

4kW 級マイクロガスタービンの応用研究 —小型車両開発—

*田中 秀樹 (岐阜大), 速水 悟 (岐阜大), 田村 哲嗣 (岐阜大)

Development of small vehicle with 4kW class Micro Gas Turbine

*Hideki TANAKA(Gifu Univ.), Satoru HAYAMIZU(Gifu Univ.) and Satoshi TAMURA(Gifu Univ.)

ABSTRACT

A small vehicle equipped with 4kw class engine that is the smallest class in micro gas turbine was developed. It's an applied research on Micro Gas Turbine excluding fixation power co-generation, and electricity is not converted, and the shaft output is used directly to drive. Changing the speed and the reversal are done with the small torque converter, and it is controlled electronically with the servo motor. This can save the dynamo and the inverter device, and the weight increase that becomes a problem is prevented in this class. The developed vehicle is about 1/8 railway vehicle, and test run was done by a public layout.

Key words: Vehicle, Micro Gas Turbine, Small Hydraulic Torque Converter

1. はじめに

世の中のあらゆるものが小型化していく今日、ガスタービン機関においても例外ではない。高耐熱、応力材料の進歩、加工技術、シミュレーション技術の向上、緻密な制御が可能な高性能コンピュータの小型化により、4kW 級という極めて小さいガスタービン機関も開発され、さらに個人でも入手できるようになった。

現在、小型ガスタービン(所謂マイクロガスタービン)といえは定置型発電システム(コージェネレーション)の代名詞であり、電機メーカー等で盛んに研究開発が行われている。また、シリーズハイブリットシステムの発電モジュールとして鉄道車両への搭載例²⁾もある。しかしながら、機関出力が4kW 級と極小規模になると電源機関としての車両搭載は以下のような問題点が露呈すると考えられる。

- 小規模による発電効率の低下。
- 発電機・インバータ・モータ・蓄電池といったコンポーネント搭載によるシステム全体の著しい重量増加。

特に後者は顕著で、ガスタービン機関の特徴である小型で高出力といった利点を完全にスポイルしてしまい、従来のレシプロ機関を搭載するのとなんら変わりのないものになる可能性が大きい。

そこで本稿では、4kW 級マイクロガスタービン機関を発電機としてではなく、直接軸出力を動力源とした車両を開発することによって、発電システム以外へのマイクロガスタービンの応用を模索し、その有効性を確かめることにする。

2. 開発車両

2.1 システム概要

本車両は4kW 級マイクロガスタービン機関を搭載し、その軸出力を直接動力として車輪を駆動する。今回開発車両は約 1/8 鉄道車両とした。本ガスタービン機関は非常に高回転であり、スロットルレスポンスも鈍く、車速調整の実用に耐えない。そこで、変速・逆転は小型の液体式トルクコンバータを用い、この問題を解決した。このトルクコンバータは電気サーボによって制御され、前進・後退をリニアに制御できる。これにより車両走行中は常に機関を定格回転数で運転でき、ガスタービン機関に理想的な稼働環境を与えるとともに、将来コンピュータによる自律制御にも対応することが出来る。(Fig.1 にシステム概略図を示す)

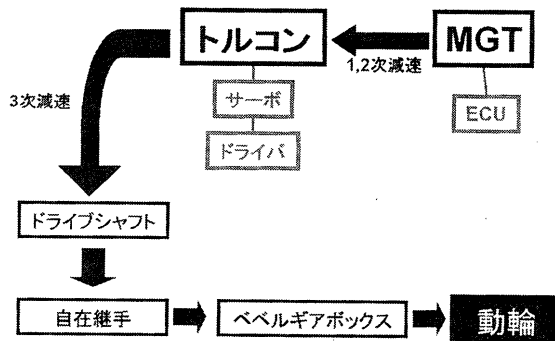


Fig.1 システム概略図

2.2 搭載主要コンポーネント

2.2.1 ガスタービン機関

今回搭載する機関に選定したのはオーストリアの Jakadofsky 社製「PJ-W」ターボシャフトエンジンであり、本来の用途は UAV 等である。

本機関は単段遠心式圧縮機、単段軸流式タービンの 1 軸式で、フリータービンはなく、コンプレッサタービン軸を直接減速し出力している。燃料は JET-A1 もしくは Kerosene を用い、それぞれ 7% のタービンオイルを混合する。

始動は付属 ECU 監視の下スターターモータにより全自動で行い、自立運転後は負荷変動による回転変化及び EGT を読み取り、燃圧によって一定回転数を保持する制御が行われる。尚始動時のみボタン・プロパン同比率の混合ガスを用いる。

Fig.2 に外観を、Table 1 に諸元を示す。

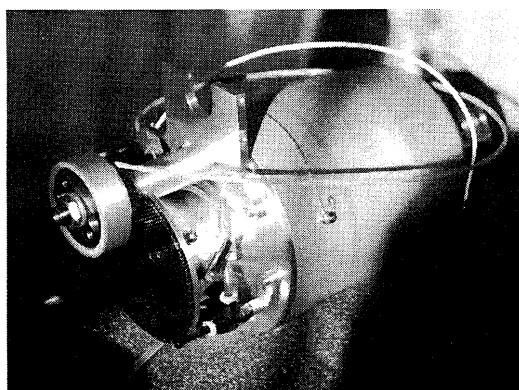


Fig.2 Jakadofsky 製「PJ-W」ターボシャフト
ノーズに見えるのがスターターモータである。インテイク直上に出力軸があり、遠心クラッチを装備している。重量僅か 1,300g ながら 4kW を発生する。

Table 1 『PJ-W』 SPECIFICATIONS³⁾

Diameter:	113mm
Overall length:	260mm
Weight:	1,300g
Turbine rpm:	89,000 rpm max
EGT:	700°C max
Power:	4kW

2.2.2 トルクコンバータ

アメリカ ETN 社製汎用小型トルクコンバータ (Fig.3) で、入・出力が同軸配置で非常にコンパクトである。また逆転機構を内蔵しており、変速・逆転共にレバー操作 1 本で可能である。本機ではレバーをサーボモータにより電氣的に制御する。

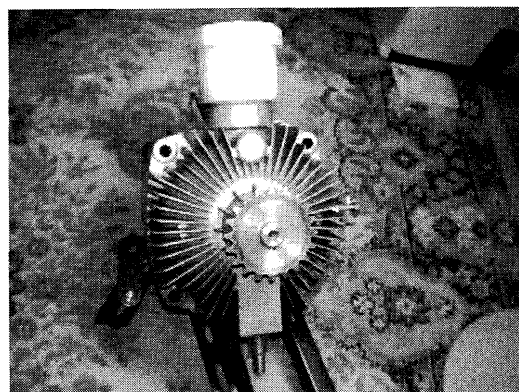


Fig.3 トルクコンバータ

直径約 200mm のコンパクトな筐体である。重量は約 11kg で本システム内では最も重いコンポーネントである。上部に見えるのは作動油リザーブタンク。

2.2.3 減速機構

1 次減速はエンジン筐体内で行われており、タービン回転数の約 1/5 (17,400 rpm) に減速されてインテイク近くのピニオンギアより出力される。依然トルコンに入力させるには高速回転過ぎるため 2・3 次減速装置 (Fig.4,5) を製作した。

構造はエンジンマウントを兼ねた板フレームで、材料は A5052 アルミ合金を使用した。減速ギアには自己潤滑性を持つポリアセタール樹脂製を選定し、高速回転による噛合騒音の軽減を図った。尚勿論ではあるが、フランジ型ピローユニットを上下することによりバックラッシュ調整も可能である。

本装置によりタービン回転数を約 1/18 に減速し、さらに #25 チェーンによる 3 次減速を経てトルクコンバータへ約 3,000 rpm で入力される。

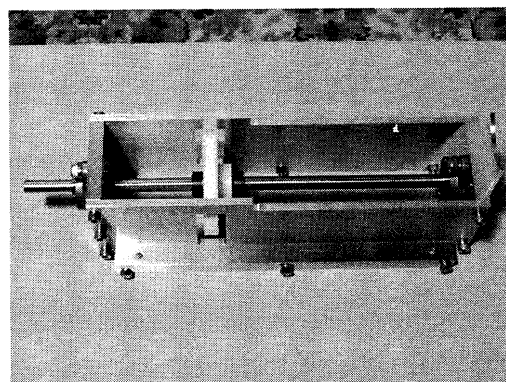


Fig.4 2次減速装置(I)

A5052 板厚は 5mm、シャフトは $\phi 10$ でフランジ型ピローユニットにより支持される。歯車はポリアセタール樹脂製 (真鍮ブロック入り) でシャフトセットカラーにより軸方向固定される。

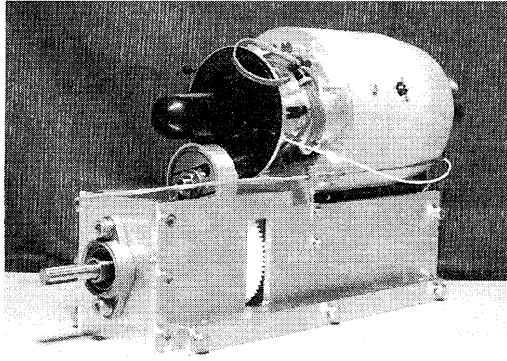


Fig.5 2次減速装置(II)

本装置はエンジンマウントも兼ねた設計となっており、エンジンユニットとしてコンポーネントを形成している。(タービン回転数:ユニット出力軸回転数 \approx 18:1)

フレームには防振ゴムを介して搭載され、走行やチェーン駆動による振動から機関を保護している

2.3 車両構造

本車両は 1/8.4 鉄道車両(軌間 127mm)として走行させるため、それに合わせたフレーム・台車 (Fig.6,7,8)等の開発を行った。

構造は 2 軸台車を有するボギーで、A6063・A2017 アルミ合金製フレームと鋼・アルミ合金製台車で構成される。これにより、鋼製に比べ相当軽量化されている。

台車の緩衝装置は軸梁式で、コイルバネ及び防振ゴムを用いて衝撃から機関及び電装を保護している。また各 1 軸にはベベルギアボックスを有しており、トルコンより駆動されたドライブシャフト、伸縮式自在継手(ユニバーサルジョイント)を介し車輪を駆動する。

全てのコンポーネントを搭載した状態での車重は約 50kg で、エンジン+トルコンのコアユニットのみでは約 14kg と 4kW ユニットとしては極めて軽量である。この数字は発電機駆動として搭載する場合では到底達成できないと考えられる。

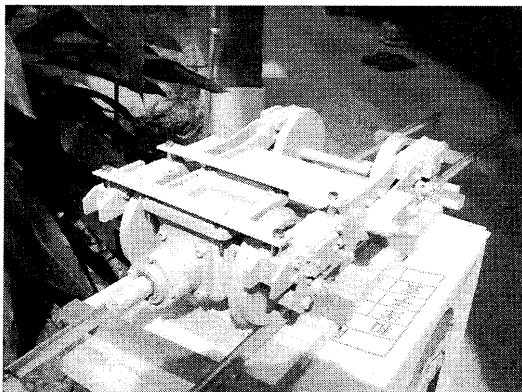


Fig.6 台車

本車両用に開発した台車.緩衝装置は実車に基づいて設計している.片方 1 軸にはベベルギアボックスを装備し車輪へ動力伝導を行う。

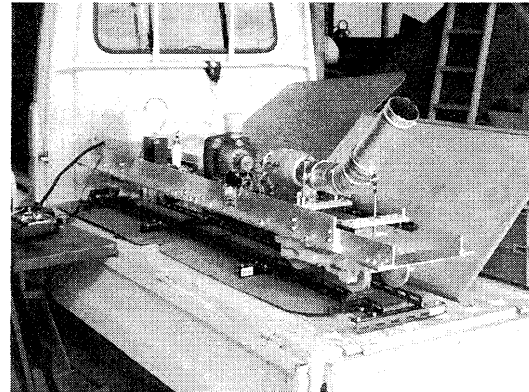


Fig.7 各種装置が搭載されたフレーム

全長約 2,000mm の本車両.フレームはアルミ合金製.トルコンを中央に,燃料タンク・始動ガスタンクはエンジンより最も離れた所に配置.排気管は給湯器用を転用し,断熱処理を行った。

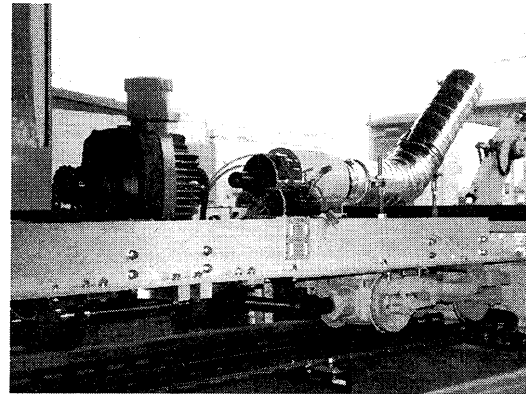


Fig.8 駆動システム

トルコンの出力軸は床下のドライブシャフトを駆動し,伸縮式のユニバーサルジョイントを介して台車のベベルギアボックスへと伝導される。

2.4 制御装置

エンジン制御は付属の ECU(EGT・回転数・燃圧を監視)により行われ,現状ではこのまま独立した制御装置として利用する。

トルクコンバータの速度制御はホビー用電気サーボを用い (Fig.9),市販のパルスジェネレーターを搭載した簡易リモートコントローラ (Fig.10)により手元のボリュームにてコントロールされる。また,サーボ動作速度調整機能を使用して速度を落とすことにより,急激な負荷変動によるエンジン・トルコン及び制御サーボへの負担抑制に成功している。

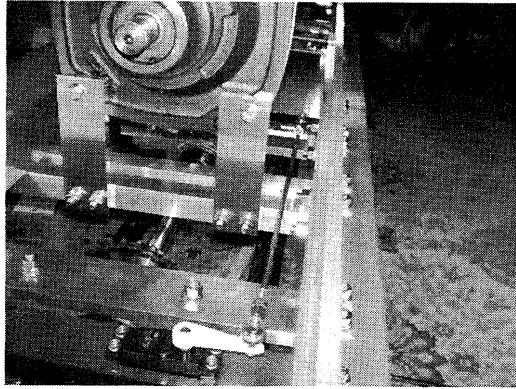


Fig.9 サーボ制御されるトルコン

市販ホビー用サーボを使用している。リンケージは真鍮丸棒及びロッドエンドから製作している。



Fig.10 車速コントローラ

トルコン制御用に開発した簡易リモートコントローラ。ボリュームをニュートラル(センタークリック)位置から右回りで前進,左回りで後退する。ボリュームを急激に操作してもサーボはある一定の角速度(調整可能)を保って動作し,急激な負荷変動による各所への負担を抑制している

3. 走行試験

トルコン駆動テスト,車輪無接地での空転テストの後走行試験を行った。運転操作は本機次位に客車を連結し,実際に人間が乗車して行う(Fig.11)。結果,良好な走行性能が発揮され,本システムの有効性が確認された。



Fig.11 試験走行中の本機

4. 課題と今後の展望

本稿執筆時では試運転のみが行われた状態であるため,各種性能試験を早急に行うことが望まれる。

本機運転上,必然的に発生するのがガスタービン機関特有の騒音である。本稿執筆時現在では何も対策されていないため,今後の課題である。また,現在の”PJ-W”エンジンは機関内潤滑がオイル混合燃料にて行われおり,排気による大気汚染が懸念されるため,内部循環型の機関開発も必要と考えられる。

現状ではエンジン制御及び车速制御が全くの別系統であり,使用環境に適合したより緻密で高度な制御を行うには統合が必要不可欠であると考えられる。本件もまた今後の課題としたい。

5. まとめ

4kW 級マイクロガスタービンを搭載した車両を開発し,本システムの有効性を確認した。尚開発車両は下記の特徴を持つ。

- (1) 発電機による電気変換を行わず,直接軸出力により走行する。→システム重量の面で有利。
- (2) 车速制御はトルコンにより行う。→理想的なガスタービン機関運転環境の実現。
- (3) 走行に関するもの全てに電氣的な制御が用いられている。→システム自律化が容易。

また当面の課題として,

- (1) 騒音対策
- (2) 機関・トルコン統合制御

が挙げられる。

参考文献

- 1) 財団法人エネルギー総合工学研究所: マイクロガスタービン, 新エネルギーの展望, (2000. 3)
- 2) 日本車両製造株式会社: ハイブリッド牽引車 (MGTH), (2004. 11)
- 3) Jakadofsky GmbH: Turboshaft, Specs and Gearbox information

セラミック部材を組み込んだ小型ガスタービンの試験と今後の課題

壹岐典彦 (産総研), *松沼孝幸 (産総研), 吉田博夫 (産総研), 袖岡 賢 (産総研),
井上貴博 (産総研), 鈴木雅人 (産総研)

Tests and future tasks of a small gas turbine with ceramic
Norihiko Iki(AIST), *Takayuki Matsunuma(AIST), Hiro Yoshida(AIST), Satoshi Sodeoka(AIST),
Takahiro Inoue(AIST), Masato Suzuki(AIST)

ABSTRACT

The development of the small gas turbine with hybrid structure of metal components and ceramic components is proposed. The prototype engines based on the mini jet engine are manufactured. The turbine nozzle and the rotor are replaced to silicon nitride type. The running tests of the several prototype engines have been carried out for the demonstration of durability of the hybrid structure of metal components and ceramic components such turbine rotor, turbine nozzle, guide vanes. The other ceramic materials for small gas turbines are also investigated. The fundamental characteristics are tested about the CMC (Ceramic Matrix Composites) of oxide ceramics and about the abradable materials based on alumina.

Key words: Micro Gas Turbine, Jet Engine, Ceramic Component, Test Operation, CMC, Abradable material

1. はじめに

マイクロガスタービンは高温の排気ガスが得られることからコージェネレーションシステムなどに用いられており、排気ガスがクリーンである点、多種燃料への対応が可能な点などのすぐれた特徴がある。しかし、ディーゼルエンジンなどに比べて発電効率が低く、その普及は進んでいない。土屋ら¹⁾の検討結果によれば、マイクロガスタービンは発電効率が35%を超えると、その経済性がディーゼルエンジンなどと遜色ないレベルまで改善されるものと期待される。

一方、100kW級、300kW級のセラミックガスタービンの国家プロジェクトでは、マイクロガスタービン相当の小型ガスタービンでもセラミック化することで、発電効率40%を超えることを実証した。しかしながら、部品コストや信頼性の点から課題も多く、実用化されてはいない。ただし、直径6cm前後の大きさの乗用車用ターボチャージャーではセラミックタービンの量産化が既に実現されており、使用条件によっては十分な信頼性が得られている。

さてセラミック材料は体積が小さいほどその中に含まれる欠陥が少なくなり、その分だけ信頼性が向上する。そこで、目標の発電効率を35%とすることで、セラミック部品の使用を最小限にとどめ、信頼性を実証して、セラミックガスタービンの普及への道筋をつけることができないかと考え、マイクロセラミックガスタービンを試作・運転に

取り組んでいる^{2)~8)}、本報では、これまでの試験運転および耐熱材料検討の結果をまとめて今後の課題を検討した結果を報告する。

2. 実験装置および方法

2.1 ベースエンジン

マイクロセラミックガスタービンの試作に当たり、ソフィアプレジジョン製 J-850 ジェットエンジンをベースエンジンとした。このような1軸型小型ターボジェットエンジンは模型飛行機用として開発されたものであるが、教育や研究目的でも使用されている^{9)~12)}。本エンジンの仕様では圧縮比2.7で最大推力8kgfであり、最大回転数は130,000rpmである。排気温度は最大出力時で750°C、アイドル時で450°C最高で800°Cとなっている。本エンジンの燃料はソフィアジェット燃料(灯油70%ガソリン30%の混合燃料)であり、燃料消費は最大で4.5ml/sでその発熱量は162kW(LHV)に相当する。

2.2 試作エンジン

試作エンジンは図1に示すように潤滑油の循環によりベアリングの潤滑を強化したエンジンがベースとなっており、基本的には潤滑油は燃焼しない。また、供給空気量測定のため、ベルマウスを取り付けてテストセル内で運転している。図2に試作エンジンのタービン部分の構造を示す。既報に示したように、Type1はインコネルタービンをセラミックタービンに置き換えものであり、ター

ビンの寸法がやや小さいため、タービンノズルの出口径もオリジナルのものより小さくして隙間が空きすぎないように調整してある。Type2 はタービンノズルもセラミックに置き換えガイドベーンを分離して金属製ディスクに差し込んで支持する構造を採用したものの、熱膨張の影響で破損したものである。これら窒化ケイ素セラミック部品の

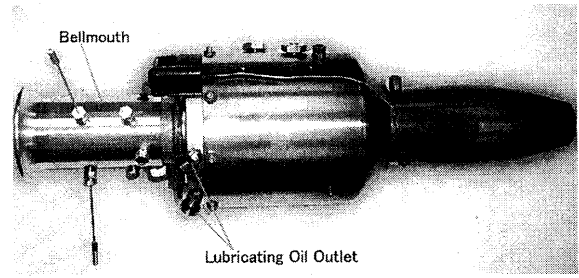


Fig.1 Prototype engine

Table 1 Mechanical properties of ceramics (Room temperature)

	Turbine rotor	Turbine nozzle & Guide vane
	Kyocera Corporation SN-235	Otsuka Ceramics Co., Ltd SN-01
Density	3.25 g cm ⁻³	3.20 g cm ⁻³
Vickers hardness (at 9.807 N)	14.5 GPa	---
Strength (4-point bending test)	921 MPa	---
Young's modulus	304 GPa	294 GPa
Poisson's ratio	0.28	0.28
Fracture toughness (SEPB)*	6.4 MPa m ^{0.5}	---

