第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

特別講演2

東日本大震災による火力発電所の被災と復旧について

古沢　昌二（東北電力）

Disaster and recovery of thermal power plants by the Great East Japan Earthquake

１．はじめに

平成２３年３月１１日１４時４６分に発生した三陸沖を震源とするＭ９．０の地震により，当社火力発電設備は甚大な被害を受けた。

そこで，当社はこの震災を通して，これまでに経験したことのない対応と必要となる対策等について学んだことから，その当時の状況と今後の対策について紹介する。

２．東日本大震災当時の火力発電所運転状況

東日本大震災の当日は，当社火力発電設備（地熱発電設備含む）は２０台が運転中であったが，地震発生直後に１２台が停止し，火力・地熱発電所総出力（設備容量）で４９２．６万ｋＷ（当社火力・地熱発電所総出力の約５５%)が減少した。

日本海側の火力発電所および地熱発電所は，系統側に起因する停止（周波数変動）であったため，停止した８台全てが３日以内に運転を再開したが，太平洋沿岸に立地する４火力発電所（八戸，仙台，新仙台，原町火力発電所）は，運転中の４台全てが停止するとともに，仙台，新仙台，原町火力発電所については，津波により１階面の機器が浸水するなどの大きな設備被害を受けた。

八戸火力３号機は，浸水被害があったものの震災から１０日後に運転を再開したが，その他の３火力発電所（仙台，新仙台，原町火力発電所）については，津波による被害が大きく復旧に時間を要する状況であった。

３．東日本大震災における被災状況

3.1　仙台火力発電所の被害状況

仙台火力発電所は，当時，４号機が運転中であったが地震により自動停止し，その後，高さ約５ｍ（グランドレベルより）の津波が襲来して，タービン本館の１階が浸水するとともに，屋外設備（燃料設備，ボンベ庫，変圧器など）が冠水するなどの被害を受けた。

また，地震による被害として，天井クレーンのレール押え金具の損傷，換気ファンの固定ボルト折損などの被害が確認された。

3.2　新仙台火力発電所の被害状況

新仙台火力発電所は，当時，１号機は停止中であったが，運転中であった２号機は地震発生直後に手動停止し，その後，高さ約３ｍ（グランドレベルより）の津波が襲来して，タービン本館・ボイラ・事務本館の１階が浸水し，変圧器，開閉所などの屋外設備が冠水するとともに，構内地面の一部に陥没が発生するなどの被害を受けた。

また，地震による被害として，油圧防振器が外れるなどの被害が確認された。

3.3　原町火力発電所の被害状況

原町火力発電所は，当時，１号機が運転中で２号機はボイラ点検で停止中であった。運転中であった１号機は地震発生直後は運転を継続しており，大津波警報が発令されたことを受け，循環水量減少に備えるため出力を降下させた。しかし，発電所に津波が到達し，構内に浸水する状況となったことから手動操作により停止した。

原町火力発電所には，高さ約１３ｍ（グランドレベルより）の津波が襲来し，事務所本館とグランドレベルに設置されたほとんどの設備は，回復が不可能なほど大きな被害を受けた。港に設置してあった４台ある揚炭機は３台が全壊し１台が損壊，タンク類も１３ｍもの津波により大きな浮力を受け，流され押しつぶされた。また，屋外設置の電動機や電気盤の他，発電所本館内設置の各設備も冠水に加え，大型漂流物の激突で再利用困難な状態となった。

４．被災火力の復旧状況

4.1　仙台火力・新仙台火力発電所の復旧

仙台火力・新仙台火力発電所共に，タービン本

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

館の浸水や屋外設備の冠水などの被害を受けたが，ケーブルの再利用など既設設備の流用や昼夜２交代で復旧作業を行うなど，早期復旧に向けて懸命に努力した結果，新仙台火力１号機が平成２３年１２月７日に津波により大きな設備被害を受けた火力発電所としては初めて営業運転を再開した。

仙台火力４号機は，当初平成２３年３月に営業運転再開を予定していたが，復旧工事の前倒しに努め，平成２４年２月８日に営業運転を再開した。

4.2　原町火力発電所の復旧

最も甚大な被害を受けた原町火力発電所の復旧にあったっては，当面の支出を抑えるための投資額の低減と，早期復旧の両立を目指し検討を行った。

投資額の低減施策の主な項目としては，揚炭機の台数低減，重油タンク，軽油タンクを軽油に一本化，石膏船積設備にてコンベヤからトラック輸送に変更等がある。この中でも，津波により甚大な被害を受けた燃料（重油，軽油）タンクについては，設備効率化とともに設置場所を高台に移すなどの津波対策も考慮した。

また，巨大津波により著しい損傷を受けた原町火力では，復旧に多大な労力と時間を要し，平成２４年夏季の工事最盛期には，最大で６８０社，４，６００人体制を確保して工事を進めてきた。

昼夜２交代作業や仮設備の活用での試運転前倒しなど，工事進捗状況を綿密に管理・調整し早期復旧に向けて取組んだ。

この結果，当初予定していた時期を前倒しして，２号機が平成２５年３月２９日，１号機が平成２５年４月２６日に営業運転を再開することができた。

５．火力発電所の地震・津波対策

地震・津波対策のうち，地震については，震災においてボイラ支持鉄構，油タンクとも本体に大きな設備被害がないなどの状況から，ボイラ耐震強度評価について問題なく，目標レベルの耐震性は確保されていると判断できたため，本書では津波対策について紹介する。

津波対策の検討にあたっては，以下の内容を基本方針として検討を進めた。

1) 発生頻度か高い（数十年～百数十年）津波（津波レベル１）に対しては，可能な限り設備を守りきる「防御」，発生頻度が極めて低い（千年）津波（津波レベル２）に対しては，被害を可能な限り小さくする「減災」を目指す。
2) プラントの安定停止に必要な設備と復旧のクリチカルとなる設備を優先して対策する。
3) 津波被害により公衆環境への影響が懸念される設備も優先的に対策する。

検討の結果，発生頻度の高い津波レベル１では，取水口周りの電気設備が弱点となるため，特に日本海側火力の取水口建物対策が必要であり，津波レベル２では，発生頻度は極めて低いものの，供給力やLNGガス化等への影響が大きい東新潟火力の取水口電気室の浸水対策が必要であるなど，当面取組むべき主な対策が整理され，今後，順次実施していくこととした。

また，併せて運用面での対策も検討しており，電源喪失による通信途絶等を考慮した津波情報の入手・周知方法や津波到達時刻および避難時間を考慮した安全措置の事前検討，二次災害防止のための最低限の処置の実施などを発電所ごとに検討し，対応マニュアルに反映した。その他に，災害発生時の運用上の課題として，非常用電源・通信手段の確保，防災資機材の保管場所の見直しなど，震災時の経験や反省を踏まえて整理した。

このように，本震災を通して経験したことを踏まえ，今後の地震・津波に備えた対策を整理し実施していくこととしている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10
【パネルディスカッション】航空エンジンの電動化とエネルギーマネージメント

航空エンジン電動化に向けた現状と将来展望

*岡井　敬一，渡辺　紀徳（東京大学）

An overview and future prospects on 'More Electric Engine' and electric-powered propulsion technologies

*Keiichi OKAI and Toshinori WATANABE (The University of Tokyo)

ABSTRACT

Initiatives to reduce CO_2 include research and development on novel propulsion systems that incorporate environmentally friendly technologies. Amongst the propulsion technologies, more-electric technology is regarded as one of the key technologies in the mid- and long- term perspectives. This paper describes challenges and opportunities associated with near-future More-Electric Engine architecture and potential future gas-electric propulsion systems for commercial aviation applications.

Key words: More Electric Aircraft, More Electric Engine, Energy Management, Fuel Cell Hybrid Propulsion

1．はじめに

民間航空機においては直接運航費の多くを燃料費が占めるため、従来から航空業界では燃料消費削減に向けた技術開発の取り組みが自助努力としてなされてきた。航空機の運航が環境に与える影響としては従来から空港周辺の騒音や NOx 等の有害廃棄物が問題視され、国際民間航空機関（ICAO）により環境規制が定められているが、近年の気候変動と温室効果ガスの関係への懸念から CO_2 削減に向けた環境規制も 2016 年策定を目指して検討が進められているところである。

航空業界で燃料消費削減に向けた取り組みは、ここに来て CO_2 排出削減に向けた取り組みとして強化されつつある。航空分野での CO_2 排出予想と削減目標としてたびたび参照されるのが、図 1 に示す IATA の技術ロードマップ [1]である。図から、増大する航空輸送量を前提にする場合、バイオ燃料等の（広義の）低炭素燃料の導入や、加えて飛躍的な技術革新が、目指す CO_2 排出低減（2050 年までに 2005 年比で 50%低減）の達成に必要とされることが読み取れる。

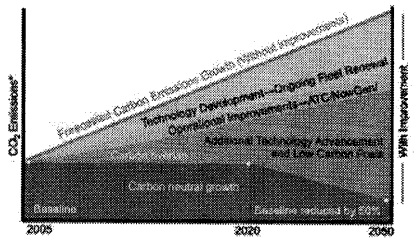


Fig.1 IATA Technology Roadmap

このような観点から、近年航空機の代替燃料導入や既存のシステムとは異なる視点での技術革新の適用に関する模索がなされており、航空機装備品システム・エンジンの電動化や電動推進系の適用も有望視されている [2]。実際、航空機の機体システムも、燃料消費ならびに環境負荷のさらなる低減を目指して、自動車等地上用輸送機器におけると同様にシステムレベルでの従来にない規模での電動化度の向上に関する技術開発が行われて最新機材で適用されつつある。この傾向を明確に知ることが出来るのが、図 2 に示される航空機のシステム駆動用発電容量の変遷である [3]。Airbus A380 と Boeing B787 における増大傾向が顕著であり、機体規模を考えると、B787 は後述する MEA(More Electric Aircraft)の時代の幕開けを示す機材であるといえる。B787 の電動化度向上には、エンジンの役割も高い。また、エンジンの制御に用いられる動力系統の電動化度向上は、MEE（More Electric Engine）と呼ばれ注目されている。さらに、将来航

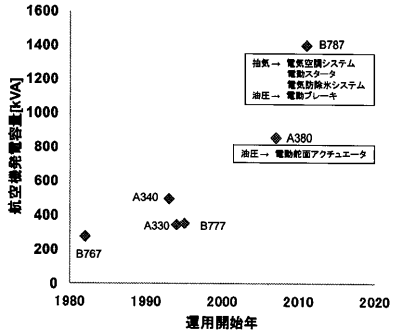


Fig.2 Commercial aircraft generator capacity trend.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

空機の環境性能目標として NASA が提示する N+3 NRA 目標の達成のためには、現状技術の延長線上では解決が困難であり推進系の電動化が一つの解として提示されている[4]。

本稿では、航空用エンジンの電動化度向上、ならびに長期的視野にたった推進系の電動化の観点でエンジン電動化に関する研究開発状況と展望について概説する。

2．航空機・エンジン電動化向上と推進系電動化

航空用エンジンに関わる電動化は大きく 2 つの視点で研究開発が行われている。一つは MEE の視点であり他方は推進機構の電動化である。ここに、航空機の電動化度向上に関連する用語である All Electric Aircraft (AEA)、More Electric Aircraft (MEA)、More Electric Engine (MEE)の関係を述べる。

AEA はいわゆる航空機装備品システムの全電化、すなわち、推進力以外の駆動手段として、電気・抽気・油圧の組み合わせを電気化するという取り組みである。現時点での技術背景では単純な電気化には不利な点も多いため、電気化代替が有用な範囲に限って電動化度向上を図ることを示す用語として MEA があり[3,5]、90 年代以降盛んに使われるようになった。これに対し、MEE は、エンジンの制御要素、燃料ポンプや従来機械的に駆動されているアクチュエータなどを電動化するエンジンとして規定される[6]。

このため、MEE は推進機構の電動化とは異なる概念である。これに対し、推進機構を電動化する検討も活発になされている。旅客機等の航空機の推進を電動にするとは、推進力の一部または全部を電動モータで駆動するファン等で担うものを想定する。推進力を電動化した航空機を電動化航空機 Electric Aircraft と呼ぶ。電動推進そのものは、Electric Powered Propulsion (Engine)と称する。Electric Aircraft は通常電力生成源として、内燃機関を除く二次電池や燃料電池を想定することが多いが、将来の旅客機への適用を想定すると、後述する燃料電池ガスタービンハイブリッドなども含めるべきである。図 3 はこれらの関係を示す。

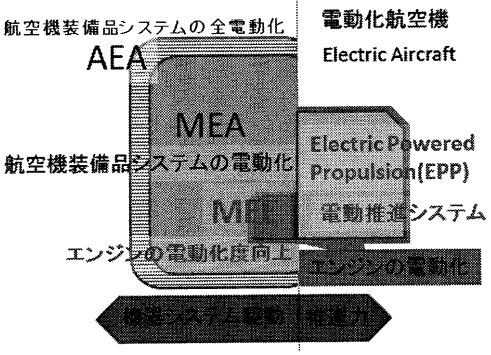


Fig. 3　MEA, MEE and Electric Aircraft

エンジンの電動化についてみると、一つは、航空機装備品システムの全電動化の要素としてのエンジン電動化度の向上であり、他方は、推進系の電動化である。実用化により近いと考えられるのが前者であるが、後者においても General Aviation レベルでは実用化段階に来ており、長期的視点に立った航空機の環境適合性の飛躍的向上にとっては技術開発が求められるものである[7]。いずれにおいても、従来のシステムを大きく変えるものであり、要素の卓越性が研究の中心であったが、今後は機器全体のシステム設計での優位性を具体的に示していくことが重要である。また、図 3 に示すように、現状でエンジンに関する電動化は二つが独立しているが、後述する機器システムのグリッド化などと合わせ、推進系も含めたエネルギートータルマネジメントシステムの構築が長期的には望まれる。以下、それぞれ節を分けて MEE と電動推進(EPP)の視点での現状と展望を示す。

3．MEA（AEA）と MEE

3.1　MEA の概要

従来の航空機装備品システムと MEA 航空機装備品システムの最終形態（AEA 航空機装備品システム）の比較を図４-５に示す[8]。エンジンは機体システムの一部だが、ここでは特にエンジン駆動を除く機体システムに関する事項で概要として示してある。システム電動化が大幅な構成簡素化につながることがわかる。

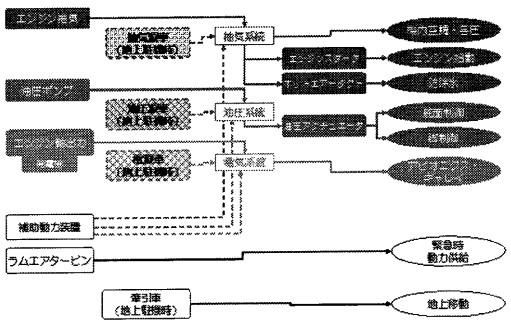


Fig.4　Conventional Aircraft System

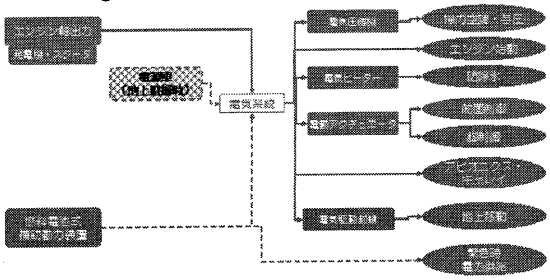


Fig. 5　More/All Electric Aircraft System

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

実用化されたMEAであるB787においては、エンジン抽気を廃し、エンジン軸出力による発電機を大規模化し、客室内与圧と空調には電動圧縮機を用いており、防除氷装置や車輪ブレーキが電化されている。補助動力装置の電動化には至っていないものの、結果として電力負荷は従来機に比べ大幅に増加している。A380では、スラストリバーサのアクチュエータの電動化を実現している。このような電動化の進展の一方で、B787の競合機にあたるA350では、防除氷装置等にエンジン抽気を用いるなど、電動化の採用についてはシステム設計思想など現時点で考え方がまちまちである[5]。

図5に記されているように、補助動力装置電力源として、将来的には燃料電池を用いることが期待されている。Airbus, Boeingともに、現時点では技術的に困難ではあるものの長期的視点に立つと固体酸化物型燃料電池（SOFC）の導入が求められるとしている[9,10]。SOFCを導入する場合、地上の発電にて適用されるようにガスタービンとのハイブリッドサイクルを用いることが望ましい[11]。こうしたSOFC-GTハイブリッドサイクルのAPU適用について、300PAX 規模の旅客機用を想定した440kW-APUの初期設計検討がNASAによりなされ、現状技術での課題が指摘されている[12]。燃料電池の航空機への適用実証としては、後述のように再生型燃料電池の飛行環境実証を例として挙げることが出来る。

3.2 MEEの期待される項目

いわゆるMEAに比べ、エンジンにおける電動化の取り組みは実用化の視点で初期の段階であるといえる。エンジン電動化における期待される効果の例を下記に示す[3]：

- アクセサリギアボックスの削除・簡素化
- オイルレスエンジン（電磁軸受の導入、潤滑系統局在化等）
- IGV／VSV制御等の駆動機構電動化
- 分散エンジン制御
- 電動燃料ポンプの導入
- スタータの電動化とジェネレータとの統合

3.3 MEAとMEE：海外の取り組み例

米欧とも電動化への取り組みは継続して行われている。国家レベルのプロジェクトとしては、欧州のEEFAE（Efficient and Environmentally Friendly Aircraft Engine）、POA(Power Optimized Aircraft), MOET(More Open Electrical Technologies)が挙げられる。米国では、空軍のINVENT(Integrated Vehicle Energy Technology)がある。

興味深いのは、欧米とも、国家プロジェクトと合わせて、メーカ独自の取り組みや実用化がみられることである。

エンジンからの電力抽出の要求レベルと、エンジン作動プロファイルにおける回転数のミスマッチがエンジンとしての課題[6]であり、このため補助電源装置が検討された。とりわけ着陸・タキシング時の非効率を解決する手段として、航空機全機レベルでの見地から電動車輪に関する研究が日米欧でなされており、WheelTug社は、電動車輪のB737、A320等への装備を決めている[13]。

エンジンから供給しうる電力と各飛行フェーズで機体システムが必要とする電力の不整合を解消する手段としては、Boeing社と日本のIHIによる再生型燃料電池を用いたオフピーク化への試み[14]も興味深い。これは、IHIエアロスペースがJAXA成層圏プラットフォームプロジェクトの一環で開発した水素・酸素再生型燃料電池技術を発展させ旅客機への搭載試験を行ったものである。再生型燃料電池を含むエネルギーマネジメントシステムを持つことで発電と利用の需給平滑化を図ることが期待される。また、2012年10月にB737を用いて行われた飛行試験（第1期Eco Demonstrator）では、世界で初めて実利用される旅客機に水素燃料を用いる試験がなされたことでも画期的な出来事であった。

MEEの観点では、POAの一環として、Rolls Royce Trent 500をベースラインとしたMEE適用の実証研究がなされた[3,15]。種々の電動アクチュエータ適用もなされ、先に述べたようにA380では初めて電動スラストリバーサが搭載されている。

3.4 MEAとMEE：国内の取り組み例

我が国では、経済産業省とNEDOの技術戦略ロードマップに航空機分野、装備品（システム）技術分野の項目として全電気化を主体とする低燃費化／整備性向上技術の重要性が記されており、また、エンジン要素技術分野でも、エレクトリックエンジン要素技術およびシステム技術の確立が課題に挙げられている[16]。また、経済産業省とNEDOの技術戦略ロードマップを参照しながら、ガスタービンを中心としたガスタービン技術ロードマップの検討が本学会により行われている[17]。学会の航空用ガスタービンロードマップでは、新しい推進システムと機体全体のエネルギーマネジメントがキーワードとして掲げられている。

こうした課題の重要性を踏まえ、産業界も技術研究開発を行っているところである。

先に3.2で示したMEEとして適用が期待される項目は、現状のエンジンシステムをベースとす

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

る限り、今後大きく変わることは考えにくい。技術開発に必要となるのは、要素技術としての差別化技術と、機体全体として評価した際に得られる現状技術に比した優位性をあらゆる面で確実にするためのシステム技術である。

最近の開発事例として、たとえば、航空機電源安定化システムに関する研究開発がある[18]。MEA-MEE を全機システムとして効率化を図るには、電源供給の視点で電気利用の利点を踏まえた一元化等のシステム構築が重要であり、こうした観点にたった電源安定化に関する研究開発は重要である。

また、MEE の取り組みとして、森岡・大依[19]は、提案する MEE 要素研究（電動燃料システム・電動化技術・発電システム）にあたりシステム規模を規定した上でのメリットを想定するとともに、上述したように、機体システム規模での統合による高効率化・整備性向上・信頼性向上を目指している。現状では MEE は MEA 技術の一部としてとらえられるものの実際には MEE が MEA としてシステム構築された上での電動化全体の効果は未だ議論されていない。電動化にはそれのみで性能の大幅向上を望める要素もあるが、システム重量としての成立性などを踏まえた開発が必要である。

4．推進系の電動化

4.1　これまでのとりくみ

航空機の推進系は永く内燃機関が用いられ、推進系の電動化に関わる研究開発が推進されたのは MEA に比べると歴史は浅い。これは、ガスタービン等内燃機関の重量に対する出力が大きいのに比べ、電動システムはいずれも航空機に適用するには重量が過大であったことによる。しかし、近年の関連要素技術（動力源、モータ等原動機、インバータ等の制御器）の発展が 1990 年代以降に著しく、電気自動車の実用化や小型電動化航空機の実現に大きく寄与している[8]。

4.2　小型機の推進系電動化[7]

小型のスポーツやレジャー用途の有人航空機の商業化はすでになされており、主として Li-Ion 二次電池（Li-Polymer を含む）を動力源としている。これは、用途をスポーツやレジャーに限っているために、一回の飛行時間を制限することが出来、機体の要求規模と出力が小さく、使用する Li-Ion 二次電池のエネルギー密度が近年向上していることが実現を可能にしているといえる。

最近では、小型実験航空機にも新しい動向がみられる。これは、将来の旅客機の補助電源として有望視される燃料電池を推進用電力源とした機体であり、2008 年に Boeing 社が、続いて 2009 年には DLR も Antares20E の改造機による燃料電池モータグライダ AntaresDLR-H2 の飛行に成功している。両者とも、これらのプロジェクトにあたっては将来の旅客機の主動力源として用いられる技術となることは期待しておらず、燃料電池が将来旅客機の補助動力装置として有望であるとの観点から、燃料電池システムを実際の飛行環境下で実際に試験し、燃料電池適用を踏まえた研究開発プロセスを構築することが主眼であった。とはいえ、実際に推進システムとして燃料電池が適用された経験は、長期的視野に立って開発されることが期待される旅客機用電動推進システムの開発にあたっても参照例になることが期待される。

JAXA においては、電動航空機技術の研究開発の一環として、独自開発モータによる電動推進システムを改修モータグライダに適用した飛行実証への取り組みが、FEATHER 事業として現在進められている[20]。

4.3　将来の旅客機推進系電動化に向けた研究状況

最近活発に提案検討がなされている旅客機向け電動推進系については、初期の検討としては、NASA の 2000 年初頭の航空推進ビジョンに掲げられた革新推進の概念検討[21]や Guynn らによる翼胴機体（Blended Wing Body）に燃料電池推進系を適用した概念検討[22]が挙げられる。燃料電池利用、液体水素燃料、極低温超電導モータ技術など、現在のプログラムで検討されている技術の萌芽がみられる。

推進系の電動化にあたっては、各要素の高効率・大出力と軽量化の両立が困難なことが主要な技術課題として挙げられていた。この課題を解決するために、JAXA では、ファン駆動用軽量モータ概念・コア分離ファンエンジンシステムの提案とモータ原理実証[23-24]が行われた。

NASA による N+3 NRA（NASA Research Announcement）は、2030-2035 年に技術的インパクトを与える航空機機体コンセプトのアイデアを募る公募事業である。N+3 で定められた環境性能目標は現用技術の適用では達成が困難であり、革新的な機体・推進系のコンセプトとそれらを実現する要素技術の提示が求められた。Boeing が提案した機体コンセプトの一つが SUGAR Volt と呼ばれるものであり、騒音目標以外の数値を達成した。燃費性能への寄与は、ガスタービンとバッテリのハイブリッド推進系によるところが大きく、重要技術の上位にハイブリッド推進系を掲げている[25]。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

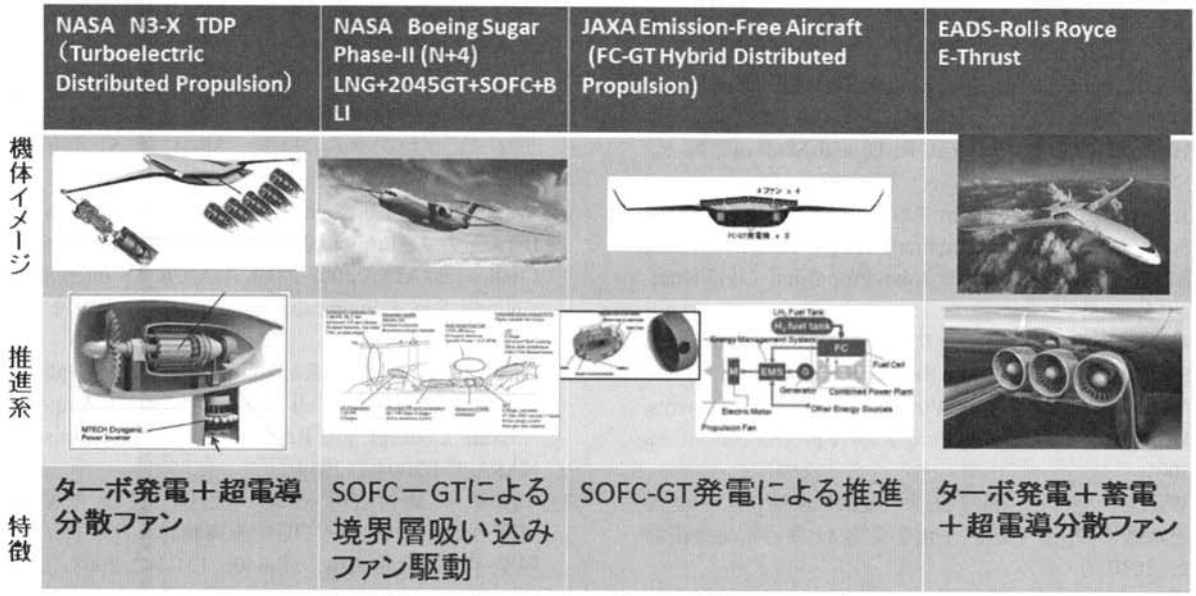


Fig. 6 Comparison of aircraft propulsion concepts.

また、NASA インハウスの BWB 機体とガスタービン発電機・超電導モータ駆動分散推進系コンセプト(Turboelectric Distributed Propulsion =TeDP)も N+3 目標を達成するものとされた[26]。

Roth-Giffin III は旅客機用推進用に SOFC-GT ハイブリッドサイクルを解析評価した[27]。JAXA では、コア分離型ファンエンジンシステムの動力源として、ガスタービン発電機、SOFC-GT ハイブリッド発電機の適用を提案[23-24]しているが、この内 SOFC-GT ハイブリッド発電機構の初期検討を行っている[28]。

Boeing は、先の SUGAR Volt での検討に続き、2040-2050 年まで EIS 想定を延ばしたより意欲的な技術適用の検討を行った (N+4)[29]。この提案では、機体の抵抗低減のために電動モータ駆動による境界層吸い込みファンを配するが、電源として、推進用ジェットエンジンを SOFC-GT ハイブリッドとし、SOFC の電力を境界層吸い込みファンに供給することとしている。

こうした電動推進システムの実現にあたっては、発電機とともに、モータや送電機構の高性能化・軽量化が重要である。モータの軽量化にあたっては、JAXA では新しいモータコンセプトを提示して検討を行っているが、NASA の TeDP では、水素超電導モータを導入することで大型機向けのファン駆動を実現させるとしている[4]。超電導モータに関する初期検討も行われており[30]、TeDP におけるパワーグリッド解析に関する取り組みも現在行われている[31-32]。NASA の最新の取り組み状況は Hathaway ら[4]にまとめられている。

EU では、MEA に関する研究が主体であるが、電動推進に関する概念検討は断続的に示され、たとえば、ごく最近、EADS と Rolls Royce が、E-Thrust という電動ハイブリッド推進コンセプトを提示している[33]。これは、NASA のコンセプトと同様の超電導駆動分散電動ファン、ターボエンジン発電、蓄電池の配置によるものであるが現時点で詳細は不明である。代表的なコンセプトを図 6 に示す。

5. まとめ

航空機、特にエンジンにまつわる電動化に関わる技術開発の状況と展望を概説した。

MEE は現時点で実証されている新技術を適用することで実現することは可能だが、新しいシステム技術であり、システムとしての検証が重要である。MEE は広義には MEA の一部をなすものであり一体として扱われるべきものであるが、これまでこうした視点で扱われることは少なかった。MEE を MEA の中核として全機システムレベル（AEA）として開発することが求められる。一方、長期的視野に立った旅客機用電動推進システムは多くの技術革新を必要とするが、MEE 技術で培われる技術の適用発展が期待され、求められる環境性能を満足させるためには研究開発が活発になされる必要がある。エンジンの電動化は、従来の認識からは異分野との連携が不可欠であり、エンジンシステムの革新の視点での課題構築と分野横断的な研究開発の促進が我が国のエンジン技術の新たな強みとなることが望まれる。

参 考 文 献

1) IATA Technology Roadmap, 2008.
2) 岡井敬一：国際社会における航空業界の低炭素化の

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

取り組みと今後の動向, S8, 平成 24 年電気学会全国大会シンポジウム, 広島(2012)
3) Moir,I. and Seabridge, A., Aircraft Systems, Third Ediion, Willey, 2008.
4) Hatheway, M. D., Rosario, R. D. and Madavan, N. K.: NASA Fixed Wing Project Propulsion Research and Technology Development Activities to Reduce Thrust Specific Energy Consumption, AIAA 2013-3605, 49th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, 2013.
5) MacIsaac, B., Langton, R., Gas Turbine Propulsion Systems, AIAA Education Series, Wiley, 2011.
6) McLoughlin, A., Engine Powerplant Electrical Systems, More Electric Aircraft Forum, MOET project consortium, 2009.
7) 西沢啓, 小林宙, 岡井敬一：電動化航空機の可能性と課題,C09, 日本航空宇宙学会第 41 期通常総会講演会, 2010.
8) 西沢啓, 小林宙, 岡井敬一, 藤本博志：電気自動車技術の進歩と電動化航空機の将来, B6, 日本航空宇宙学会第 43 期通常総会講演会, 2012.
9) Friedlich, K. A., Kallo, J., and Schmitthals, G: Fuel Cell Systems for Aircraft Application, ECS Transactions 25 (1), pp. 193-202, 2009.
10) Daggett, D., Commercial Airplanes for Fuel Cell APU Overview, SELA Annual meeting, 2003.
11) 小林由則, 加幡達雄, 安藤喜昌, 西浦雅則, SOFC と GT のハイブリッドおよびトリプルコンバインドシステムについて, 論説・解説,特集：航空用、発電用エンジンシステムの最近の開発動向, 日本ガスタービン学会誌,Vol. 40 No. 3 pp. 11-15, 2012.
12) Steffen,Jr., C. J., Freeh, J. E. and Larosiliere, L. M.: Solid Oxide Fuel Cell/ Gas Turbine Hybrid Cycle Technology for Auxiliary Aerospace Power, NASA/TM-2005-213586, 2005.
13) WheelTug plc, press release: Icelandair Reserves WheelTug Delivery Slots; Becomes 737MAX Launch Customer, June 12, 2013.
14) Okaya, S., Arastu, A. H. and Breit, J., Regenerative Fuel Cell (RFC) for High Power Space System Applications, AIAA 2013-3923, 11th International Energy Conversion Engineering Conference, 2013.
15) Raimarckers, N., Mignon, A. and Saive, G. : ADVANCED OIL SYSTEM FOR THE ANTLE/POA DEMONSTRATION PLATFORMS, ICAS 2006-7.4.5, 25th Congress of International Council of the Aeronautical Sciences, 2006.
16) 経済産業省・NEDO 技術戦略ロードマップ／航空機技術、2010.
17) 渡辺紀徳, 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—, 特別講演 I, 第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集,2009.
18) 航空機システム革新技術開発（電源安定化システム）の概要について, 第 1 回航空機関連分野技術に関する施策・事業検討会資料 5-3-7, 2002.
19) 森岡典子, 大依仁, 'More Electric' Engine の現状と動向—Propulsion と Power plant を担う将来の航空機エンジン制御—,第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, 2013.
20) 渡辺安, 吉田憲司, 牧野好和, 村岡浩治, 岡井敬一：JAXA における航空新分野創造（スカイフロンティア）プログラムの概要, 3B04, 第 51 回飛行機シンポジウム、2013.
21) Wickenheiser, T. J., Sehra, A. K., Seng, G. T., Freeh, J. E., Berton, J. J.: Emissionless Aircraft: Requirements and Challenges, AIAA 2003-2810, AIAA/ICAS International Air and Space Symposium and Exposition: The Next 100Y.
22) Guynn, M. D., Freeh, J. E. and Olson, E. D., Evaluation of a Hydrogen Fuel Cell Powered Blended-Wing-Body Aircraft Concept for Reduced Noise and Emissions, NASA/TM-2004-212989.
23) 岡井敬一, 野村浩司, 田頭 剛, 柳 良二, 航空機推進用外周駆動ファンに関する実験および解析, 日本航空宇宙学会論文集, 56-650, 131-142, 2008.
24) 岡井敬一, 将来の航空機エンジン適用をめざした大口径軽量外周駆動モータ概念, 日本機械学会誌トピックス, 日本機械学会誌 2009 年 11 月号, pp.919, 2009.
25) Bradley, M. K., and Droney, C. K.: Subsonic Ultra Green Aircraft Research Phase I Final Report, NASA/CR-2011-216847, 2011.
26) Kim, H., Brown, G. and Felder, J.: Distributed Turboelectric Propulsion for Hybrid Wing Body Aircraft, International Powered Lift Conference, 2008.
27) Roth, B. and Giffin III, R.: Fuel Cell Hybrid Propulsion Challenges and Opportunities for Commercial Aviation, AIAA 2010-6537, 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Cenference & Exhibit, 2010.
28) Okai, K., Fujiwara, H., Tagashira, T., Yanagi, R. and Nomura, H.: Investigation on the Potential of Hybrid Aero-Engine System woth Electromagnetic-Driving Fan, AIAA 2011-5976, 9th International Energy Conversion Engineering Conference, 2011.
29) Bradley, M. K., and Droney, C. K.: Subsonic Ultra Green Aircraft Research Phase II: N+4 Advanced Concept Development, NASA/CR-2012-217556, 2012.
30) Luongo, C., A. A., Masson, P. J., Nam, T., Mavris, D., Kim, H. D., Brown, G. V., Waters, M. and Hall, D., Next Generation More-Electric Aircraft: A Potential Application for HTS Superconductors, IEEE Transaction on Applied Superconductivity, 19, No. 3, Part 2, pp. 1055-1068, 2009.
31) Armsrong, M., Ross, C., Blackwelder, M. and Rajashekara, K., Trade Studies for NASA N3-X Turboelectric Distributed Propulsion System Electrical Power System Architecture, SAE International Journal of Aerospace, 5(2) pp. 325-336, 2012.
32) Armsrong, M., Ross, C., Phillips, D. and Blackwelder, M., Stability, Transient Response, Control, and Safety of a High-Power Electric Grid for Turboelectric Propulsion of Aircraft, NASA CR-2013-21785, 2013.
33) E-Thrust, EADS-website, 2013.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10
【パネルディスカッション】航空エンジンの電動化とエネルギーマネージメント

‘More Electric’ Engine の現状と動向
—Propulsion と Power plant を担う将来の航空機エンジン制御—

*森岡　典子（ＩＨＩ），大依　仁（ＩＨＩエアロスペース）

A move to ‘More Electric’ Engine
—R&D efforts for the future onboard system, as the propulsion and power plant.—

*Noriko MORIOKA (IHI) and Hitoshi OYORI (IHI AEROSPACE)

ABSTRACT

The MEE will be the leading edge of the 21th century engine control technology for the next generation aircraft and MEA（more electric aircraft）. IHI is currently conducting the investigation, studies and challenges for the MEE, which is the future engine for eco-friendly. This paper describes an overview of the system concept of the MEE, and shows an aspect for the future aircraft onboard system which provides and manages both the propulsion and electricity.

Key words: MEE, MEA

１．はじめに

More Electric Engine （MEE：エンジン・システムの電動化促進）は、次世代の航空機用エンジンへの適用をめざした制御コンセプトである。現在、当社においても研究、技術開発を開始し、「世界一、人と地球にやさしいジェットエンジン」を目標としている。本稿では、MEE の現状と動向を推進システムと発電システムの観点で紹介する。

２．MEE の現状と動向

2.1　MEE の役割

MEE には航空機における電動化の促進（MEA: More Electric Aircraft）と連携した２つの役割がある。１つは，MEA に呼応しエンジンの燃費改善，整備性向上，より高い信頼性･安全性を目指すPropulsion としての MEE。システムの無駄を省き SFC (Specific Fuel Consumption) の改善を目指す技術である。もう一つは，MEA の大きな電力需要を担う，Power Plant としての MEE。MEA は従来の航空機に比べ 4 倍以上の電力を必要とし，将来の全電動化航空機（AEA: All Electric Aircraft，Fig.1）では，従来機の 5 倍以上となると予想される（Fig.2）。この 1000kW という電力規模は，日本における電力需要者数の 0.1%以下という希な規模の中小ビルや中規模工場に相当する（Fig.3）。すなわち，Power Plant としてのエンジンは，機体の電力システムにおける役割が極めて大きくなったと言える。

このように Propulsion および Power Plant としての MEE は，エンジン単独の技術という範疇を超え，機体システムとの統合を経て航空機・エンジンの電動化システムを担い，機体全体の燃費改善，整備性向上，環境負荷物質の撤廃および，更なる安全・信頼を高める革新的技術となることを期待されている。

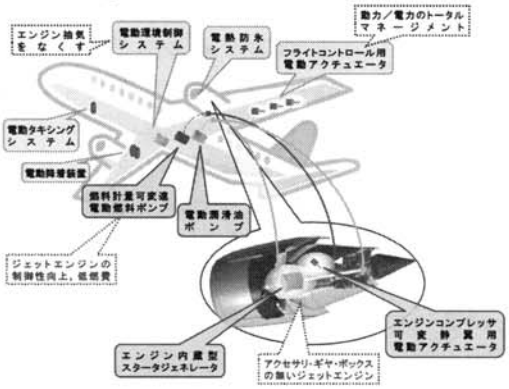


Fig.1　Concept of the AEA

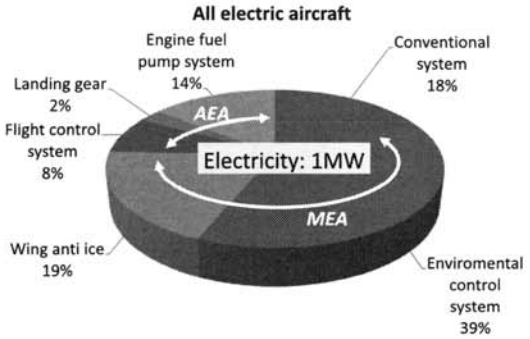


Fig.2　Electricity demand of the MEA and AEA

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

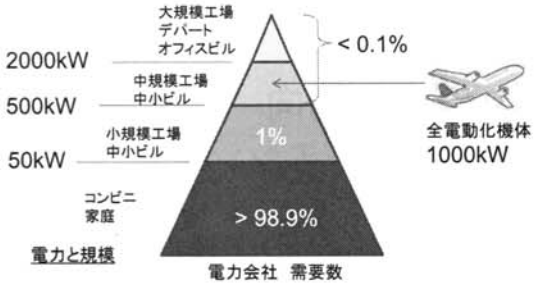


Fig.3 Comparison of electric power demand between ground facilities and the AEA

2.2 MEE の実用化研究

(1) 電動燃料システム [1)-6)]

従来の燃料システムは，AGB（Accessory Gear Box）で駆動される定容積型燃料ポンプからの吐出燃料を FMU (Fuel Metering Unit) で計量して燃焼器に供給しエンジンを制御している。ポンプ吐出流量は AGB の回転数に比例するため，特に高空での巡航時には多量の余剰燃料をポンプ入口に循環させるという無駄があった。MEE 電動燃料システムは，燃料ポンプを可変速モータ制御とすることにより，この無駄を排除することが可能である（Fig.4）。また，燃料循環は燃料温度を上昇させるため，エンジン潤滑油を冷却する能力が燃料冷却オイルクーラ（FCOC）だけでは不足し，従来はファン出口空気を用いた空気冷却オイルクーラ(ACOC)を併用している。電動燃料システムは燃料温度を抑制できることから，空気冷却をなくしファン空気のロスを低減できる。さらに，燃料圧力を利用して駆動していた可変静翼用アクチュエータを電動化することによりシステム圧力低減も可能となる。システムとして電動化を進めることによって小型エンジンの想定で約 1%の SFC 低減を図れると試算している。

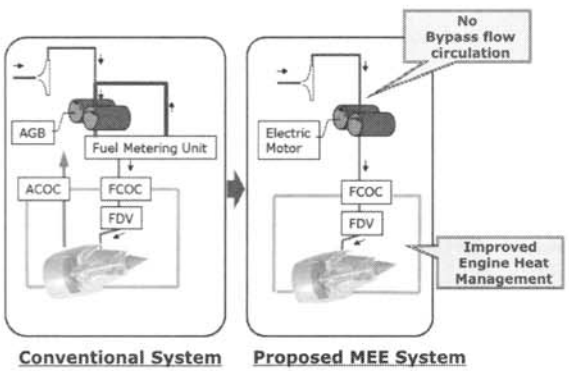


Fig.4 The electric fuel system

(2) 電動化技術 [7)-9)]

電動燃料システムの実用化研究（Fig.5 参照）では，信頼性・安全性の要求から電動システムのワンフェール・オペレーショナル，ツーフェール・セーフを実現するため，冗長モータや冗長アクチュエータの制御方法や始動回転数から MTO (Maximum Take-Off)までの大きなエンジン回転数範囲で電動燃料システムを駆動できる発電システムの研究を行っている。



Fig.5 The electric motor-driven pump

(3) 発電システム [10)]

MEA においては，従来エンジン抽気を用いていた ECS (Environmental Control System) や防氷システムが電動化あるいは電熱化されることなどによって必要電力が増加する。これに伴い発電量を増大するために，発電機によるエンジン抽出力も増加する。従来の航空機用エンジンでは高圧軸からの抽出力で駆動する発電機から電力を供給しているが，この場合，抽出力増加は低圧圧縮機のサージマージンを低下させる（Fig.6）。その対策として低圧軸抽出力で発電するシステムを研究している。このシステムの課題は低圧軸回転数が高圧軸回転数よりも広い回転数域を持つことや，高圧軸抽出力とは逆に急激な負荷低下が発生するとサージマージンが低下するという点にある。

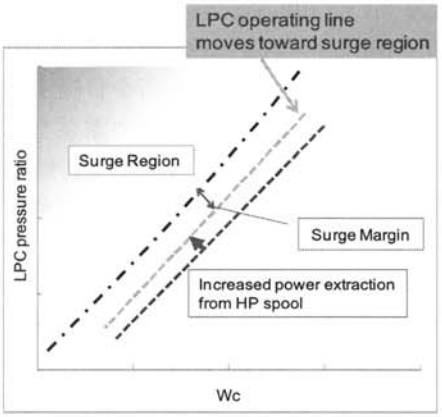


Fig.6 LPC operating line moved by power extraction

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

また，MEA，AEA では舵面アクチュエータの電動化も進むが，舵面からのエネルギーによってアクチュエータから電力が逆流する回生電力による電源バスの過電圧問題がある。その解決策として，スタータ・ジェネレータでエンジンのモータリングを可能とすることによってエンジンを回生電力の吸収先とするための研究も行っている。

2.3 MEE と機体システム統合

(1) 燃料システムとの統合 [11]

電動燃料システムは，燃料ポンプの搭載場所の制約を取り払い，機体全体として最適なシステム構成の実現を可能とする。例えば，機体ブーストポンプとエンジン燃料ポンプの共用化によって，部品点数の削減やシステム全体のシンプル化を図りつつ，燃料供給システムの冗長構成等によって，機体の安全性や信頼性の向上に貢献することが可能となる。(Fig.7)

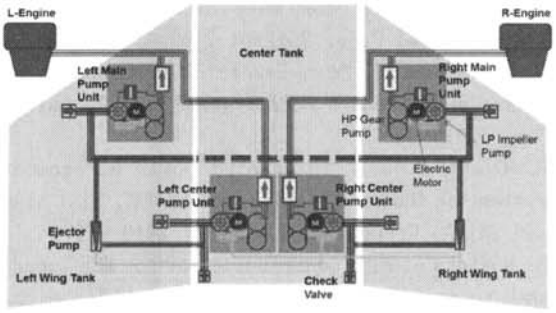


Fig.7 The integrated electric fuel system

(2) 電力システムとの統合 [12]

MEA, AEA でのさらなる電力需要の増加に対応するためには発電機の多重化が必須であると考える。しかし，先に述べたとおり，エンジン高圧軸と低圧軸の両方からの抽出力を併用することが，それぞれの得失を考慮したうえで必要となる。ここでは電流制御がトルク制御となる電動モータの特徴を生かし，出力電流配分による抽出力の調整によりエンジン運転の安定化を図り，機体デマンド情報の共有化により電力安定需給のバランスをとることが必要と考える。これらの実現には，機体とエンジンで統合管理された電力システムが必須となる。(Fig.8)

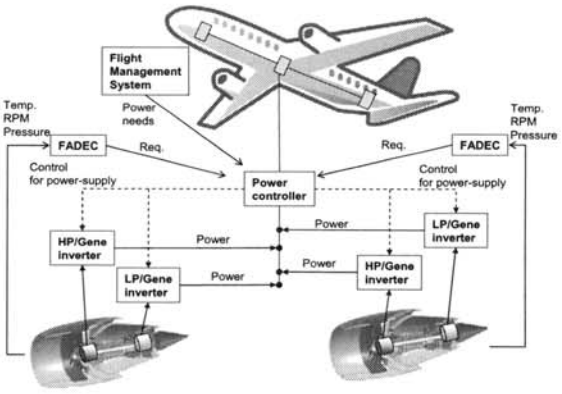


Fig.8 The integrated power generation system

(3) 制御システムとの統合 [13]

燃料・電力など機体システムとの統合は，MEE の制御システムがより密接に機体システム情報と連携することを可能とする。情報交換が密となることは機体姿勢や推力制御との連携も深化することとなる。緊急時などに，エンジンの応答性を極力高めて対応することにより，航空機の安全性を高めることも可能と考えられる。エンジンの高応答性はエンジン高温部の熱負荷を増加するため通常運転では抑制されているが，機体とエンジンの情報が密となれば，緊急時に一時的に制約条件を取り払い，応答性を上げる判断が可能になると想定される。通常の加減速時はエンジン加速率を適切にする Ndot 制御を行い，緊急時には加速スケジュールによる制御へと切り替える方法(Fig.9)も，MEE の導入さらに機体システムとの統合により実現可能である。

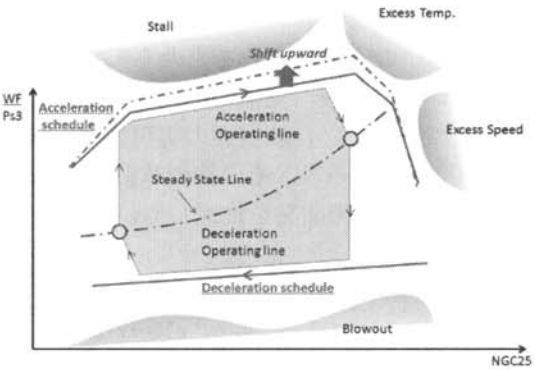


Fig.9 Enhanced thrust response control

(4) 航空機・エンジン電動化システム [14)-16)]

航空機・エンジン電動化システム（MEAAP: More Electric Architecture for Aircraft and Propulsion）は，将来的に航空機のスマートグリ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ッド，システムサーマルマネージメントや推進系制御，機体制御が連携した機体システムを構築するためのアーキテクチャを提案する（Fig.10）。このなかには，Green Airports を目指した電動タキシングによる誘導路でのエンジン停止や与圧・空調システムの効率化，燃料電池や電力アキュムレータとの連携，4DT (4D Trajectory)や緊急時の推力飛行制御にむけた推力の精密制御なども含まれる。Propulsion と Power Plant としての MEE は，これらの将来的な航空機システムの技術革新を支える重要な役割を担う。

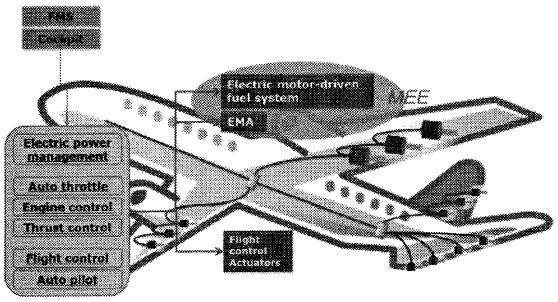


Fig.10　The integrated propulsion/aircraft control system (proposed)

3．まとめ

MEE は, Propulsion としてシステム効率向上によって燃料消費削減を可能にするとともに，機体の安全性・信頼性向上に貢献する。また，Power Plant として MEA, AEA の電力システムを支えるための重要な役割を果たす。さらに電動化をキーとして，機体システムとの統合化を図ることによって，航空機全体のシステム最適化を可能とする。

このようにして実現される将来の航空機電動化は，航空機運航の安全と安心をもたらし，燃料節約とエミッション削減，整備性向上などによって「人と地球にやさしい」航空機の実現に貢献する技術革新となるであろう。その技術革新に向けて，これからも MEE 技術開発を推進していきたい。

参 考 文 献

1) N. Morioka et al. “More electric engine architecture for aircraft engine application,” ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, CANADA, GT2011-46765.
2) N. Morioka et al. “Improved engine efficiency via the more electric engine”, 50th AIAA ASM, AIAA, Nashville, TN, AIAA 2012-0110
3) N. Seki et al. “More electric engine architecture for fuel system of aircraft gas turbine engine” IGTC2011-0041
4) N. Morioka et al. “Fuel System Design for the More Electric Engine,” ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, DENMARK, GT2012-68374.
5) N. Morioka et al. “Fuel pump system configuration for the more electric engine” SAE Technical Paper 2011-01-2563
6) T. Nakayama et al. “Effect of the More Electric Engine on Aircraft Fuel Burn” 2013 Asia-Pacific International Symposium on Aerospace Technology (accepted for publication)
7) H. Oyori et al. “A motor control design for the more electric aero engine fuel system” SAE Technical Paper 2011-01-2619.
8) H. Oyori et al. “Fault-tolerant control for more electric engine”, 50th AIAA ASM, AIAA, Nashville, TN, AIAA 2012-0111
9) H. Oyori et al. “Fault-tolerant and resilient electrification for the More Electric Engine”, 51st AIAA ASM, AIAA, Grapevine, TX, AIAA 2013 -1068
10) H. Oyori et al. “System Design for the More Electric Engine Incorporated in the Electrical Power Management for More Electric Aircraft” SAE Technical Paper 2012-01-2169,
11) N. Morioka et al. “More Electric Architecture for Engine and Aircraft Fuel System” SAE Technical Paper 2013-01-2080
12) H. Oyori et al. “Integrated power management system for the More Electric Aircraft”, 51st AIAA ASM, AIAA, Grapevine, TX, AIAA 2013 -1071
13) N. Morioka et al. “Contribution of the MEE Toward an Integrated Propulsion System” SAE Technical Paper 2012-01-2100
14) H. Oyori et al. “Power Management System for the Electric Taxiing System Incorporating the More Electric Architecture” SAE Technical Paper 2013-01-2106
15) H. Oyori et al. “High-voltage DC power grid system for the More Electric Architecture” AIAA Science and Technology Forum and Exposition 2014 (accepted for publication)
16) N. Morioka et al. “All Electric System Architecture for Aircraft and Propulsion” AIAA Science and Technology Forum and Exposition 2014 (accepted for publication)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10
【パネルディスカッション】航空エンジンの電動化とエネルギーマネージメント

航空機システムの電動化 – エアラインからの視点

*桂田　健（日本航空）

A Point of View from the Airlines on More Electric Aircraft

*Takeshi KATSURADA (JAL)

ABSTRACT

The research and development of More Electric Aircraft and Propulsion are ongoing. Current aircraft systems are powered by hydraulic pressure, pneumatic pressure and electricity. Hydraulic pressure and pneumatic pressure are going to be replaced with electric power with the improvement of the technology. This paper introduces a point of view from the airlines on the improvement of the technology, which aims to the improvement of safety, reliability, fuel saving, and clean environment of the aircraft.

Key words: MEA, Airline, Safety, Reliability, Fuel Saving, Environment

１．はじめに

航空機・エンジンの電動化システムについて研究開発が行われている。現在の航空機システムはその作動源として、油圧、エンジンブリードエア（高圧圧縮空気）、電力が使われているが、技術の進歩とともに電化する傾向にある。航空機の安全性/信頼性向上、燃料効率化、環境負荷の軽減を目的としたこれらの技術の進歩、活用について、エアラインからの視点で、期待、要望、懸念事項等について本稿にて紹介する。

２．エアライン視点での電動化効果

2.1　航空機システムの電動化

従来型の航空機システムでは、油圧は主に動翼、ランディングギア、ブレーキ等の作動源として使用されている。エンジンブリードエアはエアコン、着氷防止装置等に使用されているが、ここではそれらが電気駆動式に変換されていくこと等を主に想定していく。

2.2　電動化の効果として考えられるもの

電動化の効果として、まず航空機の軽量化が考えられる。油圧装備品が電動化されることにより、油圧アクチュエータ、油圧配管、油圧ポンプ、油圧作動油等が電動アクチュエータ、電気配線に置き換えられ軽量化が図られる。電力需要増に伴う発電機、バッテリー重量増は想定されるものの、エネルギーマネジメントにより発電、蓄電機能効率化で軽量化が期待できる。

システムの信頼性については、電動化による冗長性向上、各種機能のモニタリング向上等が考えられる。軽量化に加え、エンジンのエネルギー効率向上による燃料効率化が図られ、環境負荷軽減（Noise/Emission 低減）が考えられる。整備性向上については、油圧作動油漏れに対する修理が不要となり、整備作業量減が考えられる。　また、装備品交換の場合、作動油の処理、交換後のリークチェック等が不要となること、取り付け後の確認が電気的な試験の実施により可能となることより、整備性向上、整備所要時間短縮が期待できる。

３．787 型機における電動化

787 型機は軽量化・燃費改善のため、777 型機に比べ電動化された装備品が増えている。一部の油圧システム及びエンジンブリードエアを使用していたシステムは電動化された。

＜高圧圧縮空気→電動化の例＞

- エンジンスタータ
- 客室内エアコン、与圧
- 主翼前縁着氷防止装置

＜油圧→電動化の例＞

- ブレーキ
- スポイラ　アクチュエータ（片側２枚ずつ）
- 水平尾翼　アクチュエータ

787 では、片翼に７枚あるスポイラの内、２枚は電動、残りの 5 枚は油圧で駆動する。777 では一部のスポイラコントロールにケーブルコントロール

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が残されていたが、787 ではフライトコントロールはすべて Fly by Wire となり、777 から 787 への進化にあたっては、Redundancy を確保しながら電動化に向けて着実に少しずつ進歩させていることが窺える。

4．エアラインとしての期待、要望

4.1 航空機システムの品質指標・信頼性

航空機品質指標として目標管理しているものの内、一例を以下に示す。航空機システムが電動化されたとしても、これと同等あるいはこれ以上の高い品質、信頼性が維持されなければならない。

品質指標の例：

(1) フライトイレギュラリティ（発生回数）

出発した航空機が機材不具合により元の空港に戻る、目的地以外の空港に緊急着陸、離陸中断等の異常運航発生回数を指標とするもの。例として、100 出発あたり 0.016 回以下など。

(2) 出発信頼性（%）

定刻の出発時刻に対して、機材不具合による 15分以上の出発遅延の発生率。例として、99.5% 以上の出発信頼性など。最近では、定刻に対し +15 分以内に到着する定時到着率について全世界主要エアラインの実績統計を取り、公表及び表彰する機関があり、各エアラインはその数値向上に凌ぎを削っている。

(3) エンジン空中停止率

1,000 エンジン運転時間（例えば、双発機材の場合は、エンジン運転時間は飛行時間の２倍）あたりのエンジン空中停止回数。例として、0.002 回以下など。尚、180 分 ETOPS(双発機による長距離進出運航)を実施するための設計要件として、エンジン空中停止率 0.02 以下が FAR に規定されている。

4.2 操作性

操作性については、既存機と比較し大きな変更はないものと考えられるが、特筆すべきこととしてエンジンの応答性は挙げておく。エンジン制御方式の変更が考えられているが、パイロットの視点より、緊急時（気流が悪い時のスピード維持、ゴーアラウンド時、対地接近警報装置作動時、等）に機敏に応答するエンジン制御が必要である。

4.3 整備性

整備性の観点で期待するところは、故障診断の容易さ、故障個所の修理、装備品の交換に関わる工数が削減されること、所要時間が短縮されること、システムの冗長性が十分確保されていること、システムの有効なモニタリングが可能な事、等である。

5．燃料効率化

航空機システム電動化推進の目的の一つとして、燃料効率化がある。JAL にて現在各種燃料効率化施策を実施中であるが、主に運航面で実施しているものを以下に紹介するとともに、消費燃料の規模感を得る為に、いくつかの具体的数値を紹介する。

5.1 燃料効率化施策（運航面）

地球環境に優しいオペレーションを目指して、現在運航面で実施している燃料効率化施策の一例を示す。

(1) EOT (Engine Out Taxi)
(2) Reduced & Delayed Flap Operation
(3) Idle Reverse Operation
(4) Continuous Descent Approach
(5) 最短経路選択　等々

5.2 航空機の重量軽減と消費燃料の関係

航空機の重量軽減と消費燃料減の関係の一例として、1,000lbs(450kg)の軽量化により 777-300ER 型機では長大路線で 320lbs(145kg)の消費燃料減となる。１便の量としては 320lbs(145kg)だが、年間の量を考えると大変大きな数字となる。

5.3 燃料の航空機重量に占める割合

燃料効率化が与える影響の度合いの見方の一つとして、航空機総重量の内、燃料が占める割合を紹介する。例として、米国ニューヨークから成田に飛行する 777-300ER の場合、以下の数値となる。

・路線距離：6,438 nm (11,923 km)
・飛行時間：13 時間 23 分
・離陸前機体総重量：750,000 lbs
　内、燃料重量：277,800 lbs　(37%)

尚、JAL 総費用の中で燃料代の占める割合は 20 数%である。

このように、燃料はその重量、コスト、環境負荷のあらゆる面でエアラインにとっては低減/効率化を求めるところである。当社独自に実施している燃料効率化施策をソフト面での効率化とすれば、システム電動化による燃料効率化はハード面での効率化である。これら、ハード/ソフト両面を組み合わせ、実施可能な項目により燃料効率化を図っていくことが、地球環境負荷低減にとって大切な事と考える。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

6．まとめ

航空機システムの電動化、更にはその先の航空機エンジンの電動化に対してエアラインの期待するところは、安全性、信頼性の向上に加え、操作性、整備性の向上、Noise/Emission をミニマイズした地球環境に優しいオペレーションの実現である。多く想定される技術的課題を克服し新たなシステムを構築するに当たり、エアラインとしては、特に安全性、信頼性の実証されるシステム作りが重要と考えている。また、ユーザとしての意見を各システム設計段階よりインプットしていく必要があると考えている。今後も、ユーザとして積極的に関与しお役に立てることがあれば協力していきたい。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10
【ユーザセッション】電力安定供給と地域共生のためのガスタービンユーザの取り組み

補修技術、設備診断技術開発に関する中部電力の取組み

*小林　大輔、伊藤　明洋、宮部　正道、阿知波　雅宏（中電）

Efforts on Development of Maintenance Technology and Equipment Diagnosis Technology

— CHUBU Electric Power Company —
* Daisuke Kobayashi, Akihiro Ito, Masamichi Miyabe, Masahiro Achiwa (CEPC),

1．はじめに

当社は 1990 年代以降、ガスタービンコンバインド発電プラントの導入が進んでおり、電源構成の上でもコンベンショナル機からの置き換えが進みつつある。最近では、1500℃級プラントである新名古屋火力８号系列（MHI：501G）、新規立地点である上越火力発電所（GE：7FA.03）に加え、コンベンショナルプラントからリプレイスされる西名古屋火力発電所（GE：7FA 7 シリーズ、平成 31 年運転開始予定）の建設準備が進んでいる。現在では石炭火力である碧南火力に加え、上記の建設済み高効率プラントはベース運転が主で、既設の 1100℃級（四日市火力４号系列）および 1300℃級（川越火力３，４号系列等）プラントがピークまたはミドル火力として位置づけられ、ともに当社の主力発電設備として高い信頼性が求められている。

しかしながらコンバインド機は、コンベンショナル機に比べて翼の飛散等の事例が多く、発電効率が高い反面、安定供給上のリスクが皆無ではない。これらのリスクをコストとともに最小化するため、当社ではプラントメーカ等と共同で、または自社で、様々な補修技術や設備診断技術の開発を行ってきている。今回は、補修技術として熱間等方加圧（Hot Isostatic Pressing: HIP）処理によるガスタービン動翼材の特性回復技術およびガスタービンロータのレーザピーニング技術を、また設備診断技術として、ガスタービンロータの渦流検査（Eddy Current Inspection: ECI）技術ならびにガスタービン動翼材の電子後方散乱回折（Electron Backscatter Diffraction: EBSD）法による損傷評価技術について紹介する。

2．補修技術開発

2.1　HIP 処理によるガスタービン動翼の特性回復

ガスタービン動翼は実機運転中、非常に高い温度に晒されているため、長時間使用によって材料劣化が生じる。従来、再生処理の効果や材料特性回復メカニズムに関する報告はあったが、実機動翼で実証した事例はほとんどなかった。そこで当社はプラントメーカと共同で、ガスタービン動翼材の特性回復を目的とし、HIP による再生処理の実機適用性を検討した。

実機で長時間使用した動翼に再生処理を適用し、劣化した動翼材の材料特性が回復することを確認[1-2]した。さらに、再生処理翼を実機で約 4 年間運用し、材料組織および機械的特性を評価することで、再生処理翼の健全性および HIP による材料特性回復技術の有効性を明らかにしている[3,4]。

2.2　ガスタービンロータのレーザピーニング

ニッケル基超合金 Inconel® Alloy 706 製ガスタービンロータは、複雑形状部にき裂が発生する事例が報告されている[5]。当該ロータは圧縮空気によって冷却され、450°C 以下に保たれているため、クリープ等の劣化は生じないと考えられてきており、材料設計的にも時間依存の劣化は想定されていなかった[6,7]。実機ロータのき裂は高応力部の結晶粒界に発生しており、定格運転による遠心応力保持中の粒界酸化等による脆性き裂と考えられている[8]。

このようなき裂の発生を防止するため、加工による引張残留応力等の緩和のためショットピーニング（SP）が施工されるようになり、き裂発生頻度が大幅に減少した。しかし、クリープ領域に近い高温でのピーニング効果の耐久性については不明な点も多く、最近になってもき裂が発生することがある[9]。

そこで当社はプラントメーカと、粒界酸化現象の解明とともに、SP よりも圧縮残留応力付与効果が高いと言われているレーザピーニング（LP）のガスタービンロータ材への適用性および耐久性を検討している。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．設備診断技術開発

3.1　ガスタービンロータのECI技術

前節で述べたガスタービンロータは、現在においても新たにき裂が発生するリスクがあり、高応力部を中心に、定期的に非破壊検査による健全性確認が必要とされている。しかし、実機ロータのき裂はほとんど塑性変形を伴わず、閉口したままき裂が進展する[5,9]ため、浸透探傷検査では発見が遅れるリスクがあった。そこで当社は、ECIによる複雑形状部の表面欠陥検査技術を開発し、自社技術として定期点検時に適用している。

3.2　ガスタービン動翼のEBSD法による損傷評価

近年、EBSD法を応用したクリープ損傷評価に関する研究事例が増えている。特に、脆性材料であるガスタービン動翼用ニッケル基超合金は、マクロな変形やクリープボイドといった劣化の兆候が見つかりにくい[10]と同時に、実機のメンテナンス上、代表翼のサンプリングによる破壊調査が可能であることから、EBSD法を用いた結晶方位解析により、微視欠陥発生以前の高精度な損傷評価への期待が高いと言える。

そこで当社は、ニッケル基超合金を対象に、応力集中部等の形状の影響や環境温度の影響、さらには起動～定格運転～停止の繰返し過程で作用するクリープ・疲労現象の力学効果を明らかとしてきた[11-15]。また、破面のフラクトグラフィーからは推定が難しい破壊原因を、破断面の結晶方位解析によって推定する方法を提案[15]しており、結晶凝固方向制御合金を含めて、実機動翼の健全性および損傷を評価できる技術の開発に努めている。

4．まとめ

本稿では、当社の補修技術、設備診断技術開発の一例を紹介した。今後もプラントメーカ等と協力した補修技術の開発、あるいは自社による劣化・損傷データの蓄積と設備診断技術の向上等により、実機の安定運用と補修費削減の両立に貢献したい。

参 考 文 献

1) 伊藤、篠原、斎藤、吉岡、近藤、「HIPによるガスタービン動翼材の特性向上に関する研究」、*火力原子力発電大会*、研究発表要旨集 (2000)、pp18-19.
2) A. Ito, Y. Kagiya, H. Watanabe, H. Takagi, D. Saito, Y. Yoshioka, H. Ito, J. Ishii, "Recovery of Material Properties in Service-Degraded Gas Turbine Blades", *Proc. of IGTC'03,* Tokyo, TS120.
3) 伊藤、鍵谷、石上、安藤、高久、斎藤、吉岡「実機使用後のガスタービン動翼再生処理材の特性」*日本材料学会第57期学術講演会論文集* (2008) pp349-350.
4) 伊藤、鍵谷、石上、安藤、高久、斎藤、吉岡「再生処理したガスタービン動翼の実機使用による劣化」*日本機械学会第13回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集* (2008) pp.289-290.
5) D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Yoshioka, "CRACK INITIATION BEHAVIOR AND ITS ESTIMATION FOR A GAS TURBINE ROTOR BASED ON THE EBSD ANALYSIS", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, GT2012-68226.
6) A. M. Johnson and K. E. Fritz, 1976, "The properties and Microstructure of a Large Forged SuperAlloy Turbine Wheel," *Superalloys-Metallurgy and Manufacture*, AIME, pp.25-35.
7) P. W. Schilke, J. J. Pepe and R. C. Schwant, 1994, "Alloy 706 Metallurgy and Turbine Wheel Application," *Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives*, ed. by E. A. Loria, The Minerals, Metals & Materials Society, PP.1-12.
8) Y. Yoshioka, D. Saito, R. Sumiya, K. Ishibashi, S. Ito, D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y. Kagiya, "EFFECTS OF ENVIRONMENTS AND SURFACE CONDITIONS ON CREEP AND CREEP-FATIGUE BEHAVIORS OF NI-BASE SUPERALLOY *INCONEL® ALLOY 706*", P*roceedings of ASME Turbo Expo 2012*, GT2012-68313.
9) D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y.o Kagiya, K. Ishibashi, D. Saito, Y. Yoshioka, "Characteristics of Crack Initiation in an Inconel® Alloy 706 Gas Turbine Rotor", *Proceedings of Int. Gas Tur. Cong.*, IGTC2011-199.
10) 小林，鍵谷，坂野「ガスタービン動翼の実機運転下における劣化傾向の研究」*火原協*，第56巻，第591号 (2005) pp.1205-1209
11) 小林，宮部，鍵谷，南雲，杉浦，松崎，横堀「EBSD法によるIN738LC切欠き材のクリープ損傷評価」、*日本材料強度学会誌*，第45巻，第1号 (2011) pp.1-7
12) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Nagumo, R. Sugiura, T. Matsuzaki and A. T. Yokobori Jr., *Strength, Fracture and Complexity*, Vol.7, No.2 (2011) 157-167.
13) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Nagumo, R. Sugiura, T. Matsuzaki, A. T. Yokobori Jr., "Geometrical Influence for Creep Damage Evaluation of IN738LC using the EBSD method", *Mate. at High Temp.* (2012) 29(4) 301-307.
14) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, R. Sugiura, A. T. Yokobori Jr., "An Assessment and Estimation of the Damage Progression Behavior of IN738LC under Various Applied Stress Conditions Based on EBSD Analysis", *Metallurgical and Materials Transactions A* (2013) 44:3123-3135
15) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Nagumo, R. Sugiura, T. Matsuzaki and A. T. Yokobori Jr. "Analysis of Damage Behaviour Based on the EBSD Method under Creep-Fatigue Conditions for Polycrystalline Nickel-base Superalloys", *Mate. Sci. Tech.*, (2013) now online Publishing.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10
【ユーザセッション】電力安定供給と地域共生のためのガスタービンユーザの取り組み

地域共生と安定供給のためのガスタービンユーザの取組み
—沖縄電力における取組み—

*比嘉　光志，仲本　亮（沖縄電力株式会社）

Activities of Gas Turbine Users for Regional Harmonious Coexistence and Stable Power Supply
— Activities at Okinawa Electric Power Company —

*Mitsushi HIGA, Ryo NAKAMOTO (Okinawa Electric Power Company)

1．はじめに

沖縄県は東西約 1,000km，南北約 400km に及ぶ広大な海域に点在する大小 160 の島々で構成される島嶼県であり，沖縄電力では沖縄本島をはじめ，37 の有人離島に電力を供給している。

平成 24 年度の沖縄県の電力使用量は約 73 億 kWh で最大電力は 1,373,000kW（送電端）となり，昨年比でほぼ横ばいとなっている。

2．沖縄電力の電源構成

沖縄電力では，本島に 5 ヶ所の汽力発電所，2 ヶ所のガスタービン発電所，離島に 13 ヶ所の内燃力発電所，2 ヶ所のガスタービン発電所を有しており，認可最大出力は 2,434,550kW（H25 年 9 月 30 日現在，新エネ除く）となる。燃料は沖縄の地形的，規模の制約などから水力・原子力の開発が困難なため，石油・石炭などの化石燃料に依存している。Fig.1 に燃料種別電源構成の比較を示す。

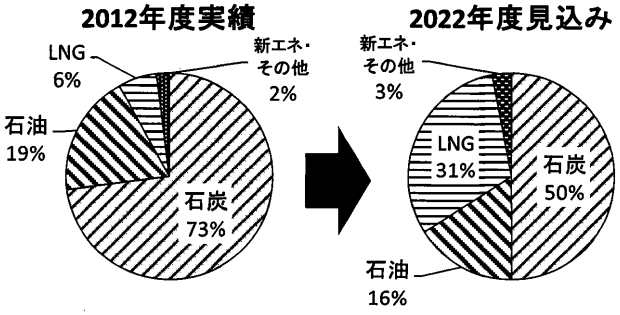


Fig.1　燃料種別電源構成の比較

本島においては当社初の LNG コンバインドサイクル発電所となる吉の浦火力発電所が運用開始（1 号機：H24 年 11 月／2 号機：H25 年 5 月）し，CO_2 排出量抑制及び燃料セキュリティー面で貢献することとなる。吉の浦火力のガスタービンには一般電気事業者としては初めてとなる独・シーメンス社製を採用している。

また，独立系統で他社融通が望めず，前述の通り水力発電が無く短時間で起動できる電源がないことから，短時間起動可能な非常用電源として 60,000kW×1 基，103,000kW×2 基のシンプルサイクルガスタービンを有している。

本島周辺の離島は海底ケーブルで電気を供給しているが，その他 11 の離島ではそれぞれ独立系統の内燃力発電所を設置している。また，宮古には 5,000kW×3 基，石垣には 5,000kW×2 基のシンプルサイクルガスタービンを設置しているほか，発電設備の故障・事故時など緊急時に備え，移動用ガスタービン発電機車（シンプルサイクル）を配置している。

また，日本初となる可倒式風力発電設備や宮古島メガソーラー及び本島北部名護市の安部メガソーラー発電所の導入など新エネルギーを積極的に取り入れ，RPS 義務量の達成と CO_2 排出量の低減，離島における燃料費の低減にも貢献している。

3．夏季重負荷期の取組み

夏季の重負荷期に備え，より一層の電力の安定供給を図るために 6 月 1 日から 9 月 30 の間に『夏季電力安定供給強化期間』を設定し，主任技術者を中心に期間中の発電設備事故及び労働災害事故の防止に取り組んでいる。

期間中 6 月は「設備点検・整備」期間として設備の総合点検，不具合箇所の早期補修を重点的に実施し，7~9 月は「設備巡視」期間として巡視点検の強化に努めており，本島においては発電員による通常の巡視に加え，協力会社及び発電員以外の発電所職員による発電設備の巡視を 1 日 1 回実施している。離島では通常より巡視点検を強化するほか，主任技術者による各離島発電所の保安パトロールを実施している。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

また，使用頻度の高い部品や，後述する台風対策用資材を事前に確保する等取り組んでいる。

3．災害対策へ取組み

3.1　台風による被害

沖縄は台風が頻繁に接近する地域であり，平成24年度は8～10月にかけて大型台風が立て続けに襲来した。中でも平成24年9月の台風17号は総需要家戸数の約6割となる33万戸で停電となり，甚大な被害をもたらした。

発電設備では，屋外設置の制御盤の損壊や，建屋の屋根・外装板の破損等，配電設備では105本の電柱の折損，高・低圧あわせて705条の電線が断線する等の被害を受けた。

復旧にあたっては災害対策本部を設置し，本島内の関連会社，電気工事会社，当社の要員に加え，先に停電が復旧した宮古・八重山両支店管内からも応援を動員し，総勢1,000名体制で昼夜作業を行い早期復旧を目指した。Fig.2に復旧作業の様子を示す。

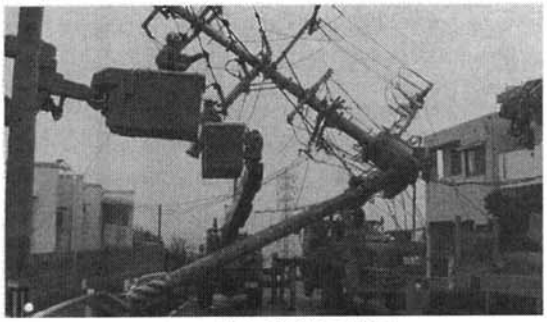


Fig.2 復旧作業の様子

3.2　台風接近時の体制

3.2.1　準備指令

原則として気象台の暴風雨警報発令下において，平均風速が25メートル以上の台風が8時間後に襲来すると予想される場合に発令する。基本的に平常通りの勤務または台風対策業務を行うが，必要に応じて非番・休暇・休日の社員に対しても対策業務指示が可能となる。

3.2.2　警戒指令

平均風速25メートル以上の台風（暴風雨）が2時間以内に襲来すると予想される場合に発令する。また，公共の交通機関（バス）が台風（暴風雨）のため運行を停止する場合にも時間帯を考慮して発令することがある。予め決められた要員を出勤させ，対策本部・支部・支所にて復旧対応にあたる。

3.2.3　処置指令

原則として，警戒指令の解除と同時に発令し，復旧作業を行う。

3.3　非常災害時の情報提供

平成25年8月に，当社と県内全てのコミュニティFM局は「台風等の災害時における停電情報の提供および放送に関する協定」を締結した。これまでも県域のラジオ・テレビ局へ市町村単位の停電戸数や地域（字単位），復旧見込み等の総括的な情報を提供していたが今回の協定締結により地域情報に特化したコミュニティFM局から，より詳細な情報が発信できる。なお，供給エリア全てのコミュニティFM局とこのような協定を締結することは全国初となる。

3.4　東日本大震災をふまえた対応

2011年3月に社長を委員長とする「災害対策検証委員会」を設置し，下部組織に関係部門毎に構成されたワーキンググループを設置し，災害対策の様々な検証を行うとともに，必要な処置を行っている。Fig.3に災害対策検証委員会体制を示す。また，災害対策にも活用可能な非常用電源として，吉の浦火力発電所構内に燃料多様型シンプルサイクルガスタービン35,000kWの建設を進めており，平成26年度の運用開始を目指している。

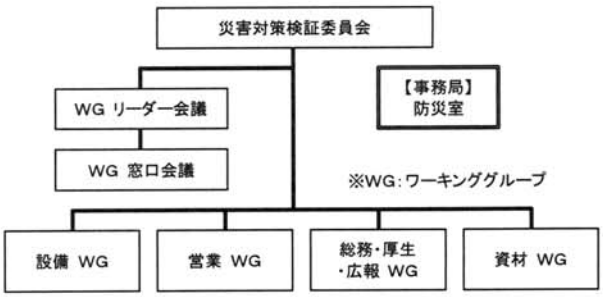


Fig.3　災害対策検証委員会体制

4．まとめ

沖縄は小規模独立系統で多くの有人離島を有しており系統運用上不利な点が多いが，当社初のコンバインドサイクル機となる吉の浦火力1・2号機のみならず，本島においては短時間起動可能な非常用電源として，離島においても事故等に備えたバックアップ電源としてガスタービンを活用し安定供給に努めている。

また，台風や地震等災害に対しても常に対策を講じ，エネルギーを通して沖縄の更なる発展に貢献していく。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10
【ユーザセッション】電力安定供給と地域共生のためのガスタービンユーザの取り組み

火力部門における安定供給と地域共生のための取組み

古沢　昌二（東北電力）

Efforts for regional coexistence and stable supply of electricity in thermal power sector

１．はじめに

当社の企業行動指針では「安全確保を最優先にエネルギーの安定供給」，「地域との協調と地域社会への貢献」を掲げており，火力部門としても，発電所と地域の方々との信頼関係を築き上げるとともに，エネルギーセキュリティー，価格，および環境などの側面からバランスのよい電源構成を目指し発電設備の立地を進め，安定した電気を発電するよう日々努めてきている。

しかし，大震災により，原子力政策の見直し，電気事業のあり方を含めたエネルギー政策の見直し，再生可能エネルギーへの期待，燃料費コストの増大など多くの課題がもたらされ，新しい経営環境向けた新たな取組みが求められている。

そこで，これまでの当社火力部門における取組みを踏まえた上で，震災以降の供給力確保や安定供給に向けた取組状況について紹介する。

２．これまでの安定供給と地域共生の取組み

3.1　当社火力発電設備の歴史

当社は，当初水力電源の開発により供給力を確保してきたが，昭和３０年代に将来の需要増加に対処するために，質と量の両面で安定供給が可能となる火力電源の導入に着手し，昭和３３年６月と１０月に単機出力７．５万ｋＷ の八戸火力１，２号機が運開した。その後，昭和３４年１０月に仙台火力１号機が運開し，新潟地区，秋田地区へも相次いで火力電源が導入され，電源の主体が水力から火力へと移行するとともに，更なる需要増加に対応するため，火力電源の大規模化を図ってきた。

その後，石油危機を経て，当社は昭和５０年代後半から脱石油化を進め，更なる推進とベストミックス，エネルギーの効率的利用を図りながら，環境にも十分配慮した電源開発を行ってきた。

そこで，昭和５９，６０年に日本初の大容量高効率コンバインドサイクル発電プラントを東新潟火力３号系列で実用化した。さらに，この知見を活かし，平成１１年には当時世界最高のガスタービン入口温度１，４５０℃級，熱効率５５％（LHV）以上を達成した４－１号系列を完成させた。

また，近年では，仙台火力発電所において当社初の火力発電所リプレース工事が行われ，経年化した１～３号機を廃止・撤去して，天然ガスを燃料とする高効率コンバインドサイクル発電設備である４号機が平成２２年７月に営業運転を開始した。

3.2　地域共生と環境への対応

火力発電所が地域社会と共生していくためには，地域の方に当社の環境保全に対する姿勢について理解を得ることが大切である。

環境問題は，これまでの特定発生源による大気汚染，水質汚濁などの公害問題から，日常の国民生活・経済活動により発生する廃棄物や化学物質など都市・生活型の問題へと質的に変化するとともに，アメニティ志向に示されるように景観，緑化，自然保護にも関心が高まってきている。

そこで，仙台火力発電所のリプレース工事においては，松島の景観を損なわないよう和風の景観を採用するとともに，ビオトープ整備による生態系などの周辺環境へ配慮するなどの取組み行った。

また，地域の方との信頼関係を築くために設置した能代火力発電所のエナジアムパークは，訪れた方が憩いや楽しみを感じながらエネルギー問題と石炭火力の仕組み等を理解してもらえるよう熱帯植物園や冒険広場などの施設も設置しており，開館してから２０年が経過しているが，現在では地域の方々に親しまれ，年間約８万人の方が来訪する施設となっている。

さらに，地球温暖化などの地球環境問題がクローズアップされ，その対応策が国際条約等により取組まれ，火力発電所においては，化石燃料を消費していることから，CO_2削減に向けて日常の決め細やかな運転管理や高効率ガスコンバインドサ

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

イクル発電の導入などにより，熱効率の維持・向上に努めてきている。

３．震災以降の安定供給の取組み

3.1　緊急電源の設置

平成２３年３月１１日に発生した三陸沖を震源とする大地震により，当社火力発電設備は甚大な被害を受けるとともに，原子力発電所も停止した。このため，需要ピーク時における供給力確保が喫緊の課題であり，この対応として，緊急電源の設置を計画した。

早期に供給力を確保する必要があったため，工事着工から１年以内に営業運転が開始できるようシンプルサイクルガスタービン発電設備を採用した。大型機としては，八戸火力５号機（定格出力：２７．４万ｋW），秋田火力５号機（定格出力：３３．３万ｋW），東新潟火力５号機（定格出力：３３．９万ｋW）の３機を設置し，その他の新潟火力６号機，東新潟火力港３号系列を含め，総出力約１００万ｋWの緊急電源を設置し，平成２４年７月までに全ての電源が運開した。

また，八戸火力５号機については，排熱回収ボイラ，蒸気タービンおよび発電機を追加設置し，高効率コンバインドサイクル発電設備（定格出力：３９．４万ｋW）とすることで，恒久的な電源とするよう工事を進めており，平成２６年８月に営業運転を開始する計画である。

3.2　既設火力発電所の対応

既設火力発電所においては，油焚き火力や運開以降３０年以上が経過している経年火力も全てのプラントが高稼働運転を行っており，追加供給対策としては，保安上の管理値および公害防止協定値を超えない範囲，かつ安定運転が可能な範囲において，定格出力を超えて運転する増出力運転を実施している。

また，東新潟火力３，４号系列では，ガスタービン入口温度を上昇させての増出力運転やＩＧＶ開度の増加，ガスタービン吸気部へのミスト噴霧などを行い，ガスタービン出力の増加に努めている。

このように，既設発電所においても，可能な限りの対策を行い，供給力確保に向けて取組んでいる状況である。

運用面においても，全社大および火力部門大で非常時に迅速かつ的確に対応が行えるよう体制を構築し，関係箇所の情報共有化と連携強化を図っている。

また，安定運転に向けた取組みとして，運転データのグラフ表示による傾向監視強化や重要設備のパトロール頻度増加などで異常兆候の早期発見に努めており，その他，夏季・冬季の需要ピーク前の予防保全点検の実施やトラブル発生時に早期復旧できるよう人員を確保するとともに資材の事前準備を行っている。

以上のように，震災以降は，供給力確保に向けた取組みを重点的に実施してきているが，この対応を通して，火力部門として安定運転，安定供給の重要性を再認識するとともに，意識高揚が図られてきている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（沖縄）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-1

亜音速流中の薄翼翼列高インシデンス流れ場の数値解析

*立石　敦（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋，井上　智博（東大）

Numerical Analysis of the Flowfield of Subsonic Thin Blade Cascade at Large Incidence

*Atsushi TATEISHI (School of Engineering, Univ. of Tokyo),
Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO and Chihiro INOUE (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Leading edge separation of subsonic thin blade cascade at large incidence was simulated by three different turbulence modeling. A *k*-omega based Detached Eddy Simulation (DES), Implicit Large Eddy Simulation (ILES), and a *k*-omega Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) were implemented to multi-block CFD code based on higher order finite-difference scheme. In ILES simulations, time-averaged surface pressure qualitatively agreed with experimental data, whereas RANS and DES failed to capture lower peak of pressure at separation bubble. In these failed cases, separation bubble was longer and turbulence energy near leading edge was quite lower than ILES results. Development of lambda-shaped vortex structure and its breakdown near reattachment point were observed in unsteady simulations. It was clarified that the dynamics of these vortices have significant effects on the steady characteristics of the flowfield near separation bubble.

Key words: Compressor, Separation bubble, Unsteady flow, CFD, Flow induced vibration

1．はじめに

離陸・上昇・巡航・着陸など様々な作動状態で運用される航空用エンジンでは，高い性能が要求されるのはもちろん，それに加えて広い範囲で機器が正常に作動する安全性が求められる。ターボ機械の設計時には性能設計に加えて構造健全性が確認されるが，空力要素においては時として流れと翼振動が相互に干渉し，フラッター・共振・渦励振など種々の振動現象が顕在化する危険がある。そのため，機器の設計段階からいかにして流体関連振動を防止していくかは，性能と安全性を両立するうえで重要な課題である。

近年，Kielb らにより報告された航空用エンジン高圧圧縮機初段で生じた NSV[1] (Non Synchronous Vibration) と呼ばれる振動は，Tip 前縁付近でさかんに渦放出が起こる状態で翼振動が過大になったとされており，類似の振動現象もいくつか報告されている。このような不安定流れ下での翼振動現象は詳細な発生機構に未だ不明な点が多く，その対策や変動流・翼振動の予測手法が十分に確立していない。したがって，不安定流れ下における翼振動現象の理解や高精度な予測のためには，流れ場を特徴付ける流体現象の把握と適切な数値解法の選択が欠かせない。このような知見の蓄積により，設計点外作動時の流れ場解析や剥離流による翼振動，ランダム流体力の予測に向けた数値解析の指針を得ることができると期待される。

さて，遷音速圧縮機翼端部のような鋭い前縁をもつ薄翼を用いた翼列で前縁剥離する場合，前縁剥離泡位置の圧力分布は，RANS による数値解析で適切な結果が得られていない報告が多い。例えば，Hu ら[2]による NASA Glenn 研究所における翼列風洞試験の解析や，Hörn[3] による 5th Standard Configuration 薄翼翼列の解析では，翼面上の圧力分布について，低インシデンスでは実験と良い対応が見られる。しかしインシデンス 10 度の大迎角においては，前縁剥離泡部分の圧力分布が再現できていない。

このように前縁剥離泡部分が適切に捉えられない原因は，その流れ構造の複雑さにあると考えられる。Sasaki ら[4]によって行われた，前縁を垂直に切り落とした平板上に形成される乱流剥離泡の観察によれば，剥離位置から再付着点にかけてせん断層が変形・三次元化し，再付着点付近においてスパン方向に剥離泡長さ比約 0.6 の幅をもつ組織的渦構造が形成されることが知られている。乱

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

流剥離泡の再現には，これら一連の流れの変化の効果を模擬することが重要であると思われる。

そこで本研究では，これまでRANSにより流れ場がうまく再現されてこなかった大インシデンス薄翼翼列について，流れ場および変動空気力の数値解析の指針を得ることを目的とし，非定常の流れ解析であるDetached Eddy Simulation (DES)と陰的LESを行った。

2．解析対象

計算対象は，Hörn[3]にならい翼列フラッターの標準問題である5th Standard Configuration (STCF5)[5]とする。翼形は軸流圧縮機動翼の翼端を模したものである。小さい前縁半径 r/c=0.002 をもち，後縁側の x/c=0.67 で最大厚み t/c=0.027 をとることが特徴の対称翼である。風洞試験はかつてONERAで行われたが，元文献は入手困難となっている。定常および翼振動時の圧力分布に関してインシデンス i=2~12deg，流入マッハ数 M_0=0.5~1.0 の幅広い領域のデータが取得されている。M_0=0.5 では翼面上の流れの様子はインシデンスにより大きく異なり，i=8 deg までは前縁剥離・再付着の流れ場，i=10 deg 以上では負圧面で全剥離する流れ場である。今回は i=10 deg の条件を対象とする。詳細をまとめたものをTable 1に示す。

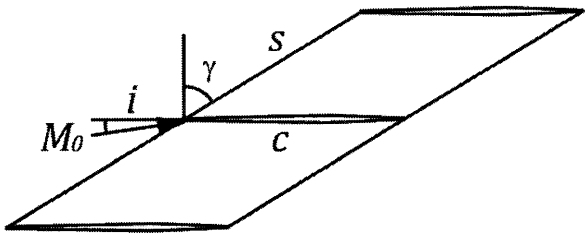


Fig. 1 Cascade configuration of STCF5

Table 1 Specification of STCF5

Chord	c	90mm
Pitch/Chord	s/c	0.95
Span/Chord	l/c	1.33
Stagger angle	γ	59.3deg
Incidence	i	10deg
Inlet Mach No.	M_0	0.5
Reynolds No.	Re	1.4×10^6

3．数値解析手法

3.1 基礎方程式と離散化

基礎方程式として，陰的LESとDESではファーブル平均フィルタを施した圧縮性ナビエ・ストークス方程式を，RANSではファーブル平均圧縮性ナビエ・ストークス方程式を用いた。

空間の離散化は，コロケート格子一般曲線座標系の高次精度差分法により行った。座標変換のヤコビアンとメトリクスは，移流項と整合させ一様流保存をみたすため，六次精度内挿と中心差分を組み合わせて面積保存則を満足するように計算した。移流項は五次精度非線形重み付きコンパクトスキーム(WCNS)で高次精度内挿したSHUSを用い，内挿の重みは閾値5のRelative limiter[6]によって決定した。なお，全域で亜音速流れであり衝撃波を生じないことと計算量を考慮し，内挿変数には速度，圧力，温度を選択した。粘性項は四次精度中心差分により離散化した。ブロック境界付近では高次精度差分に必要な点数が不足するため，精度を順次低下させることで対応した。

乱流モデルとして，Willcoxの k-ωモデル[7]と，これを修正したDES[8]を用いた。乱流モデルの移流項・生成項はそれぞれWCNSと四次精度中心差分を用いたが，k-ωモデル方程式中の拡散項と渦粘性係数については，高次精度の離散化を用いると計算が不安定になったため，二次精度の内挿・差分を用いた。

時間進行は，時間微分項を二次精度の三点後退差分で離散化し，非粘性流束のみについて陰解法を用いた。陰解法は，速度，温度，圧力に対する非保存形の流束ヤコビアン行列にLU-SGS法にならって音速の数値粘性を加え，ブロック内で3回のSGS反復を行い，ブロック接続部はヤコビ法的に取り扱った。また，各時間ステップで6回のNewton反復を行っている。

3.2 DESおよび陰的LES

非定常解析ではDESおよび陰的LESの異なる二種類の手法で乱流を取り扱った。まず，DESはStrelets[8]によって開発された k-ωモデルに基づくものを用いた。これは，乱れの長さスケールと格子の大きさを比較し，乱れ長さが格子幅より小さい箇所では，乱流エネルギーkの輸送方程式の消散項を修正してLESのSGSモデルに近い挙動を実現する乱流モデルである。まず，k-ωモデルにおいて乱れ長さスケール，格子幅スケールは，消散項のモデル係数 β^*=0.09 を用い以下のように表される。

$$l_{kw}=\frac{k^{1/2}}{\beta^*\omega},\ l_{SGS}=\mathrm{Max}(\Delta\xi_1,\Delta\xi_2,\Delta\xi_3)$$

乱れスケールが格子幅スケールより小さい箇所ではRANSに対応した消散項を与え，乱れスケールが格子幅スケールより大きい箇所では，消散項を格子幅に基づき与えるよう，以下のように消散項中の長さスケールを修正する。ここで C_{DES} はDES

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

のモデル定数であり，元文献にならい 0.78 とした。

$$\beta^* \rho k\omega = \frac{\rho k^{3/2}}{l_{DES}}, l_{DES} = \min(l_{kw}, C_{DES} l_{SGS})$$

また，陰的 LES（ILES）では，高次精度の移流項離散化スキームがもつ数値粘性が SGS モデルの役割を担うと考え，乱流モデルを用いない計算を行った。

3.2 並列計算法

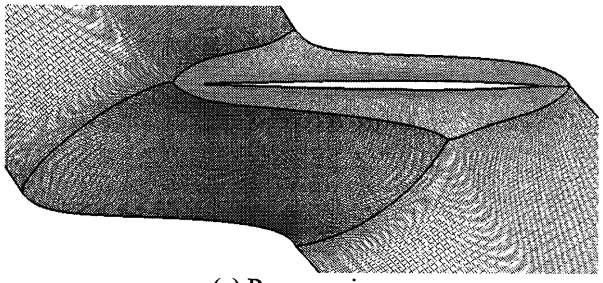
DES や LES に代表される非定常流体解析では，膨大な計算量を効率よく処理することが求められる。それは，微細な変動を解像するために多くの格子点が要求されること，周波数や乱れ度といった変動流の性質を抽出するために長時間の時間積分が要求されることによる。そのため本研究では計算領域を複数のブロックに分割し，MPI で各プロセスに割り当てるマルチブロック法に加え，プロセス内で OpenMP を用いて複数のコアでの並列化を行うハイブリッド並列化を用いた。ブロック間の接続情報とそれに基づく通信規則は，計算前に格子点情報を用いて探索を行い自動生成することで，様々な格子トポロジーに対し柔軟に対応できる。今回は 1 流路に対して最大 80 ブロックの分割を行なっている。

3.3 解析条件

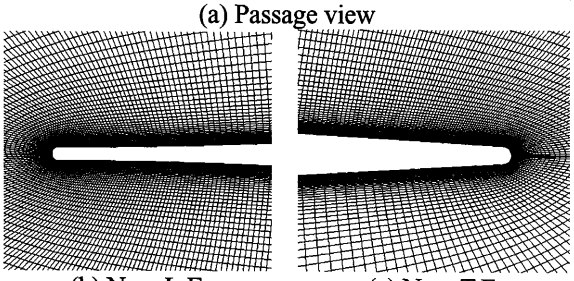
計算領域は，流入境界を前縁より約 2 軸方向翼弦長上流に，流出境界を後縁より約 2 軸方向翼弦長下流にとり，流入部に全温全圧流入角固定・リーマン不変量外挿条件を，流出部に静圧固定の条件を課した。また翼高さ方向の壁面には滑り壁条件を，翼面には滑りなし条件を課した。流路間は周期境界条件として接続し，1 流路のみを解いた。

壁面からの第一格子点は，壁座標が y+ ~1 となるよう 2×10^{-6}[m]とした。翼高さ方向には，乱流境界層内のストリークを解像するには壁座標にして z+ ~10 の格子幅が必要だと言われている。これを乱流境界層の壁面摩擦係数から見積もると，翼高さ l/c=1.33 の本解析対象では，翼高さ方向に少なくとも約 5000 点の格子点が必要だと見積もれる。この格子点数を用意することは現段階では非現実的であるため，乱流境界層を解像することは諦め，前縁の剥離泡部分の挙動のみに着目するようにした。しかし，将来的には壁面応力のモデルなどを用い乱流境界層を模擬することが必要だと思われる。

以上のことを念頭に置き，格子点数の異なる 4 種類の解析格子を用意した。格子外観を Fig.2 に，主要な格子点数を Table 2 に示す。Coarse, Medium, Fine は翼周りの O 型格子を 4 つの H 格子で囲んだトポロジーで，それぞれ一流路 40, 60, 80 ブロックからなる。また，Very fine は翼周り O 型格子を 3 つの H 格子で囲んだトポロジーである。翼高さは，Coarse, Medium, Fine に対し実験条件の 1.33c, Very fine に対してはその半分の 0.67c とした。無次元時間刻みは，翼弦長と入口流速基準の無次元時間で Coarse, Medium, Fine に対し 0.001，Very fine に対し 0.0005 とし，無次元時間 40 まで計算した。このときの最大 CFL は前縁部分で約 50 となるが，境界層以外の部分では 1 以下になる。また，時間平均の結果は流れが落ち着いたと思われる無次元時間 20 から 40 までの平均を用いている。



(a) Passage view



(b) Near L.E. (c) Near T.E.

Fig.2 An example of CFD grid (Very Fine)

Table 2 Numbers of grid points

	Coarse	Medium	Fine	Very fine
chord	139	179	209	423
pitch	130	130	156	197
span	120 [cf-1]	192 [cf-1]	256 [cf-1]	240 [cf-2]
total	2.5M	5M	10M	23M
block	40	60	80	64

cf-1: Full span (AR=1.33), cf-2: Half span (AR=0.67)

4．定常流れ場の比較

4.1 平均圧力分布の比較

時間平均の翼面上圧力係数分布を，乱流モデルに k-ωモデルを用いた RANS の解析結果と併せて Fig.3 に示す。圧力係数は，入口静圧と局所圧力との差を入口動圧で無次元化した次式を用いた。

$$C_p = \frac{p - (p_s)_{in}}{(p_t - p_s)_{in}}$$

計算により得られた圧力分布は全体的に実験値より 0.1 程度高く出ているが，これは他者の RANS 解析や他のインシデンスの計算結果でも同様の傾

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

向が得られており，この実験結果に特有の現象であると考えられる。正圧面側の分布がよく合うように計算結果を平行移動すると負圧面側の分布もよく合うようになるため，実験環境と何らかの相違があるものと思われる。この原因として，翼高さ方向の流れの三次元性の影響や静圧のリファレンス値のずれ，インシデンスのずれ等が考えられるが，この点は今回深く追求せずに，負圧面側の剥離泡部分での圧力分布に注目する。

まず，RANS による解析結果は，負圧面 0~40%翼弦長までの低圧領域が全く模擬できていない。一方で Fig.3-(a)の ILES による結果では，剥離泡位置 10~20%翼弦長の圧力低下およびその下流の圧力回復部分の分布がよく一致している。また最も粗い格子の Coarse では，負圧のピークが減少し，20~50%翼弦長で低い圧力値をとっている。これより，Coarse 以外では定性的観点から剥離泡位置で妥当な解析結果が得られていると判断できる。

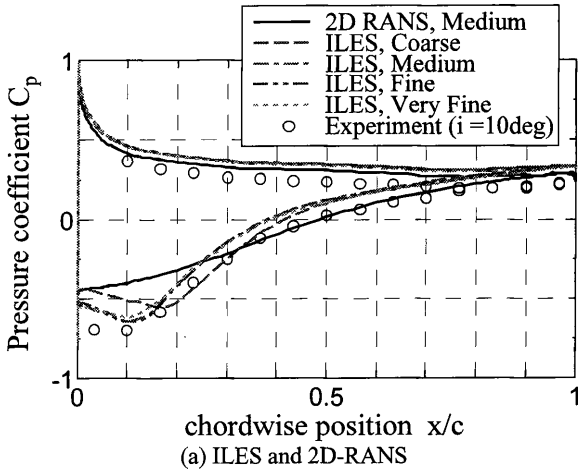
次に Fig.3-(b)で DES による解析結果を見ると，どの格子でも剥離泡位置での負圧が捉えられておらず，負圧の大きい部分が実験値で圧力回復している部分にせり出してしまっている。格子点を増やすと若干の変化があるものの，実験で取得された分布に大きく近づくことはなく，格子解像度に対する実験値分布への収束は確認できなかった。

4.2 剥離泡再付着位置の比較

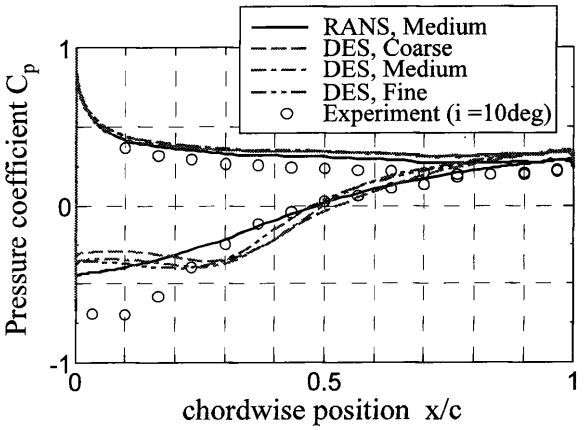
Fig. 4 に，格子点を詰めることで圧力分布が改善された ILES (Coarse, Fine)と，前縁部分の圧力分布がうまく模擬できていなかった DES，RANS について，翼周りの時間平均流線と剥離泡再付着位置を示す。ILES-Coarse と ILES-Fine を比べると，格子点を詰めることにより再付着位置が x/c~0.45 から x/c~0.3 と短くなっていることがわかる。前述した剥離泡内の組織的渦構造の大きさはほぼ剥離泡長さのオーダーであることを踏まえると，細かい格子ではより細かい渦構造を捉えることが可能であるために，剥離泡の長さが縮まったのだと考えられる。ILES での剥離泡の長さは，圧力分布が収束したのと同様に，Medium と Fine では殆ど違いがなかった。そのため，剥離泡の長さを格子点数に対し収束させるには Medium 程度の格子で十分であったと思われる。

一方，DES-Fine では ILES-Fine と同じ格子を用いているにもかかわらず剥離泡が x/c~0.5 まで伸びてしまっている。また，RANS の結果でも圧力分布がよく一致した ILES に比べて剥離泡が二倍程度の長さになっている。

以上のように，使用する乱流モデルや格子解像度によって剥離泡付近の流れ場の様相は大きく変化する。特に，前縁付近の負圧を模擬できなかった場合は，剥離泡が伸び，再付着位置が後縁側になることが見て取れる。



(a) ILES and 2D-RANS



(b) DES and 2D-RANS

Fig.3 Chordwise distribution of time-averaged pressure coefficient

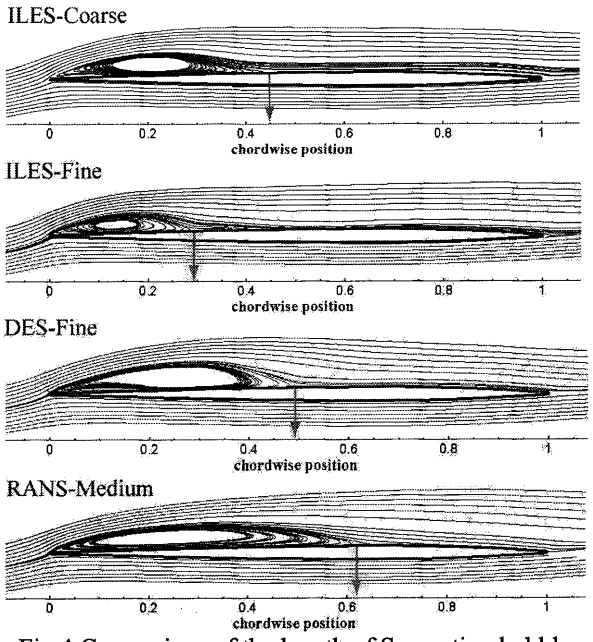


Fig.4 Comparison of the length of Separation bubble

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．非定常流れ場の比較

5.1　前縁付近の変動流れ構造

剥離泡の長さと計算中で発現した前縁部分の渦構造の大きさには関連があると予想されることから，計算されたある時刻における圧力場や渦構造を可視化してその特徴について述べる。Fig.5-(a)とFig.6(a)は，それぞれ ILES-Fine におけるある瞬間の翼高さ中央断面における圧力のコンタと，速度勾配テンソル第二不変量（Q 値）の正の等値面（無次元化したもので Q=7.4）を用いて翼負圧面の渦構造を可視化した結果を示している。ここで，Q 値は次式で与えられる。

$$Q = W_{ij}W_{ij} - S_{ij}S_{ij}$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2}\left[\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right], \quad S_{ij} = \frac{1}{2}\left[\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right]$$

W_{ij} , S_{ij} はそれぞれ渦度テンソル，歪速度テンソルである。Q 値の正の等値面は流体粒子の回転運動の大きさが伸縮運動に比べて卓越することを意味し，渦構造の可視化に用いられる。ILES-Fine では，剥離泡部分の流れは次のように解釈できる。

1. まず，前縁から微細で二次元的な圧力の擾乱が発生し，成長しながら下流に流される。この圧力擾乱に対応する渦構造は Fig.6-(a)の前縁付近であり，翼高さ方向に軸をもつ２次元的な渦である。

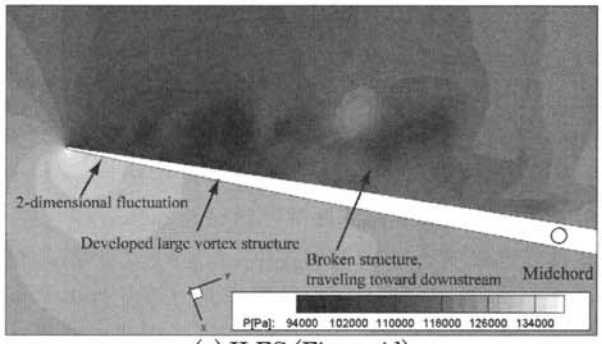
2. 二次元的な擾乱が少し移流すると，2 次元的な渦からΛ型の渦構造に変化し三次元性が強まる様子が見られる。そしてΛ型渦構造に遷移した後も渦の負圧は強まっていく。

3. 最後に再付着点付近の約 30%翼弦長付近に到達すると，渦構造の大きさはより大きくなるが，突然渦の強さが弱くなり，渦中心の圧力が回復する現象が観察される。渦が弱体化した点より下流では，3 次元的な渦構造が引き伸ばされながら移流し，負圧領域が急激に拡散していく。

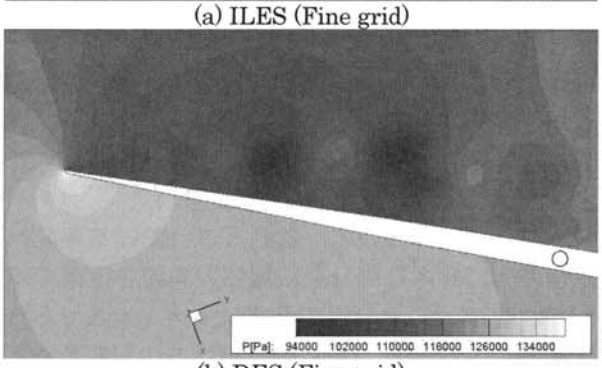
格子点数をより増した Fig.6-(c)の ILES (Very fine)ではより微細な渦構造が出現するが，以上に述べた渦の成長の様子は共通している。

これら一連の前縁剥離渦の挙動は，剥離泡が長くなっている DES もしくは格子数が不足した ILES-Coarse では大きく異なっていた。これらは前縁付近の擾乱が弱く，Λ型渦への遷移が抑制されている。Fig.6-(b)に示す DES の渦構造は，剥離せん断層から再付着位置にかけて Fig.6-(a)の ILES によるそれより圧倒的に大きく，せん断層部分の渦も弱い。そのため剥離せん断層における擾乱の成長が遅れ，2 次元的な渦がより下流まで到達し，剥離泡が伸長している。

本研究の DES の結果に類似した他者の結果の例として，DES では LES に比べて剥離せん断層の非定常性が抑制されるという報告(迎角 18 度平板翼[9]…SADES)，(高負荷低圧タービン[10]…k-ω SST-DDES)が挙げられ，RANS 方程式中の長さスケールを調整する DES に共通した現象だと思われる。

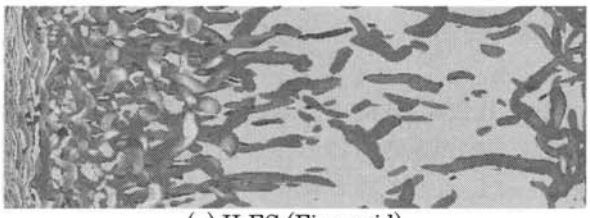


(a) ILES (Fine grid)



(b) DES (Fine grid)

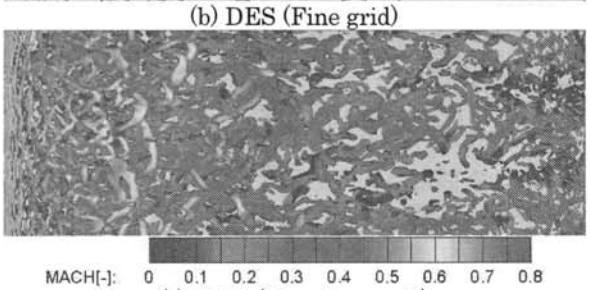
Fig.5 Comparison of instantaneous pressure field



(a) ILES (Fine grid)



(b) DES (Fine grid)



(c) ILES (Very Fine grid)

Fig.6 Comparison of vortex structure

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

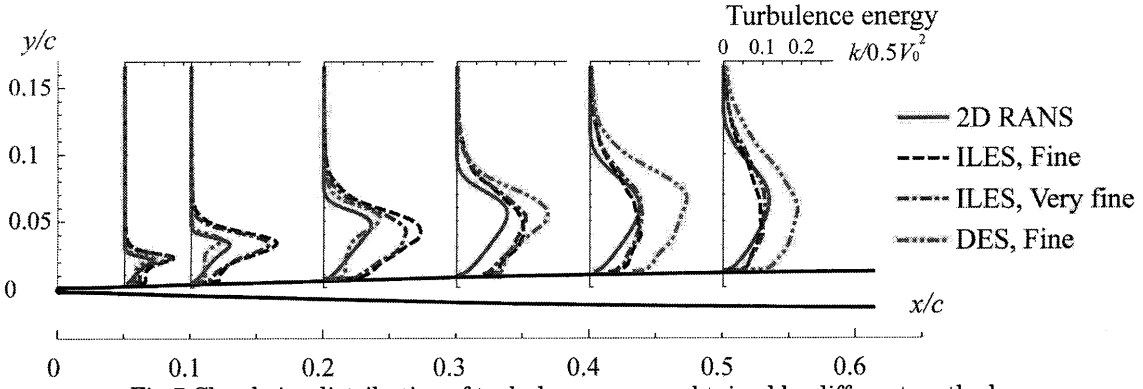


Fig.7 Chordwise distribution of turbulence energy obtained by different methods

5.2 乱れエネルギーに関する考察

以上より，前縁付近の圧力分布が模擬できたILESでは，剥離せん断層部に微細な渦構造が生じ，流れ方向に大きく構造が変化していることがわかった。次に，前縁剥離泡付近における乱れエネルギー分布を調べることで，各計算手法間で結果に違いが生じた原因について考える。

Fig7は，RANS，ILES，DESのそれぞれの結果における乱流エネルギー

$$k=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{3}(v_i-\bar{v}_i)^2$$

の時間平均値について，翼列入口における運動エネルギーに対する割合を，翼弦方向の各位置で示している。なお，RANSの結果はモデル変数である乱流エネルギーを，DESの結果はモデル変数の乱流エネルギーと格子で解像された乱流エネルギーの和を示している。これはレイノルズ応力の等方的な成分であり，局所的な圧力の低下と密接な関わりをもつ。

まず，ILESの結果についてはFine, Very fineの間に若干の差があるものの，おおむね一致した結果となっている。乱流エネルギーは20%翼弦長付近で極大値をとり，下流でゆるやかに拡散している。

いっぽうRANSとDESでは20%翼弦長より上流と下流で異なる変化の傾向が見られる。20%翼弦長より上流では，RANS，DES共にILESの半分程度に乱れが抑制されてしまっており，これがRANSやDESで前縁付近の負圧が模擬できない原因であると考えられる。20%翼弦長より下流では，RANSの結果はILESに近づくが，DESではILESよりも大きな乱れをもっている。これがDESにおいてFig.3 (b)にみられるように負圧のピークが後縁側に移動した原因であると考えられる。

6．結論

前縁剥離をする薄翼翼列である5th Standard Configurationのインシデンス10度の流れ場に対しDESとILESによる非定常解析とRANSによる定常解析を行い，以下の結論を得た。

(1) DES, RANSでは剥離泡位置の時間平均圧力分布が十分に模擬できなかった。乱流モデルを導入しないILESでは，少なくとも定性的な観点からは圧力分布を良好に再現できた。

(2) 圧力分布を模擬するためには，剥離せん断層における細かい変動や成長した渦の形状が崩れる位置，剥離せん断層における乱れの生成を適切に捉えることが必要である。

参考文献

1) R. E. Kielb, J. W. Barter, J. P. Thomas and K. C. Hall: BLADE EXCITATION BY AERODYNAMIC INSTABILITIES A COMPRESSOR BLADE STUDY, GT-2003-38634
2) Hu, Z. and Zha, G.C.: Numerical Study on Flow Separation of A Transonic Cascade, AIAA Paper 2004-0199
3) Wolfgang Höhn : NUMERICAL INVESTIGATION OF BLADE FLUTTER AT OR NEAR STALL IN AXIAL FLOW TURBOMACHINES, 2001-GT-0265
4) Sasaki, K., Kiya M.: Three-Dimensional Vortex Structure in a Leading-Edge Separation Bubble at Moderate Reynolds Numbers, J. Fluids Eng. 113(3), 405-410, 1991
5) T. H. Fransson and J. M. Verdon : Standard Configurations for Unsteady Flow Through Vibrating Axial-Flow Turbomachine Cascades, Standard Configurations 1992
6) Nonomura, T., Li, W., Goto, Y., Fujii, K.: Improvements of Efficiency in Seventh-order Weighted Compact Nonlinear Scheme, CFD Journal, 18(2), 180-186, 2011.
7) Wilcox, D. C.: Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models, AIAA Journal, 26(11), pp. 1299-1310, 1988
8) Strelets, M.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper 2001-0879
9) M. Breuer,N. Jovicic, K. Mazaev: Comparison of DES, RANS and LES for the separated flow around a flat plate at high incidence, Int. J. for Num. Met. in Flu., Vol. 41, pp.357-388, 2003
10) 石川,船崎,山田: 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, 第37回ガスタービン定期講演会講演論文集B-6, 2009.10

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-2

周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機の翼端近傍流れに及ぼす影響

*佐久間　康典（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋（東大），
加藤　大，室岡　武，周藤　由香里（IHI）

Effect of Circumferential Grooved Casing Treatment on Near Tip Flow Field of Transonic Compressor

*Yasunori SAKUMA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo),
Dai KATO, Takeshi MUROOKA, Yukari SHUTO (IHI)

ABSTRACT

The effect of circumferential single grooved casing treatment on the stability enhancement on NASA Rotor 37 has been examined with CFD analysis. Based on the assumption that the onset of stall in Rotor 37 is initiated by accumulation of blockage flow in the tip region, the effect of circumferential groove on near tip flow field was observed in detail. The reduction of local blade loading and the radial transportation of passage fluid were the primary effects of the groove, which lead to the change in momentum and flow angle of the tip leakage flow. The result of parametric study on the location and the depth of the groove showed that the stall margin can be improved most effectively by placing the groove 20% axial chord length down stream from the leading edge.

Key words: Unsteady Flow, Compressor, Rotating Stall, Stall Inception, Casing Treatment

1. 緒言

ジェットエンジンの高性能化及び環境適合性の向上において，圧縮機の効率改善，段当り圧力比の上昇は，極めて重要な技術項目である。しかしながら圧縮機の翼負荷の増大は同時に旋回失速発生の危険度も高めることとなり，従来の翼形状の空力的最適化や段負荷分布の工夫，VSV や始動抽気の活用等に加えて追加的なデバイスによる空力的な安定性の底上げが期待されている。

圧縮機の失速発生を遅らせるデバイスとして古くからその効果が認められてきたものにケーシングトリートメントがある。これは圧縮機内壁に溝を彫る等の加工を施すことにより動翼の翼端近傍流れ場への干渉を試みるものであり，若干の効率低減と引き換えに失速マージンの拡大が見込めることが過去の研究や実機への適用例から確認されている(1)。一方ではその失速マージンの改善効果の流体工学的なメカニズムを解明しようと多数の実験的・数値解析的な研究がなされ，また一方ではより少ない効率低下で失速マージンを拡大しようと様々な新しい形状の提案がなされた。特に，近年に至って翼形状の最適化のみで圧縮機性能を向上させることが難しくなって以降，優れたケーシングトリートメント形状の開発の重要性は益々増大している。しかし効果的な形状の設計クライテリアについては，特に遷音速圧縮機において未だ一貫した知見が得られていない。遷音速流れは衝撃波，境界層，翼端渦などの流れの諸相が関連した複雑なものであるため旋回失速に陥る過程についてそもそも未解明の要素が多い。加えて，ケーシングトリートメントがそれら遷音速流れに及ぼす影響も，旋回失速が抑制される流体的なメカニズムも未だ明らかになっていない。

このような状況から，本研究では周方向溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機の流れ場に及ぼす影響と旋回失速抑制のメカニズムについて知見を得ることを目的として数値解析を実施している。これまでに，1 本の周方向溝によって失速マージンが改善することが明らかになった(2)(3)。本報では溝の設置位置と深さを変化させた際に，翼端近傍流れ場に現れる変化と，それによって失速が抑制されるメカニズムについて調査を行った結果を報告する。

2. 数値解析手法

2.1 翼列モデル

解析対象は NASA Lewis Research Center にて設計された遷音速圧縮機翼列 NASA Rotor 37 とした。Rotor 37 は詳細な設計及び実験データが公開されていることから，遷音速圧縮機内部流の解析対象として広く採用されている(4)(5)。Rotor 37 の主要な設計諸元を表 1 に示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2. 2　数値解析手法

有限体積法に基づき空間離散化した 3 次元圧縮性 RANS 方程式を支配方程式とし，定常解析を実施した。時間進行はLU-SGSスキームを用いたEuler陰解法によって行い，非粘性流束と粘性流束はそれぞれ 3 次 MUSCL 補間 SHUS スキームと中心差分により評価した。乱流モデルには k-ω二方程式モデルを用いた。ケーシングトリートメントを施した条件については溝周辺の計算格子に重合格子を適用し，上述のコードに解強制置換法[6]を導入したものを用いて解析を実施した。

2.3　計算格子

流れ場の周期性を仮定して翼列 1 流路分を計算領域とした。流路部を埋める格子の点数は流れ方向 148 点，ピッチ方向 60 点，スパン方向 112 点の計 1,520,960 点である．ケーシングトリートメントを施した条件では，この“流路格子”に“溝格子”と“中間格子”を加えて解析を行った．溝格子は流れ方向 40 点，ピッチ方向 144 点，スパン方向 40 点の計 230,400 格子点からなり，中間格子は流れ方向 100 点，ピッチ方向 144 点，スパン方向 20 点の計 288,000 格子点からなる。中間格子は格子全体が流路格子内に含まれるが，溝格子は流路格子と重なり合わず中間格子と接合する．解強制置換法による物理量の受け渡しは流路格子と中間格子の間でのみ行われる．ケーシングトリートメント近傍の格子配置を Fig.1 に示す.

2.4　計算法の検証

過去に行われた実験[5]の結果を用いて検証を行った。設計点の流路出口面における全圧比と効率の分布を図 2 に示す。図から実験結果との間に良好な一致が確認できる。ケーシング近傍とハブ近傍では実験値との間に差異が見られるが，全体的には圧縮機内流れの定性的な議論が可能な範囲で解析が行えていると判断した。

3. 数値解析結果

3.1　失速マージンの変化

周方向単一溝型ケーシングトリートメントを対象として，溝の深さと軸方向設置位置を変化させたパラメトリックスタディを実施した。解析を行ったトリートメント溝形状の詳細及びその名称を表 2 に示す。

深い溝を施した条件での特性曲線を図 3 に，溝を施した条件 (grooved wall) と溝を施していない条件 (smooth wall) とで比較した失速マージン改善率ΔSMをプロットしたものを図 4 に示す。ΔSMは以下の式で定義した。

$$\Delta SM = SM_{GW} - SM_{SW}, \quad SM = 1 - \left(\frac{PR_{peak}}{PR_{stall}} \frac{\dot{m}_{stall}}{\dot{m}_{peak}} \right)$$

Table 1. Design specification of NASA Rotor 37

Number of rotor blades	36
Blade tip radius [mm]	252
Tip clearance [mm]	0.356 (0.45%c_X)
Rotation speed [rpm]	17,188
Relative Mach number at tip	1.48
Total pressure ratio	2.106

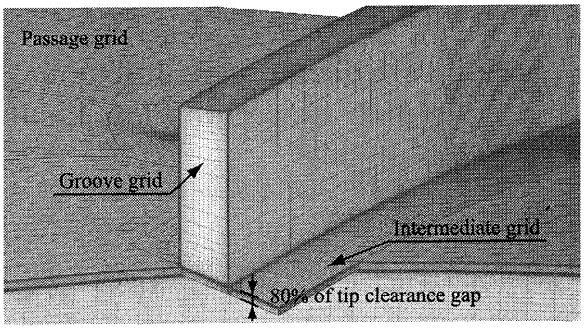


Fig.1 Numerical grid alignment near the groove

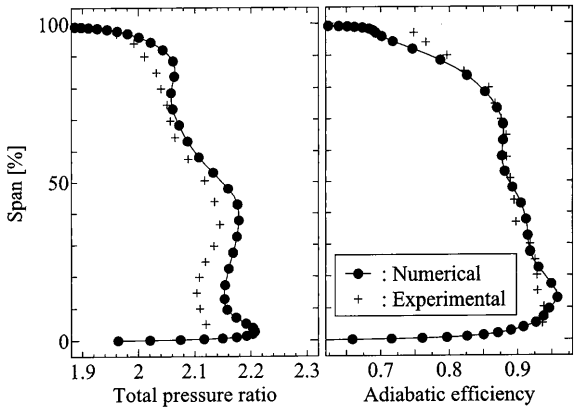
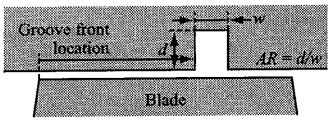


Fig.2 Comparison of span-wise distribution of total pressure ratio and adiabatic efficiency[2]

Table 2 Casing treatment configurations

	Groove front location [%c_X]	Width w [%c_X]	Aspect ratio AR (D: deep, S: shallow)
Config000	0.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config010	10.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config020	20.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config030	30.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config040	40.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config050	50.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config060	60.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config070	70.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config080	80.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33
Config090	90.0	7.0	D: 3.0, S: 0.33



Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

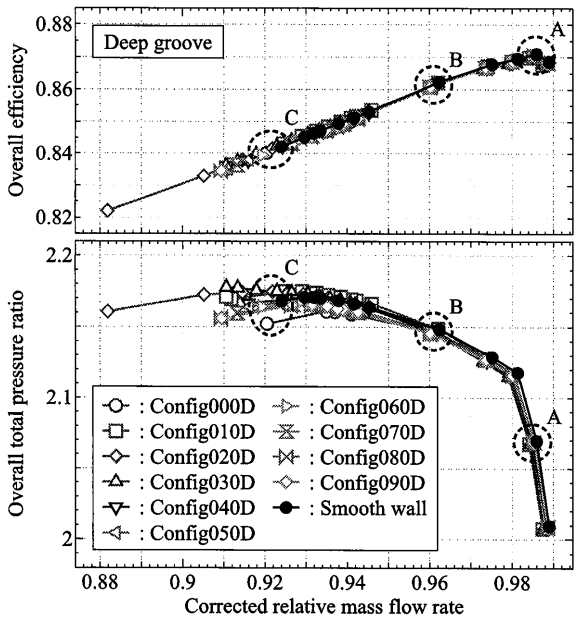


Fig.3 Characteristics plots (Deep groove)[3]

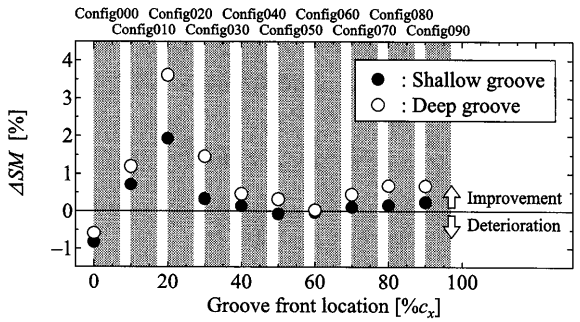
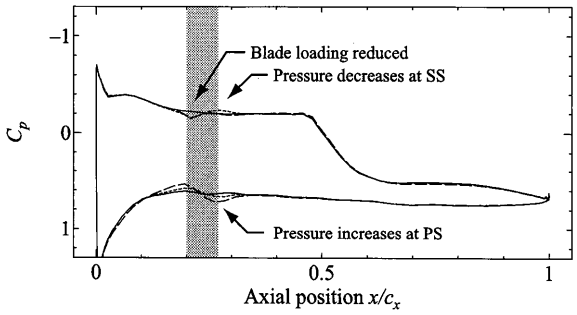
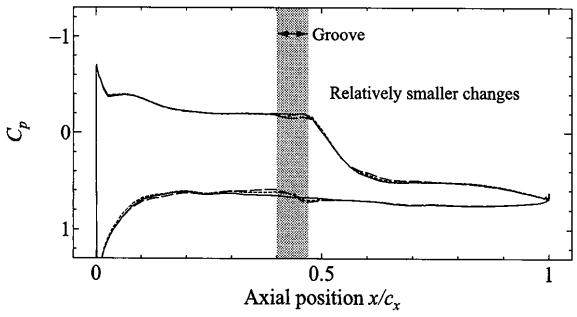


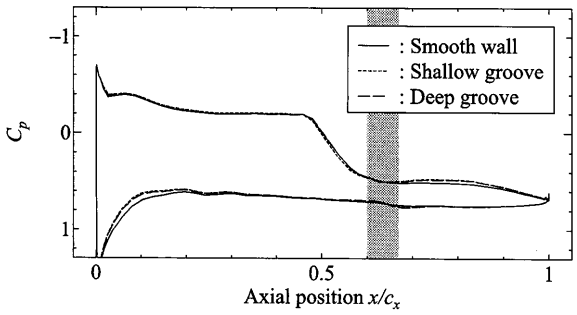
Fig.4 Stall margin improvement[3]



(a) Config020



(b) Config040



(c) Config060

Fig.5 Pressure coefficient distribution at 99% span height (operating point C)

ここで, PR と $\dot{m}$ は全圧比と流量を, 添え字の *peak* と *stall* は最高効率点と失速点を, *SW* と *GW* は smooth wall 条件と grooved wall 条件とをそれぞれ表す。

ケーシングトリートメントによる ΔSM は溝の位置によって異なり, 特に 10%~30%コード長位置の溝が高い効果を示す傾向にある。また, 浅い溝に比べて深い溝が全体的に高い効果をもたらす。なお, 以降で作動点の呼称は図 3 の表記に従う。

3.2 翼端負荷の変化

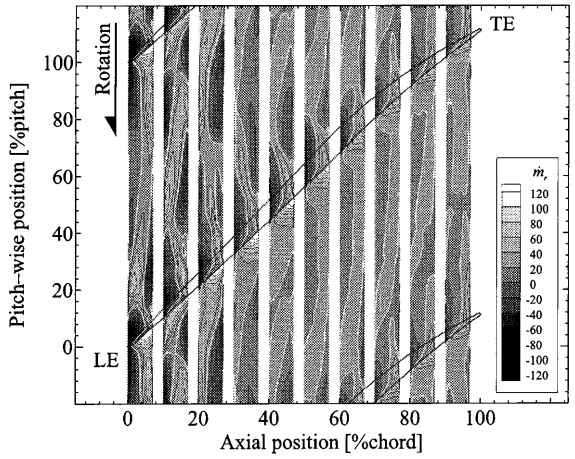
Smooth wall 条件と幾つかの代表的な grooved wall 条件の作動点 C における 99%スパン高さ断面の翼面圧力係数分布を図 5 に示す。図より, ケーシングトリートメントを施した位置を中心に特徴的な変化が確認できる。まず溝前端部から溝の中ほどにかけては翼面間の圧力差が緩和される。これは溝によって局所的な翼端間隙が拡大したことによる効果と解釈できる。一方, 溝の中ほどから後端にかけての位置では翼負圧面の圧力が低下すると同時に翼圧力面の圧力が上昇しており, 翼負荷が上昇している。これらの変化はいずれも溝位置における翼負荷が大きいほど, 溝が深いほど顕著である。

3.3 溝下面を出入りする流れ

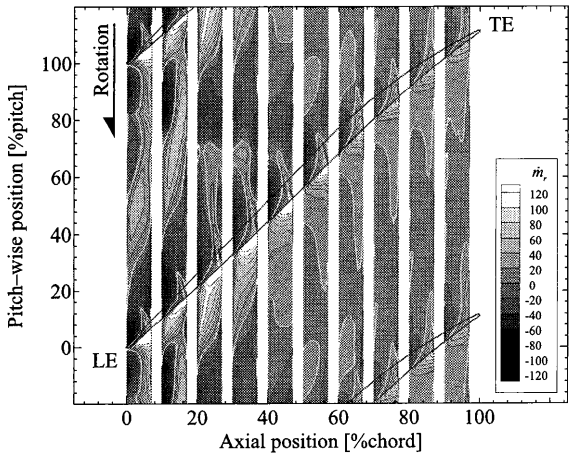
壁面に施したケーシングトリートメントと流路との間では, 溝下面を通じて流れが出入りする。各 grooved wall 条件の作動点 C において, 溝下面を通過する単位面積当たり流量 $\dot{m}_r$ の分布を図 6 に示す。$\dot{m}_r$ は溝内に流入する向きを正と定義し, 図中では $\dot{m}_r = 0$ の等高線のみ白線により表示している。

図より, 流れの出入りは翼端付近で最も活発となることがわかる。圧力の高い翼端正圧面側で流路から溝内へと流れが流入し, 逆に圧力の低い翼端負圧面では溝内から流路へと流れが流出する。出入りする流量は溝位置における翼負荷が高いほど, 溝が深いほど大きい。翼端付近の流れの概念図を図 7 に示す。溝に流入する流れは常に溝の後端部を通って溝内へと流入し (図中白矢印), 逆に流出する流れは溝の前端部を通過する (図中黒矢

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Shallow groove



(b) Deep groove

Fig.6 Radial mass flow rate distribution at the bottom surface of the groove (operating point C)

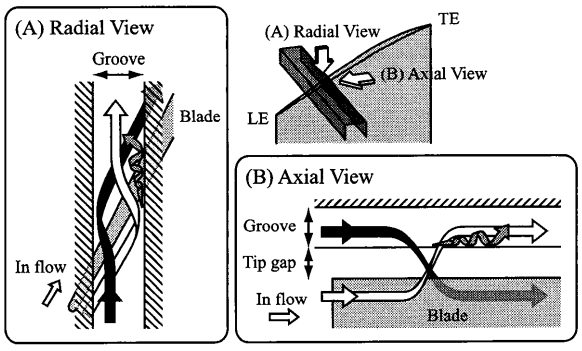


Fig.7 Schematic of flow structure at the blade tip in the region near the casing groove

印)。翼端部で，溝下面を通過し流入した流れが到達する溝内部の深さは流入した流れの流量と概ね対応する関係にあり，溝位置における翼端負荷が大きいほど，溝が深いほど溝深くまで流れが入り込む。

3.4 失速抑制のメカニズム

これまでの解析から，NASA Rotor 37 において失速発生の原因となるのは高負荷時に翼端近傍で急速に発達するブロッケージ領域であると考えられる[2)(3)]。このブロッケージは渦－衝撃波干渉により渦崩壊を起こした翼端漏れ渦の低速流れと，翼端の 30%~40%軸コード長位置から隣接翼前縁に向かって流れる翼端漏れ流れという二つの流れの主流阻害効果によってもたらされると推測される（図 8)。以下では，ケーシングトリートメントによる翼端流れ場の変化がどのようにして失速抑制効果をもたらすのか，特に高い失速マージン改善率が確認された config020D と config030D について述べる。

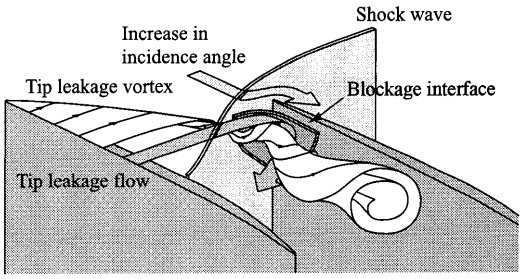


Fig.8 Characteristics plot of NASA Rotor 37[3)]

Smooth wall 条件と config020D，030D 条件の作動点 C における翼端漏れ流れの流線を図 9 に示す。それぞれの流線は翼負圧面の延長面上の 25%翼端間隙高さ位置に発生点をほぼ一定間隔となるように配置することで作成し，無次元ヘリシティで色付けした。図 9a より，smooth wall 条件では翼端前縁からミッドコードまでの範囲で翼端漏れ流れの角度が概ね一定であることがわかる。漏れ流れが翼面となす角は 60 度ほどであり，翼から離れていく過程で翼端漏れ渦に合流する。流路内の翼端漏れ渦の経路は，翼端漏れ渦を形成する翼端漏れ流れと主流との間の運動量比によって決まるとされる。失速点近傍の作動点 C では翼端漏れ渦は衝撃波との干渉により渦崩壊を起こすため，翼端漏れ渦の形成に寄与し，その経路を決定付けるのは翼端の前縁から 30%コード長位置付近の範囲で生じる翼端漏れ流れである。

図 9b の config020D 条件では，溝直下で生じた翼端漏れ流れは周囲と異なる角度で下流へと流れていく。これは溝位置における翼面間圧力差の低下と，溝による翼端間隙の拡大によって翼端漏れ流れの運動量が局所的に低減されるためである。この翼端漏れ流れは翼端漏れ渦の形成に寄与することなく下流へと流されてしまうため，smooth wall 条件であれば翼端漏れ流れが合流したであろう位置において翼端漏れ渦の経路が翼背側方向に向かって僅かに折れ曲がる。これにより，Rotor 37 の失速を引き起こす 1 つ目の要因である，渦崩壊した翼端漏れ渦による低速流れが，隣接翼から引き離される。

図 9c の config030D 条件でも，config020D 条件同様溝直下で生じる翼端漏れ流れの運動量が低減される。しかし，この位置の漏れ流れは本来翼端漏れ渦の形成に寄

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

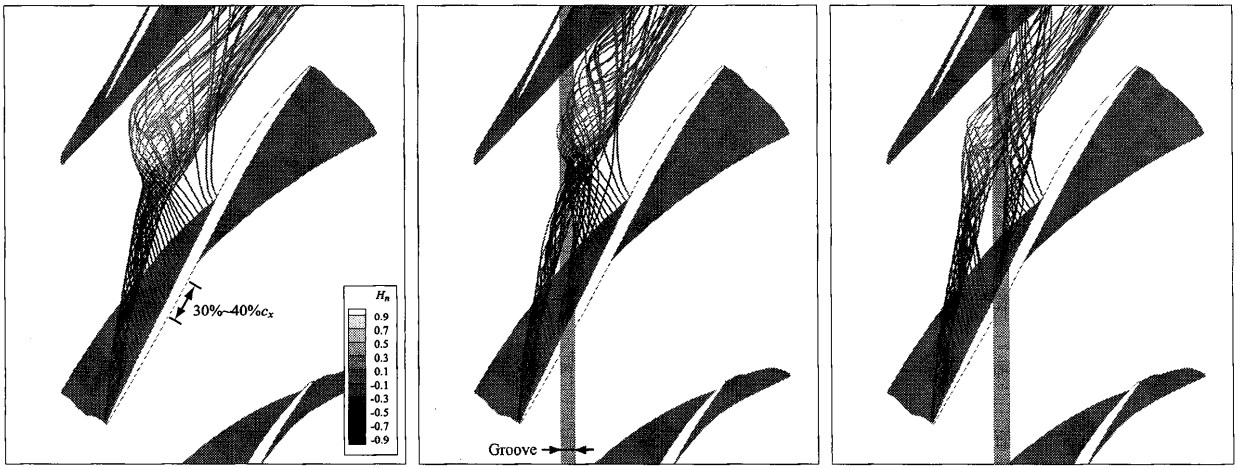
与しないため，翼端漏れ渦の経路が曲がるといった変化は起きない。一方でこの溝位置はRotor 37の失速を引き起こす2つ目の要因，30%~40%コード長位置から隣接翼前縁へ向かう翼端漏れ流れの発生位置にあたるため，隣接翼前縁付近の主流に対するブロッケージ効果が弱まる。

以上の翼端漏れ流れの変化がブロッケージ領域の分布にもたらす変化を図10に示す。図10aはsmooth wall条件におけるブロッケージインディケータΩの分布を，図10b，cはconfig020D，config030D溝によるΩの変化量$\Delta\Omega$を示す。本研究ではブロッケージ領域を定量的に見積もるために，境界層の排除厚さに類似した考え方を用いたブロッケージ判定法を導入している[3]。Ωはブロッケージ領域と非ブロッケージ領域を識別するために便宜上定義した指標であり，判定結果に応じて下式で示す値をとる。

$$\Omega = \begin{cases} 1 & (\text{blockage}) \\ -1 & (\text{non blockage}) \end{cases}, \quad \Delta\Omega = \frac{\Omega_{CT} - \Omega_{SW}}{2}$$

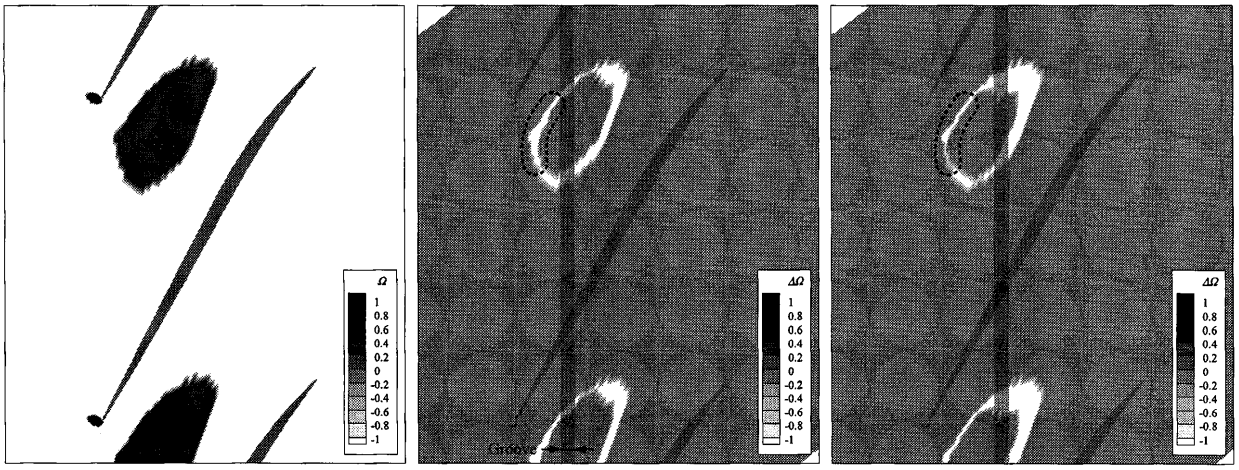
従って図10b，cの白い領域はケーシングトリートメントを施したことによってブロッケージから非ブロッケージへと変化した領域を，黒色の領域は非ブロッケージからブロッケージへと変化した領域を示している。図よりconfig020D，030Dがもたらす翼端漏れ流れの変化によって隣接翼前縁腹側近傍（図中破線部）のブロッケージ領域が縮小していることがわかる。このようにブロッケージ領域の拡大が抑制されたことがこれらの溝による失速マージン改善の原因であると考えられる。

以上の翼端漏れ流れの変化により隣接翼前縁付近のブロッケージ領域が縮小されることで，再帰的に翼端漏れ流れの運動量分布に変化が生じる。作動点Cにおける翼端漏れ流れの相対運動量密度Ψとその軸方向成分Ψ_x，流れ角θの軸方向分布をsmooth wall，config020D条件で比較したものを図11に示す。Ψとθはいずれも翼端のキャンバー線を高さ方向に延長した面を検査面とし，高さ方向に流量平均することで算出した。また，運動量密度はそれぞれの条件における計算領域入口の平均運動量密度によって無次元化した。



(a) Smooth wall (b) Config020D (c) Config030D

Fig.9 Leakage flow streamlines colored with normalized helicity (operating point C)



(a) Smooth wall Ω (b) Config020D $\Delta\Omega$ (c) Config030D $\Delta\Omega$

Fig.10 Blockage distribution and the changes to the blockage caused by the casing groove (operating point C)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\Psi = \frac{\rho\vec{u}\cdot\vec{u}}{\rho\bar{V}^2}, \quad \Psi_x = \frac{\rho\vec{u}_x\cdot\vec{u}_x}{\rho\bar{V}_x^2}$$

図より config020D 条件では 20%~50%コード長位置の溝が施されていない箇所でΨが増大していることがわかる。これは，ブロッケージ領域（=低運動量領域）が翼腹側から離れたことによって，翼端漏れ流れを構成する流れの運動量が増大したことを意味する。高い運動量を有する流れは翼端間隙内で翼面間圧力差の力積によって流れの向きを変えられにくくなり，その結果，この位置における翼端漏れ流れの流れ角が低下する。これは，この位置における翼端漏れ流れが隣接翼前縁に向かって流れなくなることと，翼端漏れ流れが流れていく先で主流と干渉する際のブロッケージ効果が低下することを意味する。Config020D によるΔSMが config030D によるΔSMを上回ったのは，以上の作用によって Rotor 37 の失速要因である，渦崩壊による低速領域と 30%~40%軸コード長位置から生じる翼端漏れ流れの双方のブロッケージ効果を config020D が抑制できたのに対し，config030D が後者しか抑制できなかったためであると考えられる。

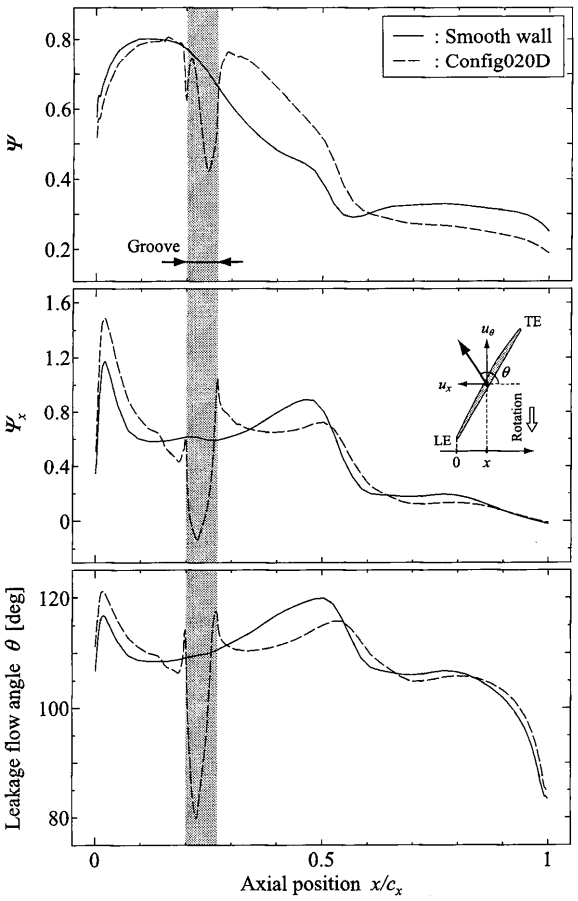


Fig.11 Axial distribution of leakage flow momentum and leakage flow angle (config020, operating point C)

4. 結論

遷音速圧縮機 NASA Rotor 37 を対象とした三次元定常解析を実施した。周方向単一溝型ケーシングトリートメントに着目し，その設置位置や溝の深さを対象としたパラメトリックスタディを実施し，ケーシングトリートメントが翼端流れ場に及ぼす影響を調査することにより，以下の結論を得た。

(1) ケーシングトリートメントは，局所的な翼端負荷を減少させる。この変化は溝位置における翼負荷が大きいほど，また溝が深いほど顕著である。

(2) ケーシングトリートメントによる局所的な翼負荷及び翼端間隙の変化は翼端漏れ流れの運動量と流れ角を変化させ，溝位置によっては翼端漏れ渦の経路や翼端漏れ流れによるブロッケージ効果に影響を及ぼす。

(3) Rotor 37 における失速の原因は作動負荷の上昇に伴い翼端前縁腹側付近に拡大するブロッケージ領域であることが確認された。このブロッケージ領域は衝撃波との干渉により渦崩壊を起こした翼端漏れ渦と，30%~40%軸コード長位置の翼端から生じる翼端漏れ流れによるものである。

(4) 渦崩壊領域を翼端腹側から引き離すか，30%~40%軸コード長位置の翼端から生じる翼端漏れ流れによる主流へのブロッケージ効果を低減することでブロッケージ領域を縮小させ，失速を抑制することが可能である。

参考文献

(1) 高田浩之：Casing Treatment，GTSJ ガスタービンセミナー資料集(4)(1977)，pp.3-1－3-17.

(2) 佐久間康典，渡辺紀徳，姫野武洋，加藤大，周藤由香里：周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機性能に及ぼす影響，第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集，A-7，pp.51-56.

(3) Sakuma, Y., Watanabe, T., Himeno, T., Kato, D., Murooka, T., Shuto, Y.: Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Influence of Groove Location and Depth on Flow Instability, ASME Turbo Expo 2013, GT2013-94988, pp.1-11.

(4) Dunham, J.: CFD Validation for Propulsion System Components, AGARD-AR-355 (1998), pp.1-84.

(5) Suder, K. L., and Celestina, M. L.: Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor, NASA Technical Note, NASA TM-106711, (1994).

(6) Fujii, K.: Unified Zonal Method Based on the Fortified Solution Algorithm, Journal of Computational Physics, Vol. 118 (1995), pp.92-108.

(7) Houghton, T., Day, I.: Enhancing the Stability of Subsonic Compressors Using Casing Grooves, ASME Turbo Expo 2009, GT2009- 59210, pp.1-10.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（沖縄）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-3

多段圧縮機のキャビティが性能に及ぼす非定常性を含めた影響

＊ 山上　舞，加藤　大，神野　勝一，青塚　瑞穂（IHI）

The Influence of Shrouded Stator Cavity Unsteady Flows on the Performance of a Multistage Axial Compressor

*Mai YAMAGAMI, Dai KATO, Katsuichi JINNO, Mizuho AOTSUKA (IHI)

ABSTRACT

Unsteady CFD for a nine-stage high speed compressor is performed to investigate how the shrouded stator seal cavity flows affect the characteristic of the compressor, and is also compared with the CFD results previously performed in another higher loading six-stage compressor. Calculation with the seal cavity flows under each of the stator vanes is compared to the pure flow path calculation with no cavities. The cavity case showed 0.9 point drop in efficiency from the no cavity case. Breakdown of the performance degradation is investigated. High unsteady loss increase due to the interaction of the cavity leakage flow with the main flow observed in the higher loading compressor CFD did not appear in the present middle loading compressor CFD. Unsteady effects leading to such differences between the two compressors are discussed.

Key words: CFD, Unsteady N-S, Compressor, Cavity

1．はじめに

現状の軸流圧縮機においては，従来の片持ち型に対してシュラウド型静翼を用いることにより，チップの漏れ流れが生じないことによる性能改善や構造的強化による翼振動回避を図っている。一方でシュラウド型静翼は動翼のディスク部と静止壁に囲まれたキャビティと静翼下側にシール部を必要とする構造となっており，静翼前後の静圧差によってキャビティ内にシール部の隙間を通った漏れ流れが生成される。このような漏れ流れは主流部とのミキシングロスを発生させ，さらには回転部との摩擦から windage 熱が発生することにより，性能低下の原因となる

シュラウド型静翼のキャビティが圧縮機の性能に与える影響は，多段形態でいくつかの研究が成されており，性能低下の原因となることがシールクリアランスの大きさを変更した実験的アプローチ[(1)(2)]から明らかになり，さらに数値的アプローチ[(3)(4)]によってキャビティによる性能低下のメカニズムについて調査が成されてきた。しかしながら非定常性を考慮した多段環境下でのキャビティの影響については十分に理解されていない。Kato ら[(5)]は 6 段の高負荷圧縮機を対象とした非定常多段解析により，非定常性を含めたキャビティの影響を調査した。キャビティによる効率低下量のうち，半分は windage 熱によるものであり，次に静翼部の圧力損失が大きく，後段側の静翼においては 1D ミキシングモデルの 2 倍以上の圧力損失が見られた。この圧力損失は上流動翼ウェイクとキャビティ漏れ流れの非定常的な干渉により発生したと考えられている。

本論文では，やや負荷の低い中負荷型圧縮機を対象にキャビティを考慮した非定常解析を実施し，キャビティが非定常多段環境下で性能へ及ぼす影響を調査すると共に，Kato ら[(5)]が報告した高負荷型圧縮機におけるキャビティの影響と比較した。

2．数値解析手法

2．1　解析コード

本研究における解析コードには，JAXA が開発したマルチブロック NS ソルバーである UPACS[(6)(7)(8)]，のうち，JAXA と IHI の共同研究の中で多段解析用の改修を加えたヴァージョンを用いた。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ており、対流項は Roe スキーム，拡散項には 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　1 方程式モデルを適用した。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

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９段の動静翼から成る。

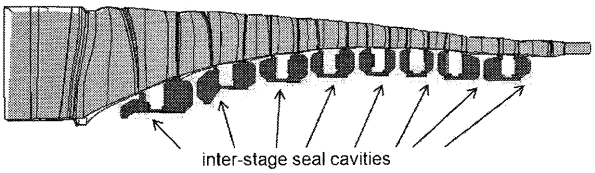


図1　計算対象圧縮機モデル　子午面形状

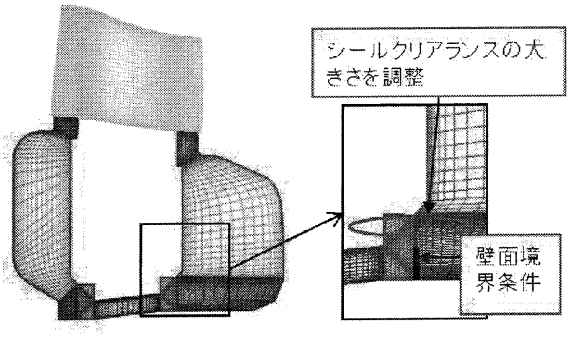


図2　キャビティつき静翼部格子とシールクリアランスモデル

計算領域は1/10周とし，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。またキャビティの影響を調査するため，主流のみの解析と1段～8段のシールクリアランス(図１)を持つキャビティを含めた解析を実施した。本解析ではシールクリアランス部の歯を図２のように一枚歯の板として近似して与えた。

２．３　計算格子と境界条件

各翼列の格子はO-H型の構造格子を用い，主流格子はキャビティありとなしの解析で共通とした。キャビティ部の格子は，マルチブロック格子を用いて図２のように作成した。総格子点数はオリジナル形態が約２億点であり，キャビティを含む形態では約3億点である。

IGV入口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，出口境界では静圧を与えた。

表１　キャビティ流量

段	キャビティ流量(%)		設計シールクリアランス量/翼高さ(%)
	CFD	経験モデル	
Stator1	0.091	0.067	0.27
Stator2	0.133	0.164	0.40
Stator3	0.294	0.213	0.55
Stator4	0.266	0.270	0.72
Stator5	0.329	0.304	0.91
Stator6	0.511	0.432	1.09
Stator7	0.518	0.531	1.28
Stator8	0.568	0.633	1.37

またキャビティ流量は，リグ試験条件で想定される表１に示すキャビティ流量となるよう，図２のシールクリアランスを調整して与えた。

３．解析結果及び考察

３．１　中負荷型圧縮機　（機種A）

計算対象は小型エコエンジンプロジェクトの中で設計した，全圧比が約22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[9]。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っており，後段側のキャビティ漏れ流れの影響が大きいと考えられる。8段以降の動翼は通路形状が広がるディフューザパッセージ翼列となっている。本圧縮機を機種Aとする。

３．２　高負荷型圧縮機　（機種B）

本論文では過去に同様にキャビティつき非定常解析を実施した高負荷型圧縮機[5]との比較について議論する。本圧縮機も同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，IGVつきの6段形態であり，これを機種Bとする。

３．３　全体性能

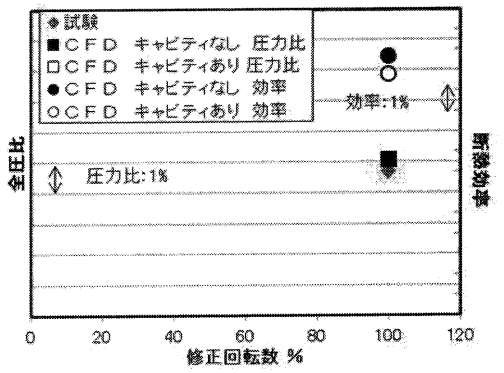


図3　設計回転での流量平均による全体性能

図３に非定常解析によって予測された設計点近傍における全体性能を、キャビティありとなしの形態で比較した。圧力比についてはリグ試験で得られた結果も示した。圧力比はキャビティ有無での差は小さく，また試験結果とほぼ同等の圧力比が得られている。一方全体効率は，キャビティありの方がキャビティなしに対して0.9%の低下が予測された。まずはこのような効率低下が発生した要因について分析する。

３．４　段性能

効率低下の発生個所を特定するため，各段における効率低下量を分析した。段性能については，上流静翼と下流静翼の組み合わせと定義し，さらには図４に示すように，評価位置をキャビティスリット前後位置(UA,UB,UC,UD)と定義した。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

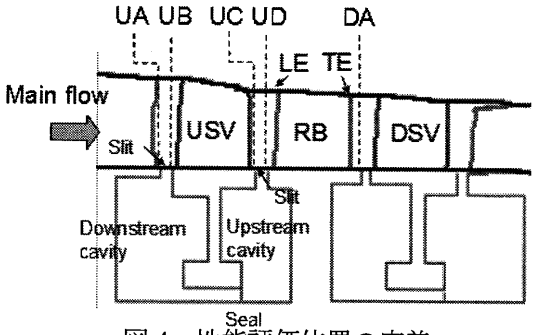


図４　性能評価位置の定義

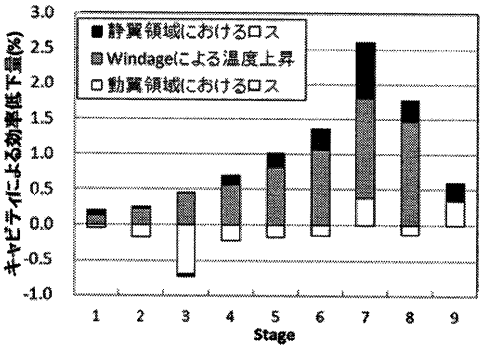


図５　キャビティによる段（動翼＋静翼）効率低下量と内訳　(*9 段はクローズドキャビティ)

図 5 にキャビティありなしの解析結果の差から，各段(UA-UD 間)での効率低下量とその内訳を示した。効率低下量の内訳として 3 つの要因，キャビティ内 windage 熱による主流部(UA-UD 間)の温度上昇，静翼領域(UA-UD 間)における圧力損失，動翼領域内(UD-DA 間)での効率低下量に分類した。図から，キャビティ流量の多い後段側においてキャビティによる効率低下が大きく，中でも 7 段で 2.5pts 程度の低下が見られる。また効率低下の半分以上(0.6%)が windage 熱による温度上昇によるものであり，次に静翼内で発生するロスが大きい。動翼内では効率が若干回復する傾向にある。windage 熱による温度上昇については，半経験式によるモデル[(1)]の計算とほぼ一致しており妥当と考えられる。動翼については特に 3 段動翼で 0.7pts の効率改善が見られる。これは後段キャビティによる圧力損失を補うために前段側の 3 段で圧力比が高くなり，結果ピーク効率に近い作動となったと考えられる。一方静翼内で発生するロスについては，前段では小さいが，7 段静翼において特出したロスが発生している。次に機種Aの 7 段静翼に見られる大きなロスの発生要因について考察する。

３．５　７段静翼内で発生するロスの要因

静翼内でのキャビティによる圧力損失を，静翼前側スリット間(UA-UB 間)，静翼翼列内 (UB-UC 間)，静翼後側スリット間(UC-UD 間)の３つの領域

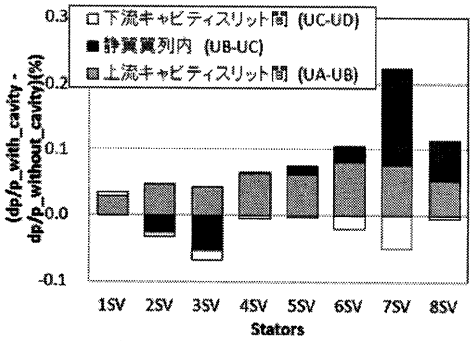


図６　静翼領域内での全圧低下量の内訳

に分類し，図 6 に示した。図 6 から，前段～中間段の静翼内で発生するロスの殆どは静翼前側スリット間にて発生しているが，6 段以降では翼列間においてロスの増加が見られ，特に 7 段で大きなロスが発生していることがわかる。

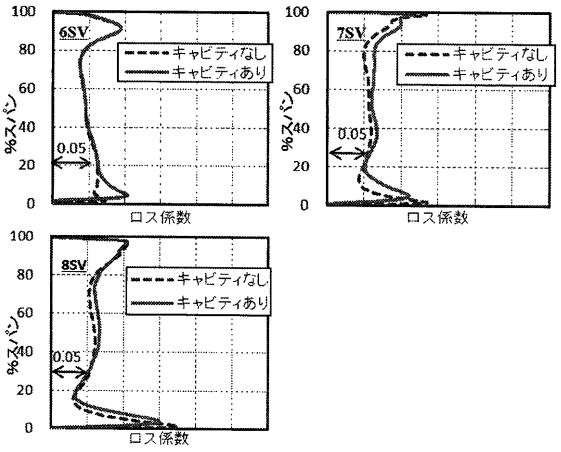
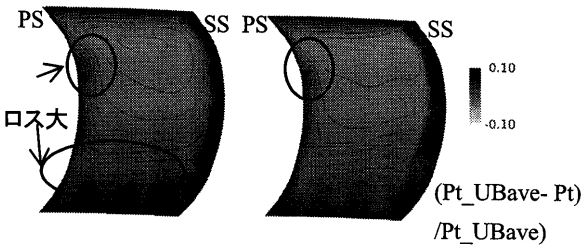


図７　UB-UC 間のロス係数の半径方向分布　キャビティありなしの比較



(a) キャビティあり　　(b) キャビティなし

図８　７段静翼出口位置(UC)の時間平均全圧ロス

図 7 にキャビティありなし解析による 6,7,8 段の翼列間のロス係数分布を比較した。6 段ではキャビティによるロスの増加はハブ側のみだが，7 段についてはハブ側のロスが増えているだけでなくチップ側でもロスの増加があり，8 段でもミッドスパン付近でロスの増加が見られる。図 8 に 7 段静翼出口位置(UC)における入口(UB)からの全圧ロスをキャビティありなしで比較した。キャビティありの方がハブ側全体のロスが大きく，さらに 80%スパ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

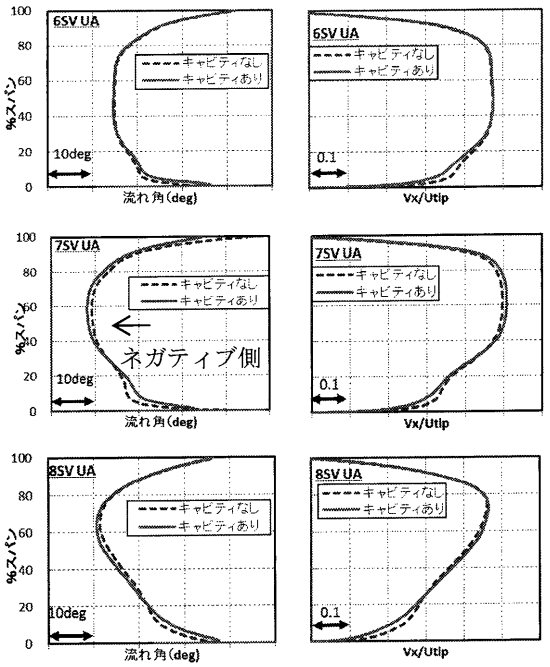
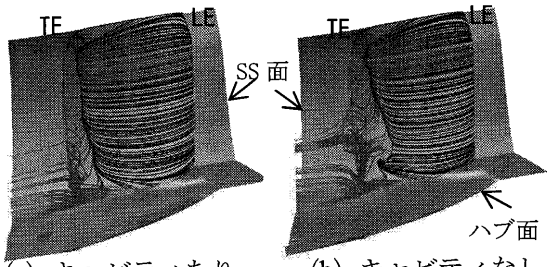


図 9　流れ角（左），軸方向速度（右）の半径方向分布　キャビティありなしの比較

ン付近の腹側にロスが大きい領域が見られる。7 段以降のハブ側以外でのロス予測の違いは，図 9 に示すように 7 段動翼出口(UA)において上流から積み重なるキャビティ漏れ流れの影響でハブ側の速度欠損が大きくなったため，ミッドスパンからチップにかけて加速する流れとなり，その結果 7 段静翼入口流れ角がネガティブ側にシフトしたことが原因として考えられる。図 10 に示すハブ側と背側の流線の比較から，キャビティありの方は漏れ流れの影響でハブ側全体に低速領域が広がる一方で，ミッドスパン付近は加速しているため，背側ミッドスパン付近の剥離領域がキャビティなしに比べ抑えられている。このようにミッドスパンの剥離が抑えられているのはインシデンスがネガティブ側に変わったことも影響していると考えられる。



(a) キャビティあり　　(b) キャビティなし

図 10　7 段静翼　時間平均流れ場におけるハブ面の流線と背側面の限界流線

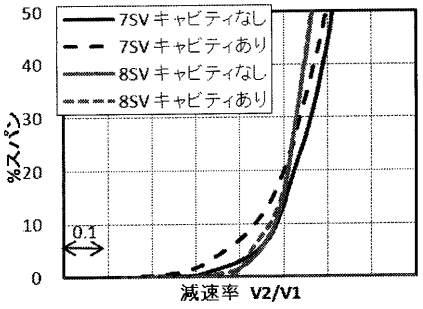
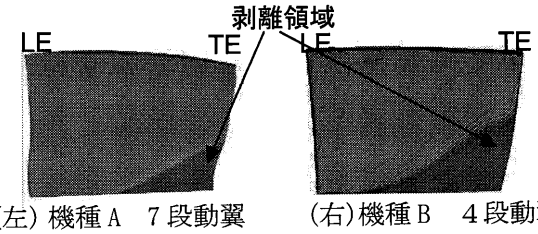


図 11　7 段，8 段静翼ハブ側の減速率

8 段静翼については 7 段ほど大きなロスの増加は見られず，特にハブ側のロスのキャビティありなしの差が小さくなっている。これは図 11 に示すように，7 段静翼の方はキャビティがあることでハブ側の減速率が小さくなり，負荷が大きくなる一方，8 段はキャビティ有無で減速率がほとんど変わらないことが原因と考えられる。7 段動静翼は入口から出口にかけてハブ側の通路が下がっている。このためハブ側の負荷が高い設計となっている一方，8 段静翼はハブ側の通路が若干上がり，通路が狭まり減速が小さい設計であることから，8 段静翼ハブ側におけるキャビティの影響が小さいと推測される。

また，図 9 の 7 段動翼出口でキャビティありの方のミッドスパンにおける軸速の増加は，図 12(左)に示すように 7 段動翼において背側 30%スパン付近に及ぶ大きな剥離があること，また上流キャビティの影響で動翼入口のハブ側の速度欠損が大きいため，動翼出口のハブ側速度欠損が大きくなったことによると考えられる。7 段動翼はハブ側の通路が入口から出口にかけて下がっているため，他の動翼に比べハブ側の負荷が大きいことから，上流のキャビティ漏れ流れの影響を受けやすくなったと考えられる。



(左) 機種 A　7 段動翼　　(右)機種 B　4 段動翼

図 12 負圧面側の軸方向速度分布

3．6　負荷の異なる圧縮機におけるキャビティによる非定常的な影響の違い

計算対象である中負荷型圧縮機(機種 A)に対し，Kato ら [5]が報告した高負荷型圧縮機(機種 B)におけるキャビティの影響との違いについて議論する。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

機種Bの方がキャビティによる効率低下量が大きい予測となっている。この要因の一つとして，機種Bの方が静翼領域で発生するロスが大きく，中でも静翼前のキャビティスリット間で非定常的な大きなロスが発生していることが挙げられる。

静翼前のスリット間(UA-UB)では，キャビティ漏れ流れが主流部に吹き出すことによりミキシングロスが発生する。これをDentonによる1Dミキシングモデル[10]より算出し，図13に非定常CFDの静翼前スリット間のキャビティありなしのロスの差と比較した。図13から機種Aでは1Dモデル

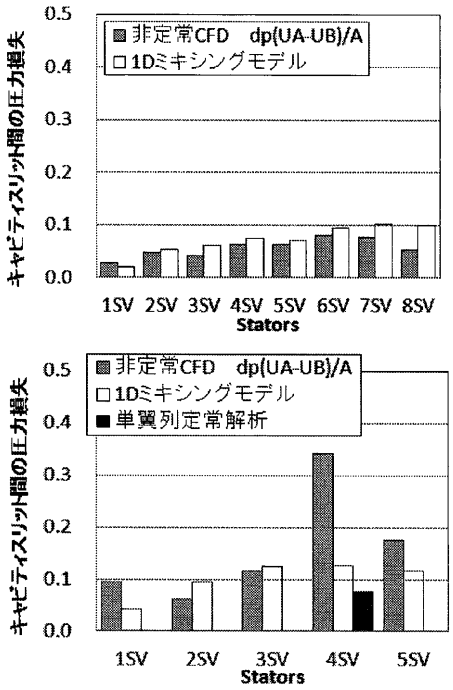
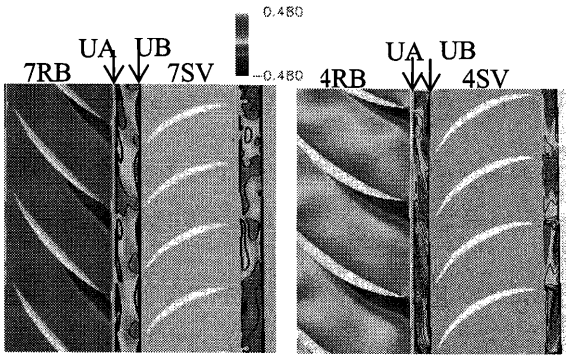


図13 静翼前スリット間(UA-UB)の圧力損失
（上）機種A（下）機種B

と同等の予測であるのに対し，機種Bでは4段静翼で1Dモデルの2倍以上のロスが発生していることがわかる。機種Bでこのような大きなロスが発生したのは，図14(右)に示すように上流動翼のウェイクと静翼前スリット部(UA-UB)からのキャビティ漏れ流れの非定常的な干渉によって，漏れ流れが周方向に大きな分布を持つことから発生したと考えられている。これに対し機種Aの代表的な7段静翼では，図14(左)に示すように静翼前スリット部に周方向に分布はあるものの，機種Bの最大値の約1/3程度と小さい。このため機種Aでは機種Bで発生するような大きなロスは発生していないと考えられる。

図15にキャビティ漏れ流れと上流動翼出口の静圧分布を示した。機種Bでは動翼ハブ側コーナーの剥離領域に，キャビティ漏れ流れが吸いこまれ



(左)機種A　7段動静翼　(右)機種B　4段動静翼
図14 上流動翼10%スパンの軸方向速度分布と静翼前後のキャビティスリット部における半径方向速度分布 Vr/U　U:周方向速度

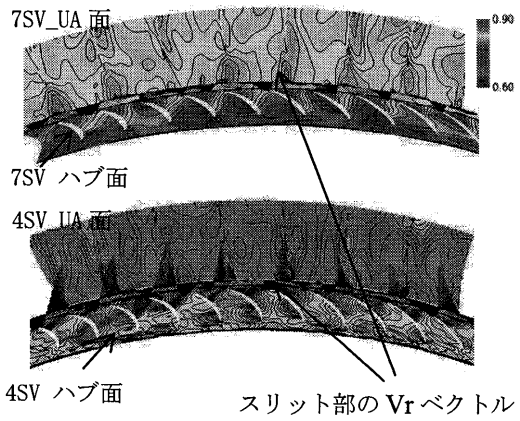
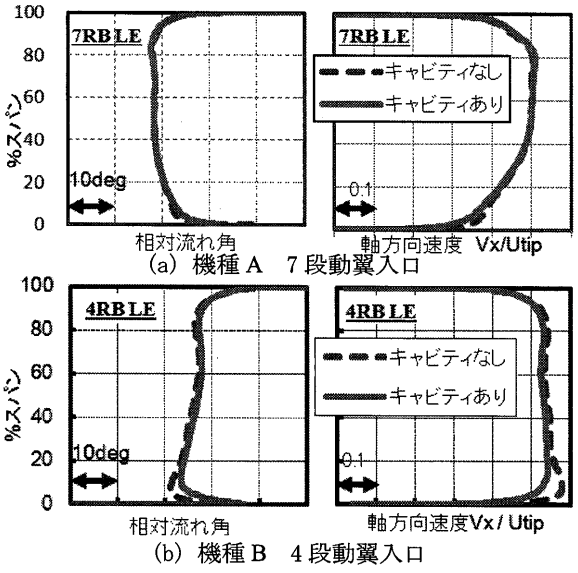


図15 動翼出口・下流静翼ハブ面の静圧分布とキャビティ漏れ流れの半径方向速度ベクトル
(上)機種A　7段静翼(下) 機種B　4段静翼



(a) 機種A　7段動翼入口
(b) 機種B　4段動翼入口
図16 動翼ＬＥ位置における軸方向速度と相対流れ角の半径方向分布

るように半径方向速度ベクトルが大きくなっている。一方機種Aも同様の傾向は見られるものの，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

機種Bに比べベクトルの大きさが非常に小さい。このように機種AとBにおいてスリット部における漏れ流れに違いが発生したのは，上流動翼における剥離の大きさの違いによると考えられる。図12に機種Aの7段動翼，機種Bの4段動翼の背側の軸速分布を比較した。両者ともハブ側で大きな剥離が発生しているが，機種Bの剥離の方が大きく50%スパン付近にまで及んでいる。機種Aの動翼の剥離が機種Bに比べて小さいのは，機種Aの方が低負荷な設計となっているためと考えらえる。また図16に示すように，上流にあるキャビティ漏れ流れにより入口ハブ側の速度欠損やインシデンスの変化が機種Aの方が小さく，キャビティの影響が小さいことも要因と考えらえる。したがってキャビティ漏れ流れと動翼ウェイクとの干渉による非定常的なロスは，動翼列を低負荷設計にすることで抑えられると考えられるが，設計に必要な定量的クライテリアについては今後詳細な調査により決定する必要がある。

4．まとめ

遷音速中負荷型圧縮機(機種A)を対象に、設計点近傍でキャビティを含めた非定常段解析を実施し、その影響を調べるとともに，高負荷型圧縮機(機種B)におけるキャビティの影響と比較した。

(1) 機種 A のキャビティによる全体効率低下量は0.9%であり，その2/3はwindage熱による温度上昇によるもので，他は主に静翼内および静翼前後スリット部で発生する圧力損失によるものである。

(2) 機種 A の7段静翼内にて，特出したロスの発生が見られ，これは上流動翼の剥離と上流から積み重なるハブ側キャビティによる大きな速度欠損から，ミッドスパンが加速しインシデンスがチップ側まで変化したことによると考えられる。キャビティの影響を抑えるためには，静翼ハブ側の負荷だけでなく，動翼ハブ側の負荷を下げ，キャビティ漏れ流れにロバストな設計にする必要がある。

(3) 機種 B では，静翼スリット前において，キャビティ漏れ流れと上流動翼のウェイクの干渉により大きな非定常ロスの発生が見られた。一方機種 A ではそのような大きなロスは発生していない。したがって，キャビティ漏れ流れの非定常的なロスは，動翼列を低負荷設計にすることで抑えられることが確認された。

謝辞

本研究においてＩＨＩ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による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」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。

本研究で用いたUPACSのヴァージョンの使用を許可いただいた宇宙航空研究開発機構 航空本部推進システム研究グループに感謝の意を表するとともに，コード使用にあたり技術的なサポートをいただいた賀澤氏に深く感謝の意を表します。

参考文献

[1]Wellborn, S. R., Tolchinsky, I., and Okiishi, T. H., 1999, "Modeling Shrouded Stator Cavity Flows in Axial-Flow Compressors," ASME Paper 99-GT-75.

[2]Wellborn, S. R., and Okiishi, T. H., 1998, "The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Compressor Performance," ASME Paper 98-GT-12.

[3] Heidegger, N. J., Hall, E. J., and Delaney, R. A., 1997, "Parameterized Study of High-Speed Compressor Seal Cavity Flow," AIAA 96-2807.

[4] Naylor, E., Montomoli, F., Hodson, H., and Lapworth, L., 2009, "Numerical Modeling of Cavities in Multistage Axial Compressors," ISABE-2009-1186.

[5] Kato, D., Yamagami, M., Kodama, H., Tsuchiya, N., "The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on the Aerodynamic Performance of a High-speed multistage Axial Compressor," ASME GT2011-46300

[6] Takaki, R., Yamamoto, K., Yamane, T., Enomoto, S. and Mukai, J., "The Development of the UPACS CFD Environment,"High Performance Computing, Proceedings of ISHPC 2003,Apring, pp307-319,2003

[7]Kazawa, J., Horiguchi, Y., Saiki, K., Yamamoto, K., Nozaki, O., and Oishi, T., "Numerical Study on Fan Noise Generated by Rotor-Stator Interaction," AIAA Paper 2007-3681, 2007

[8] Yamagami, M., Kodama, H., Kato, D., Tsuchiya, N., Horiguchi, Y., and Kazawa, J., 2009, "Unsteady Flow Effects in a High-Speed Multistage Axial Compressor," ASME-GT2009-59583.

[9] Funatogawa, O., "Research and Technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project", ISABE-2005-1010, 2005.

[10]Denton, J. D., 1991, "Loss Mechanisms Part I Entropy Creation in Fluid Flows," Turbomachinery Aerodynamics, University of Cambridge Programme for Industry, pp.119-142

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-4

Mistuned radial compressor の翼振動に関する研究 —ミスチューン応答特性の実験的評価—

*下原　直人（IHI），村江　祥太（IHI），服部　博明（IHI）

Study on Vibration of Mistuned Radial Compressor —Experimental Evaluation of Vibratory Response—

*Naoto SHIMOHARA(IHI), Shota MURAE(IHI) and Hiroaki HATTORI(IHI)

ABSTRACT

Experimental studies by using Non-Intrusive stress measurement system (NSMS) and strain gage (SG) were performed to reveal the forced response characteristics of mistuned radial compressor. Blade to blade variation in resonant frequency and resonant stress were evaluated from the data obtained by NSMS. Calculated variation in resonant frequency and resonant stress were found to be smaller than the values generally appeared in the radial turbine impeller. Back-to-back evaluation was performed for the measured data of vibratory displacement (NSMS) and strain (SG) for the same blade. Difference between the stresses converted from each measurement data (NSMS and SG) was below 17% and was considered to be acceptable level for the practical use. Additionally, forced response analysis was performed for the mistuned FE model. Analytical results showed the extremely different response characteristics between the two types of slightly different mistuning patterns and the importance of the mistuning identification.

Key words: Compressor, Mistune, NSMS, Turbocharger, Hammering

1．Introduction

遠心式ターボ機械は、小型化・軽量化・高速化に対する設計が容易であり、軸流式に比べて重さあたりの流量や出力を稼ぎやすいなどの利点から、車両・舶用ターボチャージャー、産業用圧縮機など様々な用途で用いられる。その一方、これら利点を生かした安定運用を実現するため、ターボ機械の回転機械としての信頼性確保の観点から解決すべき技術課題も多く存在する。翼振動問題もその課題のひとつとして各所で多数の研究が行われている。

IGV、ストラット、ベーンドディフューザ、エルボーなどに起因する励起力とインペラ固有振動数との共振は、翼とケーシングの干渉や、最悪の場合、HCF(高サイクル疲労)による翼の損傷・飛散、ターボ機械自体の機能停止に繋がる恐れがある。

また近年の遠心圧縮機における設計は、さらに大容量、高速回転、高効率化を目指す傾向にあり、空力的な翼形状最適化が進む反面、その代償として翼に発生する高い振動応力や遠心応力の克服が大きな課題となっている。それに伴い翼の振動特性(固有振動数、応答振幅、発生応力)を設計段階で極力正確に予測・評価する技術の開発が旧来以上に求められている。その一つとして、製造時に発生する形状や材料特性のばらつき（ミスチューニング）が共振時の応答特性へ与える影響の予測・計測技術が挙げられる。

遠心翼のミスチューニングに関する研究は、タービン翼については解析技術・計測技術ともに、近年、報告例が多い。J M Allport[1]、Kulkarni A.[2]らは非接触翼振動計測(Non-Intrusive Stress Measurement System、NSMS)による全翼計測を行い応答周波数のバラつきが標準偏差で約 6~8%、応答振幅の最大値と最小値の比が約 3~7 倍程度であると報告している。また、D Hemberger[3]や服部[4]らは自由度縮小モデルによる解析と実測に 2nd mode の固有値バラつきが約 2%、それに対する応答振幅ばらつきが 2.7 倍程度と報告している。

一方、遠心圧縮機のミスチューニングに関しては報告例が少なく、実験的研究については、Kammerer A.[5]らによる産業用圧縮機の歪ゲージ計測、H.P.Dickmann[6]や松田[7]による NSMS を用いた全翼計測の報告に留まり、計測精度検証を含む報告はほとんど見られない。

そこで、本研究では、遠心圧縮機の応答振幅・応答周波数のばらつきを実験的に把握することを目

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

的とし、NSMS による全翼振動計測と歪ゲージ (Strain gauge telemetry system、SG) との同時計測による計測精度検証に取り組んだ。本論文では、実機計測データの解析結果とミスチューンに関する評価結果について報告する。

2．Details of Measurement

2.1 Measurement System

非接触翼振動計測 NSMS では、回転体を囲むケーシングに Fig.1 に示すように複数の光学式センサーを取り付け、翼先端部がセンサーを通過したときに生じる反射光を検知してその時間を記録し、翼振動によって生じるセンサー到達時間のずれから、例えば式(1)、式(2) を用いて振動応答変位（A,φ, N）を分析・同定する。式(1)はセンサー1 で計測される時間、式(2)は翼振動に伴う時間偏差を含んだ翼がセンサー1 とセンサー2 の間を移動する時間を表す。

$$T_{s1} = T_{1/rev} \times n_{1/rev} + T_{1/rev}\frac{(\theta_{rk} - \theta_1)}{2\pi} + \frac{A}{U}\sin\{N(2\pi n_{1/rev} + \theta_{rk} - \theta_1) + \phi\} \quad -(1)$$

$$T_{12} = T_{s1} - T_{s2} = T_{1/rev}\frac{Z}{2\pi} + \frac{2A}{U}\sin\left(N\frac{Z}{2}\right)\cos\left\{N\left(2\pi n_{1/rev} + \theta_{rk} - \theta_2 + \frac{Z}{2}\right) + \phi\right\} \quad -(2)$$

T_{s1}：計測時間、T_{12}：センサー(S_1)と(S_2)の通過時間
$T_{1/rev}$：ロータの回転周期($1/f_r$)
$n_{1/rev}$：ロータの回転した回数
θ_{rk}：1/rev から k 番目の翼までの角度
θ_1：1/rev からセンサー(S_1)までの角度
θ_2：1/rev からセンサー(S_2)までの角度
Z：センサー(S_1)とセンサー(S_2)の角度差(θ_1-θ_2)
U：計測位置の翼先端部周速
A：振動振幅、φ：位相
N：回転次数比

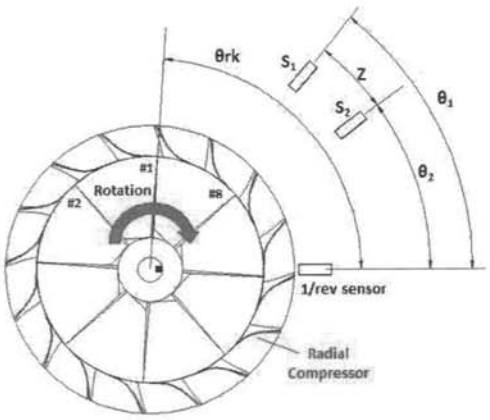


Fig.1　Tip Timing System Image

この計測方法の利点は、計装に伴う翼の振動特性への影響がないこと、翼ごとの振動特性が個々の翼について計測可能なことである。航空エンジン分野では以前よりこの計測技術に関して多くの研究がなされており、現在は標準的な翼振動計測方法の一つとして利用されている[8]~[9]。

2.2 Test Object and Measurement Condition

実機振動計測の対象として、320～750kW ディーゼルエンジンに搭載される過給機の遠心圧縮機を使用した。圧縮機(Fig.2)は、Full blade と Splitter blade のそれぞれ 8 枚ずつ(8+8)から構成され、圧縮機の下流側には、15 枚のベーンドディフューザが取り付けられている。実機計測にあたり、同スペックの圧縮機における過去の SG 計測結果およびモーダル解析結果を参考に計測条件を決定した。

過去の SG 計測試験で得られた Splitter blade のキャンベル線図（Fig.3）を参考に、計測対象モードを運用範囲中で最も振動応力が顕著な Splitter blade の 1st mode に定めた。またモーダル解析結果(Fig.4)を参考に、当該モードで振動変位が最大となる Leading Edge 先端位置を NSMS センサー位置として設定し光学式センサーを周上 5 本配置した。さらに、Splitter blade の 1 枚には NSMS との比較を行なうために Fig.3 のデータ取得時と同位置に歪ゲージを貼付し、Telemetry System により振動歪を計測することとした。

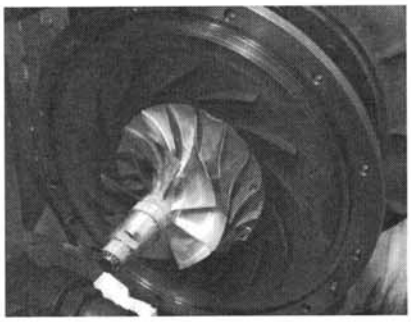


Fig.2　Centrifugal Compressor

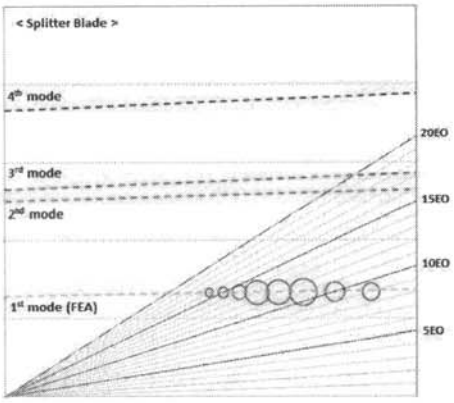


Fig.3　Campbell Diagram (Strain gauge)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

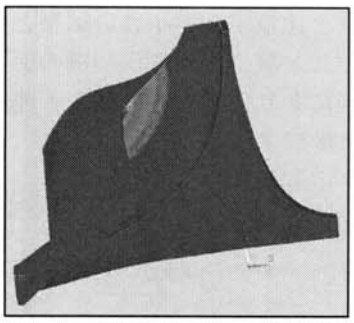


Fig.4　1st Mode Shape (FEA)
(Modal Displacement)

2.3　Test Facility

試験は過給機専用試験リグで実施した。試験スタンドは、流量、圧力、温度などの測定機器を装備し、試験運転中の圧縮機作動点をオンラインモニタリングしながら、圧縮機の性能マップ上で監視することができる。圧縮機はタービン駆動で、回転数制御は燃焼ガスの流入量調整により行う。回転数はベアリングハウジング内部に取り付けた渦電流センサーで計測した。さらに、試験中の回転体の異常振動や圧縮機のサージ検知のために、ピックアップによる外部振動や静圧プローブによる圧力変動モニタリングも実施した。

3．Measurement Result & Discussion

3.1　Measurement Accuracy

NSMS計測とSG計測により得られた歪ゲージ貼付翼のキャンベル線図をFig.5に示す。横軸は最大振幅発生時の回転数で無次元化している。円の径は、振動振幅(NSMS)と翼の最大応力発生位置における応力を示す。また、図中にモーダル解析で得られた1st modeの固有振動数(横実線)を示す。

NSMS 計測のキャンベル線図(Fig.5 上段)から11EO (Excitation Order)、12EO、13EO、14EO、15EOと 1st mode 固有振動数ラインの交差点付近で共振を示すバブル円の集中が見られ、11EOで最大応答振幅が発生している傾向が確認できる。同様の傾向はSG計測 (Fig.5 下段)からも得られた。

FE解析から得られた1st modeの固有振動数を基準に最大応答振幅時の共振周波数を比較すると、その差は0.3%以内であり、さらに両計測値の差は0.1%(Table.1)であった。このことからNSMS計測による共振周波数検出が、SG計測と同等レベルの精度で行われていることを確認できた。励振次数(11EO)については、共振次数が比較的高次であることや、ディフューザ枚数が15枚であることからスクロール励振やベーンドディフューザなどに起因する励振ではないと推察されるが励振源の特定は本論文の主旨と異なるため、ここでは議論しない。

次に、NSMS 計測による振幅検出精度について記す。Table.1は、SG計測で得られた最大応力値とNSMS計測で得られた翼端最大振幅値をFig.6の手順により 1st mode における最大応力発生位置の応力に換算して比較したものである。なお、NSMSによる振幅値は、SG計測で得られた値で無次元化している。

Table.1で明らかなようにNSMSとSG計測の最大応力発生位置の応力換算値の差は、約 10～17%程度であった。なお、値に幅があるのは、換算係数の算出方法の違いによるものである。

これまで遠心圧縮機の同様のシステムを用いた同時計測、計測精度の検証に関する報告はほとんど見られないが、M Zielinski[10]やS Arnold[11]らは、比較的応答振幅レベルの大きい航空エンジン圧縮機要素や軸流ファンを対象とした計測を行い、非接触翼振動計測と歪ゲージ計測の差は約±10～20%程度であったとしている。ここから判断すれば、換算係数による誤差を含めても本NSMS計測の振幅検出精度は、実用上十分なものであると判断できる。ただし、両計測方法の評価誤差を小さくするためにも換算係数の最適な算出方法の確立は重要なものであり、今後の課題としたい。

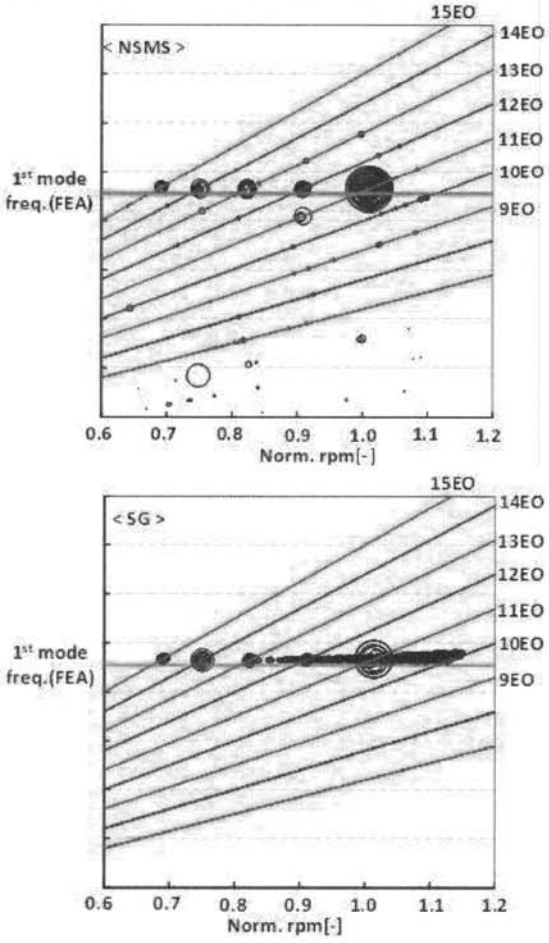


Fig.5　Campbell Diagram (NSMS vs SG)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

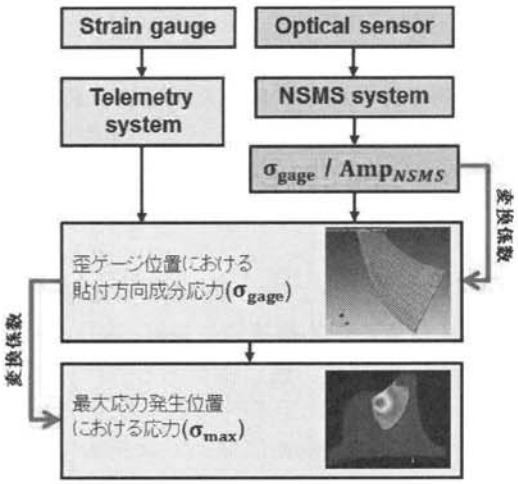


Fig.6 Evaluation Flow

Table 1 Comparison of measurement value

Measurement system	NSMS	SG	FEA
Dev. of Resonance frequency[%]	0.3	0.2	Base
Dev. of Stress[%]	9.9～17.6	Base	-

3.2 Evaluation of Mistune

遠心圧縮機のミスチューンに伴う共振周波数ならびに応答振幅のバラつきを評価するため、NSMS計測で得られた 11EO～15EO における各翼の応答周波数と応答振幅を各励振次数における平均値で無次元化して Fig.7、Fig.8 に示す。

Fig.7 から応答周波数のバラつきは、最大でも12EO の 0.5%程度であり、遠心式タービン翼で認められている値[(1)(2)(3)(4)]と比較して極めて小さいことがわかる。この原因としては圧縮機材料がアルミ系材料であり、タービン材料で一般的なニッケル系一方向凝固材に比べて材料異方性の影響が小さいこと、製造方法が削り出しであるためタービン翼車で一般的な製造方法（精密鋳造）に比べて寸法ばらつきが小さいことなどが考えられる。

また、Fig.8 からは、励振次数の違いにより最大応答振幅を示す翼が異なることを確認できる。一般的にミスチューンを持つ系では、Mode family ごとに翼枚数分の振動モードを保有し、励振次数により励起される振動モードが異なることに伴い、最大応答翼も変化することが知られているが、本結果からも同様な傾向が得られた。次に、Fig.9 に実機計測で得た各励振次数における応答振幅の最大値と最小値の比(Magnification ratio)を示す。11EO~15EO まですべての Magnification ratio は約1.3～1.8 程度であり、応答振幅のバラつきも遠心機タービン翼と比較すると小さい結果となった。これは、タービン翼に比べて圧縮機のディスク剛性が低い傾向にあり、翼とディスクの連成が強いためであると推察される。

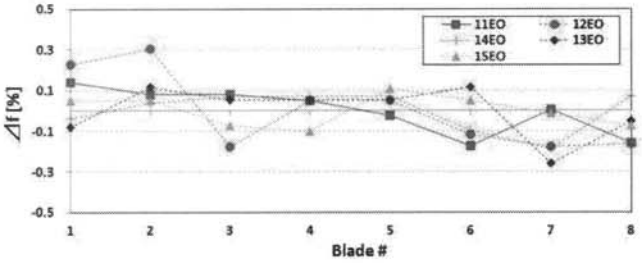


Fig.7 Distribution of Resonance freq. (NSMS)

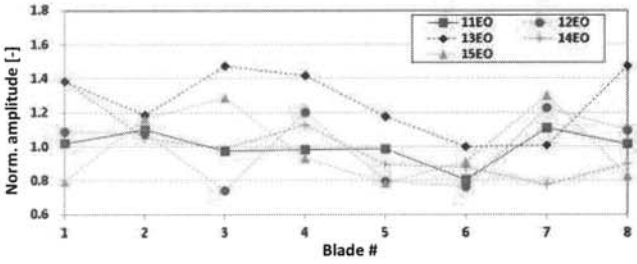


Fig.8 Distribution of Amplitude (NSMS)

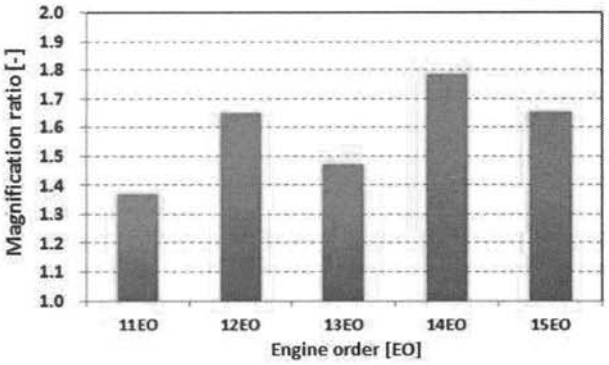


Fig.9 Magnification ratio(NSMS)

3.3 Damping

遠心圧縮機の減衰に関する定量的評価を行うため、NSMS 計測および SG 計測から減衰比を算出して Fig.10 に示す。Fig.10 において材料減衰は、歪ゲージ貼付状態の圧縮機を用いた Hammering 試験結果、Total 減衰比は、SG 計測と NSMS 計測データから、いずれも応答ピーク近傍で 1 自由度近似を行った後、Half power 法を用いて算出した。

NSMS 計測から算出された Total 減衰比は、すべての翼で 10^-3 オーダーの値となった。一方 SG 計測から算出された Total 減衰比 (#1) は、0.0016(1.6×10-^3)となり、双方は良い一致を示した。なお、運転条件や形状などは異なるが、Andrew H.L.[(11)]や Kammerer A.[(5)]の産業用圧縮機を対象とし

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

た減衰比に関する実験的研究でも、Total 減衰比は10^-3 程度のオーダーになると報告されている。また、翼振動における Total 減衰は構造減衰(+材料減衰)と空力減衰の総和と考えられるが、遠心圧縮機においては、翼とディスクが一体構造であるため、Friction Damping のような構造減衰はほとんど考慮されない場合が多い。そのため、Fig.10 では、材料減衰を Total 減衰から差し引いたものを空力減衰として示してある。この値は 0.001(1.0×10^-3)程度になった。

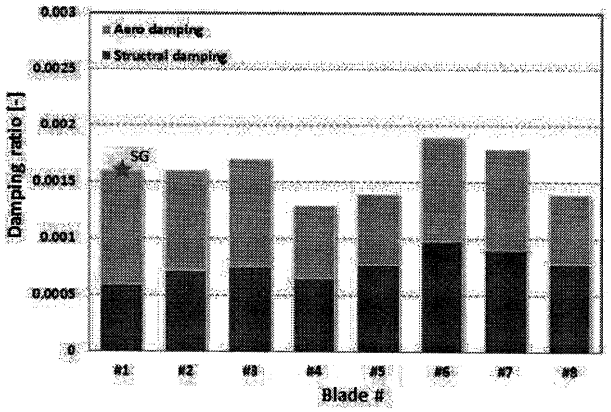


Fig.10　Total damping ratio

3.4　Mistune prediction

NSMS 計測から得た応答振幅バラつきの妥当性を検証するため、ミスチューンを考慮した FE 解析モデルを用いて、周波数応答解析を実施し、その結果を実測と比較した。ミスチューン FE 解析モデルは、Hammering 試験から得た 1st mode の固有振動数バラつきを式(3)に基づき、各 Full blade および Splitter blade のヤング率を変更することにより作成した。

$$E_i' = E_{tune} \times \left(\frac{fi}{\overline{f_{1^{st}\ mode}}} \right)^2 \quad \text{—(3)}$$

i：翼番号、E_{tune}：チューンモデルのヤング率
E_i'：補正後の翼番号 i のヤング率
$\overline{f_{1st\ mode}}$：1st mode の各翼の固有振動数平均値
f_i：翼番号 i の固有振動数

Hammering 試験は、レーザードップラー変位計を用い、計測点と加振点を同一翼として計測する単点加振法(Case1)と、P.Honisch[12]らなどにより報告されている単点付加マス加振法(Case2)の 2 つの方法で実施し両者を比較した。Case2 は、加振翼以外のすべての翼に付加質量を与えることで、計測する系の周期的対称性を崩し、Structural Coupling の影響を抑制することでより純粋な翼の振動特性、系のミスチューン特性を得るというものである。

Fig.11 に各 Hammering 試験から得られた Splitter blade の 1st mode における固有振動数バラつき(⊿f)を示す。なお、値は、全翼の固有振動数の平均値で無次元化している。

Case1 における最大固有振動数バラつきは約 0.3%となったが、Case2 では約 1.6%と計測方法の差が顕著に表れた。両 Case を比較すると、特に歪ゲージ貼付翼である#1 の固有振動数変化が最も大きいことがわかる。

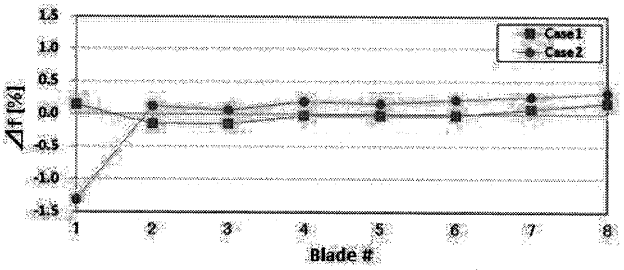


Fig.11　Distribution of natural freq. (SG)

次に、これらのミスチューン特性を式(3)にもとづいて反映した 2 つの FE 解析モデルを用いて周波数応答解析を実施した。実機計測の最大応答時の条件と合わせるため、各翼の Trailing Edge に向きと大きさが等しく 11EO に相当する翼間加振位相差を持った外力を与え、減衰比は実測結果にもとづいて 0.0016 を用いた。

Fig.12 に Case1、Case2 の解析結果から算出した Magnification ratio を示す。各 Case の最大 Magnification ratio を比較すると、Case1 で 1.4、Case2 で 2.3 となり、Case1 は NSMS 計測結果(=1.37)とほぼ一致する結果となった。両 Case の応答特性違いの原因が両ケースの入力の違い（固有振動数バラつき）にあることは明らかであるが、両 Case の固有振動数バラつきは、翼#1 の Δf が 1%程度異なるのみでそれ以外の翼の固有振動数バラつきに大きな違いは見られない。つまり、この程度のわずかな入力パターンの違いでも、振動応答挙動の段階では、最大応答翼の変化(#7→#8)や Magnification ratio 最大値の変化（約 1.4 倍から 2.3 倍）など非常に大きな影響を生じさせること、従って、応答挙動を正確に予測するためにはミスチューンパターンの正確な予測が不可欠であることを示している。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

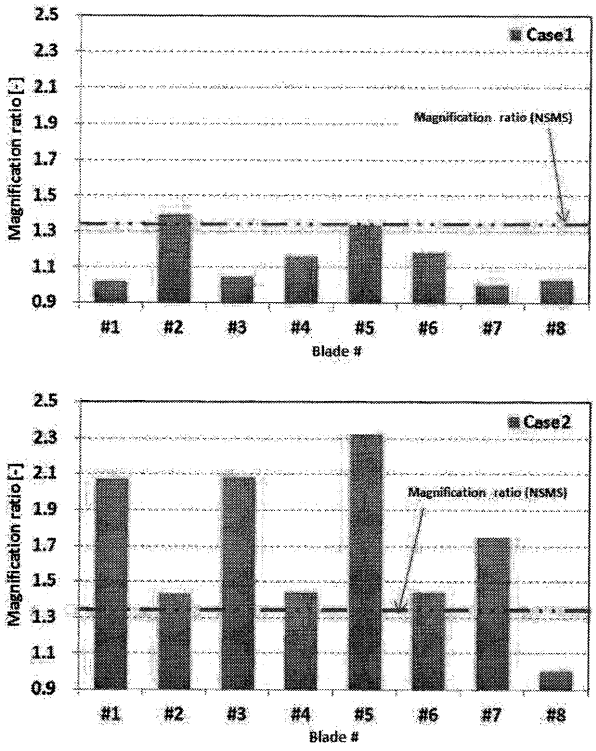


Fig.12　Normalized Mistuning Distribution（FEA）

4．Conclusion

過給機の遠心圧縮機におけるミスチューン特性を実験的に明らかにするために、Splitter blade の 1st mode を対象とした非接触翼振動計測(NSMS)とその計測精度検証のために歪ゲージ計測(SG)を実施した。

両計測において 11EO～15EO との共振と推定される応答振幅が検出された。最大振幅は 11EO で検出され、共振周波数ならびに振幅から変換した最大応力発生位置における応力値を比較すると、周波数の差が 0.1%、応力値の差が約 10～17%となった。なお、応力値のバラつきは、振幅から応力への変換誤差によるものであり、最適な両パラメータの変換方法の確立が課題として残った。また、NSMS 計測から得たミスチューンに伴う応答周波数、応答振幅に関するバラつきは、約 0.5%、Magnification ratio で 1.37 となり、遠心式タービン翼と比較して極めて小さいレベルに有ることを実験的に明らかにした。

また、2 種類の Hammering 手法を用いた試験結果から作成したミスチューンFE解析モデルを作成し、周波数応答解析を実施した。NSMS 計測から得られた応答バラつきとほぼ一致する Case もあったが、わずかな固有振動数バラつきの違いで最大応答翼や Magnification ratio が変わることが証明され、応答挙動の正確な予測にはミスチューンパターンの正確な予測が不可欠であることを再確認した。今後、最適な Hammering 手法・分析方法の確立が課題として残った。

参 考 文 献

1) J M Allport , M L Jupp: Turbocharger blade vibration :Measurement and validation through laser tip-timing, Proc. IMechE 2012 SESSION 3B c1340/011.
2) Kulkarni A. , LaRue G: Vibratory Response Characterization of a Radial Turbine Wheel for Automotive Turbocharger Application, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51355.
3) D Hemberger, D Filsinger,: Mistuning Modeling and Its Cvalidation for Small Turbine Wheels, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013 Turbine Technical Conference and Exposition, GT2013-94019.
4) H. Hattori , M. Unno.: Mistuned Vibration of Radial Inflow Turbine Impellor, The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, NO. AICFM9-224.
5) Kammerer A.: Experimental study on impeller blade vibration during resonance part1: blade vibration due to inlet flow distortion, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50466.
6) Dickmann H. P. , Secall-Wimmel, T. , Szwedowicz, J. Filsinger, D.: Unsteady flow in a turbocharger centrifugal compressor – 3D-CFD-Simulation and numerical and experimental analysis of impeller blade vibration, Journal of Turbomachinery Vol. 128, No. 2.
7) 松田幸雄, 光武忠晴, 大橋一生:遠心圧縮機の非接触振動計測, 第 15 回ガスタービン秋季講演(2000), C-11.
8) 金子康智,飯塚信也 : 改良少数点法を利用した可搬型非接触翼振動計測システムの開発, 機械力学・計測制御講演論文集 : D & D 2001(abstract), 201.
9) S. Heath , M. Lmergun,: A review of analysis techniques for blade tip-timing measurements, Proceedings of ASME, 97-GT-213.
10) M Zielinski, G Ziller,: Noncontact Blade Vibration Measurement System for Aero Engine Application, ISABE conference, ISABE-2005-1220.
11) Charles V, S Arnold, B. W. Hayes,: Comparison of Non-Contact Stress Measurement Data to Strain-Gage Data, the 51st International Instrumentation Symposium 8-12 May 2005.
12) Andrew H. Lerche , J. Jeffrey Moore,: Experimental study of blade vibration in centrifugal compressors, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45928.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-5

「京」による多段軸流圧縮機の非定常三次元流れ場の大規模DES解析

*山田　和豊（九大），林　良洋（九大院），古川　雅人（九大）
松岡　右典（川崎重工），中山　健太郎（川崎重工）

Large-Scale DES of Unsteady Three-Dimensional Flow Field in a Multi-Stage Axial Flow Compressor by K computer

*Kazutoyo YAMADA(Kyushu Univ.), Yoshihiro HAYASHI(Kyushu Univ.)
Masato FURUKAWA(Kyushu Univ.)
Akinori MATSUOKA(KHI) and Kentaro NAKAYAMA(KHI)

ABSTRACT

The final goal of this study is to elucidate the flow mechanism of the rotating stall inception in a multi-stage axial compressor for an actual gas turbine by conducting large-scale detached eddy simulations (DES) on the K computer. This paper presents validations of the numerical simulation carried out in advance of the simulation of rotating stall inception. The simulation results are compared with the experimental result for the internal flow field obtained by the traverse measurement. As for the heat transfer from the casing, influences of the thermal boundary condition at the casing wall on the flow field and the performance are discussed, comparing between the adiabatic condition and the isothermal condition. In addition, a scalability test result of the present in-house code on the K computer is shown. The result shows that the code, which is parallelized with MPI, has high speed-up performance enough to conduct the full annulus simulation for the whole stage of the axial compressor.

Key words: Axial compressor, Rotating stall, Unsteady flow, Computational Fluid Dynamics, K computer

1. はじめに

多段軸流圧縮機は産業用および航空機用ガスタービンの主要構成要素の一つであり，ガスタービンの熱効率の向上を目指して軸流圧縮機の高圧力比化が進んできた．このような高圧力化に伴って，圧縮機翼列の空力負荷が高くなる結果，非設計作動条件において圧縮機翼列の失速が発生しやすくなる．

圧縮機翼列では，流量が減少（迎え角が増大）して失速が発生し始めると，翼の失速した領域（失速セル）が周方向に部分的に現れ，その失速セルが翼列内を周方向に伝播する現象，いわゆる旋回失速が現れる．この旋回失速が発生すると，圧縮機性能が大幅に低下するのみでなく，翼に振動応力が加わることで翼の疲労破壊を引き起こすこともあり，高圧力比の軸流圧縮機の場合，翼列全体が失速していなくとも，旋回失速は圧縮機の作動限界を支配する非定常流動現象の一つである．なお，この旋回失速は，圧縮機そのものだけでなく配管系を含むシステム全体の大規模な流量・圧力変動を引き起こすサージングの前駆現象でもある．

上述のとおり，旋回失速が発生する作動条件を予測することは，多段軸流圧縮機の設計上極めて重要である．すなわち，旋回失速「初生」の予測技術の確立は多段軸流圧縮機の作動範囲の拡大という性能向上につながる．しかしながら，旋回失速は非線形性の高い流動現象であるとともに，旋回失速の初生という非定常（過渡的でもある）現象を実験により捉えることも極めて困難であることから，旋回失速の初生はいまだに予測が困難な現象である．さらに，多段圧縮機では旋回失速が発生する段を特定するこ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

とも難しい．

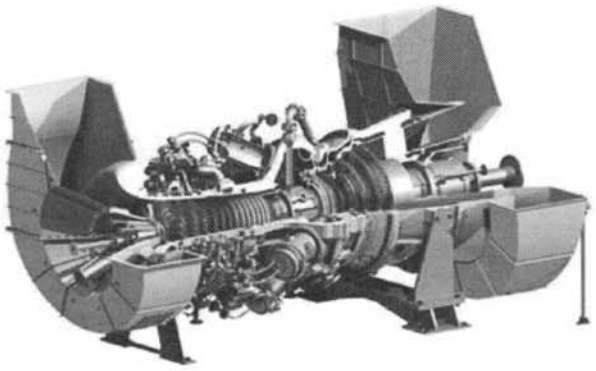
旋回失速の初生メカニズムに関する研究は，これまでに数多く行われてきている．しかし，その多くは低速の試験圧縮機で実験が行われており，高速圧縮機での研究は少ない．これは，上述のとおり，計測の困難さに関係する．また，実機で用いられるような多段圧縮機について旋回失速現象を調べた研究もない．著者らも軸流圧縮機の旋回失速初生現象を大規模な数値解析および実験により調べてきたが[1)-3)]，計算資源の関係から単段に対する解析にとどまっているのが現状である．旋回失速初生現象は明らかにされつつあるが，前述のような低速圧縮機で得られた知見が高速多段軸流圧縮機で発生する旋回失速現象に当てはまるかは不明である．

本研究では，産業用ガスタービンの実機に用いられている14段軸流圧縮機を対象として，スーパーコンピュータ「京」を用いて失速点近傍における非定常流動解析を実施することにより，多段軸流圧縮機における旋回失速初生現象を解明することを目的としている．本報では，旋回失速初生現象の解析に先立って実施した計算の検証について述べる．実験で得られたトラバース計測結果との比較を示すとともに，多段圧縮機における温度上昇に関してケーシング壁面の境界条件を検討した結果をあわせて示す．

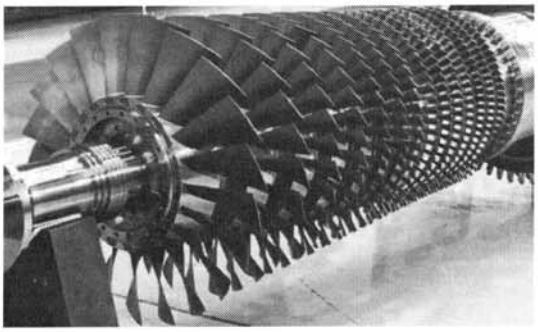
2. 解析対象

本研究では，産業用の30MW級高効率ガスタービン用に開発された多段軸流圧縮機[4)]を解析の対象とした．図1に当該ガスタービンの外観と圧縮機ロータを示す．当該ガスタービンの開発においては，圧縮機の要素試験として，スケール圧縮機によるリグ試験が実施されている．本研究では，試験結果との比較のために，実際にはこの要素試験用リグ圧縮機を対象として解析を行った．供試圧縮機は段数が14段で構成され，高いサイクル効率を実現するために，圧力比は当該クラスのガスタービンとしては最も高いレベルの約24となっている．

リグ試験では，全体性能だけでなく内部流れを把握するための計測が実施されている．運転中の段間マッチングを把握するために，主要なステーションにおいて，静翼に取り付けられた前縁センサによって全圧・全温が計測され，またすべての翼列出入口ステーションで壁面静圧が計測されている．また，サージおよび旋回失速を監視するために，初段入口出口，6段および14段動翼の位置にKuliteセンサが設置され，圧力変動も計測されている．さらには，初段動翼の上流および下流において，3孔プローブおよび全温プローブを用いた内部流れ場のトラバース計測が実施されている．なお，本解析はサージ点での圧力変動計測データが存在する90%回転数で実施された．



(a) Overview



(b) Compressor rotor

Fig. 1 30MW class gas turbine

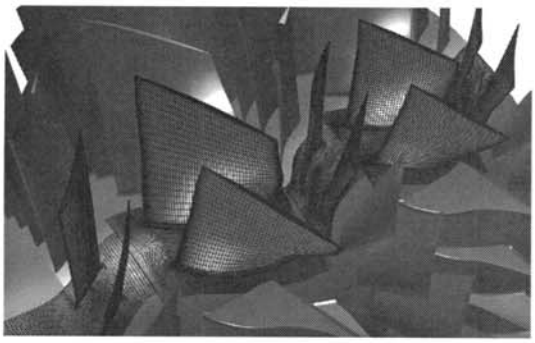
3. 解析手法

3.1. 数値解法

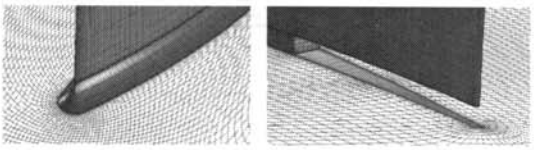
本研究では，k-ω乱流モデルベースのDESを実施した．非定常三次元圧縮性Navier-Stokes方程式を支配方程式とし，セル中心型の有限体積法に基づいて離散化した．非粘性流束の評価には，SHUS（Simple High-resolution Upwind Scheme）[5)]を用い，三次精度のMUSCL法を組み合わせることで空間解像度を高めた．粘性流束はGaussの発散定理を用いて中心差分的に求められた．時間方向はEuler陰解法により離散化し，時間積分にはMFGS（Matrix Free Gauss-Seidel）陰解法を用いた．各時間ステップにおいてニュートン反復（3回）を実施し，時間精度を最大二次精度としている．初段動翼の先端半径および圧縮機入口での音速に基づく無次元時間刻み幅を0.000288に設定した．このとき，初段動翼での翼通過時間は約950時間ステップに相当する．

本研究で用いたDESは，低レイノルズ数型のk-ω乱流モデル[6)]に基づいている．DESでは，k-ω乱流モデルのkの輸送方程式における散逸項が，次式の

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) overview



(b) closeup view of fillet and partial clearance

Fig. 2 Computational grid

ように修正される[7].

$$D_{\mathrm{DES}}^{k} = \rho k^{3/2}/\tilde{l} \tag{1}$$

$$\tilde{l} = \min(l_{k-\omega}, C_{\mathrm{DES}}\Delta) \tag{2}$$

ここで，l は乱流長さスケール，Δ は局所の格子幅である．C_{DES} は，用いるスキーム等に応じて変更する必要がある定数で，本研究では 1.60 とした．

3.2. 計算格子

計算格子は，Numeca 社の AutoGrid5（ver.8.10）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，計算の検証のために，IGV から 2 段静翼までの翼列全周としている．図 2 に使用した計算格子を示す．同図に示すとおり，本研究では，ハブにおける翼列間のキャビティは考慮していないが，静翼部の部分クリアランスおよび動翼根元部のフィレットは忠実にモデル化している．計算格子は各翼列あたり約 1.2〜1.4 億の計算セルを設けた．このとき，2 段静翼までの計算セル総数は約 6.5 億であり，各翼間あたりの計算格子数は約 300〜600 万セル程度となっている．なお，ハブからケーシングまでの翼高さ方向には 168 セル，その内クリアランス部には 37 セルを設けた．また，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．

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．壁面ではケーシングを除いてすべて断熱滑りなし条件とした．高圧力比の多段圧縮機では，流れ方向に温度が大きく上昇するため，ケーシングでの伝熱が無視できなくなることが考えられる．そこで，ケーシングについては，外部への放熱を考慮して等温条件を課した．壁面の温度には実験で計測された温度を与えた．また，従来どおり，ケーシング壁面に断熱条件を課した計算も実施し，計算結果を比較した．これについては，次章で詳細を述べる．

Table 1 Speed-up ratio by parallel computation on K computer

並列数	計算時間 [sec/step]	計算速度比
287	31.0	1
3,384	2.56	12.1
33,840	0.32	96.9

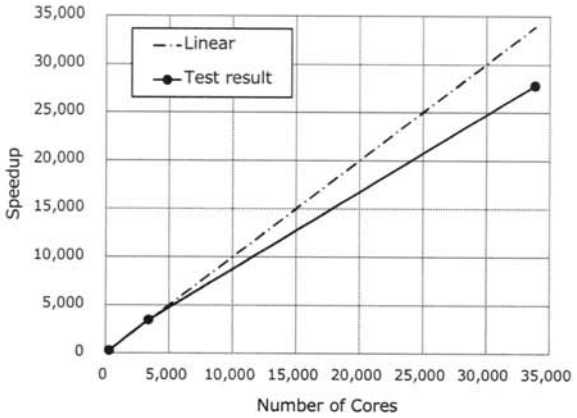


Fig. 3 Scalability test for present CFD code on K computer

3.4. 並列化率

圧縮機全段を解析する場合，計算セルの総数は約 40 億となり，大規模な並列計算が要求される．そこで，本計算コードの並列化率について調べた．計算コードは，領域分割を用いて MPI により並列化されており，その実効並列化率 α は 0.999707 である．実効並列化率は，以下の式から求めた．

$$\alpha = \frac{T_n - T_m}{\frac{m-1}{m}T_n - \frac{n-1}{n}T_m} \tag{3}$$

ここで，m，n はそれぞれ異なる並列数を表し，T_m，T_n はそれぞれの並列数における実行時間を表す．この実効並列化率に対する飽和並列数は 34 万を超える．したがって，本計算コードは大規模な並列計算が十分に実行可能であり，スーパーコンピュータ「京」上での利用に支障はないと言える．表 1 および図 3 に，「京」上で実測した本計算コードの計算時間および速度向上率を示す．同図によると，速度向上率は 30,000

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

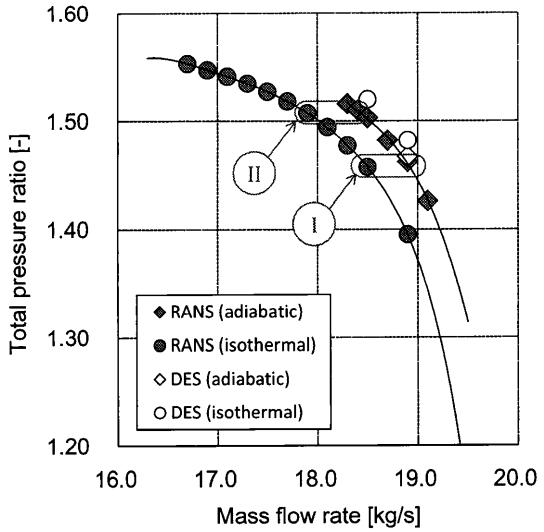


Fig. 4 Performance map for 2.5 stage of the compressor

並列を超えても大きな低下が見られず，実際に高い並列度で大規模計算が可能であることが確認できた．

4. 結果および考察

4.1. 性能特性

図4は，Mixing plane を用いた定常 RANS 計算および DES による非定常全周計算により得られた圧縮機入口から2段静翼出口までの圧力-流量特性を示している．同図では，2つの異なるケーシング壁面境界条件の結果が比較されている．RANS 結果をみると，断熱条件と等温条件との境界条件の違いによって，性能特性が大きく変化しているのがわかる．等温条件の特性は，断熱条件のそれと比較して，全体的に低流量側に移動している．しかしながら，DES 結果は境界条件の違いに依らず断熱条件の RANS 結果に近い．以下に示す流れ場の比較では，このように計算手法によって性能特性が異なるため，流量ではなく圧力比が等しい作動点に関して比較を行う．後述するとおり，断熱条件では，流量 18.4kg/s において初段動翼の先端で失速開始の兆候がみられる．一方，等温条件では，流量 18.4kg/s より低流量においても圧力比は上昇し続けている．

4.2. 初段動翼出口流れ

初段動翼の下流における全圧，全温および流出角の分布に関して，DES 解析結果と実験結果を比較したものを図5に示している．同図に示す全圧および全温は，動翼入口でのそれぞれの値で無次元化されている．全圧分布に関しては，境界条件の違いによって定量的な差異はあるものの，断熱条件および等温条件の両者の結果は定性的に実験結果と一致している．また，流出角分布についても，全圧分布と同様に

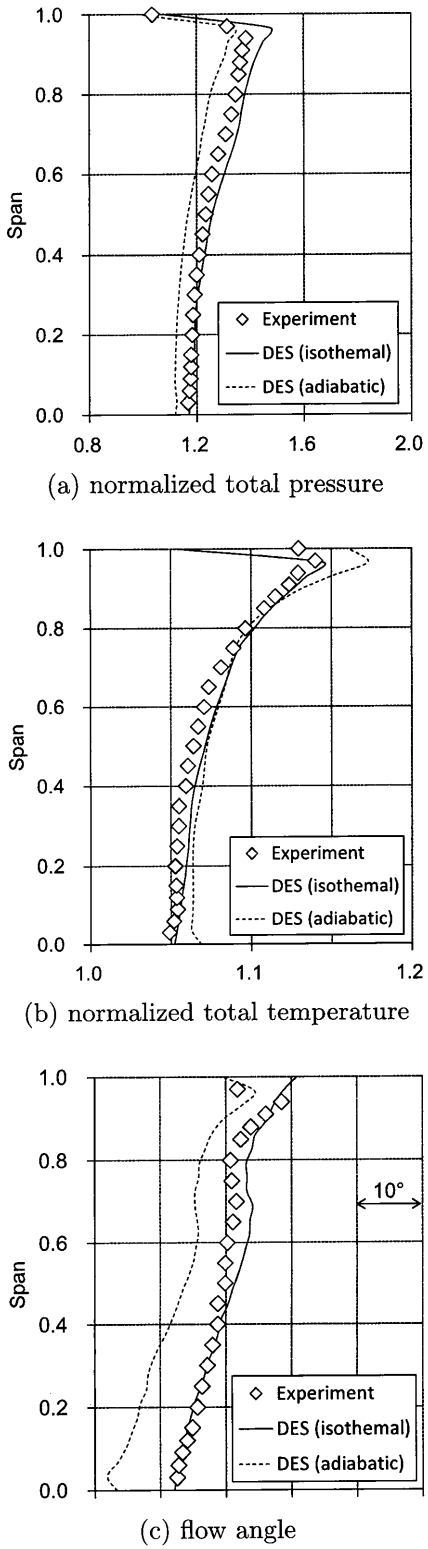
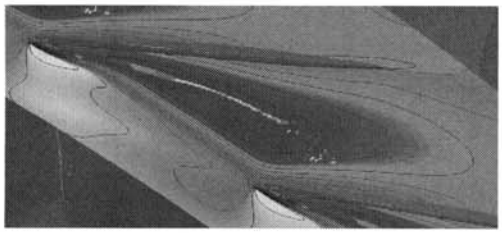


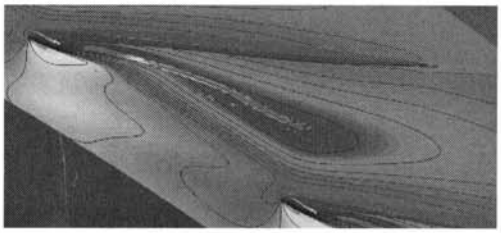
Fig. 5 Comparison of first rotor exit flow

定性的に実験結果と一致する．この流出角分布における断熱条件と等温条件との間の定量的な差異は全圧分布の差異と対応している．全温分布についてみると，ケーシング壁面近傍を除いて，断熱条件および等温条件で違いは見られず，計算結果は実験結果によく一致している．ケーシング壁面近傍では，断

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

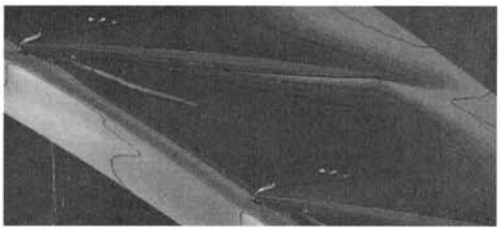


(a) adiabatic

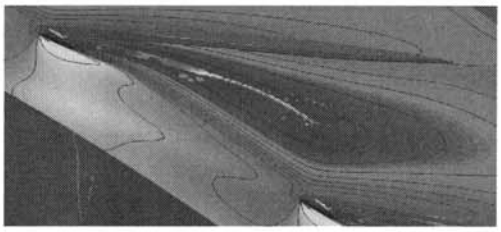


(b) isothermal

Fig. 6 Comparison of relative Mach number distribution at 95% span of first rotor at high mass flow-rate condition (**I** in Fig. 4)



(a) adiabatic



(b) isothermal

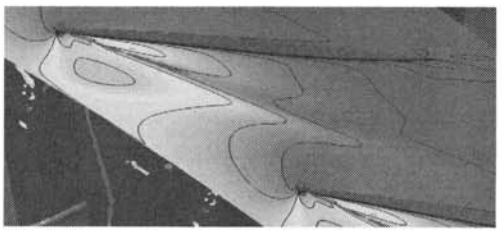
Fig. 7 Comparison of relative Mach number distribution at 95% span of first rotor at low mass flow-rate condition (**II** in Fig. 4)

熱条件の場合において，全温が実験結果よりかなり大きくなっている．この差異は，ケーシング壁面の境界条件を等温条件に変更することで改善されることがわかる．このように断熱条件では全温が実際より高く評価される傾向にあるため，効率の予測には注意が必要であるといえる．以降では，ケーシング壁面の境界条件による流れ場への影響について述べる．

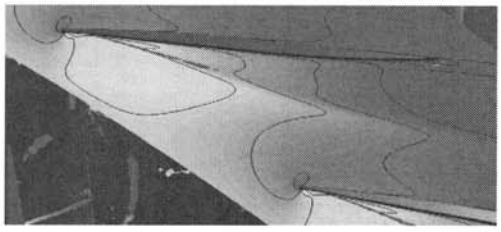
4.3. 動翼列内流れ場

4.3.1. マッハ数分布

図 6 および図 7 は，それぞれ高流量点および低流量点における，初段動翼 95%スパンの相対マッハ数



(a) adiabatic



(b) isothermal

Fig. 8 Comparison of relative Mach number distribution at 95% span of 2nd rotor at low mass flow-rate condition (**II** in Fig. 4)

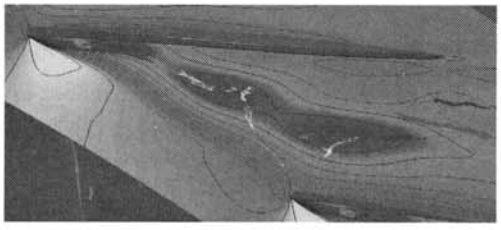


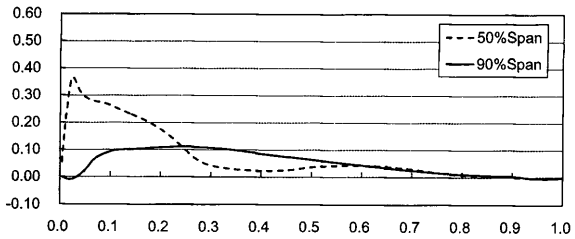
Fig. 9 Relative Mach number distribution at 95% span of first rotor at low mass flow-rate condition from DES result

分布を示している．また同図には，同定された渦コアが無次元ヘリシティで色付けされて示されている．高流量点および低流量点は，それぞれ図 4 中に **I**，**II** で示した作動点である．断熱条件と等温条件では圧力-流量特性が異なるため，同じ圧力比が得られる流量点を同一の作動点として比較している．

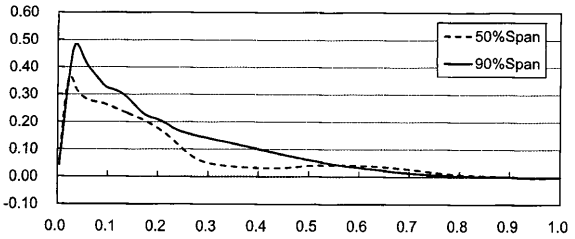
図 6 に示されるように，高流量点（図 4 中 **I**）では，動翼前縁の負圧面側から発生した翼端漏れ渦の周辺に低速度領域が広がっている．また，この低速度領域は断熱条件の方が大きいことがわかる．低流量点（図 4 中に **II**）になると，図 7 に示されるように，低速度領域が拡大している．断熱条件では，翼列内全体が低速度領域で覆われている．一方，等温条件では，低速度領域はそれほど拡大しておらず，断熱条件の高流量点の流れ場と同程度である．以下で述べるとおり，断熱条件ではこの流量点で，翼端側の翼負荷が低下しており，失速が始まっている．

図 8 は，図 7 と同じ低流量点（**II**）における 2 段動翼 95%スパンの相対マッハ数分布を示している．2

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) adiabatic



(b) isothermal

Fig. 10 Comparison of blade loading distribution at the tip of 1st rotor at low mass flow-rate condition (**II** in Fig. 4)

段動翼列内の翼端流れ場には，初段動翼にみられたような低速度領域は確認できない．翼先端において，失速の兆候はみられず，境界条件による流れ場の相違はほとんどないといえる．

図 9 は，等温条件で計算された DES の時間平均流れ場を示している．同図は，図 7 と対応しており，低流量点における初段動翼 95%スパンの相対マッハ数分布を示している．図 7 と比較すると，等温条件の DES 結果は，流量については断熱条件の結果と近いが，その流れ場はやはり等温条件の RANS 結果に近く，失速による低速度領域の拡大は見られないことがわかる．

4.3.2. 翼負荷分布

図 10 に初段動翼の翼先端およびミッドスパンにおけるコード方向の負荷分布を示す．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．流量点は，図 7 と同じ低流量点 **II** である．

ミッドスパンにおける翼負荷分布は，断熱条件と等温条件でほとんど違いはない．しかしながら，翼先端の翼負荷分布をみると，断熱条件では，等温条件と比較して，翼負荷が大きく失われていることがわかる．翼前縁においては，翼負荷は完全に失われている．このように，断熱条件では，初段動翼の先端で失速が開始している．この結果，上述したように，翼端側において翼列内の流れ場が低速度領域で覆われている．等温条件では，翼先端の負荷は，翼前縁で最も高く，ミッドスパンと同様な分布を示しており，失速が発生していないことがわかる．以上のように，ケーシング壁面の境界条件が圧縮機の失速特性にも影響していることがわかる．

5. 結 言

本研究では，産業用ガスタービンの実機に用いられている多段軸流圧縮機を対象として，スーパーコンピュータ「京」を用いて大規模 DES 解析を実施した．実験結果との比較から計算結果を検証するとともに，ケーシング壁面の境界条件の影響について調査した．その結果，以下の知見を得た．

(1) ケーシング壁面の境界条件に断熱条件を課した場合，ケーシング近傍で全温が実際より高く評価される．これは，境界条件を等温条件に変更することで改善することができる．

(2) ケーシング壁面の境界条件に断熱条件を課した場合，動翼先端での低速度領域が等温条件に比べて大きい．したがって，断熱条件ではより高流量側で，低速度領域が拡大し翼端流れ場を覆う結果，失速が発生する．ケーシング壁面の境界条件は圧縮機の失速特性に影響する．

参考文献

1) Yamada, K., Kikuta, H., Iwakiri, K., Furukawa, M., and Gunjishima, S.: An Explanation for Flow Features of Spike-Type Stall Inception in an Axial Compressor Rotor, ASME J. Turbomech., Vol. 135, No. 2 (2013), 021023(11).

