C.

5. 1300℃級ガスタービンにおける HIP 処理翼の運転実績

管理寿命に達した２段動翼に BLE プロセス™ を施した後、実機に組み込んだ 1300℃級ガスタービンロータの写真を図 12 に示す。1300℃級ガスタービン動翼への HIP 再生とティップシュラウドの変形修正技術を組み合わせた BLE プロセス™ 技術の適用は、2004 年に実機適用を始めて以来、現在既に８段落分に適用し、最長で５年を超える運転実績を有している。今後、管理寿命に到達した翼に対し順次適用を図って行くと共に、これらの再生翼に対しても同様の技術開発を行い更なる延伸を可能としたいと考えている。

なお、実験室レベルで劣化材を作成しての評価では、現用の技術で３回までの再生が可能なことが確認できている。

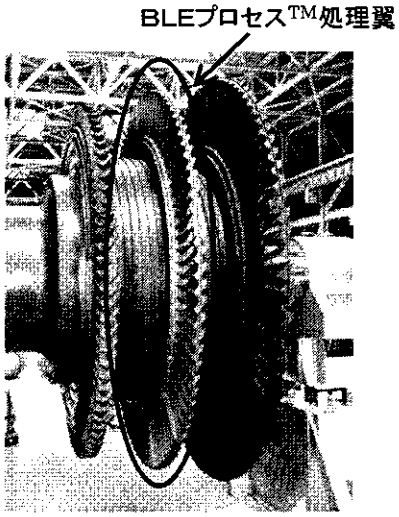


Figure 12 HIP refurbished stage 2 buckets assembled into the 1300°C-class gas turbine rotor.

6. 結論

新翼と同等以上の信頼性を有する動翼への再生が可能な技術を開発コンセプトとし、HIP 再生技術、変形修正技術、再生翼の評価技術の３つの技術の開発を行った。1100℃級ガスタービン動翼用に開発した技術を基に 1300℃級ガスタービン動翼用の開発も行い、実機検証を経て実機への適用を開始した。各々の検証試験結果は以下の通り。：

(1) 1100℃級ガスタービン動翼用再生処理技術は、1999 年に実機検証試験に供して以来 19 セットに適用し運転に供している。最長約 81,000 時間までの運転時間翼に適用し、その回復および変形修正可能なことを確認しており、継続して実機にて運転に供されている。

(2) BLE process™ は 1300℃用にも開発を行い実機翼にての検証も行った。最長で約 72,000 時間実機運転に供した翼に対して検証試験を行い、組織・クリープ寿命の回復を確認すると共に、他の機械特性に関しても実機適用上問題のないことが確認できた。

なお、本論文掲載の商品の名称は、それぞれ各社の

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

商標として使用している場合があります。

参考文献

1. T. Honma, "Gas Turbine Hot Parts Maintenance and Repair Technology." Proceedings of International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, IGTC '99 Kobe KS-2. pp.5-13, 1999.
2. K. J. Patios, "Gas Turbine Repair Technology." GE Reference Library GER-3957B, pp. 1-23, 2001.
3. R. Viswanathan, "Damage Mechanics and Life Assessment of High-Temperature Components," ASM International, Materials Park. Chap. 9, 1989.
4. V.P. Swaminathan, N. S. Cheruvu, J.M.Klein and W.M.Robinson, "Microstructure and Property Assessment of Conventionally Cast and Directionally Solidified Buckets Refurbished After Long-Term Service," Proceedings of ASME International Gas turbine and Aero Engine Congress, Stockholm, Sweden, Paper 98-GT-510, 1998.
5. M.McLean, and H.R.Tripper, "Assessment of Damage Accumulation and Propertiy Regeneration by Hot Isostatic Pressing and Heat Treatment of Laboratory-Tested and Service Exposed IN738LC," Proceedings of Superalloys 1984, Ed. by Gell M. et. Al., AIME 73-82, 1984.
6. Y.Yoshioka, D.Saito, K.Ishibashi, J.Ishii, A.Izumi, Y.Aburatani, A.Itou, Y.Kagiya, H.Watanabe, S.Hyakutome, Proceedng of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, ASME, Viena, GT2004-54040, 2004.
7. M.Lamberight, and C. Lecomte-Mertens, and P.Vieret, High Temperature Alloys for Gas Turbines and Other Applications 1986, Ed. By Betz et. Al., D. Reidel. 821-830, 1986.
8. G.E.Wasielewski, and N.R.Lindblad, Superalloys-Proceeding, Ed. By the High temperature alloys Committee of AIME, MCIC. P. D-1 to D-24, 1972.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

CO_2回収型高効率IGCCにおける ガスタービンシステム構成の検討

*中尾　吉伸（電中研）

Study on gas turbine cycle for the high efficient IGCC with CO_2 capture

*Yoshinobu NAKAO(Central Research Institute of Electric Power Industry)

ABSTRACT

The emission control of CO_2 in coal thermal power generation is one of the important problems due to the rise of public opinion in Japan and overseas to the global warming prevention. However, if the power generation system with CO_2 capture which has already been developed is introduced, large decrease of power generation efficiency as well as rise of power generating cost is unavoidable. We have proposed highly efficient integrated coal gasification combined cycle system equipped with CO_2 capture, and it has been found that the system accomplishes over 40% net thermal efficiency (HHV). In this paper I would like examine the gas turbine cycle and its suitable pressure ratio.

Key words: Closed cycle gas turbine, IGCC, CO_2 Capture, high efficiency

1．はじめに

地球温暖化防止の観点から、石炭火力発電分野においても二酸化炭素(CO_2)の排出抑制が重要な課題となっている。この課題に対して、電気事業は発電プラントの高効率化、バイオマス燃料等の導入など様々な対策を進めている。一方、近年欧米を中心に、CO_2 排出抑制対策の一つとして、CO_2 の分離回収・貯留(CCS;CO_2 Capture and Storage)技術の検討が活発化している。しかし、現在開発が進められている CO_2 回収型発電システムでは、大幅な発電効率の低下および発電コストの上昇は避けられず、CO_2 の分離回収に当たっては革新的な発電システムの開発が必要不可欠である。

当研究所ではこれまでに、高い発電効率を保ち、プラントの簡素化などによるコスト低減も期待できる新しい CO_2 回収型の石炭ガス化複合発電(IGCC)システムを提案しており、実機の概念設計を実施した結果、1300℃級ガスタービンを採用した場合、CO_2 回収率 99%の下で 40%HHV を超える送電端効率を達成可能であることを示した。[1),2)]

現在、当研究所において本発電システムのフィージビリティースタディを実施中であるが、本稿ではより高効率な発電が期待できるガスタービン部のシステム構成の検討結果について述べる。

2．システム構成の概要

本システムは、回収 CO_2 を有効に利用する O_2-CO_2 吹き石炭ガス化炉と、リサイクルした排ガスに酸素を混合して燃焼させるクローズドガスタービンシステムとを組み合わせることにより、シフト反応器と CO_2 分離回収装置を不要とするものである。提案システムの構成概略を Fig.1 に示す。

微粉炭搬送等に、回収 CO_2 を用いる O_2-CO_2 吹きガス化炉で生成したガス化ガスは、金属フィルタ、乾式脱硫を経てガスタービン燃焼器に供給される。ガスタービン燃焼器では、リサイクル排ガスと酸素の混合ガスにより燃焼を行う。主成分が CO_2 と水蒸気となるガスタービン排ガスは、HRSG（排熱回収ボイラ）で蒸気系に熱回収された後、必要量だけガスタービン燃焼器に圧縮・リサイクルされる。残りの排ガスは、水分、ハロゲン、水銀が除去されることにより高 CO_2 濃度排ガスとなり、ガス化炉に必要な量を抽気・リサイクルした後、回収される。また、HRSG 及び石炭ガス化設備で熱回収した蒸気で蒸気タービンを駆動する。

本システムでは以下の要因により、大幅な熱効率向上が期待できる。

- O_2-CO_2 吹きガス化炉の採用により、冷ガス効率が向上する(Fig.1①)
- ガス精製設備が金属フィルタと乾式脱硫のみで、ガス精製設備を簡素化できるとともに、熱交換に伴う有効エネルギーロスが無い(Fig.1②)
- ガスタービンの作動ガス中の CO_2 分圧が非常に高く、比熱比が小さいことから、タービン側、圧縮機側ともに出入口温度差が小さく、再生熱交換器の設置によって高効率発電が期待できる(Fig.1③)
- HRSG で十分に熱回収した後の排ガスを水洗塔

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

にて脱ハロゲンするため、ここでも有効エネルギーロスが非常に小さい(Fig.1④)

・CO_2分離・回収設備が不要となる(Fig.1⑤)

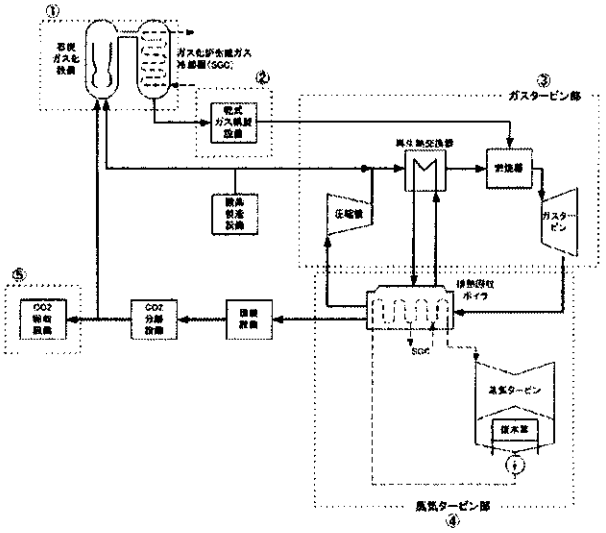


Fig.1　CO_2回収型高効率 IGCC システムの構成

3．CO_2回収型 IGCC システムの高効率化に向けた検討

3.1　前提条件の設定

ガスタービン入口温度(Turbine Inlet Temperature : TIT)を ISO 基準で 1,250℃、出口温度を 700℃以下と設定した。また、ガスタービン断熱効率を 92%、出口圧力を 0.11MPa とした。圧縮機は入口圧力を標準大気圧とし、入口温度を露点+10℃以上高温になるように設定した。圧縮機断熱効率は89%とし、中間冷却器を設けた場合でも圧縮機の出入口での断熱効率が 89%となるように設定した。再生熱交換器は低温側出口温度（以下 TRX）を 630℃以下、排ガス側入口温度を 670℃以下とした。

Table 1 に、燃焼器に投入されるガス精製後のガス化炉生成ガス性状を示す。燃焼器においては、酸素濃度が量論比の 1.05 倍となるように圧縮酸素投入量および排ガス循環流量を算出する。

Table 1　ガス化炉生成ガス性状

組成	mol%
CO	66.2
CO_2	4.9
H_2	23.8
H_2O	3.2
CH_4	0.3
N_2	1.5

3.2　ガスタービン部の高効率化検討

ガスタービン設備（ガスタービン部）、及び、排熱回収＋蒸気タービン設備（蒸気タービン部）の高効率化をバランス良く実現させることができるガスタービン部のシステム構成の構築を目指し、本システムの高効率化を狙うオプションとして挙げられる、再生熱交換器の設置、圧縮機中間冷却器の設置、圧力比（圧縮機圧力比）の変更、等をそれぞれ組み合わせた場合における発電端効率向上効果を試算・検証した。

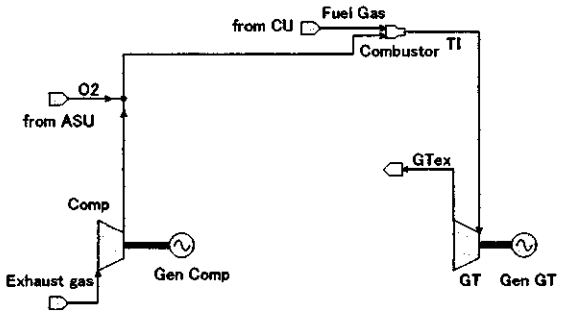
ここで、以下の考察においては、ガスタービン部出力を石炭入熱(HHV)で除した値をガスタービン部発電効率（以下 GT 部効率）と定義する。

ガスタービンサイクルの検討

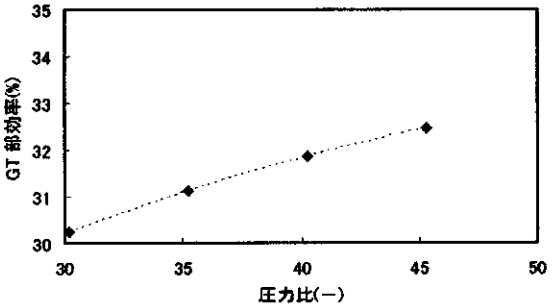
【シンプルガスタービンサイクル】

Fig.2(a)にシンプルガスタービンサイクルの構成図を、Fig.2(b)に圧力比と GT 部効率との関係を示す。

本システムでは、CO_2を効果的に分離・回収するために、クローズドガスタービンシステムを採用しており、ガスタービン出口排ガスが HRSG において熱回収された後、一部が CO_2分離・回収装置へと送られ、残りがリサイクルガスとして圧縮機へと再び流入する。従って、圧縮機作動流体のガス組成は燃焼器出口のガス組成に等しくなる。最も効率の良い圧力比 45 の場合でも、発電端効率は 32.5%程度しか得られず、蒸気タービン部を含めても、システムの高効率化は狙えない。



(a) システム構成



(b) 圧力比と GT 部効率との関係

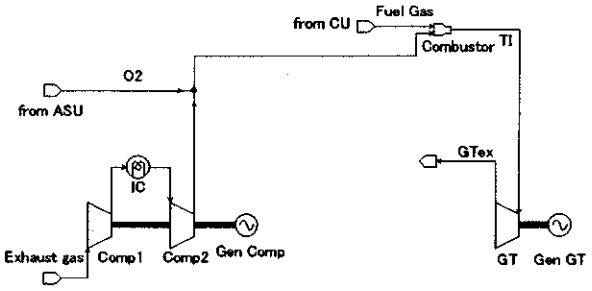
Fig.2　シンプルガスタービンサイクル

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

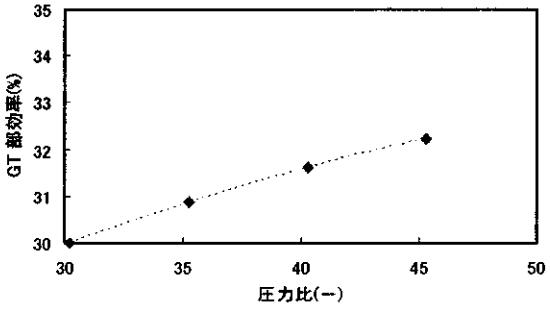
【中間冷却ガスタービンサイクル】

Fig.3(a)に中間冷却器を設置したガスタービンサイクルの構成図を、Fig.3(b)に圧力比と GT 部効率との関係を示す。

リサイクルガスが少なくて済むため、システムの比出力はシンプルガスタービンシステムに比べて約 1 割増加するが、ガスタービン部出力はシンプルガスタービンサイクルとあまり変わらず、GT 部効率もほぼ同じ値となる。一般に、圧縮機中間冷却器は、高圧力比における圧縮機出口温度の高温化を抑えるとともに、システムの比出力を稼ぐ意味で導入される。しかしながら本サイクルの場合、圧縮機作動流体は、CO_2 分圧が非常に高く(≒70%)、比熱比が小さいことから、高圧力比においても圧縮機出口温度は比較的低温であり、比出力は得られてもシステムの高効率化に繋がらない。蒸気タービン部においては、中間冷却器の設置によって低温熱源(130～240℃)が増加するが、その一方でガスタービン排ガス流量が減少するため、低温熱源に比べて高温熱源が不足してしまい、総合的に見てもシステムの高効率化は望めない。



(a) システム構成



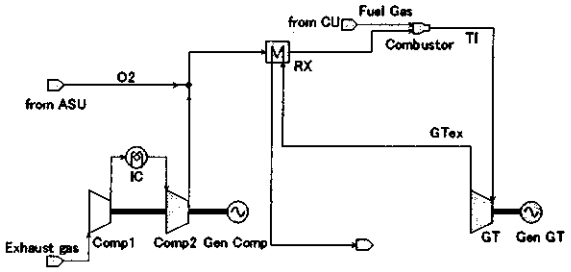
(b) 圧力比と GT 部効率との関係

Fig.3 中間冷却ガスタービンサイクル

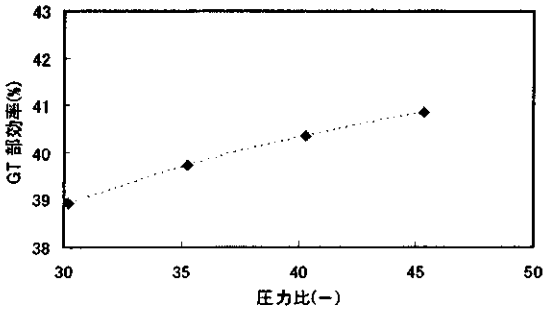
【中間冷却再生ガスタービンサイクル】

Fig.4(a)に中間冷却器及び再生熱交換器を設置したガスタービンサイクルの構成図を、Fig.4(b)に TRX=600℃とした場合における、圧力比と GT 部効率との関係を示す。

シンプルガスタービンサイクルと比較して、GT 部効率は約 9%（絶対値）向上しており、再生熱交換器の設置による効果の著しさを窺わせる。しかしながら、中間冷却によって圧縮機出口温度が低下するため、再生熱交換器の熱源としてガスタービン排ガス熱量の大部分を消費してしまう。故に、中間冷却器より低温熱源(130～240℃)が得られるものの、蒸気タービン部の高温熱源（500～700℃）が減少し、高圧タービンの蒸気条件が悪化するため、蒸気タービン部出力が低下してしまう。



(a) システム構成



(b) 圧力比と GT 部効率との関係

Fig.4 中間冷却再生ガスタービンサイクル

【再生ガスタービンサイクル】

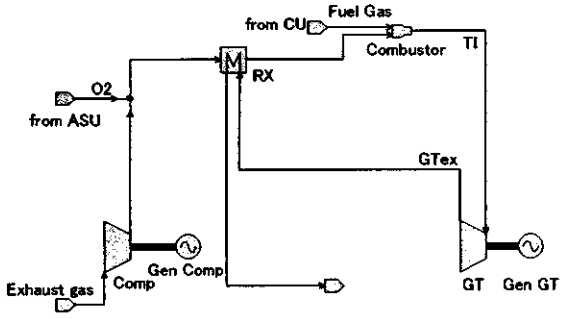
Fig.5(a)に再生熱交換器のみを設置したガスタービンサイクルの構成図を、また、Fig.5(b)に TRX を 600℃、610℃、620℃、630℃とした場合における、圧力比と GT 部効率との関係を示す。

GT 部効率は、シンプルガスタービンサイクルと比較して 5～6%（絶対値）程度高い値を示しており、TRX が高温になればなるほど向上する。しかしながら、圧力比 45 ではガスタービン出口温度が 640℃以下まで低下してしまうため、再生熱交換器出口ガスを 630℃まで昇温することはできない。

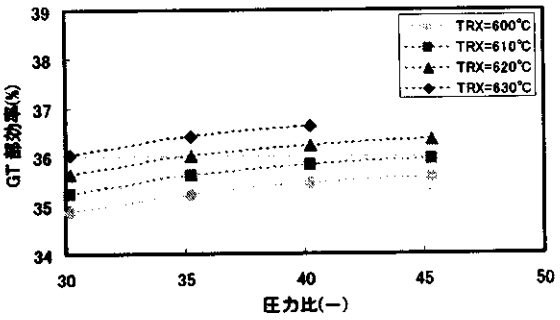
再生ガスタービンサイクルでは中間冷却再生ガスタービンサイクルと比較して、ガスタービン部排熱が比較的多く、主蒸気条件の向上、ガス化炉生成ガス冷却器収熱の有効利用などによって、蒸気タービン部出力もバランス良く得ることができる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

従って、ガスタービン部単体で比較すれば中間冷却再生ガスタービンサイクルの方が優位であるが、システム全体で評価すれば再生ガスタービンサイクルが現段階では最も高効率且つ実現可能性の高いサイクルであると判断する。



(a) システム構成



(b) 圧力比と GT 部効率との関係

Fig.5 再生ガスタービンサイクル

最適圧力比の検討

発電効率のより高いシステムを構築するため、再生ガスタービンサイクルにおける最適な圧力比について検討した。

Table 2 に、TRX=600℃とした場合における、リサイクルガス性状を、Fig.6 に、圧力比と GT 部効率（第 1 軸）、ガスタービン出口温度（第 2 軸）との関係を示す。

本システムでは、ガスタービン部における作動ガス中のCO_2分圧が非常に高く、比熱比が小さい。故に、圧縮機、ガスタービンともに出入口温度差が小さく、酸化剤を空気とした場合と比較すると、より高圧力比条件で高い効率が得られ、圧力比 40 程度で最も高い効率を示している。しかしながら、圧力比が大きくなると、ガスタービン出口温度及び再生熱交換器出口温度が低下してしまうため、ガスタービン部及び蒸気タービン部の出力・熱バランスを考えると、本解析条件においては、圧力比は 30 程度が適している。

Table 2 リサイクルガス性状

組成	mol%
CO_2	69.8
H_2O	27.0
N_2	2.6

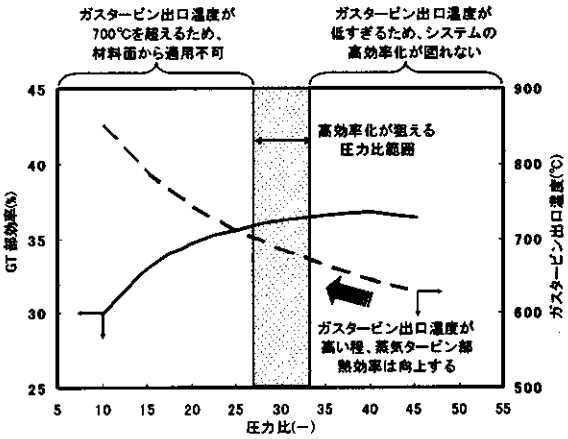


Fig.6 ガスタービン部の最適圧力比
(再生ガスタービンサイクルを採用した場合)

4．システム構成の概要

4 種のガスタービンサイクルについて熱効率解析を行った結果、システム全体としての高効率化を図るには、圧力比 30 程度の再生ガスタービンサイクルの採用が妥当であることが分かった。

参 考 文 献

1) 電中研報告「CO_2回収型次世代 IGCC システムの開発」, M08006, (2008)
2) 中尾 吉伸, 幸田 栄一, 高橋 徹, ″ CO_2 回収型高効率 IGCC システムの開発″ , 第 14 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, pp.337-340.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

CO_2回収型高効率ＩＧ－ＡＨＡＴシステムの性能検討

*岩井　康，荒木　秀文，樋口　眞一（日立），中尾　吉伸（電中研）

Performance study of the high efficiency IG-AHAT system with CO_2 capture

*Yasushi IWAI, Hidefumi ARAKI, Shinichi HIGUCHI (Hitachi, Ltd.)
and Yoshinobu NAKAO (Central Research Institute of Electric Power Industry)

ABSTRACT

The IG-AHAT (Integrated coal Gasification Advanced Humid Air Turbine with CO_2 capture) system, which replaces the AHAT system with the combined cycle of the high efficiency IGCC system with CO_2 capture, is studied. A heat and material balance analysis model was developed using a commercial process engineering application code; Aspen Plus. Configuration of the IG-AHAT system and operation conditions was studied to improve thermal efficiency. The results showed a feasibility of the IG-AHAT system, whose thermal efficiency was 55.5%HHV (gross) and 40.0%HHV (net) including CO_2 capture and liquefaction loads.

Key words: CO_2 Capture, AHAT, Closed Cycle Gas Turbine, IGCC, IG- AHAT

1．はじめに

2005年2月には京都議定書が発効し、地球温暖化防止のためメタンや二酸化炭素等の温室効果ガスの排出量削減が各国に義務付けられ、産業界においても二酸化炭素排出量の削減が急務となっている。方策として技術的には、(A)CO_2の発生低減と(B)発生したCO_2の除去に分類でき、電気事業者が主体となって寄与できる方策は、(a)原子力や自然エネルギーへのエネルギー転換、(b)発電効率向上、(c)発生源からのCO_2除去などである。この(c)のCO_2除去は、近年特にCCS(CO_2 Capture and Storage）と呼ばれ注目されてきており、わが国では、2008年3月に経済産業省が策定した『Cool Earth エネルギー革新技術計画』にも盛り込まれ、火力発電の高効率化とともに推進することが示されている[1]。CCSは、(c-1)燃焼前回収、(c-2)酸素燃焼、(c-3)燃焼後回収に大別され、現状の技術では(c-1)燃焼前回収と(c-3)燃焼後回収は、CO_2の分離に必要なエネルギーが比較的大きくて送電端効率が低下しやすい傾向がある。一方、(c-2)酸素燃焼は、CO_2濃度の高い排ガスが得られるためCO_2分離エネルギーが小さくて済む一方、ガスタービン（GT）を用いる場合には、クローズドサイクルGTの開発が必要となる。クローズドサイクルGTの研究開発事例としては、NEDOのWE-NET[2]、ペンシルバニア大・中国技術院のLNG冷熱利用CO_2排出ゼロGTサイクル[3]、電中研のCO_2回収型高効率IGCC[4]などがある。これらの事例は、CO_2回収が可能で、発電効率が高いことが特徴である。特にCO_2回収型高効率IGCCは、1300℃級GTの場合で56.9%HHVと高い発電端効率が示され期待されている。このシステムは、酸素吹きガス化炉を用いて窒素分の少ない燃料ガスを生成し、乾式脱硫後、燃焼器で燃焼してタービンを駆動し、CO_2が主成分となった排ガスをHRSGで熱回収し、再度圧縮して循環させながら、排ガスの一部を系外に取り出してCO_2を回収するクローズドサイクルのIGCCである。ガス化炉のガス化剤にCO_2を用いており、ガス化効率が向上する特徴がある。

一方、オープンサイクルのGTシステムでは、コンバインドサイクルのHRSGを再生熱交換器や増湿塔などに置き換え、蒸気タービンを用いないAHATシステム[5]が研究開発されている。そこで、このAHATシステムをCO_2回収型高効率IGCCに適用した高効率IG-AHATシステムの研究を開始した。市販の化学プロセス計算コードAspen Plusを用いてIG-AHATの熱物質収支解析モデルを構築し、熱効率を向上するためのシステム構成と動作条件について検討した結果を報告する。

2．ＩＧ－ＡＨＡＴシステム概要

2.1　システム構成

Fig.1にIG-AHATシステムの概略系統図を示す。CO_2回収型高効率IGCCにAHATシステムを適用しており、HRSGを再生熱交換器(REC)、増湿塔、エコノマイザ（ECO）、後置冷却器（AC）、回収水加熱器（RWH）に置き換え、復水器に替えて水回収装置（WR）を備え、圧縮機入口に水噴霧吸気冷却装置（WAC）を備えており、蒸気タービンを用いないシステムである。WACによる蒸発潜熱によ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

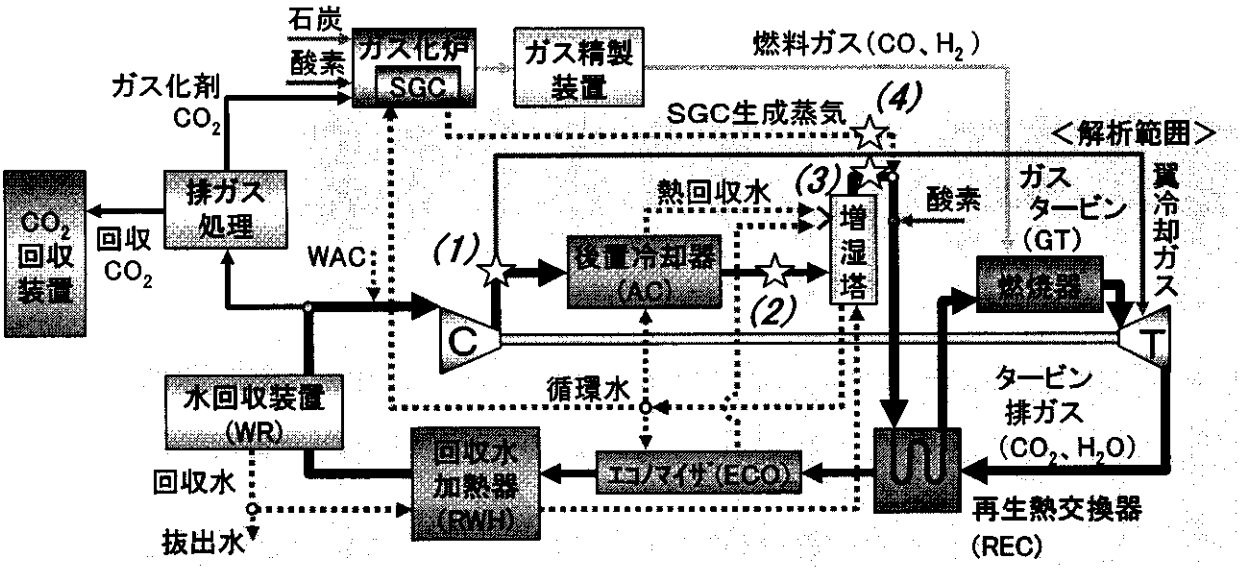


Fig.1　Schematic of IG-AHAT System

る圧縮機入口ガス温度の低下によって、圧縮機動力を低減でき、また増湿塔での加湿によりガスの質量流量と比エンタルピを増加させることによってタービン出力を増加させることができるため、蒸気タービンがなくとも高い発電効率が得られる。

Table 1　IG-AHAT system conditions

1. 酸素製造装置
・酸化剤(酸素)
温度　:124.0 [℃]　　ガス化炉投入量 : 30.8[kg/s]
供給圧 : 3.5 [MPa]　　GT投入量　: 47.3 [kg/s]
酸素純度: 97.5 [vol%] (N2組成: 2.5 [vol%])
・動力　: 99.2 [MW]
2. ガス化炉
・投入石炭量 :118.5 [t/h]　・SGC回収熱量:138.0 [MW]
・ユーティリティCO_2 (石炭搬送、クエンチなど) : 10.7 [kg/s]
3. ガス精製装置
・燃料ガス
温度　:400.0 [℃]　　流量 : 70.1 [kg/s]
供給圧 : 3.0 [MPa]　　組成 : Table 2
4. ガスタービン
・圧縮機
ポリトロープ効率 : 92.3 [%]　吸気温度: 感度解析(15～75 [℃])
圧力比 : 感度解析(15～45)　吸気流量: 燃焼器条件に合う流量
入口圧力 : 感度解析(0.10、0.20 [MPa])
WAC(噴霧量) : 3.0 [wt%] (吸気質量流量比)
・燃焼器
燃焼温度一定(1364 [℃])または排ガス温度一定(680 [℃])
・タービン
ポリトロープ効率 : 90.0 [%]
翼冷却ガス流量 : モデルにより計算
5. 再生熱交換器 : 温度効率 92.0 [%](被加熱側)
6. 後置冷却器(AC)
・出口ガス温度:増湿塔入口ガス露点+15℃
・冷却水流量　:出口水温 = 増湿塔圧力の飽和温度−30℃
7. エコノマイザ(ECO)
・出口ガス温度:入口水温+15℃
・冷却水流量　:出口水温 = 増湿塔圧力の飽和温度−30℃
8. 回収水加熱器(RWH)
・出口水温　:入口ガス温度− 15℃
9. 水回収装置(WR)
・ガス冷却温度(回収水温): 圧縮機吸気温度まで冷却
・排ガス処理流量(dry) : 101.8 [kg/s]
10. CO_2 回収装置 : 動力 34.1 [MW]
11. その他所内動力: 10.2 [MW]
12. 圧損　　: Table 3

また、タービンの翼冷却ガスは通例では圧縮機吐出ガスを抽気して用いる (Fig.1 (1)) が、IG-AHAT システムでは温度や組成の異なる高圧ガスが存在し、それらを冷却ガスに利用できる (Fig.1(2)~(4))。温度や組成が異なると冷却ガスに必要となる流量も異なって、発電効率に影響するので、システム構成の検討において冷却ガス(1)~(4)を用いた場合についても検討する。

2.2　システム動作条件

IG-AHAT システム各機器の動作条件を Table 1 に示す。ここで、項目３の燃料ガス組成は Table 2 に、項目１２の圧損は Table 3 に示した。次節の動作条件の検討において感度解析するパラメータについては、その範囲を示した。ガスタービンの圧縮機吸気流量は各解析ケースで燃焼温度条件を

Table 2　Fuel gas compositions

CO	CO_2	H_2	H_2O	CH_4	N_2	O_2
66.3%	4.9%	23.8%	3.2%	0.3%	1.5%	0.0%

Table 3　Pressure drop

項目		圧力損失値 (入口圧に対する比)	出典
後置冷却器(AC)		1%	文献 6)
増湿塔		0.5%	
燃焼器		6.67%	文献 4)
再生熱交 (REC)	被加熱側	2%	
	加熱側	2%	
エコノマイザ(ECO)		0.5%	文献 6)
回収水加熱器(RWH)		0.5%	ECO と同じと仮定
水回収装置(WR)		0.5%	
リサイクルガス流路 (水回収装置～圧縮機入口)		2%	仮定値
SGC、SGC冷却水流路		28.2%	文献 4)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

満たすように調節している。なお、Table 1 内の項目１～３、１０、１１については、文献 4) を参照した。

３．システム検討

3.1　熱物質収支解析モデル構築

IG-AHATシステムの熱物質収支解析モデルとして、Fig.1 に示す解析範囲内をモデル化し、解析範囲内外の取り合いについては境界条件として与えた（Table 1 参照）。解析プラットフォームには、化学反応を含めて熱物質収支を解析できる汎用プロセスシミュレータ Aspen Plus(Ver. 12.1) [7] を使用している。

オープンサイクルの AHAT システムではタービンの翼冷却に高湿分空気を用いると熱効率が上昇することが提示されている [8]。本研究では文献 9), 10) に基づき、Fig.2 に示すタービン翼の冷却モデルを構築した。

高温強度の観点から翼表面のメタル温度許容値 Tb を決めておき、主流ガスの温度と冷却ガスの温度、流量、比熱の比などから、翼表面の温度を Tb 以下に冷却するのに必要な冷却ガスの流量を求める方法である。熱効率への影響を考えると、より低温で比熱が大きいガスを冷媒として用いることにより、必要な冷却ガスの流量を少なくでき、高効率化できることを示している。

本研究で想定した翼表面メタル温度や冷媒利用効率などのパラメータを Table 4 に示す。冷媒利用効率、スタントン数、Ag/Ab 値は、文献 10) の値を用い、翼表面メタル温度は、文献 8) の圧力比 20、燃焼ガス温度 1350℃条件の冷却空気流量とほぼ等しくなるように決定した値を使用している。

システム計算においては、各段の静翼(iN)と動翼(iB)に対して、Fig.3 に示すように、それぞれ冷媒流量が注入されるものとしてモデル化した。

また Table 5 に、本解析モデルで想定したタービン段数を示す。圧力比に応じた段数を用いることにより、翼の表面積変化による冷却ガス流量の増減を模擬している。なお、段数の増減に係わらず各段のポリトロープ効率は同じとした。

3.2　圧縮機吸気温度の検討

先ずはシステム動作条件として、圧縮機吸気温度について検討した。IG-AHAT システムは、水回収装置（WR）で排ガスを冷却して水分を回収し、循環させるクローズドサイクルであるので、圧縮機吸気温度は、水回収装置で排ガスを冷却する温度となり、比較的自由に設定できる。吸気温度をパラメータとして、発電効率を感度解析した結果を

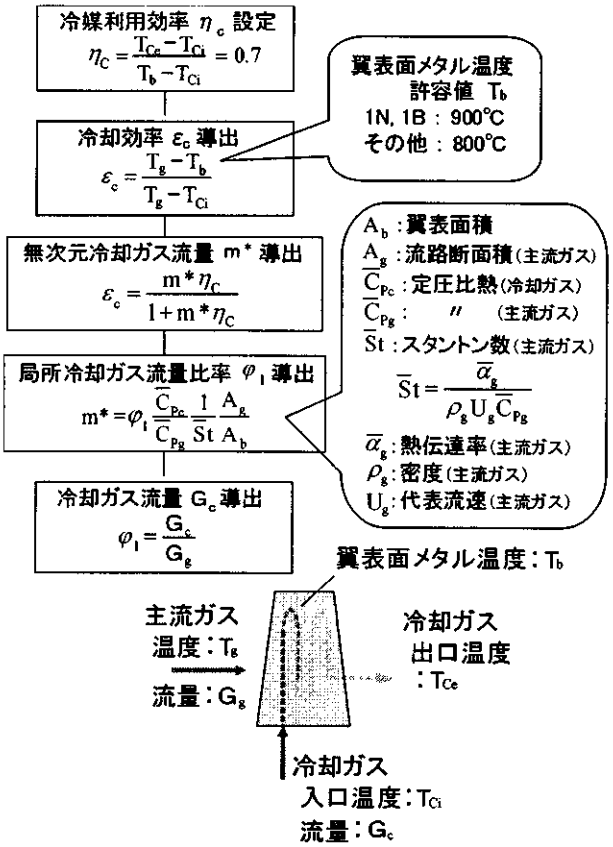


Fig.2　Turbine blade cooling flow calculation model

Table 4　Blade cooling flow calculation parameter

項目	1N, 1B	2段目以降の静翼(N)、動翼(B)
翼冷却方式	内部冷却(翼後縁排気) ガス温度が許容温度Tb以下の場合、無冷却	
翼表面メタル温度許容値 Tb[℃]	900	800
冷媒利用効率 η_c[-]	0.7	
冷却効率 ε_c[-]	ε_c = (Tg − Tb)/(Tg − Tci) より計算 (Tg: ガス温、Tb: 翼表面メタル温度、Tci: 冷媒温度)	
スタントン数 St [-]	0.005	
ガス流路断面積／翼表面積比 Ag/Ab [-]	0.2	

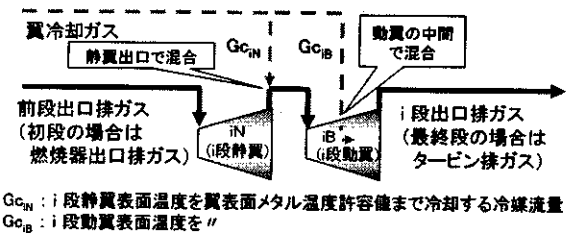


Fig.3　Schematic of cooling flow inlet model

Table 5　Number of tubine stages

項目	圧力比(圧縮機) πc [-]			
	≦8	～20	～40	～70
タービン段数 [-]	2	3	4	5
ポリトロープ効率 [%]	90.0			

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Fig.4 に示す。

圧縮機吸気温度を下げるほど、圧縮機動力が低減できるため、発電効率が向上している。また、温度が低いほど吐出温度も下がり、再生熱交（REC）の交換熱量が増加して排熱量が減り、発電効率の向上に寄与していると考えられる。実際の運転状況においては、利用できる冷却水の温度により水回収装置（WR）の冷却温度が制約されると考えられるが、以降の計算においては、圧縮機吸気温度30℃の場合を検討した。

3.3 翼冷却ガス取出し位置の検討

タービンの翼冷却ガス（翼冷媒）の取出し位置について、Fig.1 に示した(1) 圧縮機吐出ガス、(2) 後置冷却器出口ガス、(3) 増湿塔出口ガス、(4) SGC 生成蒸気の４ケースについて検討した。

Fig.2 に示した手法により、Table 6 の冷却ガスと主流ガスの定圧比熱の比（Cp_c/Cp_g）と冷媒温度、Fig.5 の主流ガス温度から各翼の冷却ガス流量を求めた結果を Fig.6 に示す。これより求まる各ケースの翼冷却ガスの総量を用い、発電効率を解析した結果を Fig.7 に示す。

Table 6 Ratio of specific heat (Cp_c/Cp_g) at 1N and Cooling gas temperature

項目	翼冷媒(1)	翼冷媒(2)	翼冷媒(3)	翼冷媒(4)
主流ガスと冷媒の比熱の比 (Cp_c/Cp_g) [-]	0.652	0.550	0.902	1.844
冷媒温度 [℃]	256.8	154.6	179.2	248.4

翼冷媒として(4)の SGC 生成蒸気を用いたケースで発電端効率と送電端効率がともに最大となるが、(3)の増湿塔出口ガスを用いたケースでも差は約 0.1 ポイントであり、同程度の高効率が得られた。

翼冷媒(3)、(4) と比較して、翼冷媒(1)、(2) は冷媒流量が多く発電効率が低い。これは、(1)では比熱が小さい上に温度が高いため冷媒流量が多くなり、後置冷却器を通らないので、多量の高温ガスのエネルギーが循環水の加熱に使用されず、加湿に寄与することなくタービンに投入されるためである。また(2)では、翼冷媒(3)、(4)より温度は低いが(1)よりも比熱が小さいため(1)と同程度にまで冷媒流量が多くなり、多量の比較的低温の冷媒がタービンに投入され、タービン出力が低下したため発電効率が低い。

(3) と (4) のケースの熱効率の差は約0.1ポイントで、性能がほぼ同じであるが、(4) の SGC 生成蒸気はガス化炉起動後でなければ供給できない制約がある。以降の検討においては、冷媒 (3) の増湿塔出口ガスを翼冷媒としたシステム構成（発電

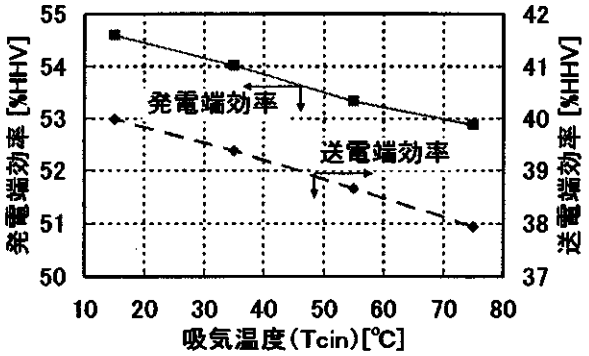


Fig.4 Performance of IG-AHAT system varying with compressor inlet gas temperature (Tcin)

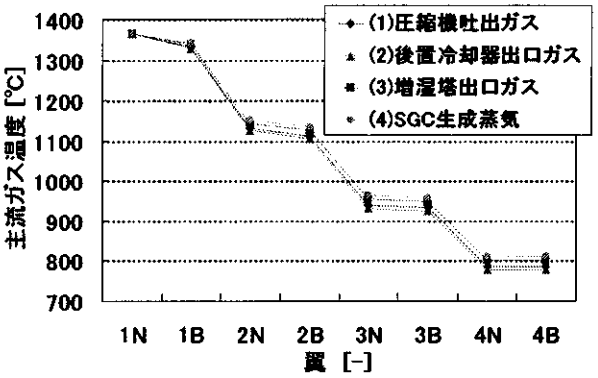


Fig.5 Main gas flow temperature at each stage

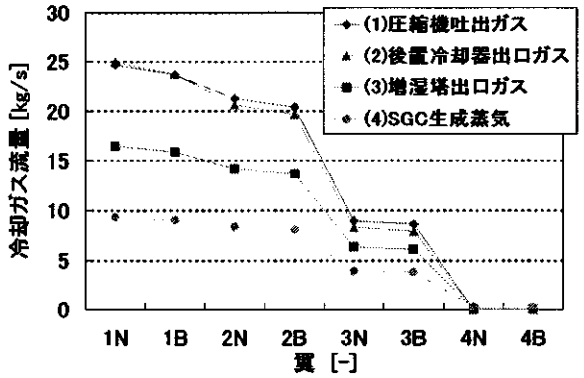


Fig.6 Cooling gas flow at each stage

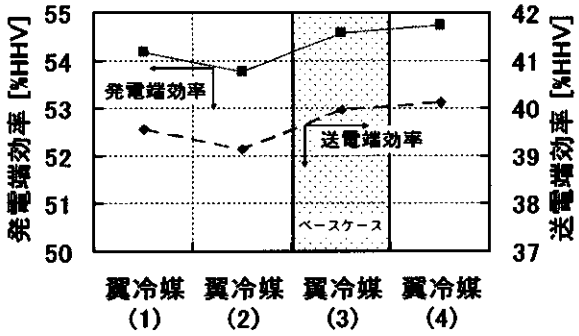


Fig.7 Performance of IG-AHAT system varying with cooling gas outlet position

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

端効率 54.6%HHV、送電端効率 40.0%HHV）をベースケースとして解析を実施した。

3.4 圧縮機入口圧と圧力比の検討

最後に、システム動作条件として圧縮機入口圧と圧力比について感度解析した。圧力条件が変化すると、排熱回収量が変化し、増湿塔の加湿条件が変化するため、発電効率も変化すると考えられる。圧縮機入口圧(Pcin)は、燃焼温度（Tcomb）一定条件で、標準大気圧（1atm= 0.101325MPa だが、以降 0.10MPa と略記）の場合（グループ１）と 2atm（同 0.20 MPa）の場合（グループ２）をサーベイした。圧力比(π_c)は、π_c=30 を基準として 15～45 の範囲とした。また、プラント機器である再生熱交換器の最高使用温度の観点から、燃焼温度を調整してタービン排ガス温度（Tex）を一定とする場合（グループ３）についても感度解析した。

Fig.8 に、グループ１（Tcomb 一定、Pcin=0.10 MPa)、グループ２（Tcomb 一定、Pcin=0.20MPa)、グループ３（Tex 一定、Pcin=0.10MPa）の各場合に対して、圧力比(π_c)を 15～45 に変化させたときの発電端効率を示す。

ここで、Pcin と π_c の組合せによっては燃料ガスや酸素の供給圧力が注入点の圧力より低くなる場合があるため、その場合にはそれぞれ昇圧機により圧力を高めて供給するものとした。IG-AHAT システム全体の作動圧力を上げるよりも、必要となる補機動力の増加が抑えられ、プラント性能への影響が小さくて済むと考えられるためである。図中のハッチングをかけて白抜きのマーカーと点線で示したケースが燃料と酸素の昇圧機を使用したケースである。昇圧機動力は、本来は送電端効率に反映させるべきだが、昇圧機動力分のエネルギーが燃料ガスや酸素の昇圧と昇温に使われ、システム系内への入熱となるので、発電端効率に反映させた。

燃焼ガス温度一定（Tcomb=1364℃）の条件（グループ１とグループ２）では、発電端効率は圧縮機入口圧力 Pcin によらず圧力比の上昇とともに向上している。圧力比が上がるほど効率の向上は緩やかになっているが、これは、圧力比の増加に伴い燃焼温度一定条件ではタービン排ガス温度が低下して再生熱交換器での交換熱量が減少するためと考えられ、タービン段数の増加とともに翼冷却空気の流量が増加していることも寄与していると考えられる。一方、図中で白抜きマーカーなどで示した、圧縮機吐出圧（=圧縮機入口圧×圧力比）が約 3MPa を超える場合では、酸素と燃料ガスの昇圧機が必要となる影響により、発電効率の低下が見られる。グループ２（Pcin=0.20MPa）の場合、圧力比が 15 を超えると昇圧機動力の増加により発電端効率が低下し、グループ１（Pcin=0.10MPa）の解析結果よりも低くなっていることがわかる。

昇圧機を使用しない場合、ベースケース（Tcomb =1364℃、Pcin=0.10MPa、圧力比 30）で、発電端効率が 54.6%HHV となった。

一方、昇圧機を設置する条件では、Pcin=0.10 MPa で圧力比を 40 まで上げたケースで、発電端効率が最大の 55.5%HHV となった。

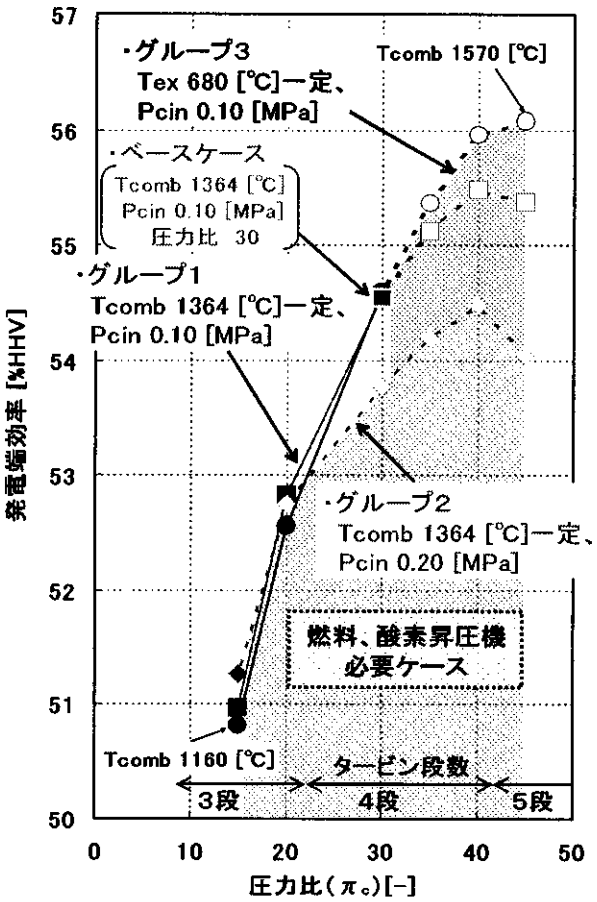


Fig.8 Performance of IG-AHAT system varying with pressure conditions

排ガス温度一定（Tex=680℃）の条件（グループ３）で圧力比をパラメータとしたサーベイ結果では、圧力比の増加と共に燃焼温度が高くなり、燃焼温度の上昇と共に熱効率も向上している。圧力比 45 では燃焼温度が 1570℃に達し、発電端効率は 56.1%HHV となった。しかし、燃焼温度の上昇と共に冷却空気量が増加し、燃焼温度 1364℃一定の場合よりも発電端効率で 0.7 ポイントの向上に留まっている。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

4．まとめ

本研究では、CO_2回収型IGCCにAHATシステムを適用したIG-AHATシステムの成立性について、熱物質収支解析モデルを作成して検討し、吸気ガス温度、翼冷却ガスの取出し位置、GT圧力条件などの感度解析を行った。その結果、昇圧機を使用しない条件では、Pcin=0.10MPa、圧力比30のベースケースの発電端効率が最も高く、54.6%HHVの試算値を得た。また、昇圧機を設置する条件では、Pcin=0.10MPaで圧力比を40まで上げたケースで発電端効率が最大となり、55.5%HHVの試算値を得た。

本研究は、発電効率を向上させるためのシステム構成と動作条件の検討であるが、今後ガスタービン本体など構成機器の成立性を含めた詳細検討を進める予定である。

参考文献

1) 経済産業省、"Cool Earth-エネルギー革新技術計画"、http://www.meti.go.jp/press/20080305001/03cool-earth-p.r.pdf (2008)
2) 電力中央研究所、"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"、NEDO H13年度成果報告書 (2002)
3) Na Zhang, Noam Lior, "Proposal and Analysis of a Novel zero CO_2 Emission Cycle with Liquid Natural Gas Cryogenic Exergy Utilization", Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and power, Vol.128, pp.81-91 (2006)
4) 白井 裕三 ほか9名、"CO_2回収型高効率石炭ガス化複合発電システムの提案とその課題",電力中央研究所報告 M07003 (2007)
5) 高橋 徹、幡宮 重雄、江田 隆志、"アドバンスト高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の研究開発 -3MW級検証機の開発とシステム成立性の検証-"、電力中央研究所報告 M07023 (2008)
6) Araki, H., Higuchi, S., Marushima, S. and Hatamiya, S., "Design Study of a Humidification Tower for the Advanced Humid Air Turbine System", ASME 2005-GT-68671 (2005)
7) 汎用プロセスシミュレータ Aspen Plus Ver.12.1、http://www.aspentech.co.jp/product/pdf/AspenPlus.pdf
8) Shin'ichi Higuchi et al., "A Study of Performance on Advanced Humid Air Turbine Systems", Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, TS-090 (2003)
9) Bo Wang et al., "Steady-state Off-design Performance of Humid Air Turbine Cycle", Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007 GT2007-27350 (2007)
10) Kristin Jordal, "Gas Turbine Cooling Modeling - Thermodynamic Analysis and Cycle Simulations", Licentiate Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of Technology LUTMDN/TMVK-7034-SE (2000)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

超臨界 CO_2 クローズドサイクルガスタービンの開発

—第二報　超臨界CO_2ガスタービンの原理検証実験計画—

＊ 宇多村　元昭（東工大），蓮池　宏（エネ総研），山本　敬（熱技術開発（株））
渡辺　紀徳（東大）

Development of Supercritical CO_2 Closed Cycle Gas Turbines

—2nd report: Demonstration Test Plan of a Supercritical CO_2 Gas Turbine—

*Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech), Hiroshi HASUIKE(IAE), Takashi YAMAMOTO(TED)
and
Toshinori WATANABE(Univ. Tokyo)

ABSTRACT

The development of a closed cycle gas turbine with super-critical carbon dioxide as a working fluid is under way in order to generate power from waste heat source of a low or intermediate temperature range from industry. Its demonstration test plan using a reduced scale turbomachine is described. Principal specifications follow; net power output of 10kWe and recirculation CO_2 flow rate of 1.2kg/s. Optimized range of compressor inlet temperatures as well as pressure is investigated under the given turbine inlet conditions of 550K and 12MPa respectively. Given these inlet conditions, a suitable type of turbomachine is selected to be radial. Based on the meanline design method considering real gas effect an optimal dimension of the outer wheel diameter is predicted to be 20mm for compressor and 35mm for turbine respectively under an optimal rotational speed of 100000rpm.

Keywords: Gas Turbine, Carbon Dioxide, Supercritical, Microchannel Heat Exchanger, Centrifugal Compressor

1．はじめに

臨界点近傍の超臨界状態下で圧縮すると実ガス効果により理想気体に比べて所要動力を低減できる．また，CO_2は常温近傍に臨界点がある．これらの熱力学的性質を組み合わせると，CO_2を作動流体にして中低温度域の熱源から高い熱効率のガスタービンサイクルを構成できる[1-2]．これを用いて、これまで未利用の工場排熱や再生可能エネルギーから動力を回収することが可能になる．しかし，蒸気ランキンサイクルと競合するほどの熱効率を得るには，サイクルに含まれる再生熱交換器の高温側温度効率を 95%以上にする必要がある．ゆえに，CO_2サイクルの実現には，耐圧性に優れた高性能コンパクト熱交換器の開発が必須である．著者らは，水力径が 0.5mm程度の流路を刻んだ複数の金属板を拡散接合により一体化したマイクロチャンネル熱交換器を開発し，その伝熱相関式と熱交換器の設計手法を明らかにした[3]．この熱交換器は，母材の強度を保持できるので耐圧性に優れ，単位体積あたりの伝熱面積が非常に大きい．他方，再生熱交換器のピンチポイントが器内に生じ所要の再生効率を達成できないことがわかり，これを緩和するサイクル構成を明らかにした[4]．これらの要素技術をもとに超臨界CO_2ガスタービンの原理検証実験を計画した．本報告では，小規模実験装置の概要について述べる．

2．ターボマシンの空力設計

2.1 スケーリング

Fig.1 は超臨界CO_2ガスタービンのサイクル効率と比出力のマップを示す[5]。商用機のタービン入り口条件は、温度(TIT)800K、圧力(TIP)20MPa であり、図中に C で示す。超臨界CO_2ガスタービンはエネルギー密度(J/m³)が極めて高いので、相似設計により 10kW 程度のベンチスケールに縮小することはターボマシンが小さくなりすぎて製作困難である。そこで、相似性と加工性を考慮して、原理検証では TIT と TIP を 550K, 12MPa（図中の A）に緩和して試験し、スケールアップシナリオを２段階、すなわち A→B（温度上昇）と B→C(圧力上昇）に分離した。本報は、状態 A での原理検証試験計画について述べる。循環流量は 1.2kg/s とした。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

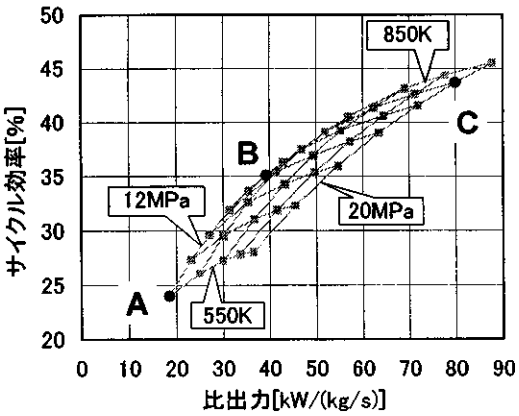


Fig.1 Cycle efficiency as a function of specific power of supercritical CO_2 gas turbine

2.2 試作機の仕様

TIT,TIP を 550K,12MPa，圧縮機入り口温度(CIT)・圧力(CIP)を 308K，8.23MPa、循環流量を 1.2kg/s として、遠心圧縮機とラジアルタービンの仕様を回転数ごとに Meanline 法で求め、同時に断熱効率（Total to static，η_{TS}）を求めた。さらに、再生熱交換器の温度効率を 0.98 と仮定してサイクル効率を算出した．CO_2物性値は実ガスとし扱った。計算結果を Fig. 2に示す．断熱効率の回転数依存性は圧縮機で小さくタービンで大きい。サイクル効率は 100000rpm で最大になり、これを試作機の設計回転数とした。この時の圧縮機，タービンの翼車外径はそれぞれ 20mm，35mm となる．Fig. 3は、100000rpm で設計した試作機の概観を示す。翼枚数は 13 枚である。通常のオープンサイクルガスタービンと異なり、圧縮機よりタービンの翼径が大きいのは、実ガス効果で圧縮機のCO_2密度がタービンよりも 6～7 倍高いことによる。

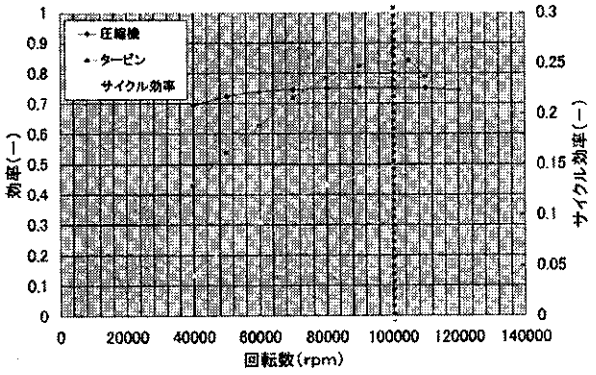


Fig.2 Adiabatic and cycle efficiencies as a function of rotational speed.

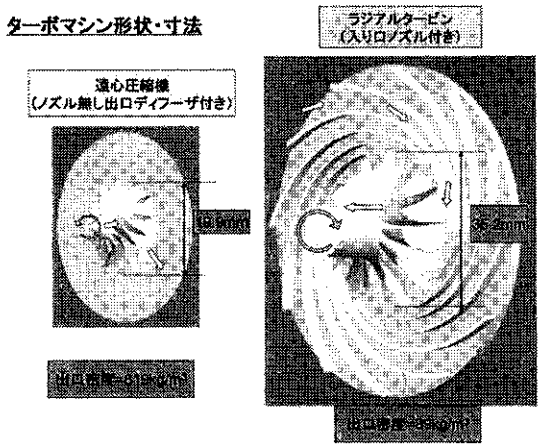


Fig.3　3D view of turbo-machine for demonstration test

5 軸の加工機械で金属塊から削りだせる見通しである．ただし，チップクリアランス，強度を保つための翼車の最小肉厚などが空力損失の原因となり，Fig. 2に示した圧縮機の断熱効率を低下させる要因になりうる．ただし，このロスは小型機で顕著でありスケールアップにより縮小すると考えている．回転機器は圧縮機とタービンを背中合わせにして、その間に永久磁石型モータ発電機を配置した一体型にし、筒型耐圧ケーシングに挿入として組み上げる。高速回転に耐える軸受け構造と約 4MPa の差圧の緩和に工夫を要す。潤滑油は高温部で焼けつきの原因になるので極力避けガス軸受けを検討している。

3．実験ループ

3.1 実験内容と機器構成

試験の目的に応じて 3 種の実験を計画している．圧縮機の動力低減の確性試験として①再圧縮機-加熱器-膨張弁-前置冷却器からなるループを構成し，次に②-再生熱交換器 1，2-前置冷却器からなるループを構成し，最後に③主圧縮機-タービンを追加して、ブレイトンサイクル運転試験、ついで再圧縮機を併設した分流再生サイクル運転試験を実施予定である．ループの配管径は高圧側が 25A，低圧側（タービン排気側）が 40A である．加熱器と前置冷却器の容量は 160kW である．Fig. 4 はブレイトンサイクル定格運転時のCO_2のモリエル線図を示す．流体はこの閉曲線を時計回りに移動する。点 A が圧縮機の入り口を示す。臨界点（304K, 7.38MPa）から上方に伸びる線は擬似沸点線を示す。擬似沸点通過点は再生熱交換器(F→A)、前置冷却器(B→C)の内部にある。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

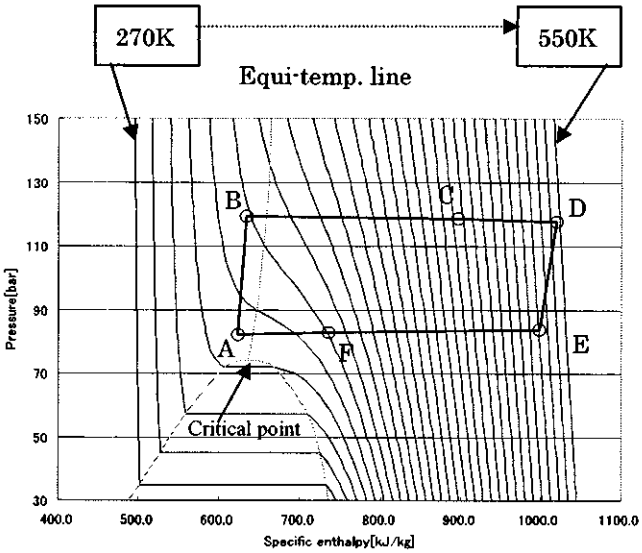


Fig.4 Morier diagram of Brayton operation of test plant

3.2 部分負荷運転特性

圧縮機とタービンを同軸上で同じ回転数で回す場合の運転線を求める。それには、両者のマッチング、すなわち、回転数、流量、圧力（系統の圧損を考慮する）が一致する条件を見出すことが必要である。Fig. 5は、圧縮機とタービンの部分負荷特性を求め、重ね合わせたものである。境界条件として、部分負荷時に TIT=550K, CIT=308K, CIP=8.23MPa が保持され、部分負荷で TIP が低下する運転方法を仮定した。回転数をパラメータにして、圧力比を流量の関数で示してある。システム圧力と比べて熱交圧損は 1/100 のオーダーで小さいので、本稿では圧損の影響は無視した。同一回転数の 2 本の曲線の交差点が実現可能であり、これを結んだ運転線を破線で示す。注目すべきことは、破線が、各回転数でタービンの速度比 (U/C_0) が 0.7 を与える点を結んだ線（太実線）と近接していることである。これは、部分負荷運転での断熱効率の低下が小さいことを示している。クローズドサイクルであるために、サイクル実現にはもうひとつの必要条件である所要のCO_2が初期に充填されていなければならない。

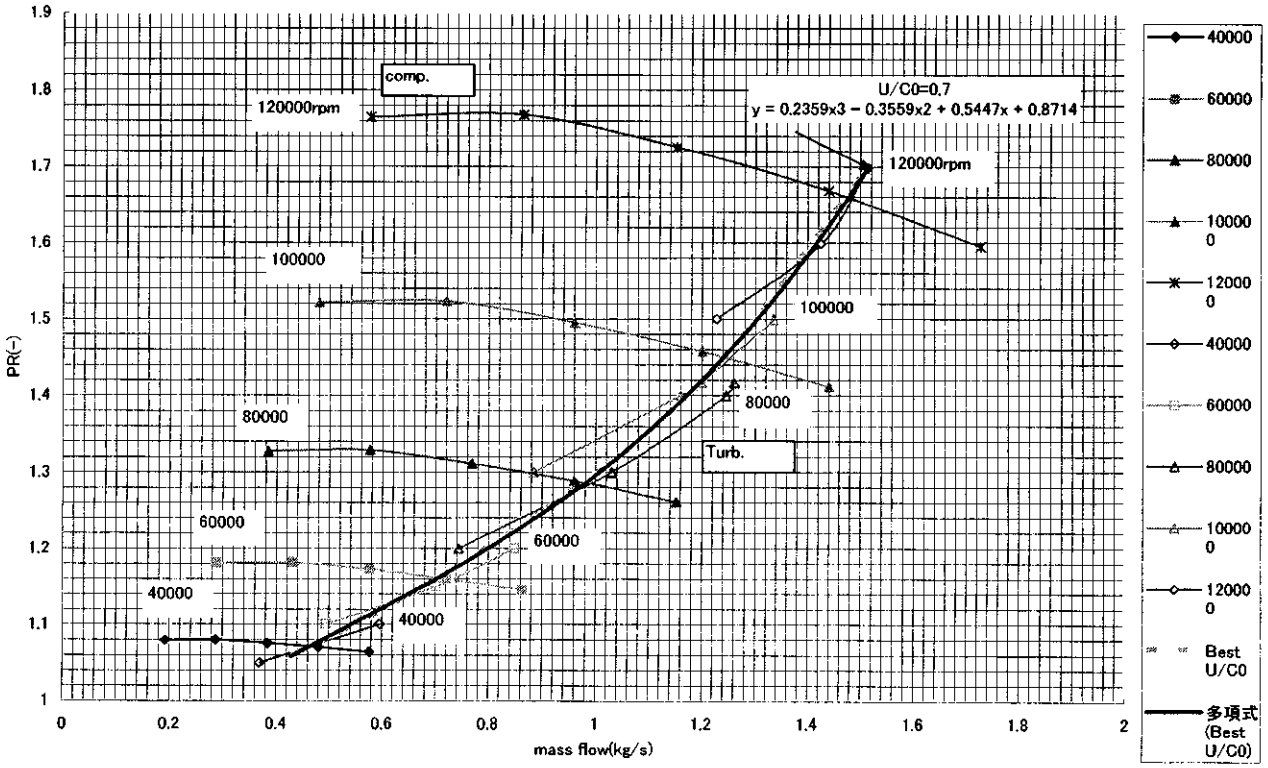


Fig.5 Pressure ratio of compressor and turbine as a function of recirculation CO_2 mass flow rate

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

運転線上の圧力比と流量、圧縮機とタービンの η_{TS} を回転数を変数にした近似関数として求めた。その際、サイクル構成機器（熱交換器）に設計余裕を与えるため、定格回転数での η_{TS} を圧縮機、タービンそれぞれ0.6,0.65として近似関数を按分した。

これらを、部分負荷静特性解析コードに組み込み、試験設備の部分負荷特性を予測した。ブレイトンサイクル運転の計算結果を Fig.6 に示す。定格出力10kWを確保するには加熱器に160kWの容量が必要であることがわかる。加熱器はCO_2配管を電気ヒータで外部加熱する方式とした。

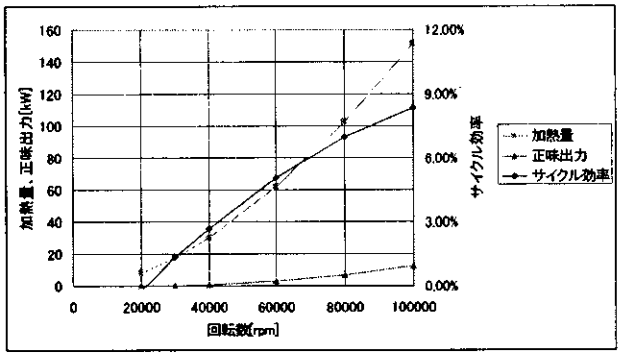


Fig.6 Variations of parameters at partial load operation

3.3 起動モータ計画

起動時、タービンが十分な膨張仕事を行うまでの間、モータアシストで圧縮機を昇速する。モータアシストが不要になり外部加熱のみで軸の回転が維持され作動流体がサイクルを循環する状態を回転系の自立と言う。発電出力がゼロの自立回転数の予測を行い、起動モータの容量を推定する。回転系を一定トルクで昇速する場合、所要動力は回転数に比例する。Fig.7は起動時の圧縮機の所要動力とタービンの膨張仕事、起動モータなどの入力を回転数の関数として示した。ベアリングロスとタービンの風損は定格回転数で 5kW と仮定し、それよりも低い回転数では回転数の 3 乗に比例すると仮定し、それを差し引いたものをタービンの膨張仕事とした。図中 G,C はタービンと圧縮機の仕事を表し、添え字 min, max は最小仕事、最大仕事を示し、選択した断熱効率の値に対応する。Min はタービンでは 0.65,圧縮機では最大値 0.75 を、max はタービンでは 0.85,圧縮機では 0.60 を選択することを意味している。３ケースについて正味出力（＝タービン仕事—圧縮動力）を求めた。正味出力＜０の領域が起動モータでアシストされる。回転系は、正味出力＝０を与える回転数で自立する。▲の破線が最も悲観的なケースで、G_{min}◆と C_{max}■の差を表す。この場合の自立回転数は50000rpm弱である。所要モータ動力は数kWであり発電機容量10kWで計画した。

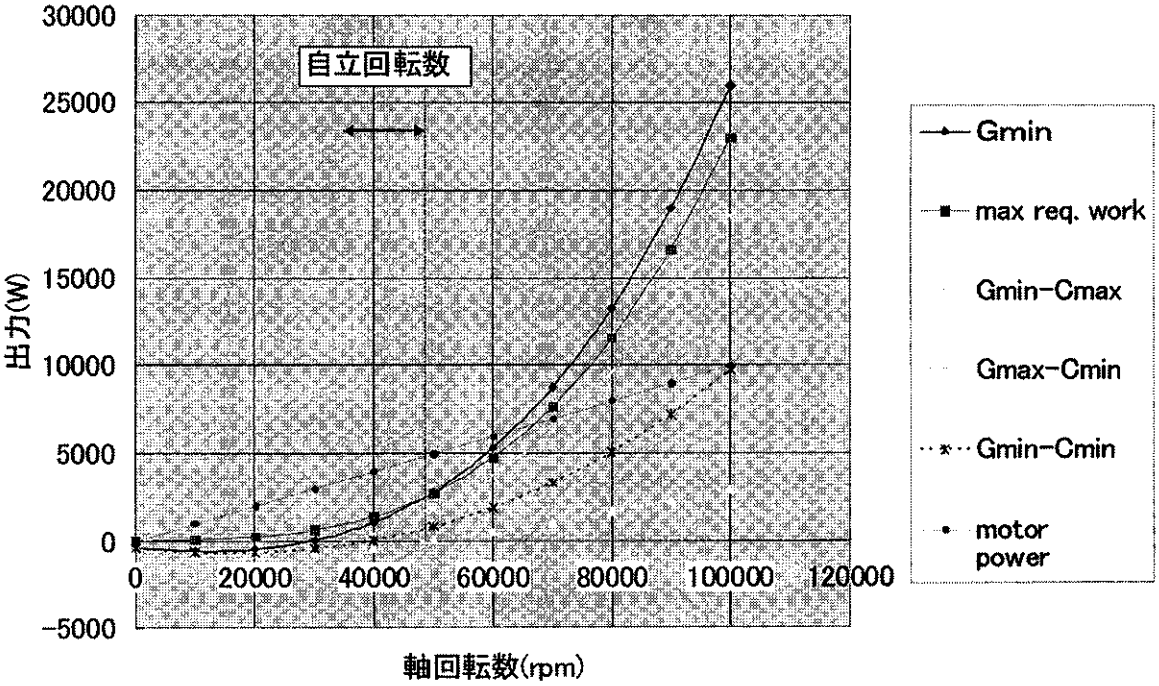


Fig.7 Estimation of rotational speed required for self-standing of turbomachine during start-up

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

4．圧縮機流れの詳細解析

圧縮機は臨界点近傍の超臨界状態で動作するので流動安定性、断熱効率など空力特性の詳細解析には実在気体効果を考慮する必要がある。このため、in-house の 3D URANS, k-ω乱流モデル CFD コードに代数型状態方程式(Peng Robinson)を実装してCO_2物性を模擬した。

Fig. 8 は、既存の翼形状を用いた二次元翼周り流れの密度の等高線を示す。密度の高い実在気体での計算が妥当に行われていることを確認した。実在気体の流れは、理想気体近似解とは微妙に異なっている。今後、実験機の３Ｄ形状で高密度勾配と圧力勾配の錬成が二次流れ形成に及ぼす影響を評価する。

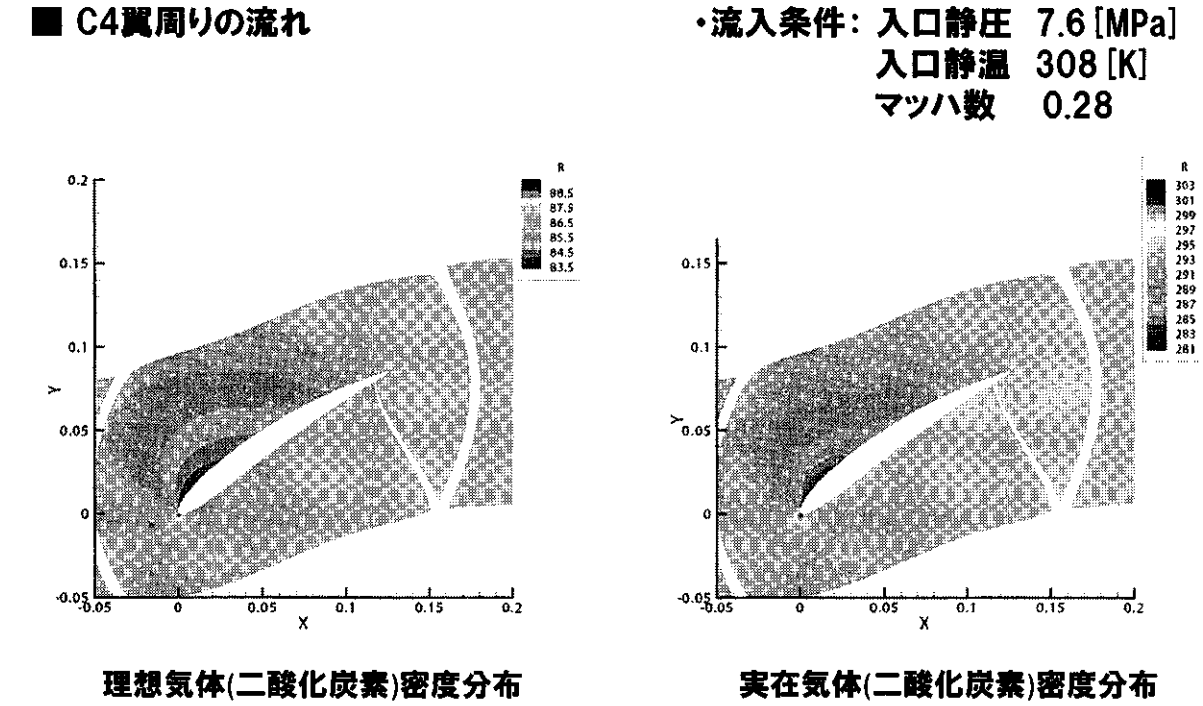


Fig.8 Density contours of supercritical CO_2 flow around airfoil with and without real gas

5．まとめ

超臨界CO_2を作動流体とするガスタービンの原理検証実験計画を立案した。エネルギー密度が極めて大きいことから、実機との間に相似則が成り立つ動作条件(タービン入り口温度・圧力がそれぞれ 550K, 12MPa)にて、実験を計画し以下の結果を得た。

（1）設計流量を 1.2kg/s とし、遠心圧縮機、ラジアルタービンを同軸に組むとき最適回転数は 100000rpm、翼車外径はそれぞれ 20mm, 35mm となった。

（2）同軸ガスタービンの運転線を見出し、それに沿う断熱効率、圧力比、流量を回転数の関数として求め、部分負荷静特性を明らかにした。目標出力 10kW を得るのに必要な加熱器の容量を算出した。

（3）起動モータの容量を検討し、発電機と同程度の出力があれば、回転数が 50000rpm に至るまでに外部動力無しで回転系が自立すると予想される。

（4）実在気体効果が大きい圧縮機の詳細流れ解析の手法について述べた。代数型状態方程式を組み込んだＣＦＤコードの解析で物性値の変化が大きい臨界点近傍の超臨界状態での流れの解析を安定におこなえることを確認した。

注記：本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する平成 19 年度「新エネルギーベンチャー技術革新事業」事業の一つとして実施した 19 年度の成果、また平成 20 年度「エネルギー使用合理化技術戦略的開発」事業の一つとして NEDO 技術開発機構との受託研究契約に基づいて実施した 20, 21 年度の成果である。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

参 考 文 献

1) Angelino, G., 1969, "Real gas effects in carbon dioxide cycles," *ASME Paper* No. 69-GT-103, American Society of Mechanical Engineers.
2) Frutschi, H.L., 2005, Closed-cycle gas turbines, A*SME publications*, pp.164-169.
3) Utamura, M., Nikitin, K. and Kato, Y., 2008, A generalized mean temperature difference method for thermal design of heat exchangers, IJNEST, Vol. 4, No. 1.
4) Utamura, M., Nikitin, K.,2008, Characteristics of a closed cycle gas turbine with supercritical CO_2 as working fluid, Proc. HEFAT2008 paper MU1.
5) 蓮池、宇多村、山本、梶田、2008、超臨界 CO_2 クローズドサイクルガスタービンの開発、第一報：サイクル計算の高度化とバイオマス発電への適用検討、第 36 回ガスタービン定期講演会

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

静翼損傷傾向管理支援システムの開発

*藤井　智晴（電中研），藤岡　照高（電中研）

Development of Damage Trend Management Support System for Vane

*Tomoharu FUJII (CRIEPI) and Terutaka FUJIOKA (CRIEPI)

ABSTRACT

"Damage Trend Management Support System for Vane" has been developed. This system can treat cracks, metal losses and coating spallations of a vane. These data can be entered on the vane model by using the mouse. And data retrieval function for displaying or analyzing the data searched from the large amount of input damage data stored is also available. By analyzing the selected data, the averaged and the maximum damage dimensions are predicted in the future operating conditions. The system developed can also display the FEM model of the vane with the FEA results of temperatures or stress distributions. Therefore the user can easily correlate the damage data and the conditions of usage.

Key words: Vane, Inspection record, Damage trend observation

1．はじめに

ガスタービン静翼は、高温の非常に厳しい環境で使用されるため、き裂、減肉、コーティングはく離といった損傷が頻繁に発生する。しかし、静翼は静止部品であるため、点検時にこれらの損傷が確認された場合にも、補修基準値に達しない損傷については、補修は行われず、検査記録用紙を用いた損傷の進展傾向管理のみが行われている。この傾向管理においては、個別の静翼に対して、検査員が損傷の発生状況を検査記録用紙に手書きで記載するため、多大な労力が必要であった。このため、この傾向管理業務を効率化すると共に、蓄積された過去の損傷データの統計処理により、将来の損傷進展挙動の予測を行うことが可能なシステムを開発した。本報では、このシステムの概要と活用例について述べる。

2．静翼の損傷傾向管理

静翼の損傷傾向管理においては、専用の記録用紙が用いられている。通常は、静翼の外観が描かれたスケッチ上に、き裂、減肉、コーティングはく離などの外観がその寸法と共に記載される。この記録を基に、各損傷に対する補修基準値と照らし合わせ、補修基準値を越えている場合には、溶接補修や再コーティングなどが実施される。一方、補修基準値に達しない損傷については、記録のみが残される。この記録は、次回点検時に参照され、その損傷の進展傾向を把握することが可能となる。しかし、例えば、1台の事業用大型ガスタービンで使用される静翼の数は数十個の単位であり、複数台の大型ガスタービンを保有する発電所の場合には、膨大な数の静翼に対する傾向管理を行う必要がある。また、損傷記録は書類であるため、膨大な検査記録ファイルの保管が必要なこと、さらに、記録が電子化等によりデータベース化されていない場合には、その参照にも多くの手間がかかることが問題である。このため、長年蓄積された損傷記録が、必ずしも有効に活用されていないのが現状である。

このような状況の下、いくつかのガスタービンメーカおよびユーザにおいては、この検査記録を活用して、損傷進展傾向のマスターカーブを作成する等により、その進展挙動を予測する試みがなされている[1)-3)]。しかし、膨大な記録用紙から損傷データを収集し、データ入力、データ分析を行うためには、やはり多大な労力が必要である。もしも、過去の損傷データを用いて、将来の損傷進展挙動の予測を簡単に行うことができれば、補修箇所の限定による補修コストの低減や、設備の信頼性向上を実現することができ、結果として、保守コストの低減に繋げることができる。このため、過去の損傷データを効率的に電子化し、そのデータの統計処理により、将来の損傷進展挙動を予測することが可能なシステムの開発に着手した。

3．静翼損傷傾向管理支援システムの開発

3.1　開発コンセプト

本システムの開発は、次のコンセプトのもとに実施した。まず、①これまで使用されている検査記録用紙の損傷データを容易に電子化できること。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

②電子化した損傷データとガスタービンの運転履歴の相関を容易に分析できること。③静翼以外で損傷を許容する他の部品に対しても容易に拡張できること。

3.2 二次元版システムの開発

静翼に最も頻繁に発生する損傷はき裂である。このため、まず、き裂データを効率的に電子化する手法について検討した。き裂は、静翼表面に発生するため、二次元的に表現することが可能である。このため、現状の手書きの検査記録用紙と同様のデータ入力フォーマットを用いることで、入力作業を容易にすると共に、過去の検査記録用紙からのデータ移行を容易にした。Fig.1 に二次元版システムのデータ入力画面例を示す。これは、2 枚の翼が一体構造となったセグメント静翼の例である。このタイプの静翼については、静翼を 6 つの部位に分割して表示し、それぞれの部位に対してき裂データを入力することとした。

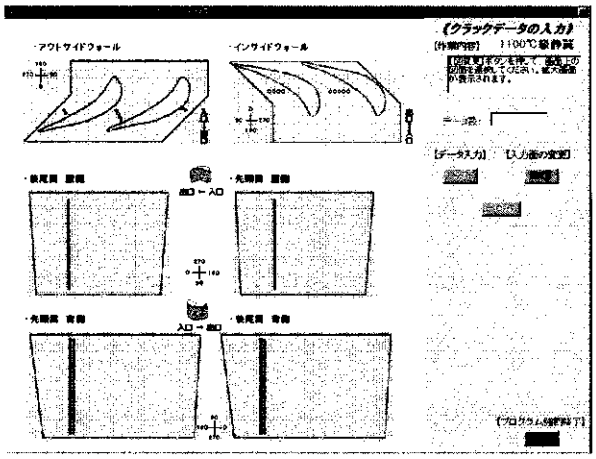


Fig.1 き裂データの入力画面例

Fig.2 にき裂データの入力状況を示す。この画面上でき裂の発生点、いくつかの中間点、終点をマウスでクリックすることで、き裂の外観を入力することができる。この操作により、き裂の各点の座標、および発生点と終点座標から自動的に計算される進展方向のデータがデータベース化される。本来であれば、き裂長も座標値から自動計算可能であるが、実際には三次元形状を持つ静翼表面を二次元的に表現しているため、正確なき裂長は計算できない。このため、き裂の寸法のみ実測値をキーボードから手入力することとした。

また、静翼の部品シリアル番号を基に過去のデータを検索することで、前回点検時のき裂の状態を表示することが可能である。この前回のき裂データに今回の点検におけるき裂データを追加することも可能である。さらに、各点検間のガスタービンの起動回数や等価運転時間などの運転履歴を、き裂データと関連付けて入力しておくことで、運転履歴とき裂進展量の相関を分析することが可能となる。

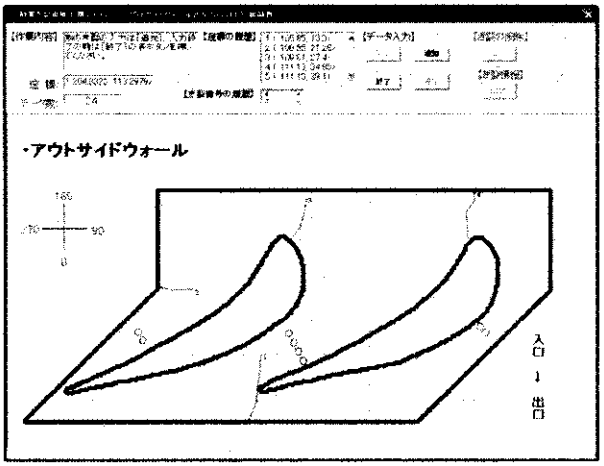


Fig.2 き裂データの入力状況

き裂の進展傾向の分析においては、定性分析と定量分析の 2 通りを可能とした。まず、定性分析機能について以下に述べる。前述のように 1 台のガスタービンには、同様の運転履歴を持つ静翼が複数個取り付けられている。しかし、たとえ同じ運転履歴の静翼であっても、製造時のバラツキや取り付け位置の違いにより、1 つ 1 つの静翼に発生するき裂には、発生位置や長さにバラツキが生じる。つまり、1 つの静翼から一般的なき裂の発生・進展傾向を把握することは困難である。このため、同じガスタービン内に装着されている同じ運転履歴を持つ静翼のき裂データを一度に重ねて表示し、これにより、き裂の大体の発生位置、寸法、発生頻度を定性的に把握することとした。Fig.3 に定性分析画面の例を示す。

次に、定量分析機能について以下に述べる。Fig.4 に示すように、分析対象となるき裂の発生範囲をマウス操作により取り囲み、さらに進展方向の範囲を指定することで、分析対象とするき裂パターンを特定する。その後、データ検索機能により、条件に合致するき裂データと、そのき裂に対応する運転履歴データをデータベースより抽出する。その後、き裂長と運転履歴の相関を自動的に分析し、相関式を出力する。この相関式と、将来の予定運転条件により、指定したき裂パターンに対する将来のき裂長を予測することが可能となる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

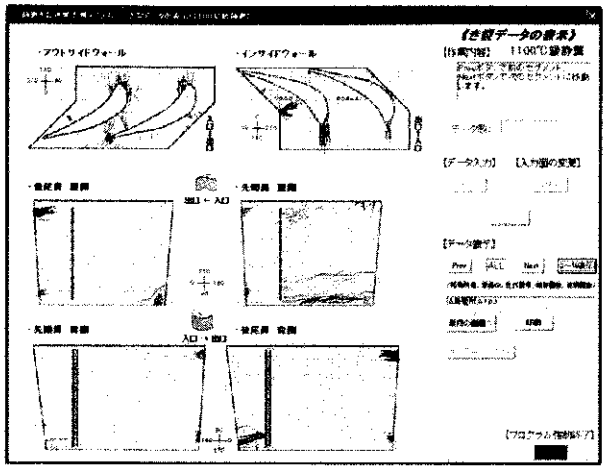


Fig.3　き裂の定性分析画面例

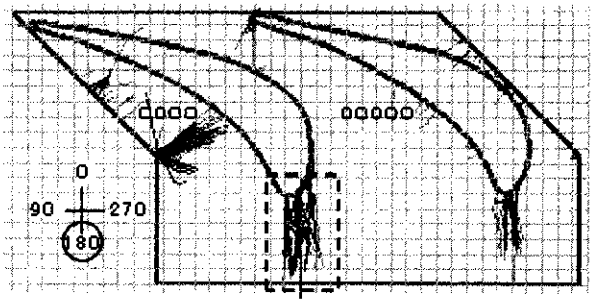


Fig.4　き裂パターンの指定方法

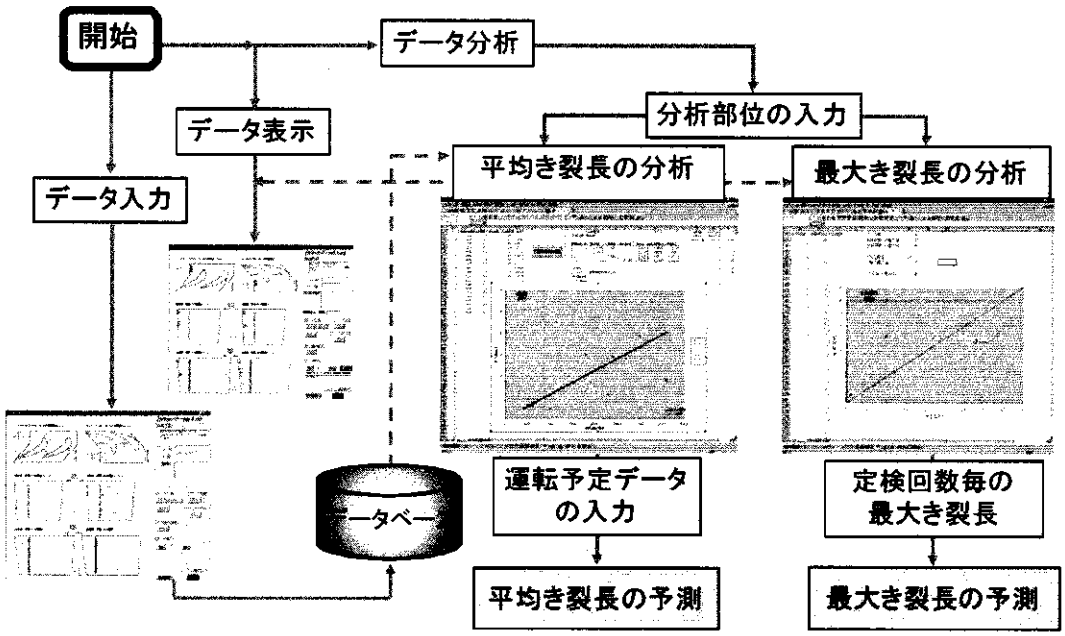


Fig.5　二次元版システムのフロー

しかし、前述のように、個々の静翼に発生するき裂には大きなバラツキがあるため、この相関式により予測されるき裂長は、あくまで平均き裂長である。しかし、管理上、より重要な意味を持つのは、き裂パターン毎の最大き裂長である。このため、本システムでは、運転履歴に関わらず、過去の実績から得られるき裂パターン毎の最大き裂長も同時に出力できるようにした。

Fig.5に、以上で述べた二次元版システムのデータ入力機能、データ表示機能、データ分析機能のフローを示す。

3.3　三次元版システムの開発

き裂については、前節の方法によりデータの蓄積および分析が可能であるが、三次元的な損傷である減肉やコーティングの剥離については、二次元版システムでは対応できない。また、二次元版システムでは、入力画面上で、正確なき裂の位置を表現することが困難である。このため、静翼の三次元モデルを用いた三次元版システムの開発を行った。Fig.6に三次元版システムのデータ入力画面の一例を示す。三次元版システムの損傷進展傾向の分析機能は二次元版と同様であるが、損傷データの入力機能に特徴がある。効率的な損傷データの入力フローをFig.7に示す。まず、損傷した静翼を特定の位置に固定し、あらかじめ決められたいくつかの方向からデジタルカメラ等による写真撮影を行う。この写真の 1 枚を、本システムのデータ入力画面のバックグラウンドに表示し、静翼

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の三次元モデルを写真上に重ねて表示する。この場合に、静翼モデルの表示位置、大きさ、方向はあらかじめプリセットすることが可能であり、容易に写真とモデルを重ね合わせることができる。また、三次元モデルは部位毎に分割して表示することも可能である。この後、写真上に存在する損傷形状をマウスで入力することで損傷データを容易に蓄積することが可能となる。1 枚の写真上に存在する損傷データを全て入力後、次の写真を表示し、データ入力を繰り返すことで、最終的に、静翼全体の損傷データを入力することができる。

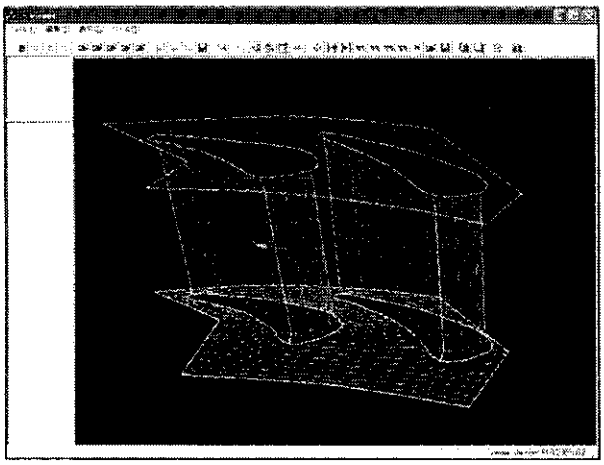


Fig.6　三次元版システムの入力画面例

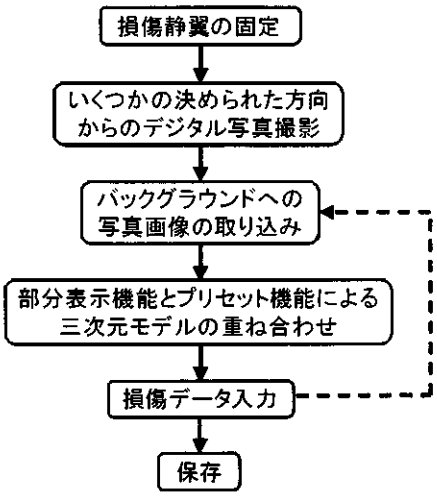


Fig.7　効率的なデータ入力フロー

Fig.8 にこれらの機能を利用したデータ入力状況の例を示す。

また、本システムでは、別途実施する静翼の温度解析や応力解析の結果を、三次元モデル上に重ねて表示できるようにした。これにより、温度や応力の発生状態と損傷の発生実態の関連を容易に把握することができ、損傷要因の検討や、解析結果の検証を行うことができる。

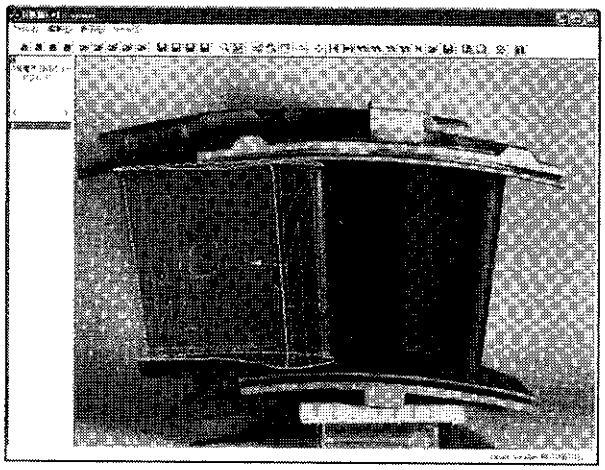


Fig.8　デジタル写真画像を用いたデータ入力例

4．本システムの予測精度

本システムの予測精度を検証するため、実発電所の初段静翼に発生するき裂に対して、平均き裂長と最大き裂長を予測し、実際のき裂長との比較を行った。対象としたのは、2 枚の翼が一体構造となったセグメントタイプの静翼である。まず、事前の定性分析および定量分析の結果、このタイプの静翼に発生するき裂の内、起動回数などの運転条件の増加と共に進展し、かつ比較的長いき裂は、Fig.9 に示す 11 パターンであることが分かった。

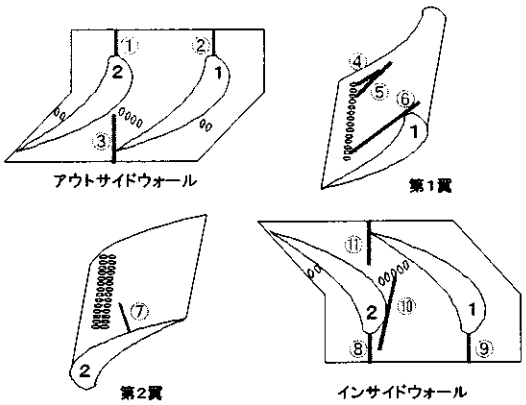


Fig.9　き裂のパターン

ここでは、予測対象としたガスタービン 1 台分の静翼セットに対して、これら 11 パターンのき裂に対する新品状態から 3 回分の点検までのき裂長を予測した。予測のための相関式を作成するため

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

に使用した静翼データは5セット×点検3回分の検査記録である。なお、この中には予測対象とした静翼セットのデータは含まれていない。検証結果を、平均き裂長についてはFig.10に、最大き裂長についてはFig.11に示す。この結果、概ね安全側かつ精度の高い予測ができていることが分かる。

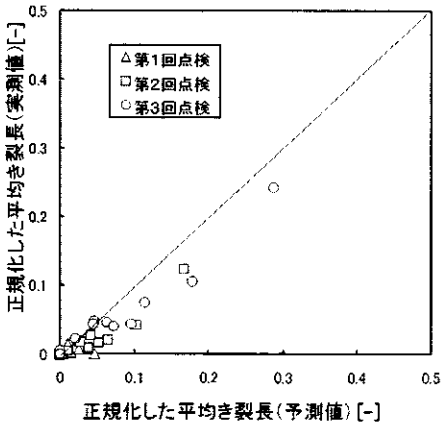


Fig.10　予測値と実測値の比較（平均き裂長）

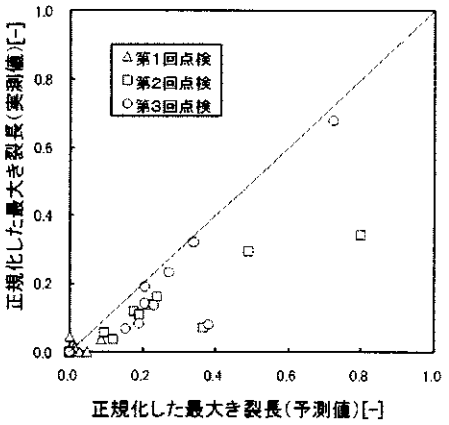


Fig.11　予測値と実測値の比較（最大き裂長）

5．本システムの活用例

本システムを使用して、実際のガスタービンの初段静翼に発生するき裂の進展傾向を分析した。対象としたのは、Fig.9に示す11パターンのき裂である。これら11パターンのき裂に対して、過去のき裂データを基に、新品状態から次の点検までの期間に相当する2年間のき裂進展量を予測した。また、き裂の補修後から2年後におけるき裂進展量も同様に予測した。なお、補修時には、き裂は全て溶接補修され、外観上は新品同様となる。

予測結果を、平均き裂長についてはFig.12に、最大き裂長についてはFig.13に示す。図の縦軸は、Fig.14に示す各き裂パターンに対する補修基準長で正規化しており、この値が1となった場合に補修基準長に到達したことを意味する。

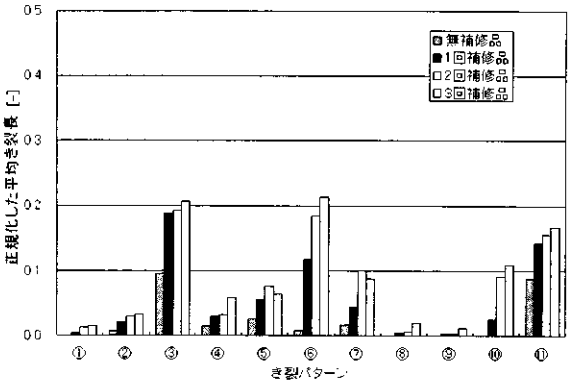


Fig.12　平均き裂長の予測結果

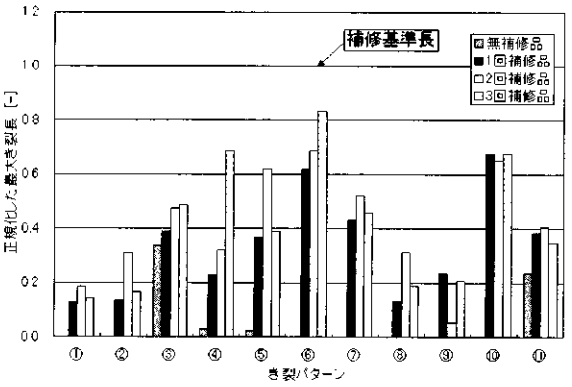


Fig.13　最大き裂長の予測結果

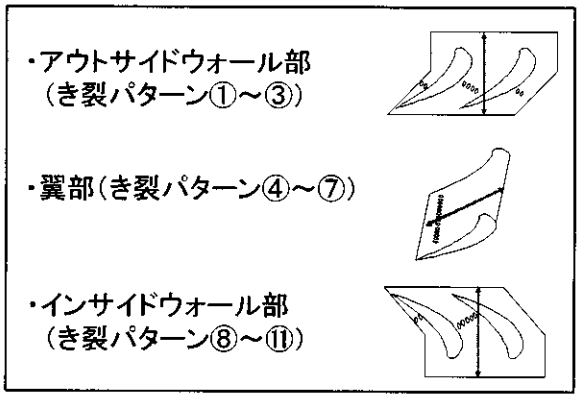


Fig.14　各き裂パターンの補修基準長

この結果、特に進展量が大きいのはき裂パターン⑥であり、平均き裂長では、補修基準長の2割程度であるが、最大き裂長では8割程度にまで到達している。更に、補修回数の増加に伴い、き裂進展量が増加する傾向が確認された。これらの結果から、実際の保守においては、特にき裂パター

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ン⑥のき裂の管理と、補修後のき裂進展量の管理に、より注意を払う必要があると考えられる。

6．おわりに

ガスタービン静翼に発生するき裂、減肉、コーティングはく離に対して、損傷進展の傾向管理業務を効率化すると共に、蓄積された過去の損傷データの統計処理により、将来の損傷進展挙動の予測を行うシステムを開発した。本システムの活用により、保守コストの低減や保守業務に関わる労力の低減を実現することが可能になると考えられる。

なお、このシステムは、データ入力画面のモデルを静翼以外の部品に変更することで、他の部品に対する同様のシステムを容易に構築できるという拡張性を持っている。

参考文献

1) 山口寛，西田秀高，磯部展宏，桜井茂雄：ガスタービン静翼のき裂進展挙動と余寿命評価，日本材料学会高温強度シンポジウム論文集，(1996).
2) H. L. Bernstein, R. C. McClung, T. R. Sharron and J. M. Allen: Analysis of General Electric Model 7001 First-Stage Nozzle Cracking, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.116, No.1, pp.207-216, (1994).
3) 藤山一成，秋國康成，藤原敏洋，松本茂，北山和弘：タービンの損傷リスク解析に基づく保守管理手法，第9回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集，pp.143-148，(2004).

