第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

先端技術フォーラム(低炭素)

# エネルギーモデルに基づく将来需給展望

*園山 実（株式会社三菱総合研究所）

# Outlook for Future Energy Supply and Demand using a Energy Model

*Minoru SONOYAMA (Mitsubishi Research Institute, Inc.)

**ABSTRACT**

We use a MARKAL energy model to have a view of Japan's future energy supply and demand facing many challenges. This presentation introduces its methods and analysis examples and describes future challenges and possibilities.

**Key words**: Future Energy Supply and Demand, Energy Outlook, Energy Model, MARKAL

## 1．はじめに

日本が直面するエネルギー問題は日々厳しさを増している。

その要素として、まず、日本が資源を持たざる国であることに起因する資源供給の問題が挙げられる。化石燃料の意図せぬ価格変動、資源ナショナリズムの台頭などをみるに、持たざる国の立場は昨今ますます弱くなっていることは否めない。

それに加え、地球温暖化対策において日本に求められる温室効果ガス削減目標は世界的にも高水準のものとなっている。2009 年 9 月の気候変動首脳会合やコペンハーゲン合意に基づき日本が提示した目標として「90 年比 25%削減」は既に世界に認知されており、世界からはその具体策を求められている。

そのような厳しい状況の中で、2011 年 3 月 11 日に東日本大震災が発生し、原子力発電所の停止などの影響で、日本はかつて経験したことがないエネルギー供給の危機に直面している。現在のエネルギー政策の最優先課題は今日明日のエネルギーの健全な需給を実現することにあるが、それを進めながらも将来を見据えて持続可能なエネルギー需給の姿を描いていくことが求められている。

まさに、かつてないレベルの窮地に追い込まれつつある日本が今後目指していくべき持続可能なエネルギー社会とはどのようなものか、その実現のためにはどんな道筋があり得るのか、その実現に必要な痛みはどの程度であり、どのような役割分担でいけばよいのか、といった重要な命題について国を挙げて考えねばならない時期にきている。

## 2．エネルギーモデルによる需給展望

三菱総合研究所（以下、ＭＲＩ）では以上のような問題認識のもと、線形計画法に基づくＭＲＩエネルギーモデル（MARKAL-JAPAN-MRI）を用いた将来エネルギー需給展望と将来エネルギービジョンの構築を進めている。

本論では、ＭＲＩエネルギーモデルの内容とエネルギーモデルを用いた将来エネルギー需給展望の方法とともに、いくつかのケーススタディについて、その前提条　件や分析結果を紹介する。

エネルギーモデルによるシミュレーションにおいては、一次エネルギーや最終エネルギー消費、エネルギー技術の構成、温室効果ガス削減レベル、エネルギーシステムコスト等見通し等についての分析が可能である。最適化計算はコスト最小化を目的関数としているため、経済原理に任せた成り行きの将来像を描くことが可能であり、前提や制約条件を調整した各種ケースとの差分を取ることにより、追加的な導入技術の内容、追加的に必要なコストを把握できる点が大きなメリットといえる。

## 3．おわりに

エネルギーモデルによるシミュレーションは、我々が考えるエネルギー戦略・ビジョンの妥当性について幅広い視点から検証するのに有効である。

今後は、将来を展望するために十分な精度を確保することに加え、各種前提条件や経済状況の想定について多くの主体との議論を重ねるなど、種々の課題を解決していく必要がある。

これらの取り組みを通じて真の３Ｅ（環境、経済、エネルギー）総合評価を実現することが本研究を担うメンバー一同の悲願である。

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

先端技術フォーラム(低炭素)

# 低炭素社会における天然ガスの役割と水素への期待

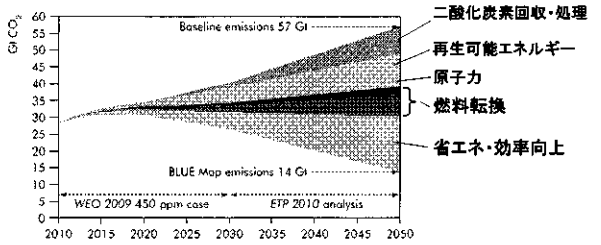
亀山　寛達（東京ガス）

# Role of natural gas under low carbon society and expectation toward hydrogen society

Hiromichi KAMEYAMA (TG)

## 1．はじめに

$CO_2$ 排出削減対策には、２つの時間軸がある。一つは 2020 年に向けた短中期目標を掲げての対策であり、もう一つは 2050 年までに世界の $CO_2$ 排出量を半減（先進国は 80%減）させるための中長期対策である。本講演は、前者の時間軸を考慮した上で、後者の時間軸において考え得うる対策を紹介するものである。Fig.1 に Energy Technology Perspectives 2010 (ETP 2010) で描かれた 2050 年までに世界の $CO_2$ 排出量を半減させるための取組みイメージを示す。ETP 2010 によれば、世界の $CO_2$ 排出量は対策を何もしない場合には 2050 年には 570 億 t-$CO_2$ まで増大してしまう。これを、2005 年の $CO_2$ 排出量の 50%に相当する 140 億 t-$CO_2$ に抑えるためには、省エネ・効率向上と燃料転換を実施した上で、再生可能エネルギー利用量の大幅拡大と二酸化炭素回収・処理（CCS）の実施が必須になるとされている。




出典：Energy Technology Perspective 2010 (IEA)

Fig.1 2050 年までに世界の $CO_2$ 排出量を半減させるための取組みイメージ[1]

## 2．低炭素社会に向けたガス業界のビジョン

低炭素社会実現に向けた短中期（現在～2020 年）対策の中では、天然ガスは燃料転換と効率向上での貢献を期待されている。中長期（2020 年～2050 年）対策における役割はまだ不明確であるが、天然ガスネットワークと組合せた再生可能エネルギー技術や CCS 技術を開発することで、燃料転換と効率向上以上の $CO_2$ 排出削減に貢献できる可能性がある。Fig2. に 2009 年の世界ガス会議 (WGC2009) において示された「低炭素社会に向けたガス業界のビジョン」[2] と東京ガス技術研究所で検討中の中長期対策案を示す。中長期対策案は短中期対策と連続性を持った対策であるべきとの考えから、WGC2009 において示されたビジョンの中の「分散型エネルギーシステムの普及」と「水素社会の構築」をより具体的に発展させたものとしている。

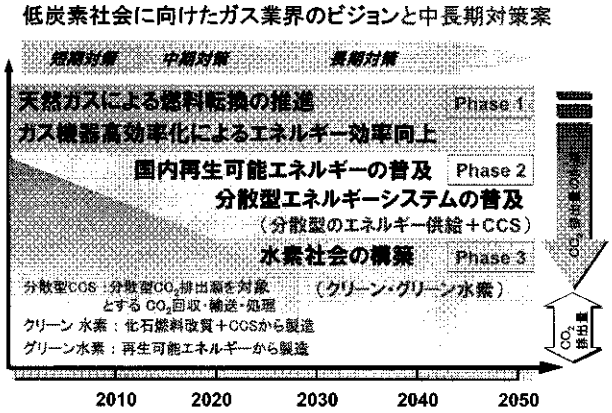



Fig2. 低炭素社会に向けたガス業界のビジョン[2] と中長期対策案

Phase 1 は既に取り組まれている短中期対策である。燃料転換と効率向上による貢献の重要性は中長期においても失われることはない。Phase 2 は国内再生可能エネルギーの利用拡大策である。電力ネットワークと天然ガスネットワークで支えられる分散型エネルギーシステムは、再生可能エネルギーの利用を最大化させるスマートエネルギーネットワークへの進化が期待される。また、この段階では一部において分散型エネルギー供給＋CCS の実現も期待される。天然ガスは化石燃料の中で最も $CO_2$ 排出原単位が低い存在ではあるが、石炭火力発電所が CCS 適用を開始した後には、「化石燃料なのに CCS をしないのか？」という問いに向き合わざるを得ない。分散型エネルギー供給に CCS 技

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

術を付加する試みは、その状況を先取りして克服するための対策となる。Phase 3は中長期対策である。海外のクリーン水素（化石燃料改質＋CCSから製造）やグリーン水素（再生可能エネルギーから製造）を利用することで、天然ガスだけでは達成できないレベルの$CO_2$排出削減に貢献する。特にグリーン水素の活用は海外の豊富で未利用な再生可能エネルギーを日本で活用するための手段であり、再生可能エネルギー利用拡大の発展的対策であると位置付けられる。

## 3．低炭素社会における天然ガスの役割

### 3.1　天然ガスによる燃料転換＋効率向上

従来型のエネルギー利用システムから天然ガスへの転換を図ることで25%の$CO_2$が削減され、高効率バーナーに切り替えることで、さらに30%の$CO_2$排出削減が可能となる。こうした燃料転換と高効率機器の普及を組み合わせた天然ガスの高度利用は、省エネ・省$CO_2$を即効性・経済性のある形で実現する。

火力発電の分野でも、天然ガスの役割は大きい。石炭火力発電が$CO_2$排出削減対策として最も尽力すべきは効率向上とCCS実施であるが、効率向上だけでは$CO_2$排出削減対策として不足し、$CO_2$貯留サイトの確保が困難な発電所においては、LNG火力への代替も検討に値する対策であると言える。

火力発電所の更新時に一部の発電容量を分散型電源で代替する可能性の検討も、効率向上という観点で重要である。Fig3.に分散型電源の発電端出力と発電効率の関係を示す。一定規模以上のガスエンジン・ガスタービンは平均的な火力発電所相当の発電効率を示し、SOFCやMCFCといった高温型燃料電池のタービンコンバインドは、最新鋭のLNG火力発電所相当の発電効率が実現可能である。

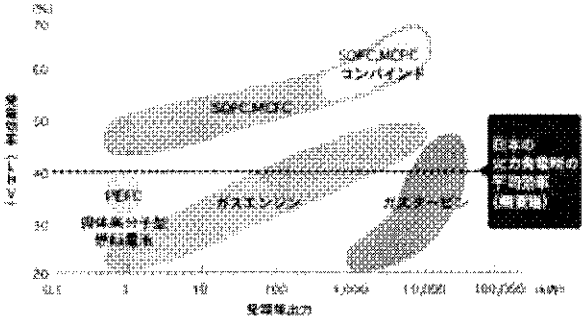



Fig3. 分散型電源の発電端出力と発電効率の関係

これらの原動機をコージェネレーションとして活用する分散型エネルギーシステムは、送電ロスと廃熱ロスの低減によって系統電力の供給のみでは実現し得ない効率向上を実現する。

### 3．2　スマートエネルギーネットワークと分散型エネルギー供給＋CCS

国内の再生可能エネルギー利用拡大は、低炭素社会の実現に向けて最重要テーマとして取り組むべき対策である。風力発電や太陽光発電の変動は出力100%相当の蓄電池を併設させることで抑制できるが、系統電力ネットワークと天然ガスネットワークで支えるスマートエネルギーネットワークによっても抑制できる。Fig4.にそのイメージを示す。住宅設置の太陽光発電の変動は各戸設置の燃料電池と系統電力の調和的制御で抑制し、風力発電や大規模太陽光発電の変動は地冷プラントの分散型電源と系統電力の調和的制御で抑制し、バイオガスの変動は天然ガスネットワークで吸収する。このようなスマートエネルギーネットワークには、変動抑制のための蓄電池設置を最小化しつつ、統合的なエネルギー需給調整による面的な省エネルギー効果の実現が期待できる。

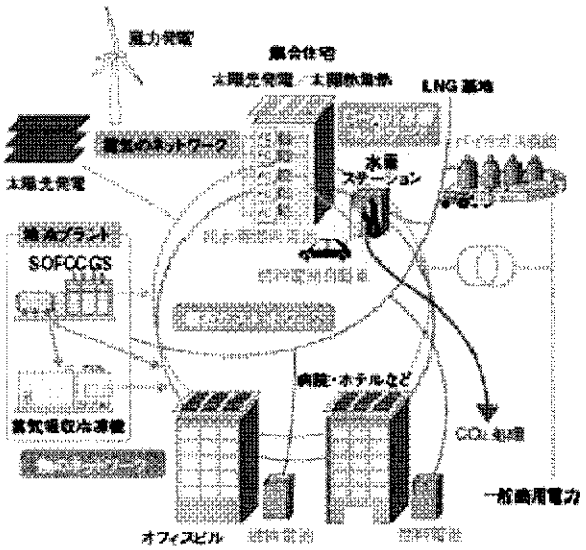



Fig4. スマートエネルギーネットワークによる国内再生可能エネルギー利用最大化のイメージ

当該エリアをさらに低炭素化する必要が出てきた場合には、CCS技術の活用が有効である。Fig5.に東京ガスが運営する$CO_2$回収を伴う水素ステーション実証サイト（羽田水素ステーション）の概観とフローを示す。本ステーションでは都市ガスを改質して水素を製造し、その際に発生する$CO_2$の分離・回収を行っている。

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

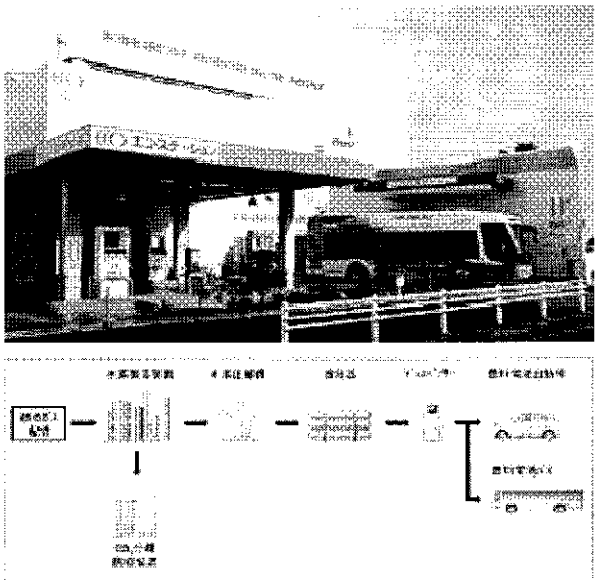


Fig5. 羽田水素ステーションの概観とフロー

水素製造ばかりでなく、分散型電源でも CCS 技術の活用は可能である。燃焼を伴わずに発電する燃料電池は $CO_2$ 回収に最も適した発電方式であり、CCS 技術を付加する高温型燃料電池タービンコンバインドは中長期対策としての革新的な $CO_2$ 排出削減効果を発揮し得る存在として期待される。

## 4．水素への期待

水素は電気と同様に、使用時に $CO_2$ を発生しない 2 次エネルギーである。2050 年に日本からの $CO_2$ 排出量を現状から 80%程度削減するためには、エネルギー最終消費段階での $CO_2$ 発生を可能な限り削減する必要がある。水素エネルギーは、そのような社会を実現する際の有力なツールの一つである。電気と比較して水素が優れている点は、輸送および貯蔵においてロスが発生しないことと、ヒートポンプが利用できない高温度域におけるエネルギー変換効率が高いことである。一方、電気と比較して水素が劣っている点は、エネルギーインフラが整備されていないことと、現時点では水素の製造→輸送→貯蔵→利用の各段階において、発電→送電→蓄電→電力消費よりも設備コストが高くなってしまうことである。

水素エネルギーが最も効果を発揮するのは輸送用分野である。燃料電池自動車（FCV）は従来のガソリン車に比べて燃費を 3 倍に向上させる革新的な省エネルギー技術である。化石燃料をそのままエンジンで利用するのではなく、水素に改質して燃料電池で利用することによって Well-to-Well で 50%程度の $CO_2$ 排出削減が可能となる。さらに、水素製造時の $CO_2$ 発生を削減すれば、輸送用分野における大幅な $CO_2$ 排出削減が可能となる。

2次エネルギーである水素は様々な1次エネルギー源からの製造が可能である。$CO_2$ フリー水素の製造方法としては、化石燃料から改質水素を製造する際に CCS を実施する方法（クリーン水素）と再生可能エネルギーから得られる $CO_2$ フリー電力で水電解を行う方法（グリーン水素）がある。水素エネルギー普及の初期段階では日本国内での水素製造が現実的だが、水素がその魅力を本格的に発揮するのは、海外からのクリーン・グリーン水素輸入が実現する段階である。Fig6. に海外からの $CO_2$ フリー水素調達フローを示す。

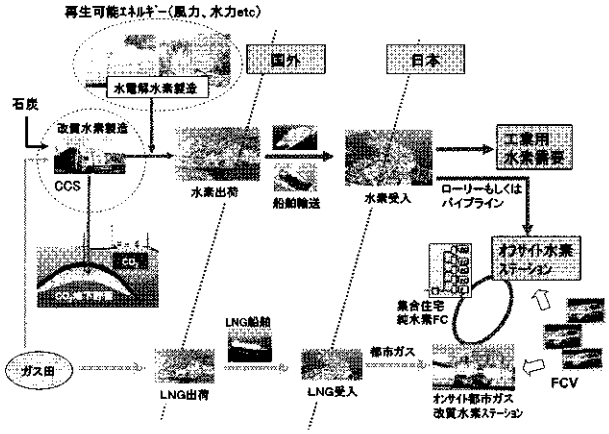



Fig6. 海外からの $CO_2$ フリー水素調達フロー

水素エネルギーを 2 次エネルギーとして利用する社会は、様々な海外エネルギー資源を日本国内において $CO_2$ フリーなエネルギー資源として利用できる社会である。水素エネルギーは、大幅な $CO_2$ 排出削減とエネルギー資源セキュリティ向上を同時に実現する。電力ネットワークに加えて水素ネットワークを普及させることは国家としての大きな判断を必要とするものであるが、その効果としては電力ネットワークだけでは達成できないレベルでの環境制約と資源制約の克服が期待できる。

## 参 考 文 献


1) IEA, Energy Technology Perspectives 2010, Figure ES.1.
2) 市野紀夫、日本ガス協会会長、WGC 2009 Keynote session presentation "Promoting regional cooperation in the Asia-Pacific gas industry, for sustainable development in the region", slide 17.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

先端技術フォーラム(低炭素)

# 石炭火力の CCS レディと CCS 技術開発

*山中　康朗，松山　俊哉，山田　敏彦（株式会社 IHI）

# Development of CCS and CCS-Ready Technologies for Coal Power Plant

*Yasuro YAMANAKA, Toshiya MATSUYAMA and Toshihiko YAMADA (IHI Corporation)

**ABSTRACT**

Coal power plants are important electric power sources in the world, but the main drawback concerning the utilization of coal is CO2 emission per unit calorific value in comparison with other fuels. $CO_2$ Capture and Storage technology (CCS) is one of the key technologies for $CO_2$ reduction of coal power plants emissions. This paper introduces the position of coal resources in the power generation sector, CCS technology and recent activity of IHI.

**Key words**: CCS, CCS-Ready, Coal Power Plant

## 1．はじめに

石炭は世界中に分布し埋蔵量も豊富で燃料価格も比較的安価であることから、特にアジア圏を中心に石炭需要が増加することが予想されている。石炭利用技術のうち，石炭火力は現在の世界の電力需要の重要な位置を占めるエネルギー源であり，今後も発電需要を担う重要な技術であるといえる。

一方で、地球温暖化対策は重要な課題で，温暖化の主要因とされている二酸化炭素（CO2）の排出削減が求められていることから，他の化石燃料に比べ，燃焼過程における単位発熱量当たりの二酸化炭素の排出量が大きい石炭を用いる火力発電設備では，より高効率な技術が求められるだけではなく，発生した CO2 を回収し貯留する CCS（Carbon Dioxide Capture and Storage）技術に大きな期待が寄せられている。

本稿では石炭エネルギーの位置づけと，現在の石炭火力技術状況に言及したうえ，CCS 技術と CCS-Ready および IHI で取組んでいる酸素燃焼技術について記述する。

## 2．石炭の位置づけと石炭火力発電技術

石炭は世界中に広く分布し，経済的に安定供給可能であることから，Fig. 1 に示すように世界の石炭火力は今後も大きく増加する見通しである。このため益々石炭火力からの CO2 排出量削減が必要となっている。 Fig. 2 の各国の石炭火力の発電効率に示すように，日本の石炭火力は最も高い効率を有しており，蒸気条件高温化に代表される高度な技術を実現している。また排ガス中の SOx，NOx も高度な脱硫・脱硝技術により低く抑えており，世界で最も効率的かつクリーンに石炭エネルギーを利用していると言える。

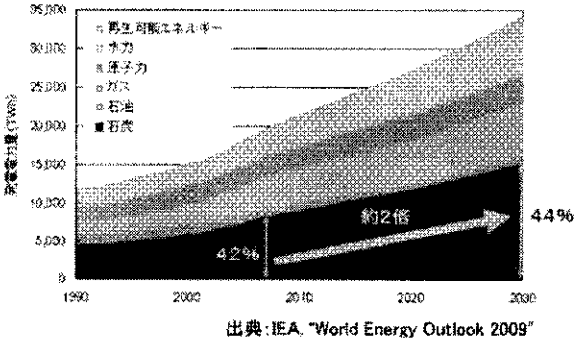



Fig. 1 世界の発電電力量見通し [1)]

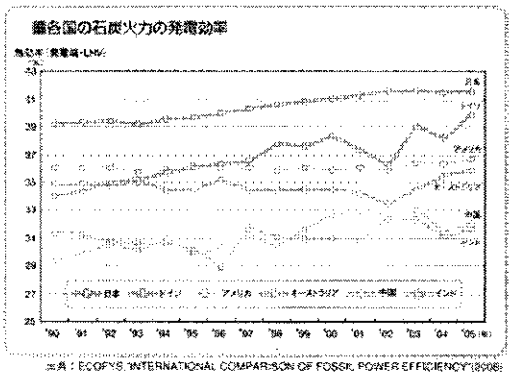



Fig. 2 各国の石炭火力の発電効率 [2)]

## 3．CCS 技術の必要性

石炭火力発電設備の CO2 削減を更に進めるための技術として，CCS の適用技術が期待されており，IEA は 2050 までに世界で 3,400 件の CCS プロジェクトが必要と述べている。そのうち発電部門にお

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

いてはTable.1に示すように2050年までに1,140プロジェクトを必要としている[3)]。

Table.1　発電部門におけるCCSプロジェクト[3)]

| | 2020年 | | | 2050年 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | プロジェクト数 | 発電CCS (GW) | 貯留量 MtCO2/y | プロジェクト数 | 発電CCS (GW) | 貯留量 MtCO2/y |
| OECD 北米 | 17 | 11 | 77 | 250 | 150 | 810 |
| OECD 西欧 | 9 | 6 | 26 | 195 | 140 | 680 |
| OECD 太平洋 | 2 | 1 | 9 | 150 | 85 | 510 |
| 中国・インド | 6 | 3 | 13 | 465 | 365 | 1,785 |
| 非OECD諸国 | 4 | 2 | 6 | 610 | 400 | 1,725 |
| Total | 38 | 22 | 131 | 1,670 | 1,140 | 5,510 |

特に単位エネルギーあたりの炭素数が大きい石炭を燃料に用いる石炭火力は，本質的に CO2 排出原単位が大きいこと等から，EU では 2008 年に CCS 指令[4)]が採択された。本指令において 2015 年以降に新設される 300MW 以上の新設火力発電所に対して Capture Ready 対応を行うことが規定されている。 Capture Ready とは将来プラントに CO2 回収設備を設置できるよう予め計画し，設計することを求めるものであり，石炭火力発電所の CCS 技術ならびに CCS Ready 適用は必須となりつつある。

## 4．CO2 分離回収技術

CCS を実現するための重要な技術である CO2 分離回収技術は，以下の代表的な３方式がある。

・燃焼排ガス方式

燃焼排ガスから、化学吸収液や透過膜を用いて CO2 を分離・回収する方式

・燃焼前回収方式

石炭をガス化し，燃焼前のガス化ガスから CO2 を分離・回収する方式

・酸素燃焼方式

空気から酸素を分離して，純酸素燃焼した排ガスから CO2 を直接回収する方式

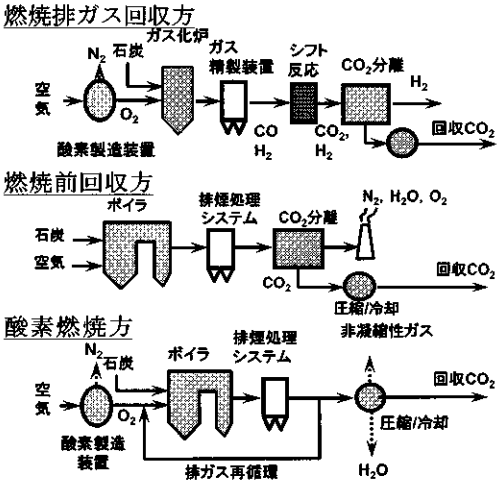



Fig.4 CO2 分離回収技術プロセスフロー図

当社では 1990 年代から，既存技術の組み合わせにより新規開発要素が少なくボイラメーカとしてのノウハウを活かすことができる酸素燃焼技術開発に取り組んできており，現在，既設プラントを対象とした酸素燃焼技術適用実証のための Callide 酸素燃焼プロジェクトに参加している。

## 5．Callide 酸素燃焼プロジェクト

本プロジェクトは、実際の石炭火力発電プラントに酸素燃焼を適用することによる，CO2 の回収から地下貯留までを通じた，一貫プロセスを実証するものである。　対象となるプラントは，豪州クイーンズランド州東部に位置する CS Energy 社保有の，Callide-A 発電所 No.4 ユニットである。発電プラントの概要を Table.2 に示す。　またプロセスフロー図を Fig.5 に示す。

酸素製造装置の新設，ボイラシステムの酸素燃焼化改造，排ガス圧縮・冷却による CO2 回収設備等を設けて，貯留は発電所の西約 250km に位置する候補エリアで貯留を実施する計画としている。

Table.2　Callide 酸素燃焼技術適用プラント概要

| 項　　目 | 内　　容 |
|---|---|
| 名称 | Callide-A 発電所 No.4 ユニット |
| 定格発電出力 | 30MWe |
| 使用石炭 | 山元石炭 |
| 蒸気条件 | 主蒸気流量　：123,410kg/h<br>主蒸気圧力　：4.1MPa<br>主蒸気温度　：460℃ |
| 主要設備 | ミル　3 台<br>バーナ　6 本（前面）<br>FDF/IDF　各 2 基<br>熱交換器　1 基（管型）<br>脱塵装置　1 基（バグフィルタ） |

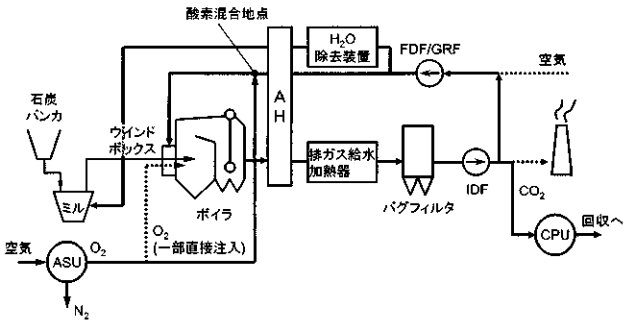



Fig.5 Callide-A 発電所酸素燃焼プロセスフロー図

現在，大容量の酸素燃焼プロジェクトが世界で複数計画されているなかで，本プロジェクトは商

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

用運転を経験した既設プラントを改造し，酸素燃焼技術を適用する世界初のプロジェクトである。特にマルチバーナおよび石炭粉砕機構などが取り込まれているなど，将来の商用プラントと同じ機器構成を有するプロセスで，電力系統に連系した運転を行うことが特徴となる。

本プロジェクトは2008年3月に日豪の参加各社にて，実施母体であるJV（Joint Venture）が組織され，日本からは電源開発（株），三井物産（株），（株）IHIが参加メンバーとなっており，また（財）石炭エネルギーセンターが技術的支援を行う体制で進めている[5]。

現在，酸素燃焼適用の改造工事実施後の空気燃焼試運転を実施中であり，2011年には酸素燃焼実証運転が開始される予定である。

## 6．Callide酸素燃焼プロジェクトでの検証項目

これまで既設設備に酸素燃焼技術を適用するために，酸素燃焼特有の技術的課題について検討し，弊社所有の燃焼試験設備を用いて試験を行って，設計に反映してきた。 Callide酸素燃焼プロジェクトではこれらの設計の検証を行うことで，商用化への技術確立を目指している。 これまでに検討を行ってきた技術的課題を以下に示す。

(1)ボイラ本体

酸素燃焼では火炎温度抑制のため，排ガスを再循環することから $O_2$/ $CO_2$ 雰囲気となり，また空気燃焼と比較してガス流量も低下する。 このため酸素燃焼条件での燃焼・伝熱特性を把握することや，酸素燃焼に適合した，制御方法の確立，および計測の信頼性，長期間運転における機器の耐久性，排ガス中の $CO_2$ 濃度やボイラ効率といった性能の検証・確保が課題となる。

(2)プラントにおける技術的課題

プラントのシステム面においては，酸素燃焼時の運用方法，空気燃焼との運転モード切り替え方法，起動・停止方法など，プラントの安定した運用性を確保する必要がある。また緊急時の動作確認や，酸素の取り扱いにおける安全性を確保する必要がある。

(3)$CO_2$ 回収プロセス

酸素燃焼より発生した排ガスの前処理方法，機器耐久性にかかわる微量成分の除去 $CO_2$ 回収の温度・圧力条件といった，高純度の $CO_2$ を回収するためのプロセス条件検証が課題となる。

## 7．酸素燃焼技術実用化に向けた今後の技術課題

酸素燃焼による $CO_2$ 分離回収システムは，従来の $CO_2$ 回収を行わない石炭火力と比較して，酸素製造動力や $CO_2$ の回収動力が必要になってくることから，所内動力が増加し発電端効率が低下する。

この $CO_2$ 回収にともなう効率低下を抑制するためには，発電プラントの更なる最適化が必要となる。特に蒸気温度の上昇は最も確実な方法であり，現在経済産業省の補助事業で開発が進められており，電気事業者や他のプラントメーカーと共に開発に取組んでいる蒸気温度 700℃級超々臨界圧（A-USC）技術を酸素燃焼に適用することで，亜臨海圧プラント程度の効率で $CO_2$ を回収することできる。 このように酸素燃焼技術による発電プラントからの $CO_2$ 回収をより効率的に実現するためには、蒸気条件向上に代表される高効率化と $CO_2$ 回収が協調していくことが必要となる。

また酸素製造装置や $CO_2$ 圧縮冷却装置の効率化の検討および，$CO_2$ 回収プラントとしての最適化や，$CO_2$ 輸送や貯留側機器および制限などとの最適マッチング検討も必要となる。

これらの課題を着実に解決し，ボイラ・酸素製造装置・$CO_2$ 回収装置を含めた機器・配管などのプロセスやレイアウトを最適化した商用機を実現すべく，設計に反映していく。

［謝辞］

本稿は、経済産業省資源エネルギー庁石炭課、(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構、(財)石炭エネルギーセンター、電源開発(株)、三井物産(株)および CS Energy ら豪州側関係者のサポートを得て実施したことを記し、謝意を表す。

## 参 考 文 献

1) Masamichi Hashiguchi, Progress of New Coal Policy for Global Environment, 2010 APEC Clean Fossil Energy Technical and Policy Seminar, Oct 27, 2010
2) 石炭の開発と利用のしおり，財団法人　石炭エネルギーセンター
3) アジア/世界エネルギーアウトルック 2009　(財)日本エネルギー経済研究所
4) DIRECTIVE 2009/31/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 23 April 2009 on the geological storage of carbon dioxide
5) 電源開発株式会社、株式会社 IHI、三井物産株式会社の各社ホームページ、プレスリリース（2008.3）
6) IEA Technology Roadmap Carbon Capture and Storage, Oct, 2009

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

先端技術フォーラム(燃焼)

# 回転流中における火炎の挙動と安定化

*石塚　悟（広島大学）

# Flame Behaviors and Stabilization in Rotating Flows

*Satoru ISHIZUKA (Hiroshima University)

**ABSTRACT**

A rotational motion of fluids plays an important role in gas turbine combustors. In this paper, flame behaviors and stabilization in rotating flows are briefly presented based on recent studies by the present author. From a fundamental viewpoint, characteristics of tubular flame established in a stretched, rotating flow field and flame movement in a vortex flow induced by the so-called vortex bursting mechanism are presented first, followed by presentation of tubular flame combustion for practical use. Premixed tubular flame combustion with a large-area laminar flame, rapidly-mixed type tubular flame combustion to prevent flame flashback, micro and large tubular flame burners, oscillatory combustion with high frequencies of circumferential acoustic mode, and NOx emission through different routes and their reduction methods are described.

**Key words**: Vortex, Tubular Flame, Limits, Lewis Number, Vortex Bursting, Oscillatory Combustion, NOx

## 1．はじめに

ガスタービンは，旋回流を巧みに操り，高温燃焼ガスの再循環領域で燃焼を安定化することで，長足の進歩を遂げた．以来，高出力化，低騒音化，低NOx化などに関して，数多くの研究と開発が行われている．したがって，旋回流は，まさに，ガスタービン燃焼器の要である．

この旋回流は，流れの３要素，平行，伸張，剛体回転，で構成されるが，中でも回転流の果たす役割が大きい．しかるに，前２者と火炎の関係についてはいろいろと旧知の事実が多いが，回転流と火炎との関係は，あまり研究されているとは言い難かった．

本論では，ガスタービン燃焼器に必須な回転流を取り上げ，回転流中における火炎の挙動，すなわち，定在火炎としての管状火炎[1]と非定在火炎としてのボルテックスバースティングによる火炎の駆動[2]，並びに，これを利用した管状火炎燃焼[3]について，筆者が今まで研究してきたことを紹介する．

## 2．回転流中における火炎の挙動

### 2.1　管状火炎

**2.1.1 火炎外観**　管状火炎は，Fig. 1に示すように，スリットから可燃性ガスを管内に接線方向に吹き出したり，多孔質円筒の外側から内側に向かって吹き出したりすると形成される[4]．Fig. 2は，前者のスワール型管状火炎バーナ内に形成される火炎の外観を示す．

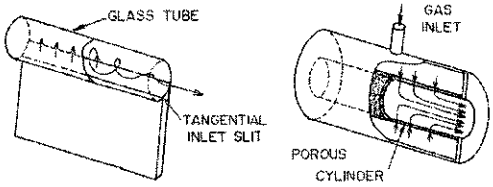



Fig.1 Swirl-type and counterflow-type burners [4]

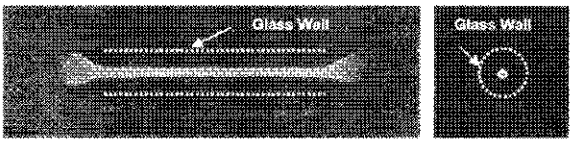



Fig.2 Tubular flame obtained with a swirl-type burner

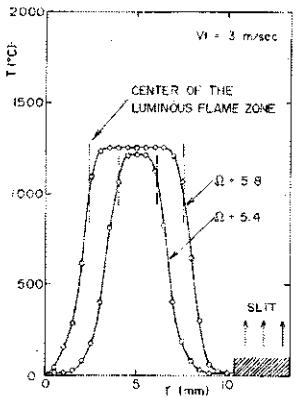



Fig.3 Radial temperature distributions of lean methane/air tubular flames (r = 0, 13.4 mm: wall surface, slit width : 3 mm) [4]

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

**2.1.2 火炎構造**　この火炎は，Fig. 3の半径方向温度分布が示すように，外側は常温の未燃ガス，内側は高温の燃焼ガスとなっており，燃焼ガスはバーナ両端から排出される[4]．また，温度分布の対称性から，高温ガスの放射熱損失は存在するものの，火炎背後(予混合火炎下流側)の熱損失が極めて少ない熱的構造となっている．

**2.1.3 形成限界**　したがって，実際，火炎形成範囲を測定してみると，管径13.4mm という細管内でも，直径10cm の管内を上方伝播する火炎で決定された可燃限界[5]に近い燃料濃度まで火炎が成可能である(Fig. 4[4])．また，内径 30 mm の多孔質円筒を用い，不活性ガスで希釈した場合のピーク濃度(火炎形成可能な最大不活性ガス濃度)も，標準的な方法で得られた値より大きい結果が得られている(Fig. 5[6])．

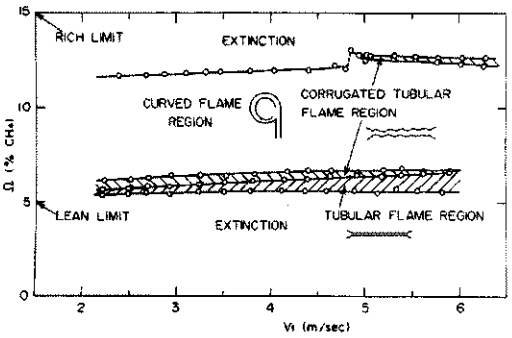



Fig.4 Mapping of the stable flame region for methane

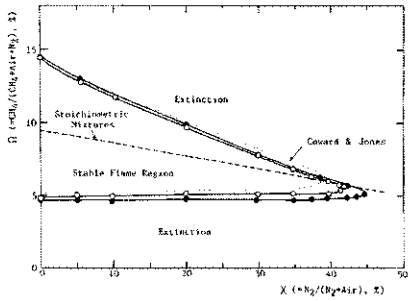



Fig.5 Dilution limits determined with the counterflow type burner

Table 1は，直径の異なる管状火炎バーナで測定された希薄・過濃限界である．Zabetakis[5]の標準的方法で決定された可燃限界近くまで火炎が形成されるばかりでなく，この限界を越えて，例えば，メタンの希薄可燃限界5.0%に対し，内径28mmのバーナでは4.6%のように，火炎が形成される．そのため，消防研究所で，消火剤の性能評価に管状火炎バーナが使用されたこともある[7]．

Table 1 Comparison of the extinction limits determined by the swirl type burners of different inner diameter with the others [1]

| Reference | Method | | $CH_4$ Lean | $CH_4$ Rich | $C_3H_8$ Lean | $C_3H_8$ Rich | $H_2$ Lean |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| This work | Tubular flame (rotating) | $D$ = 13.6 mm | 5.3 | 13.0 | 2.6 | 9.0 | 4.5 |
| | | $D$ = 18 mm | 4.9 | 13.2 | 2.3 | 10.0 | 3.8 |
| | | $D$ = 21 mm | 4.8 | 13.7 | 2.3 | 10.2 | 3.7 |
| | | $D$ = 28 mm | 4.6 | 14.0 | 2.2 | — | 3.5 |
| Ishizuka | Tubular flame (nonrotating) | | 4.7 | 15.1 | 2.0 | 9.8 | 4.2 |
| Zabetakis | Propagating flame | | 5.0 | 15.0 | 2.1 | 9.5 | 4.0 |
| Ishizuka and Law | Binary flame | | 4.8 | 15.8 | 2.0 | 9.7 | 4.1 |

**2.1.4 ルイス数効果**　なお，通常の可燃限界を越えて火炎が形成されるのは，いわゆるルイス数効果による．すなわち，管状火炎は伸張流場に形成されるため，流管を通して熱と物質の移動があり，温度伝導度$\kappa$と物質拡散率Dの比であるルイス数Le($\equiv \kappa/D$)が1より小さい水素やメタンの希薄混合気，および，プロパンなどの高級炭化水素系燃料の過濃混合気では，化学エンタルピーの供給が熱損失量に勝って燃焼が強められ，可燃限界を超えて火炎が形成できるほか，小さな直径の火炎も形成可能となる(Fig. 6[1, 4])．

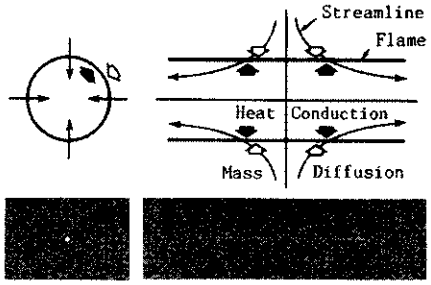



Fig.6 Schematics illustrating the directions of the heat conduction and the mass diffusion of a limiting reactant and the filament-type, threadlike lean hydrogen flame [1,4]

**2.1.5 空気力学的優位性**　一方，内部は高温で，したがって，密度の小さな既燃ガス，外部は常温で，したがって，密度の大きな未燃ガスからなる管状火炎は，回転流中では Rayleigh Stability Criterion[8]より空気力学的にも安定になる．また，スリットから高速で吹き出す混合気のレイノルズ数が乱流域にあっても，未燃・既燃ガスに働く遠心力の違いにより層流化し[9, 10]，連続した層流火炎面が形成される．

Fig. 7は，回転型・非回転型の管状火炎の吹き消え限界を測定した結果で，縦軸は当量比，横軸は半径方向速度勾配である．回転がない場合，吹き出し流速を増加させて半径方向速度勾配を1000s$^{-1}$程度とすると理論混合気であっても消炎するのに対し[11]，回転を加えると吹き消える兆候が全く見られなくなる[12]．すなわち，回転型の管状火炎を利用すれば，タウンダウン比の大きなバーナを作ることができる．

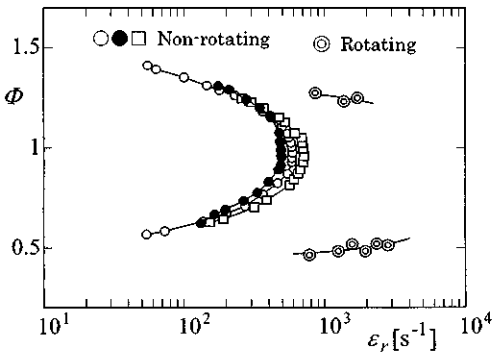



Fig.7 Comparison between the blow-off limits of swirl-type and non-swirl type tubular flames [12]

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

## 2.2 ボルテックスバースティングによる火炎駆動

**2.2.1 ボルテックスバースティング** ボルテックスブレイクダウンとも呼ばれ，バロクリニックトルクによるデルタ翼上の剥離で知られるようになったが，スワール燃焼器での再循環流の発生も，この一種の帰結である．

今，Fig. 8 に示すように，可燃性ガスの渦の中で火炎が形成されたとする．すると，密度が急激に変化するために火炎面前後に圧力差が生じる．未燃ガス，既燃ガスの密度をそれぞれ $\rho_u, \rho_b$，ランキンの組合せ渦を仮定しその最大周速度 $V_{\theta\max}$ とすると，角運動量保存から，渦芯上での火炎面の圧力差は，

$$\Delta P = \rho_u V_{\theta\max}{}^2 \left\{ 1 - \left( \frac{\rho_b}{\rho_u} \right)^2 \right\} \qquad (1)$$

となる．その結果，火炎は未燃ガス側中に引き込まれる形で，言い換えれば，既燃側から未燃側に押される形で移動することになる．これが，ボルテックスバースティングメカニズムと呼ばれる火炎駆動の仕組である[13].

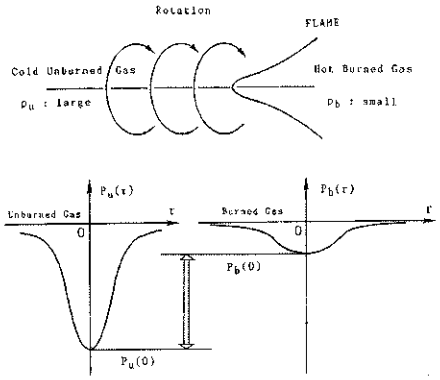



Fig.8 Vortex bursting mechanism [2]

**2.2.2 火炎外観** Fig. 9 は，内径 30mm，長さ 1m のガラス管の一端から旋回をかけて可燃性ガスを吹き出し，開放端で点火したとき，管内を移動する火炎写真である．Fig. 10 は，圧力駆動型ピストンにより可燃性ガスをオリフィスから押し出したときにできる渦輪内を移動する火炎写真である．いずれも，未燃側に凸の形状をした火炎が形成され，渦のない場合の速度以上で移動する．

**2.2.3 火炎速度** 渦輪内の火炎速度と最大周速度との関係を測定した結果をFig. 11に示す．当初，圧力差 $\Delta P$ が，燃焼ガスの運動エネルギー $\rho_b V_f{}^2/2$，あるいは，運動量 $\rho_b V_f{}^2$ に変換され，火炎速度は最大周速度の $\sqrt{2\rho_u/\rho_b}$，あるいは，$\sqrt{\rho_u/\rho_b}$ 倍まで高速になると考えられたが，実際には，最大周速度程度であることがわかった[14]．これは，細かい議論はあるが，火炎面前後で角運動量のほかに軸方向の並進運動量も保存され，高々40cm/s の燃焼速度を無視すると，ボルテックスバースティングにより誘起される圧力差が，未燃ガスの運動量とほぼバランスすると考えた速度になっていることを意味している．

Fig.9 Flame in a vortex flow in a tube

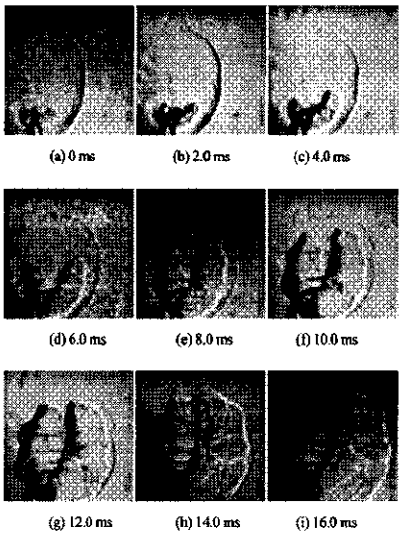



Fig.10 Schlieren sequence of vortex ring combustion

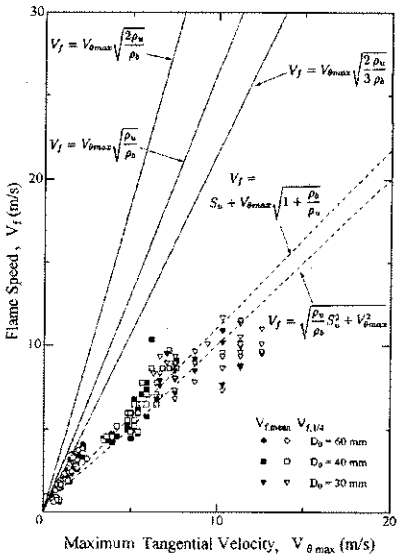



Fig.11 Relation between the flame speed and the maximum tangential velocity [14]

**2.2.4 火炎直径** ところで，ボルテックスバースティングメカニズムで駆動される火炎も，管状火炎同様，伸張流場に形成され，且つ，曲率をもった形状なため，ルイス数の影響を受ける．Fig. 12 は，メタン/空気，プロパン/空気混合気の渦輪内を移動する火炎直径と渦核直径の比の当量比による変化を測定した結果である．メタンでは希薄側，プロパンでは過濃側で，火炎発光が先端にいくほど強くなり，燃焼が強められ，その結果，可燃限界近くまで火炎が維持されるのに対し，メタンの過濃側，プロパンの希薄側では，先端での火炎発光は弱く，かなり可燃限界内の当量比でも駆動不能となる[15].

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

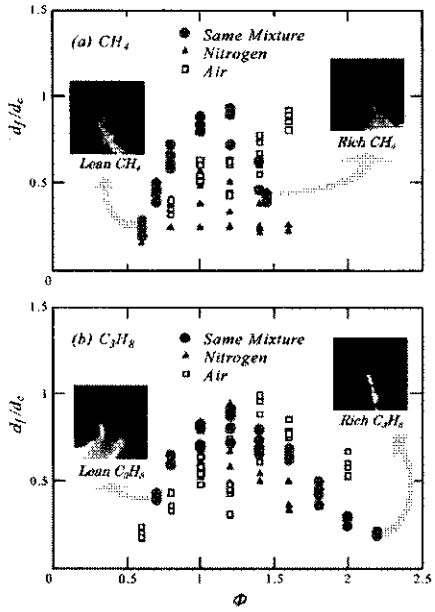



Fig.12 Variations of the flame/core diameter ratio with the equivalence ratio [15]

その結果，例えばプロパンの場合，希薄混合気では，最大周速度の小さな値でも，火炎が太いまま伝播できなくなるのに対し，過濃混合気では，最大周速度の大きな値まで直径の小さな火炎が維持され，その速度は最大周速度より小さいものの，ボルテックスバースティングメカニズムによる火炎の駆動が可能となる(Fig.13).

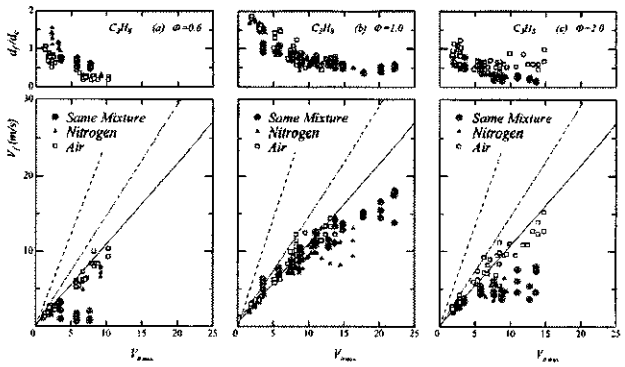



Fig.13 Variations of the flame speed and the flame/core diameter ratio with the maximum tangential velocity [15]

## 3．回転流中での火炎の安定化

### 3.1 管状火炎バーナ

断熱性が高く，空気力学的にも安定な管状火炎の特性を活かし，実用型の管状火炎バーナが開発されている．Fig. 14はそのプロトタイプのもので，一端を閉じて導入スリットを設け，他端は炉に接続する構造となっている．バーナ径は100mm，燃焼管の長さは1000mmである．その結果，火炎面の均一な管状火炎が，希薄混合気から過濃混合気に至る広い当量比範囲・流量範囲で形成され(Fig. 15)，(2)その火炎面積は，体積流量を層流燃焼速度で除した面積にほぼ等しく，また，(3) 火炎温度・燃焼ガス温度がほぼ一様であることが分かった [3, 16, 17].

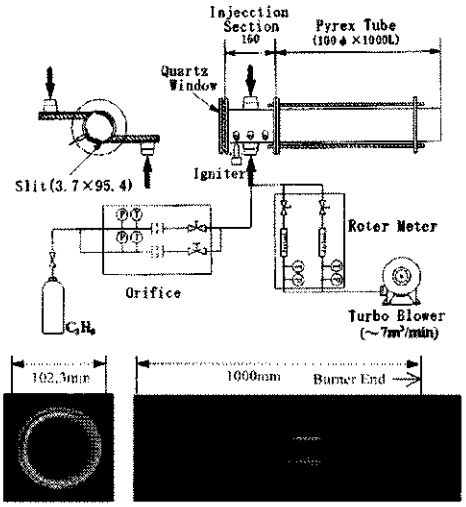



Fig.14 Prototype burner and the tubular flame [16]

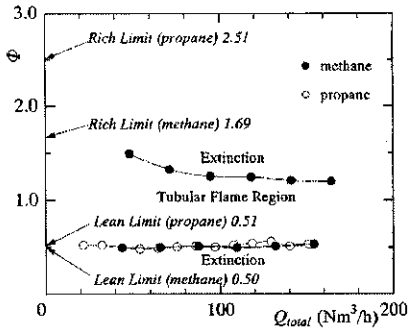



Fig.15 Mapping of the tubular flame region [17]

ブンゼンバーナでは，先端が乱れ，大きな層流火炎を得るのは難しいが，本バーナでは，極めて容易に，面積の大きな層流火炎が作れること，また，従来のガスタービン燃焼器では，強い乱れにより乱流燃焼させ，体積的な，単位体積当たりの反応量で評価される高負荷燃焼を行うのに対し，管状火炎バーナでは，遠心力により火炎を層流化し，面積的な，単位面積あたりの反応量で評価されるような層流燃焼を行う相違点に留意されたい．

### 3.2 急速混合型管状火炎燃焼

さて，管状火炎バーナで大流量の予混合気を燃やせることはわかったが，逆火の危険性が問題となる．そこで検討されたのが，Fig. 16に示す，燃料と空気を別々のスリットから吹き出し，管内で急速に混合させてから管状に燃やす急速混合型管状火炎燃焼である[3, 18].

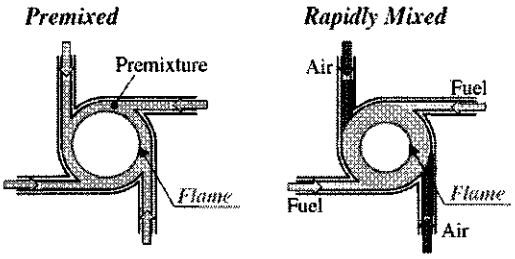



Fig.16 Rapidly-mixed type combustion [18]

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

Fig. 17は，予混合気を吹き出した場合と，燃料と空気を別々に吹き出した場合の火炎外観を示す．管径やスリット断面積を変えて実験し，バーナのスワール数を5以上とし，空気を20m/s以上で吹き出せば予混合時とほぼ同様の管状火炎が得られることが明らかになった[18]．また，ガス分析の結果，急速混合燃焼でも予混合燃焼と同様の燃焼ガス組成が得られることが確認された[19]．

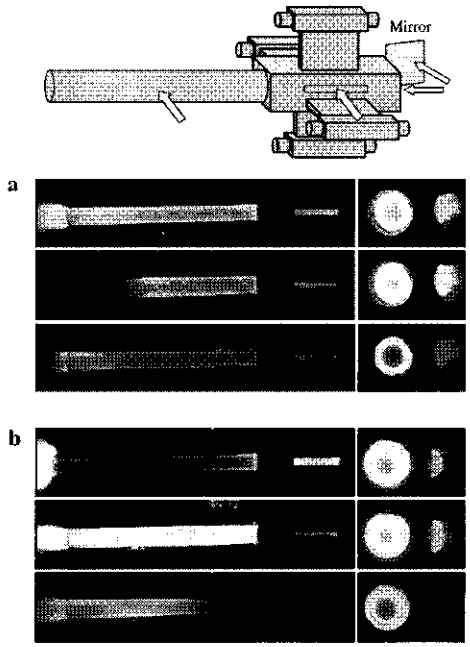



Fig.17 Appearance of flames, (a) premixed and (b) rapidly-mixed combustion; burner diameter 52 mm, equivalence ratio: upper 1.2, middle 1.0, and lower 0.7 [18]

スワール数が3.4と比較的大きい場合の流れ場をPIVで測定した一例をFig. 18に示す．非燃焼時，中心部は剛体回転となっているが，燃焼時，火炎面内側で周速度が大きく増加する一方，渦芯近傍は無回転，且つ，軸方向速度もほとんどなく，淀んだ高温ガス柱が形成されており，ガスタービン燃焼器で高温燃焼ガスの再循環領域が形成されるのとは空気力学的構造が大きく異なっている[20]．

なお，最近，逆火のない安全な急速混合型管状火炎燃焼を純酸素まで拡張する試みが行われている．

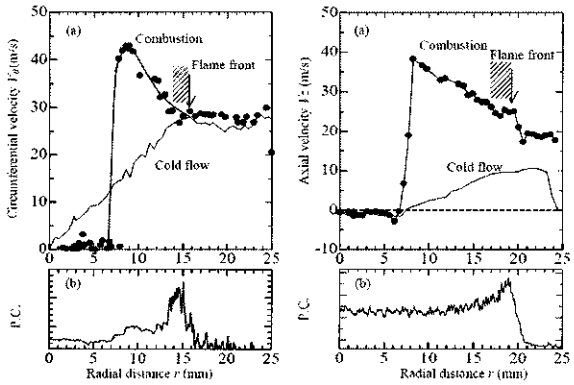



Fig.18 Radial distributions of circumferential and axial velocities [20]

### 3.3 ミクロ化と大型化

管状火炎バーナは，内径4mmから30cmまで製作されており，前者では，170W(プロパン，約820MW/m³)[21]，後者では2MW(灯油，約15MW/m³)の熱出力が得られている(Fig. 19)．

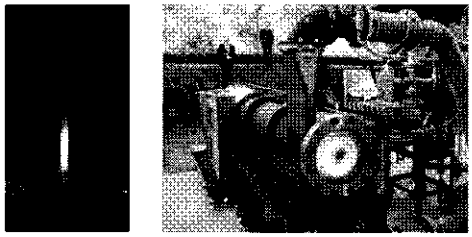


Fig.19 4mm- (left) and 30cm-diameter (right) tubular flame burners

**3.4 振動燃焼**　管状火炎バーナが大型化し，出力が増大すると振動燃焼が発生する．Fig. 20[22]は，8 インチ径のバーナの燃焼状態を調べた結果であるが，流量が多く，且つ，当量比が 1 に近いところで振動燃焼が発生する．

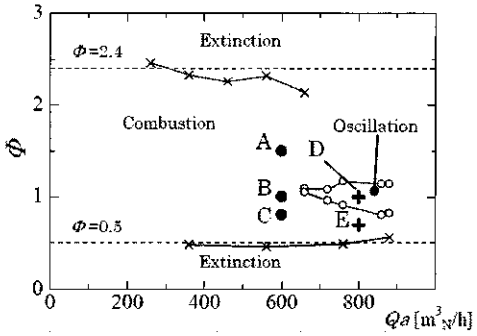



Fig.20 Mapping of various combustion modes in the 8-inch burner.

一般に，燃焼振動には，ヘルムホルツ型振動と音響学的振動とがあり，ヘルムホルツ型の周波数は，音速 $c$，喉部断面積 $A_S$，容器体積 $V_C$，喉部長さ $L_S$ とすれば，

$$f_1 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{A_S}{V_C L_S}} \qquad (2)$$

一方，音響学的振動燃焼の周波数は，軸方向のみでは

$$f_{axial} = \frac{c(2n_Z - 1)}{4(\ell + \Delta\ell)} \qquad (3)$$

周方向モードまで考慮すると

$$f = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\left(\frac{\alpha_{nm}}{r}\right)^2 + \left\{\frac{(2n_Z - 1)\pi}{2(\ell + \Delta\ell)}\right\}^2} \qquad (4)$$

で与えられる（但し，ここで，$\alpha_{nm}$：$n$ 次ベッセル関数 $J_n$ の $dJ_n/dx = 0$ の $m$ 番目の根，$n\,(=0,1,2,\cdots)$：周方向モード次数，$m\,(=1,2,\cdots)$：半径方向モード次数，$r$：バーナ半径，$n_z\,(=1,2,\cdots)$：軸方向のモード次数）．

Table 2 [22]は，周方向モードをも考慮した音響学的振動数の計算値と測定された圧力振動を周波数解析した結果である．観測された1，3，5次の周波数は，$n=1$ の周方向振動モードの $m=1,2,3$ の周波数にそれぞれほぼ

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

一致し，ヘルムホルツ型振動（本バーナで100Hz程度），軸方向音響学的振動（2次でも300Hz程度）に比べ非常に高い周波数の周方向モードが起きることが分かる．

Table 2 Comparisons of radial and circumferential modes of natural frequencies (A) and peak frequencies of pressure fluctuations (B) in the 8-inch burner [22]

| (A) Caluculated | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Circumferential mode | n \ m | Radial mode 1 | 2 | 3 |
| | 0 | 5050 | 9240 | 13400 |
| | 1 | 2430 | 7030 | 11250 |
| | 2 | 4030 | 8840 | 13130 |

| (B) Experimental | |
|---|---|
| Peak | Frequency (Hz) |
| 1st | 2450 |
| 2nd | 5060 |
| 3rd | 7330 |
| 4th | 9830 |
| 5th | 12100 |
| 6th | 14800 |

### 3.5 NOxの生成

Table 3[21]に，主なNOxの生成ルートを示す．ガスタービンでは，圧力が高いので，$N_2O$ルートも注視される．

Table 3 Various NO formation routes

| Thermal Mechanism | | Fenimore Mechanism | |
|---|---|---|---|
| $N_2+O=N+NO$ | (178) | $N_2+H=NH+N$ | (196) |
| | | $N_2+OH=NH+NO$ | (198) |
| **N2O Mechanism** | | $N_2+CO=NCO+N$ | (225) |
| $N_2+O_2=N_2O+O$ | (181) | $N_2+CO_2=NCO+NO$ | (229) |
| $N_2+OH=N_2O+H$ | (183) | $N_2+CH_2=H_2CN+N$ | (238) |
| $N_2+HO_2=N_2O+OH$ | (184) | $N_2+C=CN+N$ | (239) |
| $N_2+O+M=N_2O+M$ | (185) | $N_2+CN=HCN+N$ | (240) |
| | | $N_2+CH+M=HCNN+M$ | (241) |
| **NNH Mechanism** | | $N_2+CH_2=HCN+NH$ | (242) |
| $N_2+H=NNH$ | (204) | $N_2+CH_2(S)=HCN+NH$ | (243) |
| $N_2+H+M=NNH+M$ | (205) | $N_2+CO+H=HCNN+O$ | (257) |
| $N_2+HO_2=NNH+O_2$ | (206) | $N_2+HCO+O=HCNN+O_2$ | (259) |
| $N_2+OH=NNH+O$ | (207) | $N_2+HCO+H=HCNN+OH$ | (260) |
| $N_2+H_2=NNH+H$ | (209) | $N_2+CH_2=HCNN+H$ | (261) |
| $N_2+H_2O=NNH+OH$ | (210) | | |
| $N_2+CH_4=NNH+CH_3$ | (211) | | |

Fig. 21は，一次元予混合火炎の背後(0.5cm)におけるNO濃度を，BFG(高炉ガス)，LDG(転炉ガス)，COG(コークス炉ガス)，水素に対し計算した結果である．製鉄所の副生ガス燃料の中では，燃焼ガス温度の高いLDGがもっともNO濃度が高くなり，サーマルNOの寄与が大きい．

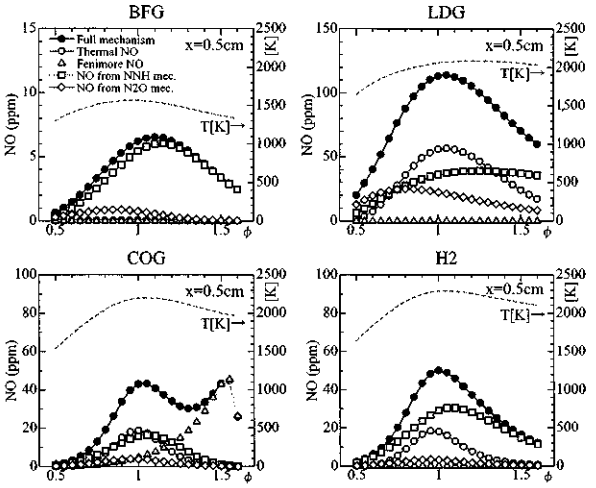



Fig.21 Contribution of respective NO formation mechanisms [23]

Fig. 22は，直径30cmの管状火炎バーナでBFG，LDGを燃やしたときのNOの計算結果で，吹き出し流速を上げると滞在時間が減少するためにLDGではNOを大幅に減らせることがわかる．さらに２段燃焼させると，400℃予熱の場合でもNOxを100ppm以下にできることが実験で確認されている(Fig. 23)．

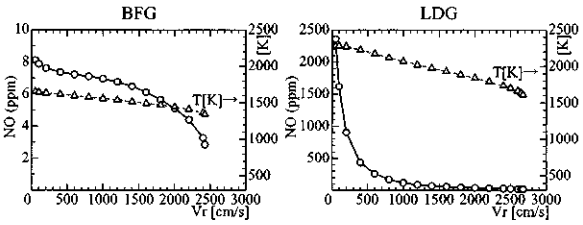



Fig.22 Reduction of NO by increasing the injection velocity[3]

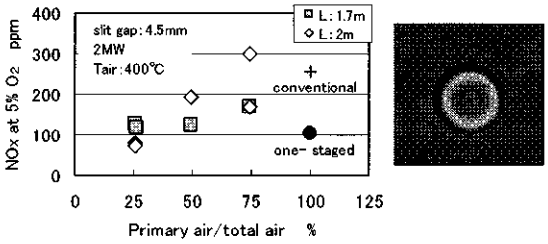



Fig.23 Reduction of NO with two stage combustion [3]

## 4．まとめ

以上，回転流中における火炎の基礎的問題として，管状火炎が形成されること，ボルテックスバースティングメカニズムにより最大周速度とほぼ同じ速度で火炎が移動すること，また，管状火炎燃焼という燃焼形態があることなどを紹介した．今後のガスタービン燃焼器の改良・発展にお役に立てれば幸いである．

参 考 文 献


1) Ishizuka, S., *Prog. Energy Combust. Sci.* 19(1993) pp.187 -226.
2) Ishizuka, S., *Prog. Energy Combust. Sci.* 28(2002) pp. 477-542.
3) 石塚ら，日本燃焼学会誌, Vol.51, No.156(2009) pp.104-113.
4) Ishizuka, S., *20th Symp. (Intern.) on Combust.*. (1984) pp.287-294.
5) Zabetakis, M. G, U.S. Bur. Mines, Bull. 627 (1965).
6) Ishizuka, S., *J. Loss Prevention* 4(1991) pp. 185-193.
7) Liao, C. , et al., *Fire Safety Journal* 27 (1996) pp.49-68.
8) Lord Rayleigh, *Proc. R. Soc., London* A93(1916) pp.148-154.
9) Beer, J. M., et al., *Combust. Flame* 16(1971) pp.39-45.
10) Zawadzki, A., et al., *Combust. Sci. Technol.* 35 (1983) pp.1-13
11) Kobayashi, H. et al., *Combust. Flame* 76(1989) pp.285-295.
12) 石塚ら，第41回燃焼ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ講演論文集(2003) pp.17-18.
13) Chomiak, J., 16*th Symp. (Intern.) on Combust.*. (1977)pp.1665-1673.
14) Ishizuka, S., et al., *Combust. Flame* 113(1998) pp.542-553.
15) Ishizuka, S., et al., *Proc. Combust. Inst.* 29(2002) pp.1705-1712.
16) 石塚ら，日本機械学会論文集(B編)65(1999) pp. 3845-3852.
17) 萩原ら，日本機械学会論文集(B編) 66(2000) pp.3226-3232.
18) Ishizuka, S., et al., *Proc. Combust. Inst.* 31(2007) pp.1085-1092.
19) 下栗ら，日本燃焼学会誌 47(2005) pp.300-307.
20) Shimokuri, D., et al., *Proc. 6th ASPACC* (2007) pp.154-157.
21) 下栗ら，日本機械学会論文集(Ｂ編)76(2010) pp.675-683.
22) 下栗ら，日本機械学会論文集(Ｂ編)75(2009) pp.1197-1204.
23) 宮原ら，第42回燃焼ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ講演論文集(2004) pp.205-206.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

先端技術フォーラム(燃焼)

# 乱流火炎構造と燃焼制御

*店橋　護（東工大），志村　祐康（東工大），福島　直哉（東工大）

# Turbulent Flame Structure and Combustion Control

*Mamoru TANAHASHI(Tokyo Tech), Masayasu SHIMURA(Tokyo Tech)
and Naoya FUKUSHIMA(Tokyo Tech)

**ABSTRACT**

To develop the theoretical strategy for controls of turbulent combustion, sound generation mechanism in turbulent reactive flows has been investigated from direct numerical simulation (DNS). The turbulent combustion controls based on local flame structure were demonstrated on the swirl–stabilized combustor. The controls of a combustor were conducted by adding secondary fuel injection. The combustion noise can be reduced about 10dB by adding continuous 1% secondary fuel injection and about 5dB more by controlling frequency of a secondary fuel injection. The relation between local flame structure and pressure fluctuation was discussed by using the simultaneous measurement of CH-OH PLIF and pressure. The combustion-induced oscillation is well correlated with the beat frequency observed in pressure, and the global characteristics of flame fronts are also correlated with the beat frequency. By adding this beat frequency to the secondary fuel injection, the maximum noise reduction can be achieved. The mechanism of noise reduction by a secondary fuel injection was also clarified by combined laser diagnostics and DNS.

**Key words**: Combustion Control, Turbulent Combustion, Direct Numerical Simulation, Laser Diagnostics

## 1．はじめに

近年の地球・環境問題を解決するために，ガスタービン燃焼器の更なる高効率化と低環境負荷化が求められている．これらを具現化するために，ガスタービン燃焼器では希薄乱流予混合燃焼が採用され始めているが，希薄条件での乱流火炎は不安定性を有し，燃焼条件によっては振動燃焼や燃焼騒音を生じる．安定な希薄乱流予混合燃焼を実現するには，乱流火炎構造の解明，それらと振動燃焼，さらには燃焼騒音との関係等を明らかにする必要がある．また，より高効率な燃焼器を開発するには，乱流燃焼制御に必要不可欠な制御用センサー，制御デバイス及び制御アルゴリズムを総合的に開発し，それらと乱流火炎構造に関する知見を総合することで，乱流燃焼場の能動制御技術を確立する必要である．

本稿では，反応性乱流における音源特性，乱流燃焼場の流体力学特性及び乱流予混合火炎の特性，それらと振動燃焼及び燃焼騒音の関係について，希薄乱流予混合火炎の能動制御の実現に向けて行われた直接数値計算及び多変量光学計測等による著者らの研究を紹介する．

## 2．乱流燃焼場における音源

### 2.1　音響学的アナロジー

一般に流体中の音場を議論する場合，厳密な連続の式及び Navier-Stokes 方程式から Lighthill によって導かれた以下の方程式が用いられる．

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \frac{1}{M^2}\frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i \partial x_i} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \qquad (1)$$

ここで，$T_{ij}$ は次のように定義される Lighthill の乱流応力テンソルである．

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \frac{1}{M^2}\delta_{ij}\left(\frac{1}{\gamma}p - \rho\right) - \frac{1}{Re}\tau_{ij} \qquad (2)$$

ここでは，Lighthill 音源のレイノルズ項，エントロピー項及び粘性項をそれぞれ $T_R$, $T_E$, $T_V$ と分離しておく．

非反応性乱流の音場を議論する場合，上記の第一項，すなわちレイノルズ応力項が主要な音源として取り扱われ，第二項のエントロピー項と第三項の粘性項は無視されることが多い．乱流燃焼場のような反応性乱流で，化学反応に伴う大きな熱発生率がある場合，上記の第二項が主音源として取り扱われる．この場合，エントロピー項を適切な関係式を用いて変形することで，圧力と熱発生

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

率の相関項として導けるため，Rayleigh クライテリアとして燃焼騒音発生の判別条件として応用されている．

### 2.2 各音源項の特性

ここでは，拡散型の反応を伴う乱流混合層の直接数値計算(DNS)結果を用いて，前節で示した各音源項の特性を議論する[1]．Fig.1(a)は DNS 結果から得られた厳密なエントロピー項と熱発生率分布を示している．エントロピー項と熱発生率分布は非常に良く一致しており，化学反応に伴う熱発生率が音源となるとする一般的な概念とも一致している．このような事実は，乱流燃焼場において熱発生率分布の変動，すなわち火炎面の変動を抑制すれば，燃焼騒音が抑制できるとする一般的な考え方を導くものである．

Fig.1(a)に示したエントロピー項と熱発生率分布が必ずしも一致しない領域が存在している．これは，三次元乱流の場合，乱流エネルギーの散逸過程，すなわち運動エネルギーから熱エネルギーの変換がエントロピーの変化として音源になり得るためである．実際に DNS から得られたエントロピー項とエネルギー散逸率分布を示したものが Fig.1(b)である．Fig.1(a)において熱発生率が存在しない領域に観察されるエントロピー項が大きな領域と乱流エネルギー散逸率が大きな領域がほぼ一致していることがわかる．これらの結果は，実用燃焼器のような高圧力条件下の高レイノルズ乱流中での燃焼過程において音源を小さくするには乱流エネルギー散逸を抑制することも重要であることを示している．乱流エネルギーの散逸率の起源については次節で議論する．

### 2.3 乱流微細構造と音源

前述のように，一般に燃焼場の音源を議論する場合，レイノルズ数項は無視される．しかし，乱流エネルギー散逸率に起因するエントロピー項のように，実用燃焼器のような高圧力条件下の高レイノルズ乱流中での燃焼過程では必ずしも無視できるものではない可能性がある．Fig.2(a)は DNS から得られたレイノルズ項の分布を示している．比較のために，乱流微細渦構造の可視化に頻繁に用いられる速度勾配テンソルの第二不変量($Q$)の分布を Fig.2(b)に示した．Lighthill 音源のレイノルズ数は，速度勾配テンソルの第二不変量と非常に良く一致している．これは，渦構造の可視化に用いられる速度勾配テンソルとレイノルズ項は，非圧縮の仮定の下では $T_R$=-2$Q$ となり，完全に一致するためである．乱流の微細渦構造は，乱流場の種類やレイノルズ数に依存しないスケーリング則を有することが著者らにより明らかにされており[2,3]，それらは乱流場における音源そのものを示している．

乱流の普遍的微細構造は，コヒーレント微細構造と呼ばれており，中心で極めて強い旋回運動を行いながら，その周囲で非常に高いエネルギー散逸率領域を形成する．前述の音源となりうる乱流エネルギー散逸率はこれらのコヒーレント微細渦に因る．これらのことは，音源のレイノルズ項とエネルギー散逸率に起因する音源のエントロピー項を同時に制御するには，乱流の微細渦構造の制御が重要となることを示唆している．

## 3．乱流予混合火炎の局所構造に基づく燃焼制御

### 3.1 二次燃料連続噴射による燃焼制御

前章での議論を踏まえて，著者らはスワール型モデル燃焼器における燃焼制御実験を行った[4]．Fig.3 はスワール型モデル燃焼器の概略図を示している．火炎は，断面 120 mm×120mm，長さ 575mm の水冷ダクト内に形成される．水冷ダクトの四方には石英ガラス窓が配置されており，光学計測が可能となっている．予混合気の噴出口には内径 40mm，スワール角 45° のスワーラが取り付けられている．スワーラの中心には外径 14mm の二次燃料噴射ノズルが設置されており，二次燃料は直径

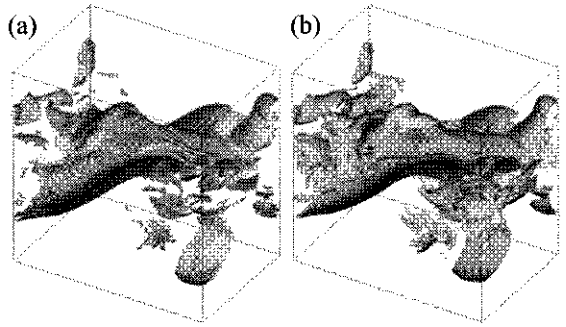



Fig.1 Distributions of Entropy Term (gray) in Sound Source Terms with Heat Release Rate (yellow) (a) and Energy Dissipation Rate (yellow) (b) in a Reactive Turbulent Mixing Layer.

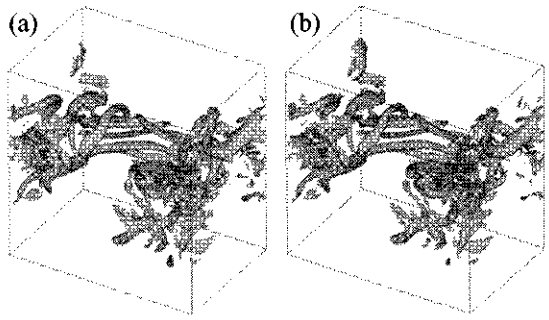



Fig.2 Distributions of Reynolds Stress Term in Sound Source Terms (a) and Second Invariant of the Velocity Gradient Tensor (b) in a Reactive Turbulent Mixing Layer.

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

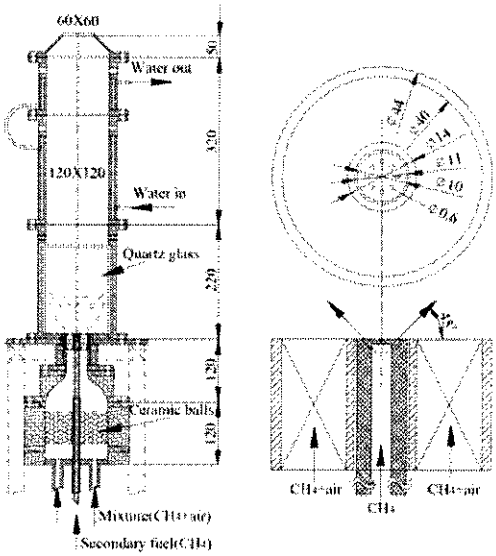



Fig.3 Turbulent Swirl-Stabilized Combustor used for Combustion Controls by a Secondary Fuel Injection.

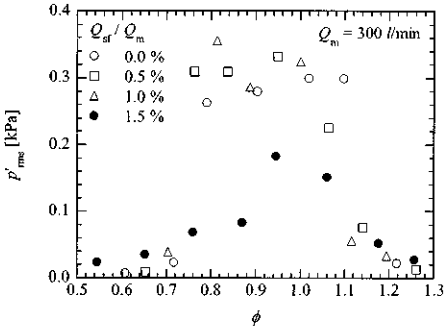



Fig.4 Pressure Fluctuations in the Swirl-Stabilized Combustor with Secondary Fuel Injection.

1mm の 8 カ所の噴射口から主流方向に対して 45° で噴射される．また，二次燃料噴射ノズルの上流約 750mm に電磁バルブが備え付けられており，二次燃料を間欠的に噴射することが可能である．

このモデル燃焼器においてメタン・空気予混合気を対象として，二次燃料(純メタン)を噴射することで燃焼制御を行った．Fig. 4 と Fig.5 は燃焼器内圧力変動及び燃焼騒音の当量比依存性を示しており，それらに対する二次燃料を連続噴射した場合の影響も示されている．二次燃料噴射量 $Q_{sf}$ は主流燃料量 $Q_m$ に対する比率として表示されている．二次燃料を噴射しない場合，当量比 0.8 から 1.2 の範囲で非常に大きな圧力変動が燃焼器内で生じ，騒音レベルも非常に高い．二次燃料を噴射すると燃焼器の特性は大きく変化する．二次燃料噴射量が 1%程度までは，燃焼器内の圧力変動は大きく変化しないが，燃焼騒音は低下する傾向にある．二次燃料を 1.5%まで増加させると燃焼器内圧力変動，燃焼騒音ともに低下する．また，二次燃料噴射量の増加は，吹き消え限界の当量比を大幅に下げるが，その代償として燃焼騒音は増大する．これは，

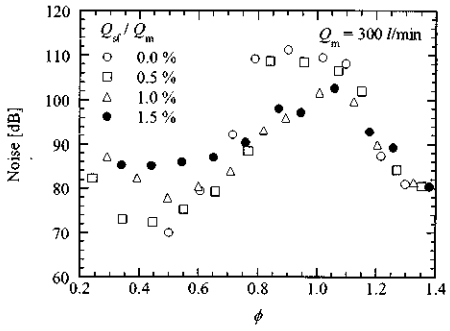



Fig.5 Combustion Noise from in the Swirl-Stabilized Combustor with Secondary Fuel Injection.

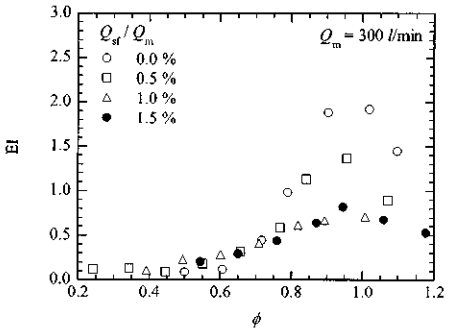



Fig.6 Emission Index of the Swirl-Stabilized Combustor with Secondary Fuel Injection.

二次燃料が拡散火炎として燃焼するためである．

一般に，二次燃料噴射で問題となるのは NOx 排出量である．これは，通常二次燃料が拡散火炎を形成すると考えるためである．Fig. 6 は Emission index を示している．本研究で対象としたモデル燃焼器の場合，二次燃料を噴射したとしても NOx 排出量は増加せず，逆に減少傾向にある．ここで，正しくは本研究で採用している二次燃料噴射方法，すなわち，噴射口径や噴射角等の条件であり，これらのパラメータを少しでも変更すると圧力変動，燃焼騒音特性及び NOx 排出特性は全くことなった結果を示す[5]．

### 3.2 二次燃料間欠噴射による燃焼制御

上述の燃焼器において二次燃料を完結的に噴射するとさらに燃焼騒音を低減することが可能となる[4]．Fig.7 は二次燃料の噴射量を主燃料流量の 1%とした場合について，噴射周波数と燃焼騒音の関係を示している．例えば，主燃料流量が 300 l/min の場合，二次燃料噴射周波数を徐々に上げていくと燃焼騒音も低下し，約 40Hz 程度で燃焼騒音は極小値を示す．さらに周波数を上げると燃焼騒音は増大してしまう．ここで注意すべき点は，この燃焼器の固有周波数は，117Hz から 130Hz の範囲であり，最も制御効率の良い噴射周波数 40Hz とはかけ離れていることである．なお，燃焼器内圧力変動と燃焼騒音のパワースペクトルは，ともに 117Hz

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

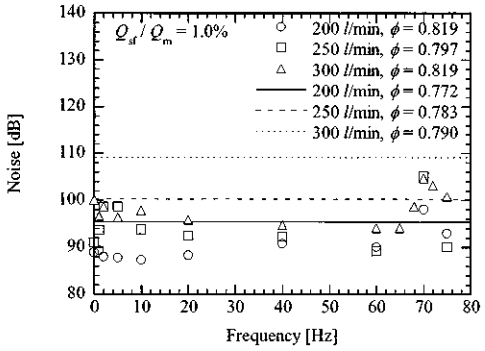



Fig.7 Effects of Injection Frequency of the Secondary Fuel on Combustion Noise.

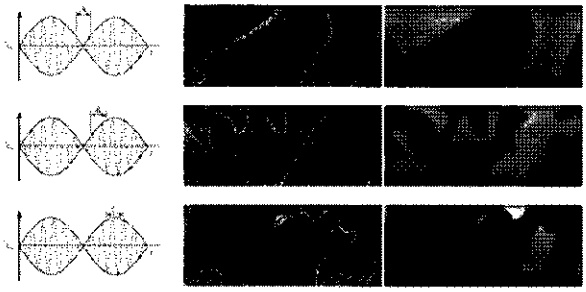


Fig.8 CH Fluorescence Images (left) and OH Fluorescence Images (right) Conditioned with Pressure Fluctuations in the Combustor ($Q_m$=300[l/min], $\phi$=0.8)

から 130Hz の範囲で鋭いピークを示す.

### 3.3 局所火炎構造と圧力変動

燃焼器内圧力変動あるいは燃焼騒音と乱流予混合火炎の大域的あるいは局所的火炎構造の関係を明らかにするため，上述のスワール型乱流燃焼器を対象として，CH ラジカルと OH ラジカルの同時平面レーザ誘起蛍光法(PLIF)による計測が行われている[4]. 一般に多くの実用燃焼器における圧力変動のパワースペクトルは複数のピークを有している．本研究で対象としたモデル燃焼器においても圧力変動は幾つかのピーク周波数を有し，観測される圧力変動にはうなりを示す．このうなりに対応する周波数は，乱流予混合火炎の大域的あるいは局所的火炎構造と密接に関連している．Fig.8 は代表的な圧力変動の位相における CH-OH 同時 PLIF の計測結果を示している．圧力変動のうなりの節と腹に対応する時刻において火炎面は比較的滑らかとなり，比較的大きなスケールの大域的な変動を示す．これに対して，節と腹の中間の時刻での火炎面は小さな空間スケールの皺を有し，非常に複雑な形状を示している．このような乱流予混合火炎の火炎面の動的特性は，うなり周波数と密接に関連しており，このうなり周波数は上述の最大効率を示す二次燃料噴射周波数程度である．このことは，燃焼器の固有周波数よりも低い周波数での燃焼器制御の可能性を示すものである．

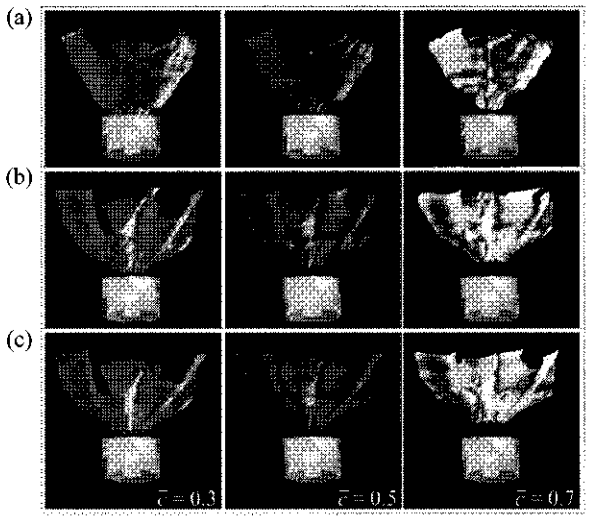



Fig.9 Reconstructed 3D Flame Structure (a: no control, b: continuous secondary fuel injection and c: 40Hz secondary fuel injection)

### 3.4 大域的火炎構造と圧力変動

二次燃料噴射による燃焼制御機構を明らかにするため，多平面における OH PLIF 計測結果を用いた三次元火炎構造の再構築が行われている[6]. Fig.9 は，非制御，二次燃料連続噴射及び二次燃料間欠噴射(40Hz)の条件において再構築された三次元火炎構造を示している．ここで，火炎構造は反応進行変数の等値面として表現されている．非制御の場合，スワールノズル出口直後において反応進行変数の値により等値面の形状が大きく異なる．これはこの領域で火炎面が時間的・空間的に大きく変動していることを示しており，音響学的には熱発生率の変動に起因するエントロピー項が非常に大きいことを意味している．下流位置では，反応進行変数の等値面が拡大し，火炎面が存在する領域が広がっていることがわかる．これに対して，二次燃料を連続噴射した場合，反応進行変数で表現される火炎面の存在領域は，ノズル出口から浮き上がり，すべての反応進行数の値で下流方向に広がっている．ここで，二次燃料を噴射した場合の火炎領域が，非制御の場合と比べて下流方向に広がっているが，これは音源となる火炎面の変動が増幅されていることを意味する訳ではない．重要なのは，二次燃料を連続噴射した場合，反応進行変数の値を変更してもその等値面の形状が大きく変化しないことであり，これは二次燃料噴射により火炎面の時間的・空間的に変動する領域が空間的に狭められていることを示している．つまり，非制御の場合と比較して音源となる熱発生率の変動が抑制され，それが燃焼騒音の抑制効果として機能している．また，スワールノズル出口付近の

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

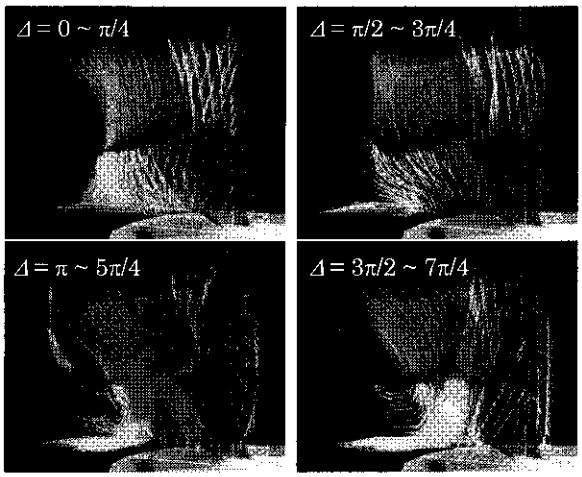



Fig.10 Streamlines Obtained from the Phase-Averaged Velocity Maps with Contour Surfaces of Progress Variable $\bar{c} = 0.5$.

火炎領域の滑らかな拡大は，再循環領域の激しい乱流変動を抑制していることを示している．乱流変動の抑制は，上述した乱流の微細渦構造の制御として理解することが可能であり，音源のレイノルズ項及びエネルギー散逸率に起因するエントロピー項も同時に抑制している．二次燃料を間欠的に噴射した場合，再構築された三次元火炎構造を詳細に検討すると，再循環領域付近の火炎面変動，火炎帯付近の火炎面変動をさらに抑制している．

### 3.5 再循環領域の変動と圧力変動

一般に旋回流を伴う予混合燃焼場では，スワールノズル出口後流の中央部に再循環領域(内部再循環領域)が形成され，それらが保炎に重要な役割を果たしている．前述のように二次燃料噴射はこの内部再循環領域を安定化させ，火炎面変動及び乱流変動を抑制する．燃焼室側壁で囲まれた燃焼器の場合，主流と燃焼室側壁との間に外部再循環領域が形成される．Fig.10 は圧力変動の位相と流線の関係を示している[7]．この解析は，モデル燃焼器において時系列ステレオ投影粒子画像流速計(PIV)と燃焼室内圧力計測を同時に行い，圧力の卓越周波数成分(固有周波数)により速度場の位相平均を施すことにより行われている．

燃焼器内の圧力変動と連動して外部再循環領域は大きく変動し，小さな再循環領域の状態から圧力変動の上昇とともに再循環領域は強化・拡大され，最終的に下流方向に流れ去る．これに伴って内部再循環領域もその強度を変化させている．Fig.10 には前節で示した反応進行変数の等値面も同時に示しているが，外部再循環領域が変動する領域は，スワールノズル後方で火炎帯が急激に拡大する領域に対応している．

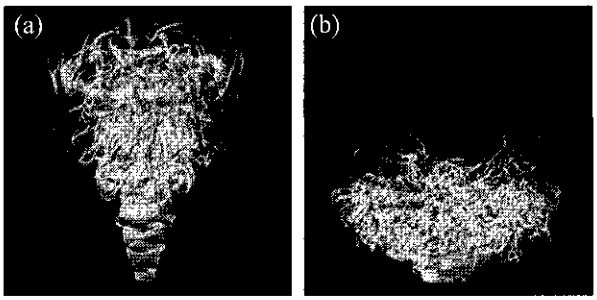



Fig.11 Instantaneous Contour Surfaces of the Second Invariant for non-Reactive Cases(a: $S$=0.6, b: $S$=1.2).

## 4．ガスタービン型燃焼器の直接数値計算

### 4.1 旋回流を伴う乱流予混合火炎の DNS

著者らによって従来行われてきた詳細化学反応と輸送係数・熱物性値の温度依存性を考慮に入れた乱流予混合火炎の DNS コード[8]を改良することで，ガスタービン燃焼器を模擬したモデル燃焼器を対象として DNS が行われている[9]．計算は，長さ 15mm，断面 10mm×10mm の燃焼器に形成される水素・空気乱流予混合火炎を対象とした．予混合気流入孔の内径及び外径をそれぞれ 0.6mm，2.5mm とした．流入予混合気は，当量比 1.0，圧力 0.1MPa，予熱温度 700K とし，壁面冷却温度を 700K である．この現在可能な DNS は，実機のガスタービン燃焼器のサイズや圧力とは大きく異なり，燃焼種も比較的簡単な水素に限定されている．しかし，このような DNS は複雑なスワール型乱流予混合火炎に関する重要な知見を与えるものと考えられる．計算は，非燃焼条件と燃焼条件について異なるスワール数(0.6 と 1.2)について行われている．

### 4.1 非燃焼旋回流の特性

Fig.11 は，非燃焼の場合について，瞬時の速度勾配テンソルの第二不変量の等値面を示している．流入条件の差異により，流入孔近傍に形成される渦構造は変化し，流入で速度攪乱がない場合は，上流側において環状の大規模渦構造が形成される．この大規模構造は，連続的に形成され，その半径を増加させながら流下する．これらの大規模構造の下流では，微細な渦構造が多数観察されることから複雑な流れ場へと発達する．一方，速度擾乱を加えたケースでは，環状の構造ではなく螺旋状の大規模構造が形成される．これは，付加した速度擾乱により流れの不安定性が誘起され形成されたためである．この場合下流位置では，流入撹乱なしの場合と同様に，多数の微細な渦構造が形成されている．このような複雑な流れ形態を示すのは，燃焼器の断面が矩形であることと環状渦の不安定性に因るものである．スワール数の差異は大規模構造の下流への拡がり角と微細な渦構造の形

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

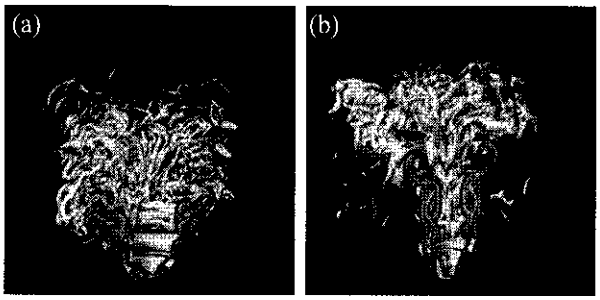



Fig.12 Instantaneous Contour Surfaces of the Second Invariant(white) and Contour Lines of Heat Release Rate(red) for Reactive Cases(a: $S$=0.6, b: $S$=1.2).

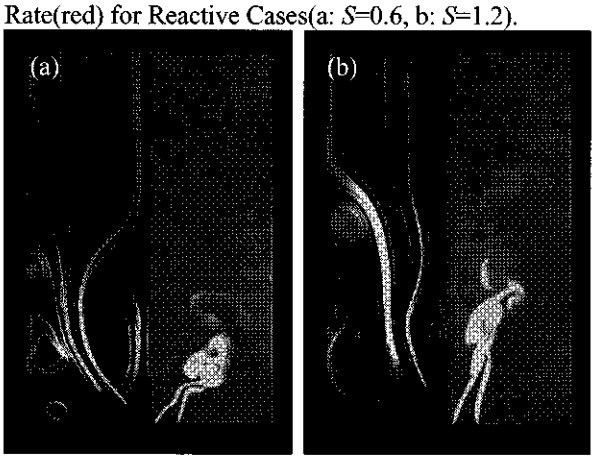



Fig.13 Streamlines Obtained from Time-Averaged Velocity Components and Instantaneous Distributions of Heat Release Rate on $y$=0(a: $S$=0.6, b: $S$=1.2).

成される領域の差異として明確に観察される.

### 4.1 燃焼を伴う旋回流の特性

Fig.12 は, 燃焼を伴う場合の瞬時の速度勾配テンソルの第二不変量の等値面及び $y$=0 の断面における熱発生率の等値線を示している. ただし, 等値面は理解を容易にするために片側半分($y$>0)の領域のみについて示した. 流入孔近傍における第二不変量の等値面は, 非燃焼の場合と同様に環状の大規模構造が形成され, 下流位置で微細な渦構造が形成されることを示している. しかし, 非燃焼の場合と比較すると, 大規模環状渦構造, 微細構造ともに径が大きくなり, 渦が形成される領域も流入孔に近い領域に限定されている. 熱発生率の分布からわかるように, 火炎面は大規模環状渦に巻き込まれるような変形を受けており, 微細渦が形成される領域で熱発生率は低下し, 予混合気の燃焼は概ね完了する.

Fig.13 は時間平均速度から求めた流線と $y$=0 の断面における瞬時の熱発生率分布を示している. 低スワール数の場合, 非燃焼のケースと比較すると, 中央部の再循環領域は大きくなっており, その外縁部に火炎面が存在している. 高スワール数の場合は逆に, 非燃焼のケースよりも再循環領域は小さくなっている. また, 両スワール数の条件で, 非燃焼のケースに比べて再循環領域が明確となっている. これに伴い, 燃焼を伴う場合の外部再循環領域の循環も増加している. さらに, スワール数の異なる二つのケースの比較から, 再循環中心の流れ方向位置は, スワール数が異なってもほぼ一致している. これらの流線パターンは, 著者らのステレオ投影粒子画像流速計による実験結果 [7] と非常によく一致しており, 燃焼器形状により規定される音響的特性との関係が示唆される.

## 5. まとめ

本稿では, 著者らによるガスタービン燃焼器制御に関する実験的・数値的研究を紹介した. 基礎研究であるため, 種々の燃焼条件は実機のガスタービン燃焼器とは異なるが, 本稿の内容が実際のガスタービン燃焼器の設計等に役立つことがあれば幸いである.

## 参考文献

1) Miyauchi, T., Tanahashi, M. and Li, Y.: Sound Generation in Chemically Reacting Mixing Layers, Smart Control of Turbulent Combustion, (2001) pp.28-38.
2) Tanahashi, M., Iwase, S., Miyauchi, T.: Appearance and Alignment with Strain Rate of Coherent Fine Scale Eddies in Turbulent Mixing Layer, J. Turbulence, Vol.2, (2001), pp.1-17.
3) Tanahashi, M., Kang, S.-J., Miyamoto, T., Shiokawa, S., Miyauchi, T.: Scaling Law of Fine Scale Eddies in Turbulent Channel Flows up to $Re_\tau$=800, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 25, (2004), pp. 331-340.
4) Choi, G.-M., Tanahashi, M. Miyauchi, T.: Control of Oscillating Combustion and Noise Based on Local Flame Structure, Proc. Combust. Inst., Vol.30, (2005) pp.1807-1814.
5) Riazi, R., Farshchi, M., Shimura, M., Tanahashi, M. Miyauchi, T.: An Experimental Study on Combustion Dynamics and NOx Emission of a Swirl Stabilized Combustor with Secondary Fuel Injection, J. Therm. Sci. Tech., Vol.5, No.2, (2010) pp.266-281.
6) Tanahashi, M., Inoue, S., Shimura, M., Taka, S., Choi, G.-M., Miyauchi, T.: Reconstructed 3D Flame Structures in Noise-Controlled Swirl-Stabilized Combustor, Exp. Fluids, Vol.45, No.3, (2008) pp.447-460.
7) Shimura, M., Tanahashi, M., Choi, G.-M., Miyauchi, T.: Large-Scale Vortical Motion and Pressure Fluctuation in Noise-Controlled, Swirl-Stabilized Combustor, J. Therm. Sci. Tech., Vol.4, No.4, (2009) pp.494-506.
8) Tanahashi, M., Fujimura, M., Miyauchi, T.: Coherent Fine Scale Eddies in Turbulent Premixed Flames, Proc. Combust. Inst., Vol. 28, (2000), pp. 529- 535.
9) Tanaka, S., Shimura, M., Fukushima, N., Tanahashi, M., Miyauchi, T.: DNS of Turbulent Swirling Premixed Flame in a Micro Gas Turbine Combustor, Proc. Combust. Inst., Vol.33, (2011) pp.3293-3300.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

先端技術フォーラム(燃焼)

# 希薄予混合ガスタービン燃焼の圧力変動、燃焼不安定性について

*立花　繁（宇宙航空研究開発機構）

# Pressure oscillations and combustion instabilities in lean premixed gas-turbine combustors

*Shigeru TACHIBANA (JAXA)


## 概要

ガスタービンエンジン燃焼器から排出される NOx の低減化手法として、希薄予混合燃焼方式が有望な燃焼方式と考えられている。希薄予混合燃焼では、低当量比で燃焼させることで燃焼温度を低く抑えることが可能となり、燃焼温度に依存して増加する NOx 生成量を抑制することができる。一方で、希薄予混合燃焼器では、振動燃焼、吹き消え、逆火といった燃焼不安定性の発生が問題となりやすく、広い運転範囲でいかに安定した燃焼を実現するかが実用化の鍵を握っている。例えば、強い圧力振動を伴う振動燃焼は、エンジンの致命的な破損や短命化につながるため、その抑制が燃焼器開発において重要な技術課題となっている。本講演では、燃焼不安定性の診断技術として、信号解析（ダンピングファクタ、振動検知等）、自発光画像解析（火炎の非定常挙動）、レーザー計測・画像解析（速度場、火炎構造）に関する研究事例を紹介する。また、燃焼安定化技術（振動抑制技術）として、JAXA で行われたパイロット燃料を利用した能動制御実験の結果について紹介する [1)-3)]。そして最後に、当該分野における今後の展望を述べる。

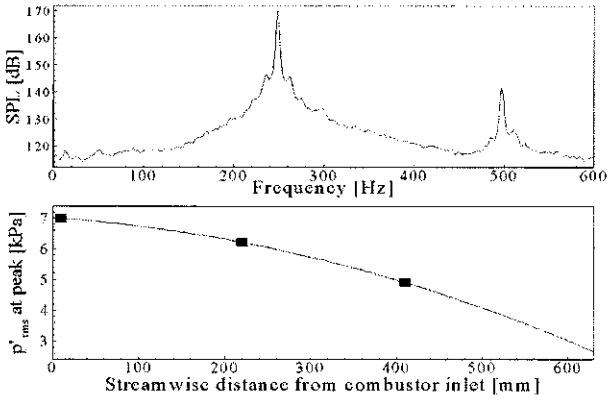




Fig.1 Power spectrum of self-excited pressure oscillations of a lean premixed combustor (above) and the peak pressure amplitudes at different longitudinal locations (below) [2]. E.R.=0.50, $T_{in}$=700K, $V_{in}$=90m/s.

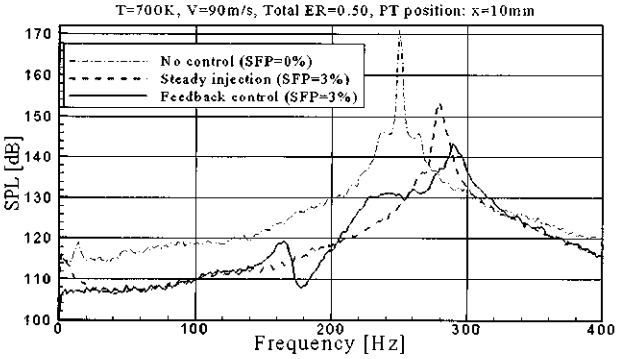



Fig.2 Result of the active control of combustion oscillations (solid line).[2]


## 参 考 文 献

1) 立花，ジマー，黒澤，鈴木 (2006) “二次燃料噴射による振動燃焼の能動制御”，*ながれ*，25 巻 第 3 号，219-227.

2) Tachibana, S., Zimmer, L., Kurosawa, Y. and Suzuki, K. (2007) "Active Control of Combustion Oscillations in a Lean Premixed Combustor by Secondary Fuel Injection Coupling with Chemiluminescence Imaging Technique", *Proc. Combust. Inst.* 31, 3225–323.

3) 立花(2008) “燃焼不安定性の能動制御における光学計測の応用”，*日本燃焼学会誌*, 50 巻 154 号, 297-306.


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

特別講演

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】

# 我が国ジェットエンジンの将来への一考察

柳　良二、石澤和彦、坂田公夫(JAXA)

# A Strategic Consideration for the Future of Japan's Jet Engine

**ABSTRACT**

It must be very important time for the new jet-engine business for at least coming 20yeas. Japanese hi-tech industries are also anticipated to grow in order to bring the innovation to nation's economics and science and technology levels under the steep competition with the recent developing countries in Asia. The aviation market study shows us the single aisle small transports will be still promising and the ultra-high bypass engines with 15t size level will the major market of the propulsion system rather than the conventional and open-rotor engines. The Japanese engine industries together with the aircraft makers should consider strategically for accessing that market, because it could be essential for the future grow of the industries. The authors provide some points of consideration for planning the strategies of the engine and/or technology developments for the future.

## はじめに

アジアを中心とする旺盛な航空輸送需要の増大によって、今後 20 年間に 3 倍に近い航空機市場の拡大が予測され、これに向けて欧米や中国では航空機産業の強化に力を入れている[1]。特に 150 席クラスの中小型旅客機がこれからも最大の市場となり、15 トン(33,0001b)クラスのエンジンが注目されるが、その国際的な枠組みの変化や、技術の進展により、我が国のジェットエンジン産業にとってもきわめて重要な時期にさしかかっている。我が国のジェットエンジン産業は、FJR710 に代表される国家プロジェクトと、国際プロジェクトへの積極的な参加によって、その技術力を高め、産業規模を伸ばしてきたが、売り上げで世界シェアが 6 %程度(2008 年)に留まり、GE、RR、P&W は勿論、フランス SNECMA 社の 1/2 程度であるのは少々課題を残す。しかし、わが国産業を支える主役の一つとして将来の成長が期待され、まさに今、我が国における産業成長戦略における重要な分野として、具体的な計画が必要なときである。ここでは、この様な観点に立ってもう一度、今後の中核エンジン領域となる 15 トンクラスのエンジンへの我が国の戦略について、考察するものである。

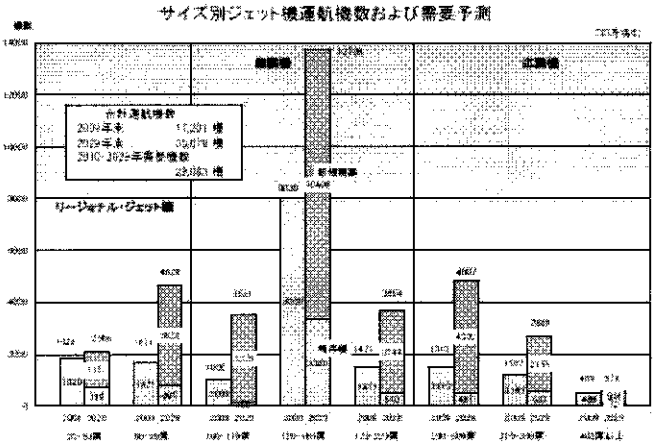



図 1　2028 年までの機体規模別の市場予測

## 1　航空機市場の拡大[1]

図 1 は、JADC による今後２０年を見通した世界の航空機市場動向であり、機体規模ごとの予測である[2]。世界の需要はアジア域を中心に全体で 3 倍程度の伸びを示し、特に中小型クラスの伸長が極めて大きい。これは、経済性重視、アジア域の輸送市場への適合、利便性要求への要求などが主要因である。これまでも B737 と A320 シリーズが合わせて 1 万 2 千機以上の売り上げを記録し、さらにその傾向が強く継続されると見ている。図 2 は Roles Royce がリーマンショック後の 2009 年に出した今後 20 年間でのエンジン規模別の

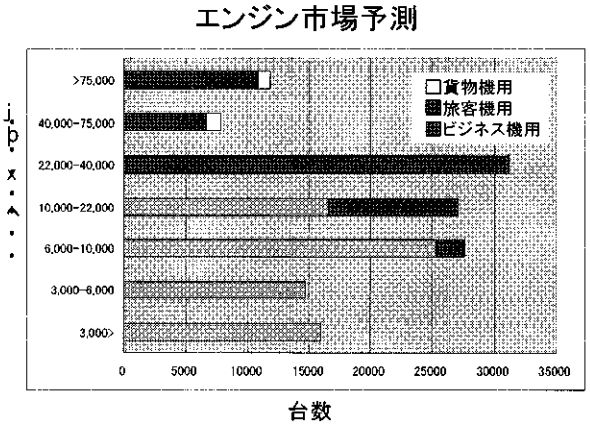



図 2　2028 年までの推力別のエンジン需要予測[3]

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

需要総数であり[3]、当然、2エンジン機として15トンクラス前後の需要が最も大きい。この中には、直近に現用機の性能を向上させ、燃費を改善させる代替エンジンとしての需要も大変大きい。

しかし一方、現在我が国が占めるエンジン生産の世界シェアは、図3に示すとおり、僅か6％に過ぎず、航空機全体に至っては、2.6％に過ぎない[1]。技術的には高いレベルの技術を有すると言われながら、生産規模の拡大が進まないことは、我が国のこの分野の大きな課題である。以下、世界動向と技術トレンドから、我が国の民間ジェットエンジンの開発戦略の考察に資するための検討ポイントとデータを提供するものである。

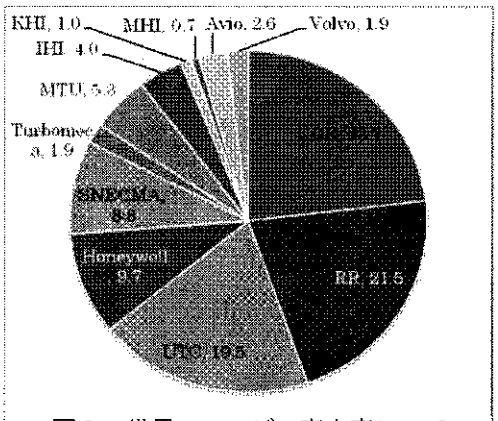



図3　世界のエンジン売上高シェア(2008)[1]

## 2　小型単通路機と適用エンジンの動向

### 2.1　150席クラスの機体のリエンジニングと新規開発[4]

150席級の狭胴単通路旅客機では、ボーイング737（CFM56搭載）およびエアバスA320（V2500またはCFM56搭載）の2機種が約4500機の受注残を含め市場を2分して独占していたが、2008年末頃から中国のCOMAC社による中国初の150～200席級旅客機C919の開発開始と、ロシアのイルクーツクによるMS-21という150～210席級旅客機の開発開始、更にはボンバルディア社のC-シリーズの旅客機への進出が、既存2社の戦略に刺激を与え、また同時に、P&W社とGE-SNECMA(CFMI)のエンジン新規開発計画の始動が、これらの機体開発への積極的な計画検討を促すこととなった。エンジンは、CFMI社によるCFM56の後継として開発中のLEAP-Xであり、P&W社では三菱MRJやボンバルディアC-シリーズ向けに開発しているギアド・ターボファン（GTF）PW1000（12,000～15,000lb級）の30,000lb級への大型化開発で対応する。これらは、燃費の15%削減を公表しており、かなり挑戦的である。また、中国のC-919とロシアのMS-21への採用も計画されている。図4にそれらの公表概念図を示し、表1に公表データをまとめた。

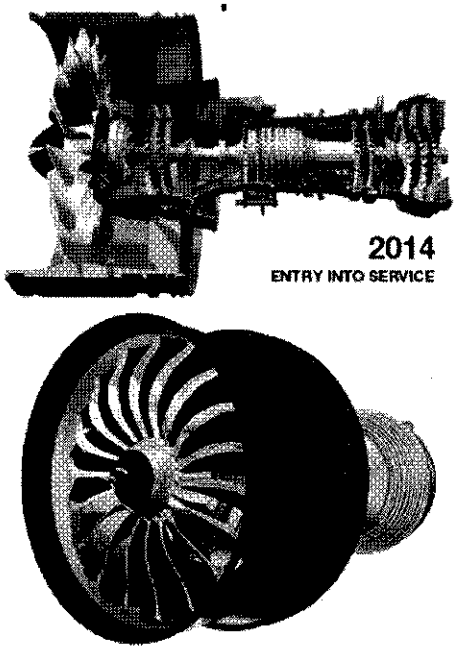



図4　PW1100G(上)とLEAP-X(下)
(P6W、GEのﾎｰﾑﾍﾟｰｼﾞより)

これらの動きを受けてエアバスは新エンジンの換装による「リエンジン」計画を公表した。エアバス社の計画はA320NEO（New Engine Option）と命名され、昨年12月に開発に着手した。機体改造を最小限として、現在の顧客の低燃費要求を端的に達成する計画であるが、これは、A320シリーズが、リエンジンを容易とする形態であることにもよっている。P&W社のGTFエンジンPW1100GまたはCFMI社のLEAP-Xのいずれも選択できるようになっており、総合燃費削減目標は15%である。2011年4月現在まで、開発がやや先行しているPW1100Gエンジン採用の機体が250機発注され、残り92機のエンジンは5月7日現在未定である。A320NEOの飛行試験はPW1100G搭載機から開始し、次にLEAP-X搭載機の試験に進むことになっている。また、系列機もA319NEO、A321NEOの順で飛行試験が行われる予定である。

表1　最新エンジンの特徴

| エンジン | LEAP-X | PW1100G |
|---|---|---|
| 形式 | 2軸超高ﾊﾞｲﾊﾟｽ | ｷﾞｱｰﾄﾞ・ﾀｰﾎﾞﾌｧﾝ |
| 推力 | 9～16t | 7-15t |
| ﾊﾞｲﾊﾟｽ比 | 11 | 8-12 |
| 全体圧力比 | 40 | 50 |
| SFC改善 | -16% | -12～15% |
| 特徴 | Composites Fan<br>4-8 Comp<br>2-4 Turb. | 1/3 Fan Gear<br>可変ﾌｧﾝﾉｽﾞﾙ<br>3-8 Comp.<br>2-3 Turb. |
| 搭載機 | C919<br>(320NEO) | MRJ、C-Series、<br>A320NEO, Ejet、<br>MS21 |

これに対してボーイング社は現在のB737のメリットが未だ十分に有効であると考え、リエンジンより2020年頃の「オール・ニュー」の新規開発を打ち出した。当面の低燃費要求にはCFM56エンジンと機体の地道な改良で2%程度の燃費削減を実現するとしている。2020年のエンジン

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

として、現状ではPW1100GやLEAP-Xの発展型およびRR社のAdvance3一次世代3軸式「トレント」を候補としている。これには、B737にこれ以上大きなバイパスエンジンの搭載が困難であることも大きな要因である。また、RR社も「リエンジン」ではなく、「オール・ニュー」でなければ投資効果がないという判断でA320NEOなどの「リエンジン」計画にはエンジンを提案しておらず、2020年頃の「オール・ニュー」機を目指した革新的なエンジンの研究開発を進めているとされる。しかし、A320NEOが好調に受注していることから、ボーイング社も2011年末頃までに「リエンジン」の可能性を残しているとも伝えられる。

2.2　2020年のエンジンの開発動向と性能目標

上記のように2015年代には「リエンジン」のA320NEO、「オール・ニュー」のC-919およびMS-21という燃費15%程度削減の機体が運航に入るわけであるが、2020～2025年頃には20～25%燃費削減が可能な新型エンジンを搭載した「オール・ニュー」の機体が必要となる。単純な燃費面からは推進効率の高さからバイパス比が30以上と目されるオープンローターが期待されるところだが、この形態のエンジン実用化までには、高信頼性の可変ピッチ機構、騒音対策、機体の音響疲労対策、安全基準からファンの強度確保と飛散対策、機体への搭載性などの技術的な課題に加え、巡航マッハ数の10%程度の低下に対する市場有用性などの課題があり、本格的な実用化は2030年以降になるとの見方もある。従って、2020~2025年頃の実用エンジンとして開発が間近に迫ったPW1100GやLEAP-Xよりも燃費が良く、低騒音で信頼性も高いエンジンが必要で、簡単な計算によれば後述の様に、現用エンジンから燃費20%以上の低減を実現する、ダクティッドファンエンジンであって、RR社が目標とする研究開発エンジンもその条件でなければならない。2020年以降のこの領域の市場の規模を見れば、GTFとLEAP-X、RR社の革新エンジンの3種に加えて、第4、第5のエンジンの参入の余地が十分にある。技術的にも、歯車技術に依存するGTFの限界に近い規模でもある。中国も2020年頃を目標にLEAP-Xに匹敵する自主開発エンジンの開発を具体化する段階に入ったと言われ、ロシアも検討しているとの報道もある。

2.3　15トンクラスの重要性—もう一つの視点

図5はJADCのHomepageからのデータを元に、世界の航空会社が保有するエンジンの推力を横軸に、エンジン台数を縦軸にとったエンジン累計稼働台数のグラフである。この図から15tonクラスのエンジンが数多く生産されてきたことが分かる。エンジン価格を指標として経済規模を検討しても、このクラスのエンジンの生産高はやはり他よりも大きい。単純計算でもエンジン総生産高の約30%前後を占め、今後の市場が、前掲図2に示すように(22,000～40,000lb)、30,000台を超える規模に達すると考えれば、日本円にして10～20兆円の市場規模と言うことになる。その後のメンテナンスや部品供給を考えればその数倍の規模とも算定できる。また、GTFをはじめ、オープンロータ形態のエンジンについてもこのクラスのエンジンから実用化が進展すると見ることも重要で、技術的な挑戦と、この世界における存在感を示すべき領域であるとも言える。

以上の各点からの検討により、今後2020年までの中核エンジンは、バイパス比を12から16程の超高バイパスエ

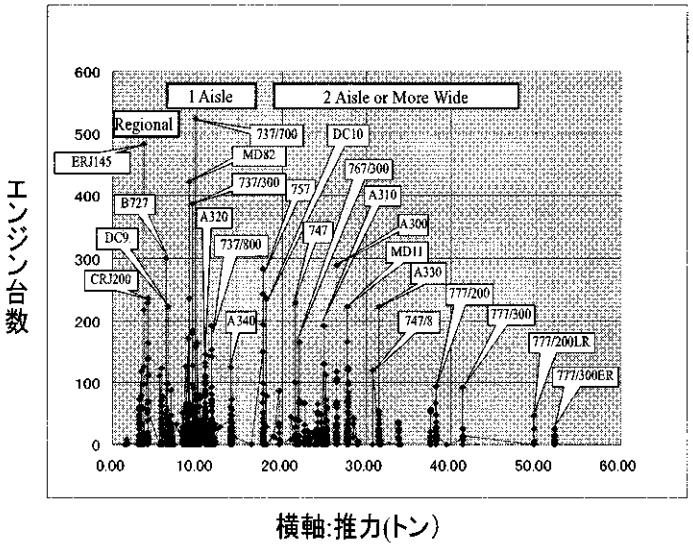



図5　現用エンジン台数の推力分布[1]

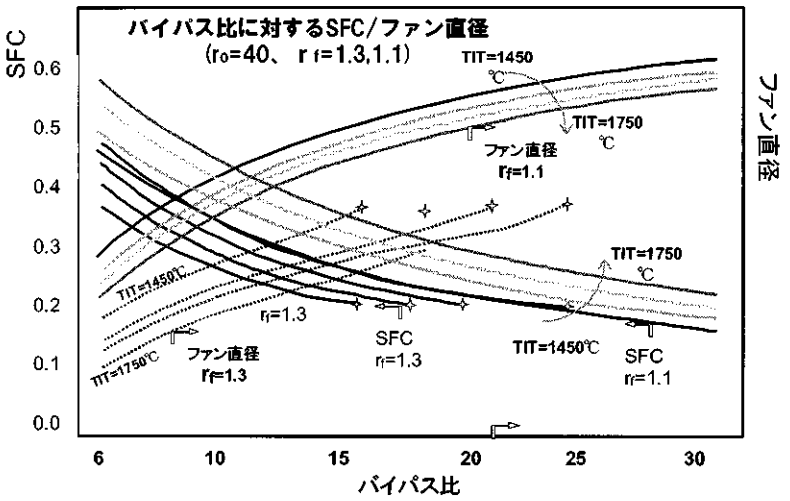



図6　SLSにおけるバイパス比とSFC/ファン直径

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

ンジンであり、タービンの高温化と高圧化、徹底的な複合材化、ブリスクの導入、段負荷の向上などによる軽量化と熱機関性能向上が課題であり、これによって、機体搭載時の総合性能として、燃費 20%低減と、高信頼性、低騒音性を実現するエンジンが目標になるものと言える。

## 3　超高バイパスエンジンに関する技術考察

### 3.1　熱力学的サイクル計算からの検討

設計点性能の比較を行うため、簡単な熱力学的なサイクル計算を行った。バイパス比を6から30まで変化させ、全圧力比 ro を 20 から 60, タービン入り口温度(TIT)を 1300℃から 1750℃まで、ファン圧力比 rf を 1.1 から 1.4 まで変化させた。計算は主に、地上静止 SLS と、マッハ数 0.8、高度 9,000m の 2 条件で行い、これらパラメータの影響を定性的に調べた。この計算はあくまで、設計点性能であり、コンポーネント性能、効率、圧力損失などは何れも一定である。また、エンジン規模、即ち必要ファン直径を検討するため、推力 15ton のエンジンを想定した。

図 6 は TIT を 1450℃から 1750℃までの、ファン圧力比 1.1 と、1.3 のエンジン燃料消費率 SFC と必要ファン直径を示したものである。超高バイパスの極限的なデータを求める意味で、ファン圧力比を 1.1 まで下げて計算してみたが、SFC の大幅改善は得られるものの、ファン直径は 2.8m 程度と、現実的な値である 2m 前後から比較するとかなり大きなファンとなった。また、ファン圧力比 1.3 では、1500℃以上、ここに示していないが、通常使われる 1.4 程度では 1700℃程度までの高温化が必要であることが分かる。

図 7 には飛行条件での計算結果を示した。TIT の高温化と共に超高バイパス比の採用が可能となり、同時に最小 SFC 値が低下することも示された。また、ISP の低下から飛行中の推力余裕に問題がある可能性であることも理解できる。但しこれは運航や安全からの設計の問題であろう。

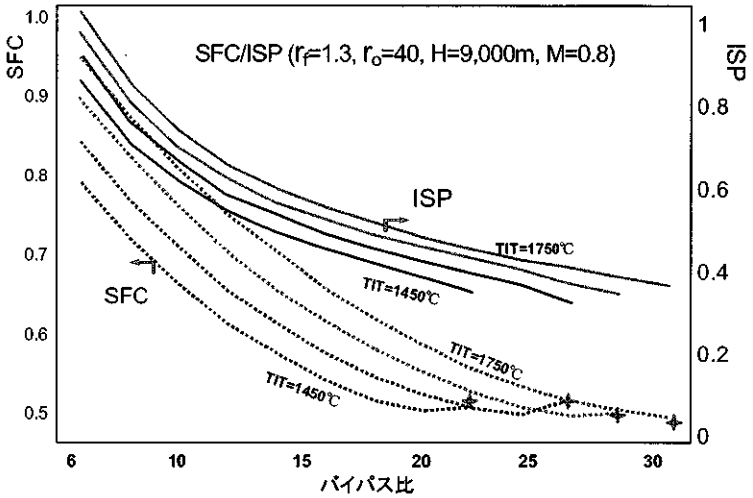



図 7　サイクル計算によるバイパス比と SFC/ISP
(全体圧力比 40、ファン圧力比 1.3、飛行条件)

図 8 には、上記の結果から、飛行時の最適バイパス比が、ファン圧力比と TIT とに依存することが分かったため、これらをパラメータにした結果を示した。ファン圧力比が小さい 1.1 ではバイパス比と共に SFC は一様に低下し、TIT も低い方が良好であると言う結果となる。しかし、実際の離陸あるいは巡航時の推力余裕などから採用されるであろう圧力比 1.4 あるいは 1.3 程度を見れば、TIT1,600℃以上でバイパス比 18 から 25 程度に最適値があることが分かる。また、全体圧力比にも最適値が存在し、ro が高いほど、高い TIT を実現すれば、高いバイパス比で大きな SFC 低下が得られることも分かる。即ち、推進効率向上を狙う超高バイパスエンジンでは、コアエンジンの圧力とタービン入口温度とを

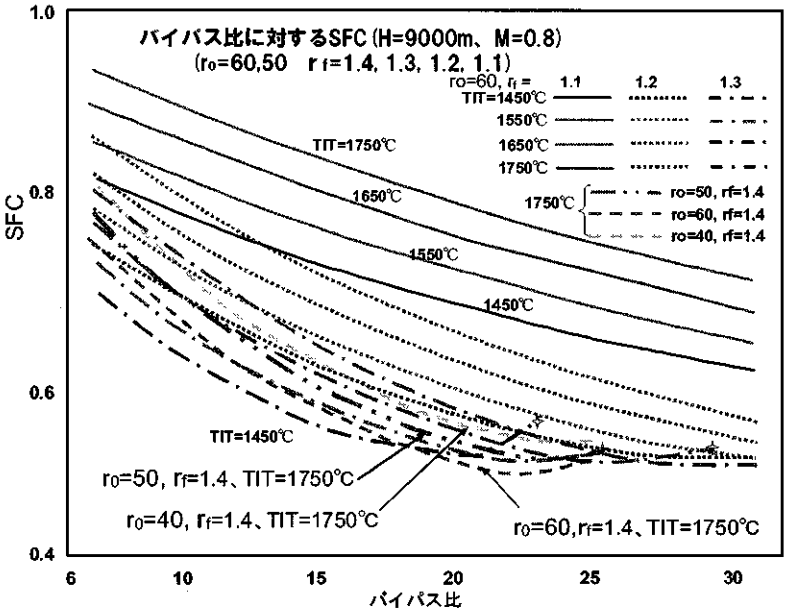



図 8　SFC のバイパス比、タービン入口温度、ファン圧力比、全体圧力比などによる変化と最適条件(飛行条件)

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

共に高めて、コアエンジン出力を大きくした上で、ファン圧力比を若干低くし、大きなバイパス比エンジンを実現することになる。一方、前述のように超高バイパスエンジンはファン径が大きくなることから、エンジン搭載性、ファンカウル空力抵抗、重量、機体脚延長などにペナルティーがあり、総合技術で最適化を図る必要がある。[6]

3.2 オーバルエンジンの検討

これまでの検討からファン直径の増大が問題となることが示された。15トンクラスエンジンでは、バイパス比6程度の現用エンジンで約2mのファン直径だが、バイパス比15では計算上2.5mあるいは2.8mともなり、前記の技術課題が新たに発生する。A320でも、72inch程度が最大直径であり、B737では61 inchが最大と言われている[5]。超高バイパスエンジンの搭載に関する機体側の課題は概ね次の通りである。①主翼上面の揚力寄与の流れを乱さないこと。翼の揚力は翼上面の負圧がその殆どを出しており、翼下面の正圧はあまり寄与していないが[6]、上面設計を誤ると致命的な性能劣化を来す。②主翼の脚長。翼下の空間の必要性から、脚長の延伸が必要になるが、脚の重量、胴体内への折り畳み収納、そのスペースと機構。

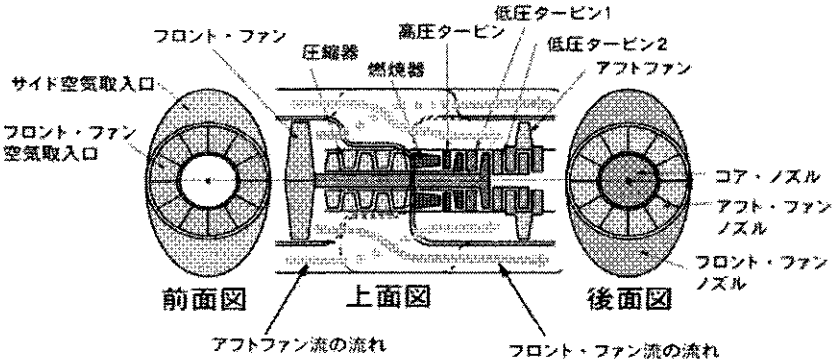



図9 ファン径にメリットのあるオーバルエンジン概念[7]

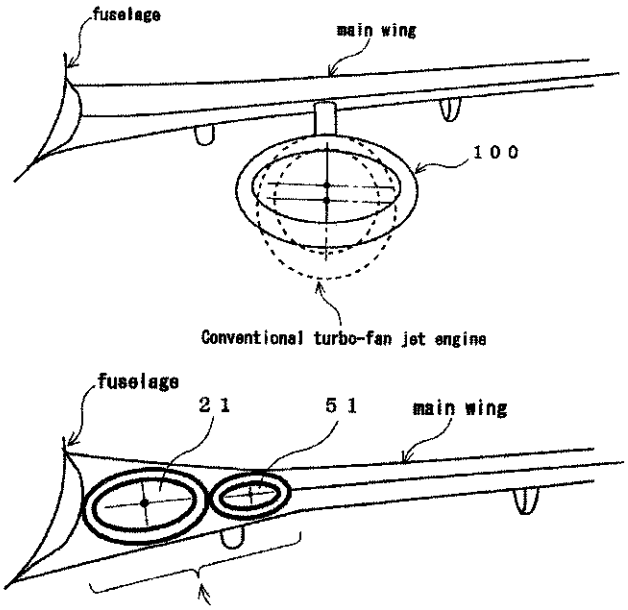



図 10 オーバルエンジンの機体搭載

そこで筆者らのオーバルエンジンだが、図9にその概念を示す[8]。図左が上流側で右が下流側、即ちノズル側である。ファンがフロントとリヤにあるタンデムファンエンジンであり、そのため回転部の直径は、理論上単段ファンの0.7倍となる。後段のファン（アフトファン）の空気吸い込みを確保するために、インテークの前面形状を水平方向に拡大して楕円形状(オーバル)としたために、オーバルエンジンと命名した。主に中央部の空気を前段ファンが吸い込み、インテーク後流に後段ファンに空気を送る分離ダクトがあり、図に示すように内部で流れが交差して、後段ファンの空気を確保する。ファンのノズルはその逆に、中央部が後段ファン（アフトファン）のファンノズルとなり、左右がフロントファンのファンノズルとなる。このエンジンの詳細は後日に譲るが、インテーク高さの減少が機体搭載問題に有利となる。例えば、図10のように、(上) 翼下搭載でも脚の延長は必要が無い。また、翼中搭載(下)の検討も出来、これはさらに将来に期待されている、BWB(全翼機)形状の省エネ機の登場にも対応可能である。

4 技術基盤強化と研究開発プロジェクトの検討

以上、今後20年にわたって広がる大きな航空機市場の中核をなすであろう、150席クラスの単通路旅客機のエンジンの動向と、我が国が検討出来るその市場へのアクセス戦略、そして、可能な技術検討を行ってきたが、ここでは、技術の研究開発と、関連する基盤試験設備について簡単に触れる。

4.1 エンジン基盤の強化

我が国の航空エンジン産業は、年商3,500億円程度、世界の6%に満たない規模であり(2008年)、その主体は、GE、ロールスロイス、あるいはP&Wのプログラムへの参加あるいは、下請け製造である。しかし、製造技術や品質技術、一部の設計技術には世界も認める高いものを有している。これから到来するであろう超高バイパスエン

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

ジンの技術についても、F7エンジンでの実績は、全機エンジンとりまとめを含め、技術基盤を形成している。しかし、これから航空機及び航空機用エンジンにが、我が国の基幹産業として、先端技術分野と産業の高度化を担うためには、相当の計画的で戦略的な活動が必要であろうことは、関係者がおしなべて認めるところである。本稿は、その期待の実現に、単通路旅客機用のエンジンサイズでの具体的な計画推進を検討することを促すために、幾つかの考察を提供してきた。但し、実際にはまだまだ技術の獲得が必要であり、基盤となる試験設備の拡充も不可欠であろう。特に、コアを含む要素技術の強化には、継続的な要素試験が不可欠であり、試験設備のコンピュータとのハイブリッド化を含めて、革新的な設備の整備に知恵を出すことを望みたい。

4.2 研究開発プロジェクトの検討

研究開発プロジェクトについて以下の様に考えたい。流体、熱、燃焼、構造、制御などのそれぞれのファクターに応じて、エンジン規模の相似則を満足して技術の基盤を築くことを考えれば、15トンクラスのエンジンを対象に研究開発、試験設備整備、コンピュータシミュレーションなどの研究開発計画を進めることが望ましい。我が国が現在主に担当している低圧低速部位に留まることは、今後の発展に得策ではないだろう。そのためにも、コアエンジン技術について、15トンクラスのエンジンを対象に展開することは、極めて妥当と言えよう。小型エンジンには特有の小型技術が必要であるが、これは、我が国に備わりつつある。15トンクラスのエンジンが、技術のショーケースとして、その参加度や、技術貢献度が将来に大きな影響を及ぼすと考えられる。従って、国際発信の出来る研究開発プロジェクトが、産学官の完全な連携によって展開することを強く期待したい。また、技術にはエンジンの設計技術に留まらず、システム管理技術、製造技術、認証や設計製造に関わる標準化技術などをも含めることが必要である。

おわりに

(エンジン技術と産業への期待)

以上論じたように、今後20年間の小中型エンジンの開発競争に大きな変化が生ずることが明らかである。我が国にとって、航空エンジンを含む航空機産業の成長と拡大は、産業構造上、また、科学技術の発展の上からも非常に重要である。結論から言えば、V2500とCFMが占めてきた大きな市場に対して、我が国のエンジン産業が確固たる存在感を示すことが、今後に必須であるとの考えから、独自の技術力を高め、国際共同開発にシェアの拡大をもたらし、我が国の発信力を向上させうる道筋について考察した。また、この様な研究開発、実機開発は、さらに将来の超音速エンジン、オープンロータや分散ファンエンジンなどの開発にも大きく貢献する。関係機関の一層の精励を期待したい。

(東日本大震災からの立ち上がる新生日本における、ジェットエンジン技術者の役割)

2011年3月11日は、我が国にとって永遠に忘れることの出来ない日となった。しかし我が国は歩みを止めることは出来ない。この惨状からの復興のプロセスにより、今後のエネルギー、科学技術、産業構造を含む社会システム全体を大きく革新しなければならないと言える。我々航空機・エンジン技術者としてその重要な一例を示せば、電力確保、高度化に向けて高効率で、比較的$CO_2$排出の少ないガスタービン複合発電の普及が好例である。1980年代に進めた高効率ガスタービンの研究開発の成果はいまだに我が国のガスタービンに引き継がれて発展している。ジェットエンジンとガスタービンとの共通技術開発プロジェクトを推進することも一考である。

学会がそれらの情報と意思の集約と発信の中核となり、「ガスタービンを考える会」[8]がはじめた我が国のビジョン作りと共に、我が国におけるガスタービン・ジェットエンジンのセンターの役割を果たすことも大いに期待したい。

参考文献

[1] 坂田ほか、JAXA-SP-09-015, 2010.02、
[2] JADC市場調査資料, 2011.05
[3] Roles Royce資料, 2009.09
[4] 例えば、Aviation Week 2011.04.17
[5] 柴田、航空原動機講演会(広島)、2011.03
[6] 比良二郎、「飛行の理論」廣川出版、1971
[7] 柳、Pat.: US7,921,637B2、2011.04
[8] 渡辺紀徳、GTSJ定期講演会No.37, 2009.10

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-1

# 液膜微粒化の噴霧特性計測と界面追跡/粒子追跡ハイブリッド数値解析

*井上　智博，渡辺　紀徳，姫野　武洋，鵜沢　聖治（東大），宮下　陽輔（東大院）

# Atomization Characteristics of Liquid Sheet and Application of Euralian/Lagragian Hybrid Analysis

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

**ABSTRACT**

For the prediction of atomization phenomena, Euralian/Lagragian hybrid method has been developed. Corresponding experimental measurement was also conducted on atomization of liquid sheet, which was produced by impingement of two water jets. The method, CIP-LSM/DDM, computes continuous liquid sheet by CIP-LSM (CIP-based Level Set & MARS), and tracks the motion of drops by DDM (Discrete Droplet Model). Numerical results of flow visualization coincided with corresponding experimental results at large Weber number in a qualitative sense. Additionally, liquid flow rate was able to be represented by numerical analysis. Hence, it was confirmed that CIP-LSM/DDM had potential to analyze the sequence of atomization phenomena.

**Key words**: Atomization, Liquid Sheet, Flow Visualization, CFD, CIP-LSM/DDM Hybrid

## 1．緒論

昨今，航空用エンジンや発電用ガスタービンに対して，環境適合性の向上や燃料消費量の低減が一層強く求められている[1]。これらの要求に応えるべく，燃焼性能を改善する観点から，液体燃料の微粒化技術の向上は，重要な技術課題の一つに位置付けられている。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さらに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，噴霧特性を予測するために上流側の境界条件として必要となる，噴射弁内部ないし噴射弁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いないことが挙げられる[2]。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，噴射弁近傍に見られる連続液体の解析には，界面追跡法が有効である。しかし，下流の噴霧流動までも同手法で解析するためには，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，連続液体部分にはオイラー的な界面追跡法を適用し，下流の噴霧流動解析にはラグランジュ的な粒子追跡法を採用して両者を接続する，ハイブリッド手法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。

これまでに著者らは，界面追跡法を適用し，微粒化のスケール毎に実現象との比較に基づく検証を実施してきた[5]。その結果，液膜および液柱の微粒化現象に対する適用可能性が一定程度蓄積された。そこで現在，界面追跡/粒子追跡ハイブリッド手法を開発している。本論文では，液膜微粒化現象に対する，同手法の適用可能性を検証することを，第一の目的とする。あわせて，高ウェーバー数環境の基礎的な微粒化現象の可視化および粒径計測を実施し，数値解析結果と比較可能なデータを蓄積することを，第二の目的とする。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，容易に液膜を作り出せる，二液衝突式噴射弁を用いた。

## 2．実験装置と解析手法

### 2.1　液膜微粒化計測装置

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

Fig.1 に，実験装置の外観図を示す。装置は主に，加圧用コンプレッサーとリザーバータンク，噴射弁によって構成される。実験実施時には，まず，作動流体である水を，二つの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，二つの噴射孔から水を噴射した。噴射弁出口近傍を拡大した Fig.2 に示すように，直径 $D$=1mm の孔から，互いに 40 度の角度をなして噴射した水ジェットは，噴射面から 5mm の位置で衝突して液膜を形成する。こうしてできた液膜の微粒化現象を，ハイスピードビデオカメラ(Photron APX-RS)によって，時系列に記録した。また，下流では，DANTEC Shadow Sizing System を用いて粒径を計測した。このとき，飛散した噴霧群に YAG レーザー光を背後からパルス的に照射し，得られた瞬時の粒子画像から液滴径を算出した。あわせて，集霧器(paternator)を設置し，液体の流束分布を取得した。以下では，座標系 $x$-$y$-$z$ を，二つの噴射孔中心を原点として，Fig.2 に示すように定義する。作動流体の物性値を，Table1 に示す。

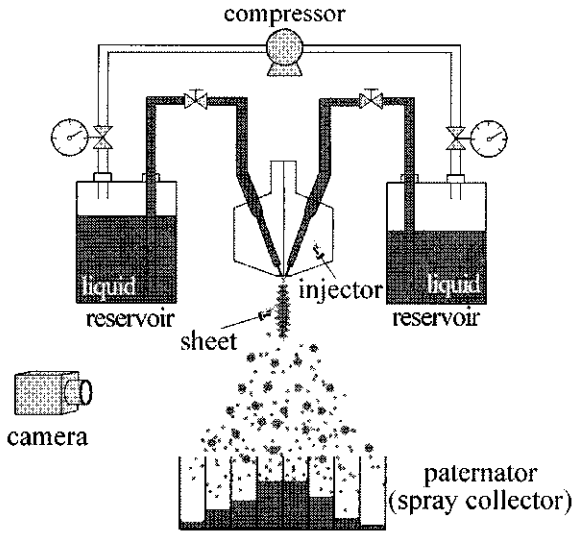



Fig.1 Experimental Apparatus

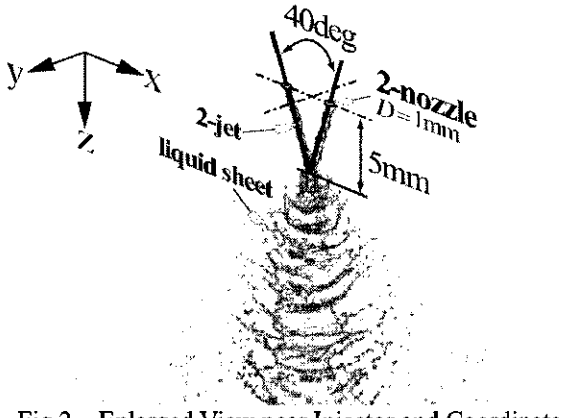



Fig.2 Enlarged View near Injector and Coordinate System

Table 1 Physical Properties of Working Fluids

| fluid | density $\rho$[kg/m$^3$] | coef. of viscosity $\mu$[Pa・s] | coef. of surface tension $\sigma$[mN/m] |
|---|---|---|---|
| air | 1.2 | $1.8\times10^{-5}$ | 70 |
| water | 1000 | $1.0\times10^{-3}$ | |

## 2.2 界面追跡/粒子追跡ハイブリッド数値解法

Fig.3 に示すように，本研究では，噴射弁近傍のジェットおよび液膜の解析に，界面をオイラー的に捕捉する界面追跡法を採用し，下流の噴霧流動解析に粒子追跡法を適用した。はじめに，界面追跡法として用いた CIP-LSM(CIP- based Level Set & MARS)[6-7]について述べる。自由表面を含む流れ場は，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。

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

$$\rho\frac{\partial\vec{u}}{\partial t}+\rho\left(\vec{u}\cdot\nabla\right)\vec{u} = \nabla:\mathbf{\Pi}+\rho\vec{g}+\frac{\vec{F}_D}{\int_\Omega dV} \tag{2}$$

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

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

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 $\mathrm{T}_\nu$，及び界面張力テンソル $\mathrm{T}_\sigma$ の和であり，それぞれ式(5)-(7)で表される。

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

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

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

但し，$\delta_s$ は界面でのみ値を持つ delta 関数，$\vec{n}_s$ は

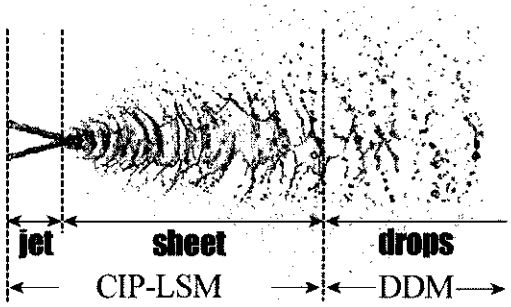



Fig.3 Atomization Phenomena and Applied Method

Table 2 Physical Properties in Eq.(9)

| | Physical properties | $X$ |
|---|---|---|
| $\rho$ | Density | $\rho$ |
| $C_p$ | Specific heat at constant $p$ | $\rho C_p$ |
| $C_s$ | Sound velocity | $(\rho C_s^2)^{-1}$ |
| $B$ | Volume expansion coefficient | $B$ |
| $\mu$ | Coefficient of viscosity | $\mu$ |
| $\lambda$ | Thermal conductivity | $\lambda$ |

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

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)

自由表面流の数値解法採用した CIP-LSM は，流体解法として CCUP 法[8]の一種である TCUP 法[9]を，界面追跡法として，界面形状捕捉に優れる Level Set 法[10] (LSM)と体積保存性に優れる MARS 法[11]を融合した HLSM (Hybrid LSM & MARS)を用いている。界面張力は CSF モデル[12]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[7]。式(9)の物性 $X$ を，Table2 に示す。

$$H_v / J = \int_\Omega H_s dV \tag{8}$$

$$\overline{X} = 0.5(X_{liq} + X_{gas}) + H_v(X_{liq} - X_{gas}) \tag{9}$$

ここで，$J$ はヤコビアン，$\Omega$ は検査体積を表す。

次に，粒子追跡法について述べる。本研究では，DDM(Discrete Droplet Model)[13]を採用した。同手法では，代表粒子によって質点近似された液体粒子群を，運動方程式(10)を解くことでラグランジュ的に追跡する。

$$w_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = -\vec{F}_D + w_p \vec{g} \tag{10}$$

ここで，$\vec{u}_p, w_p, \vec{F}_D$ は，それぞれ代表粒子の速度，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。

$$\frac{dx_p}{dt} = \vec{u}_p \tag{11}$$

$$\vec{F}_D = C_D A_p \frac{\rho_g(\vec{u}_p - \vec{u}_g)\,|\,\vec{u}_p - \vec{u}_g\,|}{2} \tag{12}$$

但し，$x_p, A_p$ は粒子位置と投影面積を表し，$\rho_g, \vec{u}_g$ は粒子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，代表粒子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[14]。

$$C_D = \begin{cases} \dfrac{24}{\mathrm{Re}_d}\left(1 + \dfrac{1}{6}\mathrm{Re}_d^{\frac{2}{3}}\right) & (for\ \mathrm{Re}_d < 1000) \\ 0.44 & (for\ \mathrm{Re}_d \geq 1000) \end{cases} \tag{13}$$

求めた $\vec{F}_D$ は，噴霧流動が気流に与える抵抗として，運動量保存式(2)にも反映される。

今回は，ハイブリッド解法(CIP-LSM/DDM)の最も単純な場合として，計算空間内の指定した面で，二つの解法を切替えた[15]。その際，液相の体積，質量，速度を，一定の直径を有する代表粒子群に引継いだ。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。ただし，乱流モデルや噴霧粒子の分裂モデルは導入されておらず，今後の課題として残されている。

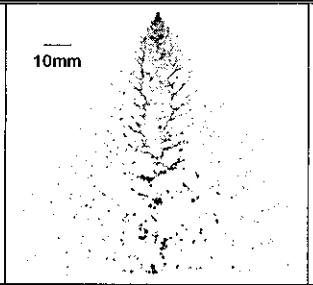
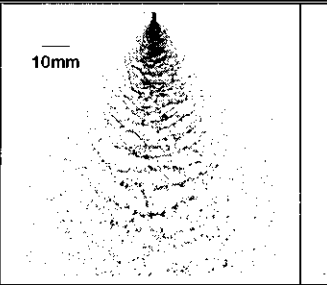
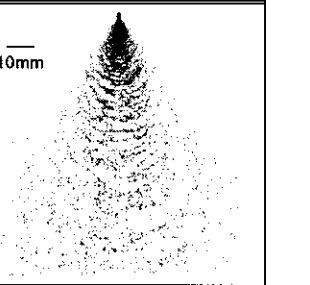
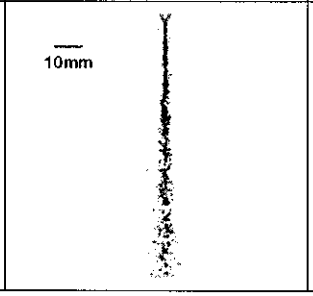
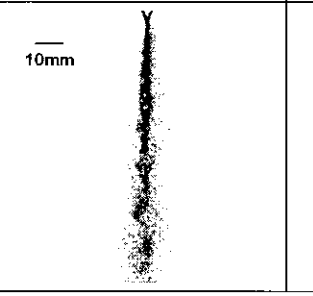
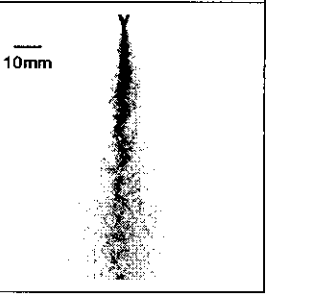
## 3．実験結果

実験条件を Table 3 に示す。噴射速度 $U$ を変えて，

Table 3 Injection conditions.

| | $U$, m/s | $We$ |
|---|---|---|
| Case1 | 4.1 | 200 |
| Case2 | 7.5 | 800 |
| Case3 | 19.8 | 5,500 |
| Case4 | 27.3 | 10,500 |

Table 4 Experimental Visualization of Liquid Sheet Atomization at Impingement Type Injector

| | Case1 | Case2 | Case3 | Case4 |
|---|---|---|---|---|
| Front view ($y$-$z$) $y$ $z$ | |   |   |   |
| Side view ($z$-$x$) $x$ $z$ | |   |   |   |

Shutter:1/102,000s, Frame rate:10,000fps

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

ウェーバー数を $We$=200-10,500 の範囲で変化させた。ここで，ウェーバー数は，Table1 に示された液体密度，界面張力係数を用いて，式(14)から算出した。

$$We = \frac{\rho_l U^2 D}{\sigma} \tag{14}$$

一般に，実機における燃料噴射時のウェーバー数は，1,000 以上であると考えられる。

はじめに，可視化結果を，Table4 に掲げる。Case1 の場合，$y$-$z$ 平面(Front view)に，膜端部が厚い平滑な液膜が形成される。膜の下端に一旦液体が集まったのち，粗大な液滴が分裂する。続いて Case2, Case3, Case4 を見ると，ウェーバー数の増加とともに，液膜が激しく波立って分裂する様子を確認できる。$z$-$x$ 平面(Side view)では，ウェーバー数の増加とともに，$x$ 方向に液体が広がっており，Case4 の場合に，最も広範囲に飛散していることが分かる。

Table 5　Injection conditions.

| | Number of drops | Arithmetic Averaged Diameter ($d_{10}$) | Sauter Mean Diameter ($d_{32}$) |
|---|---|---|---|
| Case3 | 1,957 | 124 μm | 451 μm |
| Case4 | 5,449 | 82 μm | 388 μm |

1,000frames were measured in each case.

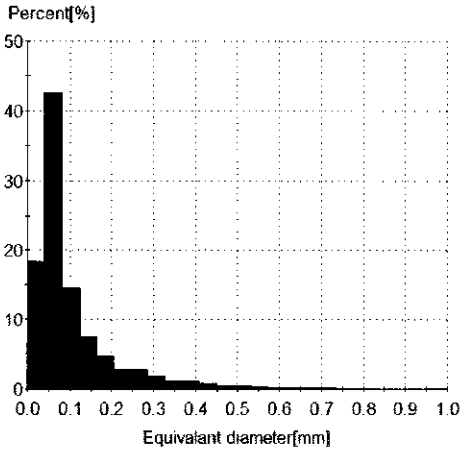



Fig.4　Distribution of Drop Diameter of Case4

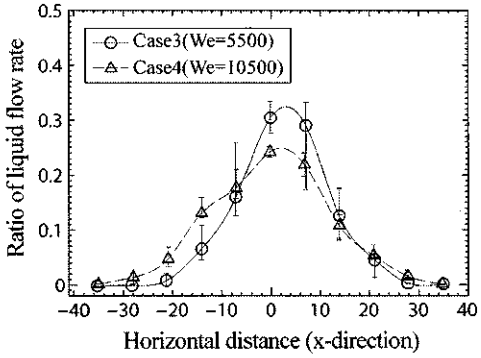



Fig.5　Distribution of Liquid Flow Rate

次に，Case3 および Case4 の噴霧を対象に，粒径分布を測定した。衝突点下方に位置する($x,y,z$)=(0,0,200mm)を中心として，$y$-$z$ 平面内の縦横 4.3mm 四方の領域を計測対象とした。計測可能な粒子径は，約 10μm 以上であり，非球形粒子の粒径は，等価投影面積を有する球形粒子の直径として算出した。計測結果の Table5 を見ると，いずれの場合も算術平均粒径は，$d_{10}$～100μm であるが，ウェーバー数の増加とともに検出粒子数が増え，同時に，算術平均粒径と SMD の両者が小さくなっている。これは，噴射速度の増加に伴って液滴の飛散速度が速くなった結果，単一液滴として存在可能なウェーバー数である $We$～$O(1)$を満足する液滴径が小さくなったこと，また，噴射流量が多くなったことが原因であると考えられる。Fig.4 に，Case4 における粒子径の頻度分布(各粒径範囲に属する液滴数を総数で除したもの)を示す。100μm 以下の粒子が全体の過半数を占めており，100μm 以上の粒子数は粒径の増加とともに急激に少なくなっている。Case3 の頻度分布も，Fig.4 と類似していることを確認した。

続いて，Case3 および Case4 の場合に，($x,y,z$)=(0,50mm,80mm)の位置で集霧を行い，$x$ 方向の液体流束分布を取得した。集霧器の各領域で捕集した液体の体積を，総集霧量で無次元化した結果を，Fig.5 に示す。図中のエラーバーは，5 回計測した結果の最大値と最小値を表している。衝突点と同一平面内にある $x$=0 にピークを有し，外周部の流束は小さくなる。また，ウェーバー数の増加とともに，ピーク値が小さくなり，空間的により一様に分布する。

## 4．数値解析結果

CIP-LSM/DDM を用いて，前述の実験条件 Case3 と Case4 を対象に，三次元非定常解析を行った。Fig.6 に計算格子を示す。70×70×100 点で構成される直交格子系の上面に二つの噴射孔を設置し，液膜が存在する部分に格子を密に配置した。境界条件は，噴射孔以外の上面には滑りなし条件を与え，その他の境界には自由流出条件を課した。噴流の流入条件は，流量を実験と一致させた上で，1/7 乗則に従う発達した管内乱流の速度プロファイルを与えた。CIP-LSM と DDM の接続は，衝突点から距離 $r$=15$D$ の球面を通過した液体を，$t$=$10^{-4}$s 毎に粒子に変換して追跡した。代表粒子径は，実験結果を踏まえて $d$=100μm で一定とした。

はじめに，実験と解析によって得られた可視化

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

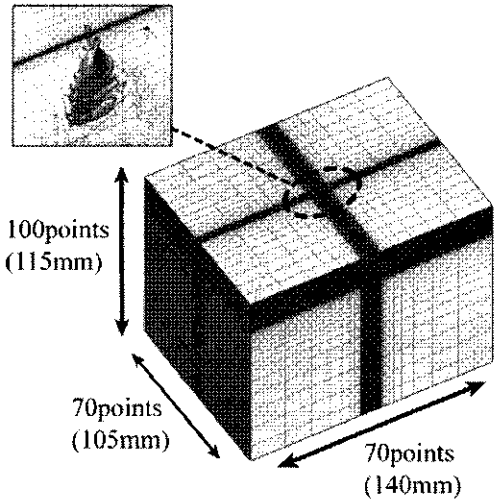
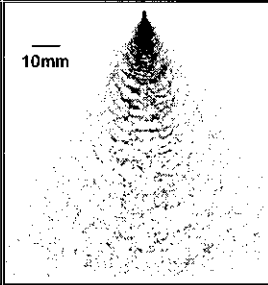
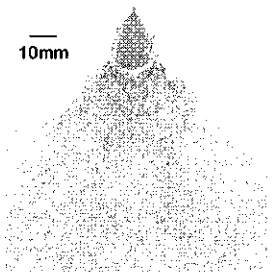
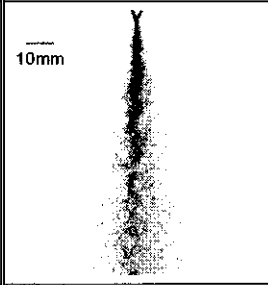
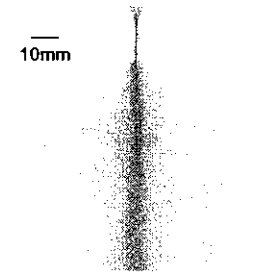
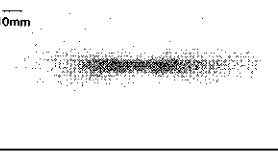
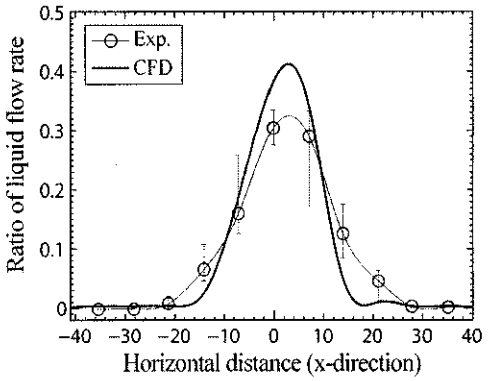



Fig.6　Numerical Grid System.

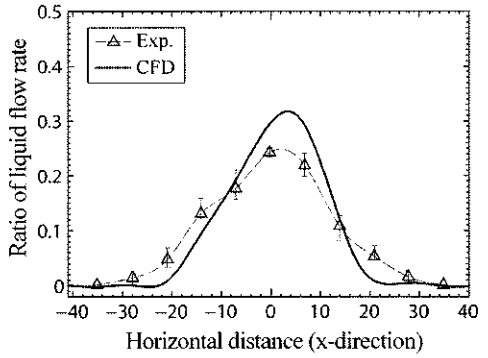
Table 6　Visualization of Atomization (Case4).

| | Experiment | CIP-LSM/DDM |
|---|---|---|
| Front view ($y$-$z$) |  |  |
| Side view ($z$-$x$) |  |  |
| Bottom view ($x$-$y$) | no image |  |

結果のうちCase4の場合について，Table 6に示す。解析結果において，$Hv$=0の等値面を液膜として可視化した。$y$-$z$平面(Front View)および$z$-$x$平面(Side View)の解析結果において，液膜を形成したのち破断し，下流で液滴が飛散する様子を認めることができる。こうした大局的な微粒化過程は，実験結果の可視化画像と類似している。しかし，実験と解析結果は液滴の飛散領域に関して完全には一致していない。実験結果の液滴飛散領域が狭い要因の一つとして，実験結果では，$d$～200μm以下の粒子を解像できないことが挙げられる。数値解析に




(a) Case3




(b) Case4

Fig.7　Distribution of Liquid Flow Rate in $x$-direction.