2) 山田和豊，喜久田啓明，古川雅人，郡司嶋智，原靖典: 軸流圧縮機動翼列における旋回失速初生プロセスに及ぼす翼端すき間流れの影響，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 79, No. 801 (2013), pp. 900-916.

3) Yamada, K., Kikuta, H., Furukawa, M., Gunjishima, S. and Hara, Y.: Effects of Tip Clearance on the Stall Inception Process in an Axial Compressor Rotor, ASME Turbo Expo 2013, GT2013- 95479 (2013).

4) Ikeguchi, T., Matsuoka, A., Sakai, Y., Sakano, Y. and Yoshiura, K.: Design and Development of a 14-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine, ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68524 (2012).

5) 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.

6) Wilcox, D. C.: Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247-255.

7) Strelets, M.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, No.2001-0879 (2001).

8) 古川雅人: 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 (2003), 206-213.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第41回日本ガスタービン学会定期講演会(那覇)講演論文集, 2013.10

【研究報告】 A-6

稠密配置されたリブを持つ冷却ダクトの伝熱促進機構に関する検討

*石田　克彦　葉狩　智子(川崎重工業)
武石　賢一郎、小宮山　正治、小田　豊(大阪大学)
前田　秀剛(JR西日本)

Heat Transfer Enhancement of A Cooling Channel with Densely Arranged Rib Turbulator

*K. ISHIDA(KHI), T.Hagari(KHI)
K.Takeishi(Osaka Univ.),M,Komiyama(Osaka Univ.),Y.Oda(Osaka Univ.),
H.Maeda(JR West)

ABSTRACT

Experiment and CFD analysis were carried out to investigate mechanism of flow structure and heat transfer enhancement of a cooling duct with densely arranged rib turbulator. Results of RANS and LES calculation were compared with those of experiments. About heat transfer LES gave better prediction than RANS. Time average and instantaneous velocity distribution by LES agree well with PIV measurement. It was suggested that unsteady vortex structure has dominant effect on heat transfer.

Key words: turbine, internal cooling, CFD, rib turbulator,heat transfer

1. 緒言

中、小型の産業用ガスタービンにおいて、タービン入口温度は1200℃台に達している。これらのタービンにおいて、伝熱促進リブ付ダクトはタービン動静翼の内部冷却の主要な冷却方式の一つとなっている。

リブ付ダクトの伝熱性能向上を図る上でリブの配置を稠密にすることは、有望な選択肢の一つである。従来、冷却ダクトにおいて、伝熱促進リブはリブ間のダクト壁面の熱伝達を促進するために境界層の剥離、再付着を発生されるための乱流促進体(turbulator)として扱われることが多かった。しかし、伝熱促進リブの表面はリブ間壁面よりも大きな熱伝達率を持つことがTaslim[1]の一連の試験によって報告されている。

リブの配置ピッチを変化させた場合、リブ表面、リブ間壁面共に熱伝達はピッチ対高さ比が7-10程度で最大値を示すこと[1][2]が知られている。しかし、冷却ダクトの放熱能力は、熱伝達率だけではなく、熱伝達率と表面積の積で評価されなければならない。リブの高さ対ピッチ比を小さくしていくと、Fig,1に示すように冷却ダクトの伝熱面積は増大し、その中に占めるリブ表面の寄与は相対的に大きくなる。ここでリブは伝熱面積拡大面(fin)としての効果をもつことになる。面積の増大に加え、リブ間壁面に比べ熱伝達率の大きいリブ表面積が大きくなることを考えあわせると、冷却ダクトの放熱量が最大となるのは、リブ間壁面の熱伝達率が最大となるピッチ比よりもかなり小さいピッチ比で稠密にリブを配置した場合となる。

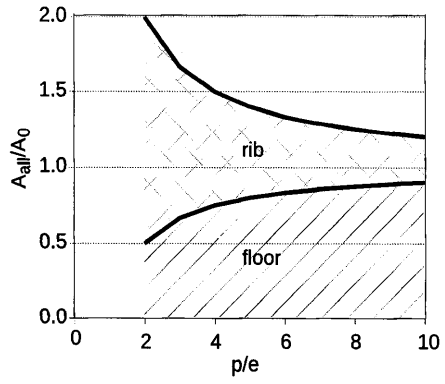


Fig.1:Surface Enlargement Effect of Rib Turbulator

Liu[3]はピッチ比3-10までの傾斜リブを用いた試験で、冷却面の投影面積当たりで評価した熱伝達率はピッチ比3で最大値を得たことを報告している。筆者[4],[5],[6],[7]らは、ピッチ比3-11までの、傾斜、直交リブを配置した冷却ダクトについて伝熱計測を実施し、ピッチ対高さ比3の稠密配置ではピッチ比5以上の場合に対して、30%程度の放熱量増大が期待できるという結果を得ている。このような稠密配置リブでは、全放熱量の半分以上がリブ表面によって担われる。稠密配置されたリブで放熱量増大を図る上で、リブ表面、リブ間壁面などの局所の伝熱データを得ることは重要である。試験を再現したCFD解析では、稠密なリブ配置に対してはRANS解析の予測精度が低下すること、LES解析は相対的に精度が良好なことなども報告された。

本報告では、稠密に配置したリブ付ダクトの試験

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

結果について、RANSとLESを用いた再現解析を行い、流速、熱伝達率の解析精度を評価した。解析で得られた平均および非定常な流速分布より稠密配置されたリブによる熱伝達促進の機構について考察する。

2. 記号

A	表面積
A_0	投影面積
D_h	ダクト水力直径
e	リブ高さ
h	熱伝達率(=q/(Tw-Tin))
L	ダクト全長
Nu	ヌセルト数(=(h D_h)/λ)
$N\upsilon_s$	等価ヌセルト数(投影面積基準)
	$=\Sigma AN\upsilon \quad /A_0$
P	リブピッチ
q	熱流束
Re	レイノルズ数(=(D_h V_b/ν)
T	温度
T_n	無次元温度(=(T-Tin)/(Tw-Tin))
t	時刻
t_0	基準時間(=P/V_b)
T_{in}	ダクト入り口空気温度
T_w	伝熱面温度
V	流速
V_b	バルク平均流速
x	流れ方向座標
y	ダクト中心線からの距離
z	ダクト壁面からの距離
λ	熱伝導率
ν	動粘性係数

(寸法、座標の定義は、Fig. :2,Fig. 3参照)

3. 試験および解析対象

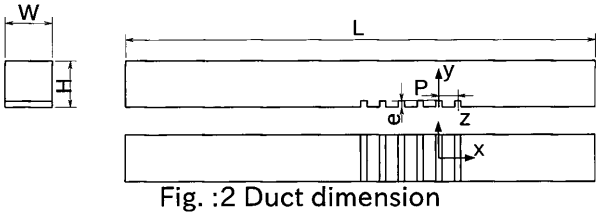


Fig. :2 Duct dimension

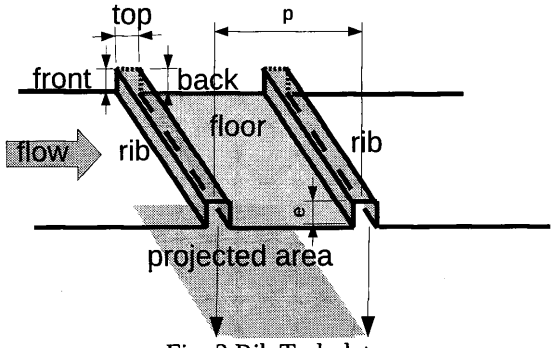


Fig. 3 Rib Turbulator

3.1. 試験/解析モデル

既報に報告した伝熱[4][5]および流れ場計測[7]結果を解析の参照データとして用いた。

試験および解析に用いたモデルの寸法とリブ配置をTable1に示す。ダクトはすべて正方形断面の直線ダクトで、水力直径の13%の高さの正方形断面のリブをピッチ対高さ比3で配置している。レイノルズ数は30,000で試験、解析を行った。Duct1および1Pは同一の形状で、前者はナフタレン昇華法による伝熱計測、後者はPIVによる速度分布計測に用いた。Duct2は、リブの本数、配置面を両面とした場合の影響をCFDで検討するための仮想的なダクトである。

	Duct1	Duct1P	Duct2
W	60	22.5	60
H	60	22.5	60
L	606	248	606
Dh	60	22.5	60
e	8	3	8
P	24	9	24
P/e	3		
e/Dh	0.133		
Number of Rib lower wall upper wall	6 0		12 12

Table.1 Test model

3.2. 試験

伝熱試験では、上流から6本あるリブのうち、第5番目のリブ表面、第5,6番目のリブに挟まれた壁面を計測面として、ダクト中心からZ=±20mmの範囲をナフタレン昇華法により物質伝達率を計測し、熱伝達率に換算した。

水流試験では、5,6番目のリブ近傍を対象としてダクト中心面(z=0)の速度分布をPIVで計測した。約17ms(無次元時間では、2.44t_0)間隔で121個の瞬時データをサンプルし、平均速度を算出した。

3.3. 解析

解析ではDuct1に対して、κ–εモデルを用いた定常解析およびLES解析により、試験結果の再現を試みた。次にリブの本数、配置を変更したDuct2について、LES解析を実施した。

解析モデルをFig.4に示す。流体物性は常温、常圧空気(1ata,20℃)として、レイノルズ数を30,000とするため、入り口流速を設定した。出口では静圧を固定している。試験と同様に第5リブ表面および第5,6リブ間を伝熱面とするためこれらの壁面を50℃の等温壁として設定し,計算された熱流束より熱伝達率を求めた。流路要素間の隔壁およびダクト側壁は断熱壁として設定している。商用汎用コードSCRYU/TETRA(Version10)を用いて解析した。流体は非圧縮流として扱い,RANS解析では乱流モデルとしてMPAKN κ–ε

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

モデルを、LES 解析では Dynamic−Smagorinsky モデルを適用した。ダクト全体に非構造格子を設定し、固体壁近傍には 8 層のプリズム要素を挿入した。総要素は Duct1,Duct2 に対して各々 160 万、190 万である。LES 解析では、RANS 解析の結果を初期値として、助走区間として解析時間にして約 $30t_0$(バルク平均速度でダクト全長を通過する時間にほぼ等しい)の解析を行つた。さらに約 $60t_0$の解析をおこない。これを対象に平均および過渡的な流れ構造を考察した。

4. 解析結果

リブ表面およびリブ間壁面の熱伝達率計測結果を Fig.5.に、RANS おおび LES による解析結果を Fig. 6. に示す。各面の平均値および、等価熱伝達率の比較を Fig. 7 に示す。等価熱伝達率としては、試験結果に対して、RANS は過少評価、LES はほぼ等しい値を算出している。局所熱伝達率を比較すると、RANS はリブ間壁面とリブ背面でかなり過少評価となっている。LES はリブ前面、上面で過大評価、リブ背面は RANS 同様過少評価、リブ間壁面は試験結果にかなり近い平均値と分布パターンを予測している。リブ間壁面は全伝熱面の 40%を占めるので、等価熱伝達率の予測精度への寄与は比較的大きい。次に、LES と RANS により算出された熱伝達率の違いを考察するために、試験と解析の速度分布を比較する。計測された第 5-6 リブ近傍のダクト中心面(z=0)の平均速度分布を Fig. 8 に示す。リブ間のキャビティにある渦の中心は、リブ前面側に近い部分に中心を持ち、リブ背面近傍では平均速度はほとんど 0 に近い。キャビティの外側では、平均速度はほぼ x 軸に沿っている。解析された速度分布を Fig. 9 に示す。RANS はキャビティに計測結果より大きいが全体的に流速の小さい渦を算出していている。LES では、中心位置、大きさともに計測結果に近い渦を算出している。

LES による解析では、ダクト内部を周期的に大きな渦が通過することが熱伝達率に影響を与えていることが示唆された。Fig. 10 にダクト全体の流速ベクトルを(a)RANS、(b)LES 時間平均、そして(c)LES で解析された瞬時分布について比較する。平均値では、前述のリブ間キャビティの渦の違いを除いて両者の差は大きくない。しかし、LES では各瞬間でみると、離散的な渦の通過によって大きな速度、温度の変動が算出された。Fig. 11 に第 5.6 リブ間キャビティの上方(y/e=2)および、

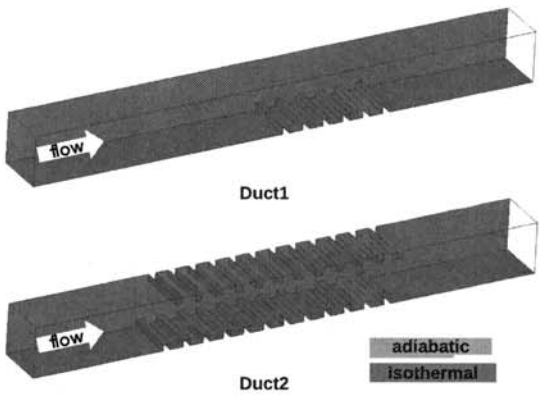


Fig. 4: CFD model (duct1)

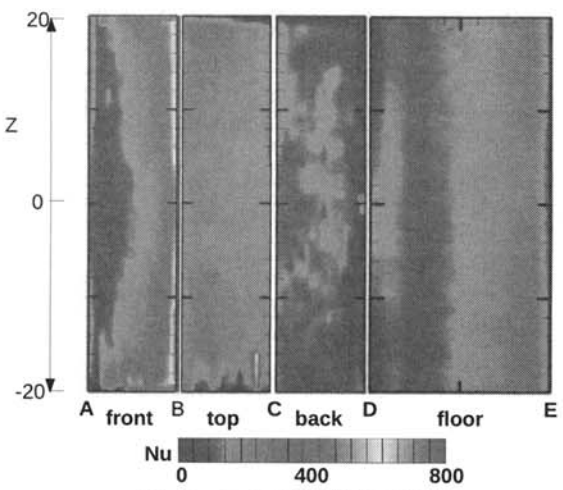


Fig.5 Local Heat Tranfer (Experiment)

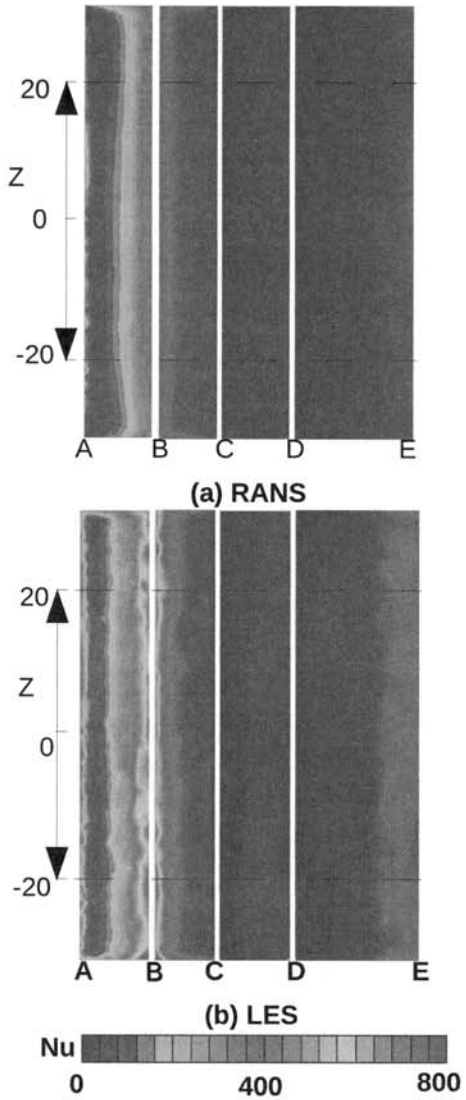


Fig. 6: Local Heat Transfer (CFD)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

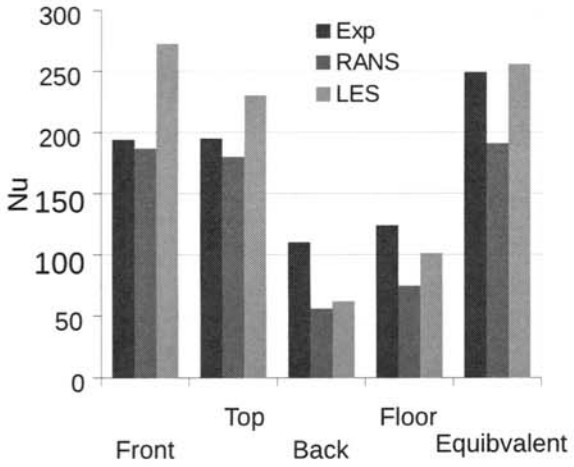


Fig. 7: Comparison of Average Nusselt Number

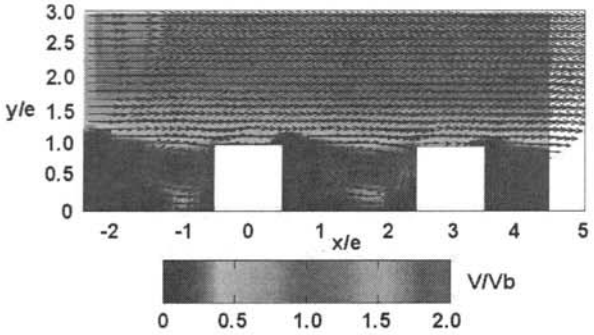


Fig. 8 Velocity Distribution (PIV experiment)

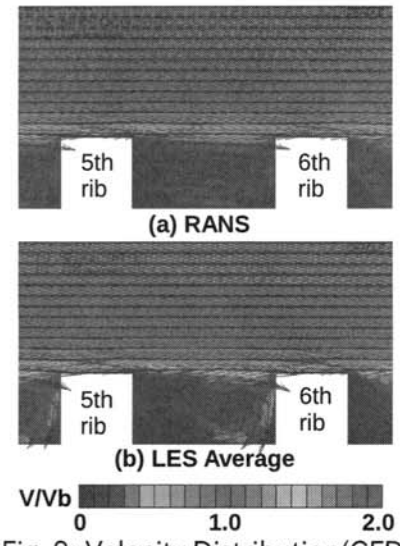


Fig. 9: Velocity Distribution(CFD)

壁面近傍(y/e=0.1)での速度と温度の履歴を、Fig. 13に速度の自己相関分布を示す。何れのサンプル点でも、周期的な速度、温度変動が算出されている。キャビティ上方では、x方向速度の低下と大きなy方向速度が相関している。これは、渦の通過により壁面近くから低速の空気が持ち上げられることに対応している。壁面近傍では、負のx方向速度と温度の低下が相関している。これは、渦の通過に伴って、キャビティ外側の流体が流れこむことに対応している。時間歴から渦

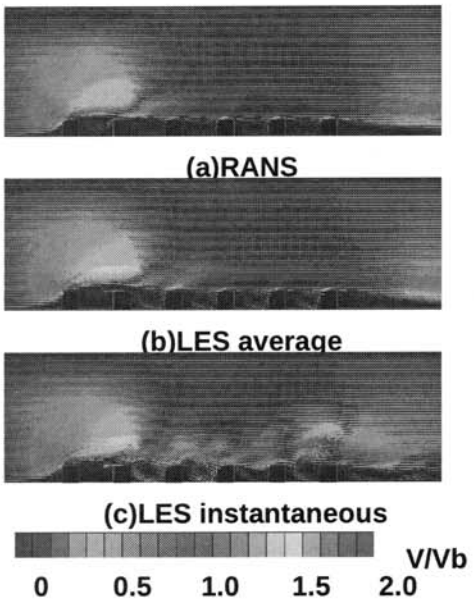


Fig. 10 Velocity Distribution(CFD)

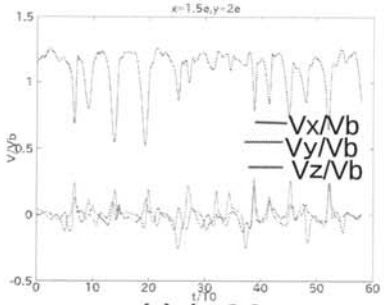
の通過に伴う速度変動は $2t_0$ 程度、一方自己相関はいずれも $6t_0$ に正の相関ピークを持つので、渦の幅と通過間隔は各々リブ2および5ピッチ程度と見積もられた。これらのスケールでFig. 10(c)で第5-6リブ周りに1つの大きな渦が通過している状態を説明することができる。

これらの渦と熱伝達の関係について考える。Fig. 13にFig. 10(c)に対応する時刻での速度、温度分布を示す。キャビティ内側の渦とキャビティ外側を通過する渦は合体し、キャビティ間にたまった空気と外部の空気が交換されている。これに先立って渦通過の前半ではキャビティ内に外側から空気が吹き下ろす。渦の通過によって、リブ前面、リブ間壁面は、瞬間的に時間平均値よりも大きな温度差、流速にさらされ大きな熱流束が発生する。

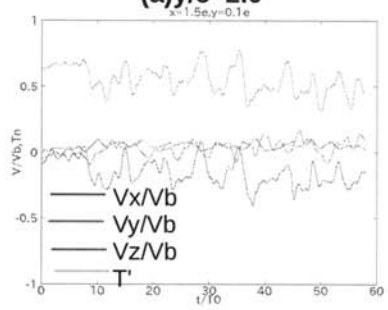
LESにより算出された渦の通過パターンの存在を検証するため、PIV計測で得られた瞬時速度より対応するパターンとなっているものを選んでFig. 14に列挙する。(a)はキャビティ中央から上向きの速度により空気がキャビティ外側に移動している。(b)では, キャビティ外側からリブ前面に沿う下向き速度によって空気が流入している。(c)はキャビティ外側を通過する渦のない状態である。

最後にDuct2の解析結果について述べる。Duct2の解析を行ったのは、Duct1の試験および解析結果より示唆される熱伝達にとって支配的な周囲な渦の存在が、実機形態に近いダクトでも期待できるか検討するためである。Duct1ではリブはダクト片面に6ピッチ、渦は最上流のリブ近傍で発生し計測対象とした最下流のリブ近傍の熱伝達に影響を与えている。実機に用いられるリブの数の多いダクトにおいて、更に下流にむかっての渦の発達あるいは減衰、および、対向面のリブに沿って通過する渦との干渉の影響などを確認しなければならない。Fig. 15にLESで計算された時間

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

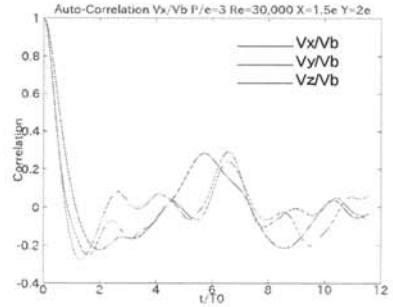


(a)y/e=2.0

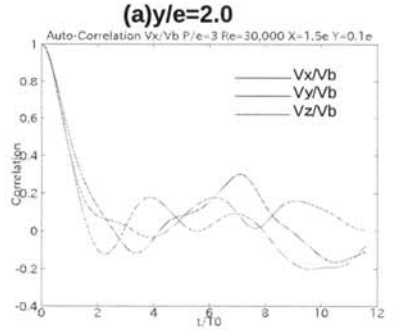


(b)y/e=0.1

Fig. 11: Velocity History (x=1.5e,z=0)

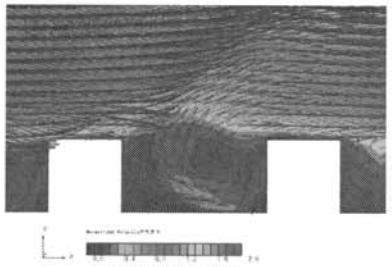


(a)y/e=2.0

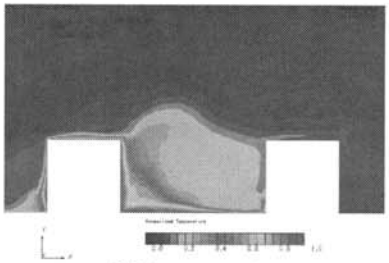


(b)y/e=0.1

Fig. 12: Auto Correlation(x=1.5e,z=0)



(a) velocity



(b) temperature

Fig. 13 Instantaneous State(z=0)

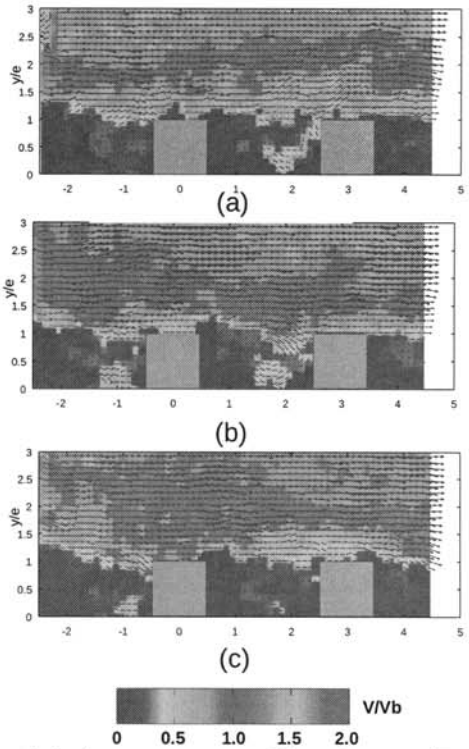


Fig. 14 Instantaneous Flow Pattern(Exp)

平均と瞬時の速度分布を示す。平均値は Duct1 と同様である。各瞬間においては、キャビティの外側を渦が通過し、キャビティ間の渦と合体してキャビティ内外の空気の交換を促進する構造は Duct1 と同様であるしかし、対向面にもリブがあり、渦の発生があること、渦の通過するキャビティ外側の空間の断面積が小さくなることで、渦の移動速度、発生個数ともに多くなっている。Fig. 16、17 に最下流のキャビティ外側及び壁面近傍の速度と温度履歴および自己相関を示す。キャビティ外側では、渦の通過周期は Duct1 に比べ半分程度に短くなっている。一方、壁面近傍では大きな速度、温度変動は存在するが、その周期はキャビティ外側ほど短くない。このように、実機形状に近いダクトでも渦の通過が流れに影響を与えていることが示唆されたが、その発生周期、全時間のうち渦の通過している時間の割合はかなり異なっている。今後、試験によって熱伝達、非定常速度分布などの計測をおこない、性能、伝熱促進機構を確認することが必要である。

5. 結論

密に配置された乱流促進リブ付ダクトの伝熱促進機構について、RANS,LES による数値解析を用いて検討をおこなった。

- RANS 解析はリブ間壁面、およびリブ背面の熱伝達率を過少に予測した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

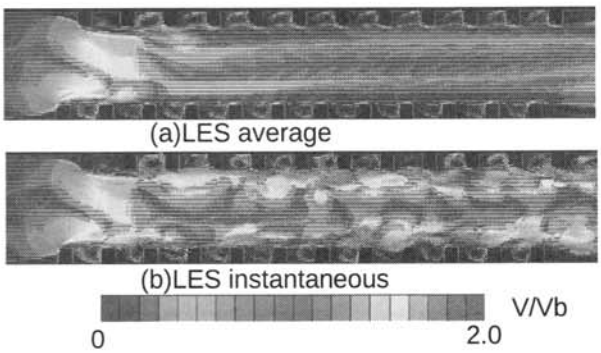


Fig. 15: Velocity Distribution (Duct2)

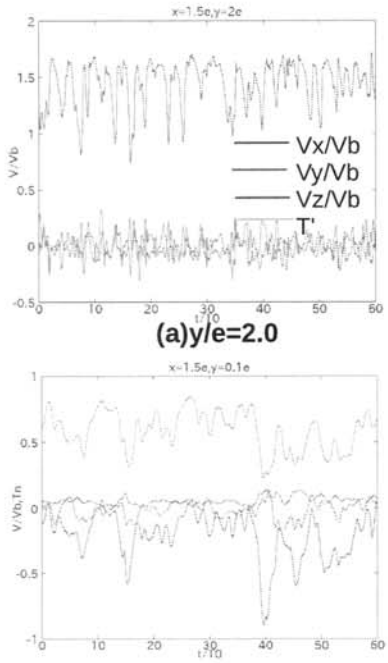


Fig. 16Velocity History Duct2 (x=1.5e,z=0)

- LES 解析では、RANS に比べ試験値により近い熱伝達率を予測することができた。リブの前面、上面の熱伝達率を過大に予測するが、リブの背面、リブ間壁面の熱伝達率は試験値に近い。
- PIV で計測された平均速度と LES により予測されたそれはほぼ一致している。
- LES 解析では、周期的な渦の放出が予測された。渦の通過により、リブ間に形成されるキャビティ内の流体とダクト中央の流体が交換されることが、熱伝達率を促進していると推定される。

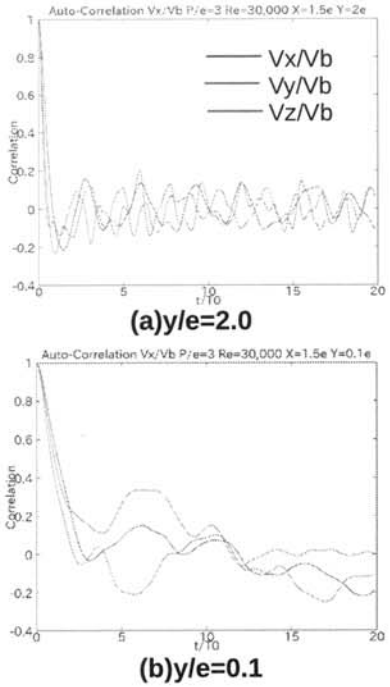


Fig. 17 Auto Correlation Duct2 (x=1.5e,z=0)

参考文献

1) Taslim.M.E,Wadeorth.A,1994,"An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened Square Passage," ASME 94-GT-162
2) Taslim, M. E. and Spring, S. D., 1994, "Effects of Turbulator Profile and Spacing on Heat Transfer and Friction in a Channel," AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8, No. 3, pp. 555-562.
3) Liu.Y,Wright.L.M,Fu.W.U,andHan.J.C,2006,"Rib Spacing Effect on Heat Transfer and Pressure Loss in a Rotating Two-Pass Rectangular Channel (AR=1:2) With 45-Degree Angled Ribs",ASME GT2006-90368
4) Maeda.H, Takeishi.K, Komiyama, Ishida.K, and Hagari.T, 2010,"Heat Transfer Characteristic of Rib-Roughened Channel with Low Pitch-to-Height Ratio",21stInternational Symposium on Transport Phenomena, Kaohsiung City, Taiwan
5) Ishida, K., Hagari, T. Takeishi, K. and Oda, Y."Investigation n Heat Transfer Characteristics of a Cooling Channel with Densely Arranged Rib Turbulator," International Gas Turbine Congress2011, IGTC2011-0216, Osaka, Japan, 2011.
6) Hagari.T,Ishida.K,Takeishi.K,Oda.Y,Kitada.H,"In vestigation on Heat Transfer Characteristics of a Cooling Channel with Dense Array of Angled Rib Turbulators",ASME GT2012-68949
7) Kitada.H, Takeishi.K , Komiyama.M , Oda.Y , Maeda.H and Ishida.K, Heat Transfer Characteristics of Rib-Roughened Channel with Angled Ribs at Low Pitch-to-Height Ratio, *International Gas Turbine Congress 2011*, IGTC2011-0226, 2011.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-7

高湿分空気利用ガスタービンにおける動翼温度計測

*堀内　康広，森崎　哲郎，田川　久人（日立製作所）

Temperature Measurement of Rotating Turbine Blades in the Advanced Humid Air Turbine

*Yasuhiro HORIUCHI, Tetsuro MORISAKI and Hisato TAGAWA (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

Aiming at improving the turbine blade cooling performance of the Advanced Humid Air Turbine system, the first stage turbine blades cooled by the advanced V-shaped staggered ribs were developed and examined on the 40 MW class test facility. The surface temperature of the blades was measured by the pyrometer under dry and humidified conditions. The results confirmed that the surface temperature was raised due to an increase in the heat load with humidifying, and that the designed cooling performance of the blades was achieved.

Key words: advanced humid air turbine, rotating blade, pyrometer measurement

1．はじめに

高湿分空気利用ガスタービン（Advanced Humid Air Turbine）とは、圧縮機入口での吸気噴霧冷却(Water Atomization Cooling, 以下 WAC)により圧縮機動力を低減し、圧縮空気への加湿によってタービン出力を増大し、さらに再生熱交換器にて排熱を回収することにより、高効率を達成することができる新しいガスタービン発電システムである [1)]。高湿分空気利用ガスタービンにおいては、タービン主流ガスが高湿分燃焼ガスであり、タービン翼加熱面の熱伝達率は従来のガスタービンに比べて増加しているため、翼冷却性能の向上が重要な課題である。そこで弊社では、経済産業省補助による国プロにおいて、冷却要素技術を開発してきた。3MW 級検証機において高湿分運転条件におけるタービン翼温度を計測して熱負荷の増大を確認した [2),3)]。図 1 に示す 40MW 級実用化要素技術試験設備(以下、総合試験設備)においては、静翼に対しては図 2 に示すシステム内の高湿分冷却空気を用いるハイブリッド冷却翼を開発し、冷却特性を評価した [4)-6)]。一方動翼に対しては、加湿による熱負荷増大に対して内部冷却の性能向上を図るため高い熱伝達率を示すアドバンスト V 型スタッガードリブ(Advance V-shaped Staggered ribs, 以下 AVSG リブ)を開発し [7)]、総合試験設備タービン第一段動翼の冷却構造に適用し、冷却性能を評価した。本報告では、高湿分運転条件におけるタービン第一段動翼の温度計測結果について報告する。



図 1　40MW 級総合試験設備外観

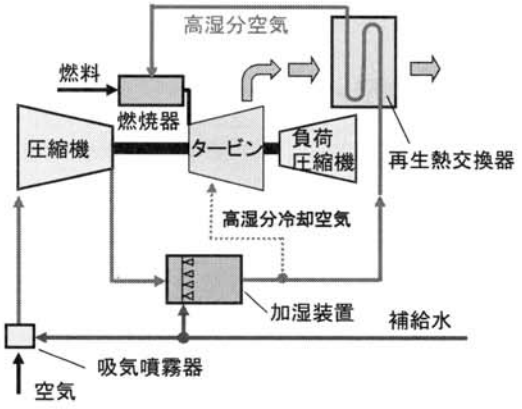


図 2　総合試験設備のシステム概略図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．実験装置および方法

2.1　計測対象

図 3 に、ガスタービン本体の外観を示す。軸流圧縮機、多缶燃焼器、軸流タービンを備えた重構造ガスタービンであり、圧縮機で圧縮された空気を全量抽気するため、ケーシング側面に抽気配管を設けている。図 4 に示すように、第一段動翼の翼表面にはサーマルバリアーコーティング(TBC)を施工することで、熱負荷の高い主流ガスから翼を遮熱している。図 5 に第一段動翼の冷却構造を示す。翼内部はサーペンタイン流路構造となっており、内側表面には高い熱伝達率を示す AVSG リブを適用し、内部冷却を強化している。

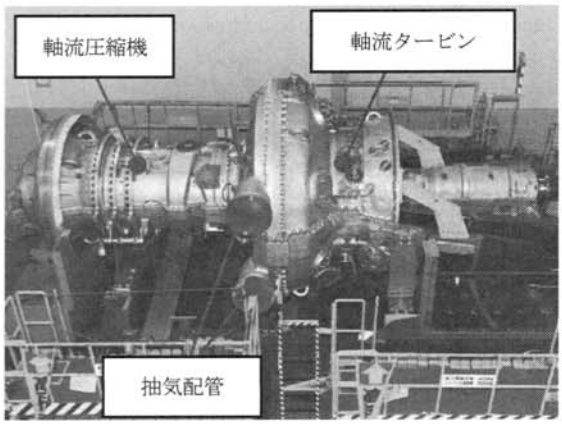


図 3　ガスタービン本体

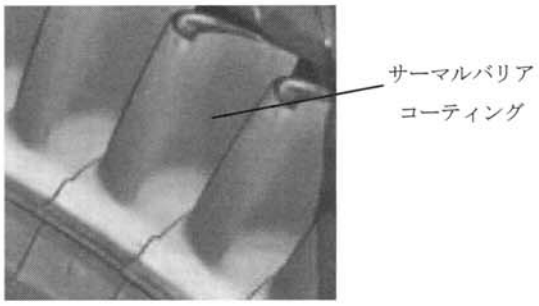


図 4　第 1 段動翼

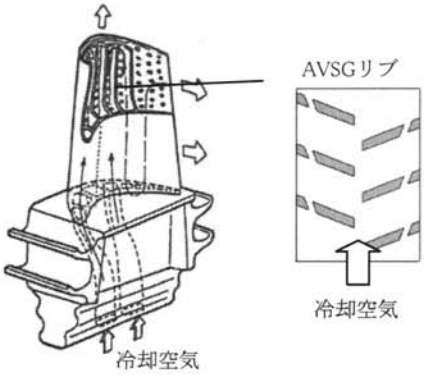


図 5　第 1 段動翼冷却構造

2.2　計測手法

総合試験設備では、可動式パイロメーター(ROTADATA 社製, 固定ミラー型プローブ)によって第一段動翼の TBC 表面温度分布を計測した。図 6 は計測時におけるプローブ先端の動きと計測範囲を示す。プローブの設置位置は第一段静翼の後縁側翼間とし、第一段動翼を前縁側から計測した。非計測時にはプローブは静翼エンドウォールに待機することでプローブへの入熱を防いでいる。計測時はプローブ先端がガスパス中に突出し、第一段動翼への焦点光路が確保されると、焦点 ϕ 2.0mm からの熱放射エネルギーがプローブ内のミラーに反射し、InGaAs ディテクターへと導かれて温度信号として検知される。また動翼は回転しているため、焦点は翼面に沿って周方向に動くこととなり、全周翼の温度データを取得できる。サンプリング周波数は 1MHz であり、本総合試験装置ではローター1 回転中に翼 1 枚あたり周方向約 100 点の空間分解能で温度データを取得可能である。プローブは半径方向に駆動できるため、複数の異なる半径位置で周方向の温度データを取得できる。取得した温度データを半径方向に繋ぎ合せることで、計測範囲内における温度分布が生成される。さらに、パイロメーターで計測した結果は弊社開発プログラムにてポスト処理し、翼面上にマッピングすることで三次元的な温度分布を可視化することができる。各翼で任意に指定した断面の温度データも抽出可能である。

また、パイロメーターの計測精度を補償するため、いくつかの翼には計測範囲内の翼表面に熱電対を埋設して翼のメタル温度を計測した。プローブはガスタービン本体に設置する前に黒体炉を用いて校正してあるが、実機運転中における見かけの放射率は燃焼器、第一段静翼、隣接翼、プローブ自身からの熱放射により変化するため、熱電対により実際の温度を計測し、見かけの放射率を算出して翼表面温度を求める必要がある。

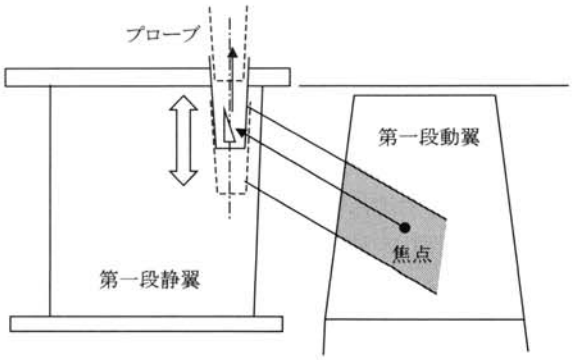
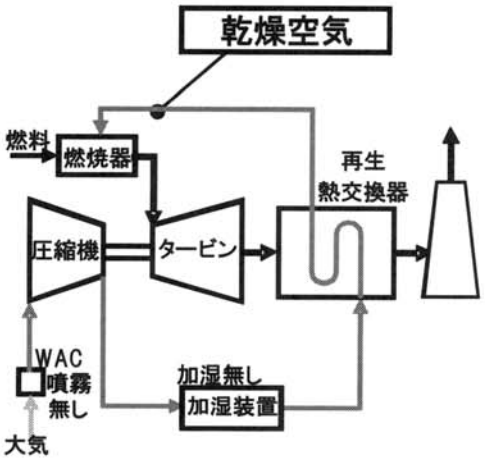


図 6　パイロメーター計測

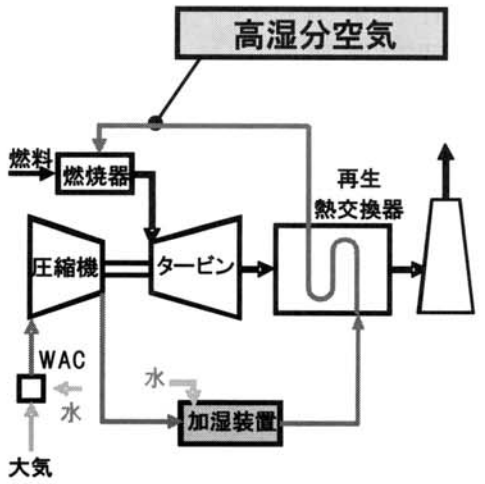
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.3 計測条件

定格燃焼温度において、加湿無し運転(以下、ドライ運転)と WAC･加湿有り運転(以下､高湿分運転)での第一段動翼のメタル温度を比較し、加湿による冷却特性の変化を評価した。それぞれの運転状態のシステム概要図を図 7 に示す。図 7(a)に示すドライ運転時においては、WAC と加湿装置での水の添加が実施されていないため、燃焼空気はおよそ乾燥空気となる。一方で、図 7(b)に示す高湿分運転時においては、WAC と加湿装置で主流ガス中に水が添加されており、評価点における WAC と加湿装置を合わせた燃焼空気への加湿量は10wt%である。またドライ運転、高湿分運転ともに、評価点でのガスタービンの燃焼温度は定格条件であり、動翼冷却空気温度についてもほぼ同じ温度となる条件を選定した。



(a)　ドライ運転(WAC・加湿無し)



(b)　高湿分運転(WAC・加湿有り)

図 7　ドライ運転・高湿分運転の
システム概要図

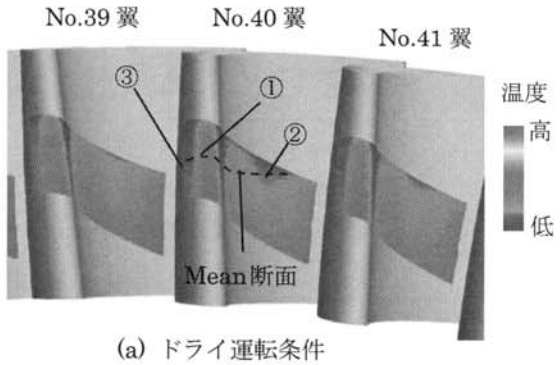
3．結果および考察

図 8(a)にドライ運転条件、図 8(b)に高湿分運転条件における第一段動翼表面温度のパイロメーター計測結果を示す。図 8(a)および(b)の表面温度の温度コンターのレンジは共に同じとした。また、No.40 翼は熱電対でも温度計測した翼である。

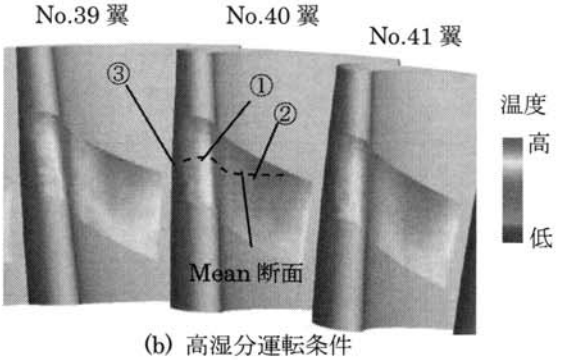
ドライ運転(図 8(a))においては、図中①に示す翼前縁では高い温度、図中②に示す翼腹側中央では低い温度を示していること分かる。高湿分運転(図 8(b))においても、領域①の温度が高く、領域②の温度が低い定性的な温度分布の傾向はドライ条件と同じであるが、計測範囲内全体の温度はドライ条件に比べて高くなっており、熱負荷増大が確認できる。

計測範囲内で翼が切り替わる翼背側と隣接翼腹側の境界となる領域③にでは、パイロメーターの φ2.0mm の焦点が 2 つの翼にまたがるため、計測精度が低下していると推測される。

次に、パイロメーター計測による翼高さ中央位置(以下、Mean 断面)での動翼表面温度分布を図 9 に示す。横軸には前縁から計測点までの翼面距離を腹側の翼面長さで除した無次元化長さをとり、縦軸にはベース温度と計測結果の温度差をとった。図 9(a)はドライ運転条件における計測値であり、○のシンボルでプロットした点は熱電対で温度計



(a) ドライ運転条件



(b) 高湿分運転条件

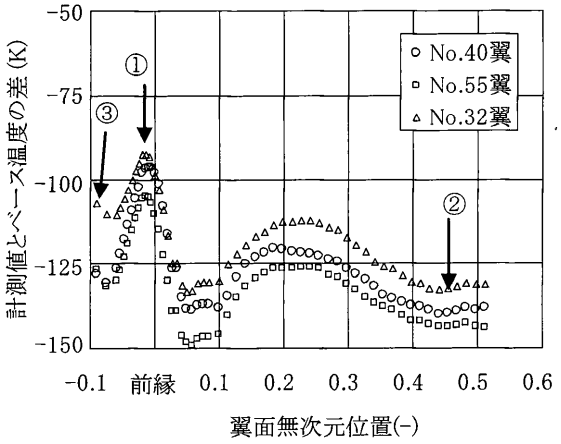
図8　パイロメーターによる表面温度計測結果

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

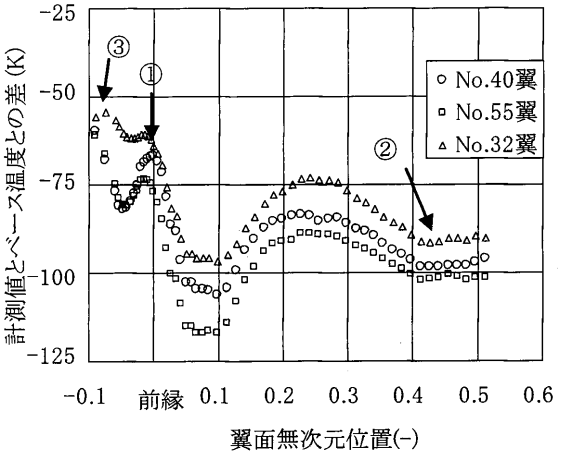
測した No.40 翼、□は全周中で比較的に温度の低かった No.55 翼、△は比較的に温度高かった No.32 翼の計測結果である。何れの翼についても領域①(前縁)で温度上昇し、領域②(腹側中央)で温度低下しており、計測精度の低い領域③を除いて全体的な温度分布にも一致がみられる。

一方、図 9(b)は高湿分運転条件における翼面温度分布である。ドライ運転条件（図 9(a)）と比べ、全体的に温度上昇が見られ、No.40 翼は前縁ピーク温度で 29℃、翼面無次元位置 0.2 付近の腹側ピーク温度で 37℃の温度上昇が確認された。これは、高湿分運転による主流ガスの熱負荷増大で温度上昇しているためと考えられる。

また、図 9 (b)においても No.40 翼に対して No.55 翼は低い温度、No.32 翼は高い温度を示しており、パイロメーターでの計測により、回転中の個々の翼の表面温度分布を個別に把握できることが確認された。また、すべての翼の計測値はベース温度を下回っていたことから、計画した冷却性能を達成していることを確認した。



(a) ドライ運転条件



(b) 高湿分運転条件

図 9　Mean 断面の動翼表面温度分布

4．まとめ

高湿分空気利用ガスタービン 40MW 級実用化要素技術試験設備において、定格燃焼温度におけるドライ運転条件と高湿分運転条件での第一段動翼の表面温度を計測し、以下の結論を得た。

(1) パイロメーターを用いてガスタービン高湿分運転条件下における動翼表面の三次元的な温度分布を取得した。

(2) ドライ運転条件と高湿分運転条件のメタル温度を比較することにより、加湿によって翼の熱負荷が増大することを確認した。前縁で 29℃、腹側で 37℃の温度上昇が見られた。

(3) ドライ運転条件および高湿分運転条件で計測した動翼表面温度はベース温度以下であることから、計画した冷却性能を達成していることを確認した。

謝 辞

本報告は、経済産業省資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金(高効率ガスタービン技術実証事業)の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 幡宮：高湿分空気を利用したガスタービン発電技、火力原子力発電, 53, 9, pp. 1031-1038 (2002).
2) Kuroki, H., et al.: Development of Elemental Technologies for Advanced Humid Air Turbine System, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90639 (2006).
3) Higuchi, S., et al.: Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part1, ASME Turbo EXPO 2008, GT2008-51072(2008).
4) 後藤、江田、高橋: 高湿分空気利用ガスタービン(AHAT)の開発，日本ガスタービン学会誌　Vol.40, No.3, pp.94-100 (2012)
5) 堀内：ガスタービン翼の高湿分冷却試験、第 13 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 pp.487-488(2008)
6) 堀内、八木、田川：高湿分空気利用ガスタービンにおける高湿分冷却翼の冷却特性評価、第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会論文集 pp.99-103(2012)
7) Horiuchi, Y., et al.: Improvement of Heat Transfer Performance of Turbulence Promoter Ribs, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-91168 (2006).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-8

フィン周囲流れ場に着目したサーフェスクーラの放熱特性に関する数値解析

*鞆田　健（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋，井上　智博（東大），
富田　進，渡邊　和嗣（住友精密）

Numerical Study on Radiation Characteristics of Surface Air Cooled Oil Cooler Focused on Flow Field around Radiation Fin

*Takeshi TOMODA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO, Chihiro INOUE (Univ. of Tokyo)
Susumu TOMIDA, Kazushi WATANABE (Sumitomo Precision Products)

ABSTRACT

Surface air cooled oil cooler, one of the oil coolers for aeroengines which uses fan duct air as cooling air, is now planned to be changed the installation position. By changing the installation position, the radiation performance depression is likely to happen, not only because of decrease in the heat-transfer area but also because of the flow field between radiation fins. CFD analysis has been conducted to clarify the effect of the flow field between radiation fins on performance of surface air cooled oil cooler. Detailed observation showed that the flow separation at leading edge of fin contributed to heat transfer and that radiation fins at downstream region did not elicit an effect due to development of velocity boundary layer through fin passage.

Key words: Surface Air Cooled Oil Cooler, Turbulent Heat Transfer, Heat sink, Fan Air

1．緒言

近年大出力化が進行した航空機用エンジンでは，軸受けやギア等で大量の熱が発生している。航空機用エンジンの潤滑油はその熱を受け取り，熱交換器で冷却された後，再び各要素に供給される。

潤滑油を冷却する熱交換器の中の一つにエンジンのバイパス流を利用するサーフェスクーラと呼ばれる熱交換器がある。これはバイパスダクトを形成する壁面上に設置されており，ファン空気側に放熱フィンを有するヒートシンクである。サーフェスクーラの放熱フィンの設計の際には，伝熱量と圧力損失を考慮する必要があるが，その設計指針はいまだ経験に基づくところが大きい。[1)2)]

従来のサーフェスクーラはファンケースの内側に設置されてきたが，バイパス比の増大や更なる軽量化を目的として設置位置変更などが計画され，より放熱性能の高いクーラが求められる状況にある。

サーフェスクーラのような平板フィンを有するヒートシンクに関する研究は数多く行われており，実験式および理論式は数多く提唱されている。[4)5)6)]

しかし多くの研究は電子部品用のヒートシンクを対象としているため，自然対流熱伝達や共存対流熱伝達を考慮した研究が多く，強制対流熱伝達についても流速がたかだか 10m/s の系が対象である。これに対し，本研究で対象とするサーフェスクーラの放熱フィン周辺の流速は 150m/s ほどでありこの流速での研究例はほとんど見られない。そのため，現在低レイノルズ数環境でのヒートシンクで用いられている実験式を適用することが可能であるかさえ不明な状況である。

このような状況から，本研究ではーフェスクーラの放熱フィン間の流れ場を数値的に調べることにより，放熱フィン間の流れ場がサーフェスクーラの放熱特性に及ぼす影響を明らかにし，その上で，放熱フィン形状を変化させた際に生じる流れ場の変化が放熱特性にどのような影響を与えるのかを明らかにすることを目的としている。

2．数値解析手法

2.1　解析対象

解析対象はサーフェスクーラの放熱フィン周囲の流れ場である。Fig.1 に解析を行った形状のうち最も基本的なフィン形状である PLANE タイプのフィンを示す。フィン形状にはパラメータとしてクーラ長さ L，フィン高さ H，フィン厚さ t，フィンピッチ s があり，今回対象としたフィン形状は Table1 の通りにした。対称性を考慮し解析領域は網かけ部とした。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

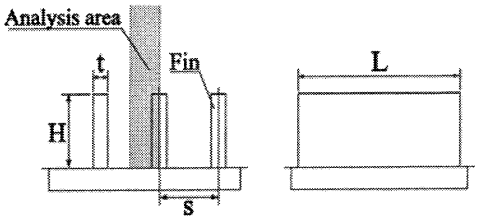


Fig.1 Schematic of Analysis Area

Table 1 Geometry of Fin

Fin length L	900 mm
Fin height H	25 mm
Fin thickness t	0.8 mm
Fin pitch s	4 mm

また，本研究では比較的単純な形状の変化でどのような流れが誘起され，その結果放熱特性がどう変化するかかについて調べた。本稿では放熱フィンを細かく区切り，互い違いに配置したOFFSETタイプ，および放熱フィンに切り欠き部分を設けたNOTCHタイプについて説明する。Fig.2，Fig.3にそれぞれOFFSETタイプとNOTCHタイプの概念図を示す。今回OFFSETタイプの区切られたフィン長さはl=225mmとし，NOTCHタイプの切り欠き部分長さはn=5mmとした。

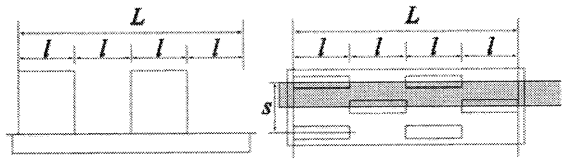


Fig.2 Schematic of OFFSET Type Fin Shape

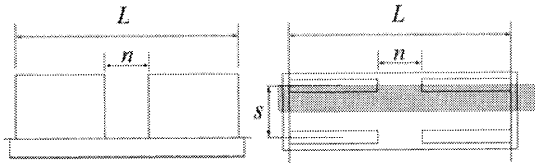


Fig.3 Schematic of NOTCH Type Fin Shape

いずれの形状でも流れ場の条件は一定とした。Table2に解析対象の流れ場の条件を示す。

Table 2 Calculation Condition

Inlet velocity U_∞	147.67m/s (M=0.44)
Re ($U_\infty H/\nu$)	1.6×10^5
Wall temperature T_w	403.05K
Inlet temperature T_∞	337.65K
Boundary layer thickness (δ/H)	6.8% (1.7mm)

2.2 計算スキーム

3次元圧縮性RANS方程式を基礎方程式とし，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Euler陰解法により行った。非粘性流束は3次MUSCL補間SHUSスキームで，粘性流束は中心差分的に評価した。乱流モデルにはk-ω二方程式モデルを用いた。

2.3 座標系および計算格子

本研究で用いる座標系は原点をFig.4のようにフィン根元のフィン厚さ中央とし，クーラ長さ方向にx軸，フィン高さ方向にy軸，フィンピッチ方向にz軸を取る。

計算格子は流路中にH型格子を作成した。

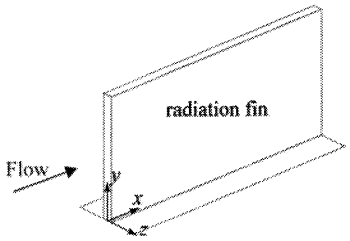


Fig.4 Coordinate System of Analysis

3．検証実験

3.1 実験方法

数値計算による放熱フィン間の流れ場が定性的に正しいかを検証するために，放熱フィン上の限界流線をオイルフローにより可視化した。使用するオイルは流動パラフィンを50cm^3，酸化チタンを10gの割合で混合したものである。このオイルを放熱フィンの側面一流路分に刷毛で均一に塗布し，風洞に設置することにより流線の可視化を行った。検証実験に使用した放熱フィンの形状をTable3に示す。なお，重力の影響でオイルがフィン底面部に流れる影響を可視化実験に及ぼさないためにフィンを横向きの状態で風洞内に設定した。

Table 3 Geometry of Experimental Fin

Fin length L	250 mm
Fin height H	20 mm
Fin thickness t	1.5 mm
Fin pitch s	8 mm

3.2 実験条件

検証実験の実験条件をTable4に示す。なお，本実験では放熱フィンを加熱はせず，流れ場のみを観察するものとした。また，通風時間は10分とした。

3.3 実験結果

Fig.5に実験により得られた放熱フィン側面上の流線を

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

示す。図の左側が上流側で，中心部分がフィン底面部，端の部分がフィン上端部である。これを見ると，最も上流側のフィン先端部では流れが剥離した影響でオイルが滞留している様子が見て取れる。また，その後のフィン側面上の流線は流れ方向でフィン上端部へと傾斜しておりフィン間から流れが流出する様子が見られる。また，流れ方向では上流側のほうが，フィン高さ方向ではフィン上端のほうがより黒く見える。上述の通り実験前はオイルを均一に塗布しているため，黒く見える箇所はよりオイルが流されたことを示している。このことから，フィン間では上流側，フィン上端側の方が流速が大きいことが分かる。

Table 4　Flow Condition of Experiment

Inlet velocity U_∞	52m/s
Re ($U_\infty H/\nu$)	7.0×10^4
Inlet temperature T_∞	289.65K
Outlet Pressure	101450Pa

実験と同じレイノルズ数条件での解析結果を Fig.6 に示す。これを見ると，フィン先端部の剥離領域やフィン上端部へと向かう流れなど，上で見た実験結果と同様の流線になっている。

Fig.7 にはフィン側面上の絶対速度の分布を示す。実験結果と同様に上流側，フィン上端側でより流速が大きい領域が生じていることが分かる。

以上から，本計算コードでフィン間の特徴的な流れ場を再現することが可能であると判断した。

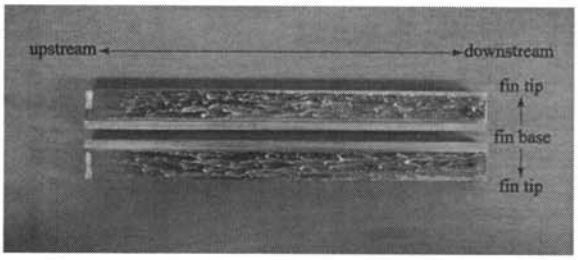


Fig.5　Stream Line on the Fin Surface (Experiment)

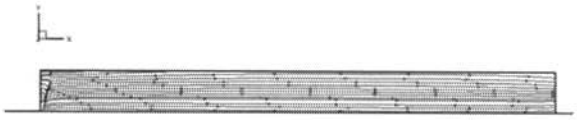


Fig.6　Stream Line on the Fin Surface (Analysis)



Fig.7　Velocity Distribution on the Fin Surface

4．解析結果

4.1　PLANE タイプの流れ場と放熱特性

Fig.8 にクーラ長さ方向での熱伝達率の分布を示す。ただし，熱伝達率は以下の式で求めた。

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_m} \tag{1}$$

ここで q_w および T_m はそれぞれ壁面熱流束と平均混合温度であり，以下の式で求めた。A は投影面積である。

$$q_w = -\kappa \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} \tag{2}$$

$$T_m = \frac{\int_A \rho c_p u T dA}{\int_A \rho c_p u dA} \tag{3}$$

また，ここでは同じ x/L におけるフィン底面部，フィン側面部，フィン上面部の熱流束の積分値を用いている。また，フィン前面部とフィン後面部は考慮に入れていない。Fig.8 から全体としてフィン上流部では熱伝達率が高く，フィン下流部では低い傾向にあると言える。

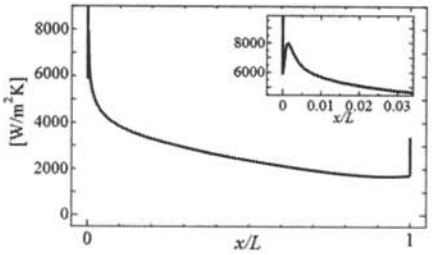


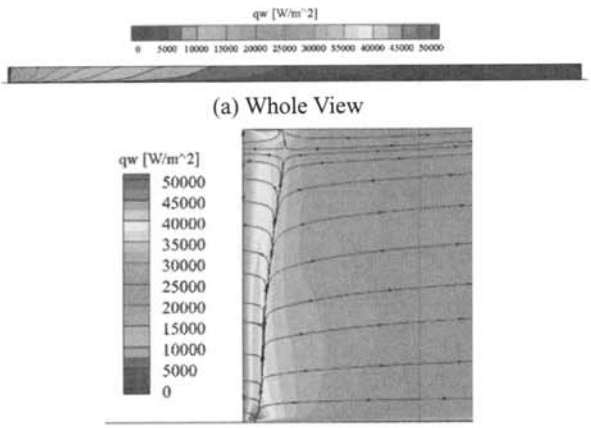
Fig.8　Heat Transfer Coefficient distribution

Fig.9 はフィン側面部の熱流束分布を示している。全体の傾向として，壁面熱流束はフィン先端部で高く，下流に行くほど低下している。また，フィン底面部付近では低熱流束の領域がより上流で発達している様子も見える。(b)を見ると，先端付近で特に熱流束の高い箇所が存在していることが分かる。

以上のような放熱特性に関して，流れ場の観点から考察していく。

Fig.10 に各 x/L での断面における 4 流路分のフィン間の静温分布および絶対速度分布を示す。図より下流に行くにしたがって高温，低速の領域が拡大していることが分かる。特に，放熱フィンの上流からフィン底面部に速度境界層が発達しているため，フィン間においてもフィン底面部から低速領域が大きくなっている様子が見て取れる。このような速度境界層の影響により，Fig.11 に示されるように放熱フィンの間を流れる空気流量はフィン下流部に行くにしたがって減少している。結果として Fig.8 や Fig.9(a)で見たような熱伝達率，熱流束分布になったと考えられる。

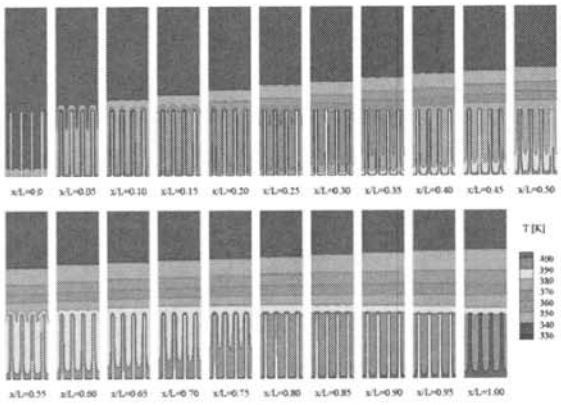
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.



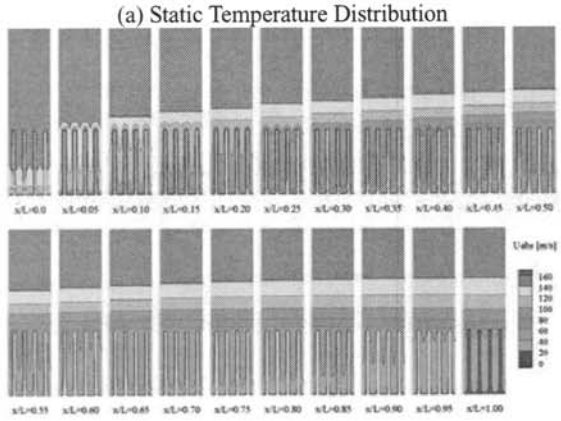
(a) Whole View

(b) Magnified View of Tip Division of a Fin

Fig.9 Heat Flux Distribution on Side Surface of a Fin



(a) Static Temperature Distribution



(b) Absolute Velocity Distribution

Fig.10 Cross-sectional Flow Field between Fins

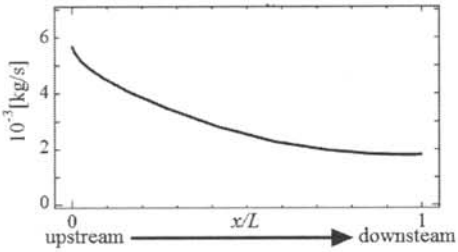


Fig.11 Mass Flow Rate through the Heat Sink

Fig.12 はフィン先端部の流線図である。フィンの正面を流れていた流体がフィンの存在によって急激に曲げられ，剥離領域が生じていることが分かる。Fig.9(b)で見られた熱流束の高い領域はこの剥離渦の中心部分の位置に相当する。これは剥離渦の影響でフィン中心部の比較的低温の気体が巻き込まれ，剥離渦の中心部で最も壁面に接近したためであると考えられる。

次に，放熱フィンに流入する速度境界層厚さの影響について見ていく。Fig.13 に流入境界層厚さを変化させた際の各 x/L での断面におけるフィン高さ方向の熱流束分布を示す。これを見ると，フィン入口部では流入境界層厚さの影響が大きく出ているのに対し，下流部へ行くに従って流入境界層厚さによる差は小さくなっている。これにより速度境界層が壁面熱流束に影響をおよぼす事が分かる。

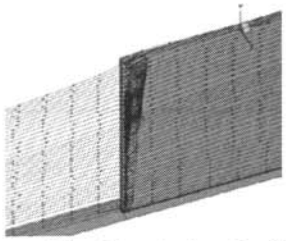


Fig.12 Stream Line Near the Leading Edge of Fins

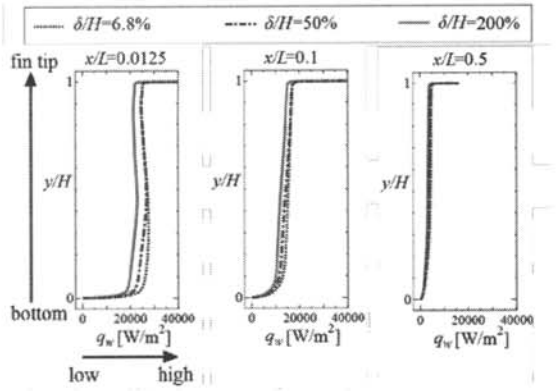


Fig.13 Heat Flux Distribution (Fin Height Direction)

これらのことを踏まえたうえで Fig.8 を見ると，境界層が発達しているフィン上流部では熱流束の低下が激しく，下流に行くに従って低下は穏やかになっていることが分かる。 また，熱伝達率は x/L=0.9 付近からほぼ一定の値をとるようになる。以上から，サーフェスクーラの放熱フィンでは速度境界層の発達に伴い放熱特性が大きく変化しており，速度境界層が十分に発達した下流部分では放熱特性があまり変化しないと結論づけられる。

4.2 SPLIT タイプの流れ場と放熱特性

Fig.14 にクーラ長さ方向の熱伝達率の分布を示す。これを見ると，互い違いの位置で熱伝達率が局所的に向上していることが分かる。しかし，互い違い位置の下流部分では PLANE タイプよりも熱伝達率が低下している

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

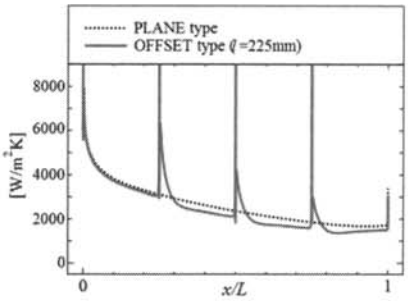


Fig.14　Heat Transfer Coefficient distribution

こともわかる。

この現象を流れ場から考察していく。

Fig.15 に互い違い位置での壁面温度と流れ場の静温の差の分布を示す。これを見ると上流側のフィン側面では温度差が非常に小さくなっているのに対し，下流側のフィンの側面に流入する流体との温度差は大きくなっている。次に，Fig.16 に互い違い位置でのフィン間流路内の絶対流速分布を示す。フィンを互い違いに配置することによって下流側のフィン先端部分付近に比較的高速の領域が生じている結果になっている。OFFSET タイプでは温度差が大きく，高速の流体が流入することにより，互い違い位置で高い放熱性能を発揮したと考えられる。また，Fig.16 から下流側のフィン間流路には上流側のフィンの後流が流入していることが分かる。この影響により下流側のフィン内に急速に低速領域が拡大し，結果として Fig.14 で見られたような PLANE タイプよりも熱伝達率が低い領域が発生したと考えられる。

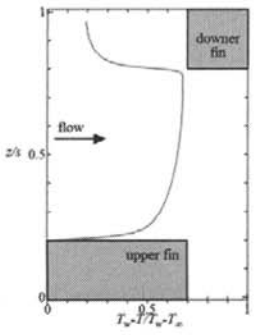


Fig.15 Temperature Difference Distribution

4.3　NOTCH タイプの流れ場と放熱特性

Fig.17 はクーラ長さ方向の熱伝達率の分布を示している。切り欠き位置で熱伝達率が低下しているが，これはフィンが存在しないことによる伝熱面積の減少が原因である。また，下流側のフィン先端で熱伝達率が向上している。さらに OFFSET タイプとは異なり，PLANE タイプよりも熱伝達率が低下する領域が生じていないことが分かる。この現象を流れ場から考察していく。

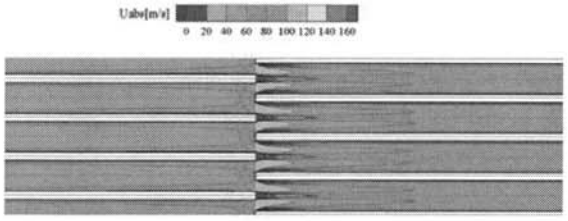


Fig.16　Flow Field near the Offset Position

Fig.18 に切り欠き部分の流れ場を示す。また，Fig.18 中の矢印 A，B で示した点での壁面温度と流体の静温の差のフィンピッチ方向分布を Fig.19 に示す。Fig.19 を見ると上流側のフィン後端付近では温度境界層が発達しているため温度差がほとんど無いのに対し，切り欠き内で温度分布が緩和し，フィン表面に相当する部分の温度差が改善していることが分かる。

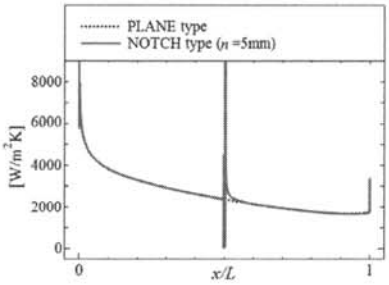


Fig.17　Heat Transfer Coefficient distribution

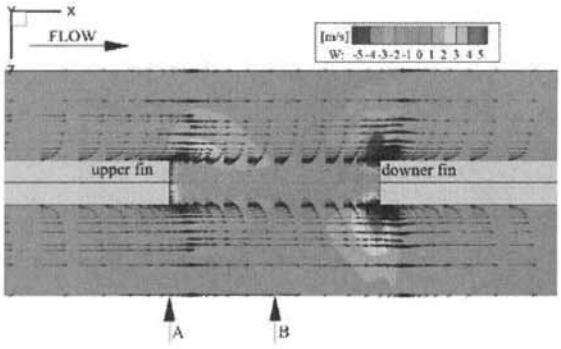


Fig.18　Flow Field at Notch Portion

このように温度分布が緩和されるのは Fig.18 のベクトルを見れば分かるように上流側のフィンが途切れることにより流路が広がり，かつ上流側のフィン後端に後流が生じるために結果として切り欠きの中心に向かうような流れが生じたためだと考えられる。また，この切り欠きの中心に向かう流れが生じた結果，下流側のフィン先端部に流入する流速も向上し，熱伝達率が向上したことが分かる。

一方，NOTCH タイプは先述の OFFSET タイプとは異なり，上流側フィンの後流が下流側のフィン間流路に流

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

入しないため，下流側フィンにおいても PLANE タイプと同じような流れ場が形成された。結果として下流側フィンにおいても PLANE タイプと同様な放熱特性を発揮したと考えられる。

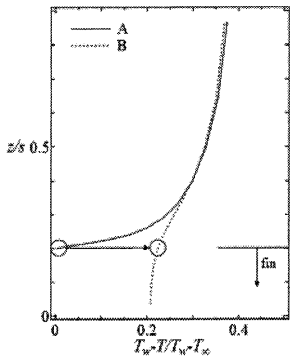


Fig.19　Temperature Difference Distribution
(Fin Pitch Direction)

4.4　フィン形状の工夫による放熱特性の向上

以上の知見を踏まえ，Fig.20 に示すような階段状のフィン形状（STEP タイプ）を考案した。これは境界層が発達していない流域にフィンを貫入させることにより放熱特性を向上させることを企図した形状である。ここでは r=300mm，H_r=12.5mm とした場合の結果を示す。

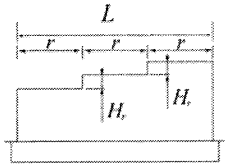


Fig.20　Schematic of STEP Type Fin Shape

Fig.21 にクーラ長さ方向の熱伝達率の分布を示す。これを見ると段差部分で大きく熱伝達率が向上していることが分かる。これは段差部分で境界層の発達していない領域に放熱フィンが貫入するためであると考えられる。また，Fig.22 のように段差の存在でフィン外からの流体をフィン底面部方向に引き込んでいる様子が見て取れる。これは段差正面で流れが淀み，上流から発達してきた境界層の影響で静圧分布が生じているために駆動された流れであると考えられる。このように，階段形状を施すことによって，高さを増した部分だけでなく，その下部へもフィン外の流体が引き込まれる作用が生じることが確認された。

5．結論

サーフェスクーラの放熱フィンを対象とした三次元流れの定常数値解析を実施した。放熱フィンの周囲流れ場と放熱特性を調べることにより以下の結論を得た。

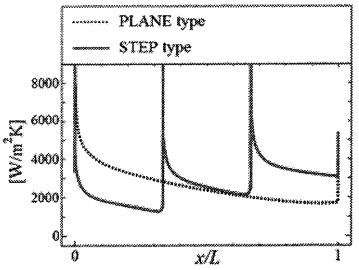


Fig.21　Heat Transfer Coefficient distribution

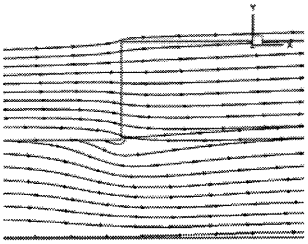


Fig.22　Stream Line near the Step Portion

(1)　放熱フィン下流部では熱伝達率，熱流束共に低下する。
(2)　サーフェスクーラの放熱フィンの放熱特性は流れ場の影響を強く受ける。
(3)　放熱フィン内の温度境界層を分断することや温度分布を緩和する流れを生じさせることで，局所的な熱伝達率の向上を図ることが可能である。

謝辞

本研究は European Commission と経済産業省による日欧共同研究 EU-Japan Aeronautics Coordinated Call (FP7-AAT-2012-RTD-JAPAN) の枠組みで実施されている。支援いただいた経済産業省に謝意を表する。

参 考 文 献

1) Heintz, N., Hendrick, P., Charlier, J., Bajusz, D. and Raimarckers, N., “Development and Testing of Advanced Surface Coolers for Aero Engines,” AIAA, ISABE-2011-1601.
2) Streinfinger, H., “Fuel/Oil System Thermal Management in Aircraft Turbine Engines,” RTO MP-8, May 1998.
3) 増田精鋭, 松永易, “航空ジェットエンジン用低発熱燃料ポンプの開発,” 石川島播磨技報, Vol. 46, No. 3, 2006-9.
4) Teerstra, P., Yovanovich, M. M. and Culham, J. R., “Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat Sinks,” 15th IEEE SEMI-THERMTM Symposium, pp. 34-41, 1999.
5) Sparrow, E. M., “Analysis of Laminar Forced Convection Heat Transfer in Entrance Region of Flat Rectangular Ducts,” NACA Technical Note 3331, 1955.
6) 宮崎保志, 川口清司, 宮下徹, “押出し材を用いた自然空冷式長寸ヒートシンクにおける放熱フィン形状の検討,” 機論(B), Vol.77, No774, pp.395 – 401, 2011.

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-9

インデックスマッチング法を用いた冷却孔内部の可視化

*淺海 典男，出田 武臣，久保 世志，正村 晋，松野 伸介（IHI）

Refractive Index Matching for Flow Visualization in a Cooling Hole—

*Norio ASAUMI(IHI), Takeomi IDETA, Seiji KUBO, Susumu MASAMURA and Shinsuke MATSUNO

ABSTRACT

In this paper, the flow field in a cylindrical pipe of 10mm inner diameter is visualized by Particle Imaging Velocimetry (PIV). The light reflection on the interface between solid and fluid is minimized, which enables PIV measurements in complex channels. In the experiments, a solution of acryl and sodium iodide is used to adjust the refractive index of the fluid to that of the solid. To evaluate the Reynolds number, basic physical properties of the solution are measured. PIV with refractive index matching is used to visualize the flow in the cylindrical pipe at low Reynolds number. It is shown that the flow field can be visualized. Comparison with numerical results reveals encouraging agreement.

Key words: PIV, Refractive Index Matching, Cooling Hole, Cylindrical Pipe

1．はじめに

ガスタービンの熱効率向上のために，タービン入口の高温化が年々進んでいる。翼などを高温から保護する技術の１つとして，冷却孔から比較的低温の空気を吹き出し壁面上に境界層を形成するフィルム冷却がある。しかし，冷却用の空気はガスタービン内部の空気を一部抽出して利用するため，冷却空気の多用はガスタービンの性能低下につながる。そこで，少ない冷却空気で効率的に冷却するために，冷却孔の配置[1]や孔形状[2),3)]を工夫する研究が実施されているが，冷却孔の周囲を詳細に可視化した事例は少ない。冷却孔出口部や冷却孔内部を含めて，複雑化する冷却孔周りの流れ場を可視化できれば非常に有益と考えられる。

冷却孔の内部の流れを 3 次元的に可視化する方法として，コンピュータトモグラフィ法[4)]に中性子ラジオグラフィ，X 線・ガンマ線 CT, MRI などを用いる方法が考えられるが，より容易に実行できる方法として Particle Image Velocimetry(PIV)がある。しかし，冷却孔は細い円管であるため表面の曲率が大きく，屈折率の違いから PIV で用いられる透明材料と流体の境界面で光が反射・屈曲するため計測が難しい。そこで，透明材料と流体の屈折率を一致させ境界面で光路が直進するように改善するインデックスマッチング法[5),6),7)]を適用することにした。

Table 1 と Table 2 にインデックスマッチング法に用いられる代表的な透明材料と流体の屈折率をそれぞれ示す。今回，比較的容易に入手可能な組み合わせであるアクリル樹脂とよう化ナトリウム水溶液を選定し，常温，常圧下で直径 10mm の円管内部の低レイノルズ数の流れを対象に PIV を実施し，インデックスマッチング法が冷却孔の可視化に有効であることを確かめた。

Table 1 Refractive indexes of some materials[5),6),7)]

Model Material	Refractive Index
Pyrex	1.47–1.49
Acryl	1.49–1.53
Epoxy	1.56
Urethane	1.49
Silicone rubber	1.40–1.43

Table 2 Refractive indexes of some fluids[5),6),7)]

Fluid	Refractive Index
Glycerin	1.33–1.47
Zinc Iodide	1.33–1.62
Sodium Iodide	1.5
Mineral Oil	1.48

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

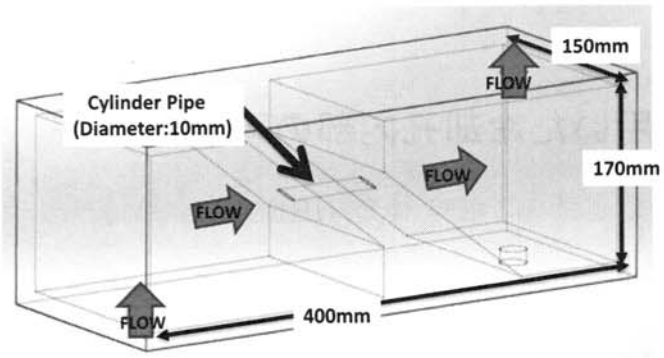


Fig.1　Acryl model

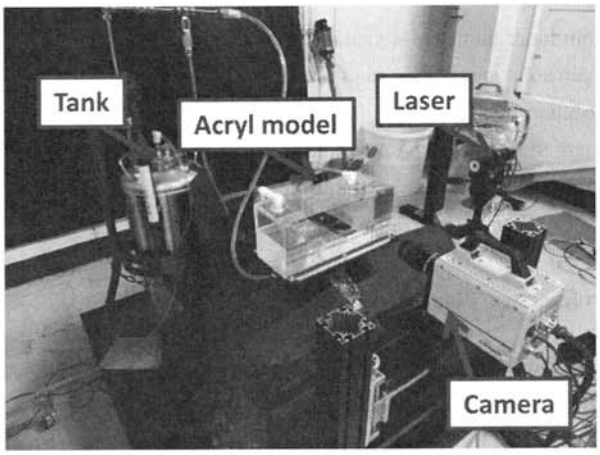


Fig.2　PIV setting in experiment

2．試験方法

2.1　試験装置

Fig.1 に可視化対象のアクリルモデルを示す。このアクリルモデルは，中央部に冷却孔を模擬した直径が 10mm の円管(実機の冷却孔を 10 倍程度大きくしたモデル)がある。

Fig.2 に試験装置の概要を示す。試験装置は，耐圧タンク内へよう化ナトリウム水溶液を貯め，ポンベより高圧の不活性ガスをタンクへ送り，樹脂チューブを通してアクリルモデルへよう化ナトリウム水溶液を運ぶ構成になっている。試験の際には，アクリルモデル上流のバルブを調整し流量計(株式会社キーエンス:FD-5)の値が試験条件で安定するまで待機した。アクリル樹脂の出口側にもチューブを接続し常圧の溶液回収水槽内へ水溶液を排出した。計測には，西華産業株式会社の時系列 PIV を用いて 2D-2C の PIV 計測を実施した。トレーサーとして，平均径 1～2μm のシリカ球形粒子をシーディングした。

2.2　試験条件

今回の試験は，常温・常圧下で実施した。円管の直径(d=10mm)，円管部の試験流速(U=0.1m/s)を用いて算出した冷却孔ベースのレイノルズ(Re)数≒800 にて実施した。円管部の流速は，流量計の計測結果を流路断面積で除して算出した。なお，今回の試験では，インデックスマッチング法のテストが主な目的であるため，主流に相当する流れが無いことを注意しておく。

3．よう化ナトリウム水溶液の物性計測

今回の試験のために，よう化ナトリウム水溶液とアクリルの屈折率を合わせるために，64%wt のよう化ナトリウム(NaI)と 0.1%wt チオ硫酸ナトリウム($Na_2S_2O_3$)を混合した水溶液(以下，よう化ナトリウム水溶液と略す)を準備した[8)]。

今回は試薬としてチオ硫酸ナトリウムは和光純薬工業株式会社 試薬一級，水は水道水を使用した。よう化ナトリウムのみ昭和化学工業株式会社 一級と関東化学株式会社 鹿特級の 2 種類の試薬を試した。2 つのよう化ナトリウムに対応する水溶液をそれぞれ，よう化ナトリウム水溶液(TypeA:一級)とよう化ナトリウム水溶液(TypeB:特級)と示す。なお，PIV 計測ではよう化ナトリウム水溶液(TypeA:一級)を使用した。

試験条件でのレイノルズ数を算出するためによう化ナトリウム水溶液の動粘性係数計測を実施した結果を Fig.3 に示す。Fig.3 では，今回の試験のために用意した 2 種類のよう化ナトリウム水溶液と文献 8 の結果を比較している。計測にはキャノンフェンスタイプ逆流型の粘度計を使用した。

事前に水の動粘性係数を計測し文献 8 および 9 と比較し妥当であること確かめており，参考文献との計測方法による差異は小さいと考えている。

今回計測した，2 種類のよう化ナトリウムの動粘性係数と文献 8 を比較すると，今回用意したよう化ナトリウム水溶液の動粘性係数が高温側(30℃以上)では多少小さい傾向が見られた。この原因についてはまだ分かっていない。

今回の試験での Re 数は 885 と算出された。

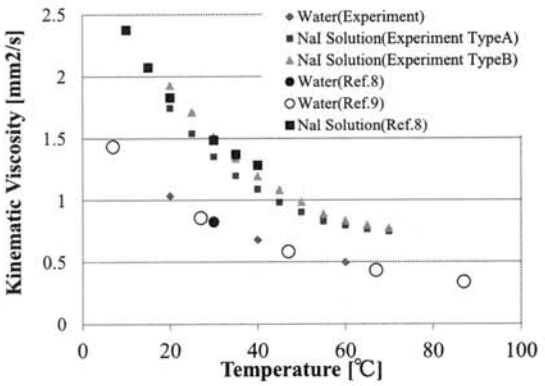


Fig.3　Temperature dependency of kinematic viscosity for various fluids[8),9)]

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．数値解析による流れ場の把握

4.1　数値解析方法

ANSYS Fluent14.5 を用いて数値流体解析(CFD)を実施した。Fig.4 に解析モデルと境界条件を示す。解析セル数は約 2,000 万点，乱流モデルには SST を用いて定常解析を実施した。境界条件として入口に流速固定条件(velocity inlet)，出口には流出境界条件(outflow)，周囲のアクリル材へは滑りなし固体壁(nonslip wall)を用いた。なお，解析モデルはアクリル試験モデルを製作した際に用いた 3 次元 CAD データを用いて同一の形状を作成した。

4.2　数値解析の結果

Fig.5 に解析結果の円管部の流速コンターを示す。円管の入口側で流れが剥離している様子がわかる。出口側では比較的一様な流れ場が形成されており，円管出口から広い領域に噴出していることがわかった。

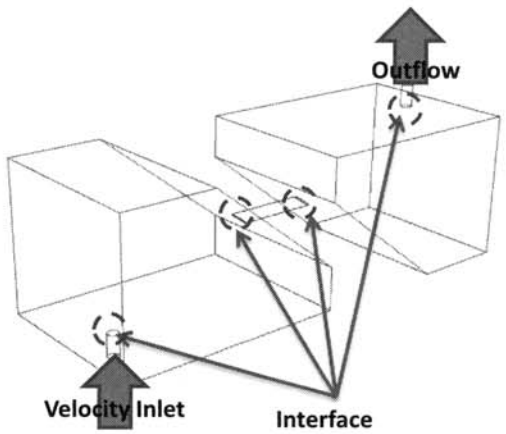


Fig.4　CFD model and boundary conditions

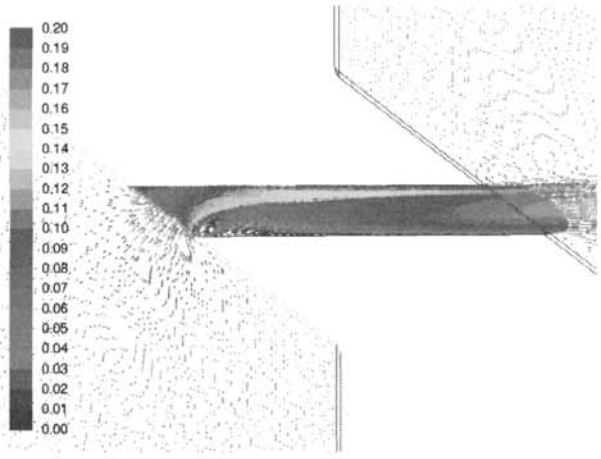
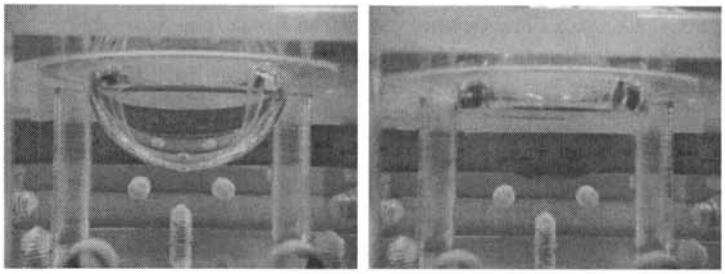


Fig.5　CFD result

5．インデックスマッチングの結果

インデックスマッチング法を事前に試すために，アクリル製の半球型容器の後方に物差しを設置し，手前側のアクリル容器内部へ水とよう化ナトリウム水溶液を入れた場合の物差しの見え方を比較した結果を Fig.6 に示す。この結果より，よう化ナトリウム水溶液を入れた場合の方が物差しの目盛がはっきり見えることがわかった。

次に，円管のアクリルモデルについて計測を実施した結果を示す。Fig.7 に PIV の 500 枚(約 1 秒間)の画像の時間平均処理を行った速度ベクトルを示す。なお，このベクトル画像は，流れ方向へ装置をトラバースさせて 3 断面を別々に撮影した結果を継ぎ合せたものである。Fig.7 を見ると，CFD 結果同様に円管の入口側で流れが剥離し，出口側では一様な流れ場が形成されており，定性的に一致しているため，妥当な計測結果が得られたと言える。



(a) Water　　(b) NaI solution

Fig.6 Examples of refractive index matching
(Effect of fluid in acryl semi-sphere)

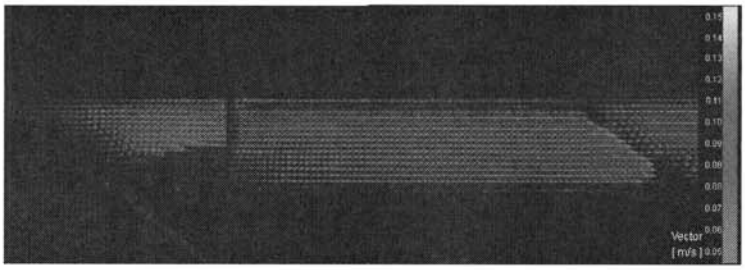


Fig.7　PIV result (Time-Averaged)

6．まとめ

インデックスマッチング法を用いた PIV により、円管内の流れ場を計測した。また，試験 Re 数を算出するために動粘性係数の計測を実施した。試験結果と CFD 結果を比較し，定性的に流れ場が一致していることを確かめ，複雑形状に対してインデックスマッチング法が有効であることを確認した。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

参 考 文 献

1) Dae-Woong Choi, Ki-Don Lee, and Kwang-Yong kim : Analysis and Optimization of Double-Jet Film-Cooling Holes, Journal of Thermophysics and Heat transfer, Vol.27, No.2, April-June (2013)
2) Ki-Don Lee, and Kwang-Yong kim : Performance Evaluation of a Novel Film-cooling Hole, Journal of ASME Heat Transfer, Vol.134 (2012)
3) James D. Heidmann : A Numerical Study of Anti-vortex Film Cooling Designs at High Blowing Ratio, NASA/TM-2008-215209 (2008)
4) 小川誠二, 上野照剛 : 非侵襲・可視化情報ハンドブック-ナノ・バイオ・医療から情報システムまで-, 株式会社 エヌ・ティー・エス (2010)
5) R. Budwig : Refractive Index Matching for Liquid Flow Investigations, Experiments in Fluids, Vol.17, (1994) pp.350-355
6) Nishino, K. and Choi, J.-W. : Index-Matching PIV for Complex Flow Geometry, 4th Japan-Korea Joint Seminar on Particle Image Velocimetry (2006)
7) 機械学会ニューズレター流れ : インデックスマッチングを利用した流れの可視化実験 2006 年 9 月号 (2006)
8) 西田正浩, 山根隆志, Blazs Asztalos : 遠心血液ポンプ内流れの可視化定量解析, 機械技術研究所所報, Vol.52, No.3 (1998) pp.74-91
9) 日本流体学会編 : 第 2 版流体力学ハンドブック, (1998), pp.1275

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第41回日本ガスタービン学会定期講演会（沖縄）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-10

低レイノルズ数領域におけるタービン翼列非定常数値解析

*見上千尋，青塚瑞穂，山脇るり子（IHI），
山本一臣，賀澤順一（JAXA），
加藤進（VINAS），船崎健一（岩手大学）

An Unsteady Numerical Simulation of Turbine Cascade under Low-Reynolds Number Flow

*Chihiro MIKAMI, Mizuho AOTSUKA, Ruriko YAMAWAKI(IHI),
Kazuomi YAMAMOTO, Junichi KAZAWA(JAXA),
Susumu KATO(VINAS), Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.)

ABSTRACT

The γ -Re_θ transition model is implemented in the CFD code which is based on UPACS developed by JAXA, in a joint research of JAXA and IHI. The flows around a low-pressure turbine cascade in steady and unsteady, with periodically incoming wakes, are analyzed at low-Reynolds number (57,000). A detailed comparison between measurements and computations are presented for blade surface static pressure coefficient distributions and boundary layer velocity distributions. These results show its ability to predict the major effect of passing wakes on the boundary layer development in low Reynolds number flow condition.

Key words: Turbine, Low Reynolds number flow, Separation, Unsteady CFD, Transition model, Upstream wakes

1．はじめに

航空機用ジェットエンジンの低圧タービンは、コストや重量、整備性などの面から翼枚数を減らす高負荷化の研究が進められている。低圧タービンは、高空では低レイノルズ数（Re数）領域で運用されるため、高負荷化を行うと翼面で層流境界層剥離が生じやすくなる。境界層剥離は効率を著しく低下させる要因になりうるため、実機の設計では高負荷化を行っても運用条件において剥離しない翼が求められる。

境界層剥離が生じないような翼設計には、周期的に通過する上流Wakeの効果を利用して剥離を抑制するもの[1]やデバイスによる剥離制御[2]などの研究が数多く行われている。しかし、設計時に剥離が生じるか否かを判断するには、数値解析にて境界層剥離と層流境界層から乱流境界層への遷移現象が予測できるかが非常に重要になる。

数値解析で翼面境界層の遷移現象を精度良く予測する手法としてLES（Large Eddy Simulation）が知られている[3]が、解析に必要な格子規模が大きく計算に膨大な時間が掛かるため設計に用いるのは難しい。一方、実用的な時間で解が得られるRANS（Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation）コードに遷移モデルを適用した予測手法は設計ツールとして有望視されており、過去の研究では非定常的な上流Wake干渉下でも遷移現象を良好に予測できると報告されている[4]。しかし、主流乱れやRe数変化に対する傾向は捉えられているが完全な一致はしておらず、より詳細な調査と多くの翼列での検証を行って予測精度を明らかにしていく必要がある。

本研究では、JAXAが開発したUPACS[5][6]をベースに、JAXAとIHIの共同研究の中で動静翼列干渉用の機能およびLangtryらが提唱するγ-Re_θ遷移モデル[7]の機能を追加したバージョンを用い、周期的に通過する上流Wakeが遷移に及ぼす影響について調査したので、その結果を報告する。

2．解析対象

検証には、岩手大学のFunazakiらと共同で取得

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

した翼列試験[8]のデータを用いた。図1に翼列試験の概略図を示す。この試験装置は開放型風洞で、送風機下流に翼の Wake を模擬するための直径3mmの移動円柱が設置され、さらにその下流に7枚の直線翼列が設置されている。円柱の移動速度は変化させることが可能である。圧力計測位置はLE より約 20%Cx 上流（流れ方向に対して 30% Cx 上流）、TE より 15%Cx 下流および翼面上(50%Span)である。翼背側では図 2に示すように、60%Cx 以降から 98%Cx にかけて翼背面垂直方向 y に 10%Cx の高さまでの速度も計測している。

表 1に翼列の代表パラメータを示す。翼型は、低圧タービンの翼を模擬した形状を採用した。翼は2次元翼であり、アスペクト比が 2.3 と高いため、計測位置である 50%Span では2次元的な流れ場となっている。

本解析では、Re 数（出口速度、翼コード長 C ベース）を 57,000、流入角を 43.5deg とし、ストローハル数(円柱移動周波数を下流翼入口速度とコード長 C で無次元化、以降 St 数)を 0.0（上流に円柱が無い場合）、0.4、0.8、1.2 の4通りに変化させた試験結果と比較した。この試験は、St 数を変えた全ての条件において、翼背側 TE 付近で境界層剥離が確認されている。

3．数値解析手法

3．1．解析コード

先に述べた解析格子について、詳細に説明する。UPACS はマルチブロック構造格子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が行われている。複数のスキーム、乱流モデルが利用できるが、本研究では対流項は Roe スキーム、拡散項には2次精度中心差分を用いた。また、乱流モデルには SST+γ-Re_θ遷移モデル[7]を適用した。

過去の解析では 2.章に示す解析対象にて、フル乱流モデル（SST）、遷移モデル（SST+γ Re_θ）の違いを比較した[9]。その結果、フル乱流モデルでは試験で現れている背側の剥離現象をとらえられていないが、遷移モデルの解析では剥離現象をとらえられていることが確認された。よって本解析では遷移モデルのみを使用した。

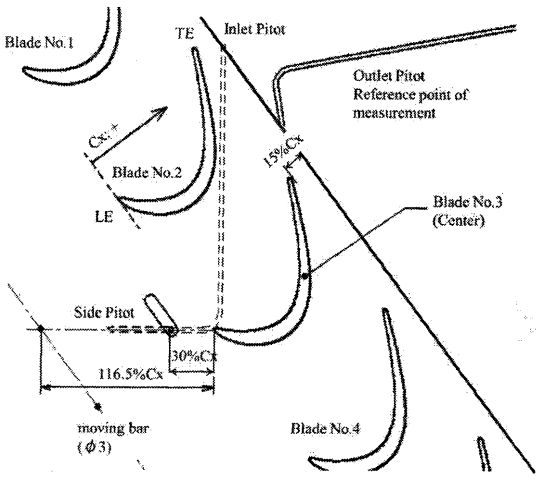


図1　岩手大翼列試験装置の概略図

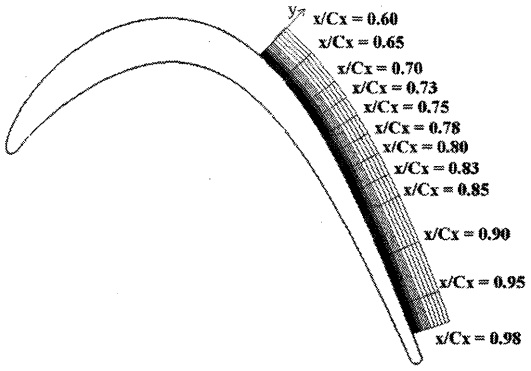


図2　境界層計測位置の概略図

表1　翼列の主要パラメータ

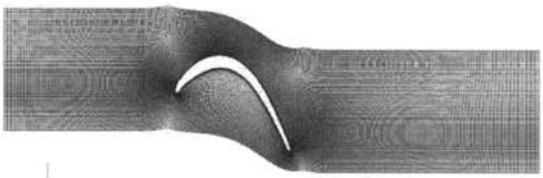
Chord Length C	114mm
Axial Chord Length Cx	100mm
Span Length	260mm
Pitch	106.8mm

3．2．解析格子

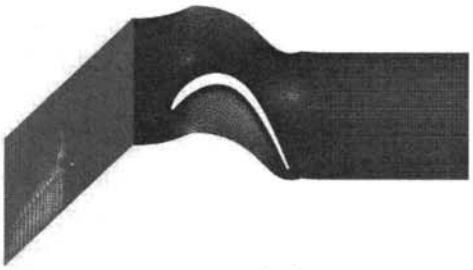
本解析では円柱無しの解析条件と円柱有りの解析条件でそれぞれ図 3(a)、(b)に示す格子を使用した。格子はすべてマルチブロック構造格子からなり、JAXA が開発した MBGG[10]を用いて作成した。

入口位置は両格子とも同じだが、翼 TE から出口境界までの距離は(a)よりも(b)の方が短い。これは解析時間を短縮するための処置で、(b)であっても出口境界での非物理的な反射が見られないことを確認済みである。また、円柱が有ることで格子密度も変化しているが、こちらも解析結果に影響がないことを確認している。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a)円柱無し



(b)円柱有り

図3　解析格子

3．3．解析スタディ

本解析では、表2に示す4通りの条件で解析を実施し、試験結果と比較した。入口境界での乱流強度を主流速度の1.0%とし、乱流粘性度比を1.0とした。Re数および流入角は試験条件に合わせてそれぞれ57000、43.5degで行った。ここで、低速で行われた試験と同じRe数解析を圧縮性コードで行うため、試験よりも主流速度を上げ密度を下げている。St00では円柱無しの単翼のみで解析を実施し、移動円柱有りの解析St04、St08、St12では、円柱Wakeの周期がSt数0.4、0.8、1.2になるように円柱の並進速度を変えて解析を行った。

表2　解析条件

Case Name	*St数*	*円柱有無*
St00	-	無
St04	0.4	有
St08	0.8	有
St12	1.2	有

4．結果と考察

4．1．翼面静圧係数分布の比較

図4に試験と解析の翼面静圧係数分布(Cp分布)を示す。(a)、(b)はそれぞれSt数0.0、0.4における試験と解析の比較、(c)、(d)はそれぞれSt数0.0、0.4、0.8、1.2における試験どうし、および、解析どうしの結果である。横軸はx/Cx、縦軸は次の定義式で示されるCpである。

$$Cp = \frac{Pt_1 - Ps(x)}{Pt_2 - Ps_2} \tag{1}$$

ここでPt_1はLEより20%Cx上流での平均全圧、Pt_2はTEより15%Cx下流での全圧、Ps_2は同位置での平均静圧を表している。Ps(x)は翼面上での静圧である。

図4(a)に示すように上流に円柱が無い場合の解析と試験を比較すると、腹側の分布はよく一致していると言える。しかし、最大Cpは解析の方がわずかに高くなっている。背側60%Cx以降を比較すると、解析、試験ともCpが一定で推移する領域があり、剥離が模擬できていることが分かる。また試験ではCpが一定で推移した後に急激に低下するのに対し、解析では比較的緩やかな勾配になっている。

一方、上流Wakeが有る場合は、無しの場合と同様に腹側のCp分布はほぼ一致する。また、背側でも、最大Cpは解析の方がわずかに高く、60%Cx以降に一定で推移する領域があるため剥離を模擬できていることが分かる(図4(b)参照)。Cpが一定で推移した後の減少分布はWake無しの場合より試験に近く、上流Wakeが剥離域の予測に影響を与えていると考えられる。

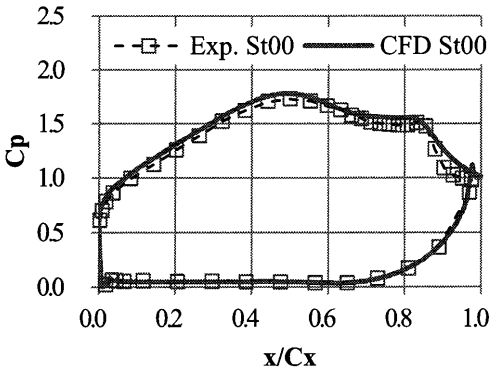
図4(c)、(d)に示すように、St数を変化させた影響を比較すると、試験、CFDともに上流Wake有、無で最大Cpが異なり、上流Wake有りの方が最大Cpが高くなる傾向は捉えられている。また、St数が大きいほど背側LE付近のCpが下がり、背側TE付近でCpが一定で推移する区間が小さくなる傾向も捉えられた。これにより本解析手法は、上流Wakeによる影響を模擬できていると考えられる。

最大Cpが一致していない原因としては、試験よりも速度を上げて密度を下げた条件で解析しているため、翼負荷が試験と十分一致していないことが原因だと考えられる。そのため、解析の方が剥離泡を大きく予測している可能性がある。

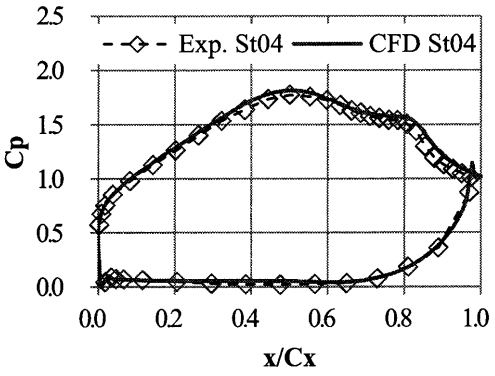
4．2．翼背側境界層剥離付近の流れ場比較

図5、6に解析から得られたSt数0.0、St数0.4での間欠度γと乱流エネルギkの分布を示す。横軸はγ、kであり、縦軸は翼背面垂直方向の高さyと軸コード長Cxの比で0から0.06までを図示し

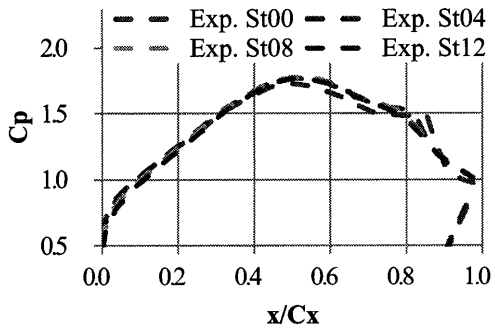
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.



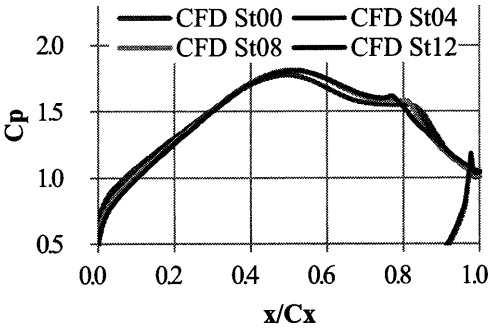
(a) 上流 Wake 無し(St 数 0.0)



(b) 上流 Wake 有り(St 数 0.4)



(c)上流 Wake の影響比較（試験結果）



(d) 上流 Wake の影響比較（解析結果）

図4　翼面静圧係数分布

た。(a)、(b)、(c)はそれぞれ 60%Cx、70%Cx、83%Cx 位置でのγおよび k の分布である。ここで、60%Cx は翼背側で境界層剥離する前、70%Cx は剥離直前、83%Cx は完全に剥離している位置にあたる。図 7には St 数 0.0、0.4 での解析および試験の y 方向速度分布を示す。但し、横軸は速度 u と主流速度(各計測位置での最大速度 U_{max})の比である。(a)、(b)、(c)は図 5、6 と同様、60%Cx、70%Cx、83%Cx 位置での分布である。

図 5、6 を比較すると、(a)では翼面近傍でγが 0 になっており、k はほぼ 0 であることから翼面近傍の流れ場は層流となっていることが分かる。St00 と St04 を比較すると k には殆ど差がないが、γは翼面付近で St04 の方が高く、翼から離れると St00 の方が高くなる。St00 と St04 の解析条件の違いは円柱の有無のみであるため、この差は円柱 Wake が翼にあたることによる影響だと考えられる。更に下流の(b)になると、γの分布は(a)から変化し、St00 は M を横にしたような分布、St04 は V を横にしたような分布になっている。一方、k は翼面近傍で(a)よりも増加しているがγに比べ変化は小さい。このγと k の変化から遷移は開始しているが、十分乱流になっていないと考えられる。更に(c)の位置になると、γは St00 が y/Cx=0.005～0.03、St04 が y/Cx=0.005～0.02 の区間で 1 になっており、k の方も同区間が増加していることから、乱流の流れ場になっていると考えられる。また、γが 1 となる最大 y/Cx 位置と k のピーク位置がほぼ同じであることが本解析から明らかになった。

図 7に示す様に解析の速度分布は、(a)では試験と良く一致している。一方(b)では、試験は剥離していないが、解析は翼面近傍の速度が 0 以下になっており剥離している。また境界層の厚みは、試験では St00 も St04 もほぼ一致しているのに対し、解析では St00 の方が厚くなっている。解析 St00 と St04 で境界層厚みが異なる理由は、γの分布の違いによるものだと考えられる。(c)では、解析は翼面近傍で 0 以下になっている区間が(b)よりも大きくなっており、試験も翼面近傍でほぼ 0 となる区間が現れているため、解析、試験とも剥離している。また、解析と試験の境界層厚さを比較すると厚さは異なるが、St00 の方が St04 よりも厚くな

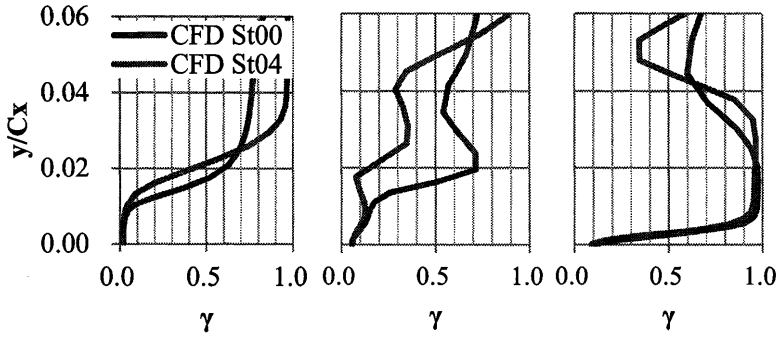
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

る傾向は捉えられている。境界層厚さが試験よりも解析の方が厚いのは、4.1.節で述べた翼負荷の違いによる影響を十分除けていないことが理由の一つとして考えられる。

5．まとめ

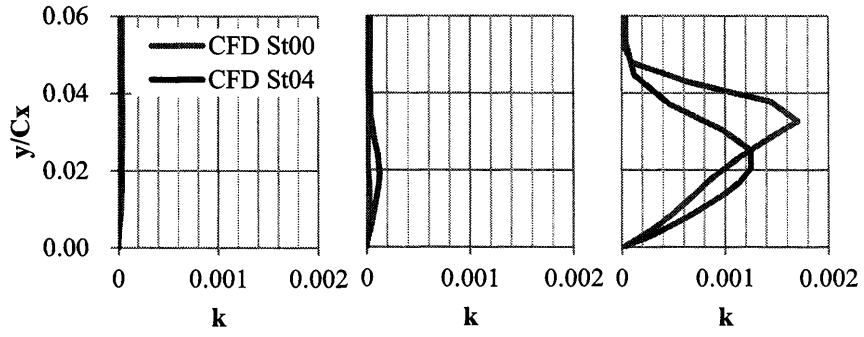
本解析では、上流 Wake の有無および上流 Wake の移動周期(St 数)を変化させた場合に、試験に対して遷移モデルを導入した解析がどのような傾向を示すのかを調べた。その結果 Cp のピーク値は Wake 有りの方が高く、St 数が増加すると背側 LE 付近の値が低くなり、背側 TE 付近の剥離泡が小さくなる現象を模擬できていることが分かった。また、背側 TE 付近の Cp が一定で推移した後の減少分布は、Wake 有の方が試験と近くなることも確認できた。さらに、背側 60%Cx 以降の境界層を比較した結果、翼面で層流から剥離し、乱流に遷移する様子が模擬できており、試験と剥離前の速度分布は良く一致し、上流 Wake の有無による境界層厚さの傾向を捉えられていた。

本解析から、遷移モデルを導入した場合にも周期的に通過する上流 Wake が下流翼に与える影響を概ね予測できることが分かった。今後は、翼型や Re 数を変化させた場合にも同様の傾向を示すかを調べていく必要がある。



(a) 60%Cx　(b) 70%Cx　(c) 83%Cx

図5　St 数 0.0 と 0.4 における翼面近傍の間欠度分布



(a) 60%Cx　(b) 70%Cx　(c) 83%Cx

図6　St 数 0.0 と 0.4 における翼面近傍の乱流エネルギ分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

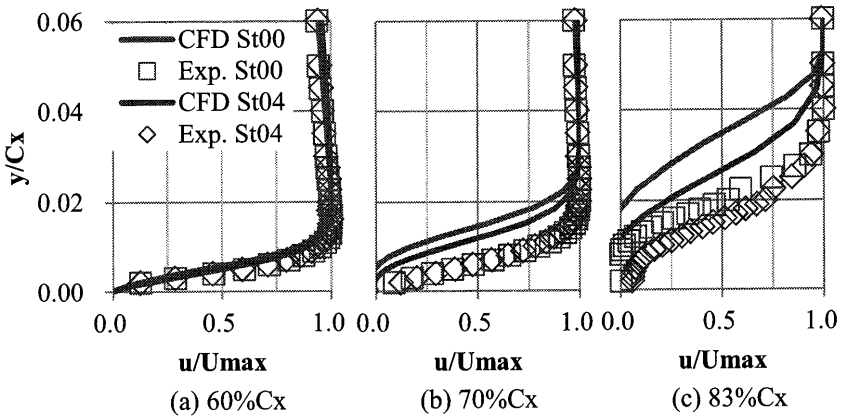


図7　St 数 0.0 と 0.4 における翼面近傍の速度分布

参 考 文 献

1) Opoka, M., M., Hodson, M., P.: Transition on the T106 LP turbine blade in the presence of moving upstream wakes and downstream potential fields, Journal of turbomachinery 130.4 (2008).
2) Volino, R., J., Olga K., et al.: Separation control on a very high lift low pressure turbine airfoil using pulsed vortex generator jets, Journal of turbomachinery 133.4 (2011).
3) Tomikawa, K., Horie, H., et al.: Parametric Surveys of the Effects of Wake Passing on High Lift LP Turbine Flows Using LES, 5th joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, FEDSM2007-37208 (2007).
4) 浜辺正昭ら，：上流翼列後流が低圧タービン翼列性能へ与える影響に関する研究，第 51 回原動機講演会論文集，(2009).
5) Yamane, T., Yamamoto, K., et al.: Development of A common CFD Platform-UPACS, Proc.Parallel CFD 2000 Conf.,Elsevier Science, pp.257-264 (2001).
6) Takaki, R., Yamamoto, K., et al.: Development of the UPACS CFD Environment, High Performance Computing, Proceedings of ISHPC 2003,Springer, pp307-319 (2003).
7) Langtry, R. B., Menter, F. R.: Correlation-Based Transition Modeling for Unstructured Parallelized Computational Fluid Dynamics Codes, AIAA Journal, Vol. 47, No. 12, pp. 2894-2906 (2009).
8) Funazaki, K., Shiba, T., et al.: Effects of Blade Loading Distribution on Aerodynamic Performance of Ultra-High Lift LP Turbine Airfoils under the Influences of Wake Passing and Freestream Turbulence, ASME, GT2010-22134 (2010).
9) 見上千尋ら，：低レイノルズ数領域におけるタービン翼列数値解析，第 40 回ガスタービン学会定期講演会 (2012)
10) Yamamoto, K., Engel, K.: Multiblock Grid Generation Using an Elliptic Differential Equation, AIAA Paper, 97-0201 (1997).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-11

ウェーク干渉を受けるタービン動翼の圧力変動評価
—CC 効率 57%級ガスタービン要素技術開発：超高性能タービン—

*北川　仁志，坂元　康朗，伊藤　栄作（三菱重工）

Evaluation of Pressure Fluctuation on Turbine Blades with Wake Interaction
—Development of Component Technologies for CC Efficiency 57% Gas-turbine : Ultra-high Performance Turbine—

*Hitoshi Kitagawa, Yasuro Sakamoto and Eisaku Ito (MHI)

ABSTRACT

Pressure fluctuation on turbine rotor blades caused by interaction with upstream stator vanes was investigated. The pressure fluctuation was measured by 2-stage turbine test facility. CFD simulation was carried out and the pressure fluctuation on blade surface is compared with the experimental results. The computational results agree well with the experimental results on both amplitude and phase of the pressure fluctuation. Flow field of stator-rotor interaction was analyzed and process of how the pressure fluctuation propagates was figured out.

Key words: Turbine, Pressure Fluctuation, Wake Interaction, Stator-Rotor Interaction

1．はじめに

タービン動翼の設計時には、上流静翼に起因する周期的変動による共振応力が問題となることがある。場合によっては、空力性能を犠牲にして翼体格や翼型の変更を迫られる。従って、タービンの安全設計・性能向上の為には、CFD による励振力予測精度の向上が不可欠であり、また、励振源である流れ場の理解が重要である。

タービン動翼の励振力は、主に翼列間のポテンシャル干渉やウェーク干渉により誘起される。これらは、静翼と動翼の軸方向距離や翼枚数比の影響を大きく受けることが知られており、翼列間距離や翼枚数比に着目した研究はこれまでにも多くなされている[1)－4)]。

本論文では、当社で実施したタービン試験および CFD 解析の結果を基に、タービン動翼表面に誘起される圧力変動の発生メカニズムを分析した結果を報告する。

2．タービン試験

2 段タービン試験装置を用いて、1 段動翼表面の圧力変動を計測した。試験装置の外観を Fig.1 に示す。また、試験条件を Table 1 に示す。

圧力変動は、1 段動翼 Mean 断面に設置した圧力センサで計測した。試験条件を確認する為、タービンの入口・出口状態を全圧管・全温管・Yaw メーターで計測した。その他、流量計測や壁圧計測等も実施した。

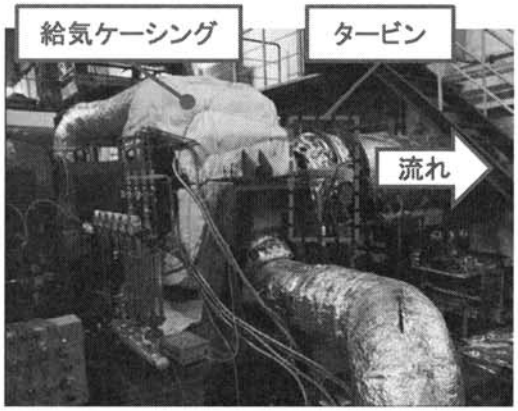


Fig.1　タービン試験装置外観

Table 1　試験条件

回転数	rpm	8550
膨張比	—	3.0
入口全温	℃	120

3．CFD 解析

タービン試験装置を対象として非定常 CFD 解析を実施し、1 段動翼表面の圧力変動を評価した。解析範囲は 1/8 周とした。Fig.2 に解析モデルの概要を示す。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

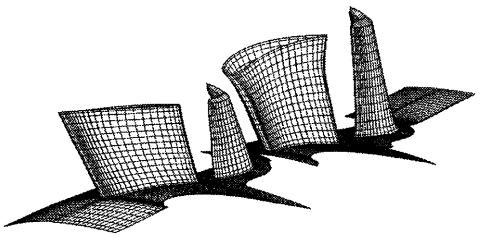


Fig.2　解析モデル

（注：各列 2 流路分のみ抜粋。格子点数は間引いて表示。）

4．翼列干渉による 1 段動翼の圧力変動

4.1　圧力変動分布

1 段動翼 Mean 断面の翼面圧力変動を Fig.3 に示す。試験および解析で得られた圧力変動データをフーリエ変換し、1 段静翼通過周波数（1 段静翼枚数×回転数）成分の振幅・位相を示している。翼列干渉による圧力変動を解析により良好に予測できている。

1 段動翼 Mean 断面の流路内圧力変動（1 段静翼通過周波数成分）の解析結果を Fig.4 に示す。スロート付近に圧力変動の節が確認できる。この部分では圧力変動がほとんど無く、また、節の上流・下流で位相が 180 度反転している（Fig.3 中①, Fig.4 中①）。節の周辺を境に、上流と下流では圧力変動の特徴に違いが見られる。節の上流側では圧力変動の位相がほぼ一定である（Fig.3 中②）のに対し、節の下流側では下流に向かって位相が進んでいる（Fig.3 中③）。この圧力変動の発生メカニズムを以降に示す。

4.2　圧力変動メカニズム：ポテンシャル干渉

1 段動翼 Mean 断面について、静圧分布の時間変化を Fig.5 に示す。静圧の瞬時値から時間平均値を差し引いた値を示している。動翼の流れ場に着目して可視化する為、便宜上、視点を動翼に固定しており、静翼を動翼回転方向と逆方向に移動させて示している。1 段静翼が生み出すポテンシャルが 1 段動翼の背面側から腹面側に通過するのに同期して、上流ポテンシャルで覆われた 1 段動翼流路の静圧が上昇している。1 段動翼のスロート上流では、このポテンシャル干渉が支配的な現象となっており、結果、翼面上で位相がほぼ一定の圧力変動（Fig.3 中②）が発生している。

4.2　圧力変動メカニズム：ウェーク干渉

1 段動翼 Mean 断面の流れ場の時間変化を Fig.6 に示す。静圧分布（瞬時値－時間平均値）をカラーコンターで示し、渦度をラインコンターで示している。1 段静翼のウェークは、一般的に"Negative Jet"として知られる効果により、1 段動翼背面に集積し、動翼背面に沿って下流へと移流している。この上流ウェークは、動翼背面後縁を通過した後、動翼ウェークを背面側から腹面側に向かって変動させ、腹面側隣接流路が一時的に狭まることで周囲の圧力が上昇している。この圧力変動が上流に伝播することで、動翼スロート下流の背面圧力変動が誘起されており、結果、下流側ほど位相進みの分布（Fig.3 中③）として観察されている。

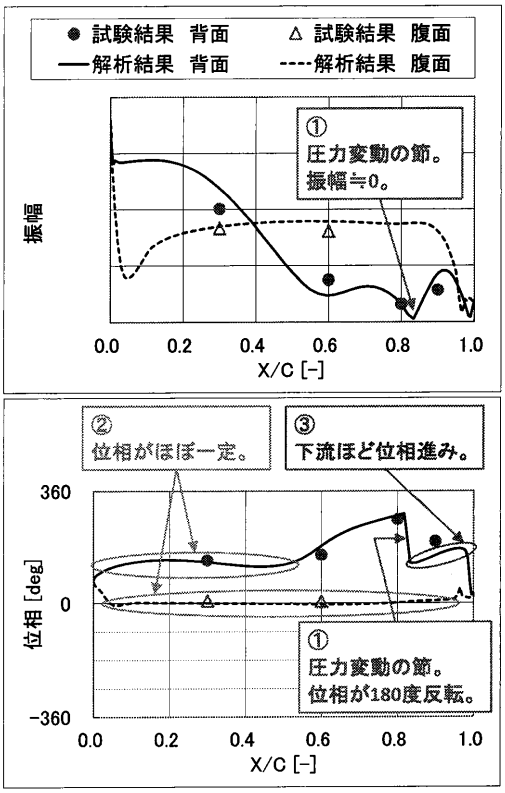


Fig.3　1 段動翼 Mean 断面の翼面圧力変動

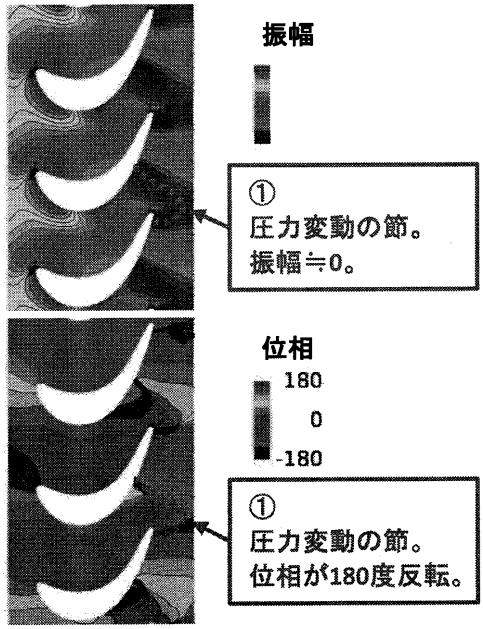
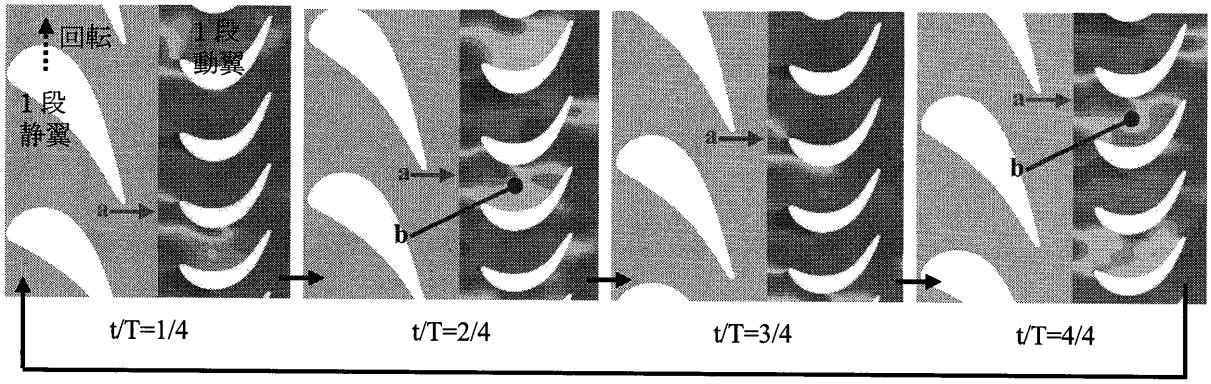


Fig.4　1 段動翼 Mean 断面の流路内圧力変動：解析

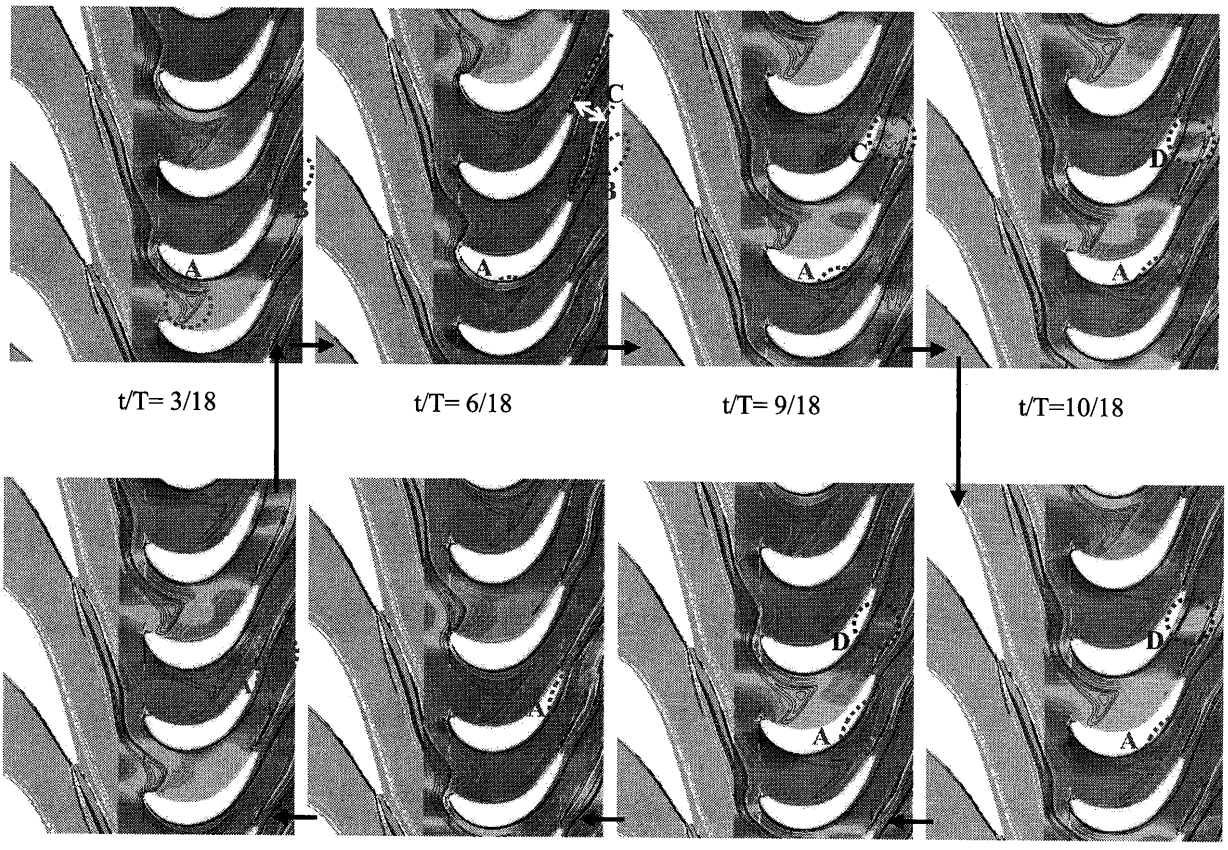
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

a：1 段静翼のポテンシャル（静圧：高）
b：1 段静翼のポテンシャルの通過に同期して、1 段動翼流路の静圧が上昇



t：時刻／T：1 段静翼通過周期
Fig.5　1 段動翼 Mean 断面の静圧分布の時間変化（瞬時値－時間平均値）

A：1 段静翼のウェークが Negative Jet 効果で 1 段動翼の背面に集積し、動翼背面に沿って下流へ移流
B：1 段静翼のウェークが 1 段動翼後縁から離脱し、動翼ウェークを背面側から腹面側へ変動させる
C：動翼ウェークの変動⇒腹面側流路の突閉⇒圧力上昇
D：圧力波が上流へ伝播



t：時刻／T：1 段静翼通過周期
カラーコンター：　静圧分布（瞬時値－時間平均値）
ラインコンター：　渦度　　（白：順時計回り，黒：反時計回り）
Fig.6　1 段動翼 Mean 断面の流れ場の時間変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

５．まとめ

上流翼列との翼列干渉によりタービン動翼に誘起される圧力変動を評価した。

翼面圧力変動について、試験結果と解析結果が良好に一致することを確認した。

動翼スロート付近には圧力変動の節が存在し、主として、その上流側ではポテンシャル干渉が、下流側ではウェーク干渉が、翼面圧力変動の発生原因であることを明らかにした。

あとがき

本研究は、経済産業省の「エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業)」により実施したものである。この場をお借りして深く感謝申し上げます。

参考文献

1) T. Korakianitis : On the Prediction of Unsteady Forces on Gas Turbine Blades : Part 1 - Description of the Approach, J. of Turbomachinery, Vol.114, January 1992, pp.114 - 122
2) T. Korakianitis : On the Prediction of Unsteady Forces on Gas Turbine Blades : Part 2 - Analysis of the Results, J. of Turbomachinery, Vol.114, January 1992, pp.123-131
3) Shuichi O., Yutaka Y. and Kiyoshi S. : Experimental and Numerical Investigation of the Influences of Axial Gap between Blade Rows on Pressure Fluctuation, ISUAAAT13-S9-4 (2012)
4) 中島智美，鹿野芳雄，山下穣：タービン動翼に作用する非定常力の予測（静動翼間距離の影響），ターボ機械，第 40 巻，第 10 号（2012），pp.592-597

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-12

太陽熱アシストガスタービンの開発

*小山　一仁（日立），穂刈　信幸（日立）

Development of Solar Assisted Gas Turbine

*Kazuhito KOYAMA(Hitachi), Nobuyuki HOKARI(Hitachi)

ABSTRACT

Gas turbine power decreases at high atmospheric temperature, due to the decrease in air density and lower the mass flow rate into the turbine consequently. Inlet air cooling technology which achieves the power recovery by the atomization of water to the compressor suction air is developed. It is expected that the effect of cooling increases by making finer water droplet due to rapid evaporation. This paper introduces an innovative gas turbine system which increase the power output by using solar thermal energy and the experimental results of hot water spray test.

Key Words: solar energy, gas turbine, power augmentation, atomization, inlet air cooling, over fogging

１．はじめに

近年、世界的に風力や太陽エネルギーといった再生可能エネルギーを利用した発電システムの実用化が進み、太陽熱発電に関してもスペインやアメリカで商用プラントが稼働している[1]。太陽熱発電の多くは太陽熱で生成した高温蒸気で蒸気タービンを駆動するシステムであり、数十MW級の発電プラントで集熱器設置面積は 1ｋｍ四方以上の広大な敷地を要する。

本報では、従来の太陽熱発電に比べ単位出力あたりの集熱器設置面積が 1/10 以下となる太陽熱を利用した新型ガスタービンシステムを提案し[2]、その実現性のキー技術の一つである微細噴霧に関する要素試験結果について報告する。

２．太陽熱アシストガスタービン増出力システム

ガスタービンは大気温度が高い条件では空気密度が低下するため、圧縮機に吸い込む空気の質量流量が減少し、出力が低下するという特性がある。吸気を冷却することで出力低下を抑制する目的で、1990 年代後半にガスタービン吸気にスプレイノズルで微細液滴を噴霧し気化熱で吸気を冷却する吸気噴霧冷却技術が実用化された。
噴霧量が例えば吸気量の 0.5%以下(質量比)と少ない場合は噴霧された液滴は圧縮機入口までに蒸発を完了する。噴霧量を例えば 1%に増加すると、吸気ダクト内で蒸発しきれなかった液滴が吸気に同伴して圧縮機に流入し圧縮機内で蒸発するようになる。この状況は Over Fogging と呼ばれ、吸気の冷却に加え圧縮機中間冷却と同様な効果が生じるため、大きな増出力効果が期待できる。ただし、圧縮機翼のエロージョン発生を抑えるための液滴径コントロールと、圧縮機空力特性を把握した高度な運用技術が必要になるため、適用例は世界中でもまだ数 10 基に限られている。本報の太陽熱を利用した新型ガスタービンシステムはこの Over Fogging 技術を利用しており、その概念を図１に示す。

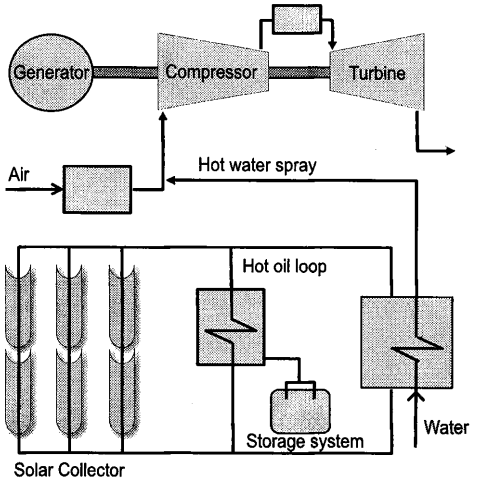


Fig.1 Schematic diagram of Solar Assisted Gas Turbine

本システムは高気温時のガスタービン増出力を目的に、太陽熱で生成した温水を圧縮機の吸気ダクト内に高圧噴霧し、高温高圧水の減圧沸騰作用で液滴を微細化し、噴霧液滴による圧縮機翼のエロージョンを抑制しつつ噴霧量を高めるシステムである。

３．熱を利用した液滴微細化

吸気噴霧冷却では液滴の微細化が重要になる。液滴微細化の方法として噴霧用圧縮空気を利用する二流体噴霧があるが、ここではシステム全体として増出力を目的としているため、噴霧用圧縮空気の動力損失を伴わない一流体噴霧での微細化を目指した。

液滴微細化には、表面張力に逆らい液滴を破断させ新しい表面を形成するエネルギーとして、圧力や遠心力が利用されてきた。ノズルからの噴出速度を増加させ周囲空気との剪断力を大きくして微細化する場合、噴出速度を 2 倍にするには液体に加える圧力を約 4 倍にする必要

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

がある[3]。現状の微細液滴用噴霧ノズルでは液体に加える圧力を 7～10MPa の高圧に設定している場合が多く、この圧力を更に増加させるとノズル自体がエロージョンをうける可能性が高まりノズルに特殊な超硬材料を使用する等の技術・経済的課題が生じる。そこで従来の微粒化とは異なる方法として、液体から気体に相変化する際の沸騰現象に注目した。液体内部で沸騰が生じると気泡が急速に成長し液膜を破断させる力が作用するので、高温高圧の液をノズルから噴出させた場合に発生する減圧沸騰の利用を考えた。減圧沸騰に関する文献調査により微細化することは確実と考えられたが[4]、どこまで微細化できるかが不明であったため、図２に示す高温水噴霧の要素試験を実施し、レーザー粒子解析装置(PDPA)を使用して噴霧ノズルの液滴径分布測定を実施した。

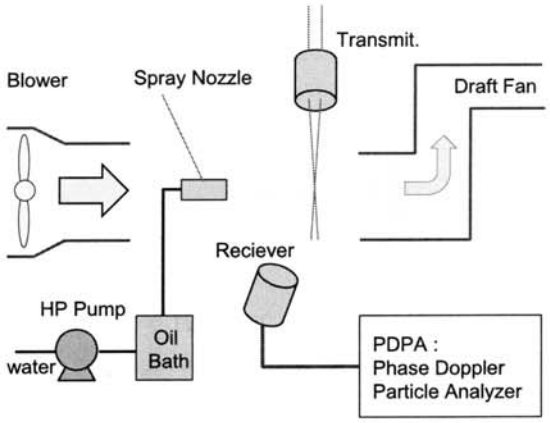
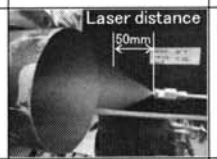


Fig.2 Hot water atomization test apparatus

４．一流体温水噴霧の要素試験結果

一流体噴霧ノズル(強旋回型ホロコーン噴霧)を用いて、常温水および水温を上昇させた条件で噴霧口下流 50mm における半径方向のザウター平均粒径(D_{32})を図２の試験装置で測定し、表１および図３、図４の結果を得た。

Table 1 Spray test results at several water temperatures (7MPa,0.6L/min)

Water Temp.(℃)	Spray pattern	Sauter mean diameter(μm)
31		26.3
100		23.3
130		15.6

これらの結果から、次のことが明らかになった。
(1)表１の噴霧パターンや平均粒径の値の変化より、減圧沸騰による液滴微粒化は水温 120℃より現れ 130℃で顕著。

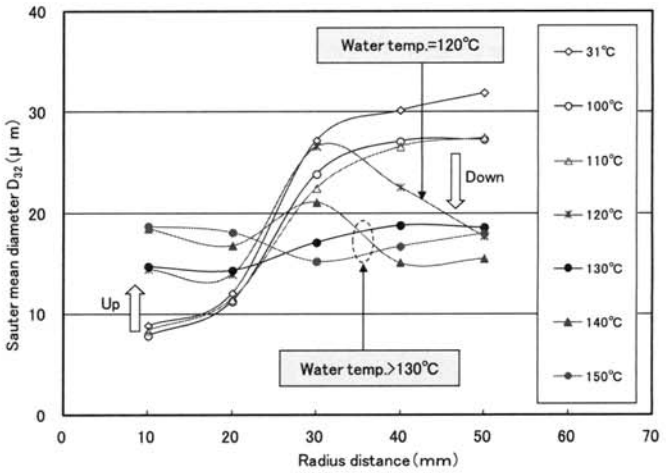


Fig.3 D32 distribution for water temperatures

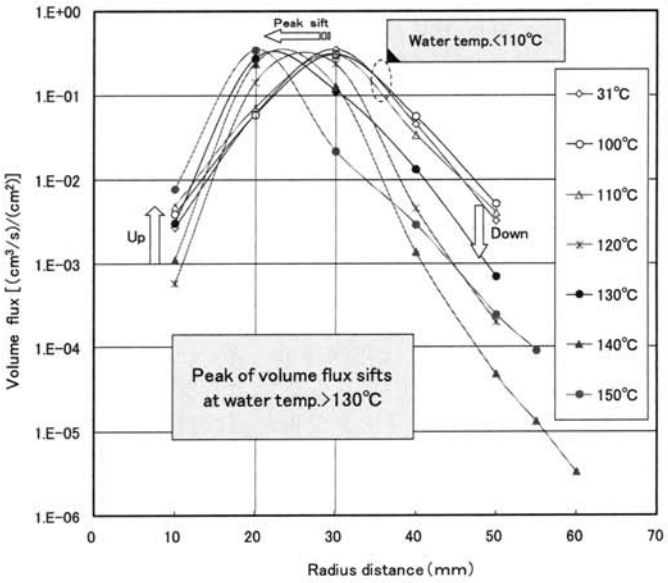


Fig.4 Volume flux for water temperatures

(2)図３より噴霧の中心軸(ゼロ点)から半径方向の平均粒径は、130℃の高温水を噴霧することで 31℃の常温水を噴霧した場合の概略 1/2 に減少し、全粒径がより均一化。
(3)図４から 130℃以上の高温水噴霧により常温時に大粒径が存在していた位置の体積流束が減少し、かつ体積流速のピーク値も小粒径側に推移し微細化が確認できた。

５．まとめ

ガスタービン吸気に太陽熱で加熱した高温水を噴霧して出力増加を図る太陽熱アシストガスタービンシステムに関して、一流体噴霧ノズルを用いた噴霧要素試験を実施し、高温高圧水噴霧による液滴微細化を確認した。

参考文献

1) IEA Solar-PACES ホームページ http://www.solarpaces.org
2) 高橋 一雄,他 3 名,"太陽熱を利用したガスタービン増出力システム",日本機械学会第 18 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集,pp.299-300(2013)
3) アトマイゼーション・テクノロジー, 液体微粒化学会編
4) 李忠遠、減圧沸騰による液体の微粒化に関する研究、東北大学学位論文

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-13

密度比がフィルム冷却の渦構造および冷却効率に及ぼす影響

*酒井　英司（電中研），高橋　俊彦（電中研），渡邊　裕章（電中研）

Effects of Density Ratio on Vortical Structures and Cooling Effectiveness of Film Cooling

*Eiji SAKAI(CRIEPI), Toshihiko TATAKASHI(CRIEPI) and Hiroaki WATANABE(CRIEPI)

ABSTRACT

To understand film cooling flow structure and film cooling performance on a gas turbine blades, large-eddy simulations were performed at three density ratio conditions, DR = 1.0, 1.5 and 2.0 with a constant momentum ratio. The results showed that the density ratio strongly affects vortical structures and film cooling effectiveness. When the density ratio is comparatively low, hairpin vortices are generated downstream of the hole exit. While, when the density ratio is comparatively high, the formation of the hairpin vortices is suppressed and jet shear layer vortices are generated on side edges of the ejected coolant jet. The jet shear layer vortices are found to enhance the film cooling effectiveness by conveying the coolant air to the wall surface. Additional simulations are performed to discuss a possibility of an improvement in the film cooling effectiveness by controlling the jet shear layer vortices.

Key words: Compressor, Combustor, Turbine, Control, Maintenance

1．はじめに

近年の発電用および航空用ガスタービンのタービン翼にはフィルム冷却が採用される。フィルム冷却においては，孔より吹き出された冷却流と主流の干渉により非常に複雑な渦が形成され，渦の形成と混合の過程がフィルム冷却効率に大きく影響する。特に，双子渦と呼ばれる主流方向に軸を持つ渦がフィルム冷却効率を著しく低下させると考えられており，その形成メカニズムに関して多数の研究がなされている [1)2)]。双子渦は時間平均場において抽出される渦構造であり，その実体は非定常的な渦に由来するため，高性能なフィルム冷却手法の開発のためには，非定常的な渦構造・挙動の理解が必要になる。

Tyagi ら [1)]，Yuan ら [2)]はそれぞれ主流に対して 35 度，90 度の角度で吹出される円形ジェットの Large-eddy Simulation（LES）を行い，孔近傍の渦構造を分類し，双子渦の形成メカニズムについて詳細に検討している。著者らも前報 [3)4)]において，主流中に 35 度で吹き出される円形ジェットの LES を行い，吹き出し比 BR に応じて双子渦の形成メカニズムおよびフィルム冷却効率が異なることを示している。

しかしながら，これらの研究では主流と冷却流の密度比を DR=1 としており，実機における DR~2 と異なっている。Pedersen ら [5)]，Sinha ら [6)]は DR によりフィルム冷却効率が異なることを実験的に示しており，このことからフィルム冷却にともなう渦構造および双子渦の形成メカニズムは DR によって異なると推察される。

そこで本研究では，フィルム冷却の基本的な問題として平板上フィルム冷却を取り上げ，密度比がフィルム冷却流れの渦構造，およびフィルム冷却効率に及ぼす影響について LES により詳細に調べた。

2．解析手法

2.1　支配方程式

解析には NuFD/FrontFlowRed を用いた。基礎方程式には Favre フィルタを施した連続の式，Navier-Stokes 方程式，エネルギ式，および状態方程式を用いた。低マッハ数近似により，温度変化に伴う流体の圧縮性の影響を考慮した。SGS モデルとしてダイナミック Smagorinsky モデル [7)]を用い，Lilly[8)]の方法で Smagorinsky 定数 C_s の値を決定した。C_s^2 は負値にならないように零でクリッピングした。乱流プラントル数は 0.4 一定とした [9)]。

対流項の離散化は 2 次中心差分とし，1 次風上差

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

分をブレンドさせた。N-S 式については中心差分を 98%, エネルギ式については中心差分を 90%とした。粘性項の離散化は 2 次中心差分とした。時間進行法には Euler 陰解法を用いた。無次元化した時間刻みは $\delta t^* = \delta t U_c/d = 1.6\times10^{-3}$ で，計算開始の 80,001 後から 150,000 ステップまでの間で時間平均をとり統計量を算出した。

本解析手法に関しては，前報 [3)4)]においてフィルム冷却孔出口近傍の流速と乱れ強さ，レイノルズ応力の分布を Pietrzyk ら [10)]の実験結果と，また中心線上およびスパン方向平均のフィルム冷却効率を Kohli ら [11)]の実験結果と比較し，概ね一致することから妥当性を確認した。

2.2 計算格子および境界条件

図 1 に計算領域を示す。流路は主流流路（Crossflow Channel）およびフィルム冷却孔（Film Cooling Hole）からなる。フィルム冷却孔は径が d=12.5mm，長さが L=5.23d で主流流路に対して 35 度の角度であいている。主流流路は高さ 5d, 幅 3d, 長さ約 27.5d である。主流流路入口から 2.5d の位置に高さ 1mm の矩形断面を持つトリップワイヤを取り付け，乱流境界層を発達させた。格子点数は主流流路が約 1020 万点，フィルム冷却孔が約 230 万点で，壁面付近に格子を密に配置した。主流部下壁面における y+は 1 以下とした。フィルム冷却孔出口後縁を原点とし，主流方向を x，スパン方向を y，高さ方向を z とした。

作動流体は空気を仮定した。境界条件として主流部入口において層流境界層の流速分布，フィルム冷却孔入口において一様な流速分布をそれぞれ与えた。主流部出口において圧力を固定し自由流出条件とした。スパン方向には周期境界条件，壁面には断熱・粘着条件を与えた。

表 1 に計算条件を示す。計算は運動量比 $IR=\rho_j U_j^2/(\rho_c U_c^2)=0.5$，密度比 $DR=\rho_j/\rho_c=1.0,1.5,2.0$ について行った。ここでρは密度，Uは平均流速，添え字の c は主流，j は冷却流を表す。フィルム冷却孔径を代表長としたレイノルズ数は，主流で Re_c=15,300，冷却流で Re_j=10,900～27,800 である。主流温度は T_c=298K, 冷却流温度は T_j=150,199,295K とした（それぞれ DR=2.0,1.5,1.0)。 なお，表 1 には吹出し比 $BR=\rho_j U_j/(\rho_c U_c)$, および速度比 $VR=U_j/U_c$ についても示した。

計算には電力中央研究所並列スカラ処理計算機（SGI Altix ICE）を用い，512 コアの並列計算を行った。1 ケース当たりおよそ 80,000,000CPUsec を要した。

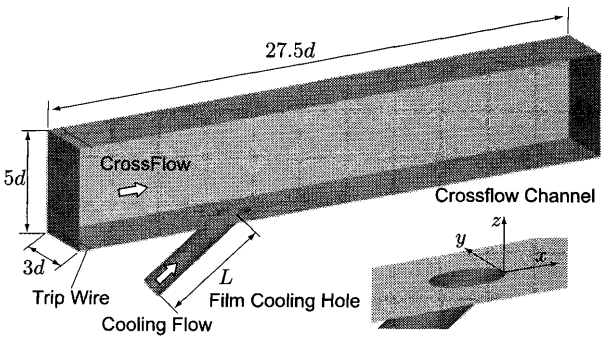


Fig. 1 Computational Domain

Table 1 Computational Conditions

Run	IR	DR	BR	VR	Re_c	Re_j
1(Base)	0.5	1.0	0.71	0.7	15,300	10,900
2	0.5	1.5	0.87	0.58	15,300	18,700
3	0.5	2.0	1.0	0.5	15,300	27,800

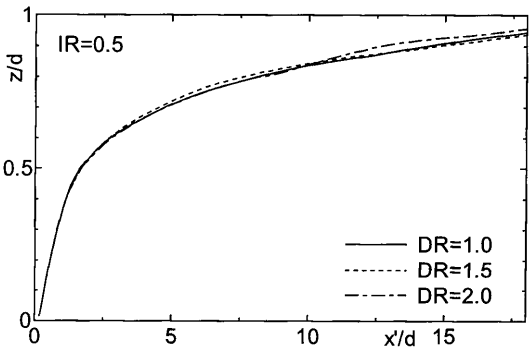


Fig.2 Jet Trajectories

3．結果および考察

3.1 冷却ジェットの軌跡

図 2 に，時間平均場においてフィルム冷却孔出口中心から放出される流線を示す。x'は孔中心からの主流方向距離である。図 2 より冷却ジェットの軌跡は同 IR において同様で，したがって以降では冷却流のペネトレーションの影響を無視して，DR によるフィルム冷却効率の違いを議論することができる。

3.2 フィルム冷却効率および無次元温度分布

図 3 に，時間平均場について，フィルム冷却効率$\eta=(T_c-T_w)/(T_c-T_j)$の分布およびスパン方向に平均したフィルム冷却効率η_{lat}の主流方向分布を示す。T_wは主流部下壁面の温度である。DR=1.0（ベース）の場合，孔直後においてη_{lat}が大きく低下し，冷却流のリフトオフが生じている。その後，冷却流が再付着し，η_{lat}が緩やかに上昇する。一方，DR=1.5, 2.0 の場合には，冷却流のリフトオフが抑制され，また冷却流がスパン方向に広がって，DR=1.0 に比べて高いηが得られる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

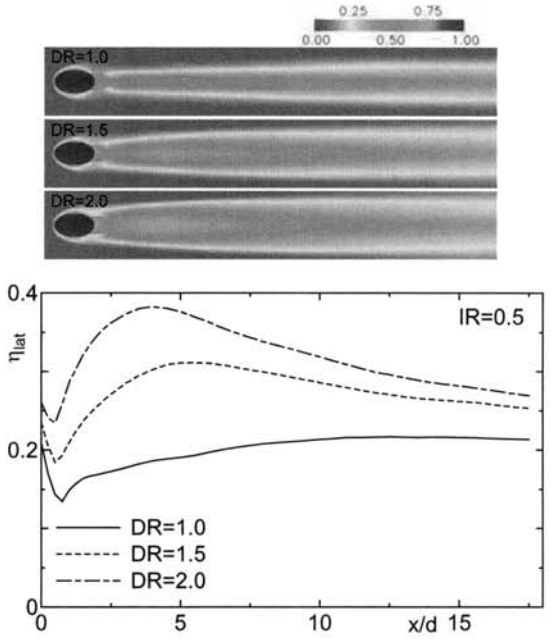


Fig. 3 Film Cooling Effectiveness

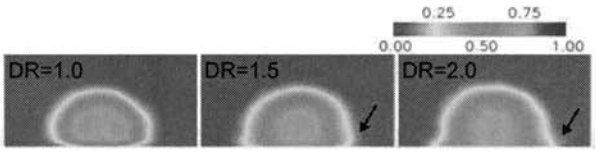


Fig.4 Distribution of θ (x/d=3)

図4にx/d=3における主流直交断面内の無次元温度$\theta=(T_c-T_f)/(T_c-T_j)$の分布を示す。$T_f$は主流と冷却流の混合流体の温度である。DRによって壁面近傍の温度分布に違いが見られる。DR=1.0の場合には丸形の温度分布が見られるのに対して，DR=2.0では壁面近傍においてスパン方向に拡がった分布となっている（図中の矢印）。図3，図4より，IRを固定した条件下において，高DRでは冷却流が壁面を広く覆って，低DRに比べて高いフィルム冷却効率が得られることがわかった。

3.3 孔周りの渦構造

図5にDR=1.0とDR=2.0について孔出口近傍の渦構造を$\nabla^2 p/\rho$の等値面により示す。基本的な渦構造の理解を容易にするため，トリップワイヤを設けずに層流境界層のまま主流を流入させたときの渦構造を併せて示す。

DR=1.0（ベース）に注目すると，孔側面に$-y$領域で正，$+y$領域で負の主流方向渦度ω_xを持つ一対のぶら下がり渦（Hanging Vortex）が形成される。孔の下流において，Tyagiら[1)]の報告と同様に，ヘアピン渦（Hairpin Vortex）が形成される。ヘアピン渦の両端は$-y$領域で正，$+y$領域で負のω_xを持ち，その回転方向は，双子渦と同じであるため，DR=1.0では時間平均場において双子渦がヘアピン渦として観察されるものと考えられる[1)]。

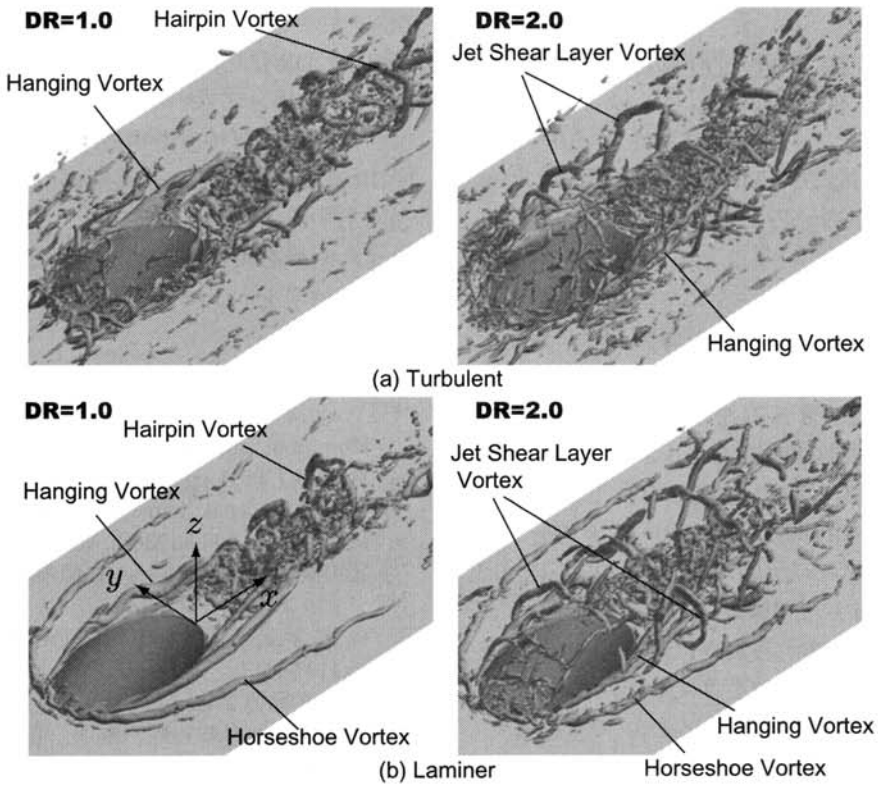


Fig. 5 Vortical Structures around Hole Exit

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

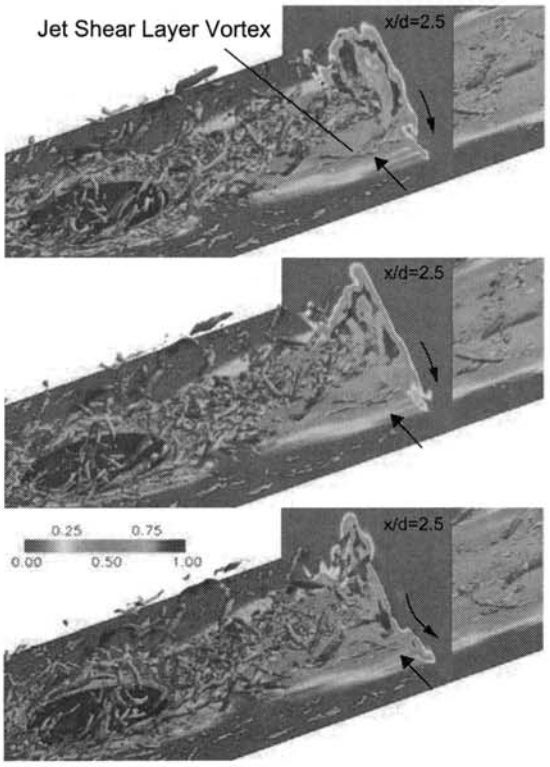


Fig. 6　Vortical structures and θ at x/d=2.5

一方，DR=2.0 の場合，DR=1.0 と同様にぶら下がり渦の形成が確認できるものの，ヘアピン渦の形成は明確でなく，また冷却流の側面においてせん断渦（Jet Shear Layer Vortex）が形成される。せん断渦は$-y$ 領域で正，$+y$ 領域で負のω_xを持ち，双子渦と同じ回転方向である。そのため DR=2.0 においては時間平均場においてせん断渦が双子渦として観察されるものと考えられる。

図 6 に，Run 3 について x/d=2.5 におけるθの分布を$\nabla^2 p/\rho$の等値面およびηの分布と共に示す。図 6 より，せん断渦によって冷却流が断面内を下壁面に向かって運搬されていることがわかる。この結果，比較的 DR が大きい場合，せん断渦の形成されない DR=1.0 に比べて，冷却流が壁面を広く覆ってフィルム冷却効率が向上する。

3.4　渦制御によるフィルム冷却効率の向上

ここではせん断渦の制御によるフィルム冷却効率の向上の可能性について検討した。せん断渦の制御は，フィルム冷却孔入口における流速分布を変化させることで行った（図 7）。計算条件は，IR=0.5, DR=2.0 とし（Run 3 と同様），Run 3a では Run3 に比べてせん断渦が発達するように，Run 3b では反対にせん断渦が発達しないようにした。

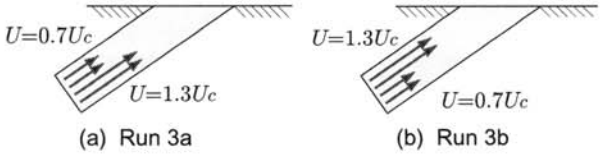


Fig. 7　Inlet Conditions

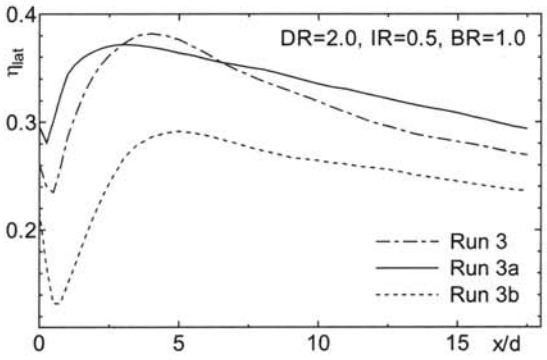


Fig.8　Comparison of η_{lat}

図 8 にスパン方向平均のフィルム冷却効率を比較して示す。Run 3a では Run 3 に比べてフィルム冷却効率に改善が見られる。一方，Run 3b では Run 3 に比べてフィルム冷却効率が低下している。

4．まとめ

平板上のフィルム冷却を対象に LES を行い，密度比が渦構造およびフィルム冷却効率に及ぼす影響について調べた。その結果以下の結論が得られた。

・密度比 DR に応じて双子渦を構成する渦は異なり，DR=1.0 の場合にはヘアピン渦が，DR=2.0 の場合にはせん断渦が双子渦を構成する。

・DR=2.0 において，せん断渦はフィルム冷却効率を向上するように作用する。

・せん断渦を積極的に形成させることで，フィルム冷却効率を向上できる可能性がある。

参 考 文 献

1) Tyagi M., et al.: Large Eddy Simulation of Film Cooling Flow from an Inclined Cylindrical Hole, J. Turbomach, Vol.123, (2003), pp.734-742.
2) Yuan, L. L., et al.: Large-eddy Simulation of a Round Jet in Crossflow J. Fluid Mech, Vol.379, (1999) pp.71-104.
3) 酒井英司,他 2 名: 主流中に傾斜して吹出される円形ジェットのラージエッディシミュレーション，日本機械学会論文集,B 編 Vol.78, No.789 (2012) pp.1107-1117.
4) 酒井英司,他 2 名: LES によるガスタービンの膜冷却流れ構造と冷却特性の解明，電力中央研究所報告，M11010 (2012).
5) Pedersen D. R., et al.: Film-Cooling with Large Density

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Difference between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat-Mass Transfer Analogy, J. Heat Transfer, Vol.99, (1977), pp.620-627.
6) Sinha, A. K., et al., : Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes With Variable Density Ratio, J. Turbomach., Vol.113, (1991), pp.442-449.
7) Germano, M.,et al., : A Dynamic Subgrid-scale Eddy Viscosity Model, Physics Fluids, Vol.A3, (1991), pp.1760-1765.
8) Lilly, D. K., : A Proposed Modification of the Germano Subgrid-scale Closer Method, Physics Fluids, Vol.A4,(1992), pp.633-635.
9) Pitsch, H., et al., : Large-eddy Simulation of a Turbulent Piloted Methane/Air Diffusion Flame (Sandia Flame D), Physics Fluids, Vol.12(10), (2000) pp.2541-2553.
10) Pietrzyk, J. R., et al., : Hydrodynamic Measurements of Jets in Crossflow for Gas Turbine Film Cooling Applications, J. Turbomach., Vol.111, (1989), pp.139-145.
11) Kohli, A., et al.,: Adiabatic Film Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling with Large Angle Injection, J. Turbomach, Vol.119, (1997),pp.352-358.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

A-14

超臨界ＣＯ$_2$タービン冷却翼の概念設計

*伊藤勝康，佐藤岩太郎，　鶴田和孝（(株)東芝）

Conceptual Design of Cooling Blades used for a Supercritical CO_2 Turbine

*Shoko Ito, Iwataro Sato, Kazutaka Tsuruta (Toshiba Corporation)

ABSTRACT

The novel thermodynamic power cycle developed by NET Power can captures 100% of atmospheric emissions including all carbon dioxide, and can be driven with high thermodynamic efficiency. The proprietary system achieves these results through a closed-loop, high-pressure, low-pressure-ratio recuperated Brayton cycle that uses supercritical CO_2 as the working fluid.

Toshiba, NET Power, CB&I and Exelon are partnering to commercialize this system by developing a 25MW-class pilot plant that is scheduled to begin testing in 2015. Toshiba has undertaken the development of the new combustor and turbine that will be required due to the pressures, temperatures and working fluid of this cycle. The turbine inlet temperature of the cycle is not high compared with the current gas turbine, but the inlet pressure is extremely high. In this fluid condition, the turbine hot-gas-path components such as turbine nozzles and turbine buckets are exposed to the very severe heat transfer. According to our estimation of the heat transfer coefficient on the turbine blade surface, it is approximately ten times higher than the 1300℃-class gas turbine blades.

This paper describes the conceptual design of the cooling structure for the turbine first stage blades in the development of the 25MW-class S-CO_2 turbine.

Key words: Supercritical CO_2, Turbine, Cooling Structure, Turbine Blade

1. はじめに

近年、火力発電所等から排出される CO_2 問題に対する対応が急務となっている。加えて原発事故により国内では火力発電の需要が増加しており、CO_2 排出量の大幅な増加が懸念されている。

このため火力プラントの排出ガスから CO_2 を回収するために分離回収技術の開発が盛んに行われている [1]。しかしながら、このような分離回収技術の火力プラントへの適用は、発電コストの増加に繋がるとされている。また回収した CO_2 を貯留や商業利用を目的にパイプラインで移送するためには、高圧の状態で回収する必要がある。

NET Power 社は、この問題に対して化石燃料を使用しながら、上記のような CO_2 分離回収装置を必要としないで高純度の高圧 CO_2 を回収可能で、かつ既存コンバインドサイクルと同等の発電効率を有するサイクルを提案している [2]。このサイクルでは超臨界 CO_2 を作動媒体として、燃料である LNG の燃焼には空気の変わりに酸素を用いることで燃焼による NOx の排出もない環境調和型発電システムを実現することが可能となる。

東芝は、前記サイクルによる発電システムを実現するために、NET Power 社、CB&I 社および Excelon 社と共同で商用プラントの開発を進めており、重要コンポーネントである高温・高圧タービンおよび燃焼器を担当している。なお本開発プロジェクトは、下記の３ステップを主要マイルストーンと位置づけて推進している。

１）超高圧・高温燃焼器の開発および燃焼試験

２）25MW 級　パイロットプラントの設計、建設および実証試験

３）250MW 級　商用機の設計と販売

本プロジェクトにおいて、現在東芝は上記高圧燃焼試験と 25MW パイロットプラントの CO_2 タービンの開発設計を進めている。なお上記燃焼試験は、現時点において目標圧力である 30MPa に既に達している。

ここでは、高温・高圧の超臨界 CO_2 を作動媒体とするタービンにおけるタービン冷却翼の冷却特性に関する検討状況に関して報告する。

2. 主な記号

q　　：熱流束 (W/m2)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Tg, Tc　：高温ガス温度、冷却媒体温度（℃）
T1, T2　：TBC 表面温度、メタル外面温度（℃）
hg, hc　：高温ガス側熱伝達率、
　　冷却媒体側熱伝達率（W/m2/K）
k1, k2　：TBC 熱伝導率、メタル熱伝導率（W/m/K）
L1, L2　：TBC 膜厚、メタル肉厚（m）
η　：メタル表面冷却効率 (Tg - T2) / (Tg - Tc)
hg_e　：等価熱伝達率 1 / (1 / hg + L1 / k1) (W/m2/K)
Bg_e　：等価ビオー数　hg_e*L2 / k2
C　：対流冷却パラメータ hc / hg_e
Rg1　：TBC 熱抵抗 L1 / k1 (m2K/W)
Rg2　：メタル熱抵抗 L2 / k2 (m2K/W)
Gg, Gc　：主流 CO_2 流量、冷却 CO2 流量 (kg/s)
ϕ　：冷却 CO_2 流良比 Gc / Gg (%)

3. 超臨界 CO2 発電システムの概要

3.1 システムの構成と特徴

Fig.1 にシステムの構成概要を示す。本サイクルは、基本的に超臨界 CO_2 を作動媒体とする再生ブレイトンサイクルであり、圧縮機（ポンプ）、燃焼器、タービンおよび再生熱交換器の主要機器で構成される。

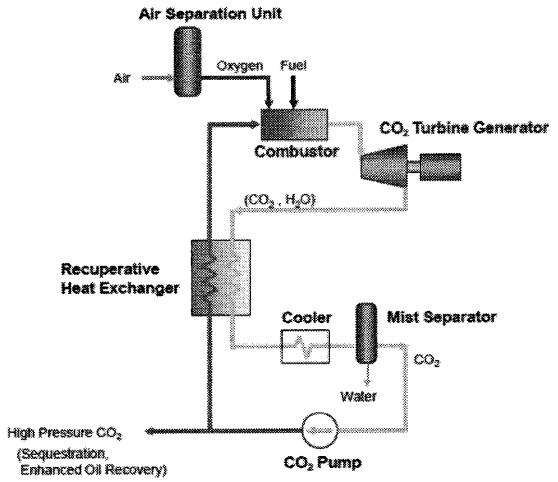


Fig.1　Schematic diagram of new thermal power generation system

本システムでは、CO_2、燃料としての天然ガスおよび空気から分離した酸素を燃焼器に注入し、燃焼させて発生した高温ガスでタービンを回転させて発電される。その後、タービンから排出された燃焼ガス（CO_2 と水蒸気）は、再生熱交換器を経て冷却され、水分を分離した後、高圧ポンプで圧縮される。大部分の CO_2 は作動媒体として燃焼器へ循環されるが、燃焼により発生した CO_2 分はそのまま回収することができる。本発電システムでは、高圧ポンプにより圧力上昇される CO_2 は約 30MPa に達し、超臨界状態にある。更にこの高圧 CO_2 は燃焼器にて約 1100℃の燃焼ガスとなってタービンにて膨張する。この燃焼ガスは、タービン出口において約 700℃であり、高圧ポンプにて昇圧された高圧 CO_2 により再生熱交換器で熱回収される。

以下に、本発電システムの主要な特徴をまとめる。

- 燃焼により発生するガスは作動媒体と同じ CO_2 と水蒸気のみであるため、ボトミング側で水蒸気のみを凝縮回収することで、燃焼により増加した CO_2 分を高圧ポンプ出口で回収することが可能である。このため、特別な分離回収装置を設けることなく CO_2 の回収とゼロエミッションが達成できる。
- 回収される CO_2 は高圧（約 30MPa）であるため、ＥＯＲ等にて利用可能である。
- 超臨界域での高圧ポンプによる昇圧動力低減と再生熱交換器による排気エネルギの熱回収により、既存コンバインドサイクルと同等の発電効率を実現可能
- 上記特徴から１００％CO_2 回収可能な発電システムでありながら、既存発電システムと比較してコンパクトでかつ経済性に優れている。

3.2 25MWCO_2 タービンの概要

Fig.2 に、現在計画中の 25MW パイロットプラント CO_2 タービンのタービン断面を示す。タービンは、作動媒体である CO_2 が 30MPa と高圧であるため、二重ケーシング構造として、内部ケーシングと外部ケーシングの空間は冷却用 CO_2 で満たされている。またタービン内部に燃焼器を備え、トランジションピースでタービンと接続されている。タービンは 7 段落からなり、1～5 段までの静翼・動翼共に冷却翼となっている。これら冷却翼の材料は、既存ガスタービンで一般に使用されている Ni 基および Co 基の耐熱合金が適用可能と考えている。また各冷却翼は、全面に遮熱コーティング(TBC)を設けている。

タービンロータは、冷却 CO_2 をタービン動翼に供給するためセンターボアを有している。またロータは Ni 基の耐熱合金で構成されるが、両端の温度が低い部位は CrMoV 鋼からなり、これらは溶接により一体構成となっている。

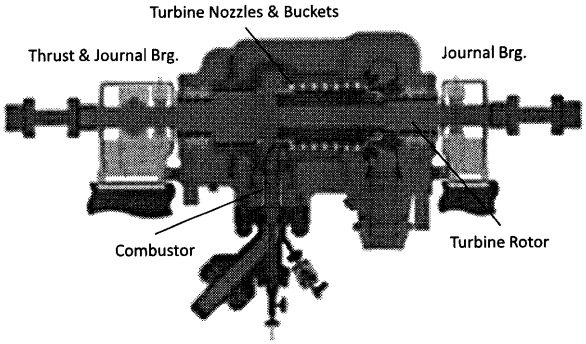


Fig.2 Cross-section of the 25MW CO_2 turbine

上記技術は、Ａ－ＵＳＣおよび既存ガスタービンで既に適用されている技術であり、本 CO_2 タービンはこれら技術の融合・改良で実現可能と考えている。しかしながら、作動媒体としての超臨界 CO_2 に対しては未経験の部

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

分であり、本タービンの実現に向けては、以下が開発課題として想定している。

・超臨界 CO_2 タービン冷却システム
・シール技術
・CO_2 雰囲気中での材料の表面劣化評価
・高熱流束下での TBC の耐久性評価

4. CO_2 タービン翼の冷却検討

4.1 冷却システム

本タービンの入口温度は約 1100℃であり、静翼、動翼等の通路部部品は冷却が必要となる。冷却媒体としては、サイクルを循環する作動用 CO_2 の一部を取り出して供給する計画であるが、冷却媒体は供給される温度と圧力を考慮すると取り出す位置は限定される。高圧側の再生器出口温度は約 700℃であり、冷却媒体としては高すぎる。一方で再生器入口の場合は、サイクル上、常温に近い温度でかなり低すぎるため、熱応力等の問題がある。このため本計画では、Fig.3 に示すように適度な温度(約 400℃)となる再生器途中から取り出す計画で進めている。

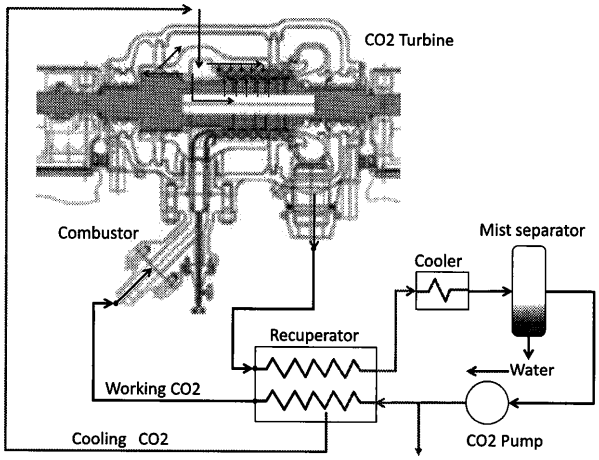


Fig.3 Schema of the turbine cooling system

冷却 CO_2 はケーシング内に供給され、静翼冷却用と動翼冷却用に分岐されてそれぞれに供給される。動翼冷却用 CO_2 はタービンロータ内のセンターボアから各段落の動翼に供給する計画である。またこの冷却 CO_2 は、グランドシールとしても使用される共に一部はケーシング冷却用としても使用する計画である。

本サイクルでは既存コンバインドサイクルと比較して、冷却媒体の増加によるプラント効率への影響が大きく、試算によると冷却媒体の増加による効率低下は、コンバインドサイクルの 1.5～2.0 倍程度である。従って、プラント効率向上のためには、冷却 CO_2 の消費量削減が必須である。

4.2 冷却概略検討

高温高圧（約 1100℃、30MPa）の CO_2 作動媒体に晒されるタービン静翼・動翼は、冷却が必要となる。空気を作動媒体とする既存ガスタービン（約 1.5MPa）に較べて圧力が約 20 倍であり、翼面の熱伝達率は非常に大きくなると想定される。Fig.4 に現在計画している 25MW-CO_2 タービン第 1 段静翼の翼面熱伝達率分布を、同翼コート長(約 60mm)の 1300℃級ガスタービン静翼翼面熱伝達率の平均値との比率で示す。翼面の熱伝達率は、既存ガスタービンの静翼に対して、平均で約 10 倍の値を示している。

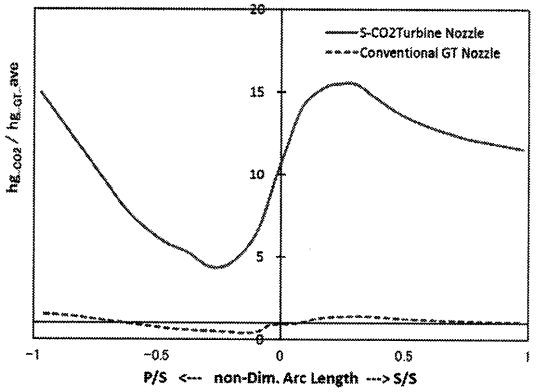


Fig.4 Comparison of the heat transfer coefficient on the 1st stage nozzle with conventional GT nozzle

次に Fig.5 に示す簡易的 1 次元熱伝導モデルによる冷却特性の評価結果を示す。なお Fig.5 は、メタル表面に TBC を有しているが、簡単のためにボンドコートは省いている。高温ガス側から冷却媒体側への熱流束 q は、以下の（1 a）式で表される。さらに TBC による熱抵抗を含んだ等価熱伝達率 hg_e に置き換えて（1 b）式のように表される。

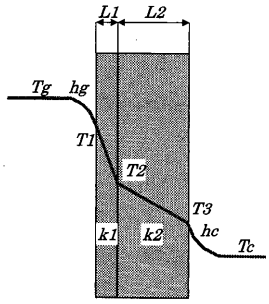


Fig.5 Calculating model for 1D heat transfer

$$q = \frac{Tg - Tc}{\frac{1}{hg} + \frac{L1}{k1} + \frac{L2}{k2} + \frac{1}{hc}} \quad (1a)$$

$$q = \frac{Tg - Tc}{\frac{1}{hg_e} + \frac{L2}{k2} + \frac{1}{hc}} \quad (1b)$$

このとき（2）式で定義されるメタル表面温度に関する冷却効率 η は、（1 b）（2）式から（3）式のように表される。

$$\eta = \frac{Tg - T2}{Tg - Tc} \quad (2)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\eta = \frac{1}{1 + Bg_e + 1/C} \quad (3)$$

（3）式の関係から、本 CO2 タービン第 1 段静翼を想定して、同サイズの 1300℃級既存ガスタービン第 1 段静翼と冷却特性を上記 1 次元伝熱モデルで比較した結果を Fig.6～Fig.8 に示す。但し、一般にガスタービン静翼に使用される耐熱合金における冷却の目安である外面メタル温度 T2 としたときの冷却効率 η 一定の条件下で評価した結果である。Tab.1 に評価計算条件を示す。

Tab.1　Calculating conditions

		S-CO2 Turbine	Conventional GT
Tg	℃	1,150	1,400
Tc	℃	400	400
hg	W/m2/K	35,000	3,500
c=hg_e/hc	-	Parameter	Parameter
Rg1=L1/k1	m2K/W	Parameter	Parameter
Rg2=L2/k2	m2K/W	1.20E-04	1.20E-04
η	-	0.33	0.5

Fig.6、Fig.8 に示す TBC 熱抵抗 Rg1 と熱流束 q および対流冷却パラメータ C の関係において、TBC が無い場合は熱流束が過大になり内部対流冷却のみでは目標とするメタル温度が実現できない状況である。一方で、TBC を設けることで TBC 熱抵抗 Rg1 の増加と共に等価熱伝達率 hg_e は急激に低下し、これに伴い熱流束 q も低下する。この等価熱伝達率の低下割合は、熱抵抗 $Rg1=0.2\times10^{-3}$ までが特に大きく、約 1/10 まで低下している。このため TBC による遮熱効果は、既存ガスタービン静翼より著しく大きく、熱抵抗 $Rg1=2.0\times10^{-3}$ 付近で既存ガスタービン静翼と同程度の熱流束まで低減される。但しこれ以上 Rg1 を増加しても等価熱伝達率 hg_e の低減割合への影響は小さい。

次に外面等価熱伝達率 hg_e に対する冷却側の対流冷却割合を表す対流冷却パラメータ C は、既存ガスタービンで約 1.5 程度であるのに対して、本 CO_2 タービンでは $Rg1=0.1\times10^{-3}$ 以下で急激に上昇し、TBC が無い状態では冷却不可能な状況となっている。一方で Fig.8 に示すように、$Rg1=0.1\times10^{-3}$ 以上では C は 1.0 以下となり、既存ガスタービン翼より小さい対流冷却効果で冷却可能であると推定される。これは実外面熱伝達率 hg に対しては、約 1/10 の冷却側熱伝達率 hc となる。

以上の結果から、本 CO_2 タービン翼の冷却設計では TBC を設けることで熱流速を既存ガスタービン相当に低減可能である。この時の TBC 膜厚は、サイズ的に同程度のコード長を有する既存 1300℃級ガスタービン翼の TBC 膜厚と同等である。また冷却側熱伝達率は、外面熱伝達率の 1/10 程度であることから、必要とする冷却流量は既存ガスタービン翼よりも少ない流量比で冷却可能なものと推定される。

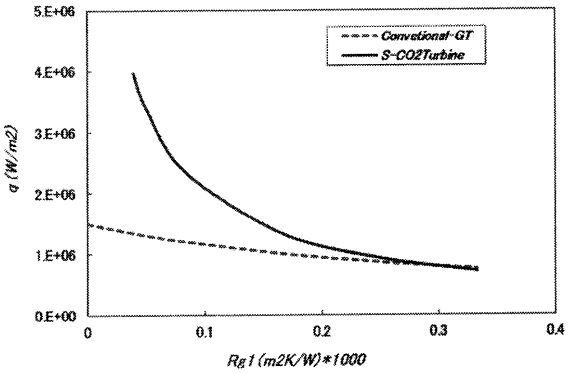


Fig.6 Reductive effect on heat flux with incresing TBC heat resisitance

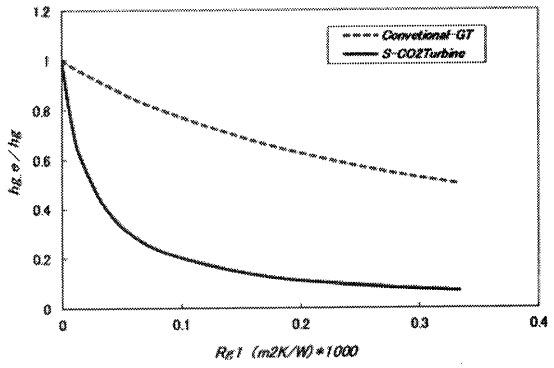


Fig.7 Effect on equiv. heat transfer coefficient with increasing TBC heat resisitance

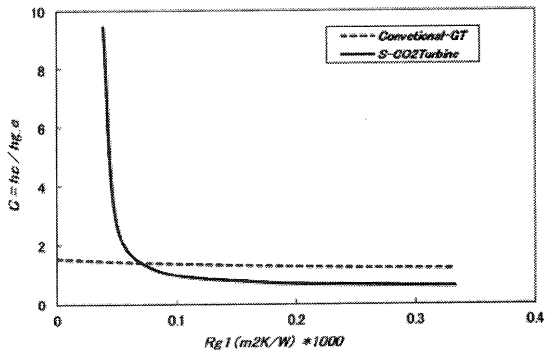


Fig.8 Required convection-cooling-parameter with increasing TBC heat resisance

4.3 25MW タービン第 1 段静・動翼の冷却設計

前述の概略検討結果を基に、第 1 段静翼および第 1 段動翼の概念冷却設計を実施した。現在検討中の 25MW 向けそれぞれの冷却構造を Fig.9 に示す。

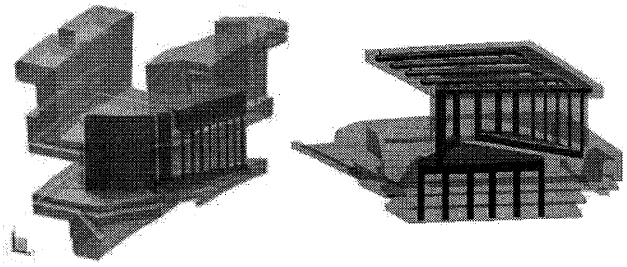
第 1 段静翼の翼有効部前方はインピンジメント冷却構造となっており、冷却後の冷却 CO_2 は、内外輪の側壁を冷却した後に翼外に吹出す。翼中方部の冷却通路から流入した冷却 CO_2 は、内輪側側壁で一部を吹出して冷却し、更に後縁側に設けた多孔の冷却通路を通って後縁部を冷却する。その後外輪側壁から吹出して同様に側壁を冷却する。また一部は、動翼チップに対向する静止側壁面を

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

冷却した後にガス通路面に吹出す。このように翼有効部および側壁部を一体で冷却し、冷却 CO_2 を有効に使用する冷却構造としている。

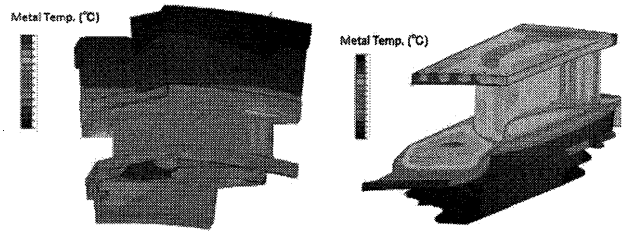
第1段動翼は、基本的に多孔式対流冷却方式であるが、冷却 CO_2 消費量を抑えるために、前縁側→中央部→後縁部と折り返して対流冷却する構造としている。更に翼チップカバーを最終的に冷却して通路部に吹出す、一体冷却構造となっている。

静翼、動翼共に燃焼ガスと接する翼面には TBC が設けられており、この遮熱効果により冷却側の対流熱伝達率を大きくとる必要が無くなる。このため単純な冷却方式でかつ少ない冷却流量で所定のメタル温度に冷却可能となっている。Fig10 に本冷却構造におけるメタル温度分布を示す。



1st stage Nozzle　　1st stage Bucket

Fig.9 Cooling structure of the turbine blades



1st stage Nozzle　　1st stage Bucket

Fig.10　Metal temperature distribution on the blades

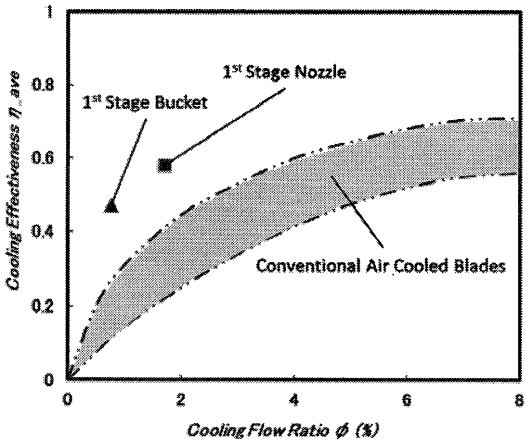


Fig.11 Comparison of the cooling effectiveness with conventional air coold blades

更にこの時の冷却流量比 ϕ と冷却効率 η の関係を Fig.11 に示した。なお本冷却効率は断面平均メタル温度での定義である。既存空冷ガスタービン冷却翼における冷却流量比と冷却効率の関係に対して、半分以下の冷却媒体流量比で所定の冷却効率を達成することが可能である。

今回の概念設計により、既存ガスタービン冷却翼に対して大幅に冷却流量が低減可能な見通しが得られた。しかしながら、冷却翼の段落数が5段落であることとプラント効率向上を考慮すると、更に冷却およびシール流量を削減することが今後の課題となる。また本冷却翼は TBC 適用が必須であり、かつ運転中の剥離は絶対に避ける必要がある。このため TBC の耐久性確認と向上が実現に向けた課題となる。

5. まとめ

NET Power 社により提案されている、化石燃料を使用しながら CO_2 を 100%回収可能な超臨界 CO_2 タービン発電サイクルの実用化に向けた開発を推進している。本発電システムのキーコンポーネントの一つであるタービンは、超臨界 CO_2 を作動媒体とし、入口状態は約 1100℃、30MPa に達する。当社はガスタービンおよび蒸気タービンで培った技術の融合・発展により本超臨界 CO_2 タービンの開発を進めている。

今回の報告では、現在計画中の 25MW パイロットプラント用タービン開発におけるタービン冷却翼の概念設計結果について紹介した。

- 翼面の熱伝達率は、高圧力の影響で既存ガスタービン翼に対して約 10 倍大きい
- 従来より大きい外面熱伝達率は、TBC の適用を必須とする一方で、TBC による遮熱効果を増大させる。
- 冷却構造はシンプルでありながら既存空冷ガスタービン冷却翼より少ない冷却流量で高い冷却効率を実現可能である。

参考文献

(1) 西尾, "CO_2.排出削減にかかる CCS の役割とその展望' GTSJ ガスタービンセミナー(第41回)資料集. pp.73-78, 2013.

(2) R.J. Allam, Miles R. Palmer, G. William Brown Jr., Jeremy Fetvedta, David Freeda, Hideo Nomoto, Masao Itoh, Nobuo Okita, Charles Jones Jr.," High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide",GHGT-11,2012

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-15

高圧タービンにおけるリムシール部のＣＦＤ解析

*鈴木　正也（ＪＡＸＡ），林　亮輔（東理大院），山本　誠（東理大），真鍋　敬（ＩＨＩ）

CFD Analysis of Hot Gas Ingestion through Rim Seal of High Pressure Turbine

*Masaya SUZUKI (JAXA), Ryosuke HAYASHI (Grad. School of Tokyo Univ. of Science),
Makoto YAMAMOTO (Tokyo Univ. of Science) and Takashi MANABE (IHI)

ABSTRACT

Numerical simulation of hot gas ingestion around rim seal is highly time consuming since high speed main stream and low speed cooling flow have to be solved simultaneously. Combinations of time marching scheme and convection scheme for all-speed CFD were tested in order to reduce computational cost to predict hot gas ingestion through rims seal of high pressure turbine. Preconditioning alternating direction implicit symmetric Gauss Seidel (pADI-SGS) scheme and SLAU were selected in the present simulation based on screening simulation on simplified axisymmetric geometry. Three-dimensional simulation showed that the combination of pADI-SGS and SLAU was more efficient from 4 to 10 times than classical scheme.

Key words: Turbine, Cooling, Computational Fluid Dynamics, Preconditioning Method, All Speed Scheme

1．諸　言

ガスタービンの性能向上のため，タービン入口温度は年々高くなっている。高圧タービンにおいては，構造上，静止部と回転部の隙間から主流の高温ガスを巻き込んでしまうことは避けられない。巻き込んだ高温ガスにより，ディスクの金属温度を上昇させ，その強度に重大な影響を及ぼす。タービンディスク周囲での主流巻き込みを回避するため，当該キャビティにはパージエアが供給されるとともに，ディスクリム部にはシール（リムシール）が設けられ，主流ガスの過度の巻き込みを防止している。

パージエアの流量を大きくすれば冷却上は有利であるが，パージエアは圧縮機から抽気されるため，パージエア流量の増加はエンジン性能を低下させる。エンジン性能への影響を最小限とするため，できるだけ少ないパージエア流量にするには，主流巻き込み現象に対する理解と，リムシールの最適な設計が不可欠である。

従って，主流高温ガスの巻き込み量を精度よく予測することが重要であるが，高圧タービン初段静翼出口の主流マッハ数は 1 に近い一方で，パージエアによる冷却流のマッハ数は 0.01 程度のオーダーとなる。この速度差は数値流体力学（CFD）による解析を困難なものにしている。一般的な CFD ソルバーは，非圧縮性流体を対象とした圧力ベースソルバーと圧縮性流体を対象とした密度ベースソルバーに大別される。主流巻き込みを精度よく予測するためには，圧縮性を考慮する必要があるが，密度ベースソルバーはマッハ数がおおよそ 0.1 以下となるような流れ場に適用すると，厳しい時間刻みの制限と移流スキームの過大な人工粘性による解の硬直性（stiffness）が問題となり，収束解を得られない，あるいは非物理的な解に収束してしまうことがある。

一方，Turkel[1]は疑似音速を導入した前処理法（Preconditioning mehod）を提案した。これは低マッハ数の場合，音速を速度と同じオーダーに強制的に変換する方法である。この方法は Weiss-Smith[2] によりさらに一般化された。前処理を施すことにより，密度ベースソルバーで低マッハ数流れを解くことが可能となるが，前処理にはカットオフマッハ数と呼ばれる定数が必要となり，この定数の値は収束性に大きな影響を及ぼす。通常はカットオフマッハ数を一様流マッハ数と同程度の値にとるが，本研究で対象とするような主流と冷却流の速度差が大きい流れ場では，一様流マッハ数を定義することができない。また，前処理法を適用する場合，前処理により特性速度が変化するため，移流項の評価についても一般的な FDS，FVS，AUSM を用いることはできない。Weiss-Smith は Roe スキームに忠実に前処理を施した前処理 Roe スキームを用いたが，この定式化は煩雑であり，カットオフマッハ数が空間精度にも影響を及ぼす。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

本研究では，時間積分法に前処理法に基づく陰解法を，移流項スキームに全速度スキームを適用することで，低マッハ数から亜音速までを高速かつ正確に解析可能な計算手法を構築する。この計算手法を用いて，過去に株式会社 IHI で実施した主流巻き込みリグ試験[3]について CFD 解析を行い，従来の方法との比較を行う。なお，実験ではパージエアに二酸化炭素を混入し，二酸化炭素濃度を測定することでシール効率（主流巻き込み量）を算出しているため，本研究では，二酸化炭素濃度をパッシブスカラーとして解析することでシール効率を算出する。

2．支配方程式と数値解法

2.1 概　要

本研究が対象とする問題は，高速な主流と低速な冷却空気流を同時に解く必要があるため，標準的な非圧縮性流体向けの圧力ベースソルバーや圧縮性流体向けの密度ベースソルバーでは妥当な計算が困難である。そこで本研究では，圧縮性を考慮しながら低マッハ数領域から高マッハ数領域までを統一的に計算できる解析手法を構築するため，時間積分法に前処理型陰解法を，移流項スキームには全速度対応スキームを用いた密度ベースソルバーにより解析を行う。

2.2 支配方程式

本研究では，圧縮性乱流場を対象とするため，RANS により計算を行う。支配方程式として，ファーブル平均された連続の式，ナヴィエ・ストークス方程式，エネルギー式，濃度輸送式を解く。乱流モデルについては，標準 k-epsilon モデルを用いる。二酸化炭素濃度の拡散については，シュミット数 1 を仮定し，乱流拡散についても勾配拡散と有効シュミット数 1 を仮定する。本研究では，ローター部に回転座標系を用いるため，回転座標系における慣性力として，コリオリ力と遠心力を体積力として与える。

2.3 離散化手法

数値計算は有限差分法を用いて行われる。非粘性項は A-Roe[4]，AUSM$^+$-up[5]，SLAU[6]の三通りのスキームを用いてその性能を比較する。これらのスキームは MUSCL により二次精度に高次精度化される。粘性項には二次中心差分を用いる。時間進行には ADI-SGS に Weiss-Smith[2]の前処理行列を施すことにより構築した前処理型陰解法（ここでは pADI-SGS と呼ぶことにする）を用いる。多くの前処理法の適用例では LU-SGS を用いているが，ADI-SGS は LU-SGS 同様に対角化が不要であり，LU-ADI と同様に並列化が容易であるため前処理のベースとした。なお，非定常解析に前処理型陰解法を用いるため，内部反復により最大二次精度を維持している。

3．計算条件

株式会社 IHI で実施した主流巻き込みリグ試験を対象とする。詳細は文献[3]に示されている。

まずは計算方法のテストのため，軸対称の流路のみの形状について二次元計算を行う。その後，実際のリグ試験形状について三次元計算を行う。各ケースの概略図を図1に示す。リグ試験はキャビティ位置がディスク下流側およびディスク上流側の場合について行われたが，本研究ではディスク下流側キャビティを対象とし，そのうちの主流レイノルズ数 $\mathrm{Re}_m = 2.4 \times 10^6$，回転レイノルズ数 $\mathrm{Re}_\theta = 3.0 \times 10^6$，無次元二次空気流量 $C_w = 3.6 \times 10^3$ のケースについて計算を行う。これらの無次元数の定義はそれぞれ以下の通りである。

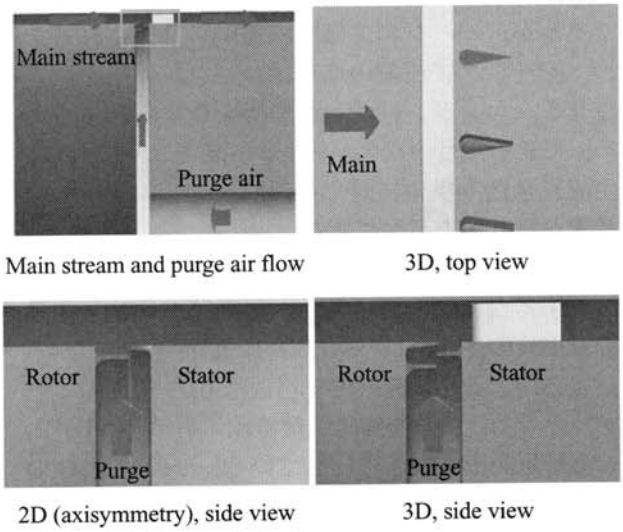
$$\mathrm{Re}_m = \frac{V_m b}{\nu_m} \tag{1}$$

$$\mathrm{Re}_\theta = \frac{\omega b^2}{\nu_c} \tag{2}$$

$$C_w = \frac{Q_c}{\nu_c b} \tag{3}$$

ここで，Vは軸方向速度，bはキャビティ外周半径，νは動粘度，ωはディスク角速度，Q は体積流量，添え字m, cはそれぞれ主流と冷却空気を意味する。

計算領域は 1 ピッチのみとし，周方向には周期

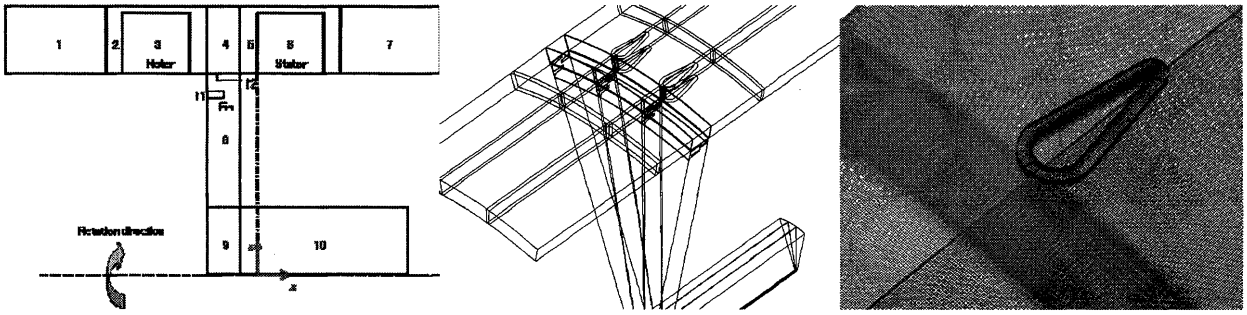


Main stream and purge air flow　3D, top view

2D (axisymmetry), side view　3D, side view

Fig. 1　Schematic Diagram of Turbine Stage

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



Block separation　　Multi blocks of passage　　Overset blocks

Fig. 2　Computational Grid System

境界条件を課す。主流の流入境界は全温・全圧・流れ角を固定し，二次空気は速度・静温を固定する。流出境界は静圧を固定する。壁面は滑りなし断熱壁とし壁関数を適用する。

計算格子は構造格子を用い，流路全体をマルチブロック法により分割し，翼およびシール周囲は重合格子法により背景格子に重ねることとする。図2に計算格子の例を示す。この方法を選んだのは翼形状やシール形状を変更したケースに対して容易に格子生成を行うことができるためである。なお，動翼回りのブロックについては回転座標系を用い，静止ブロックと回転ブロックの間はスライディングメッシュにより連結する。三次元計算の総格子点数はおおよそ 5,000,000 点である。

4．計算手順

本計算の条件に対し，主流マッハ数の最大値は 0.35 程度である。一方，二次空気側のマッハ数はおおよそ 0.05 である。通常は，前処理法（および AUSM$^+$-up）に用いられるカットオフマッハ数を一様流のマッハ数と同じか多少大きな値を取るのが一般的であるが，本計算では適切な一様流マッハ数が定義できない。試行錯誤の結果，本計算ではカットオフマッハ数を 0.1 としている。この値では主流の収束についてはかえって遅くなってしまう。この問題は計算領域全体のマッハ数分布が大きい三次元のディスク上流側のケースで特に顕著になる。

一方，スキーム自体を工夫せずとも，Ding ら[8]は非定常計算を行う前に定常計算を行うことでイタレーション回数を削減している。Ribs ら[9]は計算領域ごとのゾーナル計算を行い計算負荷を抑えている。そこで，本研究では計算の収束性と解の妥当性を考慮し，定常と非定常の二段階のステップに前処理法を加え，以下のような手順で計算を行うものとする。

(1) ローターを固定した状態で，主流がある程度収束するまで通常の陰解法を用いて定常解析を行う。
(2) 前処理陰解法に切り替え，キャビティ内がある程度収束するまで定常解析を行う。
(3) 非定常解析を行う。

手順(1)で前処理を用いずに主流を準定常な状態に近づける。この時点ではキャビティ内の流れはほとんど初期条件から変化しない。手順(2)で前処理によりキャビティ内の流れがおおよそ収束する。その後，手順(3)の非定常計算により最終的な解を得る。本計算では動翼のないケースを対象としており，RANS を用いているが，キャビティ近傍のせん断層は非定常性を示した。なお，非定常計算では前処理を使うか否かの任意性がある。キャビティ内の流れが定常的であれば，手順(2)の状態から解の変化がないため，非定常計算では前処理を使わない方が効率的である。一方，キャビティ内の流れが非定常的であれば，前処理が必要になる。しかし，主流のマッハ数に対してカットオフマッハ数が小さすぎるため，陰解法の内部反復回数が増加する。ここでは前処理を用いて計算を行ったが，速度差が大きい流れ場に対し前処理を用いた非定常計算を効率的に行うため，少ない内部反復で時間精度を維持できる方法を確立することが今後の課題である。

5．結果と考察

5.1　二次元解析

まず，計算方法の検証のため，翼を無視した軸対称の二次元解析を行った。煩雑な作業を避けるため，ソルバーは円筒座標系で書き直さず，周方向に 5 点の格子を配した疑似的な軸対称計算とした。

図 3 は LU-ADI + Roe, pADI-SGS + A-Roe, pADI-SGS + AUSM$^+$-up, pADI-SGS + SLAU の 4 種

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

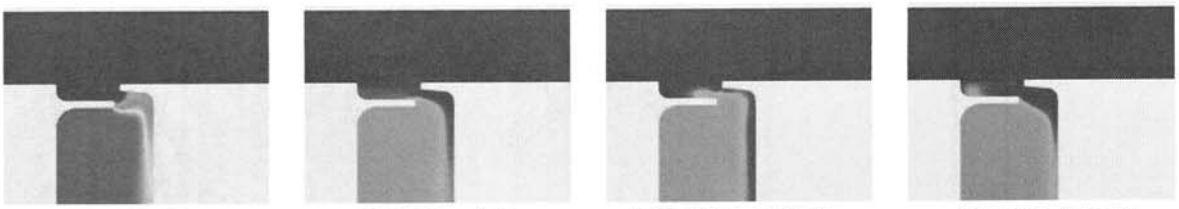


Fig. 3　Comparison of Seal Efficiency by Each Schems

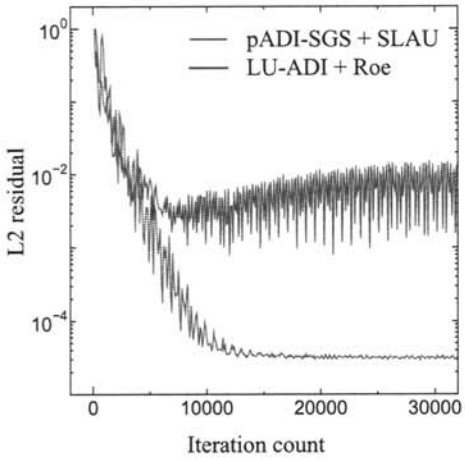


Fig. 4　Comparison of Residual

類のスキームを用いて得られたリムシール近傍のシール効率である。図中では青から赤に近づくほどシール効率が高いことを示す。シール効率ηは以下のように定義される。

$$\eta = \frac{\varphi - \varphi_m}{\varphi_c - \varphi_m} \tag{4}$$

ここで，φは二酸化炭素濃度である。図より明らかなように，古典的な LU-ADI + Roe の組み合わせは他の三種類の全速度解法と比べて主流巻き込みを過少に評価した。本計算ではキャビティ内の初期条件としてパージエアに含まれる二酸化炭素濃度を一様に与えているため，計算が stiff に陥ってしまい，主流巻き込みを妥当に予測できなかったものと思われる。

図4に LU-ADI + Roe と pADI-SGS + SLAU の残差の比較を示す。スキームの違いにより，最終的な残差に 2 桁の違いが見られ，全速度スキームは計算の収束性を著しく改善している事が分かる。なお，ここでは pADI-SGS + SLAU の結果のみを示したが，pADI-SGS + A-Roe, pADI-SGS + AUSM$^+$-up についても同様の傾向であった。

二次元解析では A-Roe，AUSM$^+$-up，SLAU の結果には明確な優位性は見られなかったが，A-Roe は対角化に要する計算負荷が大きいこと，AUSM$^+$-up はカットオフマッハ数を含むことから，以降は SLAU を用いることとした。ただし，低マッハ数に対応したスキーム全般に言えることではあるが，SLAU は他の 2 種類のスキームに比べて低速領域の数値拡散が特に小さく，数値的な振動を生じやすい傾向を示した。また，ここでは結果を示さないが，三次元解析においては，翼周りで流れが加速する領域が存在するため，計算領域全体の速度差が二次元解析よりも大きく，カットオフマッハ数を含む AUSM$^+$-up は不安定であった。

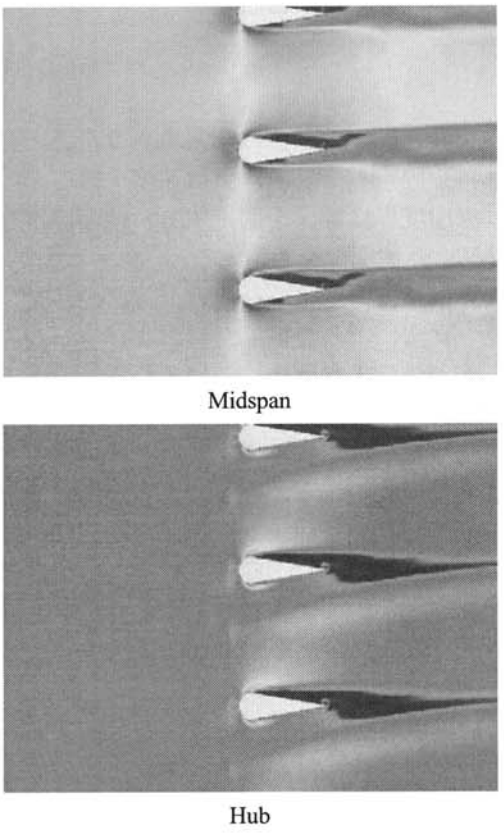


Fig. 5　Instantaneous Mach Number Contour of Main Stream

5.2　三次元解析

図5は主流のスパン方向の二断面におけるマッハ数分布の瞬間場を示している。静翼上流には，

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

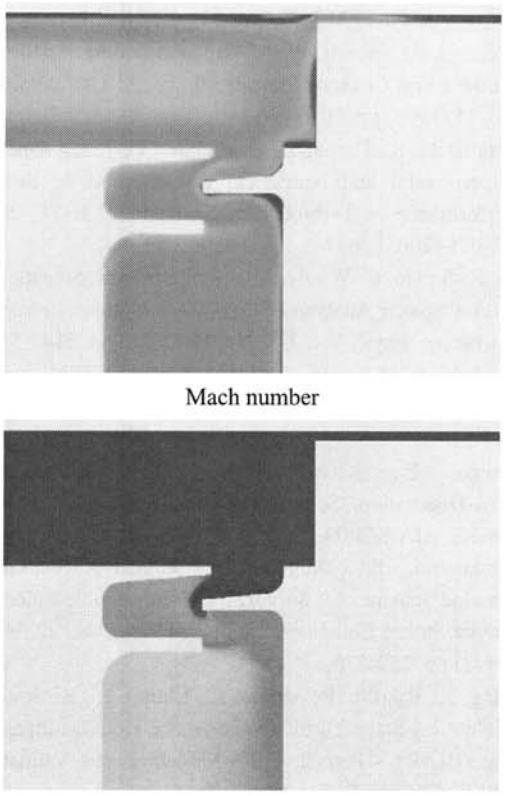


Fig. 6　Instantaneous Flow Field around Rim Seal

動翼が設置されていないため，流れは定常的である。ただし，ローターの回転自体は考慮しているため，静翼に流入する流れはわずかな迎角を持っており，静翼は対称な翼型であるが，ハブ面では非対称な流れとなっている。

図6に子午面におけるマッハ数とシール効率を示す。二次元解析に用いたモデルと比べてシール効率の高いシール形状を用いているため，二次元解析の結果（図3）よりも主流巻き込み量は小さい。キャビティ内部では，ローターの回転により二次空気が外側へ向かって流れ，ステーター側では巻き込まれた主流ガスが内側へ向かって流れる渦構造となっている。このため，シール効率はローター側の方が高い。

図7に解析と実験によるシール効率の比較を示す。横軸はスパン方向の位置，縦軸はピッチ方向に平均したシール効率である。実線は解析，点は実験を意味している。赤はローター側，青はステーター側のキャビティ壁面上の結果である。解析は実験とおおよそ一致しており，本計算手法により主流巻き込みを妥当に予測できることが確認できた。

計算手順で示した通り，本計算では計算初期の手順(1)では前処理を行わず，手順(2)では前処理を

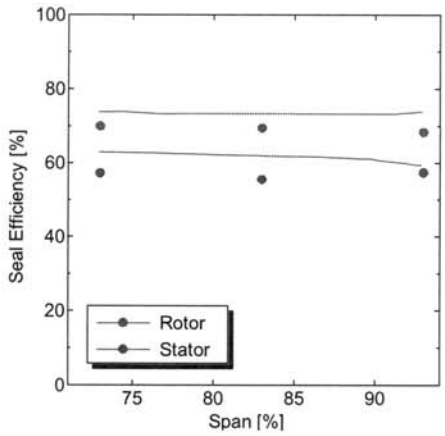


Fig. 7　Comparison of Seal Efficiency between Simulation and Experiment

行った。それぞれの計算スキームによって許容される時間刻み幅は大きく異なり，前処理なしのADI-SGS では計算領域全体の最小値と最大値は 5×10^{-7} と 3×10^{-5}，前処理ありの pADI-SGS では 2×10^{-6} と 3×10^{-4} であった。前処理による計算の加速効果は最小値で 4 倍，最大値で 10 倍となった。前処理による疑似音速はカットオフマッハ数 0.1 に対応することから最大 10 倍の加速率と予想され，本計算でもそのような結果となった。

6．結　言

時間積分法として前処理型陰解法を，移流項スキームとして全速度スキームを組み合わせることで，圧縮性を考慮しながら，速度差の大きい主流と冷却流を計算することができる計算手法を構築した。この計算手法を用いて，高圧タービンリムシールにおける主流巻き込みを模擬したリグ試験に対応する三次元数値シミュレーションを行い，以下の知見を得た。

(1) pADI-SGS スキームは対角化が不要かつ並列化が容易であり，低マッハ数から亜音速領域まで安定かつ高速に計算可能である。

(2) A-Roe は対角化の計算負荷が大きいが，全速度で安定かつ高精度である。

(3) AUSM^{+}-up は計算領域全体が高速あるいは低速であれば計算負荷が小さく安定なスキームであるが，本計算のように速度差の大きい流れでは不安定である。

(4) SLAU は計算負荷が小さく，安定かつ高精度である。ただし，低速ではわずかに他のスキームより不安定である。

(5) pADI-SGS と SLAU の組み合わせにより，前処理なしの計算手法と比べ 4〜10 倍程度の計算

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

速度向上が期待できる。

今後の課題として，主流と冷却流の速度差が大きい非定常流れに対する効率的な計算手法の確立が挙げられる。前処理に用いるカットオフマッハ数は，冷却流のマッハ数のオーダーに合わせることになるが，この値は主流に対して不適切な値となるため，内部反復の収束に要求される反復回数が増加する。このため，計算領域全体に一定のカットオフマッハ数を用いるのは非効率と考えられる。従って，流れ場の状態に応じてカットオフマッハ数を選択するような方法を導入することで更なる計算効率の向上が期待できると思われる。

謝　辞

本研究の一部は経済産業省からの補助事業である「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」の一環として行ったものである。また，本研究で検証に用いた試験データは，NEDO 技術開発機構からの委託研究である「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発」において取得されたものである。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

1) Turkel, E.: Preconditioned Methods for Solving the Incompressible and Low Speed Compressible Equations, J. Comput. Phys., Vol. 72, No. 2 (1987) pp. 277-298.
2) Weiss, J. M., Smith, W. A.: Preconditioning Applied to Variable and Constant Density Flows, AIAA J., Vol. 33, No. 11 (1995) pp. 2050-2057.
3) Teramachi, K., Hamabe, M., Manabe, T., Yanagidani, N.: Experimental and Numerical Investigation of Sealing Performance of Turbine Rim Seals, Proc. IGTC 2003, TS-025 (2003) pp. 1-7.
4) Li, X.-S., Gu, C.-W.: An All-speed Roe-type Scheme and Its Asymptotic Analysis of Low Mach Number Behaviour, J. Comput. Phys., Vol. 227, No. 10 (2008) pp. 5144-5159.
5) Liou, M.-S.: A Sequel to AUSM, Part II: AUSM+-up for All Speeds, J. Comput. Phys., Vol. 214, No. 1 (2006) pp. 137-170.
6) Shima, E., Kitamura, K.: On New Simple Low-Dissipation Scheme of AUSM-Family for All Speeds, AIAA-2009-136, (2009) pp. 1-15.
7) Yamamoto, S., Daiguji, H.: Higher-order-accurate Upwind Schemes for Solving the Compressible Euler and Navier-Stokes Equations, Comput. Fluid., Vol. 22, No. 2 (1993) pp. 259-270.
8) Ding, Z., Palafox, P., Moore, K., Chupp, R., Kirtley, K.: A New 1.5-Stage Turbine Wheelspace Hot Gas Ingestion Rig (HGIR) - Part II: CFD Modeling and Validation, ASME GT2013-96021, (2013) pp. 1-8.
9) Rabs, M., Benra, F.-K., Dohmen, H.J., Lock, G.D., Schneider, O.: Model Simplifications for Numerical Simulation of Ingestion through Gas Turbine Rim Seals, Proc. ISROMAC-14, ID1105, (2012) pp. 1-9.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-16

タグチメソッドを用いたフィルム冷却用流れ制御デバイスの最適化手法に関する研究

*川端　浩和，船﨑　健一，中田　諒大（岩手大），田川　久人，堀内　康広（日立製作所）

Study of Optimization Method Using Taguchi Method for Film Cooling Flow Control Device

*Hirokazu KAWABATA, Ken-ichi FUNAZAKI, Ryota NAKATA (Iwate Univ)
Hisato TAGAWA, Yasuhiro HORIUCHI (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

This paper discusses the validity of the optimization technique using a Taguchi method for flow control device(FCD) of flat plate film cooling. Two semi-elliptical FCD per a pitch attached obliquely upstream of the cooling hole were optimized by Taguchi method. Optimization was carried out on the same conditions using an experiment and RANS CFD, and the optimal form was compared. As a result of the optimization using an experiment, the optimal FCD generated a large scale vortex, and the film effectiveness in the downstream region rose. The optimal FCD of the same form as an experiment was derived in RANS CFD which the Share Stress Transport model was used as a turbulence model.