* Single-Edge Precracked Beam method

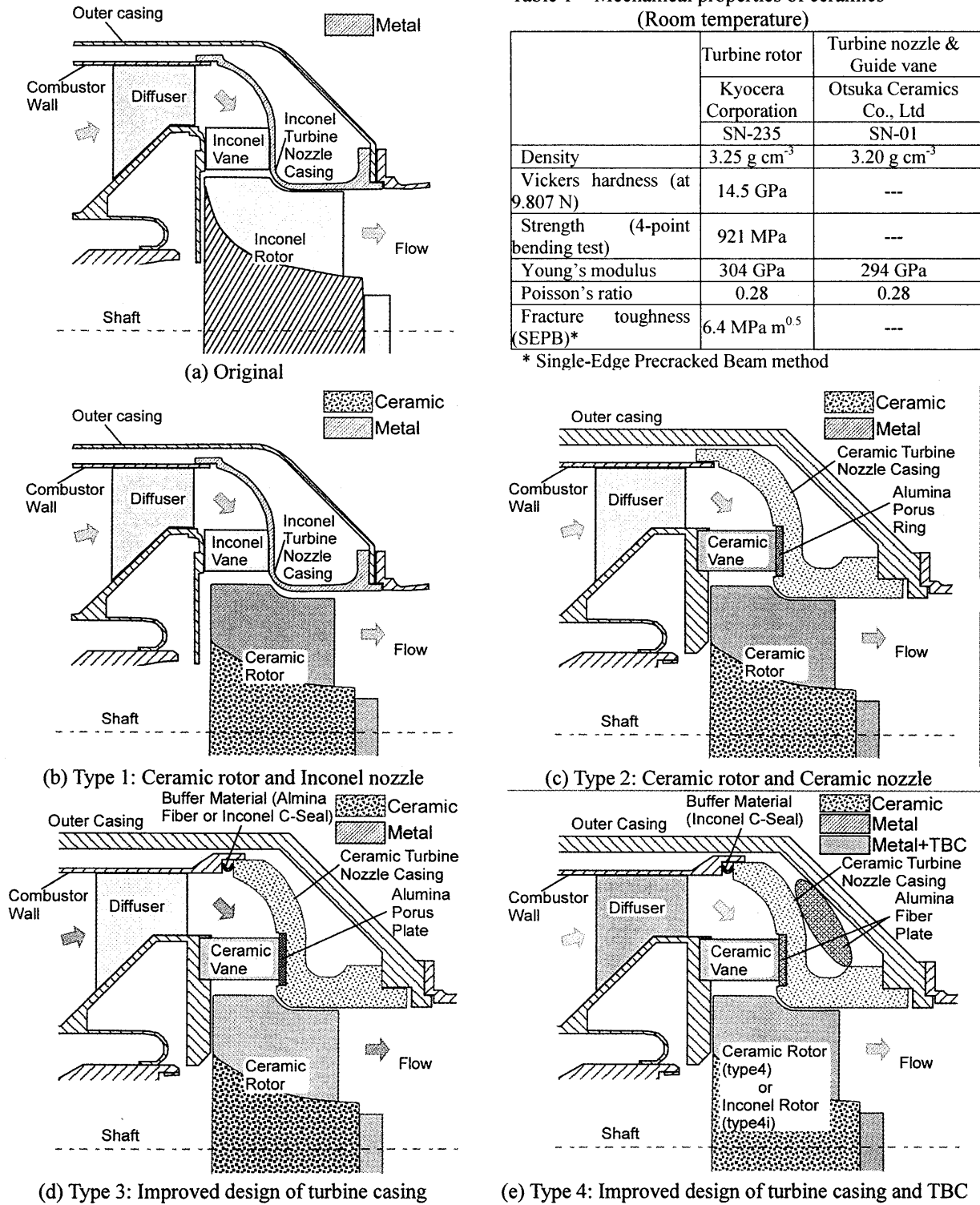


Fig.2 Structure of radial turbine^{5)~8)}

機械的特性は表 1 の通りである。Type3 はタービンノズルを改良し破損を回避したものである。Type4 は耐熱性の向上を図るため、燃焼器ライナーに遮熱コーティングを施すとともに、タービンノズルの周囲にセラミックファイバーを施し、更にタービンノズルベーンを受けるリングをセラミックファイバー製にして耐久性の向上を図った。

DSS(Daily Start and Stop)を模擬した長時間の試験運転を目指して、ソフィアプレジジョン製テストセルのコントローラ Jet-tronic UNI II (engine control unit; ECU)を用いた起動と灯油での運転を試みた。また、比較のため、インコネルタービンを用いた運転も行った⁸⁾。

3. 試験結果

3.1 システムの検討

サイクル計算により再生器付ガスタービンの高温化による性能向上の可能性を検討した。圧縮比を 5 と高く設定した場合には、タービンおよび圧縮機の断熱効率（それぞれ η_t 、 η_c ）が 80%でもタービン入り口温度 TIT が 1200°Cでも 35%(LHV、機械損失、発電機損失、インバータ損失を無視)程度の効率を得ることができ、タービンおよび圧縮機の断熱効率を 90%に高めることができれば 45%に達する効率を得られる。ただし、タービン出口温度 TET は 800°Cにもなる。試作エンジンのように効率が低い場合には TIT の割に TET が高くなり、燃焼器の出口ガス温度の均一性（パターンファクター）が悪いとかがえられることから、タービン材料の経験する温度域は高めとなる。

これまでの各エンジンの試験状況を表 2 のよう

にまとめた^{3)~8)}。図 4 は長時間運転の例である。本運転ではインコネルローターを用いており、高温には耐えられなかった。燃焼器出口温度を 2 箇所、タービン出口温度を 2 箇所測定しているが、燃焼器出口温度は測定箇所による差が大きく、燃焼が不均一であることが推察される。このため、タービン出口温度の測定値の平均からタービン入り口温度を推定した。この例ではセラミックローターの一部が欠けて、急停止しているが、ノズルガイドベーンは無傷であった。推定したタービン入り口温度は図 5 のようになる。Type3 に比べて Type4 の方が同じ圧力比では高くなっているが、熱対策により放熱が減っているものと思われる。圧力比に対して推力は図 6 のように得られており、各エンジン間の差は小さい。各エンジンの排気ガスの持つ運動エネルギーを出力と考えて、供給した燃料の低位発熱量で除して効率を求めた結果を図 7 に示す。インコネルのノズルを用いたものが

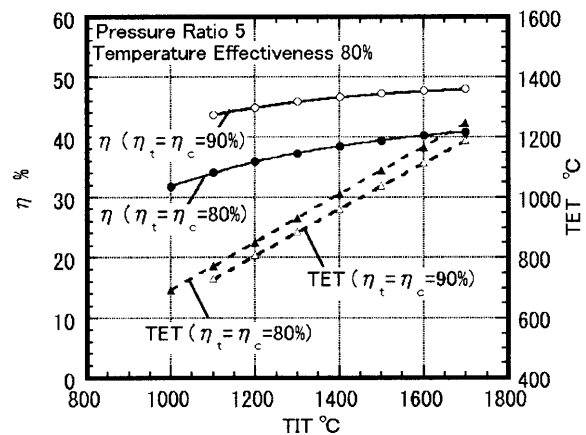


Fig.3 Temperature and efficiency of regenerative gas turbine

Table 2 Prototype engine of micro gas turbine

	Original	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Turbine Rotor	Inconel	Ceramic			Ceramic (or Inconel)
Turbine Nozzle	Inconel	Ceramic			
Relation of Casing and Vane	Integrated	Separated			
Joint of Combustor and Turbine Nozzle					
Combustor	Inner side			Outer side	
Turbine Nozzle	Outer side			Inner side	
Buffer Material between Vanes and Turbine Nozzle	---	---	Alumina Porous Plate		Alumina Fiber Plate
Buffer Material between Combustor and Turbine Nozzle	---	---	---	Alumina Fibers or Inconel C-seal	Inconel C-seal
Engine Control	Engine Control Unit	Manual Control			Engine Control Unit
Ignition	Glow plug				Spark plug
Fuel	70%kerosene- 30%gasoline				70%kerosene-30%gasoline or kerosene
Longest runtime (min)	---	---	---	65	206
Test location	---	Sophia Precision Inc.			AIST

最も効率が高く、次いでインコネルローターを用いたものが効率が高い。このことから、セラミックノズルもセラミックローターも効率を低下させていることが明らかとなった。このことから、セラミックの空力的な形状の見直しが必要であることがわかった。

3.2 耐熱材料の検討

セラミックス材料の信頼性向上と低コストを両立させるために、酸化物セラミックスのみからなる繊維強化セラミックス基複合材料(CMC)を作製し、その機械的特性と高温大気曝露による劣化を検討した。

開発した CMC(図8参照)は一方向に配向したアルミナ繊維と、薄いジルコニア界面層より構成され、1500℃、60min、30MPa の条件でのホットプレス焼結により緻密化を行った。アルミナ繊維は三井鉱山マテリアル製の α -Al₂O₃繊維 ALMAX®を用い、ジルコニア界面層は酢酸塩あるいは硝酸塩の水溶液系プレカーサーを同繊維表面に被覆することで導入した。

開発 CMC は、プレカーサーを酢酸塩とし界面相厚さ等を最適化することで、図9に示すように顕著な非脆性破壊挙動を示し、SENB 法で測定した

破壊靱性値は 5.6 MPa・m^{1/2} と通常のアルミナ焼結体の約 2 倍の値であった。しかも 1200℃の大気中で 100 時間の曝露処理後も若干の強度低下はあるものの処理前と同様に非脆性的挙動を示し、高温安定性にも優れることが示された。開発 CMC は全て酸化物系セラミックスからなるので、通常のホットプレス焼結法により製造可能で、現在 CMC 研究の主流である SiC(f)/SiC 等の非酸化物系複合材料に比べ格段にコストダウンが図れ、低価格を要求されるマイクロガスタービン用材料として有望であると考えられる。

同時に、マイクロガスタービンの効率に大きな影

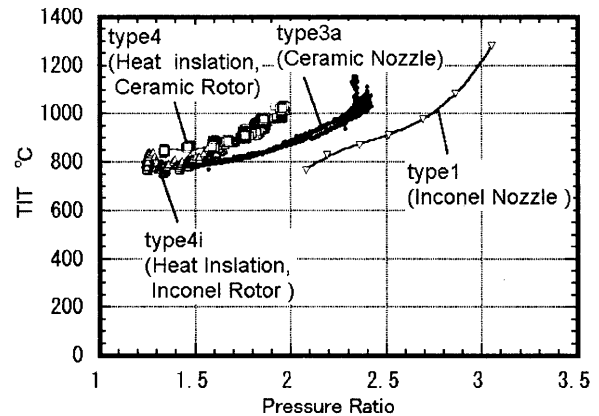
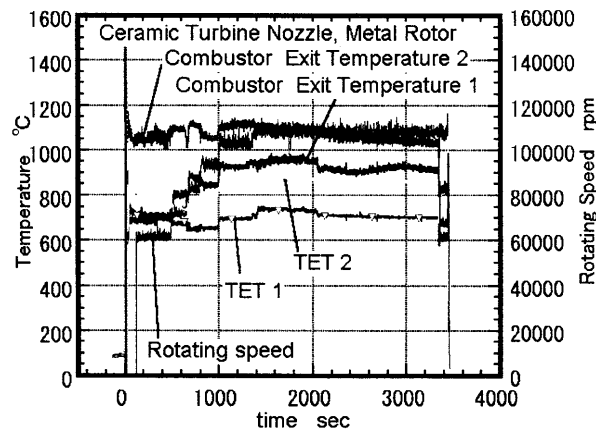
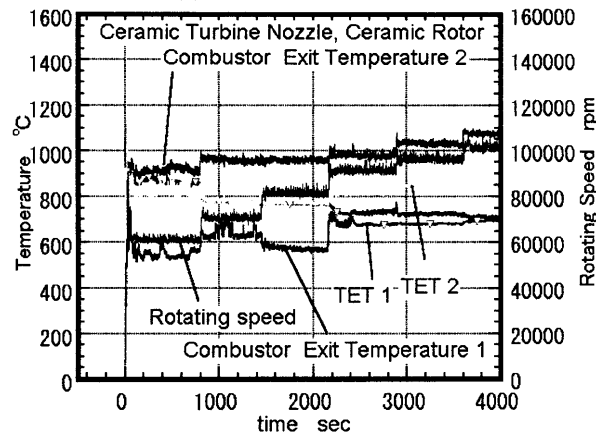


Fig.5 Turbine Inlet Temperature



(a) Inconel turbine rotor



(b) Ceramic turbine rotor

Fig.4 operation of the prototype gas turbine(type4)

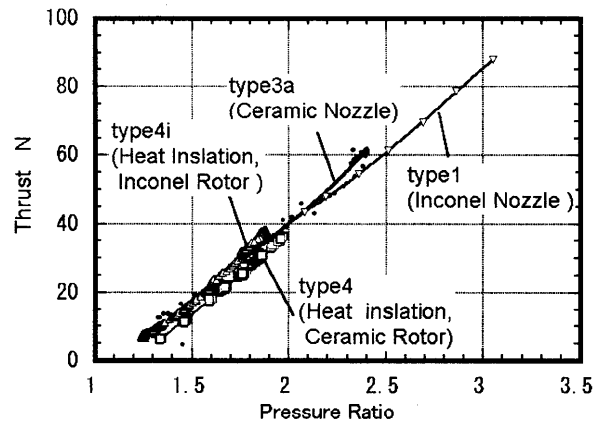


Fig.6 Thrust

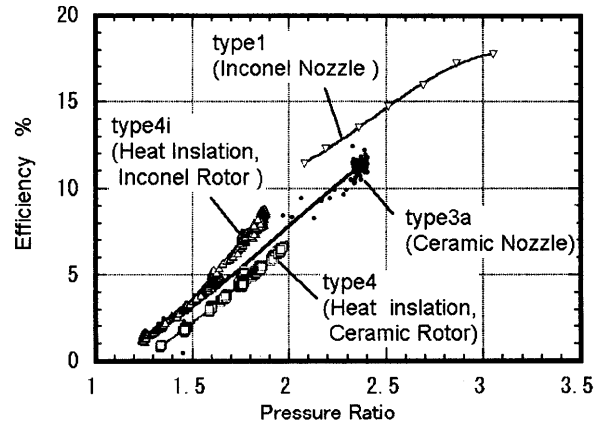


Fig.7 Efficiency based on kinetic energy

響を与える翼端漏れ流れによる損失を低減させるための隙間調整用に酸化セラミックス系アブレイダブル材料を開発した。本材料はアルミナに黒鉛粉末を混合し、上記 CMC と同じ条件で焼結・緻密化した後、大気中で熱処理して黒鉛を取り除き、気孔率約 50%のアルミナベースの多孔体とした。多孔質化時に 0.4%程度の体積収縮があるが、その後は大気中で 1200℃100 時間までの熱曝露を行っても、ほとんど収縮や硬度変化は見られず、高い熱安定性を示すことが判った。

また、従来材と開発材のアブレイダブル材としての適性を比較するために、超硬合金ブロックで一定体積を削り取るのに必要なエネルギーを測定した。従来材としては、現在ジェットエンジン等でアブレイダブル材として使用されている CoNiCrAlY 合金+窒化ホウ素+ポリエステル系およびニッケル-黒鉛系の溶射皮膜を用いた。その結果、1J 当たりでの除去可能体積は、従来材の約 $1.3 \times 10^{-8} \text{m}^3/\text{J}$ に対して開発材は $1.27 \times 10^{-7} \text{m}^3/\text{J}$ と一桁高く、易削性に優れていることがわかった。さらに削り取られた面の表面粗さを比較したところ、開発材の方が中心線平均粗さ Ra の値も若干小さく滑らかであり、シール性の面からも優れていることがわかった。

開発材をマイクロガスタービンの部材として適用することを想定した場合、構造材の全てを CMC とすることはコスト的に難しい。よって構造を支える多くの部分を通常のセラミックス単体として、FOD が懸念される部分に CMC を積層し、加えて翼端漏れ流れを考慮する面にアブレイダブル材をさらに積層するという三層構造材の開発を検討した。アルミナ/CMC/アブレイダブル材三層材を上記 CMC と同じ焼結条件で一体として作製し、その破壊挙動を調べた。

この三層材を、JIS 三点曲げ強度試験(試験片断面: 3mm 厚×4mm 幅、下部支点間距離: 30mm)で破壊した所、図 10 に示すように、厚さ 1mm 程度の CMC 層の存在で、顕著な亀裂偏向を発生すると共に、非脆性的な破壊挙動を示すことが確かめられた。

4. まとめと今後の課題

高温部にのみにセラミック要素を使用する金属・セラミックハイブリッド型マイクロガスタービンを試作し、タービン入り口温度 1,000℃～1,100℃で延べ 20 時間以上の無冷却運転を行った。これにより、本システムの基本構成のもとで無冷却高温運転が十分可能との見通しを得た。

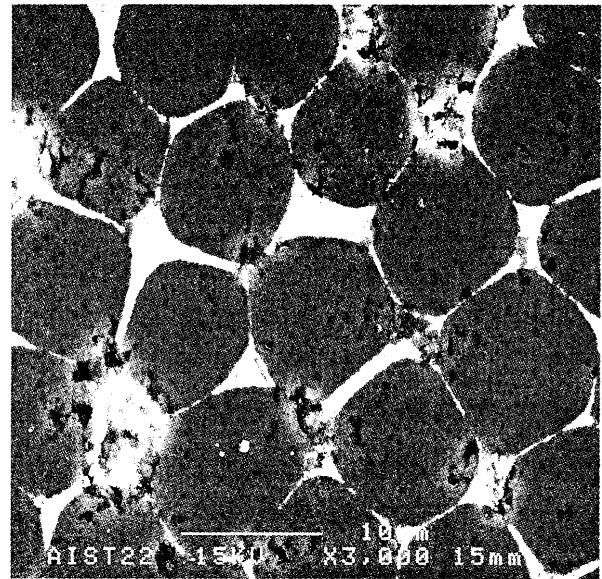


Fig.8 Cross section of CMC. Gray areas were alumina fiber, and white regions were zirconia inter-fiber layers

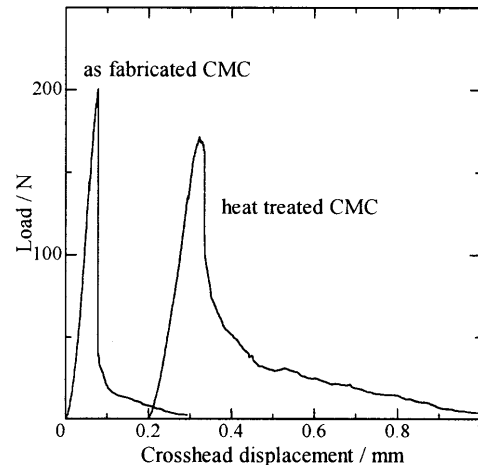


Fig.9 Fracture behavior of CMC.

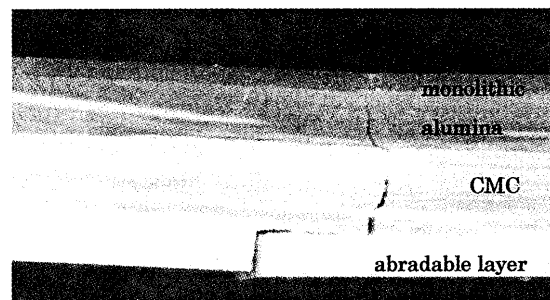


Fig.10 Crack extension behavior of 3 layered CMC fractured by 3 point bending test. The crack was deflected by CMC layer significantly.

セラミックノズルの一端を金属円盤に差し込み、多端をポーラスセラミック緩衝材を介しセラミックハウジングで押さえ込む簡便な方式とした。この構造は、ノズル断面形状ならびにノズル迎え角を任意に変えることを可能とする^{13) 14)}。

また、圧縮機、タービンに適用可能なアブレイダブル材について検討し、基本的な特性を把握し

た。

今後の課題として、①燃焼器構造を始め各要素の分散コージェネ用ガスタービンにふさわしい構造への修正、②アブレード材の最適な使用法検討、③セラミック再生器の開発、④発電機との接続、などが考えられる。

謝辞

本研究は産総研内部グラントおよび経済産業省平成18年度電源利用技術開発等委託費により推進された。また、研究の推進に当たり、株式会社ソフィアプレジジョンと、江原拓未、李允煥、李海鷹、林修一各氏のご協力を頂いた。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 土屋利明, 外内裕子, 岡本正範: メンテナンス費用を考慮したマイクロガスタービンの経済性評価, 第32回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2004) pp.237-242
- 2) 吉田博夫, 松沼孝幸, 壹岐典彦, 秋宗淑雄: マイクロセラミックガスタービン, 日本機械学会東北支部第39期秋季講演会,(2003)
- 3) Yoshida, H., Matsunuma, T., Iki, N., Akimune, Y., Hoya, H.: Micro Gas Turbine with Ceramic Rotor, ASME Paper GT-2004-53493 (2004)
- 4) Matsunuma, T., Yoshida, H., Iki, N., Ebara, T., Sodeoka, S., Inoue, T., Suzuki, M.: Micro Gas Turbine with Ceramic Nozzle and Rotor, ASME Paper GT-2005-68711 (2005)
- 5) 壹岐典彦, 李允煥, 吉田博夫, 袖岡賢, 井上貴博, 松沼孝幸, 鈴木雅人, 江原拓未: マイクロセラミックガスタービンの試験運転, 第33回ガスタービン定期講演会論文集 (2005) pp.125-130.
- 6) Iki, N., Inoue, T., Matsunuma, T., Yoshida, H., Sodeoka, S., Suzuki, M., Ebara, T., Lee, Y.: Micro Gas Turbine with Ceramic Nozzles and Rotor Part 2, ASME Paper GT-2006-90328 (2006)
- 7) 壹岐典彦, 井上貴博, 吉田博夫, 袖岡賢, 松沼孝幸, 鈴木雅人, 江原拓未, 李允煥: セラミック部材を組み込んだ小型ガスタービンの試験運転, 第34回ガスタービン定期講演会論文集 (2006) pp.253-256.
- 8) Iki, N., Inoue, T., Matsunuma, T., Yoshida, H., Sodeoka, S., Suzuki, M.: Gas Turbine with Ceramic and Metal Components, ASME Paper GT-2007-27630 (2007)
- 9) 野田廣太郎: 模型飛行機用小型ジェットエンジン, ガスタービン学会誌, Vol.26, No.103 (1998) pp.3-10.
- 10) 柏原康成: 大学におけるミニターボジェットエンジンを用いたガスタービン教育, ガスタービン学会誌, Vol.28, No.6 (2000) pp.22-27.
- 11) 石橋明史: 水噴霧冷却を利用した超小型ターボジェットエンジンの推力増加の研究, 千葉大学大学院自然科学研究科修士論文 (2000).
- 12) 渡辺高幸: 機械工学実験のためのミニターボジェットエンジン実機試験装置の製作, 第30回ガスタービン定期講演会論文集 (2002) pp.163-168.
- 13) 特願 2004-174972、ガスタービンのノズルベーン装置
- 14) 特願 2004-247105、小形ジェットエンジンの燃焼筒とノズル

消化ガス用マイクロガスタービン燃焼器を 模擬した試験燃焼器の試作と燃焼実験

尾崎 翔 (首都大院), 桜井 毅司 (首都大), 湯浅 三郎 (首都大),

中川 貴博 (荏原製作所)

Combustion characteristics of a prototype combustor for biogas-fueled micro gas turbine

OZAKI Sho (TMU), SAKURAI Takashi (TMU), YUASA Saburo (TMU),
NAKAGAWA Takahiro (Ebara Corporation)

ABSTRACT

In order to clarify the combustion characteristics of micro gas turbine using digester gas fuel, we made a test combustor simulating the flow field of the micro gas turbine combustor. It was composed of fuel/primary-air premixture injector, a surrounding air injector and a dam air injector. The combustion experiment showed that the surrounding air diluted the rich premixture of fuel/primary-air into the flammable limits of the fuel/air. The dam air functioned as an "air curtain" between the primary combustion region and the secondary combustion region, in addition to the dilution effects in the same manner as the surrounding air.