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

航空エンジン用低圧タービン翼の高負荷化に関する研究
（負荷分布の違いによる影響解析）

＊柴　孟宏（岩手大院），船崎　健一（岩手大工），岡村　和希（岩手大工）
菊地　航矢（関東自動車），田中　望（IHI），谷光　玄行（IHI）

Studies on High-Lift LP Turbine Airfoils of Aero Engines
(Influence that differences of Pressure Distributions)

*SHIBA Takairo(Iwate Univ.) , FUNAZAKI Ken-ichi(Iwate Univ.) , OKAMURA Kazuki(Iwate Univ.)
KIKUCHI Kazuya(KANTO AUTO WORKS), TANAKA Nozomi(IHI),TANIMITSU Haruyuki(IHI)

ABSTRACT

This paper details experimental studies on the flow field around 3 types of LPT (Low Pressure Turbine) airfoils with different peak load positions linear turbine. Highly loaded LPT blades are one of the key paths to successful future aero-engines. However, those blades are usually accompanied with separation bubble, especially at cruise condition, eventually leading to the increase in aerodynamic loss. The purpose of this study is to clarify the performance of aft-loaded LPT blade as well as front-loaded LPT blade through measurements of wake-affected boundary layers upon including separation bubble at low Reynolds number conditions. This paper focuses on differences of characteristics of the separate boundary layer influenced by the wake passing, through the comparison among the measurements for these airfoils.

Key words: *Boundary Layer, Low-PressureTurbine, Separation Bubble, Wake Interaction, Unsteady flow*

1.はじめに

旅客機用航空エンジンには昨今のエアライン競争の激化による高い経済性の要求をはじめ，地球環境問題への配慮に伴うエネルギー使用の効率化やエンジン騒音の低減など，一層の高性能化が求められている．このような要求に対して開発が進められている高バイパス比ターボファンエンジンは，バイパス比を増加させることで低燃費・低騒音化を実現している．高バイパス比になるほど，推力の大半はファン動翼が生成するため，ファン動翼を駆動する低圧タービンには高い効率が求められる．その為，低圧タービン部はエンジンの高性能化に大きく関わる重要な要素と言える．この効率を維持しつつ，低圧タービン動翼枚数を削減するための研究が実験と数値計算の両面から数多く行われている．(1)(2)(3)(4)(5)

翼枚数を減らすことで，エンジンの軽量化は可能であるが，翼一枚にかかる空力的な負荷が上昇する．結果，高負荷状態では翼負圧面において強い逆圧力勾配が発生する．この逆圧力勾配は境界層剥離を誘起し，翼列性能を悪化させる原因となる．そこで高負荷・超高負荷設計を可能にするために，主な損失要因である負圧面境界層の制御・抑制に着目し，２次元翼列を用いた基礎研究が行われている．

特に上流翼列からの wake が空力性能に与える影響を調査した例として，次のような報告がある．Funazaki ら(1)(2)は，典型的な航空用エンジン低圧タービン翼列を用い，そのソリディティを減少させることで高負荷状態を発生させ，そのときの翼面静圧分布及び剥離泡を伴う翼面境界層を実験的に調査した．そして，時間平均特性として wake 通過の効果で剥離泡を抑制し，運動量厚さ(境界層損失に相当)を低下させることが可能であることを示している．数値計算例としては，Wissink ら(3)が DNS(Direct Numerical Simulation)を行い，剥離泡の巻き上がりや遷移過程における wake の negative-jet 効果と流れ方向速度変動の役割を論じている．その結果，剥離泡の巻き上がりは negative-jet 効果が誘発し，巻き上がり渦の崩壊は wake 内の速度変動が関与していると報告した．

また，wake の持つ剥離抑制効果以外にも，2次元的な翼形状の違いによって生じる空力特性を調査した例もある．Praisner ら(4)は，翼面負

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10.（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

荷分布において負荷ピーク位置(流れ方向における負圧面・正圧面における圧力差の最大地点)を上流へ移動させた front-loaded や，下流へ移動させた aft-loaded の翼の空力特性を調査した．調査によって，aft-loaded は結果的に損失係数が増大したが，front-loaded は調査したレイノルズ数の範囲に関わらず aft-loaded より低い損失を示していることがわかった．この結果に関して aft-loaded は自身の持つ強い圧力勾配によって剥離が大規模化している事が原因として考えられるが，翼面の境界層自体には着目しておらず，各翼の翼面上で生じている境界層と損失の因果関係までは明確になっていない．

本研究では，異なる負荷分布を持つ高負荷翼を用い，翼面負荷分布の違いが剥離境界層に与える影響と時間平均的な損失抑制効果の因果関係を考察する．また，それらの翼に上流タービン段を模擬した wake を与え，剥離境界層に及ぼす影響や効果の違いを調査する．

2.主な記号

BLM	*Boundary Layer Measurement* (境界層計測)
C	コード長
C_x	軸コード長
C_p	圧力係数
δ_1, δ_2	排除厚さ,運動量厚さ
f_{bp}	円柱通周波数[Hz]
H_{12}	形状係数 $=\left(\dfrac{\delta_1}{\delta_2}\right)$
p	翼面静圧
p_{01}, p_{02}	入口,出口全圧
Re	レイノルズ数
s, S_0	翼面距離,翼負圧面さ
St	ストローハル数
t	翼ピッチ
T	wake 通過周期
U_1	入口流速
$\overline{U_2}$	翼列出口平均流速
U_{x1}, U_{x2}	入口軸流速,出口軸流速
Y_n	翼面法線方向
β_1, β_2	設計流入角,流出角（軸方向からの角度）
ν	動粘性係数

3.実験装置及び計測手法

3.1 実験装置

実験装置の直線翼列部と後流発生装置を図 1 に示す．直線翼列は５枚ないし 7 枚の翼で構成されている．翼はアルミ製または真鍮製で，真鍮製翼のミッドスパンには孔径 0．5mm の静圧孔を負圧面・正圧面に設けている．これによりそれぞれ負圧面と正圧面の静圧分布を取得する．翼は翼支持プレートに挿入して支持される．翼支持プレートは翼列装置側板の溝にはめ込まれているため，ピッチ方向にスライドすることができる．本研究では任意の翼ピッチを設定し,ピッチを広げることで高負荷状態を模擬している．

後流発生装置は，タイミングベルトに 68 本ないし 34 本の円柱を取り付け，モータで駆動することで回転させる．モータには制御インバータ Hitachi 製 EFOUP-K を使用した．円柱直径は 3mm で，円柱ピッチは 63.5mm，127mm から所定のストローハル数になるように選択する．円柱通過周期はモータの回転数と円柱ピッチから求めることができる.計測時には光電回転検出器からの信号を基にベルト移動速度を算出し,円柱通過周期を所定の値に調整することで決定する．本研究には航空エンジン低圧タービン内部で想定される３つのストローハル数条件(St＝0.4,0.8,1.2)と定常条件(St=0.0)を用いて調査した．ストローハル数は以下の式で定義する．

$$St = \frac{f_{bp} C}{U_1} \tag{1}$$

なお,wake を流入させない条件すなわち定常条件(St=0.0)では円柱を取り外して計測する．

レイノルズ数は翼コード長と翼列出口平均流速で定義する．本条件では実機高高度巡航時を想定した低レイノルズ数条件（Re=57,000）で計測を行った．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

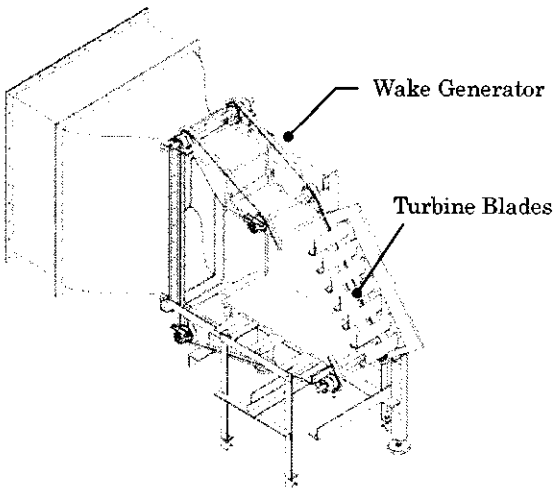


Fig.1 Close-up of test section,which includes test cascade and wake generator.

3.2 計測手法

計測はミニチュアピトー管や翼面静圧孔による空力計測と，熱線流速計による境界層計測を行った．

空力計測

空力計測では，翼面負荷分布を調査するために圧力係数 Cp を用いる．

$$C_P(x) = \frac{p_{01} - p(x)}{1/2\overline{U}_2^{\,2}} \tag{2}$$

翼面動圧はその入口全圧と各静圧孔との圧力差として 30 秒間計測し,時間平均を行うことで取得する．この分布から時間平均的な剥離開始点や乱流遷移に関係のある圧力回復点，再付着点がわかり,流れ方向における剥離の位置を時間平均的に知ることができる．$\overline{U_2}$は出口における局所速度をピッチ方向に平均化したものであり，レイノルズ数算出の際の代表流速である．

境界層計測

境界層計測では I 型熱線流速計と定温度型熱線流速システムであるカノマックス社製 MODEL1011 を使用した．出力電圧値は同社 MODEL 1013 を使い線形化し，計測時の温度変化を補正するためにカノマックス社製 MODEL 1020 を組み込んでいる．更に，境界層計測を行う前に熱線出力に対する較正試験を行い，較正多項式近似によって較正曲線を求める．熱線の較正試験位置と計測座標系を図 2(上)に示す．熱線は DANTEC 製 I 型プローブ 55P11 を使用している．定常計測はサンプリング周波数 20kHz,サンプリング数 2^{13} で行われ各計測点で 25 個のデータを取得し,時間平均処理を行った．非定常条件ではサンプリング数 2^{12}取得データ数を 100 とし,光電回転検出器からの信号を位相基準としてアンサンブル平均処理を行う．なお境界層外端速度は翼面から法線方向へのトラバース線上において,速度極大値の 98%で定義した．

翼負圧面の流れ方向計測範囲を図 2(下)に示す.流れ方向の計測範囲は各翼共に負荷ピーク位置より下流から翼後縁にかけて 11~13 地点とし，高さ方向には翼面から 0.2mm～10mm を 32 点取得した．

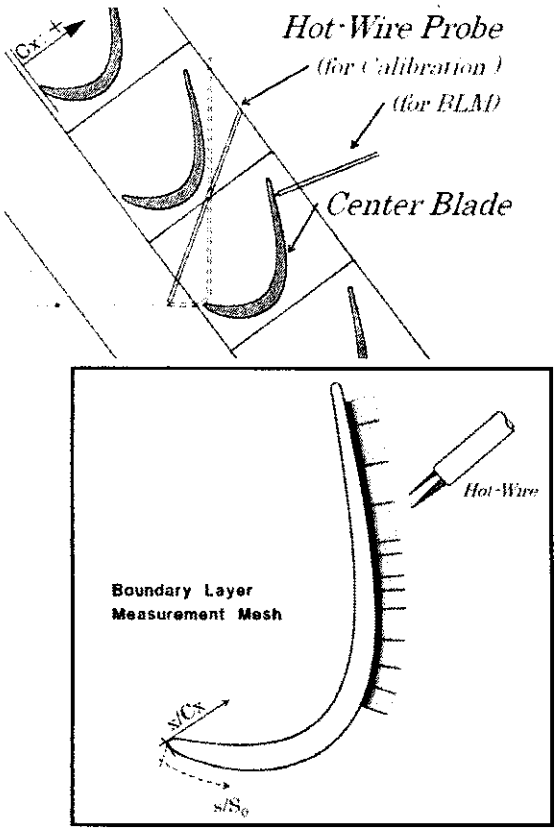


Fig.2 Hot-wire probe setting locations of BLM.(up) Measurements point on blade surface.(bottom)

3.3 計測翼

本研究では，軸コード長を固定し負荷ピーク位置を変化させた計 3 種類の翼を用意した．これらの翼は負荷レベルがほぼ同一である．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

翼面負荷分布

図 3 に実験から得られた定常条件における各翼面負荷分布を示す．各翼は負荷ピーク位置が上流側にあるものから順に Front Blade, Mid Blade, Rear Blade と称す．負荷ピーク位置に関して，Front Blade は Mid Blade に対し無次元翼表面距離(s/S_0)で約 6%上流に，Rear Blade は約 8%下流に位置している．表 1 に各翼の負荷ピーク位置と定常条件における流れ方向の剥離点，圧力回復点，再付着点を示す．

翼負荷レベル

翼負荷のレベルを表す指標には Zweifel 係数を用いた．本研究で用いた条件は Hoheisel[5]らが使用した翼の 1.23 倍に相当する高負荷条件である．Funazaki ら[1][2]の研究では,ソリディティ(=C/t)を削減することで Hoheisel らの 1.2~1.3 倍の高負荷条件を再現し，空力性能及び境界層の調査を行った．Front Blade はその中で用いられた高負荷翼である．

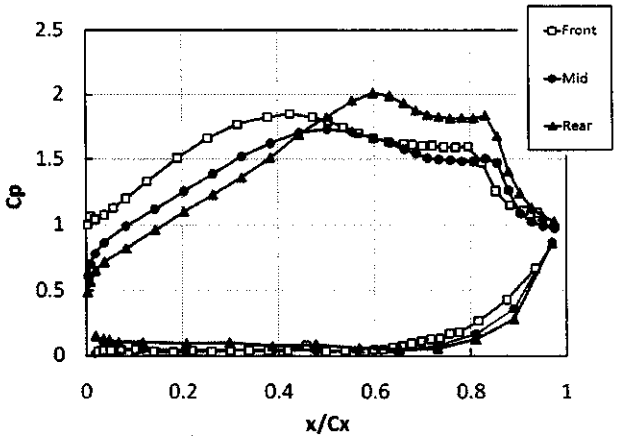


Fig.3 Cp distributions, Steady(St=0.0),Re=57,000

Table.1 Summary of test blades. Steady separation, recovery and reattachment locations have been derived from Cp distributions

Design	Peak Load Location $\%S_0$ (%Cx)	Steady State Conditions		
		Separation on set $\%S_0$ (%Cx)	Recovery $\%S_0$ (%Cx)	Reattach-ment $\%S_0$ (%Cx)
Front Blade	35 (42)	48 (60)	70 (80)	81 (88)
Mid Blade	41 (50)	58 (70)	73 (83)	85 (91)
Rear Blade	49 (60)	59 (73)	71 (83)	85 (92)

4.実験結果・考察

定常流れ場

翼負圧面に発生する剥離泡は，翼面負荷分布において，剥離点から再付着点までと定義することができる．表 1 より，各翼での剥離泡の位置を見ると，Mid Blade に対して，Front Blade は上流から剥離が始まっているが，Rear Blade の剥離開始位置は Mid Blade とほぼ変わらない．

また表 2 には翼面長に対する剥離長さの占める割合と剥離再付着後の領域が占める割合を示している．剥離長さが最も長いのは Front Blade であり，剥離泡下流の再付着領域も Front Blade が最も長い．一方 Rear Blade は剥離長さ，再付着領域共に Mid Blade と同じ割合であり，翼面長に対する流れ方向の剥離規模は同等である．

しかし，翼面法線方向の剥離規模は大きく異なる．図 4(上)と図 5(上)には Front Blade と Rear Blade 翼負圧面上の無次元時間平均速度コンタを示す．剥離泡は低速度領域として現れている．両者を比較知ると，剥離泡の高さ方向規模には明らかな差がある．表 2 には各翼での剥離高さも示しているが，負荷ピーク位置が下流へ移動するほど高さ方向に卓越した剥離泡が発生している．

剥離泡が高さ方向に卓越することで，流れ場の乱れの分布も大きく異なる．図 4（下）と図 5(下)に無次元 RMS 分布を示す．RMS は局所時間平均速度からの偏差である．各翼とも，高 RMS の領域が剥離最大高さ付近から発生しているため，特に高さ方向に大規模剥離する Rear Blade では高 RMS 領域も高さ方向に卓越しており，この領域は翼高縁にまでおよんでいる．

結果として翼列損失に深く関係する翼後縁の運動量厚さに着目すると，高さ方向に卓越した剥離泡ほど運動量厚さは増加する傾向が得られた．Mid Blade と Rear Blade では流れ方向の剥離規模こそ同等であるが，運動量厚さは大きく異なる．これは高さ方向の剥離規模の差が強く影響していると考えられる．一方，Front Blade は翼面長に対する剥離長さや再付着領域の割合が最も大きいが，損失は低い結果となった．よって剥離泡の高さ方向規模は，損失の生成に対して 1 つの支配的要因であると考えられる．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table.2 Steady flow bubble lengths and turbulent boundary layer lengths.

Design	Peak Load Location $\%S_0$	Surface Conditions		Height of Bubble %t
		Length of Bubble $\%S_0$	Turbulent Attached $\%S_0$	
Front Blade	35	33	19	1.57
Mid Blade	41	27	15	1.69
Rear Blade	49	26	15	2.34

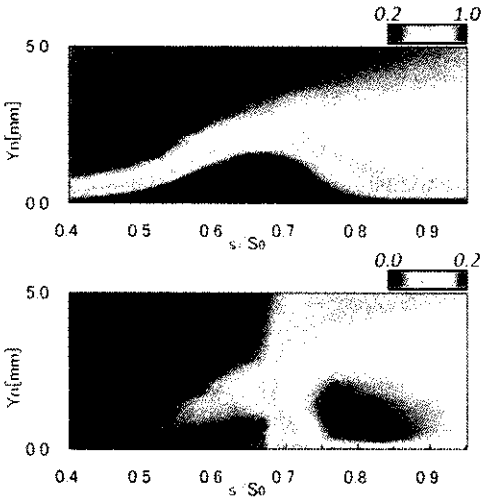


Fig.4 Normalized Time-averaged velocity contour(up), Normalized RMS contour(bottom), Front Blade, Steady(St=0.0).

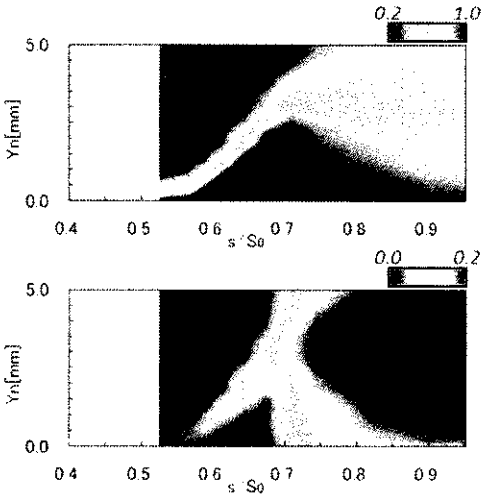


Fig.5 Normalized Time-averaged velocity contour(up), Normalized RMS contour(bottom), Rear Blade, Steady(St=0.0).

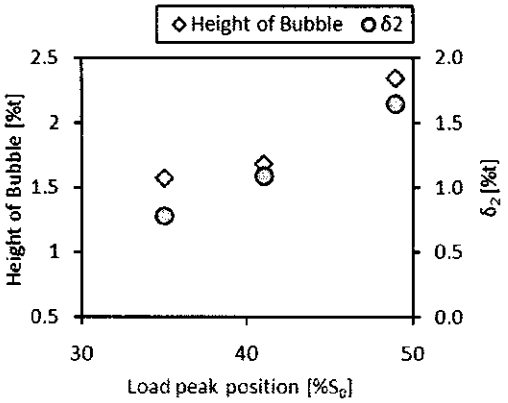


Fig.6 Load peak position - Height of Bubble chart, and Load peak position - δ_2 chart, Steady(St=0.0).

非定常流れ場

wake が流入することで，境界層には wake 通過に同期した非定常的な変動が生ずる．図 7(上)には Mid Blade(St=0.4)における境界層外端速度の時空間図を示す．縦軸に wake3 周期分の時間を，横軸に流れ方向をとっている．Wake による negative-jet の影響で境界層外端速度は周期的に加減速が発生する．wake1 周期中の現象として特に加速・減速がそれぞれ最大を迎える軌跡をライン A，B と特徴づけることができる．

さらにこの加減速に合わせて，剥離泡が変動する様子を図 7(下)の形状係数で確認できる．加速が最大を迎えるライン A では最も高い形状係数を示すが，その直後急激に形状係数は減少し，減速が最大を迎えるライン B 以降に剥離泡が最成長を始める．形状係数の値と流れ方向分布の変移から，剥離泡は wake によって，流れ方向と高さ方向どちらにも影響を受けていると見ることができる．

このような wake の影響により時間平均的に剥離泡は縮小する．wake の持つ剥離抑制効果は，今回調査した範囲で言えば，ストローハル数が高いほど大きい事がわかった． 図 8 に定常及び非定常条件での時間平均な剥離泡高さと翼後縁での運動量厚さの関係を示す．3 種の翼の中では Front Blade が各ストローハル数条件にて，最も低い損失を示している．また，ストローハル数の上昇による運動量厚さと剥離泡高さの抑制効果は，負荷ピークの位置によって異なる．特に Rear Blade ではグラフの傾きが大きく，wake の影響を強く受けていると言える．逆に負荷ピーク位置が上流に移動するほどストローハル数の上昇による剥離泡高さの変化，運動量厚さの変化は小さい結果となった．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

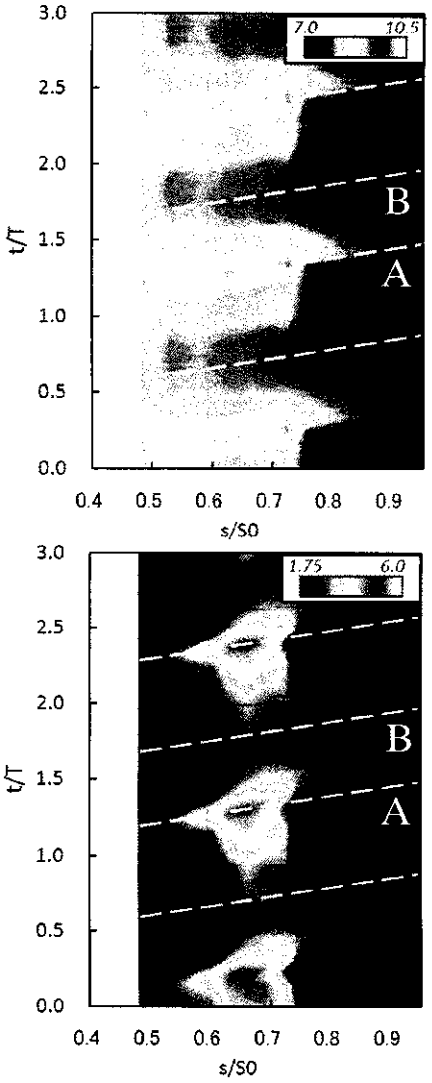


Fig.7 Time-Space Diagram of Ensemble-Averaged Edge velocity[m/s](up), Shape factor(bottom), Mid Blade St=0.4.

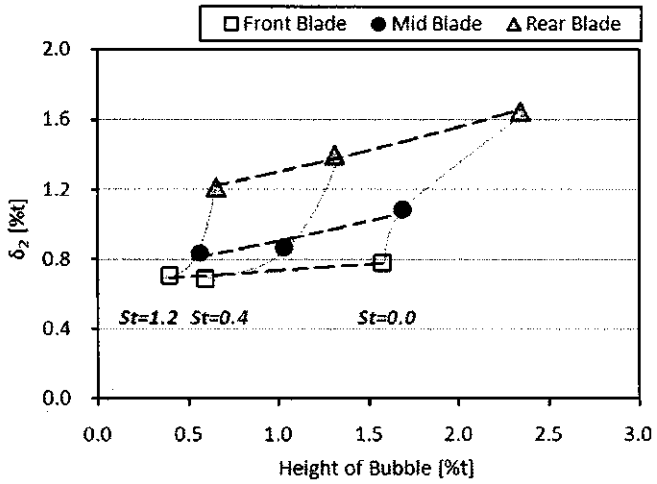


Fig.8 Height of Bubble・δ_2 Chart. St=0.0 / 0.4 / 1.2

5.結言・今後の展望

翼表面負荷分布の異なる翼を用い,低レイノルズ数条件での空力及び境界層計測を行った.その結果,以下の知見を得た.

(1) 負荷ピーク位置の違いで, 剥離泡高さが大きく異なる. 剥離泡高さが卓越すると, 境界層損失が増加する傾向を得た.

(2) 定常条件, 非定常条件を通して剥離泡高さと, 境界層損失には関係があることを確認した. 但し, 負荷ピーク位置の違いによってストローハル数の上昇による剥離泡高さと損失の抑制効果が異なる.

(3) ストローハル数が上昇することで負荷ピーク位置の違いによる境界層損失の差を小さくすることができる.

今後はタービン実環境に存在する乱れとして, wake の他にも主流乱れなどを導入した翼列試験を行い, 複合的な乱れ環境下での剥離泡と翼列損失の関係を調査する予定である.

参 考 文 献

1) Funazaki, K., Tanaka, N., Ono, T., Yamada, K., Kikuchi, M. and Taniguchi H., Studies on High-Lift LP turbine Airfoils of Aero Engines (Understanding of Time-Averaged Behavior of Separated Boundary Layer under the Influence of Incoming Wakes), (in Japanese), JSME paper, Vol.74, (2008)

2) Funazaki, K., Tanaka, Kikuchi, M. Studies on High-Lift LP Turbine Airfoils of Aero Engines(Understanding of Boundary Layer Transitional Behaviour on Time-Space Diagram under the High Lift and Ultra High Lift Conditions),(in Japanese),JSME paper, Vol.74, (2008)

3) Wissink J. G., Rodi, W., Hodson, H., The Influence of Disturbances Carried by Periodically Incoming Wakes on the Separating Flow around a Turbine Blade, International Journal of Heat and Fluid Flow 27, (2006), pp.721-729

4) P raisner, T.J., Grover, E.A., Knezevici, D.C., Popvic, I., Sjolander, S.A., Clark, J.P., SOndergaard, R., Toward the Expansion of Low-Pressure-Turbine Airfoil Design Space, ASME Paper GT2008-50898, 2008

5) Hoheisel, H. , Kiock, R. , Lichtfuss, H. L. and Fottner, L. , Influence of Free-Stream Turbulence and Blade Pressure Gradient on Boundary Layer and Loss Behaviour of Turbine Cascades, ASMEJ . Turbomachinery, Vol. 109,April, pp. 210-219(1987)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

はく離と再付着を伴う高負荷低圧タービン翼列流れの Detached-Eddy Simulation

＊石川　慶拓（岩手大院），船崎　健一（岩手大），山田　和豊（九大）

Detached-Eddy Simulation of Flow around Low-Pressure Turbine Cascades with Separation and Reattachment under High-Loaded Operating Conditions

*Yoshihiro ISHIKAWA (Iwate University), Ken-ichi FUNAZAKI (Iwate University) and Kazutoyo YAMADA (Kyushu University)

ABSTRACT

This paper deals with detached-eddy simulation (DES) around low-pressure turbine (LPT) blades under two high-lift operating conditions. DES is an alternative method for large-eddy simulation (LES) in the practical high Reynolds number flows which contain some sort of the dominant unsteadiness. The main purpose of this study is an applicability assessment for DES to LPT flowfields with separation and reattachment phenomena on a suction surface of the blade. By the changing the cascade solidity, two high-lift operating conditions are examined. Among the lot of DES methods, we use the SST model based delayed DES which was proposed by Spalart[1]. The DES results are compared with LES results on the same computational grids, previous LES results with the free-stream turbulence in a literature and the experiment.

Key words: DES, LES, RANS, Turbine, Separation, Reattachment, Unsteady flow

主な記号

U_2　：出口流速 [m/s]
C, C_{ax}：コード長 [m], 軸コード長 [m]
C_p　：圧力係数 [-]
g　：ピッチ方向間隔 [m]
p_{t1}　：入口全圧 [Pa]
p_x　：局所静圧 [Pa]
Re　：レイノルズ数 [-]
Y_n　：壁面からの垂直距離 [m]
ρ_2　：出口密度 [kg/m^3]
μ_2　：出口分子粘性係数 [Pa·s]

省略記号

FSTI　：free-stream turbulence intensity
S-15　：ソリディティ削減率 15%条件
S-25　：ソリディティ削減率 25%条件
SS　：suction side
PS　：pressure side

1.　緒言

DES(Detached-Eddy Simulation) は，Spalart ら[2] によって提案された，RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) と LES(Large-Eddy Simulation) のハイブリッド手法のひとつである．

RANS と LES のハイブリッド手法は，主に高レイノルズ数条件下における LES の代替手法として注目されている．それは，工学的に頻繁に現れる 10^6 程度の高レイノルズ数流れにおいて，LES で乱流境界層を厳密に再現するためには，現在の計算機を以ってしてもなおコストが高すぎるからである．

定常流れ場に基づく従来の設計手法による性能向上が限界に近付いてきているため，ガスタービンや蒸気タービンで用いられるタービン翼のさらなる空力性能の向上を達成するには，それらの流れ場の非定常特性をよく把握必要がある．

非定常流れ場の予測手法として，現在最も工学的な応用が期待されているのが LES である．それは，LES は URANS(Unsteady RANS) よりも高い非定常流れ場の予測精度を持つからに他ならない．比較的レイノルズ数が低く，LES が適用可能な低圧タービンに対しては既に LES による大規模解析が行われ，

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

非定常流れ場の理解に役立てられてきた[3][4]．今後，さらに高いレイノルズ数条件を持つ流れ場にもLESを適用し，そこから得られる非定常流れ場の情報を用いた設計を行うことで，タービン段や圧縮機段のさらなる性能向上が期待できる．しかしながら，上で述べたように，LESを今すぐにタービン翼の設計プロセスで常用するのは難しい．将来的に，最適化設計などで非定常計算を大量に行うためには，LESのように非定常乱流場を高精度に予測でき，なおかつ低コストな非定常乱流計算手法が求められる．そのような手法のひとつの候補として，著者らはDESに着目している．

現在のところ，DESは1方程式型乱流モデルであるSpalart-Allmarasモデルに基づくものと，$k-\omega$や$k-\epsilon$モデルのような2方程式型乱流モデルを基に使用できるものが提案されており，近年着実にバージョンアップが重ねられている[1]．大抵のCFDコードには，そのような乱流モデルが組み込まれているので，既存のコードを用いてDESを手軽に行うことができるという理由から，著者らは数あるRANS/LESハイブリッド手法の中でもDESに着目して研究を行っている．

本論文では，翼面ではく離再付着を伴う航空機用低圧タービン翼の流れ場に対するDESの適用可能性調査を主目的としている．特に，LESの代替え手法としてのDESという観点から，LESが可能なレイノルズ数域で調査を行い，LESとDESの詳細な比較を実験データも交えて行った．計算条件として，大規模なはく離を伴う，超高負荷条件（S-25と呼称）と比較的小規模なはく離を伴う高負荷条件（S-15と呼称）でDESおよびLESを行った．さらに，主流乱れの効果を考慮したLESとの比較を行うために，著者らの一部が過去に行った計算[4]との比較も併せて行った．

2. 数値解析手法

本節では，本研究で用いた数値計算手法を概説する．支配方程式は三次元圧縮性Navier-Stokes方程式である．空間の離散化にはセルセル中心型有限体積法を用いた．格子系はマルチブロック構造格子である．DESの手法として，SSTモデルに基づく手法[5]をベースに，その改良版であるDelayed DES(SST-DDES)[1]を用いた．LESのSGSモデルには壁面近傍でSGS粘性が自動的に減衰する，コヒーレント構造スマゴリンスキーモデル[6]（LES-CSM）を用いた．非粘性流束の計算手法には，2次精度の中心型スキームを数値粘性を全く加えないで用いた．しかしながら，数値振動による発散を防ぐために，壁面の非粘性流束のみ風上型スキーム（SHUS[7]）で計算した．粘性流束は2次精度で評価した．時間積分法は2次精度の完全陰解法を用い，この時の反復解法としてMFGS陰解法[8]を用いた．また，時間精度を2次精度に保つため，内部反復を10回行い，非定常方程式の残差を十分に減少させた．計算コードにはin-houseコードを用いており，MPIとLinux PC-Cluster（Intel Core i7 920プロセッサのPC4台を二重の1000Base-Tネットワークで接続）による並列計算を行った．

次に境界条件について簡単に述べる．流入境界条件として特性境界条件を用い，全圧・全温・流入角を固定値として与えた．流出境界にも特性境界条件を用い，静圧を固定値として与えた．スパン方向およびピッチ方向には周期境界条件を設定した．

Funazakiらが過去に行った主流乱れを考慮したLES[4]では，SGSモデルに標準スマゴリンスキーモデル（LES-SM），非粘性流束の計算スキームに，4次精度コンパクト補間スキームを用いている．その他の詳細は文献[4]を参照されたい．

3. 計算条件

本研究では，Re=57000において，2つの翼負荷条件における計算を行った．翼負荷は，次式で定義されるソリディティを調整することで変更される．

$$S = \frac{C}{g}. \tag{1}$$

設計条件のソリディティS00に対して，ソリディティを約15%削減した条件をS-15，同様に約25%削減した条件をS-25と表記している．

次にレイノルズ数の定義を示す．

$$Re = \frac{\rho_2 U_2 C}{\mu_2}. \tag{2}$$

ここで，ρ_2,U_2,μ_2は115%C_{ax}面で計算される，時間平均流れ場の質量重み付き平均値を用いる．そのため，何度か計算を行ってレイノルズ数が57000前後となるように調整した．

表1および2にS-15とS-25の計算条件をまとめた．S-15のCase CおよびS-25のCase Eは，著者らの一部による過去の研究[4]からの引用である．また，本研究で用いている実験データは著者らの研究グループによって取得されたものである．実験手法や装置の詳細については文献[9]を参照されたい．

4. 計算格子

図1にS-25における計算格子各部の拡大図を示す．はく離と再付着を精度良く捉えるために，負圧

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1 Simulation cases for S-15% condition.

Case	Grid	Turbulence Modeling
A	S15A	SST-DDES
B	S15A	LES-CSM
C[4]	S15C	LES-SM

Table 2 Simulation cases for S-25% condition.

Case	Grid	Turbulence Modeling
B	S25B	LES-CSM
C	S25E	SST-DDES
D	S25E	LES-CSM
E[4]	S25C	LES-SM

面側の格子を特に細かくしてある．S-15 用の計算格子も S-25 とほぼ同等の品質で作成した．さらに，計算格子の仕様に関する詳細を表 3 に示す．

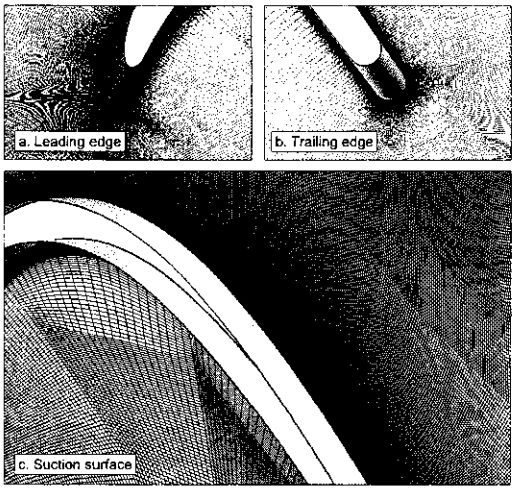


Fig. 1 Close-up views of the computational grid for S-25 cases. "S25E" is shown.

5. 結果と考察

5.1. S-15%条件

図 2 に S-15 における時間平均された絶対流速分布（U_2 で無次元化）を示す．図中の線と数字は軸コード位置を示しており，後に示す境界層の速度分布の採取位置と対応している．各ケースで，翼の負圧面側に形成されるはく離領域の広がり方に差が見られる．DES の結果である Case A では，$x/C_{ax} = 0.75$ 以降からはく離領域が拡大し，後縁以降も再付着することはない．Case B と C ではははく離再付着が捉えられている．このとき，Case C の方がはく離泡は小さく，これは主流乱れの効果であることが既に報告されている [4]．

Table 3 Computational grid specifications.

Grid symbols	Total cells	Span length	Span-wise cells	SS cells	PS cells	Pitch-wise cells
S15A	8,981,896	$0.1C$	49	638	176	314
S15C[4]	6,384,534	$0.1C_{ax}$	39	525	215	199
S25B	8,036,028	$0.2C$	99	405	180	182
S25E	8,981,896	$0.1C$	49	638	176	314
S25C[4]	23,194,493	$0.1C_{ax}$	49	1,445	653	241

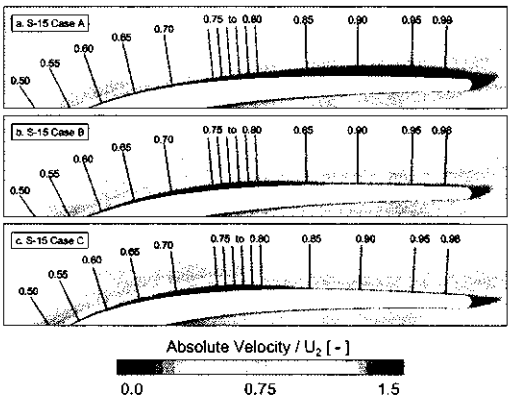


Fig. 2 Time-averaged absolute velocity contour for S-15 cases.

図 3 に時間平均された Cp 分布を示す．ここで，Cp は次のように定義される．

$$Cp = \frac{p_{t1} - p_x}{\frac{1}{2}\rho_2 U_2^2}. \tag{3}$$

Case B と C は実験とよく一致しており，$x/C_{ax} = 0.6$ 付近から始まるはく離と，$x/C_{ax} = 0.85$ 付近の付着を捉えている．Case A では $x/C_{ax} = 0.6$ 以降が一致していない．これは，図 2 から明らかなように，時間平均的なはく離再付着の過程が捉えられていないことが主な原因である．

図 4 に時間平均流れ場における境界層の速度分布を示す．各速度分布の採取位置は，図 2 中に示した線と数字に対応しており，ここでは代表的な 6ヶ所の分布を示している．最も上流の採取位置である，(a)$x/C_{ax} = 0.50$ では，どの計算でも実験との大きな不一致は見られない．(b)$x/C_{ax} = 0.70$ では主流乱れを考慮した LES の結果である Case C よりも，主流乱れを考慮していない LES の結果である，Case B の方がより実験と一致している．これは Case C よりも B の方が，境界層内の格子解像度が高いためである．DES の結果である Case A は，はく離が顕著ではない上流の領域では実験や LES と概ね一致した傾向が見られるが，(d)$x/C_{ax} = 0.85$ 以降では実験および LES と全く異なる分布を示している．(e) と (f) においては，主流乱れを考慮した LES の結果が実験とよく一致している．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

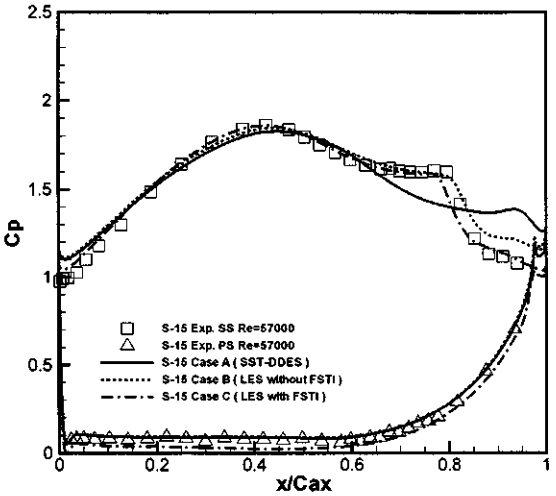


Fig. 3 Time-averaged pressure coefficient distributions for S-15 cases.

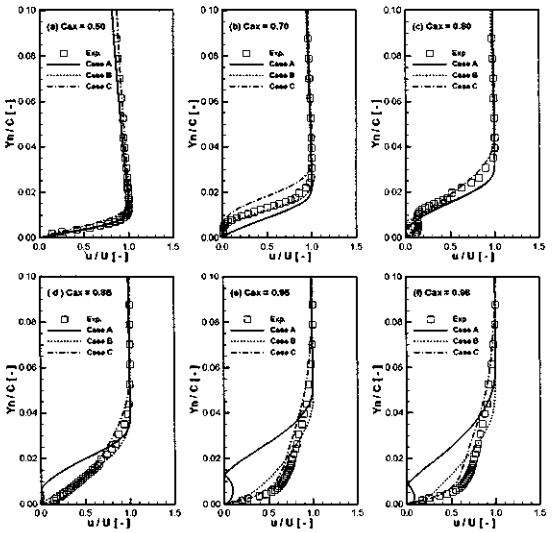


Fig. 4 Time-mean boundary layer profiles for S-15 cases.

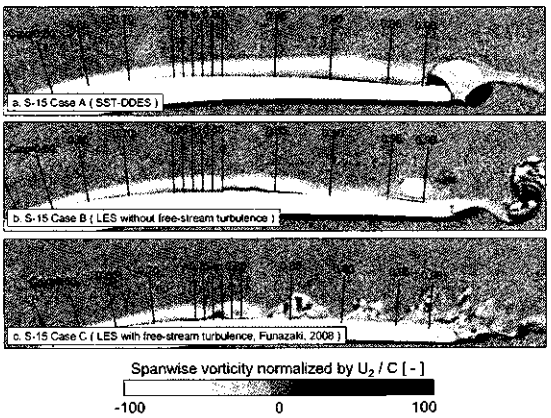


Fig. 5 Instantaneous spanwise vorticity contors for S-15 cases.

図5は，瞬時流れ場における渦度のスパン方向成分(U_2/C で無次元化)の分布を示している．図中に示してある翼面に垂直な線と数字は，軸コード位置を表す．Case B と C では，$x/C_{ax} = 0.70$ から 0.75 の間で，はく離せん断層が不安定化し，0.80 付近で渦が巻き上がり，渦放出が起こっている．一方，DES の結果である Case A では，$x/C_{ax} = 0.95$ 付近まではく離せん断層が不安定化せず，渦放出は $x/C_{ax} = 0.98$ 付近から起こる．このように後縁付近まで，はく離せん断層が不安定化しないのは，せん断層内の渦度の大きさに原因があると考えられる．Case A から C どの場合でも，$x/C_{ax} = 0.65$ 付近までの渦度の大きさは概ね変わらないが，Case A では下流へ向かうに従って，はく離せん断層が翼面に垂直な方向へ拡散しており，これが渦の巻き上がりを遅れさせている可能性がある．このはく離せん断層の拡散は，実効粘性係数が増大したことによって生じたと考えられるため，RANS と LES の切り替わり方が，翼面上の流れ場を劇的に変化させた可能性があり，今後の詳細な調査が必要である．

5.2. S-25%条件

図6は S-25 における時間平均された絶対速度分布（U_2 で無次元化）を示す．図6中の線と数字は軸方向位置（x/C_{ax}）を表している．Case C では翼の負圧面側に大きなはく離領域が形成されているが，$x/C_{ax} = 0.95$ 以降で再付着している．

Case D ではは く離泡は C より大幅に小さく，$x/C_{ax} = 0.85$ 付近で再付着しており，これは図8の (1) からも確認できる．Case E では，はく離泡の大きさが D よりさらに小さく，再付着位置も $x/C_{ax} = 0.77$ 付近へ移動している．

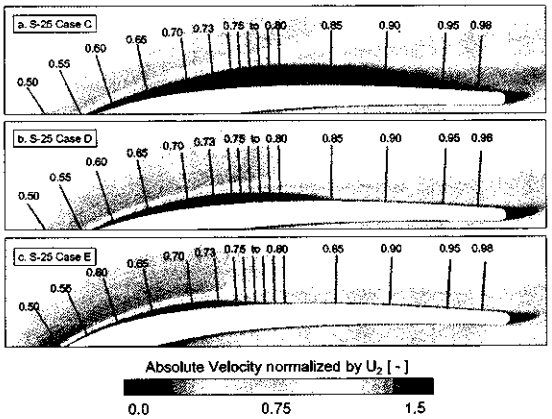


Fig. 6 Time-averaged absolute velocity contour for S-25 cases.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

図 7 に時間平均流れ場から得られた Cp 分布を示す．S-15 の DES の結果とは異なり，S-25 の DES では，$x/C_{ax} = 0.95$ から $x/C_{ax} = 0.98$ の間で再付着していることが確認できる．しかしながら，その区間における Cp 値は実験に比べてやや高く予測されている．これは，図 6 の S-25 Case C で見られるように，時間平均的に大きなはく離泡が存在することによって，翼負圧面側を通過する流れの転向角が浅くなり，後縁付近で所定の加速が得られないからである．

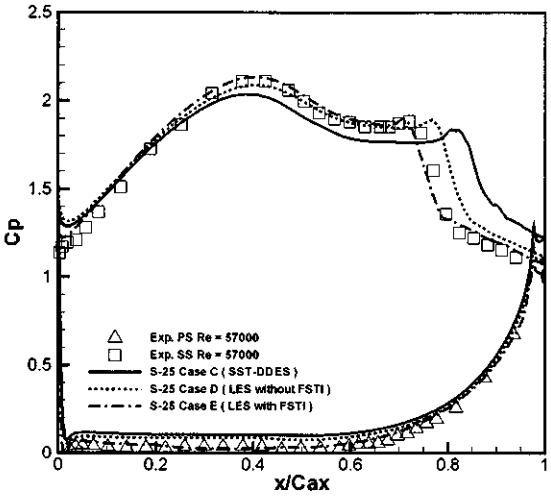


Fig. 7 Time-averaged pressure coefficient distributions for S-25 cases.

図 8 に時間平均流れ場から得られた境界層の速度分布を示す．全体の傾向として，大きなはく離が存在している部分では実験と一致しにくく，逆に付着境界層の部分では実験と一致，あるいは近い分布が得られた．まず，LES 同士（Case D および Case E）で比較すると，(a) と (b) の位置では概ね一致しているが，それ以降では一致しない．この原因として考えられるのは，主流乱れの有無及びはく離泡内の格子解像度である．また，はく離泡内の (c) では実験とも離れた傾向を示す．再付着した後の (d) から (f) では，格子や SGS モデル，そして計算スキームの違いにも関わらず，再び傾向が一致している．

次に，DES(Case C) では，(c) 以降，徐々に実験や他の LES の結果から離れるという傾向を示した．図 6 で見られたように，$x/C_{ax} = 0.60$ より下流では大規模なはく離泡が形成されている．これは S-15 の場合と同様に，翼の負圧面側におけるはく離せん断層の挙動の違いが主な原因であると考えられる．しかしながら，(f) で確認できるように，S-25 の DES では S-15 の DES とは異なり再付着が捉えられた．これは，はく離せん断層の巻き上がりによって形成される渦構造が，S-15 とは違い，スパン方向に強い 3 次元性を持つからであると考えられる．

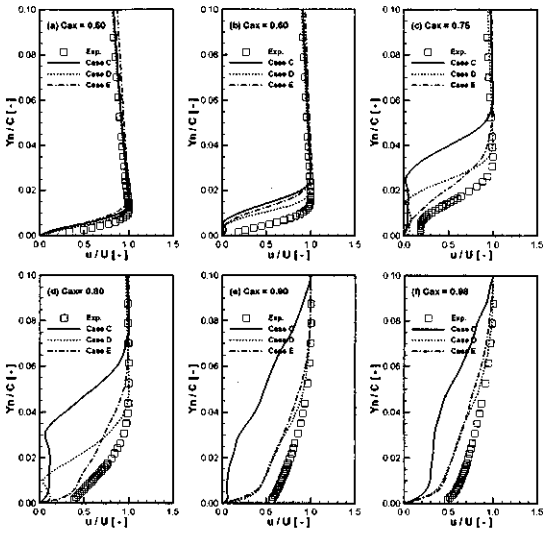


Fig. 8 Time-averaged boundary layer profiles for S-25 cases.

図 9 は，S-25 における瞬時流れ場のスパン方向渦度分布 (U_2/C で無次元化) をそれぞれ示す．S-25 では，S-15 に比べてより細かい渦構造が見られる．S-25 の DES の結果は，S-15 より早期にはく離せん断層が不安定化し，それに伴う渦放出が起こり，その結果，再付着を促進させたと考えられる．しかしながら，S-15 で見られたように，はく離せん断層の拡散が見られるため，LES の結果と比べて下流側で渦が巻き上がる傾向がある．LES の結果である，S-25 Case D と E では，渦の巻き上がり位置は $x/C_{ax} = 0.73$ から $x/C_{ax} = 0.80$ の範囲内にあり，それより下流側の流れ場は細かな渦構造が存在している．

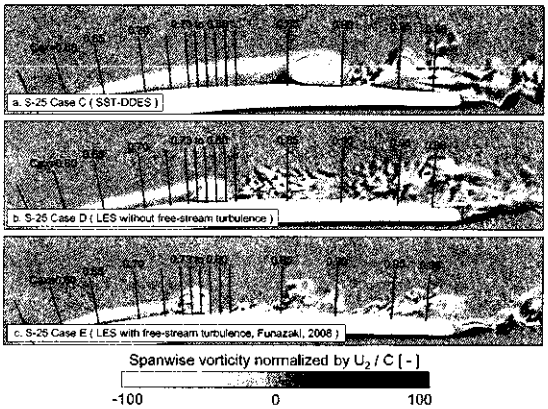


Fig. 9 Instantaneous spanwise vorticity contours for S-25 cases.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

6. 結論

翼面ではく離再付着を伴う低圧タービン流れ場に対するDESの適用可能性を調査するために，LESが可能なレイノルズ数条件下での計算を行い，SSTモデルベースのDelayed DESとLESおよび実験を相互に比較した．また，主流乱れありのLESとの比較を行うために，著者らの一部が行った過去の計算との比較も行った．本研究から得られた知見をまとめると以下のようになる．

1. DESにおいて，S-15とS-25どちらの高負荷条件においても，はく離せん断層の拡散が見られた．これが，渦の巻き上がりが下流側へ移動してしまう直接的な原因であると考えられる．そのため，翼面上ではく離した後に，はく離せん断層が巻き上がることによって再付着が起こるような，本研究で取り扱った流れ場をDESで計算する際には，はく離せん断層内のRANSとLESの切り替わり方に注意を払う必要がある．

2. 今回調査した高負荷条件下における低圧タービンの流れ場では，SST-DDESによってLESと同等の予測結果を得ることは難しい．

参考文献

1) P. R. Spalart et. al., 2006, "A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities", Theoretical and Computational Fluid Dynamics, Vol. 20, pp.181-195.

2) P. R. Spalart et. al., 1997, "Comments on the Feasibility of LES for Wings, and on a Hybrid RANS/LES Approach", Advances in DNS/LES, 1st AFOSR International Conference on DNS/LES, Greyden Press, pp.137-147.

3) Kazuo Matsuura and Chisachi Kato, 2007, "Large-Eddy Simulation of Compressible Transitional Flows in a Low-Pressure Turbine Cascade", AIAA Journal, Vol.45, No.2, pp.442-457.

4) Funazaki Ken-ichi et al, 2008, "Numerical and Experimental Studies on Separated Boundary Layers over Ultra-High Lift Low-Pressure Turbine Cascade Airfoils with Variable Solidity : Effects of Free-stream Turbulence," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008 : Power for Land, Sea and Air*, GT2008-50718.

5) M. Strelets, 2001, "Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows", AIAA Paper 2001-0879.

6) Hiromichi Kobayashi, 2005, "The subgrid-scale models based on coherent structures for rotating homogeneous turbulence and turbulent channel flow", Physics of Fluids, Vol.17, Issue 4.

7) Eiji Shima and Tadamasa Jounouchi, 1997, "Role of CFD in Aeronautical Engineering -AUSM Type Upwind Schemes-", *Proceedings of the 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics*, NAL SP-34, pp.7-12.

8) Eiji Shima, 1998, "Numerical Flow Analysis for HSCT model (2) (in Japanease)", *Proceedings of Aerospace Numerical Simulation Symposium 1998*, NAL SP-41, pp.209-214.

9) Funazaki Ken-ichi et al., 2006 "Experimental and Numerical Investigations of Wake Passing Effects upon Aerodynamic Performance of a LP Turbine Linear Cascade With Variable Solidity", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006 : Power for Land, Sea and Air*, GT2006-90507.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

馬蹄形渦と縦渦の干渉に及ぼす縦渦位置の影響

*安藤　正晴，元祐　昌廣，本阿弥　眞治（東理大）

Effect of Longitudinal Vortex Configuration on Interaction between Horseshoe Vortex and Longitudinal Vortex

*Masaharu ANDOH, Masahiro MOTOSUKE and Shinji HONAMI (Tokyo University of Science)

ABSTRACT

A horseshoe vortex at a wing-body junction introduces the reduction of the wing performance. A vortex generator is effective for the performance improvement. The interaction between horseshoe vortex and the longitudinal vortex is strongly affected by the configuration of the longitudinal vortex. In this study, we carried out the experiments under different interaction between the horseshoe vortex and the longitudinal vortex with two types of the vortex generator configurations. NACA 0024 wing at zero angle of attack was mounted in the wind tunnel. We measured three-components of velocity by the rotating X-probe hot-wire anemometer and the total pressure by the Pitot probe. It is confirmed that movement of the vortex pair can be changed by the position of the longitudinal vortex. A dependence of the spacing of the vortex generator on the total pressure loss is also clarified.

Key words: Horseshoe vortex, Flow control, Vortex generator, Total pressure

0．記号

C	:	翼弦長
S	:	渦発生器の設置間隔
T	:	最大翼厚
U, V, W	:	X, Y, Z方向の流速
U_{ref}	:	基準点流速
X	:	主流方向の座標系
Y	:	壁面高さ方向の座標系
Z	:	スパン方向の座標系
λ	:	全圧損失係数
φ	:	渦発生器の迎角
Ω_x	:	X方向の渦度

1．緒言

タービンなど翼基部の流れは，翼前縁の逆圧力勾配によって 3 次元はく離が生じ，非常に複雑な構造となる．この流れ構造は馬蹄形渦と呼ばれ，全圧損失，翼性能の低下，熱応力といった様々な問題を引き起こす．現在，地球環境保護や省エネルギの観点からタービンの高効率化が強く求められており，馬蹄形渦の抑制・制御は重要な課題となっている．

馬蹄形渦の制御に関する研究が数多く行われており，馬蹄形渦の生成が翼形状に強く依存することから，特に翼形状に関するものが多い．Kubendran らは，翼前縁の形状によって馬蹄形渦の強さと位置を制御できることを熱線流速計による実験から確認した[1]．Devenport らは，翼基部に単純な形状のフィレットを設けた場合には馬蹄形渦を翼から遠ざける一方，馬蹄形渦の強さと大きさは増加することを示した[2]．翼前縁に鋭いフェアリングを設けることで，馬蹄形渦を減衰させた報告もある[3]．また，能動制御としては，翼前縁での低運動量流体を吸い込み，除去することで，馬蹄形渦の生成を抑制する方法がある．この方法では，吸い込み量を適切に設定することにより，全圧損失が 30 % 改善したと報告されている[4]．

このように様々な受動・能動制御方法が検討されている中で，著者らは渦発生器の縦渦による制御に着目する．縦渦には高運動量流体を境界層へ輸送する効果に加えて，縦渦対を干渉させると渦対を移動・減衰させる作用がある[5]．これを馬蹄形渦に適用すると，渦発生器の設置条件によっては全圧損失や流速分布のゆがみが減少し，翼性能を改善することができる[6]．この馬蹄形渦と縦渦の干渉は，縦渦の発生位置に強く影響される．したがって，発生位置を変化させることにより，渦対の移動や流体の輸送を制御できる可能性がある．

そこで本研究では，翼の上流に 1 対の渦発生器を設置し，渦発生器の設置間隔を変えた場合について，速度 3 成分と全圧力を測定する．2 ケースについて実験を行い，第 1 のケースでは，間隔を狭くすることにより縦渦を馬蹄形渦の上部に配置する．第 2 のケースでは，間隔を広くし縦渦を馬蹄形渦

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の側方に配置する．これらの結果から，渦発生器の設置間隔が渦対の干渉および全圧損失に及ぼす影響を明らかにする．

2．実験装置

2.1 実験流路

Fig.1 に示す吸い込み型風洞を用いた．全長 2000 mm の試験部を持ち，高さ 130 mm，スパン 720 mm の長方形断面を有する．基準点流速 U_{ref}=16 m/s，境界層厚さδ=20 mm，運動量厚さθ=1.7 mm であり，運動量厚さを代表長さとするレイノルズ数は Re_θ=1700（Re_C=2.5×10^5）である．

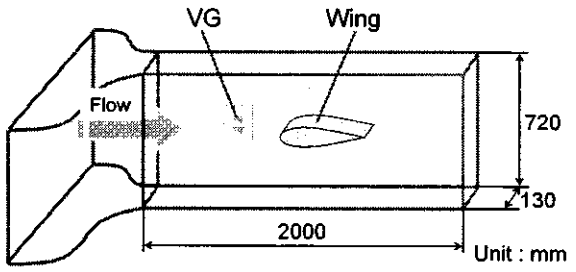


Fig. 1 Wind tunnel

2.2 翼型

翼型は NACA 0024 翼を用いた．翼弦長 C は 250 mm，翼スパンは 120 mm であり，最大翼厚 T は 60 mm（X/C=0.3），前縁部曲率半径は 15.9 mm である．

2.3 渦発生器（Vortex Generator：VG）

渦発生器は底辺 30 mm，高さ 15 mm，厚さ 1 mm の三角翼で，X/C=-0.66（X=-165 mm）に迎角 φ=18 deg で設置した．1 対の渦発生器の設置間隔 S は 45 mm と 110 mm の 2 ケースとする．また，縦渦の発生形態は Common-Flow-Up 形態[5]を用い，このとき馬蹄形渦と縦渦は逆回転の Counter-rotating 渦対となる．

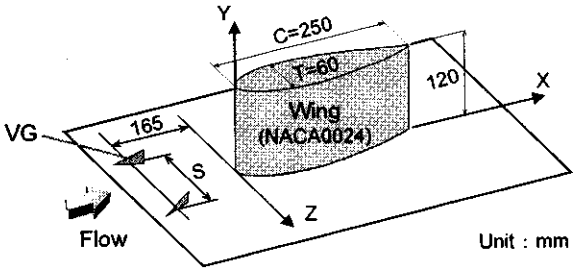


Fig. 2 Experimental apparatus

Fig. 2 に渦発生器と NACA 翼の配置および座標系を示す．座標系は翼前縁と壁面の交点を原点とし，流れ方向を X，壁面高さ方向を Y，流路スパン方向を Z とする．

2.4 回転 X 型熱線流速計

流速測定には，回転 X 型熱線流速計を用いた（Fig. 3）．感知部は直径 5 μm，長さ 1.13 mm のタングステン線である．プロングは直径 4.4 mm の小型ステッピングモータにより正逆両方向へ回転させることができ，1 本のプローブで速度 3 成分の測定が可能である．そのため従来の 2 本のプローブを用いる手法に比べ，個体差による誤差や取り付け誤差が生じない．

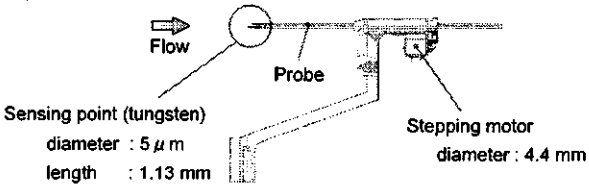


Fig. 3 Rotating X-probe hot-wire anemometer

3．実験方法

流速測定時の測定断面は，X=75，175，375 mm（X/C=0.3，0.7，1.5）とし，各測定点での測定時間は 5 sec，サンプリング周波数は 5 kHz とした．U-V 成分の測定後，プロングを 90 deg 回転させ U-W 成分を測定する．

全圧力測定時の測定断面は X=375 mm（X/C=1.5）とし，Y-Z 面の測定範囲は，馬蹄形渦と縦渦が完全に収まる範囲としている．また，基準面として渦発生器を設置しない状態で X=-165 mm（X/C=-0.66）での全圧力を測定する．得られた全圧力から Z≧0 における質量流量平均全圧力を算出する（式（1））．

$$\overline{Pt} = \frac{\int Ptdm}{\int dm} = \frac{\int Pt \cdot U \cdot \rho \, dA}{\int U \cdot \rho \, dA} \qquad (1)$$

全圧損失係数λは式（2）で与えられる．なお，式中の静圧力 Ps には壁面静圧力を用い，添字 ref は基準面に対応する．

$$\lambda = \frac{\overline{Pt}_{ref} - \overline{Pt}_{local}}{\overline{Pt}_{ref} - \overline{Ps}_{ref}} \qquad (2)$$

4．実験結果

4.1 速度分布

Fig. 4 に X/C=0.3, 1.5 における主流方向速度分布と 2 次流れ速度ベクトルを示し，加えて図の右上に基準スケールとして 0.2U_{ref} を示す．また，座標および速度は，それぞれ最大翼厚 T と基準点流速 U_{ref} で無次元化している．

Fig. 4（a）～（c）は X/C=0.3 における速度分布

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

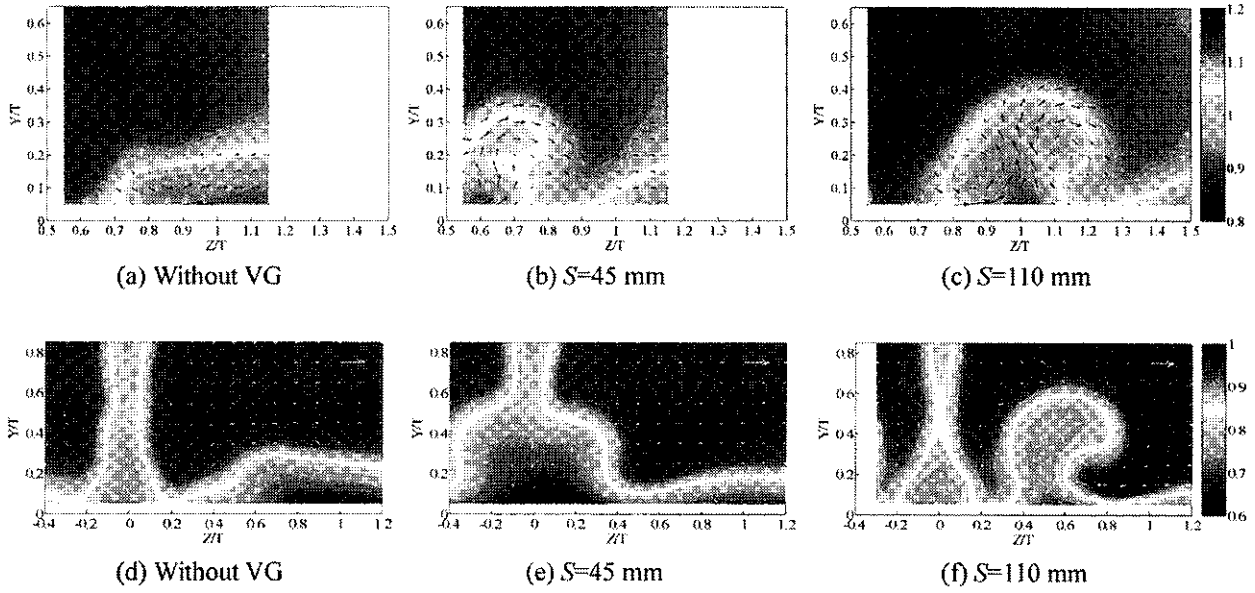
である．Fig. 4 (a) は渦発生器なし，すなわち馬蹄形渦のみの分布で，馬蹄形渦の Downwash 運動によって翼面近傍に高速度流体が輸送されていることが分かる．また，壁面近傍の速度は渦の存在により低下している．渦発生器を S=45 mm で設置すると，渦発生器なしの場合に比べ，翼面近傍の速度が大きく減速している (Fig. 4 (b))．この低速度領域には 2 つの極小値があり，翼と壁面の角部の極小値は馬蹄形渦，馬蹄形渦上部の極小値は縦渦に対応する．2 つの渦の存在により，翼近傍の 2 次流れは蛇行している．翼近傍の主流速度が減速すること，複雑な 2 次流れが生じることから，S=45 mm では翼性能が低下すると考えられる．渦発生器の間隔を S=110 mm にすると，他の 2 パターン (w/o VG, S=45 mm) に比べて強い 2 次流れが生じる (Fig. 4 (c))．Downwash 運動によって渦対の両側で高速度領域が広がり，翼近傍の速度は馬蹄形渦のみの場合とさほど変わらない．一方，2 つの渦の間には強い Upwash 運動が生じ，低速度流体が巻き上げられている．この領域の減速率は他の 2 パターンより極めて大きい．

Fig. 4 (d) ～ (f) は X/C=1.5 における速度分布である．渦発生器なしの場合の境界層のゆがみは馬蹄形渦によるものである (Fig. 4 (d))．また，翼後縁で流れが合流することから，Z/T=0 付近には低速度領域が広がっている．S=45 mm の場合は，Z/T=0 ～0.4 にかけて低速度領域が広がっている (Fig. 4 (e))．これは翼後流に加えて馬蹄形渦および縦渦の渦核領域の減速があるためである．一方 Z/T=0.4 以上では，渦対の Downwash 運動によって主流流体が輸送され，境界層が薄くなっている．S=110 mm では，強い 2 次流れによって渦対の両側の高速度流体が壁面へと輸送され，壁面近傍の低速度流体は巻き上げられる (Fig. 4 (f))．この低速度領域における減速率は，強い 2 次流れにもかかわらず S=45 mm よりも小さい．これは，馬蹄形渦と縦渦が誘起速度により壁面から離れていくことで，Upwash 運動が境界層に及ぼす影響を小さくするためである．

4.2 渦度分布

Fig. 5 に X/C=0.3, 1.5 における主流方向渦度分布と 2 次流れ速度ベクトルを示す．基準スケールと座標は Fig. 4 と同じである．なお，渦度は T と U_{ref} で無次元化しており，馬蹄形渦に焦点を当てるため，符号を入れ替えている．

Fig. 5 (a) ～ (c) は X/C=0.3 における渦度分布である．渦発生器がない場合，馬蹄形渦 (赤) は壁面近傍に位置し，渦の一部は測定領域外にある (Fig. 5 (a))．この渦により，壁面近傍の 2 次流れの速度が増加している．S=45 mm では縦渦 (青) が馬蹄形渦の上方に位置している (Fig. 5 (b))．このとき馬蹄形渦と縦渦は逆回転の渦対となり，誘起速度によって翼へと近づいていく．この渦対は翼近傍に存在するため，翼面に正の 2 次渦が発生している．また，縦渦の渦度は馬蹄形渦の渦度より小さい．一般的に，渦の強さが等しい場合，逆回転の渦対の渦度は同程度で減衰していく．しかしこの場合は，馬蹄形渦が縦渦によって翼と壁面



(a) Without VG　(b) S=45 mm　(c) S=110 mm

(d) Without VG　(e) S=45 mm　(f) S=110 mm

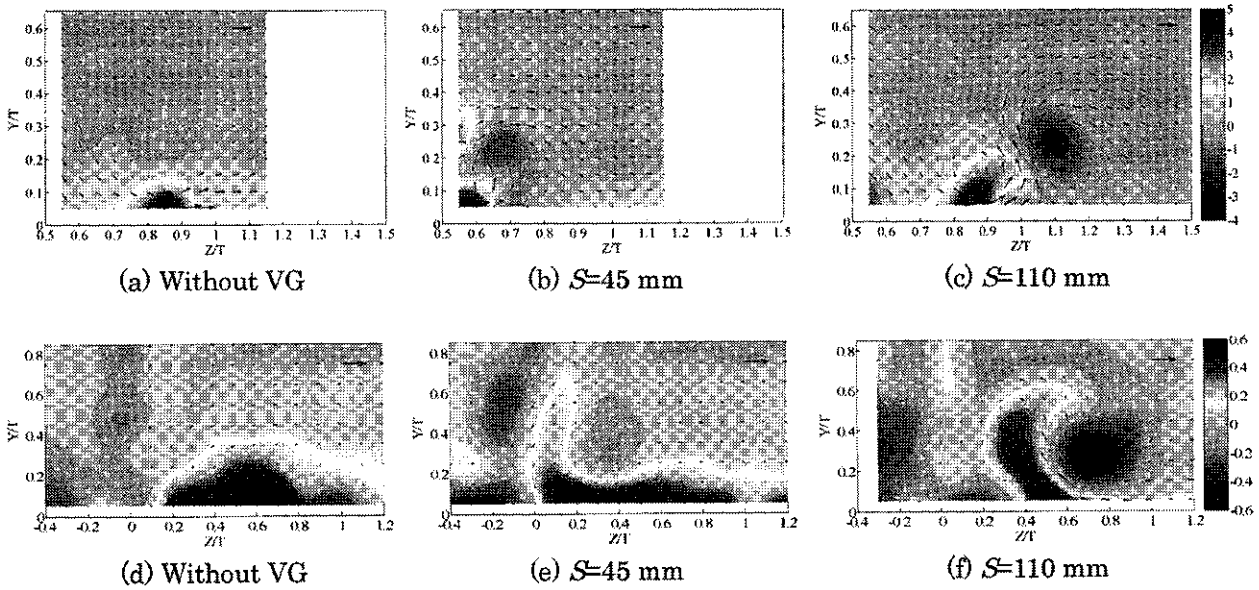
Fig. 4 Contours of streamwise velocity U/U_{ref}
(a-c : at X/C=0.3, d-f : at X/C=1.5)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の角部に押し付けられることで渦核領域が縮小し，その結果，馬蹄形渦の渦度はあまり減衰せず，弱い縦渦が強い馬蹄形渦の周りに巻きつくように分布する．S=110 mm の場合，縦渦が馬蹄形渦右上に位置している（Fig. 5 (c)）．この渦対は壁面から離れていくが，馬蹄形渦の位置は渦発生器なしの場合とほとんど変わらない．また，馬蹄形渦は縦渦の Upwash 運動により高さ方向に引き伸ばされている．この渦度の引き伸ばしは，渦間の強い 2 次流れによるせん断力に起因するものである．それゆえ，最大渦度の位置（Z/T=0.85，Y/T=0.05）と回転中心の位置（Z/T=0.86，Y/T=0.11）は一致しない．

Fig. 5 (d) ～ (f) は X/C=1.5 における渦度分布である．渦発生器なしの場合，正の渦度は広域にわたって広がっている（Fig. 5 (d)）．この渦度領域には 2 つの極大値があり，Z/T=0.6 付近に位置しているものは馬蹄形渦の渦度，Z/T=0.3 付近に位置しているものは後流と壁面の干渉によるせん断力によって生じた後流渦の渦度である．このように，X/C=1.5 では馬蹄形渦のみでなく後流渦も存在することが分かる．S=45 mm では，馬蹄形渦は上部に発生した縦渦によって壁面へと押し付けられる（Fig. 5 (e)）．加えて，馬蹄形渦の一部が縦渦対の Upwash 運動により高さ方向に引き伸ばされている．この引き伸ばされた渦は，翼の逆側に存在するもう一方の馬蹄形渦と干渉し，2 次流れは非常に複雑になっている．また，馬蹄形渦の最大渦度は 0.89，縦渦の最小渦度は-0.35 であり，縦渦は馬蹄形渦より早く減衰している．この要因としては，馬蹄形渦は後流渦を引き起こすせん断によって，渦発生器なしと同程度の渦度を保っていることが考えられる．S=110 mm にすると，馬蹄形渦は縦渦によって壁面から離れ，形状が引き伸ばされたようにゆがむ．また，壁面近傍に非常に高い正の渦度領域が存在する．しかし，正の渦度の回転中心は Z/T=0.34，Y/T=0.35 に位置し，壁面近傍の高渦度領域と一致しない．加えて X/C=0.7 における渦度分布（Fig. 6）を見ると，馬蹄形渦は壁面から完全に持ち上がっている．このことからも，X/C=1.5 の壁面近傍に存在する高渦度領域は馬蹄形渦ではなく，翼による後流渦と思われる．したがって馬蹄形渦は正の渦度領域の上部であり，馬蹄形渦の回転中心における渦度は 0.44 である．S=45 mm と比べると渦度の減衰は早いが，縦渦の渦度は-0.82 もあり，縦渦の減衰は S=45 mm の場合より極めて遅い．

このように，渦発生器の設置位置すなわち縦渦の位置によって，馬蹄形渦と縦渦の干渉は大きく変化する．S=45 mm では渦対を翼面近傍に集めることができ，S=110 mm では渦対を翼面に寄せずに干渉させることができる．また上記 2 パターン以外にも，馬蹄形渦と縦渦が Co-Rotating 渦対となる Common-Flow-Down 形態[5]の縦渦対を用いると，馬蹄形渦を翼から引き離せることから[7]，渦発生器の設置形態，間隔，迎角などを変化させることによって，馬蹄形渦をある程度自由に移動させることが可能である．タービン翼列において発生する渦の制御について，負圧面側の馬蹄形渦を翼面から離し，高運動量流体を輸送することで翼性能を向



(a) Without VG　(b) S=45 mm　(c) S=110 mm

(d) Without VG　(e) S=45 mm　(f) S=110 mm

Fig. 5 Contours of streamwise vorticity $\Omega_x T/U_{ref}$
(a-c : at X/C=0.3, d-f : at X/C=1.5)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

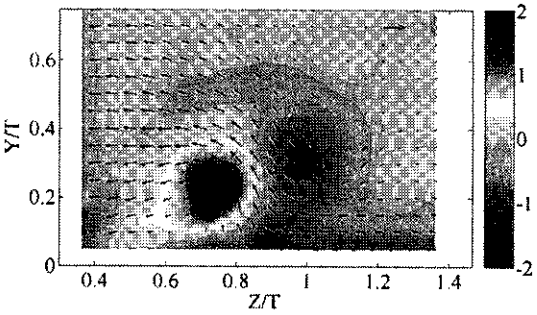


Fig. 6 Contour of streamwise vorticity
at X/C=0.7 (S=110 mm)

上させる，あるいは，正圧面側の流路渦を翼近傍に集めることで流路渦が翼列内を横断するのを防ぐ等の対策が考えられ，縦渦との干渉を利用して渦の移動現象を制御する新たな工学的応用を示唆している．

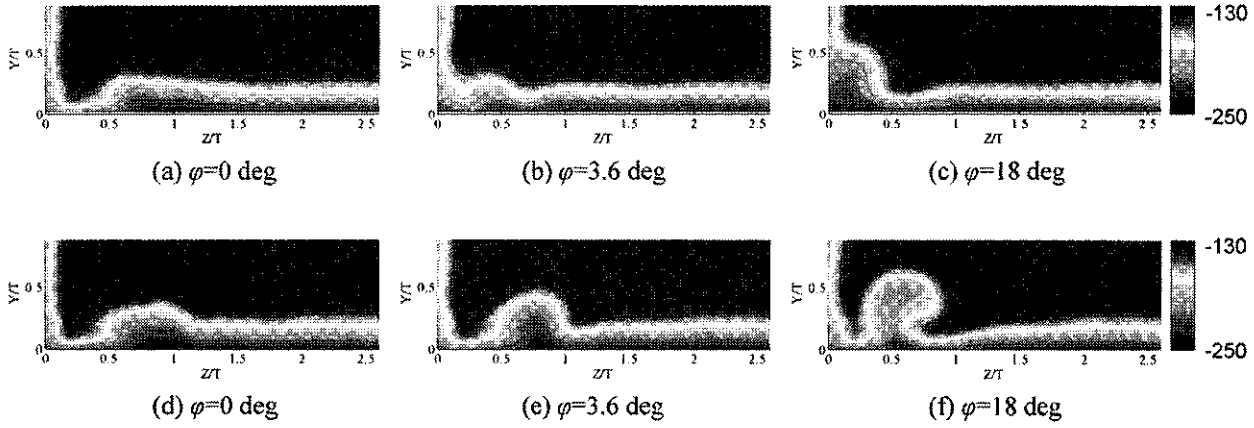
4.3 全圧損失

Fig. 7 に X/C=1.5 における全圧力分布を示す．なお，圧力はゲージ圧で測定し，単位は Pa である．この全圧力分布と主流速度分布を比較すると，両者はほぼ同じ分布を示す．すなわち，全圧力に及ぼす 2 次流れの影響は小さいといえる．

Fig. 7 (a) ～ (c) は S=45 mm における分布である．渦発生器の迎角 φ が増加するに従って，渦対がスパン方向に移動し，かつ縦渦が強くなるので，対称面（Z/T=0）近くの低全圧力領域が広がっていく．ここで注目すべき点は，φ=3.6 deg において境界層のゆがみが低下していることである．この低下は，馬蹄形渦と縦渦対の干渉によって馬蹄形渦が減衰し，2 次流れが小さくなることで生じたものである．

Fig. 7 (d) ～ (f) は S=110 mm における分布である．Fig. 7 (d) は φ=0 deg にもかかわらず，境界層が大きくゆがんでいる．これは，渦発生器を 0 deg で設置したときでも境界層に与える影響が大きいことを示している．その後 φ が増加するに従い，渦対の Upwash 運動によって壁面近傍の低運動量流体が巻き上げられること，および渦対が壁面から離れていくことで，Z/T=0.5 近傍の低全圧力領域が広がっていく．その低全圧力領域の両側では，渦対の Downwash 運動によって高運動量流体が壁面へと輸送される．それにより Z/T=1～2 程度まで境界層が薄くなっている．また，渦核領域における損失割合に着目すると，S=110mm は S=45 mm に比べて小さい．これは渦対が壁面から離れることにより，渦対の Upwash 運動が境界層に及ぼす影響が小さくなるためである．しかしながら，損失が生じている領域は広範囲に分布している．

Fig. 8 に X/C=1.5 における各迎角での全圧損失係数 λ を示す．S=45 mm の場合，0<φ<10.8 deg において λ が減少し，φ=3.6 deg の時に最大 6 %改善した（翼および渦発生器なしの時を基準）．この全圧損失の減少は，Fig. 7 (b) に示す境界層の平坦化によるものと考えられる．10.8 deg 以上になると，縦渦対の Upwash 運動によって低全圧力領域が拡大す



(a) φ=0 deg (b) φ=3.6 deg (c) φ=18 deg

(d) φ=0 deg (e) φ=3.6 deg (f) φ=18 deg

Fig. 7 Contours of total pressure at X/C=1.5
(a-c : S=45 mm, d-f : S=110 mm)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

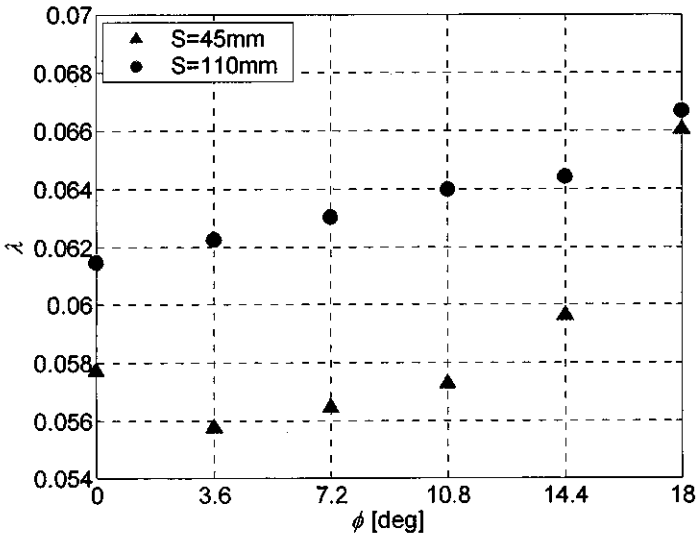


Fig. 8 Total pressure loss at X/C=1.5

るため，急激に損失が増大する．S=110 mm の場合，λは S=45 mm より大きく，ほぼ線形的に増加する．S=110 mm では，馬蹄形渦と縦渦は Common-Flow-Up 形態になる．Common-Flow-Up 渦対は，干渉の初期ではさほど減衰は早くない[5]．一方，S=45 mm では，縦渦の発生位置が馬蹄形渦に近いため，渦対は Common-Flow-Up 形態にならずに，渦対の減衰を促進させたと考えられる．そのため，S=45 mm における全圧損失は S=110 mm の場合より改善する．また線形増加の理由は，Common-Flow-Up 形態の馬蹄形渦と縦渦の減衰がわずかであること，および φ の増加によって縦渦が線形的に強くなること[5]が考えられる．

5．結言

縦渦の位置は馬蹄形渦と縦渦の干渉に極めて強い影響を与えることが判明した．以下に得られた知見を示す．

1) 渦対の移動方向は縦渦の位置によって変えることができる．それにより，タービン翼列内の馬蹄形渦や流路渦の干渉を制御・抑制できる可能性がある．
2) 馬蹄形渦および縦渦の減衰率は，縦渦の位置に強く依存する．
3) 翼の後流では，馬蹄形渦は縦渦だけではなく後流渦とも干渉する．
4) 全圧損失係数は渦発生器の設置間隔および迎角に依存し，S=110 mm では悪化，S=45 mm では渦発生器を適切に設置することにより，損失を改善することができる．

参考文献

1) Kubendran, L. R. et al.: Turbulent Flow Around a Wing / Fuselage Type Juncture, AIAA J., Vol.24, No.9 (1986) pp.1447-1452.
2) Devenport, W. J. et al.: Effects of a Fillet on the Flow Past a Wing-Body Junction, AIAA J., Vol.28, No.12 (1990) pp.2017-2024.
3) Pierce, F. J. et al.: Geometry Modification Effects on a Junction Vortex Flow, Proceedings of the Symposium on Hydrodynamic Performance Enhancement for Marine Applications, (1988) pp.37-44.
4) Matthew B. et al.: Horseshoe Vortex Control with Leading Edge Endwall Boundary Layer Removal, AIAA 2008-4319 (2008).
5) Pauley, W. R. & Eaton, J. K.: Experimental Study of the Development of Longitudinal Vortex Pairs Embedded in a Turbulent Boundary Layer, AIAA J., Vol.26, No.7 (1988) pp.816-823.
6) 原浩之 他 4 名：翼まわりの馬てい形渦と縦渦の干渉に関する研究，日本機械学会論文集（B 編），65 巻 640 号（1999）pp.3965-3976.
7) Andoh M. et al.: Phase-averaged Behavior of a Horseshoe Vortex with Longitudinal Vortex, The 7th JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference, No.08-201 (2008), L112, CD-ROM

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

部分流入タービンノズル段を通る非定常流れの数値解析

*笹尾　泰洋（東北大），山本　悟（東北大）

Numerical Study of Unsteady Flow through Partial Admission Stage in Steam Turbine

*Yasuhiro SASAO(Tohoku Univ.), Satoru YAMAMOTO(Tohoku Univ.)

ABSTRACT

This paper presents a numerical study for unsteady flows in a high-pressure steam turbine with a partial admission stage. Compressible Navier-Stokes equations are solved by the high-order high-resolution finite-difference method based on the fourth-order compact MUSCL TVD scheme, Roe's approximate Riemann solver, and the LU-SGS scheme. The SST-model is used for evaluating the eddy-viscosity. As numerical examples, unsteady two-dimensional flows in a partial admission stage of steam turbine are calculated. First, The effect of the blockage to the lift of rotors is numerically investigated. The performance of several types of partial admission stage is parametrically predicted. The output ratio and the efficiency were improved by dividing the blockage regions. Secondary, the characteristic of the output ratio to the flow rate ratio is predicted.

Key words: Steam Turbine, Partial Addition, Numerical Investigation

1．緒言

部分流入タービンでは，出力を制御するための閉止ノズルの下流や，ノズルボックスを隔てるフランジの下流において蒸気の供給量が著しく不均一となるため，動翼は周期的かつ急激な負荷の変動を受けることが知られている．特に，動翼がフランジを通過した直後においては，動翼流路内の淀んだ蒸気がノズルから流入した蒸気により圧縮されることによって，局所的に圧力が上昇する．この時，動翼には負の揚力が発生する一方，蒸気の運動エネルギーの一部は熱へと不可逆的に変換される．この様な熱力学的な損失は噴射端部損失と呼ばれ，ノズル段の効率を悪化させる要因の1つとなっている．

これまで，部分流入タービンのノズル段を対象とした解析的研究がいくつか報告されている．He[1]は，部分流入を考慮した単段および多段静動翼列を通る蒸気の 2 次元非定常流動解析を行っている．また，Sakai ら[2]は実験機を模擬した準 3 次元非定常流動解析を行い，解析結果と実験結果の定性的かつ定量的な比較を行っている．一方，我々の研究グループでは，これまで，ノズル段の効率向上に向けた具体的な知見を得ることを目的として，フランジ下流に生じる淀みを解消することで損失を低減できるフランジ構造の改良案を提案している[3]．

そこで，本研究においては，フランジの厚さを変化させた場合に加え，フランジ内に流路を設けた場合について，非定常流動解析に基づいたノズル段の全体効率予測を行い，改良案の優位性を確認する．さらに，実際の運転条件を模擬することを目的として，蒸気の流量に対する出力の特性を予測したので報告する．

なお，計算には我々の研究グループが開発した計算コード「数値タービン」を用いた．

記 号

- p : Static pressure
- u_i : Component of physical velocities
- U_i : Component of contravariant velocities
- e : Total internal energy per unit volume
- q_i : Component of heat fluxes
- S_k : Source term for k equation
- S_ω : Source term for ω equation
- t : Physical time
- ρ : Density
- κ : Laminar heat conductivity coefficient
- κ^t : Turbulent heat conductivity coefficient
- σ_{ki} : Diffusion term for k equation
- $\sigma_{\omega i}$: Diffusion term for ω equation
- ξ_j : Component of general curvilinear coordinates
- τ_{ij} : Viscous stress tensors
- ω : Specific dissipation rate

2．基礎方程式および数値解法

基礎方程式として質量保存則，運動量保存則，エネルギー保存則，乱流運動エネルギーおよびその比散逸率の保存式を解いた．本論文では二次元流れに限定されるので次式の様になる．

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial F_i}{\partial \xi_i}+S+H=0 \qquad (i=1,2) \qquad \ldots(1)$$

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ここで，Q は未知変数ベクトル，F は流束ベクトル，S は粘性項，そして H は生成項であり，以下の様に表される．

$$Q=J\begin{bmatrix}\rho_v\\ \rho u_1\\ \rho u_2\\ e\\ \rho k\\ \rho\omega\end{bmatrix},\quad F_i=J\begin{bmatrix}\rho_v U_i\\ \rho u_1 U_i+(\partial\xi_i/\partial x_1)p\\ \rho u_2 U_i+(\partial\xi_i/\partial x_2)p\\ (e+p)U_i\\ \rho k U_i\\ \rho\omega U_i\end{bmatrix}$$

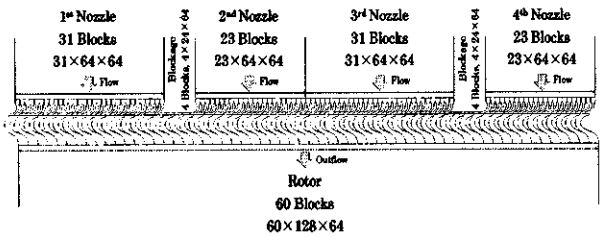
$$S=-J\frac{\partial\xi_j}{\partial x_i}\frac{\partial}{\partial\xi_j}\begin{bmatrix}0\\ \tau_{1i}\\ \tau_{2i}\\ \tau_{ik}u_k+q_i\\ \sigma_{ki}\\ \sigma_{\omega i}\end{bmatrix},\quad H=-J\begin{bmatrix}0\\ 0\\ 0\\ 0\\ S_k\\ S_\omega\end{bmatrix}\qquad\ldots(2)$$

空間差分にはRoe の流束差分離法[4]および4 次精度コンパクト MUSCL TVD スキーム[5]を用いた．時間積分には LU-SGS 法[6]を用いた．粘性項には２次精度中心差分を用い，乱流モデルには SST モデルを用いた．

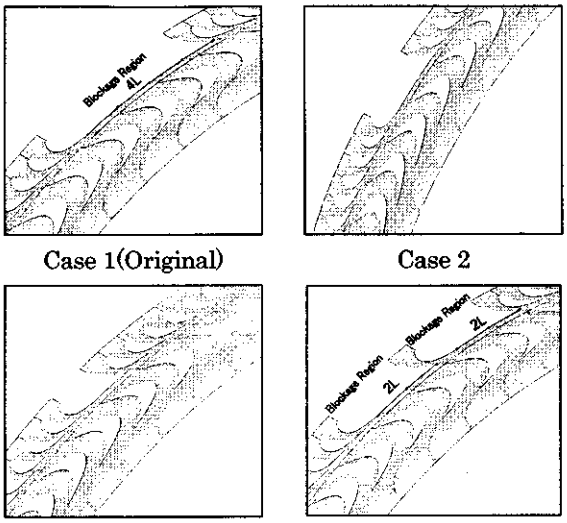
３．計算格子

図１に計算格子を示す．図１上段は部分流入段全周に対する計算格子の俯瞰図である．計算格子はノズル流路，フランジ壁部および動翼流路から構成されている．計算格子はいずれも拡張 H 型格子であり，それぞれ格子点数は，各ノズル流路が 64×64 点，各フランジ壁部が 24×64 点，各動翼流路が 128×64 点である．図中の Blockage Region はフランジ壁部に相当し，この部分から蒸気は流入しない．

図1中段および下段は，原型のノズル段(Case 1)に対する，各改良案(Case 2, 3, 4)である．原型のノズル段におけるフランジ厚さを4Lとした時，Case 2はフランジ厚さを 2L，フランジの数を4とした場合，Case 3 はフランジ厚さを 1L，フランジの数を 8 とした場合である．一方，Case 4 はフランジの中心に流路を挿入した場合である．いずれの場合もノズルは 108 流路，動翼は 60 流路から構成されている．



Whole region (Case 1)



Case 1(Original)　Case 2

Case 3　Case 4

Fig. 1 Computational grids.