Key words: Turbine, Control, Film cooling, Heat transfer

1．はじめに

ガスタービン用フィルム冷却はガスタービンの更なる高効率化を目標として様々な高性能化手法が提案されている．近年では，高性能計算機の大規模化によってCFD を用いた最適化は実践的なツールとして用いられるようになってきており， Lee ら [1]は RANS 解析を用いて冷却孔形状を最適化することにより更なる高性能フィルム冷却の可能性を示すなどの研究報告もある．

一方でフィルム冷却の RANS 解析は LES 解析を行うよりも計算コストが少ない点を考慮すると最適化に用いる計算手法としては有効であるが，実験結果とのかい離が大きいことが知られており，定量的な評価を行うのには限界があるのが現状である [2]．従って，CFD を用いた最適化の信頼性については真に最適解を得られるのか評価することが重要であると考えられる．CFD 結果の信頼性を評価するには実験を行い，得られた結果を比較する必要があるが，最適化手法の多くはサンプル数が膨大になり，実験での再現が難しいため最適化手法の信頼性について検証した例は殆ど無いのが現状である．

本研究では著者らが提案したフィルム冷却用流れ制御デバイス(FCD)[3]の最適化を実験と CFD の両者で行うことにより，FCD の最適形態を導くとともに，CFD の精度検証を試みた．最適化手法にはタグチメソッドを用いており，実験と CFD は同条件で行っている．最適化手法にタグチメソッドを選択したのは，遺伝的アルゴリズムを用いた最適化のような手法に比べると，非常に試験数が少なく実験と CFD を同条件で行うことが可能になるためである．

2．タグチメソッドを用いたロバスト最適化

2.1　最適化対象

本研究では冷却孔の上流側に FCD を取り付けた場合に，FCD 形状を変化させることで冷却孔下流領域のフィルム効率を最大化するための最適化を行う．図 1 には冷却孔形状と FCD 形状の外観図を示す．本研究で用いた冷却孔は冷却孔直径 d(=20mm)の単純円筒型冷却孔である．冷却孔の傾斜角は 35°，供試体の肉厚 $2d$，ピッチ $3d$ となっている．冷却孔上流には半楕円体形状の FCD を 1 ピッチあたり 2 個取り付け，スパン方向に開き角度を持たせた．図中の A～G は最適化に必要な制御因子を示しており，表 1 の寸法値を設定した．ここで，FCD 同士のスパン方向の距離は $1.5d$ で固定した．これは，各制御因子の寸法値が変化した時に，FCD 同士が干渉するのと，$-1.5 \leqq z/d \leqq 1.5$ の範囲から FCD がはみ出すことの無いようにするためである．主流のレイノルズ数(Re)は実験での再現を可能にするために Re=16,400 とした．二次空気の吹き出し条件については 2.3 節に記載する．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

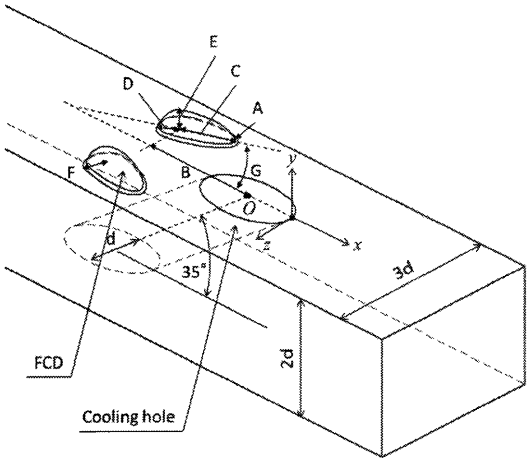


Fig.1 FCD and cooling hole geometry

Table1 Control factors

A	FCD のフィレット半径
B	デバイスの最大高さ位置から冷却孔中心(O)までの距離
C	FCD の流れ方向の半値幅
D	FCD の流れ方向の半値幅
E	FCD の高さ
F	FCD のスパン方向半値幅
G	FCD の開き角度

2.2 最適化手法

図 2 には本研究の流れと最適化の手順を示す．本研究では FCD を最適化するためにタグチメソッドを用いる．最初に，制御因子と誤差因子を決定した後に L18 直交表への割り付けを行い，18 形態の FCD 形状(Case01～Case18)を得る．その後，実験と CFD で性能(フィルム効率)調査を行い，各手法において最適形態を導いた後に，実験と CFD で得られた最適形態を比較する．

タグチメソッドを用いたフィルム冷却の最適化の研究例は Sakai ら [4]の研究が知られており，タグチメソッドのうち，望大特性によりフィルム効率の最適化を行っている．本研究でも，望大特性によりタグチメソッドの適用を試みた．望大特性の SN 比は式(1)で表される [5]．

$$S/N = -10\log\frac{1}{n}\left(\sum_{i}^{n}\frac{1}{y_i^2}\right) \qquad (1)$$

$$y_{i,BR} = \frac{\dot{y}_{i,BR}}{\sum_{i}^{18}\dot{y}_{i,BR}} \qquad (2)$$

ここで，n：誤差要因の数，y_i：特性値であり，本研究では $0 \leqq x/d \leqq 10$, $-1.5 \leqq z/d \leqq 1.5$ の領域での面平均フィルム効率を特性値として用いた．また，面平均フィルム効率は各各吹き出し比毎に，18 形態のフィルム効率で無次元化を行った(式(2))．

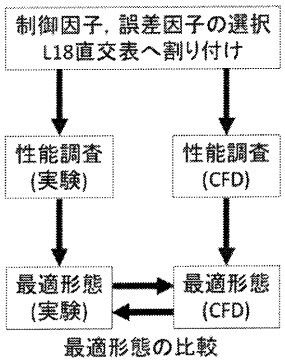


Fig.2 研究の流れ

2.3 流れ制御デバイス形状と各因子の設定

表 2 には各制御因子の水準を示す．タグチメソッドを行う際に設定する誤差要因は吹き出し比($BR=\rho_2 U_2/\rho_\infty U_\infty$)とし，$BR$=0.5，0.75，1.0 の 3 条件に変化させ，吹き出し比に対してロバスト性の高い FCD 形状を探索する．

Table2 Control factors and levels

	Level 1	Level 2	Level 3
A	0.15d	0.05d	
B	1.75d	2.0d	2.25d
C	0.35d	0.75d	1.0d
D	0.35d	0.75d	1.0d
E	0.15d	0.3d	0.5d
F	0.15d	0.3d	0.5d
G	0°	7.5°	15°

3．実験

3.1 実験装置

図 3 には伝熱試験用実験装置の外観図を示す．実験は岩手大学の所有する伝熱試験用風洞で実施し，この試験装置ではフィルム効率の計測を実施した．試験装置は主流と二次空気の 2 つの空気系統を有しており，伝熱試験を行う際にはヒーターで二次空気が加熱される．供試体はテストセクションの側面に設置されており，4 つの冷却孔を有する．赤外線カメラを使用した温度計測を可能にするために，供試体の正面には赤外線透過ガラス(ZnSe)を設置している．主流流速と主流温度の計測はテストセクションダクト入り口から 350mm の位置で計測を行っており，I 型熱線流速計で計測した主流の乱れ度は 1%程度である．二次空気の温度は供試体一番上の冷却孔内部へ熱電対を挿入し，冷却孔出口から 5mm 内側の位置で計測した．FCD は岩手大学の所有する 3D プリンタ(Dimension Elite)を用いて作成し，供試体へ両面テープで取り付けた．

図 4 には流れ場計測用実験装置の外観図を示す．冷却孔下流領域の流れ場計測試験は岩手大学の所有する環境風洞で実施した．流れ場計測は三次元レーザードップラー流速計を用いて計測を行った．計測を可能にするため

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

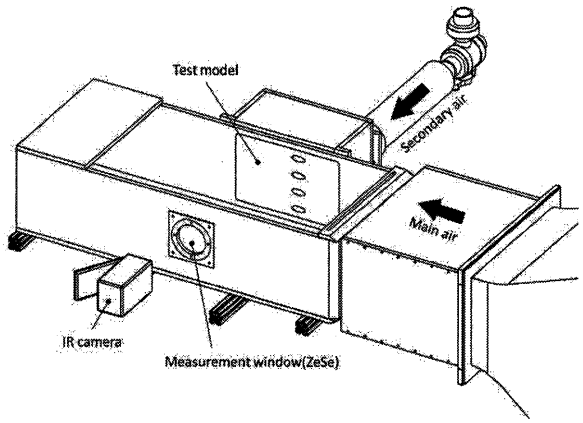


Fig.3 Experimental facility
(heat transfer measurement)

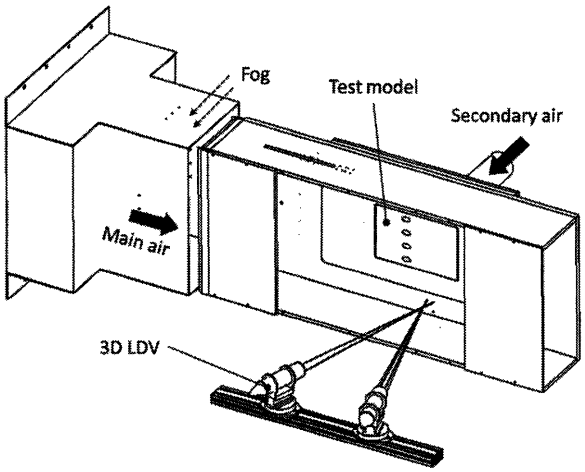


Fig.4 Experimental facility
(aerodynamic measurement)

のトレーサ粒子はトランジションダクトの側面から主流中に流入させている．主流の乱れ度は 1%程度である．本研究では実験装置のサイズの関係で，空力試験と伝熱試験を実施する風洞が異なっているが，両風洞で発生する主要な現象は変わらないと判断し，異なる風洞での実験を行った．

3.2 実験手法

(1) 伝熱性能試験

本研究では赤外線カメラを用いて供試体壁面の温度(T_w)を測定し，過渡応答法を用いて Kawabata ら[3]の行った研究と同様に式(3)の壁面フィルム効率 η を算出する(主流温度：T_∞, 二次空気温度 T_2)．赤外線カメラで取得した温度は，実験後に行う較正試験で得た較正曲線によって較正を行う．較正試験には較正試験用の試験平板を製作し，表面に取り付けた熱電対で取得した温度データと赤外線カメラで取得した温度データを用いて較正曲線を作成する．

$$\eta = \frac{T_w - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \qquad (3)$$

(2) 流れ場計測

本計測は，3 次元 LDV を用いた 3 次元の流れ場計測を行っている．プローブは y 軸に対してそれぞれ 25°傾けており，Dantec 製の BSA Flow Software により，回転行列を用いて流れ方向，スパン方向，壁面法線方向の流速をそれぞれ算出している．計測点数 N は 750 点とし，式(4)で表されるように，平均値を計測点の各方向の流速として算出している．

$$u, v, w = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} u_i, v_i, w_i \qquad (4)$$

流れ場計測は x/d=3.0, $0 \leqq y/d \leqq 2.5$, $-1.5 \leqq z/d \leqq 1.5$ の範囲で行い，計測グリッドは 2mm 間隔とした．

3.3 実験条件

主流と二次空気の密度比($DR=\rho_2/\rho_\infty$)は実験によって多少の変動は存在するが $DR \fallingdotseq 0.85$ とした．x/d=0 の位置での 99%境界層厚さは伝熱試験時で $0.75d$，空力試験時では $1.0d$ である．

3.4 不確かさ解析

面平均フィルム効率の不確かさは FCD の形態によって異なると考えられるが，全条件で不確かさを求めるのは実験数が多くなり難しいため，Kawabata ら[3]の過去に行った実験データから算出した．面平均フィルム効率の不確かさは過去 5 回の計測データの標準偏差を元に算出し，今回は±5.3%である．

4．数値解析

4.1 計算領域・格子

本研究では数値解析を用いて実験と同じ条件でフィルム効率を得るために，図 5 のような計算領域を用いて数値解析を行った．計算領域はスパン方向に 1 ピッチであり，L18 直交表で作成される 18 形態全ての FCD の解析で同じ計算領域を用いた．計算格子の作成の際には，FCD 上の surface mesh や volume mesh の設定を全条件で統一している．

図 6 には計算格子を示す．本研究では計算格子の変化により，同じタグチメソッドを行った場合に結果の差異が現れるか調査するために 3 種類の計算格子(Grid A, B, C)を準備した．各計算格子のセル数は以下の表 2 に示す．計算格子は FCD 形状を再現するために ANSYS ICEM CFD を用いて非構造格子で作成した．Grid A は最も計算格子が細かくなっており，それに対して Grid B は FCD 周辺の格子を粗くしたものである．Grid C は FCD

Table.2 Number of cells

	Number of cells
Grid A	8,000,000
Grid B	6,800,000
Grid C	5,000,000

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

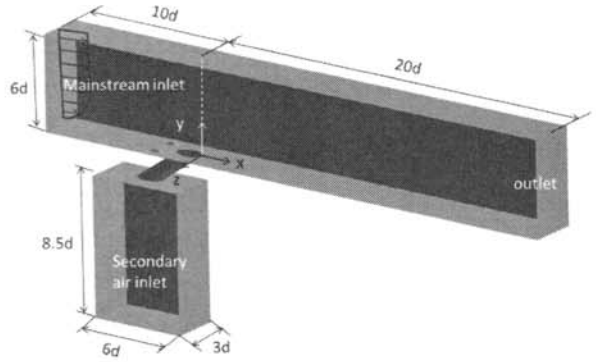


Fig.5 Computational domain

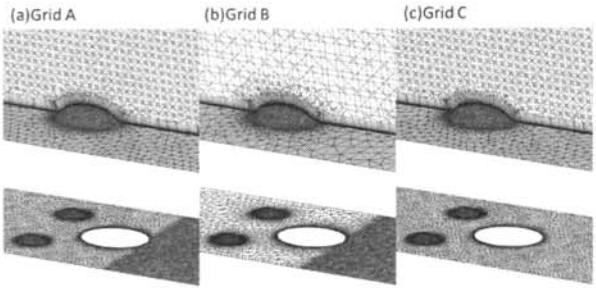


Fig.6 Computational grids

周辺の格子密度は Grid A と等しいが，冷却孔下流領域の Surface mesh が Grid A よりも粗くなっている．壁面付近にはプリズム格子を設置しており，プリズム層厚さは主流側ダクトで 0.1d，冷却孔内で 0.02d である．壁面第一層計算格子の $y+$ はどの計算格子でも 1 以下である．

4.2 数値解析条件

本研究では ANSYS CFX13 を用いて RANS 解析を行った．乱流モデルが結果に及ぼす影響を調査するために複数の乱流モデルを用いて計算を行ったが，今回は紙面の関係上 Share Stress Transport モデルでの計算結果を以下に示す．境界条件は実験値を反映しているが，最適化のプロセスではフィルム効率を用いて SN 比を算出するため，伝熱試験で取得した物性値を各境界条件として与えた．主流入口境界には実験で取得した速度分布と温度，二次空気には質量流量と温度を与えた．出口境界は静圧，壁面境界は断熱壁面都とし，ダクト上面は対象境界を用いた．

5．結果と考察

5.1 フィルム効率分布（実験と CFD 結果の比較）

図 7 には L18 直交表で定めた全 18 形態の FCD について，実験で得られた BR=0.5 の場合のフィルム効率分布($0 \leqq x/d \leqq 10$，$-1.5 \leqq z/d \leqq 1.5$)を示す．Case05, 10, 13, 17 についてはスパン方向にフィルム効率分布が広がっている様子が観察され，中でも Case13, 17 は冷却孔のセンターライン上のフィルム効率が高くなっていた．

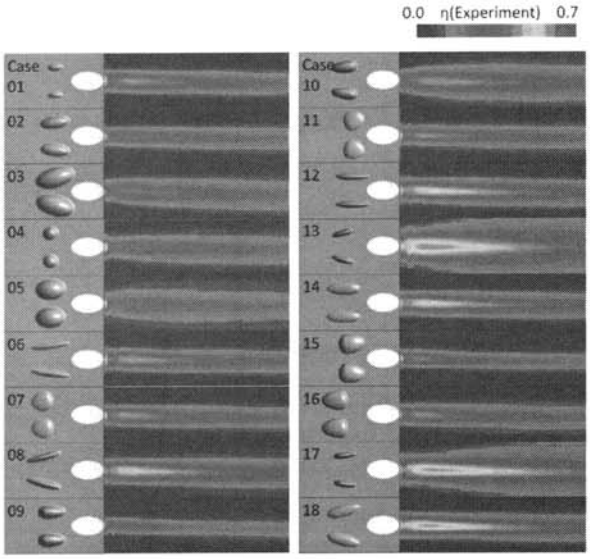


Fig.7 Film effectiveness distribution obtained by Experiment (BR=0.5)

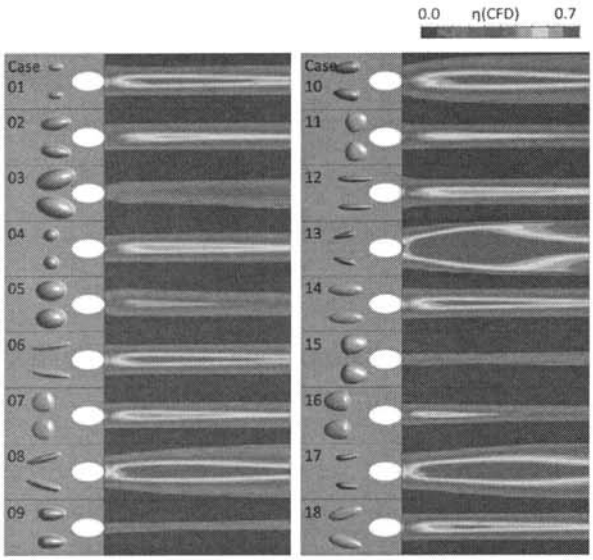


Fig.8 Film effectiveness distribution obtained by CFD (BR=0.5)

図 8 には CFD で得られた BR=0.5 の場合のフィルム効率分布を示す．CFD においては，RANS では温度の拡散を十分に解くことができないために実験結果と比較すると全体的にフィルム効率が過大に評価されている．一方で，定性的なフィルム効率分布の傾向は実験と CFD の両者で一致していることが分かり，Case13, 17 ではフィルム効率分布がスパン方向に広くなっている．

図 9, 10 には実験と CFD で得られた BR=1.0 のフィルム効率分布を示す．BR=1.0 の場合，二次空気の運動量が高く，主流に対して二次空気が貫通するためにフィルム効率は全体的に低下する傾向が実験と CFD の両者で観察される．フィルム効率分布の定性的な傾向を観察すると，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

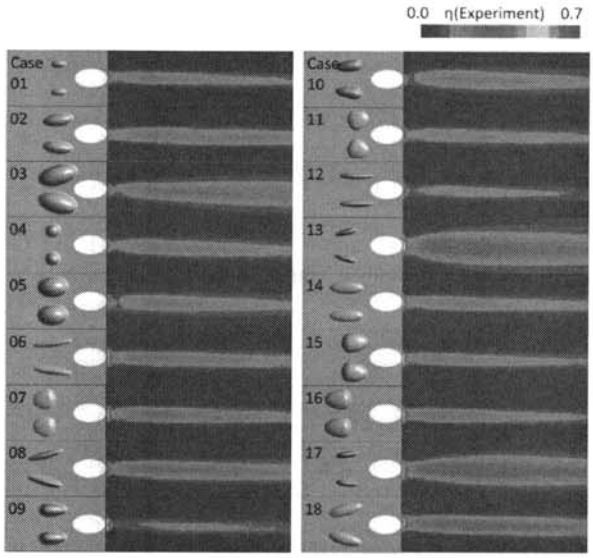


Fig.9 Film effectiveness distribution obtained by Experiment (*BR*=1.0)

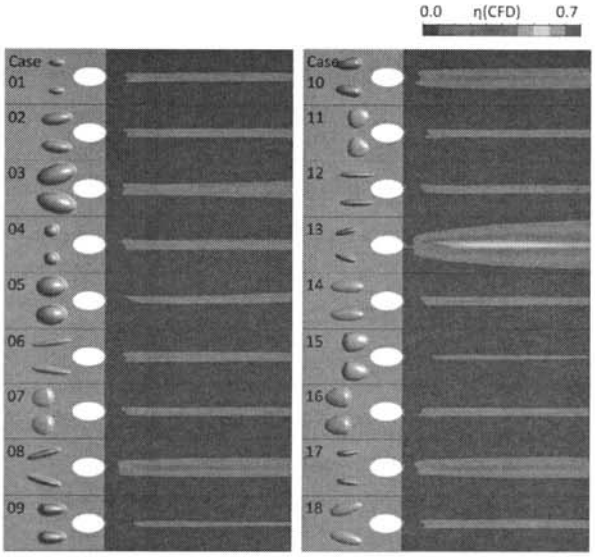


Fig.10 Film effectiveness distribution obtained by CFD (*BR*=1.0)

CFD ではおおむね実験の傾向を捉えているように見えるが，冷却孔近傍の領域では CFD ではフィルム効率分布を捉えきれていない．これは，冷却孔出口直後の領域は二次空気が剥離している領域であり，剥離領域での予測精度が十分でないためであると考えられる．*BR* が高い条件ではフィルム効率が全体的に低下するために *BR*=0.5 とは違い，フィルム効率を過大に評価する傾向はほとんど見られないが，Case13 の形態に限っては二次空気の付着性が比較的高いために CFD ではフィルム効率を過大に評価する傾向が観察される．

5.2 最適化結果と SN 比の信頼性（実験結果）

図 11 には実験結果から得た要因効果図を示す．図中横軸の A～G と数字は表 2 の水準値を示している．今回はフィルム効率を最大化するために，SN 比が最大にする組み合わせを最適条件として選択する．

SN 比を最大にするための組み合わせを選択すると最適水準は A2 B2 C1 D2 E3 F1 G3 の組み合わせとなった（これは Case13 と一致している）．特に SN 比が高かったのは E，F，G となっており，他の因子に比べると SN 比へ与える影響度が高くなっている．SN 比の実験値と要因効果図からの推定値の差は 0.96db であり，再現性があることを確認した．

面平均フィルム効率は±5%の不確かさを持つため，この時 SN 比の不確かさを求める．特性値 y_i の場合の SN 比と，特性値が X 倍された時の SN 比の差は以下の式で求められる．

$$\Delta S/N$$

$$= -10\log\frac{1}{n}\left(\sum_i^n \frac{1}{(Xy_i)^2}\right) - \left(-10\log\frac{1}{n}\left(\sum_i^n \frac{1}{(y_i)^2}\right)\right)$$

$$= 10\log\left(\frac{\sum_i^n \frac{1}{(y_i)^2}}{\sum_i^n \frac{1}{(Xy_i)^2}}\right) = 10\log X^2 \qquad (5)$$

特性値が 5%増加した場合 SN 比は X=1.05 を代入して SN 比はどの FCD 形態の場合でも一様に 0.43 増加することが分かる．特性値が 5%低下した場合は X=0.95 を代入すると SN 比は 0.42 低下することが分かる．

以上を加味すると実験による最適水準は因子 E,F に関しては最適水準が逆転する可能性がなかったが，他の因子については最適水準が逆転する可能性があることが分かった．

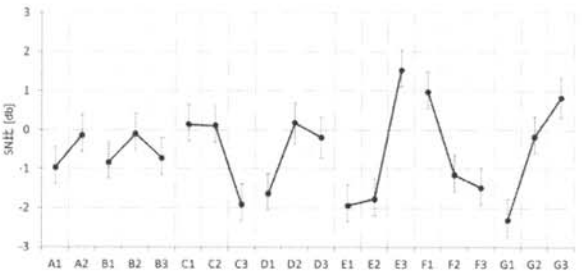


Fig.11 Plots of control factors effects (Experimental result)

5.3 最適化結果と SN 比の信頼性（CFD 結果）

実験の場合は計測よる不確かさのため，SN 比は特性値の不確かさの影響を受けてばらつきを持つことになる．一方で CFD の場合は特性値に完全な再現性があるために，同じ数値解析では SN 比の変動は起こらない．しかし，設計者が数値解析を行う場合には計算格子の作成方法や乱流モデルの選択等に差異が生じるために，これによって SN 比は変動すると考えることもできる．今回は計算格子の作成方法が異なることによって，SN 比にば

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

らつきが生じると仮定して Grid A～C までの結果を重ねることで CFD における SN 比の信頼区間と見なす.

図 12 には Grid A～C までの SN 比の要因効果図を示す. Grid A と Grid C に関しては両結果が殆ど一致している. 一方で Grid B については Grid A との結果の差異が見られる. SN 比を最大にする水準を最適値として選択した場合, 最適形態は Grid A, C の場合は A2 B2 C1 D2 E3 F1 G3 なのに対し, Grid B では A2 B1 C1 D3 E3 F1 G3 となり, 因子 B, D において最適水準に格子依存性が見られた. CFD 結果の SN 比と要因効果図からの推定値の差は Grid A で 1.44db, Grid B で 1.46db, Grid C で 1.39db となり, 実験値と同様に再現性を確認した. Grid B で最適化結果が他の Grid に比べて変化したのは, FCD 周辺の計算格子が粗いために, FCD から発生する渦の解像が Grid A, C よりも十分に行われなかったためであると考えられる. Grid A と Grid C の最適化結果は一致したことから, 冷却孔下流領域の surface mesh は最適化結果に及ぼす影響が小さいことが分かった.

得られた最適解を実験と CFD で比較すると実験値で得られた SN 比は不確かさを含んでいるものの Grid A と C で得られた最適水準は実験結果と一致したことから実験で得られた最適化の傾向を捉えることができている.

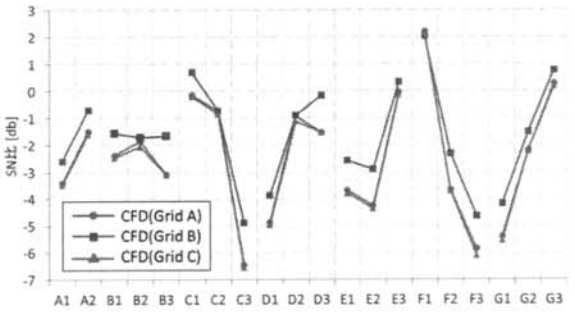


Fig.12 Plots of control factors effects (CFD result)

図 13 には実験と CFD で得られた最適形態と Case01 の面平均フィルム効率を示す. 最適形態の場合, CFD 結果は実験値に比べると過大にフィルム効率を評価しているが Case01 と比較すると最適形態はフィルム効率がどの吹き出し比においても高くなっていることが分かり, タグチメソッドによるフィルム効率の改善が観察される.

図 14 には実験によって得られた最適形態と Case01 の x/d=3.0 での渦度を示す. Case1 は FCD が小さいために渦度コンターからは冷却孔下流の位置に kidney vortex が存在していることが分かる. 一方, 最適形態では冷却孔下流領域の kidney vortex の両脇に正負の渦度が観察される. これは FCD から生成された渦であり, 二次空気を壁面へ押し下げる向きに渦が回転している.

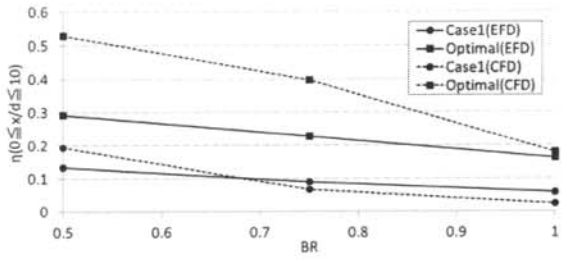


Fig.13 Spatially averaged film effectiveness

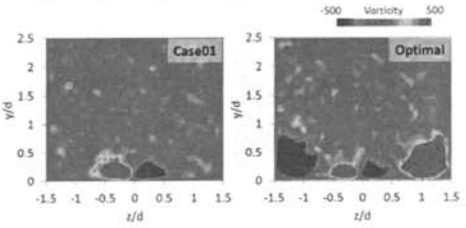


Fig.14 Voticity distribution (x/d=3.0)

6. 結言

実験と CFD による最適化結果を比較すると SN 比への影響度が高い制御因子に関しては実験結果の不確かさを考慮しても設計パラメータの水準が一致していた.

SN 比の低い制御因子に関しては不確かさの影響を実験値は受けるために, 実験値の最適水準に関しては曖昧さが存在するが, CFD を用いることで実験で取得した SN 比の傾向を概ね予測できている.

CFD で取得した SN 比は格子依存性が確認でき, 計算格子の選択方法によっては設計パラメータの最適水準が異なる傾向が観察された.

謝辞

本研究は, 経済産業省資源エネルギー庁から, エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている. ご支援に対し深く感謝の意を表する.

参考文献

1) Lee, K.D., et al., "Multi-Objective Optimization of Film-Cooling Holes Considering Heat Transfer and Aerodynamic Loss", ASME Paper, GT2011-45402, (2011)
2) 山根敬, " 航空エンジン用高温部品の伝熱解析技術の動向", 日本ガスタービン学会誌, Vol.38, No.3, (2010), pp32-39
3) Kawabata. H., et al., "Experimental and Numerical Investigations of Effects of Flow Control Devices Upon Flat-Plate Film Cooling Performance"ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95197, (2013)
4) 酒井英司ほか, "内部冷却リブと孔後方突起を有する平板フィルム冷却のロバスト最適化", 日本ガスタービン学会誌, Vol.41, No.4, (2013), pp54-60
5) 松岡由幸, ロバストデザイン, 森北出版, (2013)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-17

アイス・シェディングモデルの開発及び検証

*林　亮輔（東理大院），山本　誠（東理大）

Development and Validation of Ice Shedding Model

*Ryosuke HAYASHI (Tokyo Univ. of Science) and Makoto YAMAMOTO (Tokyo Univ. of Science)

ABSTRACT

On a jet engine, icing phenomena mainly occur on the fan blade, the FEGV (fan exit guide vane), the splitter and the low pressure compressor. Accreted ice disturbs the inlet flow and causes the energy loss. In addition, ice accreted on a rotor fan can be shed from the blade surface due to the centrifugal force and separated ice pieces can damage to the turbine component. This phenomenon is peculiar to the turbomachinery and called "ice shedding". Although existent icing models can reproduce the ice growth, they do not have the capability to reproduce the ice shedding. In this study, we developed the icing model which takes account of the ice growth and the ice shedding. Furthermore, we validated our ice shedding model by comparing the numerical results the experimental data, which include the flow rate loss due to the ice growth and the flow rate recovery due to the ice shedding.

Key words: Ice Accretion, Ice Shedding, Turbomachinery, CFD

1．諸　言

航空機が運航する高度の雲の中には，過冷却液滴が多く存在する．雲中の過冷却液滴は，機体などに衝突すると凍結し，衝突面に氷層を形成する．これが着氷現象である．着氷は，主翼においては翼性能の低下やストール，エンジンにおいては作動効率の低下の要因となるため，航空機運航の安全性を脅かす．これらの問題を解決するために，本現象に関する研究は，NASA をはじめとする世界的に主要な機関において，実験と数値解析の両方の側面から長く行われている [1]．

着氷現象は，大気の温度や水分含有率(Liquid Water Content, LWC)，衝突面の壁面温度，衝突液滴の位置や質量が複雑に絡み合い発生する．これらの，発生条件を実験で忠実に再現するのは難しい．また，着氷試験は膨大な費用を要し，設置場所も限られる．従って，本研究は，近年のコンピュータの急速な発展もあることから，CFD を用いて着氷現象を解明する．CFD による着氷シミュレーションでは，NACA 翼などを用いた二次元解析から，ジェットエンジン動静翼列における三次元解析まで，幅広く着氷現象を再現可能である [2]．

主翼・尾翼の着氷に関しては，古くから研究されており，breed air や de-icer boots などをはじめとする防氷・除氷技術の対策も講じられている．しかし，エンジン着氷について現状では，実用的な防氷・除氷装置は完備されていない．ジェットエンジンの主な着氷箇所は，スピナ，スプリッタ，ファン動翼，バイパス出口案内翼，低圧コンプレッサである．また，近年では，高圧コンプレッサ等のエンジンコア内部における着氷発生事例もあり [3]，エンジン着氷に対する研究が盛んに進められている [4]．

着氷現象に付随した現象にアイス・シェディングがある．アイス・シェディングとは，氷層が壁面から剥がれ落ちる現象であり，ジェットエンジンの場合には，回転翼に堆積した氷が成長し，遠心力により翼面から剥がれ落ちる．離脱した氷片はエンジンコア内に吸い込まれ，コア内のエンジンコンポーネントに損傷を与える．本現象は，大気中の氷の密度，氷と壁面の付着力，氷と氷の接触力など不明な点が多く，非常に複雑である．Papadakis ら(2007)は，氷片を模擬した長方形平板にかかる力とモーメント係数を風洞設備で測定し，得られた空力データを用い主翼から飛散する氷片の追跡計算を行った [5]．また，Baruzzi ら(2007)は氷片を模擬した立方体に対する流体構造連成問題を解き，飛散する氷片の運動を解くことに成功した [6]．しかし，彼らの研究は離脱後の氷片を対象にしたものであり，氷の成長やアイス・シェディングの発生要因に関しては取り扱われていない．

一方，現存する着氷モデルは氷の成長のみを再現するものであり，氷の離脱は考慮されておらず，時

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

間進行に伴い氷は成長し続ける．従って，本研究では，過冷却液滴の衝突から，氷の成長，氷の離脱までを一貫してシミュレーション可能なアイス・シェディングモデルを開発する．開発されたアイス・シェディングモデルは，過去に株式会社 IHI と北海道工業大学で実施された，氷の成長と離脱による流量変化の実験値と比較検証される．

2．着氷計算手法

本研究では，以下の弱連性解析によりアイス・シェディングをシミュレーションする．

(1) 計算格子を生成する．
(2) 流れ場を計算する．
(3) 液滴軌道計算により翼面における液滴衝突特性を得る．
(4) 熱力学計算により翼面の着氷量を得る．
(5) 氷の成長に伴い，アイス・シェディング判定を行う．
(6) シェディングが発生したら，(1)に戻る．

2.1 流れ場計算

流れ場は三次元圧縮性乱流場と仮定する．支配方程式として，ファーブル平均を施した質量・運動量・エネルギの各保存式を用いる．これらは，非粘性項を Yee-Harten[7]の二次精度風上型 TVD スキーム，粘性項を二次精度中心差分により離散化される．時間進行に関しては，時間刻みの制約を緩和するため LU-ADI 法 [8]を用いる．乱流モデルには，Kato-Launder 修正を施した k-ε モデル[9]を採用する．

2.2 液滴軌道計算

液滴軌道計算は，翼面における衝突特性を得るために行われる．計算にはラグランジュ的手法を用い，液滴にかかる力は，抗力・遠心力・コリオリ力とし，重力は考慮しない．また，液滴は完全な球形と仮定し，衝突・変形・合体・分裂は無視しており，流れ場に影響を及ぼさない(One-Way Coupling)．支配方程式には以下に示す簡易化された B-B-O 方程式を用いる．

$$\frac{d\vec{U}_w}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_f}{\rho_w} \frac{1}{d_w} \vec{U}_r \left|\vec{U}_r\right| - \left\{2\vec{\Omega}\times\vec{U}_w - \vec{\Omega}\times\left(\vec{\Omega}\times\vec{r}_w\right)\right\} \quad (1)$$

ここで，U_w は液滴の速度，U_r 気体と液滴の相対速度，d_w は液滴径，ρ_f と ρ_w は気体と液滴の密度である．右辺第二項は遠心力とコリオリ力を表し，Ω は回転速度，r_w は液滴の半径位置である．C_D は抗力係数であり以下の式のようになる．

$$C_D = \frac{24}{\mathrm{Re}_w}\left(1 + 0.15\,\mathrm{Re}_w^{0.687}\right) \quad (2)$$

2.3 熱力学計算

熱力学計算には，Messinger モデル [10]を用いる．本モデルは，検査体積内の質量バランスとエネルギバランスに基づき構成される(図 1 参照)．両バランスは以下の式で表される．

$$m_{im} + m_{in} = m_{ac} + m_{es} + m_{out} \quad (3)$$

$$Q_{im} + Q_{in} + Q_{air} + Q_{fri} = Q_{ac} + Q_{es} + Q_{out} + Q_{con} \quad (4)$$

ここで，m_{im}，m_{in}，m_{ac}，m_{es}，m_{out} は各々，衝突液滴，ランバックイン，氷堆積，昇華・蒸発，ランバックアウトの質量である．Q_{im}，Q_{in}，Q_{air}，Q_{fri}，Q_{ac}，Q_{es}，Q_{out}，Q_{con} は各々，衝突液滴，ランバックイン，空力，氷堆積，昇華・蒸発，ランバックアウト，対流の熱である．式(3) (4)より，氷結率 f を求め，ランバック質量及び氷堆積質量を得る．

$$f = \frac{m_{ac}}{m_{im} + m_{in}} \quad (5)$$

$$m_{out} = (1-f)(m_{im} + m_{in}) - m_{es} \quad (6)$$

氷結率とは氷の凍結を表す指標であり，1 ならばセル内の水は全て氷層になり，0 ならば凍らずに水膜となって，隣のセルに流れ込む (ランバック)．

2.4 アイス・シェディング判定

翼表面に堆積した氷に作用する力として，壁面との付着力，氷との接触力，遠心力，流体抗力，せん断応力などが挙げられる．しかし，氷と氷の接触力は不明であり，流体抗力やせん断応力は微小であるため，本研究では壁面と氷の付着力と遠心力のみを氷に作用する力と仮定し，アイス・シェディング判定を行う．壁面と氷の付着力に関しては，北海道工業大学で行われた氷付着力試験の値を採用する．

2.5 格子再構成

着氷シミュレーションでは堆積した氷の形状に

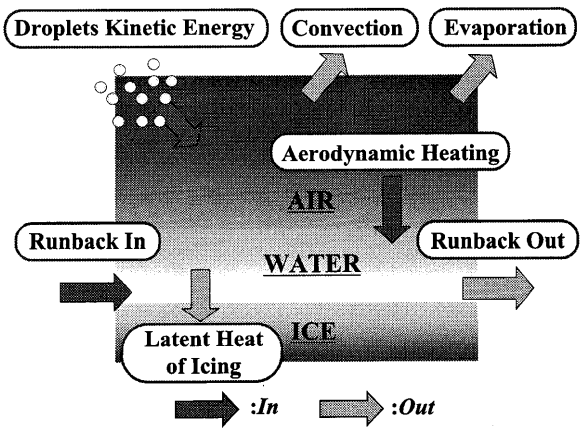


Fig. 1 Image of Messinger Model

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

伴い，格子を再構成しなければならない．従来の方法では，氷の表面形状に沿って格子を再構成したいる．しかし，本研究はアイス・シェディングが発生する時間まで着氷計算をしなければならないため氷層が厚くなり，従来の方法による格子再構成は困難である．従って，あらかじめ着氷領域の格子を密に生成し，計算セルを流体セルと着氷セルに二分するといった方法により着氷を再現する(図 2 参照)．着氷前は全てのセルが流体セルであり，堆積した氷により流体セルが充たされれば着氷セルとなる．着氷セルは，氷の成長によりシェディングが発生すれば，再び流体セルとして扱う．

3．解析対象及び解析条件

3.1　計算対象及び計算格子

本研究は，北海道工業大学で行われた氷付着力試験に従い，昭和電機製の快流シリーズ A2D6H-411 を解析対象とする．本軸流送風機は 12 枚の翼から構成されるが，周期性を考慮し翼 1 枚のみを解析対象とする．計算格子は，重合格子法を採用する．サブグリッドは，前述したように着氷セルの判定をするため，着氷し易い翼前縁付近においては，領域を広く格子密度を密に設定する．また，正圧面側においては，氷層は薄いものの着氷し易いため，同じく格子密度は密となる．総格子点数は，4,786,744 点である．計算対象及び計算格子を図 3 に示す．

3.2　計算条件及び境界条件

流れ場と着氷の計算条件を表 1 に示す．平均液滴径(Median Volume Diameter, MVD)の大きさの液滴を 100,000 個投入した後，衝突量を LWC に合わせて比例的に算出することによって収集効率を求める．流入境界では全温・全圧を固定，マッハ数を外挿とし，流出境界では静圧固定，その他を外挿とする．壁面では，滑りなし・断熱・壁関数条件を課す．また，ピッチ方向は周期境界条件とする．

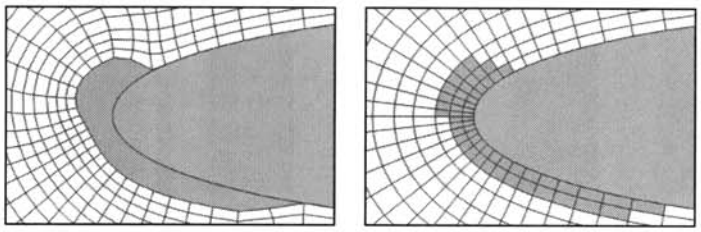
4．結果及び考察

4.1　翼表面静温分布と液滴収集効率

翼表面における静温分布を図 4，収集効率分布を図 5 に示す．着氷シミュレーションは，この 2 つのパラメータに大きく左右される．静温分布は正圧面チップ側を除いた領域では，氷点以下となる．また，液滴は負圧面にはほとんど衝突せず正圧面に多く衝突し，特に，前縁に衝突が集中する．これらの領域は，静温も氷点以下であるため，着氷が発生し易い．着氷解析値に関する詳細は次節に示す．

4.2　氷の成長とアイス・シェディングの発生

図 6 に正圧面における氷成長の時間履歴を示す．前述したように氷点以下であり液滴衝突量が多い前縁に，着氷が集中的に発生する．その後，着氷した氷が成長し，212 秒後にアイス・シェディングの発生が確認される．発生箇所は図に示した通り，遠心力が比較的大きく氷層が厚い，約 75%スパン位

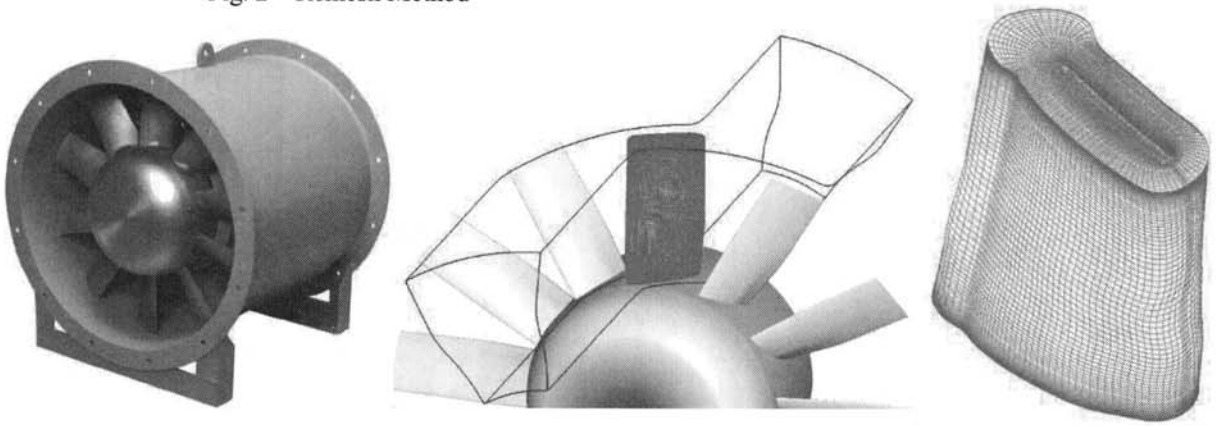


(a) Conventional Method　(b) Present Method

Fig. 2　Remesh Method

Table 1　Computational Condition

Rotating Speed	[rpm]	1800
Mass Flow Rate	[kg/s]	5.21
Inlet Total Pressure	[MPa]	0.1013
Inlet Total Temperature	[K]	268.15
LWC	[g/m^3]	1.54
MVD	[μm]	30
Exposure time	[s]	480.0

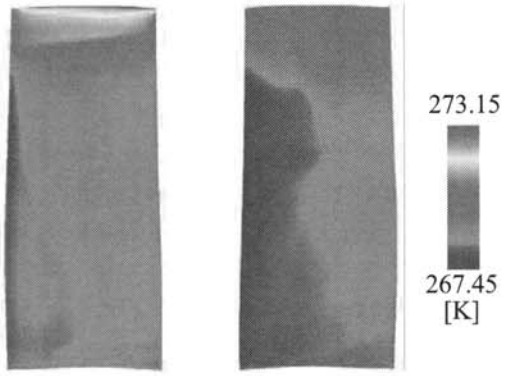


(a) Computational Target　(b) Over View of Computational Grid　(c) Enlarged View of Sub Grid (Every 2 Grid Point)

Fig. 3　Computational Target and Grid

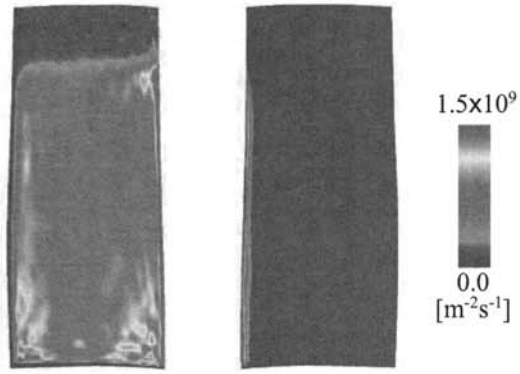
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

置の前縁である．チップ側前縁からシェディングが発生する傾向は，Edward ら(2010)の実験 [11]と類似している．



(a) Pressure Side (b) Suction Side

Fig. 4 Static Temperature



(a) Pressure Side (b) Suction Side

Fig. 5 Collection Efficiency

最後に，氷の成長とアイス・シェディングによる流量変化の実験値との比較検証を図 7 に示す．実験では試験開始から約 190 秒後にアイス・シェディングが発生した．本研究による解析値は 212 秒であるので，概ね一致している．誤差の要因としては，2 章で示した着氷シミュレーションの弱連成解析を，今回は 1 サイクルしか行っていないことが考えられる．本来であれば，氷の成長に伴う格子の再構成，流れ場と液滴軌道の再計算を数サイクル行うべきであるが，計算コストとの兼ね合いなどの理由により今回は行えなかった．また，実験では 1 回目のアイス・シェディングの発生直前における着氷による流量低下は 27.6%，直後におけるシェディングによる流量回復は 21.8%であった．しかし，本解析値では着氷による流量低下は 37.3%であり，シェディングによる流量回復は確認されなかった．流量低下の過大評価に関しては，解析値では実験値より着氷量を過大に見積もっていることなどが原因として考えられる．本計算条件は，流入全温 268.15 K，翼表面温度 267.45~273.15 K であり，雨氷型着氷(Glaze Icing)に分類される．雨氷は比較的高い温度で発生するため，衝突した液滴は瞬時に凍結せずに表面を流れながらゆっくり凍る．この雨氷型着氷の特徴的な現象はランバックと呼ばれるが，本研究で用いた Messinger モデルは著者らの

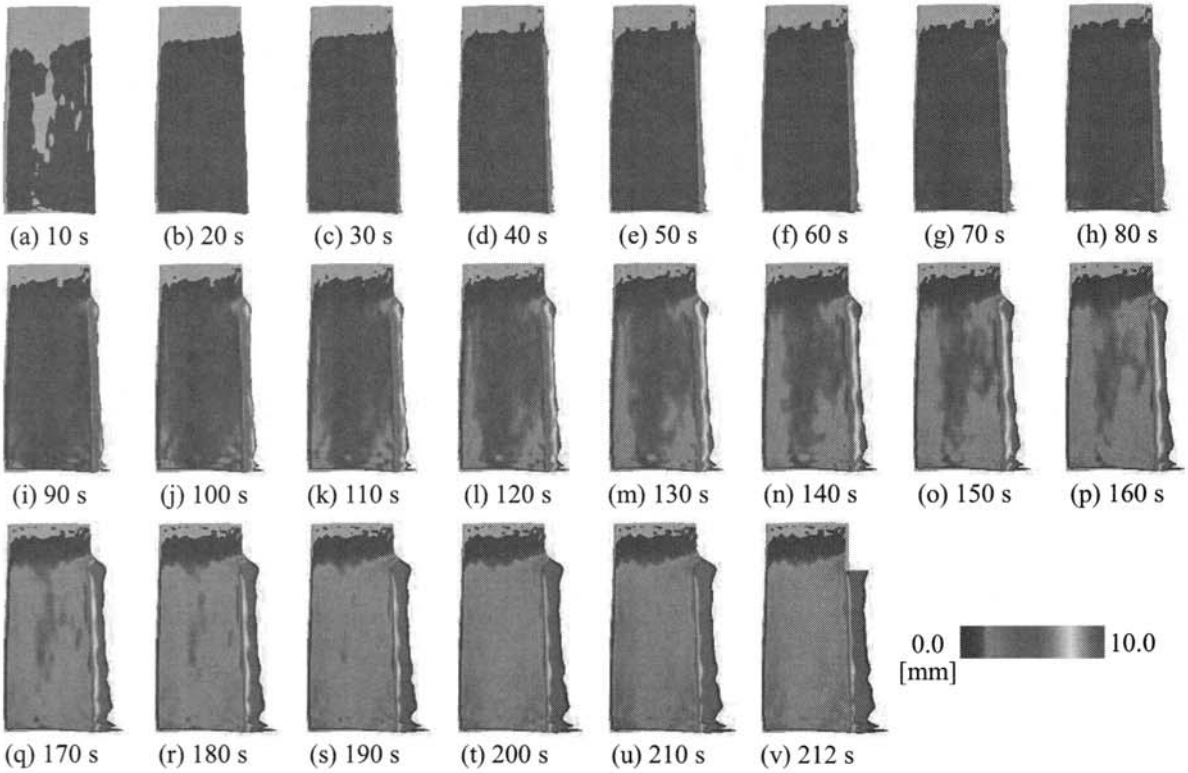


Fig. 6 Time History of Ice Growth and Ice Shedding at Pressure Side

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

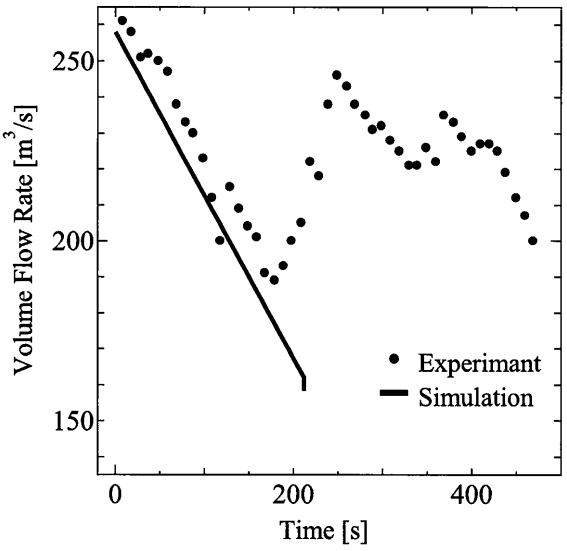


Fig. 7　Change of Volume Flow Rate

過去の知見により，ランバックの予測性能が悪いため着氷量を過大評価することがわかっている[12]．また，シミュレーションではアイス・シェディング発生後も流量が回復しなかった原因は，シェディングした氷の体積の不一致である．実験ではアイス・シェディング発生後，着氷前の流量の 94.3%まで流量が回復していることから，シェディングした体積も大きいことが予測される．従って，本研究で開発したアイス・シェディングモデルは，シェディングの発生時間は概ね一致するが，シェディングした体積に関しては改良が必要である．

5．結　言

アイス・シェディングモデルを開発し，氷の成長と離脱による流量変化の実験値との比較検証を行った．本研究により得られた知見を以下に示す．

(1) アイス・シェディングの発生時間は，実験値では約 190 秒，解析値では 212 秒であり，おおよそ一致している．

(2) 本研究で開発したアイス・シェディングモデルは，シェディングする氷の体積に誤差を含んでしまうため，シェディングによる流量回復が再現できない．

今後の課題として，既存の着氷モデルの雨氷における着氷量予測性能の向上，アイス・シェディングモデルのシェディングする氷の体積の改良が挙げられる．また，シェディングした氷片の軌道計算の追加，ジェットエンジン動静翼列への適用などを計画している．

謝　辞

本研究で用いた氷の付着力と，軸流送風機の着氷による流量変化の実験値は，株式会社 IHI の宍戸進一郎氏，室岡武氏，宮川浩氏の研究委託により，北海道工業大学の平元理峰准教授が行ったものである．ここに，深く感謝の意を表す．

参 考 文 献

1) William, B., Wright, R., W., Gent, Didier, Guffond: DRA/NASA/ONERA Collaboration on Icing Research", NASA CR 202349 (1997)

2) Hayashi, R., Kawakami, K., Suzuki, M., Yamamoto, M., Shishido, S., Murooka, T., Miyagawa, H.: Numerical Simulation of Icing Phenomena in Fan Rotor/Stator Interaction Field, Proceedings of the 11th International Gas Turbine Congress (2011).

3) Jeanne, G., Mason, J., Walter, Strap, Philip, Chow: The Ice Particle Threat to Engines in Flight, Proceeding of 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (2006).

4) Veillard, X., Habashi, W., G.: Icing Simulation in Multistage Jet Engine, Journal of Propulsion and Power, Vol. 27, No. 6 (2011)

5) Papadakis, M., Yeong, H., Suares, I., G.: Simulation of Ice Shedding from a Business Jet Aircraft, Proceeding of 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (2007).

6) Baruzzi, G., Lagace, P., Aube, M., Habashi, W., G.: Development of a Shed-Ice Trajectory Simulation in FENSAP-ICE, Proceeding of SAE Aircraft and Engine Icing International Conference (2007)

7) Yee, H., C.: Upwind and Symmetric Shock-Capturing Schemes, NASA-TM-89464 (1987).

8) Kato, M., Launder, B., E.: The Modeling of Turbulent Flow around Stationary and Vibrating Square Cylinder, Proceedings of the 8th Symposium on Turbulent Shear Flows, 10-4-1-10-4-6 (1993).

9) Fujii, K., Obayashi, S.: Practical Application of Improved LU-ADI Scheme for The Three-Dimensional Navier-Stokes Computations of Transonic Viscous Flows, AIAA Paper, 86-0513, 1986, also AIAA J., 25, 369-370 (1987).

10) Messinger, B., L.: Equilibrium Temperature of an Unheated Icing Surface as a Function of Airspeed, Jounal of Aeronautical Sciences, Vol. 20, No. 1 (1953), pp. 29-42.

11) Edward, W., Brouwers, Jose, L., Palacios, Edward, C., Smith, Andrew, A., Peterson: The Experimental Investigation of A Rotor Hover Icing Model with Shedding, Proceeding of American Helicopter Society 66th Annual Forum (2010).

12) 林 亮輔，山本 誠：着氷モデルの二次元及び三次元検証，日本航空宇宙学会 原動機推進部門 第 53 回航空機原動機・宇宙推進機講演会 (2013)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-18

界面捕獲法と粒子追跡法を融合した液膜微粒化の数値解析

*井上　智博，渡辺　紀徳，姫野　武洋，鵜沢　聖治（東大）

Eulerian-Lagrangian Analysis on Liquid Sheet Atomization

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

ABSTRACT

For the prediction of atomization phenomena, Eulerian-Lagragian hybrid method has been developed. Corresponding experimental measurement was also conducted on atomization of axisymmetric liquid sheet, which was produced by impingement of a water jet on a circular disk. The analysis method computes continuous liquid sheet, and tracks the motion of each drop. Numerical results of flow visualization coincided with corresponding experimental results at large Weber number in a qualitative sense. In addition, drop diameter distribution and liquid flow rate were able to be represented by numerical analysis. Hence, it was confirmed that the developed Eulerian-Lagragian hybrid method had potential to analyze the multi-scale phenomena of liquid sheet atomization.

Key words: Atomization, Liquid Sheet, Flow Visualization, Drop Size Measurement, Eulerian-Lagragian Simulation

1．緒言

昨今，発電用・航空用ガスタービンに対して，燃料消費量の低減が一層強く求められている[1]。液体燃料を使用する場合，燃焼性能を改善するにあたって，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ますます重要になるものと予想される。しかし，多重のスケールを内包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難しい。その要因の一つとして，噴射弁の内部ないし近傍の微粒化過程の情報を取得可能な計測手法が現状では確立されておらず，噴霧特性を予測するために必要な上流側の境界条件を適切に設定することが難しいことが挙げられる。近年，別のアプローチとして，燃料噴射から噴霧形成にわたる一連の微粒化過程を数値的に解析することで，流れ場の詳細を把握するとともに，噴霧特性を予測する試みが行われている。解析手法として，噴射弁近傍に現れる連続液体の解析には，固定格子上で界面を直接追跡する方法が有効である。しかし，下流の噴霧流動までも同手法で解析するには，莫大な計算コストを要することから，実機の高ウェーバー数環境の微粒化解析をパラメトリックに行うことは，現実的には難しい。そこで，工学的有用性の観点から，連続液体挙動をオイラー的に，下流の噴霧流動をラグランジュ的に解析し，両者を接続する，ハイブリッド解析が有望な手段の一つであると考えられている[3-4]。最近では，こうした手法の適用事例も報告されているが，対応する実験との比較や詳細な流れ場の理解については今後の課題となっている。

本論文では，自由表面流れを有するオイラー・ラグランジュ連成解析手法を構築し，液膜微粒化現象に対する適用可能性を検証することを目的とする。あわせて，広範なウェーバー数環境における基礎的な微粒化現象の可視化および粒径・速度計測を実施し，数値解析結果と比較可能なデータを蓄積する。一般に，微粒化の機構そのものは，気流の有無や噴射弁の形状に依存しないことから，本研究では，円盤状の自由液膜の微粒化を対象とした。

2．実験装置と解析手法

噴霧特性を把握するためには，生成される全液滴を計測することが望ましい。そこで，液噴流を円板に衝突させてできる円盤状自由液膜を対象とした。液膜および噴霧が軸対称な条件下では，衝突点から離れたある一点での計測を行うことで，実質的に全液滴を計測することができる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.1 液膜微粒化計測装置

実験装置の模式図を，Fig.1 に示す。装置は，加圧用コンプレッサーとリザーバータンク，液噴射ノズル(injector)と液噴流を衝突させる円板(reflector)によって構成される。はじめに，供試液体である水をリザーバータンクに封入し，一定圧力で加圧した。続いて，下流のバルブを開放し，精密ガラス管製のノズルから水を水平方向に噴射した。ノズルの内径は D=1.4mm, 2.0mm，長さは 40mm である。噴射された水は，直径 D_r=6.35mm の金属円板に衝突して円盤状に広がり，軸対称な液膜を形成する(Fig.2)。本実験では，タンク圧を調整して噴射速度 V_e を変えることで，ウェーバー数($We=\rho_{liq}V_e^2D/\sigma$)を変化させた。こうしてできた液膜微粒化現象を，高速度カメラ(Photron APX-RS)で時系列に記録した。また，衝突点から十分離れた位置で粒径計測を行った。ダブルパルス YAG レーザー(Dantec Dynamics Dual Power 135-15)を照射して撮影した二時刻の液滴の影画像をもとに，液滴径と速度を算出した。粒径分布および平均粒径は，液滴数流束基準で評価した。あわせて，液膜の下方に集霧器(paternator)を設置し，噴霧の空間的な流束分布を取得した。作動流体の物性値を，Table1 に示す。表面張力係数は，プレート法を適用した表面張力計(Kyowa CBVP-Z)で実測した。

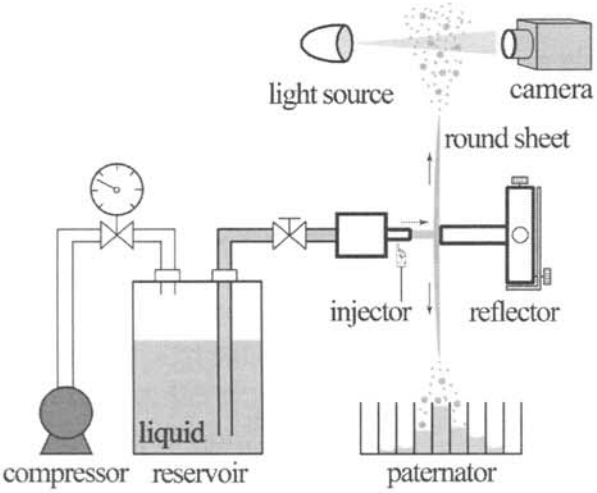


Fig.1 Experimental Apparatus

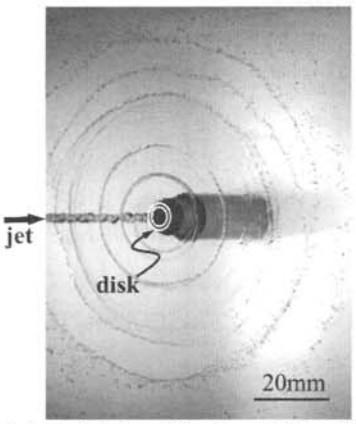


Fig.2 Injected Jet and Produced Liquid Sheet
(D=2.0mm, injection velocity V_e=9.2m/s)

Table 1 Physical Properties of Working Fluids

fluid	density ρ[kg/m^3]	coef. of viscosity μ[Pa·s]	coef. of surface tension σ[mN/m]
air	1.2	1.8×10^{-5}	72.4±0.4
water	1000	1.0×10^{-3}	

2.2 オイラー/ラグランジュ連成数値解法

Fig.3 に示すように，本研究では，連続液膜の解析に，固定格子上で気液界面をオイラー的に捕捉する手法を採用し，下流の噴霧流動解析に液滴をラグランジュ的に追跡する方法を適用した。

はじめに，液膜を含む自由表面流れの解析に用いた CIP-LSM(CIP- based Level Set & MARS)[5-6]について述べる。流れ場は，均質二相流の支配方程式(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。

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

$$\rho\frac{\partial\vec{u}}{\partial t}+\rho\left(\vec{u}\cdot\nabla\right)\vec{u} = \nabla:\mathbf{\Pi}+\rho\vec{g}+\vec{F}_D \quad (2)$$

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

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

ここで，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_v，及び界面張力テンソル T_σ の和であり，それぞれ式(5)-(7)で表され

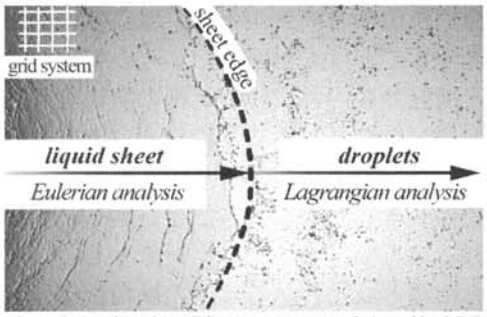


Fig.3 Atomization Phenomena and Applied Method

Table 2 Physical Properties in Eq.(9)

Physical properties		X
ρ	Density	ρ
C_p	Specific heat at constant p	ρC_p
C_s	Sound velocity	$(\rho C_s^2)^{-1}$
B	Volume expansion coefficient	B
μ	Coefficient of viscosity	μ
λ	Thermal conductivity	λ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

る。

$$\Pi = -p\mathrm{I} + \mathrm{T}_v + \mathrm{T}_\sigma \quad (5)$$

$$\mathrm{T}_v = \lambda(\nabla\cdot\vec{u})\mathrm{I} + \mu(\nabla\vec{u} + \nabla\vec{u}^T) \quad (6)$$

$$\mathrm{T}_\sigma = \sigma\delta_S\left(\mathrm{I} - \vec{n}_S\vec{n}_S\right) \quad (7)$$

但し，δ_S は界面でのみ値を持つ 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 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 (in liquid phase)
Hs = 0 (on liquid/gas interface)
Hs = -0.5 (in gas phase)

CIP-LSM は，流体解法として CCUP 法[7]の一種である TCUP 法[8]を，界面追跡法として，界面形状捕捉に優れる Level Set 法[9] (LSM)と体積保存性に優れる MARS 法[10]を融合した HLSM (Hybrid LSM & MARS)を用いている。界面張力は CSF モデル[11]により体積力として扱う。各格子点における流体の物性値は，式(8)で定義される体積率を用いて，式(9)から算出することにより，界面厚さ(surface thickness)を導入することなく，気液界面を横切る物性値の不連続を，1 格子幅以内で捉えている[6]。式(9)の物性 X を，Table2 に示す。

$$H_v / J = \int_\Omega H_S dV \quad (8)$$

$$\overline{X} = 0.5(X_{liq} + X_{gas}) + H_v(X_{liq} - X_{gas}) \quad (9)$$

ここで，J はヤコビアン，Ω は検査体積を表す。

次に，液滴追跡の方法について述べる。固定格子上で液膜から分裂した孤立液滴を質点近似し，運動方程式(10)を 2 次のルンゲ-クッタ法を用いて解くことでラグランジュ的に追跡する。なお，パーセル近似は行わない。

$$w_p\frac{d\vec{u}_p}{dt} = -\vec{F}_D \quad (10)$$

ここで，$\vec{u}_p, w_p, \vec{F}_D$ は，個々の液滴の速度，質量，気液の相対運動に伴う抵抗を表す。式中の $\vec{u}_p$ および $\vec{F}_D$ は，式(11)と式(12)から計算した。

$$\frac{dx_p}{dt} = \vec{u}_p \quad (11)$$

$$\vec{F}_D = C_D A_p \frac{\rho_g(\vec{u}_p - \vec{u}_g)\,|\,\vec{u}_p - \vec{u}_g\,|}{2} \quad (12)$$

但し，x_p, A_p は液滴位置と投影面積を表し，$\rho_g, \vec{u}_g$ は液滴が属する計算格子の気体密度および速度を表す。式(12)中の C_D は抵抗係数であり，液滴径と速度および液相の物性値から求めたレイノルズ数によって，経験的に以下のように与えられる[13]。

$$C_D = \begin{cases} \dfrac{24}{\mathrm{Re}_d}\left(1+\dfrac{1}{6}\mathrm{Re}_d^{\frac{2}{3}}\right) & (for\ \mathrm{Re}_d < 1000) \\ 0.44 & (for\ \mathrm{Re}_d \geq 1000) \end{cases} \quad (13)$$

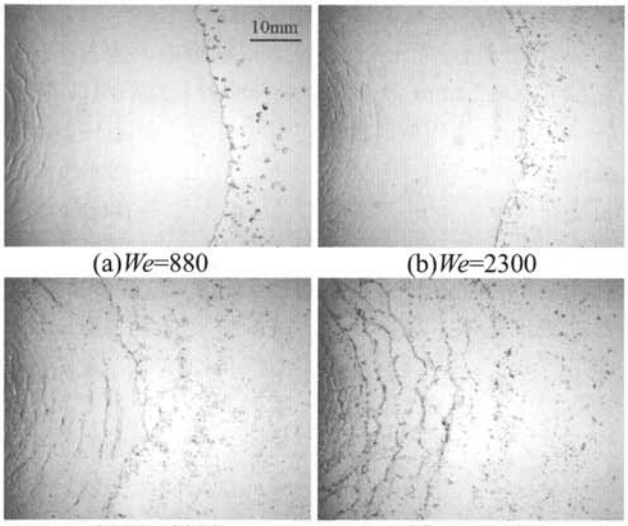
本解析では，オイラー計算からラグランジュ計算へは，自動的に切り替わるように設計されている。その際，固定格子上で捕捉されていた液滴の質量と運動量が保存されるように質点に変換にされる。従って，連続液体から噴霧流動にわたって，液相の体積保存が満足される。また，雰囲気と液滴間の相互作用を無視あるいは陽に与えることで，計算格子の領域外においてもラグランジュ計算を行い，下流遠方までの液滴飛散解析に要する時間を短縮できる。

3．実験結果

液膜の可視化結果を，Fig.4 に示す。各図の左端は衝突点から水平方向に 15mm 離れており，水噴流は紙面奥方向に噴射された。噴射速度が上昇するにつれて液膜が皺を有し，激しく分裂する。本実験では，いったん単一液滴になったものが周囲大気の影響で二次的に分裂する様子は観察されなかった。なお，液膜の縁は 3 次元的に振る舞うものの，粒径分布は軸対称であることを確認している。

衝突点から水平方向に 150mm 離れた位置で計測した粒径分布および速度分布を，Fig.5 に示す。ここでは，99%累積頻度分布までの結果を示している。平均粒径について，最頻径は約 50μm，SMD は 240μm である。液滴速度について，相対的に空気抵抗を大きく受ける微小液滴は，粗大液滴よりも飛散速度が遅い。

衝突点の下方 100mm の位置で，噴霧の空間分布を計測した結果を，Fig.6 に示す。衝突点直下を原点として，ノズルから円板に向かう水平方向を z 軸正方向とする。集霧器の各領域で捕集した液量



(a)We=880 (b)We=2300
(c)We=8900 (d)We=14000

Fig.4 Visualization of Liquid Sheet Atomization
(The left end of each figure is located 15mm away from the center of the disk in the horizontal direction. D=2.0mm)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

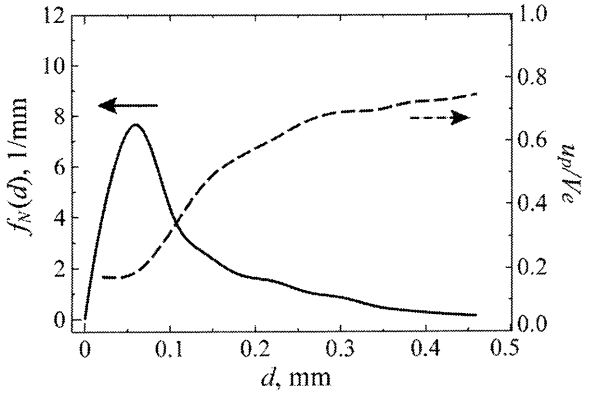


Fig.5 Experimental Results of Drop Size Distribution and velocity Normalized by V_e (We=10000, D=1.4mm)

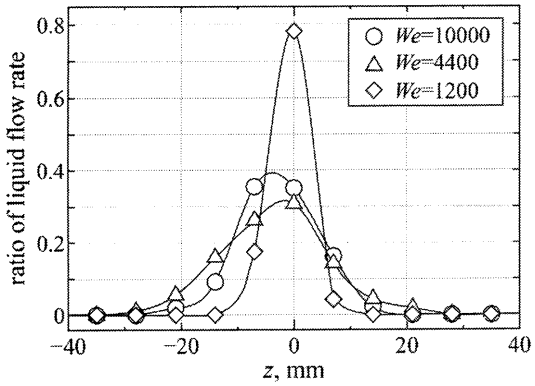


Fig.6 Distribution of Liquid Flow Rate at D=1.4mm

を，総集霧量で無次元化した。結果は，5 回の計測結果の平均値を表す。噴射速度が遅い低ウェーバー数時には噴霧の広がりは狭いのに対して，ウェーバー数が大きくなると液膜がはためき噴霧が広がる。

4．数値解析結果

実験と対応する条件で，液膜微粒化の三次元非定常数値解析を行った。Fig.7 に解析の対象と格子を示す。D=1.4mm のノズルから噴射した液噴流を，D_r=6.35mm の円板に衝突させて形成される円盤状自由液膜のうち，中心角θ=5deg.またはθ=180deg.の領域を対象に解析を実施した(Fig.7 はθ=180deg.の解析結果)。衝突点から半径方向 10mm の領域まで計算格子を配置して気液両相を計算し，その外側では静止気体中を移動する液滴をラグランジュ的に追跡した。液膜が存在する部分に格子を密に配置している。境界条件は，噴射孔以外の上面と下面，周方向境界，中心軸境界には滑り壁条件を与え，半径方向外側の出口境界には自由流出条件を課した。噴流の流入条件は，対応する実験条件(We=10000, V_e=23m/s)と流量を一致させた上で，1/7 乗則に従う発達した管内乱流の速度分布を与えた。供試液体である水と周囲空気の物性値には，Table 1

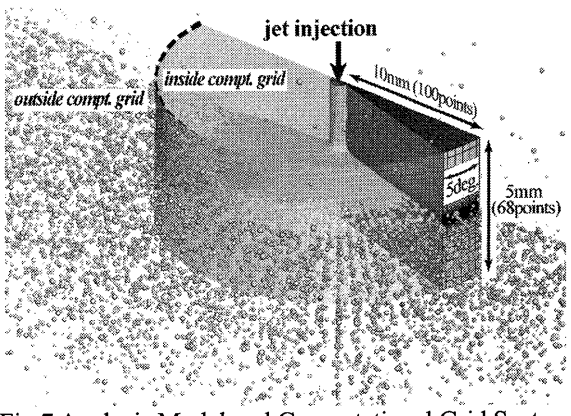


Fig.7 Analysis Model and Computational Grid System

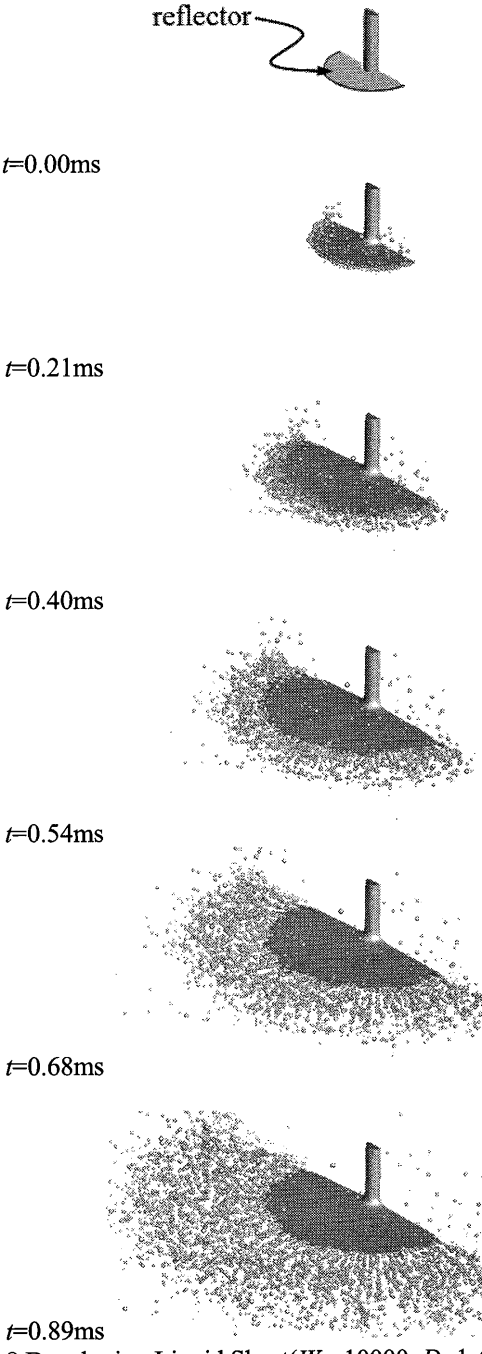


Fig.8 Developing Liquid Sheet(We=10000, D=1.4mm)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の値を用いた。

液噴流が円板に衝突した時刻を t=0s として，時系列の液膜の広がりおよび液滴飛散の様子を，Fig.8 に示す。液膜が次第に広がり，膜端から液滴が飛散する様子を確認できる。衝突点からの距離に反比例して薄くなる液膜の挙動を限られた格子点で解像することは難しいため，膜端近傍の実現象を再現できていないものの，液膜から液滴へとスケールが小さくなる大局的な微粒化現象については捉えていると評価できる。

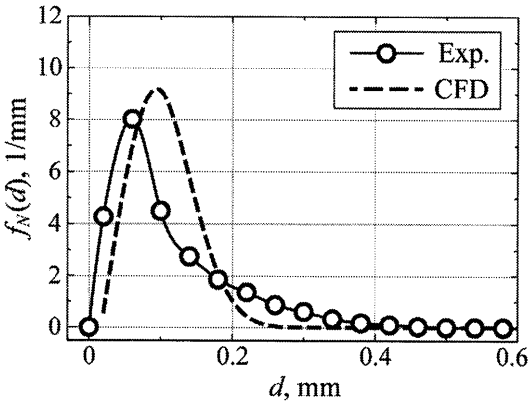


Fig.9 Comparison of Droplet Distribution (We=10000, $\Delta\theta$=1.5deg)

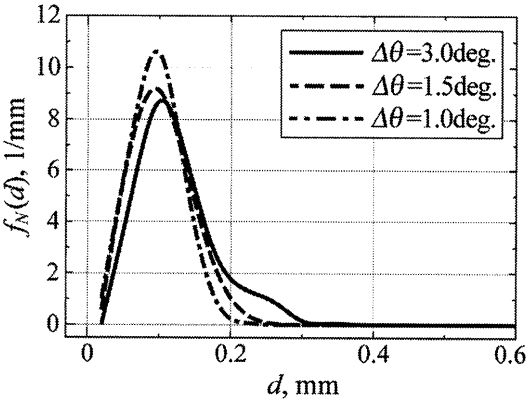


Fig.10 Effect of Grid Resolution on Droplet Distribution at We=10000

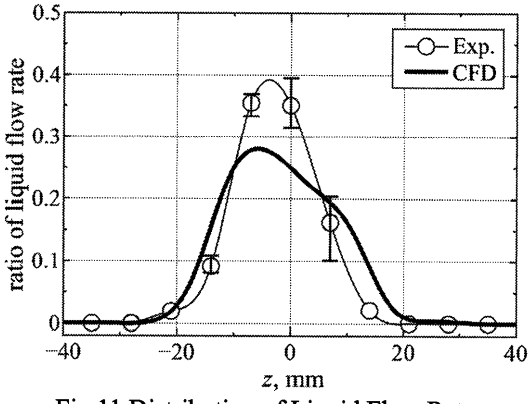


Fig.11 Distribution of Liquid Flow Rate (We=10000, 100mm beneath the impact point)

続いて，中心角θ=5deg.の領域を対象に解析を行った。We=10000 における粒径分布を，Fig.9 に示す。数値解析結果の粒径分布の傾向は，実験結果を定性的に再現できている。解析結果と実験結果の差異は，数値解析において格子解像度が不足する膜端部に作用する表面張力の影響を正しく表現できないことに起因すると考えられる。なお，解析に要した時間は，DELL Precision T1650(Quad Core i7) を用いて約 1 日である。次に，周方向の格子解像度$\Delta\theta$を変化させたときの粒径分布の解析結果を，Fig.10 に示す。周方向の格子解像度を上げると，相対的に小粒径の頻度が多くなることを確認できる。解析時間と精度の兼ね合いで，適切な格子解像度を確保することが重要であると思われる。

最後に，噴霧の空間分布を実験結果と比較して，Fig.11 に示す。実験結果のエラーバーは，5 回の実験結果の最大・最小値を表す。数値解析結果は，衝突点と同一平面の噴霧量が実験結果よりも少ないものの，噴霧の広がり幅は，実験結果を概ね再現していることがわかる。

5．結言

液膜分裂から液滴飛散にわたる一連の微粒化現象を対象として，自由表面を有するオイラー・ラグランジュ連成解析手法を開発し，対応する実験結果と比較した。以下に結論をまとめる。

はじめに，実験によって，軸対称二次元の円盤状自由液膜を形成した。ウェーバー数を広範に変化させて，液膜微粒化現象を可視化した。また，実質的に全液滴径について粒径と速度計測，および噴霧空間分布計測を実施した。

次に，数値解析によって以下の結論を得た。連続液膜部の解析にオイラー解析を採用し，噴霧流動の解析にラグランジュ解析を適用する連成手法を用いることで，液体噴射から噴霧流動にわたる一連の微粒化現象を，計算コストを大幅に増やすことなく解析できる見通しを得た。また，数値解析結果は，実験によって得られた可視化結果と噴霧流束分布の結果を，定性的な観点からは再現できることを確認した。

基礎的な実験結果を蓄積するとともに，実現象との比較に基づく解析手法の検証を継続的に実施することで，解法の高度化を図ることが重要である。

参 考 文 献

1) Lefebvre,A.H., and Ballal,D.R. :Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions, CRC Press (2010).
2) Santolaya,J.L., Aísa,L.A., Calvo,E., García,I., and Cerecedo,L.M., :Experimental Study of Near-Field Flow

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Structure in Hollow Cone Pressure Swirl Sprays, J. of Propulsion and Power, Vol. 23, No. 2(2007) pp. 382-389.
3) Herrmann, M.: Detailed Numerical Simulations of The Primary Atomization of a Turbulent Liquid Jet in Crossflow, Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59563(2009), pp.1-10.
4) Arienti, M., Li, X., Soteriou, M. C., Eckett, C. A., and Jensen, R.: Coupled Level-Set/Volume-Of-Fluid Method for The Simulation of Liquid Atomization in Propulsion Device Injectors, AIAA 2010-7136, 46th AIAA/ASME /SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit (2010), Nashville, TN.
5) Himeno,T., Watanabe,T., and Konno,A.: Numerical Analysis for Propellant Management in Rocket Tanks, Journal of Propulsion and Power, Vol. 21(2005), No. 1, pp.76-86.
6) 姫野武洋, 根岸秀世, 野中聡, 井上智博, 渡辺紀徳, 鵜沢聖治：様々な加速度環境における自由表面流の数値解析（CIP 法, MARS 法, Level Set 法を協調した解法の改良）, 日本機械学会論文集B編, Vol.76, No.765（2010）, pp. 778-788.
7) Yabe,T. and Wang,P.Y.: Unified Numerical Procedure for Compressible and Incompressible Fluid, Journal of Physical Society of Japan, Vol.60, No.7 (1991), pp.2105-2108.
8) 姫野武洋, 渡辺紀徳, 低重力環境における熱流体管理に関する研究(第 1 報,熱流動解析に適した CCUP 法-TCUP 法-の提案), 日本機械学会論文集 B 編 Vol.69, No.678(2003), pp.266-273.
9) Osher,S. and Sethian,J.A.: Fronts Propagating with Curvature-Dependent Speed: Algorithms Based on Hamilton-Jacobi Formulations, Journal of Computational Physics, Vol. 79 (1988), pp.12-49.
10) Kunugi,T.: MARS for multiphase calculation, Computational Fluid Dynamics Journal, Vol.9, No.1 (2000).
11) Brackbill,J.U., Kothe,D.B. and Zemach,C.: A Continuum Method for Modeling Surface Tension, Journal of Computational Physics, Vol.100 (1992), pp.335-354.
12) Faeth, G. M.: Evaporation and Combustion of Sprays, Progress in Energy and Combustion Science, 9(1983), pp. 1-76.
13) Litchford, R.J. and Jeng,S.M.: Efficient Statistical Transport Model for Turbulent Particle Dispersion in Sprays, AIAA Journal, Vol.29, No.9(1991).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-19

蒸気タービン下方排気型排気室ディフューザの湿り蒸気流れ解析

*笹尾泰洋(帝大航)，田沼唯士(帝大 JPC)，
山本悟(東北大情報)，渋川直紀，新関良樹(東芝)

Numerical Study of Wet Steam Flow through Down-flow Type Exhaust Food of Steam Turbine

*Yasuhiro SASAO(Teikyo Univ.), Tadashi TANUMA(Teikyo Univ.),
Satoru YAMAMOTO(Tohoku Univ.), Naoki SHIBUKAWA and Yoshiki Niizeki(Toshiba)

ABSTRACT

In this paper, we present three-dimensional (3-D) wet steam flow analysis into the design procedure for the low-pressure exhaust diffuser of a typical large steam turbine. The compressible Navier-Stokes equations and mathematical models for nonequilibrium condensation were 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 turbulence model was also solved for evaluating the eddy-viscosity. The computational results were verified with measurement data using a development steam turbine. The numerical analysis results and the measurement data were compared for two different wetness conditions.

Key words: wet steam flow, low pressure turbine, exhaust diffuser

1．緒言

1000MW 級タンデムコンパウンド型蒸気タービンの全長は 30-40m に及び，その中でも，低圧タービン下流に設置される 4 つの排気室は，占有面積の多くを占める．よって，低圧タービンディフューザの小型化は，タービンシステム全体の小型化や軽量化のみならず，天井クレーンの小型化等，タービン建屋の建設コストを削減する上でも，重要な課題の一つといえる．また，中・高圧タービンにおいては，翼損失が全体の損失において最も支配的であることが知られているが，低圧タービンにおいては，排気損失は，翼損失とほぼ同等の割合を占める事が知られている．よって，ディフューザの高性能化と小型化は，建設コストの削減と，蒸気タービンの性能向上に，大きく寄与するものと期待されている．

近年，我々の研究グループでは，低圧タービンディフューザ全周を対象に，運転中の低圧タービン最終段動翼のトラバース計測結果に基づいて，ディフューザの流入境界条件を設定し，湿りを考慮した非定常流動解析を行ってきた．その結果，ディフューザ内部の流れ場を CFD によって正確に捉えるためには，流入境界における翼高さ方向の速度分布を実測値に基づいて与えることが重要であるとの知見を得た[1][2].

本研究では，ディフューザの流入境界条件および流出境界条件を実測値に基づいて設定し，非対称性を考慮した全周流動解析を行う．本研究の目的は，低圧タービン下方排気型排気室ディフューザの性能を左右する，上流側と下流側から空気力学的相互作用を境界条件として近似的に考慮しながら，静圧回復性能を予測することである．

2．湿り蒸気流れの基礎方程式と凝縮モデル

本研究では，蒸気の質量保存則，運動量保存則，エネルギー保存則，液滴の質量保存則，液滴の数密度保存則，乱流運動エネルギーおよびその比散逸率からなる次式を解く．

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial F_i}{\partial \xi_i}+S+H=0 \qquad (i=1,\ 2) \qquad (1)$$

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，H は生成項であり，以下の様に表される．

$$Q=J\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u_1\\ \rho u_2\\ \rho u_3\\ e\\ \rho\beta\\ \rho n\\ \rho k\\ \rho\omega\end{bmatrix},\quad F_i=J\begin{bmatrix}\rho U_i\\ \rho u_1 U_i+\partial\xi_i/\partial x_1 p\\ \rho u_2 U_i+\partial\xi_i/\partial x_2 p\\ \rho u_3 U_i+\partial\xi_i/\partial x_3 p\\ (e+p)U_i\\ \rho\beta U_i\\ \rho n U_i\\ \rho k U_i\\ \rho\omega U_i\end{bmatrix},$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$S=-J\frac{\partial\xi_i}{\partial x_j}\frac{\partial}{\partial\xi_i}\begin{bmatrix}0\\ \tau_{1j}\\ \tau_{2j}\\ \tau_{3j}\\ \tau_{kj}u_k+(\kappa+\kappa^t)\partial T/\partial x_j\\ 0\\ 0\\ \sigma_{kj}\\ \sigma_{\omega j}\end{bmatrix},\quad H=-J\begin{bmatrix}0\\ 0\\ 0\\ 0\\ 0\\ \Gamma\\ I\\ S_k\\ S_\omega\end{bmatrix}$$

研究において扱う気液二相流は液滴の質量分率が十分に小さい均質流を仮定する(β<0.1). 湿り蒸気の状態方程式および音速の式は石坂ら[3]により定式化された下式より算出する.

$$p=\rho RT(1-\beta) \tag{2}$$

$$c^2=\frac{C_{pm}}{C_{pm}-(1-\beta)R}\frac{p}{\rho} \tag{3}$$

ただし, $C_{pm}=\beta C_{pl}+(1-\beta)C_{pv}$

ここで, C_{pl}, C_{pv} は水および蒸気の定圧比熱であり, それぞれ 4.184 kJ/(kg･K), 1.882 kJ/(kg･K) とした. 凝縮による液滴の質量生成率 Γ は古典凝縮論に基づき, 凝縮核生成と液滴の成長による質量増加の和で表される. 本研究ではさらに, 液滴の成長を液滴の数密度を関数にした式で近似した次式を用いる[3].

$$\Gamma=\frac{4}{3}\pi\rho_l\left(Ir_*^3+3\rho nr^2\frac{dr}{dt}\right) \tag{4}$$

ここで, I は凝縮核生成率[4], dr/dt は液滴の成長率[5]である. だたし, 本研究では, ディフューザ入口湿り度を 3.5%および 8.2%とし, 計算領域内において, 新たな液滴は生成されないものと仮定した($I=0$).

3. 数値解法

数値解法として, 空間差分には Roe の流束差分離法および4次精度コンパクトMUSCL TVDスキーム[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[7]. 時間積分にはLU-SGS 法を用いた[8].

4. 計算条件および計算格子

図1は東芝製低圧タービンディフューザを対象に生成した計算格子の俯瞰図である. ディフューザはいくつかの部品より構成されているが, 簡単のため, ここでは回転軸側の曲面全体を内周壁, ケーシング側(外側)の曲面全体を外周壁と呼ぶ. 内周壁と外周壁に囲まれた領域に境界適合型の計算格子を適用し, 計算格子の周方向の両端には周期境界条件を適用する. 格子点数は流れ方向に232点, 周方向に91点, 半径方向に97点与えた. 本計算では, 出口境界条件がディフューザ内部の流れ場に及ぼす軽減する為に, 出口側に拡張した計算格子を用いた.

図2は, ディフューザ入口側から見た, 5孔ピトー管および静圧計測孔の配置図である. ディフューザ入口における全温全圧分布および気体流入角の計測および壁面に設けられた圧力計測孔において壁面静圧の計測が行われた.

図 3 は, 気体流入角分布の実測値である. 半径 1.60m より内側の領域においては最終段動翼列の気体流出角に依存した Swirl 角を有するのに対し, 半径 1.60m から外周壁にかけての領域においては, 大きな正の Swirl 角を有することが分かる. 後者の Swirl 角は最終段動翼の翼端漏れ流れに起因するものであり, 最終段静翼の Tip 近傍における気体流出角に相当する. なお, Pitch 角については, 内周壁および外周壁の傾斜および計測位置と計算格子のずれを考慮し, 実測値に対して-10.0 度補正した値を用いた.

図 4 は, 入口境界における周方向全圧分布の平均値と, ディフューザ出口における内周壁および外周壁に複数設置された圧力計測孔における静圧の値である. これらの静圧を線形補間し, 出口境界における静圧分布として与えた. 実機においては 0°が上端, 180°が下端に相当する. 低圧タービンの下部には復水器が設置されており, ディフューザの下端側より流出した蒸気は直接復水器に流入する. 一方, 上端側より流出した蒸気は, 低圧タービンケーシング内部を迂回してから復水器に流入することになる. このため, 復水器側に相当する, 180°近傍における出口静圧は, 相対的に低下することになる.

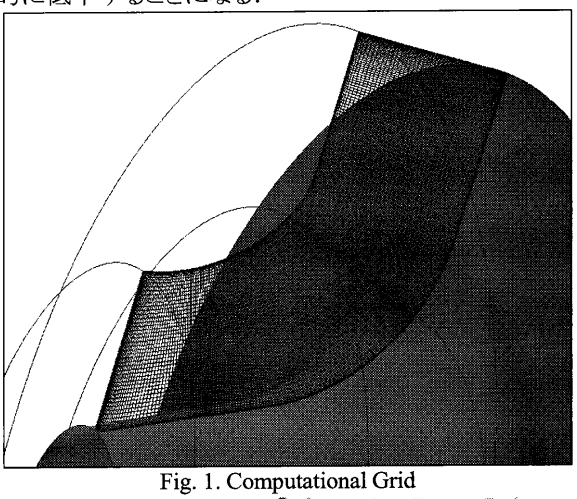


Fig. 1. Computational Grid

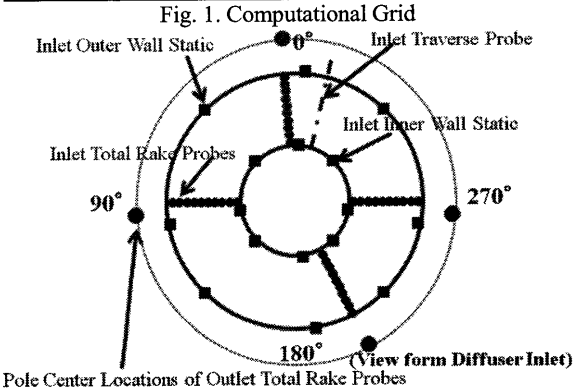


Fig. 2. Locations of Diffuser Inlet and Outlet Total Pressure Rake Probes and Static Pressure Taps.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

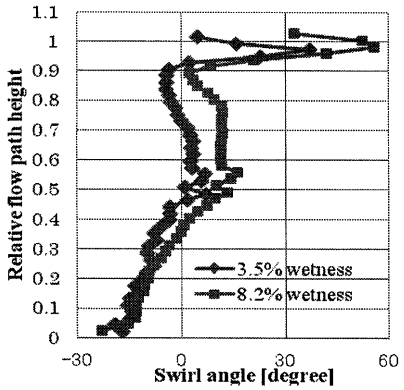


Fig. 3. Measured swirl angle distributions at the last stage rotating blade exit plane.

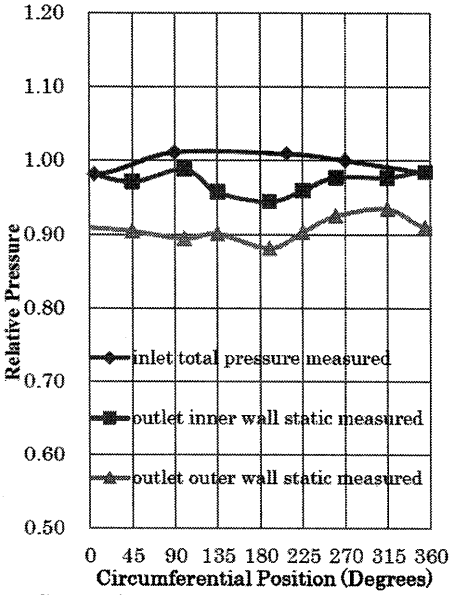


Fig. 4. Circumferential distributions of inlet total, outlet static pressures at 8.2% wetness.

5．計算結果

図5は，入口湿り度8.5%とした場合の，各子午面上(4度，96度，208度，264度)における瞬間のマッハ数分布である．蒸気は下流に向かうに従い減速し，出口境界近傍の外周壁側において大規模な剥離領域を形成している様子が確認できる．図6は上図1~9における，ξ方向(計算格子のi方向)の速度成分の絶対値を，入口平均流速で無次元化した速度分布である．上図の9番は実機におけるディフューザ出口に相当する．図6より，外周壁側の流れが徐々に減速し，やがて停滞する様子が捉えられている．この領域では，剥離流れが強い旋回流を形成しており，境界層を巻き上げられて，エントロピが増大している．そのため，図7に示すように，渦の中心においては，湿り度は急激に低下する結果が得られた．図8は，実験より算出したディフューザの請託回復係数と，解析結果より，式(6)を用いて算出した，ディフューザ出口側内周壁および外周壁における，静圧回復係数分布の比較である．本解析においては，260度付近におけるピークを捉えられておらず，全体的に鈍った解析結果となっているものの，概ね，実験と同様の静圧回復係数が得られた．

$$Cpr = \frac{P_{sout} - P_{sin}}{P_{tin} - P_{sin}} \tag{5}$$

$$Relative\,Cpr = \frac{Cpr}{Circumferential\ Average\ of\ Measured\ Cpr} \tag{6}$$

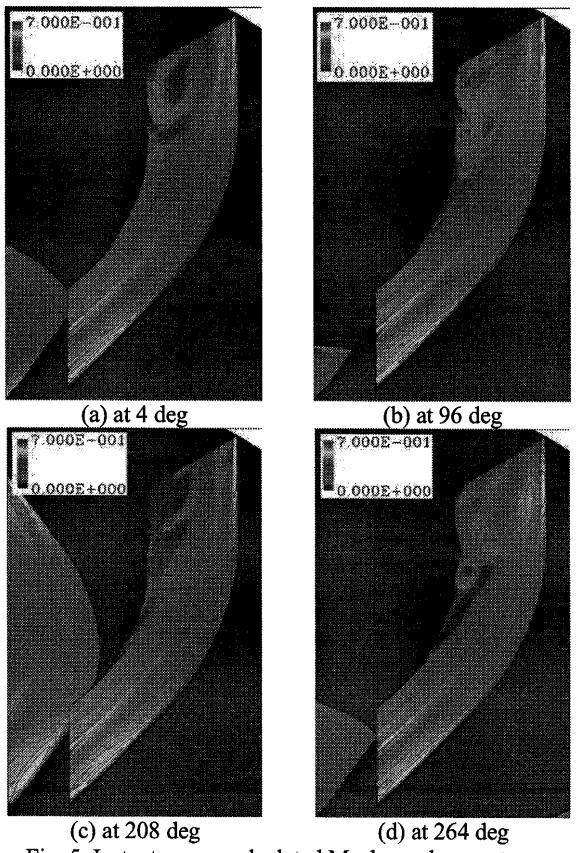


Fig. 5. Instantaneous calculated Mach number contours.

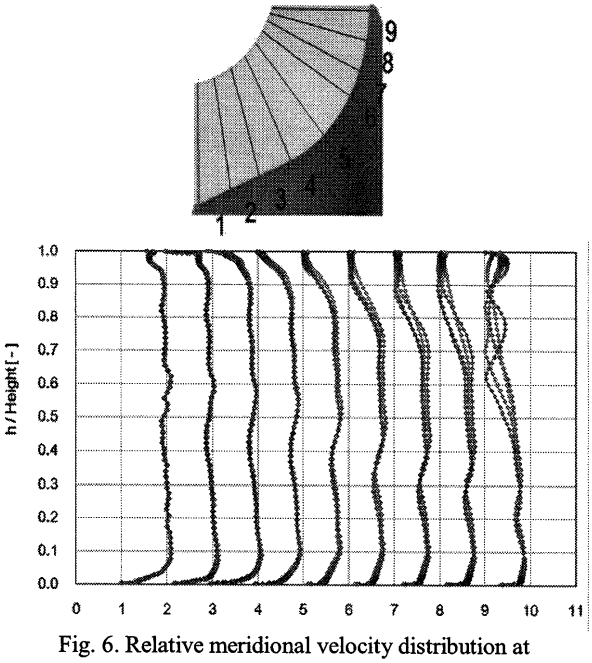


Fig. 6. Relative meridional velocity distribution at ◆4deg, ◆96deg, ◆208deg, ◆264deg

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

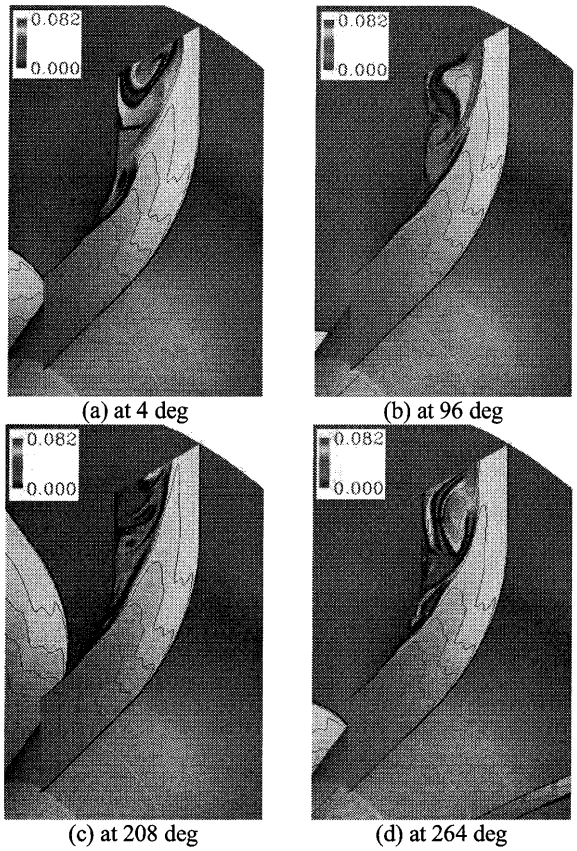


Fig. 7. Instantaneous calculated wetness contours.

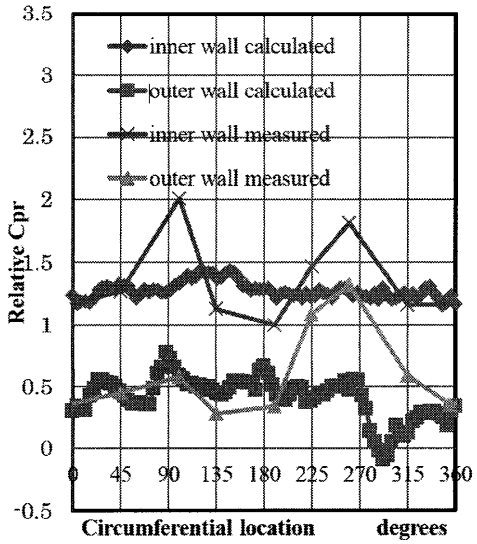


Fig. 8. Comparison between measured and calculated static pressure recovery coefficient at 8.2% wetness.

6. 結言

本研究では，低圧タービンディフューザを通過する湿り蒸気流れについて，実測値に基づいた境界条件を用いた全周解析を行った．

・本解析では，ディフューザ出口近傍の外周壁側において大規模な剥離領域が形成された．

・静圧回復係数の解析結果について，実験と定性的な一致が見られた．

参考文献

1) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., and Takada, S., Numerical Investigation of Exhaust Diffuser Performances in Low Pressure Turbine Casings, ASME-paper, (2011) No. GT2011-45677.
2) Sasao, Y., Tanuma, T., Yamamoto, S., Niizeki, Y. Shibukawa, N. and Saeki, H., Introduction of three dimensional wet steam flow analysis for low pressure exhaust diffuser design, Baumann Centenary Conference, Paper No. BCC-2012-20.
3) Ishizaka, K., Ikohagi, T. and Daiguji, H., A high-resolution finite difference scheme for supersonic wet-steam flows. Proc. 6th Int. Symp. on Computational Fluid Dynamics, (1995), 1: pp. 479-484.
4) Frenkel, J., 1955. Kinetic Theory of Liquids. Dover.
5) Gyarmathy, G., Zur Wachstumsgeschwindigkeit kleiner Flussigkeitstropfen in einer ubersattigten Atmosphare. Zeitschrift fur angewandte Mathematik und Physik, (1963), 14: pp. 280-293.
6) Yamamoto, S. and Daiguji H., Higher-order-accurate upwind schemes for solving the compressible Euler and Navier-Stokes equations. *Computers and Fluids*, (1993), 22: pp. 259-270.
7) Menter, F. R., Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, Vol. 32-8 (1994), pp. 1598-1605.
8) Yoon, S. and Jameson, A. "Lower-upper Symmetric-Gauss-Seidel method for the Euler and Navier-Stokes equations", AIAA Journal, Vol. 26 (1988), pp. 1025-1026.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-20

高湿分空気利用ガスタービンシステム総合試験設備を用いた吸気噴霧冷却時の軸流圧縮機性能検討

*明連　千尋，　高橋　康雄，　森崎　哲郎，　川村　康太，
柴田　貴範，　岸部　忠晴（日立製作所）

Study on an Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition using a Test Facility for AHAT System

*Chihiro MYOREN, Yasuo TAKAHASHI, Tetsuro MORISAKI, Kota KAWAMURA,
Takanori SHIBATA, Tadaharu KISHIBE (Hitachi Ltd)

ABSTRACT

An axial compressor of an industrial gas turbine equipped with the WAC (Water Atomization Cooling) system was newly developed. Since it operates under the overspray condition, a prediction method implementing a droplet evaporation model was developed and applied to the compressor design. The compressor performance was evaluated by using a 40MW-class test facility for the advanced humid air turbine system and the developed prediction method. The test results and prediction results showed that the WAC decreased temperatures at the compressor inlet and outlet, and improved the compressor performance.

Key words: Inlet fogging, Overspray, Axial compressor design, AHAT system, Performance prediction

1．緒言

ガスタービンの夏場の出力低減抑制策の 1 つに，吸気に微細液滴を噴霧する吸気噴霧冷却技術（Water Atomization Cooling , WAC）[1] がある。WAC は簡素な設備変更で比較的大きな性能向上効果が得られるため，多くの適用事例が報告されている。

WAC 時には，吸気部での液滴蒸発による吸気冷却効果と，圧縮機内部での液滴蒸発による中間冷却効果の 2 つによって，動力が低減し出力が向上する。このうち後者の効果を分析するには，圧縮機内部に液滴が導入された場合の挙動を考慮する必要がある。そこで液滴蒸発を考慮した圧縮機平均径性能予測手法の開発[2)3)] や，CFD（Computational Fluid Dynamics）による性能予測[4)5)] が行われている。

一方弊社では，WAC と圧縮機出口部での加湿により性能向上を図る AHAT システム（Advanced Humid Air Turbine System）の研究開発を進めている。2006 年に 3MW 級の小容量システム検証機で成立性を実証し[6)7)]，現在は 40MW 級の総合試験設備によって中容量重構造型ガスタービンへの適用性を実証中である[8)]。圧縮機については，液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法を開発し，設計に適用している[9)10)]。

本報では予測手法による設計結果，および総合試験設備を用いた WAC 試験結果について報告する。

2．40MW 級 AHAT システム総合試験設備

2.1　全体構成

図 1 に 40MW 級 AHAT システム総合試験設備の機器構成図を示す。本設備はガスタービン本体，WAC システム，加湿装置，および再生熱交換器から構成される。AHAT システムは圧縮機と燃焼器の間に加湿装置と再生熱交換器を備えているため，圧縮機出口には抽気配管が設けられている。出力は負荷圧縮機（4 段遠心圧縮機）にて吸収される。

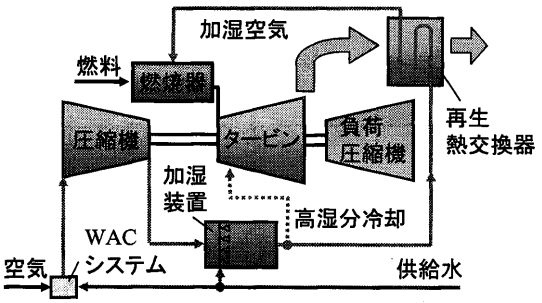


図 1　40MW 級総合試験設備の機器構成図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 圧縮機および WAC システム

表 1 に総合試験設備の圧縮機仕様を，図 2 にガスタービンの写真を示す。圧縮機は弊社の重構造型ガスタービン圧縮機（ベース圧縮機）を元にして設計された。ただし(1)(2)に示す AHAT システム用圧縮機特有の課題があるため，この点を考慮した設計がなされている。

(1) 圧縮機出口～燃焼器入口間における圧力損失増加によるサージマージン減少

(2) WAC 時の圧縮機内部での液滴蒸発による後段翼負荷の増加

まず(1)に対しては，ベース圧縮機からサージマージンを拡大する設計とした。サージマージン拡大と性能向上を両立させるため，最適化翼設計技術[11]が適用されている。一方(2)に対しては，液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法[9)10)]を開発し，設計に適用した。

表 1　40MW 級総合試験設備圧縮機仕様

項目	単位	値
圧力比	-	16.1
段数	-	17
回転数	rpm	6410
大気温度	℃	15
大気湿度	RH%	60
WAC蒸発量(吸気流量比)	wt%	2.0

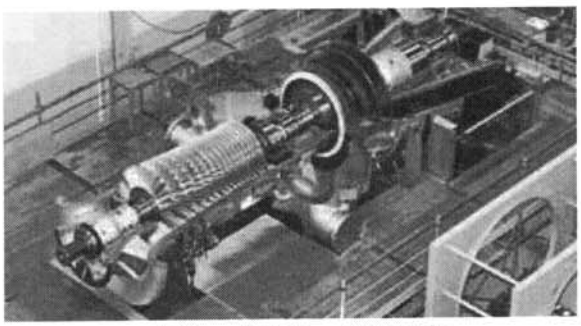


図 2　ガスタービン写真

次に WAC システムの外観を図 3 に示す。WAC システムは噴霧ノズルとマニホールドによって構成される。吸気冷却効果と中間冷却効果が両方得られるように，マニホールドは吸気サイレンサの下流に配置した。各マニホールドの上流には電磁弁が取り付けられており，使用マニホールド数を調整することで噴霧水量の調節が可能である。噴霧ノズルは小容量システム検証機と同様，㈱共立合金と共同開発した高圧水衝突型の 1 流体ノズル[12]を用いている。ノズルの設計噴霧水圧と流量はそれぞれ 7MPa と 0.15kg/s で，ザウター平均径は約 18μm である。ただし総合試験設備における噴霧水圧は 8MPa 以上であり，設計噴霧水圧より大きい。ノズル単体試験結果[7)12)]によれば，噴霧圧力 8.5MPa の場合ザウター平均径は設計条件より小さい約 15μm であるため，本試験では 15μm 程度のザウター平均径になることが予想される。

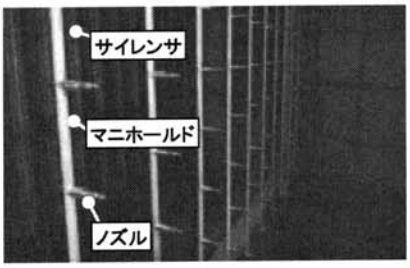


図 3　WAC システム外観

2.3 性能予測手法と圧縮機設計結果

前節で述べた，液滴挙動モデルを組み込んだ性能予測手法の計算フローを図 4 に示す。本手法は流線曲率法を用いた In-house の軸流圧縮機性能計算手法をベースとしており，液滴蒸発モデル，湿り空気物性モデル，および翼列間液滴衝突モデルを組み込むことで WAC 時の性能予測を可能としている。各モデルの詳細については文献[9)10)]に記載しているので，ここでは概略のみ説明する。

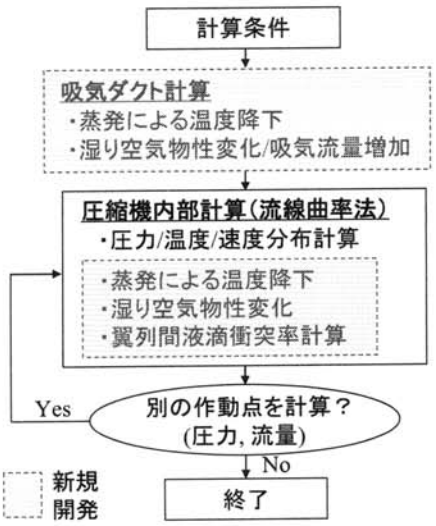


図 4　性能予測手法の計算フロー

まず液滴蒸発については，噴霧水を径の異なる複数の球状液滴の集合体としたモデルを用いた。液滴と主流の熱／物質輸送の考え方は Chaker の手法[13]を適用した。すなわち蒸発が液滴周辺の一定の範囲のみで行われると仮定することで，蒸発進行時の蒸発速度低下を模擬している。また蒸発の効果は 1 次元的と仮定した。これより周方向およ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

び径方向に対する温度低下量は一定となる。

次に湿り空気物性については，WAC に関連していて湿度への依存性の高い気体定数 R，定圧比熱 Cp，および比熱比 γ の 3 つを，乾燥空気と水蒸気の質量平均として定義するモデルを用いた。本手法ではこのモデルを圧縮機内部だけでなく吸気部にも適用しているため，WAC 時の吸込流量増加も計算可能である。

最後の翼列間の液滴衝突については，蒸気タービン低圧段の凝縮液滴挙動予測に用いていたモデル[14]を改良して適用した。このモデルでは代表的な主流流線（2 次式で仮定）に対して液滴の運動方程式を解いて代表液滴軌跡を求め，両者を比較することで翼面に対する衝突液滴量を算出している。衝突後の液滴については，単純にドレンとなるか衝突前の状態を維持したまま透過すると仮定し，圧縮機内部の発生ドレン量を算出している。両者の比率は入力として与える内部ドレン化率 C_{Ri} によって決定されるが，本試験設備の圧縮機内部でほぼドレンが発生しないことが判明しているため[10]，本報告における計算は全て C_{Ri}=0（全液滴が透過する）としている。

開発した性能予測手法による，総合試験設備の圧縮機設計結果の一例を図 5 に示す。図 5 は翼負荷の指標である段温度上昇の分布であり，初期設計時の WAC なし条件（DRY 条件）の値で無次元化されている。計算条件は表 2 と同一で，噴霧時の液滴径は 15μm（単一粒径）とした。

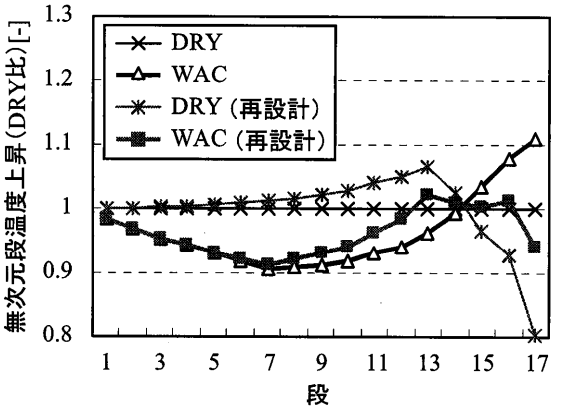


図 5　段温度上昇分布比較（液滴径 15μm）

図 5 において，初期設計時は WAC によって圧縮機後段負荷が上昇する様子が確認できる。特に最終段では段温度上昇が 10%以上増加し，流れの剥離による失速が発生しやすい条件となる。つまり初期設計では WAC 時に圧縮機の信頼性が低下することが予想される。そこで，再設計による信頼性確保を試みた。具体的には後段静翼の取付角を増加させ，後段の翼負荷を前段側にシフトさせることとした。その結果，WAC 時の段温度上昇はほぼ全翼で初期設計の DRY 条件と同等以下となり，信頼性を確保しつつ設計条件での WAC が可能な見通しを得た。

3．試験結果

3.1　計測手法

図 6 に WAC 関連計測の概略を示す。WAC 関連計測の目的は，(1)吸気冷却効果の確認，(2)中間冷却効果の確認，および(3)蒸発量の把握の 3 種類に大別される。

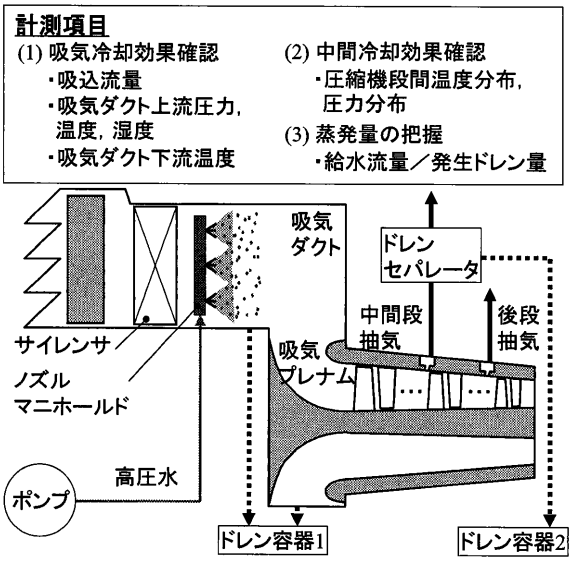


図 6　WAC 関連計測の概略

まず(1)の吸気冷却効果確認のため，吸気ダクト入口における状態量（吸込流量，圧力，温度，湿度）および吸気ダクト下流のプレナムにおける温度を計測した。プレナム温度計測に関しては，通常の熱電対では噴霧液滴が受温部に付着してしまうため，小容量 AHAT システム検証機で用いた莢管付きの熱電対を使用した。

また(2)の中間冷却効果確認については，圧縮機入口から出口にかけての物理量（圧力，温度）の分布を計測した。圧力はケーシング内壁（流路側）に設けた静圧孔により，温度はケーシング内壁に設けた掘込部に突き出した熱電対により計測した。これらの計測によって出口温度低下や段負荷分布変化といった，圧縮機内部における WAC の効果を確認することができる。また蒸発完了段前後では付着液滴の消滅によって測定温度が急激に上昇するため，温度分布計測によって蒸発完了段の特定も可能となる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

さらに(3)の蒸発量の把握のため，給水流量および発生ドレン量を計測した。ドレン量の計測には，吸気プレナム部下方と中間段の抽気配管中に設けられた計測容器を用いた。各容器の上部と下部にはレベルセンサが設けられており，ドレン水が各センサ間で検知される時間を測定することで単位時間当たりの発生ドレン量を求めることができる。なおドレン量の多い吸気部ではセンサによる液位検知の他に備え付けのレベルゲージによる液位上昇監視を併用してドレン量を計測している。

3.2 試験結果

表 2 に 40MW 級総合試験設備を用いた WAC 試験結果のまとめを示す。WAC 試験は PhaseⅡ（2012 年 3 月まで）と PhaseⅢ（2012 年 4 月以降）の 2 つの開発段階で合計 14 回実施された。PhaseⅡでは中容量重構造型ガスタービンに対するシステムの適用性検証を優先したため負荷 20MW，噴霧量 1.7wt%に留まっていたが，PhaseⅢでは定格負荷 40MW に到達し，最大出力 51MW を達成した。また最大噴霧量は定格負荷近傍（41MW）で 2.7wt%，最大出力時に 2.5wt%であり，部分負荷時（24MW）には 3.1wt%を達成した。

表 2　WAC 試験結果まとめ

開発段階	時期	WAC 試験回数	最大負荷 [MW]	最大噴霧量 [wt%]
PhaseⅡ	～2012/3	4	20	1.7
PhaseⅢ	2012/4～	10	51（定格:40）	2.5（51MW） 2.7（41MW） 3.1（24MW）

3.3 部分負荷試験の WAC 性能検討

表 3 に PhaseⅡで最大負荷（20MW）を達成した際の WAC 試験結果（2012 年 3 月実施）を，図 7 と 8 にその際の圧縮機特性線図と段間温度分布を示す。なお図表には開発した性能予測手法によるトレース計算結果も併記している。

まず表 3 から，WAC 前（DRY）に比べて吸気温度や出口温度が低下しており，液滴蒸発によって吸気冷却効果と中間冷却効果が得られていることが分かる。これによりガスタービンのマッチングが変化し，表 3 と図 7 に示す通り流量と圧力比もそれぞれ 1.8%，1.1%増加する。性能予測でも定性的に傾向が一致する結果が得られており，WAC による圧縮機性能向上効果を確認することができた。

また図 8 において，□と△の差として表される WAC 前後の温度差は前段～中間段にかけて増加し，その後減少して圧縮機後段側ではほぼ一定となる。これは前段～中間段にかけて熱電対に付着していた未蒸発液滴が，後段では付着していないことを表している。よって本試験では，圧縮機出口に到達する前にほぼ全ての噴霧液滴が蒸発したと推定される。また性能予測結果は DRY 時にはほぼ全域で，WAC 時には噴霧液滴が存在しない後段側で試験結果をほぼ再現している。これより，構築した性能予測手法の妥当性も確認できたと考えられる。

表 3　WAC 試験結果（PhaseⅡ，出力 20MW）

項目	単位	試験	予測
WAC噴霧量	wt%	1.7	1.7
入口温度低下量	℃	1.6	0.5
出口温度低下量	℃	36.7	34.3
吸込流量増加率	%	1.8	2.4
圧力比増加率	%	1.1	1.1

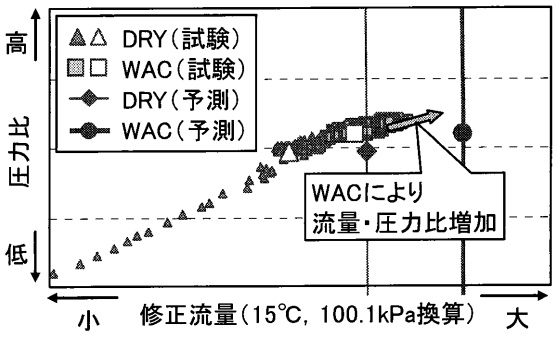


図 7　圧縮機特性線図（PhaseⅡ）

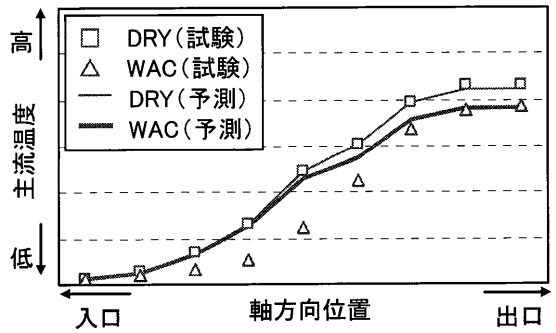


図 8　段間温度分布（PhaseⅡ，出力 20MW）

3.4 定格負荷試験の WAC 性能検討

表 4 に PhaseⅢの WAC 試験結果（2013 年 6 月実施）を，図 9～12 にその際の運転スケジュールと圧縮機特性線図，および段間温度分布を示す。本試験では図 9 の通り部分負荷で WAC を開始後に定格負荷近傍（41MW，図中の W1）に到達し，最終的に最大出力（51MW，図中の W2）を達成したため，W1 と W2 の両方に関する WAC 性能を分析した。ただし前節と異なり W1 と W2 に対応する DRY

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

条件のデータが存在しないため，WAC 時の性能変化は同一の大気温度条件や圧力比を仮定した性能予測計算によって評価している。

図 11，12 および表 4 から，W1 と W2 の両作動点において，試験と性能予測の圧縮機入口および出口温度がほぼ一致している様子が確認できる。一方図 11，12 から，W2 では圧縮機後段から試験と性能予測の温度がほぼ一致するのに対し，W1 では圧縮機出口近傍まで一致しない。W1 は W2 に比べて相対的な噴霧量が多く，かつ圧力比と主流温度が小さいため，W1 の蒸発完了段の方が W2 より下流側にあると推測される。性能予測でも同様の傾向を示していたため，開発手法によって少なくとも定性的には，定格負荷時の圧縮機内部流れ場の予測も可能だと考えられる。

次に中間冷却効果確認のため，W1 と W2，および前節の Phase Ⅱ 試験に対する圧縮動力を検討した。検討方法は，試験時の動力推定（Phase Ⅱ 試験のみ）と性能予測による動力計算の 2 つである。試験時の動力は，WAC 前後の圧力比と流量変化が 1～2% 前後と小さいことから圧縮機効率を一定と仮定し，試験結果の圧縮機出口温度と一致するような比熱比と定圧比熱を逆算して推定した。また動力計算については，圧縮動力を平均径で動翼になされた仕事の和と考え，以下の式(1)で定義した。式(1)において，nstage：段数，Lc：圧縮動力，G：流量（噴霧水含む），U：動翼周速，C_θ：周方向絶対速度であり，添字 1 と 2 はそれぞれ翼列入口と出口を表している。

$$L_c = \sum_{k=1}^{nstage} \left\{ G_k \left(U_{2,k} C_{\theta 2,k} - U_{1,k} C_{\theta 1,k} \right) \right\} \qquad (1)$$

検討結果として圧縮動力低減率の比較を表 5 に示す。まず Phase Ⅱ 試験結果の分析から，単位流量当たりの低減率の予測誤差は 1%以内と小さいため，本手法によってある程度圧縮動力を正確に予測できていると考えられる。また表 5 より作動点の変化によって動力が増加する場合もあるが，単位流量当たりの動力は全ケースで低下しており，WAC による中間冷却効果が得られていることが確認できる。特に定格負荷条件の W1 と最大負荷条件の W2 における動力低減量はそれぞれ 6.3%，6.6%と大きく，WAC による効果が顕著に現れていたと考えられる。

表 4　WAC 試験結果（Phase Ⅲ，予測値）

項目		単位	W1(41MW)	W2(51MW)
WAC噴霧量		wt%	2.7	2.5
入口温度	低下量	℃	7.2	7.5
	試験との差	℃	0.0	−0.2
出口温度	低下量	℃	64.6	66.6
	試験との差	℃	−0.8	0.0
吸込流量増加率		%	2.0	2.7

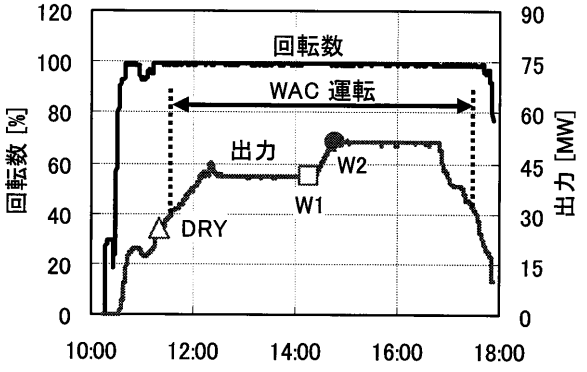


図 9　試験スケジュール（Phase Ⅲ）

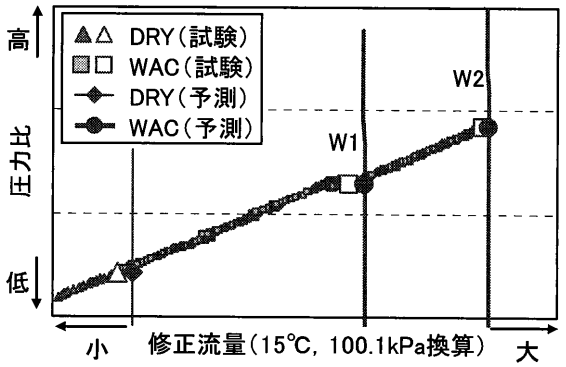


図 10　圧縮機特性線図（Phase Ⅲ）

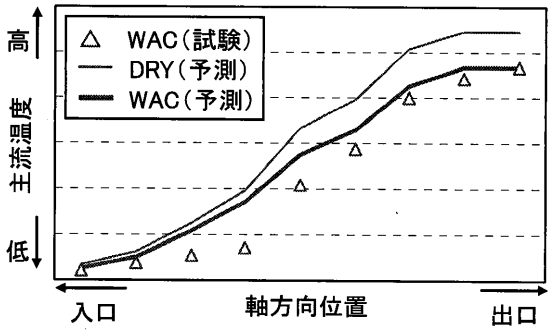


図 11　段間温度分布（W1）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

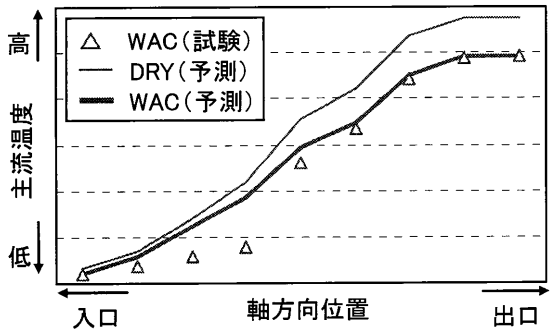


図 12　段間温度分布（W2）

表 5　圧縮動力低減率比較

項目		単位	Phase Ⅱ	Phase Ⅲ	
				W1	W2
動力低減率	試験	%	0.0	–	–
	予測	%	−1.0	2.7	2.5
動力低減率（単位流量）	試験	%	3.0	–	–
	予測	%	2.5	6.3	6.6

4．結言

AHAT システム開発の一環として，液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法を開発し，40MW 級総合試験設備の圧縮機設計に適用した。総合試験設備を用いた WAC 試験により，以下の結論を得た。

(1) 部分負荷試験（20MW），定格負荷試験（最大 51MW）のいずれでも WAC 時に圧縮機入口温度と出口温度が低下しており，WAC による吸気冷却効果と中間冷却効果が確認された。また部分負荷試験では，流量と圧力比がそれぞれ 1.8%，1.1%増加した。

(2) 性能予測手法による圧縮機入口温度と出口温度（もしくは温度低下量）の予測誤差は，本試験では 2℃以内と小さく，本手法によって WAC 時の圧縮機内部流れ場の予測は可能だと考えられる。

(3) 予測手法による圧縮動力の検討結果から，WAC 時には単位流量当たりの動力が低減した。特に定格負荷条件での低減量は 6%以上と大きく，中間冷却効果が顕著に現れていると考えられる。

なお本研究は、経済産業省資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表する。

参考文献

1) Utamura, M., Takehara, I., and Karasawa, H. : MAT, a Novel, Open Cycle Gas Turbine for Power Augmentation , Energy Conversion Management, vol39, pp.1631-1642.
2) White, A. J., and Meacock, A. J. : Wet Compression Analysis Including Velocity Slip Effects, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol133, 081701
3) Matz, C., Kappis, W., Cataldi, G., Mundinger, G., Bischoff, S., Helland, E., and Ripken, M. : Prediction of Evaporative Effects within the Blading of an Industrial Axial Compressor, ASME GT2008-50166
4) Khan, J. R., and Wang, T. : Simulation of Inlet Fogging and Wet-compression in a Single Stage Compressor Including Erosion Analysis, ASME GT2008-50874
5) Sun, L., Zheng, Q., Luo, M., Li, Y., and Bhargava, R. : Understanding Behavior of Water Droplets in a Transonic Compressor Rotor with Wet Compression, ASME GT2010-23141
6) Higuchi, S., Koganezawa, T., Horiuchi, Y., Araki, H., Shibata, T., and Marushima, S. : Test Results from the Advanced Humid air Turbine System Pilot Plant - part 1: Overall Performance, ASME GT2008-51072
7) Shibata, T., Takahashi, Y., and Hatamiya, S. : Inlet Air Cooling with Overspray to a Two-Stage Centrifugal Compressor, ASME GT2008-50893
8) Yagi, M., Araki, H., Tagawa, H., Koganezawa, T., Myoren, C., and Takeda, T. : Progress of the 40MW-class Advanced Humid Air Turbine Tests, ASME GT2013-95172
9) Myoren, C., Kishibe, T., Shibata, T., and Takahashi, Y. : Performance Prediction for an Axial Compressor of an Industrial Gas Turbine with Inlet Fogging, ACGT2012-1003
10) Myoren, C., Takahashi, Y., Yagi, M., Shibata, T., and Kishibe, T. : Evaluation of Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition, ASME2013-95402
11) Myoren, C., Takahashi, Y., and Kato, Y. : Multi-Objective Optimization of Three-Dimensional Blade Shape for an Axial Compressor Rotor in Transonic Stage, IGTC2011-0055
12) 井上 久道, 唐澤 英年, 村田 英太郎, 下世 昭一 : 大流量微小水滴用 1 流体噴霧ノズルの開発, 第 11 回微粒化シンポジウム講演論文集
13) Chaker, M. A, Meher-Homji, C. B, and Mee, T. : Inlet Fogging of Gas Turbine Engines - Part A: Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations, ASME GT2002-30562.
14) 坪内邦良 : 蒸気タービン長翼の水滴エロージョン評価法に関する研究，慶應義塾大学理工学研究科博士論文

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-21

吸気冷却ガスタービン入口案内羽根後縁から噴霧する水滴の挙動と圧縮機動翼の浸食評価

*内田　竜朗，大友　文雄，福武　英紀，伊東　正雄，鹿目　浩正，奥野　研一（東芝）

Behavior of water droplets atomized from the air cooled gas turbine inlet guide vane trailing edge and erosion evaluation of compressor blades

*Tatsuro UCHIDA, Fumio OOTOMO, Hidenori FUKUTAKE,
Masao ITOH, Hiromasa Kanome, and Kenichi Okuno (Toshiba)

ABSTRACT

This paper describes a gas turbine inlet air cooling system using high pressure spray nozzle. Scale model inlet duct is manufactured within water spray of inlet fogging system, and many testing was conducted on the condition of same level of actual velocity with inlet duct at site. As testing results, droplet size finally reduce to SMD 80μm at 1st blade leading edge. Next, water spray adjusting actual attack to blade is provided to test piece of same material with actual compressor blade, and weigh is measured at every constant time period for getting averaged erosion depth. As a result, it is concluded that erosion at leading edge of 1st compressor blade is predicted to be approx 1.2mm at maximum per 10 years less than acceptable limit of depth, and it may have no need for maintenance of blade replacement and so on in 10 years.

Key words: Inlet Fogged Gas turbine, Two phase flow, Combustor, Blade, Erosion

1．はじめに

東日本大震災発生から 2 年が経過した．発生以降，原子力発電の稼働率は大幅に低下し，電力不足解消のため火力へシフトせざるを得ない状況が続いている．火力発電に使用するガスタービンは熱サイクルの性質上，吸気温度を下げる事で出力を増加する事が可能であるため，気温の高い夏場に吸気温度を下げる事が電力供給逼迫解決の一助になると考えられる．吸気温度を下げる方式には LNG 冷熱利用冷却方式(1)，エバポレーティブクーラ方式，チラー方式，フォグ方式など(2),(3)様々な方式が提案されている．この内，フォグ方式は，既設のガスタービンに追設することが容易であり，他の冷却方式よりも経済性に優れているなどの利点がある．フォグ方式を細分類すると，吸気フィルタ室外で水滴を噴霧する外吹き方式と吸気ダクト内で噴霧する内吹き方式がある．外吹き方式の場合，運転中のガスタービンに追設することができる利点があるものの，冷却効率が低い課題がある．一方，内吹き方式の場合，定期点検時に追設することで外吹き方式よりも冷却効率が高く，大幅な出力増加が期待できるものの，圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷リスクの低減が課題となっている．この課題を解決するためにこれまでに高耐久性微細水滴噴霧ノズルを開発(4)し，ガスタービン圧縮機入口部を模擬した風洞内に噴霧して冷却効率を評価してきた(5)．

本稿ではエロージョン損傷リスク低減のため，実機ガスタービン圧縮機入口部と同一条件を再現した水噴霧風洞試験で水滴径を評価し，この径の水滴を実機翼と同材に衝突させた浸食量評価試験を行った．これらの結果について報告する．

2．水滴挙動把握試験

2.1　試験装置

ガスタービン吸気加湿冷却システム概念図を図 1 に示す．このシステムは圧縮機の吸気ダクト内にスプレーノズルを配し，このノズルに加圧ポンプを接続した構成となっている．噴霧水滴の大部分は気化して吸気温度を下げることに寄与し，残りのごく一部の水滴はそのまま圧縮機に吸気されていると考えられている．

図 1 破線で囲った空気取り込み口から IGV(Inlet Guide Vane)までの領域を模擬した 1/300(IGV 入口

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

断面積比)のスケールモデル(図 2)をブロア（120Nm^3/min）に接続し，エロージョン損傷リスク低減を目的に新規開発したスプレーノズル(図 3)を取り付けて試験を行う．

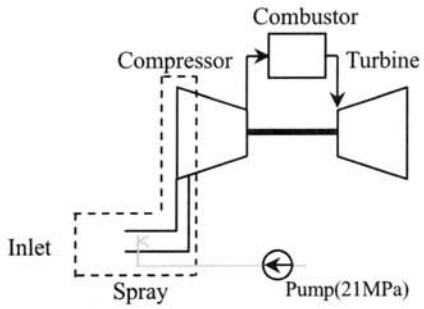


Fig.1　Wind tunnel experimental apparatus

この風洞はスプレー水噴霧部，出口部の流速および水，空気流量比を実機ガスタービン条件が再現できるように設計製作してあり，図 2 に示した②～⑥の部位には温度・相対湿度，風洞壁面静圧，流速を計測するセンサを取り付けてある．温度・相対湿度計測センサは VAISALA 製 HMP110，圧力計測センサは Scanivalve 製 ZOC33/64Px（圧力レンジ:34kPa）を使用した．スプレーノズルは供給圧，供給流量がそれぞれ 21MPa，158mL/min の一流体ホロコーンタイプである．特徴は噴霧水滴径を最小化するために使用圧力を高圧化し，その際に噴霧ノズル内部に浸食が生じないように耐摩耗材を使用して耐久性を高めた点である．尚，スプレーノズルに供給する水は純水を使用した．

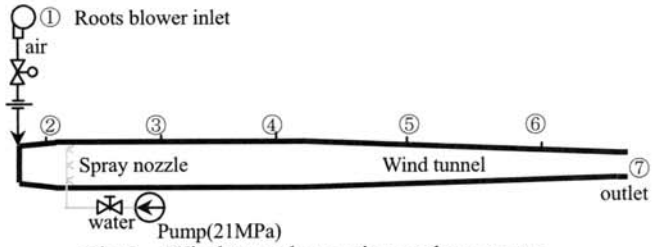


Fig.2　Wind tunnel experimental apparatus

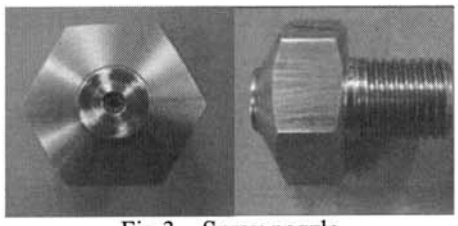


Fig.3　Spray nozzle

図 2 風洞出口部⑦の部位には図 4 に示すように IGV 模擬翼(コード長 c=128.8mm)を取り付け，その下流に高速度カメラ(Photron 製 FASTCAM SA-X)を設置して水滴挙動を可視化計測した．

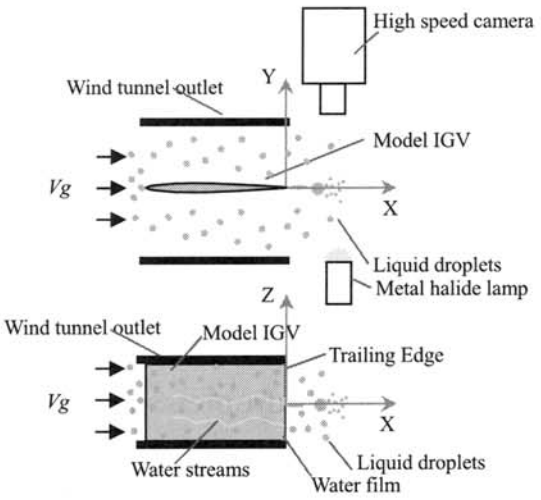


Fig.4　Schematic of experimental apparatus

2.2　試験条件

水噴霧風洞試験はスプレーノズル，入口温度をそれぞれ 3 個，33℃に固定し，主流速度が変化した場合の水滴径への影響を評価する試験(Case1～3)と主流速度を実機と同一の条件(Case4)に固定して翼後縁からの距離の違い，ブロア入口相対湿度の違い，翼表面の濡れ性の違いが水滴径へ及ぼす影響を評価した．表 1 に試験条件を示す．表に示す Re 数，We 数は代表長が水滴径 d=100 μ m の場合の値を示した．

Table 1　Wind tunnel test condition

	Case1	Case2	Case3	Case4
Ambient pressure[hPa]	1025	1025	1025	1010
Inlet temperature[℃]	33	33	33	33
Inlet Humidity *Hin*[%RH]	29	48	53	48
Normalized velocity $V_g/V_{g(design)[-]}$	0.4	0.8	0.9	1.0
$Re=V_g d/\nu$	4.8×10^2	9.7×10^2	1.1×10^3	1.2×10^3
$We=\rho(v_g-v_l)^2 d/\sigma$	9	34	43	54

2.3　試験結果

2.3.1　主流速度の影響

先ず，主流速度が変化した場合に IGV 模擬翼後縁近傍で水滴径がどのように変化しているかを調べた．Case1 の条件で撮影した動画から瞬間の画像を切り出して図 5 に示す．図に示すように IGV 模擬翼後縁近傍では，後縁に形成された水膜には周囲の空気流速と水膜が後縁から離脱する際の流速との差により剪断力が働き，流れ方向下流に柱状に引きちぎれていることがわかる．この結果，水滴形状は球でなく非球形となっている．また，水滴は後縁から離れる領域 A（IGV 模擬翼後縁から下流 3mm までの領域）よりも下流の領域 B（後縁から 3～5mm の領域）の方が水滴サイズは大幅に小さくなっている事が確認できる．

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

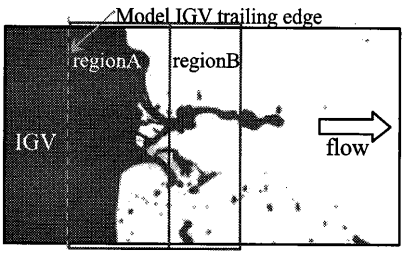
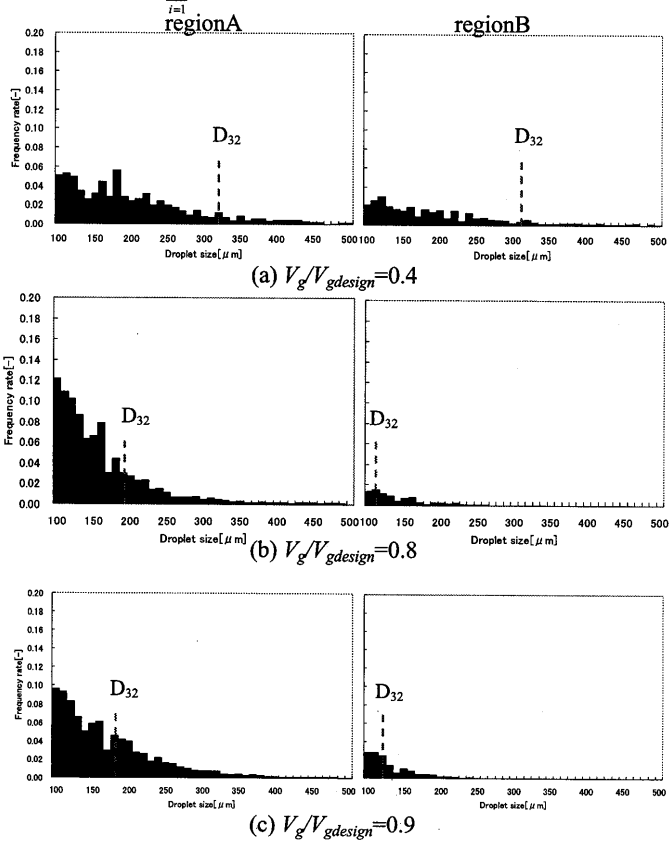


Fig.5　Image of atomization from Model IGV

これらの撮影画像をフローテック製FtrPIA-Shadow[6]を用いて画像の処理を行って水滴径を導出した．頻度比と水滴径の関係にまとめた結果を図 6 に示す．頻度比は全ての撮影領域，撮影時間にカウントした全水滴数で正規化した値である．図 6 左右の図はそれぞれ領域 A，および領域 B 内の結果を示している．また，(a)～(c)は主流流速を実機流速で正規化した $V_g/V_{gdesign}$=0.4, 0.8, 0.9 をそれぞれ示している．さらに，図中 D_{32} は式(1)で定義されるザウタ平均水滴径を示した．

$$D_{32}=\frac{\sum_{i=1}^{N} n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^{N} n_i d_i^2} \qquad \text{式(1)}$$



(a) $V_g/V_{gdesign}$=0.4

(b) $V_g/V_{gdesign}$=0.8

(c) $V_g/V_{gdesign}$=0.9

Fig.6　Case1～3 result (gas velocity : variable)

図から，全ての試験条件に対して主流速度が高い程，水滴は微粒化し，領域 B の水滴径の方が，領域 A の水滴径よりも小さくなる傾向が顕著である事が定量的に確認できる．また，領域 A では広い水滴径範囲に頻度の高い水滴が観測されているにも関わらず，領域 B では大きな水滴の頻度が大幅に減少している．これは，質量保存を考慮すると領域Bでは100μm以下に微細化した水滴が多数存在していたものと考えられる．図中に示した D_{32} を正規化流速との関係に纏めると図 7 のようになる．

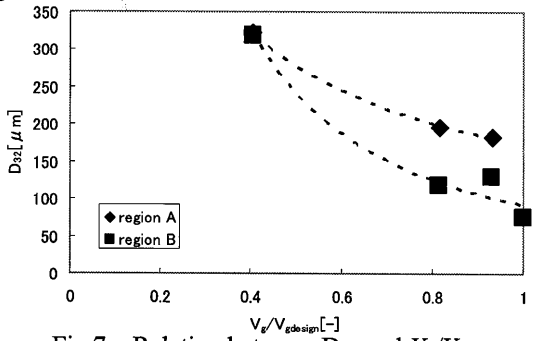
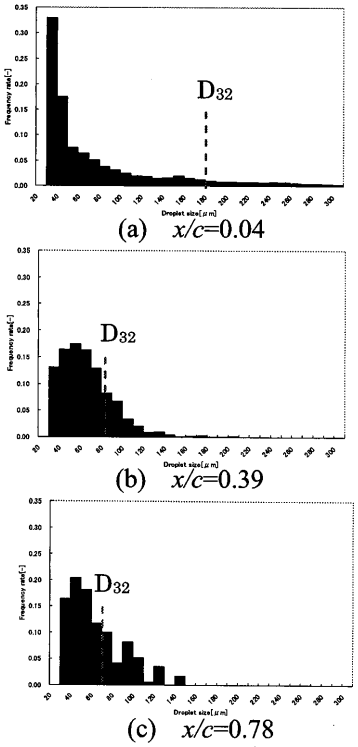


Fig.7　Relation between D_{32} and $V_g/V_{gdesign}$

図から D_{32} と正規化流速との関係は累乗近似で表現することが可能である．

2.3.2　翼後縁からの距離の影響

次に，実機圧縮機初段動翼位置で浸食に影響を与える水滴径を評価するため，流速を実機主流流速条件に，入口相対湿度を 48%RH に固定し，計測位置を IGV 模擬翼後縁から下流へ変化させた．各位置での結果を図 8 に示す．これらの 3 つの図は上から順に，IGV コード長で無次元化した距離 x/c=0.04, 0.39, 0.78 の結果をそれぞれ示している．



(a)　x/c=0.04

(b)　x/c=0.39

(c)　x/c=0.78

Fig.8 Case4 result (distance from trailing edge:variable)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図から，水滴径は IGV 模擬翼後縁から下流に流動するにつれてウェーク内外の速度差に起因した剪断力が水滴に働いた事によって微粒化が促進される事が確認できる．図中に示した D_{32} を IGV 模擬翼後縁からの距離との関係に纏めると図 9 のようになる．同図より x/c=0.39 よりも下流では約 80 μm まで微粒化され，以後はほぼ一定となる傾向を示した．

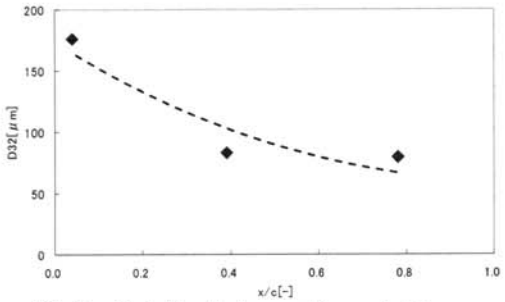


Fig.9　Relation between D_{32} and distance

2.3.3　相対湿度の影響

吸気冷却システム運用時の相対湿度変化による水滴径への影響を評価するため，流速を実機流速条件に固定したまま，相対湿度条件の異なる 2 条件に対して水滴径分布を計測した．結果を図 10 に示す．これらの図は上から順に後縁からの無次元距離 x/c=0.19,0.78,1.55 の，左から順にブロア入口相対湿度 Hin=24, 68%の条件に対する y-z 面内のザウタ平均水滴径分布を示している．

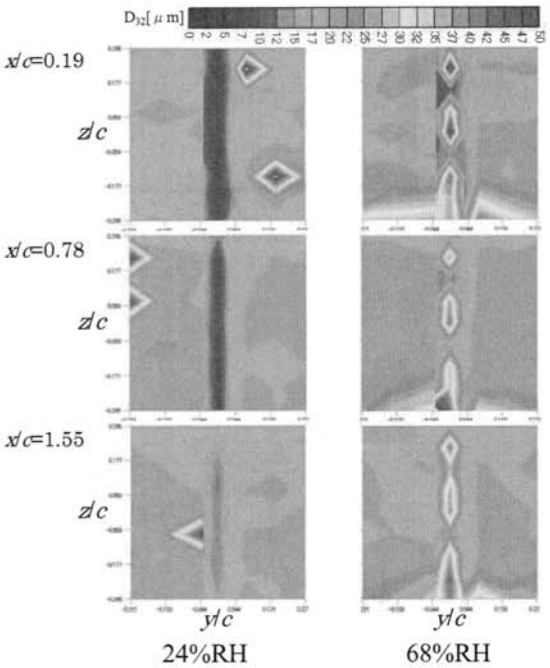


Fig.10 D_{32} distribution in each x/c constant section behind IGV(relative humidity : variable)

尚，本試験では IGV 後縁から噴霧した水滴は下流へ流動するにつれて微粒化して非球形から球形になること，および，カメラのスケールファクタを考慮して装置を高速度カメラから PDPA(Phase Doppler Particle Analyzer)に変えて行った．図から入口相対湿度の低い（*Hin*=24%RH）条件では IGV 後縁下流ウェーク内の水滴径は周囲の径よりも小さく，逆に入口相対湿度の高い（*Hin*=68%RH）条件では IGV 後縁下流の水滴径は周囲の径よりも大きい傾向である．流れ方向の水滴径分布変化を比較するため，これらの図から原点位置の水滴径を抽出して水滴径と無次元流れ方向位置との関係にまとめると図 11 のようになる．

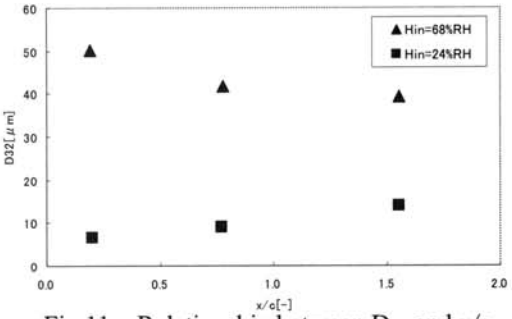


Fig.11　Relationship between D_{32} and x/c

図から入口相対湿度の低い（*Hin*=24%RH）条件では IGV 後縁下流の水滴径は下流へ進む程，水滴径は大きくなり，逆に入口相対湿度の高い（*Hin*=68%RH）条件では小さくなる傾向である．これらの結果の内，入口相対湿度が低い条件で下流へ流動する程水滴径が大きくなる傾向は，上流ウェーク内の小さな水滴が下流へ流動するにつれて主流の大きな水滴と凝集することによって水滴径が大きくなったものと考えられる．一方，入口相対湿度の高い条件で下流へ流動する程，水滴径が小さくなる傾向は，ウェーク内の水滴速度と主流速度の差によるせん断力によってウェーク内の大きな水滴が分裂して微粒化したためと考えられる．これらの 2 つの異なる傾向は入口相対湿度が 50%未満の場合と，50%を超える場合に後縁から離脱する水滴の初期の径が異なる事，および，これらの水滴の周囲を流動する異なる径の水滴に起因しているためと考えられる．

2.3.4　翼表面濡れ性の影響

IGV 翼表面には図 12 に示す様に複数の液脈が形成され，後縁で液膜となり，この水膜の流量が一定量を超えると下流へ離脱していく様子がフロントライティング撮影による画像から観察された．流速を実機主流流速条件，相対湿度を 45～48%RH の範囲に固定したまま，IGV 模擬翼表面の濡れ性

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

によってこれらの液脈の形成が変化し，後縁から噴霧される水滴径へどのような影響を及ぼすかどうかを評価した．結果を図 13 に示す．

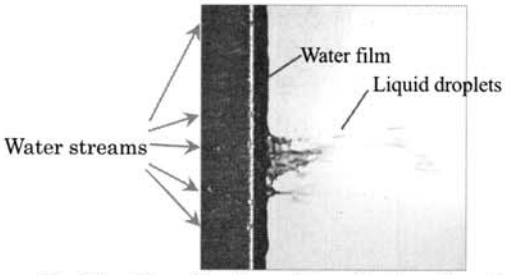
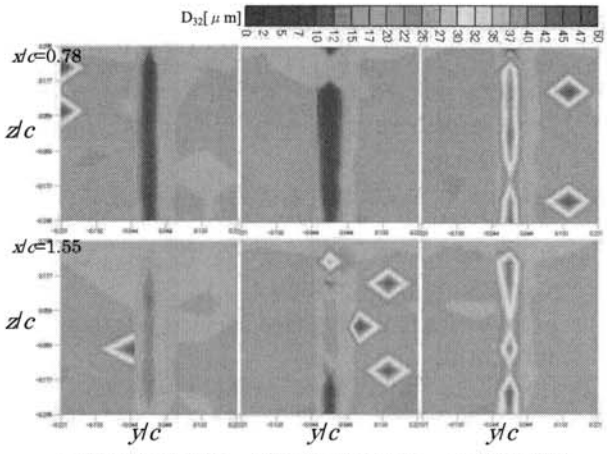


Fig.12　Visualization of atomization from Model IGV(front light)

これらの図は上から順に後縁からの無次元距離 x/c=0.78,1.55 の，左から順に IGV 模擬翼表面コーティングなし，撥水コーティング(接触角 10° 未満，膜厚約 10nm のフッ素系)，親水コーティング(接触角 102° ，膜厚約 0.3 μ m の SiO_2 系)を施した場合の y-z 面内ザウタ平均水滴径分布 D_{32}[μ m]を示した．図の上段（x/c=0.78）に示す翼表面状態の異なる 3 つの水滴径分布を比較すると，コーティングなしと撥水コーティングを施している場合，親水コーティングを施している場合と比較して翼後縁近傍の水滴径が小さくなる傾向である．コーティングなしの場合の最小水滴径は 7.8 μ m，撥水コーティングの場合の最小水滴径は 6.0 μ m であった．水滴径が入口相対湿度の影響を受ける事から相対湿度の高い条件で計測したにも関わらず水滴径が小さい結果を得たことから撥水コーティングは微粒化に効果があるものと考えられる．



without coating　Water-repellant　Hydrophilic

Fig. 13　D_{32} distribution in each x/c constant section behind IGV(surface wet condition : variable)

また，図 13 の上下段（x/c=0.78，1.55）を比較すると，下流（x/c=1.55）の方が翼後縁近傍の水滴径が主流を流動する水滴径に近くなる傾向であることが分かる．

3．圧縮機動翼浸食評価試験

浸食評価試験では水滴挙動評価試験結果から得られた径の水滴を実機翼と同材の試験片(15%Cr を含有するマルテンサイト系ステンレス鋼)に衝突させて浸食量を評価した．試験方法や評価方法については文献(7)を参考にした．

3.1　試験装置

浸食量評価試験装置の概観を図 14 に示す．

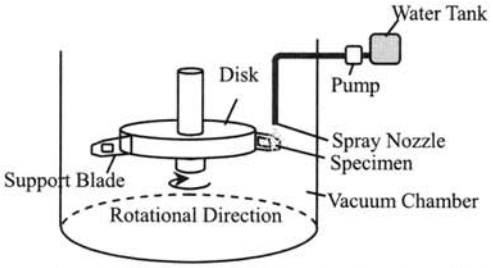


Fig.14　Test apparatus for erosion rate evaluation

この装置は真空槽内で高速回転体の外周部に実機翼と同材の試験片を取付け，加圧水を槽外から供給して実機相当の水滴径が噴霧可能なスプレーノズルを取り付けた構成となっている．

3.2　試験条件

浸食量評価試験は実機周速(400m/s)，水滴径(80 μ m)を模擬し，試験片に水滴を衝突させて浸食させ，一定時間間隔毎に重量計測した．水滴径と衝突速度（周速）を表 2 に示すように変化させて浸食減量を定量的に評価した．

Table 2　Erosion rate evaluation test condition

	Case5	Case6	Case7	Case8
droplet sizeD_{32}[μ m]	59	59	173	173
attack velocity[m/s]	400	480	400	480

3.3　試験結果

図 15，16 にケース 5 の条件で得られた浸食量と浸食速度の時間変化の代表的な結果を示す．

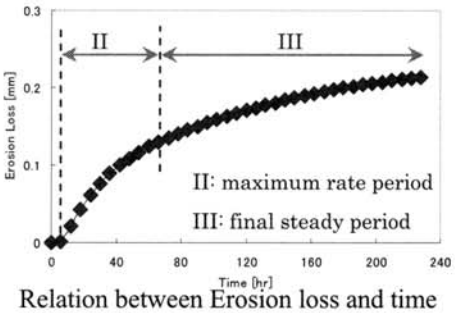


Fig.15　Relation between Erosion loss and time

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

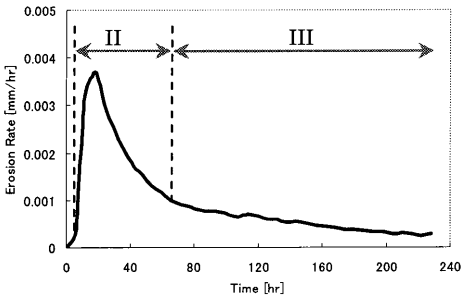


Fig.16 Relation between Erosion rate and time

これらの図から試験片に用いた材料の浸食量の時間変化がほぼ直線的になっている事から，安定期に入っていると見なせる事が分かる．同様の試験結果（Case6～8）を浸食速度基本式(2)へ代入し，式中の材料定数を決定した後，実機圧縮機初段動翼が長時間運転した場合の浸食量を予測した．

$$U = CV^{\alpha} d^{\beta} N \qquad \text{式(2)}$$

ここで，U: 浸食速度，V: 衝突速度，d: 水滴径，N: 単位時間単位面積あたりの衝突水滴量，C，α，β：材料定数である．

この結果，10 年で 1.2mm 程度の浸食量であることが求められた．従って，圧縮機初段動翼強度に影響を及ぼす様な浸食量でないものと考えられる．

4．まとめ

内吹き式吸気冷却ガスタービンの吸気ダクト部から IGV までを模擬した水噴霧風洞試験およびこの試験から得られた径の水滴を実機翼と同材の試験片に衝突させた浸食量評価試験を行った．以下に結論を纏める．

(1) 実機流速条件の試験を行った結果，非球形の水滴が後縁から離脱し，後縁直下で粗大であった水滴は下流へ流動するにつれて微細化し，80 μm 一定になる傾向を示した．

(2) 主流速度が水滴径に与える影響を調べた結果，主流速度が高い程，下流領域の水滴径の方が，上流領域の水滴径よりも小さくなる傾向が顕著である事が明らかとなった．

(3) 翼表面に撥水コーティングを施した場合，コーティングなしや親水コーティングと比較して微粒化に効果があることが確認された．

(4) 入口相対湿度の低い条件（*Hin*=24%RH）で，後縁下流の水滴径は周囲の水滴径よりも小さく，相対湿度の高い条件（*Hin*=68%RH）で，大きくなる事が明らかとなった．

(5) 実機周速，水滴径を再現し，実機翼と同材の試験片の浸食試験を行い，侵食量評価式を導出した．この式を用いて 10 年運転時の浸食量を予測した結果，1.2mm 程度である事が明らかとなった．従って，圧縮機初段動翼強度に影響を及ぼす様な浸食量でないものと考えられる．

今後，内吹き式吸気冷却システムを実機ガスタービンに適用し，夏場の電力供給逼迫課題を解決して行く所存である．

5．謝　辞

本研究の一部は，独立行政法人新エネルギー・産業総合開発機構（NEDO）からの助成事業 「省エネルギー革新技術開発事業／実証研究（電力需給緊急対策）ガスタービン用吸気加湿冷却装置の開発について」の成果を利用させて頂いた．また，高速度カメラによる画像の撮影は株式会社 Photron 小泉殿のご協力を，粒子計測は株式会社フローテック・リサーチ武田殿，西野教授，土井殿の協力を，PDPA 計測は東京ダイレック株式会社木下殿の協力を得た．ここに付記して関係者に深甚なる謝意を表する．

参 考 文 献

1) 吉田圭二郎，松原亘，矢嶋春喜，牧原洋，徳田雅寛，小野田 聡，“LNG 冷熱を利用するガスタ-ビン吸気冷却システムの開発”，三菱重工技報 Vol.35, No.6(1998), pp.402-405.
2) Chuck Jones, John A. Jacobs III., “Economic and Technical Considerations for Combined Cycle Performance-Enhancement Options”, GER-4200 (2000).
3) 宇多村元昭，桑原孝明，“ガスタービン増出力用の吸気加湿冷却システム”，日本ガスタービン学会誌 Vol.28 No.3(2000), pp.249-251.
4) 福武英紀，伊東正雄，“ガスタービン吸気冷却用噴霧ノズルの開発”，第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2011), pp.239-242.
5) 内田竜朗，大友文雄，福武英紀，伊東正雄，“吸気加湿冷却によるガスタービン出力の増強”，日本機械学会論文集 B 編 Vol.79, No.799(2013),pp.276-28
6) http://www.ft-r.jp/service/service_particle_shadow.html
7) 伊藤洋茂，岡部永年，“金属材料の液滴エロージョン評価”，日本機械学会論文集 A 編 Vol.59, No.567(1993),pp.2736-2741

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 A-22

プラズマ気流制御 2 次元風車翼周り流れの位相同期 PIV 計測

＊ 松田　寿，内田竜朗，田中元史，大友文雄，志村尚彦，大迫俊樹（東芝）

Phase-locked PIV Measurements on Plasma actuated 2D Wind Blade Flow

*Hisashi MATSUDA , Tatsuro UCHIDA, Motofumi TANAKA ,
Fumio OTOMO, Naohiko SHIMURA and Toshiki OSAKO (Toshiba)

ABSTRACT

Leading edge separation flow control using a non-thermal dielectric-barrier-discharge plasma actuator for a NREL S825 wing of 40cm chord length c was studied experimentally. Wind tunnel experiments were carried out under chord Reynolds number of $Re=Uc/\nu=4.1\times10^5$ and angle of attack of 26 degree, where main velocity of U=15m/s. Effect of Strouhal number $St=fc/U$ on the separation flow was investigated with phase-locked PIV measurements, where f means pulsed modulation frequency of the plasma actuator. When the actuator was driven under the condition of St=0.5, the separation flow was controlled most effectively and an increased velocity field was induced by the plasma actuation flow. On the other hand, when the actuator was driven under the condition of St=0.13, the increased velocity field was weakened. A relation with span-wise vortexes induced by the plasma actuation flow and the increased velocity field was discussed.

Key words: Plasma actuator, Wind tunnel experiment, Separation flow control, PIV measurement, St number

1．はじめに

今後の導入量増大が期待される再生エネルギーとして風力エネルギーがある。ただし風力発電は安定供給が困難な課題があり、このため安定化を含む、風車のより一層の性能改善を目指し、翼後縁フラップやモーフィング等のアクティブ流体制御技術を用いたスマートロータのコンセプト検討が進められている[1,2]。

当社はアクティブ流体制御技術の一種として、プラズマ気流制御技術に着目し、JAXA 殿とも協力しながら基礎研究を進めてきた[7-13]。プラズマ気流制御技術は，1）非常に薄い噴流を誘起できる，2）時定数の短い電気的制御が可能である，3）故障の原因となる機械的駆動部を持たない，4）装置をコンパクト化できる等の特長を備えており，各種流体機器の高効率化・差別化に対してブレークスルー的な役割を果たす可能性を秘めている[3-6]。

小さな時定数を実現する本技術の電気的制御という特長を活かし，満尾らによって周期的に振動する 2 次元翼に対する揚力改善効果が明らかにされている[9]。さらに Matsuda et.al により小型水平軸風車翼前縁に放電電極を取り付けた研究が行われ，低速域の回転流れ場に対しても本技術が有効であり，風車性能を大きく向上できる可能性があることが指摘されている[10]。

田中ら、Tanaka et.al はその後，本技術を三重大学農場に設置された 30 kW 風車(ロータ直径 10m) に適用し，実風況下においても、放電入力より十分大きな発電量向上が見込まれることを定量的に明らかにしている[11,12]。また松田らは、プラズマ気流によってこの実機風車の剥離流れが抑制されることをタフト法可視化によって明らかにしている[13]。

本技術を大型風車に適用するにあたってはより詳細な剥離抑制制御メカニズムの検討が必要である。薄型対称翼である NACA0015 翼を使った風洞試験では Re=7.5 $\times10^5$オーダーまでプラズマ気流制御による剥離抑制効果が明瞭に観測されているが[14]、風車用の翼型に対してはどうなのか、今回、NREL(米国再生エネルギー研究所)によって開発された大型風車の標準翼の一つである NREL S825 翼[15]を対象にした風洞試験を実施し、主流速度 Uとコード長 cに基づく Re 数=4.1×10^5 条件において、風洞に設置した 2 次元翼周り流れに対し、渦発生(プラズマ ON)に位相同期した PIV 計測を行うことで、プラズマ気流制御時の剥離剪断層挙動を詳しく調べた。位相同期 PIV 計測手法によって、プラズマ気流

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

制御風車適用時の好適制御条件を明らかにすることができたので報告する。

2．実験装置

2.1　風洞と試験部

実験には定格風量 1200m³/min・定格圧力 11.8kPa の大型風洞を用いた。風洞出口には新たに飯田 [16]の方法で設計した良好な一様出口速度分布を持つ縮流部(幅 800mm 高さ 1200mm)が設けられている。

試験部には翼コード長:c=400mm、翼スパン 800mm のアルミ製の NREL S825 翼が設置されている。また PIV(画像粒子流速計)計測が可能なように片側側壁は透明アクリル製となっている(Fig.1)。翼の迎角を大きくしたときのブロッケージの影響を避けるため、試験部は上下壁を設けない構造である。

2.2 試験翼とプラズマ電極

試験翼には迎角を適宜変更できるよう回転機構が備えられている。なお PIV 計測実施のため背腹が逆になった(仰向け)状態で試験翼は設置されている。また試験翼のスパン中央周囲には φ0.5mm の静圧孔が合計 50 点設けられており、各条件下における翼周りの圧力分布が計測できるようになっている。

試験翼前縁にはプラズマ気流制御用の電極が設けられている。厚さ 250μm のポリイミドテープを誘電体として用い、露出電極としてポリイミドを基材とするエッチング電極(基材厚さ 25μm:20mm×800mm、パターン厚さ 21μm:2mm×800mm)を、被覆電極として 5mm×800mm の銅テープ(厚さ 80μm)を設置した。露出電極の下流端は翼の前縁と一致するように設置されており誘起噴流は前縁から翼背側に沿って吹き出される。Fig.2 に電極構成を示す。

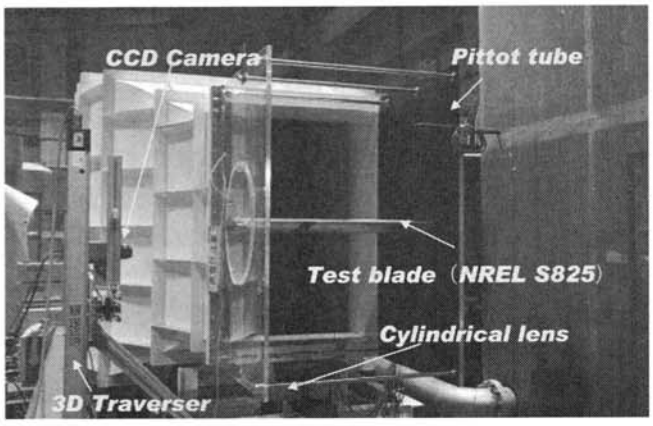


Fig.1　Test section and test blade

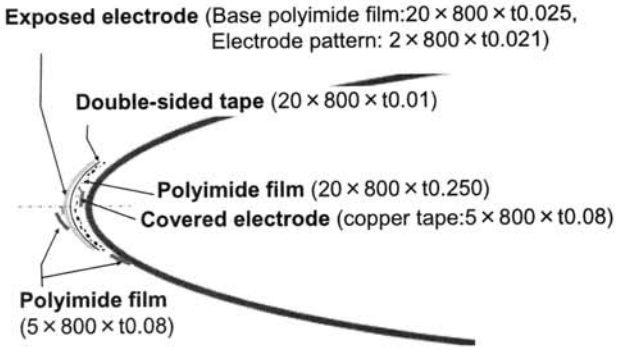


Fig.2　Configuration of electrode

2.3 計測装置

計測には西華産業社製の 2D-PIV 計測システムを用いた。レーザには NewWave 社の Solo Ⅲ-15 (YAG532nm,50mJ,35nsec,15Hz)を、計測カメラには PCO 社製の PCO1600(1200×1600pixel、30fps)を用い、データ解析ソフトとして Koncherto(西華産業)を使用した。シーディング装置は PIV Part21(西華産業)を用いトレーサーとして DOS（セバシン酸ジオクチル）を用いた。PIV 計測用カメラをダンテック社製の 3 次元トラバーサーにセットし画像領域の微調整を行った。

3．試験結果

3.1　パルス変調周波数の選定

Re=4.1×10⁵ 条件(U=15m/s)において、プラズマ OFF 時に前縁剥離流れとなる迎角 26 度に翼を固定し、翼周りの Cp 分布を調査した。Cp の定義を(1)式に示す。ここに ρ は空気密度(kg/m³)、U は風洞出口におかれたピトー管で計測された主流速度(m/s)、Ps は局所静圧(kg/m²)である。

$$Cp = 2P_s / \rho U^2 \quad \cdots\cdots (1)$$

Fig.3 にプラズマ OFF 時の翼弦長に沿った正規化長さに対する Cp 分布を示す。図中上側が翼の Pressure 側のデータであり、下側が翼 Suction 側のデータである。X 軸の 0 が翼前縁に該当する。翼先端近傍の Suction 側2点の静圧孔はプラズマ電極で塞がれているため、これらの点の値は無視してよい。Suction 側の Cp 分布が前縁から平坦になっており、流れがほぼ前縁から剥離した状態となっているのがわかる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

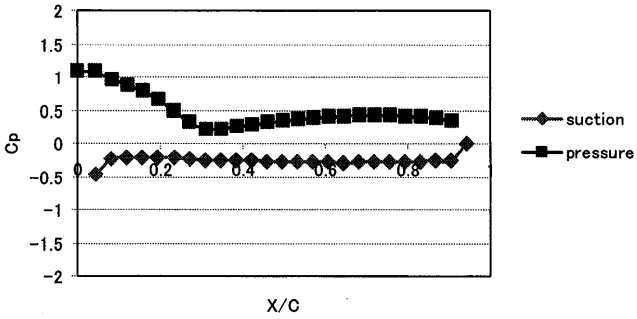


Fig.3 *Cp* distributions for angle of attack of 26 °
(*Re*=4.1×10^5, Plasma OFF)

プラズマ気流制御技術においては、誘起流を間歇的(連続放電ではなく流れの変動に同調したパルス変調制御)に活用することが種々の流れ制御に有効であることが明らかになっている [7-13]。Fig.4 にパルス変調制御と Duty 比の概念図を示す。基本高周波に低周波のパルス変調を加えてプラズマ放電を ON-OFF させる。全時間に対する放電 ON 時間の割合を Duty 比と呼ぶ。

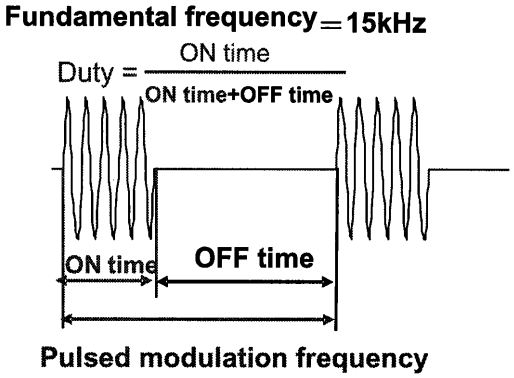


Fig.4 Pulsed operation mode and duty ratio

プラズマ基本周波数を 15kHz とし、駆動電圧 5.5kV$_{0p}$、パルス変調周波数(St 数=*fc/U*=0.53, *f* =20Hz)、Duty 比 10%でプラズマ ON にした場合の翼周りの *Cp* 分布を示したのが Fig.5 である。プラズマ気流制御によって Suction 側の *Cp* が大きく負側にふれていることがわかる。前縁剥離流れが抑制されたのが明らかである。

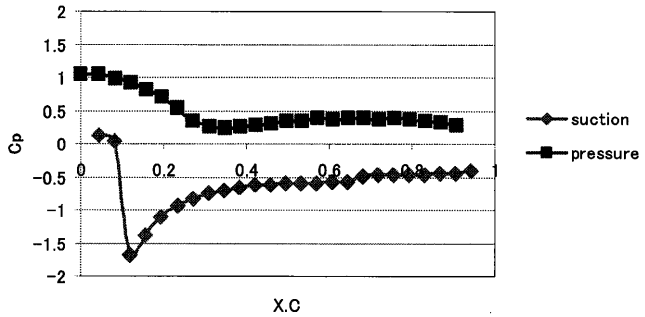


Fig.5 *Cp* distributions for angle of attack of 26°
(*Re*=4.1×10^5, Plasma ON)

Suction 側の *Cp* 値をモニタリングすることで剥離抑制の効果を評価することができる。そこで Suction 側の前縁から 3 番目の静圧データをモニター圧力として、パルス変調周波数（St 数）を変えながら *Cp* 値の変化を調べた。St 数に対する *Cp* 変化を Fig.6 に示す。St=0.5～1.0 の時に *Cp* が最も小さな値(最大負圧)を取っていることがわかる。St 数の増大とともに *Cp* の絶対値は小さくなっていき St=10 くらいで変化がなくなる。一方、St を 0.5 よりも小さくすると急激に *Cp* の絶対値が小さくなっていくことがわかる。剥離抑制に好適な St 数範囲があることが明らかである。

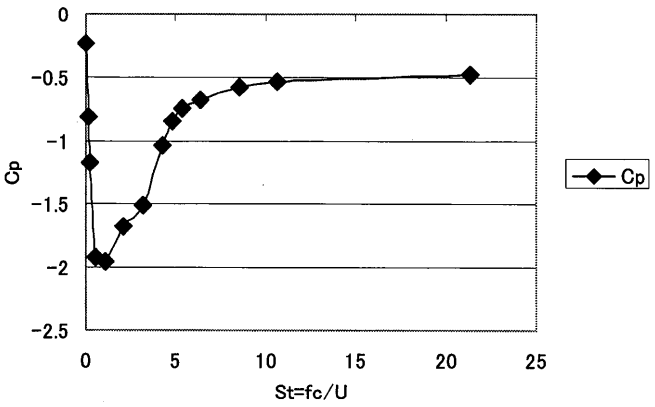


Fig.6 St Number effect on *Cp* coefficient at monitoring point

3.2 位相同期 PIV 計測の概要

前項で示した結果をもとに、St=0.53(*f*=20Hz)および St=0.13(*f* =5Hz)時のときの翼前縁周りの流れを、プラズマ ON の立上がり時刻を外部位相同期信号として設定し、位相同期 PIV 計測を実施した。位相同期 PIV 計測の概要説明図を Fig.7 に示す。また PIV 計測の概要説明図を Fig.8 に示す。

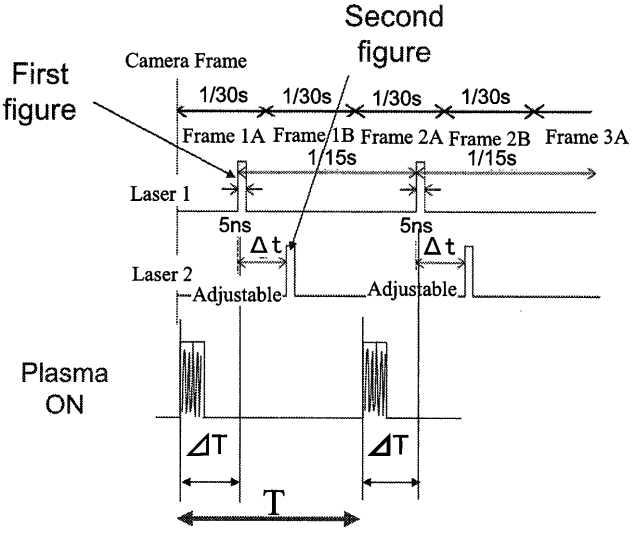


Fig.7 Schematic diagram of Phase-locked PIV Measurement

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

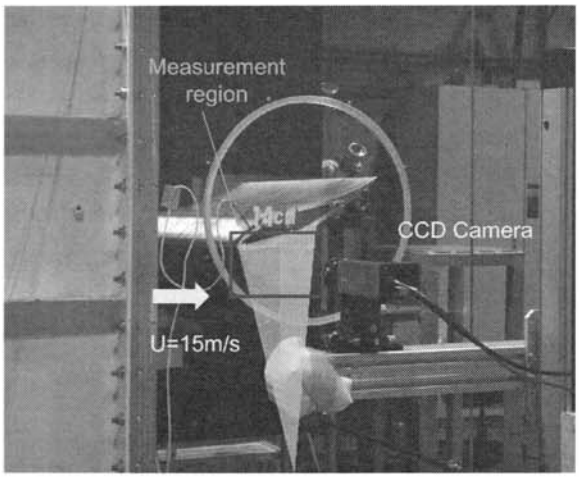


Fig.8　Test blade and PIV measurement region

3.3　プラズマ OFF 時の流れ場

プラズマ OFF 時の PIV 計測結果を Fig.9 に示す。図は PIV 計測時にカメラメモリに蓄えられた約 170 セットの PIV 計測画像を平均処理して速度の等値面図として示したものである。前縁近傍より流れが大きく剥離しているのが良くわかる。

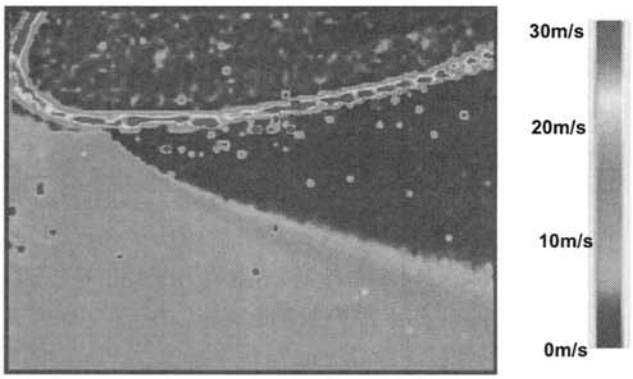
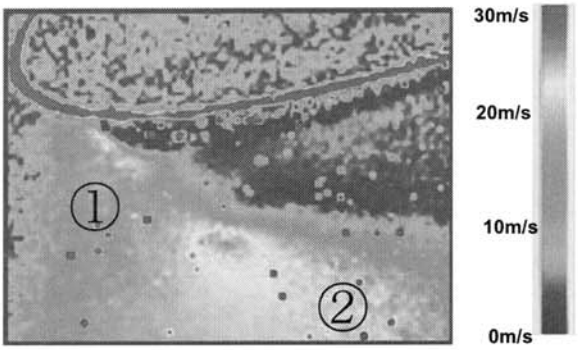


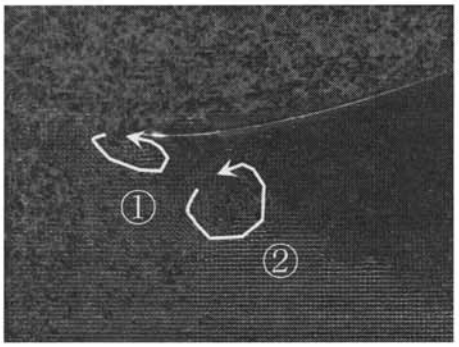
Fig.9　Fringe map of averaged Velocity magnitude for Plasma OFF

3.4　プラズマ ON(St=0.53)時の流れ場

次に最も剥離抑制効果あった St=0.53(f=20Hz)条件でパルス変調制御した場合の翼周り流れを調べた結果を Fig.10～16 に示す。T をパルス変調周波数の一周期とした時、Fig.10a はプラズマ ON から 0.06T(3ms)後の流れの平均速度図(170 セットの平均値)を示したものであり、Fig.10b は同時刻における瞬時ベクトル図を示したものである。Fig.10a で剥離剪断層には黄色から橙色になっている増速領域が認められ、これらの領域のベクトル図には明瞭な２つの渦構造が観察されることがわかった（Fig.10b)。プラズマ気流制御によって翼スパン方向に軸を持つ強い横渦が誘起されるとともに、この横渦によって剪断層内には増速流れが形成されるものと推察される。



(a) Fringe map of averaged Velocity magnitude



(b) Vector map of instant Velocity

Fig.10 Velocity field for Plasma ON(St=0.53, ΔT=3ms＝0.06T)

プラズマ気流制御によって誘起された横渦①は時間の経過とともにその勢力を強め、剪断層を翼面寄りにひきつけるように作用していく。時間の経過とともに増速域が翼面に沿うように伸びていくのがわかる。一方②の渦は壁面から離れ主流の方に放出されていく(Fig.11,12,13)。

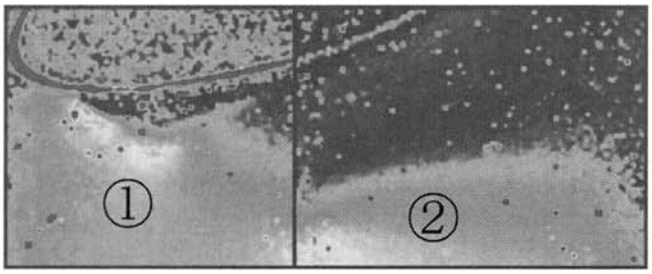


Fig.11　Plasma ON(St=0.53, ΔT=7ms＝0.14T)

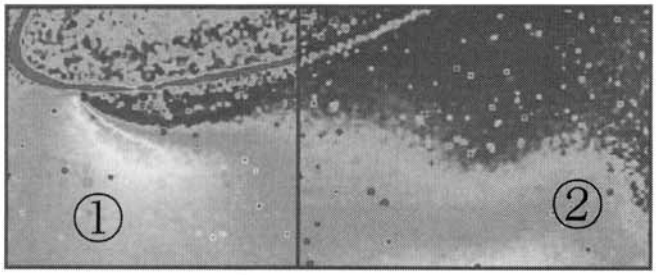


Fig.12　Plasma ON (St=0.53, ΔT=11ms＝0.22T)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

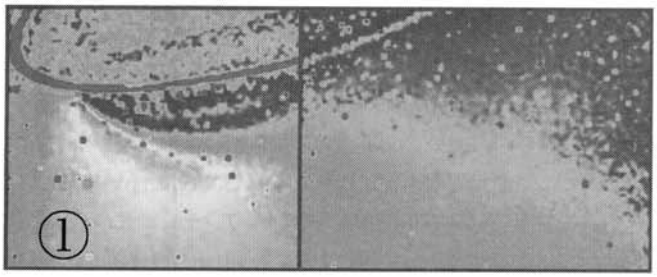


Fig.13　Plasma ON(St=0.53, ΔT=15ms＝0.3T)

翼面に沿って延びた増速域はΔT=0.4T(20ms)くらいまで強まっていく(Fig.14)が、その後、剪断層は壁面から少し離れるようになり（Fig.15)、次のプラズマON直前には安定した位置まで引き戻されるようである（Fig.16)。ただし次のプラズマON直前の時刻においても、プラズマOFFには見られない増速域が剪断層内に明瞭に認められる。Fig.11に見られた第2の渦はこの剪断層内の増速域に相当するものと考えられる。パルス変調周期に応じてFig.10からFig.16の動きは繰り返し出現することになるから、この増速域の形成がSt=0.53条件における強い剥離抑制につながっていると判断できる。剥離抑制メカニズムとして、プラズマ気流の非定常制御によって、剪断層内の横渦構造が強化されるとの解釈がなされているが[17]、今回観測された渦発生とこれに伴う増速域の形成は、こうした解釈と整合する実験事実と思われる。

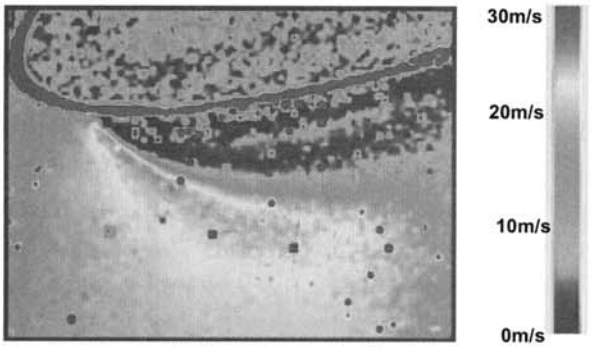


Fig.14　Plasma ON(St=0.53, ΔT=20ms＝0.4T)

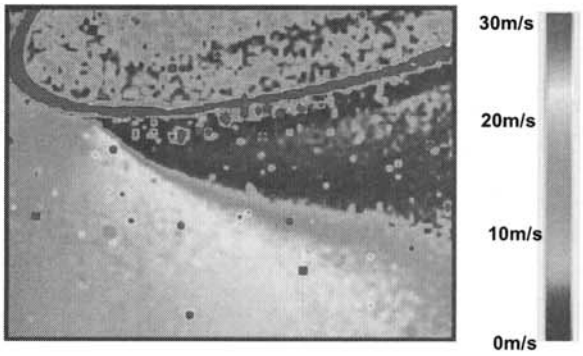


Fig.15　Plasma ON(St=0.53, ΔT=40ms＝0.8T)

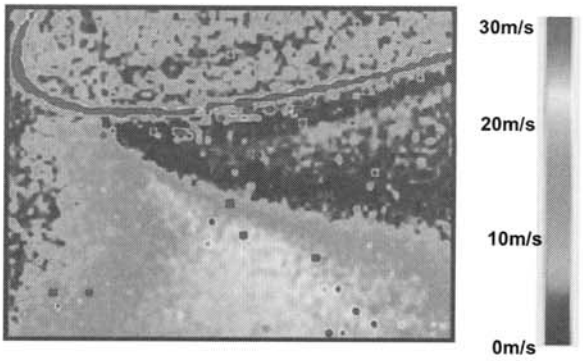


Fig.16　Plasma ON(St=0.13, ΔT=20ms＝1.0T)

3.5　プラズマON(St=0.13)時の流れ場

次に、剥離抑制効果が低下したSt=0.13　(f=5Hz)でパルス変調制御した場合の翼周り流れをFig.17～19に示す。Fig.17はプラズマONから0.1T(20ms)後の流れの平均速度図を示したものであり、Fig.18は0.3T(60ms)後の流れを、Fig.19は0.6T(120ms)後の流れを示したものである。Fig.17およびFig.18の剪断層内には黄色で示される増速域が観察されるが、St=0.53の時に比べてこれらの増速域は弱く、その領域も小さいことがわかる。ΔT=120ms＝0.6T(Fig.19)になると増速領域が薄っすらと確認できる程度になってしまうことがわかった。

剥離抑制効果と剪断層内の増速域には強い相関があることが確認された

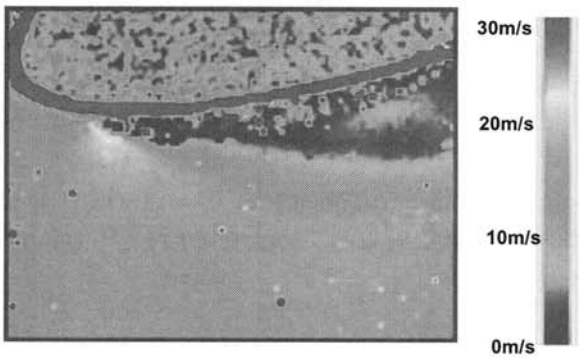


Fig.17 Plasma ON(St=0.13, ΔT=20ms＝0.1T)

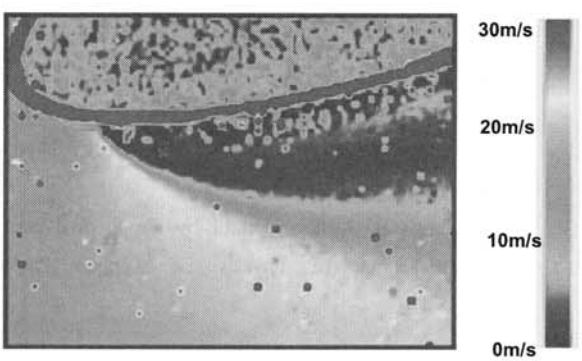


Fig.18　Plasma ON(St=0.13, ΔT=60ms＝0.3T)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

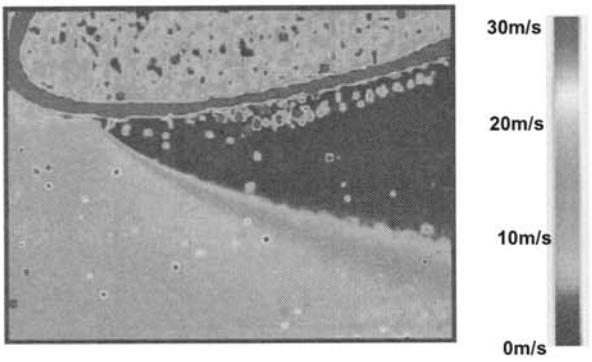


Fig.19　Plasma ON(St=0.13, ΔT=120ms＝0.6T)

4．まとめ

プラズマ気流制御が２次元風車翼（NREL S825 翼）の剥離流れ制御に及ぼす影響をプラズマ ON 信号を同期信号とした位相同期 PIV 計測により調べた。プラズマ誘起流の発生周期(St 数)を変えながら前縁剥離剪断層の挙動を詳細に調査した。得られた結論は以下の通りである。

・位相同期 PIV 計測手法によって、プラズマ気流制御時の２次元翼周り流れを明瞭に把握できる。外部位相同期 PIV 計測は同期信号が明確な非定常流れ場の把握に極めて有用である。

・剥離抑制が最も効果的な St=0.53(f=20Hz)の場合は、プラズマ気流制御により強い横渦が生成され、時間平均場として剪断層に増速域が形成されることを確認した。

・剥離抑制があまり効果的でない St=0.13(f=5Hz)の場合は、剪断層の増速域が非常に弱くなることがわかった。

参考文献

1. Berg,D., Berg,J., Wilson,D., White,J., Resor,B., and Rumsey,M., (2011),Design, Fabrication, Assembly and Initial Testing of a SMART Rotor, AIAA2011-0636
2. Johnson,S.J., Case,C.P. van Dam, Berg,D.E., (2008), Active Load Control Techniques for Wind Turbines, SANDIA Report.
3. Moreau,E.(2007), Airflow control by non-thermal plasma actuators, Journal of Physics D: Applied Physics, 40,pp.605-636.
4. 藤井・松野(2007), DBD プラズマアクチュエータ -バリア放電を利用した新しい流体制御技術，http://www.jsme-fed.org/newsletters/2007_12/no2.html#ctop
5. 田中・野田(2008), 非平衡プラズマを用いた気流制御技術の動向, 電気学会論文誌 A, Vol.128, No.12, pp.699-702.
6. 深潟・瀬川・石川(2010), プラズマアクチュエータの基礎と研究動向, ながれ, 第 29 巻, No.4, pp.243-250.
7. 松田・大友・田中・林・野田・水野・内田・青木・新関・野田(2008), 非平衡プラズマによる気流制御(パルス変調制御の効果), 機論 B, 74 巻, 744 号, pp.1667-1672.
8. 松田・田中・五嶋・大久保・跡部・小林(2010), プラズマアクチュエータを用いた後向きステップ流れの制御に関する実験的研究, ながれ, 第 29 巻, No.6, pp.411-416.
9. 満尾・渡辺・跡部・大久保・内田・田中(2012), プラズマアクチュエータによる 2 次元動的失速翼の揚力改善，日本航空宇宙学会第 43 期年会講演会講演論文集, A-05.
10. Matsuda,H., Tanaka,M., Goshima,S., Amemori,K., Nomura,M. and Osako,T. (2012), Experimental Study on Plasma Aerodynamic Control for Improving Wind Turbine Performance, Asian Congress on Gas Turbine 2012 - Tradition, Challenge and Future, Shanghai, R.P.China, ACGT 2012-1058.
11. 田中・松田・雨森・志村・安井・大迫・前田・鎌田(2012), プラズマ気流制御によるトルク増大効果のフィールド検証, 第 34 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp.360-363.
12. Tanaka,M., Amemori,K., Matsuda,H., Shimura,N., Yasui,H., Osako,T., Kamada,Y. and Maeda,T. (2013),"Field test of plasma aerodynamic controlled wind turbine",EWEA 2013, Viena.
13. 松田・田中・雨森・大迫・前田・鎌田(2013),プラズマ気流制御風車翼周り流れのタフト法可視化,第 41 回可視化情報シンポジウム講演論文集,Vol.33,Suppl.No.1,pp.241-246.
14. 松田・田中・大迫(2013), NACA0015 翼前縁剥離流れ制御に関する大型風洞試験、日本ガスタービン学会誌、Vol.41, No.4,pp.35-40.
15. Sommers,D.M.,(2005), Design and Experimental Results for the S825 Airfoil, Period of Performance ; 1998-1999, NREL/SR-500-36346.
16. 飯田(1984)、長方形断面を有する風洞絞り部の設計、機論 B、Vol.50,No,454,pp.1500-1505.
17. 藤井・浅田(2010), DBD プラズマアクチュエータによる翼剥離制御メカニズム -バースト波解析が語るもの-, ながれ, 第 29 巻, No.4, pp.259-270.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

A-23

リング型プラズマアクチュエータを用いた環状タービン翼列チップクリアランス流れの能動制御

*松沼 孝幸，瀬川 武彦（産総研）

Active Tip Clearance Flow Control of an Annular Turbine Rotor Using Ring-type Plasma Actuators

*Takayuki MATSUNUMA, Takehiko SEGAWA (AIST)

ABSTRACT

Innovative "string-type" and "ring-type" dielectric barrier discharge plasma actuators were used for the active control of the tip leakage flow of a turbine blade. For the experiments using an annular turbine rotor, the plasma lighting was observed at the turbine rotor tip region. The plasma lighting in the tip clearance region rotated with the motion of tip of the turbine rotor. For the fundamental experiments using a single airfoil with tip clearance and a flat plate with tip clearance, particle image velocimetry (PIV) was used to obtain two-dimensional velocity distributions near the tip clearance region. The tip clearance flow (tip leakage flow) was successfully reduced by the flow control using the ring-type plasma actuators.

Key words: Plasma actuator, DBD, Active flow control, Tip clearance, Tip leakage flow, Turbine

1．はじめに

近年研究が盛んになっている誘電体バリア放電（DBD）プラズマアクチュエータは，図 1 のように絶縁体を挟んだ電極間に高周波の高電圧を加えることにより局所的にプラズマを発生させ，翼表面に沿った流れを誘起することができる。機械的な可動部を持たず，構造が簡単かつ小型軽量であるため，将来の能動制御デバイスとして有望視されている[1]-[3]。

一方，タービン翼列は，ガスタービンの主要な構成要素として，航空推進用ジェットエンジンや発電用ガスタービンに全世界で広範に利用されているため，わずかな性能向上でも高い省エネルギー効果が期待できる。特に，タービン翼列の翼先端から発生する漏れ流れ（チップクリアランス流れ）は，空力性能を低下させる大きな原因の 1 つであるため，これまでの多くの研究が行われ[4],[5]，最近ではプラズマアクチュエータを用いて漏れ流れを抑える研究も行われている[6]。

本研究では，図 2 のような産総研で開発された「ひも型プラズマアクチュエータ」[7]の原理を応用した「リング型プラズマアクチュエータ」を用いて，チップクリアランス流れを抑制する実験を行った。

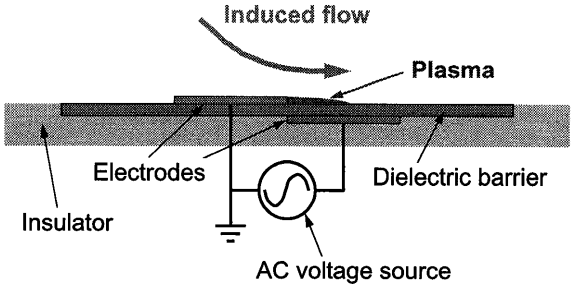


Fig. 1 Conventional "sheet-type" plasma actuator

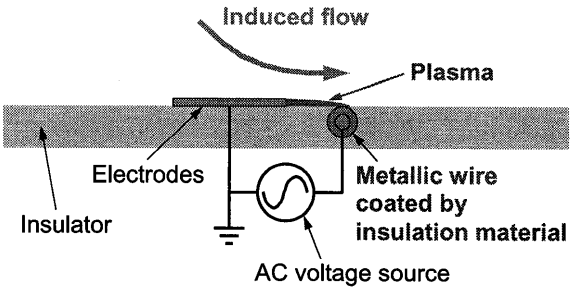


Fig. 2 Newly developed "string-type" plasma actuator

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

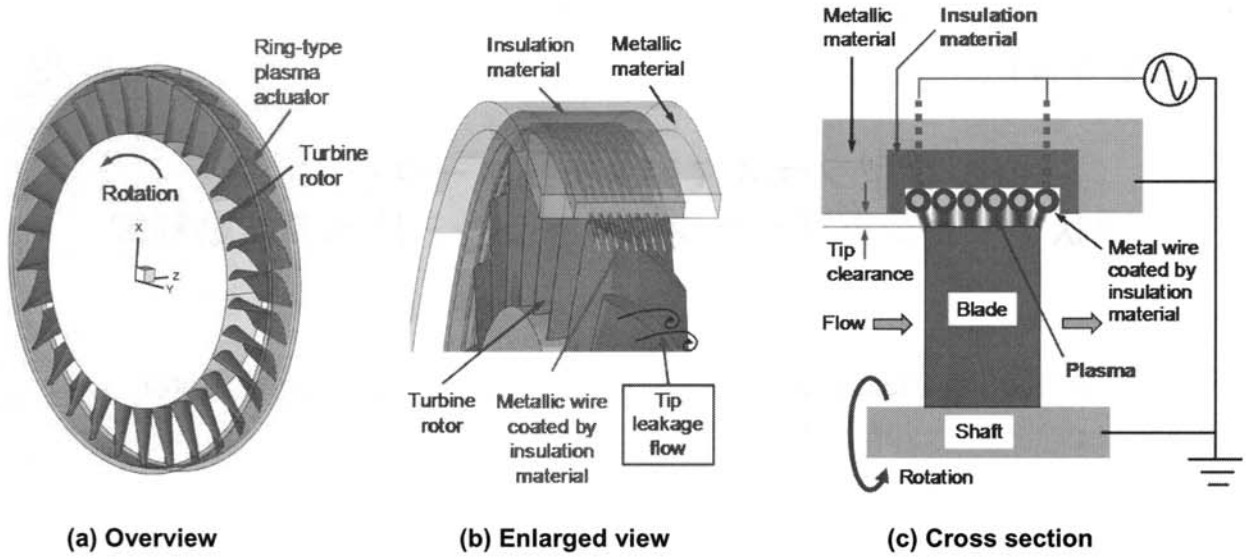


Fig. 3 Ring-type plasma actuator

2．リング型プラズマアクチュエータ

図 3 に，リング型プラズマアクチュエータの構造を示す。このアクチュエータは，図 3(a)のように，タービン動翼のチップ側壁面にリング状に設置される。図 3(b)のように，絶縁材料の中に絶縁被覆ワイヤを埋め込んだ内部構造になっている。図 3(c)のように，タービン動翼をはじめ軸・ケーシングなどの風洞全体は金属製であり，全体をグランド電極として接地する。絶縁被覆ワイヤに高周波・高電圧を加えることによって，ワイヤとタービン動翼先端の間にプラズマを発生させ，チップクリアランスを通過する漏れ流れの抑制を試みる。

3．実験の方法と結果

3.1 環状タービン翼列風洞での実験

測定部に単段タービン（1 組の静翼列・動翼列）が設置されている環状タービン翼列風洞[8]を用いて，プラズマアクチュエータの動作を確認した[9]。図 4(a)のように，測定部に設置されているアクリル窓に絶縁被覆ワイヤ（図 4(a)の白い線）を埋め込み，リング型プラズマアクチュエータを部分的に構築した。この絶縁被覆ワイヤに，高電圧高周波電源（PSI 製，PG1040F）を用いて，電圧振幅 ±6.0 kV，周波数 8.3 kHz の疑似矩形波を印加した。タービン動翼およびケーシング全体は，電源の接地電極と接続される。プラズマアクチュエータを作動させると，図 4(b)のように，チップ側壁面に埋め込んだプラズマアクチュエータ（絶縁被覆ワイヤ，高電圧電極）と，タービン動翼先端（接地電極）の間に，プラズマが発生することを確認した。タービン動翼を回転させると，翼列とともにプラズマも移動した。さらに，熱線流速計によって，タービン動翼出口の乱れ度を計測したところ，漏れ流れによる乱れ度の高い領域が減少した。この「乱れ度が低くなる」現象は，漏れ流れの減少を間接的に示している。

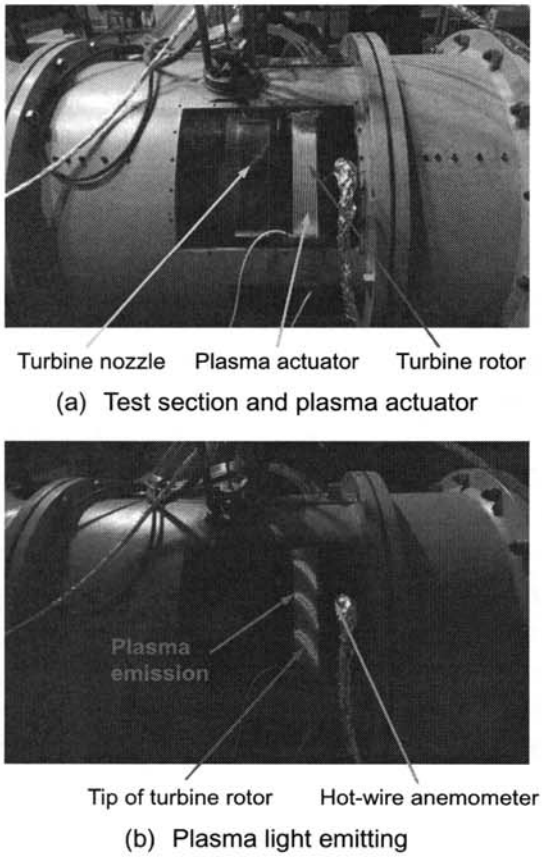


Fig. 4 Test section of annular turbine wind tunnel with ring-type plasma actuator[9]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2 単独翼での実験

プラズマアクチュエータによる漏れ流れの減少をより直接的に観察するために，チップクリアランスのある単独翼を用いた実験を行った。本実験の概要を，図 5 に示す。小型の吹き出し式風洞に接続されたアクリル製の測定部（流路の幅 200 mm×高さ 200 mm×長さ 500 mm）の中央に，2mm のチップクリアランスを持つ単独翼（翼型：NACA4418）を設置した。アクリル壁面には，プラズマアクチュエータを埋め込み，高電圧 ±4.0 kV・高周波数 8.6 kHz を印加し，アクチュエータと翼先端の間にプラズマを生成した。壁面から 5 mm の位置の *x-y* 平面の翼後縁付近の速度場を，粒子画像流

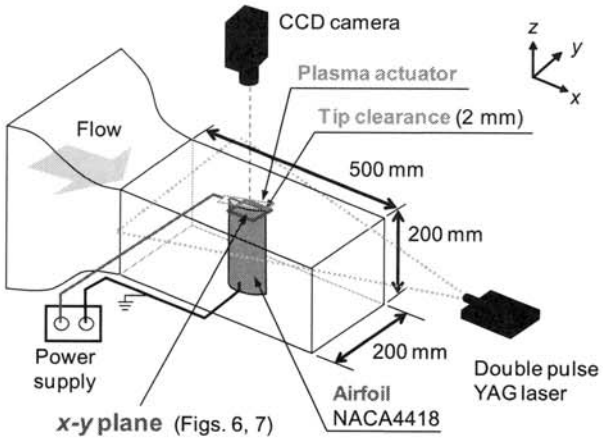
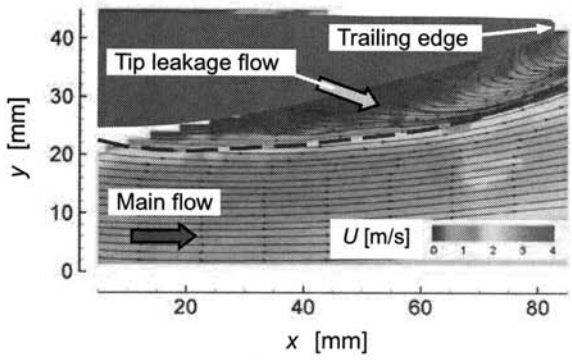
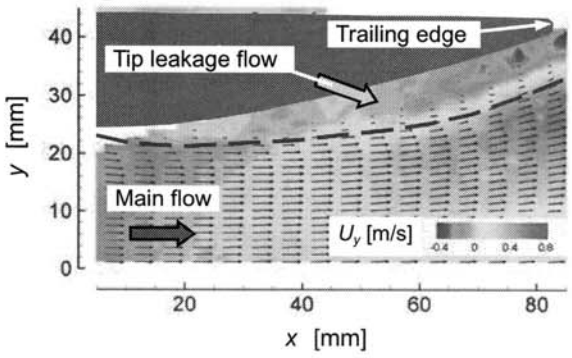


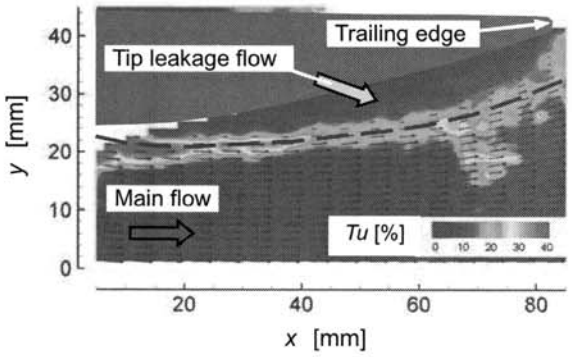
Fig. 5 Measurement system for airfoil with tip clearance (*x-y* plane)



(a) Absolute velocity

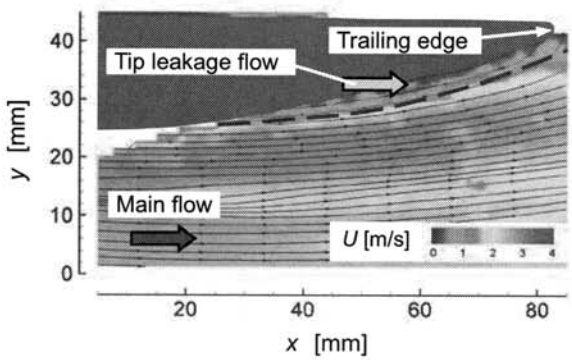


(b) Vertical velocity (y-component)

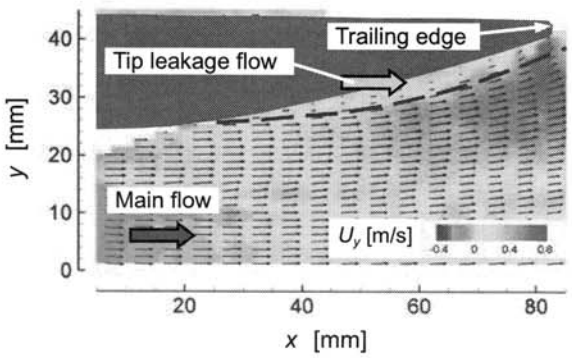


(c) Turbulence intensity

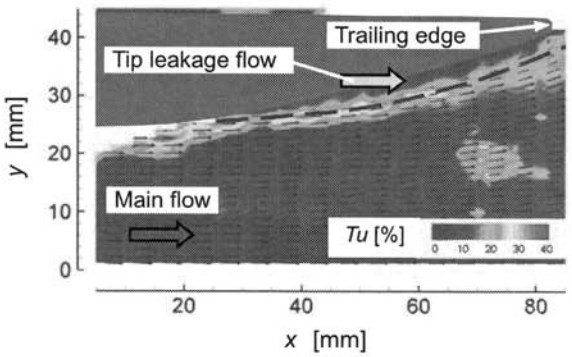
Fig. 6 Time-averaged flow near trailing edge of airfoil, *x-y* plane (baseline, no control)



(a) Absolute velocity



(b) Vertical velocity (y-component)



(c) Turbulence intensity

Fig. 7 Time-averaged flow near trailing edge of airfoil, *x-y* plane (plasma actuator on)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

速測定法（PIV）により計測した。PIV 計測は，風洞上流から注入した煙を，測定部下流に設置したダブルパルス YAG レーザーにより可視化し，測定部上部に設置したクロスコリレーションカメラにより撮影する。今回の実験では，瞬時速度分布を 200 回測定し，その平均値を求めた。

図 6 と図 7 に，翼後縁の負圧面側の流れを示す。制御なしでは，図 6(a)のように，翼後縁の負圧面側に，チップクリアランスを通って正圧面側から負圧面側に漏れ出した絶対速度の低い領域が観察される。この漏れ流れ領域には，図 6(b)のように，下向きの流れが発生している。乱れ度は，図 6(c)のように，漏れ流れと主流の境界部分で大きくなる。

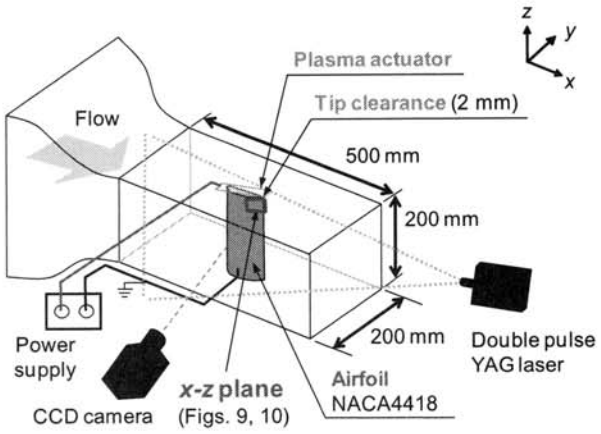
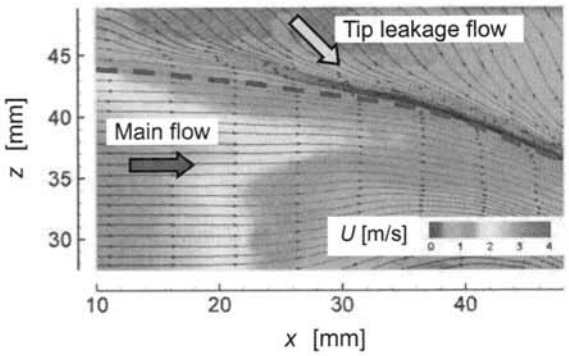
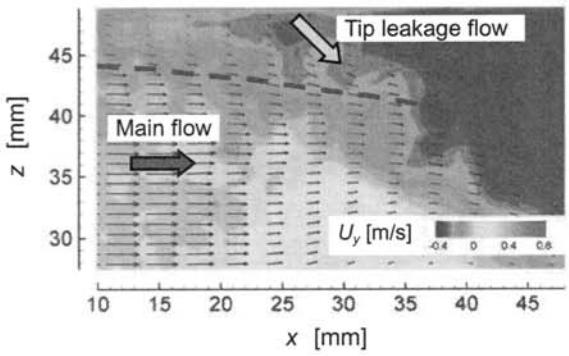


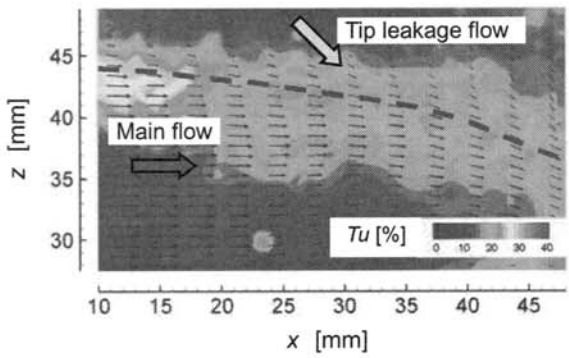
Fig. 8 Measurement system for airfoil with tip clearance (*x*-*z* plane)



(a) Absolute velocity

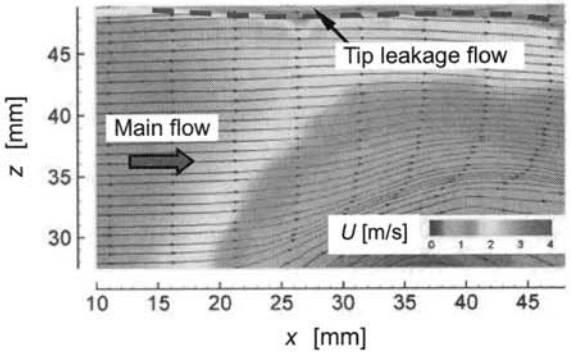


(b) Vertical velocity (y-component)

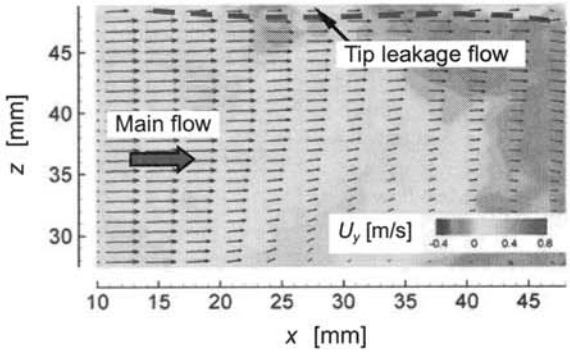


(c) Turbulence intensity

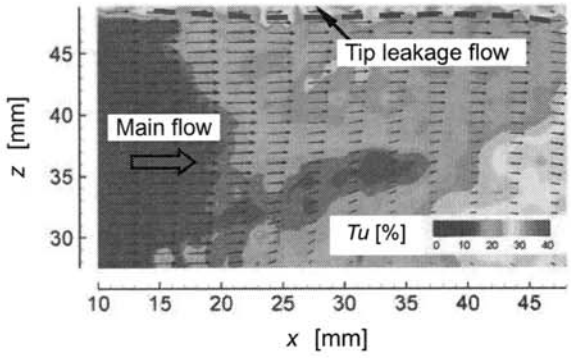
Fig. 9 Time-averaged flow near trailing edge of airfoil, *x*-*z* plane (baseline, no control)



(a) Absolute velocity



(b) Vertical velocity (y-component)



(c) Turbulence intensity

Fig. 10 Time-averaged flow near trailing edge of airfoil, *x*-*z* plane (plasma actuator on)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

制御ありでは，図 7(a)のように，漏れ流れによる低速領域が少なくなっている。

さらに，図 8 に示すように，*x*-*z* 平面での PIV 計測を実施した。図 9 と図 10 に，翼後縁の負圧面側の流れを示す。各図の右端が翼後縁，上端がチップクリアランスのある壁面の位置になっている。図 9(a)の「制御なし」では，漏れ流れによる絶対速度の低い領域が，翼後縁位置で上部壁面から 13 mm 離れたところまで広がっている。図 10(a)の「制御あり」では，漏れ流れによる低速領域が，翼後縁位置で上部壁面から 2 mm ほどに留まっている。

3.3 平板の漏れ流れの抑制実験

リング型プラズマアクチュエータによって漏れ流れを抑制できることを明らかにするために，平

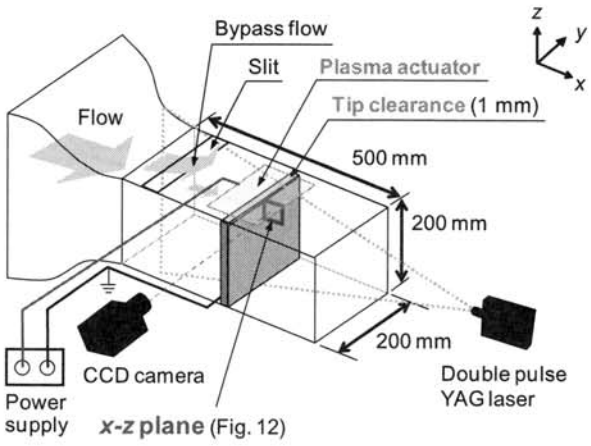


Fig. 11 Measurement system for flat plate with tip clearance

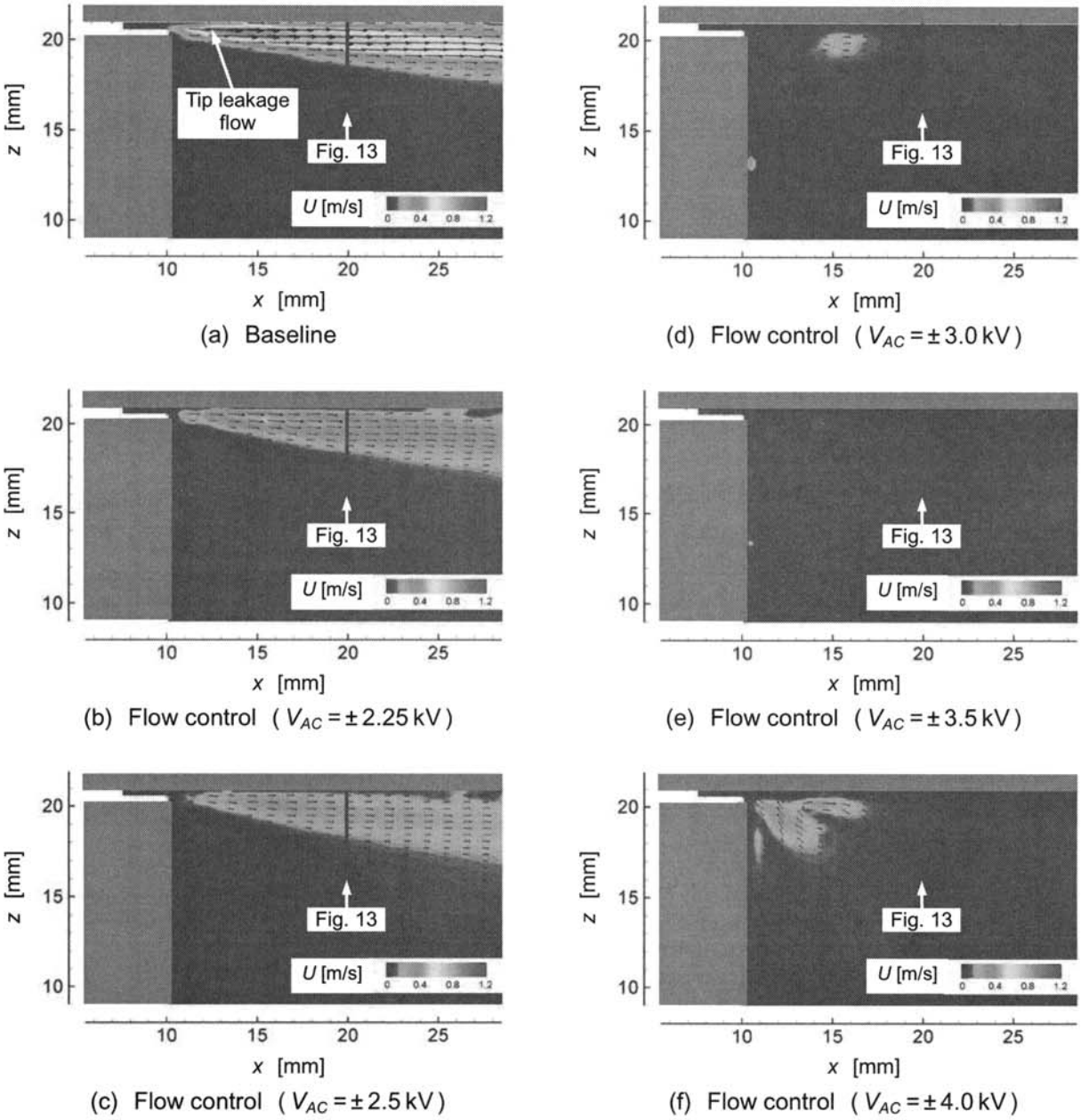


Fig. 12 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various input voltages

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

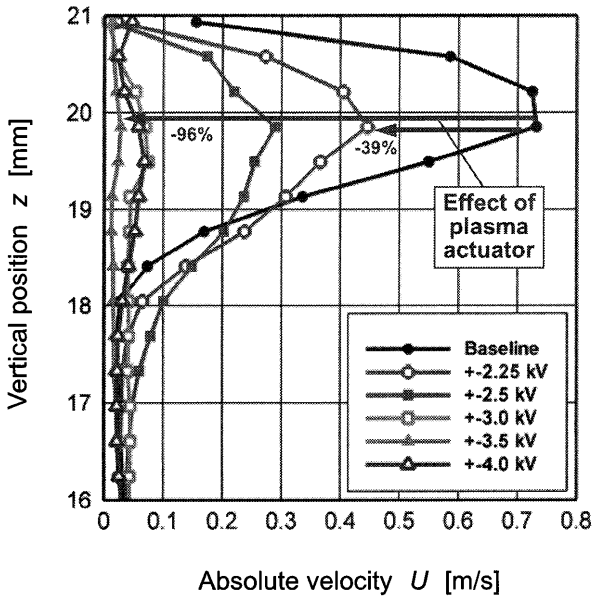


Fig. 13 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at $x=20$ mm

板を用いて最も基本となる実験を行った。図 11 に，実験の概要を示す。単独翼での実験と同じ小型吹き出し風洞の測定部に，上側に 1 mm のチップクリアランスを空けた平板を設置して，チップクリアランスを通る漏れ流れを再現した。流路面積が少なすぎて風洞の流れが不安定になることを防止するため，上流にスリットを設けて流れをバイパスさせた。これによって，チップクリアランスを通過する流速 1 m/s 程度の漏れ流れを作り出した。上側の壁面には，プラズマアクチュエータを埋め込み，電圧振幅 ±2.25 kV ～ ±4.0 kV，周波数 8.6 kHz の疑似矩形波を印加した。

図 12 に，各入力電圧での絶対速度分布を示す。図 12(a)は，基準（制御なし）での速度分布であり，上側壁面と平板の間のチップクリアランスを通過した漏れ流れが観察できる。図 12(b)～(f)は，プラズマアクチュエータによる流れ制御を行った場合の速度分布であり，プラズマアクチュエータへの入力電圧を±2.25 kV から±4.0 kV まで変化させた結果を示している。入力電圧± 2.25 kV の図 12(b)では，制御なしの図 12(a)と比べて，漏れ流れが少し減っている。入力電圧を±2.5 kV に上げた図 12(c)では，さらに漏れ流れが減る。図 12(d)（入力電圧±3.0 kV）では，漏れ流れの減少が顕著になり，図 12(e)（入力電圧±3.5 kV）では，漏れ流れがほぼ完全に消えている。さらに電圧を上げた図 12(f)（入力電圧±4.0 kV）では，チップクリアランス出口付近に時計回りの渦が誘起されている。この原因は，印加電圧が高すぎるためと考えられる。

入力電圧の違いによる変化を定量的に観察するため，図 12 の漏れ流れ出口から 10mm 下流（$x=20$ mm，図 12 の赤線）における絶対速度の垂直方向（z 軸方向）分布を図 13 に示す。流れ制御なしの場合，最大流速は 0.73 m/s であるが，入力電圧±2.25 kV では 0.45 m/s となり，制御なしよりも 39 %減少している。入力電圧±3.5 kV では 0.03 m/s（96 %の減少）となり，漏れ流れを完全に抑制することに成功している。一方，さらに高電圧の入力電圧±4.0 kV では，図 12(f)で観察された渦の生成により，0.07 m/s（91 %の減少）とやや高くなっている。

4．まとめ

新開発のリング型プラズマアクチュエータの性能を把握するために，環状タービン風洞でアクチュエータと翼先端の間にプラズマが発生することを確認した後，単独翼や平板のチップクリアランス流れを抑制する基礎実験を行った。平板のチップクリアランス流れの PIV 計測によって，リング型プラズマアクチュエータが漏れ流れを抑制していることを明らかにした。今後の実験で，最適な設置方法や制御方法を調べて，環状タービン翼列風洞の回転翼列で実証する準備を進めている。

謝　辞

「ひも型プラズマアクチュエータ」は，新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）平成 23 年度先導的産業技術創出事業（11B04022c）で開発された。

参 考 文 献

(1) Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P., "Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Flow Control," Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 42 (2010), pp. 505-529.
(2) Roth, J. R., Sherman, D. M., Wilkinson, S. P., "Boundary Layer Flow Control with A One Atmosphere Uniform Glow Discharge," AIAA Paper 98-0328 (1998).
(3) 深潟康二，山田俊輔，石川仁，"プラズマアクチュエータの基礎と研究動向"，日本流体力学会誌「ながれ」，Vol. 29, No. 4, (2010), pp. 243-250.
(4) Morphis, G., and Bindon, J. P., 1994, "The Performance of a Low Speed One and Half Stage Axial Turbine with Varying Rotor Tip Clearance and Tip Gap Geometry," ASME Paper No. 94-GT-481.
(5) Matsunuma, T., "Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence on Turbine Tip Clearance Loss," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 128, No. 1, (2006), pp. 166-177.
(6) Van Ness II, D. K., Corke, T. C., Morris, S. C., "Tip Clearance Flow Visualization of a Turbine Blade Cascade with Active and Passive Flow Control," ASME Paper, GT2008-50703, (2008).
(7) 瀬川武彦，Jukes, T.，湯木泰親，"ひも型プラズマアクチュエータ誘起噴流の流動特性"，日本流体力学会誌「ながれ」，Vol. 31, No. 6, (2012), pp. 479-482.
(8) Matsunuma, T., "Unsteady Flow Field of an Axial-Flow Turbine Rotor at a Low Reynolds Number," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 129, No. 2, (2007), pp. 360-371.
(9) Matsunuma, T., and Segawa, T., "Active Control of Tip Leakage Flow for Low-Pressure Turbine by Ring-Type Plasma Actuators," AIAA Paper, No. AIAA-2013-2726 (2013).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

【研究報告】

A-24

時系列PIVによる回転キャビティ内部の非定常流れ計測

*高和　潤弥，長尾　隆央，松野　伸介，佐々木　幸枝，久枝　孝太郎 (株式会社 IHI)

Unsteady Flow Measurement for a Rotating Cavity with Time-resolved PIV

*Junya Kouwa, Takahisa Nagao, Shinsuke Matsuno, Yukie Sasaki and Koutarou Hisaeda (IHI Corporation)

ABSTRACT

This paper describes the experimental and numerical results of flow fields inside a rotating cavity which has a cylindrical geometry with both rotor and stator wall. The rotating speeds and the flow rate of axial throughflow, which is inflow from the central axis into the cavity, are varied as experimental conditions. 3-components velocity vectors on the $r-\theta$ and $r-z$ sections are obtained by a time-resolved stereo PIV system to understand transient and time-averaged flow fields of each cases. Large Eddy simulations by ANSYS Fluent solver is also carried out to confirm the analytical capability for the rotating cavity. The results show that the three types of flow fields are obtained in terms of the different regions of Rossby number and 3-dimensional and transient vortices are confirmed in the low Rossby number conditions. LES can predict these phenomena.