Key words: Digester gas fuel, Micro Combustor, Micro Gas Turbine

1. はじめに

化石燃料の枯渇や地球環境問題は、いまや現実的な問題として多くの関心を集めている。エネルギー消費の削減や非化石エネルギー、新エネルギーの導入は緊急課題となり、様々な取り組みが行われている。新エネルギーの一つとして、生ゴミや下水、家畜の排泄物などの有機物がメタン発酵する際に発生する 60vol%のメタンおよび 40vol%の二酸化炭素からなる可燃性の消化ガスが注目されている。

荏原製作所では Elliot Energy Systems Inc. (EESI) 社製エンジンを搭載した、出力 95kW の都市ガス用マイクロガスタービンパッケージを改良し、消化ガスを用いて運転している^{1,2)}。しかし消化ガスで運転した際の燃焼特性や燃焼器内における保炎機構には不明な点が多く、また燃焼器は都市ガス用のものをそのまま使用しており、特別な改造を行っていない。そこで本研究では都市ガス用ガスタービン燃焼器を模擬した試験燃焼器を製作し、それを用いて都市ガスの主成分であるメタン（都市ガスに 90vol%存在する）及び消化ガスの燃焼特性を調べることによってガスタービン燃焼器における消化ガスの燃焼機構の把握を試みることにした。

2. 試験燃焼器の設計・製作

2.1 実機燃焼器の仕様¹⁾

EESI 社製ガスタービンの燃焼器の概略図を図 1 に示す。この燃焼器は Rich-Lean 二段燃焼方式で、一次燃焼領域（プライマリー領域）および二次燃焼領域（セカンダリー領域）からなる。プライマリー領域には 12 個の燃料と空気同軸インジェクターがあり、設計点では、インジェクターから当量比 2 の予混合ガスがプライマリー領域へ円周方向に噴射される。予混合ガスは燃焼室外周を強い旋回流となって燃焼し、ダム部と呼ばれる二次空気流入部を通して急速希釈され、セカンダリー領域で希薄燃焼する。

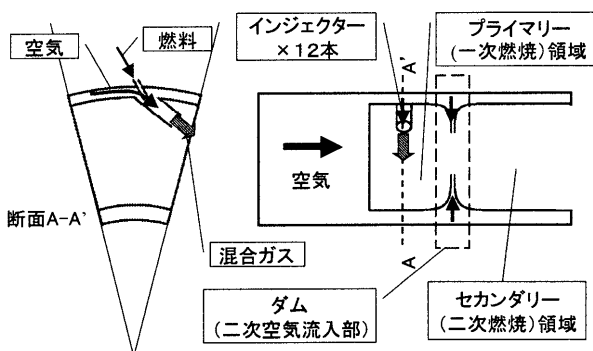


Fig.1 実機燃焼器の概略図

2.2 試験燃焼器

実機燃焼器において火炎形成に最も大きな影響を与えているのはダム空気であると考えられ、燃焼器内部では定性的には次の様な流れが形成されていると予想される。プライマリー領域外周に、円周方向に角度を持って取り付けられているインジェクターから噴射された予混合ガスは、プライマリー領域外周を強い旋回流となって流れ、セカンダリー領域に流入している。それによってプライマリー領域内周が負圧となり、ダム部から空気の一部が負圧を補完する形でプライマリー領域に流入して旋回流に同伴されるため、インジェクター周りには常にダム部から流入してきた空気（以後、この空気の流れを周囲空気と呼ぶ）の流れが形成されている可能性が高い。

本研究ではプライマリー領域のインジェクターの一つ、および周囲空気、ダム部に注目し、これを模擬した試験燃焼器を設計・製作した。また、メタンガスと消化ガスでの火炎形成の違いや、実機の燃焼器流入空気温度が 600℃であるため、空気予熱の有無による火炎形成の違いにも注目し、これらも実験パラメーターと出来るようにした。

図 2 に試験燃焼器の概略図を示す。試験燃焼器は、実機と同様な構造を持つインジェクター、ダム部からインジェクター周りに流入してくる空気流を模擬した周囲空気流入部、ダム部を模擬したダム空気流入部の三つの空気流入部を持つ。インジェクターは予め燃料と空気が混合されて燃焼器の主軸方向に噴射される。実機では燃料噴射管（噴射孔径 $\phi 2.5\text{mm}$ ）は斜めに設置されているが、現象を把握しやすくするために、試験燃焼器では燃料噴射管をインジェクターと平行の向きに設置した（噴射孔径は同じく $\phi 2.5\text{mm}$ ）。周囲空気はインジェクター底面の周囲から焼結金属を通して燃焼器主軸方向へと噴射される流れによって模擬した。ダム空気は円周状のスリット（幅 0.7mm）を通して燃焼器の主軸方向に垂直に、衝突噴流の形で噴射される。

表 1 に試験燃焼器の設計点での仕様を示す。実機燃焼器における定格運転時のインジェクター空気流速やダム空気流速と、試験燃焼器での各空気流速を等しくするため、各空気流量を設定した。大気圧下の試験燃焼器では空気予熱時（600℃）において、インジェクター空気流量が $4.2\text{Nm}^3/\text{h}$ 、ダム空気流量が $7\text{Nm}^3/\text{h}$ で実機と同じ流速となる。プライマリー領域当量比（インジェクター空気流量と燃料流量との当量比）が実機と同じ 2 となる消化ガス流量は $1.5\text{Nm}^3/\text{h}$ であり、メタンガスの場合

は消化ガスの時の 60vol% の $0.9\text{Nm}^3/\text{h}$ である。常温下での各設計流量は空気予熱時と同じにしたが、各噴出空気流速は 1/3 程度になる。なおセカンダリー領域当量比は全ての空気流量と燃料流量から求めた当量比を表し、以後、本研究では表 1 の仕様を設計点と呼ぶ。

3. 実験結果と考察

3.1 試験燃焼器における代表的な火炎形状

試験燃焼器の支配パラメーターであるインジェクター空気・周囲空気・ダム空気の各流速と当量比を変えて実験を行った。更に空気予熱の有無やメタンガスと消化ガスの違いによる火炎形成への影響を調べた。

一連の実験で観察された代表的な火炎形状を図 3 に示す。この図はインジェクター空気・周囲空気・ダム空気の全てを噴出したときの写真である。基本となる火炎はプライマリー（Pr）火炎であり、これはプライマリー領域内に保炎され、主にこの領域で反応が進行するが、反応し切れなかった燃料はセカンダリー領域で燃焼する。従って、

Table 1 設計点での試験燃焼器の仕様

燃焼器入口温度	[℃]	600	15
プライマリー領域当量比		2	
インジェクター空気流量	[Nm ³ /h]	4.2	
消化ガス流量	[Nm ³ /h]	1.5	
メタンガス流量	[Nm ³ /h]	0.9	
インジェクター空気噴出流速	[m/s]	67	22
消化ガス噴出流速	[m/s]	85 (at 15℃)	
メタンガス噴出流速	[m/s]	50 (at 15℃)	
セカンダリー領域当量比		0.8	
ダム部空気流量	[Nm ³ /h]	7	
ダム部空気流速	[m/s]	86	28

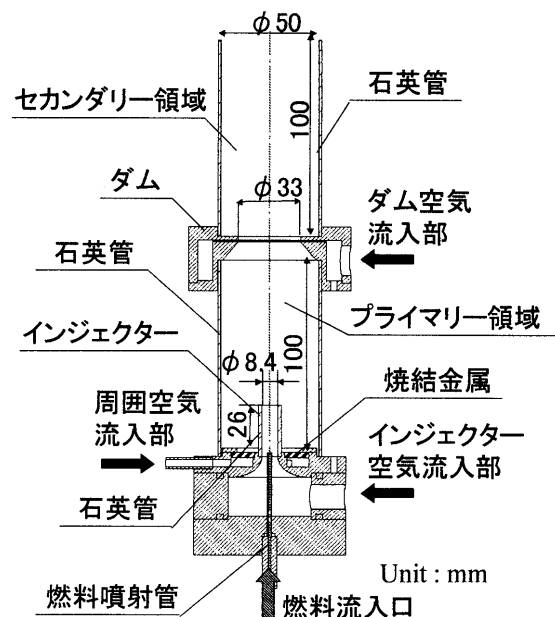


Fig.2 試験燃焼器 概略図

この火炎はプライマリー領域からセカンダリー領域にかけて伸びているが、ダム部に火炎が付着することはない。Pr 火炎から燃料を薄くしていくと、火炎が小さくなり、やがて吹き消える。逆に燃料を濃くしていくとセカンダリー領域で主に燃焼反応が進行するセカンダリー (Se) 火炎に移行する。この時、火炎はダム部に付着したベンゼン火炎の様な形で保炎される。更に燃料を濃くしていくとやがて燃焼筒内に火炎は形成されなくなり、周囲大気中で燃焼する筒外火炎へと遷移する。

本実験では Pr 火炎から燃料を濃くして Se 火炎、もしくは筒外火炎へ遷移した時を上限界、Pr 火炎から燃料を薄くして吹き消える時を下限界とした。

3.2 メタンガスを用いた時の火炎安定限界

記号と定義

- U_I : インジェクター空気流速 [m/s]
- U_S : 周囲空気流速 [m/s]
- U_D : ダム空気流速 [m/s]
- $\Phi(I)$: インジェクター空気と燃料の当量比
- $\Phi(I+S)$: インジェクター空気と周囲空気を加味した当量比
- $\Phi(I+D)$: インジェクター空気とダム空気を加味した当量比
- $\Phi(I+S+D)$: インジェクター空気と周囲空気とダム空気を加味した当量比
- ● : 上限界
- ○ : 下限界
- —×— : インジェクター当量比 $\Phi(I)=2$ の線

3.2.1 各空気流要素の効果

(a) インジェクター空気の影響

周囲空気とダム空気を流さない時のインジェクター空気流速による火炎安定限界の変化を図 4 に示す。メタンガスの可燃限界である 0.5~1.7 において、火炎はプライマリー領域に形成されるが、インジェクターのリム部には保炎されない。従ってインジェクターの設計当量比 2.0 では火炎はプライマリー領域に形成されず、筒外火炎となる。

(b) 周囲空気の影響 ダム空気は流さず、 U_I を 22m/s で固定した時の、周囲空気流速による火炎安定限界の変化を図 5 に示す。これより周囲空気流速が増加するにつれて火炎安定範囲が広がっているのがわかる。また、 $\Phi(I)$ で安定限界を表すとメタンの可燃範囲を超えて火炎が形成されているが、

$\Phi(I+S)$ で表すと可燃範囲に収まっている。このことはインジェクターから噴出する部分予混合気为例えメタンの可燃上限界外であっても周囲空気によって希釈されることでプライマリー領域に火炎を形成できるようになることを示している。周囲空気流速が 1.0m/s 以上になると $\Phi(I)=2$ の火炎がプライマリー領域に形成できることがわかる。

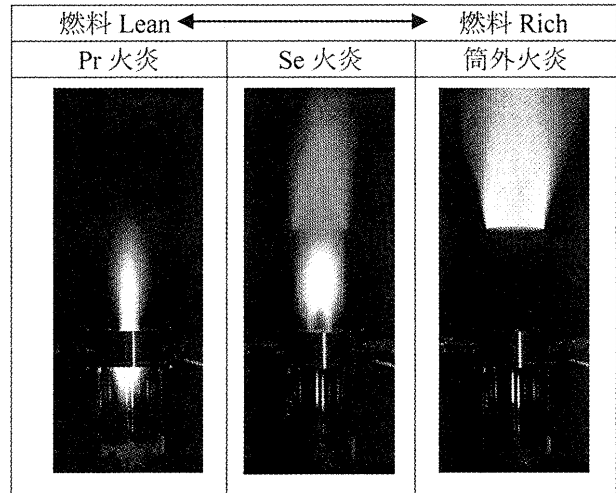


Fig.3 代表的な火炎形状

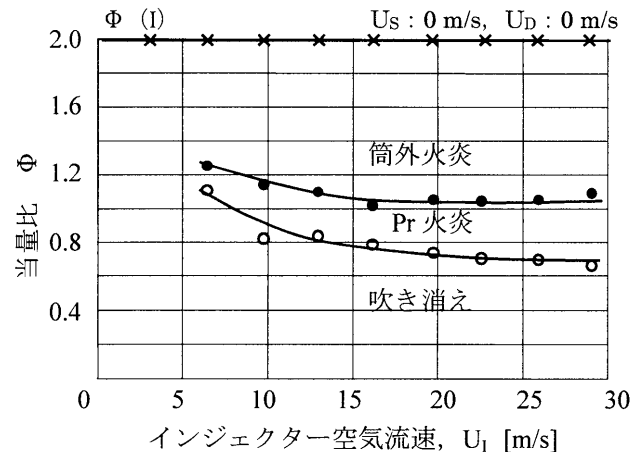


Fig.4 インジェクター空気流速による火炎安定限界の変化

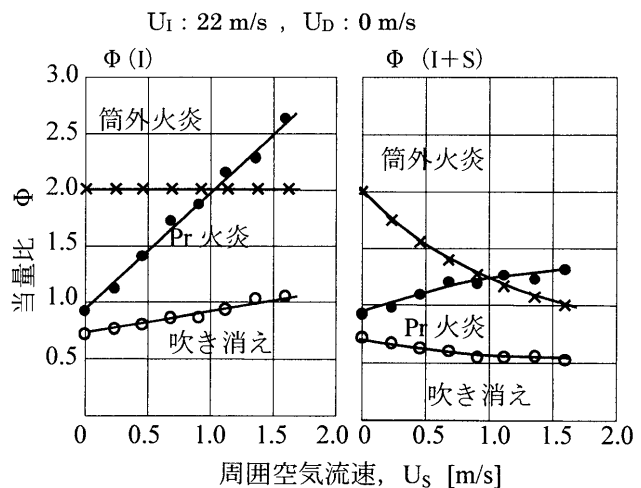


Fig.5 周囲空気流速による火炎安定限界の変化

(c) ダム空気の影響

周囲空気を流さず, U_1 を 22m/s で固定した際の, ダム空気流速による火炎安定限界の変化を図 6 に示す. この時の特徴は, ダム空気の流速に応じて火炎形成状態が大きく変化する遷移点 (12m/s) がある事である. ダム空気流速が遷移点 (12m/s) 以下の場合, Pr 火炎の形成範囲がダム空気流速の増加に応じて拡大する. この時, $\Phi(I)$ はメタンの可燃範囲外になるが $\Phi(I+D)$ はメタンの可燃範囲内で収まっている. この事からダム空気の一部がプライマリー領域へ流入し, 周囲空気の時と同様に, 可燃上限界外のインジェクター部分予混合気を可燃範囲内の当量比に調整してプライマリー領域に火炎を形成していると考えられる.

一方, ダム空気流速が遷移点以上の場合には, Pr 火炎を形成する $\Phi(I)$ はダム空気流量によらずほぼ一定となる. これは, ダム空気がプライマリー領域とセカンダリー領域の間に蓋をして隔離するエアカーテンの様な役割をし, プライマリー領域の火炎安定性に一定以上寄与していないことを示唆している. また, この時の上限界では吹き飛びを起こすが, $\Phi(I+D)$ 見るとセカンダリー領域ではメタンの可燃下限界外になっている事が見て取れる. これは火炎がセカンダリー領域へ遷移しようとする当量比において, セカンダリー領域の当量比がメタンの可燃下限界になっているために火炎が吹き飛んだ事を示唆している. なお, 遷移点が存在するのはそこで燃焼器内の流れ場が大きく変わったためだと考えられる.

$\Phi(I)=2$ の線は火炎形成範囲外にあり, ダム空気のみでは $\Phi(I)=2$ の火炎はプライマリー領域に形成されない事がわかる.

3.2.2 全ての空気流の総合的效果

(a) 周囲空気の影響

U_D を 26m/s, U_1 を 22m/s で固定した際の周囲空気流速による火炎安定限界の変化を図 7 に示す. この時のダム空気流速 26m/s は図 6 においてエアカーテンのような効果を持つ時の流速である. $\Phi(I+S)$ のグラフを見ると, 上限界・下限界共に周囲空気流速の変化によらずほぼ一定であり, その値はメタンの可燃限界にほぼ一致している. また図 5 と比べ, ダム空気がある方が周囲空気流速が低速域でも火炎安定範囲が広がっている. これらより, プライマリー領域では, ダム空気がエアカーテンのような働きをしてプライマリー領域を独立させており, 周囲空気流速の如何に関わらずプライマリー領域の当量比が可燃範囲に入っている

時に Pr 火炎が形成されることを示唆している. つまり周囲空気が少なければダム空気が不足分を補い, 逆に十分足りていればダムから余分の空気が流れて来ず, プライマリー領域として常に可燃限界内で火炎を形成しようとしていると考えられる. また, $\Phi(I)=2$ の火炎は周囲空気が 0.5m/s 以上の時にプライマリー領域で形成される. この値は図 5 と比べて半分の周囲空気流速で十分であり, 火炎の安定性が向上している事がわかる.

(b) ダム空気の影響

U_1 を 22m/s で, U_S を 1.6m/s で固定した際のダム空気流速による火炎安定限界の変化を図 8 に示す. この時も図 6 と同様に, ダム空気流速が約 8m/s で上限界にピークを持つが, 明確な火炎形状の変化は見られず, 全てのダム空気流速範囲で上限界は Se 火炎となった. ダム空気流速 8m/s 以下では火炎安定範囲が広がっているが, ピークを迎えるダム空気流速はダム空気のみの場合 (12m/s) に比べ遅くなっている. これは, 周囲空気が存在する事で

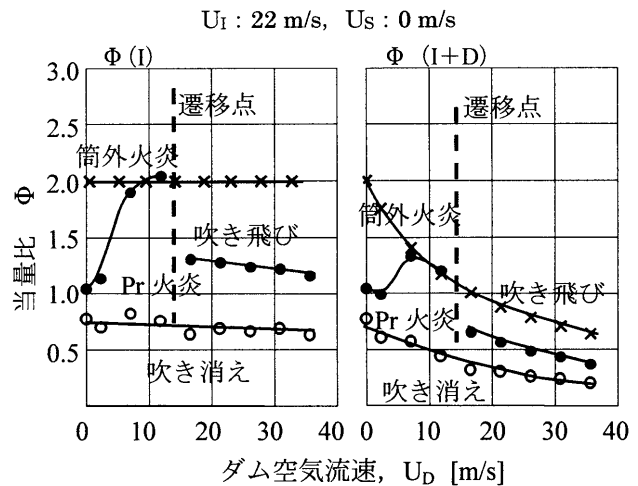


Fig.6 ダム空気流速による火炎安定限界の変化

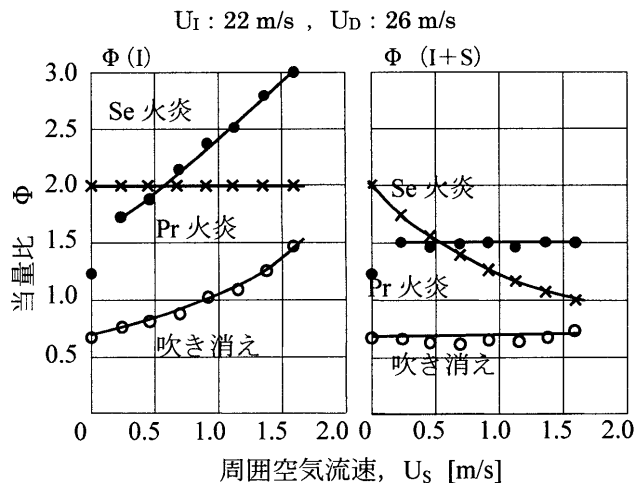


Fig.7 周囲空気流速による火炎安定限界の変化 (全ての空気を流した時)

プライマリー領域に流入できる量が少なかったためと考えられる。

ダム空気流速 8m/s 以上の場合には火炎形成範囲はダム空気流速によらず殆ど一定となる。これはダム空気がエアカーテンとして作用し、プライマリー領域を独立させてその流れ場をほとんど変化させず、インジェクター空気と周囲空気のみによる可燃限界になっており、しかも U_I と U_S とが固定されているため安定限界は変化しないと考えられる。従って、 $\Phi(I)=2$ の火炎は全てのダム空気流速範囲でプライマリー領域に形成される。