４．計算結果

4.1　フランジ構造の改良による性能向上

先ず，ノズル段全周を通る亜臨界圧水蒸気を対象に非定常流動解析を行った．境界条件として流入マッハ数 0.131，流入レイノルズ数 1.20×10^8，出口マッハ数 0.185 を初期値として与えた．

先ず，実機を模したノズル段(Case 1)を通る亜臨界圧蒸気の非定常流れについて考察する．図 2(a)は動翼が旋回する間の揚力の変化を半周分(動翼 30 流路)について示したものである．太線は動翼列が 4 周する間に任意の動翼が経験する揚力の変動を時間平均したものであり，灰色の領域は揚力の変動の幅を示している．また，図 3 は Case 1 における任意の瞬間の静圧分布である．動翼がフランジ下流に差し掛かると揚力は小さな正のピーク値となる(図 2(a)-A，図 3-I 付近)．これは，フランジ下流に蒸気が供給されないことにより，動翼背面側の静圧が低下するためである．次に，フランジ壁面近傍より生じた渦が動翼流路内に進入することにより，揚力は再び正のピーク値となる(図 2(a)-B，図 3-II 付近)．その後，フランジ下流の蒸気が淀むことにより，動翼の腹側と背側での圧力差は殆ど無くなり，揚力は減少する(図 2(a)-C，図 3-III 付近)．これがベンチレーション損失に相当する．動翼がフランジ下流を通過し次のノズル下流へと差し掛かると，動翼間の淀んだ蒸気に高速の蒸気が流入し圧縮されることで，運動エネルギーの一部は熱へ変換される(図 2(a)-D，図 3-IV 付近)．これが噴射端部損失に相当する[1]．また，この時，動翼背側の圧力が腹側より高くなることで，大きな負の揚力が働いていることがわかる．

図 2(b)および図 2(c)は，Case 2 および Case 3 について，Case 1 と同様に動翼が旋回する間の揚力の変化を示したものである．フランジが薄くなるに従い，揚

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

力の変動が小さくなり，Case 1 で見られた負のピークも低減されている．これは，フランジ下流における蒸気の淀みが解消され，ノズル端近傍における蒸気の圧縮が緩和されたためと考えることができる．

図 2(d)は Case 4 における動翼の揚力ついて，Case 1 の場合と同様に示したものである．動翼がフランジ部下流に侵入した直後の揚力の変動は，Case 1 と同様の傾向が得られた．しかしながら，フランジ中央に設けられたノズルから蒸気が供給されることにより，若干ではあるが，y/Pitch = 13~15 においても動翼に揚力が発生していることがわかる．一方，図 4 は Case 4 における任意の瞬間の静圧分布である．Case 1 と同様，フランジ下流を通過した直後の動翼背面で，圧力が上昇している様子が捕えられた．Case 4 においては，Case 1 とほぼ同程度の負の揚力が動翼に発生した．

表 1 は各場合の全体効率の比較である．表中の値は Case 1 の結果に基づいて正規化した値である．動翼の全体効率η_{tt}は次式より算出した．

$$\eta_{tt} = \frac{h_{t0} - h_{t1}}{h_{t0} - h^*} = \frac{\frac{L}{G}}{h_{t0} - h^*} \quad ...(3)$$

ここで，h_{t0} は流入全エンタルピー，h^*は断熱エンタルピー落差，G は質量流量である．L は出力であり，各動翼の揚力 N の総和と旋回速度 $v_{rotation}$ を用いて次式より算出した．

$$L = v_{rotation} \times \sum_{n=1}^{60} N_n \quad ...(4)$$

Case 2 および Case 3 の全体効率は，Case 1 に対して，それぞれ約 3.6%，約 7.3%向上した．一方，Case 4 では殆ど改善は見られず，約 0.3%向上した．以上の結果より，ノズル段の性能を向上する上で，フランジの薄肉化やフランジ内にノズルを設ける改良案が有効である可能性が示された．

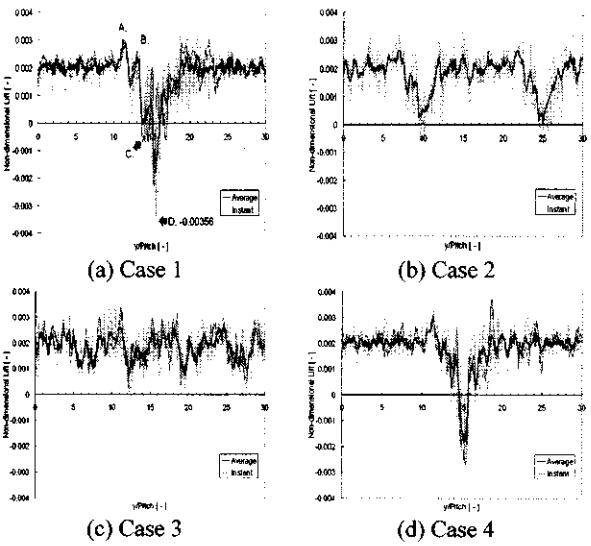


Fig. 2 Trace of non-dimensional lift coefficient of a rotor.

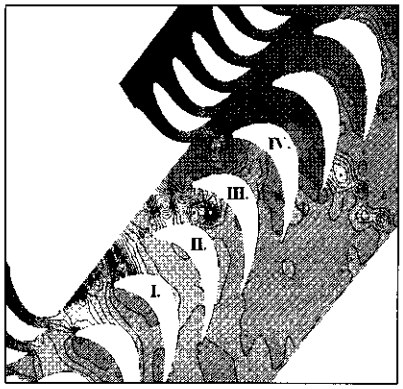


Fig. 3 Instantaneous static pressure contours (Case 1)

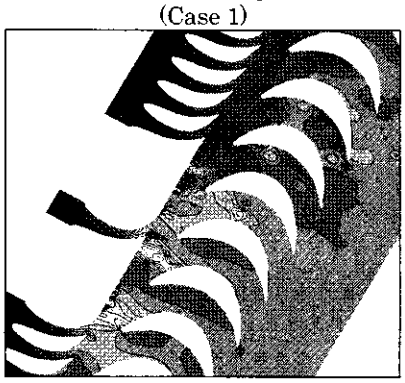


Fig. 4 Instantaneous static pressure contours (Case 4)

Table 1 The total-total efficiency ratio

Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
1.000	1.036	1.073	1.003

4.2 流量に対する出力特性の予測

部分流入タービンにおいては，一部の蒸気加減弁の開度を操作し，蒸気の流量を調節することで，出力の制御が行われる．本節では，図 1 における第 1 ノズルから流入する蒸気の流量を変化させた場合について，ノズル段の出力特性の予測を行う．

ここでは，部分流入段半周を通る亜臨界圧蒸気を計算対象とする．第 2 ノズルの流入マッハ数を 0.131，流入をレイノルズ数 1.20×10^8とし，第 1 ノズルの流入マッハ数を変化させた．

図 5 は質量流量に対するノズル段の出力特性である．縦軸および横軸は，ノズルを全開にした場合の出力と質量流量によって正規化してある．図より．流量比が約 0.8 に達するまでは，出力は殆ど増加せず，0.8 を超えてからは．出力はほぼ線形に増加するという傾向が得られた．

図 6 および図 7 は質量流量比 0.55 における瞬間のマッハ数分布および瞬間の静圧分布である．第 1 ノズル下流における動翼のど部内の蒸気は，動翼と共の移動するため，周囲と比べてマッハ数が高くなっている．これは，マッハ数を絶対速度で算出しているため

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

である．よって，動翼のど部における蒸気は，実際には殆ど淀んだ状態にあり，第2ノズルより供給された蒸気が衝突して圧縮されることで，動翼に負の揚力が発生している．図 8 は同時刻の静温分布である．第 2 ノズル下流に達した動翼の背側前縁付近において，局所的に温度が上昇している様子が捕えられている．この領域においては，フランジ近傍におけるノズル端の流れ場と同様，噴射端部損失が起こっているものと考えられる．一方，図 9 は質量流量比 0.82 における静圧分布である．この条件下においては，動翼に負の揚力は発生しなかった．

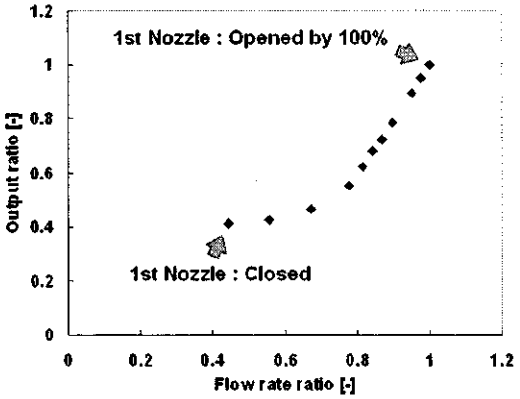


Fig. 5 Output ratios to the flow rate ratio

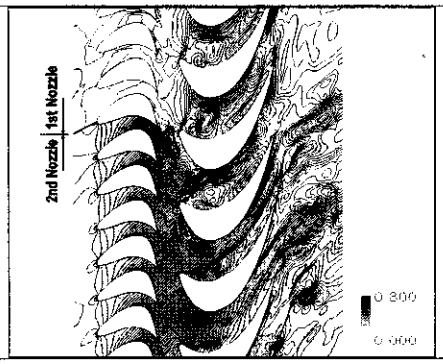


Fig. 6 Instantaneous Mach number contours
(Flow rate ratio = 0.55)

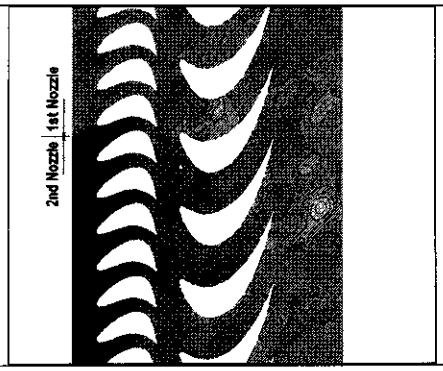


Fig. 7 Instantaneous static pressure contours
(Flow rate ratio = 0.55)

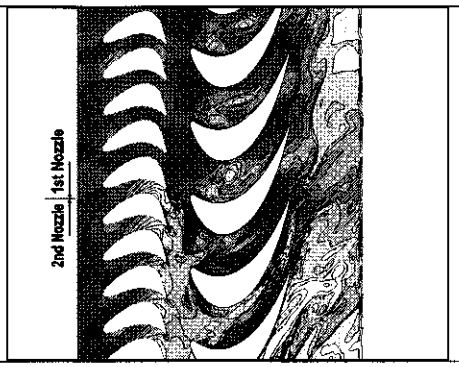


Fig. 8 Instantaneous static temperature contours
(Flow rate ratio = 0.55)

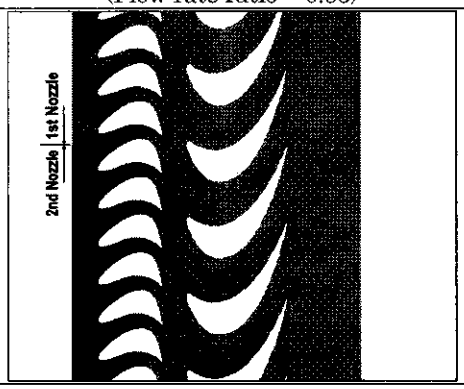


Fig. 9 Instantaneous static pressure contours
(Flow rate ratio = 0.82)

5. 結 言

部分流入タービンノズル段の全周解析を行い，フランジを分割して配置した場合と，フランジ内部に流路を設けた改良案を示した．改良案では損失が低減され，ノズル段の効率に向上の余地があることを示した．さらに，蒸気流量に対する出力特性の予測も行った．

謝 辞

本研究を行うにあたり株式会社東芝京浜事業所，田沼唯士様の惜しみないご協力頂きました．厚く御礼申し上げます．

参 考 文 献

1) He, L., 1997 Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 211, Part A, (1997), pp.197-205.
2) Sakai, N., Harada, T. and Imai, Y., *2006 JSME International Journal, Series B*, Vol. 49, No. 2 (2006), pp. 212-217.
3) 笹尾泰洋，門間和弘，山本悟，田沼唯士，第 36 回ガスタービン講演公演会講演論文集，(2008), pp. 155-158
4) Roe, P. L., *J. Comp. Phys.*, 43(1981), pp. 357-372.
5) Yamamoto, S. and Daiguji H., *Computers and Fluids*, 22-2/3, (1993), pp. 259-270.
6) Yoon, S. and Jameson, A., *AIAA Journal*, 26 (1988), pp. 1025-1026.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

軸流圧縮機動翼列の旋回失速初生に及ぼす静翼列の影響

*喜久田　啓明（九大院），岩切　健一郎（三菱重工），
古川　雅人（九大）

Effect of Stator on Rotating Stall Inception in an Axial Flow Compressor Rotor

*Hiroaki KIKUTA(Kyushu Univ. Graduate School), Kenichiro IWAKIRI(MHI, Ltd),
Masato FURUKAWA(Kyushu Univ.)

ABSTRACT

The effects of the stator on the rotating stall inception in an axial flow compressor rotor have been investigated by an EFD/CFD hybrid analysis. It has been found that the flow field in the rear stator greatly influences the inception of rotating stall in the rotor. The CFD analyses are conducted in two ways; a rotor-only-analysis, in which only the rotor field was calculated, and a rotor-stator-analysis, in which not only the rotor field but also the front and rear stator fields were calculated. The rotor-only-analysis resulted in an earlier inception of rotating stall than the rotor-stator-analysis. It is concluded that the low energy fluid on the blade suction surface in the rear stator affected the rotating stall inception.

Key words: Axial Compressor, Rotating Stall Inception

1．緒言

産業用ガスタービンや航空機用ジェットエンジン等に用いられている軸流圧縮機では，その低流量運転時に旋回失速と呼ばれる異常流動現象が生じ，翼の疲労破壊および離散周波数騒音を引き起こすことが知られている．

したがって，旋回失速初生時における流れ場解析は，圧縮機のアクティブ制御および失速マージンの拡大の観点から大変重要である．

過去，著者らの研究グループは，動翼列における旋回失速の初生に関して詳細な解析を行った．その結果，旋回失速初生は動翼先端負圧面側の前縁はく離に起因することを明らかにした[(1)(2)]．また，この前縁はく離に対し，後置静翼の流れ場が大きく影響していることが示唆された．

そこで本報では，後置静翼の流れ場に注目し，動翼列における旋回失速初生の流れ場の解析を行った．

2．解析対象

2.1　EFD 解析対象

EFD（実験流体力学）解析で対象とした軸流圧縮機の装置全体図を図 1 (a)に，その試験部詳細図を図 1 (b)に示す．試験部はケーシング直径が 450mm，ハブ比が 0.7 で，入口案内羽根，静翼 1（前置静翼），動翼，静翼 2（後置静翼），出口案内羽根で構成され，設計回転数は 1800rpm である．動翼と静翼 2 を組み合わせた段落は，設計流量係数 φ（主流の軸方向速度を動翼先端周速で無次元化）が 0.5，設計圧力上昇係数 ψ（全圧上昇を動翼先端周速に相当する動圧で無次元化）が 0.43 であり，軸流圧縮機中間段を模擬している．動翼入口における設計渦形式は平均半径で反動度が 50%の一定旋回角形式である．また，動翼枚数は 24 枚，静翼枚数は 22 枚，翼弦長は 50.1mm であり，翼端すき間は 1%翼端コード長（0.5mm）である．

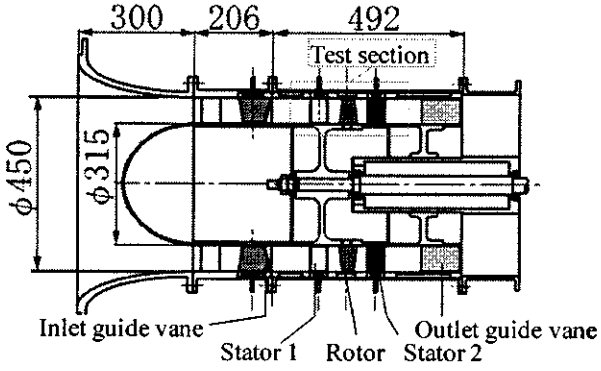
2.2　CFD 解析対象

CFD（数値流体力学）解析では，動翼単体解析および動静翼一体解析の二種類の解析を行った．動翼単体解析では動翼列領域のみを計算し，動静翼一体解析では動翼列および前置静翼列，後置静翼列を含めた領域で計算を行った．

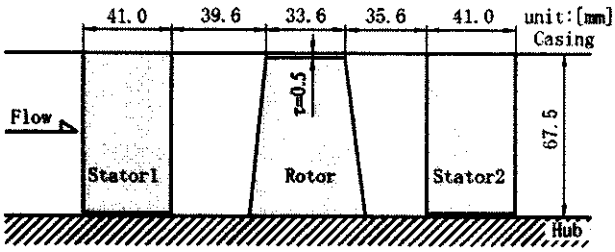
CFD 解析では EFD 解析で用いたものとほぼ同一の幾何形状を再現し，計算を行った．ただし，動静翼一体解析においては，静翼 1，動翼，静翼 2 の翼枚数は全て 24 枚とし，静翼のハブ側にはクリアランスを設けていない．

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a)Overview of the compressor



(b)Details of the test section

Fig. 1 Schematic view of the test compressor

3．EFD/CFD ハイブリッド解析手法

本解析対象では，信頼性ある解析を実現するために， EFD/CFD ハイブリッド解析を行った．

この手法は，CFD の計算に際して，EFD と十分近い結果となるように 各種モデルパラメータ等を調整し，EFD と CFD の結果を照らし合わせながら，合理的な解釈を与えて解析を進めていくものである．

4．実験測定手法

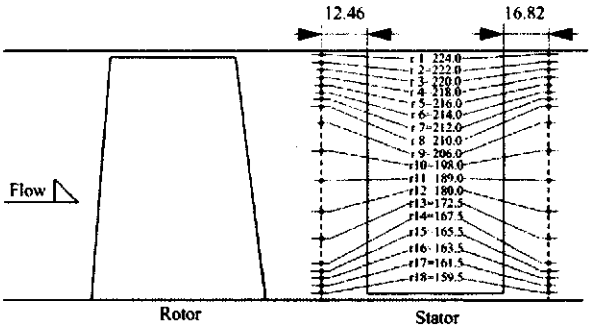
4.1 計測手法

計測センサを静止座標系に固定した状態で，出力データの瞬時値を羽根車の相対位置と関連づけながら，一回転のうちに効率的に多数のデータのサンプリングを行う周期的多点抽出法[3]を用いて，熱線（直径 5μm，長さ 1.2mm，傾斜角 45° のタングステン製定温度型単一傾斜熱線）による内部流動測定を行った．

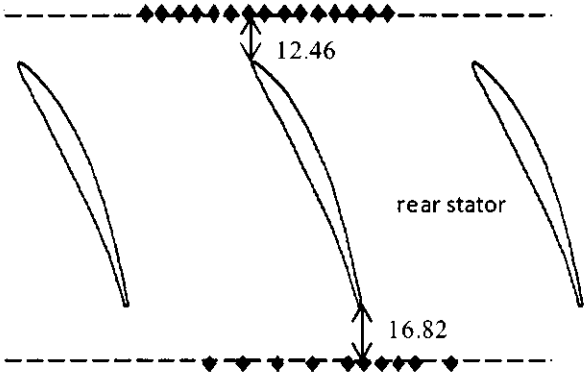
4.2 内部流動測定

後置静翼の上流と下流において，熱線による内部流動測定を行った．

図 2 (a)では，半径方向測定位置を示しており，静翼上流と下流ともに 18 点で計測した．また，図 2 (b)では，静翼および熱線挿入点の周方向相対位置関係を示しており，静翼上流で 15 点および下流で 10 点の計測を行った．また，全測定点において，動翼の 512 回転分のデータを取得した．この全測定点のデータの中から，動翼と静翼の相対位置関係が等しいものを抽出し，測定点ごとにアンサンブル平均化処理を施した．この処理により，動静翼相対位置関係ごとの静翼上流と下流における断面流動場を再構築した．



(a) Radial direction



(b) Circumferential direction

Fig. 2 Measurement locations of hot wire

5．数値計算手法

5.1 計算スキーム

本研究では，Reynolds 平均を施された三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし，$k-\omega$ 乱流モデルを用いた RANS と LES とを組み合わせた DES 計算を行った．

数値計算手法として緩和型陰的高解像度風上スキーム[4][5]を用いた．非粘性・粘性流束および体積力は時間方向に全て陰的に離散化し，空間方向には六面体の計算セルを用いた Cell-Centered 法による有限体積法に基づいて離散化する．人工粘性を小さく抑え，かつ安定に計算するため，非粘性流束は Roe の近似リーマン解法を用いた MUSCL 形の高次精度 TVD スキームにより評価する．粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に評価する．線形化して得られた連立一次方程式は，

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

近似因子化法によらず，Gauss-Seidel 形の点緩和法によって解かれる[4]．なお，各時間ステップで 3 回のニュートン反復を実行し，線形化と点緩和に伴う誤差を除去して時間精度を 2 次に保った．

各時間ステップ間の時間刻み幅は $\Delta t^* = 0.01$ とした．ここで，t^*は無次元時間であり次式で定義される．

$$t^* = \frac{c_0 t}{r_t} \tag{1}$$

上式において c_0 は上流での音速，t は時間，r_t は動翼先端半径である．なお，動翼 1 回転は 51.0 無次元時間に相当する．

5.2 乱流モデル

DES（Detached Eddy Simulation）[6]は Sparart et al.[7]によって提案された RANS と LES を組み合わせたハイブリッド手法である[1]．同手法は RANS を用いて壁面近傍の格子数を少なくし，流れ場の特性を決定づけるはく離域における渦構造は LES によって再現するため，計算負荷を抑えつつ精度よく流れ場を予測することが出来る．本解析で用いた DES は $k-\omega$ 2 方程式モデルを解くことにより，渦粘性を得る．$k-\omega$ モデルにおける k の輸送方程式内の散逸項より，混合距離 $l_{k-\omega}$ は，

$$l_{k-\omega} = \frac{k^{1/2}}{\beta^* \omega}, \quad \beta^* = 0.09 \tag{2}$$

で表される．DES における渦粘性の支配方程式は，$k-\omega$ モデルにおいて用いられる混合距離 $l_{k-\omega}$ を

$$\tilde{l} = \min\left(l_{k-\omega}, C_{des}\Delta_{des}\right) \tag{3}$$

と置き換えることで得られる．上式は LES 領域と RANS 領域を決定づける．ここで，Δ_{des} は x，y，z 方向における最大格子幅，C_{des} は定数である．

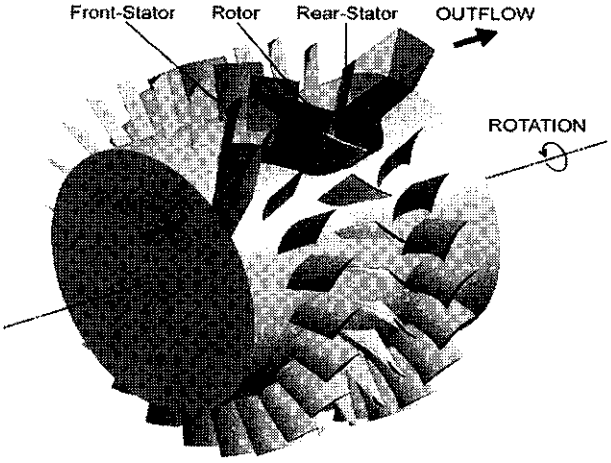
$$\Delta_{des} = \max\left(\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z\right) \tag{4}$$

$l_{k-\omega} < C_{des}\Delta_{des}$ の場合，$\tilde{l}$ は混合距離に設定され，この時 $k-\omega$ モデルは RANS に相当する渦粘性を算出する．$l_{k-\omega} > C_{des}\Delta_{des}$ の場合，$\tilde{l}$ は格子幅スケールとして設定され，$k-\omega$ モデルは標準 Smagorinsky モデルと同様に SGS 粘性に相当する渦粘性を算出し，DES は LES として計算される．なお、本計算では $C_{des} = 1.60$ とした．

5.3 計算格子

本研究における動翼単体解析および動静翼一体解析では，1/3 周分にあたる翼列 8 ピッチの非定常計算を実施した．

図 3 に本解析に用いた動静翼一体解析の計算格子を示す．計算格子は H 型の構造格子を用いており，動翼 1 ピッチの計算領域を主流部（青色）と翼端すき間部（黄色），前置静翼部（緑色），後置静翼部（紫色）に分割している．動翼単体解析および動静翼一体解析において，動翼の主流部のセル数は，流れ方向，スパン方向，ピッチ方向にそれぞれ 129 セル，124 セル，128 セルであり，翼端すき間部のセル数はそれぞれ，63 セル，16 セル，32 セルである．動静翼一体解析は，これに加えて，前置静翼部のセル数はそれぞれ，53 セル，124 セル，128 セル，後置静翼部のセル数はそれぞれ，59 セル，124 セル，128 セルである．計算の総セル数は動翼単体解析では 16,637,952 セル（約 0.8 億自由度），動静翼一体解析では 30,859,264 セル（約 1.5 億自由度）におよぶ．



(a) Compressor stage

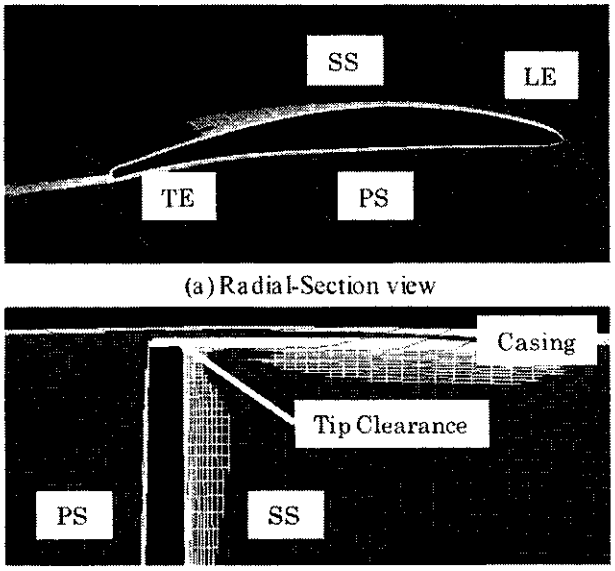
(b) Total perspective view

Fig. 3 Computational grid system

5.4 RANS/LES 計算領域

図 4 は，翼面およびハブ面近傍において，式(3)を基準として RANS あるいは LES により選択的に計算された領域を示している．RANS 計算領域を黄色，LES 計算領域を青色によって示している．ここで，動翼の壁面境界層，負圧面におけるはく離域，後流のウェーク領域にて RANS 計算が行われている．$k-\omega$ モデルをベースとした DES は，渦のスケールと格子幅を比較して RANS/LES 領域を決定するため，流れ場の変化に応じて適宜 RANS/LES 領域が設定されていることがわかる．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) Radial-Section view

(b) Cross-Section view

Fig. 4 RANS/LES calculation region near the blade

5.5 境界条件および計算条件

計算領域の境界では，領域の外側に配置した仮想セルに各境界条件に対応する物理量を与え，内部セルと同じ手法で仮想セル界面における数値流束を求めることによって領域境界における流束を定めた．これにより，流入および流出境界においてもリーマン問題が解かれるため，非物理的な波の反射を抑制することができる．

流入境界における仮想セルに対し，動翼単体解析の場合には，実験により得られた前置静翼後方の周方向平均分布を与え，動静翼一体解析の場合には，前置静翼の設計絶対流入角に基づいて予旋回を与えた．流出境界の仮想セルには，隣接する内部セルと同じ物理量を与えるが，流入質量流量と流出質量流量が同じとなるよう，速度の大きさに対し適宜スケーリングを行った．壁面境界では壁関数法を適用せず，滑り無しの条件および断熱条件を満足する物理量を仮想セルに与えて壁面まで基礎方程式を積分した．

5.6 知的可視化

本解析対象とするターボ機械内の複雑流れ場においては，速度ベクトルや圧力等の物理量を単純に可視化しただけでは，流動現象を把握することは難しい．そこで，膨大な計算結果の情報から，効率よく流体力学的に意味ある情報を抽出するために，特異点理論に基づいて，LIC 法による限界流線のトポロジー解析および渦構造の同定を行った[8]．

以上の可視化手法を用いることで，壁面境界層の複雑な三次元はく離形態を明らかにし，流れ場に特異性を与える渦構造やその挙動についての詳細な解析が可能となる．

6．性能特性

図５には動翼単体解析および動静翼一体解析における定常計算と非定常計算，ならびに実験によって得られた圧力流量特性を示している．ここで，動静翼一体解析の計算結果は実験結果と非常によく一致している．一方で動翼単体解析の計算結果は実験値よりも高い圧力上昇を示している．これは，動翼単体解析では，静翼列内の損失が含まれていないためであると考えられる．

また，動翼単体解析では実験結果と動静翼一体解析に比べ，かなり高流量作動点から旋回失速が起きている．これは，旋回失速初生が静翼列の流れ場に大きく影響されることを示唆している．

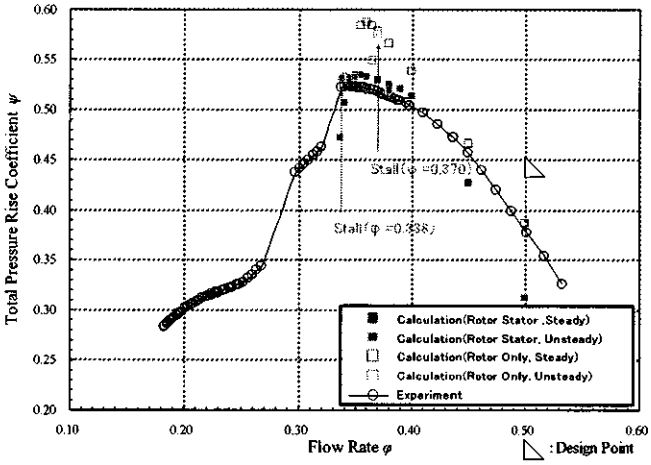


Fig.5 Compressor stage characteristics

7．解析結果

7.1 動翼列の流れ場

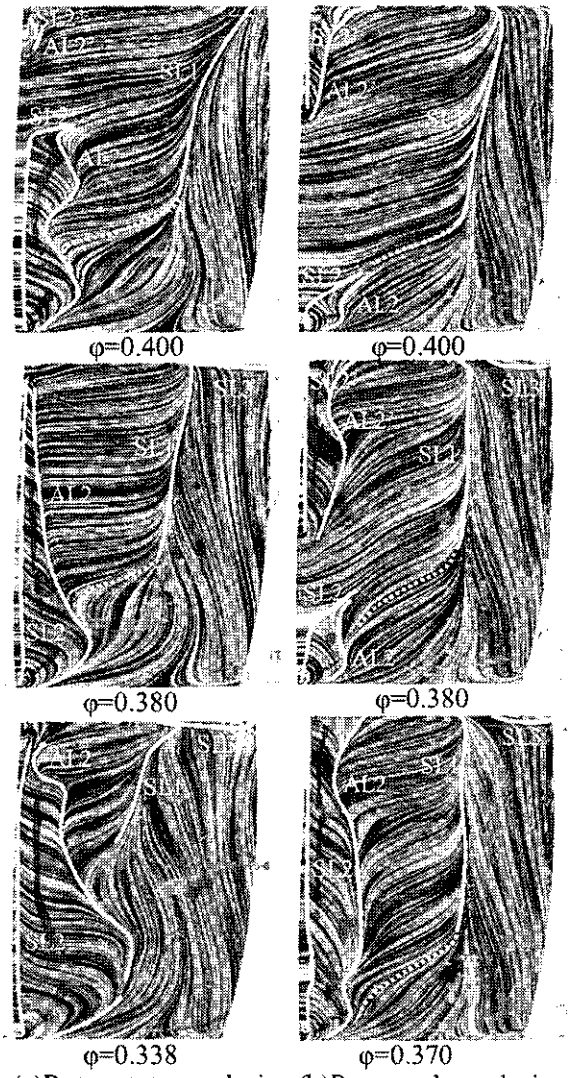
本解析で対象とした動翼列における旋回失速初生点は，前述のとおり静翼列の有無に依存している．そのため，静翼の有無による旋回失速初生過程の流れ場の違いを調べることで，静翼の流れ場が旋回失速初生に与える影響を解析した．

図６には，それぞれ動静翼一体解析と動翼単体解析における動翼負圧面の限界流線および渦コアの様子を示す．同図中で AL は付着線，SL ははく離線を示し，図の左側が上流である．図６(a)と図６(b)の φ=0.400 において，動翼単体解析では，動静翼一体解析に比べ，後縁はく離と前縁はく離の規模がともに小さい．これは，後置静翼内における圧力回復に伴う逆圧力勾配の影響の有無によるものであると考えられる．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

また φ=0.380 において，動静翼一体解析ではハブ側の前縁はく離の規模が発達しているのに対し，動翼単体解析では動翼先端の前縁はく離の規模が発達している．一方，動翼単体解析では，低エネルギー流体が動翼負圧面外向きの強い二次流れによって翼先端側へと輸送されている．その結果，ブ翼先端側のロッケージ効果が増大し，翼先端側の前縁はく離を助長している．動静翼一体解析では，動翼先端側に集まった低エネルギー流体が後置静翼内でハブ側に輸送されることで(次節参照)，翼先端側の低エネルギー流体の集積が緩和され，動翼先端側の前縁はく離が動翼単体解析に比べて大規模に発達していないことがわかる．

次に，旋回失速初生近傍の作動点である動静翼一体析の φ=0.338 と動翼単体解析の φ=0.370 を比較する．動翼単体解析の場合，動翼の前縁はく離が全スパンにわたって形成されている．一方，動静翼一体解析の場合，ハブ側で前縁はく離が大きく発達し，先端側の前縁はく離は抑えられている．これは，動静翼一体解析において，次節で述べるとおり，後置静翼負圧面ハブ側に低エネルギー流体が集積することで生じるブロッケージ効果により，動翼先端側が増速することで，動翼先端側の前縁はく離が抑制されることによる．これにより，動静翼一体解析では動翼単体解析に比べ，旋回失速初生が遅れる．



(a)Rotor-stator analysis (b)Rotor-only analysis

Fig. 6 Vortex cores and limiting streamlines on rotor suction surface

7.2 後置静翼列の流れ場

EFD で解析対象とした後置静翼と CFD で解析対象とした後置静翼は，相互に翼枚数やハブ側のクリアランスの有無という幾何的な差異が存在するものの，図 7 に示すように，旋回失速初生近傍の φ=0.340 における後置静翼下流断面での軸方向速度分布の特徴がよく一致している．

図 7 (a)は，後置静翼の上流側において，動翼から放出された低エネルギー流体がケーシング側に集積している様子を示している．また，図 7 (b)は，後置静翼の下流側において，低エネルギー流体がハブ面側に集積している様子を示している．これより，後置静翼は，後置静翼上流でケーシング側に集積している低エネルギー流体を，後置静翼下流に至るまでにハブ側に輸送する二次流れを引き起こしていることがわかる．

以下でで，CFD 解析結果をもとに，この低エネルギー流体輸送メカニズムを明らかにし，この流れ挙動が旋回失速初生に与える影響を説明する．

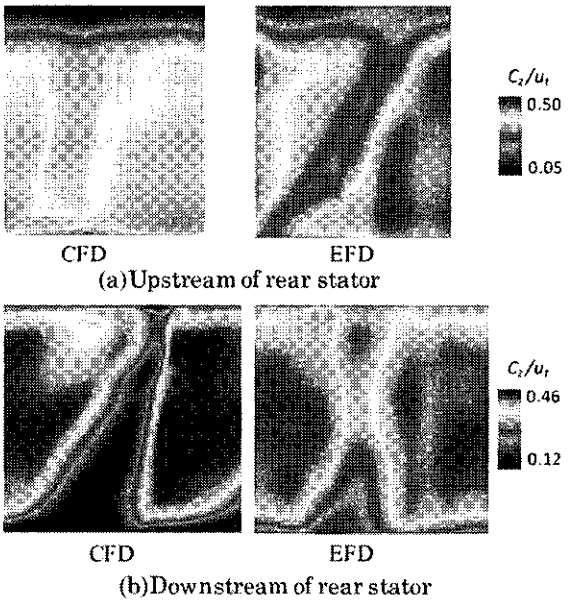
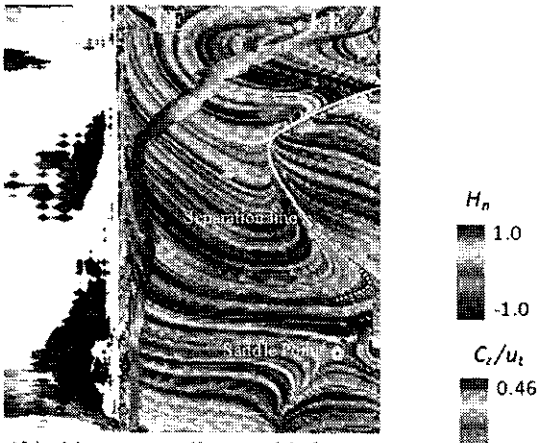


Fig. 7 Axial velocity distribution around rear stator

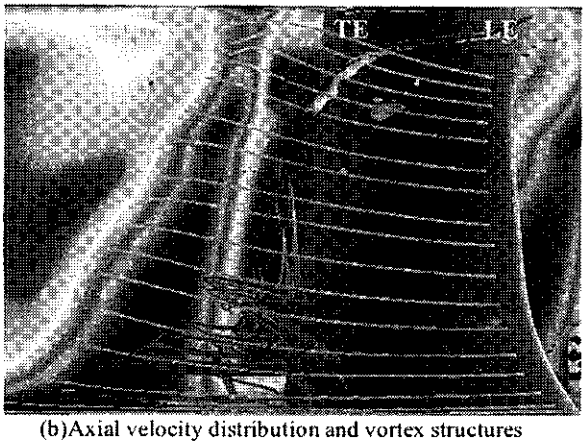
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

図８(a)に後置静翼負圧面の限界流線と渦コアを，図８(b)に下流の軸方向速度分布と流線ならびに渦コアを示す．図８(a)から，負圧面で大規模なはく離が生じ静翼先端側前縁からハブ面側後縁に至る大規模な渦構造が確認できる．また，図８(b)より，翼先端側の低エネルギー流体が旋回に伴う半径方向圧力勾配に打ち勝つことができず，この大規模な渦構造に沿って翼後縁の負圧面ハブ側へ輸送されるとともに，下流側の軸方向速度が大きく減速されて，負圧面ハブ側に強いブロッケージ効果をもたらしていることがわかる．これにより，動静翼一体解析では，ケーシング側の低エネルギー流体の集積が緩和されるため，動翼単体解析に比べて動翼先端側の前縁はく離は抑制される．

以上の流れメカニズムが，動静翼一体解析において旋回失速初生を遅らせた最大の原因と考えられる．



(a)Limiting stream lines on blade suction surface and vortex structures



(b)Axial velocity distribution and vortex structures

Fig. 8 Flow field around rear stator

８．結言

本供試軸流圧縮機の旋回失速初生は，動翼先端の前縁はく離に起因するとともに，後置静翼の流れ場が，この前縁はく離に大きな影響を与えていることが明らかになった．

動静翼一体解析は，動翼列直後のケーシング側に集積する低エネルギー流体が後置静翼内の大規模渦構造をともなった二次流れによってハブ側へ輸送され，静翼負圧面ハブ側に集積することを示している．この低エネルギー流体の集積によるハブ側のブロッケージ効果が，ケーシング側に増速効果をもたらす．すなわち，後置静翼の存在により，動翼直後のケーシング側への低エネルギー流体の集積が緩和されるため，動翼先端側の前縁はく離が抑えられる結果，動翼単体の場合よりも旋回失速初生が遅れることがわかった．

参考文献

1) 岩切健一郎，柴本康広，古川雅人，2007，“軸流圧縮機動翼列の旋回失速初生における非定常渦流れ現象の数値解析，”第 21 回数値流体力学シンポジウム，AM05-15-004
2) 中村典生，岩切健一郎，柴本康広，郡司嶋智，古川雅人，2008，“軸流圧縮機動翼列の旋回失速初生メカニズム，”日本流体力学会年会 2008，拡張要旨集（CD-ROM），No.16022.
3) 九郎丸元雄，ほか４名，1982，“周期的多点抽出法による羽根車後方の三次元流れ場の計測，”日本機械学会論文集，48 巻 427 号，B 編，pp.408-417
4) Furukawa, M., Nakano, T., and Inoue, M., 1992, “Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow Using an Unfactored Implicit Upwind Relaxation Scheme With Inner Iterations,” Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.s 114, No. 3, pp. 599-606.
5) Inoue, M., and Furukawa, M., 1994, “Artificial Dissipative and Upwind Schemes for Turbomachinery Blade Flow Calculation,” VKI Lecture Series, No. 1994-06.
6) M.Strelets, 2001, “Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows,” AIAA Paper, No.2001-0879.
7) Spalart, P.R, Jou, W.H, Sterlets, M, Allmaras, S.R. ,1997, “Commentson the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach2,” Proc.First AFOSR International Conference on DNS/LES, pp.137-147
8) 古川雅人，2003，“ターボ機械における流動現象の知的可視化，”可視化情報学会誌，第 23 巻，第 91 号，206-213

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

軸流多段圧縮機における非定常流れの影響

＊ 山上　舞，児玉　秀和，加藤　大，土屋　直木（IHI）
堀口　泰生（ASI 総研），賀澤　順一（JAXA）

Unsteady Flow Effects In A High-Speed Multistage Axial Compressor

*Mai YAMAGAMI, Hidekazu KODAMA, Dai KATO, Naoki TSUCHIYA (IHI),
Yasuo HORIGUCHI(ASIRI), Junichi KAZAWA(JAXA)

ABSTRACT

As a first step in practical application of virtual rig test, in present work, a full unsteady multistage simulation was performed for a 6-stage transonic axial compressor at design point. A steady multistage simulation was also performed and compared with the results of the unsteady simulation to clarify the unsteady flow effects. Comparison of overall performance, stage matching, and inter stage performance with measured test data showed that the unsteady multistage simulation could predict the performance reasonably. It was also demonstrated that, at design point, the steady multistage simulation could predict the stage matching at the same level as the unsteady multistage simulation. To clarify the effects of the unsteady flow in a multistage compressor, the pressure loss by unsteady wake interaction was investigated specifically at the inter-blade passage or down stream blade rows. Some issues in the predictive ability of the unsteady multistage simulation were newly found in the spanwise mixing phenomena.

Key words: CFD, Unsteady N-S, Compressor

１．はじめに

最新の多段圧縮機の開発では、リグ試験を実施することは必須であるが、試験の回数を減らすため、できるだけ早い段階で空力的な設計の問題を明らかにする必要がある。より精度の高いシミュレーションにより、設計での空力的諸問題を明らかにすることができれば、時間とコストを最小限にできる。

ターボ機械の多段解析に用いる数値モデルとして、時間平均化した方程式があり、現代のターボ機械の設計では、段マッチングを予測するために不可欠なモデリング方法である。これらの代表的なものとしては、mixing-plane[1]と average-passage 手法[2]がある。一方で、これらのモデルは多くの経験値を必要とする。レイノルズ平均NS方程式による非定常解析はモデル化が少ないが、多くの計算機能力を必要とする。しかしながら近年の計算機能力の進歩によって、全段の非定常解析が現実的な時間でできるようになってきた。

そこで本研究では、多段軸流圧縮機の非定常段解析を実施し、その予測能力について調べ、非定常段解析における技術的な課題を明らかにする。

２．数値解析手法

２．１　解析コード

解析コードには、JAXA が開発したマルチブロック NS ソルバーである UPACS を用いた[3][4]。UPACS はマルチブロック構造格子法を用いた完全気体の圧縮性粘性流れの解析が可能であり、セルセンター法と MUSCL 法を用いた有限体積法によって離散化を行った。複数のスキーム、乱流モデルが利用できるが、ここでは対流項は Roe スキーム、拡散項には通常の２次精度中心差分を用いた。時間積分は２次精度 Euler 陰解法を用い、ニュートン反復により計算した。また、乱流モデルには、Spalart-Allmaras の１方程式モデルを適用した。

２．２　モデリング手法

図１に対象とする多段圧縮機の計算モデルを示す。圧縮機はストラットと入口案内翼（IGV）と６段の動静翼から成る。計算のモデル化にあたっては、計算時間と計算機リソースの問題から、実際の形状からの近似を行った。計算領域は図

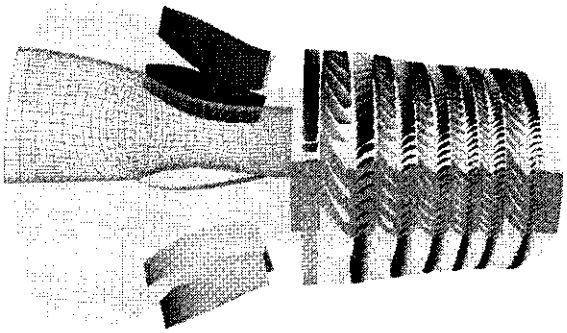


図1　多段圧縮機の計算領域

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の赤い領域のように 1/10 周としたため、翼枚数を6%の範囲で修正している。翼枚数を変更する際には、ソリディティ、L/E および T/E の半径を保ち、翼の軸長を変更した。ここでは、オリジナル枚数と変更後の枚数でそれぞれ定常段解析を実施し、翼枚数の変更が性能に影響しないことを確認した。

また実際の圧縮機には、動翼のチップクリアランス、ブリード孔、キャビティ、可変静翼(VSV)クリアランス等の隙間が存在するが、非定常段解析では、動翼のチップクリアランスのみ考慮している。また試験では4SV 後方で 3.5%のブリードをしているが、解析では考慮していない。

2．3　計算格子と境界条件

各翼列の格子には O-H 型の構造格子を用いた。動静翼列の境界付近では、上流からの流れ場の数値的な拡散を避けるため、周方向の格子幅がほぼ同じになるようにした。総格子点数は約 1 億点である。

ストラット上流の計算入口境界には、試験条件に合わせて全圧および全温の半径方向分布を与えた。出口境界では静圧を与えた。

3．解析結果及び考察

3．1　高速圧縮機リグ試験

計算対象は、エコエンジンプロジェクトの中で設計した、全圧比が約 12 の遷音速圧縮機である。エコエンジンは 50 席クラスの航空機への適用を想定した、スラスト 9000 ポンドの小型エンジンである [(5)(6)]。このため圧縮機の最終段翼高さは軸流圧縮機の限界となり、サイズの影響が課題となる。

試験では詳細な計測データを取得した。流量は圧縮機上流の ベンチュリノズル、全体性能は、圧縮機入口と出口の全圧・全温固定計器から取得した。また、段間での計測は、各静翼の Leading Edge（L/E）部に取り付けた全圧・全温センサーより取得した。

3．2　全体性能

図 2 に設計点付近における全体性能を、試験結果と非定常段解析、定常段解析で比較した。試験では回転速度を保ち、絞りを変えて全体性能を取得した。また解析では、試験と同程度の圧力比になるように出口静圧を調整した。図からわかるように、解析による IGV 入口修正流量は、試験に比べて約 2.5%大きく予測している。

そこで IGV と 1 段動翼（Rotor1）から成る 1 段の性能について調べた。図 3 に、試験による 1 段性能特性を、非定常段解析および 1.5 段（IGV, Rotor1, Stator1）の非定常解析の結果と比較した。

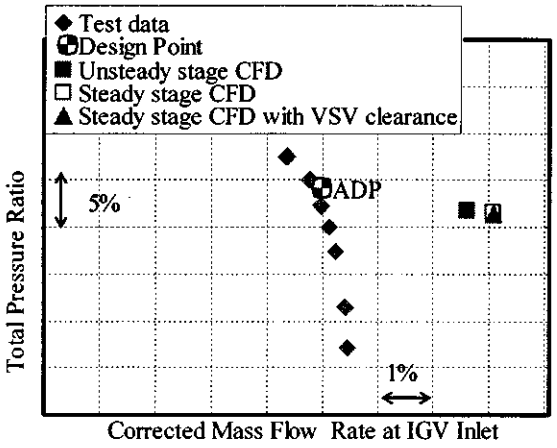


図2　設計回転での流量平均による全体性能

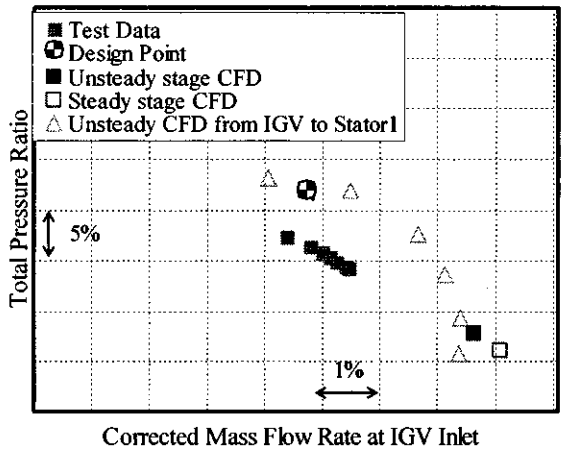


図3　設計回転での1段(IGV-Rotor1)性能

図から、解析結果が試験と比べて流量、圧力比共に大きいことがわかる。さらに非定常段解析では、試験よりもチョーク側で作動している。試験と解析結果に、このような違いが生じる原因については明らかになっておらず、調査中である。

3．3　段マッチング

図 4.1、図 4.2 にそれぞれ段温度比、段圧力比の設計との差を試験結果と解析結果で比較した。段性能は、各動翼列について、上流静翼 L/E と下流静翼 L/E 間の性能（静翼と動翼の組み合わせ）と定義した。図 4.1 の全温比については、解析による段マッチングのトレンドが試験と良く一致している。1 段においては設計よりも負荷が小さく、後段側では高めで作動していることがわかる。図 4.2 の圧力比では、試験結果と違いがあることがわかる。解析結果は、前段側では試験結果よりも負荷が小さく、中段では負荷が大きくなっている。このため、図 2 に示したように、結果として解析の全体圧力比は試験と近い値となっている。中段での違いの原因の一つとしては、供試体の中段の 3,4,5 段動翼の背側に歪ゲージが貼ってあった影響で、圧

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

力損失が発生したことが考えられる。

3．4　各段間での性能

次に、各段間での詳細流れに着目する。図 5.1、図 5.2 にそれぞれ各段での温度比、段圧力比の半径方向分布を、試験結果と非定常解析の結果で比較した。図 5.1 における試験データは、周方向 2 箇所の L/E センサー計測による。値は共に上流静翼の L/E 位置で、周方向に流量平均した値で無次元化している。図 5.1 より、全温の半径方向分布は試験と良く合っている。また試験結果の方が、後段側に近づくにつれ半径方向分布がフラットになっていく傾向があることがわかる。このことについては、3.6 項で議論する。図 5.2 によると、圧力の半径方向分布は試験結果とあまり良く合っていない。1 段と 2 段においては、ミッドスパンからケーシングの領域で試験よりも低く予測されている。これは 3.2 項で述べたように、解析では 1 段がチョーク側で作動しているため、1 段と 2 段で試験結果と顕著な違いが現れたと考えられる。

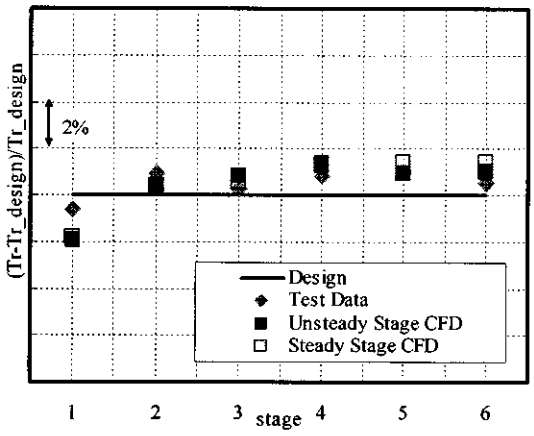


図 4.1　段全温比の設計との差

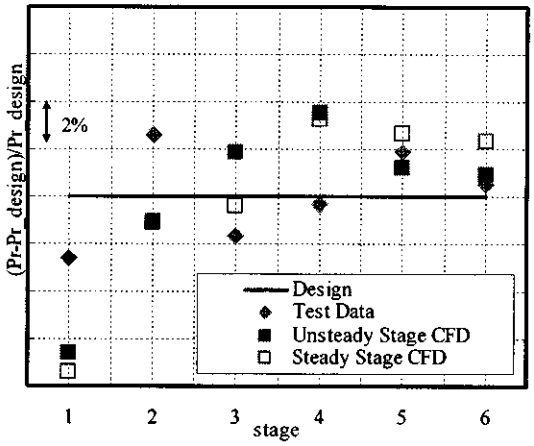


図 4.2　段全圧比の設計との差

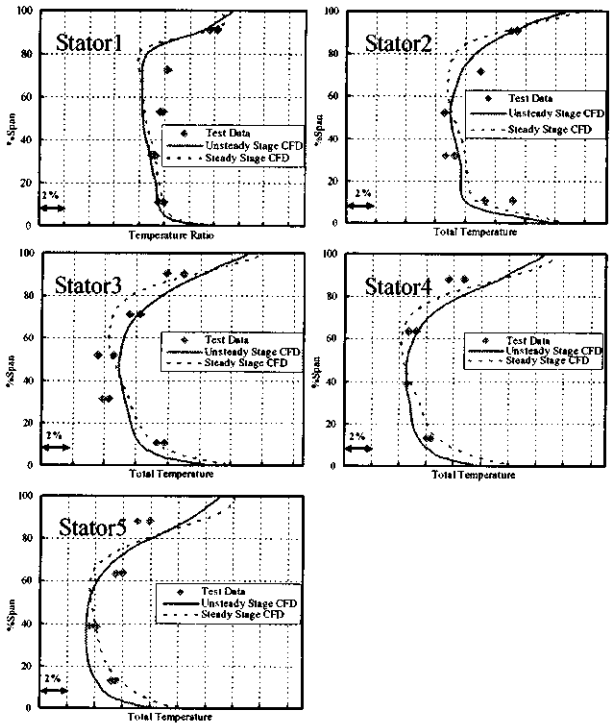


図 5.1　静翼 L/E における全温の半径方向分布

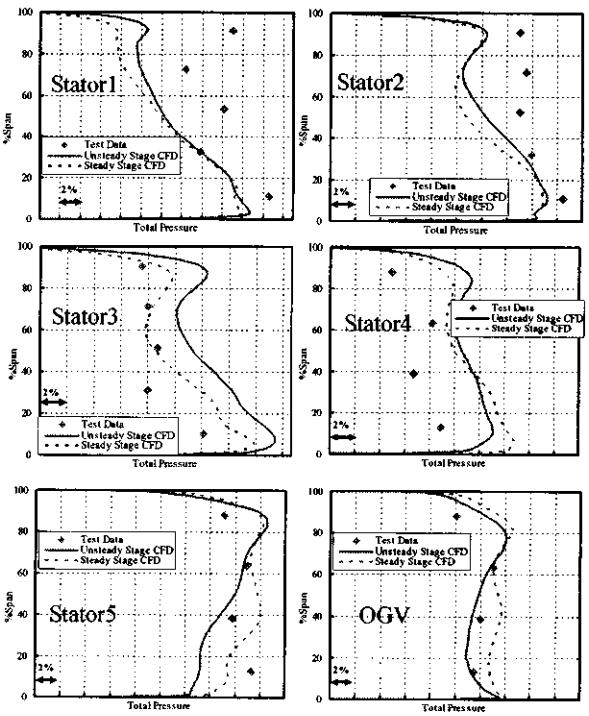
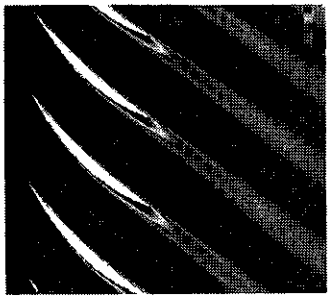


図 5.2　静翼 L/E における全圧の半径方向分布

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) 定常単翼列解析による流れ場

(b) 非定常段解析による瞬時流れ場

図 6　エントロピーコンター

3．5　翼列内でのミキシングロスの変化

次に、多段圧縮機における非定常的な流れ場の現象について議論する。図 6 は 2 段動翼の 50%スパンにおけるエントロピーの流れ場を示しており、図(a)は定常単翼列解析による流れ場、図(b)は非定常段解析による瞬時流れ場である。図から非定常解析では、動翼のウェイクが後方の静翼に入って変形していく様子がわかる。そこで、2 段動翼のウェイクが 2 段静翼に入ったときのミキシングロスの挙動について調べた。

図 7 に、2 段静翼における L/E からの軸方向の全圧ロスの分布を非定常、定常解析で比較した。定常解析は上流ウェイクのミキシングロスが含まれないため、2 段静翼のみのロスとなっている。非定常段解析のロスの方が、2 段静翼のみのロスよりも大きいのは、上流の 2 段動翼のウェイクと 2 次流れに起因するミキシングロスが静翼内で発生しているためである。

翼列内でのウェイクのミキシングロスのメカニズムについては多くの研究が成されている[7][8]。圧縮機翼列内では、ウェイクのミキシングロスが減少することが知られている。図 8 は、2 段動翼のウェイクミキシングロスを、後方に翼がある場合とない場合で比較したものである。図から、ウェイクと 2 次流れに起因するミキシングロスの増加は、翼列内で著しく減少していることがわかる。このように、圧縮機翼列内でミキシングロスが減少する様子は、本非定常解析でも確認できた。

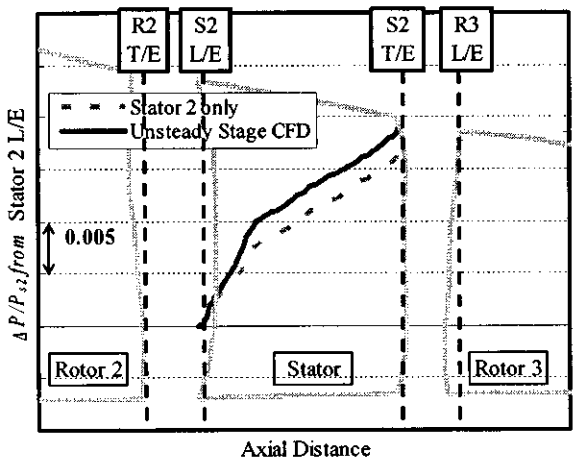


図 7　翼列内での全圧ロスの軸方向変化

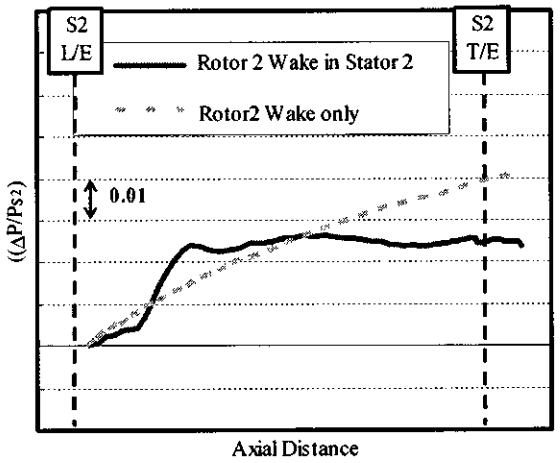


図 8　2 段動翼のウェイクミキシングロスの軸方向変化
後方に翼列がある場合と無い場合の比較

3．6　ラディアルミキシングの予測

ラディアルミキシング現象は、多段のターボ機械における重要な特性である。Adkin と Smith は、2 次流れに基づいたラジアルミキシングモデルを構築した[9]。Gallimore と Cumpsty は、別の仮説から、乱流拡散に基づいたミキシングモデルを提唱した[10][11]。これらの基本的な物理的メカニズムは、RANS の非定常解析にも含まれる。そこで、非定常 CFD によって予測されるラディアルミキシング現象について調べた。

図 9 は非定常段解析によって予測された、出口案内翼(OGV)の L/E と圧縮機出口の全温の半径方向分布を示している。図には軸対称流線解析（Gallimore&Cumpsty モデルによる Through Flow 解析）によって予測した圧縮機出口の分布と、参考に試験データも示した。軸対称流線解析は、経験的な相関をとってラディアルミキシングを考慮

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

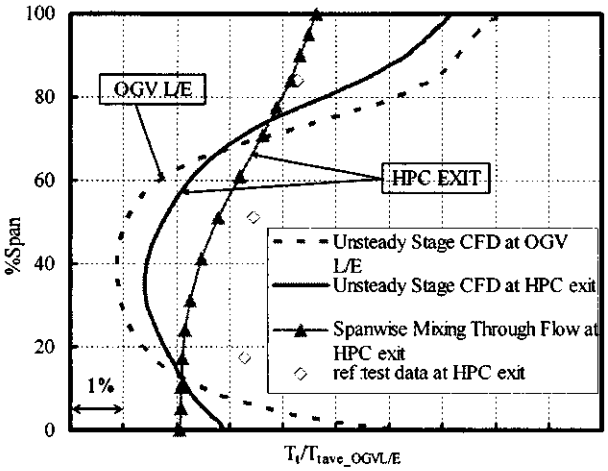


図 9　OGV L/E から圧縮機出口でのラディアルミキシング
軸対称流線解析結果との比較

したものとなっており、非定常段解析結果の OGV L/E 位置の分布をインプットとして、圧縮機出口での全温半径方向分布を求めた。図によると、軸対称流線解析によって予測された半径方向分布は試験に近くフラットなのに対し、非定常解析の結果は半径方向に大きく分布を持つことがわかる。このことは、非定常解析がラディアルミキシングを実際よりも小さく見積もってしまうことを示している。この原因の一つとしては、本解析でシールの漏れ流れや、キャビティ流れ、VSV クリアランスからの漏れ流れを考慮していないことが挙げられる。これらは、ラディアルミキシングを促進させる効果があると考えられる。また、乱流モデルや格子の影響も考えられるため、原因を明らかにして予測精度を改善するためには、更なる調査が必要である。

3．7　VSV クリアランス流れの影響

前項までに明らかになった課題を解決していく一歩目として、解析のモデル化の影響について調べるため、まずは VSV クリアランスをモデル化した定常段解析を実施した。IGV および 1,2,3 段静翼が VSV に相当している。図 2 に、VSV クリアランスを考慮した解析による全体性能をプロットした。これによると、全体性能への影響はほとんどないことがわかる。また、図 10.1 と図 10.2 にそれぞれ段温度比、段圧力比の設計との差を、定常段解析、VSV クリアランスを考慮した定常段解析で比較した。VSV クリアランスを考慮することで、中段から後段の負荷が変化することがわかる。特に中段では変化が大きく、4 段では圧力比が 1%以上減少し、試験結果に近づく方向にある。

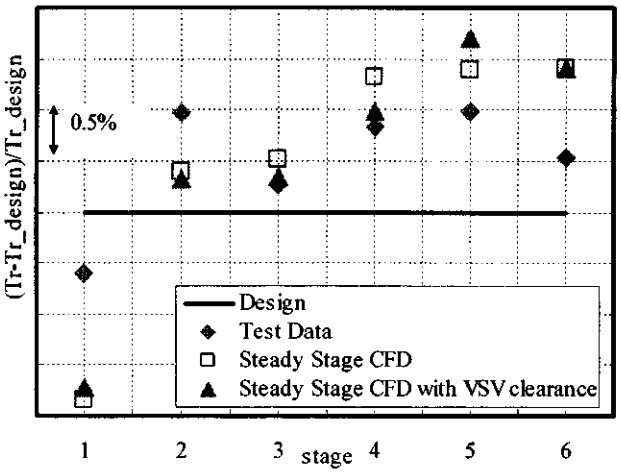


図 10.1　VSV クリアランスの影響
定常段解析による段全温比の設計との差

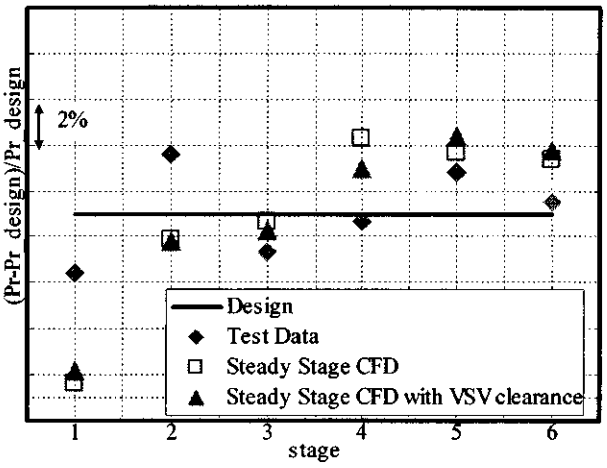


図 10.2　VSV クリアランスの影響
定常段解析による段全圧比の設計との差

このように定常段解析によって、VSV クリアランスの段マッチングへの影響が大きいことがわかったので、今後は非定常解析を実施してその影響を詳細に調べていく。

4．まとめ

遷音速の 6 段の圧縮機を対象に、設計点付近で非定常段解析を実施し、圧縮機の非定常流れの影響を調べた。

(1) 非定常段解析は、全体性能や段マッチングを妥当に捉えられることがわかった。
(2) 圧縮機翼列内でウェイクと 2 次流れによるミキシングロスが減少する様子が、非定常解析で確認できた。
(3) 非定常解析は、ラディアルミキシングを実際よりも小さく見積もることがわかった。この原因の解明には更なる調査が必要である。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

(4) VSVクリアランスを考慮した定常段解析から、VSV クリアランス流れが段マッチングに影響することがわかった。特に中段では変化が大きく、試験結果と近づく方向となった。今後、VSV クリアランス等の複雑形状を考慮した非定常解析を実施し、その影響について調査していく予定である。

謝辞

本研究は、経済産業省の航空機・宇宙産業イノベーションプログラム・エネルギーイノベーションプログラムの一環として独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの助成を受けて実施しています。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいた NEDO および多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

[1] Denton,J.D., "The Calculation of Three Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines", ASME 90-GT-19,1990

[2] Adamczyk, J.J., "Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery", ASME paper 85-GT-226, 1985.

[3] Funatogawa, O., "Research and Technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project", ISABE-2005-1010, 2005.

[4] Kato, D., et al, "Development of Simple and High-performance Technology for Compressors," IHI Engineering Review, Vol.41, No.1, 2008

[5] Yamane, T., Yamamoto,K., Enomoto,S., Yamazaki,H., Takaki,R., and Iwamiya,T., "Development of A common CFD Platform-UPACS", Proc.Parallel CFD 2000 Conf.,Elsevier Science,pp.257-264,2001

[6] Takaki,R., et al, "Development of the UPACS CFD Environment", High Performance Computing, Proceedings of ISHPC 2003,Apring, pp307-319,2003

[7] Smith,L.H., "Wake Dispersion in Turbomachines", ASME Journal ov Basic Dngineering,Vol.88,No.3,1966

[8] Van Zante,D.E., Adamczyk,J.J., Strazisar,A.J., and Okiishi,T.H., "Wake Recovery Performance Benefit in a High-Speed Axial Compressor", ASME Journal of Turbomachinery",Vol.124,2002

[9] Adkins,G.G, Smith,L.H., "Spanwise Mixing in Axial-Flow Turbomachines", Journa of Engineering for Power,Vol.104,pp.97-110,1982

[10] Gallimore,S.J., Cumpsty.N.A., "Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors:Part1-Experimental Iinvestigation", ASME Journal of Turbomachinery,Vol.108, pp.2-9

[11] Gallimore,S.J., "Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part2-Throughflow Calculations Including Mixing", ASME Journal of Turbomachinery,Vol.108,pp.10-16

[12] "Unsteady Flow Effects in A High-Speed Multistage Axial Compressor", ASME GT2009-59583

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

入口絞りを伴わない羽根無しディフューザを有する高比速度遠心圧縮機の流れ解析

*玉木　秀明（株式会社 IHI）

Study on Flow Fields in High Specific Speed Centrifugal Compressor with Unpinched Vaneless Diffuser

*Hideaki TAMAKI (IHI Corporation)

ABSTRACT

Performance of centrifugal compressors strongly depends on their internal flow fields. Therefore, CFD is indispensable to design centrifugal compressors. CFD codes are usually validated by some representative data or compared with calculated results by other CFD codes, in order to ensure their accuracy. However, learning the estimation accuracies of any types of centrifugal compressors' performance requires continuous work that is to compare experimental data obtained in development of various centrifugal compressors with calculated results. This paper introduces one of such activities.

Key words: Centrifugal Compressor, CFD, Measurement, Flow Field

1．はじめに

過給機はエンジンの小型化・高出力化に有効な装置であり、車両重量低減による燃費の改善に寄与している。また、産業用圧縮機は大型空調設備、化学工業、工場における空気動力の供給源など様々な分野で利用されている。これらの圧縮機には、遠心圧縮機が広く用いられている。遠心圧縮機の設計では、圧縮機内部の流体運動の把握と制御がその性能を左右するため、CFD が不可欠な設計ツールとなっている。通常、遠心圧縮機の空力設計のプロセスで使われる CFD コードは代表的な計測データや他のコードとのベンチマークによって、その妥当性が検証されている[1),2)]。CFD を利用した設計（性能予測）の精度向上を図るためには、これらの検証の他に、開発の過程で得られる様々な計測データを計算結果と比較し、仕様や形状の違いによる両者の差異の程度を把握することが重要である[3,4,5)]。本論文では、舶用過給機用遠心圧縮機の開発の中で得られた入口絞りを持たない羽根無しディフューザとインペラの組合せ試験の結果と計算結果の比較を紹介する。

2．実験装置および実験方法

本研究で使用した圧縮機インペラの主要形状を Table 1 に示す。試験回転数 N は 55400rpm、比速度 $[(N/60)*Q^{1/2}/(Had)^{3/4}$ Q:体積流量(m^3/s) Had:断熱ヘッド(J/kg)]は 0.15 である。Fig.1 に供試圧縮機の断面図を示す。ディフューザには羽根無しディフューザ（以下 VLD）を採用した。ディフューザを出た流れは軸対象のコレクタに流入する。インペラ入口（長羽根先端より 5mm 下流：以下①）、インペラ出口（$1.02R_2$ R_2 はインペラ半径：以下②）、羽根無しディフューザ（$1.38R_2$,：以下③）およびディフューザ出口（$1.60R_2$：以下④）に静圧孔を設けた。①、②、③には高応答圧力センサ（Xulite 社 XCQ-062）を設置した。また、長羽根先端から 10mm 上流（以下Ⅰ）およびインペラ下流の $1.14R_2$ の位置（以下Ⅱ）で 3 孔ヨーメータによるトラバース計測を行った。更に、羽根無しディフューザ部の流動状態を観察するために油膜法を用いて流れの可視化も実施した。

また、コレクタ（圧縮機）出口にオリフィスを設置し、小流量でチョーク状態を作り出した。チョーク流量近傍では圧縮機の安定運転が可能であり、この流量においても静圧計測、油膜法による可視化を実施した。使用したオリフィスの絞り面積比は 0.25 と 0.06 である。

Table 1　Impeller Dimensions

インペラ半径	入口半径	出口幅
65.4 mm	45.62 mm	10.2 mm
羽根枚数(長羽根/短羽根)		出口羽根角
14　(7/7)		-30°

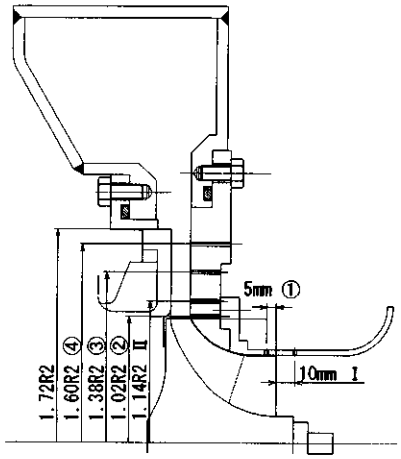


Fig.1　Schematic of Tested Compressor

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3．実験結果

3.1　全体性能

Fig.2 に流量 Q と圧縮機出口静圧比（圧力特性）を示す。また、同図は②、③、④の静圧も同時に示している。図中の静圧比はインペラ入口全圧との比である。また黒丸は、コレクタ出口にオリフィスを設置して得たものである。

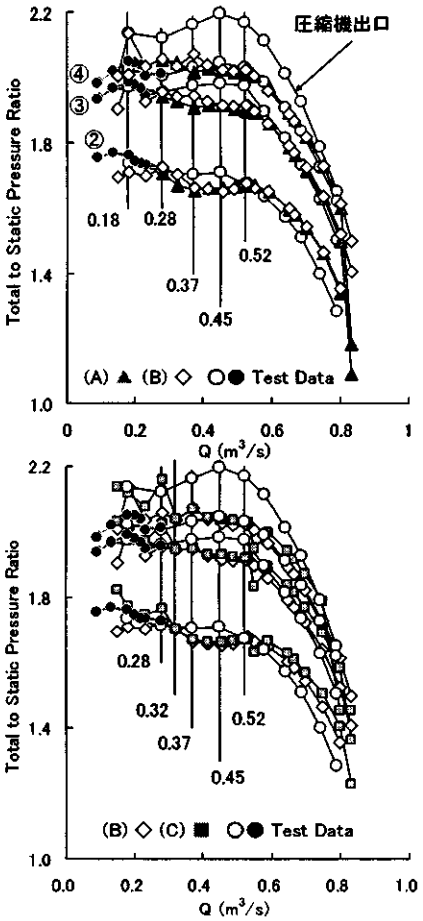


Fig. 2　Total to Static Pressure of Tested Compressor

Fig.3 に①、③での圧力波形を示す。図の時間軸（横軸）の全幅は 0.37m³/s で 0.2 秒、0.28 m³/s で 0.05 秒、その他は 0.1 秒であり、縦軸はゲージ圧（MPa）である。Fig.4 は①と③の圧力変動周波数（F）と流量（Q）の関係を示す。周波数はインペラ回転数（Fn）で無次元化されている。供試圧縮では、0.52m³/s で③に 0.13Fn の変動が発生。①では、この変動は見られなかった。0.37m³/s で①に 0.016Fn（14.8Hz）の変動が発生。また、③には 0.016Fn と 0.13Fn の変動が発生した。0.016Fn の変動は Q≦0.28m³/s で消え、Q<0.28m³/s では 0.13Fn および 0.26Fn の変動が①と③で計測された。サージの周波数は 0.019Fn（17.5Hz）であった。

Fig.5 に吐出配管上のバルブをサージ状態になるまで急激に絞って得られた静圧の時系列データを示す。Fig.5 の 0.9 秒付近に現れる周期的な変動は 0.37m³/s で発生する 0.016Fn の圧力変動に対応する。また、1.4 秒付近で現れる周期的な変動はサージによるものである。0.016Fn の圧力変動の初生時には、③の圧力が低下し①の圧力が上昇している（図中▽）。③での低下は Fig.2 の 0.45～0.37m³/s 間の圧力特性によるものと考えられる。インペラ内で生じた逆流が圧力変動を誘発した可能性がある。サージ発生時には③と②の圧力が上昇し、その後、①が上昇している（図中▽）。VLD の静圧が低下して、コレクタからインペラ入口へ向かう流れが生じたと考えられる。

3.2　インペラ性能

Fig.6 に①での圧力波形の一部とこれらを周期的にサンプリングし、算術平均して求めたシュラウド側翼間静圧分布および、この平均値に対する翼間静圧の偏差を示す。Q≦0.45m³/s で圧力変化の周期性が崩れ、翼間静圧の最大値と最小値の差が減少する。また、ピッチ全体にわたり翼間静圧の偏差が増大する。この流量がインデューサ失速流量と推定できる。Fig.7 に I の位置での軸方向速度を示す。0.39m³/s は I において、逆流が計測され始めた流量で、前述の周期性が崩れる流量より 13%小さい。

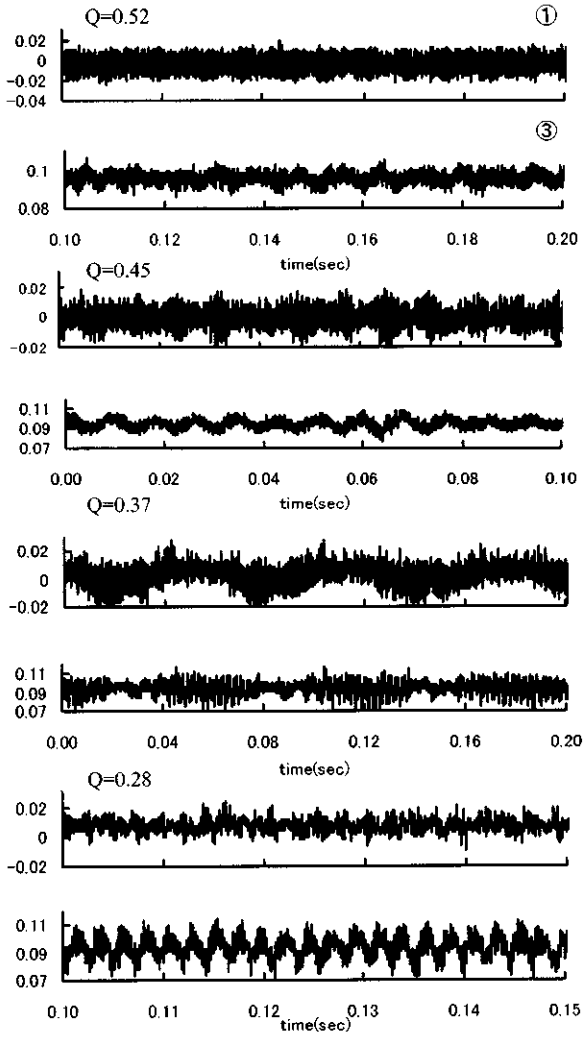


Fig. 3　Pressure Fluctuation at ① and ③

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

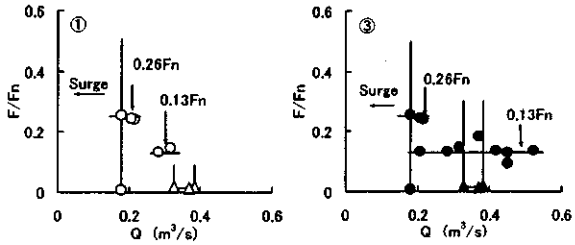


Fig. 4　Frequency of Pressure Fluctuation

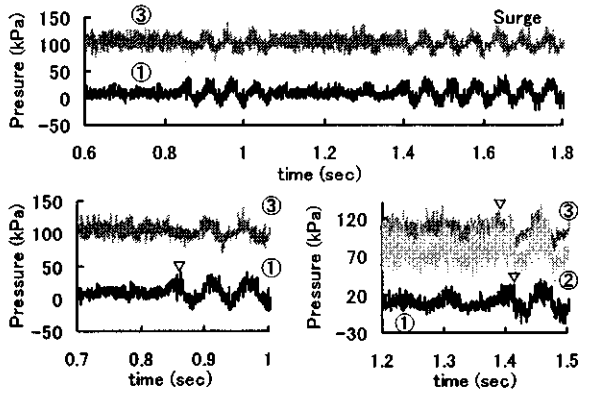
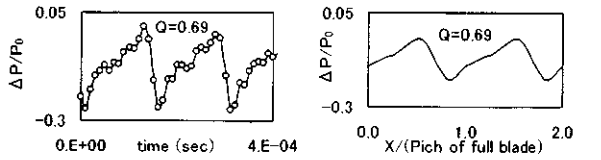


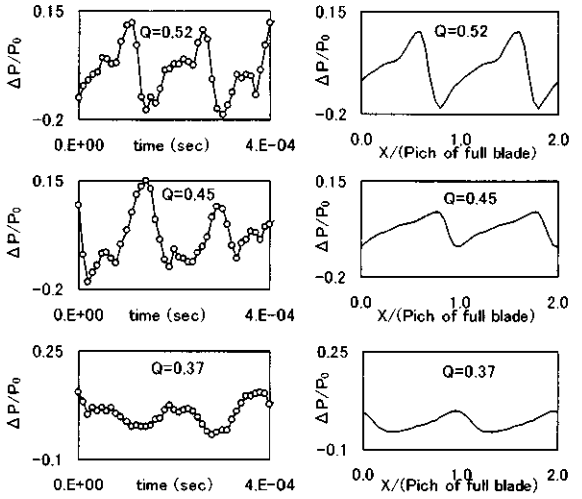
Fig. 5　Pressure Fluctuation to Surge at ① and ③

3.3　ディフューザ性能

Fig.8 に③の静圧と②の静圧の比を示す。静圧比の極大値が 0.52m³/s に存在する。Fig.9 にⅡの位置での流れ角と全圧の分布を示す。チョーク点付近からシュラウド側に逆流域があることが確認できる。

Fig.10 に油膜法による可視化結果を示す。0.68m³/s でシュラウド側に（内から外へ向けて）インペラの回転と逆方向の油膜模様が観察され、流れが VLD 入口からはく離していることが分かる。0.51m³/s のハブ側の油膜模様を見ると、VLD 入口からある半径位置まで回転と同方向の模様が存在し、それより下流では回転と逆方向の模様が観察される。シュラウド側はハブ側と逆に VLD 入口で回転と逆方向の模様が存在し、出口側に回転と同方向の模様が観察される。Q≦0.38m³/s のハブ側の油膜模様は VLD 入口から常に回転と逆方向であり、VLD 入口からハブ側にはく離が発生していることがわかる。Q=0.38m³/s では、シュラウド側の油膜模様が交差している。このため流れの方向を特定するのは困難であった。0.20m³/s ではシュラウド側の油膜模様がほぼ周方向を向いた流れになっており、はく離をしている可能性がある。0.09m³/s では、再びシュラウド側に回転と逆向きの明瞭な油膜模様が見られる。





Signal of Pressure Transducer　Averaged Static Pressure

Fig. 6-1 Static Pressure distribution at ①

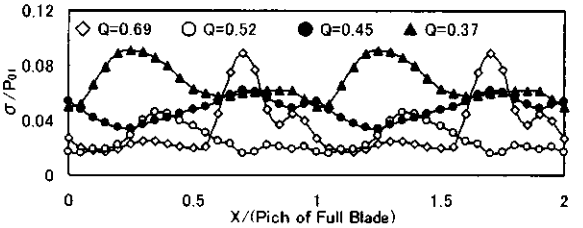


Fig. 6-2 Deviation of Static Pressure in a Blade Pitch

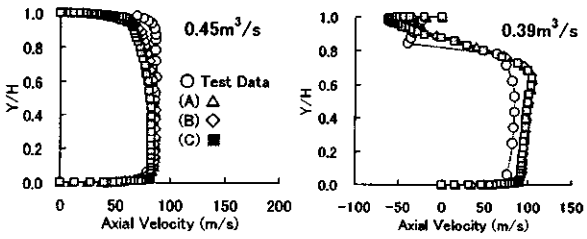


Fig. 7　Axial Velocity Distribution at Ⅰ

3.4　試験結果のまとめ

3.1 から 3.3 の結果を基に供試圧縮機の挙動を流量の減少とともに記述すると以下のようになる。

(1) 供試インペラは子午面曲率半径が小さいにも関わらず VLD 入口部に絞りを設けていないため、チョーク点付近から VLD のシュラウド側に、はく離（逆流）域を伴っている。

(2) 0.52m³/s で VLD ハブ側がはく離する。これが原因と推測される周期的な圧力変動が VLD に発生する。

(3) 0.45m³/s でインデューサが失速する。0.39m³/s でインデューサの逆流域が圧縮機入口配管に到達する。

(4) サージ近傍で、VLD はハブ・シュラウド側ともに入口からはく離をしている可能性がある。

(5) 0.37m³/s で 1 次元的な圧力変動が発生する。この変動は 0.28m³/s で消える。また、サージ直前の流量は 0.18m³/s である。

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

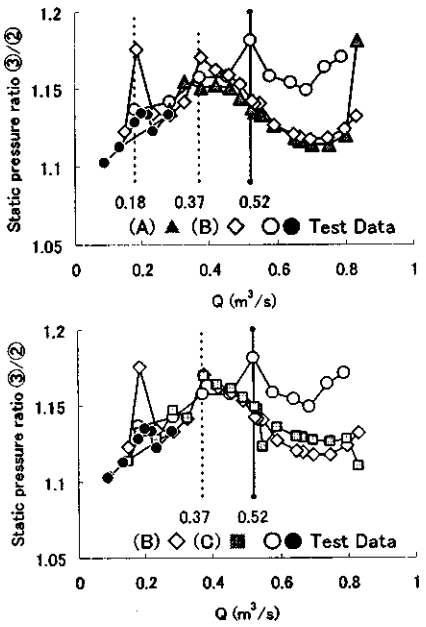
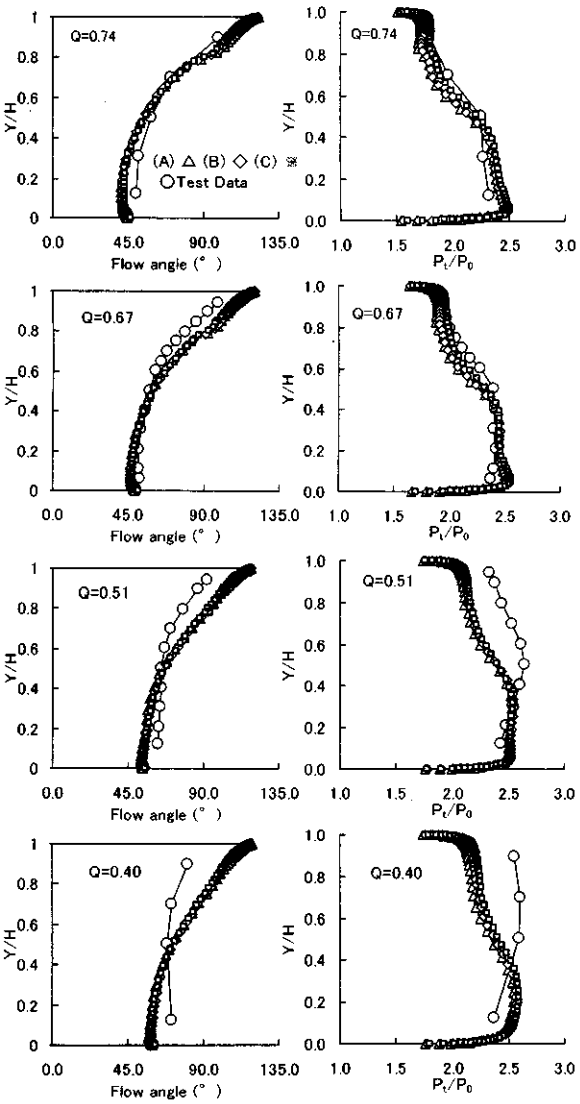


Fig. 8 Static Pressure Ratio ③/②



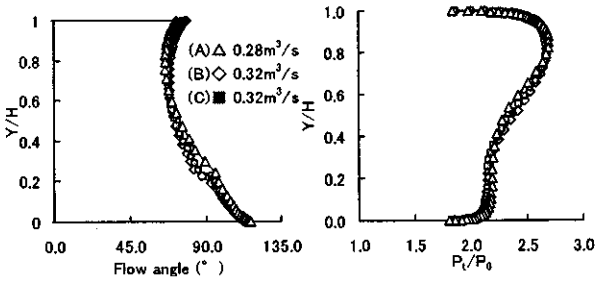


Fig. 9 Flow Angle and Toatl Pressure Distribution

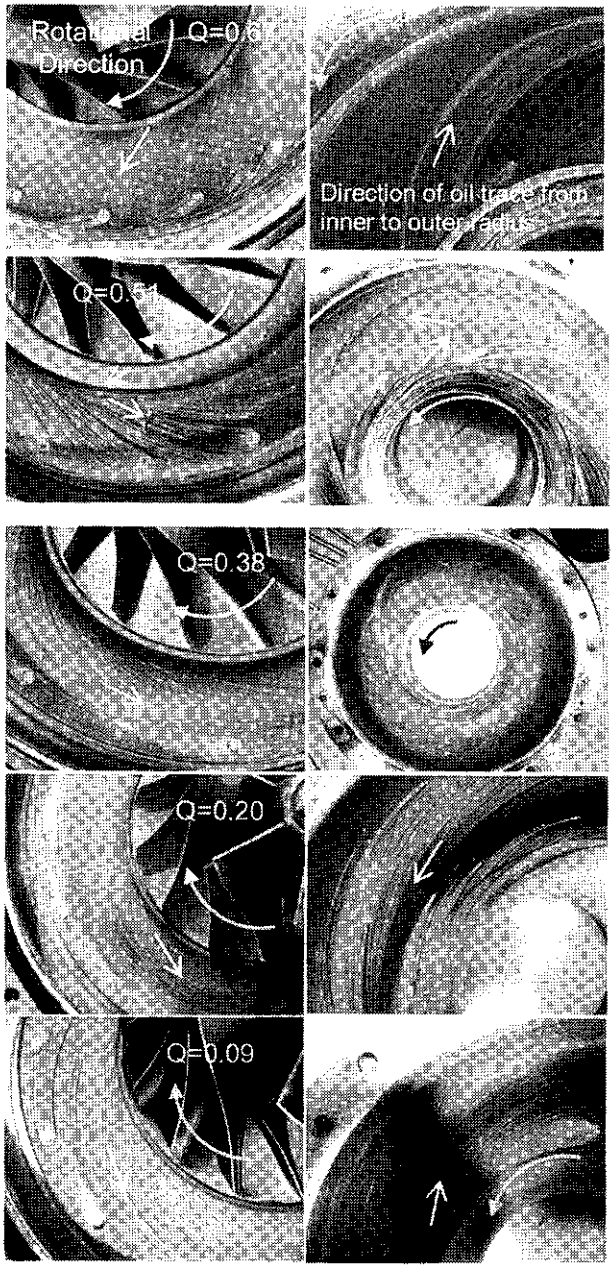


Fig. 10 Oil Flow Visualization

4．計算結果

4.1 数値計算

計算には自社開発のコードを使用した[6,7,8]。対流項には Chakravarthy - Osher の TVD スキームを、乱流モデル

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

には Spalart - Allmaras モデルを用いている。Fig.11 に示す（A）から（C）の 3 種類の形状について（定常）計算を実施した。コレクタはいずれの場合も考慮していない。（A）はインペラ上流が同転軸に平行な直管である。VLD は平行壁で構成され、出口境界は収束性と逆流の発生を避けるためハブ、シュラウド壁をそれぞれ絞っている。格子点数は約 179 万点である。（B）のインペラ上流は（A）と同じ。VLD に試験装置を模して $1.72R_2$ 以降にキャビティを設けた。格子点数は約 361 万点である。（C）は試験装置と同様に圧縮機入口にベルマウスを付加した形状であり、VLD は（B）と同じである。格子点数は約 370 万点である。（A）、（B）、（C）の影響は小流量域を除き小さかった。なお、（A）は $0.28m^3/s$、（B）、（C）は $0.15m^3/s$ まで収束解を得ることができた。

4.2 全体性能

Fig.1 に計算で得られた②、③、④における静圧を示す。計算結果は $Q \geqq 0.52m^3/s$ で実験と良好な一致をしている。圧力特性曲線の極大値が実験の $0.45m^3/s$ に対して計算では $0.52m^3/s$ となり、$(0.28 \sim 0.32m^3/s) < Q < 0.52m^3/s$ で実験値より小さい値をとる。Fig.8 に計算で得られた③と②の静圧比を示す。傾向はほぼ一致しているが、計算の極大値は Fig.2 と同様に実験結果よりも小流量側へシフトしている。

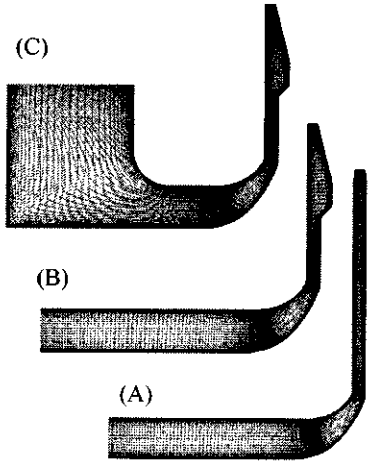


Fig. 11 Computational Grid

4.3 スパン方向分布

Fig.12 に計算によって得られた①における流れ角と軸方向速度のスパン方向分布を示す。図中の Y はハブ面からの距離、H はケーシングとハブ面間の距離を示す。なお、図の $Y/H \geqq 0.985$ はクリアランス部である。$0.43 \sim 0.45m^3/s$ の間でケーシング側に逆流域が発生しており、Fig.6 より推定されるインデューサの失速流量とほぼ一致する。Fig.7 に計算から得られた I での流れ角と軸方向速度の分布を示す。Y はインペラのボス面からの距離、H はボス面と入口管内面との距離である。逆流の発生域が、計測結果とほぼ一致している。Fig.9 に計算で得られた II における流れ角、全圧の分布を示す。Y はハブ面からの距離、H はディフューザ幅である。$0.67\ m^3/s$ までは計測と良好な一致をしている。$0.51m^3/s$、$0.40m^3/s$ の計算結果は $Q \geqq 0.67m^3/s$ と同様に、ハブ側の流れ角が小さく（立っており）、高全圧域もハブ側にあるパターンとなっている。

一方、計測結果には、ハブ側の流れが大きくなり(寝て)、流れ角、全圧分布が一様化する傾向が見られる。ヨーメータ計測ではハブ側のはく離を検出できなかったが、Fig.10 の結果から、ハブ側に発生したはく離によるブロッケージによってシュラウド側の流れが改善されたためと考えられる。

Fig.9 の最後の図（$0.28m^3/s$、$0.32m^3/s$ の計算結果）は次節で述べるように、（A）および（B）、（C）の計算で VLD 入口付近からハブ側のはく離するフローパターンが得られた流量である。ハブ側のはく離によってシュラウド側の流れが改善される結果となっている。

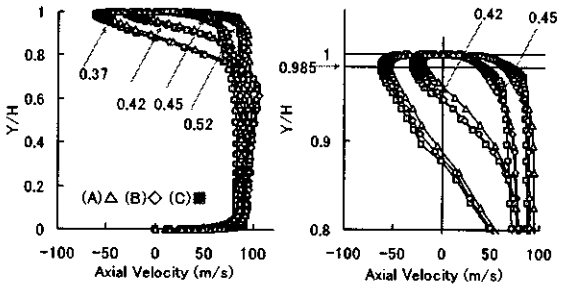


Fig. 12 Calculated Axial Velocity at ①

4.4 フローパターン

Fig.13 に、計算結果を周方向に積分して求めた流量を等分割する線（3 次元の流れ場から得られる 2 次元の流線）を示す。（A）については $0.32m^3/s$ と $0.28m^3/s$、（B）については $0.18m^3/s$、（C）については、$0.8m^3/s$、$0.37m^3/s$、$0.32m^3/s$ の流線を示す。チョークに近い $0.8m^3/s$ において VLD シュラウド側に循環域（はく離）が見られる。また、$0.37m^3/s$ では、インデューサ部のはく離がインペラ上流にまで延びている。これは（A）、（B）においても同じであった。（A）では $0.32m^3/s$ において、（C）では $0.37m^3/s$ で VLD ハブ側にはく離域が発生する。（A）では $0.28m^3/s$ で VLD 入口ハブ側のはく離が拡大してシュラウド側のはく離が下流に移動する。また（C）では $0.32m^3/s$ でシュラウド側のはく離が消滅する。（B）は $0.18m^3/s$ で VLD 入口ハブ側および VLD 下流シュラウド側にはく離が発生する。なお、（B）、（C）のインペラ下流における流線のパターンはほぼ同一であった。

5．まとめ

入口絞りを持たない VLD(羽根無しディフューザ)と舶用過給機用遠心圧縮機インペラの組合せ試験の結果を

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

（定常）CFD による計算結果と比較し以下のことが分かった。

(1)インデューサおよびインペラ入口近傍に発生する失速や逆流に関しては、計測と計算結果は良好な一致を示した。

(2)供試圧縮機では圧力特性曲線が極大値をとなる流量よりも大流量側で VLD に圧力変動が発生した。油膜模様の観察から、この現象は VLD ハブ側の逆流域の発生と関連があると推定される。

(3)VLD ハブ側に圧力変動および逆流の発生が観察されるまでは計測と計算結果は良好な一致を示した。

(4)計算で推定された VLD ハブ側のはく離発生流量は計測値の 62~72%であった。このため、VLD ハブ側で圧力変動および逆流が観察された流量よりも小流量では計測と計算結果のかい離が大きくなった。

以上のことから、VLD に失速の発生が懸念される遠心圧縮機を設計する場合、CFD と失速に関する経験式やデータベースなどを併用する必要がある。

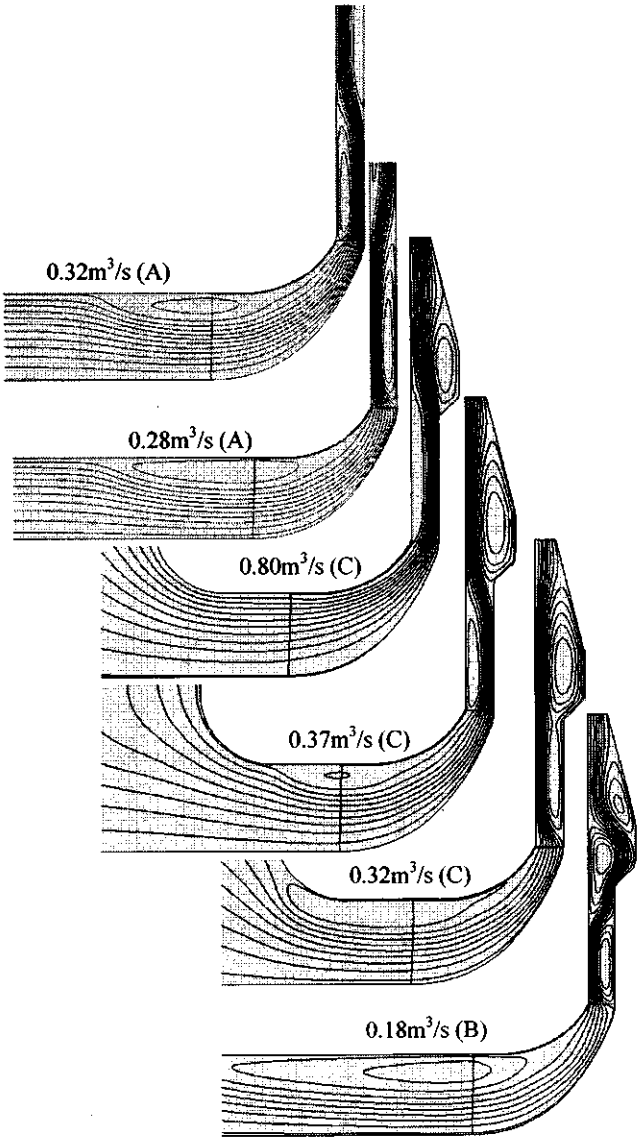


Fig. 13 Calculated Streamline

参考文献

1) Casey M. V., Turbomachinery Design Using CFD, AGARD Lecture Series 195, (1994), pp.6-1 - 6-24
2) Eisenlohr, G., Dalbert, P., Krain, H., Proell, H., Richer, F-A., Rohne, K-H., Analysis of Transonic Flow at the Inlet of a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller, ASME, 98-GT-24
3) 玉木秀明： 圧縮機設計における CFD の適用, ターボ機械, 第 28 巻, 第 11 号, (2000) pp. 669-675
4) 川久保知己： 遠心型・斜流型ターボ機械の CFD, ターボ機械, 第 32 巻, 第 5 号, (2004) pp.48-57
5) 玉木秀明,海野大,川久保知己,沼倉龍介,山方章弘：過給機や圧縮機の性能を支える CFD, IHI 技報, 第 49 巻,第 2 号 (2009) pp.108-117
6) Kato, D., Goto, S., Kato, T., Wakabayashi, T., Ochiai, H., 2008, Development of Simple and High-Performance Technology for Compressors, IHI ENGINEERING REVIEW, February Vol.41 No.1, pp. 13-19
7) Tamaki, H., Goto, S., Unno, M., Iwakami, A., 2008, The effect of clearance flow of variable area nozzle on radial turbine performance, ASME GT2008-50461
8) Tamaki, H, Unno, M., Kawakubo, T., Hirata, U., Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressor for Turbochargers, ASME GT2009-59160

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

高高度滞空型無人機における軸流圧縮機翼列流れの数値解析

*児玉 大樹 (東大院), 渡辺 紀徳 (東京大学),
姫野 武洋 (東京大学), 鵜澤 聖治 (東京大学)

Numerical Analysis of Flow Field in an Axial Compressor Rotor for High Altitude Long Endurance Aircraft

*Taiki Kodama(The Univ. of Tokyo), Toshinori Watanabe(The Univ. of Tokyo),
Takehiro Himeno(The Univ. of Tokyo) and Seiji Uzawa(The Univ. of Tokyo)

Abstract

In the jet engines of the aircrafts cruising at high altitude over 20 km with subsonic speed, the Reynolds number in terms of the compressor blade chord length becomes very low. In such an operating condition with low Reynolds number, it is widely reported that total pressure loss of the air flow through the compressor cascades increases dramatically due to separation of the boundary layer and the secondary-flow. But the detail of flow mechanisms causes the total pressure loss has not been fully understood yet. In the present study, the flow fields in the transonic compressor, NASA Rotor 37, were simulated under the several conditions, which corresponded to the operations at sea level, and at a high altitude with low density and temperature. It was found that, in the case of operation at the high altitude, the separation region on the blade surface became larger, and that the radial and reverse flow around the trailing edge became stronger than those under the sea level condition.