Key words: Compressors, Rotating Cavity, Time-resolved Stereo PIV Measurement, Large Eddy Simulation

1　はじめに

航空機用ジェットエンジンや，ガスタービンエンジンの主流よりも内部には，図 1 のようにローターディスクやステーター壁が混在している空間が存在する．この空間は回転キャビティとして認識され，この流れの評価は，当該部位の部品熱評価を可能にし，設計上有益である．しかしながら，回転キャビティ空間の流れ場はステーターとローターの影響から複雑になることが予想される．

過去の研究例では，キャビティ空間の速度分布を計測し，数値解析結果と比較する研究と，流れ場の構造を把握する研究が進められている．前者の例として，Poncet らは，ローター・ステーター形態において，LDV を用いて平均流れ場の速度分布や圧力を計測し，数値解析と比較している [2]．また，Gan らも，LDV を用いて，一方のローターを熱している条件でのローター・ローター形態で速度分布計測を行っている [3]．点計測の LDV を平面に対して格子状に計測し，流れ構造の把握に努めている研究例 [4] もあるが，LDV で内部の非定常な流れ構造を把握するのは容易ではない．一方，Bohn らはローター・ローター形態において，空間内部の可視化を試み，流れ構造の把握に努めている [5]．結果，キャビティ内部では渦の存在が可視化され，また数値解析において同様の流れ場が得られている．回転キャビティ内部の流動が本質的に非定常的であることが言及されている．

数値解析では，いくつかの回転キャビティ形態に対して 3 次元非定常数値解析を実施し，流れの 3 次元性や形態毎の流れ場の変化などを捕えている研究がおこなわれている [7] が，試験結果との比較はなされていない．また，Severac らは，ローター・ステーター形態で LES 解析を実施し，LDV によって計測された速度分布と比較して試験と一致する結果が得られている [8]．

このように，計測では主に LDV を用いた平均場の速度分布が取得されているものの，流れ場の全体像を把握

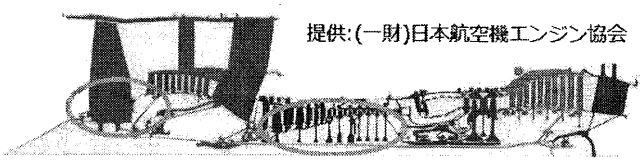


Figure 1.　Rotating cavities of aero-engines [1]

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

するような知見は見られない．そこで本研究では，ステレオ時系列 PIV システムを用い，円筒のキャビティ空間に対して二つの断面の速度場を非定常で取得し，流れ場の把握を行った．回転数や軸流空気の量を調整して計測し，各条件の流れ場の変化についても調査した．また，同等の LES 解析を実施して，数値解析的再現性の確認を行った．

2　回転キャビティ

回転キャビティは，図 2 に示すような，回転軸に対して窪んだ空間のすべての壁面または一部の壁面が回転する場を呼ぶ [9]．流入出が存在する形態の場合，回転軸に平行に流れる空気を Axial throughflow(以下，軸流空気) と呼び，垂直に流入出する空気を Radial throughflow と呼ぶ．回転キャビティの流れ場を特徴づける無次元パラメータを二つ挙げる．

- 回転レイノルズ数 Re_ϕ, 軸流レイノルズ数 Re_z

$$Re_\phi = \frac{\rho \Omega r^2}{\mu} \tag{1}$$

$$Re_z = \frac{2\rho W a}{\mu} \tag{2}$$

ここで，ρ は空気の密度 [kg/m^3]，Ω は回転数 [rad/s]，r はキャビティの半径 [m]，μ は空気の粘性係数 [Pa·s]，W は軸流空気平均速度 [m/s]，a は軸流空気孔の径 [m] である．

- ロスビー数 Ro

$$Ro = \frac{Inertial\ Force}{Coliolis\ Force} = \frac{W}{\Omega a} = \frac{\frac{1}{2} r^2 Re_z}{a^2 Re_\phi} \tag{3}$$

ロスビー数は，慣性力とコリオリ力の比であり，大きいほど回転の運動が支配的な流れ場になり，小さいほど軸流の慣性力の影響が強まる．回転キャビティの分野では，

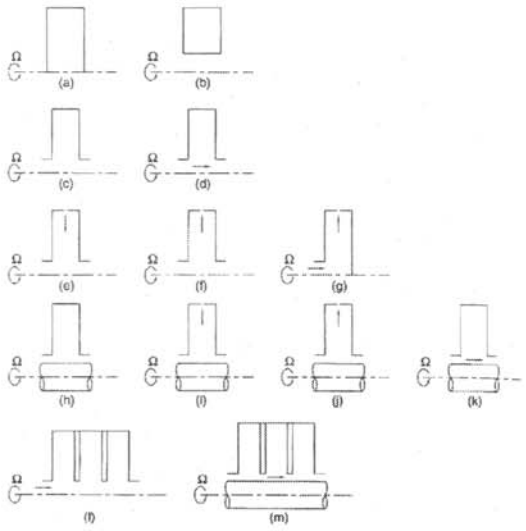


Figure 2.　Types of rotating cavity [9]

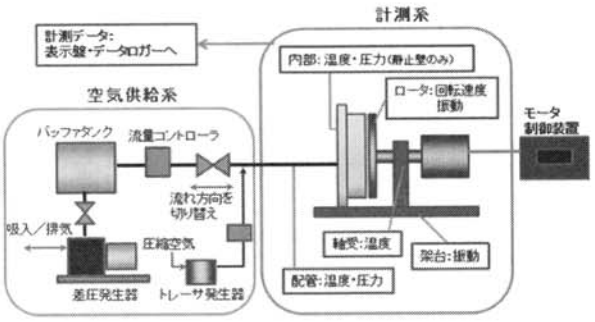


Figure 3.　Experimental apparatus

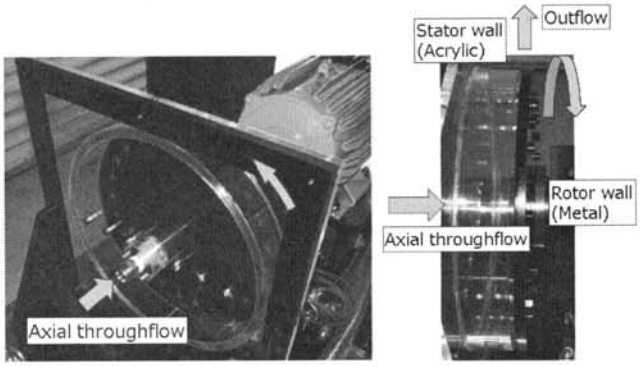


Figure 4.　Rotor-stator cavity test apparatus

式 (3) の右端にある定義式がしばしば用いられ，回転方向の運動と軸方向の運動の比であると理解できる．

3　回転キャビティ試験

3.1　試験装置外観図

図 3 に試験装置の外観図を示す．大きく計測系と空気供給系に分かれている．ローター壁はモーターの回転数を調整して変化させ，軸流空気量は差圧発生器で制御する．PIV 用のトレーサー粒子は空気供給系に接続され，軸流空気と共に入ってくる．

3.2　試験供試体

実際の供試体写真を図 4 に示す．ローターはメタルで製作し，シャフトがモーターに接続されている．ステーターは PIV 光学計測をするためアクリルで製作した．ステーターとローターの間に 5mm のスリットを設け，空気の流入出部となっている．また，ステーター軸中心にある ϕ10 の孔から軸流空気が流入する．キャビティ空間の外径は ϕ300 であり，幅は 52mm である．

3.3　計測方法

回転キャビティ内部の流動を捉えるため，2 つの PIV システムを用いた．2 次元平面に対して面内速度 2 成分を計測する時系列 PIV と 2 次元平面に対して面内および面外の速度 3 成分を計測する時系列ステレオ PIV で

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

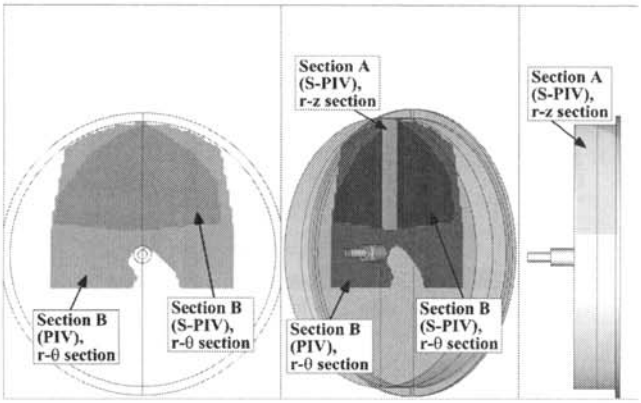


Figure 5. Measurement sections

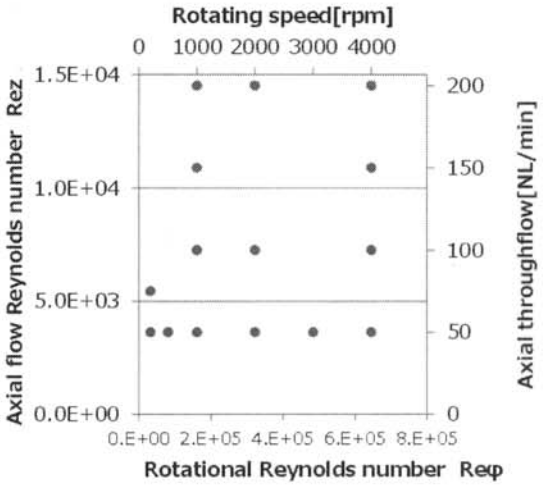


Figure 6. Experimental conditions

ある．トレーサー粒子には，空気の流れに十分追従する直径 1μm のセバシン酸ジエチルヘキシル (DEHS) を用いている．高速度カメラには Photron 社製 FASTCAM SA-5 を用いている．計測面を図 5 に示す．軸対称面を断面 A と呼び，円筒座標系で $r-z$ 断面である．また，円筒を輪切りする断面を断面 B と呼び，$r-\theta$ 断面である．カメラの視野やアクリルによるレーザー光反射等の理由から，キャビティ空間に対して一部の平面が計測領域となっている．また，時系列ステレオ PIV では計測面に対して ±60° の角度からカメラ 2 台で撮影しているため，計測面に対して垂直に撮影している時系列 PIV よりも視野が狭くなっている．断面 B は結果を示す際，直交座標系を用い，$x-y$ 平面とする．なお，PIV 解析には，西華産業株式会社製 Koncerto ver.0.3 を用いた．

3.4 試験条件

ベースの試験条件は，回転数が 4,000rpm で，軸流空気量が 50NL/min であり，一般的な航空機用ジェットエンジン運転条件に対して，式 (1) の回転レイノルズ数

Table 1 Numerical simulation method

計算方法	3次元，圧縮性，粘性流，全面乱流，非定常
計算ソルバ	ANSYS Fluent ver.13.0
基礎方程式	質量，運動量，エネルギ，乱流特性の各保存式
圧力解法	SIMPLEC法
離散化手法	QUICK法
乱流モデル	LES

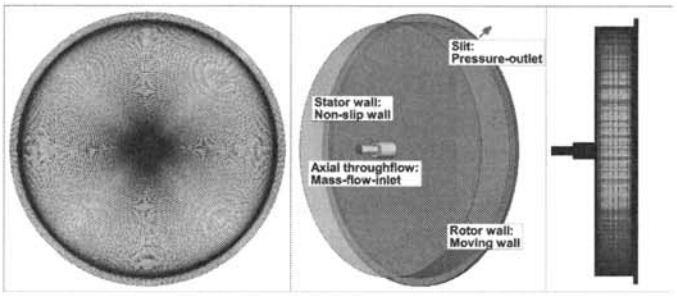


Figure 7. Computational model and mesh

Re_ϕ と式 (3) の Ro を合わせるように回転数，および軸流空気量を決定している．このベース条件に対して，回転数と軸流入空気量を図 6 のような条件で実施し，その時の流れ場の変化を調査した．

4 数値解析

本研究では，複雑な流れになると予想される回転キャビティ内部の数値解析として，過去の研究でも多用されている LES を用いた解析を実施した．ソルバには，ANSYS 社製汎用熱流体解析ソフトの Fluent を用いた．表 1 に解析方法を示す．図 7 に解析の境界条件とメッシュ図を示す．節点数は約 2 千万点である．

5 結果

本章で示す結果図で，v_θ は周方向速度，$v_{fluc.}$ は速度変動，下付きの ave. は平均値，trans. は瞬時値を意味する．ベクトルはすべて面内速度ベクトルである．

5.1 試験条件 (Ro) に対する流れ場の変化

図 6 で示した試験条件のうち，いくつかを抽出し，その可視化画像を図 8 に示す．中央グラフで，横軸は式 (1) の Re_ϕ であり，縦軸は式 (3) の Ro である．トレーサー粒子の拡散状態による濃淡から，流れ構造を把握できる．この結果から，大きく 3 つの流れ場に分類した．

- 高 Ro 条件: Ro が 7.6 以上の条件 (青色領域)
  トレーサーがキャビティ空間にまんべんなく充満しており，トレーサーの濃淡に特徴はない．この流れ場は定常的で軸対称的な流れ場になっていることが推察される．
- 中 Ro 条件: Ro が 5.1 以上 6.3 以下の条件 (ピン

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

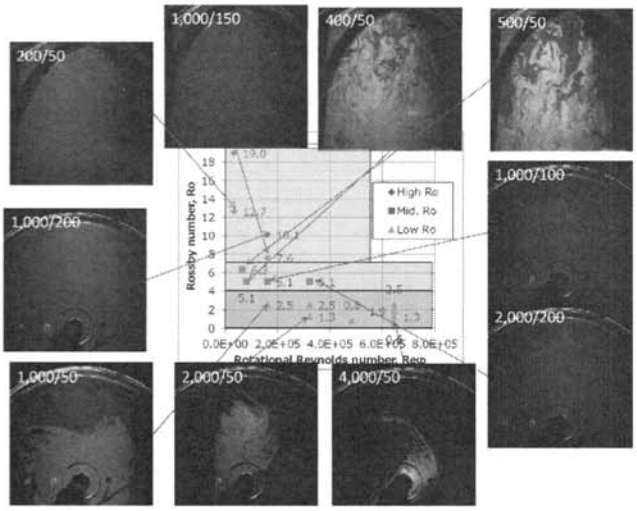


Figure 8. Visualized photographs under various conditions

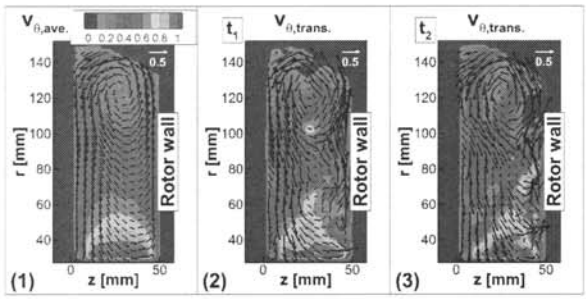
ク色領域)
トレーサーの濃い部分が非構造的に乱れて分布しており，流れが不安定に乱れていると考えられる．

- 低 Ro 条件: Ro が 2.5 以下の条件 (緑色領域)
トレーサーの濃い部分がまとまって形成されており，その領域の形状も構造的になっていることから，流れも規則的で構造的になっていると推察される．

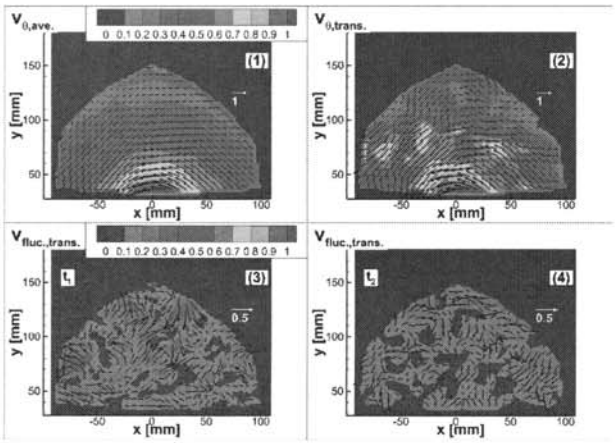
5.2 高 Ro 条件の流れ場

図 9 に回転数 200rpm，軸流空気量 50NL/min の結果を示す．図 9(a) の断面 A で，図中右側がローター壁面である．軸流空気は，ステーター側軸中心からローター壁面に向けて流入するため，流入時には速度の周方向成分はない．流入空気がローター壁に衝突すると，噴流空気はローター壁面を径方向に拡散するが，その時，ローター壁面から受けるせん断応力により徐々に周方向に加速されていく．この条件では，回転数が遅いため，衝突後の径方向の運動量が十分大きく，キャビティ外径側まで到達し，その後ステーター壁面に沿って再び内径側に戻る大きな循環流が確認できる．

また，図 9(b) に断面 B の結果を示すが，(1) の平均面内速度ベクトルより，概ね回転方向の速度が支配的であることが分かる．また，(2) の瞬時速度ベクトルと (1) 平均速度ベクトルとの大きなかい離がない点や，(3,4) の速度変動値 (=瞬時速度-平均速度) が十分小さいことから，流れの 3 次元性や非定常性は小さいということが分かる．高 Ro 条件では，軸流空気による慣性力が大きく，定常的で軸対称的な流れ場になることが分かった．



(a) Section A



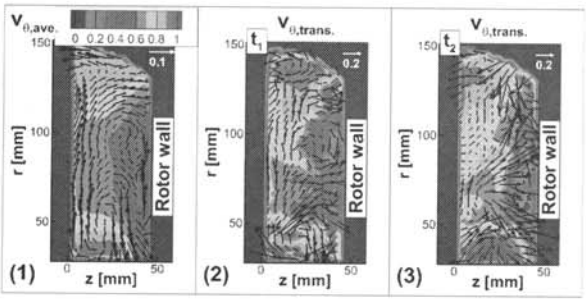
(b) Section B

Figure 9. Results of 200rpm, 50NL/min ($Ro = 12.7$)

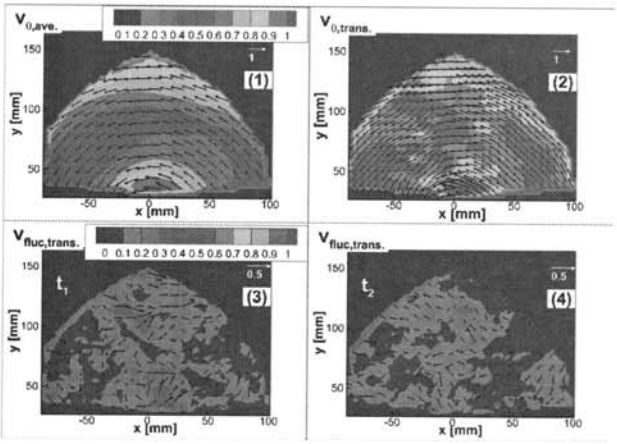
5.3 中 Ro 条件の流れ場

流れの乱れが確認されたケースとして，500rpm, 50NL/min の結果を図 10 に示す．それぞれの結果は，図 9 と同様である．図 10(b)(1) を見ると，図 9(b)(1) よりも外径側の周方向速度が上昇しているが，これはローター回転数が上昇したことにより，周方向の加速が強まったためである．一方，速度変動値は，200rpm, 50NL/min の結果と同様に小さい．断面 A を見ると，図 9(a) では大きな循環流が形成されているのに対して，図 10(a) では，(1) の平均場でも複数の渦の形成が確認でき，また (2,3) の違う時刻の瞬時値ではベクトルの大きさや向きにある程度の変化が見られる．この領域の Ro 条件では，回転数が上昇したことから徐々にコリオリ力の影響が強まったことにより，流れが不安定化したと考えられる．この領域の流れ場は，先述の高 Ro 条件の流れ場と後述の低 Ro 条件での流れ場の間の領域であり，現象が変化する過渡状態に位置するものと考えられる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

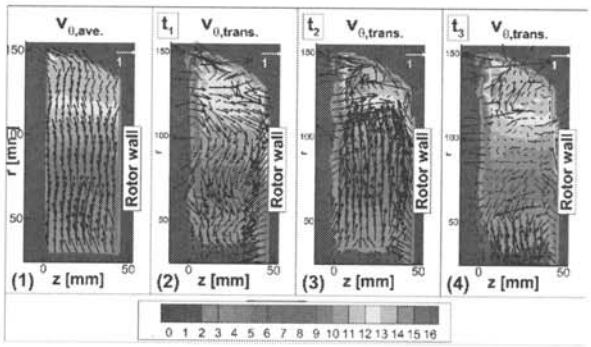


(a) Section A

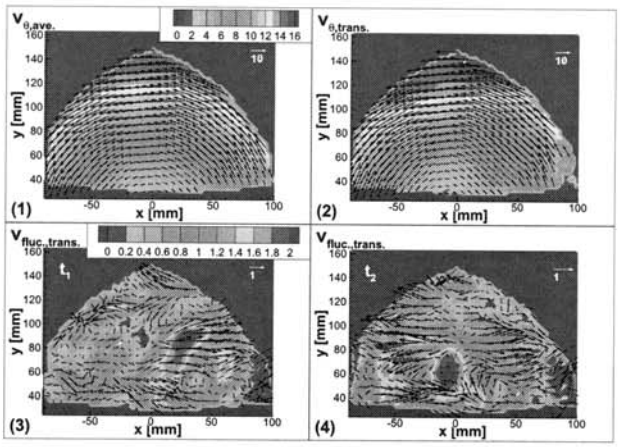


(b) Section B

Figure 10. Results of 500rpm, 50NL/min ($Ro = 5.1$)



(a) Section A



(b) Section B

Figure 11. Results of 4,000rpm, 50NL/min ($Ro = 0.6$)

5.4 低 Ro 条件の流れ場

4,000rpm，50NL/min の条件について，図 9 および図 10 と同じ状態量の結果を図 11 示す．図 11(a) では，(1) 平均値，(2,3,4) 異なる 3 つの時刻での瞬時値を示しているが，時刻 t_1 では，全体的に内径側に向かう流れになっているのに対して，時刻 t_2 では全体的に外径側に向かう流れが見られ，さらに時刻 t_3 では，内径側の流れは内径側に向かい，それ以外の領域ではまとまりのない流れとなっているなど，時刻により大きく流れが変化しているのが分かる．一方，図 11(b) の断面 B の結果を見ると，(1) 平均値，(2) 瞬時値共に周方向に回転する流れが支配的になっている．(3,4)2 つの時刻での速度変動値を見ると，この面内での渦が確認できる．流れ構造を把握するため，断面 B の可視化画像上に速度変動値ベクトルをプロットした図を図 12 に示す．これらの結果を見ると明らかなように，内径側から外径側に伸びてでているトレーサーの濃い領域を節として，$r-\theta$ 断面でいくつかの渦が確認できる．本条件では，円周上に 2 個の渦が

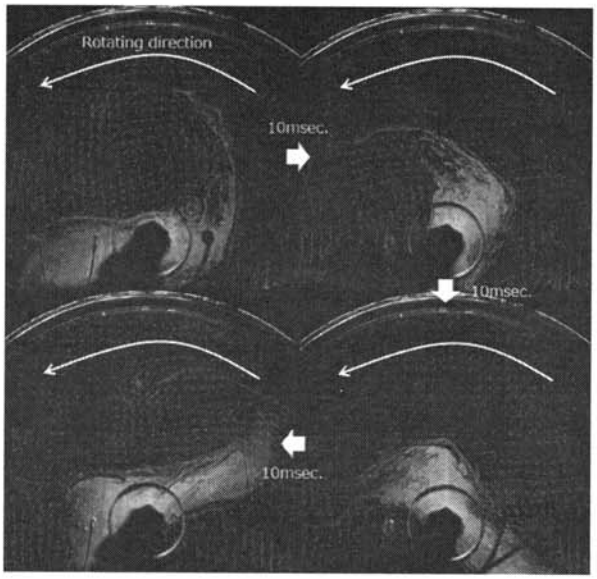


Figure 12. Velocity fluctuation vectors on the visualized photographs for the section B of 4,000rpm, 50NL/min

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

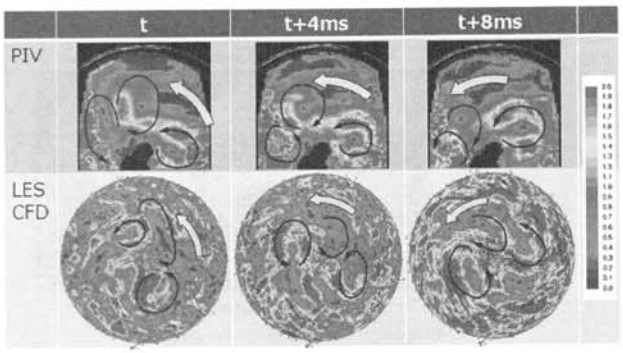


Figure 13. Velocity fluctuation results of LES for 4,000rpm, 50NL/min

確認できた．この渦は，時間の経過と共に，ローター回転方向に回転し，少しずつその形状も変化していくのが分かる．以上より，低 Ro 条件では，3 次元的な渦と，非定常的な流れが発生していることが明らかとなった．

5.5 数値解析結果

ベース条件における解析結果を図 13 に示す．図は，速度変動コンター図に速度変動のベクトルを示したものである．ある時刻から，4msec. ずつ経過した結果を並べているが，前節でも述べたように，ベース条件では，$r-\theta$ 平面内において円周上に 2 個の渦が見られた．解析結果を見ると，図中記した矢印のようにこの渦が確認されており，3 次元的な流れ構造が再現できていることが分かる．また非定常性についても，この渦がローター回転方向に回転していることが両者から確認でき，再現できていることが分かる．

6 まとめ

本研究では，ローター・ステーターが混在する円筒形のキャビティ空間に対して軸流入空気を投入すると共にローターを回転させた流れ場を時系列ステレオ PIV を用いて計測する試験を実施し，流れ場の観察を行った．また，同等の解析を実施し，数値解析的再現性を確認した．結果，以下のことが分かった．

- Ro が高い (回転数が小さいか，軸流空気量が多い) 条件では，概ね軸対称で定常的な流れ場になることが分かった．
- 一方，Ro が低い (回転数が大きいか，軸流空気量が少ない) 条件では，$r-\theta$ 断面において，円周上に複数個の渦が形成されることが分かった．可視化結果を見ると，軸中心付近のまとまった流れ場に対して腕のような外周側に伸びるトレーサーの濃い領域が確認され，それを節として渦の形成が見られた．
- 回転数が高い条件では，3 次元的な渦の発生に加え，これらの渦がローターの回転方向にローター周速以下で回転することが分かった．
- 解析の結果，上記の渦を含む流れの 3 次元性や非定常性を捕えることができ，LES による再現性が確認できた．

謝辞

本研究は，平成 24 年度経済産業省補助事業「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」の一環として実施されたものである．

参考文献

[1] 財団法人　日本航空機エンジン協会　事業概要, 2006

[2] S. Poncet, M. Chauve and R. Schiestel, "Batchelor versus Stewartson flow structures in a rotor-stator cavity with throughflow," *Physics of Fluids*, Vol. 17, 075110, 2005

[3] X. P. Gan and S. A. MacGregor, "Experimental Study of the Flow in the Cavity Between Rotating Disks," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 379-387, 1995

[4] T. GEIS, J. EBNER, S. KIM and S. WITTIG, "Flow Structures Inside a Rotor -Stator Cavity-," *Int. Journal of Rotating Machinery*, Vol. 7, No. 4, pp. 285-300, 2001

[5] D. Bohn, J. Ren and C. Tuemmers, "INVESTIGATION OF THE UNSTABLE FLOW STRUCTURE IN A ROTATING CAVITY," ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90494

[6] P. R. Farthing, C. A. Long, J. M. Owen and J. R. Pincombe, "Rotating Cavity With Axial Throughflow of Cooling Air: Flow Structure," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 237-246, 1992

[7] P. G. Tucker and C. A. Long, "NUMERICAL INVESTIGATION INTO INFLUENCE OF GEOMETRY ON FLOW IN A ROTATING CAVITY WITH AN AXIAL THROUGHFLOW," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, No. 3, pp. 335-344, 1996

[8] E. Severac, S. Poncet, E. Serre and M. Chauve, "Large eddy simulation and measurements of turbulent enclosed rotor-stator flows," *Physics of Fluids*, Vol. 19, 085113, 2007

[9] P. R. N. Childs, "Rotating Flow," ELSEVIER Inc., 2011

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-1

軸流圧縮機に発生するサージサイクルの挙動と非定常内部流れ

*三井　博明，阿部　拓弥，太田　有，大田　英輔（早大）

Behavior of Surge-cycle and Unsteady Internal Flow in an Axial Flow Compressor

*Hiroaki MITSUI, Takuya ABE, Yutaka OHTA and Eisuke OUTA(WASEDA Univ.)

ABSTRACT

The unsteady inner-flow structure of a single-stage axial flow compressor under coexisting condition of surge and rotating stall was experimentally investigated by detailed measurements of inner flow fields using wavelet analyses. The surge cycle was largely influenced by the operating points of the compressor, which means the unsteady structure and the scale of the rotating stall cell may play an important role in determining the cycle. The surge cycle was found to be controlled experimentally by changing the stall cell structure intentionally using a jet injection toward the rotor tip region. Furthermore, unsteady behavior of flow blockage within the rotor cascade was visualized by using the data of detailed flow measurement, and variations of its region during the surge cycle was investigated.

Key words: Axial flow compressor, Surge, Rotating stall, Wavelet analysis, Jet injection, Surge cycle control

1．はじめに

軸流圧縮機を始めとする各種ターボ機械の内部流れは本質的に非定常であり，幾つかの複雑な流体力学的過程に関連している．この中でも特にサージングと旋回失速は，軸流圧縮機に発生する顕著な非定常現象として古くから注目を浴び，多くの研究成果が報告されている[(1)]．

サージングは圧縮機系全体の負性抵抗に起因する自励振動が原因となって発生する軸方向の一次元的な不安定現象であり，固有振動数が小さく，大振幅の圧力・流量変動を伴うことから，global instability とも呼ばれている[(2)(3)]．一方，旋回失速は低流量運転時に翼表面上の局所的な流れの剥離などが原因となって，失速セルと呼ばれる低エネルギー領域が，動翼の半分程度の速度で同一方向に伝播する周方向の不安定現象であり，その特性上，local instability と呼ばれている[(4)(5)]．サージングと旋回失速はその特性や発生機構の違いから，従来は，別々の独立した現象として扱われており，旋回失速とサージングのいずれかへ移行するかは，管路系の幾何的なパラメータとその管路系気体の固有振動数である Helmholtz 共鳴周波数と動翼回転周波数によって決まると考えられてきた．これがいわゆる Greitzer の B 値である[(6)]．軸流圧縮機の場合，実験結果から臨界B値はほぼ0.8であることが報告されており[(3)]，サージングと旋回失速が分類されている．

これに対し，Tryfonidis ら[(7)]および Garnier ら[(8)]は，サージングの予兆現象としての旋回失速の役割を実験および数値的に示した．一方，McCaughan ら[(9)(10)]はサージングと旋回失速の分岐現象の検討を行い，サージングと旋回失速の限界が B 値だけではなく，圧縮機特性や運転点の変化などに依存し，サージングが原因となって旋回失速を誘起する現象や，両者が共存する状態の存在を示した．その後，両者の相互干渉問題や共存系に関する研究は，Greitzer-Moore モデルによる解析へと進展し[(11)(12)]，圧縮機圧力上昇特性(total-to-static)との関連が明らかにされると共に，サージングと旋回失速を予測できる解析手法の提案などが行われている[(13)~(16)]．

しかし，共存状態における圧縮機翼列内の内部流れ構造の観点からサージングと旋回失速の関連性について調査した例は希少であり，未だ不明な点が多く残されている．

そこで，軸流圧縮機の下流側に衝撃波管を接続した段可変軸流圧縮機を用いて，様々なタイプのサージングと旋回失速の共存現象に対し,その非定常特性や内部流れ構造を測定することでサージングと旋回失速の関連性について調査を行った．従来の研究[(17)]より，サージング挙動は圧縮機動作点と失速特性によって複雑に変化し，様々なサイクル挙動を示すことが報告されている．また，サージングと併発して失速セルが動翼列内を旋回する様子も確認されている．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

そこで本研究では，サージサイクル中の圧縮機内部流れ場を詳細に計測し，Wavelet 解析を援用した時間－周波数解析を用いることで，失速セルの挙動や構造がサージサイクルを決定する重要なパラメータになっていることを明らかにした．また，サージングと旋回失速の共存状態下で運転されている圧縮機に対して，動翼先端上流側に噴流を印加することで失速セルの構造を変化させ，サージサイクルを能動的に制御できることを示した．更に，周方向流速の測定結果から失速セルによって形成される動翼流路内ブロッケージの大きさを可視化し，流路ブロッケージの変化がサージサイクルを決定する重要なパラメータになっている可能性を指摘した．

2．実験装置

軸流圧縮機の下流側に容積タンクを備えた衝撃波管を接続した過渡現象試験用圧縮機を設計・製作して試験を行っている．試験装置と主な測定系の概略を Fig.1 に，動静翼の仕様を Table 1 に示す．

供試圧縮機は 3 段まで拡張可能な軸流圧縮機であり，動翼は 12 枚，静翼は 15 枚で，各々設計状態から±30deg の範囲でスタッガ角を自由に設定することが可能である．試験は回転数 12,000min^{-1} で実施し，圧縮機動作点は管路端に設置されたロータリバルブにより設定した．本試験装置の最大の特徴は，圧縮機下流側に直列に配属された容積 0.262m^3 の容積タンクを備えた衝撃波管であり，8 個のスリット(Fig.1 の拡大図参照)を有する中空二重軸によって，圧縮機端のダイアフラムを介して圧縮機出口と接続されている．

また，各段の動翼前縁上ケーシング壁面に周方向 120 度毎配置された圧力変換器の出力波形とその Wavelet 変換を用いて各段の非定常流れ構造を調査している．Wavelet 係数 W は，次式で定義している．

$$W(a,b)=\frac{1}{\sqrt{|a|}}\int_{-\infty}^{\infty} f(t)\cdot\xi\left(\frac{t-b}{a}\right)dt \qquad (1)$$

ここで，$f(t)$は解析対象となる圧力波形であり，a, b はそれぞれ scaling および translation パラメータと呼ばれ，それぞれ周波数と時間に対応している．また，解析関数ξには式(2)に示す Gabor-8 関数を用いている[18]．

$$\xi(t)=\frac{1}{2\sqrt{|\pi\sigma|}}e^{-t^2/\sigma^2}e^{-it},\quad \sigma=8 \qquad (2)$$

3．サージングと旋回失速の共存系

圧縮機端のダイアフラムを閉じた状態での単段圧縮機の基本特性を Fig.2 に黒丸で示す．図中の流量係数ϕおよび全圧上昇係数ψは，断面積平均軸流速 u，全圧上昇 p_t，空気密度ρ,動翼先端速度 U を用いて次式で定義される．

$$\phi=u/U,\qquad \psi=2p_t/\rho U^2 \qquad (3)$$

最高効率点は設計点であるϕ=0.360 であり，Fig.2 に白丸で示す．流量の低下と共にϕ<0.240 で不連続的に失速状態へ突入する．失速状態では，動翼前縁近傍で 1 個の失速セルが動翼の 50～60%の速度で旋回する 1st stall 状態と，動翼列内で全周失速状態となる 2nd stall 状態が発生する．

Table 1 Design features of rotor and stator.

Blade	Stagger angle (at hub)	Stagger angle (at tip)
Rn	30.498 deg	64.061 deg
Sn	16.844 deg	9.9992 deg

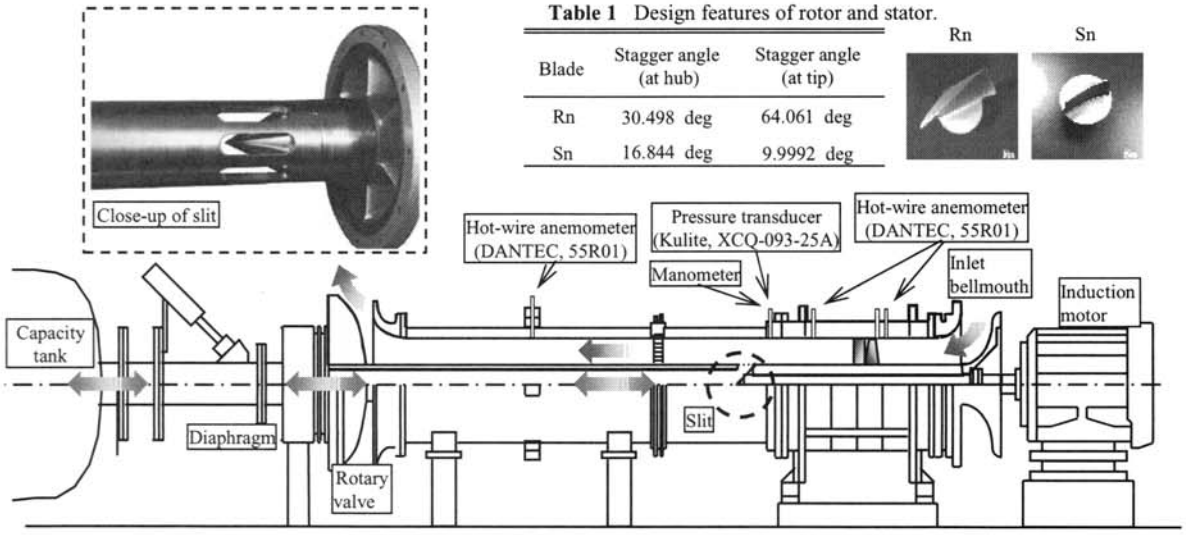


Fig. 1 Experimental apparatus and measuring system.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

さらに，圧縮機後方に設置されたロータリバルブを連続的に閉鎖した際の過渡的な失速特性をFig.2(a)に実線で示しておく．失速過渡特性も圧縮機定常特性と同じ挙動を示すことが確認できる．

圧縮機端のダイアフラムを開放した状態での単段圧縮機の過渡特性を Fig.2(b),(c),(d)に示す．この状態で流量を低下させると，Fig.2(b)に示すように基本特性極大値付近のϕ=0.259 で，安定領域から2nd stall 領域までの大きな圧力・流量変動を伴うLarge cycle surge に突入する．Fig.2(c)に示すようにϕ=0.191 では，Large cycle surge と 1st stall から 2nd stall までの圧力・流量変動を伴う Small cycle surge の 2 種類のサージサイクルが不規則に選択されるIrregular cycle surge が確認され，さらに流量を絞ると，Fig.2(d)に示すようにϕ=0.189 で，Small cycle surge が長時間かけて減衰し，2nd stall 領域で安定作動する，いわゆる Stagnation stall に突入する．

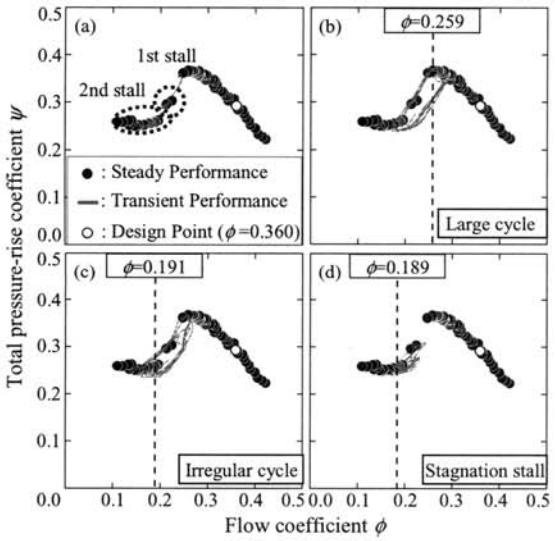


Fig. 2 Unsteady behavior of tested compressor under coexistence state of surge and rotating stall.

このStagnation stallはよくB値が小さい航空用ジェットエンジンなどで観測されると報告されているが[19]，容積タンクが接続されて大きなB値を示す供試圧縮機でも圧縮機動作点，ひいては動翼列内に形成される流路ブロッケージの状態によっても発生することが分かる．

Irregular cycle surge が発生しているとき(ϕ=0.191)の運転点と内部流れ構造の時間変化を Fig.3 に示す．Fig.3 は上から全圧上昇係数ψ，流量係数ϕ，圧縮機Hub 側から 90%スパン位置での動翼前縁前方瞬時無次元周方向流速 V_{cir}/U，この無次元周方向流速のWavelet 変換結果を示している．サージサイクルが不規則に選択される中においても，旋回失速の発生は周方向流速の時間波形およびその Wavelet 変換結果に顕著に現れている(図中，黒丸)．失速セルの旋回は，動翼回転周波数 200Hz の約半分程度であり，その旋回速度はサージサイクルの大きさにあまり依存しない．一方，サージングによる変動は全ての時間領域で確認することができる．この結果から圧縮機内部では，動翼列内で旋回する失速セルの影響と，系全体で発生するサージングの影響が重畳した複雑な内部流れ場が形成されていることが分かる．特にサージサイクルが Small から Large に変化する直前では，失速セルの挙動を示すWavelet 係数の高い領域が複数に分裂して，失速セルを構成している渦のスケールや規模が縮退していることを示している．これは失速セルの発達や減衰によって動翼列内の流路ブロッケージが変化してサージサイクルに影響を与えることを示唆する結果である．

以上の測定結果を基に次のステップでは，失速セルとサージサイクルとの関連性を調査するために，失速セルを能動的に制御してサージサイクルを Small から Large へと変換させることを試みた．

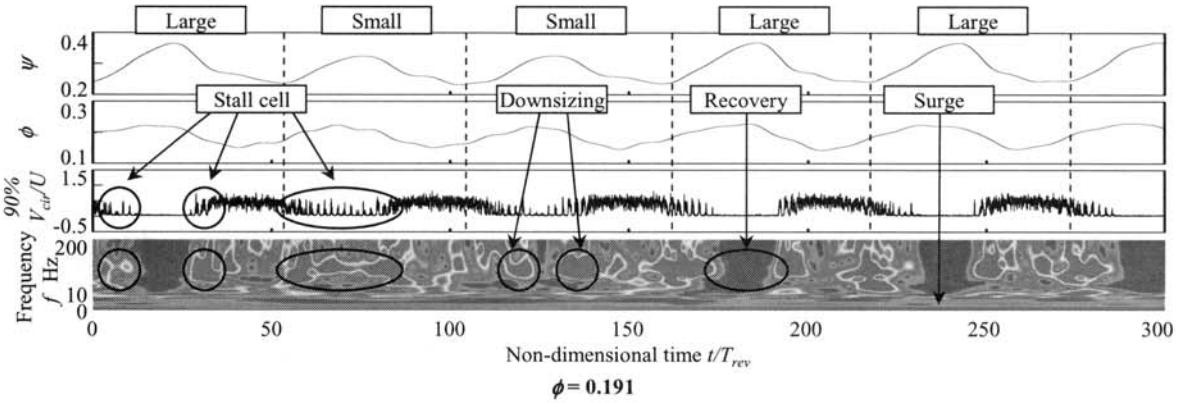


Fig.3 Unsteady inner flow fields under surge and rotating stall.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．サージサイクル制御

旋回失速の発生や成長を能動的に制御して圧縮機の安定運転領域の拡大を指向する研究は数多く実施されているが，その中でも実験装置が比較的単純で有効な成果が期待できる方法として，動翼翼端側に噴流を印加する方法が提案されている[20]．

そこでNon-Recoverable Stallとして知られているStagnation Stallの制御を行うと共に噴流による失速セル，ひいてはサージサイクルへの影響をより明確に調査するために，Fig.4 に示すように動翼 Tip 側上流65.5mmの周方向等間隔6ヶ所からノズル直径 2.3mm の円形噴流を軸方向水平に印加する方法を採用した．

Fig.5 および Fig.6 はϕ=0.189 で圧縮機に Small cycle surge が発生し，その後，動翼上流側に設置したノズルから失速点流量の約 2.4%の噴流を別置外部圧縮機より Tip 側に印加したときの非定常過渡特性，内部流れを表している．この Small cycle surge の状態は時間の経過と共に回復できない Stagnation stall へと突入する．

Fig.6 は上から全圧上昇係数ψ，流量係数ϕ，スパン 90%位置での動翼前方瞬時無次元周方向流速 V_{cir}/U，噴流の on-off を示している．

Fig.6 より①~④を周期的に移動する Small cycle surge が発生している状態に対して無次元時間 t/T_{rev}=0 から噴流の印加を開始して，t/T_{rev}=320 で停止した．噴流を印加すると，翼の失速に起因する周方向流速の乱れは消滅し，失速セルが消滅，あるいは縮退していることが確認できる．過渡的状態を経過すると，Large cycle surge と①③間で失速セルが旋回する共存状態となる．噴流の印加を停止すると，圧力と流量の変動振幅が徐々に減衰して，流速波形に失速による乱れが再び発生して，最初の状態である Small cycle surge へと戻る．

このように翼端側に噴流を印加して失速セルの発生と成長を抑制することで，翼列内の流路ブロッケージを縮小させて変動流量を確保し，サージサイクルを Small から Large へと変化させることができる．これによって，サージングに起因する圧力・流量変動は，圧縮機動翼列内に形成される失速セルの構造や個数，ひいては翼列の失速状況などの内部非定常流れ構造によって大きく影響を受けることを実験的に明らかにすることができた．

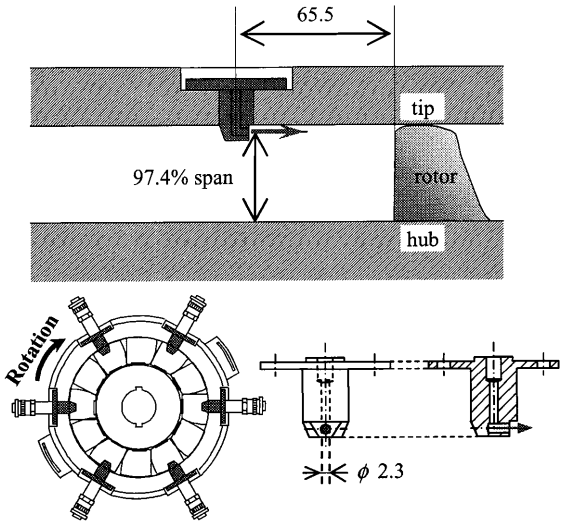


Fig.4 Jet injection system and nozzle geometry.

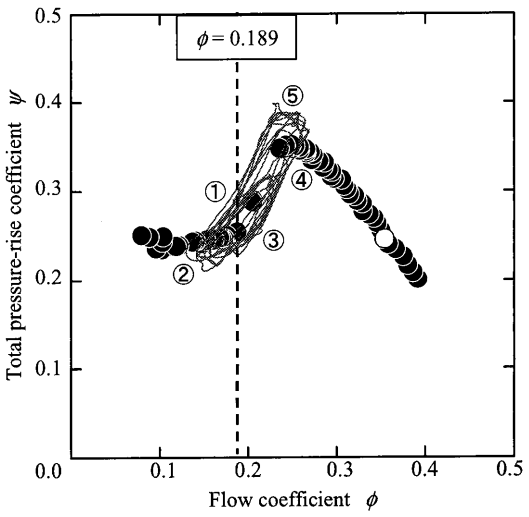


Fig.5 Control of unsteady behavior by jet injection.

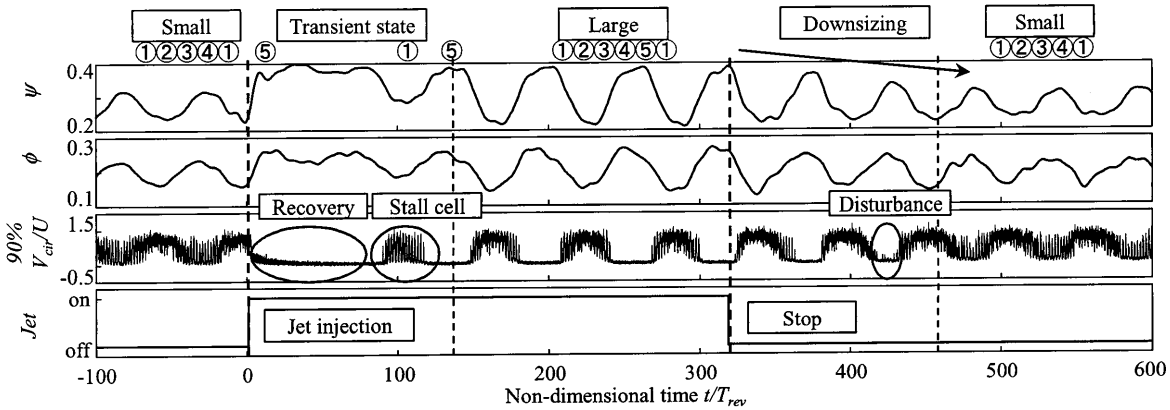


Fig.6 Change of unsteady inner flow field by jet injection.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．サージサイクル中の流路ブロッケージ

旋回失速状態での失速セルの規模やスケールを時間波形から推定する研究は数多く実施されている[4][5]．そこで本研究では，その解析方法を応用し，圧縮機動翼列内に形成される失速セルの構造がサージサイクルに与える影響をより詳細に調査するためにサージサイクル中の失速セル規模の調査を試みた．

Fig.7 はϕ=0.191 で不規則サージが発生しているときの圧縮機圧力上昇特性(total-to-static)である．図中の静圧上昇係数ψ_{static}は次式で定義される．

$$\psi_{static} = \psi - \phi^2 \tag{4}$$

Fig.7 中の A(ψ_{static}=0.29)で示される破線は Large cycle と Small cycle の切り替わりが発生するサージサイクル中の圧力上昇位置を表しており，実験結果から推定した．この切り替わりの運転点は 2nd stall 領域から回復するサージング回復過程中にあることから，回復過程に着目して失速セルの規模調査を行った．回復過程はダイアフラムを閉じた単段圧縮機での実験結果よりϕ=0.22～0.26 とし，その範囲内での失速セルの旋回速度は一定で約 106.5Hz(動翼回転周期の約 52.5%)であった．

Fig.8 は上から静圧上昇係数ψ_{static}，流量係数ϕ，動翼前縁無次元周方向流速 V_{cir}/U を失速セルの伝播速度で無次元化した無次元時間波形であり，回復過程の波形のみを抽出した．特に周方向流速の黒線は翼通過周波数以上の高周波数成分をカットし，灰色線はその上の静圧上昇係数と流量係数同様，サージの周波数の影響のみを取り出した波形である．

この 2 つの波形から Fig.8 のように，灰色線より黒線が上回っている時間，ひいては失速セルがサージサイクルに影響を及ぼしている時間としてΔt_{pass}を定義する．更にこの時間Δt_{pass}を次式のようにセルの通過時間 T_{cell} で無次元化した値を失速セルの周方向の広がり EC と定義する．

$$EC = \Delta t_{pass} / T_{cell} \tag{5}$$

この際の圧縮機運転点は，Fig.8 中のように失速セルによる変動開始時間と終了時間の中間とした．

このように 4 種類のサージサイクルの回復過程(Large-Large, Large-Small, Small-Large, Small-Small)を各々約 10 サイクル分，スパン方向 9 点で計測調査を行い，サージング回復過程での流路ブロッケージを予測した．この流路ブロッケージの面積$A_{blockage}$を動翼前縁での流路面積 A_c で無次元化したブロッケージ率 BR は次式で定義した．

$$BR = A_{blockage} / A_c \tag{6}$$

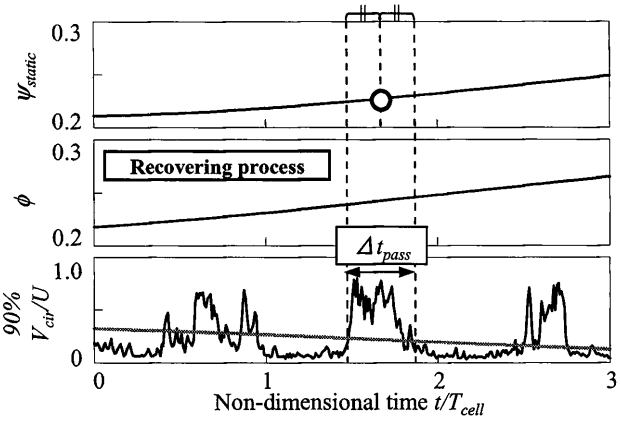


Fig. 8 Definition of extent of stall cell

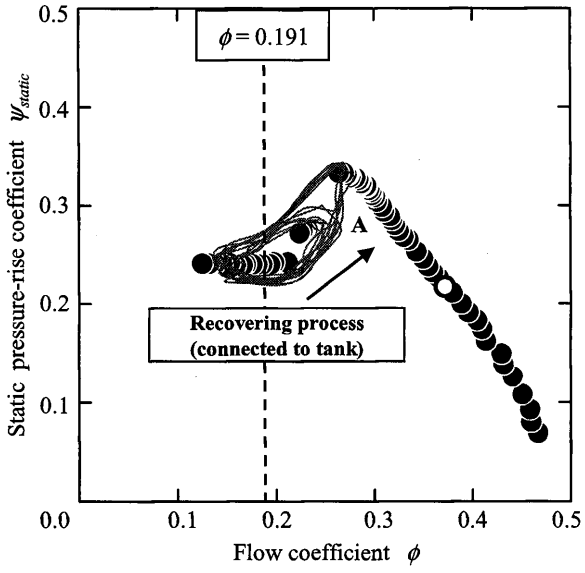


Fig. 7 Total-to-static characteristic during surge cycle.

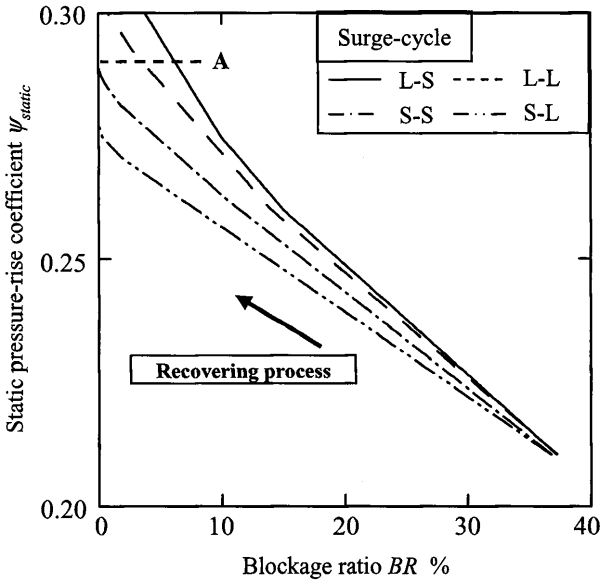


Fig. 9 Flow blockages in various surge cycles.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig.9 は予測したブロッケージ率 BR と静圧上昇係数 ψ_{static} の関係を各サージサイクル毎に表している．この結果より Small cycle surge に移行する際には切り替わりの圧力上昇位置 A で BR は 0 にならず，大きな流路ブロッケージが動翼列内に残存していることが分かる．逆に Large cycle surge に移行するときには，切り替わりの圧力上昇位置 A で流路ブロッケージが消滅している．これは動翼列内流路ブロッケージの変化がサージサイクルを決定する重要なパラメータになっている可能性を示唆している．

6．結言

圧縮機動翼前縁に形成される失速セルによる流路ブロッケージの変化がサージサイクルに与える影響について実験的に調査を行った．特に，サイクルが不規則に選択される流量範囲での非定常挙動に焦点を絞り，以下の知見を得た．

(1)Wavelet 解析を援用した時間－周波数解析を用いることで，圧縮機動翼列内に形成される失速セル，ひいては流路ブロッケージがサージサイクルに与える影響を明らかにした．

(2)圧縮機動翼列内に形成される失速セルによる流路ブロッケージを噴流印加によって制御することでサージサイクルを変化できることを示し，流路ブロッケージがサージサイクルに与える影響を実証した．

(3)サージサイクルの回復過程において，圧縮機周方向流速を詳細に調査することで流路ブロッケージの大きさを定量的に評価し，サージサイクルの切り替わりの一因が動翼列内に形成される流路ブロッケージにあることを示した．

参 考 文 献

1) Emmons, H. W., Pearson, C. E., Grant, H. P.: Compressor Surge and Stall Propagation, Trans. ASME, 77, (1955) p.455.
2) Greitzer, E. M.: Surge and Rotating Stall in Axial Compressors, Part I : Theoretical Compression System Model, Trans. ASME, J. of Eng. For Power, Vol.98, No.2, (1976) p.190.
3) Greitzer, E. M.: Surge and Rotating Stall in Axial Compressors, Part II : Experimental Results and Comparison with Theory, Trans. ASME, J. of Eng. For Power, Vol.98, No.2, (1976) p.199.
4) Cumpsty, N. A. and Greitzer, E. M.: A Simple Model for Compressor Stall Cell Propagation, Trans. ASME, J. of Eng. For Power, Vol.104, (1982) p.170.
5) Day, I. J. and Cumpsty, N. A.: The Measurement and Interpretation of Flow within Rotating Stall Cell in Axial Compressors, J. Mech. Engineering, Sci. IMechE 20-2, Vol.20, No.2, (1978) p.101.
6) Greitzer, E. M.: The Stability of Pumping Systems-1980 Freemen Scholar Lectures, Trans. ASME, J. of Fluids Eng., Vol.103, (1981) p.193.
7) Tryfonidis, M., Etchever, O., Paduano, J. D., Epstein, A. H., Hendrics, G. J.: Prestall Behavior of Several High Speed Compressors, Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol.117, (1995) p62.
8) Garner, V. H., Epstein, A. H., Greitzer, E. M.: Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors, Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol.113, (1991) p.290.
9) McCaughan, F. E.: Application of Bifurcation Theory to Axial Flow Compressor Instability, Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol.111, (1989) p.426.
10) McCaughan, F. E.: Numerical Results for Axial Flow Compressor Instaibility, Trans. ASME, J. of Turbomachinery, Vol.111, (1989) p.434.
11) Moore, F. K., Greitzer, E.M.: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems : Part I-Development of Equations, Trans. ASME, J. of Eng. For Gas Turbines and Power, Vol.108, (1986) p.68.
12) Moore, F. K., Greitzer, E.M.: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems : Part I-Development of Equations, Trans. ASME, J. of Eng. For Gas Turbines and Power, Vol.108, (1986) p.231.
13) 石井博,柏原康成: 軸流圧縮機のサージングと旋回失速に関する研究(第1報，実測のまとめと基本解析手法), 機論(B 編), Vol.54, No.503(1988)p.1669.
14) 石井博,柏原康成: 軸流圧縮機のサージングと旋回失速に関する研究(第 2 報，多段圧縮機の実測のまとめと基本解析手法によるパラメータ計算), 機論(B 編), Vol.58, No.554(1992)p.3081.
15) 石井博,柏原康成: 軸流圧縮機のサージングと旋回失速に関する研究(第 3 報，多段圧縮機に対する解析手法), 機論(B 編), Vol.59, No.560(1993)p.1127.
16) 石井博,柏原康成: 軸流圧縮機のサージングと旋回失速に関する研究(第 4 報，多段翼列に対する解析手法によるパラメータ計算), 機論(B 編), Vol.59, No.568(1993)p.3838.
17) Hara, T., Morita, D., Ohta, Y., Outa, E.: Unsteady Flow Field under Surge and Rotating Stall in a Three-stage Axial Flow Compressor, J. of Thermal Science, Vol.20, No.1(2010)p.6.
18) Chan, Y. T.: Wavelet Basics, Kluwer Academic Pub., (1995)p.23.
19) 山口信行: 軸流圧縮機の失速・サージ概論(第 1 回～第 16 回), ターボ機械, Vol.32 巻, No.2, (2004)p.118.
20) Day. I. J.: Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors, ASME, J. of Turbomachinery, Vol.115, (1993) p40.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-2

着氷現象によるファン動翼性能劣化に関する数値解析

*鎌形　桂太（東理大院），山本　充俊（東理大），賀澤　順一（JAXA），山本　誠（東理大）

Numerical Analysis on Performance of Iced Fan Rotor

*Keita KAMAGATA (Tokyo University of Science), Mitsutoshi YAMAMOTO (Tokyo University of Science), Junichi KAZAWA (JAXA) and Makoto YAMAMOTO (Tokyo University of Science)

ABSTRACT

Icing is the phenomenon that super-cooled water droplets impinge and accrete on a body. Ice accretion on rotor blades or other engine components could block the engine passage causing reduced airflow. It raises performance and safety concerns such as deterioration of fuel consumption efficiency or a compressor stall.

Many studies on aircraft engine icing have been carried out. An experimental testing, however, requires large-scale facilities. Besides, it is difficult to simulate actual icing weather conditions. Therefore, numerical simulations of the ice accretion process have attracted global attention. The current study aims at developing a computational methodology for prediction of icing phenomena on turbo machinery, and clarifying the performance deterioration mechanism due to the icing on the rotor blades.

Key words: Icing, CFD, Jet engine, Axial-fan

1．緒言

着氷現象とは，大気中の過冷却水滴ないし氷粒子が固体に衝突し，固体表面に氷層を形成する現象である。その発生場所は，航空機や風車，電線など多岐に渡る。航空機エンジン内において着氷が生ずると，付着した氷による翼形状変化に起因する空力性能劣化や，エンジン内部流路の狭窄，離脱した氷がエンジンコンポーネントに衝突することによる機械的損失など，深刻な影響を与える事が知られている。しかし，回転部等を含めた，エンジンの包括的な防除氷装置の設置は技術的な困難を伴い，現実的ではない。故に，着氷し難い翼を設計するなど，エンジンの耐着氷性能向上に向けた研究 [1]が行われている。しかしながら，着氷現象は大気水象や気流といった複合的な因子に左右される事から，実験で同現象を再現する事は容易ではなく，大規模な施設と多大な費用を必要とするため，計算機を用いた着氷現象の数値解析に対する期待が高まっている。

一方，宇宙航空研究開発機構 (JAXA)において，CFD プログラムに高度な汎用性と拡張性を持たせる事を目的として，CFD 汎用基盤プログラム UPACS (Unified Platform for Aerospace Computational Simulation)が開発されてきた。本研究では，着氷数値解析コードの実用化・汎用化を目的として，着氷解析コードを UPACS と組み合わせた。この数値解析手法の妥当性を確認するために，NACA0012 翼での着氷実験結果と，新たなコードによる着氷形状との比較を行う。

また，過去のエンジン内着氷に関する研究 [2]は，専ら着氷後の翼ないしエンジンコンポーネント形状の評価に重点が置かれている場合が大半であり，着氷後のエンジン性能変化については，詳細な研究がなされていなかった。本研究では，JAXA 所有の遷音速ファン供試体に対して着氷の数値解析を行い，着氷後の動翼性能を評価する。

2．数値計算手法

本研究では，次の様な手順で解析を行う。

(1) 解析対象周りの流れ場計算を行う。
(2) 解析対象上流から液滴粒子を投入し，軌道計算を行い，対象表面上における液滴衝突特性，すなわち収集効率を得る。
(3) 熱力学計算を行い，対象表面上の氷層厚さを求め，着氷後の形状を得る。
(4) 得られた氷形状に対して格子を再生成し，再度流れ場計算を行う。

2.1 流れ場計算

流れ場は三次元圧縮性乱流場と仮定する。支配方程式には，連続の式，ファーブル平均したナヴィエ・ストークス方程式，エネルギ方程式を用い，乱流モデルには Spalart-Allmaras モデルを採用す

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

る。支配方程式はセル中心有限体積法に基づいて離散化し，対流項にはRoeの近似リーマン解法による二次精度MUSCL法，粘性項には二次精度中心差分法を用いる。解析対象は定常場であるから，時間進行にはMFGS法[3]を利用した一次精度オイラー陰解法を適用する。

2.2 液滴軌道計算

液滴軌道は，翼面における衝突特性（収集効率）を得るために行われる。計算はラグランジュ的手法により行われ，液滴に作用する外力として，流体から受ける定常抗力，回転による慣性力の二つを考慮する。また，液滴は完全な球形で，飛翔中に衝突・変形・合体・分裂は無く，流れ場に影響を及ぼさない (One-way Coupling)と仮定する。

2.3 熱力学及び氷層厚さ計算

熱力学モデルとしてClassic Messingerモデル[4]を採用する。これは，1セルを検査体積とし，同領域における質量及びエネルギバランスを計算する事により，検査体積内に堆積する着氷質量を決定するものである。Classic Messingerモデルでは，検査体積内のエネルギ・質量バランスを表す式から氷結率を得る。それぞれの式を式(1), (2)に示す。

$$E_{im} + E_{in} + q_f = E_{va} + E_{ou} + E_{ac} + q_c \qquad (1)$$

$$m_{im} + m_{in} = m_{va} + m_{ou} + m_{ac} \qquad (2)$$

なお，E は検査体積に対す単位時間のエネルギ，m は質量を表す。添え字の im, in, ou, va, ac は，それぞれ，衝突する液滴，ランバックイン，ランバックアウト，蒸発（昇華），氷結を表している。また，q_f は摩擦によって空気から与えられる熱エネルギ，q_c は空気の対流により失う熱エネルギである。

3．NACA0012翼の実験結果との比較

NACA0012翼への着氷実験結果[5]と，新たなコードによる着氷形状との比較を行う。解析条件として，航空機エンジンの出力損失事象が多く報告されている[6]，-30℃前後の周囲温度における着氷実験結果（表1）を用いる。

Table 1 Icing Experimental Condition on NACA0012

Chord lengh	0.53 m
Angle of Attack	4 deg.
Freestream Velocity	58.1 m/s
Ambient Tempreture	-27.8 ℃
MVD (Mean Volume Diameter)	20 μm
LWC (Liquid Water Content)	1.3 g/m^3
Exposure time	480 s

この気温下では，過冷却水滴は固体表面に衝突直後，瞬時に凍結するため，衝突点付近の固体表面で低密度な氷層が成長する傾向がある。この様な着氷は，一般的に霧氷型着氷 (rime ice)として知られている。

比較結果を図1に示す。数値解析解では，着氷量が過小評価されているが，この理由としては，氷密度の過大評価による氷厚さの減少が考えられる。また，着氷形状の算出に当たって，途中の格子再生成を行っていないため，着氷時間内に生ずるであろう，よどみ点の位置変化等が考慮されておらず，最大着氷位置に差異が生じた可能性がある。しかしながら，この気温で生じやすい霧氷型着氷に特有の氷形状の再現がなされている。そのため，本研究における動翼への着氷による性能劣化の傾向を見るには事足りると考えられる。

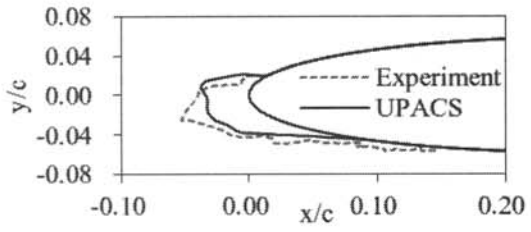


Fig.1 Comparison between Exp. and UPACS

4．ファン動翼における着氷の数値解析

4.1 計算対象及び計算格子

解析対象として，JAXA所有の遷音速ファン供試体[7]（図2）を採用した。この供試体は動翼22枚，静翼58枚から成るが，本研究では動翼のみに対して解析を行う事とし，周期性を考慮して翼1枚で計算を行う。また，計算を簡略化するために翼端隙間は無視する。マルチブロック構造格子法に基づき，計62個のブロックから成る計算格子を用いる。格子点総数は約230万点である。また，本解析では，流れ場には絶対座標系，液滴軌道計算には相対座標系を用いて計算を行う。

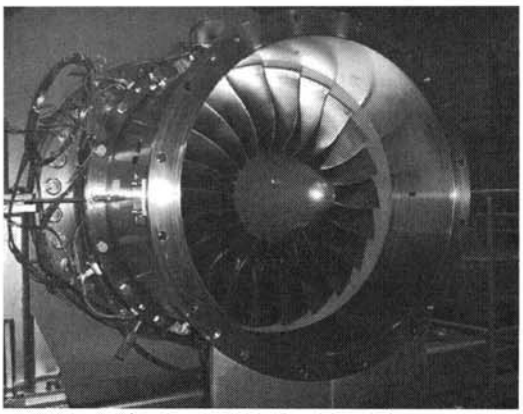


Fig. 2 JAXA Fan Test Rig

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.2 着氷計算条件

流入境界では全圧・全温・流入角を固定し，流出境界では静圧を固定とする。また，翼面は滑無し断熱条件，上下ケーシング面は滑有り断熱条件とし，設計回転数の 70%での運転とした。主な計算条件は表 2 の通りである。

Table 2 Computational Condition

Inlet Total Temperature	[K]	243.15
Inlet Total Pressure	[hPa]	1013.25
Outlet Static Pressure	[hPa]	1030 - 1160
Liquid Water Content	[g/m^3]	1.0
Median Volume Diameter	[μm]	20
Exposure Time	[s]	5.0

着氷に際しては，表 3 に示す 2 点 A，B における流れ場を用いた。各 Case における投入粒子数は 100 万とし，液滴軌道計算及び熱力学計算を行い，当該流れ場における着氷形状を得た。これらの着氷形状に対して再度格子を生成し，同様に性能曲線を求めた。

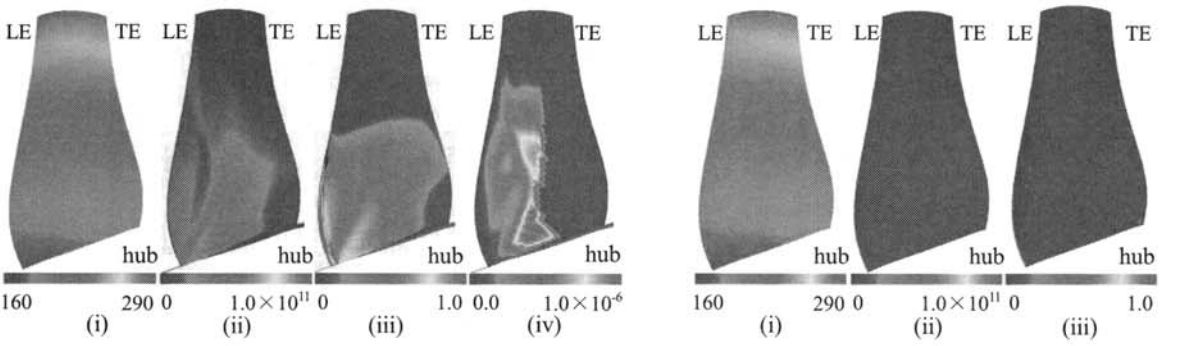
Table 3 Compared Points by Dimensionless Mass Flow Rate

Case A	0.880
Case B (at Best Efficiency Point)	1.00

5．結果及び考察

5.1 着氷形状

各 Case の動翼正圧側表面上における (i)静温，(ii)収集効率，(iii)氷層厚さ，及び (iv)ランバック量 (Case A のみ) を図 3 に示す。また，20%，40%，60%スパンにおける，着氷前の前縁付近における流線・温度場と，着氷後の翼形状を図 4 に示す。



(A) Case A:
(i) Static Temperature [K]; (ii) Collection Efficiency [kg/(s·m^2)];
(iii) Ice Layer Thickness [mm], with Contour Line for 0.5 mm;
(iv) Run-back Mass Flux [kg/(s·m^2)]

(B) Case B:
(i) Static Temperature [K];
(ii) Collection efficiency [kg/(s·m^2)];
(iii) Ice Layer Thickness [mm]

Fig. 3 Values on Pressure-side of The Rotor Blade for Case A and Case B

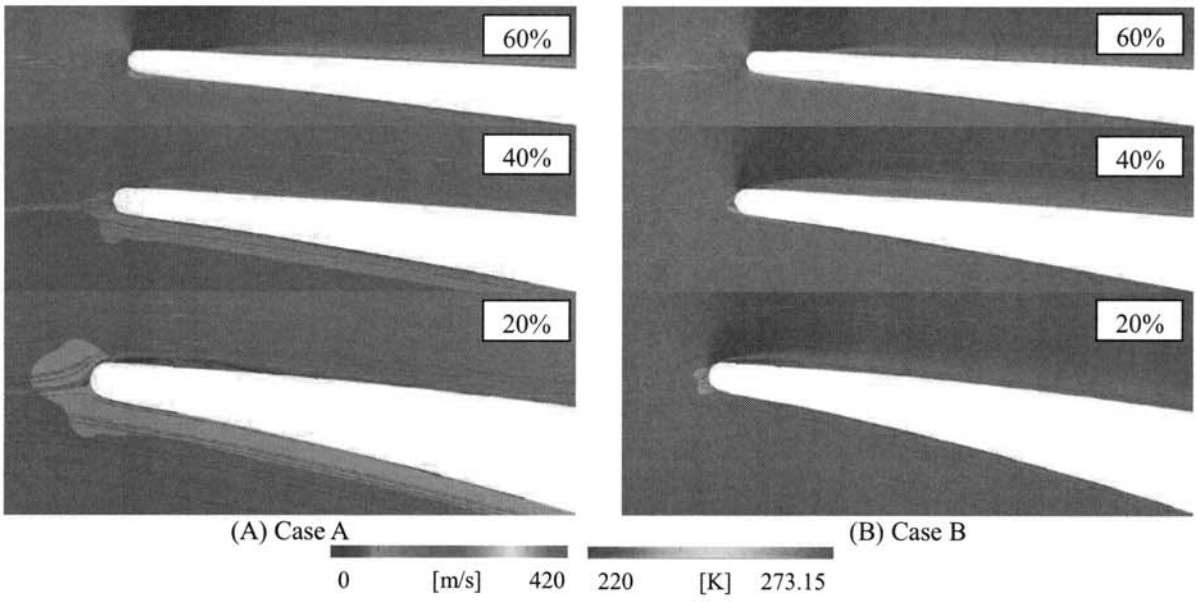


Fig. 4 Streamlines When Icing Occurred and Ice Shape around the Edge at 60%, 40% and 20% span

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

小流量側 Case A では，流れに対する正の迎え角が大きくなり，正圧面における粒子衝突が顕著となる。負圧面における粒子衝突は生じず，最大着氷位置は剥離位置とほぼ一致した。翼キャンバによる凹部は，前面からの影になるため，収集効率は比較的少ない。また，ハブ付近においては衝突液滴が多く，気流と回転による遠心力の影響を受け，アウターケーシングと翼後縁に向けてランバックによる質量輸送が活発となっている事が分かる。これにより，前縁ハブ付け根を頂点として，同付近で三角形状に氷層厚さが増大している事が分かる。最大着氷位置は約 9%スパンであり，同断面における氷形状と，スケールを図 5 に示す。

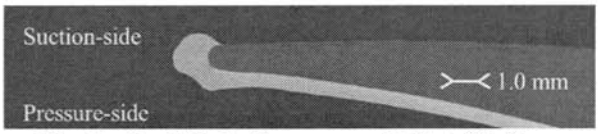


Fig. 5　Iced Blade Shape around LE at 9% Span

最高効率点 Case B では，迎え角が小さかったため，正圧面ないし負圧面における粒子衝突はほとんど生じなかった。これは，翼の入口角と粒子軌道がほぼ一致し，粒子がすり抜けるようにして後方に流れたためと考えられる。翼前縁のよどみ点周辺においてのみ着氷したが，着氷厚さは最大でも 0.6 mm 程度に留まった。

5.2　着氷前後における動翼性能比較

動翼性能の比較に当っては，Case A の状態で着氷した翼型と，Case B の状態で着氷した翼型を用いて，大流量から小流量までの性能曲線をそれぞれ作成した。本解析により得られた，着氷前後の性能曲線を図 7 に示す。ここでは，両 Case の着氷前後において，最高効率点付近の流れ場を検討する。

小流量側 Case A では，着氷による断熱効率及び圧力比の低下は大流量側で顕著となり，断熱効率は最大で約 1.4%，最高効率点付近では 1.0%程低下している。最高効率点における正圧面，負圧面上の流線を図 8 と図 9 にそれぞれ示す。付着した氷によって剥離が促進され，着氷部位において顕著な剥離渦が生成される。この剥離渦と，ハブ付近に付着した氷によって流路が狭まった事により，流量が外周方向へ輸送される。一方，図 10 に示した様に，最大着氷部位で生じた渦によって負圧側下方への質量輸送が生じ，同部位を起点に流れが上下に二分する傾向がある事が分かった。解析区間全域で，正圧・負圧面にて同様な剥離が生じており，Case A における翼性能低下の主な原因となっている。

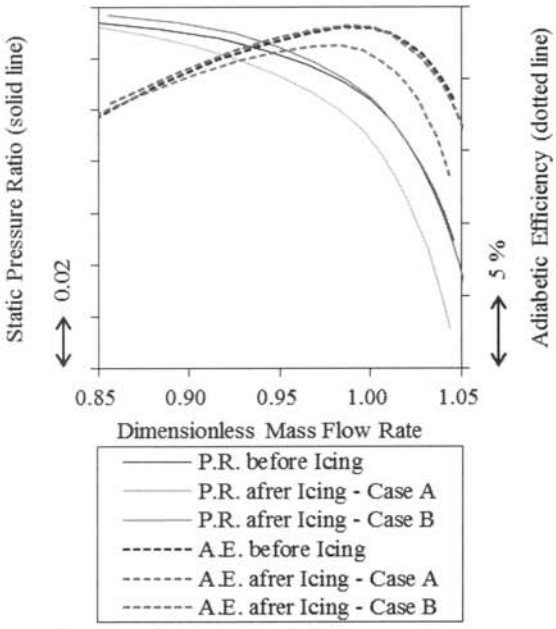


Fig. 7　Compressor Performance Curves

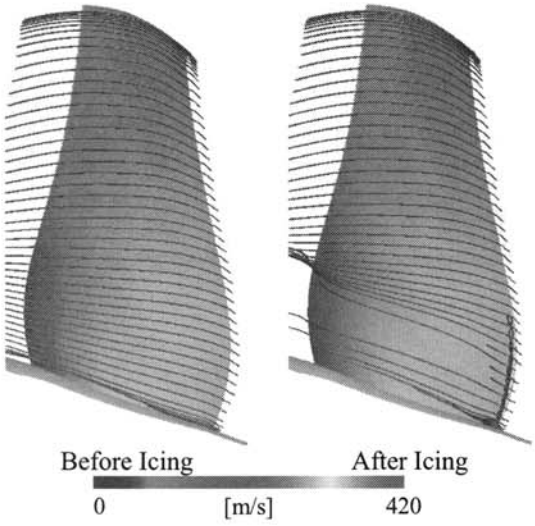


Fig. 8　Streamline on Pressure-side for Case A

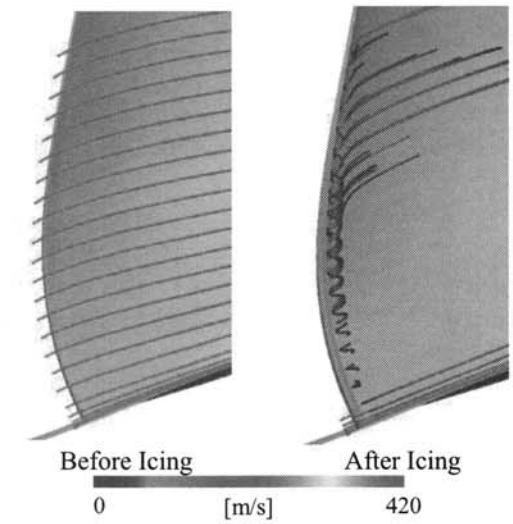


Fig. 9　Streamline on Suction-side for Case A

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

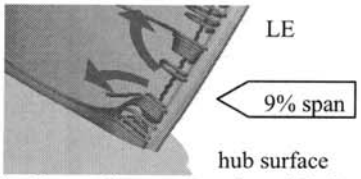
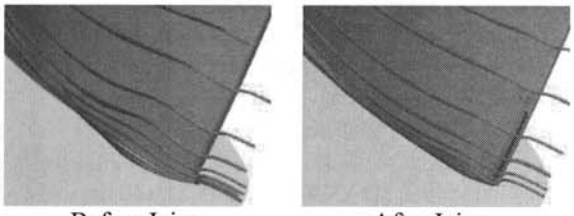
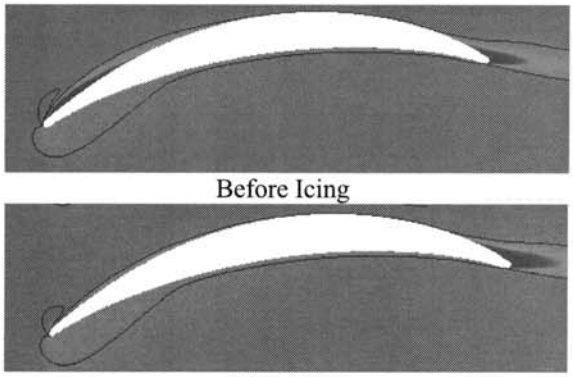


Fig. 10　Streamline on Suction-side for Case A: Characterictic Flow Paths with Red Arrows

最高効率点 Case B は，着氷量が少なかったため，Case A で見られた様な，大規模な剥離渦の生成は確認できず，ミッドスパンより外周側における流れ場は殆ど変化しなかった。一方，図 11 に示すように，ハブ側負圧面においては，氷のすぐ後流に微細な横渦が生成されている事が確認できる。また，ハブ近傍スパン断面における，前縁周りのマッハ数分布を図 12 に示す。着氷後ではハブ付近において剥離が抑制された事が分かる。同図より，着氷位置を起点に乱流境界層への遷移が促進され，剥離が生じにくくなっていることが分かる。これは，高速特性を改善するために航空機主翼上面に設置されるボルテックス・ジェネレータの役割とよく似ている。このような傾向は，最高効率点よりも小流量側で顕著となり，Case B において，断熱効率が僅かながらも上昇した主な原因となっている。


Before Icing　　After Icing
Fig. 11　Streamline on Suction-side for Case B


Before Icing
After Icing
Fig. 12　Mach Number Distribution near the Inner-casing for Case B

次に，各 Case における着氷後の流量増加率を図 13 に示し，動翼後方から見た着氷前後における無次元圧力の差異を図 14 に示す。

小流量側 Case A では，最大着氷位置を起点にして，ハブ側及び，20%から 30%スパンにおいて流量の増大が見られる。これは，最大着氷部位を起点にした渦によって流れが外周側，ハブ側に二分されるためである。

また，全体としてはチップ側における流量が増大している事が分かる。また，25%から 60%スパンに渡って，動翼の直ぐ後方において全圧が低下した領域が確認できる。これは，付着した氷によって大規模な剥離が生じ，動翼後流が厚くなった事によると思われる。

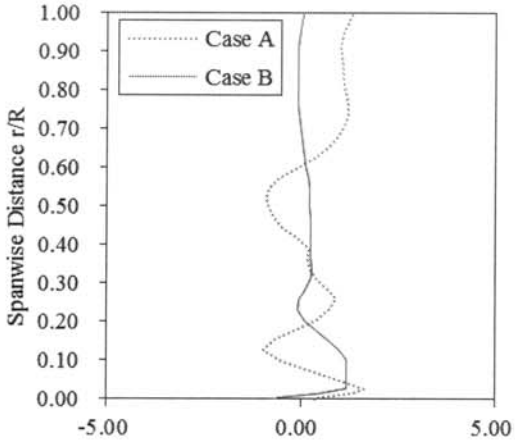


Fig. 13　Change of Mass Flow Rate after Icing [%]

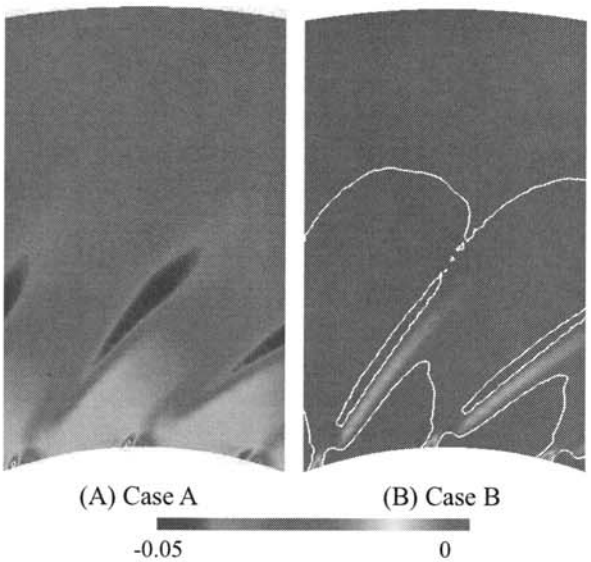


Fig. 14　Dimensionless Total Pressure Difference between before and after Icing: with Contour Line for 0.0

最高効率点 Case B では，30%スパンより外周側における流量の増減は僅かであった。一方，ハブ側において流量が増大したのは，着氷により剥離の発生が抑制され，同領域における翼効率が向上したためだと思われる。全圧低下についても，着

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

氷前後における差異は僅かであった。着氷部位において負圧面側における剥離が抑制され，流れが翼に沿うようになり，転向角が増大した事による動翼後流位置の変化が見られる。着氷により，ハブ付近で全圧が上昇した部分があるが，これは先程述べたように，当該前縁部における剥離が抑制されたため，ハブ近傍の流れが改善したためであると思われる。

6．結言

JAXA で開発された数値解析コード UPACS に着氷コードを組み合わせ，NACA0012 翼の実験結果と解析解を比較した所，本数値解析手法で着氷形状が再現されている事を確認した。同コードを用いて着氷後の動翼性能評価を行った。得られた知見は以下の通りである。

(1) 小流量側で着氷した場合，前縁付近にコブ状の氷が形成され，正圧・負圧面側で剥離が促進され，スパン方向の流量バランスが変化する。これによって，着氷が生じない外周部等でも性能に変化が現れる。また，最大着氷位置を起点に流れが上下に二分される特徴的な傾向が見られた。

(2) 最高効率点付近で着氷した場合，着氷箇所は前縁よどみ点付近に限定され，大規模な剥離渦の生成は見られなかった。一方，ハブ付近では，着氷によって剥離が抑制されており，これによって若干の断熱効率の上昇が見られた。

謝辞

本研究で用いたファン動翼の翼型や試験条件等のデータは，宇宙航空研究開発機構航空本部推進システム研究グループの正木大作氏よりご提供いただいた。ここに感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 松浦大輝，鈴木正也，山本誠，宍戸進一郎，室岡武，宮川浩: 回転座標系における着氷現象の数値モデリング, 第 25 回数値流体力学シンポジウム, (2011)
2) Cristhian,N.Aliaga, Martin,S.Aubé, Guido,S. Baruzzi, Wagdi,G.Habashi: FENSAP-ICE-Unstea-dy: Unified In-Flight Icing Simulation Methodology for Aircraft, Rotorcraft, and Jet Engines, Journal of Aircraft, Vol. 48, (2011)
3) 嶋英志: HSCT 模型の数値解析（その 2），航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム論文集, 航空宇宙技術研究所特別資料 41 号 (NAL SP-41), (1999)
4) Messinger,B.L.: Equilibrium Temperature of an Unheated Icing Surface as a Function of Air Speed, Journal of the Aeronautical Sciences, (1953), pp.29-42.
5) William,B.Wright, R.W.Gent, Didier,Guffond: DRA/NASA/ONERA Collaboration on Icing Research Part 2 Prediction of Airfoil Accretion, NASA Contractor Report 202349, (1997)
6) Jeanne,G.Mason, J.Walter,Strapp, Philip,Chow: The Ice Particle Threat to Engines in Flight, 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, (2006)
7) 正木大作，ニ村尚夫，西澤敏雄: 低騒音ファン（基本型）の設計，宇宙航空研究開発機構研究開発報告 (JAXA-RR-10-002), (2010)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-3

旋回失速の数値解析における流路数の影響
—一般化特性境界条件を用いた解析—

*李　允台（東大院），寺本 進（東大）

Effect of Number of Passages on Simulating Rotating Stall
—Applying the Generalized Characteristic Interface Conditions—

*Yuntae Lee(Univ. Tokyo), Susumu Teramoto(Univ. Tokyo)

ABSTRACT

Unsteady flow phenomenon such as a rotating stall will damage both of performance and service life of axial compressor. Inception of rotating stall is a dynamic process including appearance of pre-stall disturbance, evolvement of disturbances into stall cells, and development of stall cells. In this paper, the onset of short length scale (spike) rotating stall disturbances have been discussed by focusing on radial vortex, shed by separation from the leading edge forms a vortex tube that spans from blade to casing. In order to maintain the special precision at the interface of grid, Generalized Characteristic Interface Conditions (GCIC) was employed.

Key words: Stall, Spike, Interface

1．はじめに

軸流圧縮機において、旋回失速という非定常流動現象が起こることにより圧縮機に流れる流量が減少し翼に掛かる負荷が限界値に至る。この限界状態で流れは急激に崩壊し、圧縮機の圧力仕事や効率の急激な低下に繋がる。

近年の旋回失速に関する研究は失速の発端(Stall Inception) に注目している。失速の発端には圧縮機の周方向に長いスケールのじょう乱によるモーダルタイプ(Modal Type), 動翼の数ピッチ規模の短いスケールのじょう乱によるスパイクタイプ(Spike Type) 、以上２つの種類が報告されている[1]。

今回注目するスパイクタイプのじょう乱は圧縮機の動翼前縁で起こる剥離が隣接翼に伝播し、失速セル(Stall Cell)を伝播させることにより発達していくことが分かっている。しかし、その具体的な発生メカニズムについてはまだ議論が進められており、未だに解明されていない状態である。

近年、スパイクじょう乱の解析において、Radial-Vortex といった渦が注目されている。この Radial-Vortex の存在は Inoue らにより初めて提案されており[2],動翼のスパン方向に沿って付着している竜巻状の渦を意味する。近年の研究において、Radial-Vortex の存在は Furukawa ら[3]、G.Pullan ら[4]による数値解析結果から報告されている。

Radial-Vortex に注目した数値解析を行うために DNS 解析または LES 解析が望ましいが、動翼の数ピッチをまたいで起こるスパイクじょう乱の特性上、解析するときある程度の流路数を確保しないといけないため計算コストの制限がボトルネックとなる。Radial-Vortex は過去の研究[2,3,4]より渦の下端は動翼のスパン面に、上端はケーシング面に付着しているとともに隣接翼に伝播することから壁付近および壁から離れたところまで高精度解像が必要である。また、流路間の Block 境界でのデータの受け渡しの際に空間精度を落とさないことも重要である。

そこで本研究では、スパイクじょう乱の高精度解像の最初段階として、ブロック境界での一般化特性境界条件(Generalized Characteristic Interface Condition, GCIC)[5]を使用した解析を行う。GCIC を使うことにより境界ブロック境界での空間精度を落とさないことができる。

2．一般化特性境界条件(GCIC)

2.1　一般化特性境界条件の意義

近年、DNS や LES などによる高精度解析手法が多く使われており、かつ複雑な形状の解析にマルチブロック法が用いられていることから高精度スキームにおけるブロック間のデータの受け渡し手法についての研究が進められている。Kim らは輸送方程式から特性成分を求め、境界面での特性成分の交換から次のタイムステップにおける境界値を求める特性境界条件(Characteristic Interface

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Condition, CIC)[6]を導出した。しかしCICでは隣接するブロック間の座標定義が一致しないといけないことからTakahiroらはより自由度の高い一般化特性境界条件(GCIC)[5]を導出した。GCICでは隣接するブロック間で計算座標定義が異なる場合でもCICを適用することができる。

2.2 GCIC支配方程式

一般化特性境界条件(GCIC)については参考文献[5]に詳細に記述されており、ここではその概要を簡単に説明する。

一般座標系における三次元Navier-Stokes方程式は以下のように書ける。

$$\frac{\partial \hat{\mathbf{Q}}}{\partial t}+\frac{\partial \hat{\mathbf{E}}}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{\mathbf{F}}}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\mathbf{G}}}{\partial \zeta}=\hat{\mathbf{S}}_{\mathrm{v}} \qquad (1)$$

ここで、

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{Q}}&=\mathbf{Q}/\mathrm{J}\\ \hat{\mathbf{E}}&=\left(\xi_x\mathbf{E}+\xi_y\mathbf{F}+\xi_z\mathbf{G}\right)/\mathrm{J}\\ \hat{\mathbf{F}}&=\left(\eta_x\mathbf{E}+\eta_y\mathbf{F}+\eta_z\mathbf{G}\right)/\mathrm{J}\\ \hat{\mathbf{G}}&=\left(\zeta_x\mathbf{E}+\zeta_y\mathbf{F}+\zeta_z\mathbf{G}\right)/\mathrm{J}\end{aligned} \qquad (2)$$

であり、$\hat{\mathbf{S}}_{\mathrm{v}}$ は粘性項を表す。

次に保存変数 **Q**, 原始変数 **V**, 特性変数 **W**より次の２種類のヤコビアン行列を定義する。

$$\mathbf{P}=\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{V}},\quad \mathbf{S}=\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial \mathbf{W}} \qquad (3)$$

これらを使って式(1)は以下のように書ける。

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t}+\mathbf{PSL}+\mathbf{D}=0 \qquad (4)$$

ただし、

$$\mathbf{L}=\mathrm{J}\mathbf{S}^{-1}\mathbf{P}^{-1}\left\{\frac{\partial \hat{\mathbf{E}}}{\partial \xi}-\left[\mathbf{E}\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\xi_x}{\mathrm{J}}\right)+\mathbf{F}\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\xi_y}{\mathrm{J}}\right)+\mathbf{G}\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\xi_z}{\mathrm{J}}\right)\right]\right\} \qquad (5)$$

$$\mathbf{D}=\mathrm{J}\left\{\frac{\partial \hat{\mathbf{F}}}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\mathbf{G}}}{\partial \zeta}+\left[\mathbf{E}\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\xi_x}{\mathrm{J}}\right)+\mathbf{F}\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\xi_y}{\mathrm{J}}\right)+\mathbf{G}\frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\xi_z}{\mathrm{J}}\right)\right]-\hat{\mathbf{S}}_{\mathrm{v}}\right\}$$

であり、ここではξ方向に関してのみ記述している。

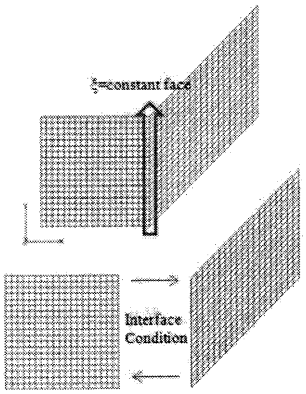


Fig.1　特性境界条件の概念図

Fig.1はある面に対し、違う格子メトリクスを有する２次元格子を示している。$\xi=$ constant面での左右極限におけるメトリクスは一致しないが、境界面における保存変数の左右極限は一致しないといけないことから式(4)は次のように書ける。

$$\left(\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t}\right)^{u}=\left(\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t}\right)^{d}\leftrightarrow \mathbf{P}^{u}\mathbf{S}^{u}\mathbf{L}^{u}+\mathbf{D}^{u}=\mathbf{P}^{d}\mathbf{S}^{d}\mathbf{L}^{d}+\mathbf{D}^{d} \qquad (6)$$

ここで上添字 u と d はそれぞれ境界面における上流、下流を示している。また$\mathbf{P}^{u}=\mathbf{P}^{d}$という条件[5]から式(7)は

$$\mathbf{L}^{u}=\left(\mathbf{S}^{u}\right)^{-1}\left[\mathbf{S}^{d}\mathbf{L}^{d}+\mathbf{P}^{-1}\left(\mathbf{D}^{d}-\mathbf{D}^{u}\right)\right] \qquad (7)$$

$$\mathbf{L}^{d}=\left(\mathbf{S}^{d}\right)^{-1}\left[\mathbf{S}^{u}\mathbf{L}^{u}+\mathbf{P}^{-1}\left(\mathbf{D}^{u}-\mathbf{D}^{d}\right)\right] \qquad (8)$$

と表せる。境界面の反変速度の符号から、隣接ブロックの情報が要らないものについては式(5)から計算し、情報を考慮すべきものについては式(7), (8)から計算する。これらを用いて式(5)は

$$\left(\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t}\right)^{*}=-\mathbf{PSL}^{*}-\mathbf{D} \qquad (9)$$

となり、時間積分を行うことから、次のタイムステップにおける境界面での保存量を求めることが出来る。

３．解析結果

3.1 GCICの検証

GCICの検証を行うため、簡単な格子に渦分布を与えた。その計算格子と結果をFig.2に示す。

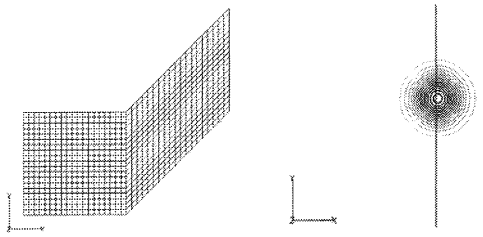


Fig.2　検証用格子(左)と圧力分布(右)

渦分布が境界面を滑らかに通ることが確認出来る。

3.2 GCICの翼周り２次元解析への適用

GCICを２次元翼解析に適用した結果を示す。解析対象となる翼はGE E^3 Rotor Bモデルである。解析手法をTable 1に、解析格子をFig.3に示す。H-O-H形式の格子であり、入り口と出口にH型格子をそれぞれ115×67点、翼周りにO型格子を293×140点、総格子点数は約70000点である。動翼の前縁と後縁にはそれぞれ約20点ずつ使っている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 1　解析手法

支配方程式	圧縮性 RANS 方程式
空間差分	SHUS+MUSCL
時間積分	LU-ADI 陰解法

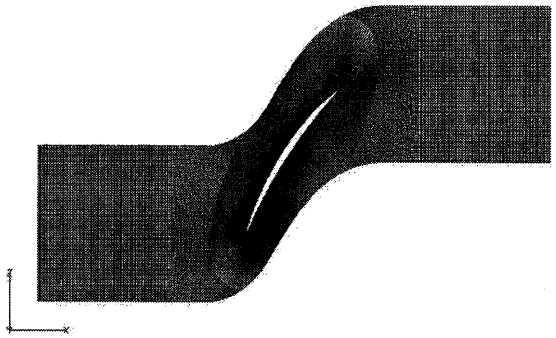
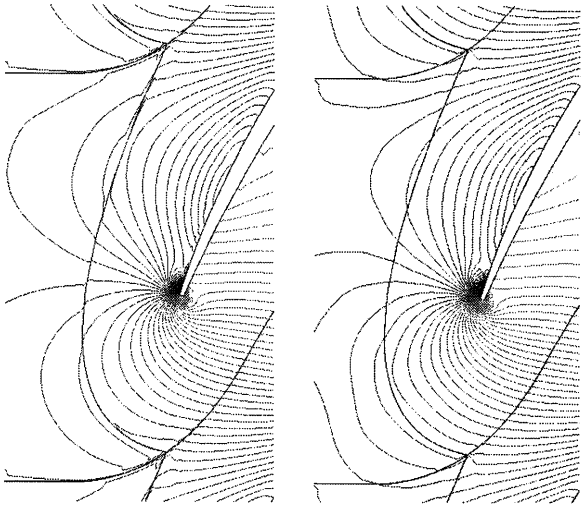


Fig.3　解析格子(GE E^3 Rotor B)

Fig.4 に 2 種類の境界条件を使った解析結果を示す。(a)では境界面周りの情報を平均した条件を使用し、(b)では GCIC を使用した。



(a)　　(b)

Fig.4　翼前縁圧力分布 : (a)境界値平均、(b)GCIC

境界値を平均した結果より GCIC を適用した分布の方が境界面の近い場所でのより滑らかな圧力勾配を示している。しかし計算格子のブロックが 4 つ重なる計算点では完全に滑らかだとは言えない。境界面での時間積分は重なった面の数分行われるため境界面が 2 つ以上になると 1 タイムステップに 2 回以上時間積分が行われることになる。従って今回の解析では多重点周りにおいては原始変数の平均を行った。多重点周りの処理については工夫する必要があると考えられる。

4. 結論

旋回失速の原因となるスパイクじょう乱の高解像解析のために、その最初段階としてブロック境界で空間精度を落とさないように特性境界条件(GCIC)を用いた解析を行った。単純な 2 次元格子に渦分布を与えた場合には渦が滑らかに通ることが確認できた。翼周りの流れについては、GCIC を使った方法と計算点周りのデータの平均を使った方法の比較を行った。GCIC の方が平均した方より滑らかな分布を示したが、多重点周りについては GCIC を適用出来ず平均を使ったため、正しくない分布が見られた。多重点周りの GCIC 処理について対策が必要とされている。

これから GCIC を使用した高解像解析を用いてスパイクじょう乱および Radial-Vortex の LES 解析に進みたいと考えている。

参 考 文 献

1) Day,I.J., "Stall Inception in Axial Flow Compressors" ASME Journal of Turbomachinery (1993)
2) Inoue. M., Kuromaru. M., Tanino. T., and Furukawa. M., "Propagation of Multiple Short-Length-Scale Stall Cells in an Axial Compressor Rotor" ASME Journal of Turbomachinery(2000)
3) Masato Furukawa et al., "An Explanation for Flow Features of Spike-Type Stall Inception in an Axial Compressor Rotor" ASME Turbo Expo 2012
4) G..Pullan, A.M. Young, Day.I.J., E.M.Greitzer, Z.S. Spakovszky., "Origins and Structure of Spike-Type Rotating Stall" ASME Turbo Expo 2012
5) Takahiro Sumi, Takuji Korotaki, Jun Hiyama "Generalized Characteristic Interface Conditions for High Order Multi Block Computation" International Journal of Computational Fluid Dynamics(2007)
6) Jae Wook Kim., Duck Joo Lee., "Characteristic Interface Conditions for Multiblock High-Order Computation on Singular Structured Grid" AIAA Journal(2003)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-4

高湿分空気利用ガスタービンの圧縮機翼における液滴挙動に関する実験

*須山　博貴（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋，鵜沢　聖治，井上　智博（東大），
高橋　康雄，武田　洋樹（日立製作所）

Experiment on Droplets Movement around Blade in Humid Air Flow

*Hiroki SUYAMA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO, Seiji UZAWA, Chihiro INOUE(Univ. of Tokyo),
Yasuo TAKAHASHI, Hiroki TAKEDA(Hitachi)

ABSTRACT

The power output of gas turbine decreases during summer season because of low air density and high ambient temperature. Inlet over-fogging has a significant effect on increasing power output, and is installed on AHAT (Advanced Humid Air Turbine) system. Though verification of the system has been carried out so far, the basic knowledge such as droplets movement and distribution in the compressor has not been clarified yet. In the present study, a new wind tunnel with transparent walls was built to investigate the droplet behavior. Spray nozzles and test blade are attached inside the tunnel. A new method for measurement of droplet mass flow distribution has been developed. Flow visualization was also performed to detect droplet movement around the blade surface and its trailing edge.

Key words: Gas Turbine, Humid Air Turbine, Compressor, Fogging, Droplet

1. 緒言

ガスタービンは大気の温度が高くなると，高温空気を圧縮することになり圧縮機動力が増加し，さらに吸入空気が希薄になるため質量流量が減少してタービン出力が低下する。そのため，夏場の電力需要が増加する時期に発電用ガスタービンの出力が低下するという問題がある。

出力低下の効果的な対策の一つとして，圧縮機の上流で飽和量以上の水を噴霧する過飽和吸気噴霧が挙げられる。これにより圧縮機入口までに水が蒸発することによる吸気冷却と，蒸発しきれなかった水が圧縮機内部で蒸発することによる中間冷却の効果が生まれ，圧縮機動力が低減される。さらに作動流体に水蒸気が加わることによる作動流体の質量流量及び比熱の増加によりタービン出力が増加し，サイクル全体の出力が増加する[1]。

過飽和吸気噴霧は新発電システムとして開発中の AHAT システム[2]にも利用されており，3MW 級実証機及び 40MW 級試験機においてサイクル全体での効果が確認されている[3),4)]。しかし，噴霧をより効果のあるものにするためには，噴霧が圧力比などの圧縮機性能に及ぼす影響があることから，ノズルより噴霧された液滴の空間的な分布や粒径分布，液滴蒸発による温度変化，圧縮機内における液滴の翼への衝突・付着・飛散などの挙動，作動流体の湿分や液滴の付着が翼の空力性能に及ぼす影響などを知る必要がある。そのため従来，単段軸流低速圧縮試験機に水を噴霧することで圧縮機性能の変化を調べる実験[5)]や，風洞内で水を噴霧し粒径や空気冷却効果を計測する実験[6),7)]，また，試験翼列を設置した風洞内に水を噴霧し，翼周りの液滴粒径や液滴速度を計測する実験[8)]等が行われている。

本研究では噴霧時の翼周りの流れ場や翼に付着した液滴の挙動を明らかにし，また噴霧された液滴の空間分布及び翼に付着する液滴量を計測することを目的として，噴霧風洞を製作した。ここでは噴霧風洞と新たに考案した液滴分布の計測法を紹介するとともに，平板翼に液滴が衝突・付着し飛散する様子をハイスピードカメラで撮影した結果を報告する。

2. 実験概要

2.1 噴霧試験風洞

Fig. 1 に噴霧風洞装置の外観図を示す。本風洞は吸い込み式で，モーターでファンを駆動する。整流器から吸い込まれた空気は内部にハニカムを設置したハニカムダ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

クトと，図示していない圧搾空気・加圧液体配管が接続された噴霧ダクトを経てテストセクションへと至る。テストセクションを通過した気流はドロップレットセパレータにて噴霧された液滴を分離し，ファンを通過したのち，吸音材を内部に設置した排気塔より大気へ放出される。流速はファン直上流の流路開閉弁の開きを調整することで設定する。

噴霧ダクトからテストセクションまでを Fig. 2 に示す。ダクトはテストセクションの片側壁面を除き，可視化のためすべてアクリル製で，断面寸法は 200mm×400mm である。噴霧ダクトは長さ 300mm で，ダクト内に Fig. 3（左上）に示すように，ノズルを最大 7 個取り付けられるノズル取付板を 4 段設置でき，ノズル先端はテストセクション中央から 900mm 上流に位置する。実験に使用する噴霧ノズルは空気と液体を同時に噴射する二流体ノズルである。このノズルは供給する液体と気体の圧力をそれぞれ変えることで噴霧量と噴霧粒径を独立に変えることができる。本実験ではノズルは Fig. 3（右）の①~⑫のいずれかの位置に取り付けた。噴霧ダクト下流には長さ 400mm のアクリルダクト，長さ 700mm のテストセクションダクトと続く。テストセクションには試験翼を取り付けたディスクをはめ込む。ディスクを取り換えることで試験翼の種類及び枚数を変えることができる。以下，座標系はテストセクション中心を原点として Fig. 3（左下）の通りとする。

本研究では液滴が気流に追随する度合いの指標としてストークス数 St，液滴が翼に衝突した際，付着するか跳ね返るかの指標としてウェーバー数 We，翼周りの流れ場の指標としてレイノルズ数 Re を用いた。それぞれの無次元数の定義を式(1)~ 式(3)に示す。但し，U:主流流速，L_C:試験翼コード長（100mm），ρ_w:水の密度，D_w:液滴径，μ_{air}:空気の粘性係数，σ_w:水の表面張力，ν:空気の動粘性係数である。

本実験における実験条件は Table 1 の通りである。

$$St = \frac{(D_w{}^2 \cdot \rho_w)/(18 \cdot \mu_{air})}{L_C/U} \quad (1)$$

$$We = \frac{U^2 \cdot \rho_w \cdot D_w}{\sigma_w} \quad (2)$$

$$Re = \frac{U \cdot L_C}{\nu} \quad (3)$$

2.2 液滴流量計測システム

主流中での液滴分布を知るため，新たに計測方法を考案した。計測システムの概念を Fig. 4 に示す。風洞内に先端外径 ϕ10 の全圧管状のパイプを挿入する。パイプはビニールチューブで試験管に接続され，試験管はバッファータンクを介して真空ポンプに接続される。パイプをトラバースし，各計測点において吸引され試験管にたまった液滴の質量を測ることで液滴分布を計測する。質量計測には電子天秤を使用した。表示精度は 0.01g である。

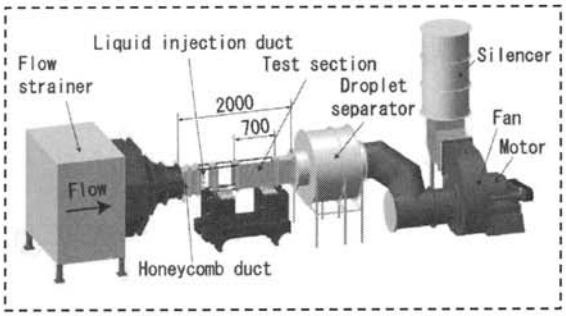


Fig. 1 Experimental apparatus

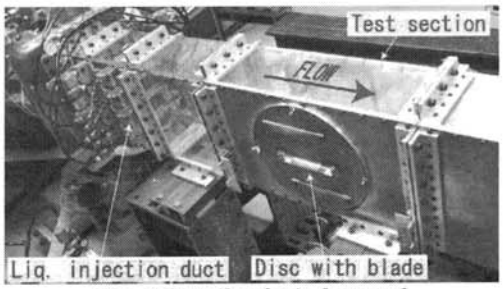


Fig. 2 Details of wind tunnel

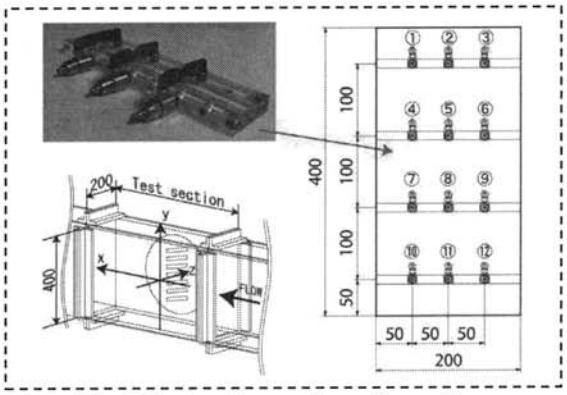


Fig. 3 Test section and nozzle position

Table 1 Experimental conditions

Item	Symbol	Unit	①	②
Velocity	U	m/s	20	40
Diameter	D	μm	25	25
Flow rate of injected Liq.※1,2	$\dot{m}_{liq}$	%	0.20	0.099
Flow rate of injected Air※2,3	$\dot{m}_{air}$	l/hr	100	100
Stokes number	St	—	0.4	0.8
Weber number	We	—	137	550
Reynolds number	Re	—	1.3×10^5	2.7×10^5

※1 主流空気質量流量に対する噴霧液体質量流量の割合を示す
※2 ノズル 1 個当たりの流量を示す
※3 無風条件のカタログ値を示す

Table 2 Experimental equipment of visualization

Equipment	Model
High-speed camera	Photron FASTCAM-APX RS
Illuminant	SUMITA LS-M210

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

バッファータンクはパイプの吸引圧を一定にするため，また試験管内の液滴が真空ポンプ側に吸い込まれても真空ポンプに入れないために設置した。

2.3 可視化実験

噴霧された液滴がどのように翼に衝突・付着して再飛散するかを知るために可視化実験を行った。Fig. 5 に示すように撮影にはハイスピードカメラを用い，光源の当て方は対象物・カメラと一直線上に並ぶバックライトとした。撮影に用いた機材を Table 2 に示す。撮影は 10000fps で行った。

3. 実験結果

3.1 テストセクションにおける流速・乱れ度分布

設定流速を 40m/s とした場合の x=0mm，z=0mm，及び x=0mm，y=0mm における流速と乱れ度（RMS/平均流速）の分布を Fig. 6 に示す。ノズルの取付位置は Fig. 3 の①～⑫であり，Fig. 6 の図中にも示す。計測には熱線流速計を用いた。使用した機器を Table 3 に示す。

Fig. 6 (a)より，y 方向流速分布には 2 段目及び 3 段目のノズルのものと考えられるウェイクが確認でき，流速がノズル中間の下流より約 2m/s 遅い。また，1 段目及び 4 段目のノズルによるウェイクは境界層と一体化している。y=200mm の壁面に近づくに従って流速は全体的に遅くなり，y=100mm では y=-100mm と比べて約 2.0m/s 遅い結果となっている。また，乱れ度は y=170~200，-160~-200mm の領域で壁面に近づくにつれて急激に増大する。

Fig. 6 (b)より，両壁面から 40mm 以内で流速が急激に遅くなっている。また，主流領域では z=0mm から z=60,-60mm に近づくに従って流速が 2.1~3.5m/s 速くなる。一方，乱れ度は壁面から 40mm 以内の領域で壁面に近づくにつれて急激に増大する。

従って，壁面から 40mm 以内は壁面境界層と見なされ，これ以外の領域を主流領域とする。

3.2 液滴流量計測の再現性

実験条件を Table 1 の②とし，噴霧時間 30s，ノズルの取付位置を Fig. 3 の①~⑫とした場合の x=0mm，z=0mm 位置で液滴分布を計測し，再現性を調べた。y 方向の計測位置はノズル同士の間である y=0mm，ちょうどノズルのある y=-50mm，そして境界層内である y=-170mm の 3 か所とした。計測は連続して 10 回行った。得られた結果を Table 4 に示す。

Table 4 よりいずれの計測位置でも標準偏差 σ は 0.02g 以下である。σ=0.02g とすると，y=0mm ではすべての値が平均値 ± σ に収まっているのに対し，y=-50mm では 1 個，y=-170mm では 2 個収まっていない値がある（下線）。このことから，液滴流量が多い領域及び境界層内では計測ごとの液滴回収量のばらつきがや

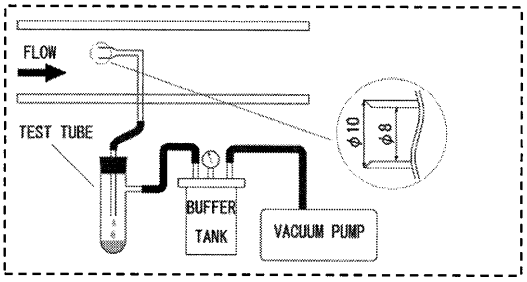


Fig. 4 Schematic of droplet distribution measurement system

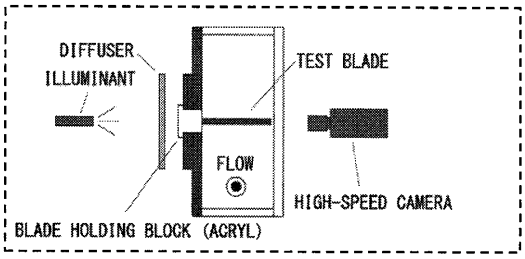
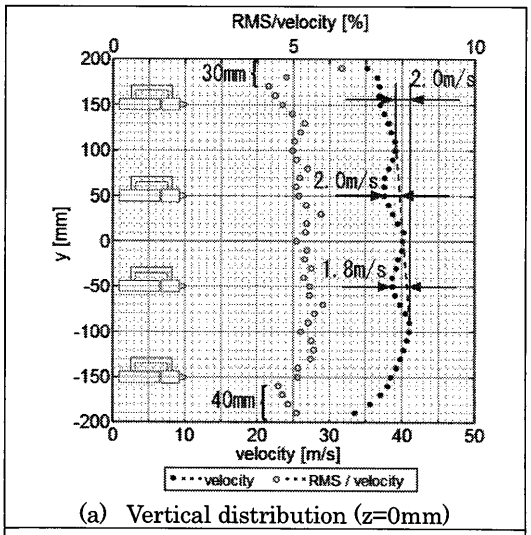
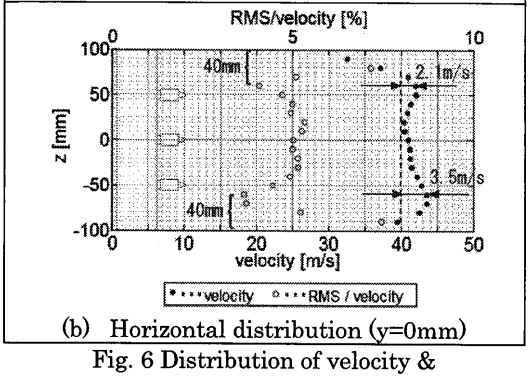


Fig. 5 Schematic of flow visualization



(a) Vertical distribution (z=0mm)



(b) Horizontal distribution (y=0mm)

Fig. 6 Distribution of velocity & turbulence intensity

Table 3 Hot-wire equipment

Equipment	Model
Linearizer	ハヤカワ計測研究所 HC-30
Hotwire probe	KANOMAX 0251R-T5
DAQ	National Instruments USB-6353

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 4 Amount of collected droplet

計測位置	y=0mm	y=-50mm	y=-170mm
1 回目	0.87	0.94	0.85
2 回目	0.86	0.98	0.88
3 回目	0.86	1.00	0.87
4 回目	0.85	0.99	0.88
5 回目	0.88	0.96	0.87
6 回目	0.83	1.00	0.88
7 回目	0.85	0.96	0.91
8 回目	0.86	0.98	0.88
9 回目	0.85	0.97	0.87
10 回目	0.85	0.99	0.88
平均	0.86	0.98	0.88
標準偏差	0.01	0.02	0.01

単位：g

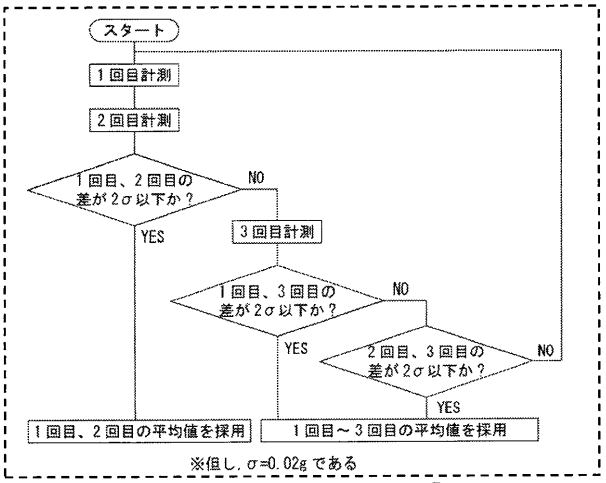


Fig. 7 Flowchart of droplet mass flow rate measurement

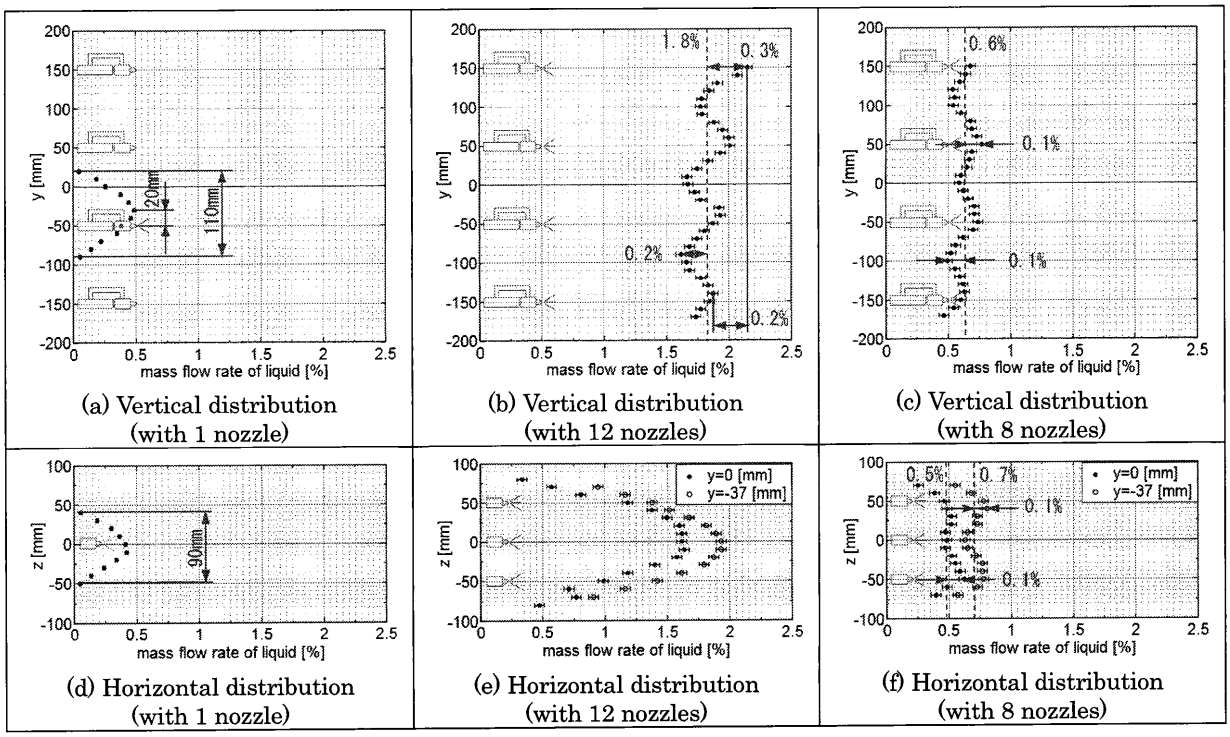
や大きくなることが分かった。

3.3 の噴霧分布計測では計測点が多数になるため，各点ごとに 10 回計測すると計測時間が膨大になる。従って，Fig. 7 に示すように各計測点で最低 2 回計測し，2 回の計測値の差が 2σ より大きい場合に限り 3 回目の計測を行った。これら 2 回または 3 回の計測値の平均を各計測点における液滴流量とする。

3.3 テストセクションにおける液滴分布

実験条件②で，Fig. 3 の⑧の位置だけにノズルを取り付けた場合と，①~⑫に 12 個取り付けた場合，及び①~⑫から各段の中央のノズルだけ取り除いて計 8 個にした場合の 3 ケースで x=0mm における液滴の流量分布を計測した。ノズル 1 個の場合は計測位置が z=0mm, y=-37mm で噴霧時間を 120 秒とした。また，ノズル 12 個と 8 個の場合は，計測位置が z=0mm, y=0,-37mm で，噴霧時間は 30 秒である。それぞれの結果を Fig. 8 に示す。結果は回収した液滴質量を，液滴吸込口の有効領域を 40m/s で流れる空気質量流量で除して無次元化している。吸込口の有効領域については 3.4 節で述べる。図にはノズル位置も示されている。

Fig. 8 (a)，(d)よりノズル 1 個の噴霧分布は y 方向，z 方向ともに放物線状であるが，ピークは z 方向が z=0mm とノズル先端にあるのに対し，y 方向は y=-30mm とノズル先端より 20mm 上方にある。これはノズル取付板の上面には液体供給配管が突き出ているのに対し，下面が平滑であるためノズル取付板後縁で気流が上方に巻き上



(a) Vertical distribution (with 1 nozzle)
(b) Vertical distribution (with 12 nozzles)
(c) Vertical distribution (with 8 nozzles)
(d) Horizontal distribution (with 1 nozzle)
(e) Horizontal distribution (with 12 nozzles)
(f) Horizontal distribution (with 8 nozzles)

Fig. 8 Distribution of droplet mass flow rate

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

げられているためと考えられる。また，噴霧範囲は y 方向に 110mm で，z 方向には 90mm である。

Fig. 8 (b)を見ると，y 方向の液滴分布には各ノズルのものと考えられるピークが 4 か所ある。y=-150~150mm の平均値は 1.8%で，平均値からの差は最大で 0.3%と平均値の 17%である。また，y=-200mm の壁面に近づくにつれて液滴流量は減少し，y=150,-150mm のピークの差は液滴流量で 0.2%である。これはノズルが下の段になるほど圧搾空気及び加圧液体の配管距離が長くなるため，圧力損失が大きくなることが原因と考えられる。

Fig. 8 (e)の結果では，z 方向の液滴分布は y=0,-37mm のいずれにおいても y 方向のような複数のピークは確認できず，z=0mm にピークを一つ持つ放物線状であり，y 方向分布と比較して均一性が大きく損なわれている。

Fig. 8 (c)を見ると Fig. 8 (b)と同様にピークが 4 か所ある。y=-150~150mm の平均値は 0.6%で，平均値からの差は最大で 0.1%と平均値の 17%であり，Fig. 8 (b)と同様である。また，ノズル個数が 12 個から 8 個に減少したため，Fig. 8 (c)のような圧力損失の影響は見られない。

Fig. 8 (f)の結果では，z 方向にピークが 2 か所ある。z=-70~70mm の平均値は y=0mm で 0.5%，y=-37mm で 0.7%で，平均値からの差は z=-50~50mm の範囲では y=0,-37mm のいずれの位置でも最大で 0.1%と平均値に対してそれぞれ 20%及び 14%である。

以上より，ノズル 1 個の噴霧範囲は直径約 100mm であることが分かった。また テストセクションにおける噴霧分布の計測から，現状ではテストセクションで一様な噴霧とはなっていない様子が分かった。噴霧分布の計測方法はほぼ確立されたので，今後は噴霧分布の改善などの検討を行っていく。

3.4 液滴分布計測のパイプ周りの液滴の軌跡

液滴吸込口周りの液滴の軌跡は Fig. 9 に示すようにパイプの中心軸からある距離以上離れると吸い込まれないことが予想される。液滴が吸い込まれる領域を有効領域，その径を D とし，D を以下のように求めた。

Fig. 8 (e)の y=0mm，-37mm における液滴回収量の z 方向分布を放物線で近似すると，z=0mm のピーク値に対する z=-100~100mm の平均値の割合 r はいずれの場合も r=0.66 である。同様のことが Fig. 8 (b)の各計測点すべてに言えるとすると，x=0mm 断面全領域での各計測点における平均液滴回収量 $\bar{m}$ は式(4)で表される。但し，$\overline{m_{z=0}}$ は y=-150~150mm，z=0mm における 1 秒当たりの液滴回収量の平均である。主流空気質量流量に対する液滴の噴霧量は Table 1 より 0.099×12=1.2%であるので式(5)より D=6.7mm と求まる。

$$\bar{m} = r \cdot \overline{m_{z=0}} \tag{4}$$

$$\frac{\bar{m}}{1/4\pi D^2 \cdot U \cdot \rho_{air}} \cdot 100 = 1.2 \tag{5}$$

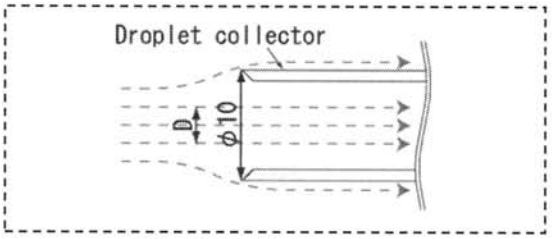


Fig. 9 Droplet tracks

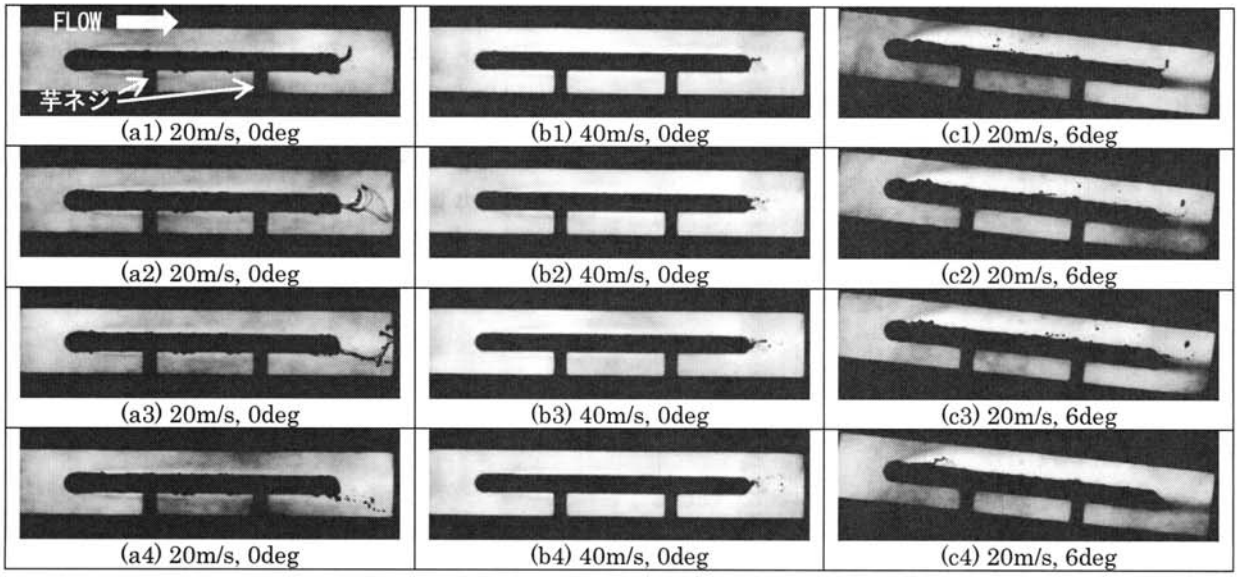


Fig. 10 Pictures of droplet movement

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.5. 可視化結果

実験条件①及び②で，迎角 0 度と 6 度における平板翼周りの液滴の可視化写真を Fig. 10 に示す。平板翼はコード長 100mm，翼厚 6mm である。写真は輝度等を調整している。翼から伸びる 2 本の棒状の影は翼を固定する芋ネジである。バックライトで撮影しているため翼及び液滴は影として映るので，白い部分が主流空気である。

Fig. 10 (a)より主流流速 20m/s の場合は翼後縁の成長した液だまりから液肢が伸び（(a1)），一部が膜状に広がった後（(a2),(a3)），液滴に分裂する（(a4)）。また重力の影響で液だまりは翼下面側に偏り，液肢も翼下面から伸びる。さらに，翼前縁が付着した液だまりができることで膨らんでおり，液だまりから分離した液滴が翼上下面をつたっている。一方，流速 40m/s のときは， Fig. 10 (b)に示されるように，翼後縁の液だまりから液肢は伸びるものの（(b1),(b3)），その長さは(a1)と比較して短く，膜状に広がることなく液滴に分裂する（(b2),(b4)）。液だまりは流速が速いためあまり成長せず，液肢は翼上面からも伸びる。(a)で見られたような液だまりや液滴は見られず，翼型がほぼそのまま影として映っている。Fig. 10 (c)の流速 20m/s で迎角 6 度の場合は，翼後縁から（(c1)）だけでなく，ミッドコード付近（(c2),(c3)）や前縁から（(c4)）も液肢が伸び，液滴が飛散している。後縁から定常的に伸びている影は風洞の手前側壁面に付着した液滴の影である。液だまりは前縁上面に形成されており，液滴も翼上面のみをつたっている。

以上のように，可視化結果から翼面及び後縁近傍における液体の挙動を定性的に観察することができた。

4. 結言

飽和吸気噴霧を行った際の液滴の広がりや，圧縮機内での翼周りの液滴挙動に関する基礎的知見を得ることを目的として，可視化可能な噴霧風洞を製作した。

この風洞を利用して，全圧管状のパイプを用いて液滴を吸引するという新たな液滴分布計測法を考案した。検証の結果，よい再現性が得られた。また，噴霧分布計測によってノズル下流に噴霧のピークが形成される様子が見出された。今後はこの手法を用いて，風洞装置を改良したのち，翼列周りの噴霧分布を詳細に計測していく。

一方，ハイスピードカメラを用いて，バックライトによる平板翼周りの液滴の可視化を行い，翼後縁から流出する液体の挙動を定性的に観察することができた。迎角 0 度で流速が 20m/s から 40m/s になると翼後縁から伸びる液肢の長さが短くなり，翼面上を流れる液滴も少なくなること，また流速 20m/s で迎角が 0 度から 6 度になると翼後縁からだけでなく前縁やミッドコードからも液滴が飛散することなどが見出された。

謝辞

本研究は，経済産業省資源エネルギー庁から，エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表する。

参考文献

1) 宇多村元昭，唐澤英年，竹原勲，堀井信之：水噴霧を利用したガスタービンの出力増加（熱サイクルの理論的検討と検証），日本ガスタービン学会誌，Vol.25，No.98 (1997), pp.95-105.
2) 小金沢知己，高橋徹：特集：ガスタービンサイクル - 源流からフロンティアへ - AHAT－高湿分空気利用サイクル，日本ガスタービン学会誌，Vol.37，No.3 (2009), pp.25-30.
3) 高橋徹，渡邉泰，荒木秀文，江田隆志： 高湿分空気を利用した再生サイクル型ガスタービンシステムの運転試験による特性解析，Journal of Japan society of Energy and Resources, Vol. 32, No. 2, pp.9-15.
4) Yagi, M., Araki, H., Tagawa, H., Koganezawa, T., Myoren, C., Takeda, T.: Progress of the 40MW -class Advanced Humid Air Turbine Tests, Proceedings, ASME Turbo Expo, GT2013-95172, (2013).
5) Roumeliotis I., Mathioudakis K.: Water Injection Effects on Compressor Stage Operation, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, JULY 2007, Vol. 129, pp.778-784.
6) Chaker M. A., Meher-Homji C. B.: Effect of Water Temperature on the Performance of Gas Turbine Inlet Air-fogging Systems, Proceedings, ASME, Turbo Expo, GT2013-95956, (2013).
7) 内田竜朗，大友文雄，福武英紀，伊藤正雄，：吸気加湿冷却によるガスタービン出力の増強，日本機械学会論文集（B 編），79 巻 799 号 (2013), pp.49-53.
8) Urichs E. S.: Experimental Investigations into the Behavior and Influence of Water Droplets in a Compressor Cascade Flow, Dissertation, Helmut Schmidt University, (2007), http://edoc.sub.uni-hamburg.de/hsu/volltexte/2007/1083/

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-5

感圧塗料を用いたねじり振動翼列に生じる非定常空気力の計測

*渡辺浩史(東大院)，渡辺紀徳，姫野武洋，鵜沢聖治，井上智博(東京大学)，
高橋康雄，武田洋樹(日立製作所)

Measurement of Unsteady Aerodynamic Force on Torsional Oscillating Cascade with Pressure-Sensitive Paint

*Hiroshi WATANABE, Toshinori WATANABE, Himeno TAKEHIRO, Seiji UZAWA,
Chihiro INOUE(Univ. of Tokyo), Yasuo TAKAHASHI and Hiroki TAKEDA(Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

In order to take the local flow effect into account for the detailed evaluation of cascade flutter characteristics, the pressure distribution on the entire surface of the blade must be obtained. In the present study, Pressure-Sensitive Paint (PSP) was applied to measure the aerodynamic force working on a linear subsonic cascade with torsional oscillation. The measurement accuracy was validated through the comparison with the traditional measurement using pressure sensors and strain-gauges. The results showed that the present method could be applied for unsteady aerodynamic measurement, though some improvement should be achieved in the quantitative evaluation of fluctuation amplitude.

Key words: Pressure-Sensitive Paint, Cascade Flutter, Unsteady Aerodynamics, Aeroelasticity

1．諸言

近年のガスタービンやジェットエンジンの圧縮機開発においては，さらなる高出力化・高効率化を目指して単段あたりの高負荷化や翼の軽量化が進んでいる。こうした傾向の中では翼の剛性が空力負荷に対して小さくなり，翼列フラッターをはじめとする様々な不安定振動現象が発生する。特に翼列が高負荷時に失速状態と関連して発生するフラッターは失速フラッターと呼ばれ，現在でも現象の理解が十分得られていない現象である。このような高負荷状態はガスタービンの始動から定格作動点への過渡状態や急加速時などの非設計点においても見られ，圧縮機の開発においてはこれら全ての作動領域において失速フラッター発生限界を予測することが望まれる。しかし，境界層の発達や剥離といった粘性の効果が大きく影響する流れで発生する不安定振動のため，実験でも数値解析でも扱いに困難がある。数値解析では計算手法，もしくは乱流モデルや遷移モデルの選択によって得られる非定常空力特性が大きく異なるため，的確なモデルを構築し，数値的な予測をすることが可能となるまでには未だ長い道のりが必要と思われる [1]。一方，実験により翼面の剥離状態や非定常圧力分布の様子を計測し，物理現象を明らかにすることは非常に重要であり，数値解析モデルの高度化にも有用な基盤を与える。

実験で翼列フラッターの非定常空力特性を解明するためには，振動時の翼にかかる非定常空気力を精度よく計測する必要がある。従来から用いられる計測方法としては，翼面上に圧力センサを設置して計測するものや，翼支持部に歪ゲージを貼り付けて計測するものがあるが，翼面上の詳細な流れまで考慮した知見を得るにはそれらの計測法は十分とはいえない。そうした中，圧力分布を計測するツールとして現在注目されているのが感圧塗料(Pressure-Sensitive Paint [PSP])である。感圧塗料とは模型に塗料を塗布し，CCD カメラなどで撮影した画像を処理することで物体表面の圧力分布を知ることができる。効率よく圧力の面分布を計測でき，その計測点の密度も従来の圧力多点計測に比べ遥かに向上させることができる。

本研究では翼列翼の非定常空気力を PSP で計測する手法の確立を目的に，ねじり振動する亜音速翼列を対象として基礎的な検討を行った。振動翼列に PSP 塗布翼を設置し，各翼面上の非定常圧力分布を計測した結果を圧力センサによるデータおよび歪みゲージによる空気力計測の結果と比較して，計測可能性の評価を行った。

2．実験装置

Fig.1 に示すブローダウン式の二次元直線振動翼列風洞を用いて翼列試験を行った。テストセクションに設置している翼列の拡大図を Fig.2 に，翼列主要諸元を Table1 に示す。本研究では一般に高負荷となりやすい圧縮機後段翼列を模擬し，非失速域から失速点近傍にかけて空気力を計測する。翼型には NACA65 を使用し，流入マッハ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

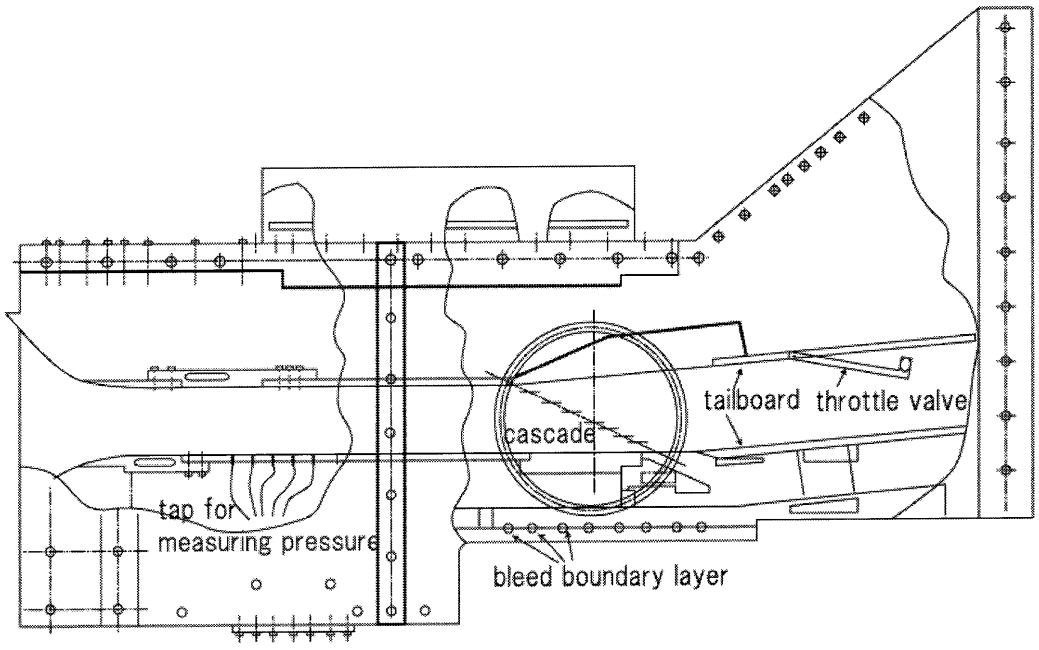


Fig.1 Wind tunnel (Subsonic condition)

数 0.5 の亜音速流れ場にて試験を行う。翼は Fig.2 の形で風洞に取り付ける円盤に片持支持で固定されており，翼列諸元を変化させることなく入射角を変化させることができる。また各翼には便宜的に番号を付けており，中央の 0 番翼のみ強制的にねじり加振を与える。非定常空気力の計測は一翼振動法[2]によって行う。実験は Table2 に示す条件で行い，入射角，加振周波数をパラメータとして変化させた。

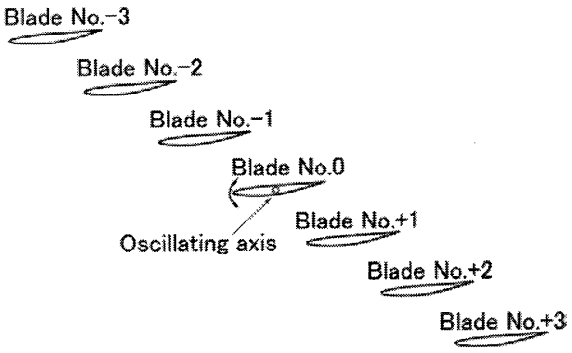


Fig.2 Test compressor cascade

3．計測方法

3.1 感圧塗料計測

感圧塗料は特定の波長により励起され，基底状態に戻る際に励起波長よりも長い波長で発光する。この際に周囲の酸素分子との反応によって発光の明るさが変わることを利用した光化学的圧力センサである。

感圧塗料には温度依存性と時間応答性についての問題がある。温度依存性に関しては，対称性がある計測対象について，対称面を境として感圧塗料と感温塗料で塗り分けて圧力分布及び温度分布を同時に取得する試み[3]や，発光特性の異なる感圧塗料及び感温塗料を混ぜて塗布することで 2 つのデータを同時に取得する手法[4]などが考案され，温度分布から適切な補正を行うことで圧力計測精度の向上が見られている。本研究においては試験翼が十分小さいために翼面上の温度分布も微小であり，大きな誤差を生まないと仮定している。

一方，時間応答性に関しては浅井ら[5]が開発した陽極酸化アルミニウム感圧塗料(AA-PSP)が数 μs オーダーの高い時間応答性を持つことが知られている。本研究では 0 番翼を最大 100Hz で加振している中での非定常計測を行うため，感圧塗料の時間応答性を十分確保する必要がある。ここでは AA-PSP を用いることで，10kHz 程度の

Table1 Test cascade elements

Airfoil	NACA65
Chord [mm]	28.0
Span [mm]	49.5
Pitch [mm]	25.4
Stagger angle [deg]	49.2
Solidity	0.907
Blade thickness ratio	0.1
Tip clearance [mm]	0.5

Table2 Experimental condition

Total pressure [kPa]	110
Total temperature [K]	293
Inlet mach number	0.50
Reynolds number	2.1×10^5
Incidence [deg]	0,5,8,10
Oscillating mode	Torsional mode
Oscillating frequency [Hz]	20,60,100
Reduced fruquency	0.0106,0.0319,0.0532
Amplitude(0-p) [deg]	1.71

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

時間応答性を確保した。

色素にはバソフェンルテニウム$[Ru(dpp)_3]^{2+}$を用いており，励起波長は460nm前後，発光波長は615nm前後となっている。発光強度 I と圧力 P の関係はStern-Volmer 関係式によって記述でき，以下の(1)式が用いられる [6]。本研究においてもこの式で較正を行うこととする。

$$\frac{I_{ref}}{I} = C_0 + C_1 \frac{P}{P_{ref}} \qquad (1)$$

ここで C は実験的に求める較正係数で，添え字の ref とは本実験では無風時(大気圧時)の輝度及び圧力である。

Fig.3 に感圧塗料撮影のシステム概略を示す。メタルハライド光源(Photron HVC-UL)の前にバンドパスフィルタ(朝日分光 透過波長:460±50nm)を設置して励起波長のみ取り出し，PSP からの発光を高速度カメラ(Photron FASTCAM APX-RS, 10bit)でとらえる。カメラ前には，発光波長のみを観察するためにハイパスフィルタ(朝日分光 透過波長:550nm-)を設置している。

3.2 画像処理手法

計測された通風時・無風時の2枚1組の輝度画像から圧力分布を算出するまでの処理手順の概要を Fig.4 に示す。撮影された 2 画像の翼位置のずれは，輝度比$[I_{ref}/I]$分布の算出時に大きな誤差を生む原因となるため，アフィン変換によって翼位置を揃える。また，撮影画像の空間的なノイズ低減のために，3×3 の単純移動平均フィルタをかけている。ここまで処理された 2 画像で除算を行うことで輝度比分布を求める。この結果を翼上下面のミッドスパン位置 11 点で圧力センサにより計測した結果と比較し，較正係数を算出する。求められた較正係数より(1)式によって翼面上圧力分布が得られる。

4．結果および考察

4.1 定常圧力分布

翼を振動させない場合の定常計測については，時間的なノイズの除去のために 1000fps で 1 秒間計測した通風・無風画像をそれぞれ時間平均した後，Fig.4 に示す画像処理を行った。

Fig.5(a),(d)にミッドスパンの圧力係数（Cp）分布について，静圧孔から圧力センサで計測したもの(マーカー点)と感圧塗料計測から得たもの(曲線)を比較した結果を示す。両者ともに静圧孔のある範囲では良い一致を示している。Fig.5(a)の入射角 i が 0° のときは，前縁付近で腹側も背側も圧力は同程度の値を示しているが，入射角を大きくするにつれて腹側，背側ではそれぞれ急激な圧力上昇及び降下が生じ，Fig.5(d)の 8° の場合には腹側前縁は高圧，背側前縁は負圧となる分布となった。

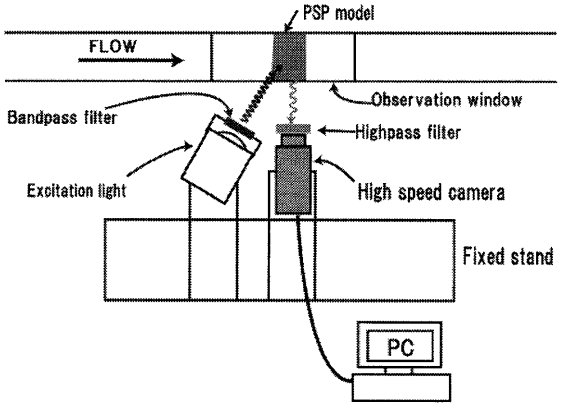


Fig.3 PSP experiment setup

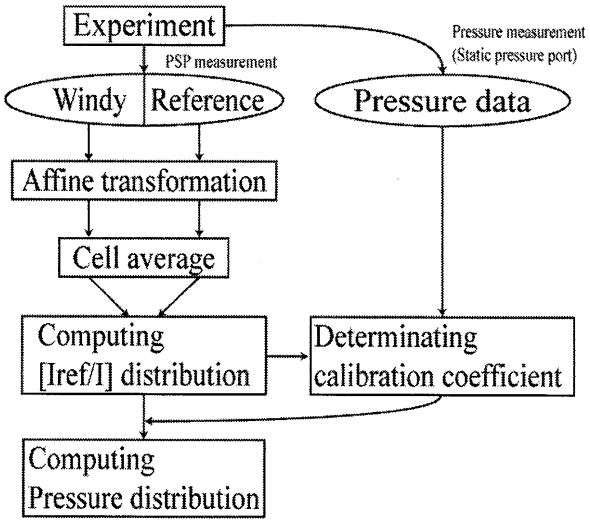


Fig.4 PSP image processing

Fig.5(b),(c),(e),(f)には翼面上の Cp 分布を示す。横軸はコード方向で 0 が翼前縁，縦軸はスパン方向で 0 が翼根となっている。ミッドスパン付近では等圧線のほとんどがスパン方向に平行な向きとなっており，この翼列は二次元性が比較的高いことが確認できる。一方翼端と翼根付近ではその傾向が崩れており，これは風洞壁に発達した境界層の影響や翼端間隙の影響が表れていることが主な原因として考えられる。また，図中で等圧線の間隔が密になっている部分は圧力勾配の大きい領域となっている。何らかの擾乱によって翼周辺の流れが変化した際には，これらの領域において比較的大きな圧力変動が生じ，空気力変動に大きく影響を及ぼすと考えられる。

Fig.6 には圧力の計測結果を面積分し，翼に生じた定常ねじりモーメントを算出した結果を示す。図には翼支持ねじり軸に貼り付けた歪みゲージにより計測したモーメント（SG と表記）も示した。モーメントは頭上げの方向を正とする。両者ともに入射角の増加に伴いねじりモーメント値が線形的に増加し，8° 付近で増加が収まる傾向が捉えられた。モーメントの値は両手法で近い値を示しており，定常計測については十分な精度で感圧塗料による計測が可能であると思われる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

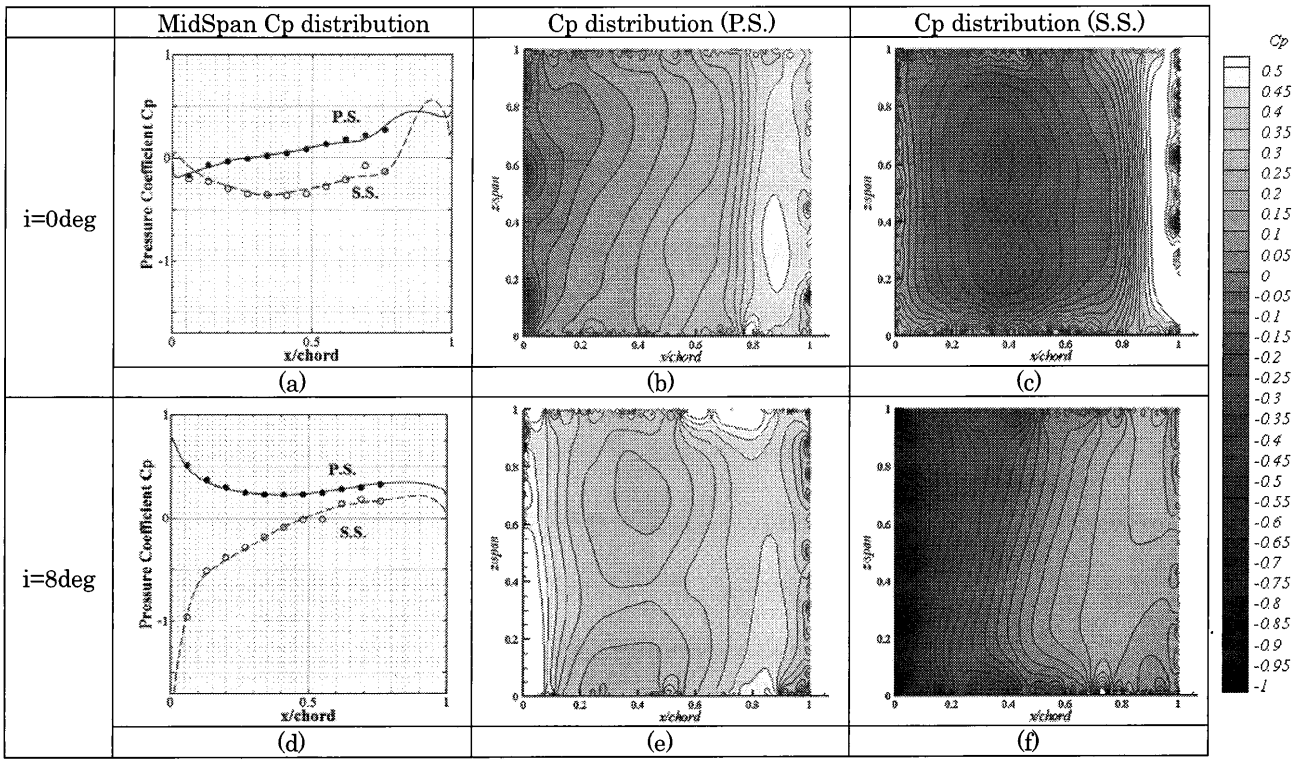


Fig.5 MidSpan pressure distribution (Blade No.0)

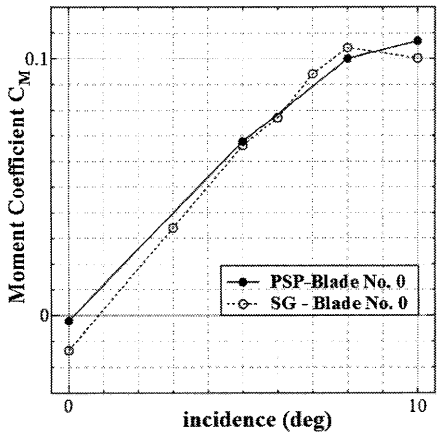


Fig.6 Steady torsional moment coefficient (Blade No.0)

4.2 非定常圧力分布

非定常計測では，翼の加振変位の位相が 0° となった際にカメラに撮影トリガを入力し，1000fps で 1 秒間の撮影を行う。また，無風時にも加振した状態での撮影を同様に行い，通風時・無風時の画像は各位相にて 1 対 1 で対応する形で取得される。これらの画像に対して Fig.4 の処理を行うことで圧力分布の 1 秒間の履歴を得る。

得られた圧力の時間履歴に対して加振周波数におけるフーリエ変換を用いることで変動の加振周波数成分を取り出し，(2)式の変形によって実部及び虚部に分けて非定常圧力分布を表示する。今回は無次元加振周波数が比較的低く，実部分布にのみ有意な変化が現れたため，実部の分布のみを Fig.7(+1 番翼)，Fig.8(0 番翼)に示す。代表して入射角 0° ，加振周波数 20Hz(無次元振動数 k=0.0106)の結果を示している。

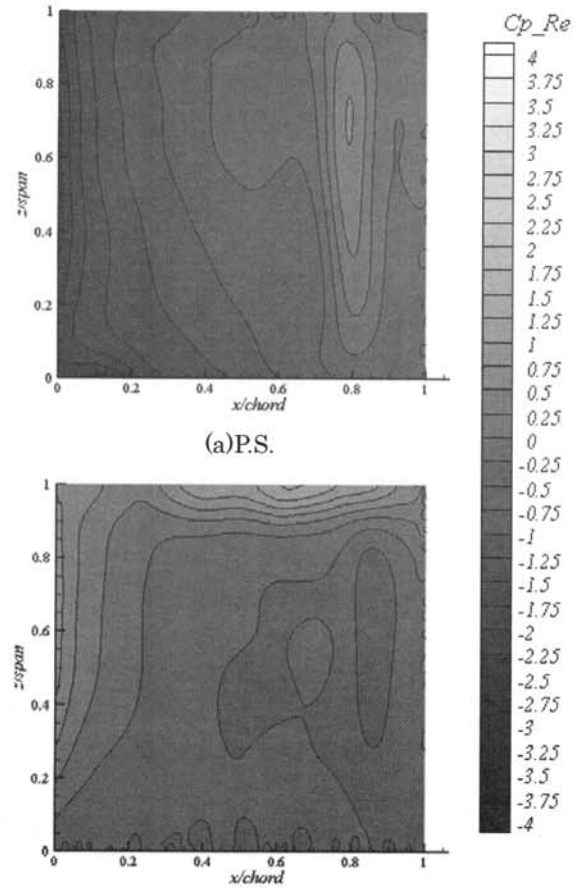
$$Cp(t) = (Cp_{Re} + iCp_{Im})e^{i\omega t} \quad (2)$$

図を見るとそれぞれの翼で，前縁付近で圧力変動が生じていることが見て取れる。この変動の主な原因としては 0 番翼のねじり振動によって+1 番翼及び 0 番翼自身への入射角が変化することが挙げられる。0 番翼が頭上げの際には 0 番翼への入射角は増加し，逆に+1 番翼への入射角は減少する。準定常的な変化であるとすると，Fig.5 に示したように入射角の変化に伴って翼前縁近傍では急激な圧力変化が生じると考えられる。+1 番翼と 0 番翼の前縁付近の実部分布の正負が互いに逆転して逆位相の変動となっているのも，0 番翼と+1 番翼で入射角の変化の向きが逆であることが影響していると思われる。

さらに背側の翼端近傍にも圧力変動が表れている。この原因としては，翼端間隙があることによって腹側から背側へと回り込んでいく翼端漏れ流れが，ねじり振動の擾乱によって周期的に変化していることが一つの可能性として挙げられる。

一方 80%コード位置近傍にも変動が見られるが，この原因の一つとして後縁剥離泡の挙動が関連している可能性が挙げられる。Fig.9 の写真は油膜法によって同翼列に対して翼面上流れの可視化を行った結果である。流れは図の左側から流入しており，図の下方が翼根である。写真から，翼の両面でオイルが停滞している領域が確認できる。一般的には翼の背側でのみこうした停滞が見られ，これは後縁剥離によるものと判断できる。しかし今回の翼型では腹面の形状に起因して，腹側表面に流れの停滞領域が発生したものと思われ，ここでは腹側でも後

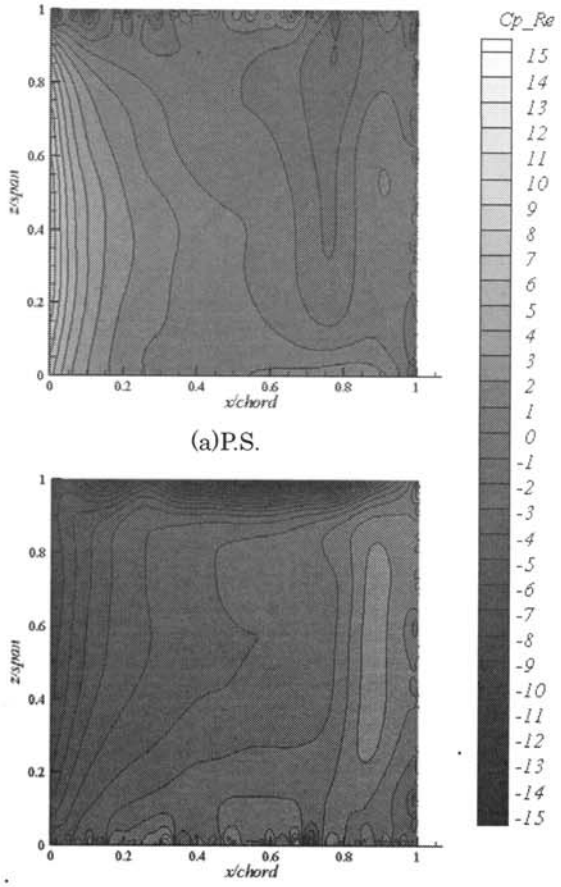
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a)P.S.

(b)S.S.

Fig.7 Real part of unsteady pressure distribution
(Blade No.+1, k=0.0106, i=0deg)



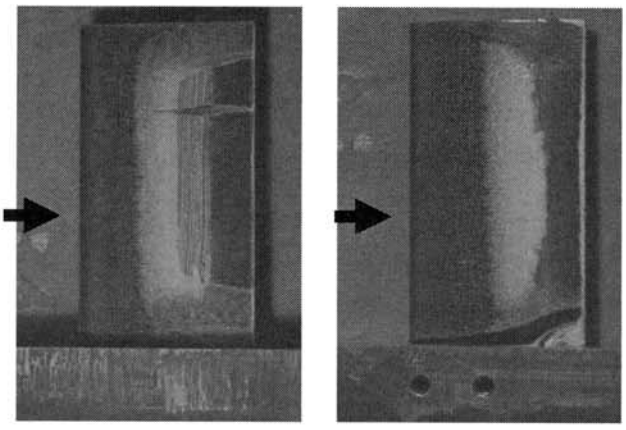
(a)P.S.

(b)S.S.

Fig.8 Real part of unsteady pressure distribution
(Blade No.0, k=0.0106, i=0deg)

縁剥離が生じていると捉えることにする。これらのオイル停滞領域の後縁は腹側では 75%コード位置付近，背側では 80%コード位置付近に見られ，この位置は Fig.7, Fig.8 において圧力変動が生じていた位置とほぼ重なっていることが分かる。後縁剥離泡の再付着点においては，急激な圧力回復が生じるために圧力分布に急勾配が生じる。0 番翼のねじり振動の引き起こす擾乱によって後縁剥離泡の再付着点位置にわずかなズレが生じると，大きな圧力変動の原因になりうる。

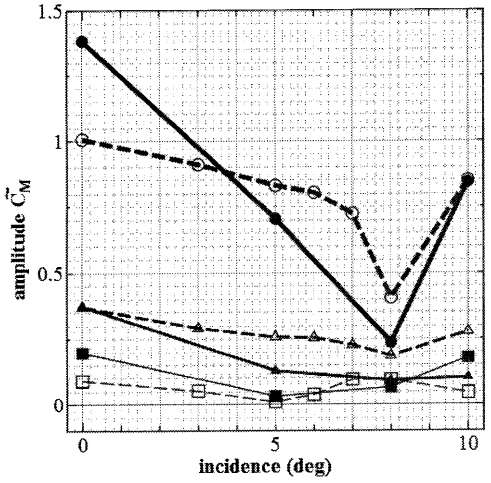
また，感圧塗料と歪みゲージのそれぞれで計測された各翼に生じる非定常ねじりモーメントの振幅及び加振変位からの位相差について，入射角を変化させつつ比較したものを Fig.10 に示す。振幅に関しては大きいものでは 2 倍ほどの誤差が生じており，定量性は十分とは言えないが，おおよその傾向の一致は見られる。一方位相差については，+1 番翼はインシデンスに関わらず常にほぼ逆位相を示し，0 番翼はインシデンス 8~10° にて同位相から逆位相へ変化していくなどの位相変化の傾向は，歪みゲージによる計測と良く合う結果が得られた。



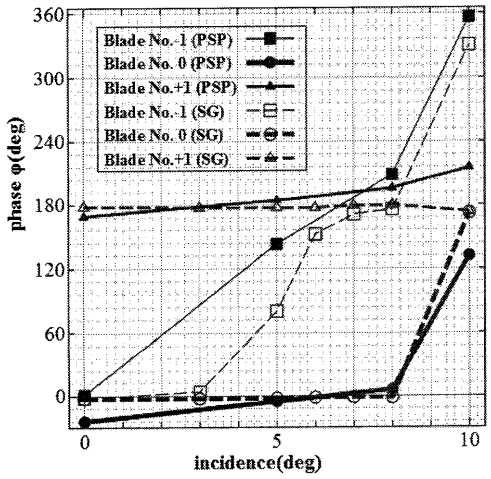
(a) P.S. (b) S.S.

Fig.9 Oil flow visualization on Blade No.0 (i=0deg)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Amplitude



(b) Phase-shift

Fig.10 Unsteady torsional moment
PSP vs. Strain-Gauge (k=0.0106)

5．結論

本研究では，圧力センサ及び歪みゲージの結果との比較を通して振動翼列実験に対する感圧塗料の適用可能性を検討した。

定常計測では，感圧塗料による計測結果には他の従来手法の結果と良好な一致が見られ，翼列実験として十分な精度が得られることが確認された。一方非定常計測では，モーメントの振幅については定量性にやや改善が必要であるが，振動変位からの位相差については高い精度で従来の計測方法の結果と一致を示し，将来的には有用な面分布の計測手法となりうることが確認された。

翼面上の非定常圧力分布を計測することによって，圧力変動の局所的に大きい領域を知ることができた。今後はそれぞれの位置における圧力変動が，どのような流れの機構により生じるかについて，詳細に考察していくことも可能になると考えられる。

謝辞

本研究には経済産業省資源エネルギー庁からエネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表する。

参考文献

1) 渡辺紀徳: 翼列フラッター・空力弾性問題に関する研究の動向,日本ガスタービン学会誌, Vol.39 No.2, (2011), pp.7-15.
2) 木村泰徳,渡辺紀徳,姫野武洋,井上智博,鵜沢聖治,: 感圧塗料による振動翼表面非定常圧力計測の試み, 第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）講演論文集, (2012), A-06.
3) 亀田正治,江上泰広,浅井圭介,: 感圧塗料による風洞実験技術, 日本冷凍空調学会誌, 77 巻, 901 号, (2002), pp.991-996.
4) 文吉周,森英男,吉本俊純,井上雄策,: 重ね塗り感圧・感温塗料を用いた低速流れ場における圧力・温度計測技術, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, (2010), pp.437-438.
5) Asai, K., Kanda, H., Cunningham, C.T., Erausquin, R. and Sullivan,J.P.,: Surface pressure measurement in a cryogenic wind tunnel by using luminescent coating, International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities(ICIASF) '97 Record (1997), pp.105-114.
6) Bell, J.H., Schairer, E.T.,: Hand, L.A. and Mehta, R.D.,: Surface pressure measurements using luminescent coatings, Ann. Rev. Fluid Mech. 33(2001), pp.155-206.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

B-6

アイスクリスタル着氷の成長に関する数値的基礎研究

*古田　小春（東理大院），山本　誠（東理大）

Numerical and Fundamental Study on Ice Growth of Ice Crystal Accretion

*Koharu FURUTA (Tokyo Univ. of Science) and Makoto YAMAMOTO (Tokyo Univ. of Science)

ABSTRACT

Ice accretion is a phenomenon that forms ice layer on a body due to impingement of super-cooled water droplets. In recently years, it is known that ice accretion occurs in a jet engine core such as the low pressure compressor and the first stage of the high pressure compressor, where the temperature is about 30 degree C. This ice accretion in the engine core is called as "ice crystal accretion". It differs from the existing ice accretion in that it occurs in environment above the freezing point. Some scenarios are given as a factor of the ice crystal accretion, but the mechanism has not been clarified. Moreover, the current icing model is not applicable to the environment where the temperature is above the freezing point. In this study, we develop a new icing model which can be employed in the warm environment. The new icing model is applied to a flat plate and a compressor blade.

Key words: CFD, Ice Crystal Accretion, Super-cooled Water Droplet, High Pressure Compressor

1．緒　言

着氷現象とは，大気中の過冷却液滴が物体に衝突し，氷層を形成する現象である．ジェットエンジンに着氷が生じると，形状変化にともない空力性能が劣化する．また，剥離した氷片によって，ファンやコンプレッサに機械的損失をもたらす可能性がある．このような事象を事前に防ぐために，着氷に関する研究が長く行われている．実験において実際の着氷条件を再現することは困難であり，また，莫大な費用がかかるため，数値計算により着氷予測することが有効である．

ジェットエンジンにおける着氷箇所として，スプリッタ，ノーズコーン，ファン等が考えられていた．しかし近年では，エンジンコア内部の低圧コンプレッサや，高圧コンプレッサ初段にも着氷することが明らかとなっている[1]．これをアイスクリスタル着氷と呼ぶ．アイスクリスタル着氷は，主にエンジンが氷粒を吸引するときに生じると考えられている．さらに，氷粒に加え，過冷却液滴や，氷粒と過冷却液滴の混合物も原因として挙げられる．これら三つの要素がアイスクリスタル着氷の原因とされているが，その発生メカニズムは未だ十分に解明されていない．さらに，アイスクリスタル着氷は周囲流体温度が約 30°C の環境で生じるが，現行の着氷モデルは氷点以上には対応していない．したがって，アイスクリスタル着氷のメカニズムを解明するために，温かい環境下にも対応した着氷モデルが必要とされる．

本研究では，周囲流体温度が氷点以上の環境に対応した着氷モデルを構築し，三つの要素のうちの過冷却液滴のみを対象に計算を行う．著者らは先行研究において，アルミ平板を対象にモデル構築を行った[2]．アルミ平板においては，開発した着氷モデルによりアイスクリスタル着氷が再現された．本研究では，実際のコンプレッサ翼に適用した場合の本モデルの予測性能について調査する．

2．計算手法

本研究で用いた計算手法を，以下に示す．

(1) 対象周りの流れ場を計算する．
(2) 液滴軌道計算により，液滴衝突特性を得る．
(3) 熱力学計算により，翼内部の温度変化，翼表面における着氷量を算出する．

2.1　流れ場計算

流れ場は二次元圧縮性乱流場と仮定する．支配方程式として，ファーブル平均を施した質量・運動量・エネルギの各保存式を用いる．これらは，非粘性項を Yee-Harten[3]の二次精度風上型 TVD スキーム，粘性項を二次精度中心差分によって離散化される．時間積分には，LU-ADI 法[4]を用い，乱流モデルには，Kato-Launder 修正を施した k-ε モデル[5]を用いる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 液滴軌道計算

液滴軌道計算は，壁面における液滴衝突特性を得るために行われる．ラグランジュ的手法を用い，液滴にかかる力は抗力のみとし，その他の力は考慮しない．また，液滴は完全な球形とし，衝突・変形・合体・分裂は無視し，流れ場に影響を及ぼさないと仮定する(One-Way Coupling)．支配方程式には，以下の簡略化された B-B-O 方程式を使用する．

$$\frac{d\vec{U}_w}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_f}{\rho_w} \frac{1}{d_w} \vec{U}_r \left| \vec{U}_r \right| \tag{1}$$

ここで，U_wは液滴の速度，U_rは気体と液滴の相対速度，d_wは液滴径，ρ_fとρ_wは気体と液滴の密度である．C_Dは抗力係数であり，液滴レイノルズ数 Re_w を用いて，次式で与える．

$$C_D = \frac{24}{\mathrm{Re}_w} \left(1 + 0.15 \mathrm{Re}_w^{0.687} \right) \tag{2}$$

2.3 着氷計算

着氷計算には，ステファン問題に基づいて構成された Extended Messinger モデル [6]を用いる．このモデルは，以下に示す氷層と水膜のエネルギバランス，質量バランス，相変化に基づいた条件式によって支配される．

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{k_i}{\rho_i C_{pi}} \frac{\partial^2 T_i}{\partial y_w^{\,2}} \tag{3}$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{k_w}{\rho_w C_{pw}} \frac{\partial^2 T_w}{\partial y_w^{\,2}} \tag{4}$$

$$\rho_i \frac{\partial B_i}{\partial t} + \rho_w \frac{\partial B_w}{\partial t} = m_{im} + m_{in} - m_{e,s} \tag{5}$$

$$\rho_i L_F \frac{\partial B_i}{\partial t} = k_i \frac{\partial T_i}{\partial y_w} - k_w \frac{\partial T_w}{\partial y_w} \tag{6}$$

ここで，T_iと T_wは氷層と水膜の温度，B_iと B_wは氷層と水膜の厚さ，k_iと k_wは氷と水の熱伝導率，C_{pi}と C_{pw}は氷と水の定圧比熱，m_{im}，m_{in}，$m_{e,s}$はそれぞれ，検査体積内における衝突液滴，ランバック，昇華(蒸発)による質量流束である．ランバックとは，表面を水が伝い流れることをいう．また，ρ_iは氷の密度であり，霧氷時はρ_r，雨氷時はρ_g となる．L_Fは固化による潜熱，y_w は壁面からの距離である．式(3)-(6)は四段階ルンゲ・クッタ法により時間積分される．上式で用いられる各パラメータを，表 1 に示す．

Table 1　Parameter of Extended Messinger Model

Specific Heat of Ice	[J/kg K]	2,050
Specific Heat of Water	[J/kg K]	4,218
Thermal Conductivity of Ice	[W/m K]	2.18
Thermal Conductivity of Water	[W/m K]	0.571
Latent Heat of Solidification	[J/kg]	3.344×10^5
Density of Rime Ice	[kg/m^3]	880.0
Density of Glaze Ice	[kg/m^3]	917.0
Density of Water	[kg/m^3]	1,000
Heat Diffusivity	[m^2/s]	9.73×10^{-5}

2.4 熱伝導計算

壁内の温度計算には，フーリエの法則から得られる熱伝導方程式を用いる．

$$\frac{\partial T_{in}}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T_{in}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{in}}{\partial y^2} \right) \tag{7}$$

ここで，T_{in}は翼内の温度，a は翼の温度伝導率，x，y は壁内の座標である．ただし，材料の物性値は温度依存しないものとする．また，本研究で対象とする材料は，熱伝導率の大きなアルミニウムである．

3．計算条件

3.1 計算対象及び計算格子

本研究では，コンプレッサ翼に用いられている NACA65-210 を使用する．計算領域を図 1 に示す．前縁から流入，後縁から流出までの距離は，流れ場計算が境界の影響を受けない程度にとっている．ピッチ方向に関しては，1 ピッチ分とする．

計算格子は重合格子法に基づき，図 2 のように翼周りと翼内部の解析を詳細に行うため，サブグリッドを配置する．赤のグリッドは熱伝導計算の

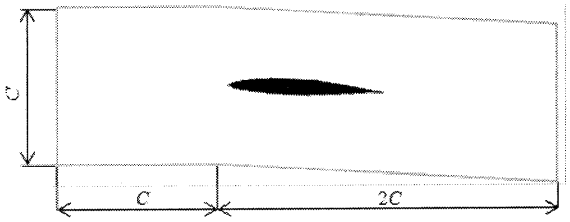
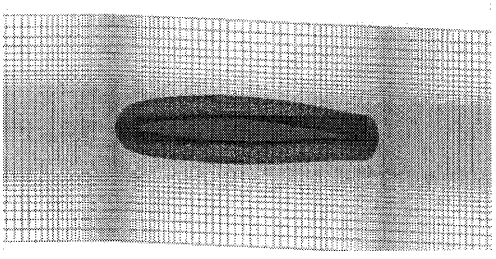


Fig. 1　Computational Domain and Size


Fig. 2　Computational Grid

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

みに用いる．総格子点数は約 300,000 点である．

3.2 計算条件及び境界条件

着氷計算で用いる条件を表 2 に示す．平均液滴径 (Median Volume Diameter, MVD)20 μm の大きさの液滴を 1,000,000 個投入した後，衝突量を空気中の水分含有量 (Liquid Water Content, LWC)をもとに算出することによって液滴衝突特性を求め，15 s 間の熱力学計算を行う．

流れ場計算の流入境界では，全温・全圧を固定，マッハ数を外挿し，流出境界では静圧を固定，その他を外挿とする．上下の境界は周期境界条件とする．また，壁面は滑りなし・壁関数・断熱条件を適用する．熱伝導計算における壁境界は，ニュートンの冷却法則により温度を得る．

4．アイスクリスタル着氷モデルの検証

本章では，本モデルの理解を深めるために，先行研究で行った平板を対象とした解析結果を示す．

4.1 計算対象及び計算条件

平板材料はコンプレッサ翼に用いられているアルミニウムとする．計算領域を図 3 に示す．流入速度を 104.7 m/s, LWC を 1.0 g/m^3, 着氷時間を 15.0 s とし，その他の計算条件や境界条件は本研究と同様である．

4.2 結果及び考察

着氷時間を 5，10，15 s と経過させた場合の平板温度を図 4 に，平板上の着氷量を図 5 に示す．図の縦軸は平板の幅で無次元化した距離を表し，平板の下端を 0，上端を 1 とする．平板の表面温度が氷点まで下がった地点では，着氷が発生する．2 s から徐々に氷が形成され始め，5，10，15 s と時間が経過するにつれ，着氷が始まった地点を中心に氷が堆積していく．詳細は文献(2)を参照されたい．したがって，平板を用いた基礎研究により，周囲流体温度が氷点以上でも，過冷却液滴の衝突面が氷点まで下がれば，アイスクリスタル着氷が起こることが示された．

Table 2 Computational Condition

Chord Length	[m]	0.1
Attack of Angle	[deg.]	3.0
Inlet Velocity	[m/s]	244.3
Inlet Mach Number		0.7
Inlet Total Pressure	[MPa]	0.1149
Inlet Total Temperature	[K]	308.60
LWC (Liquid Water Content)	[g/m^3]	1.0 - 8.0
Inlet Droplet Temperature	[°C]	-20.0
MVD (Median Volume Diameter)	[μm]	20.0
Exposure time	[s]	15.0

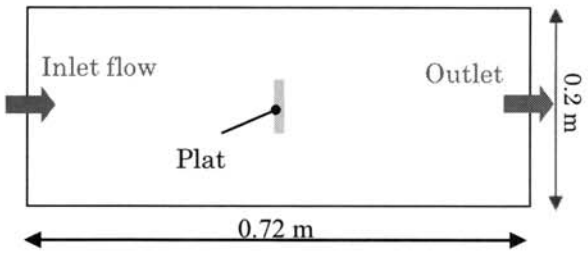


Fig. 3 Computatinal Domain

5．コンプレッサ翼への適用

5.1 流れ場

コンプレッサ翼周りの流れ場を図 6 に示す．前縁ではよどみ点が発生し，静温が 324 K まで上昇する．また，負圧面では加速によって静温が 268 K まで低下することがわかる．

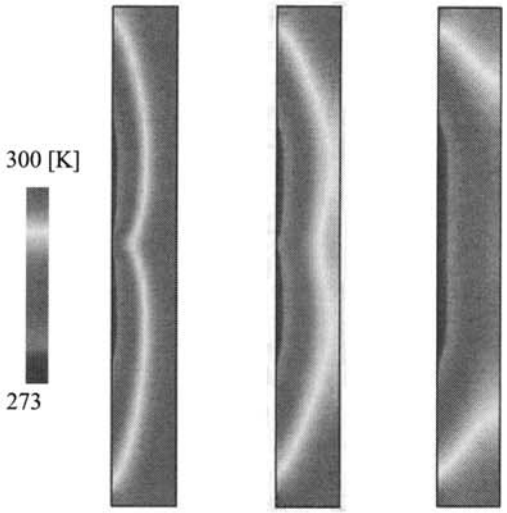


Fig. 4 Temporal Change of Plate Temperature

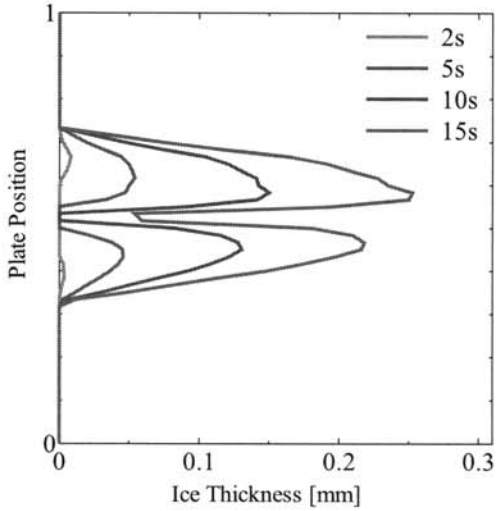


Fig. 5 Temporal Evolution of Ice Thickness

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5.2 液滴収集特性

流れ場の結果を用いて算出した，LWC = 1.0 g/m^3 のときの液滴収集特性を図 7 に示す．ここで，横軸は翼周りの格子点番号を表している．後縁を 0 とし，正圧面，よどみ点，負圧面の順に時計周りに 300 までの格子点をとる．これより，よどみ点のある前縁付近に最も液滴が収集され，前縁から翼弦長の8%程度までしか液滴が収集されないことが確認できる．

5.3 温度

LWC を 1.0，3.0，5.0，8.0 g/m^3 と変化させたときの翼温度を図 8 に示す．これより，翼内のどの位置でも氷点以下にはならないことがわかる．図 6 より，負圧面中央付近の周囲流体温度が 268 K と氷点以下になっているが，翼温度は氷点以上となっている．これは，負圧面中央付近に過冷却液滴が収集されないことと，前縁に衝突した液滴が温められて後縁に向かってランバックするためである．また，図 7 より，前縁に液滴が多く収集されることが確認できたが，よどみ点が発生しているため翼の表面温度が低下しにくいと考えられる．過冷却液滴による冷却効果が最も大きい LWC = 8.0 g/m^3 の場合でも，285 K までしか翼内温度が下がらないことがわかる．なお，LWC = 8.0 g/m^3 のとき，着氷時間を 5 min としても，15 s のときと比べてほとんど変化がなく，最低翼内温度は約 285 K のままほぼ一定となったことを付記しておく．

以上により，計算対象が平板の場合とは異なり，コンプレッサ翼の場合では翼内温度が氷点以下まで下がらないことがわかった．アイスクリスタル着氷が生じるのは，最大で LWC = 8.0 g/m^3 までの環境下であるため，コンプレッサ翼においては，本シミュレーションの仮定ではアイスクリスタル着氷は起こらないことになる．この要因として，計算対象の寸法が大きく影響していると考えられる．5.0×40.0 mm×mm の平板とは異なり，翼弦長が 0.1 m の翼は寸法が大きいため，過冷却液滴による冷却効果が小さくなる．また，液滴の収集される位置がよどみ点付近に限定される．したがって，過冷却液滴によって冷却されるよりも，周囲流体から得られる熱エネルギが大きいため，翼内部の温度が低下しにくくなり，結果として着氷が起こらない．本研究の条件では，過冷却液滴のみの衝突では，アイスクリスタル着氷は発生しないことが示された．

6．結言

アイスクリスタル着氷の基礎研究として，氷点以上の周囲環境下に対応した着氷モデルを構築し，コンプレッサ翼に適用した．本研究により，以下の知見が得られた．

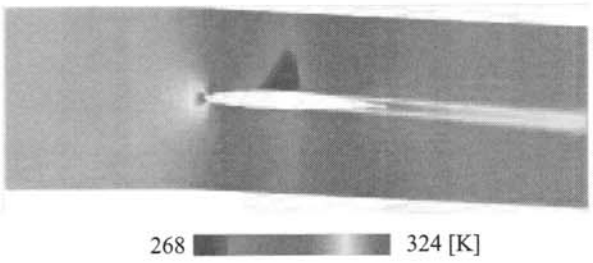


Fig. 6 Static Temperature

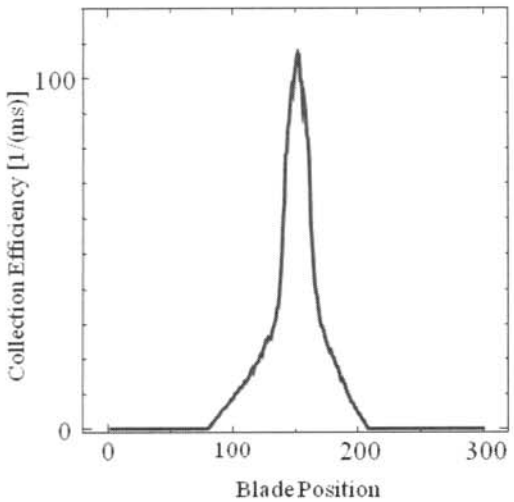


Fig. 7 Droplet Collection Property

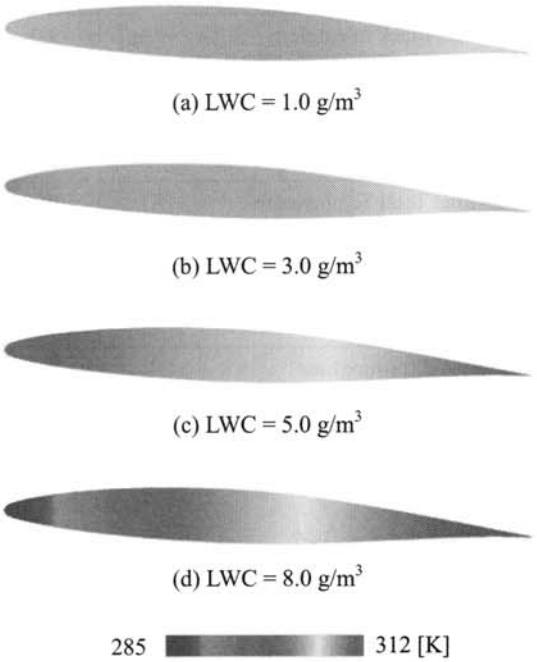


Fig. 8 Blade Temperature

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

(1) 過冷却液滴が衝突した地点から，熱伝導によって翼内部の温度が低下していく．
(2) 過冷却液滴の衝突により翼内温度は低下するが，液滴の衝突領域が温度の高いよどみ点付近に限定されるため，アイスクリスタル着氷は発生しない．
(3) アイスクリスタル着氷は，衝突対象の大きさと過冷却液滴の衝突範囲に影響を受ける．
(4) 本研究の条件においては，アイスクリスタル着氷の原因として考えられている三つの要因のうち，過冷却液滴のみの場合では，アイスクリスタル着氷が発生しない．

今後の展望として，氷粒の状態変化を考慮した軌道計算を行う．また，翼の熱伝導計算は翼の寸法や周囲流体の温度分布に大きく影響を受けるため，寸法効果の調査及び二次元から三次元への拡張が求められる．

参 考 文 献

1) Jeanne, G., Mason, J., Walter, Strapp, Philip Chow: The Ice Particle Threat to Engines in Flight, Proceeding of 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 9-12 (2006).
2) 古田小春，山本誠: アイスクリスタルの成長に関する数値シミュレーション，第 53 回航空原動機・宇宙推進講演会講演論文集，JSASS-2013-0051 巻 (2013) pp.1-4.
3) Yee, H., C.: Upwind and Symmetric Shock-Capturing Schemes, NASA-TM-89464 (1987).
4) Fujii, K., Obayashi, S.: Practical Application of Improved LU-ADI Scheme for The Three-Dimensional Navier-Stokes Computations of Transonic Viscous Flows, AIAA Paper, 86-0513, also Journal of AIAA, 25, 369-370 (1987).
5) Kato, M., Launder, B., E.: The Modeling of Turbulent Flow around Stationary and Vibrating Square Ccylinder, Proceedings of the 8th Symposium on Turbulent Shear Flows, 10-4-1-10-4-6 (1993).
6) Ozgen, S., Canibek, M.: Ice Accretion Simulation on Multi-Element Airfoils using Extended Messinger Model, Heat and Transfer, 45, 305-322 (2009).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-7

溶融液滴における堆積現象の数値シミュレーション

*中本　尚吾（東理大院），山本　誠（東理大）

Numerical Simulation of Deposition Phenomena on Molten Droplet

*Shogo NAKAMOTO(Tokyo Univ. of Science), Makoto YAMAMOTO(Tokyo Univ. of Science)

ABSTRACT

Deposition is a phenomenon where melting particles passing through a combustion chamber are cooled and adhere to the surfaces of a turbine vane and endwalls. Though the cooling efficiency of the turbine blade after deposition has been investigated in the previous studies, the deposition mechanism remains unclear. Since it is difficult to carry out the detailed measurement, numerical studies on the deposition mechanism are expected. In the present study, we consider the case where a high-temperature molten droplet impacts on a cold substrate. The temperature change and behavior of a droplet are reproduced, using a MPS-AS method. Furthermore, the deposition phenomena in three cases with different impact speeds and four cases with different substrate temperatures are simulated. We numerically investigate the deposition mechanism on the cooled substrate, that is, how the solidification process varies with the impact velocity and the temperature changes.

Key words: Deposition, Molten Droplet, MPS Method, Thermodynamics

1．緒　　言

デポジションとは，ガスタービンの燃焼室を通過し溶融液滴となった砂や塵が，比較的温度の低いタービン翼やエンドウォール部の表面で急冷され凝固し，付着する現象である．タービン翼表面や冷却流噴出部においてデポジションが発生すると，翼性能を低下させ，膜冷却流の乱れを生む．また，冷却孔内部でデポジションが発生すると，冷却孔の部分閉塞あるいは完全閉塞をもたらし，冷却効率の低下，安全性と寿命の減少を招く．

これまでの研究では，デポジション発生後の流れや冷却効率に対する影響・調査[1)2)]がなされてきている．本研究室においても脇黒丸(2012)[3)]が，デポジションモデルを提案し，膜冷却タービン静翼全体を模擬したモデルによるデポジションを数値シミュレーションで再現した．これにより，デポジションが温度に依存して生じることが示された．しかし，単一溶融液滴の温度変化を含む，堆積メカニズムおよび挙動についての詳細は解明されていない．このメカニズムが解明されれば，タービンにおけるデポジション予測をより正確に行うことが可能となる．また，実験による詳細な測定は極めて困難なため，数値計算による研究が期待されている．

本研究では，高温の単一溶融液滴が冷却基板に衝突した際の，液滴の温度変化および挙動を，MPS-AS 法[4)]を用いて数値計算により再現し，衝突速度および壁面温度の違いによるデポジションへの影響を調査する．

2．数値計算手法

2.1　MPS-AS 法および粒子間相互作用モデル

本研究では，単一溶融液滴が冷却基板に衝突した際の液滴の挙動について，2009 年に越塚らによって開発された MPS-AS (MPS for All Speed)法を用い，圧縮性を考慮した計算を行った．支配方程式である連続の式，ナビエ・ストークス方程式は以下のように与えられる．

$$\frac{1}{\rho}\frac{D\rho}{Dt}+\nabla\cdot\mathbf{u}=0 \tag{1}$$

$$\frac{D\mathbf{u}}{Dt}=-\frac{1}{\rho}\nabla P+\nu\nabla^2\mathbf{u}+\mathbf{g}+\frac{1}{\rho}\sigma\kappa\delta\mathbf{n} \tag{2}$$

ここで，ρは密度，Pは圧力，νは動粘度，σは表面張力係数，κは曲率，δは表面張力が表面にのみ働くためのデルタ関数，$\mathbf{n}$は表面と垂直な方向の単位ベクトルである．また，温度は式(3)の熱伝導方程式を用い，圧力はエネルギを考慮した式(4)の圧力ポアソン方程式を用いて計算する．

$$\frac{DT}{Dt}=\frac{k}{\rho C_P}\nabla^2T+\frac{1}{\rho C_P}Q \tag{3}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\nabla\cdot\left(\frac{1}{\rho}\nabla P^{k+1}\right)=\frac{P^{k+1}-P}{\rho C_s^2\Delta t^2}+\frac{1}{\Delta t}\nabla\cdot\mathbf{u} \qquad (4)$$

ここで，Tは温度，C_Pは比熱，kは熱伝導率，Qは熱源，C_sは音速である．粒子間相互作用モデルには次式によって定義される重み関数w_{ij}を用いる．

$$w_{ij}=\begin{cases}\ln r_e/|\mathbf{r}_{ij}| & |\mathbf{r}_{ij}|<r_e\\ 0 & |\mathbf{r}_{ij}|\geq r_e\end{cases} \qquad (5)$$

ここで，$\mathbf{r}_{ij}$は粒子i, jの粒子間距離，r_eはカーネル半径を表す．また，MPS-AS法では，支配方程式を離散化する際に勾配およびラプラシアンを次のようにモデル化する．図1に粒子i, j間の勾配モデルを示す．

$$\nabla\phi=\frac{d}{n_i}\sum_j\frac{\phi_j-\phi_i}{\left|\vec{r}_{ij}\right|^2}\mathbf{r}_{ij}w_{ij}\frac{n_i}{n_j} \qquad (6)$$

$$\nabla^2\phi=\frac{2d}{\lambda n_i}\sum_j\left(\phi_j-\phi_i\right)w_{ij} \qquad (7)$$

ここで，ϕは物理量，dは次元数，λは分布の統計的な分散の増加を解析解と一致させるための係数であり次式で表される．

$$\lambda=\frac{\sum_{j\neq i}\left|\mathbf{r}_{ij}\right|^2 w_{ij}}{\sum_{j\neq i}w_{ij}} \qquad (8)$$

また，初期の粒子配置における粒子数密度はn_0とし，粒子数密度n_iは次式で計算される．

$$n_i=\sum_j w_{ij} \qquad (9)$$

境界条件である自由表面の判定条件は，粒子数密度に基づき，次式で評価される．

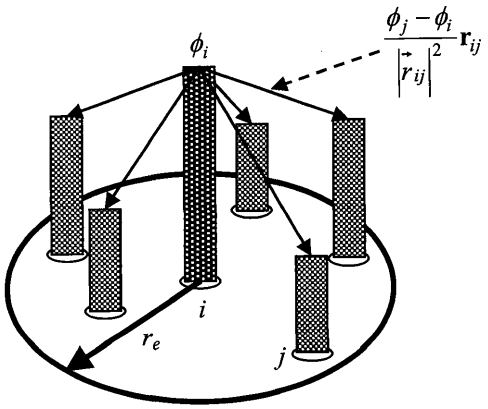


Fig. 1　Gradient Model

$$n_i<\beta n_0 \qquad (10)$$

ここで，βは経験定数である．自由表面上に存在すると判定された粒子の圧力は 0 に固定する．MPS-AS法では，圧力項以外の項を陽的に解き，その後圧力項を陰的に解く，半陰解法によって計算を行う．

2.2　デポジション条件

本研究では，式(11)に示すように液滴温度Tが凝固点$T_{liquidus}$に達した際に，液相粒子を固相粒子に変化させることでデポジションを再現する．液相から固相に変化した粒子は壁粒子として扱う．

$$\begin{aligned}Solid \quad & if \quad T<T_{liquidus}\\ Liquid \quad & if \quad T>T_{liquidus}\end{aligned} \qquad (11)$$

相変化は，粘性係数を温度の関数として各粒子に与えることにより再現する．

3．計算条件

本研究では，図 2 に示すような基板に単一溶融液滴が衝突した際のデポジションの挙動を調査した．基板温度1700 Kにおいて衝突速度V_0を4, 10, 20 m/s とした3ケース，および10 m/sにおいては基板温度T_{wall}を1100, 1300, 1500, 1700 Kに変えた4ケースについても調査した．液滴の材質には，ジェットエンジンにおけるデポジション要因の 1 つであるSiO_2を用いた．液滴の直径D_0は1.1 mmで，4205個の粒子で構成し，初期温度は1928 Kとする．また，基板は6186個の粒子で構成する．液滴は壁面に対して垂直に衝突するものとし，表 1 に液相および固相状態での熱伝導率k, 比熱C_p, 密度ρ_{liquid}, ρ_{solid}, 融点$T_{liquidus}$を示す．

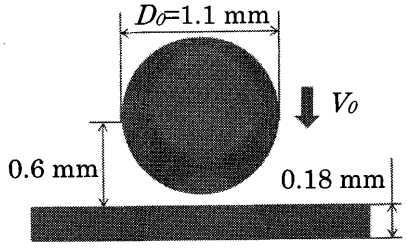


Fig. 2　Comp. Configuration

Table 1　Material Properties

Thermal conductivity k	[W/mK]	1.1
Specific heat C_p	[J/kgK]	830
Density of liquid phase ρ_{liquid}	[kg/m^3]	2200
Density of solid phase ρ_{solid}	[kg/m^3]	2320
Melting temperature $T_{liquidus}$	[K]	1923

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．計算結果及び考察

4.1　衝突液滴の挙動

図3の (a)～(e)に10 m/sで基板に衝突させた液滴の挙動を示す．図3 (b)より，左右端に液滴の盛り上がりができていることがわかる．これは粘性の比較的高い溶融金属の液滴に見られる一般的な特徴[5]で，左右端に働く表面張力と壁面付近の液滴の温度低下に伴い，粘性が大きくなったことに起因する．また，図3 (c)より壁面近傍の粒子の液滴温度が下がり，凝固していく挙動を確認できる．図3 (d)および (e)より，時間と共に液滴内部が冷却され，デポジション領域が全体に拡がり，液滴全体が平面状に凝固する様子が確認できる．

4.2　液滴の拡がりとデポジション率

図4に，拡がった液滴の直径 D を初期の液滴直径 D_0 で割った係数 D/D_0 の時間変化を各衝突速度について示す．速度が速くなるにつれ，D/D_0 は大きくなることがわかる．これは，衝突速度増加に伴った液滴端における水平方向の速度増加に起因する．また，どのケースにおいても D/D_0 の勾配は時間と共に減少し，一定値に収束する．これは，4.1で述べた通り，液滴端に表面張力が働き，液滴の温度低下に伴い粘性が増加したことにより水平方向の速度が減少したためである．

図5に，凝固した粒子数を，液滴を構成する粒子数で割ったデポジション率の時間変化を各衝突速度について示す．全ケースにおいて，時間が経過すると共に変化率が小さくなっていることがわかる．壁面付近の液滴は壁面で冷却され，凝固点に速く達し凝固する．一方，液滴上部の領域は固相に変化した領域を介して熱の移動が行われるため，壁面温度の影響を受けにくく，液相の温度変化が遅くなり，デポジション率の変化が小さくなったと考えられる．また，20 m/sに着目すると，0.3 ms付近でデポジション率の変化が小さくなっている．これは，図6に示すように，衝突速度の増加により

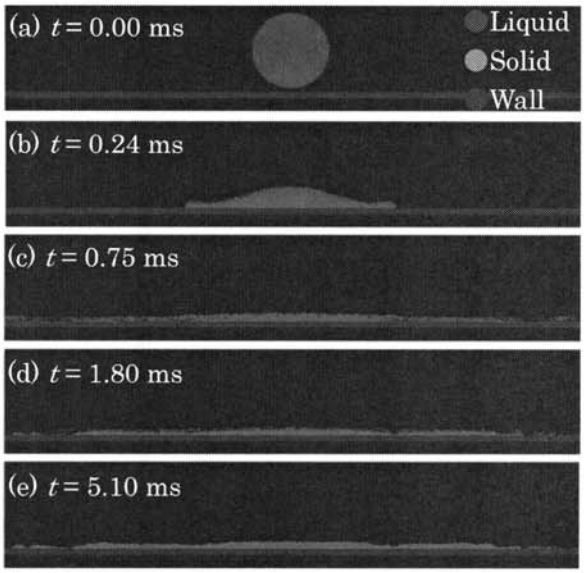


Fig. 3　Distribution of Splat Formation (V_0=10 m/s)

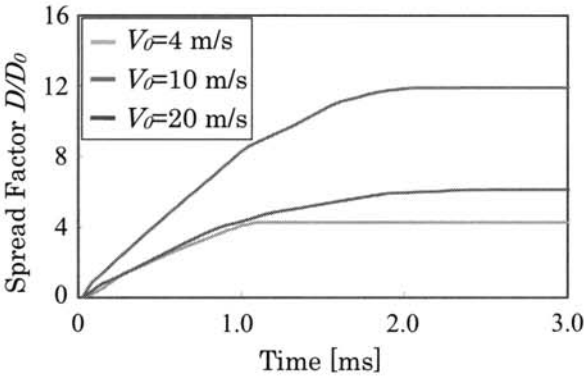


Fig. 4　Time History of Droplet Spread Factor

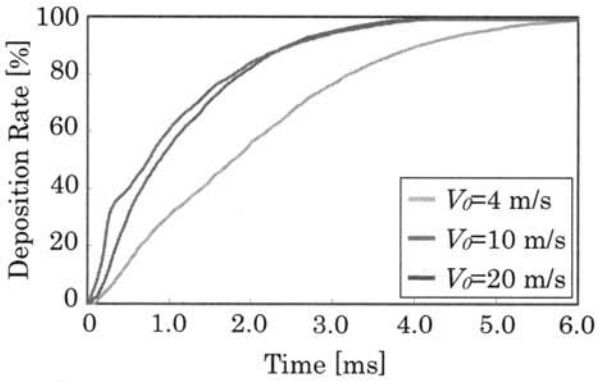


Fig. 5　Time History of Deposition Rate

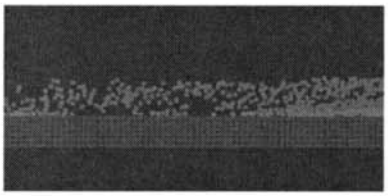


Fig. 6　Distribution of Splat Formation
(V_0=20 m/s,　t=0.3 ms)

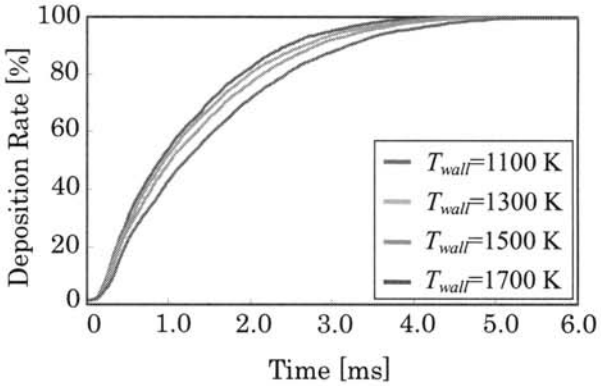


Fig. 7　Time History of Deposition Rate

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

液滴の壁面での跳ね返りが大きくなり，粒子間に隙間を生じたことに起因する．このため，粒子間の熱の伝達量が減少し，液滴の温度変化が小さくなり，デポジション率の変化が小さくなったと考えられる．液滴の跳ね返りは10 m/sにおいても多少確認できるが，20 m/sで顕著に現れている．現状，この跳ね返り現象が物理的なものか，数値的なものかは不明であるため，さらなる詳細な研究が必要と考えている．

図7に10 m/sにおける冷却基板の温度を変化させたときのデポジション率の時間変化を示す．デポジションの開始時刻は，基板の温度に依存しないことがわかる．また，基板温度が低いほどデポジション率が上昇するのが早いことが確認でき，デポジション量が増加すると予測できる．これはジェットエンジンのタービンにおけるデポジションの観察結果とも一致している．

5．結　言

単一溶融液滴が冷却基板に衝突する際の挙動をMPS-AS法を用いて計算し，以下の知見を得た．

(1) 衝突速度が大きいほど，液滴の拡がりは大きくなる．
(2) 衝突速度が大きいほど，デポジション率は増加するが，大きすぎると壁面での跳ね返りにより，デポジション率の変化は低下する．
(3) 壁面温度が低いほど，液滴は速くデポジションする．

今後の展望として，本研究では衝突速度 20 m/sまでの数値計算を行ったが，タービン内における液滴衝突を考慮し，更なる高速度衝突計算可能なモデルの開発，及び液滴端における計算精度向上により堆積形状の再現性向上を目標として研究を進めていく．

参 考 文 献

1) Ronald, S., B.: Effect of Partial Coating Blockage on Film Cooling Effectiveness, ASME Paper No. 2000-GT-244 (2000).
2) Sundaram, N., Thole, A., K.: Effects of Surface Deposition, Hole Blockage, and Thermal Barrier Coating Spallation on Vane Endwall Film Cooling, Journal of Turbomachinery, No.129 (2007) pp.599-618.
3) Wakikuromaru, T., Yamamoto, M.: Numerical Simulation of Deposition Phenomena on Turbine Vane of Jet Engine, proceeding of 14 the International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-14 (2012).
4) Arai, J., Koshizuka, S.: Numerical Analysis of Droplet Impingement on Pipe Inner Surface Using Particle Method, J. of Power and Energy Systems, Vol.3, No.1 (2009) pp.228-236.
5) Tabbara, H., Gu, S.: Modelling of Impingement Phenomena for Molten Metallic Droplets with Low to High Velocities, J. of Heat and Transfar, No.55 (2012) pp.2081-2086.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇市）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-8

渦法を用いた 3 枚翼ジャイロミル型風車の起動性能解析

*Mohamad Akbar bin Razuki（拓大院），平野　孝典，藤本　一郎（拓大），
平本　政明（元 東大），川端　康介（拓大）

Analysis of Starting Performance of Tree Blades Gyro-mill Wind Turbines by the Vortex Method

*Mohamad Akbar bin Razuki (M2 of Takushoku Univ.), Takanori HIRANO, Ichiro FUJIMOTO (Takushoku Univ.) ,
Masaaki HIRAMOTO (former lecturer of Tokyo Univ.) and Yasusuke KAWABATA (Takushoku Univ.)

ABSTRACT

In order to improve the startup performance of gyro-mill wind turbine, numerical analyses by the vortex method has been done. The rotating torque of three blades gyro-mill wind turbine was calculated as a parameter of rotating speed ratio and also set-up angle of blade. The result shows that the set-up angle of three blades needs to be in minus to increase the rotation torque in the startup of rotation because the drag force contributes so as to increase the rotation force.

Key words: Gyro-mill Wind Turbine, Vortex Method, Numerical Analysis

1．はじめに

地球温暖化の原因の一つは、化石燃料の燃焼による二酸化炭素、メタン、亜酸化窒素などの温室効果ガスの増加である。現在は世界中のエネルギ需要をまかなうために、化石燃料を使用する火力発電が大きな割合を占めている。(1) また、排出ガスを発生しない発電として、発電能力が火力発電より高いと言われている原子力発電が大きな割合を占めていた。

しかし、チェルノブイリやスリーマイルをはじめ、福島第一原発の事故が起こり、原子力発電の安全性が疑問視されており、今後の存続については不明である。そこで、再生可能エネルギを利用した発電が進められようとしている。再生可能エネルギには太陽光、地熱、水力、波力、風力などがあり、現在は再生可能エネルギの研究開発・実用化への様々な取り組みが行われている。その一つである風力発電は世界中で発電量の割合が高くなっている。本研究では風車の中で、低出力、高効率、風向に左右されないという特徴を持った小型風力発電用のジャイロミル型風車の性能向上に関する研究を行う。

これまでに、著者らは垂直軸揚力型のジャイロミル型風車について、単独翼の静的空力特性を基にし、翼の取付角と風車の起動特性との関係について実験的研究を行っている。(2)(3) また、4 枚翼風車の初期回転時の風車回転軸にかかる軸トルクを実験的に求め、周速比と最適取付角の関係について明らかにし、風車起動時には翼の取付角を-60° 付近に設定して抗力型風車として起動させ、風車回転開始後には取付角を 0° 付近に設定して揚力型風車として回転させることにより、起動性能及び風車回転効率が向上することを報告している。(3)(4) また、渦法による数値シミュレーションにより、翼の取付角が風車の回転起動時の性能向上に大きな影響を及ぼすことを明らかにしている。(5)(6) さらに、各翼のピッチコントロールにより、起動特性が大きく向上することを報告している。(6)

本研究では、数値解析手法の一つである渦法を用いて、特に回転起動性能向上に着目し、3 枚翼ジャイロミル型風車周りの流れのシミュレーションを行い、翼の回転角に対して最適な翼の取付角を求め、風車周りの流れの様子や各翼に作用する空気力について調べ、起動性能向上の可能性について検証する。

2. 渦法

2.1 渦法の基礎

渦法は、渦度輸送方程式を基礎にした数値計算手法であり、その数理的な基礎研究は既に発表され、整合性、収束性や安定性は解明されており、大規模な剥離を伴う物体や強い循環を持つ物体の後流など、渦の移流が支配的な流れ場において有効な数値解析法と考えられ適用されてきた。渦法は、渦度場から速度場を求める際、Biot-Savart の式に基づき計算するラグランジアン渦法と Poisson 方程式を解いて求める Vortex-in-cell 法に大別される。渦法の特徴は、渦度

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

輸送方程式を Euler 方程式と粘性拡散方程式に分離して解くことにある。渦度場と速度場は Biot-Savart の式によって関係付けられていることから、渦法では、Euler 方程式における対流項の計算が渦要素を移流させるだけで取り扱うことができるため、対流項に関する数値粘性の問題が生じないという優れた性質を含め、以下のような特徴を持つ。

(1) 対流項に関する数値粘性の問題がない。
(2) 空間格子を設けることなく渦度の集中する流れを自動的に追随する。
(3) 外部境界条件は自然に満足される。

このように渦法は、有限要素法や差分法に代表される格子系の解析手法に比べて優れた特徴を持つ。

2.2 基礎方程式

非圧縮性流れを対象とする渦法の基礎式は Navier-Strokes 方程式の回転から得られる渦度輸送方程式及び発散から得られる圧力 Poisson 方程式から成り立っている。（γ+30°）

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (u \cdot grad)\omega = (\omega \cdot grad)u + \nu \nabla^2 \omega \qquad (1)$$

$$\nabla^2 p = -\rho \cdot div(u \cdot grad\, u) \qquad (2)$$

ここで u 及び ω はそれぞれ速度ベクトル及び ω=rot･u で定義される渦度ベクトルを表す。流れ場の速度 u があらかじめ求められていれば、流体の粘性、流れの非定常性に直接関わらず、圧力は(2)式で求めることができる。また、翼に作用する空気力は、翼麺圧力を周積分して求めている。

3. 解析方法

3.1 解析対象

3.1.1 供試翼

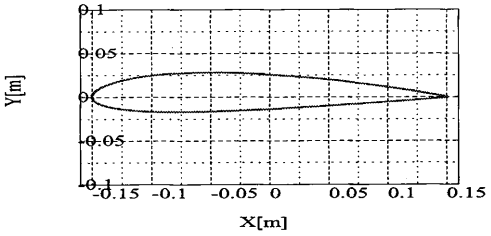


Fig.1 NACA2415 Test Blade

本研究では供試翼として NACA2415 型翼を使用した。供試翼は 2 次元で、翼弦長は風洞実験[2]で使用されている翼の 10 倍の大きさである 0.3m に設定した。渦法では解析を行うために物体表面を分割する必要がある。本解析では、供試翼表面を 103 枚のパネルに分割した。

3.1.2 風車モデル 解析対象は 3 枚翼ジャイロミル型風車とした。Fig.2 に風車モデルを示す。前項 Fig.1 に示す NACA2415 型翼を実際の風車の大きさを想定して直径 1.2m の回転円周上に配置した。風向は左から右とし、回転面の接線方向と翼弦方向のなす角を取付角 β（Fig. 4 参照）、風車の反時計回りの回転角度を回転角 γ とした。また、各翼を反時計回りに Blade1、Blade2、Blade3 とする。

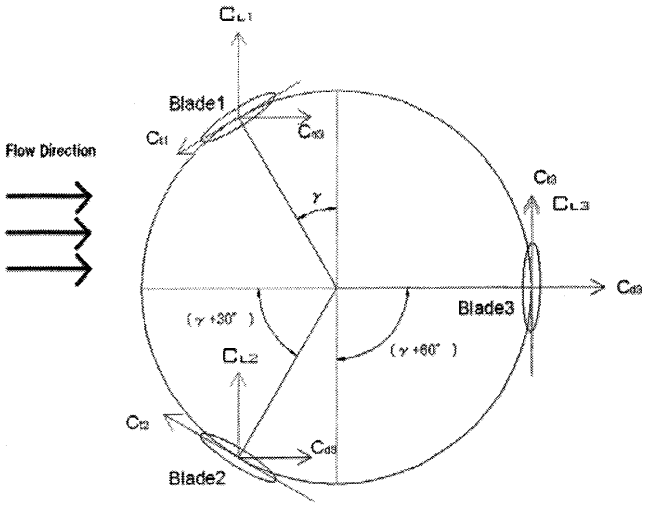


Fig.2 Schematic of Wind Turbine

3.2 解析条件

本研究では、2 次元 3 枚翼ジャイロミル型風車を解析対象とした。静止状態（周速比 λ=0）での低風速における風車翼に作用する流体力を求めるための解析条件を Table.1 に示す。

Table.1 Analysis Condition

主流風速 U_0	5.0E-1[m/s]
翼弦長 D_0	3.0E-1[m]
空気密度 ρ	1.21E+0[kg/m³]
動粘性係数 ν	1.48E-5[m²/s]
計算時間刻み dt	6.0E-2[s]
レイノルズ数 Re	1.01E+4
取付角 β	10~-70[deg] (10[deg]刻み)
回転角 γ	0~110[deg] (10[deg]刻み)

4. 解析方法及び解析結果

4.1 揚力係数と抗力係数

Fig.4 に空気力の定義を示す。揚力係数 C_L は流れ方向と直角方向の成分である揚力の無次元数であり、(3)式で定義される。

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho U_0^2 D_0} \qquad (3)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

また、抗力係数 C_D は流体力の流れ方向成分である抗力の無次元数であり、(4)式で定義される。

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho U_0^2 D_0} \quad (4)$$

ここで、L は揚力、D は抗力、$\frac{1}{2}\rho U_0^2$ は動圧、D_0 は翼弦長を表す。

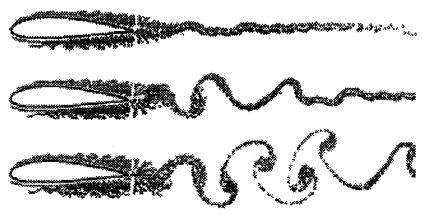


Fig.3 Flow Pattern of Blade No.1(β=0°, γ=0°)

Fig.3 は計算結果の一例で、取付角 β=0° 、回転角 γ=0° の場合に Blade1 の下流に流出する渦の様子を示している。経過時間 3.5[s]の時、翼の下流側にカルマン渦列が形成され始め、経過時間 4.5[s]では完全にカルマン渦列を形成していることが分かる。さらに時間が経過すると翼周りの流れは安定状態に入る。

4.2 回転力係数

回転力係数 C_T は翼に作用する回転方向の力を無次元化したものである。C_T の値が大きいほど風車の回転力は大きくなる。回転力係数 C_T、揚力係数 C_L 及び抗力係数 C_D の定義を Fig.4 に示す。ここで、C_T は反時計回りを正とする。

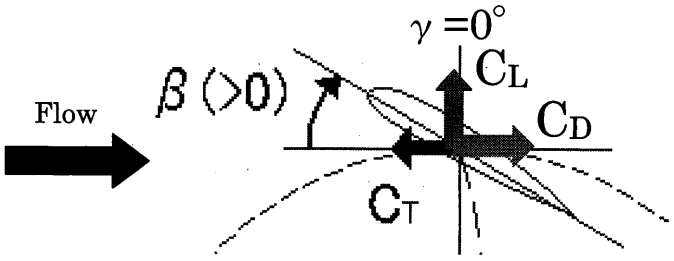


Fig.4 Schematic of Fluid Forces

次に、Blade1 から Blade3 までの各翼の回転力係数 C_{Ti} (i=1,2,3) の計算式を(5)式から(7)式に示す。

$$\text{Blade1: } C_{T1} = -C_{D1}\cos\gamma - C_{L1}\sin\gamma \quad (5)$$

$$\text{Blade2: } C_{T2} = -C_{L2}\cos(\gamma+30°) + C_{D2}\sin(\gamma+30°) \quad (6)$$

$$\text{Blade3: } C_{T3} = C_{D3}\cos(\gamma+60°) + C_{L3}\sin(\gamma+60°) \quad (7)$$

風車全体の回転力係数 C_T は(8)式に示すように C_{T1} から C_{T3} までを合計して求めた。

$$\text{Total: } C_T = C_{T1} + C_{T2} + C_{T3} \quad (8)$$

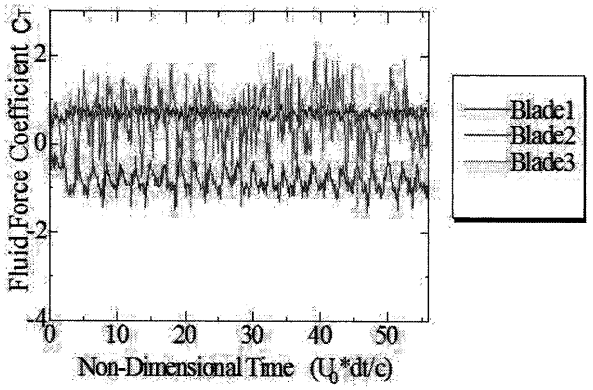


Fig.5 Time Variation of Rotational Force Coefficient (β=0°, γ=0°)

Fig.5 に、β=0° 及び γ=0° における各翼の回転力係数の時間履歴を示す。Blade3 は Blade2 の下流側に位置するため、Blade3 の C_T の変動は大きくなっている。Blade2 と Blade3 の C_T の時間平均は正の値であり、風車の回転力として寄与しているが、Blade1 の C_T は負値であるため回転を抑止することになる。起動性能を向上するには、正の C_T を大きくし、負の C_T を小さくすれば良い。

4.3 平均流体力

方位角毎に翼取付角をパラメータとして計算を行い、風車回転力が最大となる最適取付角を翼毎に求める際、無次元時間 (U_0*dt/D_0) に対する回転力係数 C_T の変動を調べた。Fig.6 に、β=0° 、γ=0° における各翼の C_T の時間履歴を示す。また、一例として、瞬時のフローパターンを Fig.7 に示す。

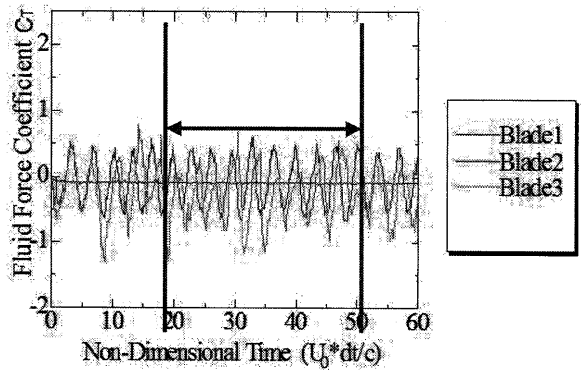


Fig.6 Rotational Force Coefficient (β=0° γ=0°)

Fig.7 を見ると C_T が周期的に変動しているのが見て取れる。Blade1 の C_T は変動が小さく抑えられているのに対し、Blade2、Blade3 は風向に対して各々 γ=

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

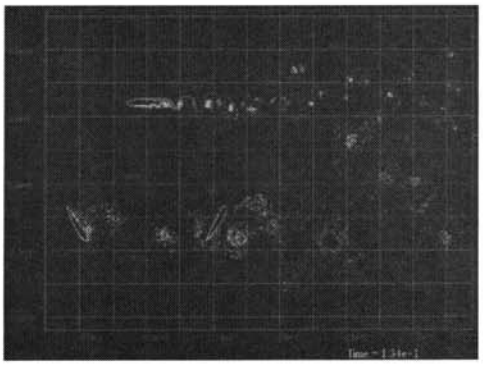


Fig.7 Flow
(β=0° γ=0°)

120° とγ=240° に位置しているので C_T の変動振幅は大きい。また、Blade3 は Blade2 より C_T が不規則に変動している。これは Fig.7 のフローパターンを見て分かるように、Blade2 の後流が Blade3 干渉して生じたものと思われる。Fig.7 の図中に示すように、C_T が周期的に安定状態に入った無次元時間 19~50 の間の C_T の平均値を求め、以後の回転力係数とした。

4.4 全体の回転力係数

Fig.8 に、全翼の取付角同じ値に設定した場合の C_{T1} から C_{T3} までを合計した全体の回転力係数 C_T と方位角γとの関係を、翼取付角をパラメータとして示す。

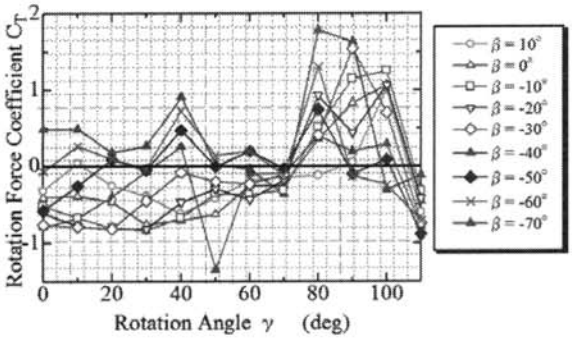


Fig.8 Rotational Force Coefficient (Total)

Fig.8 を見ると、C_T が最大となる最適取付角は、γ =0° ~40° ,80° ~90° ,110° ではβ=-70° 、γ=50° ~60° ではβ=-60° 、γ=70° ではβ=-50° 、γ=100° ではβ=-10° であることが分かる。本解析により、最適取付角は回転角に対して変化することが分かった。ただし、ほとんどの回転角範囲で最適取付角はβ=-70° であった。図を見ると、取付角によっては C_T が負の値を示している。これは、今回の設定風速では、多くの取付角で起動が困難であることを示している。よって、それを改善すべく Blade1 から Blade3 までの C_T の変化を検証する必要がある。

4.5 各翼の回転力係数

4.5.1 Blade1 Fig.9 に Blade1 における回転力係数と回転角の関係を示す。Fig.9 を見ると、全てのβにおいて、回転角の殆どの範囲で C_T は負になっているが、回転角γ=80° ~100° ではβ=-70° で C_T が大きく増加していることが分かる。例えば、γ=80° で起動開始するときは、Blade1 ではβ=-70° が最適取付角であるが、他の回転角では C_T が最大となる取付角に設定するように制御（ピッチコントロール）すると良い。

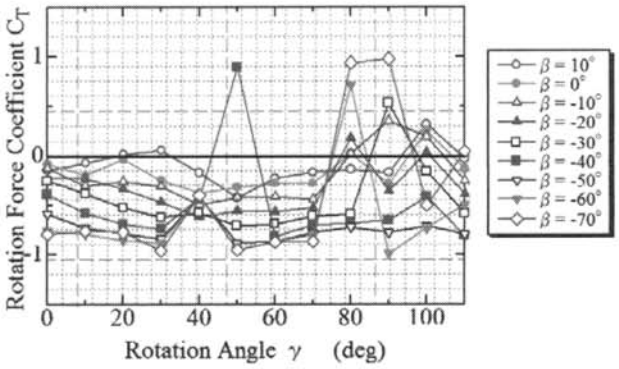


Fig.9 Rotational Force Coefficient (Blade1)

4.5.2 Blade2 Fig.10 に Blade2 における回転力係数と回転角の関係を示す。

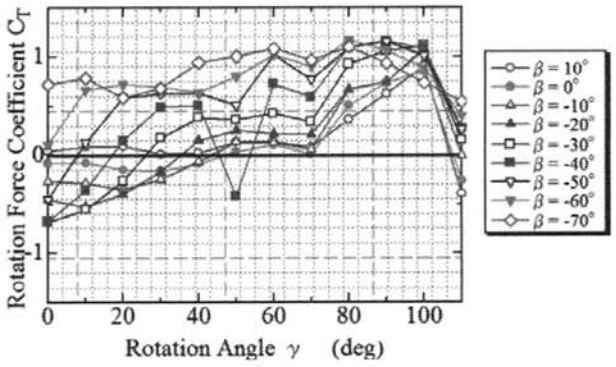


Fig.10 Rotational Force Coefficient (Blade2)

Fig.10 を見ると、殆どの回転角範囲で C_T は正となっている。Blade2 はβ=-70° が最適取付角といえる。

4.5.3 Blade3 Fig.11 に Blade3 における回転力係数と回転角の関係を示す。

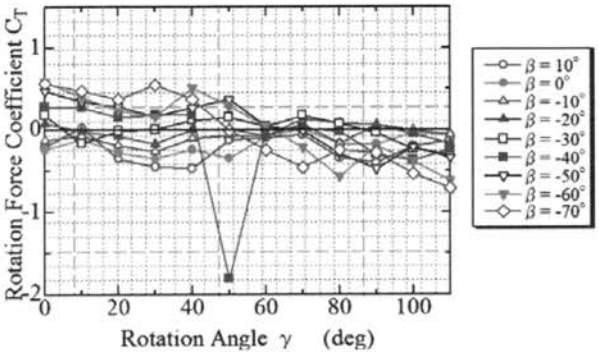


Fig.11 Rotational Force Coefficient (Blade3)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig.11 を見ると、すべての取付角で、C_T は右肩下がりに単調減少している。これは回転が進むにつれて上流側に位置する Blade1 の後流が影響を及ぼしていると考えられる。Blade3 の最適取付角は、γ の増加に伴い-70° から-10° へと変化している。

4.6 各翼最適取付角

Fig.9~Fig.11 の結果から、各翼の回転角毎の最適取付角を求めた結果を Table.2 に示す。回転角毎に各翼の最適取付角を設定した場合と、全翼が同じ最適取付角の場合の、C_T の比較を Fig.12 に示す。全翼が同じ最適取付角の C_T は、Fig.8 において回転角毎に C_T が最大となる包絡線を示している。

Fig.12 を見ると、全翼を同じ最適取付角に設定した場合より、各翼に対して最適取付角を設定した場合の方が起動性能は格段に向上することが明らかになった。

Table.2 Optimum Setting Angle on Azimuth Angle

θ	最適取付角		
	Blade1	Blade2	Blade3
0°	0°	-70°	-70°
10°	10°	-70°	-70°
20°	10°	-60°	-70°
30°	10°	-60°	-70°
40°	10°	-70°	-60°
50°	-40°	-70°	-50°
60°	10°	-70°	-30°
70°	10°	-70°	-30°
80°	-70°	-60°	-30°
90°	-70°	-50°	-20°
100°	10°	-30°	-10°
110°	-70°	-70°	-10°

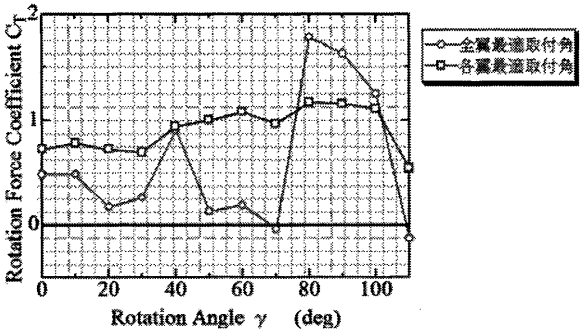


Fig.12 Comparison of Rotational Force Coefficient (1: optimum setting angle in all blades and 2: optimum setting angle in each blade)

5. 結論

渦法を用いて、静止状態の 3 枚翼ジャイロミル型風車に突然一様流が流れる場合の風車周りの流れのシミュレーションを行った。各翼に作用する流体力から風車の回転力を求め、回転角毎の各翼最適取付角を求めた。

本解析により、回転角毎に全翼を同一の最適取付角に設定するより、回転角毎に各翼の最適取付角設定を行う方が回転開始時の回転力は大きくなり、起動性能が大きく向上することが明らかになった。

参考文献

(1) (財) 日本エネルギー経済研究所、アジア/世界エネルギーアウトルック 2007、第 399 回定例研究報告会 (2007)

(2) 江口正一、石井進、平本政明、野口常夫、平野孝典、田中英穂、藤本一郎、風車用切欠き翼の空力特性に関する研究、ガスタービン学会第 33 回定期講演会講演論文集 (2005)、pp. 107-111

(3) 井上亮二、藤本一郎、平野孝典、平本政明、石井進、垂直軸型風車の空力特性に関する研究 (周速の影響)、第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2008)、pp. 79-83

(4) Khairil Akmal bin Nan、平野孝典、藤本一郎、平本政明、Reinhard Niehuis、ジャイロミル型風車の非定常空力特性に関する実験的研究、第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集(2011)、pp. 181-185

(5) 平野孝典、石井進、平本政明、田中英穂、藤本一郎、渦法による風車翼周りの流れの数値シミュレーション、ガスタービン学会第 34 回定期講演会講演論文集 (2006)、pp. 85-89

(6) 本郷悠、平野孝典、藤本一郎、ジャイロミル型風車のピッチコントロールによる起動性能向上に関する研究、第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会 (釧路) 講演論文集 (2012)、pp. 135-139

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

B-9

小型ジェットエンジンを利用した加熱ジェットの騒音及び空力計測

*大宮　修一郎（東大院），酒井　英充（東大院），和田　恵（サイエンスサービス），
生沼　秀司（JAXA），石井　達哉（JAXA），金子　成彦（東大）

Noise and Aerodynamic Measurement of Heated Jet Using a Small Jet Engine

*Shuichiro OMIYA(Tokyo Univ.), Hidemitsu SAKAI(Tokyo Univ.), Kei WADA(Science Service),
Hideshi OINUMA(JAXA), Tatsuya ISHII(JAXA) and Shigehiko KANEKO(Tokyo Univ.)

ABSTRACT

One of the significant noise sources of jet engine is jet noise, and it is known that mixing devices which are attached to nozzle lip and enhance mixture of high speed flow and surrounding air are effective for jet noise reduction. However, thrust loss is also induced by a noise reduction device, and many investigations have to be conducted to optimize balance between noise reduction and thrust loss. If low-cost and short-time investigations are conducted before large-scale engine test, development of devices becomes more effective. This paper describes a new facility to evaluate both noise reduction and aerodynamic performance by small-scale test. A small model jet engine is used to generate hot jet.