よって得られた，$x$-$y$平面における噴霧の可視化画像をあわせて示す。噴霧は$x$方向に比べて$y$方向に広く飛散するとともに，衝突点直下の位置から離れるにつれて，液滴数が少なくなることを明瞭に可視化できている。

次に，液体流束分布を比較した結果を，Fig.7に示す。いずれのウェーバー数においても，$x$=0付近にピークを有し，周辺部で流束が小さくなるという定性的な傾向に関して，解析結果は実験結果と一致する。また，ウェーバー数の増加に伴って，広範に液体が分布する傾向も，数値解析によって捉えられていることが分かる。

## 5．結言

二液の衝突によって形成された液膜の微粒化を対象として，界面追跡/粒子追跡ハイブッリッド解析手法を開発するとともに，解法の検証用データを実験的に取得した。以下に結論をまとめる。

はじめに，実験によって以下の結果を得た。

(1)ウェーバー数を$We=O(10^2)$～$O(10^4)$の範囲で変化させて，液膜微粒化現象を可視化した。ウェーバー数の増加に伴って，液膜が激しく微粒化することを確認した。

(2)$We$=5,500および105,000の場合に粒径分布を計

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

測した。算術平均粒径はいずれの場合も約 100μm であった。

(3)噴霧流束分布は，ウェーバー数の増加とともに，空間的に一様になることを確認した。

次に，数値解析によって以下の結論を得た。

(4)連続液膜部の解析に界面追跡(CIP-LSM)を採用し，噴霧流動の解析に粒子追跡(DDM)を適用する CIP-LSM/DDM を構築した。その結果，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。

(5)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。

(6)微粒化現象に対する CIP-LSM/DDM の適用可能性が示された一方で，両解法の接続方法の改良や，二次微粒化モデルおよび乱流モデルの導入といった課題が残されている。実現象との比較に基づく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) GTSJ web site (http://www.gtsj.org/society)
2) Santolaya,J.L., Aísa,L.A., Calvo,E., García,I., and Cerecedo,L.M., :Experimental Study of Near-Field Flow Structure in Hollow Cone Pressure Swirl Sprays, J. of Propulsion and Power, Vol. 23, No. 2(2007) pp. 382-389.
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) 井上智博，渡辺紀徳，姫野武洋，鵜沢聖治：噴射器内部流れが自由液膜挙動と微粒化特性に与える影響とその機構（液体噴射速度分布の効果），日本機械学会論文集B 編, Vol.76, No.765 (2010), pp.755-762.
6) 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.
7) 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.
8) 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.
9) 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.
10) 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.
11) Kunugi,T.: MARS for multiphase calculation, Computational Fluid Dynamics Journal, Vol.9, No.1 (2000).
12) 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.
13) Faeth, G. M.: Evaporation and Combustion of Sprays, Progress in Energy and Combustion Science, 9(1983), pp. 1-76.
14) Litchford, R.J. and Jeng,S.M.: Efficient Statistical Transport Model for Turbulent Particle Dispersion in Sprays, AIAA Journal, Vol.29, No.9(1991).
15) 宮下陽輔：衝突型噴射器の微粒化と噴霧特性に関する研究，東京大学修士論文(2010)


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-2

# 希薄ステージング低 NOx 燃料噴射弁の着火特性の向上

＊ 小林 正佳，松山 竜佐，小田 剛生，緒方 秀樹，堀川 敦史（川崎重工業）
藤原 仁志（JAXA）

# Improvement on Ignition Performance for a Lean Staged Low NOx Combustor

*Masayoshi KOBAYASHI, Ryusuke MATSUYAMA, Takeo ODA, Hideki OGATA,
Atsushi HORIKAWA (KHI) and Hitoshi FUJIWARA (JAXA)

**ABSTRACT**

KHI (Kawasaki heavy industries Ltd, Japan) and JAXA (Japan Aerospace Exploration Agency) have been working together since 2004 to improve lean staged concentric fuel injector technologies. One of the weak points of a lean staged fuel injector is said to be ignition / light around performance. Ignition characteristics were assessed on several fuel injector configurations in burner tests. Laser diagnosis, CFD analysis and high-speed video camera recording were used to understand the effect of fuel injector geometry on fuel spray distribution and ignition characteristics. They showed a clear relationship between the burner geometry and ignition characteristics. Light around characteristics was evaluated with the burner configuration optimized in burner tests. Light around performance deteriorated in multi sector unit compared to that in burner test. CFD analysis and some ignition tests with different configuration of combustor gave a clue to restore the light around characteristics deteriorated in multi sector unit

**Key words**: Combustor, Lean, Combustion, NOx

## 1. 序論

環境保護に対する意識の高まりから、国際民間航空機関(ICAO)が規定する航空エンジンの NOx 排出量を抑制する規制が厳しくなってきている[1]。そのため、エンジンメーカーや研究機関は、環境適応型エンジンのための低排出ガス燃焼器の技術開発に注力している[2-8]。

KHI と JAXA による希薄予混合燃料噴射弁の共同開発では、NOx 排出量について、20%CAEP2 以下を目標とした。その結果、高空着火、始動着火およびクルーズ燃焼効率を含む典型的なエンジン運用条件での排ガス性能など、耐空性に要求される性能を劣化させることなく、目標とする NOx 排出量以下を達成した。また、エンジンに搭載するために必要な熱応力解析、振動解析、耐コーキング構造などの機械設計についても研究を行った。本共同研究では、エンジン搭載に必要なすべての面について解決を試みた。

本論文では希薄予混合燃料噴射弁の着火・吹き消え性能の改善に焦点を当てて報告する。

## 2. 希薄予混合燃料噴射弁の技術課題

図 1 は、KHI と JAXA によって開発された希薄予混合燃料噴射弁の断面図である。中心にパイロットバーナを配置し、パイロットバーナの外側を環状にメインバーナが配置されている。噴射弁を通過する空気は、パイロットバーナに 25%、メインバーナに 75%の割合で通過するように設計された。パイロットバーナのスワーラは 3 つ配置され、燃料はプレフィルマ方式によって噴射されている。噴射弁の直径は 80mm である。メインバーナの設計については GT2011-46256 で報告されている。

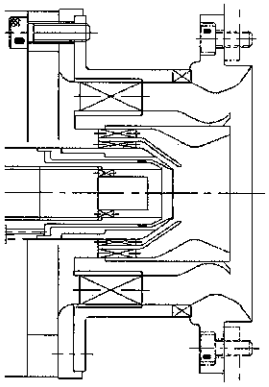


Fig. 1 Schematic view of lean staged fuel injector

アイドルやアプローチといった低出力条件では、安定燃焼を行うために局所的にリッチな条件で燃焼させるため、パイロットバーナにのみ燃料を供給し、拡散燃焼を行う。クライムや MTO といった高出力条件では、サーマル NOx を抑制するために、パイロットバーナに加えてメインバーナにも燃料を供給し、メインバーナで希

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

薄予混合燃焼を行う。そのため、希薄予混合燃焼器では、アプローチとクライムの間にあるどこかの出力で、パイロット燃焼形態からパイロット／メイン燃焼形態へ移行することになる。

上記のように、希薄予混合燃焼器の低出力条件では、パイロットバーナのみが燃焼する。メインバーナの燃料は遮断されているが、大量の空気は流れているため、この空気がパイロット火炎を消炎させ、着火性能、保炎性能および燃焼効率を低下させる可能性がある。したがって低出力条件において、これらの性能を改善するための鍵は、パイロット火炎とメイン空気流れの干渉を抑制することである。

## 3. 着火・火移りの過程

アニュラ方式の燃焼器における着火は、以下の過程に分類できる。

1. イグナイタが配置された噴射弁において、電気火花によって、イグナイタ先端周辺で初期火炎（核）が生成される。
2. 火炎核が噴射弁出口まで上流に運ばれ、噴射弁出口で火炎が形成される。
3. 一度火炎が噴射弁に形成されると、火炎はイグナイタが配置されていない隣の噴射弁に伝播する（火移り）。

## 4. 噴射弁単体試験結果

パイロットバーナの燃料噴霧分布を変化させるための設計パラメータとして、アウタリップ長さとインナスワーラ旋回角度を用いた。(Table1, Fig.2)インナスワーラ旋回角度の効果を評価する場合は、センターボディの直径を変更することによって、インナスワーラの有効開口面積が等しくなるようにした。

Table 1 Design Parameters

| No. | Lip length | Inner swirler angle |
|---|---|---|
| 1 | L | -45 degree |
| 2 | L2 | -45 degree |
| 3 | L3 | -45 degree |
| 4 | L4 | -45 degree |
| 5 | L | -45 degree |
| 6 | L | -20 degree |
| 7 | L | 0 degree |

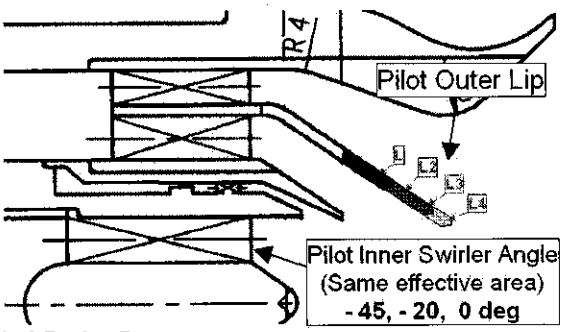



Fig.2 Design Parameters

Fig.3 に、噴射弁単体着火・吹き消え試験装置を示す。火炎観察のために、円筒の石英ライナ(直径約 125mm、長さ約 300mm)が用いられた。イグナイタは、噴射弁出口平面から 55mm 下流に配置された。着火試験は、常温・常圧条件とし、噴射弁での差圧を 1～6%としてデータを取得した。

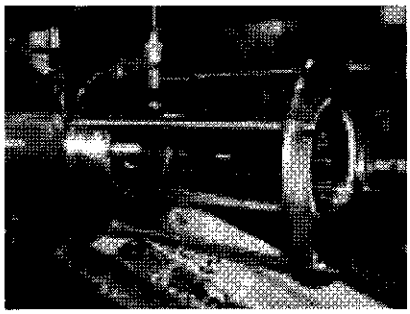


Fig.3 Single burner ignition / lean blow out test unit

Fig.4 に、それぞれの噴射弁の着火・吹き消え試験結果を示す。着火データのばらつきを無くすために、イグナイタ作動後 10 秒以内での着火が、3 回連続で確認できた場合を着火成功のデータとして記録している。AFR=0 のデータは、3 回連続着火が不可能であったことを示している。吹き消えは、燃料流量をゆっくりと減らし、火炎が吹き消えた空燃比を吹き消えデータとして記録した。

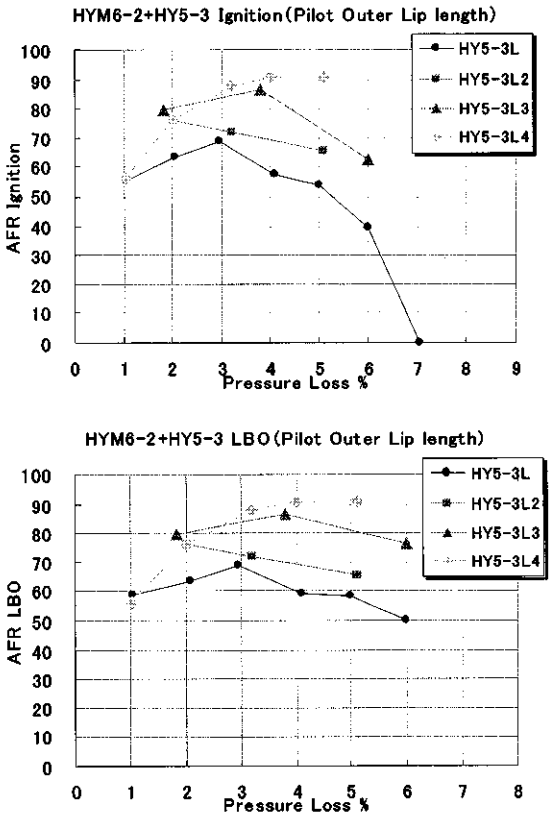



Fig.4 Single burner ignition / lean blow out result
(Effect of pilot outer lip length)

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

Fig.5 に、インナスワーラ旋回角度が着火および吹き消え性能に及ぼす影響について示した。インナスワーラ旋回角度を減らすと、着火・吹き消え性能が改善した。火炎の安定性の観点では、インナスワーラ旋回角度が小さいほど安定する。特に、インナスワーラ旋回角度が 0 度の場合、性能は大幅に改善された。

上記の着火・吹き消え試験結果のメカニズムを理解するために、レーザシート技術を用いた Mie 散乱を利用し、それぞれの噴射弁の燃料噴霧分布を計測した。Fig.6,Fig.7 にパイロットアウタリップ長さの影響と、インナスワーラ旋回角度の影響を示した噴霧分布を示す。噴霧試験は、常温・常圧条件で噴射弁での差圧を 4%として行った。試験空燃比は、40～1 とした。

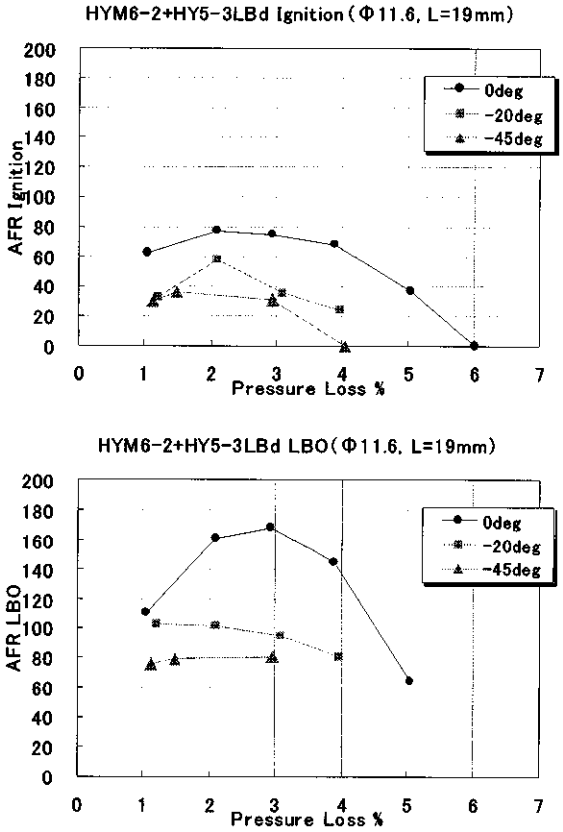



Fig.5 Single burner ignition / lean blow out result
(Effect of inner swirler angle)

燃料噴霧は、アウタリップが長いほど、またインナスワーラ旋回角度が小さくなるほど、噴射弁の中心軸上に集まる傾向にあった。特に、インナスワーラ旋回角度が 0 度の場合、他の噴射弁と比較してほとんどの噴霧が中心軸上に集まった。上記の結果から、燃料噴霧が中心軸上に集中するほど、着火・吹き消え性能が改善されることが分かった。

噴射弁下流の流れ場とパイロット燃料噴霧との関係についてさらに詳細に調べるために、インナスワーラ旋回角度が-45° と 0° の 2 種類の噴射弁について下流の流れ場を、PIV(Fig.8)と CFD(Fig.9)で解析した。どちらの噴射弁も流れ場は類似している。小流量であるインナスワーラの流れは、全体的な流れ場にはほとんど影響していない。中心軸上では、メインの旋回流れによって低速の再循環領域が形成された。それぞれの流れ場は類似しているが、噴射弁単体試験で観察された火炎は類似していない。インナスワーラ旋回角度が-45° の場合は、火炎が広がり、外周部は青炎となっている。一方で、インナスワーラ旋回角度が 0° の場合は、火炎は輝炎となっており、CFD や PIV から予想されたとおり、再循環領域におさまっているようである。参考として、インナスワーラ旋回角度-45° と 0° のパイロット燃料噴霧分布の結果を Fig.11 に再度示す。

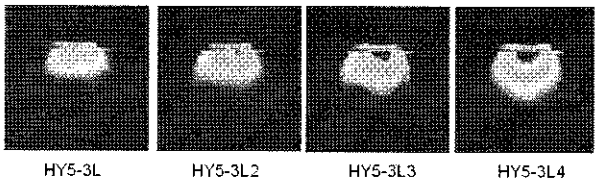



Fig.6 Single burner pilot spray distribution
(Effect of pilot outer lip length)

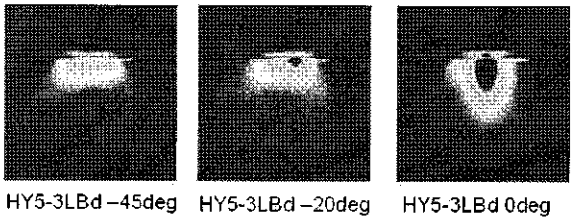



Fig.7 Single burner pilot spray distribution
(Effect of inner swirler angle)

Fig.8～Fig.11 の結果をまとめると、インナスワーラ旋回角度が-45° の場合は、ほとんどの燃料液滴は拡散し、メインの冷たい流れに巻き込まれるため、パイロット火炎が消炎され、吹き消え性能が低下すると考えられる。一方で、インナスワーラ旋回角度が 0° の場合は、ほとんどの燃料が再循環領域内におさまり、メインの冷たい流れに消炎されることなく、良好な吹き消え性能を示すと考えられる。吹き消え性能に関しては、上記で説明することができるが、着火性能に関しては、説明できない。

着火過程がどのように起こるかを理解するために、上記 2 種類の燃料噴射弁の着火過程を、高速度カメラにて撮影した。インナスワーラ旋回角度が 0° の場合は、イグナイタ先端が石英ライナ表面に配置されているにも関わらず、イグナイタ火花はほとんどの燃料液滴が分布している再循環領域に貫通するには十分な距離であり、再循環領域の端で火炎核が生成された。一度火炎核が生成されると、再循環領域に配置された燃料液滴を介して上流側に火炎が伝播する。火炎核が噴射弁出口に到達すると、火炎が発達し、安定化する。一方で、インナスワーラ旋回角度が-45° の場合は、イグナイタ先端で火炎

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

核が発生するが、上流まで到達する可能性がほとんど無いことが分かった。この仮定によって、インナスワーラ旋回角度 0° と 45° の着火性能の違いを説明することができる。

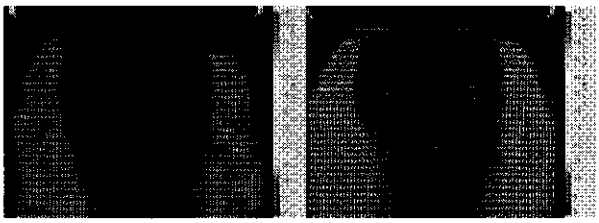
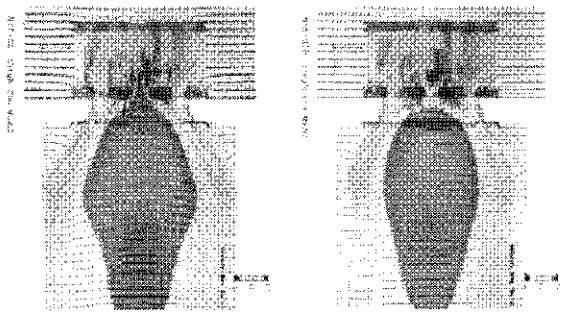
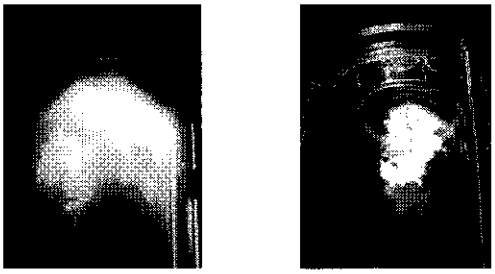


Fig.8 Flow field by PIV measurement



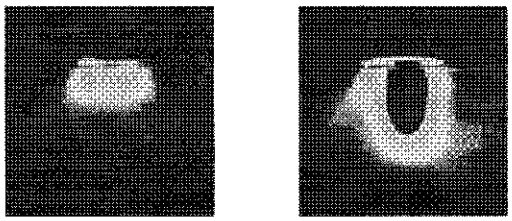
(-45 degree) (0 degree)

Fig.9 CFD analisys



(-45 degree) (0 degree)

Fig.10 Flame in burner tests



(-45 degree) (0 degree)

Fig.11 Pilot fuel distribution

**5.** マルチセクタ着火試験結果

最も着火・吹き消え性能が良好であった燃料噴射弁(インナスワーラ旋回角度0° )の火移り性能を評価するために、Fig.12 に示したマルチセクタ試験装置に組み込まれた。イグナイタは、中央の燃料噴射弁下流 55mm の位置に配置され、火炎観察ができるように、長方形(高さ 125mm、幅 360mm、長さ 300mm)の石英ライナが用いられた。着火試験は、常温・常圧条件で行われた。燃料噴射弁の差圧は、1～6%とした。火炎および着火・吹き消え試験結果は、Fig.12,Fig.13 に示した。比較のために、噴射弁単体試験(円筒ライナ)の結果を、Fig.13 中に示した。

火移りは成功したが、マルチセクタ試験で観察された火炎は、不安定であり、円筒ライナを用いた噴射弁単体試験で観察された火炎とはかなり異なっていた。着火・吹き消え性能は、噴射弁単体試験と比較するとかなり悪化している。

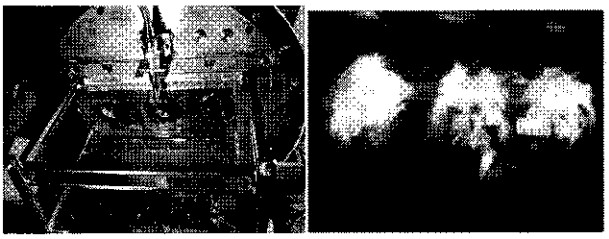


Fig. 12 Multi sector unit (3 sectors)

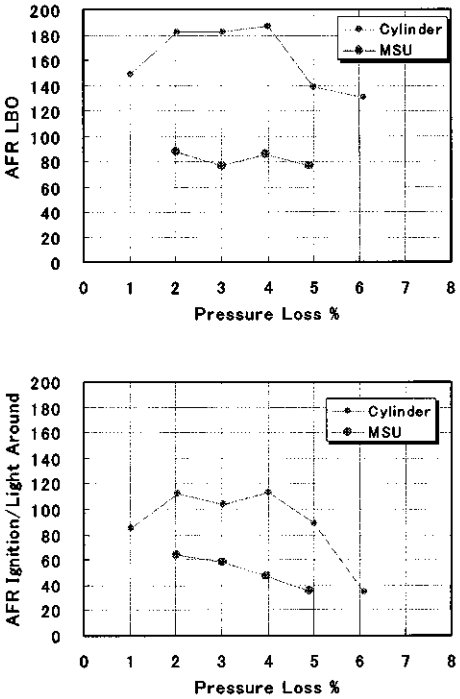



Fig. 13 Light around and lean blow out result in multi sector unit

マルチセクタ試験における着火・吹き消え性能の劣化の原因を理解するために、単体の矩形ライナ試験装置で試験を行った。Fig.14 に結果を示す。単体矩形ライナでの性能は、マルチセクタの性能とほぼ同じであり、単体円筒ライナでの性能よりもかなり劣化していた。

再循環領域の流れ場とイグナイタ先端周りの流れ場の違いを理解するために、CFD 解析を行った。Fig.15 に、燃料噴射弁下流の軸方向速度 0 以下で軸方向に垂直な 2 断面(燃料噴射弁出口下流の 50mm と 75mm)を示す。

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

円筒ライナでは、再循環領域は、ちょうど中心軸上に丸く形成される。一方で、単体矩形ライナやマルチセクタ試験での再循環領域は、乱れ、メイン流れ外側の肩部には逆流領域が形成されている。

Fig.16 に、イグナイタ先端周りの流れ場を示す。着火の火花が発生しやすいイグナイタ先端から燃料噴射弁中心軸の方向に向かう直線状に、いくらかの粒子をおき、この付近の流れが再循環領域にどのように流れ込むかを調べた。粒子は、質量を持たず、流線をたどる。円筒ライナでは、単体矩形ライナやマルチセクタ試験と比較すると、一度火炎核が生成されると着火しやすいように考えられる。 CFD 解析の結果によると、ライナの断面形状は流れ場に大きな影響を及ぼしており、性能劣化の

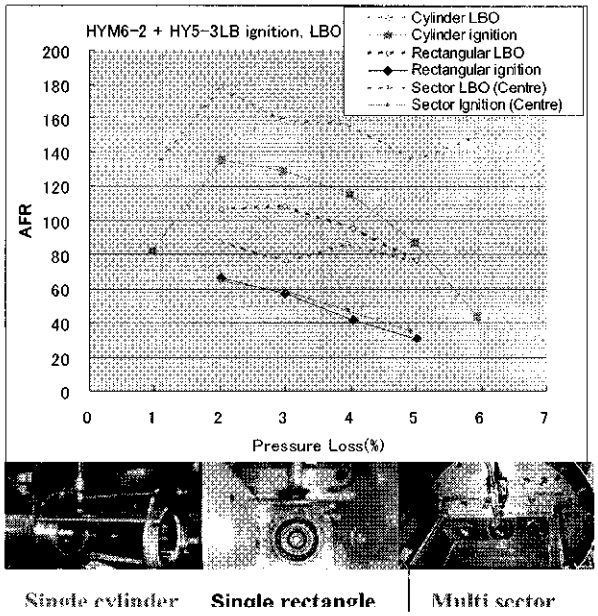



Fig.14 Comparison of ignition and lean blow out characteristics in single cylindrical, single rectangle and multi sector unit

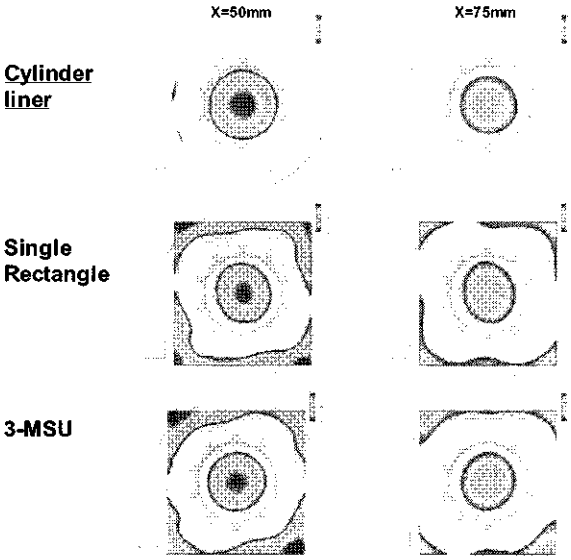



Fig.15 Comparison of recirculation region

理由はライナ断面形状を起因とする再循環領域の劣化によると考えられる。マルチセクタ試験において着火・吹き消え性能を改善するための選択肢の一つは、肩部の流れを無くすためにバーナ出口を円筒型形状とすることである(Fig.17,Fig18 に示した延長形ヒートシールド)。

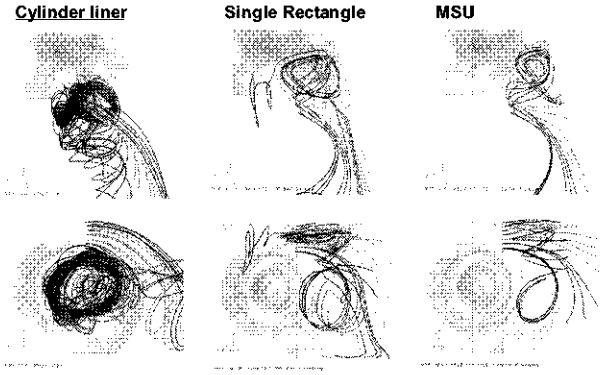



Fig.16 Flow field around igniter tip

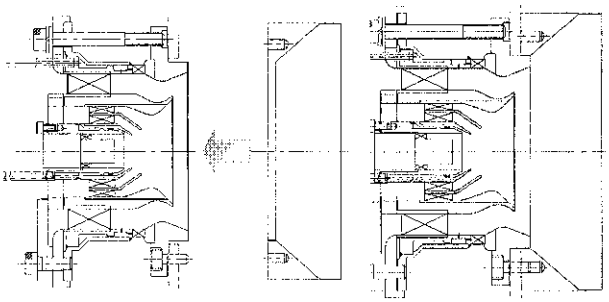


Fig.17 Fuel injector with the extended heat shield

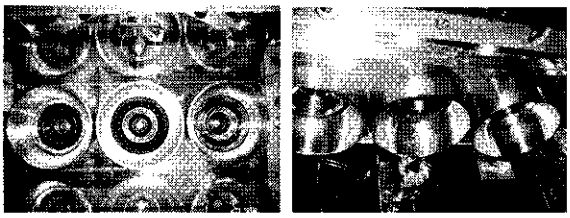


Fig.18 Fuel injector with the extended heat shield

流れ場を予測するために CFD 解析を行った。Fig.19 は、上記で説明した同じ追跡方法を用いたイグナイタ周りの流れ場を示す。延長型ヒートシールドが噴射弁出口に装着された場合、再循環領域に入り込む粒子の数が増加し、マルチセクタ試験のイグナイタ周りの流れ場は、円筒ライナの流れ場と類似した流れ場となった。Fig.20 に、マルチセクタにおける延長型ヒートシールドの有無による再循環領域の体積の違いを示した。肩部の流れは無くなり、再循環領域の体積は延長型ヒートシールドを装着しない場合と比較して拡大したと推測される。

Fig.21 に、マルチセクタにおける延長型ヒートシールドの有る場合とない場合の着火・吹き消え試験結果を示した。 上記の CFD 結果で予測されたように、着火・吹き消え性能は延長型ヒートシールドにより改善された。

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

常温・常圧の試験条件で行われた着火試験であるため、延長型ヒートシールドは冷却機構を採用していない。延長型ヒートシールドが実際の燃焼器に適用される場合は、火炎による加熱・焼損を防ぐために、冷却機構が必要と考えられる。Fig.22 に、背面冷却構造を採用した延長型ヒートシールドの一つを示す。

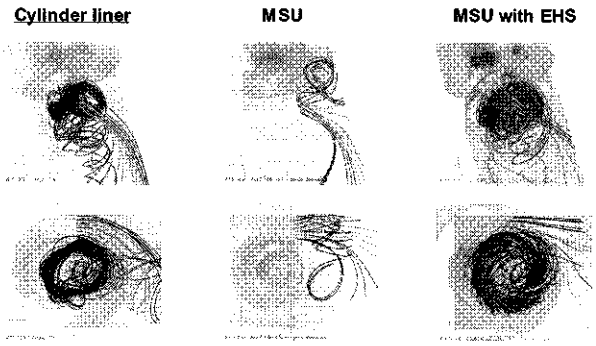



Fig.19 Flow field around igniter tip

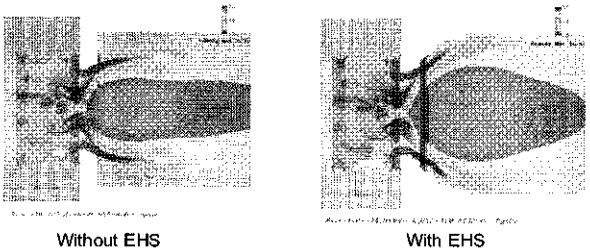



Fig.20 Comparison of recirculation region

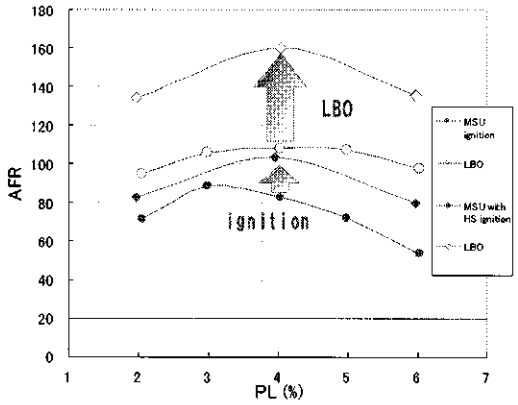



Fig.21 Improvement in performance with extended heat shield

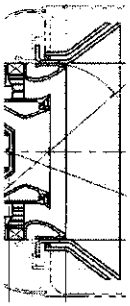


Fig.22 Extended heat shield with backside cooling system

## 6. まとめ

希薄予混合燃料噴射弁の着火・吹き消え性能についてパイロットのアウタリップ長さおよびインナスワーラ旋回角度を設計パラメータとして評価した。CFD、レーザ解析、高速度カメラを用いて、パイロット燃料噴霧分布と流れ場の関係が噴射弁単体試験で評価された。最も良好な性能を示した燃料噴射弁は、火移り性能を評価するためにマルチセクタ試験装置に搭載された。マルチセクタ試験での着火・吹き消え性能の劣化の原因が、診断試験や CFD 解析によって究明され、着火・吹き消え性能を改善するための一つの方法(延長型ヒートシールド)として提案された延長型ヒートシールドを装着した燃料噴射弁は、良好な着火・吹き消え性能を示した。ただし、延長型ヒートシールドの燃焼器への搭載は、燃焼器体積の減少を引き起こす。これは、メインバーナが作動した場合に、燃焼効率の劣化を引き起こすことが予測される。希薄予混合燃料噴射弁は、多角的な視野から開発されるべきである。

参考文献

1) ICAO Annex 16 Vol. II : "Aircraft Engine Emissions"
2) R.G.Mckinney, D.Sepulveda, W.Sowa and A.K. Cheung, The Pratt and Whitney TALON X Low Emissions Combustor, AIAA2007-386
3) M.Makida, H.Yamada, K.Shimodaira, Syoshida, Y.Kurosawa and T.Yamamoto, Verification of low NOx performance of simple primary rich combustion approach by a newly established full annular combustor test facility, GT2008-51419
4) R.v.d.Bank and T.Shilling, Development of an Ultra-Low NOx LP(P) Burner, GT2004-53341
5) H.C. Mongia, TAPS-4th Generation Propulsion Combustor Technology for Low Emissions, AIAA2003-2657
6) W.Lazik, Th.Doerr, S.Bake, R.v.d.Bank, L.Lackwitz, Development of Lean-Burn Low-NOx Combustor Technology at Rolls –Royce Deutshland, GT2008-51115
7) H.Klinger, W.Lazik, T. Wundselich, The Engine 3E Core Engine, GT2008-50679
8) T.Yamamoto, K.Shimodaira, Y.Kurosawa, S.Yoshida, and K.Matsuura, Investigation of a staged fuel nozzle for aero engines by multi sector combustor test, GT2010-23206
9) T.Bosbach, W.Meier, R.Sadanandan and R.Eggles, Experimental analysis of altitude relight under realistic conditions using laser and high-speed video techniques, GT2010-2262

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】

A-3

# LCO(Light Cycle Oil)の基礎燃焼特性

*西田　啓之，橋本　望，小沢　靖（電中研）

# Fundamental Combustion Characteristics of Light Cycle Oil

*Hiroyuki NISHIDA, Nozomu HASHIMOTO and Yasushi OZAWA(CRIEPI)

**ABSTRACT**

The objective of this study is surveying applicability of the conventional fossil oils, non-conventional and other alternative energy resources for gas turbine, which is the most important component of gas turbine combined cycle plant. LCO(Light Cycle Oil), which is produced as a by-product of petroleum refinery and considered as one of the surplus energy resources, is surveyed by performing spray diagnostics and atmospheric combustion tests, and comparing with #2 diesel oil. As a result of the combustion tests, in addition to increase of soot and heart flux from flame, slight decreases of NOx were observed. From the results of the test, it has found that reducing in the exhaust gas is the most important in applying LCO to gas turbines. Applicability for gas turbine of the non-conventional fossil oils to gas turbine, and other alternative fuel will be evaluated in detail in the near future.

**Key words**: Combustor, Light Cycle Oil, NOx, Smoke

## 1．はじめに

ガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせたガスタービン複合発電設備(CC: Combined Gas Turbine and Steam Turbine Cycle)は、高い熱効率と、優れた負荷調整能力とあいまって、多く導入されている。その主たる燃料は LNG であるが、近年の世界的需要の伸びにより、需給の逼迫が懸念される。一方、石油系燃料は、調達や輸送の容易さ、長期保存性など、高い運用機動性といった利点を持つが、価格が高いなど問題もある。このような石油系燃料を用いるガスタービンあるいは CC は、高い負荷調整能力と確実な燃料供給、柔軟な運用性を備え、今後の自然エネルギー増加に伴う「電気の質の低下」に対応するのに最も適した発電設備と考えられている。

近年、石油の利用形態は、ガソリンなど軽質油の需要が増加する、いわゆる「白油化」が進んでおり、流動接触分解装置(FCC)など重質油分解装置を導入して軽質油を増産するような設備投資が進むと考えられている。この FCC ではガソリン留分のほかライトサイクルオイル（LCO）をはじめとする副産物も生成する。LCO は、多くの芳香族を含み、セタン価も低くディーゼル機関での使用に適さない[1]ため、A 重油混合基材とされているが、需要は限られているようである。このような生産量が確保されるが用途が限られる油を発電設備で使うことはコストメリットが期待でき、石油製品の需給バランスの改善も貢献できると考えられる。

本研究では、このような特徴を持つ LCO についてスタービン燃料としての適用性を評価するため、大気圧燃焼試験を実施して燃焼特性を調査した。

## 2．石油精製と LCO の特徴について

### 2.1　原石油精製の概要

石油精製プラントの精製フローの一例を図 1 に示す[2]。原油は、まず常圧蒸留装置でガス、ナフサ分など軽質分とその残油に分離される。残油は減圧蒸留装置や重質脱硫装置を経て流動接触分解装置(FCC)などに導かれ、更に軽質分を絞り出される。

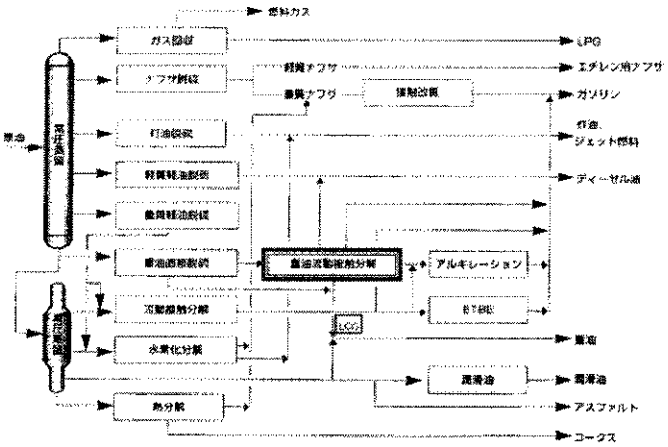



Fig.1　Typical petroleum processing

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

FCC は主に合成ゼオライトを触媒として、芳香族炭化水素と直鎖炭化水素からなる炭化水素から軽質油となる側鎖成分を切り取ることで、軽質のガスや分解ガソリンなどを分留するものであり、その残りが LCO をはじめとする石油精製副産物である。

### 2.2 LCO の物性

LCO は石油精製プラントの構成などにより性質が異なるが、本研究で供試した LCO について成分、物性を分析した結果を表 1 に示す[3]。比較のために軽油および A 重油の成分、物性値を併せて示す。発熱量については大きな違いは見られない。FCC 触媒成分であるアルミ(Al)やシリカ(Si)の残留も認められない。芳香族炭化水素の割合が多く、低いセタン指数を示し、着火点も 510℃以上と高くなっている。一方で、引火点は軽油よりも高いが A 重油よりも低い値を示す。C/H 比は LCO が最も高く、これは全芳香族分の割合が高いことに起因している。これら芳香族炭化水素の存在は、すすの原因になると言われている[4]。蒸留性状は、かなり低い温度で終点、つまり、蒸発が完了することが分かる。噴霧特性に大きな影響がある動粘度は最も低い。硫黄は 560ppm と比較的高いが、GT での使用は 0.5wt%以下と言われており[5]、特に問題となることはない。燃料中の窒素分は 69ppm となっているが、NOx 転換率 100%としても排ガスに含まれる NOx は数 ppm の増加に留まるため、それほど問題にならないと考えられる。

Table 1 Representative properties of LCO

| | | | 軽油2号 | 重油1種1号 特A重油 | LCO |
|---|---|---|---|---|---|
| 密度 | @30℃ | g/cm3 | 0.8252 | 0.8707 | 0.893 |
| 動粘度 | @30℃ | mm2/s | 3.292 | 4.246 | 2.034 |
| 高位発熱量 | | J/g | 45,990 | 45,210 | 43,640 |
| 低位発熱量 | | J/g | 43,100 | 42,700 | 41,650 |
| 引火点 | | ℃ | 62.5 | 87.5 | 78 |
| 着火点 | | ℃ | 228 | 246 | > 510 |
| セタン指数 | | − | 54.8 | 40.6 | 23.8 |
| 窒素分 | | ppmw | 5 | < 1 | 69 |
| C/H比 | | − | 6.400 | 7.197 | 8.434 |
| 硫黄分 | | ppmw | 6 | 560 | 360 |
| 最高断熱火炎温度*1 | | ℃ | 2180 | 2186 | 2193 |
| 残留炭素分 | | wt% | 0.01 | 0.04 | 0.01 |
| 微量金属な | カリウム | ppmw | | < 0.3 | < 0.3 |
| | ナトリウム | ppmw | | < 0.1 | < 0.1 |
| | カルシウム | ppmw | | < 0.1 | < 0.1 |
| | マグネシウム | ppmw | | < 0.1 | < 0.1 |
| | マンガン | ppmw | | < 0.1 | < 0.1 |
| | 鉛 | ppmw | | < 0.1 | < 0.1 |
| | バナジウム分 | ppmw | | 0.2 | < 0.1 |
| | ニッケル分 | ppmw | | < 0.1 | < 0.1 |
| | リン分 | ppmw | | < 5 | < 5 |
| | アルミニウム | ppmw | | < 0.5 | < 0.5 |
| | シリカ | ppmw | | < 0.5 | < 0.5 |
| | 塩素分 | ppmw | | < 3 | < 3 |
| 蒸留性状 | 蒸留方法 | | 常圧蒸留 | 常圧蒸留 | 常圧蒸留 |
| | 初留点 | ℃ | 186.5 | 201.0 | 191.5 |
| | 終点 | ℃ | 343.5 | 364.0 | 305.0 |
| タイプ分析 | 飽和分 | vol% | 79.1 | 52.5 | 23.3 |
| | オレフィン分 | vol% | 0.0 | 0.4 | 3.2 |
| | 全芳香族分 | vol% | 20.9 | 47.1 | 73.5 |

*空気温度(乾燥空気)400℃、燃料温度30℃

## 3. 試験装置及び実験方法

### 3.1 試験装置

燃焼試験に用いたノズルの断面を図 2 に示す。燃料ノズルは、デラバン 0.875GPH 相当の圧力噴霧ノズルを採用し、噴霧角は約 64° とした。基礎燃焼実験装置の系統図を図 3 に示す。空気は圧縮機により供給され、流量を計測されて、流量調整弁および電熱式加熱器を経て 400℃にて燃焼器へ導かれる。燃焼器は耐火断熱材を内張りした縦型構造で、内径 150mm、長さ 910mm である。燃焼ガスは冷却器を通って排出される。

燃料供給装置は 2 系統の恒温槽、燃料タンク、流量計、圧力調整弁、ヒートホース、圧力計から構成され、流量調整弁を介して両者を混合した後、更にヒートホースを経て、燃料ノズルへと導く。軽油または供試液体燃料は、それぞれ予め所定温度に温水槽で加熱し、さらに、燃料タンクからノズルまでの流路もヒーターで所定温度に温調加熱して燃料温度を制御した。燃料供給は燃料タンクを窒素で加圧し燃料ノズルに供給した。

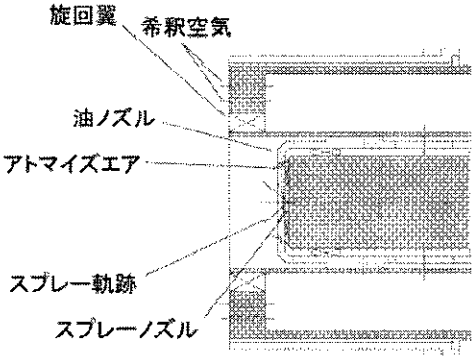



Fig.2 Cross section of fuel nozzle

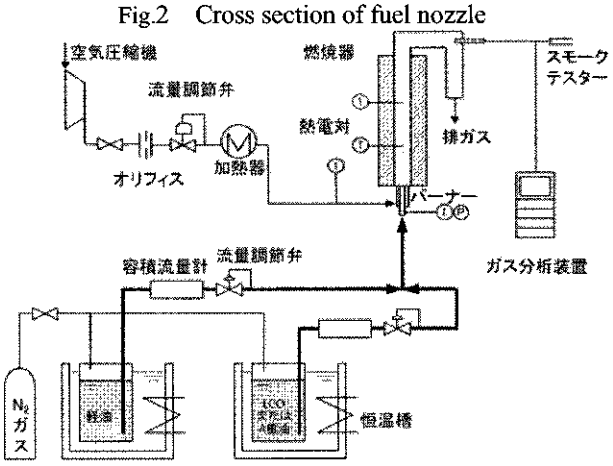



Fig.3 Schematic of flow of combustion test rig

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

排ガスは、連続式ガス分析装置により、窒素酸化物（NOx）、一酸化炭素（CO）、全炭化水素（THC）、二酸化炭素（$CO_2$）および酸素（$O_2$）を測定する。さらに、排ガス中のスモークはFSN(ISO)[6]で評価し、FSN≦1.35を不可視煙の領域とした[7]。

燃焼域でのすすなどを評価するため、二色法[8]に基づき、すす濃度の指標である*KL*値（*K*:すすの吸収係数、*L*:火炎厚み）と温度の計測を行った。

### 3.2 試験方法

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

軽油とA重油では粘性が異なるため、両者の粘性が一致するように燃料温度を調整し、噴霧条件が近くなるようにしたが、LCOは粘度が低いため、常温(25℃)で供給した。

## 4．燃焼試験結果と考察

### 4.1 燃焼器出口温度変化試験

図4に空気流量を110Nm³/hに固定して、燃焼器出口温度を変化させた場合の16%O2濃度換算NOx濃度(以後、NOx濃度と言う)を示す。燃焼器出口温度を高く(GTでは負荷上昇に相当する)てもほとんどNOx濃度は変化しない傾向を示した。これは、NOx濃度が燃焼濃度への依存性が少ない典型的な拡散燃焼の特徴を示している。燃料流量の増大に伴うNOxの増大も観察されず、Fuel Nの影響は認められない。LCOは軽油より低いNOx濃度を示しているが、最高断熱火炎温度とNOxの関係[9]からは火炎温度が高いLCOが最も高くなると予測される。一方、A重油と軽油とでは、文献の傾向と一致している。LCOでNOxが低くなる原因として、本研究に用いたバーナでは拡散燃焼が起こっており、表1に示すようにLCOは粘性が低いため微粒化が良く、蒸発もしやすいが、自己着火温度が高いことから、蒸発は速やかに行われるものの、着火しにくいため燃料蒸気と空気とが混合する時間が十分にあり、他の燃料に比べて燃料が均質、かつ希薄な状態で燃焼することが考えられる。それに対して、A重油と軽油では蒸発特性や自己着火温度は比較的近い傾向にあり、LCOのような差異が表れないものと考えられる。そこで、計測が容易な二色法で得られた光路平均の温度を、3者で比較して傾向を考察こととした。図5に計測位置を、図6にNOxと同様に燃焼器出口温度とバーナ近傍(□で示す)における二色法計測温度の関係を示す。LCOでは、平均温度は軽油の場合より低い傾向にあり、上記で示したように希薄燃焼となることで、LCOではNOxが低下したと推察される。

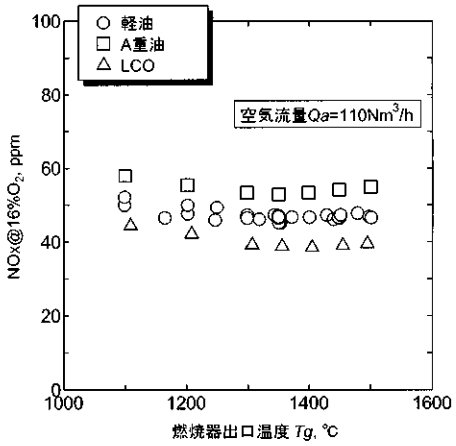



Fig.4 NOx：Heat rate dependence (Air flow constant)

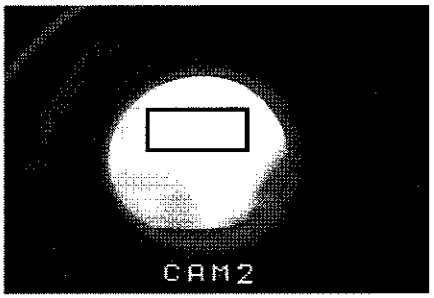



Fig.5 Direct Picture of Flame (Combustor outlet Temp. Tg=1350℃)

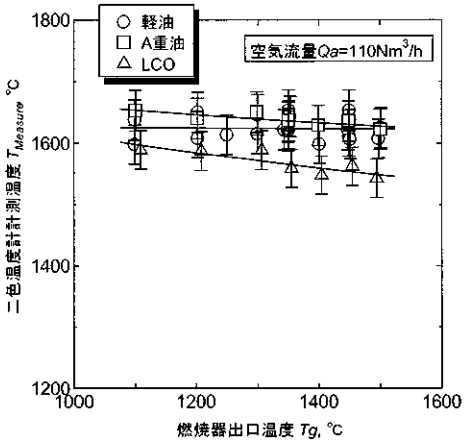



Fig.5 Flame temperature at downstream of burner Heat rate dependence (Air flow constant)

図6にCO、THCの排出特性を示す。軽油、A重油とLCOで大きな差異は見られず、燃焼器出口温度の低下によりCO濃度が上がる傾向が見られるが、燃焼器出口温度が高くなると20ppm以下となる。THCはほとんど計測されなかった。

図7には燃焼器出口のすす濃度であるFSN計測結果を示す。軽油ではほとんど計測限界付近であるが、A重油、LCOでは燃焼器出口温度の低下にともなって高くなり、特にLCOは1350℃以下では可視化煙の基準であるFSN>0.135となり、1100℃付近では0.4にまで達した。A重油はLCOより低い傾向を示した。

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

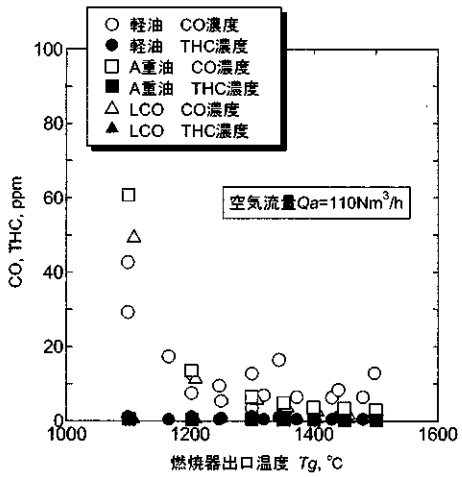



Fig.6 CO and THC : Heat rate dependence (Air flow constant)

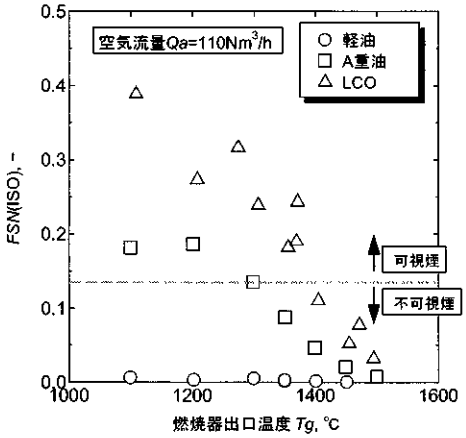



Fig.7 FSN : Heat rate dependence (Air flow constant)

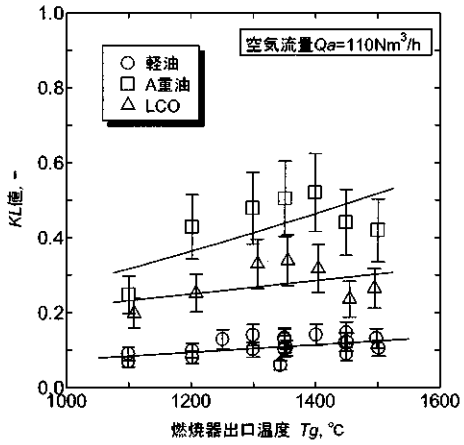



Fig.8 KL : Heat rate dependence (Air flow constant)

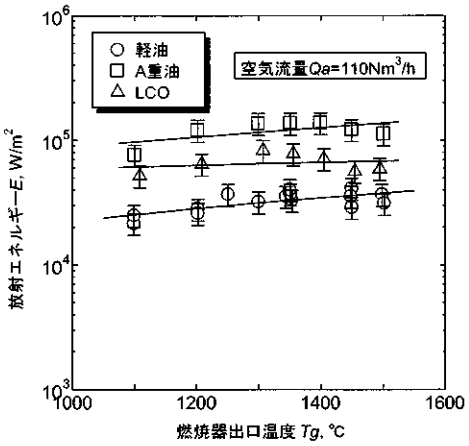



Fig.9 Radiation energy : Heat rate dependence (Air flow constant)

図 8 にはバーナ近傍の燃焼域におけるすすの発光に起因する *KL* 値の計測結果を示す。LCO は軽油よりも高く、燃焼域でもすす濃度が多い傾向を示した。しかし、すすの排出量を示す FSN の傾向とは異なり、燃焼器出口温度の上昇によって *KL* 値が高くなる傾向が観られた。これは、燃焼器出口温度の上昇、つまり燃料量増加により燃焼域でのすす発生は多くなるが、燃焼器内温度が高いため燃焼器出口までにすすが燃え切ってしまうことが考えられ、すす排出抑制には、すす発生抑制よりも、発生したすすの燃焼促進が重要と考えられる。LCO では A 重油よりも低い KL 値を示し、バーナ近傍ではすす濃度が低いにもかかわらず FSN は A 重油よりも高く、この傾向はでも LCO の燃えきりの悪さとしてこれまでも報告[10]されている。

同様に図 9 に放射エネルギーについて示すが、これも燃焼器出口温度の上昇によって高くなり、LCO では軽油の場合に比べて約 2 倍の放射エネルギーとなることが示された。しかし、A 重油と比べると低くなっており、燃焼器の大幅な冷却強化の必要はないと考えられる。

### 4.2 燃料粘性(温度)変化試験

図 10 に燃料流量を一定として、燃料温度、すなわち粘度を変化させた場合の NOx 濃度を示す。軽油、LCO のいずれも、動粘度が高くなるに従って起因して一概に言えないことも報告されている[12]。図 11 に示すが、動粘度が高くなるに従って粒径が

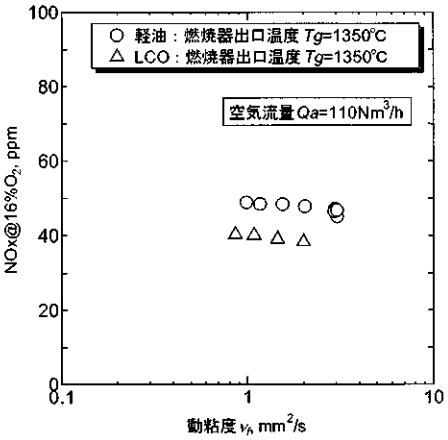



Fig.10 NOx : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

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

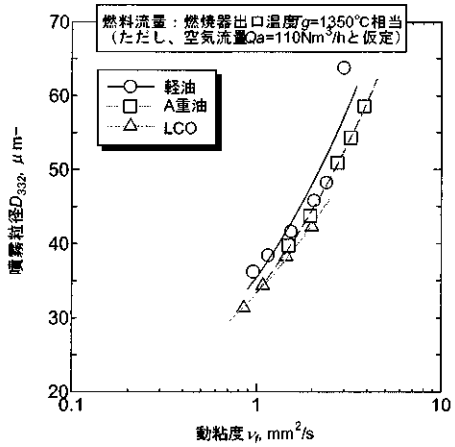



Fig.11　$D_{32}$ : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

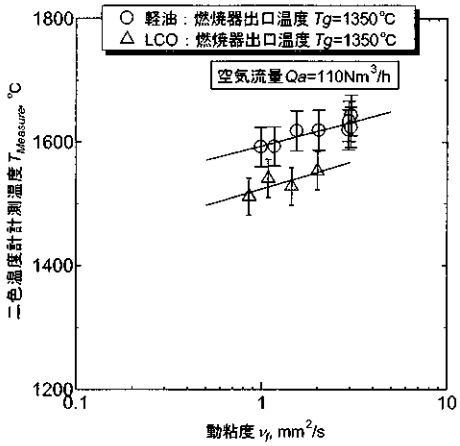



Fig.12　Flame temperature at downstream of burner : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

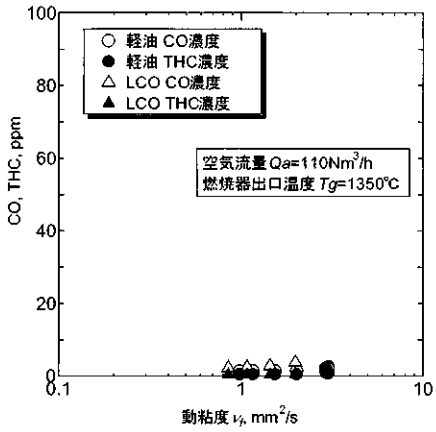



Fig.13　CO and THC : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

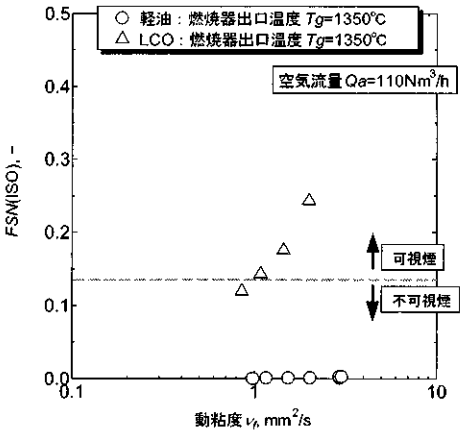



Fig.14　FSN : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

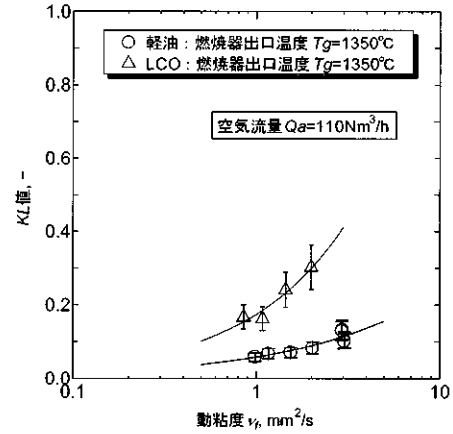



Fig.15　KL : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

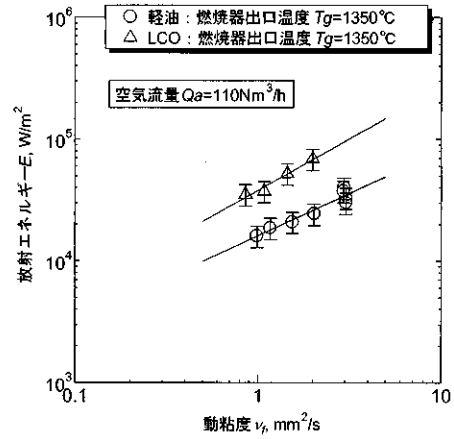



Fig.16　Radiation energy : Kinematic viscosity dependence (Heat rate constant)

大きくなる傾向が観られる。両者より考察すると、微粒化が低 NOx に直結しないことが分かる。これは、燃焼形態によるものが大きく、これまで微粒化が低 NOx 化につながると多く報告もある [11]が、バーナによる燃焼形態の差異に起因して一概に言うことができないことも報告されている [12]。

二色法による計測温度を図 12 に示すが、動粘度の上昇とともに計測温度は上昇しており、文献 [9] に示されたものとは逆の傾向を示している。これから、平均温度や噴霧粒径だけでなく、液滴の空間分布などについても評価することが必要であると考えられる。図 13 には CO、THC 濃度を示すが、動粘度の上昇、つまり、液滴径が大きくなるに従って若干の CO の上昇が観察された。また、図 14 の FSN について観ると、軽油ではほとんどすすは計測されなかったが、LCO では粘性増大とともに

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

FSN は増加傾向にある。これと図 11 の微粒化特性から考えると、微粒化の促進が FSN 低減に有効であると考えられる。図 15 の KL 値については、軽油、LCO とも液滴径の増大とともに上昇していることが分かる。これより、LCO に比べて軽油ではバーナ近傍で発生したすすが消滅しやすいことが分かる。図 16 に示すバーナ近傍での放射エネルギーは、平均温度と KL 値の結果を受けて、液滴径の増大とともに上昇している。

以上より、LCO で懸念されるすすの対策として、燃料粘度を低くすることで微粒化を促進し、燃焼器出口のすす濃度である FSN を低下できる可能性は示されたと考えられる。一方で、粘性の燃焼への影響、特に NOx、すすの発生についての傾向は一概には言えず、バーナ構造の影響が大きいことも改めて示された。

## 4. 結　論

石油精製の副産物であり、硫黄分が少なく適度な粘度を持つが、セタン価が低く、すすの原因となる芳香族炭化水素を多く含む LCO について大気圧燃焼試験を行い、以下の結果を得た。

(1) 本研究のような拡散燃焼では、軽油や A 重油に比べ排出 NOx は低く、Fuel N の影響も少ない。NOx が抑制される原因は、比較的蒸発性が良いが、着火しにくく(着火点が高い)、燃料蒸気が希釈された状態で LCO が燃焼するためと考えられる。

(2) すす濃度(FSN)は、軽油や A 重油に比べて高く、燃焼器出口温度が低い場合には可視煙となるが、微粒化を促進することですすを低減できる可能性を示した。

(3) 輝炎からの放射エネルギーは、軽油の 2～3 倍であるが、A 重油より低く、燃焼器壁面温度抑制のための大幅な冷却強化は必要ないと考えられる。

以上より、LCO をガスタービンへ適用するに際し、すす低減は重要な課題である。すすの排出を抑制するためには、燃料の微粒化促進、噴霧の空間分布制御などによるすすの燃え切り性向上が必要と考えられる。

## 謝　辞

最後に、燃焼試験に際してご協力頂きました電力テクノシステムズの馬場義輝、長谷川明彦の両氏に感謝いたします。また、本研究において使用した LCO をサンプル提供していただきました出光興産株式会社に感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

1) 日本海事協会, 舶用燃料重油の低質化対策指針 Version II －難燃性燃料油対策－, http://www.classnk.or.jp/hp/Publications/Publications_image/degraded_marine_heavy_fuels_ver2_de_j.pdf, 2008(Accessed 2010.12.).

2) 井口明, 石油精製・石油化学プラントの配管と装置, 石油精製・石油化学の大系, 配管技術 2007 年 2 月増刊号, (2007) pp.11-15.

3) 西田啓之, 小沢靖, 橋本望, 多田安伸, 岩坪哲四郎, 犬丸淳, 新種液体燃料のガスタービンへの適用性評価－新種液体燃料の性状とガスタービン適用への技術課題－, 電力中央研究所 研究報告, M07012, (2008).

4) たとえば、秋濱一弘, 高鳥芳樹, 中北清己, 燃料分子構造がディーゼル排気に及ぼす影響, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 37, No. 3, (2002) pp. 46-52.

5) 本田尚士, 環境圏の新しい燃焼工学, フジテクノシステム, (1999).

6) ISO 10054:1998, Internal combustion compression-ignition engines -- Measurement apparatus for smoke from engines operating under steady-state conditions -- Filter-type smokemeter.

7) 西田啓之, 橋本望, 小沢靖, 犬丸淳, 新種液体燃料のガスタービンへの適用性評価－LCO(Light Cycle Oil)の基礎燃焼特性－, 電力中央研究所 研究報告, M10011, (2011).

8) 松井幸雄, 神本武征, 松岡信, ディーゼル機関の火炎温度とすす濃度の測定における可視域と赤外域の２色法に関する研究, 日本機械学会論文集(B 編), vol. 45, No. 398, (1979).

9) Lewis, G. D., Prediction of NOx Emissions, ASME Paper 81-GT-119, (1981).

10) Xu, G., Ikegami, M., Ikeda, K.,Nagaishi, H., Dietrich, D. L., and Takeshita, Y., Burning Droplet Composed of Light Cycle Oil and Diesel Light Oil, Energy & Fuels, vol.16, No.2, (2002) pp.366-378.

11) たとえば、水谷幸夫, 燃焼工学 第 2 版, 森北出版, (1989) pp.12..

12) Hashimoto, H., Nishida, H., Ozawa, Y., Iwatsubo T., and Inumaru, J., Influence of Type of Burner on NOx Emission Characteristics from Combustion of Palm Methyl Ester, World Academy of Science, Energy and Technology, Issue 58, ( 2009) pp.338-342.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【技術紹介】 A-4

# 7MW 級ガスタービン　M7A デュアル DLE 型および リキッドスタンバイ型燃焼器の紹介

*豊田　聡司，青木　茂樹，小田　剛生，緒方　正裕（川崎重工）

# Introduction of a 7MW-class Gas Turbine , M7A Dual DLE type Combustor and Liquid Standby type Combustor

*Satoshi TOYOTA, Shigeki AOKI, Takeo ODA and Masahiro OGATA(KHI)

**ABSTRACT**

We introduce the Dual DLE (Dry Low Emission) combustor which can fire both gas and liquid fuel in low NOx mode, and the Liquid Standby combustor which can fire gas fuel in low NOx mode and liquid fuel in diffusion mode for 7MW-class KAWASAKI Green Gas Turbine "M7A-02". These combustors are upgraded from the gas-firing DLE combustor of time-proven. They are applying enhanced swirl flow and improved premixing path. Dual DLE combustor can guarantee the NOx emissions 25ppm($O_2$=15%) with gas fuel, and 50ppm($O_2$=15%) with liquid fuel.

**Key words**: Combustor, DLE, Gas Fuel, Liquid Fuel

## 1．はじめに

現在，環境規制が厳しくなっている中，ガスタービンから排出される窒素酸化物(NOx)の低減技術の開発ならびに多様化している顧客ニーズやガスタービンの安定運用を考慮したガスタービン燃焼器を開発することは非常に重要である。

川崎重工(KHI)では 25kW～18MW 級の常用・非常用ガスタービンをラインナップしている。常用ガスタービンは，当初，拡散燃焼器に水または蒸気を噴射することで NOx を低減する手法を採用していたが，現在は，水または蒸気を噴射することなく NOx を低減できる DLE（Dry Low Emission）燃焼システムが主流である。当社も 1990 年代中頃には NOx 25ppm（$O_2$=15%）を達成できる DLE 燃焼システムを量産化した[1]。DLE 燃焼システムの開発以後，NOx など有害物質の排出が少なくかつ安定した運用が可能となった。

表 1 M7A-02 ガスタービンの主な仕様

| | |
|---|---|
| 定格出力 | 6,780kW |
| 熱効率 | 30.3% |
| 回転数 | 13,790rpm |
| 入口空気流量 | 26.9kg/h |
| 圧力比 | 16:1 |
| 排気ガス温度 | 516℃ |
| 型式 | ｵｰﾌﾟﾝｻｲｸﾙ 1 軸式 |
| 圧縮機 | 軸流 11 段 |
| 燃焼器 | 缶型 6 本 |
| タービン | 軸流 4 段 |

現在，ヨーロッパおよびアジアの一部地域では燃料の安定供給を目的として，ガス燃料が主に使用されている。また，ヨーロッパではランニングコストの低減を目的として，冬季のガス燃料供給停止を前提としたガス料金割引の特殊な契約があることもあり，バックアップ燃料として液体燃料を使用することがある。

そこで本報では，表 1 および図 1 に示す 7MW 級常用ガスタービン「M7A-02」において NOx 25ppm（$O_2$=15%）以下を保証する（表 2 参照）ガス専焼 DLE 燃焼器をベースに開発した，ガス・液体の両燃料において低 NOx 運転可能なデュアル DLE 型燃焼器，および通常時はガス運転を行い，非常時には液体燃料にて拡散運転可能なリキッドスタンバイ型燃焼器について紹介する。

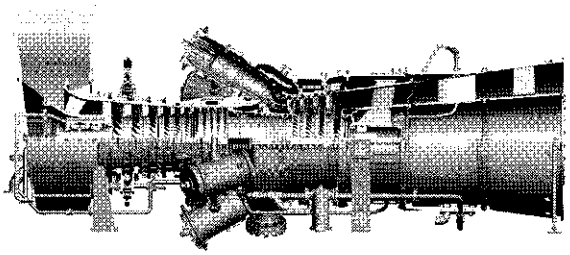


図 1　M7A ガスタービンエンジン概略図

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

## 2．M7A-02 デュアル DLE 型燃焼器及びリキッドスタンバイ型燃焼器の概要

### 2.1　ガス専焼 DLE 燃焼器の改良

デュアル DLE 型燃焼器は図 2 に示すガス専焼 DLE 燃焼器をベースに開発した。この燃焼器はパイロット，メイン 1，2，および追焚きバーナの 4 系統から構成されている。パイロットバーナは主に着火および保炎用，メインバーナ 1，メインバーナ 2 および追焚きバーナは低 NOx 運転時に使用される。メインバーナは予混合燃焼方式を採用し，排出 NOx を低減している。

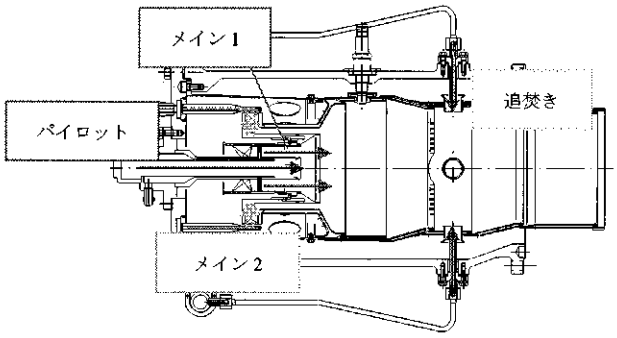



図 2　ガス専焼 DLE 燃焼器

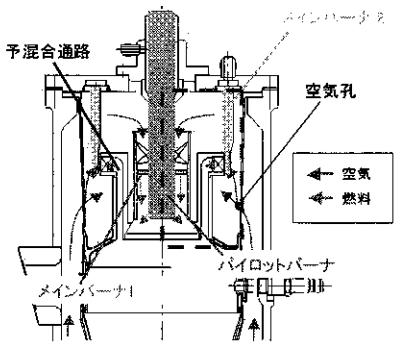
図 3 にガス専焼 DLE 燃焼器のメインバーナ予混合通路出口における燃料濃度分布を示す。図 3 より，メインバーナ 1，2 とも燃料濃度の均一性が十分でないことが分かる。また，ガス専焼 DLE 燃焼器のメインバーナ予混合通路幅は狭い。そのため，予混合通路に液体燃料ラインを追加した場合，液体燃料が通路内壁に当たりやすく液体燃料の蒸発を阻害しやすい。

そこで，燃料濃度の均一性を改善し，燃料と空気の混合を促進させるため，ヘッドスワラの旋回強化を行った。また，液体燃料が予混合通路内壁に当たるのを防ぐため，予混合通路幅の拡大および通路長さの短縮を行った。図 4 にデュアル DLE 型燃焼器のメインバーナ予混合通路出口における燃料濃度分布を示す。ガス専焼 DLE 燃焼器と比較して，燃料濃度はより均一になった。

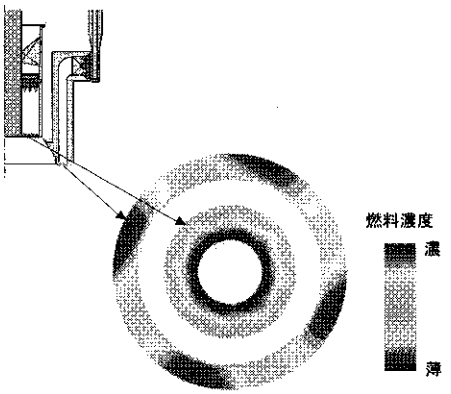
表 2 ガス専焼 DLE 型燃焼器の仕様

| 燃料 | NOx* [ppm] | CO* [ppm] | 排気ガス保証負荷範囲 [%kW] |
|---|---|---|---|
| ガス | < 25 | < 50 | 80-100 |

*$O_2$=15%換算

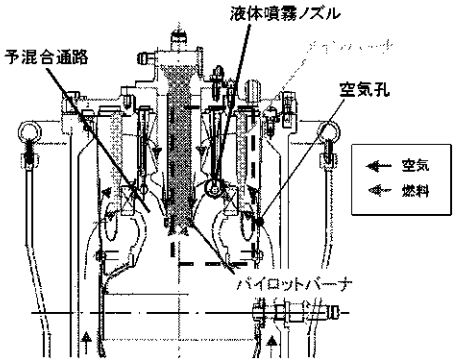



a)予混合通路部

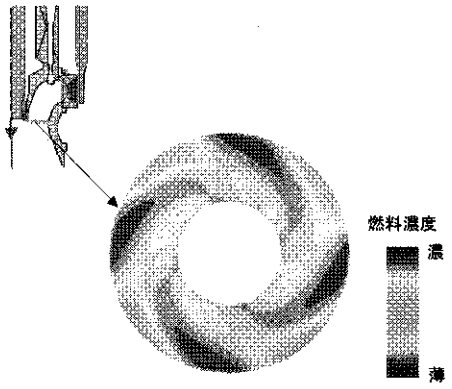



b) 燃料濃度分布

図 3　ガス専焼 DLE 燃焼器の燃料濃度分布




a)予混合通路部




b) 燃料濃度分布

図 4　デュアル DLE 型燃焼器の燃料濃度分布

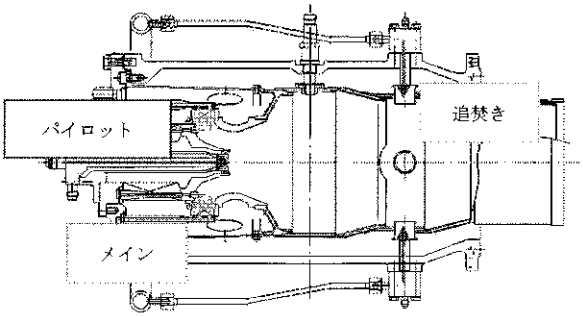
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

## 2.2 デュアルDLE型燃焼器

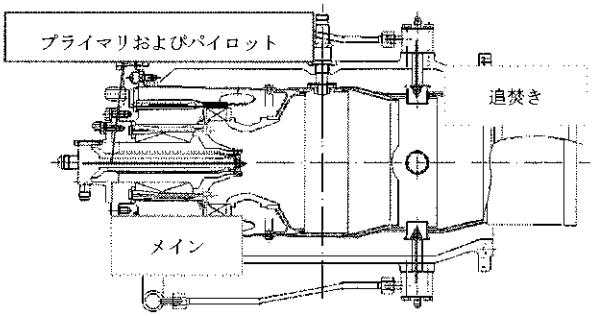
M7A-02 デュアル DLE 型燃焼器の概略図を図 5 に示す。デュアル DLE 型燃焼器のガス燃料ラインではパイロット，メインおよび追焚きバーナの 3 系統（図 5-a）から構成されている。パイロットバーナは主に着火および保炎用，メインバーナおよび追焚きバーナは低 NOx 運転時に使用される。メインバーナは予混合燃焼方式を採用し，排出 NOx を低減している。

また，液体燃料ラインはプライマリ，パイロット，メインおよび追焚きバーナの 4 系統（図 5-b）から構成されている。プライマリバーナは着火用，パイロットバーナは低負荷時の拡散燃焼用，メインバーナおよび追焚きバーナは低 NOx 運転時に使用される。メインバーナはガス燃料と同じく予混合燃焼方式を採用し，排出 NOx を低減している。

表 3 にデュアル DLE 型燃焼器の仕様を示す。エンジン負荷率 70～100%において，ガス焚きでは NOx 排出量 25ppm（$O_2$=15%）以下，液体焚きでは 50ppm（$O_2$=15%）以下を保証可能である。また，液体燃料は A 重油，軽油および灯油が使用可能である。




a) ガス焚き仕様




b) 液体焚き仕様

図 5 M7A デュアル DLE 型燃焼器

## 2.3 リキッドスタンバイ燃焼器

M7A-02 リキッドスタンバイ型燃焼器の概略図を図 6 に示す。リキッドスタンバイ型燃焼器のガス燃料ラインはデュアル DLE 型燃焼器と同じく，パイロット，メインおよび追焚きバーナの 3 系統から構成されている。

また，液体燃料ラインはプライマリおよびパイロットバーナの 2 系統から構成されている。プライマリバーナは着火用，パイロットバーナは拡散燃焼用に用いられる。

## 3. エミッション性能

エンジン試験にて，デュアル DLE 型燃焼器のガスおよび液体燃料におけるエミッション特性を確認した。

ガス焚き DLE 燃焼時のエミッション性能を図 7 に示す。排気ガス保証負荷範囲である 70～100%において NOx 排出量 25ppm($O_2$=15%)，CO 排出量 50ppm($O_2$=15% )以下での運転が可能であり，表 3 に示すガス燃料での仕様を満たすことを確認した。

表 3 デュアル DLE 型燃焼器の仕様

| 燃料 | NOx* [ppm] | CO* [ppm] | 排気ガス保証負荷範囲 [%kW] |
|---|---|---|---|
| ガス | < 25 | < 50 | 70-100 |
| 液体 | < 50 | < 50 | 70-100 |

*$O_2$=15%換算

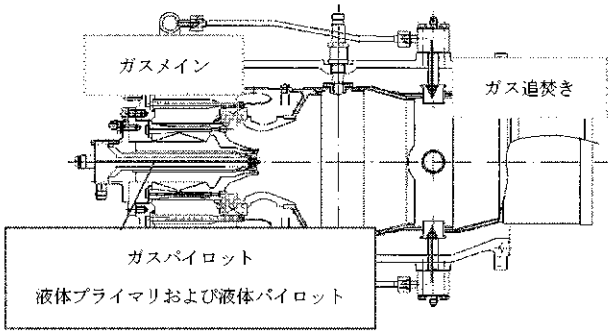



図 6 M7A リキッドスタンバイ型燃焼器

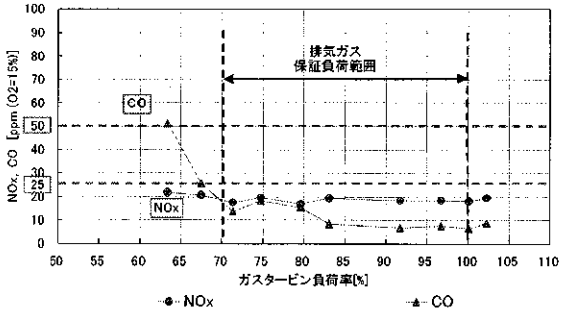



図 7 ガス焚きエミッション性能

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

液体焚きにおいては，A 重油，軽油および灯油を用いた DLE 運転が可能である。各燃料での DLE 燃焼時のエミッション性能を図 8 に示す。いずれの液体燃料でも，排気ガス保証負荷範囲 70～100% において，NOx 排出量 50ppm($O_2$=15%)，CO 排出量 50ppm($O_2$=15% )以下での運転が可能であり，表 3 に示す液体燃料の仕様を満たすことを確認した。

## 4．実績

### 4.1 M7A-02 デュアル DLE 型燃焼器

図 9 に現在，M7A-02 デュアル DLE 型燃焼器を運用中のガスタービン発電設備の一例を示す。運用時間は延べ約 54,900 時間であり，現在も順調に運用中である。

### 4.2 M7A-02 リキッドスタンバイ型燃焼器

図 10 に現在，M7A-02 リキッドスタンバイ型燃焼器を運用中のガスタービン発電設備の一例を示す。運用時間は延べ約 113,600 時間であり，現在も順調に運用中である。

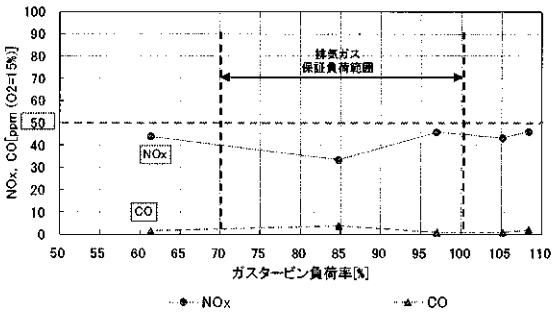
## 5．今後の動向

今後，さらに厳しくなる排出ガス規制に対応するため，リキッドスタンバイ型燃焼器のガス焚き時 NOx 性能をさらに低減する改良を行う予定である。

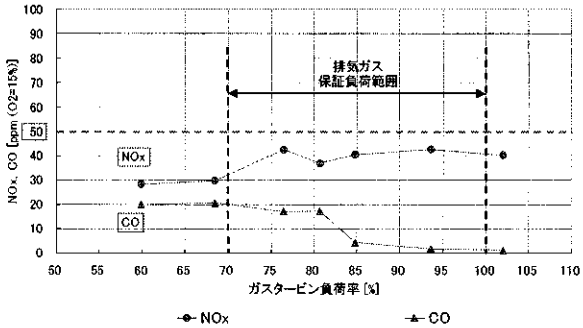
当社では，今後もガスタービンへの顧客ニーズに応じつつ，さらなる環境規制に取り組み，地球環境の未来に貢献していく所存である。

## 参 考 文 献

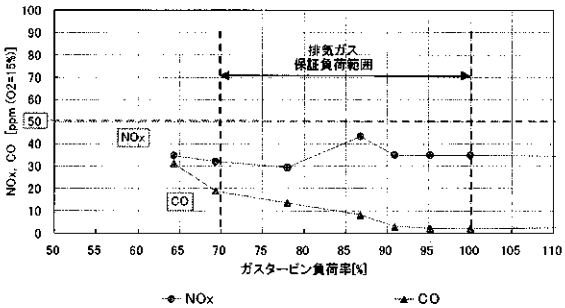

1) Kajita, S., et al.: An Advanced Development of a Second-Generation Dry, Low-NOx Combustor for 1.5MW Gas Turbine, ASME 96-GT-49.


a) A 重油




b) 軽油




c) 灯油

図 8 液体焚きエミッション性能

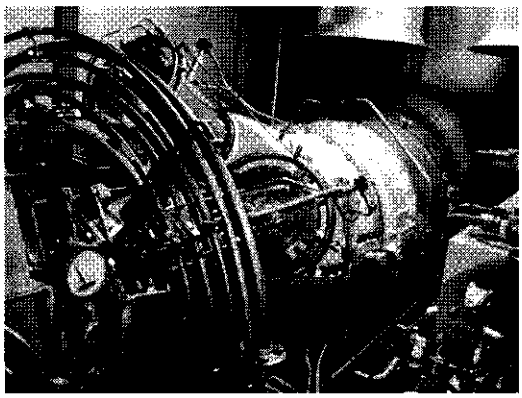


図 9 デュアル DLE 型燃焼器
適用物件（ヨーロッパ）

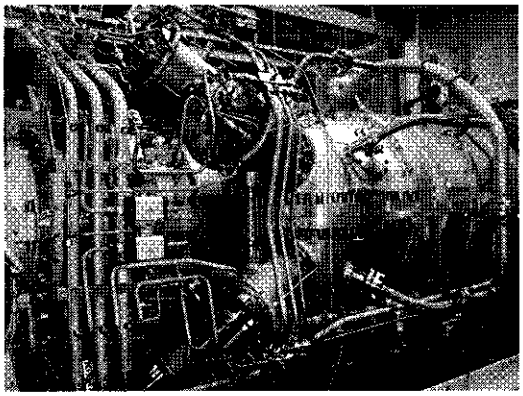


図 10 リキッドスタンバイ型燃焼器
適用物件（アジア）

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-5

# 1700℃級ガスタービン排ガス再循環システムの燃焼器開発

*瀧口　智志，斉藤　圭司郎，木村　勇一朗，伊藤　栄作，
西田　幸一，田中　克則，塚越　敬三（三菱重工）

# Development of the Combustor for 1700℃ EGR Gas Turbine.

*Satoshi TAKIGUCHI, Keijiro SAITOH, Yuichiro KIMURA, Eisaku ITO,
Koichi NISHIDA, Katsunori TANAKA and Keizo TSUKAGOSHI (MHI)

**ABSTRACT**

From the standpoint of global environmental protection, improvement of thermal efficiency of gas turbine combined cycle (GTCC) is required. For this purpose, Mitsubishi Heavy Industries Ltd. has been participating in a national project aimed at developing 1700℃ gas turbine technology. In this project, Exhaust Gas Recirculation (EGR) system combustor is currently under development for NOx reduction at such a high temperature condition. For the EGR combustor development, the high-pressure combustion test with a test burner and the EGR simulated combustion test with full scale combustor were carried out. As the result, the qualitative NOx prediction tendency was verified by the high-pressure test. And, the full scale EGR simulated combustion test results indicate the development target (NOx:50 ppm, CO:10 ppm) is expected to be satisfied at the actual plant pressure condition.

**Key words**: Gas turbine, combustor, 1700℃, EGR, low-NOx

## 1．はじめに

近年，地球環境保全の観点から高効率の天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクル(GTCC)が数多く運用されている。図１に示すように GTCC の熱効率はタービン入口温度（燃焼器出口温度）の上昇に伴い向上する。更なる効率向上を目指し，2004 年度より国家プロジェクトにおいてタービン入口温度 1700℃級のガスタービンの開発を行なっている [1-3]。本プロジェクトではコンバインドサイクル効率 62%（LHV）以上を目標としており，燃焼器，圧縮機，タービン，タービン冷却，遮熱コーティングの各要素の技術開発を実施している。

燃焼生成物である窒素酸化物（NOx）は燃焼ガス温度の上昇に伴い指数関数的に上昇する。高温のガスタービンから排出される NOx を環境規制値内に抑えるため，三菱重工では予混合型低 NOx 燃焼器を採用すると共に，ガスタービン下流に脱硝装置を設けて対処してきた。これまでに図２に示すような低 NOx 燃焼器の開発 [4-6]を行ってきたが，1700℃級燃焼器では予混合希薄燃焼方式を用いても NOx が 1500℃級燃焼器に比べ１桁近くの増加となる [7]。量産Ｇ形ガスタービンの現状の NOx が

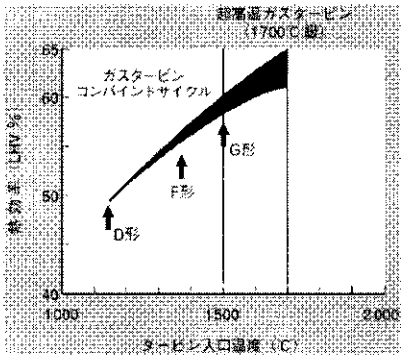



Fig. 1　Turbine Inlet Temperature and GTCC Thermal Efficiency

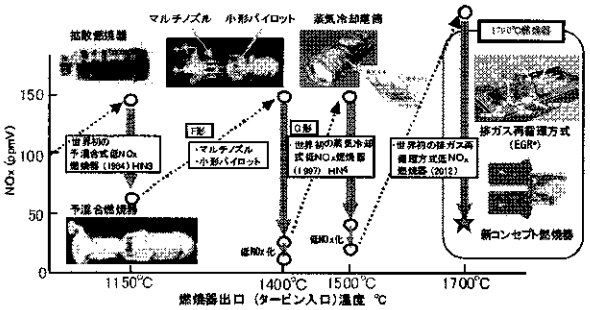



Fig. 2　Mitsubishi Gas Turbine Inlet Temperature and NOx Emission

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

20ppm 程度であることから，1700℃級燃焼器での NOx を単純計算すると，100ppm 以上と非常に高濃度となることが予測されるが，この濃度の NOx を脱硝装置のみで除去するのは現実的ではない。

そこで，本プロジェクトの一環として，ガスタービンから排出される NOx を抑制するため，ガスタービンとしては世界初となる排ガス再循環（EGR）方式の燃焼器の開発を進めている。これまでに数値計算や実機スケールの排ガス再循環燃焼器を用いた中圧燃焼試験を行ない，排ガス再循環方式での NOx 低減効果を確認している[8]。

本報では 1700℃級排ガス再循環燃焼器の開発における，基礎バーナーを用いた高圧燃焼試験による NOx 排出特性確認試験，実機スケール燃焼器を用いた中圧燃焼試験結果について紹介する。

## 2．排ガス再循環燃焼器の開発

### 2.1　排ガス再循環システム

開発中の 1700℃級ガスタービンの排ガス再循環システムの系統図を図３に，プラントイメージを図４に示す。採用する EGR 方式は自動車エンジンと同様，空気中に排ガスを混入させて燃焼用空気の酸素濃度を低減させる方式である。排ガスは廃熱回収ボイラ（HRSG）下流で分岐され，冷却器を通して外気と混合されて圧縮機へと導入される構成となっている。

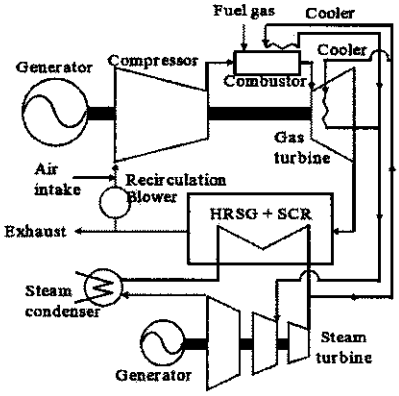



Fig. 3　Exhaust Gas Recirculation (EGR) System Diagram

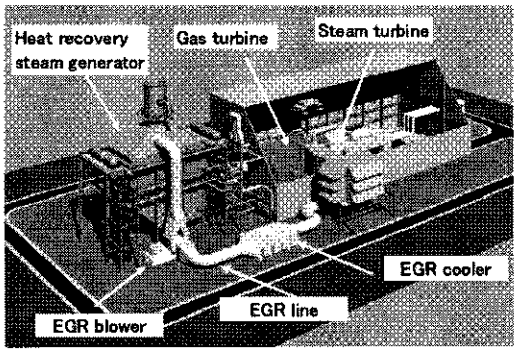



Fig. 4　Exhaust Gas Recirculation (EGR) Plant Diagram

図５は定格1700℃条件における EGR 比率を変化させた場合の燃焼器出入口の酸素濃度を示している。ここで，EGR 比率の定義は，ガスタービン出口の総排ガス量と再循環させる排ガス量の比である。低 NOx 化のためには EGR 比率を大きくし，酸素濃度を低くすることが望ましいが，一方で酸素濃度が低下すると，化学反応および物理混合の影響により，排ガス中の一酸化炭素（CO）濃度が急増する。なお，これまでに行なった層流燃焼解析結果[8]等から燃焼器出口酸素濃度が 3.0 vol%wet（=3.6 vol%dry）となる EGR 比率 35%を計画酸素条件としているが，中圧燃焼試験[8]等で燃焼器出口酸素濃度 3.0 vol%における CO の急激な増加がないことを確認している。

### 2.2　燃焼器仕様および開発目標

1700℃級排ガス再循環燃焼器の仕様および開発目標を以下に示す。

1) タービン入口ガス温度　：　1700℃
2) 燃焼方式　：　予混合燃焼方式
3) エミッション目標（ガスタービン出口）
　　NOx　：　50 ppm@15%$O_2$ 以下
　　CO　：　10 ppm@15%$O_2$ 以下
4) 燃焼筒冷却方式　：　蒸気冷却
5) GTCC 効率　：EGR を適用し，62%(LHV)以上

燃焼方式には，低 NOx 燃焼で実績のある予混合燃焼方式を採用した。燃焼筒の冷却手段には，希薄燃焼と耐熱信頼性，G 形 1500℃級燃焼器での実績を考慮し，蒸気冷却方式を採用している。

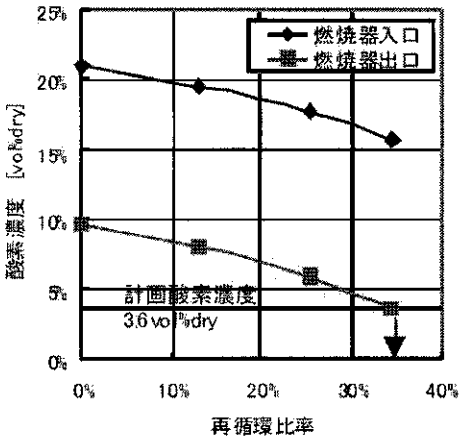



Fig. 5　Exhaust Gas Recirculation (EGR) Ratio and Oxygen Concentration (1,700℃ Conditions)

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

## 3．基礎バーナーによる高圧燃焼試験

1700℃級排ガス再循環燃焼器の開発では，これまでに GRI Mechanism Ver. 3.0（53 化学種，325 素反応）を用いた予混合の層流燃焼解析による実機燃焼器の NOx 性能予測を行なってきた[8]。

そこで，層流燃焼解析での NOx 予測精度を検証するため，均一予混合燃焼となる基礎バーナーを用いた最大 1.0 MPa の高圧燃焼試験を行い，層流燃焼解析において計算された NOx との比較を行なった。

### 3.1 基礎バーナー供試体

図 6 に高圧燃焼試験に使用した基礎バーナー供試体の概略形状を示す。燃料ノズルは均一予混合燃焼を行なうため，スワラー出口より比較的上流に設置し，180 度ターニング部とパンチメタルによる渦生成により十分混合させる構造とした。また，スワラーでの旋回流れによって循環域を形成して安定保炎させる構造とし，フラッシュバック防止のため，スワラー出口周りの壁面は全て水冷構造とした。なお，この基礎バーナーは燃焼ガスの滞留時間が実機同等となるように設計しており，CFD において滞留時間が設計目標どおりになっていることを確認している。

### 3.2 試験装置

高圧燃焼試験装置の概略図を図 7 に示す。実機における排ガス再循環は，脱硝装置下流ダクトより分岐し，ガスタービン圧縮機上流に混入させる方式である。しかし，本試験装置においては燃焼用空気の酸素濃度と温度のコントロールが難しいため，排ガス発生用燃焼器を供試体燃焼器の上流に設置し，供試体に供給する空気の酸素濃度を調整した。温度に関しては，排ガス熱交換器と排ガス発生用燃焼器，熱交換器バイパス空気量によって調整している。なお，排ガス発生用燃焼器には拡散燃焼器を用いているため，排ガス発生燃焼器自体からも NOx が発生する。そのため，供試体燃焼器上流の燃焼用空気と供試体燃焼器出口の排ガスの両方のガス計測を行い，その差分を供試体燃焼器で発生する NOx と定義した。

### 3.3 試験結果

高圧燃焼試験は燃焼器入口圧力を 0.4, 0.7, 1.0 MPa と変化させて実施した。燃焼器入口酸素濃度は計画酸素条件相当となる 15.4vol%とし，各燃焼器入口圧力において，当量比を 0.6～1.2 まで変化させて試験を行なった。なお，実機燃焼器の計画酸素条件での燃焼用空気配分を 90%と仮定すると，火炎面での当量比はおよそ 0.8 程度である。また，燃焼ガスの滞留時間を一定にするため，いずれの条件においてもスワラー出口流速が一定となるように試験条件を設定した。

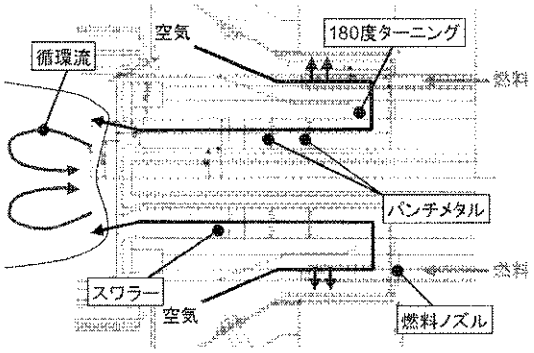



Fig. 6　Conceptual Diagram of Test Burner

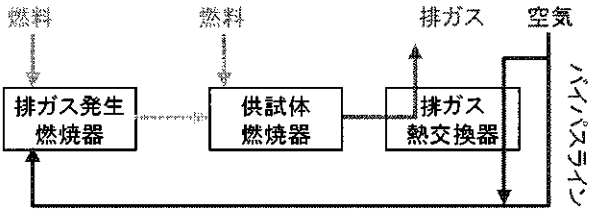



Fig. 7　System Diagram of the High-pressure EGR Combustion Test

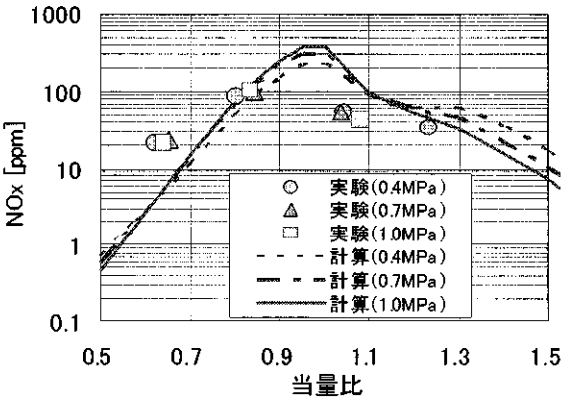



Fig. 8　High-pressure Combustion Test Results (NOx Concentration vs. Equivalence Ratio)

図 8 に各圧力条件での当量比に対する NOx を示す。実験値と計算値を比較すると，当量比 0.8 以下の条件においては計算値に対して実験値が低くなり，それ以上では高くなる結果となったが，当量比 1.0 付近において NOx が増加するといった概略の傾向は同じとなった。これらの定量的な差が生じる要因としては，解析では完全均一な予混合気を仮定しているが，実験ではそうなっていなかった可能性や，解析では層流燃焼を仮定しているが，実際には乱流燃焼である等といった，計算と実験の条件の違いによる影響が考えられる。

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

これらの結果から，完全均一予混合気の層流燃焼仮定の解析を用いた実機燃焼器の NOx 予測は，定性的な評価に対しては有効であるが，定量値の評価には実際の燃焼器を用いた燃焼試験による検証が必要であると言える。

## 4．実機燃焼器による中圧燃焼試験

実機燃焼器での性能に関しては，これまでの開発で実機スケール燃焼器による中圧燃焼試験を行なっている[8]。その中で NOx や CO 排出に関する開発目標達成の見込みを得ることができたが，今後の実用化に向けた更なる性能向上，運転裕度の拡大のため，燃焼器形状の一部改良を行った。そこで，改良後の実機スケール燃焼器を用いて中圧燃焼試験を行ない，燃焼器改良の効果を確認した。

### 4.1　燃焼器供試体

図９に改良を施した排ガス再循環燃焼器の概略形状を，図１０に供試体外観を示す。構造は改良前とほぼ同じで，同軸二重スワラーのスワラーベーン翼内部に燃料流路を形成し，翼表面から空気流に対して直交に燃料を噴射する構造となっている。燃料系統は内周スワラー，外周スワラー，拡散パイロット，トップハット燃料の計４系統を備えている。

主な改良点としては，燃料濃度分布の均一化による NOx の低減を狙った内外周スワラーの形状や角度，および内外周空気配分の適正化である。また，改良前燃焼器では，点火栓周辺や外周部での不適切な保炎により付近のメタル温度高等が問題となっていたため，保炎位置の適正化を狙った点火栓および出口リング周辺のフィルム空気の適正化も行なっている。

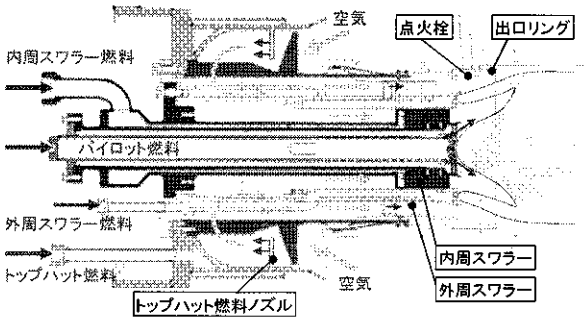



Fig. 9　Conceptual Diagram of Full Scale Combustor

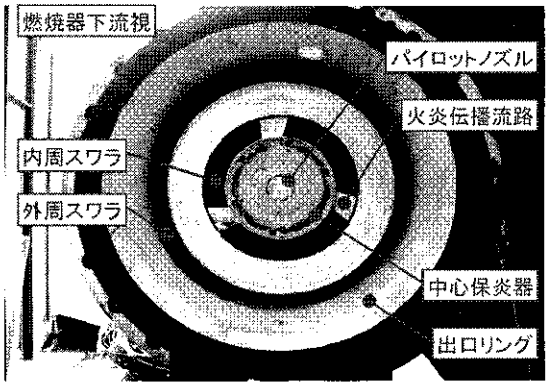



Fig. 10　Full Scale Combustor

### 4.2　試験装置

図１１に中圧燃焼試験装置の概略図を示す。本装置も高圧燃焼試験装置と同様 EGR を模擬するため，供試体燃焼器の上流に排ガス発生用燃焼器を設置している。排ガス発生燃焼器に供給する空気は熱交換器により予熱されており，同時に排ガス発生燃焼器下流に冷却器を設置し，燃焼器に供給する燃焼用空気の温度を調整している。

供試体燃焼器での NOx 生成量に関しても，高圧試験同様に供試体燃焼器の上流，下流のそれぞれの NOx を計測し，その差分を供試体燃焼器で生成される NOx とした。

### 4.3　試験結果

中圧燃焼試験の酸素条件としては，EGR 比率35%を想定した計画酸素条件，および低 EGR 比率を想定した高酸素条件でそれぞれ試験を行なった。流量条件としては，燃焼器での燃焼ガスの断面流速が実機と同等となるような空気流量とし，それに合わせて燃焼器出口温度が 1700 ℃となるように燃料流量を調整した。圧力に関しては，NOx および CO の圧力依存性を評価するため, 0.16, 0.22, 0.37 MPa と圧力を変化させて試験を行なった。

図１２に出口酸素濃度に対する実機圧力換算した NOx の予測値を示す。ここで，実機圧力換算は計測された NOx より求めた圧力指数の平均値と，0.37 MPa 条件での NOx 値を元に行なった。改良後

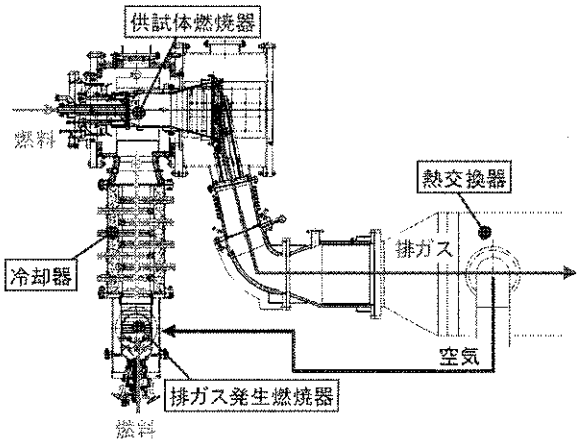



Fig. 11　System Diagram of the Full Scale EGR Simulated Combustion Test Facility

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

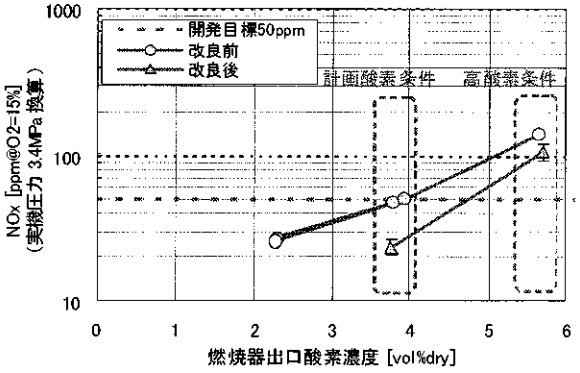



Fig. 12 Full Scale EGR Simulated Combustion Test Results (NOx Concentration vs. Combustor Outlet Oxygen Concentration)

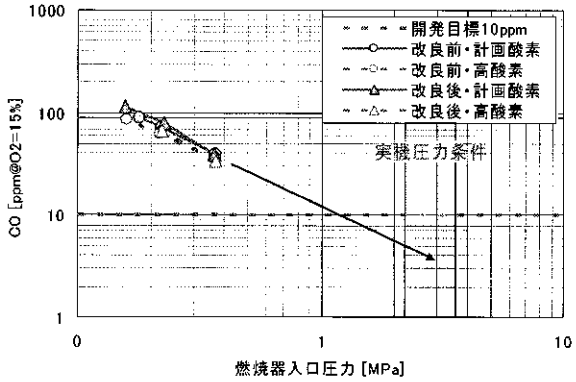



Fig. 13 Full Scale EGR Simulated Combustion Test Results (CO Concentration vs. Combustor Pressure)

の燃焼器の計画酸素条件での実機圧力換算 NOx は 24 ppm と，改良前の 48 ppm に対して大幅に低減し，開発目標の 50 ppm を大きく下回る結果となった。これは，スワラー形状の最適化と空気配分の適性化で燃料濃度分布が均一化し，NOx 生成量の多くなる当量比 1.0 付近での燃焼領域が減少したため，並びに冷却空気配分の見直しにより火炎位置が変化したためであると考えられる。

図１３に燃焼器入口圧力に対する 15%$O_2$ 換算の CO 濃度計測結果を示す。この図より，改良後の燃焼器は改良前とほぼ同等の CO 性能を有することが分かる。また，CO と燃焼場圧力の関係は両対数軸上で直線性を示し，実機圧力条件への直線外挿を行なうと，開発目標である 10 ppm を十分下回ることが予想される。

このように今回の燃焼器の改良によって，実機圧力条件における NOx 性能を向上させることができた。今後は更なる燃焼器の改良を進めると共に，実機圧力条件での試験が可能な高圧燃焼試験装置を製作し，高圧下での燃焼器性能を確認していく。

## ５．結言

本研究では 1700℃級の排ガス再循環方式ガスタービン燃焼器の開発を行い，以下の結果を得た。

(1) 予混合層流燃焼解析の NOx 予測値と，基礎バーナーを用いた 1.0 MPa までの高圧燃焼試験の比較検証を行なった結果，両者が定性的に一致することを確認した。

(2) これまでに開発を進めてきた排ガス再循環燃焼器の更なる性能向上のため，燃焼器形状を一部改良し，実機スケール燃焼器による中圧燃焼試験を実施し，以下の結果を得た。

・実機圧力換算，15%$O_2$ 換算 NOx は計画酸素条件において改良前の 48 ppm に対して 24 ppm と大幅に低減しており，目標である 50 ppm を大きく下回った。

・15%$O_2$ 換算 CO は改良前と同等性能を有し，試験結果からの実機圧力条件への外挿予測において，目標値 10 ppm を十分下回ると考えられる。

今後はH23 年度に実施計画されている実用化技術開発にて高圧燃焼試験装置を製作し，燃焼器の実機圧力条件での試験を行い，燃焼器の諸性能を確認する予定である。

## 謝 辞

本研究は，経済産業省による「エネルギー使用合理化技術開発費補助金（高効率ガスタービン実用化要素技術開発）」により行われたものである。

## 参 考 文 献

1) 塚越ほか：大型発電用ガスタービンの最新技術動向，三菱重工技報，Vol.42, No.3(2005-10), p98-103.
2) 塚越，川田：次世代高温・高効率ガスタービンの技術動向，配管技術，Vol.6 (2006), p15-21.
3) 塚越ほか：1700℃級ガスタービンの要素技術の開発，三菱重工技報，Vol.44, NO.1 (2007), p2-5.
4) Aoyama, K., Mandai S.: Development of a Dry Low NOx Combustors for 120MW Gas Turbine, ASME paper 84-GT-44 (1984)
5) 梅村ほか：最新鋭 1500℃級のガスタービンの開発・運転状況，三菱重工技報，Vol.35, No.1 (1998-1), p2-5.
6) Tanimura S., Akamatsu S., et al.: New Dry Low NOx Combustor for Mitsubishi M501/701G, Proceedings of ASME Power 2007.
7) 技術資料「燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法」初版，日本機械学会，P51.
8) 斉藤ほか：1700℃級ガスタービン燃焼器の開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.37(4) (2009), p229-234.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】

A-6

# 高湿度環境下におけるプラズマアクチュエータの特性に関する研究

*内田　竜朗，野口　太郎，松田　寿，田中　元史（東芝）

# Characteristics of Plasma Actuator under Relative Humidity Atmosphere

*Tatsuro UCHIDA, Taro NOGUCHI, Hisashi MATSUDA and Motofumi TANAKA(Toshiba)

**ABSTRACT**

The effect of the plasma flow control device on high humidity atmosphere was investigated experimentally. This device is operated in relative humidity(RH) ranging from 45 up to 99%, voltage amplitudes(V) ranging from 5 up to 9kV, and temperature(T) ranging from 10 up to 35 degree centigrade. PIV (Particle Image Velocimetry) measurements of the induced velocity field downstream of the plasma flow control device are taken for each test condition. These test results show that induced velocity reduced as RH increases, and that induced velocity increased as V increases, and that induced velocity reduced as T increases.

**Key words**: Plasma actuator, Relative humidity, Particle Image Velocimetry, $CO_2$ tracer

## 1．はじめに

近年，航空機や回転翼機に代表される流体機器の剥離能動制御や効率向上を目的に，プラズマ気流制御技術に関する研究が注目を集めている．この技術に関する研究は 1968 年に Velkoff らによって境界層遷移効果についての報告 [1]が行われて以降，様々な研究報告が行なわれている．国内では瀬川らによって実験的 [2]に，椿野らによって解析的 [3]に基本特性が調べられている．また，円柱，翼，後ろ向きステップへの適用と効果の確認はそれぞれ松野 [4]ら，田中 [5), 6]ら，松田 [7]らによって行われ，誘電体材料の影響については五嶋 [8]らによって調べられている．プラズマ気流制御デバイスを流体機器へ実用化する上で使用される温度，湿度環境下での効果を確認しておく事が重要となる．これまでに，湿度変化による影響は，Anderson[9]らが相対湿度 47～53%の範囲，駆動電圧 12kV の条件で静圧係数や摩擦係数の変化を調べ，Benard[10]らが相対湿度 40～98%，駆動電圧 16～24kV の範囲の条件で誘起流速の変化を調べ，小河原 [11]らが相対湿度 40～80%の範囲，駆動電圧 11，13kV の条件で特性が調べられた．これらの研究結果から相対湿度の上昇に伴って気流制御効果が低減する傾向が示された．これらの報告では湿度変化や高い駆動電圧での特性について調べられているものの，温度変化や低消費電力化に向けた低駆動電圧条件での特性は調べられていない．そこで，本研究では湿度，温度変化や低電圧駆動での気流制御特性について知見を得るため，温度と湿度を一定に保った環境下で試験を行なったので報告する．

## 2．試験装置

### 2.1　恒温恒湿槽および計測装置

試験は図 1 に示すように恒温恒湿槽（ETAC 社製 FX414，温度，相対湿度調整範囲はそれぞれ-40～+100℃，20～98%RH）内にて行なった．槽に設けられた 2 つの窓にレーザ（NewWave 社製 SoloIII-15，YAG レーザ，波長 532nm,出力 50mJ/pulse，パルス幅 35nsec，繰返し周波数 15Hz）および CCD カメラ（PCO 社製 PCO1600，解像度 1600×1200pixel，フレームレート 30Hz）を設置し，カメラには Nikon AF ズームレンズ（Zoom-Nikkor 70-300mm F4-5.6G）を取り付けてプラズマ気流制御デバイス近傍を拡大して流速を PIV 計測した．

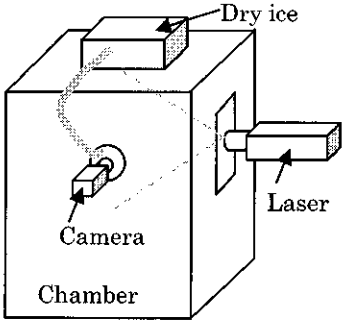



Fig.1 Temperature humidity control chamber and PIV measurement system

PIV 計測に用いるトレーサは，一般に用いられる

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

DEHS（Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat）が恒温恒湿槽内部を汚染することが懸念されたため，ドライアイスを用いた．ドライアイスをトレーサ粒子として利用する試みは小池 [12]らによって超音速流へ適用した事例がある．本研究では低速流へ適用可能性を試みた．槽上部にドライアイスと水を入れた容器を設置し，昇華した気体をダクトで槽内へ導いた．温度と相対湿度の計測は ESPEC 社製 RS-12 を，プラズマ放電電極に印加した電圧と電流の計測はそれぞれ高電圧プローブ(Tektronix P6015A)および電流モニタ(Pearson 4100)を用いた．

### 2.2 プラズマ放電電極

試験に用いたプラズマ放電電極を図 2 に示す．セラミックスの平板を誘電基板として用いる．この基板表面に長さ L=2mm, 幅 W=100mm の電極を，裏面に長さ 5mm, 幅 100mm の電極を構成すると共に裏面電極は放電防止のためにポリイミドで被覆した．

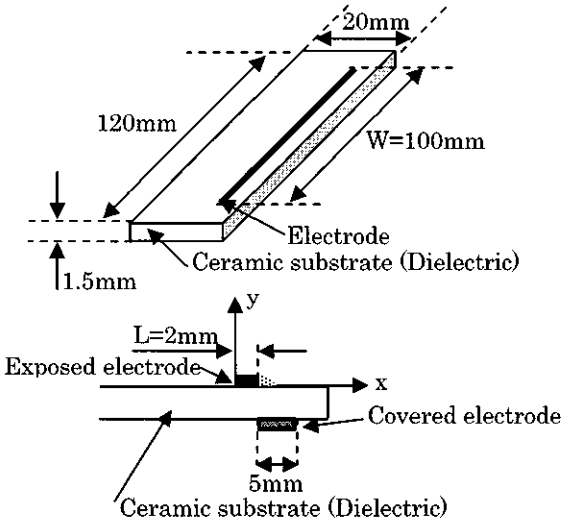



Fig.2 Configuration of Plasma actuator

露出電極（表面）と被覆電極（裏面）間に電源を接続し，被覆電極側を接地電位とする両極性パルス電圧を印加した．従って，図中，点で塗りつぶされた三角領域にバリア放電が生成する．また，後述する結果は表面電極上流側を原点，基板に沿って下流側に x 軸を，基板に垂直方向に y 軸を定義して纏める．

## 3．試験条件および方法

試験条件は表 1 に示すように恒温恒湿槽内の温度を 10～35℃，相対湿度を 45～99%，電極を駆動する電圧を 5～9kV に変化させ，両極性パルス周波数は 5kHz に固定した．試験方法は先ず，槽内の温度，相対湿度を調整し，トレーサを混入した後，温度，相対湿度，電圧，電流および流速計測を行う．PIV による流速計測はセラミックス基板長尺中心断面にレーザシートを照射し，この面内を計測した．

Table1 Test condition

| | unit | value |
|---|---|---|
| Temperature | ℃ | 10～35 |
| Relative humidity | % | 45～99 |
| Voltage | kV | 5～9 |
| frequency | kHz | 5 |

## 4．試験結果

図 3 に印加電圧と電流の波形の一例を示す．図 3 の波形は槽内温度 25℃，相対湿度 99%の条件にて電圧 9kV（最大値）を 5kHz 繰返し周波数で印加した波形の例である．この電圧，電流の波形の積を時間積分して放電電力を求めると 8.1W となる．

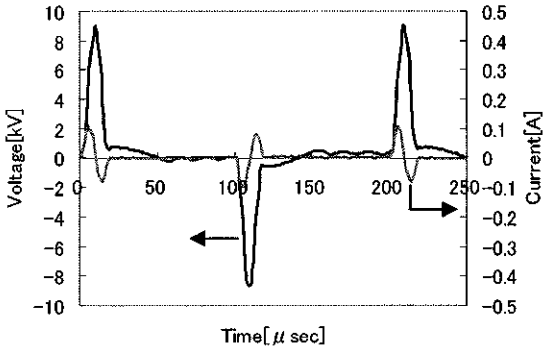



Fig.3 Typical voltage and current waveforms

### 4.1 プラズマ放電電極周りの流れ場

プラズマ放電電極周りの流れ場を調べるために PIV 計測を行なった．計測結果を図 4 に示す．この図は温度 35℃，相対湿度 99%，駆動電圧 9kV，パルス周波数 5kHz の条件で計測した結果である．図に示した誘起流速ベクトルは，プラズマ放電電極近傍 15mm×20mm の領域を時間間隔数十～百 μsec にて 200 枚撮影した画像を時系列に 2 枚 1 組で Koncerto（西華産業製）によって PIV 解析した後，時空間平均処理した値である．PIV 解析条件は検査領域 36×36Pixel，50%オーバラップ，相関法は直接相互相関法を用いた．得られた総ベクトル数は 99×74=7326 点である．x 方向，y 方向の長さは電極長さ 2mm で正規化した．

図中 1 点鎖線で示したようにプラズマ放電電極近傍では電極に向かって y 方向の流れが認められ，電極部で x 方向の流れに転じて周囲の流れを加速している様子が捉えられている．以下，相対湿度，駆動電圧，温度が誘起流速に与える影響について調べた結果を述べる．これらの試験結果を定量的に比較するため，流速は図中点線で示した電極下流位置の平均値にて評価した．

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

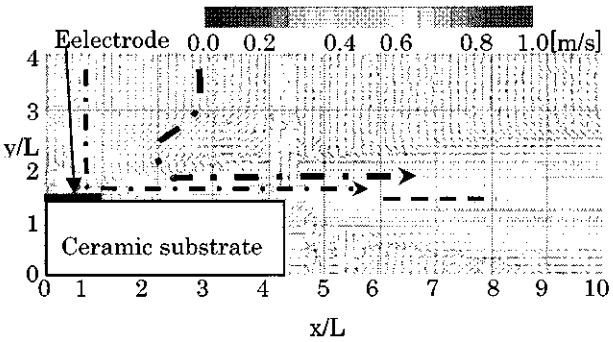



Fig.4 Velocity vectors on plasma actuator
(T=35℃, RH=99%, V=9kV, f=5kHz)

### 4.2 相対湿度の影響

過去の知見である相対湿度の上昇に伴って気流制御効果が低減する傾向を確認するため，槽内温度 25℃，駆動電圧 9kV（最大値），繰返し周波数 5kHz に固定し，相対湿度を 45～99%に変化させて試験を行なった．プラズマ放電電極近傍の平均誘起速度と相対湿度の関係を図 5 に示す．

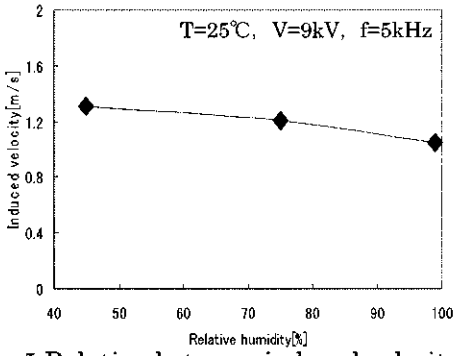



Fig.5 Relation between induced velocity and relative humidity

図から誘起流速は相対湿度上昇に伴って減速する傾向が認められ，過去の知見が再確認できた．

### 4.3 駆動電圧の影響

次に，駆動電圧が変化した時の気流制御効果を調べるため，槽内温度 25℃，相対湿度 99%，繰返し周波数 5kHz に固定し，駆動電圧最大値を 5～9kV に変化させて試験を行なった．プラズマ放電電極近傍の平均誘起速度および放電電力と駆動電圧の関係を図 6 に示す．図から誘起流速およびプラズマ誘起流を駆動するための放電電力は駆動電圧の増加に伴って上昇する．誘起流速は電圧が高くなるほど速度上昇が鈍くなり，放電電力は電圧が高くなるほど急激に上昇する傾向となる．これは，高電圧になるほど漏れ電界が増加し，電圧を上げた分だけの誘起流速の上昇が達成できなくなるためと思われる．

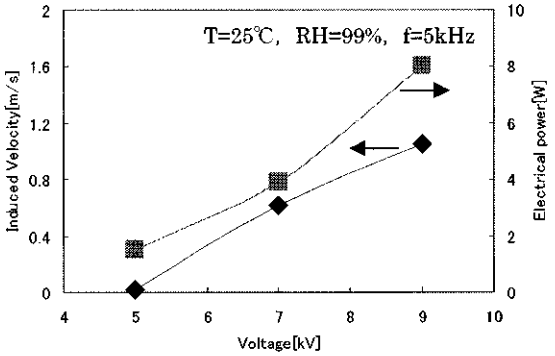



Fig.6 Relation between induced velocity, electrical power and voltage

### 4.4 温度の影響

次に，温度が変化した時の気流制御効果を調べるため，放電電極へ印加する電圧の最大値を 9kV，繰返し周波数を 5kHz に固定し，槽内温度 10～35℃，相対湿度を 75～99%に変化させて試験を行なった．放電電極近傍の平均誘起速度および放電電力と駆動電圧の関係を図 7 に示す．図から誘起流速は相対湿度が 75%の場合，温度による変化は僅かで，相対湿度が 95%の場合温度上昇に伴って減速する傾向となる．

尚，槽内温度 35℃，相対湿度 75%または槽内温度 10℃，相対湿度 99%の条件で試験を行なったものの，PIV 計測用トレーサに用いたドライアイスが撮像不可能であった．この理由として，例えば相対湿度 99%の場合，温度が 10℃に下がった条件では飽和水蒸気量が減る事により，空気中にこれ以上，水を含む事が出来なくなったためと考えられる．

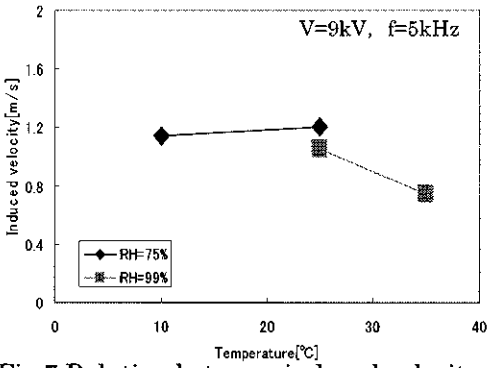



Fig.7 Relation between induced velocity and Temperature

### 4.5 放電電極周りの流れ場比較

これまでに述べてきたプラズマ誘起流速に与える相対湿度，駆動電圧，温度の影響について放電電極下流（図 4 に示した点線上）の流速分布を比較した．それぞれの比較結果を図 8～図 10 に示す．

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

これらの図から，誘起流速の流れ方向への分布は温度，湿度の変化する条件で認められ，流れ方向の流速に加速減速が存在している事が分かる．一方，駆動電圧が変化する条件では誘起流速はほぼ一定に流動している事が分かる．

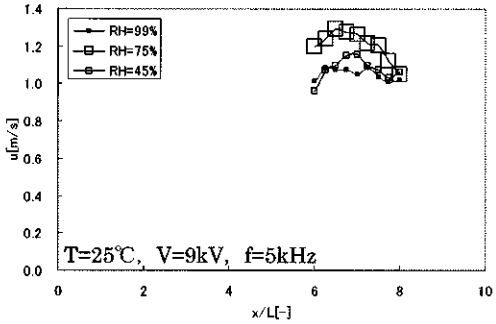



Fig.8 Induced velocity distribution (different relative humidity)

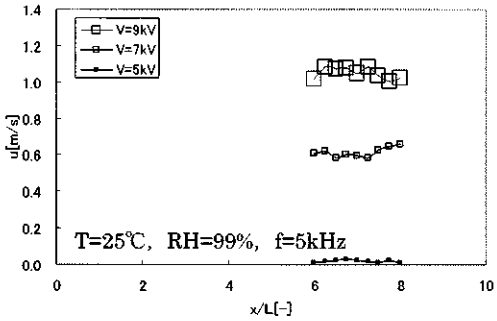



Fig.9 Induced velocity distribution (different voltage)

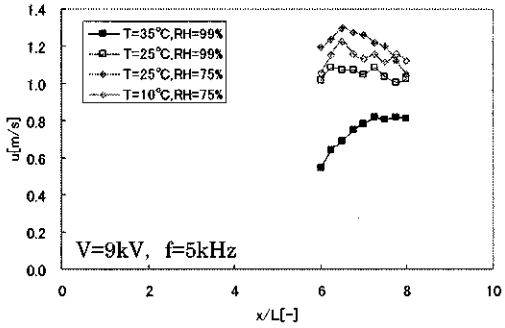



Fig.10 Induced velocity distribution (different temperature and relative humidity)

## 5．まとめ

プラズマ気流制御デバイスを取り付けた平板を恒温恒湿槽内に設置して温度，湿度の異なる環境にて試験した．プラズマ放電電極へ印加する電圧を変化させて誘起流速を PIV 計測した．温度 25℃，印加電圧 9kV の条件で相対湿度を 45～99%変化させたところ誘起流速は相対湿度上昇に伴って減速する傾向が認められた．また，温度 25℃，相対湿度99%の条件で印加電圧を5～9kV変化させたところ誘起流速は上昇する傾向が確認された．

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）からの委託事業　省エネルギー革新技術開発事業「動的流れ場に対するプラズマ気流制御最適化の研究開発」の成果を利用させて頂いた．ここに付記してＮＥＤＯ関係者に深甚なる謝意を表する．

## 参考文献

1) Velkoff, H., Ketcham, J.: Effect of an electrostatic field on boundary layer transition, AIAA J, 6, (1968) pp. 1381-1383.
2) Segawa, T., Furutani, H., Yoshida, H., Jukes, T. &Choi, K-S.: Wall Normal Jet under Elevated Temperatures Produced by Surface Plasma Actuator,AIAA paper(2007)2007-784.
3) 椿野大輔, 田中義輝, 藤井孝藏: プラズマアクチュエータを用いた翼前縁はく離の制御における位置および個数の影響，機論 B Vol. 73, No. 727 (2007) pp. 663-669.
4) 松野隆，太田健太郎，金谷高志，川添博光: プラズマアクチュエータを用いたブラフボデイ後流制御における駆動条件の最適化，流工講演論文集 (2009),pp.187-188.
5) 田中元史,林和夫,大友文雄,松田寿,野田悦夫,安井祐之,志村尚彦,新関良樹,野田伸一: バリア放電による翼面流れの剥離抑制効果，電学論 A128-4(2008)pp.235-241.
6) 松田寿,大友文雄,田中元史,林和夫,野田伸一,水野末良,内田竜朗,青木一義,新関良樹,野田悦夫: 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(2008)pp1667-1672.
7) 松田寿,田中元史,五嶋祥平,大久保辰郎,跡部隆,小林宙: 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 29,(2010)pp.411-416.
8) 五嶋祥平,安井祐之,田中元史,松田寿:プラズマ誘起流に対する誘電体材料の影響，平成22年電気学会基礎・材料・共通部門大会 XXII-5
9) Anderson, R., Roy, S.: Preliminary Experiments of Barrier Discharge Plasma Actuators using Dry and Humid Air, AIAA Paper 2006-0369.
10) Benard, N., Balcon, N.: Moreau, E.: Electric Wind Produced by a Surface Dielectric Barrier Discharge Operating Over a Wide Range of Relative Humidity, AIAA Paper 2009-0488.
11) 小河原加久治, 中川貴裕, 樋口丈浩, 大石正明: プラズマシンセティックジェットアクチュエータの湿度依存性，日本機械学会論文集 B, Vol. 74, No. 739 (2008) pp. 618-622.
12) 小池俊輔．加藤裕之，中北和之: クリーントレーサ粒子の超音速 PIV 計測への応用，可視化情報 Vol.30,No2(2010) pp.313-314.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-7

# プラズマアクチュエータ及びファイバグレーティングセンサを用いた剥離流れの能動制御

*瀬川　武彦（産総研），Timothy　Jukes（産総研），古谷　博秀（産総研），
前田　茂（ピー・エス・アイ），武川　信也（ピー・エス・アイ）

# Active Control of Flow Separation by Plasma Actuator and Fiber Grating Sensor

*Takehiko SEGAWA(AIST), Timothy JUKES(AIST), Hirohide FURUTANI(AIST),
Shigeru MAEDA(PSI) and Shinya TAKEKAWA(PSI)

**ABSTRACT**

Instrumentation and control of flow separation over a NACA0024 airfoil have been investigated using dielectric barrier discharge plasma actuators (DBD-PA) and fiber Bragg grating flow sensor (FBG-FS) at Reynolds numbers $1.25\times10^4 < Re < 5.0\times10^4$ in an open-circuit blower type wind tunnel with 200mm×200mm ×600mm test section. The DBD-PAs made of 125 μm thick polyimide film sandwiched by copper electrodes (thickness = 35 μm) are placed at the leading edge and 25% of chord length of the airfoil and tangential flows in the range of the maximum flow speed, $0.1 < u_{j\text{-}max} < 1.0$ m/s, are induced near the surface. Separation flow controls under angles of attack of $\alpha$ = 8, 12, and 16 degrees are successful at several conditions of $u_{j\text{-}max}$. FBG-FS to construct feedback control system with DBD-PA has also been examined for feasibility tests to detect flow separation.

**Key words**: Active Flow Control, Dielectric Barrier Discharge, Fiber Bragg Grating, Flow Separation, PIV

## 1．はじめに

誘電体バリア放電プラズマアクチュエータ（DBD-PA）は、絶縁材を挟んで表裏両面に電極を設置しただけの極めてシンプルでな構造でありながら、電極構造の多様化により様々な機能噴流を生成できるため、次世代の流体制御素子として注目されている[1-3]。例えばFig.1に示すように$x$-$y$断面に対して電極を非対称配置し、表裏電極間にbipolar の高電圧高周波信号を印加した場合、誘電体バリア放電が表面電極の片側だけに生成され、さらに一方向 tangential jet が誘起される。Tangential jet は剥離流れの抑制に有効であると考えられるため、円柱周りや翼型に DBD-PA を搭載した剥離能動制御デモンストレーションも活発に行われている[4,5]。また、誘起噴流を高速化し、かつ低消費電力化を実現するための入力波形条件を見出すための研究も行われている[6]。本研究では NACA0024 翼型に DBD-PA を搭載し、低 Reynolds 数、低迎角時に見られる層流剥離の抑制を試みるとともに、剥離流れのフィードバック制御構築に向け、ファイバーグレーティング（FBG）センサを用いた剥離検出法について議論する。

## 2．翼型における能動剥離制御システムの構築

本研究で用いる実験装置の概略図を Fig.2 に示す。使用する吹き出し型風洞は、縦 200 mm、横 200 mm、長さ 500mm のアクリル製測定部を有し、測定部での主流速度は 2.0 m/s から 20.0 m/s まで調節できる。また、主流速度 10 m/s において、乱れ度は 0.5%以下である。翼型としては翼弦長 $c$ = 80 mm、翼幅 $s$ = 100 mm の ABS 製 NACA0024 翼型（Fig. 3）を 3 次元プリンタにより造形し、重心を測定部入口から下流 $x$ = 100 mm、$z$ = 100 mm に固定する。DBD-PA は $d$ = 125 μm 厚のポリイミド薄膜を絶縁層とする両面銅張積層板の表裏両面をエッチングすることにより電極（膜厚 35 μm）パターンを作成し、$x/c$ = 0（DBD-PA1）及び 0.25（DBD-PA2）に誘電体バリア放電が形成されるように配置する。DBD-PA を駆動するために表裏電極を高電圧高周波電源（PSI 製: PG1040F）に接続し、最大電圧頂点間振幅 $V_{p\text{-}p}$ = 6.0 kV、周波数 $f_p$= 9.0 kHz の bipolar 疑似矩形波形を表裏電極間に印加する。また、$0.5\leqslant x/c \leqslant 1.0$、$z/s$ = 0.5 に幅 10mm、厚さ 0.5 mm の片持ち梁構造が形成さ

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

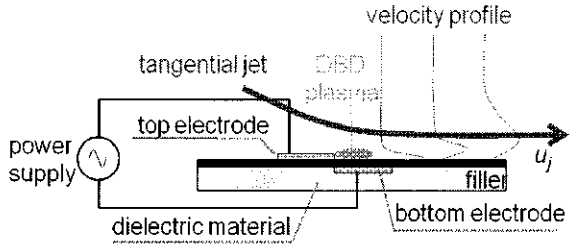



Fig.1　Schematic Drawing of DBD-PA[1-3)]

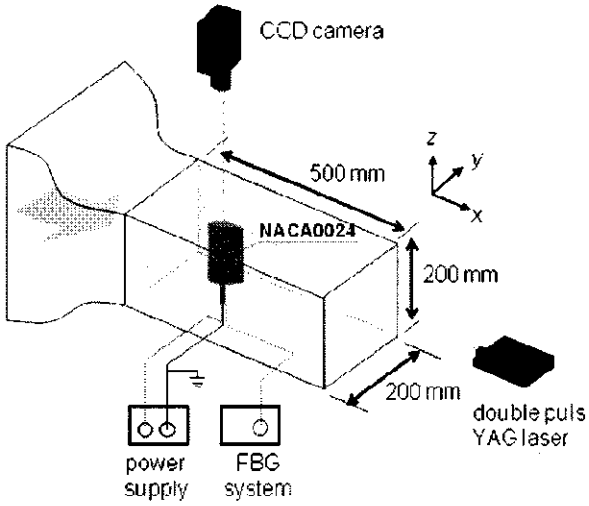



Fig.2　Experimental Setup

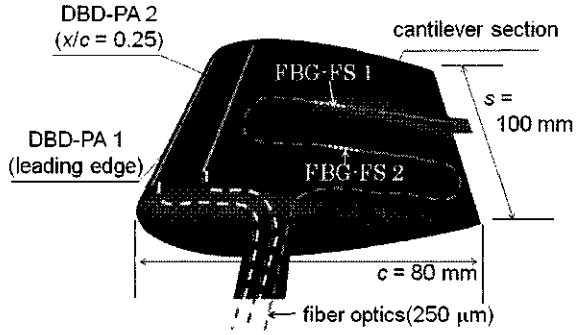



Fig.3　NACA0024 Airfoil with DBD-PA and FBG-FS

れている。FBG センサ[7,8)]を片持ち梁の支持部近傍（$0.45 \leqslant x/c \leqslant 0.55$）に接着することで、流れの状況に応じて変化する歪み信号を、FBG 波長検出器（NTT-AT 製 : FBG-IS）を用いてサンプリング周波数 40Hz で測定する。流れの可視化には DOS（Dioctyl Sebacate）をラスキンノズルで 1 μm 程度の液滴に微粒化したものを用い、整流器上流から導入することで画像取得領域に均一分散させる。流れの可視化は測定部上部と側面に設置したダブルパルス Nd:YAG レーザー（25 mJ/pulse）とクロスコリレーションカメラ（12bit CCD, 1,280×1,024 pixels）を用いて行い、翼型の $z/s = 0.6$ に沿った $x$-$y$ 平面の瞬時速度分布$(u,v)$を PIV 解析する。

## 3．剥離流れの制御と検出

### 3.1　DBD-PA を用いた剥離能動制御

本研究で用いる直線型上部電極を有する DBD-PA を平板上に固定し、静止流体中で生成される tangential jet の最大流速（$u_{j\text{-}max}$）は、$f_p = 9.0$ kHz、$V_{p\text{-}p} = 6.0$ kV の bipolar 印加電圧に対して、$u_{j\text{-}max} = 0.7$ m/s である。翼弦長から求めた Reynolds 数を、Re = $1.25\times10^4$ ($U_\infty = 2.5$ m/s)、$2.5\times10^4$ ($U_\infty = 5.0$ m/s)、$5.0\times10^4$ ($U_\infty = 10.0$ m/s)の 3 条件に設定し、$x/c = 0$（Leading Edge: LE）及び $x/c = 0.25$（Quarter Chord: QC）から誘起される tangential jet による剥離抑制効果を検証する。

Fig.4 に Re = $5.0\times10^4$ における NACA0024 翼型周りの速度分布（50 回平均値）を示す。アクチュエータは DBD-PA1（LE）を使用し、迎角は$\alpha = 12°$である。Fig.4(A)は制御なしの場合の速度分布であり、前縁近傍から流れが剥離し、翼型の後流にわたる広い領域に低速域が存在する。一方、Fig.4(B)はアクチュエータを作動させた場合の速度分布であり、制御なしの場合に見られた低速域が著しく減少している。

本研究で用いた翼型は翼弦長が $c = 80$ mm と短く、3 分力計等を用いた揚力、抗力等の翼性能を表すパラメータを直接計測することは困難であるため、制御効果を表すパラメータとして、

$$P_e = \left(1 - \frac{U_{pOFF}^2}{U_{pON}^2}\right) \times 100, \qquad (1)$$

と定義する。ここで、$U_{pOFF}$及び $U_{pON}$は制御なし、制御ありの場合におけて PIV 解析でそれぞれ得られた速度であり、$U^2$はその二乗を Fig. 4 の可視化エリア全体で積分した値とする。迎角$\alpha = 8°$、12°、16°における $P_e$の Re 依存性を Table 1（LE）及び Table 2（QC）に示す。LE に設置した DBD-PA1 を用いた場合には、$\alpha = 8°$及び 12°においては Re に依らず 10%程度の制御効果が見られる一方、$\alpha = 16°$では制御効果が減少する傾向がある。$\alpha = 16°$、Re = $5.0\times10^4$の条件は制御効果が不安定であり $P_e$が時間的に変化する。また、QC に設置した DBD-PA2 を用いた場合には、低$\alpha$, 低 Re 時には LE の場合より制御効果が高く、一方高$\alpha$, 高 Re の場合においては制御効果が著しく劣化することがわかる。本実験では、全ての条件で前縁近傍から流れが剥離する層流剥離であり、LE に設置した DBD-PA1 が QC に設置した DBD-PA2 より幅広い条件で制御効果を示すことが明らかになった。

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

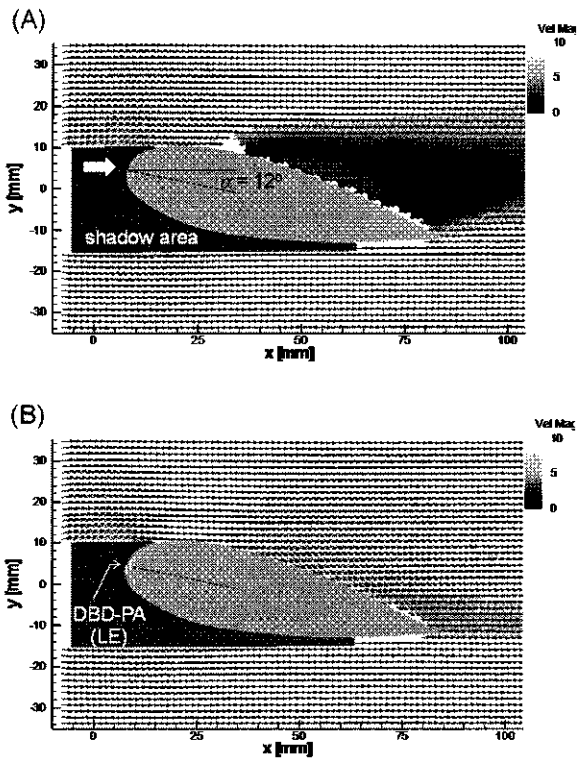



Fig.4 Averaged Velocity Distributions around NACA0024 at $\alpha = 12^{\circ}$ and $Re = 5.0 \times 10^4$.
(A) Without Control, (B) Control by DBD-PA1.

Table 1 DBD-PA Effectiveness for LE

| | $\alpha = 8^{\circ}$ | $\alpha = 12^{\circ}$ | $\alpha = 16^{\circ}$ |
|---|---|---|---|
| $Re = 1.25 \times 10^4$ | 10.1% | 10.8% | 10.1% |
| $Re = 2.5 \times 10^4$ | 7.7% | 9.5% | 1.8% |
| $Re = 5.0 \times 10^4$ | 7.5% | 17.0% | 0 ~ 14.8% |

Table 2 DBD-PA Effectiveness for QC

| | $\alpha = 8^{\circ}$ | $\alpha = 12^{\circ}$ | $\alpha = 16^{\circ}$ |
|---|---|---|---|
| $Re = 1.25 \times 10^4$ | 13.9% | 17.8% | 5.9% |
| $Re = 2.5 \times 10^4$ | 13.2% | 1.5% | 0.5% |
| $Re = 5.0 \times 10^4$ | 5.7% | 1.5% | 0.0% |

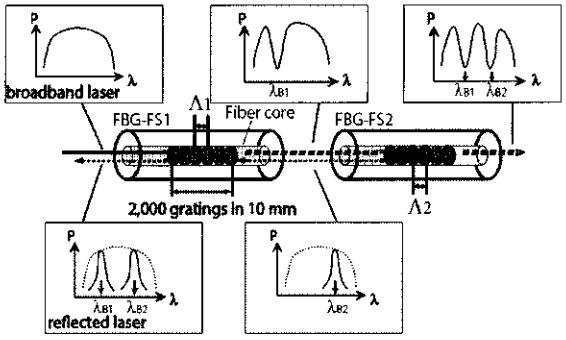



Fig.5 Schematic Drawing of FBG-FSs

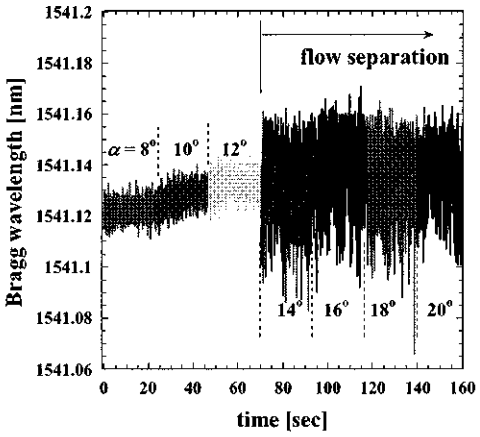



Fig.6 Bragg Wavelength Shift at Various $\alpha$

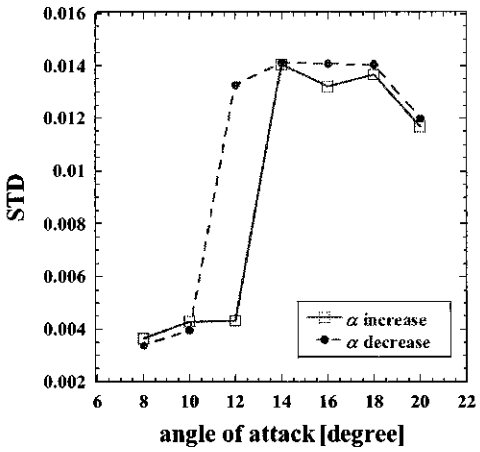



Fig.7 STD of Bragg Wavelength at Various $\alpha$

### 3.2 FBG センサを用いた剥離検出

剥離流れのフィードバック制御システムの構築に向け、FBG 流体センサ（FBG-FS）を用いた剥離検出を試みる。Fig.5 に FBG-FS による歪み検出の原理を示す[7]。光ファイバに 1,550 nm 帯域のブロードレーザーが導入される。光ファイバ内の 2 ヶ所に 1cm 程度の区間に$\Lambda_1$ 及び$\Lambda_2$ 間隔に約 2，000 のグレーティング加工が施工さており、温度や外力に変形が無い場合には FBG-FS1 からは$\lambda_{B1} = 2n_0\Lambda_1$、FBG-GS2 からは$\lambda_{B2} = 2n_0\Lambda_2$ の Bragg 波長が反射される。FGB センサで検出される Bragg 波長は電磁波の影響を受けないことから、DBD-PA のよ

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

うな高電圧高周波ノイズを発するデバイスと同時に使用できる利点がある。Fig.3 に示すように、FBG-FS1 を支持部近傍 ($0.45 \leqslant x/c \leqslant 0.55$)、FBG-FS2 を FBG-FS1 近傍かつ流れによる振動や歪みが生じない場所に設置する。即ち、FBG-FS2 は周辺温度の変化のみでグレーティング間隔が $A_2+A_2'$ に変化するため、FBG-FS1 の温度補償用のセンサとして用いることができる。

Fig.6 は $Re = 5.0 \times 10^4$ における NACA0024 翼型片持ち梁構造に設置した FBG-FS1 から得られる反射 Bragg 波長の迎角依存性を示す。翼型は約 20 秒間隔で 2°ずつ、$8° \leqslant \alpha \leqslant 20°$ の範囲（単調増加）で変化させる。Bragg 波長の平均値は $\lambda_{B1}$ = 1541.12 nm 程度であり迎角に対して変化量は少ないが、変動する Bragg 波長の振幅は $\alpha \geqslant 14°$ で著しく増大する。PIV により翼型周りの速度分布を測定した結果、本条件では剥離流れが生じており、その結果歪み信号の変動が大きくなったものと推察される。各迎角に対する Bragg 波長の 20 秒間の標準偏差 (STD) を計算した結果を Fig.7 に示す。迎角を単調増加させた場合と単調減少させた場合で多少の hysteresis が認められるが、12° から 14° を境として STD の値が大きく変化することが明らかになった。

著者らの先行研究[8]において、FBG-FS を流れに衝突させるように設置し、片持ち梁が変形する方向を判定することで剥離流れの検出を試みている。本研究と同様に、FBG-FS2 を用いて周辺温度の変化によるドリフトを補正すれば、より精密な方向検出が可能になる。しかし、FBG 以外のセンサと同様に、温度変化の補正が高精度で行うことができるかどうかは測定環境に依存し、とりわけ自然環境下の速度や温度の空間分布が不均一な場では、補正は困難になる場合が多い。しかし、本研究で見出された STD を用いた剥離判定が可能になれば、温度ドリフトのような低周波変動の影響は少なくなり、また使用するセンサの数量も削減することができる利点がある。

## 4．結言

低 Reynolds 数における NACA0024 翼型からの剥離流れを、DBD-PA と FBG-FS を用いて制御と検出を試みた。前縁近傍から流れが剥離する層流剥離であるため、前縁近傍に設置した DBD-PA がより広範囲の迎角に対して高い制御効果を示した。一方、後縁から強い剥離流れが生じるような乱流剥離では、これまで使用してきたようなスパン方向に誘電体バリア放電を形成し、主流方向に tangential jet で制御するだけでなく、スパン方向に流れを生成することで縦渦を形成し、強い吸込み流れを誘起することが有用であると推察される。ただし、DBD-PA の設置する最適な場所や設置間隔は Reynolds 数や迎角に応じて変化するため、より柔軟に対応するための工夫が必要である。DBD-PA の利点は、可動部がなく軽量コンパクトであるだけでなく一種の電気回路であるため、電極は使用／不使用に関わらずできる限り多数形成しても重量増等の問題はなく、また回路の切り替えも機械部品と比較して遥かに容易である。

FBG-FS については、本研究では Bragg 波長の標準偏差 (STD) 閾値による判定が可能であることを示した。しかし、STD 閾値も Reynolds 数が変化するに従って変化することが予測され、よりロバストな剥離検出手法を確立する必要がある。

今後は DBD-PA と FBG-FS を組み合わせたリアルタイムの剥離制御フィードバックシステムの構築がターゲットになる。例えば STD 等を用いた剥離判定の結果、どの程度の強さの誘起噴流を、どの程度の時間導入することが最も効果的であるかを見出すことは、実用機械において能動剥離制御を導入する費用対効果を高めるために必要不可欠であり、今後さらなる研究の進展が期待される。

本研究の一部は科学研究費補助金基盤研究 (C)(No. 22560183)の助成を受けて行われた。

## 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, (1998), AIAA Paper 98-0328.
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, Vol.39, No.4 (2010), pp.243-250.
4) Labergue, A., Moreau, E., Zouzou, N., Touchard, G.,: Separation Control Using plasma actuators: Application to A Free Turbulent Jet, Journal of Physics D: Applied Physics, Vol.40, No.3 (2007), pp. 674-684.
5) Segawa, T., Yoshida, H., Nishizawa, A., Murakami, K, Mizunuma, H.: Active Control of Separation Flow around Airfoil Using DBD Plasma Actuator, Theoretical and Applied Mechanics, Vol.59, (2011), pp.265-274.
6) 瀬川武彦, 小方聡, 武川信也: DBD プラズマアクチュエータへの入力電圧波形が誘起噴流の流動特性に与える影響, Vol.39, No.4 (2010), pp.251-258.
7) Rao, Y. J.: Recent Progress in Applications of In-Fibre Bragg Grating Densors, Optics and Lasers in Engineering, Vol.31, No.4 (1999), pp. 297-324.
8) Segawa, T., Pang, J., Ikehara, T., Maeda, R., Yoshida, H.: MEMS-based Cantilever Sensor for Fluid Dynamics Measurements, edited by M. Ichiki and R. Maeda (Research Signpost, ISBN: 978-81-308-0220-6), (2010), pp. 217-243

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-8

# プラズマアクチュエータによるタービン翼列負圧面側の剥離制御のための基礎実験

*松沼 孝幸，瀬川 武彦（産総研）

# Fundamental Experiments for Flow Separation Control of Turbine Blade Suction Surface Using Plasma Actuators

*Takayuki MATSUNUMA, Takehiko SEGAWA (AIST)

**ABSTRACT**

Plasma based active flow control using dielectric barrier discharge plasma actuators was investigated to reattach the simulated separation flow on suction surface of turbine blade at low Reynolds numbers. The flow separation was induced on a curved plate installed in the test-section of a low-speed wind tunnel. Particle image velocimetry (PIV) was used to obtain two-dimensional velocity field measurements. The amplitude of input voltage for plasma actuator was changed from ±2.0 kV to ±2.8 kV. Large flow separation was moved closer to the curved plate by the flow control of the plasma actuator. The displacement thickness of the boundary layer near the trailing edge was reduced as much as 74.5 % at the maximum input voltage ±2.8 kV.

**Key words**: Plasma Actuator, Flow Separation, Active Flow Control, Turbine, Particle Image Velocimetry (PIV)

## 1．はじめに

ガスタービンの主要な構成要素であるタービン翼列は，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，低圧タービンでは，翼負圧面側の流れが低レイノルズ数域において層流剥離を起こすと性能が大幅に低下するため，流れの制御により剥離を抑える研究が広範に行われている(1), (2)。一般的に，タービン翼列の剥離制御に関する研究は，受動制御（Passive control）と能動制御（Active control）の２つに大別される。受動制御は，翼の表面に，ディンプル，Ｖ溝，ステップ，トリップワイヤ等を取り付けて境界層を乱すことにより剥離を抑制する方法であり，構造が簡単という長所がある反面，効果が期待できる流れ場の条件が限定され，流れの制御が必要でない場合には，表面の突起物により性能を低下させる原因となる。また，能動制御は，吹き出し，渦発生ジェット等のアクチュエータを用いる方法であり，構造が複雑になるという短所があるものの，作動範囲が広く，制御効果が高い点で優れている。

一方，近年研究が盛んになっている誘電体バリア放電プラズマアクチュエータ（DBD-PA）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て，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(3)~(5)。

産総研では，これまでにレーザードップラ流速計（LDV）や熱線流速計を用いて，実際のガスタービンに近い環状タービン翼列（３次元翼列）で，静翼（静止翼列）と動翼（回転翼列）の空気力学的干渉による非定常流れを計測する実験に取り組んできた(6),(7)。この経験から，プラズマアクチュエータを用いて回転するタービン動翼の能動剥離制

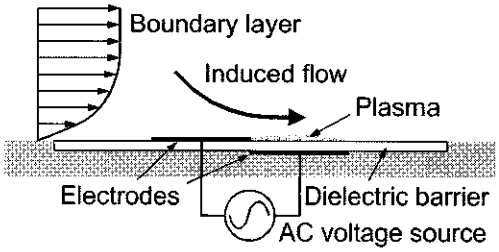



Fig. 1　Schematic of Plasma actuator

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

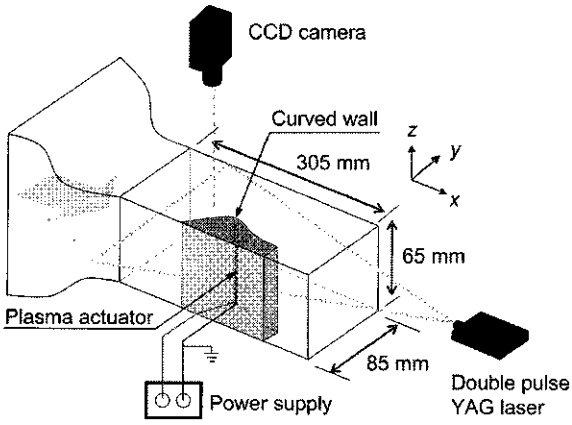



Fig. 2　Measurement system

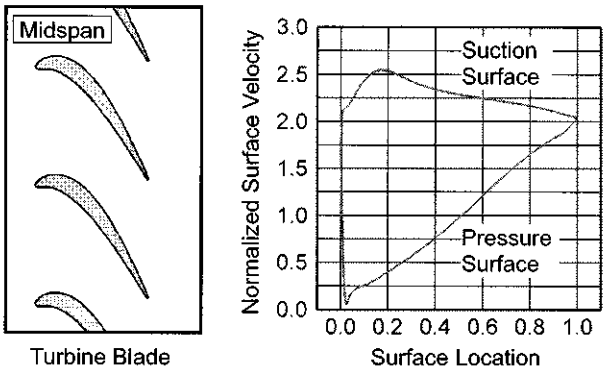



Fig. 3　Corresponding turbine blade

御を計画している。その準備段階として，タービン翼列負圧面側の剥離をプラズマアクチュエータが効果的に抑制できる動作条件を明らかにする必要がある。

そこで，本研究では，小型風洞の測定部にタービン動翼の負圧面側の速度分布を模擬した湾曲壁面を設置し，プラズマアクチュエータを用いて，減速領域にできる剥離を抑制することを試みた。アクチュエータに加える電圧を変化させて，剥離抑制効果がどのように変わるかを調べた。

## 2．実験装置と実験方法

本研究で用いる実験装置の概要を，図2に示す。小型の吹き出し式風洞に接続された測定部（流路の幅 85 mm×高さ 65 mm×長さ 305 mm）に，アクリル製の湾曲壁面（長さ 125 mm）が設置されている。この湾曲壁面の形状は，著者が研究に用いているタービン動翼[7]のミッドスパン負圧面側における速度分布（図3）を模擬するように設計してある。湾曲壁面の減速領域の上流部には，流れ制御用のプラズマアクチュエータが貼り付けられている。プラズマアクチュエータの両電極には，高電圧高周波電源（PSI 製，PG1040F）により，

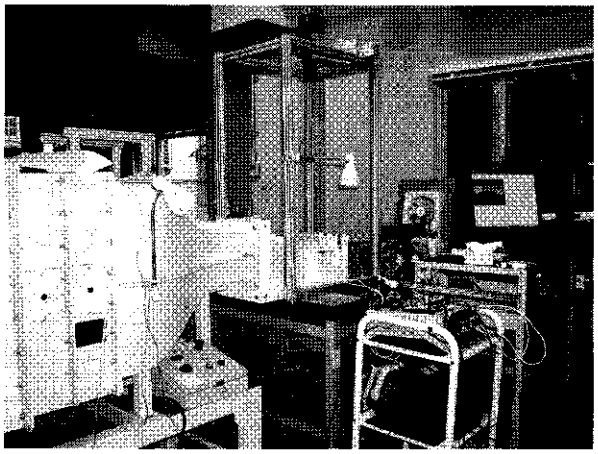


Fig. 4　Experimental facility

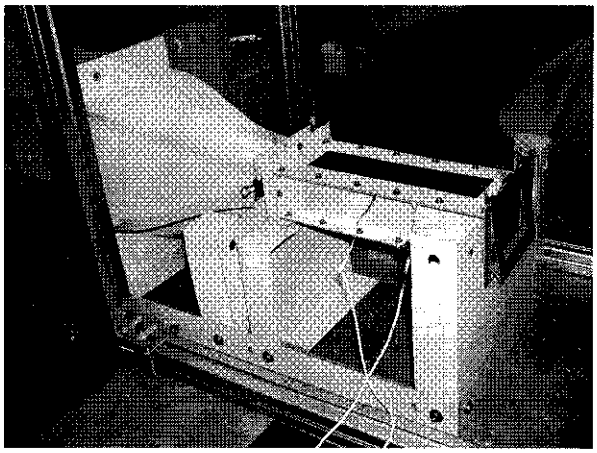


Fig. 5　Test section

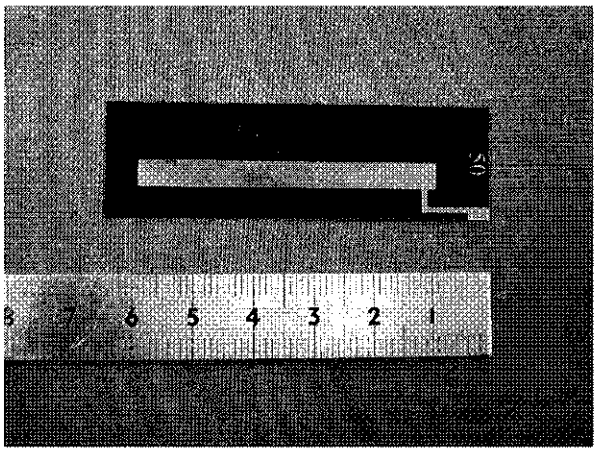
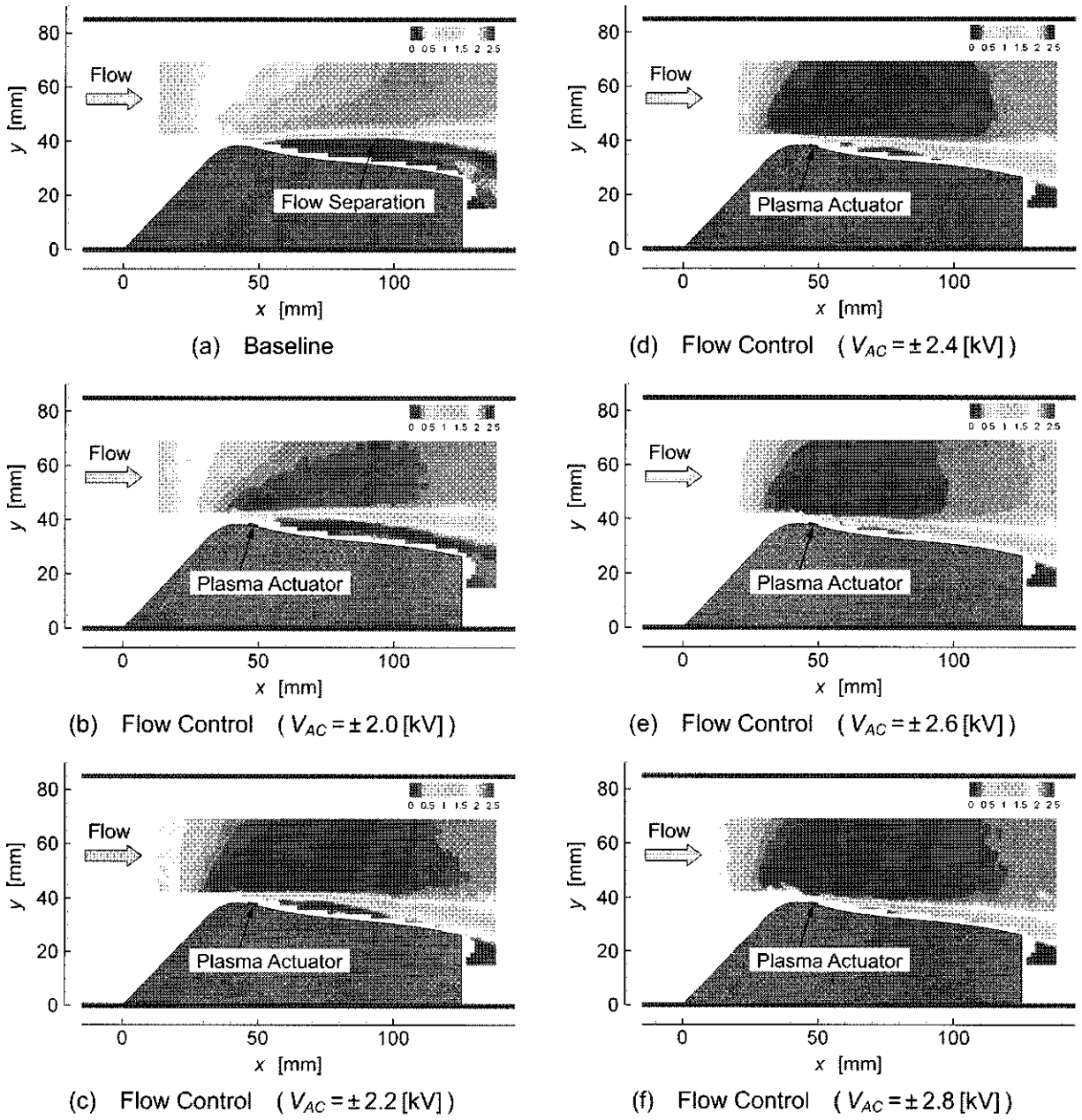



Fig. 6　Plasma actuator

電圧振幅 ±2.0 kV ～ ±2.8 kV，周波数 2.8 kHz の疑似矩形波が印加される。湾曲壁面の減速領域まわりの速度場を，粒子画像流速測定法（PIV）により計測する。PIV 計測は，風洞上流から測定部に注入した煙を，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

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




(a) Baseline

(b) Flow Control ( $V_{AC}$ = ± 2.0 [kV] )

(c) Flow Control ( $V_{AC}$ = ± 2.2 [kV] )

(d) Flow Control ( $V_{AC}$ = ± 2.4 [kV] )

(e) Flow Control ( $V_{AC}$ = ± 2.6 [kV] )

(f) Flow Control ( $V_{AC}$ = ± 2.8 [kV] )

Fig. 7 Absolute velocity distributions at various DBD-PA input voltages

る。今回の実験では，瞬時速度分布を 50 回測定し，その平均値を求めた。

図 4～6 に，実験装置，測定部，プラズマアクチュエータの写真を示す。今回使用したプラズマアクチュエータは，厚さ 125 μm のポリイミド薄膜を絶縁層とする両面銅張積層板に，表裏両面をエッチング加工することによって，厚さ 35 μm の電極パターンを作成したものである。

## 3．実験結果

### 3.1 速度分布

図 7 に，絶対速度分布を示す。図 7(a)は，基準となる流れ制御なしでの速度分布であり，減速領域に大きな剥離が発生していることが確認できる。図 7(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，それぞれプラズマアクチュエータへの入力電圧を，±2.0 kV から±2.8 kV まで変化させた結果を示している。入力電圧± 2.0 kV の図 7(b)では，制御なしの図 7(a)と比べて，剥離領域がわずかに減っている。入力電圧を±2.2 kV に上げた図 7(c)では，剥離領域の減少が顕著になっている。さらに電圧を上げた図 7(d)～(f)では，徐々に剥離領域が少なくなっている様子が分かる。

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

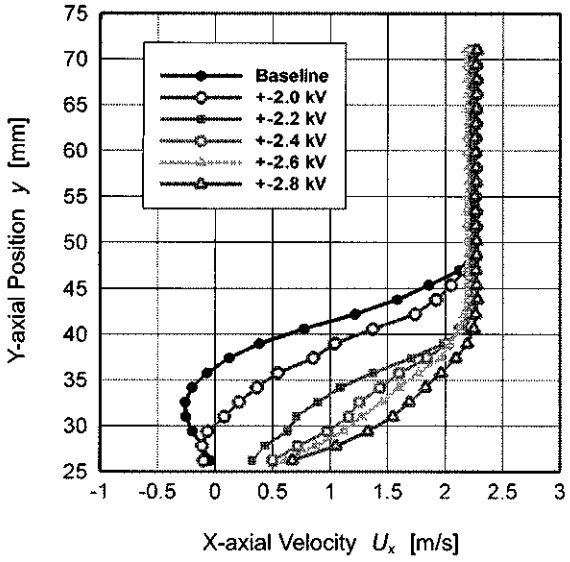



Fig. 8 Velocity distributions near trailing edge

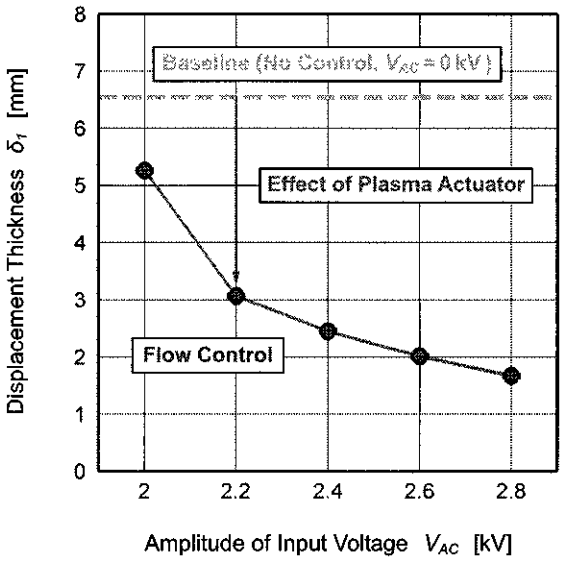



Fig. 9 Displacement thickness of boundary layer near trailing edge

### 3.2 境界層の定量的観察

より詳細に入力電圧の違いによる変化を観察するため，図 7 の湾曲壁面の後縁付近での x 軸方向速度の y 軸方向分布を図 8 に示す。流れ制御のない場合（図中の黒線）では，壁面から約 24 mm の境界層厚さがあり，この中で大きな剥離が生じ，壁面付近では逆流領域も存在する。入力電圧±2.0 kV の場合には，境界層厚さはほぼ同じだが，境界層内の速度分布が全体的に上昇し，逆流域も減っている。入力電圧が±2.2 kV に上がると，境界層厚さが約 17 mm に減少し，境界層内の速度分布が大幅に改善される。さらに入力電圧を上げると，境界層厚さは変わらないものの，境界層内の速度分布が徐々に上昇している。

図 9 に，図 8 の速度分布から次式により算出した境界層の排除厚さ $\delta_1$ を示す。（$U$ は主流速度）

$$\delta_1 = \frac{1}{U}\int_0^\infty (U - u_x)\,dy$$

流れ制御なしの場合，排除厚さは 6.55 mm であるが，入力電圧±2.0 kV では 5.26 mm となり，制御なしよりも 19.6 %減少している。入力電圧±2.2 kV では 3.07 mm で 53.1 %の急激な減少が見られる。入力電圧±2.4 kV 以上でも徐々に減少し，入力電圧±2.8 kV では 1.67 mm で，74.5 %の減少となる。

## 4．まとめ

小型風洞の測定部にタービン動翼の負圧面側の速度分布を模擬した湾曲壁面を設置し，流れの能動制御デバイスであるプラズマアクチュエータを用いて，減速領域にできる剥離を抑制することを試みた。アクチュエータに加える電圧を変化させて，剥離抑制効果がどのように変わるかを，PIV による速度分布計測により調べた。境界層の排除厚さは，入力電圧±2.2kV で急減し（流れ制御なしと比べて 53.1%の減少），最大の入力電圧±2.8kV では 74.5%の減少が見られた。


## 謝 辞

本研究は，科研費（若手(B)，課題番号: 20760124）の助成を受けて遂行された。


## 参 考 文 献


(1) Zhang, X. F., Vera, M., Hodson, H. P., Harvey, N. W., "Separation and Transition Control on an Aft-loaded Ultra-High-Lift LP Turbine Blade at Low Reynolds Numbers: Low-Speed Investigation," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 128, No. 3, (2006), pp. 517-527.

(2) Volino, R. J., "Separation Control on Low-Pressure Turbine Airfoils Using Synthetic Vortex Generator Gets," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 125, No. 4, (2003), pp. 765-777.

(3) 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.

(4) 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).

(5) 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"，*ながれ*, Vol. 29, No. 4, (2010), pp. 243-250.

(6) Matsunuma, T., "Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence on Turbine Tip Clearance Loss," *ASME Journal of Turbomachnery*, Vol. 128, No.1, (2006), pp. 166-177.

(7) Matsunuma, T., "Unsteady Flow Field of an Axial-Flow Turbine Rotor at a Low Reynolds Number," *ASME Journal of Turbomachnery*, Vol. 129, No. 2, (2007), pp. 360-371.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-9

# マイクロジェットが超音速ジェット騒音及び流れ場に及ぼす影響

*岡田 隆一(東京大学大学院)，渡辺 紀徳，鵜沢 聖治，姫野 武洋(東京大学)，大石 勉(IHI)

# Effect of Microjet on Supersonic Jet Noise and Flow Field

*Ryuichi OKADA (School of Engineering, Univ. of Tokyo), Toshinori WATANABE, Seiji UZAWA, Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo) and Tsutomu OISHI (IHI)

**ABSTRACT**

Jet noise reduction is required for the realization of environmentally-friendly and highly-efficient supersonic jet propulsion system. In the present study, experimental and numerical investigations were performed in order to clarify the effects of microjet injection on supersonic jet noise and the mechanism of the noise reduction. The experiments were focused on under-expanded supersonic jet with Mach number of 1.47, generated from a rectangular nozzle with high aspect ratio. Far field acoustic measurements were executed and the spectra and sound pressure data of jet noise were obtained. Flow field visualization and CFD analysis were also conducted to clarify the mechanism of noise reduction and to study the influence of microjet on the thrust.