Key Words : Compressor, Cascade, High Altitude Long Endurance Aircraft, Reynolds Number Effects

1．はじめに

近年、無人航空機の性能は急速に向上しており、世界各地において様々な任務に投入されている。この無人航空機の中で、地球環境の観測や無線通信の中継基地などを任務とするものは、高高度（高度20[km]付近）を低速（亜音速）で飛行することが求められる[1]。高高度での飛行が求められる理由は、第一に民間航空機への安全性を確保するために民間航空機よりも高空を飛行する必要があること、第二に高度の上昇と共に地上の情報収集を行える範囲、また地上へ情報を提供できる範囲が拡大されるためである。低速での飛行が求められる理由は、長い航続時間が求められるため空力抵抗を小さくする必要があること、また、大気のサンプルを採取する際に空力加熱や衝撃波によるサンプルの変異を防ぐ必要があるためである。

高高度を低速で飛行する無人航空機（以下、高高度滞空型無人機）においては、ジェットエンジン内流れのレイノルズ数が大きく低下する。一般に、低レイノルズ数域では境界層剥離の発生や二次流れの増大によってターボ機械の効率が急激に減少し[2),3)]、また、サージマージンが狭くなる[4),5)]ことが知られている。このため、低レイノルズ数域で作動する圧縮機翼列の開発においては、レイノルズ数の影響を考慮しなければ、性能が大幅に劣化することになる。よって、低レイノルズ数域で作動する翼列の空力特性を解明するための研究が現在までに種々行われてきた[6)]。しかし、それらの研究では低レイノルズ数且つ低マッハ数域の流れ場を対象としており、現在、高高度滞空型無人機のジェットエンジンで問題となっている低レイノルズ数且つ高マッハ数域の流れ場を対象とした研究は、その実験の困難さからほとんど見られず、詳細な流れ場は明らかではない。

本研究においては、圧縮機翼列の空力特性に及ぼすレイノルズ数の影響に関する知見を得ることを目的に、遷音速圧縮機動翼列が様々な高度において作動した状況を数値解析により模擬し、各高度での翼列性能と流れ場の変化を調べ、レイノルズ数の影響を考察した。

2．解析法

2.1 翼列モデル

解析対象はNASA Rotor37[7)]とした。周知のように、このモデル翼列は1970年代にNASA Lewis研究所で設計され、試験に供されたもので、詳細な設計仕様と計測データが公表されており、その後の圧縮機流れの数値解析において、頻繁に利用されている。Table 1に主な設計パラメータを示す。Fig.1はローターの概形と、実験における4ヶ所の計測面（stn1～4）を示している。

2.2 数値解析法

基礎式は圧縮性三次元レイノルズ平均Navier- Stokes方程式で、空間離散化をセル中心有限体積法で行い、時間積分はLU-SGSスキームを用いたオイラー陰解法で行っ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

た。非粘性流束は三次MUSCL補間SHUSスキームで評価し、粘性流束は中心差分的に評価している。乱流モデルにはWilcoxの低レイノルズ数型k-ω二方程式モデルを用いた。

計算格子をFig.2(a)、(b)に示す。本研究では1ピッチ分の流路を対象とし、翼列方向の境界は周期境界として扱った。主流部分はH型格子で、翼端間隙部分はFig.2(b) に示されるように、O型とH型の格子で表現されている。主流部の格子数は流れ方向124セル、ピッチ方向66セル、スパン方向86セルである。また、翼端間隙部分ではスパン方向16セルとなっている。

解析は、ミッドスパンでの翼弦長を代表長さとしたレイノルズ数が、9.4×10^5、4.0×10^5、8.7×10^4の三つの条件において行った。これはRotor37が高高度滞空型無人機の圧縮機であることを想定し、海面上、高度10[km]および高度20[km]において作動している状況を模擬している。すべての高度において修正回転数は設計回転数として1800[rad/s]に固定した。海面上では機速の影響は考えず、高度10[km]および20[km]では飛行マッハ数を0.6とした。

境界条件は、流入境界ではリーマン不変量を外挿し、全圧、全温および周方向速度を固定した。また、国際標準大気から各高度での静圧、静温を求め、これらと飛行マッハ数から圧縮機入口での全圧、全温を算出して与えた。すべての高度において修正回転数は一定としているので、回転数から周方向速度を算出し固定した。流出境界では単純半径平衡を仮定して静圧を固定した。内外壁と翼面上では滑りなし、断熱の条件を与えている。二つの流路間の境界は周期境界とした。スキーム自体は非定常解析が可能であるが、今回は定常解析を行っている。

Table1 Design overall parameter for NASA Rotor37

Number of rotor blades	36
Tip solidity	1.288
Rotor inlet hub-to-tip diameter ratio	0.7
Rotor blade aspect ratio	1.19
Rotor tip relative inlet Mach number	1.48
Rotor hub relative inlet Mach number	1.13
Mass flow rate (kg/s)	20.93
Design wheel speed (rad/s)	1800
Tip speed (m/s)	454.136
Rotor total pressure ratio	2.106
Rotor adiabatic efficiency	0.877

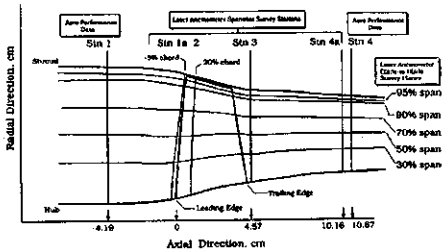
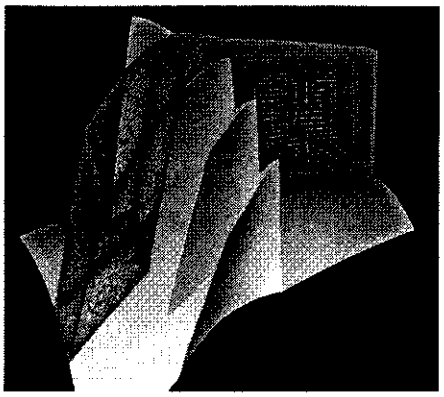


Fig.1 NASA Rotor37


(a) Main flow region

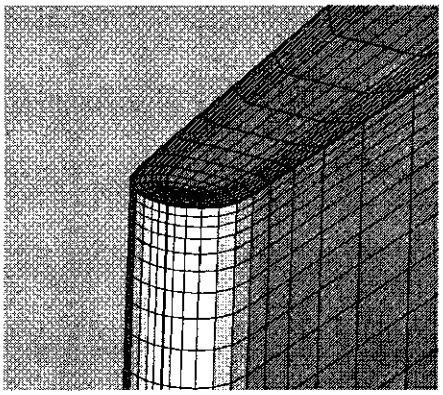

(b) Close-up of blade tip near leading edge

Fig.2 Computational grid for NASA Rotor37

3．数値解析結果

3.1 圧縮機性能に及ぼすレイノルズ数の影響

まずもともとのRotor37の流れを数値解析し、ベースとなるデータを得た。Fig.3に計算結果を実験および過去の数値解析ワークショップで発表された結果と比較する。Fig.3は圧縮機特性曲線の結果で、実験でのチョーク流量によって無次元化した修正流量を用いて描いている。本解析結果は実験結果と正確には一致しないものの、他の数値解析結果と同等の一致を示している。これらより、本解析手法が定性的には妥当にRotor37の圧縮機内流れを再現していると判断し、これらの結果を基準として、レイノルズ数の影響を検討することにする。

次に、レイノルズ数の低下によって圧縮機性能がどのように変化するかを調べるため、各レイノルズ数において圧縮機特性曲線を描き、比較を行った。Fig.4を見ると、作動高度の上昇によるレイノルズ数の低下によって、特性曲線はその形はあまり変えず低流量側へ、また全圧比と断熱効率が低下する方向へシフトしている様子が見られる。これは過去に、異なる圧縮機において行われた実験結果と同様の傾向であり[4]、数値解析において遷音速圧縮機翼列の空力特性に及ぼすレイノルズ数の影響を定性的には捕らえることができていると思われる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

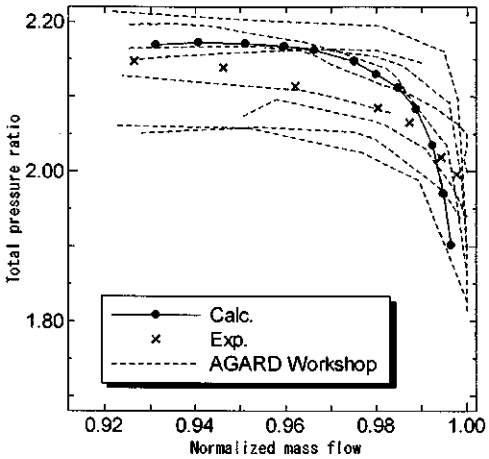
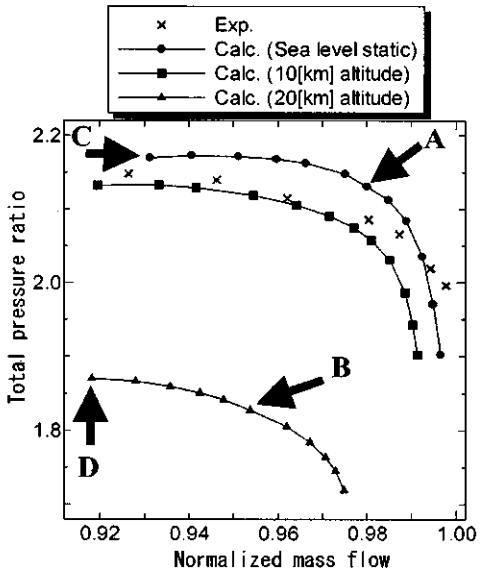
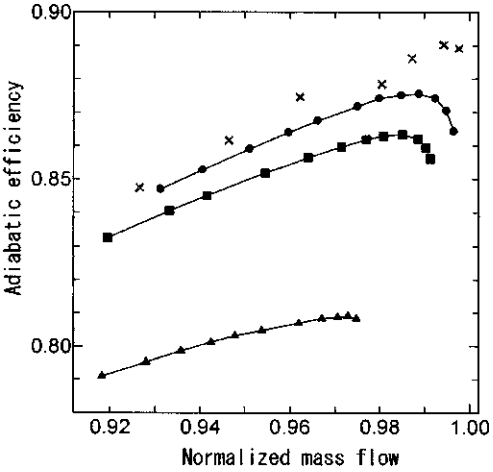


Fig.3 Total pressure characteristics



(a) Total pressure characteristics



(b) Adiabatic efficiency characteristics

Fig.4 Compressor characteristics

3.2 翼列内流れに及ぼすレイノルズ数の影響

3.1で見出された、レイノルズ数の低下による圧縮機性能の悪化の要因を検討するため、設計点近傍と失速点近傍での作動点においてそれぞれ流れ場の数値的な可視化を行い比較した。

3.2.1 設計点近傍における流れ場の変化

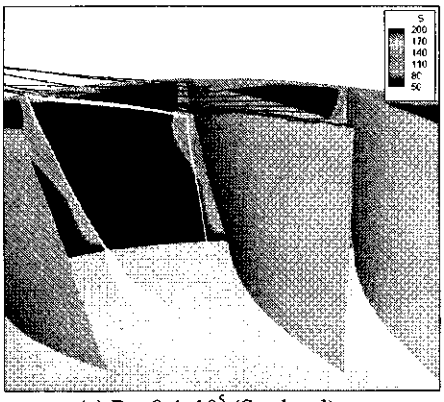
Re=9.4x10^{5}とRe=8.7x10^{4}の二つの場合について、特性曲線の98%チョーク流量での作動点（Fig.4(a)のAとB）において流れ場の比較を行った。この二つの作動点においては修正流量と修正回転数が等しいため、流れ場の違いはレイノルズ数の影響であると考えられる。

Fig.5に翼間の流路断面でのエントロピー生成の分布と翼端付近の流線を示す。まずレイノルズ数が高い場合のFig.5(a)を見ると、翼面上とケーシング付近にエントロピーが大きく生成している領域が見られる。前者は翼面上境界層の発達や剥離によって生じ、後者は翼端付近の流線の挙動より翼端渦によって生じたと考えられる。レイノルズ数が低い場合のFig.5(b)と比較すると、レイノルズ数の低下によって翼面上でのエントロピーが生成している領域は広がり、一方で、ケーシング付近では狭くなった。

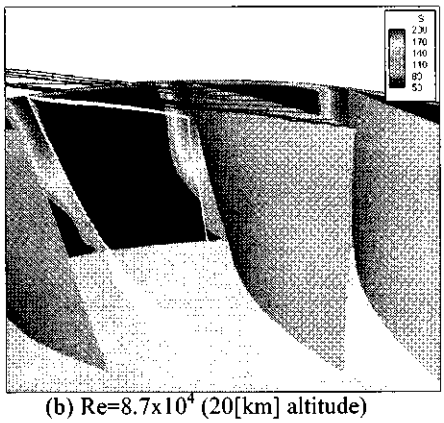
Fig.6に翼面背側とハブ面の限界流線と壁面せん断応力の分布を示す。壁面せん断応力は軸方向成分が負の領域のみを示しており、これは境界層の剥離によって生じた逆流域に対応する。一般に、限界流線の包絡線は境界層の剥離線を表すが、Fig.6より、レイノルズ数の低下によってすべてのスパンにおいて剥離線が上流側へ移動していることがわかる。これによって逆流域が拡大した様子が見られる。この逆流域の拡大によって翼面上においてエントロピー生成が増加したと考えられる。

Fig.7に速度勾配テンソルの第二不変量であるQ値と翼端付近の流線を示す。Q値が正となる領域はせん断変形よりも剛体回転が大きくなっている領域を示し、渦構造を渦度よりも鮮明に捕らえることができる。流れ場の中のコンターで示されている部分は、Q値の計算結果から渦領域と判定された部分である。Fig.7(a)を見ると、流線の巻き上がりにより翼端漏れ渦が明瞭に観察されるが、Q値の渦領域がこれによく対応していることがわかる。Fig.7の(a)と(b)を比較すると、レイノルズ数の低下によってQ値が大きな領域は狭くなっており、翼端渦が弱められた様子が見られる。この原因を調べるため、翼面上圧力のコード方向分布を98%スパン位置において比較を行ったものをFig.8に示す。Fig.8より、レイノルズ数の低下によって翼負荷が減少している様子が見られる。また、Fig.9に翼端部における流速ベクトルを示す。Fig.9より、レイノルズ数の低下によって流速ベクトルはコード方向へ傾いており、翼に対して垂直方向の成分が減少している様子が見られる。これらのことから、レイノルズ数の低下によって翼端漏れ流れが減少し、翼端漏れ渦の生成が弱められたためケーシング付近のエントロピー生成が減少したと考えられる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

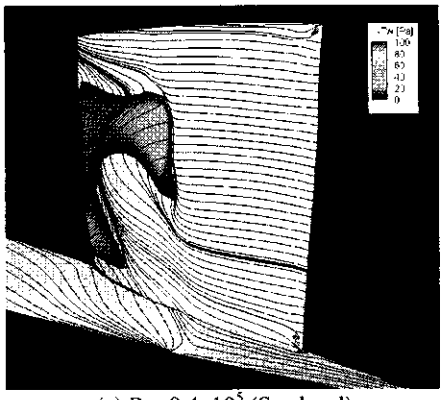


(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)

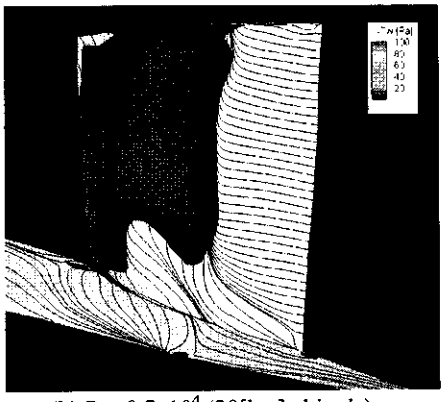


(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.5 Entropy contour

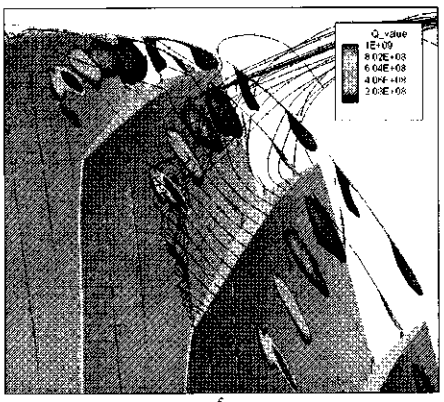


(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)

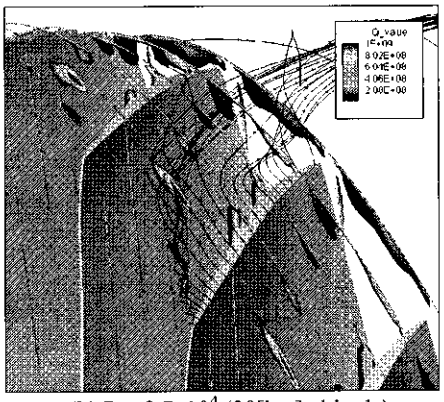


(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.6 Limiting streamlines and wall surface shear stress



(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)



(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.7 Q value and streamlines near the tip region

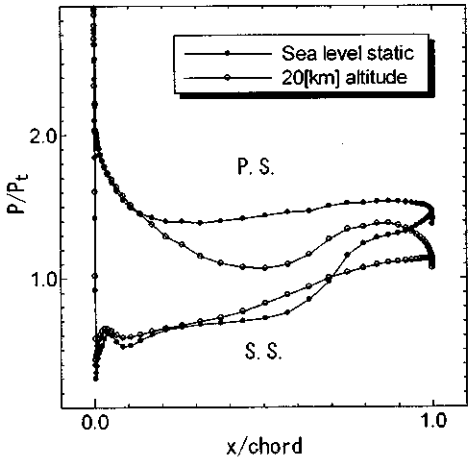


Fig.8 Pressure distribution on blade, 98% span

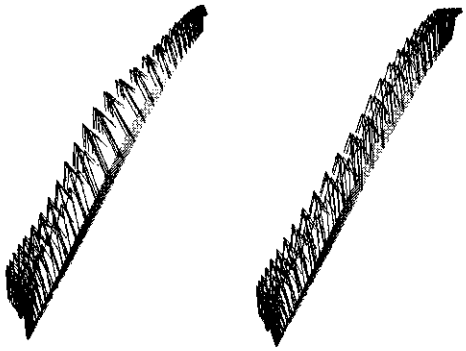


Fig.9 Velocity vector at tip clearance region
Left : Re=9.4x10^5 (Sea level)
right : Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

3.2.2 失速点近傍における流れ場の変化

Re=9.4x10^{5}とRe=8.7x10^{4}の二つの場合について、特性曲線の失速点近傍での作動点（Fig.4(a)のCとD）において流れ場の比較を行った。

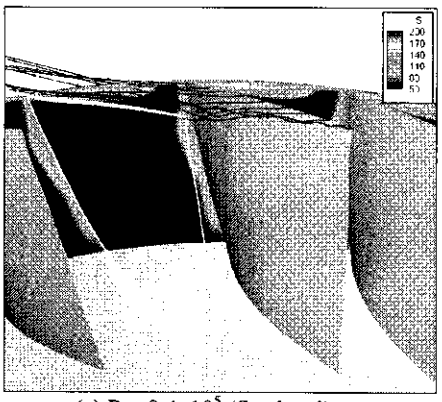
Fig.10に翼間の流路断面でのエントロピー生成の分布を示す。レイノルズ数が高い場合のFig.10(a)を見ると、ケーシング付近の流路中央部において大きくエントロピーが生成している領域が見られる。翼端部の流線の挙動から、このエントロピー生成は翼端渦によって生じたものと考えられる。一方で、レイノルズ数が低い場合のFig.10(b)を見ると、翼面背側の翼端付近とケーシングの角において大きくエントロピーが生成している領域が見られるが、翼端部の流線はそこには流れ込んでおらず、翼面上の境界層の影響によりエントロピーが生成したと考えられる。

Fig.11に限界流線と壁面せん断応力の分布を示す。レイノルズ数が高い場合は、剥離域は設計点近傍での作動とあまり変化が見られない。一方で、レイノルズ数が低い場合には、翼面境界層の剥離域が拡大し後縁側からの逆流が増加したため、翼面上でのエントロピー生成が増加したと考えられる。

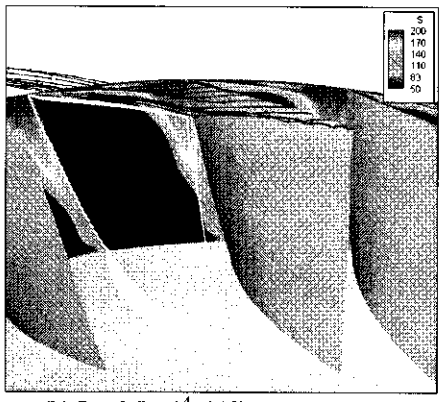
Fig.12にQ値と翼端付近の流線を示す。レイノルズ数が高い場合は翼端漏れ渦の径が大きくなり、渦の減衰が早くなっている様子が見られた。一方で、レイノルズ数が低い場合は、設計点近傍での流れ場と比較して、翼端漏れ渦の構造に変化はあまり見られなかった。

Rotor37においては、翼間衝撃波の下流のケーシング付近において低マッハ数領域が生成され、それは失速点近傍での作動においては大きく広がることが多くの研究により確認されている[8]。この低マッハ数領域を調べるため、Fig.13にマッハ数が0.3の等値面と翼端前縁から伸びる流線を示す。レイノルズ数が高い場合のFig.13(a)においては、マッハ数が0.3の等値面で示されている低マッハ数領域と翼端漏れ渦が形成されている場所が一致している様子が見られる。よって、レイノルズ数が高い場合は翼端漏れ渦の影響によって低マッハ数領域が形成されたと考えられる。そして、この低マッハ数領域はブロッケージとなり、旋回失速開始過程に大きな影響を及ぼすと考えられる。一方で、レイノルズ数が低い場合のFig.15(b)においては、低マッハ数領域は翼端漏れ渦の近傍にはほとんど見られず、翼面背側の翼端付近とケーシングの角に蓄積されている様子が見られる。これは翼面上の境界層剥離によって生じたものと考えられる。

この様に失速点近傍における流れ場において、レイノルズ数の低下によって、低マッハ数領域が形成される要因が変化したことから、失速に至る要因もレイノルズ数の低下によって変化することが考えられる。これは、従来指摘されているレイノルズ数低下によるサージマージン減少と関連がある可能性があるが、詳細は未だ不明であり、今後の研究により解明する必要がある。

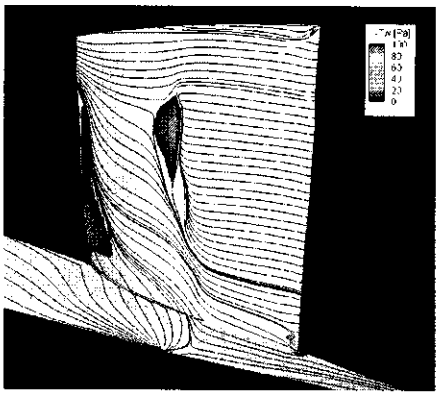


(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)

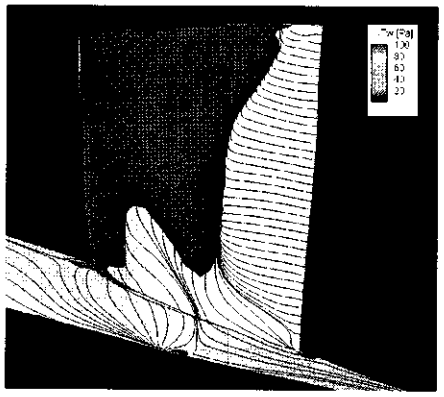


(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.10 Entropy contour



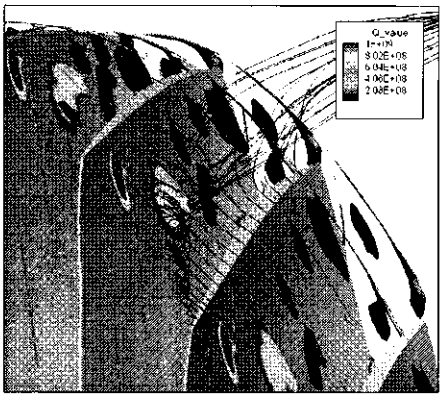
(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)



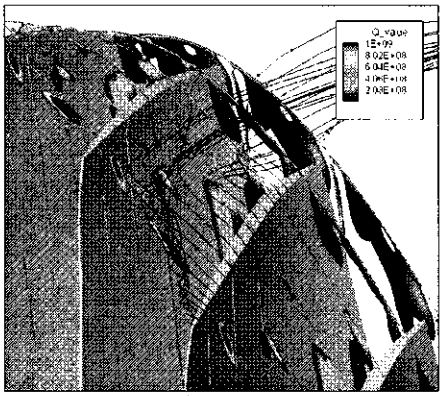
(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.11 Limiting streamlines and wall surface shear stress

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

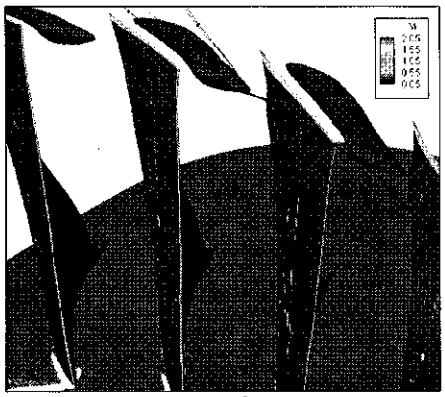


(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)

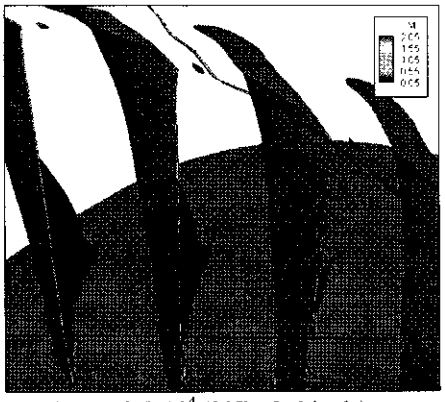


(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.12 Q value and streamlines near the tip region



(a) Re=9.4x10^5 (Sea level)



(b) Re=8.7x10^4 (20[km] altitude)

Fig.13 Isosurface of M=0.3

4. 結論

高高度滞空型無人機用ジェットエンジンにおいて、圧縮機翼列の空力特性に及ぼすレイノルズ数の影響に関する知見を得ることを目的に、遷音速圧縮機動翼列が様々な高度において作動した状況の数値解析を行い、以下の結論が得られた。

(1) 圧縮機の作動高度の上昇によるレイノルズ数の低下によって圧力比と断熱効率が低下し、圧縮機性能が悪化した。これは過去に行われた実験結果と同様な傾向を示しており、数値解析においてレイノルズ数の影響を定性的には捕らえられることが確認された。

(2) 98%チョーク流量での作動においては、レイノルズ数の低下によって翼面上において境界層剥離による逆流域が拡大し、エントロピー生成が大きくなった。一方で、レイノルズ数の低下によって翼負荷が減少したため、翼端漏れ渦によるエントロピー生成は低下した。

(3) 失速点近傍での作動において、低マッハ数領域が生じる要因がレイノルズ数の低下によって変化した。このことから、レイノルズ数の低下によって、失速に至る要因が変化する可能性が示唆された。

参 考 文 献

1) 例えばDavid J. Bents, Ted Mockler, and Jaime Maldonado, "Propulsion System for Very High Altitude Subsonic Unmanned Aircraft", NASA/TM-1998-206636, April 1998
2) Bullock, R. O.; Johnsen, I. A. ," Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors", NACA SP-36, 1965
3) H. G. Rhoden, M. A., Wh. Sc., "Effects of Reynolds Number on the Flow of Air through a Cascade of Compressor Blades", ARC R&M, No.2919, June 1952
4) A. B. Wassell , "Reynolds Number Effects in Axial Compressors" ,Journal of Engineering for Power ,April 1968
5) 神津正男, 八島聰,「レイノルズ数がターボファンエンジンの飛行性能に及ぼす影響について」, 日本ガスタービン学会誌 Vol.16, No.63, 1988, pp78-87
6) 例えばGarth V. Hobson, Denis J. Hansen, David G. Schnorenberg and Darren V. Grove, "Effect of Reynolds Number on Separation Bubbles on Compressor Blades in Cascade", Journal of Propulsion and Power, No.1, January-February 2001
7) Reid, L., and Moore, R. D., "Design and Overall Performance of for Highly Loaded High Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor", NASA-TP-1337,1978
8) 例えば、古川雅人, 才木一寿, 山田和豊 井上雅弘,「軸流圧縮機動翼の失速点近傍における翼端漏れ渦の崩壊に伴う異常流動現象」, 日本機械学会論文集（B編）,66巻, 644号, 2000, p1029-1037

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

超小型遠心圧縮機の要素試作と実験
－ 子午面形状の影響 －

*岡本　秀一，武藤　忠敬（法大院）
辻田　星歩（法大），平野　利幸（都立産業技術高専）

Prototyping of Ultra Micro Centrifugal Compressor
-Influence of Meridional Configuration-

* Shuichi OKAMOTO, Tadataka MUTO
(Graduate School of Engineering, Hosei University)
Hoshio TSUJITA
(Department of Mechanical Engineering, Faculty of Science and Engineering, Hosei University)
Toshiyuki HIRANO
(Department of Creative Manufacturing, Tokyo Metropolitan College of Technology)

ABSTRACT

In order to investigate the design method for a micro centrifugal compressor, which is the most important component of an ultra micro gas turbine, two types of centrifugal impeller with 2-dimensional blade, were designed, manufactured and tested. These impellers have different shape of hub on the meridional plane with each other. Moreover, these types of impeller were made for the 5 times and the 6 times size of the final target centrifugal impeller with the outer diameter of 4mm in order to assess the similitude for the impellers. The comparison among the performance characteristics of the impellers revealed the influence of the meridional configuration on the performance and the similitude of the compressors.

Key words: *Ultra-micro Centrifugal Compressor, Performance characteristics, Impeller, Meridional Configuration*

1．緒論

ウルトラマイクロガスタービン(UMGT)の研究が MIT より発表されてから[1]，各構成要素に対する研究開発が行われており[2][3]，その実用化が期待されている．その中でも圧縮機の性能向上は重要な課題とされている．

UMGT の構成要素の一つである超小型遠心圧縮機に対しては，加工性や生産性を考慮したうえで，二次元翼の採用が検討されている．また，サイクルを成立させる圧力比を得るためには，圧縮機羽根車が超高速回転しなくてはならない．しかし，高速回転に伴って羽根車に作用する応力は大きくなるため従来の二次元翼では，特に超高速の設計回転数での運転には強度不足のために対応できない[4]．したがって二次元翼を有する羽根車を UMGT へ適用するには，翼根本部にかかる応力を考慮し，高速回転に耐えられるように子午面形状を最適化することが重要となる．

本研究では，超小型ガスタービン用遠心圧縮機の設計指針を確立させることを目的として，二次元翼を有する遠心圧縮機羽根車において子午面形状の変化による性能への影響を調べるために，子午面形状の異なる二種類の羽根車を，直径 4mm の最終モデルの 5 倍(直径 20mm)と 6 倍(直径 24mm)の外径で，相似形状になるように設計・製作した．またこれらの 4 種類の羽根車を装着した遠心圧縮機の性能試験を行い，得られた性能特性の比較，検討を行った．

2．実験装置

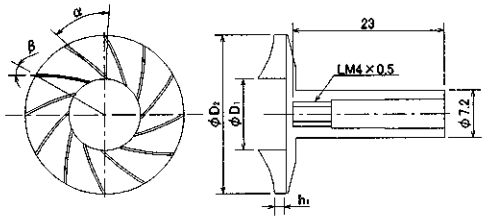
2.1　羽根車

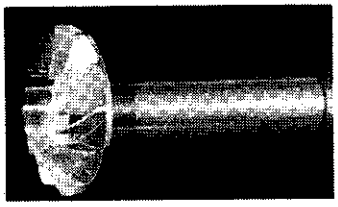
本研究では，子午面形状および直径の異なる 4 種類の羽根車を設計・製作した．それらの写真，概略図と主な仕様を Fig.1 および Table 1 に示す．二種類の子午面形状はシュラウド形状については同一で，ハブ形状のみが異な

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，(山口)

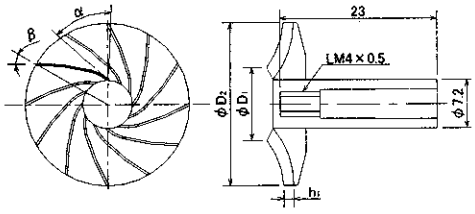
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

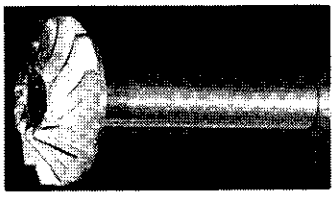
っている．基本モデルの羽根車(Type A)は回転軸に垂直な平面の円盤上に翼を配置したものであり(Fig.1(a))，これに対して翼根部の応力を緩和するために修正を加えた羽根車(Type B)は，回転軸を中心軸に持つ曲線の回転面上に翼を配置したものとなっている(Fig.1(b))．本研究ではこれらの Type A と Type B の羽根車を，最終目標の外径 4mm の羽根車の 5 倍の外径 20mm(5t-model)と 6 倍の外径 24mm(6t-model)で，相似形状になるように設計・製作した．また，羽根車を回転軸に固定する際，ナットを用いて固定すると，ナットが羽根車への空気の流入を妨げるため，羽根車の軸穴の先端部に回転方向に対して逆ネジの雌ネジをきり，羽根車を軸に直接固定した．





(a)Type A





(b)Type B

Unit[mm]

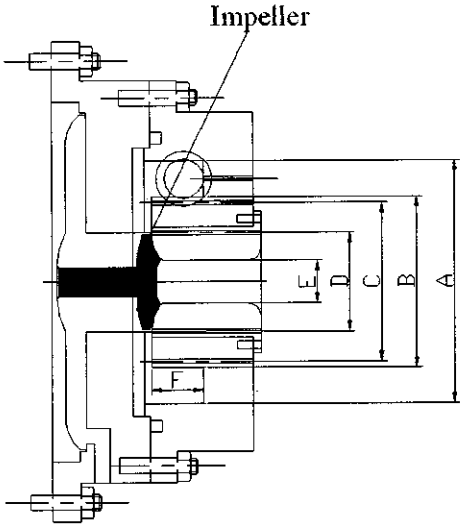
Fig.1　Impeller

Table 1　Dimensions of impellers

Symbol	Impeller	6t-model	5t-model
D_1	Inlet diameter[mm]	10.8	9.0
D_2	Outlet diameter[mm]	24.0	20.0
	Number of blades	12	
	Thickness of blades[mm]	0.3	
h_1	Exit blade height[mm]	1.44	1.2
α	Inlet blade angle[deg.]	50	
β	Outlet blade angle[deg.]	30	

2.2　圧縮機

Type A および Type B の羽根車を装着する圧縮機の概略図および主な仕様を Fig.2 および Table 2 に示す．Type A と Type B の羽根車は外形が同じであるため，同一の圧縮



Unit[mm]

Fig.2　Compressor

Table 2　Dimensions of Compressor

Symbol	6t-model	5t-model
A[mm]	61.6	54.4
B[mm]	43.2	36
C[mm]	32.6	34
D[mm]	25	21
E[mm]	10.8	9
F[mm]	13.11	

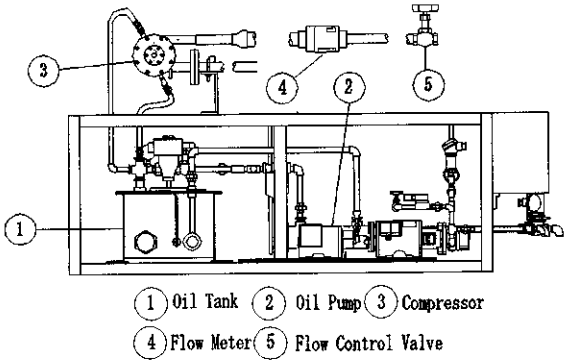
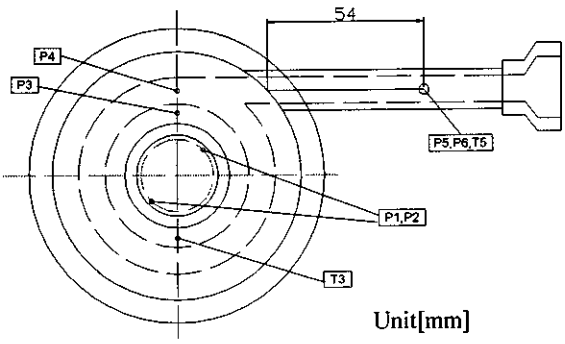


Fig.3　Test rig

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.



P1, P2	Impeller exit static pressure
P3	Diffuser exit static pressure
P4	Static pressure in scroll
P5	Compressor exit static pressure
P6	Compressor exit total pressure
T3	Diffuser exit temperature
T5	Compressor exit temperature

Fig.4 Measurement points

機に装着して試験を行うことができる．また，5t-model 用と 6t-model 用の圧縮機についても，ディフューザ出口までは相似形状となっている．今回の実験で用いたディフューザ形状は，平行壁羽根無しで出口半径比は 1.8 である．実験装置全体図を Fig.3 に示す．

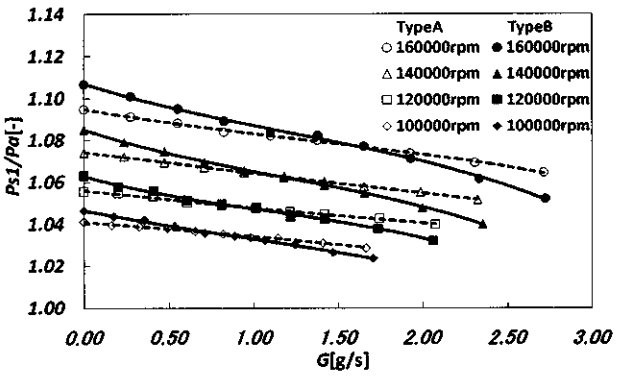
3．実験方法

本研究の対象となる圧縮機は，同軸上のタービンに圧縮空気を供給することにより駆動される．圧縮機の性能試験は JIS B 8340 に基づいて行った．圧縮機の作動流体である空気は圧縮機ケーシングに取り付けられた吸込みノズルから流入し，圧縮機を通過した後，流量計を経て流量調節弁により大気に放出される．本実験では流量調節弁を全開から全閉まで閉じていき測定を行った．以下に示す実験結果は各羽根車に対する 3 回の測定結果の平均値である．各測定点における温度の測定には熱電対を，圧力の測定には小型デジタル圧力センサを用いた．回転数は 100,000rpm から 160,000rpm まで 20,000rpm 毎に変化させて測定を行った．各測定位置を Fig.4 に示す．

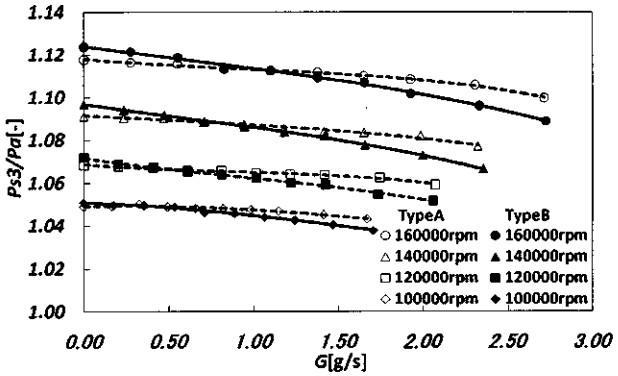
4．実験結果

4.1 羽根車子午面形状の影響

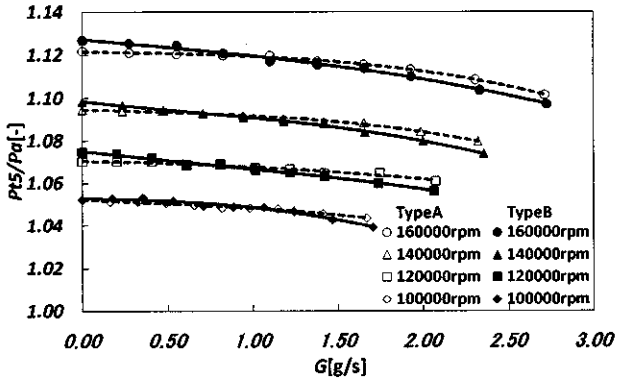
Fig.5 に 5t-model の羽根車出口静圧 P_{s1}，ディフューザ出口静圧 P_{s3}，圧縮機出口全圧 P_{t5} の測定結果を示す．横軸の G は質量流量，縦軸は各測定位置での測定圧力と大気



(a) Static pressure ratio at impeller exit



(b) Static pressure ratio at diffuser exit



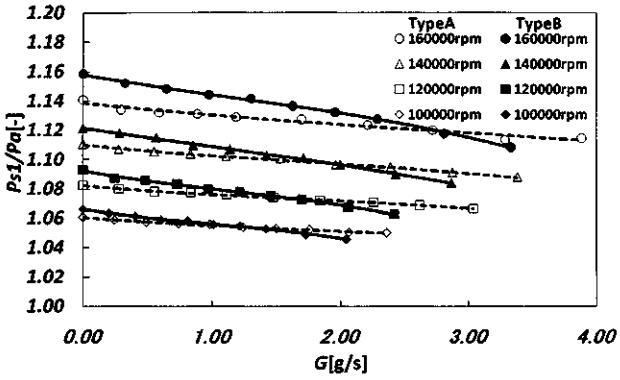
(c) Total pressure ratio at compressor exit

Fig.5 Performance characteristics of 5t-model

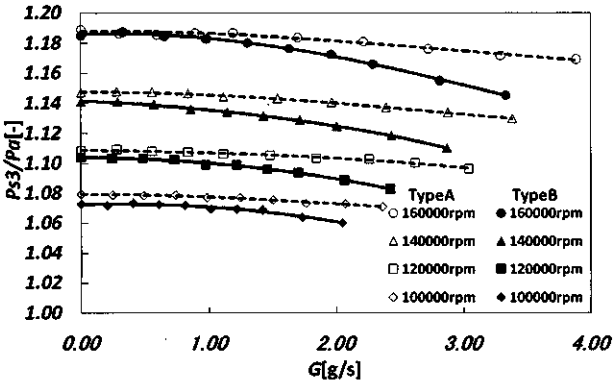
圧 P_a との圧力比である．Fig.6 には 6t-model の場合の同様の図を示す．

Fig.5 から 5t-model では回転数の増加にともない，圧力比が Type A と Type B ともに同程度の圧力比の上昇を示している．同一の回転数に対して Type A と Type B の羽根車を比較すると，最大流量が両羽根車でほぼ同じであることがわかる．また，高流量側では Type A の方の圧力比が Type B よりわずかに高いが，低流量側では Type B の方が高くなっている．また，この傾向を維持したままディフ

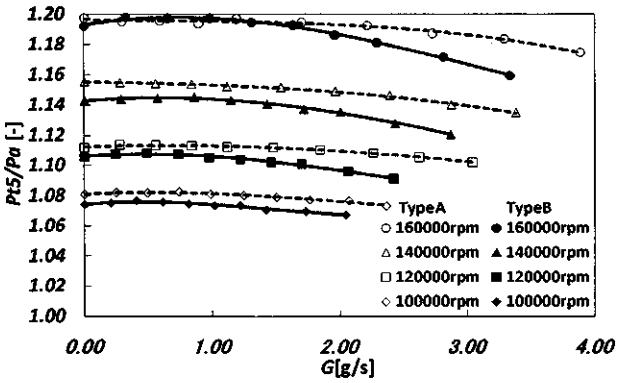
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) Static pressure ratio at impeller exit



(b) Static pressure ratio at diffuser exit

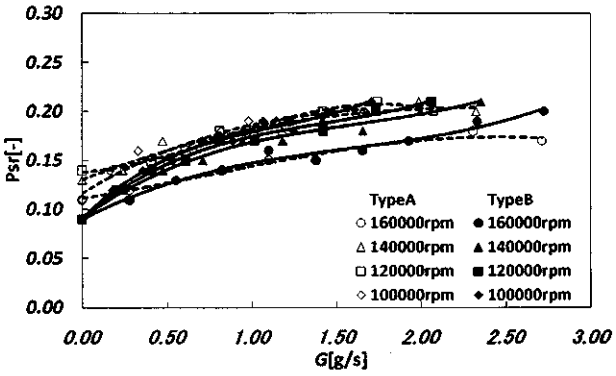


(c) Total pressure ratio at compressor exit

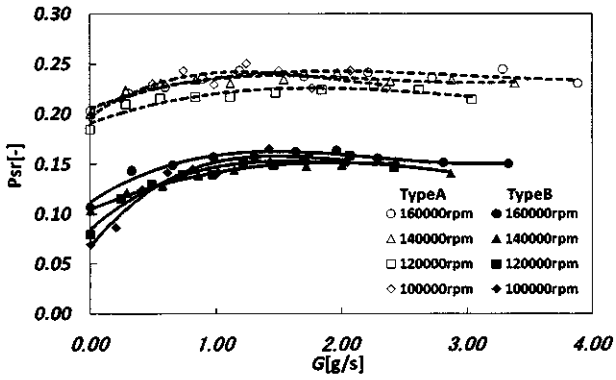
Fig.6 Performance characteristics of 6t-model

ューザ内での圧力回復が行われている．さらに圧縮機出口全圧についても同様の傾向を示している．

6t-model においては(Fig.6)，Type A と Type B の羽根車を比較すると，5t-model と同様に回転数の増加にともない圧力比が両羽根車間で同程度の上昇を示しているが，最大流量については 5t-model の場合と異なり差を生じている．また圧力比の特性については，羽根車出口静圧では高流量側で Type A の方の圧力比が高く，低流量側では Type B の方が高くなり，5 倍モデルと同様の傾向を示した．



(a) 5t-model



(b) 6t-model

Fig.7 Pressure recovery ratio at diffuser

しかし，ディフューザ出口静圧と圧縮機出口全圧は Type A の方がほぼ全流量域で高い値を示している．

以上，高流量側では Type A の方の圧力比が高く，低流量側では Type B の方が高くなる特性が 5t-model と 6t-model の羽根車出口で確認された．しかしこれらの傾向は 5t-model ではディフューザ下流側まで維持されるが，6t-model では Type A の方が全流量域で高い圧力比を示した．このことから，羽根車とディフューザとの組合せの良否が存在すると考えられる．そこで各羽根車に対してディフューザ性能を評価するために，式(1)で定義したディフューザ圧力回復率 P_{sr} を算出し，その結果を Fig.7 に示す．

$$P_{sr} = \frac{P_{s3} - P_{s1}}{\rho \dfrac{u_2^2}{2}} \tag{1}$$

ρ:空気密度[kg/m^3]　　u_2：羽根車出口周速度[m/s]

Fig. 7 から分かるように，5t-model では Type A と Type B 間にディフューザ圧力回復率 P_{sr} の明確な差は現れていな

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

いが，6t-model では Type A と Type B 間で明確な差を生じ，さらに全ての羽根車の間で 6t-model の Type A の羽根車が他の羽根車より高い回復率を示していることが分かる．

以上の結果から，羽根車直径は子午面形状の違いによる羽根車単体の性能特性の傾向に対しては影響を与えないが，羽根車とディフューザとの組合せに対しては影響を与える結果となった．さらにこのディフューザ性能の違いが，6t-model において Type A の最大流量が Type B より増加した原因と考えられる．

4.2 相似性の検討

羽根車出口周速が等しくなる 5t-model の回転数 120,000rpm と 6t-model の回転数 100,000rpm における性能特性を比較した．Fig.8 に Type A の羽根車出口静圧 P_{s1}，ディフューザ出口静圧 P_{s3}，圧縮機出口全圧 P_{t5} の測定値を大気圧で無次元化した圧力比と流量係数ϕの関係を示す．ϕは式(2)により定義される．

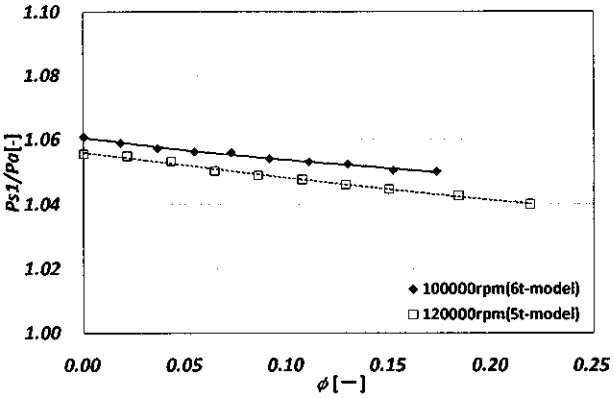
$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2} \tag{2}$$

Q：流量[m^3/s]　　D_2：羽根車直径[m]

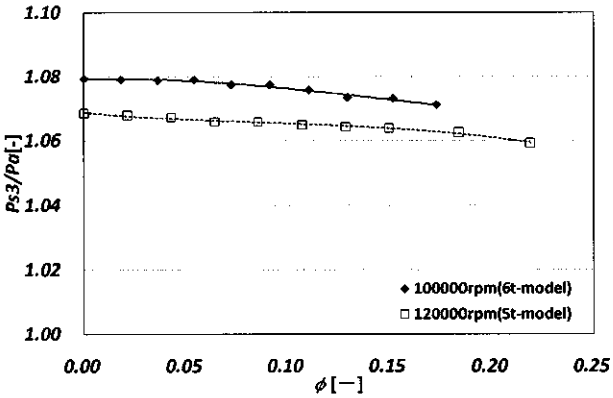
b_2：羽根車出口幅[m]

Fig. 9 に Type B の場合の同様の図を示す．

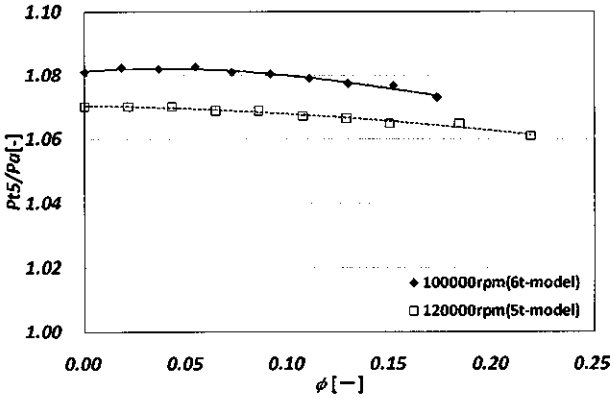
Type A(Fig.8)と Type B(Fig.9)ともに，流量係数の最大値は 5t-model が 6t-model より高い値を示している．また，圧力比については 6t-model が 5t-model より高い値を示しており，これらの傾向は全ての測定位置で見られる．これらの原因として，圧力比については 5t-model と 6t-model 共にチップクリアランスが 0.3mm 程度であり，相対的に 5t-model の方が大きくなっているため，流量係数についてはディフューザ出口から下流では同一の出口配管系を用いているためと考えられる．羽根車出口での性能特性に着目すると，Type A(Fig.8(a))と Type B(Fig.9(a))ともに，5t-model と 6t-model の圧力比は近い値を示している．したがって，羽根車に対しては 5 倍と 6 倍モデル程度の違いでは相似性は保たれると考えられる．ディフューザ出口および圧縮機出口での圧力比を比較すると，Type B では羽根車出口での 5t-model と 6-tmodel の差と同程度であるが，Type A では差が増大している．この原因は先に述べたディフューザ性能の差によるものである．



(a) Static pressure ratio at impeller exit



(b) Static pressure ratio at diffuser exit



(c) Total pressure ratio at compressor exit

Fig.8 Performance characteristics of Type A

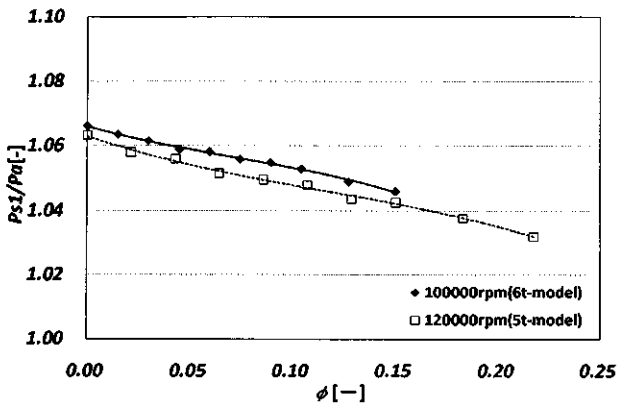
5. 結論

本研究により以下の結論を得た．

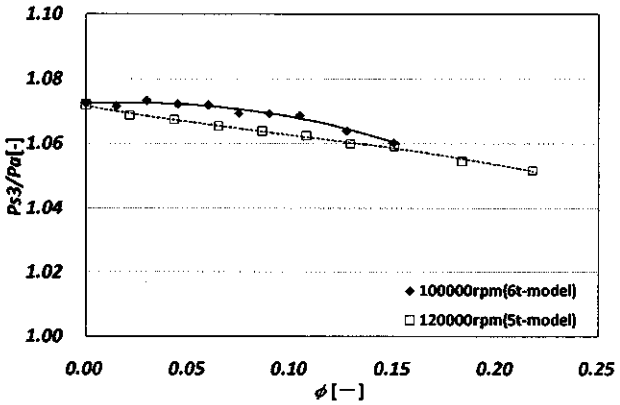
(1)羽根車については，高流量側では Type A の方が，低流量側では Type B の方が高い圧力比特性を示した．

(2) 羽根車直径は，羽根車性能に対する子午面形状の違いによる傾向に対しては影響を与えないが，羽根車とデ

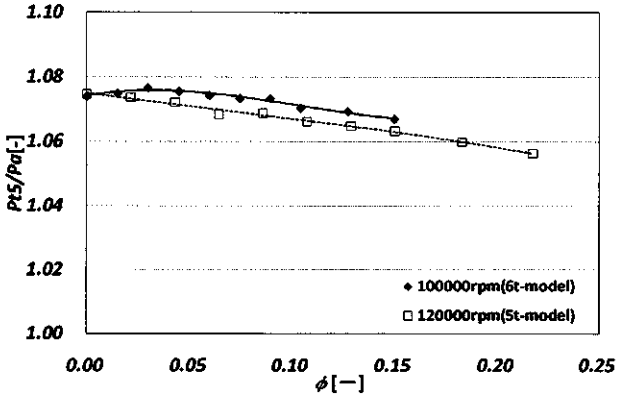
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) Static pressure ratio at impeller exit



(b) Static pressure ratio at diffuser exit



(c) Total pressure ratio at compressor exit

Fig.9 Performance characteristics of Type B

ィフューザとの組合せに対しては影響を与えた.

(3)ディフューザでの圧力回復率の違いが圧縮機の最大流量に影響を与えた.

(4)Type A と Type B の両羽根車に対して，5t-model と 6t-model の圧力比において，羽根車性能の相似性が確認できた.

参考文献

(1)Epstein, A. H., et al. : Micro-Heat Engine, and Rocket Engines,-The MIT Microengine Project-, AIAA Paper, 97-1773, 1997

(2)Epstein, A. H. : Millimeter-Scale, MEMS Gas Turbine Engines, ASME Turbo Expo 2003, GT-2003-3886, 2003

(3)磯村浩介，他：直径 10mm の超小型遠心圧縮機の性能評価，日本機械学会，第 11 回動力・エネルギーシンポジウム講演論文集，pp151-154, 2006

(4)平野利幸，他：超小型遠心圧縮機の要素試作と実験，ガスタービン学会誌，第 31 回ガスタービン定期公演会講演論文集，p177-182，2003

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

スプリッタ付き遠心圧縮機の遷音速内部流動に関する研究

*山田　和豊（九大），玉川　佑介（九大院），福島　久剛（九大院）
古川　雅人（九大），茨木　誠一（三菱重工），岩切　健一郎（三菱重工）

Study on Transonic Flow Field in a Centrifugal Compressor with Splitter Blades

*Kazutoyo YAMADA(Kyushu Univ.), Yusuke TAMAGAWA(Kyushu Univ.)
Hisataka FUKUSHIMA(Kyushu Univ.), Masato FURUKAWA(Kyushu Univ.)
Seiichi IBARAKI(MHI) and Kenichiro IWAKIRI(MHI)

ABSTRACT

The purpose of this study is to get a better understanding of transonic flow fields in a centrifugal compressor with splitter blades. RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) simulations were performed for several operating conditions to investigate the change in the flow field. Vortical flow structures and separated boundary layer were analyzed. The simulation showed that a low velocity region was generated near the tip at lower flow rate conditions. The low velocity region was expanded as the flow rate was decreased, and interacted with the pressure surface of the blade near the leading edge. This caused the abrupt descent of the blade loading near the tip of the leading edge, and an accumulation of high entropy near the casing of the suction side. Moreover, the interaction with the pressure surface of the full blade led to a leading edge separation near the tip, eventually the impeller stall.

Key words: Centrifugal Compressor, Transonic flow, Impeller, Numerical Simulation, Stall

1.　はじめに

環境問題に対する関心の高まりから，排ガス規制が国内外で強化される傾向にあり，過給機の重要性が増すとともにその需要も急増している．エンジンの小型・高比出力化が進む中で，過給機に用いられる遠心圧縮機の性能には，高効率かつ高圧力比が要求されている．また一方で，エンジンの広い作動域に対応するために，遠心圧縮機にも広範な作動領域が必要とされている．このような高性能遠心圧縮機の開発には，内部流れ場の理解は必須である．

遠心圧縮機に関しては，これまでに数多くの実験および数値解析が行われてきている．遠心圧縮機では，平均水力直径が流路長さに比べて小さいため，遠心力およびコリオリ力による二次流れが支配的となる．その結果，低エネルギー流体が集積して，インペラ出口の流れは jet/wake 型のパターンを示すことが知られている[1),2)]．オープン型インペラの場合，インペラ内の流れ場は翼端漏れ流れやケーシング面とインペラの相対運動による影響を強く受ける[3)]．さらに，遷音速遠心圧縮機では，衝撃波が発生し翼面境界層や翼端漏れ流れと干渉するため，これらによって付加的に損失が発生する[4),5)]．また，遠心圧縮機は，サージにより作動領域が制限されるが，旋回失速が発生する低流量作動点においても利用されるため，この失速現象による性能低下を回避することや，設計時に失速点および失速セル数を把握することなども重要となる．以上のように，損失発生機構もさることながら非設計点における旋回失速などの異常流動現象の理解が必要とされる．

本研究では，車両用のシングルスプリッタ付遷音速遠心圧縮機に対して定常 RANS 解析を行い，作動点による内部流れ場の変化を詳細に調査した．また，数値解析結果から，失速発現および損失発生のメカニズムについても解析を行った．

2.　解析対象

本研究で解析対象とした供試遠心圧縮機は車両用ターボチャージャーに用いられる小型遠心圧縮機であり，インペラ下流にはベーンレスディフューザおよびスクロールが設けられている．表 1 に供試遠心圧縮機の主要諸元を，図 1 に供試遠心圧縮機の子午面図を示す．インペラは 0.3mm の翼端隙間を有する後方湾曲形オープンインペラであり，それぞれ 4 枚のフルブレードとスプリッタブレードを有する．インペラは入口内径 10.8mm，入口外径 37.1mm，出口外径 49.6mm，出口幅 3.8mm であり，インペラには予

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1 Specification of the test compressor

Number of Full Blade	4
Number of Splitter Blade	4
Impeller Inlet Diameter	37.1 mm
Impeller Exit Diameter	49.6 mm
Diffuser Eixt Diameter	71.5 mm
Tip Clearance	0.3 mm
Drive Shaft Speed	160,000 rpm
Flow Rate	0.1169 Nm^3/s
Total Pressure Ratio	2.05
Inlet Relative Mach Number	0.969

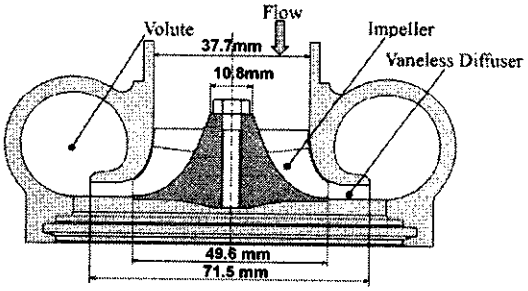


Fig. 1 Meridional view of the test compressor

旋回無しの一様流れが流入する．ディフューザの出口外径は 71.5mm，出口幅は 3.04mm である．なお，回転数 160,000rpm，標準状態体積流量 0.1169Nm^3/s において，インペラ上流およびスクロール下流配管の全圧から定義される全圧比は 2.05 である．このとき，フルブレード先端部前縁における相対マッハ数は約 1.0 であり，遷音速流入となっている．

3. 解析手法

3.1. 数値解法

Reynolds 平均を施した三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を支配方程式とし，セル中心型の有限体積法に基づいて離散化した．非粘性流束の評価には，SHUS (Simple High-resolution Upwind Scheme)[6] を用い，三次精度の MUSCL 法を組み合わせることで空間解像度を高めた．粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に求められた．乱流モデルには，低レイノルズ数型の k-ω 乱流モデルを採用した[7]．時間方向は Euler 陰解法により離散化し，時間積分には MFGS (Matrix Free Gauss-Seidel) 陰解法を用いた．計算の収束を加速させるために，局所時間刻み法を用いた．本計算では，クーラン数を 50 として計算した．

3.2. 計算格子

計算格子は，市販の格子生成ソフト Gridgen (Pointwise 社製) を用いて，クリアランス部を含め全て構造格子で作成した．解析領域は，フルブレード間の 1 流路とした．また，フルブレード前縁から入口外径の 1.2 倍上流に解析領域の入口境界を設け，ディフューザ出口を解析領域の出口境界とした．図 2 に使用した計算格子を示す．フルブレードおよびスプリッタブレードのコード方向にそれぞれ 154 セル，94 セル，フルブレードとスプリッタブレード間の周方向には 80 セルを設定した．また，ハブからシュラウドまでの翼高さ方向には 82 セル，その内クリアランス部には 27 セルを設けた．合計のセル数は，3,741,572 セルである．なお，壁面上の最小格子幅は，$y^+ < 1$ を満足するように十分小さく設定した．

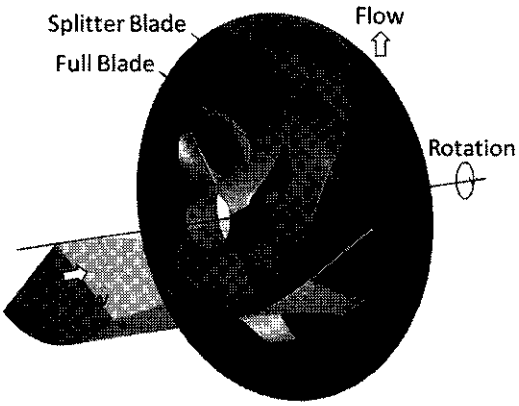


Fig. 2 Computational grid

3.3. 境界条件

入口境界条件として，全圧，全温および流れ角（予旋回無し）を固定して与えた．流量を出口境界条件として課すために，出口境界外側に設けられた仮想セルには，隣接する内部セルの物理量を，所定の流量に一致するように速度ベクトルをスケーリングして与えた．周方向には周期境界条件を適用し，壁面では断熱滑りなし条件とした．

4. 結果および考察

4.1. 性能特性

図 3 に実験および数値計算から得られた供試圧縮機の性能特性を示す．ここで，縦軸は全圧比，横軸は標準状態に換算した体積流量である．スクロール下流で測定された質量流量，静温，静圧値から算出した全圧比を黒塗り菱形シンボルで示している．ここで，本解析ではディフューザ出口までを解析対象としたため，数値計算から得られた全圧比（赤色角シンボル）は実験で得られた全圧比と直接比較することはできない．比較にはディフューザ出口で計測した全圧比が必要となるが，ディフューザ出口ではハブ面静圧しか測定されていない．そこで，ディフューザ出口のハブ面静圧値を用いて，ディフューザ出口全圧を見積もった．そのディフューザ出口全圧比を白抜き菱形シンボルで示している．数値計算結果は，

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

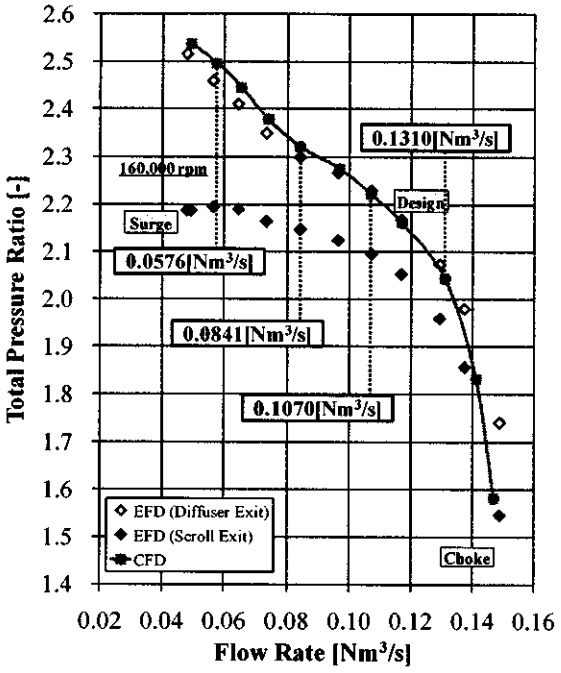


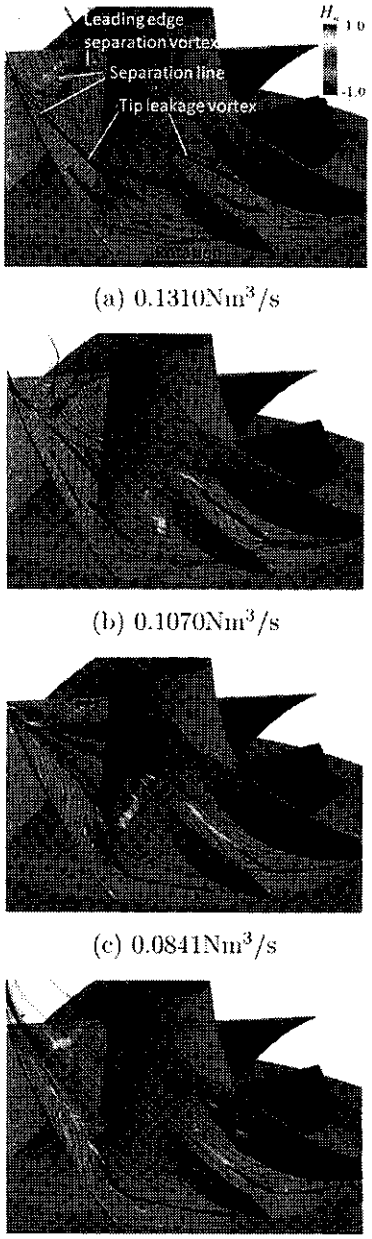
Fig. 3 Performance characteristics

チョークおよびサージ近傍の作動点を除いて，実験結果と非常によく一致している．右上がり特性は見られないが，体積流量 0.0841Nm^3/s 前後で勾配に変化が確認できる．この流量点近傍が失速開始点であると考えられる．このような特性の変化についても，数値計算は再現できていることが分かる．以下では，体積流量 0.0576Nm^3/s（サージ近傍），0.0841Nm^3/s（失速点近傍），0.1070Nm^3/s，0.1310Nm^3/s の 4 流量点の流れ場について議論する．

4.2. 渦流れ構造

図 4 に各流量点における渦流れ構造およびケーシング壁面上の限界流線を示す．渦構造は critical point 理論に基いて同定され，無次元ヘリシティで色付けして可視化されている．縦渦では，通常無次元ヘリシティの絶対値は 1 となる．無次元ヘリシティの符号は渦の旋回方向と流れ方向の関係を表しており，縦渦コア内で逆流が発生するとその無次元ヘリシティの符号は反転する．

設計点より少し高流量側の体積流量 0.1310Nm^3/s では，フルブレード・スプリッタブレードともに翼前縁付近から翼端漏れ渦が巻き上がっている様子が分かる．また，翼端漏れ渦に沿って剥離線を確認することができる．翼端漏れ渦の下流側に見られる渦構造は，二次流れによって運ばれた低エネルギー流体が負圧面側の翼端付近に集積して巻き上がったものであると考えられる．また，フルブレード負圧面側の前縁付近には，前縁剥離によって生じた剥離渦構造を確認できる．



(a) 0.1310Nm^3/s

(b) 0.1070Nm^3/s

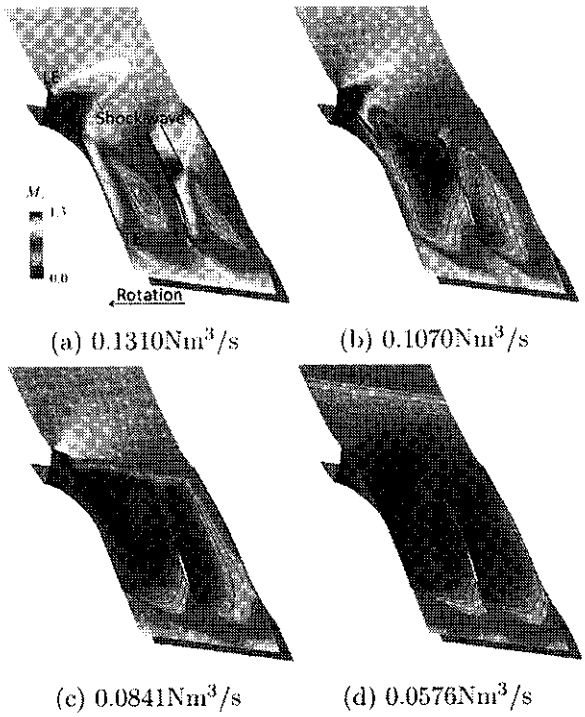
(c) 0.0841Nm^3/s

(d) 0.0576Nm^3/s

Fig. 4 Vortical flow structures and limiting streamlines on the casing wall

体積流量 0.1070Nm^3/s では，漏れ流れに伴う剥離線が流量の低下によって周方向に傾いており，フルブレードからの漏れ流れに伴う剥離線はスプリッタブレード前縁付近まで伸びている．また，フルブレード翼先端漏れ渦は，より前縁側から巻き上がっており，スプリッタブレードに近づいている．一方，スプリッタブレード翼端漏れ渦は，その軌跡が下流では翼負圧面側に寄っている．翼端漏れ渦コア上の無次元ヘリシティの分布をみると，フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦は共に無次元ヘリシティの値が反転していることから，渦コア内で逆

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



(a) 0.1310Nm^3/s (b) 0.1070Nm^3/s

(c) 0.0841Nm^3/s (d) 0.0576Nm^3/s

Fig. 5 Mach number contours at 90% span

流が発生しており，翼端漏れ渦は崩壊しているといえる．しかし，その逆流領域は小さく，渦崩壊は小規模である．フルブレードの前縁剥離は，より成長して翼端漏れ渦下流側の負圧面付近に見られた渦構造に接近している．また，スプリッタブレード圧力面側には，体積流量 0.1310Nm^3/s では見られなかった渦構造が発生していることが分かる．

失速点近傍と考えられる体積流量 0.0841Nm^3/s では，翼端漏れ渦の崩壊領域が大きく成長していることが分かる．フルブレードでは，前縁剥離が全スパンで起こっており，翼端漏れ渦が前縁剥離渦と結合している．また，この前縁剥離渦と結合したフルブレード翼端漏れ渦は，体積流量 0.1070Nm^3/s の場合と反対に，翼負圧面付近に位置している．体積流量 0.1070Nm^3/s でスプリッタブレード圧力面側に見られた渦構造は，より上流側のスプリッタブレード前縁付近まで移動して，スプリッタブレード翼端漏れ渦と結合している．

体積流量 0.0576Nm^3/s の基本的な渦流れ構造は，体積流量 0.0841Nm^3/s と同様であるといえる．ただし，フルブレードの前縁剥離渦は二つに分割されており，スプリッタブレード翼端漏れ渦は流路後半でのみ確認される．体積流量 0.0576Nm^3/s では，圧縮機は失速状態にあると考えられ，計算は残差が十分に小さくならず完全な定常解には至らなかった．つまり，上述した点は，流れ場に強い非定常性が現れた結果であると考えられる．しかしながら，計算ステップ数を重ねても，流れ場に大きな変化が見られないことから，計算は準定常的な解に収束しているといえる．

4.3. マッハ数分布

図 5 に 90%スパンにおける相対マッハ数分布を示す．体積流量 0.1310Nm^3/s では，衝撃波がフルブレード負圧面と干渉している．このことは，図 4 に示したケーシング壁面上の限界流線からも分かる．また，流路内で別の衝撃波（流路衝撃波）がスプリッタブレード負圧面と干渉している．衝撃波は翼端漏れ渦とも干渉しており，渦コア内の流れの減速によって渦コアが膨張する結果，衝撃波の下流では翼端漏れ渦に沿って低速度領域の広がりを確認できる．

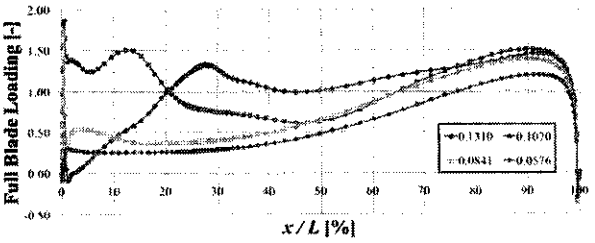
体積流量 0.1070Nm^3/s になると，衝撃波は上流に移動し，スプリッタブレードと干渉していた流路衝撃波は消滅している．その結果，フルブレード翼端漏れ渦に沿って見られた低速度領域は，より上流から広がっている．また，フルブレード翼端漏れ渦の崩壊とも相俟って，その低速度領域はフルブレードとスプリッタブレードの間の流路をほとんど覆うほどに大きく成長している．この低速度領域では，渦崩壊領域以外にも，流れ方向の逆圧力勾配から一部スプリッタブレード圧力面側で逆流が引き起こされている．この点は，図 4 のケーシング壁面上限界流線から確認できる．したがって，スプリッタブレード圧力面側に見られた渦構造は，この逆流領域と主流部の間の干渉によって生成されたものであると考えられる．スプリッタブレード翼端漏れ渦も同様に渦崩壊を起こしているため，その渦崩壊の下流で低速度領域が拡大しているが，上述したフルブレード漏れ流れに伴う低速度領域ほど拡大していない．また，その低速度領域はスプリッタブレード負圧面側に形成されている．

体積流量 0.0841Nm^3/s では，フルブレードと干渉していた衝撃波も消滅している．低速度領域内の逆流は，図 4(c) からわかるとおり，フルブレード圧力面側の一部を除いてフルブレード翼列間の大半を占めるほどに発達しており，主流と逆流の間の界面はフルブレード前縁を周方向に結んだ線の付近に位置している．さらに，体積流量 0.0576Nm^3/s では，インペラ上流まで逆流が発達していることが分かる．

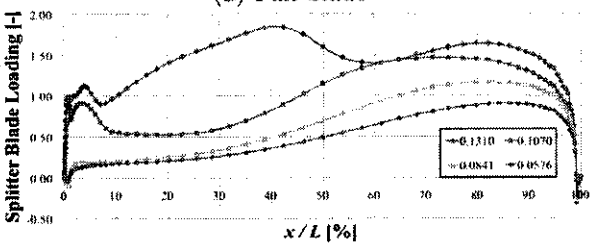
4.4. 翼負荷分布

図 6 に翼端における負荷分布を示す．ここで，翼負荷は圧力面と負圧面の圧力差を翼端周速に基づく動圧で無次元化したもので定義される．フルブレードでは，流量の減少に伴って衝撃波が上流に移動す

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

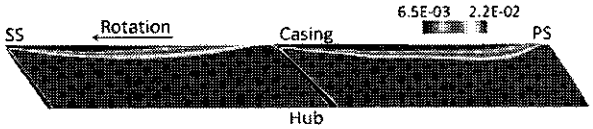


(a) Full blade



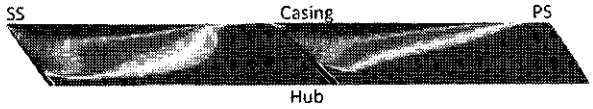
(b) Splitter blade

Fig. 6 Blade loading distributions along the blade chord at the tip



(a) 0.1310Nm^3/s

(b) 0.1070Nm^3/s



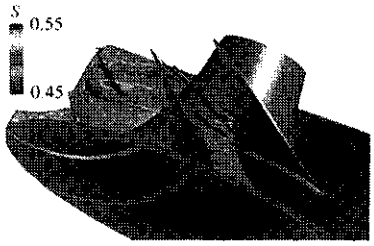
(c) 0.0841Nm^3/s

(d) 0.0576Nm^3/s

Fig. 7 Radial momentum distributions at the impeller exit

るため，負荷ピーク位置も移動している．体積流量 0.0841Nm^3/s になると，前縁側の負荷がほとんど失われている．これは，逆流領域がフルブレード前縁位置まで到達し，翼端側でも前縁剥離を起こしたためである．以上のように，フルブレード翼端で前縁剥離が発生し，翼端側前縁の負荷が低下することで，インペラは失速に至ったと考えられる．

一方，スプリッタブレードでは，体積流量 0.1070Nm^3/s ですでに前縁側の負荷が低下している．これは，フルブレード漏れ流れに伴う低速度領域が，スプリッタブレード圧力面の前縁付近で干渉



(a) 0.1310Nm^3/s

(b) 0.1070Nm^3/s

(c) 0.0841Nm^3/s

(d) 0.0576Nm^3/s

Fig. 8 Entropy contours on cross flow planes

したためである．体積流量 0.0841Nm^3/s 以下の流量点では，この低速度領域内で逆流が強まり，スプリッタブレード前縁の上流までが低速度領域に覆われるため，翼負荷は完全に失われている．

4.5. インペラ出口流れ

図 7 にインペラ出口における半径方向運動量分布を示す．同図では，フルブレード間 1 流路が示されている．設計点より高流量側の体積流量 0.1310Nm^3/s では，漏れ流れと後流で低運動量となっているが，いわゆる jet/wake 型の流れパターンではないことが分かる．漏れ渦の崩壊が発生した，設計点より少し低流量側の体積流量 0.1070Nm^3/s では，翼負圧面側のケーシング付近に低運動量の領域が広がっているのを確認でき，jet/wake 型の流れパターンが形成されているのが分かる．この低運動量領域は，流量の低

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

下とともに，スパン方向ハブ側および周方向圧力面側に向かって拡大している．

図8に横断面上のエントロピ分布を示す．体積流量0.1310Nm^3/sでは，高エントロピ領域は，翼端漏れ渦周辺に現れており，インペラ出口において高エントロピの集積した領域は確認できない．体積流量0.1070Nm^3/sでは，フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦はともに渦崩壊を起こしているが，インペラ出口において高エントロピ領域はスプリッタブレード負圧面側のケーシング付近にのみ出現している．この流量では，スプリッタブレードで翼端側の負荷が低下しており（図6(b)），漏れ流れが減少したことで低エネルギー流体は負圧面側により集積する傾向にあるといえる．体積流量0.0841Nm^3/sでは，インペラ出口において，フルブレード負圧面側のケーシング付近にも高エントロピ領域を確認できる．このとき，フルブレードも翼端側の負荷が低下しており，漏れ流れが高エントロピ領域の形成に影響することが推察される．体積流量0.0576Nm^3/sになると，インペラ出口において高エントロピ領域はさらに拡大しており，スプリッタブレード負圧面側にかわってフルブレード負圧面側でより高いエントロピ値を示している．

5. 結　言

本研究では，シングルスプリッタ付遷音速遠心圧縮機に対して定常RANS解析を行い，作動点による内部流れ場の変化を詳細に調査した．その結果，以下の知見を得た．

(1) 低流量点では，翼端漏れ流れによって翼端側に低速度領域が形成される．低速度領域内では，流れ方向の逆圧力勾配から，逆流が発生する．

(2) 低速度領域は，流量の低下によって翼前縁の圧力面に干渉し，隣接翼端側前縁の負荷を低下させる．

(3) 翼端側前縁の負荷が低下するとともに，インペラ出口において，高エントロピ領域が翼負圧面側ケーシング付近に形成され，jet/wake型の流れパターンが現れる．

(4) 低速度領域がフルブレード前縁の圧力面に干渉し，フルブレード翼端側で前縁剥離が発生したとき，翼前縁の負荷は低下しインペラは失速する．

参考文献

1) Eckardt, D.: Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98 (1976), pp. 390-402.

2) Krain, H.: Swirling Impeller Flow, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 110 (1988), pp. 122-128.

3) Hah, C., Krain, H.: Secondary Flows and Vortex Motion in a High-Efficiency Backswept Impeller at Design and Off-Design Condition, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112 (1990), pp. 7-13.

4) Ibaraki, S., Furukawa, M., Iwakiri, K. and Takahashi, K.: Vortical Flow Structure and Loss Generation Process in a Transonic Centrifugal Compressor Impeller, ASME GT2007-27791.

5) Ibaraki, S., et al.: Design and Off-Design Flow Fields of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller, ASME GT2009-59986.

6) Shima, E., Jounouchi, T.: Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Schemes, the 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAL SP-34 (1997), pp.7-12.

7) Wilcox, D. C.: Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247-255.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

高反動度化と負荷分布の最適化による遠心圧縮機の段性能向上

*柴田　貴範[1]，八木　学[1]，西田　秀夫[2]，小林　博美[2]，田中　征将[2]
1: ㈱日立製作所，エネルギー・環境システム研究所
2: ㈱日立プラントテクノロジー，土浦研究所

Performance Improvement of a Centrifugal Compressor Stage by Increasing Degree of Reaction and Optimizing Blade Loading of a Shrouded 3D Impeller

* Takanori SHIBATA[1], Manabu YAGI[1], Hideo NISHIDA[2], Hiromi KOBAYASHI[2], Masanori TANAKA[2]
1: Energy & Environmental Systems Laboratory, Hitachi Ltd.
2: Tsuchiura Research Laboratory, Hitachi Plant Technologies, Ltd.

ABSTRACT

Performance improvement of 3D impellers in a high specific speed range was investigated using computational fluid dynamics (CFD) analyses and experimental tests. Four types of fully-shrouded impellers were designed, manufactured and tested to evaluate the effects of blade loading, backsweep angle and relative velocity diffusion ratio on compressor performance. The design suction flow coefficient was 0.125 and the machine Mach number was 0.87. Test results showed that high degree of reaction stage (large inlet-to-exit relative velocity diffusion ratio and large backsweep angle) achieved 3.8 % higher stage efficiency and larger surge margin without reducing the pressure coefficient and chock margin. It was concluded that high reaction stage coupled with an aft blade loading distribution was a very effective way to improve stage efficiency and surge margin.