Key words: Jet Noise, Heated Jet, Thrust, Model Jet Engine, Mixing Device, Nail

1．はじめに

民間用航空エンジンの主要な騒音源の一つとしてジェット騒音が挙げられる．ジェット騒音は，ノズルから噴射される高速流と周囲空気との間に生じるせん断に起因する．せん断によって生じた下流側での大規模構造渦がジェット騒音源となる．ジェット騒音の放射音響パワーは排気速度に依存することから[1]，ジェット流速を僅かでも低減することは騒音低減に繋がる．例えば，バイパス比の増加は，排気平均速度を下げてジェット騒音を低減する．過去数十年でエンジンの高バイパス比化が進み，近年ではバイパス比が 10 を超えるエンジンも現れている．とはいえ，航空機騒音抑制への社会的要請は根強く，国際民間航空機関（International Civil Aviation Organization: ICAO）では，現行規制値から累積 7EPNdB の強化が導入される見込みであり，ジェット騒音低減は離陸騒音マージン強化にとって不可欠の課題である．バイパス比の向上に加えて，ミキシングデバイスを付加することも有益なジェット騒音低減手段である．ミキシングデバイスは，ジェットに擾乱を与えて，高速流と周囲空気のせん断を弱めてジェット混合騒音の低減を狙う．

ミキシングデバイスの例として，近年ノズルリップを波状に加工したシェブロン（Chevron）ノズルが研究され実用段階に至っている[2]．シェブロン先端部の侵入量と付加騒音のバランスが重要となる．シェブロンに比べて小さい突起物をもってジェット騒音を低減するべく，ノッチ，マイクロジェットなどが研究されてきた[3][4]．ノッチは，離陸時の推力性能への影響を抑えつつ，側方騒音レベル軽減に効果が認められる．マイクロジェットは，巡航時にオフとすることで空力性能への影響を無くすることが期待できる．これらの折衷であるネイルは，片面にエッジを付けた針状の突起物を挿入することで混合促進を図る[5-8](Fig. 1)．

ミキシングデバイスの騒音性能を模型レベルで評価する際に，加熱ジェットを使って騒音と推力を同時に計測することができれば，エンジン試験前の性能予測と基礎試験へのフィードバックの両

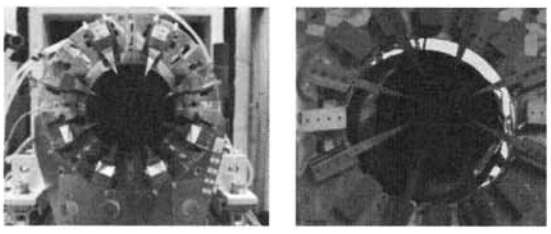


Fig. 1 Jet noise reduction device; nails.
Left: 50mm-nozzle , right: 260mm-nozzle.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

面で有益である．加熱ジェットの模型試験には，電気や燃焼器を使った加熱ジェットの発生方法が一般的であるが，初期コスト，稼働率，推力計測等で困難を伴う．筆者らは，加熱ジェット発生装置として小型ジェットエンジンを採用し，これを無響設備内で運転することで，加熱ジェットの騒音と推力を計測する装置を試作し，改良を加えてきた．本報は，加熱ジェットの試験装置の構成，試験方法について報告する．また，ミキシングデバイスとしてネイルを例に取り，試験結果を紹介する．

2．試験装置

2.1 装置の構成

試験装置は，加熱ジェット発生装置である模型用ジェットエンジン，運転試験架台，騒音試験用の無響風洞から成る．加熱ジェットを発生させて騒音計測する場合には，電気或は燃焼による加熱空気をノズルに導入することが考えられる．しかし，ノズルの熱変形を含めた推力計測に技術的困難を伴う．騒音と推力を同時に計測するために，小型ジェットエンジンを推力架台上で運転する方式を採用した．

本装置は，効率の良いパラメータ試験を可能とする反面，データの扱いに留意も必要である．例えば，排気ノズル径が 50 mm であり，高温ジェット速度を考慮するとジェットのレイノルズ数は $Re \sim 10^5$ と推算される．この場合，ジェット混合騒音のスケール則を含めた議論には，大スケールの（大 Re 数の）試験結果との検証が必要となる．つまり，この装置は基礎的な非加熱の模型試験と実機級エンジン試験の中間に位置づけられ，騒音と推力のバランスを検証することに重点を置いた装置といえる．

2.2 ジェットエンジン

エンジンは JETCAT 社製 P160SX を使用した．エンジンは電動モータ始動方式の一軸ターボジェットエンジンであり，定格推力は 160N，回転数は 125000rpm である．燃料として潤滑油を混合した JET-A1 を用いる．このエンジンを Fig. 2 のように無響風洞内の試験架台上に設置して運転し，排気側に加熱ジェットを形成する．

騒音と空力計測のために，オリジナルエンジンに比べて，構造面で次の改良を加えた（Fig. 3）．まず，インテーク部分では入口側のカウルを取り外し，ベルマウスを備えた直径 64 mm のインテークパイプを設置した．ベルマウスには，接続ダクトを介して絞り流量計に接続できる構造とした．これは，インテークパイプ内の圧力センサに関して流量校正を行うためである．

またタービン出口側には，テイルコーンのついたサーベイリングに換装し，その後部にテイルパイプ（上流端直径 68.3 mm）を取り付けた．テイルパイプ長は，先のエンジン試験とテイルパイプ長／直径比を合わせた．サーベイリング及びテイルパイプの内部に全圧，全温レークを取り付けた．これらの計測値から，排気ジェットのマッハ数，速度を推定する．テイルパイプ端部には，供試ノズルを取り付ける．騒音試験では，出口形状が円形のノズル（Baseline Nozzle）に対してミキシングデバイスを付加した形態を比較する．本報で紹介する Baseline Nozzle は出口直径 50 mm とする．

エンジンの制御システムを Fig. 4 に示す．エンジンの運転では，無線式比例制御式コントローラ（以下，プロポ）を用いる．JETCAT のデジタルプロポは，PC 上でスロットル位置（以下，クリック数）を設定できる．クリック数に対して，内蔵回転パルス信号，エンジン排気（EGT）を検出して，専用 ECU（Engine Control Unit）が，目標回転数となるように燃料ポンプの出力制御を行う．

2.3 試験架台

ジェットエンジンを載せて推力を受け止める架台を Fig. 3 に示す．架台は，無響風洞床面に固定した支柱に取付けられる．エンジンと試験架台は，無響風洞の矩形吹き出しノズル（750 mm ×750 mm）直後に固定されている．無響風洞は，幅 5.8 m，高さ 2.5 m，奥行き 13.5 m の壁面を吸音処理した空間への吹き出し式となっており，排気循環はせずに，専用の排風機で排気ガスを屋外に強制排出する．エンジン運転中は，排気ガス排出とエンジン冷却を兼ねて風速 3 m/s 以下の微風を維持する．運転前の暗騒音と推力値は事前に計測し，データを補正する．架台には，燃料のバッファタンク，補助燃料ポンプ，流量センサ，ECU，センサ増幅器，空気冷却装置，安定化電源，エンジンデータロガー（GRAPHTEC 社製 midi LOGGER GL820）を備え，そのデータは LAN を経由して風洞外部の PC に取り込む．

推力の測定には，ビーム型ロードセル（共和電業社製　Type LUB-30KB）を用いた．ロードセルは架台上で水平方向に固定されている．架台の上には板ばねによってサポートフレームが支持されており，サポートフレームは 4 点支持の板バネによってジェット軸方向に揺動可能な構造となっている．サポートフレーム上に固定した模型エンジンを起動するとロードセルを押す方向に発生する推

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

力を受ける．ロードセルの校正には，基準錘を使って水平方向静荷重を加えて推力校正関数を求めた．

2.4 空力性能評価

圧力センサ，温度センサの配置を Fig. 3 に示す．全圧管，静圧管，熱電対をインテークパイプの上流・下流，サーベイリング，及びテイルパイプに設置し，複数回の試験結果から性能評価に使用する計測位置を決定した．静圧計測は，インテーク側及びテイルパイプ側の内壁表面で行った．インテーク側では，全圧管，熱電対ともにインテークパイプ上流のジェット軸中心から 5 mm の位置で計測を行った．また排気においては，テイルパイプ内で全圧管，熱電対ともに軸中心から 27 mm の位置とした．データロガーに収録した圧力・温度・回転数の時間データはサンプリング速度 500 ms で 30 秒間の平均値を求めた．

ノズルの空力性能を評価するために，ノズル圧力比（NPR：Nozzle Pressure Ratio）を参考とした．ここでの NPR は，テイルパイプ内全圧 $P_{t,6}$，外気圧力 P_1 を使って次式で定義する．

$$NPR = \frac{P_{t,6}}{P_1} \tag{1}$$

評価に必要な量として，マッハ数 M_j，排気速度 V_j，実流量 Q_m，実推力 F_m を求める．

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}\left(NPR^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)} \tag{2}$$

$$T_{s,7} = T_{t,6}\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}M_j^2\right)^{-1} \tag{3}$$

$$V_j = M_j\sqrt{\kappa R T_{s,7}} \tag{4}$$

$$Q_m = \rho_{air} A_{in} \overline{V} \tag{5}$$

ここで，R は気体定数，κ は比熱比であり，$T_{t,6}$ は全温，$T_{s,7}$ は静温を表す．実流量は，インテークパイプ内の圧力計測を基に算出した．この際，事前に絞り流量計を繋いで流量校正を行った．インテークパイプの入口に，長さ 5 m のフレキシブルダクトを繋ぎ，その上流端に絞り流量計（東京計装製 Type-HDT1100-SRC1,Normal : 140-1400m^3/h）を設置し，各レート設定（クリック数）での流量と圧力値から質量流量を求めつつ，インテークパイプ内の圧力表示値との相関を得た．また実推力 F_m はロードセルによって計測した値である．

本試験の際には，フレキシブルダクトを取り外して，インテークパイプ内の圧力，温度から校正関数を基に，流量を決定した．流量，推力は外気条

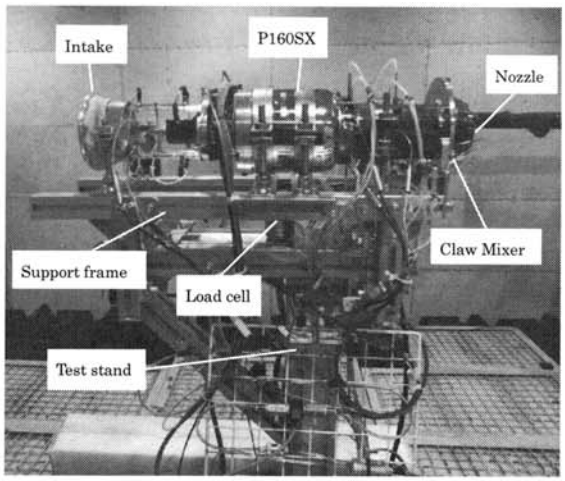
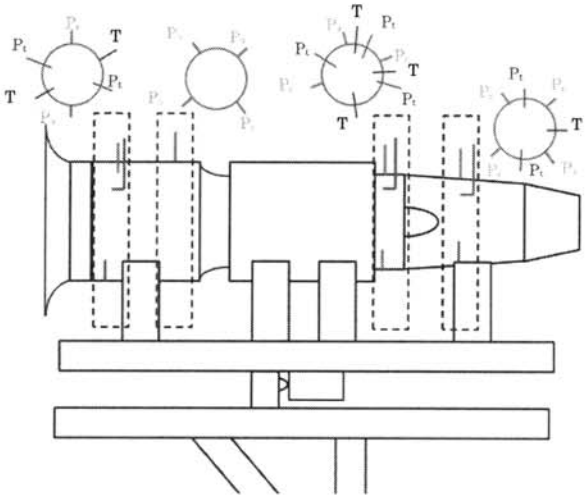


Fig. 2 Converted small jet engine: P160SX.


Fig.3 Schematic view of sensor positions.

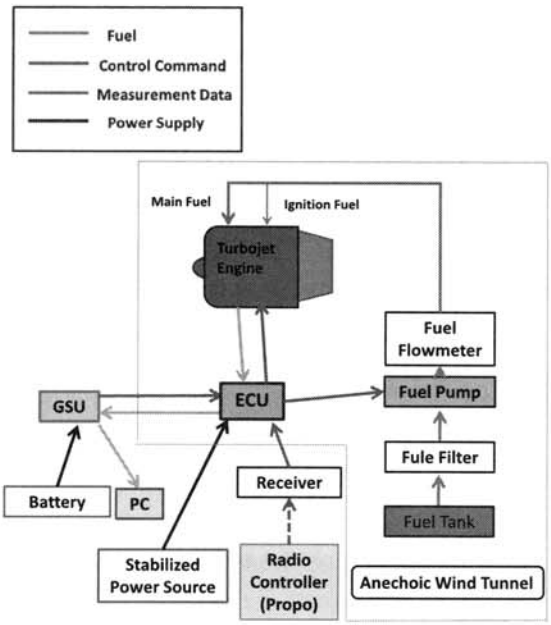


Fig.4 Control system of small jet engine.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

件の影響を受けるため，標準大気の温度 $T_{1,a}$，圧力 $P_{1,a}$ を基に温度係数φ，圧力係数δを使って修正量を決める．

$$\varphi = \frac{T_1}{T_{1,a}}, \delta = \frac{P_1}{P_{1,a}} \quad (6)$$

$$N_c = \frac{N_m}{\sqrt{\varphi}} \quad (7)$$

$$Q_{m,c} = Q_m \frac{\sqrt{\varphi}}{\delta} \quad (8)$$

$$F_{m,c} = \frac{F_m}{\delta} \quad (9)$$

ノズル性能を評価するには，流量係数 C_d と推力係数 C_v を求める．

$$C_d = \frac{Q_{m,c}}{Q_{th,c}} \quad (10)$$

$$C_v = \frac{F_{m,c}}{Q_{m,c} V_j} \quad (11)$$

ここで $Q_{th,c}$ は理論流量値であり，ノズル断面積と流速の積から求められる．推力係数はノズルの流量当たりの推力を表す．従ってデバイスが付加されてエンジンサイクルが変化しても，ノズル自体の推力性能を評価できる指標となる．つまり，騒音低減に加えて，推力係数を基準ノズルの推力係数に近づけることがデバイス設計の決め手となる．

2.5 放射騒音評価

試験は吹出式の無響風洞内で行った．その全体図を Fig. 5 に示す．ジェット騒音の計測には，エンジンを中心とする 2.0 m の円周上に置いたマイクロホンを用いた．ジェット軸を基準とする放射角は 20°から 90°まで 10°おきとした．20°方向はノズル排気の影響を避けるべく，4 m の位置に設置した．各計測点は，自由音場型 1/4 インチコンデンサマイクロホン（B&K 社製 Type 4939）を設置した．マイクロホンは，変換アダプタを介して 1/2 インチプリアンプ（B&K 社製 Type 2669），コンディショニングアンプ（同社製 Type NEXUS）に繋げた．

コンディショニングアンプの出力は，多チャンネル同時収録装置（National Instruments 製 PXI Express-PXIe-8133 及び同-PXIe-1071）に入力した．サンプリング周波数は 200kHz で 10 秒間の時間データを収録しつつ，プログラミング言語 LabVIEW で FFT 解析した．得られる狭帯域データを，ノズルから 2m の位置の騒音値に距離補正しつつ，圧縮機，タービン等の離散周波数除去をソフトウエア上で行った後 1/3 オクターブバンドデータを得た．

2.6 試験条件

エンジンを運転する際には，段階的に出力レートを上げながらその都度騒音測定を行った．プロポのクリック数と NPR の関係を Fig. 6 に示す．プロポのクリック数を順に上昇させるサイクルを 1 山として一度の運転で 2 山の試験を行った．クリック数 1 の場合は，エンジンのアイドル運転となる．クリック数 22 の場合はエンジンの最高回転数の 90%程度の出力レートに相当し，この時の排気ジェットのマッハ数は，50 mm ノズルで，M_j ～ 0.78 であった．クリック数は 1 から 22 までとした．

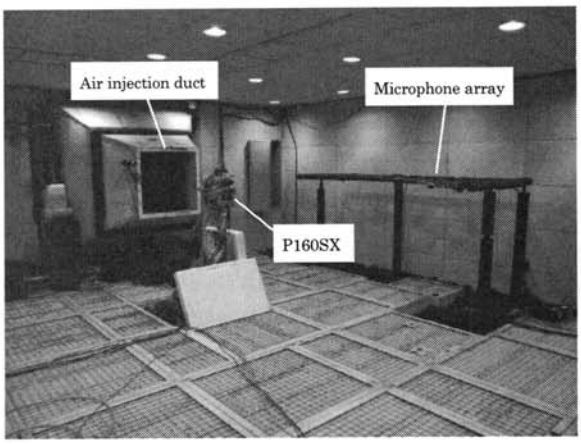


Fig. 5 Anechoic wind tunnel of JAXA.

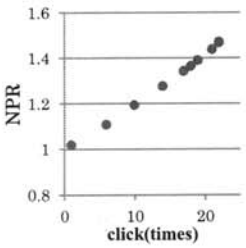


Fig. 6 NPR response on click number.

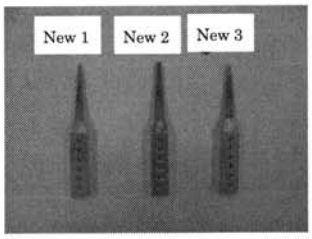


Fig. 7 Different variations on Nails.

騒音低減デバイスについては，ネイルをサポートフレームに取り付けた状態で台座に固定した．ネイルはその先端がジェットせん断層に触れるよう設置角度と侵入量を調整した．ネイルの形状については，Fig. 7 に示す 3 種類のネイル（Type New 1，New 2，New 3）を使用した．New 1 は New 2 より細いネイルであり，New 3 は New 2 の先端のみを尖らせている．ネイルはジェット軸に対して侵入角度 30°で固定し，侵入量はノズル内径に対して 15%と 30%とした．

3． 試験結果

3.1 空力計測

本報では，プロポのクリック数を 22 回とした場合($M_j \fallingdotseq 0.78$)の試験結果を中心に報告する．ネイルを装着しない状態（Baseline）で試験を行った場合の修正推力 $F_{m,c}$，修正流量 $Q_{m,c}$，ジェット流速 V_j，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

及び排気温度 EGT を Fig. 8 に示す. Baseline 試験においては 1 山目と 2 山目の結果もほぼ重なり，再現性を確認することができた．EGT に見られる 1 クリック時のずれは，アイドル維持時間が短く，直前の 22 クリック時の温度の影響を受けていると考えられる．

次に，ネイルを装着した場合の空力性能を比較する. Fig. 9 に各条件の流量係数 C_d を示す. Baseline に対していずれのネイルミキサを装着した場合も，ネイルのブロッケージ量に応じて圧力比の上昇と C_d 値の低下が見られる．ネイルの挿入は実質上ノズル断面積の減少となり，ノズル絞り側に作動が動くことが原因である．

Fig. 10 に推力係数 C_v を示す．ネイルを装着した場合，C_v 値は Baseline に対して同等またはそれよりも低下する．C_d 値から推測されるように，ネイルによって実流量の低下があるものの，推力係数は Baseline よりも低下する傾向を示す. ネイルごとの推力係数 C_v 値に着目すると, New1 の 15%と 30%, New2 の 15%，New3 の 15%において Baseline に近い値となり，New2 の 30%，New3 の 30%の場合では 1%程度小さい．これはジェットに対するネイルの侵入量が大きいとネイルによる擾乱がコア流に干渉し，推力損失が起こるという先行研究 [7]による知見を裏付けている．また New 1 の場合 30%の侵入量でも推力低下が小さい．これはネイル Type New 1 が他の 2 つに比べて細く，主流に対する干渉が小さいためであると考えられる．

ネイルの形状と配置は，挿入量と角度ともに，以前の試験 [5)6)]に比べるとそのブロッケージ量を減らした結果，推力損失は 2-3%の減少に止まる．但し，現在の試験装置は，フィードバック制御を組み込んでおらず，正確に同じ圧力比条件とはならない．レートによっては，プロポの離散数値に幅があるため，データ補完に一定の誤差が避けられない．様々な試験要求に沿うために，NPR 値や流速を基準とする制御系を付加することは今後の課題となる．

3.2 騒音計測

本試験装置では空力計測と同時に騒音計測を行うことが可能である．本報では 3.1 の空力性能に対応する騒音低減について報告する．

ノズルにデバイスを取り付けると，ブロッケージの増加による流量，推力の低下や EGT の増加によるジェット流速の増加が起こる．本試験では，それぞれのデバイス条件ごとに流速－修正推力曲線を求め，Baseline と同じ推力を得る流速となるよ

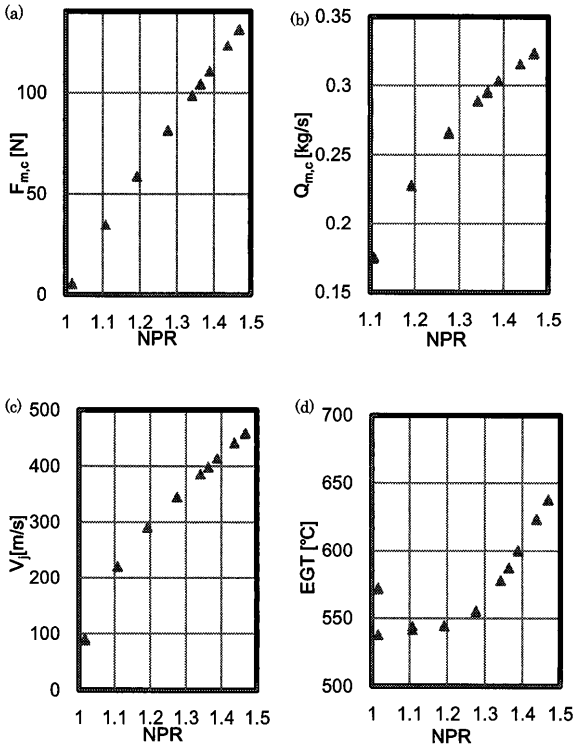


Fig. 8 Engine parameters with regard to NPR
(a)Corrected Thrust, (b)Corrected mass flow, (c)Exhaust Velocity, and (d)Exhaust gas temperature.

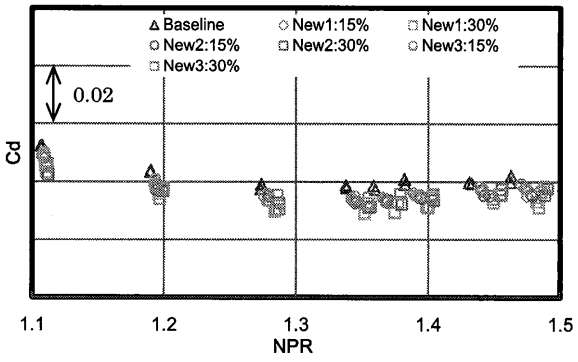


Fig. 9 Mass flow rate coefficient.

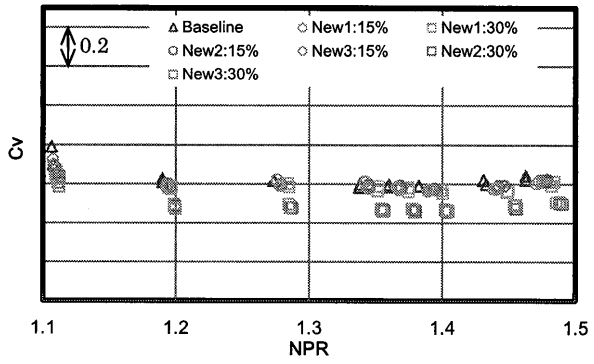


Fig. 10 Thrust coefficient.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

うに騒音値を修正した．騒音値は次式によって補正される．

$$SPL' = SPL + 10\,log_{10}\left(\frac{V_{j,after}}{V_{j,before}}\right)^{n} \qquad (12)$$

ここで $V_{j,before}$ は計測時，$V_{j,after}$ は同推力となる流速を表す．指数 n は一般的には 8 と言われるが，実際は計測角度 θ と周波数によって異なる．そこでそれぞれの計測点について，1/3 オクターブバンド周波数における n の値を算出し，周波数，角度ごとに騒音値を補正した．

測定した騒音値の例としてネイル Type New2 を 30%侵入させた場合の周波数特性を Fig. 11, 各ネイル条件，計測点角度 θ における OASPL の低減量を Fig. 12 に示す．周波数特性では，20,000 Hz 以下の低い周波数で広帯域騒音が低減され，それ以上の高周波数域では騒音の増大が見られた．これは、ネイルが引き起こす擾乱によって，ジェット後方の大規模構造渦の発達が抑制され，代わりに小さな渦による高周波数騒音が発生するためである．OASPL では，同一侵入角度に対するネイルの侵入量と騒音低減量の相関も認められる．以前のネイルの形態に比べて，侵入角度と侵入量の抑制が高周波数側の騒音増加を抑制する傾向が提案され，非加熱ジェットの騒音試験でその傾向が示唆されている [8]．本加熱試験においても，同じ騒音低減傾向が認められる．

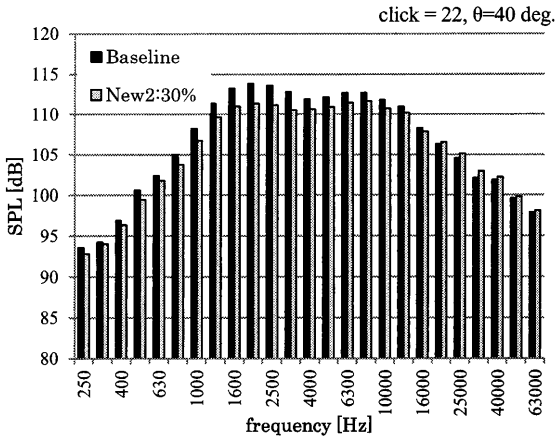


Fig. 11 Frequency response by conical nozzle and Claw Mixer(Type New2:30%).

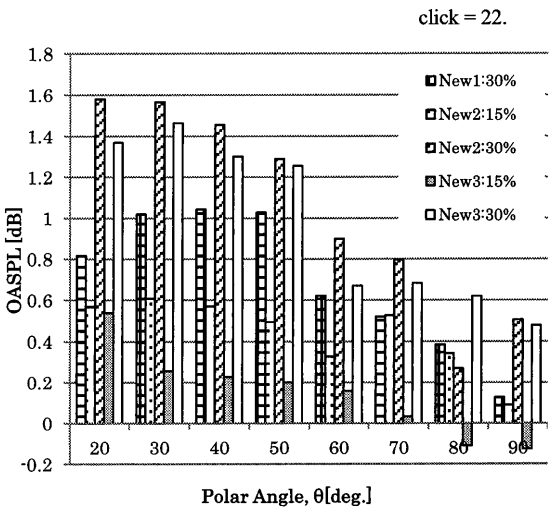


Fig. 12 OASPL reduction by Claw Mixers.

4．まとめ

ジェット騒音低減デバイスの評価を模型レベルで効率よく行うことを目的として，小型の模型エンジンを活用した加熱ジェット試験装置を構築してきた．今回は、基準ノズルとネイル付ノズルについての基礎試験結果を報告した。

基準ノズルについて、修正推力，修正流量，流量係数並びに推力係数などノズル空力性能を騒音データと共に評価することが可能となった．ジェット騒音低減デバイスとして、ネイルを適用したところ、騒音及び空力について、予想の性能を得て、非加熱ジェット試験の結果を裏付けることができた。

最後に，本試験の騒音試験やデータ解析においては，IHI (株)の田中望氏及び大石勉氏からは貴重なアドバイスを頂いた．ここに感謝する。

参 考 文 献

1) Lighthill, M. J., 1952, “On Sound Generated Aerodynamically: 1. General Theory,” Proc. Roy. Soc. Lon. (A), 211, pp.564-587.
2) Zaman, K. B. M. Q., Bridges, J. E., and Huff, D. L., 2010, “Evolution from 'Tabs' to 'Chevron Technology'–a Review,” International Journal of Aeroacoustics, 10(5&6), pp. 685-710.
3) 石井達哉, 生沼秀司, 長井健一郎, 田中望, 大庭芳則, 大石勉：混合制御デバイスを使ったジェット騒音抑制，第 38 回ガスタービン学会定期公演会，B-22, (2010)．
4) Ishii, T., Tanaka, N., Oinuma, H., and Oishi, T., 2012,”Hot-Jet Noise Test of a Revised Notched Nozzle,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69507.
5) Nakamura, S., Ishii, T., and Ishikawa, H., Mixing Device by Sharp-Edged Nails, Internoise-2012-798 (2012).
6) Ishii, T., Oinuma, H., Nagai, K., Nakamura, S., and Ishii, Y., 2012, “Experimental Study of a Claw Mixer,” AIAA Paper 2012-2301.
7) 榎本俊治，山下建志，石井達哉：騒音低減デバイスを装着したジェット流れの LES 数値予測, 第 44 回航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム (2012)．
8) Ishii, T., Enomoto, S., Nakamura, S., and Ishikawa, H., 2013, “Jet Flow Control Using a Claw Mixer,” International Conference on Jets, Wakes and Separated Flows-2013-1016.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

B-10

流れ制御デバイスによるフィルム冷却性能の向上

船﨑　健一，*中田　諒大，川端　浩和（岩手大），田川　久人，堀内　康広（日立製作所）

Improvement of Flat Plate Film Cooling Performance by Flow Control Device

*Ryota NAKATA, Ken-ichi FUNAZAKI, Hirokazu KAWABATA,(Iwate Univ)
Hisato TAGAWA and Yasuhiro HORIUCHI(HITACHI, Ltd.)

ABSTRACT

This paper deals with effects of flow control devices (FCDs) on flat plate film cooling. Aiming for improvement of film effectiveness of discrete cooling holes, a new type of device is invented and patented by the authors. The performance of base-type FCD applied conventional cylindrical is thoroughly investigated and reported in this study. The cooling hole pitch is an important parameter in this study to explore a possibility of reducing the cooling air by the application of the FCD. Three hole pitches, 3.0*d*, 4.5*d* and 6.0*d*, are examined, where *d* is a hole diameter. It is found that the applied FCDs are quite effective in increasing the film effectiveness.

Key words: High pressure turbine, Film cooling, Flow control

1．はじめに

近年，人類社会はエネルギー消費問題及び地球温暖化問題に直面していることや，電力需要の増加等を背景としてガスタービンには，さらなる高効率化が求められている．ガスタービンの高効率化手法として，タービン入口温度の高温化が挙げられる．しかしながら，タービン入口温度の高温化に伴い，燃焼器直下流に位置する高圧タービン部は過酷な熱負荷に曝されることから，コンポーネントの冷却に広く採用されているフィルム冷却には，より一層の高性能化が求められる．また，冷却に用いる冷却空気は，圧縮機からの抽気となるために，冷却空気量削減も同時に求められる．

高効率化なフィルム冷却を達成するためには，冷却孔下流に発生する Counter Rotating Vortex Pair(CRVP)を制御，抑制することが重要であるが，その制御手法としては，冷却孔出口形状を変化させる手法と，冷却孔周囲の形状を変化させる手法などが挙げられる．近年のガスタービン用フィルム冷却に用いられる冷却孔は，冷却孔出口形状を変化させた Shaped hole[1]が広く採用されている．この Shaped hole は，単純円筒形状の冷却孔と比較して高いフィルム効率を示すことが知られているが，比較的加工コストが高いのが欠点である．一方で，冷却孔周囲の形状を変化させた手法としては，冷却孔上流に三次元のデバイス[2]を設けたものなどが Shaped hole に代わる技術として，過去に提案されているが，Shaped hole と比較して高い性能を示す例は少ないのが現状である．

そこで本研究では 2 つの三次元形状の流れ制御デバイス(Flow Control Device: FCD) を冷却孔上流に流れ方向に対し，斜めに取付けることにより，フィルム冷却における流れ場を制御し，単純円筒形状の冷却孔でありながら，Shaped hole に近い性能を示すことと，冷却孔ピッチを拡大することで冷却空気削減の可能性を探ることを目的として調査を行った．

記号

BR	吹き出し比	C_p	全圧損失係数
d	冷却孔直径, mm	*DR*	密度比
$\dot{m}$	流量	*P*	圧力 Pa
Re	レイノルズ数	*T*	温度, K
u, v, w	流速	*U*	流れ方向流速 m/s
ζ	流れ方向渦度	η	フィルム効率
θ	無次元温度	ρ	密度 kg/m^3
ς	流量平均全圧損失		

添え字

∞	主流	*2*	二次空気
f	流体	*t*	総量
w	壁面		

2．実験

2.1　実験装置

図 1 に実験装置の外観図を示す．計測には，岩手大学の所有する回流式風洞を使用した．主流は主流用送風機で供給し，風洞内で整流及び縮流された後，260mm × 620mm のアクリル製矩形テストセクションダクトへ流入する．二次空気は，主流とは別の送風機により供給され，層流流量計を経て，プレナムチャンバーに流入する．また，二次空気流路途中には，二次空気加熱用のヒーターが設置してあり，伝熱試験の際はこのヒーターを用いることで，二次空気を加熱し，主流との温度差を実現している．主流入口流速は，ピトー管を用いてテストセクションダクト入口より 150mm 下流の位置で計測している．本研究では，フィルム冷却性能を伝熱，空力の両面

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

から評価するために，伝熱試験と空力試験を行っており，それぞれ試験時のセッティングが異なる．壁面フィルム効率の計測時は，セレン化亜鉛(ZnSe)製の円形計測窓を供試体正面に設置することで，赤外線カメラ(NEC Avio)による供試体壁面温度の計測を可能としている．

3D-LDV(Laser Doppler Velocimetry)による流れ場計測は，ダクト側面に設置してある3軸トラバース装置に，LDVプローブを取り付けることで試験を行う．この際，ZnSe製の計測窓は取り外して，アクリル板と交換している．また，空間温度場計測，全圧損失計測の際は，LDV計測を行った際と同様の3軸トラバース装置を使用してプローブを設置している．テストセクションダクト側面には，ABS樹脂製の平板供試体が取り付けられており，表面には黒色塗料を塗布している．

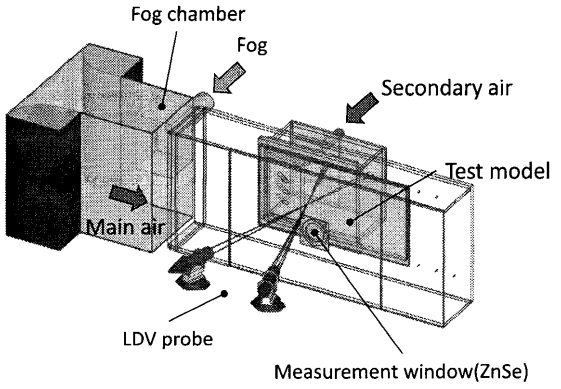


Fig.1 Experimental facility

2.3 供試体形状

図2に本研究で用いた冷却孔形状を示す．本研究では，冷却孔形状を変化させるために，供試体冷却孔部分をはめ込み式としている．本研究で使用した冷却孔形状は，単純円筒型のCylindrical holeと，冷却孔出口が拡大しているShaped holeの2種類であり，傾斜角α=35degである．供試体の冷却孔スロート直径d=20mmで，供試体の厚さは$2d$(40mm)である．また，冷却孔はスパン方向に三つ配置している． Shaped holeの冷却孔出口におけるLaid back角βと拡大率γはそれぞれ10degとなっている．また，本研究では冷却孔ピッチpの効果を調査するために，p=3.0d, 4.5 d, 6.0 dの3種類の供試体を使用している．

2.4 Flow Control Device(FCD)

FCDはフィルム冷却における冷却孔下流の流れ場を制御することを目的として製作した．図3にFCD形状と設置位置を示す．今回使用したFCDは三次元の半楕円体形状となっており，FCDの曲面形状は楕円体の方程式によって決定している．本研究ではパラメトリックスタディーを行い，Kawabataら[2]の採用したFCDと比較して，高いフィルム効率を示したことから，本形状，設置条件を採用した．CDの高さ(H)，短辺，長辺はそれぞれ0.5d, 0.5 d, 2.0 dとなっている．また，FCD底部にはフィレットが設けてあり，フィレット半径は0.15 dである．FCD設置位置に関しては，冷却孔中心より1.5 d上流の位置に，それぞれ流れ方向に対して30度の開き角度を持つように設置しており，FCD中心間の距離は0.75 dである．本研究では，FCDをCylindrical holeに取り付け，FCDを取り付けない場合の条件と性能比較を行っている．冷却孔形状とFCDの組み合わせは表1に示す．

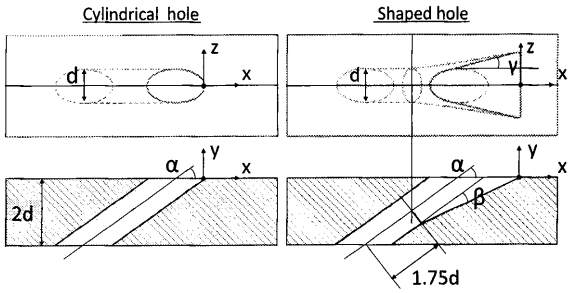


Fig.2 Film cooling hole geometries

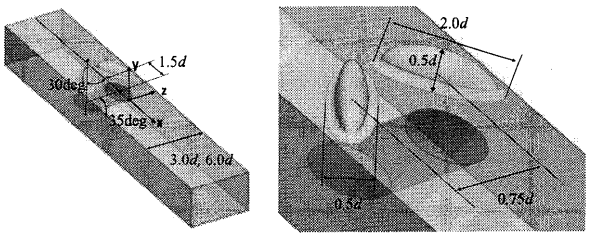


Fig.3 Test model and flow control device

Table 1 Combination of cooling hole geometries and FCD

	Hole geometry	p	FCD
C.H._3.0d	Cylinrical hole	3.0d	×
C.H._4.5d		4.5d	
C.H._6.0d		6.0d	
S.H._3.0d	Shaped hole	3.0d	×
S.H._4.5d		4.5d	
S.H._6.0d		6.0d	
C.H. FCD_3.0d	Cylinrical hole	3.0d	○
C.H. FCD_4.5d		4.5d	
C.H. FCD_6.0d		6.0d	

2.5 実験条件

本研究では，冷却孔直径dを代表長さとし，主流レイノルズ数Re=16,400とした．吹き出し比(BR)は式(1)で定義し，BR=0.5, 1.0の2条件で実験を行った．二次空気を加熱して行う伝熱試験時の主流と二次空気の密度比$DR(=\rho_2/\rho_\infty)$=0.85であり，二次空気を加熱しない空力試験ではDR=1.0としている．またx/d=0における99%境界層厚さは約1.0dであり，主流乱れ度(Tu)は1%程度である．

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \qquad (1)$$

3．計測手法

3.1 伝熱試験

(1)壁面フィルム効率

本研究では，赤外線カメラを用いて供試体壁面の温度

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

を計測することにより，式(2)で示されるフィルム効率 η を算出している．フィルム効率 η の算出には Kawabata ら [2]の用いた過渡応答法を用いている．実験時の主流温度はテストセクションダクト入口に設置した熱電対，二次空気温度は上下 2 つの冷却孔内に設置した熱電対で取得した温度の平均でそれぞれ定義する．撮影範囲は x 軸方向に $0 \leqq x/d \leqq 10$，スパン方向には，各冷却孔 1 ピッチ分とした．赤外線カメラで計測した温度は，実験後に行う較正試験で得た較正曲線により，較正を行った．

$$\eta = \frac{T_\infty - T_w}{T_\infty - T_2} \tag{2}$$

(2)空間温度場計測

供試体壁面法線方向の空間温度場を計測するために，櫛形熱電対を使用した伝熱計測を行った．実験には Kawabata ら [2]が使用したものと同様の櫛形熱電対を用いている．計測は x/d=3.0 の位置で行い，計測範囲は，スパン方向に 5mm 間隔で $-3.0 \leqq z/d \leqq 3.0$，壁面法線方向には，$0 \leqq y/d \leqq 2.5$ で 1mm 間隔，計 50 点のトラバース計測を行った．また，本研究では式(3)で無次元温度を定義し，T_f は計測点毎の温度を示す．

$$\theta = \frac{T_f - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \tag{3}$$

3.2 空力試験

(1)全圧損失係数計測

計測には Kawabata ら [2]が用いたものと同様の櫛形全圧プローブを使用しており，計測は，計測可能最下流位置である x/d=20.0 の位置で行った．計測範囲は，スパン方向に 10mm 間隔で $-3.0 \leqq z/d \leqq 3.0$，壁面法線方向には，$0 \leqq y/d \leqq 2.5$ とし，壁面法線方向に 1mm 間隔 50 点のトラバース計測を行った．全圧損失係数 C_p を式(4)で定義し，$P_{t,ref}$ は式(5)で定義しており，プレナム手前の配管で取得した全圧を二次空気全圧として定義している．また，各全圧管は標準 L 型ピトー管で較正を行っている．

$$C_p = \frac{P_{t,ref} - P_t}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2} \tag{4}$$

$$P_{t,ref} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_2 + \dot{m}_\infty} P_{t,2} + \frac{\dot{m}_\infty}{\dot{m}_2 + \dot{m}_\infty} P_{t,\infty} \tag{5}$$

(2)流れ場計測

本研究では，冷却孔下流の三次元流れ場を計測するために，3D-LDV(Dantec 社製)を用いた計測を行った．計測は x/d=3.0 の位置で行い，計測範囲は $-3.0 \leqq z/d \leqq 3.0$，$0 \leqq y/d \leqq 2.5$ で，各方向 2mm 間隔の計測を行った．各点におけるサンプリング数は 750 点としている．また，LDV 計測を行うには，流れ場にトレーサー粒子を混入する必要があるため，テストセクションダクト入口より 220mm 上流から主流に粒子を混入しており，計測に使用した粒子の平均径は 1μm である．また，流れ方向渦度を式(6)で定義する．

$$\zeta = \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \tag{6}$$

4．結果と考察

(1)壁面フィルム効率

図 4,5 に実験で得られた冷却孔 1 ピッチ分の壁面フィルム効率分布を示す．コンター上の白線は供試体の継ぎ目である．図 4 には BR=0.5 における，壁面フィルム効率コンターを示す．p=3.0d において，C.H., S.H.は FCD を設けない形態であるが，S.H.は冷却孔出口が流れ方向及び，スパン方向に拡大していることにより，二次空気の運動量が低減され，壁面への付着性が向上している．このため，冷却孔出口付近の局所的なフィルム効率が高くなっており，二次空気のスパン方向への拡散性も C.H. に比べると大きいことがわかる．また，FCD を設けた C.H. FCD は C.H., S.H.に比べ，二次空気がスパン方向に広く分布しており，隣の冷却孔からの二次空気と干渉している様子も見受けられる．これは FCD から発生した渦により，冷却孔下流の流れ場が二次空気の壁面付着性と，スパン方向の拡散性を向上させるような流れ場になっているためであると考えられる．また，C.H.と比較して，冷却孔出口付近における，局所のフィルム効率も若干向上していることがわかる．冷却孔ピッチが 4.5d, 6.0d に拡大したモデルに関しては，p=3.0d と 1 ピッチ当たりで比較して C.H., S.H.で二次空気の付着していない範囲が増加しているが， C.H. FCD では，FCD を設置したことにより二次空気拡散性が向上しているため，p=4.5d, 6.0d において，他の形態に比べて広い付着面積を有していることを確認できる．

図 5 には BR=1.0 における，壁面フィルム効率分布を示す．吹き出し比の増加に伴い，二次空気の運動量が増加し，CRVP が強まるために，全体的に二次空気の壁面付着性は BR=0.5 の条件に比べて低下している．特に，C.H.では，二次空気の Lift-off 効果が顕著に表れ，全冷却孔ピッチに渡り，壁面付着性が著しく低下している．しかしながら，S.H. 3.0d, 4.5d, 6.0d においては，二次空気運動量の低減効果が発揮されたことと，Laid back の効果により，C.H.と比較して，局所のフィルム効率は高い値を示している．また，FCD を設けた C.H. FCD に関しては，冷却孔形状が C.H.であり，C.H.は高吹き出し比条件でフィルム効率が極端に低下するものの，FCD 無しのモデルに比べ，BR が増加しても高い壁面付着性とスパン方向拡散性を維持している．

図 6 には各引き出し比における，各形態の単位面積($0 \leqq x/d \leqq 10$，$-3.0 \leqq z/d \leqq 3.0$) 当たりの面平均フィルム効率を示す．この結果は全て C.H. 3.0d の結果で正規化している．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

また，p=4.5d, 6.0d においては，冷却孔ピッチがそれぞれ p=3.0d の 1.5 倍，2 倍であり，同じ BR でも，単位面積当たりの二次空気流量は 2/3 または，半分であるため，全体的にフィルム効率は減少している．図 6(a)を見ると，p=3.0d~6.0d の全ピッチにおいて，C.H.に比べ S.H., C.H. FCD の両形態は高いフィルム効率を示した． FCD を設けた C.H. FCD については，全ピッチに渡って，S.H.の効率をも上回っている．さらに，C.H. FCD は，冷却孔ピッチを拡大した p=4.5d, 6.0d においても，FCD 無し C.H. 3.0d モデルより高いフィルム効率を示しており，少ない二次空気量で効率良く冷却がなされていることを表している．

図 6(b)には BR=1.0 における,各形態の面平均フィルム効率を示す．この結果についても，C.H. 3.0d の結果で全て正規化した．BR=1.0 においては，二次空気の Lift-off により，C.H.の性能が極端に低下している関係で，相対的に S.H., C.H. FCD は全ピッチで，高い面平均フィルム効率を示しており，特に p=3.0d においては，S.H., C.H. FCD は 4 倍以上のフィルム効率となっている．BR=1.0 においては，C.H. FCD は S.H.の面平均フィルム効率を上回ることはできなかった．これは，S.H.は吹き出し比の変化に強く，BR=1.0 の条件でもフィルム効率の低下が小さいためである．しかしながら，C.H. FCD は S.H.のフィルム効率に迫っており，全ピッチに渡り，S.H.と同等の性能を示している．このことから，FCD 設置による性能の向上を顕著に確認でき，BR=0.5, 1.0 において C.H.に FCD を設置することで S.H.を上回る，もしくはそれに近いフィルム効率を出せることと，ピッチを拡大しても FCD 無しの C.H. p=3.0d の効率を上回ることを示すことができた．

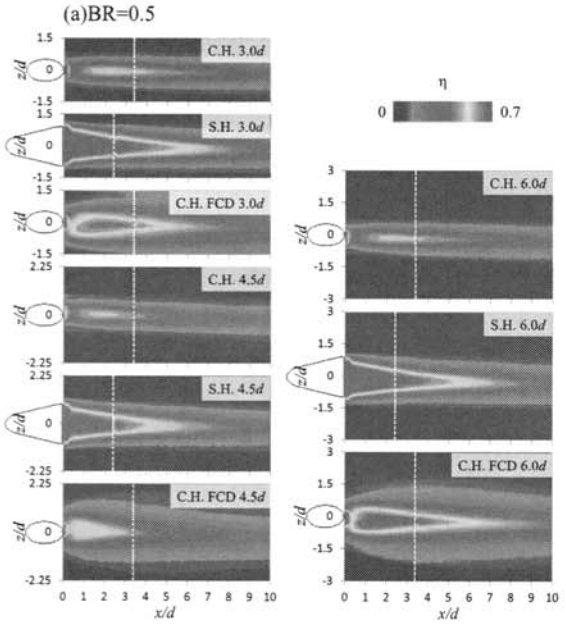


Fig.4 Film effectiveness distribution for each hole pitch: (a)BR=0.5

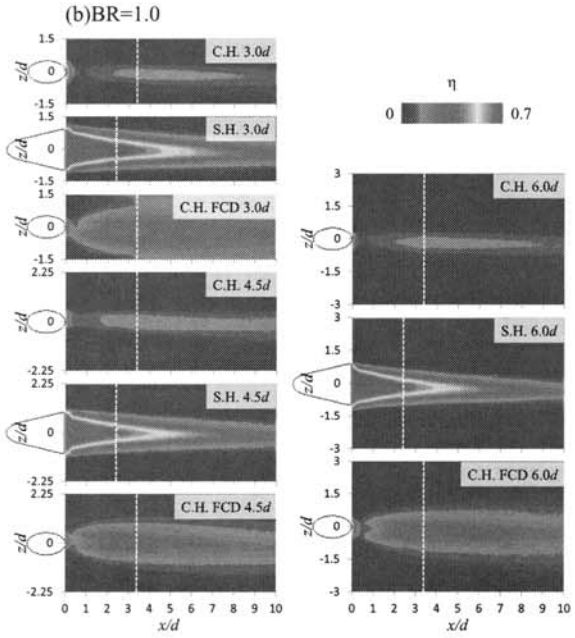


Fig.5 Film effectiveness distribution for each hole pitch: (b)BR=1.0

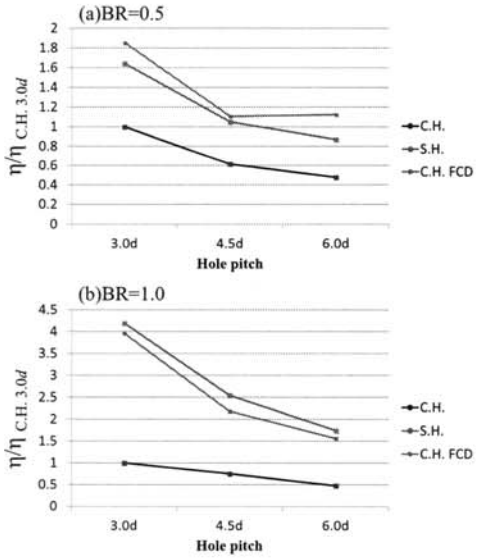


Fig.6 Spatially averaged film effectiveness for each hole pitch: (a)BR=0.5, (b)BR=1.0

(2)空間温度場分布

図 7(a)に実験で取得した BR=0.5 における，各形態の無次元温度の分布を示す．p=3.0d の形態では，計測範囲内に冷却孔が 3 つ存在しているために，それぞれのコンター に，両端の冷却孔から吹き出した二次空気を確認できる．C.H.と S.H.を比較すると，C.H.に比べ，冷却孔出口が拡大している S.H.では二次空気の Lift-off が抑制されるために，壁面付着性が高く，無次元温度の高い領域も壁面寄りに存在しており，前述したとおり壁面フィルム効率でも C.H.よりも高い値を示した. FCD を設置した形態である C.H. FCD は，FCD から発生する縦渦によって壁面付着性とスパン方向の拡散性が大幅に向上している

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ため，隣り合った冷却孔から吹き出した二次空気同士が互いに干渉し合っている様子(領域(A))が確認でき，その領域(A)では，二次空気の巻き上がりを確認できる．C.H. FCD は，この広い拡散性と，高い付着性により，高いフィルム効率を示していたと考えられる．p=4.5d, 6.0d においては，p=3.0d の条件と同様に S.H.は，C.H.に比べて二次空気の付着性が高くなっており，無次元温度の高い領域がより壁面近くに存在していることがわかる．また，FCD を設置した C.H. FCD の条件では，二次空気の付着性，スパン方向拡散性ともに向上している．さらに，温度場の端では二次空気の巻き上がりがわずかに確認できるが，p=3.0d と違い，FCD から発生した縦渦どうしの干渉が起こっていないために，二次空気の巻き上がりも弱くなっている．

図 7(b)には BR=1.0 における，実験で取得した各形態の無次元温度の分布を示す．吹き出し比の増加に伴い，CRVP が強まるために，BR=0.5 の条件と比べて温度場が壁面から離れていることが分かる．また，C.H.では無次元温度コアの値自体も低くなっており，主流とのミキシングが促進されていると考えられる．しかしながら，S.H. では BR が増加しても，壁面付近に無次元温度の高い領域が存在し，二次空気の付着性を保っている.C.H. FCD においては，二次空気のコアは若干壁面から離れるものの，FCD の効果により，付着性を維持しており，高い拡散性のため，二次空気どうしの干渉も確認できる．S.H. と C.H. FCD は前述の通り，同等のフィルム効率を示していたが，二次空気の付着面積としては C.H. FCD のほうが，全ピッチに渡って，優位になる傾向にあった．

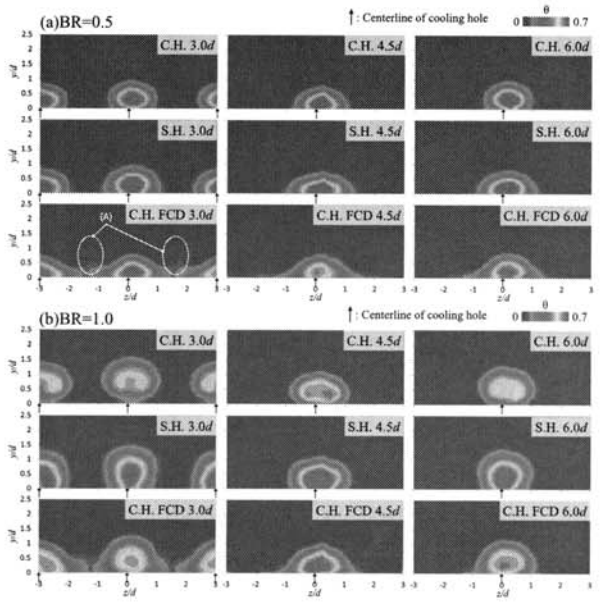


Fig.7 Local temperature on normal planes to model surface: (a)BR=0.5, (b)BR=1.0

(3)全圧損失係数計測

定量的な空力性能の評価を行うために，-3.0≦z/d≦3.0, 0≦y/d≦2.5 の範囲で流量平均した全圧損失係数を，各冷却孔ピッチ毎に図 8(a), (b), (c)に示す．各冷却孔ピッチにおける結果は，二次空気吹き出しを行わず，FCD を設けない場合の結果で正規化している．全冷却孔ピッチにおいて，二次空気の吹き出しを行わない場合でも，FCD を設置した条件では，FCD から生成した縦渦と主流とのミキシングが起こるため，FCD 無しの条件と比較して，全圧損失が増加していた．

図 8(a)p=3.0d では，BR=0.5 においては，C.H.と S.H.の損失は同程度となっているが，FCD を設置した形態については，FCD を設けない C.H.に比べて損失が大きくなっていることがわかる．これは，二次空気吹き出しによる二次空気と主流とのミキシングによる全圧損失と，FCD から発生する縦渦と主流空気とのミキシングによる全圧損失のためであると考えられる．BR=1.0 においては，BR=0.5 と比較して S.H.の損失は上昇しているものの，C.H.の損失が減少しており，C.H.では主流に運動量を与えている可能性がある[3]ためであると考えられる．図 8(b), (c)は p=4.5d, 6.0d の形態であり，この計測範囲に存在する冷却孔は 1 つであるので，先ほどの p=3.0d に比べて，単位面積当たりの二次空気流量は少なくなっている．しかしながら，基本的な損失の傾向は p=3.0d の条件と変わらず，FCD を設けた形態では損失が比較的高くなっていたおり，吹き出し無し条件と比較して，約 1.4 倍~1.6 倍程度の損失増加となっていた．

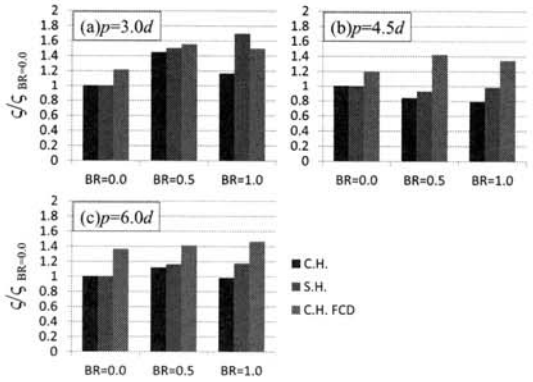


Fig.8 Mass averaged total pressure loss coefficient : (a)p=3.0d, (b) p=4.5d, (c)p=6.0d

(4)三次元流れ場計測

図 9(a), (b), (c)に 3D-LDV による流れ場計測で取得した x/d=3.0 における，流れ方向渦度のコンターを示す．また，y/d<0.2 の領域は，壁面反射の影響で十分なサンプリングが得られなかった部分があったことから，データの記載は行っていない．

図 9(a)，吹き出し無し，FCD 無しの条件においては，主だった渦は確認することができない．しかし，FCD を設置した条件においては，p=3.0d から 6.0d まで全ての条件で，FCD 存在位置下流において渦のペアを確認することができる．これは FCD から発生した縦渦である．特に，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

p=3.0dにおいては，FCDどうしの間隔が狭いために，隣り合ったデバイスから発生した渦どうしが干渉しており，互いに強め合うような渦であるため，p=4.5d, 6.0dに比べ渦が大きくなっている．ピッチが拡大するにつれて，FCDどうしの距離が離れていくために，この縦渦は小規模化していく傾向にある．しかしながらこの渦は，どの冷却孔ピッチにおいても，冷却孔センターライン位置では，二次空気を壁面に押さえつけ，拡散を促進するような向きになっている．また，渦どうしが干渉している部分では，二次空気を巻き上げる向きの渦度となっている．

図9(b)はBR=0.5の渦度コンターを示す．C.H., S.H.を見ると二次空気吹き出しによるCRVPが形成されていることが分かる．このCRVPは二次空気の壁面からのlift-offを促進し，冷却性の悪化を招く原因となっている．しかしながら，S.H.ではC.H.と比較してCRVPを構成する時計回り，反時計回りの渦が離れて存在していることと，CRVPの強度自体も弱くなっていることから付着性の高い流れ場を形成していると考えられる．また，FCDを設置したC.H.FCDにおいては，図に示す，渦(A)は二次空気吹き出しにより発生したCRVPであり，渦(B)はFCDから発生した縦渦である．FCDを設けた形態ではC.H.と比べて，CRVPが弱まっていることから，FCDを設置することで，FCDから発生する縦渦がCRVPを抑制し，フィルム効率改善に寄与していると考えられる．

図9(c)にBR=1.0の渦度コンターを示す．吹き出し比が増加したことにより，BR=0.5に比べ，冷却孔から発生するCRVPが強まっていることがわかり，この傾向は特にC.H.において顕著に表れ，S.H.におけるCRVPはC.H,と比較すると小規模であることがわかる．しかし，FCDを適用したモデルC.H.FCDでは縦渦の大きさはBR=0.5と同程度であり，依然としてCRVP抑制効果を発揮していると考えられる．

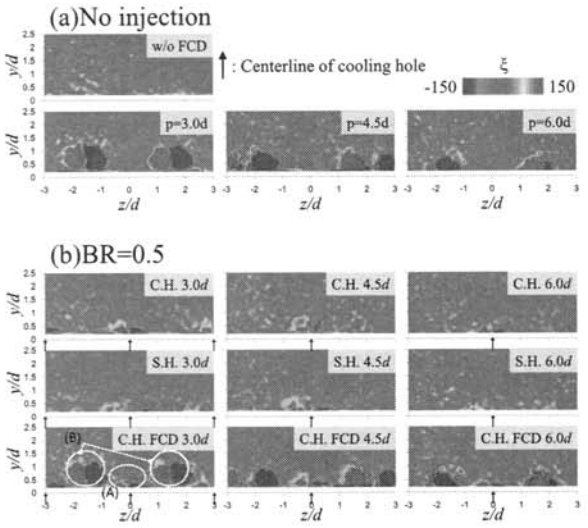


Fig.9 Velocity fields at x/d=3.0 Vorticity : (a)No injection, (b) BR=0.5

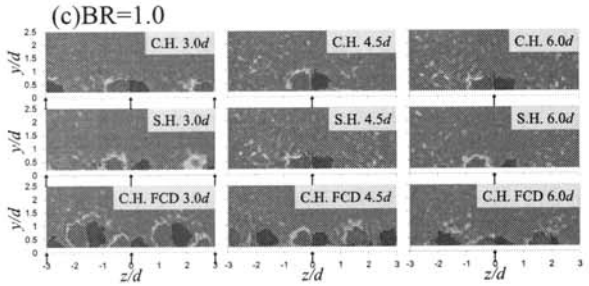


Fig.9 Velocity fields at x/d=3.0 Vorticity : (c)BR=1.0

5．結言

本研究ではフィルム冷却性能の改善，向上を目的として，FCD を冷却孔上流に取り付け実験を行った．以下に，本研究により得られた知見を示す．

- BR=0.5において，C.H.FCDは，FCDを設けないC.H., S.H.よりも高いフィルム効率を示した．また，BR=1.0においても，C.H.FCDはS.H.と同等のフィルム効率を示した．
- C.H.FCDは冷却孔ピッチを広げた場合，C.H.3.0dに比べ,単位面積当たりの二次空気流量が減少しているにも関わらず，フィルム効率は高くなっていた．このことより，FCDを冷却孔上流に設置することで冷却空気量を削減できる可能性が示された．
- FCDを設けた形態では，FCD無しの条件と比較して，空力損失は増加する傾向にあった．
- FCDを設けた形態では，FCDから発生した縦渦がCRVPと逆回転であることが流れ場計測の結果から明らかになった．この縦渦により，二次空気の壁面付着性，拡散性が向上した．

謝辞

本研究は，経済産業省資源エネルギー庁から，エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている．ご支援に対し深く感謝の意を表する．

参考文献

1)Chia, H, L., Graham P., Peter I."Influence of Film Cooling Hole Angles and Geometries on Aerodynamic Loss and Net Heat Flux Reduction" ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45721

2) Kawabata. H., Funazaki. K., Ryota. N., Daichi. T., "Experimental and Numerical Investigations of Effects of Flow Control Devices Upon Flat-Plate Film Cooling Performance" ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95197

3) Ranjan. S., Jens. F., Torsten F.,"Suction and Pressure Side Film Cooling Influence on Vane Aero Performance in A Transonic Annular Cascade" ASME Turbo Expo2013, GT2013-94319, 2013

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会(那覇)講演論文集，2013.10

【研究報告】

B-11

燃焼振動下にある希薄予混合弱旋回燃焼器内の火炎と速度場の非定常特性

*金井洸太(早大院)，立花繁(JAXA)，山本姫子(早大)，
吉田征二，鈴木和雄(JAXA)，佐藤哲也(早大)

Unsteady characteristics of the flame and velocity field in a lean premixed low-swirl combustor under combustion instability

*Kota Kanai(Graduated school of Waseda Univ.), Shigeru Tachibana(JAXA),
Himeko Yamamoto (Waseda Univ.), Seiji Yoshida, Kazuo Suzuki(JAXA), Tetsuya Sato(Waseda Univ.)

ABSTRACT

Mechanism of the combustion instability in a lean premixed low-swirl combustor with mixture inhomogeneity is investigated by detailed laser measurements. Global flow structures of the unsteady inhomogeneous mixture flame are firstly clarified by the PIV data. The dynamic features of the flow field are compared with the data of the unsteady homogeneous mixture flame in the literature. It is also found from the PIV data that the flame anchoring position locates near the merging point of the impinging and inner shear layer flows. The anchoring position slightly shifts downstream for the lower downstream fuel percentage condition possibly due to the leaner local equivalence ratio in the region. The $\bar{c}_{Mie}$ contour shows a cyclic motion of a bulge structure. The bulge of fresh gas, which is considered a traveling vortex ring of fresh gas mixture, is periodically moving along the outer shear layer and merging with the stationary vortex flame near the wall.

Key words: Combustion instability, Low-swirl, premixed flame

1. はじめに

ガスタービンやジェットエンジンによる環境負荷を低減させるため，低 NOx 燃焼器の開発が行われている。NOx 排出量は燃焼温度に依存しており，燃焼温度が高いほど燃焼反応時に生成される NOx が多くなる。排出量を削減するためには，燃焼温度を低く抑えることが出来る希薄予混合燃焼が有効である。しかし希薄予混合燃焼器では，燃焼振動が発生しやすくなるという問題がある [1]。燃焼振動による大きな圧力変動はエンジン部品の損傷や騒音の増加に繋がるため，発生を防止する必要がある。燃焼振動は，乱流燃焼場と音響とが相互に干渉した複雑な現象であるため，その発生メカニズムを把握することが重要である。

本研究では，弱旋回バーナーを組み込んだ希薄予混合モデル燃焼器を用いて燃焼振動実験を実施した。弱旋回バーナーは，米国 Berkeley 研究所のグループによって乱流燃焼の基礎研究用に開発されたバーナーである [2]。低エミッション性に優れるため，様々な燃料に対応したガスタービン燃焼器への適用化研究が進められている [3,4,5]。この燃焼器による燃焼振動及び火炎の非定常挙動をテーマとした研究は，比較的近年始められた [6-12]。このうち自励燃焼振動の研究例としては，Therkelsen et al.[9]，Davis et al.[10]，Tachibana et al. [11,12] がある。Therkelsen et al.[9]は，メタン及びメタン－水素混合ガスを燃料とした均一予混合燃焼器において発生した自励燃焼振動下の非定常火炎挙動を報告している。メタン火炎においては，燃焼器入口角部から放出された剥離渦がせん断層に沿って移流し，火炎後端の壁面衝突位置に存在する定在的な渦に合流を繰り返す様子を示した。Tachibana et al.[11,12]は，弱旋回燃焼器の自励燃焼振動において，全体当量比が一定であっても，局所的な当量比分布の違いによって，燃焼安定性が敏感に変化することを報告している。燃焼振動を駆動する主要因は，Therkelsen et al. と同様に剥離渦と壁面近傍火炎との相互作用にあるものの，燃料分布が不均一で当量比ピークが内側せん断層に近い領域に位置する場合に振動が強められ，逆に外側せん断層側に当量比ピークがシフトすると振動が弱められることを示した。これら燃料濃度に不均一性のある燃焼場の非定常な特性は，これまでのところ，火炎自発光画像計測による発熱分布計測とレーザー誘起プラズマ分

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

光分析(LIPS)法による局所当量比分布計測による結果からのみ論じられてきた。保炎メカニズムの詳細や火炎構造の変化を明らかにするためには，流速や燃焼進行度変数の空間的な構造と非定常挙動を明らかにする必要がある。

本研究では，この燃料濃度不均一条件において，新たにPIV計測とオイルミストのMie散乱画像計測を実施し，計測データの解析によって，全体的な速度場の構造とその非定常特性，保炎メカニズム，そして未燃ガス領域の挙動を明らかにする。

2. 実験及び計測装置

2.1 実験装置

実験に用いた弱旋回燃焼器は，Tachibana et al. [11, 12] と同一のものである。装置の概要を Fig.1 に示す。燃焼器に組み込まれた弱旋回バーナーは，Petersson et al. [13] と同じ設計である。燃焼室の上流側は直径 50 mm の円管ノズルとなっており，燃焼室入り口から 68 mm 上流側にスワーラの下流端が位置している。スワーラは 8 枚の軸流ベーンで構成され，下流端で 37 度の傾斜角をもっている。PIV 計測によって求められたスワール数は約 0.55 である[13]。スワーラの中心部は，従来型の軸流スワーラにみられるようなプラフボディではなく，多孔板(直径 38 mm の円板に直径 3 mm の孔が 37 個)が取り付けられており，この領域には軸方向流れがある。燃料のメタンガスは，装置の上流側と下流側の 2 系統に分岐されている。上流側燃料はスタティックミキサーの上流側で噴射され，空気と十分に混合された状態で燃焼器に流入する。一方，下流側燃料は，燃焼室入口から 143.5 mm 上流側位置で，円管ノズルの周状に等間隔に並んだ 12 個の細孔(φ1 mm)から噴射される。燃焼室入口までの距離では十分に混合は進まない。上流側と下流側の燃料配分を変化させることで，局所当量比分布に変化を与えられる。

Table.1 Measurement instruments.

1	圧力センサー	Kulite WCT-312-5SG
2	高速度カメラ	Photron FASTCAM-APX
3	イメージインテンシファイア	Lambert HiCATT 25D
4	レンズ	Sodern Cerco2178 F/2.8 100 mm
5	光学 BPF	Semrock FF01-320/40
6	ダブルパルス Nd:YAG レーザー	New Wave Gemini PIV
7	CCD カメラ	LaVision, Imager Pro X4M 2048 x 2048px
8	レンズ	Nikon AF MICRONIKKOR 105 mm 1:2.8D
9	光学 BPF	CVI Laser Optics F03-532.0-4-2.00
10	トレーサー粒子	中心粒径 4μm の SiO2 粒子
11	オイルミスト生成装置	6 ジェットアトマイザ(TSI 社)
12	オイル	DEHS (Di-Ethyl-Hexyl-Sebacate)

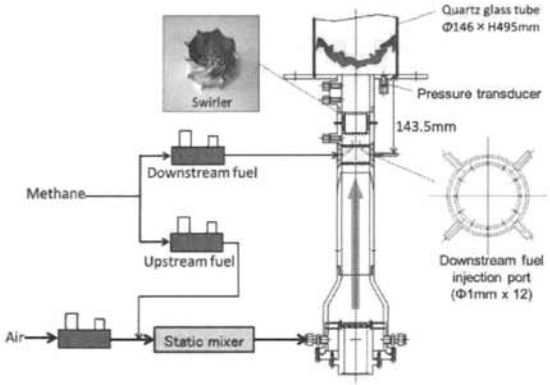
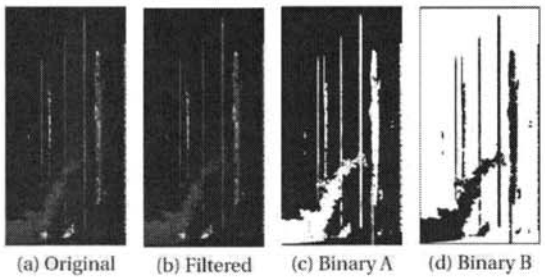


Fig.1 Experimental setup.

2.2 計測装置

燃焼室フェイスプレート面上の圧力変動と火炎全体からの OH*自発光強度変動の時系列データ計測を行った。計測装置を Table.1(1-5)に示す。圧力センサーは受圧面がフェイスプレートと同一平面上にくるように設置した。イメージインテンシファイアと高速度カメラによる火炎自発光画像計測時には，後に圧力変動を参照信号とした位相固定平均処理を行うために，圧力変動とイメージインテンシファイアのゲートタイミング信号を同期計測した。カメラの視野は 162 mm 四方である。サンプリング周波数は 102.4 kHz，信号記録時間は 0.8 秒間である。PIV 計測の構成としては，Table.1(6-10)のとおりである。計測視野は 140.6 mm 四方である。LaVision 社の DaVis ソフトによるマルチパス相互相関の演算処理によって速度場の計算を行った。Mie 散乱光画像計測システムは Table.1 の 10.トレーサー粒子のかわりに 11, 12 のオイルミストを用いた以外は PIV 計測と同様である。これらのレーザー計測では，圧力変動信号とレーザー発振タイミング信号を，102.4 kHz のサンプリングレートで信号収録装置に記録した。



(a) Original (b) Filtered (c) Binary A (d) Binary B

Fig.2 Image processing of the laser Mie scattering images for calculating $\bar{c}_{Mie}$. Only the right hand side half plane is shown. The $\bar{c}_{Mie}$ contour between 0.05-0.95 is shown in (e).

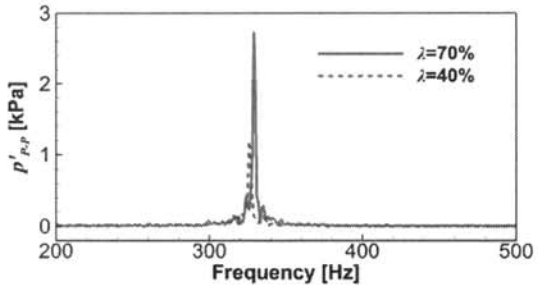
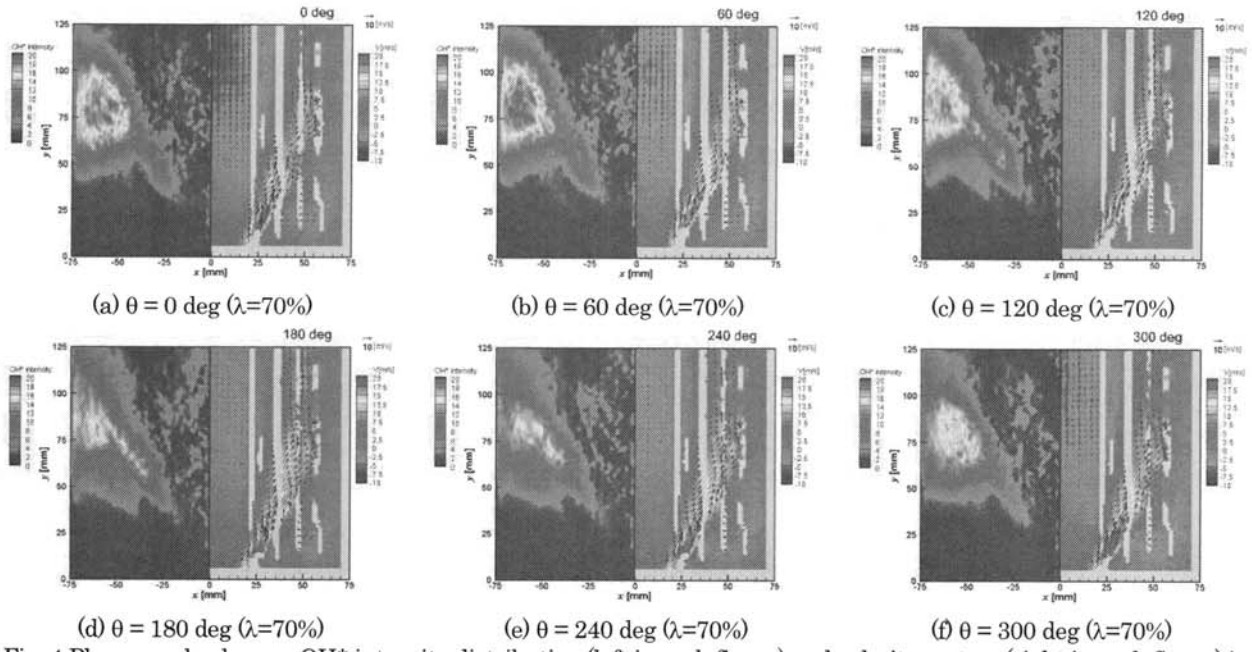


Fig.3 Pressure power spectra (λ=40 and 70% cases). ϕ_{total}= 0.69, V_{air}=12.5 m/s.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) θ = 0 deg (λ=70%) (b) θ = 60 deg (λ=70%) (c) θ = 120 deg (λ=70%)

(d) θ = 180 deg (λ=70%) (e) θ = 240 deg (λ=70%) (f) θ = 300 deg (λ=70%)

Fig. 4 Phase-resolved mean OH* intensity distribution (left in each figure) and velocity vectors (right in each figure) in the cross-sectional plane. λ= 70%, ϕ_{total}= 0.69, V_{air}=12.5 m/s. The Abel inversion transform is applied to the mean OH* distributions to show the cross-sectional intensity maps. The gray shadowed rectangular regions in the velocity maps are the erroneous regions due to the laser sheet reflections on the glass tube surface.

2.3 Mie 散乱画像計測結果の後処理解析

オイルミストの Mie 散乱画像から，$\bar{c}_{Mie}$を求める画像解析の手順を Fig.2 に示す。DEHS オイルが沸点(～529 K)で気化すると仮定すると，Fig.2(a)のオイルミスト画像は温度等値面に境界がある濃淡画像と捉えることができる。したがって，輝度の高い領域は沸点以下の未燃ガス領域と考えることができる。この元画像にガウシアンフィルタ(5×5 pixels)と，非等方拡散フィルタ [14](N_{iter} = 10, Δt=1/7, κ=100, C_{cond}=1/(1+(∇I/κ)²)))を適用する(Fig.2(b))。閾値法によってこれを 2 値化し(Fig.2(c))，白黒反転させることで，Fig.2(d)の 2 値画像が得られる。黒色(I=0)が未燃ガス領域，白色(I=1)が高温領域を表す。画像内の縦長の帯は，レーザーシート光のガラス円管ダクト面での反射による背景光であり，この領域は考察から除外する。Fig.2(d)に相当する 2 値画像群を位相角度(±15 度)ごとに位相固定平均すると$\bar{c}_{Mie}$の分布が得られる。計算結果は後に Fig.9,10 で示す。

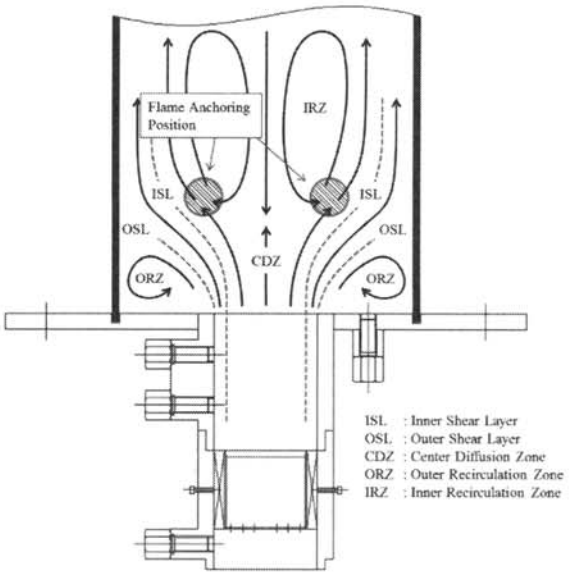


Fig.5 Schematic of the flow structure

3. 圧力変動スペクトル特性

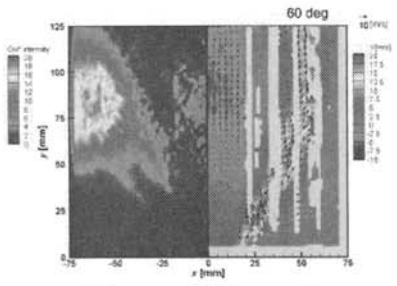
空気流速 12.5 m/s，全体当量比 0.69 における 2 種類の下流燃料割合(λ=40,70%)での圧力変動パワースペクトルを Fig.3 に示す。両者とも 330Hz 付近に振動のピークを示し，λ=70%条件では，λ=40%条件よりも 2 倍以上の振動振幅を持つことがわかる。両者の違いはλの設定値の違いのみである。これはλの違いによる局所当量比分布の違いに，燃焼安定性が強い感度を持っていることを示している。Tachibana et al.[11,12]はλの増加に伴って局所当量比分布のピーク位置がノズル中心側にシフトすることを示している。燃焼器入口角部から放出される剥離渦と火炎の壁面衝突域に見られる強発光変動領域との相互干渉が燃焼振動の主な駆動メカニズムであるが，λ=70%では内側せん断層(ISL)周辺に局所当量比のピークが位置する時に，この干渉が他のλ条件よりも増強されることが報告されている。

4. 速度場の非定常特性と保炎機構

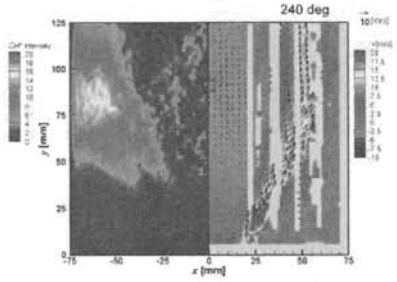
Fig.4 に，λ=70%における流速(各図の右側)と OH*自発光強度(各図の左側)の中心断面分布を示す。火炎は中心軸に対して軸対称分布を持つことから片側のみを表示している。実際に解析した位相分解能は 30 度であるが，ここでは，60 度おきに結果を示している。

OH*自発光強度分布をみると，θ=60 度で壁面近傍領域の発光強度が最大値を示し，θ=120 度で最小値を示すこと

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) θ = 60 deg (λ=40%)



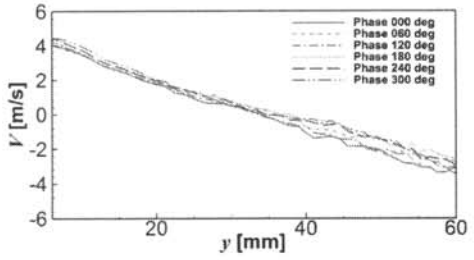
(b) θ = 240 deg (λ=40%)

Fig.6 Phase-resolved mean OH* intensity distribution (left in each figure) and velocity vectors (right in each figure) in the cross-sectional plane. λ= 40%, ϕ_{total}= 0.69, V_{air} = 12.5 m/s. Other conditions are same as in Fig.4.

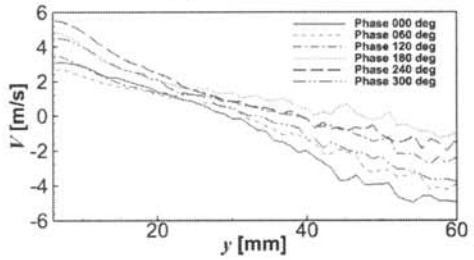
がわかる。また，内側せん断層に沿って発光の塊が周期的に移流する様子も見られる。

速度場に着目すると，全ての位相角度に共通していくつかの特徴的な構造を確認することができる。これを模式図的に示したのが Fig.5 である。燃焼器入口直下流に位置する中心拡大流れ領域(CDZ)，その下流側に内側再循環領域(IRZ), 燃焼器入口肩部外側には外側再循環領域(ORZ), IRZ と ORZ の間に，内側せん断層(ISL)と外側せん断層(OSL)という構造である。中心域の CDZ と IRZ は未燃ガスと既燃ガスの衝突噴流流れと類似した流れ場構造となっている。ただし，λ=40, 70%条件では，CDZ 域の未燃ガス局所当量比が可燃限界以下であるために OH*自発光強度分布からも明確な火炎(発熱分布)が存在しない。Fig.4 の流れ場から、本研究で対象とする燃焼器では，従来の報告例と比較して IRZ の存在域が大きくなっており，保炎機構への寄与度が大きいことが示唆される。この詳細は，中心領域の軸方向速度分布の変化を用いて後述する。

次に，保炎機構の鍵を握る火炎の基部周辺の流れ場に注目する。OH*自発光強度画像から，火炎基部が $|x|$=20～25 mm, $|y|$=30～40 mm の領域に位置していることがわかる。一方，速度場では，この領域が衝突噴流のよどみ点から水平方向外側に向いた流れと内側せん断層とが合流する領域に対応している。この流れ場の合流点が火炎基部となり保炎機構の要となっている。Fig.6 には，λ=40%条件の OH*自発光強度分布と速度場を示す。λ=70%に比べて変動の度合いが小さいことから，位相角度 θ=60 度と 240 度の 2 条件のみを示している。壁面近傍領域の自発光強度には強弱の変化が見られるのに比べて速度場の変化は小さい。λ=70%条件の火炎基部領域に対応する速度の合流点位置



(a) λ=40% case



(b) λ=70% case

Fig.7 Axial velocity profiles in the central region.

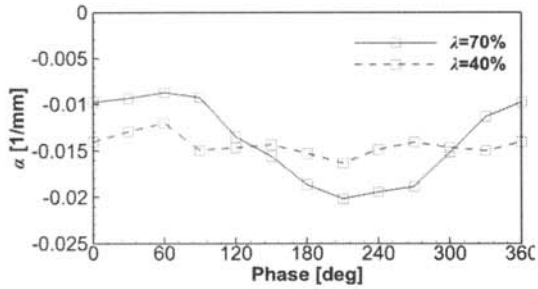


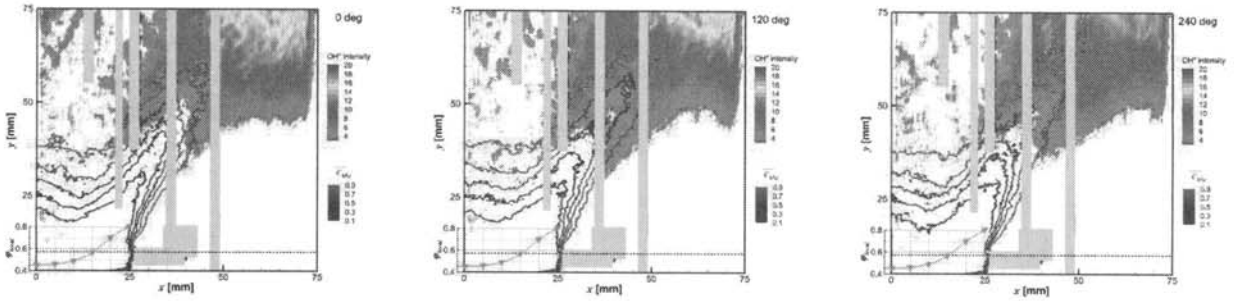
Fig.8 Global stretch rate variations in one cycle.

は，λ=40%においてもほぼ同じ位置($|x|$=20～25 mm, y=30～40 mm)に位置している。これに対して火炎基部の位置が下流側(y>40 mm)にシフトし，また発光の帯の幅が狭まっていることがわかる。これは，局所当量比が λ=70%よりも低いことに起因していると考えられる。

中心域の流れ場の詳細を見るために，軸方向速度($|x|$<10 mm 範囲の平均値)の y軸方向分布を Fig.7 に示す。6 つのプロットは位相角度 60 度おきの分布に対応している。λ=40%(Fig.7(a))では，位相角度の変化に対して速度分布はほとんど変化しないことがわかる。また，軸方向速度は，単調減少傾向を示すこともわかる。均一混合ガスの開放型弱旋回火炎では，燃焼によるガス膨張によって火炎位置下流側で加速傾向が見られる。本燃焼器では，中心域には火炎が存在しないこと，ダクト内流れであることなどが，このような単調減少傾向を見せる理由と考えられる。一方，λ=70%条件では，軸方向速度分布が周期的に大きく変動する様子が見られる(Fig.7(b))。流入未燃ガスの速度は，θ=60 度で最大，θ=240 度で最小となり，既燃ガス IRZ 域の逆流速度の大きさは，θ=0 度で最大，θ=180 度で最小となっている。このような振動流れに伴って，よどみ点位置が y=30～50 mm の範囲で振動している。

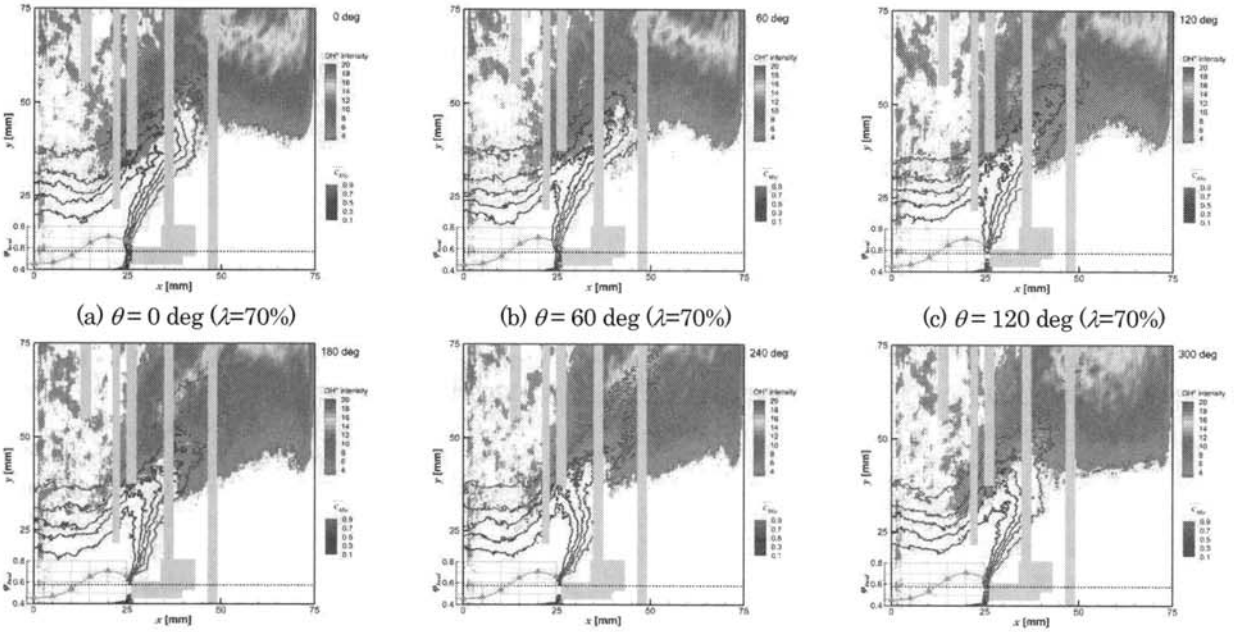
未燃ガス拡大流(CDZ)の特徴は，速度伸長率(α)によって表わすことができる。Fig.7 の減衰速度の勾配を未燃領域($\bar{c}_{Mie}$<0.1 範囲)で求めることによって得られる。式(1)に定

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) θ= 0 deg (λ=40%) (c) θ= 120 deg (λ=40%) (e) θ= 240 deg (λ=40%)

Fig. 9 $\bar{c}_{Mie}$contour lines overlaid on the OH* intensity maps. λ=40%, ϕ_{total}= 0.69, V_{air} = 12.5 m/s. Five contour lines from unburnt to burnt regions, respectively, correspond to $\bar{c}_{Mie}$=0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9. Color contour of OH* intensity is shown only for the regions with higher intensities (I_{OH*}>3.) The plot along the horizontal line at y=10mm is the local mean equivalence ratio profile measured by LIPS [12]. The gray shadowed rectangular regions in the velocity maps are the erroneous regions due to the laser sheet reflections on the glass tube surface.



(a) θ= 0 deg (λ=70%) (b) θ= 60 deg (λ=70%) (c) θ= 120 deg (λ=70%)

(d) θ= 180 deg (λ=70%) (e) θ= 240 deg (λ=70%) (f) θ= 300 deg (λ=70%)

Fig. 10 $\bar{c}_{Mie}$contour lines overlaid on the OH* intensity maps. λ=70% case. Other conditions are same as those in Fig.9.

義を示す。

$$\alpha = (\mathrm{d}V/\mathrm{d}y)/U_0 \qquad (1)$$

ここで，U_0 は燃料インジェクタ断面流速を表す。

Fig.8 に，位相角度による α の変化を示す。α は 1/100 [1/mm]オーダーの値を示している。これは従来研究(例えば Therkelsen et al. [9])と同じオーダーである。λ=70%では振動周期内で，α 値が大きく変動している。これは拡大流れの拡大率が変動することに対応している。燃焼器入口肩部における剥離渦の周期的な放出や内側再循環領域における逆流速度の周期的な振動の影響によりこのような変動が表れていると考えられる。λ=40%の弱振動条件では，α 値は明確な周期性を見せず変動の振幅も小さい。これは Fig.7(a)からも明らかであり，圧力変動振幅の小さい λ=40%条件では，速度場の周期的な振動も小さいことを表している。

5. 未燃ガス領域の非定常挙動

Fig.9,10 に，それぞれ，λ=40% と 70%における$\bar{c}_{Mie}$等高線分布を示す。$\bar{c}_{Mie}$はその定義から，オイルミストの沸点温度以上となる高温領域の存在確率を表している。したがって，$\bar{c}_{Mie}$の値が小さい領域は未燃ガスである確率の高い領域と言える。Fig.9,10 中の等値面分布をみると，中心軸周りの水平方向に平坦な分布，ISL に沿って下流側壁面に向かう分布，その外側で OSL に沿うような形状を示す分布，と大きく 3 つの分布に分けて考えることができる。発光強度の分布をみると，一定輝度値以上(I_{OH*}>3)の分布は，$\bar{c}_{Mie}$=0.5 以上の領域に分布することがわかる。ただし，$\bar{c}_{Mie}$=0.5 以上でも顕著な発光が見られない領域もある。その一つは中心領域であり，局所当量比が可燃限界以下であることがその主たる要因と考えられる。もう一つ，OSL 側に顕著な発光が見られないのは，OSL 域の局所的な歪み速度の影響による消炎特性(例えば文献 15)と関係するものと考えている。火炎の存在を判断するには化学種の LIF 計測のようなより精密な計測が必要となる。

λ=70%の強振動条件における $\bar{c}_{Mie}$等値面形状の変化に注目すると，インジェクタ下流の OSL 領域において顕著

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

な非定常変動が見られる。θ=240 度において，y=20～25 mm 位置の OSL 領域で水平方向に隆起した等値面分布が確認できる。位相角度が進行するに従って，隆起分布がせん断層に沿いながら移流し，θ=120 度付近で壁面近傍の強発熱変動領域の上流側に達する。未燃ガスの隆起塊が周期的に移流を繰り返すことが壁面近傍での強発熱変動の要因となっていることを示している。隆起塊の移流は，剥離渦移流によるものと考えられる。Fig.4 では反射光の影響で有効なベクトルの数に限りがあり，現状のデータでは，速度場から剥離渦の挙動をとらえるのは難しい。今後，このエラーを除去し，速度場データからも非定常特性を明らかすることが望まれる。λ=40%の弱振動の場合大きな変動は見られないものの，全般的な傾向としては，λ=70%の非定常挙動と類似した非定常挙動が小さな変動レベルで見られる。

6. 結論

当量比に不均一な分布のあるガスタービンモデル燃焼器で発生する燃焼振動を対象とした光学計測の結果から，速度場や火炎構造の非定常特性について考察を行った。以下に主な結論をまとめる。

- 5 つの特徴的な速度場構造を示した。燃焼器入口直後に位置する中心拡大流れ領域(CDZ)，その下流側の内側再循環領域(IRZ)，燃焼器入口肩部外側の外側再循環領域(ORZ)，内側せん断層(ISL)，及び，外側せん断層(OSL)である。
- 速度場計測結果から，本燃焼器の流れ場では従来の弱旋回燃焼器の報告例と比較して IRZ の存在範囲が大きく，保炎機構への寄与度も大きいことが示唆された。
- 中心軸周りの衝突噴流的な流れと内側せん断層流れとが合流する領域に，保炎機構の要を担う火炎基部が位置することが分かった。
- $\bar{c}_{Mie}$等値面形状の変化から，インジェクタ下流の OSL 領域において顕著な非定常変動が確認された。剥離渦の影響とみられる未燃ガスの隆起塊が周期的に移流を繰り返すことにより，壁面近傍の強発熱変動が駆動されていることが明らかとなった。

参 考 文 献

1) Lieuwen,T. and Yang,V.: Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines : Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. AIAA, Reston, VA (2005).
2) Chan,C.K., Lau, K.S., Chin, W.K. and Cheng, R.K.: Freely propagating open premixed turbulent ames stabilized by swirl, Proc. Combust. Inst., 24(1) (1992), pp. 511-518.
3) Cheng, R.K., Littlejohn, D., Nazeer, W.A., and Smith, K.O.: Laboratory studies of the ow eld characteristics of low-swirl injectors for application to fuel-exible turbines, J. Eng. Gas Turbines Power, 130(2) (2008), pp.21501-21511.
4) Cheng, R.K., Littlejohn, D., Strakey, P. and Sidwell, T.: Laboratory investigations of low-swirl injectors with H2 and CH4 at gas turbine conditions, Proc. Combust. Inst., 32 (2009), pp.3001-3009.
5) Littlejohn, D., Cheng, R.K., Noble, D.R. and Lieuwen, T.: Laboratory investigations of low-swirl injectors operating with syngases, J. Eng. Gas Turbines Power, 132(1) (2010), pp.11502-11510.
6) Tachibana, S, Yamashita, J., Zimmer, L., Suzuki, K. and Hayashi, A.K.: Dynamic behavior of a freely propagating turbulent premixed flame under global stretch-rate oscillations, Proc. Combust. Inst., 32(2) (2009), pp.1795-1802.
7) Kang, D.M., Culick, F.E.C. and Ratner, A.: Combustion dynamics of a low-swirl combustor, Combust. Flame, 151(3) (2007), pp.412-425.
8) Huang, Y. and Ratner, A.: Experimental investigation of thermoacoustic coupling for low-swirl lean premixed ames, J. Propul. Power, 25(2) (2009), pp.365-373.
9) Therkelsen, P. L., Portillo, J. E., Littlejohn, D., Martin, S. M., and Cheng, R. K.,: Self-induced unstable behaviors of CH4 and H2/CH4 flames in a model combustor with a low-swirl injector, Combustion and Flame 160(2) (2013), pp. 307-321.
10) Davis, D.W., Therkelsen, P. L., Littlejohn, D., and Cheng, R. K.,: Effects of hydrogen on the thermoacoustics coupling mechanisms of low-swirl injector ames in a model gas turbine combustor, Proc. Combust. Inst., 34(2) (2013), pp.3135-3143.
11) Tachibana, S., Fukumoto, A., Kanai, K., Yoshida, S., Suzuki, K., Sato, T. and Gotoda, H.,: Characteristics of dynamic pressure data and flame structures in an unstable lean premixed combustor with mixture inhomogeneity. n31 workshop, Munich, Germany, 2013.
12) Tachibana, S., Fukumoto, A., Kanai, K., Yoshida, S., Suzuki, K. and Sato, T., Combustion instability in a lean premixed low-swirl combustor with mixture inhomogeneity. ECM2013, Lund, Sweden, 2013.
13) Petersson, P., Olofsson, J., Brackman, C., Seyfreid, H. , Zetterberg, J., Richer, M., Alden, M., Linne, M.A., Cheng, R.K., Nauert,A., Geyer, D. and Dreizler, A.,: Simultaneous PIV/OH-PLIF, Rayleigh thermometry/OH-PLIF and stereo PIV measurements in a low-swirl flame, Appl. Opt. 46 (19) (2007), pp. 3928-3936.
14) Perona, P. and Malik., J., Scale-space and edge detection using anisotropic diffusion. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 12(7):629–639, 1990.
15) Zhang, Q., Shanbhogue, S. J., Shreekrishna, Lieuwen, T. and O'Connor, J., Strain characteristics near the flame attachment point in a swirling flow, Combust. Sci. and Tech., 183: 665-685, 2011.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-12

希薄二段燃焼器の二段目燃料ノズルから噴射される燃料噴霧の高圧燃焼場における PDA 計測

*井出　光星（早大・院），松浦　一哲，黒澤　要治（JAXA），吉浦 安太郎，
大堀　直（法政大・院），山田　秀志，下平　一雄，山本　武（JAXA），
林　茂（法政大），太田　有（早大）

PDA Measurements of Sprays from the Secondary Fuel Nozzle of a Lean Two-Stage Combustor at High Pressure Burning Conditions

*Kousei IDE(Waseda Univ.), Kazuaki MATSUURA, Yoji KUROSAWA(JAXA),Yasutaro YOSHIURA,
Sunao OHORI(Hosei Univ.), Hideshi YAMADA, Kazuo SHIMODAIRA,
Takeshi YAMAMOTO(JAXA), Shigeru HAYASHI(Hosei Univ.), Yutaka OHTA(Waseda Univ.)

ABSTRACT

Phase Doppler measurements were performed to understand the characteristics of burning sprays from the secondary fuel nozzle (ECF : Emission Control Fuel nozzle) of a lean two-stage aero-engine model combustor, at a condition simulating a flight phase of approach to airport for landing. Spray data were acquired more comprehensively in terms of fuel split (S_E=36, 39.5, 43, 50, 64%: S_E is the fraction of fuel flow provided to the ECF.) for better interpretation than in our previous study. The enhanced datasets support our interpretation correlating the dependence of the ECF spray evaporation characteristics on S_E, especially at a location after around 65mm downstream from the ECF exit (along the ECF jet), with that of the combustion efficiency. The results of spatial partial derivatives of spray mass flux density for S_E=36, 39.5 and 43% suggest that the enhancement of evaporation for the larger S_E cases compared with the smaller is more significant in the region of the trace of the interaction of the ECF jet with the burnt gas from the primary burner, than in the other regions.

Key words: Lean Two Stage Combustor, Aero-Engine, NOx Emission Reduction, Elevated Pressure and Temperature, Phase Doppler Anemometry (PDA), Spray Evaporation, Spray Combustion

1. はじめに

宇宙航空研究開発機構（JAXA）では，「クリーンエンジン技術の研究開発」において推力 40kN クラス(圧力比 25.8) の小型エンジンを想定した低 NOx 燃焼器の研究開発を行った。この中で，山本ら[1]は初段に希薄ステージングノズル，二段目に気流微粒化予混合ノズル（ECF : Emission Control Fuel nozzle）を採用した希薄二段燃焼器を開発し，環状燃焼器の周方向 1/16 の部分を模擬したシングルセクタモデルにおいて，NOx 排出量を ICAO CAEP/4 基準値より 82%低減するとともに，スモーク及び CO の排出量についても大幅な低減を達成した。一方で，着陸進入条件における燃焼効率については若干改善の余地が残されており，その指針を得るため，実機相当の圧力・温度条件下での光学計測により燃焼場の詳細な理解を試みているところである。これまでに吉浦ら[2]は PIV 計測により同燃焼器内の３次元的な燃焼流構造を調査し，ECF とステージングノズルの燃料配分比が流れ場構造に与える影響を明らかにした。また，Matsuura ら[3]は位相ドップラ法(PDA : Phase Doppler Anemometry) により ECF 噴霧の蒸発特性を調べ，燃料配分比が燃焼効率に与える影響を蒸発履歴の違いと関連づけて説明できる可能性を示した。しかし，文献(3)で取得されたデータは２つの燃料配分比に限られており，またステージングノズル既燃ガスとの干渉や ECF 噴霧自身の燃焼発熱の過程で噴霧構造中のどのあたりの蒸発が促進されるかについては未検討である。

そこで本研究では，PDA 計測により燃料配分比に関するデータを補強して文献(3)の解釈を再検討するとともに，ECF ジェットとほぼ垂直に交差する水平断面上において蒸発が促進される位置について検討したので，その結果について報告する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2. 試験概要

2.1 供試燃焼器

本研究に使用した希薄二段燃焼器の概略図，及び試験装置ケーシングに取りつけた状態の概略図を Fig.1 に示す。燃焼器形状は吉浦ら [2]の研究における燃焼器形態 A に相当し，Matsuura ら [3]のものと同一である。詳細はこれらの文献を参照されたい。同図には本論文で使用する座標系を合わせて示してある。なお，ECF 出口中心の座標は(x,y,z)=(0, -46, 50) である。

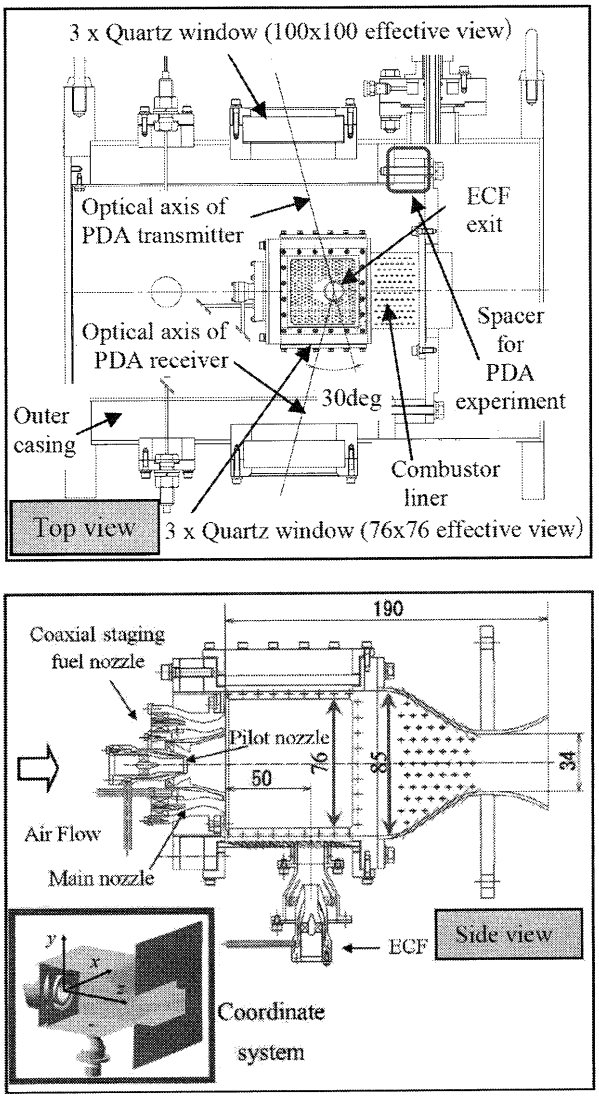


Fig. 1 Schematic Drawing of Lean Two-Stage Combustor and Experimental Setup (Ref.3).

2.2 試験方法及び試験条件

試験は JAXA 中圧燃焼試験設備を使用して行った。気流条件は文献(2,3)と同一とし，入口圧力 0.8MPa，入口温度 609K，燃焼器全圧損失率 4%，空気流量は 527 g/s である。燃料は灯油を使用し，上記文献同様に全体空燃比 68 を保ちながら，ECF への燃料配分比 S_E (ECF の燃料流量 / 全燃料流量 × 100 %)を変化させた。ここで，着陸進入条件ではステージングノズルのメインバーナへの燃料供給は想定していないため，本試験における全燃料流量はパイロットバーナと ECF への燃料供給量の和である。S_E については文献(3)で扱った S_E=36 , 64%の 2 ケースに加え，39.5 , 43 , 50%の条件を新たに加えて試験を行った。文献(3)の 2 条件間で，S_E が小さい側の半分について調査したことになるが，これは燃焼効率が大きく変化する S_E の範囲を集中的に検討するためである。以下参考として S_E と燃焼効率及び NOx 排出指数（EINOx）の関係を Fig.2 に示す。

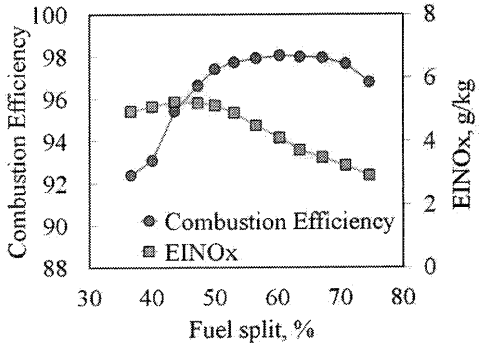


Fig.2 Dependence of Combustion Efficiency and NOx Emission Index on the Fuel Split (Ref.3).

2.3 計測装置

本研究では噴霧評価のため 2 方向速度成分が計測可能な位相ドップラ流速計システム (PDA) を使用した。文献(3)同様，Fig.1 に示すように，散乱角 30 度方向の信号を検出できるような光学配置としている。なお，本研究と文献(3)では使用した光学系が異なるが，以下この点について述べる。

文献(3)では，送光系については Spectra Physics 社製水冷 Ar レーザに Dantec 社製ファイバードライブ及び送光プローブを組み合わせて使用し，受光系については Aerometric 社製システム，信号処理器については Artium 社製システムを使用した。計測システムの詳細については文献(3,4)を参照されたい。一方，本研究では送光系，受光系，信号処理器全て Artium 社製のシステムを使用した。Table.1 に光学セットアップの詳細を示す。以下，文献(3)及び本研究で使用した光学系をそれぞれ Optics A, B と呼ぶことにする。

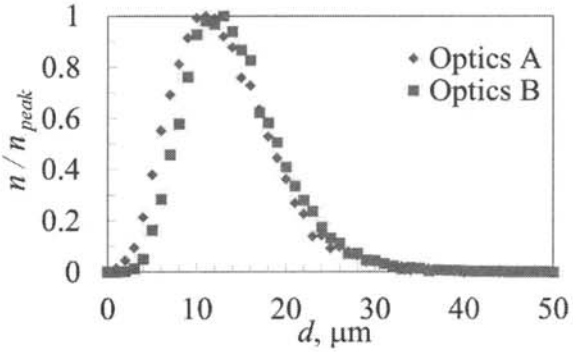
異なる光学系の使用は本試験開始時に Optics A に不具合が生じたことによるもので，Optics B は半導体レーザによる可搬性に優れたシステムであるが，本試験用に最適化されていないため，Optics A と比較して①測定体積におけるレーザーエネルギー流束が約38%となり，小さい液滴からの信号が選択的に棄却される傾向がある ②測定部ビーム径・受光系スリット幅等から決まる測定体積が約 1.5 倍となり，複数の液滴から信号を同時に検出してしまう確率が高くなる（通常このような信号は棄却される）等に配慮し，データを検討する上で慎重な解釈を必要とする。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

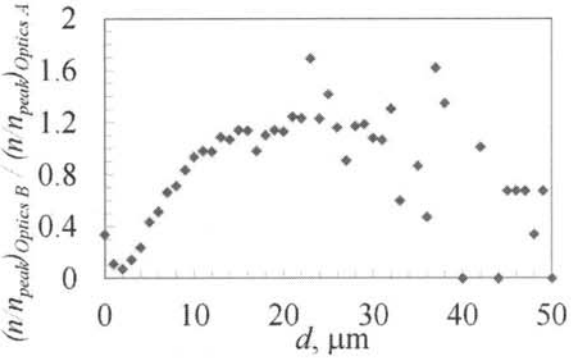
Table.1 Optical Setup for Optics B.

Transmitter	
Laser	Semiconductor Laser
Wavelength(G*)	532 nm
Wavelength (B*)	473 nm
Focal length	500 mm
Beam diameter at front lens (G)	1.2 mm
Beam diameter at front lens (B)	1.3 mm
Beam separation at front lens(G and B)	60 mm
Receiver	
Focal length	500 mm
Effective lens diameter	100 mm
Scattering angle	30 deg
Probe Volume (PV)	
Total beam power (G)	113 mW
Total beam power (B)	26 mW
Size (G)	282 μm (dia) × 4712 μm (length)
Size (B)	232 μm (dia) × 3867 μm (length)
Slit width projected on PV	200 μm
Fringe separation (G)	4.44 μm
Fringe separation (B)	3.95 μm
Phase conversion factor	0.156 μm / deg

*G: Green beams, B: Blue beams



(a) Diameter PDFs for Optics A and B



(b) Ratio of the Two PDFs.

Fig.3 Comparison of Diameter PDFs Obtained by the Two Optics for S_E = 64% at (x , y , z) = (-12 , 24.5 , 3.6).

参考として，同じ燃料配分比，同じ位置における Optics A，B によるピーク値で正規化された粒径ヒストグラム，並びに両者の比をプロットしたものを Fig.3 に示す。統計的に信頼できるデータ数が取得されている粒径範囲（4～30μm 程度）に関して，10μm 以上の液滴において両者の比はほぼ一定となっていることから，上記①は概して 10μm 以下の液滴において問題となることがわかる。

3. 実験結果及び考察

3.1 火炎形状について

S_E = 36 , 43 , 50 , 64%における火炎写真を Fig.4 に示す。文献(3)に対して本研究で新たに追加した PDA 計測条件のうち，S_E=43 , 50%の写真を新たに掲載しているが，S_E による火炎の様子の変化は文献(2,3)と同様である。なお，ECF が希薄かつ予混合的な燃焼状態で作動するのは高負荷条件の場合であり，着陸進入条件での燃焼状態は噴霧拡散火炎の様相を呈している。

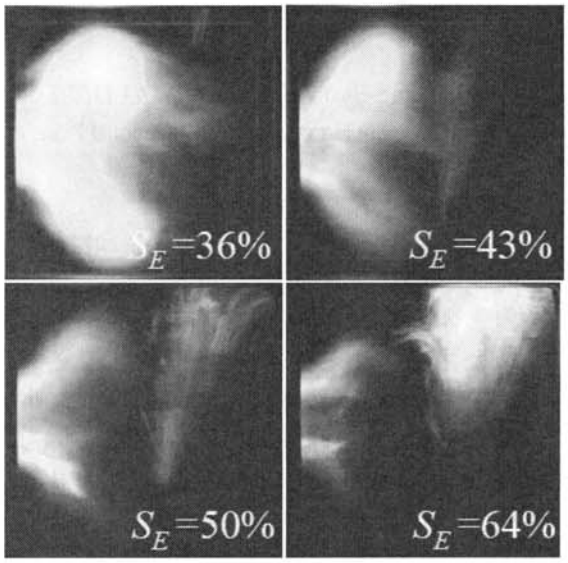


Fig.4 Flame Images for S_E=36, 43, 50 and 64% (Exposure Time : 4ms).

3.2 各断面における代表粒径について

Fig.5 に y 軸に垂直な各水平断面上における S_E = 36 , 50 及び 64%での断面全体の代表粒径を示す。代表粒径は各測定点での個数流束の重みづけを考慮して算出する。図中，*SMD* はザウタ平均粒径を示し，*D10*, *D50*, *D90* は体積累積分布曲線上で通過分が *a*%となる時の粒径を *Da* として表した。ここで，Fig.5 には Optics B による計測結果が示されており，先述の理由で文献(3)との比較の際には注意を要する。文献(3)同様に多くの計測点において ECF 下流に行くにしたがって徐々に各代表粒径が減少していく傾向があり，この原因として微粒化が引き続き進行している可能性と蒸発による影響が考えられる。一方 S_E = 64%では，y = 24.5mm か

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ら 29.5mm にかけて各代表粒径が大きくなっていることがわかり，これも蒸発の影響によるものと考えられる。蒸発により代表粒径が小さくなるか大きくなるかは粒度分布形状に依存し，前者は蒸発前の液滴についての径の減少，後者は蒸発による小粒径液滴の消失の効果が支配的であることを意味している。

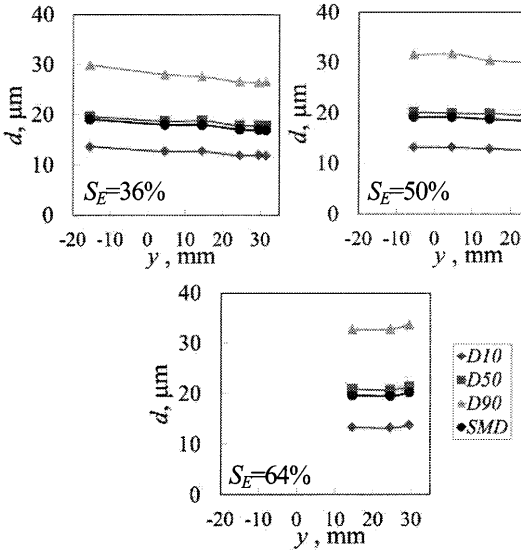


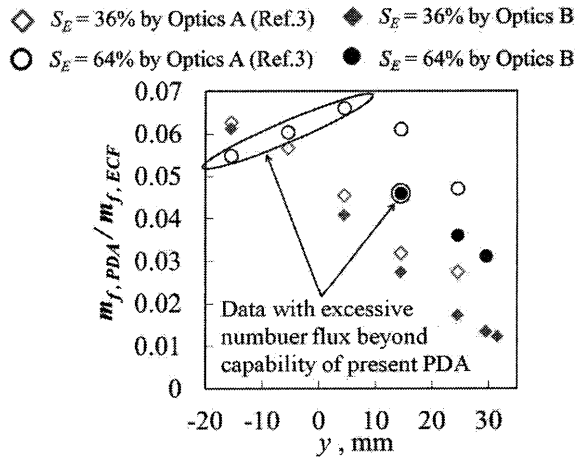
Fig.5 Global Representative Diameters (*SMD, D10, D50 and D90*) at Different Horizontal Cross-Sectional Planes.

3.3 燃料配分による蒸発特性の違い

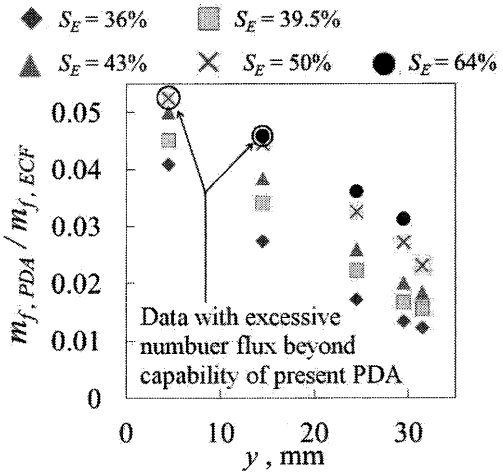
Fig.6にPDAにより捉えられた各点の液相質量流束の積分から得られた各水平断面を通過する液相燃料流量を示す。各プロットを曲線で結んだ際の傾きは蒸発速度の指標と考えられる。Fig.6-(a)は光学系によるデータの違いを検討するため，S_E=36, 64%について文献(3)との比較を示し，一方 Fig.6-(b)は第 2 節の②の問題が比較的緩和される y>~0mm の領域について今回新たに補強した S_E に対する Optics B によるデータを掲載している。横軸の範囲が Fig.6-(a)と異なることに注意されたい。縦軸は ECF に供給される燃料流量で無次元化している。Fig.6-(a)及び(b)においてプロットが丸または楕円で囲まれている結果については，噴霧が高濃度で個数流束が計測システムの限界を超えている点のデータを含んでおり，正確な計測ができていない，あるいはその可能性があるが，PDA 計測の信頼性を検討する際に有用な情報を含むため敢えて掲載してある。なお，いくつかの条件で計測結果の再現性を確認したところ，最大 5%程度であり，同日に連続的に取得したデータの再現性はさらに高い結果となった。よって，以下で微小な変化を論ずる場合のデータは，特に正確を期すため，同日に取得したものを掲載している。

Fig.6-(a)により，噴霧が比較的薄い S_E =36%において，y=-15.5mm の ECF 上流の位置で Optics B は A と同じレベルの流量を捉えている一方，ECF 下流では両者の差が拡がることがわかる。この理由は，Fig.5 からわかるように，ECF 上流では下流に対して比較的大粒径の液滴が多く存在するため，小粒径液滴の個数を少なく見積もってしまっても（第 2 節の①の問題），質量流束や質量流量の計測結果への影響は小さいが（質量は液滴径の 3 乗に比例），一方 ECF 下流では粒径が小さくなり，この問題が顕在化してくるためと考えられる。噴霧が比較的濃い S_E=64%においても，y=24.5mm よりも下流のデータは、個数流束に関して，計測された最大値が各光学系の限界値に対し余裕があると見なされるデータであるが、ここでも同様に Optics A, B の計測値の差がみられており、この差も上記同様に第 2 節の①の問題に起因するものと考えられる。

Optics A と Optics B による結果は，上に指摘したように定量的には差がみられる。しかし，例えば S_E=36%において ECF 下流側の位置で蒸発速度が落ち



(a) Comparison of Data of Present Experiment with Data of Ref.3 for S_E=36 and 64%.



(b) Data by Optics B Focusing on Downstream Region of ECF.

Fig.6 Mass Flow Rates of Liquid Phase Captured by PDA at Different Horizontal Cross-Sectional Planes, Normalized by the Flow Rates Supplied to ECF.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

込む傾向は，Optics B でも捉えられており，Optics A と比べ信頼性は劣るが，準定量的な評価は可能であると考えられる。Fig.6-(b)では Optics B について他の S_E に関するデータも示されているが，これらから，S_E が小さい条件では，ECF 下流に行くに従い蒸発速度が落ち込んでくるのに対し，S_E の大きい条件では ECF 下流でも高い蒸発速度を保っており，しかもこの傾向の変化が S_E の変化とともに徐々におこることがわかる。文献(3)の考察に従えば，S_E の小さい条件では，ECF 噴霧蒸発のための主な熱源はパイロットバーナからの既燃ガスであり，両者の干渉がほぼ終了する y=20~25mm 付近（ECF 出口から 65mm 程度下流）以降ではメインバーナからの比較的温度の低い気流（メインバーナへは本条件では燃料は供給されない）との干渉も始まるため，ECF 噴霧の蒸発は緩慢となるが，一方 S_E の大きい条件では，主な熱源は ECF 噴霧自身の燃焼反応によるものであり，パイロットバーナからの既燃ガスにより着火された後は，メインバーナからの気流と干渉する領域においても，自身の発熱により比較的高い蒸発速度を保つことができ，この違いが S_E の変化による燃焼効率に差をもたらしていると考えられる。本研究結果は，この考察をさらに裏付けるものとなっている。

3.4 蒸発場の構造

ECF ジェットとほぼ垂直に交差する水平断面上において，蒸発が促進される位置を調べるため，液相質量流束の空間勾配に関する検討を以下のように行った。

まず，PDA 送光系の光軸方向の座標を s，これに垂直な座標を n と適宜する（Fig.7）。n 軸は z 軸に対して，PDA 受光系設定散乱角 30 度（Fig.1）の半分である 15 度をなす。この時，時間平均値に関する連続の式から，以下の関係が成り立つ。

$$\frac{\partial(G_y)}{\partial y}+\frac{\partial(G_n)}{\partial n}+\frac{\partial(G_s)}{\partial s}=S \qquad (1)$$

ここで，左辺は液相質量流束 $\boldsymbol{G}$ の発散であり，S は単位時間，単位体積当たりの液相湧出量である。従って，単位体積あたりの蒸発速度は $-S$ で与えられる。

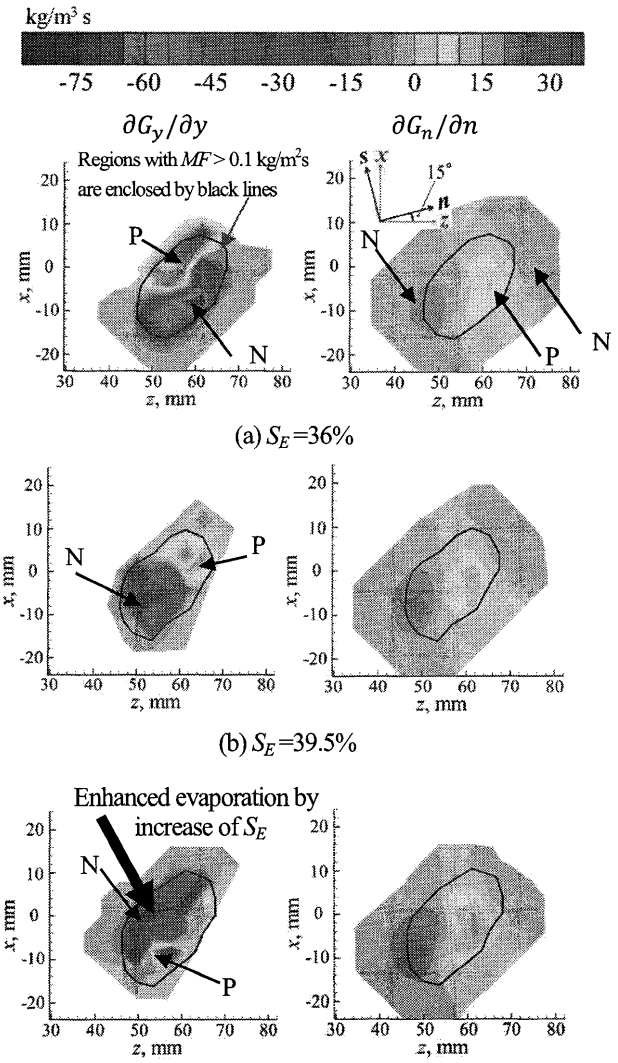
S_E＝36，39.5，43%の 3 条件について，y＝4.5mm の断面において，左辺第 1,2 項を推定したものを Fig.7 に示す。図中黒線の内側は，文献(3)同様に質量流束が 0.1 kg/m^{2}s 以上の領域であり，同断面での噴霧の存在位置を示している。ここで，第 1 項については，y＝4.5mm 及び 6.5mm の断面の計測結果から y 方向前進差分近似により評価した。一方，本計測では粒径計測における有効データ数を確保する目的で，計測設定においてコインシデンス機能（2 方向速度成分計測システムが同時に液滴通過信号を捉えた場合のみトリガがかかり有効データとして見なされる）を無効化し，2 方向成分を独立にデータ取得するモードとしているため [4]，粒径と n 方向の液滴速度 v_n の同時計測はなされない。このため，第 2 項については，液相質量密度（ここでは真密度でなく“かさ密度”の意）と，その点で計測された全液滴に対する平均速度から G_n を見積もり，z,x 方向の G_n の偏微分を中心差分で近似，さらに偏微分に関する連鎖律を適用して算出した。第 3 項は本試験データからは算出できないので，S の値を直接見積もることはできないが，S_E に対する第 1 項，第 2 項の変化の様子から，以下のような考察ができる。

まず第 1 項の分布の様相は S_E により大きく異なっている。例えば S_E=36%では噴霧が分布している領域内の左上側で値が正の領域（図中 P），右下側の領域で負の領域（図中 N）が目立つが，S_E=43%ではこれが逆転している。一方，第 2 項については，値自体は S_E に依存するものの，その分布は相似的である。このことは，文献(2)に示される通り S_E により速度場も変化しているが，構造が本質的に変わる程のレベルではなく，噴霧（質量密度）分布の様相についても同様のことが言え，故にここで扱われている比較的狭い S_E の範囲ではこれらの変化が第 2 項の分布形状に与える効果は比較的小さく，ECF 燃料流量の変化による液相質量密度の変化が値の大小のみに影響を与えているとして第一義的には解釈できる。ここで，直接推定できない第 3 項についてであるが，第 2 項の分布が S_E に対して相似的であること，及びその理由に対する上記考察を考えるとき，第 3 項の分布の様相が S_E に対して大きく変化することは考えにくい。そこで，第 3 項の分布も S_E に対して相似的であると仮定する。また，同様の考え方で，第 1 項についても，仮に蒸発による液相質量の損失がないと仮定した場合には，流れ場や噴霧分布の相似性から S_E に対してほぼ相似的に変化する（第 2,3 項の相似性と S=0 の場合の連続の式からの要請）とすると，第 1 項の分布で現れた S_E に対する大きな依存性は，蒸発の様相の違い（S_E の増加に伴い空間的に一様（相似的）に蒸発が活発になるのではなく，蒸発の活発化の度合いが位置によって異なること）を反映していると考えられる。最も顕著な例として，ECF 噴霧の左上方向の領域（S_E=43%の図の太矢印）では，先述の P，N 等の記号で示される通り，S_E=36%では第 1 項は正，S_E=43%では負となっている。この領域では，S_E の増加に伴い，第 1 項の値が正から負へと落ち込むことが分かり，S_E を増加させたことにより蒸発が特に活発化する領域であることが分かる。実際この位置は ECF 上流領域において青炎が観察される領域と水平断面上での ECF に対する方位がほぼ一致している。

Fig.8 に，文献(3)に示された ECF 上流部（y=-32mm）での水平断面 PIV の結果を参考として掲載する。非燃焼場での結果ではあるが，ECF 噴流近傍での定性的な

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

流れ場構造が示されており，これによりパイロットバーナからの既燃高温ガス流が左上方向から分岐しながら ECF 流れと干渉し，その干渉開始点付近（図中 S）から ECF 噴霧の燃焼反応が始まると考えられる。一方，ECF ジェットの速度成分は主流方向である鉛直方向成分が水平方向成分に対して卓越しており，特に y=-32mm～4.5mm の ECF の比較的上流の区間では，流れに沿った流体要素の水平面上の移動は小さいと考えられることから（文献(2)参照），S_E の増加に伴い



(a) S_E=36%

(b) S_E=39.5%

(c) S_E=43%

Fig.7 Spatial Partial Derivatives of Mass Flux Density at y = 4.5mm for S_E=36, 39.5 and 43%.

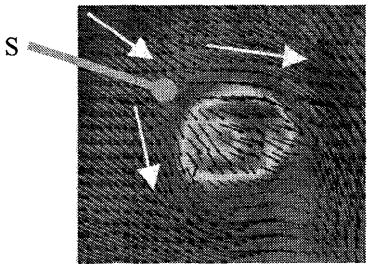


Fig.8 PIV Result for Isothermal Flow at y=-32mm (Ref.3, Top view).

Fig.7 中の ECF 噴霧の左上方向の領域（太矢印部）の蒸発が活発化するのは，この領域が上記の干渉開始領域 S からの流線をたどった際の下流部にほぼ相当し，特に燃焼反応が活発化する領域であるためと考えられる。

4. 結言

航空用希薄二段燃焼器の二段目燃料ノズル(ECF)からの燃料噴霧の PDA 計測を行い，以下の結論を得た。

(1) ECF の燃料割合（S_E）について，39.5%，43%，50% のデータを文献(3)に対して追加取得し，S_E の違いが燃焼効率に与える影響を詳細に調べ，同文献の考察をさらに裏付ける結果を得た。即ち，S_E の小さい条件では，ECF 噴霧蒸発のための主な熱源はパイロットバーナからの既燃ガスであり，両者の干渉がほぼ終了したあとの領域では ECF 噴霧の蒸発は緩慢となるが，S_E の大きい条件では，主な熱源は ECF 噴霧自身の燃焼反応によるものであり，自身の発熱により後流においても比較的高い蒸発速度を保つことができ，この違いが燃焼効率の違いをもたらしていると考えられる。

(2) ステージングノズル対称軸から鉛直方向に 4.5mm 上の水平断面における液相質量流束の空間偏微分量分布を調べたところ，S_E の増加に伴い蒸発が相対的に促進されると推測される位置は，ECF 上流におけるパイロットバーナ既燃ガスと ECF ジェットの干渉領域からの流線をたどった際の下流部にほぼ相当することがわかった。

謝辞

西華産業（株）の福里様・飯島様には，本試験を行うにあたり Artium 社製 PDI 光学系一式（本文中の Optics B）を御貸与いただいた。また，法政大学理工学部機械工学科の江口貴広君には試験準備・データ取得に御協力いただいた。この場を借りて謝意を表す。

参考文献

1) Yamamoto, T., et al.: Emission Reduction of Fuel Staged Aircraft Engine Combustor Using an Additional Premixed Fuel Nozzle, ASME GT2012- 68590.

2)吉浦他：低NOx予混合二段燃焼器の高温高圧場におけるPIV計測，第40回ガスタービン定期講演会講演論文集，2012

3)Matsuura, K. et al.: Phase Doppler Characterization of Burning Sprays from an Auxiliary Emission Control Fuel Nozzle of a Lean Two-Stage Low-NOx Combustor for an Aero-Engine at a Simulated Aircraft Approach Condition, Proc.25th ILASS,2013.

4) Yoshida, K., et al.: Airblast Spray Characteristics of Planar Liquid Films in Longitudinal Gas-Phase Shear Layers at Various Ambient Pressure Conditions, Proc.12th ICLASS,2012.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-13

小型ターボジェットエンジンを用いたパワータービンの設計

*藤木　恭介，土屋　利明（金沢工業大学）

The Design of Power Turbine for a Small Turbojet Engine

* Kyosuke FUJIKI and Toshiaki TSUCHIYA (Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

This paper presents design procedures of power turbine for a small turbojet engine. The miniature turbojet engine, Sophia J850, has been converted to shaft power use by substituting a power turbine for the propelling nozzle. Inlet conditions for the designed power turbine have been determined based on performance evaluation tests of J850 turbojet engine and cycle calculations. A regenerative cycle has been considered to improve thermal efficiency of the system. The velocity diagrams have been determined at hub, mean and tip sections for a single stage axial flow turbine by considering both aerodynamic and stress aspects. The total pressure losses have been estimated for each blade sections based on the method of Ainley and Mathieson and the efficiency of designed power turbine has been calculated.

Key words: Turbojet engine, Power turbine, Velocity diagram, Cycle calculation.

1．緒言

本研究は，小型ターボジェットエンジン Sophia J850（以後，J850 エンジンと表記する）をモデルとし，その推進ノズルをパワータービンで置き換え，推進装置から発電装置への転用を検討するものである。

発電装置は，ガスタービン型とディーゼルエンジン型に大きく二分される。ガスタービン型は，小型化かつ高出力を得られ環境性に優れる反面，熱効率がディーゼルエンジン型よりも劣る特徴がある。そのため，ガスタービン型は熱サイクルのシステム構成を工夫し，性能向上を図り用いられている。J850 エンジンも同様に熱効率が低いため，本研究ではパワータービンからの排熱を有効利用し，再生器を用いた再生サイクルで熱効率の向上を図る。したがって，J850 エンジンから推進ノズルを取り外してガスジェネレータとし，それから作り出される高温高圧の燃焼ガスのもつエネルギーをパワータービンで軸出力として取り出す。さらに，再生器を加えた再生サイクルを検討する。本論文では，このシステム構成のパワータービン（単段の軸流タービン）に関する一連の設計方法について報告する。

2. 設計の流れ

本設計の流れは，図 1 に示す流れに則り，概要を以下に記述する。まず，J850 エンジンの性能を性能評価試験およびサイクル計算から評価し，設計点における基本性能を把握した。その後，ターボジェットエンジンサイクルから推進ノズルをパワータービンで置き換え，軸出力とした再生サイクル発電システムのサイクル計算を行い，パワータービン入口条件を決定した。次に，決定されたパワータービン入口条件から強度と耐久性を考慮して適した材料を選び，目標とするタービン断熱効率を満たす速度三角形を決定した。さらに，設計されたタービンに 3 次元性をもたせ，各種損失を考慮してタービン断熱効率を予測した。以上が本設計の流れである。

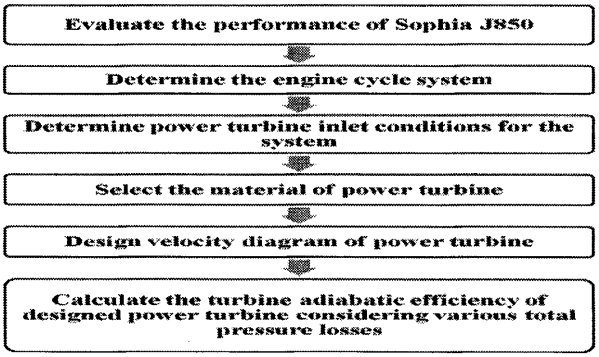


Fig.1　The procedure of power turbine design

3. Sophia J850 の性能評価

本研究で用いる J850 エンジンは，小型ターボジェットエンジンである。主な用途は，模型飛行機用および教育目的であり，基本仕様を表 1 に示す。J850 エンジンの性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

能評価試験の目的は，ジェットエンジンの性能である比推力および燃料消費率(以後，sfc と表記する）を評価することである。また，サイクル計算と実測性能より各種効率を推算した。ここで，各種効率とは，圧縮機断熱効率 η_c，タービン断熱効率 η_t，インテーク効率 η_i，機械効率 η_m，推進ノズル効率 η_n，燃焼器全圧損失率 ε_b である。表 2 は，性能評価試験の実測結果とそれに修正値を加えた結果である。また，この結果を基にした J850 エンジンの設計点（最高回転数）における性能を表 3 に示す。

これよりサイクル計算を行い，タービン入口温度（以後， TIT と表記する）800℃（1073K）で比推力あるいは sfc を最大とする最適な圧力比を考案し，図 2 に示した。比推力を最大とした圧力比は 3.4 であり，sfc を最大とした圧力比は 4.5 であった。ここで，η_i=0.90，η_c=0.71，η_t=0.73，η_m=0.96，η_n=0.90，ε_b=0.03 とした。

Table1 The basic specifications of Sophia J850

Total mass	13.7kg
Size	106mm×330mm
Maximum thrust	83.4N
Maximum rotational speed	130,000rpm
Maximum exhaust gas temperatute	800℃
Full throttle exhaust gas temperatute	750℃
Low throttle exhaust gas temperatuture	appro. 550℃
Maximum fuel consumption	appro. 270cc/min
Compressor inlet diameter	42.4mm
Turbine outlet diameter	51.4mm
Propulsion nozzle outlet diameter	35.7mm

Table3 The results of design point's performance

Turbine inlet temperature [K]	1073
Pressure ratio (Static/Total)	3.0
Specific thrust [N/kg/s]	400
Specific fuel comsumption [kg/hr/N]	0.25
Air mass flow rate [kg/s]	0.17

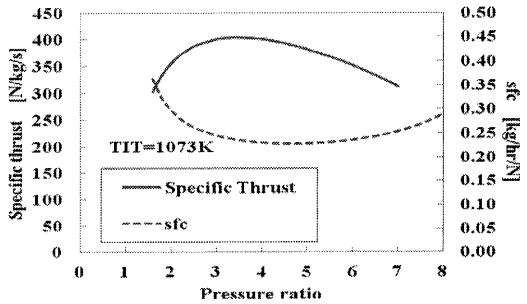


Fig.2 The results of specific thrust and sfc from cycle calculation

Table2 The results of performance evaluation test J850

Ambient temperature [K]	295.65							
Ambient pressure [hPa]	1016							
Rotational speed [rpm]	60000	70000	80000	90000	100000	110000	120000	130000
Corrected rotational speed [rpm]	58975	68816	78476	88433	97883	107386	117168	126493
Static thrust [N]	8.34	11.77	16.58	23.15	30.51	40.32	51.99	62.10
Compressor inlet temperature [K]	298.25	298.15	299.45	298.45	300.75	302.35	302.25	304.35
Compressor inlet static pressure [kPa]	100.91	100.49	100.1	99.55	98.9	98.09	97.1	96.14
Compressor outlet temperature [K]	321.85	329.85	340.15	350.95	365.65	379.15	397.55	418.15
Compressor outlet static pressure [kPa]	123.07	131.49	142.38	155.7	170.57	190.4	214.27	240.3
Turbine inlet static pressure [Mpa]	0.126	0.137	0.148	0.162	0.178	0.199	0.224	0.252
Turbine outlet temperature [K]	773.15	793.15	803.15	821.15	848.15	864.15	903.15	942.15
Fuel flow rate [kg/s]	0.00175	0.00193	0.00223	0.00256	0.00296	0.00343	0.00409	0.00461
Pressure ratio (Static/Total)	1.2	1.3	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.5
Compressor adiabatic efficiency (Static/Total)	0.81	0.83	0.83	0.82	0.81	0.83	0.80	0.79
Corrected air mass flow rate [kg/s]	0.058	0.074	0.085	0.100	0.114	0.129	0.146	0.160
Fuel - air ratio	0.030	0.027	0.026	0.026	0.026	0.027	0.029	0.030
Corrected specific thrust [N/kg/s]	143	159	193	232	267	311	356	388
Corrected specific fuel comsumption [kg/hr/N]	0.741	0.581	0.474	0.391	0.342	0.299	0.277	0.260
Corrected thermal efficiency	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.09

4. システム構成の検討

システム構成の検討の目的は，推進装置から発電装置に転用したサイクルを評価し，パワータービン入口条件を決定することである。

図 3 は，J850 エンジンを軸出力とした単純サイクルと再生サイクルについて，TIT800℃（1073K）の場合に圧力比をパラメータとして，無次元比出力と熱効率の関係をプロットしたものである。ここで，圧縮機断熱効率 η_c=0.71，タービン断熱効率 η_t=0.73，パワータービン断熱効率 η_{tp}=0.90，機械効率 η_m=0.96，パワータービン機械効率 η_{mp}=0.96，再生器効率 η_t=0.73，パワータービン断熱効率 η_{tp}=0.90，機械効率 η_m=0.96，パワータービン機械効率 η_{mp}=0.96，再生器効率 η_r=0.80，吸気全圧損失率 ε_i=0.005，燃焼器全圧損失率 ε_b=0.03，ガスジェネレータタービンとパワータービンの間におけるダクトと，パワータービンと再生器の間におけるダクトの全圧損失率 $\varepsilon_{d1}=\varepsilon_{d2}$=0.005，吸気および排気方向の再生器全圧損失率 $\varepsilon_{r1}=\varepsilon_{r2}$=0.005，排気全圧損失率 ε_o=0.005 とした。J850 エンジンをベースに軸出力としたシステム構成では，圧力比 3.4 のときに比推力が最大となり，そのときの熱効率は 9.0%であった。そこで，再生器を用いて排気ガスを有効利用して熱効率の向上を図った。再生サイクルの特徴は，熱効率が飛躍的に向上し，熱効率を最大とする最適な圧力比が下がる傾向にあることである。J850 エンジンをガスジェネレータとして，パワータービンにて軸出力で取り出すシステム構成に再生サイクルを適用すると，再生器の全圧損失

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

により無次元比出力が若干犠牲になるが，熱効率は 9.0%から 18.0%まで向上した。また，熱効率を最大とする圧力比は 3.0 となった。

図 4 は，J850 エンジンをベースに再生サイクルとしたとき，各位置の温度と圧力を表したものである。この図より，パワータービン入口条件は位置 5 の温度 646℃（919.60K）と圧力 137.52kPa となった。また，吸込空気量を勘定すると出力 11.0kW が得られ，一般家庭 3 軒分に相当する電力を発電することになる。なお，この図にあるパワータービンの回転数は，後の速度三角形を設計するときに決定される。ここで，温度 T と圧力 p の添字は，全温，全圧を表記するときには 0 をつけ，各位置を番号で表した。また，圧縮機 C，燃焼器 B，タービン T，パワータービン T_P，再生器 R，発電機 G とした。以上より，パワータービン入口条件と再生サイクルを J850 エンジンに適用したシステム構成における性能を表 4 に示した。

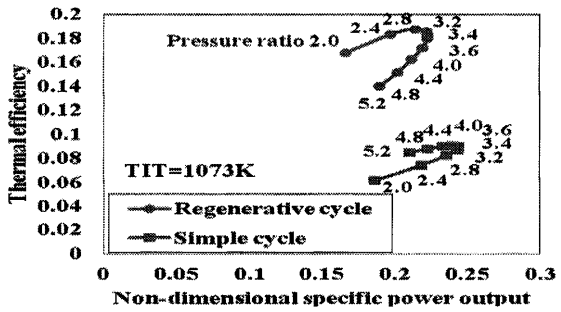


Fig.3 Thermal efficiency and Non-dimensional specific power output of the design engine cycle system

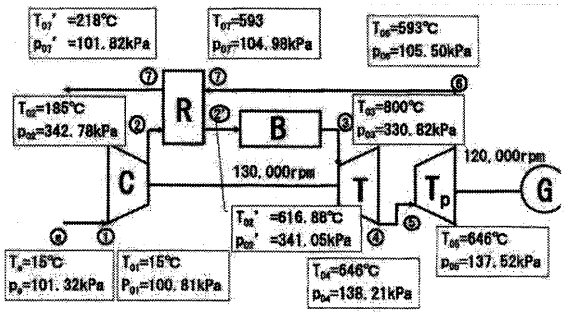


Fig.4 The designed engine cycle system

Table4 The results of power turbine inlet condition and performance in the designed engine cycle system

Power turbine inlet temperature [K]	**919.60**
Power turbine inlet pressure [kPa]	**137.54**
Specific power output [kJ/kg]	**64.45**
Non-dimensional specific power output	**0.223**
Thermal efficiency	**0.183**

5. タービン材料の選定

タービン材料の選定の目的は，パワータービン入口条件の温度に適した耐熱性とタービン動翼に発生する遠心応力に適した強度をもつ材料を選定し，設計応力を決定することである。

本設計で使用するタービン動翼の材料は，(株) 日立金属より参照した超耐熱性合金におけるニッケル基合金系のガンマプライム析出強化型材料である Inconel713C とした。図 5 は，この材料のクリープ試験結果である。クリープ試験は，ある温度条件下で一定の応力を加え，破断するまでの時間を測定したものである。100 時間，1000 時間クリープは，温度が上昇するにつれて応力が低下することがわかった。ただし，10000 時間クリープは試験結果から基づくものではなく，ラーソン・ミラー法を用いて推定したものである。

本設計では，パワータービン動翼の寿命を 10000 時間とした。また，パワータービン入口温度は 646℃（919.60K）であるが，J850 エンジンの基本仕様どおりの性能が得られた場合には，パワータービン入口にあたる排気温度が 800℃（1073K）となるため，この温度にも対応できるようにした。したがって，設計応力を 800℃（1073K）下の応力 250MPa とした。

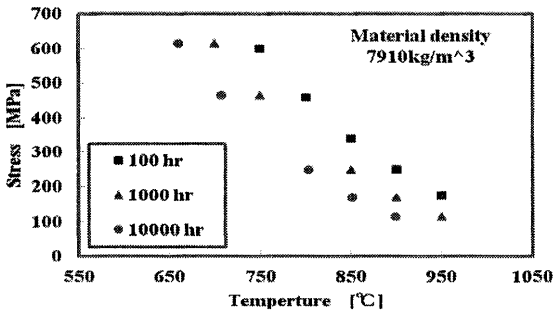


Fig.5 Creep diagram of Inconel713C

6. 速度三角形の設計

速度三角形を決定する目的は，タービンが所定の仕事をするように，タービン内を流れる流体の流れ角を決定することである。設計手順は，翼の平均径を最適な条件で設計し，先端径（tip 径），根元径（hub 径）と順に設計した。なお，軸方向に軸流速度が一定であると仮定した。速度三角形とは，静翼と動翼の入口と出口における静止座標系からみた絶対速度 V，回転座標系からみた相対速度 W，周速度 U の 3 つの速度ベクトルで構成された三角形であり，図 6 に記号の詳細を示した。ここで，軸流速度 V_a，絶対角度 α，相対角度 β とし，静翼と動翼の出入り口は添字 1，2，3 とした。また，tip 径，平均径，hub 径を表すときには，順に t，m，h の添え字で表した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

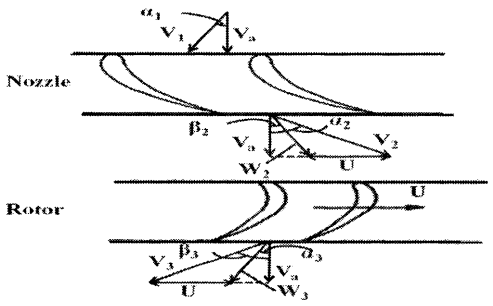


Fig.6　Velocity diagram of turbine

まず，平均径を基準としてタービンに流れる流量と動翼根元部の遠心応力を以下の 2 式で表した。

$$m_g = \left(\frac{\rho_g \phi}{2\pi n^2}\right) U_m{}^3 \left(\frac{h}{r_m}\right) \tag{1}$$

$$\sigma = \frac{2}{3}\rho_b U_m{}^2 \left(\frac{h}{r_m}\right) \tag{2}$$

ここで，翼高さ h，回転数 n，燃焼ガス質量流量 m_g，平均径 r_m，平均径周速度 U_m，流量係数 φ（$=V_a/U_m$），材料密度 ρ_b，燃焼ガス密度 ρ_g，動翼根元部の遠心応力 σ である。これら 2 式は，流量と応力の両面から平均径周速度と翼高さ-平均径の比を決定するものである。式 (1) は，タービンに流れる質量流量を平均径周速度と翼高さ-平均径の比で表したものである。設計条件に対応する回転数，燃焼ガス質量流量，燃焼ガス密度を n=120,000rpm, m_g=0.188kg/s, ρ_g=0.494kg/m^3 とした場合，流量係数をパラメータにとり，図 7 では破線でプロットされた。式 (2) は，動翼根元部の遠心応力を平均径周速度と翼高さ-平均径の比で表したものであり，図 7 では実線でプロットされた。なお，動翼に作用する遠心応力は動翼根元部が一番厳しく，この応力が翼全体に作用するものとした。これら 2 式のプロットの交点が，流量の関係式と動翼に作用する遠心応力の両面を満たす翼断面形状を表した。このとき，流量係数の与え方で交点がいくつか見つかるが，各々の翼断面形状を比較して最適とする形状をいくつか選択した。

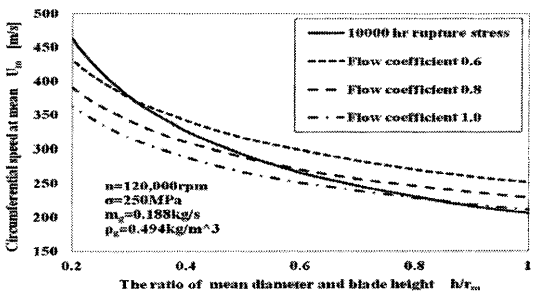


Fig.7　The diagram of mass flow rate and rupture stress

次に，いくつか選択した翼断面形状の流量係数と負荷係数を求めた。流量係数と負荷係数は，以下の 2 式で表した。

$$\phi = \frac{V_a}{U} \tag{3}$$

$$\psi = \frac{C_p \Delta T}{U^2} \tag{4}$$

ここで，負荷係数 ψ，定圧比熱 C_p，温度落差 ΔT である。図 8 に示すスミスチャートは，既存のタービンについて，タービン断熱効率を流量係数と負荷係数のみで多くのものをプロットしたものである。なお，この図は後述にある翼端隙間損失を除いてプロットされている。この図より，タービン断熱効率を高くするには負荷係数を低くする必要がある。負荷係数を低くすることは，周速度を高くすることであるが，発生応力が周速度の二乗に比例して増大する。したがって，性能と強度の両面から最適な周速度を決定する必要がある。先ほど，いくつか選択した翼断面形状の流量係数と負荷係数が，スミスチャート上でどの位置にプロットされるかを比較し，目標とする性能が見込めるかを判断しなければならない。見込めない場合，翼断面形状から選択し直す必要がある。なお，前述にあるように，この図は翼端隙間損失を除いてプロットされているので，実際の性能と若干異なる。そのため，目標とする性能よりも数%高めを狙うことが望ましい。以上のことを考慮し，タービン断熱効率 90%を目標としたとき，平均径周速度 225m/s で翼断面形状を図 9 に示す形状をとした。また，平均径の流量係数と負荷係数は φ=0.9, ψ=1.3 とした。このとき，スミスチャート上で平均径のタービン断熱効率は 93%となった。

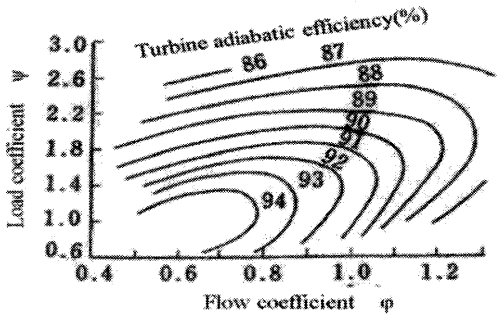


Fig.8　Smith chart

以上により，翼断面形状が決定される。次に，これまでに翼断面形状が決定した。これより，流れ角を用いて速度三角形を決定した。流れ角は，以下の 4 式で表した。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$R = \frac{1}{2}\phi(\tan\beta_3 - \tan\beta_2) \tag{5}$$

$$R = 1 - \frac{1}{2}\phi(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_3) \tag{6}$$

$$\psi = \phi(\tan\alpha_2 + \tan\alpha_3) \tag{7}$$

$$\psi = \phi(\tan\beta_2 + \tan\beta_3) \tag{8}$$

ここで，反動度 R，動翼入口絶対角度 α_2，動翼出口絶対角度 α_3，動翼入口相対角度 β_2，動翼出口相対角度 β_3 である。これら 4 式は，オイラーの公式を基に，タービン段のエネルギー仕事量と反動度の定義式を，流量係数と負荷係数で流れ角を表したものである。タービン段において，静翼では全エンタルピーが一定に保たれ，動翼では相対全エンタルピーが一定に保たれる関係がある。また，静翼で絶対速度が加速し，動翼で相対速度が加速される。反動度とは，静翼と動翼の役割を表す。衝動段（R=0%）では，静エンタルピー降下をすべて静翼で行い，動翼は流体を流すのみである。反動段（R>0%）では，静翼の静エンタルピー降下が減り，動翼の静エンタルピー降下が増える。ゆえに，静翼か動翼のどちらで多く静エンタルピー降下させるかを表し，無数の選択肢がある。その中でも反動度 50%は，静翼と動翼に同等の役割をさせて，高性能を達成しやすい特徴がある。したがって，本設計では反動度 50%とし，決定された流量係数と負荷係数を用いて平均径の速度三角形を図 10 に示した。タービン翼では，背面の前縁近傍で流れが加速された後，後縁へ向けて減速されるため，マッハ数が過大になると超音速領域で衝撃波が発生し，流れの剥離を誘発させて大きな損失になる。そのため，各速度ベクトルの最大流速（マッハ数）が過大にならないように注意し，速度三角形を決定した。

以上で平均径の速度三角形が決定された。最後に，tip 径と hub 径の速度三角形を決定した。tip 径と hub 径の流量係数と負荷係数は，スミスチャートから選択して流れ角を決定した。このとき，決定された速度三角形の形状が妥当か判断する。本設計では，すべての径に対して反動度一定（R=0.50）で速度三角形を決定した。このとき，tip 径と hub 径の流量係数と負荷係数は，φ_t=0.8，ψ_t=1.2，φ_h=1.2，ψ_h=1.6 とした。また，tip 径の速度三角形を図 11，hub 径の速度三角形を図 12 に示した。

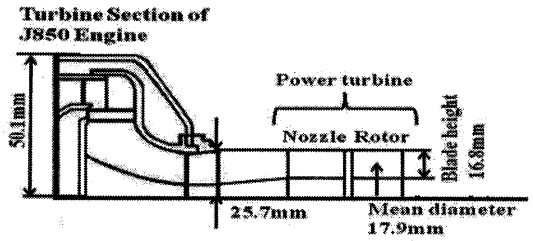


Fig.9 Cross section of the turbine blades

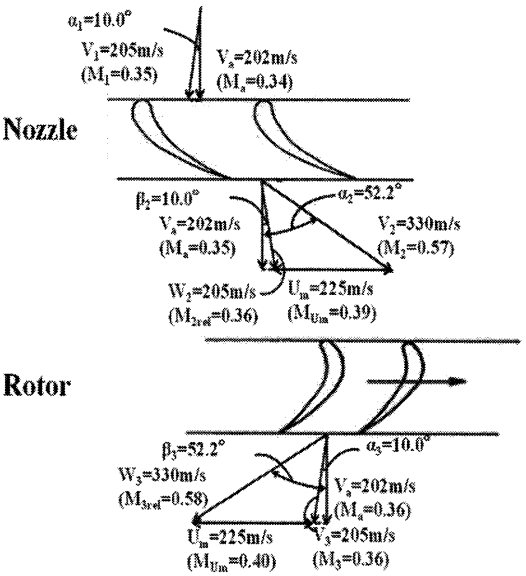


Fig.10 Velocity diagram at mean section

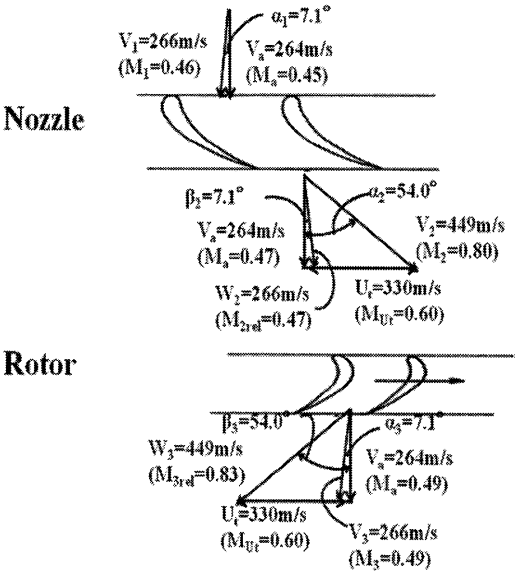


Fig.11 Velocity diagram at tip section

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

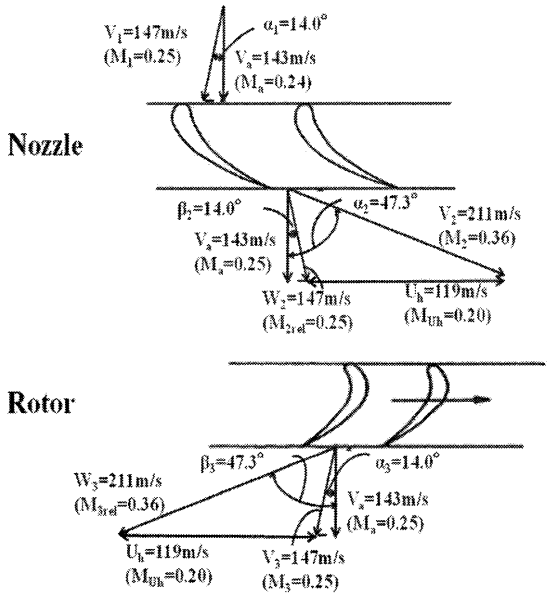


Fig.12 Velocity diagram at hub section

Tabel5 Cascade data

		s/c	h/c	t/c
Tip	Nozzle	0.87	1.80	0.50
	Rotor	0.87	1.70	0.50
Mean	Nozzle	0.88	1.80	0.50
	Rotor	0.88	1.70	0.50
Hub	Nozzle	0.88	1.80	0.50
	Rotor	0.88	1.70	0.50

Table6 Estimation results of total pressure loss coefficient

		Yp	Ys	Ya	Yk	Y
Tip	Nozzle	0.0293	0.0213	0.0111	0.0000	0.0617
	Rotor	0.0293	0.0213	0.0118	0.0184	0.0807
Mean	Nozzle	0.0322	0.0480	0.0111	0.0000	0.0914
	Rotor	0.0322	0.0480	0.0118	0.0000	0.0920
Hub	Nozzle	0.0338	0.0673	0.0111	0.0000	0.1123
	Rotor	0.0338	0.0673	0.0118	0.0000	0.1129

Table7 Turbine adiabatic efficiency

Tip section	0.92
Mean section	0.90
Hub section	0.82

7. 全圧損失を考慮した性能

ここでは，tip 径，平均径，hub 径に 3 次元性を考慮して各種損失係数を見積もり，タービン断熱効率を予測した。ここで取り扱う各種損失係数は，以下に述べる 4 種類存在し，すべて全圧損失係数として表した。無限に翼が長い二次元翼に対する形状損失係数 Y_p, 流れに直交する流れ成分による二次流れ損失係数 Ys, 流れが翼端の隙間から漏れる翼端隙間損失係数 Y_k, 流路の内外壁面摩擦による環状壁損失係数 Y_a があり，これらすべてを足し合わせた全圧損失係数 Y が静翼と動翼にあらわれる。なお，予めスミスチャートでタービン断熱効率を予測しているが，スミスチャートは翼端隙間損失を除いたプロットであるため，その結果よりもタービン断熱効率が若干低下する傾向にある。全圧損失係数を見積もるには，Ainley and Mathieson の理論[8]を基にした手法を用いた。まず，各径における静翼と動翼の最適なピッチ-コード比 s/c を流れ角より決定した。次に，コード c をアスペクト比 h/c を選択することにより決定した。このとき，決定されたピッチ s より翼枚数が決まり，タービンの環状面積に対して翼枚数が妥当であるか判断する。ただし，静翼と動翼が同じ翼枚数をとらないように，静翼は偶数，動翼は素数とする。本設計では，静翼 14 枚，動翼 13 枚とした。さらに，翼厚-コード比 t/c を設定する。以上より，翼形状が決定され，各径のタービン断熱効率を全圧損失係数の見積もり結果から予測した。表 5 は，翼列の情報，表 6 は各種全圧損失係数の見積もり結果，表 7 は各径のタービン断熱効率を示した。表 7 より，平均径を最適な条件で設計したタービン断熱効率は，目標とした 90%を満たした。

8. 結言

今回，小型ターボジェットエンジン Sophia J850 を推進装置から発電装置に転用し，それに用いる単段の軸流式のパワータービンを設計した。平均径を最適な条件で設計したパワータービンは，目標タービン断熱効率 90%を満たした。また，J850 エンジンをベースに再生サイクルとした熱効率は，J850 エンジンを軸出力としたサイクルの熱効率 9%から 18%まで向上した。なお，このシステム構成では出力 11.0kW となり，一般家庭 3 軒分に相当した。

参 考 文 献

1) 浜島操：ガスタービン-理論と設計-，コロナ社，(1981)pp.49-71.
2) 三輪光砂：ガスタービンの基礎と実際 三訂版，成山堂，(1996)pp.115-124.
3) 小林大作：ターボ機会-入門編-，日本工業，(2001)pp.18-24.
4) 鈴木弘一：ジェットエンジン，森北出版，(2004)pp.44-63.
5) 見森昭：航空工学講座第 7 巻タービン・エンジン，日本航空技術協会，(2011)pp.58-59.
6) 日立金属(株)：YSS 超耐熱合金(YSS Super alloys)，(株)日立金属，カタログ HY-B19-(J,E)-E (2006)pp.6-15.
7) Saravanamutto H.I.H, Cohen H, Rogers G.F.C, Staraznicky PV : Gas Turbine Theory Sixth Edition, Person Prentice Hall, (2008)pp315-364.
8) D.G.Ainley, G.C.R.Mathieson：A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines, The Aeronautical Research Council, No.2974(14, 882), (1957)pp.3-26.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-14

熱交換器を搭載する 高バイパス比ターボファンエンジンの性能評価

*秋山　直輝（東京農工大学），福山　佳孝（宇宙航空研究開発機構），徳岡天平(東京農工大学)

High Bypass Ratio Turbo Fan Engine with Heat Exchanger

*Naoki AKIYAMA(TUAT),
Yoshitaka FUKUYAMA(Japan Aerospace Exploration Agency), Tenpei Tokuoka(TUAT)

ABSTRACT

Many turbofan engines are serviced in civil aviation because the engines have high propulsion efficiency. Bypass ratio is increased. Many industries and research organizations have studied technologies for more high-performance and high-efficiency engine. But it has reached limitation that the engines are developed with conventional technology. So, new technologies are needed to develop more effective engine. Thus, in this study, heat exchangers are built in the engine. The effectiveness is evaluated by the Base-engine. Base-engine is the engine that is developed with the present technology-levels. In this study, Intercooled and IRA engine were analyzed by Virtual Jet Engine (VJE). Both of the engines resulted in reducing fuel.

Key words: Aero-engine, Virtual Jet Engine, Heat exchanger, Intercooler, Recuperator

1．はじめに

民間航空機のエンジンにターボファンエンジンが多く使われている．その推進効率の良さが，多く使われている理由である．さらに推進効率を高めるため，高バイパス化する傾向にある．合わせて，全体の効率をより高めるために熱効率を高める努力もなされている．そうすることで燃料消費を削減し，飛行にかかるコストや CO_2 の排出を減らすことができる．

しかしながら，こうした環境適応性，燃費削減を目指す高性能エンジンの開発にあたって，従来のエンジンの一般的な性能改善手段のみでは，さらなる高性能エンジンの実現が困難であると予想されている．そこで，従来の高性能化技術以外の技術も適用すべきである．

各航空機エンジンメーカや研究期間でも，従来の性能上昇技術の他，いままでのエンジンには無い新しい技術の追加，新材料の採用を行うことで，エンジンの性能値を上げることを考えている．その一例として，熱サイクルへの熱交換器の追加，可変ノズルの搭載などがあり，各研究機関はそれぞれを検討し，実用化に向けた研究を進めている．熱交換器について言えば，欧州のエンジンメーカや大学，研究機関が合同で行っている NEWAC のプログラムでは，実機に搭載できるような中間冷却器ができており，その性能試験が行われている[1][2]．また，他の研究では熱交換器を搭載することで削減されるコストや燃料等の試算も行われており，中間冷却サイクルにした場合でも 12%燃料消費率を低減できるという報告がある[3]．

熱交換器を搭載する航空機エンジンの性能解析は，前述のように複数の先行研究がある．その多くは IPC(Intermediate Pressure Compressor) と IPT(Intermediate Pressure Turbine)を搭載するエンジン，つまり，3 軸のエンジンを対象としているが，本報では，今日多く使われている 2 軸のターボファンエンジンに熱交換器を搭載した場合の性能を解析により評価した．

2．熱交換器搭載航空機エンジンのシステム

2.1 Intercooled Engine (中間冷却サイクル)

Fig.2 に Intercooled Engine のエンジンシステム概略図を示す．既存の 2 軸ターボファンエンジンに，中間冷却用熱交換器を搭載している．中間冷却器(IC)の hot 側を高圧圧縮機途中に，cold 側をファンバイパス流の一部に接続している．熱交換器を通った一部のバイパス流はそのままノズルを通してジェットとして排出される構造である．これは，IC による出力増強を期待している．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 IRA Engine (中間冷却再生サイクル)

Fig.3 に IRA Engine のシステム概略図を示す．Intercooled Engine に再生熱交換器(RG)を追加したシステムとなる．RG の hot 側を LPT(Low Pressure Turbine)出口に，cold 側を燃焼器入口に接続している．RG による燃料消費削減を期待している．

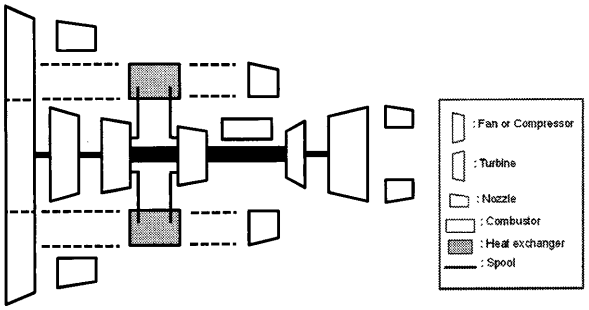


Fig.2 Overall Image of the Intercooled Engine System

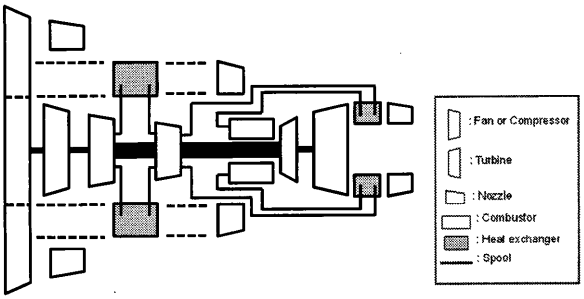


Fig.3 Overall Image of IRA Engine System

2.3 熱交換器

熱交換器の性能を示すパラメータとして，熱交換器全圧損失係数ζx，温度効率φに基づく熱通過有効度εxがある．ここで T は温度，P は圧力，G は質量流量，Cp は定圧比熱，h はエンタルピ，Q は伝熱量である．添え字の h は高温側，c は低温側，1 は入口，2 は出口を示す．

$$\varphi_h=(T_{h1}-T_{h2})/(T_{h1}-T_{c1})$$
$$\varphi_c=(T_{c2}-T_{c1})/(T_{h1}-T_{c1})$$
$$\varepsilon_x=\varphi_h \quad \text{for } (C_p\times G)_{min}=C_{ph}\times G_h$$
$$\varepsilon_x=\varphi_c \quad \text{for } (C_p\times G)_{min}=C_{pc}\times G_c$$
$$Q=h_{h1}-h_{h2}=h_{c2}-h_{c2}$$
$$P_{h2}=P_{h1}\times(1-\zeta_x)$$
$$P_{c2}=P_{c1}\times(1-\zeta_x)$$

(a) 中間冷却器(IC)

高圧圧縮機の中間に設置して，圧縮機仕事を減らす．よって，同一推力のエンジンよりもコア部を小さくすることが可能となり，高バイパス比化やエンジンコア部の重量削減になる．

(b) 再生熱交換器(RG)

圧縮機吐出空気をタービン排気で加熱する熱交換器であり，排熱回収により熱効率を向上する．一定タービン入口温度では，燃料流量削減に直結する．

3．熱交換器搭載航空機エンジンシステム性能

熱交換器搭載航空機エンジンの性能を解析した．本報での解析はバーチャルジェットエンジン(VJE)[4]を使用した．解析条件はクルーズとし，**Table1** に主な値をまとめる．なお，同推力の一般的な 2 軸ターボファンエンジンを「Base エンジン」として比較を行い，熱交換器搭載エンジンの性能を評価する．**Table2** に Base エンジンの仕様をまとめる．

Table1 Condition of analysis

Thrust (SLS100%)	20000lb
TET	1565K
Flight Mach number	0.78
ALT	10668m
FPR	1.32
OPR(Intercooled / IRA)	40 / 30
ζx	0.03
Vj_{bypass} / Vj_{core}	0.7

Table2 Spec of Base Engine

Thrust (SLS100%)	20000lb
OPR	40
BPR	13
Thrust to Weight Ratio	5.3
sfc (cruise)	15.14mg/(Ns)

3.1 Intercooled Engine 性能

熱交換器性能の違いによる Intercooled Engine システム全体の影響を確認する．ここでは，IC 挿入位置の高圧圧縮機(HPC)エンタルピレベルの違いと熱交換効率の違いによる sfc とバイパス比(BPR)の変化をみる．**Fig.4** に sfc，**Fig.5** に BPR の様子を示す．2 つの図とも縦軸が IC の熱交換効率，横軸が IC 挿入位置の HPC 分割エンタルピレベルを示す．

Fig.4 より，IC を搭載することで sfc をより低減するためには，IC 挿入位置は HPC エンタルピレベルの低い位置にする必要がある．ただし，あまりエンタルピレベルの低い位置で熱交換を行う場合，バイパス流れの温度とコア流れの温度差が小さくなるため，交換できる熱量が減少することに留意する必要がある．Fig.5 を見ると，熱交換効率が大きくなると，BPR も大きくなる傾向にあることが確認できる．IC により，高圧圧縮機の仕事が減った分，コア部に余裕ができる．よって，同推力を

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

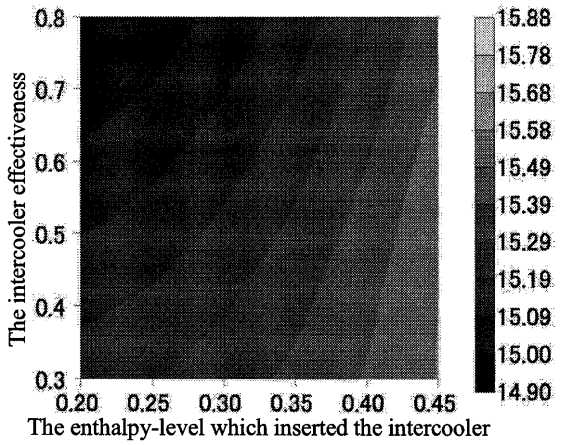


Fig.4 SFC variation from introducing IC

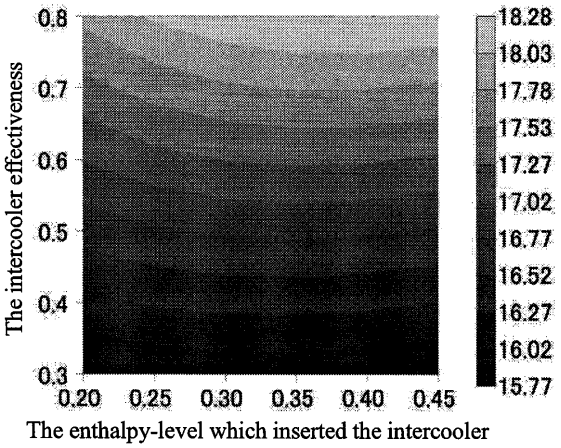


Fig.5 BPR variation from introducing IC

出すのにさらに小さいコア部で十分となり，結果として BPR が大きくなったと考えられる．しかし，圧縮機翼高さ等，実際のエンジン設計上の制約もあるので，あまりにもコア部が小さいと実現できない可能性もあるので注意する必要がある．

3.2 IRA Engine 性能

熱交換器性能の違いによる，IRA エンジン全体の影響を確認する．ここでは，IC の熱交換効率の違いと RG の熱交換効率の違いによる sfc と BPR の変化をみる．なお，IC 挿入位置の HPC エンタルピレベル分割位置は 0.2 とした．**Fig.6** に sfc，**Fig.7** に BPR の様子を示す．図の縦軸が IC の熱交換効率，横軸が RG の熱交換効率を示す．

Fig.6 より，IC，RG の熱交換効率を大きくとる方が sfc は低下するが，Base エンジンの sfc，15.14mg/(Ns)に対して利益を得るとしたら，少なくとも，IC の熱交換効率で 0.7 以上，RG の熱交換効率で 0.6 以上を必要とする．Fig.7 の BPR の様子を見ると，sfc を小さくなると BPR が大きくなる傾向にある．しかし，sfc を小さくしていく場合，Intercooled Engine の場合ほど BPR は大きくならない．また，前述したように，同推力レベルでの高

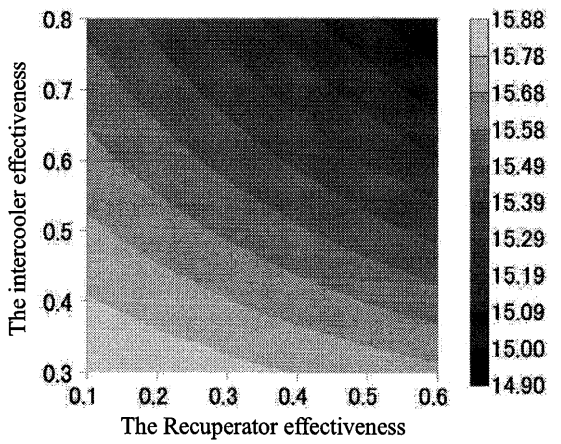


Fig.6 SFC variation from introducing IC and RG

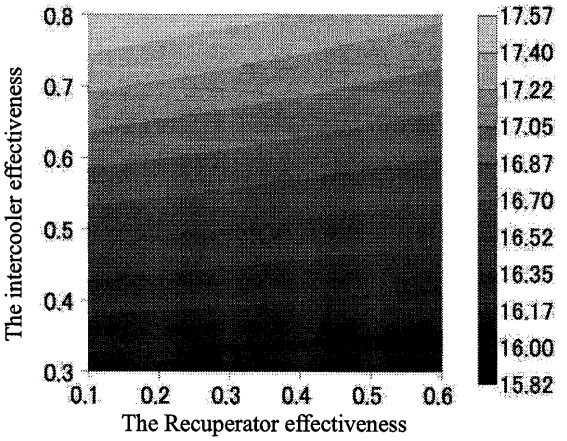


Fig.7 BPR variation from introducing IC and RG

バイパス比化はコア部の小型化を意味するが，IRA Engine では全体圧縮比(OPR)が Intercooled Engine よりも小さいので，コア部の小型化による設計上の制約に対してさらに余裕ができるだろう．

4．熱交換器搭載による種々の影響

熱交換器を搭載することでエンジンの重量増加が見込まれる．また，熱交換器の圧力損失による影響もある．一方，IC を搭載することで圧縮機出口の温度が低下するため，冷却空気を削減できる．そこで，これらの影響について計算した．解析条件を **Table3** にまとめる．前述の結果より，IC，RG の熱交換効率をそれぞれ 0.7，0.6 とした．

Table3 Condition of analysis

Thrust (SLS100%)	20000lb
TET	1565K
Flight Mach number	0.78
ALT	10668m
FPR	1.32
OPR(Intercooled / IRA)	40 / 30
εx (IC / RG)	0.7 / 0.6
Vj_{bypass} / Vj_{core}	0.7

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.1 圧力損失の影響

熱交換器の圧力損失はエンジンの性能を低減させる．圧力損失の大きさによってどの程度影響があるのか計算した．

(a)Intercooled Engine

Fig.10 は，Intercooled Engine の圧力損失を変えてときの sfc の様子である．縦軸が熱交換器 cold 側の圧力損失係数，横軸が hot 側の圧力損失係数を示している．Fig.10 は hot 側と cold 側の圧力損失がともに 0.03 の時の sfc を 1 として示されている．Fig.10 より IC の hot 側の圧力損失を減少させる方が，sfc を低減するのにより効果的である．

(b)IRA Engine

Fig.11 に IRA Engine の圧力損失を変えてときの sfc の様子である．縦軸が IC の圧力損失係数，横軸が RG の圧力損失係数を示している．なお，ここでは RG，IC の hot 側と cold 側の損失は同じであり，Fig.11 は hot 側と cold 側の圧力損失がともに 0.03 の時の sfc を 1 として示されている．Fig.11 より，RG 側の圧力損失を減らす方が sfc 低減に効果的であることがわかる．

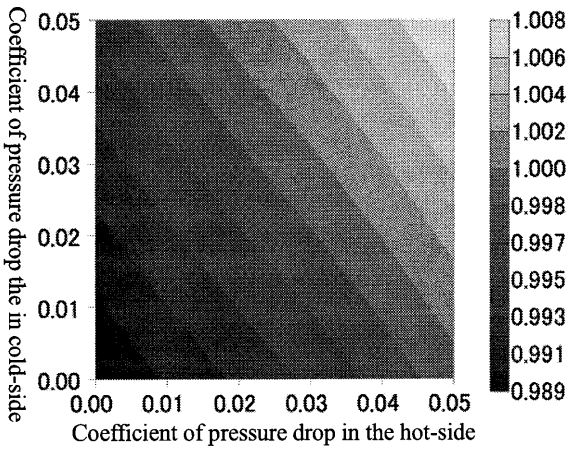


Fig.10 The effect of intercooler pressure losses

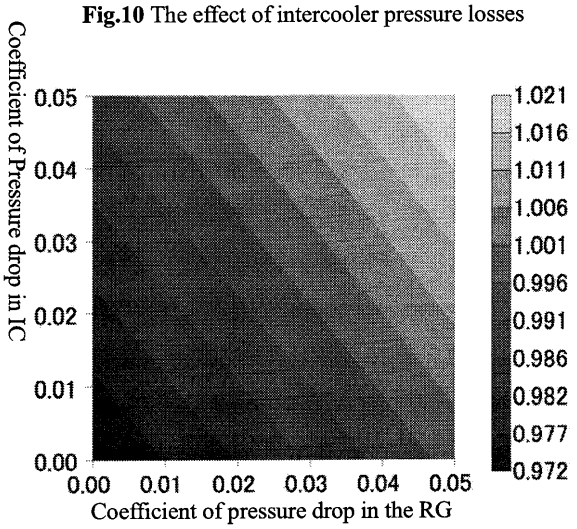


Fig.11 The effect of intercooler & recuperator pressure losses

4.2 熱交換器搭載による重量増加の影響

熱交換器を搭載することで重量増加が見込まれる．本報では熱交換器搭載によるエンジンの大きさは無視し，機体の揚抗比を変えず，全解析に渡って巡航速度は同じにした．推重比を変化させることで影響を計算した．

(a)Intercooled Engine

Fig.8 に Intercooled Engine の燃料消費(wf)の様子を示す．推重比 5.3 のときの Intercooled Engine の wf を 1 としている．また，点線は Base エンジンの wf 比を示している．ここでは，重量増加の影響により，推重比の変化に対してエンジンの推力が異なるため sfc ではなく，wf で評価を行っている．図の横軸が推重比，縦軸が wf 比を示している．Fig.8 より，Intercooled Engine の場合，Base エンジンよりも燃料消費を抑えるためには，推重比を 4 以上にする必要がある．

(b)IRA Engine

Fig.9 に IRA Engine の wf の様子を示す．Intercooled Engine と同様，Base エンジンの wf と比較している．IRA Engine では推重比を 4.5 以上になるよう，設計する必要がある．熱交換器搭載エンジンを実現するためには，より軽量化することが求められる．なお，後述するが，ここでは冷却空気削減を行っていないため，実際は許容できる推重比に余裕があると見込まれる．

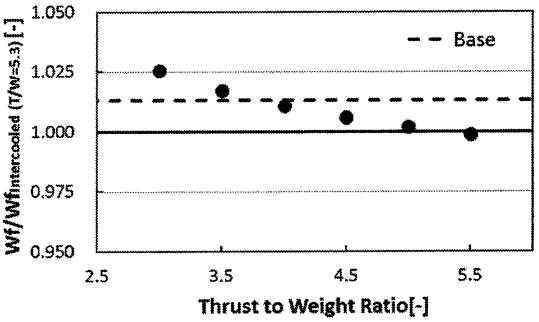


Fig.8 Relation between weight and fuel consumption (Intercooled Engine)

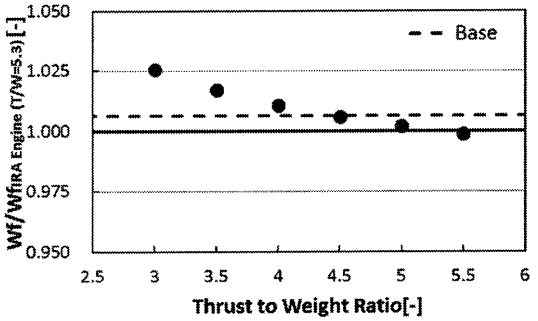


Fig.9 Relation between weight and fuel consumption (IRA Engine)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.3 冷却空気流量削減の影響

冷却空気流量を増やすとエンジンの性能は落ちるので，冷却空気流量はできるだけ抑えたい．ICにより圧縮機出口温度は低くなり，IC を搭載しないときと比べて冷却空気流量を削減できる．削減によりどの程度の影響が出るのか計算した．

(a)Intercooled Engine

Fig.12 に Intercooled Engine の冷却空気流量削減による wf の様子を推移重比ごとに示す．ここでは，Intercooled Engine の冷却空気を削減せず，かつ重量増加の影響を無視した時の wf と対比している．なお，この場合の推重比を Base エンジンと同じ 5.3 とした．Fig.12 より，どの推重比でも冷却空気を 20%減らすことができれば 1%程度の燃料消費削減になることがわかる．実際に削減できる冷却空気はタービンメタル温度を計算して求める必要がある．

(b)IRA Engine

Fig.13 に IRA Engine の冷却空気流量削減による wf の様子を示す．図の見方は Intercooled Engine のものと同じである．IRA Engine ではどの推重比でも冷却空気流量を 20%減らすと，2%程度の燃料削減につながる．IRA エンジンの方が Intercooled Engine に比べて冷却空気削減の効果がより効果的である．これは，冷却空気を削減した結果，タービン出口温度が上がり，その分再生器による熱回収が多く行われるためだと考えられる．また，IRA Engine では，OPR が Intercooled Engine に比べて低いため，より冷却空気を削減できると見込まれる．

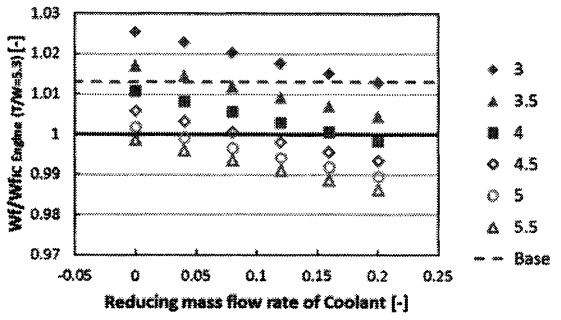


Fig.12 The effect of coolant reduction in intercooled engine

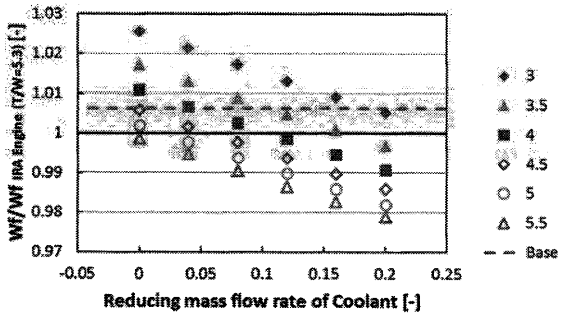


Fig.13 The effect of coolant reduction in IRA engine

5．まとめ

2 軸ターボファンエンジンに熱交換器を取り付けたときの効果を解析した．本報では中間冷却のみ，再生器付の 2 通りについて計算を行った．

それぞれ熱交換効率を変化させて計算を行ったが，現在のエンジンより燃料を削減しようとすると熱交換効率は IC で 0.7，RG で 0.6 程度必要となる．また，熱交換器の圧力損失を低減することも重要である．特に，IRA Engine の場合は 2 種類の熱交換器を搭載するため，その影響が大きい．

熱交換器を搭載することで重量の増加が見込まれる．具体的な重量をもとに計算することはできなかったが，推重比を変えることで，どの程度燃料消費に影響が出るか計算した．結果としては，Intercooled Engine で 4 以上，IRA で 4.5 以上の推重比になるように設計する必要がある．一般的に IRA の方が，重量増加が見込まれるが，今回計算したエンジンでは Intercooled Engine よりも重量増加に対する余裕がなかった．

冷却空気の削減効果を計算した．冷却空気を 0〜20%削減した場合を計算したが，実際に削減できる冷却空気の流量はタービンのメタル温度を計算しながら決める必要がある．今後はタービンメタル温度も計算可能になるように工夫したい．しかし，冷却空気を削減することでどの程度のインパクトがあるのか知る手立てにはなるだろう．

熱交換器を搭載することで抑えられる燃料消費は 1%かそれ未満のオーダにとどまると見込まれる．しかし，IRA Engine では OPR を低くするため，NOx の排出を抑制できる可能性がある．また，燃料の高騰傾向にある今日，1%程度の燃料消費抑制でも運行コストに与える影響が大きくなる可能性があり，その効果が期待できる．

参 考 文 献

1) Andrew M. Rolt, Nick J. Baker, “Intercooled Turbofan Engine Design and Technology Research in the EU Framework 6 NEWAC Programme”, ISABE 2009-1278 (2009).
2) Konstantinos G. Kyprianidis, Tomas Grönstedt, S.O.T Ogaji, P.Pilidis, R.Singh, “Assessment of Future Aero Engine Designs with Intercooled and Intercooled Recuperated Cores”, ASME GT2010-23621 (2010).
3) Anders Lundbladh, Anders Sjunnesson, “Heat Exchanger Weight and Efficiency Impact on Jet Engine Transport Applications”, ISABE 2003-1122 (2003).
4) 福山佳孝，松下政裕，横川忠晴，原田広史：バーチャルジェットエンジンの開発，第 33 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2005) pp.131-136.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-15

可変面積ノズル付き高バイパス比ターボファンエンジンの性能評価

*北川　和也，秋山　直輝（東京農工大），福山　佳孝（宇宙航空研究開発機構）

Study on Performance Evaluation of High Bypass Ratio Turbo Fan Engine with Variable Area Nozzle

*Kazuya KITAGAWA, Naoki AKIYAMA(TUAT), Yoshitaka FUKUKYAMA(JAXA)

ABSTRACT

CO_2 is said to be a cause of global warming. Therefore, CO_2 emission from aero-engines need to be reduced and the improvement of specific fuel consumption (SFC) leads to a reduction of CO_2 emission. SFC is the major factor that determine engine's value. Current commercial aero engines have fixed fan nozzles that are a compromise design for all flight conditions. While, Variable Cycle Engine (VCE) has some variable mechanisms such as variable area fan nozzle. Variable area fan nozzle avoid the current design compromises and allow optimal nozzle geometry for all flight phases and hold the potential for improving SFC. The Virtual Jet Engine (VJE) is a analysis tool that can evaluate environmental adaptability, evaluate the performance of VCE.

Key words: Aero-engine, Variable Cycle Engine, Virtual Jet engine, Performance analysis

1．はじめに

地球温暖化の原因となっているものの一つに温室効果ガスが挙げられ，この温室効果ガスの大部分を占めるのが二酸化炭素（CO_2）と言われている．環境に対する取り組みは航空機エンジンの開発でも行われており，CO_2 と窒素酸化物（NOx）の排出，騒音が主な規制の対象となっている．国際エネルギ機関（IEA）の資料によると，国際線の航空機から 1 年間に排出される CO_2 の量が 2004 年には 4 億トンに達したことが分かっている．これは，人為排出量全体では 2%程度に過ぎないが，航空機による CO_2 の排出は，増便の影響により今後も増加していく事が見込まれており，航空機の高性能化を追求していかなければ地球温暖化を一層加速させてしまう可能性がある．

CO_2 の総排出量削減目標を設定し，環境問題に対して積極的に取り組んでいるエアラインもあり，航空機は地球温暖化などの世界的な環境問題に対して重要な位置を占めているのは明らかである．日本航空機開発協会（JADC）によると，2028 年までにアジア地域を中心として航空機輸送需要が 2 倍以上に成長し，航空機市場は拡大すると言われており [1]，エアラインは，運用コストの削減と航空機の高性能化を必要としている．そこで，CO_2 の排出削減につながる燃焼消費率（SFC）の改善は，航空機エンジンの価値を決めるともいえる主要な要素であり，航空機の高性能化には必要である．

近年，航空機エンジンは，ターボファンエンジンの高バイパス比化が進んでいる．そのため，推力の多くをバイパス流で得ることになる。一般的に，航空機エンジンは部分負荷があり，運転状態によって性能が変化する．よって，運転状態に応じてバイパス側の効率を高めることは大きなメリットとなる．

そこで本研究では，バイパスノズルを可変面積機構にしてバイパス側の性能を変化できるようにし，その影響をバーチャルジェットエンジン（VJE：Virtual Jet Engine）により評価し，バリアブルサイクルエンジン（VCE : Variable Cycle Engine）の環境負荷の少ない高性能なエンジンとしての可能性を検証することを目的とする．

バイパスノズルを可変面積機構にした VCE に関する研究はベルリン工科大学 [2]等で行われており，ヒューエルバーンは，デパーチャーとアプローチで 10%程度，クルーズでは 2%程度減少し，ジェット騒音にも効果があると言われている．また，バイパスノズル面積を増加させるとファン圧力比が減少し，バイパスノズル面積を調節してやるとファンの効率が上昇するとも言われている．一般的に，テイクオフとイニシャルクライムでは大きなバイパスノズル直径が，クルーズでは小さなバイパスノズル直径が効率的であるとされている．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．バーチャルジェットエンジンとは

バーチャルジェットエンジン（VJE：Virtual Jet Engine）[3]は，発電用ガスタービンに新技術を適応した際の効果を自動的に計算するシステムである仮想タービンの考え方を航空機エンジンに適用し，専門家でなくともエンジンの簡易設計とフライト（運航）を模擬した性能評価が必要な精度で簡便に実施できるシステム設計・シミュレーションツールであり，航空機エンジンの形状を決定し，飛行状態の異なる場合の性能評価，材料の負荷や温度等を出力することが可能である．プログラムの一部とデータランチャーにはExcelを利用しており，専門家でなくても使えるようになっている。VJEは，図1のように2軸型ターボファンエンジンを対象に構築しており，モジュール単位でエンジンの構造要素を定義し，これらを結合することでエンジン全体を表現している．また，エンジンシステムの質量・エネルギバランス，一部のモジュールで運動量バランスを取る計算を実行するコア部に加えて，モデルエンジン，空力，冷却，構造強度，材料，燃焼，騒音等の外部データベース，また，エンジンの中では燃焼を伴い温度が大幅に変化するので物性値計算プログラムを持っている．

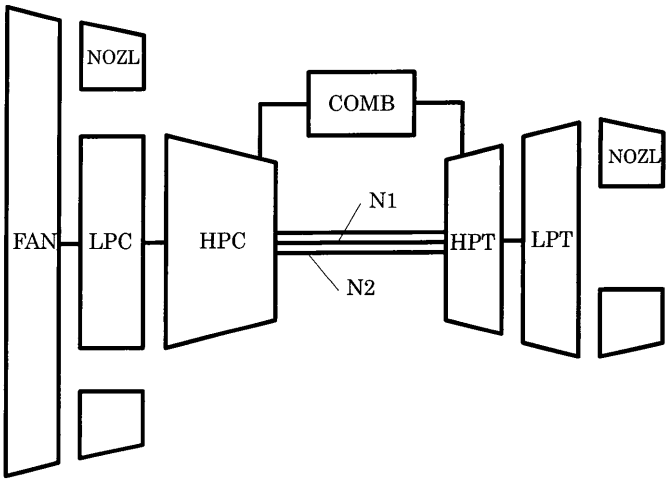
次に，VJEによって計算可能な設計計算と性能計算について説明する．

2.1　設計計算

設計仕様に基づいて機械の各部の大きさ，各回転軸の回転数，エンジンが吸い込む空気や燃料の流量といったエンジンの形状を決定するパラメータを指定する．上述のように，VJEは，2軸型ターボファンエンジンを対象に構築し，実機相当のエンジンパラメータデータベースを搭載している．このデータを利用し，エンジンに新技術を投入した場合の効果をある程度の精度を持って評価することは可能である．

2.2　性能計算

設計計算でエンジンの形状等が決められたエンジンに別の条件を付加した時のエンジンの各部状態と性能評価を行うことができる．航空機エンジンは，テイクオフ，クライム，クルーズなど様々な条件で作動するので，広範囲で精度良くエンジンの内部状態を評価する必要がある． 性能計算により，必要な飛行条件での性能を計算することが可能であり，具体的に言うと，本研究では，地上静止状態，トップオブクライム，クルーズの3つの条件で，それぞれファンノズル面積を変化させて計算を行った．



FAN：Fan　NOZL：nozzle　LPC：Low pressure compressor
HPC：High pressure compressor　COMB：Combustor
HPT：High pressure turbine　LPT：Low pressure turbine
N1：Low-spool　N2：High-spool

Fig.1　Schematic of 2-Spool Turbofan Engine

3．バリアブルサイクルエンジンとは

現在の民間航空機エンジンは，本研究で対象とするファンノズルなどの機構が設計点で固定されている．これは，SFCなどに改善の余地があることを意味している．また，ファン圧力比はファンの回転数に依存している．

対して，バリアブルサイクルエンジン（VCE：Variable Cycle Engine）は，ファンノズルなどの可変機構を有するエンジンである．軍事用航空機エンジンでは，推力を一時的に増加させるアフターバーナー効果を有効にする面積を増加せるために採用されているが，民間航空機エンジンではPratt & WhitneyがGoodrichと共同で可変面積ファンノズルの開発を始めている[4]．本研究で対象とするファンノズルに注目すると，現在の民間航空機エンジンでは固定されており，テイクオフ・クライム・クルーズなどの飛行状態によっては最適なファンノズル面積が実現されていない．しかし，VCEでファンノズルの可変性を生かし，全ての飛行状態に対して最適なファンノズル面積を実現させ，するとSFCを低減させる可能性がある．また，ファン圧力比はファンの回転数とは無関係に変化させることができる．

ボーイング社は，20%まで面積を変化させることが可能な可変面積ファンノズルの試験を行っている[5]．軍事用航空機エンジンは，最大で100%までの面積変化を要求するが，民間航空機エンジンは10～20%程度である．一般的に，クルーズでは，小さなファンノズル直径が効率的であるとされて

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

いる．可変面積ファンノズル機構を付加する事の利点は，SFC が改善されるだけではなく，ジェット騒音の減少にも効果があることがわかっている．これは，ジェット騒音は，ジェット速度の 8 乗に比例すると言われており，ファンノズルが増加するとジェット速度が減少するからである．

4．計算パラメータの説明

航空機エンジンを設計する際に重要なパラメータがいくつも存在するが，ここでは本研究で触れるいくつかのパラメータについて説明する．

4.1 SFC (Specific Fuel Consumption)

燃料消費率 SFC は，航空機エンジンの環境適応性能を評価する際に重要な数値であり，単位時間，単位推力あたりの燃料消費重量[mg/(N・s)]である．SFC は次の式で定義される．

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{F} \qquad (1)$$

ここで，$\dot{m}_f$は燃料流量[kg/s]，Fは推力[N]であり，次の式で与えられる．

$$F = \dot{m}_c(V_9 - V) + \dot{m}_F(V_{19} - V) \qquad (2)$$

ここで，$\dot{m}_c$はエンジンのコア側を流れる空気流量[kg/s]，V_9はコア側のジェット速度[m/s]，$\dot{m}_F$はバイパス側を流れる空気流量[kg/s]，V_{19}はバイパス側のジェット速度[m/s]，Vは機速[m/s]である．

4.2 FPR (Fan Pressure Ratio) 及びファンノズル

FPR（Fan pressure ratio）とは，エンジン前方のファン前後の圧力比である．図 1 からもわかるように，2 軸型ターボファンエンジンを前から見た時に，エンジンナセルの内側に見える回転機がファンである．ファンは空気を圧縮するので空力学的には圧縮機である．また，ファンノズルとは，バイパスダクト側のノズルである．この面積が大きいと，バイパス側により多くの空気が流れることになり，次に説明する BPR の値が大きくなる．

4.3 BPR (Bypass Pressure Ratio)

エンジンに取り込まれる空気流量のうち，コア側を流れファン，圧縮機，燃焼器，タービンを通って後方へ排出される空気流量に対するバイパス側を流れ後方へ排出される空気流量の割合である．この値が，高いほど推進効率が上昇する．現在運航中の航空機エンジンは 7～10 程度であるが，次世代型では 12 程度となっており，将来的には 15 以上にまで増加すると言われている．これは，ファン動翼の生じる遠心応力を支えるファン円板の応力限界からきている．しかし，BPR を増加させるためには，コア部を小型化しない限りエンジンの直径を大きくしてやらないと達成できず，それはエンジン重量増加をもたらしてしまう．エアラインとしては，エンジンが軽いほど旅客なり貨物を多く積めるので経済的なメリットがある．

4.4 TIT (Turbine inlet temperature)

高圧タービンの入口の温度である．メタル温度を 20 度低下させると高温部品寿命が倍違うと言われている．これは，高温のために材料の強度が減り，酸化やクリープが起こり，長時間の部品寿命が得られないからである．また，推力を維持したまま TIT を低下すると NOx の削減にもつながる．

5．結果及び考察

本研究では，地上静止状態，トップオブクライム，クルーズの 3 つの条件で，それぞれファンノズル面積比を変化させて計算を行った．なお，今回の解析は，ファンマップを用いて行っている．今回用いたマップは池澤氏の論文 [6]をもとに作ったものであり，ファンマップ用に設計計算で得られたデータを入力している．図 2 は，ファンマップ上に，本研究で解析を行った地上静止状態，トップオブクライム，クルーズの計算結果をプロットしたものである．

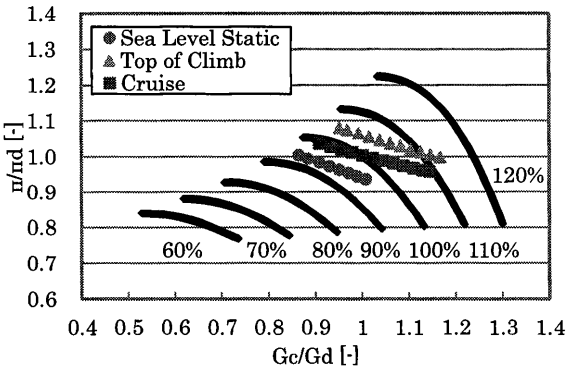


Fig.2 Fan Map

エンジンの設計点条件は，表 1 のとおりである．なお，エンジンの周囲環境は，ICAO Standard Atmosphere に準じる．

Table 1 Analysis conditions

項目	記号	値	単位
定格推力	F_N	20000	lb
定格推力比	F_{NR}	0.167	-
飛行高度	A_{LT}	10668.0	m
飛行マッハ数	M_0	0.78	-
燃焼消費率	SFC	14.41	mg/(N・s)
燃料流量	G_f	0.215	kg/s
バイパス比	BPR	13.0	-
ファン圧力比	FPR	1.37	-
タービン入口温度	TIT	1565.2	K
定格ファンノズル面積	S_N	1.288	m^2

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5.1 地上静止状態

解析条件は，表 2 のとおりである．

Table 2 Analysis conditions of Sea Level Static

項目	記号	値	単位
定格推力比率	F_{NR}	1.00	-
飛行高度	A_{LT}	0.00	m
飛行マッハ数	M_0	0.00	-
解析ノズル面積比	S_{NR}	0.96～1.30	-

図 3 にファンノズル面積比を変化とノズル面積比が 1 に対する SFC の比及び燃料流量の関係を示す．ファンノズル面積比が増加すると SFC の比が減少していることがわかる．これは推力が一定の場合，SFC は式(1)で表されるように燃料流量によって変化するためだと考えられる．SFC の比の減少量は，4%程度であり大きな減少量と言える．

図 4 にファンノズル面積比を変化させた時の BPR と FPR の結果を示す．ファンノズル面積比が増加すると BPR は増加していることがわかる．ファンノズル面積比が増加するとバイパス側を流れる空気流量が増加したためだと考えられる．

図 5 にファンノズル面積比を変化させた時の TIT の結果を示す．ファンノズル面積比が増加すると TIT は減少していることがわかる．これは，ファンノズル面積比が増加すると，図 3 からわかるように燃料流量が減少するためだと考えられる．TIT は面積が 30%増加すると 30[K]程度減少しており，高温部品の寿命が改善されると思われる．

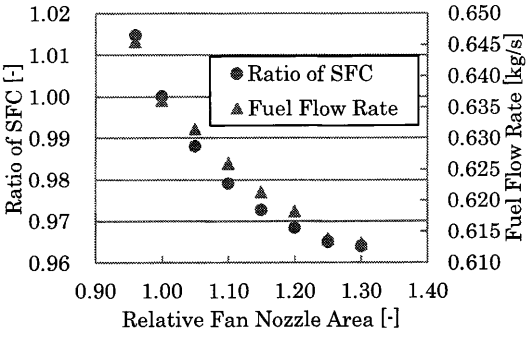


Fig.3 Ratio of SFC and Fuel Flow Rate for Relative Fan Nozzle Area

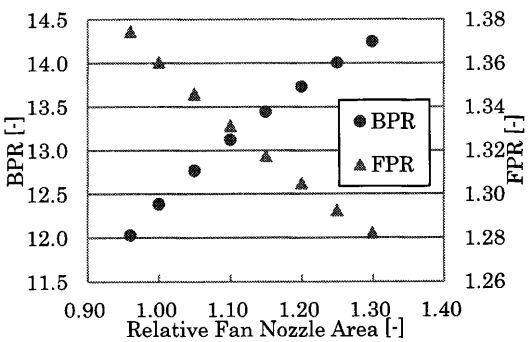


Fig.4 BPR and FPR for Relative Fan Nozzle Area

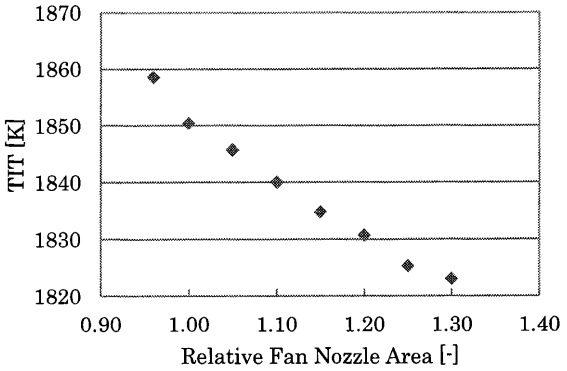


Fig.5 TIT for Relative Fan Nozzle Area

5.2 トップオブクライム

解析条件は，表 3 のとおりである．なお，トップオブクライムとは，クライムの頂点であり，エンジンに大きな負荷がかかり，ここからクルーズに入る．

Table 3 Analysis conditions of Top of Climb

項目	記号	値	単位
定格推力比率	F_{NR}	0.21	-
飛行高度	A_{LT}	10668.0	m
飛行マッハ数	M_0	0.78	-
解析ノズル面積比*	S_{NR}	0.89～1.18	-

＊定格ノズル面積に対する割合

図 6 にファンノズル面積比を変化とノズル面積比が 1 に対する SFC の比及び燃料流量の関係を示す．ファンノズル面積比が増加すると SFC の比は減少し，ファンノズル面積比 0.94 で最小値をとる．更にファンノズル面積比が増加すると SFC の比も増加していく．これは，地上静止状態の時と同様で，推力が一定の場合，SFC は式(1)で表されるように燃料流量によって変化するためだと考えられる．しかし，SFC の比の減少量は，地上静止状態の時ほど大きくはなく，ほんのわずかである．これは，本研究の解析でのエンジンはクルーズで設計されているためだと考えられる．

図 7 にファンノズル面積比を変化させた時の BPR と FPR の結果を示す．ファンノズル面積比が増加すると BPR は増加していることがわかる．これは，地上静止状態の時と同様で，ファンノズル面積比が増加するとバイパス側を流れる空気流量が増加したためだと考えられる．

図 8 にファンノズル面積比を変化させた時の TIT の結果を示す．ファンノズル面積比が増加すると TIT は減少し，ファンノズル面積比 0.97 で最小値をとる．更にファンノズル面積比が増加すると TIT も増加する．これはファンノズル面積比が増加すると，図 6 からわかるように燃料流量が減少し，最小値を経て増加するためだと考えられる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

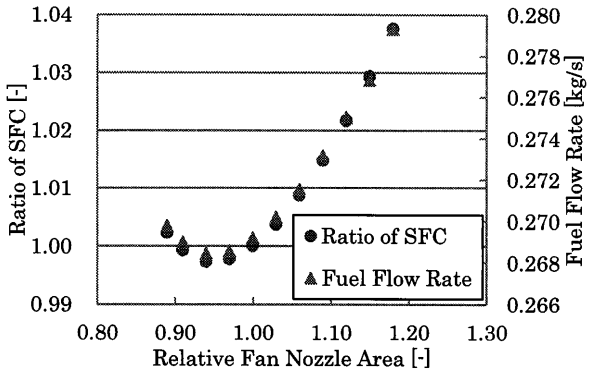


Fig.6 Ratio of SFC and Fuel Flow Rate for Relative Fan Nozzle Area

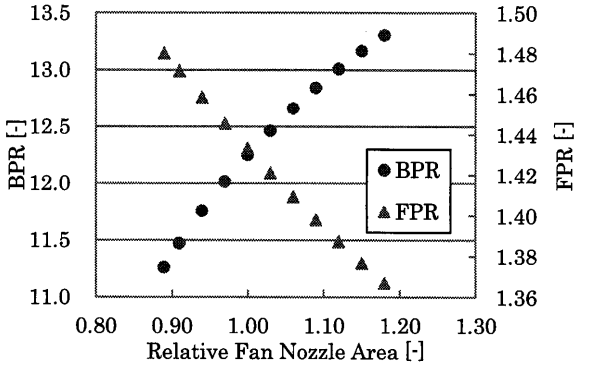


Fig.7 BPR and FPR for Relative Fan Nozzle Area

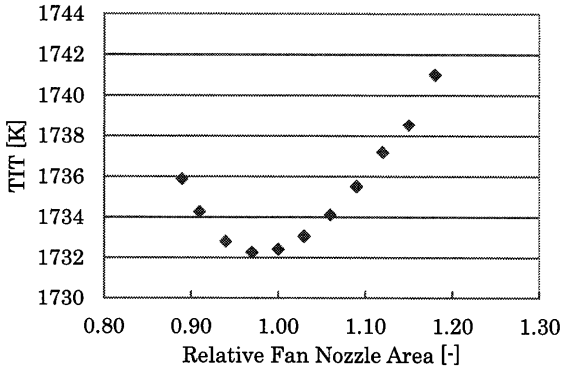


Fig.8 TIT for Relative Fan Nozzle Area

5.3 クルーズ

解析条件は，表 4 のとおりである．

Table 4 Analysis conditions of Cruise

項目	記号	値	単位
定格推力比率	F_{NR}	0.17	-
飛行高度	A_{LT}	10688.0	m
飛行マッハ数	M_0	0.78	-
解析ノズル面積比	S_{NR}	0.88～1.20	-

図 9 にファンノズル面積比を変化とノズル面積比が 1 に対する SFC の比及び燃料流量の関係を示す．ファンノズル面積比が増加すると SFC の比は減少し，ファンノズル面積比 0.91 で最小値をとる．更にファンノズル面積比が増加すると SFC の比も増加していく．これは，地上静止状態やトップオブクライムの時と同様で，SFC は推力が一定の場合，式(1)のとおり燃料流量によって変化するためだと考えられる．ファンノズル面積比が減少すると SFC が改善されるのは先行研究と同じ傾向である．しかし，SFC の比の減少量は，トップオブクライムの時と同様で，ほんのわずかである．これは，本研究の解析でのエンジンはクルーズで設計されているためだと考えられる．

図 10 にファンノズル面積比を変化させた時の BPR と FPR の結果を示す．ファンノズル面積比が増加すると BPR は増加していることがわかる．これは，地上静止状態やトップオブクライムの時と同様で，ファンノズル面積比が増加するとバイパス側を流れる空気流量が増加したためだと考えられる．

図 11 にファンノズル面積比を変化させた時の TIT の結果を示す．ファンノズル面積比が増加すると TIT は減少し，ファンノズル面積比 0.94 で最小値をとる．更にファンノズル面積比が増加すると TIT も増加する．これはファンノズル面積比が増加すると，図 9 からわかるように燃料流量が減少し，最小値を経て増加するためだと考えられる．

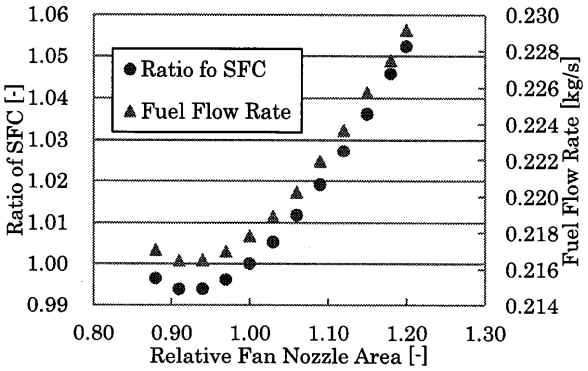


Fig.9 Ratio of SFC and Fuel Flow Rate for Relative Fan Nozzle Area

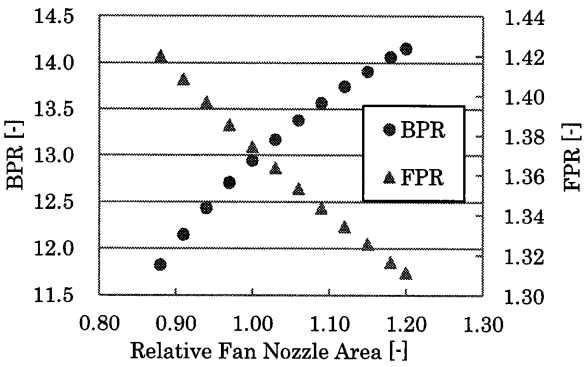


Fig.10 BPR and FPR for Relative Fan Nozzle Area

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

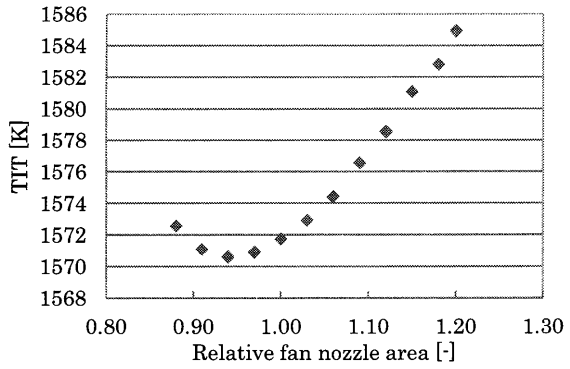


Fig.11　TIT for Relative Fan Nozzle Area

6．まとめ

VCE としてバイパスノズルを可変面積機構にして，その影響を VJE により評価した．本結果より，地上静止状態ではファンノズル面積を増加させることにより，トップオブクライム及びクルーズではファンノズル面積を減少させることにより，SFC 及び TIT が改善され，VCE は環境負荷の少ない高性能なエンジンとしての可能性があると言える．

今後は，ノズルスロートや低圧タービン翼といった他の機構を可変機構にして，その影響を VJE により評価する．また，可変機構を取り付けると重量が増加するので，その重量増加がどれほどヒューエルバーンといった航空機エンジンの価値を決める要素に関わってくるのかを併せて検証する．

参考文献

1) 坂田公夫他，航空・基盤技術と社会に関する懇談会報告（その2），JAXA-SP-09-015，2010
2) Ulf Michel，The benefits of variable area fan nozzles on turbofan engines（2011）
3) 福山佳孝他，第33回ガスタービン定期講演会講演論文集，（2005），pp.131-136
4) Stylish Integration，AVIATION WEEK & SPACE TECHNOLOGY/JUNE 4/11（2012）
5) J.Mabe, Variable area jet nozzle for noise reduction using shape memory alloy actuators, Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2008
6) 池澤一昭，日本機械学会論文集（B編），57巻544号，（1991），pp.158-162

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-16

高湿分空気利用ガスタービンシステム 40MW 級総合試験設備の運転試験によるプラント性能評価

*渡邉　泰（電力中央研究所），高橋　徹

Performance Analysis of a 40MW-class AHAT system test facility using operational data

*Yutaka WATANABE (CRIEPI) and Toru TAKAHASHI

ABSTRACT

Recently, high efficiency and operational flexibility are required for thermal power generations. We have studied the advanced humid air turbine (AHAT) system and confirmed the feasibility as a power-generation system and various characteristics such as the effect of changes of ambient temperature, part-load characteristics and start-up characteristics by a 3MW-class pilot plant. To confirm operating characteristics and reliability for commercial use, it is required to develop scale-up technologies. A 40MW-class test facility was built in 2011 and started operational tests in 2012. As a result of the operational tests, it has been confirmed that the power output achieved rated power output in December 2012. In this paper, we evaluate thermal characteristics and the effect of WAC and humidification on performance of this plant.

Key words: Performance analysis, Humid Air, Gas Turbine

1．はじめに

火力発電は，負荷調整力の高さや使用できる燃料の多様性等の利便性があり，電源構成上重要な電源である。一方，近年の温室効果ガス排出による地球温暖化や燃料コスト等の課題を解決する方策として，火力発電の熱効率向上は重要である。また，火力発電は再生可能エネルギーによる発電の大量導入時の系統安定化対策としても重要な役割を期待されており，今後，熱効率の高さだけでなく，負荷調整機能に優れていることも求められる。現在中間負荷帯を担っている中容量火力発電プラントの経年劣化によるリプレースも今後増えると予想され，高効率で需給調整能力の高い中容量規模の発電システムの開発は重要な課題の一つと考えられる。

そのような中，日立製作所，住友精密工業ならびに電力中央研究所は，平成 16 年より経済産業省の補助金事業としてアドバンスト高湿分空気利用ガスタービン（AHAT）の研究開発を進めてきた。これまでに，3MW 級検証機を用いて AHAT システムの成立性の確認や，様々な大気条件ならびに運転条件での運転試験を実施し，大気温度特性，部分負荷特性，起動特性などのプラント特性の把握，評価を実施した[1)2)3)]。しかしながら，3MW 級検証機では，ガスタービン本体は検証機用のものを使用しており，実用化へ向けては高温，高湿分環境における事業用の重構造ガスタービンの AHAT システムへの適用性を検証する必要がある。そこで，新たに 40MW 級総合試験設備を建設し，2012 年 1 月より試験を開始した。

本研究では，2012 年 1 月から 3 月および 10 月から 12 月までの試験より得られた運転データを基に，40MW 級総合試験設備のプラント特性を解析・評価した結果について報告する。

2．ＡＨＡＴの概要

2.1 AHAT システム

AHAT システムは，圧力比，燃焼温度を上げずにサイクルと冷却方式の改良で高効率を達成する再生サイクル型ガスタービン発電システムであり[4)]，HAT サイクル[5)]で課題となっていたガスタービン新規開発の負担を低減するため，圧縮機を分割せずに吸気噴霧冷却（WAC）システムにより中間冷却と同様の効果を達成する方式である。図 1 に

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

AHAT システムの構成図，図 2 に AHAT システムの T-s 線図を示す[3]。主にガスタービン系，増湿塔，再生熱交換器，水回収装置， WAC 装置から構成される。システムの特徴としては，WAC システムを採用することにより，吸気冷却ならびに圧縮機内部で液滴蒸発させ，冷却効果による圧縮機動力の低減を図っている。また，圧縮機で加圧された圧縮空気は，増湿塔にて加湿され，重量流量と比熱を増やし，タービン出力を増加させるとともに，排熱回収量を増加させることで高効率化を実現させている。運用面においては，現状のコンバインド発電プラント（GTCC）では，大気，海水温度の変化により出力，熱効率が変化しやすい特性を持つが，AHAT システムは GTCC に比べて大気条件変化に対する出力や効率の変動が少なく，部分負荷でも高い効率が期待でき，さらには蒸気タービンがないため大きな負荷変化率，短い起動時間での運転ができると考えられる[3]。環境面においては，高湿分燃焼により燃焼器での NOx 発生量が少ないことが特徴である。また，水回収装置を備えるため，加湿水を循環して再利用でき，水消費量の抑制も期待できる。

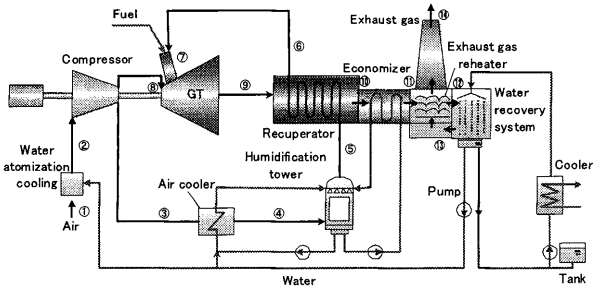


図 1　AHAT システムの概要[4]

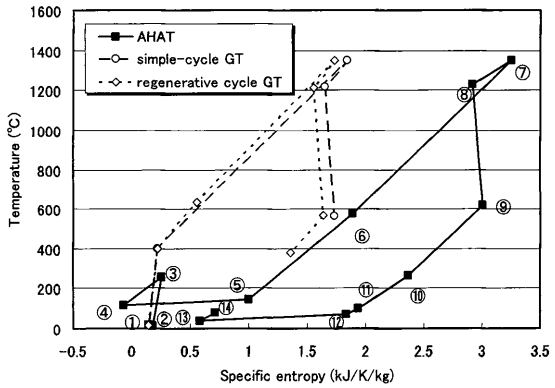


図 2　AHAT システムの T-s 線図[3]

2.2　40MW 級総合試験設備

40MW 級総合試験設備の概要を図 3 に示す。ガスタービンは軸流圧縮機，多缶燃焼器，2 軸式の軸流タービンを備えた重構造型である。本試験設備は加湿によるガスタービンの影響を評価することが目的であるため一部機器が簡略化されており，ガスタービン本体の他，WAC システム，加湿装置，再生熱交換器を備えた構成になっており，空気冷却器や給水加熱器，水回収装置等が省略され，増湿塔の代わりにスプレ式の加湿管を設置している。設備の詳細については，文献[6][7][8]に譲る。

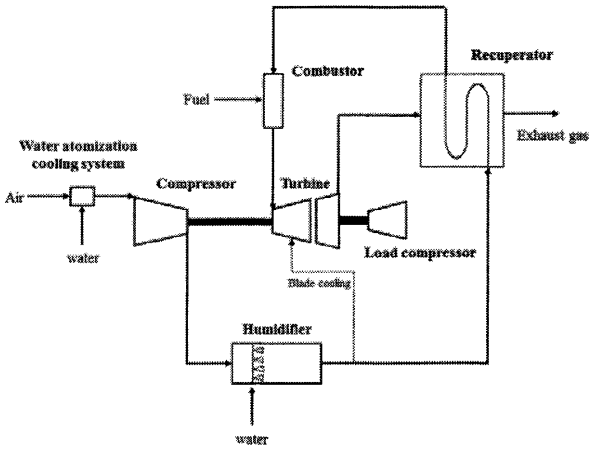


図 3　40MW 級総合試験設備の概要[6]

3．プラント性能解析結果

運転試験では，加湿運転，ドライ運転などの条件で試験を実施しており，2012 年 12 月に定格出力を達成した[8]。以下では，実運転データをもとにして，圧縮空気への加湿および吸気水噴霧によるプラント性能への効果や特徴について評価した結果を示す。

3.1　定格性能

本試験設備は，2012 年 12 月 4 日の運転試験（RUN67）において，出力 47.5MW を達成した。このとき，圧縮空気への加湿量は 9.8wt%，水噴霧は 0.9wt%である。RUN67 における定格出力ヒートマスバランスから，機器性能基準解析により吸気水噴霧，増湿，再生熱交換器による排熱回収の熱効率への影響について評価した結果を図 4 に示す。図より，再生熱交換器での排熱回収による圧縮空気予熱および加湿管での水噴霧による増湿効果により，熱効率はガスタービンのみに比べて相対値で約 26%（相対値）向上し，WAC の効果によりさらに相対値で約 6%向上していることが分かる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

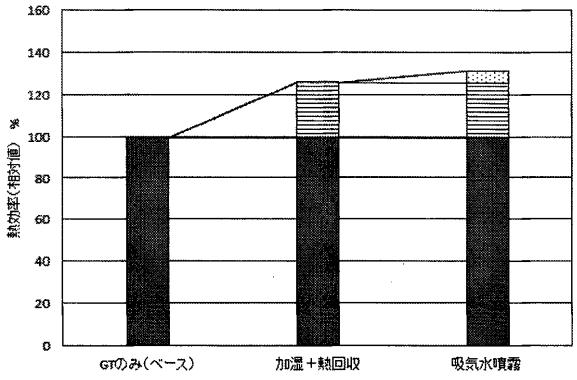


図 4　効率向上要因の分析結果

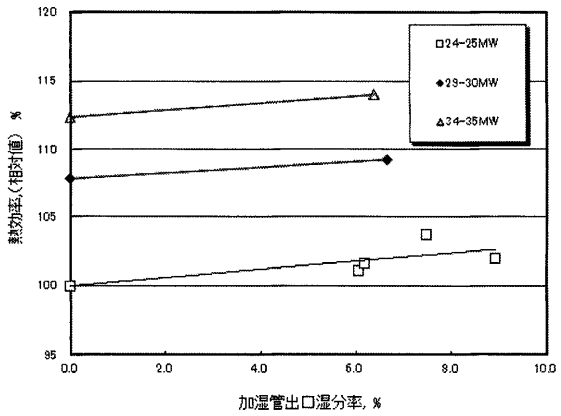


図 6　加湿による熱効率への影響

3.2　圧縮空気への加湿効果

加湿管出口空気中の湿分率増加に伴う加湿管出入口温度差，再生熱交換器出入口温度差および再生熱交換器での交換熱量の変化を図 5 に示す。いずれの試験条件においても，加湿により加湿管出口温度が低下したことで再生熱交換器での熱回収量が増えている。図 6 に，各負荷帯における加湿による熱効率の変化を示す。ここで，熱効率は出力が 24MW-25MW の範囲における湿分率がゼロの時を基準とした相対値で表している。図より，各負荷帯において加湿効果により熱効率が向上していることが分かる。これは，負荷一定の条件では加湿により燃焼温度が低下するためサイクルとしての効率は低下する一方，タービン作動流体の重量ならびに比熱の増大効果，熱回収量の増加により全体として効率は向上しているためと考えられる。また，各負荷帯での熱効率を比較すると，負荷が高いほど圧力比，燃焼温度が高いため，熱効率は向上している。

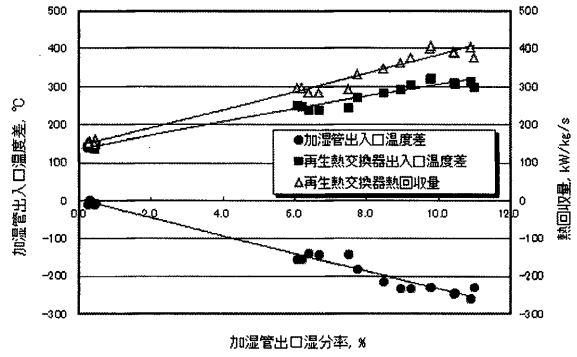


図 5 加湿による再生熱交換器性能への影響

3.3　吸気水噴霧の効果

WAC による圧縮機比動力への効果を図 7 に示す。図より，蒸発質量割合が約 1.6%の時，圧縮機比動力は相対値で約 6.8%低下しており，水噴霧量が増加するに従い圧縮機動力が低下していることが確認できる。これは，WAC により圧縮機入口温度が低下したことと圧縮機内部での蒸発冷却効果による。図 8 に同一燃焼温度条件化での吸気水噴霧による熱効率への影響を示す。図より，水噴霧の効果により効率は相対値で約 1.7%向上していることが分かる。ただし，負荷は同じであるが，加湿量は WAC なし時（RUN79）では 8.9wt%であるのに対し，WAC あり時（RUN75）では 7.5wt%とやや少ないため，RUN75 における再生熱交換器での熱回収量は RUN79 に比べて少なく，熱効率向上効果は低く算出されていると考えられる。そのため，実際の圧縮機動力低減効果による熱効率の向上効果はさらに大きかったと考えられる。

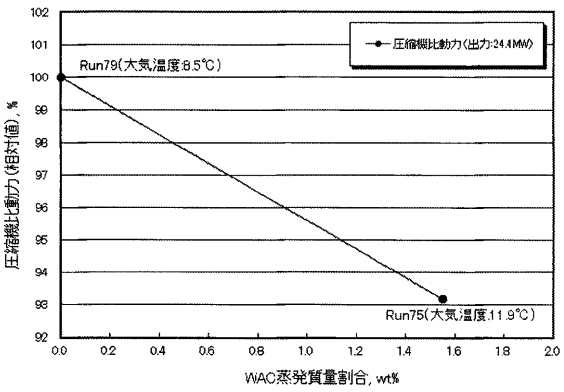


図 7　吸気水噴霧質量割合に対する圧縮機比動力の変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

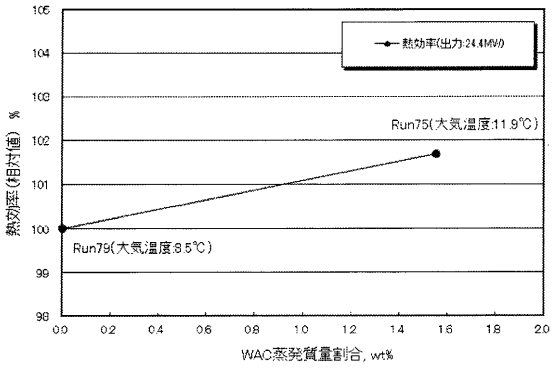


図 8　吸気水噴霧による熱効率への影響

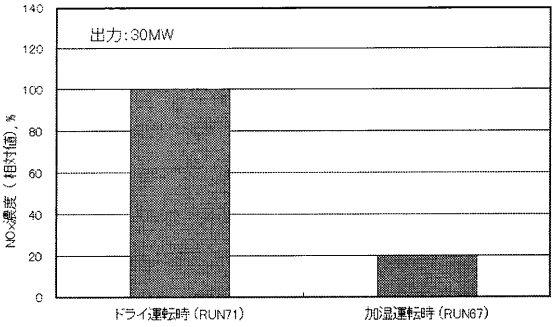


図 10　ドライ運転時と加湿運転時の NOx 排出量（出力：30MW）

3.4　ドライ運転と加湿運転の比較

加湿および WAC の効果を検証するため，出力 30MW 時のドライ運転と加湿運転の熱効率を比較した結果を図 9 に，NOx 排出量を比較した結果を図 10 に示す。それぞれドライ運転時の値をベースに相対値で表している。加湿運転時の方が効率はわずかに向上しているが，ドライ運転時においても，燃焼温度が上がっていることで加湿時と同程度の熱効率が得られていると考えられる。また，加湿運転を行うことで，NOx 排出量は大幅に低下することが確認できた。機動性の観点からは，燃焼温度の上限値まではドライ運転を行う方が良い可能性が示唆されるが，NOx 排出量の増加による脱硝設備の追加や材料への熱負荷増大を考慮して、運転方法を検討する必要がある。

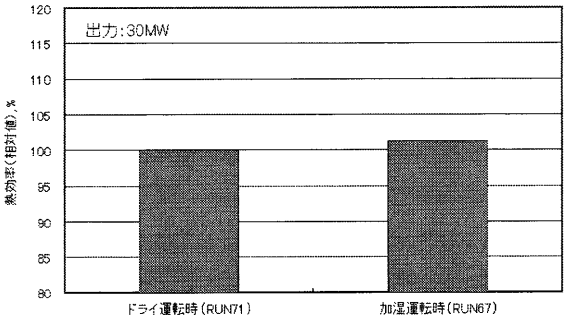


図 9　ドライ運転時と加湿運転時の熱効率の比較（出力：30MW）

3.5　部分負荷特性

部分負荷特性を図 11 に示す。比較のため，3MW 級検証機の特性および商用機シミュレーション結果[3]についても併記する。3MW 級検証機では IGV を備えておらず，吸込空気量による負荷制御ではなく燃焼温度による負荷制御を行っていたため，商用機シミュレーションに比べ低負荷での効率低下幅が大きくなっていたが，40MW 級総合試験設備においては，IGV を備えているため，効率低下幅は小さくなり商用機シミュレーションに近い特性を示していることが分かる。また，加湿時とドライ時においては熱効率に大きな差はみられなかったが，燃焼温度は加湿時の方が低くなる傾向にあり，加湿により燃焼温度を抑えつつも熱効率を向上できることを確認した。

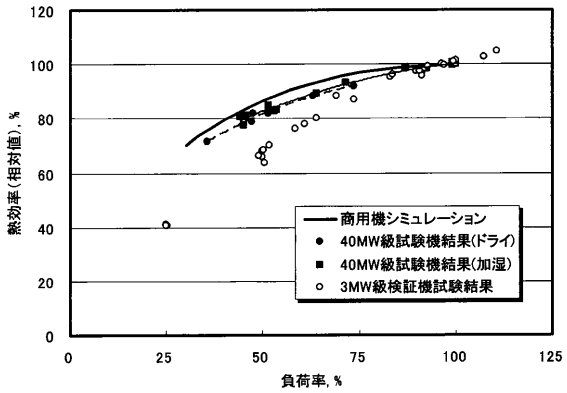


図 11　部分負荷特性

4．まとめ

本研究では，AHAT40MW 級総合試験設備の試験結果よりプラント特性を解析・評価し，加湿や吸気水噴霧がプラントに与える効果について解析した。今回は冬期の大気温が低い時期の試験結果で

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

あるため，今後は高大気温時のデータも取得し，大気温度特性等のさらなる評価が必要であると考える。

現在も 40MW 級試験設備を用いた運転試験を実施しており，引き続き AHAT システムの各種特性について解析・評価を実施し，実証機や商用機の運用に反映させていきたいと考えている。

謝辞

本研究は，経済産業省資源エネルギー庁から，エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金を受けて実施したものであり，深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

1) Higuchi, S., Koganezawa, T., Horiuchi, Y., Araki, H., Shibata, T., Marushima, S.: Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant –Part 1: Overall Performance, ASME GT2008-51072 (2008).
2) Araki, H., Higuchi, S., Koganezawa, T., Marushima, S., Hatamiya, S. and Tsukamoto, M.: Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant –Part 2: Humidification, Water Recovery, and Water Quality, ASME GT2008-51089 (2008).
3) Takahashi, T., Watanabe, Y., Araki, H., Eta, T.: Study of Humid Air Gas Turbine System by Experimental and Analysis, ASME POWER2011 -55404 (2011).
4) 幡宮重雄：高湿分空気を利用したガスタービン発電技術，火力原子力発電，Vol. 53, No. 9 (2002), pp. 47-54.
5) Mori, Y., Nakamura, H. and Yamamoto, K.: A highly efficient regenerative gas turbine system by new method of heat recovery with water injection, International Gas Turbine Congress, Tokyo (1983), pp. 297-303.
6) 後藤仁一郎，江田隆志，高橋徹：高湿分空気利用ガスタービン（ＡＨＡＴ）の開発，日本ガスタービン学会誌，Vol. 40, No. 3 (2012), pp. 94-100.
7) 武田拓也，荒木秀文，八木学，田川久人，小金沢知己，明連千尋：高湿分空気利用ガスタービンシステムの総合試験状況，第 40 回ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2012), pp. 255-260.
8) 荒木秀文，秋山陵，麻尾孝志，高橋徹，江田隆志：高湿分空気利用ガスタービンシステムの 40MW 級総合試験，第 18 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集，C205 (2013).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

B-17

高湿分空気利用ガスタービンシステムの 40MW 級総合試験および排ガスからの水回収試験

*荒木 秀文，岩井 康，武田 拓也，森崎 哲郎，佐藤 和彦（日立）

Test Results of 40MW-class Advanced Humid Air Turbine and Exhaust Gas Water Recovery System

*Hidefumi ARAKI, Yasushi IWAI, Takuya TAKEDA,
Tetsuro MORISAKI and Kazuhiko SATO (Hitachi)

ABSTRACT

A 40MW-class AHAT (Advanced Humid Air Turbine) test facility was built and rated output was achieved. Through operations at this facility, it has been verified for the first time that the key components of the medium-class gas turbines, such as an axial compressor and multi-can combustor, can be applied to the AHAT system. The cold start-up time from ignition to rated power was about 60 minutes. NOx concentration was 24ppm (at 16% O2) when the humidity of combustion air was approximately a half of the commercial AHAT plant, and an outlook of achieving NOx concentration of less than 10ppm was achieved for the commercial plant. A water recovery system which recovers water from a part of the exhaust gas of the 40MW-class test facility was built and test operation started from June, 2013. In this paper, water recovery test results as well as the 40MW-class gas turbine test results are shown.