3.3 消化ガスを用いた時の火炎安定限界

3.3.1 各空気流要素の効果

(a) インジェクター空気の影響

消化ガスの場合、インジェクター空気のみでは燃焼器内部に火炎は形成されなかった。

(b) 周囲空気の影響

ダム空気を流さず、 U_I を 22m/s で固定した時の周囲空気流速による火炎安定限界の変化を図 9 に示す。全体の傾向はメタンガスの場合と同様だが全体的に火炎形成範囲が狭くなり、上限界では全ての領域で火炎の吹き飛びが起こっている。これは消化ガスの燃焼速度に見合った保炎領域がセカンダリー領域に形成されなかったために吹き飛びが起こったと考えられる。また、 $\Phi(I)=2$ で火炎がプライマリー領域に形成されるには、周囲空気が 1.5m/s 以上必要で、メタンガスの時よりも火炎の安定性が悪くなっていることが分かる

(c) ダム空気の影響

周囲空気を流さず、 U_I を 22m/s で固定した際のダム空気流速による安定限界の変化を図 10 に示す。メタンガスの場合と異なり、上限界では全ての領域で吹き飛びが生じた。また、メタンガスに見られたような火炎形成状態の急峻な変化を示すダム空気流速 (約 12m/s) が滑らかな変化となり、上限界の極大値を与えるダム空気流速はメタンガスのもの (12m/s) に対して約 16m/s と大きくなっている。下限界はダム空気流速が低速域を除いて当量比 1.0 でほぼ一定であった。 $\Phi(I)=2$ の火炎は全てのダム空気流速範囲でプライマリー領域に形成されず、火炎の安定性が悪くなった事が分かる。

3.4 空気予熱下でのメタンガスを用いた時の火炎安定限界

3.4.1 各空気流要素の効果

(a) インジェクター空気の影響

インジェクター空気流速による火炎安定限界の変化を図 11 に示す。常温下の場合と比べ、大幅に火炎の安定性がよくなっていることが分かる。

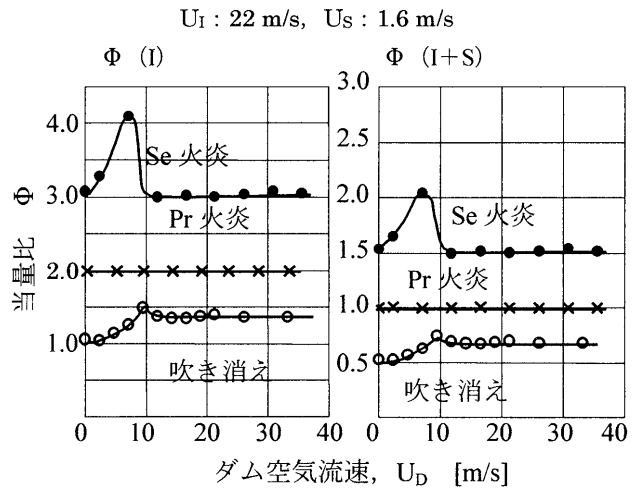


Fig.8 ダム空気流速による火炎安定限界の変化 (全ての空気を入れた場合)

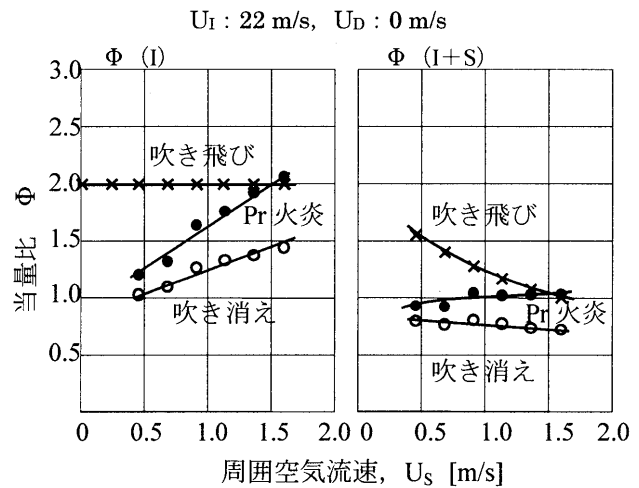


Fig.9 周囲空気流速による火炎安定限界の変化 (消化ガスを用いた場合)

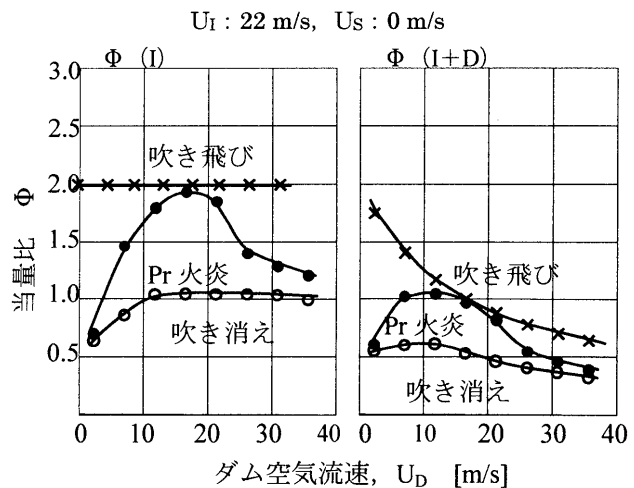


Fig.10 ダム空気流速による火炎安定限界の変化 (消化ガスを用いた場合)

(b) 周囲空気の影響

ダム空気を流さず、 U_I を 68m/s で固定した時の周囲空気流速による火炎安定限界の変化を図 12 に示す。この場合もやはり常温下の場合と比べ、空気予熱によって火炎形成範囲は広がり火炎の安定性が向上しているのがわかる。

(c) ダム空気の影響

周囲空気を流さず、 U_I を 68m/s で固定した際のダム空気流速による安定限界の変化を図 13 に示す。全体の傾向としては予熱なしの結果 (図 6) と同様であるが、予熱の影響で火炎形成範囲は広がる。

4. まとめ

消化ガスの燃焼機構を明らかにするため、実機燃焼器のインジェクター及びダム部に注目し、これを模擬した試験燃焼器を設計、製作した。この燃焼器について、メタンガスの場合と消化ガスの場合の火炎安定限界を計測した。その結果、次のことが明らかになった。

- ・ 周囲空気は、インジェクターから噴射された過濃な部分予混合ガスをメタン可燃限界内に希釈し、プライマリー領域に火炎を形成させる働きをする。
- ・ ダム空気は、一部がプライマリー領域に流入して過濃なインジェクターからの部分予混合気を希釈する働きをする。ダム空気流速がある限界以上速くなると、プライマリー領域を独立させるエアカーテンの様な作用があり、プライマリー火炎形成への影響は小さくなる。
- ・ 消化ガスはメタンガスと比べて火炎安定限界の全体の傾向はほぼ同じだが、火炎の安定範囲は狭くなる。
- ・ 空気予熱下では常温下と比べて火炎安定限界の全体の傾向はほぼ同じだが、火炎の安定範囲は大幅に広がる。

今回の計測では、実験装置の都合で消化ガスの周囲空気流とダム空気流とを同時に噴出した時の火炎安定限界の計測や、また空気を予熱した時にそれらを同時に流す実験が出来なかった。さらに、消化ガスの可燃範囲も明確ではない。これらは今後の課題として取り組む計画である。

参考文献

1)KATAOKA, T. et. al., "Combustion on characteristic of methane-CO₂ mixture and a microturbine cogeneration system utilized sewage digester gas," Proceedings of

ASME Turbo Expo 2007, (2007), GT2007-27351.

2)中嶋照幸 他, 「消化ガスマイクロタービンコージェネシシステムの実証運転」, 第 44 回下水道研究発表会講演集,(2007), pp.409-411.

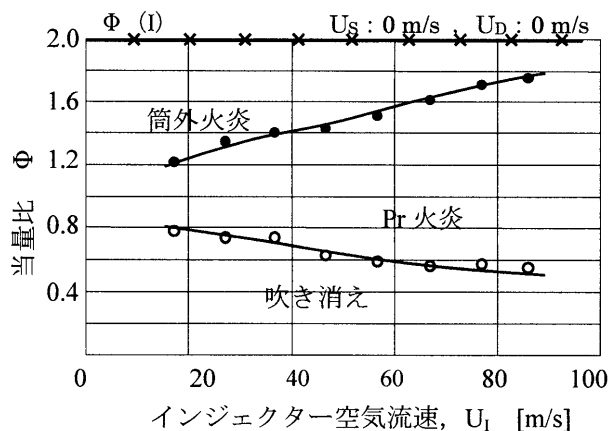


Fig.11 インジェクター空気流速による火炎安定限界の変化(空気予熱下)

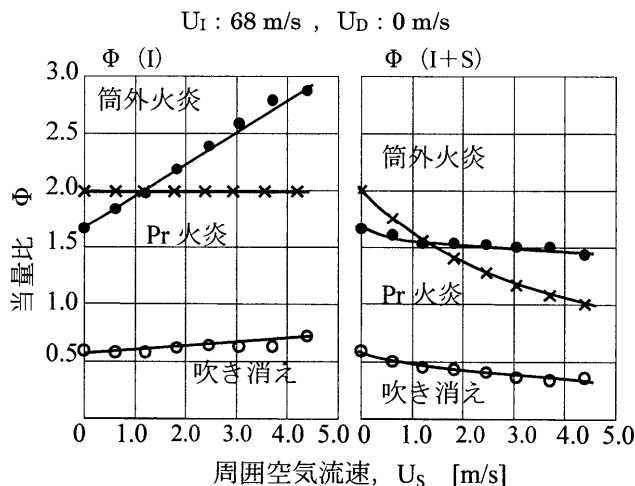


Fig.12 周囲空気流速による火炎安定限界の変化 (空気予熱下)

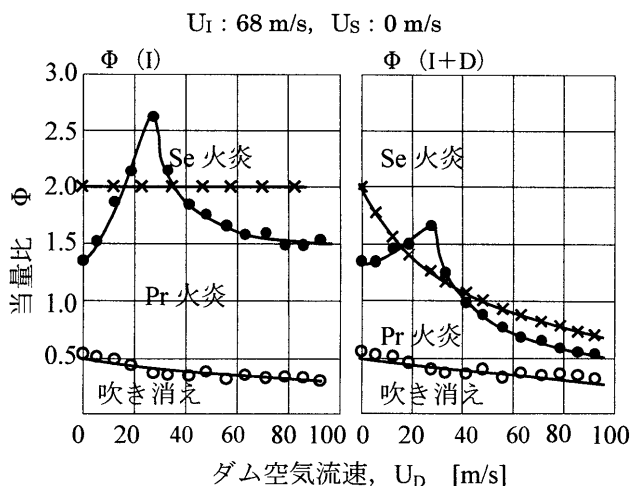


Fig.13 ダム空気流速による火炎安定限界の変化 (空気予熱下)

環状燃焼器試験設備の拡充整備

*下平 一雄、山田 秀志、山本 武、牧野 敦、二村 尚夫 (宇宙航空研究開発機構)

Annular Combustor Test Facility in JAXA

*Kazuo SHIMODAIRA, Hideshi YAMADA, Takeshi YAMAMOTO, Atsushi MAKINO, and Hisao FUTAMURA (Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

JAXA AP-6 Annular Combustor Test Facility was renewed in 2007. Now, it can supply airflow at pressures up to 2 MPa, temperatures up to 753 K, and flow rate up to 20.5 kg/s. It is even designed to stand the exhaust temperature up to 2000 K. An annular traversing gas and temperature measurement system and a flame monitoring view windows for combustion are also equipped in this facility. Originally, this facility was built in 1975 for the development of the annular combustor for the FJR710 Turbofan-engine, the purely Japanese high-bypass turbofan engine. By virtue of the present modification, we can meet the requirement, for conducting combustion tests of annular combustors, to be installed in the ECO engine, being aimed for production in the “Research and Development for an Environment-Friendly, Small Aircraft Engine” project, supervised by the Ministry of Economy, Trade and Industry. Furthermore, this augmentation gives us an opportunity for developing the low-NOx annular combustor of the next generation civil aero-engines.

Key words: Combustor test rig, High-pressure, High-temperature, Traversing measurement system, Direct monitoring system for combustion

1. はじめに

航空エンジン燃焼器の研究開発における最大の課題は、環境適合のための低 NOx 燃焼技術の実用化で、国際民間航空機関 (ICAO) による排出基準の強化が続く中、世界各国がこれにしのぎを削っている。宇宙航空研究開発機構 (JAXA) では現在、「クリーンエンジン技術開発」 (Tech CLEAN) において、窒素酸化物 (NOx) の大幅な排出削減を可能とする燃焼技術の確立を目指し研究開発を進めている。一方、経済産業省／新エネルギー・産業技術総合研究開発機構 (NEDO) のプロジェクトとして 2003 年から開始された「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」 (通称：エコエンジンプロジェクト) においても、低 NOx 燃焼器の開発が重要な技術課題となっている。

ガスタービン燃焼器の要素開発試験、扇型部分モデル燃焼試験が行える高温高圧燃焼試験設備の拡充整備 (2005 年完成) に続き、2007 年 2 月には、環状燃焼器試験設備の拡充整備が完了した。

これにより、試験圧力 2.0 MPa、空気温度 753 K、空気流量 20.5 kg/s で、燃焼器出口での全周計測用トラバース装置と燃焼器後方からの火炎観察カメラによる詳細な計測が可能となり、実エンジン搭載条件で環状燃焼器実証試験ができる設備となった。

2. 設備の概要

JAXA 総合技術研究本部 航空宇宙技術研究センター 航空推進 6 号館に設置された本試験設備は、1975 年に日本初のターボファンエンジン FJR710 の開発支援用に日本最大の環状燃焼器試験設備として誕生し、STOL 実験機「飛鳥」の飛行試験にも貢献した。その旧設備は、試験圧力 1.5 MPa、空気温度 723 K、空気流量 25 kg/s で、試験圧力 0.7 MPa 以上では出口圧力調整が固定絞りで、空気温度調節機構が無いために条件の設定が限定されていた。また、出口温度と排気ガス濃度計測位置が固定されていたため、詳細な分布等の計測が難しかった。今回の拡充整備では、これらの問題点の解決と能力の強化を図った。

特に、トラバース装置については、環状燃焼器で生じる実機と同様のストラットや計測センサー後流での空気流の偏り、さらには、燃料ノズル個体差による NOx 排出量の増加や火炎の不安定等、ノズル単体や扇型燃焼器モデルでの燃焼試験では現れない現象が生じることから、燃焼器出口全周の詳細な温度分布とガス濃度分布の計測が不可欠として整備した。また、予混合燃料ノズルで問題となる逆火や局所加熱、振動燃焼の状況を観察記録し、早期の対処や事後の解析に役立つ火炎観察カメラも取付けた。

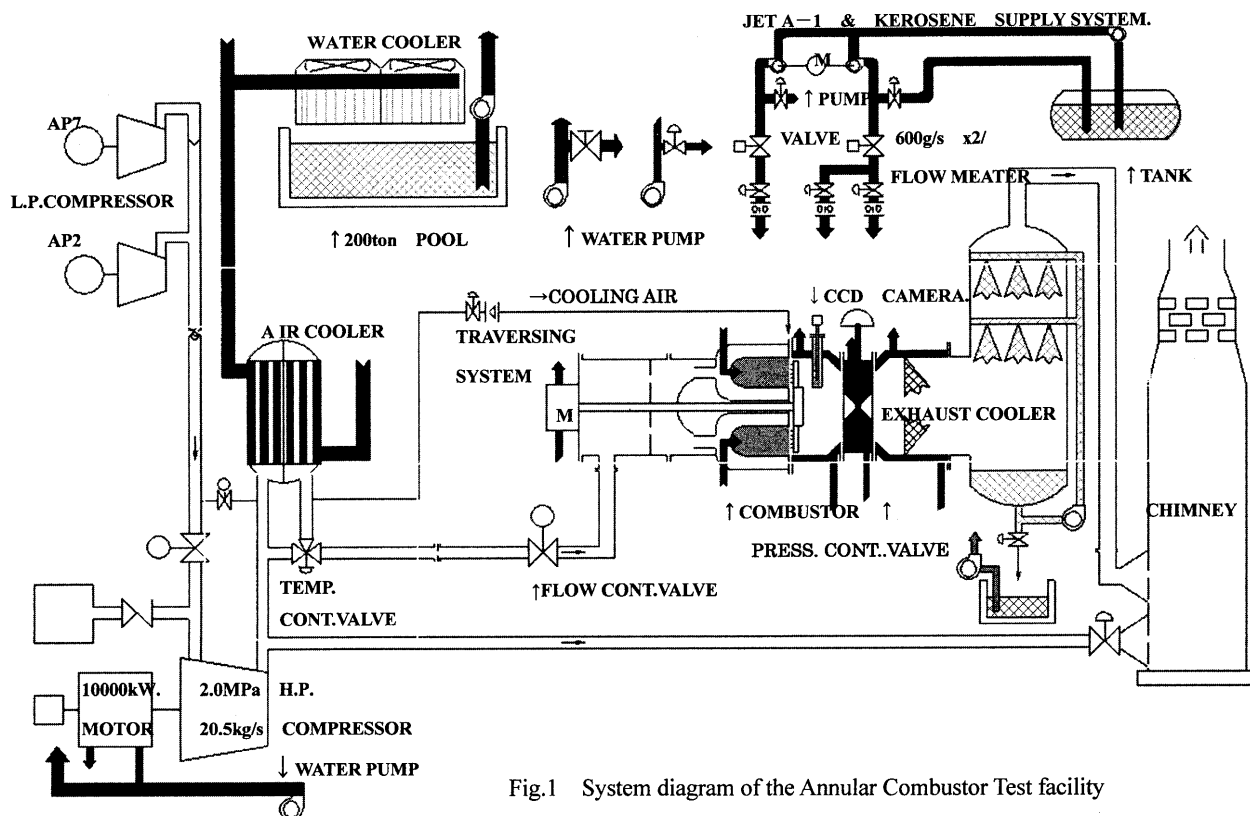


Fig.1 System diagram of the Annular Combustor Test facility

付図1に拡充整備後の環状燃焼器試験設備の全体系統図を示す。試験設備は、空気供給系、燃焼試験部、排気系、燃料供給系、冷却系統等から構成されている。高圧空気圧縮機を駆動する電動機、排気塔を除くほとんど全てを新しく製作設置した。旧設備にはなかった空気温度調節用熱交換器と調節弁の新設も行った。燃焼試験部は、旧設備と同様、試験騒音が外部に極力漏れないよう、半地下のテストセル内に試験部を設置している。また排ガスは、洗浄塔で排ガス中に水を噴霧して冷却、洗浄し、高さ30mの排気塔から排出する構造とした。以下に、その詳細を示す。

2.1. 空気供給系

空気供給系は、前段の低圧空気圧縮機群と後段の高圧空気圧縮機、吐出圧力調整弁、空気温度調節用熱交換器と温度調節弁、空気流量計、空気流量調節弁で構成されている。

低圧圧縮機群は、既設の空気圧縮機5台(計5740 kW)から最大20.5 kg/s, 373 Kの空気を高圧圧縮機に供給する。新たに製作した高圧空気圧縮機(三井造船製)は、遠心8段式、回転数7674 rpmで10000 kWの電動機(既設)によって駆動される。特徴としては、中間冷却を行っていないため、吐出空気温度が最高753 Kと高くなっている。これにより、吐出圧力よりも吐出空気温度によって運

転範囲が制限されている。高圧空気圧縮機の最大能力は、表1に示すように吐出空気圧力2.5 MPa, 流量25 kg/sで計画されたが、低圧圧縮機群の能力により現在は、圧力2.0 MPa, 流量20.5 kg/sに制限されている。また、高圧圧縮機単独の運転では、圧力1.0 MPa, 温度670 K, 流量9.4 kg/sの空気が供給可能である。

高圧圧縮機からの高温高圧空気は、一部水冷熱交換器にバイパスして冷却し、これを高温空気と混合することで、圧縮機吐出空気温度以下に温度調節できる。空気温度制御精度は ± 2 Kで、温度調節された空気は、オリフィス空気流量計を経て、流量調節弁で流量制御され、燃焼試験部に送られる。

Table 1 Performance of 10000 kW Compressor

(@101.3 kPa 293 K)

Operation	Plan	Combination	Single
Inlet press. (MPa)	0.36	0.30	0.09
Inlet temp. (K)	373	373	298
Exit pressure (MPa)	2.5	2.0	1.0
Exit temp. (K)	753	753	670
Air mass flow (kg/s)	25.0	20.5	9.4

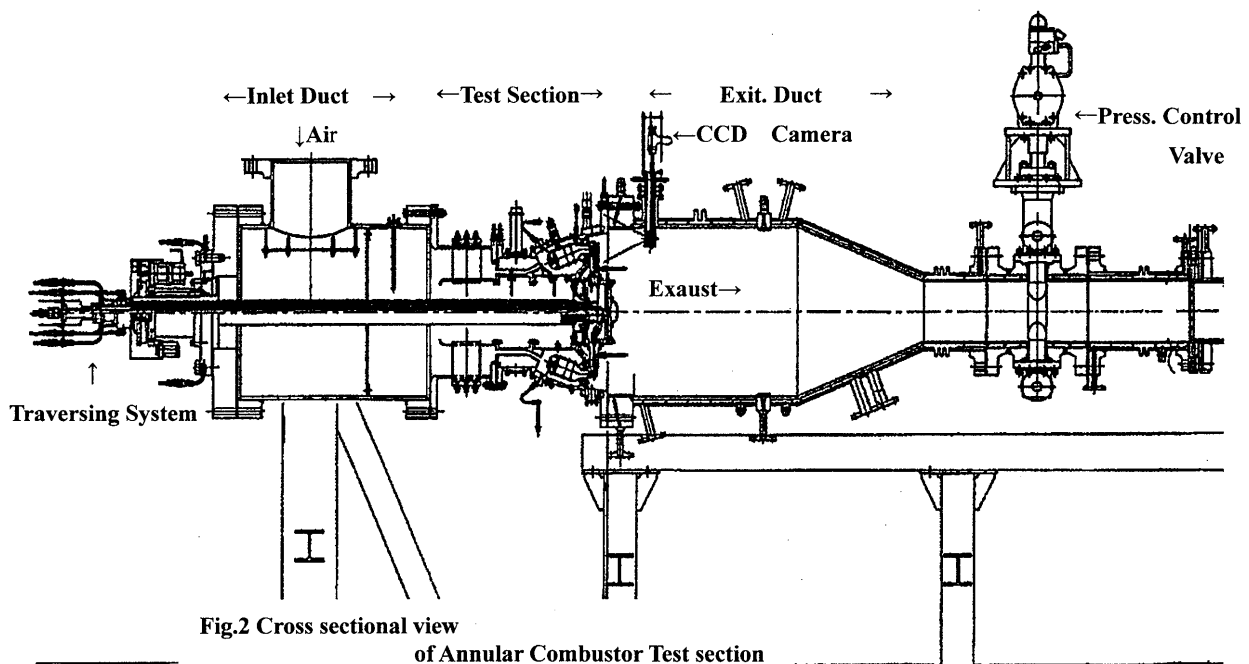


Fig.2 Cross sectional view of Annular Combustor Test section

また、水冷された低温空気の一部を、燃焼器やケーシング等の冷却空気として、別途供給できるよう流量制御弁と流量計を備え、燃焼試験部まで配管してある。また、実機エンジン同様に、タービン冷却空気を燃焼器部から抽気する場合を想定して流量制御弁と流量計も備えてある。