Key words: Centrifugal compressor, Efficiency, Surge margin, Ribbed diffusers

1．はじめに

Oil & Gas 関連の分野で利用されるプロセス用の遠心圧縮機では，ライフサイクルコストの削減が重要視されており，高効率であることはもちろん，使用期間中の運用条件変化にも対応可能な広い作動範囲を有することが求められている。

近年，3次元羽根車の性能を改善するための手段として，最適化アルゴリズムと，CAD ベースの翼形創成法，および流れ解析を組み合せた最適化手法[1]が利用されつつある。そのような手法は，設計案の究極的な絞込みのためには有効であるが，日常的な設計業務で使用するには，解析時間が掛かるため適さない。また，その最適化過程を通じて複数の流れ解析を実施する割には，その結果から一般的な設計ルールを抽出することにも不向きである。

それらの問題に対処する方法として，Bonaiuti ら[2]は逆解法の活用を推奨している。逆解法は，設計変数を大きく削減できるとともに，その入力が負荷分布などの流体指標となっているため，結果をより一般的な設計ルールへ落とし込み易い。そのような逆解法に関する論文は数多く存在するものの，その入力としての流体指標のあるべき姿を議論した論文は少ない。また，議論していたとしても，速度三角形を固定した状態での考察が多く，逆解法の入力と速度三角形の理想的な組み合せについて論じた論文はほとんどない。

著者らは，日常業務に使うことを前提として，逆解法に基づく設計システムの構築を目指している。本研究に先立ち，オープン羽根車を試作し，羽根車の出入口減速比や出口翼角，翼の負荷分布の影響などについて検討してきた。本研究では，その試作で得られた知見を活用し，高効率で作動範囲の広いフルシュラウド羽根車を開発することを目的としている。本報告では，前報[3]の内容をフォローするとともに，サージマージンをさらに拡大するために採った方策とその結果について報告する。

2．設計手法

具体的な設計内容に移る前に，本研究で用いた圧縮機の設計手法の概要について述べる。設計手順としては，①主要諸元の選定，②翼形状の設計，③流れ解析による性能評価，の大きく分けて3段階から構成されている。

まず，主要諸元の選定として，社内開発の一次元性能予測ツール PRECENT を使い，羽根車軸長，入口翼高さ，出口幅などの主要諸元を決定する。

次に，与えられた諸元に対して，羽根車のハブ・

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

シュラウド形状や翼角度など，具体的な翼形状を選定する。その翼形状設計には，BLADE と呼ばれる翼面創生ツールが用いられる。BLADE は，簡易流れ解析に基づく逆解法ツールで，入力としての子午面形状，負荷分布，翼厚み分布などから，翼角度分布を算出する。設計者は，BLADE の簡易流れ解析の結果としての相対速度分布から，得られた翼形状が適切かどうかを判断する。

遠心圧縮機では，相対速度が高いシュラウド側の翼形状が，ハブ側よりも流体性能に与える影響が大きいことが知られている。よって，本研究では，シュラウド側の負荷分布のみに着目した。BLADE では，逆解法の入力としてシュラウド側の負荷分布のみを与え，ハブ側の翼形状は，強度の成立性の観点から，適切な翼の傾き角を維持するように算出される。

最後に，得られた３次元翼形状に対して流れ解析を実施し，効率，作動範囲などの流体性能を評価する。今回，使用した流れ解析は，市販の CFX-11.0™ である。流れ解析の結果，性能指標が目標値を満足していれば設計完了となる。

３．改良設計方針

3.1　従来技術の分析

設計の改良方針を検討するため，PRECENT により，従来設計における効率改善余地を評価した。図 1 は，従来設計の全損失により規格化した，単段遠心圧縮機の損失の内訳である。図中の理想状態とは，翼の表面粗さが 0 で，減速損失や混合損失等の摩擦損失以外の損失が無視できる状態を指す。羽根車の出口翼角 β_2 は半径方向から 30°を仮定した。翼の表面粗さが 0 といっても，流体の粘性効果は存在するため，摩擦損失が 0 にはならないことに注意されたい。

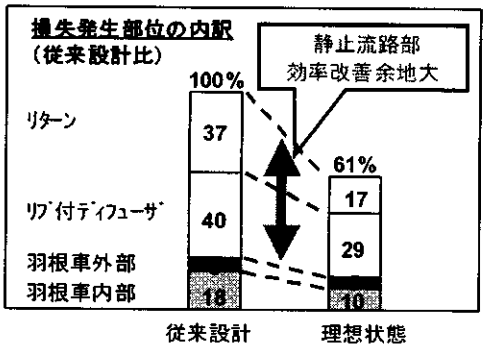


図 1　損失発生部位の比較 [3)]

図 1 を見て分かるように，圧縮機全体としては 40%近くの改善余地が見込まれるものの，羽根車単体としては，内部と外部の損失を合わせても 9%しか効率改善余地が見込めない。これに対し，ディフューザやリターンなどの静止流路については 31%の効率改善の余地があり，羽根車の 3 倍以上である。段性能の改善には，羽根車の性能改善と併せ，静止流路の損失を低減することが重要である。

静止流路の損失を低減する方法として，羽根車の出口翼角を大きくし，反動度を増加させる方法が考えられる。だが，周速や減速比を一定にして高反動度化したのでは，圧力係数が下がってしまう。そのような圧力係数の低下を避けるため，出入口減速比 W_{1s}/W_2 を大きくした場合，従来羽根車の実測データ（図 2 参照）によると，サージマージンの低下を招く。サージマージンの低下を伴わずに，大減速比化できるかが争点である。

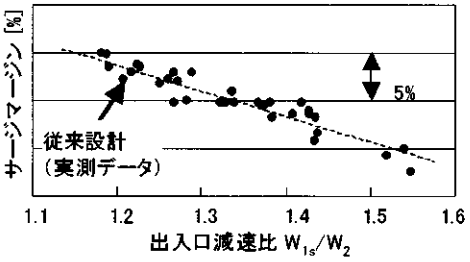


図 2　サージマージンと減速比の関係 [3)]

3.2　１次元解析による諸元最適化

開発の対象とした遠心圧縮機の仕様を表1に示す。吸込流量係数 $\phi_s(=Q_s/(60\cdot\pi\cdot R_2^2\cdot U_2)$，$Q_s$：体積流量，$R_2$：羽根車外半径，$U_2$：周速)は0.125で，吸気圧101.3 kPa，吸気温度293.15 Kとしたとき質量流量は3.064kg/sである。作動媒体は空気を想定した。定格回転数は19,100 rpmで，このとき周速マッハ数は0.87に相当する。圧力係数 $\Psi(=g\cdot H_{ad}/U_2^2$，g：重力加速度，$H_{ad}$：断熱ヘッド)は，従来設計並みの0.5以上を目標とした。

表 1　設計仕様 [3)]

項目	記号	単位	値
入口全圧	P_{ts}	kPa	101.3
入口全温	T_{ts}	K	293.15
吸込流量係数	$\phi_{s,spec}$	-	0.125
質量流量	m	kg/s	3.064
圧力係数	Ψ	-	0.5
(全圧比)		-	(1.7)
羽根枚数	Zb	-	15
羽根車外半径	R_2	m	0.15
設計回転数	N	rpm	19100
周速マッハ数	Mu_2	-	0.87
無次元比速度	Ns	-	1.0
作動流体	-	-	空気

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

この条件のもとPRECENTを使って，減速比や出口翼角が各種流体性能指標に与える影響を評価した(図3)。ディフューザはベーンレスとし，ベンドおよびリターンはディフューザ出口の吐出損失として評価した。ディフューザの出口位置はR_4/R_2=1.55に設定し，吐出損失係数は0.5を仮定した。

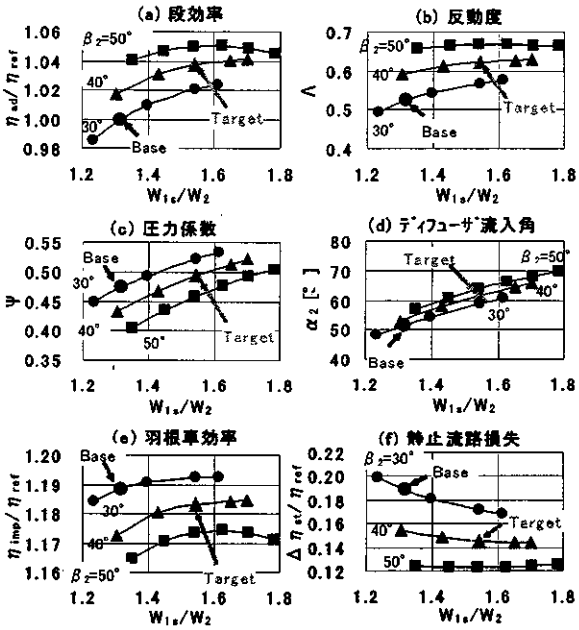


図3　圧縮機諸元と性能指標の関係 [3]

比較の基準とした従来設計では，広いサージマージンと高い圧力係数を維持するため，β_2=30°，W_{1s}/W_2=1.3を設計条件とした。図3(a)から分かるように，W_{1s}/W_2を1.3から1.55程度にまで高めると同時に，β_2を30°から40°に変更することで，3.5%以上の効率改善が見込まれる。これは，主として反動度が増加する効果である（図3(b)参照）。より正確に言うと，インペラ効率としては0.5%低下したが（図3(e)），静止流路の損失$\Delta\eta$（= η_{imp} - η_{ad}）としては3.5%の改善となり，トータルの段効率として3.0%の向上となった。

出口翼角の修正による高反動度化は，通常，圧力係数の低下を伴うが，今回はβ_2の変更と同時に減速比も増大させているため，圧力係数についても現状値以上を維持している(図3(c))。

また，半径方向から計測した流れ角を図3(d)に示す。高反動度化に伴い，ディフューザ入口の流れ角が大きくなることが分かる。一般に，羽根付ディフューザは，周方向へ向いた流れを径方向に転向させることで高効率化を実現する。ベース条件では，流れ角が十分に径方向を向いており，羽根付ディフューザによる効率改善効果が得られにくい条件にあった。ベースよりも大減速比化することで，ディフューザ流入角が大きくなるため，ディフューザをリブから羽根付へ変更することによっても更なる効率向上を期待できることになる。

以上のことから，減速比1.55，出口翼角40°を改良案の基本条件と選定し，羽根車の設計を行った。

3.3　負荷分布の影響

前報[3]による結果から，羽根車の前縁からスロート近傍までの減速を抑えることが，広いサージマージンを実現する上で有効であることが分かってきた。これは，Kosugeら[4]の知見と関連する。ゆえに本研究では，羽根車の前縁からスロート近傍までの負荷を積極的に抑えることが可能な4区分関数を中心として，最適な負荷分布の与え方を調査した。ここで4区分関数とは，シュラウド側の負荷分布を，前縁から順に直線，二次曲線，直線，二次曲線の4区分の関数で表現した関数を指す。

設計初期段階の検討により，負荷分布を大きく後半負荷化しないと，十分なサージマージン拡大が難しいことが明らかとなった。反面，そのような後半負荷化は，羽根車内部の流速を上昇させることにつながるため，羽根車効率を低下させる要因にもなり得る。そこで本研究では，負荷分布を後半負荷にするだけでなく，羽根車の設計点を小流量側にずらすことで，本来の仕様点からのサージマージンを確保することも考えた。その場合，減速比は，小流量化された設計点で目標値となるため，本来の仕様点では目標値よりも小さいことになる。

表2 羽根車の代表諸元

名称	負荷分布	β_2	W_{1s}/W_2	$\phi_{s,d}$	Λ
BL	Base	30	1.30	0.125	0.52
FL	Front	40	1.54	0.125	0.62
ML	Mid	40	1.47	0.118	0.62
AL	Aft	40	1.53	0.125	0.62

これらのことを考慮して設計した羽根車の諸元を表2に示す。減速比W_{1s}/W_2や反動度ΛはPRECENTによる予測値である。負荷分布としては，従来負荷BL以外に，負荷の最大値を翼弦方向に移動させた3案(前半負荷FL，中間負荷ML，後半負荷AL)を採用した。先述の設計点の小流量化を併用したのは中間負荷MLの場合で，$\phi_{s,d}$=0.118を羽根車の設計点とした。それ以外の羽根車は，本来の仕様点$\phi_{s,d}$=0.125で目標減速比になるように設計した。前半負荷のFLは，前報[3]で最も効率の高かったFL_B案をそのままフルシュラウド化した設

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

計案で，高効率を達成する確度が高い設計案として採用した。

今回の開発に採用した具体的な負荷分布λおよび翼角分布を図 4 に示す。ここで，λ=d(R·Cu)/ds (R:半径，Cu:周方向絶対速度，s: キャンバー長さ) である。従来負荷 BL は，ミッドコード付近に最大負荷を有し，前後縁に向かって単調に減少する分布である。他方，新開発の FL，ML，AL には，前述の 4 区分負荷を用いた。新負荷分布の場合，最大負荷の位置が翼の前半側から後半側へ移動するにつれ，シュラウド側の翼角分布が極小値を持つ分布から単調減少な分布へ変化することが分かる。

子午面形状の比較を図 5 に示す。減速比や出口翼角が異なる BL は，他の 3 案に比べ出口幅が大幅に狭くなっている。新設計同士で比較した場合，ML は，設計点を小流量化させた影響で，ガスパス幅が全体的に狭くなっていることが分かる。また，FL はもともと高効率を重視した設計となっており，シュラウド側の曲率を抑えるため，やや長めの軸長となっている。このように，新設計の 3 案は，厳密な意味で負荷分布のみが異なる比較とはなっていないため，注意を要する。

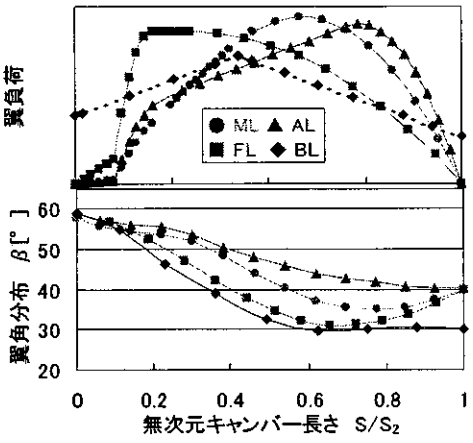


図 4　負荷分布および翼角分布の比較

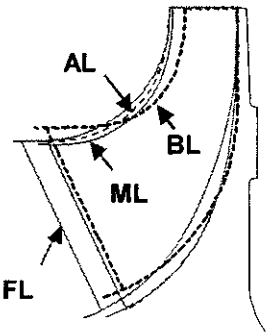


図 5　子午面形状の比較

これら羽根車に対して，CFX-11.0™ による流れ解析を実施した。半径方向流入を模擬した吸気部入口からベーンレスディフューザ出口（半径比 R_4/R_2=1.55）までを解析対象とした。ベンドやリターン部を含まないため，本来の段効率よりも高めの予測となるが，設計案の相対評価は可能であると判断した。

解析により得られた圧縮機特性を図 6 に示す。改良設計案の ML や AL では，BL や FL で見られた小流量側での圧力係数の頭打ちが解消され，圧力係数の強い右下がり特性が小流量側まで維持されている。また，断熱効率が従来設計よりも 3.5% 以上高く，十分な効率向上を達成できる見込みである。ML よりも AL の方が 0.6%高効率であり，解析上の最良案である。

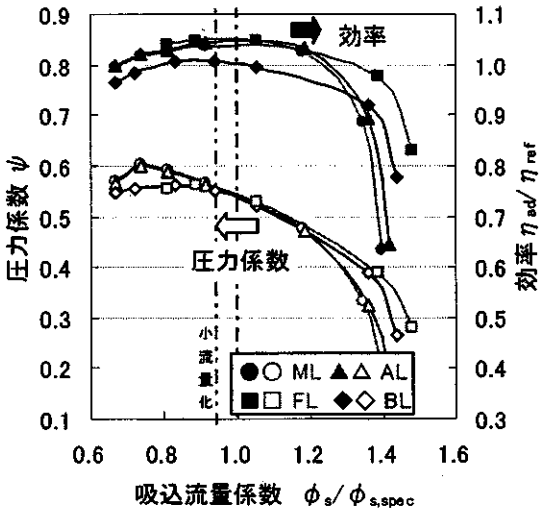


図 6 流れ解析による圧縮機特性の予測

4．試験装置および試験方法

4.1　試験装置

今回使用した試験装置の概要を図 7 に示す。装置全体が閉ループ系をなしており，圧縮機で圧縮された作動媒体は，クーリングタワーの水を冷熱源とした冷却器により冷却され，制御弁により圧力調整された後，再び圧縮機へ供給される。軸封部にはメカニカルシールを採用しており，試験ループ全体が機密性を重視した設計となっている。このため，空気以外の作動媒体を用いた試験も可能であるが，今回は，試験条件と媒体の取り扱い易さを考慮し，空気を作動媒体とした。

循環する空気は，冷却器を使って，吸気温度が一定値（本試験では約 20℃）になるよう自動制御し，吸気圧は，大気圧を維持した。流量は，JIS 規格に準拠したコーナタップオリフィスで計測し，配管途中に設けた流量調節弁で調整した。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

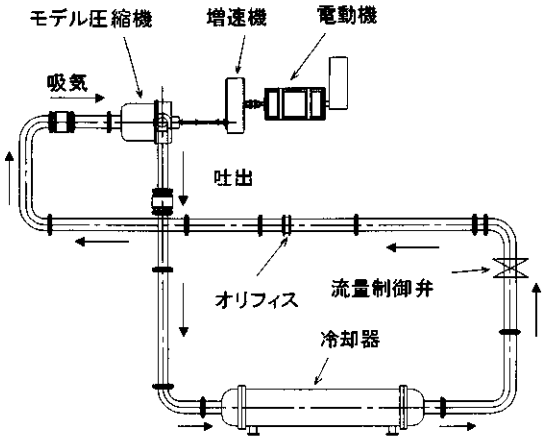


図 7　遠心圧縮機試験装置

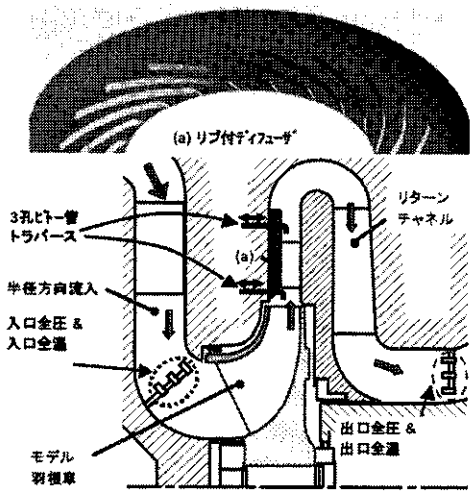


図 8　モデル圧縮機断面図

4.2　試験方法

モデル圧縮機の断面図を図 8 に示す。径方向に吸込まれた空気は，羽根車，ディフューザ，リターンチャネルを通過した後，下流のコレクタケーシングへ導かれる。ディフューザとしては，リブ付ディフューザを採用し，高効率のみならず広い作動範囲の達成も重視した。

圧縮機の段性能は，羽根車入口およびリターンチャネル出口における全温・全圧の実測値と，オリフィス流量値から算出した。羽根車入口では，全温・全圧をそれぞれ周方向 2 ヶ所，リターンチャネル出口では，全温を周方向 6 ヶ所，全圧を周方向 8 ヶ所，計測した。

また，羽根車，ディフューザ，リターンチャネルのそれぞれの性能を分離するため，ディフューザの入口と出口において，3 孔ピトー管によるトラバース計測を行い，全圧や流れ角分布等の測定も行った。

これらの計測には，十分実績を積んだ社内技術を利用しており，比較試験でかつ繰り返し試験を行ったときの計測の不確かさは，効率値：±0.08%，圧力係数：±0.12%，流量：±0.53%である。

今回の試験では，圧力係数Ψが流量係数ϕ_sに対して正勾配となる点，もしくは変曲する点をサージ点と判断した。これら運転点は，厳密な意味としては失速点であり，間欠的な流体音を伴う本来のサージではない。しかし，本試験では，安全サイドの評価として上記判定を採用した。

5．試験結果および考察

試験で得られた圧縮機特性の代表例として，後半負荷 AL と従来負荷 BL の比較を図 9 に示す。本図から分かるように，新設計の AL は，従来設計の BL よりも段効率η_{ad}が 3.8%向上し，サージマージンも 11%拡大した。チョークマージンはほぼ同等であり，チョークマージンとサージマージンを合わせたトータルの作動範囲としても，AL の方が広い。しかも，AL は，β_2が大きいのにも関わらず，圧力係数が BL と同等以上であった。これは，大減速比化の効果である。このように，減速比，出口翼角，負荷分布の適切な組み合せにより，大幅な効率向上と作動範囲の拡大が可能である。

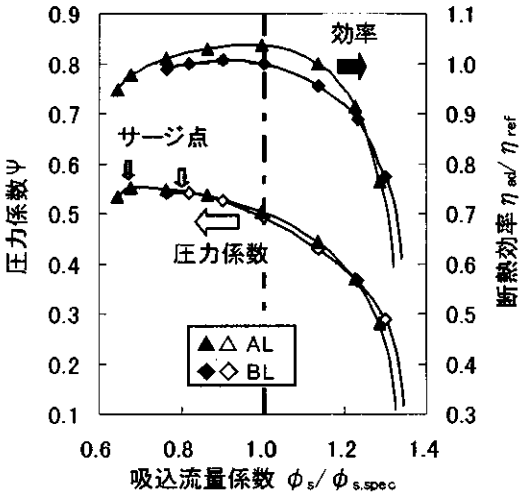


図 9　圧縮機特性の比較(AL と BL)

今回採用した負荷分布による圧縮機特性の違いを図 10 に示す。どの負荷分布であっても，段効率η_{ad}に大きな違いはなく，効率差はせいぜい 0.1%であった。しかし，サージマージンについては，最大と最小で 10%の開きがあり，サージマージンが小さいものほど，チョークマージンが大きくなる傾向にあった。このように今回採用した負荷分布は，負荷の最大値を翼弦方向に移動させることによって，仕様点の段効率を維持したまま，サージマージンとチョークマージンの大小関係を調整

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

することが可能である。

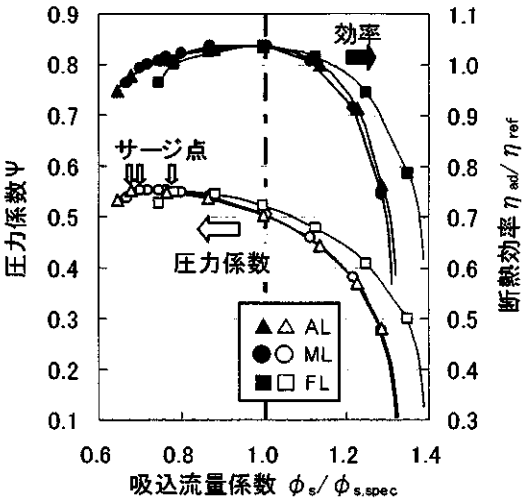


図 10　圧縮機特性の比較(FL, ML, AL)

設計流量における効率と減速比の関係を図 11 に示す。本章では，減速比として，実測からの推定値を用いた。大減速比化することにより，羽根車単体の効率 η_{imp} は低下するが，段全体の効率 η_{ad} としては向上することが分かる。これは，大減速比化により，羽根車の減速損失は増加するが，反面，反動度が増えたことにより，ディフューザやリターンなどの静止流路の損失が低下することを意味している。負荷分布の違いによる η_{imp} の差は小さいため，今回の段効率向上は主として高反動度化が貢献したものと考えている。

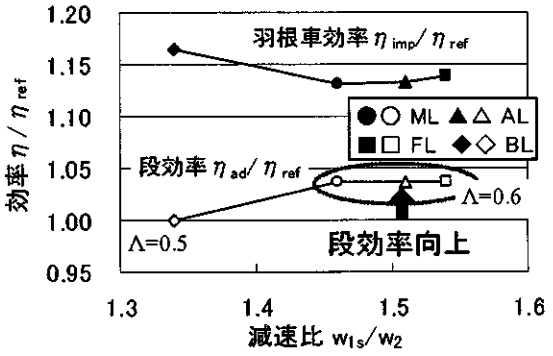


図 11　効率と減速比の関係

図 12 に，サージマージンと減速比の関係を示す。従来の社内試験の実績から判断し，W_{1s}/W_2 が増えると，それに比例してサージマージンが減少すると考えられてきた。しかし，本開発のように，羽根車の負荷分布を適切に制御しつつ大減速比化すれば，サージマージンを従来実績以上に拡大できることが判明した。しかも，それと同時に，段効率を向上させることも可能である。このように，大減速比化と組み合せた後半負荷化は，高効率・広作動範囲化にとって有効な手段となり得る。

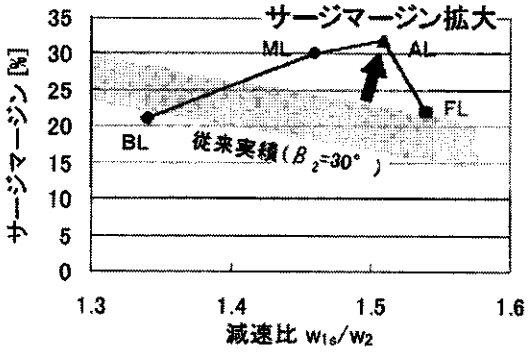


図 12　サージマージンと減速比の関係

6．結論

プロセス圧縮機の高比速度段（吸込流量係数 0.125）を対象に，高効率化と広作動範囲化を両立させたフルシュラウド羽根車を開発，モデル試験により試験し，以下の結論を得た。

(a) 高反動度化（大減速比＋β_2 変更）と翼負荷分布の最適化により，ベースよりも 3.8%の効率向上と 10%のサージマージン拡大を実現した。大減速比・高反動度化は，高効率・広作動範囲化にとって有効な手段である。

(b) 後半負荷化はサージマージンの拡大に，前半負荷化はチョークマージン拡大に寄与するが，効率への影響は僅かである。負荷分布の変更により，設計点の効率を維持しつつ，サージとチョークのバランスを調整することが可能である。

参 考 文 献

1) Cosentino, R., Alsalihi, Z., Van Den Braembussche, R., 2001, "Expert System for Radial Impeller Optimisation, Proceedings of the 4th European Conference on Turbomachinery," ATI-CST-039/01.

2) Bonaiuti, D. and Zangeneh, M., 2006, "On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for Turbomachinery Blade Design," ASME Paper GT2006-90897

3) Shibata, T., Yagi, M., Nishida, H., Kobayashi, H., Tanaka, M., 2009, "Performance Improvement of a Centrifugal Compressor Stage by Increasing Degree of Reaction Optimizing Blade Loading of a 3D-Impeller," ASME Paper GT2009-59588

4) Kosuge, H., Ito, T., and Nakanishi, K., 1982, " A Consideration Concerning Stall and Surge Limitations within Centrifugal Compressors," Transactions of the ASME: J. of Eng. for Power, Vol.104, pp.782-787.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

航空エンジン用高負荷低圧タービン翼面境界層の実機条件下における遷移機構に関する研究

船崎健一（岩手大工）　田中　望（IHI）

Studies on Boundary Layer Transition over High-Lift Low-Pressure Turbine Airfoils under Realistic Flow and Loading Conditions in Aeroengines

Funazaki Ken-ichi (Iwate University)
Tanaka Nozomi (IHI Co.)

ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical investigation on the interaction between inlet freestream turbulence and boundary layers with separation bubble under Ultra-High Lift condition for low-pressure turbine airfoils. The solidity of the cascade can be reduced by increasing the airfoil pitch by at least 25%, while maintaining the throat in the blade-to-blade passage. Reynolds number examined is 57,000, based on chord length and averaged exit velocity. Freestream turbulence intensity is 0.80% (no gird condition) and 2.1% (with grid condition). Hot-wire probe measurements of the boundary layer on the suction surface for LP turbines rotor are carried out to obtain time-averaged and time-resolved characteristics of the boundary layers under the influence of the freestream turbulence. The turbulence grid constituting of wires is installed upstream of the cascade. Numerical analysis based on high resolution Large Eddy Simulation is also executed to enhance the understanding on the flow field around the Ultra-High Lift turbine airfoils. Emphasis is placed on the relationship of inherent instability of the shear layer of the separation bubble and the freestream turbulence. Standard Smagorinsky model is employed for sub grid scale modeling. Relevant discussion on wake or roughness effects on the shear layer instability is also made.

Key words: Boundary Layer Measurement, Large Eddy Simulation, LP Turbine, Separation Bubble, Turbulence

1　緒　言

近年の旅客機用航空エンジンは，地球環境問題への配慮やエアライン間の競争激化などに起因する高い経済性，エンジンの騒音低減など一層の高性能化が求められており，エンジンは高バイパス比化の一途をたどっている．高バイパス比エンジンでは，推力の大半をファン動翼が生み出すため，ファン動翼を駆動する低圧タービンには高い効率が要求される．低圧タービンは，その性質上相対的に低い回転数で作動することから負荷係数が高くなる傾向にあるため，段あたりの動翼枚数を多くすることで所定の効率を維持している．しかし，動翼枚数が多くなると，単に翼重量が増すだけでなく，翼が装着されているディスクにかかる遠心力も大きくなるため，結果としてディスク重量も増すことになりエンジン全体が重くなる．この事はイニシャル・ランニングコストの面でも不利に作用するため，効率を維持しつつ，低圧タービン動翼枚数を削減するための研究が数多く行われている．

主な損失要因となる負圧面境界層を制御し，高負荷・超高負荷を実現するために，剥離せん断層の非定常挙動を予測し，空力損失，境界層損失低減へとつながる技術を開発しなければならない．そこで本研究では，異なる流れ場条件（負荷条件・流量条件）を与えた剥離せん断層に対し，実機環境下で発生すると想定される異なる性質を持った乱れ（主流乱れ，wake，表面粗さからのじょう乱）に注目し，それぞれの乱れがせん断層に与える影響を実験及びCFDを通じて調査する．特に今回の報告では主流乱れの効果に着目しつつ，wake通過の効果などについても言及する．

主な記号

C，C_x	：	翼コード長 [m]，軸コード長
C_p	：	翼面圧力係数
$E(k)$	：	エネルギースペクトル
$k, \mathbf{k}_n$	：	波数（$=\lvert\mathbf{k}_n\rvert$），波数ベクトル
p	：	翼面静圧 [Pa]
p_{01}, p_{02}	：	入口，出口全圧 [Pa]
Re	：	出口平均速度で無次元化したレイノルズ数
RRS	：	ソリディティ削減率 [%]
s, s_0	：	翼表面距離，翼負圧面全表面距離
t, t_{base}	：	ピッチ，基準ピッチ
U_{in}, U_2	：	入口速度，出口平均流速
U_{x1}, U_{x2}	：	入口軸流速，出口軸流速 [m/s]
x, y	：	軸方向，ピッチ方向
β_1, β_2	：	流入角，流出角（軸方向からの角度)[deg]
δ_1, δ_2	：	排除厚さ，運動量厚さ[mm]
σ	：	ソリディティ（$=C/t$）
σ_{base}	：	基準ソリディティ（$=C/t_{base}$）

2．解析対象・試験条件

解析対象は典型的な航空エンジン用低圧タービン翼列である．主な仕様を表１に示す．レイノルズ数は翼コード長と翼列出口平均流速で定義され，高空巡航時の低レイノルズ数条件(Re=57,000)を模擬した．

本研究では主に２つの主要なパラメータに着目して試験が行われる．１つ目はソリディティ減少率である．翼枚数の削減率を示すソリディティ減少率（以下：RRS）は翼ピッチの増加によって調整した．ここで，元となった翼列のソリディティをσ_{base}として，削減率は次式で与えられる．

$$RRS = \left(1 - \sigma_{base}/\sigma\right) \tag{1}$$

また，計測においてはピッチ増加に伴う翼負荷の上昇と剥離泡の動的挙動を調べた．翼負荷レベルを示す指標として，式(2)のZweifel係数がよく用いられる[3]．

$$Z = 2\left(\frac{t}{C_x}\right)\cos^2\beta_2\left(\tan\beta_2 + \frac{U_{x1}}{U_{x2}}\tan\beta_2\right) \tag{2}$$

本研究で用いた条件は，RRS0%でのZweifel係数はHoheisel[4]らの翼と同レベルであり，RRS-15%でのZweifel係数はRRS0%の場合の

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

1.14 倍，RRS-25%では1.23 倍に達する超高負荷条件である．

2つ目のパラメータは主流乱れである．試験条件の表記は，上流に乱流格子を取り付けていない状態をnoGrid，乱流格子を取り付けた状態をwithGridで示す．風洞主流乱れは平均で0.8%であり，乱流格子を取り付けた場合の主流乱れは1.9～2.1%となっている．図1に乱流格子の有無の差を熱線プローブの出力の違いで示す．

3．翼列試験

3.1 試験装置・乱流格子

図２に実験に用いた直線翼列部を示す．直線翼列は7枚の翼で構成されている．表1 に供試翼の概要を示す．7枚の内5枚はアルミ製で，残り2枚の真鍮製の翼のミッドスパンには静圧孔が設けてあり，それぞれ負圧面と正圧面の静圧分布を得る事ができる．静圧孔はそれぞれ30孔設けてあり，孔径は0.5mm となっている．計測流路は3・4 番翼，4・5 番翼間であり，各流路間全圧分布がピッチ方向に周期性を持っている事を確認している．図２には，wake通過による効果を再現するための後流発生装置が示されている．この装置では，ベルトに固定された直径3mmの円柱を移動させることでwakeを発生させる．円柱本数及び円柱の移動速度を変化させることで，実機条件でのwake通過周波数の無次元数（ストローハル数）を実現している．乱流格子は図２に示すように624mm上流位置に配置されている．ダクト内にレールを取り付け，ダクト側板からスライドさせることで乱流格子を装着する．装置の都合上，翼列試験装置の傾きと乱流格子の傾きが異なっているが，測定点から設置部までの距離が長いために，主流乱れのピッチ方向分布は無視できる．乱流格子は格子間隔が16mm×16mm で，格子幅は2mm となっている．取り付け時ダクト面での開口率は78%である．

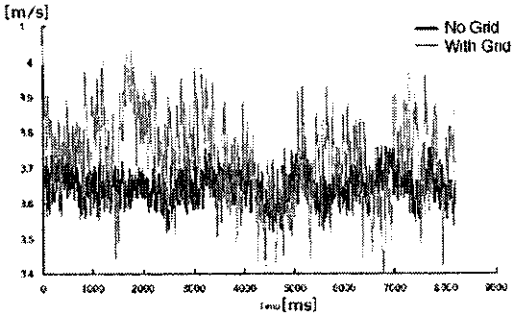


Fig. 1 Inlet velocity fluctuations with and without turbulence grid

Table 1 LPT blade geometry and cascade configuration

Chord length C	114mm
Axial chord length C_x	100mm
Span	260mm
Pitch t	variable
Inlet flow angle β_1	47 deg
Outlet flow angle β_2	-60 deg

3.2 計測手法及びデータ処理

図３に直線翼列部の座標系と計測に使用した各種プローブの設置状況を示す．空力計測において翼面静圧は入口全圧と各静圧孔との圧力差として計測し，時間平均を行うことで取得している．出口に設置されたピトー管先端は，細糸を用い流れ方向に対して平行になるように調整されている．トラバース装置によりミッドスパンをピッチ方向に移動する事で2流路間の分布を得る．実験レイノルズ数の定義はこの出口における動圧値を平均して算出する．ピトー管により得られた局所全圧損失係数Y_p と翼面圧力係数C_p は以下の式により与えられる．

$$Y_p(y) = \frac{p_{01} - p_{02}(y)}{1/2\bar{U}_2^2} \tag{3}$$

$$C_p(x) = \frac{p_{01} - p(x)}{1/2\bar{U}_2^2} \tag{4}$$

$\bar{U}_2$ は翼列出口における局所速度をピッチ方向に平均化したものである．式(3)は出口におけるピッチ方向に広がりを持った損失分布を表している．全圧損失係数分布（以後Y_p 分布）においてy 方向負は翼負圧面側に，正は翼正圧面側の損失分布に対応している．式(4)は翼列軸方向の翼面静圧分布（以後C_p 分布）を表している．

境界層計測では定温度型熱線流速システムMODEL1011（カノマックス）を使用した．出力電圧値はMODEL1013を使い線形化し，A/D変換器を通じてPC に格納される．また，リニアライザには計測時の温度変化を補正する温度測定プローブ・温度補償ユニットMODEL1020を組み込んでいる．熱線プローブの較正試験位置と計測座標系を図3に示す．熱線プローブはDANTEC 製I 型プローブ55P11を使用した．プローブサポータはトラバース装置で移動する．サンプリング周波数20kHz，サンプリング数2^{13}で行われ，結果を時間平均した．定常試験では各計測点で25個のデータを取得し，時間平均処理を行った．また，境界層外端速度は翼面から法線方向トラバース線上で，翼面に最接近する速度最大値の98%で定義した．

境界層計測の流れ方向計測位置を図４に示す．計測位置はx/C_x =0.5～x/C_x =0.98 までの11～12箇所で，翼面法線方向（Y_n）に32点（0．2mm～10mm）取得した．熱線プローブの翼面最接近点は翼面から0.2mmの地点とし，翼面法線方向へのプローブのトラバースの制御には2 相ステッピングモータを使用し，翼面法線方向の角度調整と共に自作のモータ制御プログラムを使用した．

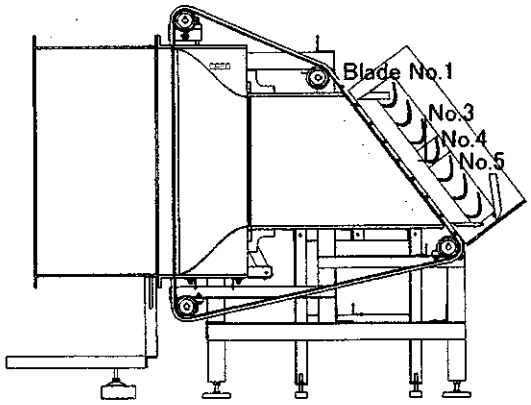


Fig.2 Cross-section of the test apparatus

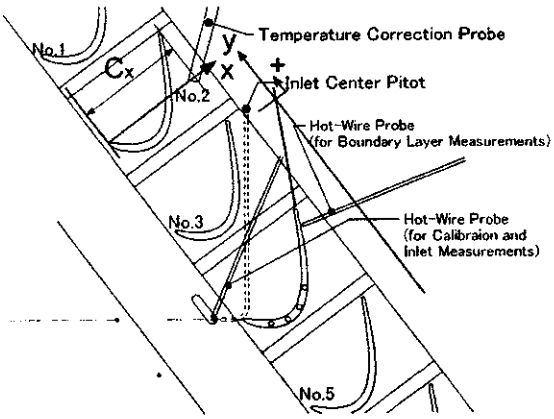


Fig.3 Test cascade and indication of the measurement location

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

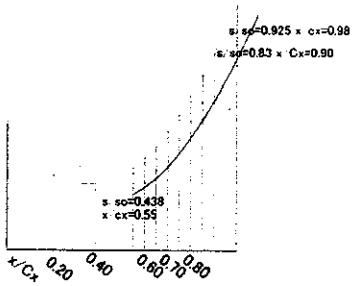


Fig.4 Target blade for boundary layer measurement with measurement points

4. 数値計算(Large Eddy Simulation)

4.1 計算手法・計算格子

数値計算に用いたソルバは，支配方程式に3 次元圧縮性Navior-Stokes方程式を用い，これを時間方向に対し非粘性流束と粘性流束の全てを陰的に離散化した．また空間方向には6面体計算セルを用いたセル中心法による有限体積法に基づいて離散化した．非粘性流束の評価には4次精度コンパクトスキームを適用した．このスキームの数値振動を除去するために，10次精度フィルタリングスキームを併用し，粘性流束は中心差分的に評価した．時間積分はGauss-Seidel型の点緩和法を用い，その際各時間ステップで5回のニュートン反復を行った．時間精度は最大2次精度となる．また，軸コード長C_xと入口音速で無次元化された時間刻み幅0.001で計算を行い，クーラン数は3程度である．サブグリッドスケールのモデルにはSmagorinskyモデルを適用し，Smagorinsky定数(Cs=)は0.1とした．また，壁面近傍で過大に評価されるSGS渦粘性はVan Driestの壁面減衰関数(A+=)25.0 を用いて減衰させた．

計算格子にはPointwise社Gridgenを用いて作成したH型格子を採用し，総セル数は2400万セルである．内訳は，翼負圧面に1421 セル，ピッチ方向に241セル，スパン方向は0.1C_xの領域の中に49セルを設けた．上記のような空間解像度は，負圧面上での主流乱れと剥離泡との干渉を解像し，乱流遷移過程の渦構造を同定するためである．例えば，乱流境界層で発生するストリークの平均的間隔は100 wall units程度であることが知られているが[5]，本研究でのスパン方向の格子間隔は5～6 wall unitsであり，ストリークの空間的広がりを捉えつつ，ある程度の解像度を有している．

4.2 境界条件・主流乱れの導入

流れ場における主流乱れを考慮する方法として，図5（左）に示すような空間内に擬似的な一様等方性乱流場を生成し，生成された乱流場の速度ベクトルを計算領域の入口境界から流れ場に導入する方法を用いる．等方性乱流場の表現法として，SNGR(Stochastic Noise Generation and Radiation)法[6][7]で用いられたランダムフーリエモード法を採用した．乱流場を生成する空間は，翼列の1ピッチの長さ及びスパン長さ（0.1C_x）の断面を有し，奥行きは時間発展方向に相当する（実際には，入口速度に20無次元時間を掛けた長さに設定）．まず1ステップに相当する時間刻み幅Δtの間に図中の検査面(色付きの領域)を，入口流体が移流する距離$U_{in}\Delta t$だけ時間方向に移動させる．次に，その検査面内における速度3 成分を抽出し，それを変動速度として空間方向の乱れをテイラーの凍結仮説を用いて時間進展方向のデータへと変換し，等方性乱流を流入境界に与える．図5（右）には翼まわりの流れ場における瞬時の渦度分布を示す．入口境界には，上記の乱れとは別に翼列上流の全圧，全温及び速度から求まる物理量を与えた．出口の境界条件では全流量を規定し，ピッチ方向・スパン方向には周期境界を適用した．翼面は滑りなしかつ断熱境界とした．

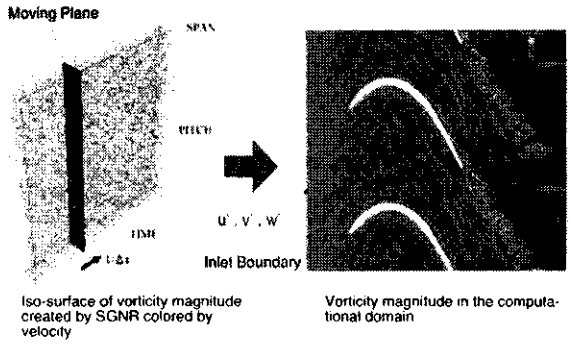


Fig.5 Implementation of the turbulent flow field created by SNGR method into computational domain

4.3 一様等方性乱流の生成法

前述のように，一様等方性乱流場生成はランダムフーリエモード法に基づいている．まず瞬時の乱流速度場$\mathbf{u}_t(\mathbf{x})$を与える．

$$\mathbf{u}_t(\mathbf{x}) = 2\sum_{n=1}^{N} \hat{u}_n \cos(\mathbf{k}_n\mathbf{x} + \psi_n)\mathbf{k}'_n \tag{5}$$

$\hat{u}_n$は振幅で，図6(左)より式(6)のように与えられる．

$$\hat{u}_n = \sqrt{E(k_n)\Delta k_n} \tag{6}$$

添え字n は第n 項までのフーリエモードである事を示す．$\mathbf{k}_n = \{k_1, k_2, k_3\}$は波数ベクトルであり，速度場の等方性を満たすため，図6（右）から幾何学的に決定され，式(7)のように表される．

$$\mathbf{k}_n = \{\cos\varphi_n \sin\theta_n, \sin\varphi_n \sin\theta_n, \cos\theta_n\} \tag{7}$$

また，$\mathbf{k}'_n$は方向を表す単位ベクトルで，非圧縮の仮定から波数ベクトル$\mathbf{k}_n$と直交する．図6（右）から$\mathbf{k}'_n$は式(8)になる．

$$\mathbf{k}'_n = \{k'_1, k'_2, k'_3\} = \frac{1}{\sqrt{3}}\{k_2 - k_3, k_3 - k_1, k_1 - k_2\} \tag{8}$$

また，φ_n，ψ_n，θ_nは表2の確率密度関数Pによって与えられ，擬似乱数生成法で与えた．n はモード数を表し，n=1000 とした．$E(k)$としてvon Karman-Pao Spectrum[6][7]を採用した．

$$E(k) = \frac{2\alpha/3\bar{k}}{k_e}\frac{(k/k_e)^4}{\left[1+(k/k_e)^2\right]^{17/6}}\left[e^{-2(k/k_n)^2}\right], \bar{k} = \int_0^\infty E(k)dk \tag{9}$$

αはKolmogorov 定数(=1.45276)，k_nはKolmogorov 波数を示す．k_eは乱流の積分長さスケールから得られる波数であり，式(10)に実験で用いた乱流格子幅を代表スケールとして与えた．

$$k_e = \frac{2\pi}{L} \tag{10}$$

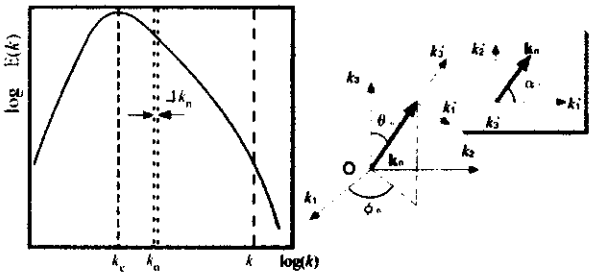


Fig.6 von Karman-Pao spectrum (left) and wave number vector $\mathbf{k}_n$ and unit vector $\mathbf{k}'_n$ (right)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 2 Probability functions used to create random variables

$P(\varphi_n) = 1/2\pi$	$0 \le \varphi_n \le 2\pi$
$P(\psi_n) = 1/2\pi$	$0 \le \psi_n \le 2\pi$
$P(\theta_n) = 1/2\ \sin\theta_n$	$0 \le \theta_n \le \pi$
$P(\alpha_n) = 1/2\pi$	$0 \le \alpha_n \le 2\pi$

5. 実験／LESの結果と考察

図7 には高負荷条件(RRS-15%)空力試験によって得られたC_p分布及びY_p分布の結果と同流れ場条件でのLES 結果を示す.

C_pは最大値を過ぎた後，変化率の小さい領域が剥離領域に対応し，その下流の急激な変曲点は遷移開始点に相当する．実験結果よりwithGridでは遷移開始点は上流へ移動し，剥離領域は縮小する．また，LESではnoGrid よりもwithGridの方がそれぞれの条件に対する実験値と良い一致を示した.

Y_p分布については，主流乱れの導入によりY_pのピーク値が低下するとともに，翼負圧面側の損失の減少が実験で確認されている．LESの結果では，主流乱れの導入による損失低減効果に関しては実験値と良い一致を示しているが，wakeの幅や損失ピーク値を過大評価している．今回用いた計算格子では翼後縁下流での拡散･混合現象を捉えるための空間解像度不足が原因と考えられる.

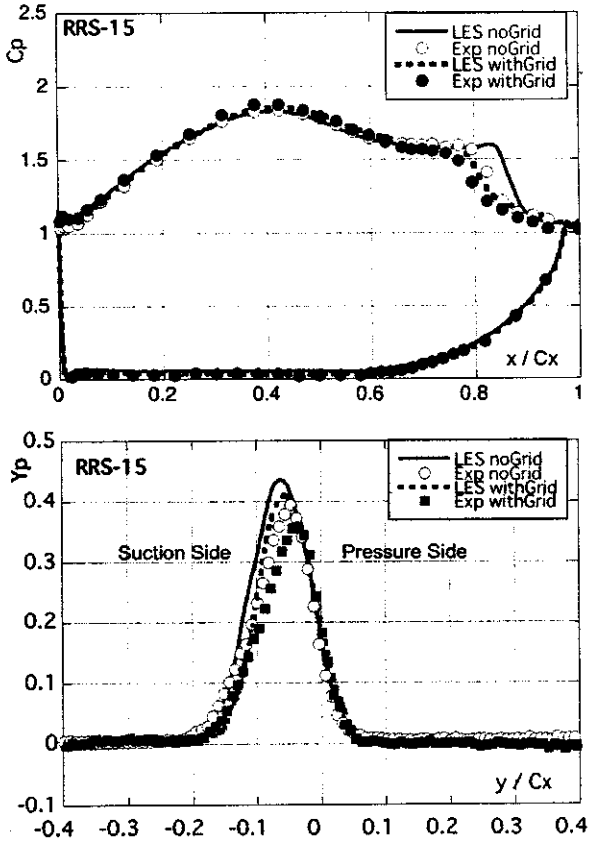


Fig.7 Cp (top) and Yp (bottom) distributions, EXP and LES, noGrid and withGrid, RRS-15%

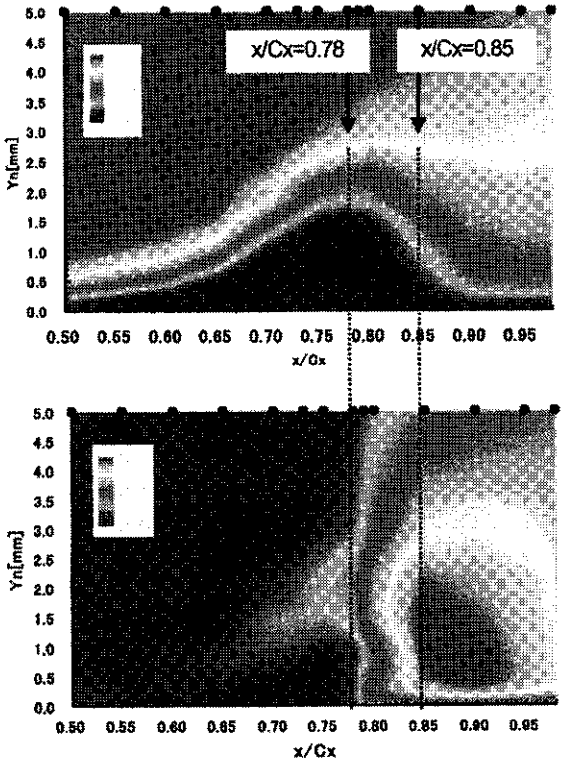


Fig.8 Time-averaged velocity(up) and RMS(under) EXP, noGrid, RRS-15%

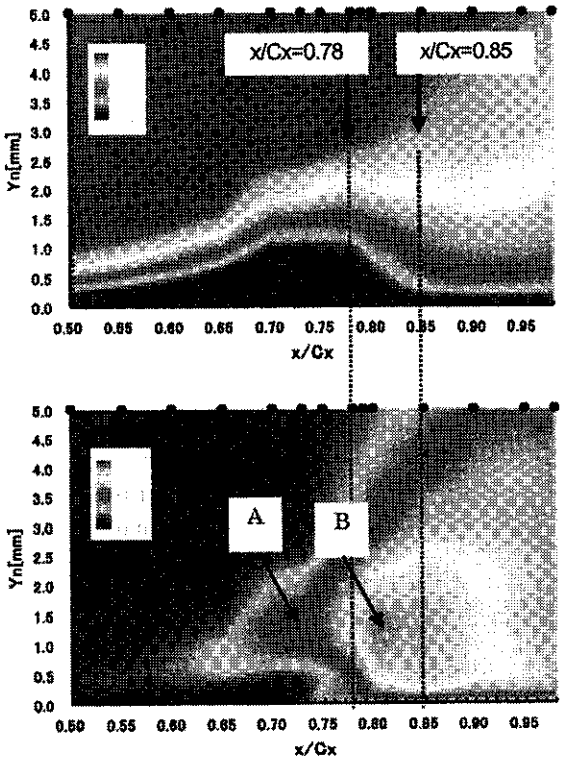


Fig.9 Time-averaged velocity(up) and RMS(under) EXP, withGrid, RRS-15%

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

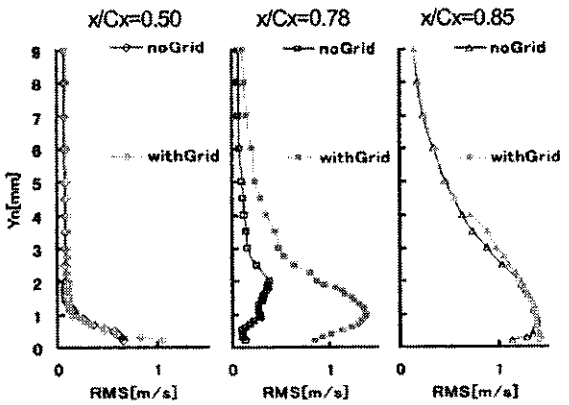


Fig.10 Time-averaged RMS profiles, x/Cx=0.50, 0.78, 0.85 (RMS is not non-dimensionalized) EXP, noGrid and withGrid for RRS-15%

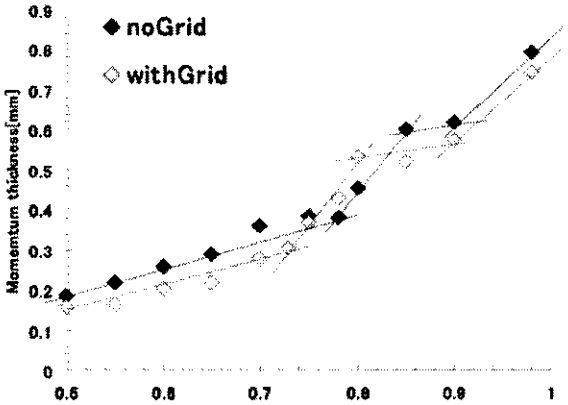


Fig.11 Time-averaged momentum thickness EXP, noGrid and withGrid for RRS-15%

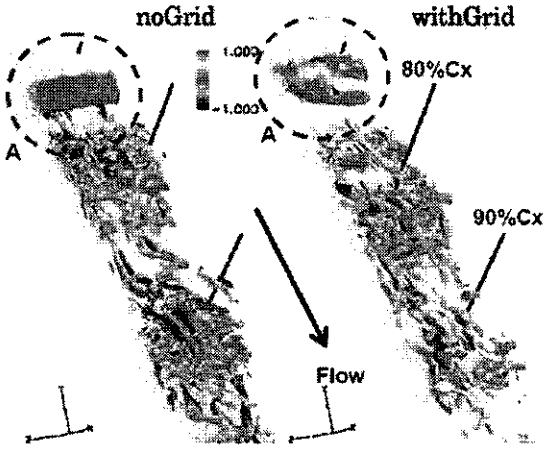


Fig.12 Time-resolved flow field over the suction surface near trailing edge for RRS-25%, Q=30

更に，図8，9には，それぞれnoGrid, withGridの条件で行った境界層計測による翼負圧面時間平均速度分布(上)とRMS分布(下)；x/C_x =0.50～0.98，翼面法線方向距離：Y_n =0.2～5.0mmを示す．なお，速度及びRMSは，各流れ方向計測位置での境界層外縁速度で無次元化されている．図8(noGrid)から，壁面近傍に現れる剥離泡の存在が，壁面から高さ方向に広がる低速領域（<0.1）や高RMS値を有する剥離せん断層の下の低RMS領域として明瞭に確認できる．図9（withGrid）の結果から，主流乱れにより剥離最大高さが減少するだけでなく，再付着点も上流へ移動する事が確認され，このことは翼面圧力分布の結果と一致している．また，図9(下)から，主流乱れはせん断層内に強い乱れを誘起していることがわかる(矢印A)．

次にnoGridとwithGridの違いを境界層法線方向プロファイルで比較するために，図10には剥離上流・剥離高さ最大地点(遷移開始点近傍)・高RMS 生成地点におけるRMSプロファイルを示す．なお，この図でのRMS値は有次元である．上流の壁面近傍においてのみ見られた違いは，剥離高さ最大地点(x/C_x =0.78)ではwithGridでは特徴的なピークを持ったプロファイルに変化する．遷移開始後のプロファイルは高さ方向にほぼ一様な強い乱れを持ち，乱流境界層が厚くなっていく．それを定量的に示したのが図11の流れ方向における運動量厚さである．運動量厚さの増加は境界層損失の指標となるが，図10に示す高RMS 領域近傍から急激に増加し，一旦落ち着いた後，また増加した．更にwithGrid では増加が上流から発生する．結果的に後縁近傍の運動量厚さはwithGrid条件の方が若干下回っている．

比較のために，ソリディティを変更して，超高負荷条件(RRS-25%)の調査も行った．主流乱れが与える影響はRRS-15%とほぼ同等だが，LES 結果では主流乱れによる違いが見えた．図12 に示すのはLES で得られた瞬時値に対し，渦を速度勾配テンソルの第二不変量(Q 値)で同定し，遷移開始点近傍から翼後縁にかけての領域を下流側から見た図である．左はnoGrid, 右はwithGridである．剥離泡はせん断層内のKH(Kelvin-Helmholtz)不安定性により巻きあがり，下流に向かって巨大な渦構造が放出されると考えられるが，この渦構造は主流乱れによって大きく変化する様子が観察された．特にwithGridではスパン方向に不均一な構造となり，noGrid より上流側から巻きあがる様子が捉えられた．図9，10に示す境界層計測の結果に現れている高RMS 領域(矢印B)は，この巻きあがり渦が誘起する乱流運動エネルギの急激な増加を捉えたと考えられる．このせん断層の巻きあがりについて，LES を用いて渦層の厚さと局所速度勾配からKH不安定性の増幅率Gainを算出した[8]．その結果を表3に示す．RRS-15%よりもRRS-25%の方が，noGridよりもwithGridの方が，Gainが高い事がわかる．最もGainの高い条件ほど早期遷移する傾向は実験と数値計算で一致している．

以上の事から，主流乱れがせん断層内のRMSや巻きあがり渦構造に深く関係していることから，剥離を伴う境界層遷移への影響の程度がわかる．このことを，剥離せん断層中央部における速度変動のFFT(Fast Fourier Transform)解析を用いてさらに調査する．RRS-15%の場合の解析結果を図13に示す．

noGrid場合には，二つの卓越周波数(約200Hz，約390Hz)が確認できた．TS(Tollmien-Schlichting)波の最大成長周波数に関するWalkerの判定基準[9]によれば，200HzはTS波の周波数に対応している．また，Chandrasekhar[10]による判定基準を適用すると，390HzはKH波の周波数であると推定される．スペクトル振幅の流れ方向の成長を見た場合，剥離せん断層での変動成長は剥離泡が最大高さに達した地点(x/C_x =0.78)からであることがわかる．noGridの場合では明確な卓越周波数は確認できないが，400Hz以下のスペクトル振幅の成長が剥離泡の上流側から始まり，比較的緩やかに成長していること確認できる．

図14には，円柱からのwake通過の効果が存在する場合の境界層RMS分布を示す．図9との比較により，主流乱れ及びwake通過により剥離せん断層がより上流から不安定化し，剥離泡の成長が抑制されていることがわかる．

6．結論

6．1　wake通過の効果

動翼単体の定常条件では，負圧面上に巨大な剥離泡再付着点近傍で高いRMS領域が捉えられた．しかし，wake通過によって剥離は

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

時間平均的に抑制され，高RMS領域は明らかにに減少した．その結果，境界層損失が減少し，翼列損失も低減する効果がある事がわかった．この効果はストローハル数によっても負荷条件によっても異なり，特に負荷条件においては超高負荷（RRS25%）よりも高負荷条件(RRS15%)の方がwake通過の効果による損失低減効果が顕著に現れた．

位相平均化されたデータのアニメーションを詳細に観測することにより，wakeのもつ加速によって剥離せん断層が巻き上げられ，下流へ押し流される際に極端に乱れの低い領域：Calm Regionが現れる事がわかった．Calm Regionが存在している時間，剥離は存在せず，乱れも低いために，時間平均的な境界層損失が定常条件よりも低く現れるのである．この結果を基に，wakeの流路中でのDistortionや，乱流遷移過程へ巻きあがり渦が重要な役割を担っている事を明らかにした．

6．2　主流乱れの効果

境界層計測の結果，主流乱れを増加させると，遷移点・再付着点が上流へ移動し，RMSが減少する事で損失が減少する傾向が得られた．遷移点・再付着点が上流へ移動するのは，せん断層内を伝わる不安定性が増幅するのが早く，早期巻きあがりを起こすためであると考えられる．これを確認するためにLESにおいてSNGR法に基づく主流乱れを導入した結果，主流乱れを形成する渦が負圧面前縁部から翼面に非定常干渉する事で，境界層内に縦渦構造が発生する事がわかった．それにより，境界層は早期遷移し，剥離が縮小化する事で損失が抑制されると考えられる．また，LES解析において主流乱れを導入する事は剥離予測精度を格段に上昇させる結果となった．それはLESで計算された渦構造の非線形干渉の結果，乱流遷移を良く再現できたからであり，この事は今後の数値計算において重要な知見である．

6．3　乱流促進Deviceの効果

過去に行った研究[11]並びに現在実施中の研究により，翼面上に単なる２次元的な突起を付けるだけでは効果的な剥離抑制には繋がらず，突起がもたらすじょう乱の非定常的な振る舞いと剥離泡との干渉現象の理解が重要であることが明らかにされつつある．

参考文献

(1) Schulte, V. , Hodson, H. P. , Prediction of the Becalmed Region for LP Turbine Profile Design, Trans. ASME J. Turbomachinery, Vol. 120, pp. 839-846, 1998.
(2) Wissink J. G, Rodi, W., Hodson, H., The Influence of Disturbances Carried by Periodically Incoming Wakes on the Separating Flow around a Turbine Blade, International Journal of Heat and Fluid Flow 27, pp.721-729, 2006.
(3) Funazaki, K., Tanaka, N., Ono, T., Yamada, K., Kikuchi, M. and Taniguchi H., Studies on High-Lift LP turbine Airfoils of Aero Engines (Understanding of Time-Averaged Behavior of Separated Boundary Layer under the Influence of Incoming Wakes), (in Japanese), JSME Transaction, Vol.74, pp.2301-2310, 2008.
(4) Hoheisel, H., Kiock, R., Lichtfuss, H. L. and Fottner, L, Influence of Free-Stream Turbulence and Blade Pressure Gradient on Boundary Layer and Loss Behaviour of Turbine Cascades, ASME J. Turbomachinery, Vol. 109, pp. 210-219, 1987.
(5) Kobayashi, K., Taniguchi, N. and Kobayashi T., Construction of LES Wall Model using Zero Equation RANS Model (Validation in Channel Flow) (in Japanese), Seisan Kenkyu, Vol. 52, pp.19-22, 2000.
(6) Bechara, W., Bailly, C. and Lafon, P., Stochastic Approach to Noise Modeling for Free Turbulent Flows, AIAA J., Vol. 32, pp. 455-463, 1994.
(7) Kamatsuchi, T., Computational Aeroacoustic Analysis around an Airfoil Using Linearized Euler Equations (in Japanese), Nagare, Vol.23, pp. 285-219, 2004.
(8) Chiba, Y., LES-Based Flow Analyses of an LP Turbine Airfoil with Freestream Turbulence and Studies on Implicit LES (in Japanese), Master Thesis, Iwate University, 2007.
(9) Walker, G.J, Transitional Flow on Axial Turbomachine Blading, AIAA Journal, Vol. 27, pp. 595-602, 1989
(10) Chandrasekhar, S., Hydrodynamics and Hydromagnetic Stability, Clarendon, Oxford, 1981.
(11) Okuno, Effects of Surface Roughness upon Aerodynamic Performance of LP Turbine Cascade under Low Reynolds number conditions, Master Thesis, Iwate University, 2006

Table 3　Gain of Kelvin-Helmholtzs instability calculated from LES

	noGrid	withGrid
RRS-15%	40.1	40.9
RRS-25%	42.3	43.2

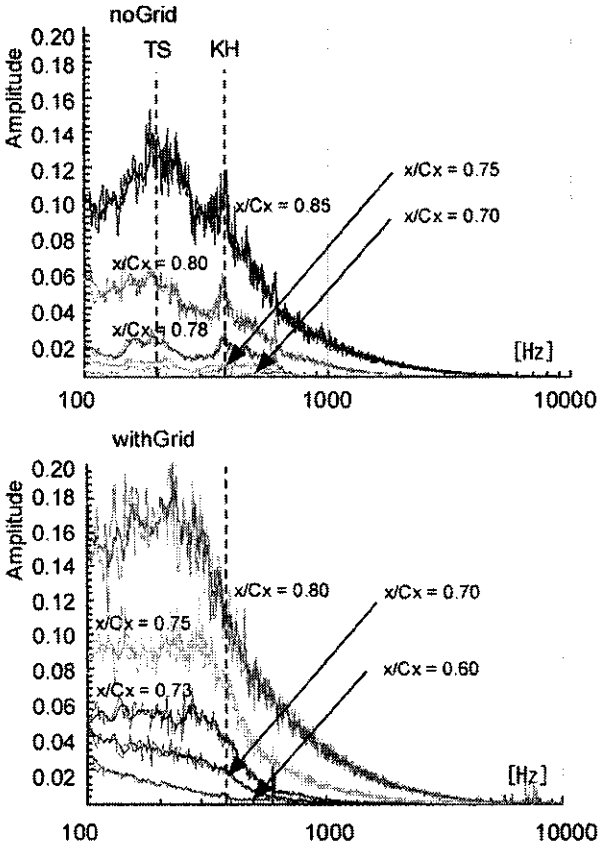


Fig.13　Spectrum of velocity fluctuation measured at the middle of the shear layer
EXP, noGrid (top), withGrid (bottom), RRS-15%

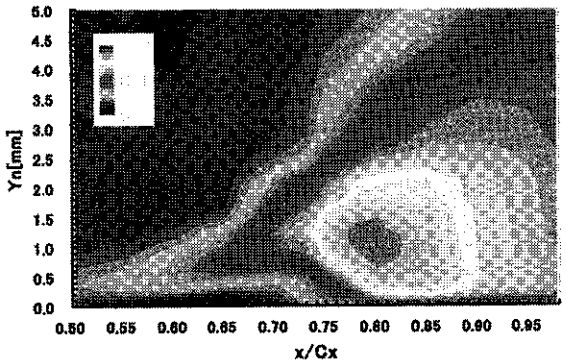


Fig.14 Time-averaged velocity(up) and RMS(under)
EXP, withGrid, RRS-15%,　St=0.4

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

動静翼音響干渉を考慮した３次元非定常揚力面理論によるファン騒音予測

*児玉　秀和（IHI），楠田　真也（IHI），大石　勉（IHI），難波　昌伸

Fan Noise Prediction by Three-Dimensional Lifting Surface Theory for Rotor/Stator Acoustic Interaction

*Hidekazu Kodama(IHI), Sinya Kusuda(IHI), Tutomu Ooishi(IHI) and Masanobu Namba

ABSTRACT

A lifting surface theory has been developed to predict the three-dimensional acoustic fields caused by aerodynamic interactions of two annular cascades. The theory is applied to a hybrid fan tone noise prediction system, in which the unsteady loadings on stator vanes due to interaction with oncoming viscous wakes from the rotor blades are calculated by a time accurate Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) solver. This paper aims at investigating the effects of the acoustic interaction between a fan rotor and a stator, which are regarded as reflections and transmissions through the rotor and the stator, by comparing with the fan noise rig test results.

Key words: Fan, Noise, Unsteady Aerodynamics, Lifting Surface Theory, Acoustic Interaction

１．はじめに

ファン動翼の後流が下流の静翼と干渉して生じる騒音は、高バイパス比ターボファンエンジンの主要なファン騒音源になっている。今後 CO_2 排出削減のため更なる高バイパス比化が求められることから、この動翼後流と静翼の干渉騒音を低減することがますます重要になってくる。このため干渉騒音の発生と伝播のメカニズムを的確に捉えることのできるファン騒音予測法が必要になる。

従来は動翼後流が干渉して生じる静翼翼面上の非定常負荷も線形理論などによる解析的な手法によって求められていた。土屋ら[1]は、動翼後流との干渉による非定常負荷を数値解析手法によって求め、この擾乱によってどの様な音響圧力波がどれ位の強さで静翼から伝播するかを従来からの解析的な手法[2]によって求めるというハイブリッド法を開発した。これによってファン騒音予測の精度は定量的に著しく改善された。しかしながらこの手法では動翼の存在が無視されており、動翼と静翼の音響干渉が考慮されていない。

Topol[3]や Hanson[4]はファン騒音予測の計算において、動翼と静翼を連成して解いて音響干渉を考慮する方法を開発した。しかしながらこれらの解析は翼面上に生じる非定常負荷の３次元性が高いにも関わらず２次元手法によって計算している。

本研究では、難波が開発した２翼列間の３次元非定常干渉予測理論[5]を上記のハイブリッド法に導入し、動翼と静翼の音響干渉がファン騒音予測に与える影響を調べたので報告する。

２．理論

2.1　理論モデル

図１に示すように軸方向に無限に広がり、外側半径が r_T^* で内側半径が hr_T^* の剛壁面を持つ環状ダクト内に、動翼と静翼から構成される一段の翼列を考える。流体は非粘性で熱伝導を伴わない理想気体とする。上流から入ってくる非擾乱流れは、一様軸流速度 Wa^*、一様密度 ρ_0^*、そして一様軸流マッハ数 Ma である。空力および音響干渉によって生じる擾乱は非擾乱成分に比べて十分小さいと仮定する。また各翼列は定常負荷を持たず、また翼厚も持たないものとする。動翼と静翼の翼枚数はそれぞれ N_R と N_S で、また動翼の回転角速度を $\Omega\left(=\Omega^* r_T^* / W_a^*\right)$ とする。 Ca_R と Ca_S はそれぞれ動翼と静翼の軸長で、半径方向に一定と仮定している。また各翼列はリーンやスウィープのような半径方向の形状変化も持たない。

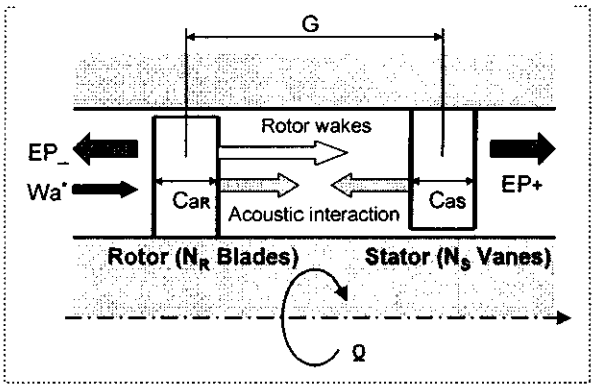


Fig.1 Coupling model for predicting fan noise

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2.2 揚力面理論の公式化

揚力面理論の基本概念は、動翼や静翼などを強さが非定常負荷に等しい圧力双極子面と見做すことである。そして擾乱流れ場は、それらの圧力双極子が誘起する擾乱によって決まる。ここで誘起速度は核関数 K_q を用いた積分形式で表される。核関数の数学的表現は単翼列モデルの揚力面理論[2]と全く同じになる。

動翼後流の渦擾乱は静翼と干渉して非定常負荷を生み圧力擾乱を発生する。その圧力擾乱は動翼に伝わり、動翼にはその圧力擾乱との音響干渉で非定常負荷が生じる。さらにその動翼の非定常負荷による圧力擾乱が静翼と音響干渉を起こして、静翼に付加的な非定常負荷を生じる。現在の問題は、未知であるこれらの非定常負荷を決定する問題であり、これらは動翼と静翼のそれぞれの翼面上で流れの接線条件を満たすように決められる。

2.3 ハイブリッド法の公式化

ハイブリッド法では静翼に生じる非定常負荷 P_S を次の二つの成分に分ける。

$$\mathbf{P}_S = \mathbf{P}_S^{(w)} + \mathbf{P}_S^{(a)} \tag{1}$$

ここで $P_S^{(w)}$ は P_S の主成分であり、動翼後流と静翼が干渉して生じる非定常負荷を表す。 $P_S^{(a)}$ は動翼との音響干渉によって生じる非定常負荷で二次的な成分を表す。これによって定常負荷に関する連立積分方程式を行列形式で表すと、

$$\mathbf{K}_{SS} * \mathbf{P}_S^{(w)} = -\mathbf{W} \tag{2}$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{RR} & \mathbf{K}_{SR} \\ \mathbf{K}_{RS} & \mathbf{K}_{SS} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \mathbf{P}_R \\ \mathbf{P}_S^{(a)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\mathbf{K}_{SR} * \mathbf{P}_S^{(w)} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3}$$

ここで式(2)の右辺の列ベクトル $\mathbf{W}$ は静翼翼面での吹き上げ速度成分を示す。式(3)の中の P_R は二次的成分のみから成る非定常負荷である。さらに K_{RR}, K_{SR}, K_{RS} と K_{SS} は核関数を含む部分行列を示す。

本研究では、式(2)の $P_S^{(w)}$ は土屋ら[1]と同様に動翼/静翼一体モデルによって3次元粘性非定常段解析を行って求め、次にその解を使って式(3)を解き P_R と $P_S^{(a)}$ を求める。

3．騒音試験

3.1 無響室騒音設備

ファン騒音試験は IHI 瑞穂工場の無響室騒音試験場において実施した。入口から流入する乱れによる騒音の発生を抑えるため、供試体ダクト入口に入口整流装置（Inflow Control Device）を装着した。遠距離場騒音は供試体を中心に0°から90°まで5°おきに19本の固定マイクロフォンを設置して計測した。

3.2 モデルファン形態

騒音試験のためのモデルファンは18枚の動翼と45枚の静翼から成る遷音速ファンである。ファンの設計パラメータを Table 1 に示す。高バイパス比ファンの一般的な設計仕様になっている。動翼入口のチップ径に対するハブ径の比が高バイパス比ファンとしては比較的高いが、これは試験装置の構造的な制約から決まったものである。

試験は Fig.2 に示すように、動翼と静翼の軸間距離が異なる二つの形態について行われた。ここで動翼と静翼には両形態共同じ翼形状が使われている。A100 と名付けられた形態は動翼と静翼の軸間距離が動翼の軸コードと同じであり、また A150 の形態は動翼の軸コードの 1.5 倍の軸間距離を持っている。

Table 1 Fan design parameters

Number of rotor blades	18
Number of stator vanes	45
Rotation speed (rpm)	24645
Rotor tip speed (m/sec)	415
Stage pressure ratio	1.6
Hub to tip ratio at rotor inlet	0.43
Hub to tip ratio at stator inlet	0.573

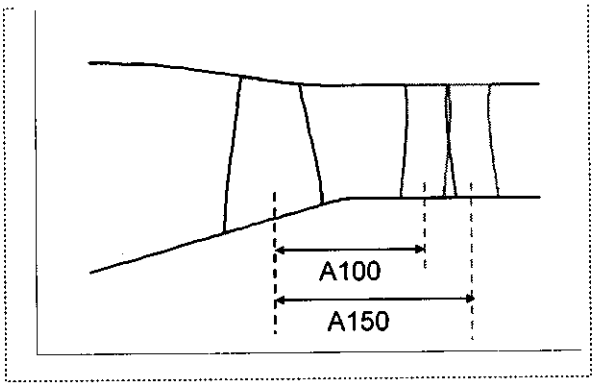


Fig.2 Schematic of the fan rotor and stator

4．数値解析手法

4.1 計算スキーム

数値解析は非定常3次元レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式を支配方程式としている。対流項は Chakravarthy-Osher の TVD スキームによ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

り離散化し、粘性項は二次精度中心差分で離散化した。時間積分には近似因子分解、対角化を用いた陰解法を使用し、Newton 反復法の導入によって解析精度の向上を図っている。

4.2 計算格子

図３に３次元粘性非定常段解析に用いた計算格子を示す。計算領域は各翼間ごとの複数のブロックに分かれており、H 型の構造格子で生成されている。前後の翼列の物理量の受け渡しは各格子点において線形補間で行われ、翼列の接続部で軸方向に格子を１メッシュ重複させることによって補間の精度を向上させている。なお半径方向には接続部で格子点を一致させて、半径方向の補間にかかる計算負荷を省いている。

モデルファンは動翼 18 枚、静翼 45 枚であることから、周方向 1/9 ごとに周期境界条件が使える。このため動翼 2 枚、静翼 5 枚の 1/9 セクターに計算領域を減らした。この領域での格子点数は約 400 万点である。

4.3 境界条件

入口境界条件として、全圧、全温そして流れ角の半径方向分布を上流境界に固定した。出口境界条件としては下流境界に静圧を与えている。この静圧はファンが計算上所定の作動点に達するよう調整を行っている。

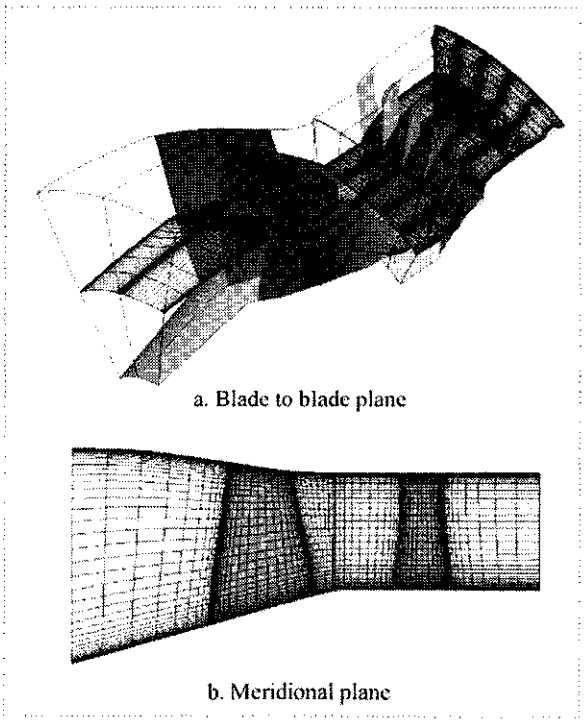


Fig.3 Computational grid for unsteady CFD

5．結果と考察

5.1 ファン作動条件

動翼後流と静翼の干渉によるファン騒音の予測と比較するため、試験は 62%回転で行った。このとき動翼チップにおける相対流れが亜音速であることから、試験で計測されるファン騒音は主に動翼後流と静翼の干渉によるものと考えた。またこの回転数において、現在の動翼/静翼翼枚数比では基本翼通過周波数（BPF）はカットオフになる。

試験では 62%の回転数を保って背圧を上げ、想定されるエンジン作動線までファン圧力比を上げた。音響場の計算におけるマッハ数などの計算条件は、このファン作動点における性能値から導かれている。

5.2 計測前方音圧スペクトル

図４にファン前方で計測された騒音の音圧スペクトルを示す。カットオンである 2BPF と 3BPF のトーン騒音は、軸間距離の長い A150 の形態でレベルが低下しているのが見られる。

動翼と静翼の干渉騒音ではカットオフであるはずのBPFのトーン騒音がスペクトルに現れている。今回の試験では、ファン前方のケーシングやスピンナーからはどんな小さな擾乱も発生させないように局所的な段差等を一切設けず滑らかな壁面にしてある。この BPF トーンは静翼で生じた周方向波数の小さい圧力擾乱と動翼が干渉して生じた騒音と思われる。軸間距離の長い A150 の形態でややレベルが落ちていることからもその可能性が高い。その圧力擾乱の発生原因としては、各静翼の僅かな製作誤差によって流れに周方向不均一性が生じたことなどが考えられる。

5.3 動翼後流と静翼の干渉数値解析結果

A100 形態について、３次元粘性非定常段解析で求めた動翼後流との干渉による静翼上の非定常負荷分布を図５に示す。ここで非定常負荷は翼の正圧側と負圧側の静圧の差で定義し、以下のような無次元化を行っている。

$$C_p = \frac{\Delta P}{\rho_0^* W_a^{*2}} \tag{4}$$

図５中の左側は非定常負荷の絶対値の分布を示し、中央と右側はそれぞれ非定常負荷の実部と虚部の分布を表している。

非定常負荷が強い領域は、前縁近傍だけでなく翼コードの中央あたりにもあって丸まった領域を成している。土屋ら[1]は、これは３次元効果によ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

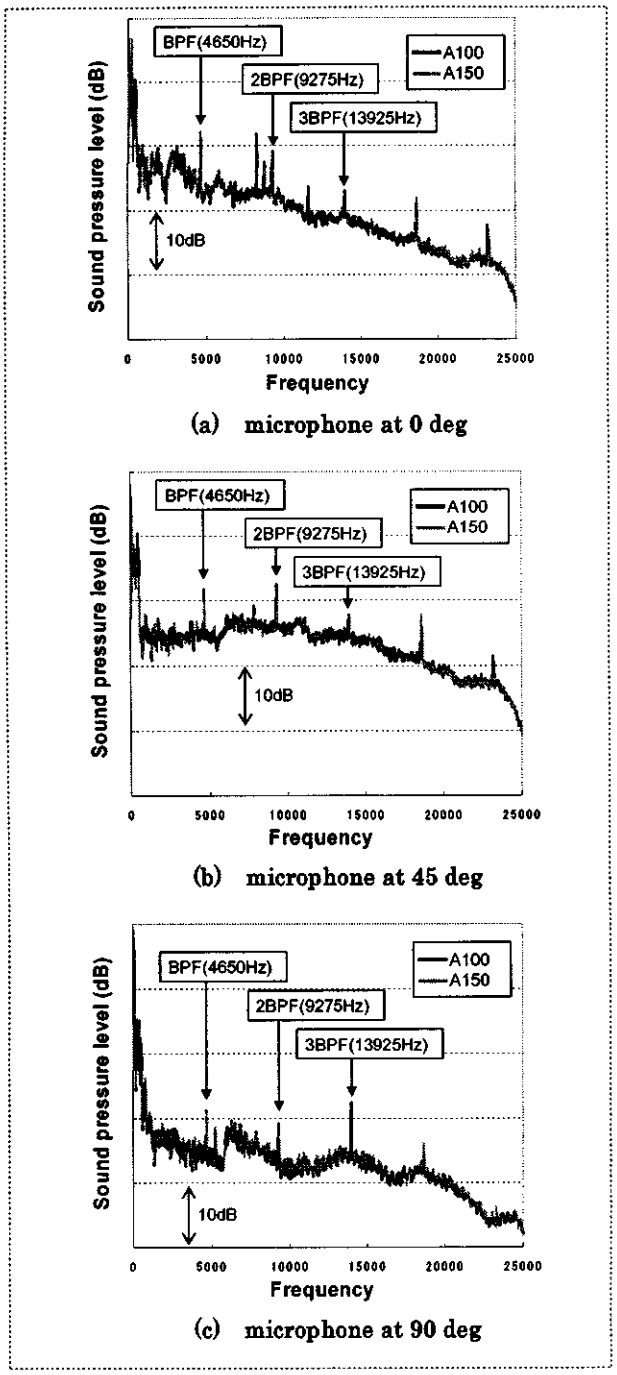


Fig.4 Sound pressure level spectra

るもので２次元的な解析手法では予測できないことを示している。この非定常負荷の３次元的な性質については、やはり土屋ら[6]によって詳細に報告されている。

図６は、静翼上の非定常負荷の局所絶対値を全翼面にわたって面積平均した値を A100 形態の BPF トーンを基準にして比較している。A150 形態では非定常負荷の強さがどの周波数においても A100 形態に比べて半分程度に小さくなっている。また A100 形態も A150 形態も高次の周波数になる程定常負荷の強さが小さくなっていく。

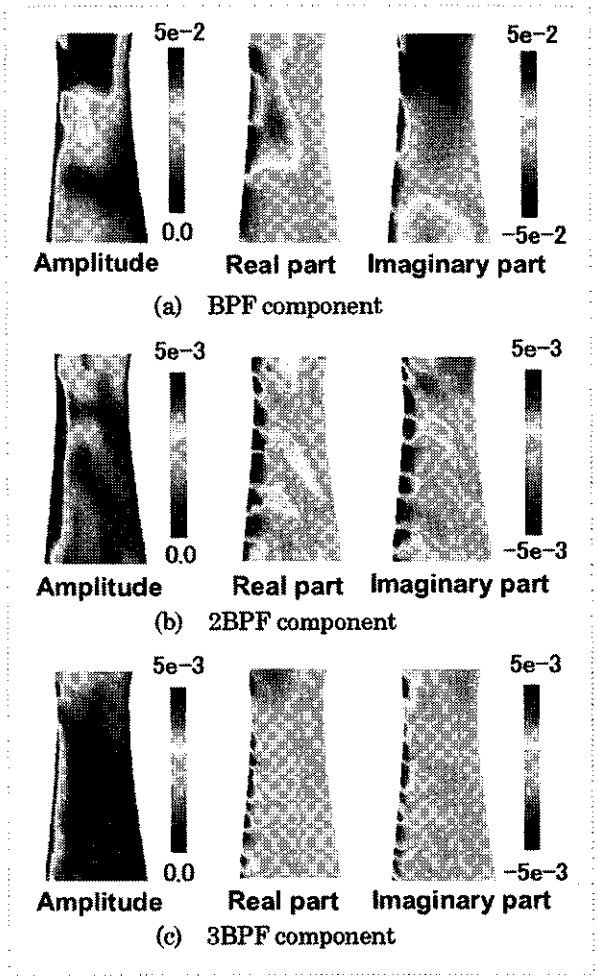


Fig.5 Surface contour of Δp on the stator vane predicted by CFD

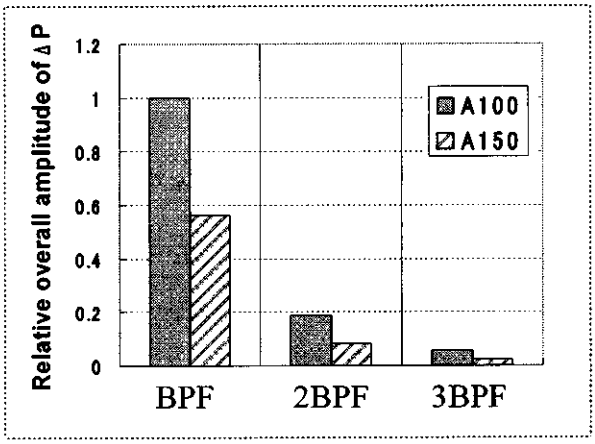


Fig.6 Overall amplitudes of Δp on stator predicted by CFD

5.4 動翼と静翼の音響干渉解析結果

３次元粘性非定常段解析によって式(3)の非定常負荷 $P_S^{(w)}$ が求まると、次に非定常揚力面理論によって式(3)を解き、動翼と静翼の音響干渉によって決まる P_R と $P_S^{(a)}$ を求める。非定常揚力面理論では図(1)のような環状ダクトモデルで簡単化しており

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

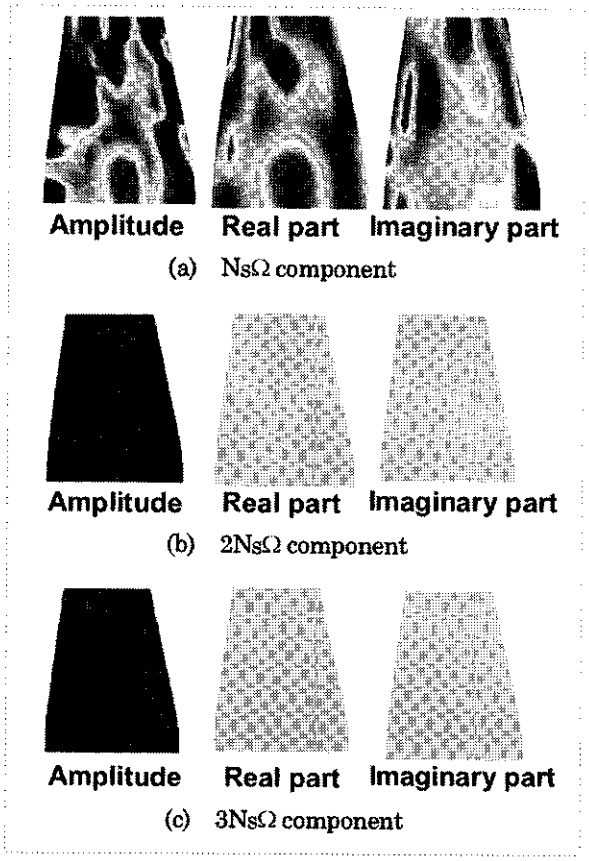


Fig.7 Suface contours of Δp on the rotor blade due to rotor/stator acoustic interaction

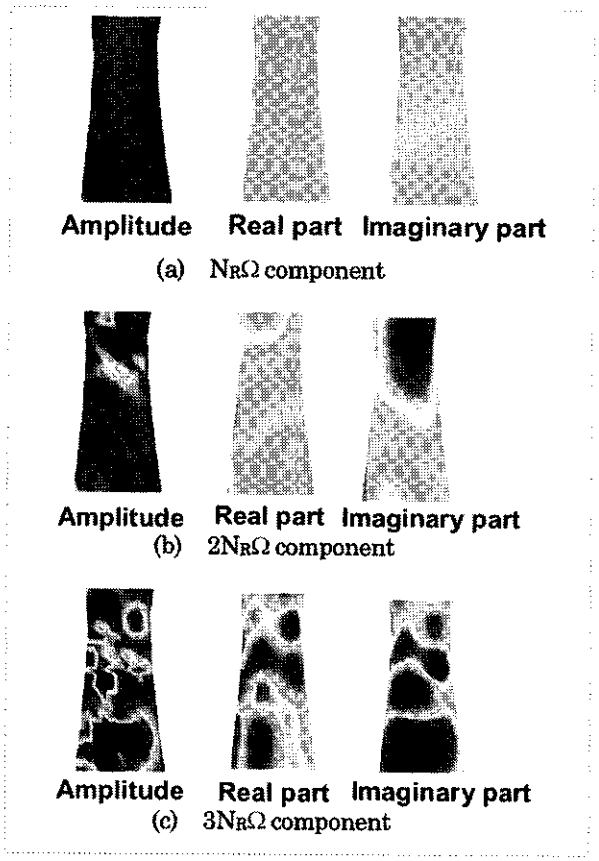


Fig.8 Suface contours of Δp on the stator vane due to rotor/stator acoustic interaction

ここでは静翼入口の外径ならびに内径を用いてモデル化した。

図７は動翼上に生じる非定常負荷 P_R の分布を $N_S\Omega$, $2\times N_S\Omega$ そして $3\times N_S\Omega$ の周波数について示している。また図８は静翼上に生じる非定常負荷 $P_S^{(a)}$ の分布を $N_R\Omega$, $2\times N_R\Omega$ そして $3\times N_R\Omega$ の周波数について示している。これらの分布から、動翼と静翼の音響干渉によって生じる非定常負荷も３次元性が極めて高いことが判る。

これらの図で特徴的なのは、動翼の $2\times N_S\Omega$ と $3\times N_S\Omega$ の周波数と静翼の $N_R\Omega$ の周波数の非定常負荷の強さが極めて小さいことである。絶対系においては、音響モードの周方向波数 n は $n=\nu N_R+\mu N_S$ ($\mu,\nu=\pm1,\pm2,\cdots$) と表せる。動翼の相対流れが全亜音速という現在の作動条件において、カットオンモードの周方向波数は n=-9,+9 のみであって、(μ,ν)の組み合わせは(1,-3)、(1,-2)、(-1,2)と(-1,3)となる。ここで $\mu=\pm2,\pm3$ および $\nu=\pm1$ は含まれておらず、動翼上の $2\times N_S\Omega$ と $3\times N_S\Omega$ の周波数と静翼上の $N_R\Omega$ の周波数の音波は絶対系におけるカットオンモードとは関係ないことを示している。それらの周波数の非定常負荷が極めて小さいのはこのためである。

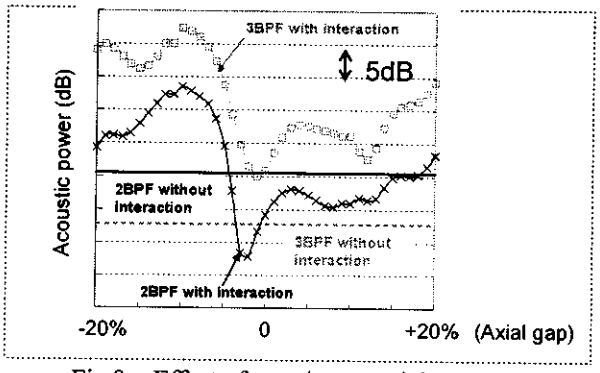


Fig.9 Effect of rotor/stator axial gap on acoustic power level for A100 configuration

5.5 動翼/静翼軸間距離の影響

動翼と静翼の軸間距離の影響を調べるため、３次元粘性非定常段解析で求めた非定常負荷 $P_S^{(w)}$ を変えないで、非定常揚力面理論による計算の中で図１の G を 80% G から 120% G まで変えて、前方に伝播する音波の音響パワーレベルを比較した。図９はA100 形態についての比較を示す。僅かな軸間距離の違いで音響パワーレベルが大きく違っている。図中音響干渉の無い予測も比較されているが、これよりも音響パワーレベルが低くなっている場合、動翼による反射が大きいと解釈できる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

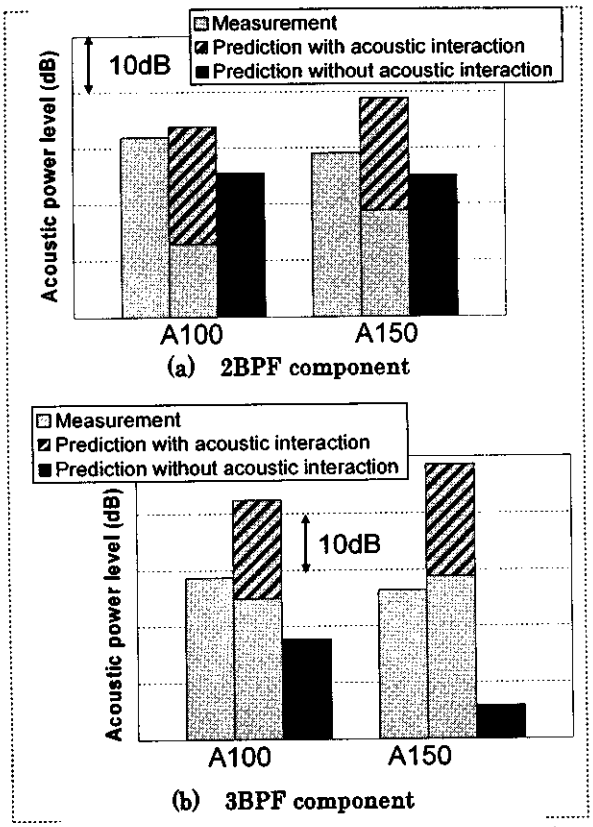


Fig.10 Comparison of acoustic power level between prediction and measurement

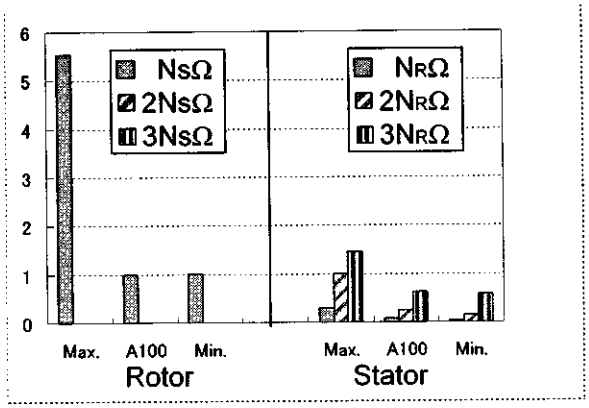


Fig.11 Overall amplitude of Δp due to rotor/stator acoustic interaction for A100 configuration

5.6 予測と計測結果の比較

前方に伝播する音波の音響パワーレベルについて、予測と試験結果の比較を図１０に示す。図10(a)が2BPF、図10(b)が3BPFについての比較で、図中動翼と静翼の干渉が無い場合の予測も比較している。なお干渉がある場合の予測では、軸間距離が±5% G の範囲で予測された最小と最大の音響パワーレベルの幅を持って表されている。図中ハッチングの部分が最小から最大の幅になっている。なお予測には入口ダクト端の反射の影響は考慮されていない。

動翼と静翼の干渉が無い場合の予測では計測結果に比べて低い見積もりになっているが、干渉を考慮することによって改善されており、その効果は 3BPF において特に著しい。音響干渉では周波数間の散乱が生じ、非定常負荷の大きい低次の周波数が高次の周波数に散乱する。予測の改善はこの現象が考慮されているためと考えられる。

図１０の A100 形態で最小と最大の音響パワーレベルを予測したケースについて、音響干渉による非定常負荷の強さを比較したものを図１１に示す。軸間距離による予測の幅が大きいのは、動翼上の非定常負荷の変動が大きいことが主な要因になっていると思われる。

6．おわりに

動翼と静翼の音響干渉の影響は大きく、この影響を考慮することによってファン騒音の予測が改善されることが判った。またこの音響干渉は動翼と静翼の軸間距離に大きく依存しており、ファン騒音低減設計において考慮が必要と考えられる。

参 考 文 献

1) Tsuchiya, N., Nakamura, Y., Yamagata, A., Kodama, H., Nozaki, O., Nishizawa, T. and Yamamoto, K., "Fan Noise Prediction Using Unsteady CFD Analysis," *AIAA Paper*, AIAA-2002-2491, 2002.
2) Namba, M., "Three-Dimensional Analysis of Blade Force and Sound Generation for an Annular Cascade in Distorted Flows," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 50, No. 4, pp. 479-508, 1977.
3) Topol, D.A., "Development and Evaluation of a Coupled Fan Noise Design Systems," *AIAA Paper*, AIAA-1997-1611, 1997.
4) Hanson, D.B., "Acoustic Reflection and Transmission of Rotors and Stators Including Mode and Frequency Scattering," *AIAA Paper*, AIAA-1997-1610-CP, pp. 199-210, 1997.
5) Namba, M. and Nishino, R., "Unsteady Aerodynamic Response of Oscillating Contra-Rotating Annular Cascades, Part 1: Description of Model and Mathematical Formulations," *Transaction of Japan Society for Aeronautical and Space Sciences of Sound and Vibration*, Vol. 49, No. 165, pp. 181-186, 2006.
6) Tsuchiya, N., Nakamura, Y., Yamagata, A., Kodama, H., Nozaki, O., Nishizawa, T. and Yamamoto, K., "Investigation of Acoustic Modes Generated by Rotor-Stator Interaction," *AIAA Paper*, AIAA-2003-3136, 2003.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ファン動翼における着氷現象の数値シミュレーション

川上敬（東理大院），鈴木正也，*山本誠（東理大）
大塚浩史，室岡武，水田郁久（IHI）

Numerical Simulation of Icing Phenomena on Fan Rotor Blade

Kei KAWAKAMI(Graduate School, TUS), Masaya SUZUKI, *Makoto YAMAMOTO(TUS),
Hiroshi OTSUKA, Takeshi MUROOKA and Ikuhisa MIZUTA(IHI)

ABSTRACT

Ice accretion is a phenomenon where super-cooled water droplets impinge and accrete on a body. It is a complex phenomenon composed of fluid dynamics and heat transfer problems. Ice accretion on the leading edge of airfoils, the intake of engines and so on causes performance degradation. On a jet engine fan, ice accretion disturbs the inlet flow, and engines cannot work normally, and separated ice pieces may cause serious damage to the fan. Experimental investigations are very difficult, because it is not easy to set the accretion conditions repeatedly in a wind tunnel. Therefore, it is expected that CFD will be a useful way to predict the ice accretion phenomenon. In the present study, we simulated the ice accretion process for a three-dimensional fan rotor to clarify how the engine operation conditions (cruising and climb-up conditions) affect the ice accretion of the fan. Following insights were obtained through the present study. Thick ice forms on the hub side, the thickness gets thinner with increasing the radial location. The amount of ice is larger on the cruising condition, but the maximum thickness is larger on the climb-up condition.