**Key words**: Jet Noise, Supersonic Jet, Active Control, Microjet Injection

## 1．はじめに

環境適合型超音速ジェット旅客機の実現には，高効率の推進システムと共にジェット騒音の更なる低減が不可欠である。ジェット騒音を低減する手段の 1 つとして，主流ジェットに対して微量のジェットを吹き付け，音響場を能動的に制御するマイクロジェット噴射が提案されている。超音速ジェット騒音に対するマイクロジェットの有効性については報告があるものの，詳細な音響場や流れ場の調査が不十分であり，騒音低減メカニズムは解明されていない。本研究ではマイクロジェットの最適な噴射方法の確立と騒音低減要因の解明を目標に，実験と流れ場の数値解析を実施している[1)2)3)4)]。

これまでに，アスペクト比約 10 の矩形ジェットに対して，マイクロジェットをノズル出口付近において噴射したところ，最大約 10dB 程度の低減効果を持つことがわかった。マイクロジェットによる騒音低減の要因を明らかにするために，流れ場の可視化実験や数値解析を実施した。本報では推力への影響を検討した結果について，騒音や流れ場の非定常挙動の調査結果と併せて報告する。

## 2．実験装置および実験方法

実験は Fig.1 に示す無響室内で行った。吐出圧 0.83MPa の室外に設置された圧縮機により圧縮空気が生成され，60m$^3$ の容積を持つ高圧タンクに溜められる。高圧空気は主流用とマイクロジェット用に分岐して無響室に導かれ，それぞれの流路に設置された調圧弁により調圧することができる。無響室内に設置されたジェットノズルは Fig.2 に示すように幅 72mm，スロート高さ 6mm，出口高さ 7.4mm の矩形ラバールノズルである。

マイクロジェット用に分岐した空気は，調圧弁や質量流量計を通った後，主流ノズル付近に設けられたマニホールドに導かれる。マニホールドで流速が十分に小さくなるため，マニホールドにてマイクロジェットの全圧を測定した。その後，マイクロジェットの本数分に分岐させ，直径1mmのシリコンチューブを用いて噴射口まで導いた。

Fig.2(a)の斜線で示したノズル長辺側の出口リップ部はマイクロジェット噴射用に着脱可能であ

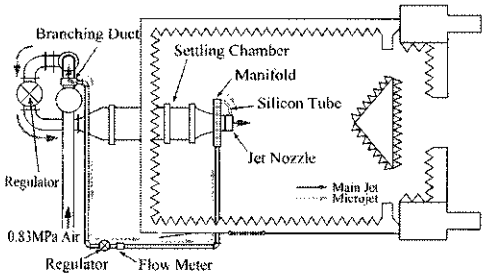



Fig.1 Anechoic chamber

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

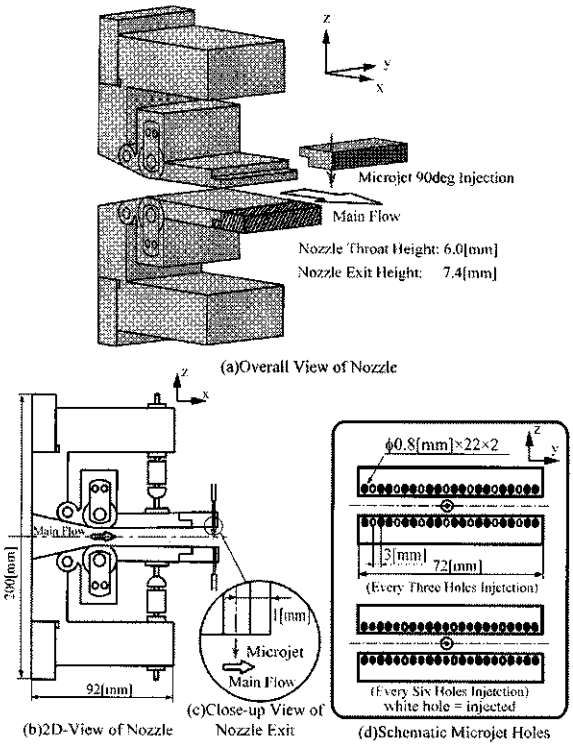



Fig.2 Configuration of 2-D nozzle and microjet holes

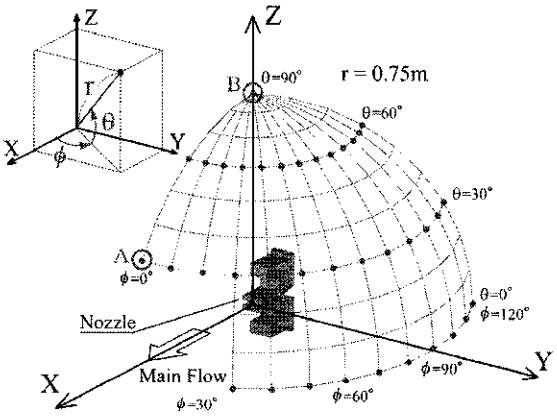



Fig.3 Coordinate system and measurement points

り，噴射角等の噴射条件を変更することができる。本報でも既報[4]に引き続き，より少ない流量で騒音低減が達成された[1)2)]，ノズル出口から1mm上流の境界層に垂直に噴射したケース(Fig.2(c))に着目する。Fig.2(d)に示すように，マイクロジェット噴射口は長辺側に上下22個ずつ配置されており，出口径は0.8mmである。

実験ではマイクロジェット噴射による音響場の変化を把握するため，Fig.3に示す主流ジェットを囲む計側点を設定した。ノズル出口を中心とした$r$=0.75mの球面上において，図中に示すように角度$\theta$と$\phi$を定義し，$\theta$: 0～90deg，$\phi$: 0～120degの範囲で

Table 1 Experimental conditions

| $P$[MPa] ($P_e/P_a$) | $M$ | $P_m$[MPa] | Layout [Number of holes] | $\psi$[%] |
|---|---|---|---|---|
| 0.41 (1.08) | 1.47 | - | - | 0.00 |
| | | 0.20 | all holes [44] | 0.69 |
| | | 0.51 | | 3.00 |
| | | 0.20 | every two holes [22] | 0.37 |
| | | 0.51 | | 1.58 |
| | | 0.20 | every three holes [14] | 0.24 |
| | | 0.51 | | 1.05 |
| | | 0.20 | every four holes [10] | 0.17 |
| | | 0.51 | | 0.76 |
| | | 0.20 | every five holes [8] | 0.14 |
| | | 0.51 | | 0.62 |
| | | 0.20 | every six holes [6] | 0.11 |
| | | 0.51 | | 0.47 |

計測を行った。但しマイクロホンが主流の影響を受ける$\theta$<30degかつ$\phi$<30degの範囲では計測を行っていない。得られた音圧データをFFTアナライザにより周波数解析し，マイクロジェット噴射によるスペクトルの変化を調べた。計測方法の詳細は文献2)を参照されたい。

また，マイクロジェットが流れ場に及ぼす影響を観測するため，シャドウグラフ法を用いて流れ場の可視化実験を行った。

実験は主流全圧($P$)の設定により主流ジェットの条件を変化させて行った。ここでは，主流ジェットの設定圧0.41MPa，出口マッハ数1.47の不足膨張状態のジェットとした場合の結果について示す。既報[4]の主流条件に比べ，衝撃波に起因する騒音成分がより顕著に計測された。

マイクロジェット設定圧($P_m$)及び噴射口数を変化させることで，主流ジェットとマイクロジェットの質量流量比($\psi$)を変化させた。マイクロジェットの噴射パターンはFig.2(d)に示すように2つおきや5つおき噴射等，6ケースを設定した。Table1に各噴射パターンでの，主流ジェットに対するマイクロジェットの質量流量比を示す。主流ジェット流量はノズルスロート部の断面積と整流筒での計測全圧から等エントロピー過程を仮定して算出し，マイクロジェット流量には流量計での実測流量を用いた。

## 3．数値解析方法

マイクロジェットが推力へ及ぼす影響を調査するため，流れ場の定常 RANS 解析を実施した。3次元 NS 方程式を支配方程式とし，対流項を MUSCL 法で 3 次精度化した SHUS により評価した。乱流モデルは $k$-$\omega$モデルを用い，時間積分は

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

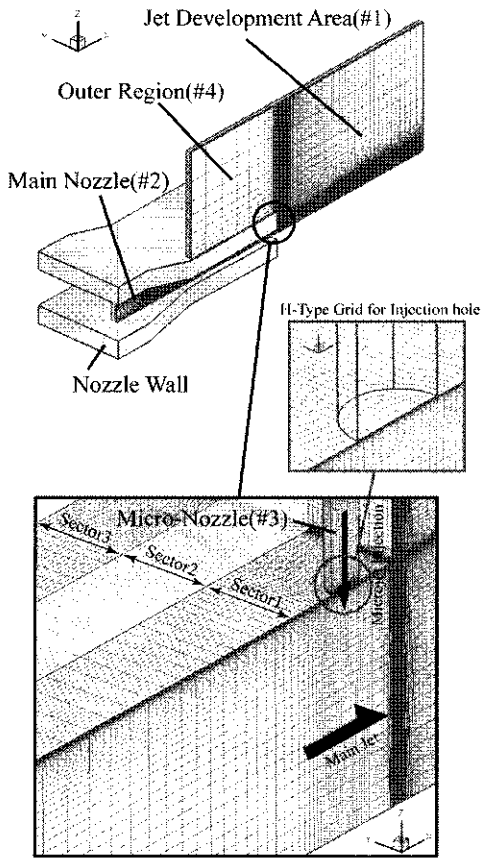



Fig.4 Computational grid for the case of every three holes injection

LU-SGS 法により行った。

Fig.4 に数値解析に用いた格子を示す。主流ジェットは上半分のみを解析対象とした。対称性を利用してマイクロジェット噴射口を 1/2 個含む領域を"1 セクター"と定義し，噴射口数に応じてセクター数を変更して解析した。Fig.4 に示すように 2 つおきの噴射口から噴射した場合には 3 セクターを用いた。この時の総格子点数は 184 万点である。

境界条件として，主流ジェット，マイクロジェット共に実験で測定された全圧値を流入条件で与えた。また，マイクロジェットの流量を実験での測定値と一致させるため，マイクロジェット噴射口径を変更した。$P_m$=0.51MPa のケースでは噴射口径を 0.58mm, $P_m$=0.20MPa では 0.50mm とした。

## 4．結果および考察

### 4．1　音響場に対するマイクロジェットの効果

Fig.5に主流ジェットのみから発生する騒音を$\theta$=0,30,60degの各計測面上で計測した結果を示す。参考のため，1点計測である$\theta$=90degのデータもプロットした。図中では角度軸は角度$\phi$の値を，動径軸は全音圧レベル(OASPL)を表している。図より，どの計測面においてもジェット下流方向の計測点

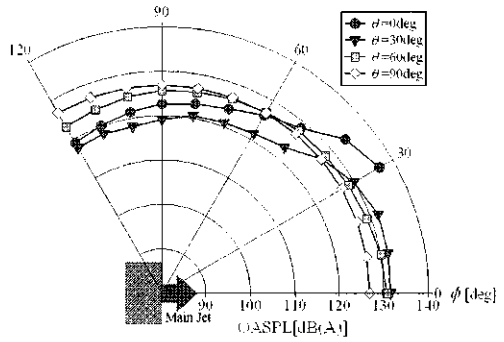



Fig.5 OASPL distribution on $\theta$=0, 30, 60deg planes (w/o microjet)

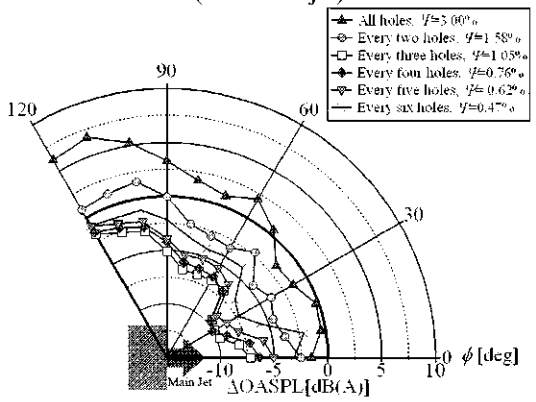



Fig.6 ΔOASPL distribution on $\theta$=30deg plane ($P_m$=0.51MPa)

においてOASPL値が大きく計測されていることがわかる。

Fig.6にマイクロジェットを様々な噴射口数で噴射したときのOASPL値の変化量を示す。マイクロジェットの設定圧は$P_m$=0.51MPa, 計測面は$\theta$=30degである。図中の動径軸はOASPL値の変化量を，マイクロジェット噴射時と非噴射時の測定値の差で表しており，負の値が騒音低減を意味している。Fig.6から2つおきの噴射口から噴射したケースで最も大きい低減量が得られ，$\phi$=30degの計測点において約10dBの低減が達成されていることがわかる。一方，3つおきや4つおきの噴射口から噴射した場合でも2つおき噴射の場合と同等の低減量が得られることがわかる。

Fig.7 はマイクロジェットによる音響パワーレベルの変化分を噴射圧に対して示した図である。本研究において算出した音響パワーレベルは，計測面(Fig.3)を通って周囲大気に放出される音響エネルギーに相当する。Fig.6 と同様に，$P_m$=0.51MPa の場合には 2 つおき噴射の場合に最も騒音が低減されており，マイクロジェット噴射口数には最適値が存在することがわかる。全ての噴射口から噴射した場合に騒音が増大しているのは，主流ジェットの顕著な自励振動が発生するためである[2)]。1 つおきの噴射口から噴射した場合には，流量比が

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

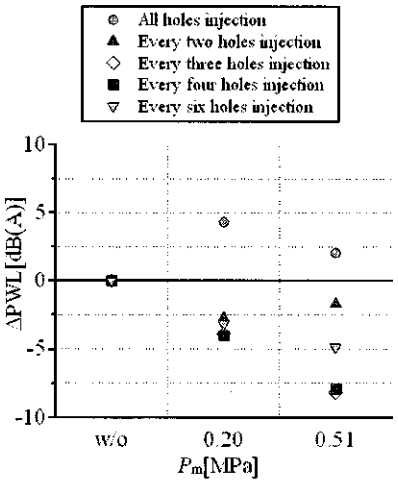



Fig.7 ΔSound power level ($M$=1.47)

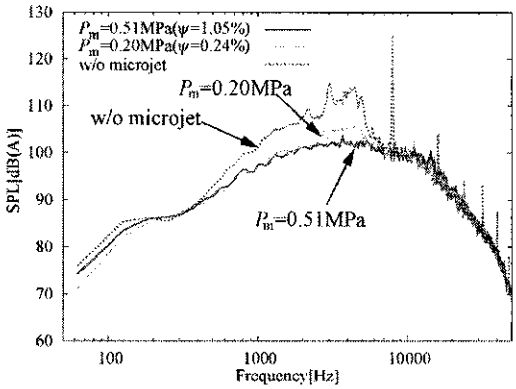



Fig.8 Power spectra at $\theta$=30deg, $\phi$=0deg (A in Fig.3, every three holes injection)

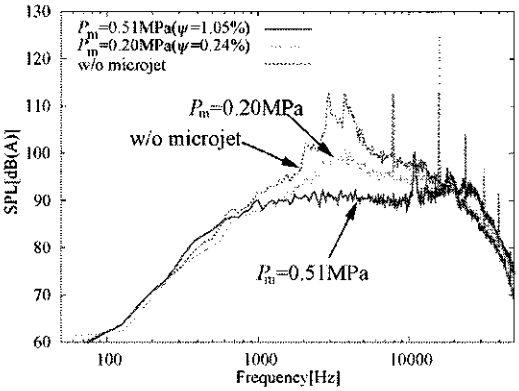



Fig.9 Power spectra at $\theta$=90deg (B in Fig.3, every three holes injection)

2 つおき噴射より多いものの，主流ジェット後方で騒音増大が顕著であるため，騒音低減量は小さい結果となっている。

Fig.8, Fig.9 にマイクロジェットの有無によるスペクトルの違いについて示す。Fig.8 はジェット下流にあたる$\theta$=30deg,$\phi$=0deg，Fig.9 はジェット上流にあたる$\theta$=90deg の計測点で計測したスペクトルである。図ではマイクロジェットは 2 つおきの噴射口から噴射している。

Fig.8 においてマイクロジェットなしのスペクトルに着目すると 4kHz 付近に広帯域衝撃波関連騒音と思われる形状が見られ，約 8kHz にスクリーチ音が確認できる。Fig.9 の上流方向では，これらの傾向がより顕著となっており，衝撃波関連騒音やスクリーチ音が，ジェットの上流方向に指向性を持つという傾向 [5]に一致していることがわかる。

マイクロジェットを噴射した場合には，ジェット下流方向(Fig.8)において，4kHz 付近にピークを持つスペクトル帯域で音圧レベルが大幅に低減され，$P_m$=0.51MPa のケースでは，8kHz 付近のスクリーチ音が消滅していることがわかる。一方ジェット上流方向の計測点(Fig.9)では，マイクロジェットを噴射することにより，4kHz 付近で広帯域騒音の大幅な低減が見られるものの，$P_m$=0.51MPa のケースでは，高周波帯域で音圧が上昇していることがわかる。広帯域騒音の低減と高周波騒音の増大は，共にマイクロジェット流量が多いほど顕著に観察され，マイクロジェット噴射口数，噴射口間隔に最適値が存在する一因であると推察される。

## 4．2　マイクロジェットが推力に及ぼす影響

マイクロジェットの推力への影響を見るため，Table 1 において灰色で示されたケースを対象に，数値解析の結果を用いて損失を算出した。Fig.10 は計算領域と推力損失算出に用いた検査体積を模式的に示した図である。検査体積の入口は流れの速度がゼロとなる十分遠方にとった。この様な系においてマイクロジェット噴射時の推力は，

$$F_{mj} = \left[I_{e1} + I_{e2} - I_i\right]_{mj} = \left[\dot{m}_e u_e + (P_e - P_a)A_e\right]_{mj} \qquad (1)$$

となる。ここで，$I$ は衝撃関数，$m_e$, $u_e$, $P_e$, $A_e$ はそれぞれ主ノズル出口における質量流量，ジェット軸方向速度，静圧及びノズル断面積であり，$P_a$ は大気圧を表す。

一方，比較対象であるマイクロジェットなし時には，マイクロジェット噴射時と流量を揃えるため，Fig.10 下図に示すように仮想的に主流と平行にマイクロジェットを噴射した場合の推力を主流による推力に加え，以下の式で算出した。

$$F = \left[I_{e1} + I_{e2} - I_i\right] + I_{e3} \qquad (2)$$

ここで $I_{e3}$ はマイクロジェットを平行に噴射した場合のマイクロノズル出口での衝撃関数である。以上のようにして得られた推力から次式にて定義される推力損失を求めた。

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

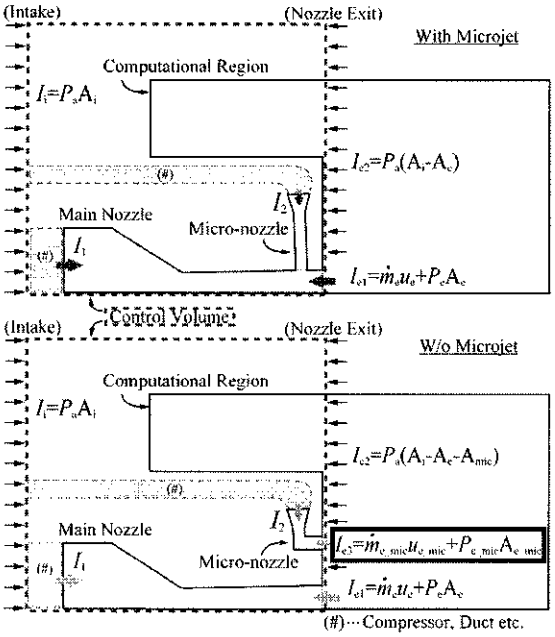



Fig.10 Schematic diagram of control volume used for thrust estimation

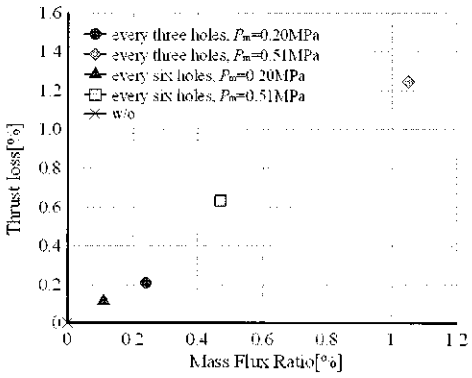



Fig.11 Relation between mass flux ratio and thrust

$$Thrustloss[\%] = \frac{F - F_{mj}}{F} \tag{3}$$

Fig.11 はマイクロジェットの流量と推力損失の関係を示している。図より概ね流量に比例した損失が生じていることがわかる。Fig.7 において騒音に対する効果にのみ着目すると，マイクロジェットの設定圧を 0.51MPa に設定した場合には，2 つおき噴射は 5 つおき噴射に比べてより音響エネルギーの放出を抑えていると言える。しかし，マイクロジェット噴射を実機エンジンに適用した場合，マイクロジェット流量及び推力損失がエンジン性能を左右する重要なパラメータになると考えられる。従って，性能への影響がより流量や推力損失の小さい 5 つおき噴射のような噴射方法が有効になる可能性がある。

### 4．3　マイクロジェットによる流れ場の変化

流れ場の非定常挙動を調査するためにハイスピードカメラを用いて流れ場を可視化した。シャッタースピードは 1/153000sec，フレームレートは 36000fps に設定して撮影を行った。

Fig.12 にマイクロジェットなし状態において，ノズル短辺方向の流れ場を撮影した結果を示す。図中には連続 3 フレーム分を示している。Fig.13 はマイクロジェット噴射時の流れ場であり，マイクロジェットを 2 つおきの噴射口から主流ジェットに対して垂直に $P_m$=0.51MPa の圧力で噴射した場合の結果である。

Fig.12 ではジェットせん断層が大規模に振動している様子を確認できるが，マイクロジェットを噴射した場合の流れ場である Fig.13 では，せん断層の振動が抑制されており，これがスクリーチ音の発生を抑制した要因であると思われる。

また，Fig.12 の図中に楕円で囲んだ箇所にはせん断層内を発達しながら下流へ移流する大規模な構造を有する乱れが確認できる。一方 Fig.13 では大規模構造乱れの発達が抑制されていることがわかる。Tam ら [6]は大規模構造乱れがピーク騒音(Fig.8 においては 4kHz 付近のスペクトル帯域)の騒音源であるとしていることを踏まえると，4kHz 付近の広帯域騒音を大幅に低減した一因は，マイクロジェットによって大規模構造乱れの発生が抑制されたためであると推測できる。

マイクロジェット噴射前後での，大規模乱れの非定常特性を調べるため，画像中のせん断層にあたる点(Fig.12 及び Fig.13 の A で示した箇所)において輝度の時系列データを抜き出し，周波数解析を行った。シャドウグラフ画像は 8bit のグレースケール画像であり，色の濃淡が $2^8$ 段階の色調で表現されている。Fig.14 に周波数解析結果を示す。縦軸は色調値の片振幅を示している。図よりスクリーチ周波数と同一の振動数で大規模構造乱れが点 A を通過しており，マイクロジェットを噴射することによってピークが消滅していることがわかる。Tam ら [5]は，衝撃波関連騒音は周期的なショックセル構造とせん断層内を一定の間隔で移流する大規模な乱れが存在するときのみ発生すると述べている。Fig.8 で見られたようにマイクロジェットを噴射したことにより，8kHz 付近のピークが消滅していることと，ショックが 3 次元的構造を有している [4]ことから，衝撃波関連騒音が発生しにくい流れ場になっていると推察される。

今後，衝撃波関連騒音及び大規模乱れから発生する乱流騒音の発生要因とマイクロジェットによ

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

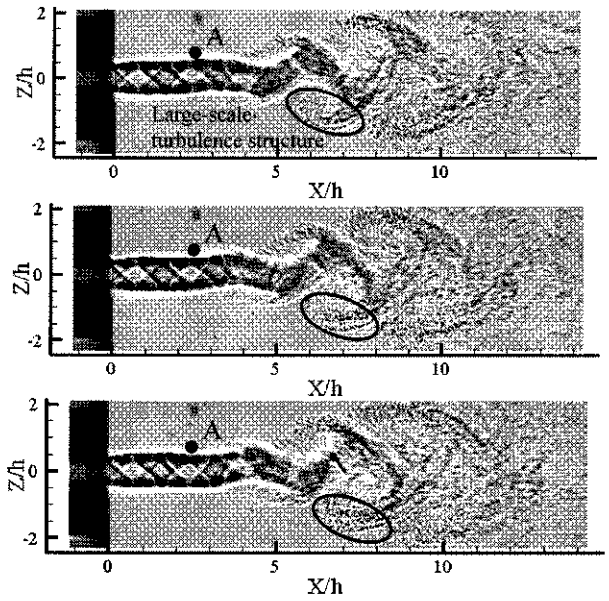



Fig.12 Instantaneous shadowgraph pictures in the case without microjet

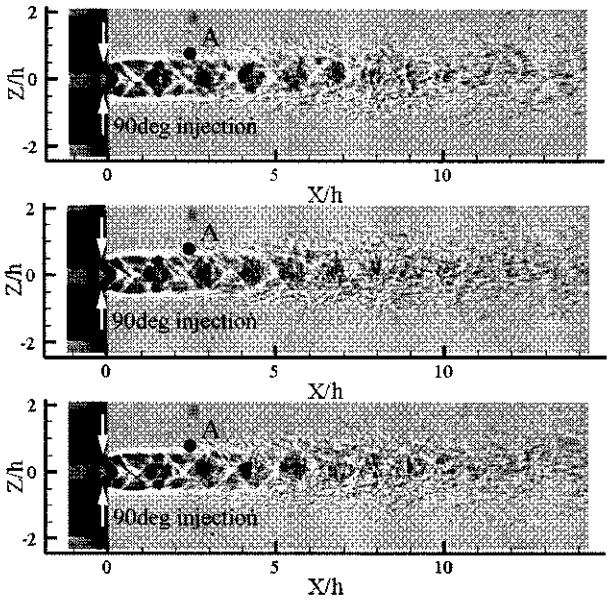



Fig.13 Instantaneous shadowgraph pictures in the case with microjet (Every three holes, $P_m$=0.51MPa)

る低減理由を明確にすべく，近傍音響場や流れ場の詳細な計測，流れ場の非定常解析を行う予定である。

## 5． 結言

$M$=1.47の不足膨張状態の主流ジェットに対して垂直にマイクロジェットを噴射した場合に，マイクロジェットが音響場と流れ場に及ぼす影響について調査した。結果は以下にまとめられる。

(1) ノズル内において，主流に対して垂直にマイクロジェットを噴射したところ，流量比1%で最大約10dBの騒音低減量が得られた。この場合での推力損失を数値解析結果から見積もると約1.2%であった。

(2) マイクロジェット噴射口数や噴射口間隔には最適値が存在することがわかった。

(3) マイクロジェットによって広帯域ピーク騒音とスクリーチ音が大きく低減する。

(4) マイクロジェット噴射によって，ジェットせん断層の大規模な振動と，大規模構造乱れの発達が抑えられた。

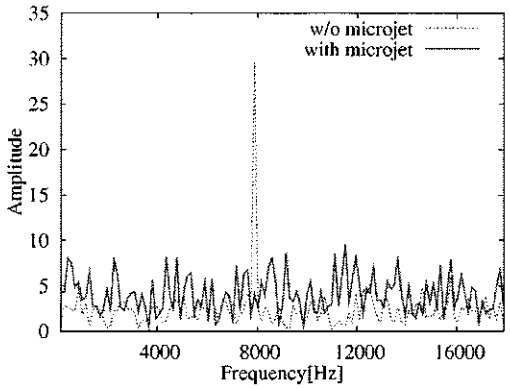



Fig.14 FFT analysis of brightness at the point "A" in bit-map pictures, Fig.12 and Fig.13


## 謝 辞

本研究には科学研究費 基礎研究B (課題番号20360381)の援助を受けた。ここに記して謝意を表する。


## 参 考 文 献


1) 渡辺紀徳，岡田隆一，鵜沢聖治，姫野武洋，大石勉，「マイクロジェットを用いた超音速ジェット騒音低減の実験的検討」，第36回ガスタービン学会定期講演会 講演論文集，(2008), pp.149-154.
2) Okada R., Watanabe T., Uzawa S., Himeno T. and Oishi T.: "Experimental Study of Microjet Injection For Supersonic Jet Noise Reduction", ACGT 2009, TS02 (CD-ROM), (2009)
3) Okada R., Watanabe T., Uzawa S., Himeno T. and Oishi T.: "Investigation of Microjet Injection for Reduction of Supersonic Jet Noise", ASME Turbo Expo 2010, (2010), GT2010-23036.
4) 岡田隆一，渡辺紀徳，鵜沢聖治，姫野武洋，大石勉，「マイクロジェット噴射による超音速ジェット騒音の抑制」，第38回ガスタービン学会定期講演会 講演論文集，(2010)，pp.63-68.
5) Tam C. K. W.: "Supersonic Jet Noise", Journal of Fluid Mechanics, (1995), vol.27, pp17-43.
6) Tam C. K. W., Viswanathan K., Ahuja K.K. and Panda J.: "The sources of jet noise: experimental evidence", Journal of Fluid Mechanics, (2008), vol.615, pp253-292.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 A-10

# 動翼噴出しを用いたファン静翼面圧力変動の抑制に関する研究

*倉田　知明（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋，鵜沢　聖治，井上　智博（東大）

# Suppression of Fan Stator Surface Pressure Fluctuation Using Rotor Surface Blowing

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

**ABSTRACT**

It is known that flow control by blowing secondary air from rotor blades can be effective to reduce velocity deficit in rotor wake and to suppress fan tone noise generated by rotor-stator interaction. In the present research, two-dimensional flow of rotor-stator stage was numerically simulated by using an unsteady Navier-Stokes solver to clarify the effect of blowing on rotor wake and unsteady pressure fluctuation on stator surface. From the results, amplitude of surface pressure fluctuation was carefully examined for different blowing mass flow ratio. It was revealed that air blowing from ejection slot at 80% chord position on rotor suction surface achieved 90% attenuation of area-averaged surface pressure fluctuation. Thus the result suggested a promising effect of surface blowing on fan noise reduction.

**Key words**: Fan, Rotor-Stator Interaction, Surface Pressure Fluctuation, Noise, Blowing

## 1．緒言

近年，空港騒音問題への配慮から民間航空機の騒音規制がより厳しくされてきている。2001 年には ICAO Annex16 Volume I Chapter4 が制定され，規制がそれまでの国際基準から 10dB 以上引き上げられた。また，各空港も独自の基準を定めるようになっており，新型航空機の開発において騒音低減は欠かすことのできない設計要求となっている。このような潮流を受け，欧米ではさまざまな機関において大規模な騒音研究プログラムが実施され，日本でも ESPR(環境適合型次世代超音速推進システム研究開発)やエコエンジンなどの研究開発において騒音軽減の研究がなされてきた。

航空機エンジン騒音の中でもファン騒音は離・着陸時ともに大きな割合を占める[1]が，ファン騒音の中でも主に動翼後流(wake)と静翼との干渉によって生じる動静翼干渉騒音は最も支配的な騒音である。最近ではこの騒音を低減させる技術として，ファン翼の後縁付近から二次空気を噴き出す方法が注目されている[2]。動静翼干渉騒音は，ファン翼列の下流に生じる，粘性により速度が遅くなった wake が，下流翼列に周期的擾乱を与えることで生じるが，Fig.1 のように翼後縁付近から二次空気の噴出しを行うことで，遅くなった流れに運動量を加えて wake の速度欠損を緩和できる。下流翼列に与える擾乱が小さくなるため翼面に誘起される圧力変動が小さくなり，音の発生そのものを抑制することができる。

この動翼噴出しは作動状態に応じて噴出し量を調節できるアクティブな騒音低減手法であり，次世代の騒音低減手法として注目されている。

しかしながら実機搭載を考えた場合，大きな問題となるのが抽気による性能低下であり，あるいは主流中に二次空気を噴出すことによる全圧損失である。そのため，抽気や全圧損失の影響を最小限に留めつつも騒音低減を可能とする噴出し方法を採用する必要がある。

本研究では噴出しを伴うファン翼列の設計に向け，基礎的な知見を得ることを目的として CFD による動静翼段解析を行った。流れの数値解析結果に基づき，静翼面圧力変動を解析することで，動翼噴出しによる騒音低減効果を考察し，また，噴出しによる全圧損失増大と効率低下の影響などについて検討した。

## 2．解析法

本解析手法は大きく 2 つの段階に分けられる。

まずは動翼列のみで解析を行い，Fig.2 のように動翼負圧側後縁付近に設けた Slot の位置や噴出し流量をパラメータとして変化させ，wake および全圧損失に与える影響を調べた。次に動静翼段解析を行い，静翼面上に誘起される圧力変動を解析した。噴出しによる静翼面圧力変動の減少の度合いを過去の研究例と比較することによって，動翼噴出しの騒音低減効果について考察する。

### 2.1　翼列モデル

解析対象は高レイノルズ数域で 2 次元翼列実験での翼面圧力データがある，NACA65-(12$A_{10}$)10 翼[3]とした。

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

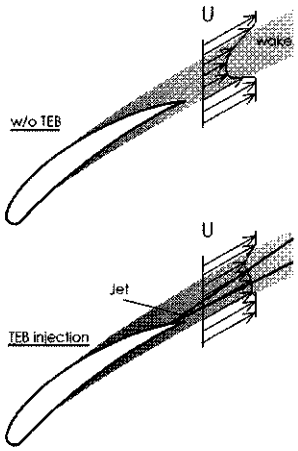



Fig.1　Wake deficit without and with blowing

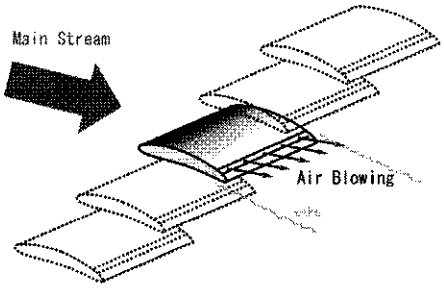



Fig.2　Rotor blowing configurations

本翼型で噴出しを模擬した実験・数値解析の例はなく，構造上噴出し孔を設置できるかについては本論文では考慮していない。また，噴出しを行わないときは完全にフラットな翼面と仮定した。

非定常解析では噴出しを行う動翼列の下流に静翼列を設けたが，これも同様に NACA65-(12A$_{10}$)10 翼で構成した。今回は翼列の効率を考慮した設計は行っておらず，静翼のスタガー角は前・後縁で剥離が生じない程度とし適宜定めた。尚，動翼と静翼の位置関係を Fig. 3 に，諸元を Table 1 に示す。Fig.3 にあるように，動静翼枚数比は 1：1 とし，動静翼間距離は動翼の 1.0 軸コード長とした。

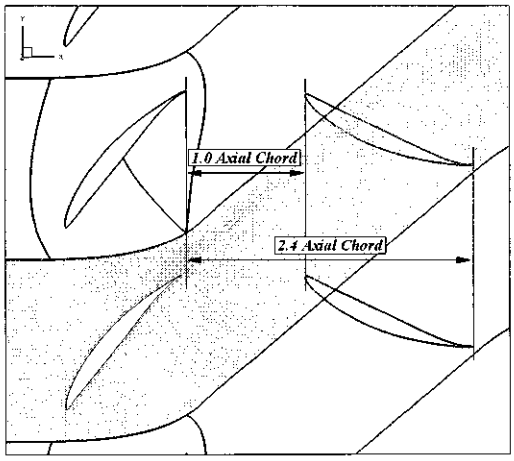



Fig.3　Distance between rotor and stator stages

Table 1: Characteristics of rotor and stator cascade

| | |
|---|---|
| Rotor stagger angle | 48.9 deg |
| Stator stagger angle | 23.0 deg |
| Chord (Rotor and Stator) | 80 mm |
| Pitch (Rotor and Stator) | 80 mm |

## 2.2　流体数値解析法

計算では 3 次元圧縮性 RANS 方程式を基礎方程式とし，非粘性流束を 3 次 MUSCL 補間により高精度化された SHUS[4]により評価した。また，乱流モデルとして $k$-$\omega$ モデルを採用し，時間進行法に LU-SGS スキームを用いたオイラー陰解法，およびニュートン反復を適用して解析を行った。

## 2.3　境界条件

流入境界条件はリーマン不変量を外挿し，全圧および全温を固定した。速度に関しては，まず全圧，全温，及びリーマン不変量から全速度を算出し，その後流入角度か周方向速度を固定して各速度成分を計算した。定常計算では流入角を固定した。流出境界では，動翼単段解析では静圧を固定し，動静翼段解析では流入・流出境界に Giles の準一次元無反射境界条件[5]を適用した。また，ピッチ境界には周期境界条件を与え，無限直線翼列を模擬した。

翼面には粘性壁条件を与えた。具体的には密度，圧力を外挿し，速度を境界面が振動に由来して持つ速度を与えた。また翼面の噴出し孔には，Fig.4 のように全圧・全温固定の条件を与え，噴出しの角度は翼面接線方向に対し 15 度とした。

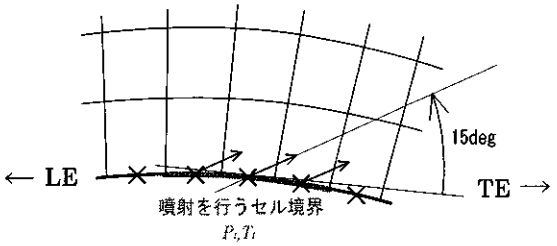



Fig.4　Zone interface between rotor and stator grids

## 2.4　Sliding Mesh 法

動静翼段解析では，動翼側格子は静翼側格子に対して時々刻々位置関係を変えてゆく。そのため，毎タイムステップにつき動翼側格子の座標を更新するとともに，動翼側と静翼側の間で物理量の受け渡しを行う必要がある。したがって，まずセル境界の物理量を MUSCL スキームで求め，近接するセル境界の座標から物理量を補間し，隣接するセルに与えた。

動翼座標の更新は 1 ステップごとに行い，値の受け渡しは各内部反復の都度行った。

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

## 3．動翼単段解析

### 3.1　計算格子と計算条件

まず，動翼のみの解析を行い，噴出しの質量流量比，Slot の翼弦方向位置および Slot の幅を変えたときの wake および全圧損失に与える影響を調べた。

格子点数を Table 2 に示す。また，動翼単体解析に使った格子を Fig.5 に示す。流入境界は全圧・全温・流入角固定，出口境界は静圧固定とした。また，翼面は滑りなし境界だが，噴射を行う翼面上の点には流入境界と同じ条件を与えた。Table 3 に計算を行ったパラメータを示す。噴出し位置を変えることによって後流速度分布に若干の違いは見られたが，さほど有意な差は見られなかったため今回は噴出し位置による比較は割愛した。

Slot 幅については，Table 3 にあるように 1.2～6.8mm の 3 パターンで変化させた。また，Slot に相当するセルに与える全圧は 0.105~0.120[MPa]で変化させ，噴射空気と主流との質量流量比$\psi$を変化させた。ここで$\psi$は次式のように主流流量に対する噴射流量の比で表わされる。

$$\psi = \dot{m}_{jet} / \dot{m}_{main}$$

($\dot{m}_{jet}$：噴射流量，$\dot{m}_{main}$：主流流量)

Table 2　Grid points

| | |
|---|---|
| ZONE1(H-grid) | 40×40×1 |
| ZONE2(O-grid) | 220×50×1 |
| ZONE3(H-grid) | 100×80×1 |
| TOTAL | 20600 |

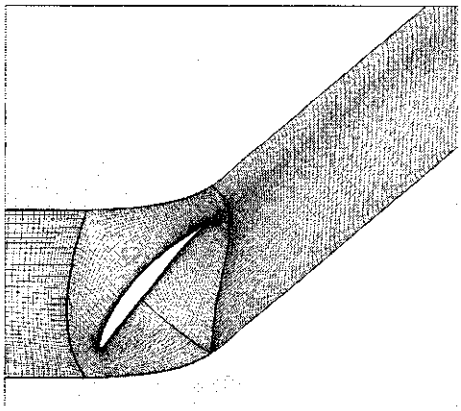


Fig.5　Rotor grid

Table 3　Blowing conditions

| | |
|---|---|
| 噴出し位置 | 70,80,85,90,95[%chord] |
| 噴出し角 | 15° |
| Slot 幅 | 1.2, 1.8, 6.8[mm] |
| 噴出し全圧 | 0.105,0.110,0.113,0.115,0.120[MPa] |

### 3.2　計算結果

Fig.6 に，噴射流量を変化させたときの翼後縁から 1.0 コード長下流の速度分布を，ピッチ方向にプロットしたグラフを示す。縦軸は絶対流速で，後流外縁速度 *Ve* で無次元化を施した。横軸はピッチ方向位置で，0%*Pitch* は噴出しを行わないときに wake の中心となる点とした。太い黒の破線が噴出しを行わないときの速度分布を表す。図より，噴出し流量を増やしていくにつれて徐々に速度欠損が回復し，噴出し流量が多いと逆に周囲より流速が大きくなっているのがわかる。Fig.6 では，黒実線で示した質量流量比$\psi$=0.050 の条件で wake と jet がほぼ相殺しているように見える。

次に，$\psi$に対する全圧欠損および全圧損失の関係をそれぞれ Fig.7, 8 に示す。ここで，Wake の全圧欠損

$$\omega_{wake} = \frac{P_1 - P_2}{P_1 - p_1}$$

($P_1$：上流全圧，$P_2$：下流全圧，$p_1$：上流静圧)

は翼列上流の全圧に対し wake 内部でどれだけエネルギーが失われているかに相当する。この値が 0 に近いほど概ね wake の速度欠損が小さくなっていると言える。また，全圧損失は次式で表され，主流と二次空気の損失の和を表す。二次空気の全圧を $P_{jet}$ で示す。

$$\omega_{blowing} = \left( \frac{\dfrac{\left(\dot{m}_{main} P_1 + \dot{m}_{jet} P_{jet}\right)}{\dot{m}_{main} + \dot{m}_{jet}} - P_2}{P_1 - p_1} \right) \left( 1 + \frac{\dot{m}_{jet}}{\dot{m}_{main}} \right)$$

Fig.7 で丸印で示した，グラフ上で x 軸と交わる点は噴出し空気が wake の全圧欠損をキャンセルする質量流量比を表すが，Fig. 8 の全圧損失のグラフにおいて，全圧欠損をキャンセルする流量に対応する点を丸印で示した(slot width=1.2mm のケースはチョーク流量でも全圧欠損が 0 とならなかったため，点線で延長して示した)。Fig.7, 8 より，Slot 幅が広いほど wake をキャンセルするのに必要な噴出し流量は大きくなるが，全圧損失は Slot 幅を狭くするほど大きくなる傾向が見られ，Slot 噴出しに関しては噴出し流量と全圧損失は背反の関係になることが示された。

しかし，今回の解析結果では仮に全圧損失を無視して質量流量比を見たとしても，最も噴出し流量が小さい条件でさえ wake を完全にキャンセルするには主流に対して 2.0%近く質量流量を要する。実機エンジンにおいてこれだけの流量をコアエンジンから抽気しファン動翼からの噴出しを行うために前方へと導くのは極めて性能的なデメリットが大きいと考えられる。よって今後は，スパン方向に均一に噴出しを行わずに少ない噴射流量で騒音低減効果が得られる噴出し方を探る必要がある

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

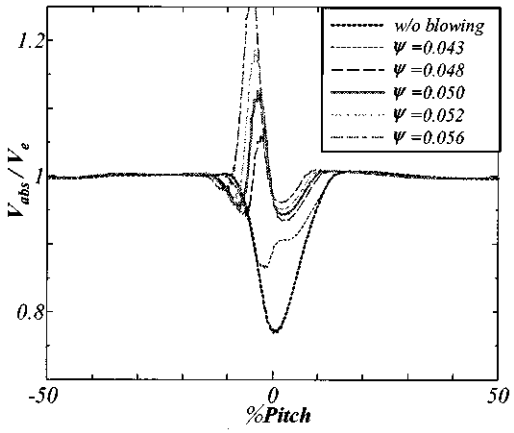



Fig.6　Flow velocity distribution 1.0 chord downstream from trailing edge

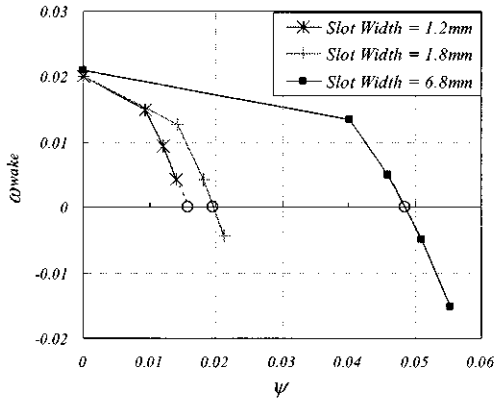



Fig.7　Wake total pressure deficit

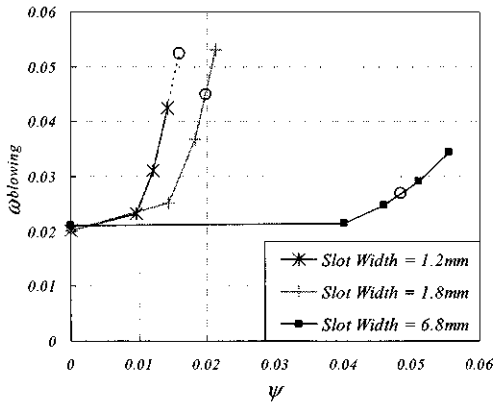



Fig.8　Total pressure loss

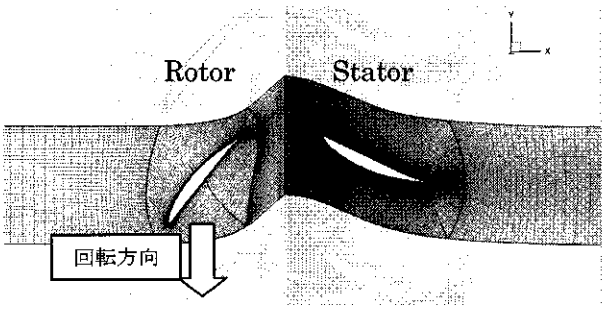



Fig.9　Computational grid (unsteady calculation)

だろう。しかし，次の動静翼段解析では，ひとまずこのような性能的な制約を考えず，動翼噴出しによってどの程度の騒音低減が期待できるか評価した。

## 4．動静翼段解析

### 4.1　計算格子

次に，動静翼段解析を行った。計算格子を Fig.9 に示す。動翼周りの格子は動翼単段解析とほぼ同様のものを用いた。静翼側については，動翼とともに移動する wake が静翼側の格子を時々刻々通過する際に速度分布の解像度を保つため，wake が通過する部分はおおむね定常計算で wake を解像する部分の格子幅以下になるように格子を作成した。全体の格子点数は約 12 万点とした。格子点数を Table 4 に示す。

Table 4　Summary of computational grids

| | |
|---|---|
| Rotor | |
| Zone 1 (H) | 40×40×1 |
| Zone 2 (O) | 220×50×1 |
| Zone 3 (H) | 50×80×1 |
| Total | 16,600 |
| Stator | |
| Zone 4 (H) | 100×200×1 |
| Zone 5 (O) | 540×150×1 |
| Zone 6 (H) | 40×120×1 |
| Total | 105,800 |
| R + S | 122,400 |

### 4.2　噴出しなし時

まず，噴出しを行わない状態の圧力場を Fig.10 に示す。翼面上の各点における圧力の時間履歴をチェックし，周期解が得られたことを確認した。また，図中において動翼後縁から伸びる wake の位置をエントロピーの等値線により示してある。動翼が動くにつれて wake が次々に下流の静翼列と干渉する様子が見て取れる。

次に，離散フーリエ変換(DFT)を行い，圧力変動の動翼通過周波数(*BPF*)および，その倍数周波数(*nBPF*)成分を取り出した。Fig.11，12 は圧力変動の *1BPF* 成分の振幅・位相を示す。Fig.11 を見ると前縁(LE)付近で振幅が大きくなっているのが分かる。*2BPF*，*3BPF* についても同様に LE 付近で振幅が大きくなる傾向が見られた。

また，翼面における圧力変動の *1BPF* 成分の振幅・位相を Fig.13 に示す。Fig.13 の上の図は負圧面で下の図は正圧面のグラフである。横軸はコード位置，縦軸は振幅と位相を表す。尚，Fig.13 では振幅は次式のようにデシベル表示している。

$$Amp.[\mathrm{dB}] = 20\log_{10}\left(\frac{Amp.[\mathrm{Pa}]}{p_0}\right)$$

$$p_0 = 2.0\times10^{-5}[\mathrm{Pa}]$$

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

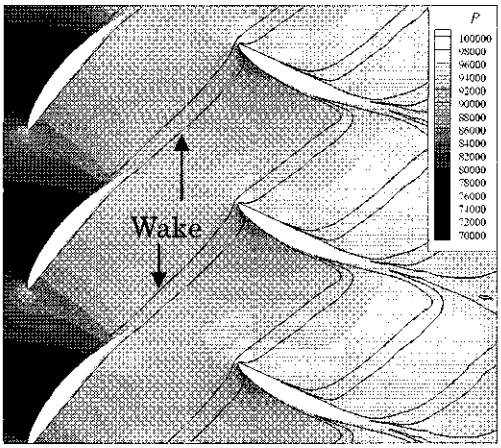



Fig.10　Pressure field

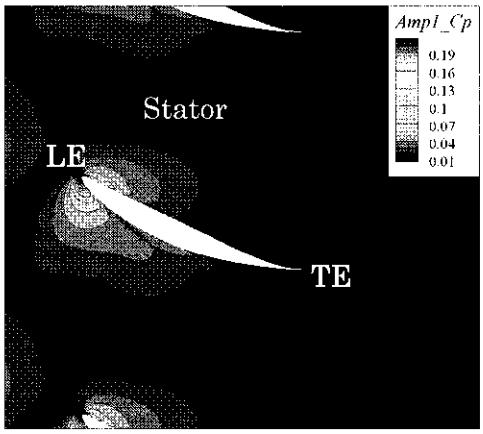



Fig.11　*1BPF* amplitude of the pressure field (w/o blowing)

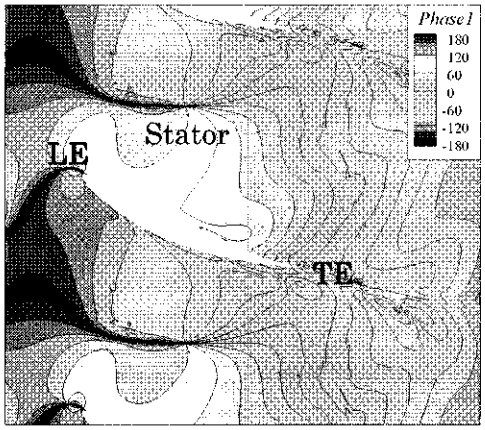



Fig.12　*1BPF* phase of the pressure field (w/o blowing)

Fig.13 を見てもやはり LE 付近の圧力振幅が大きく，支配的であることが分かる。

### 4.3　噴出し時の様子

次に，噴出しを行ったときの静翼面圧力変動の変化を示す。Fig.14 は静翼腹側における圧力変動のうち，最も支配的な *1BPF* 成分の振幅を示す。横軸はコード位置

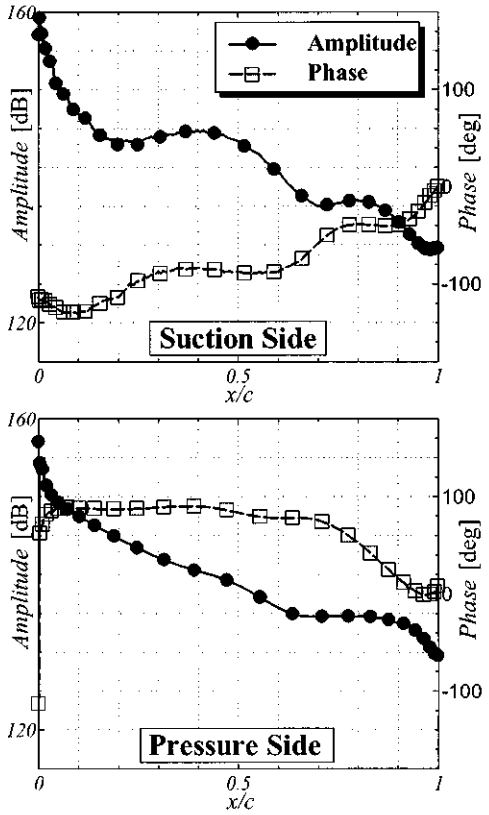



Fig.13　Stator surface chordwise pressure amplitude and phase

で，縦軸は翼面圧力変動振幅をデシベル表示したものである。図にあるように，噴出し流量を大きくしてゆくと各コード長位置で翼面圧力変動が小さくなり，やがて増加に転じる傾向が見られた。$\psi$=0.0502 のときにコード全域にわたって圧力変動が小さくなっているのが見られるが，噴出しと wake とがほぼ相殺され，静翼に及ぼされる擾乱が極めて小さくなったものと思われる。

また，Fig.15 は静翼背側および腹側の圧力変動の *1~3BPF* 成分を面積平均したグラフである。縦軸は噴出しなし時を 1 としたときの振幅の面積平均値で，横軸は質量流量比$\psi$である。この図にあるように，背側・腹側どちらも$\psi$=0.0502 のときに圧力変動振幅が噴出しなし時の 10%程度まで小さくなった。

過去の研究例[6)7)]から，静翼面圧力変動の減少と騒音低減量が関連付けられており，今回の圧力変動振幅の減少を騒音に適用すれば，動静翼干渉音の音響パワーレベルで表すと数 dB 程度の低減に相当するとみられる。

ただし，今回の解析のように全翼全スパンで噴出しを行い，wake の全圧欠損を完全にキャンセルするには噴出し流量や全圧損失が非常に大きくなってしまい，性能面に及ぼすコストが大きくなってしまうことが示された。したがって必要なエンジン性能を維持するためには，トータルの噴出し流量は抑えつつも，できる限り全翼全スパンからの噴出しによる騒音低減効果に近づけるような噴出し方法の開発が必要である。

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

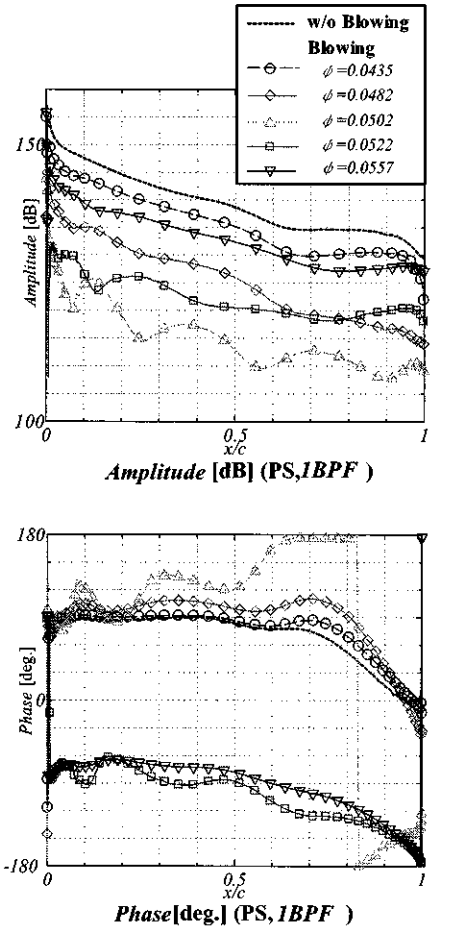



Fig.14 Fluctuation reduction on P.S.

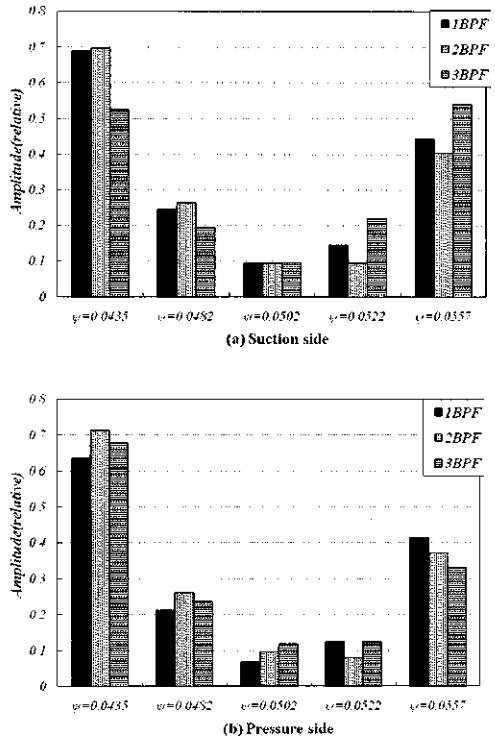



Fig.15 Stator surface area-averaged pressure amplitude

現在有望なアイデアとして，すべての翼からではなく1つおき，あるいは2つおきの翼から噴出しを行う方式(Harasz[8]ら)などが考えられている。また，動翼噴出しの他に音響ライニングやスイープ・リーン静翼[6]といった他の騒音低減手法を組み合わせることによりトータルとして更なる騒音低減効果を狙ってゆくことも考えられるだろう。

## 5．結論

動翼からの噴射を模擬した解析を行い，ファン静翼面圧力変動の抑制効果及び噴出しによる全圧損失について調査を行った結果，以下の結論を得た。

(1) 動翼噴出しを行うことで，静翼面圧力変動の面積平均値が噴出しを行わない場合に比べて10分の1に減少し，動翼噴出しによってある程度の騒音低減効果が期待できる結果が得られた。

(2) 今回解析を行った Slot 噴出しでは，wake の速度欠損をキャンセルするのに最低でも 2.0 %程度の質量流量を要し，全圧損失も噴出し速度に応じて増加した。今後は必要なエンジン性能を確保しつつ，騒音低減効果が得られる噴出し方法を探る必要がある。

## 参考文献


1) 大石勉：航空機騒音の低減化技術の現状と今後，ガスタービン学会誌，Vol.33-6 (2005) pp.568 -572.

2) Sutliff, D. L., Tweedt, D. L., Fite, E. B. and Envia, E.: Low-Speed Fan Noise Reduction With Trailing Edge Blowing, NASA/TM-2002-211559 (2002).

3) Dunavant, J. C., Emery, J. C., Walch, H. C., and Westphal, W. R.: High-Speed Cascade Tests of the NACA 65-(12A$_{10}$)10 and NACA 65-(12A$_2$I$_{8b}$)10 Compressor Blade Sections, NACA RM L55I08 (1955)

4) 嶋英志，城之内忠正：設計における数値解析の活用について(その 12)—粒子的風上法とその検証，航空技術研究所特別資料 27 号，第 12 回航空計算空気力学シンポジウム論文集，pp. 255-260.

5) Giles, M.: Non-Reflecting Boundary Conditions for the Euler Equations, CFDL-TR-8-1 (1988).

6) 大石勉，土屋直木，中村良也，児玉秀和，加藤大「低騒音化研究」石川島播磨技報 Vol.44 No.4 pp.254-260 (2004).

7) Sutliff, D.L., Bridges, J., and Envia, E.: Comparison of Predicted Low Speed Fan Rotor/Stator Modes to Measured, NASA TM-107462, AIAA-97-1609 (1997).

8) Halasz, C., Arntz, D., Burdisso, E., and Ng, W.: Fan Flow Control for Noise Reduction Part 1: Advanced Trailing Edge Blowing Concepts, AIAA 2005-3025, 11th AIAA /CEAS Aeroacoustics Conference (2005).


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-1

# 圧縮機翼列翼先端漏れ流れに関する研究
## —ハーフシュラウドの効果—

*熊谷　雅史(岩手大院)，船崎　健一，谷口　英夫，加藤　大雅(岩手大学)
松田　一生(岩手大院)，加藤　大，パロ　ギョーム(IHI)

# A Study of Leakage Flow through Linear Cascade in an Axial Compressor
## —An Effect of Half Shroud—

Masafumi KUMAGAI (Graduate school of Iwate Univ.), Kenichi FUNAZAKI,
Hideo TANIGUCHI, Hiromasa KATO (Iwate Univ.),
Kazunari MATSUDA (Graduate school of Iwate Univ.), Dai KATO, and Guillaume PALLOT (IHI)

**ABSTRACT**

This paper deals with a partially shrouded (half shroud) blade tip for restraining leakage flow. In this experiment, a plate imitating half shroud was installed at the tip of a linear cascade composed of seven blades in order to investigate the flow field and leakage mechanism around the blade tip. The motion of the blade relative to the casing is simulated through a moving belt running at a constant speed. Traverse measurements were taken in the pitch-wise and span-wide directions using a five-hole Pitot tube. The results showed that the half-shroud could effectively reduce the loss of the tip region with a running moving belt. Internal flow of the cascade was also investigated in detail with CFD.

**Key words**: Compressor, Leakage Flow, Half Shroud

## 1．　緒言

近年，$CO_2$排出量増加に伴う地球温暖化を初めとする環境問題や，騒音問題への対策，さらにはエネルギー資源の枯渇問題から，航空エンジンはさらなる高性能化が求められている．そこで，民間の航空エンジンでは，低燃費・低騒音化を目指し，ターボファンエンジンの研究が進められており，バイパス比は増加の傾向にある．

バイパス比の増加は，エンジンコアの各パーツの小型化を進め，圧縮機では翼先端すき間の割合が動翼に対して相対的に増加する傾向にある．そして，この隙間から発生している漏れ流れは，圧縮機の安定動作領域を縮小させ，エンジン全体の性能及び効率に大きな影響を及ぼすことが知られている．また，航空機の巡航高度が高い状態では，作動する流体は低レイノルズ数状態となり翼面でのはく離の発生や Hub 壁面付近での 2 次渦の増大を招き，さらなる損失が生じることが懸念される．

翼先端漏れ流れに関する研究は，これまで多く行われている．松田ら[1)]は，直線翼列を用いてケーシング壁面移動の影響と翼先端すき間の効果を実験及び CFD により調査した．また，漏れ流れの抑制を意図した研究も少なくない．Gourdain ら[2)]は，動翼先端やケーシングに特有な溝を設け，それぞれの効果について議論している．また，Van de Wyer ら[3)]はケーシング面に環状の溝を設け，前縁からの設置位置を変更させることで漏れ流れ抑制へのアプローチをしている．

本研究では，低レイノルズ数条件下での直線翼列による漏れ流れのメカニズムを調査するとともに，漏れ流れ抑制への新たなアプローチとして翼先端すき間に Half Shroud を模擬した平板を設置しその効果を調査した．

また，実験装置にはケーシング壁にベルトを導入しており，このベルトを稼働させることで，実機における動翼先端とケーシングとの相対運動の効果を模擬できる構造になっている．

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

## 2. 主な記号・数式

$C$ ：コード長[m]　　$C_x$ ：軸コード長[m]
$P_{01}$ ：代表入口全圧[Pa]　　$P_{02(y,z)}$ ：局所出口全圧[Pa]
$V_1$ ：入口平均流速[m/s]　　$\rho$ ：密度[kg/$m^3$]
Re ：レイノルズ数($=V_1C/\nu$)　　$\xi(y,z)$ ：全圧損失係数[-]

$$\xi(y,z)=\frac{P_{01}-P_{02(y,z)}}{\rho V_1^2/2} \qquad (1)$$

## 3. 実験装置

### 3．1 風洞及び実験装置

風洞及び実験装置の概略図を図 1 に示す．実験装置は，送風機と風洞，翼列試験装置，Moving Belt(3.2 に記述)により構成されている．本研究に用いている送風機は，片吸込み式の遠心送風機である．

翼形状は，圧縮機動翼の先端付近を模擬している．直線翼列は 7 枚構成であり，翼先端すき間の調整は，翼列全体を鉛直方向に上下させることで行っている．

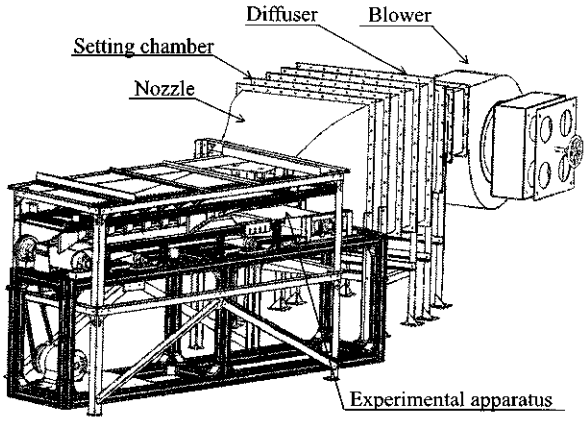



**Figure 1** Experimental equipments

### 3．2 Moving Belt (以下，MB と記す)

MB は，実際の圧縮機における動翼先端とケーシング壁面の相対運動の効果を模擬するための装置である．その概略図を図 2 に示す．図は装置上流から見た図である．MB はモーターとプーリー，ローラーにより構成され，一定の速度で回転している．ベルトを駆動するローラーの回転数はフォトセンサと PIC マイコン回路によって計測し，周波数分解能は 0.125[Hz]であり，これはベルト速度の計測精度に換算すると約 1%である．

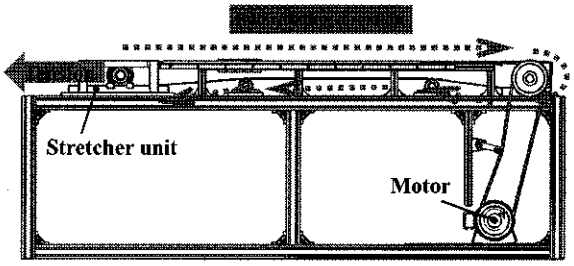
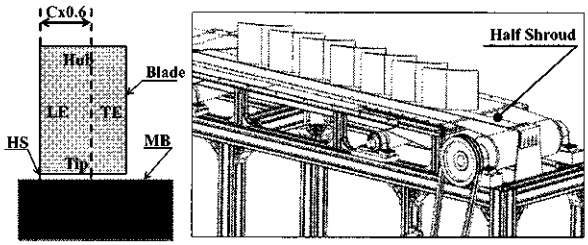



**Figure 2** Schematic view of Moving Belt

### 3．3 Half Shroud (以下，HS と記す)

HS の概略図を図 3 に示す．HS は翼列翼先端部に挿入することで漏れ流れを抑制する装置である．今回用いた HS は，翼前縁から軸コード長の 60%の翼先端すき間を埋めるよう(図 3(a))に設置している．図 3(b)で示すように，HS 材を長手方向の両端で固定している．




(a)　　(b)

**Figure 3** Schematic view of Half Shroud

## 4．計測手法

供試部には，計測用プローブを挿入するためのスリットがあり，上流から順に S0，S1，S2 と定義する(図 4)．スリット位置は翼前縁を基準に x/Cx=-0.305，1.167，1.600 にあり，ピッチ方向に 2 流路に渡って計測できる．出口面計測は，スリット S1 において 5 孔ピトー管をトラバースして行った．また，実験条件を表 1 に，計測格子を図 5 に示す．計測格子は横軸に無次元ピッチ方向をとり，4 番翼後縁の延長線上を 0.0，5 番翼後縁の延長線上を 1.0，3 番翼後縁の延長線上を-1.0 としている．そして縦軸はハブ側を 0.0，チップ側を 1.0 とした無次元スパン方向である，また，MB の稼働方向は図 4 では紙面に向かって右から左方向である．ただし，図 5 に示すように計測プローブの接触を避ける都合上チップ及びハブ側にある程度の間隔を持たせ計測を行っている．

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

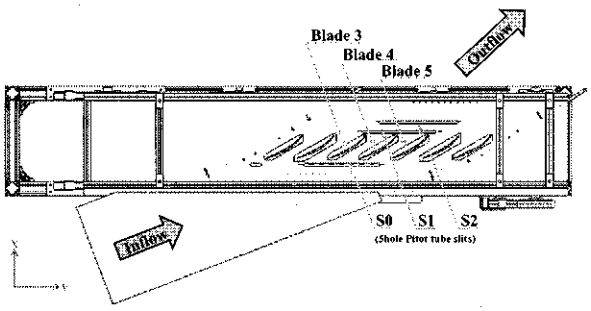



**Figure 4** Schematic view of experimental cascade

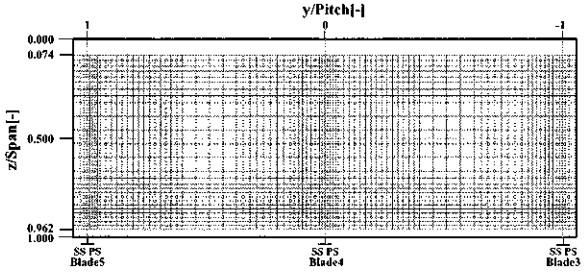



**Figure 5** Measurement mesh

**Table 1** Experimental condition

| | |
|---|---|
| Inflow | 69.1[deg] |
| Reynolds number | 1.00E+5.0 |
| Tip Clearance | 2% Chord Height |
| Moving Belt | Running or Stationary |
| Half Shroud | Install or Not installed |

## 5. 数値解析

実験では計測することのできない翼列内部の流れ場を詳細に調査するために数値解析を実施した．解析には，ANSYS 社の汎用流体解析ソフト“CFX-12.0”を使用し，計算は RANS(Reynolds Averaged Navier Stokes)を用い，定常計算を行った．解析格子は，HS を適用した場合と適応しない場合とで 2 種類作成し，計算条件はケーシング壁面移動の条件から全 4 条件である．解析格子及び計算条件の詳細を図 5 及び表 2 に示す．格子生成には，Pointwise 社の Gridgen Ver.15.13 を使用し，入口・出口のそれぞれの領域は軸コード長の 1.5 倍を設定している．乱流モデルは RNG k-ε を使用し，また翼面及びケーシング・ハブ壁面の流れの状態を詳細に調査するため，y+<1 になるよう最少格子幅を決定している．

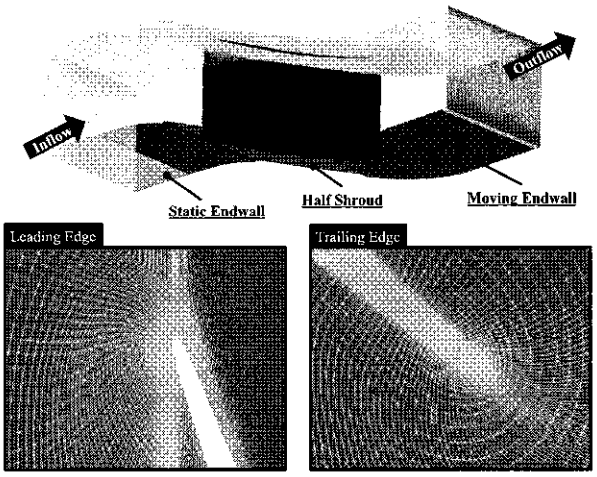



**Figure 6** Axisymmetric view of simulation grid

**Table2** Analysis conditions

| | | |
|---|---|---|
| Working fluid | Air at 25℃ | |
| Inlet boundary conditions | Velocity | 6.69[m/s] |
| | Inflow angle | 69.1[deg] |
| Outlet boundary conditions | Static pressure | 15[Pa] |
| Moving Belt velocity | 6.25[m/s] | |
| Wall conditions | No slip | |

## 6. 実験結果及び計算結果

図 6 は，式(1)より算出した全圧損失コンター図であり，それぞれ HS を設置した場合の MB 稼働(図 6(a))，MB 非稼働(図 6(b))，及び HS を設置した場合の MB 稼働(図 6(c))，MB 非稼働(図 6(d))の結果を示している．図 6 は計測スリット S1 で取得した計測結果を示しており，図は翼列下流から見ている．図 6(a)に示すように，これらの結果はコーナーはく離，翼先端漏れ渦，後流による全圧損失領域が支配的となっている．

次に，各計測を比較するとチップ・ハブ側に特徴的な全圧損失領域を確認できる．チップ側の領域に着目すると，MB 稼働条件下(図 6(b)と(d))ではケーシング壁面が静止した場合(図 6(a)と(c))と比べ損失領域が減少し，スパン高さ方向にも縮小していることが確認できる．しかし，ハブ側では，このチップ側とは逆の現象が示されている(図 6(a)(b))．次に，HS を適応させた場合の結果では，HS を適応することによりチップ側の損失領域が減少し，ハブ側では増加していることが確認できる(図 6(a)と(c))．この傾向は，MB 稼働条件下においても同様である．さらに，図 6 の(a)と(c)のチッ

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

プ側の領域の破線(A)・(B)で示されるように，HS設置により漏れ損失の減少領域が隣接する翼の正圧面まで及んでいないことが特徴的である．

続いて，計算結果を図 7 に示す．実験と同様の傾向を示す結果が得られた．図 7 の(a)と(b)を比較すると，ケーシング壁面が移動することによりチップ側の全圧損失領域が壁面移動方向(ピッチ方向)に移動し，隣接する正圧面へと寄っている様子がはっきりと確認できる(図中破線(C)・(D))．また，この損失領域は MB 稼働条件下では縮小している．これは， HS を適用した場合においても同様の結果が示されている．さらに，図 7(c)であるが，破線(D)で示されるように HS を設置することで，図 7(a)の破線(C)に比べ損失の領域が負圧面近くに形成されている．

実験と数値計算を比べると，チップ・ハブでの

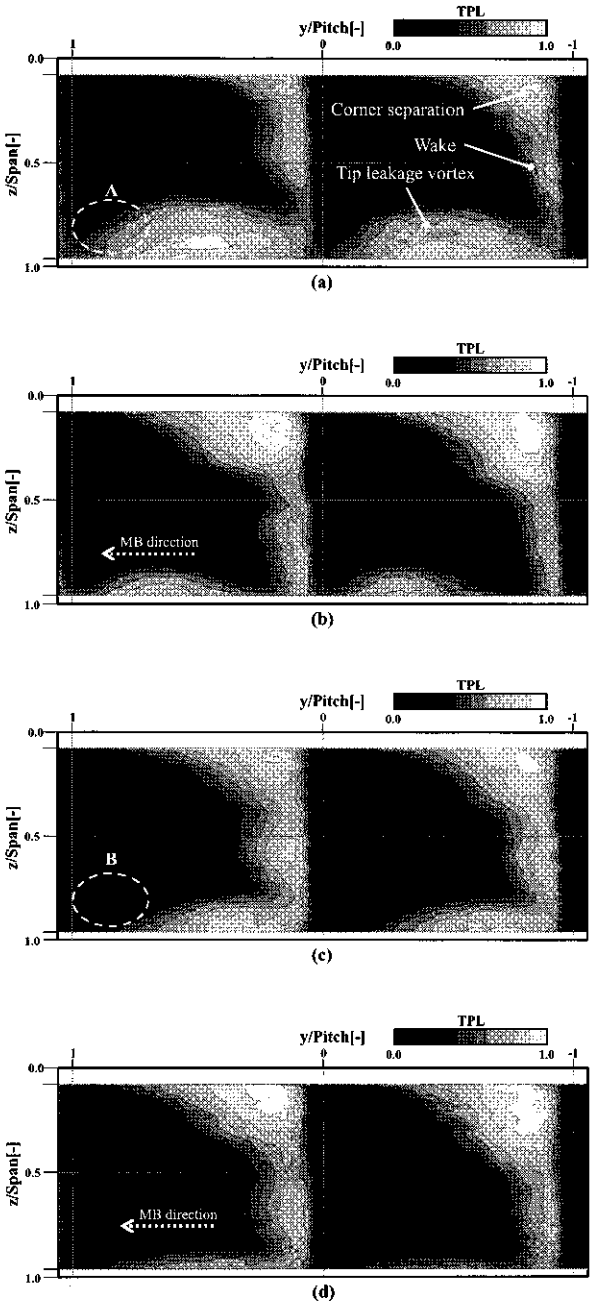



**Figure 6** Total pressure loss contours at S1(EFD)

(a)Static endwall (b)Moving endwall

(c)Static endwall, HS install

(d)Moving endwall, HS install

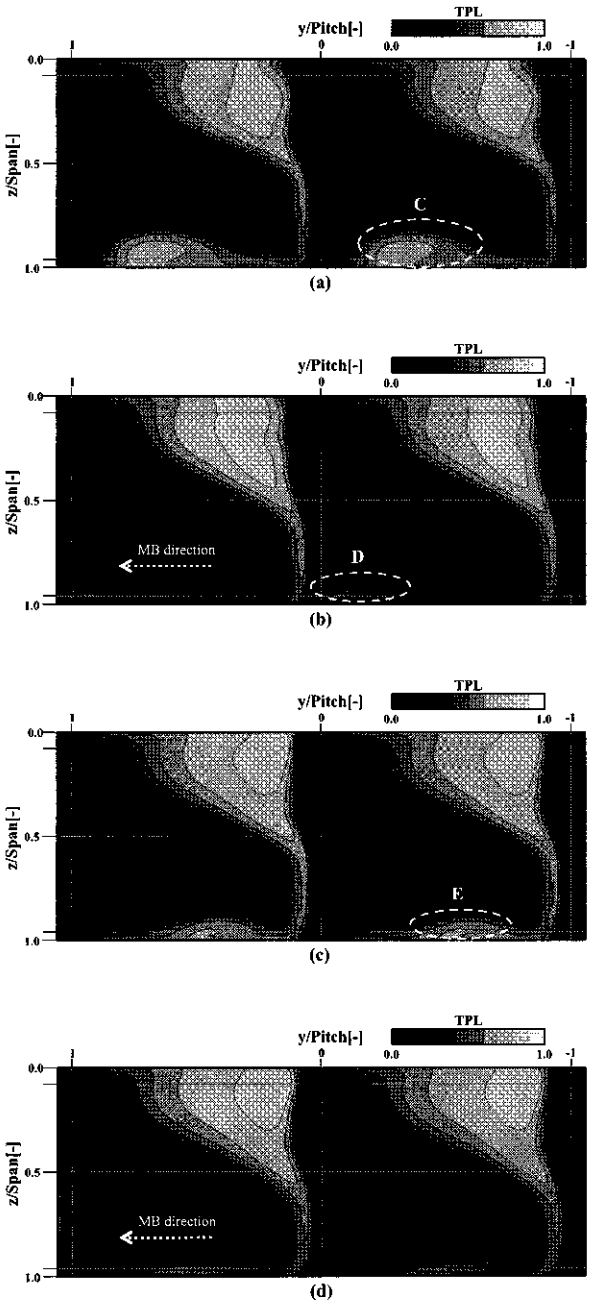



**Figure 7** Total pressure loss contours at S1(CFD)

(a)Static endwall (b)Moving endwall

(c)Static endwall, HS install

(d)Moving endwall, HS install

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

全圧損失の傾向は比較的良くとらえられていた．しかし，その定量的な一致は得られなかった．数値解析の結果から，チップ側では全圧損失領域が小さく示された．また，後流による損失の領域も数値解析の結果では小さく示されている．ここで，図 6 及び図 7 より各スパンの計測点ごとにピッチ平均した全圧損失係数を図 8 及び図 9 に示す．これらの結果からも，定性的には一致しているが，定量的には一致した結果が得られていないことがわかる．全体的に数値解析による結果は実験値よりも低い結果となった．

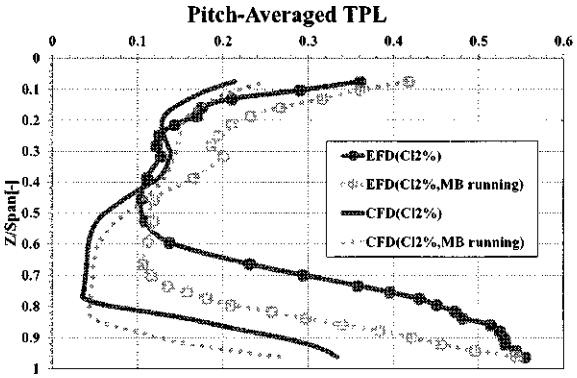



**Figure 8** EFD vs CFD (HS not installed)

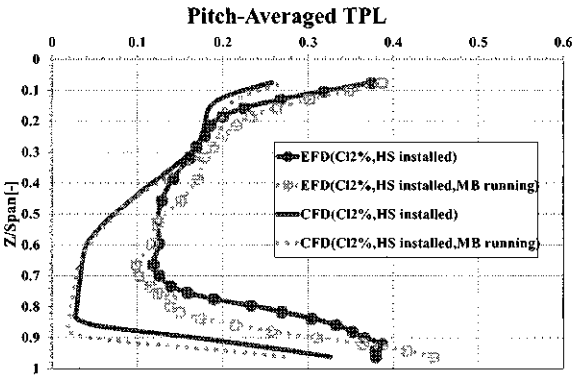


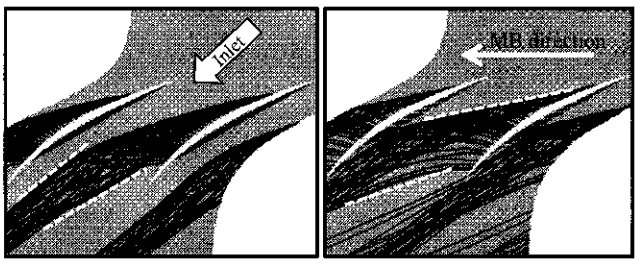

**Figure 9** EFD vs CFD (HS installed)

## 7． 考察

本研究では，直線翼列試験装置を用いて，ケーシング壁面にベルトを設けることにで，より実機に近い環境下で試験を行っている．したがって，ここでは，MB による影響を明確にし，HS の効果について議論する．流れ場を詳細に調査するため，数値解析より得られた翼列内部の結果を用い，考察する．

### 7．1 ケーシング壁面移動の影響

図 8 に示されるように，ケーシング壁面が移動することによりチップ側では全圧損失領域が減少し，ハブ側では増加している．図 10 に，翼先端すき間から漏れ渦に起因する流線を翼先端部から描かせている．漏れ流れは，翼前縁から発生し下流に向かって漏れ渦を形成している．また，MB 稼働条件下(図 10(b))では，漏れ渦は MB 回転方向に移動し，流れ方向に拡散していることがわかる．チップ側での損失は，この漏れ渦が要因となっている．さらに図 6(b)及び図 7(b)の結果から，MB 稼働条件下ではチップ側の損失が減少している．このことから，動翼とケーシング壁面の相対運動の効果が存在することで，漏れ流れが渦を形成しにくい環境となっていることが考えられる．これは，ベルト付近の流体がベルトに付随して動き，周方向に加速されたことで，漏れ渦が翼先端を過ぎてもすぐに漏れ渦を作らなかったためである．




(a) Static endwall (b) Moving endwall

**Figure 10** Streamline of tip leakage flow

### 7．2 ハーフシュラウドの効果

ハーフシュラウドは，漏れ流れの抑制を意図した装置であり，漏れを塞ぐ領域を限定的にすることでその効果を得るものである．

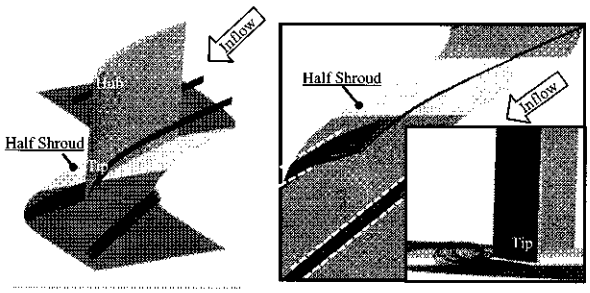
図 11 及び図 12 は，それぞれ MB 非稼働条件・稼働条件の場合における流線を描いたもので，漏れ流れの様子を表している．図 7(c)の(E)に示されるように，漏れ渦による全圧損失領域が図 7(a)と比べ紙面右側に位置している．これは，漏れ渦初生位置によるものであると考える．つまりは，HS を設置したことで，漏れ流れは前縁から 60%軸コード長から生じ，この位置から漏れ渦が形成し始めたことに起因する．また，漏れ渦は下流から見て時計回りに形成している．

続いて，MB を稼働させることにより，漏れ渦

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

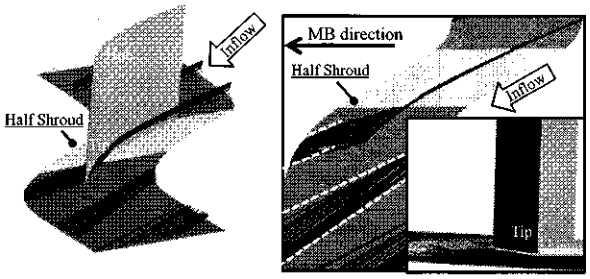
の巻きあがりが小さくなり，漏れ渦が MB 回転方向に運ばれている様子が確認できる(図 11(b)と図 12(b))．さらに， MB 稼働条件下で漏れ渦が流れ方向に拡散している．このように HS を適応した場合においても特徴的なケーシング壁面移動の影響(7.1)が示された．

今回，実験・数値解析により調査を行った．しかし，図 8 と図 9 に示されるように定量的な一致を十分得られなかった．この原因としては，実験及び数値解析両方において精度上の問題が考えられるが，要因の 1 つに実験において入口全圧に分布がついていることがあげられる．入口条件の周期性については，S0 スリットの計測より確認を行っているが，ハブ・チップ側が壁面境界層の影響から低速度領域となっており，そのため数値解析の一様流れでは十分な流れ場を再現できなかったと考える．計算条件はレイノルズ数から流速と流入方向を与えていた．そこで今後は，入口条件に実験で得られた入口全圧分布の適応を考えている．




(a) (b)

**Figure 11** Streamline of tip leakage flow (Static endwall)




(a) (b)

**Figure 12** Streamline of tip leakage flow (Moving endwall)

## 8． 結言

本研究では，圧縮機動翼先端部を模擬した直線翼列を用い実機に近い環境下で HS を用いた漏れ流れ抑制の効果について実験及び数値解析の両面から調査し，以下の知見を得た．

- HS を用いて翼先端すき間を前縁から 60%軸コード長塞いだ場合でも，翼先端から漏れ流れは生じたが，漏れ渦の領域は小さく，漏れ渦による全圧損失の領域は低減された．
- MB を稼働させることにより，ベルト壁面近くの流体が MB 回転方向に付随して動き，漏れ渦がスパン方向に縮小した．HS を設置した場合も同様であった．
- 数値解析の結果より，漏れ渦が流れ方向に拡散している様子が確認できた．
- 直線翼列を用いた試験において，動翼先端とケーシング壁面との相対運動の与える効果は大きく，MB の重要性が示された．

今後は，実験では翼先端すき間を変化させた場合の効果を調査するとともに，数値解析においては，入口条件に実験より算出した全圧を適応させた計算の実施を検討している．また，HS のさらなる可能性を調査するために，HS の設置位置や幅を変更した場合の効果の調査も検討している．

## 参 考 文 献


1) 松田一生，船崎健一，谷口英夫，加藤大雅，加藤大，パロギョーム：低レイノルズ数条件下での圧縮機翼列先端漏れ流れに関する研究，2010，第 63 回ターボ機械協会総会講演会

2) Gourdain, N and Leboeuf, F.,：Unsteady Simulation of an Axial Compressor Stage With Casing and Blade Passive Treatments, 2009, ASME J. Turbomach., Vol. 131, pp.123-135

3) Van de Wyer N. and Farkas B.,：Experimental Investigation of the Steady and Unsteady Flow Field in a Single Stage Low Pressure Axial Compressor with a Circumferential Groove Casing Treatment, 2010, in proceeding of ASME Turbo Expo 2010


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-2

# 周方向溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機流れに及ぼす影響

*佐久間　康典（東大院），渡辺　紀徳，姫野　武洋（東京大学），加藤　大，今枝　元広（IHI）

# Effect of Circumferential Grooved Casing Treatment on Flow Instability of Transonic Compressor

*Yasunori SAKUMA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo), Dai KATO, Motohiro IMAEDA (IHI)

**ABSTRACT**

CFD analysis was carried out on two different transonic compressor rotors with circumferential single grooved casing treatment. The differences in flow field and stall inception mechanism among two rotors are presented with principal focus on tip leakage flow behavior, passage blockage, and vortical flow structures. The effect that the casing groove placed above the blade leading edge has on stall margin and flow phenomena is then studied. The interaction of the groove with the flow in the tip region was different between two rotors depending on the original flow structures. It was also found that whether the casing treatment showed positive enhancement on the compressor stability or not was not only dependant on the groove induced flow itself but also on its relationship with original stall inception mechanism.

**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，圧縮機の効率向上，段当り圧力比の上昇は，極めて重要な技術項目である。しかしながらこのような圧縮機性能の向上は同時に旋回失速発生の危険度も高めることとなり，失速マージンを確保するための方策が従来にも増して求められている。

圧縮機の旋回失速発生を遅らせる受動的な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こすことにより動翼の翼端部近傍流れへの干渉を試みるものであり，若干の効率低減を伴いながらも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きた [1]。その加工形状についてはこれまでに多様なタイプが考案されており，軸方向溝型や周方向溝型といった代表的なものをはじめとして実験的，数値解析的に様々な研究が行われてきた。しかしながら，ケーシングトリートメントがどのように流れ場を変化させることで旋回失速を抑制するのか，その流体工学的なメカニズムには未解明の部分が多く，実機に適用する際にも明確な設計指針が存在しない状況にある。特に近年主流となりつつある遷音速圧縮機においては，衝撃波を伴う複雑な流れ場を有するためにそもそもの旋回失速の発生状況に関して未解明な要素が非常に多く，ケーシングトリートメントの効果についての合理的かつ統一的な解釈は未だなされていない。

本研究ではこのような状況から，周方向溝型のケーシングトリートメントによる旋回失速抑制メカニズムを，旋回失速の詳細な発生状況と，ケーシングトリートメントを施した場合の流れ場の変化を数値解析的手法で観察することにより解明することを目的としている。ここでは 1 本の単純な周方向溝を異なる二種類の遷音速圧縮機に施した際に，失速特性にどういった変化が現れるかについて行った調査の結果を報告する。

## 2. 数値解析手法

### 2.1. 翼列モデル

解析対象は NASA Lewis 研究所にて設計・実験が行われた遷音速圧縮機翼列 NASA Rotor37 と，㈱IHI で設計開発が行われた遷音速ファン翼列 IHI EPF2 とした。Rotor37 は詳細な設計データが公開されており，さらに CFD 検証用に Glenn Research Center で動翼単段での実験が行われたこともあり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 [2]。一方 EPF2 はファン騒音の低減を目的とした騒音試験に供試するために設計・製作されたファン動翼列である。それぞれの設計諸元を Table 1 に示す。

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

Table 1. Design specification of Rotor 37 and EPF2

| | NASA Rotor 37 | IHI EPF2 |
|---|---|---|
| Number of rotor blades | 20 | 36 |
| Blade tip radius [mm] | 252 | 161 |
| Tip gap [%span] | 0.45 | 0.16 |
| Rotation speed [rpm] | 17,188 | 25,078 |
| Relative Mach number at tip | 1.48 | 1.49 |
| Total pressure ratio | 2.106 | |

### 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 $k$-$\omega$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，溝部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 [5]を導入したものを用いて解析を実施した。重合格子法を用いることにより，流路部と溝部の両格子で高い格子直交性を達成するとともに格子生成の労力を削減している。

### 2.3. 計算格子

本解析では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，翼周りに O 型格子，翼間部分に H 型格子を配置し，翼端間隙部を O 型および H 型格子で埋めた。それぞれの翼型の格子点数は，Rotor37 が流れ方向 148 点，ピッチ方向 60 点，スパン方向 112 点の計 1,520,960 点で，EPF2 が流れ方向 168 点，ピッチ方向 48 点，スパン方向 72 点の計 975,872 点である。

ケーシングトリートメント溝部は H 型格子を使用し，格子点数は両翼型で流れ方向 30 点，ピッチ方向 144 点，スパン方向 60 点の計 259,200 点である。これを上述の流路格子と翼端間隙の 80%だけ重なるように配置し解析を行った。溝部形状の詳細と概観は後述の 3.3 節にて示す。

## 3. 数値解析結果

### 3.1. Rotor37 の失速特性

Rotor37 がどのような失速特性を有するかを調べるため，背圧条件を変化させながらその都度定常計算を実施し，圧縮機特性曲線を描いた。Fig.1 に全圧比と断熱効率の特性曲線を示す。また，同図中で示す作動点 A，B，C での解析結果と 98%流量での実験結果とで出口における全圧と効率のスパン方向分布を比較したものを Fig.2 に示す。Fig.1 より解析結果は実験結果に比べ全圧比が過大に，効率が過小に評価される傾向にあるものの，失速点や全体的な傾向については概ね特徴を捉えているといえる。また Fig.2 の実験結果と点 A における分布の比較からも，両者は良好な一致を示しているといえる。両者で比較的違いが顕著なケーシング近傍とハブ近傍について

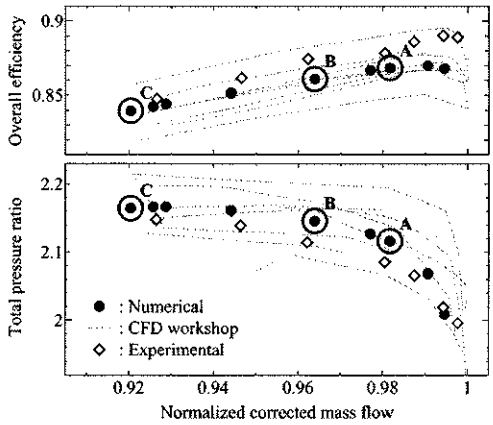



Fig.1 Characteristics plot of NASA Rotor 37

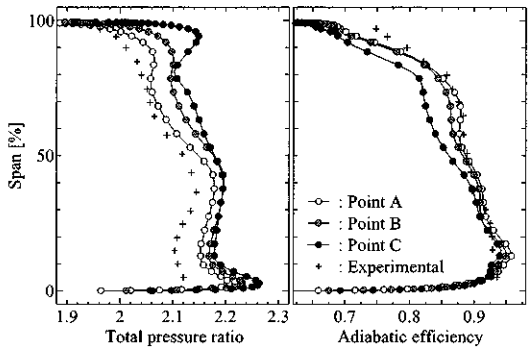



Fig.2 Comparison of span-wise distribution of pressure ratio and efficiency among three operating points

も，これらの壁面は実験条件を完全に再現することが難しくそのため結果に違いが生じ得ないとする指摘もあることから，今回得られた解析結果を用いて圧縮機内流れの定性的な議論が可能であると判断した。

Fig.2 で作動点 A，B，C での全圧比の分布を比較すると，ハブからミッドスパンにかけては作動点 B 以降負荷が頭打ちになるのに対しケーシング付近は失速に至るまで負荷を維持し続けており，作動点 B から C にかけての全圧上昇の大部分を翼端が請け負っていることがわかる。従って Rotor37 では翼端近傍部における流れ場の変化が失速発生において重要であることが推察できる。

Fig.3 に翼端近傍におけるブロッケージ強度$\Psi$の分布と無次元ヘリシティで濃淡を付けた翼端漏れ流れの流線を示す。ブロッケージ強度は次式で定義される無次元量であり，流路内で流れを阻害している領域において負の値をとる。

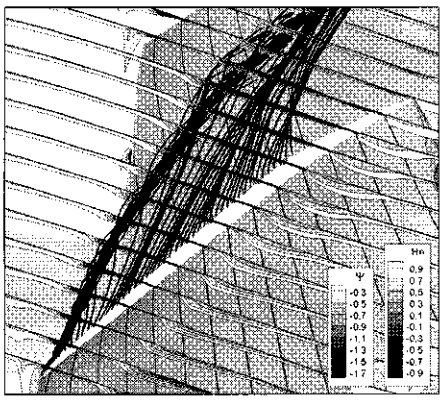
$$\Psi = \frac{\rho u A_x - \dot{m}}{\dot{m}} \tag{1}$$

ここで$\rho$，$u$，$A_x$はそれぞれ注目している流路内の点における密度，軸流速度，軸方向流路断面積であり，$\dot{m}$は全体の流量である。一方無次元ヘリシティは次の式で定義される無次元量である。

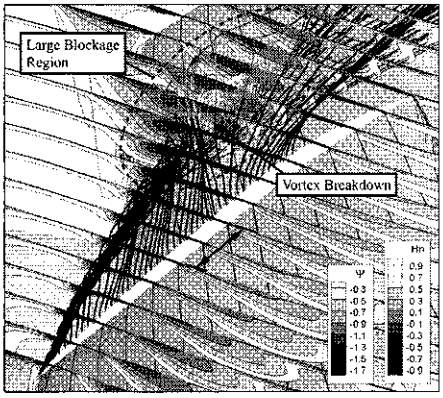
$$H_n = \left(\vec{\xi}\cdot\vec{u}\right)\Big/\left(\left|\vec{\xi}\right|\cdot\left|\vec{u}\right|\right) \tag{2}$$

無次元ヘリシティは縦渦の強さを絶対値で，渦の回転の

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



(a) Operating point A




(b) Operating point C

Fig.3 Streamlines and blockage region (Rotor37)

向きを符号で表している。ここで$\vec{\xi}$，$\vec{u}$はそれぞれ渦度ベクトル及び速度ベクトルである。

Fig.3 から，作動点 A における翼端漏れ渦は下流まで構造を維持しているのに対し，作動点 C では衝撃波面を通過後に流線がほどけるようにして広がっており，衝撃波との干渉により渦崩壊が引き起こされていることがわかる。これに伴いケーシング付近でブロッケージ領域も急速に発達しており，渦崩壊領域がその核を形成している。一方でこの渦崩壊した翼端漏れ渦が直接主流と干渉しているわけではないことが同図の流線より確認できる。この崩壊した翼端漏れ渦とケーシングの間をすり抜け，隣接翼へと深く食い込むような翼端漏れ流れが 30%~50%コード位置付近（矢印で示した範囲）から発生しており，これこそが主流に対して直接偏向効果を有する。

以上より，Rotor37 は以下のようなメカニズムで失速に至ると考えられる。まず，負荷が増大するに従って離脱衝撃波が上流側へとせり出し，衝撃波前後での圧力差が拡大する。これにより翼端漏れ渦と離脱衝撃波の干渉もその度合いを増し，失速点付近で渦崩壊が引き起こされる。その結果形成される広範なブロッケージ領域が主流を阻害することでミッドコード付近から発生した翼端漏れ流れが渦崩壊領域とケーシングの間をすり抜けるようにして隣接翼近くへと到達し，隣接翼腹側付近で主流と強く干渉する。最終的にこれが spillage[4]を誘発し，翼端前縁部において局所的な不安定を促進することが Rotor37 の旋回失速の引き金であると考えられる。

Rotor37 に関する過去の研究では、Yamada ら[5]が翼端漏れ渦の崩壊により生じたブロッケージ領域が spillage を引き起こすメカニズムについて述べている。一方山本ら[6]は翼端のミッドコード付近から生じるジェット様の漏れ流れに着目し、これが隣接翼腹側のブロッケージを生成する要因であるとした。本研究で得られた結果はこれらの研究で見出されたものとほぼ同一の流れを捉えているが、これらが単独ではなく同時に作用して spillage が誘起されると考えられる。

### 3.2. EPF2 の失速特性

定常計算によって得られた EPF2 の全圧比と断熱効率の流量特性曲線を Fig.4 に，図中の 4 つの作動点 A~D における流路出口でのスパン方向の全圧比・断熱効率分布を Fig.5 に示す。なお，全圧比は設計点での全圧比を用いて無次元化した値のプロットとなっている。まず全圧比の分布に注目すると，作動点 A から C にかけてはほぼ分布形状が変化せずに推移しているのに対し，失速点直前の作動点 D では突然それまでと異なる傾向を示すようになり，スパン方向の仕事バランスが変化していることが見て取れる。断熱効率の分布についても同様であり，失速点直前で急激に作動点 A~C のいずれとも明確に異なる特徴を有する分布へと変化している。特に 20%~60%スパンにかけてのミッドスパン付近と 90%~100%スパン

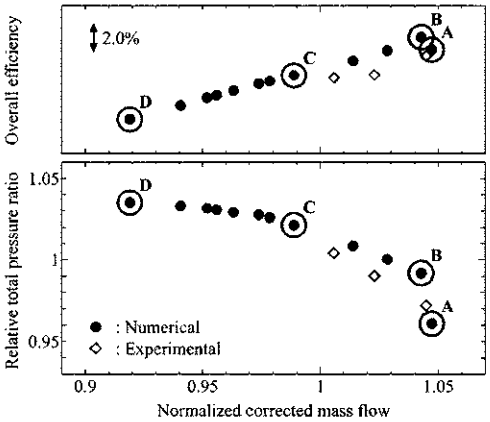



Fig.4 Characteristics plot of EPF2

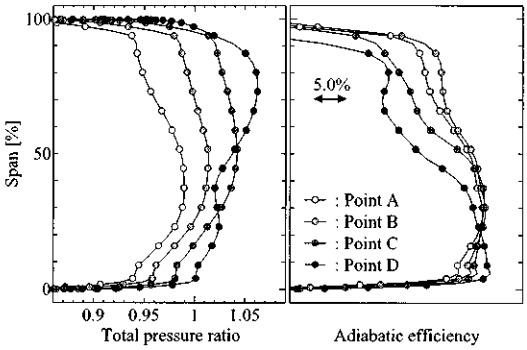
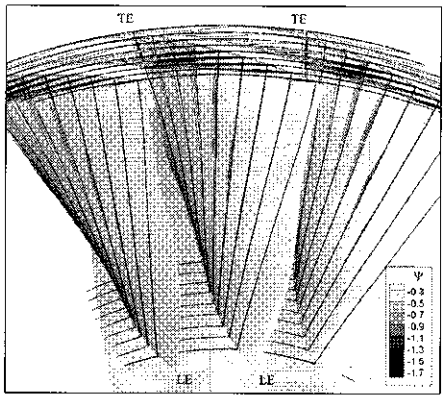
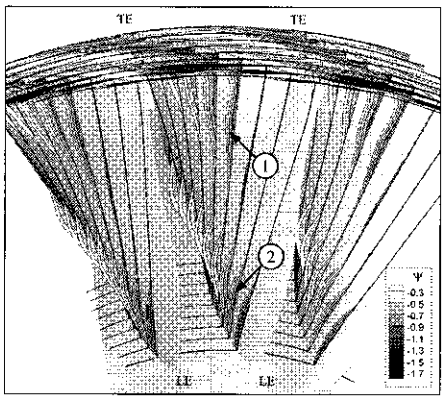



Fig.5 Comparison of span-wise distribution of pressure ratio and efficiency among four operating points

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

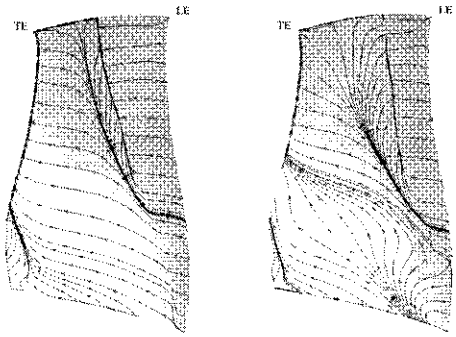



(a) Operating point C




(b) Operating point D

Fig.6 Blockage region (EPF2)




(a) Operating point C　　(b) Operating point D

Fig.7 Limiting stream line on suction surface (EPF2)

にかけての翼端近傍は全圧比，断熱効率ともにその分布の変化が顕著であり，以上のことから EPF2 では Rotor37 と異なり翼面上の広範囲な剥離等の現象から旋回失速に陥ることが推察される。

作動点 C，D におけるブロッケージ領域の分布を Fig.6 に示す。どちらの作動点でも翼端漏れ渦の崩壊は発生しておらず，流れ場において支配的なのは失速直前で急速に発達する翼背側のハブ付近とミッドスパン付近からケーシングにかけて広がるブロッケージであることが見てとれる。翼背側の限界流線（Fig.7）から前者は翼根前縁部で生じた剥離に，後者は負荷の上昇に伴って前進した離脱衝撃波が境界層と干渉して発生する剥離によるものであることが確認でき，これらの現象がほぼ同時に全翼的に発達することで旋回失速へと陥ると考えられる。これは翼端の局所的な不安定を旋回失速の引き金としていた Rotor37 とは明確に異なる特性である。

なお，EPF2 で渦崩壊が発生しないのは，翼端漏れ渦と衝撃波の衝突角や衝撃波前後の圧力比などの複合的な要素が渦－衝撃波干渉を弱める方向に働いたためであると考えられる。

### 3.3. ケーシングトリートメントの効果

前述した解強制置換法を用いた数値解析を行い，ケーシングトリートメントを施した際にそれぞれの翼列でどのような効果が得られたかを以下で示す。Fig.8 に計算領域の翼端部を示す。なお，溝幅は翼端コード長の 7%，アスペクト比は 3，溝前縁の位置は翼端前縁部である。Fig.9 に両翼列の全圧比，断熱効率の特性曲線を示す。これらよりケーシングトリートメントを施すことによって Rotor37 では失速促進効果が，EPF2 では失速抑制効果がもたらされることがわかる。効率については両翼列ともトリートメントにより全体的に低下する傾向が見られたが，いずれの作動点においてもその割合はごく軽微であった。

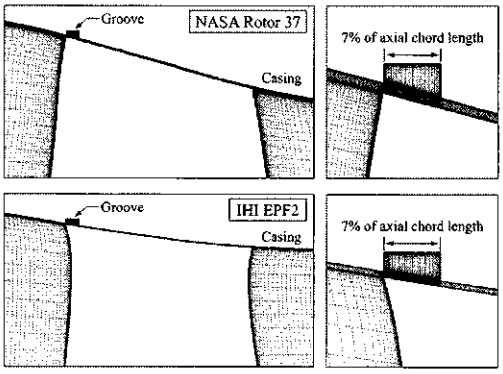
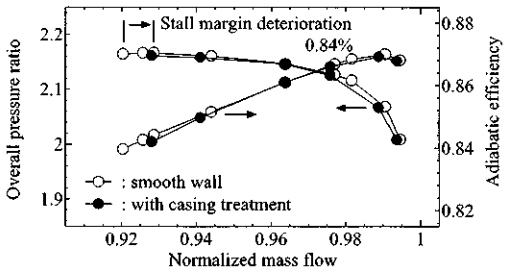
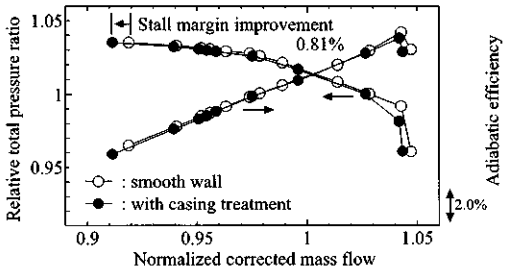



Fig.8 Meridional view of computational grid near tip



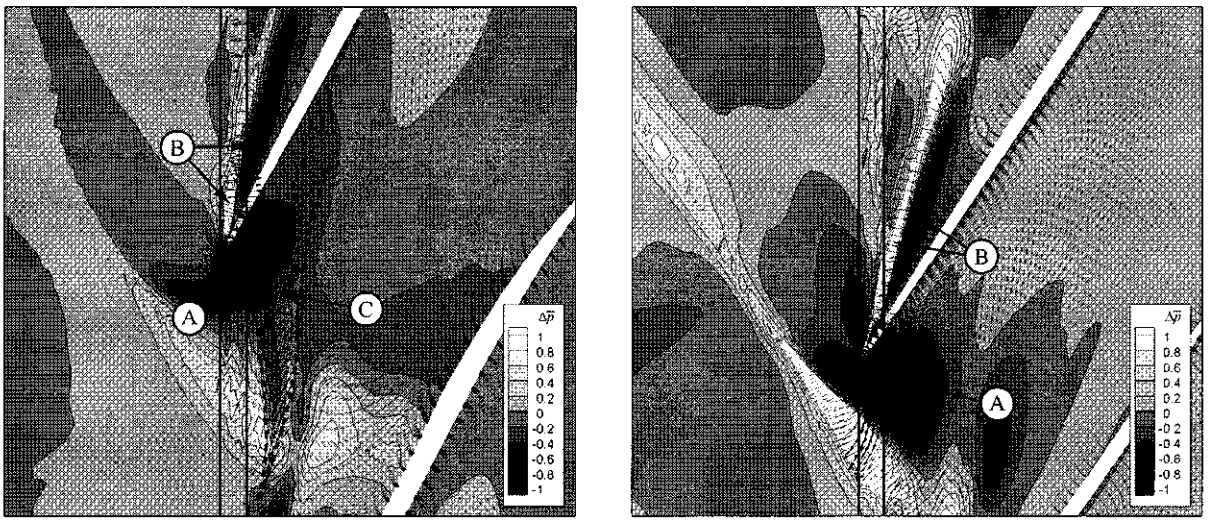

(a) Rotor37




(b) EPF2

Fig.9 The change seen in overall characteristics

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




(a) Rotor37　　(b) EPF2

Fig.10 Normalized changes in pressure, velocity caused by casing treatment

失速特性の変化がどのような流れ場の変化に起因するか調べるためにケーシングトリートメント近傍の流れを詳細に検討した。ここではケーシングトリートメントによる流れ場の変化を見やすくするため圧力変化の無次元量 $\Delta\bar{p}$ と，速度変化の無次元量 $\Delta\vec{u}$ を次のように定義する。

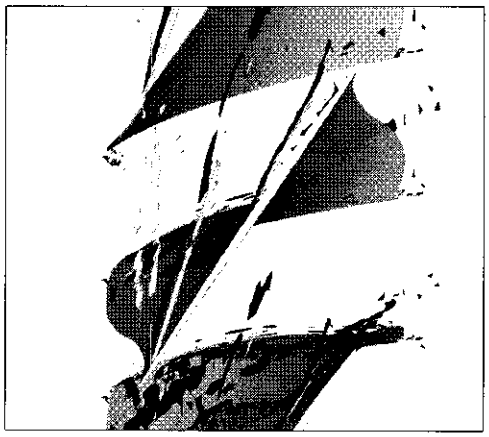
$$\Delta\bar{p} = \frac{p_{CT} - p_{sw}}{1/2\rho\bar{u}^2} \tag{3}$$

$$\Delta\vec{u} = \frac{\vec{u}_{CT} - \vec{u}_{sw}}{\bar{u}} \tag{4}$$

Fig.10 に Rotor 37 と EPF2 の翼端近傍における $\Delta\bar{p}$ の分布と $\Delta\vec{u}$ のベクトルを示す。位置'A'で Rotor37 と EPF2 に共通して見られる黒い領域は，ケーシングトリートメントによって両翼面間をバイパスする流路が形成され，翼腹側での圧力が低下していることを示している。翼面間の圧力差が緩和されることで翼の負荷は軽減されるが，その範囲は狭くどちらの翼型においても有意な変化は翼端前縁付近の一部に限られていた。位置'B'で黒と白の領域が一対の直線状に並んでいるように見える箇所は，翼端漏れ渦の位置が下流側に移動したことを意味している。これはケーシングトリートメントが存在する翼前縁部での壁面せん断力が消失したことで翼端漏れ渦の発生位置が翼前縁部からせん断力が回復する溝後縁部へと変化したことによる。

Fig.11 にケーシングトリートメントが有る条件と無い条件での渦コアをそれぞれ白と黒の等値面で示す。Fig.11(b)から EPF2 ではこの効果によって翼端漏れ渦全体が従来の位置よりも翼背側に接近していることが確認できる。Fig.11(a)の Rotor37 においても'1'で示した範囲までは同様の現象が見られるが，しかし'2'の位置を境にしてケーシングトリートメントが有る場合と無い場合とで翼端漏れ渦の位置関係が逆転する。衝撃波と干渉する位置ではケーシングトリートメントを施した条件での翼端漏れ渦のほうが隣接翼の腹側に近く，結果として翼端漏れ渦の崩壊によって生じる低速領域も本来の位置より隣接翼側へと接近する。Fig.10(a)の破線で囲った領域'C'で見られる流速の変化はこのことに対応しており，Rotor37 では spillage を引き起こすようなブロッケージ領域が翼端漏れ渦の位置の変化に伴ってより隣接翼側へと移動したために，ケーシングトリートメントを施していない条件よりも失速に陥りやすくなったと考えられる。

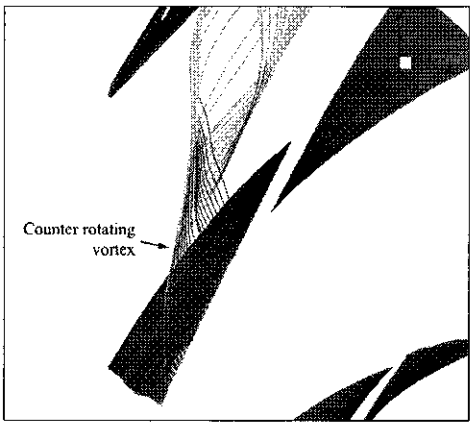
(a) Rotor37



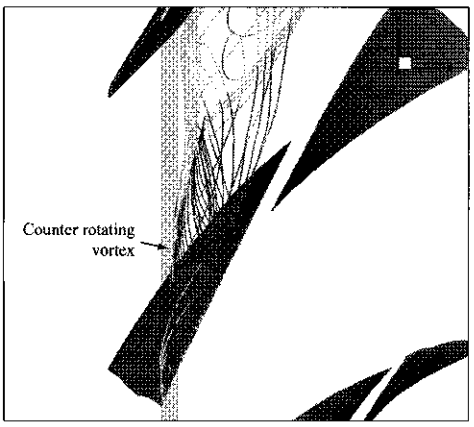
(b) EPF2

Fig.11 Vortex core (white : with CT, black : w/o CT)

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




(a) Without casing treatment




(b) With casing treatment

Fig.12 Streamline of the flow which runs through 80% height of the tip gap (Rotor 37)

Rotor37 で翼端漏れ渦の位置が変化した原因は以下のようなメカニズムにより説明できる。翼端漏れ渦と主流が干渉する際，その境界では翼端漏れ渦と逆回転の渦が発生する（Fig.12 中矢印で示した箇所）。ケーシングトリートメントが無い場合，この逆回転渦は主流によって翼端漏れ渦に押し付けられるようにして下流へと流されていく。一方，ケーシングトリートメントを施した際にはこの逆回転渦は翼端漏れ渦と主流の働きによって一度ケーシングトリートメント内に押し込められたのち，流路半ピッチほどの位置で流路内へと戻る。この流れが翼端漏れ渦に主流が干渉するのを上流でせき止める働きをすることにより，翼端漏れ渦が上流に遡ったと考えられる。さらに，流路に戻った流れはケーシングトリートメントを施していない条件での翼端漏れ流れよりも深く隣接翼腹側へと食い込み，それ自体が主流を転向する働きを有するため，spillage を誘発するブロッケージがより隣接翼前縁腹側へと拡大する。

一方 EPF2 では広い範囲で低速領域を形成し，ブロッケージ領域を押し広げる役割を果たす渦崩壊がそもそも発生しない。そのためケーシングトリートメント内を経由した流れによる上述のような効果も十分に発揮されず，むしろ翼端における翼負荷の軽減などの要素が支配的になったことで失速抑制効果が得られたと推測される。

## 4. 結論

遷音速ファン IHI EPF2 と遷音速圧縮機 NASA Rotor37 を対象として三次元定常解析を実施した。一本の周方向ステップ溝型ケーシングトリートメントに着目し，それが流れ場に及ぼす影響を詳細に調査することにより，以下のような結論を得た。

(1) Rotor37 では失速点に近づくにつれて翼端漏れ渦の崩壊が顕著になり，これが翼端漏れ流れと主流とが干渉する位置を隣接翼前縁腹側へと押しやることにより spillage が誘起され，最終的に失速に陥る。

(2) EPF2 では失速点に近づくにつれて翼負圧面上の剥離現象が卓越する様子が見られ，これが最終的に全スパンに及ぶことで失速に至る。

(3) 翼前縁部の壁面に施したケーシングトリートメントは EPF2 に対しては失速抑制効果を，Rotor37 に対しては失速促進効果をもたらす。前者の失速抑制効果は翼端における翼付加の軽減により，後者の失速促進効果はケーシングトリートメント溝と翼端漏れ流れの干渉によってブロッケージ領域が拡大し spillage が誘発されることにより，生じたと考えられる。なお，失速点に顕著な変化が現れる一方で全圧比と断熱効率への影響はごく軽微である。

(4) ケーシングトリートメントが及ぼす効果は，適用される圧縮機本来の失速形態や翼端付近の流れ場の特徴などによって変化する。

## 参考文献

1) Osborn M.W., Lewis W.G. Jr., Heidelberg J.L., 1971, "Effect of Several Porous Casing Treatments on Stall Limit and on Overall Performance of an Axial-Flow Compressor Rotor", NASA Technical Note, NASA TN D-6537.

2) Dunham J., 1998, "CFD Validation for Propulsion System Components", AGARD-AR-355.

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

4) Vo H.D., Tan C.S., Greitzer E.M., 2008, "Criteria for Spike Initiated Rotating Stall", ASME Journal of Turbomach., Vol.130, p.011023.

5) Yamada K., Furukawa M., Funazaki K., 2007, "The Behavior of Tip Clearance Flow at Near-stall Condition in a Transonic Axial Compressor Rotor", ASME paper, GT2007-27725.

6) 山本一臣, Eulitz F., Nürnberger D., Schmitt S., 1999, "Rotor37 遷音速圧縮機動翼のチップクリアランス流れと衝撃波の干渉", 日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.5, pp.58-63.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-3

# 航空エンジン用高負荷低圧タービン翼まわりの流れに関する研究
## —wake 通過及び主流乱れの効果—

船﨑　健一（岩手大工），*岡村　和希（岩手大院）
佐藤　安國（岩手大院），浜辺　正昭(㈱IHI)

# Studies on the Flow Field around Highly Loaded LP Turbine Airfoils for Aero Engines
## —Effects of Passing Wakes and Free-stream Turbulence Intensity—

Ken-ichi FUNAZAKI (Iwate Univ.), *Kazuki OKAMURA (Iwate Univ.)
Yasukuni SATO (Iwate Univ.), Masaaki HAMABE (IHI Co.)

**ABSTRACT**

This paper details experimental studies on the flow field around the LPT (Low Pressure Turbine) airfoils. Highly Loaded LPT blades are one of the key paths to successful future aero-engines. However, those blades are usually accompanied with separation bubble, especially at cruise condition, eventually leading to the increase in aerodynamic loss. Measurement method is hot wire anemometer and pneumatic probe to clarify unsteady flow around the LPT blade. The purpose of this study in to clarify the performance of passing wakes and free-stream turbulence intensity affected separated boundary layer at low Reynolds number. This paper focuses on influence of the passing wakes and free-stream turbulence Intensity around the LPT blade.

**Key words**: *LP Turbine, Separation Bubble, Wake Interaction, Free-stream Turbulence Intensity, Boundary Layer Measurement*

## 1．はじめに

近年，地球温暖化の深刻化と化石燃料の枯渇などの社会的背景や，エアライン競争の激化に伴う厳しい経済性が要求されている．そのため，航空エンジンにも更なる高性能化はもちろんのこと，近年では，エンジン騒音を低減させるため，ターボファンエンジンはバイパス比を増加させることで，低燃費・低騒音化を実現している．また，エンジン軽量化によるイニシャルランニングコストの削減，部品点数の削減によるメンテナンス性の向上なども求められている．そのため，ファンを駆動する役割を担う低圧タービン部にも，高性能化と共に翼枚数削減による高負荷化技術が望まれている．

翼の高負荷化は，逆圧力勾配の増強を引き起こし，剥離を誘起しやすくなる．また，実機は高高度を巡航するため，周囲の密度は低下し，レイノルズ数は低下する傾向にある．そのため，翼負圧面上の境界層は層流境界層が占める割合が多くなり，剥離に対する耐性が低下し，剥離を生じやすくなる．その結果，剥離した境界層は再付着する場合もあるが，再付着しない(burst)場合においては，タービン性能を著しく悪化させる．そのため，burst の発生は避けねばならないが，再付着流れ場においても，再付着後の急激な乱流化により境界層損失は増大するため，低圧タービン翼枚数を削減するため，流れ場の研究が実験，数値計算の両面からなされてきた．[1)2)3)4)5)]

様々な研究の中でも上流静翼列から生ずる wake 通過，主流乱れが流れ場に及ぼす影響に関して様々な知見が得られている．Wake 通過の効果に関しては，Schulte ら[1)]は，周期的な wake 通過条件下で圧力計測及び境界層計測を実施し，翼負圧面で生ずる剥離と wake が干渉し時間平均的に抑制され，その抑制効果には calm region が深く関係していると報告した．また，主流乱れの効果に関しては Funazaki ら[2)]が，実験では乱流格子により，主流乱れを発生させ，数値計算では主流乱れを流入させた LES(Large-Eddy Simulation)を実施し，主流乱れの流入により，せん断層の不安定性が増幅することを確認した．また，主流乱れを流入させることで正確な遷移流れ場を捉える上で重要な役割を担うことを示した．

本研究では，低圧タービン直線翼列を用い，ピ

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

トー管，翼面静圧孔を用いた空力計測と熱線流速計を用いた境界層計測を実施した．Wake Generator を用い，上流静翼列から生ずる wake を，乱流格子を用い主流乱れを模擬し，各種乱れ及び複合乱れ場が，低圧タービン翼周り流れ場に与える影響を調査した．

## 2．主な記号

| | |
|---|---|
| *BLM* | : Boundary Layer Measurement |
| *C* | : 実コード長 [mm] |
| *Cx* | : 軸コード長 [mm] |
| $\delta_1, \delta_2$ | : 排除厚さ，運動量厚さ |
| $f_{bp}$ | : 円柱通過周波数 [Hz] |
| FSTI | : Free-stream Turbulence Intensity |
| $H_{12}$ | : 形状係数($H_{12}=\delta_1/\delta_2$) |
| *i,j* | : データ方向，ファイル方向 |
| $\nu$ | : 動粘度 [$m^2/s$] |
| $P_{t01}$ | : 入口全圧 [Pa] |
| $p_s$ | : 翼面静圧 [Pa] |
| *Re* | : レイノルズ数 [-] |
| *s* | : 翼面流れ方向 |
| $S_0$ | : 翼負圧面長さ [mm] |
| *St* | : ストローハル数 [-] |
| *t* | : 翼ピッチ [mm], 時間方向 |
| T | : 後流通過周波数 [Hz] |
| $u_{RMS}$ | : 速度の RMS 値 [m/s] |
| $u_{max}$ | : 最大速度 [m/s] |
| $V_1$ | : 入口平均流速 [m/s] |
| $V_2$ | : 出口平均流速 [m/s] |
| *x* | : 軸方向 |
| $y_n$ | : 翼面法線方向 |

## 3．実験手法

### 3．1 実験装置

本研究で用いた試験装置は，作動流体を圧縮式のブロワから吸い込み，風洞部を通過し，翼列試験装置へと流入する構造になっている．翼列試験装置は，計測翼と非計測翼合わせて 7 枚で構成された直線翼列である．計測翼は真鍮製で，Midspan には直径 0.5mm の静圧孔が正圧面，負圧面にそれぞれ設けられている．各翼は，翼支持プレートで支持され，翼支持プレートの間隔を変化させることで，翼ピッチを変更できる構造になっている．翼列にはガイド板を設け，調整することで周期性を確認している．表 1 には翼列の仕様を示す．

図 1 に本研究で使用した後流発生装置，乱流格子の各種幾何を示す．まず，Wake Generator に関して説明する．Wake Generator は，2 本のタイミングベルトに 34 本ないし 68 本の円柱を取り付け，モータにより駆動することで，上流静翼列から生ずる wake を相対的に模擬している．使用した円柱はステンレス製で，径が 3mm である．円柱ピッチは 63.5mm, 127mm を試験条件に合わせ調整している．モータの制御には，Hitachi 製の制御インバータ EFOUP-K を用い，円柱移動速度は光電回転検出器を用い，算出した．また，定常条件時には，円柱を取り外し，影響が無いようにした．次に，乱流格子に関して説明する．乱流格子は流れ場中に意図的に主流乱れを発生させるために使用しており，乱流格子は，中心翼前縁から 766mm 上流位置にダクト側面から挿入する形で，固定している．実験時の主流乱れは，式(1)の定義式を用い，中心翼前縁から 30mm 上流位置で計測している．表 2 には乱流格子の仕様を示す．

$$FSTI = \frac{1}{V_1}\sqrt{\frac{1}{j_{max}}\frac{1}{i_{max}}\sum_{j=1}^{j_{max}}\sum_{i=1}^{i_{max}}(\bar{u}(j)-u(i,j))^2} \quad (1)$$

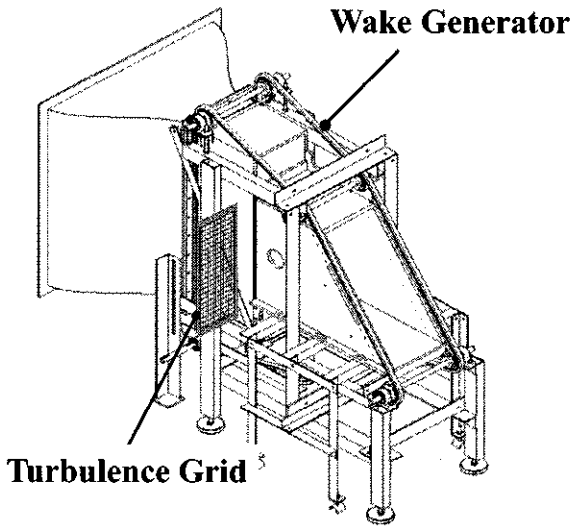



Fig.1 Details of Wake Generator and Turbulence Grid

Table 1 Cascade Information

| | |
|---|---|
| Actual Chord[mm] | 113.85 |
| Axial Chord[mm] | 100 |
| Span[mm] | 260 |
| Inlet Flow Angle[deg] | 47 |
| Outlet Flow Angle[deg] | -60 |

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

Table 2 Turbulence Grid Information

| | NoGrid | Grid A | Grid B |
|---|---|---|---|
| Mesh Size[mm] | - | 16×16 | 20×20 |
| Bar Size[mm] | - | 1 | 3 |
| Opening Rate[%] | - | 77 | 72 |
| FSTI[%] | 0.8-1.0 | 1.9-2.0 | 3.1-3.2 |

### 3．2 計測手法

計測は，2種類実施しており，空力計測ではピトー管や翼面静圧孔，境界層計測では熱線流速計を用いている．図2，図3には空力計測での計測幾何図及び境界層計測の計測格子を示す．ピトー管はツクバリカセイキ社製のミニチュアピトー管を計2本使用し，情報を取得している．出口計測は．翼前縁から115%軸コード下流位置において1軸のトラバーサを使用し計測した．尚，翼面静圧は30秒間60個のデータを時間平均することで結果を得ている．

境界層計測では，I型熱線プローブと定温度型熱線流速計(CTA)を用いている．CTAは，カノマックス社製 MODEL1011 を使用した．出力電圧はMODEL1013を用い線形化し，計測時の温度補正はMODEL1020を使用した．熱線プローブはDANTEC社製のI型熱線プローブ 55P11を使用している．サンプリング周波数 20kHz で，試験条件に合わせ，処理方法を変更している．定常条件時は，サンプリング数 $2^{13}$(=8192)，ファイル数 25 で時間平均処理し，非定常条件時は，サンプリング数 $2^{12}$(=4096)，ファイル数 100 で，アンサンブル平均処理を施した．計測範囲は，流れ方向には12地点計測し，翼面垂直方向に方向には，限界接近した地点を0.2mmとし，10mmまで32地点計測している．

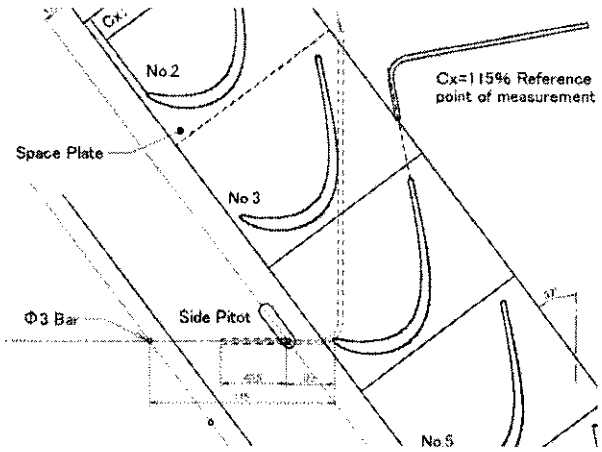



Fig.2 Measurement Geometry (Aero Measurement)

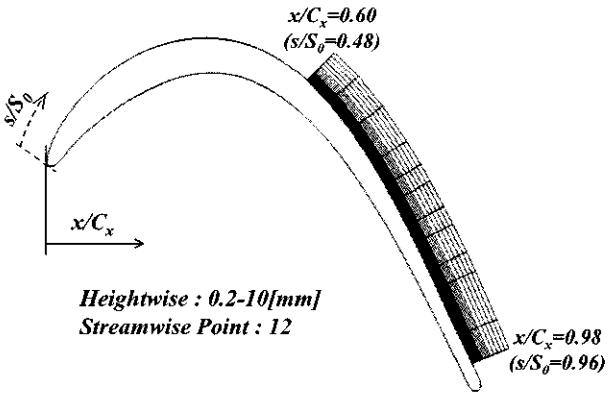



Fig.3 Measurement Grid (BLM)

### 3．3 試験条件

試験条件は式(2)，式(3)で定義されるレイノルズ数とストローハル数を調整している．レイノルズ数はコード長と出口平均流速を基に算出し，レイノルズ数は一般的な小型航空エンジンの高高度巡航条件を模擬した 57,000 とする．ストローハル数は定義式より，円柱を移動させない定常条件(St=0.0)と移動させた非定常条件(St=0.4)を実施した．また，乱流格子は用いない(NoGrid)，用いる(GridA，GridB)条件で実施した．

$$\mathrm{Re} = \frac{C\overline{V_2}}{\nu} \tag{2}$$

$$St = \frac{f_{bp}C}{V_1} \tag{3}$$

## 4．結果と考察

### 4．1 wake 通過の効果 (Passing Wakes)

まずは wake 通過の効果に関して議論していく．図4には熱線により取得した，RMS のコンタ図と剥離領域を重ねたものを示す．結果は，最大速度で無次元化している．コンタ上で，黒く塗りつぶした領域(A)は，剥離領域を示しており，本研究では無次元流速 0.2 以下と定義している．また，白く塗りつぶした領域は，非計測領域を表す．結果を比較すると，定常条件下においては，翼負圧面上に形成している剥離領域の下流に高 RMS 領域が確認できる．これは，剥離した境界層が巻き上がり，渦放出，渦崩壊に起因した速度変動であると考えられる．

次に，wake を流入させた非定常条件下においては，wake の持つ negative-jet の効果により，剥離せ

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

ん断層の不安定性が高められ，せん断層内の RMS 値が定常条件下に比べ，上昇していることが確認できる．そのため，剥離した境界層は早期に遷移し，時間平均的に剥離領域が縮小したものと思われる．剥離が高さ方向に縮小したことで，剥離の下流に見られている高 RMS 領域も縮小しており，この結果から，剥離の高さ方向の変化と，下流に形成する高 RMS 領域との関係が示唆される．更に，非定常条件下においては，高 RMS 領域が上流に移動しており，早期に乱流化し，再付着点も上流へと移動している．

次に，wake が流入することで起きる非定常的な流れの挙動に関して，時空間図を用いて調査する．図 5 には，熱線流速計により取得した形状係数と運動量厚さの時空間図を示す．Wake による negative-jet の影響により，加減速を繰り返すため，時空間図上には，wake の前縁(L)と後縁(T)というように特徴づけられる．形状係数の結果に着目すると，形状係数は剥離高さと強く関係するため，剥離が周期的に変動していることが推察される．その際に加速領域の通過により，A のラインに沿って形状係数が大きく減少し，その後，減速領域の通過に伴い，B のラインに沿ってまた増加する．更に，流れ方向の変動も見られることから wake 通過

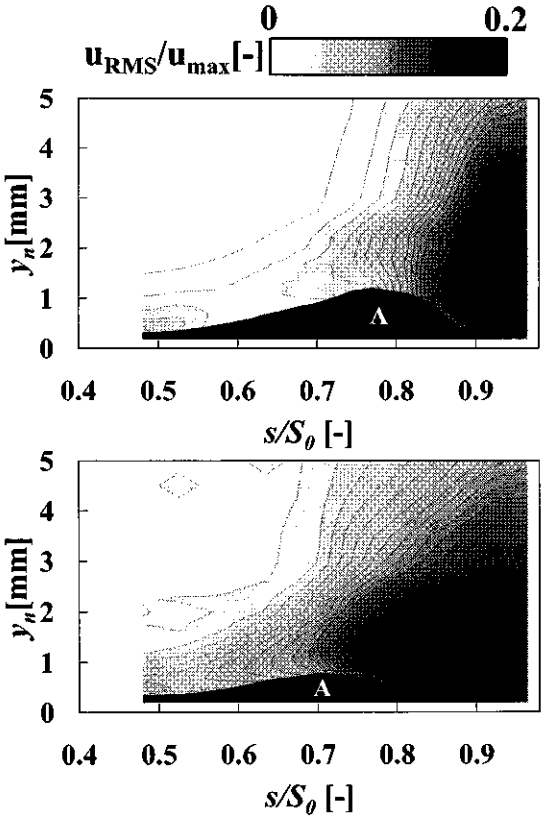



Fig.4 RMS Contour with Separation Region
(Top: St=0.0, Bottom: St=0.4)

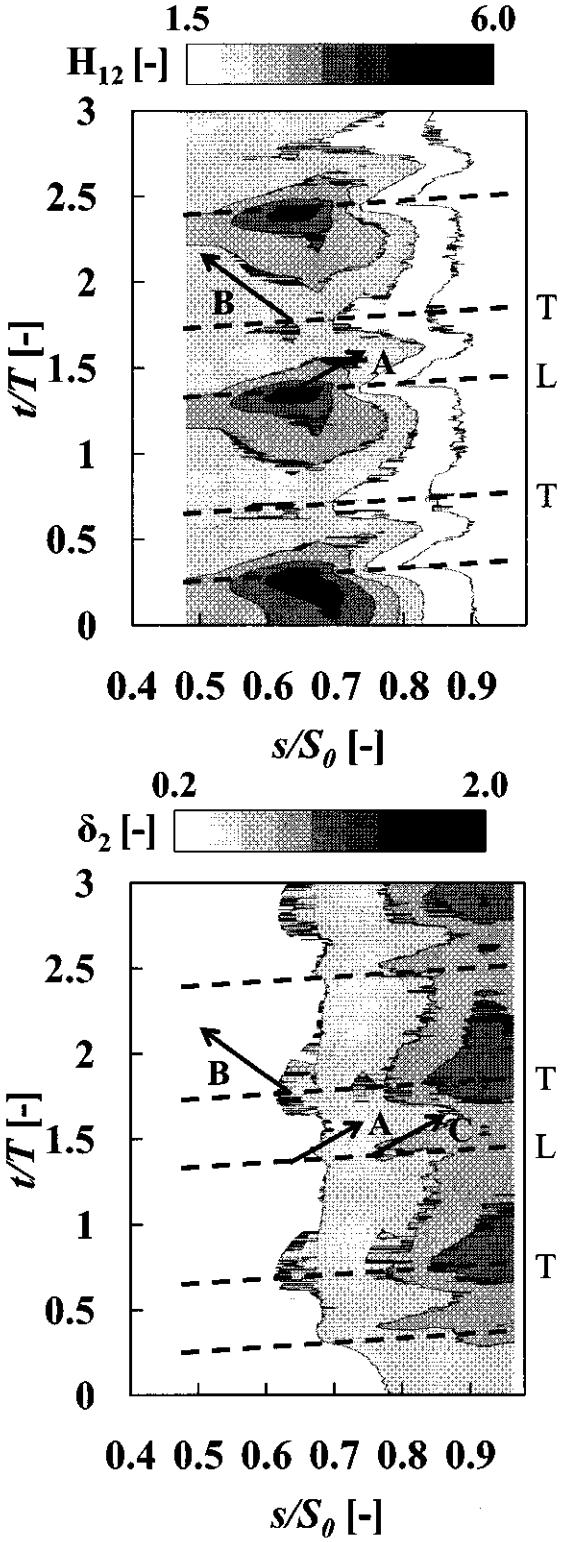



Fig.5 T-S Diagram St=0.4
(Top:Shape Factor, Bottom:Momentum Tickness)

に伴い，剥離は高さ方向，流れ方向に変動していることが分かる．次に，運動量厚さの結果を見ると wake の加速領域の通過と同期して，翼後縁付近での C のラインに合わせて運動量厚さが減少し最

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

小値を示し，減速領域と同期して最大値を示す．このような wake 通過がもたらす非定常的な効果により，時間平均的に損失が低減しており，Stieger ら[3]と同様の知見が得られた．

### 4．2 主流乱れの効果 (Turbulrnce Intensity)

次に，主流乱れが翼周り流れ場に与える影響を調査していく．図 6 には，熱線により取得した，RMS のコンタ図と剥離領域を重ねたものを示す．結果は，最大速度で無次元化している．白く塗られた領域及び，黒く塗られた領域は先にも説明した通りである．結果を比較すると，主流乱れが流入することで，時間平均的に剥離領域(A)が縮小していることが分かる．コンタを比較すると，主流乱れの流入により，せん断層内に RMS のピークが存在しており，早期にせん断層内の不安定性を高めている．また，wake を入れた条件下と比べて，高 RMS 領域の流れ方向位置は変わらず，再付着点は変化していないことが推察される．そのため，wake が流れ場に与える効果とは違いがあることが考えられる．そこで，wake と主流乱れが流れ場に与える効果の違いに関して比較してみる．図 7 には，各流れ方向位置における最大 RMS 値の変化を示している．結果は，最大速度で無次元化している．結果を比較すると，wake 通過，主流乱れの流入により，RMS 値は上流から上昇しており，せん断層内に及ぼしている影響が見られる．しかし，wake 通過と主流乱れの流入では上昇の仕方に違いが見られ，wake 通過条件は RMS 値の急激な上昇が見られるが，主流乱れ流入条件では，上流側から緩やかに上昇している．そのため，wake 通過に比べ，急激な乱流化を抑え，最大の RMS 値が抑えられたと考えている．

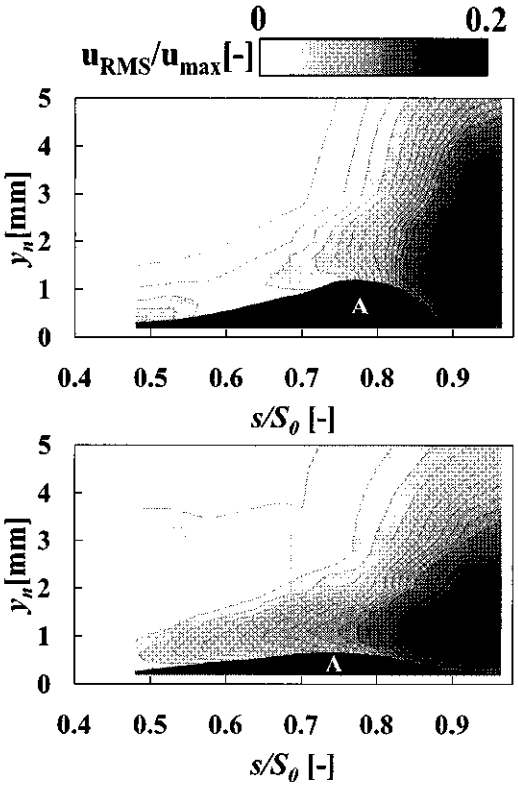



Fig.6 RMS Contour with Separation Region
(Top:No Grid, Bottom:GridB)

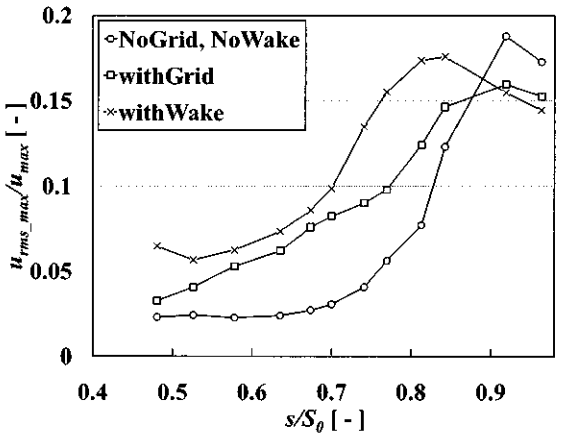



Fig.7 Streamwise Maximum RMS

### 4．3 wake と主流乱れの複合乱れ場

図 8 には複合乱れ場における式(4)で定義される翼表面圧力係数分布を示している．結果は，主流乱れの条件に関しては，GridB の条件を採用している．結果を比較すると，各種乱れの存在により，翼負圧面上での剥離領域やインシデンス部への影響などが確認できる．また，複合乱れ場では，剥離領域はほぼ確認できない程，縮小していることが分かる．更に，図 9 には，翼列入口における主流乱れ度と境界層計測より取得した運動量厚さ，最大形状係数の関係を示す．結果は，乱れなし(NoWake, No Grid)の値で標準化されている．結果を比較すると，形状係数の変化に応じて，運動量厚さも変化しており，剥離高さと境界層損失の関係性が見られた．そして，入口における主流乱れ度が上昇するにつれて，形状係数及び，境界層損失が時間平均的に低減することが分かった．

$$C_p = \frac{P_{t01} - p_s}{1/2\,\rho V_2^2} \qquad (4)$$

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

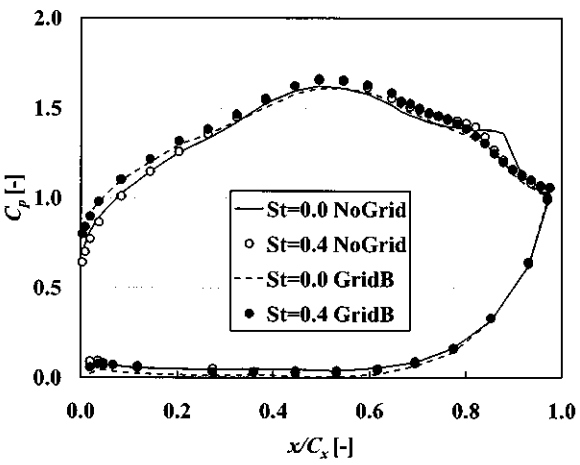



Fig.8 Surface Pressure Distributions
(Several Disturbances Condition)

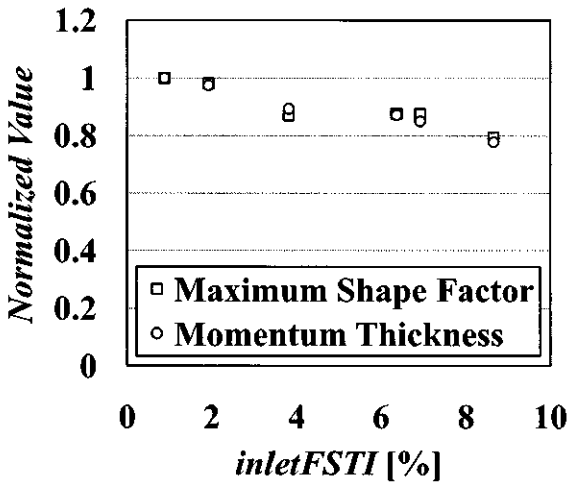



Fig.9 inlet FSTI - Normalized Loss Map

## 5. 結言

本研究では，航空エンジン用低圧タービン直線翼列に，wake generator や乱流格子を用いることで，各種乱れを生成し，ピトー管や熱線流速計を用いることで，各種乱れが低圧タービン翼周りの流れ場に与える影響に関して調査を行い，以下の知見を得た．

1) 各種乱れが，翼負圧面上で生ずる剥離と干渉し，剥離は時間平均的に縮小する
2) wake 通過条件下では，wake の持つ negative-jet の非定常的な効果により，せん断層内部の不安定性が高められ，時間平均的に損失を低減する
3) wake と主流乱れが混在する複合乱れ場においても，翼列入口における乱れ度が上昇することで，境界層損失(運動量厚さ)は抑制される

## 参考文献


1) Schulte, V., Hodson, H.P.: Prediction of the Becalmed Region for LP Turbine Profile Design, J. of Turbomachinary, Vol.120, (1998) pp.839-846.
2) Funazaki, K., Yamada, K., Chiba, Y., Tanaka, N.: Numerical and Experimental Studies on Separated Boundary Layer over Ultra-High Lift Low-Pressure Turbine Cascade Airfoils with variable Solidity: Effects of Free-stream Turbulence, ASME GT2008-50718
3) Stieger, R. D., Hodson, H. P.: Transition Mechanism of Highly Loaded Low-Pressure Turbine Blades, J. of Turbomachinary, Vol.126, (2004) pp.536-543.
4) Marco, S., Reinhard, N.: Numerical Simulation of a Highly Loaded LPT Cascade with Strong Suction Side Separation under Periodically Unsteady Inflow Conditions, ASME GT2010-22363
5) Wissink J. G., Rodi, W., Hodson. H.: The influence of Disturbances Carried by Periodically Incoming Wakes on the Separating Flow around the Turbine Blade, International Journl of Heat and Fluid Flow 27, (2006) pp.721-729.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-4

# 航空エンジン用低圧タービン翼における境界層バイパス遷移に関する研究

*斎藤　拓(岩手大院)，船﨑　健一，谷口英夫(岩手大工)，酒井　宏(GNF-J)

# A Study of Bypass Transition on Low Pressure Turbine Airfoils of Aero Engines

*Taku SAITO(Iwate Univ.), Ken-ichi FUNAZAKI, Hideo TANIGUCHI(Iwate Univ.), Hiroshi SAKAI(GNF-J)

ABSTRACT

This paper deals with an experimental study of detailed process of bypass transition of separated boundary layer on low pressure turbine airfoils of aero engines. In this experiment, hot-wire probe measurements are performed at three Reynolds numbers and four levels of freestream turbulence conditions on the suction side of low-pressure turbine blades installed in a linear cascade wind tunnel. In addition, flow visualization experiments are performed to investigate the behavior of the flow near the separation area using high-speed camera and fog oil.

*Key Words : Low Pressure Turbine , Bypass Transition , Separation Bubble , Boundary Layer*

## 1. 緒言

近年の航空エンジンは高効率と低騒音の観点からターボファンエンジンが主流となっている．ターボファンエンジンはその推力の大半をエンジン前方のファンが担っている．このファンを回転させているのがエンジン後部にある低圧タービンであり，航空エンジンにおける低圧タービンの役割は大きいと考えられる．しかし，低圧タービンは翼枚数の多さとそれを支えるディスクなどにより重いコンポーネントとなっている．そのため，近年ではエンジンの軽量化のために翼枚数の削減が求められており，翼一枚あたりの負荷は増大する傾向にある．しかし，翼の負荷が増大すると翼負圧面境界層のはく離が起き，タービン効率の低下を招く原因となる．そのため，はく離の制御やはく離に影響を与える境界層の遷移過程の解明はタービンの開発，設計にとって重要である．

ターボ機械内部の流れ場は主流乱れ，上流の静翼からの wake，強い圧力勾配，ケーシングやハブの存在などにより複雑で非定常的な流れ場となっている．そのため，ターボ機械内の境界層遷移は T-S(Tollmein-Schlichting)波の発生，成長を伴わずに乱流スポットが発生するバイパス遷移と呼ばれる遷移が支配的であるが，このバイパス遷移に関する研究の多くは平板に圧力勾配をつけた状態で行っており，実際の翼列を用いて境界層計測を行っている例は少ない．

過去の研究では船﨑ら[1]が低圧タービンの拡大翼を用いた熱線プローブによる境界層計測により，主流乱れとレイノルズ数が遷移に与える影響について調査している．本研究では船﨑らの境界層計測の結果を踏まえて，フォグと高速度カメラを用いた可視化計測を行い，更なるはく離による遷移，バイパス遷移の過程の調査と，熱線プローブによる計測では得ることが難しい遷移過程の知見を得ることを目的としている．ここで得られたデータは，今後のタービン翼の設計や，遷移モデルの改良，はく離の抑制に適用でき，それによって高信頼性，高効率な翼の設計に役立てられることが期待される．

## 2. 主な記号

$Cx$ : 軸コード長　[mm]
$C$ : コード長　[mm]
$V_1$ : 入口流速　[m/s]
$V_2$ : 出口流速　[m/s]
$\overline{V_2}$ : 出口平均流速　[m/s]
$Tu$ : 主流乱れ
Re : レイノルズ数（$=C\cdot\overline{V_2}/\nu$）
$x$ : 流れ方向の位置　[mm]
$\delta*$ : 排除厚さ　[mm]
$\theta$ : 運動量厚さ　[mm]
$H$ : 形状係数

## 3. 実験装置及び実験方法

実験対象は典型的な航空用低圧タービンの拡大翼を用いている．拡大翼を使用することで境界層の高解像度計測を狙っている．直線翼列は低圧タービン翼 3 枚で構成されており，周期性を持たせるために翼の左右にガイドを設置している．実験に用いている風洞は回流式のゲッチンゲン風洞で，吹き出し口の寸法は 600mm×600mm である．実験装置の概観図を図 1 に示す．

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

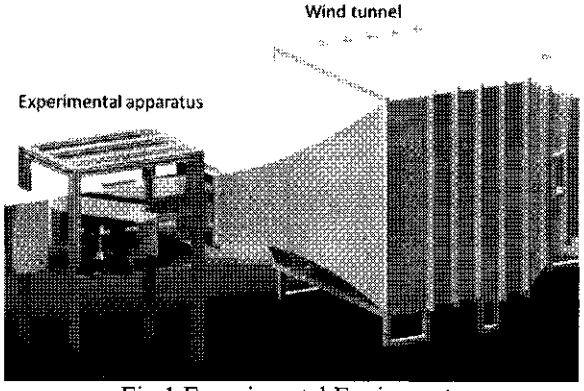



Fig.1 Experimental Equipments

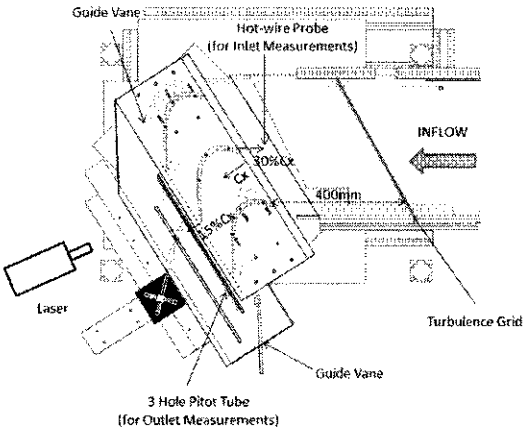



Fig.2 Schematic of the Test Section

本研究では主流乱れとレイノルズ数をパラメータとしている．表 1 に実験条件を示す．レイノルズ数は，翼コード長と翼後縁から 15%Cx 下流の位置の翼列出口流速の 1 ピッチの平均値を用いている．この出口平均流速は，翼の下流のミッドスパンの位置を 3 孔ピトー管を用いてピッチ方向にトラバース計測した流速から算出している．主流乱れは翼前縁から 30%Cx 上流の位置で熱線プローブを用いて計測している．主流乱れを導入するための乱流格子は翼前縁から 400mm 上流に設置している．実験装置の俯瞰図と各計測位置を図 2 に示す．

境界層計測の計測位置は x/Cx=0.44～x/Cx=0.89 間を 32 点，翼面から法線方向に 43 点トラバースして計測している．熱線計測には DANTEC 製単線熱線プローブ 55P11 と，KANOMAX 製定温度型熱線流速計 MODEL1010 を使用している．翼面上を流れ方向，法線方向に自動トラバースして計測している．また，境界層計測の前には単孔ピトー管を用いて熱線プローブの較正を行っている．

本研究では熱線プローブによる境界層計測のほかにフォグとレーザーシート，高速度カメラを用いた可視化計測による境界層の挙動調査も行っている．試験装置より約 3000mm 上流の風洞側面（風洞内整流網より上流）の小窓からフォグを挿入し，翼ミッドスパンにレーザーシートを照射する．そして，レーザーに照らされた翼面境界層のフォグの挙動を Vision Research 社製高速度カメラ PhantomV9.1 を用いて撮影している．

Table 1 Test Condition

| Re | Tu(%) |
|---|---|
| 130,000 | 0.5 |
| | 1.0 |
| | 5.8 |
| 170,000 | 0.5 |
| 210,000 | |

## 4. 熱線プローブによる計測の結果

### 4.1 主流乱れの効果

図 3 に各主流乱れの間欠度の図を示す．間欠度は各 x/Cx において速度変動の RMS 値が最大の位置で算出している．本研究では遷移開始点と遷移終了点を間欠度により定義しており，間欠度 γ=0.1 になる点を遷移開始点，γ=0.9 になる点を遷移終了点としている．遷移開始点と遷移終了点の一覧をそれぞれ表 2，表 3 に示す．この図と表より，主流乱れが高いほど遷移開始点と遷移終了点が上流側に移動する傾向を見ることが出来る．

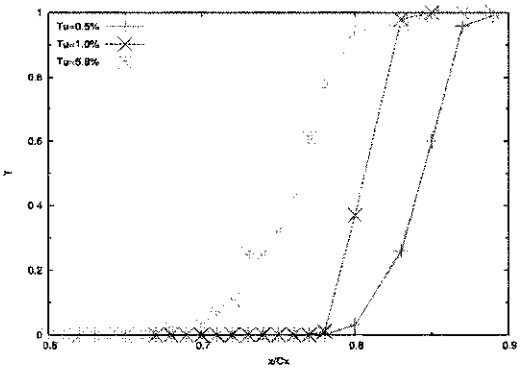



Fig.3 Distribution of Intermittency (Re=130,000)

Table 2 Transition Starting Point

| Re | Tu(%) | Starting Point |
|---|---|---|
| 130,000 | 0.5 | 81%Cx |
| | 1.0 | 79%Cx |
| | 5.8 | 72%Cx |
| 170,000 | 0.5 | 78%Cx |
| 210,000 | | 77%Cx |

Table 3 Transition Ending Point

| Re | Tu(%) | Starting Point |
|---|---|---|
| 130,000 | 0.5 | 86%Cx |
| | 1.0 | 82%Cx |
| | 5.8 | 79%Cx |
| 170,000 | 0.5 | 82%Cx |
| 210,000 | | 84%Cx |

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

図 4 に熱線プローブによる計測の時間平均速度コンター図を示す．速度コンター図上の丸印はそれぞれの位置での速度の RMS が最大の位置である．また，図中に間欠度により決定した遷移開始点の位置を示している．図 5 には速度変動 RMS コンター図を示す．

はく離点上流の付着境界層では壁面近傍の速度変動 RMS は下流に向かうにしたがって増加するが，いったんはく離をしてはく離泡が形成されると壁面近傍の速度変動 RMS は減少する．本研究ではこの位置をはく離点と定義しており，熱線プローブによる計測の結果ではどの主流乱れの条件でもはく離点は 68%Cx～69%Cx であることが分った．

一方，本研究では再付着点ははく離点下流での壁面近傍の速度が上昇し始める位置と定義しているが，再付着点は主流乱れが高くなるにつれて上流側に移動していることが確認されている．また，図 4 を見ると主流乱れが高くなるにつれてはく離泡の最大高さは減少する傾向にあることが分かる．

図 4(a)と図 5(a)を見ると，図 4(a)ではく離泡が最大高さを迎えた位置のすぐ下流の位置で図 5(a)の RMS 値が上昇していることが分かる．

加えて，図 4(a)と間欠度により決定した遷移開始点の位置を比べると遷移開始点ははく離泡の最大高さの位置のすぐ下流に位置していることが分かる．同様の傾向が図 4(b)と図 5(b)，図 4(c)と図 5(c)の組み合わせでも見られ，これらの結果からはく離泡を過ぎた流れが乱流化していると考えられる．

図 6,7 および 8 にそれぞれ各主流乱れにおける排除厚さ，運動量厚さ，形状係数を示す．図 6 を見ると，主流乱れが高くなるにつれて排除厚さのピークの高さが減少していることが分かる．一方，図 7 の運動量厚さは主流乱れの変化による影響がほとんど見られない．このことから主流乱れの増加により，はく離泡の最大高さが減少していることが分かる．また主流乱れが高いほど排除厚さのピークの位置が上流に移動していることからはく離泡の最大高さの位置が上流に移動している傾向が見られ，主流乱れの増加による境界層の早期遷移を示している．

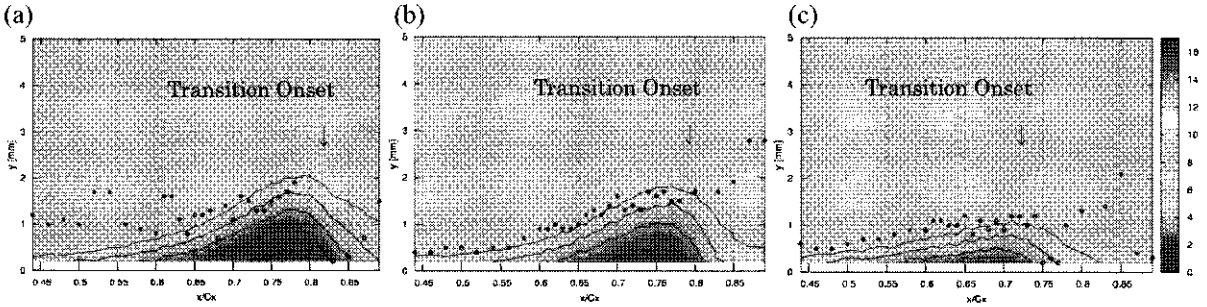


Fig.4 Time-averaged Velocity Counter for Re=130,000 ((a)Tu=0.5% , (b)Tu=1.0% , (c)Tu=5.8%)

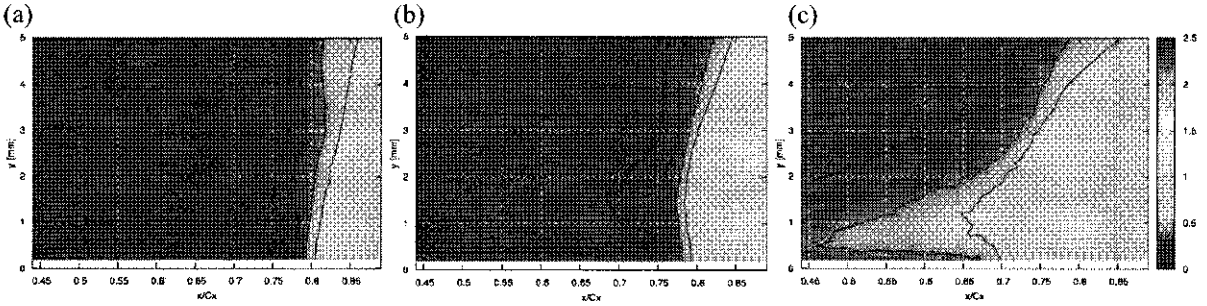


Fig.5 RMS Velocity Fluctuation Counters for Re=130,000 ((a)Tu=0.5% , (b)Tu=1.0% , (c)Tu=5.8%)

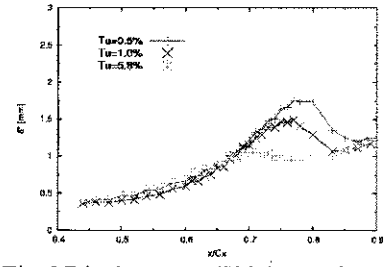


Fig.6 Displacement Thickness for Re=130,000

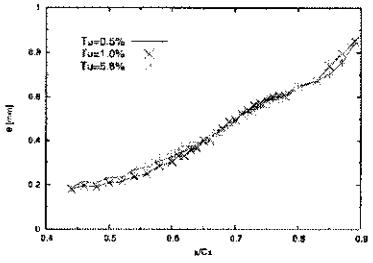


Fig.7 Momentum Thickness for Re=130,000

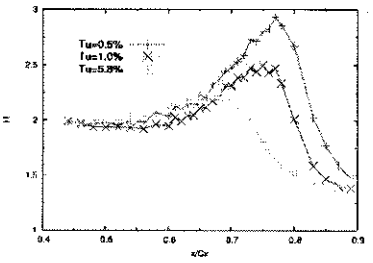


Fig.8 Shape Factor for Re=130,000

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

4.1 レイノルズ数の効果

図 9 に主流乱れ 0.5%における各レイノルズ数の間欠度の図を示す．なお，前述のように間欠度から求めた遷移開始点と遷移終了点はそれぞれ表 2 および表 3 に示している．これらの結果から，レイノルズ数が高いほど遷移開始点と遷移終了点が上流側に移動していることが分かる．

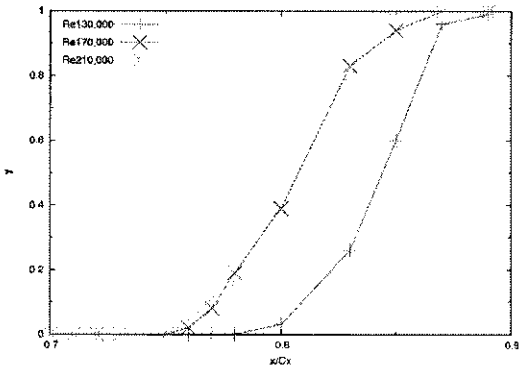



Fig.9 Distribution of Intermittency (Tu=0.5%)

図 10 に速度コンター図を，図 11 に速度変動の RMS コンター図を示す．はく離点の位置はどのレイノルズ数の条件でも 68%～69%Cx 付近であり，レイノルズ数の違いによる変化は見られない．しかし，再付着点はレイノルズ数が高いほど上流側に移動している傾向が見られた．

図 10 を見ると，レイノルズ数が高くなるほどはく離泡の最大高さが減少していることが分かる．また，図 10 と図 11 を見ると，主流乱れを変化させた結果と同じく速度コンター図ではく離泡が最大高さを迎えた位置のすぐ下流で RMS 値が上昇していることが分かる．

図 12,13 及び 14 にはそれぞれ各レイノルズ数における排除厚さ，運動量厚さ，形状係数を示す．図 12, 13 を見ると，レイノルズ数が高くなるほど排除厚さのピークの高さと運動量厚さが減少し，はく離泡の最大高さが減少していることが分かる．また，レイノルズが高くなるほど排除厚さのピークの位置が上流側に移動し，はく離泡の最大高さの位置が上流側に移動している傾向を見ることが出来る．

これらの結果より，レイノルズ数の増加による境界層遷移の早期化が確認された．

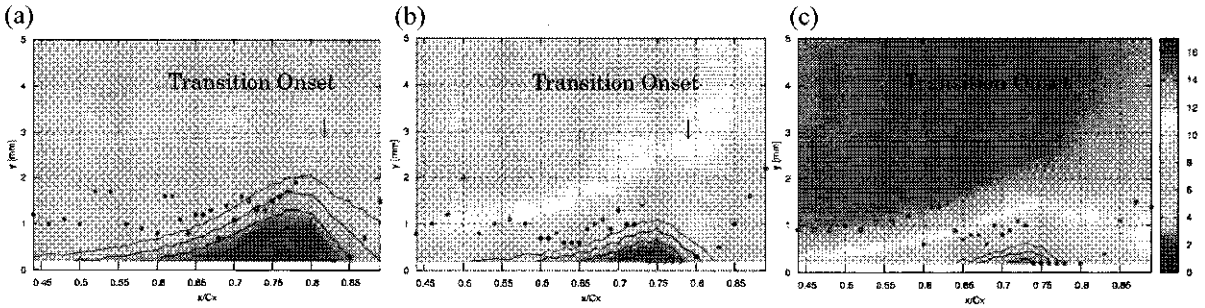



Fig.10 Time-averaged Velocity Counter for Tu=0.5% ((a)Re=130,000 , (b)Re=170,000 , (c)Re=210,000)

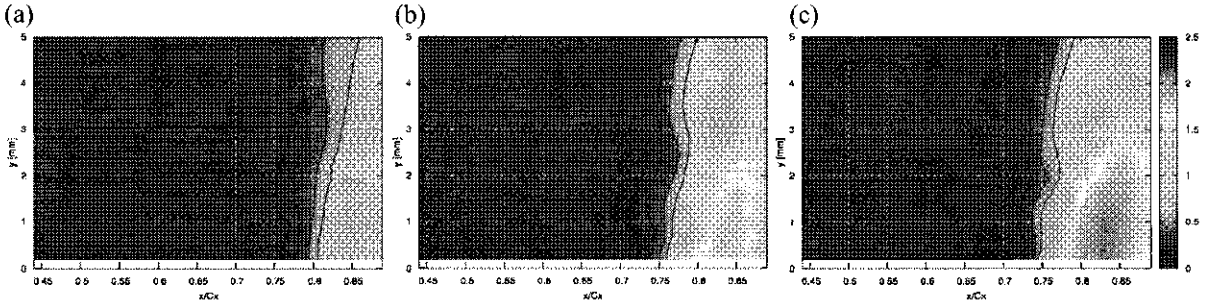



Fig.11 RMS Velocity Fluctuation Counters for Tu=0.5% ((a)Re=130,000 , (b)Re=170,000 , (c)Re=210,000)

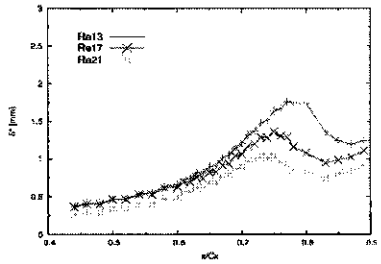



Fig.12 Displacement Thickness for Tu=0.5%

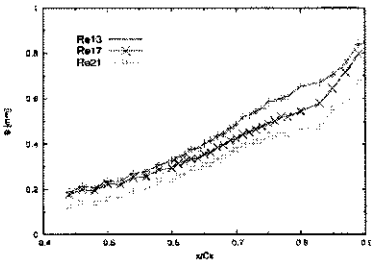



Fig.13 Momentum Thickness for Tu=0.5%

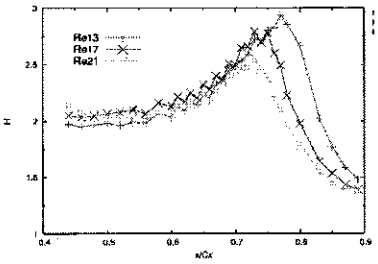



Fig.14 Shape Factor for Tu=0.5%

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

## 5. 可視化計測の結果

図 15 に可視化計測により得られた Re=130,000, Tu=0.5%の翼負圧面の画像を時間経過とともに示している．この画像でははく離泡後縁から大きな巻き上がり渦 $V_1$ が形成され，それが下流へ流れていき崩壊していく様子が観察できる．また，図 15(c)では渦 $V_1$ の上流で新たな渦 $V_2$ が形成されており，はく離泡後縁からの周期的な渦放出が観察された．

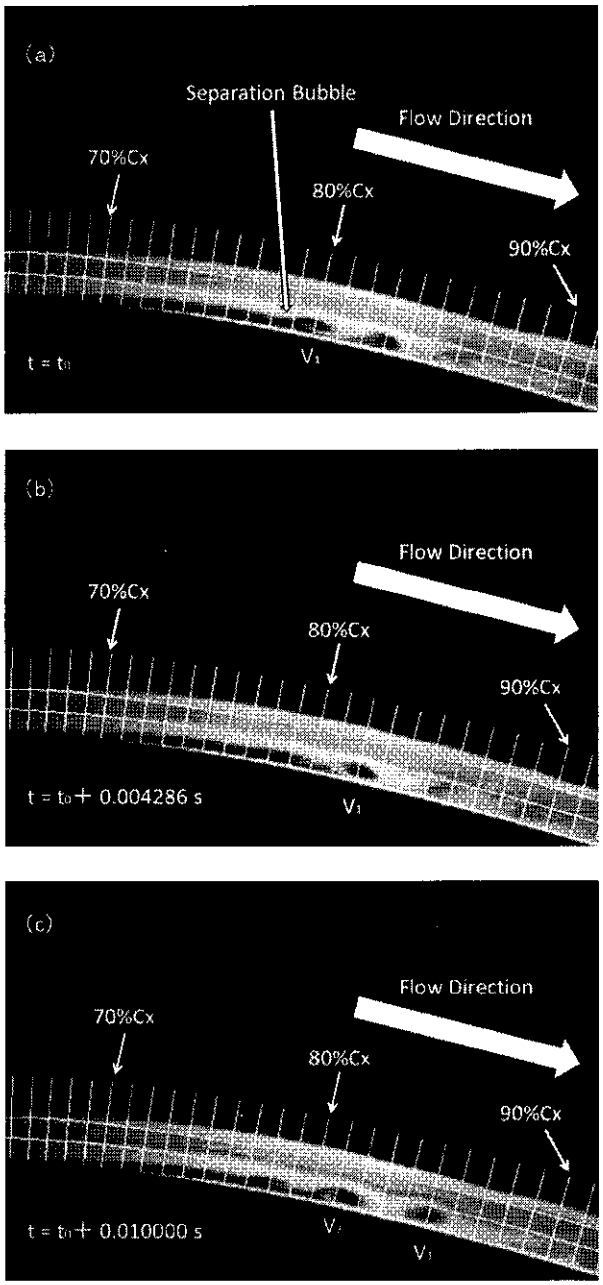



Fig.15 Vortex Shedding of Flow Visualization
(Re=130,000 Tu=0.5%)

図 16,17 にはそれぞれ Re=130,000 の主流乱れ Tu=1.0%と Tu=5.8%の条件の可視化計測の画像を示している．図 15 と図 16，17 とを見ると，図 15 で発生している渦 $V_1$ に比べて図 16，17 で発生している渦 $V_3$ ,$V_4$ はスケールが小さいことが分かる．これは主流乱れが増加したことにより，はく離泡の最大高さが減少したことが原因だと考えられる．

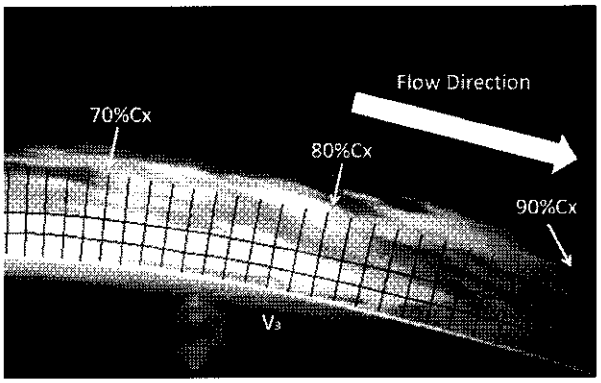



Fig.16 Vortex Shedding of Flow Visualization
(Re=130,000 Tu=1.0%)

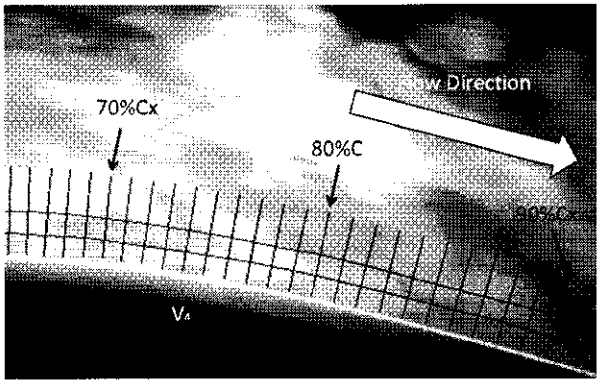



Fig.17 Vortex Shedding of Flow Visualization
(Re=130,000 Tu=5.8%)

図 18,19 にはそれぞれ主流乱れ Tu=0.5% の Re=170,000 と Re=210,000 の可視化計測の結果を示している．図 15 と図 18，19 とを見ると，図 15 で発生している渦 $V_2$ に比べて図 18，19 で発生している渦 $V_5$ ,$V_6$ はスケールが小さいことが分かる．これはレイノルズ数が増加したことにより境界層が薄くなり，それに伴ってはく離泡の最大高さが減少したことが原因だと考えられる．

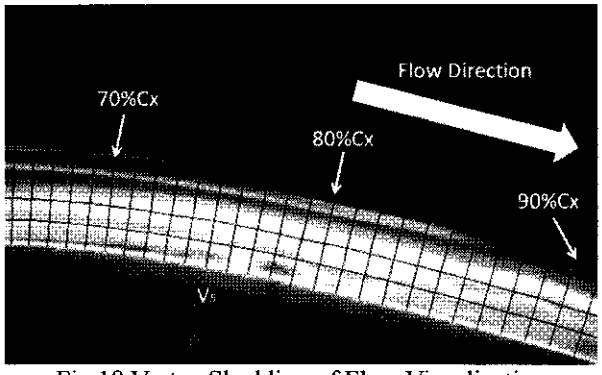



Fig.18 Vortex Shedding of Flow Visualization
(Re=170,000　Tu=0.5%)

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

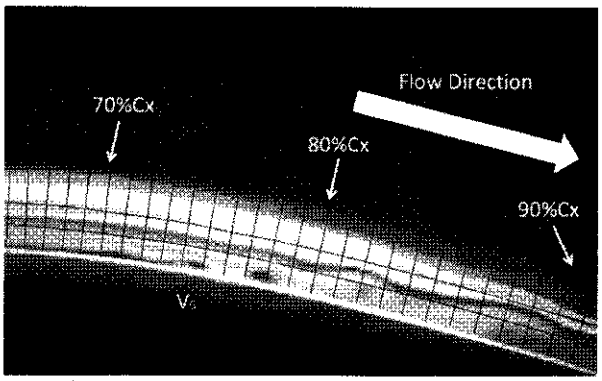



Fig.19 Vortex Shedding of Flow Visualization
(Re=210,000　Tu=0.5%)

本研究では渦の形成を“はく離泡後縁で巻き上がった煙が主流側と合流して楕円形の渦を形作ったとき”と定義し，渦の崩壊を“楕円形の渦の形状が崩れ始めたとき”と定義している．この定義に基づいて更に詳しく渦の位置を見てみると，Re=130,000，Tu=0.5%の条件で渦が発生しているのはおよそ 80%Cx～82%Cx の位置であり，これは図 4(a)のはく離泡の最大高さの位置と近いことが分かる．また，その渦が崩壊している位置は 84%Cx～86%Cx 付近となっており，これは図 5(a)の RMS 値が上昇している位置と近いことが分かる．同様の傾向は他の主流乱れとレイノルズ数の条件でも見ることができる．

また，これらの渦の挙動と間欠度により推定された遷移開始点，遷移終了点を比較すると，遷移開始点は渦が放出されている位置のすぐ下流に位置し，遷移終了点は渦が崩壊している位置と近しいことが分かる．

図 20 には，各無次元軸コード位置で得られた最大の速度変動 RMS 値の 2 乗値を示している．この値は乱れの運動エネルギーに関係する値である．図 20 より，Re=130,000，Tu=0.5%の条件で速度変動 RMS 値の 2 乗値がピークを迎えている付近(87%Cx 付近)では，図 15(c)のはく離泡後縁から放出された渦 $V_1$ が完全に崩壊(渦の輪郭がぼやけ，周囲の煙と見分けが付かなくなる状態)していることが確認されている．同様の傾向が Tu=0.5%の Re=170,000 と Re=210,000 の条件でも確認できる．したがって，遷移から乱流までのシナリオは次のように考えられる．まず，はく離泡後縁から渦が放出さる所で遷移が始まる．そしてその渦が下流に流れながら成長し，乱れの運動エネルギーが最大値を迎えたところで渦が崩壊し，様々な周波数帯域の乱れにエネルギーが散逸した所で乱流に遷移完了する．これがはく離を伴う翼負圧面境界層の遷移過程であると考えられる．

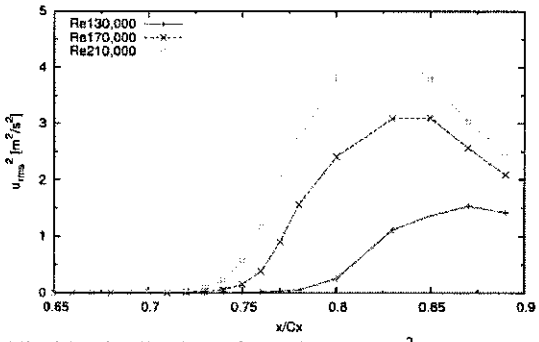



Fig.20 Distribution of Maximum $u_{rms}^2$ for Tu=0.5%

## 6. 結言

熱線流速計と熱線プローブによる境界層計測により，レイノルズ数と主流乱れをパラメータとした翼面境界層の詳細な計測を行った．また，高速度カメラを用いて流れの可視化計測を行った．得たれた結果は以下の通りである．

・主流乱れの効果

主流乱れが高くなるほどはく離泡の最大高さが減少し，その位置が上流側に移動する．その結果，遷移開始点が上流側に移動する．

・レイノルズ数の効果

レイノルズ数が高くなるとはく離泡の最大高さが減少し，その位置が上流側に移動する．その結果，主流乱れが増加した場合と同じく，遷移開始点が上流側に移動する．

・可視化計測により，熱線プローブによる計測と同様に主流乱れやレイノルズ数の増加によるはく離泡の最大高さの減少を確認し，渦の放出や崩壊の位置に関しても熱線プローブによる計測の結果と傾向が一致した．

## 7．参考文献

[1] 船崎健一・谷口英夫・酒井宏，航空用低圧タービン翼面境界層のバイパス遷移に関する研究，ターボ機械協会，(2010)，626

[2] 船崎健一・田中望・菊池護，航空エンジン用低圧タービンにおける高負荷化に関する研究（高負荷・長高負荷状態における遷移挙動の時空間図理解），日本機械学会論文集(B 編)，74-747（2008），2301

[3] J.H.M.FRANSSON，M.MATSUBARA，P.H.ALFREDSSON, Transition induced by free-stream turbulence，Journal of Fluid Mechanics，Vol.527（2005），1

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集, 2011.7

【研究報告】 B-5

# トランスピレーション冷却を有する直線タービン動翼列内の流れの数値解析

*高梨　智也，菅野　哲也(法政大院)，辻田　星歩（法政大）

# Numerical Analysis of Flow in Linear Turbine Cascades with Transpiration Cooling

*Tomoya TAKANASHI , Tetsuya KANNO , Hoshio TSUJITA

**ABSTRACT**

The further improvement of gas turbines efficiency requires the development of cooling technique with reduction of cooling air mass flow rate as well as the increase of the turbine inlet temperature. The theoretically most effective air cooling method is the transpiration cooling, which is expected to reduce the cooling air mass flow rate. In the present study, the flow in the linear turbine cascades made by the porous material with transpiration cooling was analyzed numerically by the commercial CFD code. The calculations were performed in order to examine the influences of the porosity and the mean diameter of particles of the porous material and the blowing ratio on the cooling efficiency.