2.2. 燃焼試験部

図2に燃焼試験部の断面図を、図3に外観を示す。燃焼試験部は、上流から、トラバース計測装置、整流ダクト、供試燃焼器ケーシング、後部ダクトの要素からなり、下流の圧力調整弁以後の排気系に接続されている。燃焼試験部は、空気供給系からの高圧高温空気と燃料供給装置からの灯油または JET A-1 燃料を燃焼器に供給し、大気圧、常温近傍から入口空気圧力 2.0 MPa、空気温度 753 K、空気流量 20.5 kg/s、出口ガス温度 2000 K までの試験条件で連続燃焼試験が行える。将来、低圧圧縮機群の整備が行われ、入口空気圧力 2.5 MPa、空気温度 753 K、空気流量 25.0 kg/s へと能力が向上した場合を想定し、配管強度や冷却能力等が考慮されて設計製作されている。

2.2.1 整流ダクト

燃焼試験用高圧空気は、流量制御弁から JIS 350A の配管で、試験部上流端の整流ダクトに上方から供給され、90 度偏向されて供試燃焼器に供給されている。整流ダクト内には、空気の偏向板と多孔板が取り付けられている。なお、出口での流速（全圧）や温度分布が、ほとんどないことを確認している。整流ダクトは、内径 678 mm、長さ 900

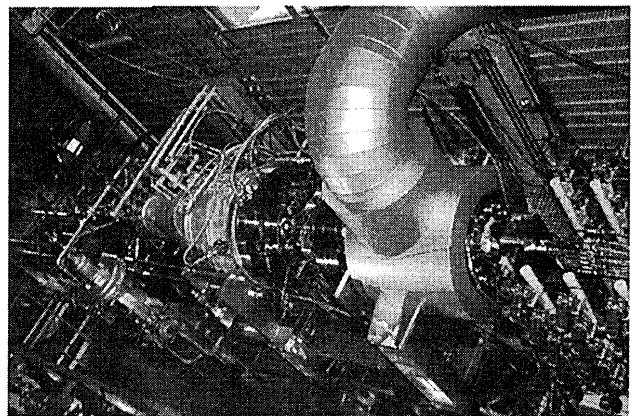


Fig.3 Annular Combustor Test section

mm で温度 753 K、圧力 2.5 MPa に耐えうるステンレス製で実験室床面に固定されている。

上流側フランジには、トラバース装置が取り付けられ、そのトラバース軸は、下流に向けて中心部を貫通している。下流フランジ直前には、燃焼器入口圧力、空気温度、湿度プローブが取り付けられ、その出力で試験条件を制御している。

2.2.2 供試燃焼器ケーシング

供試燃焼器ケーシングには、インナーケーシングとそれを支えるストラット、燃焼器入口ディフューザと環状燃焼器ライナが納まっている。

ケーシング長さは 791 mm で、入口側の外径 870 mm、内径 687 mm のフランジと出口側外径 946 mm、内径 690 mm のフランジで、前後のダクトと M20 のボルト 32 本で結ばれている。中心部には、径 170 mm のトラバース軸貫通の空間が必要となっている。トラバース軸で駆動される出口温度計と出口全圧/排ガス採取プローブの計測位置は、ケーシング前

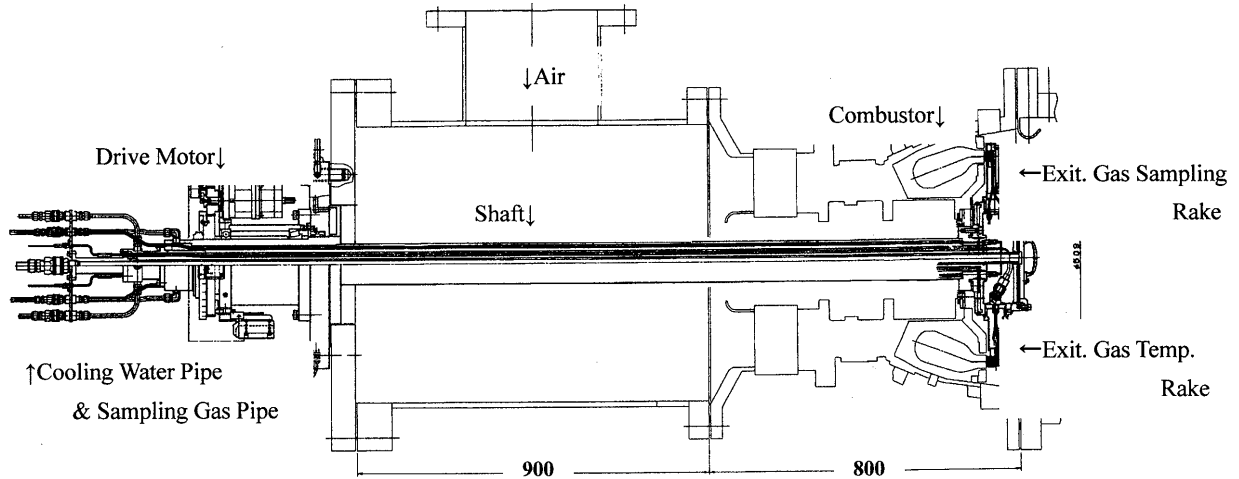


Fig.4 Cross sectional view of Traversing measurement system

端から約715 mmとしている。

2.2.3 トラバース装置

トラバース装置断面図を図4に示す。トラバース装置は、整流ダクト上流端に固定されており、その駆動軸は、整流ダクト、燃焼器ケーシングを貫通して燃焼器出口に取付けた出口温度計と出口全圧/排ガス採取プローブを周方向に駆動している。

軸駆動には、ステッピングモータを用い、回転角度範囲は±185 deg, 速度6 deg/sec, 精度±0.5 degで、約10m離れた遠隔制御盤に制御器が置かれ、データ収録用計算機からGBIBインターフェイスで制御される。また、熱電対とプローブの取付時には、燃焼器ケーシング近くから、リモコン操作も可能としている。

燃焼器出口には、軸からプローブ取付部を介して、5点式排ガス採取/出口全圧プローブが、後視0 degと180 deg位置に2本、楕形5点式JIS B熱電対が、90 degと270 degに2本取付けられる。その取付状況を図5に示す。トラバース軸はインナーケーシングの後端部でシールされており、可動しても空気の漏れない構造としている。また、軸の加重は、インナーケーシングや燃焼器ライナにかからない片持ち式としている。

トラバース軸、プローブ取付部、排ガス採取/出口全圧プローブ全体とB熱電対の根元は、トラバース軸内を通過して循環する圧力3 MPaの冷却水で冷却されている。また、採取された排ガスは、トラバース軸内で温度が低下しないよう、配管を2重管とし、3 MPa, 160°Cの温水で保温されている。これらの温水、冷水の給排水部には、フレキシブル配管とスィベルジョイントを用いて、回転軸に供給され、トラバース軸が360 deg回転しても駆動部の障害とならぬよう配置されている。同様に排

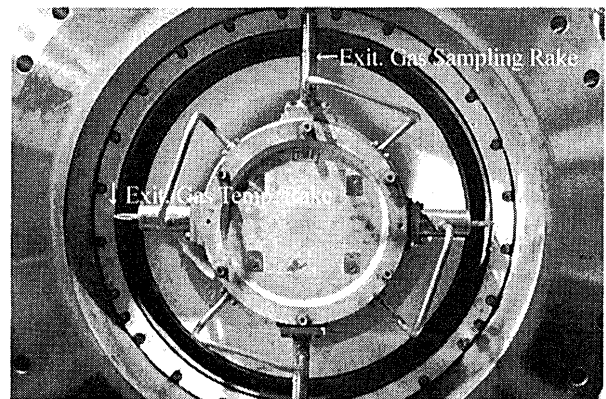


Fig.5 Movable Exit. gas sampling and temp. Rakes

気ガス導管(ステンレス製2/3φ)とB熱電対補償導線も配置され、それぞれ圧力変換器、排気ガス集合減圧部、データロガーに接続されている。

これにより、燃焼器出口の詳細な温度、全圧分布とガス濃度分布をトラバース計測することが可能になり、燃焼性能の評価精度を高めることができ、低負荷時の燃焼効率向上を図る燃料噴射の周方向ステージングにも対応して計測が可能となっている。

2.2.4 後部ダクトと火炎観察カメラ

後部ダクトは、燃焼器からの高温ガスを圧力調整弁に導く冷却水ジャケット構造の長さ1700mm, 上流部内径690 mm, 下流部内径250 mmで、上流フランジと中間部から少量の冷却水を噴霧して内面を保護している。後部ダクトと下流の圧力制御弁は、ローラー付でレール上に設置され、下流に可動してダクト、ケーシングの熱伸びを吸収するとともに、燃焼器ケーシング組込時のスペースを確保する構造としている。

後部ダクト上流端から190 mm位置には、計測座6カ所(内径50 mmで60, 90, 150, 210, 270, 330 deg後視)設け、燃焼器内部を後方より観察する工業

用硬性鏡(オリンパス製 直径8 mm, 視野角45 deg)を介してCCDカメラ3基を石英窓のついた水冷2重管に納めて取付けている。図6には、後部ダクト内に突出した2重管の石英窓の様子と3台のカメラ映像を示す。窓内には、工業用硬性鏡の受光部が見える。燃焼器後視60, 180, 330 deg位置からの火炎映像には、それぞれ燃料ノズルが2個ずつ見えている。このように、燃焼器内部火炎の状況や局所加熱、吹き消え限界の判定等を観察記録できることで、早期の対処や、事後の燃焼現象の詳細な解析が可能となった。

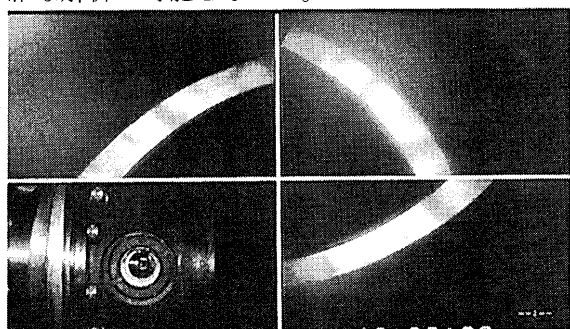


Fig.6 Combustor Exit. View

2.3 排気系

後部ダクトからの高温高压燃焼ガスは、燃焼器入口圧力調整弁で減圧され、フレキシブルダクトを経て排ガス洗浄塔に流れ、ここで排ガス中に水を噴霧して冷却、洗浄し、高さ30 mの排気塔から排出している。

圧力調整弁は、空気式アクチュエータが駆動するバタフライ弁で、銅製の弁体内部に高压冷却水(最高圧力3 MPa)を循環させて冷却する構造としている。この高温高压ガスに耐える圧力調整弁を用いることで、高压場での噴霧水蒸発過程がなくなることで、高压ケーシングの短縮化と高压噴霧水ポンプの小容量化が可能となり、試験装置の小型化と圧力制御の精度向上が図られている。

2.4 燃料供給装置

燃料は、灯油またはJET A-1でそれぞれの30 kℓ地下タンクから、供給圧力0.35~7.1 MPa、最大流量600 g/sの無脈動プランジャ式昇圧ポンプ(富士テクノ工業製)2台を1台のインバータ制御電動機(30 kW)で駆動し、供給している。供給圧力制御は、ポンプの回転数とバイパス弁制御とを併用して円滑化を図っている。(図1系統図参照)供給系1は、緊急遮断弁の下流で2系統に分岐されて、それぞれに最大513 g/sの燃料流量計と流量制御弁を設けている。供給系2では、緊急遮断弁の下流に最大711 g/sの燃料流量計と流量制御弁を設けている。燃料流量計はラジアルピス

トン流量計(MAX MACHINERY社製)としている。

また、燃料噴射の周方向ステーキングを行えるよう16系統の燃料遮断弁と燃料配管内を窒素パージする機構を備えており、窒素供給圧力は、最大3 MPaとしている。

2.5 制御系と計測機器

試験設備の制御は、遠隔制御盤のパソコンディスプレイ表示を見ながら、マウスとキーボードで、機器の起動や設定値入力を行う。燃料流量制御は、別途、燃料供給圧力調整と遮断弁、流量制御弁、流量指示計が制御盤に設けられ、手動操作も可能となっている。

供試燃焼器の試験データ取得は、設備制御系と独立した構成で、温度や圧力、排気ガス成分濃度、トラバース角度等の計測とトラバース角度制御をデータロガーとパソコンで行い、試験状況をディスプレイ表示するとともに、プリンタや磁気媒体に記録している。温度と圧力の計測点数は計200チャンネルで、繰返し計測周期は1 secとしている。燃焼器の圧力変動計測器は、圧力導管、アンブ、圧力計とその表示記録装置で構成され、KULITE社トランスデューサXTE-190を用いている。

排気ガス濃度分析計(HORIBA製MEXA-7100D)は、NO, NO_x, THC, CO, CO₂, O₂の6成分が連続分析できる。排煙濃度は、AVL社製MODEL 415SとBACHARACH SMOKE TESTERを用いて適宜計測している。トラバース装置からの排ガスを集合し大気圧まで減圧して、ガス分析計と排煙濃度計に導く加熱導管等は、ICAOの計測とサンプリング法に合致している。

3. むすび

航空エンジン燃焼器の研究開発における最大の課題である低NO_x燃焼技術の実用化に役立つ、我が国最大の環状燃焼器試験設備の拡充整備が、2007年2月に完了した。試験圧力2.0 MPa, 空気温度753 K, 空気流量20.5 kg/sでの連続燃焼試験が可能で、燃焼器出口全周トラバース装置と燃焼器後方からの火炎観察カメラを備えて詳細な計測が行える。

本環状燃焼器試験設備を用いたTech CLEANの低NO_x燃焼器環状燃焼器の実機条件試験や設備供用としてエコエンジン環状燃焼器での開発試験も実施された。今後も各種の環状燃焼器試験に本設備を使用する予定である。

将来は、入口圧力2.5 MPa, 空気流量25 kg/sへの能力向上をはかり、省庁連携の下で企業との共同研究や技術協力のために、本設備供用による支援を進め国内での環境適合エンジン開発の促進や国際共同開発に活用されていくことが期待される。

謝辞

本環状燃焼器試験設備の拡充整備は、川崎重工業株式会社と三井造船株式会社が製作、据付を行った。ここに記し謝意を表す。

参考文献

- 1) 鈴木那男, 堀内正司, 松木正勝, 鳥崎忠雄 : 環状(アニューラ型)燃焼器高圧燃焼試験装置, 航空技術研究所報告, NAL TR-540 (1978)
- 2) SAE, " Aircraft Gas Turbine Engine exhaust Smoke Measurement" , ARP1179C (1997).
- 3) SAE, " Procedure for the Continuous Sampling and Measurement of Gaseous, Emissions Form aircraft Turbine Engines," , ARP1256B(1990).

航空エンジン環境技術研究開発プロジェクトにおける燃焼器開発 —フルアニュラ燃焼器による性能確認—

*牧田 光正、山田 秀志、下平 一雄、吉田 征二、黒澤 要治、山本 武 (JAXA)

Combustor Development in TechCLEAN Project
—Full-annular Combustor Tests Under Practical Conditions—
* Mitsumasa MAKIDA, Hideshi YAMADA, Kazuo SHIMODAIRA
Seiji Yoshida, Yoji Kurosawa and Takeshi YAMAMOTO (JAXA)

ABSTRACT

A series of research experiments has been conducted to develop a combustor for a small aircraft engine in the framework of TechCLEAN project, which has been conducted by JAXA. The combustor was tuned to show the behavior of the Rich-Lean combustion through testing under atmospheric and practical conditions. Based on the selected design, a full annular combustor was fabricated and tested under practical conditions using the annular combustor test rig developed in 2007. The full annular combustor achieved the following performances; NO_x emissions were reduced by 62% from the ICAO CAEP4 standard, CO and THC were also reduced 84% and 40% respectively, the lean blow out limit was kept over 200 AFR at idle and the exit temperature profile at full load was sufficiently uniform (P.T.F.<0.19). The process of optimization will be discussed in this report.

Key words: Full annular combustor, Rich-Lean combustion, NO_x reduction, High pressure and temperature test facility.

1. はじめに

宇宙航空研究開発機構 (JAXA)では平成15年より、「航空エンジン環境技術研究開発プロジェクト」(TechCLEAN)を実施し、その中で航空機エンジン用燃焼器からの有害排出物、特に窒素酸化物(NO_x)を低減するための燃焼技術の研究開発を実施している。これと平行して、経済産業省・NEDOでは平成15年度より、市場競争力を有する小型航空機用エンジン(圧力比20程度)の開発を目的とする「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」(エコエンジンプロジェクト)が進められており、NO_x排出については国際民間航空機関(ICAO)のCAEP4排出基準値¹⁾より50%以上の低減を目標としている。JAXAではこれまで、TechCLEANの枠組みの中でエコエンジンプロジェクトへの支援の一環として、燃焼器の要求仕様に合致するJAXA独自の小型航空機エンジン用燃焼器の開発を行ってきた²⁻⁶⁾。

昨年度の報告³⁾では、本燃焼器の開発プロセス、特に設計の基礎となった大気圧での燃焼試験について述べると共に、その結果を受けて設計・製作された3/16マルチセクタ燃焼器の実温実圧での燃焼試験結果について報告を行った。本稿では、それらの結果を基に設計・製作を行った環状燃焼

器の、平成18年度に整備・拡張された高温高圧環状燃焼器試験設備で行った燃焼試験の結果を中心に報告を行う。

2. 環状燃焼器までの開発過程

TechCLEANで行われた本燃焼器の開発過程の概略をFig.1に示す。個々の過程の詳細については先報³⁾をご参照頂きたいが、商用の小型航空機エンジン用燃焼器として、開発過程全体を通じて燃料ノズルのみならず燃焼器全体を考慮した設計を行い、燃焼器内の燃料・空気の混合割合の分布に重点を置いた調整を行った。その結果、3/16マルチセクタ燃焼器において、燃焼効率・保炎性能・出口温度分布など航空用燃焼器としての基本性能を確保した上で、ICAO CAEP4排出基準値から59%のNO_x低減を達成した。

この結果を基に、Fig.1上部に示された環状燃焼器を設計・開発した。燃料ノズル及び燃焼器ライナの基本形状は3/16マルチセクタ燃焼器と同形状となっているが、燃焼器全体での圧力損失低減と排出性能向上のため、ライナ形状・空気量配分共に多少の調整を行っている。本環状燃焼器のライナ及び高温高圧試験用のケーシングの断面図をFig.2に示す。

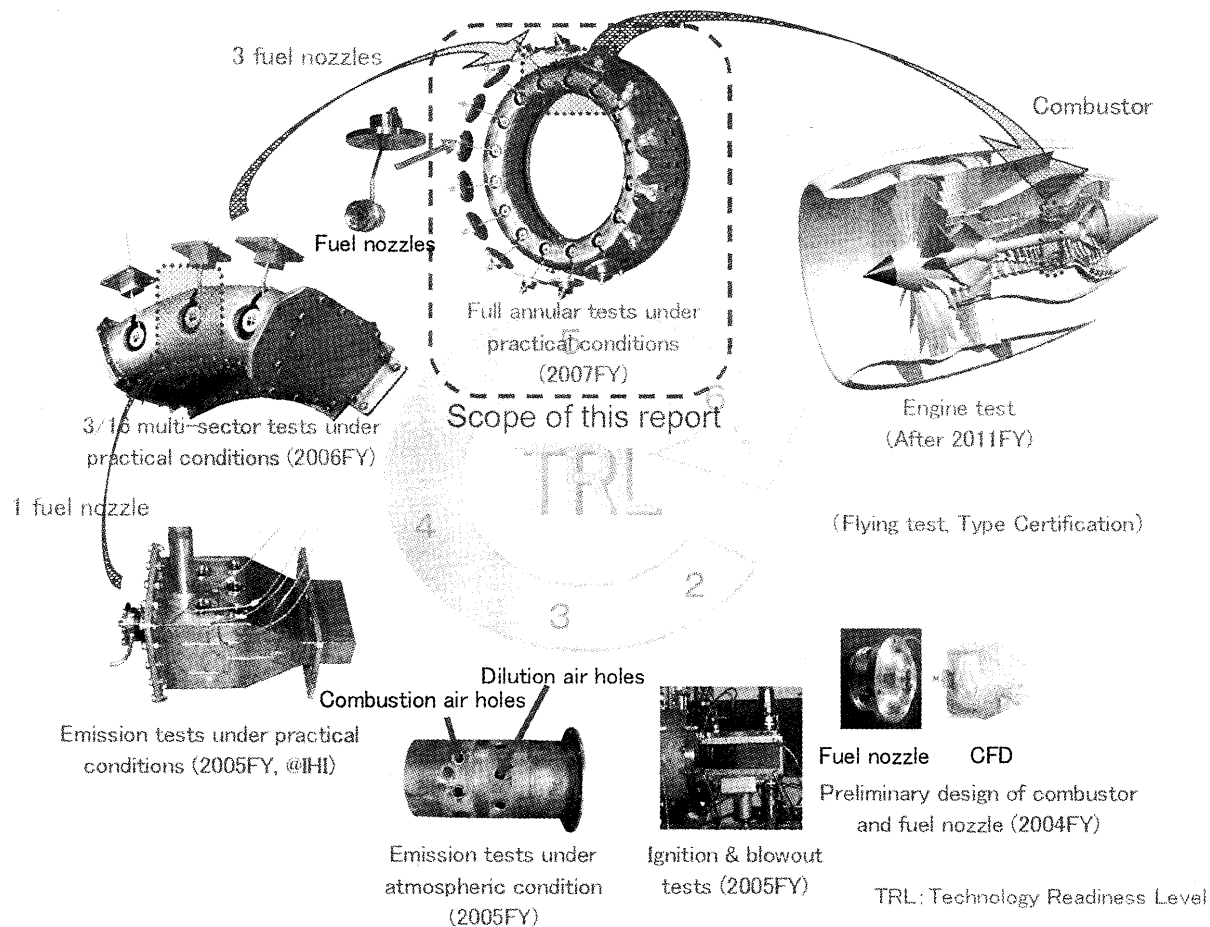


Fig.1 Overview of development process of small aircraft combustor.