Key words: Icing Phenomena, Numerical Simulation, Computational Fluid Dynamics, Fan Rotor Blade

1. 緒 言

着氷は，それが自然界に生じるとき，蔵王の樹氷や雲仙の霧氷に代表されるように，人々に大いなる感動を与える現象である．しかし，飛行中の航空機に着氷が発生するときには，しばしは悲惨な大事故につながってしまう．例えば，1994 年 10 月 31 日，シカゴにおいてアメリカン・イーグル航空 4184 便（ATR-72）が墜落し，68 名の尊い命が失われている．

物理的に見ると，着氷は，大気中の過冷却水滴が壁面に衝突し，壁面上に氷層を形成する現象であると捉えることができる．ジェットエンジンにおける着氷の発生は，空力性能の低下やインレット・ディストーションを引き起こすほか，はく離した氷片によるエンジン内部の機械的損傷等，きわめて深刻な影響をもたらす[1-2]．また，ジェットエンジンの設計・開発において，着氷に起因した不具合が発生した場合，対応が非常に困難であり，開発の後戻りが大きい．それゆえ，設計の初期段階で着氷を正確に予測することができれば，トータルの設計時間や開発コストの削減につなげることが可能である．しかし，着氷は流体力学，熱力学，壁面（氷層）形状変化が相互に干渉するマルチフィジックス現象であり，実験によって着氷現象を繰り返し再現することは容易ではない．また，地上での模擬実験や実機を用いた飛行実験では，多額な費用を要したり危険を伴うことになる．このため，様々な気象条件における着氷現象を正確に再現できる着氷シミュレーション手法の構築が求められ，世界中で精力的に研究開発が進められている．

著者らは，昨年の定期講演会において，ジェットエンジンのFEGVを対象として3次元着氷シミュレーションを行い，エンジン運転状況の変化による着氷の変化と，FEGV の空力性能への影響を明らかにした[3]．本研究は，昨年度開発した着氷予測コードを相対（回転）座標系に拡張し，巡航および離陸上昇時の運転状態にある 3 次元ファン動翼に適用することによって，ファン動翼における着氷プロセスを再現することを目的として行われたものである．

2. 数値計算手法

2. 1 計算アルゴリズム

本研究で用いた着氷現象の計算手法は，流れ場に依存した着氷形状の計算と，その着氷形状に対する流れ場計算の反復からなっている．図 1 にフローチャートを示す．まず，着氷していない翼周りの流れ場を RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 計算し，水滴軌道計算によって翼面に対する水滴の衝突特性を得る．次に，熱力学計算を行うことで，翼面上におけ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

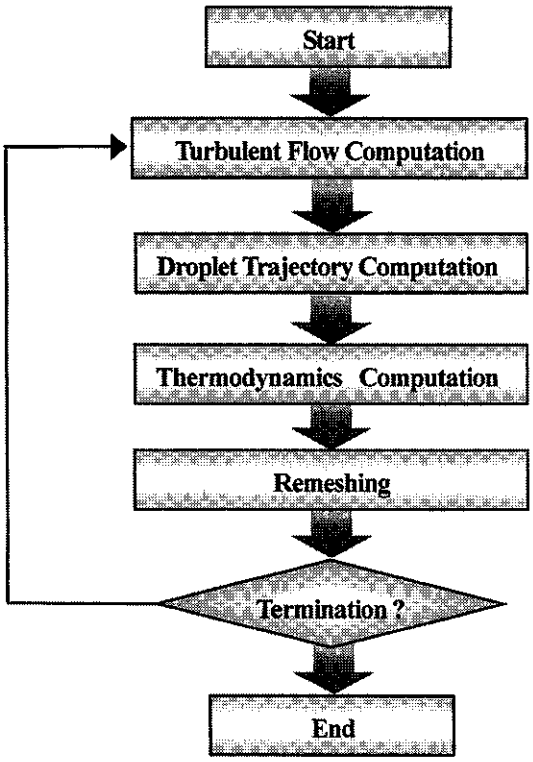


Fig.1 Flow Chart

る氷層の成長率を算出し，着氷形状を決定する．その後，着氷した翼面に沿って計算格子を再構成し，再び流れ場計算を実行する．この一連のプロセスを着氷時間に達するまで反復することで，氷層の時間的・空間的な成長過程と流れ場の変化を再現する．

なお，本計算手法はNASAが開発したLewiceコード[4-7]に基づき，種々の改良を加えたものとなっている．以下，各計算手法の概略を説明する．

2. 2 流れ場計算

流れ場は3次元圧縮性乱流と仮定し，支配方程式としてレイノルズ平均した連続の式，Navier-Stokes方程式，エネルギ式を，乱流モデルとしてKato-Launder修正を施した高レイノルズ数型標準k-εモデルを用いた．座標系には，動翼に固定された相対（回転）座標系を採用した．支配方程式は，非粘性項をYee-Hartenの提案した2次精度風上型TVDスキーム[8]，粘性項を2次精度中心差分でそれぞれ離散化し，時間進行には4段階ルンゲ・クッタ法を用いた．

境界条件は以下の通りである．流入境界では，全温，速度，乱流量を固定し，密度を外挿した．流出境界では，静圧を固定し，その他の変数を外挿した．側面境界には周期境界条件を課した．壁面および氷表面ではすべりなし断熱条件を課し，乱流量には氷による表面の粗さ効果を考慮した壁関数を使用した[3]．

2. 3 水滴軌道計算

水滴軌道計算にはラグランジュ法を用い，相対座標系において，以下の仮定に基づいて計算を行った．

- 水滴は完全な球形で変形しない（微小液滴）
- 水滴に働く力は抗力，遠心力，コリオリ力のみ
- 水滴同士の衝突は起きない
- 水滴は気流に影響を及ぼさない（1-Way法）
- 流入部における水滴の速度は主流速度に等しい

これらの仮定により，水滴の運動方程式は次式のように表すことができる．

$$\frac{d\vec{U}_p}{dt}=\frac{3}{4}C_D\frac{\rho_f}{\rho_p}\frac{1}{d_p}\vec{U}_r\left|\vec{U}_r\right|-\left\{2\vec{\Omega}\times\vec{U}_p-\vec{\Omega}\times\left(\vec{\Omega}\times\vec{r}_p\right)\right\} \quad \cdots\cdots\cdots (1)$$

ここで，U_pは水滴の速度，U_rは水滴の相対速度，d_pは水滴直径であり，ρ_p，ρ_pはそれぞれ周囲流体，水滴を表している．また抗力係数C_dにはShiller-Naumann係数[9]を採用した．この運動方程式を時間積分することにより，水滴の位置を時々刻々計算することができる．また，本研究では，水滴の直径は均一ではなく，NASAで行われた実験[10]により得られた水滴径分布を導入し，より実条件に近い環境を再現することとした．

2. 4 熱力学・氷堆積計算

本計算では，Lewice Code[10]に準拠し，格子1セルを検査体積として，質量およびエネルギバランスを計算することにより，検査体積内に堆積する氷の質量を決定する．エネルギバランスは次式のように表される．

$$E_{im}+E_{in}+E_{ac}+q_f=E_{va}+E_{ou}+q_c \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

ここで，E_{im}は翼面上に衝突する水滴によるエネルギ，E_{in}は周囲のセルから検査体積へ流入するエネルギ（Runback In），E_{ac}は検査体積内に堆積する氷の潜熱によるエネルギ，E_{va}は蒸発・昇華によるエネルギ，E_{ou}

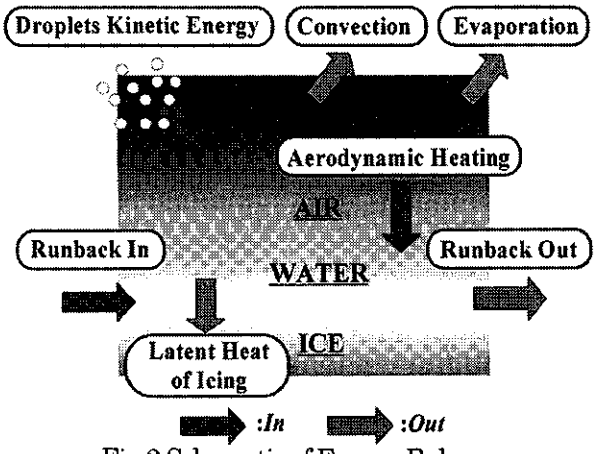


Fig.2 Schematic of Energy Balance

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

は検査体積から流出するエネルギ（Runback Out），q_f は摩擦によって空気から検査体積に与えられる熱エネルギ，そして q_c は空気の対流による熱損失である（図2参照）．質量バランスについても同様である．

また，本コードでは,氷表面の粗さの効果を考慮しており，粗さの高さは温度の関数として Fortin ら[12] の経験式を用いて評価した．

2. 5 コードの検証

作成したコードの検証は，着氷プロセス全体に対して検証に使える実験データ（例えば，速度や温度の分布と氷形状の時間変化等）が存在しないため，流れ場の再現性と氷形状の再現性に分けて実施した．流れ場については着氷していない NACA0012 翼の迎え角／揚力係数変化に対して，氷形状については NACA0012 への着氷に関する NASA の実験（−7〜−27℃の4条件）に対して検証計算を実施し，ともに妥当な結果が得られることを確認した．検証計算の詳細は参考文献（13−14）を参照していただきたい．

3. 計算条件

3. 1 計算対象および計算格子

本研究では，図3に示すファン動翼を対象とし，図3に示す計算格子を用いて1流路のみに対して3次元数値計算を行う．計算に用いた格子は Overset Grid となっており，図 4 に示したように，主流計算用の Main-Grid（H 型）201×41×101 と，翼面境界層計算用の翼形状に適合した Sub-Grid（O 型）201×26×101 である．

3. 2 計算条件

本研究で用いた計算条件を表1に示す．表中の全圧，全温，マッハ数は流入条件である．表1に示したように，本研究では，巡航と離陸上昇時の2つの運転条件に対して計算を実施した．なお，いずれのケースにおいても，典型的な着氷条件として，水分含有率 *LWC* を 1g/m^3，平均水滴直径 *MVD* を 20 μm で固定した[14]．また，着氷時間は5秒とした．

4. 計算結果および考察

4. 1 流れ場

動翼まわりの着氷前の流れ場として，図5に相対マッハ数を，図6に正圧面，負圧面から見た平均流線の様子を示す．運転状態は巡航時のものである．図5から，この動翼の相対マッハ数は，ハブ側で約 0.6，チップ側で約 1.2 となっており，スパン方向にかなり強い分布を持っていることが分かる．また，チップ付近では局所的に衝撃波が形成されていることが確認され

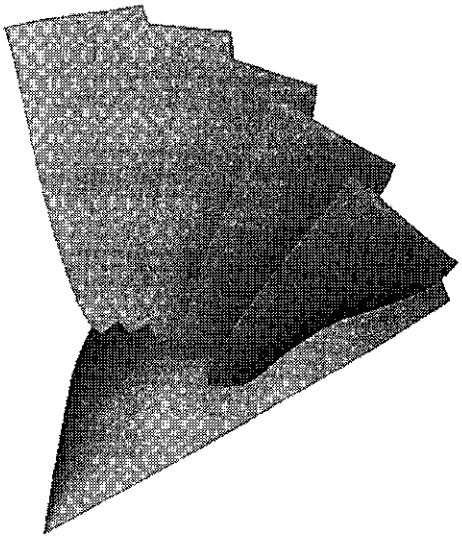


Fig.3 Schematic of Fan Rotor

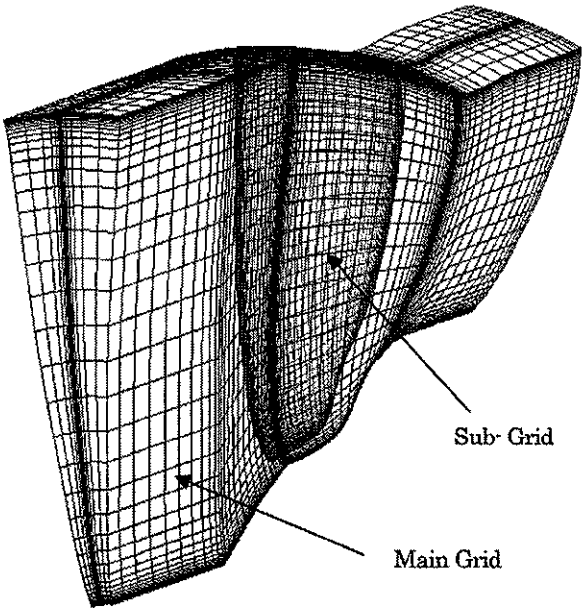


Fig.4 Computational Grid

Table1 Computational Conditions

	Cruising	Climb-up
Total pressure [kPa]	101.32	
Total temperature [K]	253.15	
Mach number	0.40	0.48
Rotating speed [rpm]	4291	4880
LWC [g/m^3]	1.0	
MVD [μm]	20	
Icing time [s]	5	

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

た．しかし，図6から，ハブ面の急勾配な形状，スパン方向の強いマッハ数勾配にもかかわらず，流線は翼面に沿ってコード方向に向いており，ほぼ2次元的な流れとなっていることが分かる．

4. 2 着氷の状況

図7は，巡航時と離陸上昇時の水滴の捕集効率を比較したものである．捕集効率は単位面積あたりの水滴の衝突頻度に相当する．また，これらの図は前縁を中心として負圧面，正圧面を左右に展開したものとなっている．両図の比較により，離陸上昇時の方が巡航時よりも捕集効率の高いことが分かる．すなわち，多くの水滴が翼面に衝突している．これは，離陸上昇時の方が回転数が大きいことによっているものと考えられる．また，いずれの条件においても水滴の衝突は翼前縁およびハブ側に集中していることが見て取れる．なお，正圧面には前縁ほどではないが水滴の衝突が確認できたが，負圧面には水滴はまったく衝突していなかった．さらに，チップ側ほどキャンバーが小さくなっているため，正圧面への水滴の衝突はチップ側ほど少なくなっていた．

図8は，局所的な氷層厚さを図7と同様に比較したものである．水滴の捕集効率の分布に対応して，翼前縁のハブ側に比較的厚い氷が形成されていることが明らかである．予測された最大氷層厚さは，巡航時が0.93mm，離陸上昇時が1.60mmであった．また，氷層厚さは半径方向に減少し，巡航時で約80%スパンまで，離陸上昇時で約50%スパンまで着氷していることが分かる．すなわち，水滴の衝突が多い離陸上昇時の方が着氷範囲が狭くなっている．この理由を明らかにするため，図8に両ケースの翼面静温分布を比較した．図中の赤色は氷点（273K）以上の温度にある領域を示している．これらの図から明らかなように，翼前縁において静温が氷点以下に保たれているのは，巡航時で約80%スパンまで，離陸上昇時で約50%スパンまでであり，氷層の形成が翼面静温に強く依存していることが分かる．離陸上昇時の方が回転数が高く，したがって，よどみ点付近での静温が高いために，上記の結果となったものと考えられる．

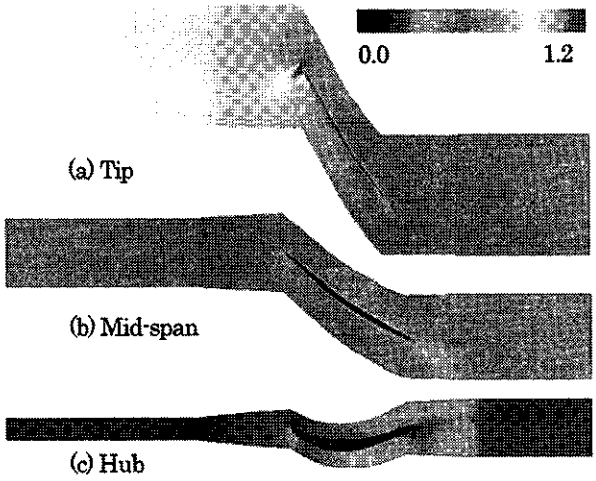


Fig.5 Relative Mach Number Distributions

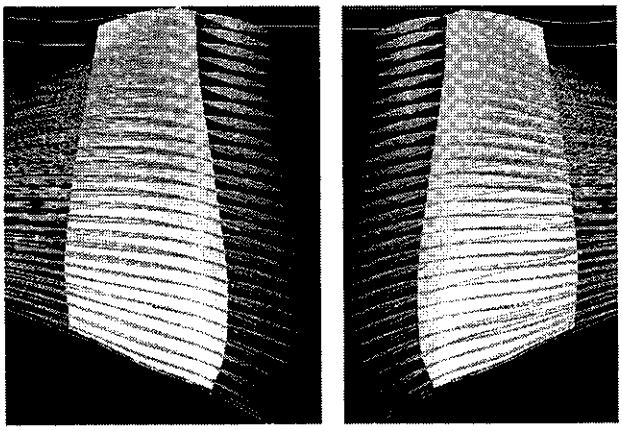

(a) Pressure Side (b) Suction Side

Fig.6 Mean Streamlines

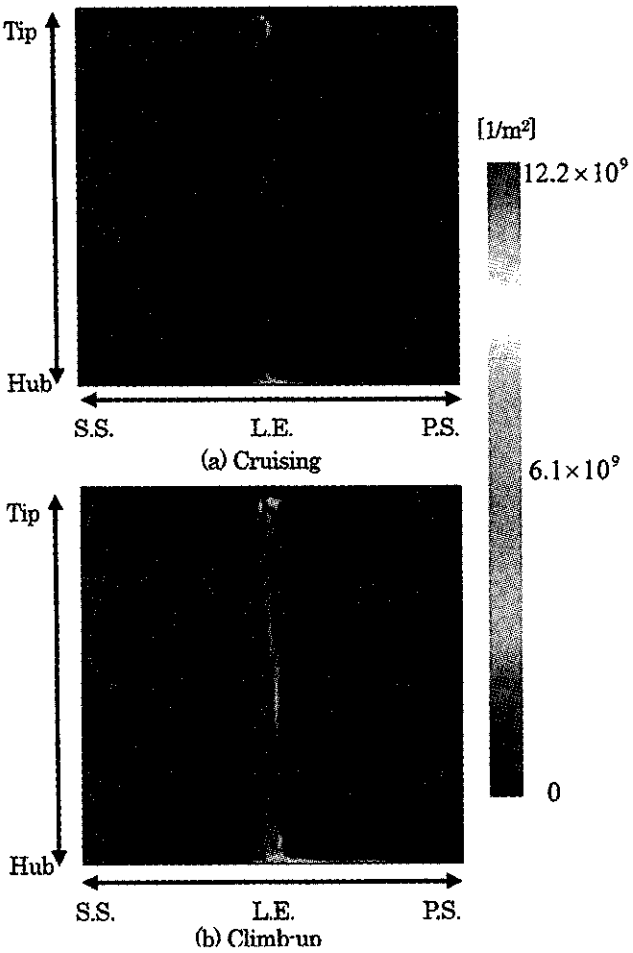


Fig.7 Distributions of Collection Efficiency

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

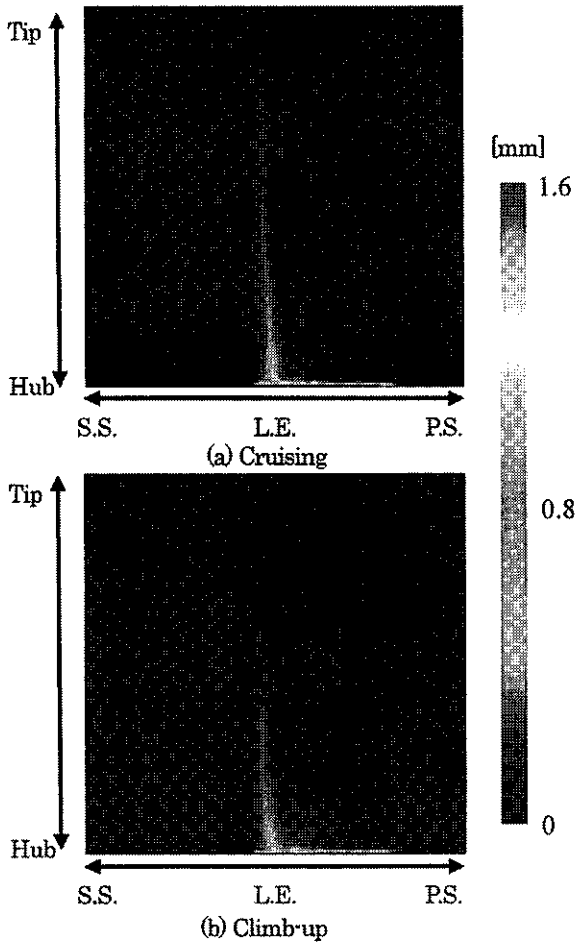


Fig.8 Distributions of Local Ice Thickness

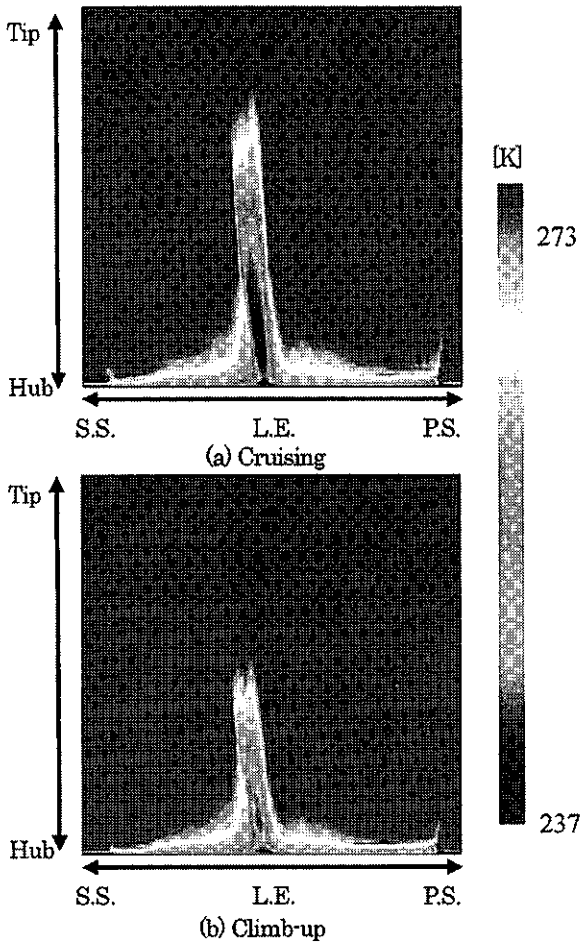


Fig.9 Static Temperature Distributions

4. 3 着氷形状

図 10 から図 12 に，巡航時および離陸上昇時の翼前縁における着氷形状を比較する．前述のように，ハブ側（図 10）ほど厚い氷が形成されていることが明らかである．図 9 はハブ付近の氷形状を示しているが，いずれのケースにおいてもホーン（角状の突起）が形成されており，水滴が衝突地点で直ちに凍るのではなく Runback 後に凍っていることが分かる．すなわち，今回の気象条件では，巡航時，離陸上昇時ともに雨氷が形成されたと言える．図 11 はミッドスパンでの氷形状を示しているが，よどみ点領域に氷が形成されていないことが見て取れる．これは，よどみ点における静温が高いためであると考えられる．同様に，図 12 はチップ付近の氷形状を示している．チップ付近では，さらに静温が高いため，氷層はほとんど確認できない．また，図 11，12 ともによどみ点から離れた領域に氷層が認められることから，これらの領域においても，形成された氷層が Runback による雨氷であることが分かる．

5. 結　言

本研究は，３次元ファン動翼を対象として，巡航時および離陸上昇時の着氷現象を数値シミュレーションしたものである．本研究により得られた知見を以下に列記する．

(1) 本研究で用いたファン動翼では，ハブ側に厚い氷層が形成され，チップ側には氷層が形成されなかった．

(2) 氷層は翼前縁および正圧面側に形成された．

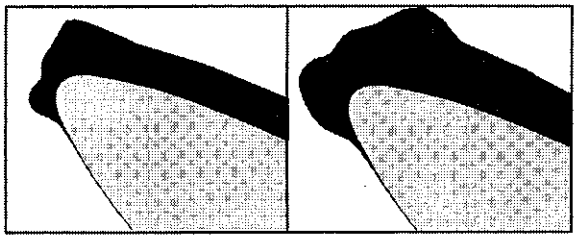
(3) 離陸上昇時の方が最大着氷厚さは大きくなった．これは水滴の衝突頻度が高いためと考えられる．

(4) 巡航時にはハブから約 80%スパンまで，離陸上昇時には約 50%スパンまで着氷が確認された．これは水滴の衝突頻度に対応していない．

(5) (4)の原因は，水滴の衝突頻度よりも翼面上の静温の方が着氷に対する影響が強いためである．

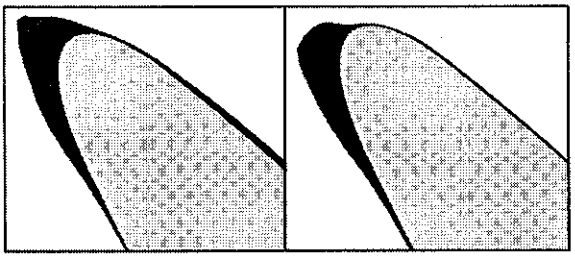
(6) 本研究で用いたファン動翼および気象条件では，巡航，離陸上昇いずれの運転条件においても，雨氷が生成された．

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



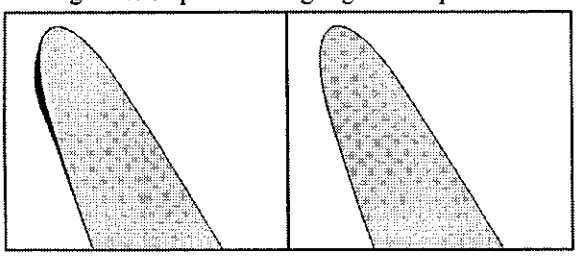
(a) Cruising (b) Climb-up

Fig. 10 Ice Shapes on Leading Edge near Hub



(a) Cruising (b) Climb-up

Fig. 11 Ice Shapes on Leading Edge at Mid-span



(a) Cruising (b) Climb-up

Fig. 12 Ice Shapes on Leading Edge near Tip

今後は，他の運転条件・気象条件を含めて，着氷によるファン動翼の流れ場変化および空力性能への影響を明らかにして行く予定である．

参考文献

1) K.Das et. al., "Ice Shape Prediction for Turbofan Rotating Blades" , AIAA 2006-209, 2006
2) K.Das et. al., "Icing Analysis of Fan Rotor at Part Load Conditions" , FEDSM 2006-98241, 2006
3) 坂井俊彦，山本誠，水田郁久，"FEGV における着氷現象の数値計算—運転条件による影響—"，第36回ガスタービン定期講演会講演論文集, 2008, 115-120
4) A.Garry et al., "Users Manual for the NASA Lewice Ice Accretio Prediction Code (LEWICE)", NASA CR-185129, 1990
5) D.N.Anderson, "Manual of Scaling Methods", NASA CR 2004-212875, 2004
6) D.N.Anderson and J.C.Tsao, "Overview of Icing Physics Relavant to Scaling", NASA CR 2005-213851, 2005
7) W.B.Wright, R.W.Gent and D.Guffond, "DRA/NASA/ONERA Collaboration on Icing Research: Part II-Prediction of Airfoil Ice Accretion", NASA CR-202349, 1997
8) Yee,H.C. and Harten,A., Implicit TVD Scheme for Hyperbolic Conservation Laws in Curvilinear Coordinates, AIAA J., 3, 1987, 266-274
9) H.Schlichting, "Boundary Layer Theory", McGraw, Hill, 1979, 615-623
10) Y.Bourgault et al., "A Finite Element Method Study of Eulerian Droplets Impingement Models", Int. J. for Numerical Methods in Fluids, 29, 1999, 429-449
11) W.B.Wright, "Validation Results for LEWICE3.0" , NASA/CR 2005-213561, 2005
12) G.Fortin et.al., "A New Roughness Comp. Method and Geometric Accretion Model for Airfoil Icing " , J. of Aircraft, Vol.41, 2004
13) M.Yamamoto et al., "Development and Verification of Unified Ice Accretion Model for Multiphysics Icing Simulation", Computational Methods for Coupled Problem in Science and Engineering II, edited by E.Onate, CIMNE, 2007, 524-527
14) 今村祐一郎，"普遍的着氷モデルの構築と検証"，東京理科大学修士論文，2006
15) J.C.Taso and D.N.Anderson, "Additionl Study of Water Droplet Median Volume Diameter(MVD) Effects on Ice Shapes", NASA CR 2005-213853, 2005

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

モード信頼性評価基準を適用した振動評価システムの構築

*鈴木　康司（IHI），吉野　展永（IHI），江畑　維一（IHI）

Development of a Vibration Evaluation System applied MAC (Modal Assurance Criterion)

*Koji SUZUKI (IHI), Nobuhisa YOSHINO (IHI) and Shigekazu EBATA (IHI)

ABSTRACT

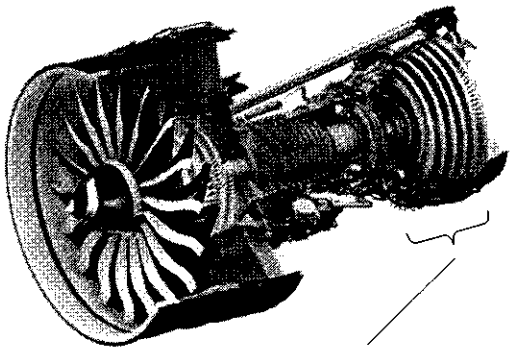
Strain gauges attached blade surface are used to monitor the blade vibration, especially for low pressure turbine blade which has tip shroud. In that case, strain distribution of blade surface on operating condition must be predicted more accurately, and the relationship between critical stress and monitored strain is needed to avoid HCF failure. A vibration evaluation system applied MAC is developed to verify the measured strain distribution and numerically derived one. The MAC is used to compare experimental results with FEM results by using strain vectors as mode vectors, while it is commonly used with displacement vectors. In this paper, this evaluation system is applied to the test piece and also the blade, and effectiveness of the system is discussed.

Key words: Blade vibration, Strain distribution, MAC

1．はじめに

航空機エンジンの運用における翼部品の HCF（High Cycle Fatigue）破壊を避けるため，開発においてはエンジン運転試験で振動モニタリングを行い実測によるキャンベル線図で翼振動評価を実施している。[1] そして振動モニタリングは光学的手法による翼先端の振動変位計測および歪ゲージ法による翼面の振動歪計測によって行われる。[2] 近年では光学的手法に関する開発[3] が多くなされているものの，歪ゲージは精度や計測可能な周波数帯域において優れるだけでなく，Fig.1 の例に示すように低圧タービンのチップシュラウド付き動翼では光学的手法における計測プローブがアクセスできないため歪ゲージでモニターする場合が多い。しかしながらモニターできる点数は主に計測ライン数によって制限されるため，代表点・位置のみで複数の振動モードをモニターしなければならない。したがって運転状態の各振動モードにおける翼面の振動歪分布をより正確に予測しモニター位置・方向の歪と HCF 強度的に最も厳しい位置での応力との関係を把握しておく必要がある。

翼面の振動歪分布を把握する方法としては FEM 解析と機械的リグ試験（固有振動数計測，振動モード計測，歪分布計測など）がある。解析では理想的な計算モデル（拘束条件，FE モデル形状や要素分割など）や運転状態（温度，遠心力，空力荷重など）を仮定したときの数値が得られ，実験では運転状態における拘束条件をできるだけ模擬したときの実測値が得られる。このため多くの場合は解析条件と実験条件を統一して両者を比較し，振動歪分布の妥当性を評価しているが，より正確かつ容易に評価できる技術が望まれる。



低圧タービン
（チップシュラウド付き動翼の例）

Fig.1 GEnx エンジンカットビュー（GE 社提供）

そこで本稿ではモード信頼性評価基準（MAC; Modal Assurance Criterion）を適用した振動評価システムを開発し，タービン動翼の振動歪分布の妥当性を評価することを試みた。MAC は２つのモードベクトル間の相関を定量的に表すパラメータで，実験結果と解析結果を比較するために変位ベクトルで利用する場合が多い。本振動評価システムはこれを歪ベクトルで利用して振動歪分布の評価を行うもので，ここではテストピースおよびタービン動翼の振動歪分布について実験結果と解析結果を比較した結果を示しその有効性について述べる。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2．試験装置と評価手法

2.1.　振動歪分布計測システム

機械的リグ試験で翼部品の振動歪分布を計測するため，歪ゲージ法を用いた自動計測システムを開発した。[4]その計測フローを Fig.2 の左側に示す。この計測システムの主な特徴は，複数の加振レベルに対して共振点探査することで非線形振動に対応できること，一度に 200 点を超える歪ゲージを計測できること，そして単一正弦波相関法によりノイズの影響を受けないため最大歪が数 μp-p 程度の出力でも相対歪分布を正確に計測できることである。

2.2.　MAC を適用した振動評価システム

2 つのモードベクトル間の MAC は次式により与えられる。[5] MAC はその値が 0 であれば両者は完全に異なるモード，1 であれば同一のモードであることを表し，主に実験結果と解析結果の比較に使われている。

$$\mathrm{MAC}\left(\boldsymbol{\Phi}_{a,i},\boldsymbol{\Phi}_{b,j}\right)=\frac{\left|\boldsymbol{\Phi}_{a,i}\cdot\boldsymbol{\Phi}_{b,j}\right|^2}{(\boldsymbol{\Phi}_{a,i}\cdot\boldsymbol{\Phi}_{a,i})(\boldsymbol{\Phi}_{b,j}\cdot\boldsymbol{\Phi}_{b,j})}$$

Φ_a, Φ_b　：モードベクトル
i,j　　：モード次数

本稿で提案する振動評価システムの評価フローを Fig.2 の右側に示す。歪ベクトルをモードベクトルとして MAC を計算することで，一方の歪ベクトルが真である場合に他方の歪ベクトルがどれだけ真に近いか，あるいは 2 つの歪ベクトルの間にどれだけの違いがあるかを客観的にかつ定量的に評価することを意図している。

3．振動評価結果

3.1.　テストピースによる精度検証

2.2.節で述べた一方の歪ベクトルを解析で真とするため，FE モデルで実際の形状を簡単に表現できるテストピースを対象として評価を実施した。Fig.3 の(a)，(b)に製作および FE モデル化したテストピースを示す。素材は SUS403 とし，肉厚の領域から肉薄の領域にかけてフィレットを設けた。FE モデルは十分に要素分割するため X，Y，Z 方向を 5，12，130 分割した。振動歪分布は 2.1.節の振動歪分布計測システムで計測し，計測点は肉薄面上の Z 方向のエッジに沿って貼付した歪ゲージ 45 点とし Z 方向の歪データを取得した。10kHz までの曲げモード（1F～4F）を計測対象とし，支持は肉厚部分を拘束した片持ち条件とした。

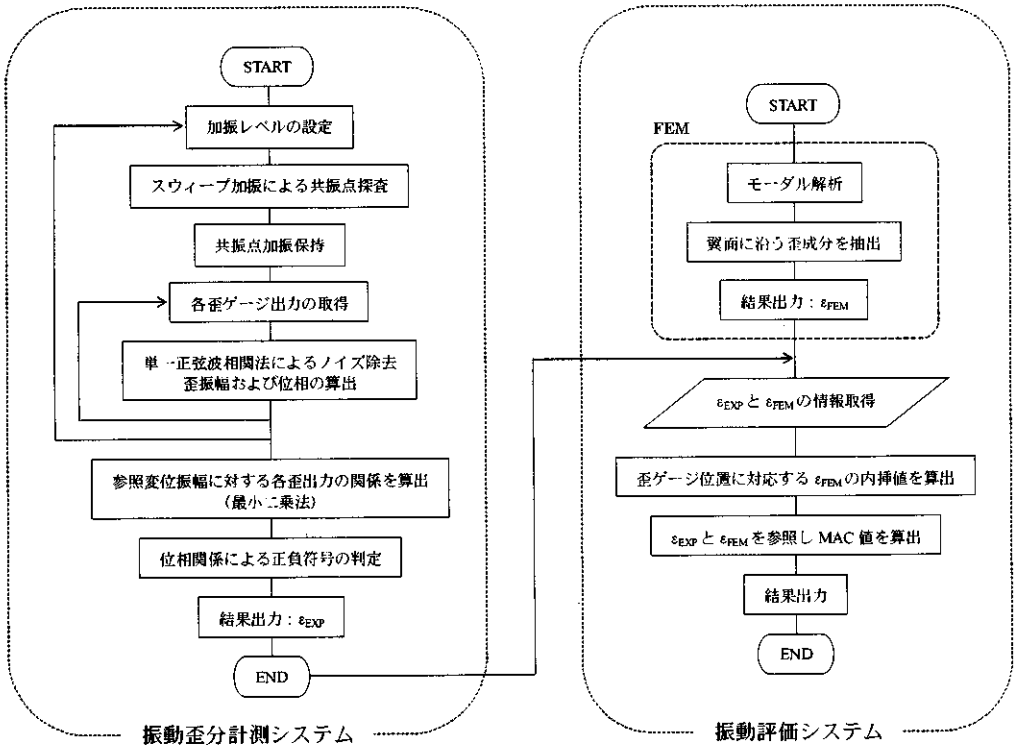
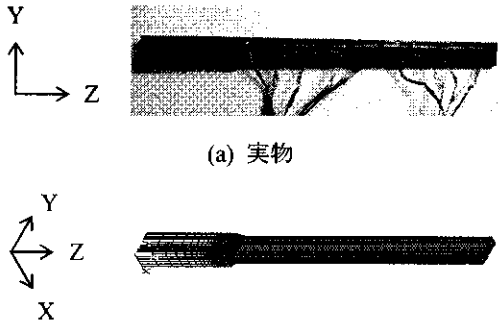


Fig.2 振動歪分布計測と振動評価システムのフロー

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Fig.4 の(a), (b)にテストピースの振動歪分布について実験結果と解析結果を比較した例（4F モード）を，Table 1 の歪の欄に実験と解析の歪ベクトルの相関を示す。Fig.4 では実験と解析で得られた振動歪分布がフィレット部においても良く一致していることが示され，Table 1 は真である解析の歪ベクトルと実験の歪ベクトルの相関が高いことを定量的に示している。この結果から実験で得られた振動歪分布は妥当であると評価することができる。ここで MAC の計算において一般的に利用されている変位ベクトルで評価した結果との比較を示す。変位分布はレーザースキャニング振動計（PSV-400; Polytec）による非接触計測で取得した。計測点は肉薄面上の 200 点程度（Z 方向のエッジ近傍に対し 35 点程度）とし X 方向の変位データを取得した。Fig.5 にテストピースの変位コンターについて実験結果と解析結果を比較した例（4F モード）を，Table 1 の変位の欄に実験と解析の変位ベクトルの相関を示す。振動歪分布と同様に変位分布についても実験で妥当なデータが得られていることが示されていると同時に，Table 1 からは歪ベクトルでの相関が変位ベクトルと同程度の高さで得られていることが分かる。この結果から振動歪分布が変位分布と同程度の精度で計測できていると言える。



(a) 実物

(b) FE モデル

Fig.3 テストピース

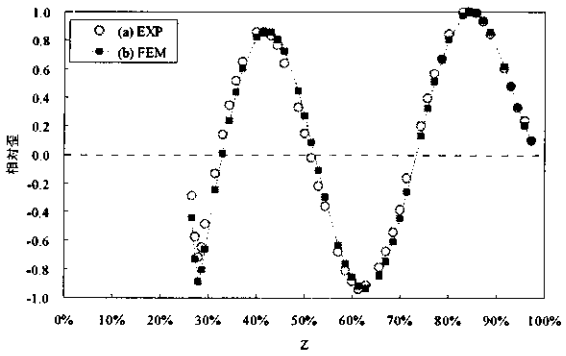
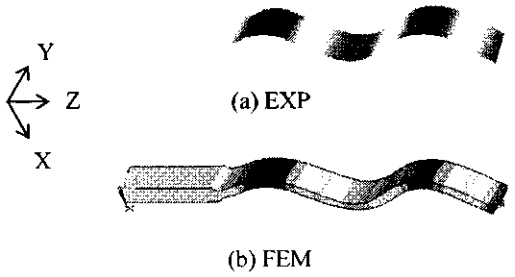


Fig.4 テストピースの振動歪分布比較例



(a) EXP

(b) FEM

Fig.5 テストピースの変位コンター比較例

Table 1 テストピースの振動評価結果

Mode	MAC(EXP, FEM)	
	変位	歪
1F	0.995	0.996
2F	0.995	0.997
3F	0.988	0.991
4F	0.977	0.985

3. 2. タービン動翼への適用

振動歪分布は翼面上に貼付した 229 点の歪ゲージの計測データのうち腹側前縁および腹側後縁に沿って貼付した合計 65 点分の歪ゲージを対象とし，エッジに沿った方向の歪データを評価した。支持はダブテール部およびチップシュラウド部を拘束した両持ち条件とし，本稿では運用においてモニターすべき振動モードの一つであるパネルモードについて評価した例を紹介する。またタービン動翼の FEM 解析については，ベースモデルおよび実体翼の 3 次元形状計測モデルを用いた 2 通りを実施し両者を比較した。

はじめにベースモデルを解析に用いた結果を示す。Fig.6 の(a)と(b)にタービン動翼についての実験と解析の振動歪分布を，Table 2 の MAC(EXP, FEM1)の歪の欄に両者の歪ベクトルの相関を示す。ここで EXP は実験結果，FEM1 はベースモデルによる解析結果を表す。Fig.6 から両者の振動歪分布に定性的な一致が見られるものの Fig.4 で示したテストピースの結果と比べて相関が劣ることが分かる。そして Table 2 に示す歪ベクトルの相関は Table 1 で示したその相関と比較して定量的に低い。しかしながら Fig.7 および Table 2 の MAC(EXP, FEM1)の変位の欄に示す変位ベクトルの評価では，歪ベクトルの評価と比べて実験と解析の相関が高い。なお変位分布は腹側翼面上の 200 点程度について計測し，エンジン周方向（Fig.7 において紙面に垂直な方向）のデータを取得した。

テストピースと比べて相関が低い原因の一つに FE モデル形状の違いが挙げられる。翼部品は複雑

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

な 3 次元形状でありテストピースに比べ基準寸法通りに製造するのに高い技術を必要とする。そして薄板構造では板厚（翼厚）分布でその振動特性が変動するが，翼部品では製造公差/実寸法の割合が翼厚寸法において最も大きく，公差の範囲内でばらつくためである。

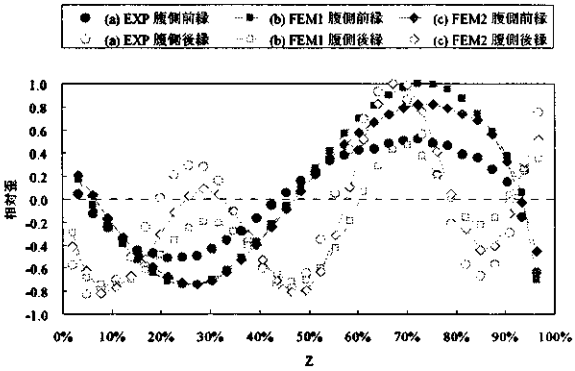


Fig.6 タービン翼の振動歪分布比較

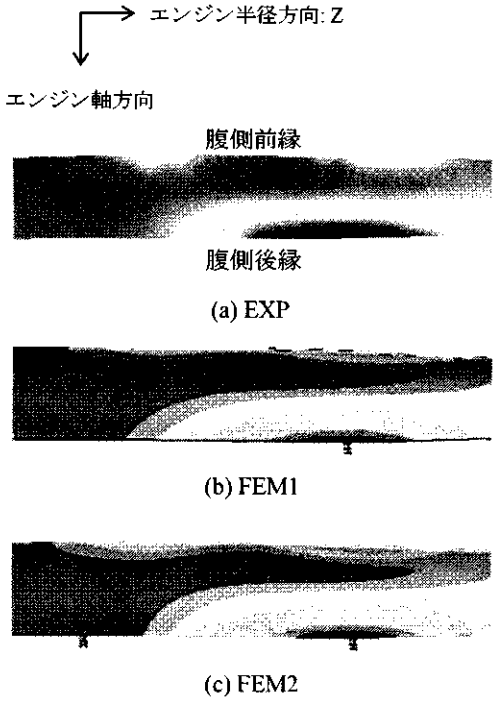


Fig.7 タービン翼の変位コンター比較

Table 2 タービン動翼の振動評価結果

Mode	MAC(EXP, FEM1)		MAC(EXP, FEM2)	
	変位	歪	変位	歪
1-2S	0.882	0.648	0.880	0.859

次に実体翼を 3 次元形状計測した FE モデルで解析した結果を示す。Fig.6 の(c)，Fig.7 の(c)にこの FE モデルによる振動歪分布および変位分布を，Table 2 の MAC(EXP, FEM2)に実験とこの解析の相関を示す。ここで FEM2 は 3 次元形状計測モデルによる解析結果を表す。Fig.6 からは特に後縁部の歪分布において FEM1 と FEM2 に違いが見られる。また Table 2 では歪ベクトルの相関が変位ベクトルのそれと同程度まで上昇（32.6%改善）し 3 次元形状計測モデルによる解析結果がより実験結果に近づいたことを定量的に示せている。一方 Table 2 に示す変位ベクトルの相関には FEM1 と FEM2 に違いが見られないが，これは断面形状の変化すなわち翼厚分布に対する感度が変位よりも歪の方が高いためと考えられる。これらの結果からタービン動翼についても振動歪分布の妥当性を本振動評価システムで評価できると言える。

また 3 次元形状計測モデルを用いてもなお Table 1 に示したテストピースの結果と比較して変位ベクトルおよび歪ベクトルの相関が共に低いのは，ダブテール部とチップシュラウド部を拘束する両持ち条件を解析と実験で完全には統一できていないことが主な原因と考えられ，これをさらに改善することは今後の課題と言える。

4．おわりに

本稿では歪ベクトルの MAC を適用した振動評価システムでタービン動翼の振動歪分布を評価し，FE モデル形状の違いを検出できる例が得られた。

今後の展望としては本振動評価システムを用いて実体翼への FE モデル形状の合わせ込みや要素分割・拘束条件を検証し，エンジン運転状態におけるタービン動翼の応力状態をより正確に予測する技術の確立が挙げられる。

参 考 文 献

1) 青野比良夫, “ガスタービン翼の振動強度設計と評価(3)”, GTSJ 15-17, 1982
2) 仲田靖，皆川伸也, “航空機用ガスタービンにおける計測技術（空力，構造計測）”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29 No.6, 2001, pp.19-24
3) P. Beauseroy, R. Lengellé, “Nonintrusive turbomachine blade vibration measurement system”, Mechanical System and Signal Processing 21, 2007, pp. 1717-1738
4) 江畑維一, “小型ガスタービン翼の振動特性計測”, JMAC 2002 Conference, 2002
5) D.J. Ewins, “Modal Testing: Theory, Practice and Application”, Research Studies Press, 1998

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

流体構造連成解析による翼の共振評価および試験との比較

*仮屋　大祐（川崎重工），山本　敏之（川崎重工），石原　国彦（徳島大）

A BLADE RESONANCE PREDICTION USING FLUID-STRUCTURE INTERACTION CALCULATION AND COMPARISON WITH THE TEST

*Daisuke KARIYA (KHI), Toshiyuki YAMAMOTO (KHI)
and Kunihiko ISHIHARA (Tokushima Univ.)

ABSTRACT

Nozzle-wake resonance of a low-speed axial fan blade is numerically analyzed, and compared with the test. The numerical method is fluid-structure interaction (FSI) calculation, which combines unsteady structural FEM and unsteady CFD. Advantage of this method is that it can include the effects of real geometry, blade/vane arrangement, aerodynamic damping, added mass etc. In this study commercial codes are used for both CFD and FEM. On the other hand, the authors have built a test rig of low-speed two-stage axial fan, specially designed for this study. The 2nd rotor blades are intentionally designed to have a resonance of 1st bending mode near design speed. Vibratory stress, amplitude, and unsteady surface pressure of 2R blades were measured. Comparison of measurement and calculation revealed the potential of FSI method. Though there were some discrepancies between prediction and measurement, the blade response was reasonably explained by lift fluctuation estimated from blade surface pressure.

Key words: Fluid-Structure Interaction, Blade Resonance, Axial Fan, NSMS

1．はじめに

ガスタービンなどターボ機械の設計において、翼の共振を精度よく予測することは、言うまでもなく非常に重要である。しかしながら、解析的・数値的に共振を事前予測する手法が十分に確立したとは言いがたい。多くの場合、各製造者はこれまでの経験・知見、実績データと解析等を組み合わせながら独自の予測手法を開発してきたと思われる。これらの手法は十分実用的な方法ではあるが、実機の翼共振においてはさまざまな因子が相互に関連することを考えると、より近似の少なく精度の高い予測手法が必要と考えられる。

筆者らは本研究において、流体構造連成解析による翼の共振予測を試みた。この手法は、後述のように非定常の流体解析と構造解析を組み合わせて解くもので、計算負荷は高いものの、最も近似の少ない解析手法といえる。

さらに、本手法の検証のために低速のファン試験装置を製作し、翼面の変動圧力や翼振動を計測して本解析手法の妥当性を検討した。本報ではそれらの結果について報告する。

2．解析手法

ここで用いた流体構造連成（FSI：Fluid-Structure Interaction）解析は、非定常の流体解析（CFD）と非定常の構造解析（便宜上 FEM と呼ぶ）を組み合わせたものである。CFD により求められた翼面圧力の瞬時値を FEM の境界条件とし、その結果得られた翼の変形を CFD にフィードバックする。このプロセスを 1 タイムステップごとに繰り返して翼の振動挙動を時刻暦で追跡する。

計算コードには、FEM、CFD それぞれ商用コードの ANSYS、ANSYS-CFX を用いた。

3．試験装置および計測

試験装置は、2 段の低速軸流ファンである。リグの諸元と断面図をそれぞれ Tabel 1、Fig.1 に示す。

このファン試験装置は本研究専用に設計されており、次のような特徴がある。

- 動翼枚数、静翼（IGV 含む）枚数とも全て 24 枚としている。
- 動翼はわざと設計回転数（3500rpm）付近で共振（1 次曲げ）を起こすよう設計している。

動翼の外観を Fig.2 に示す。動翼は楕円状のプラットフォームとネジのついたステムをもち、ディスクにはナットで締め上げることで固定される。

計測項目は、動翼翼面の変動圧力、翼付根の振動応力および翼先端の振動振幅である。これらの計測はすべて 2 段動翼を対象として行った。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

Table 1. Specification of test rig

Flow rate at design point	400m³/min
Head at design point	4000Pa
Rotational speed at design point	3500rpm
Shroud diameter	φ616mm
Hub diameter	φ493mm
Motor power	55kW

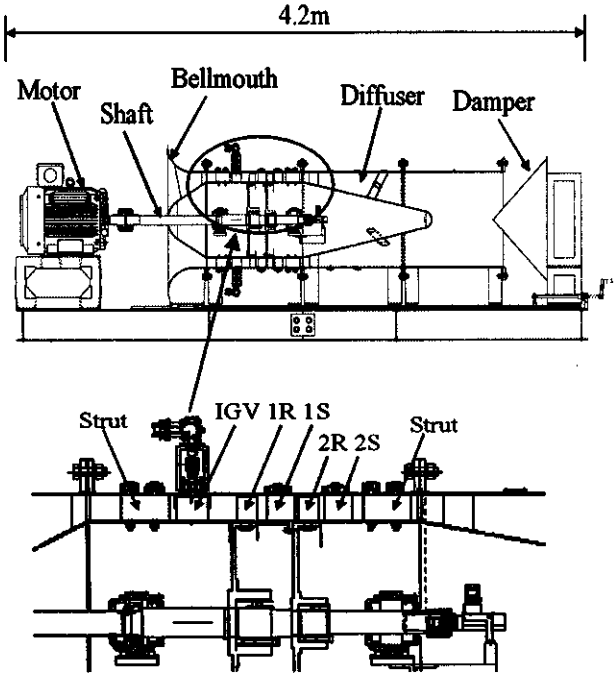


Fig.1. Schematic Drawing of Test Rig

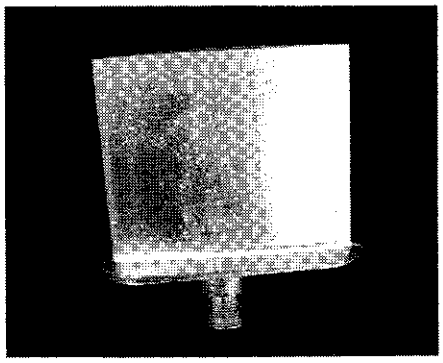


Fig.2. Rotor Blade

振動応力は、3 枚の動翼に対しそれぞれ 1 枚ずつの歪ゲージを翼付根に貼付して計測した。一方、翼先端の振動振幅は、非接触翼振動計測システム（NSMS）を用い、2 段動翼の全てに対して計測している。翼面圧力変動は、小型の半導体センサを 6 個翼面に埋め込むことによって計測した。これらのセンサは翼のミッドスパンに沿って正圧面・負圧面とも 3 個ずつ配置されている (Fig.3)。翼面圧力計測は 3 枚の動翼を対象に準備されたが、信号

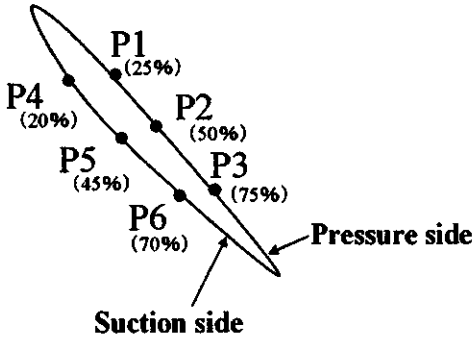


Fig.3. Location of Pressure Transducers

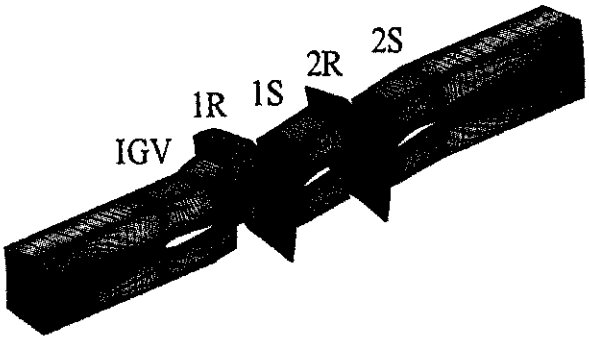


Fig.4. Computational Grids of Fluid Domain

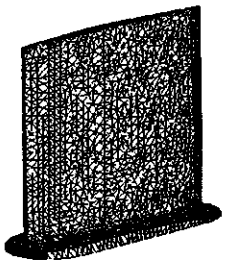


Fig.5. Computational Grids of Solid Domain

を伝達するスリップリングのチャンネル数の制約から、計測は 1 枚だけに対し行っている。試験装置に関するその他の詳細は文献[1]に示されている。

4．試験装置モデルの FSI 解析

解析は IGV から 2S までの 5 翼列を対象に行った。CFD においては、全ての翼枚数が同じなので、各翼列 1 枚ずつをモデル化し、周期境界条件を与えている。計算格子を Fig.4 に示す。総格子数は 180 万点弱である。

一方、FEM では 2 段動翼 1 枚のみを計算対象とし、プラットフォームより上をモデル化した (Fig.5)。プラットフォーム下面を完全拘束し、減衰は材料減衰として 0.001 を与えた。なおこの値はハンマリング試験での実測値に基づいている。

解析に関するその他の詳細も文献[1]に示されて

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

いる。

5．試験結果と解析との比較

動翼は、1 次曲げの固有振動数が約 1400Hz（3500rpm で 24EO と共振）となるよう設計したが、計測を行うと 1300Hz 近辺に共振のピークが観測された。ハンマリング時のデータなどを合わせて検討した結果、これは動翼の固定方法に起因するものと推測された（後述）。

そこで、解析との比較にあたっては Table 2 に示す 2 つの作動点を対象とした。ここで、作動点 A は共振のピークが生じた点、B は最高回転数付近で静定させたときの点である。

まず、作動点 B を対象に翼面圧力を比較した結果を Fig.6、7 に示す。平均圧力、変動圧力とも、解析結果は実測値に概ねよく合っていることがわかる。なお、負圧面側のセンサ P4 は試験中に破損しデータが取れなかった。

次に、作動点 A（共振点）における翼先端振動振幅の計測結果を Fig.8 に示す。ここでは NSMS による全翼の結果のほか、歪ゲージによる翼 3 枚の計測結果（応力値からの換算）も合わせて示す。この結果によれば、振幅は翼によりかなりばらつきが大きいが、平均値では 74μm（片振幅、以下同）となる。

一方、FSI 解析による翼先端変位の時刻暦を Fig.9 に示す。振幅が飽和してきたところでの片振幅値は約 31μm であり、これは先の 74μm に比べてかなり小さい。さらに、実測値は作動点 A での値であり、定格回転数付近で共振が生じたとしたらもっと大きな値になると考えるべきである。

しかしその前に、実測のばらつきについてもう少し考える。動翼は装置に取り付ける前に単体で固有振動数や減衰値を計測（ハンマリング）しており、さらにディスクに取り付けた状態（静止状態）でも測っている。Fig.10 は翼単体、およびディスク取付状態での減衰値であるが、前者が 0.001 でほぼ一定であるのに対し、後者ではかなりのばらつきが見られる。

Table 2. Operating Point

	FSI	Test	
		A	B
Flow rate [m³/min]	400	364	399
Total head [kPa]	4.2	3.4	4.1
Rotating speed [rpm]	3500	3264	3563

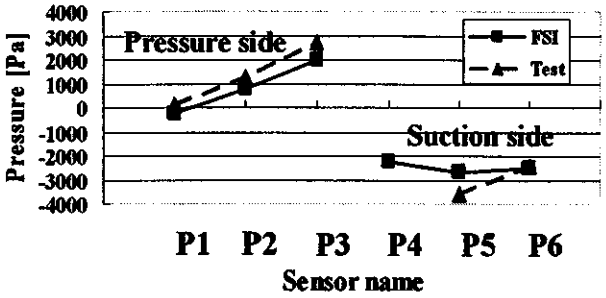


Fig.6. Comparison of Time-Averaged Pressure on Blade Surface

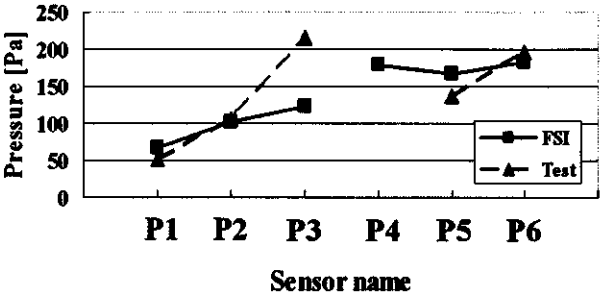


Fig.7. Conparoson of Magnitude of Fluctuating Pressure on Blade Surface (24EO)

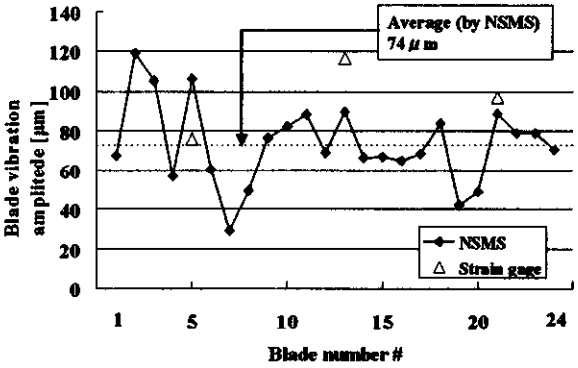


Fig.8.Measured Vibration Magnitude

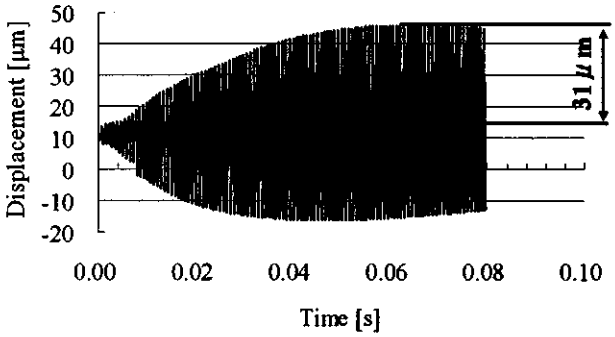


Fig.9. Time History of Blade Tip Displacement (Prediction)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

一方、固有振動数についての計測結果を Fig.11 に示す。単体計測時の平均は 1351Hz、ディスク取付状態では 1337Hz であるが、回転状態では 1306Hz にまで下がっている。単体計測では非常に剛な治具（ブロック）に翼をしっかり締め付けているが、ディスクへの取付ではそこがややルーズになり、さらに運転中は遠心力によってプラットフォーム下面の接触力が低下することで、固有振動数の低下を招いているものと推定される。なお、翼番号 1、9、17 の固有振動数が突出して低いのは、これらが圧力センサを埋め込んだ翼だからであり、これらは平均値の算出からは除外している。

そこで、振幅の比較には、取付状態が比較的よいと思われる翼を選び、その平均値をとることにした。Fig.10 からそのような翼を選ぶと、翼番号 4、6、8、12、15、16、18、22 の 8 枚となった。

これら 8 枚の作動点 A におけるピーク振幅、および固有振動数の平均は 67μm および 1303Hz である。ここで、これが 3500rpm（24EO で 1400Hz）で共振したとし、流体力ひいては振幅が回転数の 2 乗で大きくなるとすれば、この振幅値は 76μm になると推定される。これは FSI 解析から得られた値 31μm より 2.5 倍大きい。

このずれの原因を考察するために、FSI 解析で翼にかかっている変動揚力を求めてみる。変動揚力は一般に式(1)で求められる。

$$\tilde{L}(t) = \oint_S \tilde{p}(t)dS = \int_{Pressure} \tilde{p}(t)dS - \int_{Suction} \tilde{p}(t)dS \quad \ldots (1)$$

ここで、今対象としているのは 1 次曲げであり、近似的に式(2)で考えていいものとする。

$$\tilde{L}(t) = \sum_{i=1}^{3} S_i \tilde{p}_i(t) - \sum_{i=4}^{6} S_i \tilde{p}_i(t) \quad \ldots (2)$$

$\tilde{p}_i(t)$ は i 番目のセンサーにおける圧力瞬時値、

S_i は i 番目のセンサーが代表する領域（それぞれ翼面の 1/3 とする）である。

圧力変動をフーリエ変換し、共振周波数の成分（24EO）のみ考えて、式(2)を式(3)で表せるとすると、各センサ位置における圧力変動の最大値と変動の位相差がわかれば変動揚力が求められる。これらの値を Table.3 にまとめた。解析と試験を比較すると、負圧面側 P5・P6 の位相差（P1 からの）に大きなずれが見られる。

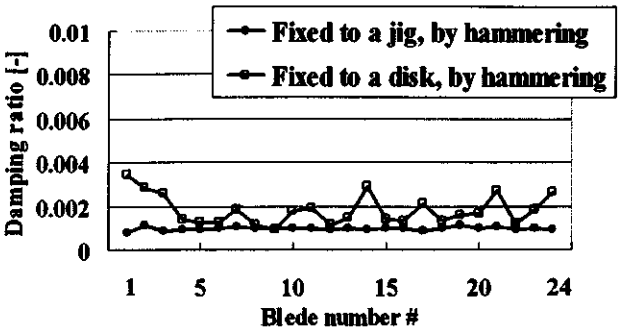


Fig.10. Measured Damping Ratio

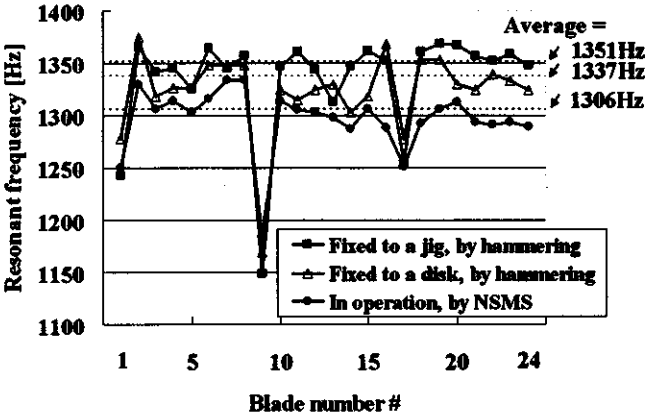


Fig.11. Measured Resonant Frequency

Table 3. Magnitude and Phase of Pressure Fluctuation

	FSI		Test	
Sensor num.	Magnitude [Pa]	Phase (ref. to P1) [deg]	Magnitude [Pa]	Phase (ref. to P1) [deg]
P1	68.3	0	52.7	0
P2	102.7	-75.4	106.6	-63.9
P3	123.4	-97.1	216.1	-93.5
P4	178.5	48.5	N.A.	N.A.
P5	168.0	-113.5	136.9	-217.0
P6	182.5	-159.4	196.9	-222.1

$$\tilde{\mathbf{L}}e^{i\omega t} = \left[\sum_{i=1}^{3} S_i P_i e^{j\phi_{p,i}} - \sum_{i=4}^{6} S_i P_i e^{j\phi_{s,i}} \right] e^{i\omega t} \quad \ldots (3)$$

式(3)により変動揚力を求め、FSI 解析と実測値との比較を行うと、解析：実測＝1：2.8 となった。これは、先の振動振幅比 1：2.5 と非常によく一致している。従って、今回の解析で振幅値を過小に見積もったのは、翼面の圧力変動で位相差まで含めたときの精度が不十分だったためであり、これ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

が改善できれば、FSI 解析による共振予測が定量的にも可能であることが示されたといえる。

6．まとめ

2 段低速軸流ファンの動翼を対象に、流体構造連成（FSI）解析による翼の共振評価を試み、試験装置による実測結果と比較した。今回の解析では振幅値を実際より過小評価しているが、これは翼面変動圧力の予測精度不足に起因しており、これが改善されれば、FSI 解析による定量的な共振評価が可能と考えられる。

参 考 文 献

1) Kariya,D., Yamamoto,T., Ishihara,K.: A Blade Resonance Prediction using Fluid-Structure Interaction Calculation Method and Comparison with the Test, GT2009-59460.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

失速域近傍流れにおける振動翼列非定常特性の数値解析

*鈴木健太郎（東大院），渡辺紀徳（東大），姫野武洋（東大）

Numerical Analysis of Unsteady Aerodynamic Characteristics of Oscillating Cascade in Near-Stall Flow Field

*Kentaro SUZUKI (Univ. of Tokyo), Toshinori WATANABE (Univ. of Tokyo)
Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo)

Abstract

Unsteady aerodynamic characteristics of an oscillating compressor cascade, 5th Standard Configuration, were numerically studied under subsonic and near-stall conditions. The flow separated from the leading edge and reattached at 15 percent chord position. The cascade was oscillated in a pitching mode about mid-chord with fixed inter-blade phase angle of π. Aerodynamic work on the blade was calculated for seven reduced frequencies ranging from 0.04 to 1.28. The computation was conducted with a two-dimensional in-house Navier-Stokes code. It was indicated that aerodynamic work mainly depends on the unsteady pressure phase on the narrow area of surface where the separation bubble was located. A large phase jump was found to exist within the area, which corresponded to the boundary between positive dumping and negative dumping parts. The correlation between flutter stability and microscopic unsteady flow field around the separation bubble was discussed based on the numerical results.

Key Words: Compressor, Unsteady Aerodynamics, Aeroelasticity, Cascade Flutter, Separation Bubble

1　緒言

ガスタービンは高い効率と良好な起動特性からGTCC 発電として世界的に主要な発電手法となっている。またジェットエンジンとして中長距離輸送を担っており、現代の経済活動の根幹を支えている。したがってガスタービンの高効率化は多くの産業にわたって非常に有意義である。

加えて近年では CO_2 排出による地球温暖化、化石燃料資源の枯渇から、高効率化への要求は一層強まっている。

ガスタービンの構成要素である多段軸流圧縮機においては、空力性能を改善し圧縮過程での断熱効率を高めることが設計段階での命題となる。その際強度、振動離調、フラッターマージンも同時に確保する必要があるが、それらの要求は例えば剛性を高めるために翼厚を増すことに代表されるように、ほとんどが空力性能を制限するものである。

安全性の設計要求のひとつに失速フラッターマージンがあるが、失速フラッターとはサージライン近傍（図１のＩやＶの近傍）、の作動領域で起こる翼列の自励振動で、翼の破壊に至る不安定現象である。現状では構造の振動特性に関する FEM 解析を補完的に用いて、経験的基準で失速フラッターマージンを評価することが多く、評価手法自体に近年大きな進歩がない。よって実際は危険領域へのマージンを大きく取り過ぎていて、空力設計の自由度を過度に減らしている場合があると考えられる。

したがって失速フラッターの予測精度が向上すれば、より極限的な設計が可能になり、高効率化につながると考えられる。

失速フラッター評価を経験則に頼っている最大の理由は失速域近傍における非定常空気力の定量的評価の難しさにある。翼面境界層の発達・剥離等の粘性の効果に加え、衝撃波の振動[1]、翼端漏れ渦に代表される三次元要因等、単体でも定量的に捉えることが困難な現象が干渉し合っているからである[2]。

このように複合的現象である失速フラッターにおいて、それぞれの要因の効果を分析的に議論することが、現象全体の理解に役立ち、それが高精度な予測技術、さらには能動制御等[3]の新技術の土台になると考えている。

本研究は失速フラッターのメカニズム解明に資するべく、剥離境界層の挙動に焦点をあて、励振力を生む現象

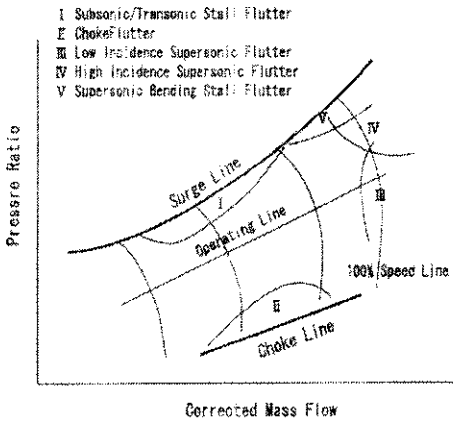


図１ 圧縮機で観察されるフラッター

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

とその機構を捉えることを目的とした。そのため、亜音速域で振動する二次元振動翼列を数値解析によって模擬し、詳細な流れ場の考察を行った。

2　記号

本稿中では以下の記号と添え字を用いる。座標・角度変位・モーメントの正の方向は図2に示すように定義し、無次元化の基準は表1に示した。

記号

- ρ ：主流密度
- U, v ：主流速度
- U_{rot} ：動翼回転速度
- c ：翼コード長
- $\vec{n}$ ：翼面上単位面積ベクトル
- $\vec{r}$ ：ねじり中心からの位置ベクトル
- l ：二次元翼面に沿った座標
- x ：コード上前縁を0とした座標
- α ：角度変位
- $p(x), Cp(x)$ ：翼面上圧力・圧力係数
- $\phi(x)$ ：圧力位相（αからの位相進み）
- M ：空力モーメント
- φ ：空力モーメント位相（αからの位相進み）
- W ：一周期中に空気が一翼に及ぼす空力仕事
- $I(x)$ ：単位圧力あたりのつくるモーメント
- $Lw(x)$ ：単位長さ当たりの空力仕事
- ω ：翼振動の角振動数
- σ ：翼間位相差
- k ：無次元振動数、定義は以下とする

$$k = \frac{c\omega}{2U}$$

添え字

- $'$ ：無次元量
- 1 ：周期変動量の一次調和成分
- a ：振幅
- ss, ps ：翼背側・腹側

3　解析対象

本研究では全翼振動かつ高振動数（実振動数で550[Hz]）の非定常圧力の実験結果が入手できるものとして、5th Standard Configuration[4](以後 STCF5)を対象として解析を行った。STCF5の翼型を図3に示す。

4　解析手法

4.1　数値計算手法

本研究で用いた数値計算手法の特徴を表2に、計算格子を図4に示す。格子はHOH型を用いており必要に応

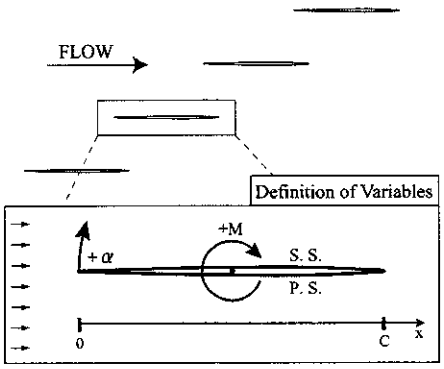


図2 変数の定義

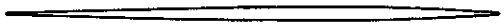


図3 STCF5 翼型

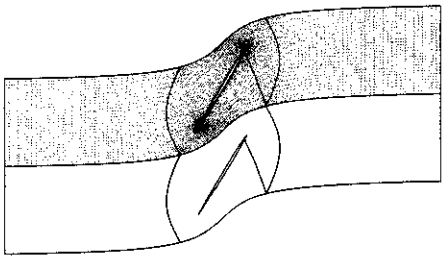


図4　計算格子(STCF5)

表1 各物理量の無次元化

	Real Value	Reduced Value
Unsteady Moment	$M(t)$	$Cm = M \Big/ \frac{1}{2}\rho v^2 c^2$
Amplitude of First Harmonic of $M(t)$	$M_{a,1}$	$M'_{amp} = M_{a,1} \Big/ \frac{1}{2}\rho v^2 c^2 \cdot \alpha_a$
Amplitude of First Harmonic of $p(x,t)$	$p_{a,1}(x)$	$p'_{amp}(x/c) = p_{a,1} \Big/ \frac{1}{2}\rho v^2 \cdot \alpha_a$
Moment Per Pressure	$I(x)$	$I'(x/c) = I/c$
Aerodynamic Work	W	$W' = W \Big/ \frac{\pi}{2}\rho v^2 \cdot c^2 \cdot \alpha_a^2$
Local Work	$Lw(x)$	$Lw'(x/c) = Lw \Big/ \frac{1}{2}\rho v^2 \cdot c^2 \cdot \alpha_a^2$

表2 数値解析手法

支配方程式	2D RANS
乱流モデル	SST モデル
対流項の評価	Harten Yee の二次精度風上 TVD
時間積分	Crank-Nicolson 陰解法（時間二次精度 LU-ADI 法＋Newton 反復
物理量の定義	Cell Vertex

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

じて流路を重ね、一番上の流路と一番下の流路の境界に周期境界条件を課している。格子点数は一流路約 11000 点である。加振時には O 型部内での移動格子で対応した。

4.2 エネルギー的考察と関係量の整理

本研究では、エネルギー法を用いてフラッターを解析した。すなわち空気力と関係なく翼に振動を与え、$W>0$ ならば系はその振動モードに関して自励系になっており不安定で、$W<0$ ならば安定とするものである。

加振する際の翼列の振動モードとしては翼弦中心まわりのねじりモードで、翼間位相差 $\sigma=\pi$ を一貫して用いた。

注目翼の角度変位 α が、時刻 t に対し式(1)に従う時、空力仕事 W は式(2)のように与えられる。

$$\alpha(t)=\alpha_a \sin(\omega t) \tag{1}$$

$$W=\alpha_a \pi M_{a1} \sin\varphi_1 \tag{2}$$

ここで、図 5 に示したように微小面積にかかる圧力がつくるモーメントを考慮し式(3)を得る。

$$dM=-\left\{\vec{r}\times p(-\vec{n})dl\right\}=p\cdot(\vec{r}\times\vec{n})\cdot\frac{dl}{dx}dx \tag{3}$$

ここで $I(x)$ と $Lw(x)$ を式(4)、式(5)のように定義する。

$$I(x)=(\vec{r}\times\vec{n})\cdot\frac{dl}{dx} \tag{4}$$

$$Lw(x)=\alpha_a \pi\cdot I\cdot p_{a1}\cdot\sin\phi_1 \tag{5}$$

これらより式(6)、式(7)の関係を得る

$$W=\alpha_a \pi\int_0^c\left(I_{ss}p_{a1,ss}\sin\phi_{1ss}+I_{ps}p_{a1,ps}\sin\phi_{1,ps}\right)dx \tag{6}$$

$$W=\int_0^c\left(Lw_{ss}+Lw_{ps}\right)dx \tag{7}$$

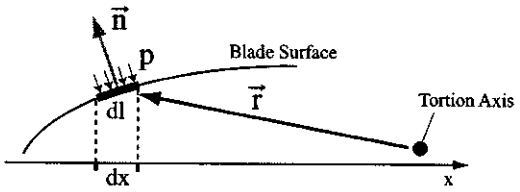


図 5 微小翼面部分が作るモーメント

式(7)を用いることで、翼全体の空力仕事を、翼の各部分からの寄与に分解して考えることができる。さらに式(6)によってその寄与を $I, p_a, \sin\phi$ の効果に分解できる。

また式(2),(6),(7)を表 1 にて定義した無次元化量を使って表すと式(8),(9),(10)となる。

$$W'=M'_{a1}\sin\varphi_1 \tag{8}$$

$$W'=\int_0^1\left(I'_{ss}p'_{a1}\sin\phi_{1,ss}+I'_{ps}p'_{a1}\sin\phi_{1,ps}\right)d(x/c) \tag{9}$$

$$W'=\int_0^1\left(Lw'_{ss}+Lw'_{ps}\right)d(x/c) \tag{10}$$

5 二次元翼列の定常性能解析

5.1 翼列特性

解析対象翼列の定常性能を捉えるため、圧縮機翼列としての特性線図を作成した。その結果を図 6 に示す。流入境界で全温、全圧、y 方向速度 U_{rot} を与え、出口静圧を変えていき定常解を収束させた。そして翼列を軸方向流入の周速 U_{rot} の動翼としてみて特性を算出した。なお実際の境界条件である相対系の流入全温全圧は、各 U_{rot} 絶対系での流入全温全圧が標準大気状態と一致するよう設定しており、このままで修正量の特性線図になっている。

結果を見ると、計算で模擬した二次元翼列は実機段と同等の特性を持つことがわかる。同一周速の曲線のうち、高圧力比の点ほどインシデンスが高く、剥離泡の再付着

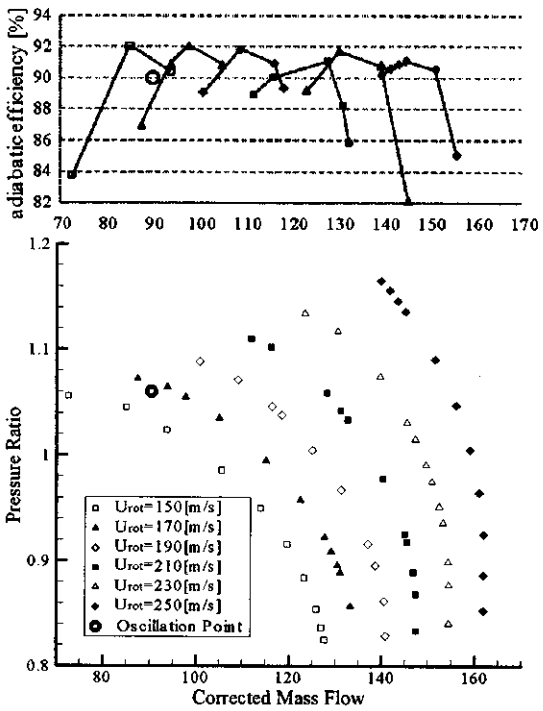


図 6 特性線図

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

点も後方になる。低圧力比側へいくと、インシデンスが負になり、チョークに達した以降は、流量やインシデンス等の衝撃波より上流の流れ場は変化しなくなり、圧力比だけ落ちていく。

5.2 振動特性検討点の流れ場

STCF5 の、高負荷作動状態での振動特性を調査する目的で、表 3 に示す条件のもと加振計算を行った。この条件は、定常・非定常翼面上圧力の実験値[4]が得られており、計算結果を修正量で評価すると図 6 中で "Oscillation Point"とした点に対応する。

この作動点の定常流れ場について特徴を述べる。図 7 は翼面上圧力分布図の実験値との比較であるが、オフセットの差が見られるが、分布の形状は一致した。図 8 にマッハ数等高線を、図 9 に前縁部を拡大したものに圧力コンターと流線を付加したものを示す。図 8 をみると、翼腹側ではスムーズに流れているのに対して、翼背側では境界層が厚く発達している様子がわかる。インシデンスは 6 度と高くなっているので、図 9 に示すように翼背側前縁に剥離泡が生成している。このとき剥離泡再付着位置は前縁から x/C=14.3%の位置であった。

6 振動翼列計算の結果

5.2 節にて"Oscillation Point"の定常流れ場を調査したが、本節にて加振計算の結果について述べる。パラメータとしては、4.2 で述べたように、本稿では $\sigma = 180$[deg.], $\alpha_0 = 0.3$ を固定とし、k を広範囲に変えた比較を行った。

加振を続けると、流れ場は加振振動数での周期解とな

表 3 Oscillation Point 作動状態

Inlet Total Pressure[Pa]	1.4×10^5
Inlet Total Temparature[K]	288.15
Inlet Mach Number	0.5
Incidence[deg.]	6

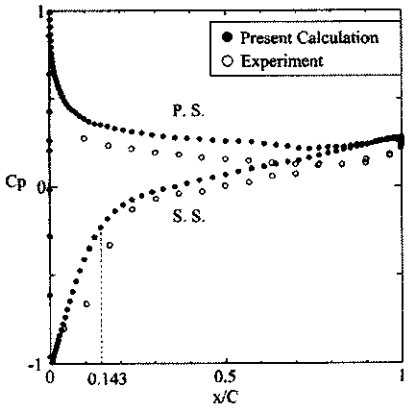


図 7 翼面上圧力分布
(Oscillation Point)

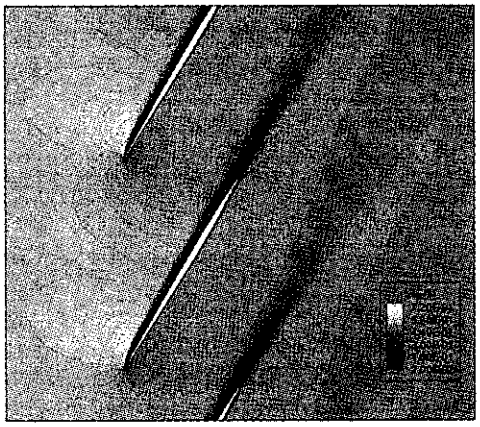


図 8 高負荷時マッハ数等高線
(Oscillation Point)

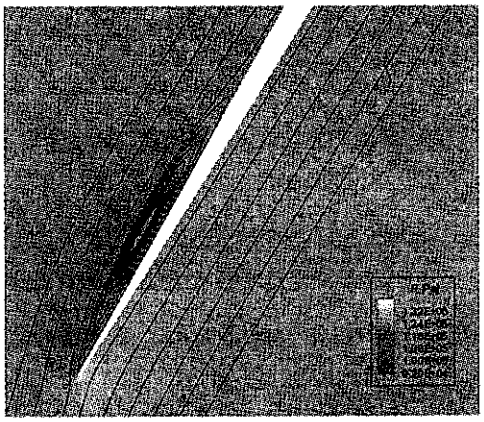
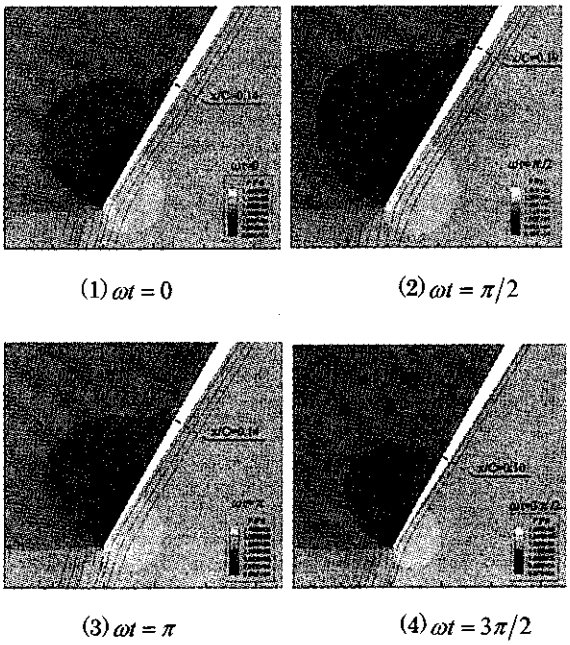


図 9 高負荷時前縁部の流線
(Oscillation Point)



(1) $\omega t = 0$ (2) $\omega t = \pi/2$

(3) $\omega t = \pi$ (4) $\omega t = 3\pi/2$

図 10 一周期中の剥離泡の振動（$k = 0.08$）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

る。このとき前縁付近の流れ場は図 10 に示すように周期変動し、図中に破線で示してあるが、剥離泡再付着位置も振動する。

各 k で、空力仕事を算出したものを図 11 に示す。$k=0.2$ 付近より低振動数では空力仕事が正、つまり振動が不安定になっていた。一方これより高振動数では振動は安定になっており、k が大きく非定常性が強いほど安定性が高まる振動翼列の一般的傾向を持つことが確認された。$k=0.20$ と $k=0.88$ について翼面上非定常圧力分布を実験と比較したものを図 12 に示す。特に位相でよい一致が見られ、開発した手法は振動翼列を広範囲の k にわたり模擬できている。

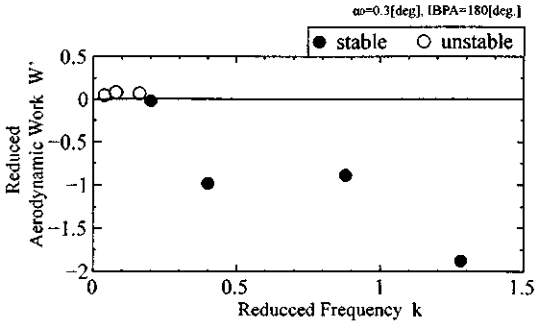
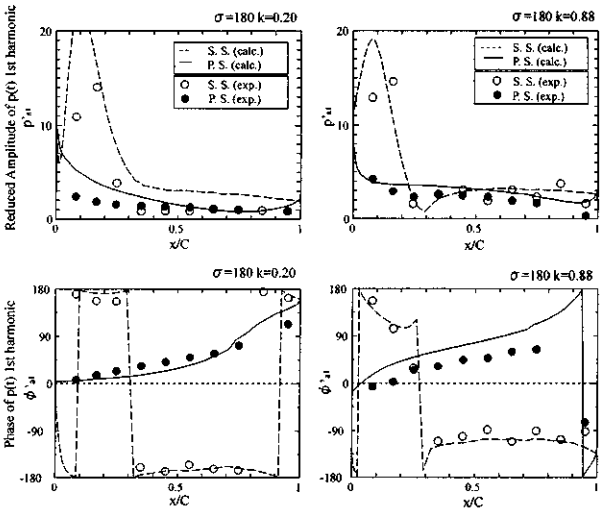


図 11　各 k での無次元空力仕事（$\sigma=180$）

6.1　空力仕事分布に対する考察

式(5)、式(6)にて定義した仕事分布と、その因数である $P_{a1}(x)$ と $\phi_1(x)$ を、$k=0.08, k=0.20, k=0.88$ について図 13,14,15 に示す。これらは順に空気力が負減衰、減衰 0、正減衰である k の代表として考えられる。各図で(3)の仕事分布をみると、k に対して感度が大きいのは背側前縁部約 20%の局所空力仕事であり、この部分が全体の安定性に対して支配的であるといえる。

また、図 13,14,15 中(3)の中の破線は加振に伴い剥離泡再付着位置が振動している範囲を示すが、これらに挟まれた領域、すなわち剥離泡再付着位置近傍は安定化に寄与していて、k の増大に伴い効果が大きくなることがわかる。反対に、さらに前縁部では不安定効果を持ち、k の増大に伴い効果は小さくなることがわかる。



(1)　$k=0.20$　　(2)　$k=0.88$

図 12 翼面上非定常圧力

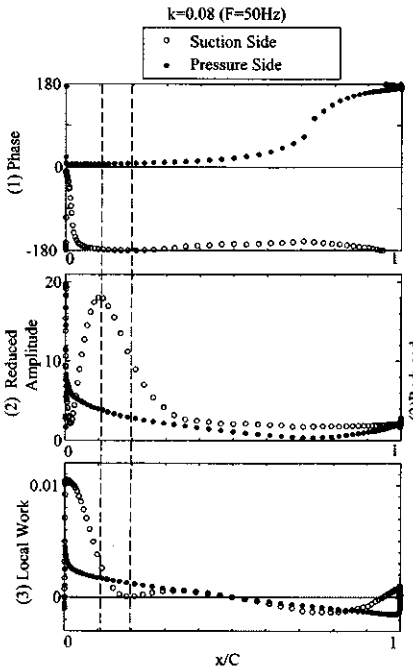


図 13　$k=0.08$ 仕事分布

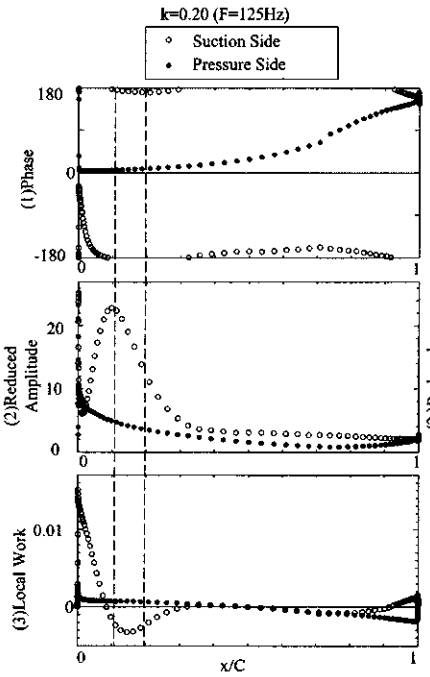


図 14　$k=0.20$ 仕事分布

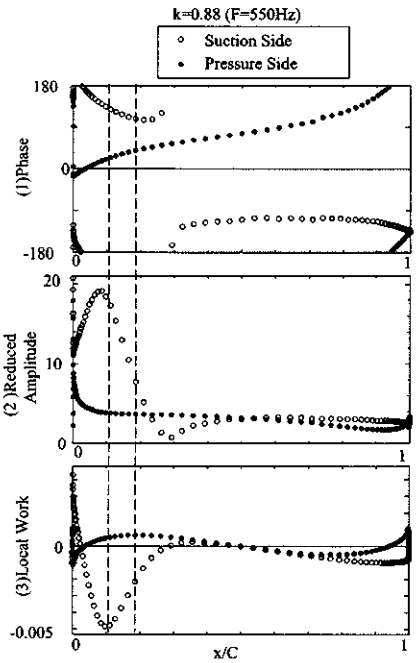


図 15　$k=0.88$ 仕事分布

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

また、各図の(1)の位相および(2)の振幅をみると、k に対し位相の分布が大きく変化していることがわかる。また、背側前縁部では式(6)中 I_{ss} が負であり、正の位相が安定化、負の位相が不安定化効果を持つことは重要である。

6.2 剥離泡再付着位置近傍の特性

この領域の非定常空力特性は剥離泡の挙動から説明される。加振によって剥離泡は剥離点をほぼ変えないまま、再付着点が振動する。振動の特性を表 4 に示すが、位相は k の増大に伴い遅れてくることがわかる。

そもそも、剥離泡再付着点付近の圧力分布は図 10 からわかるように、剥離泡の動きに合わせて低圧部領域が伸縮する。したがって剥離泡から出たり取り込まれたりする領域（図 13(3)等で示した破線の間の領域）は剥離泡再付着位置と逆位相をとると考えられる。実際にその位相関係は各振動数について表 5 に示した再付着点位相と図 13,14,15 の破線間周辺の圧力位相との関係から確かめられる。

6.3 剥離泡内前縁近傍の特性

図 16 に前縁部 5%の圧力位相分布を示すが、前縁近傍で位相のジャンプが存在し、それが非定常性により鈍っているために、背側前縁では不安定化の位相をとる領域ができていることが分かる。このジャンプは剥離泡が存在しないと存在せず、また翼間位相差には関係しない。

また、Oscillation Point の状態からインシデンスを微小に変えた場合の背側前縁部の圧力応答を図 17 に示すが、応答の逆転が位相ジャンプがある付近で見られることから、前縁不安定化のメカニズムの本質は、剥離泡による特殊な定常圧力応答にあると考えられる。

7 結論

二次元圧縮機翼列 5th Standard Configuration の、亜音速で失速点近傍での作動状態に対して振動翼列の数値解析を行い以下の結論を得た。

(1) 開発した手法で広い無次元振動数域にわたる STCF5 の翼面上非定常圧力の実験結果を妥当に再現できた。

(2) 剥離泡が生成している背側前縁部の非定常圧力が、全体の翼振動の安定性に対して支配的である。

(3) 剥離泡再付着点付近では、再付着点の振動が無次元振動数増加で位相遅れになることで振動安定化効果を持つ。

(4) 剥離泡内前縁近傍では、剥離泡の存在によりインシデンスに対する圧力応答が逆転する点ができるため、圧力位相が大きく変化する領域ができ、その領域が不安定化効果を持つ。

表 4 剥離泡再付着位置の振動特性（$\sigma = 180$）

Reduced Frequency k (F[Hz])	Separation Bubble Reattachment Position[%C]		
	Center	Amp.	Phase
0.04(25)	14.5	3.9	-0.80
0.08 (50)	14.5	4.0	-2.2
0.16 (100)	14.5	4.5	-8.0
0.20 (125)	14.5	4.9	-13.4
0.40 (250)	14.5	4.9	-55.0
0.88 (550)	14.4	3.3	-78.4
1.28 (800)	14.4	5.0	-106.4

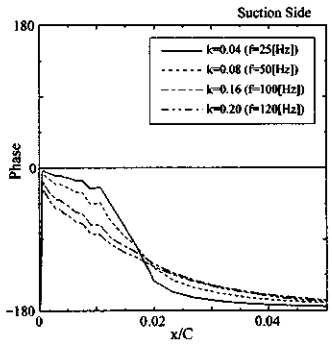


図 16 背側前縁周辺の圧力位相

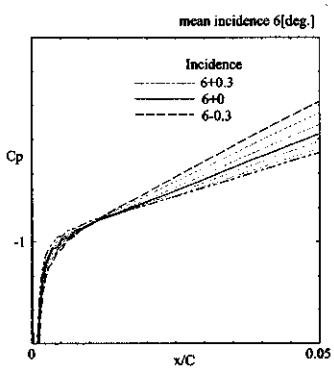


図 17 背側前縁部のインシデンスへの圧力応答

参考文献

[1] 青塚瑞穂「高亜音速/遷音速流中で剥離を伴う振動翼列の空力特性に関する研究」東京大学博士論文 2002

[2] 渡辺紀徳「ガスタービンの空力弾性問題における CFD 解析」 日本ガスタービン学会誌 Vol.32, N0.4, 2004, pp.278-284

[3] 賀澤順一,渡辺紀徳「スマート構造を用いた翼列フラッターの能動制御：第一報」日本ガスタービン学会 vol33, No.4, 2005, pp313-322

[4] Bolcs, A., Fransson T. H., Aeroelasticity in Turbomachines Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results, Communication du Laboratoire de Thermique Applique et de Turbomachines, No.13, EPFL Lausanne 1986

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ジェットエンジンシステムと材料劣化シミュレーションの融合

Integration of Jet Engine System Simulation and Material Degradation Simulation

* Masafumi Fukuda, Hiroshi Harada, T. Yokokawa, T. Kitashima
National Institute for Materials Science (NIMS), 1-2-1 Sengen, Tsukuba 305-0047, Japan

ABSTRACT

In 1999, we proposed the concept of a virtual gas turbine system which is a combination of turbine design and material design programs. Using this system, it has become possible to design a gas turbine engine and a combined cycle automatically, by inputting some basic information such as power output, turbine inlet temperature and material specifications. The derived outputs are turbine gas path dimensions, gas and cooling air flow rates, thermal efficiency, CO_2 emissions, etc. We use the system to evaluate the potential improvement if a newly developed material is to be used in building the engine.

Based on the virtual gas turbine system we have begun developing the virtual jet engine system, which can simulate the operation of a jet engine or a gas turbine engine to predict the degradation of materials used in the high temperature parts of the engine. The system consists of a thermal and aerodynamic analysis of the engine, a thermal and stress analysis of hot parts, and a material degradation analysis. Actual engine dimensions, operation data and material specifications are used to perform the analyses. We are now trying to use the system to analyze the degradation of a turbine blade used in the actual flight.

In this paper, we will show some of the results of the use of the virtual gas turbine system, and then describe the development plan and the preliminary output of the virtual jet engine system.

Key words: Jet Engine, Simulation, Super Alloy, Single Crystal

1. Introduction

When a material researcher begins developing a new material, the target of the development has first been defined by a mechanical designer. If the target is too ambitious and does not look achievable to the researcher, the designer and the researcher must re-define it. This is usually a time consuming process, with a lot of system simulation calculations and material simulation calculations. Sometimes it results in the necessity of a regrettable compromise. Therefore, it is important to make this process faster and more efficient to define reasonable targets.

We have developed the virtual gas turbine system (VGT) which is a combination of turbine design and material design programs [1,2,10]. By using VGT, we can predict what the improvement will be in the gas turbine system performance when we change the material design. VGT bridges the gap between material design and system performance.

After developing VGT, we began to develop the virtual jet engine system (VJE) which simulates the operation of a jet engine or a gas turbine engine to predict the degradation of materials used in high temperature parts of the engine. VJE bridges the gap between material design and the degradation of parts during operation.

2. Virtual Gas Turbine System (VGT)

VGT was developed to evaluate the improvement of a gas turbine and its thermal efficiency when a newly developed material is used in the engine. It is a simplified automatic gas turbine design program that can be used on personal computers and performs simplified aerodynamic, cooling, structural analysis and design calculations based on preset design parameters, such as output power, turbine inlet temperature and material compositions. By using it, we can estimate the plant performance (thermal efficiency, CO_2 emission rate, etc.), turbine gas path dimensions, the creep rupture life of turbine blades, etc.

The VGT consists of an alloy design program (ADP), a gas turbine design program (GTDP). ADP is used to predict the structural and mechanical properties of materials for nozzles and blades under turbine operating conditions. ADP uses alloy composition, material temperature and stress to calculate the properties of a material, such as the γ and γ' phases, volume fraction of the γ' phase, and lattice misfit between the γ and γ' phases. Finally, ADP predicts the creep rupture life of the material by using regression equations within the parameters given above (Figure 1).

Figure 2 shows the agreement between the predicted and observed creep rupture lives. In this figure, solid

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

marks show the results for the alloys, CMSX-4 [3], MC2 [4], ReneN6 [5], and TMS-138 [6,11,12,13], which were not used to set the coefficients of the regression equation for the creep rupture life.

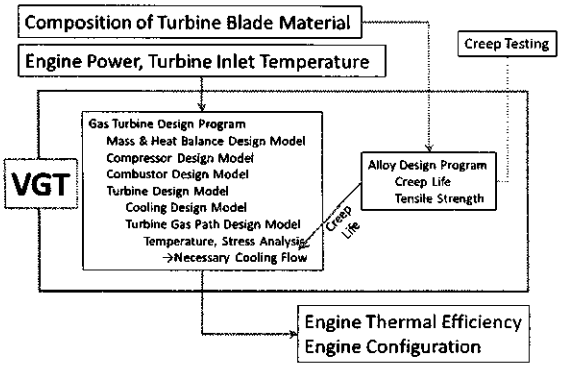


Fig. 1 Flow chart of the alloy design program (ADP)

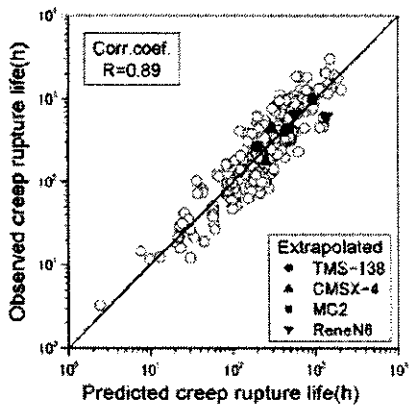


Fig. 2 Predicted and observed creep rupture life

The relationship between cooling air flow rate and cooling effectiveness is used to evaluate the nozzle and blade cooling air flow rate. Figure 3 shows the agreement of the cooling effectiveness between the experimental data and the empirical equations we used for VGT. VGT was used to evaluate conventional and recently developed single crystal superalloys, such as Rene-N5 [8], TMS-82+ [9], TMS-138 [6], and TMS-138++ [7]. Turbine performance, in terms of the thermal efficiency of the 180MW combined cycle power plant; the specific power per ambient airflow rate and the specific CO_2 emission rate per output were calculated, for each of the alloys, when they were used for the first stage blade of the high pressure turbine. The temperature capabilities under 137MPa, for a 1000h creep rupture life are 1025°C for Rene-N5, 1075°C for TMS-82+, 1083°C for TMS-138, and 1100°C for TMS-138++.

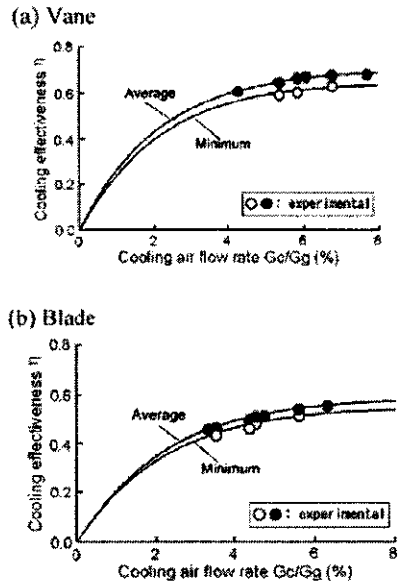


Fig. 3 Cooling effectiveness

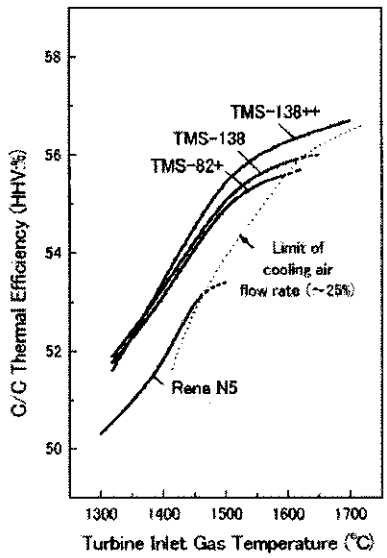


Fig. 4 Combined cycle thermal efficiency

In Figures 4 and 5, it is clear that if TMS-82+ replaces Rene-N5 as the blade material, the thermal efficiency of the combined cycle power plant will increase by about 1%, and the gas turbine specific power will increase by about 10%, even if the TIT remains the same. The thermal efficiency of a combined cycle power plant can reach 55% (HHV) by increasing the TIT to 1600°C and using TMS 82+ with a reasonable amount of cooling airflow. Thermal efficiency can reach 56.5% (HHV) with a TIT of 1700°C if TMS-138++ is used, and the CO_2 emission rate decreases from 175(g/s)/MW to 165 (g/s)/MW. Further improvements in the thermal

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

efficiency are expected with a more sophisticated cooling system, such as steam cooling, which will be applied to an actual 1700°C-class turbine system.

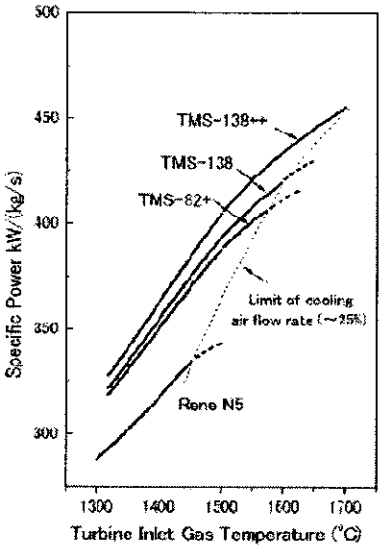


Fig. 5 Gas turbine specific power

3. Virtual Jet Engine (VJE)

Based on VGT, we are developing VJE in order to simulate the operations of a jet engine or a gas turbine engine to predict the degradation of materials used in high temperature parts of the engines.

When we set up the target to develop a new material for a high temperature turbine blade, we take into consideration various parameters such as creep rupture life, tensile strength, elongation, oxidation and corrosion resistance, etc. Usually, the value of these parameters are kept the same as those of current materials, even though the new material is to be used at elevated temperatures for new jet engines and gas turbines, to enhance output power or thrust and reduce fuel consumption. In addition to this, ordinarily, we try to reduce the amount of rare metals used in the materials to reduce the cost of the engine. It is obvious that our progress in improving materials will be very limited if we continue to take this kind of an approach.

It is essential that we find the optimum values, rather than the standard values, of the parameters more precisely than before. We think the optimization should be done by evaluating the degradation of materials during the operation of the engines. It is necessary to see how the changes of composition and heat treatment of a material cause the change in degradation before using the material on actual machines. VJE is designed to satisfy this purpose.