**Key words** : Transpiration Cooling , Porous Material , Turbine Cascade , Numerical Analysis , Ergun Equation

## 1．はじめに

ガスタービンの効率向上には，タービン入口温度(TIT)の上昇は必要不可欠であるが，タービン翼を冷却せずに TIT をその材料の耐熱温度以上に上げることはできない．現在用いられている高温ガス流中のタービン翼の表面の温度を下げる方法として空気冷却法が最も一般的であるが，その中でも理論的に最も有効な方法は，トランスピレーション冷却と考えられている．この方法では多孔質材料により形成された翼面の孔から冷却空気が噴出されて翼表面にフィルムを形成し，高温ガスから翼表面を断熱する．さらに，多孔質材料内において冷却空気の材料との伝熱面積が大きいことにより熱伝達量が増加する．このため，トランスピレーション冷却は他の空気冷却法と比べて，翼面全体において均一に高い冷却効率を得ることができ，さらに冷却に要する空気流量を低減することができると期待されている．しかしこの冷却法は，現存する多孔質材料の強度上の問題や粉塵による目詰まりなどの原因から実用化には至っておらず，開発に向けた研究が多く行われている[(1)-(5)].

本研究では汎用の CFD コードを用いて，多孔質材料で形成された直線タービン動翼列流路内の流れを解析し，多孔質材料の平均粒子径と空隙率，および冷却空気噴出し流量比の冷却効率への影響を調べた．

## 2．タービン翼形状

解析対象となるタービン翼[(6)]の形状寸法と計算格子および翼前縁部の拡大図を図 1 に示す．軸方向翼弦長 $C_{ax}$ は 72.6mm，スパン方向長さ $H$ が 100.5mm，ピッチ $S$ が 61.42mm である．解析領域の入口境界は，翼前縁を原点とする軸方向無次元距離 $Z/C_{ax}$=-1.0 の位置に，出口境界は $Z/C_{ax}$=2.5 の位置に設定した．翼は図 1 中の拡大図に示すように，翼表面側の PM1 と翼内側の PM2 の 2 種類の多孔質材料で形成されており，翼の内側から冷却空気が噴出す構造になっている．PM1 および PM2 の厚さはおのおの 0.25mm と 2.15mm とした．解析領域全体のセル数は 1134886，PM1 と PM2 の内部の冷却流方向のセル数はおのおの 2 と 8 である．PM2 の空隙率 $\varepsilon_2$ および平均粒子径 $D_{p2}$ はすべての解析において固定した．

## 3．数値解析法

### 3-1　多孔質材料内を除く流れ場の基礎方程式

Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程式とエネルギー方程式を，多孔質材料内を除く流れ場に対して解いた．乱流モデルは標準 $k$-$\varepsilon$ モデル，対流項の評価は二次風上差分法，解法のアルゴリズムは SIMPLE 法である．

### 3-2　多孔質材料内の流れ場の基礎方程式

本研究では多孔質材料は等方性と仮定した．このとき多孔質材料を通過する流れの巨視的な支配方程式の一般形は Darcy の法則より次式によって表される．

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

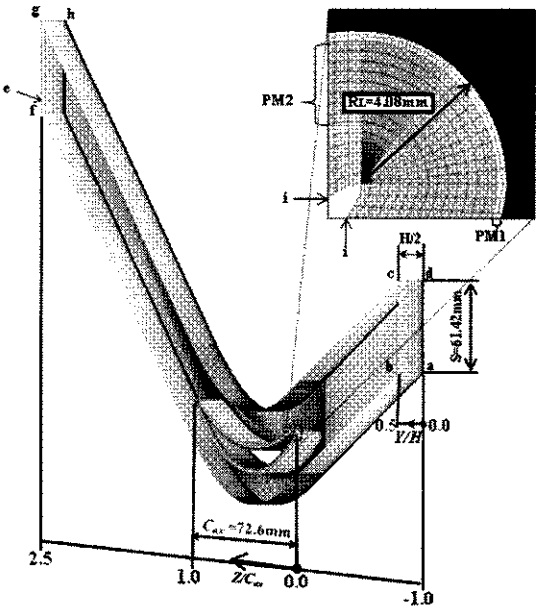


Fig.1 Computational grid

$$-Ku_i = \frac{\partial P_s}{\partial \xi_i} \tag{1}$$

ここで，$K$ は多孔質材料内での流体の透過性を表す係数，$P_s$は静圧，$u_i$は座標軸$\xi_i$方向の表面速度である．透過係数$K$は次式で示すようにErgun方程式[7]により評価した．

$$K = \alpha|u_i| + \beta \tag{2}$$

$$\alpha = \frac{1.75\rho(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 D}, \beta = \frac{150\mu(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 D^2} \tag{3}$$

本研究では透過係数 $K$ を構成する係数については定数と仮定して計算を行った．そのとき，密度 $\rho$ は冷却空気の入口境界での値を用い，粘性係数 $\mu$ は冷却空気の入口境界での全温 $T_{tc}$から Sutherland の式を用いて算出した．多孔質材料内の温度分布は有効熱伝導率 $k_{eff}$を用いてエネルギー方程式を解くことにより求めた．

### 3-3 多孔質材料内での有効熱伝導率

多孔質材料内での有効熱伝導率$k_{eff}$は次式により算出した[8]．

$$k_{eff} = -2k_0 + \frac{1}{\dfrac{\varepsilon}{2k_0 + k_f} + \dfrac{1-\varepsilon}{2k_0 + k_s}} \tag{4}$$

ここで，$k_f$および $k_s$ はそれぞれ流体層および固体層の熱伝導率，$k_0$ は仮想熱伝導率である．式(4)において，$k_{eff}$は$k_0$が $k_f$に等しい場合は最小値 $k_{eff\text{-}min}$を，$k_s$に等しい場合は最大値 $k_{eff\text{-}max}$をとる．実際の熱伝導率は $k_{eff\text{-}min}$と $k_{eff\text{-}max}$ の間に存在すると予想され，本研究では$k_{eff}$の値に，$k_{eff\text{-}min}$ と $k_{eff\text{-}max}$ の算術平均を仮定した．

有効熱伝導率の見積もりの際に，PM1 と PM2 はそれぞれ PVD 処理されたもの[$k_s = k_{pvd}$ =1.35W/(m･K)]と Ni 基耐熱合金[$k_s = k_{cmsx\text{-}4}$ =30W/(m･K)]を仮定した．作動流体の空気の熱伝導率は$k_f$=0.02637W/(m･K)である．

### 3-4 境界条件

各種の境界条件とその設定位置を図 1 および表 1 に示す．本解析では直線翼列の Midspan に対する流れの対称性を考慮して，境界面 b-c-g-f で対称境界条件を課すことにより解析領域を Endwall から Midspan までとした．すべての計算において，主流の入口境界条件は全圧 $P_{tm}$ を 2.0MPa，全温 $T_{tm}$ を 1566K，軸方向速度 $C_m$ を 79.4m/s とし，冷却空気の入口境界条件は全温 $T_{tc}$ を 723K とした．

Table 1 Boundary conditions

| Boundary conditions | Location in Fig.1 |
|---|---|
| Main flow inlet | a-b-c-d |
| Cooling flow inlet | i |
| Outlet | e-f-g-h |
| Symmetry | b-c-g-f |
| Cyclic | d-c-g-h , a-b-f-e |

## 4．計算結果および考察

粒子群で構成される層を横切る流れの圧力降下を決定する因子に関係付けられる PM1 の空隙率 $\varepsilon_1$，PM1 の平均粒子径 $D_{p1}$ および冷却空気噴出し流量比 $M$ をパラメータとして解析を行った．

噴出し流量比 $M$ は次式により定義した．

$$M = \rho_c C_c / \rho_m C_m \tag{5}$$

ここで，$\rho_c$ は冷却空気の密度，$\rho_m$ は主流ガスの密度，$C_c$ は冷却空気の入口境界での流速，$C_m$ は主流ガスの入口境界での軸方向流速である．

翼面静圧差係数 $C_{psd}$ は次式により定義した．

$$C_{psd} = (P_{sc} - P_s)/P_{tm} \tag{6}$$

ここで，$P_{sc}$ は冷却空気圧，$P_s$ は翼面静圧，$P_{tm}$ は入口断面平均全圧である．

冷却効率 $\eta_{p1}$ は次式により定義した．

$$\eta_{p1} = (T_{tm} - T_{sp1})/(T_{tm} - T_{tc}) \tag{7}$$

ここで，$T_{sp1}$ は PM1 の翼表面に沿った温度である．

PM2 の空隙率 $\varepsilon_2$ と平均粒子径 $D_{p2}$ に対する特性を表 2 に，PM1 の空隙率 $\varepsilon_1$ と平均粒子径 $D_{p1}$ に対する特性を表 3 に示す．PM2 の特性はすべての計算で固定した．

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

Table 2 Properties of PM2

| $\varepsilon_2$ | $D_{p2}$(mm) | $\alpha$(kg/m$^4$) | $\beta$(kg/m$^3$・s) | $k_{eff}$(W/m・K) |
|---|---|---|---|---|
| 0.5 | 0.5 | $1.356\times10^5$ | $4.113\times10^4$ | 6.062 |

Table 3 Properties of PM1

| $\varepsilon_1$ | $D_{p1}$(mm) | $\alpha$(kg/m$^4$) | $\beta$(kg/m$^3$・s) | $k_{eff}$(W/m・K) |
|---|---|---|---|---|
| 0.1 | 0.05 | $3.058\times10^8$ | $1.666\times10^9$ | 0.8172 |
| 0.1 | 0.1 | $1.525\times10^8$ | $4.164\times10^8$ | 0.8172 |
| 0.1 | 0.2 | $7.265\times10^7$ | $1.041\times10^8$ | 0.8172 |
| 0.2 | 0.05 | $3.389\times10^7$ | $1.645\times10^6$ | 0.6308 |
| 0.3 | 0.05 | $8.787\times10^6$ | $3.732\times10^7$ | 0.5077 |

Table 4 Calculation condition 1
($D_{p1}$=0.05mm, $M$=0.015)

| Case | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| $\varepsilon_1$ | 0.1 | 0.2 | 0.3 |

PM1 の特性は後に示す解析条件によって変化させた.

### 4-1 PM1 の空隙率の影響

多孔質材料の空隙率$\varepsilon_1$の冷却効率$\eta_{p1}$への影響を調べるために，平均粒子径 $D_{p1}$ および噴出し流量比 $M$ を固定し，空隙率 $\varepsilon_1$ をパラメータとして解析を行った．解析条件を表 4 に示す．Midspan (MS)における PM1 のタービン翼表面に沿った翼面静圧差係数 $C_{psd}$ 分布を図 2 に，PM1 内の速度ベクトルを図 3 に，また冷却効率 $\eta_{p1}$ 分布を図 4 に示す.

Case1 の翼面静圧差係数 $C_{psd}$ は翼の全表面で正の値をとっており(図 2)，冷却空気が PM1 の表面から噴出し(図 3 (a))，冷却効率 $\eta_{p1}$ が全表面で高い値を示している(図 4)．一方，Case2,3 では $C_{psd}$ が翼前縁および圧力面の大部分において負の値をとっている．このため，同領域では主流ガスが翼内へ流入することで(図 3 (b))，対応する部分の $\eta_{p1}$ が著しく低下し，冷却できていないことが分かる(図 4)．これは，$C_{psd}$ が低下していることから，$\varepsilon_1$ の増大に伴い，翼内部の冷却空気圧が低下したためと考えられる.

以上により，翼面静圧差係数 $C_{psd}$ は空隙率 $\varepsilon_1$ に強く依存しており，空隙率 $\varepsilon_1$ を小さくすることで冷却空気圧を高め，それにより均一かつ高い冷却効率が得られることが分かる．また $\varepsilon_1$ を大きくした場合も，冷却空気流量を増加させることにより有効な冷却効率 $\eta_{p1}$ が得られるが，主流ガスの温度を低下させ，さらに主流との混合損失を増大させると考えられる.

### 4-2 PM1 の平均粒子径の影響

冷却効率 $\eta_{p1}$ に対する平均粒子径 $D_{p1}$ の影響を調べるために，空隙率 $\varepsilon_1$ および噴出し流量比 $M$ を固定し，$D_{p1}$ をパラメータとして解析を行った．解析条件を表 5 に示す．図 5 と図 6 に MS における翼面静圧差係数 $C_{psd}$ および冷却効率 $\eta_{p1}$ の分布をそれぞれ示す.

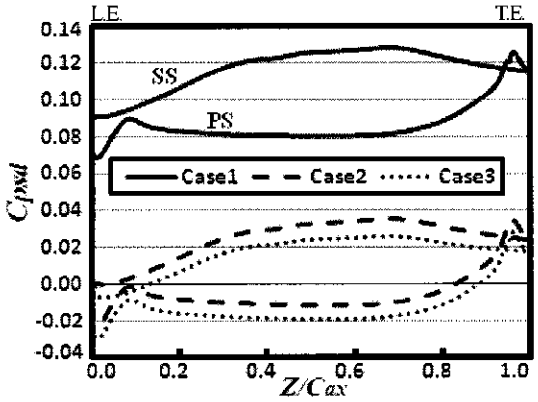
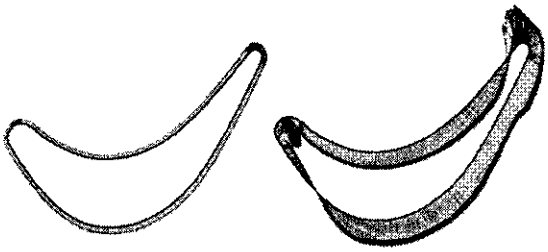



Fig.2 Static pressure difference distribution at MS ($D_{p1}$=0.05mm, $M$=0.015)



(a)Case1($\varepsilon_1$=0.1) (b)Case3($\varepsilon_1$=0.3)

Fig.3 Velocity vectors inside PM1 at MS( → : 2.3m/s)

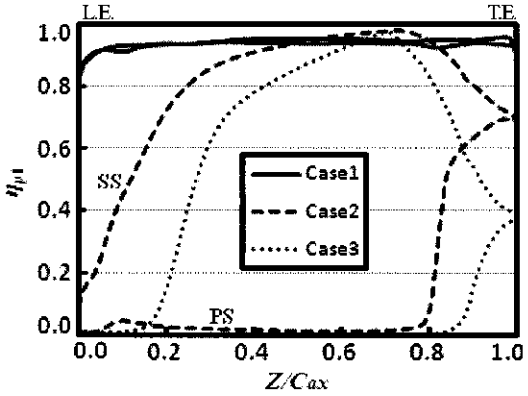



Fig.4 Cooling efficiency distribution on blade surface at MS ($D_{p1}$=0.05mm, $M$=0.015)

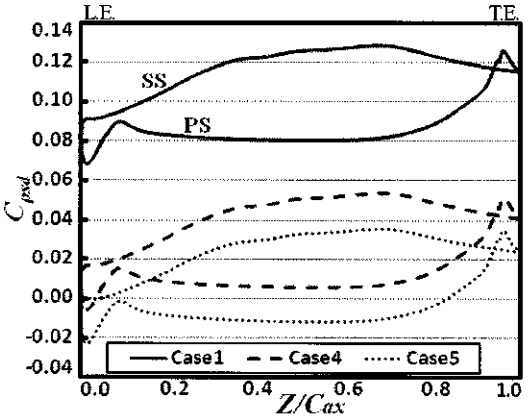



Fig.5 Static pressure difference distribution at MS ($\varepsilon_1$=0.1, $M$=0.015)

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

Table 5 Calculation condition 2

($\varepsilon_1$=0.1, $M$=0.015)

| Case | 1 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|
| $D_{p1}$ (mm) | 0.05 | 0.1 | 0.2 |

Table 6 Calculation condition 3

($\varepsilon_1$=0.1, $D_{p1}$=0.05mm)

| Case | 6 | 7 | 8 | 9 | 1 |
|---|---|---|---|---|---|
| $M$ | 0.0015 | 0.003 | 0.006 | 0.009 | 0.015 |

図 5 から平均粒子径 $D_{p1}$ の増加に伴い翼面全体の翼面静圧差係数 $C_{psd}$ が低下し，負の値を示している．これは，高温の主流ガスが翼内に流入していることを表わしており，この主流の流入によって，特に圧力面および翼前縁部において著しい冷却効率 $\eta_{p1}$ の低下が確認できる(図 6).

以上により，冷却効率 $\eta_{p1}$ に対する平均粒子径 $D_{p1}$ の増加は空隙率 $\varepsilon_1$ の増加と同じ効果を持ち，平均粒子径を小さくすることで高い冷却効率が得られることが分かる．この原因は，式(3)から分かるように空隙率 $\varepsilon$ と平均粒子径 $D$ の増加は透過係数 $K$ を減少させる．その結果，多孔質材料内での抵抗が減少し，冷却空気圧が上昇しないためと考えられる．

**4-3 噴出し流量比 $M$ の影響**

冷却効率 $\eta_{p1}$ に対する噴出し流量比 $M$ の影響を調べるために，平均粒子径 $D_{p1}$ および空隙率 $\varepsilon_1$ を固定し，$M$ をパラメータとして解析を行った．解析条件を表 6 に示す．図 7 と図 8 に MS における翼面静圧差係数 $C_{psd}$ と冷却効率 $\eta_{p1}$ の分布をそれぞれ示す．また，図 9 に噴出し流量比 $M$ =0.015 および $M$ =0.006 における，PM1 内翼前縁部の速度ベクトルを示す．

図 7 より，噴出し流量比 $M$ の増加に伴い翼面静圧差係数 $C_{psd}$ は増加しているが，全ての $M$ に対して定性的に同様な分布となっていることが分かる．また，低噴出し流量比では $C_{psd}$ が小さく，圧力面では冷却空気が噴出せずに主流が翼内に流入しているため，負圧面に比べて $\eta_{p1}$ が低下している(図 8)．しかし $M$ の増加に伴い，翼面全域において $C_{psd}$ が増加することにより $\eta_{p1}$ が増加しており，圧力面においても高い冷却効率を示している．

噴出し流量比 $M$ の増加に伴い，PM1 内の速度ベクトルが増大していることが分かる(図 9)．$M$ が小さいときは低運動エネルギー領域が翼前縁よどみ点付近に存在しているが(図 9(b))，$M$ の増加に伴い消滅している(図 9(a))．

以上により，噴出し流量比 $M$ の増加は冷却空気圧を上昇させ，PM1 の全表面からの冷却空気の噴出しを一様にし，冷却効率 $\eta_{p1}$ を上昇させることが分かる．

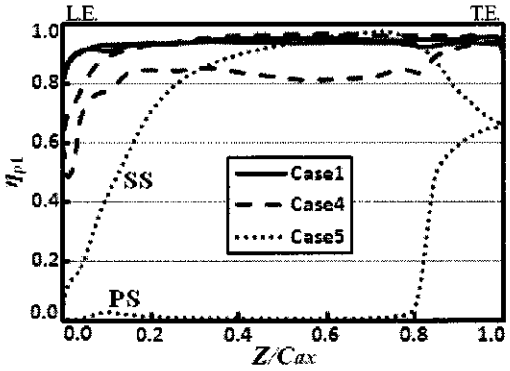



Fig.6 Cooling efficiency distribution on blade surface at MS ($\varepsilon_1$=0.1, $M$=0.015)

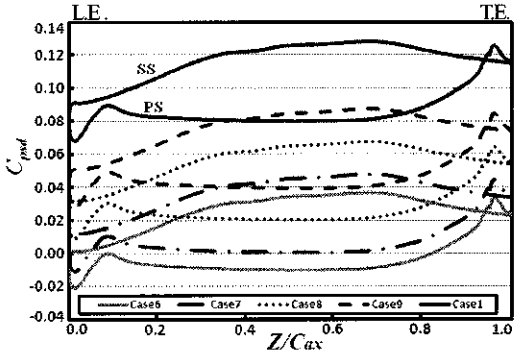



Fig.7 Static pressure difference distribution at MS ($\varepsilon_1$=0.1, $D_{p1}$=0.05mm)

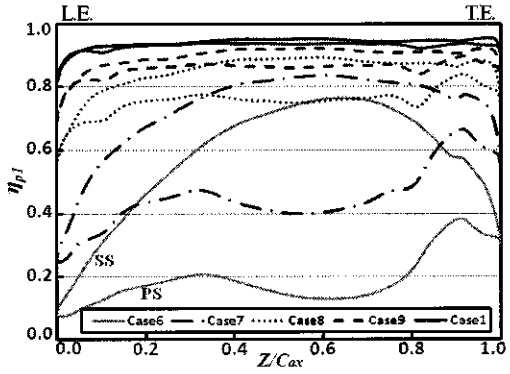
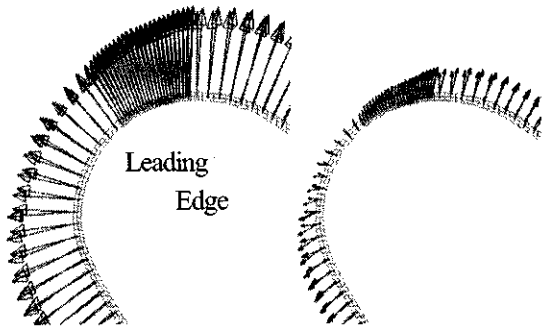



Fig.8 Cooling efficiency distribution on blade surface at MS ($\varepsilon_1$=0.1, $D_{p1}$=0.05mm)




(a)Case1($M$=0.015) (b)Case8($M$=0.006)

Fig.9 Velocity vectors inside PM1 at MS( ⟶ : 0.15m/s)

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

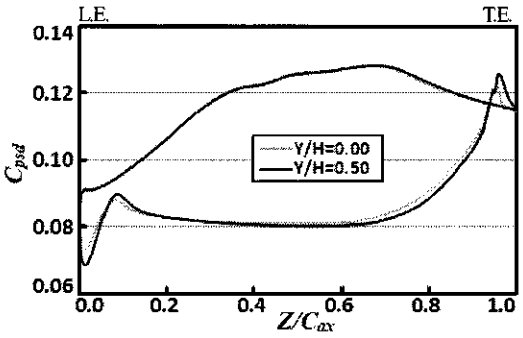



Fig.10 Static pressure difference distribution
($\varepsilon_1$=0.1, $D_{p1}$=0.05mm, $M$=0.015)

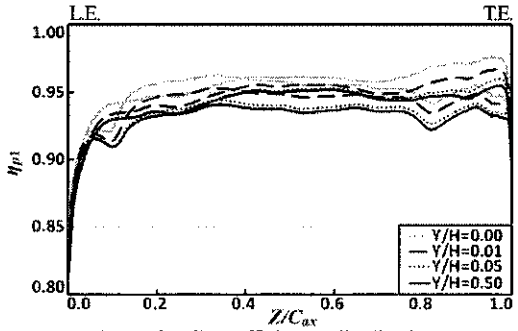



Fig.11 Cooling efficiency distribution on blade surface
($\varepsilon_1$=0.1, $D_{p1}$=0.05mm, $M$=0.015)

### 4-4 スパン方向位置の違いによる影響

MS において最も高い冷却効率を示した Case1 における解析結果に着目し，Endwall を原点とするスパン方向無次元距離 $Y/H$ の違いによる影響について調べる．図 10 および図 11 に翼面静圧差係数 $C_{psd}$ と冷却効率 $\eta_{p1}$ の分布を示す．

図 10 より，スパン方向位置 $Y/H$ の違いによる翼面静圧差係数 $C_{psd}$ 分布への影響は小さく，定性的および定量的にもほぼ一致していることが確認できる．しかし，冷却効率 $\eta_{p1}$ については $Y/H$ により差が表れ，MS 側($Y/H$=0.50)よりも Endwall 側($Y/H$=0.0)においてわずかに $\eta_{p1}$ が高くなっている(図 11)．この原因として二次流れの影響も考えられるが，本解析における翼列上流での Endwall 境界層厚さは薄く，翼列内の二次流れは比較的弱い．したがって，主な原因としては，Endwall 近傍では境界層の存在により，流体の運動エネルギーが MS に比べて低いため，冷却空気の翼面からの噴出し挙動に対する，主流の遮蔽的影響が低下したためと考えられる．

以上により，二次流れが弱い場合はスパン方向位置 $Y/H$ の違いにより翼面上における冷却効率は MS 側より Endwall 側の方が高くなると考えられるが，二次流れの効果については，翼列上流の境界層厚さなどをパラメータとして，二次流れの強さを変化させることにより解明していく予定である．

## 5．結論

本研究により以下の結論を得た．

(1)本解析結果によりトランスピレーション冷却を有するタービン翼列内の流れの挙動を明らかにした．

(2)多孔質材料の空隙率を小さくすることにより，冷却空気圧が上昇し冷却効率を高めることができる．

(3)多孔質材料の平均粒子径を小さくすることにより，冷却空気圧が上昇し冷却効率を高めることができる．

(4)噴出し流量比を増加させることにより，冷却空気圧が上昇し冷却効率を高めることができる．

(5)境界層流体の存在により Midspan より Endwall の方が翼面上の冷却効率は高くなる．

## 参 考 文 献

(1)Dieter E.BOHN, Norbert SUERKEN, 水木新平, 辻田星歩, トランスピレーション冷却を有するタービン翼前縁周りの流れの数値解析(第1報,基本パラメータに対する諸特性), 日本機械学会論文集, 69 巻 686 号(2002), P45-53

(2)伏見雄一, 辻田星歩, トランスピレーション冷却を有するタービン翼列内の流れの数値解析, 日本機械学会, 2009 年度年次大会講演論文集, 2009-9, P17-18

(3)Wang, J. H., Messner, J. and Stetter, H., An Experimental Investigation of Transpiration Cooling Part I : Application of an Infrared Measurement Technique, *International Journal of Rotating Machinery*, 9-3(2003), 153-161 .

(4)Wang, J. H., Messner, J. and Stetter, H., An Experimental Investigation of Transpiration Cooling Part II : Comparison of Cooling Methods and Media, *International Journal of Rotating Machinery*, 9-3(2003), 153-161 .

(5)Leontiev, A. I., Polyakov, A. F., The Thermal State of Porous Wall under Conditions of Transpiration Cooling, *High Temperature*, 44-1(2006), 99-107.

(6)A.Yamamoto, Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascades: Part 2-A Rotor Case, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol.109, (1987), 194-200.

(7)Ergun,S., Fluid Flow through Packed Columns, *Chem-Eng.Prog.*, 48-2 (1952), 89-94.

(8)Dagan,G.,*Flow and Transport in Porous Formations*, (1989), Springer-Verlag.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011,7

【研究報告】 B-6

# 異なる酸素濃度場における旋回流希薄予混合火炎のレーザ画像計測

＊ 藤田　洋平，小宮山　正治，武石　賢一郎，中山　清伸（大阪大学大学院）

# Laser Imaging Diagnostics of Lean Premixed Flame with Swirling Flow in Various Oxygen Concentration

*Yohei FUJITA, Masaharu KOMIYAMA,
Kenichiro TAKEISHI, Kiyonobu NAKAYAMA(OSAKA Univ.)

**ABSTRACT**

In heavy-duty gas turbine engines, one of the promising approaches to reduce $NO_X$ emissions is the adoption of lean premixed combustion. In addition, exhaust gas recirculation (EGR) system in the gas turbine engine is considered. But, characteristics such as burning velocity and reaction zone of lean premixed flame are influenced by reducing oxygen concentration in the gaseous mixture.

In this study, we measured lean premixed flame temperature and OH concentration distributions instantaneously using laser imaging techniques. And from the measurement results, we investigated the characteristics of lean premixed flame. As a result, it is appeared that the width of the flame zone is broadening as the oxygen concentration decreases. And OH-LIF intensity in the reaction zone is decreased with decrease of oxygen concentration. In addition, local extinction of the premixed flame was recognized in high air ratio and low oxygen concentration conditions.

**Key words**: Gas Turbine, Premixed Combustion, Swirling Flow, Rayleigh scattering, OH-LIF

## 1. 緒言

近年，産業用ガスタービンではさらなる高効率化の為，燃焼器の燃焼温度は高温化の傾向にある．しかし，燃焼温度の高温化に伴い，窒素酸化物($NO_X$)排出量は指数関数的に上昇する．$NO_X$は環境汚染物質のため，年々厳しい規制がかけられている．そこで，産業用ガスタービンでは，汚染物質の排出量を抑制するために予混合燃焼が用いられている．予混合燃焼では燃料と空気の混合が不十分なために生じる局所的高温部を減らすことが可能であり，その生成抑制効果が得られる[1][2]．そして，さらなる$NO_X$排出量抑制のため，圧縮機入口に排出ガスを再循環させ，低酸素状態にて希薄予混合燃焼させることで大幅に$NO_X$を低減させることが可能な排ガス再循環燃焼器(EGR)の利用が検討されている[3]．酸化剤中の酸素濃度は火炎帯での反応速度に影響を与えるため燃焼速度や反応帯などの火炎特性に変化を及ぼす．

そして，乱流燃焼場では，流れと化学反応の相互作用が燃焼特性に影響を与えるため，レーザ計測を複合的に組み合わせて，流れとスカラー量(温度，濃度)を同時計測し，分析することが重要である[4][5][6]

そこで，本研究では予混合火炎を対象に，酸素濃度が異なる条件において，火炎温度分布とOH濃度分布をレイリー散乱法とレーザ誘起蛍光法を用いて同時計測を行い，酸化剤の酸素濃度の変化が引き起こす火炎帯内部での火炎温度および反応帯分布の特性に関して考察を行った．

## 2. 実験方法，装置

### 2.1 測定方法

温度測定にはレイリー散乱法を用いて瞬時２次元温度分布計測を行う．圧力と有効散乱断面積が一定の条件では気体の温度はレイリー散乱強度に反比例するので，散乱強度の瞬時２次元像を検出することで，瞬時 2 次元温度分布を求めることができる．メタン-空気予混合火炎の燃焼ガスの有効レイリー散乱断面積が空気と大きく変わらないことが知られているので[7]燃料としてメタンを用いて，予混合火炎を形成し，レーザ計測を実施した[8][9]．空気比λとレイリー散乱面積$\sigma_{Rair}$で規格化し

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

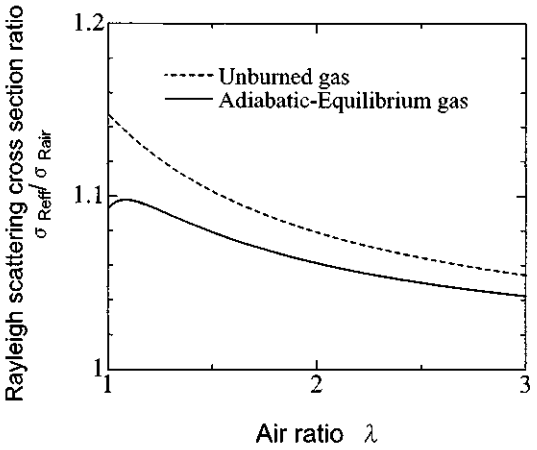



Fig.1 Relationship between air ratio λ and Rayleigh scattering cross section, $\sigma_{Reff}$ normalized by that of air, $\sigma_{air}$ in the CH4-Air flame.

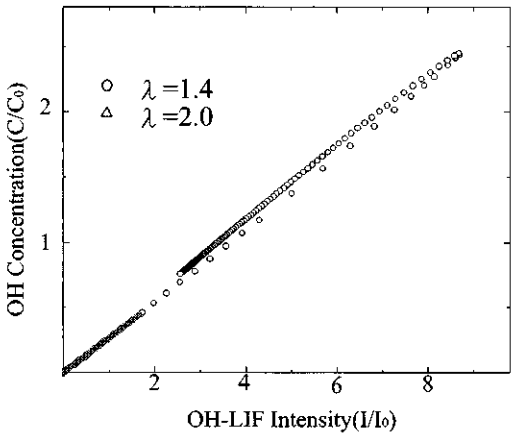



Fig.2 Calculated relationship between OH-LIF Intensity and OH Concentration

た混合ガスのレイリー有効散乱断面積 $\sigma_{Reff}$ 比の関係を図 1 に示す．これは断熱化学平衡計算より求めた．

また，OH 濃度測定にはレーザ誘起蛍光法を用いて瞬時２次元温度分布計測を行う．Nd:YAG レーザ励起の色素レーザと倍波発生装置（SHG）によって，$P_2(7)$,285.43nm に調整されたパルス光を用いて OH を励起させて，測定点からのレーザ誘起蛍光強度を測定した[10]．

レーザ誘起蛍光強度 $I_F$ は次式(1)で表される．

$$I_F = \frac{A_{21}B_{12}U_L h\nu_{21}Vf_B N}{B_{21}U_L + B_{21}U_L + Q_{21} + A_{21}} \qquad (1)$$

ここで $A_{21}$：自然放出に対するアインシュタインの遷移確率，$B_{12}$：誘導吸収に対するアインシュタインの遷移確率，$B_{21}$：誘導放出に対するアインシュタインの遷移確率，$Q_{21}$：衝突失活速度，$U_L$ ：レーザエネルギー密度，h ：プランク定数，V：測定体積，$\nu_{21}$：遷移周波数，N ：OH 分子の数密度，$f_B$ ：レーザ吸収によって励起される回転準位に存在する分子の数密度の割合である．

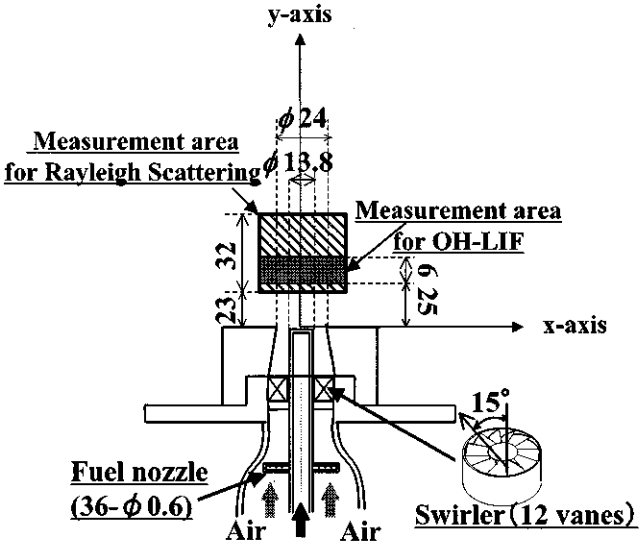



Fig.3 Schematic view of combustor

また，式(1)中の衝突失活速度 $Q_{21}$ は次式(2)で表される．

$$Q_{21} = \sum_i n_i \sigma_i v_i \qquad (2)$$

ここで $\sigma_i$：i 分子よる OH 分子の失活断面積，$n_i$：i 分子の数密度，$v_i$：OH と i 分子の相対速度である．

図 2 に本研究で用いる火炎において，衝突失活速度と OH 相対数密度を考慮に入れ，一次元予混合火炎の汎用コード PREMIX とメタンの化学反応機構に GRI-Mech3.0 を用いた数値計算により，OH 濃度と OHLIF 強度の関係の関係を示す．この図は OH-LIF 強度と OH 濃度は相対値で示している．これより，OH 濃度と OHLIF 強度にほぼ線形性があることが確認できる．

### 2.2 実験装置

本研究で用いた予混合燃焼器の概略図を図 3 に示す．この燃焼器は燃焼器入口，旋回羽根上流部において，半径方向に外径 4 mm の細い管を 60° ピッチで突き出し，突き出した管の先端，中心部，および根元に設けたノズルより燃料を燃焼用空気中に噴射させている．また，出口角度が 15° のスワーラにより流れに旋回を与え，燃焼する前に燃料と空気を急速混合させ，後流部で燃焼させることで，燃焼の均質化を図る．また，火炎の保炎性を向上させるために燃焼器出口にブラフボディを設置している．なお，本実験の座標は燃焼器出口中心から半径方向に x 軸，ノズル軸方向に y 軸を

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

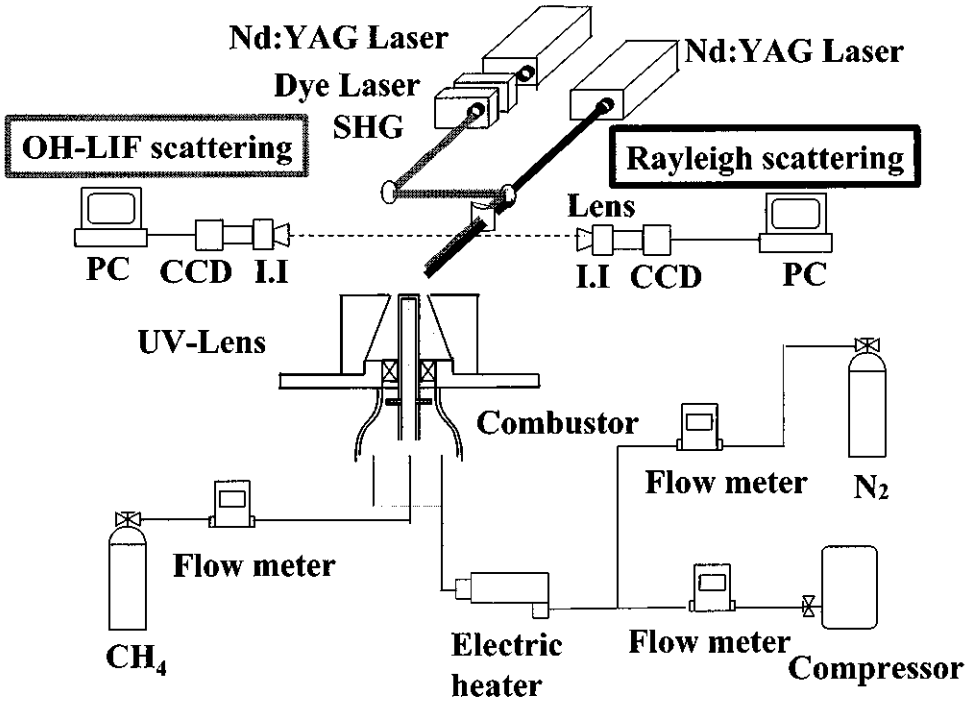



Fig.4 Experimental apparatus for the Rayleigh scattering and the OH-LIF method

Table1 flow condition

| Flame | Fuel | Oxidizer | | | Air ratio |
|---|---|---|---|---|---|
| | $CH_4$ | Air | $N_2$ | O2 Concentration | |
| | Nl/min | Nl/min | Nl/min | % | |
| A1 | 7.0 | 93.0 | 0.0 | 21.0 | 1.4 |
| A2 | 7.0 | 71.7 | 21.2 | 16.2 | |
| B1 | 5.0 | 95.0 | 0.0 | 21.0 | 2.0 |
| B2 | 5.0 | 57.0 | 38.0 | 12.6 | |

とる．本研究の温度分布の計測領域は燃焼器出口からノズル軸方向 y＝23～55mm,OH-LIF 強度分布

次に瞬時2次元温度計測とOH濃度計測を行う実験装置全体の概略図を図 4 に示す．レイリー散乱法による火炎の瞬時 2 次元温度分布測定には Nd:YAG レーザ (Spectra-Physics, PIV-400) の第2高調波 532nm を用いる．一方，OHLIF 測定には Nd:YAG レーザ (Continuum, Powerlite9010) 励起の色素レーザ (Rambda-Physik, Scanmate3)を高調波発生器 (Rambda-Physik, ScanmateUV) によって波長を調節し用いた．レーザから出た光は，焦点距離 700mm のシリンドリカルレンズによって測定領域にシート状にして入射した．誘起蛍光およびレイリー散乱光は入射レーザ光に対して直角方向から，対向させて配置した可視光域レンズおよび紫外線透過カメラレンズでそれぞれ集光する．集光した光強度をレーザと同期させたイメージ・インテン

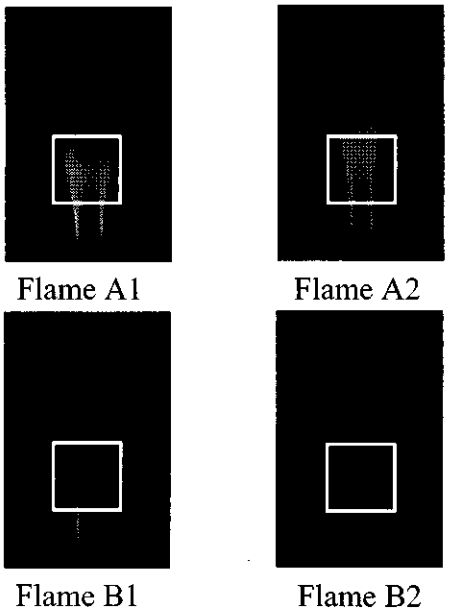
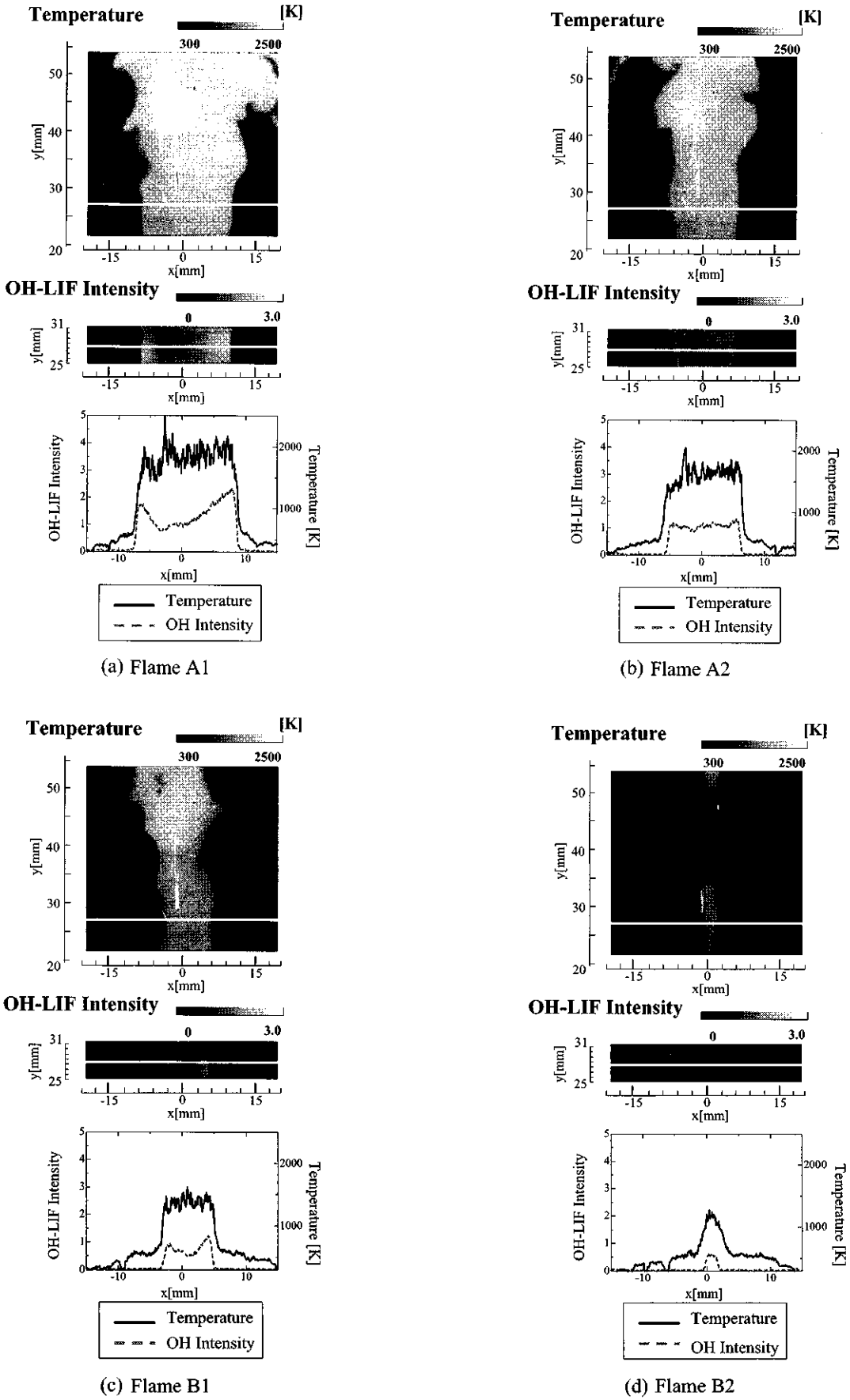



Fig.5 Direct photographs

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




(a) Flame A1

(b) Flame A2

(c) Flame B1

(d) Flame B2

Fig.6 Instantaneous and simultaneous of flame temperature and OH-LIF intensity

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

シファイア（I.I.）(浜松ホトニクス，C4273)で光強度増幅したのち，CCD カメラ(CH250, Photometrics, 512x512pixels)によって2次元的に検知した．また，2 台のデジタルディレイとカウンター回路を用いて，パルスレーザの発振と I.I.のゲート時間とを同期させている．また，酸化剤としての空気はコンプレッサーから水蒸気と塵を取り除いた後，窒素を付加し希釈することで酸化剤の酸素濃度を低下させ，さらに，電気ヒータによって酸化剤の燃焼器出口温度を約 300 度に加熱し燃焼器に導く．空気，窒素およびメタンは，それぞれ流量をマスフローコントローラで調節した．また，本実験での I.I.の露光時間を 1 $\mu$ s に設定した．このときの CCD カメラで検知される LIF 強度およびレイリー散乱光強度に含まれる火炎の化学発光強度は，十分に小さく無視できる程度であることを確認している．

## 3. 測定結果

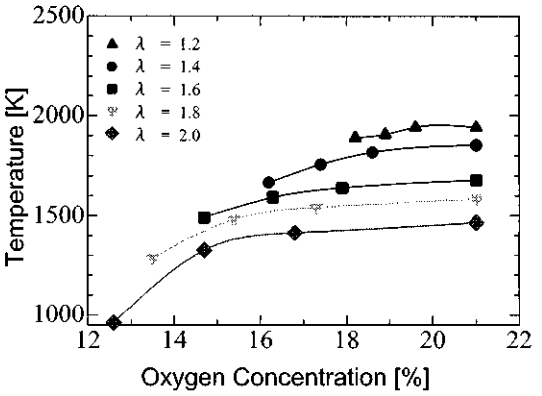
本研究では燃料流量が A の火炎と B の火炎，それぞれで一定の条件の下、酸素濃度の変化による火炎の反応特性を計測した．酸素濃度の希釈には窒素を用いた．Flame A1 は空気比 1.4，Flame B1 は空気比 2.0 であり，Flame A2,Flame B2 は Flame A1, Flame B1 をそれぞれ酸化剤の総流量一定の下で空気を窒素で希釈し，酸素濃度を大気環境条件の空気より低くした条件の火炎である．表 1 に実験で用いた流量条件を示す．図 5 はその火炎の直接写真である．白枠で囲んだ領域が今回の温度分布を測定した領域である．図 6(a)～(d)は計測領域内のそれぞれの条件における瞬時燃焼場の火炎温度分布を上段に，OH 強度分布を中段に，また図中白線で示した y = 28mm における火炎温度，OH 強度の半径方向分布を下段に示す．なお，各座標の OH-LIF 強度はレーザの持つ強度分布を補正するために参照するレーザ強度分布で規格化し，相対的な強度で表している．

図 6(a)～(d)の結果より，火炎の温度分布と火炎の反応帯における OH 強度の分布を計測し，火炎特性を可視化することができた．そして，半径方向分布の結果から，未燃側から既燃側への温度上昇を始めてから OH 強度が上昇し始める様子が確認できる．

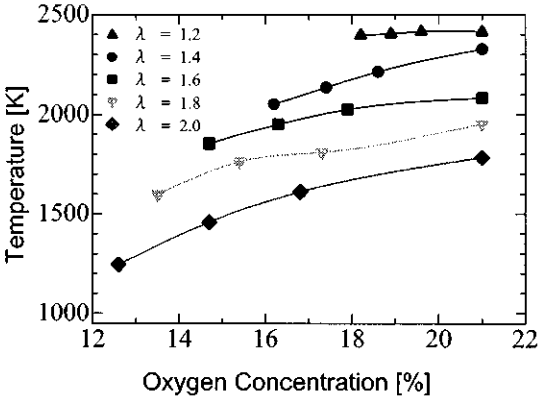
酸素濃度が低下するにつれて反応帯での OH 強度の最大値が低くなり，半径方向の分布が平坦化していることがわかる．これは，酸素濃度の減少が反応帯で生成する OH ラジカルの抑制につながるためと考えられる．それは火炎の燃焼速度が低下し，また燃焼反応が緩やかに行なわれることを意味しており[12]，それにより燃料の反応速度が落ち，より下流方向まで燃焼反応が継続されるため，図３の火炎直接写真で見られるように火炎が長くなったと考えられる．

また，火炎形状について，酸素濃度が低下する場や空気比の大きい条件では細くなっていることがわかる．これは酸素濃度が低下する条件や空気比が大きい場においては火炎の燃焼速度が減少することが原因だと考えられる．本研究では，燃焼器入口の流量を一定としているため未燃ガス流速はほぼ一定と考えられる．そのため，燃焼速度が低下する条件では火炎面が存在する位置は半径方向の燃焼器中心側に移動すると考えられる．

高空気比下の場合には，同じ高さにおいて火炎温度が低下している．また，OH 強度は形状を保ちつつ強度が低下していることが分かる．Flame B2 は y = 28mm の断面においては火炎の最高温度が 1300K 程度となっており，メタンの火炎の燃焼限界火炎温度より低くなっており，局所的な消炎が生じていると考えられるが，下流側では火炎が回




(a) y = 28mm




(b) y = 51mm

Fig.7 Relationships between Oxygen concentration and measured gas Temperature

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

復している．このことにより，下流側で火炎温度が上昇していると考えられる．なお，この現象は他の測定結果でも見られた．

次に酸素濃度が燃焼温度に与える影響について調べるため，同流量条件である瞬時燃焼場の 10 枚の画像を平均し，その x = 0mm，つまり燃焼器中心と y = 28mm と y = 51mm の点を中心とした x 軸方向に 20pixel(1.31mm)×y 軸方向に 50pixel(3.28mm) の領域内での火炎温度平均し算出した温度と酸素濃度の関係を図 7 に示す．流量条件については，空気比(λ)が 1.2 から 2.0 までのそれぞれの空気比における燃料流量を一定とし，酸素濃度を変化させることでその影響を計測した．これより，いずれの空気比の条件でも酸素濃度低下によって燃焼温度の低下が見られた．また，空気比の上昇に伴い，燃焼温度の低下も同様に見られた．この傾向は y=28mm 及び 51mm でも同様であった．また，y=28mm と 51mm での燃焼温度を比較するとどの空気比でも下流側で温度が上昇していることが認められた．

## 4 結言

本研究では，酸化剤に含まれる酸素濃度が異なる希薄予混合火炎を対象に，温度分布・OH-LIF 強度分布同時計測を行い，本測定条件の下で以下の結果を得た．

・温度分布・OH-LIF 同時計測結果から，異なる酸素濃度雰囲気における火炎の温度分布と OH 濃度分布の関係性を明らかにした．そして，酸素濃度が減少するに従って，OH 濃度の最大値が小さくなること，また OH 濃度の半径方向分布の形状が反応帯でピークをもつ分布から平坦な分布へ変化することを示した．

・低酸素濃度の雰囲気下では火炎の燃焼速度が低下し，燃焼が緩慢に進行すると考えられる．その結果，火炎の位置が燃焼器の半径方向中心側に移動すること，火炎長が長くなることが生じる．さらに，燃料ノズル出口から高さが等しい位置での火炎温度分布ではその最高火炎温度がより低くなると考えられる．

・高空気比の条件下においては火炎の出口から同じ高さにおいて火炎温度がさらに低下し，局所的消炎が生じている場合も認められた．局所的な消炎が生じている火炎でもより下流側では温度上昇がみられた．

・火炎が存在する範囲では上流側に比べ，下流側で火炎温度が高くなる傾向があることが認められた．

### 参考文献


1. Lyons, V. J. (1982):"Emission Measurements for a Lean Premixed Propane/Air System at Pressures up to 30 Atmospheres". AIAA Journal 20, pp.660-665.

2. Fric,T.F.(1993):"Fuel_Air Nonuniformity_Effect on Nitric Oxide Emissions". AIAA Journal of Propulsion and Power 9, pp.708-713.

3. Kobayashi, H., Yuta, S., Ichikawa, Y., Ogami, Y., (2009): "Dilution effects of superheated water vapor on turbulent premixed flames at high pressure and high temperature" Procceedings of the Combustion Institute pp.2607-2614

4. Hochgreb, P. S., Barlow, R. S. and Cant, R. S., Experimental measurements of geometric properties of turbulent stratified flames, Proceedings of the Combustion Institute Vol32, Issure2, (2009), pp.1763-1770.

5. Frank, J. H. and Barlow, R. S., Simultaneous rayleigh, raman, and LIF measurements in turbulent premixed methane-air flames, Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, (1998), pp.759-766.

6. Meier, W., Weigand, P., Duan, X. R. and Giezendanner-Thoben, R., Detailed characterization of the dynamics of thermoacoustic pulsations in a lean premixed swirl flame, Combution and Flame 150, (2007), pp2-26.

7. Komiyama, M., Takeishi, K., Okumura, K., and Araki, K. (2009):"Simultaneous Measurement of Fuel Concentration and Temperature Distributions by LIF and Rayleigh Scattering in Lean Premixed Flame". Proc. 7th Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing Paper No.21B-2.

8. A.C. Eckbretha. (1981):"Recent advances in laser diagnostics for temperature and species concentration in combustion". Proc. Comb. Inst.18, pp.1471-1488.

9. Orth, A., Sick, V., Wolfrum, J., Maly, R. R., and Zahn, M. (1994):"Simultaneous 2D single-shot imaging of OH concentrations and temperature fields in an si engine simulator". Proc. Comb. Inst.25, pp.143-150.

10. Garland, N. L. and Crosley, D. R. (1986), "On the Collisional Quenching of Electronically Excited OH, NH and CH in Flames," Twenty-First Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p.1693-1702.

11. H.Becker ,P. B. Monkhouse, J. Wolfrum, R. S. Cant, K. N. C. Bray, R. Maly, W.Pfister, G.Stahl, and J.Warnatz. Proc. CombustInst.23:817-823(1990)


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-7

# プロパン燃料超小型ガスタービン用燃焼器の振動燃焼に関わる諸特性

*安部　裕志（首都大院），桜井　毅司，湯浅　三郎（首都大）

# Characteristics on Oscillatory Combustion of an Annular-type Combustor for a Propane-fueled a Several hundred W-class Micro Gas Turbine

*ABE Hiroshi, SAKURAI Takashi, and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

An annular-type propane-fueled combustor for a several hundreds W-class micro gas turbine was developed. A lean-premixed combustion method was applied to realize low NOx emission, and the volume of combustion chamber is 60cm3 with a space heating ratio of 800MW/(m3・MPa). To evaluate combustion characteristics of the micro combustor at elevated pressure, the combustor exit area was decreased by introducing a turbine stator nozzle, resulting in the occurrence of the oscillatory combustion. The cause was that the Helmholtz oscillation with a low frequency of around 100Hz or less occurred due to the pressure interference between the fuel injector and the combustion chamber. The inner exit diameter of the injector was decreased to increase the fuel supply pressure, which suppressed the Helmholtz oscillation and improved the flame stability.

Key words: Micro combustor, Propane fuel, Lean-premixed combustion, Micro Gas Turbine, Oscillatory combustion, Helmholtz oscillation

## 1．はじめに

災害救助・生活支援を目的としたロボットや電動車椅子等の自立移動型機器の電源は大きく分けて 2 つの要求事項を満たす必要がある。駆動モーターを使用するのに十分な電力を生み出せることと、実用的であるために長時間作動可能であることである。この 2 つの要求を限られたスペースで達成しなければならない。即ち、高出力密度かつ高エネルギー密度の両立が求められている。この要求を満足する動力源としてマイクロガスタービン（MGT）が注目されている。MGT は、一般に広く普及している二次電池や、開発中の燃料電池と比べ、より高出力密度・高エネルギー密度の両立が達成できる次世代動力源として期待されており、研究開発がなされている[1, 2]。著者らは、主に自立移動型機器への搭載を想定した出力数百 W 級 MGT 用超小型燃焼器の開発研究を行っている[3-6]。

超小型燃焼器の実現に向け、燃焼器性能は高燃焼効率・低 NOx 濃度であることはもちろん、燃焼器の小型化に伴い熱損失が増加するので、高負荷燃焼を達成しなければならない[7]。使用燃料にはプロパンを選定した。プロパンはインフラが整備され、可搬性・高密度貯蔵に優れている。しかも、その蒸気圧は常温で 8 気圧と十分高いため、燃料の加圧機器を必要としないメリットがある。燃焼方式には低 NOx 燃焼に有効な希薄予混合燃焼方式を採用した。ただし、逆火の危険性を排除するために、燃焼室内にプロパンと空気を噴射して予混合気を形成する。

これまでの研究によって、超小型燃焼器で形成された管状火炎は火炎長さが非常に短く、高燃焼効率を達成できたことから、燃焼器の高負荷化に適した火炎と考えた[4]。そこで、実機搭載型燃焼器を製作し、大気圧常温条件で実験したところ、良好な燃焼特性を得ることができた。しかし、燃焼器の加圧条件を模擬するために、燃焼器出口にタービンノズルを設置し出口面積を縮小して実験を行った結果、着火と火炎安定性が著しく悪化し、振動燃焼が生じることが明らかになった[6]。

この問題を受け、新たに実機搭載型燃焼器を模擬した改良型燃焼器を製作し、火炎形状の観察と燃焼音の周波数解析、および燃焼室内部の圧力計測を行い、火炎の不安定化をもたらす原因の特定とその対策を行ったので報告する。

## 2．燃焼器および実験方法

### 2.1. 改良型燃焼器

Fig.1 に本実験で用いた改良型燃焼器の概要を示す。燃焼室は直径 55mm、高さ 32mm であり、中心には直径 22.6mm の中心軸を設置した。燃焼室体積は約 60cm$^3$ である。構造はアニュラー形状であり、外壁を石英筒としたので、実機搭載型燃焼器では不可能だった火炎観察が可能となった。

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

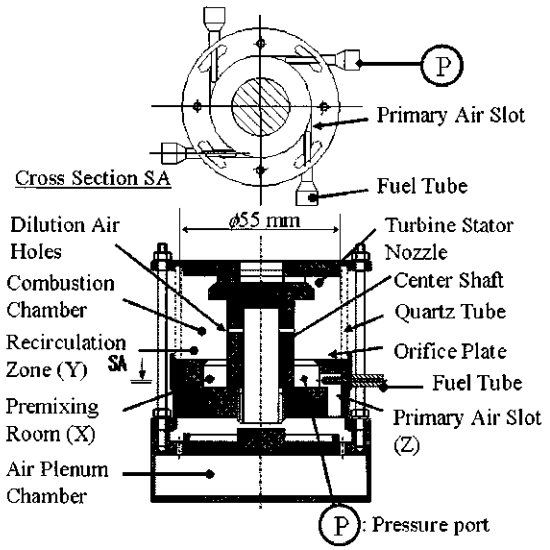



Fig.1　Schematic of the micro combustor

超小型燃焼器の研究開発目標として①燃焼室容積100cm$^3$、②製作の容易さとメンテナンス性を考慮した簡潔な構造、③燃焼負荷率 400MW/(m$^3$·MPa)の高負荷燃焼と完全燃焼、④圧力比 3 での定格運転条件における低排出濃度（CO 目標値 100ppm、NOx 目標値 30ppm）の 4 項目を設定した。定格運転条件は、圧力比 3、空気流量（$m_a$）12g/s、当量比（$\varphi_t$）0.36 である。

燃焼器内部には、軸方向断面積を縮小する絞りを設置した。これは混合の促進を目的として燃焼室に予混合部（Fig.1-X）を設けることと、絞り板下流のステップにおける再循環領域の形成（Fig.1-Y）による保炎効果を意図している。絞り板の大きさを絞り比｛1－（絞り板開口面積／予混合部断面積）｝と定義し、本燃焼器では 0.28 を用いている。プロパンと空気を予混合部において急速に混合するため、燃料インジェクター（円管、出口内径 1.0mm）と空気孔（Fig.1-Z、矩形スリット 3×5mm）を同軸に配置し、噴出流速比を 1.5 程度取るようにした。噴射は燃焼室接線方向に 4 箇所から行い、旋回により燃焼室軸方向に再循環流を形成することで火炎の安定化を図っている。中心軸上部にはタービンノズルが設置でき、MGT 搭載時の加圧条件を模擬した実験が行える。また、中心軸は中空構造で、希釈空気孔（直径 2.0mm×16 個）が絞り板から高さ 10mm の位置に設けられている。着火は燃焼室内部に挿入したスパーク式イグナイタにより行った。

### 2.2.　実験方法

設計点の空気流量は 170℃の予熱時には 4g/s、常温では 6g/s である。これは MGT 搭載時の温度条件と体積流量とが一致するように定めたためである。本燃焼器は単一の空気供給源から流入した空気が、燃焼器下方で予混合部に流入する一次空気と中心軸内部に流入する希釈空気に分配される構造となっている。一次空気のみで算出した当量比を一次当量比（$\varphi_p$）、希釈空気も含めて算出した当量比を全体当量比（$\varphi_t$）と定義している。

燃焼器には圧力変動を調べる目的で、Fig.1 に示した二つの位置で燃焼室内圧力、インジェクター上流圧力を計測した。燃焼音の測定にはマイクロホンを使用し、燃焼器出口から 0.4m 離れた位置に設置した。収得したデータは PC を介し、FFT を用いて周波数解析をした。

## 3．実験結果および考察

### 3.1.　タービンノズル付き燃焼器の火炎安定性

実機搭載型燃焼器で発生した振動燃焼は、タービンノズル設置による燃焼器出口面積の縮小が原因と考えられた[6]。そこで、改良型燃焼器では始めにタービンノズルの有無による火炎安定性への影響を調べた。Fig.2 に火炎安定限界を示す。なお、MGT 搭載時の温度条件を模擬するために、供給する空気を予熱器により 170℃に予熱して供給している。タービンノズル無し（Fig.2-a）の条件では、当量比の高い範囲では絞り板下流のステップに生じる再循環領域により保炎される絞り部下流火炎が形成された。当量比を下げていくと全体当量比 0.5 付近より予混合部に管状火炎が形成された。この火炎形状の変化は実機搭載型燃焼器でも確認されている[5]。吹き消え限界は空気流量の増加に伴い当量比が高くなっている。空気流量 1.5g/s、全体当量比 0.4 付近で振動燃焼を発生する領域があるものの、設計点を含む広い範囲において安定した火炎が形成されている。一方、タービンノズル有り（Fig.2-b）の場合は、タービンノズル無しの条件に比べ吹き消え限界の当量比が高くなっている。ほとんどの実験条件において燃焼音に変動を含む振動燃焼が観察され、安定した火炎が形成されなくなった。これはタービンノズルを付けた実機搭載型で確認された傾向と同様である。空気流量 2.0g/s 付近までは、数百 Hz 以下の低周波数主体の燃焼音を発し、管状火炎が絞り部付近で上下に変動する様子が観察された。この変動時には、吹き消え限界よりも高い当量比において突発的に吹き

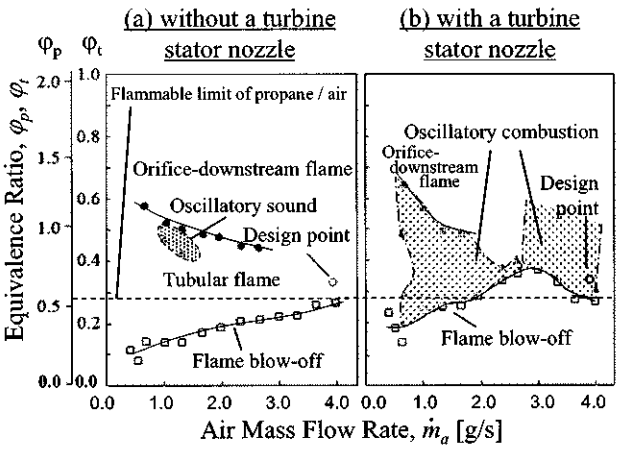



Fig.2　Flame stability limits of the combustor with dilution air using d1.0-injector: temperature 170℃ (a: without a turbine stator nozzle, b: with a nozzle)

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

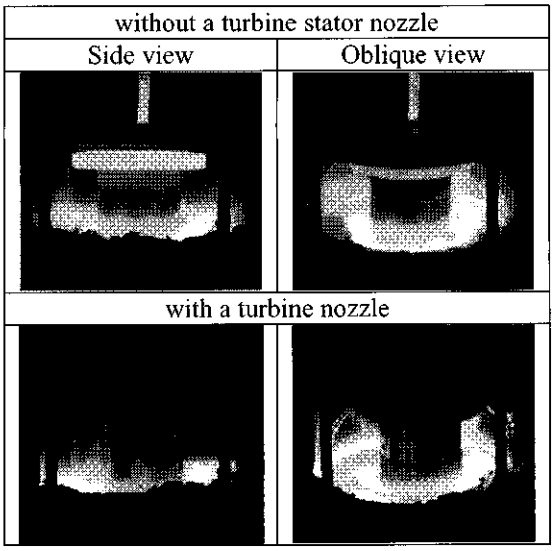



Fig.3 Typical flame appearances of the combustor with dilution air without and with a turbine stator nozzle: $m_a$=4.0g/s, $\varphi_f$=0.32

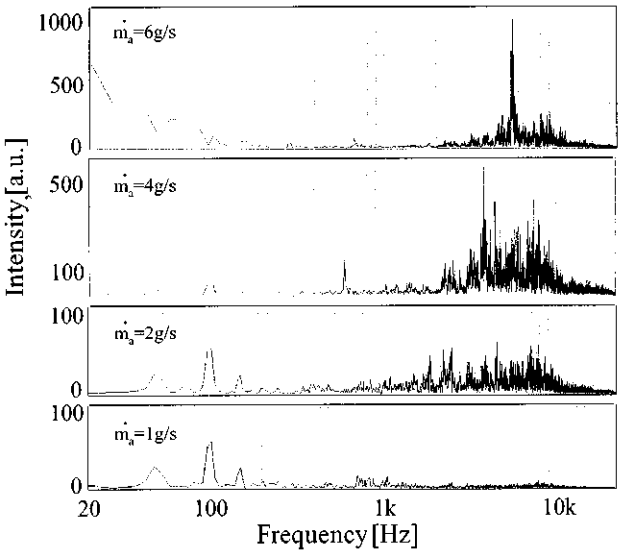



Fig.4 FFT spectra of the combustion sound of the combustor with dilution air using d1.0-injector: $\varphi_p$ =0.8

消えが生じることもあった。空気流量 2.5g/s 付近では振動燃焼の発生領域が狭くなるものの、空気流量の増加に伴い、再び領域が拡大し、高周波数の燃焼音を発するようになった。

Fig.3 にタービンノズルの有無ごとに、側面および斜めから撮影した代表的な火炎を示す。タービンノズル無しでは管状火炎が安定して形成されていることが確認できる。火炎は希釈空気孔付近まで伸びて形成されているため、希釈空気の干渉を受けていると考えられる。タービンノズル有りでは、火炎が予混合部に保炎されているものの振動燃焼を生じているため、火炎は厚みがかっているように見える。

ここまでの結果で示した振動燃焼の発生は常温条件においても同様に発生した。よって、予熱の有無は振動燃焼に影響していないと考え、以降の実験は全て常温下で行った。

Fig.4 に一次当量比 0.8 と一定にし、空気流量を変化させたときの FFT 解析結果を示す。空気流量 1g/s、2g/s の条件では 50Hz、100Hz、150Hz のピークを持っていることが確認できる。空気流量の増加に伴い 1kHz 以上の高い周波数帯に強い振動強度を有するスペクトル群が発生した。このように空気流量の増加に応じて発生周波数が高くなる結果は、火炎安定限界で確認された燃焼音の傾向と一致している。空気流量 6g/s においては、5.4kHz に強い周波数ピークを持つと共に 100Hz 以下の周波数においても連続的な強い振動を生じている。

これまでに得られたデータから、燃焼器で発生した振動燃焼を音響学的共鳴振動とヘルムホルツ型振動の二つの観点から、振動燃焼発生の原因を考察する。

i) 音響学的共鳴振動

燃焼室を半径 55mm、長さを 38mm の容器と見立て、全体当量比 0.36 における断熱火炎温度 1400K（燃焼器内の気体温度は一様と仮定）と仮定し、燃焼室内圧力 115kPa から算出した燃焼室内の音速 720m/s を用いて音響学的固有振動数を算出した。その結果、最も単純な振動モードでも固有振動数は約 9500Hz となり、計測した振動周波数とは大きく外れている。

ii) ヘルムホルツ型振動

ヘルムホルツ型振動とは容器と接続する小管の間で発生する容器内気体の固有振動である。そこで燃焼室を容積 55cm$^3$ の容器と見立て、(1) 燃料インジェクター、(2) 空気孔、(3) 希釈空気孔、(4) 予混合部の 4 つを小管として考えた場合のヘルムホルツ型振動の固有振動数を算出した。計算結果を Table 1 に示す。

Table 1 Natural frequencies of the Helmholtz oscillation due to the combustor system instability

| Combustor element | Helmholtz frequency |
|---|---|
| Fuel injector | 63Hz |
| Primary air slot | 670Hz |
| Dilution air hole | 889Hz |
| Premixing room | 3350Hz |

計算の結果、ヘルムホルツ型振動が燃料インジェクターと燃焼器で発生したと仮定した場合の固有振動数は 63Hz となった。これは Fig.4 に示した周波数スペクトルの 100Hz 以下の低い周波数ピークの値と近いことがわかる。

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

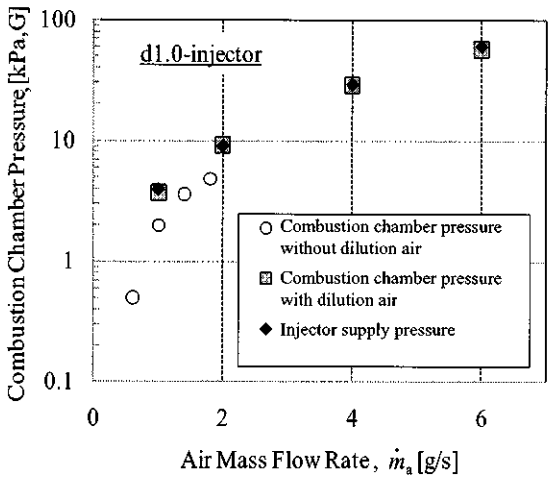



Fig.5 Pressures in the combustion chamber at the upstream of the injector for the combustor with dilution air using d1.0-injector: $\varphi_p$=0.8

Fig.5 にタービンノズル設置時に計測した燃焼室内圧力とインジェクター供給圧力の変化を示す。空気流量の増加に伴い、燃焼室内の圧力が増加していることが確認できる。インジェクター供給圧力に着目すると、燃焼室内部の圧力とほとんど同じ値を示している。このことから、インジェクターの供給圧力は燃焼室内の圧力変動に影響されやすい状態であることがわかる。

燃焼音の周波数解析、および燃焼室内圧力の計測結果より、タービンノズル設置時に発生した振動燃焼の発生のプロセスを推測すると、ノズルによる燃焼器出口面積縮小により燃焼室内部の圧力が上昇し、インジェクターの供給圧と出口圧の差圧が小さくなった。その結果、燃焼室とインジェクターの間で生じるヘルムホルツ型振動の影響が強くなり、燃料流量が大きく変動することで火炎の不安定化を引き起こしたと考えられる。

### 3.2. 燃料噴射管に起因する振動燃焼の抑制

インジェクターで発生するヘルムホルツ型振動を抑えるには、燃焼室で生じた圧力変動の影響を燃料流量が受けにくくなればよい。すなわち、インジェクター供給圧と出口圧の差圧を大きくとり、燃焼室での圧力変動が燃料流量に及ぼす影響を小さくすればよいため、インジェクターの出口内径を従来の 1.0mm から 0.4mm、0.2mm と縮小した 2 種類を用意した。これらの区別をするためにそれぞれ d1.0、d0.4、d0.2 インジェクターと呼ぶこととする。

Fig.6 に d0.4、d0.2 インジェクターを用いた希釈空気無しの火炎安定限界を示す。d0.4 インジェクター（Fig.6-a）使用時は、一次当量比 0.9 付近まで絞り部下流火炎が形成された。そこから当量比を下げていくと管状火炎が形成され、吹き消えはプロパン/空気の可燃下限界以下で生じた。d0.2 インジェクター（Fig.6-b）では、希薄当量比範囲で実験した全ての空気流量条件において管状火炎の形成のみが確認された。d0.4、d0.2 に共通する特徴として吹き消えがプロパン/空気の可燃下限界以下で生じていることが挙げられる。これは両インジェクターの噴出速度に比べ予混合部容積が狭いため、燃料/空気の混合がうまくいかず、予混合部に局所的に燃料過濃な領域が存在していることを示唆している。

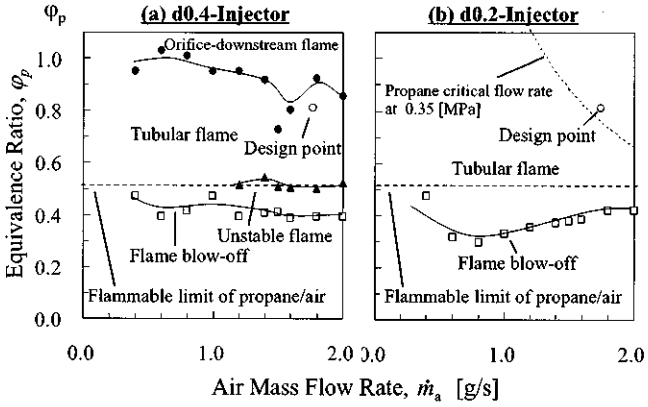



Fig.6 Flame stability limits of the combustor without dilution air using (a): d0.4-injector, (b): d0.2-injector

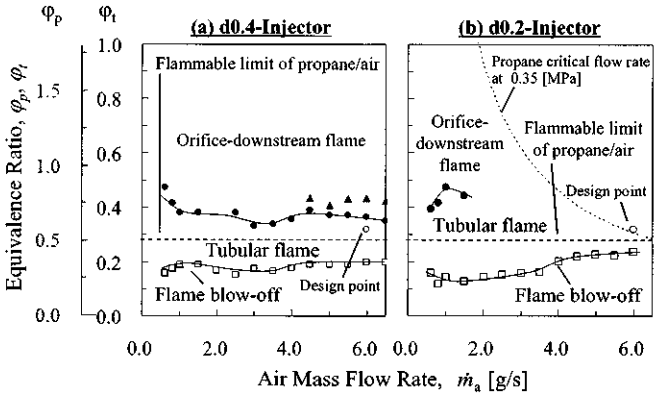
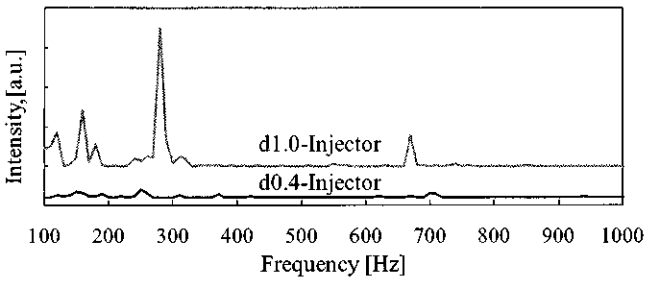



Fig.7 Flame stability limits of the combustor with the dilution air using (a) d0.4-injector, (b) d0.2-injector

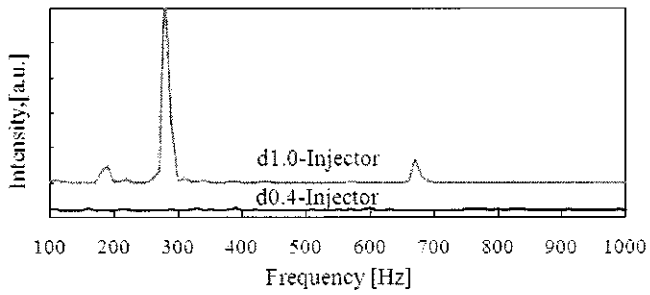
希釈空気導入時の火炎安定限界を Fig.7 に示す。d1.0mm で広範囲に発生していた火炎の安定性に影響を及ぼす振動燃焼は、インジェクターを変更したことで発生を抑制することに成功した。両インジェクター共に設計点を含む広い範囲で安定した火炎の形成を確認できた。インジェクターの供給圧を計測したところ、d1.0 よりも d0.4、d0.2 インジェクターの方が高い値を示していたことから、燃焼室内圧とインジェクター供給圧の差圧を大きくした結果、Fig.2-b のように振動燃焼を発生せず安定な火炎形成ができた。

計測した圧力のデータを FFT により周波数解析を行い、燃焼室内の圧力変動の周波数スペクトルを調べた。d1.0、d0.4 インジェクターで計測した代表的なデータを Fig.8 に示す。広範囲で振動燃焼が発生していた d1.0 インジェクターの場合、燃焼

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




(a) Combustion chamber pressure




(b) Injector supply pressure

Fig.8 FFT spectrums of the pressures measured at (a) the combustion chamber and (b) the upstream of the injector of the combustor with the dilution air: $\dot{m}_a$ =6 g/s, $\varphi_p$ =0.8

室内圧力とインジェクター供給圧力のスペクトルに約 150、270Hz、680Hz の共通した周波数のピークがあるのが確認できる。つまり、d1.0 インジェクターは燃焼室との間で同じ周波数の圧力振動が生じ強い相関を有しているのがわかる。一方、振動燃焼を起こさなかった d0.4 インジェクターでは、際だった周波数ピークが発生していないことから、燃焼室との間で圧力の相関は見られなかった。

この結果、火炎の安定性を悪化させた振動燃焼の発生は、燃焼室内で生じた圧力変動の影響をインジェクターが受け、燃料供給量が変動することで発生するヘルムホルツ型振動が原因であったと明らかになった。

## 4．まとめ

MGT 用超小型燃焼器のタービンノズルを導入した場合に発生した振動燃焼の原因特定と、出口内径を小さくし燃焼室内圧との差圧を高めたインジェクターの振動燃焼抑制への効果を調べた。以下に得られた知見をまとめる。

- 振動燃焼発生時の燃焼音を FFT 解析したところ、空気流量の低い範囲では 150Hz 以下の低周波成分を主体とし、空気流量の増加によって高周波成分が顕著となった。
- 150Hz 以下の低い周波数成分を持つ燃焼音の振動は、燃焼室とインジェクターの間で生じるヘルムホルツ型振動の影響により、燃料流量が大きく変動することが原因であった。
- インジェクター出口内径を 0.4mm、0.2mm に変更しインジェクター供給圧力と燃焼室内圧力の差圧を高くすることで振動燃焼が抑制され、安定した火炎形成を達成した。

## 参考文献

(1) 磯村浩介「パワーMEMS の現状」，ターボ機械，Vol.32，No.2（2004），pp.65-72.
(2) 田中秀治「MEMS 技術に基づくガスタービン発電」，表面技術，Vol.55，No.3 (2004), pp.172-178.
(3) 皆川和大，湯浅三郎，桜井毅司，村山元英，磯村浩介「超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の基礎燃焼特性」，第 34 回ガスタービン学会定期講演会(2006), pp.221-225.
(4) 桜井毅司，湯浅三郎，芳賀誠，村山元英「出力数百 W 級超小型ガスタービン用アニュラー型プロパン燃焼器の燃焼特性」，日本ガスタービン学会誌，Vol.38, No.6（2010），pp.443-450.
(5) 芳賀誠，湯浅三郎，桜井毅司，村山元英，「プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型実機燃焼器の燃焼特性」，第 36 回ガスタービン学会定期講演会(2008), pp.221-225.
(6) 芳賀誠，湯浅三郎，桜井毅司，「プロパンを燃料とする超小型ガスタービン用アニュラー型実機燃焼器の着火特性」，第 37 回ガスタービン学会定期講演会(2009), pp.111-114.
(7) 湯浅三郎，下鳥翔子，本田拓，桜井毅司，十河桜子「UMGT 用極超小型燃焼器内での高負荷燃焼に対する一考察」，日本燃焼学会誌，第 51 巻，156 号 (2009)，pp.142-148

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-8

# 低 NOx 燃焼器の研究

*柏原　宏行（川崎重工業）

# A Study of Low NOx Combustor

*Hiroyuki Kashihara (Kawasaki Heavy Industries, LTD.)

**ABSTRACT**

A new concept combustor for Dry Low Emission has been studied. It is the combination of strong swirl main burner and no-swirl pilot burner. In addition, A new structure of the supplemental fuel burner has been studied. These techniques improved pre-mixture in comparison with the conventional burner. Using this concept, a prototype model of the 7MW class Gas turbine combustor was produced. This combustor was tested with the rig test and the engine test. As a result, NOx has been reduced to single digit ppm levels.

**Key words**: Gas turbine, Combustor, DLE

## 1．はじめに

ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいては、熱効率の向上がのぞまれておりタービン入口温度の高温化が求められている。一方、NOx などの排出基準はますます厳しくなってきており、さらなる低 NOx 燃焼器の開発が求められている。当社では、1990 年代中頃に水や蒸気を噴射することなく NOx を低減出来る DLE (Dry Low Emission) 燃焼システムを開発し、NOx 25ppm ($O_2$=15%) 保証のエンジンを量産化し、さらに最近 NOx 15ppm ($O_2$=15%) を達成する M7A-03 タイプの発売を開始した(1)。しかし今後のさらなる低 NOx への要求にこたえるため、天然ガス焚きでの DLE 燃焼器の研究を行ったので報告する。

## 2．燃焼器

### 2.1　DLE 燃焼器のコンセプト

DLE 燃焼器の研究開発においては、希薄予混合燃焼方式が広く採用されている。そこで本研究においても希薄予混合燃焼方式を採用し、さらなる予混合の促進と保炎安定化のため、従来の旋回形パイロット保炎機構をもたない新たなコンセプトを持った燃焼器を試作し試験を実施した。なお研究に当たっては、当社のマルチ缶タイプの中型ガスタービンへの適用を想定し行った。

従来の燃焼器では、Fig.1 に示されるように拡散燃料ノズルを先端に備えたパイロットバーナ、その同心円状に軸流のスワーラとそのスワーラ下流には予混合用燃料ノズルを配置し、それらをメインバーナ１と呼んでいる。さらにその同心円状の外側には、ラジアルスワーラと予混合燃料ノズルを備えたメインバーナ２がある。また燃焼器の下流側面には、複数個の追い焚きバーナが設置されている。今回は、これらの構造を大きく見直し、バーナ部の中心部にはスワーラ構造を持たない予混合パイロットバーナと、それらの同心円状外側にはラジアルスワーラと予混合燃料ノズルから構成されるメインバーナと構成を単純化し、さらに追い焚きバーナに関しても、従来品から大きく見直し、より予混合が促進される形状とした。それらを順次紹介していく。

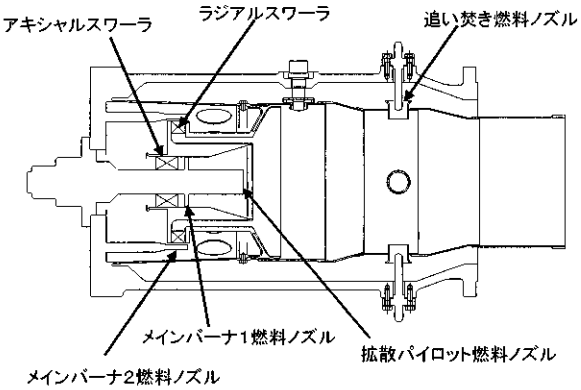



Fig.1　従来型燃焼器

本燃焼器で採用された DLE のための手法は、希薄予混合燃焼である。本手法は、燃料と空気を予め混合することにより、燃焼ガス温度を約 1600℃以下に抑制し、NOx の発生を少なくしようとするものである。しかし、従来の予混合機構では、バーナ出口部において十分な予混合がなされておら

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

ず、常圧、常温条件におけるレーザ誘起蛍光法を用いた燃料濃度の瞬時計測では、燃料濃度の濃淡があることが報告されている[2]。そのため従来の燃焼器におけるバーナ部出口では、空間的、時間的な燃料濃度変動に伴い火炎温度の高温部分が存在し、サーマル NOx が発生する。そのため最近の燃焼器設計では、従来にまして予混合距離をとるなど予混合の促進を図る工夫が多々見られる。

本研究でもこの点に留意し、予混合が促進される機構を考案した。Fig.2 はそれぞれ、スワーラの旋回が弱い場合と強い場合のメインバーナからの流れをコールド状態で解析した結果である。旋回が弱い場合には、バーナ部から燃焼器ライナ内に噴射された予混合気は、徐々に広がりながら流速を落としていくのに対して、旋回が強い場合は、バーナ出口から予混合気は急速に燃焼器ライナ内壁までひろがり、また流速も急速に低下しているのがわかる。この急速な速度・方向の変化が大きな乱れを発生させ、予混合を促進する。この十分に予混合された後の予混合気を燃焼させれば、NOx を大幅に減少させることが可能となる。その為には火炎をバーナ出口部よりリフトさせ保炎する必要がある。

一方この予混合を促進させる急拡大を発生させるためには、旋回強度の強いスワーラを採用する必要がある。しかし燃焼器ライナ内での強い旋回流は、バーナの中心部分に向かった強い再循環領域を発生させ、燃焼後の高温ガスをバーナ出口まで引き戻し、バーナ部から供給される未燃の予混合気の着火源となり、バーナ近傍において強い保炎機構をつくる。このため安定燃焼の点からは、この強い再循環流は有意義であるが、低 NOx を狙った燃焼をさせるために火炎をバーナ部からリフトさせ保持するにあたっては問題となる。

そこで本研究ではこの高温ガスの再循環流をバーナ出口近傍に近づけないために、Fig.3 に示すコンセプト図のように、バーナ部の中央に設置する

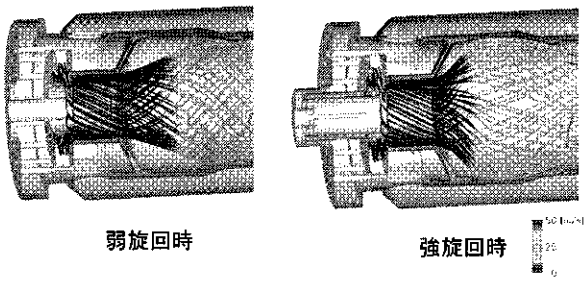



Fig.2　バーナ近傍の空気流動解析結果

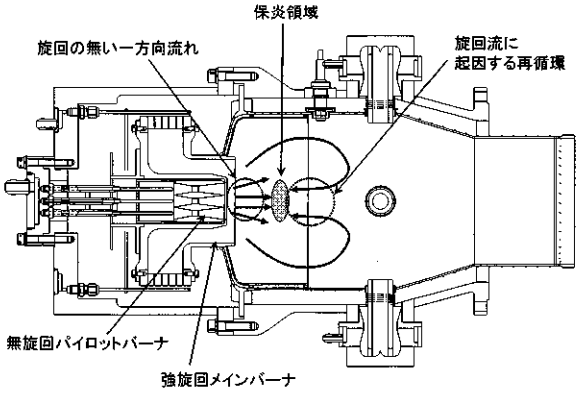



Fig.3 試作燃焼器と内部流動のコンセプト

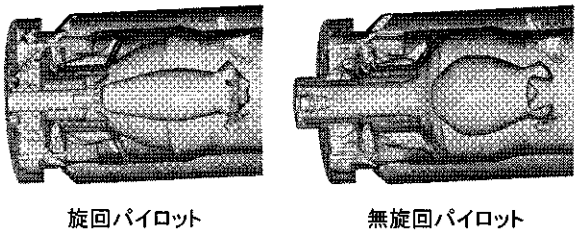



Fig.4　軸方向速度 0 等値面解析結果

パイロットバーナから、旋回成分を持たない流れ場をつくるように予混合気を噴出させ、再循環流をバーナ部出口まで還ってくるのを押し留めることを試みた。Fig.4 は従来型のパイロットバーナに旋回成分の持たせたものと今回のコンセプトに基づき旋回成分を持たせなかった燃焼器について、コールドでの流れ解析を行い燃焼器軸方向の速度 0 等値面を表したものである。旋回成分をもったパイロットでは、パイロット先端部に再循環流が戻ってきて接触しているが、旋回成分を持たないパイロットでは、再循環流がパイロットバーナ部の下流で止まっているのがわかる。

これらのコンセプトを取り込んで新たに試作した燃焼器を Fig.5 に示す。本燃焼器では先にのべたように、スワーラによる旋回を従来より強くすることで予混合の促進を図ると同時に、乱流度を大きくすることにより乱流燃焼速度を上昇させ、希薄な状況においても保炎性が向上するように考慮している。ただし、乱流が強くなりすぎると火炎伸長の影響により失火にいたる場合もあるため、ラジアルスワーラの旋回角の選定には、燃料の予混合状態、火炎伝播速度が適切になるように調整する必要がある。本研究では旋回角を様々に変えた試験を実施しスワーラの形状を決定した。

メインバーナ用の燃料供給スポークの数については、従来の 16 本から 32 本に倍増させることに

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

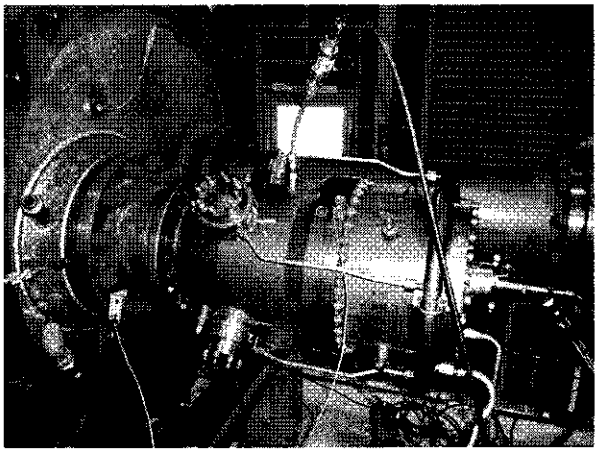


Fig.5　試作燃焼器

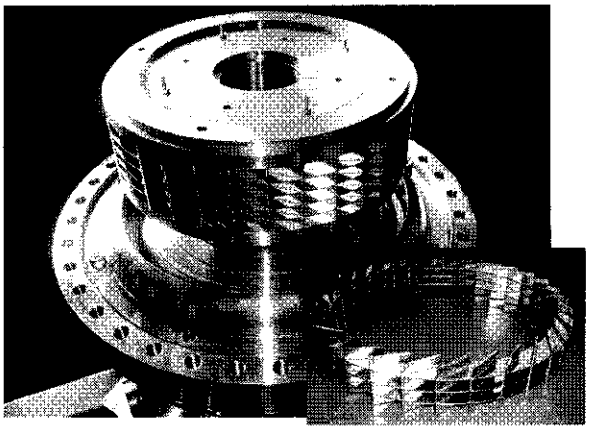


Fig.6　スワーラ部

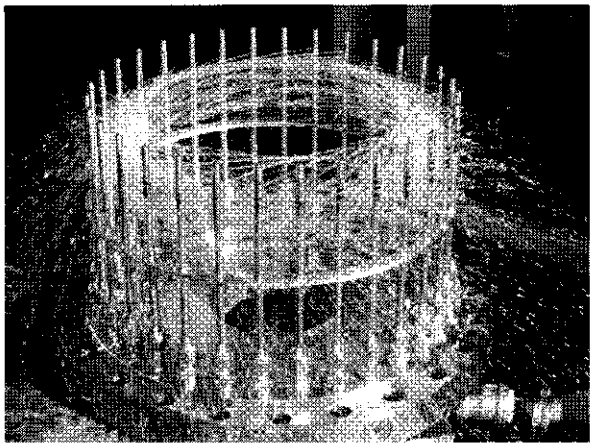


Fig.7　メイン燃料ノズルでの水噴射試験

より、燃料噴出ノズル孔のマルチポイント化をめざした。それに伴いスワーラの旋回羽根は、燃料供給スポークと同じ数の 32 枚とした。またスワーラの旋回角度をきつくしたことから、従来のスワーラと同じ径で同じ開口面積を得ようとした場合、スワーラの燃焼器軸方向長さ（以下スワーラ高さ）を長くする必要が生じるが、ただ単にスワーラ高さを高くするだけでは、スワーラ入口に流入する空気の偏りが懸念されたため、スワーラ高さ方向にも仕切羽根を持たしている。このスワーラ高さ方向に配置された仕切羽根は、板厚 1mm で 9mm 間隔に設置される。本研究では、スワーラ旋回角の変化が燃焼器の開口比に与える変化をなるべく抑えるため、スワーラ旋回角をきつくした場合には、スワーラ高さを変化させ、スワーラ部での開口面積がなるべく変わらないように配慮した。その結果スワーラの軸方向には、旋回角度により、3 段から 6 段まで仕切羽根で分割されたスワーラ部品を試作し使用した。また 32 本のメイン燃料スポークには、このスワーラの段数に応じた燃料ノズル孔が設けられており、旋回羽根と仕切羽根で仕切られた升目毎に、燃料ノズルが 1 つ対応する形になっている。Fig.6 にスワーラの構造を示す。また Fig.7 は燃料ノズルに水を供給し噴射させた状況を示す。

### 2.2　パイロットバーナ形状

パイロットバーナは、本燃焼器の重要なパーツの一つであり、従来の軸流スワーラつき拡散バーナに変えて、無旋回の予混合パイロットを採用した。研究初期の段階では、Fig.8 に示されるようなメタルニットや多孔板等も試されたが、何れも耐逆火性に問題あり、現在は複数もしくは単一のベンチュリーバーナタイプのパイロットバーナを採用している。Fig.9 にマルチベンチュリパイロットバーナを示す。パイロットバーナは、起動時と拡散運転モード時に高負荷で使用されるが、これらの運転モード時には、燃料がオーバリッチであるため、バーナ近傍の火炎温度は比較的低く保たれる。また DLE 運転モード時は、希薄予混合状態で動作さ

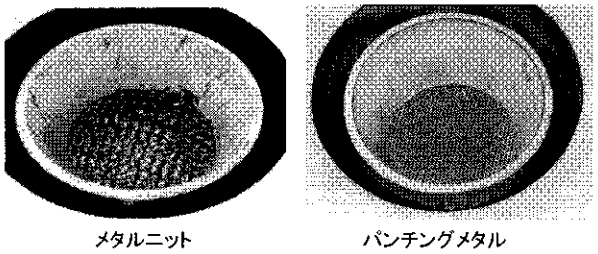



Fig.8　予混合パイロット（初期供試品）

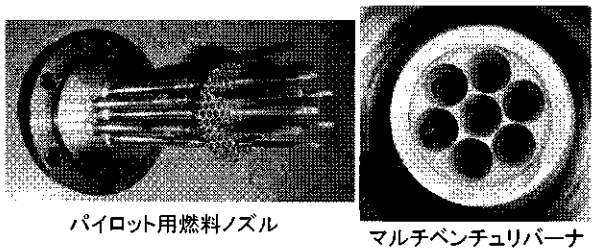



Fig.9　予混合パイロットバーナ

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

せ、パイロットバーナ出口ならびに近傍においては、予混合気流速を燃焼速度より速くなるように設計し、その後メインバーナからの再循環流と衝突する部分で流速が低下することにより、バーナ出口から離れたリフト火炎を形成させるようにした。また、パイロットバーナ部での予混合気濃度を調整する事によっても、火炎の安定位置が調整される。

### 2.3 ライナ

希薄予混合方式を用いた燃焼器ライナの冷却構造については、インピンジ冷却方式と比較し冷却効率は劣るが、なるべく多くの空気を燃焼用空気として使用できる対流冷却方式の採用が有利であり、また希薄予混合燃焼による火炎温度の低下がそれを可能としている。ただし本燃焼器においてはメインバーナの旋回力を強めたことで乱流度が増すとともに、バーナから噴き出した予混合気が壁面近傍で燃焼し燃焼器ライナ内壁面にはりつくことから、燃焼器ライナへの入熱量の増加が懸念された。そのため本燃焼では、ライナヘッド側から燃焼器ライナへの入熱の多い部分のみを2重壁構造を持ったインピンジ冷却方式とし、燃焼器ライナ下流側の入熱量の低い部分については1重壁構造の対流冷却方式を採用した。Fig.10 に燃焼器ライナの写真を示す。なお対流冷却部のライナ外壁部には、伝熱促進用に乱流発生用リブを取り付けている。

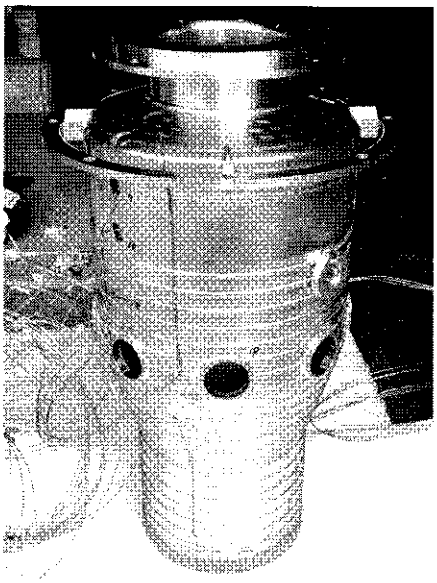


Fig.10　燃焼器ライナ

### 2.4 追い焚きバーナ

当社の追い焚きバーナシステムは、ステージング燃焼を行う為のシステムで、NOx の増加を招かずに、燃焼器の負荷を変えるための重要な手法となっている。ただし従来形の追い焚きバーナでは、追い焚きバーナでの投入燃料量が所望の投入量に至る前に、NOx が急増してしまう問題を抱えていた。そこで追い焚きバーナにおける空気と燃料の混合状態を解析したところ、燃料投入量が少ない条件では、追い焚き燃料ノズルの下流で発生するウェイク部において燃料と空気が混合されるが、燃料投入量が増加する定格条件付近では、追い焚きバーナを通過する空気に対して直交して噴射される燃料の貫通力が弱く、そのため燃料が燃料ノズル下流にそのまま流されてしまい、十分に予混合がなされていないことがわかった。Fig.11 の左側に、従来型追い焚きバーナ形状と右側に定格条件での混合解析の結果を示す。そこで本研究においては、燃料噴射差圧を従来と同じに保ちながら、予混合状態を大きく改善させるための追い焚きバーナ形状を新たに考案した。Fig.12 の左側にその構造を示す。まず追い焚きバーナ部に流入する空気流量がなるべく均一に流れるように、一旦空気を燃焼器の半径方向外側に曲げ、さらに空気通路に絞りを設けた。この絞り部の外側には、燃料を噴射するノズルを周上に配置し、追い焚きバーナ用燃焼空気に燃料を噴射し、さらにその下流通路では、流路の拡大部を設置した後、180 度の折り返し部を設け燃焼器内に予混合気が噴射される構造とした。Fig.12 の右は本構造における定格条件での燃

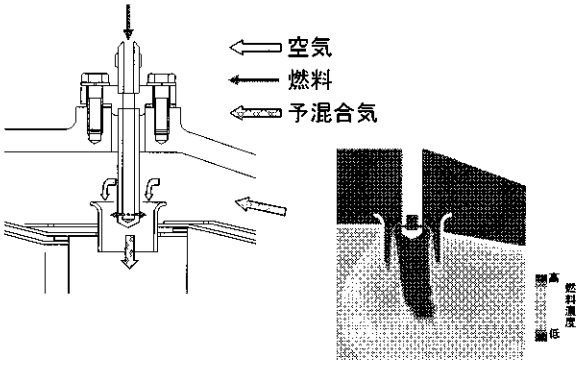



Fig. 11　従来型追焚ノズルでの混合解析果

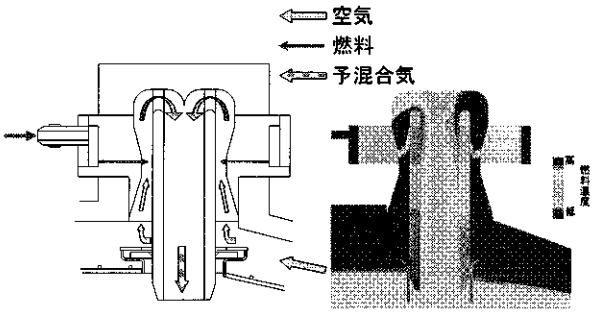



Fig. 12　改良型追焚ノズルでの混合解析結果

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

料と空気の混合状況を解析した結果である。この結果から、本追い焚きバーナ形状では、従来の追い焚きバーナ形状の物と比較し、予混合状態が格段に改善されているのが確認できる。

## 3．中圧リグ試験

本燃焼器を用いて、中圧リグ試験を実施した。燃焼器の入口空気温度を実エンジン定格条件での温度とあわせ、圧力は約 0.2MPaG で試験を実施した。Fig.13 に試験設備を示す。コンプレッサからの空気は、電気ヒータにより所定の温度まで昇温させた後、プレナムチャンバを介して供試燃焼器に導かれる。燃料は都市ガス（13A）を使用し、燃料流量は予混合パイロット、メイン、追い焚きの各バーナごとに調整され燃焼器に導かれる。燃焼器出口においては、排ガス温度計測ならびに排ガス分析計を用いた NOx、CO、THC、O2、CO2 の各成分濃度を計測し、燃焼挙動は燃焼器下流に配置した窓を介して観察を行った。

Fig.14 にリグ試験のおける排ガス特性を示す。左側縦軸は NOx（残存酸素濃度 15%換算）値であり、右側縦軸は CO（残存酸素濃度 15%換算）である。横軸は、燃焼器出口温度からエンジンにおける負荷率に換算したものである。

リグ試験結果から、エンジン定格点である負荷率 100%において、NOx が 2ppm 以下（残存酸素濃度 15%換算）であることが確認できた。Fig.15 にリグ試験において負荷率100%時の燃焼器内の写真を示す。ガス温度計測用の熱電対ならびに排ガスサンプリング用のプローブが写りこんでいるが、燃焼器中心部分には、目立った輝炎や強い発光を伴ったブルーフレームも観測されず、緩慢な燃焼が行われているのが観察された。

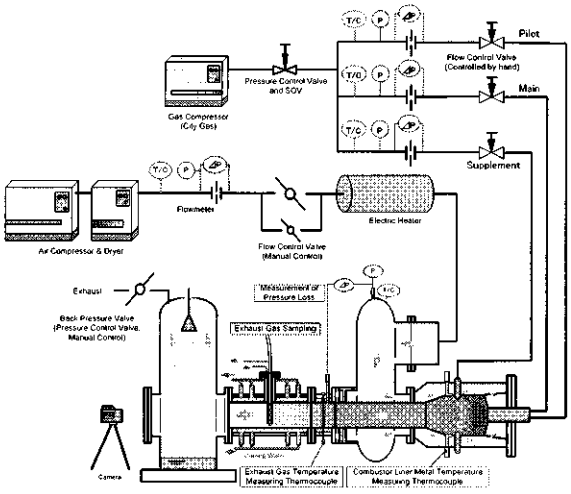



Fig. 13　リグ試験設備

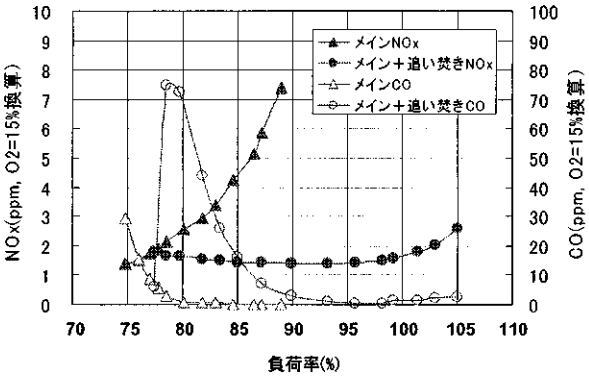



Fig. 14　リグ試験における排ガス特性

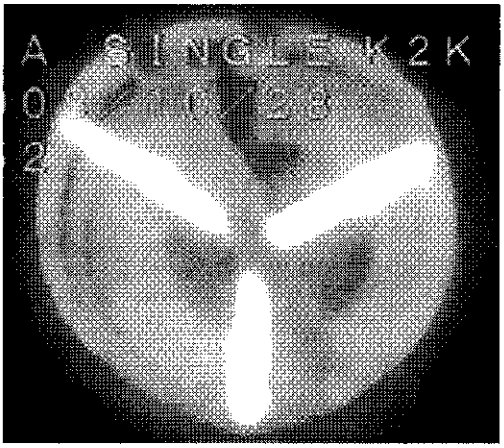


Fig. 15　燃焼器内観察画像

## 4．実条件試験

本燃焼器を用いて、エンジンにおける実条件試験を実施した。試験では当社 M7A 型エンジンを使用した。供試燃焼器の評価にあたっては、排ガスのサンプリング、並びに温度計測を行った。また燃焼器ライナにも熱電対を装着し、壁温の計測も行った。エンジンを用いた実条件試験において得られた排ガス特性を Fig.16 に示す。左側縦軸は NOx（残存酸素濃度 15%換算）値で、右側縦軸は CO（残存酸素濃度 15%換算）である。横軸は、エンジンの定格出力に対する割合で、100%が定格負荷を表す。試験では、NOx 値を約 6ppm（残存酸素濃度 15%換算）を維持したまま定格出力まで燃料投入量を増加させ、エンジン負荷率が約 103%の点において、パイロットバーナ、メインバーナならびに追い焚きバーナの各燃料流量を操作し、NOx 値の下限を調査した。その結果、定格負荷において NOx：4.7ppm（残存酸素濃度 15%換算）の値がえられた。この状態で、追い焚きバーナへの燃料投入にまだ余裕があったことから、メインバーナをさらに希薄化して行き、さらに下限を調べたところ、CO の排出が次第に増加し、NOx が 2.8ppm で吹き消えた。

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

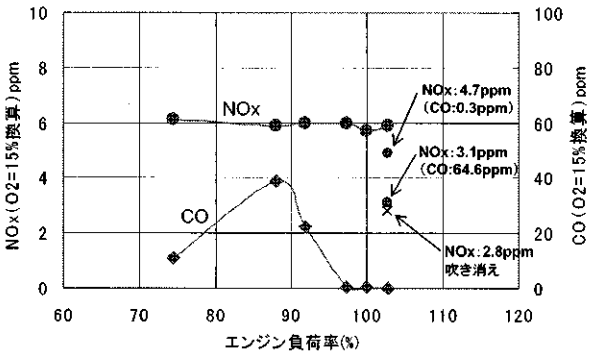



Fig. 16　実条件試験における排ガス特性

なお、燃焼器ライナ壁温も十分に許容される温度以下であることが確認された。

## 5．まとめ

強旋回流のメインバーナと、旋回成分を持たないパイロットバーナを組み合わせたコンセプトと、追い焚きバーナにおける予混合状態を改善させる形状を考案し、実際に燃焼器を試作して中圧リグ試験ならびに実条件試験を実施した。試験では、実条件でNOx値が4.7ppm(残存酸素濃度15%換算)において安定燃焼することが確認された。今後は、部分負荷でのCO排出量低減に向けた改良が必要である。

## 参 考 文 献

(1) 松本匡史 他5名：M7A-03ガスタービンDLE燃焼器の開発，第37回ガスタービン定期講演会論文集，(2009-10)

(2) 柏原宏行 他4名：日本ガスタービン学会誌，Vol. 39, No. 2 (2011) pp. 112-118.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011．7.

【研究報告】 B-9

# タービン翼内部冷却流路内における熱伝達率に関する研究（実験および CFD）

*千田嶺太（岩手大院），船崎健一（岩手大工），餝 雅英（KHI）

# Studies on Heat Transfer Characteristics of Internal Cooling Channels of Air-Cooled Turbine Blade (Experiment and CFD)

*Ryota CHIDA (Iwate Univ.), Ken-ichi FUNAZAKI (Iwate Univ.), Masahide KAZARI (KHI)

**ABSTRACT**

This study deals with the experimental and numerical investigations on heat transfer characteristics in internal cooling passages of an air-cooled turbine blade for gas turbines. One-passage and two-passage return-flow models with repeating ribs are employed. A transient measurement technique using thermochromic liquid crystal is used to determine the heat transfer coefficient on the rib-roughened surface. An attempt to take streamwise temperature decrease of the main flow into account is made in this study, using measured temperature data of the main flow. Numerical simulation using ANSYS CFX is also executed to enhance the understanding of the flow field that directly affects the heat transfer characteristics inside the cooling passage..

**Keywords**: Heat Transfer Measurement, Cooling Channel, Numerical Simulation, Transient Method

## 1. 緒 言

航空エンジンや産業用ガスタービンには，高効率化・高比出力化が要求され，これらの実現手段としてタービン入口温度（Turbine Inlet Temperature, 以下 TIT）の上昇によるサイクル効率向上の取り組みが長年にわたり実施されている．TIT の上昇は，熱負荷の増大や熱疲労等による材料強度の損失を引き起こすため，翼の寿命・信頼性を低下させる要因となる．そのため，TIT を上昇させるためには，材料技術・冷却技術の技術進歩が必要不可欠である．

タービン翼の耐熱材料や表面コーティングの技術の進歩は大いに待たれるところであるが，今日の 1700℃を超えんとする超高温 TIT の実現は，タービン翼の冷却機構の発展に負うところが大きい．しかしタービン翼の冷却には，コンプレッサーから迂回させた冷却空気を用いられており，これらの冷却空気は最終的には主流に放出・混合されるため，エントロピーの増加を誘発し，結果としてタービン効率のつながる．そのため，効率的に冷却を行う設計が必要となる．

タービン翼の効果的な冷却手法の一つに，冷却空気を翼内部のサーペンタイン流路に通すことで翼を内部から冷却する，内部対流冷却がある．翼内部の限られた空間内で冷却流路内は複雑な形状を有し，熱伝達向上を目的とした突起列(リブ)等の乱流促進体が設けられる．しかしこれは同時に熱伝達の分布・圧力損失を引き起こす要因となるため，効率的な翼の冷却設計には平均的な熱伝達特性だけでなく，局所的な熱伝達分布を把握するための詳細な計測が必要となる．過去には，枚挙の暇のないほど数多くの実験的研究がリブ付き内部流路での伝熱特性,圧力損失特性を明らかにするために行われている(たとえば[1]-[3])．しかし，大半の研究は矩形断面形状の流路を対象としており，実際のタービン翼（動翼）内で複雑に断面形状が変化する流路を扱ったものは少ない．このような流れ場の場合，CFD の活用が大いに期待されるところであるが，熱伝達特性の予測は実は容易ではない[4]．今後流路内の流れ場，伝熱解析や冷却設計への CFD の応用もさらに進むことが期待される中，CFD の予測精度検証のためにも，冷却特性の改善のためにも高精度で局所情報にも注意を払った詳細伝熱実験は不可欠である．

本研究では，実際のタービン翼内部流路への適用を最終目標として，感温液晶を用いた過渡応答法により，突起列を伴う矩形流路断面直線流路（１流路モデル及び２流路リターンフローモデル）を対象とした実験及び数値シミュレーションを実施した．この研究で特に重視した点は，過渡応答法で必然的に発生する主流温度の流れ方向への変化を適切に評価するための指針を得ることである．

## 2. 実験方法

### 2.1 実験装置

実験装置の外観を図１に示す．装置全体は，送風機，流量調整，層流流量計，ヒーター，三方切替バルブ，抵抗調整弁及び供試部で構成される．図の左側のホースに送風機から空気が流入し，層流流量計で流量を計測し所定の流量に調整する．流量計は中心部に温度計を挿入し，その温度から密度を算出している．その後ヒーターで主流を温度安定まで加熱する．可変抵抗器によってヒーターへの入力電圧を調整することで主流温度を調整する．三方切替バルブを空気圧アクチュエータで切り替えによって，所定の温度に設定された主流を供試部に流入させる．このバルブの切替で流量が変動しないように，あら

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

かじめ調整バルブで供試体側と同程度の抵抗になるように設定しておく．

## 2.2 供試体

本研究では，図2に示す直線形状の 1 流路モデル，2流路リターンフローモデルを計測対象としている．どちらも流路は一辺が50mmの正方形断面で，左右の内壁に乱流促進体として 60 度の斜めリブを左右インラインとなるように設置している（板厚は 10mm）．リブ高さ $e$ は水力等価直径（$D_h$）の6.3%である．リブの間隔 $P$ は $P/e$ =10 及び 20 の 2 条件について調査を実施した．材料はすべてアクリル製である．なお，突起は両面テープで流路内面側に接着している．また供試体内部壁面に，壁面，感温液晶，黒色塗料の順でスプレーガンとコンプレッサーによる吹付塗布を行っている．今回使用した液晶は，日本カプセルプロダクツ製で，発色域は 22～24℃（仕様）である．

観測範囲での流れ方向への主流温度の変化を計測するため，供試体の流路中央部に熱電対 6 本を設置した．また，圧力損失を計測するための静圧孔も設けた．

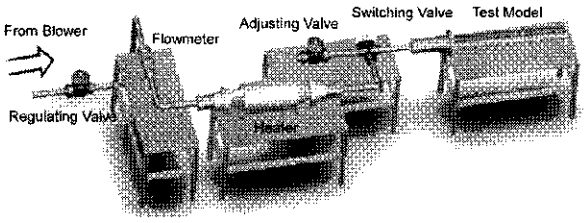



Figure1 Test Apparatus

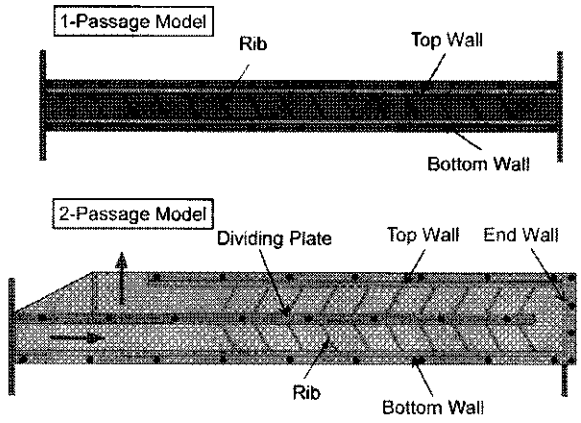



Figure 2 Test Model
(top: 1-Passage Model / bottom: 2-Passage Model)

## 2.3 計測方法

計測の詳細については既報[1]とほぼ同じであるので，既報との違いに留意しながら概要の説明を行うに留める．

本研究では，感温液晶を用いた過渡応答法を用いて熱伝達率を算出している．これは供試体内壁に塗布した感温液晶の発色の時間変化を用いて計測対象表面での熱伝達率を算出する手法で，特殊な装置などを必要とせず，計測面形状の制約も少なく，計測時間が比較的短時間ですむことなどが利点としてあげられる．

### 2.3.1 過渡応答法

初期状態において半無限物体及びそれに接する主流が一様温度 $T_i$ にある状態から，主流の温度のみがステップ上に $T_g$ まで上昇した場合，半無限体の表面温度 $T_w$ は 1 次元非定常熱伝導方程式に従って変化すると考えてよく，その解としての次式で与えることができる．

$$\frac{T_w(t)-T_i}{T_g-T_i}=1-\exp(\beta(t))\,\mathrm{erfc}(\sqrt{\beta(t)}),\quad \beta(t)=\frac{h^2 t}{\rho c\lambda} \quad (1)$$

ここで，$h$ ：熱伝達率，$\rho$ ：密度，$c$ ：比熱，$\lambda$ ：熱伝導率．実際の主流温度の上昇は階段状にはならないため，デュアメルの定理により，区分的な温度上昇の連続として温度上昇を近似する．それにより次式を得る．

$$T_w(t)-T_i = \sum_{j=1}^{N} 1-\exp(\beta(t-\tau_j))\,\mathrm{erfc}(\sqrt{\beta(t-\tau_j)})\,(T_{g,j}-T_{g,j-1}) \quad (2)$$

供試体の各種物性値，主流及び表面の温度情報が計測されると，それらのデータから残された未知数である熱伝達率 $h$ が推定されることになる．

## 2.4 撮影環境

液晶呈色の観察には3CCDデジタルビデオカメラ(SONY HDR-FX1000) と用い，また撮影時の光源として 4 基のハロゲンランプ（東芝ライテック株式会社 JDR110V60W/K5F）を用いた．計測面上の呈色分布情報は30[Frame/sec]で録画され，時間情報 Frame 単位で記録される．この撮影時間情報から計測開始時間からの経過時間を算出，計算に使用する．ただし計測面上に照明光の反射が見られる場合，その部分の呈色分布計測が不可能となるため，反射を抑えた照明方法が必要となる．今回の計測では，供試体と同じ高さに左右設置した 2 基のハロゲンランプは照明の中心線を計測面からずらすことで反射を低減している．ただしこれだと計測面中心部の光量が不足するため，トレーシングペーパーで光路を遮り照射光を散乱させた 2 基のハロゲンランプで光量の不足部分を補っている．

## 2.5 液晶較正試験

液晶の呈色を定量化する際に，RGB の色情報から温度との相関のよい hue 値を用いることとする．較正作業では，供試体と較正試験装置の違いだけで，それ以外はほとんどすべての使用機器，機器配置位置等は本試験のそれと同じである．図3に較正試験で得た較正試験装置上の液晶呈色状況とそれを hue 値に変換した結果を示す．これらの較正試験から図4の温度—hue 値の相関を得た．

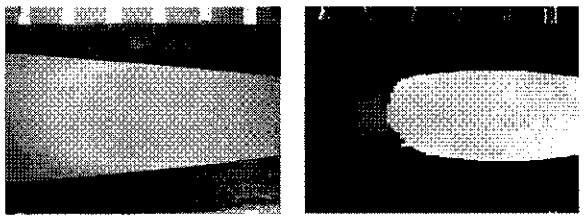


Figure 3 Calibration Test
(left : color image / right : hue image)

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

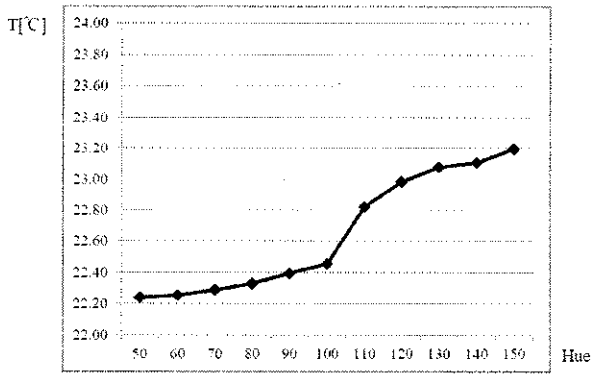



Figure 4 Temperature-hue correlation

## 3. 数値解析

### 3.1 数値解析の目的

本研究は，CFD での予測精度検証を行うための高精度熱伝達率取得を主たる目的としているが，実験の健全性や流れ場の理解のためにはCFDを平行して実施することが重要である．また，後段でも議論することになるが，過渡応答法は吸熱現象を利用していることから，計測の高精度化の手法として，熱移動を1次元で扱うことの問題点は解決する必要があり，主流温度の変化の影響も含めて将来的には流れ—熱伝導（3 次元非定常熱伝導）の連成解析が必要なる．そのための取り組みにつながる大規模CFDにも取り組んだ．

### 3.2 解析手法

定常流れ解析には，汎用コード ANSYS CFX Ver. 12 を用いた．解析条件，乱流モデル等の概要を表1に示す．解析条件は，基本的には実験条件に準じたものを使用している．計算格子は全て構造格子で，Gridgen で作成している．図5には，2 流路モデルでの計算格子全体と突起まわりの格子点の配置状況を示す．

得られた結果から，熱伝達率を次式で評価している．

$$h(x,y)=\frac{\dot{q}(x,y)}{T_g(x)-T_w}, \qquad (3)$$

ここで，$\dot{q}(x,y)$：局所熱流束，$T_g(x)$：主流バルク温度，$T_w$：壁面温度（一定）．局所熱流束は，壁面近傍での壁面温度と主流温度の温度勾配をもとに算出している．また，主流バルク温度，主流方向に垂直な断面を，供試体全長をLとして0.1L 間隔でとり，そこでの流量重み付け平均温度をバルク温度とし，それを実験と同様に流れ方向距離の関数として曲線近似して定義している．2 流路モデルでは，第一流路，第二流路それぞれで近似式を出している．

Table 1 Outline of Computational Conditions

| | 1-Passage Model | 2-Passage Model |
|---|---|---|
| Turbulence Model | RNG k－ε / SST | |
| Grid System | Structured Grid | |
| Inlet B.C. | Uniform Velocity, Temperature | |
| Outlet B.C. | Static Pressure = 0 | |
| Wall B.C. | Non-slip, Iso-temperature | |
| Grid Number | 7.5 million | 13 million |

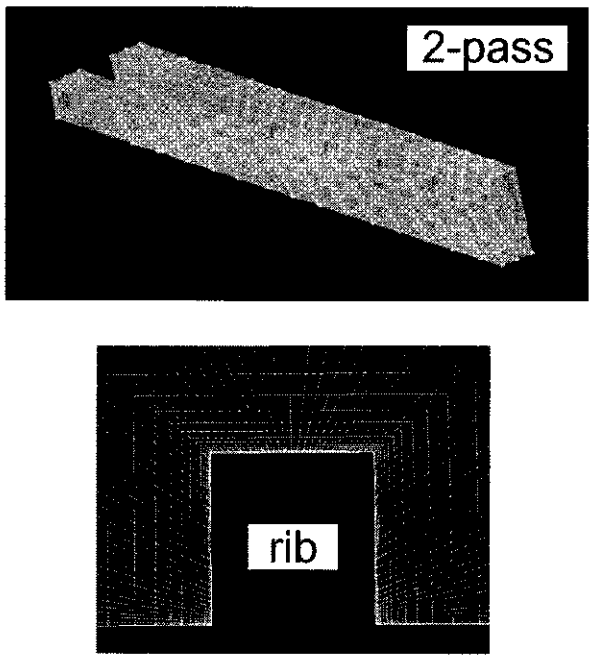



Figure 5 Grid system for 2-passage model (top) and grid configuration near the rib (bottom)

## 4. 結果

### 4.1 主流温度計測

主流温度の計測は，熱伝達率算出において壁面温度と同様に非常に重要である．本研究では，主流に計測範囲をカバーするよう6本の熱電対を挿入し，主流温度の時間変化をそれぞれ計測する．主流温度上昇の一例を図6に示す．このグラフからわかるように，主流温度は測定位置によって異なっている．入口から遠い位置の温度ほど温度が低下しており，これは供試体壁面の吸熱が原因である．正確な壁面熱伝達率の算出には，壁面温度とその位置での主流温度を正しく把握することが重要である．そのため本研究では，得られた複数の温度上昇曲線を流れ方向に補間することで，任意の時刻，流れ方向位置の主流温度を推定している．

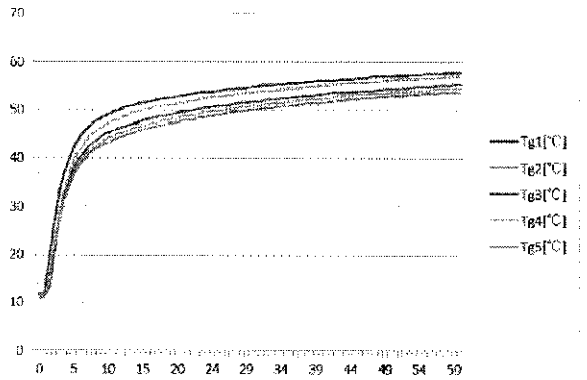



Figure 6 Temperature-rise curves at 5 different locations

### 4.2 熱伝達率計測および数値解析

1 流路モデルは 2 流路モデルに包含されるものとみなして，以下では2流路モデルに限定して述べる．試験で調査したレイノルズ数 $Re_D$ は 20000，25000 及び 30000

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

である．ここで，

$$Re_D = \frac{D_h U_m}{\nu} \tag{4}$$

ここで，$U_m$ ：平均流速．

図7には $P/e = 10$ の2流路モデルについて，二種類のレイノルズ数で計測した熱伝達率分布を示す．照明の照り返しの影響で計測できていない箇所もあるが，ほぼ突起付き流路表面や 180° 曲り部での熱伝達特性が捕捉できている．いくつかの特徴を挙げると，

① 突起列下流部に，仕切り板近傍を除いてほぼ突起に平行に高熱伝達領域が発生している．

② 2流路の熱伝達が全体として 1 流路目よりも低く，特に仕切り板側の熱伝達が低くなっている．

③ レイノルズ数の増加による熱伝達率上昇が確認できる．

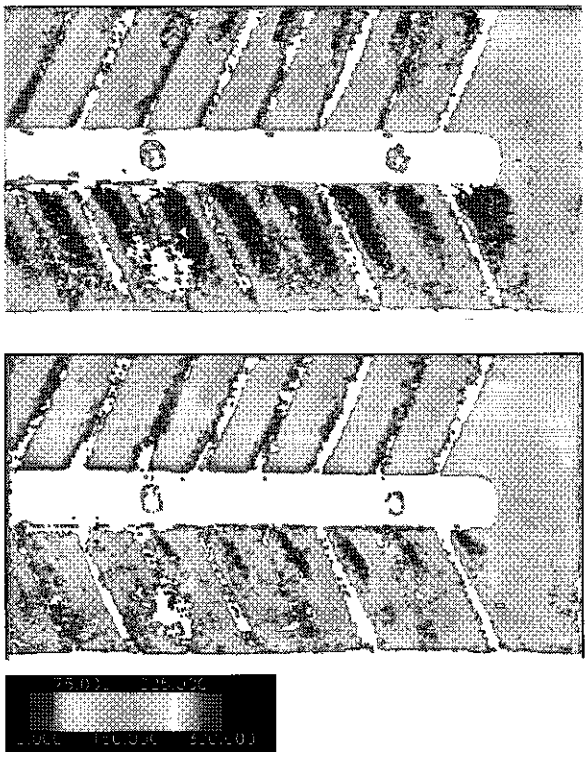


Figure 7 Heat transfer distributions measured for 2-passage model with P/e=10 $Re_D$ =30000 (top) $Re_D$ =20000 (bottom)

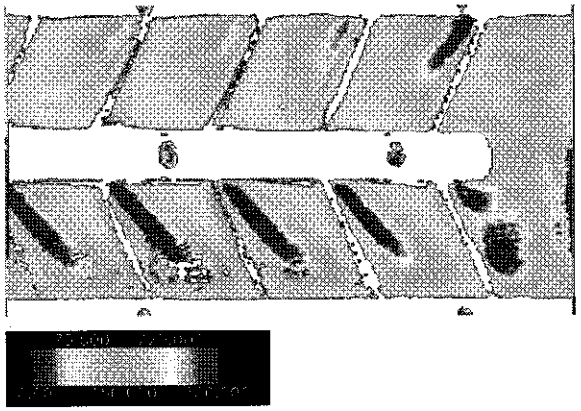


Figure 8 Heat transfer distributions measured for 2-passage model with P/e=20, $Re_D$ =30000

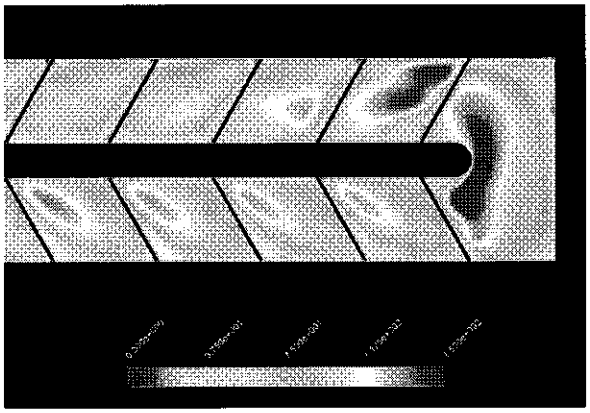


Figure 9 RNG k-e Based Calculation of heat transfer distributions for 2-passage model with P/e=20, $Re_D$ =30000

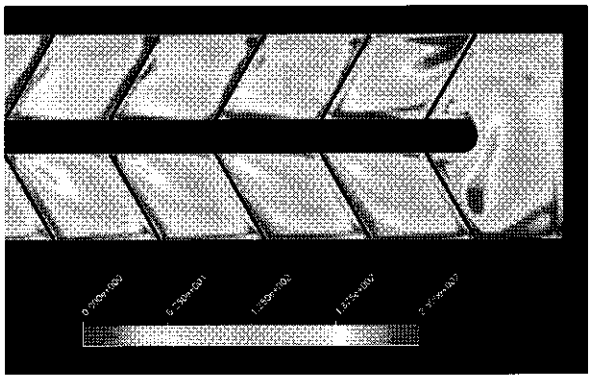


Figure 10 SST-based calculation of heat transfer distributions for 2-passage model with P/e=20, $Re_D$ =30000

図8には $P/e$ =20 の2流路モデルにおける熱伝達率分布（$Re_D$ =30000）の計測結果を示す．1流路目の突起列下流の高熱伝達領域は，突起と若干の角度を有して発生していることがわかる．また，突起列前面部に低熱伝達領域が発生するとともに，仕切り板側に剥離に起因すると思われる熱伝達率の空白域も確認できる．2流路部で全体に熱伝達率が低下する傾向は $P/e$ =10 のモデルと同様である．図9及び10に，CFD で得られた熱伝達率分布を示す．それぞれ，RNG k-ε モデル，SST モデルを用いた場合の結果である．CFD は全般的な熱伝達率分布の特徴を捉えているといえるが，定量的，定性的に差異もいくつか確認できる．また，乱流モデル間の差が大きいことも特筆すべきであろう．乱流モデルの影響については，SST が剥離線近傍での低速領域とそれに伴う低熱伝達や（相対的な）高熱伝達領域の発生を予測している．その点で局所的な特徴としては SST モデルの方がより正確に流れ場を捕捉しているとも言えるが，熱伝達率分布全体を見た場合には，定性的に実験と異なる結果になっている箇所もあり，今後更なる調査が必要である．

### 4.3 流路内の大規模渦構造

上述のように，突起列を伴う流路内の流れ場はかなり複雑化している．その流れ場を理解する際に，流路内での大規模渦構造を理解することは有益である．図11には1流路モデル（$P/e$ =20）を対象とした CFD で得た流路内

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

（最下流部）での流線を示す．また，流路内で発生する可能性のある大規模渦の模式図を図 12 に示す．突起の角度及びインライン配置の効果により，1 流路目には図 11 に示されるような 1 対の渦対が発生し，全体として仕切り板を反対側に渦中心が移動している．この渦の向きは図 12 の模式図の境界層内の渦度や剥離渦の渦度によって決まる（RIV 1）．曲り部では，遠心力と圧力勾配の釣り合いが崩れる壁面上での内向き流れにより図 12 のような回転方向の渦が流路対称面を挟んで対となって発生する（Corner Vortex）[5]．これに，1 流路目で発生した渦対（RIV 1）と 2 流路目の突起列による渦対（RIV 2）が重畳し，加えて，仕切り板上での剥離とも相まってより複雑な流れ場が形成されていると考えられる．この流れ場の結果として，伝熱面と流路中央部の流体の交換作用が 1 流路目と比較して阻害されることになり，2 流路目での熱伝達の低下につながったとも考えることができる．ただし，この現象については，今後も引き続き伝熱計測，CFD 及び可視化試験などを通じて解明を試みる予定である．

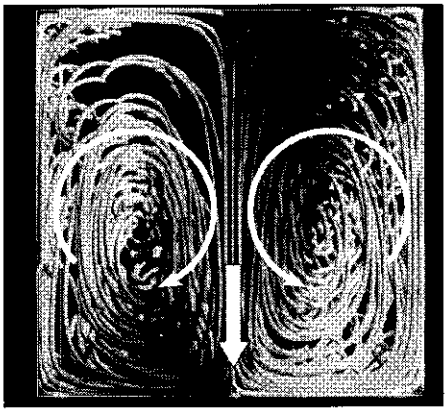


Figure 11　Heat transfer distributions measured for 2-passage model with P/e=20, $Re_D$ =30000

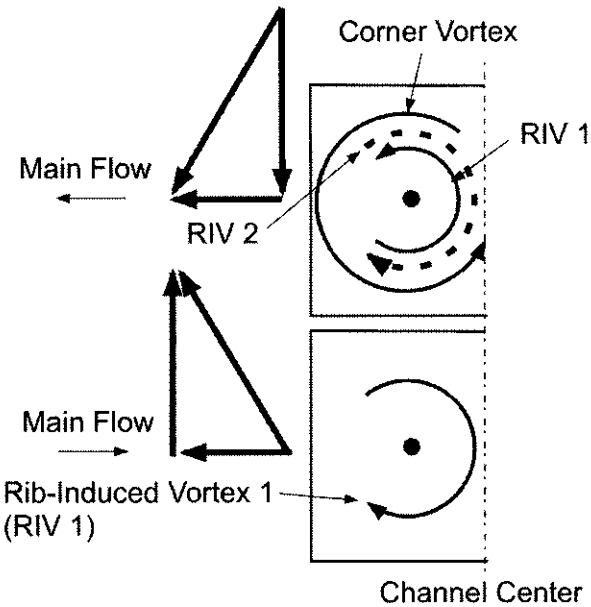



Figure 12　Schematic representation of large-scale vortex model in the 2-passage model

### 4.4　圧力損失

図 13 に，2 つのモデルに対して測定した無次元圧力係数の流れ方向への分布を示す．ここで無次元圧力係数は次式で計算されている．

$$\Delta p^* = \frac{p - p_{ref}}{1/2\rho U_m^2} \tag{5}$$

ここで，$p_{ref}$ は参照圧力で，今回の試験では最下流の静圧孔での圧力を用いている．なお，この圧力係数の誤差は約 ± 2.5%である．

2 流路目の圧力測定点が十分ではなかったこと，また，曲り部の影響もあり，2 流路目の圧力勾配の推定誤差は大きく 1 流列目との直接的な比較は難しいが，1 流路目での結果から，$P/e$=10 での圧力勾配（管摩擦係数）は $P/e$=20 のモデルの圧力勾配の約 2 倍になっている．なお，レイノルズ数による圧力係数の値のずれは，圧力測定孔，伝熱計測面の反対側，流路中央，突起間の中間のみに設置されていることから，再付着の状況がレイノルズ数で変化したことで発生した可能性がある．

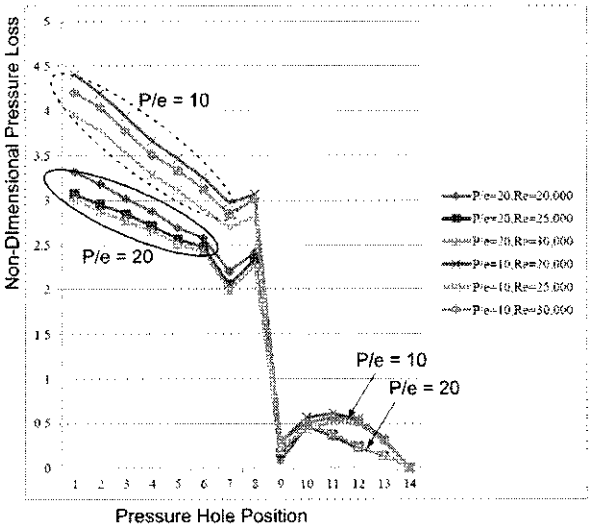



Figure 13　Non-dimensional pressure distributions obtained in the two different models for three Reynolds number conditions

### 結言

本研究では，実際のタービン翼内部流路への適用を最終目標として，感温液晶を用いた過渡応答法により，突起列を伴う矩形流路断面直線流路を対象とした実験及び数値シミュレーションを実施した．過渡応答法で必然的に発生する主流温度の流れ方向への変化を測定結果及び計算に反映して熱伝達率の評価を行った．また，圧力損失特性についても調査した．

1. 過渡応答法によって得た熱伝達及び圧力損失の測定データから，流れ方向への突起間隔，レイノルズ数などがこれらの特性に与える効果を確認することができた．
2. 2 流路リターンフロータイプのモデルでは，2 流路目での熱伝達率の全体的な低下傾向が実験的に確認された．この傾向は CFD でも見られている．流れ場の渦構造に関する考察から，2 流路目における流

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

路中央部と伝熱面との流体の交換作用の低下の可能性が考えられる．

3. 乱流モデルの違いによる熱伝達率分布の差異が顕著であることを明らかにした．

**謝辞**

本研究を遂行するにあたり，岩手大学修了生藤村慶太君の協力を得た．また，試験装置製作にあたっては，岩手大学工学部技術室菊池護氏，三舩英伸氏ほかのご支援を受けた．ここに謝意を表す．

**参考文献**

[1] 船崎，石澤，山脇，感温液晶による冷却翼内部流路熱伝達分布の計測法に関する研究， 日本ガスタービン学会， Vol. 26， No. 101， 1998， pp. 76-81

[2] Kunstmann, S., and von Wolfersdorf,J. Rüdel, U, Heat Transfer and Pressure Loss in Rectangular One-Side-Ribbed Channels with Different Aspect Rations, ASME Paper GT2009-59333, 2009.

[3] Jackson, D., Ireland, P. and Cheong, B., Combined Experimental and CFD Study of a HP Blade Multi-Pass Cooling System, ASME Paper GT2009-60070, 2009.

[4] 船崎健一，ガスタービンの冷却問題における CFD 解析，日本ガスタービン学会誌，32-4，2004, pp. 270-277.

[5] 杉山均，曲り管路内流れ，ながれ 22，pp. 41-50, 2003

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-10

# 高圧タービン用フィルム冷却の制御技術に関する研究

*川端浩和（岩手大学），船崎健一（岩手大学），加藤大雅（岩手大学），髙橋大地（岩手大学）

# Studies on the control technology of film cooling for high pressure turbine

*Hirokazu KAWABATA(Iwate Univ), Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ), Hiromasa Kato(Iwate Univ) and Daichi TAKAHASHI(Iwate Univ)

**ABSTRACT**

This study deals with the experimental and numerical studies of the effect of three-dimensional device on flat plate film cooling. The study examines several test cases with four blowing ratios (BR=0.5, 1.0, 1.5, 2.0) and four types or test piece (BASE, 3D Deviece1, 3D Device2, 2D Device). The temperature measurement of the test piece surface was performed by the infrared camera. RANS using Shear Stress Transport turbulence mode are addressed to solve the flow field. In the case of BR=0.5, secondary air was diffused in the spanwise direction by the device, and film effectiveness increased, but mixing of the mainstream and secondary air was promoted. When BR was high, averaged film effectiveness became lower in 3D Device cases than the case where device is not prepared.

**Key words**: Film cooling, High pressure turbine, Control

## 1．はじめに

ガスタービンの高効率化を目的としてタービン入り口温度(TIT)の高温化が求められている．TIT の上昇には冷却技術が大きな役割を担っており現在でもさらなる冷却の高効率化を目指して開発が行われている．高圧タービン用フィルム冷却に用いられるフィルム冷却孔はレーザー加工技術により，冷却孔出口形状を変化させたシェイプトフィルム冷却孔が広く採用されている．シェイプトフィルム冷却孔は，円筒型冷却孔に比べて高いフィルム効率と低い空力損失であることが知られているが，比較的加工コストが高いことが現状である．シェイプトフィルム冷却孔に代わる技術としては，2 次元形状のトレンチフィルム冷却 [1]や，Ramp を取り付ける形状 [2)3)]等が提案されている．本研究では円筒型の冷却孔の出口周周りに 3 次元形状の Device を取り付けることにより，フィルム冷却の流れを制御し，フィルム冷却の高性能化を試みた．

## 2．実験

### 2.1 冷却孔・デバイス形状

本研究の対象とした冷却孔は，傾斜角 35°，冷却孔直径 d=20mm の単純円筒型である．冷却孔付近に取り付けるデバイスの形状は Fig.1 に示す．デバイスの形状は楕円体の方程式(1)によって決定することとした．

$$\frac{X^2}{a}+\frac{y^2}{b}+\frac{z^2}{c}=1(y\geq 0) \qquad (1)$$

$$(X=x-e)$$

デバイス形状を決定するためのパラメータは以下の Table.1 に示した．2D Device は $c=\infty$ としておりスパン方向に Device を押し出す 2 次元形状となっている．パラメータの値を基に作成した Device の形状は Fig.2 に示した．

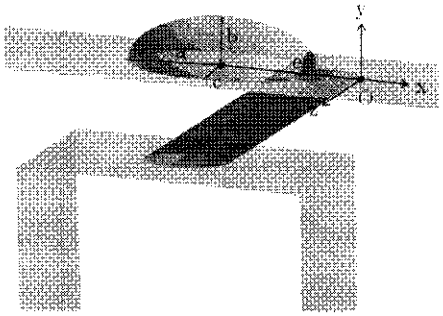



Fig.1 Overview of film cooling hole with Device

Table.1 Device geometry

| | a | b | c | e |
|---|---|---|---|---|
| BASE | **0** | **0** | **0** | **0** |
| 3D Device1 | **1.5d** | **1.0d** | **1.0d** | **1.5d** |
| 3D Device2 | **1.5d** | **1.0d** | **1.0d** | **0.75d** |
| 2D Deviece | **1.5d** | **1.0d** | ∞ | **0.75d** |

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

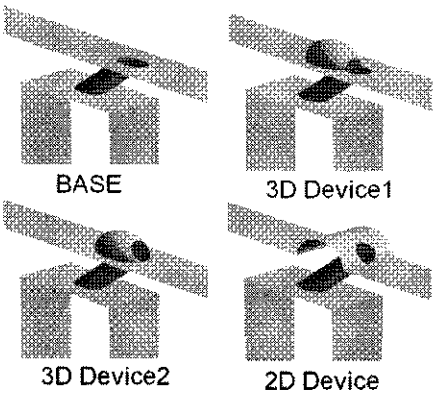



Fig.2 Test piece

### 2.2 実験装置

Fig.3 に実験装置の概略を示す．実験装置には 2 つの空気系統が設けられている．主流は主流用ブロワーから供給され 280mm×450mm の矩形のテストセクションダクトへ流入し，二次空気は層流流量計で流量を計測し，ヒーターで加熱された後チャンバーへ供給され，冷却孔から噴き出す．テストセクションダクトはアクリルによって製作した．供試体表面の温度は赤外線カメラによって撮影するため，ダクト側面にはポリエチレンフィルムを設置している．ポリエチレンフィルムは主流による振動が起こらないようにテストセクションダクトに貼り付けている．ポリエチレンフィルムと赤外線カメラの間には外部からの赤外線が供試体に映るのを防ぐのを防ぐために，ボックスを設置している．主流流速と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た．主流の乱れ度は 1%程度である．二次空気の温度は 1 つ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．また，供試体壁面に熱電対を設置し，赤外線カメラの温度誤差を補正した．

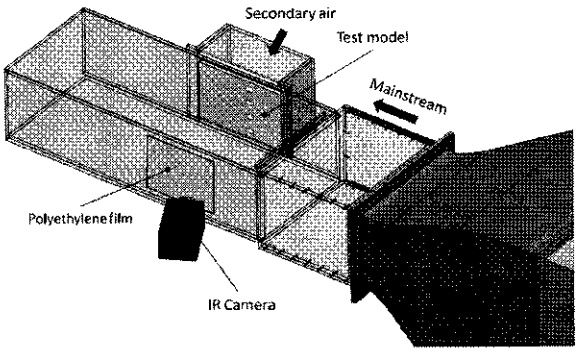



Fig.3 Experimental facility

### 2.3 実験条件

主流のレイノルズ数(Re)は冷却孔直径(d)を代表長さとし Re=16,400 とした．噴き出し比(BR)は式(2)で定義し，BR=0.5，1.0，1.5，2.0 の 4 条件に変化させた．

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_m U_m \qquad (2)$$

主流と二次空気の密度比(DR= $\rho_2/\rho_m$)は実験によって多少の変動は存在するが DR≒0.92 とした．

### 2.4 計測手法

本研究では実験開始時に二次空気温度をステップ上に上昇させ，温度場が定常状態になった際に赤外線カメラにより供試体表面の温度を測定し，以下の(3)式にからフィルム効率を算出する．式中の添え字は w:壁面 を表している．この際，赤外線カメラで計測した温度と，供試体表面に取り付けた熱電対で計測した温度には誤差が生じる．そのため，二次空気を加熱した直後から定常状態に達するまで供試体表面の温度測定を行い，同位置での赤外線カメラでの温度を記録することにより両者の温度誤差を算出し，温度の測定誤差を補正する．定常法により温度測定を行う場合は供試体の熱伝導の影響は避ける必要がある．本研究で用いた供試体の熱伝導率は 0.2W/m・k であり，熱伝導の影響はわずかに考えられるが，供試体間の相対比較に支障はないと判断した．

$$\eta = \frac{T_m - T_w}{T_m - T_2} \qquad (3)$$

## 3．数値解析

数値解析は汎用の流体解析コード ANSYS CFX ver12 を用いて行った．乱流モデルには SST モデルを用いて定常計算を行った．Fig.4 には計算モデルの概観図を示す．計算モデルはスパン方向に周期境界を課すことで 1 ピッチ分を解析対象とした．主流および二次空気の入り口境界には実験時に計測した流速，質量流量および温度を用いた．セル数は計算領域全体で約 1000 万セルとした．

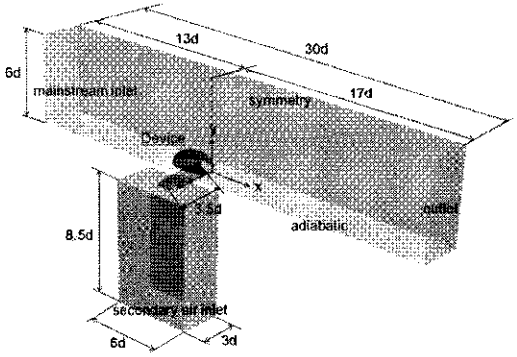



Fig.4 Computational domain

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

## 4．結果と考察

Fig.5 には BR=0.5 の実験で得られたフィルム効率分布を供試体毎に示す. BASE では冷却孔のセンターラインのフィルム効率が比較的高くなっているが，スパン方向へのフィルム効率分布の広がりは他の供試体の結果に比べて見られなかった．一方で，3D Deviece1 と 2D Device の結果ではフィルム効率分布が BASE に比べてスパン方向に拡散していることが分かる. 3D Device1 と 2D Device を比較すると，フィルム効率分布の拡散性は 2D Device の方が比較的高いが，下流側でのフィルム効率の減衰が早い段階で見られる．一方で，3D Device1 はセンターラインのフィルム効率分布は 2D Device よりも下流側で減衰しなかった．3D Device2 に関しては，センターラインのフィルム効率も低く，スパン方向への拡散性も比較的低かった．

Fig.6 には実験で得られた BR=0.5 のフィルム効率をスパン方向に平均した結果と，Kohli ら [4]が本研究と同じ冷却孔形状（Device なし）で算出した平均フィルム効率の結果を示している．本研究でのフィルム効率算出結果は過去の研究結果よりも低い値となった．これは，密度比の違いと，供試体の熱伝導の影響によりフィルム効率が低く算出されたと考えられる．BR=0.5 の場合は、冷却孔近傍では Device をつけたことによりフィルム効率分布がスパン方向に拡散したため平均フィルム効率は Device をつけたモデルのほうが高くなっていたが，下流側の領域ではフィルム効率の減衰が激しいため BASE よりも平均フィルム効率は低い値となった．従って，Device を付けたモデルでは下流領域でのミキシングが BASE よりも強いと考えられる．

Fig.7 には，実験で得られた BR=1.0 のフィルム効率分布を示す．BR=1.0 では，冷却孔から吹き出す二次空気の運動量が高いために二次空気の壁面への付着性は低くなっていると考えられ BASE では BR=0.5 ほどフィルム効率分布の広がりが見られない．Device を取り付けた供試体では 3D Device は両形態とも冷却孔近傍でのフィルム効率分布の拡散は見られるが下流側でのフィルム効率の減衰は BR=0.5 の場合よりも顕著に表れており，二次空気は主流に対して貫通していると考えられる．しかし 2D Device は下流側でのフィルム効率の減衰が見られず，下流の領域ほどフィルム効率分布がスパン方向へ拡大する傾向が見られた．

Fig.8 には実験で得られた BR=1.0 のフィルム効率をスパン方向に平均した結果を示す．BR=1.0 では二次空気の付着性が BR=0.5 に比べて低いため，平均フィルム効率の値は概して BR=0.5 の平均フィルム効率よりも低くなった．冷却孔近傍では BR=0.5 の場合と同様に，フィルム効率分布の拡散により Device を取り付けた供試体のほうが高い平均フィルム効率を示した．BR=1.0 では BR=0.5 の場合とは異なり，2D Device は下流側で BASE よりも高い平均フィルム効率を示した．これは 2D Device により剥離した主流が下流領域において再付着することにより，下流領域でフィルム効率を高めたと考えられる．

Fig.9 には CFD で得られた z/d=0 の面の冷却孔付近の乱流運動エネルギー(TKE)の分布を示す．BASE と比べると Device を取り付けた形態では TKE の分布に違いが見られた．3D Device1 と 3D Device2 では Device の上方を流れた主流と，冷却孔から噴き出した二次空気が干渉する領域で TKE が高くなっていた．さらに，3D Device2 では冷却孔の下流側でも TKE の高い領域が見られる．2D Device は冷却孔の下流側全体で TKE は高くなっており，主流と二次空気のミキシングが強くなっていることが分かる．さらに，2D Device の場合は冷却孔内部の TKE の分布も他の供試体に比べて異なる分布となった．以上のことから 2D Device と 3D Device では，2D Device の方が下流側でのミキシングを強く発生させフィルム効率の減衰を引き起こしていると考えられる．

Fig.10 には x/d=7.0 の位置の y-z 平面における渦度と二次流れベクトルの様子を示す. BASE では冷却孔のセンターラインの位置(z/d=0)の位置に，kidney vortex が見られる．一方で，BASE 以外の結果では中心付近の kidney vortex の両側に Device から発生していると考えられる二次渦が見られた．3D Device1 では z/d=0 付近の kidney vortex が BASE に比べて弱くなっており，BASE に比べて二次空気が剥離するのが抑制されている．また，z/d=±2.5 の位置に見られる二次渦はスパン方向への二次空気の拡散を促進している．一方で 3D Device2 では中心付近の kidney vortex は BASE に比べて強くなっており二次空気の剥離を促進している．3D Deviece1 と 3D Device2 は Device の形状は同じだが冷却孔との位置関係は異なっていることから，冷却孔と Device の位置関係により，冷却孔から発生する kidney vortex の強さや，Device から発生する渦との干渉の形態が変化することが分かる．2D Device は中心付近の kidney vortex がスパン方向に拡散しており，二次空気の拡散を促進していることが分かる．

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

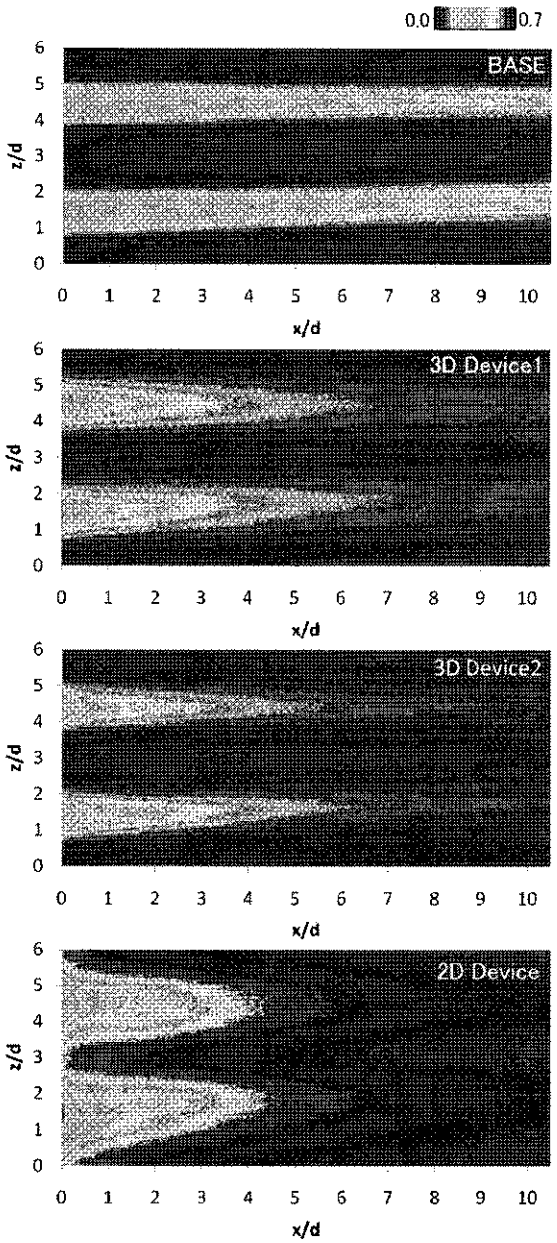



Fig.5 Film effectiveness distribution
(Experiment, BR=0.5)

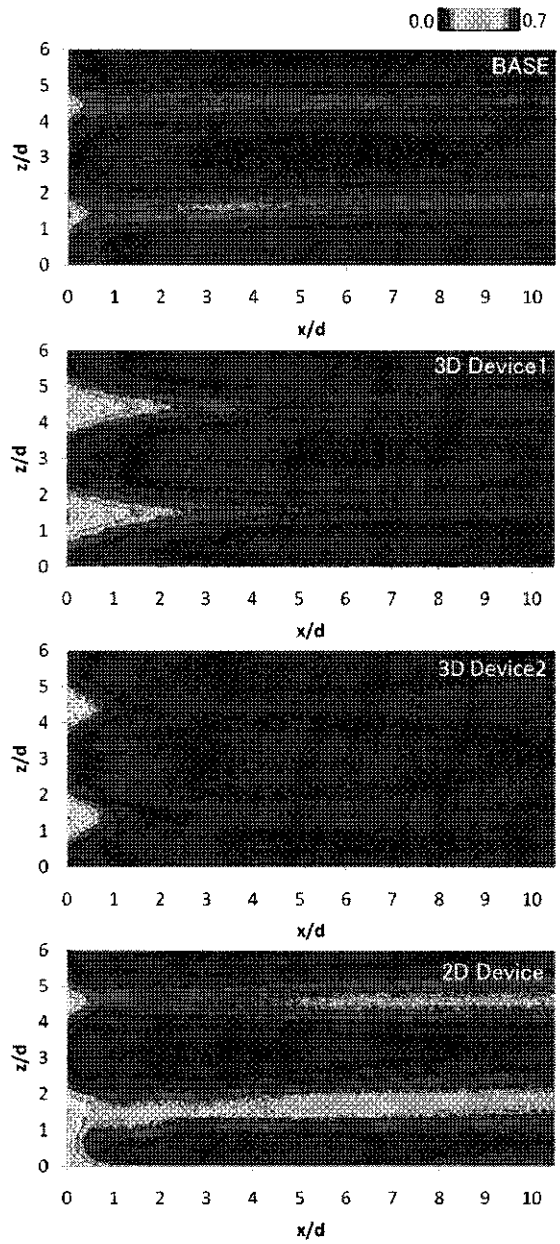



Fig.7 Film effectiveness distribution
(Experiment, BR=1.0)

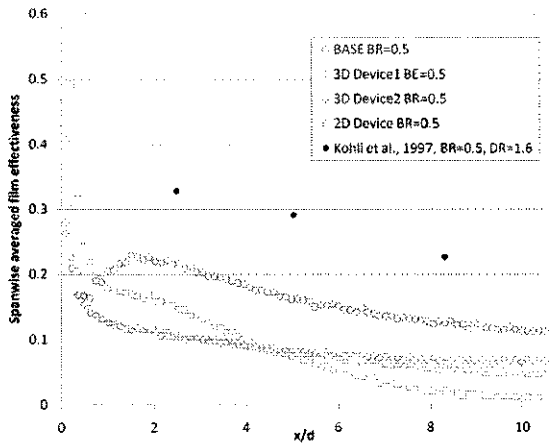



Fig.6 Spanwise averaged film effectiveness
(Experiment, BR=0.5)

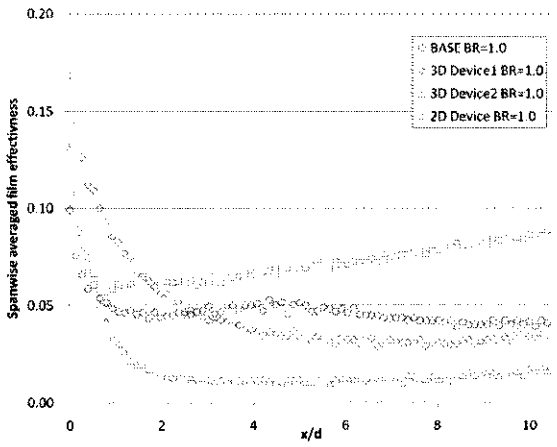



Fig.8 Spanwise averaged film effectiveness
(Experiment, BR=1.0)

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

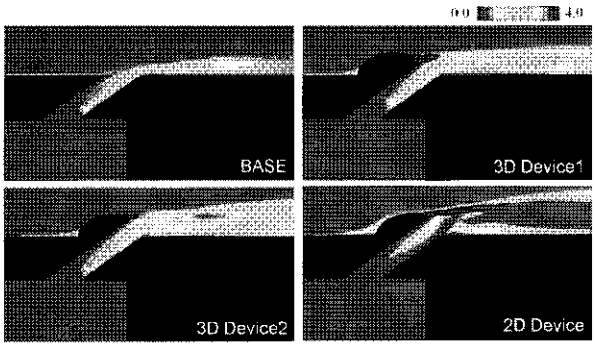



Fig.9 Contours of the turbulence kinetic energy
(CFD, BR=0.5, z/d=0)

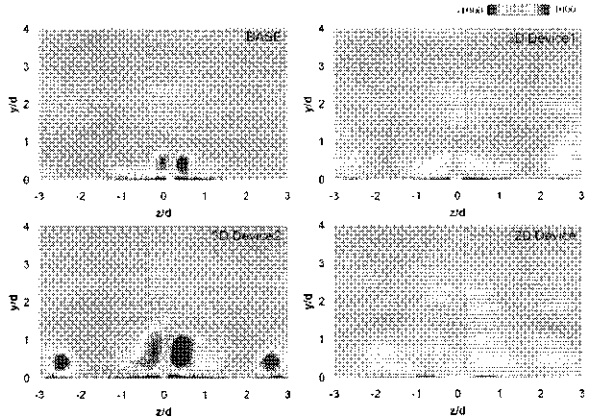



Fig.10 Contours of the streamwise vorticity $\omega_x$

(CFD, BR=0.5, x/d= 7.0)

## 5．まとめ

Device が平板フィルム冷却に与える影響を実験と数値解析により調査した結果以下の結論が得られた．

1) 2 次元の Device 形状は BR=0.5 の場合，フィルム効率分布をスパン方向へ拡散させていたが，主流と二次空気のミキシングが強いため，下流領域でのフィルム効率は減衰した．一方で，吹き出し比が高い場合は下流領域において二次空気の付着性が高まりフィルム効率は向上した．
2) 3 次元の Device 形状は，BR=0.5 の場合は二次空気の拡散が BASE よりも高かったが，ミキシングの影響により下流領域では平均のフィルム効率は BASE よりも低下した．BR=1.0 の場合は，二次空気の貫通が起こるため 3 次元 Device の優位性は確認できなかった．

## 参 考 文 献

1) Bunker, R. S., Gas turbine heat transfer: 10 remaining hot gas path challenges, ASME Paper GT2006-90002, (2006)
2) S. Na and T. I-P. Shih, Increasing Adiabatic Film Cooling Effectiveness by Using an Upstream Ramp, ASME paper GT2006-91163
3) G. Barigozzi, G. Franchini and A. Perdichizzi, The effect of an upstream ramp on cylindrical and fan-shaped hole film cooling – Part I : aerodynamic results, ASME paper GT2007-27077
4) Kohli, A., and Bogard, D. G., Adiabatic effectiveness, thermal fields, and velocity fields for film cooling with large angle injection, *ASME J of Turbomachinery*, Vol.119, pp.352-358, (1997)

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-11

# タービン翼前縁付け根部のフィルム冷却が馬蹄渦形成に及ぼす影響

*香園　晋太郎，武石　賢一郎，小田　豊，瀬口　淳一（大阪大学大学院）

# The Effect of Endwall Film Cooling on the Formation of Horseshoe Vortex at the Junction of Airfoil Leading Edge

*Shintaro KOZONO, Kenichiro TAKEISHI, Yutaka ODA, Junichi SEGUCHI (Osaka Univ.)

**ABSTRACT**

Film cooling is one of today's most effective ways to protect endwall and vane surfaces from high temperature combustion gas. This study looks at the effect of endwall film cooling at the junction of a first stage nozzle guide vane where complex vortex patterns including a Horseshoe Vortex are known to exist. This experiment has been simulated by using a single symmetrical airfoil with a single shaped cooling hole on the endwall in front of the airfoil. Experimental techniques such as Pressure Sensitive Paint (PSP), Laser Induced Fluorescence (LIF), and Particle Image Velocimetry (PIV) were used to determine the film cooling effectiveness and to visualize the flow fields at the junction of the leading edge with varying the distance between the airfoil and cooling hole, and the mass flow ratio,. In conclusion, this study shows the effectiveness of the endwall film cooling for the suppression of horseshoe vortex formation, and the mechanisms of the suppression.