3. 環状燃焼器試験による性能確認

上記燃焼器につき、平成 18 年度に整備された高温高圧環状燃焼器試験設備において燃焼性能の確認を行った。本試験設備は 1975 年に FJR710 ジェットエンジン開発のために建設された設備を整備・拡張したもので、航空エンジン用の環状燃焼器開発に使用できる我が国唯一の設備となってい

る。燃焼器試験部の外観を Fig.3 に示す。5 台の低圧圧縮機（合計 5740kW）から送られた空気が 10MW の高圧圧縮機で加圧・昇温され、水冷バイパス空気との混合による温度調整後に試験部に供給される。高温高圧条件下で作動可能な調圧バルブによって、圧力 2MPa、温度 753K、流量 20.5kg/s までの範囲で高い精度で入口空気条件を設定することが可能となっている。更に燃焼器出口において、水冷潜望鏡を備えた CCD カメラによる高温高圧条件下での火炎観察や、排ガス温度・組成・圧力の 360°全周トラバース計測を可能とするなど、他に例のない設備となっている。

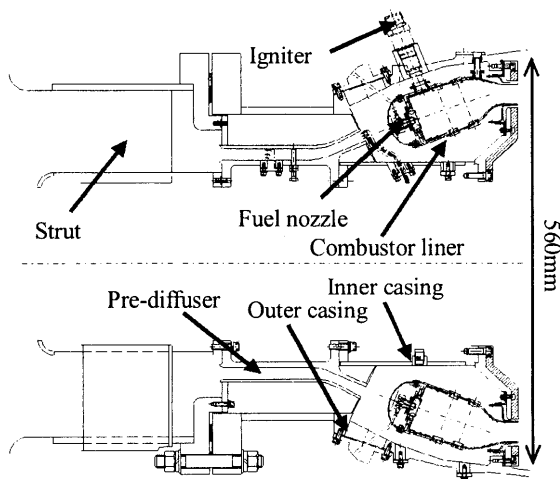


Fig.2 Drawing of full annular combustor

Fig.4 に 7%MTO (Max Take-off)における火炎観察の例を示す。燃焼器出口後方の 3 台の CCD カメラにより 3 箇所の視野をカバーしている。実試験条件下でこの様な火炎観察が行えることにより、火炎の偏りの有無や吹き消え時の火炎の挙動など、燃焼状態の詳細な把握が可能となり、燃焼器改良にあたって有用な情報を得ることが出来る。

また、環状燃焼器の性能評価においては、燃焼器出口での分布計測、特に下流のタービン翼への

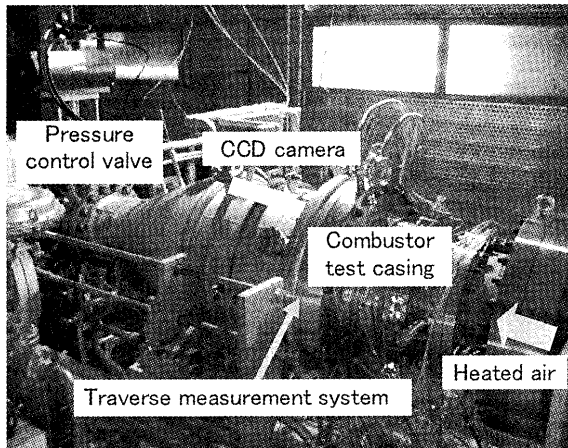


Fig.3 Photograph of “High-Temperature and Pressure Full Annular Combustor Test Facility.”

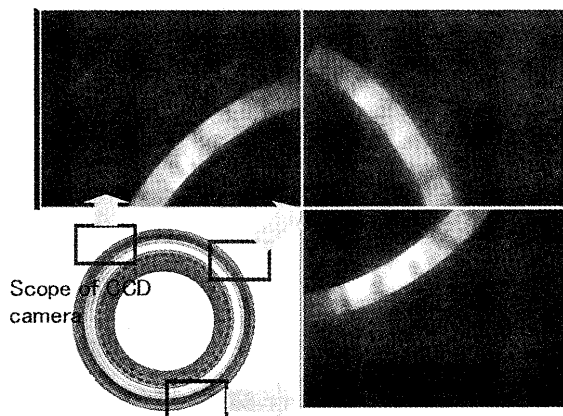


Fig.4 Photo images of combustion under 7% MTO condition.

影響を推定するために出口温度分布の計測が重要となる。従来は出口に固定された数本のプローブにより限られた点数での計測しか出来なかったが、本設備では燃焼器出口に Fig.5 に示すトラバース計測装置を備えることにより、周方向は 0.5° 単位で 360° 、半径方向 5 点での詳細な計測が可能となっている。Fig.6(a) に MTO 条件での出口温度（半径方向 5 点の平均値）、及び設定空燃比とガス分析から算出した空燃比との比（燃料の濃さの指標）の周方向分布を示す。本環状燃焼器は 16 本の燃料ノズルがトップ位置 11.25° から 22.5° おきに取り付けられており、Fig.6(a) でもノズルの位置に対応した分布が見られる。続いて、タービン設計から要求される、半径方向温度分布 R.T.D.F. (Radial Temperature Distribution Factor) と各スパン位置での P.T.F. (Peak Temperature Factor) を Fig.6(b) に示す。R.T.D.F. 及び P.T.F. については共に要求性能を満足しており、全周での P.T.F. 値も 0.19 と良好な温度分布を示している。

さらに、トラバース装置に設置された 5 点集合式ガスサンプリングプローブによる排ガス分析も

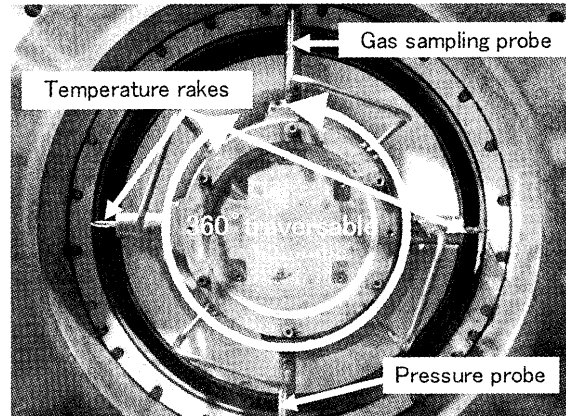
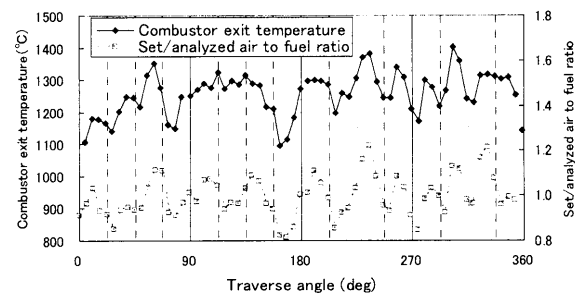
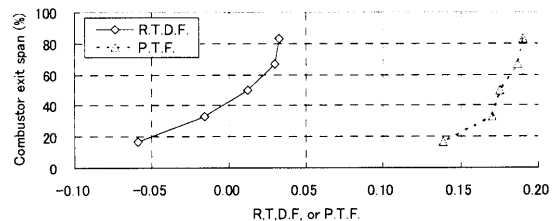


Fig.5 Temperature rakes, gas and pressure sampling probes traversable at combustor exit.



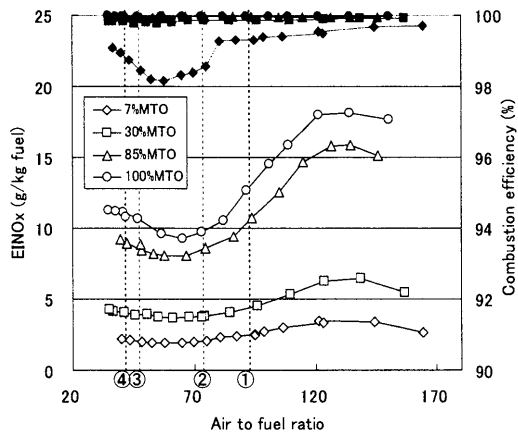
(a) Circumferential profiles of exit temperature.



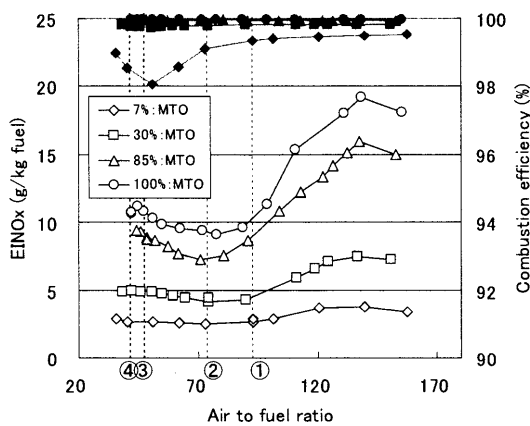
(b) Radial profiles of exit temperature.

Fig.6 Profiles of temperature at combustor exit under MTO condition.

行った。ICAO LTO (Landing and Take-Off) サイクルの各条件 (7%, 30%, 85%, 100% MTO) において、プローブを 1 つの燃料ノズル下流 (11.5°) に固定して空燃比を減らしながらガス分析を行った際の空燃比と EINO_x (燃料 1kg に対する NO_x 排出グラム数) 及び燃焼効率の関係と、空燃比を固定して (各 LTO 条件でグラフ中の ①~④ に相当) 360° トラバース計測を行った EINO_x 平均値をプロットしたグラフを Fig.7(a) に示す。固定点での計測値とトラバース平均値に大きな差がないことから、燃焼器出口での周方向の燃料分布が良好である事が判る。Fig.7(b) はマルチセクタ燃焼器での同様の計測結果を示している。環状燃焼器の設計にあたって圧損低減のために形状を一部変更しており、燃料ノズルとライナ空気孔からの空気量配分が変わっていたが、空気孔サイズの調整などで、環状燃焼器



(a) Profiles for full annular combustor.



(b) Profiles for 3/16 multi-sector combustor.

Fig.7 Emission characteristics profiles under practical conditions (blank symbols: EINOx, filled symbols: combustion efficiency, shaded symbols: circumferential average).

の燃焼特性(a)をマルチセクタ燃焼器のそれ(b)に合わせることに成功している。各 LTO サイクルにおける NOx, HC (未燃炭化水素), CO の排出量を積算した値と、ICAO CAEP4 の基準値及び開発目標値との比較を、マルチセクタ(MSU)と環状燃焼器(FL)について Table 1 に、FL のみにグラフ化した図を Fig.8 に示す。HC, CO については多少の増加が見られるものの、NOx については ICAO CAEP4 基準値からの 61%削減に成功している。またススの生成についても、MTO 条件において 16.6SAE Smoke Number に抑えられ、吹き消えについても、空燃比 200 以上での保炎が確認されている。

4. まとめ

TechCLEAN の一環として、エコエンジンプロジェクトの燃焼器の仕様に合致する小型航空エンジン用燃焼器の開発を目指し、大気圧での基礎試験などを通じて環状燃焼器を設計・製作した。実

Table 1 Comparison of emission summation in ICAO LTO cycle among MSU, FL combustors and target level based on ICAO CAEP4 standard.

	NOx	HC	CO
Target	50.0%	90.0%	90.0%
MSU	40.9%	3.5%	54.6%
FL	38.1%	16.3%	60.1%

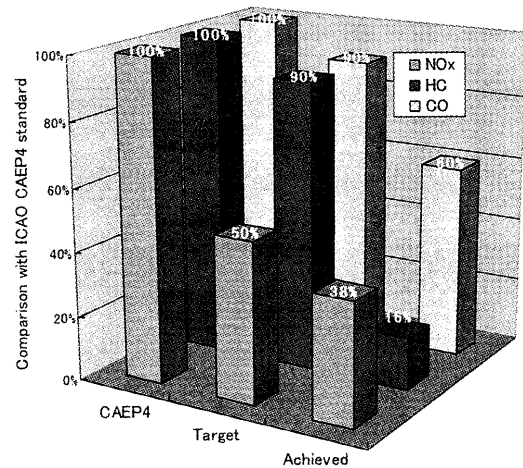


Fig.8 Emission comparison in ICAO LTO cycle between full annular combustor and target level based on ICAO CAEP4 standard.

温実圧条件下での燃焼試験において、Fig.8 に示すように ICAO CAEP4 基準値からの NOx 61%削減を達成し、燃焼器としての良好な性能も確認された。今後はエンジン搭載試験に向けた改良を行う予定である。

参考文献

- 1) IPCC: Aviation and the Global Atmosphere, A Special Report of IPCC Working Group I and III (1999).
- 2) 牧田他: JAXAにおけるエコエンジン燃焼器の研究開発, 第3回 JAXA 総合技術研究本部公開研究発表会前刷集 (2005).
- 3) 牧田他: 航空エンジン環境技術研究開発プロジェクトにおける燃焼器開発(マルチセクタ燃焼器による実温実圧試験), 第34回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2006)
- 4) 牧田他: 航空エンジン環境技術研究開発プロジェクト(TechCLEAN)における小型航空機エンジン用燃焼器の開発, 第4回 JAXA 総合技術研究本部公開研究発表会前刷集 (2006).
- 5) M. Makida et al: Preliminary experimental researches to develop a combustor for small class aircraft engine utilizing primary rich combustion approach, GT2006-91156, ASME (2006).
- 6) M. Makida et al: Optimization of a small aircraft combustor to reduce NOx emissions under practical conditions GT2007-27969, ASME (2007).

航空エンジン用ステーキング型燃料ノズルの開発

*山本 武, 黒澤 要治, 下平 一雄, 松浦 一哲, 吉田 征二 (宇宙航空研究開発機構)

Development of Staging Type Fuel Nozzle for Aero Engine

* Takeshi YAMAMOTO, Yoji KUROSAWA, Kazuo SHIMODAIRA,
Seiji YOSHIDA and Kazuaki MATSUURA (Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

Research of combustion technologies to reduce NOx emission level of aero engines to 20 % of ICAO CAEP4 is progressing in JAXA TechCLEAN Project. To realize such low NOx level, it is necessary to use not traditional combustion system but advanced one such as premixed combustion. Many research projects of the premixed combustion have been conducted for many years. But it is not in practical use yet, because it has many problems, such as low ignition performance, flashback, auto-ignition and combustion oscillation. We contrived a new fuel nozzle concept aiming at high ignition performance. First we made an ignition test of the fuel nozzle and it is confirmed that the fuel nozzle offers high ignition performance. And we tested it in the conditions up to pressure of 800 kPa. From the combustion test results, it is understood that the fuel nozzle has possibility to realize low NOx emission level, but it has not reached the target that is 20 % of ICAO CAEP4.

Key words: Aero engine, Combustor, Low NOx, Fuel staging, Ignition

1. はじめに

宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 環境適応エンジンチームでは「航空エンジン環境技術研究開発 (TechCLEAN)」を進めており、その一環として、航空機用エンジンの窒素酸化物 (NOx) の排出量を低減するための先進的な燃焼技術の研究開発を実施している。この研究開発の目標はエンジンからの NOx 排出値を国際民間航空機関 (ICAO) の基準値 CAEP4 の 20% 以下に低減する技術を開発することである。

航空機エンジンから排出される NOx を削減するための有望な技術として希薄予混合燃焼があるが、広い作動範囲と安定な燃焼を実現することが困難であるために、安定な拡散燃焼を用いたパイロット燃料噴射弁と NOx 排出量を削減するための希薄予混合燃焼を用いたメイン燃料噴射弁を同心で配置したステーキング型燃料ノズルの研究が活発に行われている¹⁻²⁾。従来の航空エンジンではメンテナンス性を高めるため、点火栓は燃焼器ライナに配置することが一般的であり、この場合メインをパイロットの外側に配置する同心ステーキング燃料ノズルは、JAXA における試験結果から、着火性能が著しく低いことが分っている。そこで、低 NOx 性能と着火性能を両立するため、パイロットを燃料ノズル中心から点火栓方向に移動し、メインを三日月形状とした新しい形態のステーキング燃料ノズルを考案した。本発表ではこの燃料ノズルの

コンセプトについて説明すると共に、大気圧における着火性能・燃焼性能の評価結果、中圧 (~800kPa) 燃焼試験による LTO (Landing and Take-Off) サイクル各条件における排出値の計測結果について報告する。なお、本研究開発で得られた技術を、NEDO の「環境適応型小型航空機用エンジン (小型エコエンジン) 研究開発」において開発される試作エンジンを用いて実証することを計画しているため、小型エコエンジンの運転条件に合わせて評価試験を実施している。小型エコエンジンでは、NOx を ICAO CAEP4 基準値の 50% 以下に低減することを目標としている。小型エコエンジンの仕様については公開されていないため、本報告では詳細な試験条件を記述することを差し控える。

2. 燃料ノズルコンセプトと燃料ノズル模型

前述のように、拡散燃焼のパイロット燃料噴射弁と希薄予混合燃焼のメイン燃料噴射弁を同心で配置したステーキング型燃料ノズルの研究が活発に行われている。JAXA においても Fig.1 に示すような燃料ノズルの試作試験を実施したが、大気圧・常温空気で着火試験を行った結果、航空エンジンに多く用いられているリッチ・リーン型燃焼器と比較してかなり空燃比の小さい条件でしか着火しなかった。これは、パイロットからの燃料が混入した空気がその外側を流れるメインからの空気に阻まれ、点火栓に到達しない、また、到達し

て火種が形成されてもメインの空気に流されパイロットの保炎領域に取り込まれないためである。これを解決するために、Fig.2 に示すような新しいコンセプトのパイロットを偏心させた燃料ノズルを考案した。この燃料ノズルは同心型の燃料ノズルのパイロットを点火栓側に移動し、メイン空気流路を三日月形状としたものである。このような形態をとることにより、パイロットからの燃料が混入した空気がメインの空気にさえぎられることなく直接点火栓に到達すると共に、点火栓近傍で生じた火種がメイン空気で後方に流されることなくパイロット下流の再循環流に入り、パイロット火炎を形成することが可能となる。このコンセプトについては特許出願済みである。

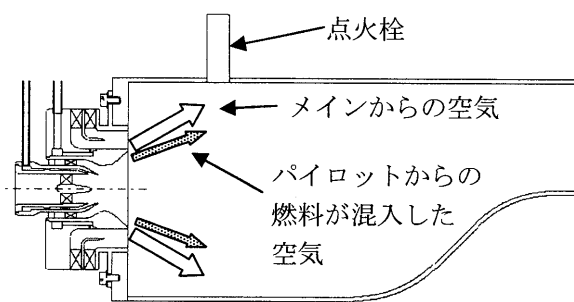


Fig.1 Coaxial Type Fuel Nozzle

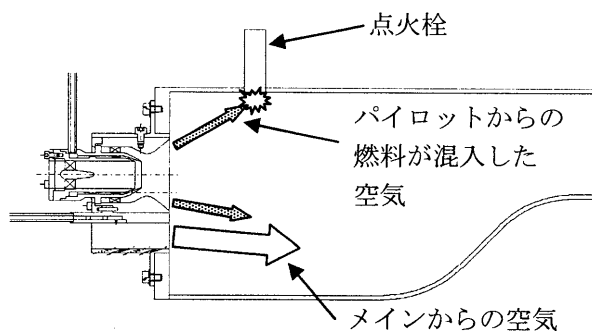


Fig.2 New Fuel Nozzle Concept

パイロット偏心型燃料ノズルコンセプトに基づいて試作した燃料ノズル基本形 A を Fig.3、Fig.4 メイン流路を延長した形態 B1、B2 を Fig.5、Fig.6 に示す。B1 と B2 はパイロットの内側スラッラの角度のみが異なる。全ての燃料ノズルのパイロットにはエアブラスト型燃料噴射弁を採用している。メインのプレインジェット孔の口径は 0.5mm であり、壁に垂直に 9 個開けられている。燃料ノズルの各部の詳細を Table 1 にまとめた。