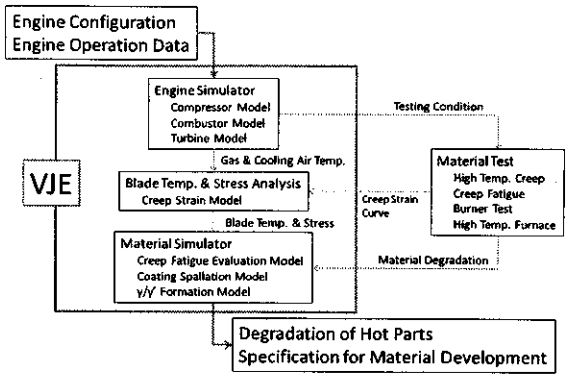


Figure 6 Virtual Jet Engine System

As shown in Figure 6, VJE consists of an engine simulator, blade temperature and stress analysis, and a material simulator. Engine dimensions, operation data and material specifications are used to evaluate the degradation of turbine nozzles and blades. Material test results are also used to make the predictions more accurate.

The engine simulator has a compressor model, a combustor model and a turbine model to evaluate engine performance by using engine configurations and engine operation data, such as fuel flow rate, flight speed, and flight altitude. The compressor model calculates the performance of the compressors and the fan. The turbine model calculates the performance of the turbines, specifically the thermodynamics and aerodynamics of each turbine stage. The gas flow rate, temperature and pressure of each turbine blade row are obtained here. The rotating speed of each engine shaft is calculated by taking the measurement of the power levels of the compressor and turbine.

Figure 7 shows the user interface of the engine simulator of a jet engine that has a 2-stage cooled HPT and a 7-stage LPT. The icon (Twin SC) on the upper left-hand side of the figure represents a compressor that connects to a combustor (Comb in, Comb). A cooling flow for the turbine nozzles (Cool NZL) and a cooling flow for the turbine blades (Cool BLD) are discharged from the exit of the compressor. It is easy to simulate a complicated cooling flow system by using the VJE because the engine simulator is built on a versatile flow-network analysis system.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

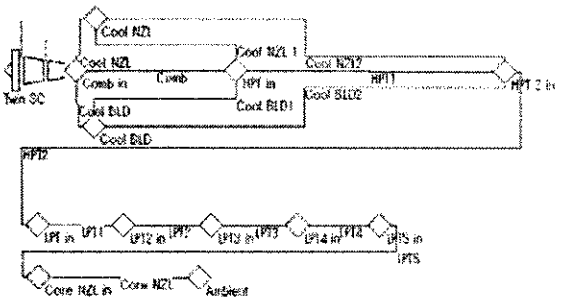


Fig. 7 Example of VJE user interface

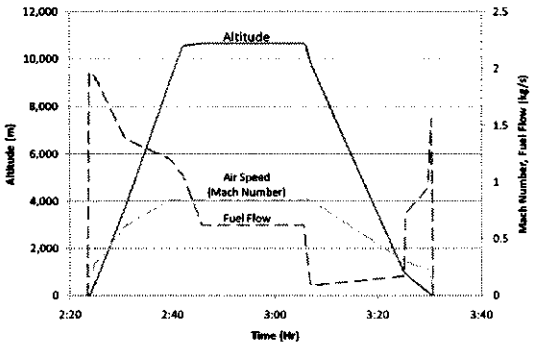


Fig. 8 Example of flight condition

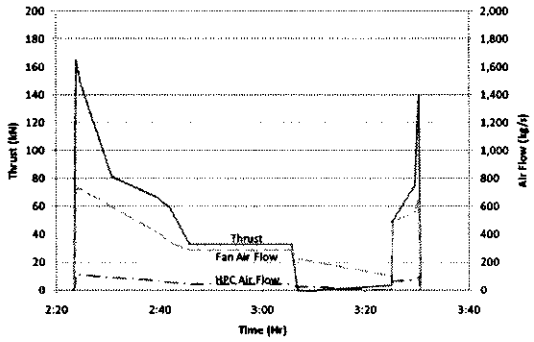


Fig. 9 Thrust and air flow

Figure 8 is an example of flight data used for VJE.

The calculated thrust and air flow of the engine are shown on figure 9. The maximum thrust 167kN is obtained during the take-off, then, it reduces rapidly to 32kN at the level flight. During descent, the thrust is very small. Just before landing, it is increased again to keep the altitude and the course to the runway. We did not consider the thrust reversal in this calculation. Therefore, another positive peak of the thrust is seen at the end of the operation which is actually a deceleration on the runway.

Figure 10 shows the calculated temperatures of HPT inlet gas and HPT 1st blade inlet gas. We see high gas temperatures during the short take-off period and at the end of climbing, followed by lower gas temperatures during the level flight. The temperetures are very low during descend. Similer to the thrust there is another peak at the deceleration on the runway.

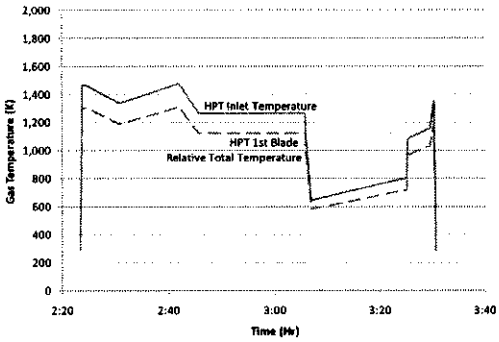


Fig. 10 Gas temperature

The results of the engine simulator are used to perform turbine blade temperature and stress analysis. The transient data of inlet gas flow and cooling flow are used for FEM analysis. We have developed a creep strain estimation method for single crystal superalloys to perform this analysis (Figure 11). By using this method, we can estimate the creep strain rate of a single crystal superalloy with any composition at any time and temperature. The integration of the FEM analysis and this creep strain estimation method will enable us to estimate the transient stress and strain of a turbine blade made of a new single crystal alloy which is now being developed.

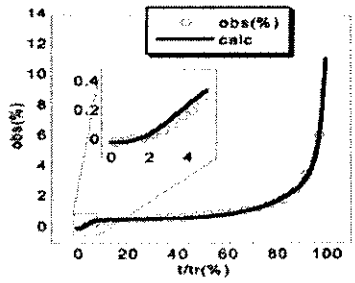


Fig. 11 Estimated and observed creep strain of single crystal superalloy

The calculated temperature, stress and strain data of turbine-blade materials is used to perform creep and fatigue analysis to estimate the life of blade base materials. Creep and fatigue testing will be carried out to formulate the life accumulation of creep and fatigue

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

damage.

We are trying to simulate the γ and γ' formation of a single crystal superalloy by using the phase-field method (Figure 12). The temperature, stress and strain data will be used for this simulation to see how the γ and γ' changes during engine operation. In the future we would like to add a dislocation behavior analysis of a single crystal alloy to the system. We think the combination of this state-of-the-art technology, with the experimental models mentioned above, will provide us with a more accurate understanding of material degradation.

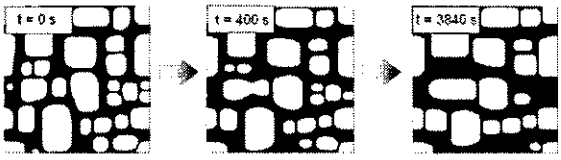


Fig. 12 Rafting formation of γ/γ' microstructure of single crystal superalloy

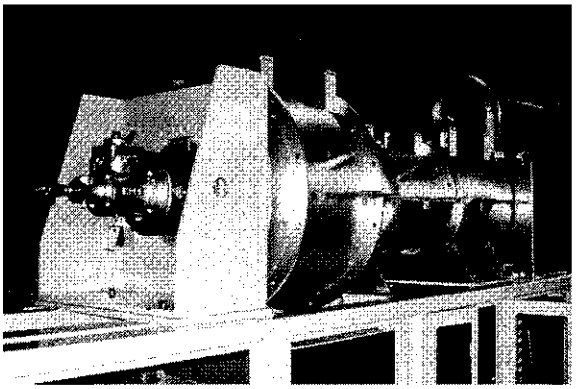


Fig. 13 Burner test rig

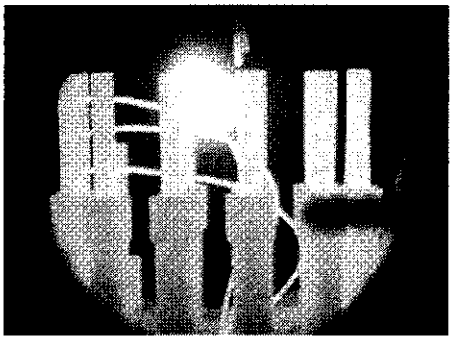


Fig.14 Heated test specimens in burner test rig

The temperature, stress and strain data will also be used for coating spallation estimation. Based on the analysis of used blades of actual engines, detailed experimental work will be conducted to build the life evaluation model of spallation by using a burner test rig (Figure 13). Heated test specimens which are rotating on a table are shown on Figure 14. The temperature of all specimens is kept identical by rotating the specimens to compare different materials at the same time.

Figure 15 shows our plan to develop VJE. In the 1st phase basic models will be made from which to build more precise models. We will develop a one-dimensional engine simulator, a two-dimensional temperature and stress analysis, and integrate a creep strain material simulator.

In the 2nd phase, we will concentrate our efforts on expanding the material model. The creep and fatigue damage model, the coating spallation model and the two-dimensional γ and γ' formation model will be developed with the aid of experiments.

In the 3rd phase, we hope to integrate three-dimensional CFD, three-dimensional FEM, a three-dimensional γ and γ' formation model, and the dislocation model. We roughly estimate it taking several years for the 1st phase, 3 years for the 2nd phase and more than 3 years for the 3rd phase.

	Evaluation Model		
	Engine Simulator	Temp Stress Analysis	Material Simulator
1st Phase	1-D	2-D FEM	Creep Strain
2nd Phase	1-D	3-D FEM	Creep Fatigue Coating Spallation 2-D γ/γ'
3rd Phase	3-D CFD	3-D FEM	3-D γ/γ' Dislocation Behavior

Fig. 15 Development plan

4. Conclusion

VGT was developed by combining an alloy design program for Ni-base alloys (ADP) and a gas turbine design program (GTDP). By using VGT, the plant performance, such as the thermal efficiency and CO_2 emission rate, can be estimated, as well as the size and creep rupture life of nozzles and blades made of newly developed Ni-base single crystal alloys with any composition.

Based on the virtual gas turbine system, we began to develop VJE which can simulate the operation of a jet engine or a gas turbine engine to predict the degradation

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

of materials used in high temperature parts of the engines. VJE includes some material simulation models which will be developed with the aid of material testing to give practical results. We are now trying to use the system to analyze the degradation of a turbine blade used in the actual flight. We believe that VJE will enable us to set up precise targets to develop new materials and provide important clues as to how to improve current materials.

References

1) T. Yokokawa, et al.: Superalloys 2004, TMS, (2004), p 859.
2) H. Saeki, et al.: International Gas Turbine Congress, Tokyo, TS-122 (2003).
3) K. Harris, et al.: Superalloys 1992, TMS, (1992), p. 297.
4) P. Caron and T. Khan: Proc. First European Conference, EUROMAT89, FRG, (1989), p. 22.
5) W. Walston, et al.: Superalloys 1996, TMS, (1996), p. 27.
6) J.X. Zhang, et al.: Metall. Mater., 33A, (2002), p. 3741.
7) Y.Koizumi, et al.: Superalloys 2004, TMS, (2004), p. 35.
8) C.S. Wukusick and L. Buchakjian: U.K. Patent Appl. GB2235697, (1991).
9) T. Hino, et al.: Superalloys 2000, TMS, (2000), p. 729.
10) T. Yoshida, et al.: Proc. High Temperature Materials 2001, NIMS (2001).
11) T. Yokokawa, et al.: Journal of the Japan Institute of Metals 68, 2, (2004), p. 138-141 (in Japanese).
12) J.X. Zhang, et al.: J. Materials Science, 38, (2003), p. 4883.
13) Information on http://sakimori.nims.go.jp/catalog/TMS-138-A.pdf.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

シーメンスV64.3形ガスタービンの運転経験

*日比　豊（富士電機ｼｽﾃﾑｽﾞ），武田　淳一郎（富士電機ｼｽﾃﾑｽﾞ），杉本　雅則（富士電機ｼｽﾃﾑｽﾞ）

Operating Experience of Siemens V64.3 Gas Turbine

*Yutaka HIBI(FES), Junichiro TAKEDA(FES) and Masanori SUGIMOTO(FES)

ABSTRACT

The Fuji Gas turbine Research Center has constructed 69MW gas turbine power station using Simens' model V64.3 gas turbine to investigate gas turbine performance through actual operation in the year 1993.

The Fuji Gas turbine Research Center is the first plant in Japan with Simens' gas turbine. The gas turbine was started up 948 times and run 8098 hours for fifteen years.

This paper describes the gas turbine power station features and reports results of operation, inspection and maintenance over the past fifteen years.

Key words: Turbine, Operation, Maintenance

１．はじめに

㈱富士電機ガスタービン研究所は、地球温暖化の進行に歯止めをかけるためより高い発電効率を要求する市場に対し、富士電機がコンバインド事業を推進するために、実機による各種実証試験・研究を行うことを目的として、シーメンス社製ガスタービンの第３世代型（入口温度１３００℃級）を採用し、富士電機システムズ㈱川崎工場内に本研究設備が設立された。

また、本研究設備を通してシーメンスガスタービン設備の優れた特徴を実証し、日本市場に紹介することも目的の一つであったため、環境との調和をはかりながら、ショーウィンドウとしての体裁も整えたものにした。

図１に、研究所の上空からの全景写真を示す。

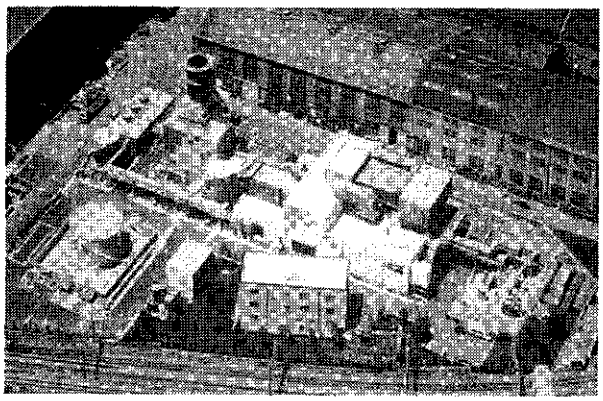


図１．研究所の全景

本研究設備は、１９９２年７月に建設を開始し、１９９３年１２月より商用運転に入り、２００９年３月末まで順調に運転を行ってきた。

以下に本設備の概要と過去１５年間の運転実績及び点検・保守実績について紹介する。

２．ガスタービン研究設備概要

本研究設備で採用したガスタービンは、富士電機の技術提携先であるシーメンス社の建設当時では最新鋭であった第３世代に属するＶ６４．３型ガスタービン設備で、タービン入口温度が１３００℃級である。表１に本研究設備の主要仕様を示す。

表１．研究設備の主要仕様

形式	単純サイクル シーメンスモデル（V64.3）
最大出力	６９MW
回転速度	５４００rpm/３０００rpm
入口温度	１３００℃級
圧縮比	１６．１
熱効率	３２．８％
燃料	灯油
NOx排出濃度	１０ppm（16%O2換算）
起動方式	サイリスタ起動

ガスタービン本体及びその付属設備は、シーメンス社から購入したが、発電プラント全体のエンジニアリング及び建設は、蒸気発電プラントにおけるこれまでの経験を生かして、富士電機自身の手で行い、プラントを構成する他の主要機器である発電機・高圧変電設備・脱硝設備・燃料タンク・吸排気設備・純水装置等も富士電機が供給した。

発電形式としては、実機によるガスタービンの性

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

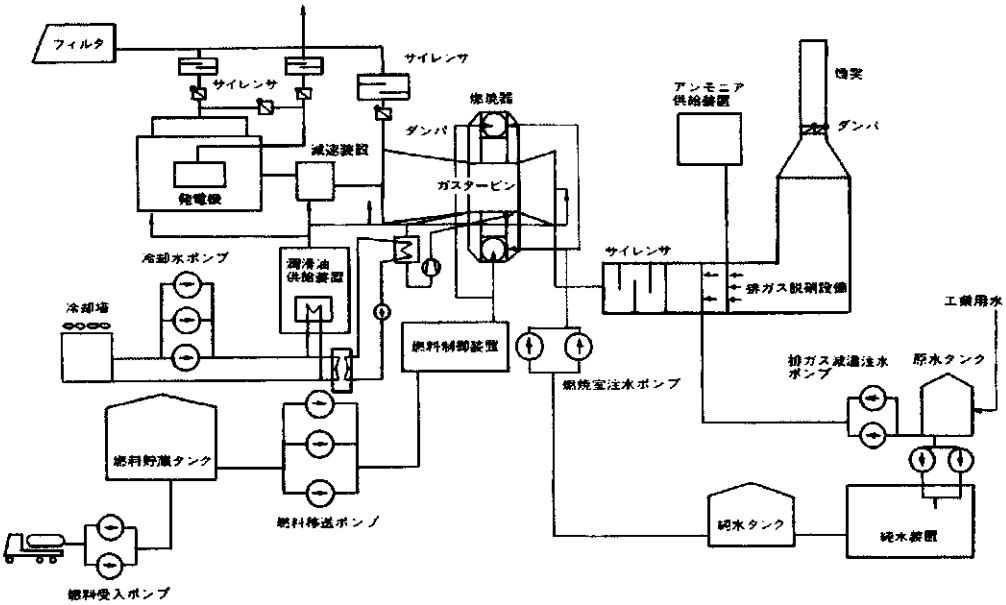


図２．全体系統図

能検証等が目的であり、運転時間も当初計画として年間１０００時間と短かったので、コンバインドサイクルとはせず単純サイクルを採用した。
燃料は、建設当時近傍に適当なガス供給設備が無かったので灯油とし、タンクローリーによる受け入れを行った。
外部から冷却水を取り入れ温排水を外部に排出することができないので、所内冷却水系統は密閉サイクルとし、最終的には乾式冷却塔によって大気と熱交換して熱を系外に放出させた。発電機も冷却水不要の開放通風冷却構造を採用した。
図２に全体系統図、図３にＶ６４．３型の構造図を示す。

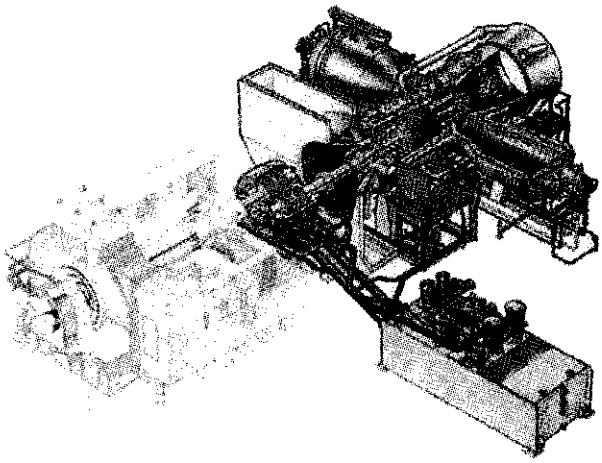
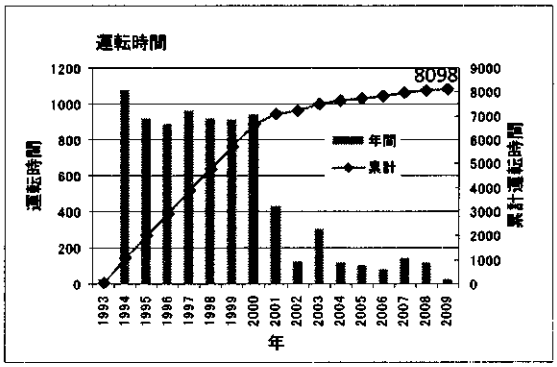


図３　Ｖ６４．３型の構造図

４．運転実績

4.1 起動回数と負荷運転時間

図４に運転開始以来から２００９年３月末までの負荷運転時間の実績を示す。



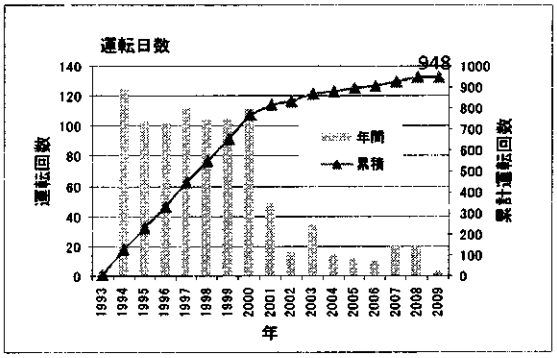


図４　運転実績（運転時間及び運転日数）

２００９年３月までに９４８回の起動を行い、合計８０９８時間の実運転を実施した。年間平均では、平成１２年までは、起動回数が約１１０回、

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

実運転時間は約９５０時間であり、それ以降平成２１年３月末間は、起動回数が約２０回、実運転時間は約１６０時間であった。
運転パターンは、夏場朝９時から夕方１７時（冬場は１０時から１８時まで）の１日８時間運転が基本であり、１週間に平均２日ないし３日の運転を行っていたが、平成１３年度からは年間を通して夏場のみ又は、夏・冬場の重負荷時の限定期間（運転期間内で平均週１回程度の運転）での運転であった。ここ１～２年に関しては、１日の消費電力のピーク時間帯に合わせたピーク対応運転（５時間程度の運転）が多かった。

4.2 運転モード

通常の運転パターンは、東京電力殿の給電指令によるＤＳＳ運用を行った。ガスタービン入口温度は、ベース負荷１３００℃に対して、１３４０℃に上げたピーク負荷運転を行った。

4.3 運転特性

研究設備の起動・停止は自動運転である。中央制御室から目標負荷の設定を行った後、起動ボタンを押すことにより自動起動できる。起動時間は、起動後併入までが約８分、併入から定格負荷到達までが約１２分である。ガスタービンはＳＦＣ起動中（発電機を起動装置として用いて回転数を上昇させる。）の約１５００ｒｐｍで６個のバーナに点火される。その後はＳＦＣとタービンにより昇速される。約４１００ｒｐｍ（定格回転数の約７５％）でＳＦＣは切り離され、タービンの力のみで定格回転数に到達する。
系統への併入時約１２％(約８MW）の初負荷取り、その後一定の負荷上昇率（７MW/分）で上昇し併入後約１２分で定格負荷に到達する。
図５は、実際の起動特性を示す。外気温度により負荷の値は若干変わるが、各特性値一定のパターンで推移する。

4.4 ＮＯｘ排出濃度特性

本研究所の場合、燃料として灯油を採用し全負荷範囲で拡散燃焼モード運転を行っている。よって火炎の温度を下げるために６個のバーナに純水を注入しＮＯｘの発生を抑制した。さらに、排ガス脱硝設備により１０ｐｐｍ（１６％Ｏ２換算）以下に下げた。
燃焼器への水噴射をしない場合は、負荷上昇によりＮＯｘ排出濃度は上昇し１００％負荷で約３００ｐｐｍに達する。このため起動時初負荷と同時に燃焼器に水噴射を実施し、１００％負荷では燃料量の１２０％の水噴射を実施した。
その結果、ガスタービン出口で約７５ｐｐｍ（１６％Ｏ２換算）のＮＯｘ排出濃度となる。このＮＯｘをガスタービンの後流に設置された脱硝装置（アンモニア還元法）にて煙突出口で１０ｐｐｍ（１６％Ｏ２換算）以下に下げて排出した。

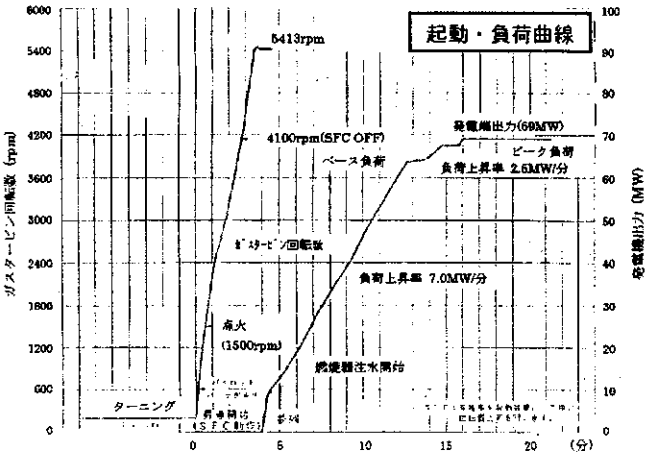


図５　ガスタービン起動特性

５．点検・保守実績

5.1 点検内容

運転開始以来、15 年間の実績として開放点検を５回、簡易点検を９回実施してきた。
開放点検の場合は、ガスタービン本体の開放を行うので、外部車室の非破壊検査、内部車室のヒートシールド板の検査及び、ロータを取り出しての翼の検査が主体となる。特にコーティング翼については、渦流探傷試験を行いコーティング膜の健全性を検証した。
簡易点検では、圧縮機吸込み口、燃焼室及び、ガスタービンの排気部のマンホールを開放し、目視点検を実施した。ガスタービン第１段静翼及び内部車室のヒートシールド板などの高温部品について、特に念入りな検査を実施した。
また、本研究設備の特徴としてガスタービンには２個の大きな燃焼室を持っているので、その燃焼室の内部からバーナ、燃焼室内面（セラミックタイル、ヒートシールド板）、第１段動静翼などの高温部品の点検がファイバスコープなしで点検ができる。
図６に燃焼室内部の点検概念図を示す。

5.2 定期点検実績

シーメンスタービンの点検インターバルや高温部品の劣化、寿命管理は、運転条件を考慮した等価運転時間に基づいて行われている。１回の起動停止で１０時間の等価運転時間に相当し、また、

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ピーク負荷運転１時間は４時間の等価運転時間に相当する。本研究設備のガスタービンは、ピーク負荷運転かつＤＳＳ運用を行っていたので、１日８時間の運転を行うと、実運転時間の約５倍の等価運転時間となっている。
その点検実績と等価運転時間を表２に示す。

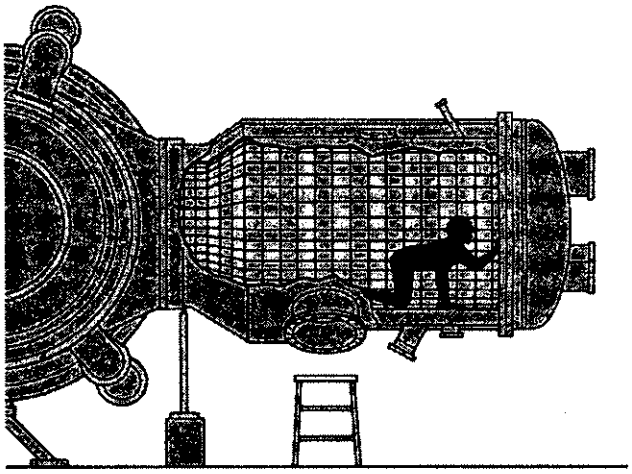


図６　燃焼室内部の点検概念図

表２　研究所の定期点検実績

No.	定期点検種類	年月	等価運転時間
1	開放点検	'95/01	6,179
2	簡易点検	'95/10	9,851
3	開放点検	'96/10	14,932
4	簡易点検	'97/10	19,863
5	開放点検	'98/10	24,832
6	簡易点検	'09/10	28,409
7	開放点検	'00/10	32,812
8	簡易点検	'01/11	35,709
9	簡易点検	'02/10	36,334
10	簡易点検	'03/11	37,988
11	簡易点検	'04/11	38,628
12	開放点検	'05/11	39,249
13	簡易点検	'06/11	39,862
14	簡易点検	'07/11	40,620
—	—	'09/03	41,332

タービン翼に関しては、表３に示すように等価運転時間によるコーティングの推奨寿命（動静翼第４段はコーティングなし）がある。
これに基づき、コーティングの寿命が１９９８年度（平成１０年）定期点検で寿命（等価運転時間で２５０００ｈ）に到達したので、使用環境の厳しい第１段動静翼に関しては交換した。第２、３段動静翼については、コーティングの推奨寿命を超えてしまったが、コーティンの損傷状況が良好であったため、継続使用し２０００年度（平成１２年）の定期点検にて交換をした。

表３　ガスタービン翼の寿命

	コーティング寿命 [EOH]	再コーティング回数	交換周期 [EOH]
動翼１段	25,000	0	25,000
動翼２段	25,000	1	50,000
動翼３段	25,000	3	100,000
動翼４段	—	—	100,000
静翼１段	25,000	1	50,000
静翼２段	25,000	1	50,000
静翼３段	25,000	3	100,000
静翼４段	—	—	100,000

※ EOH：等価運転時間（ｈ）

その後、２００５年度（平成１７年）に開放点検を実施した。翼に関しては、目視点検を行ったところ、動翼１段においてコーティングの部分剥離といった軽度な損傷が一部の翼で認められたが、運転には支障がなかったため交換はせず、５００ｈ運転後（平成２０年度の運転終了後）に再度開放点検を実施することとした。（平成１７年度定期点検後、平成２１年３月までに約４００ｈの運転を実施した。）
その他の高温部品の点検においては、ヒートシールド板及び、セラミックタイルの一部に軽度な損傷が認められたため、損傷した部品に関しては新品のものと交換した。
以下に、２００７年度開放点検時における高温部品（動翼１段、ヒートシールド板及び、セラミックタイル）の状態例を示す。（図６、図７、図８）

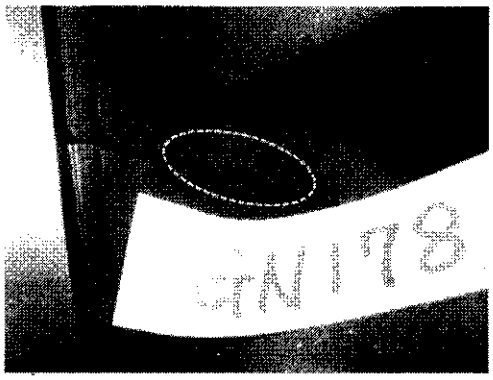
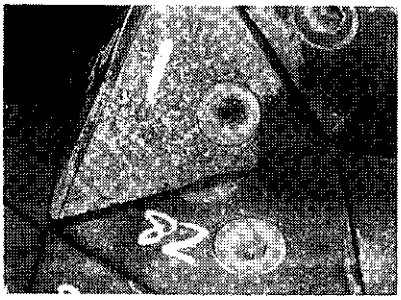
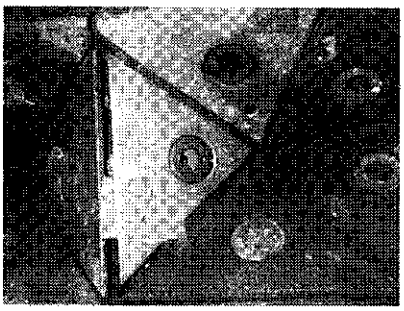


図６　動翼１段のコーティング剥離状態

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.



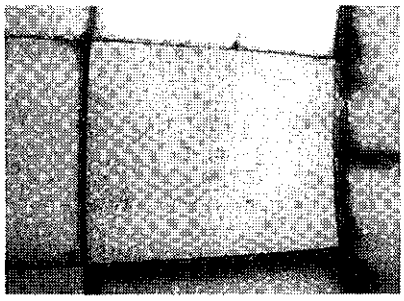
交換前



交換後

図７　ヒートシールド板の損傷

交換前



交換後

図８　セッラミックタイルの損傷

5.3 保守について

平成１２年度までは、実運転時間で年間９００～１０００時間、運転回数が約１１０回程度であったが、電力需要の低迷等により、平成１３年度からは夏季限定運転（７～９月：１００時間程度）に変更となった。そのため、秋～春季間における長期保管対策が必要になり、本研究設備では、表４に示す対策を実施した。その結果、次年度の夏季運転において、運転要請に対し問題無く１００％対応することができた。

図９～１１に長期保管対策の実施例を示す。

表４　長期保管対策項目（当初）

設備名		長期保管対策
ＧＴ本体		①吸気ﾌｨﾙﾀｰ吸込側密閉処置 ②ＧＴ排気口に遮蔽板仮設 ③除湿機点検・その後連続運転
潤滑油系統		①１回／月　運転（６Ｈｒ） ②１回／月　ﾀｰﾆﾝｸﾞ運転（２Ｈｒ）
制御油系統		①１回／月　ＦＯＣＶ開閉試験
原水系統 (工業用水)		①原水配管系統を純水に置換 ②１回／月　ｻﾝﾌﾟﾘﾝｸﾞ・液色目視確認
純水装置		①１回／月　採水運転（０．５時間）
冷却水系統 (純水)	冷却塔系統	①１回／月　循環運転 ②薬注（ｐＨｺﾝﾄﾛｰﾙ） (12～３月間は、凍結防止のため窒素保管とする)
	補助冷却系統	①１回／月　循環運転
燃料系統	燃料貯蔵タンク（灯油）	①満タン保管 ②1回／２ヶ月　ｻﾝﾌﾟﾘﾝｸﾞ・液色目視検査
	燃料配管系統	①満油状態で保管。
脱硝設備	排ｶﾞｽ煙突	①煙突ダンパ雨水侵入処置
	アンモニア水	①9 月最終運転時の貯蔵量の状態をそのまま維持 ②１回／月　比重・温度測定
発電機		①ｽﾍﾟｰｽﾋｰﾀｰ点検・その後連続運転 ②ﾀｰﾆﾝｸﾞ後のﾛｰﾀｰ静止位置は、ﾀｰﾆﾝｸﾞ前の１８０°反転した位置とする。

表４に示した長期保管対策は、毎年実施していくのに従い、削除しても良い項目や、改善案が発生した。

また当初は、夏季限定運転（秋～春季間は運転休止）であったが、景気の上向きによる電力需要の増加、地震の影響による原子力発電の停止により、秋～春季間は運転休止状態から運転待機に変わり、冬季に運転（1～２回／月程度）を行うようになった。

そのため、表４に示した実施項目は、毎年徐々に見直しを行っていった。

①サンプリング・液色目視確認、比重測定

工業用水及び、燃料のサンプリング・液色目視確認、アンモニア水の比重測定（比重と温度より、濃度（％）を算出）は、当初は決められた周期ごとに採取・確認をしたが、特に変化が見られなかったことから、徐々に採取間隔を開けていき、また、冬季に運転を行うようになり、燃料や薬品の補充も発生してきたことから、最終的には対策項目から削除した。

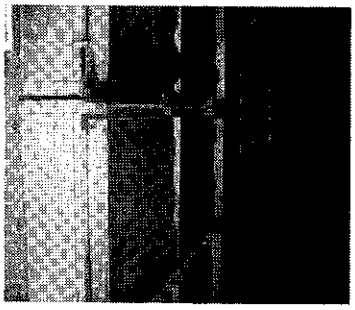
②原水配管（減温注水）系統を純水に置換

当初、原水配管系統を純水で満たし保管していたが、夏季の運転月間においても平均１

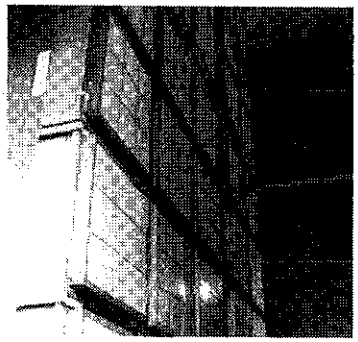
Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

回／週程度の運転であり、配管内の錆やスケール付着等の問題も考えられ、下記の対策を実施したので、長期保管期間においても同様な処置とした。

・原水系統の配管を改造し、原水系統を循環運転できるようにするとともに、磁気を利用したスケール防止装置を取り付け、7時間/日原水系統の循環運転を実施した。

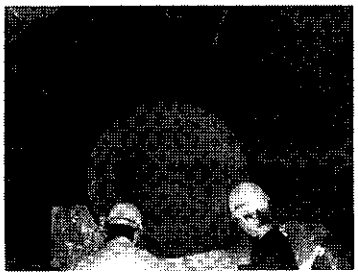


処置前

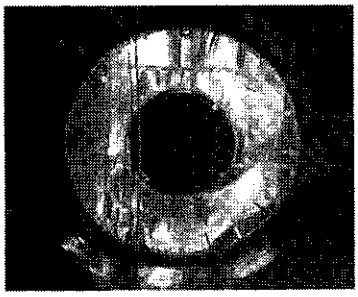


処置後

図９　吸気ﾌｨﾙﾀｰ吸込側密閉処置



仮設前



仮設後

図１０　ＧＴ排気口遮蔽板仮設

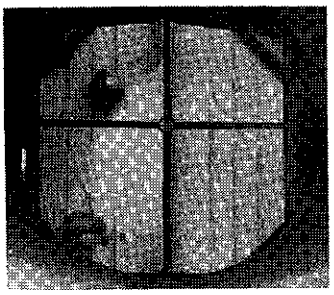


図１１　煙突ダンパ雨水侵入処置

・ブロー用の配管を増設し、１回/週又は、運転日の前日に配管内のブローを行い、錆等を取り除いた。

③冷却塔系統の凍結防止のための窒素置換

当初は、冷却搭の冷却管内を窒素置換しながら水抜きを行ったが、水を完全に取り除くことが困難で、冷却搭内の冷却管（銅管）が凍結により破裂する可能性が考えられたので、冷却搭をベニヤ等を使用して密閉処置とすると共に、冷却搭内に電熱ヒーターを取り付け、夕方～翌朝まで電熱ヒーターにより冷却搭内を暖めて凍結防止を行った。（夜中、冷却搭内の温度は約１０℃）しかし、冬季も運転するようになったので、この処置は正月休暇期間のみとし、通常は冷却水ポンプによる循環運転に切り替えた。

６．おわりに

本研究設備は、平成２１年３月末にて廃止となった。運開より約１５年間、安定発電第一の中での運用ではあったが、シーメンスガスタービンの日本での第１号機として、運転特性の把握、弊社の保守技術の向上に貢献し、その性能および信頼性が十分であることを確認することができた。さらに、３３００名を超す見学者を迎え、当研究所のショーウィンドウとしての役割も十分に果たしたと思う。

参考文献

1) 吉川・武田：「ドイツ・シーメンス社の新世代型ガスタービン」富士時報 Vol.65 No.11(1992)

2) 吉川・武田・Menapace：「Operatinng Experience with the Model V64.3 Gas Turbine at the Fuji Gas Turbine Research Center」IGTC 横浜大会 講演（1995）

3) 能勢・田中・武田：「富士電機ガスタービン研究所69MW 発電設備の概要と運転実績」火力原子力発電 Vol.46 No.11(1995)

4) 池田・山本・岩倉・山下：「富士電機ガスタービン研究所の運転実績と高温部品の寿命評価」火力原子力発電協会 東北支部「前進」（2000.3）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

札幌市におけるマイクロタービン コジェネレーションシステムの実証研究 第三報　起動時刻制御と熱主運転による稼働実績

*倉田 修，壹岐 典彦，松沼 孝幸，前田 哲彦，平野 聡，
角口 勝彦，武内 洋(産総研)，吉田 博夫(神奈川工大)

Micro Gas Turbine Co-generation System in Sapporo City – Control of start time and heat supply –

*Osamu KURATA, Norihiko IKI, Takayuki MATSUNUMA, Tetsuhiko MAEDA, Satoshi HIRANO, Katsuhiko KADOGUCHI, Hiromi TAKEUCHI(AIST) and Hiro YOSHIDA(KAIT)

ABSTRACT

AIST Energy Technology Research Institute (ETRI) has been demonstrating micro gas turbine co-generation system (MGT-CGS) in Sapporo City University since 2006. In 2009, the schedule timer for MGT-CGS was changed to new programmable logic controller (PLC) to improve CO_2 reduction. PLC can control MGT start time in accordance with temperature outside and classrooms, and heat demand operation. Results of start time control shows considerable effect on heat quantity based efficiency. Results of heat demand operation shows sufficient CO_2 reduction in partial load running.

Key words: Micro gas-turbine co-generation system, Programmable logic controller, CO_2 reduction, Control of start time, Heat demand operation, Partial load running

1．はじめに

地球温暖化対策として電力と熱を併用する分散型電源が普及している。前田[1]らは札幌の集合住宅のエネルギー需要を測定し、分散型電源の最適な構成を提案している。近久[2]は一般住宅、ホテルなどの需要頻度マップとコジェネレーションシステム(CGS)の CO_2 削減率・ランニングコストを図式化し、電主運転と熱主運転における削減率の特性を示すとともに、系統電力や高効率複合発電と比較している。産業技術総合研究所(産総研)エネルギー技術研究部門では2006年から札幌市立大学でマイクロガスタービンコジェネレーションシステム(MGT-CGS)を蓄熱槽(HST)や融雪機能付き太陽光発電と組合せ実証[3]している。CGS導入前のエネルギー需要測定と運転計画の策定[3]、運用時の熱移動の計測[4]についてはガスタービン学会で報告してきた。2008年度にはMGTのスケジュールタイマをプログラマブルロジックコントローラ(PLC)に置換し、システムの運用効率の改善を図った。PLCの設備の概要[5]とMGT起動時刻制御手法[6]については既報に示した。本報ではPLCによる制御の概要と起動時刻制御、熱主運転による稼働実績について報告する。

2. 札幌市立大学のCGSの構成とPLCによる制御

2.1　札幌市立大学のCGSの構成

札幌市立大学における実証研究系を Fig.1[6] に示す。MGT-CGSはタクマ製のTCP30LH(温水パッケージ、燃料：都市ガス13A、定格値は発電出力27[kW]、温水熱出力59[kW]、燃料消費量117[kW])で、キャプストン製のMGTを用いている。この温水は大学の暖房設備の温水ヘッダに導かれ、ボイラ(349[kW])からの温水と温水ヘッダで合流する(冬期)。夏期の温水は熱交換器(HEX-2)、貯湯槽を経由して給湯に供される。ここで、MGTの排ガスはバイパスダンパを通過後、真空式温水器(バコティンヒータ:VH)で温水に熱交換すると共に、並列に接続されたエコノマイザ(ECM)でHSTに熱供給される。温水需要が低下しVHの缶水温度が90[℃]を超えるとバイパスダンパは開放しMGT排ガスは放出される。HSTはMGT-CGS停止後の夕方と翌日(月曜)朝にパネルヒータへ放熱する。

MGTの発停は従来、スケジュールタイマにより設定していたが、2008年度に産総研のPLCに置換され、基本のスケジュールに加え、外気温度、教室温度、MGT排気温度などの入力により、起動時刻制御と部分負荷制御などを行なう。基本のスケジュールは、11月～4月の冬期は8時～20時、5月と10月の中間期は8時～19時、6月～9月の夏期は9時～17時のDSS(Daily Start and Stop)運転であり、土日休日と夏期、冬期休暇中は運転を休止する。北海道ガスが定めるコジェネレーシ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

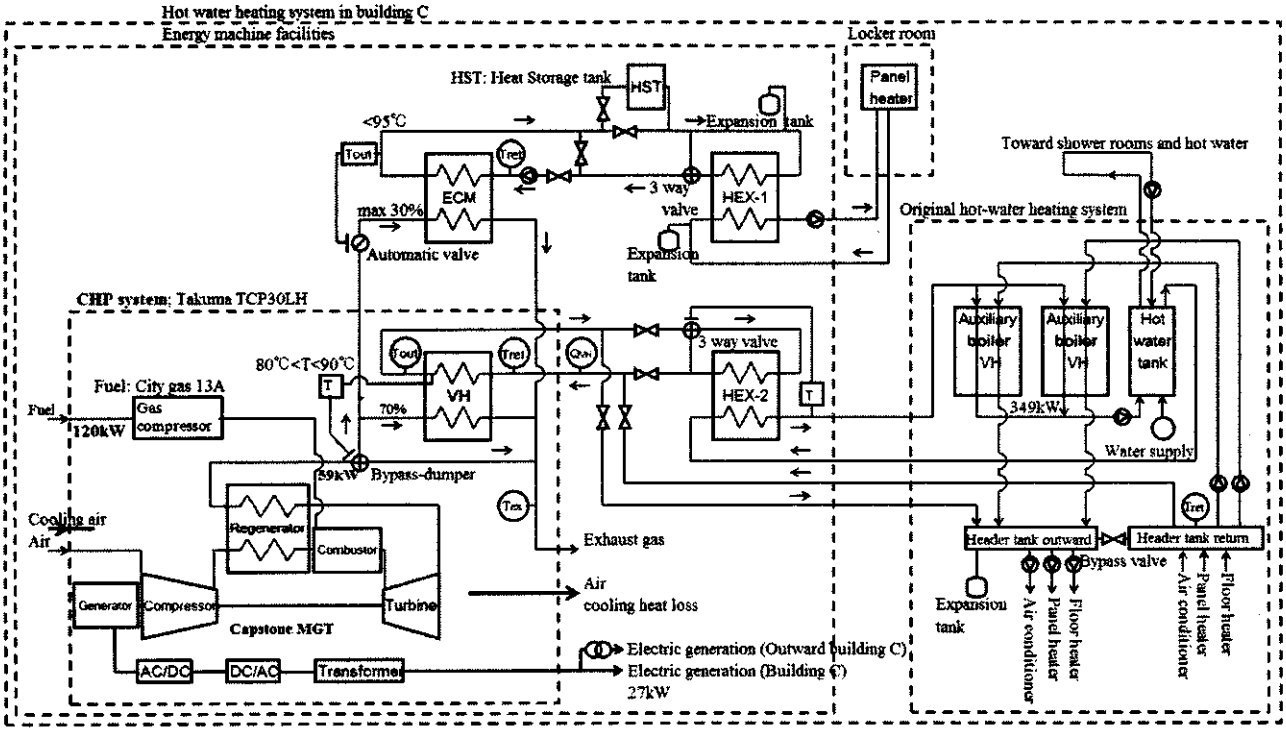


Figure1　Configuration of MGT-CHP at Sapporo City University[6]

ョンシステム A 契約の契約年間負荷率を満たすため、熱需要の少ない夏期中も運用する。なお、大学設備のボイラと建物の暖房はビル管理用システム(山武、savic-net)で運用されている。

2.2　従来のスケジューラによる稼働実績

Figure2[6]は従来のスケジュールタイマによる 2006 年 9 月から 2008 年 2 月の CGS 効率、発電効率を示す。冬期の大きな熱需要時においても CGS 効率が 50[%]以上になり難い理由として、排ガス流量の最大 32[%][4] が ECM に分岐するため、VH の熱回収量を低下させていると考えられる。その場合には ECM に排ガスの流入しない、すなわち、HST の受熱しない時間帯を延長すれば CGS 効率は上がると考えられる。また、冬期と中間期の端境期には分布の重なる範囲があり、外気温の入力による CGS システムの運用により、CGS の CO_2 削減効果を改善できると考えられる。

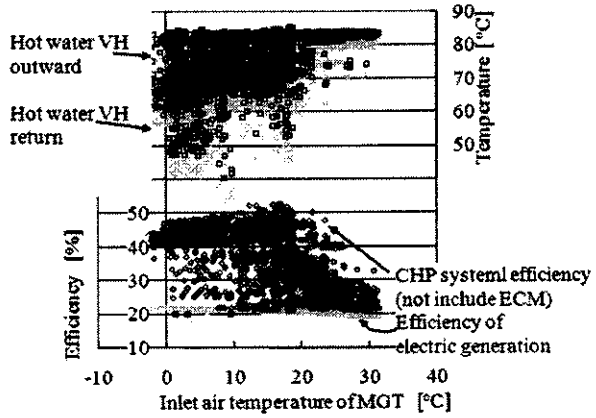


Figure2　CHP system efficiency (not include ECM)[6]

2.3　PLC による MGT 制御の概要

PLC による MGT 制御の予備検討案は(1)-(5)になった。

(1)冬期、週明けの月曜は1-2時間早く MGT を起動する。
(2)6-9 月の夏期は運転時間をコジェネ A 契約を満足する範囲で減らす。
(3)11-4 月の冬期は運転時間をコジェネ A 契約を満足する範囲で増やす。
(4)外調機に合わせて運転時間を設定する。
(5)夏期に部分負荷運転を行なう。

(1)は、冬期は土曜、日曜に設備の温度が下がるためである。検討の結果、冬期の外気温と教室室温の温度変化を整理・解析し、MGT 起動時刻制御のアルゴリズムを作成した[6]。また、(3)は(1)と統合した。
(2)は、コジェネ A 契約による契約年間負荷率の条件を満足するよう、基本スケジュールの MGT 起動時刻の範囲を設定した[6]。
(4)は、設備上、外調機の稼働を検知することが難しかったため、設備温水ヘッダ温度を検知して、MGT 起動時刻を早めることとした。
(5)は、夏期はコジェネ A 契約を満足するため、なるべく定格運転を行なう方針に変更した。中間期と冬期に排気温度を検知して、部分負荷制御を行なうこととした。ここで、PLC 供用開始後、建物電力量の測定精度

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

が不足し[5]、電主運転は断念した。なお、MGT 発電量はキャンパス内電力消費に比べ少ないため、系統への逆潮は起こらない。また、タクマの電気回路により停電時は瞬断する。

PLC による MGT 制御の最終案を Table1 に示す。
(1)冬期と中間期は外気温と教室室温の入力で MGT 起動時刻制御を行なう[6]。
(2)冬期、中間期、夏期は VH 下流の排気温度で部分負荷制御を行なう。
(3)中間期と夏期は温水ヘッダ温水温度の入力で MGT 起動時刻制御を行なう。

Table1　PLC control plan

PLC control program - preliminary plan				
	Start time	Operation time	Adjust to operation of air conditioner	Partial load
Winter-term	(1)Monday morning	(2)Increase		
Mid-term			(4)	
Summer-term		(3)Decrease	(4)	(5)

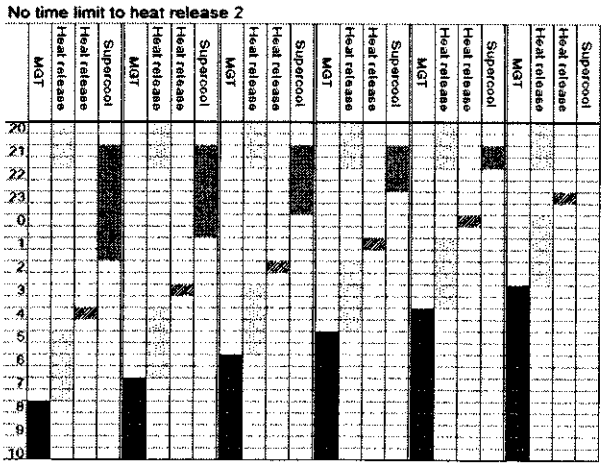
PLC control program - final plan			
	Start time, Input: temperature outside and classroom	Start time, Input: temperature of header tank	Partial load
Winter-term	(1)		(2)
Mid-term	(1)	(3)	(2)
Summer-term		(3)	(2)

2.4　MGT の起動時刻制御と HST の連動・独立制御

冬期は熱需要が多く、朝に教室を暖めるため暖房設備の起動は4時以前になることも多々あった。そこで、系統のボイラによる暖房を MGT-CGS で肩代わりし、CO_2 削減を図ることとした。PLC は外気温度、大講堂温度により MGT 起動時刻を早める[6]。

MGT 起動時刻が早まると HST の朝の放熱時刻も早まる。HST 関連の放熱・受熱などの時刻も PLC で制御されるが、MGT-CGS に連動する場合と、MGT-CGS 時刻とは独立の場合を選択できる。さらに、MGT-CGS に連動する場合は、放熱開始時刻に 0 時、1 時の制限を設ける場合と、制限を設けない場合(Table2)、漸減の場合を選択できる。

Table2　Interlocking process of MGT and HST



2.5　CGS の熱主運転

MGT-CGS 熱出力は冬期は建物の熱需要より少ないが夏期は供給過剰となる。さらに、冬期にも 18:00 以降に熱供給過剰となる事例があり、VH の缶水温度が上昇、バイパスダンパが開放し、排ガス合流点の排気温度が 120℃-240℃に上昇することがある。さらに、このバイパスダンパの開閉は繰返し起こる。ただし、HST との関連で冬期の MGT-CGS の停止時刻は 20:00 としてあり、熱供給過剰でも MGT-CGS を停止できない。さらに、キャプストンの MGT はエアベアリングを使用しているため、1 日 1 回を超える発停は MGT の耐久上好ましくないと考えた。そこで、熱供給過剰の際に MGT を部分負荷運転にし熱出力を抑えた。部分負荷運転では、VH 下流の排気温度>150[℃]の場合、発電指令電流(4-20[mA])を 80[%]に設定している。ここで、熱需要のフィードフォワード制御は採用しなかった。これは、実証研究の制約があり、PLC 制御のシステムの安定稼働を最優先したためである。

3. 起動時刻制御と熱主運転による稼働実績

3.1　MGT の起動時刻制御の稼働実績

Figure3 は 2009 年 3 月 23 日(月)と 24 日(火)に MGT 起動時刻制御を行なった際の各温度と HST のリレー作動状況を示す。HST は MGT-CGS と独立の場合で MGT 起動時刻は基本スケジュールの 8:00 から 2 時間前までに制限を設けている。前日 21 時の外気温度と大講堂温度により、MGT-CGS は 23 日は 8:00 に、24 日は 6:00 に起動している。HST は MGT-CGS と独立に作動し、8:10 に ECM 自動バルブを開き、MGT-CGS からの受熱を開始している。独立制御の場合、ECM 側に排ガスが流入しない分、VH 側の熱回収量が増加している。設備ヘッダの温水温度は 5:00 に上昇し、MGT-CGS より早く起動している。

Figure4 は起動時刻制御の結果をまとめたもので、MGT-CGS と設備ボイラの起動時刻、外気温度と大講堂温度を示す。外気温により PLC のプログラム通りに MGT-CGS は起動している。PLC プログラムでは外気温を前日の 21:00 に判断しているが、夜間に気温の低下があっても、HST との関連で判断結果を変えられない。このことで、9 時の大講堂温度が必ずしも目標値に達していないと考えられる。

Figure5 は起動時刻制御による 8:00 前の延長時間による改善効果を時間ベースと回収熱量ベースで比較した。

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

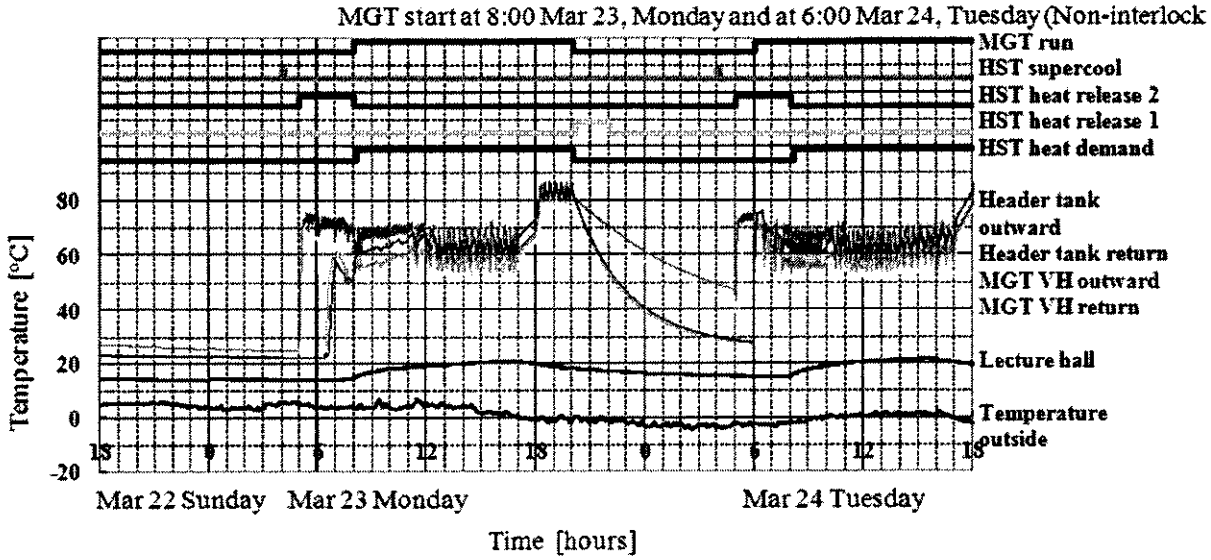


Figure3　PLC controlled process (Non interlock HST)

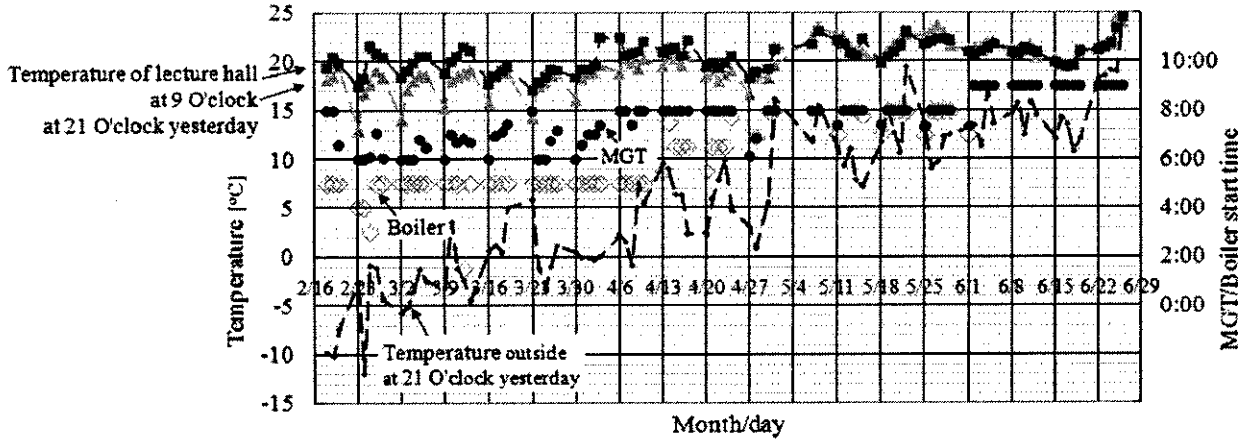


Figure4　MGT/Boiler start time and temperature

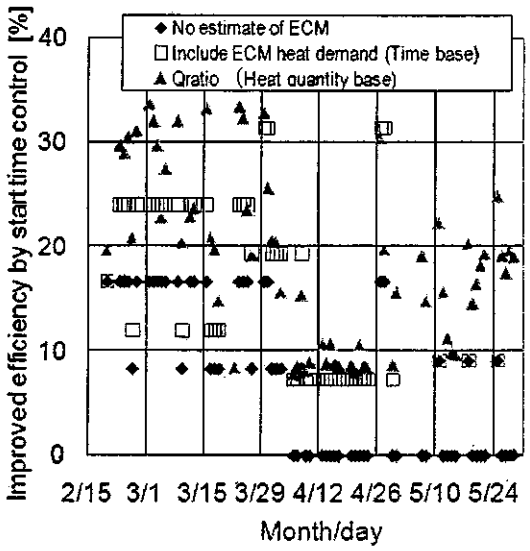


Figure5　Improved efficiency by start time control

図にはHSTのMGT-CGS独立運転時にVH側の回収熱量が増加するとした場合の時間ベースの改善効果も示す。VHの回収熱量で比較した改善効果は時間ベースで比較した値より正確な評価と考えられるが、回収熱量は大きな値を示している。

3.2　CGSの熱主運転の稼働実績

Figure6に熱主運転の稼働時間内の平均部分負荷率を示す。部分負荷制御は3月18日(水)から6月18日(木)まで選択した。6月2日(火)以降は、設備ヘッダの暖房は夏期休止に入り給湯需要しかない。暖房需要の低下に伴い、稼働時間内の平均部分負荷率が低下している。

Figure7はVHの回収熱量を部分負荷率を勘定した定格供給熱量で除した平均排熱回収率を示す。給湯需要しかない6月2日以降、平均排熱回収率はかなり低下しているが、5月から6月にかけて平均排熱回収率は40[%]近い値を示し、排熱回収量を改善していることが分かる。

4. CGS運転によるCO_2削減の解析

4.1　CGS運転のCO_2削減効果

Figure8に系統電力・ボイラとCGSにおける運用効率の概念を示した。以下に簡単な解析を行なう。

Download service for the GTSJ　via 3.142.52.141, 2025/05/01.

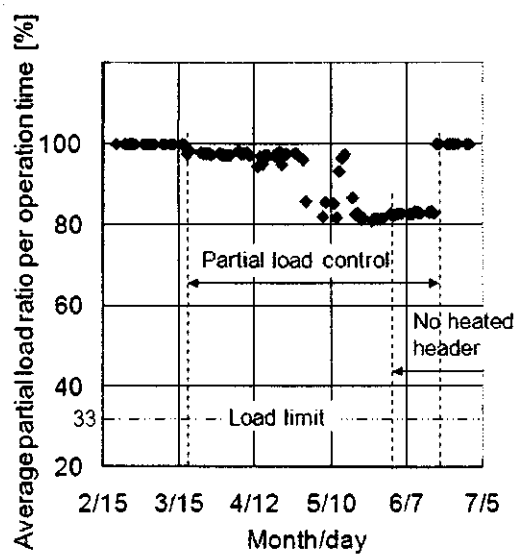


Figure6 Average partial load per operation time

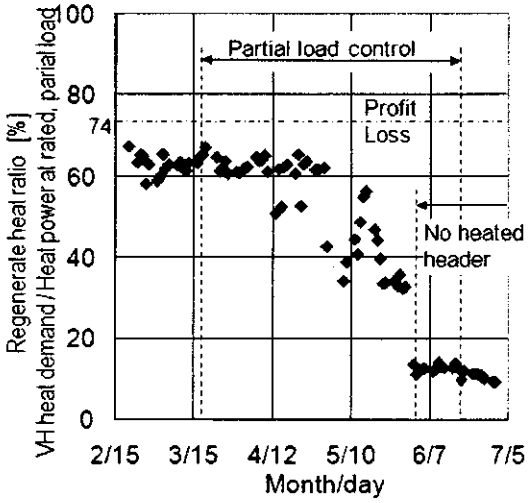


Figure7 Regenerate heat ratio

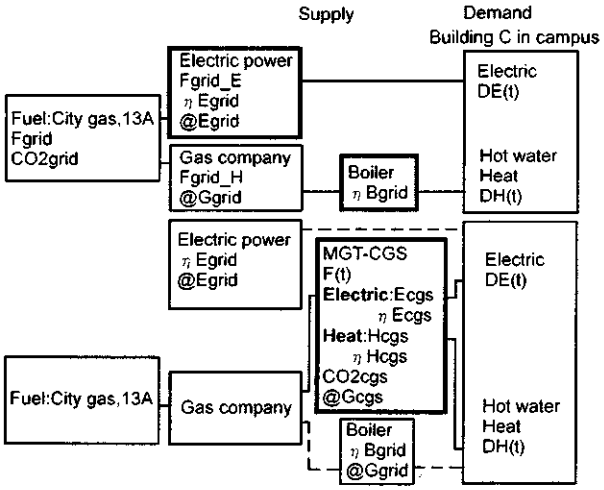


Figure8 CO_2 reduction by CGS vs. grid

(i)エネルギー供給側 MGT-CGS

MGT に投入するエネルギー(燃料ガス流量) F(t)

MGT の電力出力 Ecgs

MGT の熱出力 Hcgs

MGT の発電効率 ηEcgs=Ecgs/F

MGT の熱出力 ηHcgs=Hcgs/F

MGT の総合効率 ηHEcgs=(Ecgs+Hcgs)/F

MGT の CO_2 発生量 CO2cgs=a*F

(a は単位燃料の燃焼による CO_2 発生量、定数)

都市ガス燃料単価 CGS 料金 @Gcgs

(ii)需要側

電力需要 DE(t)

熱需要 DH(t)

(iii)電力と熱エネルギーを系統から供給する場合

送電ロスを引いた電力発電効率 ηEgrid(=0.38、火力)

ボイラ効率 ηBgrid(=0.85)

電力単価 @Egrid

都市ガス燃料単価 @Ggrid

CGS、系統のボイラ、系統の電力の燃料が同じ場合(都市ガス 13A)、Ecgs 分の電力需要を系統から供給する場合の燃料量は、

Fgrid_E=Ecgs/ηEgrid= ηEcgs/ηEgrid*F

熱需要に関するガス炊きの燃料量は、

(iv)夏期、熱需要が 0 の場合、

Fgrid_H=0

(v)それ以外の期間で熱需要があり Σ(DH)T≧Hcgs*T、(T は運転時間)の場合、Hcgs を既存ガス炊きボイラで供給する場合の燃料量は、

Fgrid_H=Hcgs/ηBgrid= ηHcgs/ηBgrid*F

(vi) Σ(DH)T≦Hcgs*T の場合、

Fgrid_H= Σ(DH)/ηBgrid

= ηHcgs/ηBgrid* Σ(DH)/Hcgs*F

MGT を使用しない場合(系統からのエネルギー供給)の燃料量は、

Fgrid=Fgrid_E+Fgrid_H

=(ηEcgs/ηEgrid

+ ηHcgs/ηBgrid* Σ(DH)/Hcgs)*F

但し、0≦ Σ(DH)≦Hcgs(電主運転で熱余剰)

同様のことが熱主運転に成立つ。電主運転と熱主運転の燃料量をまとめると、

Fgrid=(ηEcgs/ηEgrid* Σ(DE)/Ecgs

+ ηHcgs/ηBgrid* Σ(DH)/Hcgs)*F

但し、0≦ Σ(DH)≦Hcgs(電主運転で熱余剰)

0≦ Σ(DE)≦Ecgs(熱主運転で電力余剰)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

CO_2発生量は、

$$TCO2grid=T*a*Fgrid$$
$$=T*a*F*(\eta Ecgs/\eta Egrid*\Sigma(DE)/Ecgs + \eta Hcgs/\eta Bgrid*\Sigma(DH)/Hcgs)$$

CO_2削減量は、

$$TCO2grid-TCO2cgs$$
$$=T*a*F*(\eta Ecgs/\eta Egrid*\Sigma(DE)/Ecgs + \eta Hcgs/\eta Bgrid*\Sigma(DH)/Hcgs-1)$$

(vii)MGT-CGS 定格仕様

電主運転で冬期(11 月～4 月)と中間期(5 月と 10 月)は、$\Sigma(DH) \geqq Hcgs$ としている。

$\eta Ecgs=27kW/120kW=0.225$

$\eta Hcgs=58kW/120kW=0.483$

$\therefore \eta Ecgs/\eta Egrid(0.38)=0.59$

$\therefore \eta Hcgs/\eta B(0.85)=0.57$

$\therefore \eta Ecgs/\eta Egrid+\eta Hcgs/\eta Bgrid$ (4-1)

$=1.16>1.0$(冬期、中間期)

(viii)スケジュールタイマの場合の運転実績

DE(t)(キャンパス内電力需要)>>Ecgs

$\eta Ecgs/\eta Egrid \leqq 0.22/0.38=0.58$

MGT 運転時刻と HST への熱供給時刻が重なる場合、MGT 排ガス流量の最大 32[%][4] は ECM 側に流入するため、

$\eta Hcgs/\eta B \leqq 0.34/0.85=0.40$

$\therefore \eta Ecgs/\eta Egrid+\eta Hcgs/\eta Bgrid \leqq 0.98$ (4-2)

4.2 PLC 制御による効果

Equation 4-2 が 1 以上にならないと顕著な CO_2 削減効果は表われない。今後、ECM 下流の HST による回収熱量を見積もれば Eq.4-2 は 1 以上になると思われる。部分負荷において発電効率にあまり変化がなければ、Eq.4-2 が 1 以上になるのは、第 2 項を考えると、

$\eta Hcgs/\eta Bgrid \geqq 0.42$

$\therefore \eta Hcgs \geqq 0.42*0.85=0.357$

ここで、

$\eta Hcgs=\{(VH 回収熱量)/58\}*(58/120)$

$\therefore (VH 回収熱量)/58 \geqq 0.739$ (4-3)

Figure7 に(VH 回収熱量)/熱入力=74[%]のラインを示すが、運用結果はやや少ない値となった。Figure7 は日ごとの平均値を示すため 1 日あたりの最大値にはさらに大きな値を示すと予想される。そこで各日の時刻ごとの排熱回収率を計算し Fig.9 に示す。熱需要の多い冬期には定格出力でも(Fig.9a)、排熱回収率 74[%]を超える時間が長い。Figure9b、Fig9c の例では部分負荷制御により 18:00-20:00 の排熱回収率も増加している。このように、部分負荷制御の導入により排熱回収率が増加すること、システムは安定に稼働することが確かめられた。今後、CO_2 削減効果を改善するためには、熱需要のフィードフォワード制御への改良が必要だろう。しかしながら、部分負荷制御の出力範囲を拡大すれば、燃焼排気中の NOx など排出濃度が高くなる可能性もあり、慎重に対応する必要があるだろう。

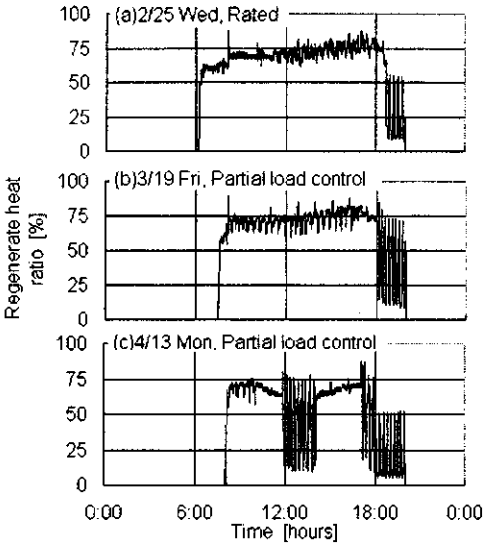


Figure9 Regenerate heat ratio in a day

5 まとめと今後の展望

MGT-CGS の PLC 制御により冬期の起動時刻制御と熱主運転を安定に稼働させ、CGS 運転による運用効率の改善を行なうことができた。札幌市大における実証研究は最終年度のため、MGT 制御手法を改良し、CO_2 削減・コスト削減の解析・提案を行なう予定である。

謝辞

本実証研究では、MGT パッケージの使用および運転計画の策定について、株式会社タクマ様に貴重な助言を賜りました。また札幌市、札幌市立大学様には、今回の実証研究の場をご提供いただくと共に、現地の様々な個別事情等への対応について多大なるご協力をいただきました。ここに記して謝意を表します。

6. 文献

(1)前田、他、日本エネルギー学会誌、第 83 巻、第 12 号、pp.1030-1038、(2004)

(2)近久、第 3 回分散型エネルギーシンポジウム講演論文集、産業技術総合研究所、(2006.12)

(3)吉田、他、Proc. IGTC2007 TS-017、(2007)

(4)倉田、他、第 36 回ガスタービン定期講演会、p.337、(2008.10)

(5)倉田、他、日本機械学会茨城講演会論文集、p.243、(2009.8.25)

(6)倉田、他、ICOPE-09、発表予定、(2009)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

大型非常用発電装置用 NGT3B 型ガスタービンの開発

Development of Niigata NGT3B gas turbine for large standby generator set

*樽井　真一，　小島　秀樹　（新潟原動機株式会社）
* Shinichi TARUI, Hideki KOJIMA (Niigata Power Systems Co., Ltd)

Abstract

Niigata Power Systems Co., Ltd (NPS) developed a new gas turbine engine "NGT3B" for a large-scale standby generator set to meet latest market demands in Japan. The engine output power is 2600kW with high thermal efficiency of 24.7%. It is first time for an emergency use to cover the electric power of 3000 kVA with a single gas turbine. And NGT3B increases the power range to 6000kVA with twin gas turbine. This paper describes design features of the major engine components and the enclosure set. Testing results regarding to engine performance and durability are also shown. The each component is modified for a high power and a high efficiency based on previous technology of NPS gas turbines. In engine durability tests, 1200 times engine starting and 400 hrs loaded continues running are done. The test results from overhaul inspections become a no problem. For the enclosure design, wait saving is achieved without increasing noise.

Key words: Standby generator set, Gas Turbine

1．はじめに

新潟原動機㈱（以下当社という）は，日本の市場要求を満たすために大型非常用発電装置に搭載する新しいガスタービン NGT3B を開発した。近年，日本の大都市における大規模インテリジェントビル，データセンタ，上水道施設，および排水設備の処理能力は，大容量化の傾向にある。これらの施設は社会的に非常に重要な役割を果たすため，停電時には，瞬時に大容量電力の安定的な供給が必要とされることから，非常用発電装置には高い信頼性が要求される。

当社では，従来より 250kVA から 5000kVA までの非常用ガスタービン発電装置を，自社開発したガスタービンを駆動源にラインナップしていたが，上記のような要求を満たすため，ガスタービン単機出力 2600kW の新型ガスタービン NGT3B を開発し，ツインタイプにすることで機関出力 5200kW（発電容量 6000kVA）までそのラインナップを拡大した。

新機種を追加した 1250kVA 以上の当社のガスタービン非常用発電装置ラインナップ（NGT シリーズ）の新旧比較を表 1 に示す。従来の 3000kVA 発電装置は，1500kVA 用の NGT2A 型ガスタービンをツインタイプとして適用していたが，NGT3B 型ガスタービンの開発により 1 台でカバーできるようになった。ガスタービン単機による 3000kVA の非常用発電装置は業界初となる。

NGT3B 型ガスタービンは，2006 年から開発を始め，性能試験，耐久試験を経て 2009 年春よりリリースを開始した。

表 1　非常用ガスタービン発電装置ラインナップ

発電容量 kVA	適用ガスタービン形式	
	従来シリーズ	新シリーズ
1250	NGT2-S	NGT2-S
1500	NGT2A-S	NGT2A-S
2000	NGT2B-S	NGT2B-S
2500	NGT3A-S	NGT3A-S
3000	NGT2A-T	NGT3B-S
3500	NGT2B-T	NGT2B-T
4000		
5000	NGT3A-T	NGT3A-T
6000	(Taurus70)	NGT3B-T

注）1. -S：シングルタイプ，-T：ツインタイプ
　　2. （Taurus70）は米国 Solar 社との提携機

2．概要と特長

NGT3B 型ガスタービンは以下の特長を有する。

1) シンプル・高信頼性：2 段遠心圧縮機，3 段軸流タービンおよび単筒缶型燃焼器のシンプルで信頼性の高い構造
2) 高出力・高性能：ガスタービン単機定格出力 2,648kW：熱効率 24.7%と非常用ガスタービンとして高出力と高効率を実現
3) 始動時間 40 秒：40 秒以内で始動し発電
4) 再始動時間 40 秒：停止時に再度始動可能であ

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

りその場合でも40秒以内で始動可能

6) ターニング不要：停止後の冷却のためのターニングが不要，このため運用が容易である

7) デジタルコントローラ：フルデジタルコントローラによるフレキシブルな燃料制御を実現

8) リモートI/O方式の採用：外部ケーブルの省配線化を実現

9) 遠隔監視装置：遠隔監視システムによる細やかなアフターサービスを顧客に提供

10) その他：設置環境に柔軟に対応可能なパッケージの軽量化、および新潤滑油供給システムの採用など

表2にNGT3Bガスタービンを適用したCNT-3000EAおよびCNT-6000EN発電装置の主要目を示し，図1に代表として，CNT-6000ENの標準性能線図を示す。

表2　NGT3B型ガスタービン発電装置主要目

	機種	CNT-3000EA	CNT-6000EN
発電装置	発電容量	3,000kVA (2,400kW)	6,000kVA (4,800kW)
	周波数	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz
	始動時間	40秒以内	40秒以内
	再始動時間	40秒以内	40秒以内
	燃料	A重油，軽油，灯油	A重油，軽油，灯油
ガスタービン	型式	NGT3B-S (シングル)	NGT3B-T (ツイン)
	定格出力	2,648kW	5,296kW
	回転速度	17,600 min-1	17,600 min-1
	圧縮機	遠心2段	遠心2段
	燃焼器	単筒缶型	単筒缶型
	タービン	軸流3段	軸流3段

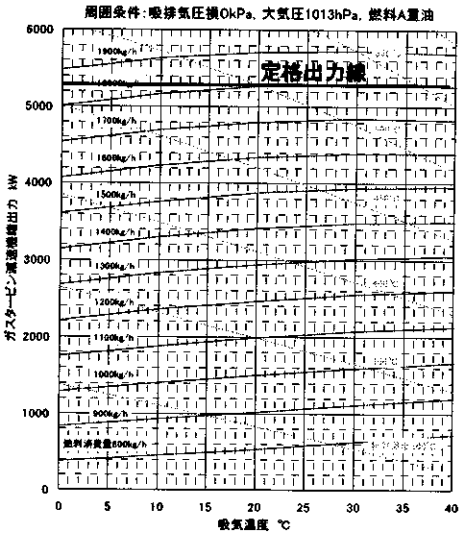


図1　ガスタービン性能線図

図2にCNT-3000EAに搭載されるNGT3B-Sガスタービン（シングルタイプ），図3にCNT-6000ENに搭載されるNGT3B-Tガスタービン（ツインタイプ）の外観を示す。

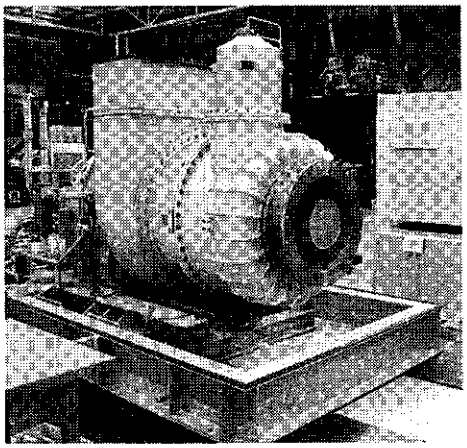


図2　NGT3B-Sガスタービン

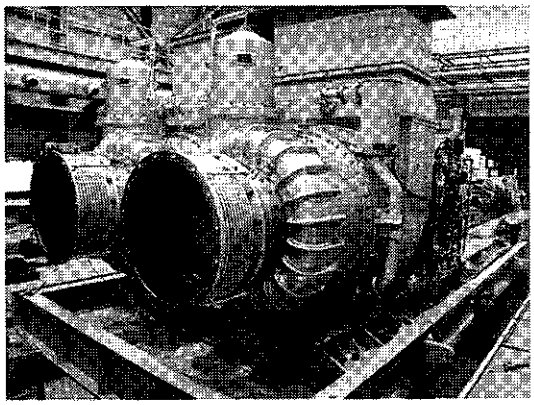


図3　NGT3B-Tガスタービン

3．ガスタービン構成部品の特徴

図4にガスタービン機関断面を示す。NGT3B型ガスタービンは，発電出力2500kVA用のNGT3A型ガスタービンをベースとし，互換性を確保することによりコスト低減と信頼性の維持を実現している。出力増加のため高温部品は，当社の高圧力比・高温型ガスタービンとして実績のある発電出力2000kVA用のNGT2B型ガスタービンの主要部をスケールアップする手法を取り入れて設計している。以下に各要素について詳細を述べる。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

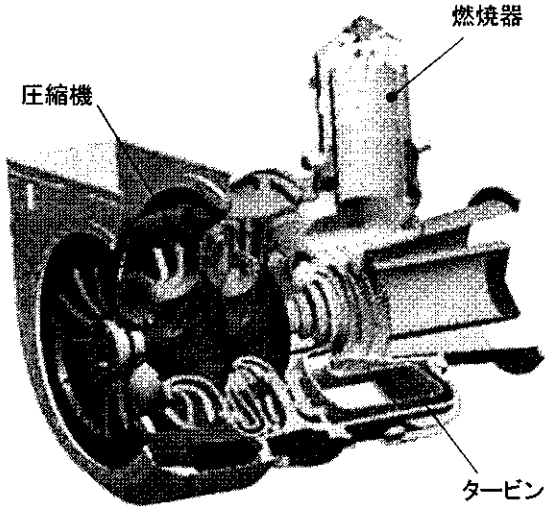


図４　NGT3B ガスタービン機関断面図

3.1 圧縮機

圧縮機はベース機関の NGT3A 型ガスタービンの２段遠心圧縮機を適用している。インペラは，17-4PH 鍛造材を５軸マシニングセンタにより削り出しで製作している。圧縮機の諸元は定格出力点において，空気流量 13.0kg/s，圧力比 8.1，圧縮機効率 80%である。高圧力比化，高温化に伴うタービンとのマッチング調整のため，デフューザを調整している。

3.2 燃焼器

燃焼器は，実績ある単筒缶型で，ライナ内壁面にはTBCコーティングを行い，耐久性を高めている。

ライナは外筒とピンで固定され，外筒毎タービンケースに取り付けるシンプルな構造であるため，保守点検が容易である。

3.3 燃料噴射ノズル

燃料噴射ノズルは，圧力噴霧式による確実な着火性と，気流微粒化式によるクリーンスモークの両方を兼ね備えたシンプルな構造を採用している。

3.4 タービンスクロール

タービンスクロールはニッケル基材の鋼板シートを絞り加工で成型し溶接して製造している。基本形状は NGT2B 型ガスタービンをベースにスケールアップし，板厚を増加したシンプルな形状とした。熱負荷の増大に伴うメタル温度の上昇に対して，少ない冷却空気で効率よく冷却できるよう，空気配分，空気孔配置などを改良した。フロントサイドのタービン入口近傍の冷却は，燃焼ガス温度の分布に対して，均一なメタル温度分布となるようインピンジ冷却の最適化を行った。リアサイドについては，板厚を上げて熱応力を低減し無冷却化した。

ＣＦＤ計算による温度予測と，実機による温度計測の結果，フロントサイドおよびリアサイドのメタル最高温度は材料の許容温度以下であることを確認した。

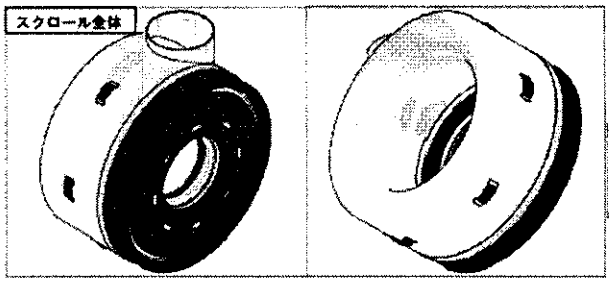


図５　タービンスクロール温度分布 CFD 解析

3.5 タービン

タービンは軸流３段タービンとし，ベースとした NGT3A 型ガスタービンを高温・高圧力比化するため，第１段静翼のマッチング調整を行った。第１段動翼は NGT2B 型ガスタービンをベースにスケールアップした空冷翼を採用した。第１段目の静翼はコバルト基，動翼はニッケル基の耐熱合金鋼を精密鋳造により製作している。第２段目および３段目はベース機関の NGT3A と共通とし，互換性を維持している。

タービンアセンブリは後述のロータシャフト構造により，エンジンを分解することなく点検することが可能である。

3.6 軸系

図７にロータアセンブリを示す。NGT3B 型ガスタービンのロータは，２段の圧縮機インペラをロータシャフトに通し，センタースタッドで締め付けた圧縮機ロータと，３段のタービンロータをタービンボルトで締め付けている。インペラ，タービンロータおよびロータシャフトは，軸芯の振れが少ないカービックカップリングで結合しており，振動も少なく安定運転が可能である。

ロータは，圧縮機ロータ組立品のロータシャフト両端に配置した２つの軸受で支持している。ボールベアリングをフロント側（出力端側）に，ローラベアリングをリア側（タービン側）に配置しロータ全体を支持している。軸受間距離が短く，機関停止後の熱による軸のたわみが少ないため，アフタークーリングを目的とした停止後のターニングが必要なく，ユーザーの管理運用が容易である。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

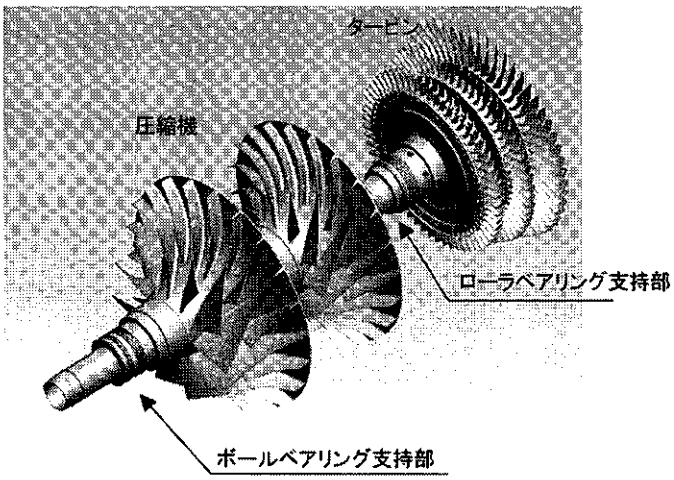


図７　ロータアセンブリ

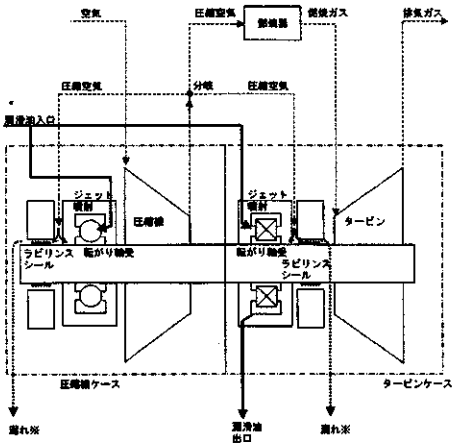


図８　軸シール略図

3.7 減速機

減速機は，ベース機関に対して出力増加となるため，新設計しているが，構造の簡素化，部品点数の削減などの工夫により従来と同じサイズを実現している。

４．発電装置の特徴

4.1 潤滑油供給システム

図８にガスタービンの軸シール略図を示す。ガスタービンの軸シールは，内部空気圧力を利用したラビリンスシール方式を採用しているが，機関停止などの低速時には内部空気圧力が低く，軸シール性が低下することから，潤滑油漏れ防止のための細かな注油コントロールが必要であった。

図９および図１０に従来と今回新たに NGT3B で採用した潤滑油系統図を示す。メインの潤滑油系統と予潤滑油系統間に逆止弁を設けて区分けすることで，電動ポンプによる予潤滑油を，摩擦の大きい滑り軸受のみに給油させ，摩擦の少ない転がり軸受には給油しない潤滑油系統とした。

このシステムにより，内部空気圧が低い低速時においても，滑り軸受と転がり軸受のそれぞれに適切な量を注油することが可能となり，電動ポンプの運転制御などによる細かな注油コントロールが不要となった。

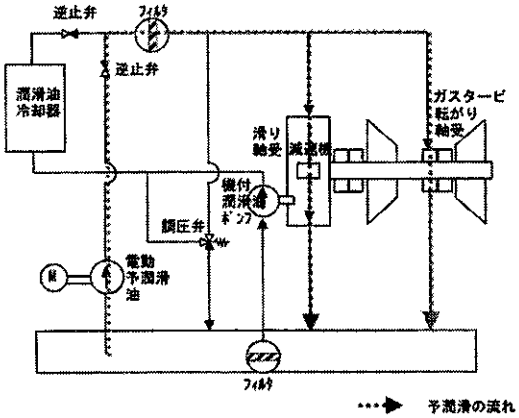


図９　潤滑油系統図（従来）

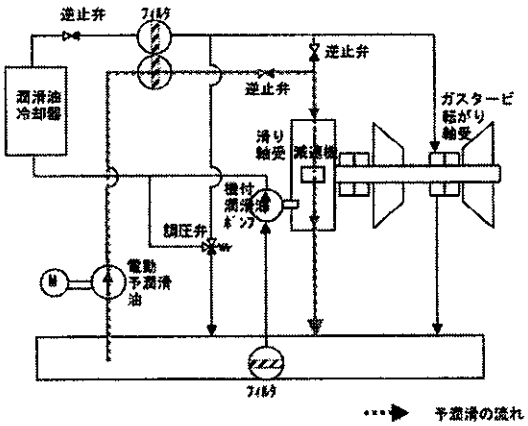


図１０　潤滑油系統図（新系統）

4.2 発電装置エンクロージャ

非常用発電装置の設置場所は，地上，地下以外にビルの屋上に設置されるケースが多く，発電装置全体の軽量化が要求される。この対応として，NGT3B 開発では，エンクロージャの軽量化にも取り組んだ。図１１に CNT-3000EA 非常用発電装置

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

（3000kVA）の断面を示す。この発電装置は，2500kVA 発電装置をベースに，吸気ダクトおよび吸気消音器構造を見直し，従来通りの騒音仕様（85dB）を維持しながら軽量化を図った。

この他，機関台床の構造を見直し，発電機およびガスタービンの重心位置に防振機構を設けることで，形状簡素化により軽量化した。これらの取り組みにより，NGT2A-T 型ガスタービンを適用した従来の 3000kVA 発電装置質量から，10%の質量低減を図った。

また，6000kVA 発電装置は，ベースとなる 5000kVA 発電装置からの質量増加を最小に抑え，出力当たりの発電装置質量で 14%の質量低減に成功した。

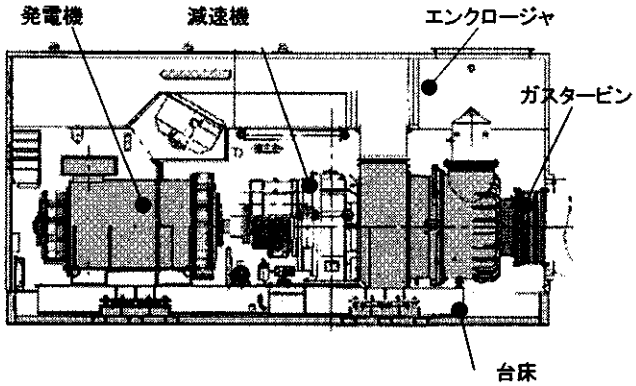


図１１　CNT-3000EA 発電装置

4.3 機関制御器

機関制御器をパッケージに搭載することで速度ピックアップ、排気熱電対等のセンサケーブル類の外部配線を不要としている。　またリモート I/O の採用により発電機盤・直流電源盤との信号の受け渡しを通信用ケーブルとすることで外部配線の省配線化を図り、設置工事の簡素化を実現している。

ガスタービン制御は、フルデジタルコントロールによりフレキシブルな燃料制御が可能となり良好な始動性能、負荷変動時の敏速な応答性能を可能としている。

５．開発試験

NGT3B 型ガスタービンの開発試験においては，非常用発電装置に要求される確実な始動性能を確認するための始動および再始動試験，および耐久試験により，信頼性を確認している。

5.1 始動および再始動試験

図１２に標準始動時のトレンドグラフを示す。

CNT-3000EA および CNT-6000EN の両発電装置とも日本の消防法規定に適合する，始動指令と同時に４０秒以内での始動が可能である。

また，機関停止後のホットな状態においても，前述のロータシャフト構造の特徴からアフタークーリングのためのターニングを行うことなく，４０秒以内でのホットスタートが可能である。

さらに，図１３に示すように機関停止中に，再度始動指令が入った場合でも，４０秒以内で再起動できることを実証している。この再始動は当社がパイオニアであり，1999 年に開発・実用化して以来，大小の機種で多くの納入実績がある。

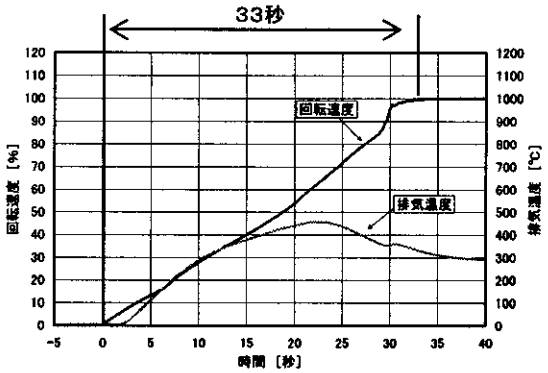


図１２　始動試験トレンド

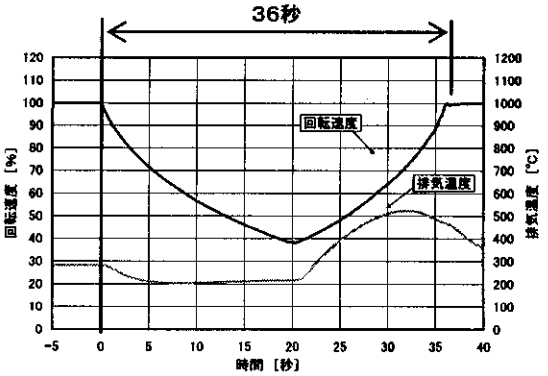


図１３　再始動試験トレンド

5.2 耐久試験

CNT3000EA 発電装置を用いて，起動—停止時に発生する機械的・熱的応力に対する部品の耐久性を確認するため 1200 回以上の始動サイクル試験を行った。図１４に試験発電装置外観写真を，図１５に始動サイクル試験トレンドの一例を示す。また，ホットパーツの経時耐久性を確認するために，10%過負荷条件での連続 100 時間運転を含む，400 時間以上の負荷運転試験を行った。その他，非常用ガスタービン発電装置は，雷雨時などに無負荷での長時間の待機運転が行われるケースもあることから，無負荷連続運転５０時間により伝達ト

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ルクが不安定な無負荷状態での信頼性を確認した。

停止時の再始動試験は５０回以上を行い，スタータドライブ，再始動システムの信頼性を確認した。

各種耐久試験後に性能計測を行い，試験前と比べて性能低下のないことを確認した。

図１６に耐久試験後の部品写真の一例を示す。いずれの部品も健全であることが確認された。

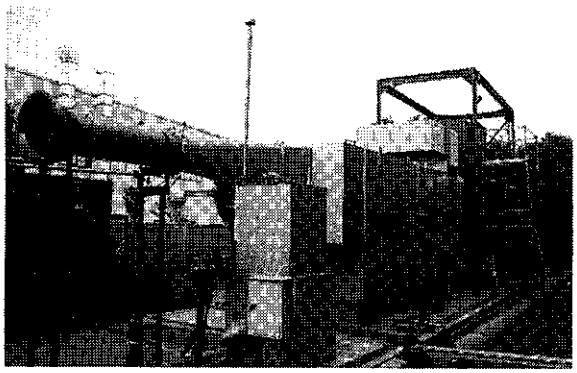


図１４　CNT-3000EA 試験発電装置

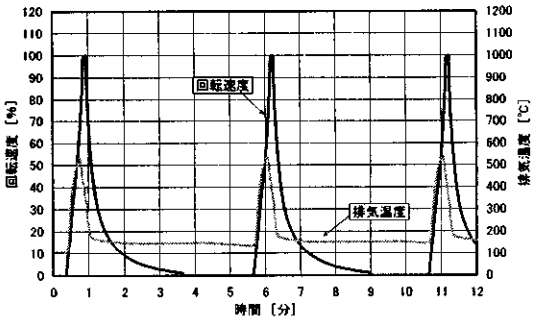
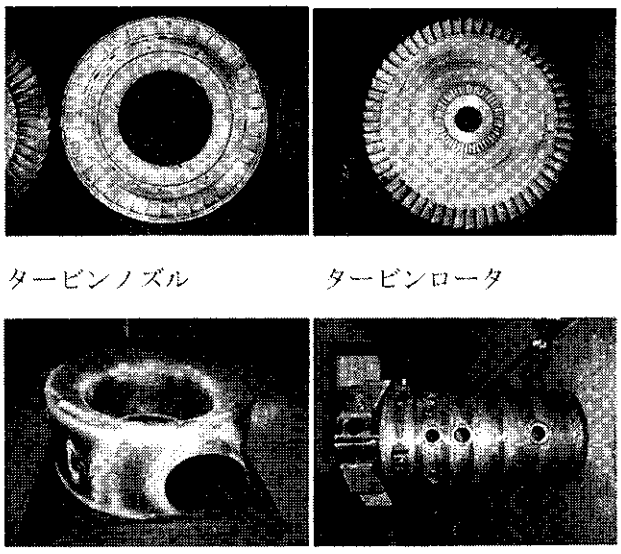


図１５　始動サイクル試験トレンド



タービンノズル　　タービンロータ

タービンスクロール　　燃焼器ライナ

図１６　耐久試験後の部品

６．まとめ

NGT3B 型ガスタービンは大容量化を続ける大都市需要施設の非常用電源に適した大型ガスタービン発電装置用に開発された最新型ガスタービンである。

1988 年から製造・販売を開始した自社開発ガスタービンによる非常用発電装置は，数多くの納入実績と信頼性の面で高く評価いただいており，この新型ガスタービンを適用した大型非常用ガスタービン発電装置が，さらに多くのユーザーにご利用いただけるものと期待している。

謝 辞

当社新型ガスタービン NGT3B の開発において，多大なるご貢献を頂いた関連メーカの皆様に心より感謝申し上げます。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ターボファンエンジンに対する代替燃料の影響
―低発熱量及び合成炭化水素燃料の場合―

*福山 佳孝（JAXA），藤原 仁志，岡井 敬一

Alternative Fuels Impact on the Turbofan Engine.
―Cases of Low Heating Value Fuels and Synthetic Hydro-Carbon Fuels.―

*Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA), Hitoshi FUJIWARA and Keiichi OKAI

ABSTRACT

The current commercial jet airliners utilize petroleum fuel (Jet-A1 etc.). However, the aircraft industry and airlines are investigating the alternative aviation fuels instead of kerosene, from the view point of the reduction of green house gases, especially carbon dioxide (CO_2). This movement is a reaction to the possible introduction of the CO_2 emission restriction in the near future by the international community. In the present paper, evaluation results are presented on the turbofan engine design and performance for the alternative fuels of bio based synthetic manufactured fuel and oxygen contained low heating value fuel (DME ; GTL) mixture with kerosene.