**Key words**: Film cooling, Horseshoe Vortex, Gas Turbine, Heat transfer

## 1．はじめに

ガスタービンは産業用および航空用の原動機として広く用いられており，近年は高効率な複合発電プラントの主機として活躍している．しかし今日，環境問題への懸念から，ガスタービンはさらなる高効率化が要求されており，高効率化に有効なタービン入口温度(TIT)の上昇を実現すべく研究開発が進められている．現在稼動中の最新のガスタービン複合発電プラントの TIT は 1500°C であり，53%(HHV 基準)の発電効率を実現しているが [1]，現在開発中の 1700°C 級ガスタービンが実現すれば，60%(LHV 基準)を越える発電効率が期待できる [1]．しかしながら，タービン入口温度の上昇に伴い，タービン第一段静翼はさらに高温の燃焼ガスに曝されるため，フィルム冷却などの冷却技術の向上が不可欠となる．また，酸性雨の原因となる NOx の排出削減に有効な予混合燃焼器の採用により，燃焼器出口における燃焼ガスの温度分布は従来に比べて均一化しており，タービン翼面に加えて翼端壁面の冷却がさらに重要になっている．このため，タービン翼表面に加えて，端壁面上にもフィルム冷却が広く採用されている．

また，翼前縁付け根部には複雑な非定常挙動を示す馬蹄渦が存在し，その伝熱促進効果により局所的に高い熱伝達率を示す領域が存在する．Fig.1 に馬蹄渦とそれに伴って生じる渦構造の時間平均流動場の概念図を示す [2]．この渦構造は，Horseshoe Vortex (HV), Corner Vortex (CV), Secondary Vortex (SV), Tertiary Vortex (TV)で構成される．これらの複雑な渦構造は，端壁面上に発達した乱流境界層流れが翼前縁に衝突した際の静圧回復により，逆圧力勾配が生じて境界層が剥離するために生じる．さらに，前縁付け根部で発生し，翼腹側に回り込んだ馬蹄渦は，端壁面近傍の運動量の小さな流れと一緒になって流路渦を形成する．この渦は，Fig.2[3]に示すように，下流に行くにしたがって発達するため，空力損失にも影響し [3]，タービンの効率を低下させる要因となっている．また，流路渦は端壁面上のフィルム冷却空気を巻き上げてしまうため，フィルム冷却効率の低下の原因にもなって

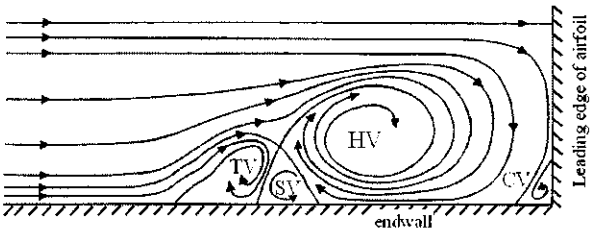



Fig.1 A flow model of airfoil/endwall junction flow in a symmetric plane upstream the leading edge

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

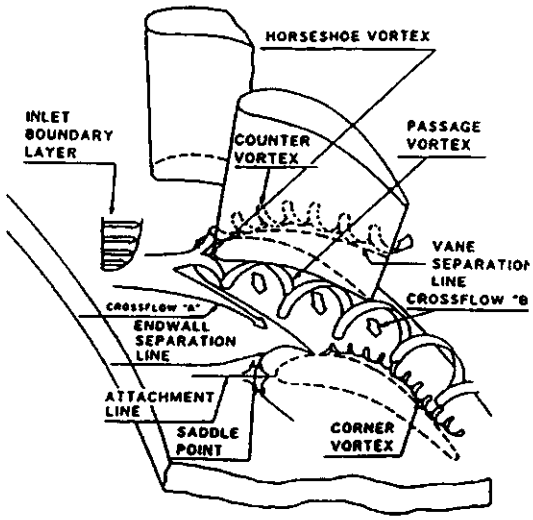



Fig.2 Schematic of secondary flow on endwall

いる．これまでにも馬蹄渦に関する研究[4,5,6,7]が数多くなされているが，本研究では馬蹄渦の上流側の端壁面上に設けた冷却孔からの吹き出しにより，馬蹄渦と逆向きの運動量を端壁面近傍の流れに付与することにより，馬蹄渦の形成を抑制する方法を検討する．従来，冷却孔の製作には主として放電加工が利用されていたため，翼付け根部分へのシェイプト孔の設置は困難であったので，このような観点からの検討例は見当たらないが，レーザ加工などの加工技術の進展に伴い，翼付け根部への設置が今後期待できると考え，今回のような手法を提案する．

## 2．実験装置および実験手法

### 2.1 実験装置および実験条件

本実験は，寸法が 1200×300×300 mm$^3$ のテストセクションを有する低速風洞を用いて，主流流速 20 m/s ，主流乱れ 0.36 % の条件下で実施された．テストセクション底面には，直径 $D = 50$ mm の半円柱で模擬された前縁部を有する 2 次元対称翼を設置し，対称翼と底面の付け根前方には ABS 樹脂で作成された冷却孔直径 $d = 5$ mm のシェイプトフィルム孔模型が設置されている．Fig.3 と Fig.4 に使用した伝熱模型およびフィルム冷却孔の形状・寸法の詳細を示す．

測定対象となるフィルム冷却効率 $\eta_f$ は，以下に示す無次元温度 $\eta$ の壁面上の値として定義される．

$$\eta = \frac{T_\infty - T_f}{T_\infty - T_c} \tag{1}$$

ここで，$\eta$：無次元温度，$T_\infty$：主流温度，$T_f$：局所温度，$T_c$：冷却空気温度である．

本実験では，端壁面上のフィルム冷却効率 $\eta_f$ の測定に，感圧塗料 (Pressure Sensitive Paint : PSP) を用い，$z/d = 0$ の対称面内における無次元温度 $\eta$ の空間分布測定にレーザ誘起蛍光 (Laser Induced Fluorescence : LIF) 法を用いた．また，対称面内の時間平均流速分布の測定には，粒子画像流速測定 (Particle Image Velocimetry : PIV) 法を用いた．なお，実験パラメータとしては，冷却孔の翼前縁からの距離 $l$ と冷却孔直径 $d$ の比である $l/d$，および次式で定義される質量流束比 $M$ を用いた．

$$M = \rho_c u_c / \rho_\infty u_\infty \tag{2}$$

ここで，$\rho$：密度 [$kg/m^3$]，$u$：流速 [$m/s$]，$c$：冷却流体，$\infty$：主流である．

以下に各実験手法について述べる．

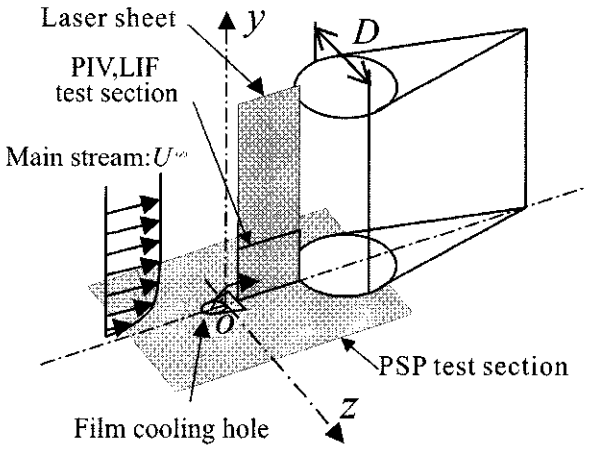



Fig.3 Test section with an airfoil and a cooling hole

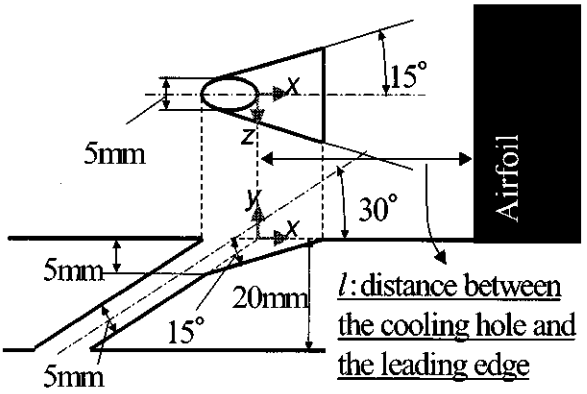



Fig.4 Geometry of a shaped film cooling hole

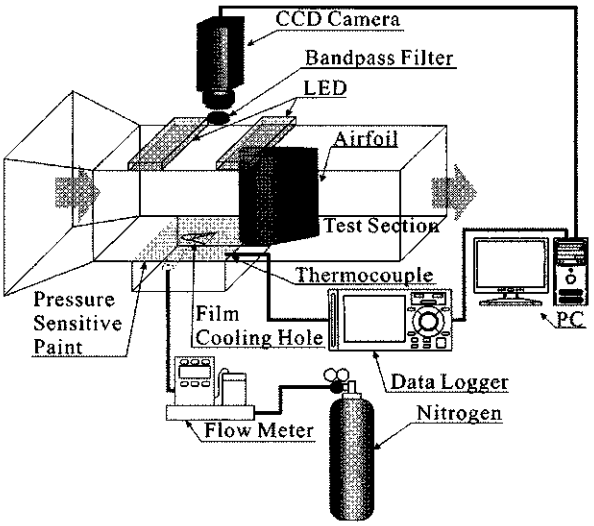



Fig.5 Experimental apparatus for PSP measurement

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

### 2.2 PSP を用いたフィルム冷却効率の測定

PSP[8]は酸素消光性を有するため，PSP 塗装面上の酸素分圧（濃度）に応じて燐光強度が変化する．この性質を利用すると，PSP 塗装面上の酸素濃度分布を燐光強度の分布として測定することができる[9]．そこで本実験では，Fig.5 に示す実験装置において，主流に空気 (酸素濃度 21 %)，フィルム冷却媒体に窒素 (酸素濃度 0 %) を用いることにより，Fig.3 に示す測定面上で得た酸素濃度分布から熱・物質輸送のアナロジー[10]に基づいてフィルム冷却効率を算出した．この場合，壁面上のフィルム冷却効率は次式によって定義できる．

$$\eta = \frac{T_\infty - T_f}{T_\infty - T_c} = \frac{C_\infty - C_f}{C_\infty - C_c} \tag{3}$$

ここで，$C_\infty$：主流の酸素濃度，$C_f$：局所の酸素濃度，$C_c$：冷却媒体の酸素濃度である．

PSP の発光強度には温度依存性があるため，実験時は PSP 塗装面の温度を計測し，あらかじめ測定した温度に関する校正曲線を用いることによって正確な発光強度を得た．酸素濃度分布の計測に際しては，波長 405 nm の LED で PSP 塗装面を照射し，PSP の発する波長 650 nm の燐光のみを通すバンドパスフィルタを介して CCD カメラで燐光強度の分布を得た．

### 2.3 LIF 法による無次元温度分布の測定

LIF 法は，レーザで励起された化学種からの誘起蛍光強度から化学種の濃度を測定する手法である．本実験では，Fig.6 に示す光学系，および流れ回路を用い，トレーサ粒子としてアセトン蒸気を混合した冷却空気をフィルム冷却孔から噴き出させた後，Fig.3 に示す測定面内で LIF 法によりアセトン濃度分布を得た．その後，先の PSP 計測と同様に，式（3）で示される熱・物質輸送のアナロジー，および，アセトン濃度蛍光強度の校正曲線より無次元温度を算出した．アナロジーは，ルイス数が 1 であれば完全に成立する[11]が，オーダーが同じであればほぼ成立するとみなしてよい．アセトンの物質拡散係数より求めたルイス数は約 2 であるため，アセトン蒸気はトレーサとして用いることができる．

光源には波長 266 nm のダブルパルス Nd:YAG レーザを用い，パルスジェネレータを用いて発信させた．シリンドリカルレンズおよび，ミラーを用いて風洞上面から測定面に幅約 50 mm，厚さ約 1 mm のレーザシートを導き，レーザによる誘起蛍光は，イメージインテンシファイヤー(I.I.)付きの CCD カメラを用いて撮影した．

### 2.4 PIV 法による空間の時間平均流速分布の測定

PIV 法は，微小時間間隔で照射したレーザによるトレーサ粒子のミー散乱光を CCD カメラで取得し，輝度分布の相関から瞬時の速度ベクトルを算出する手法である[12]．本実験では画像処理に再帰的相関法[13, 14]を用い，8×8 pixel ごとに速度ベクトルを算出した．トレーサ粒子にはオリーブオイルを用いた．ラスキンノズルによって粒子化したオリーブオイルを空気と混合させた後，主流およびフィルム冷却孔へと導いた．PIV 法に用いた光学系，および流れ回路を Fig.7 に示す．波長 532 nm のダブルパルス ND:YAG レーザを光源に用い，シリンドリカルレンズおよびミラーを用いて風洞上部からレーザシートを LIF 法による実験と同じ測定領域に導いた．CCD カメラとレーザは，パルスジェネレータおよびディレイ発生器によって同期させており，レーザの照射間隔は 16 μs とした．なお，時間平均場の取得には 300 枚の瞬時場を用いた．

## 3．実験結果および考察

### 3.1 フィルム冷却効率測定結果

PSP を用いた壁面のフィルム冷却効率 $\eta_f$ の測定結果について，$l/d = 6$, $M = 0.5, 1.5$ の場合を Fig.8 に，

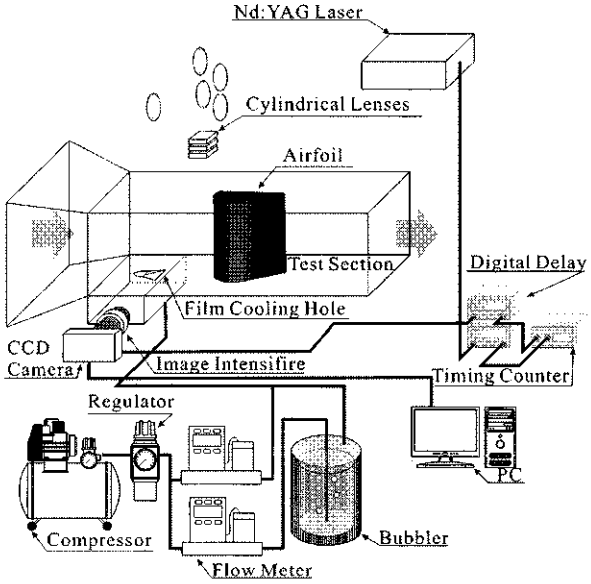



Fig.6 Experimental apparatus for LIF measurement

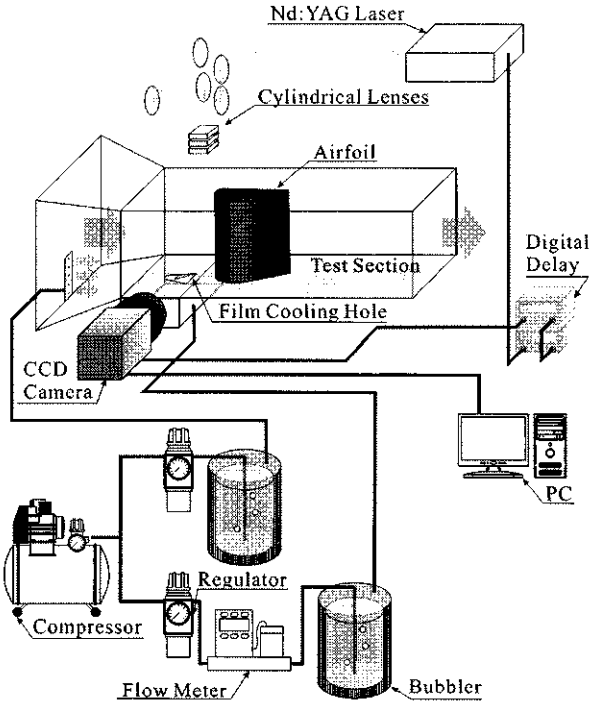



Fig.7 Experimental apparatus for PIV measurement

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

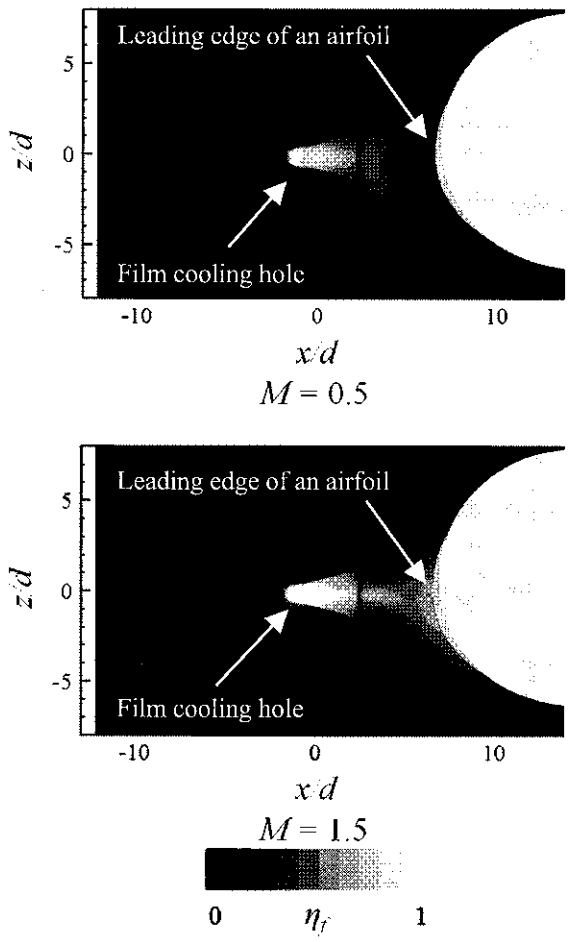



Fig.8 Film cooling effectiveness on endwall at the distance $l/d = 6$, and blowing ratio $M = 0.5$ and 1.5

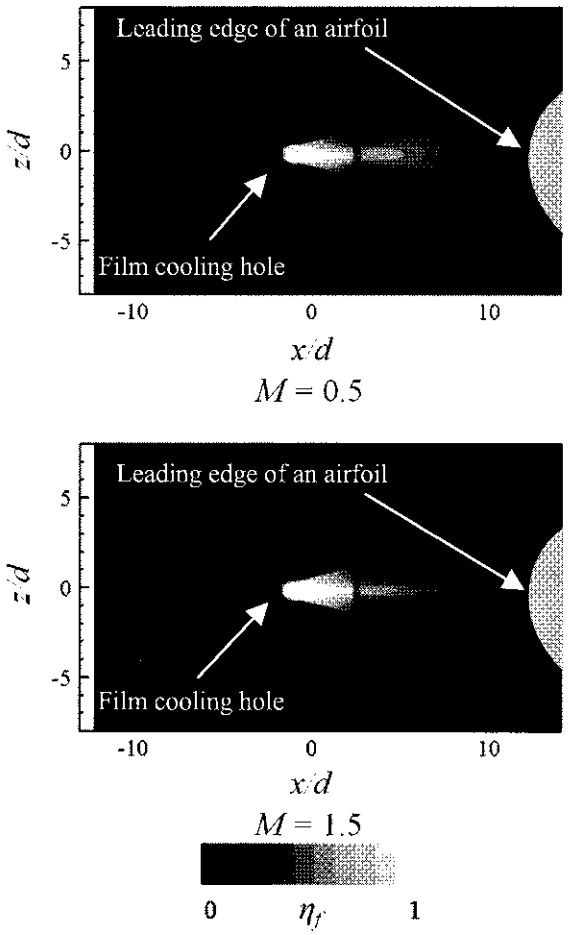



Fig.9 Film cooling effectiveness on endwall at the distance $l/d = 6$, and blowing ratio $M = 0.5$ and 1.5

$l/d = 12$, $M = 0.5, 1.5$ の場合を Fig.9 に示す．前述のとおり，フィルム冷却効率の測定は式(3)において，壁面上の局所酸素濃度を測定することによって求められる．コンターは冷却効率を示している．また，右側の白色の部分は対称翼の存在している領域を示している．Fig.8, Fig. 9 ともに，$x/d = 2$ 付近において冷却効率が不連続的に低下している領域が見られる．これは，フィルム冷却孔模型がカートリッジ式になっており，風洞壁にはめ込んだ際にわずかな隙間が生じているためである．ここで，各実験条件における冷却効率の違いについて述べる．質量流束比 $M = 0.5$ では，冷却孔と翼前縁の距離が $l/d = 6, 12$ のいずれの場合でも冷却空気は翼前縁まで到達していないことが分かる．$l/d = 12$, $M = 1.5$ においては到達してはいるものの，冷却効率は低い．これは，質量流束比が小さいため，翼前縁の周囲に存在する馬蹄渦によって冷却空気が巻き上げられているためと考えられる．また，$l/d = 12$ では，質量流束比が大きくても，冷却孔から噴き出された冷却空気は，移流中に主流との混合や壁面との摩擦によって運動量を失い，馬蹄渦を打ち消すに至らなかったものと考えられる．一方，$l/d = 6$, $M = 1.5$ では翼前縁の周囲に沿って高い冷却効率が得られている．この場合には，冷却空気は翼前縁においても馬蹄渦を打ち消すに十分な運動量を持っていると考えられる．また同時に，馬蹄渦に起因する高熱伝達率領域に対して効果的な冷却が行われていることが分かる．

### 3.2 無次元温度分布測定結果

LIF 法による無次元温度 $\eta$ の測定結果に関して，$l/d = 6$, $M = 0.5, 1.5$ の場合を Fig.10 に，$l/d = 12$, $M = 0.5, 1.5$ の場合を Fig.11 に示す．コンターは無次元温度を示しており，右側の灰色の部分は翼の存在している領域である．また，$x/d = -2$ から 2 の底面には冷却孔が存在しているため，斜線で冷却孔を示している．

Fig.10 および Fig.11 から，$l/d = 6$, $M = 0.5$, および $l/d = 12$, $M = 0.5, 1.5$ の場合において，冷却空気は翼前縁まで到達していないことが分かる．質量流束比が $M = 0.5$ と小さい場合，冷却空気が馬蹄渦に打ち勝つだけのエネルギーを持っておらず，馬蹄渦によって巻き上げられてしまうと考えられる．また，$l/d = 12$, $M = 1.5$ の場合では，冷却空気が主流との混合や，壁面からの干渉によってエネルギーを失ったためと考えられる．一方，$l/d = 6$, $M = 1.5$ の場合では翼前縁にまで冷却空気が達していることがよく分かる．この結果は，PSP による結果とよく一致している．冷却空気が翼前縁まで到達している $l/d = 6$, $M = 1.5$ の場合に関して，冷却空気は翼前縁に衝突した後，$y$ の＋方向に分布が伸びていることが分かる．この理由については，次に述べる PIV 法の結果とあわせて考察する．

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

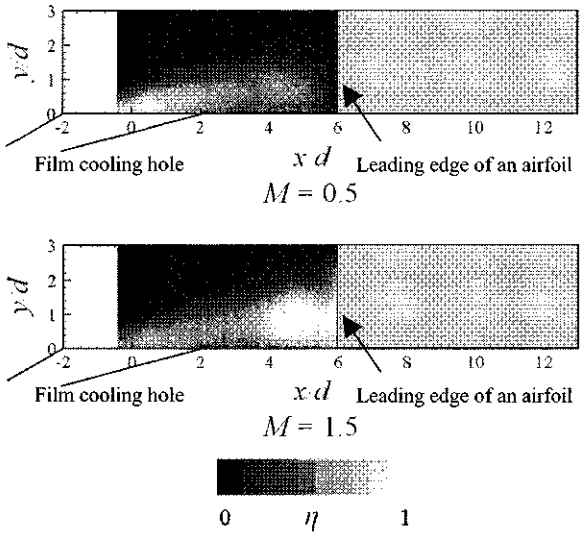



Fig.10 Non-dimensional temperature at the distance $l/d = 6$, and blowing ratio $M = 0.5$ and 1.5

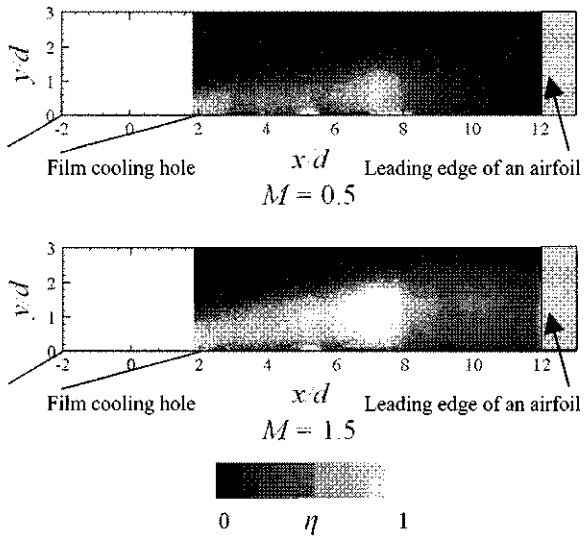



Fig.11 Non-dimensional temperature at the distance $l/d = 12$, and blowing ratio $M = 0.5$ and 1.5

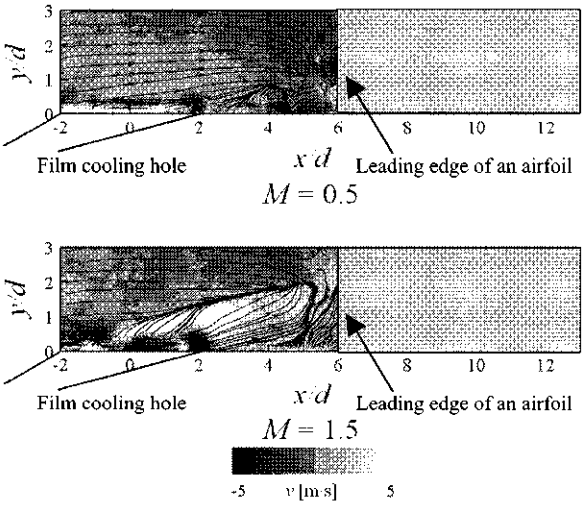



Fig.12 Streamlines of time averaged u-v velocity and distributions of time averaged downstream v for the distance $l/d = 6$, and blowing ratio $M = 0.5$ and 1.5

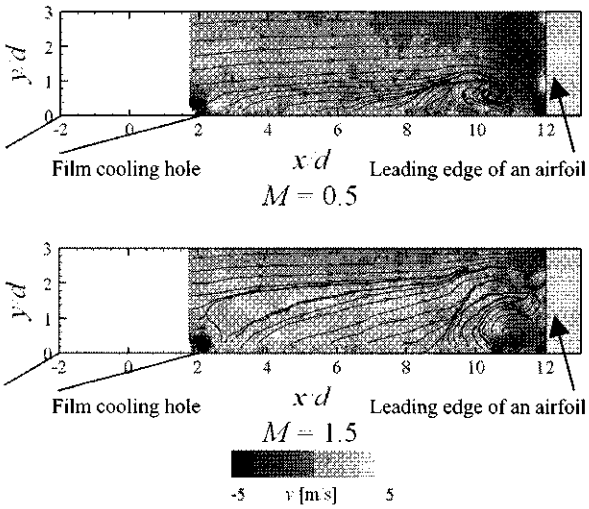



Fig.13 Streamlines of time averaged u-v velocity and distributions of time averaged downstream v for the distance $l/d = 12$, and blowing ratio $M = 0.5$ and 1.5

### 3.3 時間平均流速分布測定結果

PIV 法による時間平均流速分布の測定結果に関して，$l/d = 6$, $M = 0.5$, 1.5．および $l/d = 12$, $M = 0.5$, 1.5 の場合をそれぞれ Fig.12, Fig.13 に示す．

本実験では，各条件で 600 枚の粒子画像から得られた 300 組の瞬時流れ場の平均を取ることで，時間平均流れ場を得た．また，$x/d = -2$ から 2 の位置には冷却孔が存在しているため，LIF 法による結果と同様に，冷却孔の位置を斜線で示し，右側に存在する対称翼の位置を灰色の長方形で示した．コンターは，$y$ 方向の速度成分 $v$ を示している．また，矢印は流線を示している．

ここで注意すべき点は，ABS 樹脂製の冷却孔はレーザ光を透過できないため，CCD カメラでは反射による影響が大きくなってしまう．そのため，Fig.12，Fig.13 共に，ABS 樹脂の面，および冷却孔と石英ガラスの境界である $x/d = -2$ から 2 の領域では正確な測定が行われていないことである．

翼前縁近傍の馬蹄渦に注目すると，質量流束比 $M = 0.5$ においては，$l/d = 6, 12$ ともに流線が 1 点に集まっており，その領域では馬蹄渦が存在したままであることが分かる．ここで，$M = 1.5$ と大きくした場合，冷却孔を翼から遠ざけて $l/d = 12$ とした場合には，馬蹄渦が弱くなり，渦の中心が翼前縁にやや近づいている様子が見られるが，馬蹄渦の形成を抑制するには至っていない．つまり，冷却空気は馬蹄渦を打ち消す方向に運動量を与えてはいるものの，打ち消すほどの効果を得てはおらず，馬蹄渦そのものを下流に押していることが分かる．また，冷却孔から噴き出した冷却空気は，移流する過程で，馬蹄渦によって高さ方向に巻き上げられ，翼前縁側から巻き込まれていく様子が見られ

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

る．これはやはり，冷却孔と翼前縁の距離が長いためであると考えられる．他方，$M=1.5$ で $l/d=6$ とした場合には馬蹄渦が完全に消滅しており，翼前縁に沿った主流からの下向きの流れを妨げるように，冷却空気が流れていることが分かる．また，他の 3 条件における結果では見られないほど大きな $y$ 方向速度成分 $v$ を持っていることが分かる．さらに，流線からは冷却空気が主流の翼前縁に沿った下向きの流れを妨げるような上向きの流れを形成していることが確認できる．この結果は，先に述べた LIF 法における結果の，$l/d=6, M=1.5$ において冷却空気が翼前縁に衝突した後，高さ $y$ の＋方向に分布していることとよく一致していることが分かる．以上の考察から，フィルム冷却孔から噴き出した冷却空気が，主流からの翼前縁に沿った下向きの流れを妨げるように上向きの流れを形成することが，馬蹄渦の形成を抑制しているメカニズムであることが分かった．

## 4．結言

本研究ではタービン翼を模擬した対称翼の前縁付け根近傍の端壁面上にフィルム冷却孔を設け，フィルム冷却が馬蹄渦の形成におよぼす影響を検討した．パラメータとして，翼前縁と冷却孔の距離 $l/d$ ，および質量流束比 $M$ を変化させ，PSP を用いた壁面フィルム冷却効率の測定，LIF 法による空間無次元温度の測定，PIV 法による空間の時間平均流れ場の測定を行った．以下に本実験で得られた結論をまとめる．

(1) 翼前縁近傍にフィルム冷却孔を設置し，冷却空気を噴き出すことで馬蹄渦の形成を抑制する効果があることが分かった．
(2) 冷却空気が，端壁面上の翼前縁に沿った熱伝達率の高い領域を効果的に冷却する効果があることが分かった．
(3) 翼前縁において，付け根部から高さ方向にわたっても冷却効果があることが分かった．
(4) 翼前縁に衝突した冷却空気による，翼前縁に沿った上向きの流れが，主流による翼前縁に沿った下向きの流れを妨げる作用が，馬蹄渦の形成を抑制するメカニズムであることを実験的に明らかにした．

## 参 考 文 献


1) 佐藤幹夫: ガスタービン高温化の変遷，日本ガスタービン学会誌, Vol.38, No.2 (2010) pp.69-70.
2) Ishii, J., and Honami, S.: A three-dimensional turbulent detached flow with a horseshoe vortex, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol.108, (1986) pp. 125-130.
3) Takeishi, K. et al.: An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzles, J. of Turbomachinery, 112, (1990) pp. 488-496.
4) Praisner, T.J. and Smith, C.R.,: The dynamics of the horse shoe vortex and associated endwall heat transfer, Part 1 –Temporal behavior, J. of Turbomachinery, 128, (2005), pp.747-754.
5) Praisner, T.J. and Smith, C.R.,: The dynamics of the horse shoe vortex and associated endwall heat transfer, Part 2 –Time mean results, J. of Turbomachinery, 128, (2005), pp.755-762.
6) Zess, G. A. and Thole, K. A.: Computational Design and Experimental Evaluation of Using a Leading Edge Fillet on a Gas Turbine Blade, J of Turbomachinery, 124, pp.167-175.
7) Seguchi, J. et al.: Effect of Juncture Geometry between Endwall and Airfoil Leading Edge on Endwall Heat Transfer, ACGT2009, Tokyo, TS-40 (2009), pp.57.
8) 感圧塗料による空力計測技術とその応用，日本テクノセンターセミナー資料，(2007)
9) Kitamura, T. et al.:Study on Film Cooling for Next Generation Gas Turbine, IGTC2007, Tokyo, (2007) TS-115
10) Eckert, E. R. G, Sakamoto, H., and Simon, T. W.: The heat/mass transfer analogy factor Nu/Sh, for boundary layers on turbine blade profiles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, pp.1223-1233.
11) Kwon, K. C., Ibrahim, T. H., Park, Y and Simmons, C. M.: Pseudo-binary molecular diffusion of vapors into air, Advances in Environmental Research Vol.8667-8678 (2004)
12) M. ラッフェル，C. E. ヴィラート，J. コンペンハウス，: PIV の基礎と応用－粒子画像流速測定法—，シュプリンガー・フェアラーク東京株式会社，(2000)
13) 可視化情報学会編：PIV ハンドブック，森北出版株式会社，(2002)
14) 植村知正，山本富士夫，幸川光雄，：二値化相関法—粒子追跡法の高速画像解析アルゴリズム，可視化情報，10, (1990) No.38, pp.196-2-2.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-12

# 地上ジェットエンジンテストセルの CFD モデルの検討

*淺海 典男（IHI），松野 伸介（IHI），伊沢 将人（IHI），田口 貴之（IHI），三浦 聡（IHI）

# CFD Modeling for Sea-Level Jet Engine Test Facilities

*Norio Asaumi(IHI), Shinsuke Matsuno(IHI), Masato Izawa(IHI),
Takayuki Taguchi(IHI) and Satoshi Miura(IHI)

**ABSTRACT**

Measured thrust in a test facility (indoor cell) is different from the gross thrust which is the true thrust of a jet engine. This difference is caused by aerodynamics effects induced by the secondary airflow which bypasses the engine in the indoor cell. Thrust correlation parameter between the measured thrust in an indoor cell and the gloss thrust is called cell factor.

From past survey, it has been revealed that the total pressure loss of rear parts in an indoor cell is larger than that of front parts. It means that the rear configuration in an indoor cell affects more strongly on the airflow compared with the front configuration. In this paper, CFD modeling for rear configuration in an indoor cell is investigated and the accuracy is improved successfully. It was also found that the real porous model for the blast-suppressor is better than the model which is a simple unity surface with Darcy law. In addition, some examples of parameter survey about the indoor cell configuration by CFD are reported in this paper.

**Key words**: Test Facility, Aerodynamics, Thrust Drag Correction, CFD

## 1．はじめに

周辺の風が静止状態(0m/s)の屋外(以下，オープンセルと示す)でジェットエンジンを運転し，計測される推力を計測機器のエラーについて補正したものは，エンジンの真の推力でありグロススラスト($F_g$)と呼ばれる[1]。しかし，オープンセルは天候や風の状況など周囲の環境の影響を受けるため，常に安定してエンジンの性能計測を実施することは難しい。これらの理由により，一般的にエンジンの性能試験は地上ジェットエンジン屋内試験設備(以下，インドアセルと示す)で実施される。インドアセルでは室内の気流の影響で空気抵抗を受けるため，エンジンの推力計測値はオープンセルの運転時よりわずかに(数%程度)変化する。オープンセルとインドアセルでエンジンの推力を補正するパラメータはセルファクタ(CF)と呼ばれ，以下のように定義される。

$$CF = F_{m,\,open} / F_{m,\,indoor} = F_g / F_{m,\,indoor} \quad (1)$$

ここで，$F_m$は計測されるエンジンの推力である。

Fig.1 にオープンセルとインドアセルでのエンジンの運転の様子とセルファクタの概略を示す。セルファクタを算出するにはオープンセルおよびインドアセルでエンジンの運転試験を行い推力を

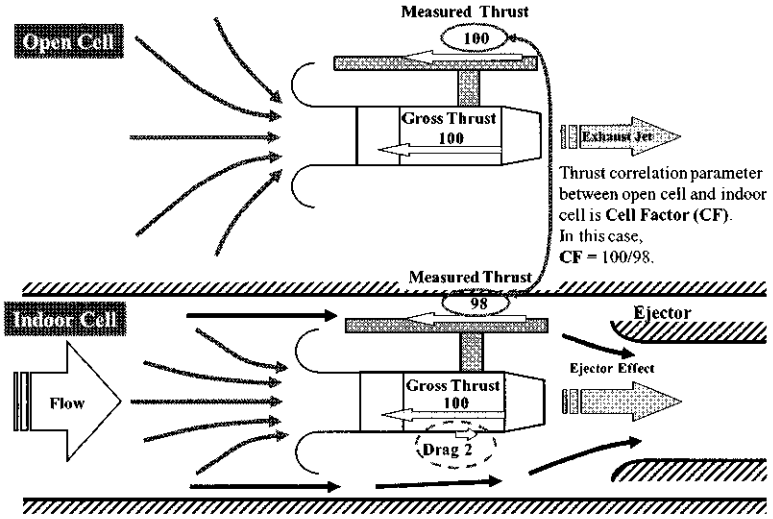



Fig.1 A Schematic of Cell Factor

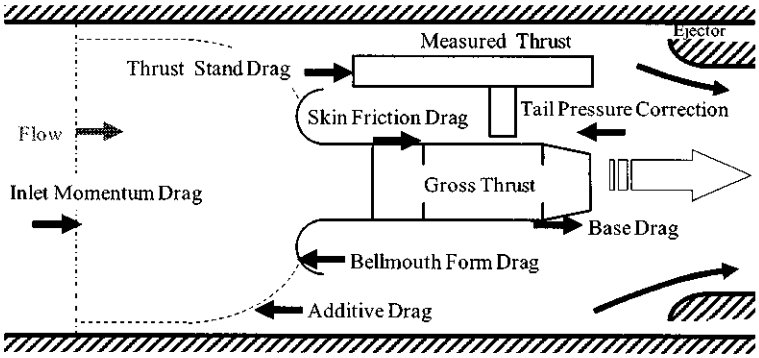



Fig.2 Thrust / Drag Correction Factors in a Indoor Cell

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

計測する必要があるが，高額のコストが必要なため試験の一部を代替あるいは省略する方法が考えられている。例えば，複数のインドアセル間でセルファクタをキャリブレーションする方法や，インドアセルの気流計測結果から2次流れによる空気抵抗の大きさを推定する方法[2]が存在する。さらに，数値流体力学(CFD)を用いてセルファクタを導出する試みも行われている[3]。しかし，このCFDでセルファクタを算出する試みはエンジン周囲のみを対象とし，さらにインドアセルの形状を簡略化したモデル実験での検証であるため気流の再現がまだ不十分と言える。そこで，本研究ではインドアセル全体の形状を詳細に再現し気流をより正確に求めた上で，インドアセルの形状がセルファクタへ与える影響について解析的な評価を試みた。

これまでの研究により，インドアセルの中でもリアセルと呼ばれるインドアセルの後方部分が気流へ与える影響が大きいことがわかっている[4]。ここでは，特にリアセルの各部位のモデル化について検討を行い気流の予測精度向上を図る。

## 2．インドアセルでの空気抵抗

インドアセルの運転時にはエジェクタ効果によって引き込まれた2次流れの影響のため計測される推力が小さくなる。グロススラスト($F_g$)，計測される推力($F_m$)と2次流れがセルファクタへ与える空力的な影響(Drag/Thrust Correction)の関係を以下に示す[3,5]。

$$F_g = F_m + \text{Drag/Thrust Correction} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}\text{Drag/Thrust Correction} &= \text{Inlet Momentum Drag} \\ &+ \text{Additive Drag} \\ &+ \text{Bellmouth Form Drag} \\ &+ \text{Tailpipe Pressure Correction} \\ &+ \text{Thrust Stand Drag} \\ &+ \text{Skin Friction Drag} \\ &+ \text{Base Drag}\end{aligned} \quad (3)$$

である。以下に各項の説明を示す。

・Gross Thrust($F_g$)

$$F_g = W_e V_e + (P_e - P_{ref}) A_e \quad (4)$$

で定義される。ここで，$W_e$はエンジンの排気質量流量，$V_e$はノズル出口での速度，$P_e$はノズル出口での静圧，$P_{ref}$はエンジン後方でのインドアセルの代表静圧，$A_e$はノズル出口での断面積である。

・Inlet Momentum Drag ($D_{im}$)

$$D_{im} = W_{eng} V_0 \quad (5)$$

ここで，$W_{eng}$はエンジンの吸い込む流量，$V_0$はエンジン上流の気流の代表流速である。

・Additive Drag ($D_{add}$)

エンジン上流からエンジンへ吸い込まれる気流の流線に沿って発生する圧力勾配のために発生する推力の補正項である。

・Bellmouth Form Drag ($D_b$)

ベルマウス周囲の圧力勾配の流れ方向への影響によって発生する。$D_{add}$と$D_b$の和は以下のようにモデル化される。

$$D_{add} + D_b = W_{ent}/W_{eng}(1 - 1/2(V_f/V_0 + V_0/V_f))D_{im} \quad (6)$$

ここで，$W_{ent}$は2次流れの質量流量，$V_f$は2次流れの代表流速である。

・Tailpipe Pressure Correction ($C_{tail}$)

エンジンの後方ではエジェクタへ流入する加速された気流の影響のため，エンジンの計測される推力が大きくなる。この影響は以下のように定義される。

$$C_{tail} = (P_0 - P_{ref}) A_e \quad (7)$$

ここで，$P_0$はエンジン上流の気流の代表静圧である。

・Thrust Stand Drag ($D_{ts}$)

2次流れがスラストスタンドへ及ぼす空気抵抗である。この空気抵抗は以下のように定義される。

$$D_{ts} = 1/2 \rho_f V_f^2 A_d C_d \quad (8)$$

ここで，$\rho_f$は2次流れの代表密度，$A_d$はスラストスタンドの断面積(衝突断面積)，$C_d$は抵抗係数である。

・Skin Friction Drag ($D_{sf}$)

気流の粘性の影響のため，2次流れとエンジンの表面の摩擦によって起こる抵抗である。しかし，通常小さい値であるため省略される。

・Base Drag ($D_{base}$)

エジェクタの入口付近の加速された流れにより負圧となるため発生する影響であり，以下のように定義される。

$$D_{base} = (P_n - P_{ref})(A_{ne} - A_e) \quad (9)$$

ここで，$P_n$はエンジンノズル外表面の圧力，$A_{ne}$はノズルの前側の断面積である。

## 3．方法

### 3.1 インドアセルの空力特性パラメータ計測

Fig.3にインドアセルの構成とインドアセル内の気流の概略を示す。エンジン運転時は大気より空気が吸気塔を通り，ターニングベーンで90°曲げられスプリッターとスクリーンを抜けエンジンへ吸入される。吸気塔からエンジンの上流までをフロントセル，以降をリアセルと言う。エンジンの排気がエジェクタへ入ることでエジェクタ効果が発生し，エンジンの吸気とエンジン周囲を通過する2

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

次流れがエンジン室(テストチャンバ)内に流入する。エンジンの排気と2次流れはエジェクタ内で混合し，ブラストサプレッサから排気塔を通り大気へ放出される。なお，エジェクタ内には排気と2次流れの混合を促進するために騒音低減装置を配置している。

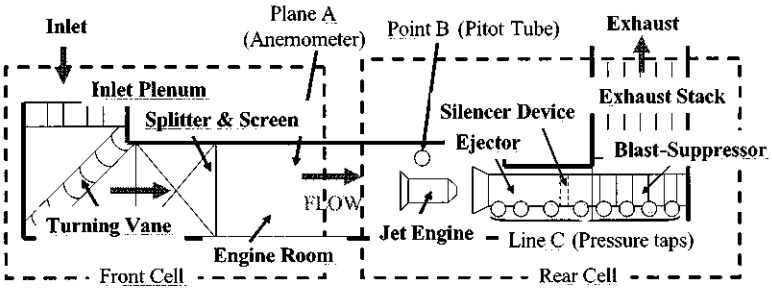



Fig.3 Configuration of an Indoor Cell

エンジン運転試験時に断面 A に熱線風速計(5×5点)を配置しエンジン上流の流速を計測する。また，点 B にピトー管を配置しエンジン室内の圧力を計測する。さらに，リアセルの気流を評価するためにエジェクタとブラストサプレッサの壁面に圧力計を設置しデータを取得する。

インドアセル内の気流特性を評価するためのパラメータとしてセルバイパス比($\beta$) [6,7] を用いる。セルバイパス比の定義を以下に示す。

$$\beta = (W_0 - W_{eng})/W_{eng} \qquad (10)$$

ここで，$W_0$はインドアセルの空気の質量流量である。

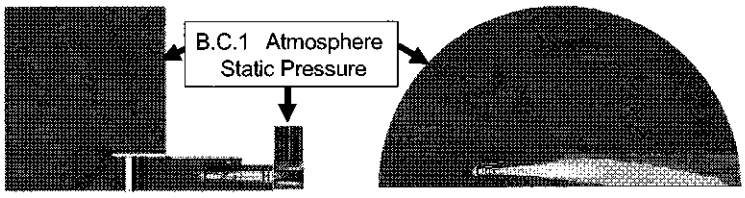
### 3.2 数値解析(CFD)

汎用流体解析ソフトの ANSYS FLUENT 6.3 を用いる。Fig.4 にインドアセルとオープンセルの CFD モデルと境界条件の設定方法を示す。解析格子点数は約 1,000 万点であり RANS(Raynolds Averaged Navier Stokes)による定常計算を行う。

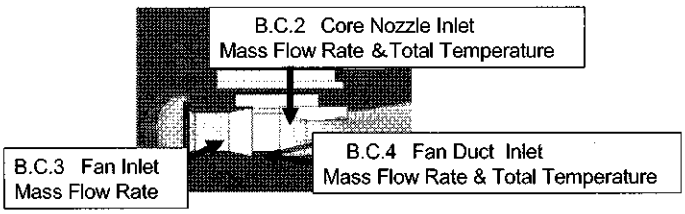
Fig.5 に CFD の結果からエンジンの推力を算出する手法の概略図を示す。エンジン周囲の検査体積に沿って，運動量と圧力の作用と外表面の粘性抵抗を表面積分しエンジンの推力を算出する。

## 4．結果

CFD より算出したインドアセルの各部分の圧力損失をエンジン上流の気流(Fig.3 の Plane A)の動圧で無次元化したもの(Fig.6 参照)より，リアセル側の圧力損失はフロントセルより大きくインドアセルを流れる総空気流量への影響が大きいことがわかっている [4]。

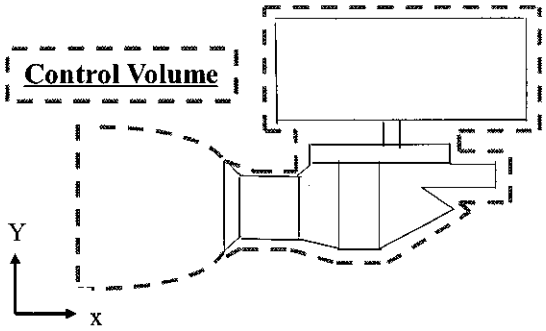



(a) Indoor Cell (b) Open Cell




(c) Jet Engine detail

Fig.4 CFD Models




$$F_m = \text{Momentum} + \text{Pressure Force} + \text{Viscous Force}$$
$$= \int W V_x dA_x + \int (P - P_{ref}) dA_x + \int \partial/\partial x \, (\mu \partial V_x/\partial x) dA_x$$

Fig.5 A Schematic of Control Volume in the Momentum Equation for Calculating Thrust

そこで，リアセルの数値解析のモデルについて検討を行った。

### 4.1 乱流モデルの比較

(Fig.6 より)圧力損失が大きいリアセル(エジェクタ～ブラストサプレッサ)について乱流モデルによる比較を実施する。エジェクタは円筒形の形状をしており，エジェクタの中心を流れるエンジンの排気とその周囲に引き込まれた 2 次流れが混合しながら下流のブラストサプレッサへ向かって流れていく。ブラストサプレッサは円筒形状の多孔板である。エジェクタからブラストサプレッサ内の気流の圧力損失を評価するための 1 つの指標として，壁圧を CFD と実測値で比較する。Fig.7 に SA モデル，k-ε モデル，SST モデル，RSM の 4 つと実測値の壁圧を比較した結果を示す。ここで，壁圧はエジェクタ入口からの変化量をエンジン上流の気流の動圧で無次元化する。この結果より，エジェクタ～騒音低減装置の間では RSM が実測値

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

の壁圧と良く一致していることがわかる。下流側のブラストサプレッサでCFDと実測値を比較すると全ての乱流モデルのケースで壁圧の上昇が大きく，実測値との乖離が大きい。また，ブラストサプレッサでの乱流モデルどうしの比較では差は小さいことがわかった。

### 4.2 ブラストサプレッサの多孔質モデル

ここでは，ブラストサプレッサのモデル化について3つのケースで比較を行う(Fig.8に概略図を示す)。case01とcase02は実際の多孔板の形状を模擬したモデルである。このとき，計算コストを抑えるために実機と開口率は同じであるが孔径を大きくし孔の数を少なくする簡易なモデルを用いる。case01とcase02では開口率は同じであり孔径の大きさの影響を評価する。さらに，case03にはANSYS Fluentの一機能である，多孔板を薄い面としてダルシー則を用いて圧力損失を与えるモデル(Porous Jump境界条件[8])を用いる。

Fig.9に3つのブラストサプレッサのモデルでのCFD結果と実測値のブラストサプレッサの壁圧の比較を示す。この結果から，case01とcase02の多孔板の形状を模擬したものは実測値よりも壁圧が大きくなっている。case01とcase02の比較より両ケース間の差は小さいと言える。case03はブラストサプレッサで壁圧の上昇が小さいことがわかった。この原因は，Fig.10に示すように一度ブラストサプレッサから流出した気流が排気室の中を循環し，ブラストサプレッサへ再度逆流しているためである。ただし，実際にはこのような逆流は発生していないと考えられる。なお，この時case03では損失係数は開口率より推定した100を用いた。さらに，複雑な流れであることを考慮し1～10000までの数ケースの感度解析を行ったが同様に非現実的な逆流が発生した。今回の結果から，case01とcase02のように多孔板の形状を模擬したモデルが有効とわかった。また，多孔板のような小さな穴を流れる場合，穴の中の縮流のため圧力損失が発生する。この圧力損失への解析格子の影響について case01のブラストサプレッサのモデルを対象に感度解析を実施する。Fig.11(a)と(b)に解析格子の様子を示す。Fig.11(c)に格子の感度解析の結果を示す。この結果より，解析格子の依存性は比較的小さいと言える。

### 4.3 インドアセル形状の感度解析

騒音低減装置の有無の2ケースでの比較を行う。今回の結果より，セルバイパス比が0.6，セルファクタが1.3%増加することがわかった。Fig.12に騒音低減装置の有無のエジェクタからブラストサプレッサでの壁圧の比較を示す。この結果より，騒音低減装置を取り外すとエジェクタからブラストサプレッサの間での壁圧の上昇が小さくなるため圧力損失が減ることがわかる。そのため，騒音低減装置を取り外すと2次流れの質量流量が増えエンジンへの空気抵抗が増加した。

## 5．まとめ

インドアセルでのCFDのリアセルのモデル化に取り組んだ。

リアセル(エジェクタ～ブラストサプレッサ)について乱流モデルの結果を比較すると，エジェクタ～騒音低減装置の間ではRSMが実測値の壁圧と一致するため適切であることがわかった。

次に，ブラストサプレッサのモデル化は多孔板の形状を模擬することが有効とわかった。さらに，孔径と解析格子に対する依存性は小さいことがわかった。また，ブラストサプレッサでは乱流モデルの影響が小さいことがわかった。ただし，現在のモデルではCFDと実測値の壁圧にはまだ乖離があるが，今後の課題とする。

開発したリアセルのCFDモデルを用いてインドアセル形状がセルファクタへ与える影響を感度解析より試算した。今回の結果より，騒音低減装置を取り外すことでセルバイパス比が0.6，セルファクタが1.3%増加すると考える。これは，騒音低減装置を取り外すことで2次流れの質量流量が増えエンジンへの空気抵抗が増えるためである。

今後は，インドアセルの形状によるセルファクタへの影響評価のための設計ツールとしての適応性を高めていく。

## 参 考 文 献


1) Rudnitski, D. M.: Performance Derivation of Turbojets and Turbofans from Tests in Sea-Level Test Cells, AGARD-LS-132, 1984.
2) Rolls-Royce plc.: United Date Patent US 7565269 B, Thrust correction, 2009.
3) Gullia, A., Laskaridis, P., Ramsdem, K. W., and Pilidis, P.: A preliminary Investigation of Thrust Measurement Correction in an Enclosed Engine Test Facility, AIAA-2005-1128 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2005.
4) 淺海典男, 伊沢将人, 田口貴之, 松野伸介: CFDによるジェットエンジンテストセルでの推力補正, 第38回日本ガスタービン学会定期講演会(徳島), 2010.
5) Rios, R. M., Martin, M. R., San Segundo, M. P. G, and Aguilar, B. M.: Thrust Correction on Jet Engines in Sea


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

Level Test Facility, AIAA-98-3109 34th ASME SAE and ASEE Joint Propulsion conference, 1998.

6) Karamanlis, A. I., Sokhey, J. S., Dunn, T. C., and Bellomy, D.C.: Theoretical and Experimental Investigation of Test Cell Aerodynamics, AIAA-86-1732 22nd ASME SAE and ASEE Joint Propulsion conference, 1986.

7) SAE:Aerospace Information Report, SAE Air 4827, 1993.

8) Ansys Inc.: Fluent 12.0/12.1 User's Guide, 2009.

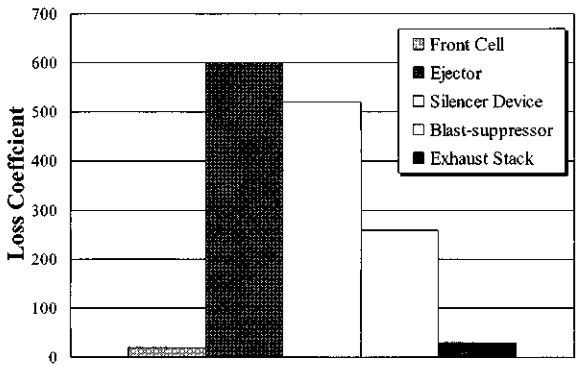



Fig.6 Total Pressure Loss within a Indoor Cell [4)]

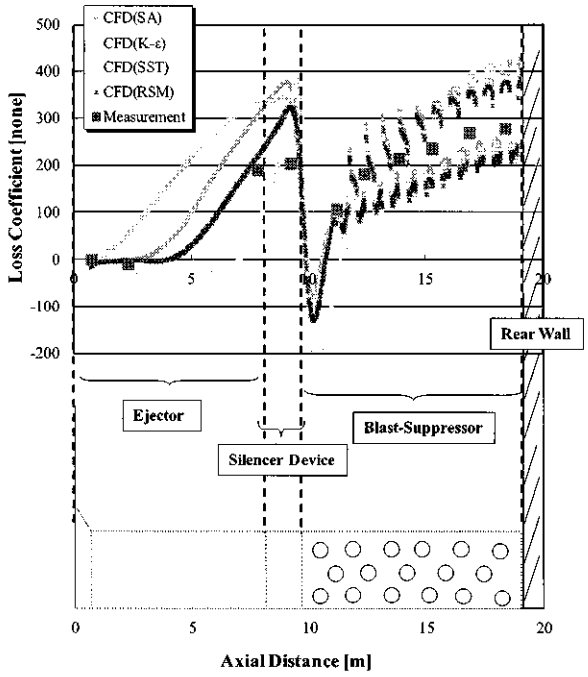
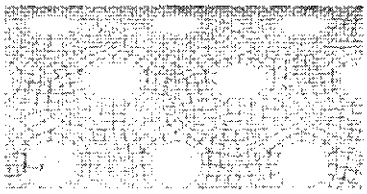
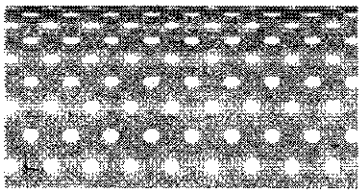


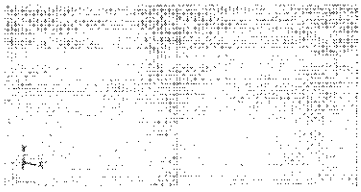

Fig.7 CFD Turbulence Survey of Pressure Loss in Ejector, Silencer Device and Blast-Suppressor



(a) Default Holes (case01)



(b) Fine Holes (case02)



(c) Darcy Law in Uniform Surface (case03)

Fig.8 Blast-Suppressor Models

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

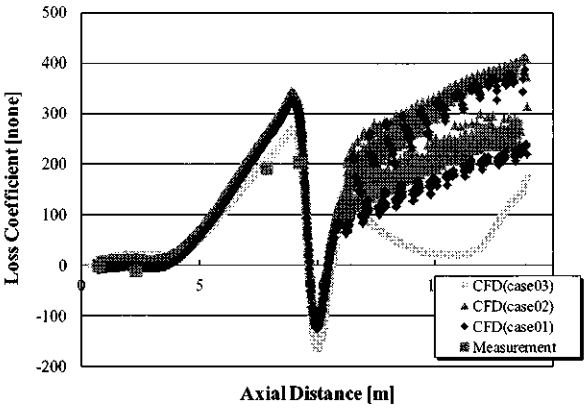



Fig.9 Comparison among Blast-Suppressor Models

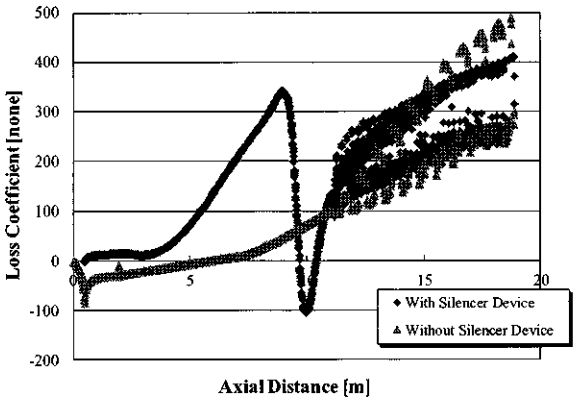



Fig.12 Comparison with and without Silencer Device

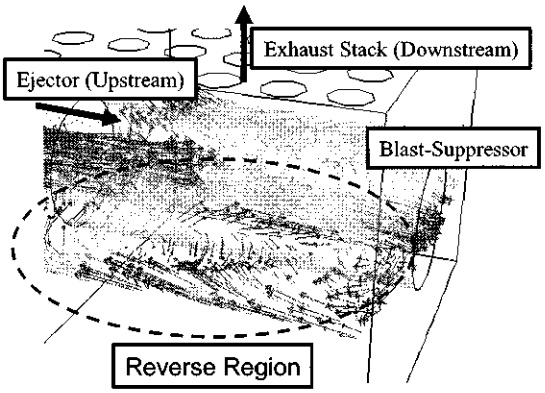
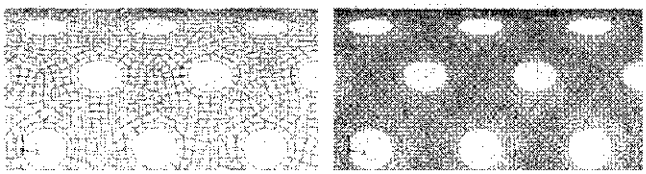
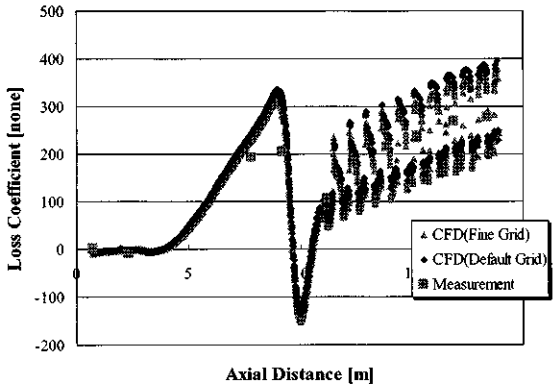



Fig.10 Reverse Flow near Blast-Suppressor in Case03



(a) Default Grid (b) Fine Grid




(c) Loss Coefficient

Fig.11 Grid Survey of Blast-Suppressor

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-13

# 動静翼干渉場における着氷現象の数値シミュレーション

川上敬，鈴木正也，*山本誠（東京理科大学），宍戸進一郎，室岡武，宮川浩（IHI）

# Numerical Simulation of Ice Accretion Phenomena in Rotor/Stator Interaction

Kei KAWAKAMI, Masaya SUZUKI, *Makoto Yamamoto (TUS),
Shinichiro SHISHIDO, Takeshi MUROOKA and Hiroshi MIYAGAWA (IHI)

**ABSTRACT**

Any aircraft have the possibility to encounter icing atmospheric condition in flight or on the ground. The occurrence of ice accretion leads to the performance degradation in jet engines and cause serious mechanical damage to the fan and the compressor components of jet engines. Therefore, jet engines of aircraft need to prove the ability to work on icing conditions to match the certification criteria. If we can simulate ice accretion and improve the performance in design phase, it should become possible to reduce the cost and design period of jet engines. In the present study, we simulated ice accretion of rotor-stator interaction between the fan and the FEGV of jet engines to investigate the ice shape and how the ice affects the aerodynamic performance. It was confirmed that the amount of ice is much larger on the rotor than on the stator, and the stator has only thin ice layer on the leading edge.

**Key words**: Ice Accretion, Computational Fluid Dynamics, Rotor-Stator Interaction

## 1．はじめに

飛行中および着地しているあらゆる航空機は，着氷を生じる大気条件にさらされる可能性がある．堆積した氷が除去されなければ，着氷したエンジンの空気力学的性能が変化し，航空機性能の低下，時にはエンジン不安定作動を引き起こす．また，はく離した氷片によりエンジン内部に深刻な機械的損傷を与える可能性がある．したがって，航空機エンジンは，型式承認に適合するように，着氷環境において作動する能力を示すことが必要となっている．さらに，民間用エンジンはより高いバイパス比を取るようになってきたため，エンジン空気流量が増加するとともに着氷量も増加し，着氷の問題は一層厳しくなってきている．設計段階でこの着氷を予測することができれば，着氷による空力的な性能低下を防ぐことができるが，エンジン着氷試験は多大な費用と時間を必要とし，エンジン開発後期に着氷の問題が発生すると機体開発にも影響を与えてしまう．そこで数値シミュレーションによる着氷現象の予測が期待され，世界中で研究が進められている．

本研究ではジェットエンジンのファン動翼とファン出口案内翼（FEGV）を対象に着氷シミュレーションを行い，着氷形状を調べるとともに，着氷が翼性能に与える影響について数値的に検討する．

## 2．着氷計算手法

本研究では，現象の時間スケールを考慮し，弱連成に基づいた着氷計算手法を採用する．このため，(1)まず着氷をしていない物体の流れ場を計算する，(2)水滴軌道計算により水滴衝突特性を得る，(3)次に熱力学計算により物体表面に堆積する着氷量を算出する，(4)得られた着氷量に基づき計算格子を再構成する，(5)流れ場計算を再度実施するという反復的な計算プロセスを採用している．

### 2.1 流れ場計算

本研究では，流れ場を圧縮性乱流とし，支配方程式として連続の式，ナビエ・ストークス方程式，エネルギ式を用い，レイノルズ応力を評価するための乱流モデルとして Launder-Spalding (1974) の高レイノルズ数型 $k$-$\varepsilon$ モデルを用いる．支配方程式は，非粘性項を Yee-Harten (1987) の二次精度風上型 TVD スキームで，粘性項を二次精度中心差分でそれぞれ離散化し，時間進行には四段階ルンゲ・クッタ法

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

を用いる．また，動翼については相対座標系で計算を行うが，その場合，ナビエ・ストークス方程式とエネルギ式には，遠心力とコリオリ力の項を付加する．

### 2.2 水滴軌道計算

翼面上における水滴の衝突質量分布を得るために，個々の水滴の軌道をラグランジュ的手法により行う．水滴にかかる力は，抗力・遠心力・コリオリ力とし，重力やその他の力は考慮しない．また，水滴は完全な球形と仮定し，衝突・変形・合体や分裂は無視しており，さらに，水滴は流れ場に影響を及ぼさないもの(すなわち，One-Way Coupling)と仮定する．

### 2.3 熱力学計算

本計算で用いた熱力学的モデルは相変化の一般的な手法であるステファン問題に基づき，以下の4つの式によって記述される．

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{k_i}{\rho_i C_{pi}} \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} \tag{1}$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{k_w}{\rho_w C_{pw}} \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} \tag{2}$$

$$\rho_i \frac{\partial h_i}{\partial t} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial t} = m_{im} + m_{in} - m_{e,s} \tag{3}$$

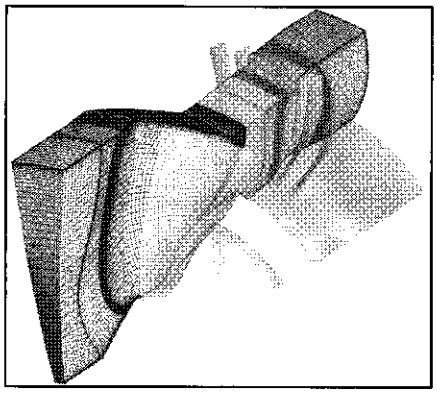
$$\rho_i L_F \frac{\partial h_i}{\partial t} = k_i \frac{\partial T_i}{\partial y} - k_w \frac{\partial T_w}{\partial y} \tag{4}$$

ここで，式(1)と式(2)は氷と水の層における熱伝導方程式，式(3)は質量保存の式，式(4)は氷と水の界面における相変化の条件を示す．ここで，$\rho$，$T$，$k$，$C_p$，$h$ はそれぞれ密度，温度，熱伝導率，比熱，厚さであり，下付添字の $i$，$w$ は氷と水に関する量であることを意味する．また，$t$ は時間，$y$ は壁面に垂直な方向の距離を示し，$m_{im}$，$m_{in}$，$m_{e,s}$ はそれぞれ検査体積に対する単位面積・単位時間当たりに衝突する液滴の質量流量，ランバックしてくる質量流量，蒸発（昇華）する質量流量を表す．また，$L_F$ は水の凝固による潜熱である．これらの式より算出された氷の厚さを用いて，計算格子の再構成を行う．

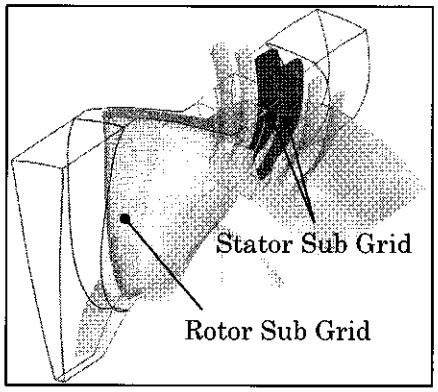
## 3．計算条件

### 3.1 計算対象

翼列は全周でファンブレード 30 枚，FEGV60 枚から成るが，周期性を仮定し，ファンブレード 1 枚と FEGV2 枚について計算を行う．計算格子はマルチブロック法および重合格子法に基づき，図1(a)に示すメイングリッドと，翼周りに図1(b)に示すサブグリッドを配置する．総格子点数は約 3,000,000 点である．動翼側の計算格子では相対座標系，その他の計算格子では絶対座標系を用いる．



(a) Main Grid




(b) Sub Grid

Fig.1 Computational Grid

### 3.2 計算条件

流れ場と着氷の計算条件を表1にまとめる．液滴収集効率は，平均液滴径（MVD）の大きさの液滴を 10,000,000 個投入した後，衝突量を空気中の水分含有量（LWC）に合わせて比例的に算出することによって求めている．また，簡略化のため，動翼におけるチップクリアランスは無視し，滑り壁条件を課す．

本計算では，流れ場・液滴軌道・着氷・壁面形状の計算サイクルを 1 回行い，その後，着氷

Table 1 Computational Conditions

| | |
|---|---|
| Rotor Tip Speed [m/s] | 300 |
| Inlet Mach Number | 0.44 |
| Inlet Total Pressure [MPa] | 0.1013 |
| Inlet Total Temperature [K] | 253.15 |
| Liquid Water Content [g/m$^3$] | 1.0 |
| Median Volume Diameter[μm] | 20 |
| Exposure Time [s] | 3.0 |

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

後の流れ場の計算を行い，性能変化を調査した．

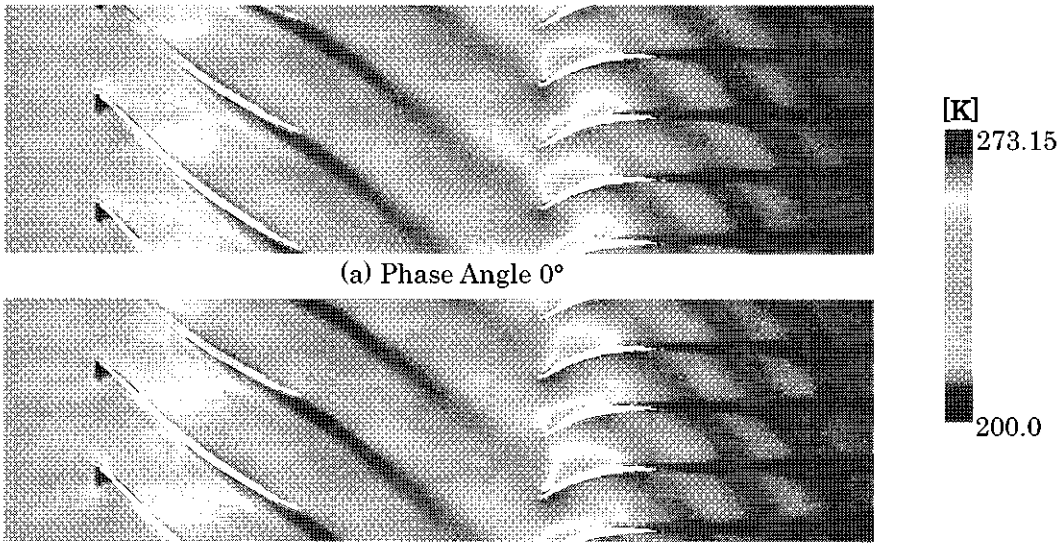
## 4．計算結果および考察

### 4.1 流れ場

図3に動翼のミッドスパンにおける温度分布を示す．図2(a)は位相角0°，図2(b)は位相角90°における分布である．動翼の後流が静翼の前縁で断ち切られていること，動翼においては静翼の影響が少なく，流れ場はほとんど変化していないことなどが明らかに見て取れる．

### 4.2 液滴収集効率

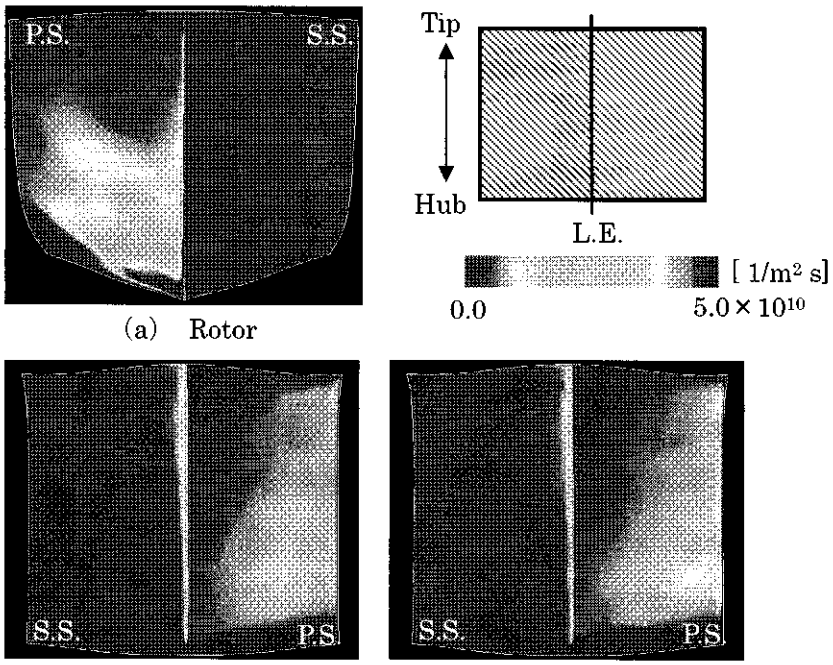
図3は翼表面における液滴の収集効率を示したものである．図3(a)，(b)，(c)の順に，動翼，静翼1，静翼2を表し，中心線が翼前縁，左右半面がそれぞれの正圧面および負圧面に対応している．この図から，静翼は2枚ともほぼ同じ分布を示して差がほとんどないこと，動翼および静翼ともに液滴の衝突は翼前縁に集中していること，液滴のほとんどが正圧面側に衝突し，負圧面側では前縁付近を除いて液滴が衝突していないことなどが分かる．動翼と静翼の液滴衝突量を比較すると，動翼の存在により静翼へ流入する水滴量が減少するため，動翼の方がより多くの液滴が衝突している．また，静翼ではハ




(a) Phase Angle 0°

(b) Phase Angle 90°

Fig.3 Static Temperature Distribution at Different Phase Angle




(a) Rotor

(b) Stator 1

(c) Stator 2

Fig.3 Collection Efficiency of Droplet

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

ブ側で収集効率が少ないことも明らかである．これはスパン方向の流れと液滴に作用する遠心力により動翼間において液滴がチップ側へ流れる傾向があるためである．

### 4.3 着氷形状および着氷厚さ

図4にハブ側からチップ側にかけての各スパンにおける最大氷厚さの分布を示す．動翼ではハブ側で最も厚い氷を形成している．また，いずれの静翼もハブ側を除き氷の厚さはほぼ一定であることが分かる．

図 6 は，10%，50%，90%スパンにおける動翼，静翼の着氷形状である．静翼では 2 枚ともほぼ同じ傾向しているため片方のみを示す．動翼では，10%スパンでは淀み点で厚い氷を形成しているが，50%，90%では淀み点近傍で氷が薄くなっている．これは翼面温度が高くなっているからであり，その結果，ランバックした液滴は負圧面側の加速領域で凍結し，ホーンを形成している．静翼では収集効率も低く，比較的温度も高いために氷はそれほど成長していないが，動翼とは傾向が逆である．これは，静翼ではハブ側で収集効率が低く，比較的温度が高いので，凍結しにくいためであると考えられる．

## 5．まとめ

本研究は，ジェットエンジンのファン動翼とファン出口案内翼 (FEGV) を対象として 3 次元着氷シミュレーションを行い，流れ場，着氷形状，空力性能などの変化を数値的に検討したものである．本研究により得られた知見を以下に列記する．

(1) 動静翼ともに，液滴は前縁・正圧面に衝突し，特に前縁部に集中する傾向がある．
(2) 動翼ではハブ側で液滴が多く衝突し，翼面温度も低いために厚い氷を形成する．
(3) 動翼ではスパン位置が高くなるにつれ，淀み点で氷層を形成しなくなり，ランバックした後，速度が加速する領域で凍結する．これは雨氷的な着氷形状である．
(4) 静翼に比べ，動翼では厚い氷を形成する．これは液滴の衝突量の差による．

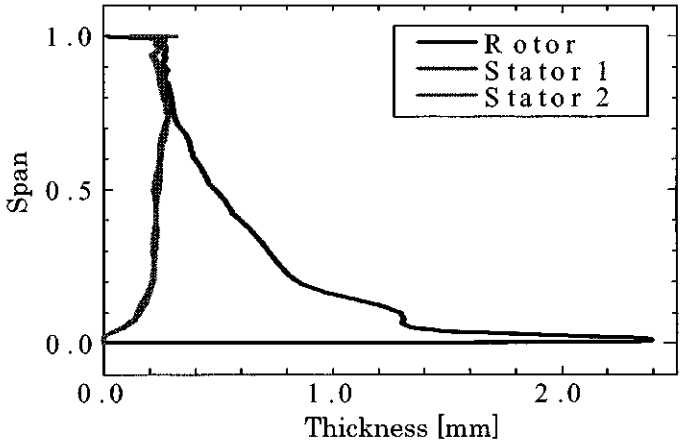



Fig.4 Spanwise Distribution of Maximum Ice Thickness

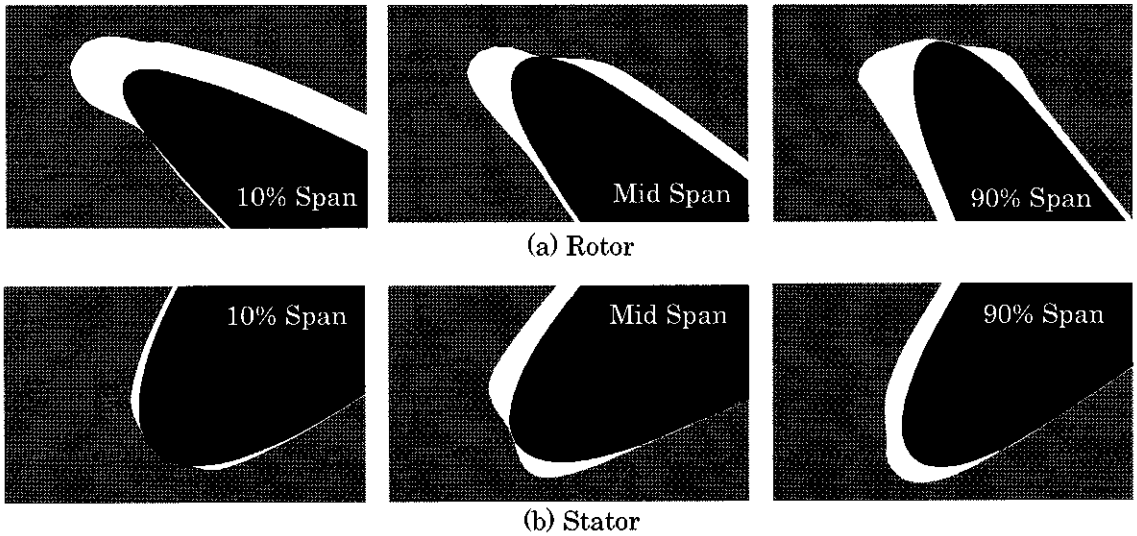



Fig.6 Predicted Ice Shape around Leading Edge

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-14

# 部分流入段の三次元非定常流動解析に基づく性能予測

*笹尾 泰洋（東北大），高田 真司（東北大），田沼 唯士（帝京大），山本 悟（東北大）

# Performance Prediction of Partial Admission Stage based on Simulation of Unsteady Three-Dimensional Flows

*Yasuhiro SASAO(Tohoku Univ.), Shinji TAKADA(Tohoku Univ.), Tadashi TANUMA(Teikyo Univ.) and Satoru YAMAMOTO(Tohoku Univ.)

**ABSTRACT**

In this paper, the performance of a partial admission stage is parametrically predicted using the high-order high-resolution numerical method developed by our group. Compressible Navier-Stokes equations are solved by the high-order high-resolution finite-difference method based on the fourth-order compact MUSCL TVD scheme, Roe's approximate Riemann solver, and the LU-SGS scheme. The SST-model is also solved for evaluating the eddy-viscosity. Unsteady three-dimensional flows through half-arc nozzle-rotor cascade channels considering a partial admission are numerically investigated. 54 nozzle passages with two blockages and 30 rotor passages are simultaneously calculated. The influence of the flange in the nozzle box to the lift of rotors is predicted.

**Key words**: Partial admission stage, Numerical Turbine

## 1．緒言

部分流入タービンの高圧車室および中圧車室は水平2つ割り構造が広く採用されている．車室は内外の大きな圧力差に耐え，なおかつ車室やフランジを薄肉化するために，二重構造にするなどの工夫が施されているが，ノズルボックスの間には，なお十分な厚みを有したフランジを設置する必要がある．

ノズルの下流側と比較すると，フランジの下流側へと流入する蒸気は僅かであるため，部分流入段においては動翼の旋回方向に対して極めて不均一な流れ場が形成されることになる．よって，部分流入段を構成する動翼には極めて強い非定常流体力が働くことになる．特に，動翼がフランジを通過した直後においては，動翼流路内の淀んだ蒸気がノズルより供給される高速の蒸気によって圧縮されることで，局所的な圧力の上昇が引き起こされる．この時，動翼には負の揚力が働く場合があるだけでなく，蒸気の運動エネルギーの一部は熱へと不可逆的に変換される [1]．この熱力学的な損失は噴射端部損失と呼ばれ，部分流入段の効率低下を招く要因の1つとして知られている．

部分流入段を対象とした解析的研究としては，He[1] やSakaiら[2] による非定常流動解析例が報告されており，動翼に働く非定常流体力や損失のメカニズムに関する議論が行われている．近年では計算機の高性能化に伴い，Gaoら[3]やHushmandiら[4]によって部分流入段全周を対象とした三次元非定常流動解析が行われており，より詳細な非定常流体力の予測や各段出口における全圧分布予測が行われている．一方，我々の研究グループでは，部分流入段全周ないし半周を対象とした二次元非定常流動解析を行い，フランジが部分流入段の全体性能の低下に占める割合を予測し，さらに，非定常流体力を低減することで部分流入段の効率を向上できるフランジ構造の改良案を提案した [5]．

本研究の最終的な目標は，部分流入段を通過する非定常蒸気流れに我々の開発した数値タービンを適用し，数値解析に基づいて部分流入段の性能を向上できるフランジの改良案を提案することである．その準備段階として，部分流入段を対象とした三次元非定常流動解析を行い，二次元解析との比較を行いながら，フランジ近傍の流れ場について考察する．

## 2．基礎方程式および数値解法

基礎方程式として質量保存則，運動量保存則，エネルギー保存則，乱流運動エネルギーおよびその比散逸率の保存式を解く．

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

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial F_i}{\partial \xi_i}+S+H=0 \tag{1}$$

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．

$$Q=J\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u_1\\ \rho u_2\\ \rho u_3\\ e\\ \rho k\\ \rho\omega\end{bmatrix},\quad F_i=J\begin{bmatrix}\rho U_i\\ \rho u_1U_i+(\partial\xi_i/\partial x_1)p\\ \rho u_2U_i+(\partial\xi_i/\partial x_2)p\\ \rho u_3U_i+(\partial\xi_i/\partial x_3)p\\ (e+p)U_i\\ \rho kU_i\\ \rho\omega U_i\end{bmatrix},$$

$$S=-J\frac{\partial\xi_j}{\partial x_i}\frac{\partial}{\partial\xi_j}\begin{bmatrix}0\\ \tau_{1i}\\ \tau_{2i}\\ \tau_{3i}\\ \tau_{ik}u_k+q_i\\ \sigma_{kj}\\ \sigma_{\omega j}\end{bmatrix},\quad H=-J\begin{bmatrix}0\\ 0\\ \rho(\Omega^2x_2+2\Omega w_3)\\ \rho(\Omega^2x_3-2\Omega w_2)\\ 0\\ S_k\\ S_\omega\end{bmatrix} \tag{2}$$

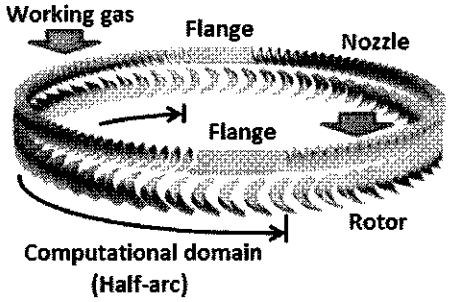
空間差分にはRoe の流束差分離法および4 次精度コンパクトMUSCL TVD スキームを用いた．時間積分には LU-SGS 法を用いた．粘性項には2次精度中心差分を用い，乱流モデルにはSST モデルを用いた．

## 3．計算結果

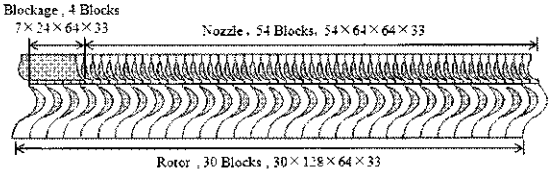
### 3.1 計算格子および計算条件

本研究は蒸気タービンの部分流入段半周を解析対象とする．図 1(a) は計算格子の俯瞰図であり，図 1(b) は Mid-span 断面における計算格子の平面展開図である．計算格子はいずれも拡張 H 型格子であり，格子点数はノズル部が 64×64×33 点，フランジ部が 24×64×33 点，動翼部が 128×64×33 点である．これの計算格子を組み合わせることで，ノズル 54 流路，動翼列 30 流路，総格子点数約 1580 万点からなる，部分流入段半周分の計算格子を作成した．

流入蒸気条件は亜臨界圧を想定して決定した．境界条件として入口全圧，入口全温および出口静圧を固定し，入口出口圧力比は 1.17 とした．動翼の回転数は 3000rpm である．本条件下において流れ場が準定常状態に達した際の平均流入マッハ数は 0.13，平均流出マッハ数は 0.19 となった．




(a) Perspective view.




(b) Computatinal domain (mid-span)

Fig. 1 Computational grid for the partial admission stage.

### 3.2 動翼に働く非定常流体力予測

図 2(a)および 2(b)は動翼が半周を移動する間に経験する非定常流体力の三次元解析結果と二次元解析結果との比較である．図 3(a)および 3(b)はフランジ近傍における瞬間の静圧分布である．三次元解析，二次元解析ともに，ノズルの下流を通過する際に動翼に働く揚力は 0.03 となり一致した．また，動翼がフランジ下流(y/Pitch=10~11)に差し掛かると，揚力は小さな正のピークを迎える傾向にも一致が見られた．これは，フランジ下流へ殆ど蒸気が供給されないために，動翼背面側の静圧が低下し，一時的に揚力が増すためである．

フランジ下流側の蒸気が淀む領域(y/Pitch=11~15)においては，二次元解析では動翼に働く揚力が徐々に低下してゆくのに対し，三次元解析においては急激に低下するといった違いが確認できた．図 4 はフランジ下流側壁面における限界流線を動翼側より俯瞰した図である．フランジの下流側壁面全体において流れが剥離を起こしている様子が捉えられている．図 3 より，フランジの後流にあたる領域においては，フランジ端近傍より発生した渦が断続的に動翼間へと流れ込み，動翼に働く揚力は変動が大きくなると考えることができる．また，渦によって境界層と主流との間で運動量の交換が促進されるため通風損失が増大する．

図 5 はノズルと動翼の干渉領域における，マッハ数で色付けされた速度ベクトルである．フランジの下流側において，流れは Hub 側から Tip 側へと大きく蛇行している様子が確認できる．また，Hub 近傍では動翼の旋回方向とは逆向きの流れが捉えられており，動翼が生み出す揚力に著しい悪影響を及ぼしている可能性がある．

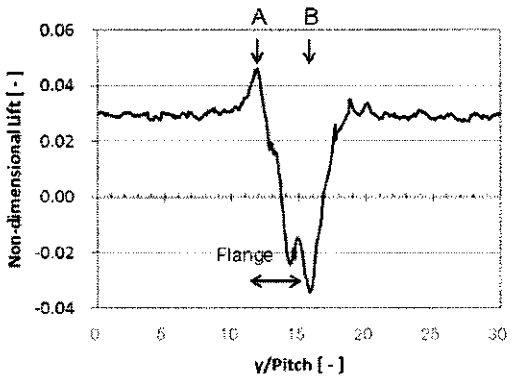
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図 6は三次元解析から得られたTip近傍, Mid-span, Hub近傍におけるマッハ数分布と, 二次元解析から得られたマッハ数分布である. 三次元解析ではTip近傍においては蒸気は十分な流速を保っているものの, Mid-span においてはフランジの後流領域でマッハ数が大きく落ち込み, Hub近傍では蒸気が殆ど淀んでいる様子がわかる. よって, ノズルから流入した蒸気は, フランジの下流においてはTip側を通過して動翼へ流入していると考えることができる. 一方, 二次元解析においてはフランジ側を底辺とする三角形状の死水域が形成されているが, 三次元解析においては, どのスパン断面においても同様の分布は確認できなかった. 以上の結果より, フランジの後流領域(y/Pitch=11~15)において二次元解析と動翼の出力の傾向が大きく異なった要因はフランジの後流領域に形成される三次元性の強い流れ場にあると考えることができる.

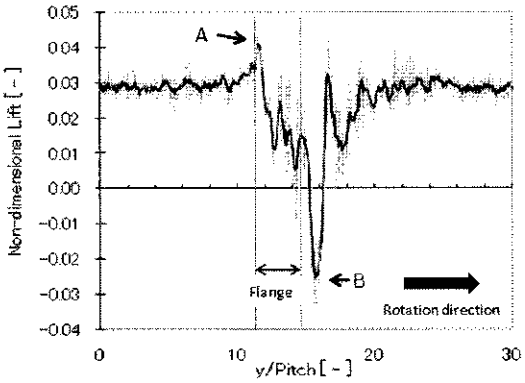
動翼がフランジ下流を通過して次のノズル下流へと差し掛かると, 動翼間の淀んだ蒸気に高速の蒸気が衝突し圧縮されることで, 運動エネルギーの一部は熱へ変換される(y/Pitch=15~16). これが噴射端部損失に相当する[1]. この時, 動翼背側の圧力が腹側より高くなることで, 動翼には大きな負の揚力(Negative lift)が働く事になる. Negative lift の大きさは三次元解析, 二次元解析ともにおよそ-0.03 であり, ほぼ一致した.

その後, フランジを完全に通過した動翼は, ノズルより蒸気の供給を受け, 徐々に揚力を回復していく. ここでも, 三次元解析においては揚力が比較的滑らかに回復してゆくのに対して, 二次元解析では急激に揚力が回復した後, 一時的に揚力が減少するといった違いが見られた.

以上より, 動翼が経験する非定常流体力は, フランジの下流側に形成される極めて三次元性の強い流れ場の影響を受けている可能性が高く, 動翼に働く非定常流体力を評価する上で, 三次元非定常流動解析が有用であるとの知見が得られた.

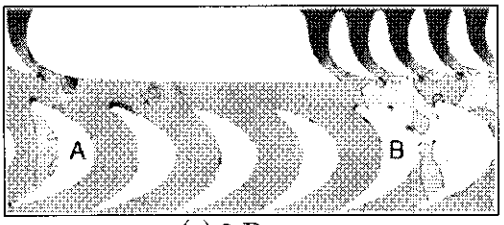



(a) 3-D case




(b) 2-D case

Fig. 2 Computed axial forces of the rotor blades.




(a) 3-D case

(b) 2-D Case (Mid-span)

Fig. 3 Instantaneous static pressure distributions at the partial admission stage.

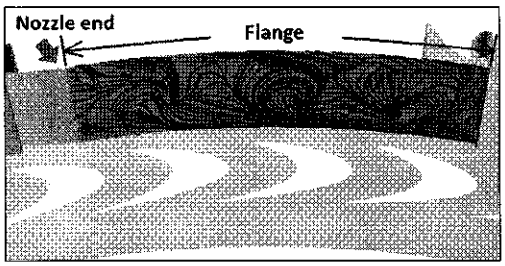



Fig. 4 Perspective view of the flange limiting stream lines.

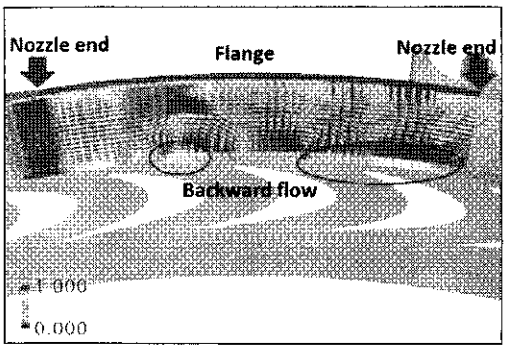
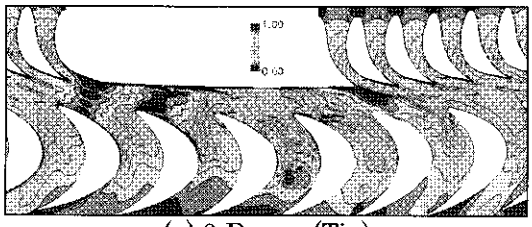
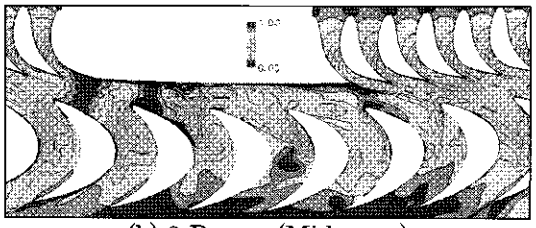



Fig. 5 Perspective view of velocity vectors at the interference area.

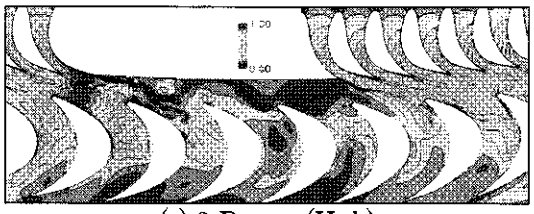
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



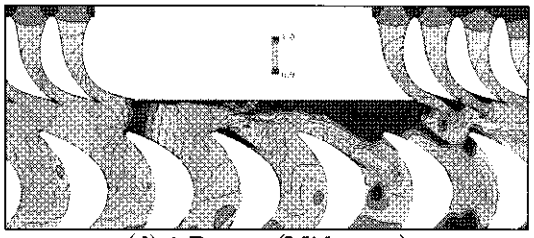
(a) 3-D case (Tip)



(b) 3-D case (Mid-span)



(c) 3-D case (Hub)



(d) 2-D case (Mid-span)

Fig. 6 Instantaneous Mach number contours.

## 4．結言

蒸気タービン部分流入段を対象に我々の研究グループが開発したCFDコードである数値タービンを適用し，動翼に働く非定常流体力を評価すると共に，フランジ近傍に形成される流れ場について考察を行った．二次元非定常流動解析との比較からフランジ近傍において動翼に働く非定常流体力は，三次元性の強い流れ場の影響を受けており，部分流入段の性能評価を行う上で，三次元非定常流動解析が有用であるとの結論を得た．

我々の研究グループでは，二次元非定常流動解析に基づく部分流入段の性能評価と，フランジの改良案について提案している．今後は三次元非定常流動解析より得られた知見に基づいて，部分流入段の性能向上に繋がるフランジ構造の提案を行う予定である．

謝辞

本解析は東北大学サイバーサイエンスセンターが運用するスーパーコンピュータ SX-9 および地球シミュレーションセンターが運用する地球シミュレータを利用することで実現することができた．また，研究にあたっては両センター関係各位より有益なご指導とご協力を頂いた．

## 参考文献

1) He, L., 1997 Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 211, Part A, (1997), pp.197-205.
2) Sakai, N., Harada, T. and Imai, Y., 2006 JSME International Journal, Series B, Vol. 49, No. 2 (2006), pp. 212-217.
3) Gao, L., Dai, Y. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22608, (2010), CD-ROM.
4) Hushmandi, N., B., Fridh, Jens E., Fransson, T., H., Journal of Turbomachinery, Vol. 133, (2011), pp. 041017-1-041017-12
5) Sasao, Y., Monma, K., Tanuma, T. and Yamamoto, S., International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2-3, (2009), pp. 248-253.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-15

# コールドスプレープロセスのマルチフィジックス CFD シミュレーション

*酒巻　亮平（東理大院），泉　洋平，鈴木　正也，山本　誠（東理大），大北　洋治（IHI）

# Multi-Physics CFD Simulation of Cold Spray Process

*Ryohei SAKAMAKI (Grad. School of Tokyo Univ. of Science)
Yohei IZUMI, Masaya SUZUKI , Makoto YAMAMOTO (Tokyo Univ. of Science)
and Youji OOKITA (IHI)

**ABSTRACT**

Cold spray method is one of useful processing methods to restore solid surface of various mechanical components. Material particles accelerated by supersonic gas impact and accumulate on the target surface. According to some experimental studies, this method has an optimal condition of some parameters such as particle temperature impinging velocity and so on. The particles with adequate velocity and temperature can coat the surface, while the particles with unreasonable condition lead to erosion. However, it is difficult to measure these parameters experimentally. This paper presents the multi-physics simulation procedure considering flow field, particle motion, and deposition process, in order to reproduce cold spray process computationally.

**Key words**: Cold Spray, Gas-Solid Two-Phase Flow, Deposition, Computational Fluid Dynamics

## 1．緒言

コールドスプレー法とは，ノズルからヒーターで加熱した He や $N_2$ 等の超音速ガスとともに原料粉末を噴射して基材に衝突させることにより，固相状態で皮膜を形成する技術である．プラズマ溶射や高速フレーム溶射などの溶射法とは異なり原料粉末が完全には溶融しないため，粉末の酸化や分解が殆どなく，緻密な皮膜が得られる，基板が熱により変形しにくいなどの利点があり，近年，基礎研究や応用化に関する技術開発が数多く行われている．

コールドスプレー法の粒子積層は，固体粒子の運動エネルギを利用している．粒子が付着して成膜するためには，材料固有のある臨界値以上の衝突速度が必要であり，これを臨界速度と呼ぶ．Schmidt ら [1]は，図1のようなコールドスプレー法における衝突粒子の温度と速度の関係を示した．これは，速度が $V_{crit}$ 以下または $V_{ero}$ 以上ではエロージョンを引起すため，衝突速度と温度が高すぎても低すぎても粒子が付着せず，適切な範囲があることを示している．

コールドスプレーを実用に供するためには，ノズルの設計や作動ガスの温度・圧力の調整が必要とされるが，実験により衝突粒子の温度や速度を求めることは非常に困難であり，作動ガスや粒子の使用によるコストもかかる．そこで，数値計算を用いれば，実験よりもコストの大幅ダウンが期待でき，さらに様々な条件でのシミュレーションを容易に行うことが可能となる．以上の背景から，本研究では流れ場･粒子軌道･粒子付着プロセスのマルチフィジックスシミュレーションを行い，コールドスプレー法を数値的に再現することを目的とする．

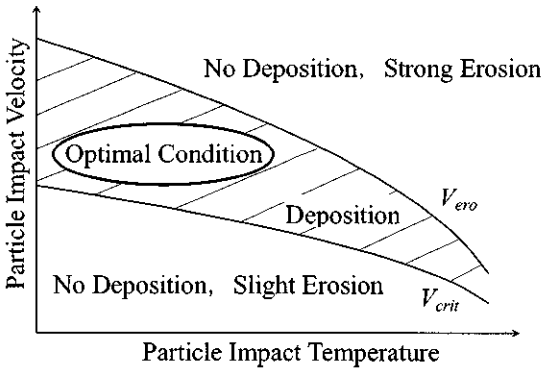



Fig. 1　Window of Sprayability

## 2．数値解法

本研究では，流れ場計算，粒子軌道計算，臨界速度計算の三段階により数値解析を行う．固体粒子は十分に小さいため，粒子同士の衝突および固

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

体粒子から流れ場への影響を無視する(one-way coupling). さらに粒子の形状は全て球形と仮定する. 以下, 各段階の計算手法に関して説明する.

### 2.1 流れ場計算

数値計算は有限差分法を用いて行われる. 流れ場は軸対称圧縮性乱流場を仮定し, RANS により計算される. 支配方程式は, ファーブル平均を施した二次元圧縮性円筒座標系の連続の式, ナビエ・ストークス方程式, エネルギ式であり, 以下のように記述される.

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\left(\frac{\partial E}{\partial r}+\frac{\partial F}{\partial z}+R\right)-\left(\frac{\partial E'}{\partial r}+\frac{\partial F'}{\partial z}+R'\right)=0 \quad (1)$$

ただし,

$$Q=\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u_z\\ \rho u_r\\ \rho u_\theta\\ \rho e\end{bmatrix},\ E=\begin{bmatrix}\rho u_r\\ \rho u_r u_z\\ p+\rho u_r^2\\ \rho u_r u_\theta\\ (\rho e+p)u_r\end{bmatrix},\ F=\begin{bmatrix}\rho u_z\\ p+\rho u_z^2\\ \rho u_z u_r\\ \rho u_z u_\theta\\ (\rho e+p)u_z\end{bmatrix},$$

$$R=\frac{1}{r}\begin{bmatrix}\rho u_r\\ \rho u_r u_z\\ \rho\left(u_r^2-u_\theta^2\right)\\ 2\rho u_r u_\theta\\ (\rho e+p)u_r\end{bmatrix},$$

$$E'=\begin{bmatrix}0\\ \tau_{zr}\\ \tau_{rr}\\ \tau_{r\theta}\\ \tau_{rr}u_r+\tau_{r\theta}u_\theta+\tau_{zr}u_z-q_r\end{bmatrix},$$

$$F'=\begin{bmatrix}0\\ \tau_{zz}\\ \tau_{rr}\\ \tau_{\theta z}\\ \tau_{rr}u_r+\tau_{\theta r}u_\theta+\tau_{zz}u_z-q_z\end{bmatrix},$$

$$R'=\frac{1}{r}\begin{bmatrix}0\\ \tau_{zr}\\ -\tau_{\theta\theta}+\pi_{rr}\\ 2\tau_{r\theta}\\ \tau_{rr}u_r+\tau_{r\theta}u_\theta+\tau_{zr}u_z-q_r\end{bmatrix},$$

ここで, $t$ は時間, $\rho$, $u_i$, $p$, $e$, $\tau_{ij}$, $q$ はそれぞれ密度, 速度, 静圧, 全エネルギ, 粘性応力, 熱流束であり, 添え字は円筒座標系($r$, $\theta$, $z$)の各方向成分である. 乱流モデルには Launder-Spalding[2]の高レイノルズ数型 $k$-$\varepsilon$モデルを用いる. 離散化手法に関しては, 非粘性項には Harten-Yee[3]の二次精度風上型 TVD スキーム, 粘性項には二次精度中心差分, 時間進行法には四段階ルンゲ・クッタ法, さらに計算の効率化のため局所時間刻み法を用いる.

### 2.2 粒子軌道計算

粒子軌道計算は以下の仮定の基にラグランジュ的手法により行われる.

1) 粒子は球形で非回転
2) 粒子間衝突は無視
3) 粒子は流体に対して影響を及ぼさない
4) 粒子に働く力は抗力のみ

これらの仮定により, 粒子の支配方程式は, 以下のように記述される.

$$\frac{dx_{pi}}{dt}=U_{pi} \quad (2)$$

$$\frac{dU_{pi}}{dt}=\frac{3C_D\rho_f}{4\rho_p D_p}\left(U_{fi}-U_{pi}\right)\left|U_{fi}-U_{pi}\right| \quad (3)$$

$$\frac{dT_p}{dt}=\frac{6h}{C_p\rho_p D_p}\left(T_f-T_p\right) \quad (4)$$

ここで, 添え字 $f$, $p$ はそれぞれ気体, 粒子の値を示す. 式(3)の右辺は抗力, $C_D$ は抗力係数, $D_p$ は粒子直径, $h$ は熱伝達係数, $C_p$ は粒子の比熱である. 抗力係数は, 気相と固体粒子の相対速度に基づく粒子レイノルズ数 $\mathrm{Re}_p$ により定義される.

$$C_D=\begin{cases}\dfrac{24}{\mathrm{Re}_p}\left(1+0.15\,\mathrm{Re}_p^{0.687}\right) & \left(\mathrm{Re}_p<1000\right)\\ 0.4 & \left(\mathrm{Re}_p>1000\right)\end{cases} \quad (5)$$

$$\mathrm{Re}_p=\frac{D_p\left|U_{fi}-U_{pi}\right|}{\nu} \quad (6)$$

ここで, $\nu$は流体の動粘度である. 熱伝達係数は以下の式により定義される.

$$h=\frac{\lambda Nu}{D_p} \quad (7)$$

$$Nu=2+0.6\,\mathrm{Pr}^{1/3}\,\mathrm{Re}_p^{\ 1/2} \quad (8)$$

ここで, $\lambda$は気体の熱伝導率, Pr はプラントル数, $Nu$ はヌッセルト数である. また, 上記方程式を解く際の時間進行にはオイラー陽解法を用いる.

### 2.4 臨界速度およびエロージョン速度計算

コールドスプレー法における臨界速度は, 以下の Schmidt ら[1]の半実験式より計算する.

$$V_{crit}=\sqrt{\frac{F_1\cdot 4\sigma_{TS}\left(1-\dfrac{T_i-T_R}{T_m-T_R}\right)}{\rho_p}+F_2C_P(T_m-T_i)} \quad (9)$$

ここで, 右辺第 1 項は材料強度と動荷重間の相互作用, 第 2 項は熱散逸と運動エネルギ間のエネルギバランスを表している. また $V_{crit}$ は臨界速度, $\sigma_{TS}$

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

は粒子の引張り強さ，$T_i$ は衝突温度，$T_R$ は参照温度，$T_m$ は粒子の融点である．エロージョン速度 $V_{ero}$ は，式(9)の $F_1$ と $F_2$ を変化させることで得られる．

## 3．計算条件

### 3.1 計算領域および計算格子

本研究では，ノズル入口からスロート部までの長さ $l_1$，スロート部からノズル出口まで $l_2$，ノズル出口から基板まで $l_3$，ノズル入口直径 $A_{in}$，スロート直径 $A_{th}$，ノズル出口直径 $A_{out}$，基板直径 $A_{\mathrm{wall}}$ を計算対象とする．図 2 に計算領域の概略を示す．なお，計算に用いる格子点数はノズル部が 100×50，ノズル外部が 100×250，総格子点数は 30,000 点である．

### 3.2 流れ場の初期条件および境界条件

作動流体は He と $N_2$ とし，プラントル数 Pr は空気とほぼ等しいと仮定し 0.7 とする．また，流入静温は $T_1, T_2, T_3$ ($T_1 < T_2 < T_3$)の 3 ケースを計算する．流入境界は等エントロピー流れを仮定した理論計算から得られる質量流量と静温を固定し，密度を外挿とする．ノズル壁面と基板は滑りなし断熱壁とし，流出境界は全ての変数を外挿とする．

### 3.3 粒子および基板の条件

粒子･基板の材質は，共にチタンを用いる．チタンの物性値は $\rho$=4510 kg/m$^3$，$\sigma_{TS}$ =275 MPa，$T_R$ =20 ℃，$T_m$ =1668 ℃，$C_P$ =520 J/kg･K である．粒子直径の影響を明らかにするため，粒子直径をパラメータとして数ケースの計算を行う．

## 4．結果および考察

### 4.1 流れ場

図3にノズル内の速度分布を実験値と比較した結果を示す．この結果より，スロート部付近で流速が急激に増加し，その後緩やかに増加するという実験の傾向を捉える事ができた．計算結果の平均誤差は約5%であり，実験値と良い一致が得られ，本計算の妥当性が確認できた．

図4及び図5に作動流体が $N_2$ の場合のマッハ数と静温の分布を示す．ノズル出口で発生した衝撃波がせん断層で反射を繰り返すことで発生するダイアモンドショックが観察された．マッハ数はノズルスロートから出口まで単調に増加し，ダイアモンドショックにより減少と増加を繰り返した後，基板表面で 0 となった．静温はマッハ数と逆の傾向を示した．これらの分布は，衝突粒子速度と温度に影響を及ぼすことが確認された．また，作動ガスが He の場合も同様の結果が得られた．以上の結果は Jen ら[4]の計算と同様の傾向であった．

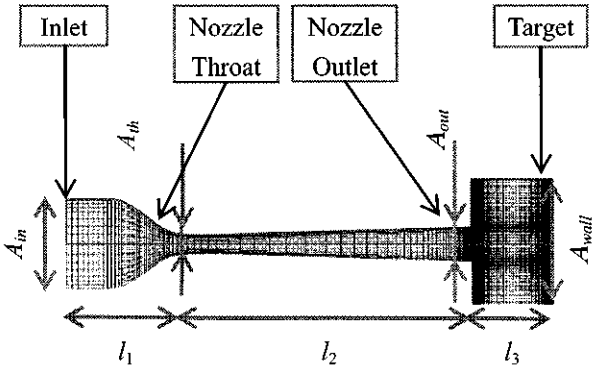



Fig.2 Computational Domain

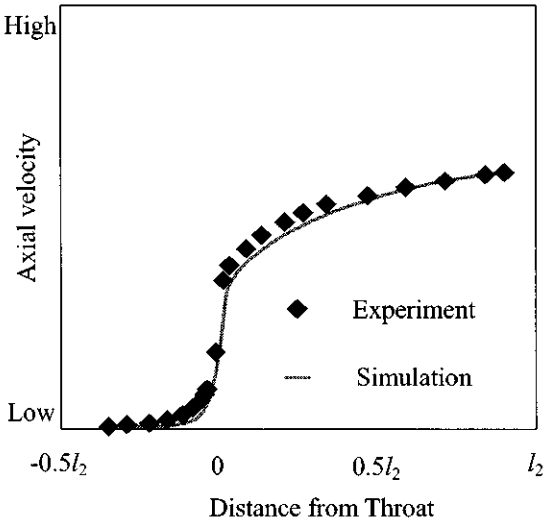



Fig.3 Axial Velocity along Nozzle Center

### 4.2 粒子軌道

図6に粒子径と衝突速度及び温度の関係を示す．なお，縦軸はそれぞれある衝突速度及び温度により無次元化してある．

図6(a)より，粒子径が増加すると共に衝突速度が減少していることがわかる．また，He を使用した場合の方が粒子をより加速させることができるが，粒子径の増加に対する衝突速度の減少する割合が高い．図6(b)より，衝突温度に関しては，粒子径の増加に伴い衝突温度は増加するが，ある粒子径に達すると，徐々に衝突温度は減少していくことがわかる．また，He よりも $N_2$ を使用した場合の方が衝突温度は高くなっており，$N_2$ よりも He の方が低い温度でピークを迎える．

一方，流入静温の影響は，直接的に関係する衝突温度では強いが，衝突速度では弱い，また，衝突速度に対する影響は，粒子径が小さいほど強く，衝突温度に対する影響は，衝突温度がピークを迎える粒子直径において最も強い．

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

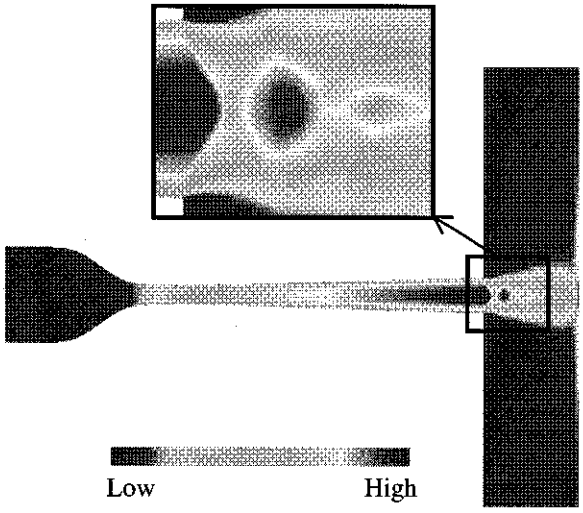



Fig.4 Mach Number in $N_2$ Case

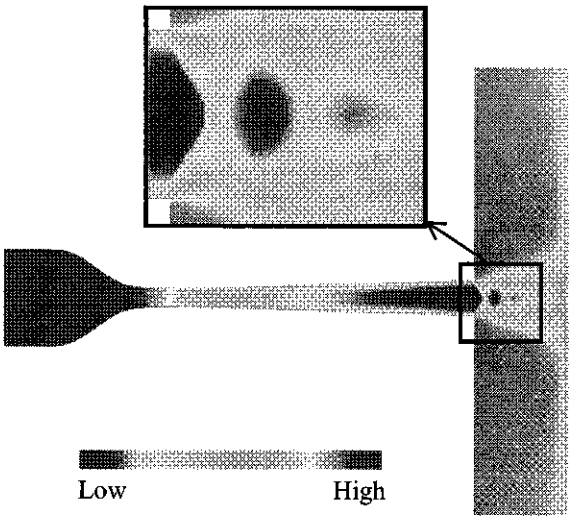
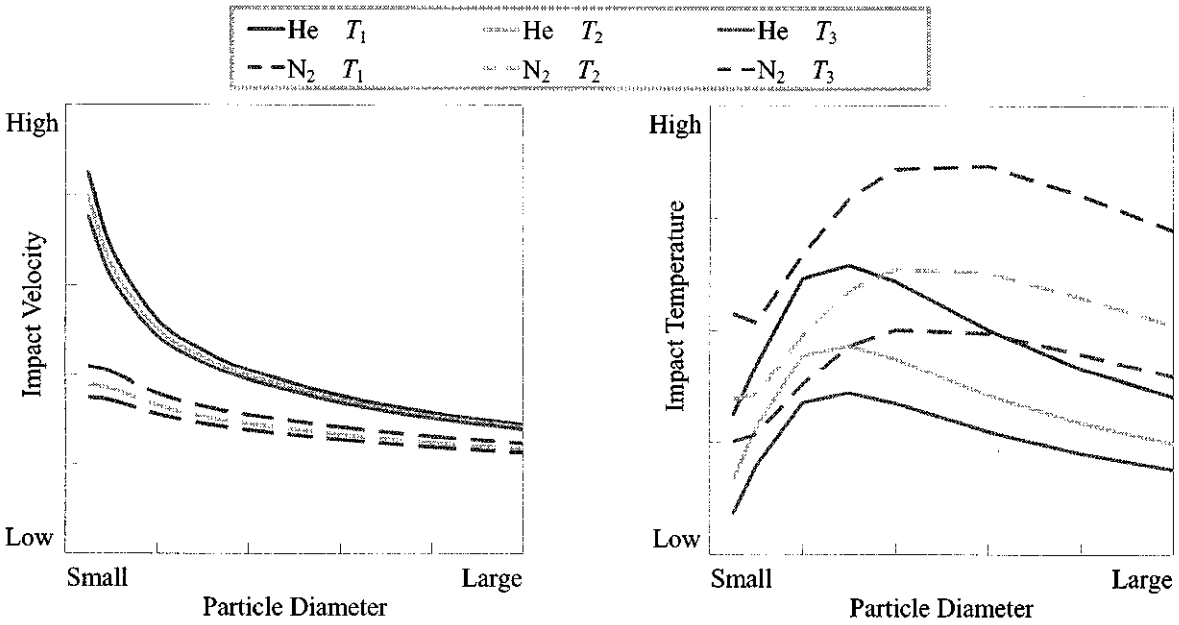



Fig.5 Static Temperature in $N_2$ Case




(a) Impact Velocity (b) Impact Temperature

Fig.6 Relation between Particle Diameter and Impact Condition

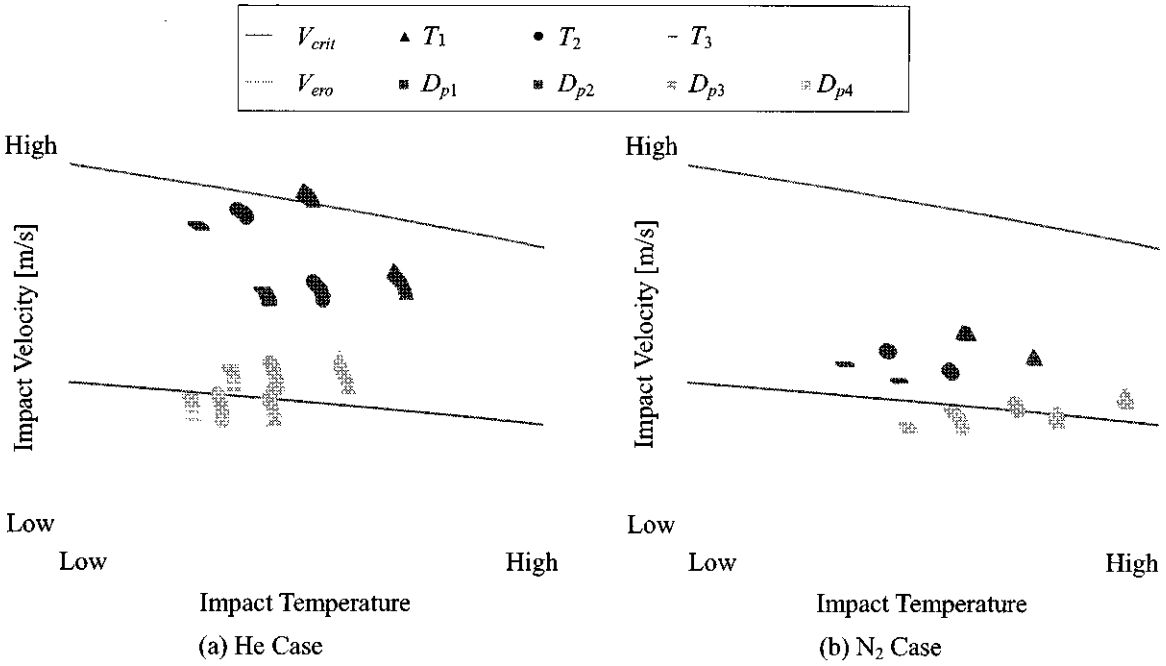
### 4.3 粒子付着

図7にHe及び$N_2$のケースにおける粒子の衝突温度と速度の関係を示す．図7中の実線は，それぞれエロージョン速度と臨界速度である．シンボルは計算結果である．計算結果は流入静温 $T_1$, $T_2$, $T_3$ ($T_1 < T_2 < T_3$)，粒子直径 $D_{p1}$, $D_{p2}$, $D_{p3}$, $D_{p4}$ ($D_{p1} < D_{p2} < D_{p3} < D_{p4}$)についてを示している．図7より，流入静温が粒子付着に影響を与えていることがわかる．流入静温は衝突速度よりも衝突温度に強く影響する．また，作動ガスにHeを使用した場合，$D_{p1}$以下の粒子径では衝突速度がエロージョン速度を上回り，エロージョンが起きてしまう．一方，$D_{p2}$では臨界速度を下回り，粒子を付着させることができない．したがって，本計算の諸条件においては$D_{p2}$~$D_{p3}$の粒子径が粒子を付着させるためには最適であると言える．$N_2$の場合は，$D_{p2}$以上の粒子径では臨界速度を下回り，粒子が付着しにくいため，$D_{p1}$~$D_{p2}$の粒子径が粒子を付着させるためには最適である．加えて，流入静温が低いと臨界速度に近くなるため，流入静温を高くすることで健全に粒子を付着させることができると考えられる．

## 5．結言

流れ場・粒子軌道・付着計算を考慮したマルチフィジックスシミュレーション手法を開発し，コールドスプレープロセスを数値的に再現した．作動ガス・流入静温・粒子直径を変更したシミュレーションを行い，以下の知見が得られた．

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




(a) He Case

(b) $N_2$ Case

Fig.7 Sprayability for He and $N_2$

- 作動ガスに $N_2$ を用いる場合，衝突温度が臨界速度に近いため，流入静温を上げることで健全に付着させることができる．
- 本計算の条件において，付着させるための最適な粒子径は，He を使用する場合は $D_{p2}$~$D_{p3}$，$N_2$ の場合は $D_{p1}$~$D_{p2}$ であることから，He の方がより大きい粒子を付着させることが可能である．

**参 考 文 献**


1) Schmidt, T., Gartner, F., Assadi, H., Kreye, H.: Development of a Generalized Parameter Window for Cold Spray Deposition, Acta Mater., Vol.54, No. 3 (2006) pp.729-742.
2) Launder, B. E. and Spalding, D. B.: Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., Vol.3, (1974) pp.269-289.
3) Yee, H. C.: Upwind and Symmetric Shock Capturing Schemes, NASA-TM-89464 (1987) pp.1-127.
4) Jen, T. C., Li, L., Cui, W., Chen, Q., Zhang, X.: Numerical Investigations on Cold Gas Dynamic Spray Process with Nano- and Microsize Particles, Int. J. Heat Mass Tran., Vol.48, No.20-22 (2005) pp.4384-4396.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-16

# 遷音速遠心圧縮機の翼端漏れ渦崩壊がインペラ失速に及ぼす影響

*山田　和豊（九大），上野　貴大（九大院），福島　久剛（九大院）
古川　雅人（九大），茨木　誠一（三菱重工），冨田　勲（三菱重工）

# Influence of Tip Leakage Vortex Breakdown on Impeller Stall in a Transonic Centrifugal Compressor

*Kazutoyo YAMADA(Kyushu Univ.), Takahiro UENO(Kyushu Univ.)
Hisataka FUKUSHIMA(Kyushu Univ.), Masato FURUKAWA(Kyushu Univ.)
Seiichi IBARAKI(MHI) and Isao TOMITA(MHI)

**ABSTRACT**

Transonic centrifugal compressor impellers for automotive turbochargers operate from near surge limit to choke limit. In order to improve operating range of compressors, it is indispensable to understand flow physics behind unsteady flow phenomena at off-design condition. In this study, DES (Detached Eddy Simulation) has been conducted to investigate influences of tip leakage flow on off-design flow field in a transonic centrifugal compressor impeller with splitter blades. The simulation shows that thanks to tip clearance, vortex breakdown happens instead of leading-edge separation, and generates large blockage and unsteadiness near the tip.

**Key words**: Transonic Centrifugal Compressor, Impeller, Rotating Stall,Tip Leakage Vortex

## 1．緒言

遠心圧縮機は小型かつ高圧力比であることから，車両用・舶用のターボチャージャから航空機用のターボシャフトエンジンまで幅広く利用されている．昨今では，環境負荷低減の観点から自動車に対する排ガス規制も厳しくなり，排ガスの低公害化を可能とするターボチャージャの需要が急増している．現在，ターボチャージャに用いられる遠心圧縮機には高負荷・高効率化が求められるとともに，エンジンの広い作動域に対応する広い作動領域が求められている．

遠心圧縮機内の内部流れに対し，これまでに数多くの実験的および数値的研究が行われてきた．遠心圧縮機内の流れ場では，遠心力やコリオリ力による二次流れが支配的となる結果，低エネルギー流体が集積し，インペラ出口において Jet/Wake 型の流れ構造が現れることが知られている [1]．また，オープン型インペラの場合では翼端漏れ流れやインペラとケーシング面の相対運動の影響を強く受けることが知られている．さらに，遷音速遠心圧縮機では，離脱衝撃波や流路衝撃波が発生し，翼面境界層や翼端漏れ流れと干渉することが知られている [2]．また，車両用ターボチャージャに使用される遠心圧縮機は，サージにより作動領域が制限されるが，旋回失速が発生する低流量作動点においても利用される．以上のように，遠心圧縮機内部の流れ場は非常に複雑であり，非設計点における非定常流れ挙動の理解が非常に重要となる．

本研究では，車両用のスプリッタ付き遷音速遠心圧縮機に対し，全周非定常 DES（Detached Eddy Simulation）計算を実施し，非設計点におけるインペラ内部の非定常渦流れ挙動を詳細に調査した．また，仮想的に翼端隙間をなくしたインペラの計算を行い，翼端漏れ流れがインペラ失速に及ぼす影響を調査した．

## 2．解析対象

本研究で解析対象とした供試遠心圧縮機は車両用ターボチャージャに用いられるシングルスプリッタ付遠心圧縮機であり，インペラ下流にはベーンレスディフューザおよびスクロールが設けられている．図 1 に供試遠心圧縮機の子午面断面図を示す．インペラは 0.3[mm]の翼端隙間を有する後方湾曲型のオープン型インペラであり，フルブレードおよびスプリッタブレードそれぞれ 4 枚で構成される．インペラは入口内径 10.8[mm]，入口外径

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

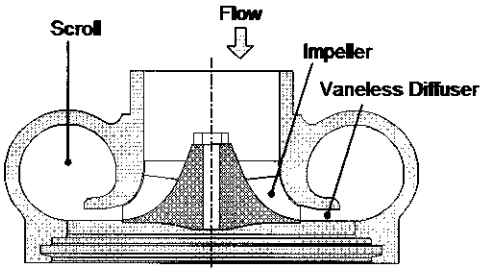



Fig.1　Meridional view of the test compressor

37.1[mm]，出口外径 49.6[mm]，出口幅 3.8[mm]であり，インペラには予旋回無しの一様流れが流入する．なお，回転数 160,000[rpm]において，標準体積流量 0.1169[$Nm^3/s$]のとき，インペラ上流およびスクロール下流の全圧から定義される全圧比は 2.05[-]である．このとき，フルブレード翼端部前縁における相対マッハ数は約 1.0[-]であり，遷音速流入となっている．

## 3．解析手法

### 3.1　数値計算手法

非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし，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)[3)]を用い，三次精度の MUSCL 法を組み合わせることで高い空間解像度を確保している．粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に評価した．また，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．RANS による定常計算では，計算の収束を加速させるために局所時間刻み法を用い，クーラン数 50 で計算した．DES による非定常計算では，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た．また，RANS の乱流モデルには低レイノルズ数型の $k$-$\omega$ 乱流モデルを採用した．DES は $k$-$\omega$ 乱流モデルに基づき，モデル定数である $C_{DES}$ は 1.6 とした．

### 3.2　計算格子

図 2 に計算格子を示す．計算格子は翼端隙間部も含めてすべて H 型の構造格子で作成した．解析領域の入口境界はフルブレード前縁から入口外径の 1.2 倍上流に設定し，出口境界はディフューザ出口とした．フルブレードおよびスプリッタブレードのコード方向にそれぞれ154セル，94セル，フルブレードとスプリッタブレード間の周方向には 80 セル設けた．また，ハブからケーシングまでのスパン方向には 82 セル，そのうち翼端隙間には

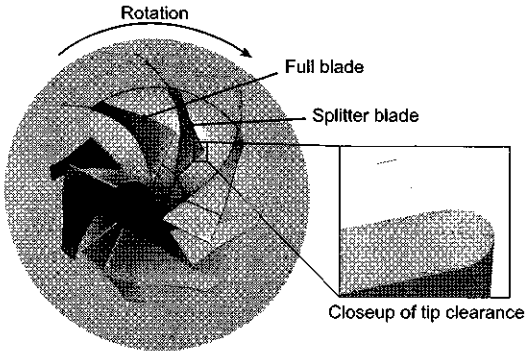



Fig.2　Computational grid(every three lines)

27 セル設けた．総セル数は 14,966,288 セルである．なお，壁面上の最小格子幅は $y^+<1$ を満足するように十分小さく設定している．

## 4．解析結果

### 4.1　性能特性

図 3 に実験および数値計算から得られた供試遠心圧縮機の性能特性を示す．縦軸は全圧比，横軸は標準体積流量である．白抜き菱形シンボルはスクロール出口，黒塗り菱形シンボルはディフューザ出口における全圧比の実験結果をそれぞれ示している．また，計算結果に関しては，翼端隙間ありの結果を丸形シンボル，翼端隙間なしの結果を三角形シンボルで示している．実験では全圧および全温はスクロール出口で計測されており，ディフューザ出口の全圧はディフューザ出口で計測された壁面静圧とスクロール出口の計測結果から推定された．計算結果はいずれもディフューザ出口の全圧比である．本供試圧縮機では右上がり特性は見られないが，体積流量 0.084[$m^3/s$]近傍で勾配の変化が確認できる．この流量点はインペラ上流 3[mm]で計測されたケーシング壁面の圧力波形において擾乱の発生を確認できる流量点である．計算結果を見ると，実験結果と非常によく一致して

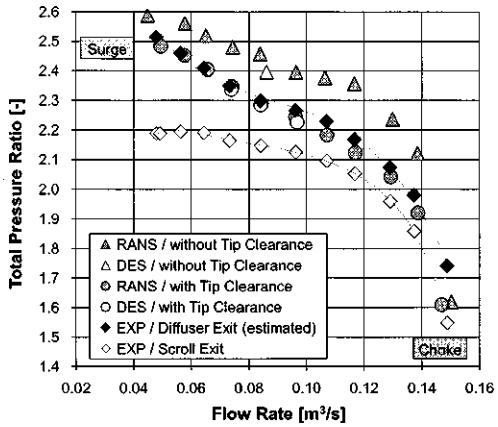



Fig.3　Performance characteristics

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

いることが分かる．翼端隙間なしの計算結果は流量の減少に伴い，翼端隙間ありの結果に漸近している．以下では，非設計点である体積流量0.084[$m^3$/s]の流れ場について議論する．

### 4.2 解析結果

本節では，インペラ内の流動現象について述べる．なお，渦構造はCritical Point理論に基づく渦同定法[4)]により同定されており，無次元ヘリシティで色付けされている．無次元ヘリシティは渦度ベクトルと速度ベクトルの余弦値として定義される．無次元ヘリシティの絶対値が 1 となる領域は流れ方向に縦渦が強く巻き上がっていることを表し，その符号は流れ方向に対する渦の回転方向を示す．

#### 4.2.1 時間平均流れ場

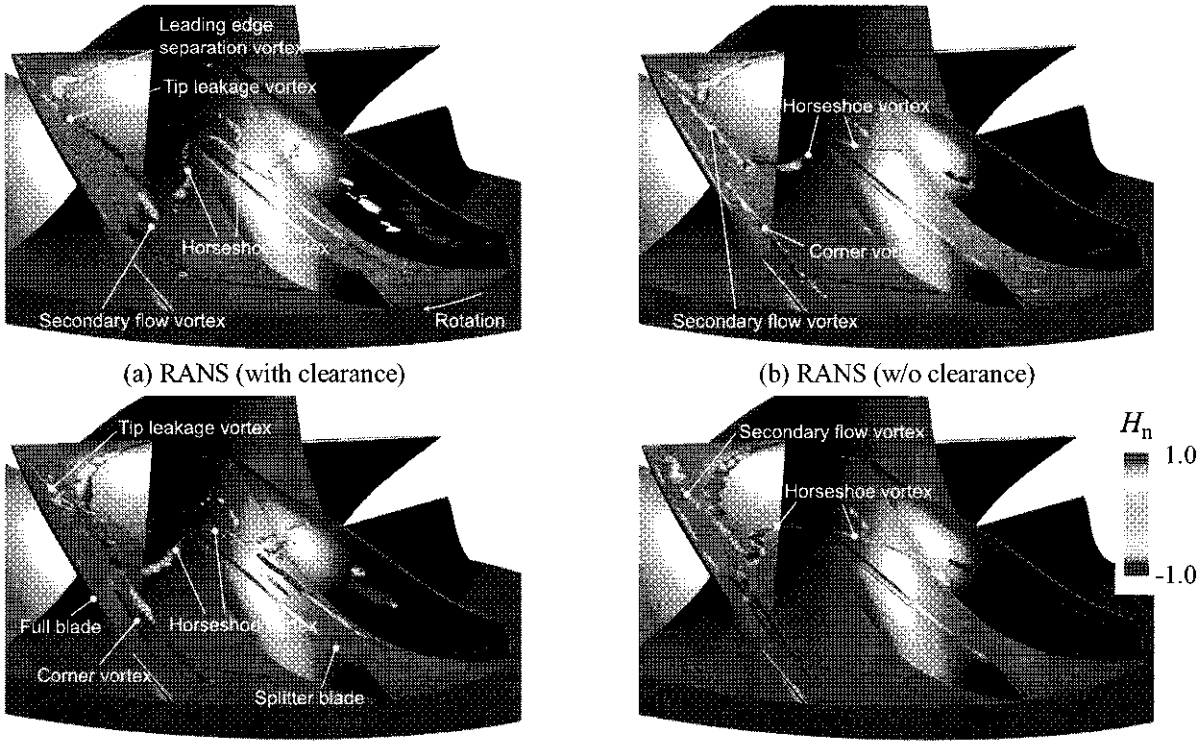
本項では現象の理解を容易にするために，まず時間平均流れ場を基に基本的な渦流れ構造について考察する．

まず，RANSの定常流れ場とDESの時間平均流れ場を比較する．図 4 にインペラ内の渦構造を示す．翼端隙間ありの場合は，RANS結果（図4(a)）をみると，フルブレードの翼端において前縁から翼端漏れ渦が形成されているのを確認できる．この翼端漏れ渦は渦コア上に色付けされた無次元ヘリシティの値が負から正へと変化している．これは渦コア内で逆流が発生していることを示しており，翼端漏れ渦は崩壊していることが分かる．さらに，スプリッタブレードの前縁まわりに馬蹄形の渦構造が形成されている．DES 結果（図 4(c)）をみると，渦流れ構造はRANS結果と同様である．また，フルブレード前縁の翼端漏れ渦はDES結果でも渦崩壊を起こしており，図 5 に示すように無次元ヘリシティの値が負から正へと変化する位置から翼端漏れ渦として巻き上がった流線が拡散している様子が確認できる．

翼端隙間なしの場合は，RANS結果（図4(b)）をみると，フルブレード翼端側の負圧面に沿って二次流れ渦が確認できる．これは，翼端に向かって運ばれた負圧面境界層内の低エネルギー流体が翼負圧面とケーシング壁面とのコーナーで巻き上がることにより発生した渦構造である．また，DES結果（図4(d)）をみると，基本的な渦構造はRANS結果と同様である．

以上より，翼端隙間の有無のいずれにおいてもRANSの定常流れ場とDESの時間平均流れ場は基本的な渦構造は同じであり，大きな差は見られない．このことはケーシング壁面の圧力波形において確認できる擾乱が非軸対称なパターンではないことを示唆しており，旋回失速は発生していないことが推察される．

次に，図 4(c)および(d)から翼端隙間の有無による流れ場の違いについて比較する．翼端隙間なしでは，翼端漏れ渦に代わってインディーサ部で巻




(a) RANS (with clearance)　(b) RANS (w/o clearance)

(c) DES (with clearance, time-average)　(d) DES (w/o clearance, time-average)

Fig. 4　Vortical flow structures colored with normalized helicity

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

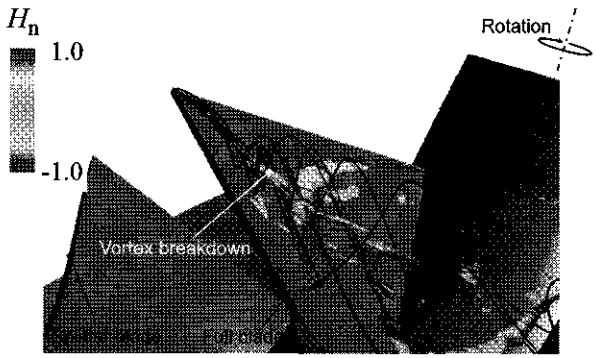



Fig. 5　Vortical flow structures and tip leakage streamlines (with clearance, DES time-average)

き上がった二次流れ渦がフルブレード翼端の負圧面に沿って発生している．この二次流れ渦は下流で馬蹄形渦と接続している．したがって，フルブレードの後半部ではコーナー渦のみが確認できる．翼端隙間の有無による渦構造はフルブレード負圧面側に形成される翼端漏れ渦と二次流れ渦の違いはあるが，どちらも同様にフルブレードの束縛渦からなる渦であることを考慮すれば，基本的に同じ渦構造であると言える．

図 6 に周方向平均流れ場における子午面速度および子午面流線を示す．図 6 をみると，翼端隙間ありは翼端隙間なしと比較してケーシング壁面近傍の再循環領域が広範囲にわたって形成されている．これは翼端隙間を有するために漏れ流れが存在することに加え，フルブレードの翼端漏れ渦が崩壊していることに起因すると推察される．また，この再循環領域はブロッケージ領域であり，翼端隙間ありは翼端隙間なしと比較して主流が加速していることが確認できる．

図 7 にケーシング壁面の限界流線を示す．なお，同図中の実線および破線はそれぞれ剥離線および付着線を示している．また，図中の矢印は流れの向きを示している．図 7 を見ると，ケーシング面上の流れはインペラ上流で剥離し，インペラ内の

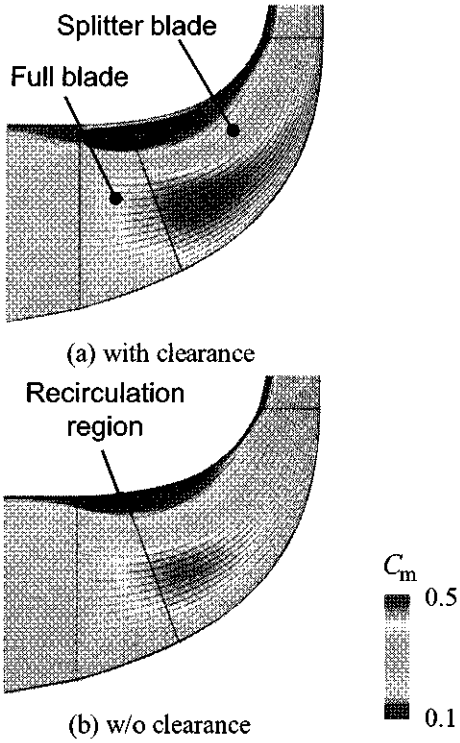


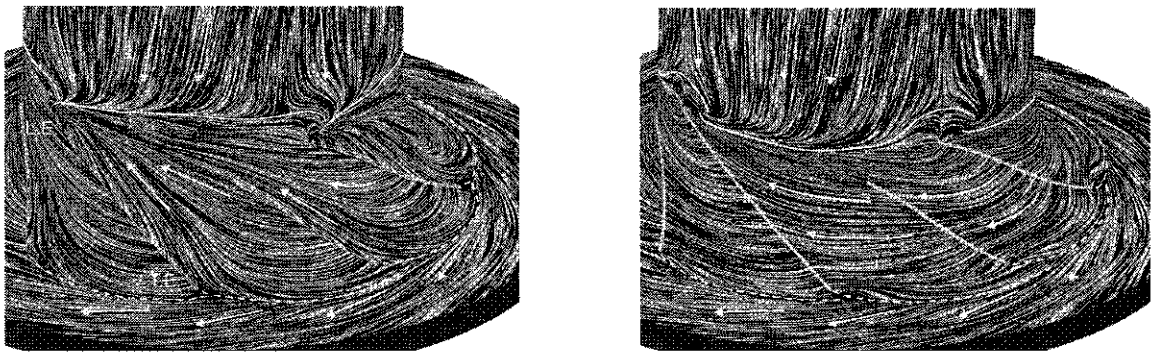

Fig. 6　Tangential-averaged flow fields on merodional plane (DES time-average)

ケーシング近傍は逆流で覆われている．この逆流は翼端隙間ありが翼端隙間なしと比較して強く現れていることが確認できる．逆流が強く現れている領域はフルブレードおよびスプリッタブレードの負圧面近傍であり，漏れ流れの影響であることが示唆され，再循環領域が大規模化していることと関連していると推察される．

#### 4.2.2　非定常流れ場

前項では DES の時間平均流れ場について考察し，インペラ翼列内部の基本的な流動現象を示した．本項では，流れ場を支配する非定常内部流動現象について考察する．

図 8 にインペラ内の瞬時の渦構造を示す．翼端隙間ありでは，フルブレードの翼端漏れ渦は渦崩



(a) with clearance　　(b) w/o clearance

Fig. 7　Limiting streamlines on casing wall for time-averaged DES results

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

壊を起こして変動し，一部は千切れて隣接するフルブレード前縁と干渉する．この結果，スプリッタブレード前縁に馬蹄形渦が形成される．一方，翼端隙間なしの場合は，フルブレード負圧面に足を持つ竜巻状の剥離渦が形成されている（図 9）．この渦はフルブレード負圧面のケーシング近傍において断続的に形成され，下流へと移流する．なお，前項で述べたように DES の時間平均流れ場では竜巻状の剥離渦は確認できない．また，竜巻状の剥離渦の一部はフルブレード翼端側の負圧面に沿って形成された二次流れ渦と接続し，スプリッタブレード前縁と干渉して，翼端隙間ありと同様に馬蹄形渦を形成する．遠心圧縮機羽根車において，旋回失速時には翼負圧面上に大規模な竜巻状の剥離渦が形成されることが明らかになっている[5]が，本圧縮機インペラでは旋回失速現象は確認できていない．しかしながら，小規模な竜巻状の剥離渦が発生および移流を周期的に繰り返し，流れ場に非定常性を引き起こしていることが分かった．

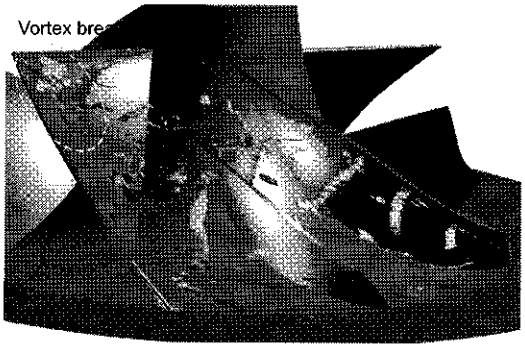
図 10 に 10%，50%，90%スパンにおけるフルブレードのコード方向翼負荷分布を示す．縦軸は正負圧面の圧力差をフルブレードの翼先端周速に相当する動圧で無次元化した翼負荷，横軸はフルブレードの前縁からの距離をコード長で無次元化した距離 $x/L$ である．同図は翼端漏れ渦崩壊もしくは竜巻状の剥離渦が生じている翼における瞬時の値を示している．図 10 をみると，10%および 50%スパンの前縁近傍において翼端隙間の有無による大きな差は見られない．一方，90%スパンでは $x/L = 0.3$ 近傍において翼端隙間なしの翼負荷が翼端隙間ありと比較して低い値を示している．これは竜巻状の剥離渦に起因することが示唆される．したがって，4.1 節で述べた流量の減少に伴う翼端隙間の有無による性能差の漸近は，竜巻状の剥離渦の形成に起因することが推察される．また，全てのスパン位置のミッドコードから後縁にかけて翼端隙間なしが翼端隙間ありと比較して，翼負荷が高い値を示している．これは，本非定常計算ではスクロールの影響を考慮して，実験で計測されたディフューザ出口の周方向圧力分布を出口境界条件として設定しており，それぞれの瞬間で出口の局所背圧が異なることに起因する．

図 11 に瞬時の渦構造および 90%スパンにおける相対マッハ数分布を示す．同図ではインペラ全周を翼列展開して示している．翼端隙間ありの場合は全ピッチにおいてフルブレードの翼端漏れ渦が崩壊しており，マッハ数分布をみると流路の大部分が低速度域に覆われている．翼端隙間なしの場合はフルブレード負圧面に足を持つ竜巻状の剥離渦が確認できる．また，マッハ数分布は翼端隙間ありと比較してフルブレード正圧面側の流路における低速度域が小規模である．これは，翼端隙間ありの場合は翼端漏れ渦の崩壊とともにその一部が放出され，隣接するフルブレードの前縁に干渉するが，翼端隙間なしでは隣接するフルブレードの前縁に干渉するような渦は見られないためであると推察される．

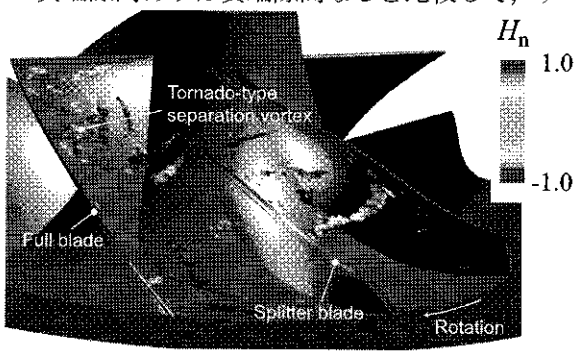
## 5．結言

本研究では，スプリッタ付遷音速遠心圧縮機に対して DES による非定常全周計算を行い，非設計点における内部流れ場を詳細に解析した．また，仮想的に翼端隙間をなくしたインペラの計算を行い，翼端漏れ流れがインペラ失速に与える影響について調べた．以下に得られた知見を示す．

1. RANS による一流路定常計算結果と DES の時間平均流れ場の比較において，渦流れ構造に大きな違いはないことから，本圧縮機インペラでは翼端隙間の有無によらず失速セルが翼間を周方向に伝播する大規模な旋回失速は発生していない．
2. DES の時間平均流れ場では，翼端隙間の有無によって基本的な渦構造に違いはない．また，翼端隙間ありは翼端隙間なしと比較して，ケ




(a) with clearance




(b) w/o clearance

Fig. 8　Vortical flow structures (DES instant)

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

ーシング壁面近傍のブロッケージが大きい．これは漏れ流れの存在に加え，翼端漏れ渦の渦崩壊に起因することが示唆される．

3. DES による非定常全周計算結果において，翼端隙間ありでは全ピッチで翼端漏れ渦の崩壊が生じている．また，翼端隙間なしでは断続的にフルブレード負圧面に足を持つ竜巻状の剥離渦が形成されている．この剥離渦によりフルブレードの翼負荷が低下し，流量の減少に伴い，翼端隙間の有無による性能差が漸近する．

## 参 考 文 献


1) Eckardt, D.: Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.98, pp.390-402.
2) Ibaraki, S., et al.: Design and Off-Design Flow Fields of Transonic Centrifugal Compressor Impeller, ASME GT2009-27791
3) 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.
4) Sawada, K., A convenient visualization method for identifying vortex centers, Trans. Japan Soc. for Aero. Space Sci., Vol.38 (1995), 102.
5) Iwakiri, K., et al.: Unsteady and Three-Dimensional Flow Phenomena in a Transonic Centrifugal Compressor Impeller at Rotating Stall, ASME GT2009-59516.

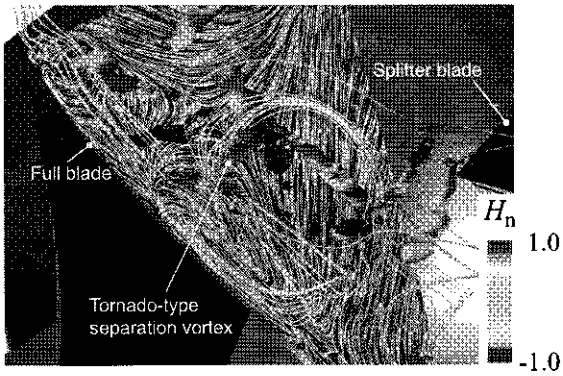




Fig. 9 Tornado-type separation vortex (w/o clearance, DES instant)

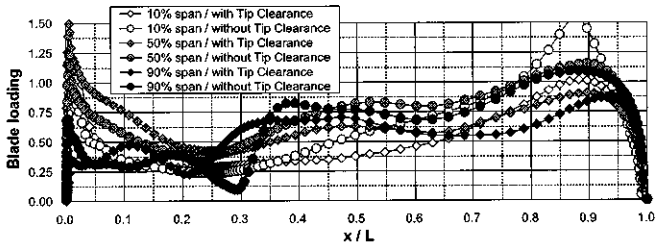
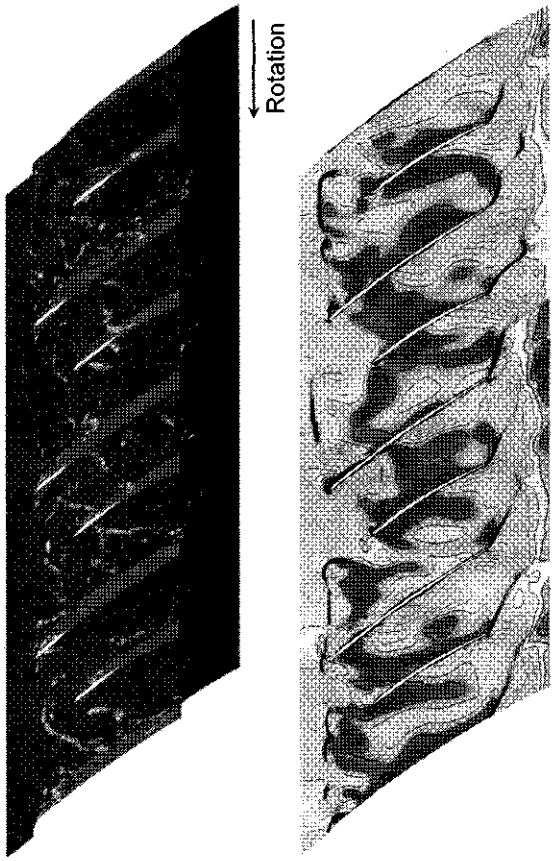
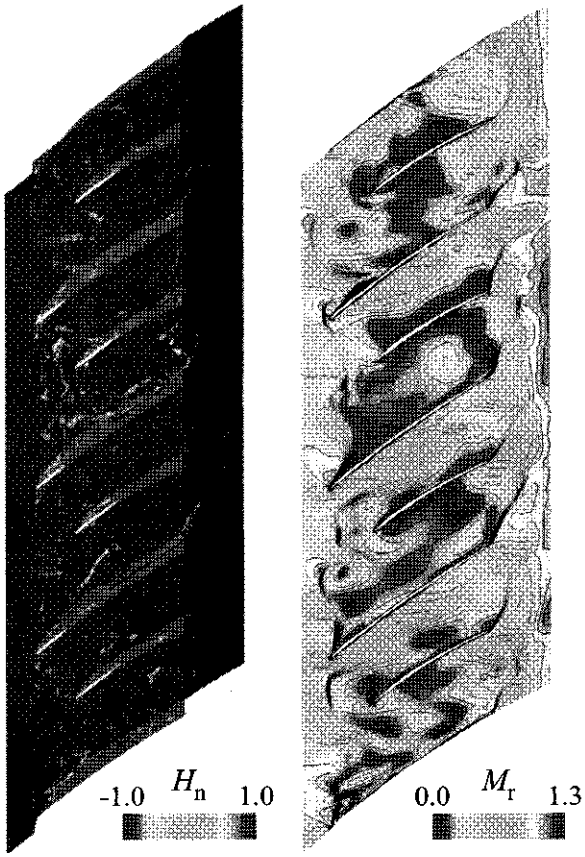



Fig. 10 Blade loading distributions on a full blade (DES instant)




(a) with clearance




(b) w/o clearance

Fig. 11 Vortical flow structures (left) and 90% span Mach number (DES instant)

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-17

# 循環流型ケーシングトリートメントが高圧力比遠心圧縮機の性能へ及ぼす影響

*玉木　秀明（IHI）

# Effect of Recirculation Device on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor

*Hideaki TAMAKI(IHI)

**ABSTRACT**

Centrifugal compressors used for turbochargers need to achieve a wide operating range. A recirculation device, which consists of a bleed slot, an upstream slot and an annular cavity connecting both slots, is often applied to them. This paper discusses how the recirculation device affects the flow field in a transonic centrifugal compressor by using steady 3-D calculations. The followings are clarified. The bleed slot works in a similar way to circumferential grooves applied to axial compressors. It reduces the blade loading in the impeller tip region. And hence the velocity of tip leakage flow exiting the bleed slot becomes lower compared with that without the recirculation device. The flow through the bleed slot impinges on the tip leakage flow. It also deflects the trajectory of the tip leakage vortex. In addition to these effects, the bleed slot removes the fluid near the casing. It moves shock downstream due to the reduction of blockage. All these effects induced by the recirculation device contribute to the enhancement of the compressor operating range.

**Key words**: Centrifugal Compressor, Casing Treatment, Recirculation Device

## 1．はじめに

過給機に使用される遠心圧縮機は広作動域であることが要求される。この要求を実現するためにFig.1 に示す循環型ケーシングトリートメント(Recirculation device, 以下ケーシングトリートメント)が広く採用されている。このケーシングトリートメントは、インペラ入口に位置する上流溝(Upstream slot)と下流に位置する下流溝(Bleed slot)、これらを結合する環状通路(Annular cavity)から構成される。下流溝の圧力が上流溝の圧力よりも高くなるとインペラを通過する流体の一部が下流溝をバイパス、環状流路を経て、上流溝からインペラ上流へ再流入する。低流量域では下流溝と上流溝の圧力差が拡大し、インペラへ再流入（再循環）する流量が増加する。このため、圧縮機入口部ではインシデンスが改善される。その結果、インペラ先端部のストールが抑制され作動域が拡大することが知られている。著者らは舶用過給機用に圧力比 5.7 の遠心圧縮機を開発した。本圧縮機にも作動域を拡大するためにケーシングトリートメントを適用し、その有効性を確認した [1]。

本稿では、上の圧力比 5.7 の遠心圧縮機を供試圧縮機とし、ケーシングトリートメントによる作動域拡大について（定常）CFD の結果を用いて議論する。ストールやサージの発生を定常計算で評価することは困難である。しかし、本圧縮機のように高圧力比でインデューサ部が遷音速である遠心圧縮機では、衝撃波と翼端漏れ流れの干渉によるブロッケージの増大がストールと密接な関係があることが報告されている [2,3,4]。そこで本研究ではケーシングトリートメントが衝撃波と翼端漏れ流れに及ぼす影響に焦点を当てCFDの結果を分析した。

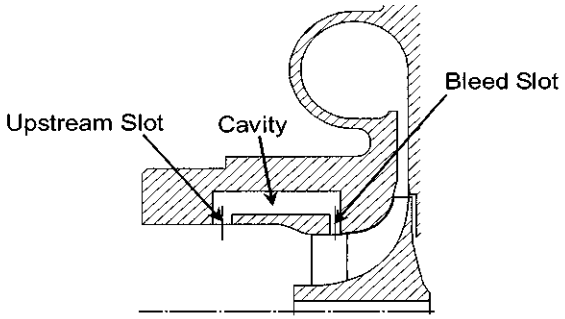



Fig. 1 Schematic view of recirculation device

## 2．供試圧縮機と圧縮機性能

Table 1 に本研究で使用した圧縮機の主要形状を示す。また、Fig.2 には、供試インペラ外観および

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

供試圧縮機の写真を示す。インペラは長羽根(full blade)1 ピッチ間に中羽根(2nd splitter)、短羽根 (3rd splitter)を有する。また、ディフューザには羽根付きディフューザを用いている。設計回転数 N (周速マッハ数 Mu)は 73680rpm (1.62)である。

Table 1　Main parameter of investigated compressor

Impeller

| インペラ半径 | 出口幅 |
|---|---|
| 72.2 mm | 8.0 mm |
| 羽根枚数<br>(長羽根/中羽根/短羽根) | 出口羽根角<br>(長羽根/中羽根/短羽根) |
| 18　(6/6/6) | -15°/-16°/-11° |

Vaned diffuser

| 羽根枚数 | 入口羽根角 | 羽根高さ |
|---|---|---|
| 13 | 66.5° | 6.0 mm |

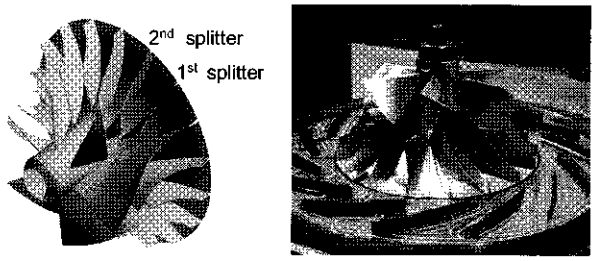



Fig.2 Picture of investigated compressor

Fig.3 に圧縮機性能を示す。図中の Q、Qd はそれぞれ流量、設計流量を示す。SW はケーシングトリートメント無し、RC はケーシングトリートメント有りの試験結果である。ケーシングトリートメントによってサージ流量が減少することが分かる。

本研究では下流溝が圧縮機性能へ及ぼす影響について調査するために SW、RC に加え、RC の上流溝を塞いだ形態(以下 GR)のシュラウドケーシングを装着した場合についても解析を行った。

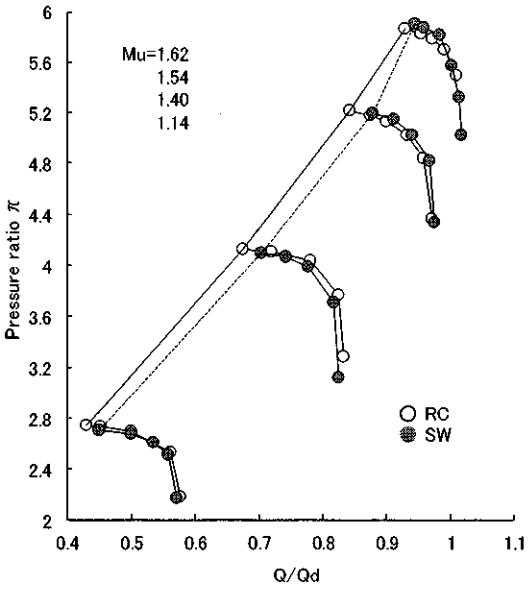



Fig.3 Measured compressor performance

## 3．数値計算と考察

### 3.1　数値計算

計算には自社開発のコードを使用した。対流項には Chakravarthy - Osher の TVD スキームを、乱流モデルには Spalart - Allmaras モデルを用いている。インペラ、ディフューザそれぞれ 1 ピッチをモデル化し、周期境界条件を用いた。また、段解析にはミキシングプレーン法を採用した。格子点数は、SW が約 300 万点、GR、RC が 420 万点を用い、$y^+$ は 3 以下とした。なお、計算では収束解が得られる範囲を圧縮機の安定作動域と仮定した。

Fig.4 に設計回転数におけるインペラ出口、羽根付きディフューザ出口における全圧(圧縮機入口全圧との比)$\pi_i$、$\pi_d$ を示す。図中の帯は計算で定義された各ケーシングに対する失速流量(この流量よりも少流量では計算が不安定となる流量)を示している。失速流量は SW が Q/Qd=0.96、GR が Q/Qd=0.93、RC が Q/Qd=0.89 である。また、Fig.5 にはケーシングトリートメントを循環する流量と圧縮機吐出流量の比(循環流量率 Qr)を示す。圧縮機吐出流量(Q/Qd)の減少に伴い、循環流量率が増加する。

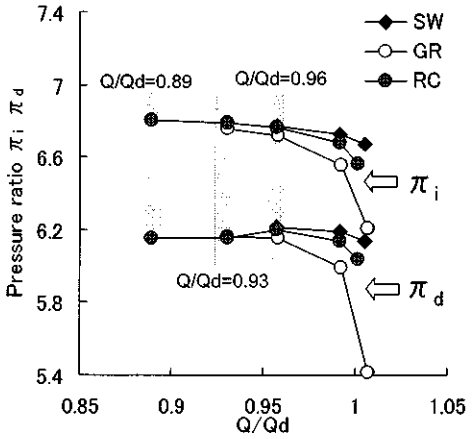



Fig.4 Calculated pressure ratio at impeller and diffuser exit with and without recirculation devices

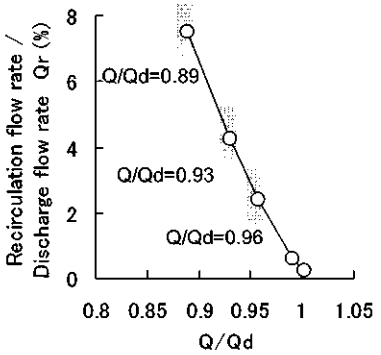



Fig. 5 Recirculation flow ratio Qr

### 3.2　SW の失速流量 Q/Qd=0.96 における流れ場

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

Fig.6 にインペラ先端におけるスパン方向相対流れ角分布をしめす。Q/Qd=0.96 における循環流量率は約 2%(Fig.5)であるが、RC の流れ角は SW、GR とほぼ同一である。従って、SW の失速流量では RCはインシデンスの改善に明確な寄与をしていないことが分かる。Fig.7 に 90%スパンでの翼面相対マッハ数と静圧分布を示す。静圧分布は衝撃波の位置を比較するために作成した。GR、RC の場合、負圧面近傍の流れは最大相対マッハ数位置より下流で再加速され、衝撃波によって減速されている。GR と RC の衝撃波は SW よりも下流の位置にある。

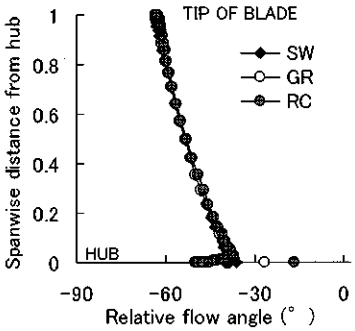
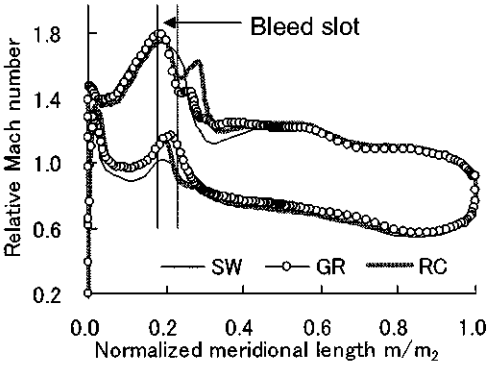
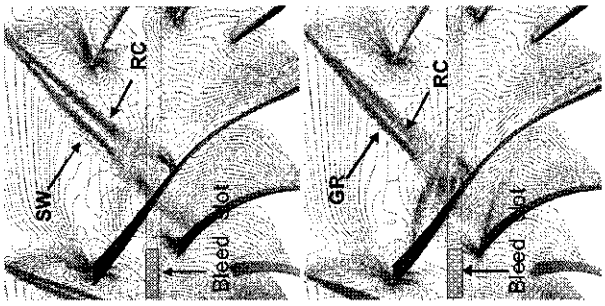



Fig. 6 Relative flow angle at **Q/Qd=0.96**




(a) Relative Mach number on full blade at 90% span




(b) Static pressure distribution at 90% span / Position of shock

Fig.7 Relative Mach number and static pressure distribution

Fig.8 は 95%スパンでの半径方向速度分布を、Fig.9 は下流溝直下の翼端隙間を通過する流線および 95%スパンでの相対マッハ数分布を示す。流線の色は半径方向速度に対応する。半径方向速度は内径(ハブ側)から外径(シュラウド側)方向を正とした。GR と RC は下流溝付近の負圧面で流れが負の(シュラウドからハブへ向かう)半径方向速度を持っており、下流溝から流体が負圧面上に吹き込こむ流れ場となっている。この流れは負圧面近傍にブロッケージを形成する。流れは超音速であるため、Fig.7 のように一旦減速されるが、下流溝後方では吹き込みが停止するため、ブロッケージが減少して再び加速される。

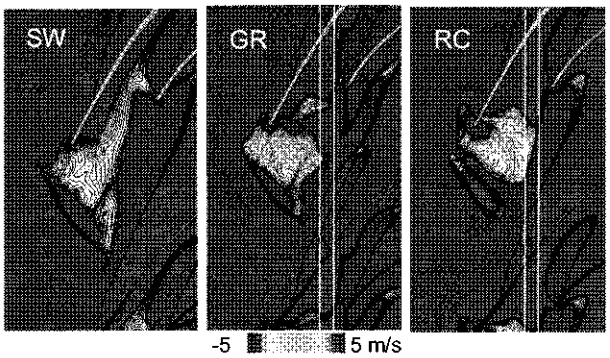



Fig. 8 Radial velocity component at 95% span

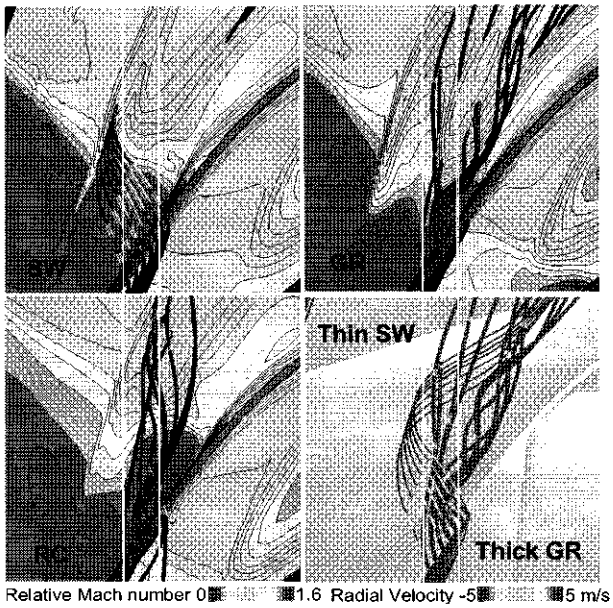



Fig. 9 Streamline under bleed slot and relative Mach number

Fig.10 は 99.5%スパンにおける軸方向速度分布である。インペラ入口から出口へ向かう方向を正としている。翼端漏れ流れは負圧面に垂直に隣接する翼間に流入する。この翼端漏れ流れはインペラへ流入する流れ(主流)と合流し、主流とともに下流へ向かう。翼端漏れ流れと主流は角度が異なるため、流れの不連続が存在する。この不連続が巻き上がり渦の核となる[5]。軸方向速度が負の領域は翼端漏れ流れが供給されている部分であり、軸方向速度が正から負へ変化する境界付近に翼端漏れ渦が存在していると考えられる。GR および RC の場合、負の軸方向速度域が下流溝の下部で途切れている。これは前述の下流溝からシュラウド側へ吹

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

き込まれる流れと翼端漏れ流れの混合に起因する。この混合によって翼端漏れ流れの主流への流出が抑えられる。Fig.11 に 95%スパンにおける翼面圧力(負荷)分布を示す。翼端隙間における圧力面と負圧面との差圧(翼負荷に比例)が翼端漏れ流れを引起す。GR と RC の翼負荷は下流溝近傍で SW と比較して減少しているので、GR と RC の下流溝近傍における翼端漏れ流れの流速は SW よりも減少する。Table 2 に示す下流溝領域における翼端隙間を通過する流量がこのことを裏付けている。この翼端漏れ流れ流速の減少によって翼端漏れ渦が弱められることが期待される。以上のことから、下流溝の設置は、主流と翼端漏れ流れの境界付近に発生する翼端漏れ渦の緩和に有効である。

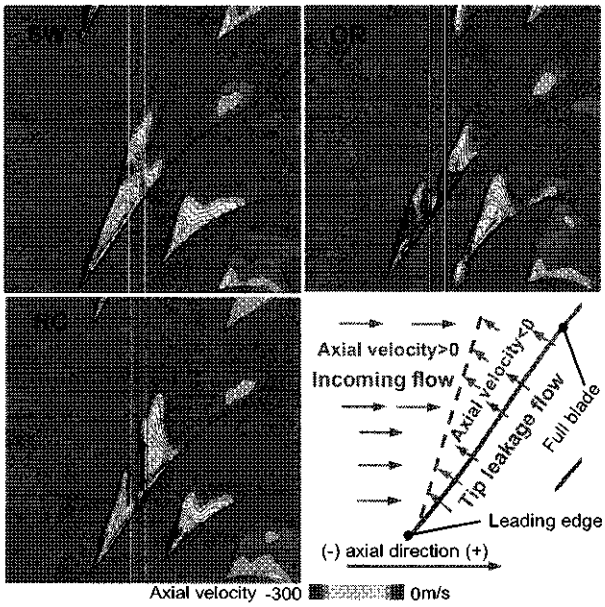



Fig. 10 Axial velocity distribution at 99.5% span

Table 2 Tip leakage flow rate at bleed slot

| | SW | GR | RC |
|---|---|---|---|
| Relative to SW | 1.000 | 0.784 | 0.653 |

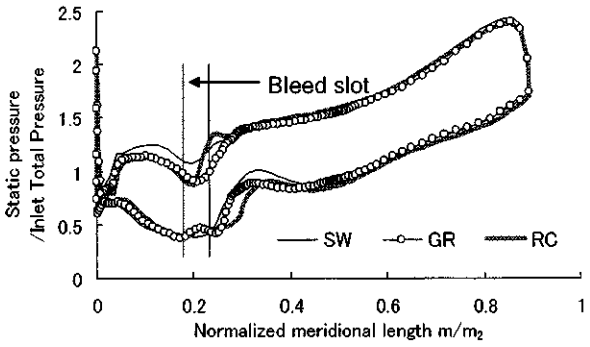



Fig. 11 Static pressure on full blade at 95% span

渦糸に沿って正の圧力勾配が存在する時、渦核(剛体渦で近似される領域)が拡大し、よどみ流や逆流へ発達する[6]。渦核の相対全圧が衝撃波下流静圧よりも大きい時、渦は逆流することなく衝撃波を通過することができる。渦核近傍の流体は、渦外殻の流体および主流との混合によって正の軸方向(主流方向)速度を増す(以下、活性化)。衝撃波が下流に位置すると、翼端漏れ渦が活性化される距離が増加することになる[7]。また、衝撃波が離脱衝撃波であるので、下流に移動すると、翼前縁部の衝撃波が弱くなり、逆圧力勾配も減少する。更に衝撃波が下流に位置することで衝撃波と翼端漏れ渦の干渉に起因する低速域(ブロッケージ)が拡大する流路長も減少する。GR と RC の衝撃波は SW よりも下流の位置にある。このため、下流溝は翼端漏れ渦と衝撃波の干渉に起因するブロッケージの拡大を抑制する効果があるものと推察される。

GR と RC の流れ場には 2 つの差異がある。1 つは RC の衝撃波が GR より下流にあること(Fig.7)、もう 1 つは GR の下流溝後方での負の軸方向速度域の 1 部が消滅している点である(Fig.8)。Fig.12 は 99.5%スパンでの GR、RC の半径方向速度分布を示す。RC の場合、下流溝近傍で正の半径方向速度を持つ流体は流れから取除かれ上流溝から流出する。この吸出しによって RC の衝撃波は GR よりも下流に位置する。一方、GR の場合、上流溝が閉じられているため、下流溝から吹き込んだ流体は吸出されず、1 部は下流溝後方で翼端漏れ流れと混合し、翼端漏れ流れを活性化している。下流溝からの吸出しの有無が GR と RC の主な差異要因であると考えられる。

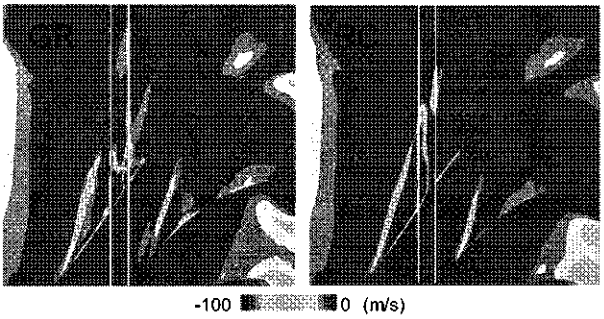



Fig. 12 Radial velocity component at 99.5% span

GR の下流溝後方での負の軸方向速度域消滅は、翼端漏れ渦（軸方向速度の正負の境界)が下流溝後方で負圧面側へ移動する可能性を示している。Fig.13 は 95%スパンの相対全圧分布を示す。SW、RC では低相対全圧域を示す等高線が 1 つであるのに対し、GR には 2 箇所の低相対全圧域が観察される。Fig.13 は、GR の相対全圧分布に静圧分布と負の軸方向速度領域を重ねた図も示している。この図から、GR の衝撃波が 2 箇所で翼端漏れ渦と干渉していることが推察される。RC の場合、下流溝は

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

吹き込みと吸出しの両方の機能を持つため、吹き込みが生じる位置は下流溝内の上流に限られ、GR のような流れ場にはならない(Fig.12)。

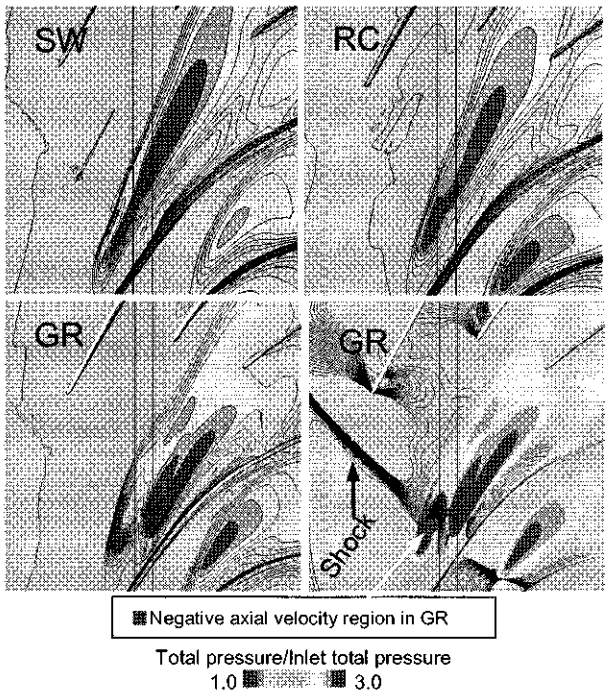
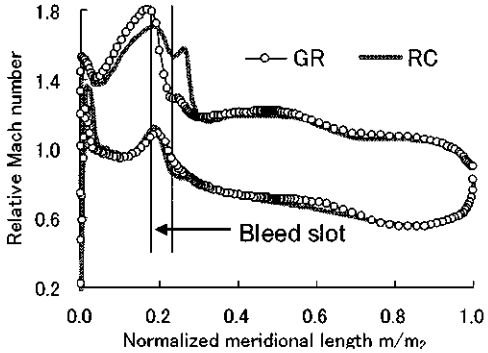
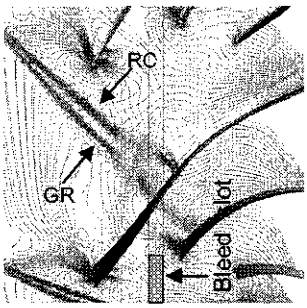



Fig. 13 Relative total pressure distribution at 95% span
(Bottom-righ : combination with relative total pressure, shock position and negative axial velocity region)




(a) Relative Mach number on full blade at 90% span




(b) Static pressure distribution at 90% span / Position of shock

Fig. 14 Relative Mach number and static pressure distribution at Q/Qd=0.93

### 3.3 GR の失速流量 Q/Qd=0.93 における流れ場

GR の失速流量 Q/Qd=0.93 では、圧縮機吐出流量の約 4%が循環している。GR の翼先端 95%スパンでの相対流れ角は-63.2°、RC は-61.7°であった。Fig.14 に 90%スパンでの翼面相対マッハ数分布と静圧分布を示す。翼先端部に過大な負荷が見られないため、インシデンスが GR の失速原因ではないと考えられる。

GR では負圧面近傍の衝撃波が下流溝の上流にある。下流溝から吹き込まれる流体は衝撃波下流に流入するため、下流溝は衝撃波前方の翼端漏れ流れ及び衝撃波の位置に関して Q/Qd=0.96 で見られた効果を示さない。

### 3.4 RC の失速流量 Q/Qd=0.89 における流れ場

Fig.15 に 95%スパンでの Q/Qd=0.96、0.93、0.89 における衝撃波位置(静圧分布を重ねた図)を示す。流量の減少に伴い衝撃波は上流へ移動する。Fig.16 に Q/Qd=0.89 における 99.5%、95%スパンでの半径方向速度分布を示す。95%スパンでは下流溝直下での負の半径速度域が見られない。衝撃波が上流へ移動することで下流溝－上流溝間の圧力差が増大する。これによって下流溝からの吸気が増し、下流溝からの吹き込みが減少する。本流量(Q/Qd=0.89)では下流溝は主に吸気溝となり、従来のインシデンス改善が主な作動域拡大機構となる。

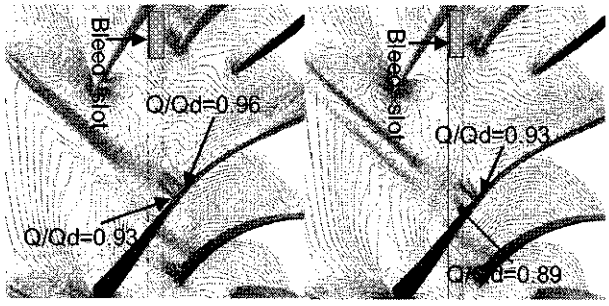



Fig. 15 Position of shock of RC
(Static pressure distribution at 90% span)

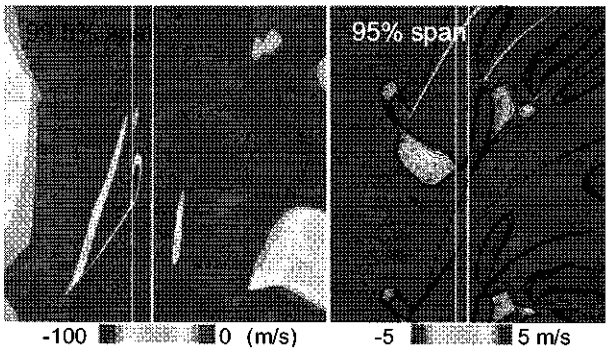



Fig. 16 Radial velocity distribution at 99.5 and 95% span

## 4．実験結果

GR に対応するケーシングを製作し、実験をおこなった。Fig.17 に圧縮機性能を示す。Fig.17(a)は Fig.3 と同様に羽根付きディフューザを用いた時の圧縮機性能、Fig17(b)は羽根無しディフューザを

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

用いた時の性能である。GR の適用によって高速回転域でのサージ流量が減少する。このことから下流溝が作動域拡大に貢献していることが確認できる。Fig17(a)は CFD(Fig.4)の傾向と異なる。この差は Fig17(b)から、CFD が主な失速要因をインペラであると推定したのに対し、実際には羽根付きディフューザがその主要因であることに起因している。

## 5．まとめ

圧力比 5.7 の遠心圧縮機について循環型ケーシングトリートメントが圧縮機内部流れに及ぼす影響を CFD によって調べた。

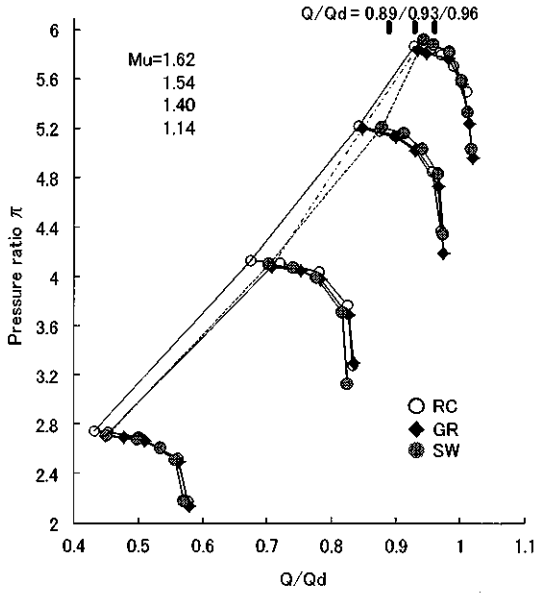
(1)下流溝が流れ場に及ぼす影響、特に衝撃波と翼端漏れ流れに対する影響を循環型ケーシングトリートメントの上流溝を閉じたケーシングを用いて調査した。下流溝がある場合、溝からシュラウド側へ吹き込む流れが存在することを示した。この流れは翼端漏れ流れと混合し、翼端漏れ流れを活性化する。また、下流溝近傍ではインペラ翼端部の負荷が低下し、翼端漏れ流れの速度が減少する。以上のことから下流溝は翼端漏れ流れに起因する翼端漏れ渦を弱める効果があると考えらえる。衝撃波が下流溝後方に存在する時、翼端漏れ流れは衝撃波と干渉する前に上述の作用を受ける。このため、衝撃波と翼端漏れ流れの干渉によって生じるブロッケージは、下流溝有りのケーシングによって緩和されることが期待される。また、下流溝は衝撃波の位置にも影響を与える。

(2)下流溝が上流溝を介してインペラ上流部と連結されると、下流溝はケーシング近傍に流体を吹き込み、その 1 部を吸い出す。その結果、衝撃波は下流に留まりやすく、(1)で述べた衝撃波と翼端漏れ流れの干渉によるブロッケージ低減効果が現れやすくなる。流量が減少すると、下流溝は吸気溝となり、従来のインシデンス改善が主の作動域拡大機構となる。

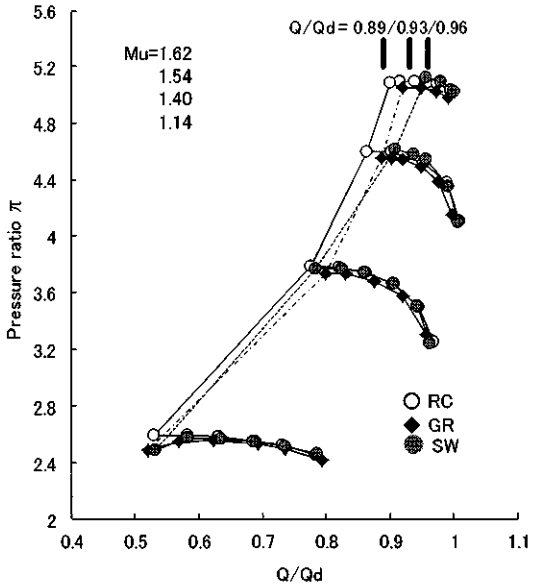
(3)循環型ケーシングトリートメントは、1.で述べたようなインシデンスの改善だけではなく、衝撃波と翼端漏れ流れの干渉に起因するブロッケージを低減する機能があり、この機能も作動域拡大の一因である。

## 参 考 文 献


1) Tamaki, H., Unno, M., Kawakubo, T., Hirata, Y., 2009, "Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressors for Turbochargers," ASME GT2009-59160.
2) Marconcini, M., Rubechini F., Arnone, A., 2006, "Numerical Investigation of a Transonic Centrifugal Compressor," ASME GT2006-90098.
3) Ibaraki, S., Sumida, K., Suita, T., 2009, "Design and Off-Design Flow Fields of a Transonic Centrifugal Impeller," GT2009-59986
4) Hazby, R. H., Xu, L., "Role of Tip Leakage in Stall of a Transonic Centrifugal Impeller," ASME GT2009-59372
5) Lakshiminarayama, B., 1996, "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery" John Wiley Sons, Inc. New York, U.S.A, pp.339-347.
6) Greitzer, E. M., Tan, C. S., Graf, M. B., 2004, Internal Flow Concepts and Applications, Cambridge University Press, Cambridge, UK, pp.140-142 and Chap. 8
7) Kablitz, S, Hennecke, D. K., Passrucker, H., Engber, M., 2003, "Experimental Analysis of the Influence of Sweep on Tip Leakage Vortex Structure of an Axial Transonic Compressor Stage," Proc. 16th ISABE, Cleveland, Ohio, 2003-1226


(a)Compressor with vaned diffuser




(b)Compressor with vaneless diffuser

Fig. 17 Measured compressor performance

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 B-18

# 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

*Khairil Akmal bin Nan（拓大院），平野　孝典，藤本　一郎（拓大），
平本　政明（元 東大），Reinhard Niehuis（Univ. Bundeswehr Muenchen）

# Experimental Survey on Unsteady Aerodynamic Characteristics of Gyromill Wind Turbines

*Khairil Akmal bin Nan (M2 of Takushoku Univ.), Takanori HIRANO, Ichiro FUJIMOTO (Takushoku Univ.) , Masaaki HIRAMOTO (former lecturer of Tokyo Univ.) and Reinhard Niehuis (Univ. Bundeswehr Muenchen)

**ABSTRACT**

For the purpose of improvement in startup performance of gyromill wind turbine, an experimental survey has been performed. A rotating torque was measured for a four-blade wind turbine model with considering the variation of rotating speed ratio and setting angle of blade. Furthermore, the same experiment was performed for one-blade model and to compare the difference of the aerodynamic characteristics. The result shows that it is effective to set the setting angle of blades with large minus angle because the drag force is large in startup.