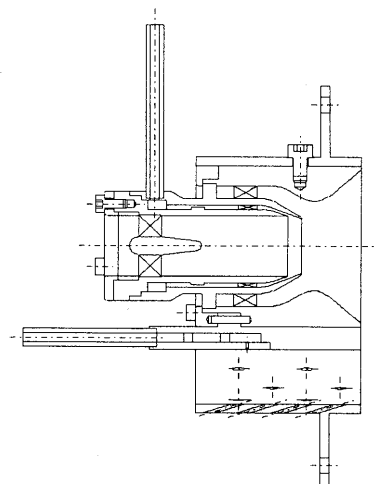


Fig.3 Cross Section of Fuel Nozzle A

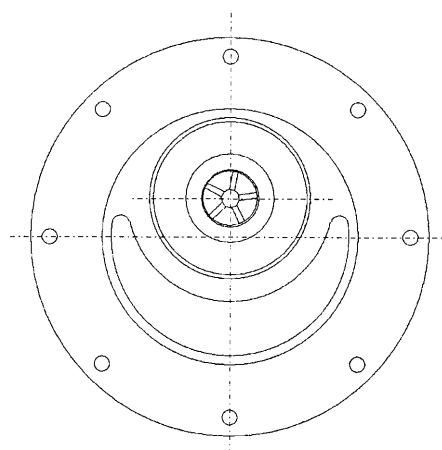


Fig.4 Front View of Fuel Nozzle A

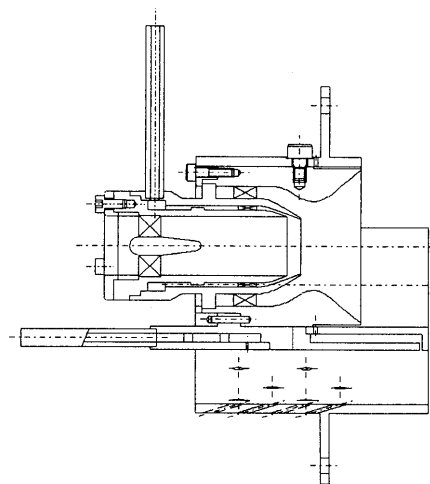


Fig.5 Cross Section of Fuel Nozzle B1 and B2

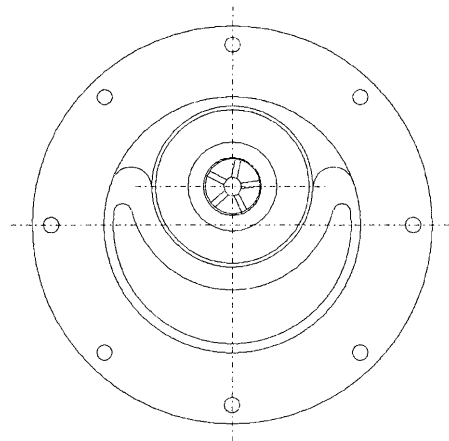


Fig.6 Front View of Fuel Nozzle B1 and B2

Table 1 Dimensions of Fuel Nozzles

Fuel Nozzle Diameter, mm (except Flange)	56.6
Pilot Inner Swirler Angle, deg.	50(A, B1) 60(B2)
Pilot Fuel Slit Angle, deg.	50
Pilot Outer Swirler Angle, deg.	-50
Main Plain Jet Holes	Diameter:0.5mm 9 holes
Distance from Nozzle Center to Pilot Center, mm	8.5
Effective Opening Area, mm	A:710 B1:672 B2:656

3. 大気圧試験

3.1 着火性能の評価

パイロットを偏心させることによる着火性能向上の効果を確認するために大気圧で着火試験を行った。Fig.7 は着火試験を行った装置の試験部である。燃焼室は内法 83mm×83mm×274mm である。点火栓（点火エネルギー 2J）は燃料ノズルが取り付けられたヘッドプレートから 30mm 下流の側壁に取り付けられている。燃料は灯油を用いた。圧力損失は燃料ノズル上流の全圧と大気圧の差圧を前者で割った値で定義した。燃料流量が一定となった後、点火栓を作動させ、10 秒以内に着火したとき着火とみなした。

Fig.8~10 に燃料ノズル A、B1、B2 の着火試験の結果を示す。燃料ノズル A については、圧力損失 2~4% で 100 を超える空燃比で着火しているが、5% 以上では 60 前後となっている。燃料ノズル B1 については、A より全ての圧力損失で大きな空燃比で着火している。燃料ノズル B2 は B1 とインナーズワラア角度が 10° 違うのみであるが、B1 と比較して着火性能は大きく低下しているが、十分高

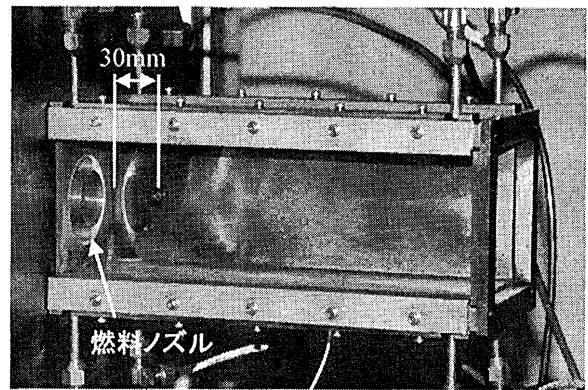


Fig.7 Combustion Chamber for Ignition Test

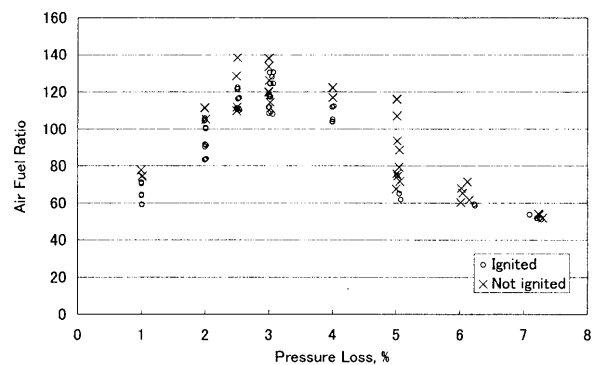


Fig.8 Ignition Test Result of A

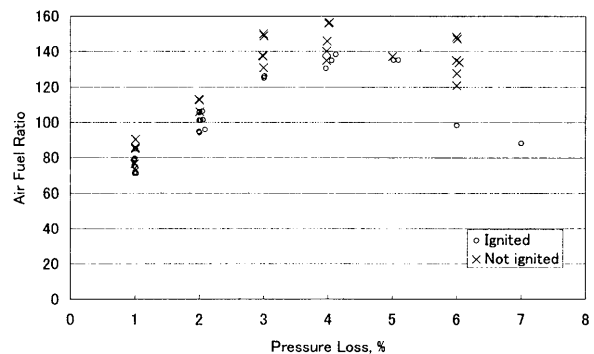


Fig.9 Ignition Test Result of B1

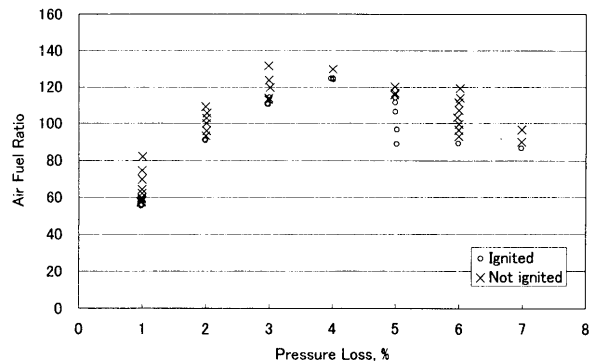


Fig.10 Ignition Test Result of B2

い性能を持っていると言える。燃料ノズル B2 を A と比較すると、圧力損失 1% では A の方が大きな空燃比で着火しており、2~4% ではほぼ同程度であるが、圧力損失 5% 以上で A よりも大きな空燃比で着火している。着火性能では B1 が最も高い性能を持つことが分かった。

3.2 燃焼効率・希薄吹消限界の評価

小型エコエンジン燃焼器の 7% MTO の温度条件における燃焼効率・希薄吹消限界を Fig.11 に示す装置を用いて計測した。サンプリングプローブは 9 点集合式であり、燃焼室出口の平均的なガス濃度を計測するために縮流部を設けている。

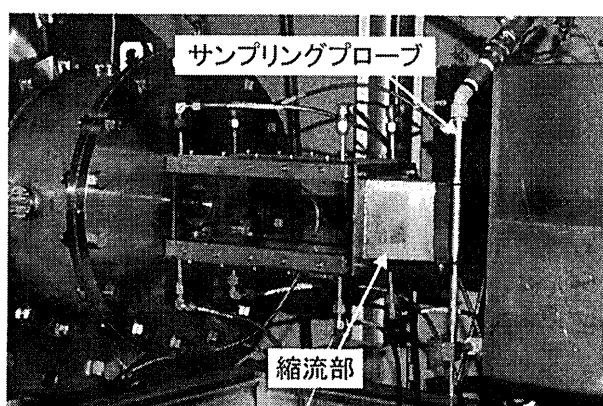


Fig.11 Test Section of Atmospheric Pressure Combustion Test Rig

Fig.12 に 3 つの燃料ノズルの燃焼効率の計測結果を示す。燃料ノズル A は B1、B2 と比較して燃料流量範囲全体にわたって燃焼効率が低い。B1 と B2 は近い値となっているが、B1 は B2 より燃料の小流量側で効率が低く、大流量側で高くなっている。小型エコエンジンの 7% MTO 相当の燃料流量 (7% MTO の燃料流量に大気圧と 7% MTO の圧力の比を乗じた値) では B1 が若干高くなっている。

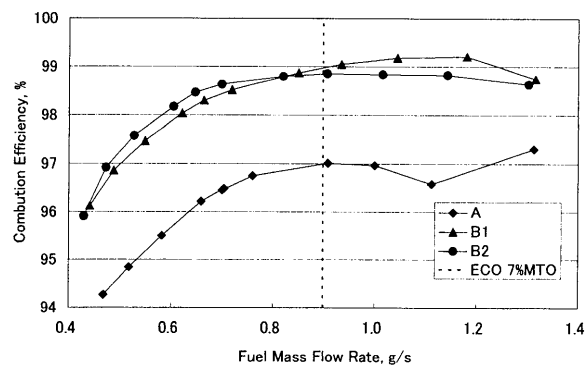


Fig.12 Combustion Efficiency of Fuel nozzles in Atmospheric Pressure Combustion Test

Table 2 に希薄吹消限界の燃料流量と 7% MTO 相当燃料流量に対する割合を示す。最も小燃料流量で保炎が可能であったのは燃料ノズル B2 であり、7% MTO 相当燃料流量の 38% であった。

Table 2 Lean Blow-Out Limit

Fuel nozzle	Fuel mass flow rate, g/s	Ratio to flow rate corresponding to 7% MTO, %
A	0.43	48
B1	0.39	43
B2	0.34	38

4. 中圧燃焼試験

燃料ノズル B2 について小型エコエンジンの LTO サイクル各条件での燃焼性能の評価を実施した。ただし、85% MTO 条件および 100% MTO 条件においては装置の制限から圧力を 800kPa とした。

4.1 供試体および試験装置

Fig.13 に性能評価用燃焼器に取り付けた燃料ノズルを示す。燃焼器ライナの内法は 85mm×85mm で出口に絞りを有しており、全面にエフュージョン冷却孔が加工されている。燃料ノズル下流端からサンプリングプローブまでの距離は 185mm である。

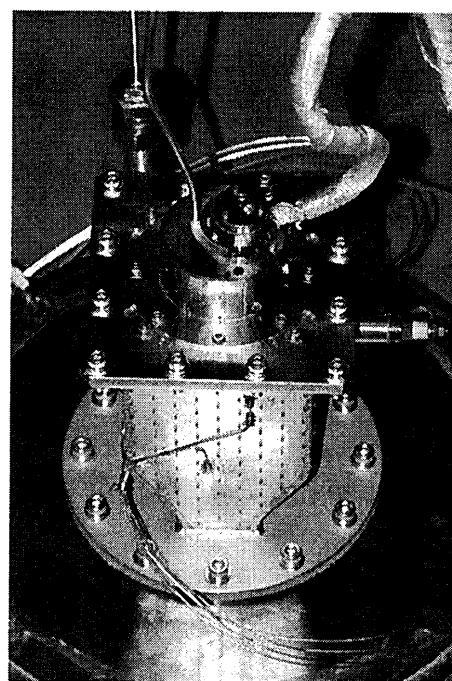


Fig.13 Fuel Nozzle and Combustion Chamber

Fig.14 は試験に用いた中圧燃焼試験装置である。

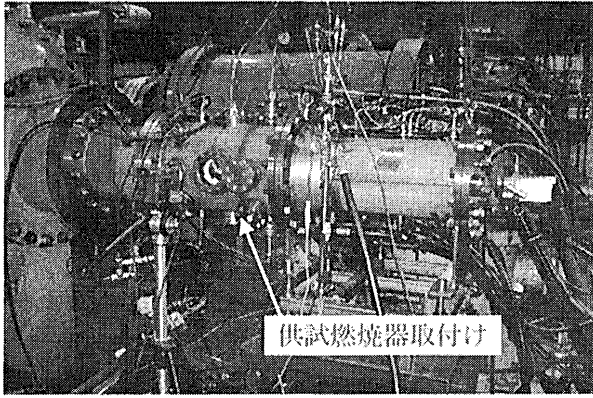


Fig.14 Intermediate Pressure Combustion Test Rig

4.2 試験結果

7% MTO および 30% MTO 条件では、燃料はパイロットのみから噴射、85% MTO および 100% MTO ではパイロットとメイン両方から噴射することとした。

Fig.15、Fig.16 はそれぞれ 7% MTO、30% MTO 条件において燃料の質量流量を変えたときの NO_x、HC、CO の排出指数および燃焼効率の変化を示している。破線は小型エコエンジンの各条件における燃料ノズル 1 本当りの燃料流量を示している。Fig.15 から、7% MTO 条件では、燃焼効率は 3 g/s 以上の燃料流量で低下しており、小型エコエンジンの規定の燃料流量では 98.8% となっている。Fig.16 から、30% MTO 条件では、6 g/s 以上の燃料流量において CO が増加しているため燃焼効率が低下している。小型エコエンジンの既定の燃料流量において 99.7% となっている。EINO_x については燃料流量が約 5 g/s で最大値を取り、流量が増加するに従って減少している。これはリッチ・リーン燃焼に見られる NO_x の排出特性に類似している。

Fig.17、Fig.18 はそれぞれ 85% MTO、100% MTO の入口空気温度において、パイロットとメインの燃料流量の和を一定に保ちながらパイロットの流量を変えたときの NO_x、HC、CO の排出指数および燃焼効率の変化を示している。Fig.17 によると、85% MTO 条件ではパイロットの割合が 20% 以下で急激に EICO が増加し、燃焼効率が低下している。NO_x を低減するためには NO_x を多く生成する拡散燃料を用いたパイロットの燃料を低く抑える必要があるため、パイロットの燃料割合を小さくしても燃焼効率を高く保つことができるように改良を施す必要があることが分った。Fig.18 でもパイロットの燃料割合を小さくすると EICO が増加し、燃焼効率が低下しており、100% MTO の温度条件でも燃焼効率改善の必要があることが分った。また、

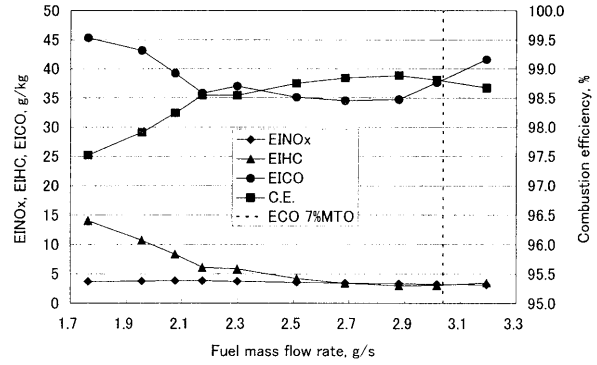


Fig.15 Emission Indexes and Combustion Efficiency in 7% MTO Condition

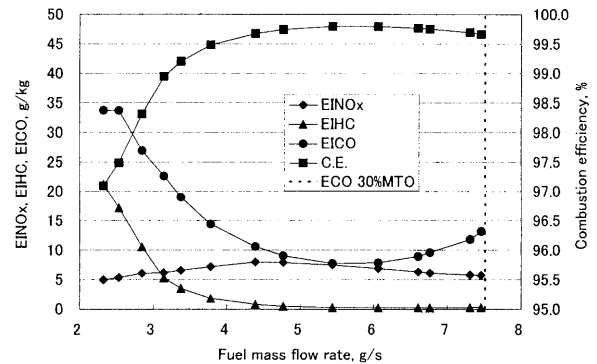


Fig.16 Emission Indexes and Combustion Efficiency in 30% MTO Condition

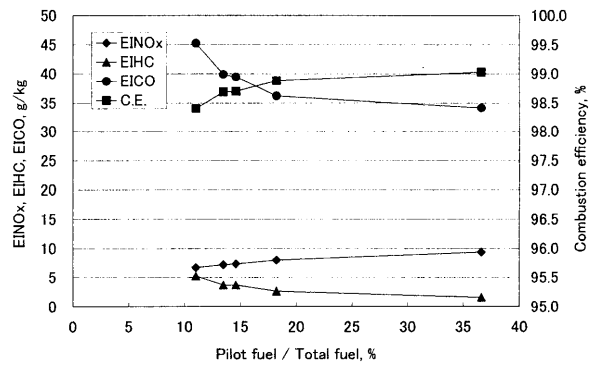


Fig.17 Emission Indexes and Combustion Efficiency at 85% MTO Temperature

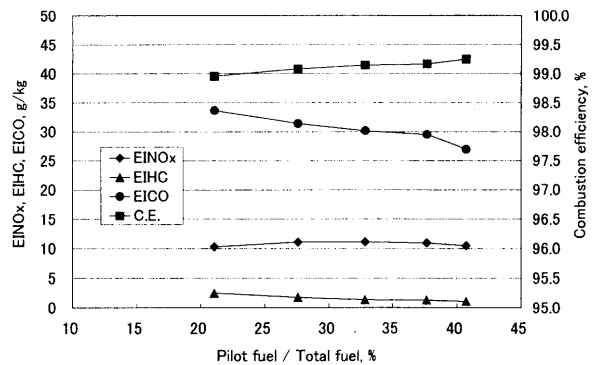


Fig.18 Emission Indexes and Combustion Efficiency at 100% MTO Temperature

Fig.18 から、パイロットの割合を変えても EINOx の変化が少ないことから、メインの火炎がパイロットの拡散火炎と同程度の NOx を生成していることが分る。このことから、燃料と空気の混合が不十分な状態で燃焼が進行していると推測され、メイン空気流路に燃料と空気の混合を促す機構を設ける等の改善が必要であることが分った。ただ、今回の試験では圧力の上限を 800kPa としており、実際の条件と空気密度、燃料流量が異なるため、燃料の微粒化、空気との混合状態も違っており、まずは実条件での試験を行う必要があると考える。

予混合燃焼を用いたときにしばしば燃焼振動が問題となるが、本試験において燃焼振動は観測されなかった。

4.3 ICAO 基準値との比較

Table 3 は試験結果から求めた小型エコエンジンの LTO サイクル各条件における NOx、HC、CO の排出指数をまとめたものである。ただし、本燃焼試験の圧力条件範囲が 0.8MPa 以下であることから、85% MTO および 100% MTO 条件において、小型エコエンジンの圧力条件を満たしておらず、圧力の影響はないものと仮定している。

Table 3 Emission Indexes of LTO Cycle Conditions

LTO cycle	EINOx g/kg	EIHC g/kg	EICO g/kg
7% MTO	3.21	3.10	38.12
30% MTO	5.70	0.29	13.67
85% MTO	6.81	5.01	44.34
100% MTO	10.30	2.37	33.46

Table 4 は Table 3 から求めた NOx、HC、CO の排出量を ICAO CAEP4 の基準値と比較したものである。あくまでも 85% MTO、100% MTO における圧力の違いを無視した結果ではあるが、NOx は CAEP4 基準値の 39.1%となっており、小型エコエンジンの目標値である CAEP4 基準値の 50%以下となっている。本研究開発の目標値である基準値の 20%は満足しておらず、2倍程度の値となっている。HC は基準値を満足してはいるが、更なる削減を行う必要がある。CO は基準値を満足していない。CO の削減のためには CO2 への酸化のための滞留時間を確保する必要があり、そのためには燃焼器内流れ場の変更が必要である。メイン流路形状の変更や燃焼器ライナ空気孔からの噴流による流れの制御が対策として考えられる。

Table 4 Comparison with ICAO CAEP4 Standard

	NOx	HC	CO
Comparison with CAEP4, %	39.1	63.0	121.4

5. まとめ

高い低 NOx 性能と着火性能の両立を目的としてパイロット偏心型燃料ノズルを考案し、試作燃料ノズルの大気圧での着火試験・燃焼試験、中圧燃焼試験を行い、基本性能を評価した。その結果、高い着火性能、燃焼安定性をもつことを確認したが、高負荷条件において燃焼効率が不足すること、NOx 目標値を満足しないことが分かった。今回の試験では圧力を最大 800kPa としたため、85% MTO、100% MTO 条件では実際の圧力条件での性能評価を実施していない。圧力が変わると、燃料微粒化や空気との混合状態が変化するので、まず、実条件での試験を行う必要がある。

参考文献

- 1) 緒方、小田、堀川、木下、小型エコエンジン用部分希薄燃焼器の開発、第 47 回航空原動機・宇宙推進講演会講演論文集、日本航空宇宙学会
- 2) S. D. Stouffer, D. R. Ballal, J. Zelina, D. T. Shouse, R. D. Hancock, H. C. Mongia, Development and Combustion Performance of a High-Pressure WSR and TAPS Combustor, AIAA paper No. 2005-1416, 2005.

液膜の一次分裂過程に関する研究

*井上 智博 (東大院), 渡辺 紀徳, 姫野 武洋, 鶴沢 聖治 (東大)

Numerical and Experimental Study on Primary Breakup of Liquid Sheet

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

ABSTRACT

Experimental and numerical investigations on atomization of liquid sheet were conducted to clarify the primary breakup process. The radially expanding sheet was produced by impingement of two water jets in still ambient air. At high Weber number, it was observed experimentally that the instability wave on the liquid sheet was induced by interactions between liquid and ambient air. The three dimensional unsteady motions of liquid sheets were simulated by the developed numerical method. The growth of instability waves and the following breakup process, which were dominant phenomena of primary breakup, were captured qualitatively. It was shown that axial and radial liquid distributions changed drastically due to transformations of the liquid sheet after it broke apart.