Key words: Gas turbine, Humid air, Water recovery, Inlet air cooling, Condensation

1. 緒言

地球環境保護とエネルギーベストミックスの観点から、火力発電システムには、これまで以上に高効率化と、負荷変動への追従性が求められている。高湿分空気を利用する AHAT(Advanced Humid Air Turbine)システム [1]は、1981 年に提案された HAT サイクル [2]の中間冷却器を、WAC(Water Atomization Cooling; 吸気噴霧冷却)に置き替えた、新しいガスタービン発電システムである。ガスタービンの圧力比や燃焼温度の上昇を抑えて、システム熱回収の工夫により、高い発電効率を得られる特徴がある。これまで、日立製作所、電力中央研究所、住友精密工業は、経済産業省の補助を得て共同で研究開発を進めてきており、3MW 級検証機の建設、運転により、AHATシステムの原理的な成立性を確認し、大気温度特性、運用性を評価した [3][4][5]。

3MW 級検証機は、遠心圧縮機、単缶燃焼器など小型ガスタービンの構造で構成されており、事業用の重構造ガスタービンの高湿分空気利用ガスタービンへの適用性は検証されていない。また、水回収装置に関しては独自のスプレイ式を開発し、加湿量の 95%以上を回収できた [4]が、大型化にあたっては、排ガスとスプレイの流れの空間的な均一化が開発課題となっていた。

そこで、高圧、高湿分環境における重構造ガスタービンの軸流圧縮機、燃焼器、タービン（翼冷却）、再生熱交換器の各機器について、要素開発技術の検証と共に、システム全体の機能、各機器の相互作用を確認する目的で、茨城県ひたちなか市の日立製作所内に 40MW 級総合試験設備を建設し、2012 年 1 月から試験を開始 [6][7][8]し、2012 年 12 月に定格負荷に到達 [9]することができた。さらに、この総合試験設備の排ガスの一部を抜き出して処理する、充填物式の水回収装置を設計・製作し、2013 年 6 月から水回収試験を開始した。本報告では、AHAT システムの 40MW 級総合試験設備の試験結果と、水回収試験の結果について報告する。

2. AHAT システムの概要

Fig. 1 に、AHAT システムの系統図を示す。AHAT システムは、発電用として一般的な産業用ガ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

スタービンで構成できることを特徴としており、圧縮機の中間冷却器は設置せず、WAC システムにより圧縮機の動力低減を図っている。圧縮機出口に設置した空気冷却器の回収熱と、再生熱交換器の下流に設置したエコノマイザの回収熱により、増湿塔へ供給する熱水を生成し、圧縮機出口の空気を飽和状態まで加湿する。質量割合で 15～20%程度の湿分を加えることにより、圧縮機の動力を増加させること無くタービンの作動流体を増加させることができ、加湿無しの再生サイクルと比較して、軸出力と発電効率が大幅に向上できるシステムである。

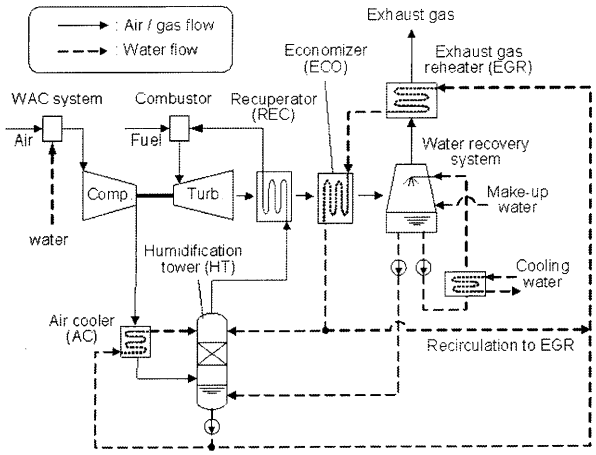


Fig. 1 Schematic of the AHAT system.

3. 40MW 級総合試験設備と試験結果

3.1 全体構成

Table 1 に、総合試験設備の主な計画仕様を、Fig. 2 にシステム構成の概略を示す。本設備は、事業用の重構造ガスタービンの高湿分空気利用ガスタービンへの適用性を検証することが主目的であり、加湿装置や再生熱交換器の能力は必要最小限に抑えてあり、空気冷却器、エコノマイザ、水回収装置などのプラント機器の設置は省略した。また、負荷の消費方法は、電力系統に影響を及ぼさずにガスタービンの試験条件を設定可能とするため、発電機ではなく負荷圧縮機を選定した。Fig. 3 に、40MW 級総合試験設備のプラント全景を示す。ガスタービン本体、負荷圧縮機などは同図左側の建屋内に設置されている。

3.2 ガスタービン本体機器

Fig. 4 に、同設備で使用したガスタービン本体の外観を示す。軸流圧縮機、多缶燃焼器、軸流タービンを備えた重構造ガスタービンであるが、一般のガスタービンとは異なり、圧縮機で圧縮された空気を全量抽気するため、ケーシング側面に抽気配管を設けている。

本試験における圧縮機は、事業用ガスタービンの軸流圧縮機をベースとしている。ただし、そのまま使用した場合、WAC 時に液滴が蒸発して圧縮機内部の軸流速度が減少するため、蒸発による温度低下の大きい圧縮機後段の翼負荷が増加する。そこで、液滴蒸発モデルを組み込んだ性能予測手法 [10]により、WAC 時の吸気冷却効果と中間冷却効果を考慮して圧縮機後段の翼取付角を調整してある。

高湿分空気の燃焼では、燃焼器内部で局所的に火炎が高温となることが抑制され NOx 排出量の低減が期待できる反面、燃焼安定性の確保が課題である。一方、再生熱交換器で予熱された高温空気の燃焼は、燃焼安定性の面では有利であるが NOx 生成を助長する因子となる。そこで、独自に開発した [11]多孔同軸噴流クラスターバーナを採用した。

本ガスタービンには、高湿分空気を、第 1 段静翼の冷却媒体として利用する、ハイブリッド冷却翼 [12]を部分的に設置した。冷却媒体として、比較的低温かつ比熱と熱伝達率が大きい高湿分空気を利用することで、使用する冷却空気の流量が低減でき、システム効率の向上が期待できる。

Table 1 Designed specifications of main components.

Items	40MW test facility	Commercial plants
Power output	About 40MW	Up to 200MW
Evaporation flow ratio of WAC (Comp. inlet flow rate basis)	2.0wt%	3.5wt%
Type of humidifier, evaporation flow ratio (Comp. inlet flow rate basis)	Spray type 5%	Packing type 13%
Matching of compressor and turbine	Bleeding of compressed air	Adjustment of compressor inlet air flow rate
Turbine cooling with humid air	Only two segments of first stage nozzle	First stage nozzle and bucket
Temperature effectiveness of recuperator	80%	92%
Air-cooler	None	Exist
Economizer	None	Exist
Water recovery system	None	Exist
Power consumption	Load compressor	Generator

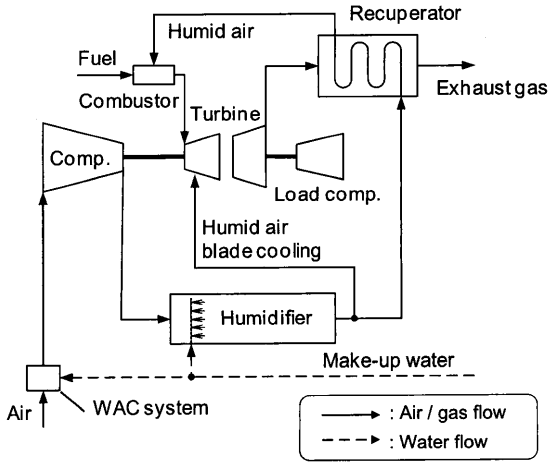


Fig. 2 Schematic of 40MW-class AHAT test facility.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

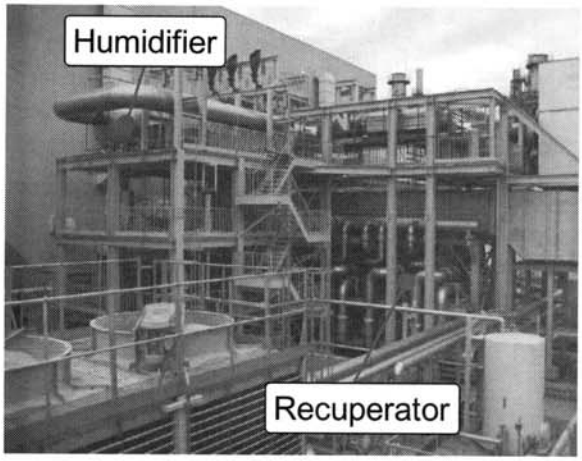


Fig. 3 Photo of 40MW class AHAT test facility.

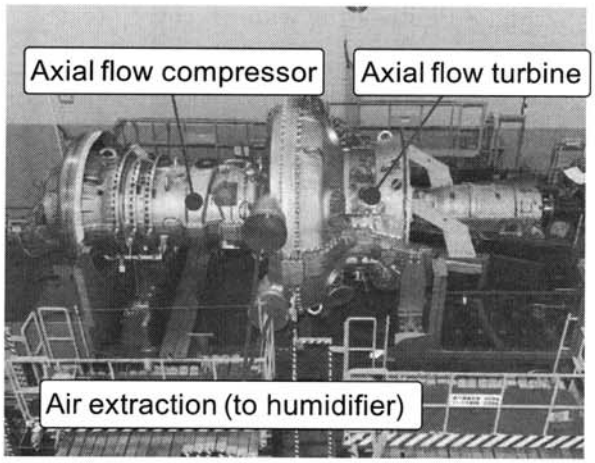


Fig. 4 Photo of the H-50 gas turbine.

3.3 試験結果

Fig. 5 に、初めて定格負荷を達成した 2012 年 12 月 4 日の運転曲線を示す。同日、45MW、48MW 出力でヒートランを実施し、事業用の重構造ガスタービンを AHAT へ適用できることを検証した。

軸流圧縮機は、吸気噴霧冷却を考慮して翼の取付角を調整して製作したが、実際に吸気噴霧冷却を実施して運転することにより、圧縮機の流量-圧力比特性、段ごとの翼負荷分布が、設計時の予測と一致し、安定して運転できることを確認した[13]。

燃焼器は、事業用ガスタービンに多缶並列に設置した状態で、加湿装置で加湿した高湿分空気を安定に運転できることを確認した。出力 48MW の時の NOx 濃度は、24ppm(酸素濃度 16%換算)であった。本設備では、排熱回収と加湿装置を簡素化しているため、燃焼用空気に含まれる湿分は、商用機の想定値の約半分である。本設備での運転、および実験室での要素試験により、燃焼用空気の湿分と NOx 濃度の関係が求められており、商用機の湿分条件では、燃焼排ガス中の NOx 濃度が 10ppm 以下となる見通しを得た[14]。

タービン翼冷却に関しては、第 1 段静翼の冷却効率の目標値は、70%であったが、冷却空気流量を通常翼よりも 14%削減した状態で、冷却効率が 72%であることを確認した。高湿分空気を翼冷却空気として利用するハイブリッド冷却により、冷却空気流量を削減し、システム効率を向上できる見通しを得た。

Fig. 6 に、2012 年 12 月 13 日の運転曲線を示す。このグラフの横軸は、燃焼器点火時刻を起点としており、点火から定格負荷の 40MW 到達まで約 60 分であった。これは、コンバインドサイクルの起動時間の約 1/3 に相当する。本設備は、エコノマイザなどの排熱回収系統を省略しており、エコノマイザを備えた商用機では起動時間が長くなる可能性があるが、この時の運転は、負荷上昇や加湿量の操作が手動であり、自動化により起動時間が短縮される余地も残されている。今後、シミュレーションなどにより商用機の起動時間を評価する計画である。

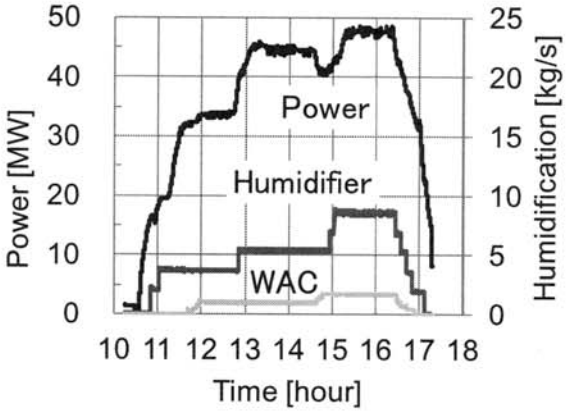


Fig. 5 Full-load operation result of December 4th, 2012.

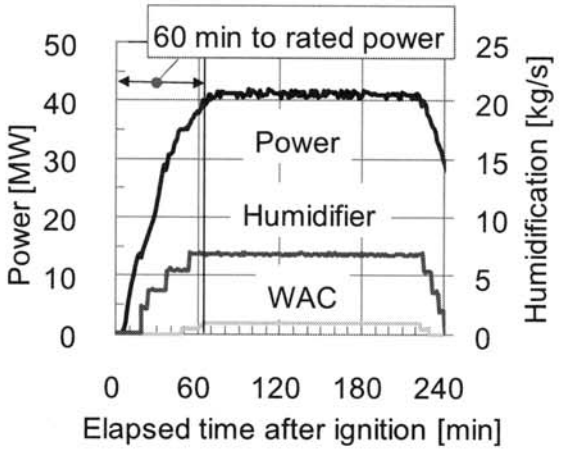


Fig. 6 Cold start-up result of December 13th, 2012.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4. 水回収試験

4.1 試験装置概要

水回収試験装置の系統構成を Fig. 7 に、外観写真を Fig. 8 に示す。再生熱交換器の下流から分岐した約 1/60 の流量の排ガスを、排ガス冷却器により約130℃まで温度調整した後、排ガス吸引ブロアにより流量を自動制御して、水回収装置に供給する構成となっている。回収装置には、充填物が充填してあり、上部から水を散布して、充填物表面を流下する液膜と、上向きに対向して流れる排ガスを気液接触させ、排ガス中の湿分を冷却して凝縮し、水回収装置の下部容器に回収する構造となっている。

水回収装置の充填物に散布する水は、排ガスと気液接触して 50℃～60℃まで加熱された熱水を空冷式のラジエターで冷却し、散水ノズルに供給している。放熱機構として空冷式を採用した理由は、海水などの冷却水が利用できない地域での運用性を確認するためである。散布水温は、その時の大気温度とラジエターの能力から決定され、高気温時には散布水温も高温となる。また、回収水は、排ガスと接触して酸性となることが予測され、薬品を注入して水質を管理できるように計画した。

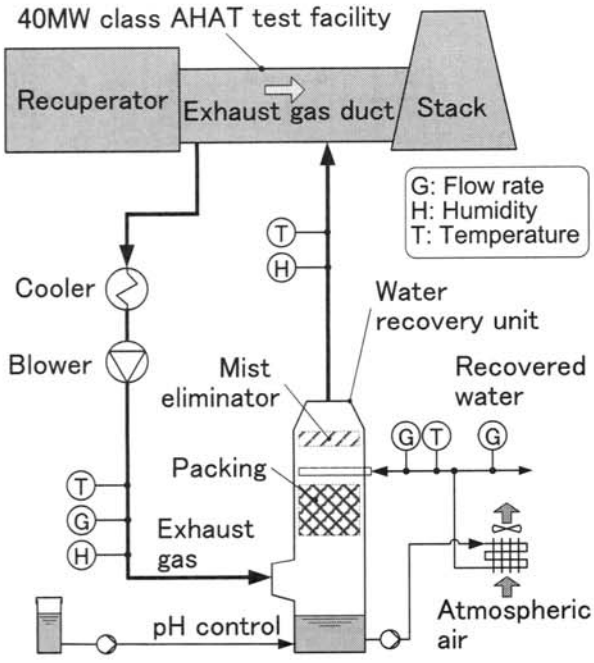


Fig. 7 Schematic of the exhaust gas water recovery test apparatus.

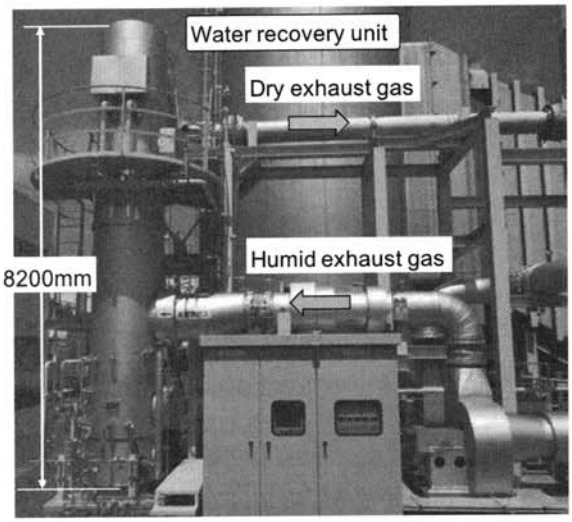


Fig. 8 Photo of the water recovery test apparatus.

4.2 試験方法

ガスタービンの出力と、大気温度等が異なる合計 4 つの試験ケース(C1～C4)を選定し、水回収性能を評価することとした。これら 4 ケースの運転条件と、水回収装置入口での排ガス条件を Table 2 に示す。

境界条件である、排ガス中の湿分量は、回収装置の出入り口に設置した湿度センサで測定している。水回収量の測定は、回収装置内の水量の増加を、排水管に設置した流量計で測定して導出した。

水回収装置内部の充填物表面での熱・物質伝達は、既報告[15]で増湿塔の熱・物質伝達を評価した方法と同様に、Fig. 9 に示す一次元モデルにより、充填物の高さ方向の熱移動、物質移動を計算により予測し、水回収装置出口での温度や湿分量、水回収量を、試験での測定値と比較した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 2 Experimental conditions and water recovery test results.

Case name			C1	C2	C3	C4
Gas turbine	Power output	MW	22	25	43	51
	Humidification (Evavopation at WAC + Humidifier, Exhaust gas absolute humidity basis)	g/kg'	57	65	72	74
Water recovery system spray water	Flow rate	kg/s	7.7			
	Temperature	℃	33		38	
Water recovery system inlet gas	Flow rate	kg/s	2.2		2.1	
	Temperature	℃	125		130	
	Humidity	g/kg'	93	104	117	124
Water recovery result	Recovered water (Exhaust gas absolute humidity basis)	g/kg'	60	69	70	79
	Water recovery ratio (Recovered water / Humidification)	%	104	105	97	106

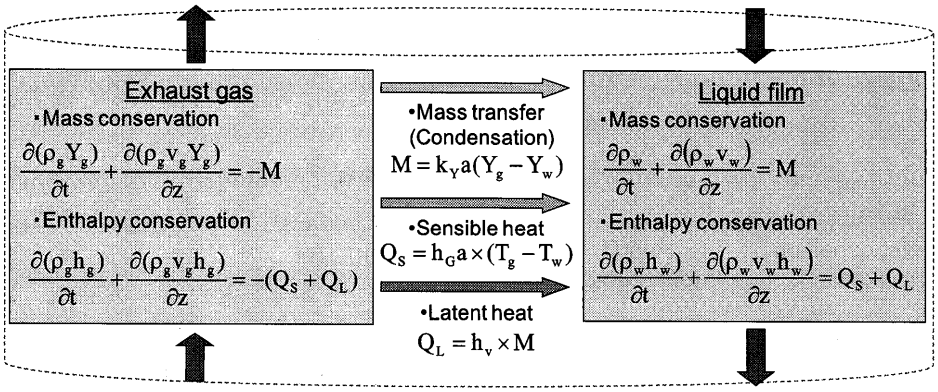


Fig. 9 Heat and mass transfer model on the surface of the packing material.

4.3 試験結果

これら試験ケース C1～C4 の水回収量に関する試験結果を前記 Table 2 に併記した。同表では、ガスタービンへの加湿量(蒸発量)と、排ガスからの回収水量を、どちらも排ガス中の絶対湿度[g/kg']に換算して示してあり、これらの比(回収水量／加湿量)を、水回収割合[%]と定義して示した。

ケース C1 と C2 は、ガスタービン出力が定格出力の約半分であり、排ガス中の湿分は比較的少ないが、散布水温度は他のケースよりも低い 33℃であったため、排ガスをより低温まで冷却でき、回収水量が加湿水量を上回り、水回収割合はそれぞれ 104%、105%となった。ケース C3 は、ガスタービンは定格出力程度となり、加湿管による加湿量と燃料由来の湿分が増加した結果、排ガスの絶対湿度は上昇したものの、気温が高く散布水温度が約 38℃の高温であったため、回収割合は 97%に留まった。 ケース C4 は、ガスタービン出力がケース C3 より大きく、排ガス中の湿分量がさらに多くなったため、水回収割合は 106%となった。このケース C4 の、水回収装置入口での排ガス中の湿分の内訳と、水回収装置で回収された水、水回収装置の出口から放出された湿分の量を比較して Fig. 10 に示す。同図に示した排ガス入口での湿分の内訳は、AHAT システム全体の熱物質収支計算で計算した結果であり、合計 131g/kg'となり、排ガス中の絶対湿度の測定値(123g/kg')よりも少し大きくなっている。この差は、湿度の測定誤差のほか、熱物質収支計算において配管やダクトなどでの湿分の凝縮による湿度低下を考慮していないためと考える。また、同図によると、水回収装置入口の湿分のうち、60%～70%程度しか回収できていないことになるが、外部からの補給水により加湿した湿分以外に、ガスタービンの吸気中に含まれる湿分、燃焼器での燃焼で生成する湿分があるため、加湿量を基準とした水回収割合は 106%となった。加湿量より多くの水を回収することにより、外部からの補給水を大幅に低減できる。

次に、Fig. 11 に、充填物表面での熱・物質伝達モデルによる回収水量の計算結果と、本装置での回収水量の測定結果(C1～C4)を比較して示す。全ケース平均で、測定値は計算値の約 97%であり、計算値が 3%程度過大評価するものの、Fig. 9 に示した熱・物質伝達の一次元モデルにより、充填物式水回収装置の回収水量が予測できることが判った。

本報告で検討した水回収装置の測定結果(C1～

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

C4)は、2013年6月の試験時に得られたものであり、大気温度が比較的高く、空冷式ラジエターで生成した水温も 33℃または 38℃であった。排ガスからの水回収では、排ガスを散布水温度以下に冷却することは原理的に不可能であり、今後、大気温度と散布水温が低温となる条件で水回収量、水回収割合のデータを取得予定である。

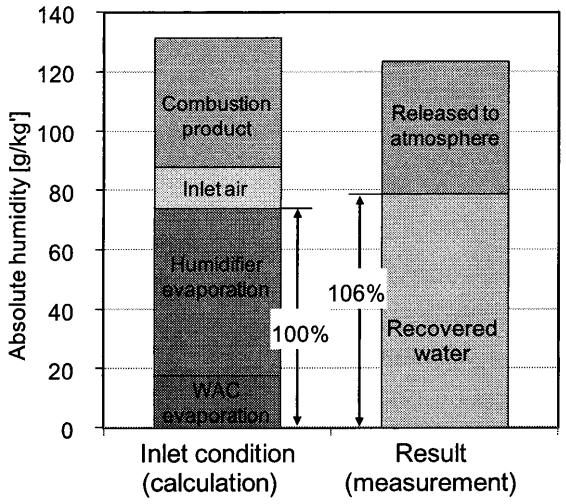


Fig. 10 Water recovery result of case C4.

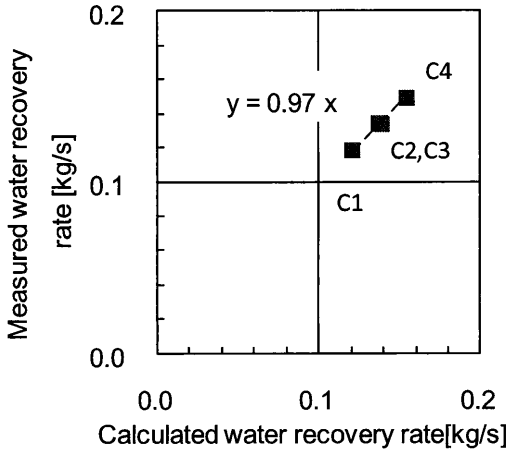


Fig. 11 Comparison between measurement and calculation of water recovery rates.

5. 結言

これまで高湿分ガスタービン向けに研究・開発してきた個々のガスタービン要素機器を組み合わせた40MW 級総合試験設備を製作し、定格負荷で運転することにより、事業用の重構造ガスタービンをAHAT へ適用できることを検証し、各機器の特性が明らかになった。また、本設備のコールド状態の点火から、定格負荷の40MW到達までの起動時間は、約60 分であった。今後、シミュレーションなどにより商用機の起動時間を評価予定である。

さらに、40MW 級総合試験設備の排ガスの一部を抜き出して処理する、充填物式の水回収装置を設計・製作した結果、ガスタービンへの加湿量に対して、100%以上の湿分割合を回収でき、水回収装置により、外部からの補給水を大幅に低減できる見通しを得た。回収水量の測定結果は、充填物表面の熱・物質伝達の一次元モデルによる計算値の約 97%であり、充分な精度で水回収装置の性能が予測できる。

今後、本設備で様々な条件での運転特性、機器の信頼性を確認しながら、AHAT 商用機のシステム特性を評価し、実証機による信頼性の実証を経て、実用化を目指している。

本研究は、経済産業省資源エネルギー庁から、エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金(高効率ガスタービン技術実証事業)の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表する。

参考文献

1) 幡宮、日本ガスタービン学会誌, **34**, 2 (2006) 100-105.
2) 中村、山本、火力原子力発電, **43**, 12 (1992) 1587-1592
3) Higuchi, S. et al., ASME GT2008-51072 (2008)
4) Araki, H. et al., ASME GT2008-51089 (2008)
5) 高橋 ほか 2 名、第 13 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, B211 (2008) 349-352.
6) 後藤 ほか 2 名、日本ガスタービン学会誌, **40**, 3 (2012) 94-100.
7) 武田 ほか 5 名、第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集 (2012) 255-260.
8) Yagi, M. et al., ASME GT2013-95172 (2013)
9) 荒木 ほか 4 名、第 18 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, C204 (2013) 301-304.
10) Myoren, C. et al., ACGT-2012-1003 (2012)
11) Koganezawa, T. et al., IGTC2007 Tokyo TS-134 (2007)
12) 堀内 ほか 2 名、第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集 (2012) 99-103.
13) 明連 ほか 5 名、第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集 (2013)
14) 小金沢、阿部、第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集 (2013)
15) Araki, H. et al., IGTC2007 Tokyo, TS-012. (2007)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-18

エクセルギー再生型 IGCC における炭種の影響

*壹岐　典彦，倉田　修（産総研），川端　方子（元産総研），堤　敦司（東京大学）

Impact of Coal Types on Performances of IGCC with Exergy Recuperation

*Norihiko IKI(AIST), Osamu KURATA, Masako KAWABATA (Former AIST) and Atsushi TSUTSUMI(University of Tokyo)

ABSTRACT

Advanced IGCC (A-IGCC) is a high efficient IGCC system with exergy recuperation utilizing exhaust heat from a gas turbine as a heat source of gasification. Impacts of coal types on the thermal efficiency of the A-IGCC were surveyed and examined. The coal types changed were bituminous Taiheiyo coal, sub-bituminous Adaro and Loy Yang coals. Then thermal efficiencies of the A-IGCC were analyzed with the process simulator. The thermal efficiency of the gas turbine part of A-IGCC increases linearly with the cool gas efficiency of the gasifier independent on coal types. The thermal efficiency of the steam turbines part also increases linearly with the cool gas efficiency of the syngas although it decreases the half of necessary heat of drying and heating coal. The net thermal efficiency of the A-IGCC firing Loy Yang coal is higher than that firing Taiheiyo coal when a new drying technology for lignite becomes available.

Key words: IGCC, Exergy recuperation, Coal Gasification, Low-Grade Coal, Thermal Efficiency

1．はじめに

石炭は世界のエネルギー消費において一次エネルギーの約 1/4 を賄っており、発電用の消費が堅調に増加しており[1)]，過去 10 年間の世界全体のエネルギー需要増加分の約半分を満たし、再生可能エネルギーの合計より速いペースで伸びている[2)]。CO_2 回収・貯留(CCS)技術への対応はもちろん，高効率化が課題である一方，資源としてはその半分を亜瀝青炭や褐炭といった低品位炭が占めており，その活用も課題となっている[3)]。かかる状況下において様々な炭種に対応できる高効率な発電技術として、A-IGCC および A-IGFC が提案され、NEDO プロジェクトが行われた[4)~6)]。

従来の石炭ガス化発電では、ガス化に必要な熱を部分酸化により供給する部分酸化ガス化が主であったのに対して、ガスタービンや燃料電池の排熱を用いて吸熱的にガス化をさせるエクセルギー再生石炭ガス化を採用することで、従来ガス化に比べて、A-IGCC では大幅な効率向上が可能であることを示してきた[7)~11)]。

本研究では、様々な石炭を用いた場合[10)]について新たな解析結果を追加・整理し直して考察したので報告する。

2．解析の方法

2.1　A-IGCC の構成

解析の対象とした A-IGCC では、ガス化炉で発生したガスが 1700℃級ガスタービンコンバインドサイクルの燃料となり、ガスタービン排気の熱がガス化炉の熱源として利用されている。A-IGCC では二塔式ガス化炉を用いており、吸熱過程と純酸素により発熱過程が塔によって分けられている。ガス化炉に供給された石炭は熱媒体の砂により加熱され熱分解したのち、700℃の高温水蒸気により水蒸気ガス化が行われ、水素を多く含む 800℃のガスを発生する。残ったチャーは砂とともに部分酸化炉に入り、酸素によるチャーの部分酸化によって砂を加熱して、部分酸化ガスを発生し、950℃で放出する。すなわち砂の循環により両塔間の熱輸送が行われており、更に水蒸気ガス化への熱供給が不足する場合は熱交換器によりガスタービンの排気から熱が供給される。ガス化炉へ供給する高温水蒸気はガスタービンの排熱により発生しており、これらにより、エクセルギー再生が行われている。熱分解ガス、水蒸気改質ガス、部分酸化ガスが発生するが、本研究では、まとめて燃料として利用するシステムで基本的な検討を行っている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.2 解析の方法

表 1 に示す瀝青炭の太平洋炭、亜瀝青炭のアダロ炭、褐炭のロイヤン炭を供給した場合について比較した。燃料の発熱量が 667MW(HHV)となるように石炭の供給量を調整して循環粒子を SiO_2 としてかさ密度 1500kg/m³、比熱 1. 2kJ/kg/K として、PC Coal Lab, ASPEN PLUS を用いた解析の結果、表 2 のガスが得られており、これを元に A-IGCC の性能を ASPEN HYSYS 3.2 を用いて検討した。A-IGCC はガスタービン排気ガスからガス化炉へ熱交換が行えることを前提としている。オートサーマル条件(冷ガス効率 100%)を含めて解析を行った。さらにガス化炉の放熱を 0～3%まで変化させて、その影響も調べた。ただし、石炭は 200℃で乾燥した状態で、ガス化炉へ供給し、部分酸化用の酸素は 700℃で供給するなど、システムの細部は単純化している。ガス化炉の運転を行い、ガスタービン側の構成要素の性能は既報[8) 10)]と同じである。CO_2 回収について今回は検討しなかったが、炭素元素の供給量を比較すると、太平洋炭とロイヤン炭が 17.3kg、アダロ炭が 16.4kg/s であり、処理しなければならない CO_2 の量に大きな差が無いため、化学吸収法を用いて燃焼後 CO_2 回収を行う場合、炭種によって必要動力が著しく変わるとは考えていない。ガス化炉へ供給する酸素の流量が大きく変化するため、酸素製造動力は流量に応じて計算したが、供給酸素の加熱や石炭の加熱・乾燥をはじめそれ以外の所内動力については、廃熱利用にも様々なケースがありうるため、厳密には比較せず、所内率 5%として比較した。

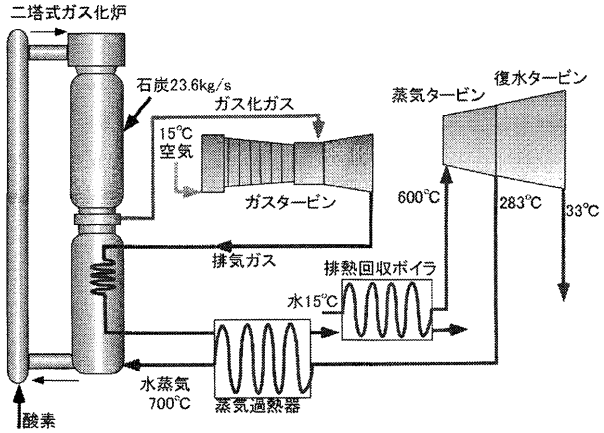


Fig.1 Outline Image of A-IGCC

Table 1 Properties of Coals

	太平洋炭	アダロ炭	ロイヤン炭
揮発分 %	48	48.7	50.3
固定炭素 %	51	51.3	48.8
灰分 %	1	0	0.94
燃料比	1.06	1.05	0.97
炭素 %	75.3	69.4	67.5
水素 %	5.2	4.9	4.5
全硫黄 %	0	0.1	0
燃焼性硫黄 %	0	0.04	0
不燃焼性硫黄 %	0	0.06	0
窒素 %	0	0.9	0
酸素 %	19.5	24.7	28
高位発熱量 kJ/kg	29050	28200	26076

Table 2 Condition of Gasifier

		Case TN	Case T0	Case T3	Case AN	Case A0	Case A1	Case A2	Case A3	Case LN	Case L3
条件		入熱なし	オートサーマル	放熱 3%	入熱なし	オートサーマル	放熱 1%	放熱 2%	放熱 3%	入熱なし	放熱 3%
ガス化炉の条件											
入熱	[MW]	0.0	47.5	47.5	0.0	9.0	9.0	9.0	9.0	0.0	0.0
放熱	[%]	0	0	3	0	0	1	2	3	0	3
ガス化炉圧力	[MPa]	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
ガス化炉温度	[℃]	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
部分酸化炉温度	[℃]	950	950	950	950	950	950	950	950	950	950
供給する石炭											
炭種		太平洋炭	太平洋炭	太平洋炭	アダロ炭	アダロ炭	アダロ炭	アダロ炭	アダロ炭	ロイヤン炭	ロイヤン炭
高位発熱量	[kJ/kg]	29050	29050	29050	28200	28200	28200	28200	28200	26076	26076
質量流量	[kg/s]	23.0	23.0	23.0	23.7	23.7	23.7	23.7	23.7	25.6	25.6
供給時の温度	[℃]	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
供給する水蒸気											
質量流量	[kg/s]	17.3	17.3	17.3	16.4	16.4	16.4	16.4	16.4	17.3	17.3
供給時の温度	[℃]	700	700	700	700	700	700	700	700	700	700
供給する酸素											
質量流量	[kg/s]	14.7	11.8	13.0	10.1	8.3	8.7	9.1	9.5	6.7	7.9
供給時の温度	[℃]	700	700	700	700	700	700	700	700	700	700
循環粒子の質量流量	[kg/s]	1032	827	857	691	564	573	582	590	471	500
冷ガス効率	[%]	92.2	100.0	96.8	95.1	100.0	98.9	97.9	96.8	104.1	100.8
水蒸気ガス化炉+部分酸化炉											
CO	kg/s	19.2	22.4	21	23	25.2	24.7	24.3	23.8	24.5	23.1
CO2	kg/s	26.4	21.5	23.7	19.7	16.3	17	17.7	18.5	16.5	18.7
H2	kg/s	2.1	2.3	2.2	2.3	2.4	2.4	2.4	2.3	2.1	2
CH4	kg/s	1.3	1.3	1.3	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	1.7	1.7
C2H4	kg/s	0.5	0.5	0.5	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.5	0.5
C2H6	kg/s	0.1	0.1	0.1	0	0	0	0	0	0.2	0.2
C3H6	kg/s	0.4	0.4	0.4	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4	0.4
HCN	kg/s	0	0	0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0	0
H2S	kg/s	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H2O	kg/s	4.9	3.6	4.2	3.5	2.8	3	3.1	3.3	3.6	4.1
温度		837	830	833	830	814	815	816	817	841	821

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．結果

3.1　発電効率

送電端効率は図 2 のように整理される。ガス化炉への熱供給を行った場合には蒸気タービン部分の発電効率低下の影響は見られるものの、冷ガス効率を100%となるオートサーマル条件にすることで太平洋炭でも、アダロ炭でも送電端効率が向上しており、エクセルギー再生を行うことで効率向上が図れることが示された。送電端効率はロイヤン炭が最も高く、次いでアダロ炭、太平洋炭の順となっており、褐炭のほうが高くなっている。

ガスタービン部分の発電効率は図 3 の通りであり、炭種によらず得られたガスの冷ガス効率に対して整理できることがわかる。ロイヤン炭が他の炭種に比べて冷ガス効率が高いため、ガスタービン部分の発電効率も高い。一方、蒸気タービン部分の発電効率は図 4 のように炭種とガス化条件の影響を受けていることがわかる。Case TN、Case AN、Case LN、Case L3 といったガス化炉での高温熱交換を行わない条件がほぼ直線上に並んでおり、各ケースの効率とこの直線との差は、ガス化炉への入熱と比較したところ、入熱の約半分に相当している。すなわちガス化炉への入熱増大のために、蒸気タービン部分への入熱が減少し、蒸気タービン部分の発電効率が低下していることがわかる。

3.2　ガス化における熱移動

ガス化炉で必要とする熱は、部分酸化炉で発生させて他に、ガスタービン排気から供給され、エクセルギー再生が行われている。供給する水蒸気量は表 2 の通り、16～17kg/s と同じ程度であるので、熱交換器によるガス化炉への入熱が無い Case TN、Case AN、Case LN における部分酸化炉での発生熱量の差は炭種によるガス化に必要な熱の差にほぼ相当する。すなわち、部分酸化炉へ供給する酸素の流量の差はガス化に必要な熱に応じて変化する。そこで、酸素の質量流量を、部分酸化炉から熱分解ガス化・水蒸気ガス化過程に熱輸送する循環粒子の流量に対して示した。図 7 より太平洋炭はアダロ炭の 1.5 倍の部分酸化熱が必要であ

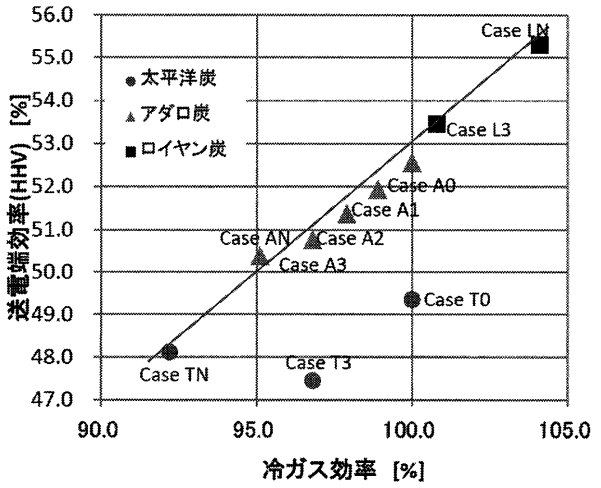


Fig.2　Net Thermal Efficiency of A-IGCC

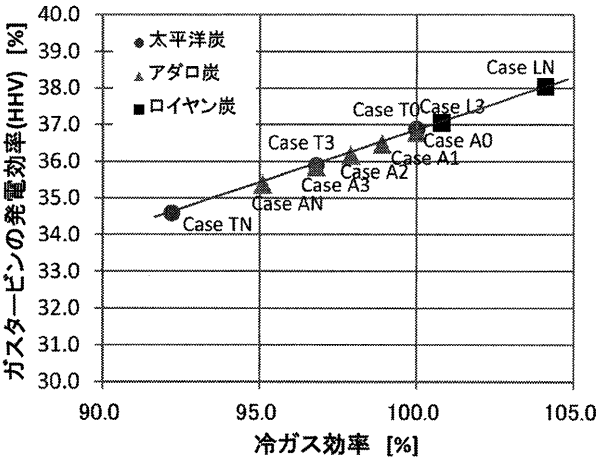


Fig.3　Thermal Efficiency of Gas Turbine Part

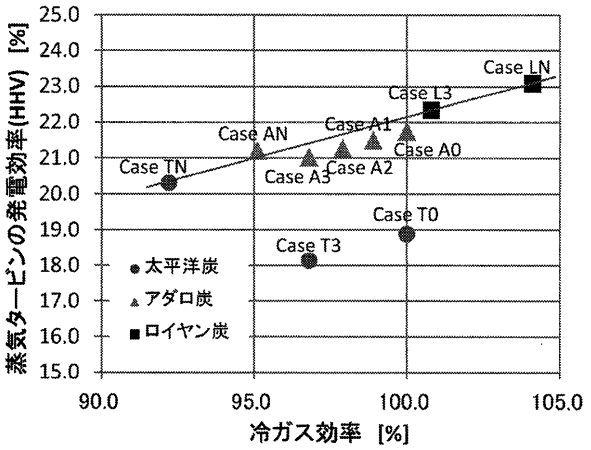


Fig.4　Thermal Efficiency of Steam Turbine Part

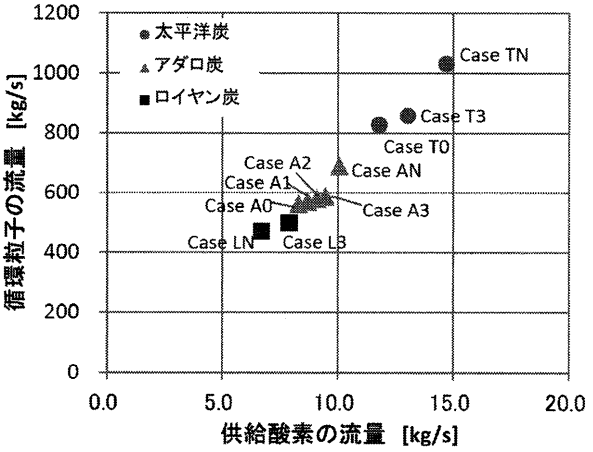


Fig.5　Mass Flow Rate of Supplied Oxygen and Circulating Particle

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

り、一方、ロイヤン炭は 7 割程度の熱しか必要としていないことがわかる。以上のことから、ロイヤン炭、アダロ炭、太平洋炭の順に冷ガス効率も高く、循環粒子も少ない理由は、ガス化に必要な熱が少なくて済むためであると推論できる。

3.3 乾燥による損失

褐炭などの低品位炭は、重量の半分以上が水分であるため、その乾燥は重要な課題である[12)～14)]。含水率は同一炭種でもサンプルにより異なるため、太平洋炭で 5%、アダロ炭で 16%、ロイヤン炭で 60%として検討する。乾燥・加熱に必要とする熱は発電効率に換算して、太平洋炭は 0.5%程度、アダロ炭は約 2%、ロイヤン炭で約 16%になる。図 2 の Case TN、 Case AN、Case LN の比較から、アダロ炭は乾燥・加熱に要する熱を効率低下に換算しても太平洋炭より高いか同等の送電端効率が得られるものの、ロイヤン炭は太平洋炭より低い送電端効率になる。しかし、乾燥・加熱に要する熱を半分に押さえれば、太平洋炭と同等の送電端効率が得られる。更に自己熱再生を利用した乾燥法[13)]など現在開発中の技術によりロイヤン炭の送電端効率は太平洋炭よりも高くなり、乾燥・加熱に要する熱を 1/5 の 3%程度にできれば、ガス化炉放熱 3%の条件でも 50%を超える送電端効率が得られる。すなわち、エネルギー消費の少ない乾燥技術の実用化が行われれば、ロイヤン炭、アダロ炭、太平洋炭の順に高い送電端効率が得られる。

4．まとめ

エクセルギー再生を行う A-IGCC について炭種の影響について検討した。その結果、以下のことがわかった。

（1）冷ガス効率の向上に対して、ガスタービン部分の効率は直線的に向上し、炭種によらず、一つの直線で整理できる。

（2）蒸気タービン部分の効率も冷ガス効率の向上に対して線形に向上するが、ガス化炉への入熱の約半分の効率低下が起こる。

（3）エネルギー消費の少ない乾燥技術によりロイヤン炭、アダロ炭、太平洋炭の順に送電端効率が高くできる。

謝辞

本研究の一部は NEDO/JCOAL「戦略的石炭ガス化・燃焼技術開発(STEP-CCT)」の一環として行われた。またガス化炉計算に当たり，(株)IHI のご協力をいただいた。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

1) 資源エネルギー庁，第 2 章国際エネルギー動向，エネルギー白書 2013，(2013)，pp. 147-175

2) IEA, Executive Summary, World Energy Outlook 2012, (2012) pp.1-8

3) 大島弘信：褐炭利用技術，JCOAL Journal，Vol. 22 (2012) pp. 13-16

4) NEDO：平成 17 年度業務報告書 次世代高効率石炭ガス化発電プロセスの開発に関する調査(2006)

5) NEDO：平成 18 年度業務報告書 次世代高効率石炭ガス化技術に関する調査(2007)

6) NEDO：次世代高効率石炭ガス化技術開発平成 19～23 年度成果報告書(2012)

7) Kawabata, M., Kurata, O., Iki, N., Tsutsumi, A., Furutani, H.,: Advanced Intergrated Gasification Combined Cycle (A-IGCC) by Exergy Recuperation - Technical Challenges for Future Generations, J. of Power Technologies, Vol.92, No.2 (2012) pp.90-100.

8) 壹岐典彦，古谷博秀，川端方子，堤敦司，幸田栄一，須田俊之，松澤克明：流動床ガス化炉を用いた IGCC のシステム検討，第 46 回石炭科学会議発表論文集(2009) pp. 90-91

9) 川端方子，壹岐典彦，倉田修，堤敦司，幸田栄一，須田俊之，松澤克明：A-IGCC の CO_2 回収対応についての検討，第 47 回石炭科学会議発表論文集(2010) pp. 76-77

10) 壹岐典彦，倉田修，川端方子，堤敦司：各種石炭を用いた場合の Advanced IGCC の性能検討，第 49 回石炭科学会議発表論文集(2012) pp. 52-53

11) Kawabata, M., Kurata, O., Iki, N., Tsutsumi, A., Furutani, H.,: System Modeling of Exergy Recuperated IGCC System with Pre- and Post-Combustion CO_2 Capture, J. of Applied Thermal Engineering, Vol.54, No.1 (2013) pp.310-308.

12) 大高康雄：褐炭乾燥技術について，JCOAL Journal，Vol. 19 (2011) pp. 19-22

13) 橋本貴雄,坂本康一,山口啓樹,大浦康二,有馬謙一,鈴木武志：褐炭などの低品位炭を活用した IGCC の取組み，三菱重工技報，Vol. 48, No. 3 (2011) pp. 25-29

14) 板東茂，山本博巳，宮近秀人，板橋美保：我が国における電源燃料としての褐炭導入シナリオ ～現地乾燥方法の考慮～，第 49 回石炭科学会議発表論文集(2012) pp. 108-109

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

B-19

CCS 対応高効率 IGFC システムの検討
—CO2 循環型 IGCC への空気吹き SOFC の適用—

*幸田　栄一（電中研）

Study on CCS-ready highly efficient IGFC system
—Integration of Air-blown SOFC and CO_2 Recirculating IGCC System—

*Eiichi KODA(CRIEPI)

ABSTRACT

Integrated coal gasification fuel cell combined cycle (IGFC) equipped with CO_2 recovery is thought as one of the ultimate coal fired power generation system. We had performed the comparative evaluation on variety of IGFC systems based on thermal efficiency analysis. On the other hand, we are developing an O2-CO2 blown IGCC system that is capable of CO2 capture with keeping the efficiency high. In this study, we performed the consideration on system configuration and thermal efficiency analysis on O2-CO2 blown IGFC with SOFC.

Key words: IGCC, IGFC, CCS, SOFC, thermal efficiency

1．はじめに

将来の石炭火力として高い熱効率の達成が期待されている IGFC(Integrated Gasification Fuel Cell Combined Cycle：石炭ガス化燃料電池複合発電)に CO_2 回収を組み合わせたシステムは、現在考えうる究極の石炭火力発電システムの一つである。そこで筆者らはこれまでに様々な構成が考えられる CO_2 回収付きの IGFC システムについて構成毎の特徴を整理するとともに熱効率解析を実施してきた[1)]。この中で、微粉炭搬送等に CO_2 を用いてシステム全体を酸素吹きとするセミクローズド型の CO_2 循環型 IGCC システム[2)]に燃料電池を組み合わせることで(Fig.1)、CO_2 を全量回収しつつも高い熱効率を達成できる可能性があることを示した。しかし、この時の検討で用いた Fig.1 の構成では燃料電池として MCFC を用いた場合の方が有利という結果であった。そこで、今回は CO_2 循環型 IGFC に SOFC を適用した場合について、より高校効率化が期待できるシステム構成について検討を行った。

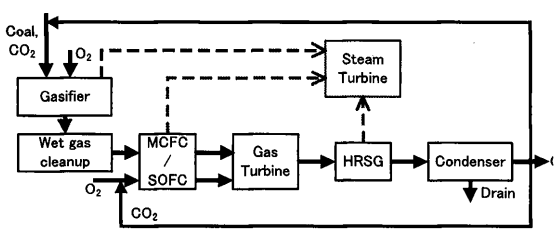


Fig.1 Schematic diagram of O_2-CO_2 blown type IGFC studied in reference 1)

Abbreviations:

η_{ad}：断熱効率
AEC：アノード排ガス冷却器
ASU：酸素分離設備
ET：膨張タービン
Gr：ガスタービン再循環流量
HRSG：排熱回収ボイラ
Q：熱量
T：温度
TIT：タービン入口温度
TOT：タービン出口温度
IC：中間冷却器

2．検討の前提条件

2.1　システム構成の考え方

Fig.1 に示したシステムは、石炭ガス化炉、燃料電池、およびガスタービンを全て酸素吹きとすることで、排ガス中の水分を凝縮分離して CO_2 全量を回収可能としている。このシステムでは燃料電池のカソードガスにも O_2 と CO_2 を混合して用いているが、燃料電池として MCFC を用いる場合には電池反応によって O_2 と CO_2 の両方を消費するため、電池冷却のためにカソードリサイクルを行ってもカソードガス中の反応成分の濃度の低下を抑えることができる。一方、SOFC を用いた場合にはカソードガス中の O_2 のみが消費されるため、カソードリサイクルにより酸素濃度が低下してしまう。このため、以前の検討では SOFC よりも MCFC を用いた場合の方が熱効率上は有利との結果であった。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

しかし、SOFC はカソードガス中から酸素のみを取り込むことができるので、SOFC のカソードガスには空気を用い、ガス化炉およびガスタービン燃焼器のみに O_2 を用いるものとすれば、酸素製造動力を低減することが可能と考えられる。そこで、Fig.2 に示すように SOFC のみ空気吹きとしたシステムについて、どの程度の熱効率が期待できるか検討を行った。

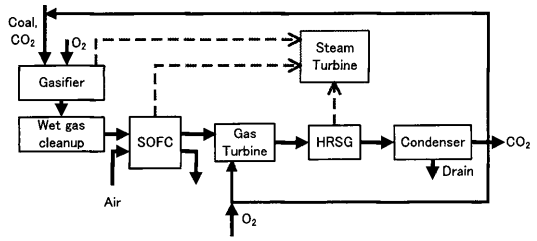


Fig.2 Schematic diagram of O_2-CO_2 blown type IGFC using air blown SOFC

2.2 熱効率解析条件

熱効率解析の条件は文献[1)]にあわせ、脱硫設備出口の燃料ガス性状を基準に熱効率解析を行った。Table 1 に設定条件の概要を、Table 2 に脱硫設備出口燃料ガス組成を示す。SOFC については、今回解析を行った全てのケースにおいてアノード／カソードガス性状が同一であるため、単セル電圧を定数で 813.6mV と設定した。また、カソード空気流量は SOFC 出口ガス温度が 950℃になるように設定するものとし、ガスタービン燃焼器に供給する燃料ガス温度の上限は 600℃とする。

Table 1 Calculation conditions

Coal HHV	24.37	GJ/t
Flow rate	103.4	t/h
Ambient air temperature	288.15	K
relative humidity	60.0	%
Atmospheric pressure	0.1013	MPa
Condenser vacuum	722	mmHg
Mechanical efficiency	99.0	%
Generator efficiency	98.5	%
Coal gasifier O_2 ratio	0.42	
Overall carbon conversion	100	%
Radiation losses	0.4	%
ASU Air compressor η ad	87.0	%
N_2/CO_2 compressor η ad	87.9	%
O_2 Compressor η ad	86.3	%
Intercooler outlet temperature	298.15	K
SOFC single cell voltage	813.6	mV
Air compressor η ad	89.0	%
Expander turbine η ad	92.0	%
Gas turbine η ad	91.0	%
CO2 compressor η ad	87.9	%

Table 2 Fuel Gas properties after desulfurization equipment

Temperature		℃	380
Pressure		MPa	2.3
Composition	CO	mol/s	1389.5
	CO_2	mol/s	424.51
	H_2	mol/s	441.94
	H_2O	mol/s	7.48
	CH_4	mol/s	20.77
	N_2	mol/s	19.36
	Ar	mol/s	25.55
Total flow rate		mol/s	2329.1

なお蒸気系について、各温度域で蒸気系に回収可能な熱量をもとに蒸気タービン出力を最大化するよう、蒸気の圧力や蒸発量の最適化が必要であるが、今回は文献 1)を参考に回収した熱量の 37%が蒸気タービン出力になるものとした。

2.2 解析ケース

熱効率解析は燃料利用率を 80%のケースと 60%のケースについて行った。さらに、燃料利用率 60%のケースについてはガスタービンに再循環する CO_2 の流量をパラメータとした複数ケースの解析を行った。

Table 3 Calculation cases

	case -1	case -2	case -3	case -4	case -5
Uf	80%	60%			
Gr (kg/s)	0.0	0.0	84.2	100.0	120.0

3．解析結果と考察

3.1 熱効率解析結果

熱効率解析結果を Table 4 に示す。また、解析対象システムの構成および各部状態量等を Fig.3 に示す。なお、各部からの回収熱量については、ケース毎に値が異なるものだけを抜粋して Table 4 に示す。

燃料利用率 80%のケースでは、送電端効率 54.3%となり、文献 1)で MCFC を用いた場合の 47.5%、SOFC を用いた場合の 46.0%に比べ、大幅に高い熱効率が期待できることが分かった。また、燃料利用率 60%のケースでも送電端効率は概ね 50%を超え、CO2 を全量回収しても

燃料電池も全て酸素吹きとした場合には ASU 動力が 78.5MW、燃料入熱に対する割合で 11.2%も必要である。一方、今回検討したシステムでは燃料利用率 60%の場合で 51.2MW、80%のケースでは 41.2MW となり、燃料利用率 80%のケースでは、ASU 動力の低減分だけで送電端効率を絶対値で 5.2%向上することができている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 4 Calculation results summary

Item		Unit	Value				
set condition	Uf	–	80%	60%			
	Gr	kg/s	0.0	0.0	84.2	100.0	120.0
Gas turbine Temperature	TIT	℃	1404.6	2132.4	1299.9	1218.0	1130.1
	TOT	℃	882.4	1424.9	811.0	751.1	686.7
AEC	TIT	℃	685.3	666.1	666.1	666.1	666.1
	Q_{AEC}	MW	9.6	6.9	6.9	6.9	6.9
HRSG	T_{HRSGin}	℃	882.4	1424.9	811.0	751.1	686.7
	Q_{HRSG}	MW	88.0	159.7	146.2	143.9	141.0
IC1	T_{IC1}	℃	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
	Q_{IC1}	MW	20.2	20.2	19.7	19.6	19.4
IC2	T_{IC2}	℃	150.4	150.6	150.6	150.6	150.6
	Q_{IC2}	MW	13.9	14.0	28.0	30.7	34.0
IC3	T_{IC3}	℃	164.6	164.8	164.8	164.8	164.8
	Q_{IC3}	MW	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0
Subtotal		MW	142.7	211.9	211.9	212.1	212.4
Other heat recovery		MW	243.6	216.6	216.6	216.6	216.6
Total heat recovery		MW	386.3	428.4	428.4	428.6	428.9
SOFC output (AC)		MW	228.5	171.3	171.3	171.3	171.3
GT output		MW	66.9	97.5	114.1	117.1	120.7
ET output		MW	12.9	8.5	8.5	8.5	8.5
CO2 compress power		MW	24.6	27.7	46.6	50.1	54.6
Subtotal		MW	283.7	249.6	247.4	246.8	246.0
Estimated ST output		MW	142.9	158.5	158.5	158.6	158.7
Gross power output		MW	426.6	408.2	405.9	405.4	404.7
ASU consumption		MW	42.1	51.2	51.2	51.2	51.2
Pumps		MW	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Other power consumption		MW	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Net power output		MW	380.1	352.5	350.2	349.7	349.0
Net thermal efficiency			54.3%	50.4%	50.0%	50.0%	49.9%

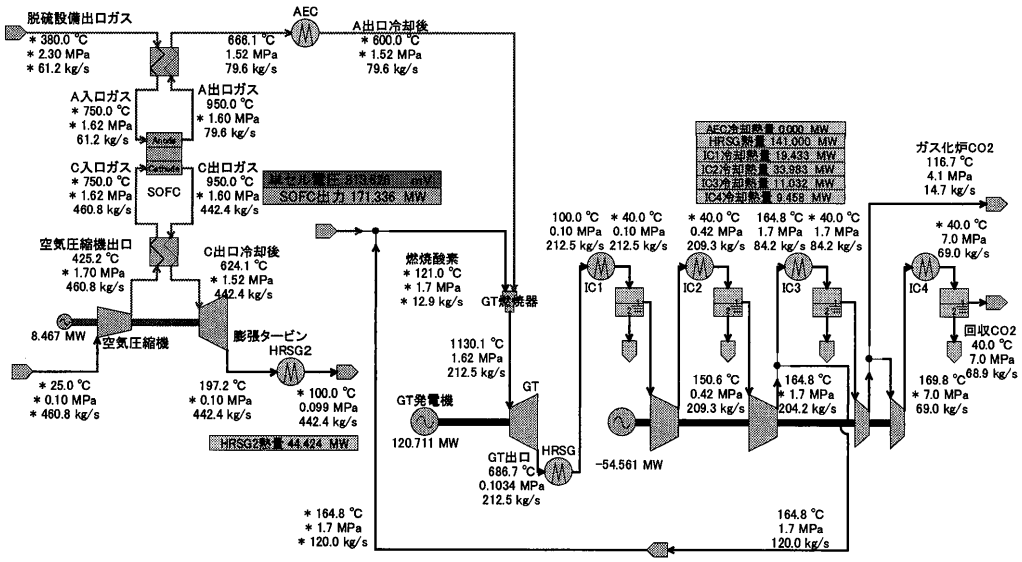


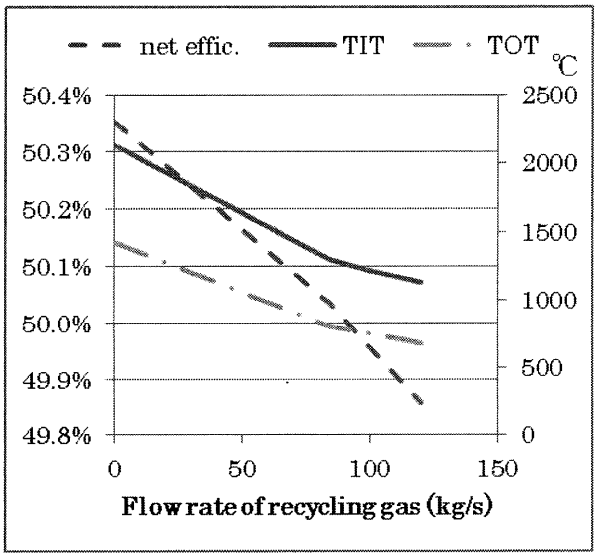
Fig.3 System configuration and state quantities (Case-5: Uf80%, Gr120kg/s)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2 考察

(1) ガス再循環流量の影響　燃料利用率 60%の場合について、CO_2をガスタービン燃焼器に再循環してタービン作動ガスの温度を下げるものとし、その流量をパラメータとした解析をおこなった。この結果、CO_2の再循環量が熱効率に与える影響は非常に小さいことが分かった。

Fig.4 に再循環量と熱効率およびガスタービン作動ガス温度の関係を示すが、流量を 0kg/s から 120kg/s まで増やすことにより、TIT および TOT を大幅に低減し、実現可能なレベルに抑えることができているが、熱効率の低下は 0.5 ポイント程度である。なお、この効率低下は再循環量の増加によるガスタービン出力の増加を、CO_2圧縮機の動力増加が若干上回っていることに起因する。



(2) 燃料利用率の影響　ガスタービン燃焼器の酸化剤としてカソード排ガスを用いたシステムでは、酸素濃度の低いガスが燃焼器に供給されるため、SOFC の燃料利用率を高めると燃焼温度の低下によるガスタービン出力低下と、電池冷却のためのカソードリサイクル動力の増加により、SOFC の出力向上分の大半が相殺されてしまうため、燃料利用率が 60%のケースと 80%のケースで送電端熱効率に大きな差は見られなかった [1]。しかし、今回のようにガスタービン燃焼器にカソード排ガスを用いない構成とすると、燃料利用率向上によるガスタービン出力の低下 30.6 MW は SOFC 出力の増加 57.2MW の約半分程度であり、さらに燃料利用率の向上に伴う電池発熱の増加により、膨張タービンの出力が 4.4MW 増加するため、電池出力増加分の 5 割以上が発電端出力の増加につながっている。さらに燃料利用率を上げることによってガスタービン燃焼器で必要な酸素量が減ることで ASU 動力の低減効果も大きく、燃料利用率を 60%から 80%に上げることでASU動力を5.6MW低減することができ、送電端熱効率をさらに 0.8 ポイント高める効果が得られている。

(3) 今後の課題　CO_2-O_2 吹きガス化炉の開発や SOFC へ供給するガスを予熱するための高温熱交換器の開発など、ハードウェアに関しても多くの課題が残されているが、ここではシステムの検討を進める上での今後の課題について述べる。先ず、特に今回対象としたようなセミクローズドのシステムでは、各部の圧力損失が熱効率に与える影響が大きいので、その正確な見積もりが必要である。また、今回の検討では蒸気系の詳細設計は行わずに回収熱量の 37%が出力になるものとして簡易的に熱効率の算出を行ったが、今後、蒸気系の最適化検討も進め、期待できる熱効率をより正確に見積もる必要がある。さらに、ガス化炉の運転条件(炭種や酸素比など)の変更がシステム全体に与える影響の把握や、電池性能が経年劣化した場合のシステム全体のヒートバランスの変化への対応など、まだ多くの熱効率解析作業を行う必要がある。

4．まとめ

石炭のガス化に O_2 と CO_2 を使用する CO_2 循環型の IGCC システムに空気を酸化剤として用いる SOFC を組合せた場合のシステムの検討と熱効率解析を行いった。この結果、これまでに検討を行ったことのある CO_2 回収付きの IGFC に較べて、大幅に高い熱効率を達成できる可能性が高いことが分かった。本システムは SOFC が酸素分離の役割を果たすという特徴をうまく活かしたシステムであり、今後、さらに検討を深めていきたい。

参 考 文 献

1) 幸田栄一: CO2 回収型 IGCC システムの検討, 第 39 回ガスタービン学会定期講演会, C1, (2011)
2) 白井裕三：電中研報告 M07003, (2007)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（沖縄）講演論文集，2013.10

【研究報告】 B-20

中間冷却再生エジェクタ型乾式ガスタービンシステムの性能評価

*福山　佳孝，藤原　仁志（宇宙航空研究開発機構）

Performance evaluation of inter-cooled recuperated ejection gas turbine system.

*Yoshitaka FUKUYAMA, Hitoshi FUJIWARA(JAXA)

ABSTRACT

High performance gas turbine power generation systems are necessary for the energy efficiency. Therefore, gas turbine/steam turbine combined cycle has been realized and humid air utilization systems (for example AHAT system) have been proposed. However, the system which utilizes water is complex and the initial and maintenance cost might be high. In this study, high performance dry gas turbine systems of 1300℃ class air-cooled gas turbine with inter-cooler, recuperator, and mixer-ejector are evaluated and reported.

Key words: Gas turbine, System, Inter-cooler, Recuperator, Mixer, Ejector, Coolant Reduction.

1．はじめに

ガスタービンは出力密度が高く機動性の良い熱機関であるが，単純サイクルでは大量の熱エネルギを排気するため熱効率が比較的低いと言う欠点がある。発電用の大型システムではこの排熱により蒸気タービンを駆動するコンバインドサイクル化と機器の大型化により熱効率 60%（LHV 基準）が実用になってきた[1]。中小型のガスタービンではコンバインドサイクル化に替えて湿分を増加して高効率化を実現する AHAT （Advanced Humid Air System）システム[2]，無冷却の高温ガスタービンに再生熱交換器を導入した CGT（Ceramic Gas Turbine）システム[3]等が研究されてきた。

今後、大型コンバインドサイクルの高効率化は勿論必須だが，太陽光や風力に代表される再生可能エネルギの導入促進に伴い，電力調整や分散配置用の中小型発電システムの効率向上も必要である。ここには運用性の高いガスタービン，特に，水等空気以外の媒体を使用・消費しない乾式ガスタービンが相応しいと考えられる。前報[4]では，無冷却ガスタービン入口にファンを追設し，ミキサー・エジェクタで排気する中間冷却・再生サイクルを検討した。本報では，より簡便なシステムとして，入口ファンのない空気冷却ガスタービンシステムを対象とし，中間冷却による冷却空気温度低減を利用した高効率化・高出力化の効果を検討した。

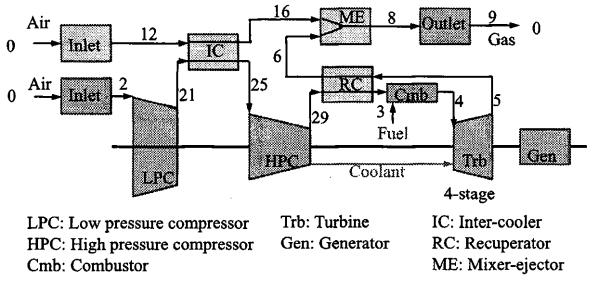


Fig.1 Single-shaft Inter-cooled Recuperated Mixer-Ejector (IRE) System and Station Numbering.

2．検討対象のシステムと性能パラメータ

図 1 に本報で検討したシステムの全体像を示す。図中の数字はステーション番号である。単純ガスタービンシステムは吸気-圧縮機-燃焼器-タービン-排気から構成される。これに中間冷却器（IC），再生熱交換器（RC）を追加し，中間冷却器の冷却媒体にはタービン排気で吸引する空気を使用する。

本報では，タービン入口温度 1300℃の空気冷却ガスタービンを対象とした。システム性能等の計算パラメータを表 1 にまとめる。中間冷却用空気流量はガスタービン吸気流量と同量，低圧圧縮機（LPC）と高圧圧縮機（HPC）の圧力比は同一とし，熱交換器の基準条件は全圧損失係数 4%，温度効率は 80%とした。タービン冷却空気は全量圧縮機吐出から抽気し，タービンは圧縮機圧力比によらず 4 段，ミキサー入口ガスタービン側マッハ数は 0.8 とした。設計では圧縮機圧力比，タービン入口温度を指定し，排気流速が同一の設定値となるタービン膨張比を各システムに対して求めた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table.1 System Simulation Parameter

項目	備考	記号	値	単位
吸気温度		T_0	15	℃
吸気圧力		P_0	101325	Pa
ガスタービン(GT)空気流量		G_a	150	kg/s
中間冷却(IC)空気流量		G_b	150	kg/s
圧縮機圧力比	パラメータ	π_c	10～20	-
圧縮機ポリトロープ効率		η_c	0.86	-
タービンポリトロープ効率	1段	η_{t1}	0.88	-
	2段	η_{t2}	0.89	-
	3,4段	η_{t3},η_{t4}	0.9	-
燃焼器出口温度	パラメータ	T_4	1300,1400	℃
燃焼効率		η_b	0.999	-
機械効率		η_m	0.995	
<全圧損失>				
吸気デバイス(GT)		$\zeta_{i,gt}$	0.02	-
吸気デバイス(IC)		$\zeta_{i,ic}$	0.005	-
燃焼器		ζ_b	0.05	-
システム排気		$\zeta_{e,sys}$	0.01	-
ガスタービン排気		$\zeta_{e,gt}$	0.02	-
中間冷却器		ζ_{ic}	0.04	-
再生熱交換器		ζ_{rc}	0.04	-
ミキサー・エジェクタ		ζ_{mx}	0.01	-
<温度効率>				
中間冷却器	パラメータ	$\eta_{t,ic}$	0.5～0.8	-
再生熱交換器	パラメータ	$\eta_{t,re}$	0.5～0.8	-

3．翼冷却効率計算の一般化

開発された冷却翼では冷却効率（η）と冷却空気流量比（β）の関係が試験または解析の結果として得られている事が多い。以下はηとβの定義式で，T_gは翼列入口主流ガス温度，T_cは冷却空気温度，T_wは翼材料温度，G_cは冷却空気流量(翼全体)，G_gは主流ガスの翼列入口流量である。動翼の場合，温度は回転を考慮した相対温度を使用する。

$$\eta = (T_g - T_w)/(T_g - T_c) \quad (1)$$

$$\beta = G_c/G_g \quad (2)$$

ηとβの関係は，例えば，文献[5),6)]によれば，以下の関数型で近似できる。A，Bはカーブフィットで得る定数である。

$$\eta = A * (1.0 - \exp(B*\beta)) \quad (3)$$

この式は，ある冷却構造の翼をあるガスタービン運転状態で使用した時の冷却効率を良好に再現するが，運転状態が大きく変化した時や翼材料を変更した時にはそのままでは使用できない。そこで以下のような一般化を検討した。

翼冷却に関する一次元熱通過の考え方では式(4)のように冷却効率を記述する。ここで，ηは総合冷却効率，η_fは膜冷却効率，η_cは対流冷却効率であり，η_cは主流ガス側，遮熱コーティング（TBC），翼材料，冷却側のそれぞれの熱抵抗，K_g，K_t，K_m，K_cを使用して式(5)のように書ける。α_g，α_cは主流側と冷却側の熱伝達率，L_tとL_mはTBCと翼材料の厚さ，λ_tとλ_mはTBCと材料熱伝導率，δは翼材料の肉厚位置を表わし，δ=0.0が翼表面，δ=0.5が平均温度に対応する。

$$\eta = \eta_f + (1-\eta_f)*\eta_c \quad (4)$$

$$\eta_c(\delta) = (K_g + K_t + K_m*\delta)/(K_g + K_t + K_m + K_c) \quad (5)$$

$$K_g = 1/\alpha_g,\ K_t = L_t/\lambda_t,\ K_m = L_m/\lambda_m,\ K_c = 1/\alpha_c \quad (6)$$

ある冷却構造の総合冷却効率変化を再現することを考えると，膜冷却効率，対流熱伝達率，材料熱伝導率の変化が考慮できればよい。ここで，主流側熱伝達率に基づく熱抵抗で各熱抵抗を無次元化し，γを導入すると以下のようになる。

$$\eta_c(\delta) = (1 + \gamma_t + \gamma_m*\delta)/(1 + \gamma_t + \gamma_m + \gamma_c) \quad (7)$$

$$\gamma_t = K_t/K_g = L_t*\alpha_g/\lambda_t \quad (8)$$

$$\gamma_m = K_m/K_g = L_m*\alpha_g/\lambda_m \quad (9)$$

$$\gamma_c = K_c/K_g = \alpha_g/\alpha_c \quad (10)$$

さらに，合計無次元熱抵抗 γ_a で除すると以下のようになりχは無次元温度差に相当する。

$$\gamma_a = 1 + \gamma_t + \gamma_m + \gamma_c \quad (11)$$

$$\chi_g = 1/\gamma_a \quad (12)$$

$$\chi_t = \gamma_t/\gamma_a \quad (13)$$

$$\chi_m = \gamma_m/\gamma_a \quad (14)$$

$$\chi_c = \gamma_c/\gamma_a \quad (15)$$

$$\eta_c(\delta) = \chi_g + \chi_t + \chi_m*\delta \quad (16)$$

翼面平均熱伝達率を，例えば，実験相関式で予測すれば材料物性値から γ_t，γ_m は計算できる。本報では，翼面平均熱伝達率（α_g）の予測にはJohnson-Rubesin の式[7)]に基づく平均ヌセルト数（Nu）の式を使用した。なお，以下のNu，レイノルズ数（Re）の代表長さは翼コード長（L），λ_gは流体の熱伝導率である。

$$Nu = \alpha_g*L/\lambda_g = 0.037*Re^{0.8}*Pr^{2/3} \quad (17)$$

冷却性能の基準点（$\beta = \beta_0$）を添え字0で表わせば対流熱抵抗比の基準は以下のようになる。

$$\gamma_{c0} = \alpha_{g0}/\alpha_{c0} \quad (18)$$

冷却設計ではガスタービン作動条件の必要冷却空気流量を求める必要があり，α_c と β の関係が必要となる。Re は次式で表わされるから，冷却空気流量変化に対する熱伝達率変化も Pr 変化が小さいと仮定すれば，大まかには，以下のように予測する事ができよう。以下でρは密度，Uは流速，μは粘性係数，Gは質量流量，Aは面積である。

$$Re = \rho*U*L/\mu = G*L/(A*\mu) \quad (19)$$

$$Nu/Nu_0 = (Re/Re_0)^{0.8} = (G/G_0)^{0.8} = (\beta/\beta_0)^{0.8} \quad (20)$$

$$\alpha_c = \alpha_{c0}*(\beta/\beta_0)^{0.8} \quad (21)$$

最後に膜冷却効率とその β 依存性を導入する必要がある。しかし，膜冷却性能の変化を簡便かつ精度良く予測する事は困難である。ここでは，以下の形式を仮定し，定数（F_1，F_2，F_3，F_4，F_5）を既知の冷却性能曲線から決定することとした。右辺第2項までがβの増加により $\eta_f = F_1$ に漸近する

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

傾向を，右辺第 3 項は高い β で膜冷却効率が急激に低下する傾向を模擬するものである。しかし，今回は物理的な意味よりも冷却性能曲線を再現することを目的として導入した式である。

$$\eta_f = F_1*(1-\exp(F_2*\beta^{F3}))*\exp(F_4*\beta^{F5}) \qquad (22)$$

さて，以上の考え方をガスタービン冷却翼の平均冷却性能曲線[6]に適用した。静翼の冷却性能は式(3)で A=0.7，B=−0.468，動翼は同じく A=0.608，B=−0.427 で近似できるものとし，β による冷却性能変化を計算する基準点は β_0=10%とした。この冷却性能曲線と設計運転条件，使用材料等から各部熱抵抗を計算し，γ_{c0} を仮定すれば β に対する η_f の変化が求められる。この η_f 特性曲線に対して，F_1～F_4 をカーブフィットにより決定した。F_5 は 3.0 で固定値とした。γ_{c0} と膜冷却性能パラメータ（F_1～F_5）は独立であり，妥当な範囲に設定することが重要である。

図 2 にタービン初段静翼の冷却性能再現例を示す。図中添え字 pred を付けた曲線が本章の方法で予測された値であり，図中の η は式(3)の計算値である。本報では，γ_{c0}=0.6, F_1=0.36, F_2=−0.23, F_3=1.6, F_4=−0.00012，F_5=3.0 を使用した。この方法によりデータのある冷却構造を任意の条件で使用する場合，翼面平均熱伝達率，翼寸法と材料熱伝導率を変更し，γ_{c0} と η_f は冷却構造依存として求めた値を使用することで η と β の関係を推定することができる。ガスタービンや航空エンジンの初期検討には必要な簡便な方法と考えている。

4．ガスタービンシステム性能

本報の解析はバーチャルジェットエンジン[8]を使用し，燃料は灯油を仮定した。熱交換器，ミキサー等の扱いは前報[4]に記載したため省略する。

4 段のタービンは静翼・動翼を分割した計算を実施し，各翼に対して冷却空気混入の効果，翼面温度等を計算した（図 8 のタービン膨張線参照）。

冷却性能の一般化は前節で説明したが，この曲線は平均冷却効率を定義したものである。実機エンジンに適用すると冷却空気必要流量を低く見積もる事になるため，平均冷却曲線に対して η_f は 50%，γ_c は 80%の値を使用し，許容メタル温度は初段 920℃その他は 950℃，TBC は施工しない条件でシステム性能を評価した。

単純サイクルと IRE サイクルの性能を圧縮機圧力比（π_c）をパラメータとして 10～20 の範囲で計算し比較した結果を図 3 に示す。図の縦軸は熱効率（η_{th}）、横軸は比出力（ψ）である。TCR は冷却空気削減を実施した事を示す。

基準 GT の単純サイクル性能（◆）は π_c=16 に対して η_{th}=35.5%，ψ=323kW/(kg/s)であり，一世代前の GT に相当すると思われる。IRE 化しても冷却空気量を単純サイクルから変化させない場合が（●），タービン入口温度を変えず必要冷却空気流量を設計しなおした場合が（▲），タービン入口温度を 1400℃に上昇した場合が（■）である。IRE システムではタービン冷却空気温度の低下を何らかの形で設計に反映する事で熱効率や比出力がかなり改善されることが分かる。また，タービン入口温度上昇は熱効率よりも比出力増大効果が高い。

図 4 に熱効率と比出力の変化率をまとめて示す。熱効率比は π_c の低いシステムで高く比出力比は π_c の高いシステムで高い。1400℃-IRE サイクル，π_c=16 で熱効率・比出力共に単純サイクルに比較して 20%程度増加することが分かった。

図 5 に必要冷却空気流量（タービン全体，シール含）の計算値とその変化を示す。単純サイクルの β は π_c=16 で 20.5%，π_c と T_3 の増加により顕著に増加するが，IRE サイクルでは β の変化が少ないことが分かる。単純サイクルに比較して，1300℃

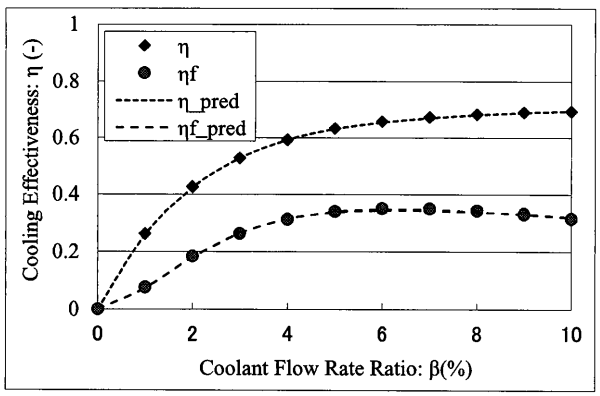


Fig.2 Example of Cooling Effectiveness Curve.

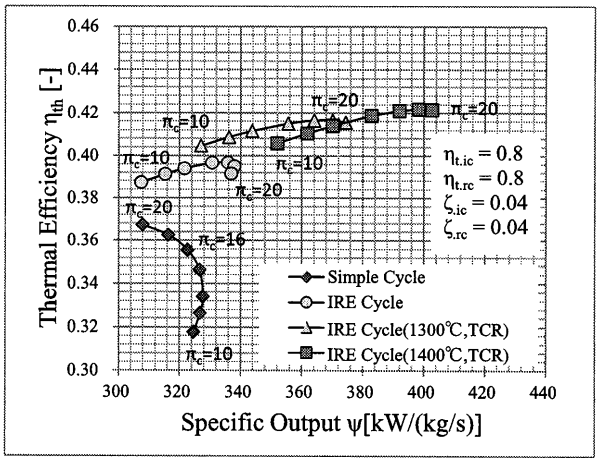


Fig.3 Comparison of Cycle Performances.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

-IRE サイクルは 60～70%，1400℃-IRE サイクルで 80～90%の β となった。

本報では翼外面温度基準で冷却空気量を算出したが，IRE サイクルでは主流ガスと冷却空気の温度差が増加し，翼面熱流束も増加する傾向があるから，実際にはもう少し冷却空流量を増加し，翼材料温度を低減する必要があるかもしれない。図 6 にこの温度差（T_4-T_{29}）の比較を示す。中間冷却によりタービン冷却空気温度が低減され，1400℃-IRE サイクルの初段静翼では単純サイクルに比較して発生熱応力（翼面熱流束）の大きさに相当する前記温度差は 30%程度増加する。

冷却空気流量削減は IRE サイクルではタービン膨張比の低下に伴うタービン出力低下を削減する効果も持つ。

冷却空気量やタービン入口温度の変更はもちろん簡単ではなく，大幅な設計変更を伴うと思われるが，乾式システムの効率向上を目指す時にはこのような設計変更も必要となる。

図 7 には π_c=16 の場合の IRE サイクル計算で実際に使用したタービン初段静・動翼の冷却効率曲線を示す。この曲線上で図 5 の冷却空気流量が計算されている。

図 8 は 1400℃-IRE サイクル，π_c=16 の場合のエンタルピ（h）－エントロピ（s）線図を示す。エンタルピ，エントロピ共に入口大気条件を基準とし

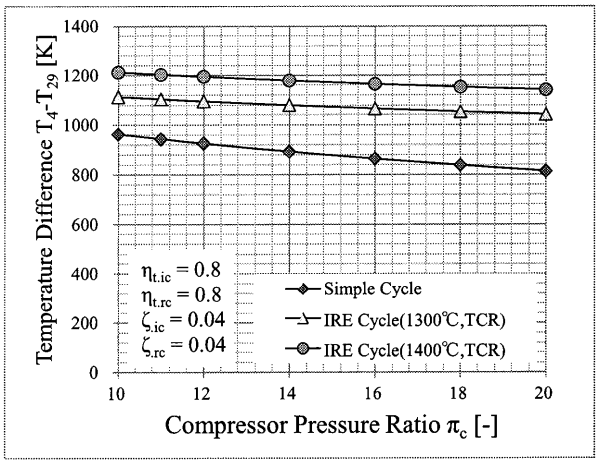


Fig.6 Variation of Main-stream to Coolant Temperature Difference with IRE-Cycle and π_c.

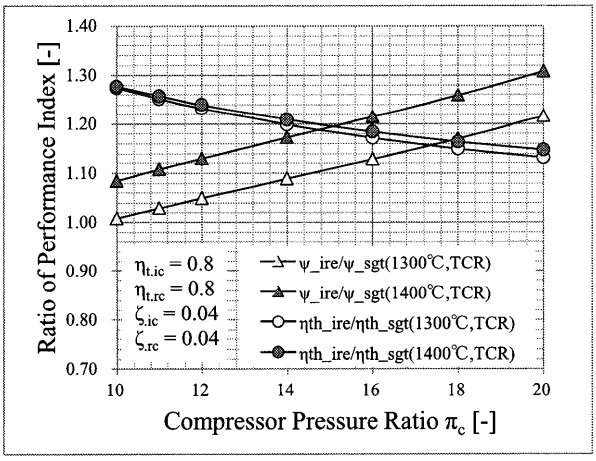


Fig.4 Variation of IRE-Cycle Performance with π_c.

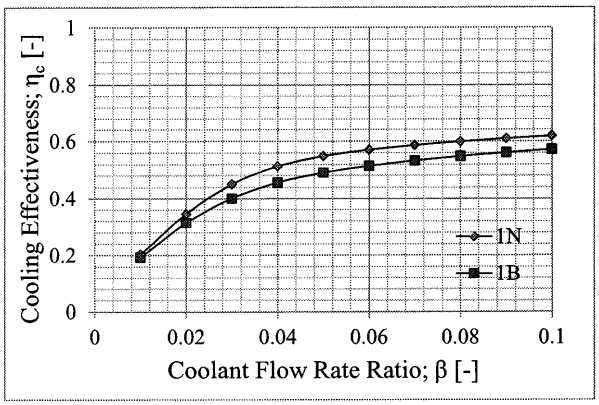


Fig.7 Cooling Effectiveness Curves.

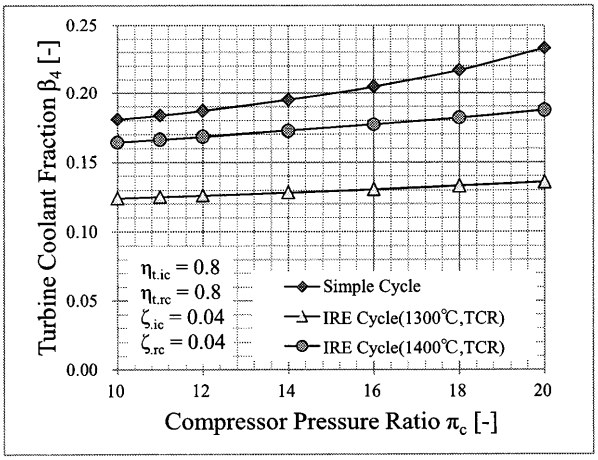


Fig.5 Variation of Turbine Coolant Fraction with IRE-Cycle and π_c.

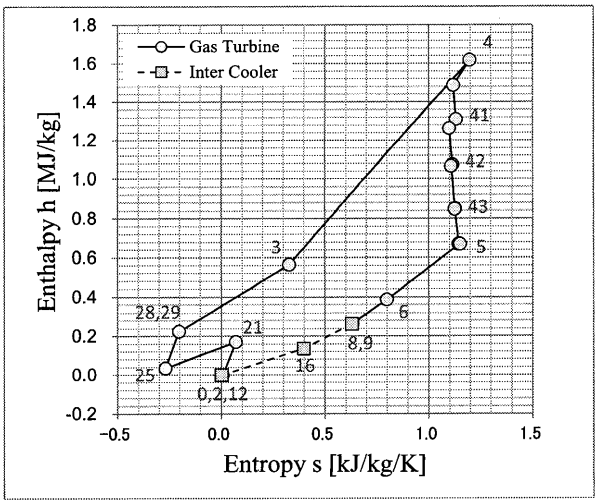


Fig.8 Enthalpy-Entropy Chart for IRE-Cycle.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

て表示している。

IRE サイクルで単純サイクルから大きく変化するのは圧縮機動力とタービン膨張比である。高圧圧縮機動力（L_{c2}）削減は中間冷却のプラスの効果であるが，種々の圧力損失によりタービン膨張比（π_t）の低下も招く。図 9 に L_{c2} と π_t を単純サイクルと IRE サイクルで比較した。表 1 に示した全圧損失要素の影響で π_t は 80%程度に低下し，L_{c2} は π_c により変化するが概ね 70%程度に低下する。

IRE サイクルでは，結果として，高圧圧縮機とタービンは負荷低減または段数削減を狙えると思われる。負荷低減はターボ機械性能向上の要因ともなるので，高圧圧縮機とタービン性能向上の効果を見ておく。図 10 は高圧圧縮機ポリトロープ効率（η_{c2}）を 1 ポイント向上した場合で，π_c=16 で η_{th} と ψ はそれぞれ 0.7，0.8%向上した。図 11 はタービンポリトロープ効率（η_t）を 1 ポイント向上した場合で，π_c=16 で η_{th} と ψ はそれぞれ 1.2，1.7%向上した。設計問題だがこれらの性能向上の一部は実現できる可能性がある。

IRE サイクル性能に対して大きな影響を持つのが熱交換器の全圧損失（$\zeta_{.hex}$）である。全ての熱交換器の全圧損失係数を 1 ポイント低減した場合の計算結果を図 12 に示す。π_c=16 で η_{th} と ψ はそれぞれ 1.9，2.7%向上した。もちろん，中間冷却と再生熱交換器全ての ζ を低減した結果であるからその影響が大きいのは必然である。

ここまでの評価は全て熱交換器の温度効率を 0.8 とした評価であった。乾式ガスタービンで効率向上を目指す場合，高性能の熱交換器を使用する事が必須と考えたからである。

最後に温度効率の影響を説明しておこう。図 13 に 1400℃-IRE，π_c=20 に対して中間冷却器と再生器の温度効率をそれぞれ 0.5～0.8 まで変化させたカーペット線図を示す。基準点（$\eta_{t.hex}$=0.8）に対して中間冷却器温度効率 10 ポイントの変化は η_{th} と ψ にそれぞれ 2.4，3.8%，再生熱交換器温度効率 10 ポイントの変化は η_{th} と ψ にそれぞれ 3.4，0.2%影

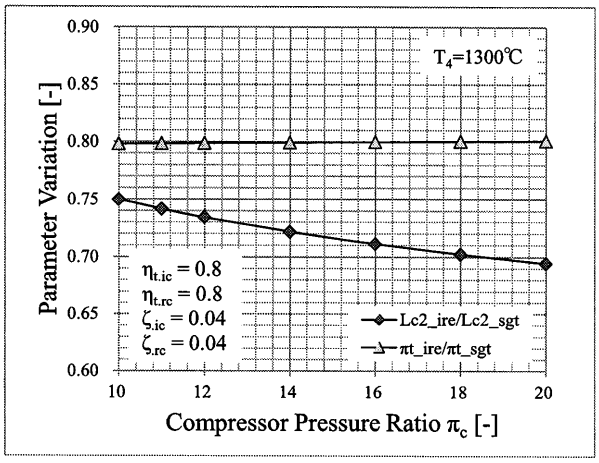


Fig.9 Variation of Compressor Work and Turbine Expansion Ratio with π_c.

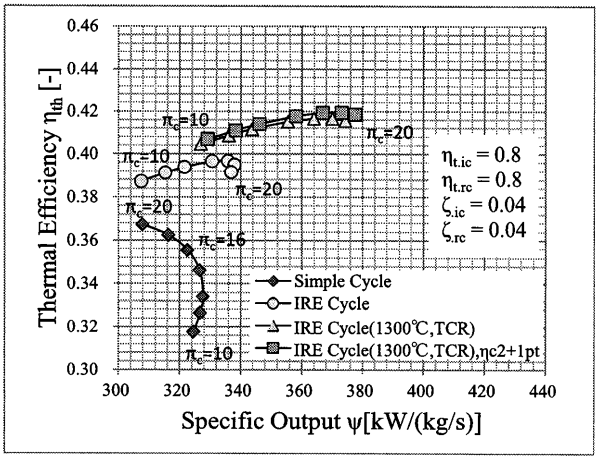


Fig.10 Influence of High Pressure Compressor Efficiency Improvement.

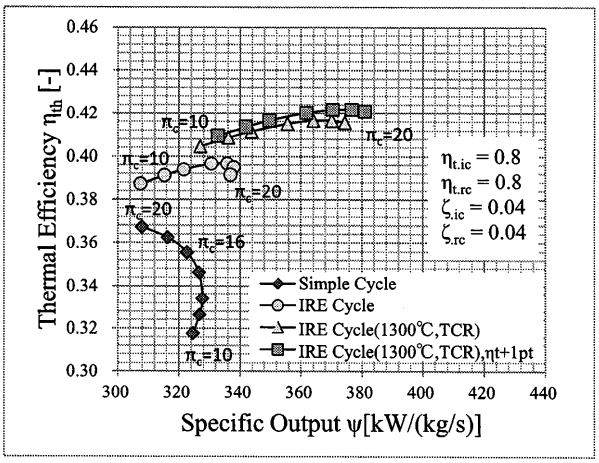


Fig.11 Influence of Turbine Efficiency Improvement.

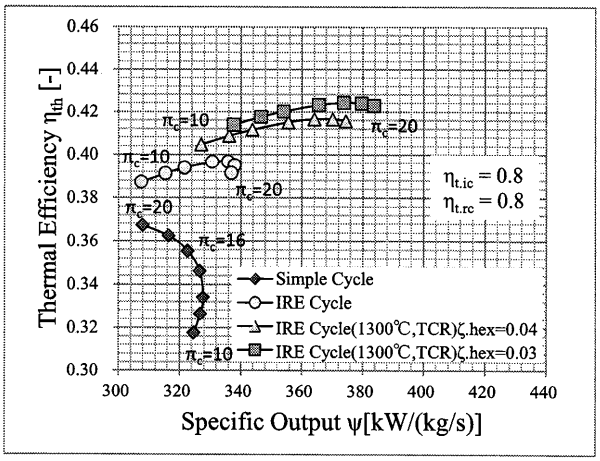


Fig.12 Influence of Heat Exchanger Total Pressure Loss Coefficient Variation.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

響する結果である。システム熱効率の向上には高い再生熱交換器温度効率が必須であることが分かる。但し，熱交換器の温度効率と全圧損失係数は強い相関を持つから，実際には η_{th} と前記 ζ_{hex} は併せて評価すべきで，コストや技術レベルを加味したバランスの良い組み合わせが存在する可能性がある。

5．まとめ

本報では水等空気以外の媒体を使用しない中間冷却・再生ガスタービンシステムの性能（熱効率，比出力）評価を行った。中間冷却媒体である空気はタービン排気で駆動するミキサー・エジェクタで吸気・供給する簡便なシステムである。ガスタービンはタービン入口温度 1300℃級の空気冷却ガスタービンとし，中間冷却による圧縮機吐出温度の低下を活かして①タービン冷却空気を削減したシステム，②タービン入口温度を上昇したシステムの性能を検討した。

冷却翼構造に依存する冷却性能を一般化することで，任意の運転条件と材料変化に簡易的に適用する方法を検討し，システム性能評価に適用した。

冷却空気削減はシステム熱効率・比出力を向上する。1400℃-IRE サイクルでは π_c=16 で熱効率・比出力共に単純サイクルに比較して 20%程度増加することが分かった。

IRE サイクルでは，圧縮機動力とタービン膨張比が単純サイクルに比較して低下し，いずれもターボ機械の負荷が減少する。よって，要素効率向上も期待できる。

中間熱交換器と再生熱交換器の全圧損失と温度効率はいずれもシステム性能に強い影響を持つが，熱効率向上に対しては，再生熱交換器の温度効率向上が必須である。但し，熱交換器の温度効率と全圧損失係数は強い相関を持つから，実際には η_t と ζ_{hex} は併せて評価すべきで，コストや技術レベルを加味したバランスの良い組み合わせが存在する可能性がある。

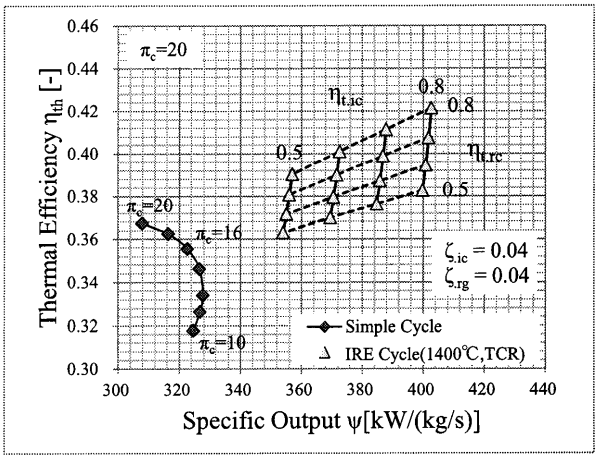


Fig.13 Carpet Plot of System Performance by Temperature Coefficients for Inter-Cooler and Recuperator.

参 考 文 献

1) 佐藤幹夫，日本ガスタービン学会誌，Vol.38, No.2 (2010)，pp.69-70
2) 後藤仁一郎，江田隆志，高橋徹，日本ガスタービン学会誌，Vol40，No.3，(2012)，pp.94-100
3) 日本ガスタービン学会誌，Vol.27，No.5，(1999)
4) 福山佳孝，藤原仁志，日本ガスタービン学会第40回定期講演会，講演論文集，(2012)，C-10
5) Saeki, H., Yokokawa, T., Harada, H., Fukuyama, Y. and Yoshida, T., Proc. of IGTC 2003 Tokyo, (2003), TS-122
6) Fukuyama, Y., Matsushita, M., Ito, M., Hiraki, H., Yoshida, T., Yokokawa, T. and Harada, H., International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, (2007), TS-105
7) Johnson, H. A. and Rubesin, M. W., Trans. ASME, Vol.71, No.5, (1949), p.447
8) Fukuyama, Y., Matsushita, M., Ito, M., Hiraki, H., Yoshida, T., Yokokawa, T. and Harada, H., International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, (2007), TS-104

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

C- 1

非常用ガスタービン発電装置における低環境負荷及びデュアル燃料対応技術の紹介

樽井　真一，　小山　正道，　植村　敏幸，　*大村　真啓（新潟原動機株式会社）

Introduction of Dual-Fuel and Low Environmental Impact Technology of Standby Gas Turbine Generator Set

*Masahiro OMURA, Sinichi TARUI, Masamichi KOYAMA, Toshiyuki UEMURA (NPS)

ABSTRACT

It is recently required that standby gas turbine engines meet to demands of low environmental impacts and applying many kinds of fuels. In this paper, recent topics in NIIGATA POWER SYSTEMS regarding to the low environmental and dual-fueled standby gas turbine engine will be introduced. For the low environmental one, it is explained that smoke emissions during startup of a standby gas turbine are reduced by improvements of fuel control logics. Finally, fuel control logics and trend data are focused in when fuel changes between liquid and gas. The fuel changes in extremely short time and with low fluctuations of engine speed are realized by fully electronic fuel control.

Key words: Standby gas turbine engine, Fuel control, Duel-fuel, Low environment

１．はじめに

東日本を襲った東日本大震災は発生から 2 年半が経過した今でも記憶に新しい。この震災にて改めて天災の恐ろしさを認識すると共に，非常事態に備えた安定した電力確保の重要性を再認識した。

非常用発電装置の動力源としてはディーゼル機関やガスタービン機関が一般的である。しかし近年の首都圏のインテリジェントビル，データセンタ，上水道施設，排水施設においては，屋上や住宅地に近接するなどの設置条件によりディーゼル機関に対して小型軽量で低環境負荷であるガスタービン機関の需要が高まっている。また災害時の企業の BCP(Business Continuity Plan)対応として，燃料の調達，供給の観点から液体，ガス燃料のデュアル化が可能な非常用ガスタービン発電装置に注目が集まっている。

一般的に排気ガスがクリーンなガスタービン機関であるが，非常用として急速始動を行う際や，非常時の確実な着火性能を確保するため，始動時に黒煙を排出する場合がある。本報ではこの始動時に排出されてしまう黒煙を着火性，始動性を確保しつつ改善した例を紹介する。また，デュアル燃料対応としてガス燃焼時のメリット，負荷運転中の燃料切り替えなど新潟原動機(株)(以下当社という)が取組んでいる事例を紹介する。

２．ガスタービン機関

２．１　主要構造

ガスタービン内部構造を当社 NGT3B-S 型機関を例に紹介する。機関断面図を Fig.1 に示す。圧縮機は 2 段の遠心圧縮機を持ち，圧縮された空気は燃焼器に供給される。燃焼器で燃焼が行われた燃焼ガスは，タービンスクロールにて整流されタービンへ導かれ，排気ディフューザより排出される。

２．２　燃焼器

燃焼器ライナの概観を Fig.2 に示す。燃焼器は上部にスワラ及び空気孔，下部に希釈孔を持つ一般的な単筒缶型である。壁面冷却はフィルム冷却構造を採用しており，燃焼器壁面には冷却用の孔が設けられている。さらにライナ内壁面には遮熱コーティングが施工されており耐久性を高めている。着火には火花点火装置が用いられており確実な着火性能を確保している。ライナ上部には整流翼を設置することで，スワラに供給される燃焼用空気を整流し均一な燃焼が行われるよう配慮されている。燃焼器ライナに関しては液体燃料，ガス燃料

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

共通して使用することが可能である。

2．3　燃料噴射ノズル

燃料噴射ノズルの概観図を Fig.3 に示す。燃料ノズルの液体燃料部は液体仕様，デュアル仕様同一であり，パイロット及びメインの 2 系統をもつ燃料噴射ノズルを採用している。ガスタービン始動時にはパイロットの圧力噴霧ノズルから燃料は噴霧され，始動中空気量が増加してくるとメインのエアブラストノズルからも供給される。ガス燃料とのデュアル燃料用ノズルは，液体用ノズルの上にガスノズルを取り付ける構造である。ガス燃料運転時，ガスノズルから供給されるガス燃料は，スワラから流入する燃焼用圧縮空気と共に燃焼器ライナ内に送られ燃焼が行われる。

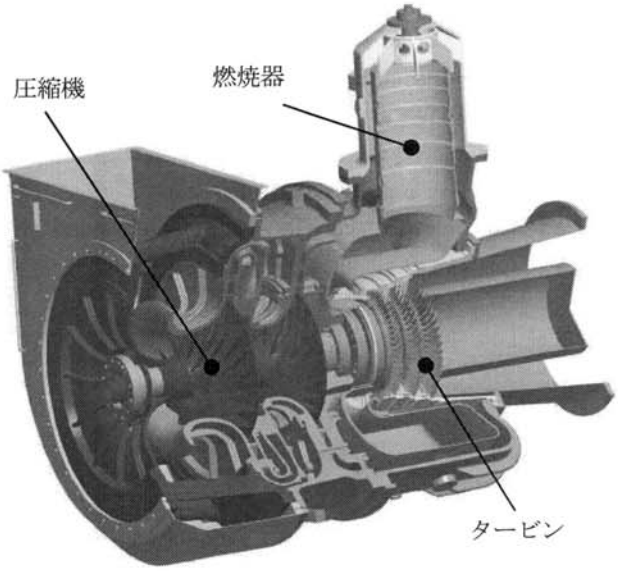


Fig.1　Cutaway View of NGT3B

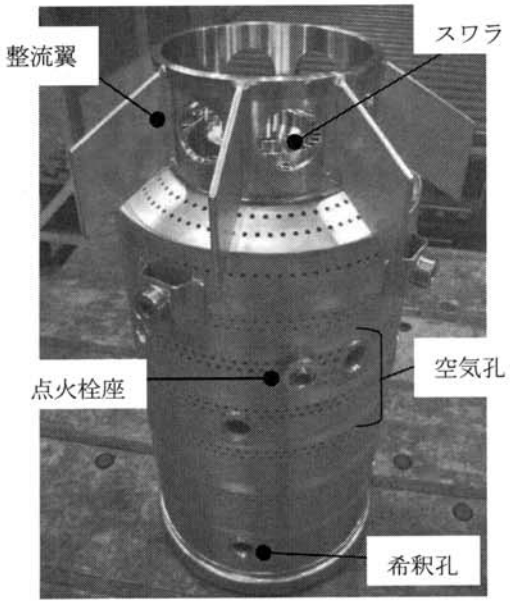
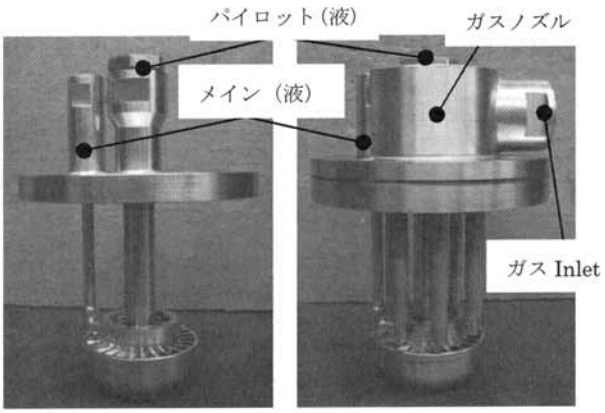


Fig.2　Liner



(a)　Fuel Injector　　(b) Dual Fuel Injector

Fig.3　Fuel Injector

3．発電装置

3．1　エンクロージャ及び台床

一般的な非常用ガスタービン発電装置の断面を Fig.4 に示す。ガスタービンにより得られた動力は，減速機を介して同軸にカップリングされた発電機へ伝えられる。非常用発電装置の設置場所は，ビルの屋上に設置されるケースも多く，発電装置全体は軽量，コンパクトであることが要求される。そこでエンクロージャの吸気ダクト及び排気消音器は，騒音仕様を満足しながら軽量化が図られている。また，機関台床構造においても剛性，強度を保持しつつ，簡素な形状で軽量化が図られている。

3．2　ガスタービン制御装置

ガスタービン制御装置は，高性能 PLC(Programmable Logic Controller)を採用し，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を可能にしている。良好な始動性能，負荷変動時の敏速な応答性能及び運転中の燃料切り替えは，この PLC により実現されている。また，制御装置をパッケージに搭載することで，回転速度センサ，排気熱電対ケーブル類の外部配線を不要とし，ノイズに対する信頼性を高めている。

その他，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。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

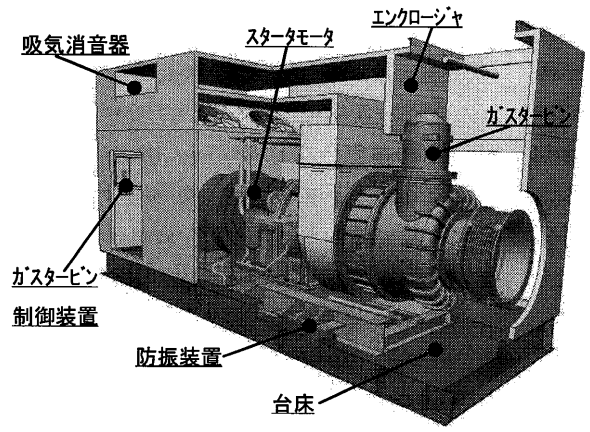


Fig.4　Standby Gas Turbine Generator Set

3．3　始動性能

非常用発電装置は，日本の消防法規定に適合する停電から 40 秒以内での始動が可能である。Fig.5 に始動トレンド例を示す。横軸は始動指令からの時間，縦軸は回転速度及び排気温度を示す。
さらに，Fig.6 に示すように機関停止中に再び停電が起きた場合でも，再始動指令が入り機関停止から 40 秒以内で再始動を完了できることを実証している。この再始動技術は当社がパイオニアであり，1999 年に開発・実用化して以来，大小の機種で多く納入実績がある。

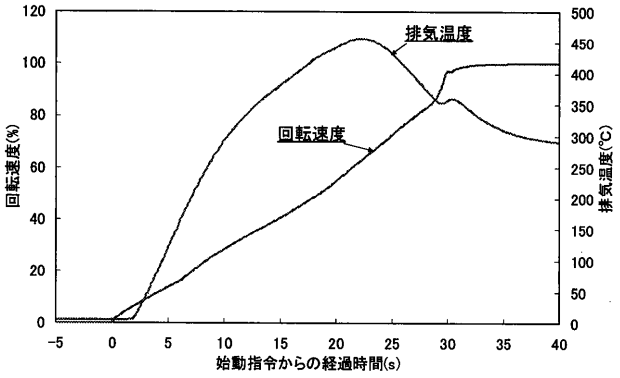


Fig.5　Engine Start

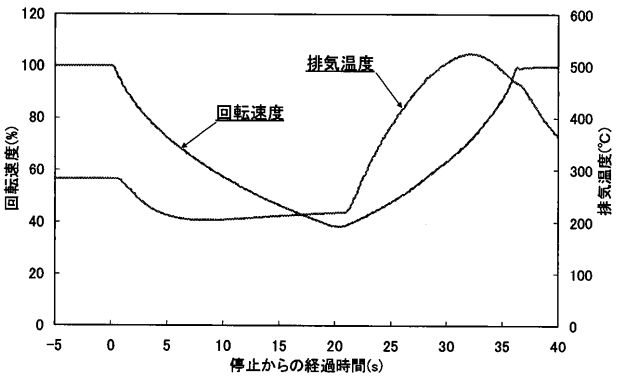


Fig.6　Engine Restart

4．黒煙低減対策

一般的にガスタービンはディーゼルに比べて窒素酸化物濃度や黒煙の少ないことが特徴として知られている。しかしながら，非常用として急速始動する時には燃料過多により黒煙を発生させる場合がある。環境に配慮する傾向が強まる中，こうした短時間の黒煙の低減もまた求められている。

一般的に非常用ガスタービンでは A 重油，軽油及び灯油などの液体燃料が用いられる。エンジン始動時や定常運転時において，液体燃料は燃料制御弁によって流量を常時制御される。着火時には良好な微粒化性能と着火信頼性を確保するために，燃料は微粒化に必要な高い圧力に制御される。その結果，着火直後には燃料リッチな燃焼になり，始動中に短時間ではあるが強い黒煙を発生させてしまう場合がある。

以下に，燃料制御方法の改善により，始動中の黒煙を低減した実施例を紹介する。

4．1　始動中の燃料制御

ガスタービン始動中の燃料制御の模式図を Fig.7 に示す。横軸は始動指令からの時間を示す。燃料制御弁開度の上昇により，燃料流量は増加される。始動指令からスタータモータによりガスタービン回転速度が上昇し始める。燃料は始動指令後に供給され，着火を確認するまで一定流量に固定される。着火確認後，燃料制御弁開度を滑らかに上昇させることによりガスタービン回転速度は定格回転数に向けて加速されていく。定格回転到達後は，回転数を一定に保つように燃料制御弁開度は常に制御される。

4．2　始動中の黒煙排出の要因

Fig.7 の着火時に着目した燃料制御模式図を Fig.8 に示す。Fig.8 中の点線は別途実測された燃料制御弁開度の着火限界ラインを示す。着火限界ラインの上側は着火領域，下側は非着火領域である。始動指令後，一定量に制御された燃料制御弁開度のトレンドが，この着火限界ラインを下回るまで着火遅れ（燃料制御弁を開いてから着火するまでの経過時間）が生じると着火失敗に陥ることになる。通常の運用においては着火の信頼性確保のため，燃料制御弁開度は高めに設定される。結果的に着火時には燃料リッチ状態になり始動中の黒煙排出の要因の一つとなる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

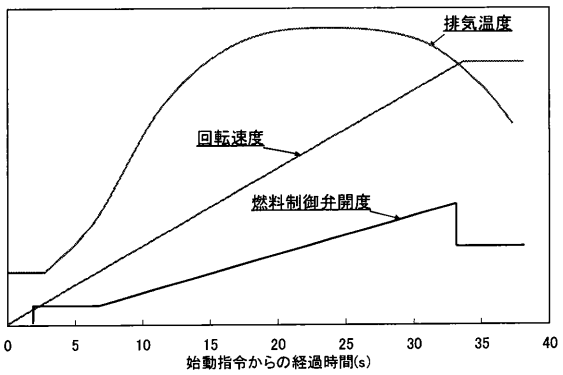


Fig.7　Fuel Control Logics on Engine Start Up

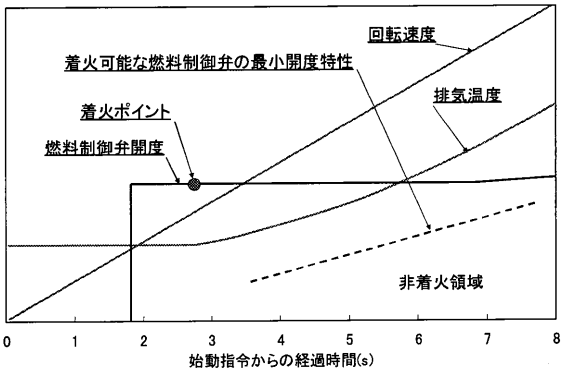


Fig.8　Current Fuel Control Logics at Light Off

4.3　黒煙低減のための燃料制御

始動中の黒煙低減のために燃料制御方法を変更した。変更後の燃料制御の模式図を Fig.9 に示す。着火動作開始時期を遅らせ，かつ最初の燃料制御弁開度を少なくすることにより，図中矢印のように燃料過剰であった着火ポイントを希薄側へ移動した。また，燃料制御弁が開いてからの経過時間に応じて燃料流量を増加させることで燃料流量を着火可能範囲に常に保ち，着火信頼性を確保した。最初の燃料制御弁開度及び燃料流量増加の割合は，着火可能な燃料制御弁の最小開度特性より上側で任意に設定することが可能である。このようなフレキシブルな着火燃料制御は高性能 PLC と電気式燃料制御弁の採用と，自社開発した制御プログラムにより実現できたものである。着火限界ラインに近い燃料制御とすれば，煙突からの黒煙はより低減できるが，周囲環境による着火限界ラインの変動があった場合に着火の信頼性を損なうことが考えられる。一方着火限界ラインより上側へ余裕をもたせた燃料制御にすると黒煙は排出傾向にあるが，着火信頼性は確保される。実際の運用においては着火可能範囲を十分確認し，裕度をもって着火タイミングと燃料の増加割合を設定する必要がある。

以上のように，着火ポイントを希薄側へ移動させることにより始動中の黒煙を低減できた。また，着火遅れが生じても常に着火可能範囲に燃料流量を保つことにより，着火信頼性も確保した。実際の排気色の比較を次項に示す。

4.4　始動中の排気色の比較

燃料制御変更前の Fig.8 及び変更後の Fig.9 に示す燃料制御において，始動中のスモークをオパシティーメータにより計測した結果を Fig.10 に示す。使用燃料は特 A 重油である。

スモークトレンドは始動開始から 5～6 秒後にピークとなった。ピーク値は燃料制御変更前が 99.7%，変更後が 61.0%であり，燃料制御変更によるスモーク値の減少が確認できた。また，ピーク時のスモーク排出時間も変更後の方が変更前より 3 秒程度短くなった。このときの排気煙突からの黒煙の様子を Fig.11 に示す。写真は始動中に最も濃いスモークとなるときを示した。燃料制御変更後の(b)においては煙突からのスモークが殆ど気にならない程度まで減少した様子を確認できた。

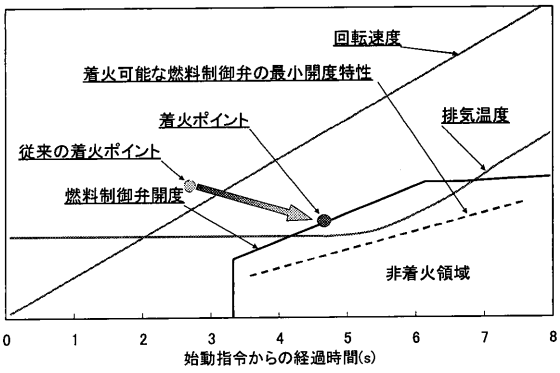


Fig.9　Modified Fuel Control Logics at Light Off

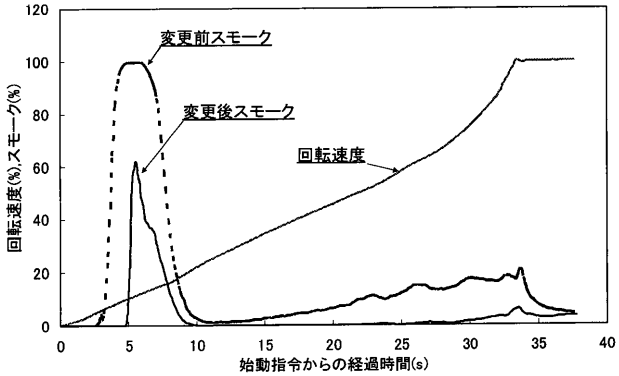
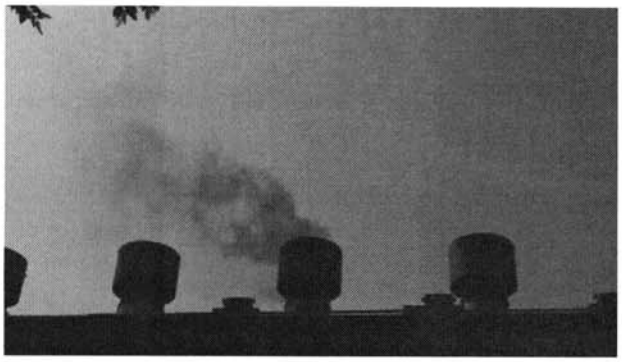
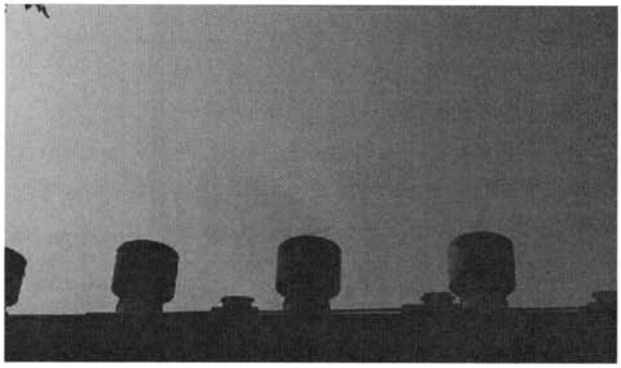


Fig.10　Smoke Trend

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Before Modification



(b) After Modification

Fig.11　Smoke Observations at the Outlet of Chimney

5．デュアル燃料対応技術

非常用発電装置用燃料は貯蔵が容易な液体燃料が一般的である。その一方 LNG 基地などの大型ガス設備ではガス燃料仕様の需要も増えつつある。また，非常時の企業の BCP 対応としてインフラ設備が整っている地域においてはデュアル燃料対応の要望も多く，さらに低環境負荷という点においてもガス燃料の需要は増えつつある。そこで当社が取り組んでいるデュアル燃料対応技術について紹介する。

当社デュアル燃料対応発電装置には，液体，ガスそれぞれの燃料制御弁が配置されている。これらの制御弁を PLC にてデジタル制御することで高度な燃料制御を可能にしている。

5．1　液体，ガス燃料における環境負荷

液体燃料に対して炭素含有量が少ないガス燃料は，一般的に温室効果ガスのひとつである二酸化炭素の排出量が少ないことが知られている。また燃料供給時の微粒化工程を必要としないガス燃料はスモークの排出がほとんどなく，また局所的な燃料過濃部が発生しにくいため窒素酸化物の排出が少ない特徴を持つ。Fig.12 に当社発電装置における排出量比較を示す。CO_2 は約 2 割，NO x は約 4 割，スモークに関しては約 8 割減少しており，ガス燃料の低環境負荷性を立証している。

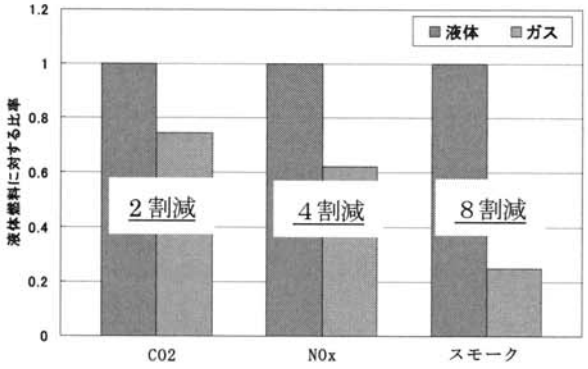


Fig.12　Comparisons of Emissions

5．2　負荷運転時の燃料切り替え

デュアル燃料対応としてポイントは負荷運転中に燃料の切り替えが問題なく実施できることである。Fig.13 に定格負荷にて燃料切り替えを実施した際のトレンドデータ例を示す。燃料切り替えは液⇒ガス，ガス⇒液の双方向定格負荷で実施可能であり，切り替えはいずれの場合でも 10 秒間で完了する。短時間での燃料切り替えを可能とすることで，一方の燃料供給側に異常が発生した場合でも，もう一方の燃料への切り替えにより運用継続を可能とする。また切り替え中に必要な燃料量が減少するため，燃料供給側のアキュムレータ容量を小さくできるなどのメリットを持つ。

5．3　燃料切り替え中の負荷変動対応

発電装置用原動機は，商用電源や 2 次側システムとの連携運転等の影響で急激な負荷変動に対応する場合がある。当社発電装置においても定格負荷の遮断，投入を問題なく実施できるように調整されている。

これはデュアル燃料対応発電装置でも対応しており，さらに燃料切り替え中の定格負荷の遮断，投入も可能とすることで運用方法の多様化に適合できる。

Fig.14 に燃料切り替え中の定格負荷遮断時のトレンドデータ例を示す。燃料切り替え中の負荷変動に関しても，ガス，液体燃料双方の投入量を PLC にてフレキシブルかつバランス良く制御することで，周波数変動及び回転整定時間を小さく抑えることが可能となっている。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

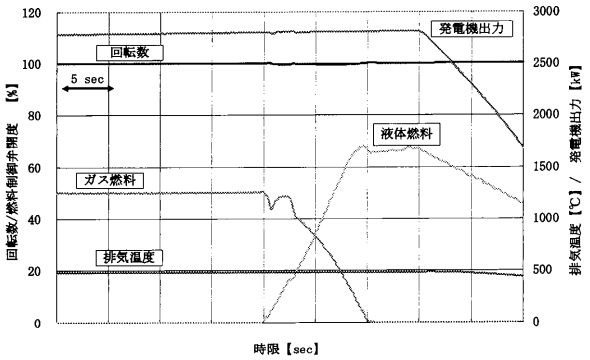


Fig.13 Fuel Switching (Gas⇒Liquid) on 100% Load

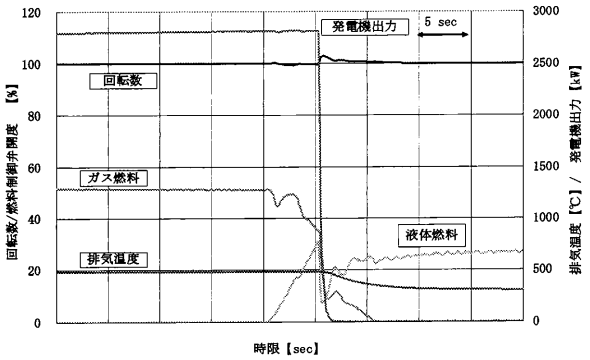


Fig.14 Load Dumping (100% Load ⇒ 0%) While Fuel Switching (Gas⇒Liquid)

6．まとめ

東日本大震災以降，エネルギー供給に関してひとつの変革期が訪れている。非常時の安定した電力供給とともに，環境への配慮は最重要項目として検討すべきものとなりつつある。

本報ではこれらの点に配慮した低環境負荷及びデュアル燃料対応技術を紹介した。これらの技術が盛り込まれた当社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ことを期待している。

References

1) Tarui, S., Kojima, H., Development of Niigata NGT3B gas turbine for large standby generator set, Proceedings of the 37th GTSJ Symposium (in Japanese), 305-316 (2009)

2) Kojima, H. et.al., Development of Niigata-NGT3B gas turbine for large standby generator set, Proceedings of CIMAC Congress, No.79 (2010)

3) Tarui, S., NIIGATA CNT-3000EA/CNT-6000EN Standby gas turbine generator set, Journal of the Gas Turbine Society of Japan Vol.39 No.3 (in Japanese), 49-51 (2011)

4) Koyama, M., Smake Emission Reduction during a standby Gas Turbine Generator Set Starting Up, Journal of the Combustion Society of Japan Vol.53 No.166 (in Japanese), (2011)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-2

高湿分空気利用ガスタービン（AHAT）の燃焼器性能

*小金沢　知己（日立），　阿部　一幾（日立）

Performance of the Combustors for the Advanced Humid Air Turbine

*Tomomi KOGANEZAWA(Hitachi Ltd.), and Kazuki ABE(Hitachi Ltd.)

ABSTRACT

The advanced humid air turbine (AHAT) system, which has a humidifier and a heat recovery system, has the advantage of improving the thermal efficiency of gas turbine power generation without needing an extremely high firing temperature and high pressure ratio. A test facility of the AHAT system using a heavy-duty gas turbine has been developed. Combustion conditions of the AHAT system are characterized by both high humidity and high temperature air. The cluster nozzle burner, which has many coaxial jet streams of fuel and air, can mix fuel and air effectively within a short time. So, the burner is suited to the AHAT system and it is able to cope with both flame stability and NOx reduction problems. Test results obtained in the test facility showed good combustion performance for the developed cluster nozzle burners. The low flame temperature due to the high humidity condition was effective in decreasing NOx emission. NOx emission of the test facility was 20ppm for 11vol% combustion air humidity at full load. NOx emission is expected to be less than 10ppm for the future commercial AHAT system which uses highly humidified combustion air.

Key words: Gas turbine, Combustor, Humid Air Turbine, AHAT

1．はじめに

高効率で運用性に優れた中容量クラスの高効率ガスタービン発電システムとして高湿分空気利用ガスタービン（AHAT: Advanced Humid Air Turbine, 以下 AHAT と呼ぶ）を開発中である[1]。AHAT システムは，1981 年に提案された HAT サイクル[2]の中間冷却器を，WAC(Water Atomization Cooling; 吸気噴霧冷却)に置き替えた，日本オリジナルの発電システムであり，ガスタービンの圧力比や燃焼温度の上昇を抑えて，システム熱回収の工夫により，高い発電効率が得られる。また，高湿分空気を燃焼に利用するため，NOx 排出量を低減できる利点もある。これまで，3MW 級小型検証機により，原理的なシステム成立性を確認した[3)4)5)]。2008 年度からは，高圧，高湿分環境における重構造ガスタービンの要素技術の検証と，システム全体の機能，各機器の相互作用を確認する目的で 40MW 級の総合試験装置を建設し，2012 年 1 月から試験を行なってきた[6)7)]。ここでは，特に高湿分燃焼器の試験状況について報告する。

2．AHAT システムの概要

AHAT は，ガスタービンの排熱を再生熱交換器で回収することによる熱効率向上と，蒸気タービンの蒸気量に匹敵する湿分を燃焼用空気に加えることによる出力増加を組み合わせることで，蒸気タービン無しで，高効率と優れた運用性を達成することができる。

AHAT システムの概略系統を Fig.1 に示す。

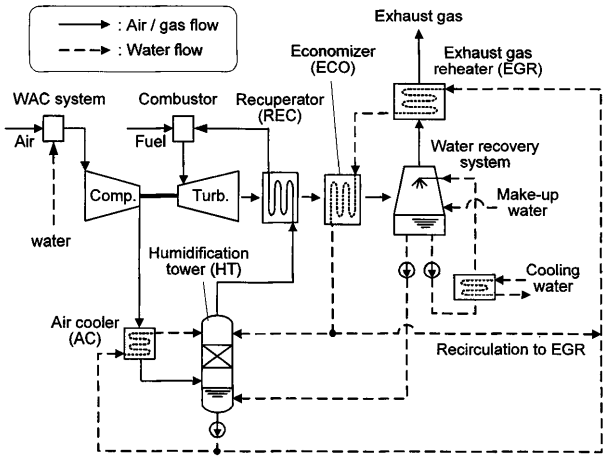


Fig.1　Schematic of the AHAT system

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

AHAT システムは，発電用として一般的な産業用ガスタービンで構成でき，圧縮機の中間冷却器は設置せず，圧縮機入口に設けた WAC システムにより，吸気冷却効果による吸込み空気量増加と，噴霧した液滴が圧縮機内部で蒸発する際の中間冷却効果によって圧縮機の動力低減を図っている。

圧縮機で加圧された空気は，増湿塔において温水によって加湿される。圧縮機出口に設置した空気冷却器の回収熱と，再生熱交換器の下流に設置したエコノマイザの回収熱により，増湿塔へ供給する熱水を生成し，圧縮機出口空気を飽和状態まで加湿する。質量割合で 15～20%程度の湿分を加えることにより，圧縮機の動力を増加させること無くタービンの作動流体の流量と比エンタルピを増加させることができ，加湿無しの再生サイクルと比較して，軸出力と発電効率を大幅に向上できる。

さらに，加圧，加湿された空気は，再生熱交換器でガスタービン排熱により加温した後，燃焼器に供給する。また，高湿分空気による燃焼は，NOx 低減に大きな効果がある。

エコノマイザを通過した排ガスからは，添加した湿分の大半を気液直接接触式の水回収装置で回収し，補給水の大幅低減を図っている。回収した水は，増湿塔に供給するとともに一部を冷却して水回収装置に再循環する。水回収装置で湿分を除去した排ガスは，景観に配慮して白煙発生を防止するため，排ガス再加熱器で昇温してから大気に放出する。

AHAT の特徴として，主機がガスタービンのみであり，起動停止や負荷変化が速いことから，コンバインドサイクルに比べて高いフレキシビリティが期待できること，高湿分燃焼により低 NO x 化が可能なこと，排熱の温度レベルが高いため冷却塔による冷却が可能であり内陸部にも設置できることが挙げられる。また，蒸気タービンおよび高圧蒸気系統が無いことから機器構成がシンプルで設置工事の工期が短いこと，ガスタービンの燃焼温度が低いことから高級な高温材料を必要としないことから経済性的なメリットが挙げられる [6]。

3．40MW 級総合試験設備

これまで，3MW 級検証機により AHAT システムの原理的な成立性の検証，大気温度特性，運用性評価を行ってきた [3)4)]。3MW 級検証機は，遠心圧縮機，単缶燃焼器など小型ガスタービンの構造で構成されていたため，事業用の重構造ガスタービンの AHAT への適用性を検証する必要があった。そこで，高圧，高湿分環境における重構造ガスタービンの軸流圧縮機，燃焼器，タービン（翼冷却），再生熱交換器の各機器について，要素開発技術の検証と共に，システム全体の機能，各機器の相互作用を確認する目的で，茨城県ひたちなか市の日立製作所内に 40MW 級総合試験装置を建設した。

ガスタービン本体に関しては，多段軸流圧縮機における液滴蒸発モデルの検証，高湿分空気による翼冷却効果の検証，高湿分空気での燃焼安定性および低 NOx 燃料制御方法の確立と検証を目的とした。

Table 1 に，総合試験設備の主な計画仕様を，Fig.2 にシステム構成の概略を示す。本設備は，事業用の重構造ガスタービンの高湿分空気利用ガスタービンへの適用性を検証することが主目的であるため，加湿装置や再生熱交換器の能力は必要最小限に抑え，空気冷却器，エコノマイザ，水回収装置などのプラント機器の設置は省略した。また，負荷の消費方法は，電力系統に影響を及ぼさずにガスタービンの試験条件を設定可能とするため，発電機ではなく負荷圧縮機を選定した。

Table 1　Specifications of main components

Items	40MW test facility	Commercial plants
Power output	About 40MW	Up to 200MW
Evaporation flow ratio of WAC (Comp. inlet flow rate basis)	2.0wt%	3.5wt%
Type of humidifier, evaporation flow ratio (Comp. inlet flow rate basis)	Spray type 5%	Packing type 13%
Matching of compressor and turbine	Bleeding of compressed air	Adjustment of compressor inlet air flow rate
Turbine cooling with humid air	Only two segments of first stage nozzle	First stage nozzle and bucket
Temperature effectiveness of recuperator	80%	92%
Air-cooler	None	Exist
Economizer	None	Exist
Water recovery system	None	Exist
Power consumption	Load compressor	Generator

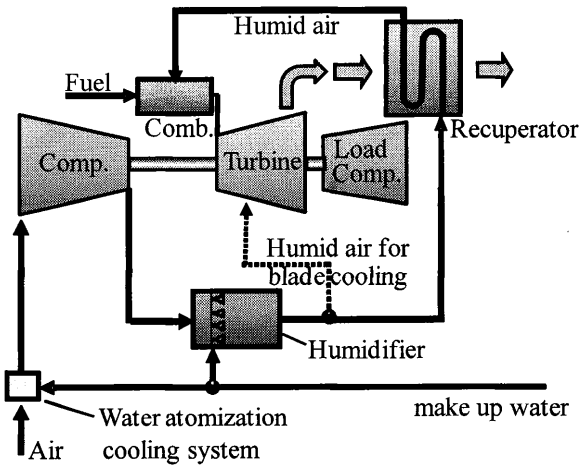


Fig.2　Schematic of 40MW class AHAT test facility

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Fig.3 に，40MW 級総合試験設備のプラント全景を示す。ガスタービン本体，負荷圧縮機などは同図左側の建屋内に設置されている。Fig.4 に，同設備で使用したガスタービン本体の外観を示す。軸流圧縮機，多缶燃焼器，軸流タービンを備えた重構造ガスタービンであるが，一般のガスタービンとは異なり，圧縮機で圧縮された空気を全量抽気するため，ケーシング側面に抽気配管を設けている。

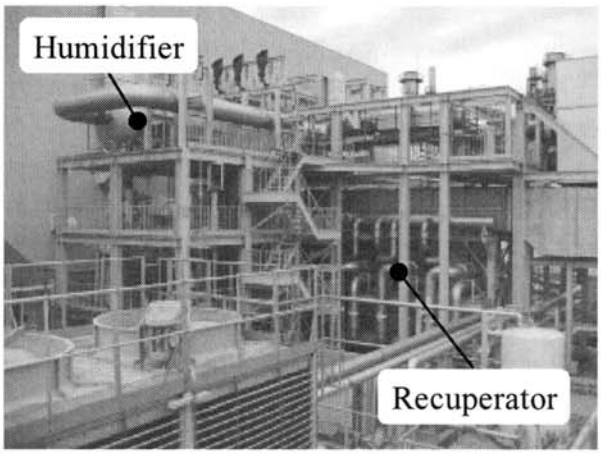


Fig.3　Photo of 40MW class AHAT test facility

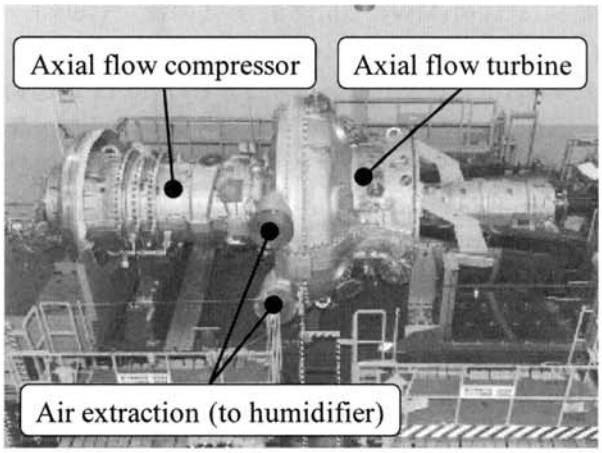
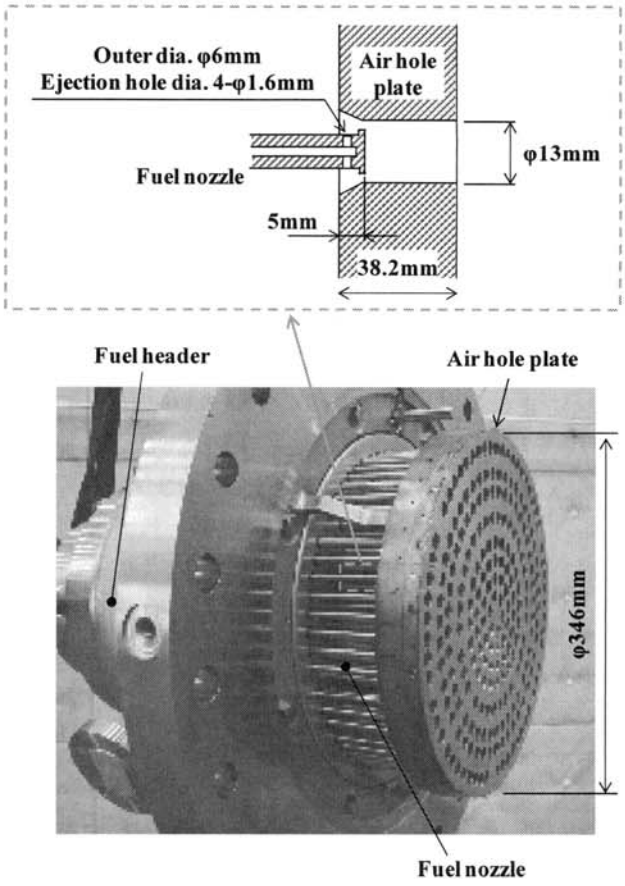


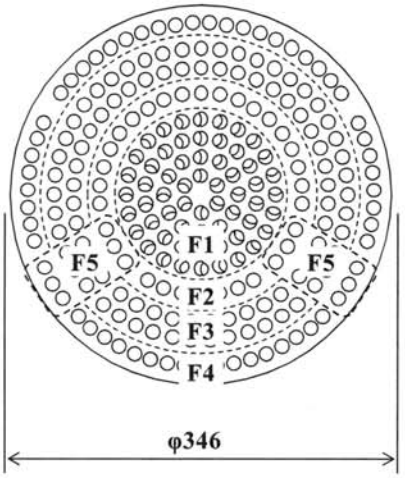
Fig.4　Photo of the gas turbine used for 40MW class AHAT test facility

4．高湿分燃焼器（多孔同軸噴流クラスタバーナ）

AHAT システム用燃焼器の特徴は，燃焼空気が今までに無く高温（～600℃）かつ高湿分（～20vol%）な点にある。高湿分燃焼は燃焼器内部で局所的に火炎が高温となることが抑制されることよる NOx 低減効果が期待できる一方，燃焼の不安定が懸念される。逆に再生熱交換器で予熱された高温空気による燃焼は燃焼安定性が確保できる反面，NOx 排出量増加につながる。また，低 NOx 化のため従来の予混合燃焼を採用する場合，逆火のポテンシャルが高くなる。したがって AHAT システム用燃焼器の技術課題としては，高温・高湿分空気燃焼条件での低 NOx 化と安定燃焼の両立が挙げられる。そのため多孔同軸噴流クラスタバーナを採用した



(a) Schematic of the cluster nozzle burner



(b) Sections in the cluster nozzle burner configuration

Fig. 5　Cluster nozzle burner

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

高湿分燃焼器の開発，設計を進めてきた[5]。AHATシステム用高湿分燃焼器のバーナ部をFig.5に示す。

クラスタバーナは燃料ヘッダに238本の燃料ノズルを取り付け，その1本1本に対応した空気孔を開けた空気孔プレート（外径φ346）を備えた構造となっている。本構造により，燃料と空気の小さな同軸噴流を多数形成することで燃料と空気を急速に混合して，高温空気条件でも逆火ポテンシャルを排除しつつ低NOx化を図ることができる。

また，238組の燃料ノズルと空気孔のペアは同心状に8列配置し，中心から4列が第1群（F1バーナ），第5列が第2群（F2バーナ），その外側の2列（第6，7列）が第3群（F3バーナ），最外周（第8列）が第4群（F4バーナ）と群分けしてそれぞれの群ごとに燃料を供給している。これによってガスタービンの負荷変化に対応して各群の燃料流量を調整することにより燃焼器の燃空比を適切に制御できる。

5．燃焼器性能

5.1　昇速特性

点火後から所定の回転数に到達するまでの燃空比の変化をFig.6に示す。図はコールドスタート，ホットスタート，ベリーホットスタートの3回分のデータを併記している。これら3回は同日に試験したデータである。1回目の起動はコールドスタートで，再生熱交換器を含むシステム全体が大気温度と同等であった。2回目の起動はホットスタートで，システム全体が温まっていた。3回目の起動はベリーホットスタートで，3回目の停止直後である。ガスタービンは図の55%回転数以上で昇速率一定で制御されている条件において，コールドスタートの燃空比が最も高く，ベリーホットスタートが最も低い。これは，システム全体が有する熱量の違いによる。すなわち，コールドスタートは，システム全体の保有熱量が小さく温度が低いため，圧縮空気の持つ熱量が再生熱交換器に奪われて低温になるため，ガスタービンを加速するためには多量の燃料を必要とする。そのため，昇速時の燃空比は高めとなる。一方，ホットスタートは，すでにシステム全体が温まっているため，圧縮空気の持つ熱量が再生熱交換器に奪われることなく，燃料増加量は小さい。したがって，昇速時の燃空比はコールドスタート時に比べて低めとなる。さらに，ベリーホットスタートでは，システム全体の持つ熱量によって燃焼空気温度が高くなるため，ガスタービンを加速するために必要な燃料が小さくなり，昇速時の燃空比は55%回転数以上で常に低めとなる。このように，AHAT総合試験機はシステムの持つ熱容量が大きく，起動時の状態によって昇速時の燃空比が変化することが特徴である。それに対してAHAT燃焼器は，いずれの条件においても燃焼が維持でき，ガスタービンを昇速することができることを確認した。

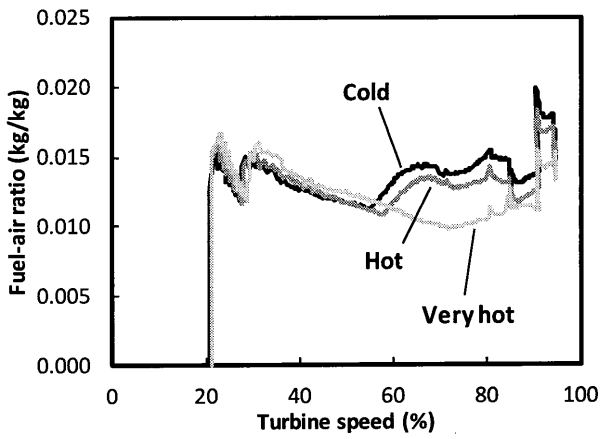


Fig. 6　Start-up characteristics

5.2　負荷運転特性

次に，最大負荷運転時の燃焼器特性について説明する。Fig.7の横軸は試験実施日の時刻であり，縦軸は(a)負荷(MW)，(b)燃焼空気の湿分(vol%)，(c)NOx排出量（ppm，16%酸素濃度換算），(d)燃焼効率(%)のトレンドである。この日は10:15に起動し，10:37から加湿をしないドライ条件で負荷上昇させた。加湿を開始する前のNOxの最大値は260ppm程度と高いが，これはドライ条件で定格燃焼温度まで到達させる試験を行なったためであり，AHATでは加湿開始の負荷を小さくすることでNOx低減は可能であると考える。

11:01から加湿を開始し，燃焼空気の湿分が3.3vol%，6.3vol%と増加すると，NOx排出量は55ppm，37ppmと段階的に低下し，湿分による低NOx効果が発揮されている。

その後，負荷増加とともに加湿量を増加させ，14:45に最大負荷51MWに到達したのち，16:45までの2時間，最大負荷でのヒートランを実施した。

ヒートラン最終16:30～16:40までの10分間平均のNOx排出量は20ppmであり，後述するように，湿分－NOxの相関から要素試験を再現しており，湿分14.5vol%以上でNOx<10ppmとなる。

また，Fig.7(d)に示した燃焼効率は加湿した直後は過渡的に低下するものの99.9%以上を確保できている。特に加湿が完了したヒートラン中は99.99%以上の高い燃焼効率が得られた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

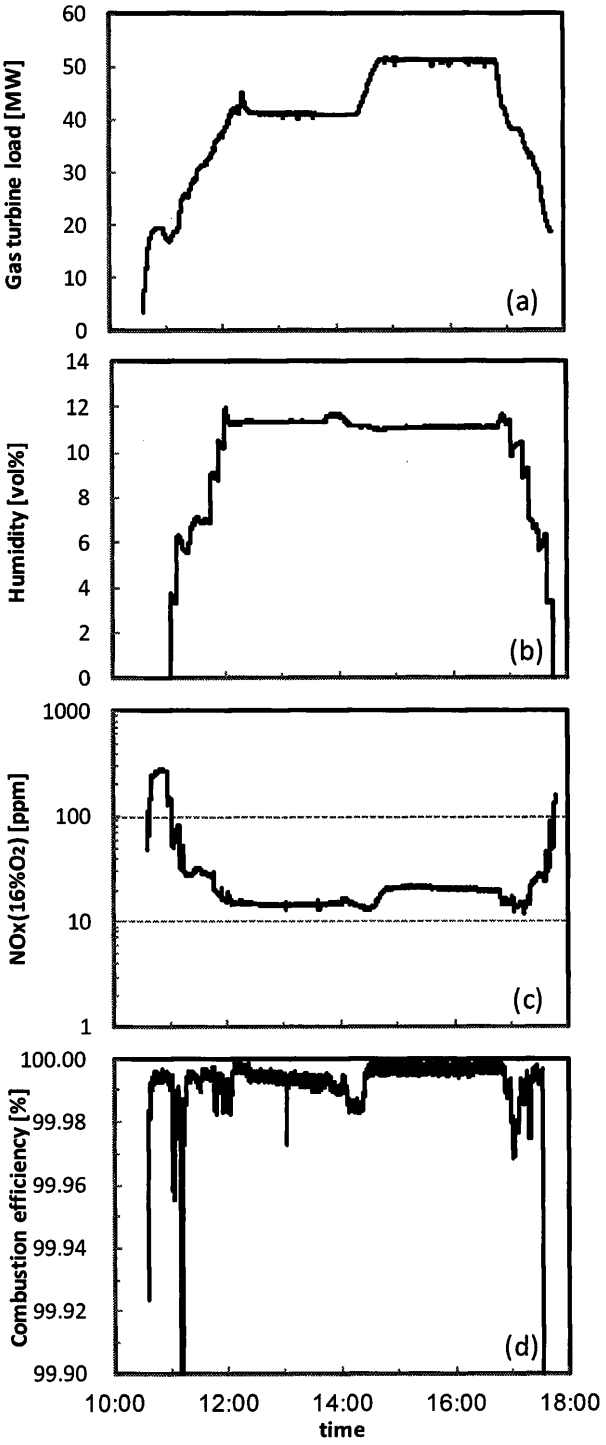


Fig. 7　Combustor characteristics

5.3　湿分による NOx 低減効果

最後に，横軸に湿分，縦軸に NOx をとり，NOx に対する湿分の影響を Fig.8 に示す。

△は総合試験に先立って実施した単缶要素燃焼試験の結果を示している。NOx 値は湿分によって影響を受け，図に示すように，総合試験機の加湿器における飽和条件に相当する湿分条件では約 9ppm となった。

それに対して今回の総合試験機の NOx 特性を○で示す。左端の低湿分のデータは加湿無しで負荷 20MW 一定ヒートランを行なった際のデータである。総合試験機においても要素燃焼試験の場合と同様，NOx 値は湿分によって影響を受けるが，今回の最大負荷条件では湿分 11vol%で NOx 排出量 20ppm となり，単缶試験結果から推定すると，湿分が飽和条件となるフル AHAT システムの増湿塔方式では，目標としている 10ppm 以下を達成できる見通しを得た。

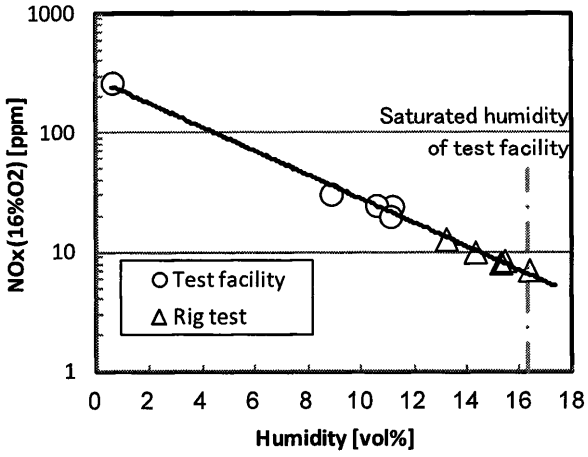


Fig. 8　Correlation between combustion air humidity and NOx emissions

6．まとめ

AHAT40MW 総合試験装置の定格負荷試験により以下の燃焼器性能特性を確認した。

(1) AHAT システムの熱容量に起因して，起動時の状態（コールド，ホットスタート）によって昇速時の燃空比が大きく変化したが，燃焼安定性に問題なく起動可能なことを確認した。

(2)NOx 排出量は最大負荷条件で 20ppm となり，湿分と NOx の相関曲線から，フル AHAT システムの増湿塔方式で 10ppm 以下を達成できる見通しを得た。

謝 辞

本研究は，経済産業省資源エネルギー庁から，エネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金（高効率ガスタービン技術実証事業）の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 幡宮重雄：高湿分空気利用ガスタービン，日本ガスタービン学会誌，Vol.34，No.2 (2006) pp.100-105.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2) 中村弘巳，山本和夫：火力原子力発電，Vol.43，No.12 (1992) p. 1587.
3) S., Higuchi, et al: Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant－Part1, ASME Turbo EXPO 2008, ASME Paper GT2008-51072 (2008)
4) H., Araki, et al.: Experimental and Analytical Study on the Operation Characteristics of the AHAT System, ASME Turbo Expo 2011 GT2011-45168 (2011)
5) Koganezawa, T, et al.: Performance of a Cluster Nozzle Burner for the Advanced Humid Air Turbine, IGTC2007 Tokyo TS-134, (2007).
6) 後藤 ほか 2 名：高湿分空気利用ガスタービン（AHAT）の開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.40, No.3 (2012) pp.94-100.
7) Yagi, M. et al., : Progress of the 40MW-class Advanced Humid Air Turbine Tests, ASME Turbo Expo 2013 GT2013-95172 (2013)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

C-3

1.7MW 級ガスタービン M1A-17D 低エミッション燃焼システムの紹介

*西　宗之、則本篤史、細川恭史、堂浦康司、山崎義弘（川崎重工業）

Introduction of the low emission combustion system for 1.7MW-class gas turbine M1A-17D

*Muneyuki NISHI, Atsushi NORIMOTO, Yasufumi HOSOKAWA, Yasushi DOUURA and Yoshihiro YAMASAKI (KHI)

ABSTRACT

M1A-17D is a 1.7 MW-class single shaft gas turbine featuring the Dry Low Emission (DLE) combustor that achieves very low NOx emissions (<35ppm (O2=0%)). The structure, operating principle, and performance of the DLE system are introduced. In addition, further developments to improve its operating flexibility are also reported.

Key words: Combustor, DLE, Gas fuel, Liquid fuel, flexibility

１．はじめに

環境への意識が高まっている現在、ガスタービン発電装置からの NOx 排出量を低減する技術はその重要性を増している。また、2011 年の東日本大震災以降、電源セキュリティに対する意識もこれまで以上に高まっている。

川崎重工業が 2010 年にリリースした DLE（Dry Low Emission）燃焼器搭載の 1.7MW 級ガスタービン M1A-17D は、NOx 排出保証値 35ppm（O2＝0%、以下同じ）以下という、同クラスでは世界最高レベルの NOx 低減を達成した。さらに現在、低 NOx 運転範囲の拡大や非常時に電力の供給が可能なシステムなど、運用のフレキシビリティを広める開発に取り組んでいる。

本報では、M1A-17D の低エミッション燃焼システムの説明と共に、上記の開発中のシステムについて紹介する。

表１M1A-17D エンジンの主要性能緒元

型式	開放単純サイクル1軸式
圧縮機	2段遠心式
タービン	3段軸流式
燃焼器	単筒缶式(DLE)
発電出力	1,660kW
発電端効率	26.5%
回転速度	22,000rpm
空気流量	7.95kg/s
排ガス温度	525℃
圧力比	10.5

＜性能算出条件＞
吸気温度：15℃、大気圧力：101.3kPa
吸/排気圧損：0.98/2.45kPa、発電機効率：96%

２．M1A-17D 燃焼器

２．１　燃焼器構造及びエミッション性能

表１及び図１に M1A-17D ガスタービンエンジンの主要諸元および断面図を示す。燃焼器は単筒缶式であり、図２に示すようにパイロット、メイン、及び追焚きの 3 種類のバーナが搭載されている。パイロットバーナは着火・保炎用として使用し、希薄予混合方式を採用したメインバーナ、及び追焚きバーナは低 NOx(DLE)運転時に使用する。

NOx 低減において重要なメインバーナについては CFD 解析や燃焼器単体（リグ）試験を活用し形状の最適化を行った。その結果、M1A-17D の NOx 排出量は同クラスでは世界最高レベルの 35ppm 以下を実現した。（図３）

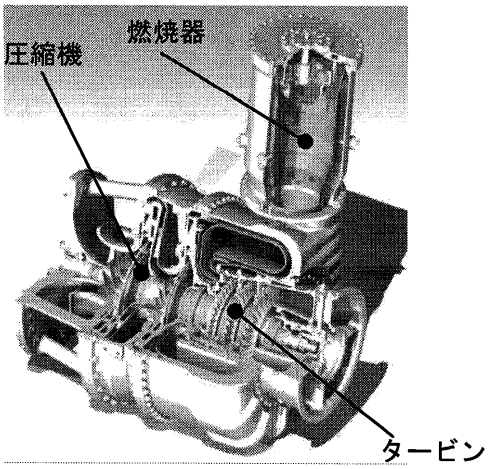


図１　M1A-17D　エンジン断面図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

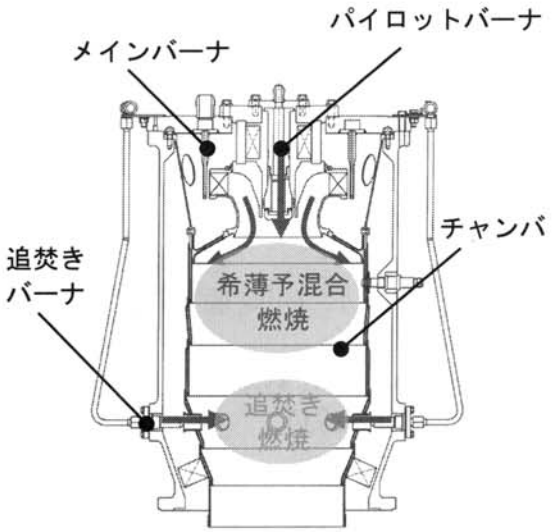


図２　M1A-17D 燃焼器

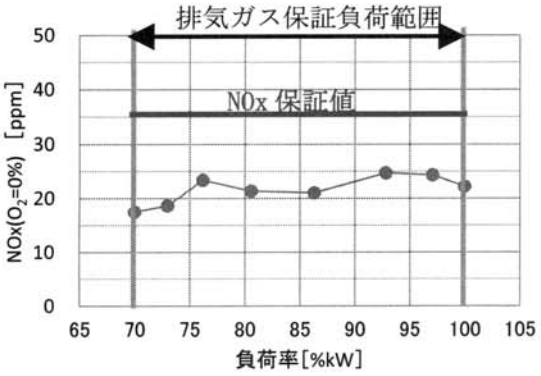


図３　M1A-17D NOx 排出量

２．２　燃料制御

図４に負荷に対する各バーナの燃料配分を示す。低負荷ではパイロットバーナのみ、又はパイロット及びメインバーナが用いられる。70%負荷以上の低 NOx 運転（DLE モード）ではメインバーナおよび追焚きバーナに燃料が供給される。メインバーナの燃料流量は負荷が変化しても希薄予混合燃焼条件（空燃比=空気／燃料）が適正となるよう調整され、負荷率上昇に伴う増加燃料は追焚きバーナに供給する。追焚き燃焼は NOx が増加しにくいという特性を持つことから DLE 運転範囲では NOx 排出量をほぼ一定とすることができる。

３．M1A-17D 燃焼システムの利便性向上

上述の DLE 燃焼器を搭載した M1A-17D エンジンは現在国内外で約 10 台運用されている。当社では本 DLE 燃焼器をベースとし、以下に示す項目について順次開発を進めている。

１．低 NOx 運転範囲の拡大
２．液体燃料焚き機能の追加
３．単独運転時における低 NOx 運転の継続

本項ではそれぞれ項目について概要を述べる。

３．１　低 NOx 運転範囲の拡大

希薄予混合燃焼は低 NOx を実現できる一方、燃焼条件（空燃比）を安定して運用できる条件に保つ必要がある。したがって部分負荷では燃料流量が下がり、メインバーナの空燃比が大きくなるため、低 NOx 運転範囲が制限される。

そこで低 NOx 運転範囲拡大のため、吸気ダクトに可変翼（IGV ; Inlet Guide Vane、図 5）を設置した。負荷に応じて翼角度を変化させることで部分負荷における吸気量を減少させ、希薄予混合燃焼条件（空燃比）を高負荷時と同等に保つことができる。その結果、図６に示すように、IGV を搭載した場合は保証負荷範囲を従来の 70~100％負荷に対し 50~100％負荷へ拡大することが可能となった。

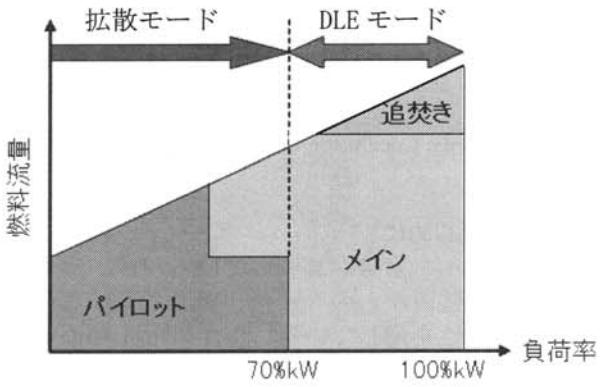


図４　燃料配分

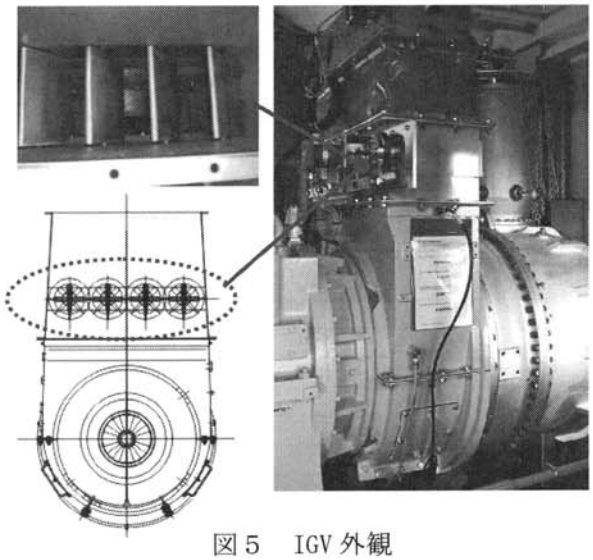


図５　IGV 外観

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

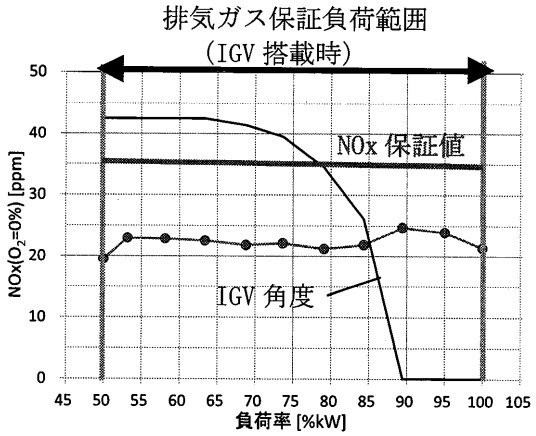


図６　IGV 搭載時の NOx 排出量

３．２　液体燃料焚き機能の追加（リキッドスタンバイ型燃焼器）

DLE 燃焼器で使用できる燃料はガス燃料のみであるが、震災等でガス燃料が供給されない場合でも液体燃料による始動・発電が可能なシステムの開発を行っている。

図７に示すように、変更点はパイロットバーナに液体燃料ノズルを追加するのみであり、メインバーナ等 NOx 性能に大きく影響を与えるような部品は変更していない。

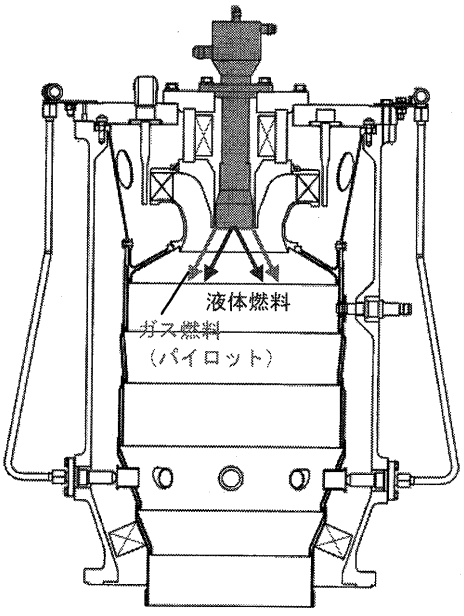


図７　リキッドスタンバイ型燃焼器

図８に液体燃料での始動及び燃料切換時の運転例を示す。液体での始動は弊社非常用機種と同様に 40 秒以内で完了可能である。また、ガスの供給が復旧すればガス圧縮機など補機類の負荷を取った後、速やかにガス運転へ移行することが可能である。

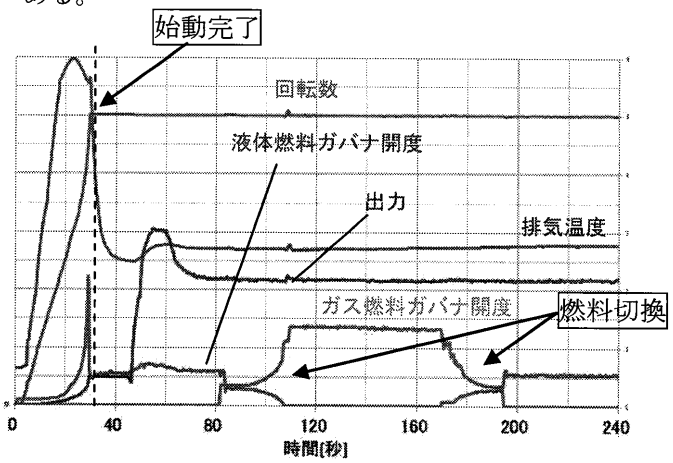


図８　リキッドスタンバイ型燃焼器での運転例

３．３　単独運転時における低 NOx 運転継続

単独運転（系統電力から切り離された状態）では負荷が瞬間的に変動するため、現状では燃焼安定性を確保するために単独運転時はパイロットバーナを使用して拡散燃焼運転を行っている。

そこで、単独運転時においても低 NOx（DLE）運転を継続するため、負荷が急変しても安定した希薄予混合燃焼を行えるシステムを現在開発中である。

４．おわりに

M1A-17D ガスタービンは 2010 年のリリース以来、各地で順調に運用を続けている。本論文で述べた燃焼システムの開発およびさらなる改良・性能向上によって、多様化する顧客ニーズに応えるとともにエネルギーの有効利用、環境負荷の低減に貢献していく所存である。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-4

LNG 焚き広域運用負荷ガスタービン対応低 NOx 燃焼技術の開発

*阿部　一幾，小金沢　知己，三浦　圭祐（日立）

Development of the Dry Low NOx Combustion Technology for a Wide Load Range LNG-fueled Gas Turbine

*Kazuki ABE, Tomomi KOGANEZAWA and Keisuke MIURA

ABSTRACT

For the prevention of global warming caused by carbon dioxide emissions, the renewable energy supply becomes more important. The renewable energy generations, for example, wind-power generation and solar power generation, are environmentally-friendly power sources, but the power generation amount is fluctuated greatly depending on the weather. The new gas turbine power generation system cooperate with the renewable energy generation is currently under development in Hitachi, Ltd. in which the variation of the renewable energy generation amount is absorbed by the gas turbine output. Required performances of the gas turbine are wide load range and high speed change of load. The LNG-fueled dry low NOx combustion technology was developed and the single-can combustion test was conducted using the middle pressure combustion test rig. A cluster nozzle burner configuration, which has many coaxial jet streams of fuel and air, was utilized in the combustor. Test results obtained with the test rig showed good combustion performance for the developed cluster nozzle burner under wide load range and NOx emission was 10ppm at the full load. Flame stability was sufficient when the fuel-air ratio was changed rapidly.

Key words: Cluster Nozzle Burner, Combustor, Dry Low NOx Combustion, Gas Turbine

1．緒言

二酸化炭素等の温室効果ガスによる地球温暖化を抑制するため，風力や太陽光等の再生可能エネルギーの重要性が増している。石油や石炭，LNG 等の化石燃料とは違って枯渇しない再生可能エネルギーは，環境負荷の小さい有用なエネルギーであるが，天候の影響を強く受けるため，取り出すことのできるエネルギー量が都度変化する。そのため，再生可能エネルギーを用いて風車や太陽光パネルなどで発電すると，発電量の変動が起こる。再生可能エネルギーである風力で風車を回して発電し，発電した電力を系統に供給する場合を考えると，系統安定化のために，風車の発電量変動分を他の安定した発電方法で補って平準化し，系統に供給する電力量を常に一定にする必要がある。日立では，風力発電の発電量変動をガスタービンで吸収するシステムを検討しており，負荷変動に高速追従し，かつ広い負荷範囲に対応する，広域運用負荷ガスタービンを開発中である。

広域運用負荷ガスタービンの燃焼器に要求される性能は，運用負荷帯の拡大と負荷変化率の高速化である。その上で，低 NOx 化による環境負荷低減と，安定燃焼による信頼性向上の両立が必要である。

これらの要求を満たすバーナとして，現在日立で開発中である同軸噴流を多数配置した多孔同軸噴流バーナ（以下，クラスタバーナ[1)]）がある。クラスタバーナは，燃料ノズルと空気孔が同軸に配置された多数の同軸ノズルから構成され，先端にリブを取付けた燃料ノズルを空気孔内部に挿入し，空気流に乱れを発生させる。短い距離で燃料と空気を急速に混合し，燃焼室の広範囲に燃料と空気を均一に供給するため，耐逆火性を備え，かつ低 NOx 燃焼が可能である。

本研究では，広域運用負荷ガスタービン対応低 NOx 燃焼器として開発中のクラスタバーナについて，中圧単缶燃焼試験で無負荷条件から定格負荷条件までの燃焼性能を検証した結果を報告する。

2．燃焼器構造と試験方法

2.1 バーナ構造

Fig.1 にクラスタバーナの断面図を示す。このバーナは，エンドカバー，燃料ノズル，空気孔プレートから構成される。空気孔プレートは，ベース

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

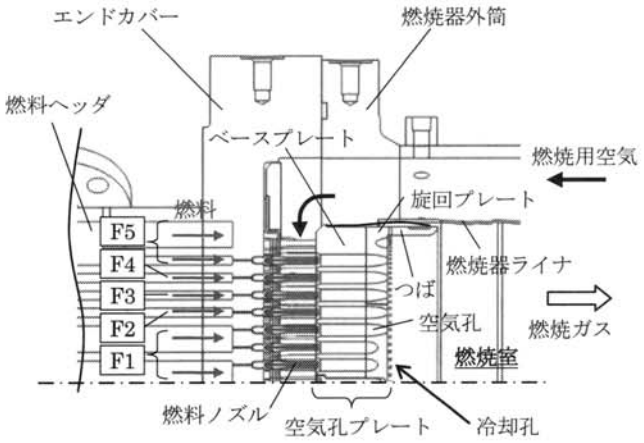


Fig.1 Schematic of the Cluster Burner

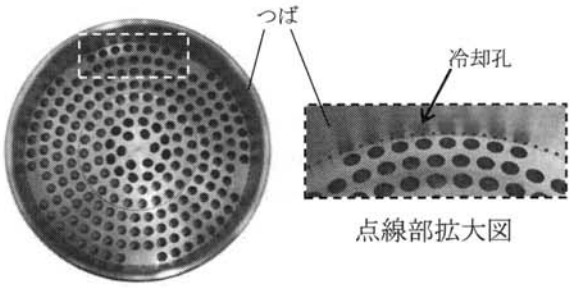


Fig.2 Swirl Plate

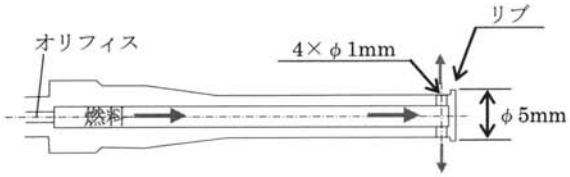


Fig.3 Fuel Nozzle

プレートと旋回プレートの 2 つの部品から構成される。ベースプレートは，バーナの中心軸に平行に空気孔を設けているが，旋回プレートは中心軸に対して傾斜しており，保炎のための旋回流を形成する。ベースプレートの厚さは 35mm，旋回プレートの厚さは 15mm であり，空気孔径はφ8.5mm である。

Fig.2 に燃焼室側から見た旋回プレートの正面写真を示す。図のように，本研究のクラスタバーナは，同心円状に 8 列配置した多数の同軸ノズルから構成されている。個数は，1 列目 6 個，2 列目 12 個，3 列目 18 個，4 列目 24 個，5 列目 33 個，6 列目 39 個，7 列目 45 個，8 列目 40 個の合計 217 個である。バーナ端面に冷却空気を供給して燃焼安定性を向上させるため，旋回プレートの外周には Fig.2 の点線部拡大図に示すようにバーナ中心軸方向に向かって複数の冷却孔が設けられている。

Table 1 Specifications of Swirl Plates

	中心旋回弱	中心旋回中	中心旋回強
第1列	15°	30°	
第2列	15°	30°	
第3列	15°		30°
第4列	15°		30°
第5列	15°		
第6列	15°		
第7列	15°		
第8列	15°		

Fig.3 に燃料ノズルを示す。ノズルの先端には外径φ5mm のリブを備えており，空気流がリブの周囲を流れる際に，リブの下流で小さいスケールの渦が生じて燃料と空気の混合を促進する。リブの上流に，空気流に直交するように設けた 4 つの燃料噴孔（φ1.0mm）から燃料を噴出し，燃料の初期分散を向上する。燃料ノズルの根元には絞り流路（オリフィス）を設けてあり，複数のノズルから供給する燃料流量を均一にする。

Fig.1 に示したように，このバーナはエンドカバー内部に，燃料ノズルへ燃料を供給する燃料ヘッダを備える。本研究の燃料供給は，F1～F5 の 5 系統で実施した。F1 系統は 1 列目～3 列目，F2 系統は 4 列目，F3 系統は 5 列目，F4 系統は 6 列目，F5 系統は 7～8 列目にそれぞれ燃料を供給する。

Table 1 に旋回プレートの旋回角の仕様を示す。旋回角は，空気孔中心線がバーナ軸方向線に対して傾斜している角度である。本研究では，各列の流線の検討や CFD を活用して旋回角を設計し，中心の 1～4 列目の旋回角の大きさを変えた「中心旋回弱」「中心旋回中」「中心旋回強」の 3 種類を検討した。なお，5～8 列目の旋回角は同一である。設計コンセプトは，3 章で説明する。

2.2 燃焼スタンドと試験条件

Fig.4 に中圧単缶燃焼試験スタンドの概略図を示す。本燃焼スタンドは実機ガスタービン燃焼器の 1 缶の流れを模擬しており，実寸燃焼器を組込んで性能が評価できる。車室の上流側で予熱空気の温度および全圧を計測した。燃焼器では，空気孔プレート，燃焼器ライナのメタル温度と燃焼振動を計測した。燃焼器出口では，燃焼ガス温度，全圧と排気ガス濃度を計測した。排気ガス濃度は，NOx，O_2，CO，CO_2，THC（未燃炭化水素）を堀場製作所製 MEXA-7100 で計測し，実機条件に換算して評価した。燃料は，メタンを約 90%含む LNG を使用した。試験条件は，実機ガスタービンの無負荷条件から定格負荷条件とした。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

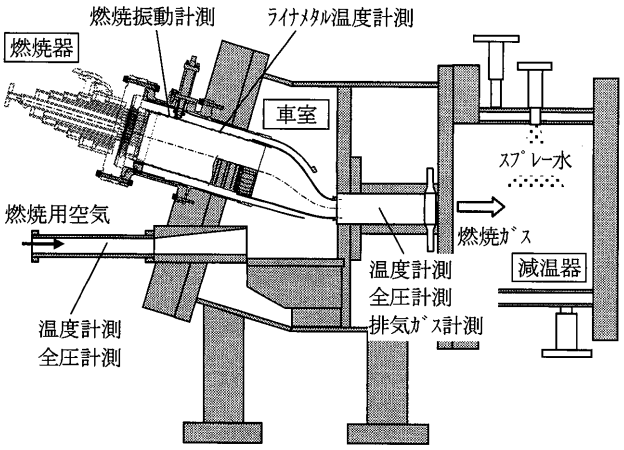
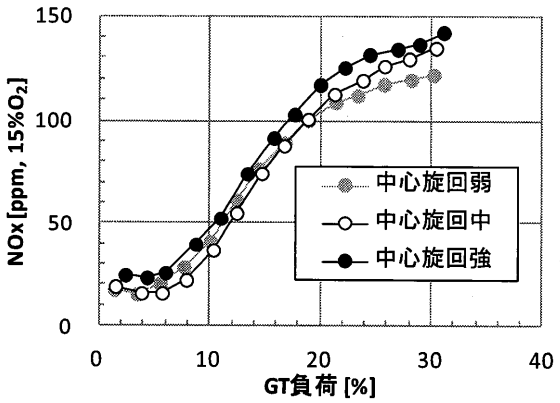
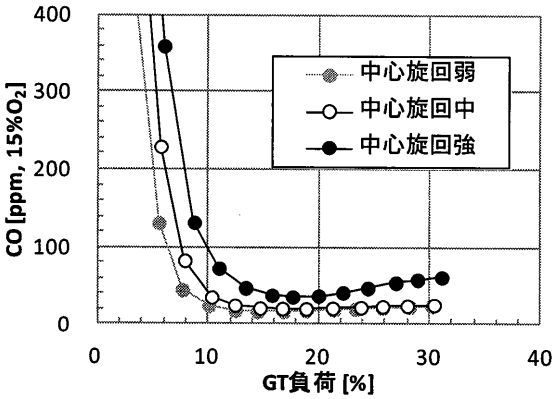


Fig.4 Combustion Test Rig



(a) NOx emissions



(b) CO emissions

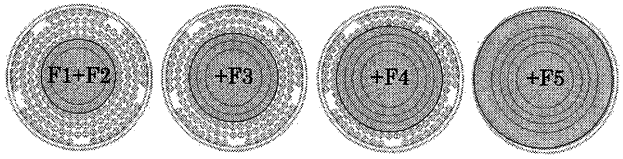
Fig.6 Combustion Characteristics of 1-4 mode

3．試験結果および考察

本研究の旋回プレートの設計コンセプトは以下である。日立では，ガスタービンのみでコンバインドサイクルと同等以上の出力と効率達成を目指す新型ガスタービン発電システムである高湿分空気利用タービン（AHAT）向けに，高湿分燃焼に対応したクラスタバーナ[2) 3)]を開発してきた。本研究のバーナは，このバーナを参考に設計しており，バーナ全体の旋回角を小さくして流れに生じるせん断力を低減し，かつ空気孔の間隙を広くして旋回プレートの広範囲に火炎を付着させる。そして，燃料配分の適正化によって低 NOx 化を図る。さらに，バーナの中心の反応熱で，バーナ外周から供給される燃料を緩慢に燃焼させる加熱燃焼を狙っている。

本研究のクラスタバーナは，ガスタービン負荷の上昇に合わせて，燃料系統を径方向に増加させる径方向燃料ステージングを実施する。Fig.5 に本研究の径方向燃料ステージングの模式図を示す。F1～F5 の 5 つの燃料系統を用いて，1～4 列目に燃料を供給する 1－4 モード，1～5 列目に燃料を供給する 1－5 モード，1～6 列目に燃料を供給する 1－6 モード，1～8 列目に燃料を供給する 1－8 モードの 4 段階でバーナに燃料を供給する。

本研究では，バーナ中心の旋回流の強さが燃焼性能に与える影響を比較するため，Table 1 に示したように，旋回プレートの 1～4 列の旋回角を変えて「中心旋回弱」「中心旋回中」「中心旋回強」の 3 種類の燃焼特性を比較した。以下，各モードの燃焼特性を考察する。



(a) 1-4 mode (b) 1-5 mode (c) 1-6 mode (d) 1-8 mode

Fig.5 Combustion Mode

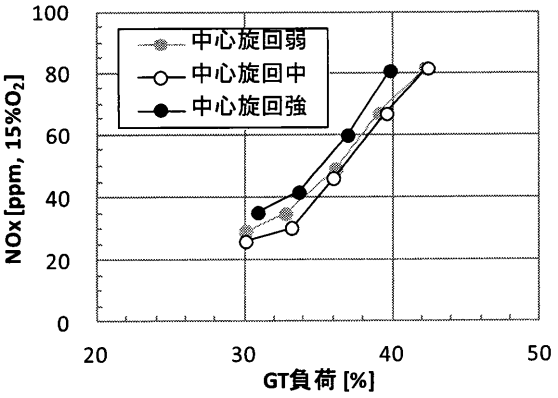
3.1 1－4 モードの燃焼特性

Fig.6(a)に 1－4 モードの NOx 排出特性，Fig.6(b)に 1－4 モードの CO 排出特性を示す。1－4 モードは，1～3 列目の局所燃空比（以下，F1/A1）を一定として，ガスタービン負荷（以下，GT 負荷）条件に合わせて 4 列目の局所燃空比（以下，F2/A2）を増加させた。中心の F1/A1 を低めで一定に保持して，その外周の F2/A2 の増加によって GT 負荷変化に対応することで，燃焼安定性を確保しながら火炎温度の上昇による NOx 排出量の増加を防いでいる。

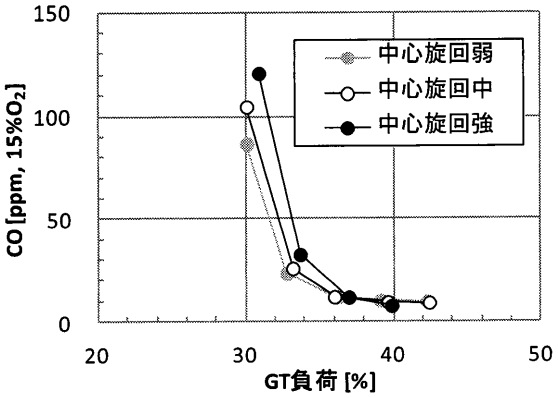
GT 負荷が 10%以下の条件では，いずれのケースも NOx は同等であるが，中心旋回が強くなると CO が高くなる。これは，1～4 列目の流線が 5 列目以降の流線と交差するまでのバーナからの軸方向距離が短くなったため，バーナ中心の反応が完結する前に外側から空気が火炎に流入して温度が低下し，反応が失活する。この反応の失活によって，CO 生成量が増加したと考える。

GT 負荷が 20%以上の条件では，中心旋回が強くなるとバーナの中心で循環する燃焼ガス量が増加して，バーナの中心の局所火炎温度が上昇するため NOx が増加したと考える。また，燃料が供給さ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

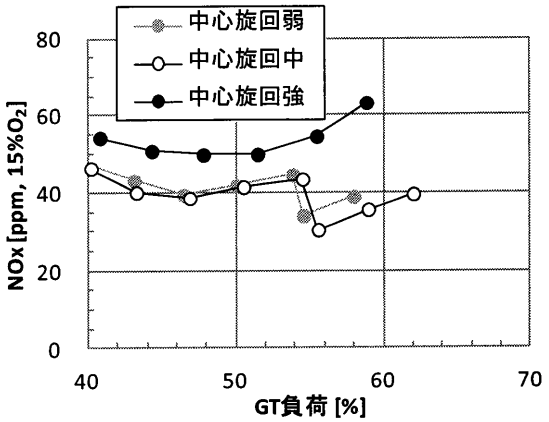


(a) NOx emissions

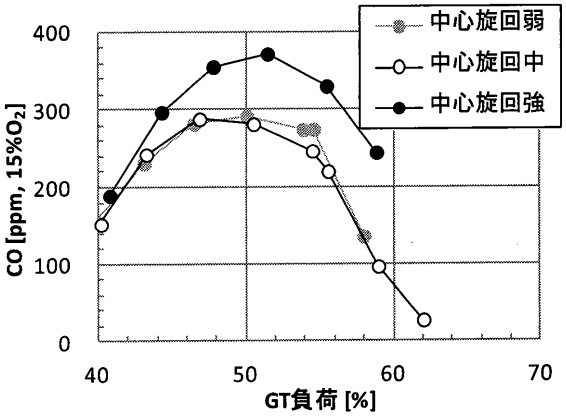


(b) CO emissions

Fig.7　Combustion Characteristics of 1-5 mode



(a) NOx emissions



(b) CO emissions

Fig.8　Combustion Characteristics of 1-6 mode

れている 4 列目と燃料が供給されていない 5 列目の間では，GT 負荷が 10%以下の条件と同じく空気の混合によって火炎温度が低下するため，反応の失活によって CO が生成したと考える。

以上から，1−4 モードにおいて，NOx 排出量と CO 排出量の両方を低減するには，1〜4 列の旋回角を 5〜8 列と同じとした中心旋回弱，あるいは 1〜2 列の旋回角を 3〜8 列の旋回角の 2 倍とした中心旋回中の旋回プレートの燃焼性能が良好と言える。

3.2　1−5 モードの燃焼特性

Fig.7(a)に 1−5 モードの NOx 排出特性，Fig.7(b)に 1−5 モードの CO 排出特性を示す。1−5 モードは，F1/A1 と F2/A2 を一定として，GT 負荷条件に合わせて 5 列目の局所燃空比（以下，F3/A3）を増加させた。1−4 モードと同じく，中心の F1/A1 及び F2/A2 を低めで一定に保持して NOx 排出量の増加を防いでいる。

1−5 モードの全負荷帯において，中心旋回弱および中に比べて，中心旋回強は NOx が高い。これは，中心旋回が強くなると，1−4 モードの GT 負荷 20%以上と同じく循環ガス量が増加し，バーナの中心の局所火炎温度が上昇して NOx が増加したためと考える。また，GT 負荷 30〜35%の範囲の CO は中心旋回強でやや高めであるが，燃料が供給されている 5 列目と燃料が供給されていない 6 列目の間で，1−4 モードと同じく火炎温度の低下による反応の失活が起こりやすいためと考える。

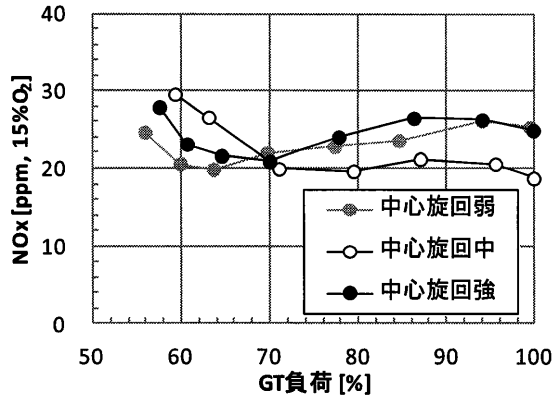
以上から，1−5 モードにおいて，NOx 排出量と CO 排出量の両方を低減するには，中心旋回弱と中心旋回中の旋回プレートの燃焼性能が良好と言える。

3.3　1−6 モードの燃焼特性

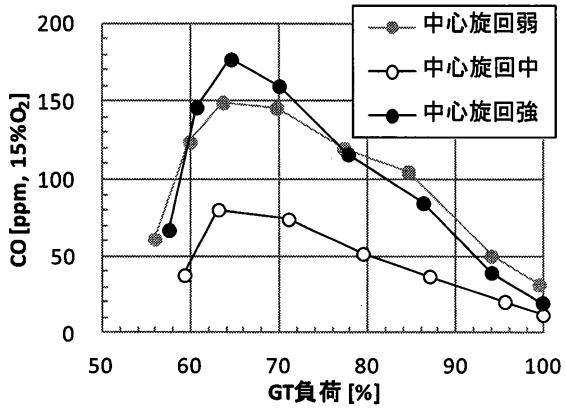
Fig.8(a)に 1−6 モードの NOx 排出特性，Fig.8(b)に 1−6 モードの CO 排出特性を示す。1−6 モードは，F1/A1 と F2/A2 を一定，F3/A3 をほぼ一定とした。そして，GT 負荷に合わせて 6 列目の局所燃空比（以下，F4/A4）を増加させた。GT 負荷が約 55%の条件において，中心旋回弱と中心旋回中の NOx 排出量が低下しているのは，この負荷条件において F3/A3 を下げたためである。中心旋回強では，1−6 モードの全体で NOx 排出量が全体に高くなっているが，これは F3/A3 を下げずに一定で保持して CO 排出量の低減を図ったためである。このように，本研究のクラスタバーナは，局所燃空比の調整によって NOx 排出量と CO 排出量の両方を低減できる。

以上から，1−6 モードにおいて，NOx 排出量と

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

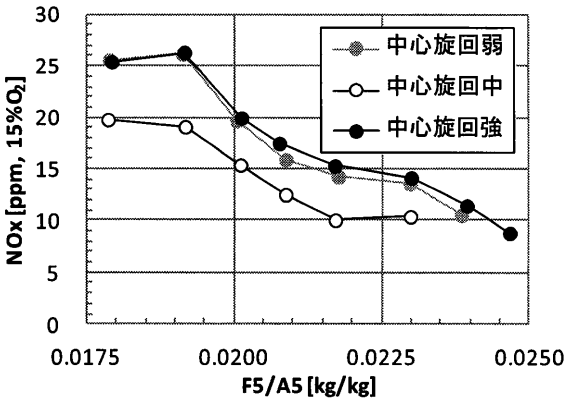


(a) NOx emissions

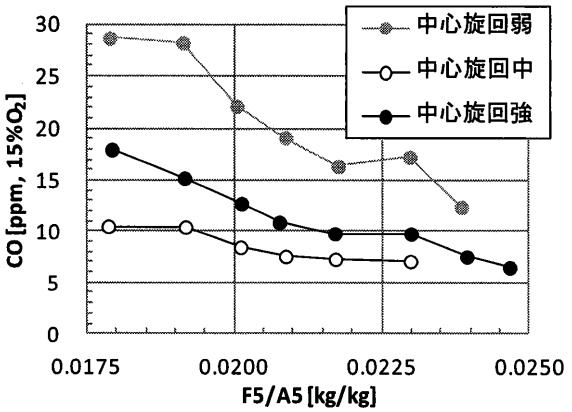


(b) CO emissions

Fig.9 Combustion Characteristics of 1-8 mode at Partial Load Conditions



(a) NOx emissions



(b) CO emissions

Fig.10 Combustion Characteristics of 1-8 mode at Full Load Conditions

CO 排出量の両方を低減するには，中心旋回弱と中心旋回中の旋回プレートの燃焼性能が良好と言える。ただし，GT 負荷 50%条件において CO が 290ppm 程度排出されているため，5 列目から 6 列目に効果的に熱を伝えて，6 列目の燃料の反応を促進する必要がある。本研究の Fig.3 で示した燃料ノズルに比べて，燃料と空気が混合しにくい燃料ノズルを 5 列目に採用し，5 列目の局所火炎温度を高くすることで CO の生成を抑制する方法が有効と考える。

3.4 1−8 モードの部分負荷燃焼特性

1−8 モードの部分負荷条件における NOx 排出特性と CO 排出特性を Fig.9(a)と(b)に示す。1−8 モードでは，F1/A1，F2/A2，F3/A3 をほぼ一定，F4/A4 を一定とした。そして，GT 負荷に合わせて 7〜8 列目の局所燃空比（以下，F5/A5）を増加させた。中心旋回弱と中心旋回強について，GT 負荷 70%以上の条件における NOx 排出量と，1−8 モードの CO 排出量は，中心旋回中に対して高い。中心旋回弱は，バーナ中心の旋回が弱いためにバーナ外周への燃焼熱の伝達が不十分となって，バーナ外周から反応の失活による CO が排出されたと考える。中心旋回強は，バーナ中心の強い旋回が外周の 7〜8 列目にまで影響し，バーナ外周における流れのせん断によって反応の失活が生じたと考える。GT 負荷 70%以下の条件では，中心旋回中の NOx 排出量がやや高い。これは，この負荷帯において，中心旋回中の F1/A1 が他に比べて高めであったためと考える。中心旋回弱，中心旋回強と同じ F1/A1 で中心旋回中を運用すれば，NOx 排出量は同程度に低減できると考える。

以上から，1−8 モードの部分負荷条件において，NOx 排出量と CO 排出量の両方を低減するには，中心旋回中の旋回プレートの燃焼性能が良好と言える。

3.5 1−8 モードの定格負荷燃焼特性

1−8 モードの定格負荷条件における NOx 排出特性，CO 排出特性を Fig.10(a)と(b)に示す。横軸は F5/A5 であり，F5/A5 が増加するにつれて F1/A1〜F4/A4 を低下させた。すなわち，F5/A5 が大きくなるほど局所燃空比が均一化するので NOx 排出量は低下し，最低 NOx は中心旋回弱 10.5ppm，中心旋回中 10.0ppm，中心旋回強 8.8ppm となった。図の試験範囲からさらに局所燃空比を均一化したところ，中心旋回弱と中心旋回中は失火し，中心

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

旋回強は火炎の着火と消火を周期的に繰り返すフリッカに至った。中心旋回弱は，NOx 排出量が高めである。これは，バーナ中心の旋回角が小さいため，中心の空気孔の広い孔間に火炎が付着しやすく，火炎が接近した影響と考える。クラスタバーナの燃料と空気の同軸噴流は，空気孔内部で燃料と空気の混合が進み，空気孔出口における流れの急拡大でさらに混合が進む特徴がある。孔間に火炎を付着させると燃焼安定性は高まるが，燃料と空気の混合が十分進んでおらず，NOx 排出量が高いと考える。また，バーナ外周では，旋回が弱いために中心で生じた燃焼熱が十分に外周に伝達しないため，反応が失活して CO 排出量が高めとなったと考える。一方で，旋回が強くバーナ中心の循環ガス量が最も多いと考える中心旋回強は燃焼安定性が高いため，局所燃空比を均一化した際にも失火しにくく，3 ケースの中で最低 NOx が最も低くなったと考える。しかし，中心旋回強は旋回による循環ガス量が多いため，バーナ中心の火炎温度が高く NOx 排出量が多い。また，バーナ中心の旋回角が大きく外周の旋回角が小さいため，バーナ外周では流れのせん断が生じて反応が失活しやすく CO 排出量がやや高くなったと考える。中心旋回弱と中心旋回強の間の特性であるのが，中心旋回中である。1～2 列の旋回角のみを大きくしたことで，効率良く燃焼するために必要なバーナ中心における循環ガス量が確保でき，燃焼安定性を確保しながら低 NOx，低 CO の燃焼を実現したと考える。なお，いずれのケースも THC 排出量は 10ppm 以下であり，十分高い燃焼効率が実現できていることを確認した。また，Fig.10 に示す範囲で燃焼振動振幅値は管理値以下で問題ないが，いずれのケースも F5/A5=0.0225 以上の条件で振動値はやや上昇傾向であった。今後は，燃焼安定性をバーナ中心で確保しながら，冷却空気の調整や旋回プレートの構造検討等によってバーナ外周への火炎付着を抑制し，フリッカを防止する必要があると考える。また，いずれのケースも，燃焼器出口温度分布が管理値に対してやや大きいため，燃焼器下流における燃焼ガスの混合促進等の対策が必要である。

以上から，1－8 モードの定格負荷条件では，NOx 排出量をできるだけ下げるためには中心旋回強の旋回プレートが適しているが，裕度を確保して低 NOx，低 CO の燃焼を実現するには中心旋回中が適すると考える。

3.1～3.5 の結果から，部分負荷条件と定格負荷条件の燃焼性能が最も良い旋回プレート構造は中心旋回中である。なお，全負荷帯において各種メタル温度は管理値以下を達成しており，問題がないことを確認した。

3.6 高速負荷変動模擬試験

ガスタービン負荷が高速に変動した場合の燃焼安定性を確認するため，GT 負荷条件，すなわち燃空比を短時間に変化させる高速負荷変動模擬試験を実施した。

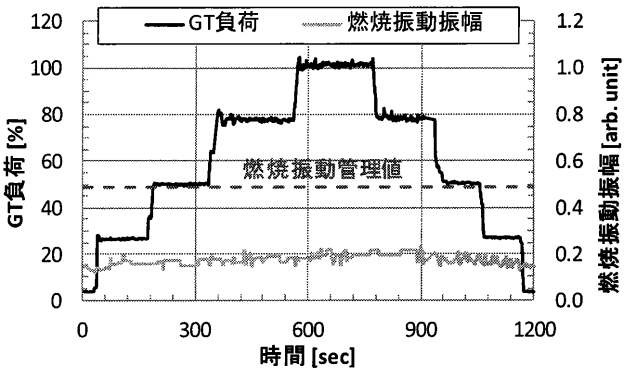


Fig.11 Combustion Dynamics Trend during High Speed Load Change

Fig.11 に GT 負荷と燃焼振動振幅のトレンドを示す。図は，約 40 秒間に GT 負荷条件を 25%変動させた結果である。高速負荷変動時における燃焼振動振幅値は，負荷上昇時，負荷低下時共に管理値以下であり，燃焼安定性に問題がないことを確認した。

4．結論

LNG 焚き広域運用負荷ガスタービン対応低 NOx 燃焼技術を採用したクラスタバーナについて，低 NOx 化と安定燃焼を両立する旋回プレートを検討し，無負荷条件から定格負荷条件までの燃焼特性を中圧単缶燃焼試験で確認した。

(1) 燃焼性能が最良となった中心旋回中では，負荷 40～60%では NOx<46ppm，負荷 60～100%では NOx<30ppm，定格負荷では NOx=10ppm(いずれも 15%O_2)となった。

(2) ガスタービン負荷が高速に変動した場合を模擬した高速負荷変動模擬試験を含めて，燃焼振動振幅は全負荷帯で管理値以下となった。

参 考 文 献

1) 三浦圭祐，他 4 名: LNG 焚き H25 ガスタービン用ドライ低 NOx 燃焼器の要素技術開発，第 38 回ガスタービン定期講演会講演論文集(2010) pp.183-188.
2) Koganezawa, T. et al., Performance of a Cluster Nozzle Burner for the Advanced Humid Air Turbine, IGTC 2007 TS-134, (2007).
3) Abe, K., Koganezawa, T.: Combustion Characteristics of Cluster Nozzle Burners for A 40MW Class Advanced Humid Air Turbine System, Proc. of Int. Conf. on Power Engineering 2013 (ICOPE-13), (2013), accepted.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-5

石炭ガス化複合発電向け多孔同軸噴流バーナを備えたドライ低 NOx ガスタービン燃焼器の開発

*穐山　恭大，浅井　智広，百々　聡，苅宿　充博，八木　宣夫，林　明典（日立製作所）

Development of Dry Low-NOx Gas-Turbine Combustors Equipped with Multi-Hole Co-Axial Jet Burners for IGCC

*Yasuhiro AKIYAMA, Tomohiro ASAI, Satoschi DODO, Mitsuhiro KARISHUKU, Nobuo YAGI, and Akinori HAYASHI (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

Successful development of oxygen-blown integrated coal gasification combined cycle (IGCC) technology requires gas turbines capable of achieving dry low nitrogen oxides (NOx) combustion of hydrogen-rich syngas for low emissions and high plant efficiency. The authors have been developing a "multiple-injection burner" to achieve the dry low-NOx combustion of hydrogen-rich syngas. The purpose of this paper is to present test results of multi-can combustors equipped with multiple-injection burners in an IGCC pilot plant, and to evaluate the combustor performance focusing on effects of flame shapes. The syngas fuel from the gasifier consisted mainly of carbon monoxide, hydrogen, and nitrogen. In the tests, the combustor with slenderer flames achieved lower NOx emissions of 9.1 ppm (at 16% oxygen), and reduced combustor liner metal temperatures at the maximum load. These findings demonstrated that multiple-injection combustors achieved the dry low-NOx combustion of syngas fuel in the plant.

Key words: IGCC, CCS, Gas Turbine, Combustor, Dry Low NOx, Multi-Hole Co-Axial Jet Burners

1．はじめに

石炭は世界に広く分布し埋蔵量も豊富であるため，エネルギ安全保障の点から重要な化石燃料として期待されている。近年，地球温暖化防止策として，石炭焚き火力発電所からの二酸化炭素(CO_2)を削減するため，酸素吹き石炭ガス化複合発電(Integrated coal Gasification Combined Cycle : IGCC)が注目されている。IGCCでは，石炭ガス化ガスの炭素分をCO_2へ転換して回収・貯留(CO_2 capture and storage : CCS)する機能を付加できるため，CO_2排出量の大幅な削減が期待できる。CO_2回収・貯留付きIGCCプラント(以下，CCS-IGCCプラントと称する)では，CO_2回収・貯留にさらにエネルギが必要となるため，プラント効率が低下することが主な技術的課題となっており，CCS-IGCCプラントの実現には，効率向上が必須となっている。

酸素吹きCCS-IGCCでは，水素を主要成分とする水素リッチ燃料がガスタービンに供給され，CO_2回収率に応じて水素濃度が幅広く変化する。天然ガスのような従来のガスタービン燃料に比べ，水素リッチ燃料は燃焼速度が速い，着火エネルギが低い，さらに可燃範囲が広いという特性をもつため，逆火や自着火のリスクが高まる。そのため，これらの特性を考慮し，水素リッチ燃料に対応した燃焼器が必要である。

従来のガスタービン燃焼器は予混合燃焼器と拡散燃焼器に大別される。予混合燃焼器で水素リッチ燃料を燃焼させると，予混合気の流路内に逆火する可能性が高くなり，燃焼器の信頼性が低下する恐れがある。一方，拡散燃焼器では，局所高温領域で発生する窒素酸化物(NOx)を低減するため，窒素や水，蒸気などの希釈剤を投入する必要があり，希釈剤投入に要するエネルギ使用に伴いプラント効率が低下する。したがって高効率CCS-IGCCプラントの実現には，希釈剤が不要（ドライと称する）で，かつNOx排出濃度が低い「ドライ低NOx燃焼器」が必要であり，そのためには水素リッチ燃料に対応した新たな燃焼方式を開発する必要がある。

そこで，著者らは，新たな燃焼方式として，水素リッチ燃料に対応した多孔同軸噴流バーナ(以下，クラスタバーナと称する)の開発を進めている。クラスタバーナは複数の燃料ノズル，および複数の空気孔を設けた空気孔プレートから成り，各々の噴出位置では，燃料ノズルと空気孔を同軸に配置して，燃料流を空気流に包まれた状態で噴出させる。クラスタバーナは，燃料と空気の急速混

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

合により低 NOx 燃焼を実現するとともに，火炎を浮上させバーナへの逆火を防止する。

水素リッチ燃料対応のクラスタバーナを備えたドライ低NOx燃焼器は，大気圧要素試験の結果で得られた知見を基に試作し，中圧条件下で石炭ガス化燃料に相当する水素リッチ燃料に対し，ドライ低NOx燃焼できることを確認した[1]。さらにIGCCプラントへの適用可能性を検証するため，IGCCパイロットプラントで実際の石炭ガス化燃料を用いた多缶燃焼試験をし，NOx排出濃度 12.6 ppmのドライ低NOx燃焼を実現した[2]。

本研究では，火炎形状の制御による燃焼器性能の向上を試みた。火炎形状は空気孔の配置や噴出方向により制御できる。本報では，火炎形状の影響に着目し，IGCCパイロットプラントでの試験結果を基に燃焼器性能を評価する。

2．クラスタバーナを備えたドライ低 NOx 燃焼器

2.1　燃焼器の構造

Fig.1 に本研究で開発した燃焼器を示す。燃焼器は多缶型であり，6 缶で構成される。そのうちの 2 缶に点火栓を設置し，これら 2 缶を着火し，火炎伝播管を介して残り 4 缶に燃焼ガスを供給して全缶を着火させる。個々の燃焼器はクラスタバーナ，ライナ，外筒で構成される。なお，バーナは燃料供給系統を備えたエンドカバー上に設置される。

Fig.2 にクラスタバーナの詳細図を示す。バーナは中央に 1 つ配置されたパイロットバーナとその周囲に 6 つ配置されたメインバーナで構成される。パイロットバーナとメインバーナは，複数の燃料ノズル，および複数の空気孔を有する空気孔プレートで構成され，各々の燃料ノズルと空気孔は燃料噴出位置において同軸に配置される。パイロットバーナは燃焼安定性を担い，メインバーナは低 NOx 化を担う。

パイロットバーナは全運転範囲において燃焼室中心軸上に安定な火炎を形成し保炎を強化する。またその中央には空気噴霧式の油ノズルを備え，起動用油燃料を燃焼させることでガス化炉から石炭ガス化燃料が供給されるまでの着火，部分負荷を運用する。

メインバーナは複数の燃料ノズルから燃料を分散することで，低 NOx 化に必要な燃料と空気の均一混合を実現する。各々のメインバーナは同心円状に 3 列の空気孔群を備え，最内周の第 1 列に空気孔 6 個，第 2 列に空気孔 12 個，最外周の第 3 列に空気孔 12 個で構成される。ここで，メインバーナの第 1 列を内周領域，第 2 列と第 3 列を外周領域と称する。また内周領域の 6 本の燃料ノズルから噴出されるガス燃料を内周燃料，外周領域の 24 本の燃料ノズルから供給される燃料を外周燃料と称する。

2.2　水素リッチ燃料焚きクラスタバーナの特長

本節では水素リッチ燃料に対し安定な低 NOx 燃焼を実現するクラスタバーナの特長を述べる。本バーナは，燃料と空気の急速混合による低 NOx 燃焼，および火炎浮上による燃焼安定化という 2 つの技術を組み合わせたものである。

急速混合による低NOx燃焼

空気中の窒素を起源とするサーマル NOx は高温であるほど増加するため，NOx は燃焼場の高温領域を除去することで低減できる。燃料過濃な条件で高温領域は発生するため，燃焼前に燃料と空気を急速に混合し，燃料と空気の均一な混合気を形成することで，NOx を低減できる。

クラスタバーナは，燃料と空気の同軸噴流により，急速混合を図っている。バーナは複数の空気孔を有し，複数の燃料ノズルを各空気孔と同軸に配置して，複数の同軸噴流を形成する。

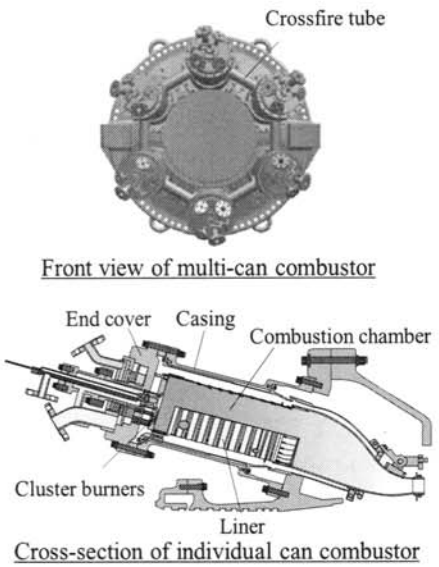


Fig.1　Gas-Turbine Combustor with Cluster Burners

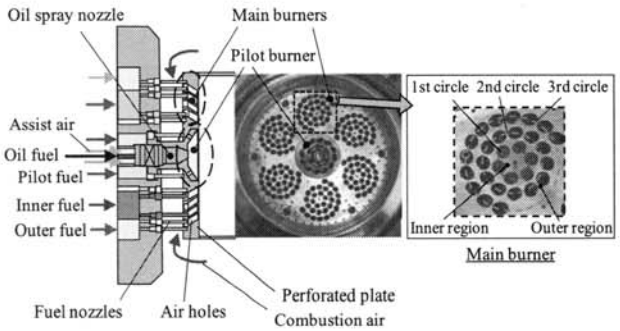


Fig.2　Detailed Diagram of Cluster Burners

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

同軸噴流では，空気流路の縮小と拡大に伴う乱流促進効果により，燃料と空気が短い距離で急速に混合する。Fig.3 に同軸噴流における混合過程を Large Eddy Simulation(LES)を用いて解析した結果を示す。バーナ出口の燃料と空気の混合層において，乱流は波状の変動を増幅し，燃料と空気の混合を促進させる。さらに，複数の同軸噴流は燃料の分散性を高め，燃料と空気の混合をより一層促進させる。

従来の予混合燃焼器は，燃料と空気をほぼ完全に混合できるが，燃焼速度の速い水素リッチ燃料を用いる場合，予混合気流路の内部に逆火する可能性が高まる。そのため，従来の予混合燃焼器で水素リッチ燃料を燃焼させるのは難しい。これに対し，クラスタバーナでは燃料と空気がバーナ出口で急速に混合するため，空気孔内で逆火する可能性は低くなる。

火炎浮上による火炎の逆流防止

火炎浮上とはバーナから離れた位置に火炎を安定に保持することを示す。火炎を浮上させることでバーナへの逆火および火炎接近を抑制することができる。

クラスタバーナはバーナ下流に縮小・拡大流を形成して火炎を浮上させる。Fig.4 に火炎浮上の原理を説明したメインバーナ１つの断面図を示す。空気孔は各々が配置されたピッチ円の接線方向に傾斜し，燃焼用空気が空気孔を通過する際に旋回が付与される。空気孔より噴出した旋回流は，下流に向けて旋回直径が縮小した後に拡大する。この縮小・拡大流は Fig.4 に示す圧力分布を流

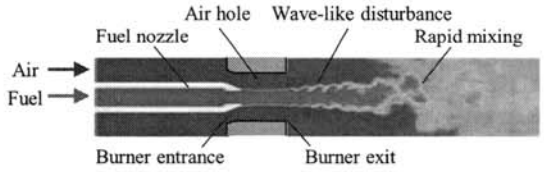


Fig.3　Mixing Process in Coaxial Jet Analyzed by LES.

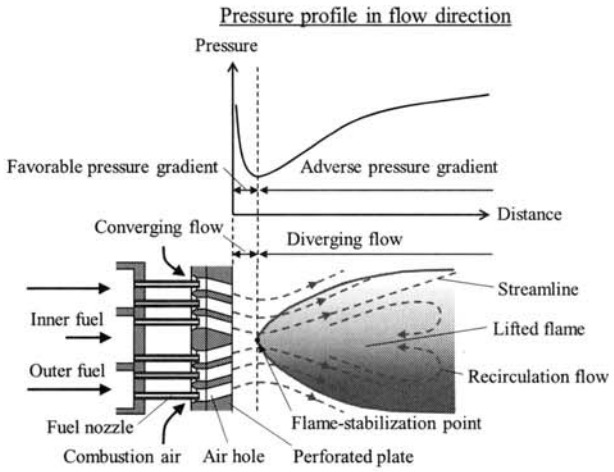


Fig.4　Operating Principle of Flame-Lifting Technology for a Main Burner

流ほど圧力が低下するため，順圧力勾配が誘起される。一方，拡大流では旋回速度の減少に伴い下流ほど圧力が増加するため，逆圧力勾配が誘起される。逆圧力勾配は縮小流と拡大流の境界(以後，保炎位置と称する)において渦崩壊を起こし，拡大流中に循環流を形成する。循環流は，未燃混合気の燃焼を持続させるのに必要な熱源を燃焼ガスから供給し，火炎を安定化する。ただし，その境界から上流への燃焼ガスの逆流は，縮小流中の順圧力勾配により防止される。このように火炎はバーナから離れた保炎位置で安定に保持されて火炎は浮上し，逆火の発生を防止することが可能となる。また，バーナから火炎が離れるため，メタル温度の上昇を防止できる。

2.3　燃料供給系統

Fig.5 に燃焼器の燃料供給系統を示す。油燃料は油ノズルへ供給され，石炭ガス化燃料は 5 つの燃料系統に分配される。すなわち，パイロットバーナへ供給する F1 燃料，メインバーナ 3 つの内周領域に供給する F2-1 燃料，外周領域に供給する F2-2 燃料，残りのメインバーナ 3 つの内周領域に供給する F3-1 燃料，外周領域に供給する F3-2 燃料である。

本研究では，以下に定義する F1 比率と外周燃料比率という２つの燃料配分比率をパラメータとして試験した。これらの燃料比率は燃焼性能に影響する重要なパラメータである。F1 比率は次式で定義する。

$$\mathrm{F1\,ratio\,(\%)} = \frac{\mathrm{Gf_{F1}}}{\mathrm{Gf_{\mathit{all}}}} \tag{1}$$

また，外周燃料比率は次式で定義する。

$$\mathrm{Outer-fuel\ ratio\,(\%)} = \frac{\mathrm{Gf_{F2-2}}}{\mathrm{Gf_{F2-1}} + \mathrm{Gf_{F2-2}}} = \frac{\mathrm{Gf_{F3-2}}}{\mathrm{Gf_{F3-1}} + \mathrm{Gf_{F3-2}}} \tag{2}$$

ここで，Gf は質量流量であり，添え字“all”, “F1”, “F2-1”, “F2-2”, “F3-1”, “F3-2”はそれぞれ全燃料流量，F1 燃料，F2-1 燃料，F2-2 燃料，F3-1 燃料，F3-2 燃料である。

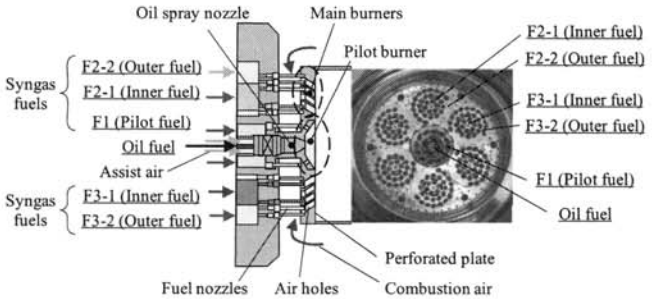


Fig.5　Fuel Supply System

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．試験設備と試験方法

3.1　EAGLE パイロットプラントの概要

クラスタバーナを備えた燃焼器の多缶燃焼試験は，電源開発株式会社(J-POWER)若松研究所内にある酸素吹きIGCCパイロットプラント(coal Energy Application for Gas, Liquid and Electricity：EAGLE)で実施した。EAGLEプラント(Fig.6)は発電，石炭応用技術，CO_2回収など石炭ガス化に関連する様々な技術を開発する多目的試験設備である[3]。

EAGLEプラントは空気分離設備(ASU)，ガス化炉，ガス精製設備，ガスタービン，CO_2回収設備の5つの主要設備で構成される。ASUは空気を窒素と酸素に分離し，窒素は油燃焼時の希釈剤としてガスタービンに供給され，酸素は石炭ガス化反応の酸化剤としてガス化炉に供給される。本プラントのガス化炉は酸素吹きである。ガス化炉は加圧下で石炭を酸素と蒸気の混合気と反応させ石炭ガス化ガスに転換する。ガス精製装置は，そのガス中の不純物を除去し，一酸化炭素，水素，窒素を主成分とする石炭ガス化ガスを精製する。精製した石炭ガス化ガスはガスタービンとCO_2回収設備に別々に供給される。本プラントで使用した炭種の石炭ガス化ガスでは，ガスタービン最大出力は負荷80%に相当し，本研究ではこの最大負荷条件での燃焼器性能を評価した。

3.2　空気孔プレートの試験品

本研究では，火炎形状が燃焼性能に及ぼす影響を検討するため，火炎形状がそれぞれ異なる2種類の空気孔プレート(Plate A, Plate B)を用いて試験した。火炎形状は，空気孔プレートに同心円状に設けた各空気孔列の空気孔の配置や噴出角により制御した。

Fig.7 に Plate A，Plate B のメインバーナで形成される噴流流線と火炎形状の概念図を示す。Plate A では，保炎位置の下流域で各空気孔列から噴出した流線が外周側に拡大しており，下流に拡大した火炎となる。それに対し，Plate B では，保炎位置の下流域で各空気孔列から噴出した流線が合流するため，Plate A と比べて細長い火炎（以下，細身火炎と称する）を形成する。

細身火炎は，以下の3つの効果により燃焼性能を向上させることができると考える。第1に，細身火炎ではバーナ出口と火炎面の間の混合距離が増加するため，燃料と空気の混合が促進され，NOx を低減できる。第2に，細身火炎はライナ壁面との接触面積が縮小するため，燃焼器ライナのメタル温度を低減できる。第3に，細身火炎は外周領域の火炎面がより下流に位置するため，バーナメタル温度を低減できる。これらの3つの効果により，細身火炎は燃焼性能を向上させることができると考える。

Plate Aの試験結果は文献[2]で報告済みのため，本報告では，Plate Aと比較してPlate Bの燃焼性能を評価することに主眼をおく。

3.3　試験条件と燃料

本プラントでは，油焚きの起動から石炭ガス化ガス焚きのガスタービン最大負荷(負荷 80%相当)まで試験した。試験に用いた石炭ガス化ガスは，一酸化炭素(CO)，水素(H_2)，窒素(N_2)が主成分であり，COは約 50vol.%である。

3.4　計測方法

計測システムは，主にガス分析装置，圧力変動計測システム，およびメタル温度計測システムで構成される。ガス分析装置により，タービン下流の排気ダクトにおいて排気ガス中のNOx, CO, O_2, CO_2の濃度を計測した。また，圧力変動計測システムにより，燃焼器各缶における燃焼室壁面での変動圧力を計測した。メタル温度計測システムでは，熱電対を用いてライナおよび空気孔プレートのメタル温度を計測した。熱電対は燃焼器各缶のライナ外壁，メインバーナ，およびパイロットとメインバーナの間の領域に複数配置した。

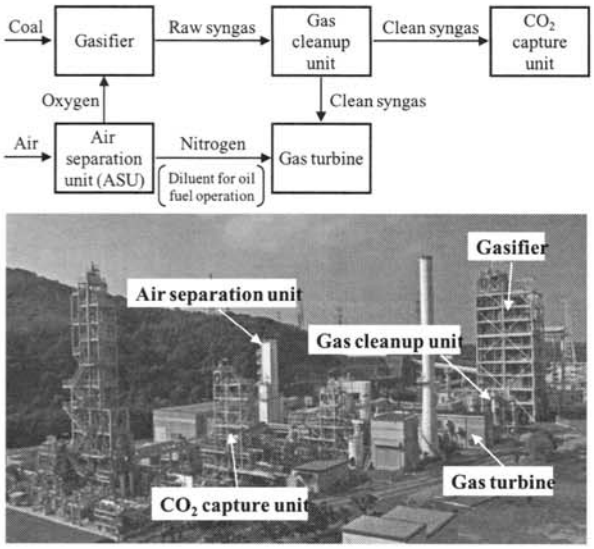


Fig.6　EAGLE Pilot Plant (Photo Courtesy of J-POWER)

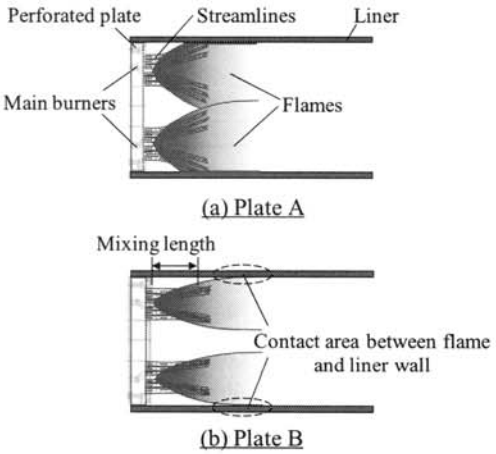


Fig.7　Perforated Plates with Flame Shapes

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．試験結果とその検討

本章では，本プラント試験のガスタービン最大負荷80%での燃焼器性能を排ガス特性と信頼性の点から評価する。排ガス特性は NOx 排出と燃焼効率により，また燃焼器の信頼性は燃焼振動，およびライナとバーナのメタル温度から評価した。

4.1 NOx 排出特性

NOx 排出特性は燃焼器の性能を決める重要項目のひとつである。本燃焼器で低 NOx 燃焼を実現するには均一希薄燃焼させる必要があり，それはメインバーナのそれぞれの燃料ノズルに同流量の燃料を供給することで実現する。この条件では，メインバーナの外周燃料比率は80%（メインバーナの全燃料ノズル本数 180 本に対する外周領域のノズル本数 144 本の比率）となる。したがって，本研究では，低 NOx 燃焼を実現する計画点を外周燃料比率 80%とする。

Fig.8 に，最大負荷 80%，F1 比率 10%における外周燃料比率に対するNOx排出濃度の特性をPlate AとPlate Bを比較して示す。なお，NOx排出濃度は 16%O_2濃度換算の値で表した。どちらのPlateも，計画比率 80%までは外周燃料比率の増加に伴いNOxは減少し，計画点 80%で最小となり，そして，それ以上の比率では再びNOxは増加する。Plate A，Plate BのNOx 最小値は，計画点でそれぞれ 12.6 ppm，9.1 ppmであり， Plate Bの燃焼器により実IGCCプラントにおいて実ガスを用いてNOx 9.1 ppm（16%O_2換算）のドライ低NOx燃焼を実現した。また，Plate Bの方がNOxは低くなる。この結果から，Plate Bにより形成される細身火炎はNOx低減に有効であることがわかった。

上述のように計画点で NOx が最小となったのは，メインバーナの全領域で均一の燃料濃度による均一希薄燃焼が実現できたためと考える。一方，計画点よりも大きい，もしくは小さい外周燃料比率で NOx が増加したのは，それぞれメインバーナの内周領域，外周領域で高い燃料濃度による高温の火炎が形成されたためと考える。

4.2 燃焼効率

燃焼効率が 100%に近い高い値をとると，それは燃料の完全燃焼を意味する。一方，燃焼効率が低くなると，それは主に排ガス中の CO 排出として現れる不完全燃焼を意味する。

Fig.9 に外周燃料比率に対する燃焼効率の変化を示す。どちらの Plate も燃焼効率は計画点において 99.95%以上の高い値を取る。この結果から，実 IGCC プラントにおいて実ガスを用いて，最大負荷条件で完全燃焼を実現できることを確認した。

外周燃料比率が減少すると燃焼効率がやや低下する。これは主にメインバーナの外周領域からの CO 排出によるものと考える。外周燃料比率が減少すると外周領域の燃料は希薄になり，そのような領域では火炎温度が低いために未燃のまま排出される燃料が増加する。

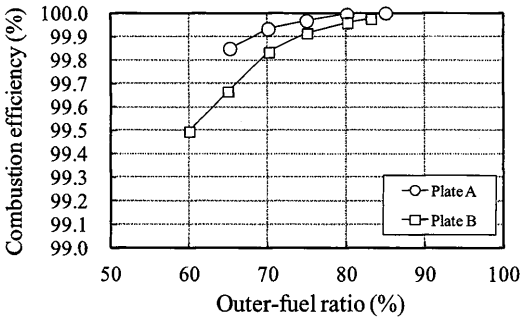


Fig.9 Variations in combustion efficiency at Maximum Load with Outer-Fuel Ratio

4.3 燃焼振動特性

本節では燃焼振動の点から燃焼器の信頼性を評価する。Fig.10 に，最大負荷条件において燃焼器全 6 缶の中で圧力変動の最大振幅値（管理値で規格化）を外周燃料比率に対して示す。どちらの Plate でも振動振幅は管理値よりも十分低い値を保っており，この結果から燃焼器を安定に運転可能なことを確認した。この結果は，クラスタバーナによって安定な浮上火炎が形成されていることを示唆している。

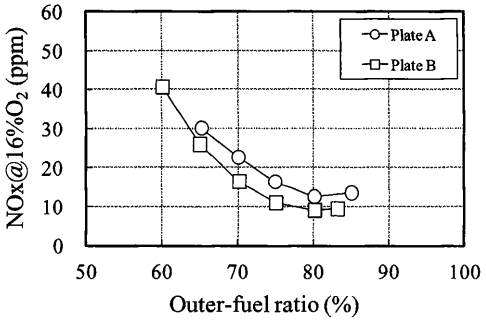


Fig.8 Variations in NOx Emissions at Maximum Load with Outer-Fuel Ratio

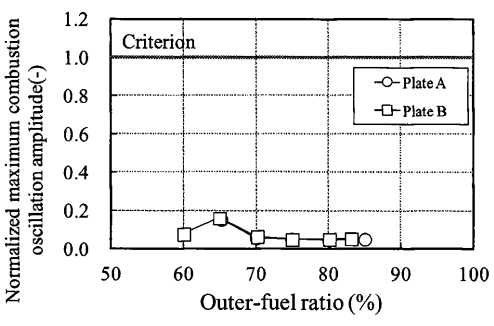


Fig.10 Variations in Maximum Combustion Oscillation Amplitude at Maximum Load with Outer-Fuel Ratio

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.4 メタル温度特性

本節では燃焼器ライナと空気孔プレートのメタル温度の点から燃焼器の信頼性を評価する。

Fig.11 に，最大負荷条件において燃焼器全 6 缶の中でライナメタルの最高温度（管理値で規格化）を外周燃料比率に対して示す。どちらの空気孔プレートでもライナメタル温度は管理値よりも低い値を保っている。なお，最高温度をとる位置はライナ後縁(最下流位置)の周辺である。ライナメタル温度は Plate B の方が低くなり，この結果は Plate B の細身火炎がライナメタル温度の低減に有効であることを示している。

Fig.12 に，最大負荷条件において燃焼器全 6 缶の中でバーナプレートメタルの最高温度（管理値で規格化）を外周燃料比率に対して示す。Plate A，Plate B の空気孔プレートメタル温度は同等であり，どちらも管理値よりも低い値を保っている。最高温度をとる位置はパイロットバーナとメインバーナに挟まれた領域であり，この温度上昇はメインバーナの領域に延びたパイロットバーナ火炎によると考える。

本プラント試験中，いずれの空気孔プレートでも逆火や火炎の吹き消えは起こらず，燃焼器を安定に運転できた。

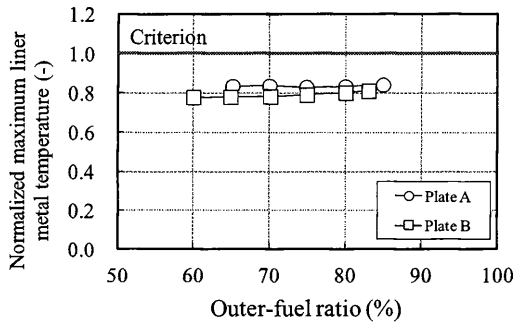


Fig.11 Variations in Maximum Liner Metal Temperature at Maximum Load with Outer-Fuel Ratio

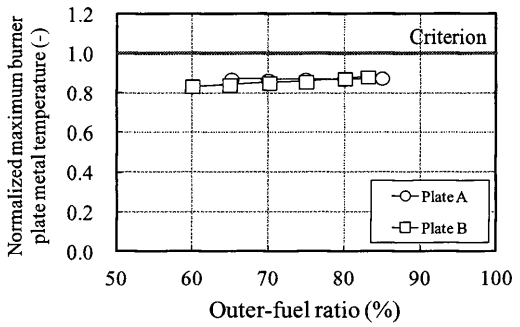


Fig.12 Variations in Maximum Burner Plate Metal Temperature at Maximum Load with Outer-Fuel Ratio

5．まとめ

本研究では，IGCC パイロットプラントにおいて，生成される実際の石炭ガス化ガス燃料を用い，クラスタバーナを備えたドライ低 NOx 燃焼器にて負荷試験し，その燃焼性能を評価した。本報告では，特に火炎形状の影響に着目し，以下の結論を得た。

- 細身火炎を形成する燃焼器はNOx低減に有効であり，最大負荷時のNOx排出濃度 9.1ppm (16% O_2換算)を達成した。
- 細身火炎はライナメタル温度の低減に有効である。

以上の結果から，実プラントにおいて，クラスタバーナを備えた燃焼器により実ガスのドライ低 NOx 燃焼を実現した。また，細身火炎が燃焼性能の向上に有効であることがわかった。

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（New Energy and Industrial Technology Development Organization：NEDO）プロジェクト「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」のもと実施した。また，本燃焼試験は J-POWER 若松研究所のご助力により実施した。ここに関係者各位に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

1) Dodo, S., Asai, T., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., and Inoue, H.: Performance of a Multiple-Injection Dry Low NOx Combustor with Hydrogen-Rich Syngas Fuels, J. of Gas turbine and Power, Vol.135, No.1 (2013) pp.011501-1–011501-7.