**Key words**: Gyromill Wind Turbine, Unsteady Aerodynamics

## 1．はじめに

21 世紀に入り地球環境問題が顕著化し、中でも化石燃料の枯渇や地球温暖化は重大な問題となっている。このような情勢の中、ヨーロッパ諸国やアメリカでは自然エネルギを利用した風力発電の利用が進められている。また、中国を始めとするアジア諸国の経済は急成長しており、今後エネルギ需要はさらに急増していく見通しである。しかし、電力供給源として未だに化石燃料への依存率が高く、地球環境問題に対応できていないのが現状である。[1] さらに、今回の地震と津波による原子力発電所の極めて重大な事故により、今後の原子力発電は中止される方向にある。そのため自然エネルギを利用した発電がクローズアップされている。自然エネルギを利用した風力発電は、環境負荷の低減による環境問題等の改善や電力確保に有効な手段の一つであり、将来的に有望な発電手段であると考えられる。

これまでに著者らは、低出力ではあるが高効率で設置箇所に制約の少ないジャイロミル型風車（垂直軸揚力型風車）について、単独翼の静的空力特性を基にして 4 枚翼風車の起動特性を解析し、切欠き翼の効果や、翼の取付角と風車の起動性能との関係について実験的解析を行い、特に翼の取付角が回転始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た。[2] また、渦法による数値シミュレーションの結果が、風車起動時の空力特性と定性的に一致することを報告した。[3] さらに、単独翼の静的実験データ [2]を用いて準静的な 4 枚翼風車の回転時の空力性能を解析し、周速比と最適取付角の関係について報告した。[4]

本報では、4 枚翼風車モデルを用いた風車回転時のトルク計測により得られた周速比と最適取付角の関係、および 1 枚翼実験の解析結果との比較による翼干渉について得られた知見について報告する。

## 2．実験装置、実験方法及び解析方法

### 2.1　実験装置及び実験方法

実験装置概略図を **Fig.1** に示す。本実験装置は回流式低速風洞の吹出し口に設置されている。吹出し口寸法は幅 1200mm×高さ 200mmである。吹出し口中央に風車模型を設置した。DC サーボモータでフライホイールを定速回転させ、フライホイール軸と接続した風車模型を回転させる構造とした。回転数は安定化電源を用いて制御し、デジタル回転速度計に表示させる。風車方位角（基準翼が主流に対して 90° の位置を方位角 0° とし、風

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

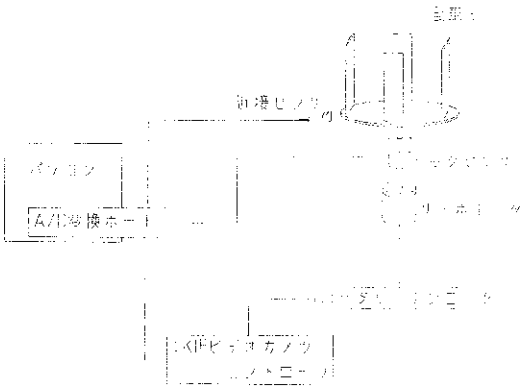


**Fig.1　Test Equipment**

車回転方向を正とする）はDCモータに内蔵されたロータリーエンコーダと TKIF ビデオカメラコントローラを用いて設定を行い、自動計測プログラムを用いて任意の方位角で測定を行う。翼取付角は$\beta$＝-60°～20°の範囲で20°刻みとした。風車モデル下部に取り付けた回転型トルクセンサ（タカス技研製）を用いて回転中の軸トルク変動を測定し、その出力電圧を A/D 変換ボードを介してパソコンに取り込む。

風車モデルは円周上に翼を 4 枚取り付けた 4 枚翼モデルと、円周上に 1 枚のみを取り付けた 1 枚翼モデルの 2 種類を使用する。また、1 枚翼モデルで得られた結果をもとに 4 枚翼風車の非定常モーメントを擬似的に求め、4 枚翼モデルの結果と比較することにより、4 枚翼風車の非定常空力特性を解析する。

### 2.2　供試翼

供試翼として、実機風車で使用されている NACA2415 型翼を使用した。材質は真鍮、翼弦長 $c$ は 30mm、翼幅 $r$ は 139.3mm である。Fig.2 に

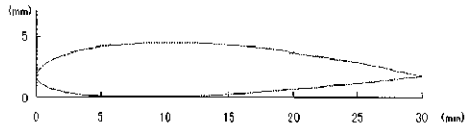



**Fig.2　Test Blade**

供試翼断面図を示す。また、Fig.3 に翼の取り付け位置と本報で使用する記号の定義を示す。

### 2.3　計測プログラム

VisualBasic6.0 で作成した自動計測プログラムを使用して測定を行った。TKIF ビデオカメラコントローラから出力されるパルスを計測クロックに設定し、アンプ内蔵角型近接センサ（パナソニック電工 SUNX 株式会社製 GX-H12A）を風車方位角原点に取り付け、センサの出力パルスを計測開始トリガとして用いた。

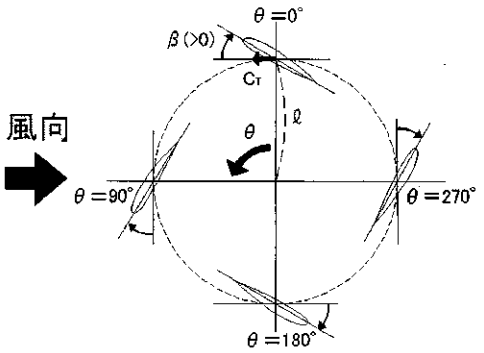



**Fig.3　Schematic of wind turbine**

**Table 1　Test Condition**

| | |
|---|---|
| 主流風速 $U_\infty$ | 10[ m/s] |
| 取付角 $\beta$ | 20～-60[deg]<br>20[deg]刻み |
| 周速比 $\lambda$ | 0.02～0.06<br>0.02 刻み |
| レイノルズ数 $Re$ | $2.2\times10^4$ |

### 2.4　実験条件

実験条件を Table.1 に示す。翼取付角は-60°～20°の範囲を 20°刻みとした。また周速比は、回転開始後の低回転数時に相当する範囲とした。

### 2.5　トルク係数 $C_T$

トルク係数 $C_T$は、風車の回転軸トルク測定で得られたトルク T を、翼枚数 $n$、主流風速 $U_\infty$、空気密度 $\rho$、翼の代表面積 $S$、風車半径 $r$ で無次元化した、翼 1 枚当たりのトルクを示すもので、式（1）で与えられる。

$$C_T = \frac{T}{n\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 S r} \quad \cdots(1)$$

### 2.6　回転エネルギ係数 $C_E$

回転エネルギ係数 $C_E$は、翼が方位角 $\theta$に対して一周回転したときにトルクのなす仕事を無次元化した値で、式（2）で与えられる。

$$C_E = \left(\frac{1}{2\pi}\right)\int_0^{2\pi} C_T \cdot d\theta \quad \cdots(2)$$

## 3．結果及び考察

### 3.1　4 枚翼モデル

Fig.4～Fig.6 に周速比 λ=0.02～0.06 におけるトルク係数の方位角 θ に対する変化を、取付角 $\beta$

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

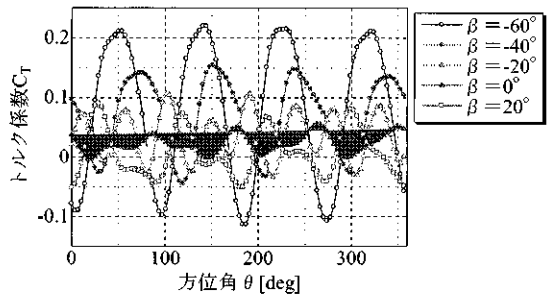



**Fig.4　Torque Coefficient (λ=0.02)**

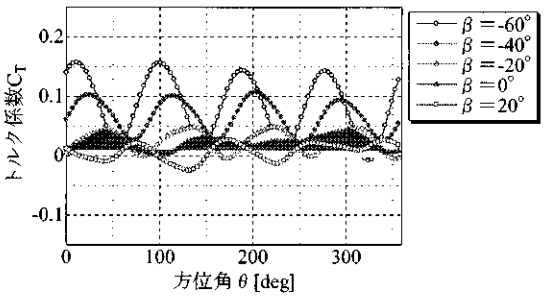



**Fig.5　Torque Coefficient (λ=0.04)**

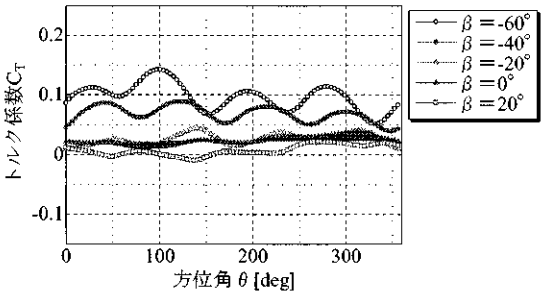



**Fig.6　Torque Coefficient (λ=0.06)**

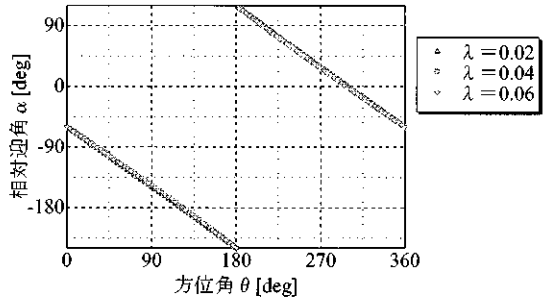



**Fig.7　Attack Angle（β=-60°）**

をパラメータとして示す。また、Fig.7 に $\beta=-60°$ における相対迎角の変化を示す。

それぞれの周速比で $C_T$ の変化をみてみると、Fig. 6 の $\lambda=0.06$、$\beta=-60°$ では、$\theta=32.4$[deg] で最大の $C_T$ を得ている。このときの $\theta$ を基点に $\theta$ が +180[deg] 変化した点の迎角をみてみると、Fig. 7 に示すように $\alpha=90°$ となり、翼背面の流れは完全に剥離して大きな抗力が作用することがわかる。そのために、$\alpha=90°$ となる $\theta=212$[deg] で最大の $C_T$ が生じたと考えられる。

次に、Fig. 6 の $\beta=-60°$ と $\beta=-20°$ では、翼の取付角を $\beta=-60°$ に設置した方が高い $C_T$ を得ている。このときの翼の位置関係を考えてみると、風車接線方向と主流のなす角は、$\beta=-60°$ では角度が小さく、$\beta=-20°$ では角度が大きい。翼に作用する空気力を接線方向と半径方向に分解すると、$\beta=-60°$ の方が接線方向成分の作用する割合が多いため、$\beta=-20°$ より高い $C_T$ を得たものと考えられる。

また、本実験範囲内の全ての周速比において、取付角を $\beta=-60°$ に設定した場合の方が高い $C_T$ を得られている。つまり、今回測定した低い周速比範囲では、$\beta=-60°$ のように翼取付角をマイナス側に大きくし、抗力を利用して起動すると起動性能が良くなることが確認できた。

### 3.2　1 枚翼モデル

ここでは 1 枚翼モデルの解析結果を示す。Fig. 8 に周速比 $\lambda=0.06$ におけるトルク係数 $C_T$ の方位角 $\theta$ に対する変化を示す。また、Fig. 9 に $\beta=20°$ における相対迎角の変化を示す。

Fig. 8 の $C_T$ の変化をみると、$\beta=20°$ では $\theta=110$[deg] で最大の $C_T$ が得られている。このときの迎角は、Fig. 9 に示すように $\alpha=-90°$ であり、翼

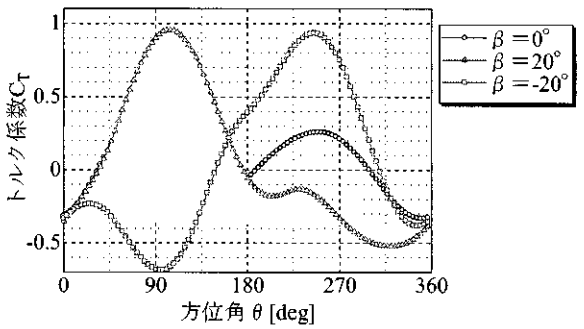



**Fig.8 Torque Coefficient (λ=0.06)**

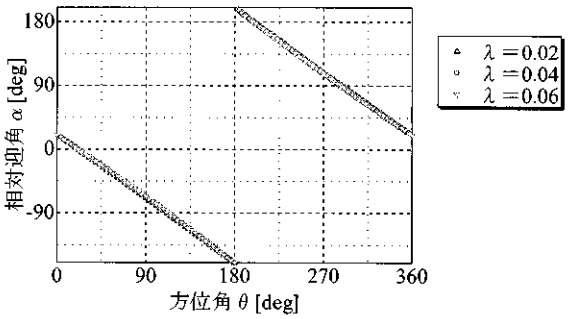



**Fig.9　Attack Angle（β=20°）**

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

背面の流れは完全に剥離して、翼には大きな抗力が作用することがわかる。そのため、このα＝-90°となるθ＝110[deg]で最大の $C_T$ が生じたと考えられる。θが+180°変化した点においてもα＝90°となり主流風に対して翼が垂直となるが、θ＝110[deg]とは違い、発生した抗力が $C_T$ のマイナス側に寄与したために、θ＝290[deg]付近で最小の $C_T$ が生じたと考えられる。β＝-20°の場合においても同様のことが考えられるが、β＝20°とは異なり、α＝-90°となるθ＝72[deg]はθ＝0[deg]～90[deg]の範囲に位置するため、抗力が $C_T$ のマイナス側に作用し、α＝90°となるθ＝248°はθ＝180[deg]～270[deg]の範囲に位置するため、抗力が $C_T$ のプラス側に寄与したものと考えられる。

次に、1枚翼風車モデルの実験結果を使用し、擬似的に4枚翼風車の $C_T$ の変動波形を求めた。Fig. 10に、周速比λ＝0.06におけるトルク係数 $C_T$ の方位角θに対する変化を、取付角βをパラメータとして示す。

$C_T$ の変化をみてみると、β＝20°一枚翼での結果とは異なり最大振幅が減少している。これは最大の $C_T$ を得ているθ＝110[deg]と最小の $C_T$ を得ているθ＝290[deg]はθが+180[deg]の点であり、擬似4枚翼風車として計算すると互いに相殺し合うのが原因である。このことは、本実験の全ての取付角においても同様であり、最大振幅が減少する傾向となった。

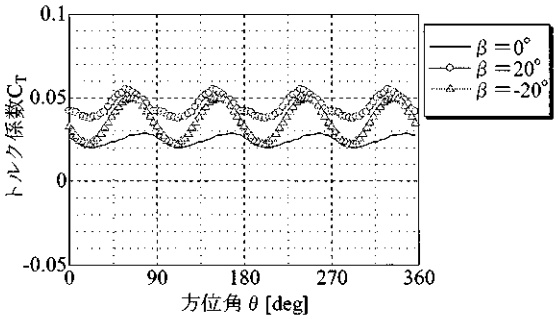



**Fig.10 Torque Coefficient (λ=0.06)**

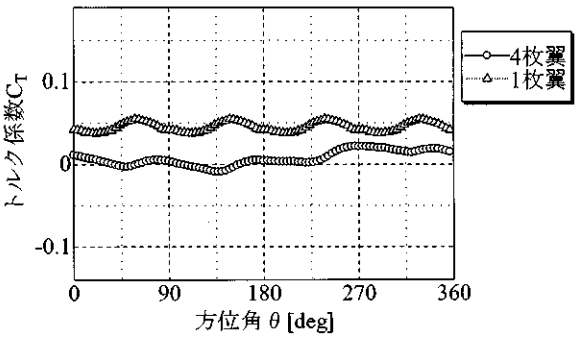



**Fig.11 Torque Coefficient (λ=0.06, β=20°)**

### 3.3 翼干渉の影響

1枚翼モデルの実験結果を使用し、計算から求めたトルク係数 $C_T$ の結果を4枚翼モデルのトルク係数 $C_T$ と比較することで翼干渉の影響について解析を行った。Fig. 11に周速比λ＝0.06、β＝20°におけるトルク係数 $C_T$ の方位角θに対する変化を、翼枚数をパラメータとして示す。また、Fig. 12に方位角θ＝290[deg]における翼の位置関係を示す。

Fig. 11で $C_T$ の変化をみてみるとβ＝20°では1枚翼の結果を基に計算から求めた擬似4枚翼モデルの $C_T$ は、実際に翼が4枚取り付けられた4枚翼モデルよりも高い $C_T$ を得ている。1枚翼実験で最小の $C_T$ を得たときの翼の位置関係を見てみると、Fig. 12に示すように、本来ならθ＝290°の翼は抗力を得て、回転力対してマイナス側に寄与するだけだが、前方に位置する翼①の影響を受けた主流風を受けてさらに大きな抗力が発生したため、マイナス側の割合が高くなり擬似4枚翼よりも $C_T$ が減少したと考えられる。

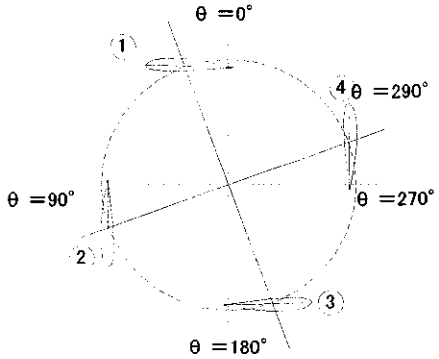



**Fig.12 Placement of the blade（θ=290°）**

### 3.4 回転エネルギ係数 $C_E$

回転エネルギは、風車が1周回転したときの仕事を表す。$C_E$ が大きい程、風車を回転させる力が大きいので、$C_E$ が最大となる取付角が最適取付角となる。Fig. 13に $C_E$ のβに対する変化を、λをパラメータとして示す。

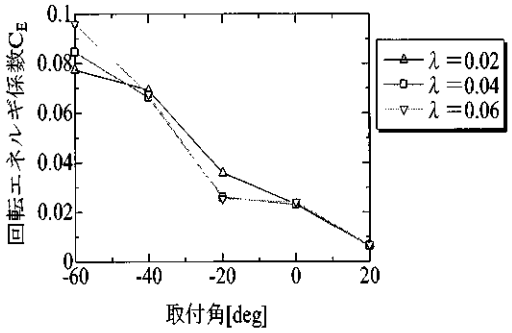



**Fig.13 Rotational Energy Coefficient**

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

Fig. 13 から、$C_E$についても $C_T$の場合と同様に、風車起動直後（$\lambda=0.02$）では、取付角を$\beta=-60°$とマイナス側に大きく取り、抗力型として $C_T$を得た方が大きな $C_E$を得られることがわかる。また、周速比$\lambda$が高くなるにつれて $C_E$が徐々に大きくなっていることがわかる。これは周速比が高くなると、回転力の多くが抗力によるものだったものが、風車回転速度が増大すると相対速度が増加し、ジャイロミル型風車本来の揚力が寄与して得られる$C_T$の割合が大きくなったためだと考えられる。

本研究で測定した周速比範囲では、どの場合においても取付角を$\beta=-60°$に設置した方が、効率が良いことが確認できた。

## 4．結論

風車初期回転時における風車軸トルクの測定を行った。その結果、風車初期回転時（$\lambda=0.02$）では、風車停止時と同様に、翼の取付角を$\beta=-60°$に設置し、抗力型の風車として回転さると効率が良いことが確認できた。また、今回測定した周速比範囲（$\lambda=0.02\sim0.06$）では、回転力係数$C_T$は一回転中に大きな変動が生じ、周速比$\lambda$が高くなるに従い振幅が小さくなる傾向が見られる。回転エネルギ係数 $C_E$から見ると、風車停止時に得られた結果と同様に、$\beta=-60°$に翼を設置すると効率が良いことがわかった。

## 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、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) 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
4) 井上亮二 j、藤本一郎、平野孝典、平本政明、石井進、垂直軸型風車の空力性能に関する研究（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


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-1

# $CO_2$ 回収型 IGFC システムの検討

*幸田　栄一（電中研）

# Study on IGFC systems with $CO_2$ recovery

*Eiichi KODA (CRIEPI)

**ABSTRACT**

IGFC (Integrated coal gasification fuel cell combined cycle) is thought as one of the ultimate goal of R&Ds on coal-fired power generation technologies. And if it is equipped with carbon recovery system, a carbon free and highly efficient power generation would realize. However, a variety of system configurations can be considered as IGFC+CCS system, and there seems no comprehensive study about them yet. Therefore, in order to clarify the appropriate system configuration, we conducted the technical consideration and thermal efficiency analysis on them. In case of using ordinal oxygen-blown coal gasification, the system equipped with $CO_2$ recovery facility between SOFC and combustor is better. In case of using $CO_2$ recirculation type oxygen-blown coal gasification proposed by CRIEPI, the system with MCFC is better. The detailed analysis of thermal efficiency shows that more than 45% (net, HHV) thermal efficiency is possible for both systems with recovering $CO_2$. In addition, we summarized the challenges to improve the thermal efficiency calculation and the measures to improve efficiency.

**Key words**: Power generation plant, IGCC, Fuel Cell, Thermal Efficiency

## 1．はじめに

石炭火力として最も高い熱効率の達成が期待されるIGFC(Integrated Gasification Fuel Cell Combined Cycle: 石炭ガス化燃料電池複合発電)に $CO_2$ 回収を組み合わせれば、化石燃料資源の有効利用と $CO_2$ 排出量削減の双方に大きな効果があると考えられる。しかし、様々な構成が考えられる $CO_2$ 回収付きの IGFC システムについて網羅的に検討した例はなく、有力な構成や期待される性能が明らかにされていない。そこで、構成毎の特徴を整理するとともに熱効率解析を実施することによって、高い熱効率が期待できる構成を明らかにした。

## 2．設備構成の違いによる特徴の整理

### 2.1　設備構成

Table 1 に $CO_2$ 回収付きの IGFC システムとして考えうる構成の一覧を示す。なお、全ての構成について、燃料電池としては高温形燃料電池である MCFC と SOFC を用いた場合の両方を想定するものとする。グループ①は燃料電池設備に導入する前の石炭ガス化ガスから $CO_2$ を回収するシステムである。$CO_2$ 回収オフガスを加圧とするか常圧とするか、燃料電池の運転圧力を加圧とするか常圧とするか、さらに、ガスタービン燃焼器を酸素燃焼とするか空気燃焼とするかにより、No.1～6 の６つのシステム構成が考えられる。

グループ②は燃焼器導入前のアノード排ガス中から $CO_2$ を分離回収するシステムであり、分類①と同様、No.7～12 の６通りの構成が考えられる。

グループ③は HRSG 出口排ガスから $CO_2$ を分離回収する燃焼後回収のシステムであり、燃料電池の運転圧力を加圧とするか常圧とするか、また GT 燃焼器を酸素燃焼として排ガスを冷却し水分を凝縮させることで $CO_2$ を分離回収するか、GT 燃焼器を空気燃焼として化学吸収法などによって $CO_2$ を分離回収するかにより No.13～16 の４通りが考えられる。

グループ④はガス化炉投入ガスを $O_2$ と $CO_2$ のみとし、さらに燃料電池酸化剤及びガスタービン燃焼器にも酸素燃焼を用いることで排ガスの主成分を $CO_2$ と $H_2O$ のみとし、排ガスを冷却して $H_2O$ を凝縮させることで $CO_2$ を分離回収するシステム[2] である。燃料電池の運転圧力を常圧とする場合と加圧とする場合で、No.17,18 の２システムが考えられる。

グループ⑤はリファレンスであり、R1 は IGCC、R2 は IGCC に燃焼前 $CO_2$ 回収を組み合わせたシステム、R3 は $CO_2$ 回収を行わない IGFC システムである。

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

Table 1 IGFC with CCS systems considered in this study

| Grp. | No. | Gasifier Clean-up | $CO_2$ recovery | EXP | Fuel Cell | $CO_2$ recovery | Combustor | GT | HRSG | $CO_2$ recovery |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ① | 1 | O2 blown gasifier + Wet gas cleanup system | pressurized | | pressurized | | Oxy-combustion | GT | HRSG | |
| | 2 | | | | | | Air-combustion | GT | HRSG | |
| | 3 | | | EXP | atmospheric | | Oxy-combustion | | HRSG | |
| | 4 | | | | | | Air-combustion | | HRSG | |
| | 5 | | atmospheric | | | | Oxy-combustion | | HRSG | |
| | 6 | | | | | | Air-combustion | | HRSG | |
| ② | 7 | | | | pressurized | pressurized | Oxy-combustion | GT | HRSG | |
| | 8 | | | | | | Air-combustion | GT | HRSG | |
| | 9 | | | | | atmospheric | Oxy-combustion | | HRSG | |
| | 10 | | | | | | Air-combustion | | HRSG | |
| | 11 | | | EXP | atmospheric | | Oxy-combustion | | HRSG | |
| | 12 | | | | | | Air-combustion | | HRSG | |
| ③ | 13 | | | | pressurized | | Oxy-combustion | GT | HRSG | Cond. Sep. |
| | 14 | | | | | | Air-combustion | GT | HRSG | Chem. Abs. |
| | 15 | | | EXP | atmospheric | | Oxy-combustion | | HRSG | Cond. Sep. |
| | 16 | | | | | | Air-combustion | | HRSG | Chem. Abs. |
| ⑥ | 19 | | | | pressurized | アノードリサイクルガスから $CO_2$ 回収 | Oxy-combustion | GT | HRSG | Cond. Sep. |
| | 20 | | | | | | Air-combustion | GT | HRSG | Chem. Abs. |
| | 21 | | | EXP | atmospheric | | Oxy-combustion | | HRSG | Cond. Sep. |
| | 22 | | | | | | Air-combustion | | HRSG | Chem. Abs. |
| ④ | 17 | CO2 recirculating gasifier + Wet gas cleanup | | | pressurized | | Oxy-combustion | GT | HRSG | Cond. Sep. |
| | 18 | | | EXP | atmospheric | | Oxy-combustion | GT | HRSG | Cond. Sep. |
| ⑤ | R1 | O2 blown gasifier + Wet gas cleanup | | | | | Air-combustion | GT | HRSG | |
| | R3 | | | | pressurized | | Air-combustion | GT | HRSG | |

( EXP : Fuel gas expander、GT : Gas turbine、HRSG : Heat recovery steam generator)

グループ⑥はグループ③の各システムにアノードガスリサイクル系からの $CO_2$ 回収を追加したシステムである。

## 2.2 構成の違いによる特徴の整理

Table 1 に示したシステムについて、技術的考察および概略の熱効率検討を行い、システム構成の違いによる熱効率への影響を以下の通り整理した。

(1) $CO_2$ 回収位置の影響　燃料電池供給前の燃料ガスから回収する場合にはシフト反応用の蒸気を大量に供給する必要があり、燃焼後回収の場合には吸収液再生用に大量の蒸気が必要となるため、どちらも蒸気タービン出力が大幅に低下する。一方、燃料電池後のアノード排ガスから回収する場合には、電池反応で生成した $H_2O$ がシフト反応に利用できるのでシフト蒸気が不要であり、さらに加圧状態の燃料ガスから回収するので吸収液再生用の蒸気量も少ない。

(2) 燃料電池種類の影響　通常の石炭ガス化との組み合わせでは、カソード側に $CO_2$ が必要となる MCFC は構成が複雑となり、SOFC に対する優位性は見いだせない。一方、$CO_2$ 循環型の石炭ガス化の場合は、SOFC ではカソード酸素濃度を高く保つことが困難である一方、MCFC ではカソード $CO_2$、$O_2$ の濃度を高く保てるので有利である。

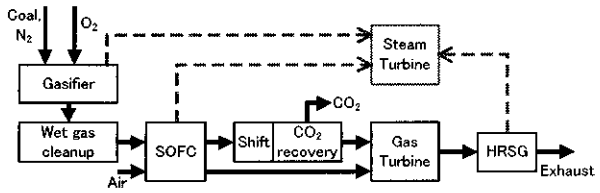
(3) 燃料電池の運転圧力　熱効率の観点からは、膨張前に燃料の発熱量が解放される加圧運転のシステムが有利である。

(4) FC と GT の酸化剤　グループ④以外のシステムでは、FC 冷却の観点から FC カソードに酸素を用いるシステムの構成は困難であり、ガスタービン燃焼器を酸素吹きとすることも、ASU 動力の増加に見合うメリットが期待できない。

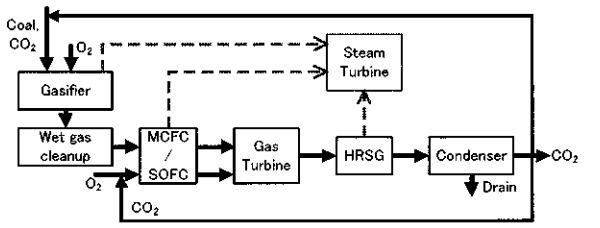
## 2.3 高い熱効率が期待されるシステム

以上の考察の結果、Table 1 に示すシステムのうち②-8 および④-17 の２つのシステムが熱効率の観点から有力と考えられる。これらのシステムの構成を Fig.1 に示す。

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




(1) System ②-8




(2) System ④-17

Fig.1 System configurations with which higher thermal efficiency can be expected

## 3．熱効率解析

次に、これらのシステムに期待できる性能を明らかにするため、熱効率解析を実施した。解析には電中研が開発した熱効率解析汎用プログラム EnergyWin™を用い、蒸気系の詳細解析の一部においては EnergyWin™で使用している蒸気表計算ライブラリを組み込んだ Microsoft EXCEL®を用いた。

### 3.1 計算条件

**(1) 石炭および環境条件**　計算に使用した石炭の性状を Table 2 に示す。発熱量は表に示す組成から Duron の式で求めた値を用い、HHV 基準の発熱量の合計が 700MW となる量の石炭を投入するものとする。この他の設定条件の一覧を Table 3 に示す。

**(2) ガス化設備**　微粉炭搬送などに用いる窒素の総流量は文献 1)を参考に 0.1×石炭流量(t/h)+22.1(t/h)とし、$CO_2$循環型のシステムでは体積流量を揃えるものとする。以上の条件のもとで、SGC(シンガスクーラー)出口ガス温度が 400℃となるように、ガス化設備からの収熱量を算出するものとする。

**(3) ガス精製設備**　Fig.2 に示すように湿式ガス精製と精密脱硫を組み合わせるものとし、湿式ガス精製では吸収塔に流入する $H_2S$ の 90%が吸収されるものとし、精密脱硫装置では H2S および COS の全量が除去されるものとする。Table 5 にガス精製設備出口ガス組成を示す。COS 転換器入口温度が 220℃になるよう蒸気ヒータで加熱し、第 2 水洗塔入口が 40℃となるように冷却器で冷却するものとし、脱硫設備出口温度は 380℃とする。蒸気ヒータおよび冷却器で加熱／冷却する熱量を Table 6 に示す。

Table 2 Properties of Coal

| Composition | | |
|---|---|---|
| C | 63.28 | wt% |
| H | 4.08 | wt% |
| O | 17.07 | wt% |
| N | 0.82 | wt% |
| S | 0.02 | wt% |
| Ash | 3.68 | wt% |
| Moisture | 11.05 | wt% |
| Higher heating value (HHV) | 24.37 | GJ/t |
| Lower heating value (LHV) | 23.19 | GJ/t |
| Flow rate | 103.4 | t/h |
| Total HHV | 700 | MW |
| $CO_2$ generation | 239.76 | t/h |

Table 3 Calculation conditions

| | | |
|---|---|---|
| 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 | | |
| O2 ratio | 0.42 | |
| Overall carbon conversion | 100 | % |
| Radiation losses | 0.4 | % |
| ASU(Air Separation Unit) | | |
| Adiabatic efficiencies | | |
| Air compressor | 87.0 | % |
| N2/CO2 compressor | 87.9 | % |
| O2 Compressor | 86.3 | % |
| Intercooler outlet temperature | 298.15 | K |

Table 4 Heat balance of gasification facilities

| | | ②-8 | ④-17 |
|---|---|---|---|
| Input Energy Flow | | | |
| Total HHV of coal | MW | 700 | 700 |
| Sensible heat flux | | | |
| Coal | MW | 0.57 | 0.57 |
| $N_2$ / $CO_2$ | MW | 1.12 | 1.44 |
| $O_2$ | MW | 2.06 | 2.06 |
| Sub total | MW | 703.75 | 704.07 |
| Output Energy Flow | | | |
| Syngas | | | |
| Sensible and latent heat | MW | 40.09 | 46.04 |
| Heating value | MW | 538.71 | 538.33 |
| Radiation loss | MW | 2.81 | 2.81 |
| Slag loss | MW | 2.11 | 2.11 |
| Recovered heat @SGC | MW | 120.02 | 114.77 |
| Sub total | MW | 703.75 | 704.07 |
| Cold gas efficiency | | 76.96% | 76.90% |

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

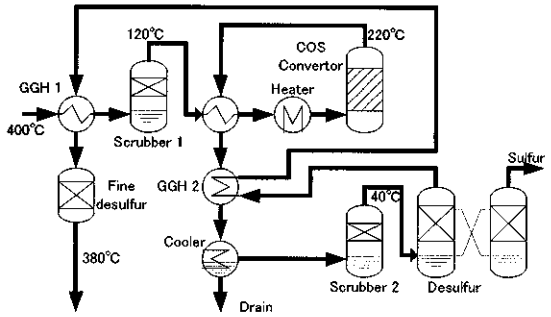



Fig.2 Gas cleanup system

Table 5 Purified gas composition

| | Unit | ②-8 | ④-17 |
|---|---|---|---|
| CO | mol/s | 1289.15 | 1389.50 |
| $CO_2$ | mol/s | 203.34 | 424.51 |
| $H_2$ | mol/s | 542.29 | 441.94 |
| $H_2O$ | mol/s | 7.80 | 7.48 |
| $CH_4$ | mol/s | 20.77 | 20.77 |
| $H_2S$ | mol/s | - | - |
| COS | mol/s | - | - |
| $N_2$ | mol/s | 340.57 | 19.36 |
| Ar | mol/s | 25.87 | 25.55 |
| 合計 | mol/s | 2429.79 | 2329.10 |

Table 6 Heat balance of gas cleanup facilities

| | Unit | ②-8 | ④-17 |
|---|---|---|---|
| Heat input @ heater | MW | 3.305 | 3.429 |
| Heat Removed @ cooler | MW | 14.341 | 15.624 |

**(4) 燃料電池設備**　MCFCの性能算出には文献3)の式を用いる。SOFC については、アノード供給ガス組成が $CO/CO_2/H_2/H_2O$=49.66%/7.83%/20.89%/6.68%、燃料利用率 80%、カソードガスは 15℃で相対湿度 60%となる空気組成で酸素利用率 30%、運転温度 900℃の条件における単セル電圧を 0.85V と仮定し、各条件における $(RT/2F)\ ln((P_{H_2}P_{O_2}^{0.5})/P_{H_2O})$ を算出し、前記の基準条件における値(53.1mV)との差だけ、基準条件の単セル電圧 850mV に加減することとする。なお、電圧の計算に用いるガス組成には、文献 4)を参考に入口：出口＝2：3 で加重平均した組成を用いる。

また、電池出口ではメタンは完全に分解されるものとする。また、電池出入口温度差が SOFC で 150℃、MCFC で 100℃になるようにカソードリサイクル流量を調節するとともに、GT 設備への配管温度が 600℃となるようにカソードリサイクルブロワ入口に設けた冷却器の冷却量を調節するものとする。

**(5) シフト反応設備および $CO_2$ 回収設備**　アノード排ガスをガス／ガス熱交換器および冷却器で冷却し、250℃でシフト平衡状態とすると、シフト蒸気を新たに供給しなくても Table 7 に示すように大部分の炭素分が $CO_2$ となる。$CO_2$ 吸収塔では流入した $CO_2$ の 90%が吸収されるものとする。

**(6) 複合発電設備**　ガスタービン燃焼器の燃焼温度は、燃料電池における燃料利用率および酸素利用率の設定に応じて算出されるアノードおよびカソード排ガスを完全燃焼するものとして求まる値とする。また、蒸気系は主蒸気 15.4MPa／566℃、再熱蒸気 3.54MPa／566℃、低圧蒸気 0.36MPa の三重圧の構成とし、ピンチポイント温度差 15℃の条件下で蒸気タービン出力が最大になるように、システム内各部から回収される熱の温度と量に応じて給水流量を最適化するものとする。

**(7) 解析ケース一覧**　解析ケース一覧を Table 7 に示す。システム②-8 については、SOFC の運転圧力および燃料利用率の異なる 3 ケース、④-17 については、MCFC の運転圧力および燃料利用率等を変えた 2 ケース、合計 5 ケースについての計算結果のみを扱うこととする。

Table 7 Calculation cases

| System | ②-8(SOFC) | | | ④-17(MCFC) | |
|---|---|---|---|---|---|
| Case | B | C | E | D | F |
| FC operating pressure | 3.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 22.0 |
| Fuel utilizetion ratio | 80% | 80% | 60% | 80% | 70% |
| Oxygen utilizetion ratio | 30% | 30% | 30% | 80% | 70% |
| $CO_2$／$O_2$ @cathod inlet | - | - | - | 2.0 | 2.0 |

### 3.2　解析結果

解析結果の一覧を Table 7 に、複合発電設備ガス系の熱物質収支の例を Fig.3 に示す。システム②-8 の送電端効率(HHV 基準)は 44.5～46.5%となり、④-17 では 47%を超える熱効率が期待できることが分かった。

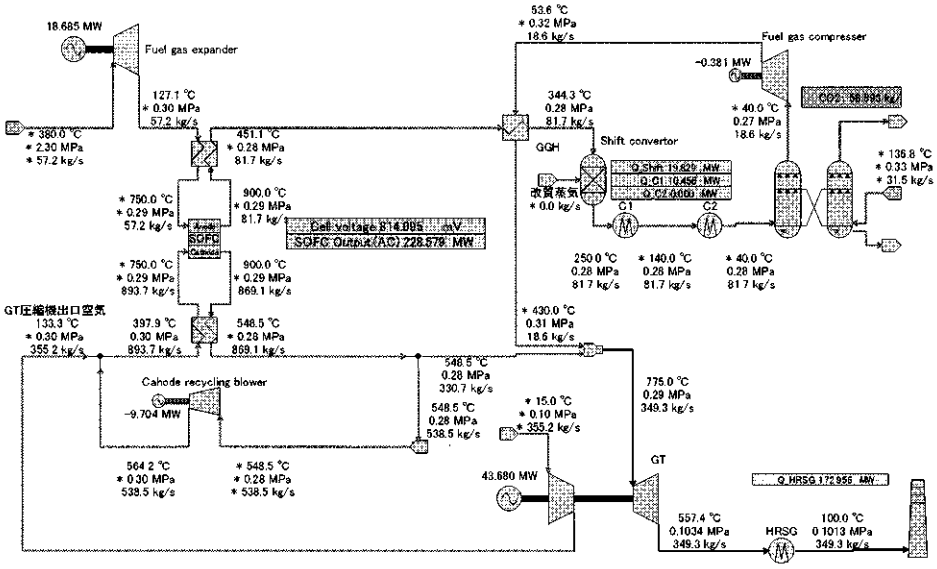
### 3.3　考察

いずれのケースにおいてもガスタービン入口温度が低いため、ガスタービン出力は発電端出力の 15～24%程度となる。一方でカソードリサイクルガス冷却器からの回収熱量が大きいので蒸気タービン出力は発電端出力の 25～30%を占めている。IGFC システムでは、HRSG のみならず、石炭ガス化設備や燃料電池設備など、多くの箇所から蒸気系に熱を回収するので、蒸気系の設計は重要である。例として Fig.4 蒸気系の熱交換線図を示すが、IGFC システムでは 200℃から 500℃の間の熱源が少ないことが分かる。特に $CO_2$ 循環型のシステム④-17 で顕著である。このため、今回設定した蒸気条件では、各ケースとも低圧および中圧ドラムへの給水流量は非常に少なく、②-8B を除き給水の 9 割以上が高圧給水となった。

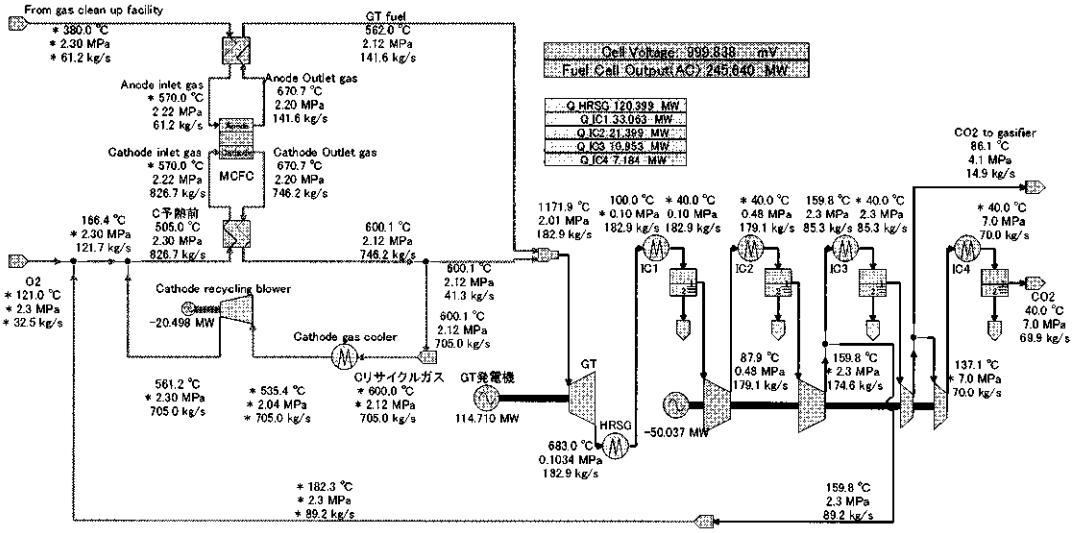
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Table 8 Calculation results

| System | ②-8(SOFC) | | | ④-17(MCFC) | |
|---|---|---|---|---|---|
| Case | B | C | E | D | F |
| Output power, MW | | | | | |
| Fuel Cell, AC | 228.58 | 234.08 | 177.29 | 272.55 | 245.61 |
| Gas turbine and fuel gas expander | 62.37 | 48.48 | 93.95 | 90.54 | 114.63 |
| Steam turbines | 106.38 | 116.59 | 116.59 | 126.52 | 120.7 |
| N2 Expander | 0 | 0 | 0 | 8.9 | 8.9 |
| Gross power output | 397.33 | 399.16 | 387.83 | 498.5 | 489.83 |
| Gross thermal efficiency, HHV | 0.5676 | 0.5702 | 0.554 | 0.7121 | 0.6998 |
| Plant consumption, MW | | | | | |
| ASU | 37.58 | 37.58 | 37.58 | 78.52 | 78.52 |
| Cathod recycling gas blower | 9.7 | 24.28 | 16.32 | 37.73 | 20.56 |
| Fuel gas blower | 0.38 | 0.5 | 0.7 | 0 | 0 |
| Pumps | 2.4 | 2.72 | 2.4 | 2.59 | 2.46 |
| $CO_2$ Compression | 19.64 | 19.64 | 17.17 | 48.21 | 53.6 |
| $CO_2$ Recovery | 0.2 | 0.2 | 0.18 | 0 | 0 |
| Others | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Sub total | 71.92 | 86.92 | 76.35 | 169.05 | 157.13 |
| Net power output | 325.41 | 312.24 | 311.48 | 329.45 | 332.7 |
| Net thermal efficiency, HHV | 0.4649 | 0.4461 | 0.445 | 0.4706 | 0.4753 |
| $CO_2$ recovery ratio | 0.8843 | 0.8843 | 0.773 | 1.0 | 1.0 |
| $CO_2$ production rate, kg-$CO_2$/kWh | 0.0852 | 0.0888 | 0.1747 | 0 | 0 |



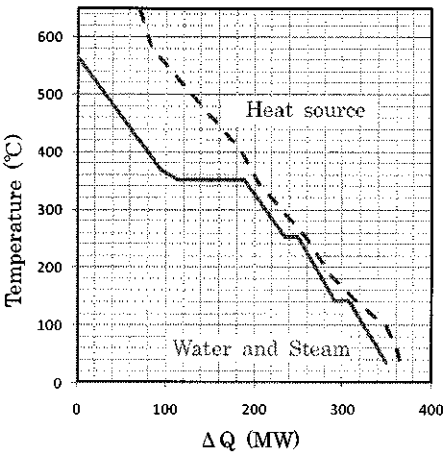

System ②-8(SOFC) Case B



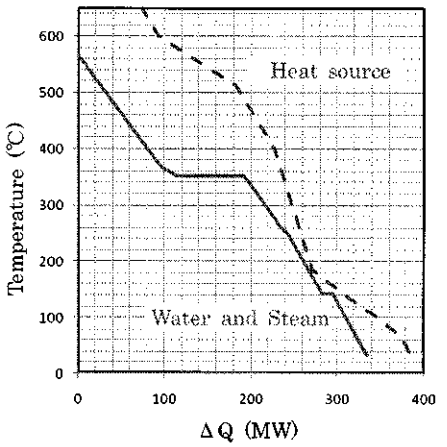

System ④-17(MCFC) Case F

Fig.3 Heat and mass balance

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




System②-8(SOFC) Case B




System④-17(MCFC) Case F

Fig.5 Heat exchange diagram

システム②のように燃焼前回収を行うシステムでは、$CO_2$回収のために必要な蒸気条件も考慮した蒸気条件の設定が必要であるが、システム④では$CO_2$回収に蒸気を必要としない。図を見ると低温側、高温側ともに熱量に余裕があるので、高圧ドラム圧力を高め、低圧ドラム圧力を下げることにより、回収熱量を増やしつつ、蒸気系の効率も高めることが可能と考えられる。

Table 8 で示したように燃料電池冷却のためのカソードガスリサイクル量が多く、このためのブロワ動力が非常に大きい点も注目すべきである。システム④-17 の Case D では 37MW にも達しており、送電端効率を 5.4 ポイントも低下させている。今回の解析では、電池周りの圧力損失に余裕を持たせた条件設定を行ったため、今後はハードウェアの概念設計等も含め、カソードリサイクル系統の圧力損失の正確な見積もりとその低減が重要である。

また、$CO_2$循環型のシステムのように窒素を利用しないシステム向けにASUを最適化することも重要である。さらに、ガス化炉における酸素比の設定など、プラント各設備の運転条件についても、要素技術の開発状況に合わせて見直していく必要がある。

## 5．まとめ

IGFC に CCS を組み合わせたシステムとして考え得る様々なシステム構成について、技術的考察や熱効率解析などによって各システムの特徴を明確化するとともに熱効率の観点から有力なシステム構成の絞り込みを行った。この結果、通常の酸素吹き石炭ガス化を用いたシステムとしてはアノード排ガスからガスタービン燃焼器導入前に $CO_2$ を分離回収する構成とすることが最も効果的であることが分かった。また、$CO_2$循環型 IGFC のシステムとしては MCFC を用いたシステムの性能が高いことが分かった。さらに、詳細な熱効率解析の結果、$CO_2$を最大限回収しても 46%(HHV)以上の熱効率が期待できることを明らかにした。

これらのシステムの実現までには要素技術の開発が必要であるばかりでなく、システム毎にさらなる最適化を進め、期待できる熱効率をさらに精度よく把握していくことも重要である。

## 参 考 文 献

1) 「多目的石炭ガス製造技術開発(EAGLE)／ゼロエミッション化技術に関する先導研究」平成 18 年度成果報告書、2007 年 5 月、NEDO
2) 電中研報告 M06011「CO2 回収型高効率石炭ガス化燃料電池発電システムの熱効率」
3) Morita, H., et. al.,: Performance analysis of molten carbonate fuel cell using Li/Na electrolyte, J. of Power Sources 112 (2002), pp.509-518
4) 電力中央研究所研究報告 W98027「各種燃料電池の性能比較と新型燃料電池の可能性」

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-2

# バイオ合成ガスを用いる SOFC—マイクロガスタービンハイブリッドシステムのシミュレーションとエクセルギー解析

Suranat WONGCHANAPAI，岩井　裕，齋藤　元浩，*吉田　英生 (京都大学)

# Simulation and Exergy Analysis of Solid Oxide Fuel Cell-Micro Gas Turbine Hybrid System Utilizing Biosyngas

Suranat WONGCHANAPAI, Hiroshi IWAI, Motohiro SAITO and *Hideo YOSHIDA (Kyoto Univ.)

**ABSTRACT**

In pursuing of green power energy generation, fuel cell energy generation systems are one of the most promising applications for biomass utilization. In particular, the capability of utilizing a wide spectrum of fuels (natural gas, coal gas, landfill gas and biosyngas), makes high temperature solid oxide fuel cells (SOFC) the most suitable candidate for utilizing biomass as energy source. This paper presents a mathematical model developed in order to simulate 300kW-class biosyngas based SOFC-MGT (micro gas turbine) hybrid system. This study consists of two parts. The first part focuses on the development of one-dimensional simulation model for the co-flow and counter-flow types of direct internal reforming planar SOFC. In the second part, the developed one-dimensional model is applied to a SOFC-MGT hybrid system fuelled by biosyngas. Energy and exergy analysis of SOFC-MGT hybrid system are performed based on three typical biosyngas compositions: air-, oxygen- and steam-blown gasification processes.

**Key words**: Micro gas turbine, Solid oxide fuel cell, Hybrid system, Biosyngas, Exergy analysis

## 1．はじめに

発電出力が 10～100kW クラスで高温作動の固体酸化物形燃料電池（Solid Oxide Fuel Cell：SOFC）はマイクロガスタービン（Micro Gas Turbine：MGT）との相性がよくハイブリッドシステムとして分散電源への用途が期待されている [1]。SOFC の長所の一つは，水素以外に一酸化炭素なども発電に利用できるため多様な燃料が利用できることで，そのような燃料の一つとしてバイオ合成ガス燃料を用いるシステムが考えられる [2)~4)]。本研究ではシステムのエクセルギー解析を精度よく行うことを目的として，SOFC における流れ方向分布を考慮した 1 次元モデルを用いたシミュレーションを行った。

## 2．シミュレーションモデル

### 2.1　SOFC の 1 次元モデル

高温作動の SOFC では，改質器を特に設けなくてもセル内部の燃料極上で炭化水素を直接的に改質する，いわゆる直接内部改質（Direct Internal Reforming：DIR）が可能である。そこで本研究では図 1 に示すような流路で構成される SOFC を対象とし，空気極での流れ方向の組み合わせとして，並流式と向流式の二つの場合を考える。

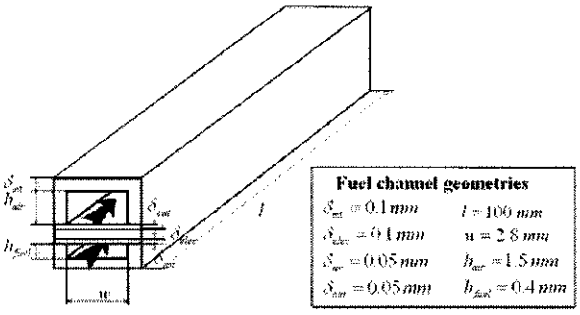



Fig. 1　One-dimensional SOFC Model

まず，反応としては以下を考える。

改質反応：$CH_4 + H_2O \leftrightarrow CO + 3H_2$　(1)

シフト反応：$CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2$　(2)

燃料電池の総括反応：$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$　(3)

Nernst の開回路電圧は次式で与えられる。

$$E_{H_2} = \frac{\Delta G^0}{2F} + \frac{RT}{2F} \cdot \ln\left( \frac{\left(\frac{p_{H_2O}}{p_0}\right) \cdot \left(\frac{p_{O_2}}{p_0}\right)^{1/2}}{\left(\frac{p_{H_2O}}{p_0}\right)} \right) \quad (4)$$

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

系全体の温度分布を求めるために，以下のエネルギー式を考える。

空気流路におけるエネルギー（添字 $a$）

$$0 = \rho_a C_{Pa} Vol_a\, u_a \frac{\partial T_a}{\partial x} - h_a A_{s,air}(T_s - T_a) \quad (5)$$

固体（セル）部分におけるエネルギー式（添字 $s$）

$$Q_{source,s} = \lambda_s Vol_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_a A_{s,an}(T_s - T_a) + h_a A_{s,cat}(T_s - T_f) \quad (6)$$

燃料流路におけるエネルギー式（添字 $f$）

$$0 = \rho_f C_{Pf} u_f Vol_f \frac{\partial T_f}{\partial x} - h_f A_{s,fuel}(T_s - T_f) + Q_{source,f} \quad (7)$$

### 2.2 SOFC-MGT ハイブリッドシステム

対象とするハイブリッドシステムを図 2 に示す。SOFC は 1 次元モデルを採用したが，MGT の方は単段の半径流タービンを想定しているので，簡略化した扱いをする。圧縮機で加圧された空気と燃料はまず SOFC に導き，SOFC での未燃分と追加燃料を燃焼器で燃焼させて MGT で膨張，排気は再生熱交換器で圧縮空気の予熱に用いる。

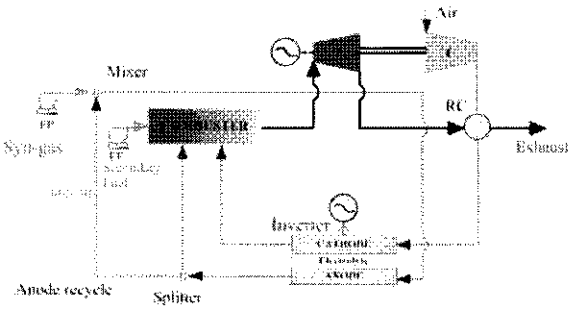



Fig. 2 SOFC-MGT Hybrid System

### 2.3 エクセルギーと効率の定義

物理エクセルギーはモル流量 $n_i$，モル分率 $y_i$ を用いて式(8)，(9)で表される

$$Ex_{ph} = \sum_i n_i \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0)\right]_i \quad (8)$$

$$Ex_{ch} = \left(\sum_i n_i\right)(\mu_{i,0} - \mu_{i,00}) = \left(\sum_i n_i\right)\left(\sum_i y_i \cdot ex_{ch,i} + RT_0 \sum_i y_i \ln(y_i)\right) \quad (9)$$

エネルギー効率は SOFC 部分とシステム全体に対して次式のように定義される [5]。

$$\eta_{I,SOFC} = \frac{P_{SOFC}}{\sum_{CH_4,CO,H_2}(m_{fuel} \times LHV)_{in}} \quad (10)$$

$$\eta_{I,SYS} = \frac{P_{SOFC} + P_{GT}}{\sum_{CH_4,CO,H_2}(m_{fuel} \times LHV)_{in}} \quad (11)$$

同様に，エクセルギー効率は SOFC 部分とシステム全体に対して次式のように定義される。

$$\eta_{II,SOFC} = \frac{P_{SOFC}}{\sum_{CH_4,CO,H_2}(Ex_{ch,fuel})_{in}} \quad (12)$$

$$\eta_{II,SYS} = \frac{P_{SOFC} + P_{GT}}{\sum_{CH_4,CO,H_2}(Ex_{ch,fuel})_{in}} \quad (13)$$

エクセルギー比として，系に流入するエクセルギーに対する発電量の割合を次式で定義する [6]。

$$\psi_{SOFC} = \frac{P_{SOFC}}{\sum(Ex_{fuel} + Ex_{air})_{in} - \sum(Ex_{fuel} + Ex_{air})_{out}} \quad (14)$$

$$\psi_{SYS} = \frac{P_{SOFC} + P_{GT}}{\sum(Ex_{fuel})_{in} - \sum(Ex_{fuel} + Ex_{air})_{out}} \quad (15)$$

## 3．結果と考察

### 3.1 SOFC における 1 次元シミュレーション

計算条件を表 1 と表 2 に示す。バイオ合成ガスは蒸気吹きで水素・一酸化炭素・二酸化炭素・メタンを含む。

図 3 に空気・固体・燃料の温度を二つの流れに対して示す。左側の燃料入口付近にピークをもつ温度分布が向流式，右側の燃料出口に向けて概ね単調増加する温度分布が並流式で，顕著に異なる分布となる。（なお燃料と固体温度はほとんど重なっている。）いずれの場合も，燃料入口付近で燃料の温度が落ち込むのは，直接内部改質が吸熱反応であるためであり，この熱は局所的には相対的に高温の空気側から与えられている。一方，一旦水素が生成されて発電が進み出すと燃料側の発熱反応のため燃料側が相対的に高温になる。全体的には並流式の方が平たんな分布となっている。

図 4 に電流分布を示す。向流式の場合の燃料入口付近の大きな電流は高温かつ水素の高濃度の結果である。並流式の場合は，電流の分布も平たんである。

Table 1 Inlet Molar Fraction of Biosyngas and Air

| Species | Fuel (Steam-blown) | Air |
|---|---|---|
| $CH_4$ | 0.10 | 0 |
| CO | 0.25 | 0 |
| $CO_2$ | 0.20 | 0 |
| $H_2$ | 0.40 | 0 |
| $O_2$ | 0 | 0.21 |
| $N_2$ | 0.05 | 0.79 |
| *LHV* (kJ/kg) | 12624 | |

Table 2 Inlet Condition of SOFC

| | |
|---|---|
| Fuel inlet pressure | 5 bar |
| Air inlet pressure | 5 bar |
| Fuel inlet temperature | 1073 K |
| Air inlet temperature | 1073 K |
| Fuel utilization rate | 0.8 |
| S/C | 2.5 |

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

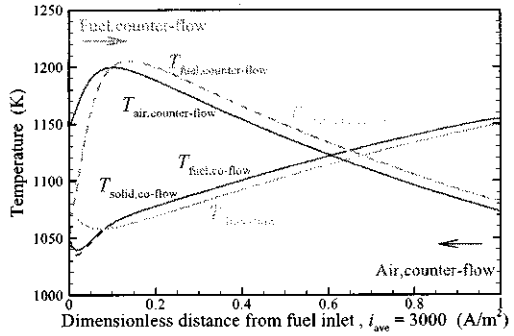



Fig. 3 Temperature distributions in SOFC

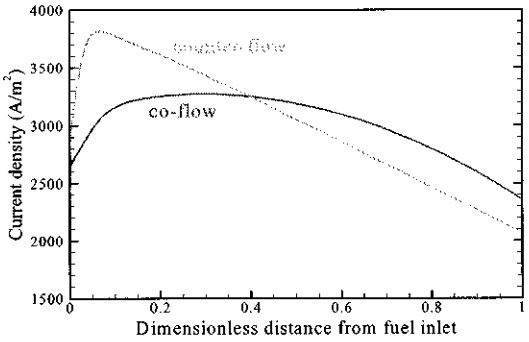



Fig. 4 Current Density distribution in SOFC

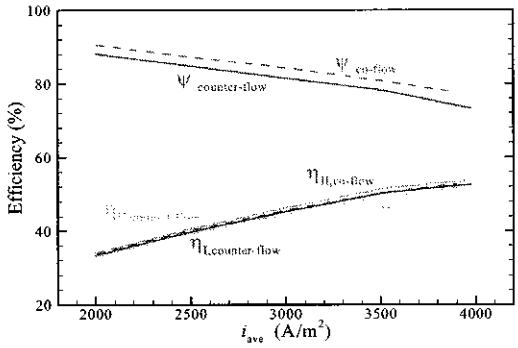



Fig. 5 Comparison of energetic, exergetic and rational efficiencies vs current density in SOFC

図5にエネルギー効率$\eta_{I,SOFC}$（式(10)）・エクセルギー効率$\eta_{II,SOFC}$（式(12)），エクセルギー比$\psi_{SOFC}$（式(14)）を示す。流入したエネルギーあるいはエクセルギーを分母とする効率（式(10) (12)）では並流式の方が1%程度高いが，流出するエクセルギーも考慮したエクセルギー比（式(14)）では並流式の方が2.5%程度大きく，いずれにせよ並流式にメリットがあることがわかる。

### 3.2 SOFC-MGT ハイブリッドシステムの性能解析

前節の結果から，本節では並流式SOFCを対象としてMGTとのハイブリッドシステムを考える。表3に運転条件をまとめて示す。性能を最適化するとSOFCとMGTの出力内訳は図6のようになる。MGTの発電量は二次的なものとはなるが，SOFCの下流には必ず使い切れなかった燃料成分が残ることもありMGTは効果的に利用できている。また圧縮機によりSOFCの作動圧力が増加することもプラス要因である。

表4にバイオ合成ガスの成分を示す。蒸気吹き，酸素吹き，空気吹きに対して3ケースを考え，これらの順に

Table3 Operating Parameter for SOFC-MGT Hybrid System

| | |
|---|---|
| Electrical output (kW) | 300-350 |
| Biosyngas pressure available(bar) | 3 |
| Air inlet temperature (K) | 298 |
| Steam carbon ratio (-) | 2.-2.5 |
| Anode gas recycle ratio (-) | 0.7-0.9 |
| Turbine inlet temperature (K) | 1273-1473 |
| Fuel pre-heater temperature effectiveness (%) | 10~30 |
| Recuperator temperature effectiveness (%) | 75 |
| Compressor adiabatic efficiency (%) | 75 |
| Turbine adiabatic efficiency (%) | 80 |
| Turbine mechanical efficiency (%) | 90 |
| Fuel feeder adiabatic efficiency (%) | 75 |
| Fuel pump adiabatic efficiency (%) | 75 |
| SOFC pressure drop (Air side) (%) | 2 |
| SOFC pressure drop (Fuel side) (%) | 2 |
| Recuperator pressure drop (Air side) (%) | 4 |
| Recuperator pressure drop (Gas side) (%) | 2 |
| Combustor pressure drop (Air side) (%) | 2 |
| Mixer pressure drop (%) | 2 |
| Separator pressure drop (%) | 2 |
| Inverter efficiency (%) | 95 |
| Generator efficiency (%) | 95 |

Table 4 BioSyngas Compositions

| Composition (mole frac.) | B1 (Steam-blown) | B2 (Oxygen-blown) | B3 (Air-blown) |
|---|---|---|---|
| $CH_4$ | 10 | 10 | 5 |
| $H_2$ | 40 | 40 | 20 |
| CO | 25 | 10 | 20 |
| $CO_2$ | 20 | 35 | 5 |
| $N_2$ | 5 | 5 | 50 |
| *LHV* [kJ/kg] | 12624 | 9329 | 2200 |

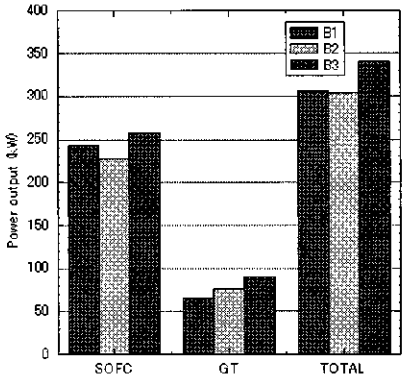



Fig.6 Power Output by SOFC ang MGT

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

発熱量は減少する。

図7にシステム中の要素別にエクセルギー損失を示す。まず全般的にGTでの損失は小さいが，これはシステム全体に占めるGTの割合が小さいことが主因である。システムの中では，言うまでもなくSOFCと燃焼器でエクセルギー損失が大きい。さらに細かく見ると，発熱量が低い空気吹き燃料ではSOFCでのエクセルギー損失が大きい。また発熱量が高い燃料ほど燃焼器での損失が小さくなるのは，前段のSOFCでの反応が進むためではないかと考えられる。

図8にシステム全体のエネルギー効率，エクセルギー効率，エクセルギー比を示す。発熱量が高いほど，これらの値も高いことは当然であるが，いちばん発熱量が小さい空気吹きの場合でも40%前後の値になっていることは本ハイブリッドシステムの高性能を示すものである。

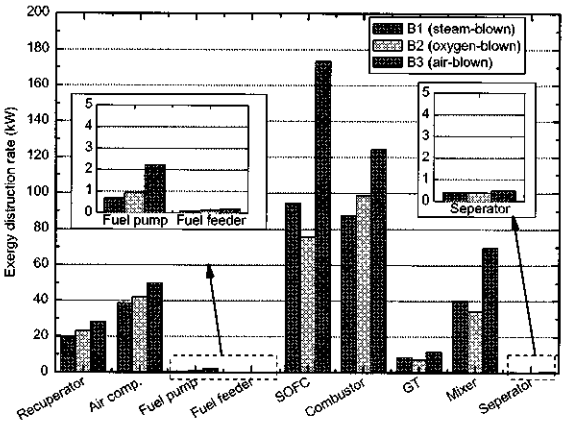



Fig 7　Local Exergy Destruction Rates

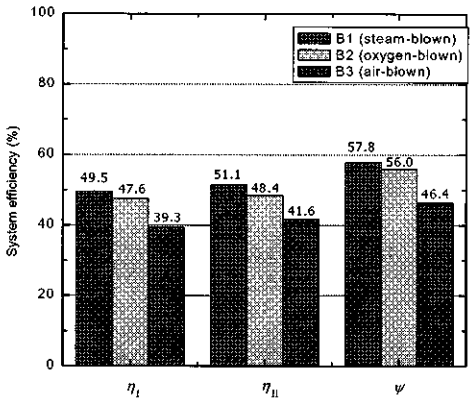



Fig. 8　System efficiencies

## 4．むすび

SOFC-MGTハイブリッドシステムにバイオ合成燃料を用いた場合を対象として，SOFC1次元モデルを考慮したエクセルギー解析を行った。SOFCと組み合わせると，MGTの発電量は二次的なものとはなるが，MGTは不可欠の要素として位置づけられるものである。その結果，空気吹きのLHV = 2200 kJ/kg の発熱量の燃料でも40%程度のエクセルギー効率となることが明らかとなった。

## 記号表

| | |
|---|---|
| $A$ | 面積 [m$^2$] |
| $C_P$ | 定圧比熱 [kJ/kg·K] |
| $E$ | 活性化エネルギー [kJ/kmol] |
| $E$ | 電圧 [V] |
| $Ex$ | エクセルギー流束 [kW] |
| $F$ | ファラデー定数 |
| $h$ | 熱伝達率 [kW/m$^2$-K] |
| $h$ | エンタルピー（モル当たり） [kJ/kmol] |
| $m$ | 質量流量 [kg/s] |
| $Nu$ | ヌセルト数 |
| $n$ | モル流量 [kmol/s] |
| $P$ | 電力 [kW] |
| $p$ | 分圧 [Pa あるいは bar] |
| $Q$ | 熱流量 [kW] |
| $R$ | ガス定数 [kJ/(kg·K)] |
| $s$ | エントロピー（モル当たり） [kJ/(K·kmol)] |
| $T$ | 温度 [K] |
| $u$ | 流速 [m/s] |
| $Vol$ | 体積 [m$^3$] |
| $y$ | モル分率 |
| $\lambda$ | 熱伝導率 [kW/(m·K)] |
| $\eta_I$ | エネルギー効率 |
| $\eta_{II}$ | エクセルギー効率 |
| $\psi$ | エクセルギー比 |
| $\mu$ | 化学ポテンシャル [kJ/kmol] |
| $\rho$ | 密度 [kg/m$^3$] |

## 参考文献


1) Saito, M., Yoshida, H., Iwamoto, Y., Ueda, A.: An Analysis of a Micro Cogeneration System Composed of Solid Oxide Fuel Cell, Microturbine, and $H_2O$/LiBr Absorption Refrigerator, J. of Thermal Science and Technology, Vol.2 No.2 (2007) pp.168-179.

2) Sucipta, M., Kimijima, S., Suzuki, K.: Performance Analysis of the SOFC-MGT Hybrid System with Gasified Biomass Fuel, J. of Power Sources, Vol.174, No.1 (2007), 124-135.

3) Sucipta, M., Kimijima, K., Suzuki, K.: Solid Oxide Fuel Cell–Micro Gas Turbine Hybrid System Using Natural Gas Mixed with Biomass Gasified Fuel, J. Electrochem. Soc., Vol.155, No.3 (2008) pp. B258-B263.

4) Sucipta, M. Kimijima, S., Song, T.W, Suzuki, K.: Biomass Solid Oxide Fuel Cell-Microgas Turbine Hybrid System: Effect of Fuel Composition, J. Fuel Cell Sci. Technol., Vol.5, No.4, (2008) 041006.

5) Shukuya M.: Introduction to the Concept of Exergy -for a Better Understanding of Low-Temperature-Heating and High-Temperature-Cooling Systems, IEA ANNEX37, (2002).

6) Kotas, T.J.: The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, 2-nd edition, Krieger Publishing Company, USA (1995).


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-3

# 超臨界 $CO_2$ クローズドサイクルガスタービンの開発
## —第四報　ベンチスケール装置による運転試験結果—

*蓮池 宏，小川 紀一郎（エネ総研），宇多村 元昭（東工大），山本 敬，福島 敏彦（熱技術開発）

# Development of Super-critical $CO_2$ Closed Cycle Gas Turbine
## — 4th Report: Results of Power Generation Experiments in Bench Scale Test Facility —

*Hiroshi HASUIKE, Kiichiro OGAWA(IAE), Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech),
Takashi YAMAMOTO and Toshihiko FUKUSHIMA(TED)

**ABSTRACT**

Power generation with supercritical $CO_2$ closed cycle gas turbine was successfully demonstrated using a bench scale test facility. 60 minutes self-sustaining operation including 40 minutes of continuous power generation was realized. Compressor work reduction depending on decrease in compressibility factor at the compressor inlet was experimentally confirmed. The typical continuous power output was 200W, which was much smaller than the designed specification of the test plant. The main reason of small generated power was estimated to be low adiabatic efficiency of the turbo machineries, windage around the generator rotor, and the presence of leak flow from the compressor outlet to the turbine inlet through the inside of generator.

**Key words**: Gas Turbine, Carbon Dioxide, Supercritical, Power Generation, Demonstration

## 1．はじめに

超臨界 $CO_2$ クローズドサイクルガスタービンは、$CO_2$ を臨界点近傍の超臨界状態下で圧縮し、実ガス効果により圧縮動力を低減するとともに、理想気体に近い数百□の領域で膨張させ大きなタービン仕事を取り出すことにより高効率を得ることを特長としている。

このシステムは、主として原子力分野への適用を目指して、米国、日本、フランス、韓国等で開発が行われており、圧縮機等のコンポーネント開発の結果が報告されている[1)2)]。

筆者らは、第二報[3)]で報告したとおり、発電システムの要素をすべて含む小規模実験装置を製作し、原理検証を行うことを計画してきた。2010 年秋より運転試験を開始し、発電出力を継続的に取り出すことに成功した。本報告では，それらの運転試験の結果を述べる。

## 2．試験装置の概要

### 2.1　全体構成

Fig.1 に試験装置（$CO_2$ ループ）の構成を示す。圧縮機、タービン、発電機は一体であり、その他再生熱交換器、電気加熱器、水冷式冷却器からなる。設計温度圧力および設計流量は Table 1 のとおりである。

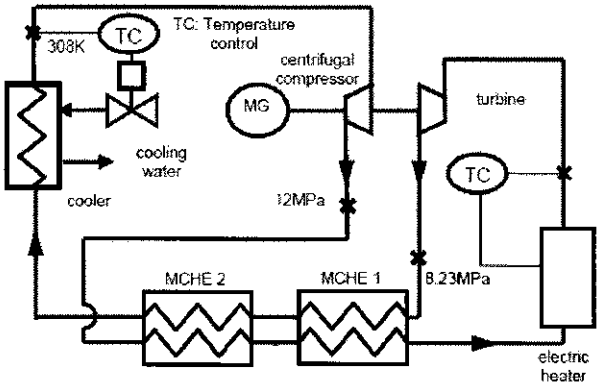



Fig.1　Flow Diagram of $CO_2$ Loop for Brayton Cycle

Table 1 Design Specifications of $CO_2$ Loop

| | Pressure (MPa) | Temp. (℃) | Mass Flow (kg/s) |
|---|---|---|---|
| Compressor inlet | 8.23 | 35 | 1.2 |
| Compressor outlet | 12.0 | 67 | 1.2 |
| Turbine inlet | 11.8 | 277 | 1.2 |

### 2.2　ガスタービン発電機

圧縮機とタービンの定格動作条件は Table 1 のとおりであり、定格出力を 10kW に設定してパラメータ検討を行い、定格回転数を 100,000rpm に設定した[3)]。Fig.2 にガスタービン発電機の断面図を示す。圧縮機形式は遠心型、タービン形式は半径流型である。中央部がモータ兼用発電機であり、発電機

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

ロータの両端に圧縮機とタービンが直結されている。発電機は、永久磁石型同期機である。軸受は$CO_2$によるガス軸受を採用している。

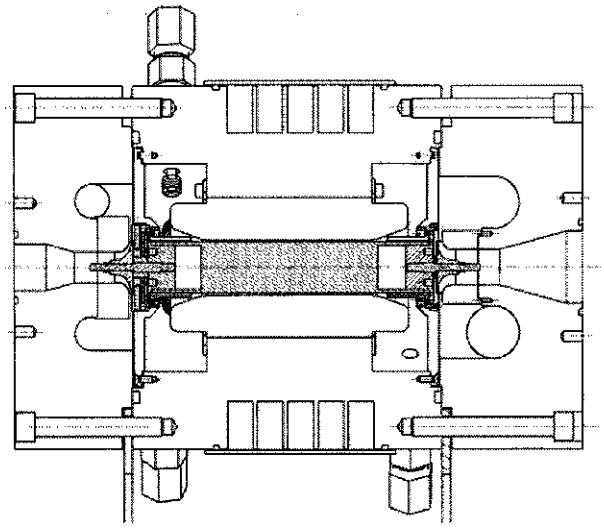


Fig.2 Cross Section of Gas Turbine Power Generator

### 2.3 再生熱交換器

再生熱交換器も今回の一連の研究において開発したものであり、主要仕様は Table 2 のとおりである。技術の詳細は別報[4]において述べる。

Table 2 Specification of Recuperators

| | Item | Specification |
|---|---|---|
| MCHE1 | Temp. efficiency | 0.98 |
| | Heat exchange capacity | 153kW×2 units |
| MCHE2 | Temp. efficiency | 0.98 |
| | Heat exchange capacity | 26kW×1 unit |

### 2.4 冷却器と加熱器

冷却器は水冷式で市販のプレートフィン型熱交換器を用いた。加熱器は、タンタル線ヒータを埋め込んだ円筒形のセラミックヒータ（合計最大電気入力 160kW）を $CO_2$ 流通管の外側に設置する方式とした。

## 3．運転結果

### 3.1 運転結果の概要

1 回の運転は、$CO_2$ 封入、暖機運転、本試験、停止、冷却運転の手順となる。この一連の運転を延べ 24 回実施し、4 回の運転において自立（加熱器への熱入力のみで回転を維持する状態）を達成し、そのうち 3 回において発電出力を得た。更にそのうち 1 回では、負荷を接続した状態で約 40 分、無負荷と負荷接続を含む自立状態では約 60 分の継続運転を行った。

Fig.3 は自立に至るまでのデータ計測値である。自立前は発電機をモータとして機能させ、外部電源に接続されたインバータで駆動する。タービン入口温度の上昇とともにインバータ消費電力が減少し、最終的にゼロとなる様子が示されている。

Fig.4 は発電継続時の計測値である。完全に安定はしていないが、約 180～210W の発電出力が得られている。この間の回転数は約 64,000～70,000rpm、タービン入口温度は約 260～270℃であった。

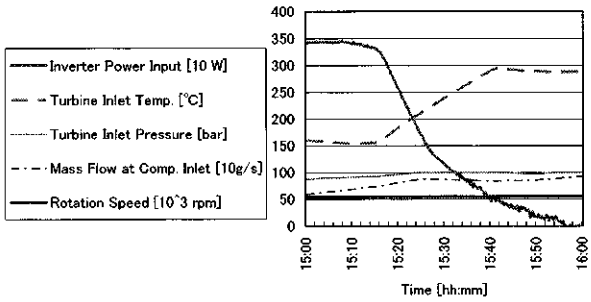



Fig.3 Trend of Operation Data in Inverter Input Reduction

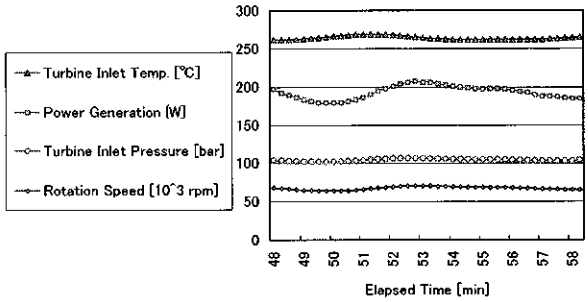



Fig.4 Trend of Operation Data in Stable Generation

### 3.2 自立時のサイクル状態

自立後、回転数が最大となった時点および継続して発電出力を維持していた時点のサイクル状態を Fig.5 に示す。

最大回転数は、モータ駆動用インバータを切り離し軽負荷のまま回転数が上昇するのを観察した際に得られたもので、最高で 87,804rpm まで回転数が上昇した。圧縮機の圧力比は 1.66 が得られ、これは 100,000rpm での設計値 1.46 を超えている。

発電継続時の回転数は 70,104rpm、タービン入口温度は 263.9℃であった。圧縮機の圧力比は 1.45 であり、この回転数においてほぼ 100,000rpm での設計値 1.46 と同等の性能が得られている。

圧縮機出口からタービン入口に至るまでの比エンタルピー増加のうち、65～70%が再生熱交換器から供給されている。タービン出口ガスが持つ高温のエネルギーが有効利用されており、これが本サイクルの特徴の一つである。

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

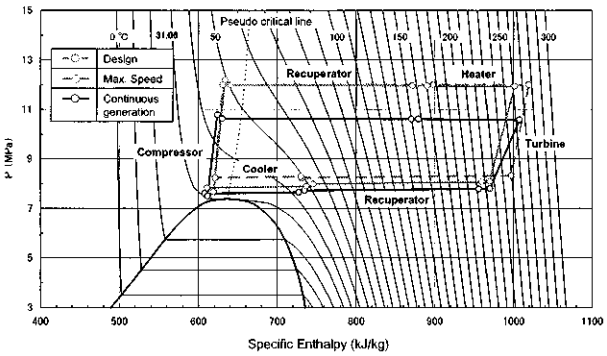



Fig.5 Morrier Diagram of Plant Operations at Maximum Speed and Stable Power Generation

設計値と比較して、両ケースとも圧縮機入口条件が臨界点に近いポイントになっている。臨界点の近傍は圧縮係数が小さく、臨界点に近づくほど圧縮動力が低減される。一方、擬似臨界線付近での物性値の変化が急峻になり、圧縮機内で擬似臨界線を通過するようなことが起こった場合には、圧縮機負荷が大きく変動し、圧縮機にダメージを与える恐れがある。このため、設計段階では臨界点から少し離れたポイントを圧縮機入口条件に設定した。しかしながら運転試験の過程で、臨界点にかなり近い条件であっても問題なく圧縮機を運転することが可能であることが確かめられた（3.4 項参照）。このため、ここに示した運転では圧縮機入口条件を臨界点に近いところに設定した。

もう 1 点、設計と異なっているのが、両ケースともタービン出入口の比エンタルピー差が設計より大きくなっていることである。一方で発電出力は小さな値しか得られておらず、これはタービンが十分な仕事を行っていない可能性を示唆している。この原因は、後述するように圧縮機出口から発電機内部を通過してタービン入口に入るリークが存在しているためで、このリーク流の温度はタービン入口温度より遙かに低く、実質的なタービン入口温度は計測値より低くなっていると推定される。

### 3.3 圧縮機とタービンの断熱効率

運転中の圧縮機とタービンの断熱効率$\eta_c$ と$\eta_t$ を(1)式および(2)式により評価し、流量係数 $\phi$（(3)式）に対してプロットした。

$$\eta_c = \frac{h_{c2}(p_{c2}, s_{c1}) - h_{c1}(p_{c1}, T_{c1})}{h_{c2}(p_{c2}, T_{c2}) - h_{c1}(p_{c1}, T_{c1})} \quad (1)$$

$$\eta_t = \frac{h_{t1}(p_{t1}, T_{t1}) - h_{t2}(p_{t2}, T_{t2})}{h_{t1}(p_{t1}, T_{t1}) - h_{t2}(p_{t2}, s_{t1})} \quad (2)$$

$$\phi = m / \rho A U \quad (3)$$

ここで　$h$：エンタルピー　$s$：エントロピー
$p$：圧力　$T$：温度
$m$：質量流量、　$\rho$：密度
$A$：翼車外周の流路面積
$U$：翼車周速
添え字　$c$：圧縮機　$t$：タービン
$1$：入口　$2$：出口

タービン入口温度は 3.5 項に述べるリーク流の影響を受けるため、リーク流の流量と温度を用いて補正した。発電継続時の測定データからの算出結果を Fig.6 と Fig.7 に示す。

運転範囲では、流量係数の影響は比較的少ない。設計値（圧縮機 0.60、タービン 0.65）に対して 0.05～0.15 低い。この理由としては、小型機であるため加工精度等の問題から性能が低下しやすいことに加えて、運転中の損傷を避けるためチップクリアランスを広めに調整したことが影響していると考えられる。

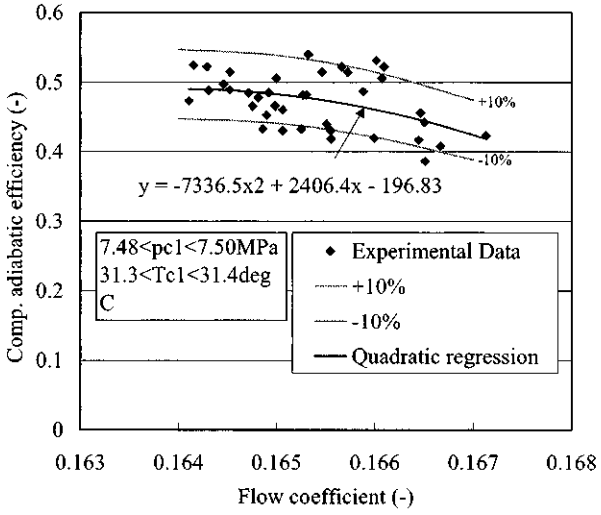



Fig.6 Adiabatic Efficiency of Compressor

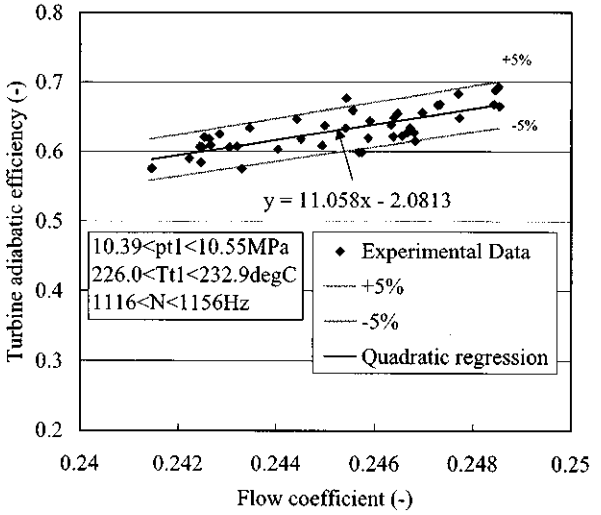



Fig.7 Adiabatic Efficiency of Turbine

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

### 3.4 圧縮機入口条件と圧縮動力の低下

本システムにおける高効率化実現の重要要因である $CO_2$ の圧縮係数と圧縮動力の関係を検証するため、圧縮機入口における圧縮係数が圧縮動力に及ぼす影響を実験的に評価した。

今回の試験装置では圧縮動力を直接計測することができないので、圧縮機入口と出口の温度・圧力の計測値から出入口での $CO_2$ の比エンタルピー差を計算した。これは、単位流量当たりの圧縮機仕事に相当する。結果を Fig.8 に示す。

圧縮機入口での圧縮係数は設計条件では 0.26 であるが、0.21 の条件においても安定的に運転することができた。今回試験した温度・圧力の領域では、圧縮機の出入口の比エンタルピーの差そのものが小さく、僅かな計測値の差が大きなばらつきとなって現れる。例えば、同一圧力での温度 0.1℃の差は比エンタルピーにおいて約 1kJ/kg の差となる。このため、Fig.8 はややばらつきの大きい結果となっているが、全体として圧縮係数と圧縮機出入口の比エンタルピー差とは比例する傾向が見て取れる。

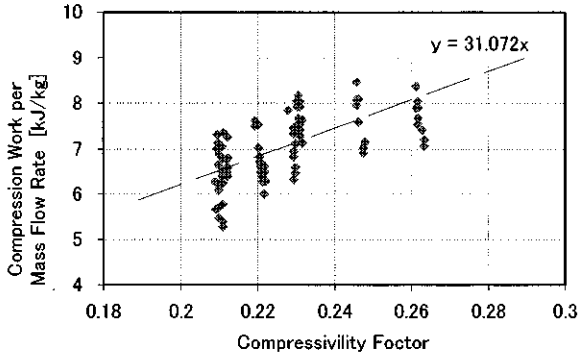



Fig.8 Relationship between Compression Coefficient and Compression Work

### 3.5 ガスタービンにおけるワークバランス

計測された温度、圧力、電力消費・出力のデータを用いてガスタービン発電機における熱・動力のバランスを分析した。自立前（モータ駆動時）と発電時を対象とし、回転軸に対するパワーの供給と消費に分けて評価した。

自立前の場合、回転軸に対するパワー供給は、インバータからの電気入力とタービンが行う仕事の合計になる。電気入力は直接計測される。発電時の場合は、電気入力がなくなり、発電出力がパワー消費側に追加される。タービン仕事は、タービン出入口の温度・圧力、$CO_2$ 流量の計測値から算出した。タービン入口温度は、3.3 項の分析と同様に、リーク流の流量と温度を用いて補正した。

供給されたパワーの消費先として、圧縮機の仕事と発電機ロータの風損を見積もった。圧縮機仕事は圧縮機出入口の温度・圧力と $CO_2$ 流量から算出し、風損は回転数、$CO_2$ 密度、$CO_2$ 粘度をパラメータとする経験式を用いて算出した。

自立前と発電時におけるバランス評価結果を Fig.9 に示す。パワーの供給量と消費量は概ねバランスしているが、若干の相違がある。自立前のケースでは、前者の方が大きい。この差は、放熱ロス（発電機冷却水への放熱を含む）と解釈することができる。放熱ロスの値は直接計測することができないが、自立前ケースの値は、ガスタービン発電機の表面温度と表面積から推計した概算値と概ね一致する。一方、発電時はタービン仕事の方が小さくなっているが、これはシステム全体が十分な熱的平衡に達しておらず、過渡的な要因が影響しているものと考えられる。

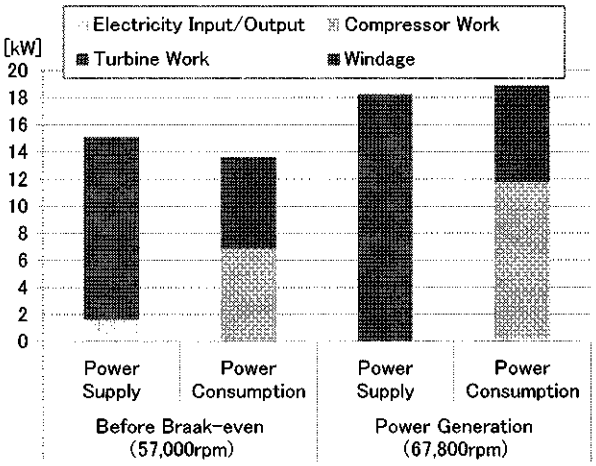



Fig.9 Work Balance in Gas Turbine Generator

タービンは 14～18kW の仕事を行っていると評価される。圧縮機仕事はタービン仕事の 5～7 割程度であるが、圧縮機仕事に匹敵するほどのパワーが風損として消費されていると推定される。

風損によって消費されたパワーは、発電機内部で熱に変換されるので、発電機内を通過するリーク流の温度上昇として観測できる。リーク流の温度上昇には、風損以外の機械ロスや発電機ロスによる発熱、ならびにタービンから発電機への伝熱も含まれていると考えられる。ただし、Fig.9 の運転では電気入力・出力が相対的に小さいので、発電機ロスは更に小さい。

風損の計算結果と、測定データから求めたリーク加熱量とを比較した結果を Fig.10 に示す。両者はほぼ一致しており、風損の計算方法が妥当であること、そしてリーク流の温度上昇の大部分が風

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

損によるものであることを示唆している。

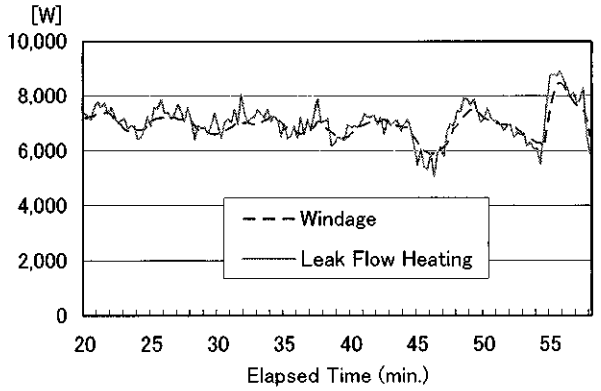



Fig.10　Trend of Windage and Leak Flow Heating

### 3.6 リーク

本研究に用いたガスタービンはガス軸受を採用しており、構造上、圧縮機からタービンに向けて発電機の内部を通過するリーク流が生じることが避けられない。Fig.11 に示すように、圧縮機を出た $CO_2$ の大部分は再生熱交と加熱器を通ってタービン入口に達する（これを「主流」と呼ぶ）が、一部が発電機内部を通過してタービン入口で主流と合流する。リーク流は、発電機内部で多少加熱されるだけでタービン入口に流入するので、タービン入口温度を低下させてタービンの仕事を減少させ、結果的にサイクル性能を悪化させる。

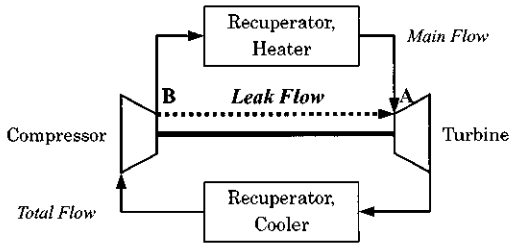



Fig.11　Leak Flow Pass

リーク流量を評価するため、主流と全体流の重量流量を計測したが、両者の比（つまりリーク流量の比率）は運転条件で大きく変動した。そこで、さらに以下の分析を行った。

主流とリーク流の流路の中で、最大の隘路（流路断面積が最小）となっている箇所が、その流れの体積流量を規定していると仮定した。流路断面積最小の箇所は、主流はタービンノズル出口、リーク流はスラスト軸受のガス導入部と考えられるが、その箇所の温度・圧力は測定していないため、主流はタービン入口（Fig.8 の A）、リーク流は圧縮機出口（Fig.8 の B）の測定値で代用した。

Fig.12 は、No.20 の運転において、主流に対するリーク流量の比を調べたものである。リーク流量は、重量比でみるとタービン入口温度と連動して大きく変化しているが、体積比はほぼ一定である。この傾向は他の運転においても同様であったが、体積比の値のレベルは、軸受等の部品を変更することにより変化した。これより、上記の箇所での体積流量比を用いてリーク流の大小を評価することができることが分かった。

サイクル性能の点ではリーク流が少ないほど望ましく、そのためには回転部と静止部分との隙間の極小化が必要である。一方で、回転中の接触を避けるためには、ある程度の隙間を確保する必要がある。本開発では、リーク流の隘路部分を推定し、そこに対策を施すことにより軸受等の損傷を避けつつリーク流を減少させることができた。体積流量比で最大 5%以上あったリーク流量を、最終的には 1.9%まで減少させることができた（Fig.13）。

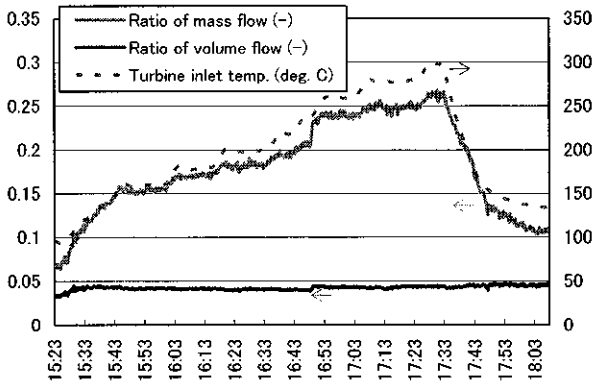



Fig.12　Trend of Leak Flow Ratio (No.20)

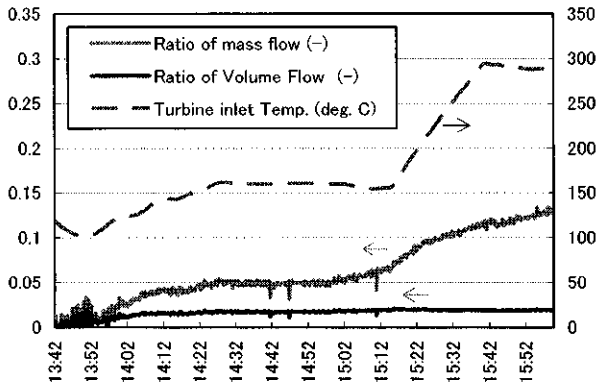



Fig.13 Trend of Leak Flow Ratio (No.24)

## 4．出力未達の原因と見通し

今回の試験装置の設計出力は 10kW であったのに対し、継続的に得られた電力は約 200W であった。設計値に到達しなかった要因は、次の 5 項目に纏められる。

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

(1) ターボマシナリーの空力性能

3.3 項に述べたように、今回使用した圧縮機とタービンは、損傷のリスクを抑えるためチップクリアランスを広めに取ったこと等により、空力性能が犠牲になっている。

(2) 機械損失

3.5 項に述べたように、発電機ロータ周りにかなり大きな風損が発生していると推定される。これは、発電機内部を通過するリーク流の温度上昇からも確認された。

(3) リーク流

リーク流の影響で実質的なタービン入口温度が低下した。ただし 3.6 項に述べたように、本開発の過程である程度、改善を図ることができた。

(4) 放熱損失

点検補修作業の効率化の観点から、ガスタービン周囲への断熱材設置を省略しており、放熱によってタービンの仕事が減少した可能性がある。

(5) 加熱器の容量

加熱器の容量に余裕が無く、発電持続運転においてタービン入口温度を十分に上昇できなかった。

以上の要因のうち加熱器容量以外は、本質的に試験装置が小規模であるほど影響が大きく現れやすく、影響がさらに大きければ自立に至らなかったであろう。今回の開発では、これらの性能劣化要因を出来る限り抑えることによって自立と発電運転が実現できたとも言える。

## 5．スケールアップに向けての課題

本システムの実用化を目指すためには、スケールアップ機の運転実証が不可欠である。このスケールアップ試験に関する検討課題は次のように考えられる。

まず、前項にまとめた 10kW 試験機における課題に対して対応を図ることが必要であるが、大容量化によってターボマシナリーの寸法が大きくなり、同時に回転数が小さくなることで、課題そのものが軽減されたり、対策を講じやすくなるものもある。また、寸法・重量の増大と回転数減少に伴って、発電機の方式や構造、軸受、シール方式などが変わる可能性がある。このため、リーク流と風損の低減については、改めて検討を行う必要がある。逆に、リークや風損の低減可能性が、発電機や軸受方式の選択における重要な基準になると思われる。

回転機械以外の機器については、再生熱交換器の大容量化が必要である。マイクロチャンネル熱交換器の使用を前提とすれば、プレートの大面積化と積層枚数の増加を検討し、限界がある場合は複数機を並列に使用することとなる。

加熱器に関しては、実用機では燃料燃焼式または排熱利用式が想定されるので、ある段階からそうした方式を採用することが必要となる。

## 6．まとめ

超臨界 $CO_2$ クローズドガスタービンの発電システムの要素をすべて含む小規模実験装置を製作して原理検証試験を行い、以下の結果を得た。

(1) 負荷を接続した状態で約 40 分間、無負荷と負荷接続を含む自立状態では約 60 分間の継続運転を達成した。

(2) 本システムにおける高効率化実現の重要要因である $CO_2$ の圧縮係数と圧縮動力の関係について、圧縮機入口における $CO_2$ の圧縮係数の低下とともに圧縮仕事が低減することを実運転において確認した。また、圧縮機入口における圧縮係数 0.21 前後の条件で安定して運転することができた。

(3) 試験装置は発電出力 10kW として計画したが、達成できた連続出力は約 200W にとどまった。この主な原因は、圧縮機とタービンの断熱効率が設計値よりも 0.05～0.15 低かったこと、機械損失（特に風損）が大きいこと、圧縮機からタービンに向けて発電機内を通過するリーク流が存在したこと、と考えられる。

本システムの実用化に不可欠であるスケールアップ機の開発においては、上記の課題への対応が基本となるが、リークと機械損失の低減については、発電機や軸受方式の選択も含めて検討することが必要と思われる。

謝辞

本研究の成果は、(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託業務の結果、得られたものです。

## 参 考 文 献

1) 東京工業大学、プレスリリース、2010 年 2 月 19 日.
2) Sandia National Laboratories, Operation and Analysis of Supercritical $CO_2$ Brayton Cycle, September 2010.
3) 宇多村元昭ほか, 超臨界 $CO_2$ クローズドサイクルガスタービンの開発 －第二報 超臨界 $CO_2$ ガスタービンの原理検証実験計画－, 第 37 回日本ガスタービン学会定期講演会、2009 年 10 月.
4) 宇多村元昭ほか, 超臨界 $CO_2$ クローズドサイクルガスタービンの開発 －第三報 再生熱交換器の開発－, 第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会、2011 年 7 月.

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

第３９回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011. 7

**【研究報告】** C-4

# 超音速ビジネスジェット機用推進機のためのサイクル検討

＊ 根本　勇

# Cycle Analysis of Propulsion for SSBJ

＊ Isamu NEMOTO

ABSTRACT

When core duct exit area right downstream of a low-pressure turbine is changed by moving a tail cone back and forth, the low-pressure turbine expansion ratio changes and bypass ratio thereby changes. Operability of engine was analyzed based on cycle calculation for the purpose of fundamentally clarifying the physical mechanism of why a low-pressure turbine expansion ratio changes by changing core duct exit area. The result discovered that kinetic energy of working gas in core duct is converted to turbine work through momentum change. The following advantages on the cycle were obtained by using this simple variable mechanism for small-size engine for SSBJ.

1) Expansion of core duct exit area can increase fan speed and thrust without increasing fuel. Therefore, thrust loss generated by noise-reduction device at take-off can be recovered.
2) Fan over-speed can be prevented by narrowing core duct exit area when increasing thrust with higher fuel flow and higher overall pressure ratio at transonic climb. Therefore, it is possible to obtain large thrust that enables supersonic flight.

Keyword: SSBJ, Variable Cycle, Noise-reduction, Operability.

## １．はじめに

長い間、航空機産業は逆風に晒されており、次世代SST（超音速輸送機）の本格的な開発は停滞している。代わって超音速ビジネスジェット機（SSBJ: Super Sonic Business Jet）の検討が、我が国をはじめ欧米で進められている。

エアバスによると、世界の旅客機の輸送量が今後２０年間で現在の約３倍に増え、新造航空機の需要は約２６，０００機（約２６０兆円）に達するという（読売新聞、平成２２年１２月３１日付、朝刊）。この拡大する航空需要を支えるために、大量・低運賃輸送の亜音速旅客機と高速・高利便性輸送である次世代SSTの相互補完による多様性のある航空輸送システムの発展が期待される。

しかし大型SSTは、まだ解決すべき環境課題が残されており、より環境影響の少ない小型 SSBJ や小型 SSTが大型SSTに先駆けて実現する可能性が高い。

SSBJ 用推進機は、開発のリスクを避けるため、現用の戦闘機エンジンの改良型の範囲で、対応することが予想されている[1)]。

本研究は、低バイパス比ターボファンエンジンのバイパス比（BPR: Bypass ratio）を出来るだけ簡単な改造で可変化し、離陸時は BPR を高めて推力を増すと同時に燃料消費率（ｓｆｃ：specific fuel consumption）を低減して、ミキサエジェクタノズルでの外部空気導入による推力損失を補い、また超音速突入時はエンジン流量を増すと同時に BPR を低め推力を増強して、超音速飛行を可能にする可変サイクルについて検討したものである。

## ２．本可変サイクルエンジンの概念

### ２．１ 基本構想

亜音速機のハブ／スポーク方式によるエアライン利用に較べて、都市間を直行し都市近郊の飛行場から発着するSSBJにとって、空港騒音の低減はより一層重要な課題である。エンジンの騒音低減化デバイスによる重量及びコストの上昇を極力抑えるためには、大型SST用エンジンよりシンプルな可変機構により、エンジン本体のBPR を変化させる必要がある。このような目的に適うVCE(Variable cycle engine)の概念図を Fig. 1 に示す。

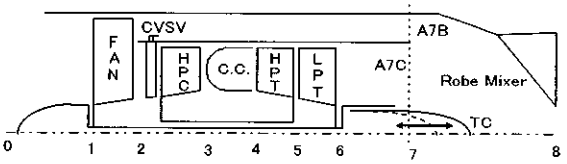



Fig. 1 Engine Concept

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

このエンジンは前報[2]で提案したVCEの低圧タービン可変静翼（LPT-VG：Low Pressure Turbine Variable Geometries）を取り除き機構の簡単化を図ったものである。超音速飛行を可能にする高比推力を得るためタービン入口温度（TIT）が高くなる超音速機用エンジンでは、LPT可変静翼も冷却する必要があり、また高温下では静翼の角度を変化させるための潤滑も難しい。本エンジンはこのように技術的に困難を伴うLPT-VGを廃し、代わりにより温度の低いLPT出口側に設けるテールコーンTCを前後に出し入れ可能にして、コアダクト出口面積$A_{7C}$を変化させてBPRを可変にする、小型エンジン向きの簡単な可変機構としたものである。

従ってこのエンジンの推力制御は、燃料流量とTCの前後移動によって行われる。面積$A_{7C}$の増減により低圧タービン（LPT）のエンタルピ降下量が変わり出力が増減するのでファン（FAN）回転数が変化する。そのためファンのコア側出口流れ条件が変わるので圧縮機（HPC）入口の絶対流入速度の変化に応じて動翼に対する迎え角を最適に保つよう、HPC入口には圧縮機可変静翼（CVSV：Compressor Variable Stator Vane）を設ける必要がある。尚、TC形状の検討は、流れの解析を含め今後の課題である。

### 2.2 作動原理

単位時間、単位面積当たりの無次元空気流量を、質量流束パラメータ mass flux parameter（MFP）として、式（1）で定義する[3]。

$$MFP(\kappa,M) \equiv \frac{\dot{m}\sqrt{Cp\cdot T}}{A\cdot P}$$

$$= \frac{\kappa}{\sqrt{\kappa-1}}\cdot\frac{M}{\left(1+\frac{\kappa-1}{2}M^2\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}} \quad \cdots(1)$$

LPT入口とコアダクト出口の圧力および温度の比を、MFPを用いて表すと質量保存則から式（2）を得る。

$$\frac{P_5/P_{7c}}{\sqrt{T_5/T_{7c}}} = \frac{A_{7c}}{A_5}\cdot\frac{MFP(M_{7c})}{MFP(M_5)} \quad \cdots\cdots(2)$$

LPTがチョークしているとき$A_5$、MFP（$M_5$）一定から式（2）の左辺$P_5/P_{7C}$、$T_5/T_{7C}$は、コアダクト出口のマッハ数$M_{7C}$と面積比$A_{7C}/A_5$の関数となる。

燃料流量一定でコアダクト出口面積$A_{7C}$を広げるとコアダクト出口マッハ数$M_{7C}$が低下、MFP（$M_{7C}$）が減少するが、面積比$A_{7C}/A_5$の増加の割合の方が大きく、式（2）の左辺が増加する。膨張比$P_5/P_{7C}$が上昇すれば温度比の逆数$T_5/T_{7C}$も増加するが、分母は平方根であるため、分子の増加の割合が大きくなる。

断熱流れにおいては、全エンタルピの変化は、その間になされる外部仕事に対応する。TCの移動によってコアダクト出口面積$A_{7C}$を広げると、作動ガスからLPTにエネルギーが供与されLPTの全エンタルピ降下量が増すので、LPT出力が上昇する。

LPT直下のコアダクト面積$A_{7C}$を絞ると、まったく逆にLPT背圧の低下が抑えられ、LPTの仕事が減少する。よって本VCEはTCの前後移動によりファン回転数が増減しBPRが変化する。

### 2.3 既存可変機構との比較検討

HYPR（超音速輸送機用推進システム）のターボ系エンジンの可変機構をFig. 2[4]に、ファン特性マップをFig. 3に、圧縮機特性マップをFig. 4に示す[5]。Fig. 3、Fig. 4においてNo.1は離陸時でLPT-VGを絞った作動点、No.1-1は離陸時でLPT-VGを開いた作動点である。

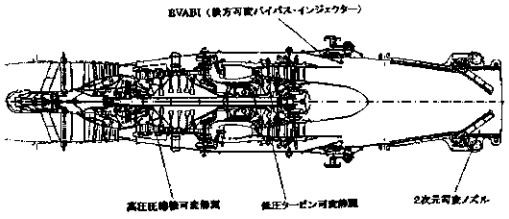



Fig. 2 HYPRの可変機構

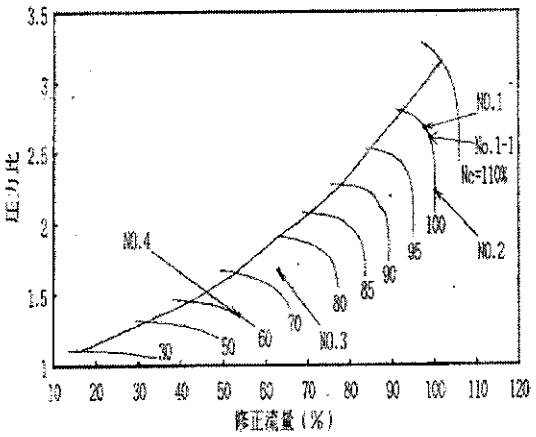



Fig. 3 HYPRファン特性マップ

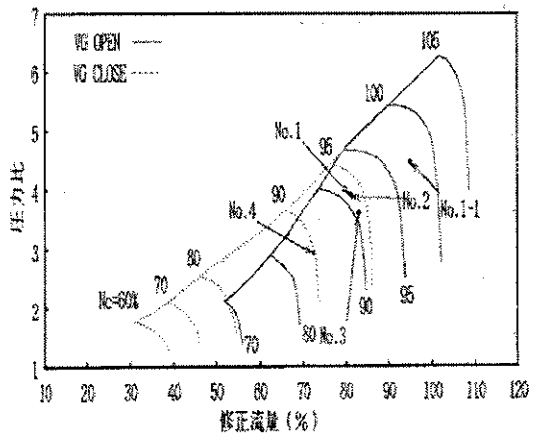



Fig. 4 HYPR圧縮機特性マップ

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

No.2はマッハ０．９５の亜音速巡航時、No.3はマッハ２．５巡航、No.4はマッハ３最大推力の作動点である。

### ２．３．１ LPT-VGと可変コアダクト出口面積の違い

LPT-VGと面積$A_{7C}$を可変にすることの違いは、前者がHPTとLPTの仕事配分を変えるのに対し、後者はLPTとLPT排気のエネルギー配分を変える点である。

LPT-VGの場合、式（2）のコアダクト出口面積$A_{7C}$固定で$A_5$を絞ることになる。すると$A_{7C}$を広げたときと同様LPT膨張比（この場合は$P_5/P_6$）が上昇する。但し、コア流量が減少するので、Fig. 4のNo.1に示されるようにHPC回転数が低下し、Fig. 3のNo.1に示されるようにファン流量は、増加はしないが維持されるのでBPRが上昇する。

一方、本エンジンでは、前項で説明したように、燃料流量一定でコアダクト面積$A_{7C}$を開閉することにより、ファン回転数を増減できるので、コア流量を減少させずに（寧ろ増す）ファン流量を増して、BPRを上昇させることができる（Fig. 6の作動点１－１参照）。

### ２．３．２ R-VABIと可変コアダクト出口面積の違い

R-VABI（可変ファンバイパスインジェクター）は、Fig. 2に示す如く、ファン下流に設けられた流路抵抗である。２軸直列フリータービンの特性として、全体膨張比が減少するときHPTに対するLPTの仕事の比率は小さくなる。そこでR-VABIを開くと（$A_{7B}$を増すと）、ファンは、Fig. 3のNo.2に示されるように圧力比（$P_2/P_1$）が低下し、修正流量を維持する作動点に移動する。

このことによる効果は、亜音速巡航時に１００％流量を維持し、インテークにおけるスピレージ抵抗を低減させる。つまりR-VABIはLPTのタービン空力特性を制御する機構ではなく、ファン背圧を変化させファン流とコア流の混合における両者の静圧を等しくするよう制御する機構である。

これに対し、LPT直下のコアダクト出口面積$A_{7C}$の変化は、LPTに対し圧力比の逆数である膨張比$P_5/P_{7C}$を増減させる。即ち$A_{7C}$を広げると、R-VABIの場合と異なりファン回転数が上昇し、エンジン流量を増すことができる。

### ２．３．３ 可動コーンTCについて

可動コーンはジェットエンジン黎明期のJumo004に既に用いられていた。但し、Jumo004はターボファンではなくターボジェットであり、その可変排気コーンは高圧軸と低圧軸の速度比を変えBPRを変化させる機構ではない。Jumo004のエンジン構成をFig. 5[6]に示す。

この可変排気コーンは飛行中の推力を制御する際に、TITを一定に保つ目的で、工夫されたものである[7]。

本案の可動コーンは排気ノズルではなくコアダクト出口に配置し、これを前後に移動することにより、高低二つの軸の速度比を変化させ、同時にバイパス流れとコア流れの混合時の静圧を等しく保つ。故に本エンジンの可動コーンTCと可変排気コーンとは技術上の思想を全く異にする。

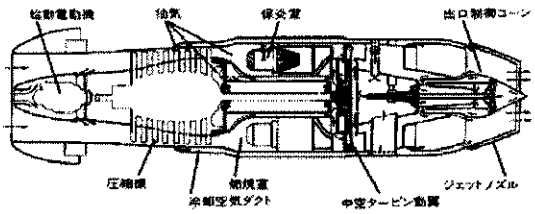



Fig. 5　Jumo004エンジン構成図

## ３．サイクル計算の結果

サイクル計算に用いたファン特性マップをFig. 6に、HPC特性マップをFig. 7に示す。両マップは仮想のものであり実物のマップではない。実際の超音速戦闘機のエンジンは、推重比向上の要求のために全圧力比（OPR: overall pressure ratio）がもっと高くなっており、また低圧圧縮機（LPC）も使われている。しかしこれらのマップやデータは入手できない。また本報の目的はBPRを可変にする簡単な機構である可変コアダクト出口面積のサイクル上のメリットを明らかにすることにあるので、実機に拘らずESPRを参考にサイクルパラメーターの値を仮定した。従って今の段階ではLapse Rate：（航

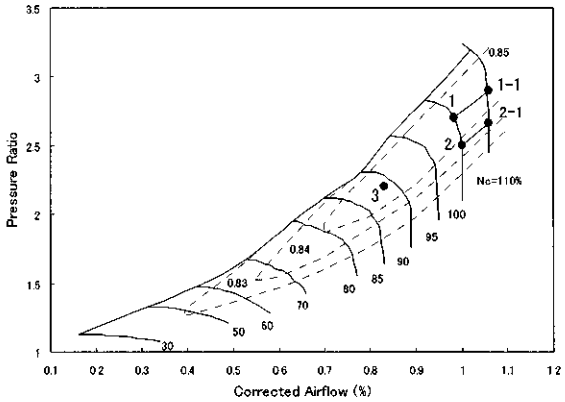



Fig. 6 Fan operation

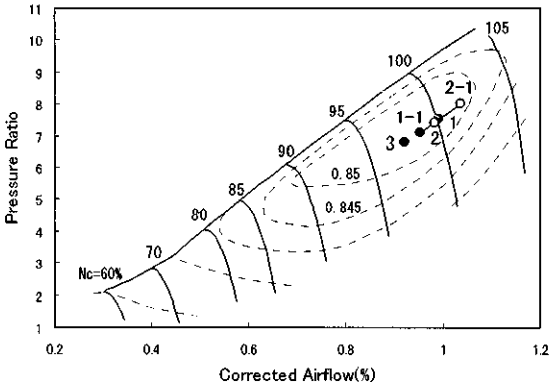



Fig. 7 HPC operation

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

空推力）／（地上静止推力）、冷却空気量とその再流入分布などは考慮していない。

図において、1は離陸時（設計点）、1－1は離陸時にコアダクト出口面積$A_{7C}$を開いた作動点。2はマッハ0.95の遷音速、2－1は遷音速上昇で面積$A_{7C}$を絞った作動点（2及び2－1は白丸で表示）、3はマッハ1.8の超音速巡航の作動点である。

### 3.1 想定作動条件でのエンジン性能

Fig.6、Fig.7に示した作動条件におけるエンジン性能を表1に示す。

Table.1　エンジン性能

| 項目 | 1 | 1-1 | 2 | 2-1 | 3 |
|---|---|---|---|---|---|
| 飛行高度 | 0 | 0 | 10km | 10km | 16km |
| マッハ数 | 0 | 0 | 0.95 | 0.95 | 1.8 |
| 推力 | 43.6 | 46.2 | 13.5 | 16.0 | 11.79 |
| sfc | 0.785 | 0.742 | 1.017 | 1.035 | 1.275 |
| 空気流量 | 70 | 75.48 | 34.74 | 36.82 | 29.21 |
| コア流量 | 31.82 | 32.59 | 14.43 | 16.02 | 12.54 |
| BPR | 1.2 | 1.32 | 1.41 | 1.30 | 1.33 |
| TIT | 1721 | 1701 | 1529 | 1637 | 1923 |
| OPR | 20.25 | 20.61 | 18.5 | 21.28 | 15.39 |
| Vj | 633.9 | 622.8 | 686.3 | 733.1 | 949.7 |
| 燃料流量 | 0.971 | 0.971 | 0.389 | 0.470 | 0.426 |
| $A_{7C}/(A_{7C})_{des}$ | 1 | 1.285 | 1.036 | 0.976 | 0.912 |

推力：kN、流量：kg／s、温度：K

先ず、離陸時に設計点1から作動点1－1に運転点を移した場合について詳しく説明する。この場合の条件は、燃料流量一定、またHPTとLPTはチョーク状態にある。

コアダクト出口面積$A_{7C}$を開きLPTの全エンタルピ降下量を増し膨張比を上げると、LPTのエネルギーが増すのでファン回転数が上昇しエンジン流量が増加する。LPT回転数が上がったことによりファンのコア側出口条件が変わり、HPC入口ではコア流量mc、圧力$P_2$、温度$T_2$とも上昇し、HPCに、より高い密度のより多くの流量が流れ込む。従ってHPC修正回転数は少々下がる。燃料流量一定、HPT、LPTともチョークが条件だからHPTの仕事は増さず、新しい熱力学的平衡点は、$A_{7C}$を広げる直前に比べ$T_4$は下がり、HPT空力回転数は変化しない。そこでファンのコア側はHPCへ流量を押し込むため圧力比が上昇する。つまりBPRが増える流れ場が形成されることになる。結果として推力が上昇し、sfcは低減され、ジェット速度も減少する（冷却空気等を考慮していないため排気速度は実際より高い）。

遷音速巡航2においては、ファン修正回転数を100%に維持するため$A_{7C}$を僅かに開いてLPT出力を保つ。従ってR-VABIを開いてファン圧力比を下げるHYPRの作動点（Fig.3のNO.2）と比べるとLPT出力が大きくなった分、ファン圧力比は高くなる。

遷音速上昇2－2は、音の壁を破るためエンジン流量を増し、且つ比推力を高めた場合である。燃料流量を増加してHPC圧力比を高め、推力を増すが、そのままでは当然ファン回転数が上昇してしまうので、$A_{7C}$を絞りLPT背圧の低下を抑えて、ファンの過回転を防ぐ。

超音速巡航3では、TITは最高温度となり、固定サイクルの場合上昇してしまうBPRを抑えるため、ここでも$A_{7C}$を絞り、ファン機械回転数を100%に保つ。

### 3.2 $A_{7C}$の変化による効果

コアダクト出口面積$A_{7C}$の増減により2つの効果が得られる。その効果を表2に示す。

Table.2　エンジン性能の向上

| 項目 | 離陸 | 遷音速 |
|---|---|---|
| エンジン流量 | 7.83%増 | 6.0%増 |
| コア流量 | 2.41%増 | 10.97%増 |
| BPR | 0.117ポイント増 | 0.108ポイント減 |
| 推力 | 5.837%増 | 18.826%増 |
| ジェット速度 | 11.1m/s減 | 46.79m/s増 |
| sfc | 4.33%減 | 1.78%増 |

先ず第1の効果は離陸時で、コアダクト出口面積$A_{7C}$を設計点の約1.29倍に広げると、エンジン流量が7.8%、コア流量が2.4%増加し、BPRが高まって推力が5.8%増加、sfcが4.3%低下する。従って騒音低減化デバイスによる推力損失を補うことができる。ジェット騒音低減上の問題点は、騒音低減量／1%ジェット推力損失の比であり、ESPR（環境適合型次世代超音速システム）のこの目標値は4dBである。従ってこの目標値が達成できれば、本エンジンでは、推力増加の百分率5.837と4dBの積、23.35dBを設計点推力を維持したまま低減できることになる。

第2の効果は音の壁を突破するための推力増強である。遷音速飛行時にTITを高めOPRを上昇させて、同時に$A_{7C}$を設計点の約0.98%に僅かに絞ってファン相対修正回転数の上昇を約110%に抑えると、コア流量の増加の方がエンジン流量の増加の割合より大きく、BPRが下がると同時に、推力は18.8%上昇する。従って音速を超える高推力をアフターバーナーなしで確保できるので、燃費が大幅に改善される。

## 4. 考察

### 4.1 混合の静圧一致とLPT膨張比増減

エンジン位置7でコアダクト出口排気とファンバイパ

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

ス排気を混合する時、コア側の静圧 $p_{7C}$ とバイパス側の静圧 $p_{7B}$ は等しくなければならない。

$$p_7 = p_{7B} = p_{7C} = \frac{P_2}{\left(1+\frac{\kappa_c - 1}{2}M_{7B}{}^2\right)^{1/mc}}$$

$$= \frac{P_6}{\left(1+\frac{\kappa_t - 1}{2}M_{7C}{}^2\right)^{1/mt}} \quad \cdots\cdots(3)$$

$$\therefore M_{7B} = \sqrt{\frac{2}{\kappa_C - 1}\left\{\left(\frac{P_2}{p_7}\right)^{mc} - 1\right\}} \quad \cdots\cdots(4)$$

$$\therefore M_{7C} = \sqrt{\frac{2}{\kappa_t - 1}\left\{\left(\frac{P_6}{p_7}\right)^{mt} - 1\right\}} \quad \cdots\cdots(5)$$

ここで $m = (\kappa - 1)/\kappa$、$\kappa$ は比熱比。

コアダクト出口面積 $A_{7C}$ とバイパスダクト面積 $A_{7B}$ の比は式（6）で与えられる。

$$(\rho VA)_{7B} = \frac{BPR}{1+f}(\rho VA)_{7c} \quad \text{より}$$

$$\frac{A_{7B}}{A_{7C}} = \frac{BPR}{1+f}\cdot\frac{M_{7C}}{M_{7B}}\sqrt{\frac{\kappa_t t_{7B}}{\kappa_C t_{7C}}} \quad \cdots\cdots(6)$$

コアダクト出口面積 $A_{7C}$ と LPT 膨張比の関係を表す式（2）と、直上の式（6）を同時に満たす作動点では、コア流とバイパス流を等しい静圧で混合し、同時に LPT 膨張比を変化させることができる。

即ち可動式 TC によるコアダクト出口面積 $A_{7C}$ の可変機構は、HYPR の LPT-VG と R-VABI を兼ね合わせた機能をもっていると云える。

### 4．2 ダクト流れから LPT 動翼へのエネルギー交換

サイクル計算を基に、本エンジンの LPT の作動性（operability）を解析するために、離陸時における 1 と 1－1 の LPT 入口出口（エンジン位置、5、6、7C）の状態を計算した。尚、離陸 1（設計点）では LPT 出口 6 とコアダクト出口 7C の面積は等しいとした。計算結果を Table. 3 に示す。

興味深いことに、LPT 出口 6 の両者の軸流マッハ数は等しく、膨張比もほとんど違いがない。つまり 1 と 1－1 の膨張比の違いはコアダクト内で生じている。コアダクト出口面積 $A_{7C}$ を広げると（1－1）、運動量流束が減少して、コアダクト内で作動ガスは断熱膨張する。よって作動ガスの動圧が低下し、運動エネルギーは運動量の変化を通して LPT 動力に変換される。

Table. 3　離陸時での LPT 入口出口の状態変化

| 項目 | 離陸　1 | 離陸 1－1 |
|---|---|---|
| $T_5$ | 1409.26 | 1392.8 |
| $t_5$ | 1209.67 | 1195.54 |
| $P_5$ | 803.11 | 817.10 |
| $p_5$ | 433.97 | 441.53 |
| $T_6$ | 1200.66 | 1160.50 |
| $t_6$ | 1085.98 | 1049.66 |
| $P_6$ | 389.28 | 391.65 |
| $p_6$ | 259.74 | 261.33 |
| $P_5/P_6$ | 2.06 | 2.09 |
| $M_6$ | 0.8 | 0.8 |
| $T_{7C}$ | | 1154.65 |
| $t_{7C}$ | | 1090.22 |
| $P_{7C}$ | | 349.23 |
| $p_{7C}$ | | 277.08 |
| $P_6/P_{7C}$ | 1 | 1.12 |
| $P_5/P_{7C}$ | 2.063 | 2.34 |
| $\Delta h$ | 7.35kJ | 8.20kJ |
| $M_{7C}$ | 0.8 | 0.568 |

一般に拡大流路（デフューザー）は、減速流で逆圧力勾配となる。式（2）は $A_{7C}$ を広げ拡大流路にすると、減速流で順圧力勾配の流れ場が形成されることを示している。これは当該コアダクトが静止した要素ではないことを意味している。流体の全エネルギーを表現する方程式を式（7）に示す[8]。

$$\frac{\rho D\left(h + V^2/2\right)}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial t} \quad \cdots\cdots(7)$$

式（7）から流体の全温、従ってその全圧は、非定常な圧縮、または膨張によってのみ変化し得る。定常流は $\partial/\partial t = 0$ なので、流体にエネルギーを加えたり、流れからエネルギーを引き出すことはできない。さらに式（7）は、タービンのように流体のエネルギーを減らすには、圧力（運動量流速）を下げねばならないことを示しており、Table. 3 と整合している。コアダクト内の流れが定常流となり、静止した要素、即ちデフューザーになるのは LPT がチョークしていない場合である。

Fig. 8 に示す離陸時のタービン特性図は、上記の物理現象をよく表している。$P_5/P_6$ は 1 と 1－1 で差がなく（両者ともチョーク状態）、コアダクト出口 7C で膨張比が大きくなっているのは 1－1 だけである。

回転するターボ機械と流体のエネルギー交換は、非定常過程を通じてのみ行われるという原理に、Fig. 8 は合致している。

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

タービン出口の特性曲線は、入口の状態量と、ファンと LPT のパワーバランスによって定まる。従ってタービンチョーク状態でこの曲線に沿って体積流量を増すと、入口修正流量一定からタービン背圧が低下する。

Fig. 9 には遷音速上昇時のタービン特性図を示す。遷音速での推力増加は、あくまで燃料の増量によるものである。この場合の可変コアダクト出口面積の役割は、前述のようにファン回転数の異常な上昇を防ぐことにある。

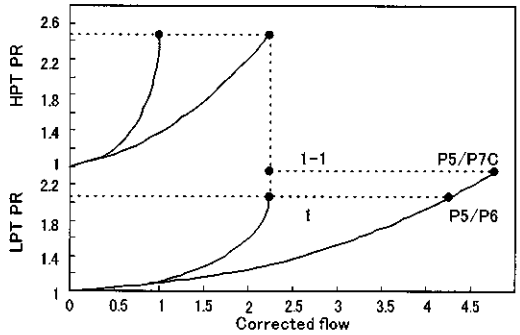



Fig. 8 Turbine operation at Take-off

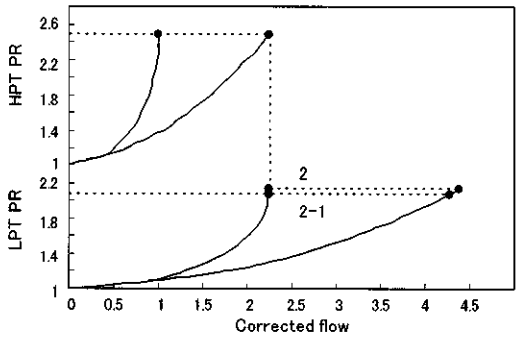



Fig. 9 Turbine operation at transonic

Table 3 から式（8）の温度変化量による反動度 R を表すと、Table 4 となる。Table 4 から面積 $A_{7C}$ を広げると反動度が小さくなり（1－1）、$A_{7C}$ を狭めると反動度が高くなる（2－1）ことが分かる。

$$R = \frac{t_5 - t_{7C}}{T_5 - T_{7C}} \qquad \cdots\cdots(8)$$

Table. 4　LPT の反動度

| 項目 | 1 | 1－1 | 2 | 2－1 |
|---|---|---|---|---|
| R | 0.593 | 0.442 | 0.577 | 0.695 |

今後の課題として、運動量流束のコアダクト内分布と、LPT 動翼の圧力分布の関係を、できれば定量的に知りたいと考えている。

## 5．おわりに

戦闘機用低バイパス比ターボファンの改良型 SSBJ 用エンジンとして、単純な機構である可動テールコーンによる LPT 直下のコアダクト出口面積を可変にする VCE の作動性を解析した。その結果、小型 SST 特有のエンジンコンセプトがあることが分かった。

LPT 背圧の制御により LPT エネルギーを変化させると；

1）離陸時において、騒音低減化デバイスで生じる推力損失を補うためには、コア流量を減少させずとも、LPT 出力を増せばエンジン流量を増加できるので、排気速度を高めず離陸推力を高めることができる。

2）遷音速上昇、および超音速巡航では、コア流量を制御せずとも、TIT を上昇させ OPR を高めればコア流量は増加、推力が増すので、LPT の出力を制御しファンの過回転数を防げば、高推力を得ることができる（これは飛行マッハ数が１．８以下では CDT 過昇の心配がないからである）。

## 参 考 文 献


1）堀之内茂：低ブーム SSBJ の概念設計について，宇宙航空研究開発機構研究報告, JAXA-RR-05-045,pp.7.

2）根本勇：低騒音超音速推進機の実現に向けたサイクル検討，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（2010.10）pp.266.

3）谷田好道，長島利夫：ガスタービンエンジン，朝倉書店, pp.14.

4）山口佳和，石澤和彦：HYPR プロジェクトの概要，日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.1 (2000) pp.4.

5）竹生健二：コンバインドサイクルエンジンの研究開発の現状，日本ガスタービン学会誌，Vol.20, No.77(1992)pp.42.

6）吉中司：数式を使わないジェットエンジンのはなし，酣燈社, pp.52.

7）吉中司：ジェットエンジンの仕組み，講談社, pp.66.

8）J.L.ケルブロック：ジェットエンジン概論，東京大学出版会, pp182.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-5

# ＣＣＳ用酸素燃焼ランキンサイクルタービンの主蒸気圧力の検討

*森塚　秀人（電中研）

# Study on the Main Steam Pressure of Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) for CCS

*Hideto Moritsuka (CRIEPI)

**ABSTRACT**

We are facing the global warming. The main green house effect gas is carbon dioxide from fossil power generating stations. In addition, in the cause of the nuclear power station accident, we must burn more natural gas and coal instead of nuclear energy. A lot of carbon dioxide will be exhausted. Using the chemical absorption or the oxygen and coal fired furnace, the studies to recover $CO_2$ of flue gas of coal-fired power stations and to separate recovered $CO_2$ under deep land (Carbon Capture and Separation/CCS) have been developed. But it will be difficult to achieve CCS economically. In order to achieve economical CCS, it will be necessary to develop the new power generating system.

Last year, the Author proposed the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle turbine (MORIT). Fuel is combusted with oxygen, heat exchange from the exhaust gas and high concentration $CO_2$ will be gain. The heat and mass balance calculation with biomass derived fuel (BDF) secondary product (glycerol). I the paper, using natural gas as fuel, the Author calculate the heat and mass balance changing mail steam pressure 66-125 kg/cm$^2$.

**Key words**: CCS, Oxygen-blow, Turbine, Rankine-cycle

## １．はじめに

近年、火力発電所から排出されるＣＯ$_2$が問題となっている。加えて、原発事故により、原子力発電に代って天然ガスや石炭を焚く必要があるため、予定よりも大幅にＣＯ$_2$排出量が増加すると予想される。これまでにも、発電所の排ガスから化学吸収法によりＣＯ$_2$を回収したり、酸素燃焼による石炭火力発電所の排ガスからＣＯ$_2$を回収し、地中に貯留することが検討されているが、経済的にＣＯ$_2$回収・貯留することは極めて困難である。経済的にＣＯ$_2$を回収するためには、ＣＣＳを前提とした新しいシステムの開発が必要と思われる。

昨年度、燃料を酸素燃焼し、熱回収後、排ガス中の水蒸気を冷却除去し、高濃度のＣＯ$_2$を回収する酸素燃焼ランキンサイククルタービン(MORIT)を提案し、バイオマス燃料副生品(グリセリン)を燃料とした場合の性能計算を行った[1]。今回は、天然ガス(メタン)を燃料として、主蒸気圧力を 66～125kg/cm$^2$Aに変化させた場合の熱効率の影響について検討を行った。

## ２．酸素燃焼ランキンサイクルタービン(MORIT)

### 2.1　システム構成

燃料を酸素燃焼し、作動流体を循環する閉サイクルガスタービンには、作動流体の種類により、水蒸気循環閉サイクルとＣＯ$_2$回収循環閉サイクルが考えられるが、ここでは、前者の水蒸気循環閉サイクルを採用している。近年のガスタービン製造技術の進展により、燃焼器出口温度 1600℃級のガスタービン(三菱重工 501J)が開発され、引き続き 1700℃級ガスタービンの開発が進められている。この燃焼温度のガスタービンを利用すれば、作動流体である水蒸気を、ガスタービン排熱回収ボイラ、第一段静翼、燃焼器内筒での熱交換により、発生させることが可能である。高温高圧の蒸気(主蒸気)は、高圧蒸気タービンにより、膨張させ、酸素燃焼器で燃料および酸素で燃焼させ所定温度にしてガスタービンに供給する。ガスタービン排ガスは排熱回収ボイラで熱交換した後、往復水器で水蒸気を凝縮除去し、高濃度のＣＯ$_2$回収する。ドレーンは燃料中の水素分を除去して循環させる。

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

図1に酸素燃焼ランキンサイクルタービン(MORIT)のシステム構成を示す。

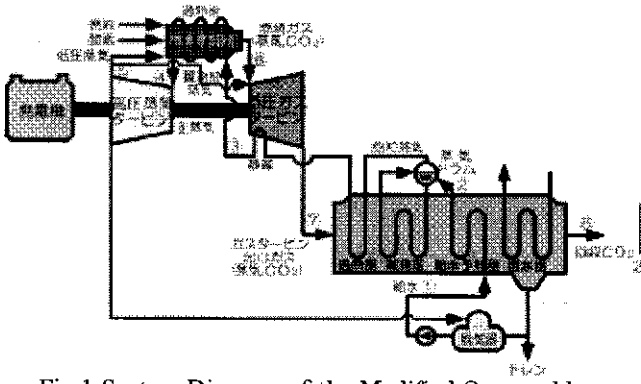


Fig.1 System Diagram of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle turbine (MORIT)

## 3．酸素燃焼ランキンサイククルタービンの熱物質収支計算

### 3.1　計算条件

ガスタービン第一段静翼は蒸気冷却とし、第一段動翼以降は蒸気噴出し冷却(冷却蒸気は主流の10%)とした。また燃焼器内筒は伝熱管溶接構造とした。ガスタービンは通常のガスタービンと同様に燃焼器圧力を 25kg/cm²A とし、背圧は常圧(1.03kg/cm²A)とした。ここで、主蒸気圧力を制約する要素として、燃焼器内筒伝熱管の耐圧特性があるが、ここでは、差圧 100kg/cm²を上限とした。ガスタービン排熱回収ボイラは一次過熱器、蒸発器、節炭器および復水器から構成され、復水器入口で排ガス(水蒸気、$CO_2$)は飽和状態(湿り度 12～13%)とした。

### 3.2　主蒸気圧力の計算

以上より、主蒸気圧力を 64、80、100、125kg/cm²A と 1.25 倍づつ４点を設定し、熱物質収支計算を行った。計算は筆者開発の熱物質収支計算表(*EXEHM*)を用いた。

熱物質収支計算において、水蒸気循環量は、排熱回収ボイラにおける熱交換図より決定できる。すなわち、復水器入口ガスと給水温度が交わる(僅かに温度差がある)ように、循環水蒸気流量を求める。

#### 1)　主蒸気圧力 64kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が 285℃であり、一次過熱器出口蒸気温度は 358℃、主蒸気温度は 510℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は 395℃となり、圧力比が高く取れないため、高温となる。燃焼器出口温度は、酸素純度 95%として 1650℃、ガスタービン動翼入口温度は 1530℃となる。図 2-1 に 64kg/cm²Aの場合の熱物質収支計算結果、図 2-2 に同排熱回収ボイラ熱交換図、図 2-3 に同Ｔｓ線図、表１に熱物質収支表を示す。

熱効率は酸素製造動力を 0.22kW/kg$O_2$として、発電端出力 250MW、発電端効率 43.9%、所内率 13.1%、送電端効率 38.2%となった。

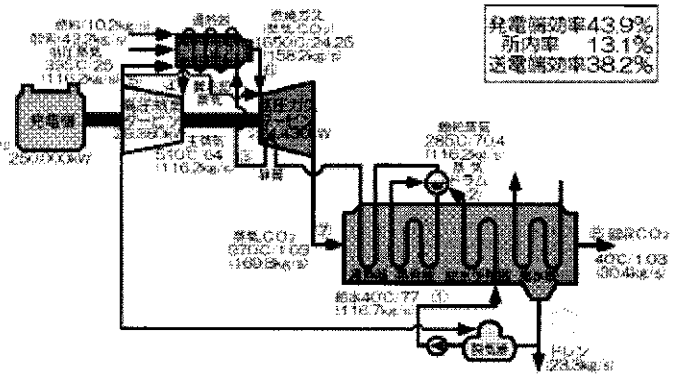



Fig.3-1 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

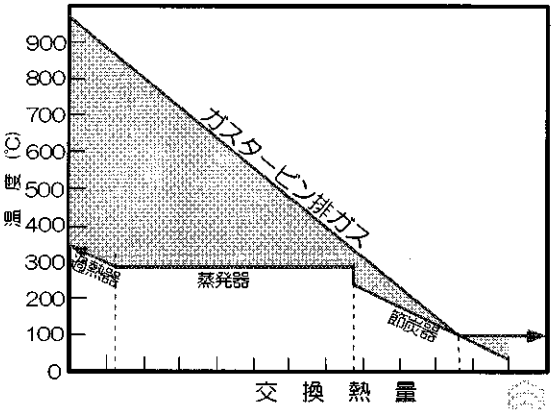



Fig.3-2 Heat Exchange Diagram on HRSG

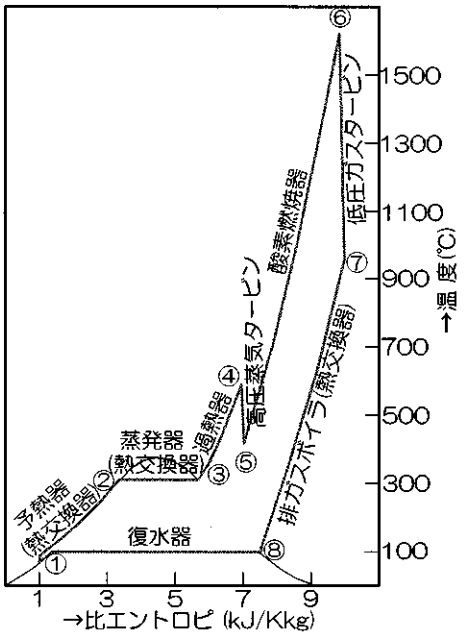



Fig.3-3 T-S Diagram of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

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

2) 主蒸気圧力 80kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が 300℃であり、一次過熱器出口蒸気温度は 365℃、主蒸気温度は 535℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は 355℃となり、燃焼器出口温度は 1650℃、ガスタービン動翼入口温度は 1540℃となる。図 4-1 に 80kg/cm²Aの場合の熱物質収支計算結果、図 4-2 に同排熱回収ボイラ熱交換図、表 2 に熱物質収支表を示す(T s 線図は省略)。発電端効率 44.9%、所内率 12.8%、送電端効率 39.2%となる。

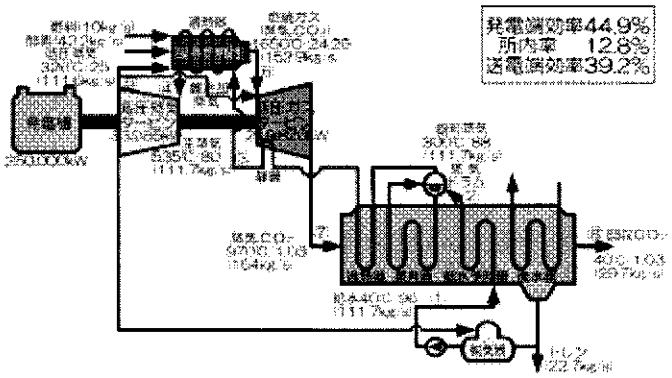



Fig.4-1 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

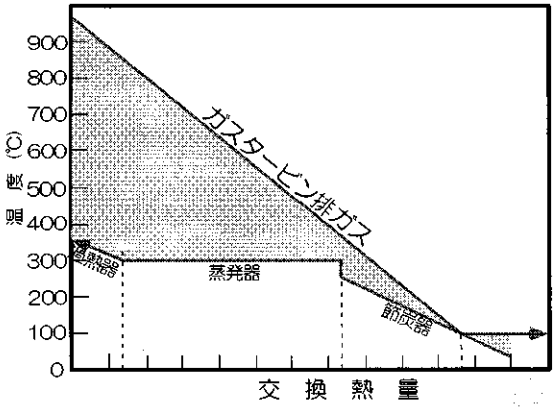



Fig.4-2 Heat Exchange Diagram on HRSG

3) 主蒸気圧力 100kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が 316℃であり、一次過熱器出口蒸気温度は 405℃、主蒸気温度は 545℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は 355℃となり、燃焼器出口温度は 1650℃、ガスタービン動翼入口温度は 1550℃となる。図 5-1 に 64kg/cm²Aの場合の熱物質収支計算結果、図 5-2 に同排熱回収ボイラ熱交換図、表 3 に熱物質収支表を示す。発電端効率 46%、所内率 12.5%、送電端効率 40.2%となる。なお、前報のグリセリンを燃料とした場合(主蒸気圧力 100kg/cm²A)が、発電端効率 45.5%、所内率 11.9%、送電端効率 40.1%であったが、比較するとグリセリン($C_3H_8O_3$)よりも発電端効率は高いが、酸素を含有するグリセリンよりも酸素流量が多いので所内率が大きくなり、送電端効率は同じとなった。

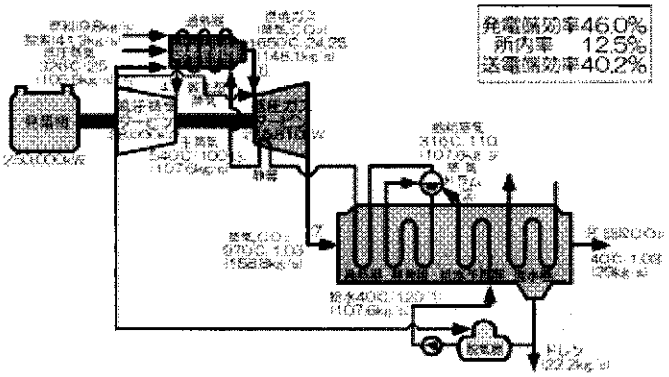



Fig.5-1 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

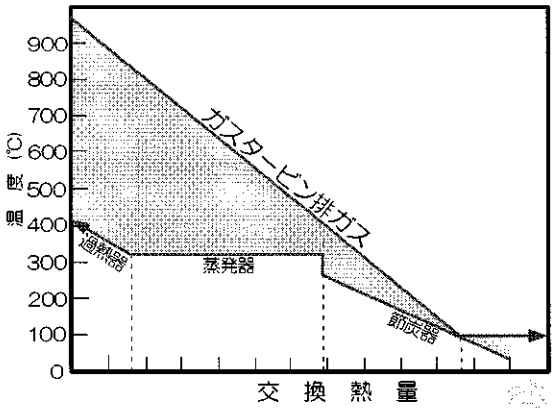



Fig.5-2 Heat Exchange Diagram on HRSG

4) 主蒸気圧力 125kg/cm²Aの場合

この場合は、蒸発器ドラム出口飽和温度が 332℃であり、一次過熱器出口蒸気温度は 425℃、主蒸気温度は 555℃となる。高温蒸気タービン出口蒸気は 330℃となり、燃焼器出口温度は 1650℃、ガスタービン動翼入口温度は 1550℃となる。図 6-1 に 64kg/cm²Aの場合の熱物質収支計算結果、図 6-2 に同排熱回収ボイラ熱交換図、表 4 に熱物質収支表を示す。発電端効率 46.4%、所内率 12.4%、送電端効率 40.6%となる。

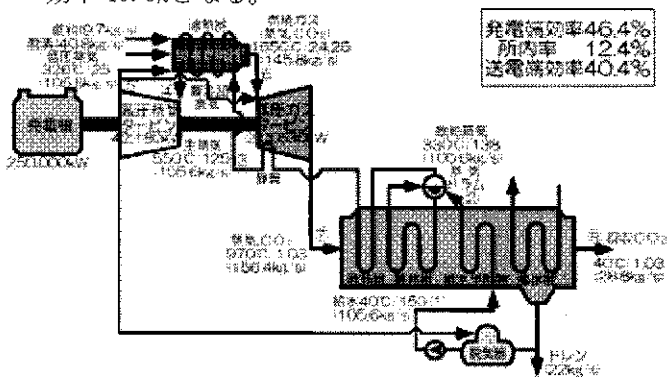



Fig.6-1 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

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

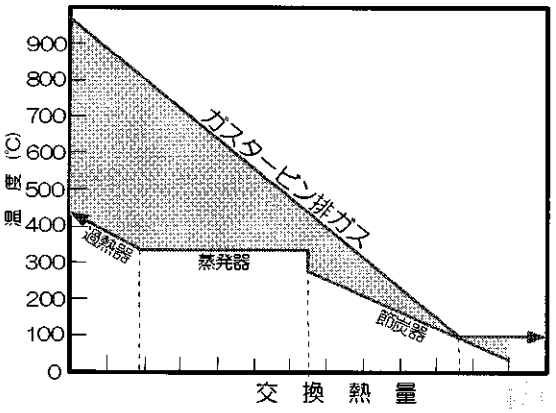



Fig.6-2 Heat Exchange Diagram on HRSG

以上４つの主蒸気圧力の計算結果をまとめると図７のようになる。図より、主蒸気圧力は 64 から、100kg/cm$^2$Aまでは比較的直線的に熱効率は増加するが、100 から 125 kg/cm$^2$Aはその増加割合が緩やかになることがわかる。

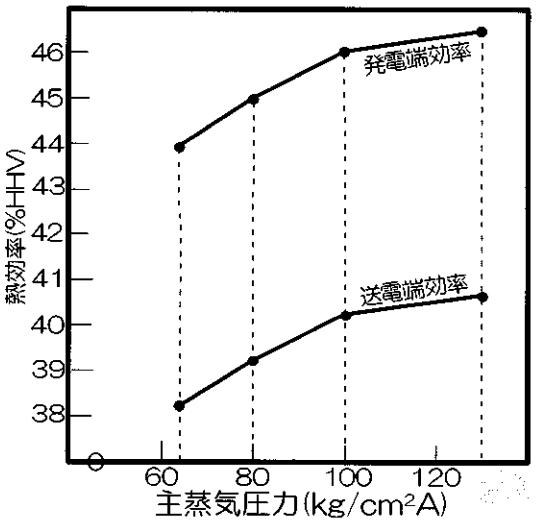



Fig.7 Relationship between mail steam pressure and thermal efficiency

以上、今回は提案した酸素燃焼ランキンサイクルタービンの主蒸気圧力を変化させた場合の熱効率を計算し報告したが、タービン翼の冷却蒸気の割合は、材料や冷却構造によっても変わるし、正確な計算は、詳細設計を行わないと出来ないと思われる。

通常のガスタービンと異なり、提案の酸素燃焼ランキンサイクルタービンには空気圧縮機はない。その代わりに高圧蒸気タービンが付いている。図.８に提案タービンの概念的な構造図を示す。

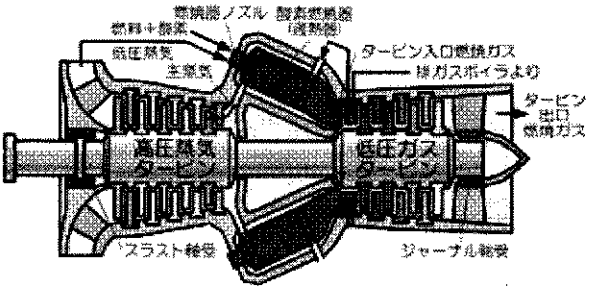



Fig.8 Conceptual Figure of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

提案の酸素燃焼ランキンサイクルガスタービンは、天然ガスを燃料として、約 90%の濃度のＣＯ$_2$回収でき、酸素製造動力を差し引いた送電端効率約 40%(主蒸気圧力 100kg/cm$^2$Aの場合)で回収できる有用な発電システムであると思われる。

最後に図８に提案システムをＣＣＳ(海底貯留)する場合の概念図を示す。

Table. 1 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) at 64kg/cm$^2$A

| 番　号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 項　目 | 燃料 | 酸素 | 主蒸気 | 燃焼器蒸気 | 冷却蒸気 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 |
| 温　度(℃) | 40 | 20 | 510 | 395 | 395 | 1,650 | 970 | 97 |
| 圧　力(kg/cm2) | 31.25 | 31.25 | 64 | 25 | 25 | 24.25 | 1.03 | 1.03 |
| CH4(mol/s) | 638 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CO(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2O(mol/s) | 12 | 0 | 6,448 | 5,803 | 645 | 7,091 | 7,736 | 7,736 |
| CO2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 638 | 638 | 638 |
| N2+Ar(mol/s) | 0 | 68 | 0 | 0 | 0 | 68 | 68 | 68 |
| O2(mol/s) | 0 | 1,290 | 0 | 0 | 0 | 13 | 13 | 13 |
| 流量(kg/s) | 10.2 | 43.2 | 116.2 | 104.5 | 11.6 | 158.2 | 169.8 | 169.8 |
| 総熱量(MW) | 569 | 0 | 395 | 329 | 37 | 862 | 657 | 364 |

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

Table. 2 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) at 80kg/cm$^2$A

| 番 号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 項 目 | 燃料 | 酸素 | 主蒸気 | 燃焼器蒸気 | 冷却蒸気 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 |
| 温 度(℃) | 40 | 20 | 535 | 370 | 370 | 1,650 | 970 | 97 |
| 圧 力(kg/cm2) | 31.25 | 31.25 | 80 | 25 | 25 | 24.25 | 1.03 | 1.03 |
| CH4(mol/s) | 624 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CO(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2O(mol/s) | 11 | 0 | 6,196 | 5,576 | 620 | 6,836 | 7,455 | 7,455 |
| CO2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 624 | 624 | 624 |
| N2+Ar(mol/s) | 0 | 66 | 0 | 0 | 0 | 66 | 66 | 66 |
| O2(mol/s) | 0 | 1,260 | 0 | 0 | 0 | 12 | 12 | 12 |
| 流量(kg/s) | 10 | 42.2 | 111.6 | 100.5 | 11.2 | 152.9 | 164 | 164 |
| 総熱量(MW) | 556 | 0 | 380 | 311 | 35 | 833 | 634 | 351 |

Table. 3 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) at 100kg/cm$^2$A

| 番 号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 項 目 | 燃料 | 酸素 | 主蒸気 | 燃焼器蒸気 | 冷却蒸気 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 |
| 温 度(℃) | 40 | 20 | 540 | 355 | 355 | 1,650 | 970 | 97 |
| 圧 力(kg/cm2) | 31.25 | 31.25 | 100 | 25 | 25 | 24.25 | 1.03 | 1.03 |
| CH4(mol/s) | 610 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CO(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2O(mol/s) | 11 | 0 | 5,974 | 5,376 | 597 | 6,607 | 7,204 | 7,204 |
| CO2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 610 | 610 | 610 |
| N2+Ar(mol/s) | 0 | 65 | 0 | 0 | 0 | 65 | 65 | 65 |
| O2(mol/s) | 0 | 1,231 | 0 | 0 | 0 | 12 | 12 | 12 |
| 流量(kg/s) | 9.8 | 41.2 | 107.6 | 96.9 | 10.8 | 148.0 | 158.8 | 158.8 |
| 総熱量(MW) | 543 | 0 | 366 | 295 | 33 | 805 | 613 | 339 |

Table. 4 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) at 125kg/cm$^2$A

| 番 号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 項 目 | 燃料 | 酸素 | 主蒸気 | 燃焼器蒸気 | 冷却蒸気 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 | 蒸気+CO2 |
| 温 度(℃) | 40 | 20 | 550 | 330 | 330 | 1,650 | 970 | 97 |
| 圧 力(kg/cm2) | 31.25 | 31.25 | 125 | 25 | 25 | 24.25 | 1.03 | 1.03 |
| CH4(mol/s) | 604 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CO(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| H2O(mol/s) | 11 | 0 | 5,863 | 5,277 | 586 | 6,497 | 7,083 | 7,083 |
| CO2(mol/s) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 604 | 604 | 604 |
| N2+Ar(mol/s) | 0 | 64 | 0 | 0 | 0 | 64 | 64 | 64 |
| O2(mol/s) | 0 | 1,221 | 0 | 0 | 0 | 12 | 12 | 12 |
| 流量(kg/s) | 9.7 | 40.9 | 105.6 | 95.1 | 10.6 | 145.8 | 156.4 | 156.4 |
| 総熱量(MW) | 539 | 0 | 359 | 285 | 32 | 791 | 602 | 333 |

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

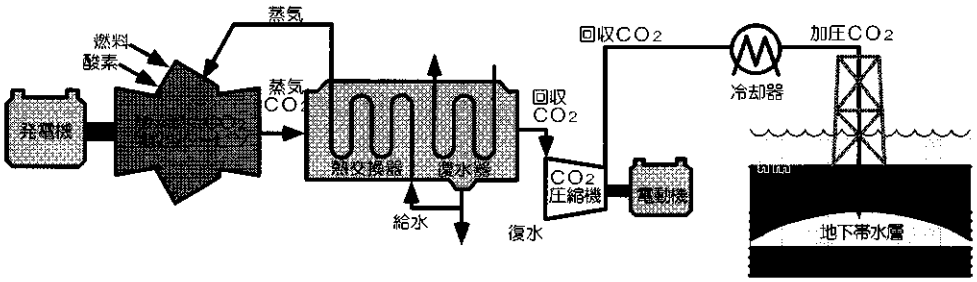



Fig.9 Conceptual Figure of CCS using proposed Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

## 4．考　察

今年の夏は日本全国で電力不足が予想され、エアコンの使用が制約されるので、特に暑い夏になるものと推測される。しかし、省電気は化石燃料の節約となり、ひいては$CO_2$排出量削減につながるので、歓迎すべきことではある。

前回も弁解したが、著者はガスタービン技術者ではないので、提案システムが現実的なのか、実現可能なのかは判断できない。しかし、酸素燃焼閉サイクルガスタービンが、$CO_2$排回収・貯留の一つの技術オプションであることは疑いの無いことと思われ、その中でも比較的システム構成の単純な提案システムが一つの候補であると言える。

提案システムに興味を持たれたガスタービンメーカーの方がいらっしゃれば、引き続きフィージビリティスタディを行いたいと思っている。そのあと、提案システムの研究開発プロジェクトにつながれば、甚大なる喜びである。今後ともよろしくお願いいたします。

## 謝　辞

今回のシステムを提案するに当たり、大阪大学の武石賢一郎教授、帝京平成大学の吉識晴夫教授に多くの助言を戴いた。また、三菱重工業㈱高砂製作所の六山亮昌副所長、塚越敬三技師長、伊藤栄作博士、㈱菱友システム技術の上松一雄部長に貴重なご意見を賜った。末筆ながら謝意を表する。

## 参 考 文 献

1) 森塚秀人、「CCS 用酸素燃焼ランキンサイクルタービンの考案」第 38 回日本ガスタービン学会定期講演会 B-19、(2010)
2) Moritsuka H.: Hydrogen-Oxygen fired Integrated Turbine System –Comparison on MORITS and GRAZ- Proc. of IGTC 99 Kobe (1999) pp.401-404.
3) Moritsuka H.: Electric Power Stable Supply toward 2050-Substitution Fossil Fuel for Biomass fuel by Co-firing, Proc. of ICOPE-09 (2009) pp.2-299-304.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-6

# Lattice（Matrix）冷却ダクトの流れの数値解析

*石田　克彦（川崎重工業）

# Numerical　Investigation on Lattice(Matrix) Cooling

*Katsuhiko ISHIDA(KHI)

**ABSTRACT**

CFD analysis was carried out to investigate flow structure and mechanism of heat transfer enhancement of lattice cooling ducts. Two duct configuration which have different opening area ratio of turning area were selected as subject. Results of CFD agreed qualitatively and quantitatively well with those of heat transfer experiments. It was shown that cooling air turns through mainly through turning are when turning has enough opening, while cooling air turns through cross when turning has small opening area. For bath cases, impingement and vortex flow was formed by transient flow from one to another side of duct.