Key words: Simulation, Turbofan, Aero Engine, Alternative Fuel, Synthetic Fuel, Bio Fuel, DME

1．はじめに

現在の民間航空機は石油燃料（Jet-A1 等）を使用している。しかし、航空会社や航空産業を構築する企業は温室効果ガス（CO_2）排出量削減の観点から石油の代替燃料を検討している。これは、NO_xや騒音に限られていた環境規制が、近い将来、CO_2排出にまで拡大され、規制又は課金等の可能性がある為と思われる。

既に利用可能な代替燃料は幾つか存在し、その航空輸送への影響の検討がNASAのDaggettら[1]に報告されている。Daggett らによれば、バイオ系燃料(FAME; Fat Acid Methyl Ester)やそれらを原料とする合成燃料(Synthetic fuel)はジェット燃料を代替可能であると言う。さらに、将来的には、運用時のCO_2排出がゼロである液体水素も、まだまだ実現には多くの困難は有るが、航空代替燃料とできる可能性は有ると言う。

世の中にも若干の動きが見え始めてきた。

バイオ系代替燃料に関連して、SMECMA[2]は2007年6月25日に30%のFAMEを混合したJet-A1でCFM56-7Bの地上運転に成功したと報じている。この報告は酸素含有燃料を航空機エンジンに適用した稀なケースと思われる。

ボーイング社は航空エンジンメーカー、UOP社（燃料製造会社）、航空会社と協力し、"バイオフライトプロジェクト"と呼ぶバイオ系燃料を使用したデモンストレーション飛行を次のように実施した；2008年2月22日にVirgin AtlanticとGEAE、同年12月30日にAir New ZealandとRolls-Royce、2009年1月7日にContinentalとCFM international、同年1月30日にJapan AirlineとPratt & Whitney[3]。

ここで使用された燃料は(Virgin Atlanticを除き)非食料・植物系原料を使用した合成燃料とJet-A1の50:50混合燃料である。合成燃料はFAMEに比較して製造時に多くのエネルギを使用するものの、燃料性状は石油系燃料とほぼ同等に製造制御され、広い温度範囲で安定性の高い、航空に適した燃料らしい。バイオ系合成燃料を50%以下の任意の割合で含む燃料は"drop-in"燃料と呼ばれ、通常のジェット燃料と同等に扱って良いとされる。問題点はコストと安定供給システムであると言われている。CNN[4]に藻を原料とするバイオ燃料の記事が掲載された。石油大手も注目すると言う記事だが、エクソンモービルは大量（定義は不明）の燃料を製造するには5～10年は必要とコメントしている。

広い範囲の代替燃料の航空輸送への影響に関しては、Daggett ら[1]の評価があり、水素燃料航空機に関してもJAXAの技術資料[5]があるが、エンジン作動に着目した評価は著者らの知る限り無い。

その為、前報[6]では、低発熱量の酸素含有燃料としてジメチルエーテルとエタノールを、将来のCO_2フリー燃料として液体水素を選定し、これらを使用した場合にエンジン設計や運用にいかなる影響が生じるかを検討した。その結果、液体水素燃料航空機（実現には時間が必要）はエネルギ利用効率の観点からは長距離運用に向く。低発熱量燃料（規定を作れば運用可）も短距離運用に限定すれば、デメリットは少ないとの結果が得られた。

本報は、発熱量が若干増加すると言われるバイオ系合成燃料と低発熱量燃料をジェット燃料に低率で仮想的に混合した燃料を使用した場合のエンジンシステムの検討結果を報告する。

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

2．シミュレーション対象機材と運航

本報も前報と同様に2機の高バイパス比ターボファンエンジンを搭載するボーイング777型機を解析対象とする。表1に航空機仕様の概略を、表2に運航解析用に選定した短距離(SR:国内線)、中距離(MR:日本-東アジア)、長距離（LR:日本-米国西海岸）の運航データの概要を示す。図1にこれらの運航高度と運航マッハ数の時間変化を示す。図中の●（データ数は表2）で解析を実施した。

3．ジェット燃料と代替燃料

表3にジェット燃料（Jet-A1）及び本報で取り扱う仮想代替燃料を示す。JFは発熱量を調整したJet fuel、BFはBio Fuelを示し、後ろに付く数字で燃料発熱量の増加%を2桁で示す。DMEとJet-A1混合燃料の場合、DMEの割合xx(質量%)を使用し、DMExx等と表記する。表3に示すのはDME 100%の値である。

3.1 バイオ系仮想合成燃料

航空用に直ぐにでも使える"drop-in"型のバイオ系合成燃料は植物油脂を原料としてFischer- Tropschプロセスにより製造される。ジャトロファ起源の合成燃料発熱量はJet-A1より4%程度大きいと言われているが、この程度の差であれば、燃料の原子組成は不変として扱っても支障無いとも考えられる。しかし、ここでは、燃料発熱量が単独要素元素の発熱量の和であると考えるDulongの式を使用し、組成変化の影響度を見ておきたい。Dulongの式では、Fc、Fhを炭素、水素の質量分率、LHVc、LHVhをそれぞれの発熱量とすれば、燃料発熱量（LHV）は以下の様に記述される。

$$LHV = Fc \times LHVc + Fh \times LHVh \qquad (1)$$

水素質量分率の変化を⊿Fhとし、JetA1と代替燃料の発熱量をそれぞれLHV0、LHVaとすれば、

$$\Delta Fh = (LHVa - LHV0) / (LHVh - LHVc) \qquad (2)$$

となるから、バイオ系仮想合成燃料に対しては、Jet-A1の原子組成を⊿Fh修正して使用した。Asian Congress on Gas Turbines 2009に於けるBallac教授の講義では、バイオ系航空燃料の水素質量分率は15.4%と紹介された。これは、本報のBF02と04の間の組成に相当する。

3.2 低発熱量仮想燃料

既に我々はバイオアルコールやバイオディーゼル（FAME）燃料を使用でき、エタノールはガソリンに、FAMEはディーゼル燃料に小量混合され、地上走行車両に利用され始めている。

著者らは、今直ぐに、これらバイオ系低発熱量燃料が航空燃料に使用される可能性が高いとは考えていないが、これらとJet-A1の仮想混合燃料をエンジンに使用した時のエンジンへの影響を数値実験で評価して置きたい。

Table 1 Aircraft specification

Aircraft	Empty Weight	Maximum Take-Off Weight	Fuel Tank Volume	Wing Area*1	Application
	kg	kg	m^3	m^2	
B777-200ER	143,015	286,897	171.17	427.8	International
B777-300	160,120	299,380	171.17	427.8	Domestic

*1) from http://www.airliner.net/
Others from Airline's Home Page

Table 2 Flight examples

Index	Airport		Distance*1	Time*2	TOW*3	LDW*4	Data No.
	from	to	km	Hour	kg	kg	-
SR	Tokyo(Haneda)	Osaka(Itami)	448	0.72	199,653	194,305	94
MR	Tokyo(Narita)	Bangkok	4,590	5.12	209,669	178,308	187
LR	Tokyo(Narita)	Sanfrancisco	8,208	8.88	263,882	199,628	300

*1) from Airline's Home Page
*2) from flight record
*3) Take Off Weight, from flight record with jet fuel
*4) Landing Weight, from flight record with jet fuel

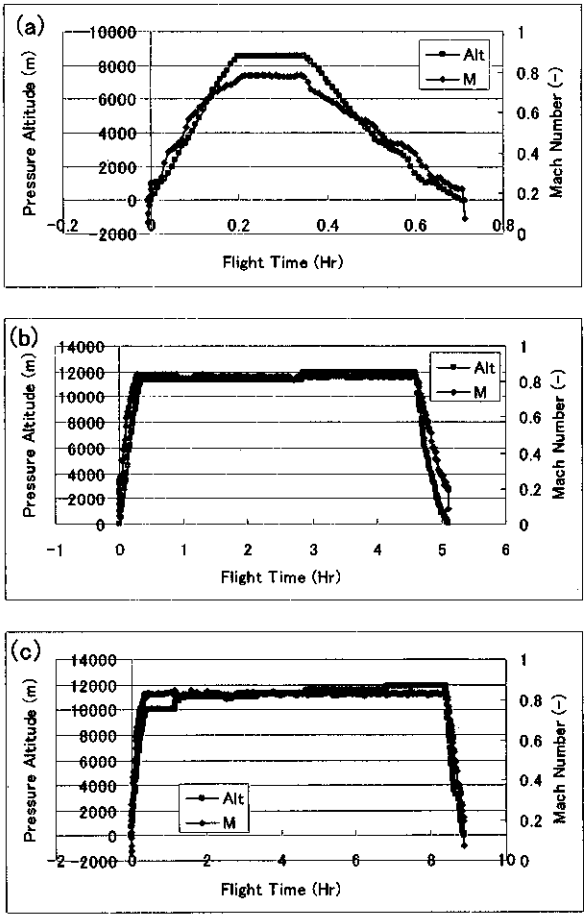


Fig 1 Flight profiles

Table 3 Jet and alternative aviation fuels

Fuel	LHV	Mass Concentration			Density	CO_2 generation	CO_2 generation
		C	H	O			
	MJ/kg	%	%	%	kg/m3	kg/kg fuel	g/MJ
Jet A1	42.80	86.1%	13.9%	0.0%	800	3.16	72.72
JF02	43.66	↑	↑	↑	↑	↑	71.46
JF04	44.51	↑	↑	↑	↑	↑	69.27
JF06	45.37	↑	↑	↑	↑	↑	67.16
BF02	43.66	85.1%	14.9%	0.0%	751	3.12	71.46
BF04	44.51	84.1%	15.9%	0.0%	↑	3.08	69.27
BF06	45.37	83.2%	16.8%	0.0%	↑	3.05	67.16
DME100	28.88	52.1%	13.1%	34.7%	670	1.91	66.15

*1) LHV; Lower Heating Value
*2) JFxx & BFxx; LHV greater than Jet-A1 by xx %
*3) DME; Dimethyl ether (CH3-O-CH3)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

前記したようにエンジンシステム解析からは条件を限定すれば使用は可能と考えられるからである。但し、本報では簡単の為 DME のみを解析評価対象とした。

4．エンジンシミュレーション方法の概要

4.1 シミュレーションシステム

本報告で使用した解析システムと方法の説明は既報、Fukuyama ら[7,8]に有るのでここでは省略する。

4.2 エンジンモデル

表 4 に本報のターボファンエンジンの地上静止条件（SLS：sea-level-static）の状態量をまとめる。これらはエンジンメーカーのエンジン設計仕様値とは異なり、本エンジンモデルを SLS 運転計測値でチューニングした結果である。

代替燃料解析では、燃料発熱量と組成の変化により燃焼器及びタービンを通過する燃焼ガス流量と組成が変化する為、これらの流体性能等も変化すると考えられるが本報告では考慮しない。

代替燃料の検討では、従来型の比推力燃料消費率（SFC）の概念では不足が生じる。なぜならば、発熱量の変化により、運航で評価すべき量は、質量（重量）にエネルギが加わるからである。体積も評価対象だが、これは、既存の機体仕様を満足するかで判断すべきものである。

SLS 条件の燃料消費を評価するパラメータには TSFMC (Thrust specific fuel MASS consumption)と TSFEC (Thrust specific fuel ENERGY consumption) を使用する。

Table 4 Assumed design parameters of model engine (SLS, ISA dry condition)

Engine thrust (FN)	408,300	N
Fan pressure ratio (FPR)	1.74	-
Overall pressure ratio (OPR)	38.02	-
Bypass ratio (BPR)	6.29	-
Turbine entry temperature (TET)	1,821	K
Low pressure spool rotation (N1)	2,876	RPM
High pressure spool rotation (N2)	10,240	RPM
Overall turbine coolant flow rate ratio (OTC)	23.8	%
Fan diameter (FD)	112	in
Specific fuel mass consumption (TSFMC)	9.82	mg/N/s
Specific fuel energy consumption (TSFEC)	420.3	J/N/s
Dry weight *1	7,140	kg

*1 from Jane's Aero-Engines, Issue Seventeen – Mar. 2005

4.3 対代替燃料用エンジン再設計

代替燃料を使用すると（一般的に）燃焼ガスの比熱が変化するのでタービン膨張線が変化する。エンジン通路部（全体）を軸流マッハ数とボス比を維持する様調整すればターボ機械性能はほぼ変らないエンジンと考えられる。この時タービン入口温度（T4）を設計点で固定するとコアノズル条件が変化する。コアジェット流速はエンジンの推進効率及び騒音に関連する。その為、エンジンバイパス比(BPR)を調整してコアジェット流速を維持する再設計を行った。本来、BPR と同時にファン圧力比(FPR)を調整すべきだが再設計時の FPR 選定根拠が不明確なので本報では FPR は不変とした。

表 5 に DME／Jet-A1 混合燃料に関して、混合割合と再設計により得られた BPR、燃料消費(TSFMC、TSFEC)、ファン直径、バイパス側とコア側出口ガス流量(G18、G8)、質量重み付き出口ジェット速度(Ue)を示す。DME を 20%混合した燃料では BPR の増加は 1%、その時ファン流量はほぼ不変。つまり、この再設計ではコアが小型化している事が分かる。

Table 5 Influence of re-design for DME mixture fuel

Fuel	BPR*	TSFMC*	TSFEC*	Fan Dia*	G18*	G8*	Ue*
	-		-	%	-	-	-
JetA1	1.000	1.000	1.000	0.000	1.000	1.000	1.000
DME10	1.005	1.033	0.999	0.002	1.000	0.996	1.000
DME20	1.010	1.068	0.998	0.005	1.000	0.992	1.000
DME30	1.015	1.105	0.998	0.007	1.000	0.987	0.999
DME50	1.028	1.189	0.996	0.015	1.000	0.977	0.999
DME100	1.071	1.467	0.990	0.031	1.001	0.945	0.997

4.4 代替燃料運航解析方法

SLS 解析と運航解析との違いは後者が航空機への燃料搭載量の変化を考慮する事である。

代替燃料運航解析の第 1 ステップでは Jet-A1 を使用した解析を低圧軸回転数（N1）を与えて実行した。得られた燃料消費量の時間変化はエンジンを低負荷で運転する下降時を除き計測値と非常に良く一致する[6]。

代替燃料解析は運航条件である大気圧力（P0）、温度（T0）及びマッハ数（M0）と、Jet-A1 解析で得られた推力を与えて実施した。

運航時の燃料消費評価パラメータに FSFEC (Flight specific fuel ENERGY consumption) と FSFMC (Flight specific fuel MASS consumption) を適用する。これらは、燃料と運航パターンの関数である。発熱量にほぼ比例して FSFMC は変化するが、FSFEC はエンジンの熱サイクル（全体圧力比：OPR、タービン入口温度：TET）が固定であれば変化は小さい。

代替燃料を低率混合した燃料や僅かな発熱量の変化では FSFMC の影響は小さいが、前報と同様、運航に必要な推力を質量で補正した。つまり、Jet-A1 の解析結果として得られたある時間の機体全体質量と推力を添え字 0 で表すと、機体質量が FSFMC の変化により W に変化したとき、必要な推力は FN となると仮定した。

$$FN=W\times(FN_0/W_0) \qquad (3)$$

この仮定は消費燃料質量の変化を非常に単純な形で推力に反映する方法として、特に質量変化が少ない条件では、有用であると考えている。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

具体的には、予備燃料質量の影響は考慮せず、各運航データの着陸重量（LDW：landing weight）が不変とした。燃料が替わると、FSFMC の変化により、離陸から着陸までの各時間の機体質量が変化し、飛行に必要な推力も変化する。離陸重量（TOW：take-off weight）と推力を修正する過程を繰り返し計算で収束させる。本研究では燃料消費量で 10^{-4} 以下の誤差に収束させるのに、2～4 回の繰り返しが必要であった。

5．解析結果

以下、代替燃料に関する解析結果をまとめる。ここでは二つのポイントでエンジン運用への影響を評価する。第1は地上静止運転(SLS)条件、第2は実運航条件である。

5.1 SLS 運転における変化

代替燃料を使用した SLS 定格推力運転を評価した結果をまとめる。図 2 は燃料、設計等が変化した場合の Jet-A1 条件からの状態変化を示す。縦軸の X*はパラメータ X の Jet-A1 運転に対する比、X#は Jet-A1 運転からの差を示す。

図(a)は軸回転数（N1:低圧軸、N2:高圧軸）、図(b)は燃料消費（TSFMC:質量消費、TSFEC:エネルギ消費）、図(c)はタービン温度(T4:タービン入口、T5:タービン出口)図(d)はコア(U8)とバイパス(U18)ノズル出口速度を示す。

横軸は左端が Jet-A1(基準)で右に向い、JF(Jet 燃料と同じ原子組成で発熱量が異なる場合)、BF(発熱量に伴い前記方法で組成を変更した場合)、DME(DME と Jet-A1 混合燃料)、ここまでは Jet-A1 で設計されたエンジン。右端の DME-RD は DME 混合燃料用にエンジン通路部と BPR を再設計した場合を示す。

バイオ燃料では、組成を考慮する事で N や T の変化方向が変わる、DME 用設計変更で N の変化は少なくなるが T5(EGT)が増大する等の効果が見られるが、SLS ではエンジン運転状況への影響は限定的と分かる。

5.2 運航解析における全体的変化

先ず、運航全体の燃料消費を検討する。

図 3 にバイオ系仮想燃料を使用した場合に関して燃料組成考慮の有無の影響を見る。横軸は Jet-A1 に対する発熱量比、縦軸は燃料の(a)エネルギと(b)質量消費の Jet-A1 に対する比である。発熱量の増加により、燃料消費質量が低下し、同時に、エネルギ効率も向上する傾向がある。さらに、燃料消費の評価に関しては燃料の原子組成の影響はほとんど無い事も分かった。

図 4 に DME を Jet-A1 に混合した燃料に関して混合割合と再設計の効果を示す。発熱量の低下の為、必要燃料質量は増加するが、飛行時間(距離)の影響は 2 次的である。エネルギ消費量に対しては運航時間(距離)の影響が強く現れ、設計改訂の効果も見られるがその効果は僅かと言えよう。

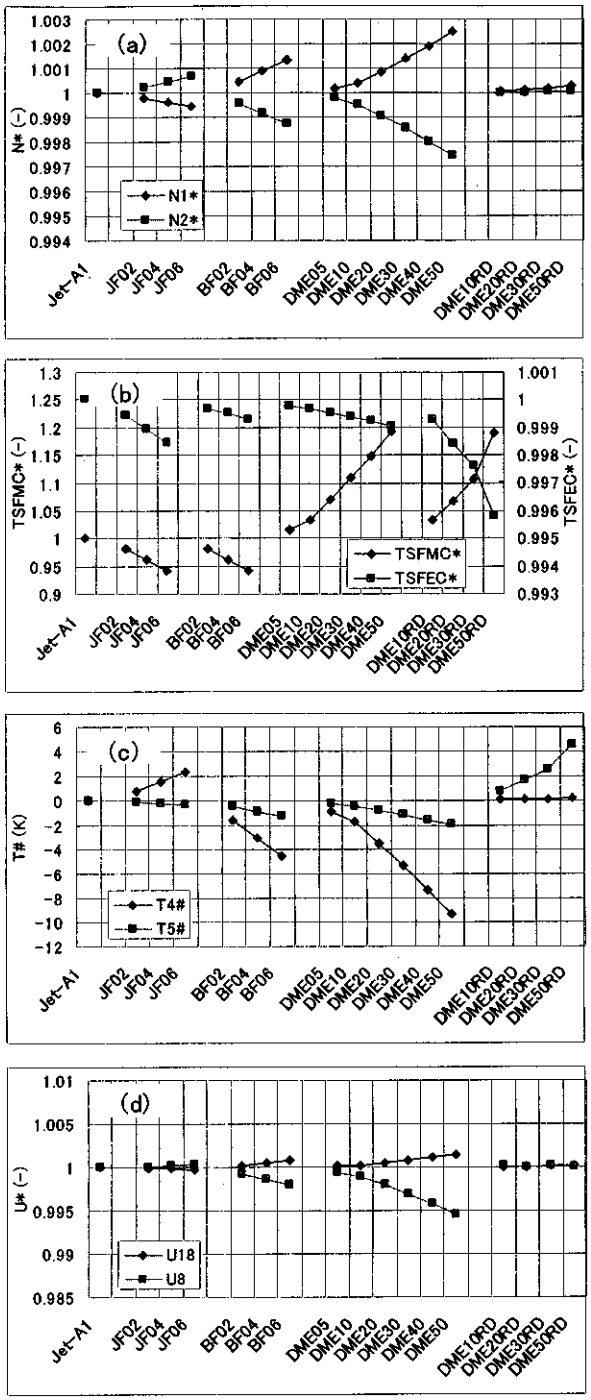


Fig 2 Parameter variations from Jet-A1
(SLS ISA Dry condition)

次に運航に伴うエンジン作動状態変化を見る。

紙面の都合もあり、一例として、図 5 に LR 運航時の N1 の時間変化を示す。図(a)は基準である Jet-A1 使用時の回転数、(b)は仮想バイオ燃料 BF04 と JF04 を、図(c)は DME10 の場合で設計変更の有無を比較した物で、いずれも Jet-A1 回転数に対する比率で示している。

発熱量変化（BF04 では 4%増加、DME10 では 3.25%減少）に伴う機体離陸質量変化の影響で N1 の傾向に変化が生じる。(b)の BF04 と JF04 の相違は燃料組成、(c)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

の DME10 と DME10RD の相違は設計変更の影響を示す。いずれの影響も 0.1%のオーダーであり、それほど大きく無い事が分かる。

5.3 運航特性点における変化

運航全体では比較検討が困難で在る為、以下、Max Climb に相当する点でエンジン運転状況の変化をまとめて観察する。変化量の絶対値はともかく、変化傾向は他の条件でも同様と考えてよい。説明するパラメータにはエンジン回転数とタービン排気温度(T5)を選定した。

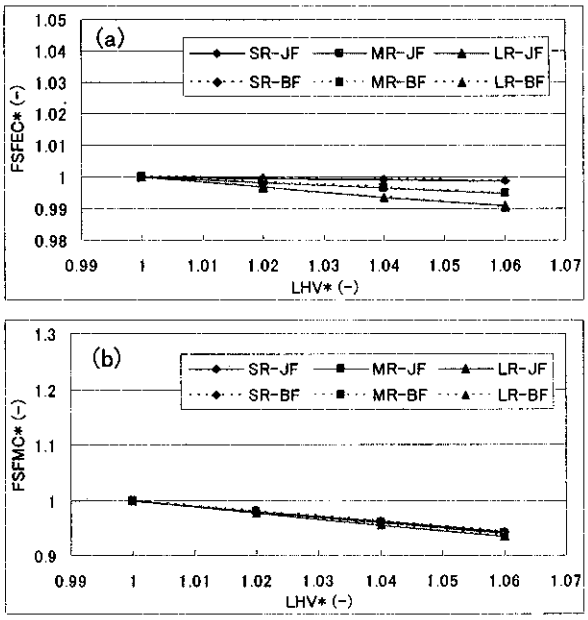


Fig 3 Flight simulation results of virtual bio fuel

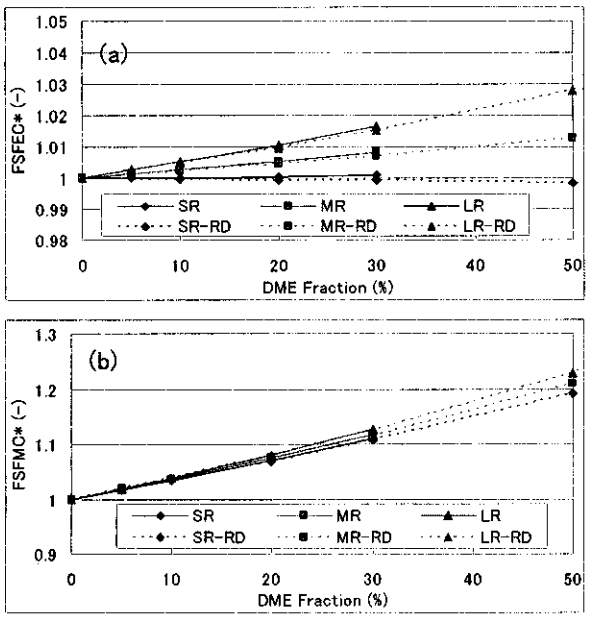


Fig 4 Flight simulation results of DME mixture fuel

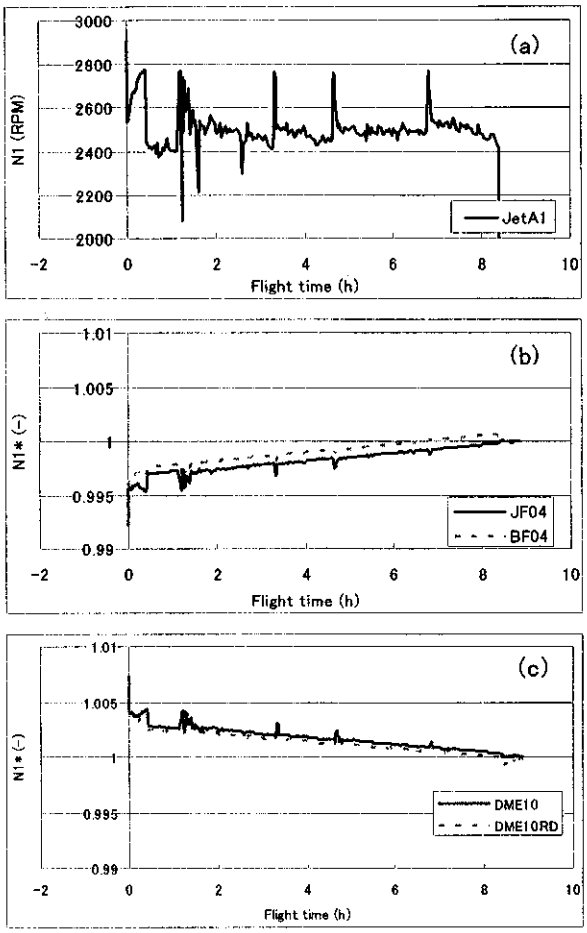


Fig 5 N1 variation in time for LR flight

図 6 に仮想バイオ燃料使用エンジンの(a)N1、(b)N2 と(c)T5 に対する運航時間(距離)と燃料発熱量の影響をまとめる。SLS の特性を残す SR 運航以外では N1、N2、T5 は低下するので、エンジン運転負荷は減少する事を示す。さらに、燃料組成を考慮する影響は存在し、SLS に比較すれば明確となるが、その影響の絶対値は小さく、1%の発熱量変化に対して、組成考慮の影響は N1 で 0.03%、T5 で 0.3K 程度であった。

図 7 に DME／Jet-A1 混合燃料使用エンジンの(a)N1、(b)N2 と(c)T5 に対する運航時間(距離)と燃料発熱量の影響をまとめる。設計変更を考慮した SR 運航以外では N1、N2、T5 は増加するので、エンジン運転負荷は一般に増大する事を示している。運航時にも、設計改訂の効果はあるが、余り大きく無い。エンジン開発や改良コストを考えれば、低発熱量燃料は、既存エンジンに適用できる範囲で使用すべきと言って良いと思われる。本研究の範囲では適用限界に言及できないが、本報の中距離；4600km、5 時間程度の運航を考え、20%混合しても回転数で 0.5%、T5 で 5K 程度の増加で済む事が分かった。

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

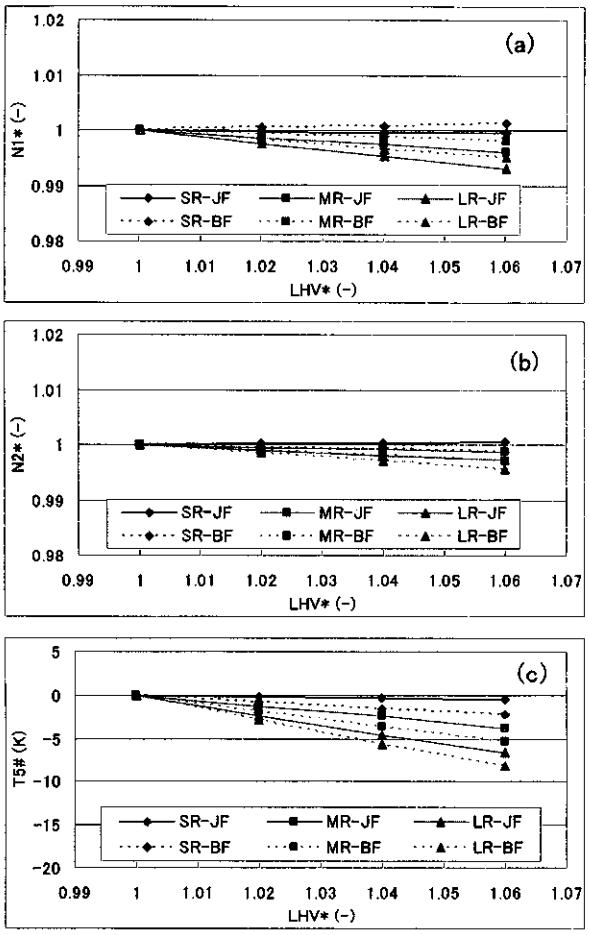


Fig 6 Influence of flight range and fuel heating value

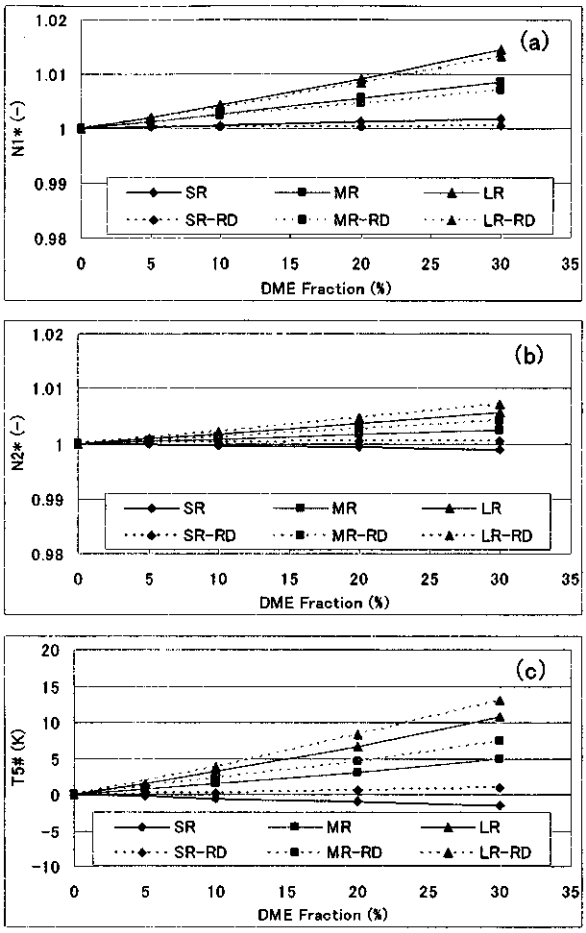


Fig 7 Influence of flight range and DME fraction

6. まとめ

航空代替燃料として利用される可能性が高いバイオ系合成燃料と低発熱量酸素含有燃料（一例として DME）に関して、ターボファンエンジンに適用した場合のエンジン特性の変化等を SLS に加え 3 種類の飛行時間(距離)の異なる実運航条件で検討した。

発熱量が若干増加するバイオ系合成燃料を既存エンジンに使用してもエンジン回転数やタービン作動温度への影響はごく限られている。燃料の炭素：水素の質量割合は正確に扱うべきだが、燃料消費に関しては影響を無視できる。エンジン作動状態の予測に関しても軸回転数の変化方向（N1、N2 の増減）を除けば影響は少ない。

低発熱量燃料と Jet-A1 の混合燃料では、低発熱量燃料の混合割合の増加と共に、運航時のエンジン回転数、タービン温度が共に上昇する。設計改訂の効果は限定的であり、本研究の範囲では、既存エンジンを使用し、エンジン部品の寿命への影響が許容できる範囲の混合率で使用すべきであると言えるだろう。

参 考 文 献

1) Daggett, D., Hadaller, O., Hendricks, R. and Walther, R., 2006, "Alternative Fuels and Their Potential Impact on Aviation," NASA / TM - 2006 - 214365

2) SNECMA web site, 2007, "CFM Successfully Tests Ester-Based Biofuel on CFM56-7B Engine," http://www.snecma.com/spip.php?article555&lang=en

3) JAL web site, 2008, http://press.jal.co.jp/ja/release/200901/001107.html

4) CNN web site, 2009, http://www.cnn.co.jp/fringe/CNN200908240020.html

5) 水素燃料航空機検討調査会, "水素燃料航空機の国内外検討調査," 2008, JAXA-SP-08-005, 宇宙航空研究開発機構.

6) Fukuyama, Y., Fujiwara, H. and Okai, K., "Alternative Fuels and Their Impact on the Turbofan Engine Design, and Performance under the Realistic Flight Conditions," 2009, ACGT09, TS-64.

7) Fukuyama, Y., Matsushita, M., Ito, M., Hiraki, H., Yoshida, T., Yokokawa, T. and Harada, H., 2007a, "Development of the Virtual Jet Engine: Part-1 Simulation Core Development and Benchmarking," Proceedings, International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, Paper No.162.

8) Fukuyama, Y., Matsushita, M., Ito, M., Hiraki, H., Yoshida, T., Yokokawa, T. and Harada, H., 2007b, "Development of the Virtual Jet Engine: Part-2 Application for Engine System Simulation," Proceedings, International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, Paper No.163.

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ターボジェットエンジンのモデルベース制御

*田頭　剛、水野　拓哉、杉山　七契（宇宙航空研究開発機構）

Model Based Control for a Single Spool Turbojet Engine

Takeshi TAGASHIRA, Takuya MIZUNO, Nanahisa SUGIYAMA (JAXA)

ABSTRACT

The model-based control system developed is applied to an actual engine and evaluation test is conducted by using an Altitude Test Facility (ATF). Several types of model-based feedback controls are performed under various flight conditions, giving intentional engine performance change by varying nozzle area, and intentional sensor failure.

Key words: Kalman Filter, ATF, Identification, Performance, FADEC

1．はじめに

将来のエンジン制御装置（FADEC: Full Authority Digital Engine Control）は、従来のエンジン制御（ロバスト多変数制御、スケジュール制御）を高度化するとともに、性能追求制御、冗長制御、モニタリング機能を付加し、効率、安全性、信頼性、健全性、エンジン寿命の向上を目指したものとなる。これを実現するために、将来型 FADEC は内部にモデルエンジンを持ち、このモデルを参照しながら、作動条件に応じて適切な制御を行なう適応制御系となろう。その際このモデルエンジンは、実機エンジンの経年や FOD（Foreign Object Damage）等による性能変化、もともと持っている製造上の性能機差に応じて常に改訂される実機の精密な動的モデルである必要があり、計測不能な重要な変数（推力、タービン入口温度、サージマージンなど）を高精度で推定できるものでなければならない。

宇宙航空研究開発機構（JAXA）では、この高精度な変数の推定手法として一定ゲイン拡張カルマンフィルタ（CGEKF: Constant Gain Extended Kalman Filter）を採用し、実機エンジンを用いた実証試験を行ってきた[1~5]。本稿は、シンプルな1軸のターボジェットエンジンを対象としたモデルベース制御の実証試験結果について報告する。

2．一定ゲイン拡張カルマンフィルタ

非線形ジェットエンジンのダイナミクスは、

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x},\mathbf{u}) + \mathbf{G}\mathbf{v} \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{g}_m(\mathbf{x},\mathbf{u}) + \mathbf{w} \\ \mathbf{y}_u &= \mathbf{g}_u(\mathbf{x},\mathbf{u}) \end{aligned} \tag{1}$$

で現せる。ここで、$\mathbf{x}$：状態変数ベクトル、$\mathbf{u}$：制御変数ベクトル、$\mathbf{y}_m$：計測可能変数ベクトル、$\mathbf{y}_u$：計測不能変数ベクトル、$\mathbf{v}$：システムノイズベクトル、$\mathbf{w}$：計測ノイズベクトル、$\mathbf{G}$：システムノイズ伝達関数、$\mathbf{f}(),\mathbf{g}_m(),\mathbf{g}_u()$：関数ベクトルである。式(1)を任意作動点近傍で線形化すると、

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{v} \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{w} \\ \mathbf{y}_u &= \mathbf{C}_u\mathbf{x} + \mathbf{D}_u\mathbf{u} \end{aligned} \tag{2}$$

となる。ここで、$\mathbf{A},\mathbf{B},\mathbf{C},\mathbf{D}$：システム行列、$\mathbf{C}_u,\mathbf{D}_u$：計測不能変数観測行列である。システムノイズ、計測ノイズの平均値および共分散を、

$$\begin{aligned} &\mathbf{E}(\mathbf{v}) = \mathbf{0}, \quad \mathbf{E}(\mathbf{w}) = \mathbf{0}, \\ &\mathbf{E}(\mathbf{v}\mathbf{v}^T) = \mathbf{Q}, \quad \mathbf{E}(\mathbf{w}\mathbf{w}^T) = \mathbf{R} \end{aligned} \tag{3}$$

とする。状態変数、計測可能変数、計測不能変数の最尤推定値 $\hat{\mathbf{x}},\hat{\mathbf{y}}_m,\hat{\mathbf{y}}_u$ は、

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009.10，(山口)

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}(\mathbf{y_m} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{D}\mathbf{u})$$
$$\hat{\mathbf{y}}_\mathbf{m} = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\mathbf{u} \qquad (4)$$
$$\hat{\mathbf{y}}_\mathbf{u} = \mathbf{C_u}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D_u}\mathbf{u}$$

と表せる。ここで、

$$\mathbf{K} = \mathbf{P}\mathbf{C}^\mathbf{T}\mathbf{R}^{-1}$$
$$\mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^\mathbf{T} + \mathbf{G}\mathbf{Q}\mathbf{G}^\mathbf{T} - \mathbf{P}\mathbf{C}^\mathbf{T}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{C}\mathbf{P} = \mathbf{0} \qquad (5)$$

であり、$\mathbf{K}$は線形カルマンフィルタ・ゲインである。これを非線形システムに拡張すると、式(4)に対応して、最尤推定値$\hat{\mathbf{x}}, \hat{\mathbf{y}}_\mathbf{m}, \hat{\mathbf{y}}_\mathbf{u}$は、

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u}) + \mathbf{K}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u})(\mathbf{y_m} - \mathbf{g_m}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u}))$$
$$\hat{\mathbf{y}}_\mathbf{m} = \mathbf{g_m}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u}) \qquad (6)$$
$$\hat{\mathbf{y}}_\mathbf{u} = \mathbf{g_u}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u})$$

となり、これを拡張カルマンフィルタと言う。拡張カルマンフィルタにおいてカルマンフィルタ・ゲイン$\mathbf{K}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u})$は作動点の非線形関数である。作動点が移動する場合、式(5)を繰り返し解かなければならず、制御計算機への負荷が過剰になるため、代表的作動点において求められたカルマンフィルタ・ゲイン$\mathbf{K}(\hat{\mathbf{x}},\mathbf{u})$を全作動領域に適応することにする。これを一定ゲイン拡張カルマンフィルタと呼ぶ。

ここで図１の１軸ターボジェットエンジンの一定ゲイン拡張カルマンフィルタを設計する。試験で使用したターボジェットエンジンの場合、制御変数ベクトル$\mathbf{u}$は環境変数と合わせて、

$$\mathbf{u} = (\mathrm{Wf}, \mathrm{P0}, \mathrm{T0}, \mathrm{Mach}, \ldots) \qquad (7)$$

ただし、Wf：燃料流量、P0：大気圧、T0：大気温度、Mach：飛行マッハ数。

状態変数ベクトル$\mathbf{x}$を、

$$\mathbf{x}_e = (\mathrm{N}, \mathrm{m3}, \mathrm{u3}, \mathrm{m4}, \mathrm{u4}, \mathrm{m5}, \mathrm{u5})^\mathrm{T} \qquad (8)$$
$$\mathbf{x}_c = (\mathrm{Gc}, \eta\mathrm{c}, \mathrm{Gt}, \eta\mathrm{t}, \mathrm{An})^\mathrm{T} \qquad (9)$$
$$\mathbf{x} = (\mathbf{x_e}^T, \mathbf{x_c}^T)^T$$
$$= (\mathrm{N}, \mathrm{m3}, \mathrm{u3}, \mathrm{m4}, \mathrm{u4}, \mathrm{m5}, \mathrm{u5}, \mathrm{Gc}, \eta\mathrm{c}, \mathrm{Gt}, \eta\mathrm{t}, \mathrm{An})^\mathrm{T} \qquad (11)$$

ただし、$\mathbf{x}_e$：エンジンの状態変数ベクトル、$\mathbf{x}_c$：チューニングパラメータベクトル、N：ロータ回転速度、m3：コンプレッサ出口ボリュームの蓄積質量、u3：コンプレッサ出口ボリュームの蓄積内部エネルギ、m4：燃焼器ボリュームの蓄積質量、u4：燃焼器ボリュームの蓄積内部エネルギ、m5：ノズルボリュームの蓄積質量、u5：ノズルボリュームの蓄積内部エネルギ、Gc：コンプレッサ流量パラメータ、ηc：コンプレッサ効率パラメータ、Gt：タービン流量パラメータ、ηt：タービン効率パラメータ、An：ノズル面積パラメータ。

カルマンフィルタが存在する必要条件は、モデルが可観測(Observable)であることである。ここで考えている１軸ターボジェットエンジンの場合、España[6]によると、

$$(\mathbf{x}_c\text{の次元}) \leq (\mathbf{y}_m\text{の次元}) \qquad (12)$$

が必要条件となる。そのため$\mathbf{y}_m$を下記のように選定する。

$$\mathbf{y}_m = (\mathrm{N}, \mathrm{P3}, \mathrm{T3}, \mathrm{P6}, \mathrm{T6})^\mathrm{T} \qquad (13)$$

ただし、P3：コンプレッサ出口圧力、T3：コンプレッサ出口温度、P6：タービン出口圧力、T6：タービン出口温度。計測不能変数$\mathbf{y}_u$は、制御やモニタリングに有用な変数として、例えば、

$$\mathbf{y}_u = (\mathrm{F}, \mathrm{TIT}, \mathrm{SFC}, \eta\mathrm{c}, \eta\mathrm{t}, \ldots)^\mathrm{T} \qquad (14)$$

とする。ただし、F：推力、TIT：タービン入口温度、SFC：燃料消費率、ηc：コンプレッサ効率、ηt：タービン効率。

$\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$は代表的作動点においてシミュレションソフトウェアの線形化機能等を利用してモデルエンジンより導出し、計測信号等より仮定した$\mathbf{Q}, \mathbf{R}, \mathbf{G}$と(5)式により$\mathbf{K}$を導出する。

図２にCGEKFの概要を示す。CGEKFは計測値$\mathbf{y}_m$と推定値$\hat{\mathbf{y}}_m$の差をなくす最も合理的な$\mathbf{x}_c$の変化を算出し、実機エンジンとモデルエンジンの差を最小化する。すなわち、エンジン毎に持つ僅かな性能差やFOD・経年劣化等によるエンジン要素特性の変化等をCGEKFは推定することが可能である。また、CGEKF の場合カルマンフィルタ・ゲインは代表的動作点においてあらかじめ算出しておくため、演算の大部分はモデルエンジンが占めており、イノベーションプロセスと呼ばれている$\mathbf{K}(\mathbf{y}_m - \hat{\mathbf{y}}_m)$の演算負荷は低い。よって、このモデルエンジンの演算が十分に早ければ、リアルタイム以上でのCGEKFの演算が可能であり、計測不能変数によるエンジン制御や性能最適化制御等に利用することができる。なお、このための高速汎用エンジンモデルは開発済みである[7]。

３．実証試験概要

CGEKF は既述のようにある代表的動作点においてあらかじめ算出しておいたカルマンフィルタ・ゲインを用いて高速な演算速度を実現するところに特徴があるが、特定の動作点において得たゲインが他の動作点でも有効に働くのか確認することとした。そのためには環境変数$\mathbf{u}$を人為的に変更することが必要になる。よって実機エンジンによる実証試験はＪＡＸＡの所有する高空性能試

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

験設備において(i)地上静止 SLS (ii)マッハ 0.8 高度 30kft (iii)マッハ 1.6 高度 40kft の 3 種類の模擬飛行速度・高度でオンラインでの性能推定試験を行うこととした。表 1 に実施したエンジン運転試験の試験条件を示す。

更にエンジン要素性能の変化 $\mathbf{x}_c$ を模擬するために、エンジン制御系とは別に動作し、ノズル面積を変えられる可変排気ノズルを 1 軸ターボジェットエンジンに装備することとした。図 3 に可変排気ノズルを示す。

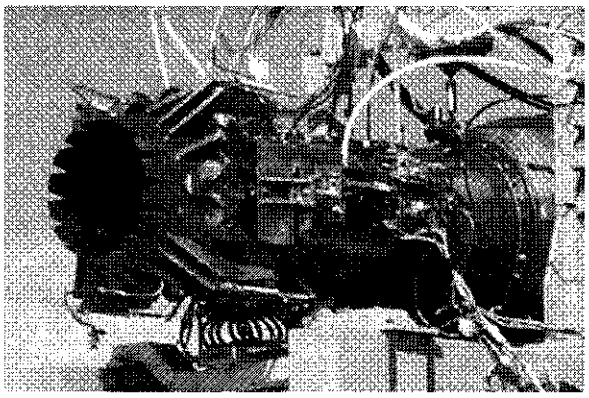


図 3　可変排気ノズル

また、屋外エンジン運転においてエンジン入口から水を吸い込ませた試験結果もエンジン要素性能の変化 $\mathbf{x}_c$ を模擬したデータとして解析する。

エンジンの制御は制御器にとって計測不能変数である推力推定値を制御する場合と、回転数推定値による場合との 2 種類を実施した。

また、最後にセンサ計測 $\mathbf{y}_m$ の不良が発生したことを模擬した状況での制御試験を実施した。通常センサ計測不良等によりセンサ計測値が使えなくなった場合、計測ベクトル $\mathbf{y}_m$ の次元が落ち、カルマンフィルタが存在する必要条件である(14)式を満足しなくなる。そのためチューニングパラメータベクトル $\mathbf{x}_c$ の次元を落とすためにチューニングパラメータを減らしてカルマンフィルタを再設計する必要がある。しかし使えなくなったセンサ計測値の代わりに元々の CGEKF の出力を代用することが可能な場合があり、その場合は $\mathbf{x}_c$ の次元が $\mathbf{y}_m$ の次元よりも大きくなるため(14)式を満たしていないが CGEKF は動作が可能である。模擬センサ故障時でも CGEKF が動作することをあらかじめシミュレーションで確認してある場合について、実機エンジン試験で検証を試みた。

4．実証試験結果

4．1 CGEKF 設計点の影響比較

CGEFK の設計点の影響を比較するために、同じ試験結果を 4 種類のそれぞれ異なる動作点で設計されたカルマンフィルタ・ゲイン $\mathbf{K}$ を有する CGEKF により、オフラインで行なった推定値を比較した。4 種類の動作点は以下の通り。

(1) 地上最大推力時（$\mathbf{K}_{GM}$）
(2) 地上アイドル時（$\mathbf{K}_{GI}$）
(3) M0.8 高度 30kft 最大推力時（$\mathbf{K}_{FM}$）
(4) M0.8 高度 30kft フライトアイドル時（$\mathbf{K}_{FI}$）

SLS で $\mathbf{K}_{GM}$ の CGEKF の推力推定値一定制御時に可変排気ノズルを 2 段階に開いた場合の試験データから、他の 3 種類の CGEKF によりオフラインでエンジン性能推定を行なった結果を図 4 に示す。左列が測定値 $\mathbf{y}_m$ とその推定値 $\hat{\mathbf{y}}_m$、中列が要素特性チューニングパラメータ $\mathbf{x}_c$ の変化量を表している。右列は計測不能変数 $\mathbf{y}_u$ で、ここでは T4：タービン入口温度、Fload：計測推力、Fnet：ネット推力、Sm：圧縮機サージマージン、Sfc：推力あたり燃料消費量となっている。なお、$\mathbf{y}_m$, $\hat{\mathbf{y}}_m$, $\mathbf{y}_u$ はそれぞれ無次元化されている。チューニングパラメータのうち排気ノズル面積の変化量を現す δ_{An} のみが変化してその他には大きな変化がなく、実際の現象と一致していることが分かる。また、4 種類のカルマンフィルタ・ゲインの推定値の差はトランジェント時以外はほとんどないため、カルマンフィルタ・ゲイン $\mathbf{K}$ は動作点により変更することなく一定でも、定常性能推定には大きな影響がないことが分かる。

図 5 は屋外エンジン運転試験時にエンジン入口から水吸い込みを行なった試験の推定結果である。水吸い込み量は計測されていないので、指令値を H_2Ocmd として示す。H_2Ocmd の増減でチューニングパラメータが変化しているが、推力の推定値は計測値とよく一致している。

4．2 モデルベース推力制御

航空機にエンジンが搭載されている状態では、エンジンの発生している推力を計測することはできないため、通常エンジンの制御は推力と相関の高い回転数や EPR で行なわれる。しかし CGEKF により推力値を正確に推定することができれば、推定推力値によるエンジン制御が可能になる。表 1 に示す 3 種類の模擬飛行速度・高度での CGEKF による推力制御の結果を図 6 に示す。推力一定制御中に、可変排気ノズルをステップ状に開いた場合の試験結果であるが、エンジンの要素特性（排気ノズル面積）の変化を正しく検知していることが分かる。

4．3 模擬センサ故障時のエンジン制御

図 7 はセンサ計測 $\mathbf{y}_m$ のうち N,T3,T6 の故障を

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

模擬した場合の推力制御時の試験結果を示す。推力制御は安定に行われている。なお、P3 については事前のシミュレーションでの確認において CGEKF に発散傾向があったため実機エンジンによる検証は行わなかった。

5．まとめ

1 軸ターボジェットエンジンの非線形ダイナミックシミュレーションプログラムを基にした CGEKF を構築し、実機エンジンにて制御実証試験を実施し、広いフライトエンベロープで CGEKF が動作可能であり、精度よくエンジン性能を推定し、推定値によるフィードバック制御が可能であることを実証した。

6．文献

[1] Tagashira, T. and Sugiyama, N., "A Performance Optimization Control of Variable Cycle Engines", AIAA 2003-4984, 2003.

[2] Sugiyama, N., "System Identification of Jet Engines", Transaction of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.122, Jan 2000, pp19-26.

[3] Sugiyama, N., "Derivation of System Matrices from Nonlinear Dynamic Simulation of Jet Engines", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol.17, No.6, 1994, pp1320-1326.

[4] 田頭、他「1 軸ターボジェットエンジンのオンライン性能推定試験」JAXA-RR-07-044, ISSN 1349-1113, 2008 年 2 月

[5] Tagashira, T. et al. "ATF Test Evaluation of Model Based Control for a Single Spool Turbojet Engine", ASME2009-59854

[6] Espana, M.D., "Sensor Biases Effect on the Estimation Algorithm for Performance-Seeking Controllers", Journal of Propulsion and Power, Vol.10, No.4, July-Aug. 1994, pp527-532.

[7] Sugiyama, N., "Generalized High Speed Dynamic Simulation of Gas Turbine Engines", ASME paper 90-GT-270, 1990.

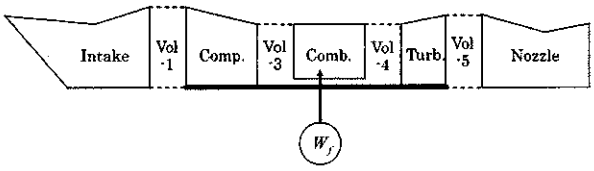


図 1　1 軸ターボジェットエンジンの物理モデル

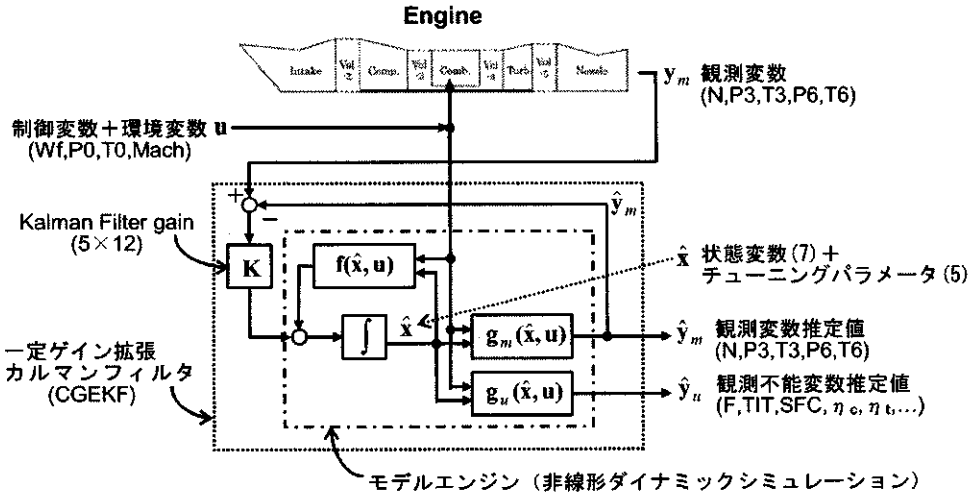


図 2　一定ゲイン拡張カルマンフィルタ概念図

表 1　エンジン試験条件

Flight Mach	Altitude	Standard Atmos. and Ideal Inlet				Test Condition				
		P_0 [kPa]	T_0 [K]	P_2 [kPa]	T_2 [K]	P_0 [kPa]	P_2 [kPa]	T_2 [K]	$\delta/\sqrt{\theta}$	Run No.
M0	0 m (0kft)	101.3	288.1	101.3	288.1	97.7	98.7	290.5	0.970	T1-S212
M0	0 m (0kft)	101.3	288.1	101.3	288.1	99.5	99.9	288.6	0.985	T1-S214
M0	0 m (0kft)	101.3	288.1	101.3	288.1	98.0	98.8	287.1	0.977	T1-S215
M0.8	9144 m (30kft)	46.6	248.6	71.0	280.2	46.6	71.0	290.2	0.698	T1-S213
M1.6	12192 m (40kft)	18.8	216.6	79.9	327.5	22.5	76.5	328.1	0.708	T1-S216

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

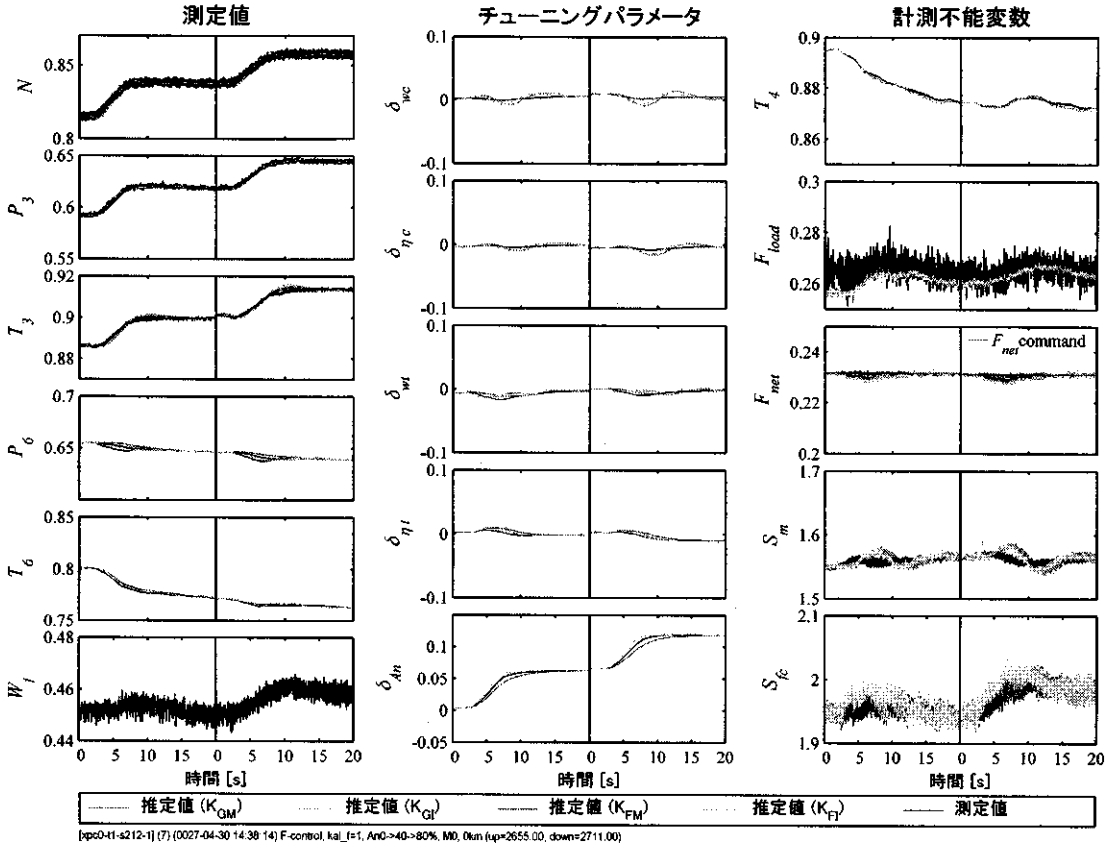


図４　ゲイン設計動作点の異なる CGEKF による推定比較（SLS）

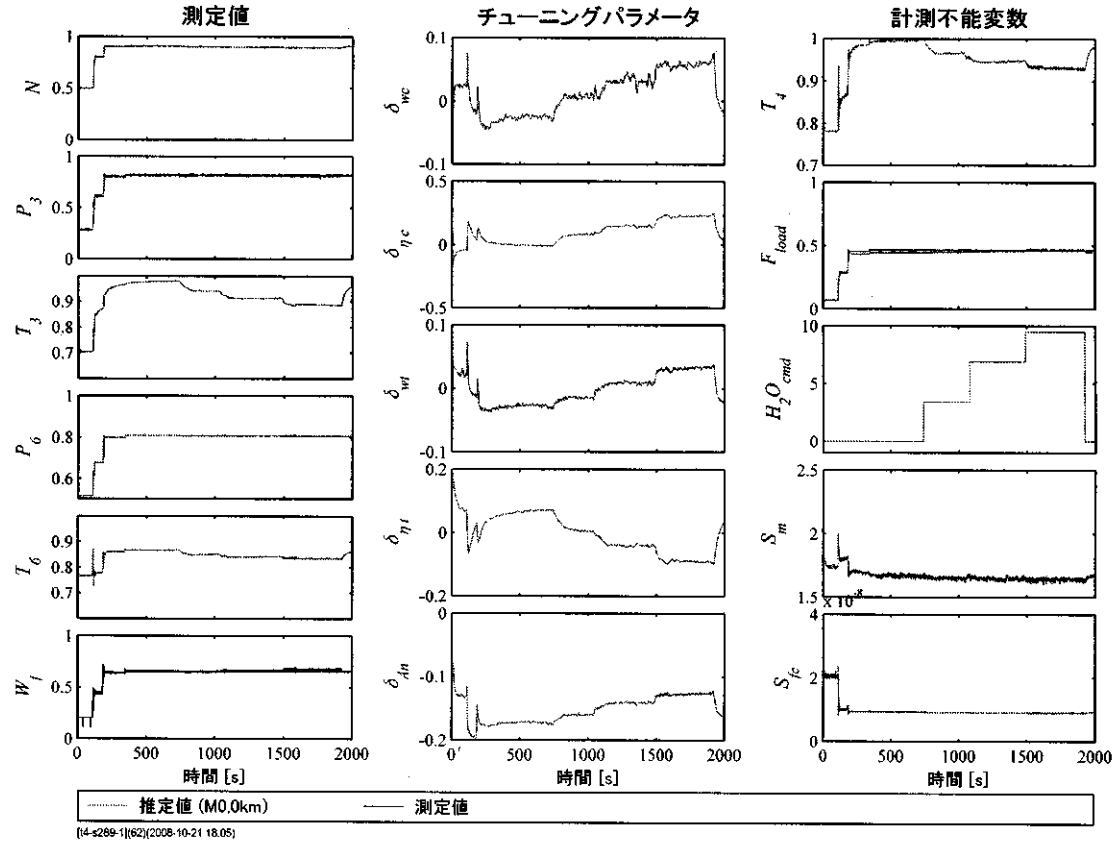


図５　屋外エンジン運転における水吸い込み試験

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

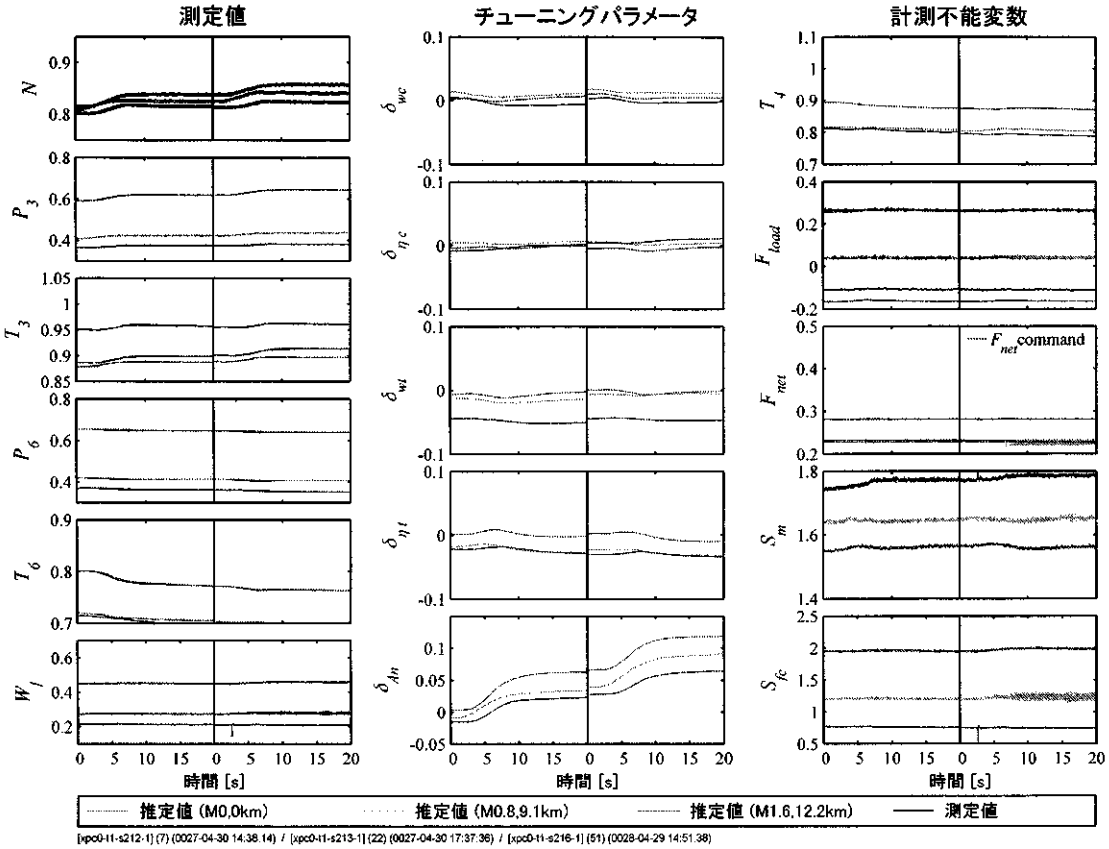


図６　推力一定制御（可変ノズル面積ステップ変化）

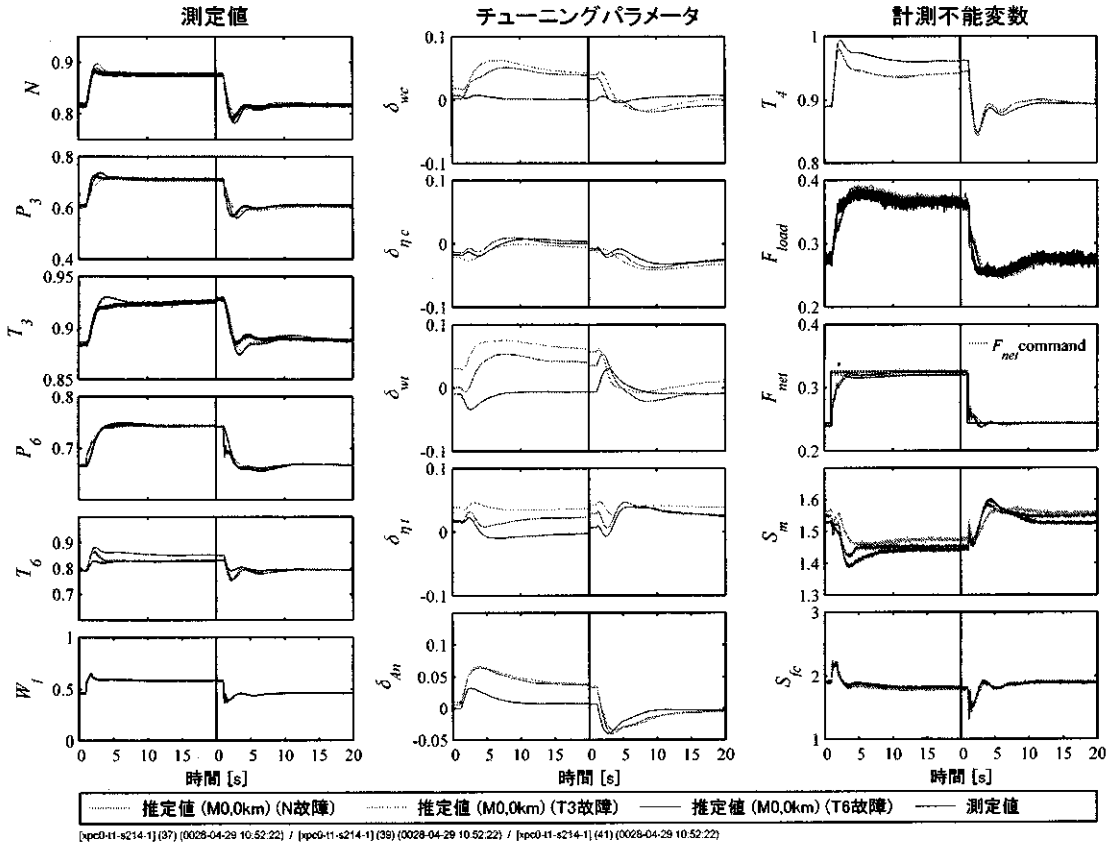


図７　推力制御ステップ入力（模擬センサ故障）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

超音速機用インターターービン・バイパス可変サイクルエンジンの概念検討
-第２報：システム統合-

＊ 根本　勇

Conceptual Analysis of Inter-turbine Bypass VCE for Supersonic Propulsion
-2nd.Report: System Integration-

＊ Isamu NEMOTO

ABSTRACT

Variable Cycle Engine for Supersonic Propulsion is a Propulsive System which consists of intake, turbo fan engine and CD nozzle and it is necessary to optimize by matching the operating condition of intake and engine which change depending on Mach number and flying condition and also by matching the engine mass flow and intake and nozzle mass flow. The present study examines Inter-turbine Bypass VCE which I proposed in the last report from the viewpoint of supersonic propulsive system integration. This engine is a variable cycle engine with the exit area made variable by fixing the entrance area of high-pressure and low-pressure turbine. By expanding the exit area, high-pressure spool speed increases and by changing LPT exit area, low-pressure spool speed changes. Therefore, it is possible to enhance accelerating performance in transonic conditions by increasing HPC spool speed and decreasing BPR. In supersonic cruise, it is possible to optimize the matching of intake and engine and maintain the operating condition of the highest net thrust by changing the fan spool speed at constant thrust and controlling intake back pressure. In this study, I examined the variable cycle which induces supersonic propulsive system integration.

Keywords: Supersonic Propulsion, Inter-turbine Bypass VCE, Cycle Analysis

１．はじめに

平成１９年第３５回ガスタービン定期講演会で、Inter-turbine Bypass Concept を発表した際は、HYPR（Super／Hyper-sonic Transport Propulsion System）のターボ系エンジンのサイクルパラメータに倣った計算に基づく報告であった[1]。その計算により次のようなサイクル特性が明らかになった。高／低圧タービン間から抽気するとバイパス比（BPR）が大きく変化するので；

１）遷音速上昇時、超音速巡航時に、再燃せずに（燃料消費率（ｓｆｃ）の上昇を抑えて）、比推力を高めることができる。

２）亜音速巡航時にｓｆｃを低減できる。

３）超音速巡航時に、推力を落さずにタービン入口温度（TIT）を下げることができる。

これらの特性は、高／低圧タービン間抽気によりファンを過回転にすることなく、圧縮機（HPC）回転数を高めることができることによって得られる。

しかしコンバインドサイクルエンジンである HYPR のターボ系エンジンは、作動範囲がマッハ０～３であり、HYPR の後継プロジェクトである ESPR（環境適合型次世代超音速推進システム）の巡航マッハ数は２．２である。この作動範囲の違いから、ESPR の OPR（Overall Pressure Ratio）は高く設定されている。そのため ESPR の巡航マッハ数２．２での CDT（Compressor Discharge Temperature）は、同じ飛行速度における HYPR の CDT よりかなり高く、材料許容温度の限界に近かい。CDT と TIT の制約は、超音速域で HPC の回転数を上昇させ、BPR を下げて比推力を高めることを妨げる。

よって今回は、ESPR のサイクルパラメータに準じた計算を改めて行い、超音速巡航時に TIT と OPR 一定、即ち推力一定で BPR を変化させる方法、換言すれば HPC 吸収動力の変化を抑えて、ファンの回転数を変化させる方法について検討した。

高／低圧タービン間抽気とこの方法を組み合わせると、ファンの作動条件と超音速インテークの作動状態を一つのシステムとして適合させることができる可能性が高いことを本研究により見出した。

２．Inter-turbine Bypass VCE の概念

２－１．構成

Inter-turbine Bypass VCE（Variable Cycle Engine）は、高速飛行時に高／低圧タービン間から抽気し、抽気ガスを低圧タービン（LPT）をバイパスして排気ダクトに再導入するエンジンである（特許取得）。高速飛行時に燃料流量を増した時、LPT 入口から抽気すると高圧タービン（HPT）流量が LPT 流量より多くなり、ファンを過回転にすることなく HPC 回転数を上昇させることができるので、BPR が大きく低下する。

Fig. 1 にその概念図を示す。抽気管は冷却の容易性を確保するため、バイパスダクト内を放射状に通し、ダク

第３７回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2009. 10，（山口）

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ト内壁側に抽気弁BVを設ける。テールコーン（TC）を前後に出し入れし、コアダクト出口面積を変化させることにより、LPT排気とファンバイパス排気は等しい静圧で混合できる。しかし抽気ガスはOPRとTITを高めるとP_5が高くなり、他の排気との全圧差が大きくなるので、静圧を等しくして混合することはできない。そこで高温高圧の抽気を主流の外側に流出させる構造とし、抽気管出口の断面積を増さずに表面積を大きくして、ジェット混合を促進する。以上がInter-turbine Bypass VCEの原案に抽気機構の改良を加えたものである。尚、抽気管の熱膨張による伸縮、抽気弁潤滑油の冷却等の問題はサイクル外のこととし、ここでは検討の対象としない。

今回のエンジン構想は、超音速巡航時におけるOPRの制限に対処するため、上記方式に次の流量制御を加えたものである。TCの前後移動をコア排気とバイパス排気の静圧を一致させるためのみでなく、LPT膨張比の制御にも利用する。即ちHPTとLPTの入口面積は固定、両者の出口面積は可変とする。超音速巡航時において、LPT膨張比を変えファン回転数を変化させることができると、超音速インテークとエンジンのマッチングをエンジン側から最適化することができる。

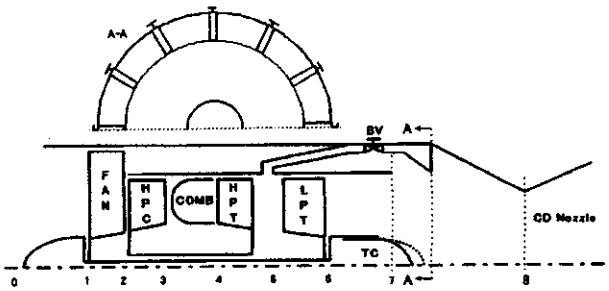


Fig. 1 Inter-turbine Bypass Concept

2－2．本サイクルにおけるＢＰＲ可変化の目的

抽気率Qを式（1）で定義する。

$$m_Q = Qm_{ht}, \quad m_{lt} = m_c(1+f)(1-Q) \quad \cdots\cdot(1)$$

ここでm_cはHPC流量、m_Qは抽気流量、m_{ht}はHPT流量、m_{lt}はLPT流量、fは燃料空気混合比である。

低圧軸回転数N_1は式（2）で、高圧軸回転数N_2は式（3）で表される。

$$N_1^{\,3} \propto m_{ht}(1-Q)CptT_5\left(1-\frac{T_6}{T_5}\right)\eta_m \quad \cdots\cdots(2)$$

$$N_2^{\,3} \propto \frac{m_{lt}}{1-Q}CptT_4\left(1-\frac{T_5}{T_4}\right)\eta_m \quad \cdots\cdots(3)$$

ここでη_mは回転系の機械効率である。

式（3）からN_2はT_4とQにより制御され、一般にはフリーであるN_1も、式（2）からQとT_5（陰にはT_4）によって制御されるので、燃料流量m_fを増しながら高／低圧タービン間から抽気すると、N_1を所要の回転数に留めたままN_2を上昇させることができる。

式（2）と式（3）からN_1を所要の回転数に留めたままN_2を上昇させるには、T_4を上昇させなければならない。つまり抽気率Qの増加はm_fの増加を伴いOPRを上昇させる。ラム圧縮が小さいためCDTの制約を受けない遷音速では、ファンが過回転にならないよう回転数を抑えて、HPC回転数を増加させることができる。

ところがESPRと同等にOPRを設定すると、超音速ではTITとCDTが制約を受けることになるので、m_fを増加してHPC回転数を高めることはできなくなる。そこで超音速巡航では燃料流量m_fを増さず、LPT出口面積を広げるとTITの上昇を伴わずLPT膨張比を増すことができる。このようにTITとCDTの制約のもとでは、HPC回転数をほぼ一定に保ち、逆にファン回転数を増減してBPRを変化させる。

本サイクルにおけるHPTとLPTの膨張比制御について説明する。質量流束パラメータ mass flux parameter（MFP）[2]を式（4）で定義する。

$$MFP(\kappa, M) \equiv \frac{m\sqrt{Cp\cdot T}}{A\cdot P} = \frac{\kappa}{\sqrt{\kappa-1}}\cdot\frac{M}{\left(1+\frac{\kappa-1}{2}M^2\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}} \quad \cdot\cdot(4)$$

HPTとLPTの入口と出口の状態を、MFPを用いて表すとそれぞれ式（5）、式（6）となる。

$$\frac{P_4/P_5}{\sqrt{T_4/T_5}} = \frac{A_5+A_Q}{A_4}\cdot\frac{MFP(M_5)}{MFP(M_4)} \quad \cdots\cdots(5)$$

$$\frac{P_5/P_6}{\sqrt{T_5/T_6}} = \frac{A_{7T}}{A_5}\cdot\frac{MFP(M_6)}{MFP(M_5)} \quad \cdots\cdots(6)$$

ここでA_Qは抽気弁BVの開口部面積で、A_5+A_QはHPT出口面積である。またA_{7T}はコアダクト出口面積である。

両式で出口面積を増すと右辺の面積比、MFP比ともに増加するので、それぞれの膨張比が上昇する。前述のように式（5）では、N_1を所要の回転数に留めたままHPT膨張比を増すには、P_4、T_4を上昇させなければならない。一方、式（6）ではHPC回転数N_2を抑えて、即ちm_fを増さずにLPT出口面積を開いてLPT膨張比を増すと、P_5が上昇するのではなくP_6、T_6が降下する。

以上から、HPT出口面積を広げLPT入口抽気によりBPRを低下させると推力が増加し、LPT出口面積（コアダクト出口面積）を変えてファン回転数を増減しBPRを変化させると、ファン入口軸流速度が変化し、超音速

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

インテークの背圧を制御することが可能になる。このように本 VCE には、BPR を変化させる方法が二つあり、それぞれの目的が異なることを Table 1 に示す。

Table 1 本サイクルにおける BPR 可変化の目的

燃料	圧力変化	回転数	BPR 可変化の目的
増加	P_4上昇	HPC 上昇	推力増加（制御）
一定	P_6変化	FAN 増減	Intake 背圧制御

3．サイクル計算

3－1．設計点パラメータの設定

ESPR の性能緒元を Table 2 に示す [3]。

Table 2 ESPR 目標エンジン仕様

項目	M_0=2.2 巡航時	離陸時
バイパス比	1.18	1.22
タービン入口温度	1923K	1721K
全体圧力比	12.8	20.3

HYPR のターボ系エンジンでは、離陸時のファン圧力比は２．６、HPC 圧力比は４．８５であるから、上表の ESPR の全体圧力比はかなり大きく、また超音速巡航時の TIT も 1873K から 1923K へと大幅に上昇している。

本計算では、できるだけ Table 2 の諸元に準じるよう努めた。離陸時を設計点とし、離陸時の BPR、TIT、OPR は上表と一致させた。また離陸時における騒音対策のためのミキサエジェクタノズルでの推力損失は７．５％と仮定した [4]。尚、本計算では冷却空気は見積っていない。本計算に用いたファン作動マップを Fig. 2 に、HPC 作動マップを Fig. 3 に示す。両図において A は SLS（Sea-Level Static）の作動点である。

3－2．M_0＝０．９の性能

先ず、遷音速（M_0=０．９）の作動から説明する。Fig. 2 および Fig.3 の B1 は、抽気率 Q=0（固定サイクル）の作動点である。

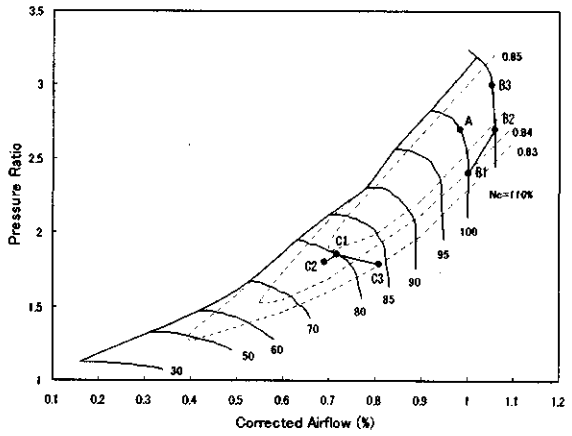


Fig.2 Fan operation

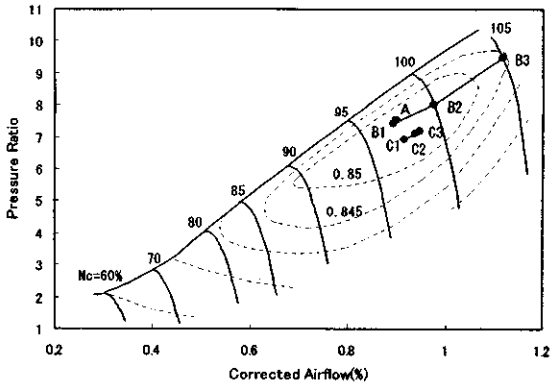


Fig.3 HPC operation

作動点Ｂ２ではＢ１より燃料流量m_fを増し、HPC 修正回転数を高める。それに伴い高／低圧タービン間から約５．３％の抽気を行い、ファンの過回転を防ぎファン相対修正回転数を１１０％に留める。Ｂ２では推力の増加にも関わらず BPR が高く維持されているためｓｆｃが低減される。

Ｂ３は遷音速域で加速性能を高めるための計算例で、m_fをより一層増加し、HPC 相対修正回転数を１０５％に上昇させ、１０．８％の抽気を行う。ファン圧力比も高めて OPR を上昇させ、TIT を高めることにより推力を増加する。本 VCE は、アフターバーナーと違って燃料の増量が圧縮のピーク時に行われるため、比較的少ないｓｆｃの上昇で、加速性能を高めることができる。

M_0=０．９での性能を Table 3 に示す。表において推力比は SLS の推力に対する比である。

亜音速および遷音速では、CDT に余裕があり機械的に許される範囲で OPR を高めることができるので、図示する如く運転範囲が広くなる。

Table 3 高亜音速性能

項目	Ｂ１	Ｂ２	Ｂ３
BPR	1.51	1.21	0.75
T3 (K)	662.1	703.7	769.0
T4 (K)	1481.2	1545.3	1727.3
OPR	17.8	21.6	28.5
抽気率（%）	0	5.3	10.8
推力比（%）	28.07	36.16	47.49
ｓｆｃ	1.04	1.00	1.09

飛行高度 10km、飛行マッハ数 M_0=0.9

3－3．M_0=２．２の性能

亜音速、遷音速と違い超音速では、ラム圧縮の影響で、P_3、T_3が高くなり CDT は制約を受ける。

Fig. 2 および Fig. 3 のＣ１、Ｃ２、Ｃ３は、超音速巡航時（M_0=２．２）の作動点であり、T_4と OPR 一定で、

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

下記の三つの可変機構操作により流量制御を行って運転状態を変えたものである。即ち；

1）超音速巡航時の抗力に対抗する推力を得るため、LPT 入口から抽気を行い、HPC 流量を確保する。

2）コアダクト出口面積A_{7T}を変え LPT 熱落差に変化を与えて、ファン回転数を増減する。

3）CD ノズルスロート面積A_8を変化させ、ファン空気流量の増減に対応する。

Table 4 に超音速性能を示す。

Table 4 超音速性能

項目	C 1	C 2	C3
BPR	1.18	1.10	1.45
T3 (K)	976.7	977.4	980.4
T4 (K)	1923	1923	1923
OPR	12.8	12.8	12.8
抽気率（%）	13.92	16.20	14.97
推力比（%）	30.56	30.36	30.53
s f c	1.40	1.41	1.40

飛行高度 17km、飛行マッハ数 M_0=2.2

C 1 は Table 2 に示す ESPR の超音速巡航 M_0=２．２における仕様に忠実に従った作動点で、固定サイクルでは上昇する BPR を１．１８に止めるため１３．９%の抽気が必要になる。

C ２は、HPT 修正流量概ね一定で抽気率 Q を増し LPT のエネルギを減らすことによってファン回転数を低下させ BPR を下げた場合である。

C３では、テールコーン TC の移動によりコアダクト出口面積A_{7T}を広げる。よって式（６）からファン回転数が上昇し、増加したファン流量を通すため CD ノズルスロート面積 A_8 を広げる。コアダクト出口面積A_{7T}および CD ノズルスロート面積 A_8 の設計点に対する比と、その面積変化によるエンジン位置７における流れの状態変化を Table 5 に示す。

Table 5 混合条件

項目	C 1	C 2	C 3
$A_{7T}/(A_{7T})_{des}$	0.999	0.919	1.122
$A_8/(A_8)_{des}$	0.961	0.943	1.105
p_7	148.2	145.3	137.4
M_{7T}	0.656	0.707	0.641
M_{7F}	0.286	0.271	0.377

圧力単位：kPa

C３は C１と比べると位置７での LPT 排気流れのマッハ数M_{7T}は減少、ファンバイパス流れのマッハ数M_{7F}は上昇しているので、BPR が高くなっている。BPR の増加に関わらず超音速では、HPT 流量>LPT 流量としなければ推力不足になるので、LPT 入口から抽気し HPC 流量を維持して推力を確保する（Table 4 参照）。

３－４．タービン特性とタービン出口面積

本計算では、タービン修正流量を膨張比のみの関数とし、式（７）のように楕円で近似した[5]。

$$\frac{m\sqrt{\theta_i}}{\delta_i}=\left(\frac{m\sqrt{\theta_i}}{\delta_i}\right)_{choke}$$

$$\times\sqrt{1-\left\{\frac{P_i}{P_e}-\left(\frac{P_i}{P_e}\right)_{choke}\right\}^2\Big/\left\{\left(\frac{P_i}{P_e}\right)_{choke}-1\right\}^2} \quad (7)$$

但し、$P_i/P_e \geqq (P_i/P_e)_{choke}$ の場合は

$m\sqrt{\theta_i}/\delta_i=(m\sqrt{\theta_i}/\delta_i)_{choke}$ である。

ここで添字 i は入口、e は出口を表す。

LPT は $(P_5/P_6)_{choke}$＝２．２とした。HPT は遷音速上昇、超音速巡航で大きな推力を得るためタービン容量が大きくならざるを得ない。タービンは動翼によるエネルギの抽出があるため、閉塞現象が単純なノズルと同じように起こるわけではないので、文献（５）に倣って、$(P_4/P_5)_{choke}$＝３とした。Fig. 4 に超音速巡航でのタービン出口面積の変化とタービン特性の関係を示す。

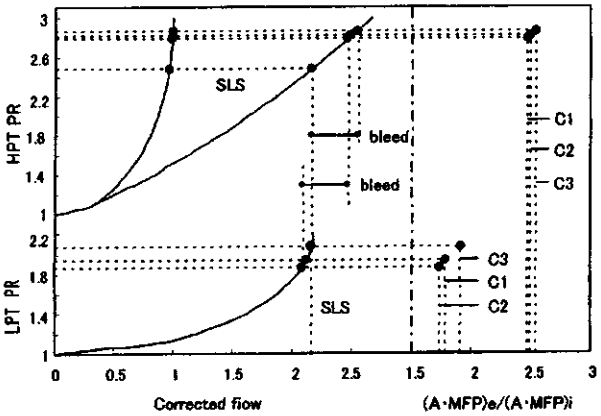


Fig. 4 Turbine operation at Supersonic

図において横軸の左側はチョーク状態の HPT 入口修正流量に対する相対修正流量をとってある。横軸の右側は式（５）（６）の右辺である。この二つの式は、タービン入口に対する出口の修正流量比そのものである。超音速では TIT、OPR 一定としているので、HPT の膨張比および修正流量の変化はごく僅かである（ほぼチョーク状態）。LPT 入口圧力は HPT 出口で設定され、修正流量は抽気率 Q により定まる。従って LPT 出口面積を広げ出口修正流量を増すと、出口圧力 P_6が降下し、膨張比が増加する。膨張側のエンジン位置４から８（ノズルス

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

ロート）までの状態量変化を混合領域の表示を省略してFig.5 に T－s 線図で示す。C３はP_5が上昇せず、P_6が降下して LPT 膨張比が増すことがよく分かる。

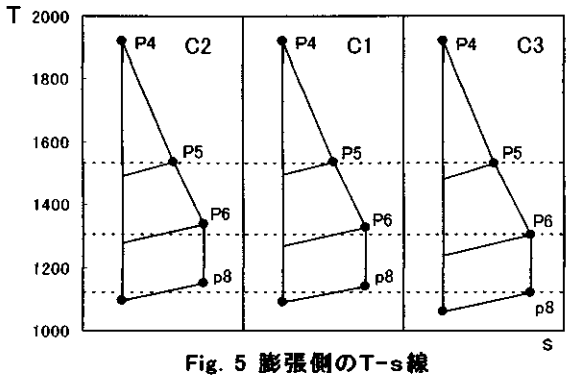


Fig. 5 膨張側のT-s線

尚、Table 3、4、5 に示した値は、自作の簡略な計算プログラムによる厳密さに欠けたサイクル計算なので、その絶対値は正確でなく、相対的に（或いは定性的に）本サイクルの可能性を示すものでしかない。

4．Engine-Intake Integration

4－1．超音速巡航時のファン入口状態

本エンジンは ESPR と同等の OPR としても、超音速巡航時に TIT、OPR 一定、即ち推力一定で BPR を変化させることができるが、そのことによってファンの入口状態がC２とC３で、どのように違ってくるか説明する。

SLS においてファン流量（重量流量：G）を７０ｋｇ／ｓ、ファン入口の軸流マッハ数を０．５と仮定して、ファン入口面積 A_1を求める。次に超音速インテークの圧力回復係数η_Rを式（７）で定義し、M_0＝２．２でのファン入口全圧 P_1を式（８）により求める。全温T_1は断熱流れで一定とみなす。

$$\eta_R = \frac{P_1}{P_0} = 1 - 0.0075(M_0 - 1)^{1.35} \quad \cdots\cdots (7)$$

$$\frac{P_1}{p_0} = \eta_R \left(1 + \frac{\kappa_c - 1}{2} M_0^{\,2}\right)^{\kappa c/(\kappa c - 1)} \quad \cdots\cdots (8)$$

T_1、P_1および Fig. 2 のファン修正流量からマッハ２．２でのファンの実流量を算出する。次にファン入口の軸流マッハ数M_1を仮定して入口静圧p_1を求め、粘性流体にも適用できるファノの式、（９）によりファン空気流量を求めて、m_aを先程算出したファン実流量と逐次近似させるというステップを踏みC２、C３のM_1を得る。

$$\frac{\dot{m}_a}{A_1} = \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{\kappa_c}{R}} M_1 \sqrt{1 + \frac{\kappa_c - 1}{2} M_1^{\,2}} \quad \cdots\cdots (9)$$

ファン入口状態の計算結果を Table ６に示す。

Table 6 ファン入口状態

項目	C２	C３
G_{FAN}	33.83	39.66
M_1	0.331	0.405
P_1	84.80	84.80
p_1	78.61	75.76

流量単位：kg／s、圧力単位：kPa

C３は、Table 6 からファン入口軸流マッハ数M_1の増加によりファン空気流量が多くなり、Table 2 と Table 4 から離陸時より BPR が高い。これでは比推力が小さくなり、ラム抗力も増して、低速では BPR が高く、高速では低くあるべきだという、超音速機用可変サイクルエンジンに求められる性能に反する。

しかし本エンジンではコアダクト出口面積A_{7T}の開閉によりファン流量が増減するが、高／低圧タービン間抽気により、C１、C２、C３の HPC 実流量及び燃料流量は維持される。C３の場合 Fig. 5 に示す如くp_8は他よりも低く膨張仕事が増している。よってラム抗力が増しても、正味推力はC１とC３で変わりがない。つまりエンジンの流入運動量と流出運動量の差は３つのケースでほとんど変りがない。このように本サイクルは、超音速巡航時に推力一定でファン入口状態を変化させ、BPR を高めたり、低めたりする。その理由は前述のように超音速インテークの背圧を制御するためである。

4－2．インテークとエンジンのマッチング

Fig. 6 に一例を示す如く、巡航時の超音速ではエンジンに比べインテークとノズルの推力分布が非常に大きくなる[6]。従ってインテークの性能（全圧回復率・流量捕獲率）は、エンジン全体の推力に大きな影響を及ぼすため、インテーク、エンジン、排気ノズルを一つの推進系として統合し、作動状態を最適化しなければならない。

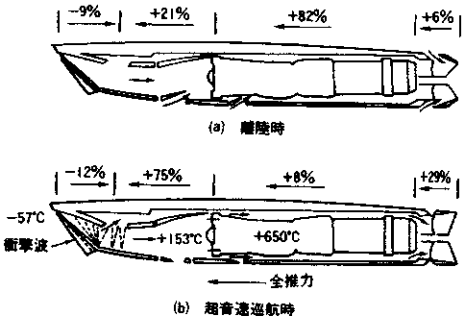


Fig. 6 Thrust distribution

混合圧縮型２次元インテークを想定し、説明する。

超音速インテークは、背圧を増すと亜臨界流れとなり、垂直衝撃波はスロートの上流に発生し、インテーク前面に形成された斜衝撃波は、衝撃波角度を増加させ前方に移動して空気を吸込むため、流量捕獲率が低下して漏れ

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

流量が増し、エンジン流量が減少する。

背圧が低下すると超臨界流れとなり、最終衝撃波がスロートの下流に移る。亜音速ディフューザーに垂直衝撃波が立つと境界層との干渉により境界層剥離が発生し、全圧損失が増加する。

安定的に臨界作動状態を保持するため、終端衝撃波の制御はスロートの抽気スリットから抽気することにより行われる。しかし抽気は内部抗力の増大をもたらす。

本サイクルは、前述のように超音速飛行時に推力一定でファン回転数を変えインテーク背圧を変化させることができる。よって回転軸系の慣性による応答遅れを考慮して、インテーク背圧制御単独でなく、スロートからの抽気と併用すれば、抽気を最小に抑えて垂直衝撃波を最適な位置に制御できる可能性が高い。

垂直衝撃波上流側に添字１、下流側に添字２を付して衝撃波前後の運動量の釣合を式（１０）に示す。

$$(p_1 - p_2)A = m(V_2 - V_1) \qquad \cdots\cdots(10)$$

超音速インテークが亜臨界作動状態で垂直衝撃波がスロートより上流にあるとき、ファン回転数を高めp_2を減少させると、V_2は上昇しようとするが、垂直衝撃波下流は亜音速流れでなければならない。従って衝撃波は断面積Ａがより狭い側、即ちスロート位置に移動する。

超音速インテークが超臨界作動状態で垂直衝撃波がスロートより下流にあるとき、ファン回転数を下げp_2を高めると、式（１０）左辺の$p_1 - p_2$は減少するが、静圧の変化より流速の変化の方が大きいため、衝撃波は断面積Ａがより狭い上流のスロート位置に押しやられる。

質量保存即からファン回転数の変化と同時にCDノズルスロート面積 A_8 を変化させなければならない。つまりインテーク背圧、ファンの質量流束（$\dot{m}$／Ａ）、CDノズルからの質量流率（$\dot{m}$）の三者を連動して制御する。

Fig. 7 にインテーク作動状態と総圧回復特性を示す。

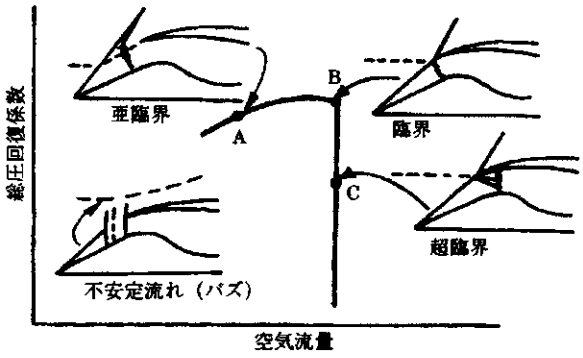


Fig. 7 インテーク作動状態と総圧回復特性 [7]

このようにファン作動制御によって終端衝撃波背後の圧力を変え、衝撃波位置を制御できれば、Fig. 7 に示すようにインテークの安定作動によって高い総圧回復率と高い流量捕獲率を確保し、スピレージ抵抗を低減できる。しかもその際ペナルティとして支払うべき大きな内部抗力を生む抽気流量を削減できるので、超音速システムの全体性能を向上させる可能性が高い。

５．おわりに

インターービン・バイパスエンジンのTIT、OPRの設定が超音速巡航性能に与える影響を検討した。結果は以下のようにまとめられる。

１）タービンは入口に対する出口の修正流量比（$(A\cdot MFP)_e/(A\cdot MFP)_i$）を変えると膨張比と流量が変化する。

２）HPTの（$(A\cdot MFP)_e/(A\cdot MFP)_i$）を増すとHPC吸収動力が増加し、推力が高まる。

３）LPTの（$(A\cdot MFP)_e/(A\cdot MFP)_i$）を変化させるとTIT、OPR一定で膨張比が変化し、BPRを変えられる。

４）本サイクルにおいて、超音速巡航の推力を左右するのはBPRではなく燃料流量である。つまり比推力が問題なのではない。

５）本サイクルは、推力一定でファン回転数を変えられるので、超音速インテークとエンジンのマッチングをエンジン側から最適化することができる。従って超音速推進システムの全体性能を向上させる可能性が高い。

しかしサイクル解析としては、厳密さに欠け未だ十分であるとは言えない。

参考文献

１）根本勇：超音速機用インターービン・バイパス可変サイクルエンジンの概念検討，第 35 回ガスタービン定期講演会講演論文集（2007）PP. 85-90.

２）谷田好通，長島利夫：ガスタービンエンジン，朝倉書店，PP. 14.

３）藤綱義行，辻義信：ESPRプロジェクトの概要，日本ガスタービン学会誌，Vol. 32，No. 5(2004)PP. 7.

４）Tadaaki Watanabe, Tsutomu Oishi, Yutaka Udagawa, Yoshiya Nakamura: Mizuho Test Results of Parametric Study on Mixer Ejector，第２回超音速輸送機用推進システム国際シンポジウム予稿集(1995)PP. 207.

５）森田光男，関根静雄：多軸ターボファンエンジンの設計点外性能，航空宇宙技術研究所報告 347 号(1973) PP. 5.

６）東昭：航空を科学する(上巻)，酣燈社，PP. 141.

７）日本航空宇宙学会，第３版 航空宇宙工学便覧，丸善株式会社，PP. 378

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.

編集・発行　© (社) 日本ガスタービン学会　150　2009.10

Download service for the GTSJ via 3.142.52.141, 2025/05/01.