2) Asai, T., Dodo, S., Akiyama, Y., Hayashi, A., Karishuku, M., and Yoshida, S.: A Dry Low-NOx Gas-Turbine Combustor with Multiple-Injection Burners for Hydrogen-Rich Syngas Fuel: Testing and Evaluation of Its Performance in an IGCC Pilot Plant, Proceedings of ASME 2013 Power Conference, Power2013-98122 (2013).

3) Nagasaki, N., Takeda, Y., Akiyama, T., and Kumagai, T.: Progress toward Commercializing New Technologies for Coal Use –Oxygen-blown IGCC+CCS, Hitachi Review, 59(3) (2010), pp.77–82

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

C-6

JAXA クリーンエンジンにおける予混合 2 段燃焼器の開発

*山本　武，下平　一雄，黒澤　要治，吉田　征二（宇宙航空研究開発機構）

Development of Lean Axially Staged Combustor in JAXA TechCLEAN

*Takeshi YAMAMOTO, Kazuo SHIMODAIRA, Yoji KUROSAWA and Seiji YOSHIDA
(Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

In JAXA, combustion technologies have been developed with an aggressive target that is an 80% reduction over the NOx threshold of the fourth Committee on Aviation Environmental Protection (CAEP/4) of the International Civil Aviation Organization (ICAO). Lean staged fuel nozzles have been developed and tested using a single-sector combustor under Landing and Take-off (LTO) cycle conditions of the target engine with a rated output of 40 kN and an overall pressure ratio of 25.8. A reduction of 83.9% in LTO NOx emissions relative to the ICAO CAEP/4 standard and drastic reductions in smoke and carbon monoxide (CO) emissions were resulted by single-sector combustor tests of a lean staged combustor with an additional premixed fuel nozzle (ECF: Emission Control Fuel nozzle). As a next step, a multi-sector combustor with ECF was developed and tested. The test results show that the combustor enables a reduction of 82.2% in LTO NOx emissions relative to the ICAO CAEP/4 standard, though unburnt hydrocarbons (HC) and CO emissions are increased. Temperature distributions in the combustor exit plane were also evaluated.

Key words: TechCLEAN, Aircraft engine, Lean axially staged combustor, NOx, HC, CO, Smoke

1．はじめに

航空機から排出された NOx（窒素酸化物）は空港周辺の大気汚染の原因となる他，航空機が巡航する対流圏上層では，温室効果を持つオゾンの濃度を増加させ，気候に影響を及ぼすとされている[1]。また，燃料消費量の削減や温室効果ガスである二酸化炭素の削減のために，エンジンの高圧力比化が進んでおり，これが NOx の排出量を増加させる傾向にあること，航空輸送量が今後も増加することが予想されることから，NOx 排出を大幅に低減する技術が望まれている。

国際民間航空機関 ICAO (International Civil Aviation Organization)の航空環境保全委員会 CAEP (Committee on Aviation Environmental Protection) は，航空機の NOx 排出基準を Fig.1 に示すように数年毎に強化している[2]。ICAO は 2014 年には現在の基準 CAEP/6 からさらに 15%（圧力比 30 の場合）引き下げることを勧告しているとともに，Fig.2 に示す中期目標（2016 年に CAEP/6 の 55±2.5%）および長期目標（2026 年に CAEP/6 の 40±5%）を設定している。Fig.1, 2 中の丸で示された点は ICAO Aircraft Engine Emissions Databank[3]として公開されている実機エンジンの計測データを示しており，その時の基準値の 50%～90%に分布している。これらのエンジンに用いられている燃焼器は，米国ゼネラル・エレクトリック社の GEnx を除き，拡散燃焼または RQL (Rich-burn / Quick-quench / Lean-burn) 燃焼方式を用いたものである。

航空機エンジンメーカー各社は，将来の厳しい規制に対応すべく，競って技術開発に取り組んでいる。米国プラット・アンド・ホイットニー社は RQL 燃焼方式の性能を高めた TARON X 燃焼器[4]を開発し，GTF（Geared turbofan）による燃費削減効果と合わせて，PW1000G 系エンジンで NOx を CAEP/6 の 50%まで低減している。ゼネラル・エレクトリック社は希薄予混合燃焼を用いる独自の TAPS 燃焼器[5]を開発し，新型エンジン GEnx に適用した。希薄予混合燃焼器の航空機用エンジンへの適用は初めてであり，大幅な NOx 排出低減に成功した。GEnx-1B54 では NOx 排出を CAEP/4 基準値の 70%減まで低減している。Fig.1, 2 を見ると GEnx エンジンの NOx 排出が他のエンジンと比較して跳びぬけて少ないことが分かる。ロール

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ス・ロイス社も希薄予混合燃焼を用いた燃焼器開発[6]を実施しており，ACARE（Advisory Council for Aeronautics Research in Europe）の目標（2020年にCAEP/6の40%）を目指し研究開発を進めている。NASAは，ERA（Environmentally Responsible Aviation）プロジェクト[7]において，燃料ミキサを多数配置することにより燃焼ガス温度を一様化するLean Direct Multi-Injection[8]等により，2020年までにNOxをCAEP/6の25%に低減することを目標に研究開発を進めている。

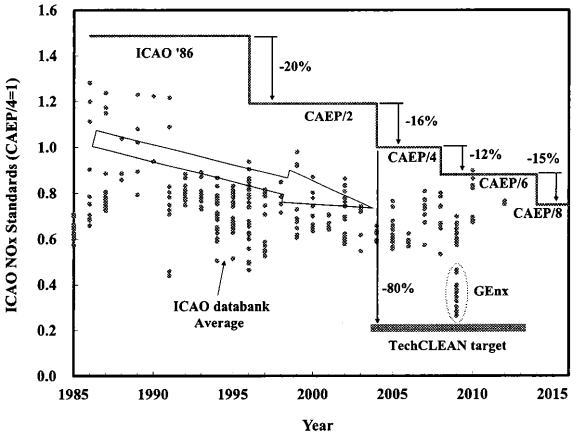


Fig.1 Transition of ICAO NOx Emission Standards and Engine Emission Data

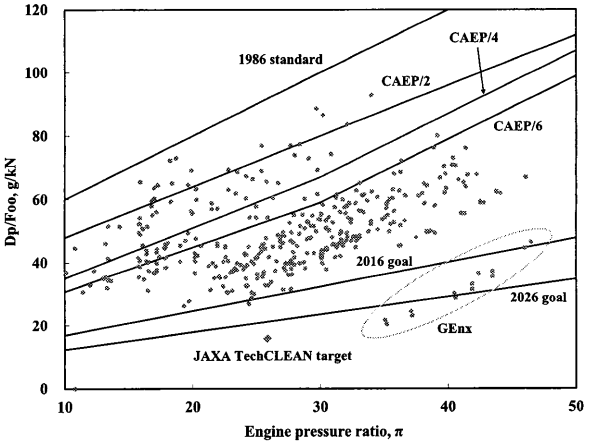


Fig.2 ICAO NOx Standards vs. Engine Pressure Ratio and Engine Emission Data

日本では，新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発[9]（通称：エコエンジン）」が2003年度から2011年度にかけて実施され，その一環として（株）IHI，川崎重工業（株），三菱重工業（株）がそれぞれ異なる燃焼方式の低NOx燃焼器の開発を実施した。NOx排出の低減目標をCAEP/4基準の50%とし，実用化を視野に入れた研究開発を実施した。JAXAは各社との共同研究で燃焼器開発に参加するとともに，試験技術や計測器の開発，高圧燃焼試験による各社の燃焼器の評価を実施した。

JAXAでは，エコエンジンの共同研究と並行して，平成2003年10月から2012年度末まで「クリーンエンジン技術の研究開発」（以下，クリーンエンジン）を実施し，航空機エンジンの環境負荷低減技術の研究開発を行った。本講演では，クリーンエンジンの一環として実施したNOx排出低減技術の研究開発の内，シングルセクタ燃焼器試験，マルチセクタ燃焼器試験による実証を概説する。

2．研究開発の目標・想定エンジン

クリーンエンジンではNOx目標をCAEP/4基準の80%減として燃焼技術の研究と燃焼器試作による技術実証を行った。研究開発は推力40kN，圧力比25.8の小型ターボファンエンジンを想定して行った。Table 1に本エンジンのLTOサイクル4条件を示す。

Table 1 Combustor Conditions of LTO Cycle of Assumed Turbofan Engine

Condition	Unit	7%	30%	85%	100%
Pressure	kPa	487	1077	2266	2619
Temperature	K	503	609	756	787
Air flow rate	kg/s	3.96	7.91	14.24	15.82
Fuel flow rate	g/s	42.4	103.3	302.7	369.1
Air/fuel ratio	-	93.2	76.5	47.0	42.9

3．希薄予混合燃焼器の開発

3.1 希薄予混合燃料ノズル

本研究開発で設定した高いNOx低減目標を達成のためには，RQL燃焼方式を改良することでは困難であるため，TAPS燃焼器が用いている希薄予混合燃焼方式を採用した。希薄予混合燃焼はスモークの低減にも有効である。

Fig.3は開発した希薄予混合燃料ノズル[10]（以下，LSF）の断面図，Table 2はLSFの仕様を示している。LSFはTAPS燃料器の燃料ノズルと同様，パイロット燃料ミキサを中心にその周りにメイン燃料ミキサを配置している。パイロットミキサは液膜式気流微粒化噴射弁を採用し，メイン空気による消炎を軽減するため，窪みにパイロット火炎を形成する。パイロットフレア部に設けた後方ステップに形成される渦は燃料噴霧がフレア部に付着するのを防止する。メインミキサには，安定燃焼のための十分な旋回を維持したまま，燃料微粒化と空気との混合を促進する強い乱れを作るため，2番目のスワーラのみが逆の旋回角を持つ3重の

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

スワーラを使用し、2 重のせん断流を形成する。燃料は半径方向内側の壁に設けられた燃料噴射孔から内側スワーラと 2 番目のスワーラの間に設けられた液膜形成体に噴射され，そこで周方向に広がった後，液膜形成体下流端でせん断流中に放出される。

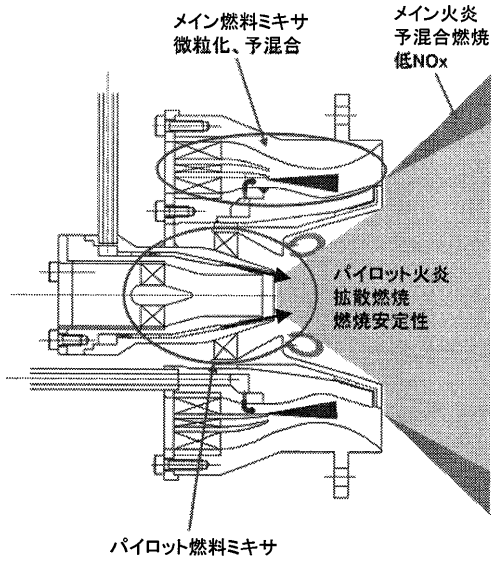


Fig.3　Lean Staged Fuel Nozzle, LSF

Table 2. Specifications of LSF

Item	Unit	Value
Swirler vane angles		
Pilot inner	degree	+55
Fuel injection grooves		+50
Pilot outer		−45
Main inner		−50
Main middle		+50
Main outer		−50
Number of pilot fuel injection grooves	-	8
Width of pilot grooves	mm	0.5
Depth of pilot grooves	mm	0.5
Number of main fuel injection holes	-	10
Diameter of main injection holes	mm	0.5
Effective opening area	mm^2	532

3.2　シングルセクタ燃焼器試験による評価

LSF の燃焼性能を評価するため，Fig.4 に示すシングルセクタ燃焼器を用いて Table 1 の条件で燃焼試験を実施した[7]。ただし、空気流量は燃焼器の全圧損失率が 4.0%となるように調節した。燃焼ガスは燃焼器出口に固定された水冷サンプリングプローブにより収集し，HORIBA MEXA-7100D により分析した。スモークナンバー（以下，SN）は SAE の規定に基づいて JAXA で開発した排煙濃度計により計測した。7%，30%推力条件ではパイロットミキサのみから燃料を噴射した。85%，100%推力条件ではパイロットミキサ，メインミキサ両方から燃料を噴射した。

Table 3 は試験結果より求めた NOx, HC, CO の LTO サイクル排出総量と最大となる 30%推力条件の SN の ICAO 基準に対する割合である。NOx 排出は CAEP/4 基準の 23%であり，高い低 NOx 性能をもつが目標に届いていない。HC は低く基準に対して余裕があるが，燃焼器の空燃比が 3%増加すると 85%推力条件で CO が増え，排出量が基準に近づく，3%減少すると 30%推力条件の SN が基準値を超え，CO と SN を低減する必要があることが分かった。

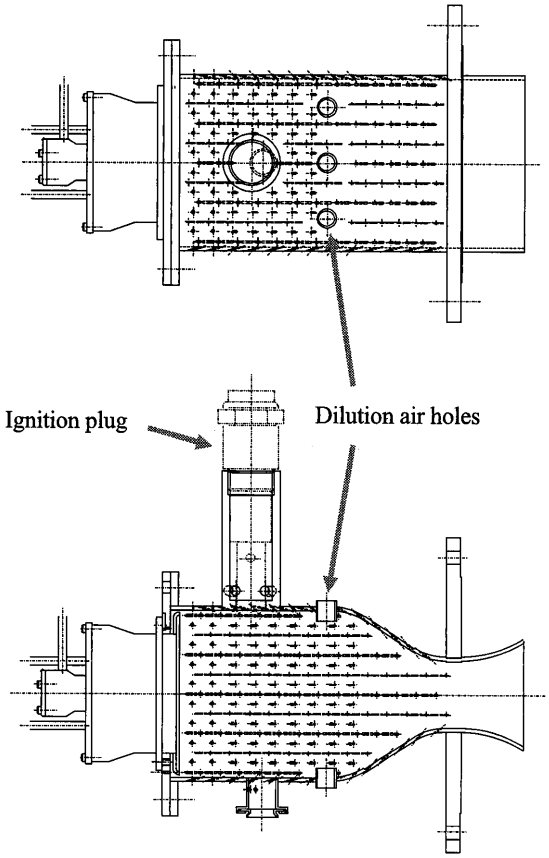


Fig.4　Lean Staged Single-Sector Combustor

Table 3　LTO Cycle Emissions of the Lean Staged Combustor Relative to the ICAO CAEP Standards

AFR setting	NOx	HC	CO	Smoke at 30% MTO
AFR -3%	23.4	22.7	75.8	100.3
Original AFR	22.9	21.5	81.3	85.6
AFR +3%	22.4	20.7	94.1	67.0

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．予混合 2 段燃焼器の開発

希薄予混合燃焼器の燃焼試験で課題となった高いCO，SNを低減するため，燃焼器ライナの希釈空気孔を無くし，新たな液膜式気流微粒化噴射弁（Emission Control Fuel nozzle，以下，ECF）を付加し，Fig.5に示す予混合2段燃焼器[11,12]を製作した。ECFの仕様をTable 4に示す。予混合流路内への逆火，保炎を防止するため，スワーラ角度は20度とした。Fig.6は燃料スケジュールの概略を示している。この改造と燃料スケジュールにより，(1) 30%推力条件では，パイロットミキサの燃料を減らし，ECFから燃料を噴射することにより，パイロット火炎の空燃比が大きくなり，SNが減少する，(2) 希釈空気によるメイン火炎のクエンチがなくなり，COが減少する，(3) 100%推力条件では，メイン燃料の一部をECFで燃焼させることにより，メイン予混合気の空燃比を増やしNOx排出量が減少するという効果が期待できる。これに加えて，Fig.7に示すようにパイロットミキサの燃料噴射孔の4個を上流に移動して燃料噴射を2段階とした。これにより85%，100%推力条件でのパイロット火炎がより希薄（燃料割合7.5%）で安定に維持可能となり，パイロット火炎からのNOx排出が低減した。

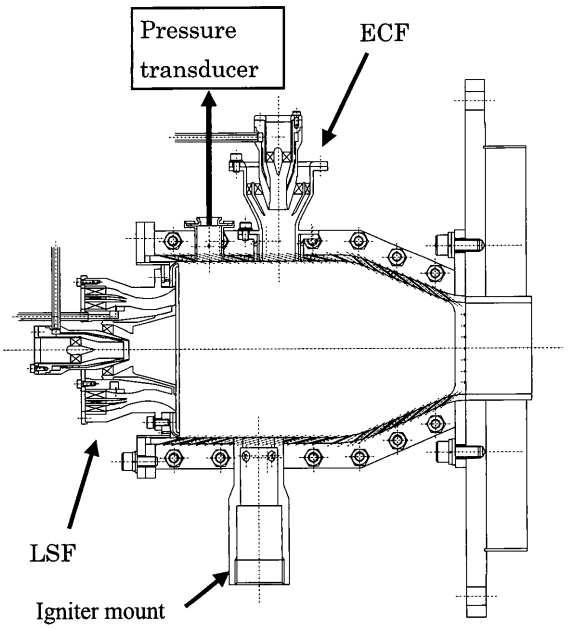


Fig.5　Cross Section of Lean Axially Staged Combustor

予混合 2 段燃焼器の燃焼試験の結果を Table 4 に示す。30%推力条件において ECF を使用しない場合でもすべての排出物が減少し，NOx は CAEP/4 基準の 82.1%減と目標を上回った。同条件において ECF を使用した場合は HC，CO が増えるが，NOx はさらに 83.9%減に減少するとともに，SN も大幅に減少した。

Table 4　Specifications of ECF

Item	Unit	Value
Swirler vane angles Inner Fuel injection holes Middle Outer	degree	 +20 +20 −20 +5
Number of fuel injection grooves	-	8
Width of fuel injection grooves	mm	0.5
Depth of fuel injection grooves	mm	0.5
Effective opening area	mm^2	140

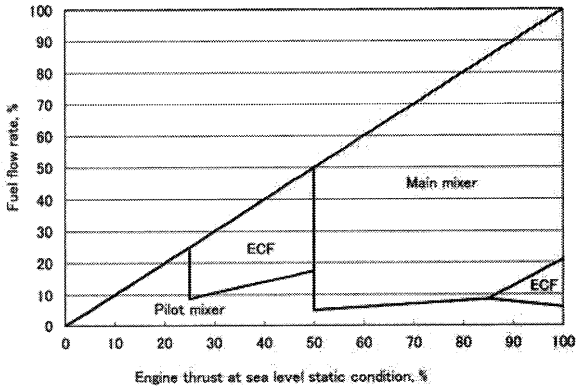


Fig.6　Schematic of Fuel Scheduling

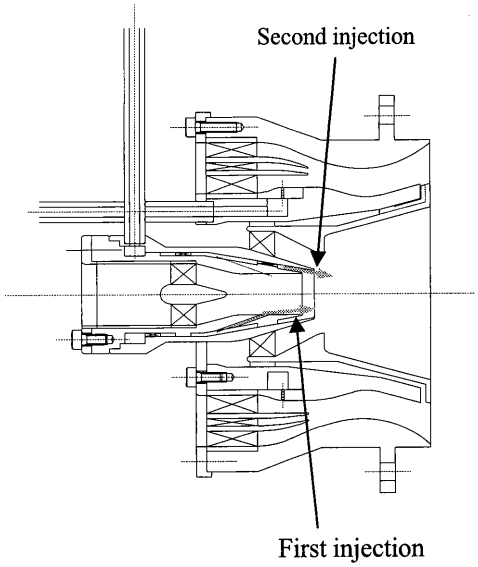


Fig.7　Modification of Pilot Fuel Injection Hole Arrangement of LSF

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 5　LTO Cycle Emissions of the Lean Axially Staged Combustor Relative to ICAO CAEP Standards

Fuel split under 30% MTO	NOx %	HC %	CO %	SN % at 30%MTO
Pilot: 100% ECF: 0%	17.9	5.3	43.0	38.7
Pilot: 35.8% ECF: 64.2%	16.1	18.6	59.8	1.0

5．予混合２段マルチセクタ燃焼器の評価

燃焼器開発の次の段階として，予混合2段燃焼器をFig.8に示すマルチセクタ燃焼器形態で評価した。マルチセクタ燃焼器は試験設備の最大空気流量からLSF+ECF 3組分（角度67.5度）とし，両端の側壁は耐熱コンクリートで製作しており無冷却である。85%および100%推力条件では，空気流量が足りないために，圧力をそれぞれ1900KPa, 1960kPaとして試験を行った。Fig.9はシングルセクタ燃焼器で温度を100%推力条件の787Kに保ち，圧力を1960kPaから100%推力条件の温度2619kPaまで，空燃比を42から50まで変化させて計測したNOx排出指数（EINOx）である。この図から，EINOxは空燃比に依存し，圧力には依存していないことが分かる。このことから，マルチセクタ燃焼器試験で圧力を変えて試験を行った結果が実圧条件での結果と大きく異ならないことが推測される。全ての条件で，燃焼器の全圧損失率が4.0%となるように空気流量を調節した。排ガスと温度分布は燃焼器出口における2.8度間隔でのサンプリングプローブおよび5点のB型熱電対のトラバースにより計測した。

Fig.10は100%推力条件における燃焼器出口での排出物の濃度分布である，両図の縦の実線は燃料ノズル1セット分のセクタの領域を示しており，セクタの境界でCOの濃度が高くなっていることが分かる。これはRQL燃焼器の燃料ノズルと比べて増加した燃焼ノズルの旋回流同士の干渉，あるいは，環状燃焼器では生じないマルチセクタ燃焼器特有の流れ場によるものと推測している。燃焼性能の評価は左右の壁の影響を減らすため，中央のセクタの計測値のみを用いた。

Fig.11は同条件で計測された燃焼器出口温度分布を示している。中央のセクタの温度分布から計算した温度不均一率（Peak temperature Factor）は0.109であり，十分低い値であった。左右のセクタの温度分布を見ると燃料ノズル中心位置（図中点線）で線対称となっておらず，側壁の影響が大きいことが分かる。

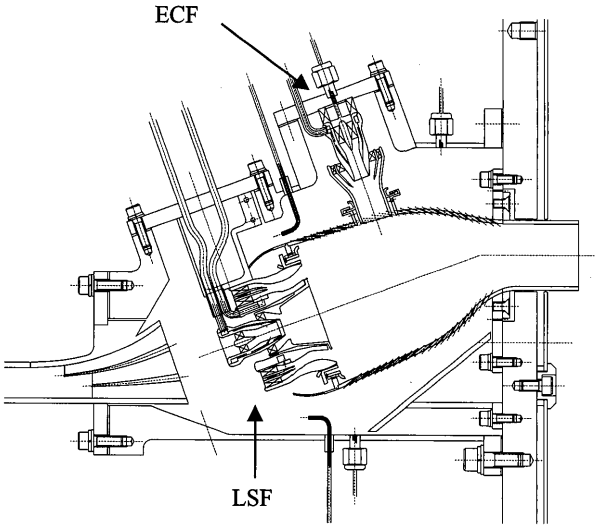


Fig.8　Cross-Section of the Lean Axially Staged Multi-Sector Combustor

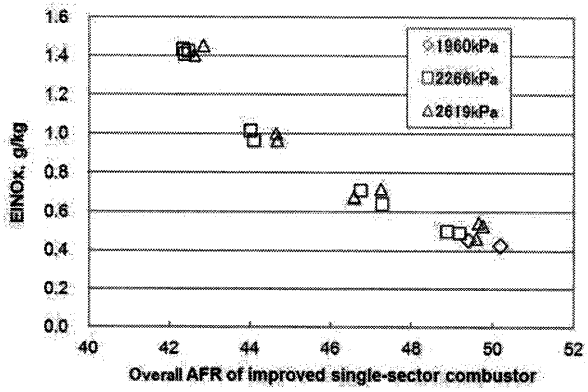


Fig.9　Dependence of EINOx on Combustor Inlet Pressure and Overall AFR of Improved Combustor

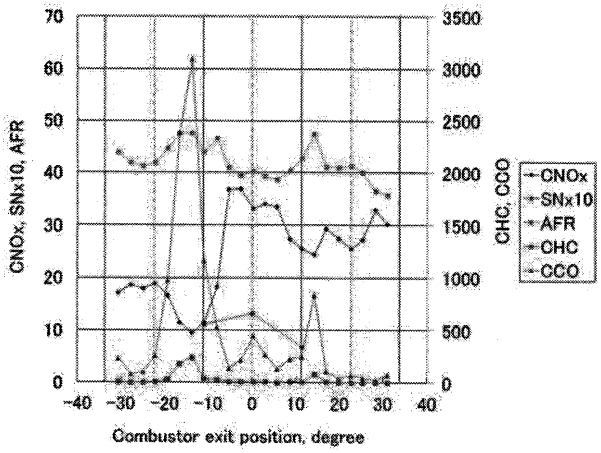


Fig.10　Distributions of Concentrations of NOx, HC and CO, and Smoke Number in Combustor Exit Plane under 100% MTO conditions

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

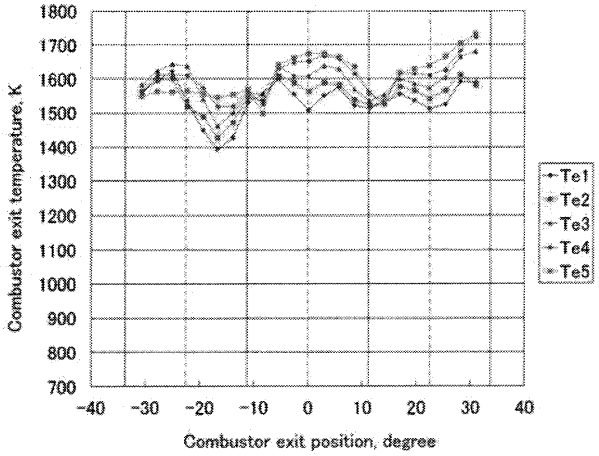


Fig.11 Distributions of Gas Temperature in Combustor Exit Plane under 100 % MTO Condition

Table 6 LTO Cycle Emissions of the Combustor Relative to ICAO CAEP Standards

Fuel split under 30% MTO	NOx %	HC %	CO %	Maximum SN %
Pilot: 100% ECF: 0%	18.7	13.2	62.3	21.3 30% MTO
Pilot: 32.5% ECF: 67.5%	17.8	36.1	76.3	4.2 85% MTO

Table 6はマルチセクタ燃焼器試験で計測された排出物のICAOの基準に対する割合を示す。シングルセクタ燃焼器の結果と比較して，全ての値で悪化しているが，全てICAOの基準を満たしており，30%推力条件でECFから燃料を噴射した場合，NOxは目標の80%減を超える82.2%減となっている。

まとめ

ジェットエンジン排気中のNOxを大幅に低減するため，予混合 2 段燃焼器を開発し，目標であるCAEP/4 NOx 基準の 80%減を超える低い NOx 排出をマルチセクタ燃焼器で達成した。現在，環状燃焼器での性能評価を行っているところである。

JAXA では平成 25 年度より新たに「グリーンエンジン技術の研究開発」を開始し，より圧力比の高いエンジンを対象として環境負荷低減技術の研究を実施している。燃焼器についても，より燃焼器出口温度の高い条件においても有効なNOx低減技術を開発するとともに，エンジンの作動条件全体に渡る燃焼性能を確保するための燃焼制御技術を開発する。

参 考 文 献

1) Penner, J. E., Lister, D. H., Griggs, D. J., Dokken, D. J., and McFarland, M., eds.: Aviation and the Global Atmosphere, Cambridge University Press, Cambridge, England (1999).
2) 山本武：航空機用ジェットエンジンの排気 -国際排出基準と燃焼器技術の動向，日本マリンエンジニアリング学会誌 第 47 巻第 6 号（2012）
3) ICAO Aircraft Engine Emissions Databank, http://easa.europa.eu/environment/edb/aircraft-engine-emissions.php.
4) プラット・アンド・ホイットニー社ウェブサイト，http://www.purepowerengine.com/environmental.html
5) ゼネラル・エレクトリック社ウェブページ，http://www.geaviation.com/education/theatre/genx/
6) Lazik, W., Doerr, Th., Bake, S., v.d.Bank, R., Rackwiz, L.: Development of Lean-Burn Low-NOx Combustion Technology at Rolls-Royce Deutschland, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51115.
7) Heidmann, J.: NASA's Current Plans for ERA Propulsion Technology, http://www.aeronautics.nasa.gov/pdf/asm_2010_heidmann%20v4x_508.pdf.
8) Prociw, A., Ryon, J., Goeke, J.: Low NOx Combustion Concepts in Support of the NASA Environmentally Responsible Aircraft Program, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68426.
9) 船渡川治ほか 2 名: 環境適応型小型航空機用エンジンの研究開発， 日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.3, 2006.5, pp. 172-177.
10) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S.: Combustion Characteristics of Fuel Staged combustor for Aeroengines at LTO Cycle Conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46133.
11) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Yoshida, S., Kurosawa, Y.: Emission Reduction of Fuel-Staged Aircraft Engine Combustor Using an Additional Premixed Fuel Nozzle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, March 2013, Vol. 135 / 031502.
12) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S.: Evaluation of Lean Axially Staged Combustion by Multi-Sector Combustor Tests under LTO Cycle Conditions of a Small Aircraft Engine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2012-95496

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-7

Investigation on flow field, fuel placement and combustion characteristics of a fluidcially controlled staged jet engine burner

*Seiji Yoshida(JAXA), Denis Schneider(DLR), Mitsumasa Makida(JAXA), Michael Schroll(DLR), Lena Lange(DLR), Johannes Heinze(DLR), Marc Kunter(DLR)

ABSTRACT

To extend the stable operation range of a lean, prevaporized, premixed combustor, a fluidically controlled staged jet engine burner has been studied. The burner has a main burner and a pilot burner which are located co-axially and a fluidic device to change air flow split ratio of the main burner and the pilot burner. PIV and some spectroscopic measurements with combustion were performed to investigate flow field, fuel placement and combustion characteristics in the combustion chamber downstream the burner. The results shows that the jet velocities from the pilot burner and the main burner were changed by the flow split ratio control. Also fuel placement, combustion reaction intensity, location of intensive reaction and atomization characteristics were changed.

Key words: Aero engine, Combustor, Air flow control, Optical measurements

1. Introduction

Lean, prevaporized, premixed (LPP) combustion is the most promising technique to reduce NOx emission from jet engine. But LPP combustion has inherent problems. Its stable combustion range is narrow and it tend to lead to unstable combustion. To realize stable combustion in wide engine operating condition, fuel staging combustor is used, which has a pilot burner using premixing combustion with comparatively high fuel concentration or diffusion combustion to make stable flame and a main burner using premixing combustion with comparatively low fuel concentration to achieve low-NOx combustion. For some industrial gas turbines, in order to maintain the air fuel ratio in an adequate range, not only fuel staging but also air flow distribution control in combustor is applied. One of the ways to control the air flow is to use a bypass valve mounted on the transition piece of the combustor[1]. The air flow control has a possibility to extend the operation range of stable combustion on LPP combustor for also a jet engine. But air flow control in a combustor has not yet been used for a jet engine.

The air flow control device for jet engine is placed in high pressure and high temperature environment in a flow pass of the air for combustion. Therefore the air flow control device is required to be operated in the harsh environment. It is the different point from fuel control device which can be placed in a non-hostile environment. In order to achieve the air flow control in jet engine combustor, it is necessary that the control device can withstand the harsh environment. In addition, it must be highly reliable, compact and light weight.

Considering these points, fluidic device is proposed as an air flow control device[2)3)]. Fluidic device has no moving parts in the flow path of the air for combustion and its structure is simple. Therefore it is expected to have high reliability under harsh environment.

A fluidically controlled staged jet engine burner has been studied[4)]. The burner has a main burner and a pilot burner which are located co-axially and a fluidic device to change air flow split ratio for the main burner and the pilot burner.

The purpose of this study is demonstration of the effect of the air flow split ratio control between the pilot burner and the main burner by investigating flow field, fuel placement and combustion characteristics of the fluidically controlled burner.

In this paper results of flow field measurements by PIV and some spectroscopic measurements are reported.

2. Fluidcially controlled burner

Fluidic diverter is one of fluidic device and has one inlet channel, two outlet channels. The jet coming from the inlet into fluidic diverter is deflected by pressure difference between the both sides of the jet and then the flow split ratio of two outlets are changed. The pressure

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

difference between the both sides of the jet is produced by blowoff of small amount of air through control channel from connecting point of inlet and two outlets.

A fluidic diverter with annular flow channel is attached on upstream of an air blast staged burner. The burner has a main burner outside and a pilot burner inside which are located co-axially. Fig.1 is a cross-sectional view of the fluidically controlled burner used in the test. The outer diameter of main burner exit is 59.8mm. The shape of fuel nozzle part (a part downstream of the fluidic device) is same as the fuel nozzle used in TechClean project[5] conducted by JAXA. But some dimensions were changed to fit the fluidic diverter. The fuel nozzle constituts of five swirlers. Two inner swirlers are for the pilot burner and three outer swirlers are for the main burner. Pilot fuel is injected as a film between two pilot swirler passages, and main fuel is injected from the inner wall surface of the main nozzle passage through simple holes. Kerosene was used as the fuel. One outlet of the fluidic diverter is connected to pilot burner and another outlet is connected to most inner swirler of main burner. Therefor air flow split ratio of the pilot burner and the main burner can be changed.

In this paper the state when the blowoff is applied to pilot burner side control channel is referred as pilot mode, the state when the blowoff is applied to main burner side control channel is referred as main mode, and the state when the blowoff is not applied to neither control channel is referred as neutral mode.

According to the air distribution measurements in atmospheric pressure test, which is not mentioned in this paper, flow split ratio of each flow channel are estimated as in table1. In this table MOMS, MIS, POS, and PIS mean main outer and middle swirler, main inner swirler, pilot outer swirler, and pilot inner swirler respectively. The result of the test shows that on main mode main air flow increases and pilot air flow decreases compared to pilot mode and on neutral mode the air flows are middle of the two modes.

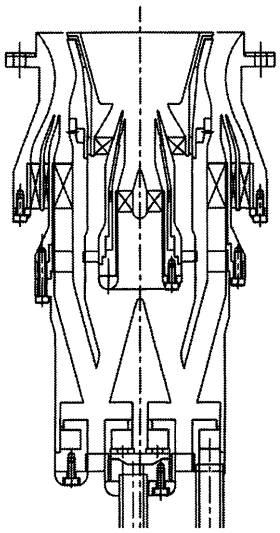


Fig.1 Fluidically controlled burner

Table1 Air distribution

Control mode	MOMS	MIS	POS	PIS
Main mode	50.6%	36.3%	10.3%	2.8%
Neutral mode	50.8%	34.7%	11.4%	3.1%
Pilot mode	51.2%	31.0%	14.0%	3.8%

3. Test facility

The experimental facility, which was used for optical measurements of the fluidically controlled burner, is the Single Sector Combustor at DLR Cologne, Institute of propulsion technology. The setup of a combustion chamber, a plenum chamber and the burner are shown in Fig.2. Three side walls of the combustion chamber in the rig are glasses and, thus, they provide optical access from three directions to the inside of the combustor. A hydrogen torch for ignition is mounted on a remaining side wall. Electrically preheated air is supplied to a plenum chamber upstream the combustor, where the burner is mounted. It is then fed to the combustion chamber through the burner. Another preheated air is supplied for cooling of the windows. Non-

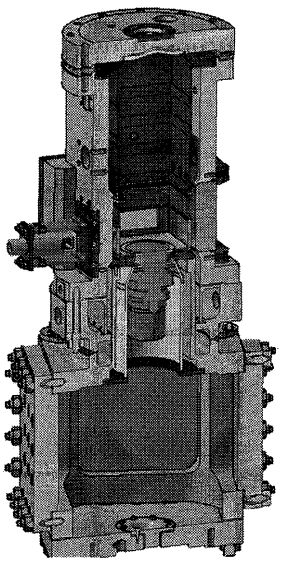


Fig.2 Single sector combustor with optical access

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table2 Summary of applied measurement techniques

Measured Quantities	Measurement Techniques	Laser wave length	Captured wave length
flow field	PIV	532nm	532±5nm
fuel distribution, liquid phase	Mie-scattering	532nm	532±5nm
fuel distribution gaseous and liquid	Laser-induced fluorescence of Kerosene	283nm	340-380nm
OH concentration	Laser-induced fluorescence of OH	283nm	305-325nm
heat release	OH*-chemiluminescence	-	305-325nm

preheated cooling air enters behind the combustor liner and comes into the combustion chamber through cooling holes on the liner. All airflows exit the combustor through a choked exit nozzle.

Temperature and pressure at the plenum chamber were 503K and 472kPa. The pressure drop over the burner was 4% of the plenum pressure. Then, the air mass flow of the burner was about 185g/s. The pilot fuel mass flow was 3.8g/s. The main fuel was not fed. The blowoff air for the flow split ratio control was 6.3g/s on pilot and main mode. PIV and spectroscopic measurements were carried out on different days. There might be a small difference in between the operating conditions of PIV and spectroscopic measurement.

4. Measurement techniques

Measurement techniques used in this study are summarized in table 2. PIV and other measurement technique (spectroscopic measurements) were carried out separately using different optical setup.

PIV was carried out to measure velocity fields. Double pulse Nd:YAG laser was used to illuminate tracer particles. Solid particles made of titanium dioxide were used for tracer particles. Time averaged mean velocities were calculated from 800 instantaneous flow field measurements.

For spectroscopic measurements a pulsed Nd:YAG laser and a dye laser excited by the Nd:YAG laser were used to form a planar light sheet. The scattered light and the fluorescence were detected perpendicular to the light sheet by an ICCD camera. A filter wheel was installed in front of the ICCD camera and the wave length to be detected by the ICCD camera can be changed by changing the band pass filter on the filter wheel. To correct signal intensity using local laser intensity, the incident laser light and the transmitted laser light were guided in reference cells respectively and the fluorescence intensity distributions of them were recorded by second camera[6].

For Mie-scattering, Kerosene LIF and OH LIF, 100 instantaneous measurements were carried out respectively and time averaged distributions were calculated.

For OH concentration measurement, kerosene LIF interfere OH LIF signal. To eliminate the interference of kerosene LIF, kerosene LIF was detected simultaneously by another camera with a different wave length band pass filter.

To detect the reaction zone the chemiluminescence of OH* was used. Assuming axial symmetry, Abel deconvolution was applied to the average of 100 OH* images. The exposure time of each images was 20μs.

5. Results and discussions

5.1 PIV

The flow fields on left half of center axis plane were measured by PIV. Fig.3 shows the result of flow field measurement for every control mode. We can see big main burner jet around x=-31mm, y=6mm and small pilot burner jet around x=-19mm, y=6mm. There is not a drastic change on the flow field by the air flow distribution control. But vertical velocities, expressed by contour, of the main and pilot jet were changed.

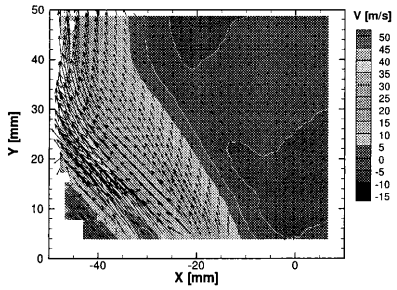
Fig.4 is the horizontal distribution of vertical velocity on y=5.6mm. The graph shows the change of vertical velocity more clearly. On pilot mode the velocity of pilot jet around x=-19mm increased and on the contrary, on main mode the velocity of pilot jet decreased. On neutral mode it was middle of the two. The peek speeds of main jet around x=-31mm were not change depending on the control modes but the width of the jet on pilot mode was thinner than other two modes. The increase of the jet velocity was caused by increase of mass flow and the decrease of the jet velocity was caused by decrease of mass flow. It agreed with the result of the flow distribution measurements showed in table 1.

5.2 Spectroscopic Measurement

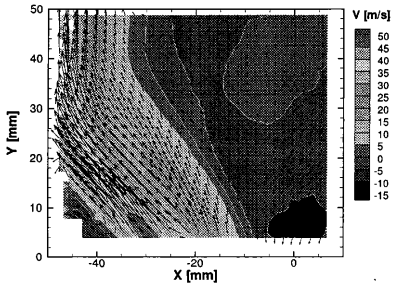
Spectroscopic measurements were carried out on reacting flow condition.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

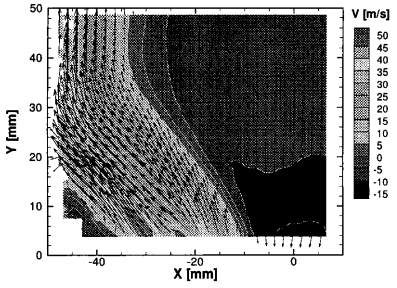
Fig.5 shows the Abel inversions of OH* chemiluminescence. It indicates the reaction zone on the center axis section. There are intensive reaction zones at X=±21mm, Y=2mm. This point is downstream of the separator between the main burner and the pilot burner. It suggests that the flame was held in the wake behind the separator. The intensity in this region increases in following order: main mode < neutral mode < pilot mode. This intensive reaction zones spread to downstream and outward. It means the intensive reaction occurred between the main burner jet and the pilot burner jet. According to table 1, the air mass flow rates of pilot burner were 25g/s, 28g/s and 34g/s on main, neutral and pilot mode respectively. Therefore the local equivalent ratios of the pilot burner were 2.3, 2.0 and 1.7 respectively. They were over the stoichiometric fuel/air ratio. It caused the intensive reaction between the fuel/air mixture from the pilot burner and the air from the main burner. There are another intensive reaction zones at X=±14mm, Y=2mm. It is a boundary of the pilot jet and the recirculation zone and in this region the mixture from pilot burner mixed with the hot burned gas. The mixture was over rich and oxygen in the burned gas was less than fresh air, thus the intensity is lower than outside pilot jet. If it is assumed that the concentrations of oxygen in the burned gas in the recirculation zone are identical on all control mode because the overall fuel/air ratios were identical, then the local equivalent ratio between the pilot jet and the recirculation on pilot mode was closer to one than other two modes, and the intensity of the chemiluminescence in the region was stronger than other modes.



(a)Main mode



(b)Neutral mode



(c)Pilot mode

Fig.3 Flow fields on center axis plane

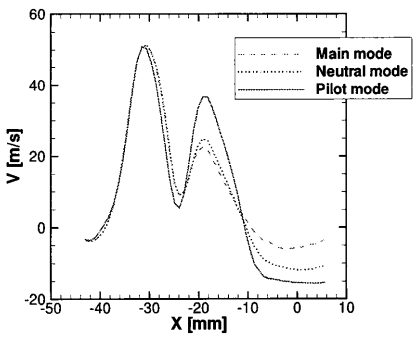


Fig.4 Axial velocity on Y=5.6mm

Fig.6 shows the OH concentration distributions on center axis section. OH concentration indicates temperature, but the mixture from pilot burner was over rich, therefore it was out of applicable condition of the temperature measurement technique by OH LIF[6], and we cannot obtain the absolute temperature. But we can understand the relative temperature from the results. In the figures, we can see cold unburned mixture jets from pilot burner and hot regions inside and outside the jets. The hot region outside the pilot jet is hotter than inside the jet. It indicates the heat release outside the jet was more intensive than inside. In addition, the concentrations around the pilot jets on each control mode increase in the following order: main mode < neutral mode < pilot mode. It means the heat release increases in this order. These features agree with the result of OH* chemiluminescence measurements. The cold unburned region spreading from the pilot burner to downstream outward on pilot mode was shorter than the other two modes. It suggests the reaction occurs closer to the burner on pilot mode than the other modes.

Fig.7 shows the gaseous and liquid phase kerosene distributions on each control modes. All fuel consumed

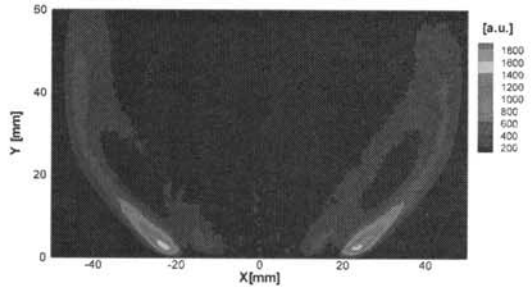
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

below Y=30mm on pilot mode, but the fuel speeded beyond upper border of the measurement region on main and neutral mode. It means the fuel consumed in a narrow region, and it indicates the more intensive reaction occurred in the narrow region on pilot mode. The flow speed of the pilot jet on pilot mode was faster than other modes, but the fuel spread on pilot mode was narrower. It suggests that on pilot mode the combustion process, namely atomization, vaporization, mixing and reaction, progressed quicker.

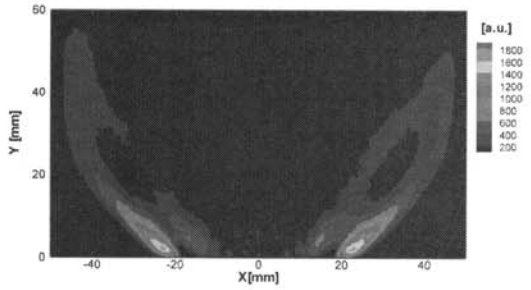
Fig.8 shows the spread of the fuel droplets. On main mode the fuel droplets spread widely, and the feature was much different from neutral and pilot mode. Comparing neutral mode the fuel droplets spread on pilot mode was narrow. It suggests that the fuel droplets spread has a relationship to the pilot jet speed, and faster pilot jet leaded better atomization and quicker vaporization. The spread of the fuel droplets on main mode was almost same as the fuel spread (fig.7(a)), while the fuel droplets spread was narrower than the fuel spread and contained inside the fuel spread on neutral and pilot mode. It means that the fuel droplets existed in or very close to the reaction zone on main mode. It is a unique feature of main mode. The differences between the velocities of the pilot jet on main and neutral modes were not big (fig. 4), but the atomization characteristics of them were quite difftent.

6. Conclusions

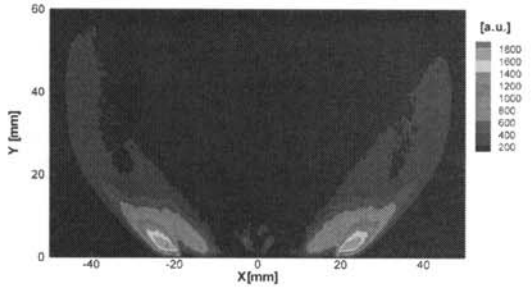
To investigate flow field, fuel placement and combustion characteristics of a staged jet engine burner which is combined with a fluidic diverter and can change the flow split ratio between the main burner and the pilot burner, flow field measurement by PIV and some spectroscopic measurements were conducted. The results shows the jet velocities from the pilot burner and the main burner were changed by the flow split ratio control. Also fuel placement, combustion reaction intensity,



(a)Main mode

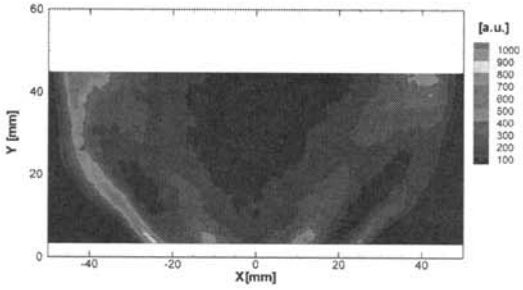


(b)Neutral mode

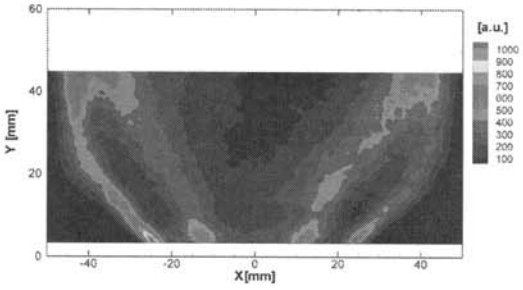


(c)Pilot mode

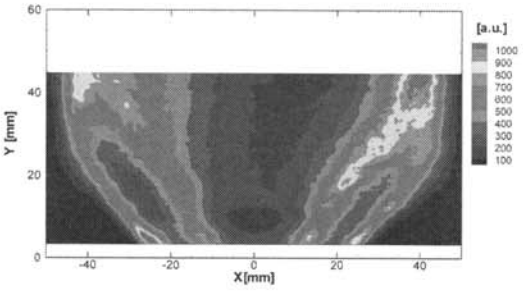
Fig.5 Abel inversions of OH* chemiluminescence



(a)Main mode



(b)Neutral mode



(c)Pilot mode

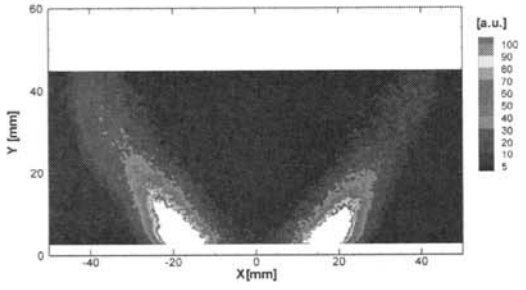
Fig.6 OH concentration distributions

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

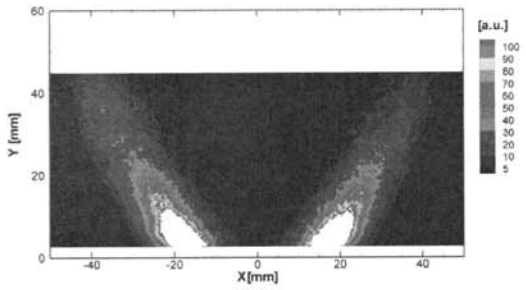
location of intensive reaction and atomization characteristics were changed depending on control mode. It means, this technology, the control of the flow split ratio between the main burner and the pilot burner, has a potential to improve the jet engine combustor by switching the control mode depending on the engine operating condition.

References

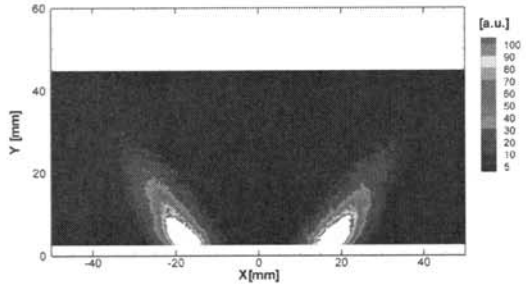
1) Y. Hashizume, et al., "Design and Development of Mitsubisi High-Performance Large-Capacity Gas Turbine (MW-701D) and New Pre-Mixed Type Low NOx Combustor, and Their Operation Results at 1090MW Combined Cycle Plant for Higashi Niigata Thermal Power Station No.3 of Tohoku Electric Power Co., Inc.", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol.22 No.3 (1985), pp.292-300 (in Japanese)
2) K. D. Brundish, C. W. Wilson, J. R. Tippetts, and R. J. Woolhouse, "Initial Optimisation of a Fluidically Controlled Variable Swirl Fuel Injector," AIAA-99-2403 (1999)
3) F. Sun, R. Lin, M. Haas and T. Brogan. "Air Flow Control by Fluidic Diverter for Low NOx Jet Engine Combustion," AIAA 2002-2945(2002)
4) S. Yoshida, T. Yamamoto, Y. Kurosawa, and K. Shimodaira, "Air Flow Control on High Pressure Combustion Test by Fluidic Diverter for Air Blast Fuel Nozzle," Abstracts of Asian Joint Conference on Propulsion and Power (2010), pp. 73, AJCPP2010-120
5) T. Yamamoto, K. Shimodaira, Y. Kurosawa, and S. Yoshida, "Combustion Characteristics of Fuel Staged Combustor for Aeroengines at LTO Cycle Conditions," Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46133
6) J. Heinze, U. Meier, T. Behrendt, C. Willert, K.-P. Geigle, O. Lammel, and R. Luckerath, "PLIF Thermometry Based on Measurements of Absolute Concentrations of the OH Radical," Zeitschrift fur Physikalische Chemie, 225(2011), pp.1315-1341



(a)Main mode

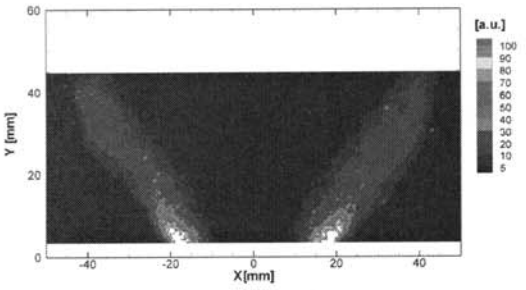


(b)Neutral mode

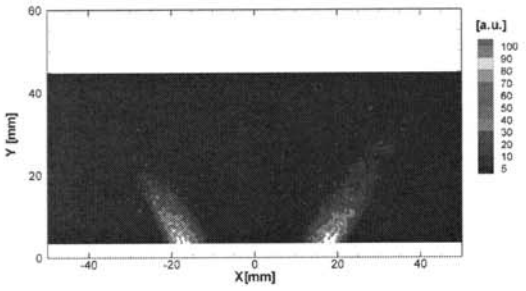


(c)Pilot mode

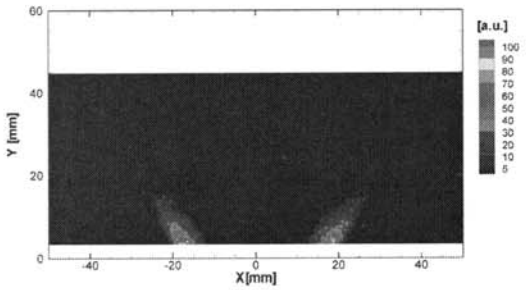
Fig.7 Kerosene distributions



(a)Main mode



(b)Neutral mode



(c)Pilot mode

Fig.8 Mie-scattering

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-8

燃焼振動発生時の低 NOx ステージング燃焼器内における非定常火炎構造

*立花繁(JAXA)，金井洸太（早大院），山本武，下平一雄，鈴木和雄（JAXA），佐藤哲也（早大）

Unsteady flame structures in a lean staged combustor under combustion instability

* Shigeru Tachibana (JAXA), Kota Kanai (Graduated school of Waseda Univ.),
Takeshi Yamamoto, Kazuo Shimodaira, Kazuo Suzuki (JAXA), Tetsuya Sato (Waseda Univ.)

ABSTRACT

Flame structures in a lean staged combustor under high temperature and pressure conditions are investigated by the OH-PLIF image analysis. Under a stable condition, the pilot flame (and its burnt gas) stabilizes the main premixed flame in the downstream region of the pilot cup tip. When increasing main fuel flow rate under a constant pilot fuel flow rate condition, strong pressure oscillations with a dominant frequency around 500 Hz with the rms amplitude beyond 6 kPa are observed. Under the unstable condition, the flame shows a strong unsteady periodic motion. The main flame detached from the pilot flame and moves outside at the phase angles between 60-180 degrees. At 120 degrees, the main flame seems to exist in the outer recirculation zone. The flame distribution at the phase angle also indicates that the main flame flashes back into the main annulus, which is not supposed to occur in terms of the original combustor design.

Key words: Jet engine combustor, Combustion instability, Staged fuel combustor, OH-PLIF

1. はじめに

環境保全の観点から，ジェットエンジンの排ガス規制は年々厳しさを増している。航空機の国際的な環境基準は ICAO（国際民間航空機関）の CAEP（航空環境保全会議）における検討を踏まえて策定されている。NOx 基準値はエンジンの技術発展トレンドも踏まえつつ，段階的に厳しい方向へと改訂が重ねられている [1]。このような規制強化を背景に，近年，低 NOx 化やスモークの低減に有効な希薄予混合燃焼方式がジェットエンジン燃焼器技術として取り入られるようになってきた。

JAXA においても「クリーンエンジン技術の研究開発」を通して，希薄予混合ステージング燃焼器の開発が行われてきた [2,3]。この燃焼器に用いられている燃料ノズルは，中心部に拡散燃焼方式のパイロット火炎，その外周に希薄予混合方式のメイン火炎が形成されるように設計されている。パイロット火炎は，メイン希薄予混合火炎の種火としての役割を担うとともに，着火性能や低負荷条件での燃焼効率の向上にも寄与している。メイン燃料の噴射割合が大きくなると，予混合燃焼としての特徴が支配的になってくる。予混合燃焼では，系の音響場と火炎との相互作用によって燃焼振動と呼ばれる不安定現象が発生しやすい。燃焼振動が発生すると強い圧力変動によってエンジンに損傷を来す恐れがある。このため，燃焼振動をいかに抑制するかが希薄予混合方式を採用した燃焼器開発の主要な技術課題となっている [4]。

燃焼振動問題の根本的な解決には，燃焼状態のどこに不安定となる原因があるのかを正確に把握する必要がある。前述したように，燃焼振動は，燃焼器内の圧力変動と火炎の発熱変動との相互作用によって駆動される。したがって，この現象の理解には，圧力振動に伴って，火炎構造がどのように応答するのか，その詳細を把握する必要がある。このような現象把握を目的とした研究の例は，ほとんどの場合，大気圧条件であったり，シンプル形状のモデル燃焼器を用いた実験によるものである（例えば文献[5-7]）。基礎現象の把握として有用な知見が多数得られているものの，実用燃焼器への応用に進むにあたっては，高温高圧条件，かつ，実用的な複雑形状を有した燃料ノズルによる実際の燃焼振動現象の把握が必須となる。そのような実用的条件での試験は，自ずと規模が大きくなり，また光学的なアクセスにも制約が多くなるため，実施の困難度が増す。そのため，研究例は少ない。Dhanuka 他 [8]は GE の TAPS 用ノズルを用いて，高温高圧条件で燃焼器可視化試験を実施し，低周波（4-10Hz）燃焼振動の現象解析を行った。燃料ノズル下流の速度場と

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 1 Experimental conditions (nominal)

	T_3 (K)	P_3 (kPa)	w_a (g/s)	$w_{f,p}$ (g/s)	$w_{f,m}$ (g/s)
Stable	760	700	364	1.8	5.5
Unstable	760	700	364	1.8	6.8

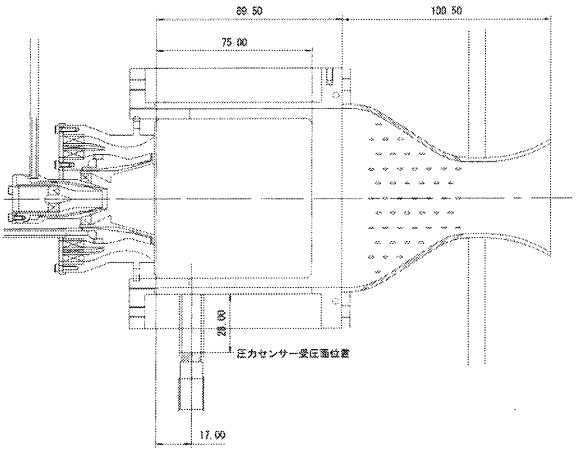


Fig. 1 Lean staged fuel nozzle mounted on the combustion liner with visualzation windows.

火炎構造の解析から，混合層領域の局所的な速度勾配の低下が，速度擾乱に対する火炎の安定性の低下を招き，周期的な逆火を伴う燃焼振動現象を引き起こすことを報告している。燃料ノズル下流の流れ場構造など示唆に富む解析結果であるが，文献中にも述べられているに，この燃焼振動は，本研究で扱う熱と音響の相互作用によって駆動される燃焼振動とは異なる不安定現象であることには注意が必要である。

本研究では，実用的な形状を有する燃料ノズルとしてJAXA クリーンエンジン用ステージング燃料ノズルを用い，高温高圧条件下においてシングルセクタ燃焼器試験を行った。パイロット燃料流量一定の条件でメイン燃料流量を増加させた時に，卓越周波数が約 500Hz の強い燃焼振動（熱音響振動）の発生を確認した。この燃焼振動発生時に圧力振動に伴って周期的に変動する火炎構造の詳細を明らかにする。

2. 実験及び計測の概要

2.1 実験装置と実験条件

Fig.1 に本研究で用いた低 NOx ステージング燃料ノズルと可視化用燃焼器ライナーを示す。燃料にはケロシンを用いている。ステージング燃料ノズルは，中心部に拡散燃焼方式のパイロットバーナー，その外周に希薄予混合方式のメインバーナーが位置するように設計されている。メイン燃料はオリフィスからプリフィルマーに向けて噴射され，三重スワーラ下流のせん断層によって微粒化と混合を促進する機構となっている。この燃料ノズルが可視化用燃焼器ライナーに取り付けられている。ライナーの上流側 89.5mm の部分は矩形断面を有しており，上側と左右側面を石英ガラス板とすることで，レーザー計測による可視化を可能としている。燃焼室下面には，ステンレス製板が用いられ，燃焼室入り口から 17mm の位置に圧力センサーが取り付けられている。センサーは熱保護のために壁から 28mm 位置に受圧面がくるようにマウントされている。燃焼器ライナーの下流側 105mm は縮流ノズルとなっている。

実験は JAXA 高温高圧燃焼試験設備で行われた。Table.1 に実験条件を示す。燃焼器入口の温度（T_3）と圧力（P_3）は，それぞれ 760K, 700kPa である。空気流量（w_a）とパイロット燃料流量（$w_{f,p}$）をそれぞれ 364g/s，1.8g/s 一定の条件のもとで，メイン燃料流量（$w_{f,m}$）を増加させると，その過程で安定燃焼から不安定燃焼（燃焼振動）へと遷移することを確認した。本研究では，安定燃焼条件として $w_{f,m}$=5.5g/s，燃焼振動条件として $w_{f,m}$=6.8g/s の 2 つの条件を解析対象条件とした。

2.2 計測装置

OH-PLIF の光源として，Nd:YAG レーザー(Spectron Laser Systems, SL 825G-400 mJ)励起の色素レーザー（Spectron Laser Systems, 4000G with Rhodamine 590）を用いている。倍波発生用 KDP 結晶を内蔵したオートトラッカ下流側でのレーザー光波長は 283.636nm である。この波長は OH 分子の Q1(8) 遷移（$A^2\Sigma^+ - X^2\Pi$ (1,0)バンド）に対応している。この波長におけるパルスパワーは，約 16 mJ/pulse である。ビームはシート光学系によって燃焼器内で厚さ約 0.6mm のシート光にされる。PLIF の受光装置は，ICCD カメラ(Princeton Instruments, PI-MAX)，UV カメラレンズ（Sodern Cerco2178 F/2.8, 100mm），光学バンドパスフィルタ（Semrock FF01-320/40）で構成される。空間解像度は 0.10 mm/pixel，ICCD のゲート幅は 20 nsec である。圧力変動センサーには，Piezocryst GTPS Type P-2 を用いている。圧力変動信号と ICCD カメラの撮影タイミング信号を 102.4 kHz のサンプリングレートで信号収録装置に記録する。

2.3 OH-PLIF 画像解析

Fig.2 に安定燃焼条件での OH-PLIF 瞬時画像の例を示す。輝度値をグレイスケールで表示している。画像は x=2～40mm, y=-37.5～37.5mm の範囲に対応している。パイロットフレア端部の下流において，パイロット火炎（及びその既燃ガス）とメイン流れが合流する。この領域のパイロットーメイン火炎間の干渉がメイン燃焼の保炎の鍵となっている。メイン火炎が壁面下流側に向かって広がるように分布すること，及び，その火炎面が乱流の影響で複雑に歪んでいることなどがわかる。画像の下側の強度分布をみると，輝度が強弱する縦縞状のパターンが見られる。これは上側の火炎面をレーザーシートが通過する際に，火炎面を挟んだ密度変化の影響で光路が歪め

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

られることが原因と考えられる（いわゆるビームステアリング問題）。高圧条件で顕著に表れる問題で影響を除去するのは原理的に困難である。また，レーザー光は光路上の作動媒体にエネルギーを吸収されるため，光路下流側に行くほど励起光のエネルギーが低下する。この影響で，画面下側に行くほど PLIF 強度も低下する傾向にある。これらの影響を低減するために，本研究では，Fig.2 中に赤枠で囲んだ上側半面（x=2～40mm，y=0～37.5mm）のみを解析対象とする。

ケロシン燃料による燃焼流の OH-PLIF 画像から燃焼振動メカニズムの鍵となる発熱位置を近似するための方法として，次に述べる画像解析を行う。Fig.2 に示した輝度画像の燃料が存在する未燃側領域（左上隅の領域）には，ケロシン LIF [9]による発光の分布が含まれている。

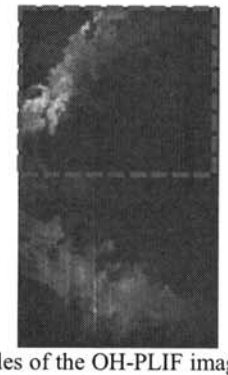


Fig. 2 Two examples of the OH-PLIF images under the stable condition.

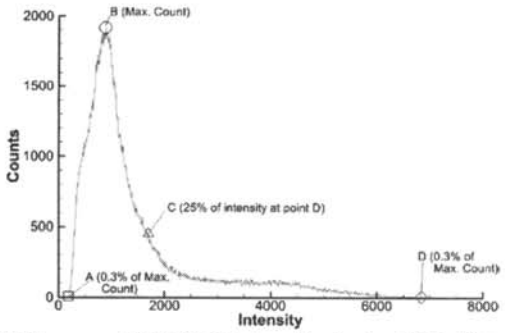


Fig.3 Histogram of OH-PLIF intensities in the field of interest (the rectangular region in Fig.2).

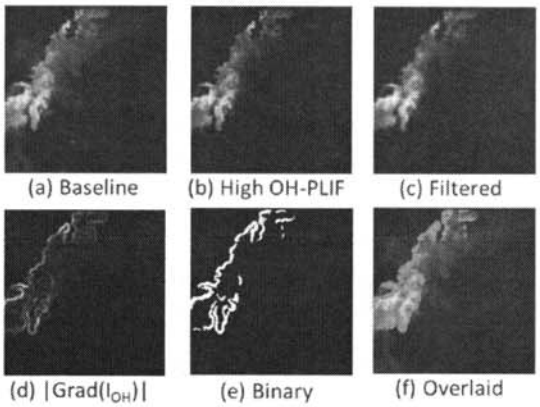


Fig. 4 Binarization procedure for detecting high |grad(OH)| band regions.

また，OH ラジカルは発熱帯だけでなく既燃ガス領域にも広く分布する特性がある。これらはいずれも発熱域の OH-PLIF 強度に比較して強度が小さいという特徴がある。そこで，輝度値の度数分布において，ある閾値以下は輝度値をゼロとすることによって，この影響の除外を試みる。

Fig.3 に解析対象領域内の輝度値度数分布を示す。度数が最大となる点を B と呼ぶ。度数が点 B の 0.3%値となる点のうち，低輝度側を A，高輝度側を D とする。前処理として点 A，D がそれぞれ画像内の最小，最大輝度値となるように基準化する（極端に低い／高い輝度点の除去）。これを baseline 画像と呼ぶ（Fig.4(a)）。次に最大輝度値（点 D）の 25%輝度値（点 C）を閾値としてそれ以下の輝度値をゼロとする処理を施す。この処理によって，OH-PLIF 輝度の強い領域のみが抽出される（Fig4.(b)）。この画像にノイズ除去を目的として，空間フィルタを施す。ここでは，ガウシアンフィルタ（5×5 pixels）適用後に，非等方拡散フィルタ [10]（パラメータは次の通り。N_{iter} = 10, Δt=1/7, κ=100, C_{cond} =1/(1+(∇I/κ)²))）を適用した。フィルタ処理後の画像の輝度値勾配の絶対値をグレイスケール表示したのが Fig.4(d)，これに閾値（最大輝度値の 30%）を与えて，2 値化したのが Fig4.(e)である。Fig.4(f)に baseline 画像上に緑色の帯で，OH 急勾配領域を重ねて表示した。Fig.4(b)の OH-PLIF 画像で境界が明確にみられる領域に急勾配領域が位置することがわかる。

3. 安定燃焼条件下の火炎構造

Fig. 5 に OH-PLIF 相対強度（(Fig.4(a)に相当）の平均値分布と OH 急勾配領域（Fig.4(e)に相当）の存在確率分布を示す。平均枚数は 100 枚である。比較を容易にするために，急勾配分布を上下反転して下半面に示している。パイロットフレアの形状に沿うような角度で分布するパイロット火炎の領域からメイン予混合流路下流のメイン火炎領域へと高強度域がうねって分布する様子が全般的な特徴として，両者に共通してみられる。平均 PLIF 分布（Fig.5 上図）では高強度領域の周りになだらかに強度が減衰し裾野広い強度分布が見られる。低強度の分布は，前述した未燃領域のケロシン LIF と既燃ガス領域の OH-PLIF 強度に対応する。一方，OH 急勾配確率分布（Fig.5 下図）は，より狭い領域に集中して分布していることがわかる。急勾配確率の値は発熱強度の値ではなく，発熱帯が位置すると考えられる火炎面境界近傍の帯状領域の存在確率を示している。この確率が高いということは，火炎が揺らがずにその位置に存在すること表わす。一方，数値が低く幅広に分布する領域は，乱流と火炎との干渉によって火炎が時間・空間的にばたついていることを表す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

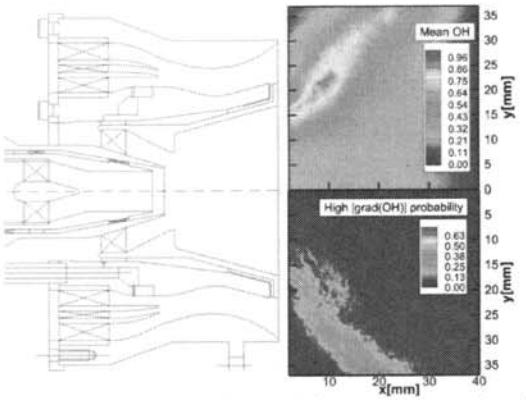


Fig.5 Mean of normalized OH-PLIF intensities (upper) and probability of steep slope regions of the OH-PLIF (lower). Both are under the stable condition.

急勾配確率分布からは，パイロット火炎がパイロットフレア端部の下流 10mm 程度の領域まで分布し，メイン火炎の種火の役割を果たしている様子を確認することができる。ノズル直下流の火炎構造は，Dhanuka 他[8]の報告するステージング燃焼器の火炎構造と類似している。この文献では，PIV 速度場からパイロットフレア端部の下流に小さな再循環領域（Lip Recirculation Zone, 以下，LRZ）が存在することを示し，また，LRZ の周辺には火炎が存在しないスポット領域が見られることを報告している。Fig.5 においても，カップ先端部の下流に急勾配確率がゼロとなるスポットがあることがわかる。このように保炎メカニズムに関わる火炎構造を明確に確認できる点に急勾配確率分布解析の優位性があると言える。

4. 燃焼振動発生条件下の非定常火炎構造

4.1 圧力変動スペクトルと位相固定基準信号

Fig.6(a)に燃焼振動発生時（table.1 の不安定条件）圧力変動スペクトルを示す。500Hz 近傍のピークが支配的であり，rms 値で 6kPa 以上の振動振幅を示している。この 500Hz モードの波長は燃焼器ライナーの長さよりも長いため，燃焼器試験装置系の音響モード（例えば，下流側のダクトも含めた）に相当すると考えている。Fig.6(b)に示した圧力変動時系列データからは，リミットサイクル領域にある振動であることがわかる。ピーク周波数（503Hz）を中心に幅 200Hz のバンドパスフィルタを適用し，位相固定平均のための基準信号とした。Fig.6(c)には圧力変動データの位相固定平均波形を示す。後述する画像処理では，位相角度 30 度おきに，±15 度の範囲内のデータについて平均することで，位相固定平均解析を行っている。

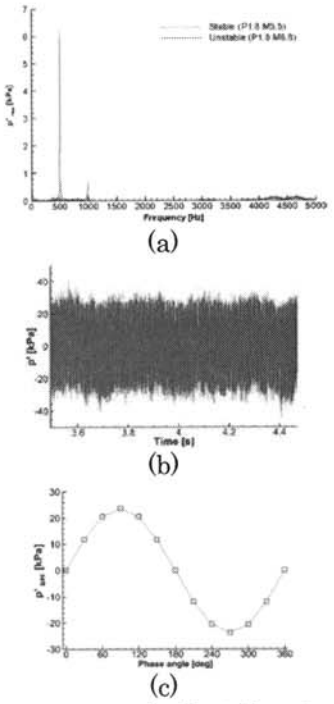


Fig.6 Pressure power spectra for the stable and unstable conditions (a), Time series data (b), Phase-resolved mean profile of the band-pass-filtered pressure signal for the unstable condition (c).

4.2 燃焼振動条件下の非定常火炎構造

位相角度 60 度おきの OH 急勾配確率分布を Fig.7 に示す（実際の解析での位相角分解能は 30 度であるが紙数の都合上1つおきのデータを表示）。3節に述べたように，この分布は発熱の強い領域を確率分布として示したものであり，パイロット火炎やメイン火炎の分布位置を議論するのに適している。

θ =300 度前後（θ =240 から 0 度にかけて）の分布に注目すると，パイロット火炎とメイン火炎とがパイロットフレア端部下流域で合流する二重の火炎構造を確認することができる。これは Fig.5 に示した安定燃焼と類似した火炎構造である。一方，θ =60 度から 180 度にかけては，メイン火炎がパイロット火炎から離脱し，メイン流路外側に向けて移動する様子がわかる。θ =120 度においては外側再循環領域（と想定される領域）にも火炎が分布する様子が見られる。メイン流路内は可視化されていないため確認できないものの，θ =120 度の分布からは，火炎がメイン流路内まで遡って分布していることが予想される。この区間ではパイロット火炎領域に顕著な火炎構造はみられない。但し，Fig.8 の PLIF 強度分布からも確認できるようにメイン火炎内側の領域にはパイロット火炎によるものと考えられる既燃ガスが分布することには留意する必要がある。

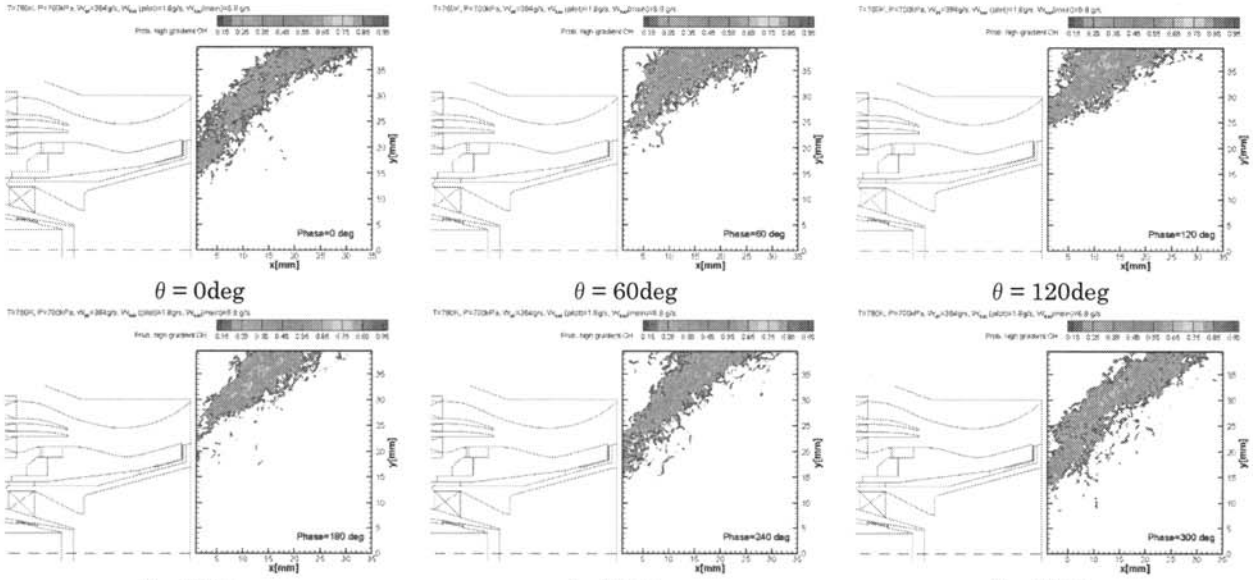
火炎構造がこのように強い非定常挙動を示す理由として想定される要因は 2 つ考えられる。一つは速度変動の影響，もう一つは燃料流量（したがって混合比）変動の影響である。強い燃焼振動条件では，燃焼器入口の流速も振動の周期に同期して振動することはよく知られている（例えば文献[5-7]）。速度振動の低速となる位相では，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

メイン流路内に局所的に低速な領域が生じ，メイン火炎がそこまで遡っている可能性が考えられる。メイン火炎は予混合火炎と考えられるため，速度振動の影響が火炎位置（＝燃焼速度とのバランス位置）の振動として如実に表れると捉えることができる。速度変動や圧力変動は，メイン流路内の燃料の微粒化や混合にも影響を与える。例えば，強い圧力振動が燃料流量の噴射差圧に変動を与え燃料流量を変動生じさせる可能性がある。また，流路内の速度変動が噴射燃料の貫通距離に影響することも予想される。フィルマ下流のせん断流れの時間的な変動は，微粒化や混合分布にも影響を及ぼす。このような影響が総合して，火炎の位置で発熱の変動として表れる。本研究では燃料の分布特性に関する計測は実施していないため，ここでの議論は火炎構造の非定常挙動を引き起こす想定要因としての議論までに留まる。速度や燃料分布の変動の影響を明らかにすることが今後の課題となる。

パイロット燃料インジェクタの設計としては拡散燃焼的な火炎の形成を想定している。速度の振動によって，燃料の微粒化や混合度合いも変動し，それが燃焼室内に出たり，カップ内に戻ったりを繰り返すパイロット火炎の非定常な挙動に繋がっている可能性が考えられる。しかしながら，パイロットフレア内の可視化は困難なため，その火炎挙動をとらえることは難しく，詳細な構造を論じることはできない。

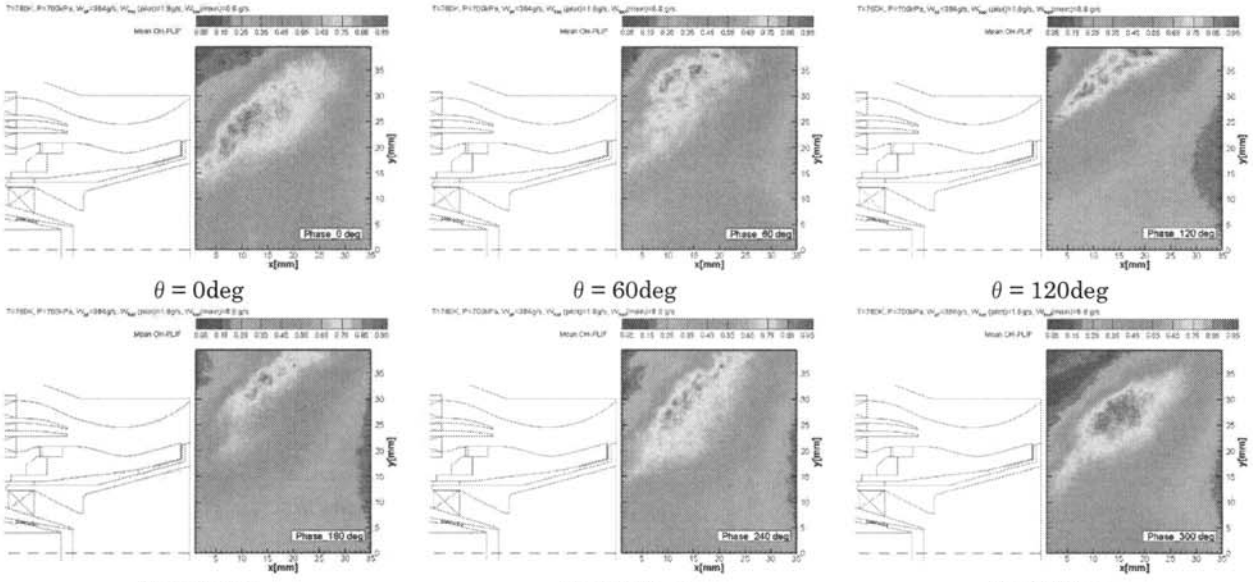
以上では論点として挙げていないが，Fig.8 の x 中心軸周辺の PLIF 強度分布をみると，θ=240～60 度にかけて，相対輝度値 0.50 程度の横長の分布の存在が確認できる。この分布に関連すると思われる輝度分布が，瞬時



θ = 0deg　θ = 60deg　θ = 120deg

θ = 180deg　θ = 240deg　θ = 300deg

Fig.7 Unsteady flame structure shown by the phase-resolved maps of the probability of steep slope regions of the OH-PLIF.



θ = 0deg　θ = 60deg　θ = 120deg

θ = 180deg　θ = 240deg　θ = 300deg

Fig.8 Unsteady flame structure shown by the phase-resolved maps of the mean of normalized OH-PLIF intensities.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

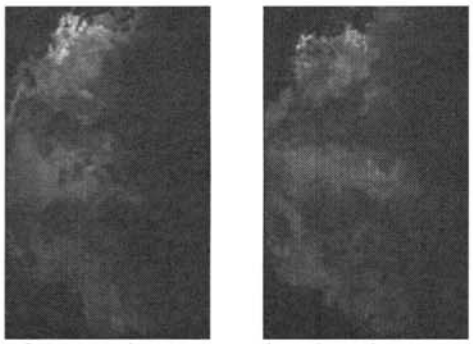


Fig.10 OH-PLIF image examples that show an axially elongated flame structure in the central region at instances within θ=300 +/-15 deg.

PLIF 画像にもみられる（Fig.10）。この画像は θ =300 度における PLIF 画像の一例である。パイロットフレア下流中心領域に流れ方向に腕を伸ばす輝度分布が見られる。これはパイロット火炎構造の一部と考えられ，どのようなメカニズムでこの構造が形成されるのか，またそれが燃焼振動にどのような影響を及ぼしているのかなどについて今後明らかにする必要がある。

5. 結論

ジェットエンジン用ステージング燃焼器要素試験における燃焼振動発生時の非定常な火炎構造について考察を行った。以下に主な結論をまとめる。

- 安定燃焼時の PLIF 平均強度及び OH 急勾配確率分布から，パイロット火炎がパイロットフレア端部の下流側 10mm 程度の領域まで分布し，メイン火炎の種火の役割を果たしている様子が確認された。
- OH 急勾配分布から，パイロットフレア端部下流に火炎の存在しない小さなスポットの存在を明確に捉えることができた。従来研究においてもスポットの存在は確認されておりギャップ部下流に小さな再循環流が存在することの表れと考えられる。
- 燃焼振動条件では，500Hz に rms 値で 6kPa 以上のスペクトルピーク値を持つ，強い圧力振動（リミットサイクル振動）の発生を確認した。
- 500Hz 燃焼振動条件の位相角度 θ =60 度から 180 度にかけて，メイン火炎がパイロット火炎から離脱し，メイン流路外側に向けて移動する様子が捉えられた。θ =120 度においては外側再循環領域にも火炎が分布することがわかった。メイン流路内は可視化されていないため確認できないものの，θ =120 度の OH 急勾配確率分布からは，火炎がメイン予混合流路内まで遡っていることが予想された。
- θ =240～60 度にかけての，x 軸周囲の平均 PLIF 強度分布や瞬時 PLIF 画像から，パイロットフレア下流中心領域に流れ方向に腕を伸ばすように分布する輝度値分布が見られた。これはパイロット火炎構造の一部と考えられ，どのようなメカニズムでこの構造が形成され，それが燃焼振動にどのような影響を及ぼしているのかを明らかにする必要がある。
- 今後の展望として，OH 急勾配確率の解析における閾値への感度を明らかにすることや速度場や燃料分布の時間・空間的変動特性を明らかにすることが挙げられる。これらを明らかにすることで，速度変動や燃料混合度変動の燃焼振動駆動要因としての寄与度合い知ることができ，燃焼安定化指針を検討する際の重要な材料となる。
- これら計測実験と並行して，燃焼数値シミュレーションを進め，非定常かつ 3 次元的な空間構造の詳細を明らかにすることが強く期待される。

参 考 文 献

1) 山本，“航空機用ジェットエンジンの排気 －国際排出基準と燃焼器技術の動向”，日本マリンエンジニアリング学会誌，第 47 巻，第 6 号 （2012），pp.58-63.
2) Yamamoto T., Shimodaira K., Kurosawa, T. and Yoshida S., Combustion characteristics of fuel staged combustor for aeroengines at LTO cycle conditions, Proc. of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46133.
3) Yamamoto T., Shimodaira K., Yoshida S. and Kurosawa, Y., Emission Reduction of Fuel-Staged Aircraft Engine Combustor Using an Additional Premixed Fuel Nozzle, J. Eng. Gas Turbines Power, 2013, Vol.135, 031502.
4) Lieuwen,T. and Yang,V.: Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines : Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. AIAA, Reston, VA (2005).
5) Providakis, T., Zimmer, L., Scouflaire, P., Ducruix, S., Characterization of the Acoustic Interactions in a Two-Stage Multi-Injection Combustor Fed With Liquid Fuel, J. Eng. Gas Turbines Power, 2012, Vol.134, 111503/1-8.
6) Therkelsen, P. L., Portillo, J. E., Littlejohn, D., Martin, S. M., and Cheng, R. K.,: Self-induced unstable behaviors of CH4 and H2/CH4 flames in a model combustor with a low-swirl injector, Combustion and Flame 160(2) , 2013, 307-321.
7) 金井，立花，山本，吉田，鈴木，佐藤，” 燃焼振動下にある希薄予混合弱旋回燃焼器内の火炎と速度場の非定常特性”，第 41 回ガスタービン定期講演会（那覇），2013 年 10 月（予定）.
8) Dhanuka, S. K., Temme, J. E., Driscoll, J. F., Mongia, H. C., Vortex-shedding and mixing layer effects on periodic flashback in a lean premixed prevaporized gas turbine combustor, Proc. Combust. Inst., 32, 2009, 2901-2908.
9) Heinze, J., Meier, U., Behrendt, T., Willert, C., Geigle, K-P., Lammel, O. and Lückerath, R., PLIF Thermometry Based on Measurements of Absolute Concentrations of the OH Radical, Zeitschrift für Physikalische Chemie, 225, 2011, 1315-1341.
10) Perona, P. and Malik., J., Scale-space and edge detection using anisotropic diffusion. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 12(7):629–639, 1990.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-9

ガスタービン燃焼器内の火炎変動可視化技術の開発

*木村　勇一朗，齋藤　敏彦，佐々野　祐一，斉藤　圭司郎，伊藤　栄作（三菱重工）

Development of Visualization Technology for Flame Fluctuation in Gas Turbine Combustors.

*Yuichiro KIMURA, Toshihiko SAITOH, Yuichi SASANO, Keijiro SAITOH and Eisaku ITO (MHI)

ABSTRACT

In order to strengthen global environmental protection, improvement of the thermal efficiency of gas turbine combined cycle (GTCC) engines is required. To achieve this goal, Mitsubishi Heavy Industries Ltd. has been participating in a national project aimed at developing GTCC engines that have thermal efficiency of 57% (HHV). In this project, a new flame instability visualization method is currently under development for the prevention of the combustion oscillation. Therefore, atmospheric-pressure combustion tests using actual scale combustor were carried out. In these tests, flame instability of combustion oscillation was observed using OH-PLIF (Planar Laser Induced Fluorescence). This measurement enabled us to evaluate the relationship between flame instability and combustion oscillation.

Key words: Combustor, OH-PLIF, Combustion Oscillation

1．はじめに

近年，地球環境負荷低減の観点から，天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクル（GTCC）のさらなる高効率化が求められている。その中で，当社では 2004 年度より国家プロジェクトとして 1700℃級ガスタービン燃焼器の開発に取り組んでいる。当社の燃焼器では，燃焼器出口温度を上昇させつつ NOx の排出を抑えるため，希薄予混合燃焼方式を採用してきた。より一層の燃焼器出口温度の向上のためには，より均一な希薄予混合気を形成し，燃焼温度を低く保つ必要がある。一方で希薄予混合燃焼では火炎が安定しにくく，燃焼振動が発生しやすいという課題がある。一般的に燃焼振動は燃焼によって生じる圧力変動と，燃焼場における発熱変動の相互作用によって生じる自励的な振動である。燃焼振動が発生すると燃焼器内に強い圧力変動を生じ，燃焼器や周辺部品にダメージを与える可能性がある。そのため，燃焼器開発においては，燃焼振動を抑えるため希薄予混合燃焼下でも安定した燃焼を維持できるようにしなければならない。

燃焼を安定させ，燃焼振動の生じにくい燃焼器を開発するには，燃焼器内の火炎の状況を正しく把握可能な計測・評価技術が求められる。そこで，本研究では燃焼器内の火炎変動可視化計測技術の開発を行った。その中で，実機スケールの燃焼器を用いた大気圧燃焼試験で OH-PLIF 計測による火炎の可視化計測を実施した。同時に燃焼器内圧変動を計測することで，燃焼振動発生時の圧力変動の位相に対する火炎の変動の評価を行った。また，OH-PLIF 計測画像から局所レイリーインデックスマップを作成し，計測領域の中から燃焼振動を駆動している領域の特定を試みた。

2．火炎変動可視化及び評価手法

2.1　火炎可視化計測手法

燃焼安定性を評価するためには，燃焼器内の火炎の状況を正確に把握する必要がある。一般的にガスタービン燃焼器内の火炎の構造は複雑な 3 次元構造を持つため，火炎の可視化が有効である。代表的な火炎可視化手法とその特徴を Table 1 に示す。火炎の可視化は主に 2 つの計測手法に分けられる。一つはカメラで可視化視野全域の火炎の自発光などを撮影する直接撮影や OH*自発光計測等で，もう一つはシート状のレーザを照射し，任意断面の火炎中の特定の化学種を蛍光させ，その分布を撮影する平面レーザ誘起蛍光法(Planar laser induced fluorescence; 以下 PLIF)である。

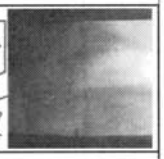
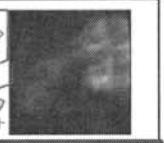
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

燃焼振動は燃焼器内の圧力変動と発熱変動の相互作用によって生じ，以下の式(1) に示されるレイリーの判定式が正になる時，すなわち圧力変動 p'と発熱変動 Q' の積が正の相関を持ち，尚且つ系の減衰を上回る時に駆動される。

$$R = \int_\tau p' \cdot Q' dt \qquad (1)$$

従って，火炎の可視化計測には信号強度と発熱率の相関が強い計測方法が望ましい。発熱率との相関の強い計測としては，OH*自発光計測とCH-PLIF 計測がある。OH*自発光計測信号は視野の深度方向への光路積分となるため，立花ら [2,3] の例にみられるように，バーナーを軸対称形状と仮定し，アーベル逆変換を行うことでOH*評価を行う必要がある。しかしながら，今回対象としている燃焼器は軸対称形状ではなく，周方向角度断面により火炎構造が異なるため，アーベル逆変換が適用できない。一方で，CH-PLIF 計測は発熱率との相関が良く，任意断面での計測も可能である。しかし，信号強度が弱く，計測領域を広くとる必要がある実機スケール燃焼器では，十分な S/N 比で計測するのは困難である。以上の理由から，今回は断面火炎構造を広い計測領域で計測できるOH-PLIF 法を採用した。OH は CH や OH*と異なり，反応帯より下流の高温既燃ガス中にも H_2O 分子の分解により一定の割合で存在する。従って，Table 1 の計測例にあるように，OH-PLIF 計測信号は反応帯近傍だけでなく既燃領域全域に分布するため，OH の計測信号をそのまま発熱率の強さとすることはできない。しかしながら，OH も OH*や CH と同様に反応帯で主に生成されるため，反応帯近傍において発熱のない既燃領域に比べて高い信号強度が得られる。この反応帯近傍におけるOH の濃度は CH や OH*と同様に発熱率との相関があるので，OH-PLIF 計測においても定性的な発熱変動の評価が可能である。

Table 1　主な火炎可視化計測方法の特徴

	計測対象 計測領域	メリット デメリット	計測例
直接撮影	火炎の自発光 赤熱光等	・計測が容易	
直接撮影	撮影視野中の 全ての可視光	・信号は光路積分値となる ・発熱率との相関が小さい	
OH*自発光計測	反応帯中の OH*の自発光	・発熱率との相関が良い ・発光強度が強い	
OH*自発光計測	撮影視野中の 火炎面	・信号は光路積分値となる ・背景光が入る	
OH-PLIF	レーザで励起した OH分子の蛍光	・断面計測が可能 ・発光強度が強い ・発熱率との相関がある	
OH-PLIF	レーザシート照射 断面中の反応帯 近傍～高温既燃 領域	・既燃領域でも発光がある	
CH-PLIF	レーザで励起した CH分子の蛍光	・発熱率との相関が良い ・断面計測が可能	
CH-PLIF	レーザシート照射 断面中の反応帯 面近傍	・発光強度が弱い	

3．試験装置

本試験で用いた主要機器の一覧を Table 2 に，試験装置全体の概略図を Fig.1 に示す。主な試験装置には供試体をはじめとする燃焼試験装置，レーザなどの送光光学系，高速度カメラなどからなる受光光学系がある。

3.1　燃焼試験装置及び供試体燃焼器

今回の試験では，現在 1700℃級ガスタービン燃焼器に向けて開発中の実機スケール予混合燃焼器を供試体として用いた。Fig.2 に本燃焼器の概略図と今回の試験での計測断面を示す。本燃焼器は，燃料には天然ガスを用い，メイン予混合ノズルと保炎用のパイロットノズルの 2 系統から供給しており，パイロットノズルを中心軸上に，メインノズルをその外周に配した構造となっている。また，燃焼器にはレーザ入射窓とその直角方向に可視化窓管台を取り付けており，メインノズル出口下流近傍を可視化している。計測は図中の右側に示す 2 つの断面で行った。燃焼器壁面には音圧センサを取り付けており，アンプ，5 kHz ローパスフィルターを通してデータ収録装置で計測している。計測のサンプリングレートは 50 kHz とした。

Table 2　主要機器一覧

装置	メーカ、型番
Nd:YAGレーザ (532nm)	Spectra-Physics社製 Quanta-Ray Pro-290
色素レーザ (283nm)	Sirah社製 Precision Scan LG-24＋SHG-260
高速度カメラ	Vision Reserch社製 Phantom V1210
イメージ インテンシファイア	浜松ホトニクス社製 C10880-03C
カメラレンズ	Bernard Halle社製 OUC 2. 32
光学フィルタ	Semrock社製 FF01-320/40　□50
音圧センサ	MEGGIT製CP103
データ収録装置	横河メータ&インスツルメンツ社製 DL850

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

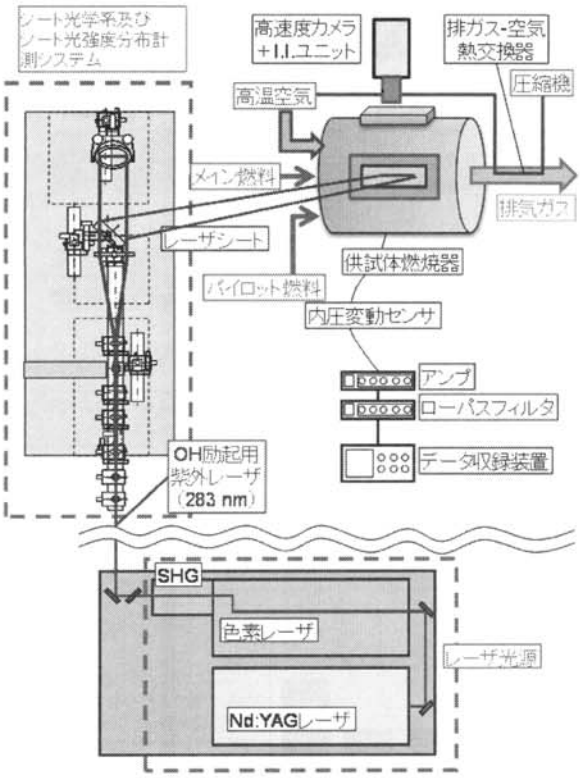


Fig. 1　試験装置概略図

3.2　送光光学系

レーザ光源として，Nd:YAG レーザと色素レーザ及び倍波発生器（SHG; Second Harmonic Generator）を用いた。OH の励起波長は 283 nm の励起スペクトルを選定した。Nd:YAG レーザで 2 倍波の 532 nm のレーザ光を発振し，ポンプビームとして色素レーザに入力する。色素レーザ内で 532 nm のポンプビームを 566 nm の色素レーザ基本波に変調し，さらに SHG で倍波の 283 nm に変換している。レーザの発振周波数は 10 Hz である。

SHG から出力された 283 nm のレーザをシート光学系でシート光に変換し，位置調整用ミラーを介して供試体燃焼器のレーザ入射窓に送光している。供試体に供給されるシート光は，幅約 100 mm，厚さ 0.5 mm 程度となっている。また同時にレーザシート光形成後にシート光の強度分布を補正用するため，シート光の強度分布を計測している。

3.3　受光光学系

Fig.3 に計測部周辺の外観を示す。レーザの照射によって励起された OH の蛍光信号（蛍光波長約 310 nm）を，高速度カメラ，高速ゲート・イメージ・インテンシファイア（以下 I.I.），UV 透過型カメラレンズ，バンドパスフィルタ（中心波長 320 nm,半値幅 20 nm）を用いて計測した。I.I.のゲート幅は 30 ns，カメラの露光時間は 1 ms とし，撮影

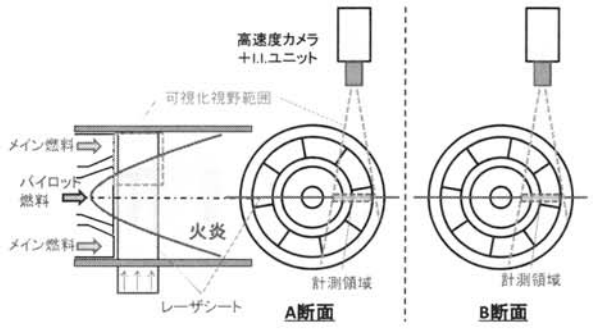


Fig. 2　燃焼器概略図及び計測断面

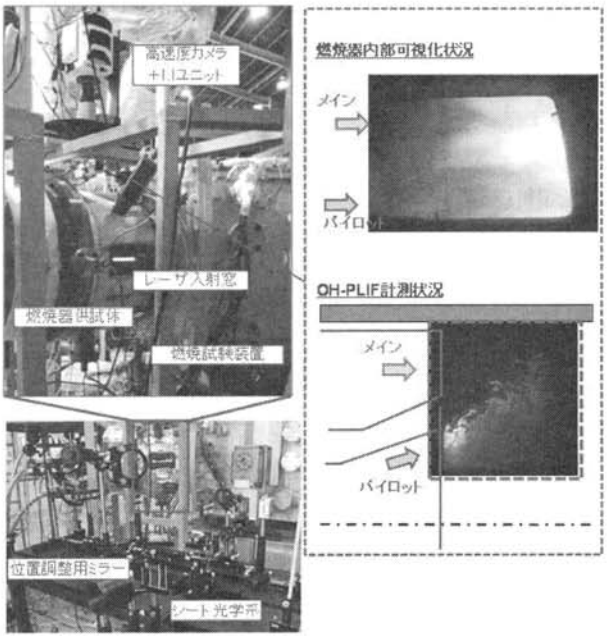


Fig. 3　計測部外観図

周波数はレーザの発振周波数と同じ 10 Hz とした。なお，I.I.のゲート信号からタイミングジェネレーターで 4 ms の参照信号とし，データ収録装置にて内圧変動と同時に計測した。

4．計測データ処理方法

4.1　OH-PLIF 計測画像の位相分割平均化処理

本試験に用いた OH-PLIF 計測システムの計測周波数はレーザ発振周波数の 10 Hz が上限であり，燃焼振動の周波数を分解するのに十分な計測周波数ではない。そこで，今回は位相分割平均化という手法を用いてターゲットとする燃焼振動の位相に対する火炎の挙動を評価した。この位相分割平均処理の概念を Fig.4 に示す。はじめに，計測した燃焼振動波形からバンドパスフィルタでターゲットとする周波数成分を抽出した。次に，抽出した振動成分を 64 の位相領域に分割し，OH-PLIF

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

画像を取得したタイミングに応じて各位相領域に分類した。この時，それぞれの OH-PLIF 計測画像はレーザシートの強度分布による輝度のムラを補正している。最後に，位相領域ごとの計測画像を積算平均し，圧力変動位相に対する特徴的な OH 分布画像を取得した。今回は各試験条件で 6000 枚の画像を取得しており，一つの位相領域における平均枚数は約 90 枚となる。この平均枚数は位相分割平均画像において輝度分布が収束するのに十分な枚数であることを確認している。

4.2 局所レイリーインデックスマップの作成

位相分割平均化処理により，火炎の周期的な変動を捉えることができるが，計測領域の中のどの部分の変動が燃焼振動を駆動する要因であるかは明確でない。そのため，局所レイリーインデックスマップを用いて，燃焼器内の火炎変動と圧力変動の関係の把握を試みた。ここで用いた局所レイリーインデックス R は式(2)で定義される。

$$R(x,y) = \frac{1}{\tau}\int_0^\tau p'(t)\cdot I'(t,x,y)dt \qquad (2)$$

ここで I'は可視化計測で得られた局所の信号強度変動（発熱率変動を代表），p'は圧力変動である。この式は計測画像の画素ごとに式(1)のレイリーの判定式を当てはめたものになる。圧力変動と発熱変動の相関をマッピングすることで，計測領域の中から燃焼振動を駆動している部分を抽出することができる。

本評価手法は立花ら [2,3]の例にも見られるように，一般的には発熱率と相関の良い OH*自発光計測で用いられるが，軸対称でない燃焼器ではアーベル逆変換が適用できず，正しく評価することができない。一方で，OH-PLIF 計測画像を用いた局所レイリーインデックスマップは，Güthe ら [4]や Ratnar ら [5]による燃焼振動時の圧力変動と火炎変動の関係を評価した報告例があり，定性的に発熱変動と圧力変動の相関が評価可能と報告している。従って，今回は OH-PLIF 計測信号を用いて局所レイリーインデックスマップを作成した。

5．試験結果

本試験は，燃焼温度，入口空気温度，断面流速を本燃焼器の実機同等条件とし，燃焼器内圧力を約 110 kPaA の大気圧条件とした。また，保炎のためのパイロット燃料の比率を変化させ，2 通りの条件で計測を行った。燃焼振動が発生するパイロット比率条件に関しては，Fig.2 に示した計測断面の角度を変えて計測を行い，計測断面の違いによる火炎形状，火炎挙動の比較を行った。今回計測した条件を以下に，それぞれの条件での計測結果を Fig.5～7 に示す。

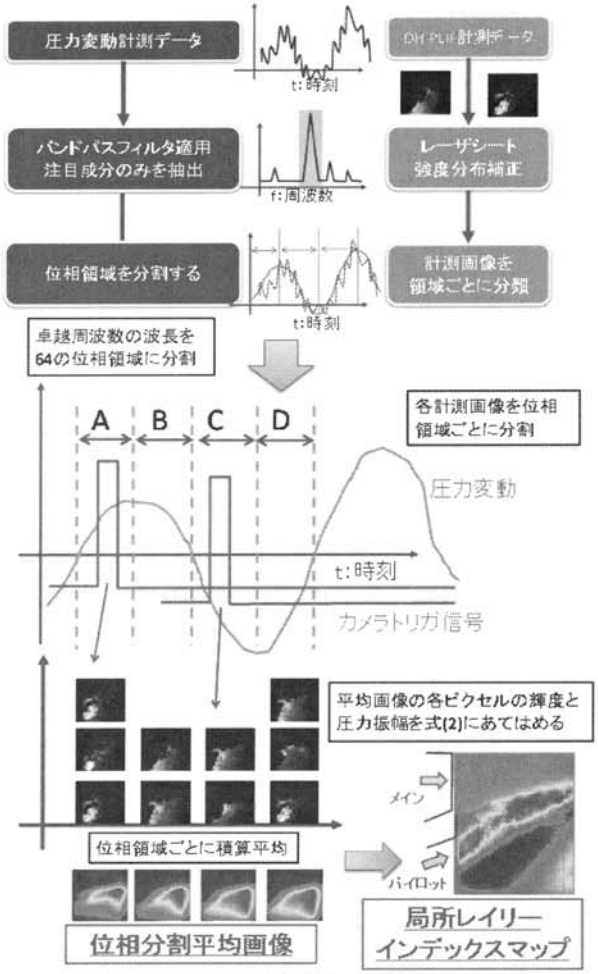


Fig. 4　OH-PLIF 計測データ処理フロー

- 高パイロット比-安定燃焼条件-A 断面（Fig.5）
- 低パイロット比-燃焼振動条件-A 断面（Fig.6）
- 低パイロット比-燃焼振動条件-B 断面（Fig.7）

ここで，それぞれの計測結果の上段は左から OH-PLIF 計測の瞬時画像，全計測結果の積算平均画像，(2)式から算出した局所レイリーインデックスマップを示している。これらの図中の赤線は，積算平均画像から抽出した平均的な火炎面の位置を示している。ここでは火炎面は OH の境界面，すなわち反応帯を含む既燃ガス領域と未燃ガス領域の境界として定義し，平均輝度が最大輝度の 30%となる位置を平均火炎面とした。

下段中央のグラフは各条件で抽出した振動成分の各位相領域の内圧変動の振幅を表すもので，同一の基準振幅で無次元化している。グラフ中の点状のプロットは，OH-PLIF 計測画像を取得した瞬時の振幅を表すもので，白丸のプロットはその位

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

相領域における平均振幅を示している。グラフ外周のコンター図は各位相に対しての位相分割平均画像を示しており，上段の積算平均画像と共にそれぞれの条件の全ての位相分割平均画像の中の最大輝度で正規化している。また，局所レイリーインデックスマップに関しても同様に，それぞれの条件での絶対値の最大値を用いて正規化している。

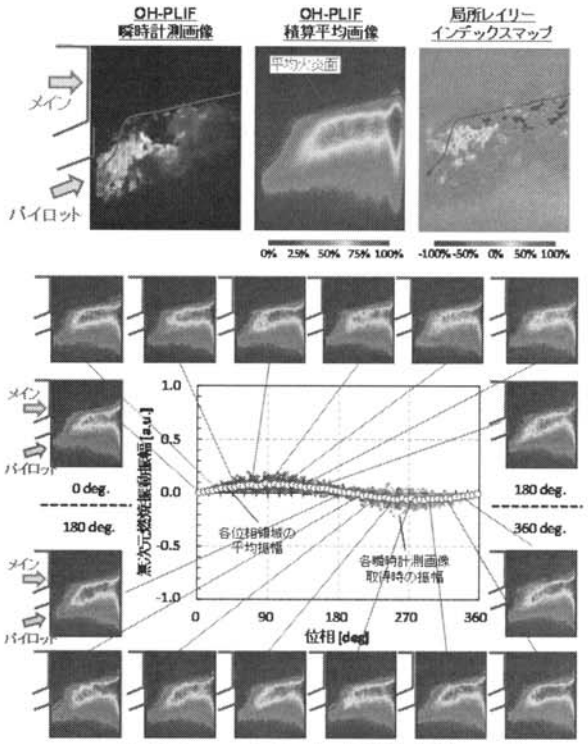


Fig. 5　高パイロット比-安定燃焼条件_A 断面

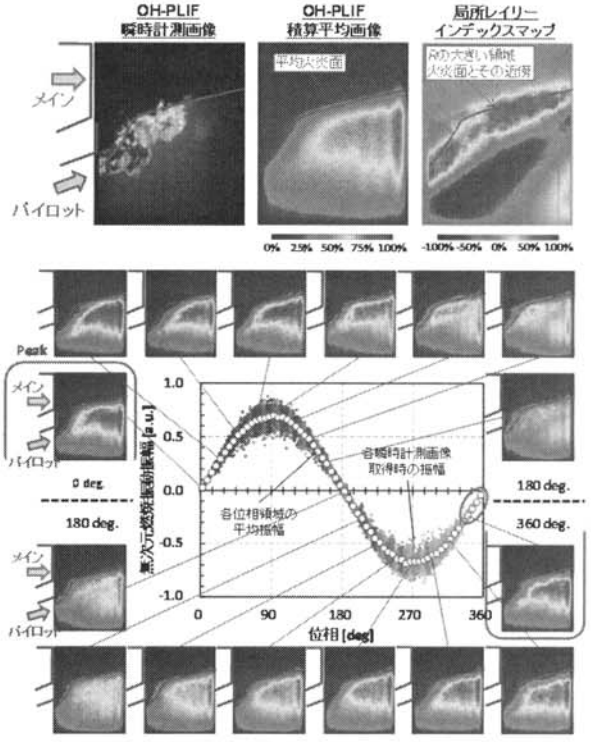


Fig. 6　低パイロット比-燃焼振動条件_A 断面

5.1　安定燃焼時と燃焼振動時の火炎変動比較

燃焼振動の有無による火炎の変動の違いを比較するため，まずは同じ A 断面で計測した Fig.5 の高パイロット比-安定燃焼条件と，Fig.6 の低パイロット比-燃焼振動条件の計測結果を比較する。それぞれの位相分割平均画像を見てみると，Fig.5 の安定燃焼条件は，OH の濃度分布の変動が小さいことが分かる。局所レイリーインデックスマップからも圧力振動と OH 濃度変動の明確な相関を示している領域は確認できない。

一方で，Fig.6 の燃焼振動条件では，OH 分布が振動の位相と共に周期的に変動していることが分かる。特にメインノズル出口下流の火炎面近傍において，OH 分布の界面近傍の輝度が圧力変動の位相より 90 deg.程進んで周期的に大きく変動している。輝度のピークは 337.5 deg.～0 deg.の間にピークになると見られ，ピークとなる位相の付近では，火炎面近傍の領域の輝度は周囲に比べて高く，反応帯における平均的な発熱率が高くなっていると考えられる。一方，180 deg.近傍において火炎面近傍の輝度は最も小さくなっているため，平均的な発熱率が低下していることが分かる。このように，燃焼振動発生時にはメインノズル出口近傍において，発熱率が周期的に大きく変動してい

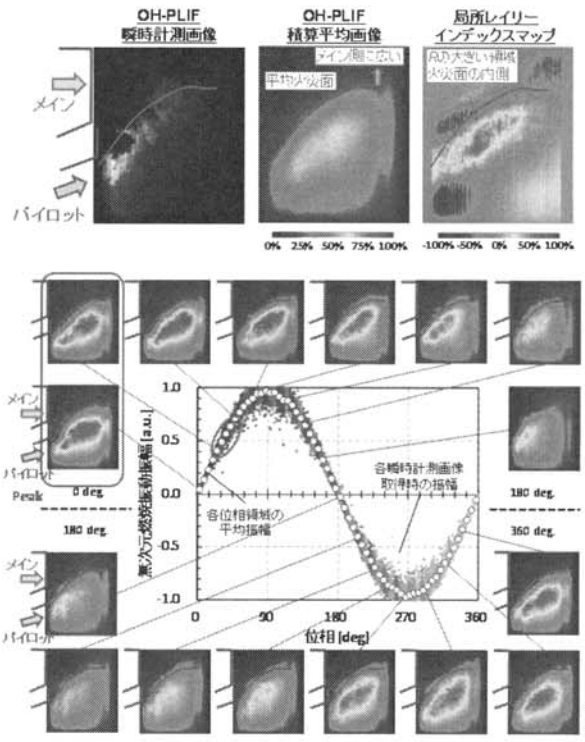


Fig. 7　低パイロット比-燃焼振動条件_B 断面

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ることが確認できた。

また，局所レイリーインデックスマップを見ても，火炎面近傍から内周側にかけてOHの濃度変動と圧力変動の正の相関があることが分かる。このように，燃焼振動発生時はメインノズル下流の火炎面近傍において圧力変動と正の相関を持つ発熱変動が生じており，燃焼振動を駆動する要因となっていると考えられる。

5.2 燃焼振動時の断面による火炎変動比較

次に燃焼器の異なる角度の断面における火炎変動の状況違いを比べるため，Fig.6の燃焼振動条件-A断面とFig.7の燃焼振動条件-B断面の計測結果を比較する。Fig.7のB断面では，積算平均画像中に図示するように，Fig.6のA断面のOH分布に比べ，火炎面がメイン側（画像上側）にシフトしており，燃焼器内の断面によって火炎形状が異なることが分かる。また，Fig.6のA断面と同様に，メインノズル出口下流近傍においてOH分布が振動の位相と共に周期的に変動していることが分かる。局所レイリーインデックスマップを見ると，図中に示すように，相関が強い領域はFig.6のA断面では平均火炎面上及びその近傍であったのに対し，Fig.7のB断面では平均火炎面よりも若干内側に位置しており，火炎面との関係においても燃焼器内の角度断面による差が生じている。また，発熱変動のピークに関しても，Fig.6のA断面では337.5 deg.～0 deg.の間であるのに対し，Fig.7のB断面では0 deg.～22.5 deg.の間に存在していると見られ，Fig.6のA断面の発熱変動の位相に対して22.5 deg.程度遅れていると考えられる。このように，今回試験で用いたような軸対称でない燃焼器においては，周方向の角度断面によって火炎形状や圧力変動との位相関係が異なることが分かった。この位相差は燃焼器内の3次元的な複雑な流れの影響によって生じていると考えられ，今後の課題として別断面の計測などで明らかにする予定である。

今回の計測では，燃焼器の周方向角度断面の違いによる位相関係の差こそあるが，メインノズル下流のメインとパイロットの間の火炎面近傍において燃焼振動を駆動する要因となる発熱変動があるとの推定が得られた。従って，この部分の形状や燃料の濃度分布を最適化することで燃焼振動を抑制することができると考えられる。

6．結言

本研究では，燃焼器内の火炎変動可視化計測技術の開発を目的とし，実機スケールの燃焼器を用いた大気圧燃焼試験を実施し，OH-PLIF計測と燃焼器内圧変動計測を行った。その結果として，以下の成果を得た。

- OH-PLIF計測画像からの位相分割平均化及び局所レイリーインデックスマップの作成によって，燃焼器の中で圧力変動と発熱変動が正の相関を持ち，燃焼振動を駆動していると考えられる領域を特定できた。
- 燃焼器の周方向の計測角度を変えたOH-PLIF計測を行い，燃焼器の角度断面によって火炎面の構造や火炎変動の位相に差が生じることを確認した。

今後は本研究で得られた知見を用いて，1700℃級ガスタービン燃焼器の開発を推進していく。

謝辞

本研究は経済産業省による「高効率ガスタービン技術実証事業（高効率ガスタービン技術実証事業）」の補助により行われたものである。

参考文献

1) Johchi, A., Tanahashi, M., Shimura, M., Choi, G.M. and Miyauchi, T.,: High Repetition Rate Simultaneous CH/OH PLIF in Turbulent Jet Flame, 16th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics (2012).
2) 立花繁, ジマー・ロレント, 黒澤要治, 鈴木和雄: 希薄予混合ガスタービン燃焼器で発生する振動燃焼の能動制御による抑制，宇宙航空研究開発機構研究報告，JAXA-RR-06-034（2007）.
3) 金井洸太, 立花繁, 山本武, 下平一雄, 吉田征二, 鈴木和雄, 佐藤哲也, : 低NOxステージング燃焼器における燃焼振動の火炎自発光画像解析, 第40回日本ガスタービン学会定期講演会 (2012).
4) Güthe, F., Lachner, R., Schuermans, B. Biagiolo, F., Geng, W., Inauen, A., Shenker, S., Bombach, R., Tylli, N. and Hubschmid, W.,: Flame imaging on the ALSTOM EV-burner: thermoacoustics pulsations and CFD-validation, 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (2006).
5) Emadi, M., Burkhalter, M.W., Salameh, T., Gentry, T. and Ratnar, A.,: Examination of Thermo Acoustic Instability in a Low Swirl Burner, Spring Technical Meeting of the Central States Section of the Combustion Institute (2012).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】 C-10

3 次元摩擦減衰応答解析コードを活用したインターロック型シュラウド翼の振動設計

*玉井　亮嗣，田中　良造，佐藤　寿恭（川崎重工），Karsten Kusterer（B&B-AGEMA）

Vibration design of an interlocked turbine blades row using 3-dimensional friction contact dynamic analysis

*Ryoji Tamai, Ryozo Tanaka, Yoshichika Sato (KHI) and Karsten Kusterer (B&B-AGEMA)

ABSTRACT

This paper presents both numerical and experimental results for investigating a dynamical behavior of shrouded turbine blades in a design practice. The study is focused on the effect of the shroud contact force to the lowest dynamic mode family of the bladed disk. In the experimental studies, the dynamic response of a single fake blade has been measured with respect to the various shroud contact forces. After that, the dynamic response of the real bladed disk has been measured both in the laboratory and actual engine tests. The numerical studies have been done for simulating for all experimental cases using a friction contact dynamic analysis code named DATES. The code employs appropriate modal reduction model and 3-dimensional point contact model that make it possible to investigate the dynamics of elastic structures including friction contact interfaces efficiently.

Key words: Turbine, Interlocked shroud, Forced response, Friction contact

1．はじめに

タービン動翼の振動の抑制を目的として、インターロック型のチップシュラウド翼がしばしば用いられる。インターロック構造では、隣り合う翼同士を適正な接触面圧で連結し翼群の剛性を増すことによる離調効果、インターロック接触部での摩擦を利用した減衰効果が期待できる。それゆえ、インターロック構造は、過大な翼振動により引き起こされる高サイクル疲労、摩耗といった損傷のリスクを低減するための手段として重要な設計要素である。このような設計要求を満足するため、摩擦接触を含む構造体の振動特性を正確かつ迅速に予測する手法が求められており、インターロックシュラウド翼の摩擦減衰を含んだ振動特性を取り扱う研究もこれまでに多く報告されている。

これらの研究のひとつの目的は、シュラウド間の摩擦減衰を含んだ翼群の動特性を表す非線形運動方程式<式(1)>を正確かつ効率的に解析するモデルの開発にある。ひとつの手法として、ハーモニックバランス法による線形化手法 [1]がよく用いられている。この手法によれば、系への加振力が調和関数であるとき、系の応答およびシュラウド間の接触力もまた調和関数で近似できると仮定することにより、非線形運動方程式を周波数領域での非線形代数方程式に変換することができる。そのため、例えば非線形運動方程式を時間積分法で解析するのに対し、多大な計算コスト低減を図ることが可能となる。本手法を適用した解析コードとして、DATES と呼ばれる 3 次元摩擦減衰応答解析コードがハノーバー大学 (Institute of Dynamics and Vibration Research, Leibniz University of Hannover) において開発されている [2),3)]。本コードではハーモニックバランス法、3 次元点接触モデルおよびサイクリック構造の解析機能などが実装されており、実際の翼設計にも適用可能な解析コードとなっている [4)]。

本報告では、30MW 級ガスタービンエンジンの低圧タービンの振動設計において、3 次元摩擦減衰応答解析コード DATES を適用した事例を紹介する。

2．DATES コードの概要

DATES コードにおける解析手法の概略を述べる。なお、本コードの基礎理論およびプログラムシステムはそれぞれ文献 [2)]および文献 [3)]にて詳細に報告されている。

動特性モデル　摩擦接触を含む弾性体の動特性は、次式で表すことができる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{f}_e(t) + \mathbf{f}_c(\mathbf{w}(t), \dot{\mathbf{w}}(t)) \quad \cdots (1)$$

ここで、$\mathbf{M}$、$\mathbf{D}$ および $\mathbf{K}$ はそれぞれ質量、減衰および剛性行列であり、$\mathbf{u}(t)$ は変位ベクトル、$\mathbf{w}(t)$ は摩擦接触面間の相対変位ベクトル、$\mathbf{f}_e(t)$ は加振力ベクトル、$\mathbf{f}_c(\mathbf{w}(t), \dot{\mathbf{w}}(t))$ は接触力ベクトルを表す。式(1)は非線形微分方程式であり、一般に時間積分法などによる解析は非常に計算コストがかかる。そこで本コードでは次の①～④の仮定をおくことにより、周波数領域での効率的な解析が可能となる。

①加振力$\mathbf{f}_e(t)$が調和関数であることの仮定
②比例粘性減衰($\mathbf{D} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}$)の仮定
③モード座標を利用した自由度低減
④ハーモニックバランス法に基づく、
　応答$\mathbf{u}(t)$が調和関数であることの仮定、
　および接触力$\mathbf{f}_c$の線形化

すなわち、式(1)の解を$\mathbf{u}(t) = \hat{\mathbf{u}}e^{i\Omega_e t}$ と仮定し、モード座標を導入すると、変位振幅 $\hat{\mathbf{u}}$ は次のように表される。

$$\hat{\mathbf{u}} = \mathbf{T}\hat{\mathbf{q}} \quad \cdots (2)$$

ここで、$\mathbf{T}$ はモード行列、$\hat{\mathbf{q}}$ はモード変位である。式(2)を式(1)に代入し、接触力に対してハーモニックバランス法を適用すると、次の非線形代数方程式が得られる。

$$\hat{\mathbf{S}}\hat{\mathbf{q}} = \mathbf{T}_e^{\mathrm{T}}\hat{\mathbf{f}}_e + \mathbf{T}_c^{\mathrm{T}}\hat{\mathbf{f}}_c(\hat{\mathbf{q}}) \quad \cdots (3)$$

ここで、$\hat{\mathbf{S}}$ は次式で表される特性行列であり、ω_{0j} および D_j はそれぞれ、第j次モードの不減衰固有角振動数およびモード減衰比を示す。

$$\hat{\mathbf{S}} = \mathbf{diag}(\omega_{0j}^2 - {\Omega_e}^2 + i2\omega_{0j}\Omega_e\mathrm{D}_j) \quad \cdots (4)$$

$\hat{\mathbf{S}}$ および $\mathbf{T}$ ($\mathbf{T}_e$、$\mathbf{T}_c$も含む) は汎用 FEM を用いて正規モード解析により求めることができる。後に述べる接触モデルにより、接触力はモード変位 $\hat{\mathbf{q}}$ の関数として表現される。式(3)はニュートン・ラフソン法などによりモード変位 $\hat{\mathbf{q}}$ について解くことができ、空間座標系における変位振幅 $\hat{\mathbf{u}}$ は式(2)より得られる。

<u>接触モデル</u>　接触力の計算手法として、3 次元点接触モデル(3-dmensional point contact model)[2]が実装されている。対象とする接触面は図 1 のように接触要素に細分化され、それぞれの接触要素で 3 次元点接触モデルが適用される。本接触モデルでは、ある接触要素上の点P′ (その位置ベクトルを$\mathbf{p}'(t)$とする)に対して、対面する接触面上の点P が相対移動するとき、点P′ に作用する接触力$\mathbf{f}_{\mathrm{P}'}(t)$を下式で表す。

$$\mathbf{f}_{\mathrm{P}'}(t) = \mathbf{k}_{\mathrm{P}'}(F_{\mathrm{N}}, \Delta C_{\mathrm{n0}}, \Delta C_{\mathrm{R0}}, \mu, R_Z) \cdot \{\mathbf{p}'(t) - \mathbf{p}(t)\} \quad \cdots (5)$$

ここで、$\mathbf{k}_{\mathrm{P}'}$ は接触剛性であり、図 1 に示すような、ばね要素およびクーロン・スライダーで構成される力学モデルにより表される。このモデルに必要なパラメータは表 1 の通りであり、インプットデータとしてユーザーが準備する必要がある。

表 1 接触パラメータ

F_{N}	垂直方向の接触力
ΔC_{n0}	垂直方向の接触剛性
ΔC_{R0}	接線方向の接触剛性
μ	摩擦係数
R_Z	表面粗さ

接触力は、式(5)により時間領域にて評価された後、ハーモニックバランス法により線形化され、式(3)における接触力の項は、次式で表される。

$$\mathbf{T}_c^{\mathrm{T}}\hat{\mathbf{f}}_c(\hat{\mathbf{q}}) = \mathbf{T}_c^{\mathrm{T}}\mathbf{K}_c(\hat{\mathbf{q}})\mathbf{T}_c\,\hat{\mathbf{q}} \quad \cdots (6)$$

$\mathbf{K}_c$は複素接触剛性行列であり、接触面間の相対変位と接触パラメータに依存して決まり、その実部は接触力、虚部は摩擦減衰特性を表す。以上のように、本手法において接触力は、最終的に等価な複素剛性として表される。

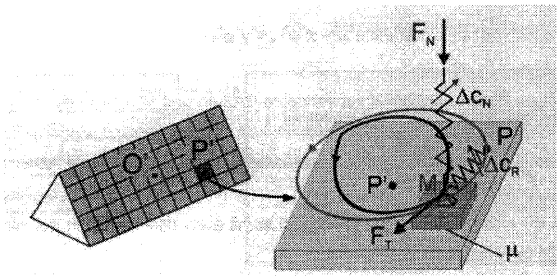


図 1　3 次元点接触モデル[3]

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．インターロック型シュラウド翼の振動設計

30MW 級ガスタービンエンジンの低圧タービンの振動設計にDATESコードを適用した事例を紹介する。本検討は、シュラウド接触面圧の 1 次ディスク連成モード群に対する影響に着目している。検討は次の手順にて実施された。まず、Step I において、模擬翼を用い、チップシュラウドにおける接触面圧と振動特性との関係を調査した。この結果を元に、所望の振動特性を有する翼列が得られる接触面圧を決定し、実翼設計を実施した。次にStep II において、実翼列による振動試験を実施した。リグ試験おいて実翼列のモード形状および共振周波数を確認した後、実機エンジン試験において共振周波数を計測した。各 Step においてDATES コードによる再現計算を実施し、実験結果との比較を行っている。

Step I：模擬翼による摩擦減衰挙動の把握　模擬翼を用いて、チップシュラウドにおける接触面圧を様々に変えたときの振動特性を計測した。試験装置を図 2 に示す。模擬翼は、その先端に 2 つの接触面を有する直方体(200mm×40mm×12mm)であり、根元部はボルトにより基礎に固定されている。接触面の一方は、油圧ピストンにより押し当てられ、他方はロードセルと接しており、接触面圧を計測できるようになっている。翼高の 1/2 高さの点を加振器により調和加振し、翼の周波数応答をレーザードップラー式速度計により計測した。

様々な接触面圧で計測したモード形状および周波数応答関数をそれぞれ、図 3 および図 4 に示す。なお、接触面圧F^*は最終的に実機で採用された接触面圧で正規化された値である。図 3 より接触面圧が増すにつれて、モード形状は“片持ち”1 次曲げモードから“両持ち”1 次曲げモードに変化しており、また、図 4 より 1 次の共振周波数は約 200Hz から約 900Hz まで上昇していることがわかる。先端変位について、ロードセル側と比較して油圧ピストン側が相対的に大きいことが認められたが、これは、油圧ピストン部の可動性に由来するガタ(looseness)によるものと考えられた。

試験結果のDATESコードによる再現計算を試みた。解析に必要なモード情報は、接触部を非拘束条件として汎用 FEM 解析により求めた 1～20 次の固有モードを使用した。図 5 に FEM 解析モデルを示す。DATES 解析モデルでは、模擬翼の両方の接触面（図 5 の拡大部）が剛体と接触するものとした。必要な接触パラメータは表 1 の通りであるが、次のように設定した。垂直方向の接触力F_Nは、実験条件と同値とした。接触剛性ΔC_{n0}、ΔC_{R0}については文献[5]に報告されている手順により$\Delta C_{n0} = 1.0 \times 10^7 \mathrm{N/m}$、$\Delta C_{R0} = 7.0 \times 10^7 \mathrm{N/m}$とした。これは、DATES 解析と FEM 解析とで、すべり接触条件および完全固着条件の共振周波数がそれぞれ一致するように接触剛性を定めたものである。摩擦係数は計測結果[3]より$\mu = 0.2$、表面粗さは加工公差により$R_Z = 10\mu\mathrm{m}$とした。解析は次の 2 ケースにて実施した。Case(A)では模擬翼の両方の接触面が摩擦接触条件とし、Case(B)では一方を摩擦接触、他方をすべり接触（摩擦係数を 0 とする）とした。図 6 および図 7 に解析にて得られた周波数応答を示す。

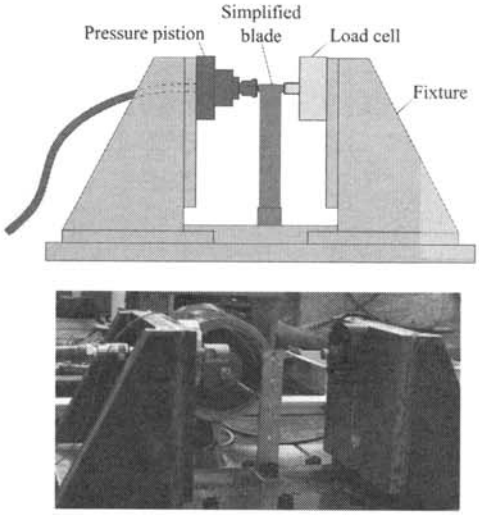


図 2 模擬翼振動試験装置

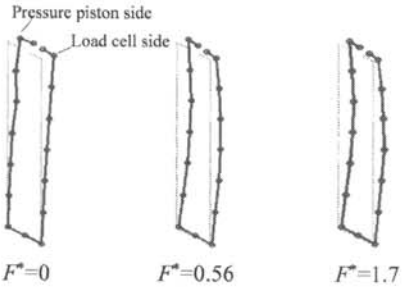


図 3 模擬翼振動モード

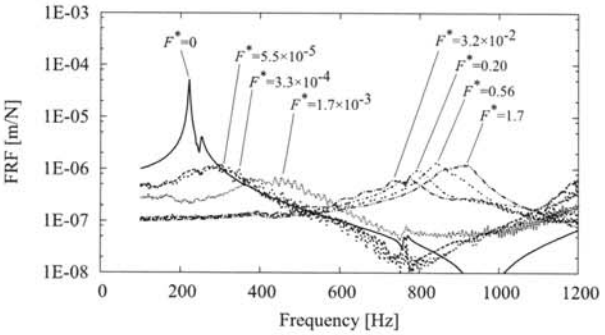


図 4 模擬翼の周波数応答計測結果

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

接触面圧の変化に対する共振周波数の変化を図8に示す。図8には汎用FEMにて求めた固有振動数も破線で示している。解析結果 Case(A)およびCase(B)ともに、接触面圧がゼロの場合、片持ち条件でのFEM解析結果に一致している。接触面圧を増していくと、$F^* \approx 1 \times 10^{-5}$ で共振周波数が上昇しはじめ、$F^* \approx 1 \times 10^{-1}$ でそれぞれ対応するFEM結果の共振周波数で一致し、それ以上の接触面圧では共振周波数が変化しないことがわかる。実験結果もほぼ同様の共振周波数の変化を示しているが、接触面圧が高い状態での共振周波数はよりCase(B)に近い。このことから、試験条件は油圧ピストンの可動性の影響で、Case(B)の条件に近いものとなっていると考えられた。

接触面圧の変化に対する共振点での減衰比の変化を図9に示す。Case(A)、Case(B)ともに、接触面圧を増してゆくと、共振周波数が上昇しはじめる $F^* \approx 1 \times 10^{-5}$ にて減衰比は急上昇し、ピークを迎える。さらに接触面圧が増すと徐々に減衰比が減少してゆき、$F^* \approx 1 \times 10^{-1}$ でほぼ接触面圧がゼロの状態と同等の減衰比となる。実験結果の減衰比も接触面圧の変化に対して、解析結果と同様の変化を示すが、常に実験結果のほうが高い減衰比を示している。これは、解析と試験装置のモデル化誤差によるものと考えられる。解析モデルにおいて、模擬翼は剛体との接触を仮定しているため、減衰能としては接触面での摩擦減衰のみが考慮される。しかしながら、実際の試験装置は複数の部品から構成される弾性体であり、接触面での摩擦減衰に加えて、その他の構造減衰が付加されるものと考えられる。試験装置全体のモード特性を同定し解析モデルに加える、もしくは試験装置をより理想化し解析モデルに近づける、などの検討より、両者の誤差が縮小するものと考えられるが、これは今後の課題とした。このようなモデル化誤差はあるものの、接触面圧に対する振動特性の傾向は解析と実験でよく一致していることがわかる。

以上の結果を次のように設計適用した。$F^* \approx 1 \times 10^{-5} \sim 1 \times 10^{-2}$ では、摩擦による減衰効果を十分に得ることを期待できるが、この範囲では共振周波数が接触面圧に対して敏感であり、共振周波数をコントロールし難い。他方、$F^* > 1 \times 10^{-2}$ では、共振周波数は安定するが、減衰効果は比較的劣る。本設計では、共振周波数を安定させた上で共振回避する方針とし、$F^* = 1.0$ を採用した。なお、本設計は一例であり、シュラウド接触面圧はエンジンメーカ各社のノウハウに基づいた設定がなされる。方針によっては、接触面圧を落とし、減衰効果をより重視した設計とする場合も考えられる。

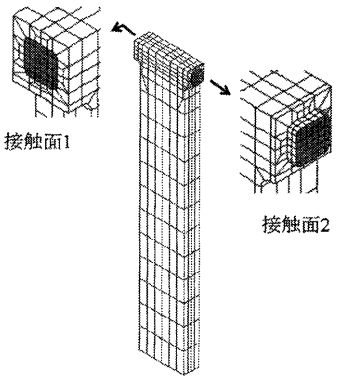


図5 模擬翼のFEM解析モデル

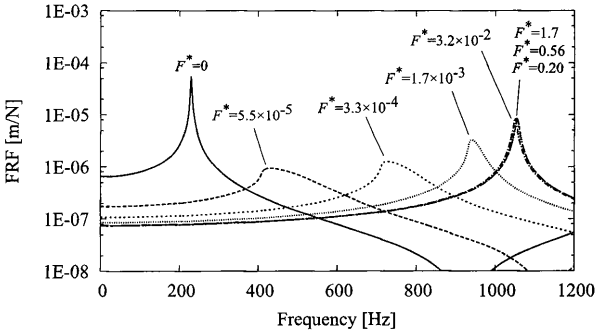


図6 模擬翼の周波数答解析結果(Case A)

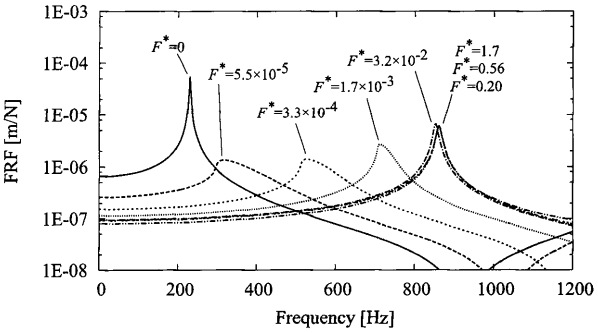


図7 模擬翼の周波数応答解析結果(Case B)

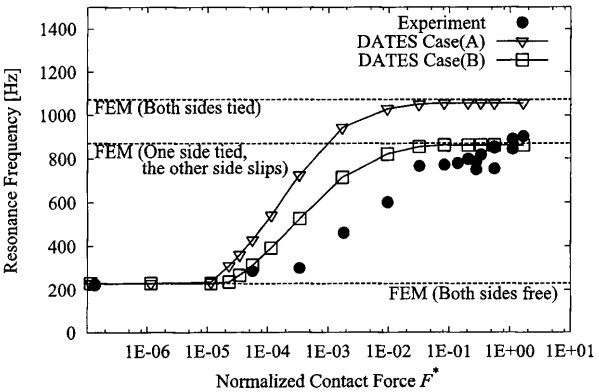


図8 接触面圧に対する共振周波数

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

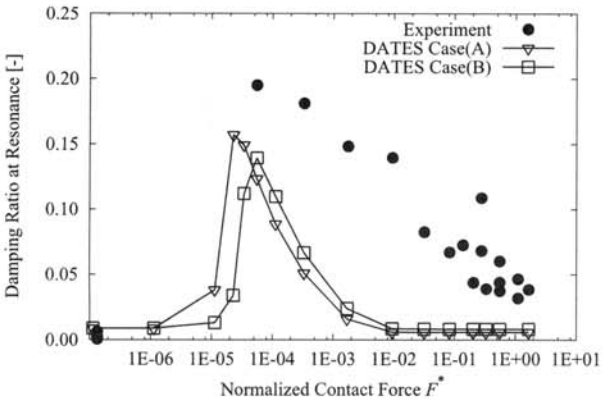


図 9 接触面圧に対する共振点の減衰比

Step II:実翼列試験　実翼列における固有モード計測をリグ試験にて実施した。試験装置を図 10 に示す。ディスクに植翼された翼列をワイヤで吊るし、ディスク外周部の 1 点を加振器により調和加振した。計測された 1 次ディスク連成モード群を図 11 に示す。図中の ND は節直径数を示す。また、エンジン実機試験において、ひずみゲージを用いた共振周波数の計測を実施した。図 12 にエンジン起動中のキャンベル線図の一例を示す。ディスク連成モードでは、加振源となるエンジンオーダー(EO)と固有モードの節直径数(ND)が一致し、かつ両者の周波数が一致するときに共振することが知られている。本計測結果においても、1 次ディスク連成モード群の各節直径モードが、対応する加振源(EO)に励起されていることが確認できる。

DATES 解析は、サイクリック構造の解析機能を利用し、モード情報は単翼の汎用 FEM 解析により求めた 1～20 次の固有モードを使用した。接触パラメータは、模擬翼の解析と同様に決定した。図 13 に実験および解析により得られた 1 次ディスク連成モード群の共振周波数の比較を示す。グラフの横軸は節直径数、縦軸は共振周波数を示す。エンジン試験条件では、回転硬化の影響により、リグ試験条件（回転数=0）より高い共振周波数となっている。両条件ともに、DATES 解析で予測された共振周波数は実験値よりやや高い結果となっている。これは、DATES モデルでは、翼列はチューン系であるのに対し、実翼列は個々の翼の製作誤差を有するミスチューン系であること、また DATES モデルでは減衰能としてシュラウド摩擦減衰のみが考慮されているのに対し、実翼列試験装置ではシュラウド部以外の減衰能（例えば、翼根ツリー部の摩擦など）が含まれることが理由として考えられる。より精密な合わせ込みのためには、各翼のミスチューニングや翼根部の摩擦減衰をモデル化することが考えられる。しかしながら、図 13 によれば、上述のような理想的な DATES 解析モデルであっても、実用上有益な精度でディスク連成モードの共振周波数を予測可能である。

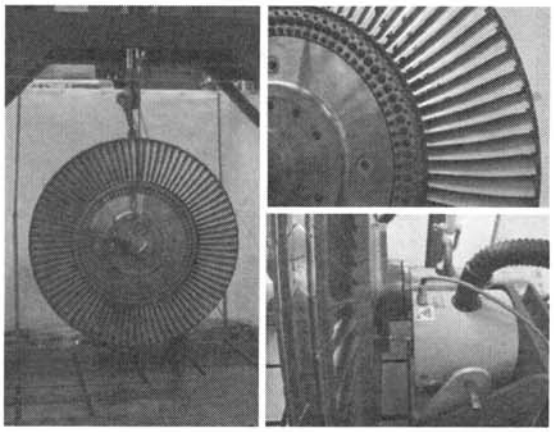


図 10 実翼列リグ試験装置

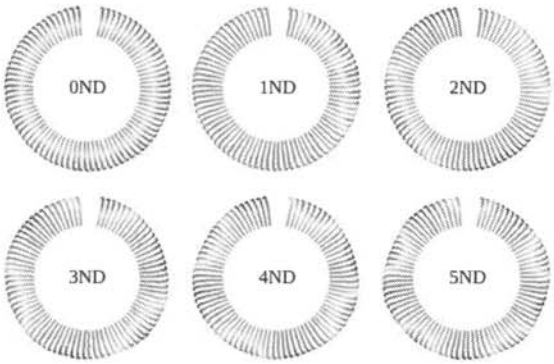


図 11　1 次ディスク連成モード計測結果

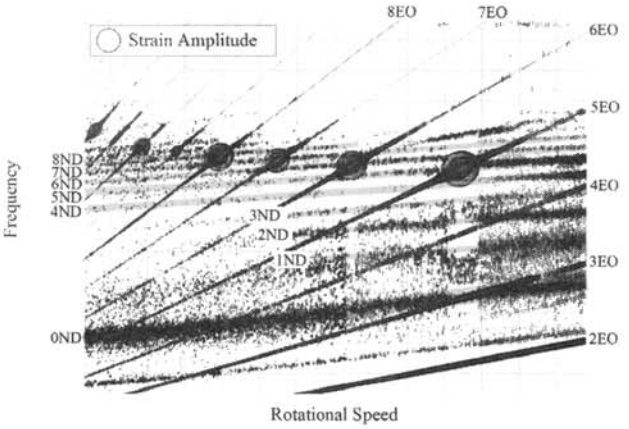


図 12 キャンベル線図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

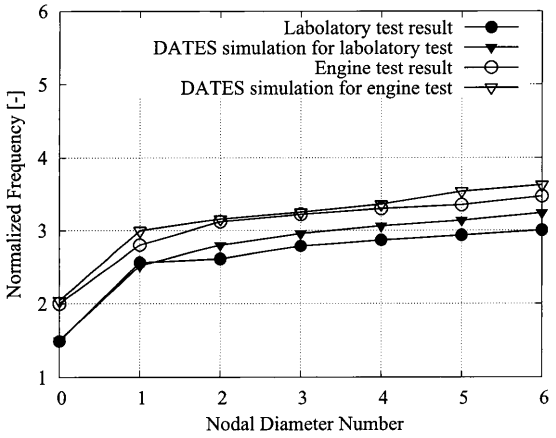


図 13 節直径線図

4．まとめ

30MW 級ガスタービンエンジンの低圧タービンの振動設計において、適正なシュラウド接触面圧を決定するための実験および解析検討を実施した。まず、模擬翼試験装置を用いて、接触面圧をパラメータとして翼の振動応答を計測し、DATES コードにより再現計算を実施した。この結果をもとに、共振周波数の安定性を重視したシュラウド接触面圧の設計値を決定した。実翼列を用いたリグ試験、エンジン試験結果と DATES 解析との比較から、予測通りの振動特性が得られていることを確認した。これらの検討を通じ、ハーモニックバランス法に基づく摩擦減衰応用解析コードの GT 翼振動設計への適用事例を示した。

参 考 文 献

1) Yang, B. D. ; Chen, J. J. ; Menq, C. H.: Prediction of Resonant Response of Shrouded Blades With Three-Dimensional Shroud Constraint. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 121 (1999), Nr. 3
2) Sextro, W.: Dynamical Contact Problems with Friction: Models, Methods, Experiments and Applications. 2nd Edition, Springer-Verlag, Heidelberg, 2007.
3) Bürge, A. ; Panning, L.: Resonanzfeste Beschaufelung II -Modellierung und Berechnung der Schwingungsdampfung von realen Schaufelkopplungen-, FVV Report 864, 2008.
4) Szwedowicz, J. ; Mahler, A. ; Slowik, S. ; Hulme, C.J. : Nonlinear Dynamic Analyses of a Gas Turbine Blade for Attainment of Reliable Shroud Coupling. GT2005-69062, Proc. of ASME Turbo Expo 2005, Power for Land, Sea and Air, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005
5) Christian Siewert; Lars Panning; Annika Schmidt-Fellner and Andreas Kayser: The Estimation of the Contact Stiffness for Directly and Indirectly Coupled Turbine Bladings. GT2006-90473, Proc. of ASME Turbo Expo 2006, Power for Land, Sea and Air, May 8-11, Barcelona, Spain, 2006.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第41回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

C-11

8MW級ガスタービンの性能向上技術

*志賀　早希子，瀧　博資，浮田　哲男，山崎　義弘（川崎重工）

Performance Improvement Technologies of 8MW-Class Gas Turbine

*Sakiko SHIGA, Hiroshi TAKI, Tetsuo UKITA and Yoshihiro YAMASAKI(KHI)

ABSTRACT

M7A-03 is a gas turbine having the performance of the best class with the latest model of the M7A series in 7-8MW class. To respond to the need for further performance enhancement, continuous efforts have been directed at improving performance of the M7A-03. This paper presents our approach to performance improvement with the M7A-03.

Key words: Performance, Improvement, Development

1．はじめに

世界的な環境意識の高まりがある中，熱電併給可能な分散型電源としてガスタービンを用いたコージェネレーションシステムはますます重要なハードウエアとして捉えられている．

川崎重工は，10,000台以上，出力28MWまでの産業ガスタービンを製造しており，環境保全からのクリーンな排ガス特性（CO2排出削減，NOx排出削減）へのニーズや，経済面からの高効率発電へのニーズを受け，継続的にガスタービンの高性能化に取り組んでいる．

本稿で紹介するM7Aシリーズ[1)2)]は，出力7～8MWクラスの単純開放一軸式ガスタービンであり，120台以上の納入実績と580万時間以上の運用実績がある．この最新機種であるM7A-03は，世界最高クラスの低環境負荷，高効率特性を有するガスタービンである．

本稿では，このM7A-03の更なる高性能化に向けた取り組みについて紹介する．

2．M7A-03の概要

当社はM7シリーズの初期モデルであるM7A-01を開発し，1994年に市場に投入した．M7A-01は，当社で初めて多段軸流圧縮機，多缶燃焼器を搭載した自社開発のガスタービンであり，現地整備が容易になるようエンジン水平2分割方式を採用している．

続いて，M7A-01をベースに遷音速圧縮機技術を適用し，吸込空気流量と圧力比増大による出力向上を実現したM7A-02を開発し，1999年に市場投入した．

さらに，M7A-02の基本構造・設計手法を継承しながらスケールアップした18MW級ガスタービンL20A[3)]の開発の際に投入された最新の設計ツール，設計手法，材質改良により要素技術を大幅に改善させ，M7A-02と主要諸元を共通にしながら，出力と効率を大幅に向上させたM7A-03[4)]を開発した．

M7A-03の概観図を図1に示す．

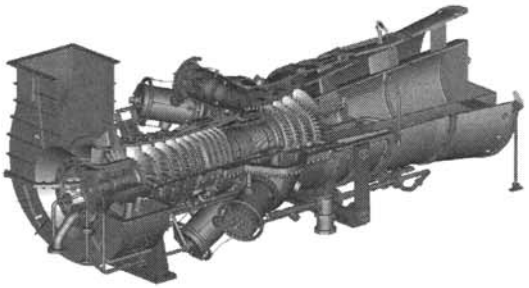


Fig.1　Overview of M7A-03 gas turbine

M7A-03は，基本構造がM7A-02とほぼ同じであるため，M7A-02を搭載した発電装置へ換装することも可能である．実際に換装を行った際の発電電力の変化を図2に示す．

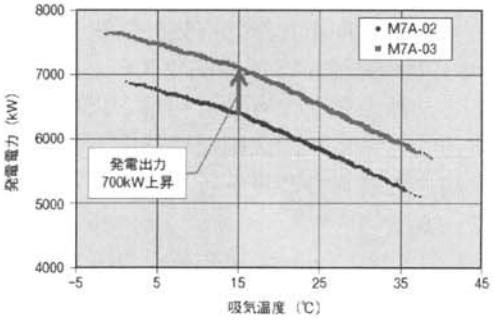


Fig.2 Benefits of output power by switching to M7A-03

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ガスタービンをM7A-02からM7A-03へと換装することにより，設備の大幅な改修を行うことなく発電電力を700kW向上させた．

M7A-03は2007年より販売開始しており，すでに国内外で35台を超える受注があり，総稼働時間は実運転時間で270,000hr以上，等価運転時間で300,000hr以上に達している．

M7A-03納入物件の燃焼方式については環境面での要請から低NOxのDLE（Dry Low Emission）燃焼器を搭載した物件が多くを占める．排出NOxが52.5ppm（O2=0%換算）の超低NOxのDLE燃焼器を搭載した仕様も順調に稼働を続けている．

一方で，東南アジアなど天然ガスのインフラが不安定な地域では，一時的に液体燃料も使用できるデュアルフューエル燃焼器を搭載した仕様もある．

3．高性能化への取り組み

一方で，市場のさらなる高効率化への要求に応えるべく，継続的に高性能化に取り組んでおり，改良機を市場に投入している．ここで，M7A-03改良機の性能とM7Aシリーズの主要諸元を表1に示す．

Table 1　Performance of M7A

	M7A-03		M7A-02
	改良後	改良前	
定格出力	8,160 kW	7,830 kW	7,160kW
熱効率	34.3%	34.1%	31.5%
回転数	13,790 rpm		
入口空気流量	26.9 kg/s		
圧力比	16:1		
ｴﾐｯｼｮﾝ(O_2 =0%)	NOx < 52.5ppm (NOx < 35ppm)*1		NOx < 80ppm
形式	単純開放一軸式		
寸法 (L×H×W)	4.2m x 1.7m x 1.5m		3.6m x 1.7m x 1.5m
圧縮機	軸流11段		
燃焼器	6缶		
ﾀｰﾋﾞﾝ	軸流4段		
軸受仕様	すべり軸受		

*1 オプション仕様　　ISO条件,13A GAS ,吸排気ロス無

以下，今回のエンジン性能向上のため，各要素設計において適用した性能向上技術について記す．

3.1　要素効率向上と無効空気の削減

M7A-03の開発[4]では，圧縮機やタービンの要素効率向上と，動力発生に有効に利用されない空気を削減することにより，大幅な性能向上を実現した．引き続きこれらの改良を行うことで高性能化を図っている．

3.1.1　インレットコレクターの圧力損失低減

発電装置外部よりガスタービン入口へ空気を取り込む通路が，インレットコレクターである．この形状が不適切であれば，圧縮機入口の流れに偏りが生じ，圧力損失が増加する．また，この偏流は圧縮機の要素効率や翼振動特性にも影響を及ぼす．

圧縮機入口の流れを均一化することを目標として改良を行った．改良前後の形状を図3に，CFD解析による流速流線及びインレットコレクター出口（すなわち圧縮機入口）の解析結果を図4，図5に示す．改良の結果，圧力損失を10%程度削減することができた．

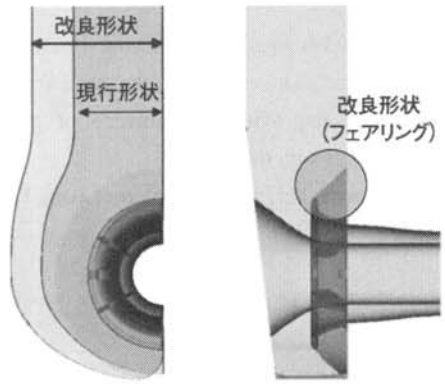


Fig.3　Modified inlet collector profile

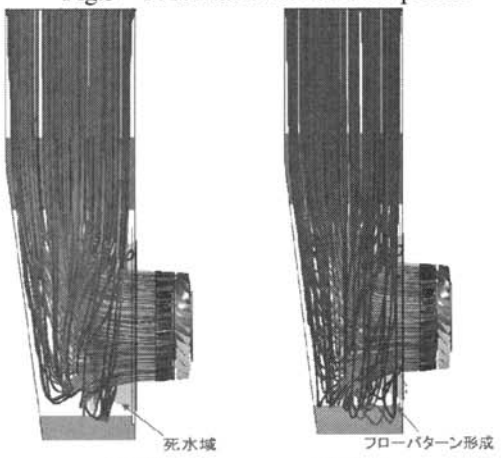


Fig.4　Results of CFD analysis at inlet collector

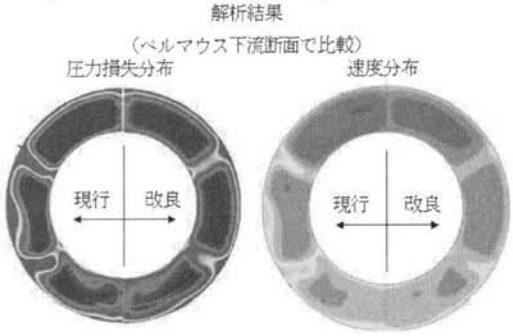


Fig.5　Results of CFD analysis at collector outlet

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.1.2　タービン動翼先端（チップ）クリアランスの削減

タービン動翼と，対向する静止部品であるタービンシュラウドとの間のチップクリアランスは，翼表裏への作動流体のバイパス量を左右し，隙間が小さい程，タービンの要素効率向上に寄与する．

しかし，起動時などの過渡的な状態でチップクリアランスは最小となるため，その際に回転する動翼と静止しているシュラウドが強い接触により損傷しないようなクリアランスが設定される．

定常運用時の隙間をさらに小さくするため，過渡運転時に動翼がシュラウドと接触しても大きなダメージがないように，動翼に対向するシュラウドに金属との接触に対して削られやすいアブレイダブルコーティングを採用した．

また，このコーティングは耐熱性を備えており，シュラウドの冷却空気低減にも寄与している．

耐熱アブレイダブルコーティングを施したシュラウドを図6 に示す．

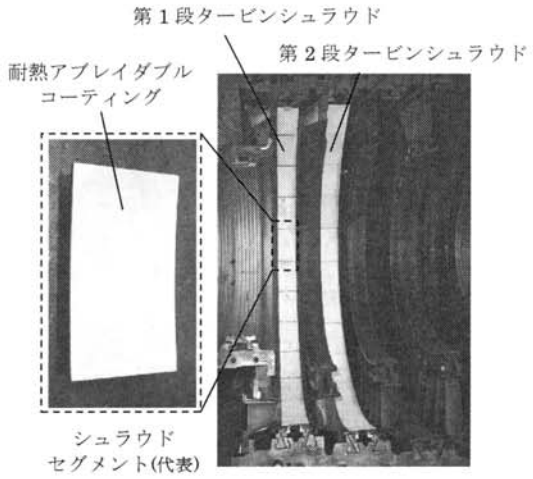


Fig.6　Heat-resistance and abradable coating

3.1.3　無効空気の削減

加工時の公差や，運用時の熱膨張差によりケーシング間に僅かな隙間が生じることは避け難い．しかし，ガスタービンの圧縮機出口は非常に圧力が高いため，圧縮空気を格納している空間にある僅かな隙間からも圧力差により，空気が漏れ，圧縮空気を有効に利用できなくなる．

そこで，ロープ状のシール材であるコードシールの中でも，耐熱性や可塑性の高いものを使用し運用時の隙間を小さくした．コードシールの挿入状況を図7 に示す．

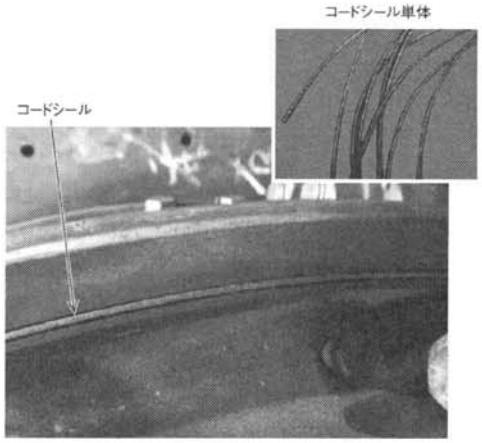


Fig.7　Gap minimization by applying cord seal

3.2　熱サイクルの見直し

ガスタービンの熱サイクル特性の点から性能向上を実現する方策としては，圧力比の上昇とタービン入口ガス温度の上昇がある．前者では，圧縮機の再設計が必要となり，構造面での大幅な変更が必要となる．従って，後者のタービンの入口ガス温度を上昇させることで高性能化を図った．

タービン部材の温度の上昇は，翼寿命の点から，信頼性に影響を及ぼす．信頼性を確保するためには，タービン入り口ガス温度を上昇させた場合の，高温部品の冷却技術とその効果を確認するための温度計測技術が重要となる．

3.2.1　冷却技術

タービン翼の冷却空気は圧縮機出口の圧縮空気を使用するため，この冷却空気の削減で，圧縮仕事の増加を抑えることができ，ガスタービンの性能向上に寄与できる．タービン入口ガス温度を上昇させた場合も，冷却空気量を極力増やさずに，タービン翼温度を従来と同等にするため，翼の冷却性能を向上させることが重要である．

最も高いガス温度にさらされる第 1 段タービン静翼の，最も熱負荷の高い前縁部分に対して，翼の冷却性能を向上させるために，従来の前縁の冷却構造をリブ構造から突起状の構造に変更して冷却側の伝熱面積を増加し，冷却性能を向上させた．冷却構造の相違を図8 に示す．

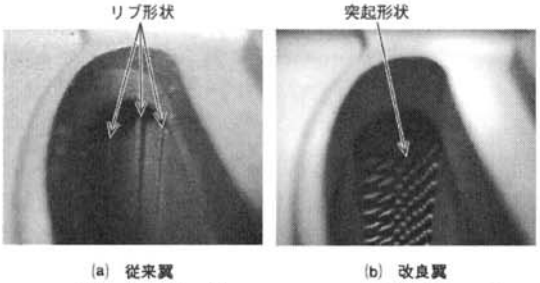


Fig.8　Cooling structure on leading edge

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.2.2　温度計測技術

M7A-03 では回転翼では，第 1，2 段タービン動翼に冷却翼を用いている．タービン翼の翼寿命を評価する上で翼の部材温度は非常に重要な要素の一つであるが，冷却翼全域の温度を設計時に正確に予想することは難しい．そのため，実機運転で翼温度を正確に計測することが，翼寿命の信頼性確保には非常に重要である．

運用実績が十分にある翼の信頼性を保持したままタービン入口ガス温度の上昇に対応するため，冷却翼の基本構造は従来翼と変えず，強度的な信頼性を維持した上で，翼への冷却空気の増加によって翼の部材温度を上昇させないことを目標とした．また，エンジン性能に与える影響を考慮して，最小の冷却空気増分でタービン翼部材温度の維持が実現できるように検討を行った．

今回の設計による冷却空気量の増分が妥当であることを確認するために，実機による翼の部材温度計測を行った．

回転翼の温度計測には，当社で十分な使用実績のある赤外線放射温度計測システム（パイロメータ）[5] により計測した．

第 1 段タービン動翼での計測結果を図 9 に示す．これにより，入口ガス温度が上昇してもタービン翼の部材温度が従来翼と同等以下に保持されていることが確認できた．

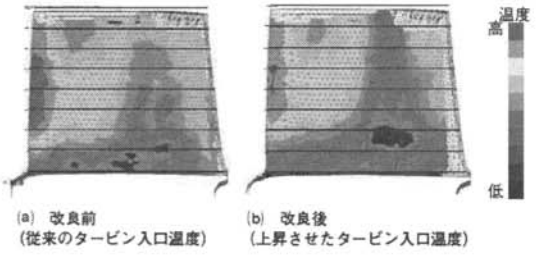


Fig.9　1st blade surface temperature measured by pyrometer（Blade Pressure Side）

4．改良機の性能

改良を適用したフィールドテスト機にて性能試験を実施した結果，エンジンの性能向上量は，M7A-03 現行機に対し，表 1 に示すとおり熱効率向上 0.2pt，出力向上 4%（330kW）を達成した．[6]

現在各改良項目の信頼性を確認するため，当社内自家発電所にて 2012 年 6 月より改良機を搭載してフィールドテストを開始した．性能は図 10 に示すとおり，当初目標を満足している．

2013 年 5 月に高温部開放点検を実施し，問題のないことを確認後現在も順調に稼働を続けている．

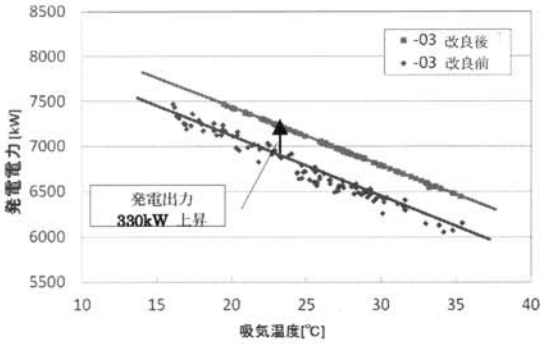


Fig.10　Benefits of output power by switching to M7A-03(Uprated)

5．まとめ

M7A-03 は M7A シリーズの最新機種で，同クラスでは最高クラスの性能を有するガスタービンである．

形状変更や新素材の投入，熱サイクル見直し等により更に性能を向上させた改良機を開発し，現在フィールドテストを順調に継続しながら長時間の信頼性確認を行っている．

今後も，より高性能で信頼性の高いガスタービンを顧客へ提供するため，継続的に改良を行っていく所存である．

参 考 文 献

1) 唐沢，井上，中安：“ 6 MW 級中型高効率ガスタービン M7A-01 およびコージェネレーションシステム PUC60”，川崎重工技報，No.119，pp.90-91（1993）
2) “ ガスタービン「M7A-02」コンバインドサイクル発電設備”，川崎重工技報，No.148，pp.48-49（2001）
3) 笠，永井，杉本，奥戸，長友，足利，尾崎：“20MW 級ガスタービン「L20A」の開発”，川崎重工技報，No.148，pp.6-11（2001）
4) 村上，谷村，石田，松岡，加藤：“M7A-03 ガスタービンの開発”，川崎重工技報，No.161，pp.24-27（2006）
5) T. Taniguchi，K. Sanbonsugi，Y. Ozaki，A.Norimoto：“Temperature Measurement of High Speed Rotating Turbine Blades Using a Pyrometer，”ASME GT2006-90247（2006）
6) 瀧，志賀，浮田，合田：“8 MW 級　高効率ガスタービン「M7A-03」の高性能化”，川崎重工技報，No.173，pp.22-25（2013）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

C-12

高温ガスタービンタービン動翼の振動強度検証

*田村　和浩，羽田　哲，鳥井　俊介，小野　正樹，山下　洋行（三菱重工）

Verification of Vibration Strength of High-temperature Gas Turbine Blade

*Kazuhiro TAMURA, Satoshi HADA, Shunsuke TORII, Masaki ONO, Hiroyuki YAMASHITA(MHI)

ABSTRACT

This paper presents the general analysis method for predicting the vibratory response of the blade caused by the flow distortion in the circumferential direction, using CFD and 3D FEM. The procedure of measuring the vibratory response of the gas turbine blade under operation is also shown. As an example of the analysis and measurement, the vibratory response of the blade caused by the interaction force between the vane and the blade is shown for the industrial gas turbine.

Key words: Gas turbine blade, Vibration of blade, Blade vibration measurement

1. はじめに

熱効率を向上するため，ガスタービンのもっとも重要な要素であるガスタービン動翼は，高負荷かつ高温の非常に厳しい環境下で使用される。ガスタービン動翼は流体エネルギーから機械エネルギーへの変換を行う心臓部であり，ガスタービンの性能や信頼性に大きな影響を及ぼす。特に，ガスタービン動翼の損傷原因は高サイクル疲労や腐食疲労など振動に起因するものが最も多く，ガスタービン動翼の信頼性を向上するためには，設計段階でガスタービン動翼に作用する励振力とガスタービン動翼の振動特性を正確に予測し，振動強度を向上させることが不可欠である。

振動設計技術の向上を図るためには，実機運転中のガスタービン動翼の振動応答を計測し，得られた翼振動特性データを設計にフィードバックすることが非常に重要である。当社ではガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備において，実機運転中のガスタービン動翼の振動応答を計測し，ガスタービン動翼の振動設計に反映している。

本稿では，ガスタービン動翼の一般的な振動設計手法，および実機運転中におけるガスタービン動翼の振動計測技術について紹介する。また，設計手法（解析手法）の妥当性を検証するため，実機運転中のガスタービン動翼の振動応答の解析予測値と実測値の比較を行った結果についても紹介する。

2. タービン動翼の翼振動応力解析技術

ターボ機械の翼に作用する加振力には，作動流体の周方向の不均一に起因するもの，軸などを介して機械的に伝達されるものなど種々の加振力があるが，翼の振動強度設計において必ず検討する必要がある加振力は，車室の非対称性などに起因して発生する低次のハーモニック加振力と，動翼と静翼との干渉によって生じる翼列干渉力である．これらの加振力により生じる翼振動は，翼構造により異なるので，翼構造に応じた解析，評価をする必要がある。動翼に作用する翼列干渉力のうち，直前の静翼後流の影響によって生じるノズルウェーク励振力や直後の静翼の圧力場との干渉によって生じるポテンシャル干渉力については，最近の CFD 技術により実用的な精度で予測できるようになってきた．図 1 は，CFD と 3 次元有限要素法を利用して翼の振動応答を評価する手順を示している [1]。

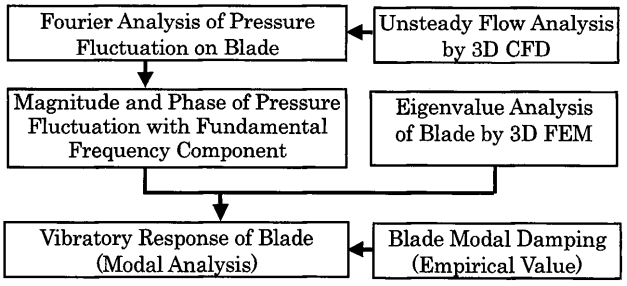


Fig. 1　Procedure for calculating resonant stress of blade[1]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2.1 翼列干渉励振力の解析

タービン動翼に作用する励振力を解析する場合には，まず非定常 CFD 解析を実施する。そこから時刻歴波形データとして得られる励振力をフーリエ解析することで、励振力のハーモニック成分を抽出することができる。翼に作用する励振力は一般的に式(1)の様に表現される。

$$\left.\begin{aligned} F_i(t) &= \frac{a_{i,0}}{2} + \sum_{H=1}^{\infty}\left(a_{i,H}\cos H\Omega t + b_{i,H}\sin H\Omega t\right) \\ &= \frac{a_{i,0}}{2} + \sum_{H=1}^{\infty} P_{i,H}\cos(H\Omega t - \gamma_{i,H}) \\ P_{i,H} &= \sqrt{{a_{i,H}}^2 + {b_{i,H}}^2} \qquad \gamma_{i,H} = \tan^{-1}\frac{b_{i,H}}{a_{i,H}} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

ここで，$F_i(t)$は 0 番目の翼面の i 番目の点に作用する励振力であり，$a_{i,H}$ と $b_{i,H}$ は各ハーモニック成分の振幅である。そして，Ω はロータの回転角速度，H は励振ハーモニックである。以降に示す式では翼枚数を N とし，翼番号をロータの回転方向と反対方向に 0～(N-1)と定義する。励振力の 1 つのハーモニック成分に対する振動応答は，次節に述べる手順を用いて計算することができる。

2.2 翼振動応力の解析

動翼と静翼間の翼列干渉力の様な 1 つのハーモニック励振力による振動応答を考える。周方向に不均一な流れの中で翼・ディスク系が回転している時，図 2 に示す翼・ディスク系の運動方程式は式(2)の様に表される。

$$[M_T]\{\ddot{U}_T^H\} + [C_T]\{\dot{U}_T^H\} + [K_T]\{U_T^H\} = \{P_T^H\} \quad (2)$$

$[M_T]$：質量マトリックス
$[C_T]$：減衰マトリックス
$[K_T]$：剛性マトリックス
$\{U_T^H\}$：変位ベクトル
$\{P_T^H\}$：励振力ベクトル
T：翼・ディスク全周
H：励振力のハーモニック数

タービン翼の振動応答は式(2)に周期対称法とモーダル解析法を適用することで求めることができるが，翼・ディスク系の様な周期対称構造においては，$H \pm n = \lambda N$（λ：整数，n：節直径数）を満足するもの以外の H と n の関係では，翼・ディスク全周におけるモーダル外力がキャンセルされるため，

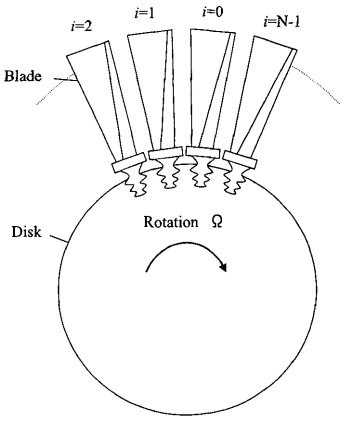


Fig. 2 Bladed disk system[2)]

n 節直径の応答はゼロとなる。そのため，翼振動応答を求める際には，$H \pm n = \lambda N$ を満足する固有ベクトルのみを足し合わせれば良いため，最終的に k 番目の翼がハーモニック H の励振力により共振する時の応答は次式(3)で表すことができる。なお，式(2)の解法の詳細は Kaneko の文献 2)を参照されたい。

$$\{U_k^H(t)\} = \frac{1}{2\varsigma_m}\frac{1}{M_m\omega_m^2}\times$$
$$\left[\{A\}\cos(\omega t - \gamma_H - k\alpha_H) + \{B\}\sin(\omega t - \gamma_H - k\alpha_H)\right] \quad (3)$$

$$\left.\begin{aligned} \{A\} &= \{\phi_{nI}^m\}^T\{P_H\}\{\phi_{nR}^m\} - \{\phi_{nR}^m\}^T\{P_H\}\{\phi_{nI}^m\} \\ \{B\} &= \{\phi_{nI}^m\}^T\{P_H\}\{\phi_{nI}^m\} + \{\phi_{nR}^m\}^T\{P_H\}\{\phi_{nR}^m\} \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

M_m：モーダル質量
ζ_m：モーダル減衰比
ω_m：翼・ディスクの固有角振動数
ω：励振力の角振動数 ($\omega = H\Omega$)
P_H：励振力の振幅
γ_H：励振力の位相
$\{\phi_{nR}^m\}$: 実数モード
$\{\phi_{nI}^m\}$: 虚数モード
m：振動モードの次数
α_H: 位相角 ($=2\pi H/N$)

以上より，翼・ディスク系が共振するための必要条件は式(5)として表すことができる。この時，全翼の共振振幅はすべて等しいが，位相は隣り合う翼間で α_H だけ異なる。

$$\omega = \omega_m, \quad H \pm n = \lambda N \quad (5)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3. ガスタービン動翼の翼振動計測技術

翼の振動強度設計では，前章までに述べた解析技術を適用して強度検討を行うが，高性能・高信頼性の翼を設計するためには，振動数や振動応力の予測精度を正しく把握し，適切な裕度を織り込むことが不可欠である。このためには，モデル試験や実機フィールド試験で翼の振動数や振動応力を計測し，予測値と計測値を比較し，継続的に解析法の改良を行っていく必要がある。また，振動強度の設計クライテリアを確立するためには，運転中に発生する実機の翼振動現象を詳細に計測し，データを蓄積し，クライテリアとして纏めていくことが重要である。このため，翼振動解析技術と同様に翼振動計測技術は，信頼性の高い翼を開発していくための重要な技術である[1)]。

3.1 ひずみゲージによる振動応力計測

実機運転環境下（高温場）におけるガスタービン動翼の振動応力の計測には，直接翼にひずみゲージを貼付し，テレメータシステムを利用することが多い。ひずみゲージによる振動応力計測では温度，湿度，遠心加速度などの計測環境により，使用するゲージの種類や貼付方法を変える。

高温環境下で運転されるガスタービン動翼の計測には，溶接型ひずみゲージや溶射型ひずみゲージが使用されている。溶接型ひずみゲージは，ベースメタルとリード線が一体の構造になっており，比較的簡単に取り付けられるが，ゲージの剛性が大きくサイズも大きい。一方，溶射型ひずみゲージは，ゲージ素線をセラミック溶射で翼に取り付けるため，サイズを小さくでき信頼性も高い。そのため，溶射型ひずみゲージは実機運転中のガスタービン動翼の振動応力計測によく使用される。図3に溶射型ゲージの施工例を示す。

ガスタービン動翼の振動計測にテレメータシステムを用いる際には，ロータ（回転側）に搭載するトランスミッター(送信器)に電源を供給する必要があり，バッテリー方式や誘導電源方式があるが，計測時間が長い連続計測の場合には誘導電源方式を用いることが多い。

3.2 非接触翼振動計測技術

非接触翼計測法(BVM : Blade Vibration Monitor)には多点法，少数点法（1点法，2点法，改良少数点法）といった分析方法があるが，ここでは，非接触翼計測法の基本となる1点法について紹介する。

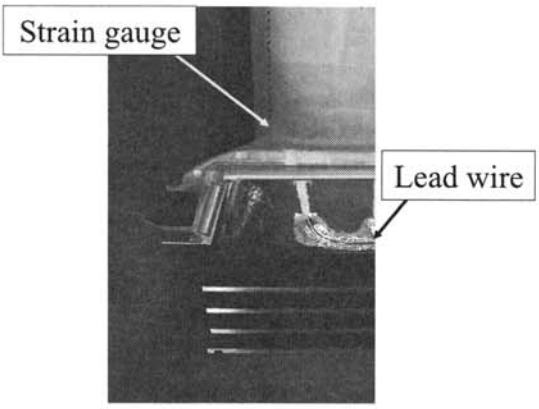


Fig. 3 Blade of industrial gas turbine with the flame-sprayed ceramic-bonded strain gauge[2)]

1点法は翼が1自由度系で振動していると仮定し，翼がセンサーを通過する時刻を計測して振動振幅を再現する手法である。すなわち，回転座標系から見たB_k番目の翼振動を式(6)のように表す。

$$x = a\sin\left(2\pi nf_r t + \phi\right) \tag{6}$$

a：翼の振動振幅
n：回転次数比で表示した翼振動数 $\left(n = f_b / f_r\right)$
f_r：ロータの回転数
f_b：翼の振動数
t：時間
ϕ：回転パルス基準の位相

図4に示すように，静止側に設置した1個のセンサー(S_1)を使用し，回転パルスの通過時刻を基準に振動しながら回転していくB_k番目の翼の通過時刻を計測すれば，式(17)で表される時間が計測される。

$$T_{S1} = T_r r + T_r \frac{\left(S_{\theta 1} - B_{k\theta}\right)}{2\pi} + \frac{a}{u}\sin\left\{n\left(2\pi r + S_{\theta 1} - B_{k\theta}\right) + \phi\right\} \tag{7}$$

T_{S1}: 計測時間
T_r：ロータの回転周期($1/f_r$)
r：データ収録回数
$B_{k\theta}$: 回転パルスキーから B_k 番目の翼までの角度
$S_{\theta 1}$: 回転パルスキーからセンサ(S_1)までの角度
u：翼先端部周速

図5はロータの回転数を変化させたときの回転数同期振動(n＝整数)の計測振幅，すなわち共振点(2400rpm)を通過していく時に発生する翼の振動振幅と1点法で計測される振動振幅の関係を示している。センサーの位置S_θにより，計測される振幅の変化の形状が異なるが，計測される振幅の最大値と最小値の差は翼の共振振幅a_{max}に等しくなる[3)]。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

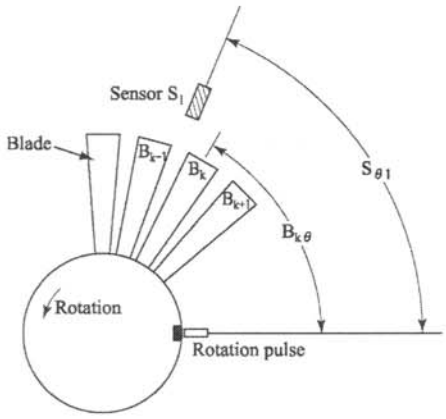


Fig.4 Measurement setup of 1 probe method[3)]

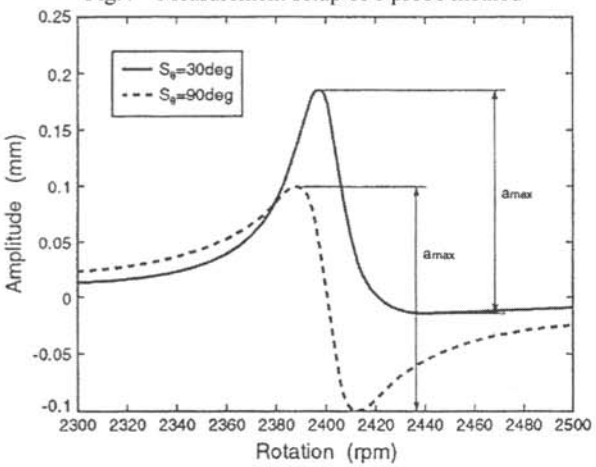


Fig.5 1 probe method for measurement of each blade displacement[3)]

4. ガスタービン動翼振動強度の実機検証

本章では当社の最新型M501Jガスタービンを対象に，前述した振動応答予測手法を用いて算出した実機運転時のガスタービン動翼の振動応答予測値と実測値の比較を行い，ガスタービン動翼の振動強度の検証を行った結果を紹介する。

4.1 ガスタービン1段動翼の振動応答予測

実機運転時のガスタービン動翼に作用する翼列干渉力は非定常CFD解析から翼表面の圧力変動時刻歴データを取得しフーリエ解析を行うことで求めることができる。図6にガスタービン1段翼に作用する翼列干渉力（ノズルウェーク励振力）の翼面上の振幅と位相を非定常CFDにより計算した結果の例を示す。また，この励振力により励起されるガスタービン1段動翼の振動モードを図7に示す。これらの解析結果より実機運転中のガスタービン動翼の振動応答を図1の手順で予測した。

4.2 テレメータ計測による実機振動強度検証

ガスタービンの開発においては，基本設計段階において各要素の検証試験を実施し，その結果を詳細設計に反映し，最終的に実証発電設備にて実機検証後，商用機を製作している。当社高砂製作所

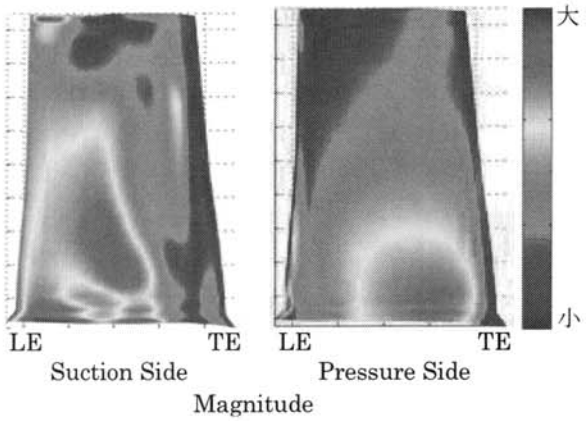


Fig.6 Distribution of pressure fluctuation

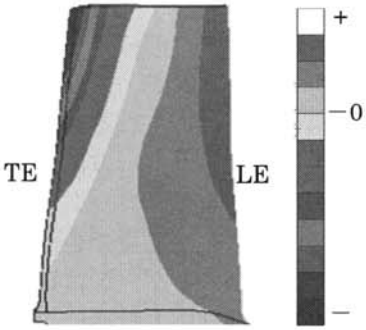


Fig.7 Vibration Mode of turbine blade

はガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備（T地点）を所有しており，当社の最新型M501Jガスタービンも T 地点にて検証試験を行い，その信頼性を確認している[5)]。ガスタービン動翼の高温環境下における振動強度に関しては，複数のタービン動翼の表面にひずみ計測用，温度計測用の溶射型ゲージを施工し，大規模多点式テレメータ計測によりデータを取得し確認を行っている。図8は図6，図7から求めたM501Jガスタービンのタービン1段動翼の振動応答予測値とテレメータ計測により取得した実測値の比較を示すが両者は良く一致している。この様に、設計手法の妥当性，および新規開発ガスタービン動翼の信頼性を確認している。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

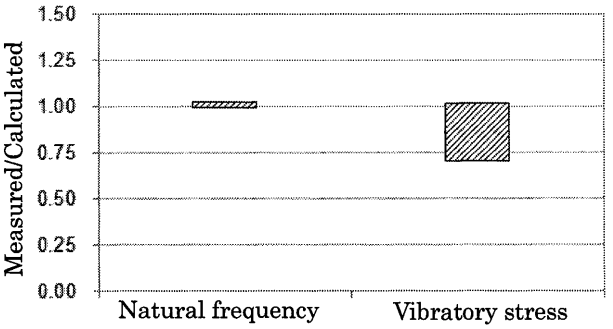


Fig.8 Comparison between measured and calculated results

4.3 非接触翼振動計測法の適用事例

ガスタービン動翼は高温環境下で使用され，翼の剛性が高く，疲労限に近い振動応力が発生しても振幅が小さいため，ガスタービン動翼の振動計測に非接触翼振動計測法を適用することは困難と考えられていた。しかし、近年は高温に耐え得る材料が開発されたこともあり，冷却をしながら用いればガスタービン動翼の計測に適用可能なまでにセンサーの耐熱性は向上している。また，タービン動翼がセンサー先端を通過する時刻を計時するタイムカウンタが高速化し，翼振動を分析する信号処理方法にも工夫を施すことで，非接触翼振動計測システムの振幅分解能は向上している。そこで，当社ではM501Jガスタービンの T 地点検証試験に非接触翼振動計測法を適用し，ガスタービン１段動翼の翼振動計測を実施した。以下に計測結果の例を紹介する。

タービン動翼の通過を検知するセンサーは周波数特性に優れた高温用レーザーセンサーを使用し，空気冷却を行うことで実機への適用を可能とした。この空気冷却は，空気をセンサー先端まで送ることでセンサー先端の汚れ防止の役割も担っている。また，高温用レーザーセンサーは少ない冷却空気で効率良く冷却を行うため，できるだけ小型のセンサーを適用した。センサーとタービン動翼との軸方向相対位置は，予め解析によりタービン翼の振動モードを確認し，複数の評価対象モードが計測可能な位置を決定している。図９にM501Jガスタービン１段動翼の共振通過時の応答を非接触翼振動計測法(1 点法)により計測した結果を示す。翼がセンサーを通過する際の位相が翼毎に異なるため，図 9 に示す翼振動分析波形は翼毎に形が異なるが，共振通過回転数，共振応答振幅は概ね一致することを確認している。更に図 9 に示す翼振動分析波形をカーブフィットすることで，翼の共振通過時の減衰も評価することが可能である。この様に，実機運転中における全翼の振動応答を計測し，新規開発翼の健全性を検証している。

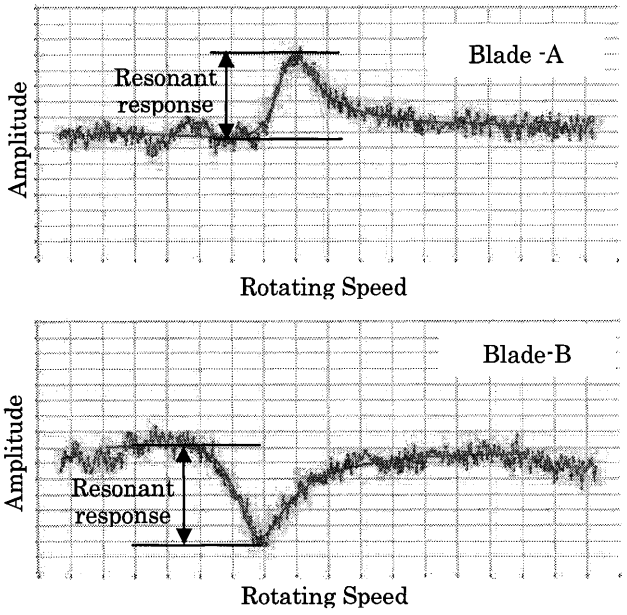


Fig.9 Measured results of row 1 blade amplitude by BVM

5. まとめ

本稿では，翼列干渉力などの励振力に対するガスタービン動翼の振動応答を予測するための一般的な解析手法と，実機運転中におけるガスタービン動翼の振動計測技術について紹介した。更に，最新型M501Jガスタービンの検証試験にこれらの技術を適用し，実機運転中におけるガスタービン動翼の振動応答を計測し，健全性を確認していることを示した。

今後もガスタービン動翼の信頼性に寄与するため，翼振動解析技術，翼振動計測技術の向上に日々取り組んでいく所存である。

参 考 文 献

1) 金子：ターボ機械の翼振動解析技術と計測技術,日本機械学会関西支部第 82 期定時総会講演会基調講演資料
2) Kaneko,Y.,Mori,K.:Analysis and Measurement of Resonant Stress of Gas Turbine blade,Proceeding of the International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo,IGTC2007 Tokyo TS-021.
3) 金子,他:ターボ機械の非接触翼振動計測法の開発（改良少数点法）,機論,Vol.23,No.658,1846-1852
4) McCarty,P.E.,Thompson,J.:Performance Evaluation of a Prototype Noninterference Technique for Measurement of Turbine Engine Compressor Blde Stress,AEDC-TR-80-5
5) 羽田,他：世界初の 1600℃級 M501J ガスタービンの実証発電設備における検証試験結果,三菱重工技報,Vol.49 No.1(2012),pp19-24
6) Montgomery,M.,Tartibi,M.:Application of unsteady aerodynamics and aeroelasticity in heavy duty gas turbines,ASME paper,GT2005-68813,pp.1-15.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-13

クリーンエンジンプロジェクトにおける小型航空機エンジン用低 NOx 環状燃焼器の詳細計測

*牧田　光正，山田　秀志，下平　一雄，吉田　征二，黒澤　要治（JAXA）

Detailed Investigation of Full Annular Combustor for Small Aircraft Jet Engine in JAXA TechCLEAN Project

* Mitsumasa MAKIDA , Hideshi YAMADA, Kazuo SHIMODAIRA,
Seiji Yoshida and Yoji Kurosawa (JAXA)

ABSTRACT

In the TechCLEAN project of JAXA, experimental research has been conducted to develop a combustor for a small aircraft engine. The combustor was tuned to show the behavior of the Rich-Lean combustion through tests under atmospheric and practical conditions. Finally, through full annular combustion experiments under practical conditions, the combustor was tuned to reduce NOx emissions to almost 40% of the ICAO CAEP4 standard, also sustaining low CO and THC emissions. To investigate the performance of the combustor in detail, experiments were conducted with the full annular combustor under parametric test conditions up to 1.7MPa and 700K. Detailed measurements at the combustor exit were also conducted to obtain the distribution of temperature, pressure and gas components, using a traversable measuring system with 5 points probes. Obtained results of emission characteristics are discussed in this report.

Key words: Full annular combustor, Rich-Lean combustion, NOx reduction, High pressure and temperature test facility.

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．これと平行して経済産業省・NEDO では，市場競争力を有する小型航空機用エンジン（圧力比 20 程度）の開発を目的とする「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）が進められており，NOx 排出については国際民間航空機関(ICAO)の CAEP4 排出基準値 [1] より 50% 以上の低減を目標としている．

JAXA ではこれまで，TechCLEAN の枠組みの中で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きた [2-6]．開発の過程では，大気圧での円筒型燃焼器試験から実際の運転条件での環状燃焼器試験へと段階的に試験条件及び燃焼器モデルを実際の燃焼器に近づけ、燃焼試験に併せて数値流体解析(CFD)も活用して徐々に改良を行い [7,8]，環状燃焼器形態での実温実圧試験において ICAO CAEP4 排出基準値より 61%の NOx 排出低減を達成した．

これまでの開発過程では，目標エンジンの運転条件下での燃焼性能を追求するために，目標エンジンの ICAO LTO (Landing and Take-Off)サイクルの各条件(7%, 30%, 85%, 100%MTO)での燃焼試験を主に行って来たが，本報告では燃焼性能をより詳細に取得するため，環状燃焼器に対して、入口温度を 450K～700K の間で 50K ずつ変更した条件下で試験を行った．また，環状燃焼器試験で得られる重要な評価データの一つである燃焼器出口での計測において，計測プローブを変更することにより，より詳細なデータの取得を試みた．

2．小型航空機エンジン用燃焼器の開発過程

本燃焼器では，小型航空機エンジン用燃焼器としてのコスト・サイズの制約から，燃料ノズルには Parker-Hannifin 型の燃料 1 系統のノズル [9] を用いている．また，全体当量比 0.1～0.35 までの広い作動範囲に渡って安定した燃焼を確保しつつ低 NOx

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

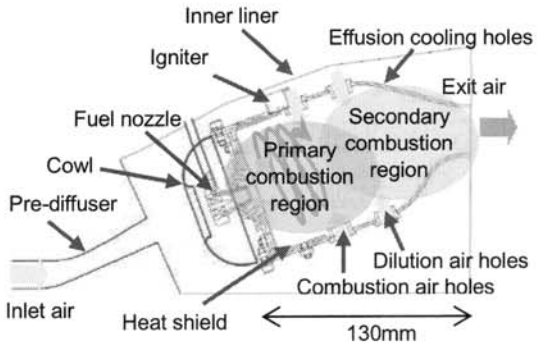


Fig.1 Schematic cross-sectional drawing of target combustor with description of design concept.

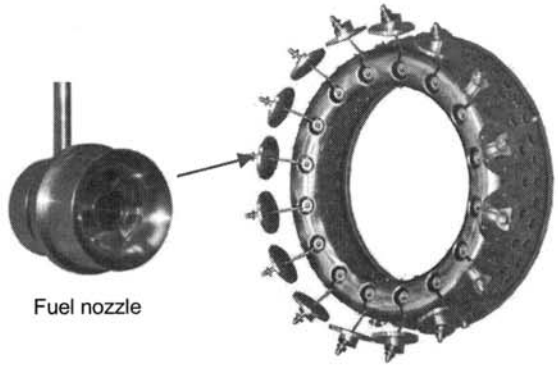


Fig.2 Exterior of fuel nozzle and full annular combustor with sixteen fuel nozzles.

を実現する手段として，Rich-Lean 燃焼方式を採用した．即ち Fig.1 に示すように，1 次燃焼領域で燃料の濃い状態で燃焼させた後に希釈用空気と急速に混合し，2 次燃焼領域で薄い状態で燃焼させることにより，NOx が多く発生する当量比 1 に近い領域を出来るだけ小さくすることを図っている．この際，燃料ノズルからの流入空気は 1 割程度となるため，燃料ノズルと燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分の把握・調整が重要となり，燃焼器の開発過程を通じて調整が行われた．円筒型燃焼器，矩形燃焼器，マルチセクタ燃焼器と燃焼試験を通じて改良を行い，最終的に Fig.2 の環状燃焼器での実温実圧試験で ICAO CAEP4 基準値より 61%の NOx 低減を達成した．

3．環状燃焼器試験での詳細計測

3.1 燃焼試験概要

上記の一連の燃焼器試験では，目標エンジンの ICAO LTO サイクルの 4 条件下での試験を中心に行っていたが，本報告では，燃焼性能をより詳細に取得するため，燃焼器入口温度 Tin を 450K から 50K ずつ変更した条件で環状燃焼器試験を行った．試験装置と環状燃焼器の断面を Fig.3 に，試験条件を Table 1 に示す．圧力・空気流量・空燃比(Air to Fuel Ratio)も，エンジンの典型的な作動線に沿って，温度変化に伴い変更している．このうち Tin=450K, 550K, 650K については，空燃比を Table 1 の値に固定した状態で，燃焼器出口での全周トラバース計測も行った．

Table 1 High temperature and high pressure inlet air conditions of detailed tests of full annular combustor.

Temperature Tin (K)	Pressure (kPa)	Mass flow rate (kg/s)	AFR
450	315.3	4.16	95.3
500	503.7	6.44	84.3
550	738.1	8.86	73.2
600	1,018.4	11.44	62.1
650	1,344.7	14.18	51.0
700	1,716.9	17.07	40.0

3.2 燃焼器出口でのトラバース計測

環状燃焼器の性能評価においては，燃焼器出口での分布計測，特に下流のタービン翼への影響を推定するための出口温度分布の計測が重要となる．従来は出口に固定された数本のプローブによる限られた点数での計測しか出来なかったが，平成 18 年度に JAXA で整備された高温高圧環状燃焼器試験設備では、燃焼器出口に Fig.3, 4 に示すトラバース計測装置を備えることにより，排ガス組成・温度・圧力の 360°全周トラバース計測が可能となっている．

Fig.4 上図に燃焼器出口下流から見たトラバース計測装置の全体図を示す．圧力・ガス成分計測用の 2 本の 5 孔サンプリングプローブ(Dp1, Dp2)と，温度計測用の 2 本の 5 点プローブ(Te1, Te2)が燃焼器出口下流の回転盤に取り付けられ，周方向 360°，半径方向 5 点での計測が可能となっている．回転盤は水冷トラバースシャフトに取り付けられ，試験装置中央を通過して上流の駆動モータに接続されている．プローブはトラバースシャフトを通じて送られる加圧水で冷却され，5 孔プローブで採取された排気ガスは 1 本に集合された後に加圧温水で保温された状態でトラバースシャフトを通じて採取される．その後，ICAO の基準 [10]に準拠した手順でガス分析計"HORIBA MEXA-7100D" に送られ，NO, NOx, CO, CO2, O2, THC(全炭化水素)が計測される．

これまでの環状燃焼器試験では 4 本のプローブの半径方向サンプリング位置を全て同一の 5mm 等間隔配置としていた．この場合，温度 Te1, Te2 と圧力 Dp1, Dp2 はそれぞれ同じ半径方向位置で半周トラバース分(約 25 分)ずれて計測していたが，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

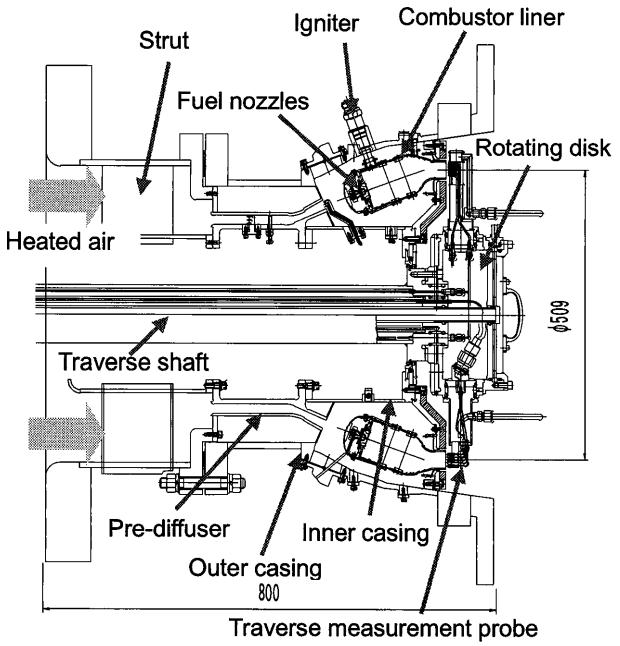


Fig.3 Cross-sectional drawing of combustion test section (including traverse measurement system).

Te1, Te2 でほぼ同じ値が得られており，ある程度の定常性が確認されていた．そこで本報告では，それぞれのプローブの計測位置を Table 2 のように互い違いにずらすことにより，半径方向の解像度を擬似的に 10 点に増やす試みを行った．これらの計測点の半径方向位置は，それぞれの計測点が担当する面積が同じになるように設定した．また，周方向には 2.25°ずつ回転しながら，燃料ノズル 1 本の区画 22.5°あたり 10 点計測し，360°を約 50 分かけて計測している．

Fig.4 下図に，53.25°に位置する燃料ノズルの後方を中心とした 22.5°区間でのトラバース計測点の拡大図を示すが，Dp1, Te2 での計測位置(実線)と Dp2, Te1 での計測位置(破線)を合わせて，周方向・半径方向共に 10 点，合計 10×10 の 100 点計測している．この区画では 56.25°が燃料ノズルの後方位置となり，4.3 章で示す定点で空燃比を変えてのガス分析は，この位置で行っている．

Table 2 Radial measurement position of two temperature and pressure probes.

Dp1, Te2			Dp2, Te1		
Position	Temp.	Press.	Position	Temp.	Press.
267.6	Te21	Dp11	264.9	Te11	Dp25
262.1	Te22	Dp12	259.2	Te12	Dp24
256.4	Te23	Dp13	253.5	Te13	Dp23
250.5	Te24	Dp14	247.6	Te14	Dp22
244.6	Te25	Dp15	241.5	Te15	Dp21

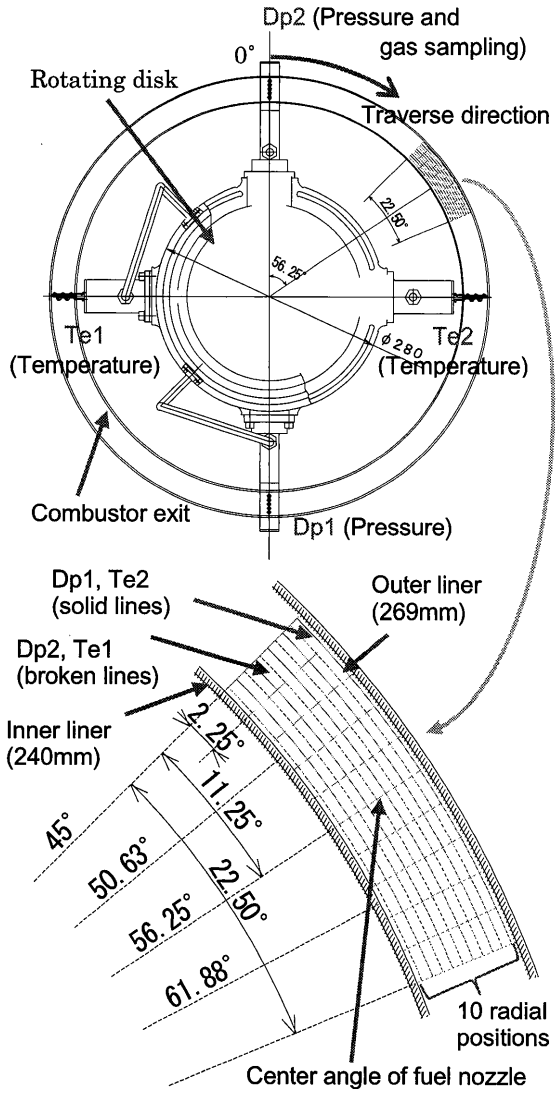


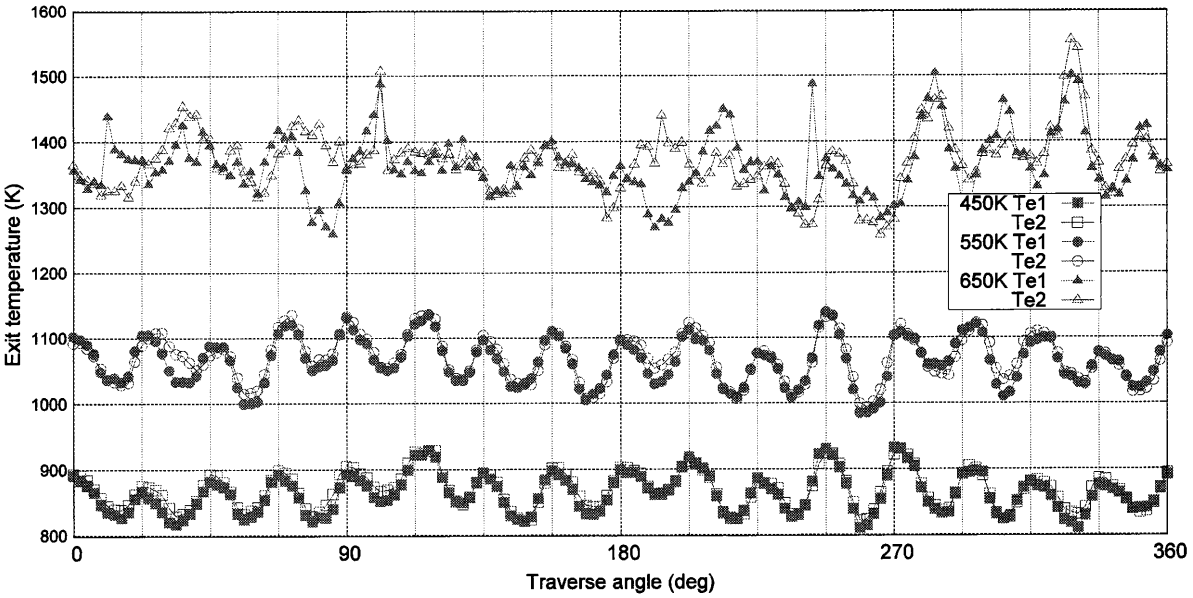
Fig.4 Backsight of traverse measurement system and example of measurement points.

4．計測結果と考察

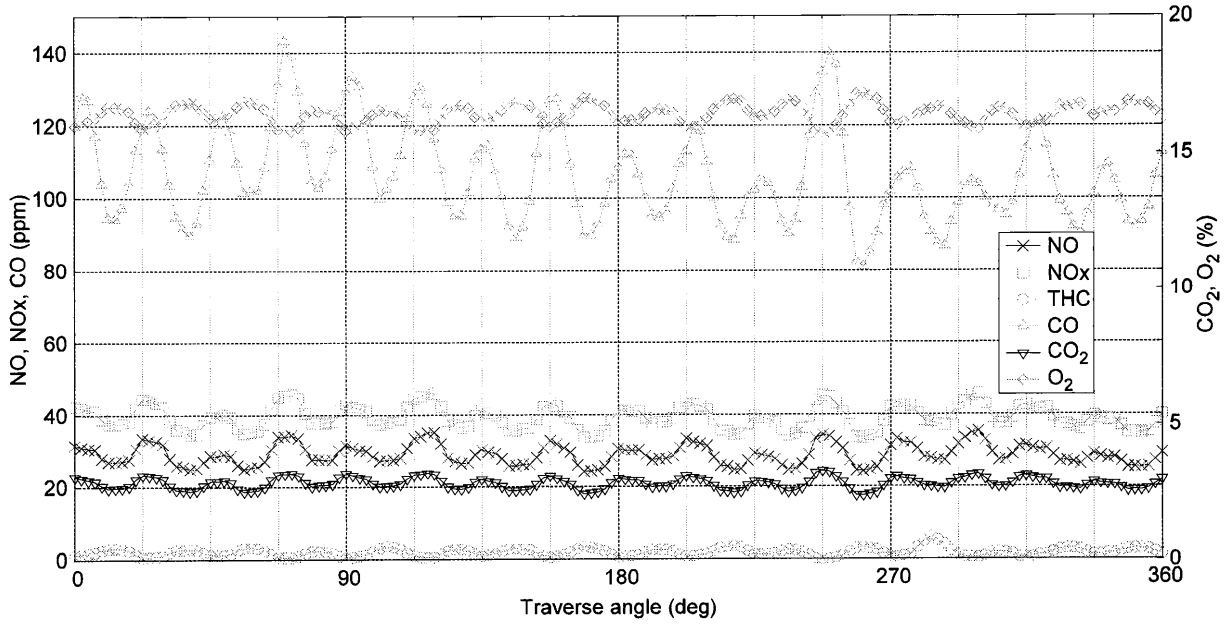
4.1 燃焼器出口での温度分布

Fig.5 に燃焼器出口での全周トラバース計測の結果を示す．Fig.5(a)には出口温度 Te1, Te2 の半径方向平均値の Tin に伴う変化を示している．本環状燃焼器は Fig.2 に示すように 16 本の燃料ノズルがトップ振り分けの 11.25°から 22.5°おきに取り付けられており，Fig.5(a)でもノズルの位置に対応した分布が見られ，燃料ノズル後方の中間で温度が最高値となっている．しかし，入口温度 Tin の上昇(燃焼負荷の増加)に従い，分布形状が乱れていることが判る．Tin=450K, 550K では Te1, Te2 の差も小さく，180°の回転に要する 25 分程度の計測時間差があっても燃焼状態が大きく変わっていないと言えるが，650K では両者の差も大きくなり，定常的な燃焼とは言い難い．今回のプローブの計測位置をずらして解像度を上げる試みは，燃焼状態

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) Averaged exit temperature Te1 and Te2.



(b) Gas compositions ratio (Tin=550K).

Fig.5 Circumferential profiles of temperature and gas components ratio at combustor exit.

がある程度定常であることを前提としているため，このようにTe1, Te2の差が大きい場合には不適と考えられる．そのため，Fig.6にはTin=550Kでの出口温度Teを Te1, Te2を統合した10×160点の計測点による2次元分布で示した．比較のため，Fig.5(a)と同じ Te1, Te2の半径方向平均温度も極座標表示で示している．温度の絶対値に差が有るものの，燃料ノズル間で温度が高くなる傾向は全周で一貫して現れていることが判る．

また，タービン設計から要求される燃焼器出口温度分布の評価指標としては，下記の式で表される半径方向温度分布 R.T.D.F. (Radial Temperature Distribution Factor)と，各半径方向スパン位置での P.T.F. (Peak Temperature Factor)が用いられることが多い．

$$R.T.D.F. = \frac{T_{erav} - T_{eav}}{T_{eav} - T_{inav}}, \quad P.T.F. = \frac{T_{emax} - T_{eav}}{T_{eav} - T_{inav}}$$

ここで，Tin, Teはそれぞれ燃焼器入口・出口温度を示し，添え字"rav"はある半径スパン位置での周方向平均を，"av"は更に半径方向に平均した値を示している．これらの分布のTinによる変化をFig.7に示す．横軸がR.T.D.F.とP.T.F.，縦軸が半径方向位置を燃焼器出口高さに対する%表示で表してい

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

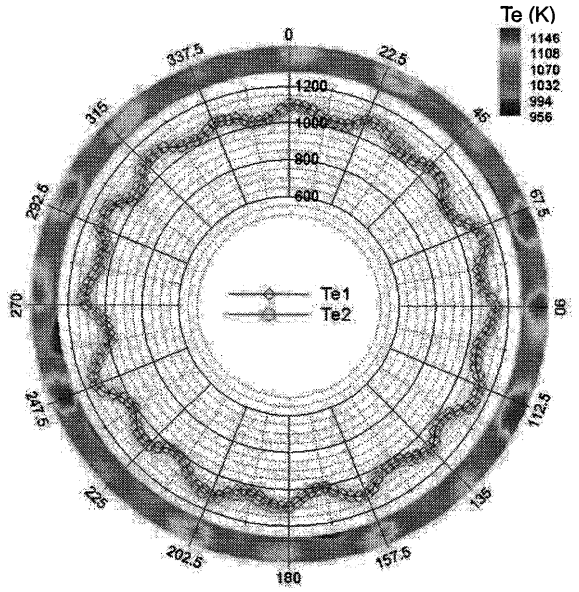


Fig.6 2D-distributions of exit temperature Te and circumferential profiles of Te1 and Te2 (Tin=550K).

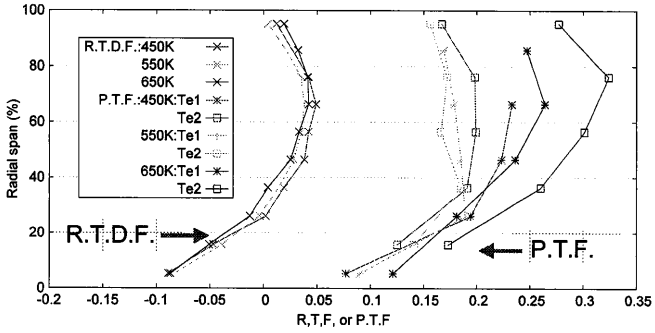


Fig.7 Radial profiles of R.T.D.F and P.T.F.

る．平均値 Te_{rav} で評価する R.T.D.F.は分布変動の影響が現れにくく，Tin によらず Te1, Te2 の差が小さいため，両者を統合した 1 本の曲線で滑らかに結ぶことが出来るが，最大値 Te_{max} で評価する P.T.F.は Tin に関わらず両者の差が大きいため，Fig.7 では Te1, Te2 を個別にプロットしている．R.T.D.F.では Tin による大きな変化は見られず，平均温度で見た分布形状は大きく変わらないが，他方で P.T.F.は Tin の上昇に伴って傾きが急に変化している．この原因としては，燃焼負荷の上昇により外周側の変動が増加し，最大値と平均値の差が大きくなっていることなどが考えられる．

4.2 燃焼器出口での排気成分計測

Tin=550K において 5 孔サンプリングプローブ Dp2 で採取した排気を 1 本に集合してガス分析計で計測した結果を Fig.5(b)に示す．左縦軸には NO, NOx, CO, THC を ppm で，右縦軸には CO_2, O_2 を%で表示している．NO, NOx, CO_2 ではノズル後方中間での値が高く，出口温度に対応した分布となっているが，CO も同様の分布となっている．THC については全領域で小さな値に留まっている．

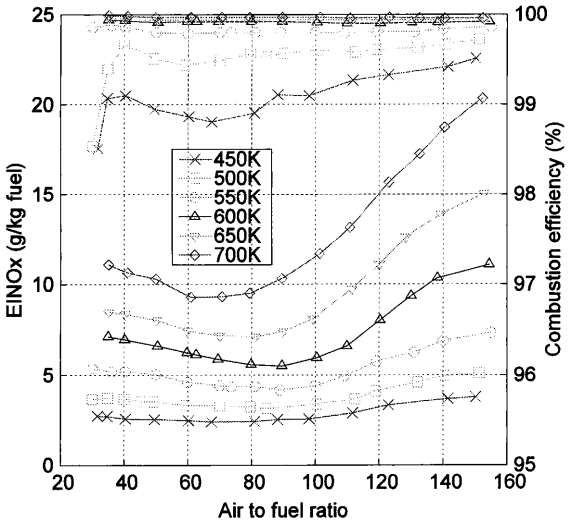
上記の計測では空燃比を Table 1 の値に設定してトラバース計測を行ったが，燃焼特性を詳細に調べるために，Fig.4 下図に示した 56.25°に位置する燃料ノズル後方にサンプリングプローブ Dp2 を固定した状態で空燃比を 30～150 の間で変化させてガス分析を行った．Fig.8(a)に Tin を変化させた場合の空燃比と EINOx(燃料 1kg に対する NOx 排出グラム数)，及び燃焼効率の関係を示す．Tin の上昇と共に EINOx は全体的に上昇するが，空燃比 60～100 の間で最小値をとる傾向は Tin に依らず共通して現れている．また，燃焼効率は Tin=450K, 500K では空燃比 40 以下で急激に下がるものの，概ね 99%以上を維持しており，600K より高い Tin では全空燃比に渡って 99.9%以上の高い値となっている．Fig.8(b)に各 Tin における EICO と EINOx の相関図を示す．Tin により分布する領域が移動するが，両者はほぼ反比例の傾向にあることが判る．

また，ここではスモークメータ"AVL 415S"により煤も計測している．AVL で計測される値(mg/m^3)と，SAE Smoke Number(SN)の相関関係は、JAXA で 2008 年に開発した SAE 準拠の排煙濃度計 [12]による計測で Fig.9 の様に得られている．これにより AVL での計測値を SN に変換した図を Fig.8(c)に示すが，各 Tin で空燃比 60 付近で最大値となっていることが判る．基本的に Tin の上昇に伴い SN も増加しているが，600K と 650K を比べると 650K の方が逆に最大値が低くなる傾向も見られる．700K では空燃比 60 付近で急激に上昇し，Table 1 で定格空燃比としている 40 付近では再度減少している．この付近ではどこを定格値にとるかにより，SN 値が大きく異なることが判る．

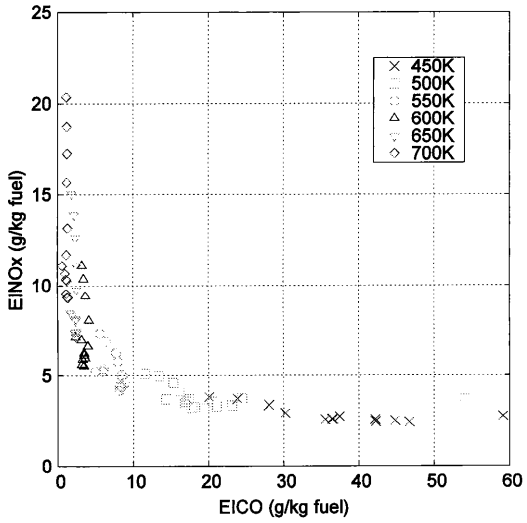
4．まとめ

JAXA の TechCLEAN プロジェクトにおいて開発された Rich-Lean 型環状燃焼器について，詳細な高温高圧試験条件化で燃焼試験を行い，排気温度・成分などの燃焼特性を取得した．特に燃焼器出口でのトラバース計測において，計測プローブを工夫することによってより詳細な計測を試みたが，燃焼負荷の高い状態への適用は難しいことが判った．今後，取得されたデータについて，CFD や解析的なアプローチでの評価を行う予定である。

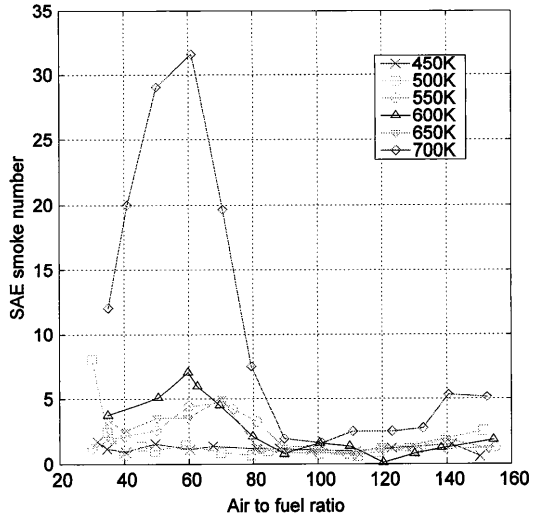
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) NOx emissions and combustion efficiency (solid lines: EINOx, broken lines: combustion efficiency).



(b) Correlation of CO and NOx emissions.



(c) Soot emission versus air to fuel ratio.

Fig.8 Emission characteristics of full annular combustor under parametric test conditions.

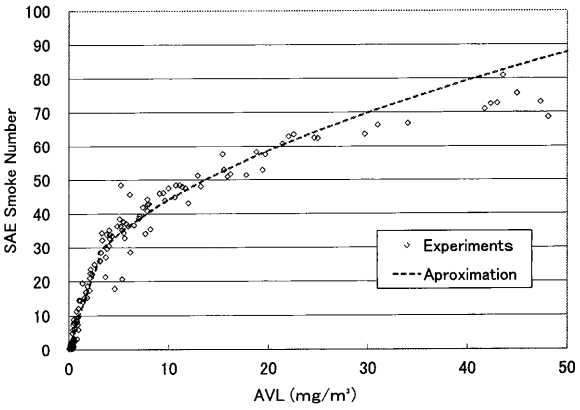


Fig.9 Correlation of measured soot value between AVL (mg/m^3) and SAE smoke number.

参 考 文 献

1) IPCC: Aviation and the global atmosphere, a special report of IPCC working group I and III (1999).
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) 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).
4) 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).
5) M. Makida et al: Optimization of a small aircraft combustor to reduce NOx emissions under practical conditions, GT2007-27969, ASME(2007).
6) 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).
7) 牧田他: 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，第 37 回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2009).
8) 牧田他: 航空エンジン用燃焼器の開発における非燃焼数値解析の活用(ライナ開口面積設計への適用)，第 38 回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2010).
9) Harold C., Simmons et al: 1976, Air-atomizing fuel nozzle, United States Patent, 3980233.
10) Procedure for the continuous sampling and measurement of gaseous, emissions from aircraft turbine engines", SAE ARP1256C, 2006.
11) Aerospace recommended practice. SAE ARP1179, Aircraft Gas Turbine Engine Exhaust Smoke Measurement, rev C 1997.
12) 山田他：航空エンジン用排煙濃度測定装置の開発，第 36 回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2008).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-14

噴流入口条件の違いが対向衝突噴流混合へ与える影響

*長尾　隆央（IHI），松野　伸介（IHI），林　光一（青学大）

Effect of Inlet Conditions on Opposed Jets Mixing

*Takahisa NAGAO(IHI), Shinsuke MATSUNO(IHI) and A.Koichi HAYASHI(Aoyama Gakuin Univ.)

ABSTRACT

Opposed jets flow is measured and its CFD simulation is performed to study the flow behavior in a gas turbine combustor. In order to understand the whole combustor flow field it is necessary to study air jet dilution effects which are typically arranged by opposed jets. The average Reynolds number is 2×10^4, based on the jet diameter and jet velocity. Velocity distribution and turbulent intensity are simulated by a large-eddy simulation. The simulation was carried out to discuss the effect of the inlet conditions of jets. In this study, three conditions, vertical inlet, horizontal inlet and dump diffuser were examined. The results indicate that opposed jet mixing is affected by the difference of the inlet condition.