**Key words**: Turbine, Internal Cooling, CFD, Lattice Cooling, Matrix Cooling,heat transfer

## 1. 緒言

Lattice(Matrix)冷却は、西側ではあまり用いられていない形式であるが、旧ソビエト製のガスタービンに広く用いられているようである。lattice 冷却は、互いに交差する角度を持った隔壁でダクトの内部を区切ることにより、格子状に組み合わさった多数の流路要素を構成する。各々の流路要素は、ダクトの中央断面で、反対の傾きを持つダクト対向面側の流路要素と交差している。この交差面を通して、冷却空気は、ダクトの両側の流路要素の間を移動する。

Khakatov[1]による渦を利用した伝熱促進技術の解説によれば、各々の流路がダクト対向面側へと折り返す際に、ダクト壁面に対して噴流が形成され局所的に高い熱伝達を得ることができる。また、Fig.2 に示すように噴流により流路方向に軸を持つ渦が発生し熱伝達を促進する。対向面側の流路との交差箇所での流れの干渉は、この渦を保持する方向にはたらく。Lattice 冷却は、多数の通路壁が動翼のストレスメンバとしての機能を担うことができることもメリットとされている。

Lattice 冷却ダクトに関する伝熱試験結果についてはいくつかの文献が公開されている Goreloff[2]は、翼前縁を模擬した Lattice 冷却通路について、伝熱試験を行い流路の傾き角度、圧力損失、流量と全体平均の冷却効率の関係について報告している。

Bunker[3]、Oh[4]は、直方体ダクト内に隔壁を設けた試験体について、回転、静止状態で試験をおこない、ダクト壁面（primary surface）の

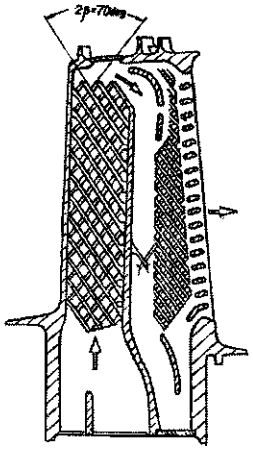


Fig.1:Example of a blade cooling passage with lattice cooling［2］

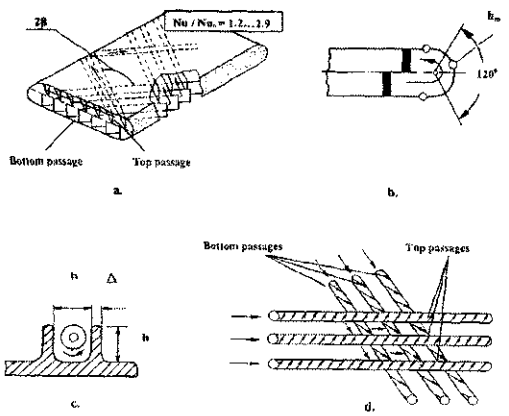



Fig. 2:Flow structure of lattice cooling duct [1]

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

局所熱伝達率分布を報告している。これらの試験では、ダクト対向面側からの冷却空気の折り返しにともない形成される噴流によって高い熱伝達率が得られる領域（impingement region）を報告している。[4]では、CFD による流路内の流速分布予測が示されているが、衝突領域とそれに続く縦渦構造は[1]で示されたものと同様のものである。

Gillespie[5], Saha[6]は翼後縁を模擬した先細ダクトに lattice 冷却を適用して、局所熱伝達率分布の可視化を行っている。いずれの試験でも折り返し部での衝突噴流領域で高い熱伝達率が得られている。

以上に紹介したように、lattice 冷却ダクト内の熱伝達率分布に関する公開文献は数例あり、いずれの試験でも，流路の折り返しに伴う衝突流、縦渦が熱伝達促進の主な機構であることが推定されている。しかし、これらの主張を裏付ける冷却流路内部の流れに関する計測、解析例ははきわめて少ない。

本報告では、数値解析によって推定した lattice 冷却について流路内部の流れについて述べる。公開文献中の試験例について、再現解析を行い熱伝達率分布の再現を試み、解析精度を評価する。続いて、解析で得られた流速分布および流線より lattice 冷却による熱伝達促進の機構について考察する。

2. 記号

| | |
|---|---|
| Ae | 流路要素断面積(=WcH) |
| Ac | 交差部開口面積 |
| Ae | 要素流路断面積 |
| At | 折り返し部開口面積 |
| Dh | 要素流路水力直径(=4Ae/(2Wc+2H) |
| H | 流路高さ |
| h | 熱伝達率（=q/(Tw-Tin) |
| L | ダクト全長 |
| q | 熱流束 |
| Re | レイノルズ数(=(Dh v0/ν) |
| Nu | ヌセルト数(=(h Dh)/λ) |
| Nus | 参照ヌセルト数(=0.023 Re0.8 Pr0.4) |
| Tin | ダクト入り口空気温度 |
| Tw | 伝熱面温度 |
| t | 流路隔壁幅 |
| tc | 流路隔壁幅 |
| v | 流速 |
| v0 | 平均流速 |
| W | ダクト幅 |
| Wc | 流路要素幅 |
| Wi | 流路要素幅 |
| β | 流路角度 |
| λ | 熱伝導率 |
| ν | 動粘性係数 |

（各寸法、座標の定義については、Fig.3 参照）

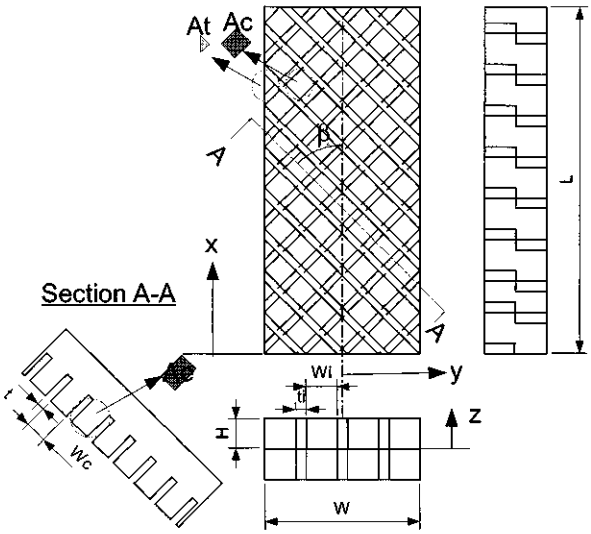


Fig. 3 Definition of dimensions

## 3. 解析および検討対象

### 3.1. 解析対象

公開文献中より寸法の示されているダクト 2 例を選んで解析対象とした。ダクトの寸法を Table 1 に示す。Duct1 は bunker[3]の試験、duct 2 は

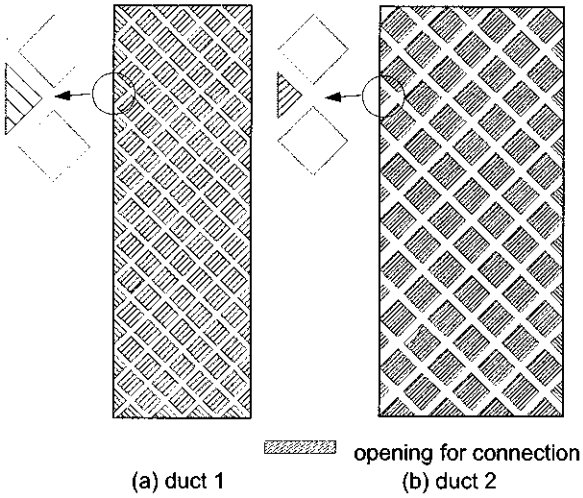


Fig. 4 Cross section of ducts(z=0)

*Table 1 Model dimensions [mm]*

| | duct1 | duct2 |
|---|---|---|
| W | 60.96 | 120 |
| L | 188.29 | 268 |
| H | 10.35 | 24 |
| Wi | 11.43 | 24 |
| ti | 3.81 | 8 |
| β[deg] | 45 | 45 |
| W | 8.08 | 16.97 |
| t | 2.69 | 5.57 |
| Dh | 9.05 | 19.88 |
| Ac/Ae | 78% | 71% |
| At/Ae | 29% | 16% |

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

Oh[4]の試験より寸法と解析条件、試験結果を読み取った。

ダクト中央部の断面を Fig.4 に示す。図中に網掛けで示される開口部により、ダクトの両側の流路要素はつながっている。2つのダクトの注目すべき違いは、端部の折り返し部の開口面積の流路断面積に対する割合である、ダクト1では29%となっているのに対し、ダクト2では16%と約半分の大きさになっている。この開口面積の違いが、冷却通路の流れ構造に与える影響について解析をおこない検討することにした。

### 3.2. 解析の仕様

κ–ε モデルを用いた定常解析により、熱流動を検討した。

解析モデルを Fig.5 に示す。ダクトの前後に流路高さの 3.3 倍の助走部を付加した。流体物性は常温、常圧空気（1ata,20℃）として、文献中の試験結果とレイノルズ数を文献中の試験にあわせるため、入り口流速を設定した。ダクト壁面を 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。

流体は非圧縮流として扱い、乱流モデルは AKN κ–ε モデルを適用した。ソルバは商用汎用コード SCRYU/TETRA（Version8)を用いた。ダクト全体に非構造格子を設定し、固体壁近傍には 10 層のプリズム要素を挿入した。総要素は約 400 万である。

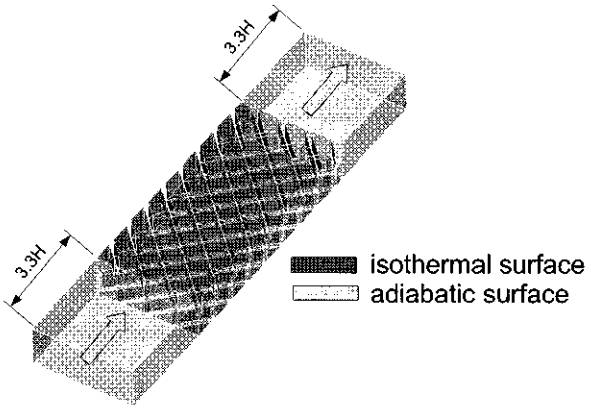



Fig. 5: CFD model (duct1)

## 4. 解析結果

### 4.1. 熱伝達率

局所熱伝達率の解析結果を、duct1 について Fig.6 に、duct2 について Fig. 7 に各々試験結果と並べて示す。比較のため、熱伝達率の大小を表すカラーバーは文献中の図と同じに設定してある。いずれのダクトについても、ダクト部の折り返し部近傍で熱伝達率は最大値を示した後に下流に向かって減衰していく。定性的な分布について解析と試験結果は良好な一致を示している。

次に、定量的な予測精度を評価するための比較をおこなう。

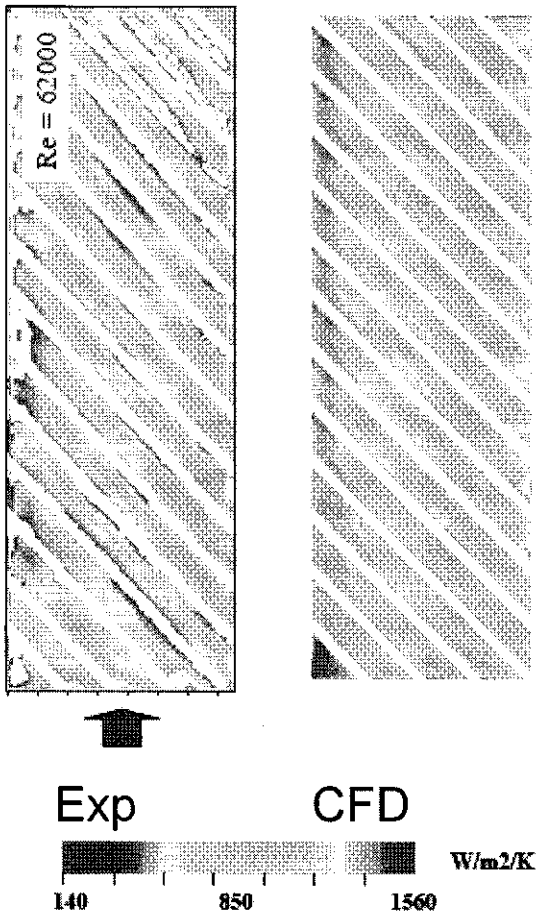



Fig.6 Comparison of local heat transfer duct1 Re=62,000

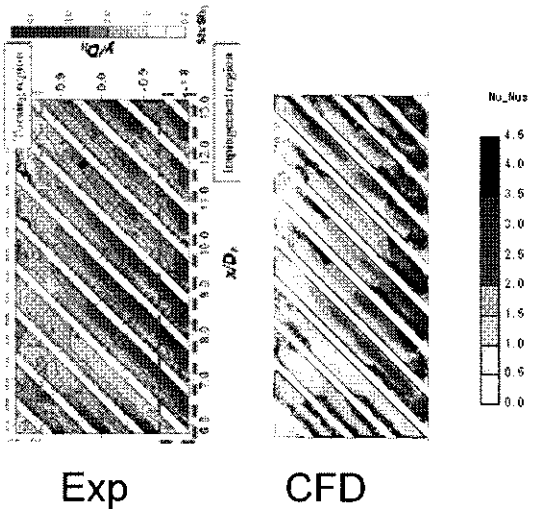



Fig.7 Comparison of local heat transfer duct2 Re=22,553

Fig.8 は、duct1 の x 軸方向の熱伝達率分布の比較である。x 方向の熱伝達率分布について、解析は試験と同様ほぼ一様な分布を予測している。Re=24,000 の場合は、試験値に対して解析は 15%程度過少な値を算出している。一方、Re=64,000 、96,00 においては解析は試験値に対して 15%程度過大な値を算出している。

Fig.8 は、duct2 の第 5 番目の流路要素の局所熱伝達率を比較している。熱伝達率は折り返し部近傍（y/Dh 最

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

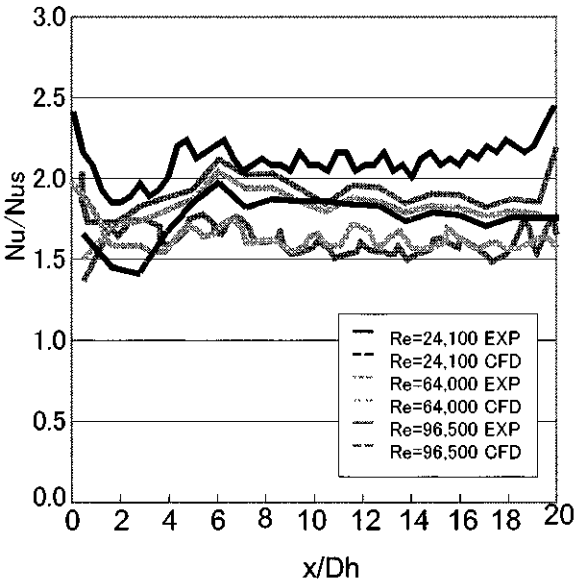



Fig. 8 Comparison of average heat transfer duct1

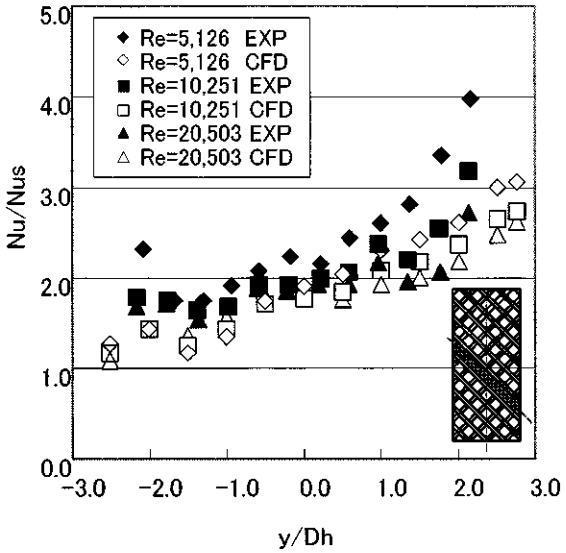



Fig.9 Comparison of local heat transfer duct2

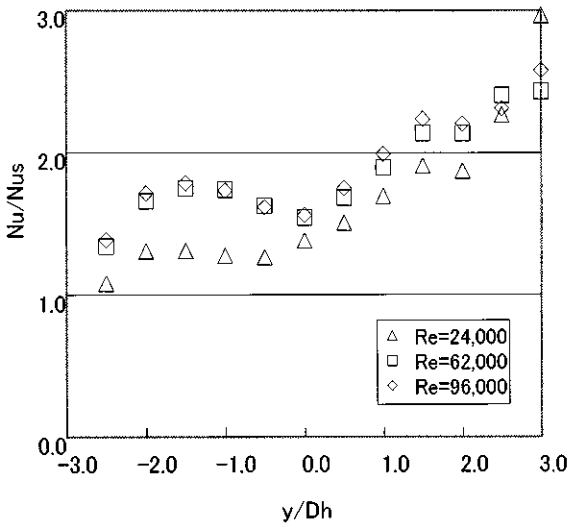



Fig. 10 Local heat transfer duct1

大となる領域）で最大値をとり、その後流路下流に向かって減衰していくのは、試験と解析の両者で一致する傾向であるが、解析結果では熱伝達率の最大値は試験値に対して30%程度過少な値となっている。

duct1 についても、Fig.10 に Fig.9 と同様なプロットを行った。ただし、duct1 については文献に対応するデータがないので、解析結果のみを示す。分布の傾向は duct1 についても duct2 と同様であるが、熱伝達率の最大値は、duct2 に比べ若干小さい。また、ダクト中央部より下流の領域でも duct2 の熱伝達率が相対的に大きい。レイノルズ数の比較的近い duct1,Re=24,000 の場合と duct2、Re=20,503 の場合について、y/Dh＝0 近傍で Nu/Nus を比較すると,duct1 では 1.2 程度である野に対して duct2 では 1.6-1.8 程度と 20%-30%程度大きい値が算出されている。これは、両ダクトの折り返し部の開口面積の差によって形成される衝突領域の違いによるものか、解析を行ったレイノルズ数の違いによるものか、流れ構造を含めて更に検討する必要がある。

### 4.2. 流動

各流路要素の冷却空気がダクトの対向面側に遷移する様子をみるために、Fig.11 にダクト中央断面での z 方向速度の分布を示す。折り返し部の開口面積の大きい duct1 では、折り返し部とその隣の交差開口部以外ではで z 方向速度はほとんど 0 に近い。これに対して,折り返し部の開口面積の小さい duct 2 では、折り返し部から２つ上下流の交差開口部まで平均流速の 0.5 倍以上の z 方向速度の分布が算出されている。１つの流路要素に存在する７つの交差開口部のうち、ほとんど遷移に関与しないのは、中央の１つのみで、ほかの交差開口部では遷移による z 方向速度が算出されている。

第 5 番流路要素（位置は Fig.9 参照）内中央断面での速度ベクトルを Fig.12 に比較する。図の上半は流路要素に平行な断面で、冷却空気の流れは右から左である。図の下半の矩形部分は交差する流路要素の流れに垂直な断面を示す。流路内部には流れ方向に軸を持つ

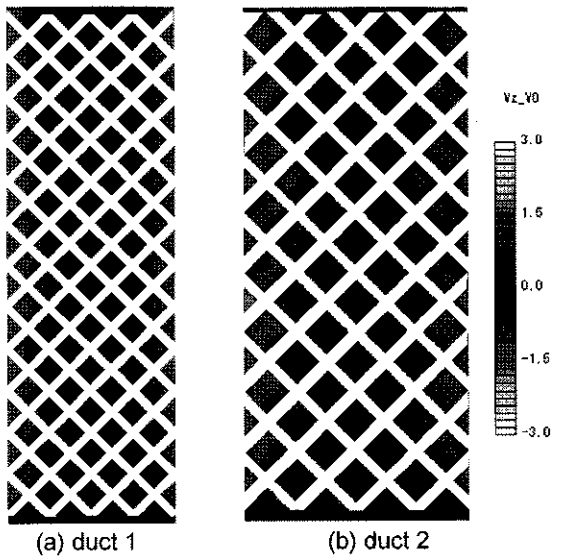



Fig.11 Transient velocity distribution (Z=0)

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

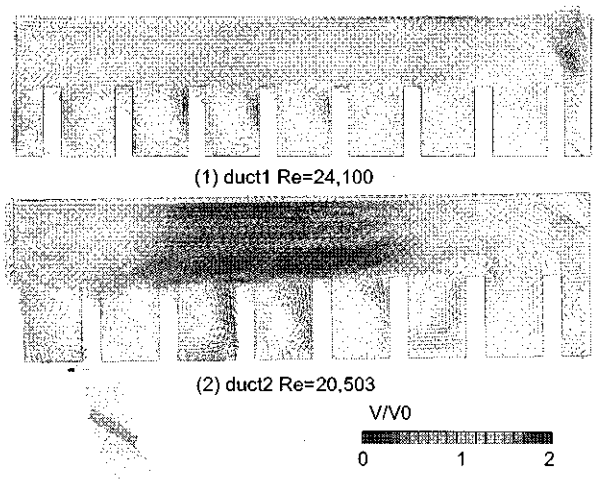



Fig. 12:Velocity vector (5th path)

渦が存在している。上半と下半の流路の交差は、渦を強化する方向に働いている。断面内の渦断面折り返し部の速度は、開口面積の小さい duct1 の方が小さい。折り返し部隣の交差開口部での流体の遷移は、duct2 の方が活発である。

第 5 番目の流路要素中央を起点として上下流方向に速度分布をトレースして得られた流線を Fig.13 に示す。なお、流線は速度の絶対値に応じて着色してある。両ダクトともにダクト対向面側への遷移に伴う旋回流の発生が算出されている。先に Fig.11 で示した z 方向速度分布の示すとおり、duct1 では遷移はほとんど折り返し点で発生しているのに対し。duct2 では流路要素中央を除く交差開口部を中心に発生している。折り返し部の流速は、duct2 の方が duct1 よりも大きいようである。

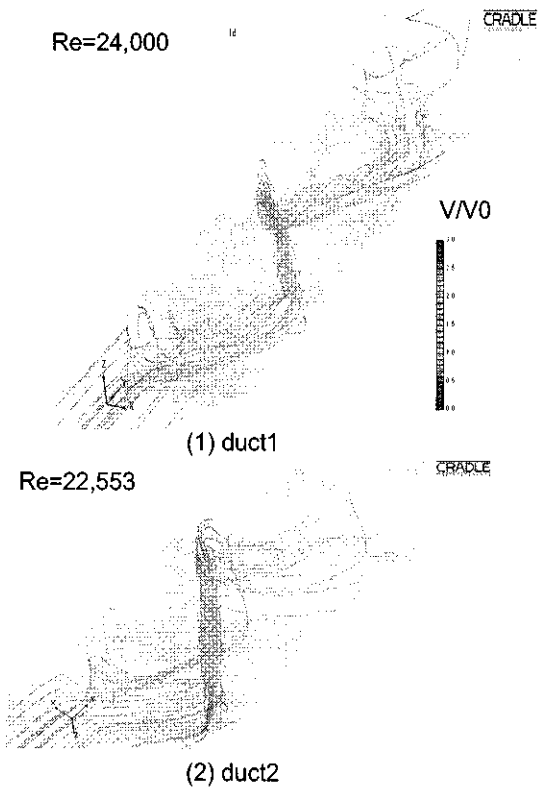



Fig.13 Stream line

duct2 では、流路要素中央の隔壁近傍で平均速度の 2 倍以上と流速が大きい領域が算出されている。これは Fig.9.10 にみられる y/Dh=0 近傍での両ダクトの熱伝達率の差を説明するもののように思われる。

以上に示したように、duct1,duct2 に対する解析結果では、熱伝達率分布、速度分布ともに異なる分布が算出された。これらの違いは両ダクトの折り返し開口部面積の差で説明できるように思われる。ただし、両ダクトは断面形状、要素流路長と水力直径の比、レイノルズ数など折り返し開口部以外にも違いがあり、解析結果から明確な結論を出すことは難しい。今後は、個々の形状パラメータ比較のためのモデルを作成して、数値解析あるいは実験による比較を行う必要がある。

## 5. 結論

数値解析を用いて Lattice 冷却通路内の流れ構造について検討をおこなった。

- RANS による解析により、熱伝達率分布の試験結果を定性的、定量的に試験結果を再現する事ができた。ただし、熱伝達率が最大となる衝突領域については解析は熱伝達を過少に予測する傾向が認められた。
- 各流路要素の端部で、折り返しあるいは流路の交差開口部を通して冷却空気はダクトの反対面の流路に移動する。この際にダクト対抗面の流路壁に対して衝突流が形成され高い熱伝達率を得ることができる。
- 衝突した噴流は流路要素と平行な軸を持つ縦渦を形成する。この渦によって熱伝達が促進される。
- ダクト対抗面の流路要素との交差部での流れの干渉は流路内の縦渦を維持するように作用する。しかし、熱伝達率は流路の下流に向かって減衰していく。
- 流路端の折り返し部の開口面積が小さい場合は、ダクト反対面への冷却空気の移動への折り返し部近傍の交差開口部の寄与が大きくなる。

## 参 考 文 献

1) Khalatov. A. A, Nam. C. D, " Aerothermal Vortex Technologies in Aerospace Engineering" , Journal of the Korean Society of Marine Engineers, vol 28, no. 2, (2004) , pp. 163-184

2) Goreloff, V., Goychengerg, M. & Malkoff, V., 1990, "The Investigation of heat transfer in cooled blades of gas turbines," AIAA Conference, Paper No. 90-2144.

3) Bunker, R. S., 2004a, "Latticework (vortex) cooling effectiveness part 1: stationary channel experiments," ASME Turbo Expo 2004, Paper No. GT 2004-54157.

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

4) Oh. I. T, Kim. K. M, Lee. D. Y, Jun Su ParkJ. S and Cho. H. H, 2009, "Local Heat/Mass TRANSFER AND Friction Loss Measurement in a Rotating Matrix Cooling Channel", ASME TURBO EXPO GT2009-59873
5) Gillespie, D. R. H., Ireland, P. T. & Dailey, G. M., 2000, "Detailed flow and heat transfer coefficient measurements in a model of an internal cooling geometry employing orthogonalintersecting channels," ASME Turbo Expo 2000, Paper No. 2000-GT-653.
6) Saha. K, Guo. S, Sumanta Acharya. A, and Nakamata. C, 2008," Heat TRANSFER AND PRESSURE Measurements in a Lattice-cooled Trailing Edge of a Turbine Airfoil", ASME TURBO EXPO GT2008-51324

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集．2011．7．

【研究報告】 C-7

# CMC 材を用いた冷却タービン翼モデルの冷却性能に関する研究

*船崎健一（岩手大工），國井陽輔（アイシン精機），渡辺泰文（ムネタカ），大北洋治（IHI）

# Studies on Cooling Performance of an Air-Cooled Turbine Vane Model Made of CMC Material

*Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.), Yousuke KUNII(Aisin Seiki), Yasufumi WATANABE (Munetaka) and Yoji OKITA(IHI)

**ABSTRACT**

From environmental and economical viewpoints it is strongly demanded to reduce fuel consumption and CO2 emission of aeroengines. To achieve this goal, reductions of amount of cooling air for hot parts as well as their weight are quite effective. In this sense, Ceramic Matrix Composite (CMC) can be a candidate material for hot-section components of next generation aeroengines because of its durability at the higher temperature and lower density compared with conventional nickel-based super alloys. Apart from the material itself, manufacturing vane and/or blade with cooling structure from CMC is a challenging task.

This study first attempts to create an air-cooled turbine airfoil with film and impingement cooling from SiC/SiC-based CMC, then examines its aerodynamic and cooling performances through the cascade testing.

**Key words**: Turbine, Material, CMC, Cascade, Measurement, Cooling Efficiency

## 1. 緒 言

ガスタービンの高効率化に伴いタービン入口温度（以下，TIT）は上昇の一途をたどり，最新の航空エンジンや発電用ガスタービンでのTITは1600℃にまで達している．このような環境下で作動するタービン翼等には高度な冷却技術が施されており，今日でも新たな冷却方法の開発や高精度な冷却設計に関する研究が数多く行われている[1]．さらなるTITの上昇が求められる状況下で，冷却技術だけでなく，新材料による高温部品製造にも期待が寄せられている．従来からのニッケル基超合金に代わる材料としては，金属間化合物合金，高融点合金，複合材料等が考えられているが，その中で，他の二つに比べ軽量であることから，複合材料が注目されている．複合材料には，金属基複合材料，繊維強化プラスチック，C/C 等があるが，高圧タービン部においては，セラミック基複合材料（以下，CMC）が検討されている．CMC(Ceramic Matrix Composite)とは，セラミック基の持つ耐熱性，及び軽量である特性を向上させ，欠点である脆弱性を改善することを目的に作られた複合材料であり，タービンの高効率化のために求められる，軽量化及び耐熱性に優れる新材料として期待されている．しかしCMC翼については製造方法，部品化技術，適用方法等が確立しておらず，実機に搭載するまでにはさまざまな課題がある[2]．

そこで本研究では，CMC翼に関する知見，経験の蓄積を主たる目的として，CMC で製作したタービン動翼２次元モデル翼（以下，CMC 翼）と光造形で製作したラピットプロトタイプ翼（以下，RP翼）の伝熱試験を行い，CMC翼の冷却性能特性を調査した．ここで，CMC として SiC 繊維強化 SiC 複合材料(SiC/SiC) を用いた．なお，RP翼は，（理想的には）CMC翼と材質（特に熱伝導率）のみが異なっていることから，CMC翼とRP翼の伝熱試験結果からBio数の効果などを推算可能となり，それらを元にCMC 翼を実機条件で使用した際の冷却効率を評価することができる．

## 2. 空力試験

### 2.1 実験装置

図１に空力計測用の実験装置外観図を示す．作動流体である空気はブロア１の流量調整弁より吸い込まれ，曲がりダクトを通過し，その後，整流チャンバーにより整流，絞りノズル及びトランジションダクトを通過して，供試部に流入する．翼列通過後，流体は周囲へ流出する．図２に供試部を示す．供試部はモデル翼を２枚のダミー翼間に設置した形態の直線翼列であり，これらを上下のアクリルの板で挟んでいる．この図にも示されているようにダミー翼は，伝熱計測時の IR カメラによる観測を可能にするため，赤外線透過板ガラスが取り付けられる構造になっている．そのため，ダミー翼正圧面及び負圧面の輪郭はいくつかの線分で形成されている（この形状の影響に関する議論は後述）．供試部の下板には，翼前縁から60% $C_x$（$C_x$：翼軸コード長）上流，翼後縁から60% $C_x$ 下流の位置に計測スリットが設けられており，5 孔ピトー管により圧力計測を行っている．また，上板には翼前縁から150% $C_x$ 上流，翼後縁から150% $C_x$ 下流の位置にそれぞれ６個の静圧孔が設けられており，壁面静圧計測を行っている．さらに，翼前縁から 200% $C_x$ 上流の位置にも計測スリットが設けられており，スリットに熱電対，及びミニチュアピトー管を挿入し，熱電対で主流温度，ピトー管では主流のよどみ点圧，流速を計測している．

### 2.2 タービン翼

空力試験に供した翼（ジュラルミン製：DA翼）を図３に示す．この翼はインピンジ冷却構造を有する典型的な高圧タービン動翼の断面形状を有しており，翼後縁正圧面側からの噴出のためのカットバックも備えている．翼

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

はジュラルミンブロックからワイヤー放電加工機により精密に切り出されている．

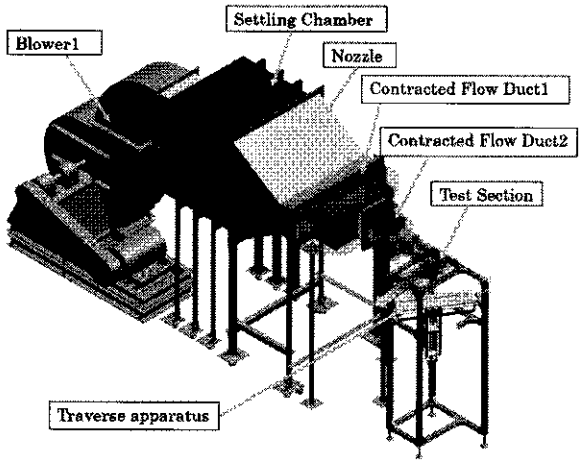



Figure 1 Test apparatus for aerodynamic measurement

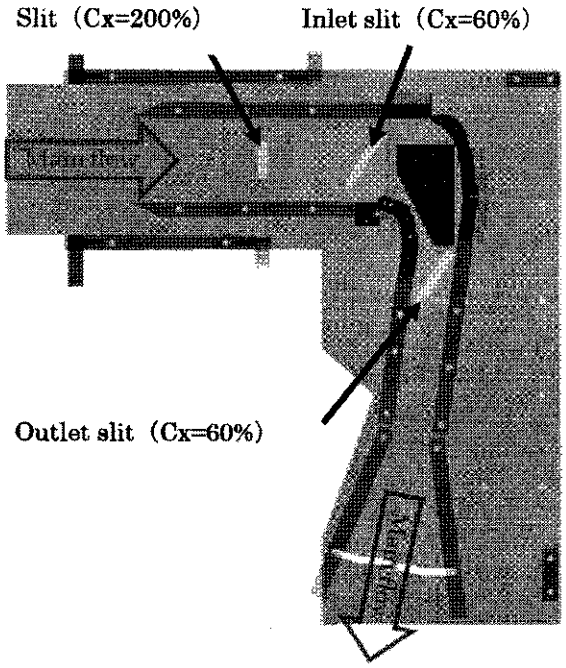



Figure 2 Test section for aerodynamic measurements

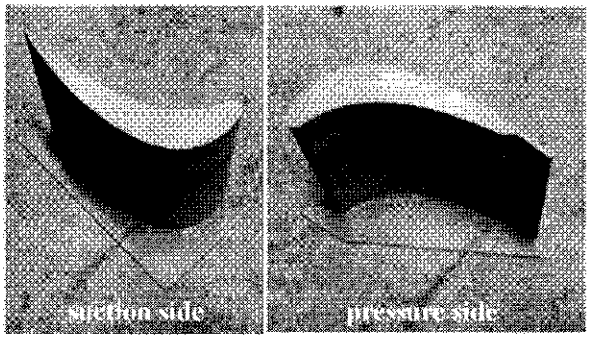



Figure 3 DA airfoil for aerodynamic measurement

## 2.3 ダミー翼形状の影響

前述のように，試験に供したダミー翼の正圧面、負圧面は供試翼とは完全には同じ輪郭にはなっていない．DA翼には静圧孔が準備されていないことから，この形状的な差異の影響を CFD にて調査した．計算には，ANSYS CFXVer.11 を用い，二次元 RANS 定常計算を行った．乱流モデルには SST モデルを用いた．図４に，供試翼を含む供試翼列全体を計算領域に対する計算格子および通常（理想的）翼列に対する計算格子（H 型）を示す．供試翼列の計算には約 350 万点，通常翼列には約 200 万点の格子点数となっている．図５に供試翼面まわりの静圧係数分布を無次元軸方向距離を横軸にとり示す．この結果から，後縁近くでの違いは見られるものの，少なくとも伝熱特性を調査するには大きな問題はないと判断した．

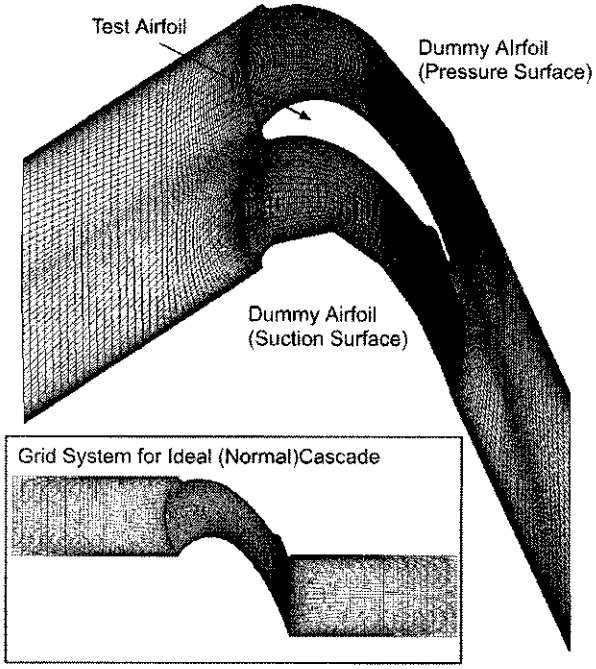



Figure 4 Computational grid systems for the test cascade and ideal (normal) cascade

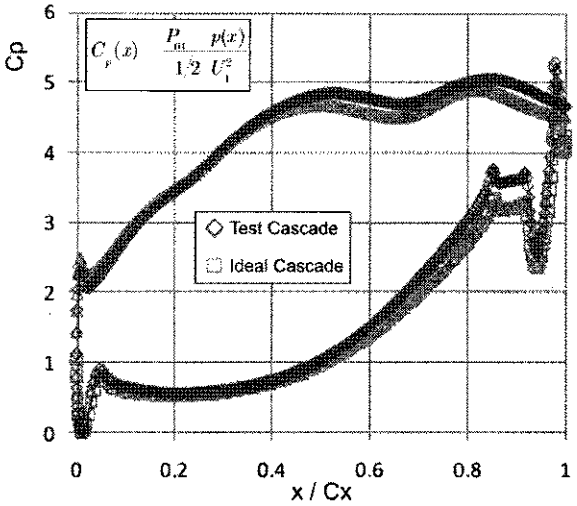



Figure 5 Static pressure coefficient distributions for the test cascade and normal cascade

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

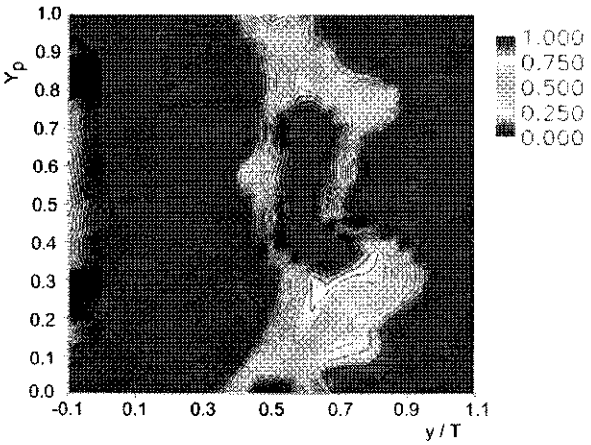



Figure 6 Contours of total pressure loss coefficient downstream of the test airfoil

### 2.4 空力損失分布

図6に供試翼下流で5孔プローブを用いて計測した全圧損失分布$Y_p$を示す．ここで，

$$Y_p(y,z) = \frac{P_{01} - P_{02}(y,z)}{1/2\,\rho U_1^2} \qquad (1)$$

実験条件は，翼コード長，入口速度$U_1$（=15m/s）に基づくレイノルズ数$1.2\times10^5$である．2次流れによる損失や翼wakeの損失などが確認できる．この図からスパン中央でほぼ上下対称での損失分布となっている．

## 3. 冷却性能試験

### 3.1 実験装置

図7には冷却性能試験で用いた装置を示す．また，図8には供試部（供試翼，ダミー翼，観測窓）及び赤外線カメラでの観測状況を示す．冷却空気に相当する2次空気は，専用の送風機から供試部へ供給される．流量は層流流量計で計測し，その後大容量ヒーターで加熱される．

供試部の観測窓は二枚のダミー翼，下端壁上流部及び翼前縁側側壁に設けられている．観測窓には，それぞれの形状に合わせて赤外線透過ガラスが嵌めこまれる．図9には，ダミー翼に赤外線透過ガラスを装着する状況を示す．なお，今回の研究では赤外線透過ガラスをすべての面に同時に装着することができなかったため，同形状のアクリル板を非観測箇所に装着しながら，位置を順次変えながら赤外線カメラでの観測を行った．

### 3.2. CMC翼

**成型方法**

CMC翼は，SiC繊維を編み込み，SPI（Solid Phase Infiltration）処理[3]によりSiCを含浸し，焼き固めて成型している．

**冷却構造**

図10にCMC翼の概観図を示す．この翼の冷却構造は，その成型プロセスや材料特性などを考慮しつつ，効果的な内部，外部冷却を行うことを意図して，比較的単純なインピンジメント冷却とフィルム冷却の複合構造とした．は，前縁部に3列の冷却孔，翼負圧面前縁近く及び翼正圧面中央部付近に，それぞれ1列の冷却孔，翼後縁に1列を有している．翼内部には，上板との接続部を有するインサートが装着されている（図11）．インサートには負圧面側に4列，正圧面側に3列のインピンジメント孔がある．

### 3.3. RP翼

CMC翼と熱物性の異なる翼であるRP翼を用いて，Bio数が冷却特性に与える影響を調査した．RP翼は，光硬化性の樹脂製で，硬化後の熱物性はアクリルとほぼ同等である．形状はCMC翼とほぼ同一である（図12）．

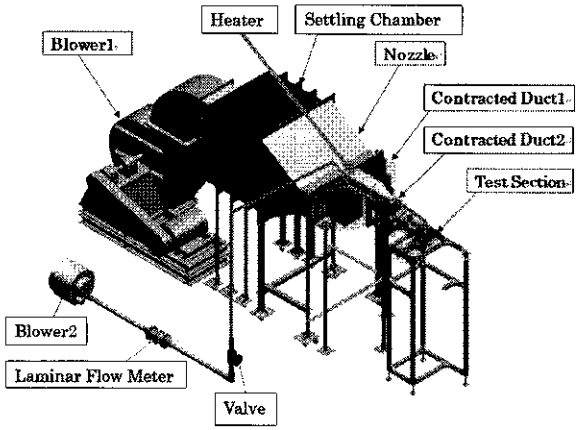



Figure 7 Test apparatus for cooling performance measurement

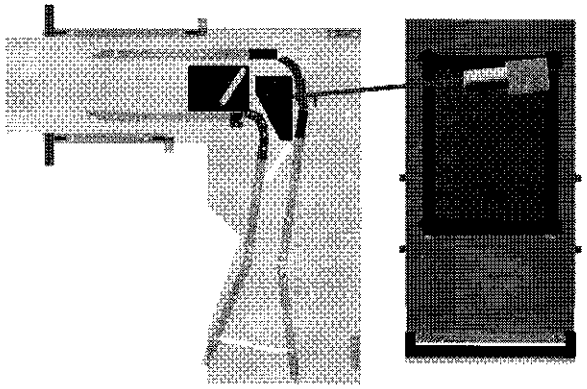


Figure 8 Test section and IR camera

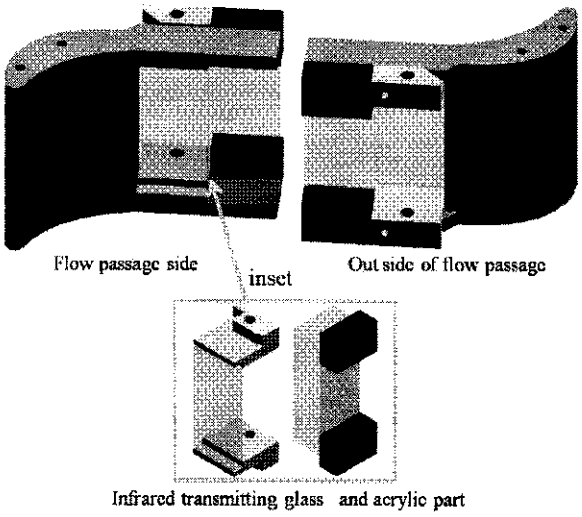



Figure 9 Dummy airfoils with IR transparent plates

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

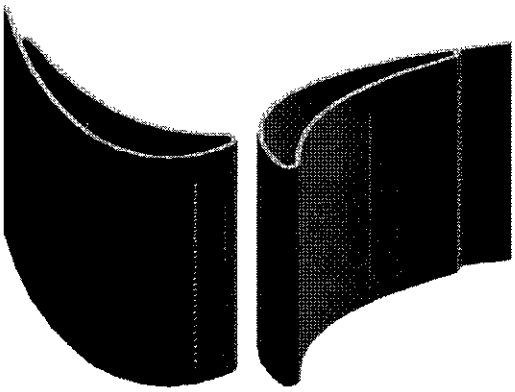



Figure 10　Test airfoil with cooling holes (CMC airfoil)

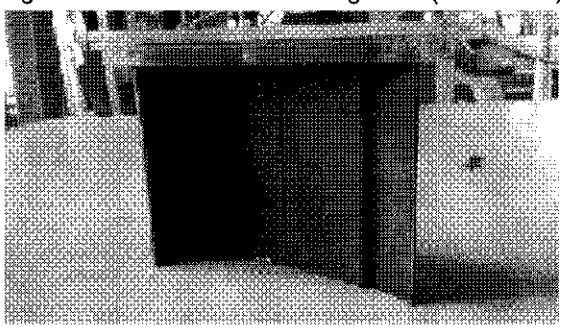


Figure 11　Test airfoil with insert inside (CMC airfoil)

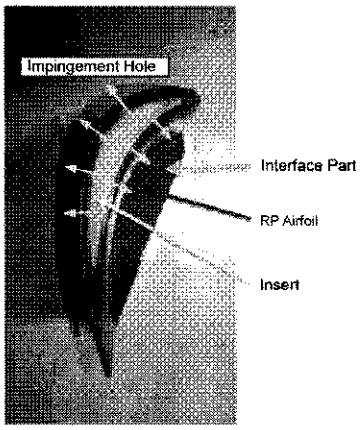



Figure 12　RP airfoil and insert

### 3. 4　試験方法

本試験では，冷却孔を有する供試翼に加熱した虹空気を供給し，その表面温度を赤外線カメラで計測することで，供試翼である CMC 翼の冷却性能を明らかにすることを目的としている．

計測では，黒体塗料を表面に塗布した供試翼を所定の位置に設置し，主流及び二次空気の試験条件を設定したのち，十分に熱的平衡に達したと思われる時間経過後 1 秒間隔で約 120 枚撮影し，後処理で 10 秒ごとの計 10 個のデータを用いた．撮影箇所は，負圧面前縁・中央・後縁，及び正圧面前縁・中央・後縁，前縁部の計 7 か所あり，撮影の際に透過ガラスを付け替え，カメラ支持台を移動させ，計測を行った．また，翼内部に熱電対（K 型）を取り付け，二次空気温度データを取得した．取得した温度データから，冷却効率 $\eta$ を算出した．

$$\eta = \frac{T_w - T_m}{T_2 - T_m} \tag{2}$$

ここで，$T_w$：壁面温度，$T_m$：主流温度，$T_2$：二次空気温度．なお，サーモカメラで取得した温度データと熱電対で取得した温度データの較正試験も行ったが，今回は記載を省略する．

二次空気流量として，翼 1 枚あたりの主流空気流量の 8.1%を供給した．二次空気温度は主流温度より約 30℃高くなるように設定した．

### 3. 5　試験結果

図 13 には翼負圧面前縁近傍の冷却効率分布を，図 14 には翼正圧面後縁近傍の冷却効率分布を示す．図 15 には負圧面全体での冷却効率を，図 16 にはスパン方向に平均した負圧面上の冷却効率の分布を示す．図 17 には正圧面全体での冷却効率を，図 18 にはスパン方向に平均した正圧面上の冷却効率の分布を示す．

CMC 翼，RP 翼のいずれでも翼前縁部は冷却が十分ではないが，これはインサートには翼前縁部冷却のためのインピンジメント孔がないためであり，これを追加することで内部冷却の強化及び前縁フィルム冷却用空気の供給が増え，冷却不足の問題は容易に解消可能である．図 13 の RP 翼の冷却効率分布から，フィルム冷却空気の翼面上での付着性は必ずしも良好とは言えないが，これは局所的噴出し比が大きかったことが原因と考えている．その傾向は，図 15 の冷却効率分布，図 16 のスパン方向平均冷却効率で，冷却孔位置のみでピークを持つ頃からも確認できる．図 13 の CMC 翼の冷却効率分布では，翼前縁下流で急激に冷却効率が向上し，その後かなり下流まで高い冷却効率を維持している．

図 14 の RP 翼での正圧面側翼後縁近傍の冷却効率分布では，CMC 翼と比較してもかなり高い効率値が得られている．

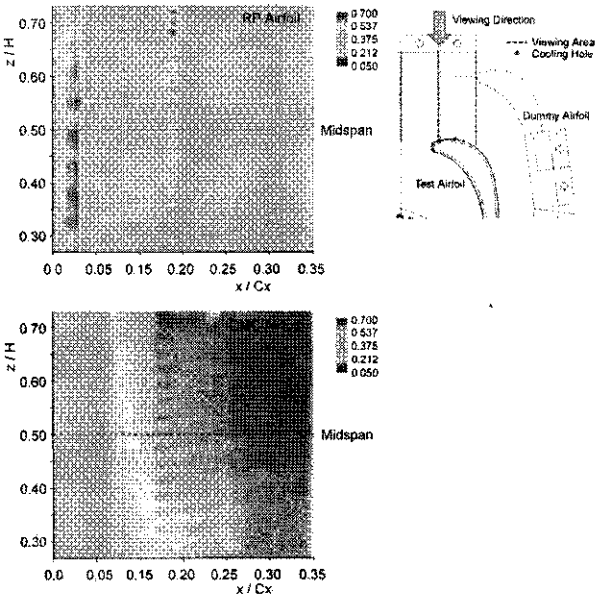



Figure 13　Cooling efficiency distributions near L.E. on the suction surface (top:RP Airfoil / bottom:CMC Airfoil)

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

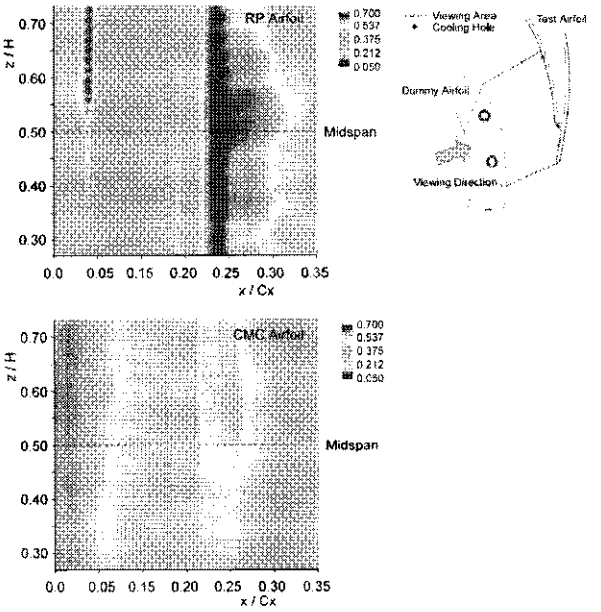



Figure 14 Cooling efficiency distributions near T.E. on the pressure surface (top:RP Airfoil / bottom:CMC Airfoil)

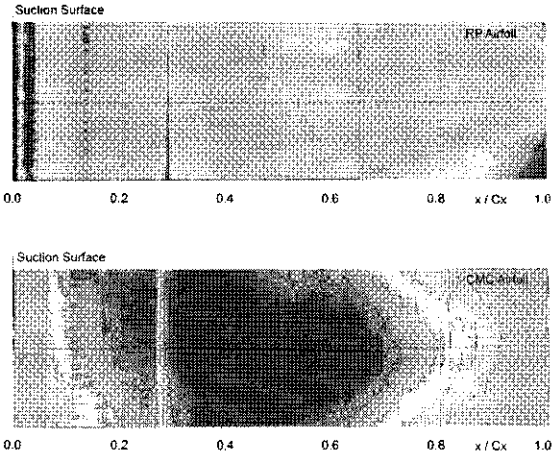



Figure 15 Suction surface cooling efficiency distributions (top:RP Airfoil / bottom:CMC Airfoil)

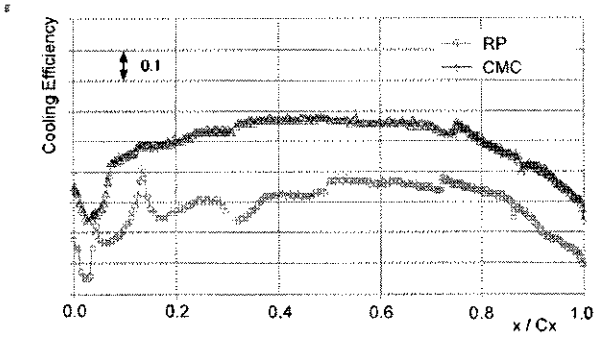



Figure 16 Spanwisely averaged cooling efficiencies on the suction surface

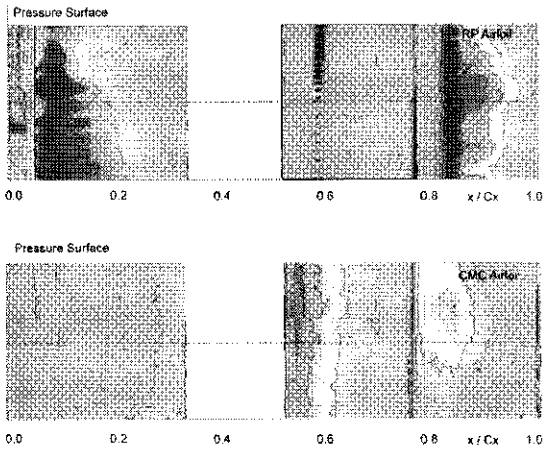



Figure 17 Pressure surface cooling efficiency distributions (top:RP Airfoil / bottom:CMC Airfoil)

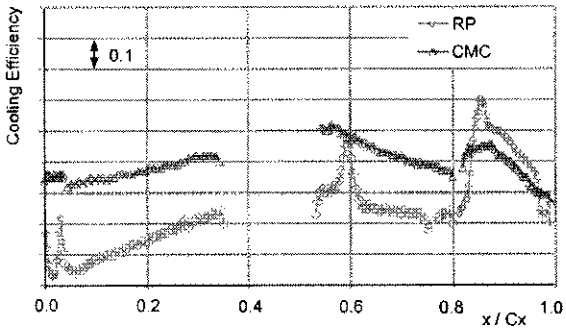



Figure 18 Spanwisely averaged cooling efficiencies on the pressure surface

### 3.6 実機条件での冷却効率の評価

**冷却効率の評価式**

図 19 のように翼を平板（熱伝導率λ）で近似し，主流側，冷却側で熱伝達率（$h_g$，$h_c$）が与えられているものとする．定常 1 次元熱伝導方程式の解から次式を得る．

$$q = -\lambda \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = h_g(T_g - T_{w1}) = \frac{T_g - T_c}{\dfrac{1}{h_g} + \dfrac{L}{\lambda} + \dfrac{1}{h_c}} \qquad (3)$$

なお，フィルム冷却の効果はここでは無視する．この式から，式(2)に相当する冷却効率$\eta$が次式で算定できる．

$$\eta = \frac{T_g - T_{w1}}{T_g - T_c} = \frac{1}{1 + Bi + h_g/h_c} \qquad (4)$$

ここで，$Bi = h_g L/\lambda$（ビオ数）．CMC 翼と RP 翼との違いはビオ数のみであると仮定すると，二種類の翼に対して計測された冷却効率（$\eta_{CMC}$，$\eta_{RP}$）を用いることで，以下のように$h_g/h_c$および$h_g$を推定することができる．

$$1 + Bi_{CMC} + h_g/h_c = 1/\eta_{CMC} \quad 1 + Bi_{RP} + h_g/h_c = 1/\eta_{RP}$$
$$Bi_{RP} - Bi_{CMC} = h_g L(1/\lambda_{RP} - 1/\lambda_{CMC}) = 1/\eta_{RP} - 1/\eta_{CMC}$$

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

$$\therefore h_g = \frac{1/\eta_{RP} - 1/\eta_{CMC}}{L(1/\lambda_{RP} - 1/\lambda_{CMC})} \tag{5}$$

$$h_g/h_c = 1/\eta_{RP} - 1 - h_g L/\lambda_{RP} \tag{5}$$

翼負圧面の冷却効率，物性値（$\lambda_{CMC}=2$，$\lambda_{RP}=0.2$，$L=0.002$）を用いると，

$$h_g = 76.0,\quad h_g/h_c = 0.462$$

なお，上記とは別に，翼負圧面での熱伝達率を乱流平板境界層についての次式から推定する．なお，翼負圧面中央部までの翼面距離 $x_m$ を翼コード長から推定し，流速を入口速度で代用する．

$$Nu_x = \frac{h_{g,x}x}{\lambda_{air}} = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{1/3} \tag{6}$$

$$h_{g,x_m} = 0.0296 \times \frac{\lambda_{air}}{x_m} \times \left(\frac{U_{x_m} x_m}{\nu_{air}}\right)^{0.8} Pr^{1/3} = 78.0$$

この結果から，全く独立的に求めた数値がよく一致しており，式(4)(5)の妥当性を示している．

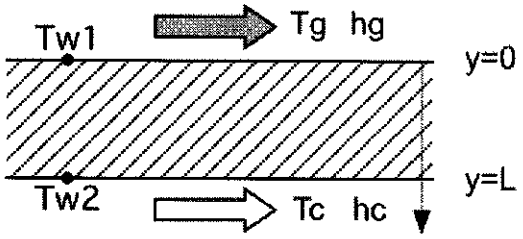



Figure 19 1D model for the estimation of cooling efficiency

## 実機条件での評価

今回の研究で得られた結果から，実機条件下での CMC 翼の冷却効率を評価する．試験条件と実機条件とでは，温度，圧力条件の他にレイノルズ数及び翼サイズが大きく異なっている．式 (6) に準じた形で，主流側，冷却側の実機時のヌセルト数を次のように与える．

$$\begin{aligned} Nu_g &= b_g Re_g^{a_g} \rightarrow h_g = \tilde{b}_g Re_g^{a_g} \\ Nu_c &= b_c Re_c^{a_c} \rightarrow h_c = \tilde{b}_c Re_c^{a_c} \end{aligned} \tag{7}$$

今回の供試翼は試験用に製作したもので具体的適用先はないが，実機レイノルズ数 $Re_{g,r}$ を $6.5\times10^5$，実機コード長 $C_r$ を 0.045 と仮定して，さらに物性値の違いが無視できるものとして，下記のように実機条件での冷却効率 $\eta_{CMC,r}$ を推定する（$Re_{g,r}/Re_{g,e} = Re_{c,r}/Re_{c,e}$）．

$$\eta_{CMC,r} = 1/(1 + h_{g,r}L_r/\lambda_{CMC} + h_{g,r}/h_{c,r})$$
$$h_{g,r}/h_{c,r} = h_{g,r}/h_{g,e} \cdot h_{g,e}/h_{c,e} \cdot h_{c,e}/h_{c,r} = h_{g,e}/h_{c,e}$$

$$\frac{h_{g,r}L_r}{\lambda_{CMC}} = \frac{h_{g,r}}{h_{g,e}} \frac{h_{g,e}L_e}{\lambda_{CMC}} \frac{L_r}{L_e} = \left(\frac{Re_{g,r}}{Re_{g,e}}\right)^{a_g} Bi_e \frac{L_r}{L_e}$$
$$= \left(\frac{6.5}{1.2}\right)^{0.8} \times \frac{76\times0.002}{2} \times \frac{1}{2} = 0.147$$

$$\therefore \eta_{CMC,r}/\eta_{CMC,e} \cong 0.96$$

以上の結果から，実機条件での冷却効率は，今回の低速常温条件の試験で得た冷却効率の約 96%程度と評価される．設定した仮定による誤差，部位による違い等はあるものの，実機条件でも CMC 翼は十分な冷却性能を発揮することが期待される．

## 4. 結言

本研究は，次世代ガスタービンエンジンのタービン構成部品への適用が期待されている新材料 CMC を用いて製作されたタービン翼モデルの熱流体的特性を解明することを目的として行った．伝熱試験の結果から以下の知見が得られた．

1. CMC 翼は RP 翼に比べ，腹側後縁部を除いた全ての領域で冷却効率が高いことが明らかになった．その要因は RP 翼に比べ熱伝導率が高く，翼内部からの冷却の影響を強く受けたためである．
2. CMC 翼の温度データからは冷却孔位置の確認は困難である．この現象にも CMC 翼のビオ数が関係していると考えられるが，新材料を使用した場合に熱伝導を考慮した冷却設計が必要なことを示唆している．
3. CMC 翼と RP 翼でのビオ数の違いにより生まれた冷却効率の差異を利用して，実機条件での冷却効率を推定し，CMC 冷却翼の実現性を確認した．


## 謝辞

本研究は，経済産業省からの研究委託を受けて 2008 年度に実施した成果に基づくものです．本研究を進めるにあたって，関係各位から多くのご協力をいただきました．ここに感謝の意を表します


## 参考文献


[1] 武石賢一郎，フィルム冷却技術の進展，日本ガスタービン学会誌，35-3，2007，pp. 156-164

[2] 田村 崇，中村武志，高橋耕雲，荒木隆人，夏村 匡，CMC 材タービン適用研究，IHI 技報，44-4，2004，pp. 261-265

[3] 村田裕茂，中村武志，田中康智：航空エンジン用 CMC の新製造法の開発，IHI 技報，46-3，2006, pp. 101-108

[4] Nakamura T. et al., Development of a CMC Turbine Vane, Proc. 7th International Conference of HT-CMC, 2010, pp. 559-565


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-8

# 多数のフィルム冷却孔における流れ場に関する実験的及び数値的研究

*アブドラカミル（岩手大学），船崎健一（岩手大学），小野寺永人（岩手大学），
出田武臣（株式会社 IHI）

# Experimental and Numerical Studies on the Flowfield of Multiple Film Cooling Holes

*Kamil ABDULLAH(Iwate Univ.), Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.), Hisato ONODERA(Iwate Univ.) and Takeomi IDETA(IHI Cooperation)

**ABSTRACT**

This paper presents the effect of pitch to pitch distance of multiple cooling holes. Two test models have been investigated with one having a 3D pitch to pitch distance and the other at 6D. Total of 20 cooling holes have been arranged to form a 5 times 4 matrix with the hole angle of 20°. The study involved a single Reynolds number value at 6200 with the characteristic length is base on the hole diameter designated at 10mm. 3D Laser Doppler Velocimeter have been used to measured the velocity data at two different BR = 1.0 and 2.0. Four measurement planes have been considered at the location of $x/D$ = 7, 17, 27 and 37. The aerodynamics results presented in this paper include the distribution of normalize velocity for $u$, $v$, and $w$ components, normalize root mean square velocity component of $u$. Additional investigation have been done through CFD to evaluate the capability of the given CFD scheme to predict the flow structure for the considered hole geometry and arrangement.

**Key words**: Film cooling, Multiple holes, Blowing ratio, Pitch distance

## 1. Introduction

Film cooling is a well accepted and widely used means to keep the surface temperature of a high thermal loads component at acceptable limits. Coolant air is released through cooling holes to protect the surface from having a direct contact with the hot gases. The injected cold air will form a buffer layer of relatively cool air between the surface and the hot gases contained within the turbine flow path.

Extensive studies have been done to improve film cooling performance with most of all focusing on the modification of the cooling hole or it surrounding geometry. Among the noticeable effort are compounded angle hole, fan shaped hole, placement of trench at the hole exit and anti-vortex holes. Although there are endless list of possible alteration on the hole shape and geometry, all the modification is actually dealing with the same things which plays an important role in dictating the film cooling performance namely the flow structure. By understanding the flow structure of a film cooling system, we actually value the main reason for such film cooling performance to be found. Therefore investigation on the flow behavior in the film cooling system is very important.

Given the important of the flow behavior on film cooling, the aerodynamics investigations have been started as early as 1980's. The kidney vortices as the prominent flow structure in film cooling have been identified empirically by previous research [1, 2]. Thole et al [3] in its investigation on the flowfield for expanded exit cooling hole have highlighted the important of understanding how the secondary air jets interacting with the mainstream flow. Phenomena such kidney vortices and flow separation plays a key role in film cooling performance. Wright et al [4] on the other hand have presented the effect of mainstream turbulent level to the film cooling flow structure. The flowfield data have been measured by using PIV on the plane normal to lateral direction to reflect the previous heat transfer study using the identical hole geometry.

The present study intended to investigate the effect of pitch to pitch ratio to the film cooling flow structure at two different blowing ratios of 1.0 and 2.0 of multiple cooling holes. Computational fluid dynamics simulation results will also be presented in the paper for comparison to the experimental results

## 2. Experiments

The experiments presented in this paper have been done in a close circuit wind tunnel. The test duct have a cross section dimension of 260mm width and 620mm height with the length of 1550mm. Fig. 1 shows the test duct together with the position of the laser probe used for the measurement. The orientation of the test duct made the inner surface of the test model to be perpendicular to the ground level. Such orientation is necessary to enable access for the Laser Doppler Velocimeter (LDV) probe to the desired measurement locations. The secondary air was supplied through a separate blower equipped with a laminar flow meter. After passes the laminar flow meter, the secondary air then enter a secondary air chamber before being introduced into the mainstream flow through the cooling hole.

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

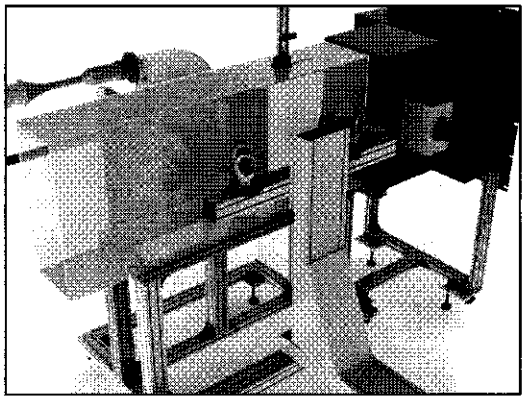


Fig. 1 Experimental setup

A three-component, coincident, fiber optic Laser Doppler Velocimeter (LDV) was used to measure the velocity fields. This commercial LDV system was a 85mm fiber optic probe from Dantec. The probes where set to inclined at 25° from the center line to upperstream and downstream direction as been shown in Fig. 1. As the result of the alignment, the measured velocities will need to go through a transformation process to represent the actual experimental axis. The transformation and other data analyses were done through BSA Flow Software supplied together with the processor; Dantec's BS F60 Processor and 3-D Traversing System by Dantec. Both the primary and the secondary air were seeded with fog produced by the fog generator. A fog tank has been used to enable continuous supply of the fog during the experiments.

The velocities data were measured at four different plane locations, $x/D$ = 7, 17, 27 and 37. The sizes of the plane have been made flexible as the author try to reduce the required measurement time period involved. The plane size has been decided base on the preliminary measurement results with intention avoiding insignificant area to be involved in the actual measurement. The measurement grid size applied on the plane is set to be at 2mm times 2mm which have been prove to be small enough to capture the flow details during the preliminary measurement.

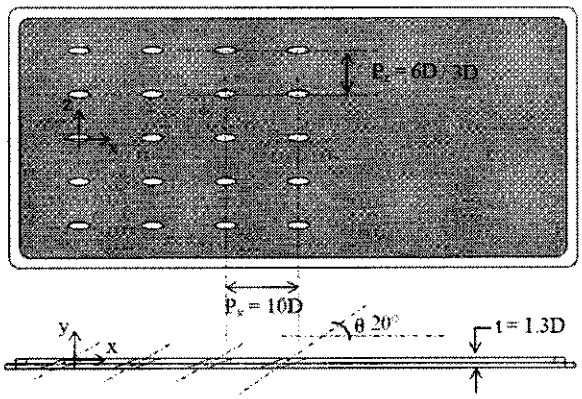



Fig. 2 Details of the test model

Two test model namely Test Model A and Test Model G have been considered in the present study. For the purpose of simplification, both of the test models will be known as TMA and TMG later on in the writing of this paper. The different between these two test models is at the pitch to pitch distance with TMA set to have 6D pitch to pitch distance while TMG to have 3D. The test models considered have total of 20 cooling holes in an arrangement of 5 times 4 matrix as shown in Fig. 2. The cooling hole applied is a normal cylindrical hole with inclination angle, θ = 20°. The hole diameter is set at 10mm with the thickness of the test plate designed to provide the hole length to diameter ratio, $l/D$ = 6. The inner surface of the test models has been applied with black paints to reduce the surrounding noise during the measurement caused by laser reflection during the measurement.

Experiments have been done at targeted Reynolds number base on the hole diameter, $Re_D$ = 6200. Two blowing ratio have been considered in the present study which are BR = 1.0 and 2.0. Details of the experimental condition are given in Table. 1.

Table. 1 Details on the experimental condition

| | Targeted | | Actual | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Test Model | $Re_D$ | BR | $Re_D$ | BR | $T_\infty$, (°C) | $T_c$, (°C) |
| A | 6200 | 1.0 | 6222 | 1.00 | 10.5 | 20.1 |
| | | 2.0 | 6201 | 2.00 | 7.0 | 17.0 |
| G | | 1.0 | 6217 | 1.01 | 10.5 | 24.7 |
| | | 2.0 | 6211 | 1.99 | 7.0 | 24.0 |

## 3. CFD

Computational fluid dynamics analyses of the present study have been done through the commercial package of ANSYS CFX ver. 12. The CFD analysis involved is steady state analysis with the turbulent model in used is Shear Stress Transport (SST) model. Fig. 3 shows the computational domain that has been used for the CFD analyses. The domain has been simplified from the actual experimental geometry with only considering the centre line holes arrangement. The lateral dimension of the test model is set to have the same value of pitch to pitch distance with 6D and 3D for TMA and TMG respectively. Unstructured meshes have been applied in the computational domain through the usage of ANSYS ICEM CFD ver. 12 with the total mesh elements approximately at 12 million and 8 million for TMA and TMG respectively.

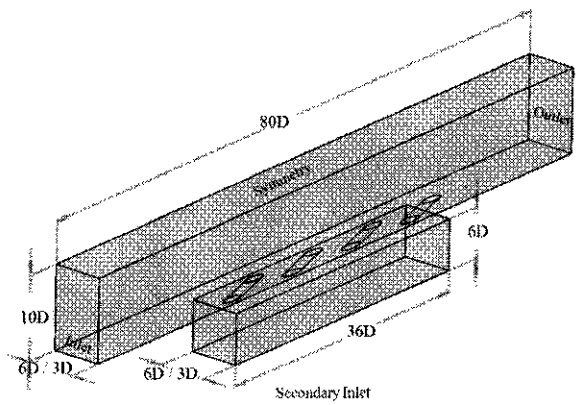



Fig. 3 Computational domain for CFD

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

The boundary condition value such as mainstream velocity, mainstream temperature, secondary air mass flowrate and secondary air temperature is taken directly from the experimental condition of a given case. Both the inlets for the mainstream and the secondary air are set to have turbulent level at 5% which represent medium level of turbulent. To enable the prediction of possible interaction between the considered hole line and the nearby hole which is excluded from the computational domain, a transitional periodicity boundary type have been applied on both the left and right side of the computational domain.

## 4. LDV

Considering LDV is relatively rare in used, a brief explanation on the working concept of LDV system will be made to provide a little insight of the system. Three dimensional LDV system consists of 6 laser beams, set to met at one point to creates a so called laser volume. This laser volume will later on traverse to the desired measurement location. As the seeding particle gone through the laser volume, the disturbed laser volume will transmitting a feedback signal which is later on interpreted as velocity component, $u$, $v$, and $w$ in $x$-direction, $y$-direction and $z$-direction respectively. The velocity components were estimated based on the statistical data of the seeding particle that get intact with the laser volume. The numbers of counts involved during the measurement set to be minimum at 750 counts with almost all the considered measurement points recording the counts value above 1000. Eq. 2, shows the formulation in determining the velocity components with $N$ is the total numbers of counts involved and $i$ is the respective velocity at a given counts.

$$\overline{U}_{x,y,z} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} U_i \qquad (2)$$

The root mean square (RMS) value of each velocity component can also be determined from the available counts data which is described in Eq. 3.

$$U_{x,y,z} - RMS = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}\left(U_i - \overline{U}_{x,y,z}\right)^2} \qquad (3)$$

## 5. Results and Discussion

Fig. 4-9 show the normalize $u$-velocity at all considered planes measured by the LDV. At both BR in both test models, a high velocity region can be spotted to accommodate nearly at the same position, which is at the center line of the third line cooling holes. The high velocity region for BR = 1.0 represents a high shear region cause by the blockage effects afforded by the secondary air penetration into to the mainstream. The same physical phenomenon have occurred at BR = 2.0, but in addition to the blockage effects, the high velocity region have also been contributed by the higher velocity of the secondary air exited the cooling hole as comparison to the mainstream velocity. The growth of the high velocity region and changes of surrounding velocity in close proximity region further downstream of the first row indicates the increase of the lift-off effect towards the downstream direction. From heat transfer point of view, such phenomenon is not favorable as a strong lift-off effect will cause the secondary air to be separated from the surface leaving the surface unprotected. Compared between the two blowing ratio, the lift-off effect can clearly be seen for the case of higher BR as shown in Fig. 5 and 7 which is parallel to a generally well known conclusion that higher blowing ratio will cause the film cooling effectiveness to decrease faster at further downstream of the cooling hole.

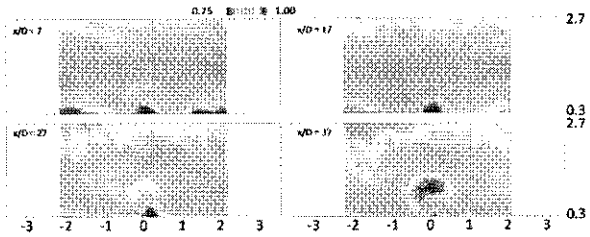


Fig. 4 Normalize $u$-velocity for TMA at BR=1.0

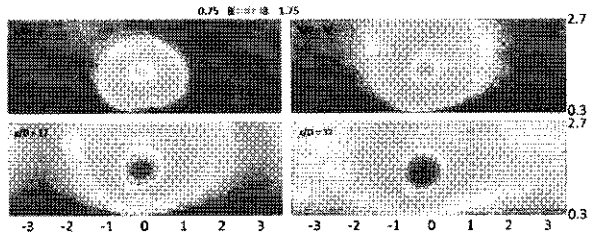


Fig. 5 Normalize $u$-velocity for TMA at BR=2.0

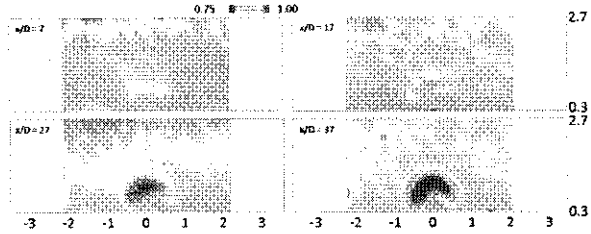


Fig. 6 Normalize $u$-velocity for TMG at BR=1.0

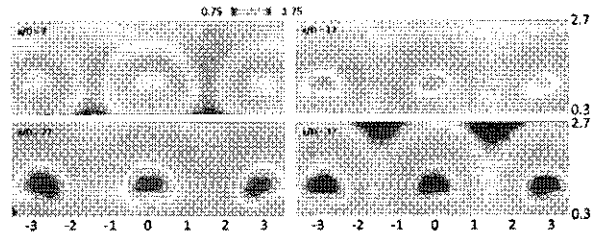


Fig. 7 Normalize $u$-velocity for TMG at BR=2.0

In comparison between TMA and TMG, one should notice that the high sheer layer indicated by high velocity region in TMA is spotted little bit far away from the wall compared to TMG particularly at BR = 2.0. This is an indication to less penetration of the secondary air into the mainstream occurred in TMG compared to TMA. One of the physical interpretations of this could be laid on the existent of neighboring hole which is closer in TMG with pitch to pitch distance at

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

3D compared to 6D in TMA. The neighboring holes will generate similar flow structure consisting of kidney vortices which growth further downstream after the hole exit. At some distance the size of these vortices will be wide enough enable interaction with other vortices created by the neighboring hole. The interaction dampening the vortices thus decreases the lift-off effects of the secondary air. The above explanation can be supported by the result of normalize *v*-velocity component and normalize *w*-velocity component presented in Fig. 8-11 and Fig. 12-15 respectively.

To support the explanation given in the previous paragraph one should compare the magnitude of the negative velocity in Fig. 8 and 9 to the one in Fig. 10 and 11 correspondingly. It is clearly shown in the figures that the negative velocity region in TMG having a greater magnitude compared to the TMA indicating the interaction between the two neighboring vortices. At the outer boundary, both of the neighboring vortices have the same flow direction thus serving to a high velocity in the discussed region towards the wall.

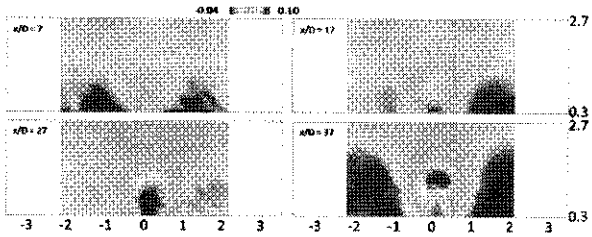


Fig. 8 Normalize *v*-velocity for TMA at BR=1.0

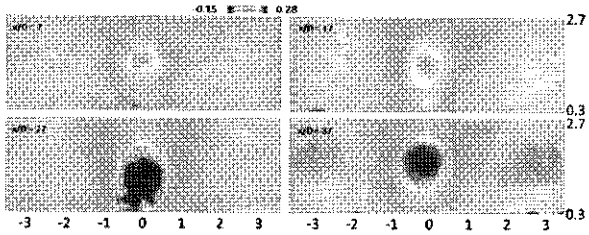


Fig. 9 Normalize *v*-velocity for TMA at BR=2.0

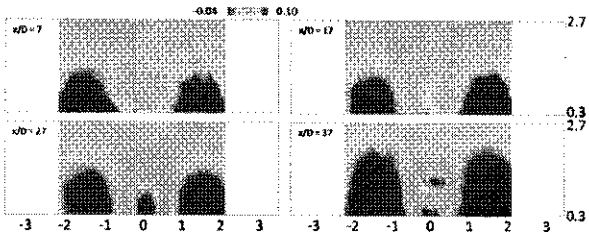


Fig. 10 Normalize *v*-velocity for TMG at BR=1.0

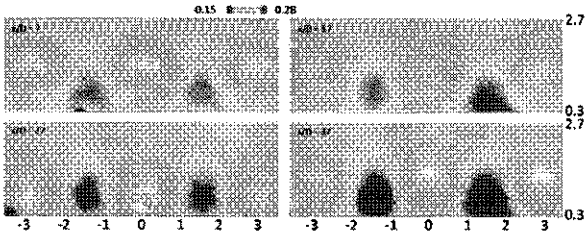


Fig. 11 Normalize *v*-velocity for TMG at BR=2.0

While the *v*-velocity results could be used to interpret the interaction between two neighboring vortices, the *w*-velocity result can be used to support the vortices dampening phenomenon discussed in the earlier paragraph. The fact that the magnitude of *w*-velocity found in TMG is lower compared to the one in TMA is enough to suggest that the pitch to pitch distance of 3D applied in TMG have contributed to dampening the growth of the kidney vortices occurred in the flow field of the given film cooling configuration. The difference in the magnitude can clearly be seen at both blowing ratio. The dampening of the vortices will lead to a better film cooling effectiveness particularly at further downstream of the cooling hole. In a common case, the mixing between the mainstream flow and the secondary air which is strongly influence by the strength of the kidney vortices cause the temperature of the secondary air to increase which lead the film cooling effectiveness to vanish at further downstream of the cooling hole.

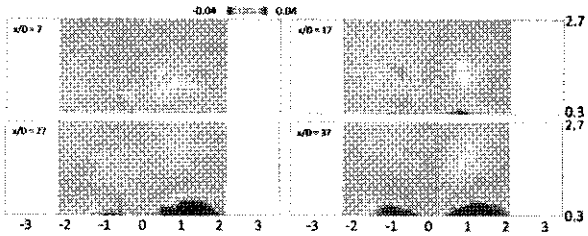


Fig. 12 Normalize *w*-velocity for TMA at BR=1.0

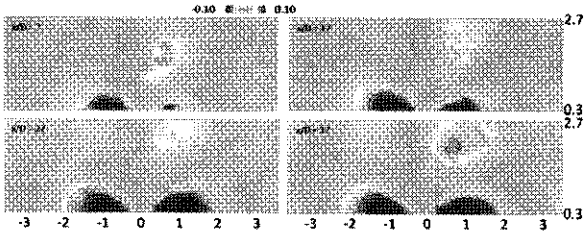


Fig. 13 Normalize *w*-velocity for TMA at BR=2.0

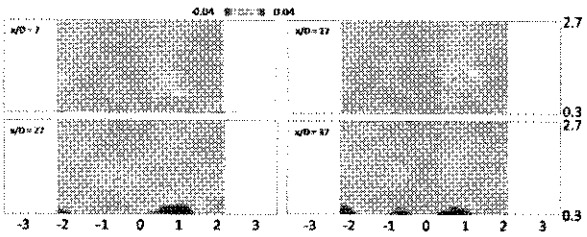


Fig. 14 Normalize *w*-velocity for TMG at BR=1.0

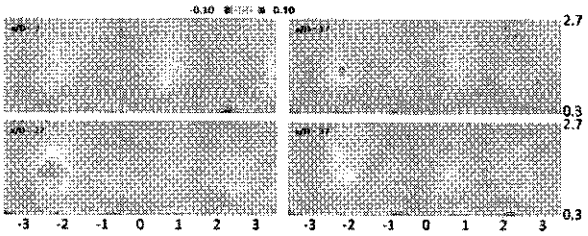


Fig. 15 Normalize *w*-velocity for TMG at BR=2.0

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

Fig. 16-19 show the normalize $u$-RMS for TMA and TMG at BR = 1.0 and 2.0. The value of $u$-RMS which is given by Eq. (3) normalize to the mainstream flow is also known as turbulent level, $Tu$ given in percentage. High $Tu$ region can be interpreted as a region of strong interaction between the mainstream flow and the secondary air taken place. The peak $Tu$ level for TMA recorded to be at 28% while only at 11% for TMG with both values found at BR = 2.0. Similar to the findings of Thole et al [3] the high $Tu$ region found to be a just beneath of the high $u$-velocity region shown in Fig. 4-7. The merging of the medium level of $Tu$ region which can be found in Fig. 19 is another clear evident of the occurrence of interaction between the vortices generated by the neighboring hole.

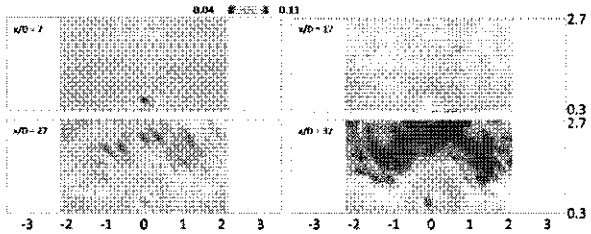


Fig. 16 Normalize $u$-RMS for TMA at BR=1.0

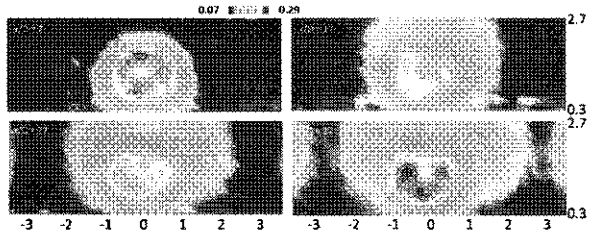


Fig. 17 Normalize $u$-RMS for TMA at BR=2.0

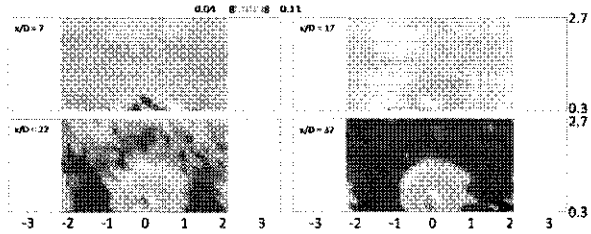


Fig. 18 Normalize $u$-RMS for TMG at BR=1.0

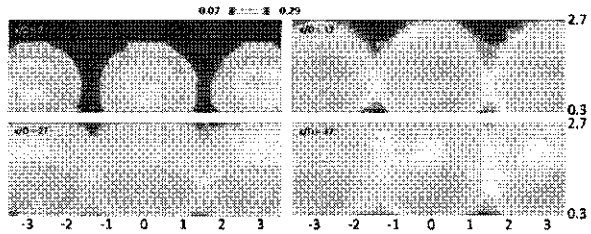


Fig. 19 Normalize $u$-RMS for TMG at BR=2.0

Fig. 20 and 21 show the CFD results for TMA and TMG at BR = 2.0. Although CFD studies have been done for all experimental conditions, only the mentioned above results will be presented to accommodate the page limitation of this paper. Fig. 20 and 23 show the normalize $u$-velocity for TMA and TMG respectively. The contour patterns of these two figures are very similar to each other with the TMG result showing higher normalize velocity maximum value. The same phenomenon can also be found in the experimental results presented in Fig. 5 and 7. Noticeable different between the experimental and CFD results can be seen on the positioning of the high velocity region. The CFD prediction show the above mentioned region existed further away from the wall compared to experiment. Such different suggest that the CFD is actually over predicting the penetration of the secondary air thus on heat transfer point of view it will under predict the film cooling effectiveness value of the given case.

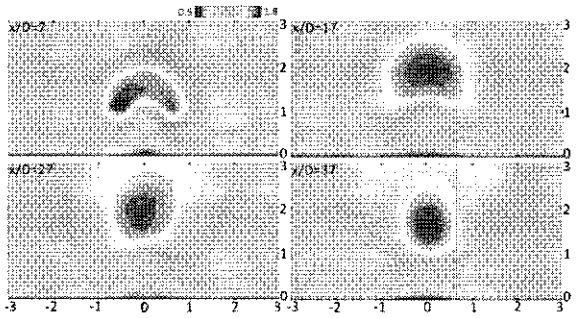


Fig. 20 Normalize $u$-velocity for TMA at BR=2.0

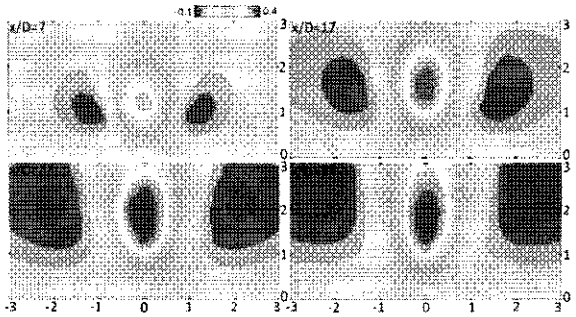


Fig. 21 Normalize $v$-velocity for TMA at BR=2.0

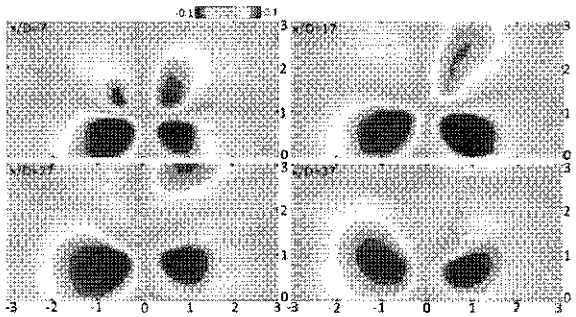


Fig. 22 Normalize $w$-velocity for TMA at BR=2.0

Fig. 21 and 24 represent the normalize $v$-velocity for TMA and TMG at BR = 2.0 produce by the CFD. Similar contour pattern can be seen as compared to the experimental results in Fig 9 and 10. Such similarity can justify the application of the transitional periodicity boundary type to predict the interaction between the flow structures generated by the neighboring cooling

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

holes. Fig. 22 and 25 show the normalize *w*-velocity contour produce by CFD for TMA and TMG. Although similar in pattern, the velocity magnitude presented by the CFD seems to be a little bit higher than the one from the experiment. The different suggest that the vortices predicted by the CFD could be stronger than the one in the experiments. Stronger vortices lead to stronger mixed between the secondary air and the mainstream flow thus declining the film cooling effectiveness.

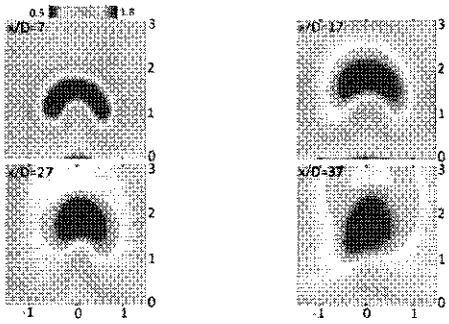


Fig. 23 Normalize *u*-velocity for TMG at BR=2.0

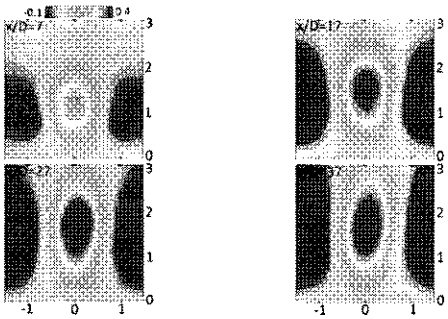


Fig. 24 Normalize *v*-velocity for TMG at BR=2.0

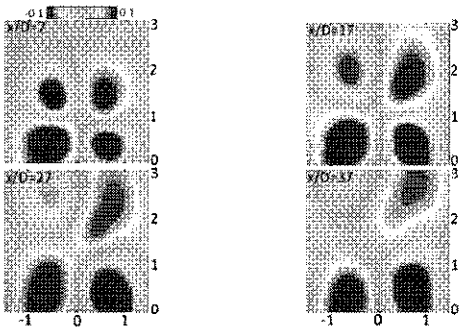


Fig. 25 Normalize *w*-velocity for TMG at BR=2.0

## 6. Conclusion

Empirical studies have been done to see the effects of pitch to pitch distance on the flow structure of film cooling arrangement at two different blowing ratios. Base on the experimental condition, a CFD studies have been done to evaluate the CFD capability in predicting the flow structure of the considered holes configuration.

The existent of the lift-off effect which contributed to the separation of the secondary air from the surface can be confirmed by the presented experimental results. As expected the lift-off effect is stronger at high blowing ratio compared to the lower one. The formation and growth of the high shear layer is shown to be lower in TMG and could be contributed by the smaller pitch to pitch distance of the test model.

The interaction between the kidney vortices generated by the neighboring holes can be confirmed in the results of TMG at higher blowing ratio. The changes of the *v*-velocity magnitude between the results found in TMA and TMG indicates the interaction between the outer boundaries of neighboring vortices. The results of *w*-velocity on the other hand suggesting that the interaction between the neighboring vortices could possibly dampened the growth of the vortices itself. Significant reduction on the magnitude of *w*-velocity in TMG as compared to TMA confirms the suggested phenomenon.

Comparisons between the empirical and CFD results have also been done in the paper. The presented CFD results confirmed its capability in predicting the principal flow structure occurred in the considered holes configuration. One of the concern found on the presented CFD results is the over prediction on the strength and growth rate of the vortices which could misleading the predicted heat transfer results by CFD.

## References


[1] Andreopoulus, J., and Rodi, W., 1984, "Experimental Investigation of Jets in a Crossflow," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 138, pp. 93–127.

[2] Subramaniam, C.S., Ligrani, P.M., Green, J.G., Doner, W.D., and Kaisuwan, P., 1992, "Development and Structure of a Film-Cooling Jet in a Turbulent Boundary Layer with Heat Transfer," *Proceeding of the 3rd International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, pp.53–68

[3] Thole, K., Gritsch, M., Schulz, A., and Wittig, S., 1996, "Flowfield Measurements for Film-Cooling Holes with Expanded Exits," *Proceeding of International* Gas *Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 96-GT-174.

[4] Wrigth, L.M., McClain, S.T., and Clemenson, M.D., 2010, "Effect of Freestream Turbulent Intensity on Film Cooling Jet Structure and Surface Effectiveness Using PIV and PSP," *Proceeding of ASME Turbo Expo*, GT2010-2354.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-9

# 超臨界$CO_2$クローズドサイクルガスタービンの開発
## —第三報　再生熱交換器の開発—

*宇多村　元昭（東工大），梶田　梨奈（熱技術開発），山本　敬（熱技術開発）、
蓮池　宏（エネ総研）

# Development of Supercritical $CO_2$ Closed Cycle Gas Turbines
## —3rd report: Development of Regenerative Heat Exchanger—

*Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech), Rina KAJITA (Ted) , Takashi YAMAMOTO(Ted)
and Hiroshi HASUIKE(IAE)

**ABSTRACT**

Since an optimal design point of regenerative cycle exists on the side of lower pressure ratio, heat transfer surface used in regenerative heat exchangers are requested to have those of low pressure difference type. In particular, for supercritical $CO_2$ gas turbine its cycle efficiency becomes enhanced with regeneration efficiency over 0.95. Hence, the requirement of low pressure drop heat exchangers is of critical importance in the system. To this end microchannel heat exchanger with bran new heat transfer surface is fabricated and tested using supercritical $CO_2$ demonstration loop. Experiments show that thermo-fluid correlations developed based on numerical experiments generally agree well with experiments. Regenerative heat exchangers tested demonstrated regenerative efficiency over 0.98 under design temperature and pressure operating conditions.

**Key words**: regenerative heat exchanger, supercritical carbon dioxide, microchannnel, closed cycle

## 1．はじめに

再生サイクルの最適動作点は低圧力比側にあるので、再生熱交換器の伝熱面は低圧損型であることが望ましい。特に、超臨界$CO_2$を作動媒体とするサイクルにおいては、再生効率が 0.95 以上の領域でサイクル効率の飛躍的向上が見込める[1]ので、従来のプレートフィンより一層コンパクトかつ低圧損の伝熱面が望まれる。今回筆者らは市販のＣＦＤコードを用いた数値実験により新たな伝熱面を提案した。また得られた伝熱流動相関式を用いてベンチスケール実証試験に用いる再生熱交換器を製作し、実流体条件で特性を調べた。本報告では、伝熱面の開発経緯と試験結果について述べる。

## 2．新伝熱面の開発

### 2.1　伝熱面の形状定義

従来のＳ字フィン[2]より性能が高く製造コストの低減を図ることを目的に、Ｘフィン（Fig.1）を提案しその伝熱特性をＣＦＤにより調べた。このフィンは文献[3]によれば交差流が流体素子的なフリップフロップ現象を誘起する場合がある。この非定常性が伝熱を１５％程促進する可能性がある。流路構成パラメータと伝熱諸量との関係を解析的

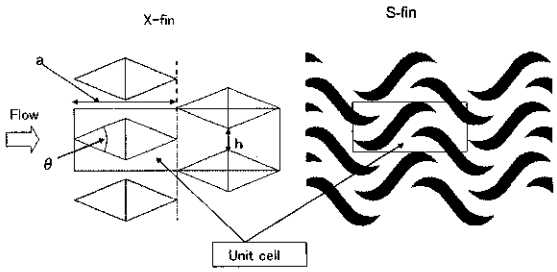



Fig.1　X_fin　(left) vs. existing S_fin　(right)

に表現し、水力径とフィンの深さがＳ字フィンと等しくなるように楔角θを定めた。水力径は、3 次元流路形状に対応する必要から流体体積(V)と濡れぶち面積(A)との比として次式で再定義した。

$$D_h = 4V / A \qquad (1)$$

Table1 は伝熱パラメータの計算結果を示す。

Table 1 Specifications of fins

| Item | unit | Xfin | Sfin |
|---|---|---|---|
| $D_h$ | mm | 1.062 | 1.067 |
| α | — | 2.63 | 2.33 |
| β | $mm^{-1}$ | 1.75 | 1.56 |

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

αは単位投影面積当り、βは単位体積あたりの伝熱面積（いわゆるコンパクトネス）を示す。いずれも、X フィンの値が大きいので伝熱係数が同等以上ならよりコンパクトであると言える。

### ２．２　数値実験

ＣＦＤでＸフィンの伝熱特性を調べた。モデル、計算格子と境界条件を Fig.2 に示す。

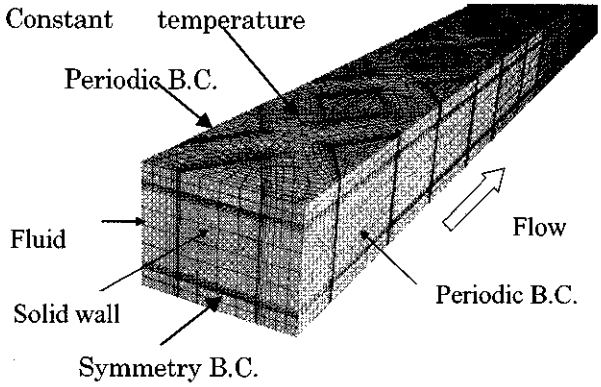



Fig.2 Computational mesh

計算の結果、Ｘフィンは伝熱性能に優れるが圧損が大きく、その原因が後流渦の形成にあることがわかった。そこで、コアンダ効果を期待して角を丸めたところ、Fig.3 に示すように渦は消えた。

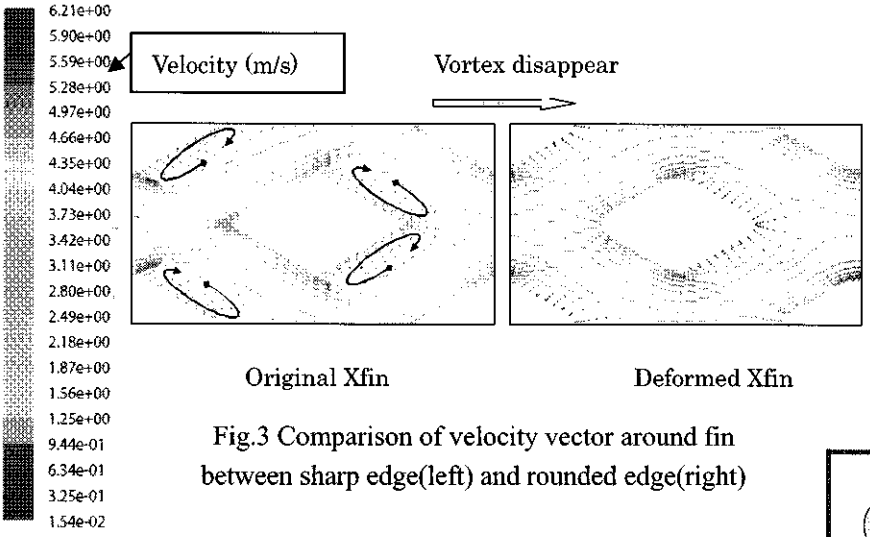



Fig.3 Comparison of velocity vector around fin between sharp edge(left) and rounded edge(right)

Fig.4 はプレートに SUS304 を用いた場合の伝熱係数と圧力損失係数の超臨界域での計算値を示す。オリジナル Xfin に対し、変形 Xfin は伝熱係数を損ねずに圧損係数を低下できている。このフィンを実証試験 [4]に適用した。フィンパターンは肉厚 1.5mm の SUS304 の板にフォトエッチング法で刻まれ、それを積層して拡散接合により一体化する。高温流体と低温流体は交互に積層されたプレート群（シングルバンキング構成）に逆向きに流入し、対向流を形成して熱交換する。

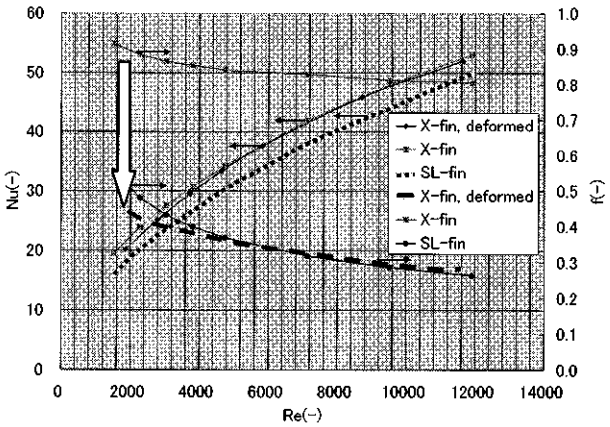



Fig.4 Calculated Nusselt number Nu and pressure drop coefficient f

## ３．実験

### ３.１　実証用再生熱交換器の設計・製作

Fig. 5 は実証試験ループの概略図を示す。作動流体は圧縮、加熱、膨張、冷却のプロセスを経て一巡し発電する。再生熱交換器の役割は、タービン排気⑦の保有熱を圧縮機出口の流体に輸送することにある。設計条件を再生サイクルでサイクル効率を保持するのに必要な再生効率 0.95（高温側温度効率換算値は 0.98）[1] とした。サイクル計算で求めた②と⑧の位置での（温度、圧力）はそれぞれ⑧（249.3℃, 8.32MPa,）②(52.8℃, 11.97MPa) で，このとき交換熱量は 311kW となる。圧力損失は高温側と低温側の合計が 60kPa として設計した。

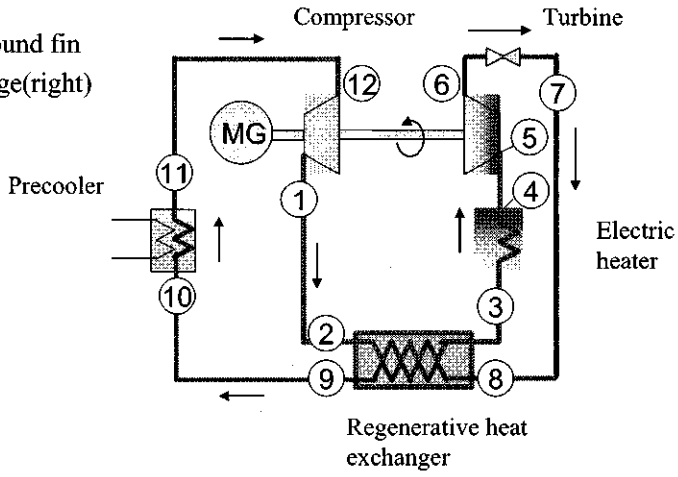



Fig.5 Schematic of demonstration test loop

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

プレート伝熱面の写真を Fig.6 に示す。
四隅の円形開口部がプレナムで、流体の出入り口は対角に位置している。中央部（344mm）の伝熱面積を設計値とした。これを 76 枚積層して１基とした。試作品の外形寸法は　L(550)W(190)H(132) が 2 基、伝熱面積は $0.32m^2$ である。再生熱交換器の計測項目は、熱交換器の出入り口温度・圧力と高温・低温流体の差圧を、それぞれのプレナムの、外部配管との出入り口の中央で測定した。スウェージロック継ぎ手の上部に設けたエルボ位置から測温抵抗体を挿入し、鋼材の熱伝導の影響を排除した。また、流量はコリオリ質量流量計で測定した。

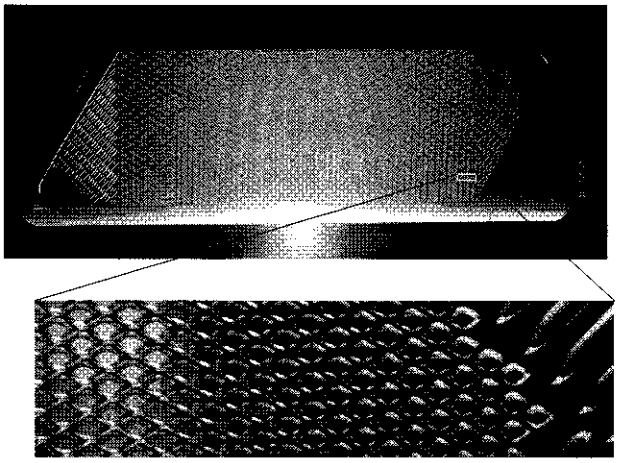


Fig.6 Deformed Xfin heat transfer surface plate

### ３．２　結果と検討

Fig.7 は実験範囲を示す。点線の右上の領域が超臨界状態である。温度と圧力は、超臨界、亜臨界の領域を広範囲にカバーしている。装置が自立する前のﾃﾞｰﾀで超臨界データの大部分は擬似臨界線のガス側で測定されている。

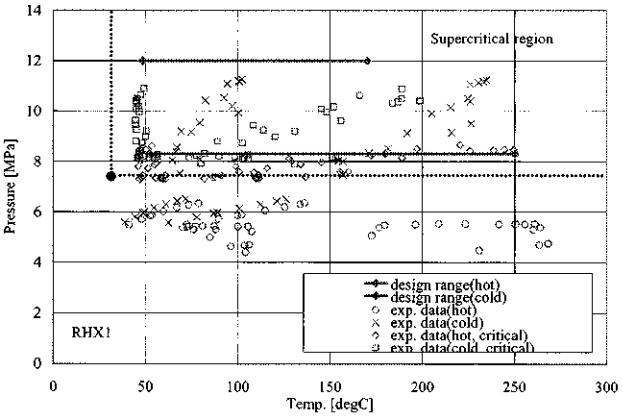



Fig.7 Experimental range

熱交換器は５ｃｍの保温材（ロックウール）で包んだ。高温と低温の熱量の差異（誤差）は 0.5%程度であった。保温の前後のデータを分析し、保温が無くとも放熱ロスは 2%以内であった。これは、熱交換器が多数のプレートの積層で構成されているので、体積当たりの表面積が小さく最外層からの放熱ロスが相対的に少ないことによる。平均総括伝熱係数（平均熱貫流率）$\overline{U}$ の実験値は次式により求めた。

$$\overline{U} = Q/(A\Delta\overline{T}) \qquad (2)$$

$$1/\Delta\overline{T} \equiv \int_0^{Q_0} dQ/\Delta T(Q)$$

ここで、$\Delta\overline{T}$ ：一般化平均温度差[5]（℃）

一方、$\overline{U}$ と $\Delta P$ の計算値は以下から求めた。交換熱量の実測値をセグメントに分割し、個々の伝熱要素(i)ごとに、相関式を用いて高温側、低温側の Nu と U を計算する。この相加平均を平均総括伝熱係数とする。圧力損失の計算も負荷空間に置換して上記の U を用いて積分する。

$$A^C U_i^C = 1/\left(\frac{1}{\alpha^H A^H} + \frac{1}{\alpha^C A^C} + \frac{t^w}{\lambda^w}\cdot\frac{2}{\left(A^H + A^C\right)}\right)$$

$$Nu = \alpha D_h/\lambda = 0.572 Re^{0.503} Pr^{0.695}$$

$$\Delta P = \int_0^L \varphi dx = \int_0^{Q_0} \varphi L dQ/(A_i U_i \Delta T)$$

$$\varphi \equiv fG^2/(2\rho D_h)$$

$$f = 3.05 Re^{-0.254}$$

$$Re = GD_h/\mu$$

平均総括伝熱係数、圧力損失、圧力損失係数の実験値（横軸）と計算値（縦軸）の比較を Fig. 8, 9, 10 に示す。伝熱面積には式(1)に用いた濡れぶち面積を採用した。FLUENT と物性値ライブラリー PROPATH[6]を組み合わせた数値実験から得られた相関式の精度は、亜臨界では伝熱係数、圧力損失係数相関式のいずれも１５％以内の精度で実験と一致する。一方、超臨界では伝熱係数の予測値は実験を１５～２０％過大評価し、圧力損失を１５％過小評価する。超臨界データのバラツキが大きいのは、試運転の性質上運転条件を頻繁に変更したことで、①熱容量の大きい再生熱交換器が十分な熱平衡に達していなかったデータ点が含まれる、

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

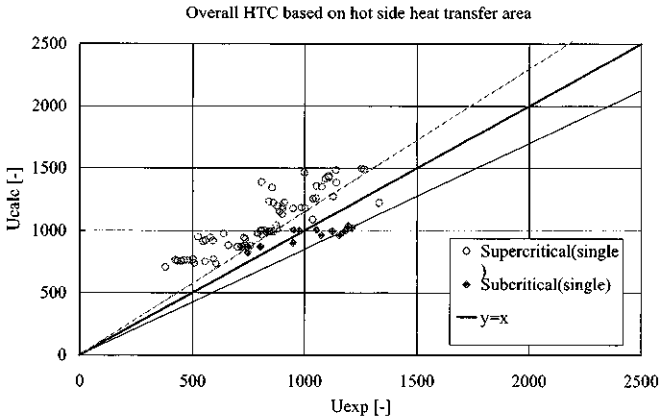



Fig.8 Overall heat transfer coefficient

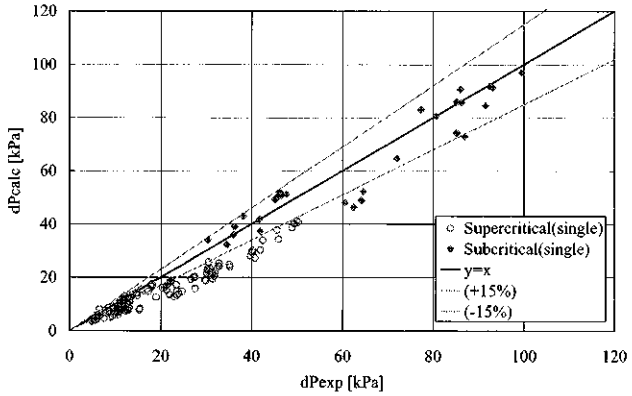



Fig.9 Pressure drop

②高温流体の熱交下流端に存在する擬臨界点近傍では、わずかな温度や圧力変動で Pr の値が大きく揺らいだことによると考えられる。実際 Pr 数は、比熱と同様に擬臨界点で極大を持ち温度、圧力の変動に対する感度が大きい。

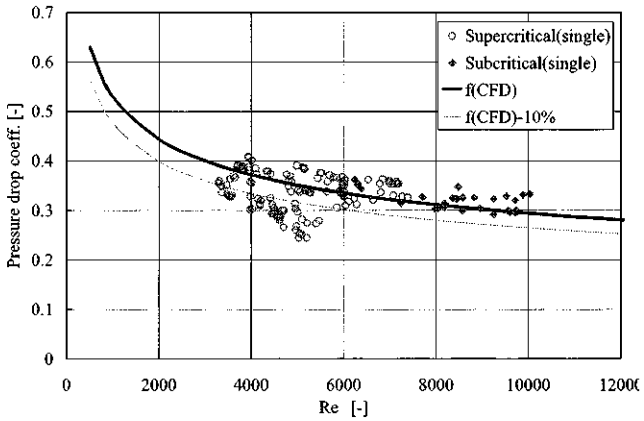



Fig.10 Pressure drop coefficient

圧力、温度、流量ともに設計条件に近い条件で運転した発電時のデータを Table2 に示す。30～60 分の定常運転を行いループが熱平衡に到達したのちにデーを取得した。このため高・低温側の交換熱量の差異は 0.4%程度であり、精度の高いデータが得られた。熱貫流率の実測値は設計式の予測とほぼ一致しており 1900 という高い値が得られた。結果、再生効率は、高・低温側の合計圧損が 60～70kPa と低く保持されながら、設計目標の 95%を上回る値(98.4%)が得られた。高温側温度効率は目標 98%を上回り 99%が得られた。これらにより、設計に用いた熱流動相関式の妥当性を検証できたと考える。

Table 2 Test results during steady state power generation

| 項目 | | 単位 | case1 | case2 | case3 | case4 | case5 | case6 | case7 | case8 | 平均 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 高温側 | 入口温度 | K | 480.9 | 480.9 | 481.8 | 483.55 | 482.3 | 486.4 | 483.1 | 483.2 | 482.7688 |
| | 出口温度 | K | 317.7 | 317.8 | 318.5 | 317.4 | 317.9 | 317.1 | 317.6 | 317.5 | 317.6875 |
| | 流量 | kg/s | 1.1 | 1.08 | 1.08 | 1.08 | 1.09 | 1.05 | 1.09 | 1.05 | 1.0775 |
| | 入口圧力 | MPa | 7.76 | 7.75 | 7.76 | 7.76 | 7.75 | 7.77 | 7.74 | 7.74 | 7.75375 |
| | 出口圧力 | MPa | 7.71 | 7.71 | 7.72 | 7.71 | 7.7 | 7.73 | 7.69 | 7.7 | 7.70875 |
| | 圧損 | kPa | 53.3 | 46.1 | 43.3 | 50.2 | 48.7 | 44.2 | 55.4 | 44.6 | 48.225 |
| | 交換熱量 | kW | 241.1 | 237 | 238.3 | 242.3 | 240.5 | 241 | 241 | 235.2 | 239.55 |
| 低温側 | 入口温度 | K | 317 | 316.7 | 316.8 | 316.5 | 316.9 | 315.8 | 317.1 | 316.4 | 316.65 |
| | 出口温度 | K | 425.9 | 426.3 | 426.3 | 427.8 | 427.9 | 430.9 | 429.3 | 429.1 | 427.9375 |
| | 流量 | kg/s | 0.987 | 0.96 | 0.962 | 0.971 | 0.971 | 0.938 | 0.977 | 0.939 | 0.963125 |
| | 入口圧力 | MPa | 10.6 | 10.4 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.4 | 10.5 | 10.3 | 10.4625 |
| | 出口圧力 | MPa | 10.5 | 10.4 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.3 | 10.5 | 10.3 | 10.4375 |
| | 圧損 | kPa | 20.2 | 17.6 | 16.4 | 19 | 18.5 | 17 | 21 | 17.1 | 18.35 |
| | 交換熱量 | kW | 242.7 | 237 | 237.1 | 243.5 | 241.1 | 240.9 | 243.4 | 235.4 | 240.1375 |
| | 熱量誤差 | % | 0.65925 | 0 | 0.506116 | 0.492813 | 0.248859 | 0.041511 | 0.986031 | 0.084962 | 0.377443 |
| 温度効率 | 高温側 | % | 99.27 | 99.27 | 99.21 | 99.25 | 99.24 | 99.27 | 99.22 | 99.28 | 99.25 |
| | 低温側 | % | 66.43 | 66.75 | 66.33 | 66.6 | 67.11 | 67.46 | 67.58 | 67.54 | 66.97 |
| 熱貫流率 | 実験 | W/m2K | 2152 | 1780 | 1569 | 2035 | 1865 | 1782 | 2298 | 1769 | 1906.25 |
| | 計算 | W/m2K | 1928 | 1846 | 1793 | 1906 | 1860 | 1848 | 1937 | 1832 | 1868.75 |
| 再生効率 | 実験 | % | 98.44 | 98.42 | 98.3 | 98.36 | 98.38 | 98.33 | 98.35 | 98.43 | 98.38 |

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

## ４．結論

超臨界$CO_2$発電向けの再生熱交換器を開発し、実証試験設備で伝熱流動特性を調べた。

（１）　変形Ｘフィンを用いたマイクロチャンネル熱交換器を設計し製作した。

（２）　実流体試験で伝熱係数、圧力損失の実測値を求め、相関式による計算値と比較した。

（３）　相関式による総括伝熱係数は実験と１５％以内で一致した。超臨界の発電モードでは、総括伝熱係数は実験のほうが予測値よりやや高く、圧損はほぼ計画通りであった。

（４）　再生効率は９８％以上であった。


## 謝　辞

本研究の成果の一部は、（独）新エネルギー・産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）の委託業務の成果である。


## 記号と略号

A:　伝熱面積（$m^2$）、濡れぶち面積（$m^2$）

$D_h$:　水力等価直径(m)

f:　圧力損失係数(-)

G:　質量流束($kg/m^2s$)

L:　熱交長さ(m)

Nu:　ヌッセルト数(-)

P:　圧力(Pa)

Pr:　プラントル数(-)

Q:　交換熱量(W)

Re:　レイノルズ数(-)

T: 温度(degC)

⊿T: 高温流体と低温流体の温度差（degC）

t:　プレート底壁厚さ(m)

U:　総括伝熱係数($W/m^2K$)

V:　伝熱面の空隙部体積($m^3$)

ギリシャ文字

$\alpha$：熱伝達率($W/m^2K$)、空隙部の投影面積割合(-)

$\beta$:体積当たりの伝熱面積($m^{-1}$)

$\lambda$：壁の熱伝導率(W/mK)

$\mu$：粘性率(Pas)

$\rho$：　密度($kg/m^3$)

添え字

下付き

i：セグメント番号

上付き

C:　低温側流体

H:　高温側流体

## 参 考 文 献


1) Utamura, M., Thermodynamic analysis of part-flow cycle supercritical $CO_2$ gas turbines, *Trans. ASME , J. Eng'ng Gas Turbine and Power*, **132**/111701/ 2010.

2) 都築宣嘉、加藤恭義、武藤康、石塚隆雄、宇多村元昭、有冨正憲：S 字型フィンを有するマイクロチャンネル熱交換器に関する Nusselt 数相関式、日本原子力学会和文論文誌、Vol.9, No. 1(2010) pp.13-20.

3) 梅田眞三郎、長谷川盛三、Wen-Jei YANG:菱形角柱群流路におけるフリップ・フロップ流れの発現、日本機械学会論文集（B 編）、71 巻 712 号(2005-12).

4) 蓮池宏、小川紀一郎、宇多村元昭、山本敬、福島敏彦：超臨界$CO_2$クローズドサイクルガスタービンの開発（第 4 報　ベンチスケール装置による試験結果)、第 39 回ガスタービン定期講演会、C-9 (2011. 7).

5) 宇多村元昭、ニキチン コンスタンチン、加藤恭義：熱交換器の性能解析における対数平均温度差法の一般化、Thermal Science & Engineering, Vol. 15 No. 3 pp. 163-173 (2007).

6) PROPATH group, *PROPATH*: a program package for thermo-physical properties of fluids, ver. 10.2, *PROPATH group Publishing Co.*, Tokyo Japan, 1990.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-10

# ガスタービン吸気冷却用噴霧ノズルの開発
## —第１報—

*福武　英紀（東芝），伊東　正雄（東芝）

# The Development of Inlet Fogger Injection Nozzle for Gas Turbine
## —1st Report—

*Hidenori Fukutake(Toshiba), Masao Itoh(Toshiba)

**ABSTRACT**

Requirement for inlet fogger injection nozzle is to minimize the droplet diameter in order to prevent risk of FOD to gas turbine compressor rotating blades, which makes countermeasure for gas turbine power generation decrease in summer season. In case of injection nozzle using one fluid, it is necessary to apply very high pressurized nozzle to get diameter minimized but short time life due to erosion inside of nozzle. This report mentions the development of inlet fogger injection nozzle using one fluid to meet design requirement of long time life with required design droplet diameter. Also this report introduces the effect of nozzle arrangement in inlet duct of gas turbine with validation test results of air flow test stand with scaled model duct.

**Key words**: Inlet Fogger, Spray Nozzle, Gas Turbine, Erosion

## １．はじめに

ガスタービン発電設備の夏季出力低下対策の１つである吸気加湿冷却において鍵となる噴霧ノズルへの要求は、空気圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷リスク低減および冷却効率の向上を目的とした微粒化にある。一流体噴霧ノズルの場合、微粒化するために使用圧力が超高圧となるため、噴霧ノズル内部が侵食されて短寿命となっていたが、今回の研究により、要求粒径を満足した上で長寿命化を図った一流体噴霧ノズルを開発したので以下に報告する。また、噴霧ノズル配置の影響についても風洞内噴霧試験により検証を行ったので併せて報告する。

## ２．ガスタービン吸気加湿冷却

### 2.1　吸気加湿冷却の原理

図 1 は典型的な夏季の大気温度・湿度条件にて吸気加湿冷却を実施した場合の状態量の変化を湿り空気線図で表したものである。条件Ａに示す大気温度 33℃、相対湿度 60%の場合、吸気加湿冷却を行うことにより縦軸の絶対湿度が上昇するため、左上がりの線上に沿って条件Ｂに示す相対湿度 100%の点まで状態量が変化する。横軸の空気温度の差が実際の温度低下となり、本条件で露点まで到達した場合は、26℃まで冷却されて約 7℃の空気圧縮機吸込空気温度低下を得ることができる。

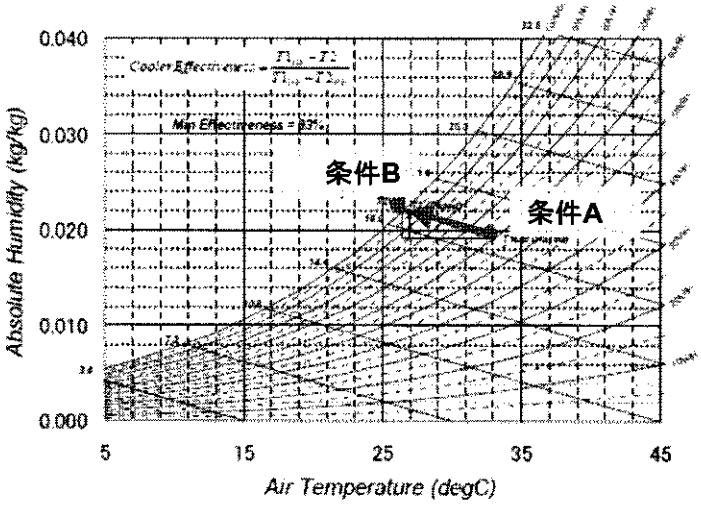



図１　湿り空気線図

### 2.2　噴霧方式と冷却効率

噴霧したミストがドレンとなって系外へ放出された水分については、冷却に寄与しない。実際の噴霧量が完全気化した場合の理論温度低下に対する実際の温度低下は冷却効率として定義されており、以下の式となる。

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

$\eta c = (T1_{DB} - T2) / (T1_{DB} - T2_{WB})$

$\eta c$ ：冷却効率

$T1_{DB}$ ：大気温度

$T2_{WB}$：空気圧縮機入口露点温度

$T2$ ：空気圧縮機入口温度

吸気加湿冷却は、図２に示す内吹き方式と図３に示す外吹き方式の二種類がある。前者の内吹き方式は、吸気ダクト内においてダクト内設置機器の影響を受けない最下流位置から噴霧するため、冷却効率は良いものの、ミストが完全気化せず空気圧縮機に流入した場合、空気圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷を生じるリスクがある。また、後者の外吹き方式は、吸気フィルタ室外で噴霧するため設置が容易であるものの、設置場所雰囲気の影響を受けるため冷却効率が内吹き方式よりも低く、ミストを効率良く吸気フィルタ室内に吸入できるようなフローパターンの最適化が必要となる。

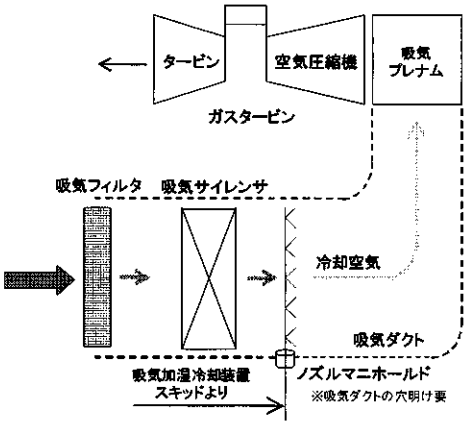



図２　内吹き方式吸気加湿冷却

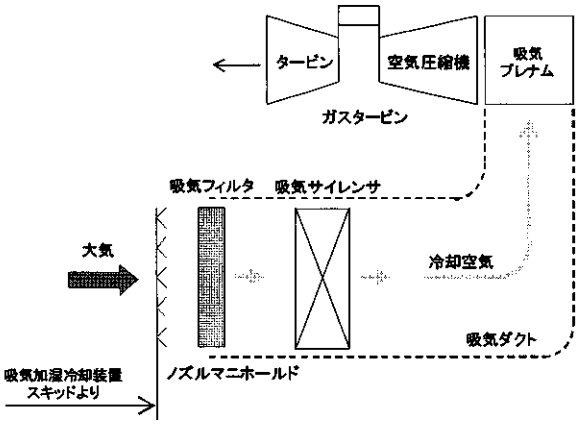



図３　外吹き方式吸気加湿冷却

本報告での内吹き方式の場合、100%近い冷却効率を達成しており、典型的な夏季の大気温度・湿度条件では約 7℃の空気圧縮機吸込空気温度低下を得ることができる。

### 2.3　大気温度に対するコンバインド出力特性

1300℃級コンバインドサイクルにおいて吸気加湿冷却を行った場合の出力増加特性を図４に示す。空気圧縮機吸込空気温度が低下することにより、空気密度が変化して空気圧縮機吸込流量が増加し、その結果ガスタービン出力が増加するため、前述のように約 7℃の空気圧縮機吸込空気温度低下を得ることができれば、定格出力の約 4%となる約 13MW の出力増加が見込まれる。

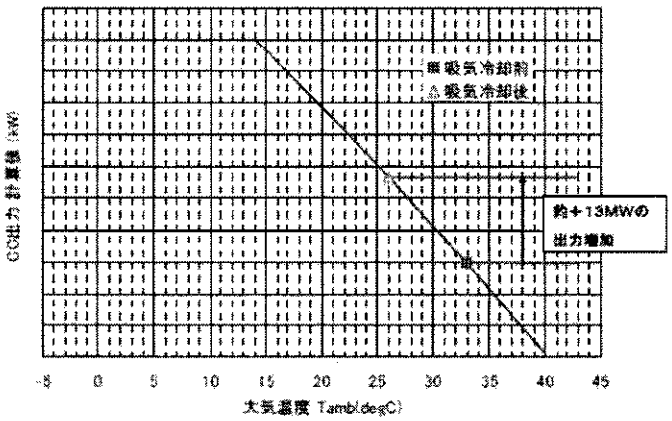



図５　コンバインドサイクル出力増加特性

## 3. 噴霧ノズル単体要求仕様

### 3.1　前提条件

吸気加湿冷却において鍵となる噴霧ノズルに対しては優れた噴霧特性および高信頼性が要求される。ガスタービン発電設備向け吸気加湿冷却用噴霧ノズルには、具体的に以下の二つの前提条件を満たす必要がある。

①空気圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷リスク低減のため、噴霧粒径を最小化すること。

②内吹き方式の場合、ユニット運転中の噴霧ノズル交換は困難であるため、長寿命であること。

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

### 3.2 基本仕様

前項に示す要求を満足するため、以下に基本仕様を選定した。

①噴霧ノズル種類：一流体ホロコーン
②噴霧量 158mL/min@圧力 21MPa
③噴霧ノズル材質：耐摩耗材を使用
④噴霧ノズル内部の旋回室流速の最適化

噴霧ノズル種類は確実に微粒化が可能である一流体ホロコーンとし、下流への飛散リスクのあるインパクタ等を含まない簡素な構造としている。

また、噴霧粒径を最小化するために使用圧力を高圧化して 21MPa とし、その際に噴霧ノズル内部に侵食が生じないように耐摩耗性を考慮した材質を選定している。図６に噴霧ノズル外観を示す。

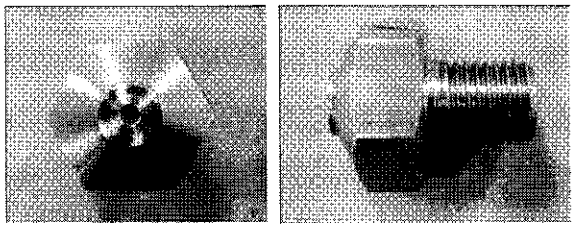


図６　噴霧ノズル外観

### 3.3 噴霧ノズル信頼性検証

上記仕様に基づき製作した噴霧ノズルの信頼性を検証するために、開発品５個とベンチマーク用の従来品５個を用いて一定時間経過毎に抜取りサンプル切断調査をしながら実圧噴霧寿命評価試験を行った。

図７は噴霧ノズル寿命評価試験初期結果を示す。従来品の一部に流量が著しく低下し、噴霧ノズル内部の侵食が認められた。一方開発品は 3000Hr 経過後においても流量特性の変化および噴霧ノズル内部の侵食は認められていない。

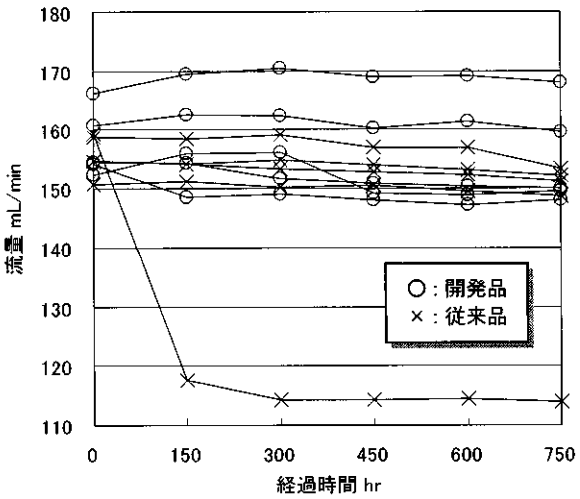



図７　噴霧ノズル寿命評価試験初期結果

## 4. 吸気ダクト内の噴霧特性検証

実機適用に向けて、吸気ダクト内の流れ場において開発噴霧ノズルを配置した場合の噴霧特性についても検証した。

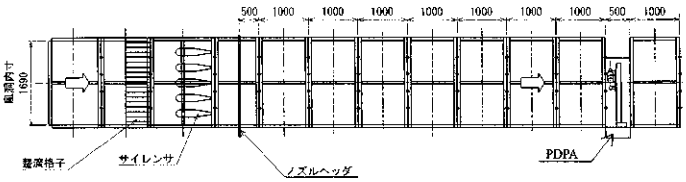
### 4.1 風洞試験計画

実機における吸気ダクト内の流れ場を模擬するために風洞ダクト内にサイレンサを設置した風洞試験装置を写真１に示す。装置入口に設置されたインバータ駆動の軸流送風ファンを用いてサイレンサ入口代表流速を実機条件と合わせて設定した上で、サイレンサ下流のノズルヘッダより噴霧し、所定の断面にて PDPA（位相ドップラー法）を用いた噴霧粒径計測を実施した。なお、流れ場での規定滞留時間経過位置（ノズルヘッダ下流からの距離）における噴霧粒径分布を計測可能なように風洞ダクトは 1000mm ピッチの分割構造としている。

表１に風洞試験装置概要を示す。

表１　風洞試験装置概要

| | |
|---|---|
| 軸流送風ファン | 500Pa×3042m$^3$/min<br>インバータ駆動 |
| 風洞ダクト高さ mm | 1500 |
| 風洞ダクト幅 mm | 1690 |
| 風洞ダクト長さ mm | 500～7500 まで<br>1000 ピッチで設定可 |




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

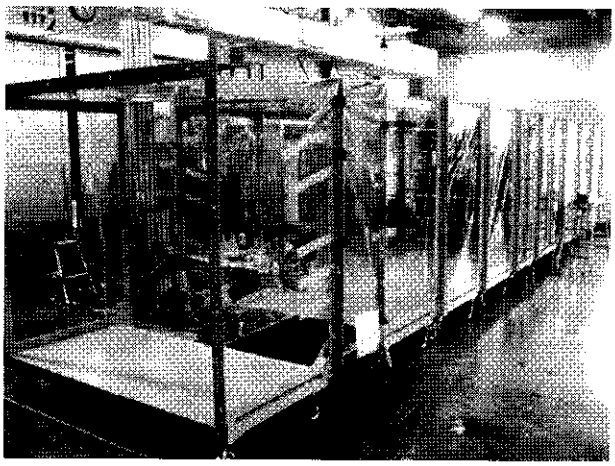


写真１　風洞試験装置

### 4.2　流れ場での噴霧特性

流れ場での規定滞留時間経過位置における噴霧粒径の要求値は以下としている。

①Dv50（体積累積分布 50%径）：25μm 未満

②Dv90（体積累積分布 90%径）：45μm 未満

一例としてノズルピッチ 250mm 用ノズルヘッダより噴霧した場合におけるサイレンサ入口代表流速に対する規定滞留時間経過位置での風洞ダクト中心の噴霧粒径を図８に示す。実機の吸気ダクト内標準流速 11m/s 近傍において噴霧粒径の要求値を満足していることが分かる。設定流速の増加と共に噴霧粒径が小さくなる傾向を示しており、液滴廻りの空気量が多くなって蒸発が促進されている、または設定流速増加と共にせん断により微粒化が促進されていると考えられる。

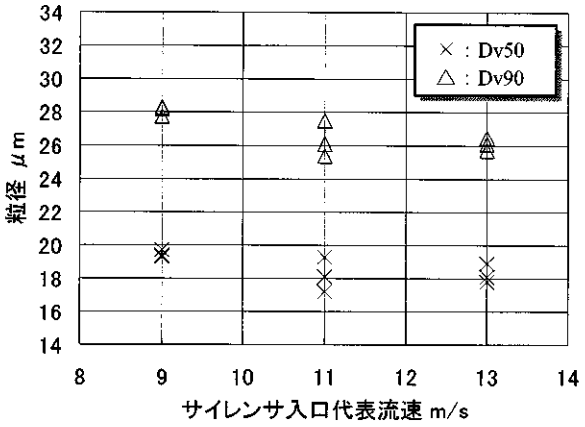



図８　流速に対する風洞ダクト中心噴霧粒径

また、規定滞留時間経過位置での噴霧粒径の面計測結果を図９に示す。重力の影響で風洞ダクト床面側に大粒径が分布する傾向が多少認められるものの、ばらつきは少なく、一様な噴霧粒径分布が風洞ダクト内に形成されていると考えられる。

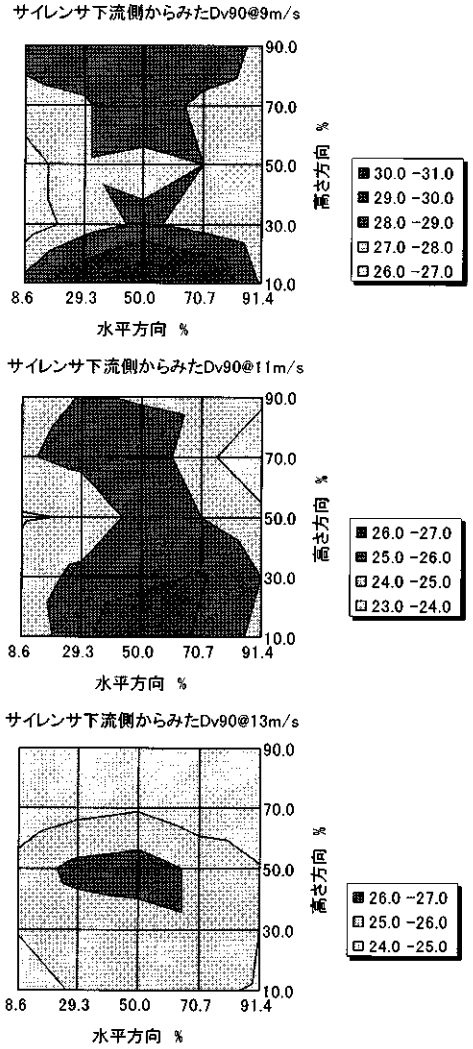



図９　噴霧粒径の面計測結果

## 5. まとめ

本試験研究により、開発噴霧ノズルは、優れた噴霧特性および高信頼性を有していることが分かった。また、当該ノズルを実機適用した場合、吸気ダクト内に一様な噴霧粒径分布を形成できることが分かった。

今後、更なる試験検証を進めた上で、開発ノズルを実機適用する予定である。尚、本試験研究に対して多大なるご協力いただいた(株) 共立合金製作所殿のご尽力に感謝いたします。

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-11

# 高速回転体における光伝達システムの検討

*野村　武弘（ＩＨＩ），篠原　健一（ＩＨＩ）

# A Study of Optical Transfer System in Hi-Speed Revolution

*Takehiro NOMURA(IHI), Kenichi SHINOHARA(IHI)

**ABSTRACT**

We discussed the non-contact optical transfer system which is applicable to aircraft engines. This system will be used for high-speed revolution optical strain measurement. However the optical signal loss effects is need to be investigated for non-contact system. In this study, we investigate the effect of optical signal loss by space and optical signal loss reduction technology. As a result, the optical signal loss is made by the imperfect alignment and angular misalignment. In addition, TEC technology has good effect to reduce the optical signal loss.

**Key words**: Optical fiber sensor, Measurement of strain and vibration, Jet engine,

## 1．はじめに

航空機用エンジンにおけるひずみ計測は電気抵抗法を用いた箔ゲージが多く利用されている。箔ゲージは安価・取扱い容易であることに加え、信号伝達機器を用いることで回転体の計測も可能という利点がある。一方で、電気的な変化からひずみや振動を計測するため、電磁気ノイズの影響を受けやすいという欠点がある。この欠点に対しては、ノイズ対策の実施により低減は可能であるが、多くの期間と費用を費やさなければならない。

近年、箔ゲージに変わる新たなひずみ計測手法として、光ファイバを用いた光学式計測技術が注目されている。光学式計測技術は、箔ゲージと同等の計測が可能であることに加え、電磁気ノイズに強いことが特徴である。しかしながら、光学式計測技術を航空機用エンジンへ適用する場合には、回転部と静止部を接続する光伝達システムが必要となる。現在、光伝達システムとして国内外メーカより、光ロータリージョイントが製品化されているが、使用できる最大回転数は 10000rpm であり、航空機用エンジンの高速回転領域には適用できない。

光ロータリージョイントにおいて高速化が困難である理由には光伝達部構造が大きく関係している。光伝達部構造の代表的な例として、接触型の概略図を Fig.1 に示す。図に示すように接触型は静止部と回転部の光ファイバ端面が接触した構造となっているため端面の磨耗が避けられない。また、低速回転では磨耗による性能への影響が微小であっても、高速回転では磨耗の早さや程度が大きく変化するため、性能悪化が無視できなくなる。そこで本研究では、航空機用エンジンの高速回転領域においても適用できる非接触光伝達システムについて検討した。本報告では、伝達システムの概要と光学特性試験結果について報告する。

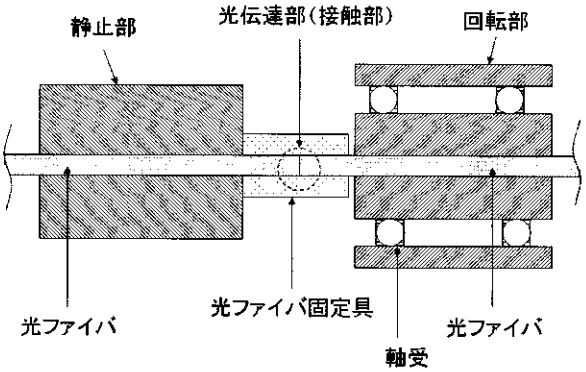



Fig.1　Schematic of Fiber Optical Rotary joint (Contact type)

## 2．非接触光伝達システム

### 2.1　概要

本研究で提案する非接触光伝達システムを Fig.2 に示す。従来の光ロータリージョイントで問題となる光伝達部について高速回転にも対応可能である非接触構造を用いている。

非接触構造を用いる上での問題点は、非接触部（空間）における光信号損失である。過大な光信号損失は取得するデータの信頼性や精度に影響を与えるため、空間と光信号損失の関係を把握する

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

必要がある。本システムで発生する空間を Fig.3 に示す。

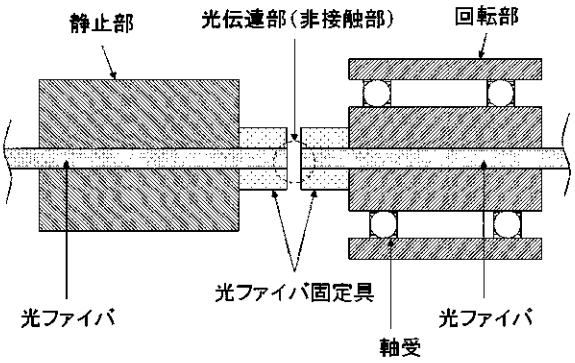



Fig.2　Schematic of Fiber Optical Rotary joint (Non-contact type)

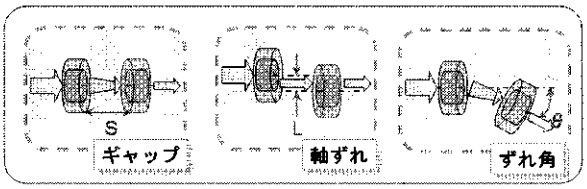



Fig.3　Spaces affecting optical signal loss

2.2　光信号損失低減技術

空間が光信号損失に与える影響を低減させるため、光信号損失低減技術である TEC（Thermally Diffused Expanded Core）化技術の調査及び適用を検討した。

TEC 化とは、熱拡散により光ファイバのコア径を局所的に拡大させる技術である。標準の光ファイバコアと TEC 化した光ファイバコアの断面を Fig.4 に示す。

この技術により接続端面のコア径を拡大し屈折率分布を変化させ開口数を小さくすることで、光強度分布の広がりを小さくすることができ、結果としてギャップや軸ずれに対する損失低減効果が得られる。通常のコア径（10μm）に対し、拡大コア径は 10μm～30μm 程度の領域内で任意に設定できる。

## 3．光信号損失確認試験

3.1　計測システム

空間が光損失に与える影響を確認するため、光信号損失確認試験を実施した。本試験の計測システムを Fig.5 に示す。試験は空間を調芯装置により模擬し、設定された空間での光出力の比較を実施する。

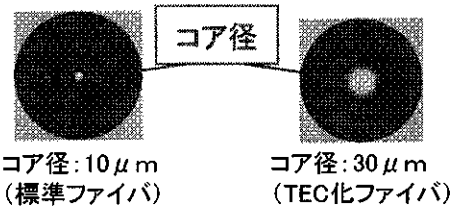



Fig.4　Cross section of optical fiber

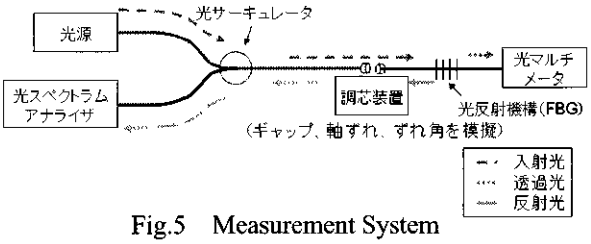



Fig.5　Measurement System

3.2　試験条件設定

光信号損失に影響を与えるパラメータとしてギャップ、軸ずれ及びずれ角の３因子（２水準）、光信号損失低減効果を与えるパラメータとしてコア径の１因子（３水準）とした。なお、空間状態の水準については実運用を想定し設定した。

試験条件は設定したパラメータに対し、それぞれの因子が与える主効果及び交互作用を把握するため、実験計画法を用いた。L8 直交表への割りつけを Table1 に、試験条件を Table2 に示す。

Table 1　Allocation for design of experiments

| 因子 | | 水準 | |
|---|---|---|---|
| | 因子名 | 1 | 2 |
| A | ギャップ | 水準1 | 水準2 |
| B | 軸ずれ | 水準1 | 水準2 |
| C | ギャップ×軸ずれ | | |
| D | ずれ角 | 水準1 | 水準2 |
| E | ギャップ×ずれ角 | | |
| F | 軸ずれ×ずれ角 | | |
| G | | | |

Table 2　Test condition

| 試験No. | ギャップ | 軸ずれ | ずれ角 |
|---|---|---|---|
| 1 | 水準1 | 水準1 | 水準1 |
| 2 | 水準1 | 水準1 | 水準2 |
| 3 | 水準1 | 水準2 | 水準1 |
| 4 | 水準1 | 水準2 | 水準2 |
| 5 | 水準2 | 水準1 | 水準1 |
| 6 | 水準2 | 水準1 | 水準2 |
| 7 | 水準2 | 水準2 | 水準1 |
| 8 | 水準2 | 水準2 | 水準2 |

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

## 4. 結果及び考察

得られた光信号損失結果について主効果及び交互作用が明確となるよう整理した結果を Fig.6 に、ずれ角がある場合におけるコア径別の光信号波形を比較した結果を Fig.7 に示す。

Fig.6 より、光信号損失に影響を与えるパラメータはギャップ、軸ずれ、ずれ角の順に大きくなり、ギャップについてはいずれのコア径においても影響度は極めて低いことを確認した。また、Fig.7 に示すように適正な光信号が得られているコア径１に対し、コア径が拡大するコア径２及び３では光信号が取得できなくなっていることから、コア径の拡大に伴いずれ角の影響度が大きくなることも確認した。これらは、TEC 化によるコア径拡大に伴い光の直進性を高めることが影響していると推察される。

なお、通常のコア径についても同様の試験を実施したが、全ての試験条件において計測不可能となった。

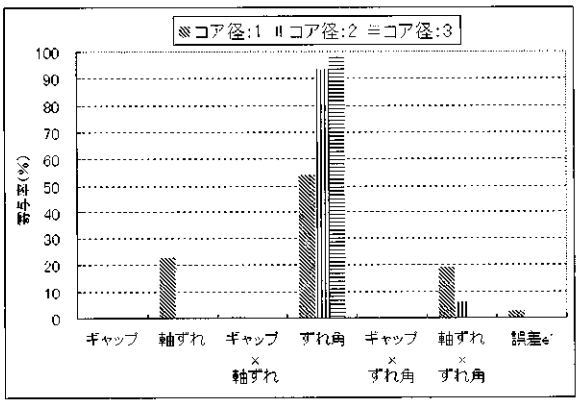



Fig.6 Contribution ratio by parameter

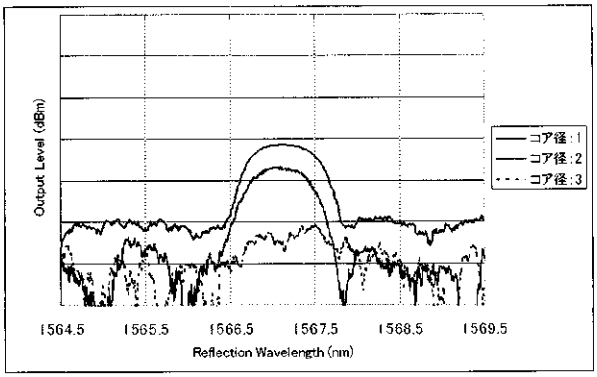



Fig.7 Optical signal characteristics for Angular Misalignment

## 5. まとめ

高速回転領域に対応できる非接触光伝達システムについて空間が光信号損失に与える影響を検討した結果、以下の結果を得た。

・軸ずれ及びずれ角が光信号損失に大きな影響を与えることを確認した。

・コア径の拡大は光の直進性を高めるため、ずれ角へ大きな影響を与えることを確認した。

・TEC 化による適正なコア径拡大により、非接触構造を光伝達システムとして使用可能である。


## 謝辞

本研究は、社団法人　日本航空宇宙工業会　革新航空機技術開発センターの委託研究「競争力強化型航空機技術に関する調査研究等補助事業：航空エンジンにおける回転体の光学式ひずみ・振動計測技術の研究」により実施したものです。ここに関係者各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

また、本試験において光ファイバの TEC 化加工及び光学特性試験を実施していただいた株式会社石原産業殿に深く感謝致します。


## 参 考 文 献


1) 中島富男, 荒川敬弘: FBG センサによる高速動ひずみ計測技術について, IIC Review, No. 38 (2007) pp. 37-44.

2) ファイバー光学の基礎, オプトニクス社


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-12

# 水素リッチ燃料焚き多孔同軸噴流バーナの火炎構造の検討

*浅井　智広，百々　聡，小泉　浩美，吉田　正平，井上　洋（(株)日立製作所）

# An Investigation on Flame Structures of Multiple-Injection Burners Operating with Hydrogen-Rich Fuels

*Tomohiro ASAI, Satoschi DODO, Hiromi KOIZUMI,
Shohei YOSHIDA, and Hiroshi INOUE　(Hitachi, Ltd.)

**ABSTRACT**

The successful combination of integrated coal gasification combined cycle (IGCC) with carbon dioxide capture and storage (CCS) for lower emissions and higher plant efficiency requires gas turbines that can achieve dry low-NOx combustion of hydrogen-rich syngas with a wide range of hydrogen contents. The authors have been developing a "multiple-injection burner" to achieve dry low-NOx combustion of such hydrogen-rich fuels. The purpose of this paper is to investigate flame structures of the burner through visualization and spatial distribution measurement of flame temperature and gas concentrations in order to examine combustion buzz and NOx-generating regions. The experiments were carried out under atmospheric pressure. Two kinds of fuel (hydrogen contents: 40% and 84%) were tested. The mean temperature of the combustion gas at the burner exit was 1500℃. The flame visualization shows that the flame was attached to the burner by a recirculating flow in the outer region of the burner and that combustion buzz was triggered by the flicker of the attached flame. The spatial distribution measurement shows that NOx was produced in high-temperature regions formed downstream behind the attached flame.

**Key words**: IGCC, CCS, Gas Turbine, Combustor, Hydrogen-Rich Fuel, Low-NOx Combustion

## 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石油代替燃料として期待されている。また近年，地球温暖化防止策として，石炭焚きの火力発電所で発生する二酸化炭素（$CO_2$）の排出量を削減するため，$CO_2$回収・貯留（Carbon dioxide Capture and Storage：CCS）機能を備えた石炭ガス化複合発電（Integrated coal Gasification Combined Cycle : IGCC）が注目されている。この発電プラントでは，石炭をガス化しシフト反応により発生するガスから $CO_2$ を回収し，$CO_2$ 回収後のガスをガスタービンに供給し発電する。

$CO_2$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，石炭を酸素でガス化する酸素吹きの場合，$CO_2$回収率（以下，CCS %と称する）の増加に伴い，水素濃度が 27 vol.%（CCS 0%）から 84 vol.%（CCS 90%）まで幅広く変化する水素リッチ燃料がガスタービンに供給される。水素は発火しやすく燃焼速度が速いうえ，上記のように水素濃度が幅広く変化するため，CCS-IGCC プラントでガスタービンに供給される燃料は着火性や燃焼速度が大きく変化する。したがって，CCS-IGCC プラントのガスタービン燃焼器は，水素濃度が幅広く変化する水素リッチ燃料に対して，構造を変えることなく同一のバーナ構造により対応する必要がある。

ガスタービン燃焼器で採用されてきた従来の燃焼方式は，予混合燃焼方式と拡散燃焼方式に大別される。予混合燃焼方式の燃焼器で水素リッチ燃料を燃焼させると，予混合器流路内に火炎が逆流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，拡散燃焼方式の燃焼器では，水素リッチ燃料の安定燃焼は可能だが局所的に高温の火炎が生じ，窒素酸化物（NOx）の排出濃度が増加する。そのため，拡散燃焼方式の燃焼器で環境規制を満足するには窒素や水，蒸気などの希釈剤を燃焼器に投入して局所の火炎温度を低下させ，NOx 排出濃度を低減する必要がある。その結果，発電効率の低下や希釈剤供給設備の初期コスト，ランニングコストの上昇という課題が生じる。したがって，高効率 CCS-IGCC プラントの実現には，希釈剤が不要で，かつ NOx 排出濃度が低い「ドライ低 NOx 燃焼器」が必要である。

上記の課題に対して，筆者らは多孔同軸噴流バーナ（以下，クラスタバーナと称する）を水素濃度が幅広く変化する水素リッチ燃料に適用し，同一バーナ構造で火炎の逆流なしに安定燃焼できることを報告した[1]。今後，更

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

なる低 NOx 化には，低 NOx 化を妨げる燃焼騒音や NOx の発生領域に関する知見が必要であると考える。

そこで，本研究では，燃焼騒音や NOx の発生に影響を及ぼす火炎構造について，大気圧条件における火炎可視化，および燃焼場の火炎温度・ガス濃度の空間分布の計測により検討した。本報ではそれらの結果を報告する。

## 2．水素リッチ燃料焚きクラスタバーナ

### 2.1 CCS-IGCC プラントの精製ガスの特性

Fig.1 に酸素吹き CCS-IGCC プラントの概略を示す。本研究は燃焼前回収方式の酸素吹き IGCC を対象とする。本プラントでは，ガス化炉において，空気分離設備で発生した酸素（$O_2$）で石炭をガス化し，ガス精製設備により精製ガスを生成する。$CO_2$ 回収設備のシフト反応器において，精製ガス中の一酸化炭素（CO）を水蒸気とシフト反応させることで $CO_2$ と水素（$H_2$）に変換し，発生した $CO_2$ を回収する。$CO_2$ 回収後のガスは燃料としてガスタービンに供給される。$CO_2$ 回収率により燃料中の $H_2$ と CO の組成が変化し着火性や燃焼速度が大きく変化するため，ガスタービン燃焼器にとっては安定に燃焼させることが課題となる。

Table 1 に CCS-IGCC プラントで発生する燃料の組成例を天然ガスと比較して示す[2)]。回収率 0%（CCS 0%）の燃料は $H_2$ を 27 vol.%，CO を 60 vol.%含み，CCS 90% は $H_2$ を 84 vol.%も含む。

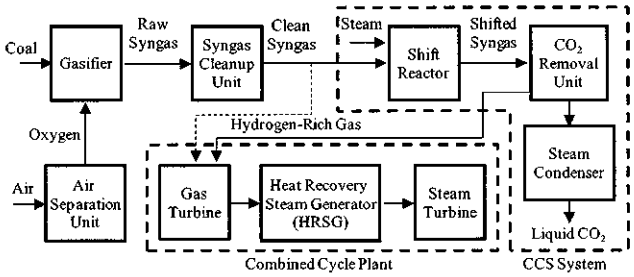



Fig.1 Schematic Diagram of Oxygen-Blown CCS-IGCC

Table 1 Compositions of Hydrogen-Rich Gas in CCS-IGCC

| | | Natural Gas | Carbon Capture Rate | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | CCS 0% | CCS 50% | CCS 90% |
| $H_2$ | vol.% | 0.0 | 26.5 | 58.0 | 83.5 |
| CO | vol.% | 0.0 | 60.0 | 30.5 | 5.0 |
| $CH_4$ | vol.% | 88.4 | 1.0 | 1.0 | 1.0 |
| CmHn | vol.% | 11.6 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Inert Gas ($N_2$, $CO_2$) | vol.% | 0.0 | 12.5 | 10.5 | 10.5 |
| Density | $kg/m^3N$ | 0.826 | 0.937 | 0.572 | 0.276 |
| Lower Heating Value | $MJ/m^3N$ | 41.0 | 10.8 | 10.5 | 10.0 |
| | MJ/kg | 49.6 | 11.5 | 18.3 | 36.2 |

### 2.2 水素リッチ燃料焚きクラスタバーナの特徴

クラスタバーナは，燃料ノズルと空気孔をひとつずつ同軸に多数配置することで燃料を分散させ，低 NOx 化を図っている。さらに，水素リッチ燃料に対して，空気孔の旋回角などを調整し，浮上した円錐火炎を形成させることで，バーナへの火炎付着を防ぎ，信頼性を向上させるとともに，燃料と空気の混合距離を確保し，低 NOx 化を図っている。Fig.2 に示したバーナはその一例であり，この凸型形状のバーナは火炎付着の防止に有効と考える。本研究のバーナは燃料ノズル 36 本，および空気孔を 36 個設けた空気孔プレートで構成され，燃料ノズルと空気孔はひとつずつ同軸に配置される。空気孔は 3 列に配置され，最内周の第 1 列空気孔 6 個には保炎強化用の内周燃料が，その外側の第 2 列空気孔 12 個，第 3 列空気孔 18 個には低 NOx 燃焼用の外周燃料がそれぞれ別々に供給される。本研究では，低 NOx 燃焼を担う外周燃料の全燃料に対する流量比率を外周燃料比率と定義し，試験パラメータとする。

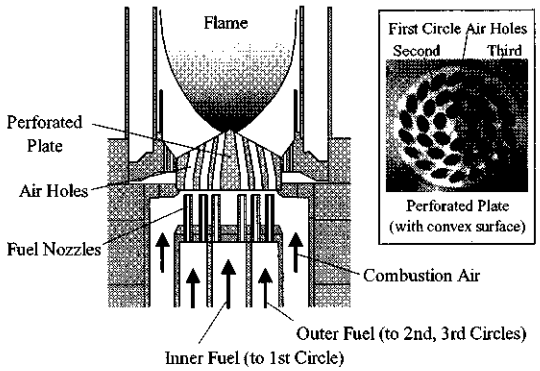



Fig.2 Schematic Close-up View of Cluster Burner

## 3．試験方法と試験品

### 3.1 試験装置

**火炎可視化試験**

Fig.3 に火炎可視化試験装置を示す。この装置は石英ガラス製ライナをもつ燃焼室の中央にクラスタバーナ 1 個を設置できる大気圧試験装置であり，バーナおよびその下流に形成される火炎を可視化できる。装置には $H_2$，メタン（$CH_4$），窒素（$N_2$）を供給でき，各成分の流量を調整することで燃料組成を調整する。燃料は混合器の下流で 2 系統に分岐し，内周燃料と外周燃料の流量配分を調整する。空気は圧縮機から供給され，ヒーターにより最大 350℃まで加熱できる。加熱後の空気は，燃焼用空気，および石英ガラスライナ用の冷却空気に分配される。

**分布計測試験**

Fig.4 に分布計測試験装置を示す。試験装置の下流から挿入した計測プローブを二次元トラバース装置でトラバースすることで，燃焼室内の火炎温度，燃焼ガス成分濃度の空間分布を計測した。火炎温度はプローブ先端に設置した熱電対で計測し，ガス成分濃度（NOx，CO，$O_2$，$CO_2$，全未燃炭化水素 THC）はプローブ先端から採取した燃焼ガスをガス分析計で計測した。本図に示すように，本試験ではバーナ中心を原点 O とし，バーナの半径方向（水平方向）を X 方向，燃焼器の軸方向（垂直方向）を Z 方向とした。空気および燃料の供給系統は火炎可視化試験装置と同様である。

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

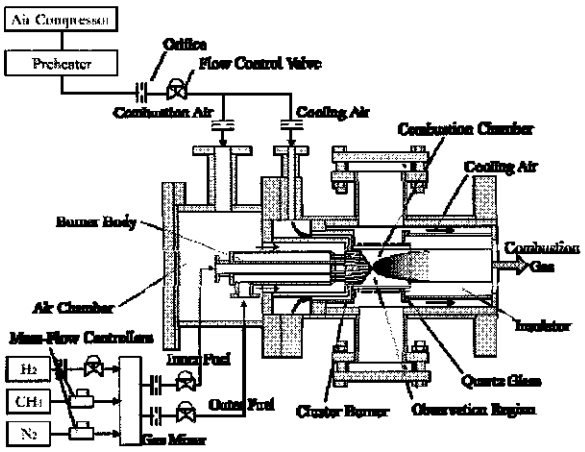



Fig.3 Schematic Diagram of Visualization Test Rig

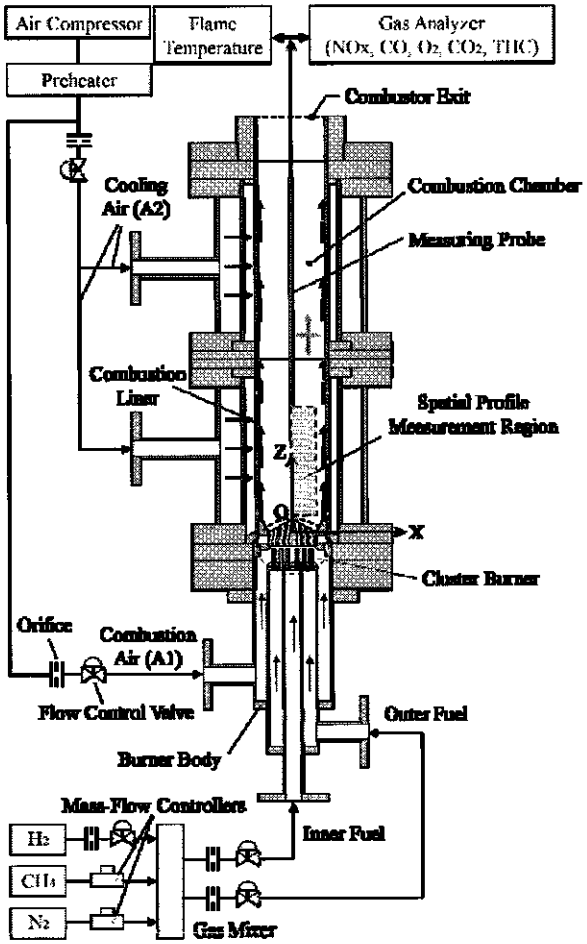



Fig.4 Schematic Diagram of Spatial Distribution Measurement Test Rig

### 3.2 クラスタバーナ試験品

Fig.5 に試験品を示す。試験には 2 種類の空気孔プレート Plate A, B を用いた。Plate A は平板型の表面形状で，Plate B は安定燃焼範囲の拡大に有効な凸型の表面形状である[3]。Plate A, B のどちらも空気孔径はすべて $\phi$8.0，燃料ノズルの噴孔径は $\phi$3.0 である。

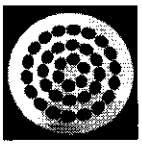
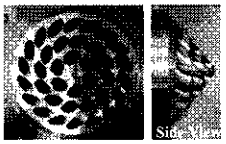
| | Plate A | Plate B |
|---|---|---|
| Perforated Plate |  |  |
| Surface Shape | Flat | Convex |
| Air-Hole Diameter | $\phi$8.0 | $\phi$8.0 |
| Fuel Nozzle | | |
| Injection-Hole Diameter | $\phi$3.0 | |

Fig.5 Test Burner Configurations

### 3.3 試験燃料と試験条件

CCS-IGCC プラントで発生する水素リッチ燃料は CO を含むが，本試験では，第 1 次検討として，CO を含まず $H_2$，$CH_4$，$N_2$ の 3 成分から成る試験燃料を用いた。

Table 2 に試験燃料の組成を示す。試験燃料は CCS 0%，90%での精製ガスと単位体積あたりの発熱量を合わせた。

Table 3 に試験条件を示す。空気流量は 0.129 kg/s，空気温度は最大加熱温度の 350℃に設定し，燃焼器内圧は大気圧，バーナ出口の燃焼ガス温度は 1500℃とした。

Table 2 Compositions of Test Fuels

| | | Test Fuels | |
|---|---|---|---|
| | | CCS 0% | CCS 90% |
| $H_2$ | vol.% | 40.0 | 84.0 |
| $CH_4$ | vol.% | 18.0 | 2.0 |
| $N_2$ | vol.% | 42.0 | 14.0 |
| Density | kg/m$^3$N | 0.690 | 0.265 |
| Lower Heating Value | MJ/m$^3$N | 10.8 | 9.8 |
| | MJ/kg | 15.7 | 36.9 |

Table 3 Test Conditions

| | | |
|---|---|---|
| Combustion-Air Flow Rate | kg/s | 0.129 |
| Combustion-Air Temperature | ℃ | 350 |
| Pressure in Combustor | MPa | Atmospheric |
| Burner Exit-Gas Temperature | ℃ | 1500 |

## 4．試験結果とその検討

### 4.1 火炎可視化

火炎可視化試験では，外周燃料比率を変化させ NOx 排出濃度と火炎挙動の変化を調べた。本報告では特に凸型空気孔プレート Plate B，試験燃料 CCS 0%を例にとって説明する。Fig.6，Fig.7 にそれぞれ NOx 排出濃度と火炎の直接写真を示す。Fig.6 の○印は燃焼騒音が発生しなかった条件，△印は燃焼騒音が発生した条件を示す。外周燃料比率が 63%より低い条件では，Fig.7(1)に示すように浮上した円錐火炎が形成され，燃焼騒音は発生しなかった。しかし，外周燃料比率が 63%になると，Fig.7(2)に示すように凸型の先端部に付着した円錐火炎の状態とバーナの外周領域に火炎が付着した状態が繰り返され，2 つの状態の火炎が観察された。円錐火炎を観察すると，火炎外周側から上流のバーナ部に向かう火炎塊（図中の

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

点線の領域で示す）が観察できる。この火炎塊はバーナ外周側に循環流（図中の矢印で示す）が発生していることを示しており，外周側の循環流により燃焼ガスがバーナ部に輸送され，その燃焼ガスが着火源となり付着火炎が発生したと考える。外周燃料比率が 68%になると，Fig.7(3)に示すように，バーナ中央の円錐火炎の上流側に付着火炎が定常的に観察されるようになり燃焼騒音が発生した。この状態ではバーナのごく近傍で付着火炎が明滅する様子が観察された。燃焼騒音は外周燃料比率が68%から 74%まで発生し続ける。しかし，外周燃料比率が 75%になると，Fig.7(4)に示すように円錐火炎の輝度が低下し，付着火炎も明滅しなくなり，燃焼騒音が消失した。外周燃料比率が 83%では，Fig.7(5)に示すように円錐火炎の輝度がさらに低下し，安定に燃焼した。

燃焼騒音は，空気孔の間隙の後流に可燃混合気が侵入し着火することで発生すると考える [1]。可燃混合気の着火は圧力波を発生させ，燃料ノズルの出口での圧力が瞬間的に変動する。燃料ノズル出口の圧力が上昇すると，燃料供給差圧が低下し火炎面における燃空比が減少する。次の瞬間，燃料ノズル出口の圧力が低下すると，火炎面における燃空比が増加する。このような現象が繰り返されて火炎面はバーナごく近傍で振動し，燃焼騒音が発生する。以上の考察から騒音の周波数 $f$ は次式で表される。

$$f = 1/\left(L/U_f + L/U_a\right) \qquad \cdots\cdots(1)$$

ここで，$L$ は燃料ノズル先端から空気孔出口までの距離，$U_f$ は燃料流速，$U_a$ は音速を表す。式(1)で $L$ を第 2，3 列空気孔で評価した周波数をそれぞれ Fig.6 の実線，破線で示す。試験で観察された燃焼騒音の周波数は 900 Hz 程度であり，この周波数と第 2 列空気孔で評価した周波数とは，試験で燃焼騒音が発生した範囲でほぼ一致する。以上から，空気孔の間隙の後流に可燃混合気が侵入し着火することで燃焼騒音が発生すると考える。なお，発生した燃焼騒音の周波数は高周波であるため，火炎挙動を更に詳細に検討するには，時間分解能を向上させた可視化計測が必要であり，現在検討中である。

次に，外周燃料比率に対する NOx 排出濃度の挙動を述べる。外周燃料比率の増加に伴い NOx 排出濃度は低下し，外周燃料比率 83%で NOx 排出濃度は最小となった。外周燃料比率 47%（Fig.6(1)）では，クラスタバーナが意図する浮上した円錐火炎が形成された結果，NOx 排出濃度は 5.8 ppm となり，低 NOx 燃焼を実現した。外周燃料比率 83%（Fig.6(5)）では，付着火炎が形成されるものの燃料が均一に分散された結果，NOx 排出濃度はさらに低い 2.1 ppm となった。以上から，クラスタバーナは外周燃料比率の広い範囲において NOx 排出濃度 6 pm 以下の低 NOx 燃焼を実現した。上記のように，外周燃料比率 47%での円錐火炎の状態（Fig.7(1)）に比べ，外周燃料比率 83%での付着火炎の状態（Fig.7(5)）の方が NOx 排出濃度が低くなったのは，(1)では中心領域が燃料過濃な状態となるのに対し，(5)では各空気孔で燃料が均一に分散され，局所の火炎温度が低くなったためと考える。火炎直接写真からも，Fig.7(1)の円錐火炎に比べ Fig.7(5)の付着火炎は，燃料が均一に分散されたため，火炎輝度の濃淡差が小さくなっている様子が観察され，局所火炎温度の高い領域が少なくなっていると考える。外周燃料比率 83%でも十分に低 NOx 燃焼であるが，付着火炎の発生を抑制できれば更なる低 NOx 燃焼が可能と考える。

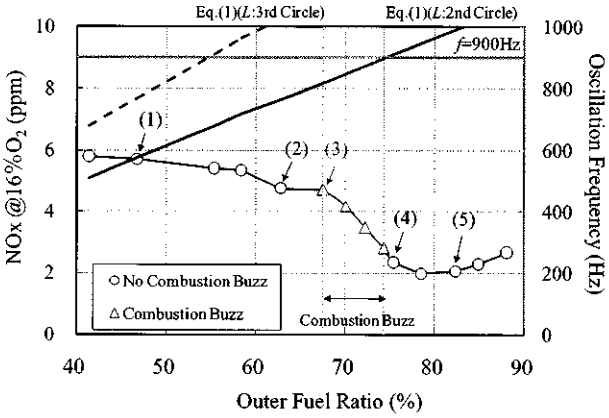



Fig.6　NOx Emissions (Plate B, CCS 0%)

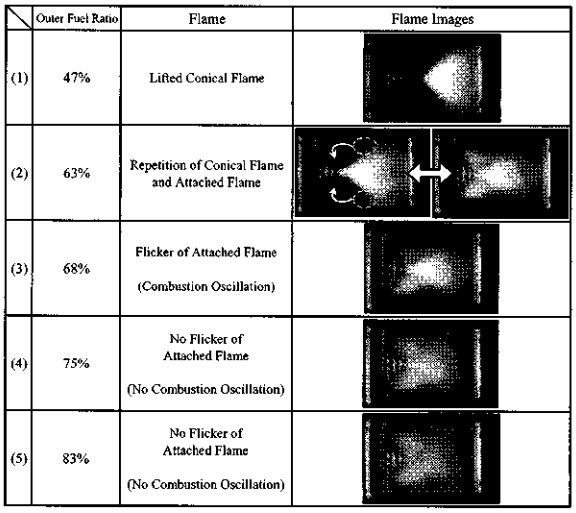



Fig.7　Flame Behaviors (Plate B, CCS 0%)

## 4.2　分布計測

本節では，空気孔プレート Plate A，B で試験燃料 CCS 0%，90%を燃焼させた場合の火炎温度，NOx 濃度の分布計測結果を検討する。外周燃料比率は 83%に設定した。

**Plate A，B の NOx 排出濃度の比較**

Fig.8 に Plate A と B の燃焼器出口での NOx 排出濃度を比較する。NOx 排出濃度は，CCS 0%，90%のいずれも Plate B の方が低くなり，どちらのプレートも CCS 90%の方が高くなる。以下に，分布計測結果を基にこのような NOx 排出濃度の傾向を示す理由を検討する。

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

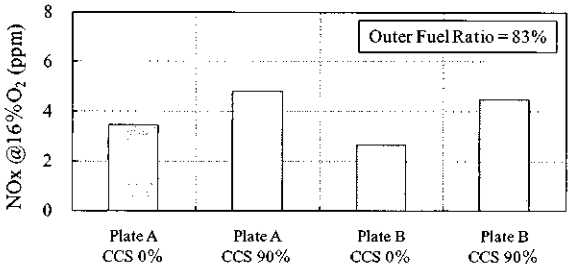



Fig.8　NOx Emissions at Combustor Exit

## 空気孔プレート Plate A（平板型）

Fig.9 に平板型プレート Plate A，CCS 0%の分布計測結果（(a)火炎温度，(b)NOx 濃度）を示す。試験では，燃焼室の半径方向（X 方向）に関し片側のみを計測した。計測断面は本図バーナ写真に示した黄線上である。各図には相当する条件の火炎直接写真を示し，それぞれの空気孔から噴出する噴流の軌跡を，計測断面に投影した仮想流線として示した。水素リッチ燃料の火炎は燃焼速度が速いため，小さな後流域にも侵入し保炎する傾向にある。本図の火炎直接写真からは不明確であるが，本試験では第 1 列と第 2 列空気孔の間隙に発生する後流に保炎して下流に延びる複数の火炎が観察された。本図(a)の火炎温度分布において点線で示す範囲に高温領域が確認できるが，この領域は第 1 列と第 2 列空気孔から延びる仮想流線に挟まれた領域，すなわち第 1 列と第 2 列空気孔の間隙から延びる火炎の位置と対応する。以上から，本図(a)の高温領域は，第 1 列と第 2 列空気孔の間隙に保炎した付着火炎が計測断面を上流から下流に横切る様子を捉えたものと考える。付着火炎の発生はバーナ外周側の循環ガス（図中の矢印で示す）が一因と考える。火炎直接写真で火炎の外周側から上流に向かう火炎塊が観察できることから，バーナ外周側に発生した循環ガスにより上記の間隙に火炎が付着したものと考える。一方，バーナ中心部には低温領域が確認できる。低温領域は第 1 列空気孔からの燃料と空気が未燃混合気のまま噴出した噴流を捉えたもので，下流側まで延びており，この領域で混合距離が増加するため，燃料と空気の混合がより促進する。その結果，希薄燃焼となり低温領域の下流では局所的に高温となる領域は発生していない。

本図(b)の NOx 濃度分布から，NOx 濃度は高温領域で高く，低温領域の下流では低くなっている。以上から，バーナ外周側の循環ガスが着火源となってバーナ第 1，2 列の空気孔の間隙に火炎が付着し，付着火炎の下流に発生する高温領域で NOx が多量に発生したと考える。

Fig.10 に Plate A，CCS 90%の分布計測結果を示す。火炎直接写真から明らかなように，CCS 90%では火炎がバーナ表面全体に付着し，火炎が存在する領域もバーナ近傍に集中する。CCS 90%では燃料の水素濃度が高く，燃焼速度が速いため，火炎がバーナ表面全体に付着したと考える。本図(a)の火炎温度分布から，点線で示す上流側に高温領域が集中して発生している。また，本図(b)の NOx 濃度分布から，CCS 0%に比べ上流側に NOx 発生領域が形成されており，Fig.8 に示したように，燃焼器出口での NOx 濃度が高くなっている。これはバーナ出口から火炎面までの混合距離が短くなり，燃料濃度の濃い領域で高温火炎形成されたこと，さらに火炎が上流側に形成されたことで高温領域を通過する燃焼ガスの滞留時間が増加したことが影響していると考える。

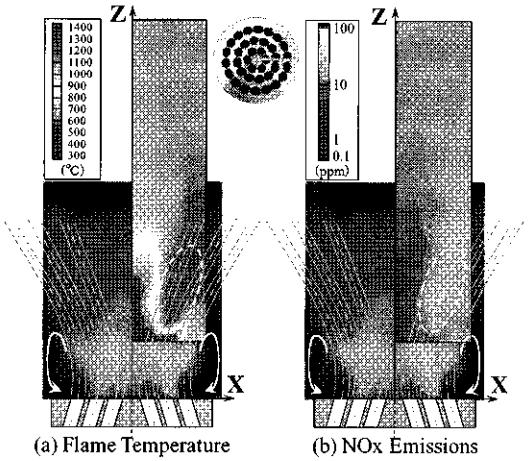



Fig.9　Spatial Distributions (Plate A, CCS 0%)

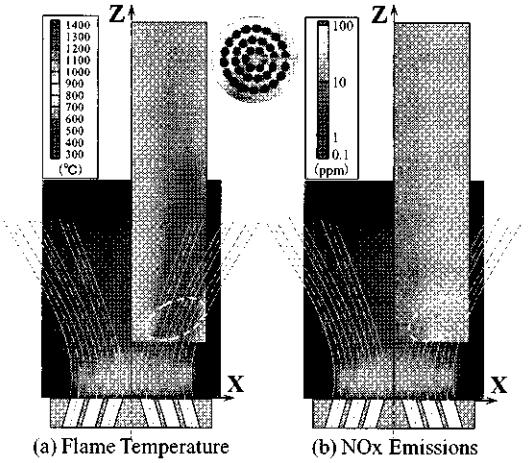



Fig.10　Spatial Distributions (Plate A, CCS 90%)

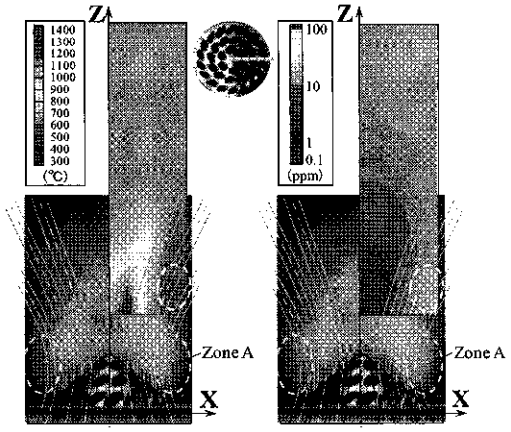
## 空気孔プレート Plate B（凸型）

Fig.11 に凸型プレート Plate B，CCS 0%の分布計測結果を示す。計測断面は本図バーナ写真の黄線で示した。試験で観察された火炎構造は，基本的には Plate A と同様で，空気孔間の間隙の後流に保炎した火炎が複数発生し，凸型の先端には円錐火炎が形成されている。本図(a)の火炎温度分布から，点線で示す範囲に高温領域が確認でき，この高温領域は第 2，3 列空気孔から噴出する流線に挟まれている。また，火炎直接写真から第 2，3 列空気孔からの噴流仮想流線の外側（図中の領域 A）にも付着火炎が観察され，Plate A に比べ高温領域は外周側に位置してい

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

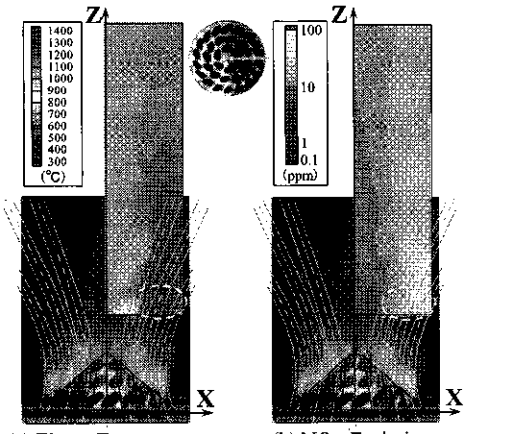
る。本図(b)NOx 濃度分布から，バーナ外周側に付着した火炎の下流の高温領域で NOx 濃度が高く，この領域が主な NOx 発生領域となっている。Fig.8 に示したように，Plate B は Plate A に比べ NOx 排出濃度が低くなった。これは，凸型の Plate B はバーナ内部での混合距離が増加し，燃料と空気の混合が促進したこと，高温領域がバーナの外周側に形成されたため，周囲空気によって冷却され易くなり中央部の低 NOx 領域が拡大されたこと，凸型プレートの傾斜面に沿う流れによりバーナ外側に存在する周囲空気がバーナ中心部に巻き込まれ，混合気がより希薄均一化されたことが影響していると考える。

Fig.12 に Plate B，CCS 90%の分布計測結果を示す。火炎直接写真から，Plate A と同様，CCS 90%では，水素濃度が高く燃焼速度が速いため，火炎がバーナ表面全体に付着し，凸型先端に形成されていた円錐火炎が縮小している。本図(a)の火炎温度分布から，点線で示す上流側の広範囲に高温領域が集中して発生し，本図(b)の NOx 濃度分布から，CCS 0%に比べ上流側の広範囲で NOx が多量に発生している。以上より，バーナ出口から火炎面までの混合距離が短くなるため，CCS 0%に比べ NOx 排出濃度が増加したと考える。また，CCS 90%でも CCS0%と同様に Plate B はバーナ内部での混合距離が増加していること，さらに凸型構造によりバーナ中心部へ周囲空気が巻き込まれ，燃料が希薄均一化されることが，Plate A に比べ NOx 排出濃度が低下した原因と考える。



(a) Flame Temperature (b) NOx Emissions

Fig.11 Spatial Distributions (Plate B, CCS 0%)



(a) Flame Temperature (b) NOx Emissions

Fig.12 Spatial Distributions (Plate B, CCS 90%)

## 5．まとめ

クラスタバーナによる水素リッチ燃料対応低 NOx 燃焼技術の開発を目的に，低 NOx 化を妨げる燃焼騒音や NOx 発生領域に関する知見を得るため，大気圧条件における火炎可視化，燃焼場の火炎温度・NOx 濃度の空間分布計測により火炎構造を検討し，以下の結論を得た。

- 可視化試験の結果，バーナ外周側の循環流により付着火炎が発生し，燃焼騒音が発生する条件では付着火炎が明滅する様子が観察される。
- 空間分布計測の結果，バーナに付着した火炎の下流で高温領域が生じ，その領域が主な NOx 発生領域となる。
- CCS 90%（$H_2$ 濃度：84 vol.%）では，バーナ表面全面に火炎が付着し，上流側に高温領域が発生するため，NOx 発生領域も上流側に形成され，NOx 濃度が増加する。
- 平板型プレート Plate A より凸型プレート Plate B の方が混合距離が増加し，バーナ中心部へ周囲空気が巻き込まれることで，混合気がより希薄均一化され，局所火炎温度が低下するため，NOx 排出濃度が低下する。


## 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）との共同研究「ゼロエミッション石炭火力技術開発プロジェクト／石炭ガス化発電用高水素濃度対応低 NOx 技術開発」により実施した。ここに関係者各位に感謝の意を表す。


## 参 考 文 献


1) Asai, T., Koizumi, H., Dodo, S., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Applicability of a Multiple-Injection Burner to Dry Low-NOx Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22286 (2010).
2) (独)新エネルギー・産業技術総合開発機構ほか：平成 16 年度クリーン・コール・テクノロジー推進事業 石炭ガス化を核とするコプロダクションシステムに関する調査，平成 16 年度成果報告書（2005）.
3) Asai, T., Dodo, S., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Effects of Multiple- -Injection-Burner Configurations on Combustion Characteristics for Dry Low-NOx Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45295 (2011).


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-13

# 水素含有燃料焚きガスタービン用ドライ低 NOx 燃焼器の燃焼特性(第 2 報)

*百々　聡，浅井　智広，小泉　浩美，吉田　正平，井上　洋（日立製作所）

# Combustion Characteristics of a dry Low NOx Combustor for Hydrogen-Rich Fuels (Second Report)

● Satoschi DODO, Tomohiro ASAI, Hiromi KOIZUMI, Shohei YOSHIDA, and Hiroshi INOUE
(Hitachi, Ltd.)

**ABSTRACT**

An oxygen-blown integrated coal gasification combined cycle (IGCC) plant with pre-combustion carbon dioxide capture and storage (CCS) is one of the most promising means of zero- emission generation of power from coal. To satisfy both lower emission and higher efficiency, a dry low NOx combustor for hydrogen-rich fuels is required in IGCC with CCS. A prototype combustor based on a multiple injection burner is tested under medium pressure (0.6MPa) to meet above requirement. From the test results, the following conclusions are obtained: (1) Tested combustor allows stable combustion without any flashback or any blowout for fuels simulating 0%, 30% CCS. (2) Fuel nozzle with a smaller injection hole is effective to suppress combustion oscillation because of higher penetration, but ineffective to reduce NOx emission because of lower mixing. (3) Air injection angle arrangement, which drives outer region of main burner flame to downstream, is effective to suppress combustion oscillation and to reduce perforated plate metal temperature.

**Key words**: IGCC, CCS, Gas Turbine, Combustor, Hydrogen-Rich Fuel, Low NOx

## 1．はじめに

石炭は世界に広く分布し埋蔵量も豊富であり，今後とも重要な化石燃料としての役割を期待されている。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（$CO_2$）排出量を削減するため，石炭をガス化し，発生するガスの炭素分をシフト反応により$CO_2$として回収・貯留（Carbon dioxide Capture and Storage：CCS）し，ガスタービンに供給し発電する石炭ガス化複合発電（Integrated coal Gasification Combined Cycle : IGCC）が注目されている[1)]。

$CO_2$回収・貯留付きIGCCプラント（以下，CCS-IGCCプラントと称する）としては，取り扱うガス中に$CO_2$以外の不活性ガスが少ない酸素吹きIGCCが，$CO_2$回収効率が高く有利である。また，一酸化炭素(CO)シフト反応後の$CO_2$濃度を高めた回収が可能である燃焼前回収方式が有望である[2)]。このようなプラントの燃料は，水素がその主要成分となる。水素は燃焼速度が速く，最小着火エネルギが低いため，予混合燃焼方式で燃焼させると予混合器流路内に火炎が逆流したり，予混合器内で自発火したり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，拡散燃焼方式では窒素酸化物（NOx）の排出量が多くなり環境規制値を満足するために，プラントで発生する窒素（$N_2$）に加え，水や蒸気などの希釈剤を燃焼器に噴射する必要が生じ，発電効率が低下する。したがって，高効率ゼロエミッション石炭火力発電の実現には，$CO_2$回収率により水素含有率が変化する燃料に対して，同一のバーナ構造により希釈剤を用いずにNOx排出濃度を低減できるドライ低NOx燃焼器が必要である。

上記の課題に対し，筆者らは多孔同軸噴流バーナ（以下，クラスタバーナと称する）をCCS-IGCCプラントから発生する燃料を模擬した水素含有燃料に適用し，大気圧下の要素試験により高水素濃度燃料に対しても火炎の逆流なしに安定燃焼できることを確認した[3)]。また，上記バーナの低NOx性能を発揮させるためには，燃焼振動の抑制が重要であることを報告した[4)]。さらに，クラスタバーナを複数本配置した実機ガスタービンに搭載可能なドライ低NOx燃焼器を試作し，燃焼器入口空気圧力0.6MPaの条件下でCCS-IGCCプラントを模擬した$CO_2$回収率 0～50%(以下，CCS 0%のように略記する)に相当する水素含有燃料に対し，同一の燃焼器で火炎の逆流なしに安定に低NOx燃焼できることを確認した[5)]。

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

本報告は前報よりさらに大型のガスタービンに適用可能な CCS-IGCC 用ドライ低 NOx 燃焼器を試作し，前報と同様に燃焼器入口空気圧力 0.6MPa の条件下で CCS-IGCC プラントを模擬した水素含有燃料の燃焼特性を検討した結果について報告する。

## 2．$CO_2$回収・貯留付きIGCCプラント

### 2.1 プラントの系統概略

Fig.1 に本研究で対象とするプラントの構成の概略を示す。本プラントは燃焼前回収方式の酸素吹き CCS-IGCCプラントである。本プラントは，空気分離設備，ガス化炉，ガス精製設備，$CO_2$回収設備，およびコンバインドサイクルプラントから構成される。空気分離設備は，プラント起動用圧縮機からの空気またはガスタービンの抽気空気を原料として酸素（$O_2$）を生成する。ガス化炉は，発生した$O_2$を酸化剤として石炭をガス化し，石炭ガス化ガスを生成する。ガス精製設備は，石炭ガス化ガス中の不純物を除去し精製ガスを生成する。$CO_2$回収設備を運転しない時はこの精製ガスが燃料としてガスタービンに供給される。$CO_2$回収設備は，シフト反応器において精製ガス中の一酸化炭素（CO）を水蒸気とシフト反応させることにより$CO_2$と水素（$H_2$）に変換し，発生した$CO_2$を回収する。$CO_2$回収後の精製ガス（水素リッチガス）は燃料としてコンバインドサイクルプラントのガスタービンに供給される。

### 2.2 CCS-IGCC プラントの燃料ガス

Table 1 にCCS-IGCCプラントでガスタービンに供給される燃料の組成例[6]を液化天然ガス（Liquefied Natural Gas ：LNG）と比較して示す。$CO_2$回収率 0%（CCS 0%）の燃料は，$H_2$を 27vol.%，COを 60vol.%含み，発熱量は LNGの約 1/4 である。CCS 30%の燃料は$H_2$を 46vol.%，COを 43vol.%含む燃料となる。

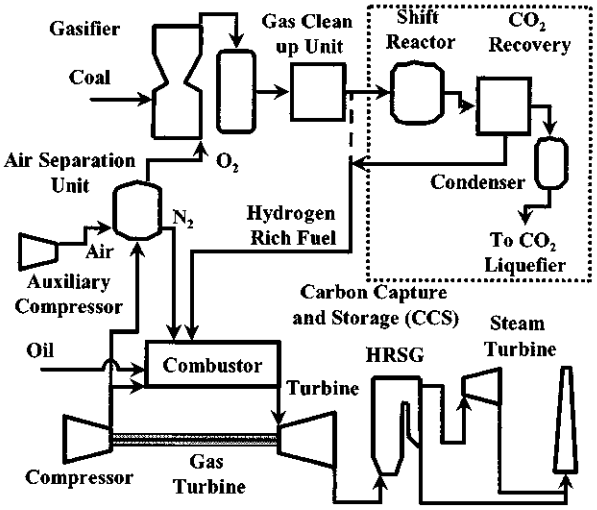



Fig.1 Schematic Diagram of Oxygen-Blown IGCC Plant with Pre-Combustion CCS

Table 1 Compositions of Hydrogen-Rich Gas in IGCC Plant with Pre-Combustion CCS

| | | LNG | Carbon Capture Rate | |
|---|---|---|---|---|
| | | | CCS 0% | CCS 30% |
| $H_2$ | vol.% | 0.0 | 26.5 | 45.5 |
| CO | vol.% | 0.0 | 60.0 | 43.0 |
| $CH_4$ | vol.% | 88.4 | 1.0 | 1.0 |
| $C_mH_n$ | vol.% | 11.6 | 0.0 | 0.0 |
| Inert Gas ($N_2$,$CO_2$) | vol.% | 0.0 | 12.5 | 10.5 |
| Density | kg/m$^3$N | 0.826 | 0.937 | 0.717 |
| Lower Heating Value | MJ/m$^3$N | 41.0 | 10.8 | 10.7 |
| | MJ/kg | 49.6 | 11.5 | 14.9 |

## 3．試験方法および試験品

### 3.1 供試ドライ低 NOx 燃焼器

Fig.2 に試作したドライ低NOx燃焼器の同軸噴流ノズル部を示す。試作した燃焼器は前報[7]と同様に，中央にガスタービンの起動時の運用とメインバーナの保炎強化に用いるパイロットバーナを配置し，その周囲にクラスタバーナを 6 本配置したマルチクラスタ形式の燃焼器である。本研究で対象とするCCS-IGCCプラントは，先ず油燃料などの起動用燃料でガスタービンを起動し，その発電出力やガスタービン排ガスを利用して石炭ガス化炉を起動させ，運用を開始するシステムを想定している。このため，ガスタービンは軽油などの起動用燃料を用いて部分負荷で待機する必要がある。そこでパイロットバーナの中央には，起動から部分負荷までの運用を可能とする油ノズルを備え，その外周には空気孔と燃料ノズルが一対となった同軸噴流バーナを 2 列配置し，油専焼，油/ガスの混焼，ガス専焼を可能にするとともに，ガス焚きでの低NOx燃焼が可能な構造とした。一方，メインバーナは前報より大型のガスタービンを想定したため，同心円状に 4 列の同軸噴流バーナで構成し，メインバーナの保炎用である最内周（第 1 列）と，低NOx燃焼用の外周（第 2～4 列）同軸噴流バーナで構成した。

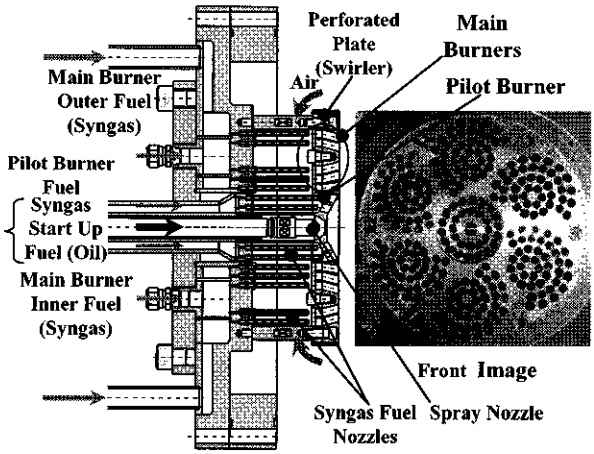
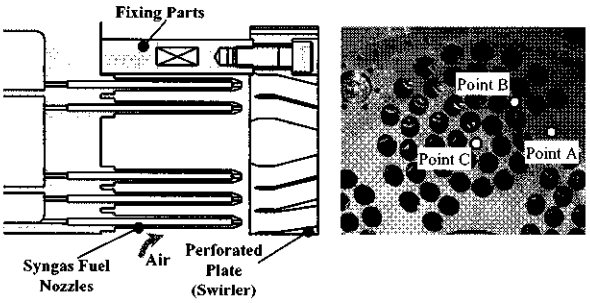



Fig.2 Schematic View of Multi Cluster Burner Nozzle

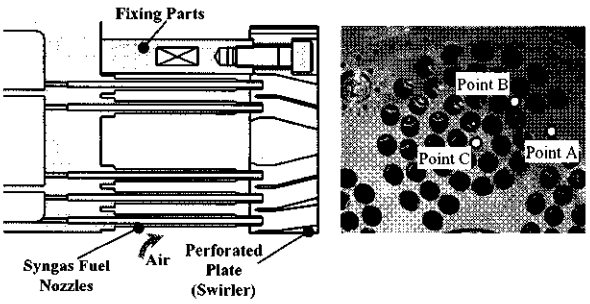
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

メインバーナを構成する空気孔プレートは平板形状のとし，低 NOx 燃焼用の外周側同軸噴流バーナの空気噴出角を変更した 2 種類の仕様の空気孔プレートを用いて燃焼特性を比較した。Fig.3 にメインバーナの同軸噴流ノズル部の拡大図を示す。Fig.3 中に示す Point A～C は空気孔プレートメタル温度の監視点である。前報と同様に，メインバーナの空気孔のうち第 3 列および第 4 列空気孔は，隣接するメインバーナの空気孔と干渉しないように非対称に 6 個を欠く配置とし，第 1 列目に 6 個，第 2～4 列に 12 個の空気孔を配列した。Type-A 空気孔プレートは，第 1 列から外周に向かうにしたがって空気孔の旋回角を強め，火炎を一定位置に保持する能力の強化を意図した。一方，Type-B 空気孔プレートは，第 1 列から外周に向かうにしたがって空気孔の旋回角を弱め，外周側ほど火炎を下流側に押しやるように噴出方向を調整した。

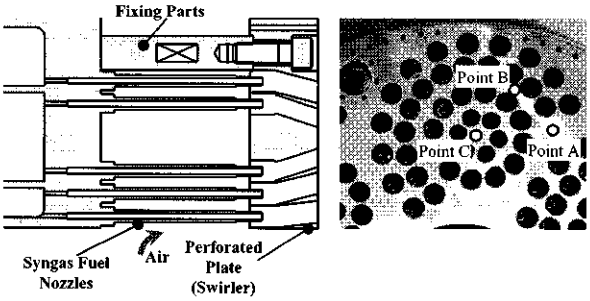
大気圧下の要素試験では空気孔に火炎が付着して明滅すると，燃焼振動が発生する傾向にあった[7]。この知見から，燃焼振動の発生を抑制するために，空気孔プレートに火炎が付着しないよう配慮し，燃料ノズルに改良を加えた。燃料ノズルは 2 種類の円管状ノズルを用いた。




(a) Type-1: Perforated Plate A with Type-A Fuel Nozzles




(b) Type 2: Perforated Plate A with Type-B Fuel Nozzles




(c) Type 3: Perforated Plate B with Type-B Fuel Nozzles

Fig.3 Detailed View of Main Burner Nozzles

Type-A 燃料ノズルは燃料噴流の貫通を強化し，同軸噴流の中央に燃料を集中させて空気孔出口に生じる後流渦への燃料の巻き込みを抑制し，空気孔プレートへの火炎の付着を防止する意図で設計した。Type-A 燃料ノズルの噴孔径は $\phi$2mm であり，ノズル先端を空気孔の上流に配置した。Type-B 燃料ノズルは，空気孔に燃料ノズル先端を挿入し，空気孔内で燃料と空気が共存する空間を削減することで，燃料の同軸噴流内の拡散を抑制し，空気孔プレートに火炎が付着することを防止する意図で設計した。Type-B 燃料ノズルの噴孔径は $\phi$3.5mm であり，ノズル先端を空気孔内部に空気孔長さの 20%挿入した。

本報告では，Type-A 空気孔プレートと Type-A 燃料ノズルの組み合わせを Type-1 燃焼器，Type-A 空気孔プレートと Type-B 燃料ノズルの組み合わせを Type-2 燃焼器，Type-B 空気孔プレートと Type-B 燃料ノズルの組み合わせを Type-3 燃焼器と呼び，これらの燃焼特性を比較することで燃料噴孔径および空気噴出角の影響を検討した。

### 3.2 試験装置

Fig.4 に前述のマルチクラスタ燃焼器を試験した試験装置の概略を示す。燃焼空気は圧縮機から吐出された圧縮空気を予熱燃焼器，熱交換器からなる空気加熱装置において設定温度まで加熱した後，オリフィス流量計および流量調節弁を用いて所定の流量を燃焼器へ供給した。燃焼器内圧力は燃焼器の下流に設けた背圧弁で調節した。入口空気温度，燃焼ガス温度は熱電対で測定し，燃焼ガスの組成は計測ダクトに設けたサンプリング管を介して排ガス分析計（MEXA-7100:堀場製作所）により NOx，CO，THC(全未燃炭化水素Total Hydro-Carbon)，$O_2$，$CO_2$ の 5 成分を測定した。火炎の状況は，燃焼器尾筒開口部に挿入した光学筒からビデオカメラを用いて観察した。

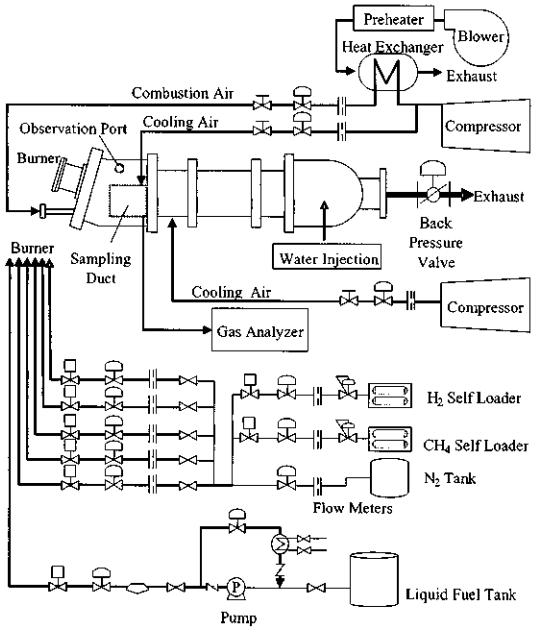



Fig.4 Schematic View of Experimental Apparatus

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

また，燃焼振動は燃焼器ライナ壁内面まで挿入した導圧管を分岐し，一方に歪ゲージ式圧力センサを他方にダンピングチューブを設置し，計測配管内の反射波を防止して，燃焼器内圧を測定し FFT アナライザで分析した。一方，燃料は単体ガスの流量を測定後，混合することで所定のガス組成に調整した。混合した燃料は中央バーナ燃料，メインバーナの内周燃料およびメインバーナの外周燃料として各燃料ノズルへ供給した。本試験では，メインバーナの内周燃料と外周燃料の比率を変化させ，外周燃料比率に対する NOx 排出特性について検討した。

### 3.3 試験条件および試験用燃料

Table 2 に試験条件を示す。CCS-IGCCプラントの燃料ガスはCOを含むが，COの大量調達ができないため本研究では，$H_2$，$CH_4$，$N_2$の 3 成分から成る試験燃料を用いた。試験用燃料は$CO_2$回収率（CCS）0%，30%条件における組成を想定し，単位体積あたりの低位発熱量を合わせる方針で成分を調整した。

Table2 Experimental Conditions under Medium Pressure

| Item | Unit | Carbon Capture Rate | |
|---|---|---|---|
| | | CCS 0% | CCS 30% |
| Gas Turbine Load | % | 100 | |
| Air Flow Rate | kg/s | 5.7 | |
| Inlet Air Temperature | ℃ | 387 | |
| Inlet Air Pressure | MPa | 0.6 | |
| $H_2$ | vol.% | 40 | 55 |
| $CH_4$ | vol.% | 18 | 16 |
| $N_2$ | vol.% | 42 | 29 |
| Lower Heating Value | $MJ/m^3N$ | 11 | 12 |

## 4．試験結果

### 4.1 燃料噴孔径の影響

Fig.5 にCCS 0%燃料を燃焼した場合の，定格負荷条件における 16%$O_2$に換算したNOx排出特性を，Type-1 燃焼器とType-2 燃焼器について比較して示す。Type-1 燃焼器，Type-2 燃焼器ともに試験した全ての条件において，燃焼効率は 99.99%以上であり，火炎の逆流や吹き消えなどの不安定現象は発生せず安定に燃焼した。

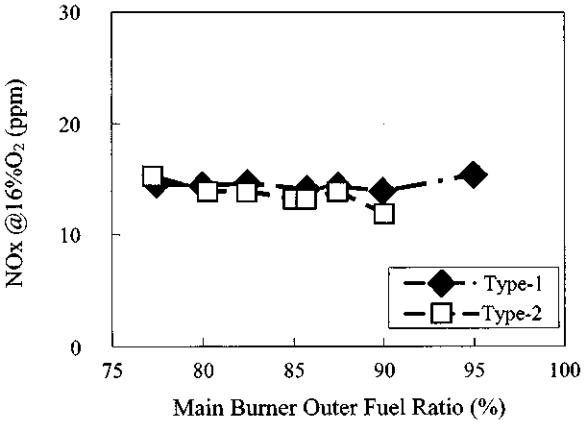



Fig.5 NOx Emission Comparison between Type-1 and Type-2 Combustor for CCS 0% Fuel

Type-1 燃焼器では，メインバーナ外周燃料比率を変化させても NOx 排出量がほとんど変化しないことが特徴的である。定格負荷条件における NOx 排出量は約 15ppm でほぼ一定であった。このように低 NOx 燃焼用の外周側の燃料配分を増加させても NOx 排出量が変化しないのは，Type-1 燃焼器では空気孔中央に燃料が集中する仕様の Type-A 燃料ノズルを使用しているために，燃焼室内での燃料と空気の混合が遅れ，量論混合比近傍の当量比で拡散燃焼的に燃焼しているためであると考える。一方，Type-2 燃焼器ではメインバーナ外周燃料比率の増加とともに，NOx 排出量が減少する傾向がみられ，NOx 排出量の最小値はメインバーナ外周燃料比率 90%で 12ppm であった。これは，Type-2 燃焼器では燃料噴流の貫通が Type-1 燃焼器より小さく，燃焼室内での燃料と空気の混合が Type-1 燃焼器より良いためと考える。

Fig.6 に CCS 0%燃料を燃焼した場合の，定格負荷条件における燃焼振動特性を，Type-1 燃焼器と Type-2 燃焼器について比較して示す。Fig.6 に示すように Type-1 燃焼器では燃焼振動振幅は管理値に対して低く，急激に振幅が増加することはなかった。Type-1 燃焼器では，空気孔中央に燃料が集中する仕様の Type-A 燃料ノズルを使用しているために，空気孔出口に生じる後流渦に巻き込まれる燃料が少なく，空気孔プレートに火炎が付着していないためと考える。

一方，Type-2 燃焼器ではメインバーナ外周燃料比率の増加とともに燃焼振動の振幅が増加し，90%より大きい外周燃料比率を設定すると急激に燃焼振動振幅が増大した。Type-2 燃焼器では，空気孔に燃料ノズル先端を挿入して燃料と空気が共存する空間を削減し，空気孔内での燃料の拡散を抑制しているが，燃料噴流の貫通は小さいのでメインバーナ外周燃料比率の増加とともに空気孔出口で後流渦に巻き込まれる燃料が増え，空気孔プレートに部分的に火炎が付着するようになるためと考える。

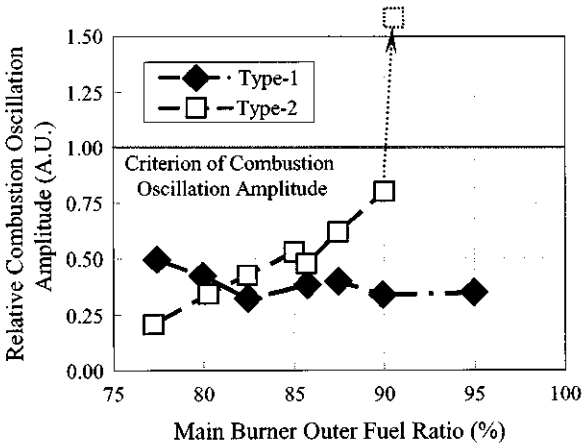



Fig.6 Combustion Oscillation Comparison between Type-1 and Type-2 Combustor for CCS 0% Fuel

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

Fig.7 に Type-1 燃焼器で CCS 0%燃料を燃焼した場合の，空気孔プレートメタル温度特性を示す。2 つのメインバーナに挟まれた空間(Fig.3 の Point A)のメタル温度が管理値を超える場合があるが，メインバーナ中央(Fig.3 の Point C)およびメインバーナ内の空気孔の間隙部分(Fig.3 の Point B)のメタル温度は管理値以下であり，メインバーナの空気孔間隙に生じる後流渦に火炎は付着していないものと考える。Point A のメタル温度が高いのは，隣接するメインバーナの外周側の燃焼ガスが，2 つのメインバーナに挟まれた空間に侵入しているものと考える。

Fig.8 に Type-2 燃焼器の空気孔プレートメタル温度特性を示す。Point C のメタル温度は，第 1 列に燃料を集中させているメインバーナ外周燃料比率 77%の条件で管理値を超えているが，外周燃料比率の増加とともに低下し外周燃料比率 85%以上では Type-1 燃焼器と同じ水準になった。一方，Point B (メインバーナ空気孔間隙)のメタル温度は Type-1 燃焼器より高く管理値を上回っており，空気孔間隙に生じる後流渦に火炎が付着していると考える。また，Point B のメタル温度が，Point A のメタル温度とほぼ一致しており，隣接するメインバーナの外周側の燃焼ガスが Point A を経由して，空気孔間隙に生じる後流渦に火炎を付着させていると考える。

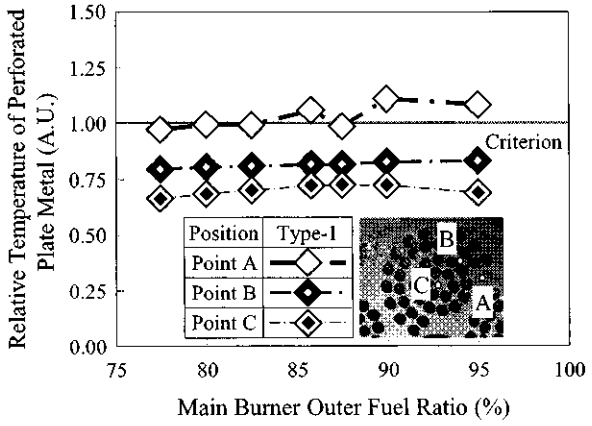



Fig.7 Perforated Plate Metal Temperature of Type-1 Combustor for CCS 0% Fuel

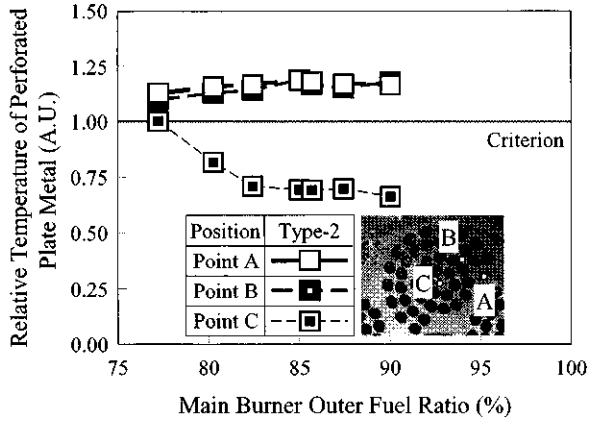



Fig.8 Perforated Plate Metal Temperature of Type-2 Combustor for CCS 0% Fuel

Type-1 燃焼器では，空気孔中央に燃料が集中する仕様の Type-A 燃料ノズルを使用しているために，空気孔出口に生じる後流渦に巻き込まれる燃料が少ないので，隣接するメインバーナ外周側の燃焼ガスが Point A を経由して侵入しても，空気孔の間隙(Point B)に火炎が付着していない。一方，Type-2 燃焼器では燃料噴流の貫通は小さいので，メインバーナ外周燃料比率の増加とともに空気孔出口で後流渦に巻き込まれる燃料が増え，Point A から侵入する燃焼ガスを着火源として，空気孔プレートに部分的に火炎が付着するようになるためと考える。

### 4.2 空気孔噴出角の効果

Type-2 燃焼器の試験結果から，外周に向かうにつれて空気孔の旋回角を強めた Type-A 空気孔プレートでは，隣接するメインバーナの燃焼ガスにより空気孔の間隙に火炎が付着して燃焼振動が増大する可能性があると考える。そこで，外周に向かうにつれて空気孔の旋回角を弱め，外周側火炎を下流に押しやるように噴出方向を調整した空気孔プレート B を用いた Type-3 燃焼器を試験した。

Fig.9 に Type-3 燃焼器の定格負荷における NOx 排出特性を示す。Type-3 燃焼器も，試験した全ての条件において燃焼効率は 99.99%以上であり，火炎の逆流や吹き消えなどの不安定現象は発生しなかった。NOx 排出量の最小値は，外周燃料比率 90%の時 CCS 0%燃料で 11.6ppm，CCS 30%燃料で 19.9ppm であった。

Fig.10 に Type-3 燃焼器の燃焼振動特性を示す。Type-2 燃焼器では CCS 0%燃料，外周燃料比率 90%で燃焼振動が急激に増大したが，Fig.10 に示すように Type-3 燃焼器ではより燃焼振動の発生しやすい CCS 30%燃料に対しても，外周燃料比率 95%まで燃焼振動振幅の増大などなく安定に燃焼した。Type-3 燃焼器では，外周側ほど火炎を下流側に押しやるように噴出方向を調整した空気孔プレート B を用いているため，隣接するメインバーナ外周側の燃焼ガスが侵入しなくなり，火炎を付着させなくなったものと考える。

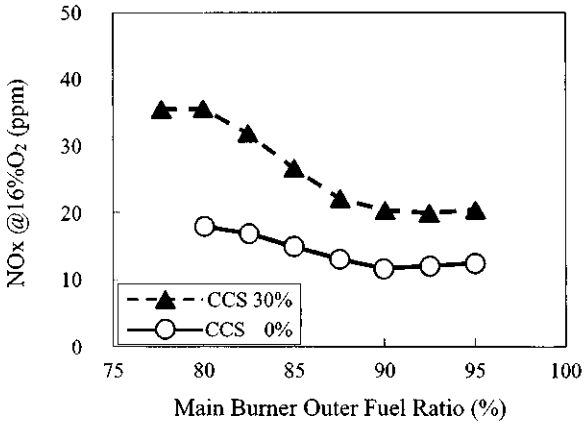



Fig.9 NOx Emission Characteristics of Type-3 Combustor for CCS 0% Fuel and CCS 30% Fuel

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

Fig.11 および Fig.12 に，それぞれ CCS 0%燃料および CCS 30%燃料を燃焼した場合の，空気孔プレートメタル温度特性を示す。いずれの燃料に対しても，すべての監視点でメタル温度は管理値以下であり，空気孔間隙に生じる後流渦に火炎は付着していないものと考える。

以上より，外周側ほど火炎を下流側に押しやるように空気孔噴出角を調整することにより，空気孔プレートメタル温度を低減し，燃焼振動を抑制する効果が得られたものと考える。

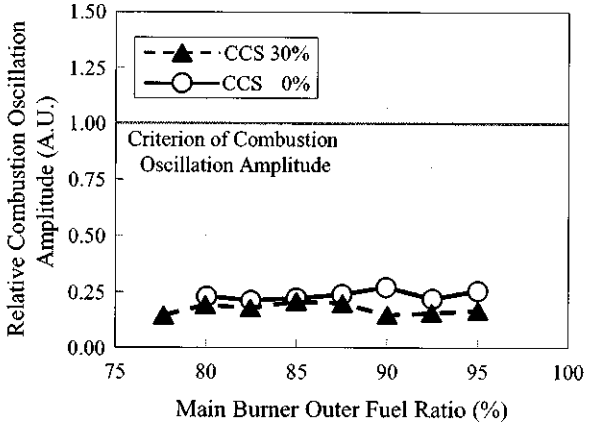



Fig.10 Combustion Oscillation Characteristics of Type-3 Combustor for CCS 0% Fuel and CCS 30% Fuel

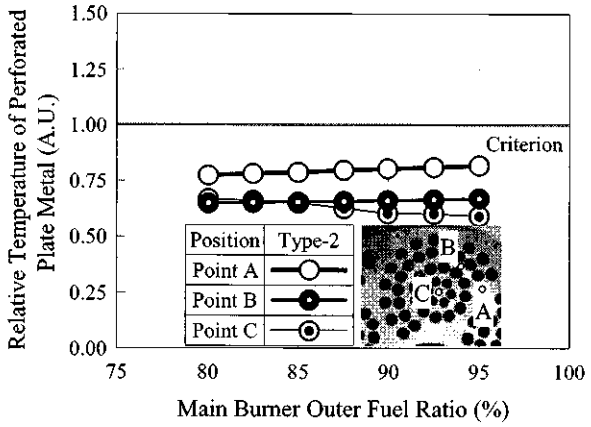



Fig.11 Perforated Plate Metal Temperature of Type-3 Combustor for CCS 0% Fuel

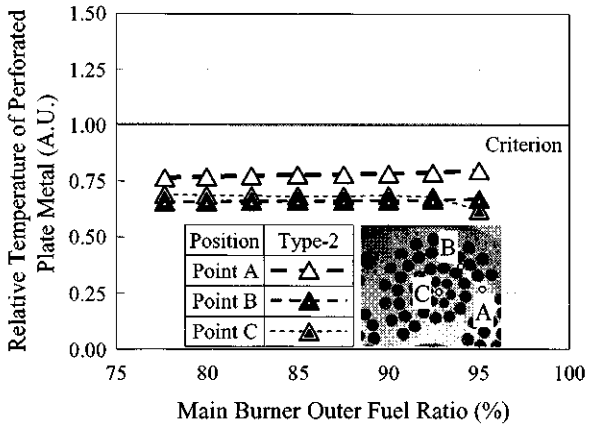



Fig.12 Perforated Plate Metal Temperature of Type-3 Combustor for CCS 30% Fuel

## 5．まとめ

CCS-IGCC プラント対応ガスタービン用水素含有燃料焚きドライ低 NOx 燃焼器を試作し，燃焼器圧力 0.6MPa 条件で燃焼特性を検討した結果，以下の知見が得られた。

(1) 試作したドライ低 NOx 燃焼器は CCS 0%を模擬した試験用燃料に対して，火炎の逆流や失火などの不安定現象を起こすことなく安定に燃焼した。

(2) 燃料噴孔を小口径とし，燃料噴流の貫通を強化し，同軸噴流の中央に燃料を集中させる仕様の燃料ノズルは，燃焼振動の防止に有効であるが燃焼室内での混合が遅れるため，NOx 排出量が大きい。

(3) 第 1 列から外周に向かうにしたがって空気孔の旋回角を弱め，外周側ほど火炎を下流側に押しやるように噴出方向を調整すると，バーナ間の空間への燃焼ガスの侵入を防止でき，空気孔プレートメタル温度低減および燃焼振動の防止に有効である。


## 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）の委託研究「革新的ゼロエミッション石炭ガス化発電プロジェクト：石炭ガス化発電用高水素濃度対応低 NOx 技術開発」により実施した。ここに記載して感謝の意を表す。


## 参 考 文 献


1) Moliere, M.: Benefiting From the Wide Fuel Capability of Gas Turbines: A Review of Application Opportunities, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30017 (2002).

2) Metz, B., Davidson, O., Coninck, H., Loos, M., and Meyer, L.: Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage, Cambridge University Press (2005).

3) 小泉浩美，百々聡，浅井智広，高橋宏和，吉田正平，井上洋：水素含有燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大気圧燃焼特性，第37回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2009) pp.31-36.

4) 浅井智広，百々聡，小泉浩美，高橋宏和，吉田正平，井上洋：水素含有燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大気圧燃焼特性(第 2 報)，第 38 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2010) pp.171-176

5) 百々聡，浅井智広，小泉浩美，高橋宏和，吉田正平，井上洋：水素含有燃料焚きガスタービン用ドライ低 NOx 燃焼器の燃焼特性，第38回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2010) pp.177-182

6) NEDO ほか：「平成 16 年度クリーン・コール・テクノロジー推進事業　石炭ガス化を核とするコプロダクションシステムに関する調査」調査報告書：(2005)

7) 浅井智広，百々聡，小泉浩美,吉田正平，井上洋：水素リッチ燃料焚き多孔同軸噴流バーナの火炎構造の検討，第 39 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2011) 掲載予定


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-14

# 水素含有燃料の燃焼特性に及ぼす一酸化炭素の影響の実験的検討

*百々　聡，浅井　智広，小泉　浩美，吉田　正平，井上　洋（日立製作所）

# Experimental Investigation on the Effects of Carbon Monoxide Constituent on Combustion Characteristics of Hydrogen-Rich Fuels

● Satoschi DODO, Tomohiro ASAI, Hiromi KOIZUMI, Shohei YOSHIDA, and Hiroshi INOUE
(Hitachi, Ltd.)

**ABSTRACT**

An Oxygen-blown integrated coal gasification combined cycle (IGCC) plant with pre-combustion carbon dioxide capture and storage (CCS) is one of the most promising solutions for realizing zero emission coal power generation. In above plant, hydrogen-rich fuels with a wide variation of hydrogen and carbon monoxide contents are supplied to a gas turbine. Since large amount of CO transport is prohibited by regulation, CO containing fuel is limited to atmospheric experiments. In this paper, nitrogen diluted methane / hydrogen mixture is adopted as surrogate CCS fuel mixtures, and tested under atmospheric pressure using preliminary multi-injection burner in comparison with CO containing fuel mixture. From the test results, the following conclusions are obtained: (1) Tested surrogate fuel can be substituted for practical CCS fuel on condition that fuel lean condition is maintained for every injection point. (2) Smaller outer fuel ratio results in fuel rich condition for first circumferential injection points, and difference of NOx emission is caused by the difference of local flame temperature.

**Key words**: IGCC, CCS, Gas Turbine, Combustor, Hydrogen-Rich Fuel, Carbon Monoxide, Low NOx

## 1．はじめに

近年，地球温暖化防止の観点から石炭焚き火力発電所からの二酸化炭素($CO_2$)排出量を削減するため，石炭を酸素でガス化しガスタービンに供給される燃料中の炭素分を回収貯留（CCS：Carbon Dioxide Capture and Storage）して発電する石炭ガス化複合発電プラント（Integrated coal Gasification Combined Cycle）に注目が集まっている[1]。$CO_2$回収・貯留付きIGCCプラント（以下，CCS-IGCCプラントと称する）には，一酸化炭素(CO)シフト反応後の$CO_2$濃度を高めた回収が可能である燃焼前回収法が，高効率ゼロエミッション石炭火力発電として有望である[2]。このようなプラントではガスタービンに供給される燃料の水素濃度は$CO_2$回収率により約 27vol.%から 84vol.%程度まで幅広く変化し，回収率の増加とともに高水素濃度燃料となる[3]。上に述べたような燃焼前回収方式酸素吹きCCS-IGCCプラントでは，シフト反応器で大量の水蒸気を必要とするため排熱回収ボイラ(Heat Recovery Steam Generator：以下，HRSGと略記する)で所要の水蒸気量が発生するまでは$CO_2$回収率が増加できない可能性がある。このため，CCS-IGCCプラントでガスタービンに供給される燃料は，起動および部分負荷運転中に，$CO_2$回収率の変化に応じて水素濃度が大きく変化する可能性がある。

CCS-IGCCプラントの燃料は，その主要成分である水素の燃焼速度が速く，最小着火エネルギが低いため，予混合燃焼方式で燃焼させると予混合器流路内に火炎が逆流したり，予混合器内で自発火したり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。また，火炎の逆流や自発火は燃料の燃焼速度や着火性に依存するため，$CO_2$回収率の変化によって燃料の水素濃度が変化すると，これらの現象を防止する条件が変化するので，単一のバーナ構造で対応することは困難である。

一方，拡散燃焼方式では窒素酸化物（NOx）の排出量が多くなり環境規制値を満足するために，プラントで発生する窒素（$N_2$）に加え，水や蒸気などの希釈剤を燃焼器に噴射する必要がある。この場合，発電効率が低下するとともに，噴射設備等で初期コストが上昇し，プラントの成立性に対し障害となる。したがって，高効率ゼロエミッション石炭火力発電の実現には，$CO_2$回収率により水素含有率が幅広く変化する水素含有燃料に対して，同一のバーナ構造によりNOx排出濃度を低減し，希釈剤を不要にすることが可能な革新的ドライ低NOx燃焼器が必要である。

上記の課題に対し，筆者らは多孔同軸噴流バーナ（以下，クラスタバーナと称する）をCCS-IGCCプラントから発生する燃料を模擬した水素含有燃料に適用し，大気

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

圧下の要素試験により高水素濃度燃料に対しても火炎の逆流なしに安定燃焼できることを確認した[4]。また，上記バーナの低NOx性能を発揮させるためには，燃焼騒音発生の抑制が重要であることを報告した[5]。また，大気圧下の要素試験[4)~6)]を踏まえ，クラスタバーナを複数本配置した実機ガスタービンに搭載可能なドライ低NOx燃焼器を試作し，燃焼器入口空気圧力 0.6MPaの条件下でCCS-IGCCプラントを模擬した水素含有燃料の燃焼特性を検討した。

ただし，実機ガスタービンに搭載可能な実寸大の燃焼器を用いた燃焼試験では，燃焼試験に必要な大量のCOを調達できないのが現状である。このため，ここまでの研究においては，主に水素($H_2$)，メタン($CH_4$)，および窒素($N_2$)の 3 成分からなる，CCS-IGCCプラントを模擬した水素含有燃料(以下，試験用燃料と称する)を用いて検討している。しかし，試験用燃料のNOx排出量や燃焼効率などの燃焼特性は，実機における組成の燃料(以下，実機燃料と称する)の燃焼特性に対して，条件によっては異なる場合がある。

本報告は，大気圧下の要素試験により，試験用燃料と実機燃料の燃焼特性を比較し，検討した結果を報告するものである。

## 2．$CO_2$回収・貯留付きIGCCプラント

### 2.1 プラントの系統概略

Fig.1 に本研究で対象とするプラントの構成の概略を示す。本プラントは燃焼前回収方式の酸素吹きCCS-IGCCプラントである。本プラントは，空気分離設備，ガス化炉，ガス精製設備，$CO_2$回収設備，およびコンバインドサイクルプラントから構成される。空気分離設備は，プラント起動用圧縮機からの空気またはガスタービンの抽気空気を原料として酸素（$O_2$）を生成する。

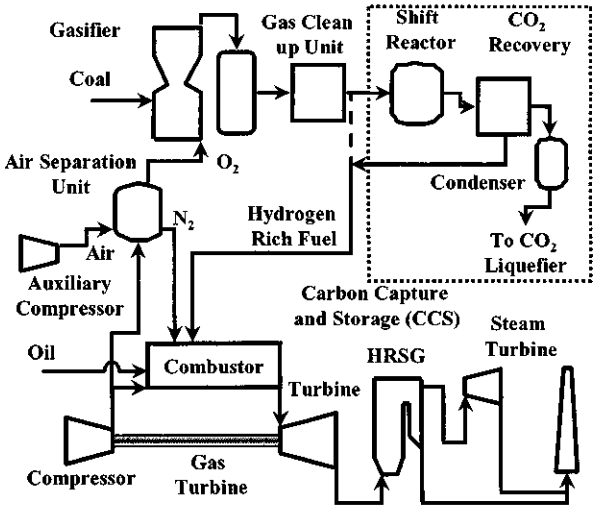



Fig.1 Schematic Diagram of Oxygen-Blown IGCC Plant with CCS

ガス化炉は，発生した$O_2$を酸化剤として石炭をガス化し，石炭ガス化ガスを生成する。ガス精製設備は，石炭ガス化ガス中の不純物を除去し，精製ガスを生成する。$CO_2$回収を行わない運転の際は，この精製ガスが燃料としてガスタービンに供給される。$CO_2$回収設備は，シフト反応器において精製ガス中の一酸化炭素（CO）を水蒸気とシフト反応させることにより$CO_2$と水素（$H_2$）に変換し，発生した$CO_2$を回収する。$CO_2$回収後の精製ガス(高水素濃度燃料)は燃料としてコンバインドサイクルプラントのガスタービンに供給される。

### 2.2 IGCC プラントの石炭ガス化ガスの特性

Table 1 にCCS-IGCCプラントでガスタービンに供給される燃料の組成例[3]を液化天然ガス(Liquefied Natural Gas : LNG）と比較して示す。CCS-IGCCプラントの燃料は水素($H_2$)および一酸化炭素(CO)を主成分とする燃料であり，$CO_2$回収率によって燃料組成は変化する。$H_2$およびCOは共に燃焼速度が大きく，広い可燃範囲を持ち，かつ理論空気量が少ないことが特徴である。

回収率 0%(CCS 0%)の場合の燃料は，$H_2$を 27vol.%，COを 60vol.%含み，燃料の主成分はCOである。発熱量はメタン（$CH_4$）を主成分とするLNGの約 1/4 であり，LNGと同一の燃焼ガス温度を得るのに必要な燃料流量は約 4 倍である。CCS 30%の燃料は$H_2$を 46vol.%，COを 43vol.%含む燃料となる。シフト反応は等モル反応であるため，体積当たりの発熱量はほとんど変化しないが，水素濃度が高くなり密度が低下するため質量あたりの発熱量は増加している。CCS 90%まで$CO_2$回収率が増加すると，$H_2$を 83.5vol.%，COを 5vol.%含む高水素濃度燃料となる。CCS 90%燃料に関しては，$H_2$が 83.5vol.%に達しCOは 5vol.%のみであるため，燃焼特性はほぼ水素に支配されるものと考える。

本研究では実機燃料においてCO濃度が水素濃度より高いか，同等であるCCS 0%およびCCS 30%の条件について実験的に検討した。具体的には，COを含む実機燃料とCOを含まない水素($H_2$)，メタン($CH_4$)，および窒素($N_2$)の 3 成分からなる試験用燃料を，大気圧下で同一のバーナを用いた燃焼試験を行い，燃焼特性を比較した。

Table 1 Compositions of Hydrogen-Rich Gas in IGCC Plant with CCS

| | | LNG | Carbon Capture Rate | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | CCS 0% | CCS 30% | CCS 90% |
| $H_2$ | vol.% | 0.0 | 26.5 | 45.5 | 83.5 |
| CO | vol.% | 0.0 | 60.0 | 43.0 | 5.0 |
| $CH_4$ | vol.% | 88.4 | 1.0 | 1.0 | 1.0 |
| $C_mH_n$ | vol.% | 11.6 | 0.0 | 0.0 | 10.5 |
| Inert Gas ($N_2$,$CO_2$) | vol.% | 0.0 | 12.5 | 10.5 | 10.0 |
| Density | kg/m$^3$N | 0.826 | 0.937 | 0.717 | 0.276 |
| Lower Heating Value | MJ/m$^3$N | 41.0 | 10.8 | 10.7 | 10.0 |
| | MJ/kg | 49.6 | 11.5 | 14.9 | 36.2 |

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

## 3．試験方法および試験品

本研究は既報[4)~6)]に使用した大気圧要素試験装置を用いて，同一のクラスタバーナによりCCS 0%およびCCS 30%に相当する実機燃料と，試験用燃料の燃焼特性を検討した。この際，バーナ出口断面平均燃焼ガス温度は等しくなるよう設定し，クラスタバーナ内での燃料流量配分を変化させて，NOx排出量および燃焼効率を指標に，それぞれの燃料に対する燃焼特性を比較･検討した。

### 3.1 試験装置

Fig.2 に本研究に使用した大気圧要素試験装置を示す。本試験装置は直径 $\phi$ 120mm の円筒形状燃焼室を持つ縦型の大気圧燃焼試験装置であり，供試クラスタバーナは燃焼室底面のバーナボディに固定した。クラスタバーナのバーナボディは 3 重円管構造となっており，中央管および第 2 環状流路が燃料流路，最外周環状流路が燃焼用予熱空気流路である。中央管および第 2 環状流路の末端は閉止されており，その端面に 3 列の円周状に燃料ノズルを設置できる。また最外周環状流路の末端には空気孔プレートを取り付け，燃料ノズルと同軸に空気孔を配置できる構造である。

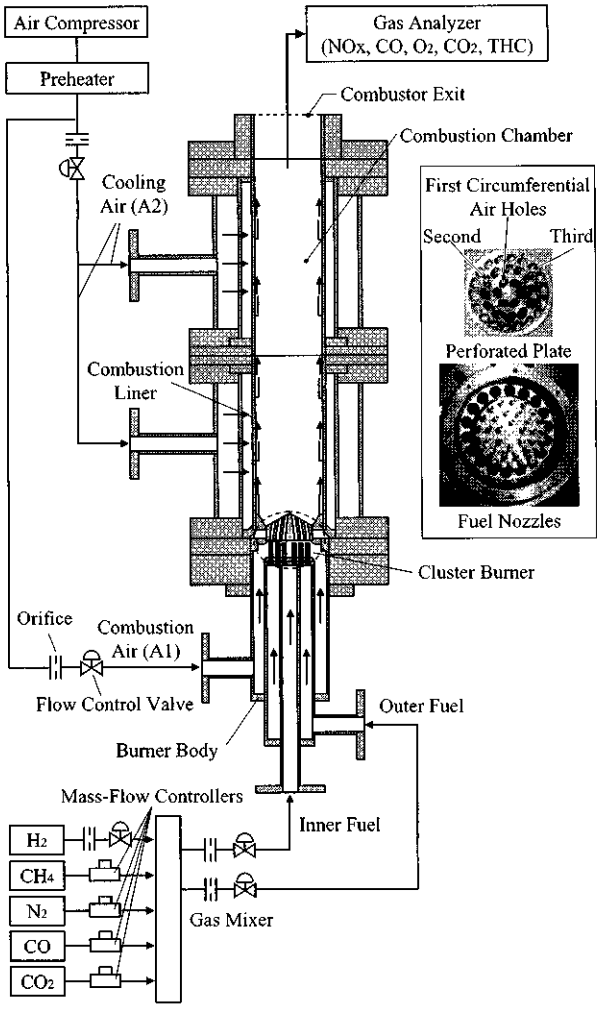



Fig.2 Schematic View of Experimental Apparatus

燃焼試験に用いる空気は空気圧縮機により供給し，配管途中に設けた空気予熱器により加熱した。空気の供給可能最高温度は 350℃である。この予熱空気を 2 つに分岐し，一方を燃焼用空気(A1 系統)としてバーナボディに，他方を燃焼室冷却空気(A2 系統)として燃焼室外側に供給した。燃焼用空気はバーナボディの最外周環状流路末端の空気孔プレートの空気孔を通り，空気孔と同軸に設置された燃料ノズルからの燃料と同軸噴流となって燃焼室内に噴出する。冷却空気は燃焼室外側をインピンジ冷却した後，燃焼室ライナに開口したフィルム冷却孔から噴出する。各々の空気の流量は流量調節弁で調整した。

一方，燃料については水素，メタン，窒素，CO，および$CO_2$の供給が可能である。このうち水素，メタン，CO，および$CO_2$は単一ガスを充填したガスボンベから個別に試験室内の混合器に供給した。一方，窒素は液化窒素タンクより気化して混合器に供給した。これら各ガス成分は流量計および流量調節弁により，流量を調整することで燃料組成を任意に調整することが可能である。各成分ガスを混合器で均一に混合した後，燃料を 2 つの系統に分岐して供給した。一方の系統はバーナボディの中央管からクラスタバーナの第 1 列に配置した 6 個の燃料ノズルに，保炎強化用の燃料（内周燃料）として供給した。他方は第 2 列および第 3 列の燃料ノズル 30 個に，低NOx燃焼用の燃料（外周燃料）として供給した。本研究では，バーナ全体に供給する燃料のうち外周燃料の比率を外周燃料比率と定義し，試験パラメータとした。

燃焼ガスの濃度は，燃焼室の下流位置で排ガス分析計により計測した。

### 3.2 供試クラスタバーナ

Fig.3 に本研究に使用したクラスタバーナの試験品構成を示す。本研究では，可能な限り広範囲な外周燃料比率で実機燃料と試験用燃料の燃焼特性を比較することを意図して，試験品を選定した。

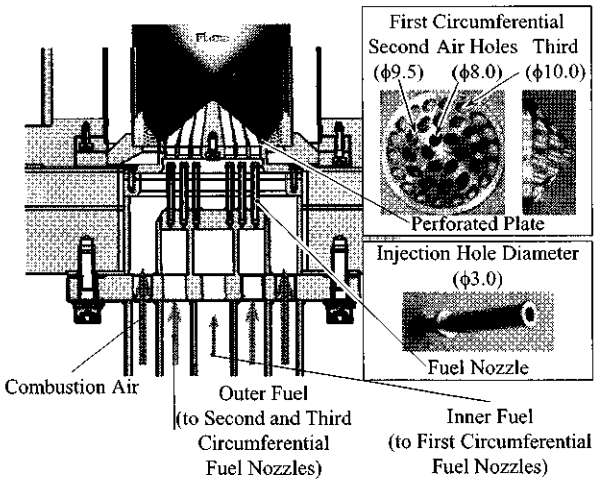



Fig.3 Schematic Close-up View of Tested Cluster Burner

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

大気圧下の要素試験では空気孔に火炎が付着して明滅すると，燃焼振動が発生する傾向にあり[6]，燃焼騒音を管理値以内に抑制するために外周燃料比率が設定できなくなる場合があった。したがって，広範囲な外周燃料比率を設定可能なようにするには，空気孔プレートに火炎が付着しないようにすることが重要である。

Fig.3 に示す通り，本研究に使用したクラスタバーナの空気孔プレートは，燃焼室側表面が凸形状のプレートに 3 列の同心円状に空気孔を配置したものである。第 1 列は主に火炎の保持を目的としており，直径 $\phi$8.0mm の空気孔を 6 個配置している。第 2 列と第 3 列は Fig.3 に示す火炎イメージからわかるとおり，空気孔出口から円錐状の火炎までの距離が長く，この距離間で燃料と空気の混合が図れるので，低 NOx 燃焼性能への寄与が大きい。第 2 列には直径 $\phi$9.5mm の空気孔を 12 個，第 3 列には直径 $\phi$10.0mm の空気孔を 18 個配置した。

一方，燃料ノズルはすべての列で噴孔径 $\phi$3.0mm の円管状直噴型ノズルを使用した。本試験品の構成の特徴は，空気孔直径が第 1 列から第 3 列に向かうにしたがって拡大しているので，バーナ外周側ほど同軸噴流内の燃料濃度が低く，空気孔出口に生じる後流渦に巻き込まれる燃料が少なくなり，燃焼騒音が発生しにくいことである。

### 3.3 試験条件および試験用燃料

Table 2 に試験条件を示す。燃焼室内の圧力を大気圧とし，バーナ出口断面平均燃焼ガス温度を 1500℃一定の条件のもとで，CCS 0%および CCS 30%に相当する実機燃料および試験用燃料について燃焼特性を比較した。空気予熱温度は供給可能な最高温度である 350℃で一定とし，燃焼用空気流量および冷却空気流量は，それぞれ 0.0611 (kg/s : 170m$^3$N/h)および 0.0287 (kg/s : 80m$^3$N/h)の流量で一定に保った。この条件のもとで外周燃料比率を変化させ，NOx排出量および燃焼効率の変化を検討した。

試験用燃料の組成については，既報の燃焼試験で使用した$H_2$, $CH_4$, $N_2$の 3 成分から成る燃料組成を使用した。試験用燃料はCCS 0%，およびCCS 30%条件における組成を想定し，単位体積あたりの低位発熱量を合わせる方針で成分を調整している。ただし，COは$H_2$と同様に理論空気量が小さいが，発熱量は$H_2$に比較して大きいので発熱量を補うためには理論空気量の大きい$CH_4$の分率を増加する必要がある。このため試験用燃料は実機燃料と比較して，理論空気量が約 28%大きくなる。量論混合比の断熱火炎温度も低くなり，CCS 0%燃料の場合は 137K，CCS 30%燃料の場合は 89K試験用燃料の方が低い。

Table2 Experimental Conditions

| No. | Item | | Unit | Practical Fuel | | Test Fuel | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | CCS 0% | CCS 30% | CCS 0% | CCS 30% |
| 1 | Combustion Air Flow Rate | | kg/s | 0.0611 | | | |
| 2 | Cooling Air Flow Rate | | kg/s | 0.0287 | | | |
| 3 | Air Inlet Temperature | | ℃ | 350 | | | |
| 4 | Sectional Mean Temperature at Combustor Exit | | ℃ | 1500 | | | |
| 5 | Composition | [$H_2$] | Vol.% | 26.5 | 45.5 | 40.0 | 55.0 |
| 6 | | [CO] | Vol.% | 60.0 | 43.0 | 0.0 | 0.0 |
| 7 | | [$CH_4$] | Vol.% | 1.0 | 1.0 | 18.0 | 15.7 |
| 8 | | [$N_2$] | Vol.% | 12.5 | 10.5 | 42.0 | 29.3 |
| 9 | Lower Heating Value | | MJ/m$^3$N | 10.8 | 10.7 | 10.8 | 11.6 |
| 10 | | | MJ/kg | 11.35 | 14.93 | 15.60 | 21.88 |
| 11 | Specific Weight | | kg/m$^3$N | 0.939 | 0.720 | 0.690 | 0.528 |
| 12 | Stoichiometric Ratio | | kg/kg | 0.3402 | 0.2850 | 0.1976 | 0.1438 |
| 13 | Adiabatic Flame Temperature | | ℃ | 2129 | 2142 | 1992 | 2053 |
| 14 | Theoretical Air Ratio | | mol /mol | 2.187 | 2.235 | 2.707 | 2.847 |

## 4．試験結果

### 4.1 $CO_2$回収率 0%(CCS 0%)燃料の燃焼特性

Fig.4 に CCS 0%燃料について，実機燃料と試験用燃料の NOx 排出特性を示す。外周燃料比率 80%以上の外周燃料比率の大きい条件では，試験用燃料の NOx 排出量は実機燃料の NOx 排出量と良く一致しており，NOx 排出量も小さい。しかしながら，外周燃料比率が 80%を下回る条件では，試験用燃料の NOx 排出量は実機燃料の NOx 排出量を大きく下回っている。

Fig.5 に CCS 0%燃料について，実機燃料と試験用燃料の燃焼効率特性を示す。試験したいずれの条件においても燃焼効率は 99.9%以上であり，燃焼安定性は良好であった。また，供試品の説明で述べたように空気孔直径を第 1 列から第 3 列に向けて拡大した空気孔プレートを使用し，空気孔出口に生じる後流渦に巻き込まれる燃料を抑制した結果，燃焼騒音は発生しなかった。燃焼効率に関しても，外周燃料比率 80%以上では試験用燃料は，実機燃料の挙動を良く再現しているが，外周燃料比率が 80%を下回る条件では燃焼効率を過大評価している。

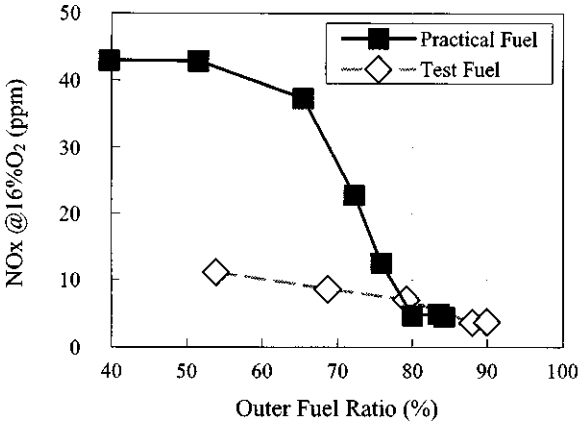



Fig.4 NOx Emission Comparison between Practical Fuel and Test Fuel for CCS 0%

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

外周燃料比率80%を境界として，試験用燃料が実機燃料の特性を再現しなくなる原因を検討するため，空気孔列ごとに局所燃焼ガス温度を算出した。局所燃焼ガス温度を算出にあたっては，以下の仮定を置いた。先ず燃料は，内周燃料が第1列の燃料ノズルに均等に配分され，外周燃料は第2列および第3列の燃料ノズルに均等に配分されるものと仮定した。一方，空気に関しては燃焼用空気が，空気孔の開口面積割合に比例して分配されるものと仮定した。これより空気孔ごとに当量比を求め，平衡計算により断熱火炎温度を算出して局所燃焼ガス温度とした。また空気孔において当量比が量論混合比を超えた場合には拡散燃焼的に燃焼するものと考え，燃料過濃となった場合には量論混合比火炎温度となると仮定した。

Fig.6に外周燃料比率を変化させた際の第1列局所燃焼ガス温度の変化を，実機燃料および試験用燃料について示す。Fig.6 に示すように外周燃料比率 80%以上の条件では，実線で示す実機燃料に対する第1列局所燃焼ガス温度と，破線で示す試験用燃料の局所燃焼ガス温度はよく一致している。しかし，試験用燃料は理論空気量の小さいCOの持つ発熱量を，理論空気量の大きい$CH_4$で補っているため，実機燃料より大きい外周燃料比率で第1列空気孔が量論混合比に達する。

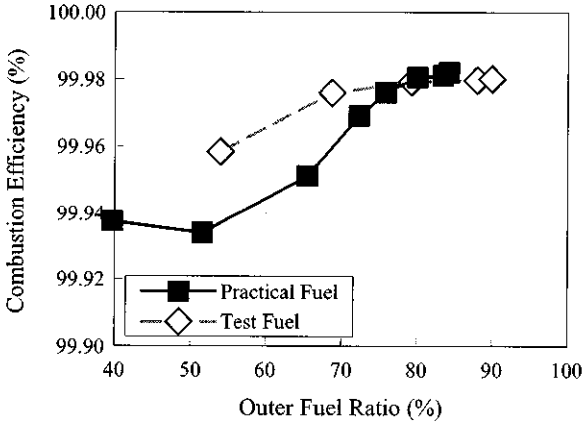



Fig.5 Combustion Efficiency Comparison between Practical Fuel and Test Fuel for CCS 0%

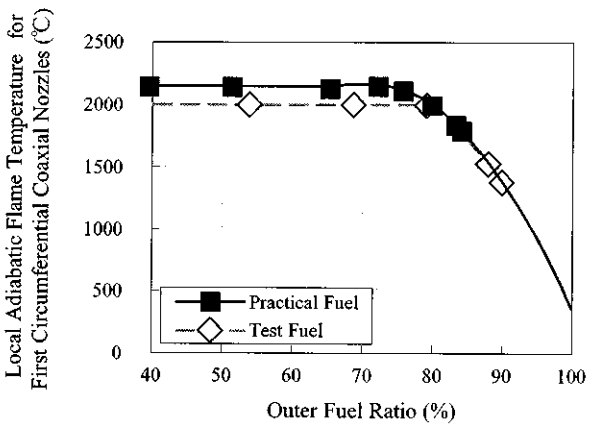



Fig.6 Local Adiabatic Flame Temperature of First Circumferential Coaxial Jet Holes for CCS 0%

本研究に用いた試験品の構成では，CCS 0%試験用燃料については外周比率80%以下の条件では第1列空気孔の局所当量比が 1.0 を超え，燃料過濃条件となった。一方，実機燃料に関しては外周燃料比率73%以下の条件で，燃料過濃条件になった。このため，Fig.6に示すように試験用燃料について外周燃料比率80%以下の条件では，第1 列局所燃焼ガス温度は試験用燃料の量論混合比断熱火炎温度で頭打ちになるが，実機燃料では外周燃料比率73%までは局所燃焼ガス温度が上昇し続ける。さらに外周燃料比率を低下させ，実機燃料についても燃料過濃条件となっても，Table 2 に示すように試験用燃料の量論混合比断熱火炎温度は，実機燃料の量論混合比断熱火炎温度より低い。このため，バーナ出口断面平均ガス温度は同じでも火炎内部の局所高温部の最高温度が大きく異なる状況となり，NOx 排出量に相違が出たものと考える。

一方，第2列および第3列の局所燃焼ガス温度は，検討した条件内では，大きな差は表れなかった。本研究のクラスタバーナはバーナ全体で定義する当量比が1より小さい希薄運用を前提としており，検討した条件範囲では第2列および第3列の空気孔で燃料希薄条件が保たれているため，局所燃焼ガス温度に大きな偏差が現れないものと考える。

### 4.2 $CO_2$回収率 30%(CCS 30%)燃料の燃焼特性

Fig.7 に CCS 30%燃料について，実機燃料と試験用燃料の NOx 排出特性を示す。CCS 30%燃料についても，外周燃料比率 80%以上の外周燃料比率の大きい条件では，試験用燃料の NOx 排出量は実機燃料の NOx 排出量と良く一致しており，NOx 排出量も小さい。しかしながら，CCS 0%燃料と同様に外周燃料比率が 80%を下回る条件では，試験用燃料の NOx 排出量は実機燃料の NOx 排出量を大きく下回っている。

Fig.8 に CCS 30%燃料について，実機燃料と試験用燃料の燃焼効率特性を示す。いずれの条件においても燃焼効率は 99.9%を上回り，燃焼安定性は良好であった。

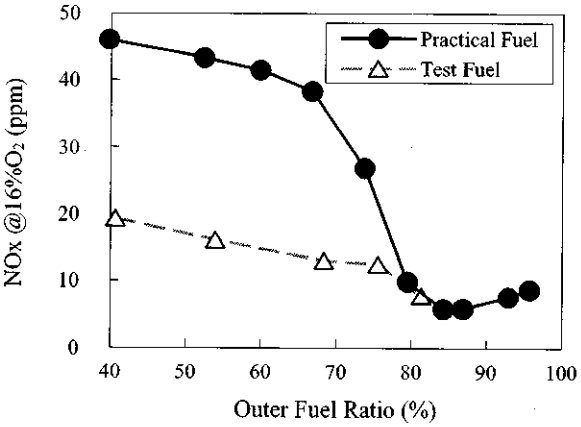



Fig.7 NOx Emission Comparison between Practical Fuel and Test Fuel for CCS 30%

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

また，CCS 30%燃料についても燃焼騒音は発生しなかった。CCS 30%燃料の燃焼効率に関しても，外周燃料比率 80%以上では試験用燃料の燃焼効率特性は，実機燃料の燃焼効率挙動を良く再現しているが，外周燃料比率が80%を下回る条件では過大評価している。

そこで，CCS 0%燃料の場合と同様に局所燃焼ガス温度を検討した。Fig.9 に外周燃料比率を変化させた際の第1 列局所燃焼ガス温度の変化を，実機燃料および試験用燃料について示す。CCS 30%燃料の場合も，Fig.9 に示すように外周燃料比率 80%以上の条件では，実線で示す実機燃料に対する第 1 列局所燃焼ガス温度と，破線で示す試験用燃料の局所燃焼ガス温度はよく一致している。しかし，本研究に使用した試験品の構成ではCCS 30%試験用燃料については，外周燃料比率 78%以下で燃料過濃条件になった。一方，CCS 30%実機燃料が燃料過濃条件となるのは外周燃料比率 74%以下の外周燃料比率であった。試験用燃料と実機燃料で燃料過濃条件となる外周燃料比率の差が，CCS 0%燃料より縮小しているのは実機燃料中のCO濃度が$CO_2$回収により低下し，COの寄与率が減少したためである。CCS 0%燃料と同様に，検討した条件範囲では第 2 列および第 3 列空気孔は燃料希薄条件が保たれており，局所燃焼ガス温度に差はなかった。

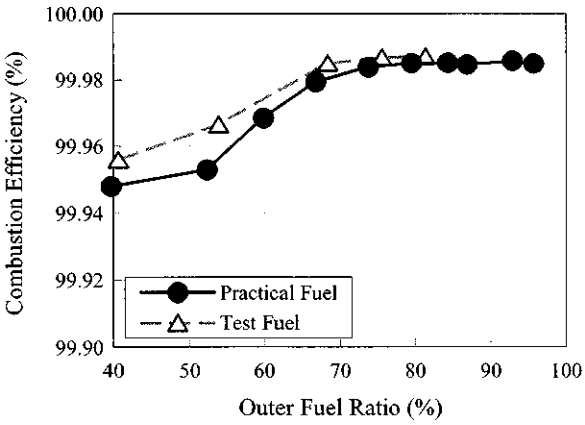



Fig.8 Combustion Efficiency Comparison between Practical Fuel and Test Fuel for CCS 30%

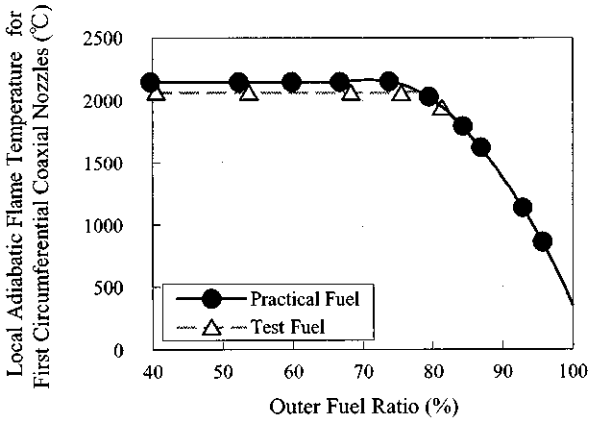



Fig.9 Local Adiabatic Flame Temperature of First Circumferential Coaxial Jet Holes for CCS 30%

## 5．まとめ

CCS-IGCC プラントの CCS 0%および CCS 30%に相当する水素含有燃料について，組成に CO を含む実機燃料と CO を含まない試験用燃料について，大気圧下で燃焼特性を比較し，以下の知見を得た。

(1) $H_2$，$CH_4$，$N_2$の 3 成分から成る試験用燃料は，バーナ内の全空気孔で燃料希薄条件が保たれていれば，CO を含む実機燃料のNOx排出特性および燃焼効率特性を，よく再現する。

(2) 外周燃料比率の低くなり第 1 列空気孔が燃料過濃となる条件では，試験用燃料の理論空気量が大きいことと，量論混合比火炎温度が低いことが原因となり，NOx 排出量を過小評価する。


## 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）の委託研究「革新的ゼロエミッション石炭ガス化発電プロジェクト：石炭ガス化発電用高水素濃度対応低 NOx 技術開発」により実施した。ここに記載して感謝の意を表す。


## 参 考 文 献


1) Moliere, M.: Benefiting From the Wide Fuel Capability of Gas Turbines: A Review of Application Opportunities, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30017 (2002).
2) Metz, B., Davidson, O., Coninck, H., Loos, M., and Meyer, L.: Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage, Cambridge University Press (2005).
3) NEDO ほか：「平成 16 年度クリーン・コール・テクノロジー推進事業　石炭ガス化を核とするコプロダクションシステムに関する調査」調査報告書：(2005)
4) 小泉浩美，百々聡，浅井智広，高橋宏和，吉田正平，井上洋：水素含有燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大気圧燃焼特性，第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2009) pp.31-36.
5) Asai, T., Koizumi, H., Dodo, S., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Applicability of a Multiple-Injection Burner to Dry Low-NOx Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22286 (2010).
6) 浅井智広，百々聡，小泉浩美，高橋宏和，吉田正平，井上洋：水素含有燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大気圧燃焼特性(第 2 報)，第 38 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2010) pp.171-176
7) 百々聡，浅井智広，小泉浩美，高橋宏和，吉田正平，井上洋：水素含有燃料焚きガスタービン用ドライ低NOx燃焼器の燃焼特性，第38回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2010) pp.177-182


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-15

# UMGT 用水素燃料極超小型燃焼器の着火と火炎安定性に及ぼす圧力の影響

*桜井　毅司（首都大）、笛田　剛志（首都大院）、湯浅　三郎（首都大）

# Effect of Pressure on the Ignition and Flame Stability in a Hydrogen-fueled Ultra-micro Combustor for UMGT

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

**ABSTRACT**

We have been developing a hydrogen-fueled ultra-micro combustor for UMGT. Under the atmospheric condition, the combustor showed the wide stable flame region including the design operation point and attained high combustion efficiency with low NOx emission. To evaluate the combustion characteristics of the combustor at elevated pressure condition, both the ignition and the flame stability limits were examined. The results showed that the equivalence ratio for the ignition were lower as the pressure increased since the burning velocity of hydrogen/air premixture increased with the pressure. With the same reason, the flame stable region at the elevated pressure expanded to the lower equivalence ratio.

**Key words**: Ultra-micro Combustor, UMGT, Flat-flame, Hydrogen, Elevated Pressure

## 1. はじめに

ウルトラマイクロガスタービン（UMGT）は無人航空機やロボット等への搭載を目的とした究極の超小型動力源である [1]。筆者らは、UMGT サイズの水素やプロパンを燃料とした極超小型燃焼器の研究開発を行っており、大気圧条件では実用に十分な燃焼特性を達成している [2]。その際に、大気圧常温下における設計点を UMGT 定格運転時（圧力比４）の体積空気流量と一致するように定めることで、定格運転時にも火炎安定性が変わらないように配慮していた。圧力に対する燃焼速度の変化は小さく、圧力比４程度の場合には着火や火炎安定性が大きく変化することはないと予想しているが、実験的な検証は行われていない。そこで本研究では燃焼室圧力を大気圧から 0.2 MPa(abs)まで変化させた場合の加圧条件下における着火と火炎安定性を調べた。

## 2. 水素燃料極超小型燃焼器および実験方法

図 1 に実験で使用した燃焼器の概略図を示す。この燃焼器は大別して、予混合室、燃焼室、排気スリットから構成されている。水素／空気予混合気は燃焼器下方から流入し、燃焼室の多孔質インジェクタ上面に Flat-flame を形成させ、排気スリットから一方向に排気される。燃焼室は直径 9.4 mm、高さ 1 mm、容積 69.4 mm$^3$ である。燃焼室出口の流路は、幅 4.0×高さ 0.5mm に絞っており、その下流側は、 排気スリット流路を幅 9.4×高さ 1.0 mm に拡大している。燃焼器出口に流量微調整バルブを設置し、この開度を変えることで燃焼室圧力を変化させた。今回の実験では最大で 0.2

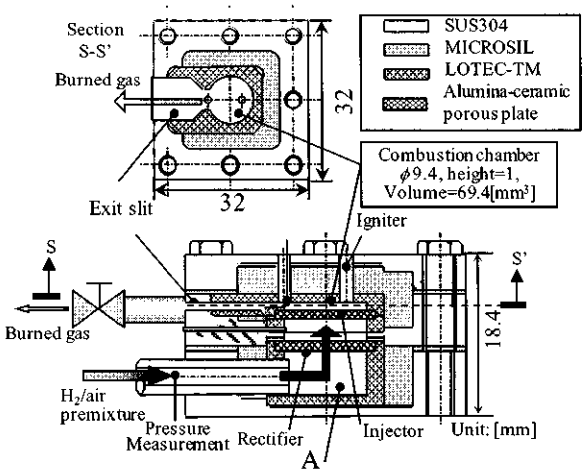



Fig.1 Schematic of the engineering-model of hydrogen-fueled ultra-micro combustor

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

MPa(abs)までの範囲で圧力を変化させ、温度は常温で行った。燃焼器各部のシールには耐熱性に優れたグラシール（ニチアス製）を用い、イグナイタや熱電対の挿入部には耐熱性シリコンガスケット（スリーボンド製）を使用した。これらにより0.2 MPa(abs)まではリークが生じないことを確認している。しかし、0.2MPa(abs)以上になるとイグナイタや燃焼室に挿入した熱電対のシール部が燃焼時の高温による劣化と相まってリークを生じるようになった。燃焼器の構造および材質は、既報と同様である[3]。大気圧下の設計点は、当量比0.4、空気流量0.037 g/s であるが、圧力の増加とともに設計空気流量も増加し、0.2MPa(abs)では空気流量0.075 g/s となる。これらの値はMIT の設計値を参考にして、圧力比4、出力16W における体積流量と等しくなるように決定した[1]。着火は、燃焼室内部に挿入した極細線のスパークプラグによって行った。着火エネルギーは1.9 mJ である。予混合気の温度計測は予混合室(Fig.1 A)にて直径0.5mmのK型シース熱電対を用いて行った。

## 3. 実験結果および考察

### 3.1 加圧時の着火限界の変化

Fig.2 に圧力を変化させた場合の着火限界を示す。この結果は、所定流量の予混合気を流した上で目的の圧力となるように燃焼器出口の流量微調整バルブ開度を調整し、イグナイタで着火した時の当量比を示したものである。圧力が同じ場合には、空気流量が増加するほど着火の当量比は高くなる。一方、同一の空気流量で比較すると、圧力が高くなるほど着火時の当量比は小さくなった。

着火が起こるためには、スパークで生じたイグナイタ付近の着火核から予混合気全体へ火炎が伝播することが必要である。燃焼器では予混合気流中にイグナイタがあるため、火炎が伝播するためには流速よりも燃焼速度が速くなければならない。圧力が一定の場合に空気流量が増加すると、流速が速くなるために着火条件として大きな燃焼速度が必要である。よって、着火限界の当量比は高くなったと考えられる。空気流量一定における着火限界への圧力の影響については、水素の燃焼速度と圧力の関係に着目する。水素の燃焼速度 $S_L$ に対する圧力指数 $n$ は約0.2 となるため[5,6]、$S_L \propto p^n$ の関係から圧力が高くなると $S_L$ も速くなる。したがって、空気流量が一定の場合に圧力が高くなると、流速は一定のまま燃焼速度が増加するため、より低い当量比でも着火が可能となる。

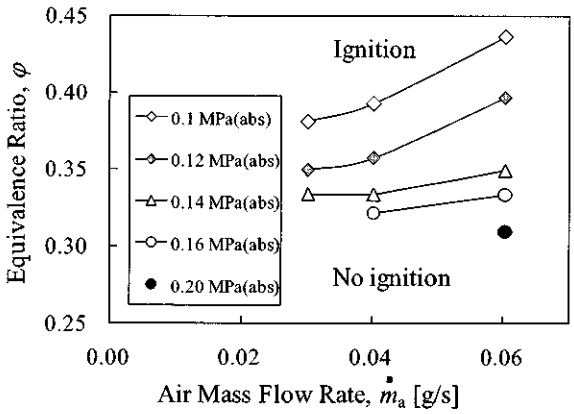



Fig.2 Ignition limits for various premixture pressures of the engineering-model of hydrogen-fueled ultra-micro combustor

### 3.2 加圧時の火炎安定限界

Fig.3 に圧力を変化させた場合の火炎安定限界を示す。図にはこれまでに取得している大気圧下の結果[2]や各圧力条件における設計点を合わせて示している。この結果は所定の空気流量で着火後、目的の圧力となるように燃焼器出口の流量微調整バルブ開度を調整し、消炎した時の当量比を示したものである。当量比を変化させるにつれて圧力が変化するために、その都度流量調整バルブの開度を調節した。大気圧の火炎安定限界は空気流量が設計点を大きく超える0.04g/s以上の流量においてもおよそ当量比 0.3 のほぼ一定の値を取っている。圧力が高くなるにつれて、消炎時の当量比は小さくなり、火炎安定領域が広くなっていくことがわかる。

この原因を探るために Flat-flame の火炎安定機構である燃焼速度と予混合気流速の関係について

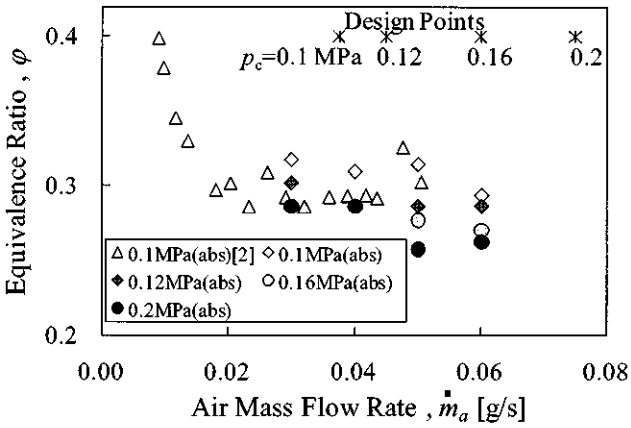



Fig.3 Flame stability limits for various premixture pressures of the engineering-model of hydrogen-fueled ultra-micro combustor

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

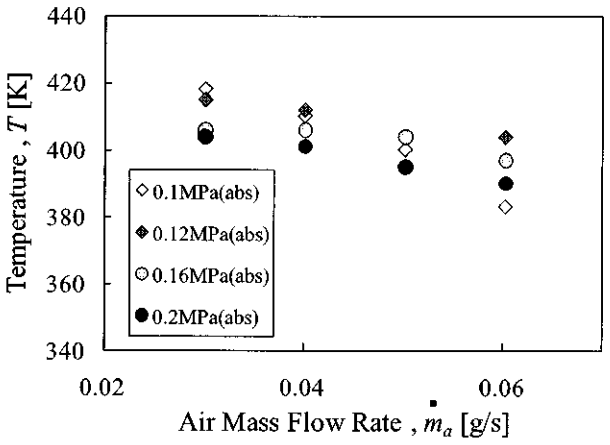



Fig.4 Premixture temperatures at premixing room corresponding to the flame stability limits

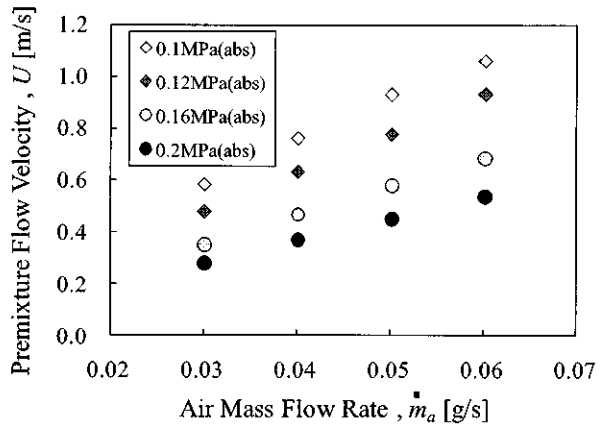



Fig.5 Premixture flow velocities corresponding to the flame stability limits

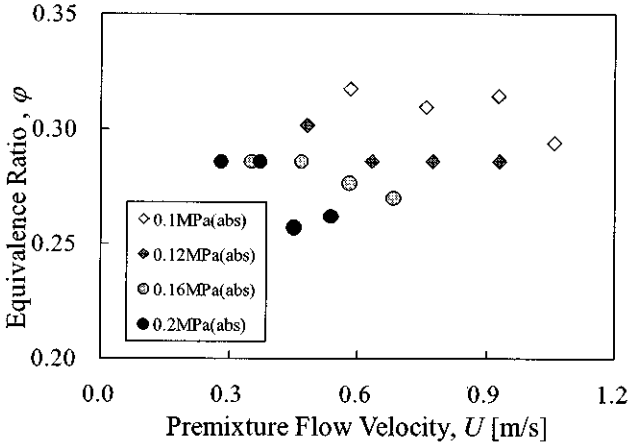



Fig.6 Relation between the premixture flow velocity and the premixture pressure under the flame stability limits

着目する。Fig.4 に Fig.1(A)の予混合室で計測した予混合気温度を示す。予混合気は常温で燃焼器へ供給しているが、予混合室においてすでに 80K 以上温度が上昇している。この予熱効果は燃焼器内部で生じている熱再循環によるものである [2)]。それぞれの空気流量に対して、圧力が 0.1 から 0.2MPa へ大きくなった場合の予混合気温度の変化は 20K 前後であり、予混合気温度に対する圧力変化の影響は小さい。

この結果と圧力をもとに火炎安定限界に対応した予混合気流速を見積もった。結果を Fig.5 に示す。予混合気流速は全ての圧力条件に対して空気流量の増加とともに単調に増加している。一方、圧力の違いを見ると、圧力が高くなるほど予混合気流速は遅くなる。これは圧力が密度に比例するためである。

これに対して、燃焼速度の圧力に対する変化を考える。先述したように水素の燃焼速度は $S_L \propto p^{0.2}$ である。燃焼速度の温度依存については、今回の実験で得られたような当量比 0.4 未満の希薄状態における水素／空気予混合気に対して筆者の調べた限りでは該当するデータが見当たらなかった。そのため、今回の実験で行った燃焼条件における水素の燃焼速度 $S_L$ は推定できていないが、圧力の影響のみに着目すると大気圧時の燃焼速度 $S_{L0}$ に対して 0.12MPa では $S_L/S_{L0}$=1.037、0.16MPa では 1.100、0.20MPa では 1.149 となり、圧力が高くなるほど燃焼速度も大きくなる。

Fig.3 の火炎安定限界における質量流量を予混合気流速で示した結果を Fig.6 に示す。同じ流速条件で圧力が異なる場合の当量比を比較すると、例えば流速 0.6m/s では圧力が増加するにつれて当量比は 0.32 から少しずつ低下し、圧力 0.2 MPa(abs) では 0.27 となる。これはほかの流速についても同様の傾向が見られる。この結果は、圧力が増大することで燃焼速度が増加したために、より低い当量比でも燃焼速度と予混合気流速の釣り合いが得られたことを示唆している。

## 4. まとめ

- 水素／空気予混合気の燃焼速度は圧力に対して正の値を持つため、燃焼器の着火は高い圧力ほど低い当量比で可能となる。
- 火炎安定限界も着火限界と同様に圧力の上昇とともに燃焼速度が大きくなることによって低当量比側へ火炎安定領域が拡大した。

## 参 考 文 献


1) Epstein, A. H., et al. : Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines - The MIT Microengine Project -, 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA 97-1773,1997.

2) Sakurai, T., Yuasa, S., Fueda, T., and Ono, Y. :


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

Combustion and Thermo-fluid Characteristics of Hydrogen-fueled and Propane-fueled Ultra-micro Combustors for UMGT, 20th ISABE, ISABE2011-1125, 2011.

3) 笛田剛志、桜井毅司、湯浅三郎:排気スリット形状を改良した UMGT 用水素燃料極超小型燃焼器の諸特性, 第 38 回日本ガスタービン学会講演論文集, B-9, 2010.

4) 水谷幸夫: 燃焼工学(第 2 版), 森北出版, 1989, pp112-113.

5) Egolfopoulos, F. N., and Law, C. K. : An experimental and computational study of the burning rates of ultra-lean to moderately-rich H2/O2/N2 laminar flames with pressure variations, 23rd Symp. (Intl.) on Combust., 1990, pp.333-340.

6) Kuo, K. K. : Principles of Combustion, 2nd Ed., John Wiley & Sons, Inc., 2005, pp. 500-501.

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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【技術紹介】 C-16

# ガスタービン翼を対象としたTBC遮熱性能非破壊評価法の開発（第2報）

*藤井　智晴，酒井　英司，岡田　満利（電中研）

# Development of Non-Destructive Evaluation Method for Heat Resistance of TBC on Gas Turbine Blade (Part 2)

*Tomoharu FUJII, Eiji SAKAI and Mitsutoshi OKADA

**ABSTRACT**

TBCs are applied to various hot gas path components such as combustors, blades, and vanes. The application of a TBC causes a significant decrease in the temperature of the base metal surface. However, it is reported that under high-temperature operating conditions, the heat resistance of the TBC decreases gradually because of sintering and erosion of the TBC layer. Accurate evaluation of changes in the TBC heat resistance is very important for evaluating the residual lifetime of a given component. So we have proposed a new concept and have developed a system for measuring the heat resistance of the TBC layer on a blade. This system is mainly composed of a carbon dioxide laser, a robot arm, and an IR camera. In this paper, we present a verified result of the measurement accuracy of this system using a plate shaped TBC sample.

**Key words**: TBC, NDE, heat resistance

## 1．はじめに

近年のガスタービンの高温・高効率化に向けた取り組みの中で、燃焼器、動翼、静翼などの高温部品への遮熱コーティング（TBC）の適用範囲が拡大している。しかし、TBCは、高温の厳しい環境で使用されるため、使用中に、はく離、焼結、減肉など、その性能に影響を及ぼす損傷劣化が発生することが知られている。TBCの損傷劣化は、部品の基材温度の上昇に繋がるため、部品寿命への影響が懸念される。このため、これらの損傷劣化の兆候や発生状況を非破壊で検出する技術の開発が望まれている。

これまでに、著者らは、動翼のTBC（トップコート）の遮熱性能（熱抵抗）の経年劣化に着目し、これを非破壊で計測する手法および装置の開発を行ってきた[1-3]。本報では、開発した装置の概要と、板状のTBC試料を用いて行った本装置の計測精度の検証結果を中心に紹介する。

## 2．熱抵抗の計測手法の概要

### 2．1　計測手法の概要

Fig.1に、トップコートの熱抵抗の変化を非破壊で計測するための手法を示す。まず、トップコート表面の一部分をレーザで加熱する。その後、非接触の赤外線カメラ等により、その部分の温度を計測する。この際、仮に、トップコートの熱抵抗が、初期状態よりも低下していれば、基材側に熱が伝わりやすくなる。このため、同じ加熱条件であれば、劣化したトップコートの表面温度は、初期状態よりも低くなる。また、仮に、トップコートの熱抵抗が初期状態から変化していなければ、初期状態と同じトップコート表面温度となる。つまり、この表面温度を計測することにより、熱抵抗の変化を定量的に把握することが可能となる。

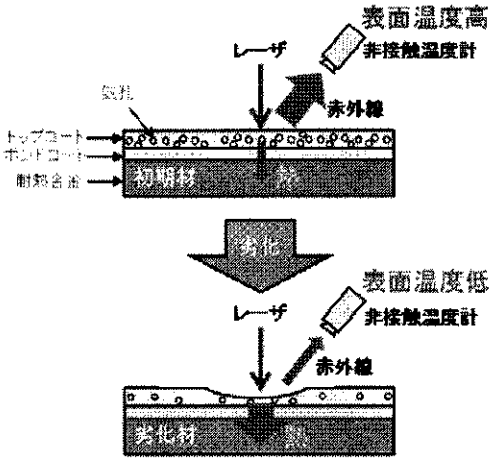



Fig.1　計測手法

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

なお、熱抵抗はトップコートの厚さを見かけの熱伝導率で割った値として定義されることから、この計測手法においては、トップコートの減肉による厚さの変化と、トップコートの焼結による見かけの熱伝導率の変化を区別することなく、まとめて計測していることになる。

### 2．2　熱抵抗の計測フロー

Fig.2 に、動翼のトップコートの熱抵抗の変化を非破壊で計測するためのフローを示す。

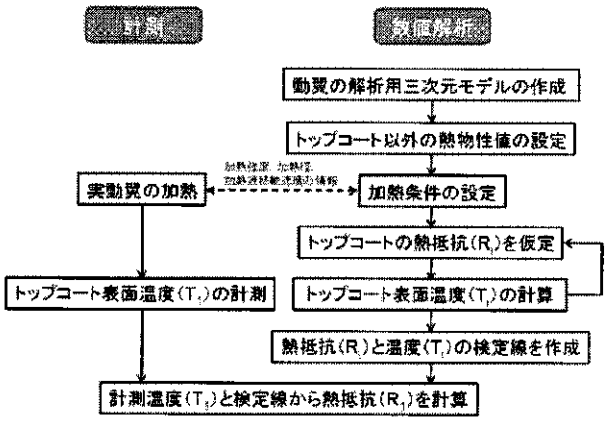



Fig.2　熱抵抗の計測フロー

まず、内部の冷却流路も含めた TBC 施工動翼の三次元モデルを作成し、そのモデル表面のある部位に、加熱条件を設定するとともに、トップコート部分に適当な熱抵抗値を仮定する。その後、非定常熱伝導解析を行い、その結果として、ある部位におけるトップコートの表面温度が計算される。さらに、加熱条件を固定した状態で、この計算を何通りか繰り返し、ある部位における熱抵抗値と表面温度の検定線を作成する。次に、実際の動翼の表面を、数値解析の場合と同様の条件で加熱し、トップコートの表面温度を計測する。この計測温度と、数値解析で得られた検定線から、その部位における熱抵抗値が決定される。

## 3．計測装置の概要

前章に示した計測手法を実現するために考案した計測装置の構成を Fig.3 に示す。

動翼のトップコート表面の加熱源としては、赤外域の波長を持ち、効率的な加熱が可能な $CO_2$ レーザを用いている。また、トップコート表面に対して、常に垂直方向かつ等距離から同じ条件で加熱ができるように、動翼の表面形状データをロボットに記憶させ、レーザの照射位置や方向を制御している。

また、この装置では、トップコート表面におけるレーザの反射の影響を考慮して、$CO_2$ レーザの波長（10.6 μm）以外の波長（3～5 μm）を検出する赤外線カメラを温度計測用に採用している。

以上の装置構成に基づいて開発した実際の装置の外観を Fig.4 に示す。

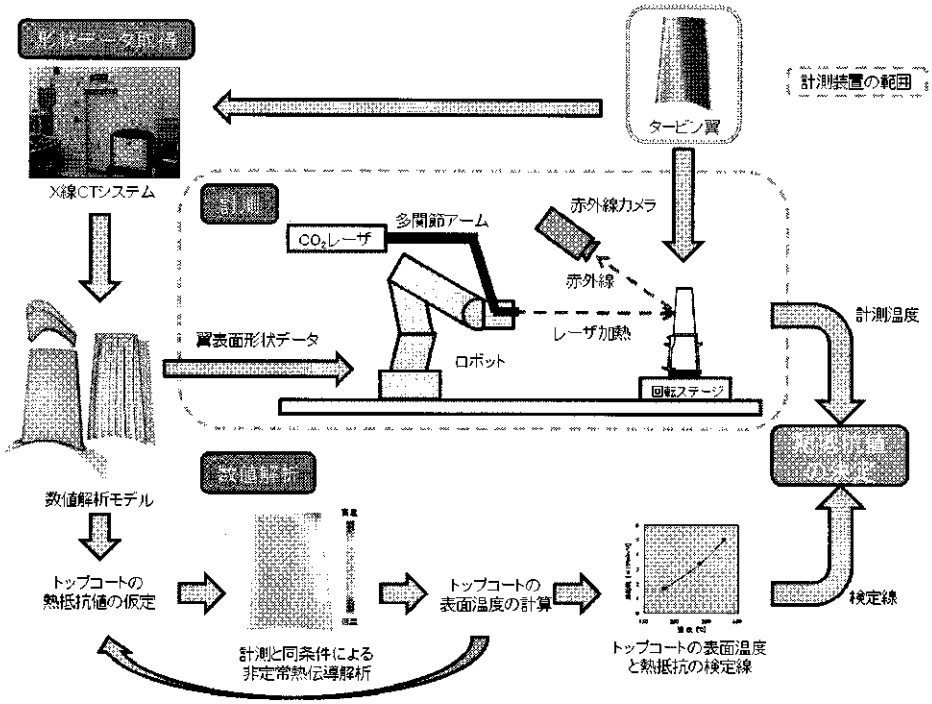



Fig.3　計測装置の構成

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

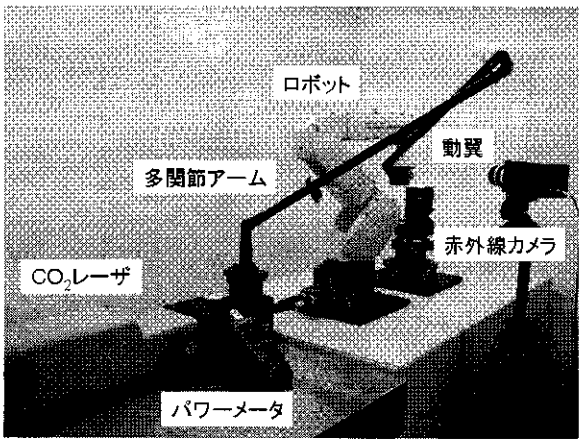



Fig.4　計測装置の外観

## 4．板状 TBC 試料を用いた検討

### 4．1　試料の概要と計測条件

開発した装置による適切な計測条件を決定するため、単純形状の板状 TBC 試料を用いて、各種計測パラメータが計測結果に及ぼす影響を把握するとともに、Fig.2 に示したフローにより、実際に非破壊でトップコートの熱抵抗値を求めた。

計測に用いた TBC 試料は、100×100×1mm の SUS304 製の板材の片面に、イットリア部分安定化ジルコニア（8wt%$Y_2O_3$-$ZrO_2$）製のトップコートのみを施工したものである。このトップコートの表面に、Fig.5 に示す温度計測点を設定した。また、トップコート表面には、放射率が既知の黒体塗料を塗布した。なお、この黒体塗料の放射率は、$CO_2$ レーザの波長域、および赤外線カメラの波長域の両方において 0.94 である。

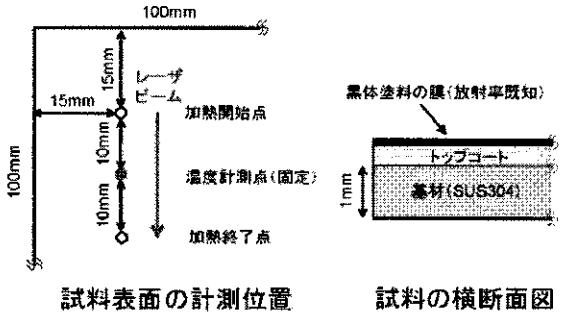



Fig.5　板状 TBC 試料と計測位置の概要

既報 [3] の結果から、レーザによる加熱温度が高いほど、遮熱性能の違いを検出しやすくなると考えられるが、加熱によるトップコートの損傷を避けるために、トップコートの表面温度が最大でも 400℃程度となるような加熱条件を設定することとした。

また、レーザにより動翼表面のトップコートを加熱する場合に、加熱径が小さいほど、熱抵抗の分解能を高められると考えられる。しかし、加熱径が小さい場合には、動翼表面全体に対する計測時間が増大することになる。このため、加熱径については、本装置の制約上最小となる φ2mm と、φ4mm の 2 通りに設定した。また、全面 TBC が施工された動翼 1 枚の計測を 30 分程度で完了させることを目標として、レーザビームの移動速度を、5mm/s および 10mm/s の 2 通りに設定した。Table 1 に計測条件の組合せを示す。

Table 1　計測条件

| 計測条件 | ケース A | ケース B |
|---|---|---|
| 加熱径 | φ2mm | φ4mm |
| ビーム移動速度 | 10mm/s | 5mm/s |
| 加熱強度 | トップコート表面温度で 400℃程度を限度 | |

### 4．2　計測結果

Table 1 に示したそれぞれのケースについて、本装置の $CO_2$ レーザの最低出力である 2W から 1W ずつ加熱強度を増加させていき、レーザビームの通過に伴う計測点の温度変化を赤外線カメラで計測した。

計測点における温度計測結果を Fig.6 に示す。レーザビーム内には、正規分布型の強度分布があるため、レーザビーム中心部で計測される最高温度と、加熱径内の平均温度の両方を示している。まず、傾向として、加熱強度の増加に伴い、最高温度、平均温度ともに直線的に温度が増加している。

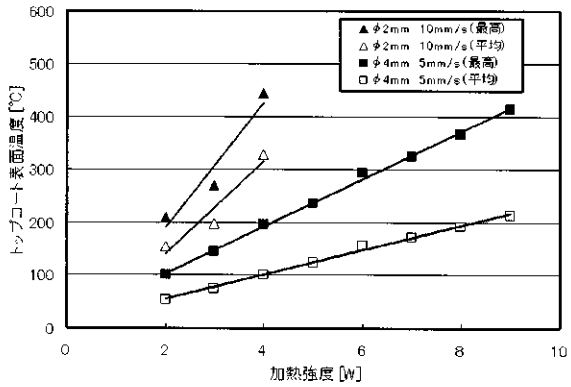



Fig.6　トップコート表面の温度計測結果

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

次に、Fig.2 のフローに従い、計測に用いた TBC 試料と同様の数値解析用 TBC モデルを作成し、検定線を作成した。検定線の作成方法としては、まず、トップコートの熱伝導率を、初期材の文献値[4]である 0.7W/mK に固定し、その後、トップコートの厚さをパラメータとして変化させ、熱抵抗を設定し、トップコート表面の温度を計算した。一例として、ケース B の 8W の条件に対する検定線を Fig.7 に示す。なお、数値解析では、レーザビームに強度分布は持たせず、ビーム内は一様の強度として計算を行った。このため、数値解析結果と、赤外線カメラで計測した平均温度とを比較することになる。この検定線と、この条件における実際の計測温度である 191.5℃からトップコートの熱抵抗値を推定したところ、245mm²K/W となった。また、その他の加熱条件についても、同様の方法により熱抵抗値を推定した。

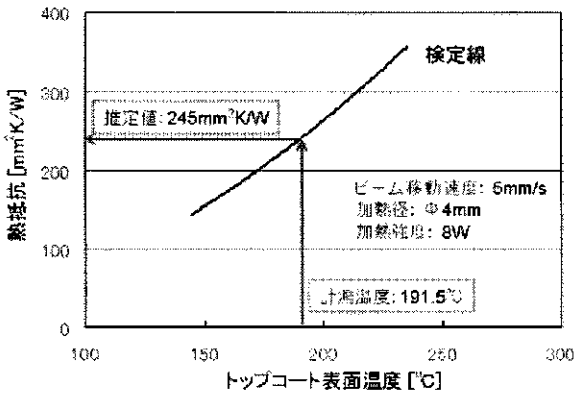



Fig.7　検定線の一例

### 4．3　計測精度の検証

計測した TBC 試料の破壊検査により、実際のトップコートの厚さを計測した結果、平均厚さは 0.17mm であった。また、このトップコートに対する熱伝導率を計測した結果、温度依存性は小さく、その値は初期材の文献値と同じ 0.7W/mK であった。なお、熱伝導率は、レーザフラッシュ法と荒木らが提案した多層試料に対する解析法[5]を用いて計測した。

破壊検査から得られた実際の熱抵抗値と、本装置による計測と数値解析により推定された熱抵抗値の比較結果を Table 2 に示す。この結果、ケース A の場合には、比較的大きな誤差となったが、ケース B の場合には、加熱強度が低い場合には誤差が大きいものの、加熱強度が高い場合には、2%以内の誤差での計測が可能であることが分かった。

なお、この誤差は、トップコートの厚さにして 0.003mm 程度に相当し、計測上十分な精度であると考えられる。

Table 2　計測精度の検証結果

| ビーム移動速度 [mm/s] | 加熱領域 [mm] | 加熱強度 [W] | 熱抵抗（推定値） [mm²K/W] | 熱抵抗（破壊検査） [mm²K/W] | 計測誤差 [%] |
|---|---|---|---|---|---|
| 10 | φ2 | 2 | 277 | 243 | 14.2 |
| | | 3 | 227 | | -6.5 |
| | | 4 | 474 | | 95.2 |
| 5 | φ10 | 2 | 140 | | -42.5 |
| | | 3 | 170 | | -30.0 |
| | | 4 | 210 | | -13.5 |
| | | 5 | 221 | | -9.1 |
| | | 6 | 261 | | 7.5 |
| | | 7 | 247 | | 1.6 |
| | | 8 | 245 | | 0.8 |
| | | 9 | 246 | | 1.2 |

次に、ケース A と B で異なる傾向を示した原因を検討するため、Fig.6 でトップコート表面温度の平均値がほぼ同じ 200℃となったケース A の加熱強度が 3W の場合と、ケース B の加熱強度が 8W の場合の検定線を比較した。この結果を Fig.8 に示す。この結果、ケース B と比較して、ケース A の場合には、熱抵抗がある程度高くなると、TBC 表面温度の増加割合が小さくなり、表面温度の僅かな計測誤差が、熱抵抗の推定値に大きな影響を及ぼすことが分かった。

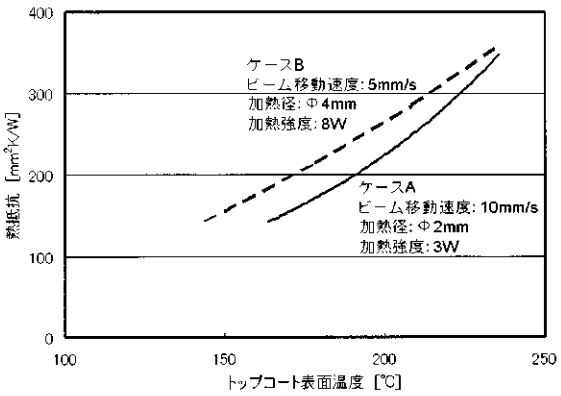



Fig.8　検定線の比較結果

## 5．トップコートの放射率の計測

開発した装置では、トップコート表面温度の計測を赤外線カメラで行っているため、トップコート表面の放射率を把握することが不可欠となる。

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

前述の板状 TBC 試料については、放射率が既知の黒体塗料を表面に塗布して計測を行ったが、実際の TBC 動翼を対象とした計測を行う場合には、黒体塗料を塗布できない場合も多いと想定される。このため、TBC 試料を用いて、実際の放射率の計測を行った。

測定に用いた試料は、φ26mm、厚さ 1mm の SUS304 製円盤の片面に、イットリア部分安定化ジルコニア（8wt%$Y_2O_3$-$ZrO_2$）製のトップコートのみを施工したものである。この試料を、円筒形の試料ホルダー端面に、トップコート面が外側となるように固定し、このホルダーごと管状電気炉に差し込み、電気炉により温度調節を行った。また、トップコート表面には、φ0.5mm の K 型熱電対をセラミックス系接着剤により固定し、この指示値を表面の参照温度とした。試料の設置状況の一例を Fig.9 に示す。熱電対による温度計測点近傍のトップコート表面温度を赤外線カメラで計測し、熱電対と赤外線カメラの指示温度が同じになるように放射率を決定した。なお、計測においては、再現性を確認するために、同じ試料に対して 2 回分の計測を行った。

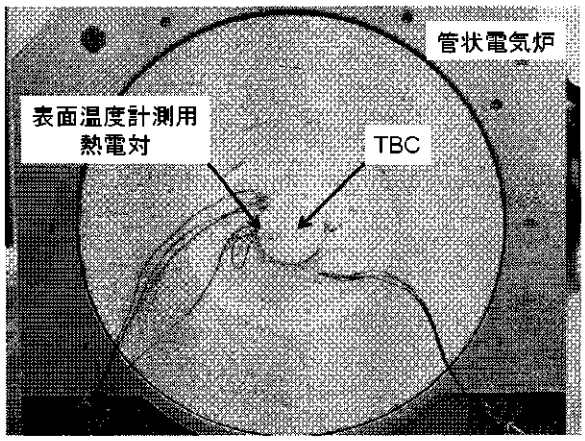



Fig.9　TBC 試料の設置状況

まず、トップコート表面からの垂直方向距離を 500mm に固定し、表面温度をパラメータとした計測結果を Fig.10 に示す。この結果、温度の増加に伴い、放射率が増加する傾向が確認された。

次に、表面温度を 120℃または 400℃に、表面からの距離を 500mm に固定して、表面の垂直方向に対する角度をパラメータとした場合の計測結果を Fig.11 に示す。この結果、0 度から 45 度まではほぼ一定の値であるが、60 度では、放射率が若干低下する傾向が確認された。

さらに、表面温度を 120℃または 400℃に、角度を 0 度に固定して、計測距離をパラメータとした場合の計測結果を Fig.12 に示す。この結果、距離の影響はほとんどないことが確認された。

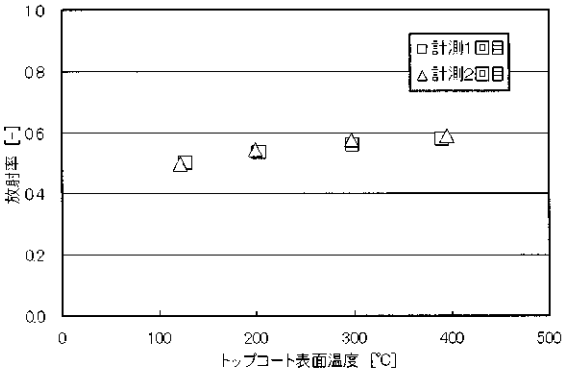



Fig.10　放射率と温度の関係

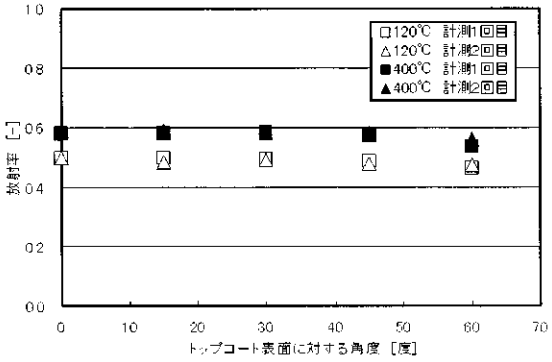



Fig.11　放射率と角度の関係

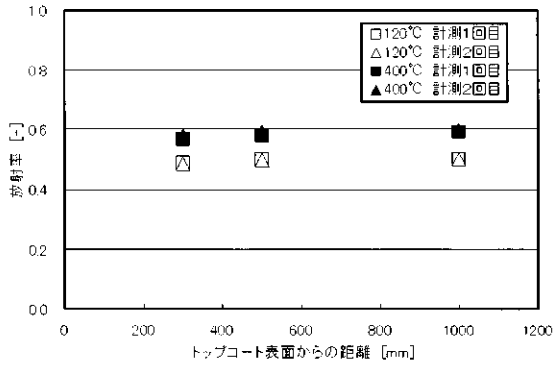



Fig.12　放射率と距離の関係

これらの結果を総合すると、実際の TBC 動翼の計測においては、撮影距離は本報で計測を行った程度とし、撮影角度は TBC 表面に対して±45 度

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

以内とする事が望ましいと考えられる。ただし、トップコートの放射率は、その成分、表面の汚損状況等により大きく異なることが考えられるため、今後は、表面の処理方法の検討やオンラインでの放射率の計測方法などについて検討する必要がある。

## 6．おわりに

複雑な構造を持つガスタービン動翼に施工されたTBCを対象に、遮熱性能（熱抵抗）を非破壊で評価する装置の開発状況、および板状TBC試料を用いた計測精度の検証結果について紹介した。

今後は、実際のTBC施工動翼を対象とした計測を行う予定である。

## 参考文献


1) 岡田満利，藤井智晴，百合功：電力中央研究所におけるガスタービン用コーティング評価試験設備について，ガスタービン学会誌，Vol. 38，No. 1（2010）pp. 43-49.
2) Fujii. T., Takahashi. T., Sakai. E. and Fujioka. T.: Development of non-destructive heat resistance evaluation system for TBC on gas turbine blade, ASME Paper GT2010-22613 (2010).
3) 藤井智晴，高橋俊彦，酒井英司，藤岡照高：ガスタービン翼を対象としたTBC遮熱性能非破壊評価法の開発，第38回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集，（2010）pp. 253-258.
4) 藤井智晴，高橋毅：ガスタービン用コーティング層の熱特性－第4報　実機想定条件におけるTBCの遮熱性能変化と実機運転温度の推算－，電力中央研究所報告（W00016），（2001）
5) 荒木信幸，牧野敦，石黒達男，三原純，非定常加熱時の多層試料内温度応答の解析解，日本機械学会論文集B編，57-544，（1991）pp. 245-250.


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-17

# 高効率ガスタービン向け超耐熱合金の開発

*種池　正樹，岡田　郁生，下畠　幸郎，小熊　英隆（三菱重工業(株)）
原田　広史，横川　忠晴，鉄井　利光（(独)物質・材料研究機構）

# Development of Heat Resistant Superalloy for High Efficiency Gas Turbine

*Masaki TANEIKE，Ikuo OKADA，Sachio SHIMOHATA，Hidetaka OGUMA（MHI）
Hiroshi HARADA，Tadaharu YOKOKAWA，Toshimitsu TETSUI（NIMS）

**ABSTRACT**

In past collaboration research between NIMS and MHI, Ni base single crystal alloy which have fine basic material properties and is expected to be used for 1700 deg-C class gas turbine have been developed. In this project, research and development for directional solidifying technology and material property stabilizing technology is now in practice as advanced research leading to mass production technology development. For practical application of candidate alloy, fine material property even in large size turbine blade castings. Thermo-mechanical fatigue property of large scale castings with heat treatment in mass-production furnace was evaluated. Meanwhile material properties of single crystal alloy are severely affected by crystal orientation. Trial analysis and experiment were carried out, and it was confirmed that the analysis result have good agreement with experiments in cylindrical shape casting test.

**Key words**: Superalloy, Turbine, Single crystal, Crystal orientation, Thermo-mechanical fatigue

## 1．はじめに

エネルギー資源の約 8 割を海外に依存している我が国は，世界的なエネルギー需給動向により，社会・経済が大きな影響を受ける。近年，世界のエネルギー需要量は増加しており，特に中国等アジア地域でのエネルギー需要量が著しく増加している。現在，我が国の電源構成の約 6 割は火力発電所が占めており，その発電効率は既に世界最高レベルに達しているが，エネルギーセキュリティーの確保及び地球環境問題双方への対応から更なる発電効率向上への取組が求められている。我が国の天然ガス火力発電については，三菱重工業(株)にて，1980 年代初頭から大容量・高効率ガスタービンの開発が行われており，2004 年度からは国家プロジェクト「1700℃級ガスタービン要素技術開発」が開始されている。本国家プロジェクトでは，1700℃級ガスタービンの実現に不可欠な各種要素技術の開発が進められているが（図 1），タービン翼材料以外の研究要素（コーティング，冷却，燃焼，空力）については，経産省エネ庁のプロジェクトとして実用化技術開発研究が進められており，着実に実用化に向けて進展している [1)2)]。一方，タービン翼材向けの超耐熱合金の開発については，挑戦的な要素研究であったことから，三菱重工業(株)および(独)物質・材料研究機構（NIMS）と連携して研究が進められてきた。その中で基本的材料特性が良好な候補合金が見出されてきており [3)]，研究を発展させてタービン翼材の製造技術開発と材料特性安定化により実用化の目処付けができれば，1700℃級ガスタービン自体の実用化，普及に向けて大きく前進することとなる。そこで本研究では，上記候補合金を対象に，量産技術開発研究へ展開するための先導研究を実施した。

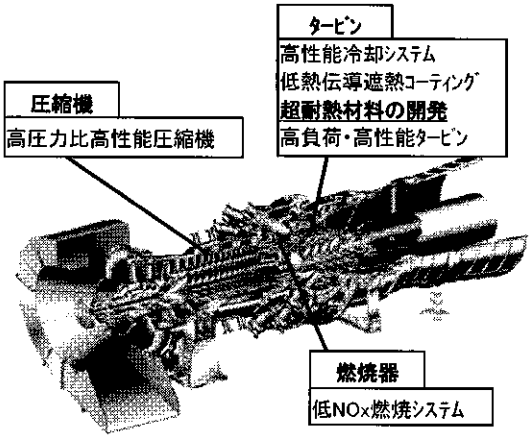



図 1　1700℃級ガスタービンの要素技術開発

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

## 2. 材料開発方針

ガスタービンの発電効率向上のためタービン入口温度が年々上昇してきており，高温環境下での使用に耐えうる高強度ニッケル基超合金が開発されてきている。タービン翼向けの超合金は，鋳造方法により普通鋳造合金，一方向凝固合金，単結晶合金に分類されるが，単結晶合金は材料強度上不利となる結晶粒界を含まず，また粒界強化を考慮せずに合金組成の最適化が行えることから，最も高強度な合金となっている。但し，鋳造時に生じる鋳造欠陥等による強度低下の影響が大きいことから，製造技術の確立が重要となっている。特に産業用ガスタービンのタービン翼は航空機エンジン用のタービン翼に比べ体格が大きいためにより製造が難しくなっている。

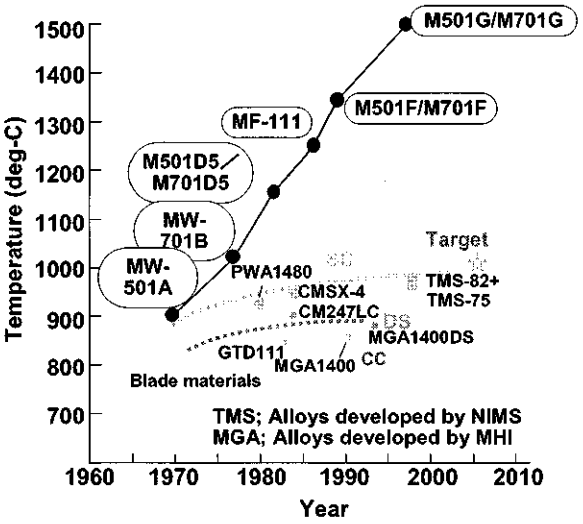



図 2　タービン入口温度の上昇と耐熱合金開発の遷移

1700℃級ガスタービンの実現を目指し，これまで NIMS と共同で単結晶翼向けの超耐熱材料開発研究を実施してきた。合金開発目標の概念図を図 3 に示す。材料開発にあたっては，材料の高温強度特性を確保するだけでなく，欠陥無く良好な単結晶組織が得られる鋳造技術の開発が不可欠である。また素材コスト，鋳造コスト等の経済性も同時に満足する必要がある。さらに，高温強度特性については，クリープ強度，熱疲労強度，耐酸化性といった材料特性を全て確保する必要があり，特にクリープ強度と熱疲労強度を両立させることは技術的にハードルが高い課題であった。これまで NIMS と実施してきた研究の中で，クリープ強度と熱疲労強度のどちらについても良好な特性を有する単結晶候補合金を開発した。本候補合金は耐酸化性も含め，基本的材料特性に優れることを確認している。

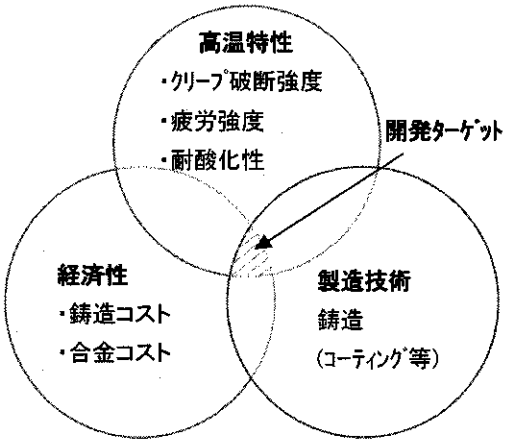



図 3　超耐熱材料の開発目標

一方，候補合金の実用化を目指すにあたっては，種々の試験条件や実翼大の大きさでの安定した高温特性の確保，経済性確保のためのより優れた鋳造技術の開発が必要となっている。これまでの材料特性評価は小型丸棒形状（$\phi$10×140mmL）に鋳造した試験片での評価が主体であり，より実翼の大きさに近い場合での材料特性評価が必要である。またこれまでの研究の中で，材料特性に及ぼす結晶方位の影響が大きいことが明らかとなってきており，結晶方位を厳密に制御して鋳造できる技術の開発が必要である。そこで本研究では，候補合金を用いた大型板形状への鋳造試験，およびその鋳造試験体を用いた材質評価を実施することとした。また結晶方位制御技術開発のため，結晶成長シミュレーション技術を応用することとし，候補合金の結晶成長を再現できるシミュレーション技術開発のため，円柱状鋳型を用いた検証試験を実施した。

## 3. 候補合金の材料組織

開発した候補合金について，25kg 真空誘導溶解炉を用いて 2 回溶解し，約 50kg のマスターメタルを製作した。マスターメタルの合金成分については化学分析により測定し，どちらの溶解チャージでも目標成分を満足していることを確認した。製作したマスターメタルを用いて大型板形状（約 200×200×20mmt）の単結晶材を鋳造した。鋳造条件についてはこれまでの知見を用いて，鋳造欠陥抑制および結晶方位制御に特に留意して決定した。

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

鋳造した板材については表面および断面のマクロ組織観察により鋳造欠陥等の異常の有無を確認した。図 4 に試験体表面のマクロ組織観察結果を示す。異結晶やフレックルといった鋳造欠陥は認められず，概ね良好な単結晶体であった。結晶成長方向に垂直な断面で切断し，マクロ組織観察および代表 3 箇所での結晶方位測定を行った。なお結晶方位測定にあたっては，電子線後方散乱回折法(EBSD)を用いた。

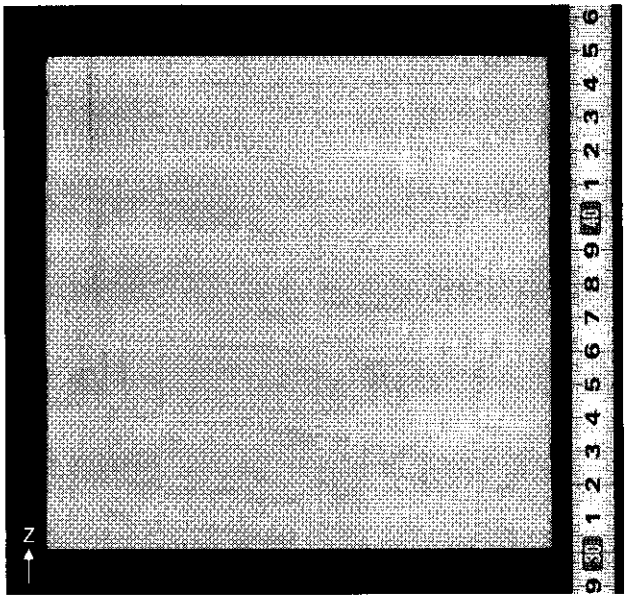
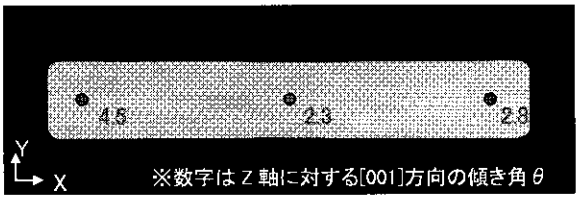



図 4　試作単結晶板材のマクロ組織観察



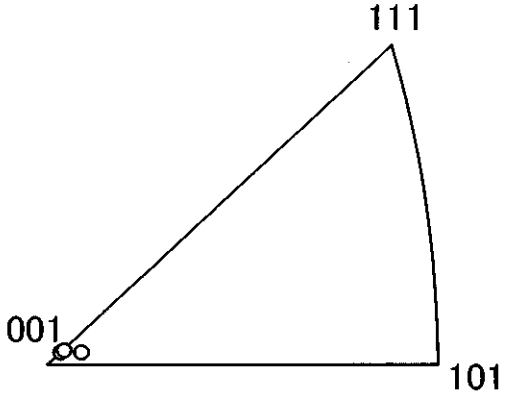




図 5　試作単結晶板材の断面マクロ組織観察および結晶方位測定結果

図 5 に断面マクロ組織観察結果および結晶方位測定結果を示す。結晶方位については測定した 3 箇所についてのステレオ投影図も合わせて示す。断面マクロ組織観察でも結晶粒界等の異常は認められず，単結晶体であることが確認された。また結晶方位については，Z 軸に対する[001]方向の倒れ角が約 5° 以内となっており，概ね垂直に結晶が成長していることが確認できた。複数の試験体について同様に良好な単結晶体が得られており，候補合金の基本的鋳造性に大きな問題は無いと考えられた。

## 4. 板状単結晶試験体の材質調査

鋳造した板状試験体について，熱処理条件検討を行い，適正な条件を決定した。決定した熱処理条件に基づき，量産用大型熱処理炉で熱処理を実施した後，結晶成長方向に対して垂直な断面について光学顕微鏡によるミクロ組織観察，および走査型電子顕微鏡（SEM）によるγ’相観察を実施した。結果を図 6 および図 7 に示す。

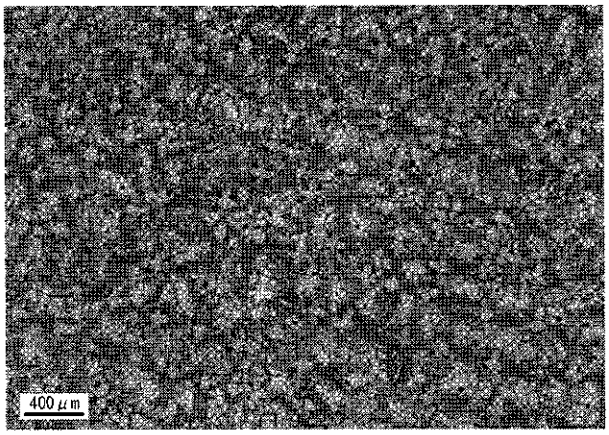



図 6　試作単結晶板材のミクロ組織観察結果

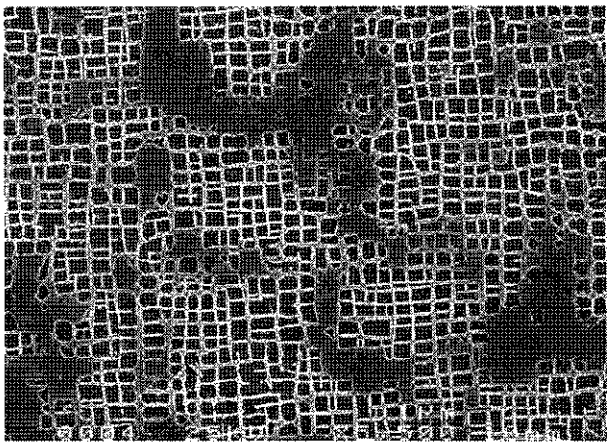


図 7　試作単結晶板材の SEM 観察結果

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

ミクロ組織観察の結果，共晶γ’相の残存や初期融解の発生は認められず，候補合金は決定した熱処理条件で良好に熱処理できることが確認できた。またSEM観察の結果，γ’相が微細分散析出されており，特に問題無く熱処理されていると判断された。

また本板状試験体から試験片を採取し，熱疲労強度を調査した。なお試験片の長手方向が結晶成長方向と一致するように試験片を採取した。熱疲労試験片の外観を図 8 に，熱疲労試験の試験状況を図 9 に示す。本試験体から採取した試験片の熱疲労特性は良好であり，熱処理を適正に実施することでこれまでに取得した小型丸棒形状試験体の特性と同等の特性を確保する見通しが得られた。

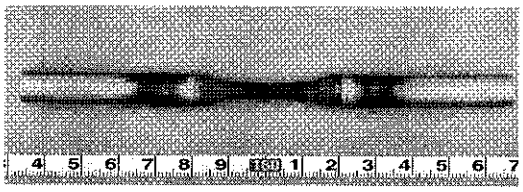



図 8　熱疲労試験片外観

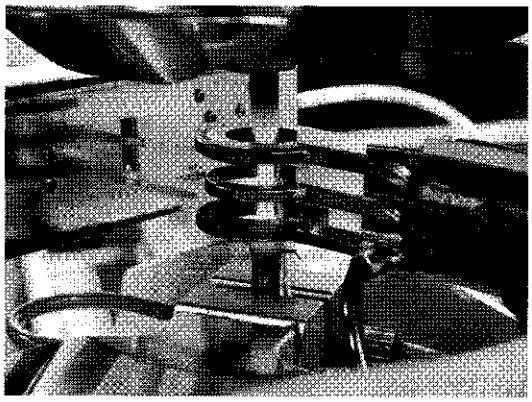


図 9　熱疲労試験片状況

## 5. 結晶成長シミュレーション

前述のように，単結晶翼の実用化のためには鋳造技術の確立が不可欠であり，材料特性確保の面からは結晶方位を厳密に制御する技術が重要であることから，候補合金の結晶成長を再現できるシミュレーション技術開発を行った。単結晶翼のスタータ部分は一方向凝固組織であり，当該箇所の結晶成長制御が良好な単結晶体の実現に重要であることから，候補合金の一方向凝固組織を結晶成長シミュレーションで再現できるよう，材料パラメータの把握，検証を行った。図 10 に直径が約40mm の円柱形状について結晶成長解析を行い，その断面について結晶方位によりマッピングした結果を示す。円柱形状については概ね候補合金の一方向凝固組織を再現できることが確認された。今後は実翼形状での結晶成長についても解析，検証を行っていく予定である。

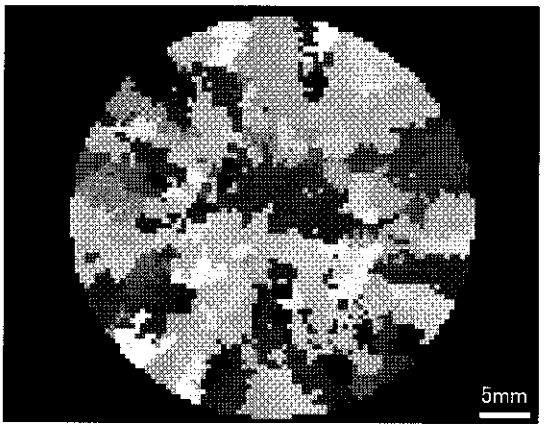



図 10　結晶成長解析結果（円柱状試験体断面）

## 6. まとめ

1700℃級ガスタービン向け超耐熱材料として開発した候補合金について，大型板形状への鋳造試験，およびその鋳造試験体を用いた材質評価を実施し，良好な材料特性を有することが確認できた。また結晶方位制御技術開発のため，候補合金の結晶成長を再現できるシミュレーション技術開発を進め，基本形状での結晶成長解析，検証を行った。今後さらなる詳細材料特性把握および製造技術開発を進め，1700℃級ガスタービンの実現を目指していく。


## 謝辞

本研究開発は，独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の「省エネルギー革新技術開発事業」の一環として，委託研究により実施したものです。本研究開発の実施にあたり，ご指導とご協力を頂いたNEDOおよび多くの関係各位のご厚誼に対し，深く感謝の意を表します。


## 参考文献


1) K.Tsukagoshi,et.al, "Development of 1700degC Class Gas Turbine Technology", Mitsubishi Technical Review, Vol.44, No.1(2007)
2) E.Ito,et.al, "Development of Key Technologies for the Next Generation Gas Turbine", ASME Turbo EXPO (2007),GT2007-28211
3) I.Okada, et.al, "Development of Ni-base Single-Crystal Superalloy for the Next Generation Gas Turbine blade", International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, (2007), pp.193


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

第 39 回日本ガスタービン学会定期講演会（松本）講演論文集，2011.7

【研究報告】 C-18

# 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の影響

＊吉岡洋明，齊藤大蔵，角谷利恵，石橋和利，伊藤勝康（東芝）
小林大輔，伊藤明洋，宮部正道，鍵谷幸生（中電）

# Environmental Effects on Creep and Creep-Fatigue Behaviors of Ni-base Superalloy *Inconel® Alloy 706*

* Yomei Yoshioka, Daizo Saito, Rie Sumiya and Kazutoshi Ishibashi(Toshiba),
Daisuke Kobayashi, Akihiro Ito, Masamichi Miyabe, Yukio Kagiya(CEPCO)

**ABSTRACT**

Gas turbine rotor parts are designed to meet the demands of normal operation for the specified life. However, in the course of service, distress may accumulate based on the operation of the specific plants. Few fleet leader machines with non-shot-peened wheels made of Ni-base superalloy *Inconel® 706* were found to contain cracks in the first stage turbine wheels. These were inter-granular cracking and observed to be highly stressed and damage sensitive locations with less potential for oxidation, which is thought to occur due to hold-time cracking .

To recognize the actual phenomena, creep and creep-fatigue tests were conducted in air and vacuum environments for the materials taken from the actual component. Creep test results showed equivalent creep lives in between the air and the vacuum, and remarkably notch-strengthened, but the fracture modes were completely different. The vacuum test sample showed both surface crack and coalescence of creep voids on the fracture surface, and the latter appearance was dominant. The air-tested sample did not show such creep voids and the surface cracks propagated to fracture. In the creep-fatigue tests, no notch-strengthened phenomenon was observed in the air-tested condition even if heavy grain boundary oxidation was not observed. Grain boundary deterioration was thought to occur at stress concentrated area beneath the notch.

**Key words**: Turbine disc, Creep, Low-cycle fatigue, Hold-time cracking

## 1．はじめに

Ni 基超合金 *Inconel® 706* を用いた 1300℃級ガスタービンの初段ディスクは、2003 年の劣化損傷事象発生以来調査を行った結果、他のプラントでも同様な損傷が認められた。このため、ショットピーニング等、種々の対策が検討され、現在では技術的に解決を見るに至っている[1)]。

この問題は、調査の結果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）に起因すると考えられている。しかし、この事象の本合金における検証結果に関しては必ずしも明らかとはなっていない。

Ni 基合金の高温における低速き裂進展挙動に関する付加荷重と酸素の効果については、これまでにも特に低サイクル疲労の分野で多くの研究が行われている。代表的なものとして Chang らの *Inconel® 718* における研究が挙げられる[2)]。ここでは、500℃以下あるいは真空下でのき裂成長速度は時間依存性を示さず、き裂は粒内を Plastic-branching 機構に基づき striation を伴い進展するが、大気中では、温度と共に、また、１サイクルの時間が長くなるに伴いき裂進展速度は速くなる。すなわち、き裂進展は次第に時間依存性を示し、平滑な粒界剥離の形態を呈するようになることを報告している。Andrieu らも、*Inconel® 718* において、650℃で酸素分圧を 10Pa から $10^{-1}$Pa に減圧することで 3 桁き裂成長速度が遅くなること、また、き裂進展経路は粒界から粒内へと変化することを確認している[3)]。

一方、Ni 基合金の高温疲労強度への酸素脆性に関しては McMahon 等により古くから多くの研究がなされており[4)～7)]、動的な引張り荷重だけでなく静的な荷重においてもその影響は確認されている。

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

なお、このホールドタイムクラッキングのメカニズムに関してはいくつかの理論が提唱されている。Liu 等は、Ni-23Al+B+Hf 合金の 600℃の引張り延性が、$10^{-1}$Pa から $10^{-2}$Pa では 20%であるのに対して、133Pa では 0%となることを確認し[8]、この効果はき裂先端の高応力場と高温および酸素吸着の複合効果に起因するとし、この酸素の効果を Dynamic Embrittlement と命名している[9]。先に述べた Andrieu 等もき裂先端の結晶粒界上での Ni 酸化物の原子イオンレベルの成長によるボイド形成に起因するとしており、McMahon 等も含め同様の考えに至っている。これに対して、Miller、Simmon、Liu 等は 650℃における *Inconel® 718* のき裂進展速度の増加はき裂先端部における脆弱な Nb 酸化物の形成に起因する 応力加速粒界酸化（SAGBO）によるとする見解を主張しているが[10]、Nb を含まない材料における評価でもこの現象が認められており、少なくともこの温度域までは前者の主張が主流をなしているものと思われる。

以上に述べた研究は主として *Inconel® 718* に対し、温度も比較的高い 650℃以上で、しかも、疲労予き裂を入れた試験片を用いた非常に高い応力集中下において行われた評価である。ここでは、この現象が、実機と同一材料である *Inconel® 706* 材においても生じるものなのかを大気中と真空中のクリープおよびクリープ疲労試験を用いて行意確認したので報告する。

## 2. 供試材および試験方法

### 2.1 供試材

供試材は、Ni-Fe 基超合金 *Inconel® 706* 製のディスク材を用いた。本ディスク材の分析結果を表 1 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。

Table 1 Chemistry of test material

| Ni | Cr | Fe | Nb | Ti | Al | C |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 41.37 | 16.37 | Bal. | 2.9 | 1.66 | .20 | .015 |

なお、ホイールは外周部から中心部まで均質であり、組織的、機械的性質上の特筆すべき違いは認められていない。代表的な室温と 600℃における引張性質を表 2 にします。

### 2.1 試験方法

平滑試験片および切欠試験片を用い、各々大気中、真空中($10^{-3}$Pa)において 600℃/750MPa の試験条件下でクリープ破断試験を行った。試験片形状は、平行部の径は 6mm、長さは 30mm であり、大気中は単式クリープ試験機を、真空中は荷重容量 10ton の電気油圧サーボ式疲労試験（島津 EHF-EA10）を用い行った。

Table 2. Tensile properties of *Inconel® alloy 706* at room temperature and 600°C.

| Temp. (°C) | .2% proof stress (MPa) | Tensile strength (MPa) | Elongation .(%) | R.A. (%) |
|---|---|---|---|---|
| RT | 962 | 1265 | 18.2 | 28.1 |
| 600 | 842 | 1062 | 20.8 | 50.4 |

低サイクル疲労は、真空クリープ試験機と同一の試験機を用い、クリープ破断試験と同一試験条件下で、保持時間は 1min.と 10min.で行った。しかし、前者は 22,250 cycles、後者は 1,084 cycles までの試験で変形の兆候すら認められなかったことから、試験温度を 650℃まで上げ、応力 700MPa、保持時間 10min.で試験を行った。

破断試験片の破面および破断面の組織観察は、電解放出電子銃を搭載した走査電子顕微鏡（FE-SEM, FEI XL30/SFEG）を用いて行った。なお、粒界酸化の観察は、反射電子像による探索を行った後、エネルギー分散型 X 線分光器（EDS, EDAX Genesis）にて酸素の確認を行った。

## 3. 試験結果と考察

### 3.1 クリープ破断試験による確認

600℃/750MPa の条件で行った平滑材および切欠き材の大気および真空中でのクリープ破断試験結果を図 1 に示す。平滑材では、真空中の破断時間は、大気中の 732.8 時間に対して 868 時間と若干長い結果となったが、有意差があるといえるまでの差は認められなかった。なお、切欠き材の結果は、大気中および真空中とも極端な切欠き強化を示しており、大気の影響による粒界脆化による切欠き弱化は認められなかった。これよりクリープ破断寿命からホールドタイムクラッキングの現象を確認することはできなかった。

図 2 に大気中および真空中でのクリープ破断後の外観観察結果を示す。真空中で行った試験に関しては、引張り軸に 45° 方向で破断しており、破断部近傍には多数の表面き裂が認められた。これに対し、大気中では表面き裂は認められず、外部にくびれがほとんど生じることもなく引張り軸にほぼ垂直な平坦破壊を起こしていた。図 3 ～ 6 に破面および破断面の観察結果を示す。大気

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

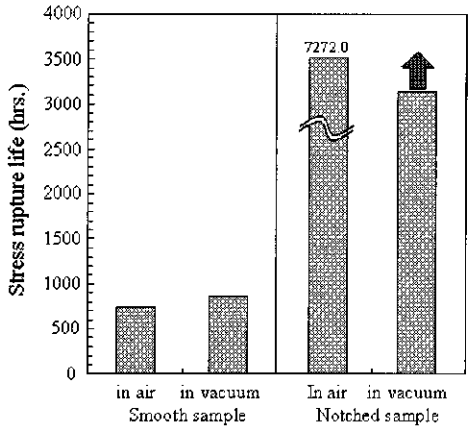



Fig. 1. Smooth and notch rupture test results under the condition of 600°C/750MPa in both air and vacuum.

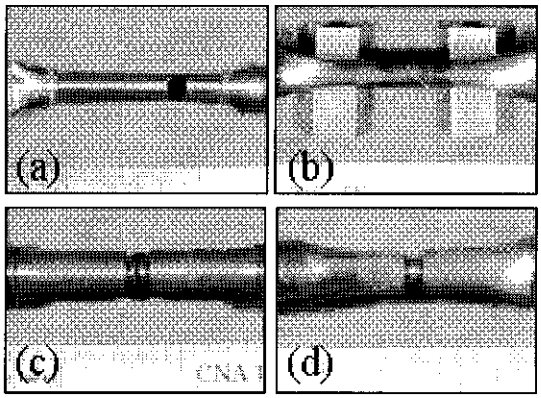



Fig. 2. External appearances of smooth and notched samples crept in air and in vacuum.(a)Smooth sample in air, (b)Smooth sample in vacuum, (c)Notched sample in air, (d)Notched sample in vacuum.

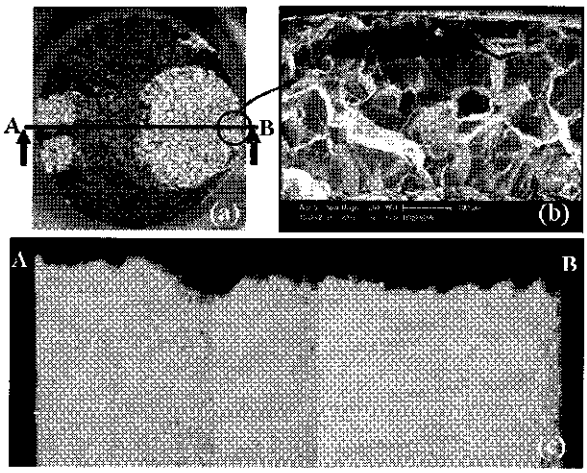



Fig. 3. The fracture appearance of smooth sample crept in air under 600°C/750MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.

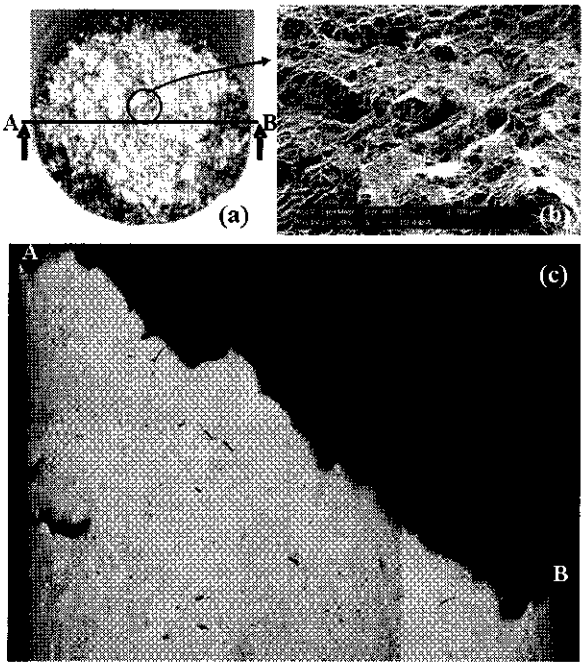



Fig. 4. The fracture appearance of smooth sample crept in vacuum under 600°C/750MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.

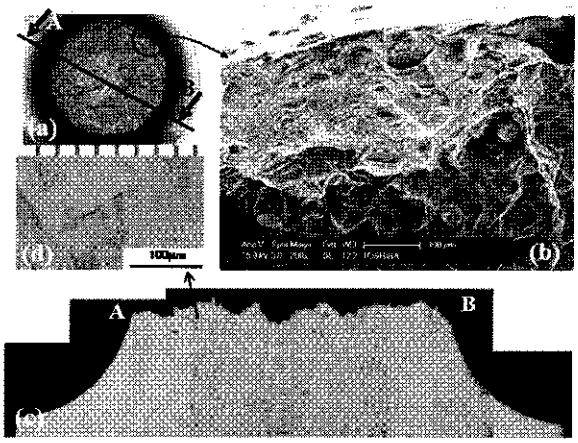



Fig. 5. The fracture appearance of notched sample crept in air under 600°C/750MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.

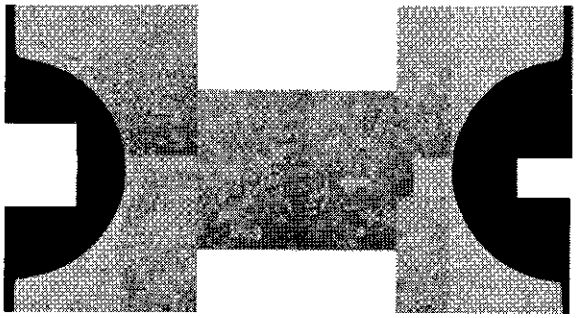


Fig. 6. The cross-sectional microstructures of notched creep tested sample interrupted at 3300 hrs. under 600°C/750MPa.

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

中の試験では破面中 3 箇所に円形状の平坦な破面が認められており、これと試験片外周との接点の 3 箇所が起点となって内部に放射線状にき裂が進展し、最終的に剪断破壊に至っていた。

これに対して真空中では、表面き裂は多数発生しているが内部には進展していなかった。試験片内部においては、剪断方向の粒界上に多数のクリープボイドの発生が認められており、これらが連結しき裂となり、最終的に表層部のき裂と連結し破断に至っていた。

切欠き材に関しては、真空中、大気中のいずれの試験においても切欠き強化を示した。大気試験は破断まで行ったが、平滑材の約 10 倍の破断寿命を有していた。ここでは、破断面近傍に均一にクリープボイドの分布が認められており、切欠きにより生じた 3 軸応力状態の影響が顕著に認められた。このため、当初期待した切欠き底で生じた応力集中により粒界酸化の加速が生じ、切欠き強化が弱化に転じるという現象は生じなかった。

なお、表面き裂および表面に露呈した粒界の酸化の有無については、SEM の反射電子像および EDS 分析による調査を行ったが、き裂が発生した粒界に関しては、き裂周辺のみならずき裂に先行するような酸化層が、また、特定の粒界においてはき裂に先行する粒界での酸化が認められた。

以上、大気中試験においては平滑と切欠きのいずれの試験においても表面の結晶粒界上に入ったき裂が起点となって応力軸に垂直に進展し破壊に至っており、真空中の内部のクリープボイドの連結によるものとは異なる挙動を示しており、破壊形態および組織観察に見る限り環境脆化が生じている可能性が示唆された。

### 3.2 台形波応力付加試験による確認

650℃において 700MPa で 10 分保持の台形波で行った低サイクル疲労試験結果を図 7 に示す。平滑試験片においては本試験条件下で評価する限りにおいて破損繰り返し数に優位差は認められなかった。しかし、切欠き試験片においては、大気中では顕著な切欠き強化も弱化も認められないのに対し、真空中では顕著な切欠き強化が認められた。今回行った試験は、破損繰り返し数においては 15 回と 226 回、累積保持時間は 2.5 時間と 37.7 時間、とかなり加速試験条件下での結果であるり、先のクリープ試験で可能性が示唆されたようなき裂に先行した粒界酸化は認められていないが、破断繰り返し巣魚予備累積保持時間において有意差は認められており、ホールドタイムクラッキングの現象は再現できたと考えられる。

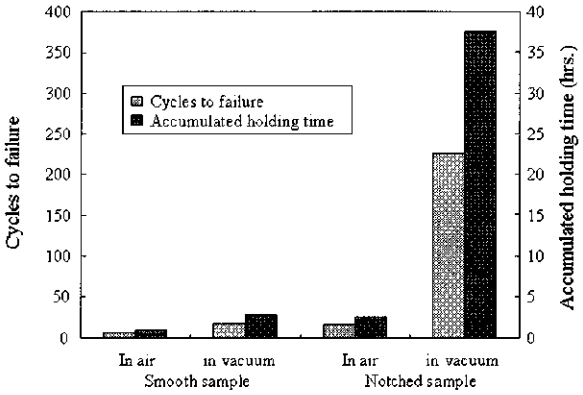



Fig.7 Smooth and notch fatigue test results under the condition of 650°C/700MPa with 10 minutes holding time in both air and vacuum.

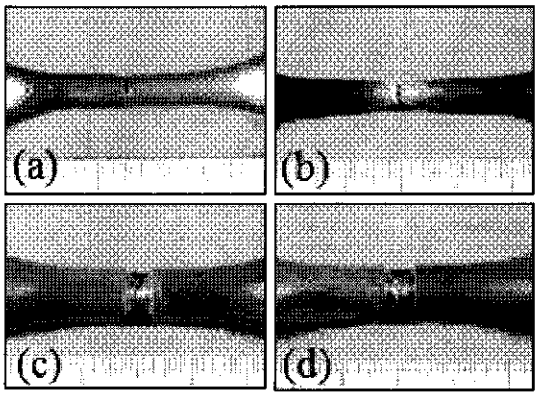



Fig.8 External appearances of smooth and notched fatigue test samples tested in air (a), (c) and in vacuum (b), (d).

図 8 に試験後の試験片の外観、蛍光浸透探傷試験の観察結果を示す。平滑試験片破断材の外観観察結果では、大気中では若干量の表面き裂と最終破断部近傍に塑性変形によるしわが認められたがネッキングは生じていなかった。しかし、真空中ではネッキングが生じており塑性変形によるしわおよびき裂が認められた。これに対して切欠き試験片では、大気試験では平滑と同様の形態を呈しており、真空中では全面に塑性変形によるしわと枝分かれした表面き裂が認められた。

破面および破断面の観察結果を図 9 ～ 1 2 に示す。大気中では 3 箇所に円形の平坦破壊をした破面が認められており表面からのき裂の進展が認められたのに対して、真空中では試験片中央部で 3 軸拘束によるクリープボイドの形成と連結が認められており、内部より破壊が生じ両端の表層部で剪断破壊が生じていた。このため、表層部にシャーリップが認められておりカップアンドコーン型

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

の破壊形態を示していた。この様相は切欠き試験片においても同様であり、大気中では表層部を起点として応力に垂直な平面上を放射線状にき裂が進展しているのに対して、真空中では内部の粒界破壊が連結し破壊に至ったと考えられる。

なお、ここでもクリープ試験と同様粒界酸化の調査を行った。き裂を先行する粒界酸化は短時間の評価ということもあり認められなかったが、き裂の初生域および伝播部周辺、また２次き裂の先端部において光学顕微鏡では識別できない 0.2～3 μm 程度の酸化層が認められた。

これらの結果から、粒界酸化の応力加速現象に起因する破壊現象であるホールドタイムクラック現象を、本材料の本試験条件下で、確認することができたと考えられる。

## 4．まとめ

実機の事象がホールドタイムクラッキングであることを確認するため、真空中との比較の元に大気中における平滑および切欠き試験片を用いたクリープおよびクリープ疲労試験を実施し以下の結論を得た。

1) クリープ試験結果、平滑試験片による破断寿命上の評価では、大気中と真空中で有意差は認められなかった。また、切欠き材は一様に強化を示し、応力集中部で粒界酸化が加速し寿命低下を来たす現象は認められなかった。ただ、破壊形態的には大気中では脆性的な破壊形態を示したのに対し真空中では内部のクリープボイドの連結が支配的であり、また、き裂に先行した粒界酸化も認められたことから、ホールドタイムクラッキングの現象を示唆する結果は得ることができた。
2) 低サイクル疲労試験においても、平滑試験片では大気中と真空中で有意差は認められなかったが、切欠き試験材では真空中で顕著な切欠き強化が認められ、応力加速粒界酸化によりき裂が発生するホールドタイムクラッキングの現象を確認することができた。平滑試験片の破断繰り返し数に明確な有意差が認められない要因についてはさらに検討する必要はあるが、破壊形態も、大気は表面からのき裂進展が支配的であるのに対し、真空中では内部よりの破壊に支配されており、環境と応力の影響は確認することができた。

## 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) McMahon, Jr., C.J. , 1974, "On the mechanism of premature in-service failure of nickel-base superalloy gas turbine blades," Mater. Sci. Engng., 13, pp.295-297.
5) Sadananda, K., and Shahinian, P., 1983, "Creep Crack Grawth Behavior of Several Structural Alloys," Met. Trans., Vol.14A, pp.1467-1480.

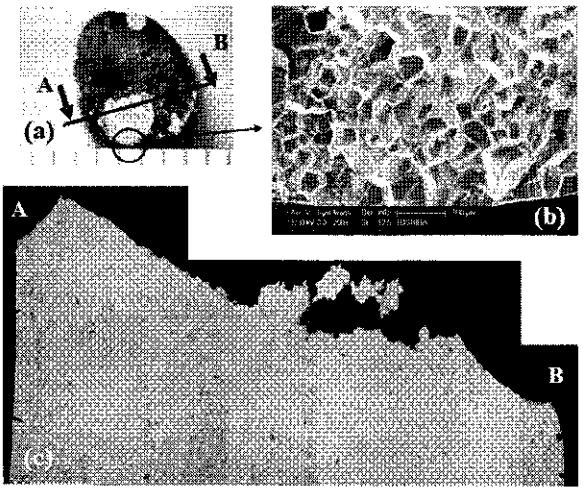




Fig.9. The fracture appearance of smooth sample fatigue tested in air under 600°C/750MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.

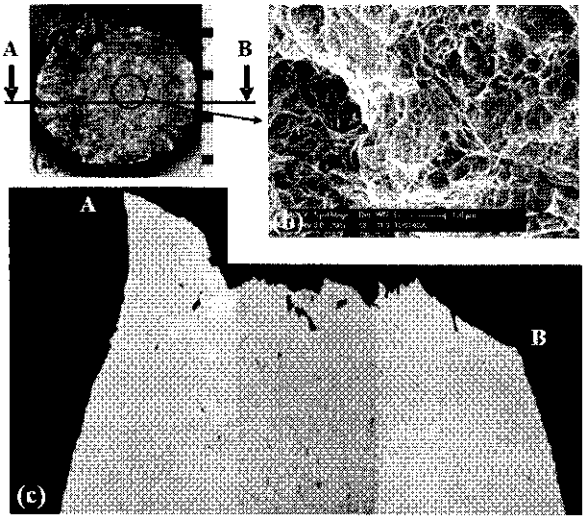



Fig.10. The fracture appearance of smooth sample fatigue tested in vacuum under 650°C/700MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.

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

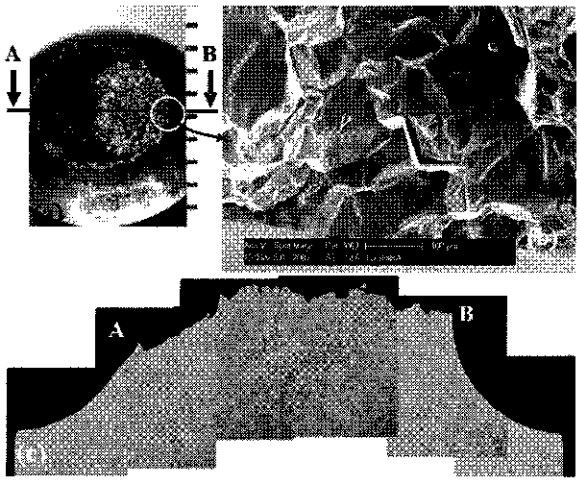



Fig.11. The fracture appearance of notched sample fatigue tested in air under 650°C/700MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Initiation at surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.

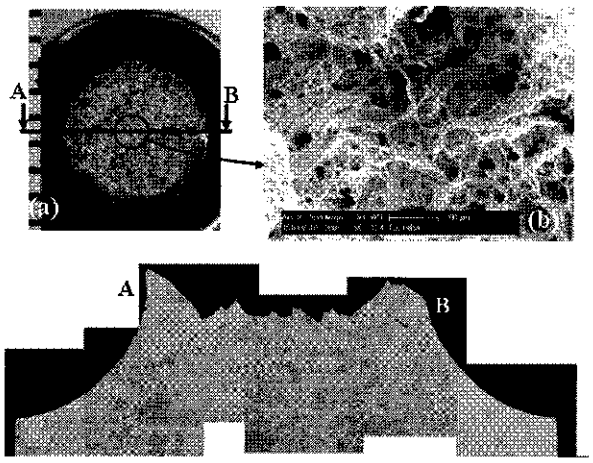



Fig. 12. The fracture appearance of notched sample fatigue tested in vacuum under 650°C/700MPa. (a) View points of fracture surface, (b) Fracture surface (by SEM), (c) Cross-sectional microstructures.


6) 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.
7) Pfaendtner, J.A., McMahon, Jr., C.J., "OXYGEN-INDUCED INTERGRANULAR CRACKING OF A Ni-BASE ALLOY AT ELEVATED TEMPERATURES-AN EXAMPLE OF DYNAMIC EMBRITTLEMENT," Acta Meter., 2001, 49, pp.3369-3377.
8) Takeyama M. and Liu C.T., "Elevated-temperature environ-mental embrittlement and alloy design of L12 ordered inter-metallics," Mater. Sci. Engng, 1992, A153, pp.538-547.
9) Liu C.T. and White C.L., "DYNAMIC EMBRITTLEMENT OF BORON-DOPED Ni3Al ALLOYS AT 600°C," Acta Mater., 1987, 35, pp.643-649.
10) Miller C.F., Simmons G.W. and Wei R.P., "MECHANISM FOR OXYGEN ENHANCED CRACK GROWTH IN IN-CONEL 718," Scripta Mater., 2001, 44, pp.2405-2410.


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　150　2011. 7

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