Key words: gas turbine, combustor, opposed jets, mixing, dump diffuser, LES

1．はじめに

ガスタービンエンジンの効率の向上に向けて，燃焼器出口温度は年々上昇している．また，航空エンジンにおいては重量を低減するための小型化も必要とされている．しかし，高温化や小型化は，燃焼前後の温度差を増加させ，混合する距離が短くなることを意味するため，燃焼器出口での温度分布が悪化する要因となる．混合が不十分な場合には燃焼器出口に部分的な高温領域が形成され，タービン羽根の寿命を大きく縮める原因となるため，温度分布は十分に一様であることが望ましい．

図 1 に RQL（Rich-burn Quick-quench Lean-burn; 過濃燃焼-急速混合-希薄燃焼）燃焼器[1]の断面図を示す．過濃燃焼領域では，ノズルから噴射された燃料が旋回型保炎器で空気と混合して燃焼する．その直後，希釈空気が流入して急速に混合し，残りの燃料を燃焼させる．RQL 燃焼器の温度分布は，希釈空気の混合によって調整されるため，その流動を把握しておくことが重要である．

希釈空気による流れは，主流に直交に流入する対向噴流として簡略化され，古くから検討されている．Holemann と Walker[2][3]は矩形断面や円形断面のダクト流れに直交に噴出する対向噴流と非対向噴流について研究を行い，孔形状，孔径 D，孔間隔 S，高さ H，噴流と主流の運動量流束比 (momentum flux ratio) J を変えた場合の混合状態をまとめている．

運動量流束比 J は次の式で表される．

$$J = \frac{\rho_j u_j^{\,2}}{\rho_g u_g^{\,2}} \qquad (1)$$

ここで ρ：密度，u：流速，添字 j：噴流，添字 g：主流．

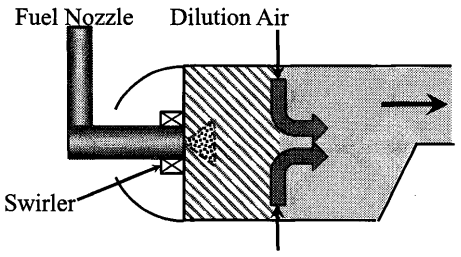


Fig. 1　A jet engine combustor

対向噴流自体に焦点を当てた研究によると，噴流の衝突面は不安定となることが知られている．牧と小川[4]による対向噴流の衝突面に関する研究によると，衝突面位置は時間的に変動し，特定の位置に固定されることはないことが報告されている．また，山本と野本[5]による対向噴流の発振に関する研究によると，2 次元噴流や矩形断面噴流は必ずしも衝突面が静止せず，互いにすれ違う発振現象を引き起こすことがあるが，円形噴流では発振は起こらないという結果も報告されている．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

一方，単一噴流に直交する主流による混合現象について，Andreopoulos[6]や Fric と Roshko[7]による研究で，噴流と主流の混合の様子が詳細に考察されており，噴流境界層における非定常的な渦挙動により混合が発生する仕組みが解明されつつある．

単一噴流と主流の非定常的な混合を詳細に研究した例は数多くあるが，対向噴流と主流の混合の研究の多くは時間平均の流れによって議論され，噴流の非定常的な挙動を詳細に議論している論文は少ない．また，対向噴流の衝突面における非定常な挙動が大局的な混合に与える影響を考察した研究は多くない．衝突面の非定常な挙動を考慮した混合現象を調査することは，燃焼器内部の流体現象を明らかにするうえで重要と考えられる．

燃焼器設計において，Lefebvre ら[1]は燃焼器内の希釈空気混合に影響を与える要因を挙げているが，中でも希釈空気の軌道や貫通度に影響を与える希釈孔入口条件は重要視されている．航空機用の燃焼器上流にはダンプディフューザが存在するが，本阿弥ら[8]によると，プレディフューザからの流れが鈍頭部に衝突する部分で流れの振動が発生し，上下流路の流速に影響を与える．

そこで本報告では，希釈孔流入部の条件が対向噴流混合に与える影響を CFD によって考察する．燃焼器を簡略化した流れ場として，図 2 のような主流を有する矩形流路に対向噴流が流入するモデルを考え，LES によって非定常的な混合現象を解析する．

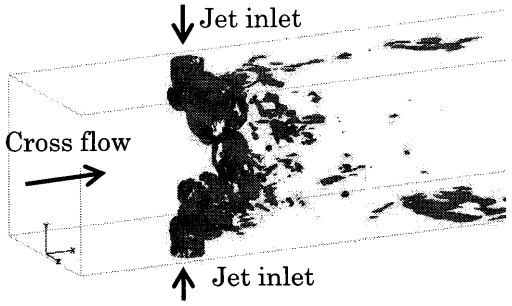


Fig. 2　Jet mixing with opposite impinging jets

2．対象形状

図 3 に示される形状を対象とする．前述のとおり，矩形流路に対向衝突噴流が流入する流れ場となっている．右端は大気開放となっている．側面は周期境界条件とした．

図 4 に噴流入口上流の模式図を示す．(a)は垂直方向からの流入，(b)は水平方向から，(c)はダンプディフューザを有する場合である．

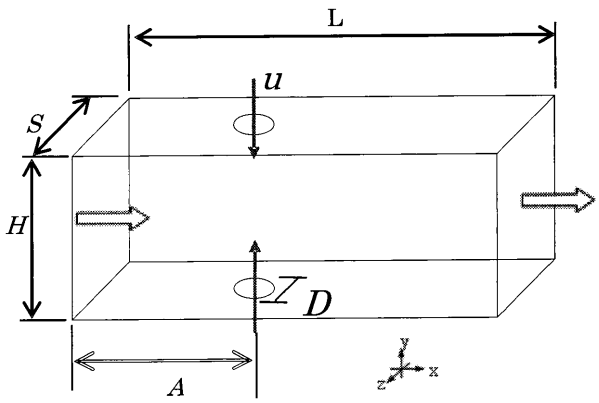
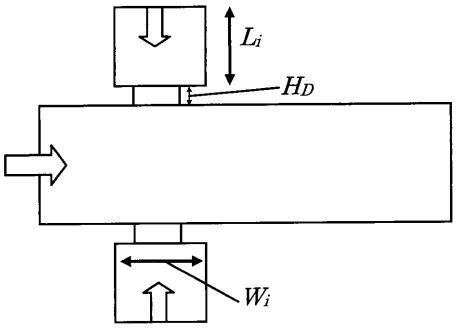
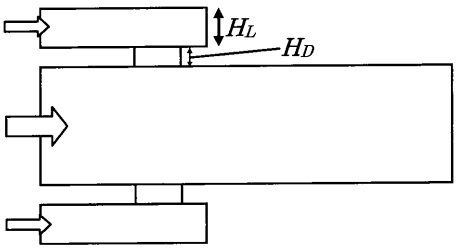


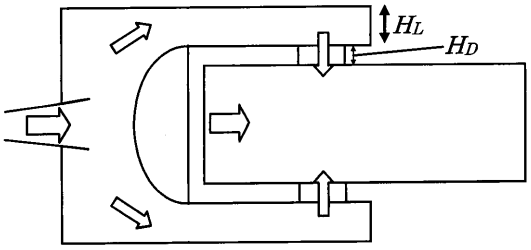
Fig.3 Outline of flow passage
(L/H=5.9, S/D=5, H/D=5, A/H=0.95)



(a)　Vertical inflow



(b)　Horizontal inflow



(c)　Dump diffuser

Fig.4 Upstream flow passage
(L_i = 5/2D, W_i = 5/2D, H_L=3/4D,　H_D=1/2D)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．数値解析手法

数値解析にはアドバンスソフト株式会社の FrontFlow Red 5.0 を使用した．支配方程式には Navier-Stokes を用い，乱流モデルには LES Dynamic Smagorinsky モデル(FrontFlow)を用いた．最小格子幅は 0.2mm，ダクト内の平均格子幅は 2mm である．格子点数は約 300 万点となった．

Table 1 Numerical method and mesh condition

CFD Code	Advanced/Frontflow/Red 5.0
Equation	Navier-Stokes
Fluid	Incompressible perfect gas
Turbulent	dynamic Smagorinsky LES
Jet inlet	Uniform
Wall	Spalding law
Cell	Unstructured
Discretization	Blended 2nd order central with 1st order upwind（8：2）
Parallelization	Region splitting, 64 CPUs
Number of cells	3 Million
Min. Δx	0.2mm
Ave. Δx	2mm

4．解析ケース

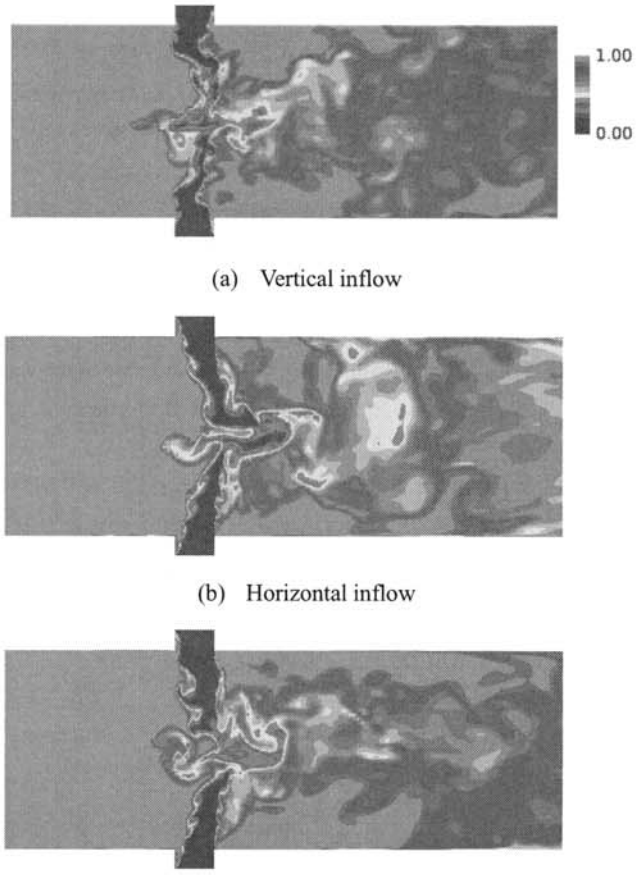
噴流直径および入口流速を基準としたレイノルズ数は $Re=2.0\times10^4$，L/H=5.9，S/D=5，H/D=5 の条件とした．希釈孔流速一定で噴流入口の上流条件を変えて解析を行う．噴流上流条件としては，図 4 に示す通り，垂直方向から流入，水平方向から流入，ダンプディフューザを有する条件の 3 つを検討する．J は噴流が互いに衝突する条件(J = 16)を採用する．

5．結果

図 5 に J = 16 における，3 つの入口条件による瞬時主流濃度分布の違いを示す．垂直方向流入に比べ，水平方向流入では，主流方向と同じ方向の速度成分が入口に加わるため，噴流流入角度が浅い．しかし，ダンプディフューザを有するケースでは流入角度は水平方向流入ほど浅くない．これは，図 5 に示すように，ダンプディフューザを通過した際に剥離を生じており，その結果ライナ入口部に生じた不均一な流速分布の影響であると推測できる．

6．結論

噴流入口条件の異なる対向噴流流れについて解析を行い，どのような影響を与えるか検討した．流入方向や上流における流れ場によって対向噴流は大きく影響を受けることが示された．ダンプディフューザでは剥離を有する流れによってライナ入口部に不均一な流速分布が生成される．



(a) Vertical inflow

(b) Horizontal inflow

(c) Dump diffuser

Fig.5 Mole fraction of cross-flow

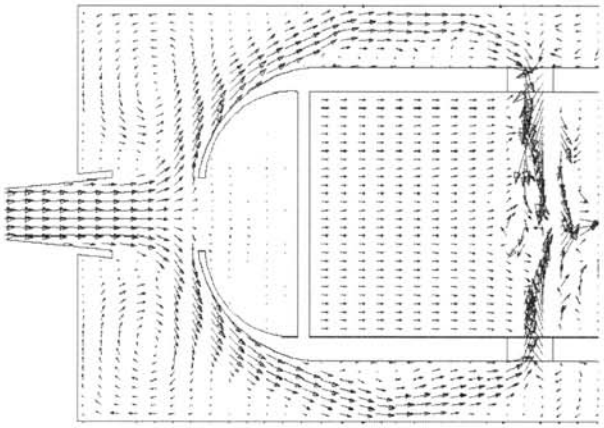


Fig.6 Velocity in the dump diffuser

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

参 考 文 献

1) A.H. Lefebvre and D.R. Ballal, CRC Press, "Gas Turbine Combustion", Third Edition, 2010
2) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., "Mixing of Multiple Dilution Jets with a Hot Primary Airstream for Gas Turbine Combustors", AIAA Paper 73-1249, 1973.
3) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., "Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow", AIAA Journal, Vol. 15, No. 2, pp.243-9,1977.
4) 牧 博司, 小川 信夫, "対向乱流噴流の研究（衝突面の位置に影響を与える因子）", 日本機械学会論文集（B 編）, 53 巻 485 号（昭 62-1）
5) 山本 圭治郎, 野本 明, "同軸対向衝突噴流の発振現象", 油圧と空気圧, 6 巻 2 号, PAGE.68-77, 1975
6) J. Andreopoulos, "On the structure of jets in a crossflow", Journal of Fluid Mechanics, vol. 157, pp. 163-197, 1985.
7) Fric, T.F. and Roshko, A., "Vortical structure in the wake of a transverse jet," Journal of Fluid Mechanics, vol. 279, pp. 1-47, 1994.
8) 佐藤 篤, 本阿弥 眞治, "ダンプディフューザ型燃焼器内の急拡大における噴流と再循環渦の挙動", 日本ガスタービン学会誌, 18 巻 71 号(1990.12) 73-79

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-15

液体燃料を用いるガスタービン燃焼器への Large-Eddy Simulation の適用

岩井保憲（東芝），西家隆行，張会来（数値フローデザイン），
黒瀬良一（京都大学），伊東正雄 （東芝）

Large-Eddy Simulation of a Liquid-Fueled Gas Turbine Combustor

Yasunori IWAI (Toshiba), Takayuki NISHIIE (NuFD), Huilai ZHANG (NuFD),
Ryoichi KUROSE (Kyoto Univ.), and Masao ITOH (Toshiba)

ABSTRACT

Large-Eddy Situation (LES) is applied to a turbulent spray combustion field in a liquid-fueled gas turbine combustor. The behavior of liquid droplets is predicted using Lagrangian method. A flamelet/progress-variable method in which 280 species and 1600 reactions are considered for Jet-A is employed as turbulent combustion model. Radiative heat transfer, heat loss through walls and latent heat of vaporization are taken into account by solving a transport equation of enthalpy in addition to transport equations of mixture fraction Z and progress variable C in the LES space. The results show that predicted gas temperature and NO concentration at the combustor exit well agree with the measurements and therefore present approach is capable of capturing the general feature of the turbulent spray combustion field in a liquid-fueled gas turbine combustor.

Key words: Large-Eddy Simulation, Spray combustion, Flamelet method, NO formation, Gas turbine

1．はじめに

近年，計算機とソフトウェアの大幅な性能向上により，燃焼機器の研究開発や設計における燃焼数値シミュレーションの活用が望まれている [1-3]．ガスタービン燃焼器の開発においても増大する試験の設備費やランニングコストの削減，また開発期間の短縮の観点からも燃焼数値シミュレーションへの期待は大きい．東芝では天然ガスを燃料とするガスタービン燃焼器と共に液体燃料用の燃焼器の開発も行ってきた．本報では，液体燃料を用いた燃焼器について燃焼数値シミュレーションを実施し，試験結果と比較した結果を紹介する．

2．試験

2.1 燃焼器の概要

Fig.1 に試験装置を示す．燃焼空気はガスタービンにより駆動する空気圧縮機より温度，流量を調節されて燃焼器テストリグ内に供給，燃料はポンプによって昇圧された灯油が燃焼器に供給される．アトマイズ空気は燃焼用空気の一部をアトマイズエア圧縮機によって昇圧し，燃料ノズルへ供給されて燃料微粒化用に使用される．燃焼器ライナ内で燃焼した燃焼ガスはトランジションピース下流のガス温度分布計測プローブ，排ガス計測用プローブが設置された計測部を通過し，冷却の後，煙突より排出される．

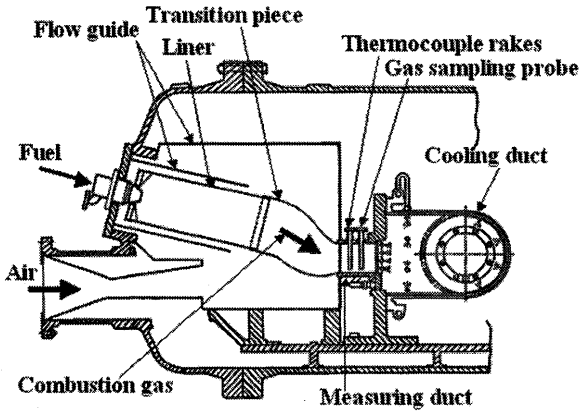


Fig.1 Schematic of experimental device

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

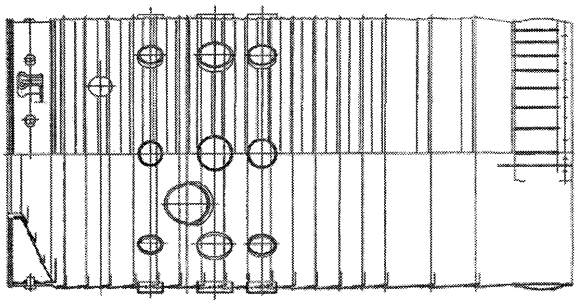


Fig.2 Schematic of combustor

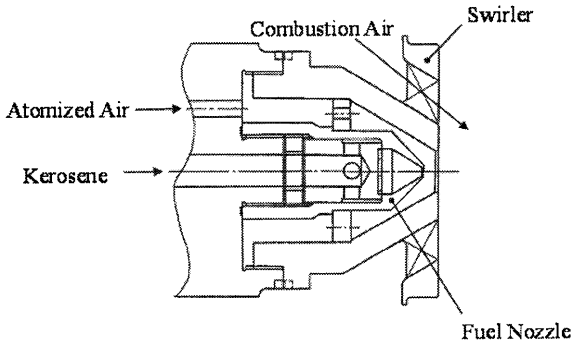


Fig.3 Schematic of fuel injection nozzle structure

Fig.2 に供試燃焼器を示す. 燃焼器内径 360mm, 長さ 770mm である. 図の左側に燃料ノズルとスワラ（旋回羽根）が取り付けられ，燃焼器内に液体燃料と 1 次空気が供給される．燃焼器側面には軸方向に 3 つの空気孔があり，それが周方向に 8 列，計 24 個の空気孔より 2 次空気が供給されている．Fig.3 に燃料ノズル構造図を示す．スワラは内向角 30°，旋回角 30° である．液体燃料ノズルは圧力噴霧式で，周囲からアトマイズ空気を噴射できる構造となっている.

2.2 試験条件

Table 1, 2 に，それぞれ試験条件と，その試験で得られた燃焼器出口での計測結果を示す.

3. Large-Eddy Simulation

3.1 使用コード

本 LES には，非構造格子に適用可能な FrontFlow /red を京都大学，(一財) 電力中央研究所および (株) 数値フローデザインにより改良したコードを用いた[4]. 乱流燃焼モデルには輻射を含む油滴－気相間の熱移動を考慮可能な拡張 Flamelet/ progress-variable 法[5]を用いた. 油滴の挙動はラグランジェ的に解くことにより求め，油滴の蒸発モデルには非平衡 Langmuir-Knudsen モデル[6,7]を用いた.

Table 1 Test conditions

	Case A	Case B
空気流量 [kg/s]	14.42	14.72
空気温度 [K]	564.15	589.15
アトマイズ空気流量 [kg/s]	0.35	0.18
アトマイズ空気温度 [K]	332.15	333.15
燃料流量 [kg/s]	0.179	0.356
燃焼器内全圧 [Pa]	601903	757613

Table 2 Experimental results at the burner outlet

	Case A	Case B
平均温度 [K]	1005	1386
最高温度 [K]	1126	1596
平均 NO 濃度 [ppm]	70	188

Table 3 Analytical condition

乱流モデル	標準 Smagorinsky モデル
流体モデル	Zero-Mach 数近似
燃焼モデル	Flamelet/Progress variable
輻射モデル	WSGG モデル
化学種	酸化剤：空気 [mass %] O_2 23.3%, N_2 76.7%, 燃料：Jet-A [mass %] $C_{12}H_{26}$ 45% C_8H_{18} 29% C_7H_8 26%
移流項離散スキーム	2 次精度中心補間 95% 1 次風上補間 5%
時間積分法	Euler 陰解法
時間刻み [s]	2.0E-6

3.2 解析対象

解析対象は Fig.2、Fig.3 に示した燃焼器であり、使用した解析格子の節点数，セル数はそれぞれ 1700 万及び 5000 万である. Table 1 に示す二つの試験条件に対して解析を行った． Case A と B の主な違いは燃空比である.

3.3 解析条件

Table 3 に解析条件を示す. Flamelet library は，燃料を Jet-A，酸化剤を空気として，一次元燃焼解析を行うことにより作成した．燃焼解析には約 280 化学種，1600 反応を考慮した詳細反応モデルを用いた．輻射計算には，ガス吸収係数の算出に CO_2 と H_2O の輻射を考慮した Weighted-Sum-of-Gray-Gases (WSGG) モデル[8-10]を用い，Discrete Ordinates (DO) 法[11]にて輻射強度輸送式を解いた.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

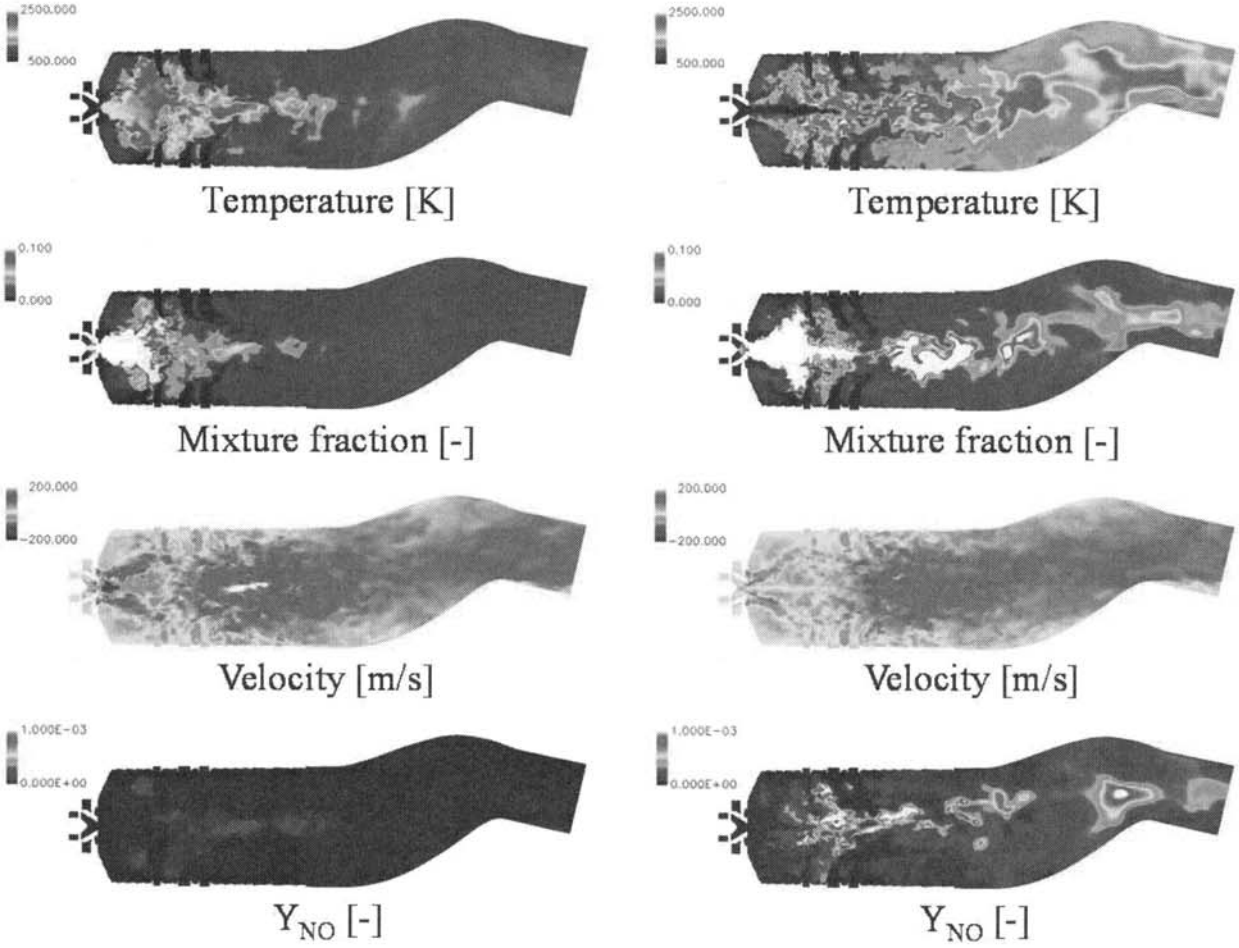


Fig.5 Instantaneous distributions by LES

4．結果および考察

Fig.5 に燃焼器内の温度，混合分率，流れ方向速度，及び NO 濃度の瞬間分布を示す．Case A，B ともに，混合分率の図から上流部中心軸近傍の循環領域では量論比より極端に大きな混合分率が見られ，燃料が非常に過濃な状態となる．そのため，この領域では燃焼がほとんど起こらず，スワラ流との境界面近傍のみで燃焼が活発に起こることがわかる．その後，未燃燃料が 2 次空気と混合することで燃焼が促進される．また，Case B は Case A に比べて，流入燃料が多く燃焼器下流部での温度が高くなることもわかる．

Table 4 に燃焼器出口での温度及び NO 濃度の解析結果を示す．Case A，B ともに，平均温度及び，最高温度は実測値とよく一致することがわかる．また，平均 NO 濃度は，Case B では実験値とよく一致しているが，Case A では実験値を過小評価していることがわかる．

Table 4 Comparison of predicted and experimental results at the combustor outlet

	A		B	
	解析	試験	解析	試験
平均温度 [K]	1009	1005	1398	1386
最高温度 [K]	1130	1126	1615	1596
平均 NO 濃度 [ppm]	15	70	163	188

5．まとめ

ラグランジェ粒子追跡モデルと拡張 Flamelet/progress-variable 法を用いた乱流噴霧燃焼 LES を，液体燃料ガスタービン燃焼器の運転条件の異なる 2 つの燃焼条件に対して実施し，試験による実測値との比較，検討を行った．その結果，本 LES が乱流噴霧燃焼場を比較的良好に再現可能であることがわかった．

今後は，実際の燃焼器の開発・設計に活用できるよう，本解析手法の更なる精度向上ならびに計算時間短縮に向けた研究を進めてゆく予定である．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

謝 辞

本研究を実施するにあたり，電力中央研究所 渡邊裕章氏，京都大学大学院　林 雅人氏の協力を得た．本研究では，文部科学省高性能汎用計算機高度利用事業「HPCI 戦略プログラム（分野 4 次世代ものづくり）」の一環として得られた成果を一部利用した．

（http://www.fluid.me.kyoto-u.ac.jp/members/kurose/hpci.html）．

参 考 文 献

1) 黒瀬良一：燃焼器内乱流燃焼場の CFD，ガスタービン学会誌，Vol.40，(2012), pp.282-286.
2) 黒瀬良一：「京」コンピュータによる乱流燃焼数値シミュレーションの展望，日本燃焼学会誌，Vol.54, (2012), pp.134-138.
3) 黒瀬良一：乱流混相燃焼，日本燃焼学会誌，Vol.52, (2010), pp.302-310.
4) Moriai, H., Kurose, R., Watanabe, H., Yano., Y., Akamatsu., F., and Komori, S.: Large-Eddy Simulation of Turbulent Spray Combustion in Subscale Aircraft Jet Engine Combustor-Predictions of NO and Soot Concentrations, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.135, (2013).
5) Fujita, A., Watanabe, H., Kurose, R., and Komori, S.: Two dimensional direct numerical simulation of spray flames. Part 1: Effects of equivalence ratio, fuel droplet size and radiation, and validity of flamelet model, Fuel, Vol.104, (2013), pp.515-525.
6) Miller, R. S., Harstad, K., and Bellan, J.: Evaluation of Equilibrium and Non-Equilibrium Evaporation Models for Many-Droplet Gas-Liquid Flow Simulations, Int. J. Multiphase Flow, 24, (1998), pp. 1025–1055.
7) Miller, R. S., and Bellan, J.: Direct Numerical Simulation of a Confined Three-Dimensional Gas Mixing Layer With One Evaporating Hydrocarbon-Droplet-Laden Stream, J. Fluid Mech., Vol. 384, (1999), pp. 293–338.
8) Smith T.F., Zhen Z.F., and Fridman J.N.: Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model, ASME J. Heat Transfer, Vol.104, (1982) pp.602-608.
9) Denison M.K., and Webb B.W.: A Spectral Line-Based Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary RTE Solvers, ASME J. Heat Transfer, Vol. 115, (1993) pp.1104-1112.
10) Watanabe, H., Kurose, R., Komori, S., and Pitsch, H.: Effects of Radiation on Spray Flame Characteristics and Soot Formation, Combust. Flame, Vol. 152, (2008), pp. 2–13.
11) Fiveland, W.A.: Three-Dimensional Radiative Heat-Transfer Solutions by the Discrete-Ordinates Method, J. Thermophysics, Vol. 2, (1988), pp.309-316.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-16

ピーニング処理を施したNi基超合金 *Inconel alloy 706* の環境劣化への影響およびその残留応力緩和挙動の評価

*吉岡洋明，斎藤大蔵，角谷利恵，石橋和利（東芝）
小林大輔，伊藤明洋，宮部正道(中電)，鍵谷幸生(中電，現:中部ﾌﾟﾗﾝﾄｻｰﾋﾞｽ)

Effect of shot peening on the environmental deterioration of Fe-Ni base *Inconel alloy 706* and the relaxation behaviors

* Yomei Yoshioka, Daizo Saito, Rie Sumiya and Kazutoshi Ishibashi (Toshiba),
Daisuke Kobayashi, Akihiro Ito, Masamichi Miyabe (CEPCO), Yukio Kagiya (CPS)

ABSTRACT

Fleet leader machines with non-shot-peened discs made of *Inconel alloy 706* were experienced to have cracks in the first stage gas turbine wheels. These were inter-granular cracking and observed to be highly stressed locations with less potential for oxidation, which is thought to be quasi-brittle inter-granular cracking due to stress induced atmospheric oxygen penetration, so called, hold-time cracking. Shot-peening is one of the countermeasures to prevent this phenomenon, and, therefore, durability of this effect and also effectiveness for creep rupture life is evaluated. Enough durability for thermal and stress agings at 450 and 500°C under the stresses of less than 800MPa which is less than the yield stress of this material was confirmed. Effect of shot peening to extend the creep rupture life was also confirmed by the creep rupture tests at 500°C/900MPa.

Key words: Turbine, wheel, hold-time cracking, shot-peening, creep, *Inconel alloy 706*

1．はじめに

Fe-Ni 基超合金 *Inconel alloy 706* を用いた1300℃級ガスタービンの初段ディスクは，2003年に損傷事象が発生した。この問題は，その後の調査結果から，ホイール材の粒界酸化の応力加速により生じる粒界脆化現象（ホールドタイムクラッキング）に起因すると結論付けられたが[1]，その調査内容の詳細については報告されていない。

この現象については，過去に *Inconel alloy 718* を用い多くの研究が行われているが，650℃以上の比較的高い温度加速条件下における評価であり，実機温度付近における，また，*Inconel alloy 706* を用いた評価結果については報告されていない[2),3),4)]。

このため，この現象の確認と実機を想定した環境下における発現の可能性およびその対策として施されているショットピーニングの効果についての確認を行った。ここでは，真空中と大気中のクリープ試験における破壊形態の違い，クリープ疲労試験における破損寿命・破壊形態の違いからこの現象の発現を確認すると共に，発現する温度域も明らかにした。また，温度加速したクリープ疲労試験においてショットピーニングがこの現象の発現時期を遅延する効果があることも確認し，その結果については前報[5)]にて報告している。

本報では，このショットピーニングの効果について実機と類似した温度環境下におけるクリープ強度への影響を，また，ショットピーニングにより付与した残留応力の耐久性については熱時効材と応力時効材を用い評価を行ったので，その結果を報告する。

2．供試材および試験方法

2.1 供試材

供試材は，前報と同様 Fe-Ni 基超合金 *Inconel alloy 706* 製のディスク材より切り出した試験片を用いた。本ディスク材を分析した結果の代表値を表1に，また，室温と 450℃，500℃における引張り試験結果を表2に示す。各種評価試験の試験片はディスクの外周側より半径方向に採取した。また，熱時効試験に用いたブロック材はショ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ットピーニングを施す面がディスクの実機施工面と一致するように採取した。

なお，本ホイールは外周部から中心部までの組織および機械的性質の評価を行ったが，極めて均質であり，採取部位による組織および機械性質上の特筆すべき違いは認められなかった。

Table 1. Chemistry of the test material.

Ni	Cr	Fe	Nb	Ti	Al	C
41.37	16.37	Bal.	2.9	1.66	.20	.015

Table 2. Tensile properties of the test material at room temperature, 450°C and 500°C.

Temp. (°C)	.2% proof stress (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elong. (%)	R.A. (%)
RT	962	1265	18.2	28.1
450	921	1077	12.0	36.0
500	880	1098	19.2	43.4

2.2 試験方法

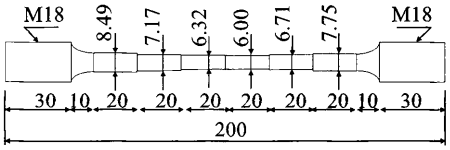
クリープ試験はショットピーニングを施したものと施さないものに対し，図1に示す平行部径を5～6段階に変化させた階段状試験片を用いて大気中で行った。試験温度は，450℃と500℃の2温度で，各々の径に対しての負荷応力は450℃用では1,000MPa, 900MPa, 800MPa, 700MPa, 600MPa，500MPa，500℃用では900MPa, 800MPa, 700MPa, 600MPa, 500MPaである。

残留応力の緩和挙動に関しては，温度と応力の両影響について評価するため，熱時効試験と上記クリープ試験材を用いて行う応力時効試験の2種類の評価を行った。いずれも上記クリープ破断試験と同様450℃と500℃の2温度で行った。前者に関しては50×50×30mmのブロック材を用い50×50mmの面にショットピーニングを施し，1,000時間，3,000時間および10,000時間の時効熱処理を行い，各処理後に表面と内部の残留応力測定を行った。

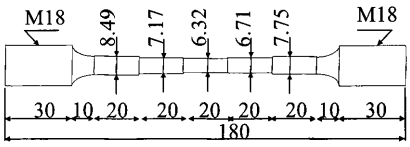
残留応力は，X線回折法を用いて表面と内部の計測を行った。熱時効試験は，時効前に表面3箇所の残留応力の測定を，熱時効後に内1箇所について内部の残留応力測定を行った。内部の残留応力分布は，電解研磨を行い，その都度新たに発現した面（約φ10mm）の残留応力を測定をすることによって求めた。なお，測定誤差が大きい（約±100MPa）場合には，測定の再現性を確認するために，複数回の測定を行い，測定結果の妥当性の確認を行った。

応力時効材に関しては上記クリープ試験片を用い，試験前後に残留応力計測を行った。ここでは軸方向の表面残留応力を試験片の平行部の180°離れた2箇所で行った。

なお，破断試験片の破面および破断面の組織観察は，前者は電解放出電子銃を搭載した走査電子顕微鏡（FE-SEM, FEI XL30/SFEG）を用いて，後者は光学顕微鏡を用いて行った。



(a) For 450°C



(b) For 500°C

Fig.1. Configurations of creep rupture specimens at 450 and 500°C.

3. 試験結果と考察

3.1 表面残留応力に及ぼすショットピーニングの効果

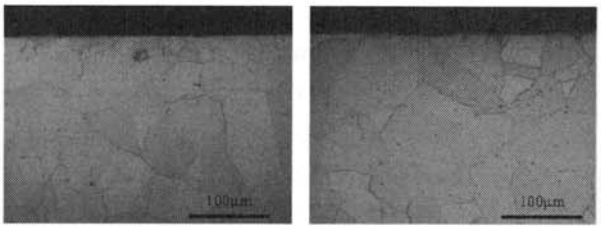
試験ブロック材の加工まま材およびショットピーニングを施したものの断面組織観察結果を図2に，表面の残留応力計測結果を図3に示す。試験ブロックは，フライス加工の後0.2～0.3mm程度の研磨仕上げを行っているが，断面組織を観察した限りその加工の影響は認められなかった。しかし，表面残留応力を測定した結果，研磨方向とそれに垂直な方向で，一方は約＋200MPaの引張りの残留応力，他方は約－250MPaの圧縮の残留応力が入っており明確な有意差が認められた。しかし，ショットピーニング後はいずれの方向も－600～－800MPaの圧縮の残留応力となっており，x方向の平均で－701.4MPa，y方向の平均で－717.3MPaと両方向間での有意差は認められなかった。よって，以後の評価はx方向のみの結果を持って検討を行った。

2個の試験ブロックに対して行った深さ方向の残留応力分布の測定結果を図4に示す。圧縮残留応力は約200μmの深さにまで入っており，約50μm入った位置にそのピークが認められた。

3.2 表面圧縮残留応力の耐久性に及ぼす温度，応力の影響

450℃と500℃で10,000時間まで行った熱時効試験の結果を図5に示す。ショットピーニング材の表面残留応力は，いずれの温度条件においても時効処理の初期の1,000時間までにその残留応力の緩和は飽和しており，以後の変化は認めら

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a)As-machined (b)As-shot-peened

Fig. 2. Cross-sectional microstructures in as-machined and as-shot-peened conditions.

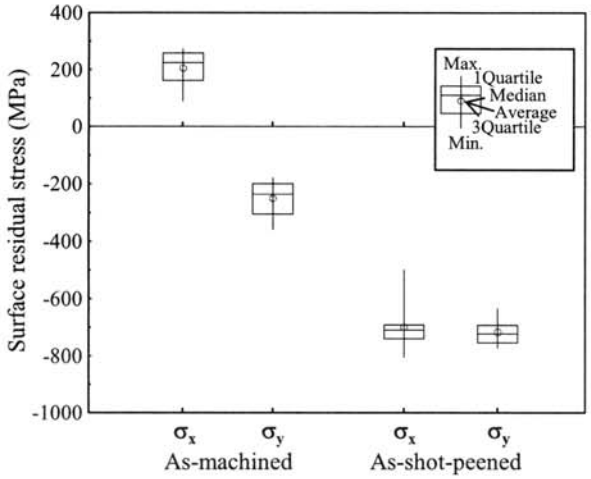


Fig. 3. The orthogonal surface residual stress, σ_x and σ_y, in as-machined and as-shot-peened conditions.

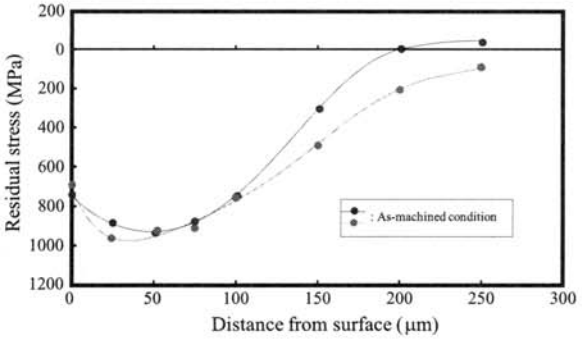


Fig. 4. Depth-wise residual stress distributions in as-shot-peened condition.

れなかった。また，450℃と 500℃でその緩和量に有意差は認められなかった。

図 6 に，450℃と 500℃で 10,000 時間までの熱時効処理前後の内部残留応力分布の変化を示す。表層部から 100 μ m までの深さにおいて残留応力の緩和が認められたが，それより深い位置では緩和は認められず時効処理前とほぼ同じ残留応力分布・深さを示していた。また，450℃と 500℃でその分布に有意差は認められなかった。

ショットピーニングを施工したクリープ試験片のクリープ試験前後の表面残留応力計測結果を図 7 に示す。ここでは軸応力方向の表面残留応力の変化のみを記している。800MPa 以下の負荷応力下では，450℃では約 100MPa，500℃では約 200MPa の圧縮残留応力の緩和が認められたが，その緩和量に応力依存性は 450℃と 500℃のいずれの時効温度においても認められず，また，その緩和量は熱時効材の約 300MPa に対して 100～200MPa と耐力以下とはいえ応力負荷条件下のほうが緩和量は小さい値を示した。

これに対して 800MPa 以上の負荷応力下では負荷応力依存性が認められており，応力の増加と共に緩和量の増加が認められ，450℃1,000MPa の条件下では残留応力は圧縮から引張りに転じていた。

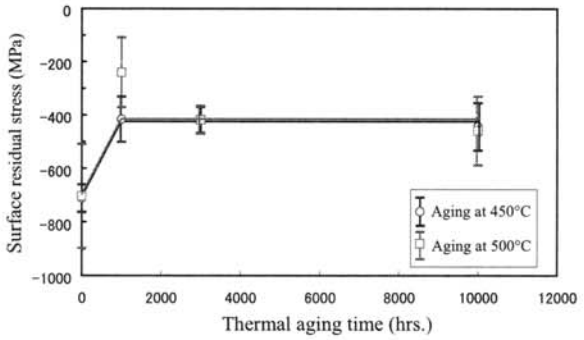


Fig. 5. The thermal aging test results of the shot-peened specimens at 450 and 500°C.

3.3 ショットピーニングのクリープ破断寿命に及ぼす影響

図 8 に，ショットピーニング材のクリープ破断試験結果を示す。500℃における試験ではショットピーニングによるクリープ破断寿命の顕著な延伸効果が認められた。これに対して，450℃では無垢材の結果が大きくばらついていることもあり比較は難しいが，平均寿命ではほぼ同等の破断寿命を，最大値で比較した場合は逆に低下するとする結果が得られていた。450℃での最大負荷応力は 1,000MPa と耐力以上の応力をかけており無垢材において大きなばらつきが認められていること，また，応力時効試験の結果から推定できる通りショットの効果はクリープ試験の初期に緩和し粒界酸化の応力加速によるき裂発生を抑制する効果はほとんど期待できないこと，加え

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

て，ショットによる試験材表面の加工硬化により逆に割れ感受性が増したことがこの効果が認められなかったことの要因と考えられる。

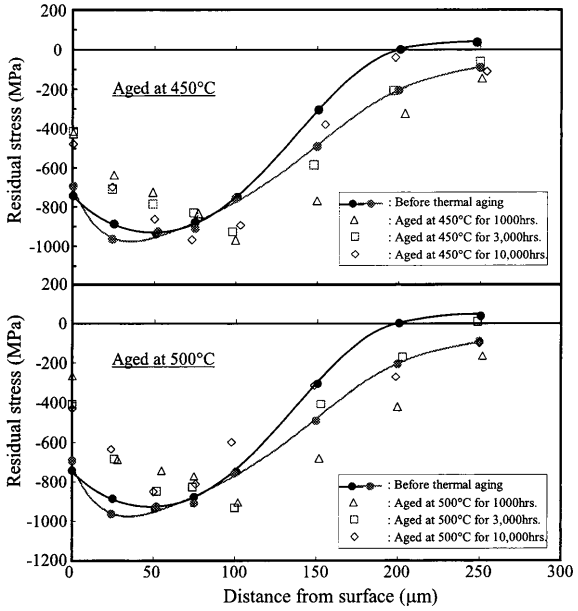


Fig. 6. The effects of the aging time and temperature on the residual stress distribution beneath the surface of the shot-peened specimens.

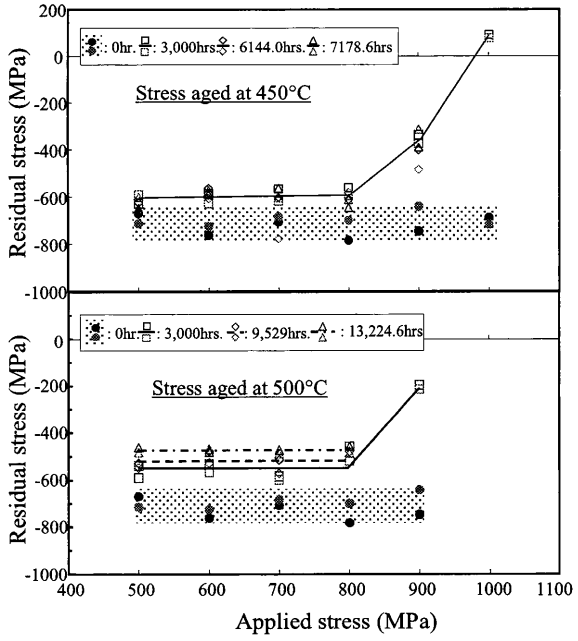


Fig. 7. The stress aging test results of the shot-peened specimens at 450 and 500°C.

図 9 および図 10 に破面および破断面の光顕および FE-SEM による観察結果を示す。無垢材では，前報において 600℃で行ったクリープ破断試験片で認められた，き裂の初生域における円形状の平坦な破面が発現しており，この材料のクリープあるいはクリープ疲労により破壊した破面において認められる粒界酸化の応力加速により生じる脆性的な破壊形態が認められた。

ショットピーニング材についても同様に，初生域において円形状の平坦な破面が発現しており，450℃と 500℃の両試験温度でも，600℃で行った前報[5]のクリープ疲労試験結果と同様，ショットピーニングにより本現象の発現を抑え延性的な破壊に変える効果というものは認められなかった。

なお，450℃のクリープ試験の破面の FE-SEM 観察において表層部から 100 μm の領域に棚状の平坦な破面が認められている。ピーニングによる硬化層形成による可能性が考えられ，同温度におけるピーニングの効果が認められなかった要因の一つを示唆するものと考えられる。今後その関連性について検討を行って行きたい。

4．まとめ

粒界酸化の応力加速による脆性破壊現象であるホールドタイムクラッキングの対策として施しているショットピーニングについてその耐久性およびその実機温度域におけるクリープ破断寿命に及ぼす効果を確認する評価を行い下記の結論を得た。

1）ブロック材平面に施工したショットピーニングにおいて，約 700MPa の表面圧縮残留応力が，また，深さ方向の分布では約 50 μ の深さにピークがあり約 200 μm の深さまで圧縮の残留応力が認められた。

2）この圧縮の残留応力の緩和挙動は，450℃および 500℃では，時効初期 1,000 時間までに −400MPa まで緩和し，それ以後の変化は認められなかった。

3）450℃および 500℃で行った応力時効試験の結果，800MPa までの負荷応力においてはその緩和量に有意差は認められなかったが，900MPa では顕著な緩和が認められ，1,000MPa では 3,000 時間後に残留応力は圧縮から引張りに転じていた。また，450℃では時効時間による緩和量の変化は認められなかったが，500℃では時間と共に緩和の進行が認められた。

4）ショットピーニングのクリープ寿命に及ぼす影響は，450℃ではその効果は明確ではな

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

かったが，500℃では顕著な延伸効果が認められた。しかし破壊形態を改善するまでにはいたっておらず，単に本現象を遅延させる効果があるのみであることが確認できた。

なお，本論文掲載の商品の名称は，それぞれ各社が商標として使用している場合があります。

参 考 文 献

1) TIL 1539-2, 1540-2.
2) Chang, K.M., Henry, M.F., Benz, M.G., 1990, "Metallurgical Control of Fatigue Crack Propagation in Superalloys," JOM, Vol. 42, pp.29-35.
3) Andrieu, E., Hochstetter, G., Molins, R., and Pineau, A., 1994, "OXIDATION MECHANISMS IN RELATION TO HIGH TEMPERATURE FATIGUE CRACK GROWTH PROPER-TIES OF ALLOY 718," Proceedings, Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives., TMS, pp.619-631.
4) Krupp U., Wagenhuber P.E.G, Kane W.M., McMahon, Jr. C.J., "Improving resistance to dynamic embrittlement and inter-granular oxidation of nickel based superalloys by grain boundary engineering type processing," Material Science Tec., 2005, 21,11, pp.1247-1254.
5) 吉岡，他，「Ni 基超合金 *Inconel Alloy 706* のクリープおよびクリープ疲労特性に及ぼす環境およびショットピーニングの影響」日本ガスタービン学会誌 Vol.41, No.4, 2013, pp.311-316.

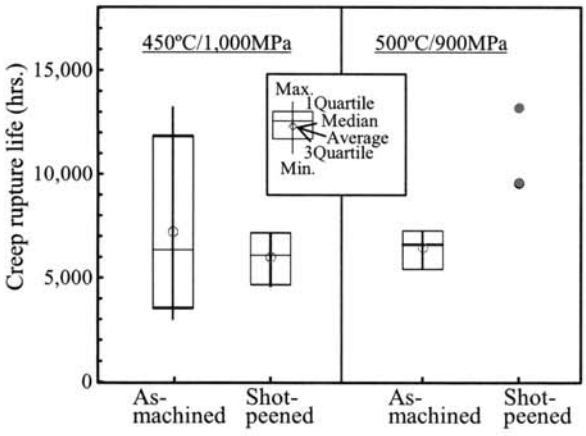
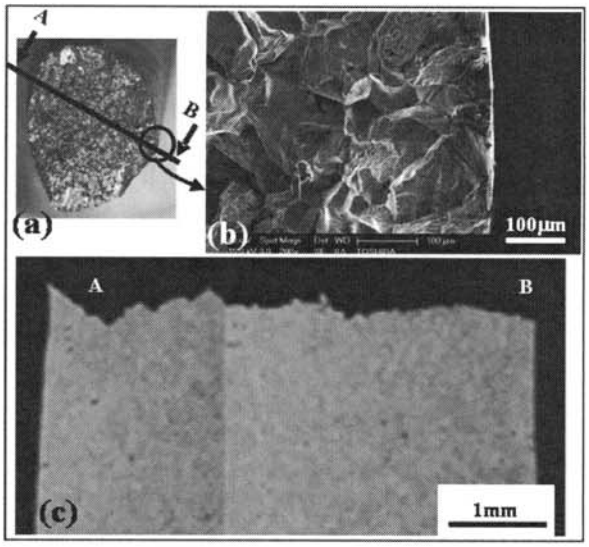
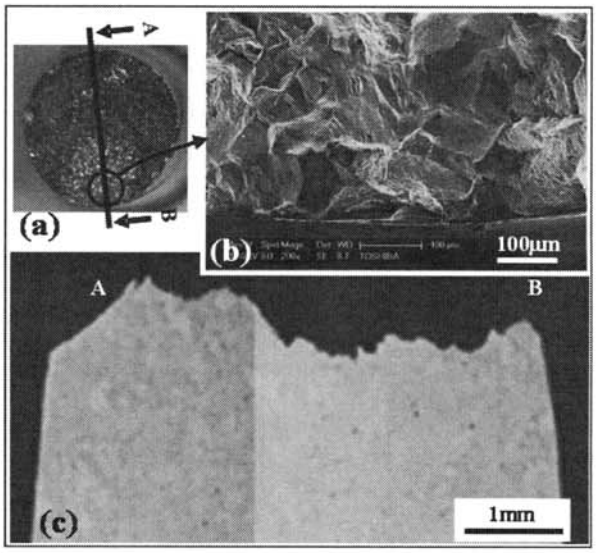


Fig.8. Creep rupture test results under the conditions of 450°C/1,000MPa and 500°C/900MPa in air.



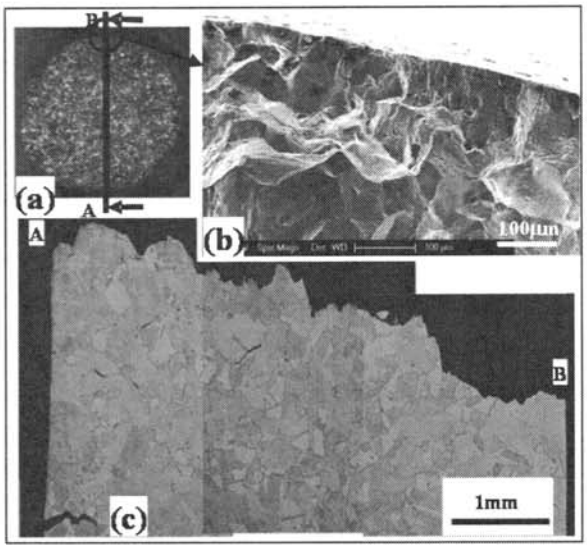
450℃/1,000MPa/13,262hours



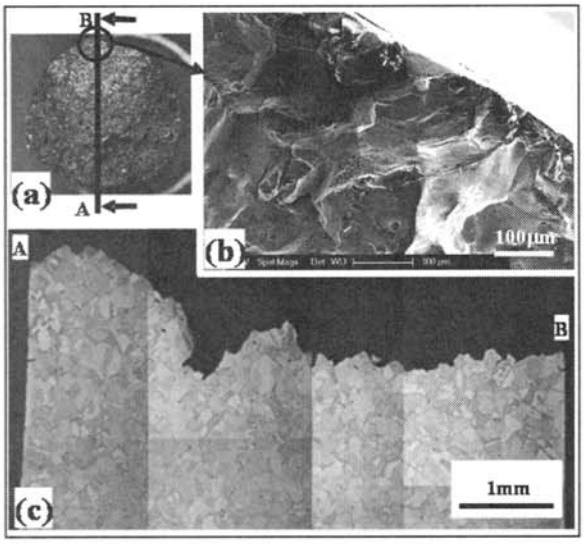
500℃/900MPa/7,296hours

Fig.9. The fracture appearances of smooth samples crept in air under the conditions of 450°C/1,000MPa and 500°C/900MPa. (a) Viewpoints of fracture surfaces, (b) Crack initiation sites (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures (A-B sections).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



450℃/1,000MPa/6,144hours



500℃/900MPa/13,224hours

Fig.10. The fracture appearances of shot-peened smooth specimens crept in air under the conditions of 450°C/1,000MPa and 500°C/900MPa. (a) Viewpoints of fracture surfaces, (b) Crack initiation sites (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures (A-B sections).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【技術紹介】

C-17

光ルミネッセンス法を用いたTBCの界面酸化層検出技術の開発

*福地　哲生，江藤修三，岡田満利，藤井智晴（電力中央研究所）

Development of detection technique of thermally grown oxide layer in TBC using photoluminescence

*Tetsuo FUKUCHI, Shuzo ETO, Mitsutoshi OKADA and Tomoharu FUJII
(Central Research Institute of Electric Power Industry)

ABSTRACT

Thermal barrier coating (TBC) is applied to high temperature components such as gas turbine blades and combustors. A principal damage which occurs under continuous use under high temperature is topcoat delamination, which is often accompanied by formation of the thermally grown oxide (TGO) below the topcoat. Therefore, detection of the TGO layer will allow higher efficiency of delamination testing by screening the locations of high delamination probability. In this research, the TGO layer, which was formed by heating TBC specimens at 1000°C or 1100°C, was detected by photoluminescence using a compact laser. The presence of the TGO layer was verified by microscopic observation of the specimen cross section. The results showed that a simple TGO layer detection system can be constructed using a compact laser.

Key words: Thermal barrier coating, Thermally grown oxide, Nondestructive testing, Photoluminescence

1. はじめに

ガスタービン翼などの高温部品に施工される遮熱コーティング（TBC : thermal barrier coating）はセラミックス製のトップコートと合金製のボンドコートから成る。経年使用によるTBCの主たる損傷としてトップコート剥離が挙げられる。トップコート剥離は赤外線ランプや CO_2 レーザを加熱源に用いたアクティブ・サーモグラフィ法[1]で検出することができるが，検査に時間を要するため，定期点検等において全てのタービン翼に対して全面検査を行うことは現実的ではない。よって，剥離の可能性が高い箇所を抽出し，それらの箇所を対象に剥離検査を行う方法が有効である。

剥離箇所はトップコート下に形成される熱酸化物（TGO: thermally grown oxide）の層（界面酸化層）を伴う場合が多いことから，TGOを簡易検出すればトップコート剥離の可能性の高い箇所を選定することができる。TGOの検出法として光ルミネッセンス法，超音波，渦電流，電気化学インピーダンス，光コヒーレンストモグラフィなどが報告されているが，検出の簡易さ，技術の完成度，結果の信頼度を考慮すると光ルミネッセンス法が最適の方法と言える。

2. 検出法の概要

界面酸化層は合金製のボンドコートが熱酸化することによって形成される。一般的なボンドコート材料はMCrAlY（MはNiあるいはCo，およびそれらの組み合わせ）であり，Alは酸化傾向が強いことから，界面酸化層は Al_2O_3 を多く含み，これに Cr^{3+} が混在する形になる。Al_2O_3 中の Cr^{3+} は青色光又は緑色光を吸収し，赤色光（波長693nm，694nm）を発する性質を有する。よって，TBCに青色光又は緑色光を照射した際のルミネッセンス強度を測定することにより，界面酸化層を検出できる。

これまでに，パルスレーザ（波長532nm，パルス幅10ns）を用いて，1100℃で加熱したTBC試験体からの Cr^{3+} の光ルミネッセンスを測定した[2]。しかし，パルスレーザは大きく，水冷を必要することから携帯型の簡易検出装置には不向きである。パルスレーザの平均出力200mWでも光ルミネッセンス測定が可能であったことから，ここでは同等の出力の小型連続発振レーザ（波長532nm，最大出力200mW）を適用した。

光ルミネッセンス測定実験の構成をFig.1に示す。レーザ光は焦点距離40mmの平凸レンズで集光した後，ビーム径を拡大した。ビーム径がTBC試験

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

体の直径（25mm）と一致する距離に TBC 試験体を設置し，レーザ光を試験体全体に照射した。TBC 試験体からの光ルミネッセンスはレーザ反射光を遮るためのフィルタ（600nm，ロングパス）と光ファイバを介して分光器で測定した。TBC 試験体は空気中 1000℃において 100hr, 1000hr 加熱した TBC 試験体，および 1100℃において 100hr，1000hr 加熱したものを用いた。また，比較のために非加熱の TBC 試験体についても測定を行った。

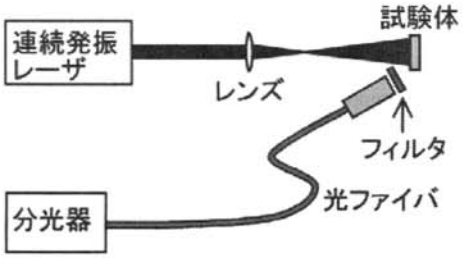


Fig. 1 Configuration of photoluminescence measurement

3. 測定結果

各試験体から得られた Cr^{3+}の光ルミネッセンスのスペクトルを Fig.2 に示す（見易くするために，各スペクトルは縦方向に 5 単位ずらして表示してある）。加熱した試験体からは光ルミネッセンスが観測され，加熱しなかった試験体からは観測されなかった [3]。

光ルミネッセンスが現れる波長域 690～698nm において積分値を求め，これを光ルミネッセンス強度とした。加熱時間に対する光ルミネッセンス強度の依存性を Fig.3 に示す。温度 1100℃において光ルミネッセンス強度は加熱時間とともに増加する傾向を示すが，1000℃においては 100hr 以上において飽和した。これは，1000℃における界面酸化層の成長が緩やかであることを示している。

加熱によって界面酸化層が形成されたことを確認するために，1100℃で 100hr 加熱した試験体を切断し，断面を走査型電子顕微鏡（SEM）で観察した。結果を Fig.4 に示す [3]。トップコートとボンドコートの界面において，Al を多く含む連続酸化物層と Cr を多く含むこぶ状酸化物が形成されていることが確認された。

4. おわりに

小型連続発振レーザを用いて，TBC に形成された界面酸化層が検出できることを示した。これから，トップコートの剥離検査のスクリーニングに適用可能な界面酸化層の簡易検出システムの構築の見通しを得た。

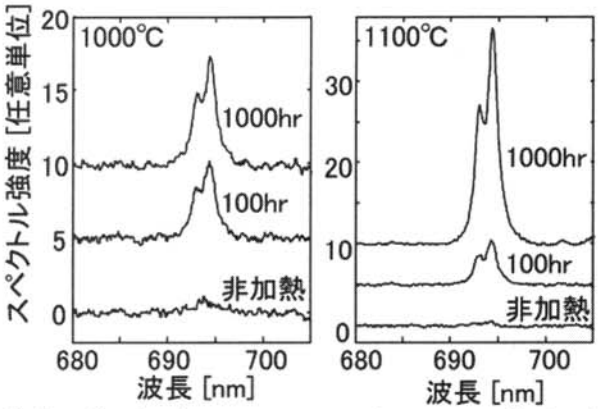


Fig.2 Photoluminescence spectra (spectra are displaced vertically by 5 units)

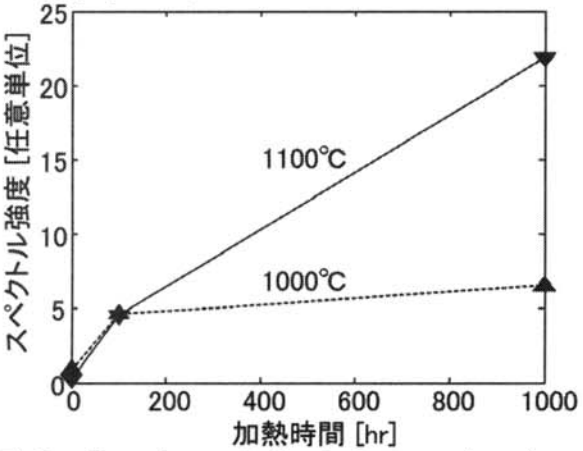


Fig.3 Dependence of photoluminescence intensity on heating time

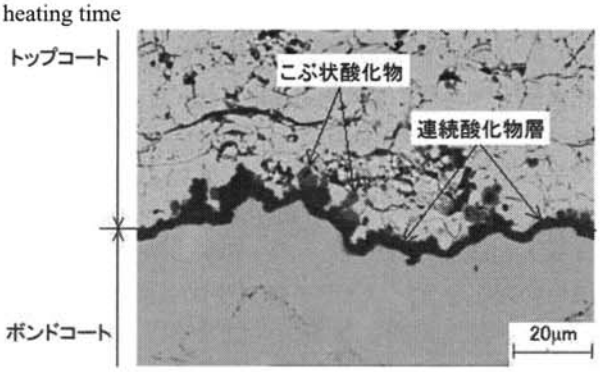


Fig. 4 Result of SEM observation of cross section of specimen heated for 100 hr at 1100°C

参 考 文 献

1) 藤井智晴，岡田満利，福地哲生，尾関高行，森田聡：ガスタービン用遮熱コーティングを対象としたはく離の非破壊検出手法の開発，電力中央研究所報告 M12002 (2013)
2) 福地哲生，江藤修三，岡田満利，藤井智晴：光ルミネッセンス法による遮熱コーティングの界面酸化層検出，電気学会論文誌 A, Vol. 133, No. 7 (2013) pp. 402-407
3) 福地哲生，江藤修三，岡田満利，藤井智晴：光ルミネッセンス法によるガスタービン用遮熱コーティングの界面酸化層検出技術の開発，電力中央研究所報告 H12011 (2013)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-18

ピーニング施工されたガスタービンロータ材（IN 706）の残留応力および残留ひずみ分布評価

*小林大輔，伊藤明洋，宮部正道（中電），鍵谷幸生（中電、現：中部プラントサービス）、
吉岡洋明，角谷利恵，千田格，斎藤大蔵，石橋和利（東芝）

Evaluation of Residual Stress and Strain Distribution of Peened Material (IN706) for Gas Turbine Rotor

* Daisuke Kobayashi, Akihiro Ito, Masamichi Miyabe (CEPC), Yukio Kagiya (CPS),
Yomei Yoshioka, Rie Sumiya, Itaru Chida, Daizo Saito, Kazutoshi Ishibashi (Toshiba)

ABSTRACT

Gas turbine rotors made of Ni-base superalloys were sometimes found to have cracks at the dovetail of the first and second stage wheel. Although there has been a sharp drop in cracks since the application of the shot-peening process on the surface of stress concentrated regions, the problem has not completely disappeared. In this paper, in order to confirm the durability of the compressive residual stress generated by shot peening or laser peening, the thermal aging treatment and creep tests were performed. Information obtained from measurements of residual strain distribution has potential to judge the durability of the compressive residual stress generated by peening at high temperature condition.

Key words: IN706, Residual stress, Residual strain, EBSD, Peening

1．はじめに

2000 年代に入り、ニッケル基超合金 Inconel® Alloy 706 製発電用ガスタービンロータにおいて、図 1 に示すような複雑形状箇所にき裂が発生する事例が報告されている[1,2]。このき裂の特徴として、①応力集中部に発生する、②き裂は閉口している（ほとんど変形を伴っていない）、③明瞭な粒界破面である、ことが挙げられている。

1980 年代以降、低延性ニッケル基超合金を対象とする Smith ら[3-5]や MIT のグループ[6]による応力加速粒界酸化脆性（Stress Accelerated Grain Boundary Oxygen Embrittlement ：SAGBO 脆性）に関する研究や、Chang ら[7]や Ghonem ら[8]によるガスタービンディスク材 IN718 に関する、試験温度や真空条件、繰返し速度が破壊形態に与える影響等を調査した研究等が行われている[9-13]。また、当該実機ロータと同材である Inconel® Alloy 706 についても、比較的高温域での脆性挙動に関して、Woodford ら[14]や Nazmy ら[15]によって調査されている。しかしながら上記の研究は主に 500°C 以上における現象とされており、圧縮空気によって冷却され、450°C 以下に保たれている当該実機ロータにおいては、同様のメカニズムによるものかどうか明らかではない。

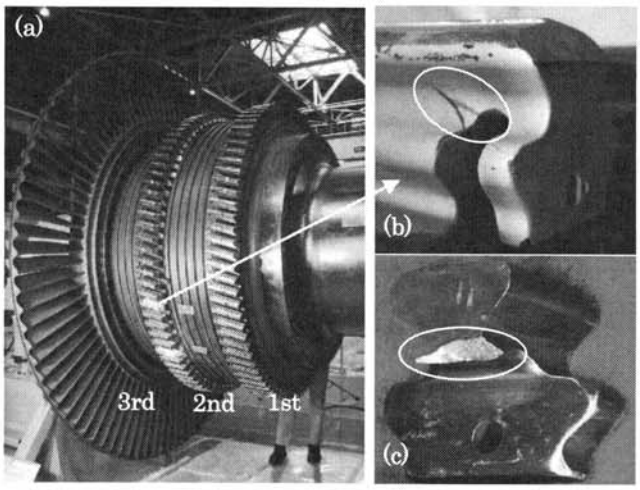


Fig.1 The appearance of the gas turbine rotor and the part of the "lock wire tub". (a) View point of the rotor. (b) Lock wire tub at colour check. (c) Lock wire tub after removal from the rotor.

材料設計的にも、そのような低温ではクリープ現象を含めて時間依存損傷は発生しないと想定され、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

高温延性よりも比較的低温度での引張強度が優先された熱処理が施されている[16,17]。このことから、当該実機ロータのき裂は、高応力部の結晶粒界の酸化等による脆化という意味では SAGBO やクリープ脆化と区別することが難しいが、発生する温度域が必ずしも一致していないため、慣例的にホールドタイムクラッキングと呼ばれている[18]。

このようなき裂の発生を防止するため、加工による引張残留応力等の緩和を目的としたショットピーニング（SP）が施工されるようになり、実機運用前に施工したロータではき裂発生頻度が大幅に減少した。しかし、通常ピーニング処理は、レーザーピーニング（LP）を含めて、常温での疲労強度向上や耐応力腐食割れ性向上を目的としており[19,20]、クリープ領域に近い高温での効果[19,21-24]については、材料とピーニング処理条件にも依存すると考えられるため、不明な点が多い。実際、複雑形状箇所では最近になってもき裂が発生することがある[1]。

本研究では、Inconel ® Alloy 706 製実機ロータ未使用材からサンプルを採取して SP または LP 処理を施工し、長時間熱時効やクリープ試験を行った場合の表面近傍の残留応力と残留ひずみについて調査することで、ピーニング条件や熱時効が材料に与える影響を評価した。

2．実験方法

2.1 ピーニング処理、熱時効処理

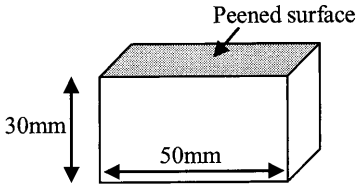
Inconel® Alloy 706 製発電用実機ロータ未使用材から図 2 (a)、(b)に示すサンプルを採取し、図示する箇所に SP または LP 処理を行った。Inconel ® Alloy 706 の化学成分および機械的特性を表 1, 2 に示す。SP 施工条件は実機と同様とし、LP 施工条件は表 3 に示すとおりとした。SP、LP 処理材それぞれについて、表 4 に示す熱時効処理または表 5 に示すクリープ試験を行った。

2.2 残留応力の測定

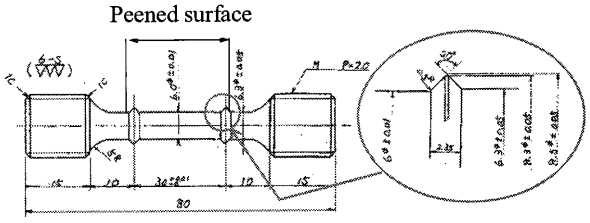
熱時効またはクリープ試験前後に、SP、LP 処理面の残留応力を X 線回折法にて測定した。測定位置は試料端面や破面から十分離れた位置とし、熱時効材については熱時効前後に深さ方向の応力分布を調査した。クリープ試験片の場合は荷重負荷方向の応力を測定し平均値を求めた。残留応力に加えて、硬さや相当塑性ひずみ等、材料の損傷に関係付けられている半価幅[25,26]も測定した。

2.3 残留ひずみの測定

近年、EBSD（Electron Backscatter diffraction）法を用いたひずみ評価に関する報告例が増えている。



(a)A thermal aging specimen



(b) A creep specimen

Fig.2 Specimens with peening treatment

Table 1 Typical chemical composition of Inconel ® Alloy 706 in mass%

Ni	Cr	Fe	Nb	Ti
41.37	16.37	Bal	2.9	1.66
Al	B	C	S	P
.2	.0039	.015	<.0005	.006

Table 2 Typical tensile properties of Inconel ® Alloy 706

Temp. (°C)	0.2% proof stress (MPa)	Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)
RT	962	1265	18.2
600	842	1062	20.8

Table 3 Condition of laser peening

Pulse energy (mJ)	200
Spot size (mm)	0.6
Pulse number density (pls/mm^2)	50

Table 4 Condition of thermal aging tests

Peening	Temp.(°C)	Time (hr)
SP	500	3,000
LP	500	3,000

Table 5 Condition of creep tests

Peening	Temp. (°C)	Stress (MPa)	Rupture life (h)	Elongation (%)	R. A. (%)
SP	600	750	283	3.7	5.6
LP	600	750	399	5.4	4.3

Table 6 Condition of EBSD analysis

Step Size	1μm
Confidence Index	>0.1
Grain tolerance Angle	5°
Minimum Grain Size	10 pixel

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

主にステンレス[27, 28]や純銅[29]、ニッケル基超合金[30-32]を対象としており、測定された数十～数百万点の結晶方位情報について、局所的な方位の差や粒内の方位変化度合を定量的に評価し、算出された方位差と塑性ひずみまたはクリープひずみによい相関があることが明らかとなっている。本研究では、SP または LP 処理の前後、ならびに各々熱時効処理の前後で試料表面近傍の結晶方位差の分布を残留ひずみ分布として測定し、残留応力や半価幅の変化と対応付けて考察した。

EBSD 測定・解析には日本電子製 FE-SEM（JSM-7001F）ならびに TLS 製 EBSD 測定・解析装置（OIM Ver.5）を用いた。EBSD 解析条件は表 6 に示すとおりとし、ステップサイズを 1μm、結晶粒界認識方位差を 5°とした。結晶方位差を表現する評価指標としては、位置情報を保存した局所方位差（Kernel average misorientation : KAM）マップと、結晶粒内の方位変化度合を表す粒内方位差（Grain reference orientation deviation: GROD）を用いて試料表面からの方位差分布を求めた。

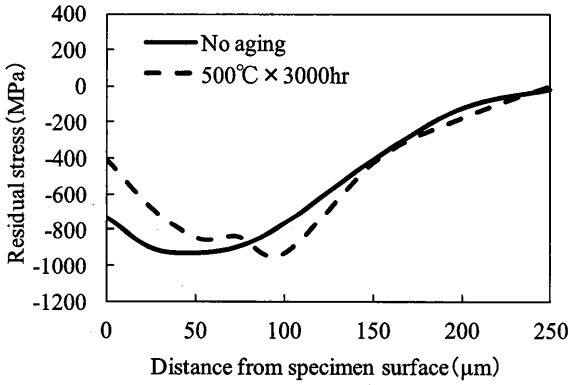


Fig.3 Residual stress of SP specimens before and after thermal aging

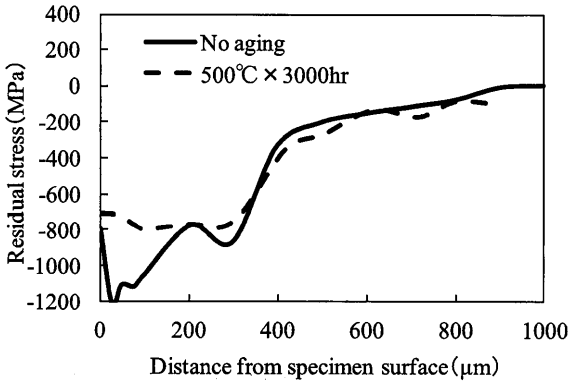


Fig.4 Residual stress of LP specimens before and after thermal aging

3．結果

3.1 残留応力

SP または LP 処理を行い、表 4 に示す熱時効処理前後で表面近傍の残留応力を測定した結果をそれぞれ図 3、4 に示す。SP により深さ約 250μm まで、最高約 1000MPa の圧縮残留応力が測定された。用いた試験片がそれぞれ異なるため一部応力緩和挙動が逆転しているように見えるが、SP 材では、表面の応力は半分程度に緩和しており、深さ約 50μm の範囲の応力が緩和していた。LP では深さ約 1mm まで、最高 1200MPa を超える圧縮残留応力が導入されたが、熱時効により深さ約 200μm の範囲の応力が緩和される傾向が見られた。ただし、最表面の変化は小さく、また応力緩和後も深さ約 300μm までは 800MPa 程度の圧縮残留応力を保持しており、SP に比べて圧縮残留応力付与効果が高いと考えられる。

図 5、6 には SP、LP 材のクリープ試験前後における残留応力と半価幅の測定結果を示す。熱時効の場合と異なり、LP 材でも SP 材と同等以上の応力緩和が見られた。本クリープ試験条件は、試験温度（600°C）の耐力には及ばないものの、弾性限（約 330MPa）を大きく上回っており、引張荷重時

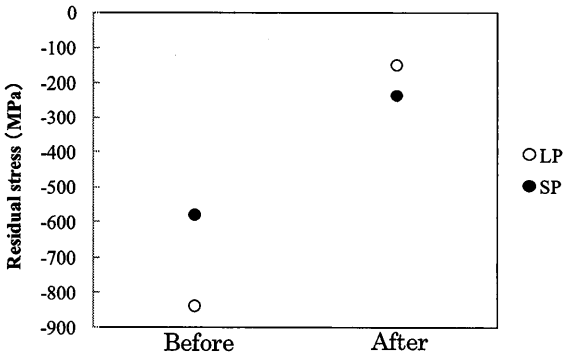


Fig.5 Residual stress before and after creep test (600°C, 750MPa)

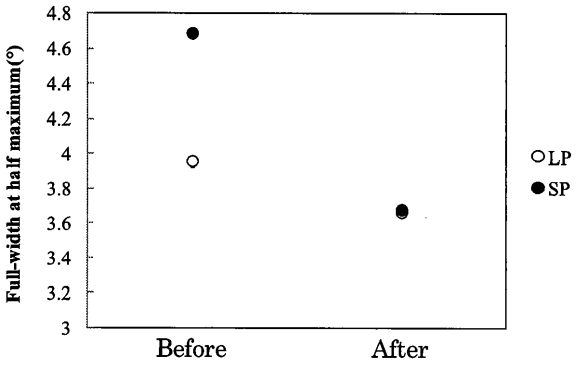


Fig.6 Full-width at half maximum before and after creep test (600°C, 750MPa)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の応力再配分により表面の圧縮残留応力が大きく変化したと考えられる [33]。半価幅については、ピーニングままの SP 材の値が高いが、熱時効により大きく低下している。LP 材でも熱時効により若干の低下はあるが、その低下度合いは SP と比べて小さかった。

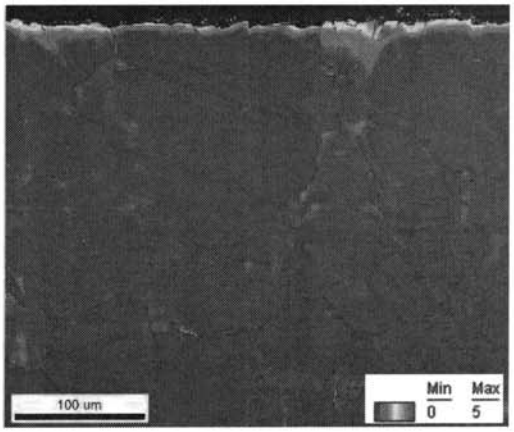


Fig.7 KAM map of the no peening specimen (no aging)

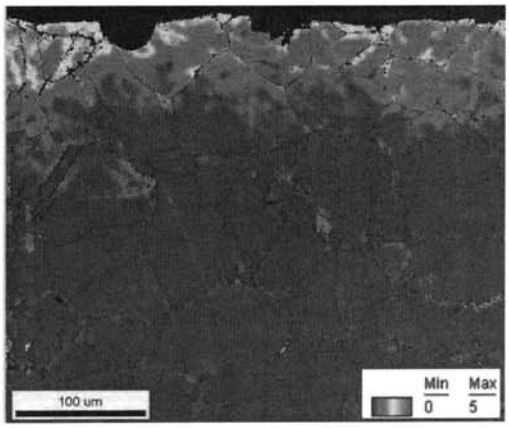


Fig.8 KAM map of the SP specimen (no aging)

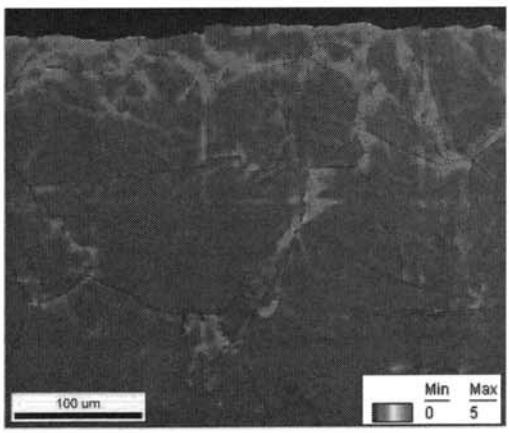


Fig.9 KAM map of the LP specimen (no aging)

3.2 残留ひずみ

図 7～9 にはそれぞれピーニング処理前（切出し加工まま）および SP、LP 処理後の試料における表面近傍断面の局所方位差（KAM）マップを示す。局所方位差は転位密度と相関が高く、塑性ひずみ分布と対応していると考えられる [29]。切出し加工ままの試料では、表面から約 10～20μm の加工影響層が見られた。また、図 3、4 に示した圧縮残留応力の大小とは反対に、表面残留ひずみは SP 材の方が明らかに大きかった。両ピーニング材とも結晶粒界近傍でひずみが大きい傾向にあるが、SP 材は表面から 1 ～ 2 結晶粒範囲で、粒内においても大きくひずんでいた。

次に、結晶粒内の方位差を定量的に評価するため、幅 2mm の範囲で試料表面から 20μm ごとの領域に区切り、深さ方向の粒内方位差（GROD）分布を算出した。ピーニング処理前、SP 材および LP 材を比較した結果を図 10 に示す。加工ままの試料

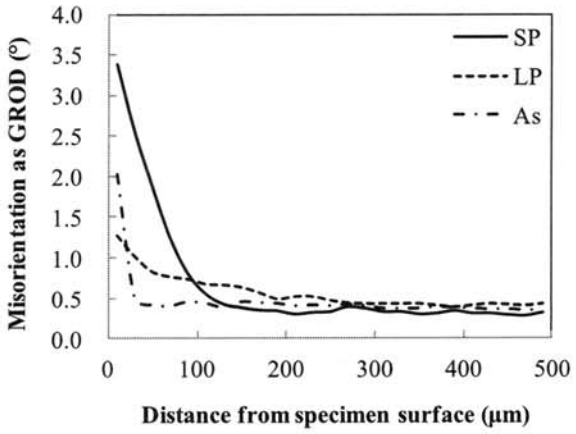


Fig.10 Misorientation distribution of Peening (no aging)

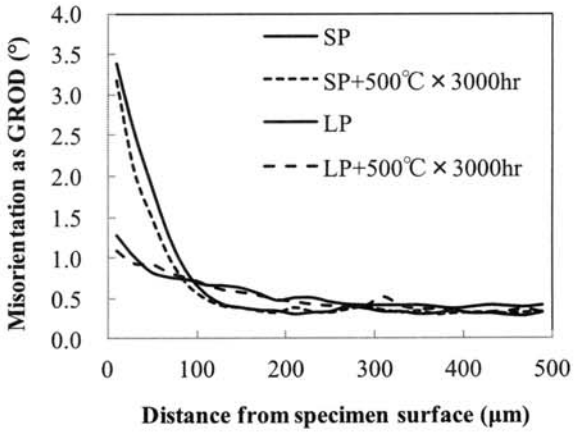


Fig.11 Misorientation distribution of Peening specimens after aging

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

はごく表面のみ加工によるひずみ層が見られたが、ピーニング材は内部まで残留ひずみが認められた。その範囲は、SP 材で表面から 100μm 余り、LP 材では絶対値は小さいが、深さ 300μm 近くまで影響層が見られた。図 3、4 とも比較すると、両ピーニングとも、残留ひずみは残留応力の概ね 1/3 程度の深さ範囲で認められた。また、残留応力は LP 材の方が大きかったが、残留ひずみは SP 材が極めて大きかった。図 11 には SP、LP 材の残留ひずみを熱時効前後で測定した結果を示す。SP 材では、熱時効により表面から 100μm 余りの範囲で若干の低下（回復）が見られたが、LP 材では明らかな変化は認められなかった。

ピーニングままの試料について考えると、図 6 に示した半価幅と図 10 に示した表面の残留ひずみ分布から、SP 処理は材料表面に圧縮残留応力とともに大きな塑性変形を与えたことが示唆される。鋼球を用い基本的に点接触である SP に対し、LP 処理は面圧が作用するため、塑性変形が抑制されつつも、高い圧縮残留応力を与えたと考えられ、このことが LP 材の組織回復による圧縮残留応力緩和が比較的小さかった理由と考えられる。

以上より、LP 処理による圧縮残留応力付与効果は、比較的低応力場であれば高温でも持続性が高いと考えられ、ガスタービン用高強度材料に対しても優れた強度改善効果が期待される。

4．まとめ

本研究では、Inconel® Alloy 706 製発電用実機ロータ材に SP または LP を施工し、長時間熱時効およびクリープ試験を行った場合の表面近傍の残留応力と残留ひずみ分布について調査し、以下の結論を得た。

1) ピーニングによる圧縮残留応力は、SPに比べてLPの方が大きく、熱時効による応力緩和もLP材の方が小さかった。
2) ピーニング材の残留ひずみ分布をEBSD法による結晶方位差として評価したところ、SP材は表面の残留ひずみが大きく、逆にLP材は著しく小さかった。また、これらの傾向は塑性ひずみと関係する半価幅の大小とも対応していた。
3) SP処理は材料表面に、残留応力とともに大きな残留ひずみをもたらすため、熱時効によって組織回復に伴う残留応力の低下が比較的大きかったと考えられる。これに対してLP処理では、残留ひずみが小さいまま大きな残留応力を付与できるため、比較的高温においても残留応力の耐久性が高いと考えられる。
4) 以上の結果から、ピーニング施工表面の定量的な残留ひずみ分布を評価することで、残留応力の高温耐久性等を評価できる可能性が得られた。

参考文献

1) D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y.o Kagiya, K. Ishibashi, D. Saito, Y. Yoshioka, "Characteristics of Crack Initiation in an Inconel® Alloy 706 Gas Turbine Rotor", *Proceedings of Int. Gas Tur. Cong.*, IGTC2011-0199.
2) D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Yoshioka, "CRACK INITIATION BEHAVIOR AND ITS ESTIMATION FOR A GAS TURBINE ROTOR BASED ON THE EBSD ANALYSIS", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, GT2012-68226.
3) D. F. Smith, E. F. Clatworthy, D. G. Tipton, and W. L.Mankins, 1980, "Improving the Notch-Rupture Strength of Low-Expansion Superalloy", *Superalloys 1980, Proceedings of the Fourth International Symposium on Superalloys*, pp. 521-530, ASM, Metals Park, OH.
4) R. H. Bricknell and D. A. Woodford, 1981, "Grain-Boundary Embrittlement of the Iron-Base Superalloy IN903A", *Met Trans. A*, Vol. 12A.
5) K. A. Heck, D. F. Smith, J. S. Smith, D. A. Wells and M. A. Holderby, 1988, "The Physical Metallurgy of a Silicon-Containing Low Expansion Superalloy", *Superalloys 1988*, *The Metallurgical Society of AIME*, Warrendale, 151.
6) M. M. Morra, 1995," Stress Accelerated Grain Boundary Oxidation of INCOLOY908 in High Temperature Oxygenous Atmosphere," *Doctoral thesis, Massachusetts Institute of Technology*.
7) K. M. Chang, M. F. Henry and M. G. Benz, "Metalurgical Control of Fatigue Crack Propagation in Superaloys", *JOM*, Vol.42, pp.29-35.
8) H. Ghonem and D. Zheng, 1991, "Characterization of Environment-Dependent Fatigue Crack Growth in Alloy 718 at 650°C", *Superalloys 718, 625 and Various Derivatives*, The Minerals, Metals & Materials Society, ed. by E. A. Loria, *The Minerals, Metals & Materials Society*, PP.477-490.
9) E. Andrieu, G. Hochstetter, R. Molins and A. Pineau, 1994, "Oxidation Mechanisms in Relation to High Temperature Fatigue Crack Growth Proparties of Alloy 718", *Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives*, ed. by E. A. Loria, *The Minerals, Metals & Materials Society*, PP.619-631.
10) R. Molins, G. Hochstetter, J. -C. Chassaigne and E. Andrieu, 1997, "Oxidation Effect on the Fatigue Crack Growth Behaviour of Alloy 718 at High Temperature", *Acta mater.* Vol. 45, No. 2, pp.663-674.
11) P. F. Browing and M. F. Henry, 1997, "Oxidation Mechanisms in Relation to High Temperature Crack Propatation Proparties of Alloy 718 in H2/H2O/Inert Gas Environment", *Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives*, ed. by E. A. Loria, The Minerals, Metals & Materials Society, PP.665-678.
12) W. Carpenter B. S. –j. Kang and K.M.Cang, 1997, "SAGBO Mechanism on High Temperature Cracking Behavior of Ni-base Superalloys", *Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives*, ed. by E. A. Loria, The Minerals, Metals & Materials Society, pp.679-688.
13) C. F. Miller, G. W. Simmons and R. P. Wei, 2001, "Mechanism for Oxygen Enhanced Crack Growth in Inconel 718", *Scripta mater*. Vol. 44 No. 10, pp. 2405-2410.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

14) D. A. Woodford, H. D. Solomon and L.F. Coffin, 1976, "The effect of Temperature and Environment on Low Cycle Fatigue of Two Superalloys", *Proc 2nd Int. Conf. On Mechanical Behavior of Materials*, pp.893-897.
15) M. Nazmy, M. Staubli and C. Noseda, 1997, "Effect of Compositional Modifications on the Mechanical Behavior of IN706", *Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives*, ed. by E. A. Loria, The Minerals, Metals & Materials Society, PP.419-424.
16) A. M. Johnson and K. E. Fritz, 1976, "The properties and Microstructure of a Large Forged SuperAlloy Turbine Wheel," *Superalloys-Metallurgy and Manufacture*, AIME, pp.25-35.
17) P. W. Schilke, J. J. Pepe and R. C. Schwant, 1994, "Alloy 706 Metallurgy and Turbine Wheel Application," *Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives*, ed. by E. A. Loria, The Minerals, Metals & Materials Society, PP.1-12.
18) Y. Yoshioka, D. Saito, R. Sumiya, K. Ishibashi, S. Ito, D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y. Kagiya, "EFFECTS OF ENVIRONMENTS AND SURFACE CONDITIONS ON CREEP AND CREEP-FATIGUE BEHAVIORS OF NI-BASE SUPERALLOY *INCONEL® ALLOY 706*", Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68313.
19) Taira, S. and Murakami, Y., 1959, "On the Changes of Residual Stresses Produced by Shot Peening Due to Repeated Stressing", *Journal of the Japan Society for Testing Materials,* Vol.8, No.70, pp.607-614.
20) Sano, Y., Kimura, M., Sato, K., Obata, M., Sudo, A., Hamamoto, Y., Shima, S., Ichikawa, Y., Yamazaki, H., Naruse, M., Hida, S., Watanabe, T. and Oono, Y., 2000, "Development and Application of Laser Peening System to Prevent Stress Corrosion Cracking of Reactor Core Shroud", *Proceedings of the 8th International Conference on Nuclear Engineering,* Baltimore, ICONE8-8441.
21) Viereck, D., Löhe, D., Vöhringer, O. and Macherauch, E., 1991,"Relaxation of Residual Stress in a Nickel-base Superalloy due to Dislocation Thermal and stress aging treatment", *Strength Metals and Alloys,* Vol.1, pp.367-372.
22) Holzapfel, H., Schulze, V., Vöhringer, O. and Macherauch, E., 1998, "Residual Stress Relaxation in an AISI 4140 Steel due to Quasistatic and Cyclic Loading at Higher Temperature", *Materials Science and Engineering A248,* pp.9-18.
23) Khadhraoui, M., Cao, W., Castex, L. and Guédou, J. Y., 1997, "Experimental Investigations and Modelling of Relaxation Behaviour of Shot Peening Residual Stresses at High Temperature for Nickel Base Superalloys", *Materials Science and Technology,* April, Vol.13, pp.360-367.
24) Kim, S. -B., Evans, A., Shackleton, J., Bruno, G., Preuss M. and Withers, P. J., 2005, "Stress Relaxation of Shot-peened UDIMET 720Li under Solely Elevated-temperature Exposure and under Isothermal Fatigue", *Metallurgical and Materials Transactions A,* Vol.36A, November, pp.3041-3053.
25) 後藤、山内、「12%Cr-Mo-W-V 鋼の長時間加熱による材質劣化の非破壊検出」、*材料*、第 30 巻 第 330 号、昭和 56 年 3 月、pp.228-234
26) 小峰、中西、森、「焼入焼きもどしされた鋼材料の半価幅とかたさの対応について」、*材料*、第 26 巻第 280 号、昭和 52 年 1 月、pp.24-30
27) 横幕、与田、「ＥＢＳＰ（後方散乱電子回折像）法による疲労とクリープ損傷度評価」、*日本工業出版「検査技術」*第12巻第1号, 2007
28) M. Kamaya, J. Quinta Da Fonseca, L. M. Li, M. Preuss, "Local plastic strain measurement by EBSD", *Appl Mech Mater*, Vol.7-8 pp.173-179 (2007).
29) 釜谷、「電子後方散乱回折による結晶方位差分布の測定」、*日本機械学会論文集（A編）* Vol.74, No.739, pp.315-322 (2008).
30) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Nagumo, R. Sugiura, T. Matsuzaki, A. T. Yokobori Jr., "Geometrical Influence for Creep Damage Evaluation of IN738LC using the EBSD method", *Mater. at High Temp.* (2012) 29(4) 301-307.
31) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, R. Sugiura, A. T. Yokobori Jr., "An Assessment and Estimation of the Damage Progression Behavior of IN738LC under Various Applied Stress Conditions Based on EBSD Analysis", *Metallurgical and Materials Transactions A* (2013) 44:3123-3135
32) D. Kobayashi, M. Miyabe, Y. Kagiya, Y. Nagumo, R. Sugiura, T. Matsuzaki and A. T. Yokobori Jr. "Analysis of Damage Behaviour Based on the EBSD Method under Creep-Fatigue Conditions for Polycrystalline Nickel-base Superalloys", *Mater. Sci. Tech.*, (2013) now online Publishing.
33) R. Sumiya1, T. Tazawa, Y. Yoshioka, K. Ishibashi D. Kobayashi, A. Ito, M. Miyabe, Y. Kagiya, "Evaluation on Relaxation Behaviors of Compressive Residual Stress of Peened Inconel® Alloy 706 Test Specimens after Thermal and Stress Aging Treatments", *Proceedings of Int. Gas Tur. Cong.*, IGTC2011-0075.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-19

ガスタービン吸気冷却噴霧ミスト衝突による圧縮機動翼材のエロージョンと損傷メカニズム

*鹿目　浩正，奥野　研一，伊東　正雄，福武　英紀，内田　竜朗，大友　文雄（東芝）

Erosion mechanism of compressor blades caused by water mist droplets using inlet fogging cooling system in gas turbine

*Hiromasa KANOME, Kenichi OKUNO, Masao ITOH,
Hidenori FUKUTAKE, Tatsuro UCHIDA, and Fumio OOTOMO (Toshiba)

ABSTRACT

Some mechanical parts may have heavy erosion damages on the surface by liquid droplet impingement, and also gas turbine compressor 1st stage blade has possibly same damages by water mist droplets using inlet fogging cooling system in its suction duct. This paper describes the evaluation of erosion characteristic using compressor material test pieces with several conditions of water mist attack at the mock-up testing, and the surface of erosion material could be observed in detail using SEM by erosion periodic time. As the result, erosion process by water mist droplet was found to be the fatigue fracture phenomena due to further observation of erosion surface from incubation period at the beginning to final steady period of erosion. Furthermore, it is verified that erosion forms peculiar shape on the surface that have many pits strongly corresponds to approximate 90% Mean Volume Diameter at the stage of final steady period. Also it is clarified that cavitation-erosion can be the dominant phenomena on the erosion process grown toward depth direction.

Key words: Gas turbine Compressor, Blade, Liquid Impingement Erosion, Cavitation Erosion, Scanning Electron Microscope

1．はじめに

低圧蒸気タービン翼やタービン排気の直撃を受ける復水器細管、蒸気系配管の曲がり部やオリィス後流など長期にわたって液滴が衝突する部材ではエロージョンによる減肉損傷が発生する場合がある。これら延性を有する金属材料の液滴衝突エロージョンは、潜伏期、最大エロージョン速度期、最終定常期の３過程からなり、浸食速度に及ぼす液滴粒径の影響などについて系統的な研究結果が報告されている[(1)]。液滴衝突エロージョンに関する研究の多くは、エロージョン特性に対する液滴径や衝突速度、材料強度等の影響を評価するため、単一の試料の質量変化を一定期間ごとに計測することに主眼を置いて実施されている[(2)]。また、液滴衝突エロージョン過程における材料表面の壊食形態に関する研究では、潜伏期から最大エロージョン期の初期段階の損傷形態についての報告例はあるが[(3)(4)]、機械装置の寿命評価に重要な最終定常期にわたってエロージョン特性を評価し、その損傷形態を調査した例は少ない。このため、液滴の衝突を受けた材料表面壊食状態の経時変化については知見が少なく、液滴衝突エロージョンの損傷機構については今だ不明な点が多い。

ガスタービンは熱サイクルの性質上、気温が上昇する夏場は性能が低下することはよく知られており、吸気温度を下げることでガスタービンの増出力が可能な水噴霧による吸気加湿冷却方式が震災以降の電力逼迫対策として注目されている。なかでも、吸気ダクト内に直接水噴霧を行う内吹き方式は、高い冷却効率が期待される反面、圧縮機初段動翼に液滴が衝突することによりエロージョンを生じる可能性が懸念されている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

本研究では、ガスタービン吸気冷却システム開発の一環として、噴霧液滴による圧縮機初段動翼のエロージョン特性評価を目的に回転エロージョン試験（以下ミストスピンテスト）を実施した。液滴を衝突させた動翼材料の潜伏期から最終定常期に至るエロージョン損傷面の破壊形態を走査型電子顕微鏡（以下 SEM）等を用いて詳細に観察し、エロージョンによる質量減少の経時変化と対応した材料表面の損傷形態観察結果から得られた知見について報告する。

2．試験方法

図１はエロージョン特性を評価するために製作した試験装置の外観である。真空槽内で高速回転するディスクおよび支持翼から成る。試験片は、支持翼の先端に装着し、試験片の回転軌道上に取り付けたスプレーノズル（フラットアトマイジングノズル）から噴射した液滴を衝突させて試験面にエロージョン損傷を与える。ディスクの外径は800mmであり、液滴衝突速度が所定の速度になるよう回転数を調整した。液滴は、粒径の異なる２種類のスプレーノズルから噴射し、それぞれのザウター平均粒径が173μm、59μmの液滴を使用した。なお、液滴のザウター平均粒子径は、式（１）で定義される。

$$d_{32} = \Sigma ni \cdot di^3 \ / \ \Sigma ni \cdot di^2 \quad \cdots\cdots\cdots (1)$$

ni:液滴個数

di:液滴径

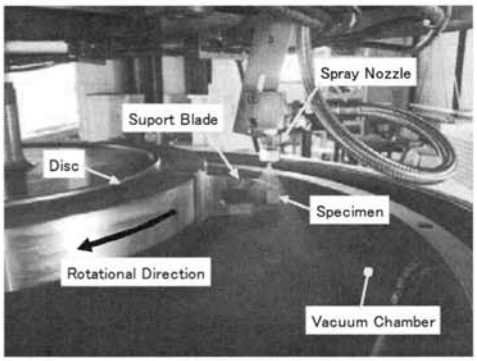


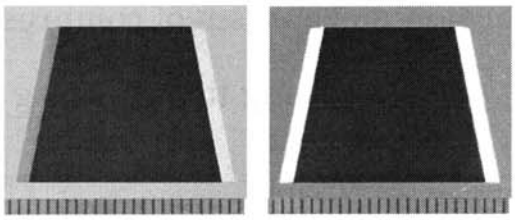
Fig.1 Apparatus for Mist-spin-test

供試材は、15%Cr を含有するマルテンサイト系ステンレス鋼からなる圧縮機動翼材である。表１に化学成分を示す。

Table1 Chemical composition of test specimen

Chemical omposition (Wt.%)						
C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
0.04	0.3	0.5	0.002	0.001	0.6	14.6

図２に試験片形状を示す。(a)の試験片は、一定時間毎に取出して質量計測を行う試験片であり、支持翼と同じテーパ形状に加工した。試験面は鏡面まで研磨した後、精密天秤で初期質量を 0.01mg の精度で計測し試験に供した。(b)は、(a)の試験片を均等な幅に４分割したものであり、所定の質量測定時間で一部を取り出して、試験面の破壊形態観察を行うための試験片である。この分割型試験片は、取り出し回数に応じて複数準備し、(a)と同様に鏡面まで研磨した。所定の液滴衝突時間で一部を取出し、同一形状のピースを補充することで、短期間に液滴衝突履歴の異なる試験面を得た。



(a) (b)

Fig.2 Shape of test specimen

ミストスピンテストは、実機の周速を模擬した 400m/s と加速条件として 480m/s を選定し、表２ に示すような衝突速度と液滴径を組み合わせた 4 条件で実施した。これら 4 条件のうち最も試験条件がマイルドな Case4 においても、衝突する水量比では実機の約 15 倍の加速試験となっている。試験時間は、単位時間あたりの質量変化がほぼ一定となる最終定常期まで継続することとし、最長 228 時間まで実施した。このうち、Case１と Case４では、試験開始直後から質量計測に合わせて、分割型試験片の取出しを行った。

Table2 Mist-spin-test condition

		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Attack Velocity	(m/s)	480	480	400	400
Droplet Diameter D32	(μm)	173	59	173	59

3．試験結果

3.1 エロージョン特性

図３に質量減少曲線および浸食速度経時変化を示す。浸食速度は、試験片の質量減少量を材料の密度と試験片表面積で除し、さらに試験時間間隔で除して求めた平均の浸食速度である。

いずれの試験条件においても、動翼材の浸食挙動は、液滴衝突初期の潜伏期を経た後、急速に浸食速度が増大する最大エロージョン速度期が現れ、それ以降浸食速度が減少し定常値となる最終定常期をむかえる典型的なエロージョン曲線を示した。

なお本試験で得られた動翼材エロージョン特性から、実機使用環境下における初段動翼前縁部の浸食量評価値については既に報告[5]しているので、ここでは詳報を省略する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

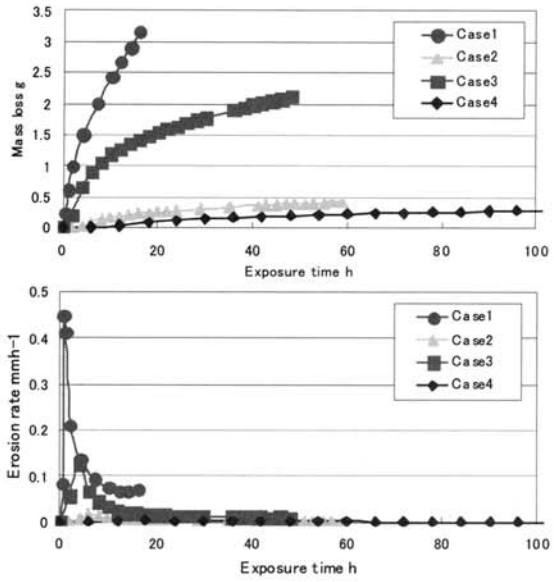


Fig. 3 Mass loss curve and erosion rate

図４は最終定常期に達した Case1～Case4 の試験片の外観と SEM 観察結果を示す。試験面にはいずれも浸食ピットが形成された特徴的な壊食面を呈しており、ピットの直径は液滴の衝突速度によらず、液滴の粒径に依存した形状を呈することがわかる。

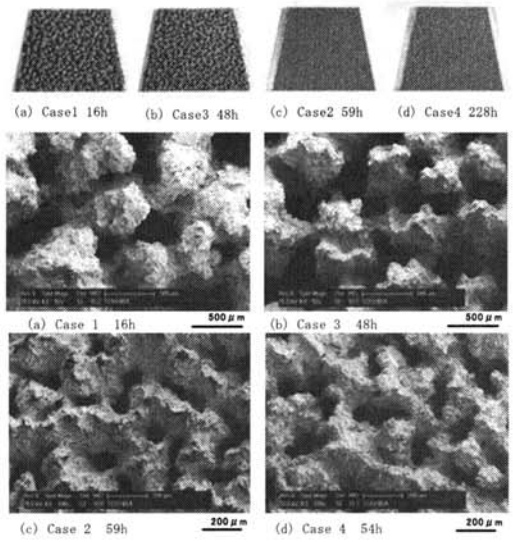


Fig. 4 External appearance test specimen after Mist-spin-test and SEM photographs

3.2　液滴衝突エロージョン壊食面の破壊形態

3.2.1　潜伏期から最大エロージョン速度期

図５は、Case1 の試験開始から 2 時間までを分単位の短期間で計測した質量減少曲線と浸食速度の経時変化である。

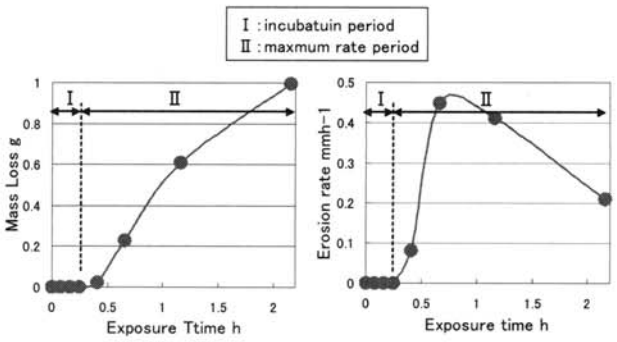


Fig. 5 Mass loss curve and erosion rate of Case1

試験開始から 15 分後までの間は、質量変化が現れない潜伏期が観察され、25 分経過した時点から急速な質量減少が生じ、40～45 分で浸食速度の極大値が見られた。

図６は、Case1 の質量計測時に試験面の同一箇所を光学顕微鏡で観察し経時変化を記録した結果である。

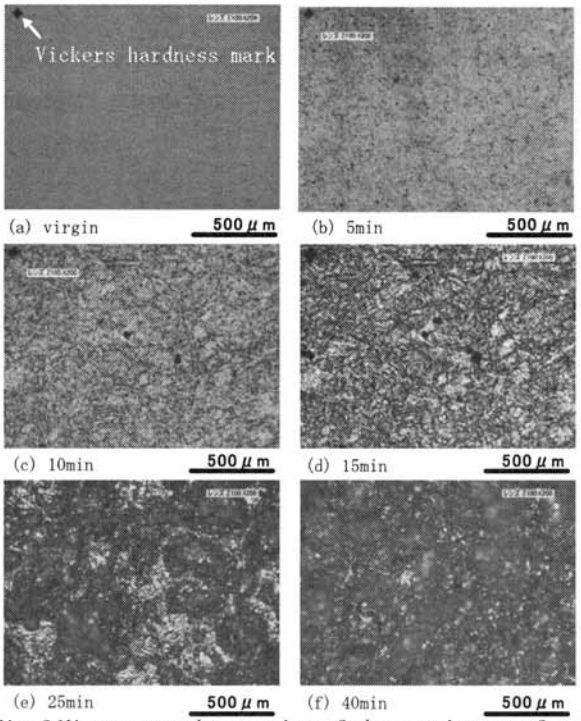


Fig. 6 Microscope observation of the specimen surface (Case1)

鏡面研磨した試験面は、液滴衝突履歴を経る毎に金属光沢が失われ、15 分経過後の試験面には、供試材の金属組織であるマルテンサイト組織に対応した模様が観察されるようになる。潜伏期間中の試験面の変化は、経時的に鮮明さを増すとともに、微細な表面損傷と見られる黒点が現れ、その数やサイズが大きくなっているのが観察された。急速な質量減少が表れる 25 分以降の試験面では、平滑部はほとんど失われ、顕著な凹凸が形成されていた。

図７は、Case1 の液滴衝突開始後 10, 15, 40 分で取

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

出した分割型試験片の SEM 観察結果である。

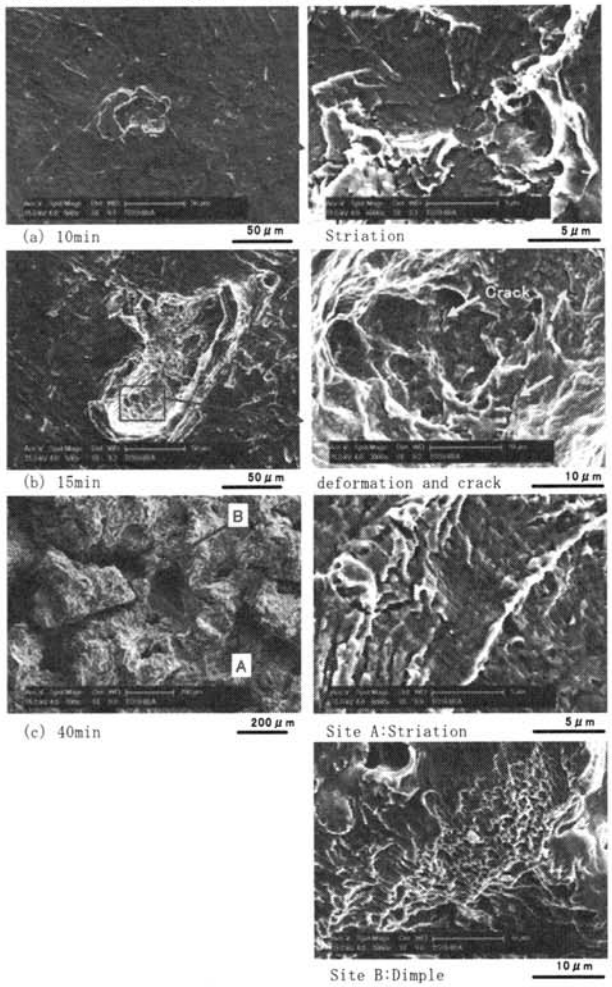


Fig. 7 SEM photographs of damaged surface

潜伏期の試験面には数十μmの範囲で浅い損傷部が観察され、表層部が欠損した面には高サイクル疲労破壊の特徴を示すストライエーションが観察された。試験面表層の小規模な疲労破壊は、液滴衝突時間とともに増加する傾向を示し、15 分後の試験面では、疲労破壊部への液滴衝突により塑性変形してクレータ状の窪みが形成され、その底部には微細な割れ発生も観察された。浸食速度のピークに向かう 40 分後では、初期の平滑面は失われ試験面全体が起伏に富む表面を呈するようになる。この表面を詳細に観察すると、局所的な凹みの底部にはストライエーションが観察され、その周辺部には延性破壊の痕跡を示すディンプルパターンが観察された。

このように、液滴衝突エロージョン過程の初期に見られる潜伏期においては、液滴が衝突した材料表面で結晶のすべり面に沿った塑性変形が生じる。一般的な延性材料において、すべり面が対向する様な結晶粒界ではひずみが蓄積され、局所的な応力集中部が形成されるため、疲労き裂の起点になると推察される。この段階の疲労き裂は、液滴衝突によって塑性変形した加工硬化層に沿ってほぼ平行に進展しており、試験面が剥離するような破壊形態を示す。さらに、最大エロージョン速度期においては、試験面全域で疲労破壊が進行し、短期間のうちに 100μm オーダーの比較的大きな金属の塊が連続的に離脱することで急速な質量減少が生じると考えられる。

3.2.2 最大エロージョン速度期から定常期

図 8 は、Case4 の試験開始から 228 時間までの質量減少と浸食速度の経時変化を示す。この試験条件は、Case1～Case3 と比べて条件がマイルドであるため、試験間隔を 6 時間とし、長期間のミストスピンテストを実施した。試験開始後 6 時間で減肉速度の上昇が見られ、18 時間で極大値に達した。

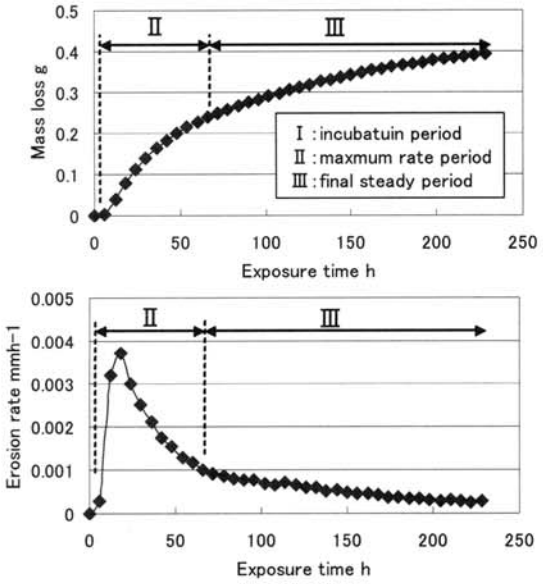


Fig. 8 Mass loss curve and erosion rate of Case4

図 9 は最大エロージョン速度期から定常期までの間の分割型試験片の試験面 SEM 観察結果である。試験開始後 18 時間でエロージョン速度の極大値を示した試験面は顕著な凹凸を呈し、壊食面に直径が 100μm 前後の浸食ピットが形成されていた。浸食ピットの発生数は経時的に増加する傾向が見られるが、ピットの直径はほとんど変化していないことがわかる。また、いずれの壊食面にもストライエーションが観察される疲労破面が見られるが、破面領域は経時的に小さくなる傾向が見られ、それにともなって壊食面が除々に滑らかに変化していく様子が観察される。この疲労破面の縮小傾向は、離脱する粒子の微粒化に対応しているものと見られ、単位時間当たりの質量変化が小さくなる定常期のエロージョン過程を裏付ける現象と推察される。

図 10 は Case4 で 228 時間液滴を衝突させた試験

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

片を切断し、浸食ピット内部をSEM観察した結果である。浸食ピットの先端部においても疲労破壊が生じていたことを示すストライエーションが観察された。

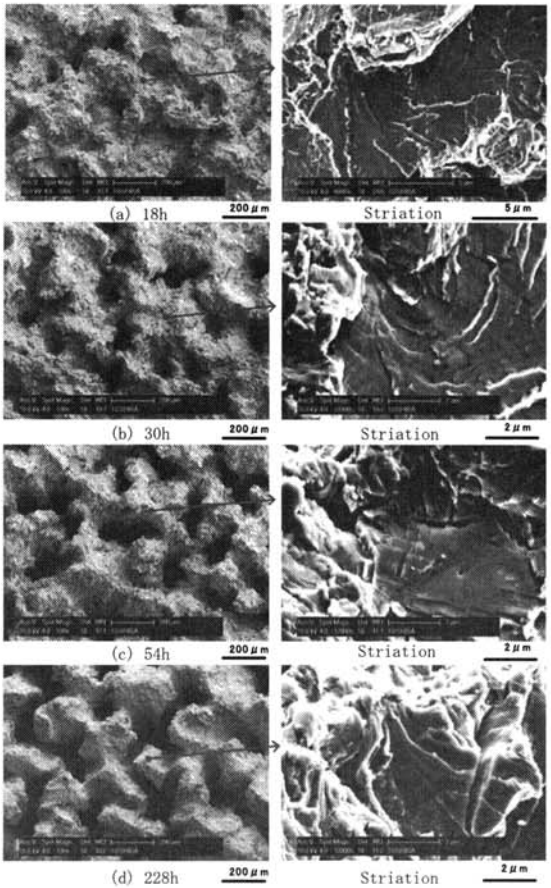


Fig. 9 SEM photographs of damaged surface at Case4

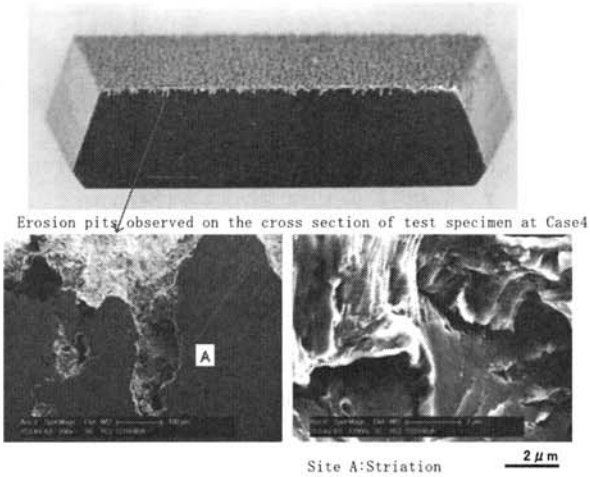


Fig. 10 SEM photographs of erosion pit inside-wall

図１１は、同じ試験片の断面形態観察結果である。壊食面に生じた浸食ピットは、表層部の直径を維持したまま深さ方向に成長しており、ピット内部では微細な２次割れを伴っていた。

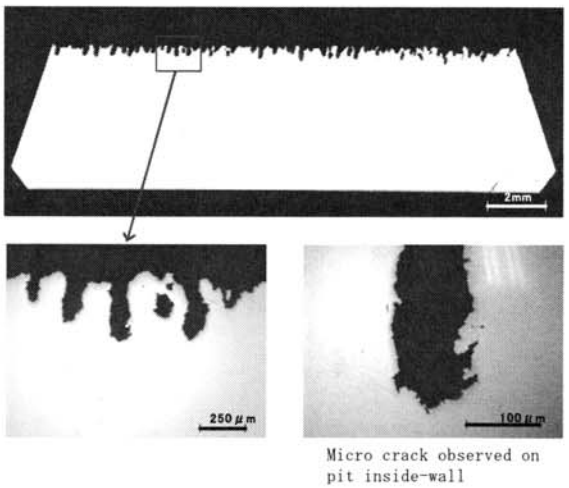


Fig. 11 Cross-sectional erosion pits

図１２は、Case1 と Case4 の最終定常期の試験面を 30° 斜め上方から観察した結果である。

いずれの壊食面にも、先端が鋭角な円錐状の突起が林立した特徴的な形状を呈しているのがわかる。このような損傷形態は、実機使用環境下で長期にわたって液滴の衝突を受けた部材に似た表面形態を示した。

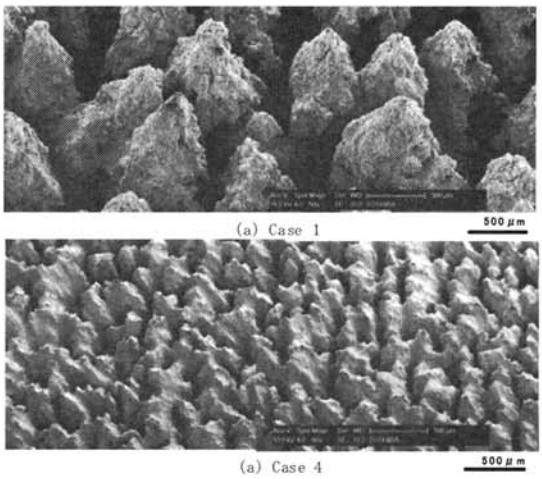


Fig. 12 Shape of the damaged surface at final steady period (by inclination of 30 degrees)

液滴が繰り返し衝突する試験面は、水膜で覆れた状態にあると見られ、壊食面に形成された浸食ピット内部にも水が滞留していると考えられる。この滞留水に高速で液滴が衝突すると、ピット内部に急激な圧力変動がもたらされる可能性がある。

疲労破面や微細な２次割れが観察されたピット内部では、滞留水への液滴衝突により急激な圧力変動に起因したキャビティーの発生と崩壊によって生じる衝撃波が作用していた可能性が示唆される。

図１３は、定常期に達した Case１と Case ４の試

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

験面の一定面積内(3mm²)に存在する浸食ピットの直径を計測し、それぞれのスプレーノズルザウター平均径毎にプロットした結果である。

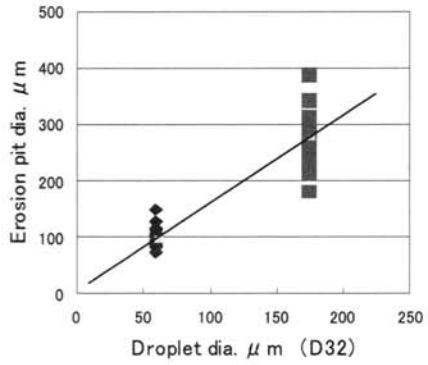


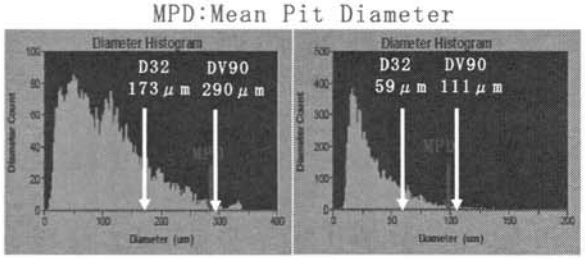
Fig.13 Relation between pit diameter and D32

ザウター平均径が 173μm の液滴を衝突させた試験面には直径が 182～389μm（平均 276μm）の浸食ピットが形成され、一方 59μm の液滴衝突面では 72～149μm（平均 98μm）の直径の浸食ピットが形成されていた。液滴衝突によって形成された浸食ピット直径の平均値は、今回の試験で使用したスプレーノズル噴霧水ザウター平均径の約 1.6 倍に相当し、液滴衝突が長期化してもピットの直径はあまり変化しない特徴を示すことが見出された。

図１４は、各スプレーノズル噴霧液滴径のヒストグラムである。同図中には D32、DV90（体積累積分布 90%径）および浸食ピットの平均径を併記した。最大エロージョン速度期以降の壊食面に形成された浸食ピット径の平均値は、DV90 に相当する液滴径に近似した値であることが判る。

浸食ピットが局所的に深く成長する損傷メカニズムがピット内部で生じたキャビテーションエロージョンであると仮定すると、ピット内に滞留した水に効果的に圧力変動をもたらし得る液滴は、ザウター平均粒径で代表される液滴ではなく、分布上は極少数であるが DV90 に相当するような大きな粒子であると考えられる。したがって、最終定常期のエロージョン速度は、壊食面に形成された浸食ピットの形状と衝突する液滴の粒径分布や密度に依存すると推察される。

MPD:Mean Pit Diameter



Spray nozzle 1　　Spray nozzle 2

Fig.14 Droplet diameter histogram of spray nozzle

４．まとめ

吸気加湿冷却装置の噴霧水による圧縮機初段動翼のエロージョン特性評価の一環として実施した壊食面損傷形態SEM観察の結果、以下の知見を得た。

(1) 液滴衝突初期の潜伏期では、表面の塑性歪が蓄積する結晶粒界等を起点として疲労き裂が生じ、加工硬化層が剥離するような微小領域の疲労破壊が生じる。

(2) 最大エロージョン速度期においては、疲労破壊が液滴衝突面全域に拡大し起伏に富む表面状態を呈し、100μm オーダーの金属粒子が離脱することで、単位時間当たりの質量減少が増大する。

(3) 最終定常期の壊食面には衝突する液滴粒径に依存した浸食ピットが形成され、局所的に深く成長する損傷機構は、キャビテーションエロージョンが支配的な現象と見られる。

(4) 最大エロージョン速度期から定常期の浸食速度は、衝突する液滴径分布や密度に依存し、浸食ピット深さ方向への成長には DV90 に相当する液滴が影響している可能性が見出された。

５．謝辞

本研究の一部は、独立行政法人新エネルギー・産業総合開発機構（NEDO）からの助成事業「省エネルギー革新技術開発事業/実証研究（電力需給緊急対策）ガスタービン用吸気冷却装置の開発について」の成果を利用させていただいた。またスピンテストは㈱丸和電機殿に協力を得た。ここに付記し関係者に深甚なる謝意を表する。

参考文献

1) J.h.Brunton & M.C.Rochester: Erosion of solid surface by the Impact of Liquid Drops”,Treatise on Materials Science and Technolgy,Vol.16,pp185-247(1979)

2) 伊藤洋茂,岡部永年,“金属材料の液滴エロージョン評価”, 日本機械学会論文集 A 編 Vol.59,No.567(1993),pp.2736-2741

3) 服部修次,他１名,“キャビテーションエロージョン率の液体衝突エロージョン率との比較”,Wear, Vol.269, pp310-316(2010)

4) 服部修次, 早川裕規,“炭素鋼, ステンレス鋼の液体衝撃エロージョンの流速依存性”, 日本機械学会論文集 A 編 Vol.76,No.772(2010),pp.1705-1712

5) 内田竜朗,大友文雄,他４名”ガスタービン吸気冷却システム“第 18 回動力・エネルギーシンポジウム講演論文集,pp.61-64(2013)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-20

第一段高圧タービンブレードとして実機使用した単結晶 Ni 基超合金の(001)および(100)のγ’相の形態

*三浦　信祐，山本　詩歩，近藤　義宏（防衛大学校）

Morphology of γ’ Precipitates of (001) and (100) in a First Stage High Pressure Turbine Blade of a Single Crystal Ni-based Superalloy after Service

*Nobuhiro MIURA, Shiho YAMAMOTO and Yoshihiro KONDO(NDA)

ABSTRACT

The morphology of γ’ precipitates in single crystal Ni-based superalloy serviced in the first stage high pressure turbine blade of a jet engine was investigated. Microstructure observations of middle part of the blade were performed with a FE-SEM on both sides of (001) and (010) planes, from the interface between the coating layer and the matrix to near the internal cooling channel. Most of the γ’ precipitates remained cuboidal in shape at the internal cooling channel side. However, rafted γ/γ’ structures formed as the parallel to (010) at the vicinity of coating layar of the pressure side. At the trailing edge, well aligned rafted γ/γ’ structures formed as the parallel to (001) were appeared at all portions of the pressure and suction sides. From these results, the evidence that the uniaxial tensile stress perpendicular to the blade surface is expected to act on the blade in service. Contrast to this, at the trailing edge, the tensile stress is subjected to the [100] direction.

Key words: Turbine blade, Rafted γ/γ’ structure, Single crystal Ni-based Superalloy,

1．はじめに

近年，航空機の高速，高性能化および地球環境への負荷低減要求に伴い，ジェットエンジンのさらなる高出力，高効率化が求められている。ジェットエンジンの効率はタービン入口温度（TIT : Turbine Inlet Temperature）に強く依存し，高温ほど高効率となる [1]。最新のエンジンでは，TIT が 1500℃を超えているものも実用化されており [2]，今後も TIT は上昇しつづけると考えられる．これまで，稼働中，温度，応力の両面からみて最も過酷な条件に曝され，かつ実測が困難な第一段高圧タービンブレード（以降，ブレードと呼ぶ）の使用環境を推定する研究が注目されてきた [3)-5)]。現在，ブレードには，優れたクリープ破断強さ，破断延性，高温疲労特性および熱疲労特性等を有する単結晶 Ni 基超合金が多用されている [6)-8)]。単結晶 Ni 基超合金は高温にて[001]の引張応力が負荷されると，強化相である立方体状のγ’ (Ni_3(Al, Ti)) 相は応力軸に対して垂直方向，すなわち，(001)に沿って板状のラフト構造を形成することは良く知られている [9)-14)]。この知見に基づき，著者らは，ブレードの実機稼働環境把握の確立を目的として，ジェットエンジンの第一段高圧タービンブレードとして実機使用した単結晶 Ni 基超合金の詳細な組織観察を行った。その結果，γ’相の形態は部位によって大きく異なり，これに基づいた稼働中の温度，応力分布および応力方向の定性的な推定が可能であると報告した。さらに，ラフト構造の形成方向から，ブレードの大半の部位に主として負荷される応力は回転に伴う遠心応力ではなく，熱応力であることを示唆した [5)]。

ところで，ブレードは母材を燃焼ガスから保護し，温度を 1273K 程度とするために，表面にコーティングを施すとともに，母材内部の冷却を意図して中空構造となっている。その結果，最近実機に使用されているブレードでは，母材の肉厚はわずか 2 ㎜程度にまで薄くなっており，コーティング層と母材との界面と内部冷却孔との間に極めて大きな温度差が生じていることが予測される。このため，コーティング層近傍のみならず表面から冷却孔方向への母材内部においても複雑な温度，応力分布に伴うクリープ変形を受けていることも予測される。ところが，ブレードに関してこのような観点からの報告がこれまでなされておらず，実機使用中の母材内部の温度，応力分布についての詳細は不明である。しかし，母材内部の温度，応力の実測は不可能であるものの，温度応力履歴を反映するγ’相の形態について調べることで，これらの推定は可能となるであろう。

そこで本研究では，実機使用した単結晶 Ni 基超合金の第一段高圧タービンブレードについて，最も過酷な条件となるブレード中央部における各部位のコーティング層と母材との界面から冷却孔方向への母材内部について，(001)および(100)両面の詳細な組織観察を行い，γ’相の形

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

態に基づく母材内部の温度，応力分布の推定を試みる。

2．供試材および実験方法

供試合金は，精密鋳造により結晶成長方向である長手方向を[001]とした空冷，中空の単結晶ブレードに溶製した後，所定の溶体化および時効処理を施した単結晶 Ni 基超合金である。供試材はジェットエンジンの第一段高圧タービンブレード，数千時間実機使用材より X 線ラウエ背面反射法を用いて二次方位の[100]を決定し，リーディングエッジとトレーリングエッジの先端を結ぶ直線に対し，先端部から見て[100]がそれぞれ 23°反時計方向に回転しているものを使用した。なお，ブレードの寸法は，全長約 78mm，最大幅 44mm である。ブレード表面には遮熱コーティングが施してある。組織観察用試料はブレードエアフォイル部先端より約 22mm の部位について，ブレード長手方向と垂直な(001)を放電加工機(EDM)により切り出した。その後それぞれをリーディングエッジから約 7mm 間隔で(100)と平行に切り出した。組織観察は，各部位の腹および背側のコーティング層と母相との界面から冷却孔に向かってそれぞれ 5 分割した位置の(001)および(100)について，電解放出型走査電子顕微鏡（FE-SEM）を用いて行った。

3．実験結果

3.1　腹側における γ’ 相の形態

始めに腹側の各部位における SEM 観察を行った。腹側のリーディングエッジのコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.1 に示す。

コーティング層近傍では，(100)において γ’相は[010]に数個連結し，ラフト構造の形成が始まっているのに対し，(001)では γ’相が凝集粗大化している(Fig.1-(a))。コーティング層近傍より 0.1mm 部の(001)では，γ’相は[100]および[010]へ連結し始めている(Fig.1-(b))。一方，コーティング層近傍より 0.1mm 部の(100)および 0.2, 0.4mm 部，冷却孔近傍では，γ’相は角が取れ丸みを帯びた立方体状をしている(Fig.1-(b)～(e))。

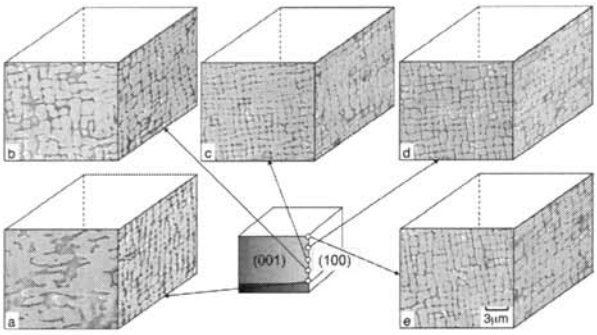


Fig.1 腹側リーディングエッジの(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.1mm，(c)0.2mm，(d)0.4mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

リーディングエッジより 15mm 部のコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.2 に示す。コーティング層近傍では，γ’相は(001)では[100]へ，(100)では[001]に沿ったほぼ完全なラフト構造が形成している(Fig.2-(a))。コーティング層近傍より 0.2 から 0.5mm 部では，γ’相は[100]および[010]へ連結している(Fig.2-(b)～(d))。冷却孔付近の(001)では，ラフト構造が崩れている(Fig.2-(e))。リーディングエッジより 28mm 部のコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.3 に示す。コーティング層近傍では，γ’相は(010)に沿ってラフト構造の形成が開始している(Fig.3-(a))。その他の部位では，γ’相は(010)に沿って数個連結している(Fig.3-(b)～(e))。

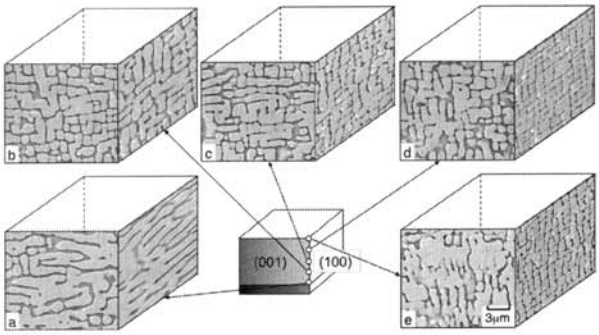


Fig.2 腹側リーディングエッジより 15mm 部の(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.2mm，(c)0.3mm，(d)0.5mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

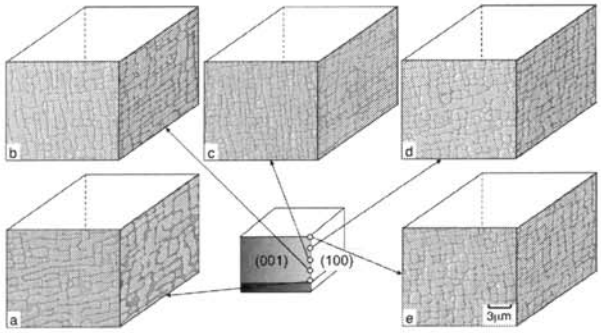


Fig.3 腹側リーディングエッジより 28mm 部の(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.2mm，(c)0.4mm，(d)0.6mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

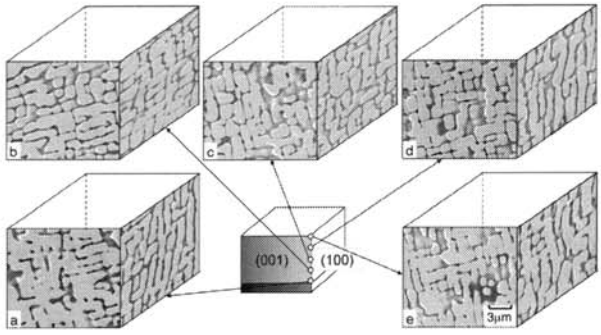


Fig.4 腹側トレーリングエッジの(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.1mm，(c)0.2mm，(d)0.4mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

トレーリングエッジのコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.4 に示す。コーティング層近傍，コーティング層近傍より 0.4mm 部および冷却孔近傍では，ブレード長手方向に対し垂直方向，すなわち(001)に平行なラフト構造を形成している(Fig.4-(a), (d) and (e))。これに対し，コーティング層近傍より 0.1mm 部では，ブレード長手方向と平行方向となる(010)に沿ったラフト構造を示している(Fig.4-(b))。コーティング層近傍より 0.2mm 部ではγ'相が[100]および[010]へ連結し，粗大化している(Fig.4-(c))。

3.2　背側におけるγ'相の形態

次に，背側の各部位における SEM 観察を行った。腹側のリーディングエッジのコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.5 に示す。

コーティング層付近では，いずれの観察面においてもγ'相は(010)に沿った平行に数個連結している(Fig.5-(a), (b))。一方，コーティング層から 0.8mm 部から冷却孔近傍にかけては大半の立方体状γ'相は角が取れ丸みを帯びた形状であった(Fig.5-(c)〜(e))。

リーディングエッジから 15mm 部のコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.6 に示す。コーティング層近傍，母材内部および冷却孔近傍いずれの部位においても，γ'相は大半が立方体状を維持している。

リーディングエッジから 28mm 部のコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.7 に示す。コーティング層近傍において，立方体状のγ'相は角が取れ，わずかに丸みを帯びている(Fig.7-(a), (b))。しかし，母材内部，冷却孔近傍ではいずれの部位においても，15mm 部と同様，γ'相は大半が立方体状を維持している(Fig.7-(c)〜(e))。

トレーリングエッジのコーティング層近傍から冷却孔近傍の SEM 組織を Fig.8 に示す。背側の各部位に比べ，γ'相の形状が著しく異なっている。コーティング層近傍では，(001)において，γ'相は凝集粗大化し，(100)では，γ'相は主として[010]へ連結していたものの，[001]への連結が開始している。すなわち，(001)に平行に形成されたラフト構造が崩れ始めている(Fig.8-(a))。一方，母材内部および冷却孔近傍では，(001)に平行なラフト構造が形成されており，冷却孔近傍で，完成度の高いラフト構造が認められる(Fig.8-(b)〜(e))。

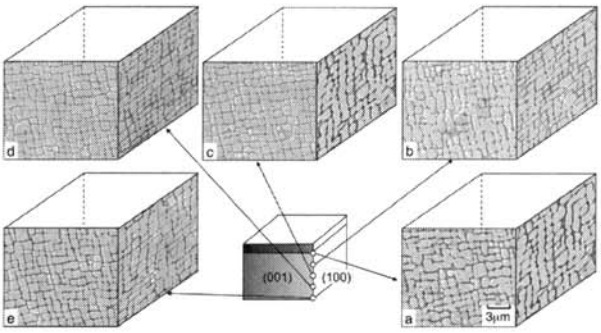


Fig.5 背側リーディングエッジの(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.4mm，(c)0.8mm，(d)1.2mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

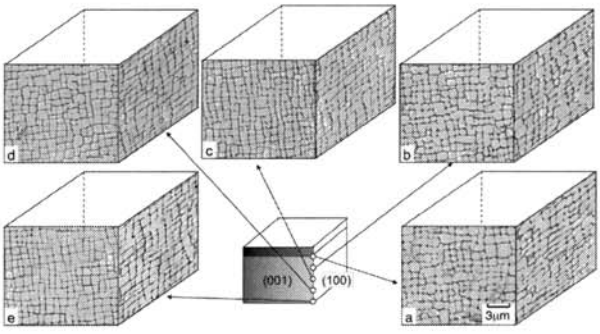


Fig.6 腹側リーディングエッジより 15mm 部の(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.4mm，(c)0.7mm，(d)1.1mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

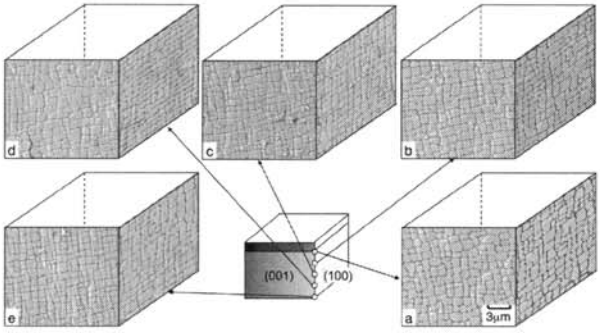


Fig.7 腹側リーディングエッジより 28mm 部の(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.4mm，(c)0.8mm，(d)1.2mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

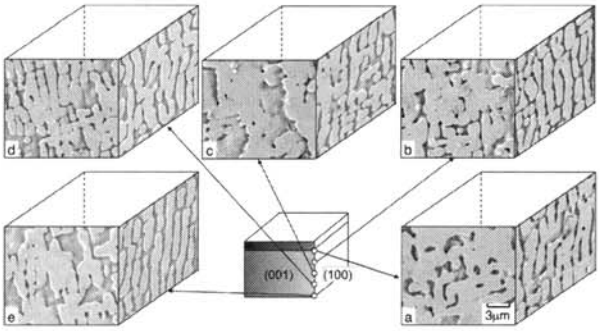


Fig.8 腹側トレーリングエッジの(a)コーティング層近傍，(b) コーティング層より 0.1mm，(c)0.2mm，(d)0.4mm および(e)冷却孔近傍おける SEM 組織

4．考察

4.1　ブレード内部の温度分布推定

前章において，ブレードの部位およびコーティング層から冷却孔方向への距離によって，γ'相の形状に差異が生じ，特にトレーリングエッジでは，冷却孔近傍にまでラフト構造の形成が認められた。また，ラフト構造の形成方向もブレード長手方向に平行あるいは垂直と異なることが明らかとなった。そこで，γ'相の形態分布を整理するため，γ'相の形態を立方体状からラフト構造，そ

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

してラフト構造が崩れているものへと5つに分類し，組織分布図を作成した。その結果をFig.9に示す。

γ'相の形態変化は背側に比べ腹側で促進されていることがわかる。背側において，リーディングエッジからトレーリングエッジ近傍にかけての冷却孔近傍ではγ'相は立方体状を保持している。これに対し，腹側のリーディングエッジから7および15mm部においてコーティング層から冷却孔にわたって内部にまでγ'相の形態変化が生じている。一方，腹および背側ともにトレーリングエッジでは形態変化が著しく進展し，母材全ての領域においてラフト構造を形成し，コーティング層近傍ではラフト構造の崩壊が開始していた。

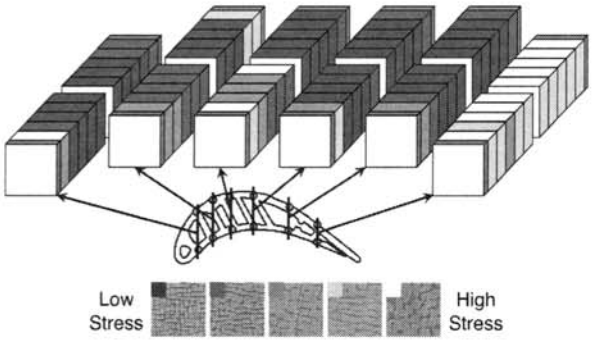


Fig.9 ブレード実機使用材の組織分布図

したがって，ラフト化が生じたコーティング層近傍は腹および背側ともに高温条件となっていることが推察される。また，腹側リーディングエッジより7および15mm部において，母材内部にまで組織形態変化が生じていたことから，冷却孔近傍まで高温にさらされていると考えられる。さらに，トレーリングエッジでは腹および背側，コーティング層から冷却孔近傍にかけて全ての領域においてラフト構造の形成および崩壊が認められ，極めて高い温度条件となっていることが推測される。

4.2 ブレードに負荷される応力方向

コーティング層近傍では，トレーリングエッジを除き，ブレード長手方向に平行な(010)に沿った板状ラフト構造を形成していた。これは，コーティング層と母材との熱膨張係数の差による熱応力および，あるいは母材内の表面近傍と内部冷却孔付近の温度差による熱応力に起因して，ブレード表面に対して垂直方向への引張応力が負荷されているものと推測される。ところが，トレーリングエッジでは観察されたラフト構造は全てブレード長手方向に対して垂直方向，すなわち(001)と平行な板状であった。これは，ブレード長手方向への引張応力，すなわち遠心応力が主として負荷されていたことを示唆している。さらに，表面近傍のみならず，冷却孔近傍にまでわたってラフト化が進展することから，母材が1223K以上の高温で，母材全面にて熱応力以上に引張応力が負荷されていると考えられる。

一方，他の部位における冷却孔近傍ではγ'相が立方体状を保っている。この形状は，冷却が効果的に作用することで形態変化が生じない低い温度環境であったと考えられる。しかし，低温において非常に高い応力を負荷された場合においてもγ'相は立方体状から変化しない。トレーリングエッジにおいて，内部にまで引張応力が負荷されていたことから，極めて高い冷却条件下で母材内部においても大きな応力が負荷されていることも予想される。しかし，立方体状γ'相が形態変化を生じていない部位での応力の大きさおよびその方向の決定は困難である。今後，詳細な応力分布および応力方向の推定には転位下部組織等，さらなる組織因子の導入が必要であると考えられる。

5．結論

本研究では，実機使用した単結晶Ni基超合金の第一段高圧タービンブレードについて，ブレードエアフォイル部先端より約22mmの各部位における(001)および(100)のコーティング層から冷却孔近傍までの詳細な組織観察を行い，γ'相の形状に基づく母材内部の温度，応力分布の推定を試みた結果，以下の結論を得た。

1) ブレードの部位によりγ'相の形態は大きく異なり，背側に比べ腹側でγ'相の形態変化が大きい。

2)腹側リーディングエッジより7および14mm部では冷却孔近傍にまでγ'相の形態変化が生じていた。

3)トレーリングエッジでは腹および背側ともに母材全面でラフト構造の形成が認められた。その形成方向はブレード長手方向に対し垂直方向の(001)と平行であった。一方，他の部位で形成されたラフト構造は(010)と平行な板状であり，部位によってラフト構造の形成方向が異なる。

4) トレーリングエッジではブレード長手方向の引張応力が主応力として負荷されるのに対し，他の部位でのコーティング層近傍では熱応力によるブレード内部方向への引張応力が生じていると推測される。

5)以上の結果より，同一断面においても負荷される応力の大きさとその方向および温度分布は大きく異なることが明らかとなった。

参考文献

1) 松岡増二：航空工学講座 7 ジェットエンジン，日本航空技術協会編，東京，(2003)，p.62.
2) H. Harada：学振123委研究報告，Vol.48, No.3(2007), pp.357-363.
3) 柴崎倫男，村雲岳郎，小泉裕，大沢真人，原田広史，杉浦重泰，今井八郎：日本金属学会講演概要集，(2002), p.154.
4) 三浦信祐，原田尚樹，近藤義宏：材料とプロセス，

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Vol.11, No.6(1998), p.1104.
5) N. Miura, N. Harada, Y. Kondo and T. Matsuo : Proc. of the 8th Int. Conf. on Mater. for Adv. Power Eng., 2002, (2002), pp.235-254.
6) 原田広史：学振 123 委研究報告，Vol.38, No.3(1997), pp.185-196.
7) 服部　博：学振 123 委研究報告，Vol.38, No.3(1997), pp.247-256
8) 吉岡洋明：学振 123 委研究報告，Vol.48, No.2(2007), pp.365-375.
9) J. K. Tine and S. M. Copley : Met. Trans, Vol.2, (1971), pp.543-553.
10) R. A. MacKay and L. J. Ebert : Proc. of the 5th Int'l Conf. Superalloys '84, (1984), pp.135-144.
11) T. M. Pollock and A. S. Argon : Acta Metall. Mater., Vol.40, (1992), pp.1-30.
12) V. Sass, V. Glatzel and M. F. Kniepmeier : Acta Metall. Mater., Vol.44, No.5(1996), pp.1967-1977.
13) L. Shin, S. Tian, T. Jin and Z. Hu : Mater. Sci. and Eng. A, 418(2006), pp.229-235.
14) N. Miura, Y. Kondo and T. Matsuo : Proc. of 9th Int'l Conf. on Creep and Fracture Eng. Mat. and Structures 2001, (2001), pp.437-445.

謝　辞

本研究は JSPS 科研費 24760589 の助成を受けたものです。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-21

ファンーバイパスダクトの非定常全周流れ解析

*野崎理、山根敬(JAXA)，楠田真也、大庭芳則(IHI)，石山毅(ASIRI)

Unsteady Full-Annular Simulation of Fan-Bypass Duct Flow

*Osamu NOZAKI, Takashi YAMANE(JAXA), Shinya KUSUDA, Yoshinori OOBA(IHI)
and Takeshi ISHIYAMA(ASIRI)

ABSTRACT

It is important to improve the installation loss due to the interaction fan/OGV/strut/pylon of gas-turbine engines. Researches on numerical simulation using unsteady CFD analyses were conducted to predict the potential field disturbance which occurs due to such interaction in the fan duct and to understand its influences on the flowfield of fan and fan duct. In the present paper, several kinds of improvement techniques are compared and evaluated by conducting large-scale full-annular unsteady flow calculations.

Key words: Fan, Bypass Duct, Pylon, CFD, Unsteady flow

1．はじめに

航空機のターボファンエンジンのバイパスダクトの内部には、ファンやエンジンコアを支えるためのストラットやパイロンが存在し、それにより生ずる強い圧力擾乱によりファンの性能が低下する。また、パイロンからの剥離等がバイパスダクトの全圧損失に大きな影響を及ぼす。一方、バイパスダクトの全圧損失を低下させる事はエンジン全体の燃料消費率(Specfic Fuel Consumption: SFC)の低下につながる。JAXA ではクリーンエンジンプロジェクトにおいて、NEDO の環境適応型小型航空機用エンジン研究開発プロジェクトと共同で、数値解析を用いたファン・バイパスダクトの損失低減の研究を行ってきた。ここでは、平成 24 年度末のプロジェクト終了時までに実施した損失低減に向けた大規模全周非定常流れ解析について、得られた結果をまとめて報告する。

2．解析対象

計算対象は図１に示すファンのリグ試験モデルで、図２に示すように、ファン動翼の上流から、OGV、ストラットと下流側のダクトまでとしている。ストラットは周方向に 45° 間隔で配置されており、そのうち 1 枚が厚くて大きなパイロン（以下、大パイロン）に置き換えられ、さらにその 180° 反対側のストラットは薄くて小さなパイロン（以下、小パイロン）に置き換えられている。最初に実施した妥当性評価のための解析では、大パイロンを円柱形状とし（以下、リグ試験パイロン）、試験結果との比較を行った。次の解析においては、最大厚みまではリグ試験パイロンと同形状でその下流はある程度平行な領域を設けた、実エンジンに近い形状（以下、鈍頭パイロン(fat pylon)）とした。

3．解析コード、計算格子、等

流れ解析には、JAXA で開発した CFD コード UPACS[1] をターボ機械向けに改良した UPACS-turbo を用いた。計算機は JAXA の大型計算機(JAXA Supercomputer System: JSS)を用いた。解析はファンの上流で標準大気状態の全圧及び全温、軸方向流入を流入境界条件として与え、パイロンの下流で目標とする作動条件と近い流量となるように静圧を流出境界条件として与えた。乱流モデルは Spalart-Allmaras[2]の１方程式モデルを用いた。

図３に翼、ハブ面等の表面とファン上流及びストラット下流の計算格子を示す。上流、動翼、OGV、ストラット、パイロン及びダクトの各要素毎に領域を分割し、翼、ストラット及びパイロンの周りには O 型格子を生成し、それらの翼素の間はH型格子で接続した。流れ解析においては隣接する領域間で解の接続を行った。回転している動翼格子と OGV 格子の間では、格子点の相対的な位置関係に基づきデータ交換を行った。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

４．解析結果

４．１　格子依存性の評価

本計算に入る前に、最適な格子解像度を選定するために、格子点数が約７千８百万点の細密な格子と約２千４百万点の粗い格子について比較計算を行った[3]。その結果、ファンの全体性能に大きな違いは見られなかったが、図４に示すようにOGV下流で測定した全圧の半径方向分布に明確な違いが現れ、細かい格子を使う事でファンとストラット、パイロン等との複雑な干渉流れが予測可能である事を確認した。これにより、以後は粗い格子は使用しない事とした。

４．２　鈍頭パイロンと改良パイロンの比較

実エンジンに近い形態で、ベース形状である鈍頭パイロン(fat pylon)と、ファンとの干渉の減少を狙った改良型パイロン(long nose pylon)について、流れ解析を実施した[4]。図５及び図６はそれぞれについて、解析結果の全圧等高線を表示したものである。鈍頭パイロンの場合にパイロンの側方に存在している大きな剥離領域が、改良型パイロンの場合では見えなくなっており、改良の効果が現れている。

４．３　小パイロンのコンタリング

改良パイロンにより大パイロン側の流れがかなり改善されたが、図６（ｂ）によると反対側の小パイロン側のケーシング付近に全圧の低い領域が存在しているため、小パイロン側のコンタリングを実施した。図７にコンタリングの無いケース、図８にコンタリングのあるケースについて、(a)ケーシング付近の全圧の展開図と(b)剥離域（軸流速度が負となる領域）を示す。図７で(a)の上側にある小パイロン周辺に全圧の低い部分が(b)の剥離域に相当しているが、コンタリングを施した結果、図８では全圧が回復するとともに剥離域がかなり縮小している。

４．４　OGVのクロッキングとスタガリング

大パイロンと小パイロンの改良により、剥離が抑えられ、ダクト損失が改善されたが、さらなる改善をめざして、OGVとパイロンとの相対位置関係を調節する「クロッキング」、及びOGVの食違い角を周方向に分布させる「スタガリング」を試みた。クロッキングはOGVの格子を一律に移動させることで解析が可能であるが、スタガリングについては、OGVの一枚ずつについて計算格子を生成し直す必要がある。

図９はクロッキングした場合の解析結果の一例で、ミッドスパン付近の全圧の展開図である。このケースではOGVを背面側に３°移動させてあり、OGVの後流がほぼ大パイロンの前縁に衝突する位置関係になっている。これによりパイロン後方で発生していた剥離が抑えられる事が期待されたが、結果的にあまり大きな効果は見られなかった。４°のクロッキングについても解析を行ったが、大きな違いは見られなかった。ただし、スパン方向位置により、OGV後流とパイロン前縁の相対位置関係が微妙にずれるため、最適な形状とするためには三次元設計が必要と考えられる。

図１０も同様にミッドスパン付近の全圧展開図であるが、こちらはスタガリングを実施した例である。パイロン付近の全圧は低めに抑えられているが、全圧の高い領域が周方向（OGVの背面側方向）に移動しており、周方向に一様な分布とはなっていない。

４．５　全圧損失の変化

以上のケースについて、バイパスダクトの中を全圧損失が増加する様子を比較した物を図１１に示す。横軸はバイパスダクトの軸方向位置、縦軸は全圧損失で、バイパスダクト出口における鈍頭パイロンの場合の全圧損失値で無次元化してある。それぞれのケースの詳細な計算条件を表１に示す。

鈍頭パイロンから改良型パイロンを経て小パイロンコンタリングまでは順調に損失が低下しているが、クロッキングに関してはいずれも改良型よりも損失がわずかに増加している。スタガリングについてはOGVを過ぎる時点で急激に損失が増加しているが、唯一、スタガリングの角度を半分にしたケース（Staggering half + contouring）は小パイロンコンタリングとほぼ同レベルの損失となった。

５．結論

ファンの動翼、OGV、ストラット及びパイロンのあるバイパスダクトの全周非定常流れ解析を、パイロンの形状、コンタリング、クロッキング、及びスタガリング等を変えたケースについて実施した。

非常に大規模な計算であるため、十分なケース数について計算を実施できなかったが、実施した解析の範囲内で以下の知見が得られた。

・大パイロンの改良によって、剥離が抑えられ、全圧損失が大幅に改善された。

・小パイロンのケーシング側のコンタリングを行

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

う事によって、その付近の剥離が抑えられ、全圧損失が改善された。

・OGV のクロッキングにより、OGV とパイロンとの相対位置関係を変化させたが、大きな効果は得られなかった。

・OGV のスタガリングは OGV の中で損失を著しく増加させる場合があるが、適切な角度を選定できれば、損失を低下できる可能性がある。

今回は限られたケースについてしか計算が実施できなかったため、特に OGV のクロッキングとスタガリングについて大きな性能向上が得られなかった。しかし、今後計算機の性能がさらに向上し、大規模解析が短時間で実施できるようになれば、さらに詳細なケーススタディを行う事により、最適な設計が可能となる事が期待される。

謝辞

本研究の一部（実験）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による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」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たものである。

参考文献

(1) Yamane, T., Yamamoto, K., Enomoto, S., Yamazaki, H., Takaki, R., and Iwamiya, T., "Development of a Common CFD Platform -UPACS-", in Parallel Computational Fluid Dynamics - Proceedings of the Parallel CFD 2000 Conference, Trondheim, Norway, Elsevier Science B. V. (2000), pp.257-264.

(2) Spalart, P.R. and Allmaras, S.R., "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", AIA-92-0439, 1992.

(3) Ooba, Y., Murooka, T., Yamane, T., Nozaki, O. and Ishiyama, T., "Unsteady Three-dimensional Simulation Research of Fan-OGV-Strut-Pylon Interaction in Japanese ECO Engine Project", AIAA-2011-0979, 2011.

(4) Ooba, Y., Murooka, T., Yamane, T., Nozaki, O. and Ishiyama, T., "Experimental and Numerical Research of Fan Bypass Duct Flows in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project", ASME GT2011-45481, 2011.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

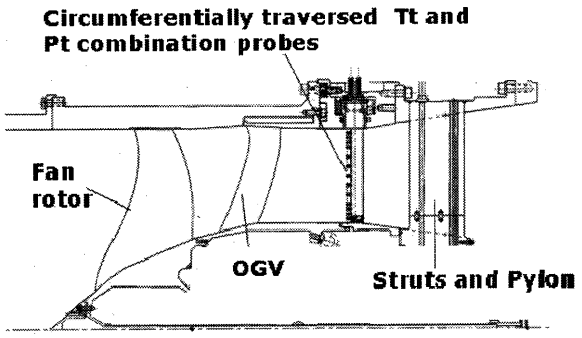


Fig.1 Cross section of fan rig test

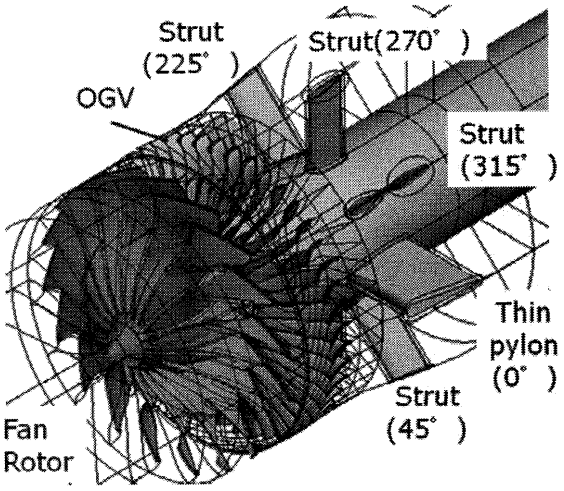
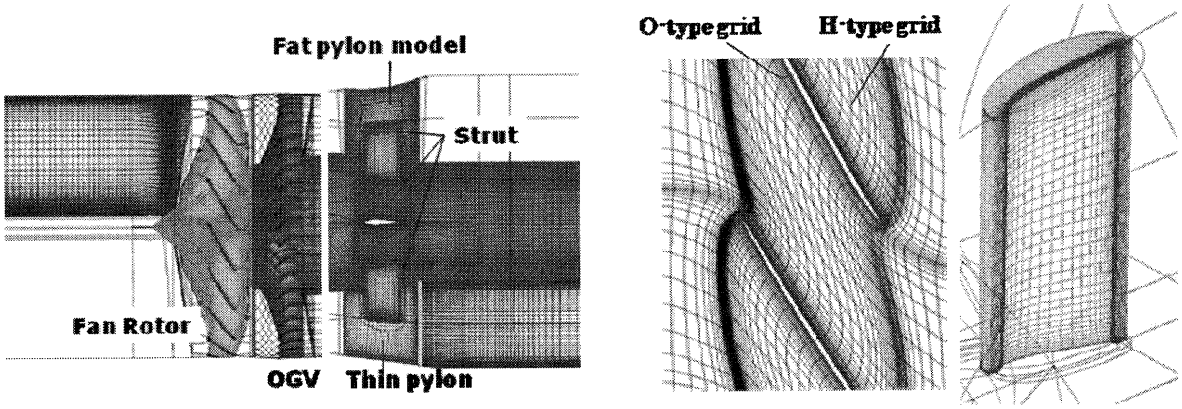
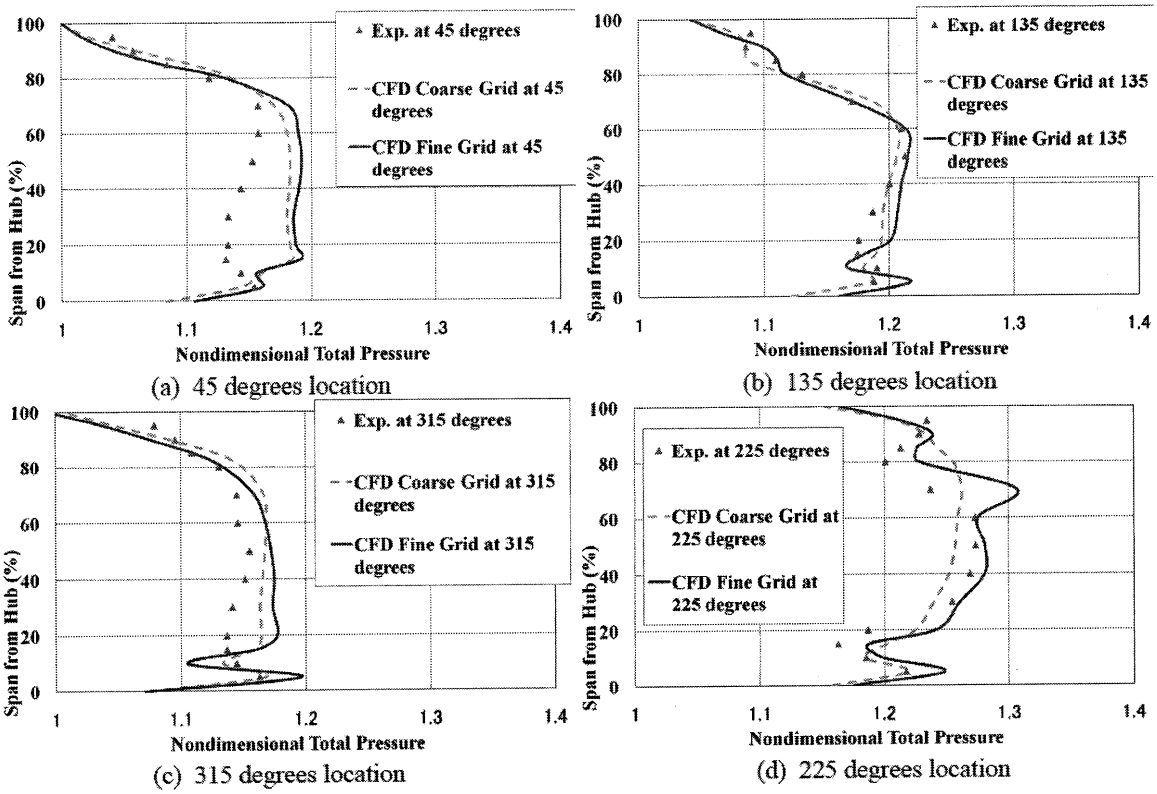


Fig.2 Computational domain



(a) Rotor and OGV (b) Pylon and Strut (c) Rotor (d) Strut

Fig.3 Computational grid

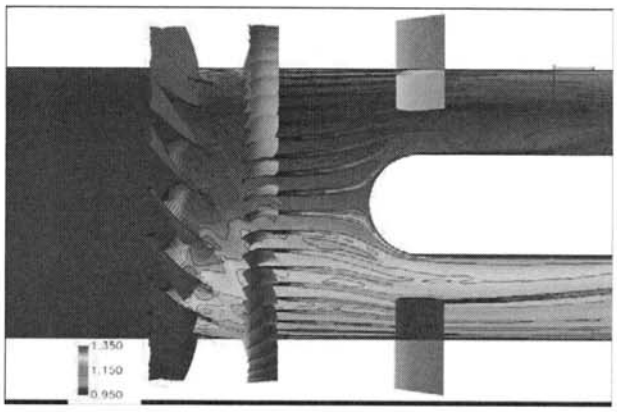


(a) 45 degrees location (b) 135 degrees location

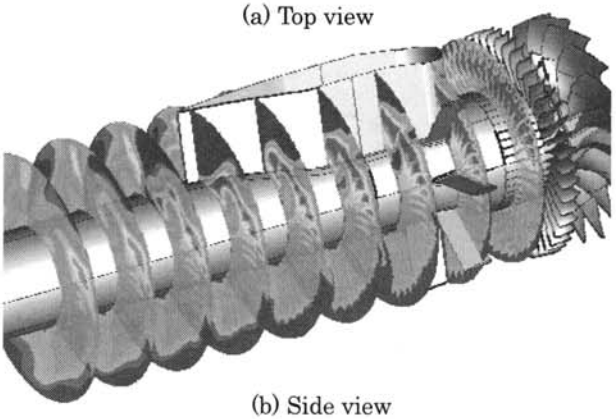
(c) 315 degrees location (d) 225 degrees location

Fig.4 Comparison of spanwise total pressure profile between experiment and CFD

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

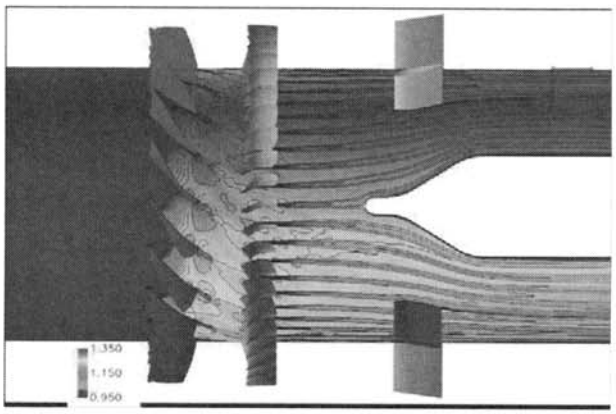


(a) Top view

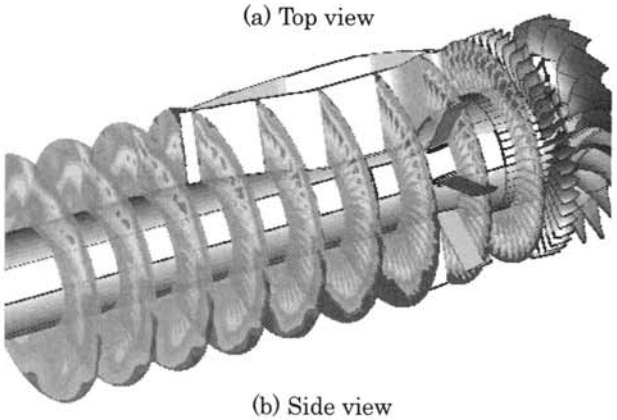


(b) Side view

Fig.5 Total pressure contours with fat pylon

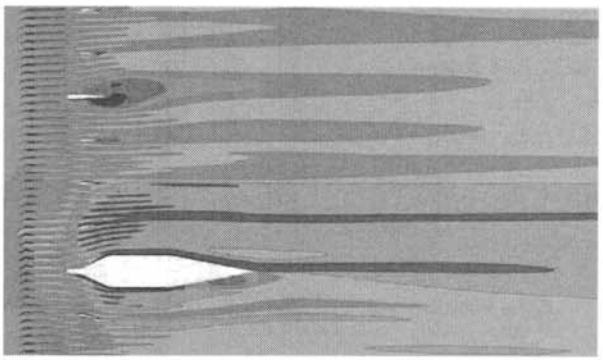


(a) Top view



(b) Side view

Fig.6 Total pressure contours with long nose pylon

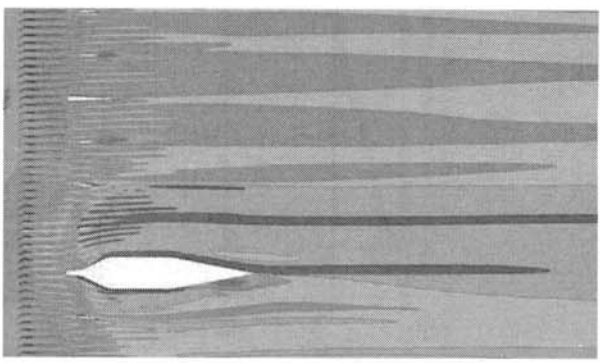


(a) Total pressure contours near casing

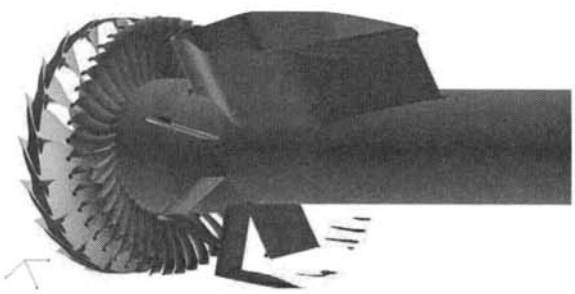


(b) Separating region

Fig.7 Flow without small pylon contouring



(a) Total pressure contours near casing



(b) Separating region

Fig.8 Flow with small pylon contouring

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

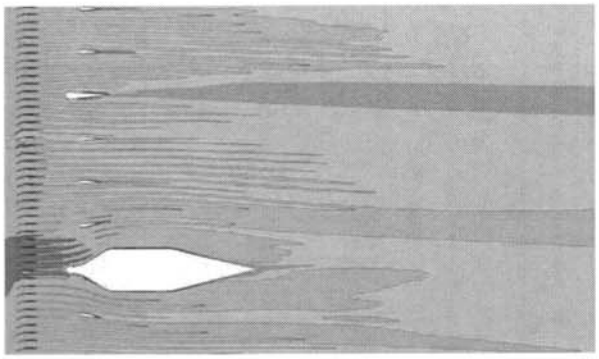


Fig.9 Total pressure with OGV clocking

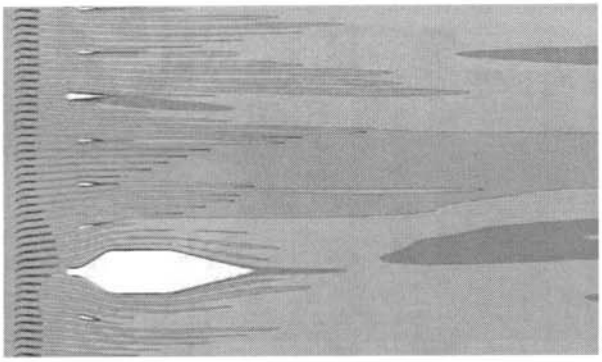


Fig.10 Total pressure with OGV staggering

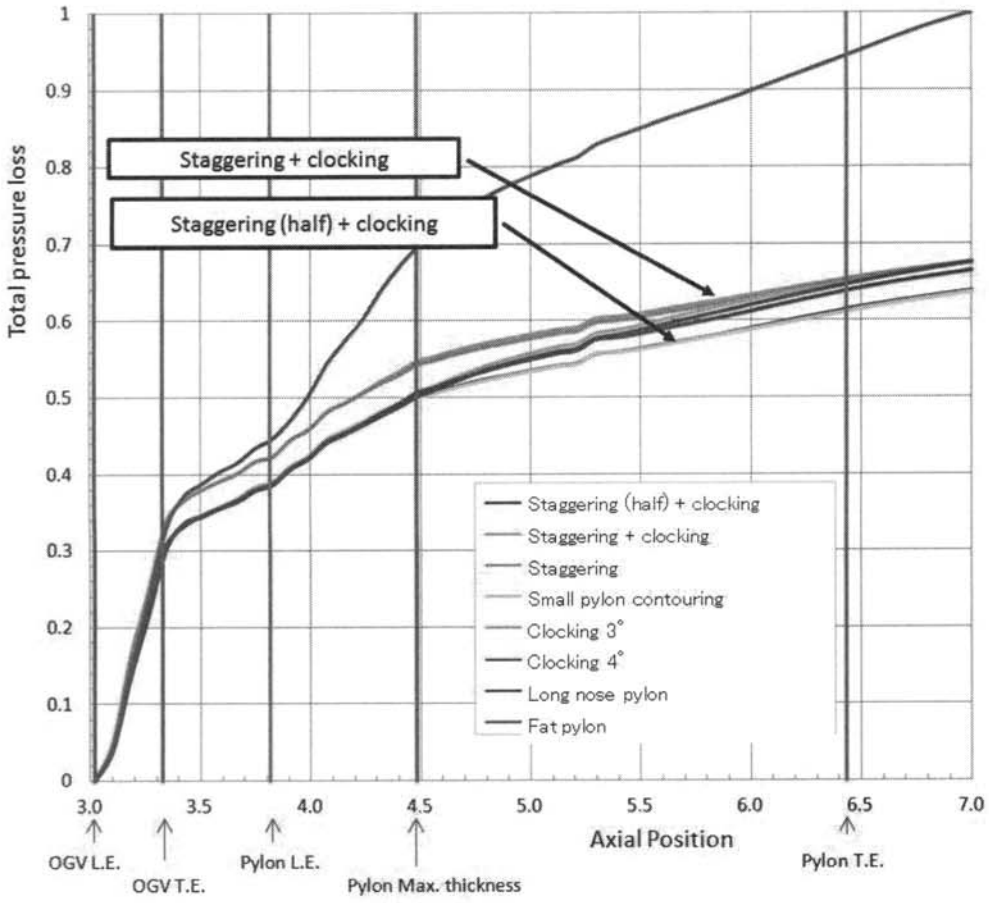


Fig.11 Comparison of total pressure loss

Table 1 Conditions of calculated cases

Title	Contouring	Clocking	Staggering
Staggering half + clocking	○	3.6°	half
Staggering + clocking	○	3.6°	full
Staggering	○	×	full
Small pylon contouring	○	×	×
Clocking 3°	×	3°	×
Clocking 4°	×	4°	×
Long nose pylon	×	×	×
Fat pylon	×	×	×

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】

C-22

低騒音デバイスノッチノズルの推力評価

田中　望，　大石　勉（ＩＨＩ），石井　達哉（ＪＡＸＡ）

The assessment of thrust loss for Notched nozzle

*Nozomi TANAKA, Tsutomu OISHI (IHI), Tatsuya ISHII (JAXA)

ABSTRACT

The Notched nozzle was developed by IHI and JAXA under the ECO/CLEAN engine project. One of the project's goals was to achieve jet noise reduction while not sacrificing efficiency using a typical Chevron nozzle, but without the penalty of thrust loss compared with conventional aircraft engines. One concept of a conventional noise mitigation device involves mixing enhancements into the shear layer between the high velocity jets and external flow, but this produces high frequency noise in addition to thrust loss, additional weight and extra manufacturing cost. The Notched nozzle was developed by lab-scale tests and the use of CFD in order to find the appropriate geometry that will suppress jet noise for all radiated angles without a loss in thrust compared to Conical. The detailed experimental study of the hot jet testing using a micro-gas turbine engine was conducted at JAXA. This paper shows the results of three types of Conical nozzles with distinct effective areas in the hot jet test compared with a Notched nozzle. It is shown that the results of the Notched nozzle give lesser penalties for jet thrust but also jet noise reduction.

Key words: Jet Engine, Jet Noise, Mixing Devices

１．背景

ボーイング 787 に代表される近年の最新民間航空機で脚光を浴びるシェブロンノズルは、航空機のジェット騒音低減のために排気ノズルの出口形状をギザギザにしてジェットの混合を促進させる。このデバイスはジェット下流の音をよく落とすことで知られており[1]，これまでも小型民間航空機用エンジンのコアダクトに用いられてきたが、巡航時の推力損失[2],[3]と高周波音増加[4]の課題は未だ残されている。例えば過去の研究開発に Boeing 社などの行った QTD2(Quiet Technology Demonstrator)[5]ではシェブロンノズルを周方向に不均一にした形態について騒音と推力損失の変化について報告している。

また，研究開発分野においては流体制御を用いたデバイスがテーマとして多く取り上げられており、コラゲーションノズル[6]や、シンセティックジェット[7]、“マイクロジェット噴射[8]などという技術がある。これらはエンジンより抽気した空気を主ジェットに向かって噴き，せん断層を歪曲させ，ジェット騒音を低減させる技術であり、流体制御の利点は一貫して能動制御が可能な点にある。しかし流体を用いた能動制御にはエンジンシステム上の実装の難しさや配管設置や重量増などについても未だに解決しなければならない課題は多い。

本研究では，これまでに様々な形態で研究を行ってきた低騒音化デバイス“ノッチノズル”を主軸にジェット騒音低減に関しての報告[9],[10],[11],[12],[13]を行ってきた。図１に示すノッチノズルは排気ジェットノズル径に対し３～６％程の三角形の切り欠きを周方向に十数点配置した形状となっており，シェブロンと比べて低騒音デバイスと比較して非常に小スケールかつシンプルな構造となっている点が特徴である。ノッチノズルは図２に示すようにせん断層を花弁のように湾曲させることで、強い縦渦を形成させずにジェット騒音源となるジェットと外部流とのせん断応力を弱める効果が確認されている。本論文は、過去に騒音低減効果が認められた改良型ノッチノズルに対し、推力損失について実験的に調査した結果を述べたものである。

２．ノズル性能評価方法

排気ノズルの空力性能を一般化するうえで重要な指標にノズル圧力比（Nozzle Pressure Ratio:NPR）がある。NPR は大気圧 Ps_{amb} とノズル入口全圧 Pt_{nzl_i} の比となる式(1)で定義される。

$$Nozzle\ Pressure\ Ratio:\ NPR = \frac{Pt_{nzl_i}}{Ps_{amb}} \qquad (1)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

また適正膨張を仮定した際のノズル出口マッハ数 M_{nzl_e} は NPR と比熱比 γ である式(2)で示される。理論流量 m_i はノズル出口マッハ数とノズル入口全圧 Pt_{nzl_i} 全温 Tt_{nzl_i}、更にノズル出口面積 A_{nzl_e} により式(3)で示される。

$$M_{nzl_e} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}\left\{(NPR)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right\}} \quad (2)$$

$$m_i = A_{nzl_e}\sqrt{\frac{\gamma}{R}}\frac{Pt_{nzl_i}}{\sqrt{Tt_{nzl_i}}}M_{nzl_e}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}{M_{nzl_e}}^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3)$$

流量係数は式(3)で求めた理論流量と計測流量$\dot{m}$との比で示される無次元量でCdを用いて定義される。Cd は式(4)に示すようにノズル出口（またはスロート）の幾何面積 A_g に対する有効面積 A_e の比を表している。

$$Cd = \frac{\dot{m}}{m_i} = \frac{A_e}{A_g} \quad (4)$$

また、ノズル入口全温度 Tt_{nzl_i} と出口マッハ数により式(5)に示すノズル出口静温 Ts_{nzl_e} を求め、そこから適正膨張を仮定した際の理論速度 V_{nzl_e} を(6)式で求める。この V_{nzl_e} と計測流量$\dot{m}$を用いて、ロードセルによる実推力計測値$\dot{F}$を無次元化した(7)式を推力係数 Cv（速度係数）といい、排気ノズル空力性能を示す指標となっている。Cv は NPR に対する推力特性を良く表し、Cv が 1 に近いほど推力損失は少ない。

$$Ts_{nzl_e} = {Tt_{nzl_i}}\Big/{1+\frac{\gamma-1}{2}{M_{nzl_e}}^2} \quad (5)$$

$$v_{nzl_e} = \sqrt{(\gamma R Ts_{nzl_e})}M_{nzl_e} \quad (6)$$

$$Cv = \frac{\dot{F}}{\dot{m}v_{nzle_e}} \quad (7)$$

本論文において述べる、推力損失は(7)で示される速度係数が変化した際の両者の差として示す。

3．過去の試験における課題と対策

2011年10月に秋田県能代市能代多目的実験場にて JAXA が行った小型エンジン試験[13]においてノッチノズルは図３に示すように側方 540m 線上評価において 1～2PNdB(Perceived Noise：感覚騒音)の騒音低減が全方位で確認された。また、同時に取得した図４に示す推力係数の比較においては、ノッチノズルはコニカルノズルよりも Cv が 0.4～0.9%増加した。しかしこの Cv の増加はノッチノズルのブロッケージによるエンジン出口有効面積の減少がもたらす絞り作動（両ノズルで NPR を一致させた制御を行ったため、ノッチノズルは回転数がコニカルノズルに比べて 0.9%低い状態で静定）が寄与しており、正確な推力損失の評価を行うことができなかった[14]。当時の課題は、ノッチノズルを搭載しても作動が変化しない（有効エリアが一致）状態で推力係数を評価することができなかった点で、これを解決するためにはノッチノズルの有効エリアを定量的に調査し、再設計を行う必要があるが、再度同規模のエンジン試験をトライアンドエラーで行うのはコスト・時間を考えると現実的ではない。そのため JAXA 無響風洞におけるマイクロガスタービンエンジン（JETCAT-P160SX）：以下模型エンジンを用いて試験を行った。試験は数種類の幾何面積をもったコニカルノズルを製作し、フルスケールエンジンのスケールモデルであるノッチノズルを比較した。

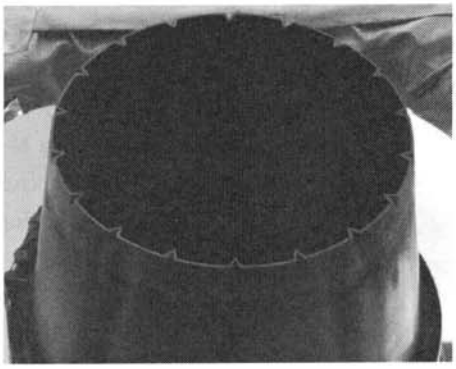


図１．ノッチノズル（小型エンジンに搭載）

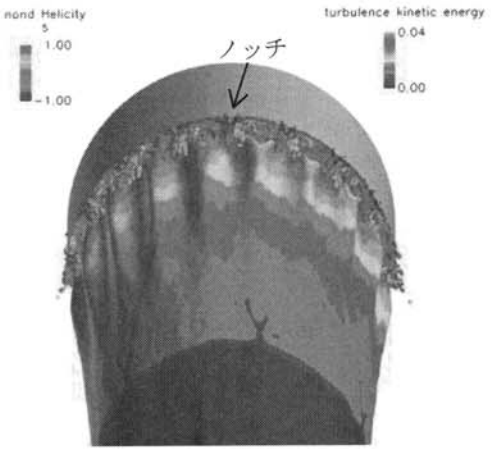


図２．ノッチノズル下流ジェット せん断層湾曲の様子（LES 時間平均結果）

4．試験条件

4.1 供試体仕様

JETCAT 社製 JETCAT-P160SX は JAXA が所有する模型飛行機用エンジンであり、本体重量は約 1.5kg でありながら推力は 160N(16.3kg)であるエンジンで、出口マッハ数を 0.4～0.77 を常用範囲とし

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

JAXA 内無響風洞にて運用した。メカ回転数は125,000rpmを定格とし、排気ガス温度は520~750℃、最大圧力比は3.2である。この模型エンジンに対し上流側にはベルマウス、インテークダクトを、またタービン出口下流には直管テールパイプや計測レークを新設し、レール式の推力架台に設置することで推力と騒音の同時計測を可能にした。供試ノズルはテールパイプの最後部に取り付けることができ、エンジンを取り外すことなく排気ノズルのみが脱着できる機構となっている。

供試したコニカルノズルは表1に示す仕様となっており、ノズル全長は全て同様となっている。出口面積はノズル絞り角を変化させることで、ノッチノズルに対し3種類の出口面積を持ったノズルを製作した。CN50.2はノッチノズルよりも出口面積が約1.2%大きく、CN49.4は2.0%、CN48.6は5.1%ノッチノズルよりも小さくした。また比較のために用いたシェブロンノズルは出口面積がノッチノズルよりも1.6%大きい。これらのノズルの模型エンジンに対するインターフェース径は一致させている。図5に試験で用いたシェブロンノズルとノッチノズルの写真を示す。

表1．供試ノズル仕様

名称	出口直径 (mm)	ノズル長 (mm)	出口面積 A_g(mm^2)	出口面積比 $A_g/A_{g\ notch}$
CN48.6	48.6	40.0	1855.1	0.949
CN49.4	49.4	40.0	1916.7	0.980
CN50.2	50.2	40.0	1979.2	1.012
Notch	49.9(有効)	40.0	1955.6	1.000
Chevron	50.3(有効)	40.0	1987.1	1.016

4.2 計測システム仕様

計測システムは図6に示す。エンジン制御はロータ回転数により制御され、ダクト上流に取り付けられた流量計により実流量を計測する。エンジン入口圧力は入口内径と同じ長さに位置する全圧レーク2本と4ヵ所の周方向壁圧孔から得た。エンジン出口圧力はタービン出口(タービン最終段より 15mm)に全圧・全温レーク、3カ所の壁圧孔を有し、テールコーンの影響を除外するための直管テールパイプ中に設けられたノズル入口計測部(タービン最終段より 75mm)において2本の全圧・全温レークと4ヵ所の壁圧孔から取得されたデータの時間平均値を使用している。推力はビーム型ロードセル共和電業社 LUB-30kB によりエンジン軸方向の変位を電圧として取得し、試験前後に錘により静荷重較正した校正値に基づいて推力値(N)とした。試験再現性として、推力値と空力計測結果から計算された推力係数 Cv に換算すると 0.3%以内の誤差がある。

5．試験結果

5.1 運転山と推力再現性

図7は横軸が運転時の時間経過を示し、棒グラフがエンジンの最大回転数に対する度合い（レーティング）を指す。100%はロータの最大回転数を示す。Idle状態が約28%程度で試験運転は低回転の56%から始めているが、圧力計測精度を鑑みて Cv 評価で使用しているのは77%~85%相当の高いレーティングのものである。また、基準とするノッチノズルの性能は NPR=1.434(85.2%)において評価するものとする。データ処理は各レーティングに対し、2点（同日における1回目・2回目の試験）のデータを取得しそれらを平均した値を用いている。図7に折れ線で示すのは CN49.4 における別日に取得したエンジン入口修正推力であり、良く一致している。

5.2 出口面積の違いによる NPR の変化

図 8 に示すのはコニカルノズル(CN48.6~50.2)に対するレーティング 77~85%の変化である。レーティングを一致させる場合、ロータ回転を制御するために設計値である出口面積に対して面積が大きい CN50.2 は開き作動、反対に小さい CN48.6 は絞り作動するのが一般的である。図 8 の結果は上記を裏付け CN48.6 は NPR が高い(タービン出口背圧が高い)絞り作動であることがわかる。また、その NPR の差はレーティングが変化しても定性的に変わらないことがわかる。このように出口面積はエンジン全体の作動条件に大きく寄与する。

これを踏まえた上で、図 9 に示すように推力係数で比較すると、各コニカルノズルで顕著な差が表れた。絞り作動条件である CN48.6 は全体的に常に Cv が高く、特に CN49.4 に比べて 1.4%程 Cv が高いことが分かった。逆に CN49.4 と CN50.2 の差はあまり見られなかった。つまり3つのコニカルノズル同士の作動の差は均等に近かったにも関わらず、Cv の変化が急激であることから、NPR ではわずかに見える作動の違いが Cv においては大きな変化を及ぼす可能性が高いことが示唆される。

5.3 ノッチノズル・シェブロンノズルとの比較

図 10 にノッチノズル・シェブロンノズルと上述したコニカルノズルとの各レーティングにおける NPR の比較を示す。但し、ノッチノズルとシェブ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ロンノズルは試験レーティングがコニカルよりも高い 88%までを評価した。表1よりノッチノズルの出口面積（ノッチを除いた）は 1955.6mm^2 であるので、単純に CN50.2 と CN49.4 の中間にあたるが、ノッチノズルは CN49.4 と CN48.6 の間に分布していることがわかる。つまりコニカルノズルの出口面積を変化させた際の傾向とは異なり、ノッチより絞られることがわかった。

また、シェブロンは CN50.2 よりもわずかに開き作動をしており、表1の 1987.1mm^2 からも CN50.2 より大きいため妥当な結果と言える。シェブロンの鋸形状はノズル出口の外側に形成されているため、ブロッケージとしてはノッチよりも小さく、影響が小さいのだと考えられる。

この結果を踏まえ、ノッチノズルの NPR を基準として Cv を示したのが図 11 である。過去の小型エンジンではノッチノズルの Cv が同条件のコニカルノズルよりも 0.9%高かったが、模型エンジンにおいても同様に出口面積が最も近い CN49.4 よりも約 1%高い Cv が得られた。つまり模型エンジンにおいても小型エンジン同様にノッチノズルの推力損失が少ないという傾向を示した。しかし出口面積の大きい順に並べた時、CN48.6 の NPR に近いことがわかる。NPR は出口有効面積によって変化するため、幾何面積では CN50.2 と CN49.4 の間にあるが、有効面積としては CN49.4 と CN48.6 の間に位置することがわかる。

5.4 同条件における推力損失評価

図 11 により CN48.6 から CN49.4 までの NPR 条件でノッチノズルと一致する条件での Cv を補間することができる。図 11 中に示した NPR＝1.43 の一点鎖線はノッチノズルを基準として、Cn48.6 と Cn49.4 によって得られる交点 Cn'が得られる。この Cn'はノッチノズルと等価な有効面積を有するコニカルノズルの Cv である。図 12 では Cn'とノッチノズルを NPR=1.43 において比較した。また、コニカルノズルと比較した際にノッチノズルは Cv がわずかに上回るが、先の試験ばらつきにより Cv は 0.3%前後する可能性が有ることを鑑みると現状の試験精度では完全に断言することはできない。但し、ノッチノズルがコニカルノズルと同等の推力損失であることは小型エンジンの結果を裏付けた。

今後、より多くの試験データを収集し試験不確かさの解析をしていく必要がある。また、この補間を行うためのデータには明らかに点数が足りないため、今回の評価はあくまで CN48.6 と CN49.4 の結果からの類推の域を脱しえない。今後より多くの試験、または CFD での評価を行う必要がある。

6．結言

過去のエンジン試験結果で得られた推力係数においてノッチノズルはコニカルノズルよりも推力係数が高かった結果を検証するために、マイクロガスタービンエンジンを使用し、ホットジェット条件下でのノッチノズルの推力評価を JAXA 無響風洞試験設備で行った。試験結果について以下の実験的知見を得た。

・幾何面積が異なる 3 種類のコニカルノズルについてそれぞれ同修正回転数での推力評価を行い、推力係数に差異が生まれることを確認した。面積が小さい条件においてで推力係数が改善する傾向が得られた。

・ノッチノズルの推力係数が過去にコニカルノズルよりも1%近く高い値だったのはノズル出口に設置されたノッチの微小なブロッケージによりノズル出口での有効面積が減少した。つまりコニカルノズル同様の絞り効果により推力係数が増加していたと考えられる。

・上記の効果を除外したうえで、ノッチノズルの絞り効果に相当するコニカルノズルの条件でノッチノズルに推力損失が見られなかった。

・同条件で比較したシェブロンノズルに対しノッチノズルが低推力損失でシェブロンノズルと同等の騒音低減効果を有することが明らかとなった。

今後は本試験の精度向上を含めたデータの蓄積と共に、エンジン搭載を想定した形状、例えばパイロンやバイファケーションなどを加味したノッチノズルの形状においてより詳細な調査を行う。

謝辞

最後に、本研究の一部（ノッチノズル開発）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による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」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（エコエンジン）を受けたものであり、また当該計測試験は IHI/JAXA 共同研究に於いて、実施されたことを付記する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

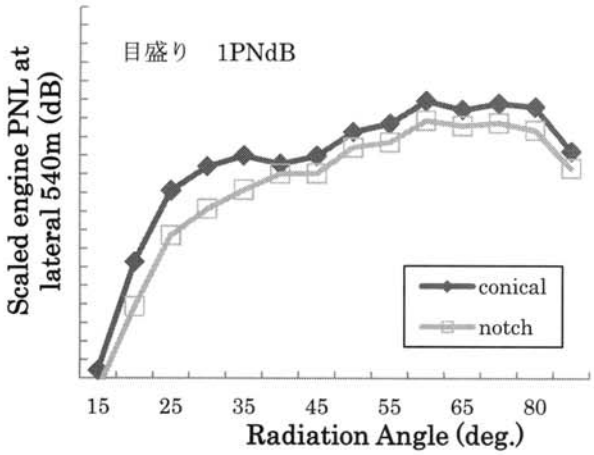


図３．　感覚騒音レベル比較(PNLdB)
NPR=1.436, Farfield

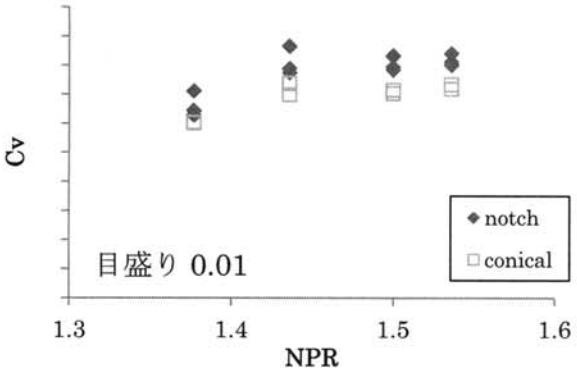


図４．NPR に対する推力係数比較

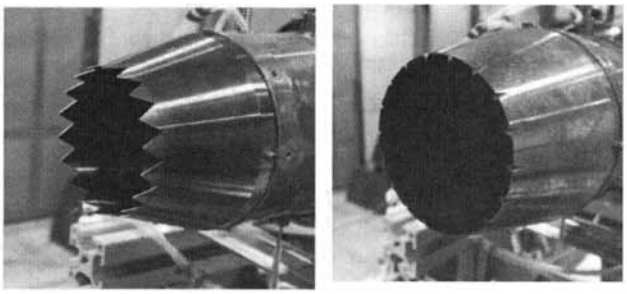


図５．　シェブロンノズルとノッチノズル

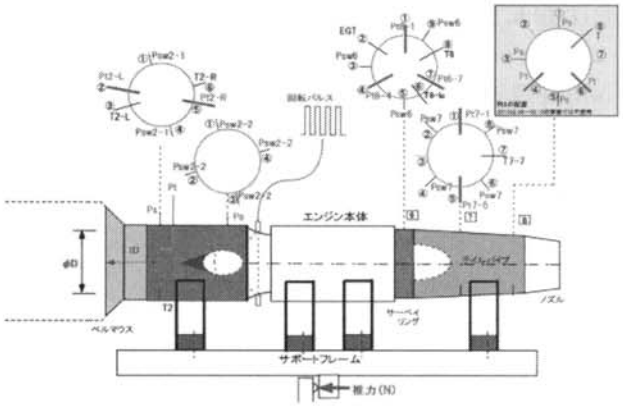


図６．模型エンジン計測仕様

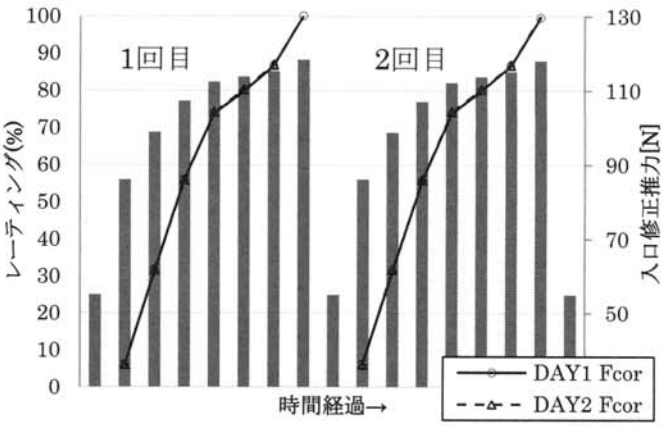


図７．運転山と推力再現性

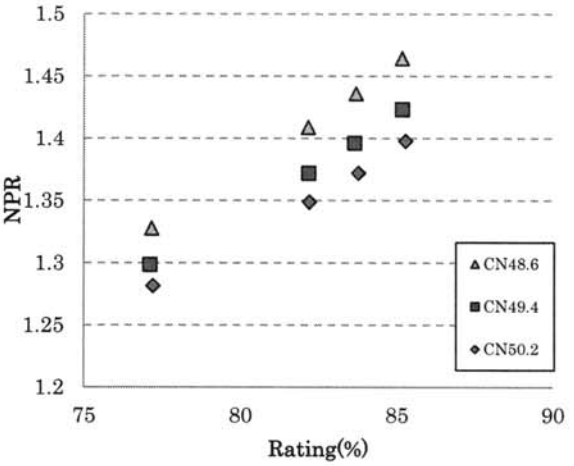


図８．ノズル圧力比の変化

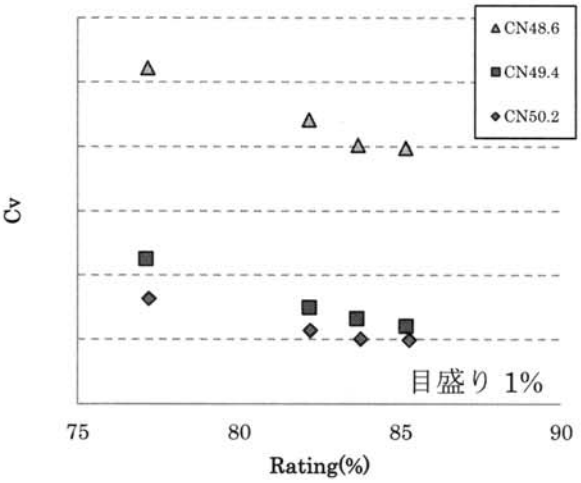


図９．推力係数の変化

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

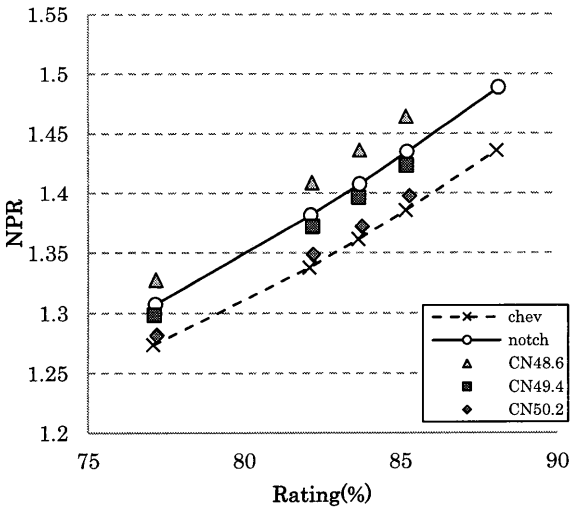


図１０．NPR の変化
（ノッチ・シェブロン）

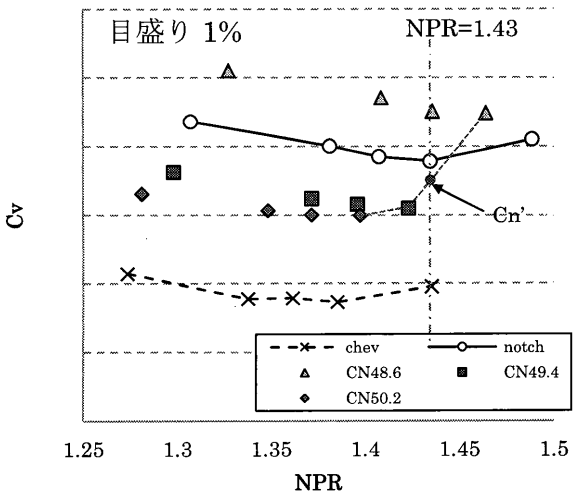


図１１．推力係数の変化

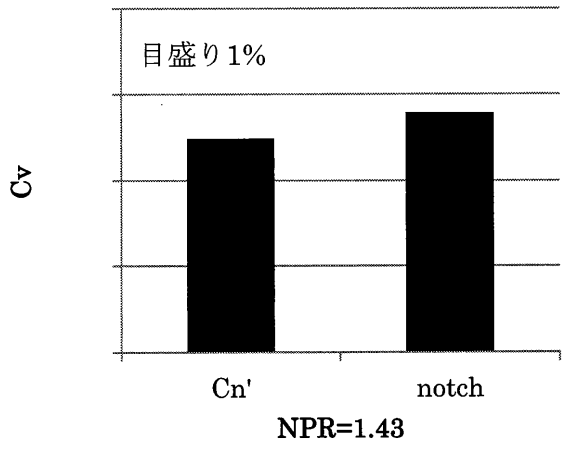


図１２．絞り効果を加味した Cv 比較

参 考 文 献

1) B.Callender, E.Gutmark, “A near-field investigation of Chevron nozzle mechanisms”, AIAA2003-3210
2) S. Martens, “Practical jet noise reduction for tactical aircraft”, GT2010-23699
3) Saiyed NH, Mikkelsen KL, Bridges JE., “Acoustics and thrust of separate flow exhaust nozzles with mixing devices for high bypass ratio engines”, NASA/TM2000-209948,2000
4) J. Liu and K.Kailasanath, etc.“Large-eddy simulation of imperfectly expanded jets from a Chevron nozzle”, AIAA2009-3192
5) Eric Nesbitt, etc., “Flight Test Results for Uniquely Tailored Propulsion-Airframe Aeroacoustics Chevron : Community Noise”, AIAA 2006-2438
6) Russell, W. Powers, “Acoustic Measurements of Scale Models of Military Style Supersonic Beveled Nozzle Jets with Interior Corrugations”, AIAA 2012-2116
7) R. Maury, “Extremum-seeking optimization of fluidic jet-noise control”, AIAA 2009-3132
8) R.Okada,T.Watanabe,”Suppression of Supersonic Jet Noise from Rectangular Nozzle by Microjet Injection: Influence of Main Jet Condition”, ASME GT 2013-95180
9) 石井達哉、生沼秀司他, ジェットエンジンの屋外騒音試験, 日本機械学会 2009 年度年次大会, JSME-2009-MECJ09
10) 田中望,榎本俊治他, Large Eddy Simulation を用いたジェット騒音低減デバイスの評価, 第38回日本ガスタービン学会定期講演会（徳島）、講演論文集,2010
11) N.Tanaka, T.Ishii, “ EXPERIMENTAL AND COMPUT -ATIONAL APPROACH FOR JET NOISE MITIGATI -ON BY MIXING CONTROL DEVICES”, GT2011 -45200, ASME TurboEXPO
12) T.Ishii, N. Tanaka, et.al, “HOT-JET NOISE TEST OF A REVISED NOTCHED NOZZLE”, GT2012-69507, ASME Turbo EXPO
13) T. Ishii, N. Tanaka, “Outdoor jet engine test of notched nozzle (acoustic assessment)”, GT2013-94833
14) 田中望,石井達哉, 実機エンジンを用いたジェット騒音低減デバイスの推力・騒音評価, 第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会（釧路）、講演論文集,2012

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会（那覇）講演論文集，2013.10

【研究報告】 C-23

ファン動静翼干渉騒音の低減に関する数値解析

*賀澤　順一（JAXA），堀口　泰生（ASIRI），難波昌伸（九州大学名誉教授），楠田真也（IHI），野崎理（JAXA）

Numerical Study on Fan Rotor-Stator Interaction Noise Reduction

*Junichi KAZAWA(JAXA), Yasuo HORIGUCHI(ASIRI) , Masanobu NAMBA(Kyusyu University), Shinya KUSUDA(IHI), Osamu NOZAKI(JAXA)

ABSTRACT

Reduction of fan tone noise induced by rotor-stator interaction using leaned stator is analyzed numerically. In our study, fan tone noise generation and propagation around fans are calculated based on unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. Then, fan tone noise propagation through fan duct is analyzed by Linearized Euler Equations and sound pressure level in far field is calculated by Kirchhoff method. Acoustic mode decomposition is conducted to analyze details of acoustic fields around rotor blades. From the results, fan tone noise reduction effect of leaned stator is confirmed by our numerical method. It is revealed that not only the interaction between rotor wakes and stator vanes but also that between rotor blades and acoustic waves propagating to rotor blades is important phenomena for fan tone noise reduction effect of leaned stator.

Key words: Fan, Rotor-Stator interaction, CFD

1．諸言

ファン騒音はジェットエンジンから発生する騒音の要因の一つであり，空港周辺騒音の規制が厳しくなるにつれ，ファン騒音低減は需要な課題の一つとなっている。低騒音ファンの設計を行うには，試験では計測しにくい音場の詳細を知ることが重要であり，数値解析によってファン騒音を精度良く予測できれば，非常に有用なツールとなりうる。

ファン騒音には動静翼列干渉騒音，バズソー騒音，広帯域騒音があるが，本報告では動静翼列干渉騒音の低減について述べる。騒音低減手法としては，静翼を周方向に傾けるリーン静翼を採用した。リーン静翼による騒音低減については様々な研究がなされてきており，低減効果についても実証されている（例えば文献 1)。本研究では，JAXA で開発した数値解析プログラムを用いてリーン静翼によるファン騒音低減効果を模擬することができるかを確認し，音場を詳細に検討することで，ファン騒音低減手法に関する知見を得ることを目的とする。この目的のため，非定常レイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式（URANS），線形 Euler 方程式（LEE）および Kirchhoff 法を組み合わせて，解析対象としたファンの静翼をリーンさせた場合とさせない場合についての数値解析を実施した。数値解析結果から，リーン静翼による騒音低減効果を確認することができ，音場の詳細を知ることができた。本論文ではこれらについて報告する。

2．計算手法および計算格子

数値解析によるファン動静翼干渉騒音の予測については，ファン近傍場を非定常レイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式（URANS）で計算し，得られた結果を用いて線形 Euler 方程式（LEE）でダクト内伝播からナセル出口付近の放射場までを解析する。さらに，LEE で得られた結果から，Kirchhoff 法を用いて遠方における音圧レベルを求める。数値解析プログラムはすべて JAXA で開発されている UPACS を用いており，ファン近傍場では UPACS-turbo を、ダクト内伝播では UPACS-LEE を使用した。kirchhoff 法による遠方場計算は UPACS-LES に付属するツールを使用した。

2.1　数値解析手法

ファン近傍での動静翼列干渉騒音の発生・伝播を解析するために，基礎方程式を URANS とした。空間離散化は 2 次精度 MUSCL スキームで，時間発展はオイラー陰解法にニュートン反復を組み合

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

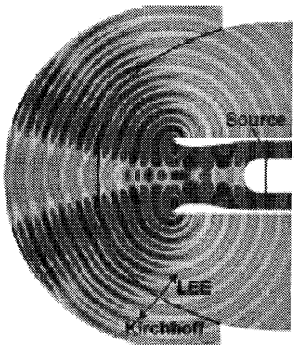


Fig.1 Acoustic Field calculated by LEE/Kirchhoff Method

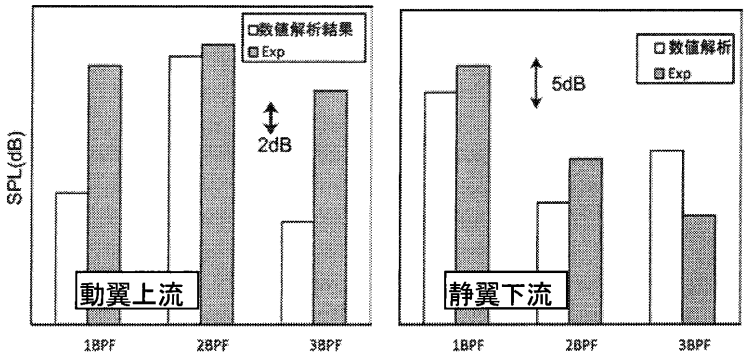


Fig.2 Comparison of Sound Pressure Level between Numerical Results and Experimental Data

わせている。乱流モデルには Spalart-Allmaras の 1 方程式モデルを用いた。

LEE によるダクト内伝播解析では，空間離散化には Kobayashi によって提案された有限体積法に適した 6 次精度コンパクトスキームを採用し，数値振動を抑えるために Gaitonde-Visbal の提案した 10 次精度のフィルターを用いた。時間積分には 4 次精度の Jameson-Baker Runge-Kutta 法を採用した。UPACS-LEE の詳細および検証については文献 2 を，URANS から LEE へのデータの接続については文献 3 を参照されたい。

動静翼列干渉騒音の遠方への放射については，Kirchhoff 法を用いた。LEE での計算領域において Kirchhoff 面を設定し、Kirchhoff 面において物理量の時間履歴を保存しておく。この物理量を用いて観測点における騒音レベルを算出する。図 1 に LEE および Kirchhoff 法で計算した音場を示す。LEE と Kirchhoff 法とが滑らかに接続されていることが確認できる。

2.2 計算格子および計算領域

ファン近傍における計算格子は、翼周りでの直交性の良い格子とするため，翼周りで O 型、それ以外の場所で H 型格子を用いた H+O 型格子を採用した。URANS で採用している空間 2 次精度スキームの場合，これまでの検討から，解析対象とする音波の波長に対して 20～30 点程度の格子点が必要となる。また， LEE では高次精度スキームを用いているため，解析対象とする波の 1 波長あたりに格子点が 10 点から 15 点程度あれば良いと言われている。URANS・LEE ともにこれらに合わせた格子密度とした。また，翼周りで発生した音波の反射を防ぐために，入口・出口を音源から遠ざけて配置したうえで，軸流方向格子密度を粗くしたバッファー領域を設けて波を減衰させている。

3．エコエンジンファンリグでの検証

これまで著者らは ESPR プロジェクト[4]にて計測されたファン下流での計測結果との比較によって検証を行ってきており[5]，ファン下流では試験結果との差が最大で 10dB 程度であることが確認できている。しかしファン上流における動静翼列干渉騒音については ESPR プロジェクトでは計測されておらず，検証は行っていない。そこで，ファン上流および下流での計測データが存在するファンリグでの検証を実施した。解析対象はエコエンジンプロジェクトにて実施された，ファン騒音計測用リグである。このリグは動翼 20 枚，静翼 30 枚から成っているが，数値解析では周期境界を用いて 1/10 セクターを計算領域とした。翼端隙間は無しとし，ハブおよびケーシング壁はすべり壁条件，翼面は粘性壁条件とした。計算条件は動静翼列干渉騒音が支配的となる着陸条件とした。得られた計算結果から，動翼通過周波数(Blade Passing Frequency : BPF)とその高調波成分を抽出して音圧レベル（Sound Pressure Level : SPL）を算出し，計測結果と比較した。図 2 に動翼上流および静翼下流での 1BPF から 3BPF の計測結果と数値解析結果との比較を示す。試験結果と数値解析結果とで動翼上流で最大 8dB 程度，静翼下流で最大 5dB 程度の差が生じていることがわかる。この原因としては翼端隙間の有無など数値解析と試験での流れ場の相違が考えられる。これについては今後詳細に調べる予定である。

4．エコゼロハブファンにおけるファン騒音低減

ファン騒音低減手法としてリーン静翼を選択し，数値解析によって，ベースとなるファンに対して静翼をリーンさせた場合にどの程度ファン騒音が低減するのかを見積もることとした。ベースとなるファンにはエコエンジンプロジェクトで開発されたゼロハブファン動静翼を採用した。図 3 にゼ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

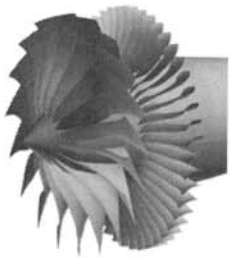


Fig.3 ECO Zerohub Fan

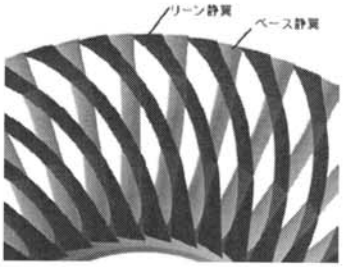


Fig.4 Leaned Stator

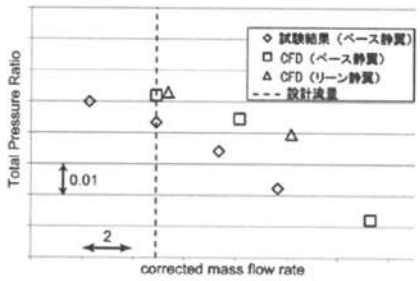


Fig.5 Performance Curve

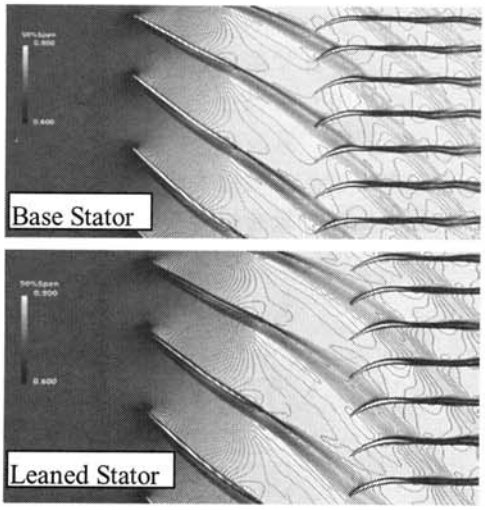


Fig.6 Total pressure Contours on Mid-Span Plane

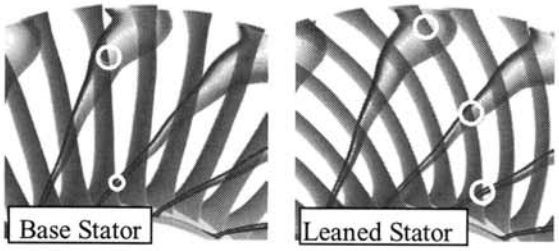


Fig.7 Interaction between Rotor Wake and Stator Vane

ロハブファン動静翼を示す。このファンでは空力性能に関する試験のみが実施されており，騒音計測は実施
されていない。動翼 18 枚，静翼 45 枚から成っているが，数値解析においては周期境界条件を用いて 1/9 セクター（動翼 2 枚，静翼 5 枚）で計算を行った。3 章での検証計算と同様，翼端隙間をなしとし，ハブおよびケーシング壁はすべり壁条件，翼面は粘性壁条件とした。解析条件も 3 章と同様に着陸条件とした。

図 4 にリーン静翼を示す。比較としてベース静翼を表示してある。静翼をリーンさせたことによる効果のみをみるため，翼型はそのままで積重軸をリーンさせた静翼とした。

4.1 流れ場解析結果

図 5 にベース静翼とリーン静翼での流量-圧力比の関係を示す。ベース静翼での試験計測結果も載せた。空力性能予測としては試験と比較して圧力比が 1%以下の差となっており，精度良く流れ場を模擬できていると言える。ベース静翼とリーン静翼での性能差はほぼないと言える。一般的にリーン静翼では 2 次流れの影響が強く空力性能が低下すると言われているが，本計算ではハブおよびケーシング壁をすべり壁条件としているために 2 次流れが発生せず，リーン静翼でも空力性能が低下しなかったと考えられる。空力性能と低騒音化の問題は今後取り組んでいく予定である。

図 6 にミッドスパン断面におけるベース静翼およびリーン静翼の全圧分布を示す。半径一定断面での流れ場についてはベース静翼とリーン静翼でほぼ差が見られなかった。図 7 にファン前方から見た動翼後流と静翼の位置関係を示す。動翼後流の形はいずれの静翼形状でも同様であるが、この後流と静翼前縁との位置関係は大きく異なる。リーン静翼においては，図 7 に示すように，動静翼列干渉騒音の音源となる動翼後流と静翼との干渉点がスパン方向に増えることによって、静翼スパン方向に位相の異なる音源がベース静翼よりも多く存在することとなり、音源同士が干渉して動静翼干渉騒音が低減されると言われている[1]。

4.2 リーン静翼による騒音低減効果

URANS/LEE/Kirchhoff を組み合わせた数値解析によって、図 8 に示すような、ベルマウス入口を

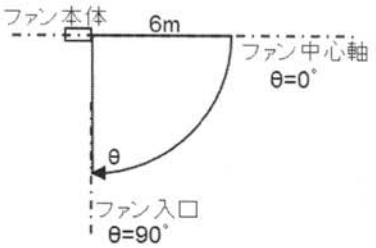


Fig.8 Measurement Position at Far Field

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

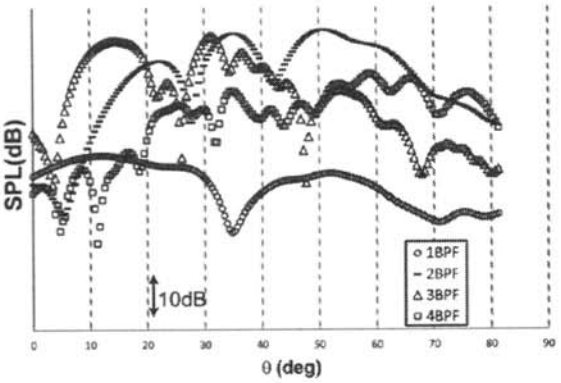


Fig.9 Sound Pressure Level (Base Stator)

中心とした半径 6m の円弧上での音圧レベル（Sound Pressure Level：SPL）を求めた。図 9 にベース静翼の場合の結果を示す。2BPF および 3BPF の音圧レベルが高いことがわかる。また，2BPF，3BPF ともに θ =20° から 60° の範囲に指向性を持っていることがわかる。図 10 に図 9 と同じ計測位置での 1BPF から 4BPF のベース静翼とリーン静翼での音圧レベルを示す。周波数および θ によってはベース静翼よりもリーン静翼で音圧レベルの高いところがあるが，全体的にリーン静翼の方が SPL は低くなっており，リーン静翼による騒音低減効果を算出することができている。騒音低減量は最大で 10dB 以上であり，3 章で述べた計算精度以上となっていることから、有意な差が得られていると言える。図 11 に動翼近傍からベルマウス入口付近までの 2BPF の波面を示す。ベース静翼と比べてリーン静翼で音波が弱いことが確認できる。これらの結果より，本解析手法でリーン静翼によるファン騒音低減効果を模擬できていることが確認できた。

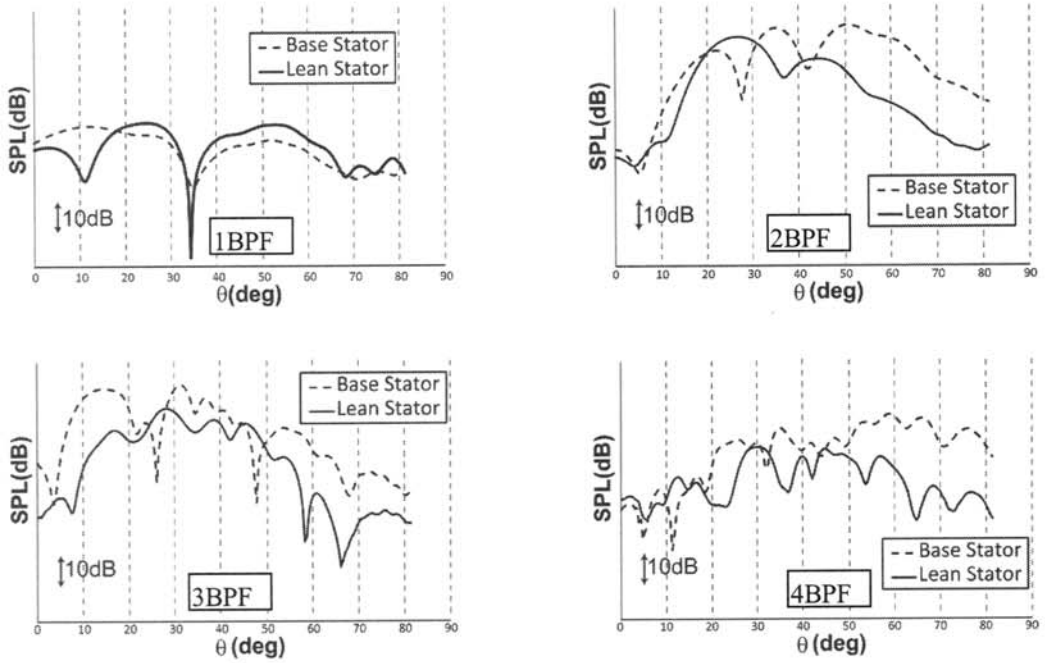


Fig.10 Comparison of SPL between Base Stator and Leaned Stator

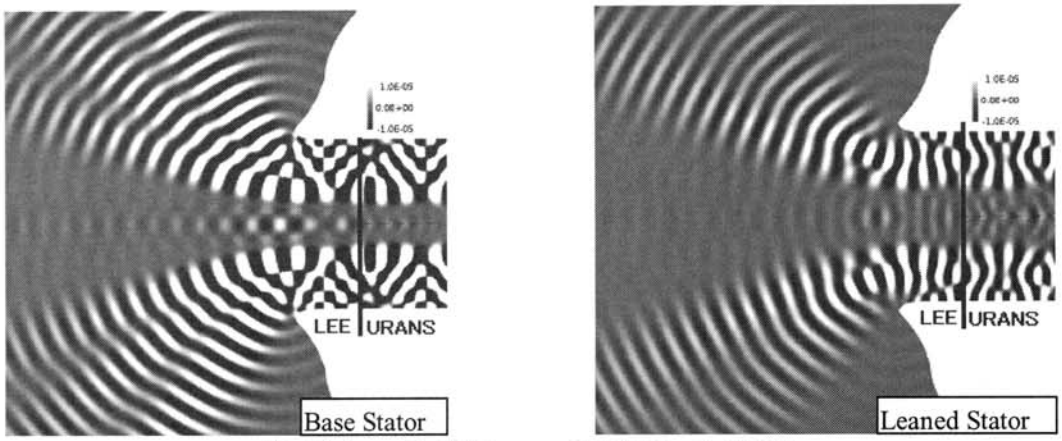


Fig.11 Acoustic Fields around Bell Mouth (2BPF)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

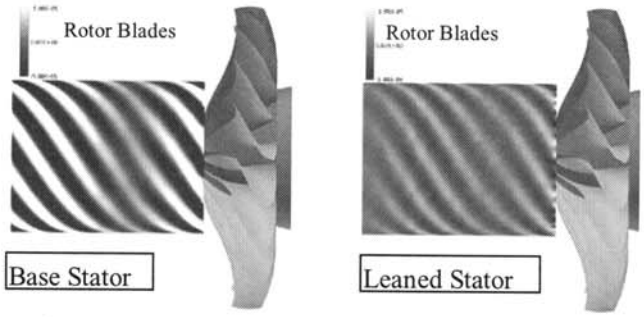


Fig.12 Acoustic Fields in Upstream Region of Rotor Blades (Mid-Span)

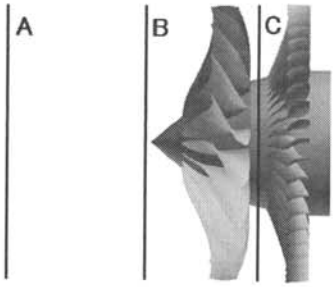
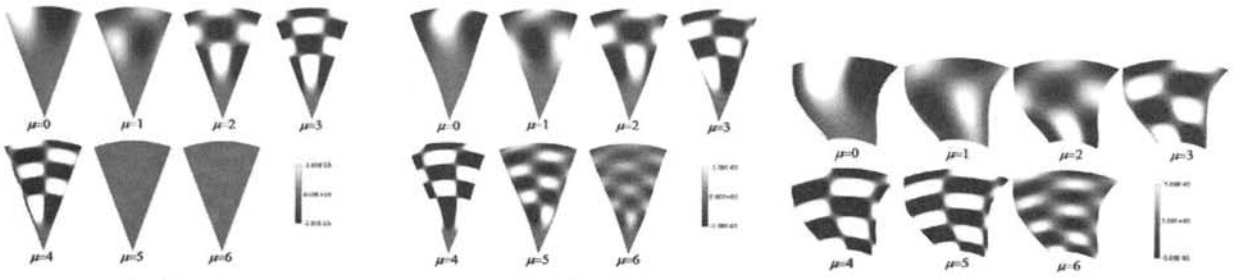
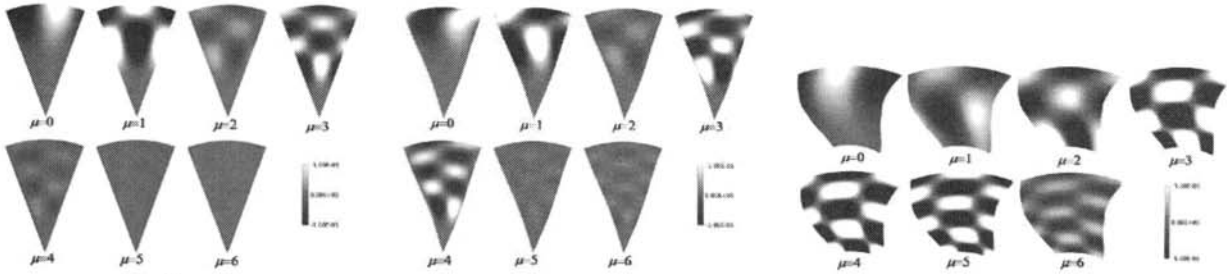


Fig.13 Position for Visualization of Radial Mode



Position A　Position B　Position C

Fig.14 Radial Mode (Base Stator, 2BPF, m=-9)



Position A　Position B　Position C

Fig.15 Radial Mode (Leaned Stator, 2BPF, m=-9)

リーン静翼によって音場がどのように変化したのかを詳細に調べた。ここでは最も音圧レベルの高かった 2BPF について述べる。音場を詳細に調べるため，音響モード分解を行った。音響モード分解は、まず 1 計算周期での物理量データの時間履歴を保存しておき，時間に関する FFT を適用して BPF およびその高調波成分を算出する。得られた特定周波数成分に対して周方向に空間 FFT を適用することで周方向モードを求めることができる。周方向モードは周方向に存在する波の数で，動翼と同じ方向に回転している波を正，逆方向に回転している波を負とする。たとえば，周方向の波数が 9 で動翼と同じ方向に回転している場合，周方向モード m=+9 となる。こうして得られた特定周波数の周方向モード分布から，ベッセル関数を用いることで半径方向のモードを算出することができる。半径方向モードは半径方向に存在する節の数であり，半径方向に節のないモードが半径方向モード次数 μ=0，節が 1 の場合 μ=1，…となる。

図 12 に時間方向 FFT を用いて算出した動翼上流での半径一定断面（ダクト半径の 50%位置）での 2BPF の波面を示す。リーン静翼の方がベース静翼よりも振幅が小さくなっている。また，ベース静翼，リーン静翼とも，特定の波面が支配的であることがわかる。この波は動翼回転方向と逆に回転しており，周方向波数が 9 であることから，周方向モード m=-9 の波である。そこで，m=-9 の波について詳細に調べるため，m=-9 を抽出し，得られた結果から半径方向モードを求めた。図 13 に示すような軸流方向一定断面 A（ダクト上流），B（動翼上流側近傍），C（動翼下流）での 2BPF，m=-9 でのベース静翼およびリーン静翼の場合の半径方向モードの波面を図 14 と図 15 に示す。いずれの図においても，C 断面ではレンジが A、B

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

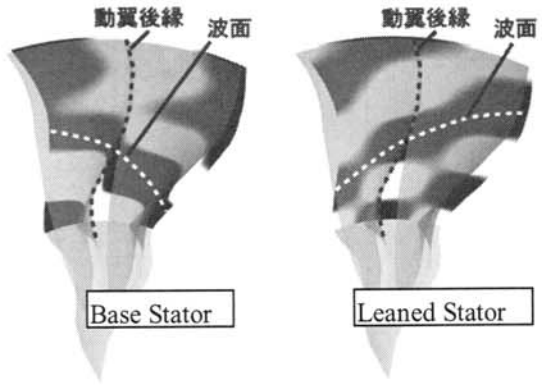


Fig.16 Interaction between Rotor Blades and Acoustic Wave (2BPF, m=-9)

と比べて5倍としてある。Cと比べてAおよびBでは波の振幅が小さくなっていることがわかる。これは動翼下流から入射した波が動翼と干渉したことによると考えられる。Cではμ=0から5までが支配的となっているが，Bではμ=5の波がμ=0から4の波と比べると弱くなっている。Aではμ=5とμ=6の波が大きく減衰しており，この二つのモードはカットオフであると思われる。リーン静翼の場合（図15）のCでの結果を見ると，ベース静翼と比べて全体的に波の振幅が弱く出ていることが分かった。先述のように，リーン静翼による騒音低減は静翼での音源同士の干渉によるものであることから、全体的に騒音レベルが下がったと考えられる。一方でA，Bでの結果を見ると，ベース静翼と比べて波の振幅が大きく低下していることがわかる。これは動翼と音波とが干渉した結果と考えられる。図16にベース静翼とリーン静翼でのm=-9の軸方向一定断面（図13の断面C）での波面を示す。ベース静翼とリーン静翼では同じ周方向モード数でもスパン方向の波の形は大きく異なっていることがわかる。動翼と音波の干渉の仕方が異なることになるため，これによってリーン静翼の場合に各半径方向モードの振幅が大きく低下したと考えられる。

5．まとめ

URANS，LEEおよびKirchhoff法を組み合わせた数値解析手法により，静翼をリーンさせた場合の騒音低減効果について解析を行った。その結果，URANS/LEE/Kirchhoffによって求めたベルマウス入口から半径6mの位置での動静翼列干渉騒音はリーン静翼によって最大10dB以上の低減効果があることが確認できた。また，動翼上流および下流における音場を詳細に比較した結果，リーン静翼では静翼スパン方向に位相の異なる音源が干渉し合うことによる騒音低減と，上流方向へ伝播する音波と動翼との干渉による騒音低減の2種類が存在することが分かった。この2種類の干渉によってリーン静翼ではファン前方への放射場における動静翼列干渉騒音の低減が実現されていると考えられる。

リーン静翼によるファン騒音低減効果を本解析手法によって模擬できることが確認できたため，今後は更に詳細に音場を解析し，動静翼列干渉騒音低減方法を考案していく予定である。

謝辞

本研究の一部（実験）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による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」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たものである。

参考文献

1) Edmane Envia : Fan Noise Reduction : An Overview, AIAA paper, AIAA-2001-0661 (2001)
2) 今村太郎，雨宮和久，榎本俊治，山本一臣：線形オイラー方程式解析コードの構築と複雑形状への適用，日本航空宇宙学会論文集，Vol. 53，No. 621 (2005) pp. 452-460
3) 賀澤順一，堀口泰生，今村太郎，才木一寿，山本一臣，野崎理，土屋直木，大石勉：URANS/LEEによるファントーンノイズのダクト内伝播に関する数値解析，第36回日本ガスタービン学会定期講演会（2008）pp. 100-105.
4) Nakamura, Y. : Japanese Activities on Engine Noise Technology - Focusing on SST and Small Subsonic Aircraft -, AIAA/AAAF Aircraft Noise and Emissions Reduction Symposium, 2005, Monterey, California, USA, http://www.aiaa.org/events/aners/Presentations/
5) 賀澤順一，堀口泰生，才木一寿，山本一臣，野崎理，土屋直木，大石勉：動静翼列干渉によって生じるファントーンノイズの数値解析，日本機械学会論文集B編，Vol.74, No.744(2008), pp.1707-1716

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

編集・発行　©　公益社団法人 日本ガスタービン学会　180　2013. 10

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.