Key words: Atomization, Primary breakup, Liquid Sheet, CFD, Visualization

1. 緒言

環境適合性の向上とサイクルの高効率化がともに求められる中で、ガスタービンにおける液体燃料の微粒化は、重要な技術要素の一つに挙げられる。将来的にも、よりいっそう有害排気物が少なく、かつ燃焼効率が高いガスタービンを開発するためには、燃料の噴霧特性を予め十分に把握しておく必要がある。今日広く用いられている気流噴射弁では、液膜状に噴射された液体燃料が、周囲の高速空気によって微粒化される。液膜の微粒化過程は、噴射弁近傍の一次分裂と、下流の二次分裂とに大別される。一次分裂では、液膜と周囲流体との相互作用によって、液膜が変形して分裂する。他方、二次分裂では、一次分裂によって形成された液糸や液滴が、微細な液滴へと分裂する。そのため、液滴の空間分布や速度分布、分裂距離といった、実用上重要な噴霧特性を予測するためには、二次分裂の初期条件となる一次分裂過程を把握しておくことが不可欠である。

液膜の微粒化に関して、古くから多くの研究が行われてきた。しかし、液体密度の高さゆえ、噴射弁近傍の噴霧特性の計測は、今もって極めて難しい。また、非線形性が顕著に現れる微粒化に対して、理論解析の適応範囲は、依然として単純な場合に限られる。近年、噴射弁近傍の微粒化過程の数値解析^{1),2)}が行われ始めたものの、未だ緒についた段階である。そのため、一次分裂が顕著に現れる、噴射弁近傍の微粒化過程に関する工学的知見

の蓄積は、これまでのところ十分でない。

本研究では、液膜の一次分裂過程を明らかにすることを目的に、衝突噴流によって形成された円板状の自由液膜流を対象として、実験と数値解析を行った。まず、液膜の微粒化過程を実験的に可視化した。その上で、液膜微粒化の三次元非定常数値解析を実施し、開発した数値解法の一次分裂に対する適応可能性を検討した。また、液膜から分裂後の液体までを含めた、一連の液相分布と速度分布を、数値解析によって把握することを試みた。

2. 液膜微粒化の可視化実験

本実験では、液膜の微粒化についての基礎的な知見を獲得するとともに、数値解析結果と比較するための可視化結果を取得することを目的とした。

2.1 実験装置

実験装置の概観図を、Fig.1 に示す。装置は、加圧ポンプとリザーバ、電磁流量計(KEYENCE 社製 FD-M5AY)、バルブ、直径 $D=1\text{mm}$ の2つのノズルで構成される。リザーバ内の作動流体(純水)を加圧し、一定圧力で静止大気中に噴射した。正対したノズルの中央で水噴流が衝突して、円板状の自由液膜を形成した。微粒化の過程をカメラで撮影した。電磁流量計で計測した流量から、平均噴射速度 V を求め、ウェーバー数を算出した。リザーバ内の圧力をレギュレータで調整して、噴射速度を変化させることができる。ここで、水の密度 $\rho=998\text{kg/m}^3$ 、界面張力係数 $\sigma=72.75\times 10^{-3}\text{N/m}$ である。

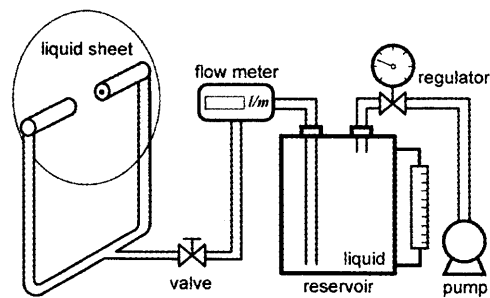


Fig.1 Schematic View of Experimental Apparatus

2.2 可視化結果

水噴流の We 数が、400、1000、5000 の場合の可視化結果を、Fig.2 に示す。ここで、慣性力と界面張力の比を表す We 数は、ノズル直径を代表長として $We = \rho V^2 D / \sigma$ で与えられる。 $We = 400$ の場合、液膜は平滑に成長し、液滴が周辺部から分裂している。液膜の上部には、膜が破断してできた円孔が存在している。 We 数が大きい場合に現れる不安定波は観察されない。 $We = 1000$ の場合、液膜の外周部が同心円状に波立っており、流体力学的不安定性に起因すると考えられる。不安定波の存在が認められる。この不安定波は、系内の擾乱が発達して現れたものと考えられ、一次分裂過程の特徴である。過去に行われた同様の実験³⁾においても、 We 数が増加すると、流体力学的不安定性に起因した液膜の波立ちが観察されている。 $We = 5000$ の場合も $We = 1000$ の場合と同様に、液膜上に不安定波の存在が認められる。液膜が分裂した後に、液糸や液滴が、同心円状に飛散している。 $We = 1000$ と 5000 の場合は、液膜はほぼ円形を保っており、液膜形状に与える重力の影響は小さいものと推測される。

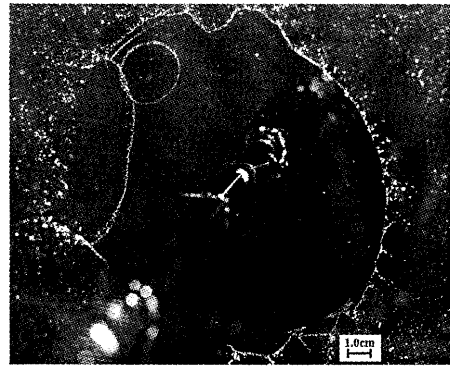
3. 液膜微粒化の数値解析

ガスタービン燃料噴射弁においても、気液の相互干渉に伴う液膜の変形が生じていると考えられる。そこで、可視化結果の Fig.2(b)(c) で観察された、液膜の波立ちが現れる一次分裂過程を対象として、数値解析を行った。

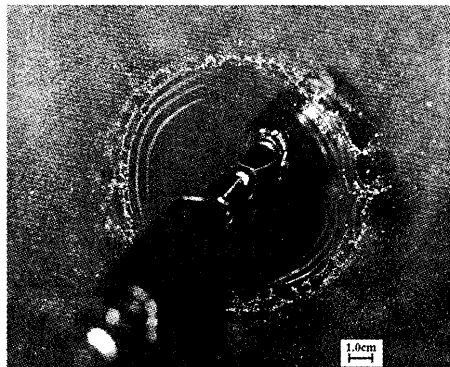
3.1 数値解法

液膜の微粒化過程を数値的に模擬するために、CIP-LSM⁴⁾を採用した。CIP-LSMは、慣性力、粘性力、界面張力、重力を適切に評価できること、および分裂を伴う自由表面流に適応できる可能性を有することが、著者らによって既に確認されている⁵⁾。また、CIP-LSMは、質量保存性を良好に満足しつつ、かつ界面形状を高精度に捕獲できるという特徴を併せ持つ。

3.2 解析対象と境界条件



(a) $We = 400$



(b) $We = 1000$



(c) $We = 5000$

Fig.2 Breakup of Liquid Sheet

数値解析によって得られた円板状の液膜と、解析対象を、Fig.3 に示す。直径 1mm の二つの円形ノズルを、正対して配置した。衝突噴流によって形成される円板状の液膜流において、中心角 20 度の領域を解析した。実験における擾乱の発生源とその大きさは明確でないが、数値解析においては、一方のノズルの流入速度に変動を付加することで、擾乱を模擬した。作動流体は水である。

用いた計算格子を、Fig.4 に示す。格子点数は $300 \times 60 \times 20$ 点である。扇型の計算領域の頂点に位置するノズル中心を半径方向 r の原点とし、噴流衝突点を軸方向 z の原点とした。格子 20 点でノズルの半径を解像している。上下面の境界条件は、ノズ

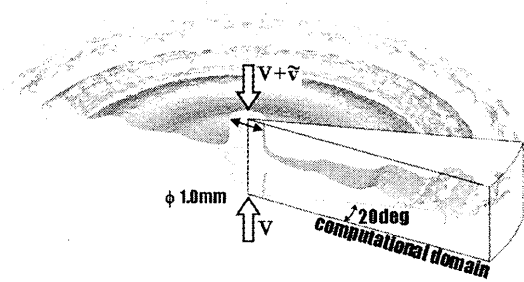


Fig.3 Computational Domain

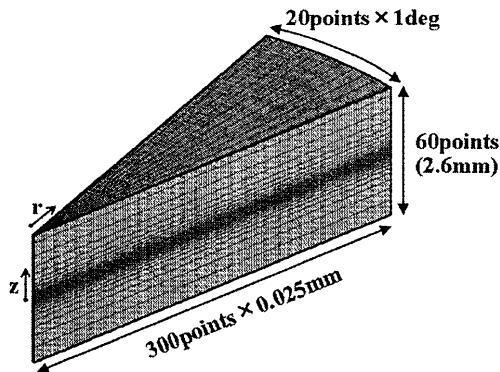


Fig.4 Computational Grid System

ル部分で流入速度を固定し，他は滑り壁とした．半径方向の外周部は自由流出とし，周方向の境界は滑り壁とした．慣性力，粘性力，表面張力を考慮しているが，重力の影響は無視した．乱流モデルは考慮していない．

3.3 液膜の挙動

移流速度 U ，厚さ $2h$ の二次元液膜流において，擾乱の波数を k ，周囲気相密度を ρ_v ，気液の密度比を $\rho_r = \rho_v / \rho$ とする．また，液膜厚さを代表長とした We 数を $We_h = \rho h U^2 / \sigma$ とする．線形安定性解析⁶⁾によれば， $\rho_r \ll kh \ll 1$ かつ $We_h \gg 1$ の場合に，一波長あたりの振幅増幅率 β は，次式で与えられる．

$$\frac{h\beta}{U} = \sqrt{\rho_r kh \left[\left(1 - \frac{1}{We_h}\right) - \frac{kh}{\rho_r We_h} \right]} \quad (1)$$

式(1)より，最も不安定な擾乱の波長 λ_m と，そのときの成長率が，それぞれ求められる．

$$\lambda_m = 4\pi\sigma / \rho_v U^2 \quad (2)$$

$$\left(\frac{h\beta}{U}\right)_m = \frac{1}{2} \rho_r \sqrt{We_h} \quad (3)$$

これらの結果を，流体力学的不安定性が現れる円板状自由液膜流に適応すると，液膜の最大広がり半径 r^* を得る．

$$r^* / R = 9^{1/3} E^{2/3} \rho_r^{-2/3} We^{-1/3} \quad (4)$$

ここで， R はノズル半径， E は初期擾乱振幅 a と分裂時の擾乱振幅 A^* の比 $(=\ln(A^*/a))$ を表す．

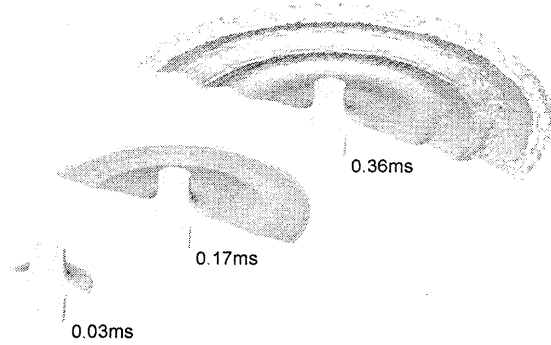


Fig.5 Expanding Liquid Sheet

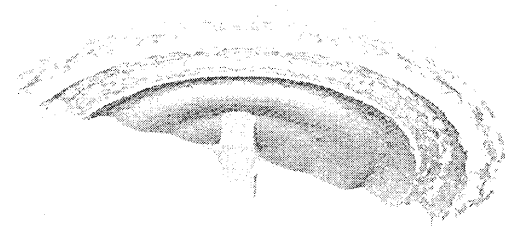


Fig.6 Shape of Liquid Sheet
($\alpha=5\%$, $f=10\text{kHz}$, $We=5500$, $t=5T$)

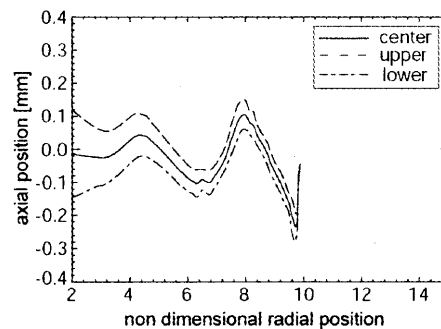


Fig.7 Averaged Axial Position

上述の線形理論解析を基にして，数値解析における速度変動の条件を求めた．平均流入速度を V とすると，擾乱の位相速度は移流速度 U とほぼ等しく，また， U と V はほぼ等しいので，擾乱の最大成長率を与える周波数 fm は，次式で与えられる．

$$fm \approx V / \lambda_m = \rho_v V^3 / 4\pi\sigma \quad (5)$$

平均流入速度 V を 20m/s とすると， $\rho_v = 1.18\text{kg/m}^3$ のとき， $fm=10\text{kHz}$ となる．この周波数で，平均流入速度の 5% の振幅をもつ速度変動を，一方のノズルに正弦的に加えた．このとき $We=5500$ である．

水噴流が衝突した時刻 0s 以降の，時系列の液膜形状を，Fig.5 に示す．中心角 20 度の計算結果を周方向に連結して，円板状の液膜の半周を表している．噴流衝突点を中心に，同心円状に液膜が広がる． 0.17ms 後には，流入速度変動に伴う変形が観察され，その後，さらに半径方向に広がって周辺部が分裂している．

速度変動が5周期経過した時刻 $t=5T$ における、液膜形状を Fig.6 に、周方向に平均した液膜上下および中心位置の半径方向分布を Fig.7 に示す。但し Fig.7 では、分裂前の液膜形状のみを表しており、横軸は、ノズル半径 R で無次元化している。Fig.6 において、液膜は外周部で分裂し、更に細かく分裂を繰り返して、液糸や液滴となって外側へと飛散している。Fig.7 において、液膜中心の振幅が、半径方向に増幅すると同時に、液膜の厚さが薄くなり、分裂に至ることが確認できる。周方向断面内に、液相で占められた計算セルが無くなる位置を分裂距離 r^* と定義すると、 $r^*=5.0\text{mm}(10R)$ である。類似した条件下の実験結果である Fig.2(c) と比較すると、本計算結果は、分裂距離を定量的に再現できておらず、液膜の微粒化を精度良く模擬するには至っていない。しかし、実験で観察される液膜の波立ちと、外周部からの分裂の様子を捉えており、本計算法は、液膜の一次分裂過程を定性的には模擬できる可能性を有すると評価される。

3.4 速度変動振幅の影響

速度変動の振幅 α を、平均流入速度 20m/s の 0% と 10% としたときの液膜形状を、Fig.8 に示す。 $\alpha=0\%$ の場合には、噴流衝突点と同一平面上に、平滑な液膜が成長しているのに対して、 $\alpha=10\%$ の場合は、液膜が振動して分裂している。このとき、 $\alpha=5\%$ の場合(Fig.6)と比較して、液膜が激しく分裂している。次に、液膜上下および中心位置の半径方向分布を、Fig.9 に示す。Fig.9(a)には、式(6)⁶⁾で与えられる液膜上下の位置を併記している。いま、液膜の半径 r における流量 $2\pi r x 2hxV$ と、水噴流の流量 $2x\pi D^2/4xV$ とが等しいことから、液膜上下位置に関して次式を得る。

$$h_{\pm} = \pm D^2 / 8r \quad (6)$$

ここで、 h_{\pm} は液膜の上下面を表す。式(6)の結果と、数値解析の結果はよく一致しており、速度変動がない場合の液膜形状が正しく捉えられている。液膜の厚さは、噴流衝突点からの距離に反比例して薄くなる。一方、Fig.9(b)において、振動振幅が半径方向に増大すると同時に、液膜が薄くなり、 $r^*=3.9\text{mm}(7.8R)$ で分裂する。速度変動の有無によって液膜形状が大きく変化し、速度変動が増加すると、液膜の振動振幅が増大するのに伴い、分裂距離が短くなる。

3.5 速度変動周波数の影響

速度変動の周波数を $f=4fm$ としたときの液膜形状を、Fig.10 に示す。平均流入速度は 20m/s 、 $\alpha=5\%$ である。 $f=fm$ の場合(Fig.6)は、液膜が分裂するのに

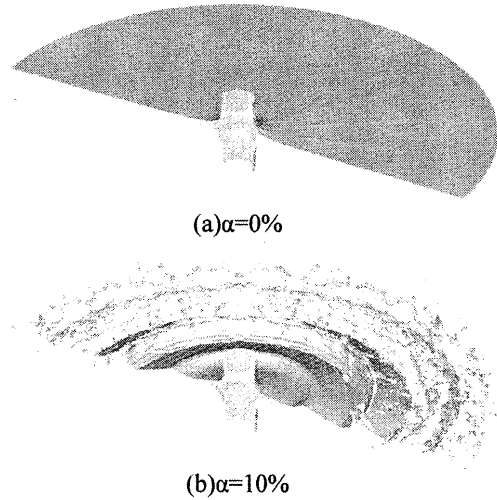


Fig.8 Shape of Liquid Sheet ($f=10\text{kHz}$, $We=5500$, $t=5T$)

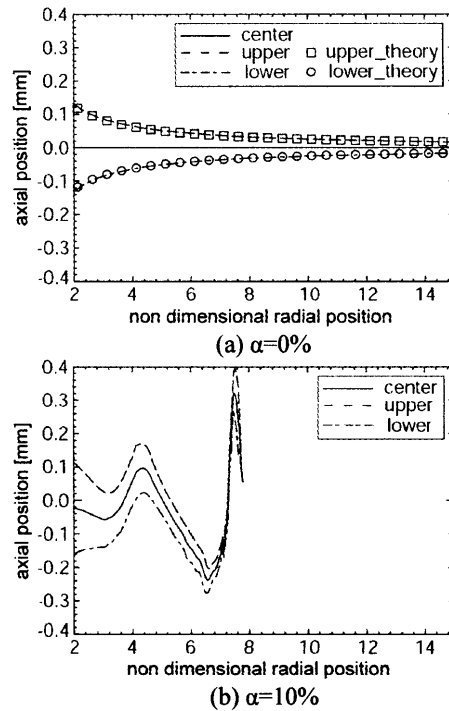


Fig.9 Averaged Axial Position

対して、 $f=4fm$ では、振動するものの分裂していない。液膜上下および中心位置の半径方向分布を表す Fig.11 において、流入速度変動に伴う液膜の振動が観察されるが、外周部で振動は減衰している。擾乱周波数が大きいとき、波数が大きくなり、式(1)で与えられる振幅増幅率 β が 0 になる。その結果、流入速度の変動周波数が十分に大きい場合、擾乱は減衰するため、液膜は分裂しない。

3.6 We 数の影響

平均流入速度を変えて、We 数を変化させた。平

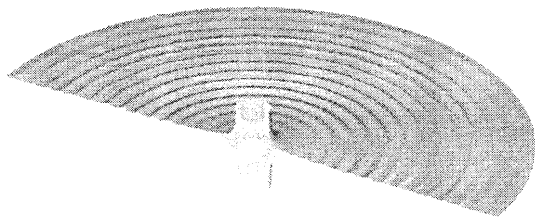


Fig.10 Shape of Liquid Sheet $f=40\text{kHz}$
($\alpha=5\%$, $We=5500$, $t=20T$)

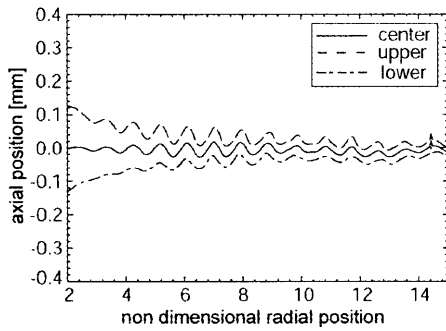


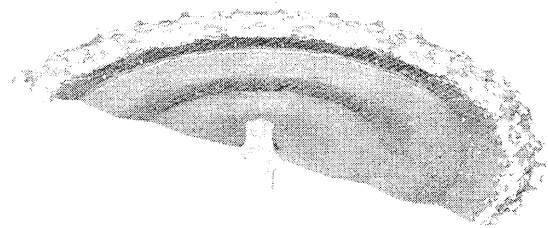
Fig.11 Averaged Axial Position

均流入速度が 15m/s と 25m/s のとき、 We 数はそれぞれ 3100 と 8500 である。いずれの We 数においても、速度変動の振幅 α は、平均流入速度の 5% であり、擾乱成長率が最大となる周波数で、正弦的に変動を加えた。ただし、 $We=3100$ のときは、半径方向の格子点数を 400 点に増やしている。Fig.12に、液膜形状を示す。 We 数によらず、液膜が振動して分裂している。液膜の上下および中心位置を、Fig.13に示す。分裂距離は、 $We=3100$ と 8500 のときそれぞれ、 8.7mm ($17.4R$) と 4.6mm ($9.2R$) である。 $We=5500$ の場合(Fig.6)、 $r^*=5.0\text{mm}$ ($10R$) である。 α が一定の下では、 We 数の増加に伴って分裂距離が短くなっており、理論解析結果の式(4)において、 We 数が増加すると液膜半径が短くなる傾向と定性的に一致する。

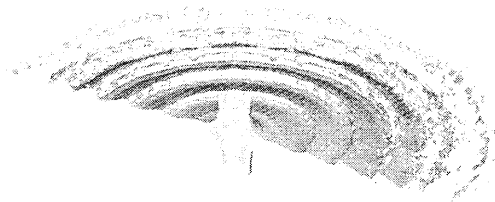
3.7 液体の空間分布

Fig.6 内の計算領域における液膜形状を、側面から見た図を Fig.14 に示す。液膜は $r=10R$ で分裂したのち、変形しながら更に分裂している。Fig.14 に示された半径方向 4 箇所における軸方向の液相分布を、Fig.15 に示す。液膜分裂前の $r^*=4.5R$ と $7.5R$ において、噴流衝突点とほぼ同一平面にのみ液相が分布している。それに対して分裂後は、液膜が変形しながら更に分裂するのに伴って、 $r=10.5R$ と $13.5R$ における軸方向の液相分布が急激に拡大している。

半径方向の液相分布を、Fig.16 に示す。分裂前の液膜では、ほぼ一様に液相が分布している。しかし、分裂点直前で液膜が変形し、液相が局所的に

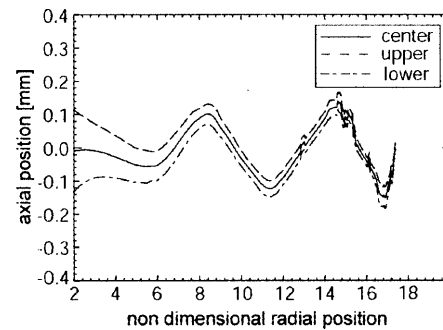


(a) $We=3100$

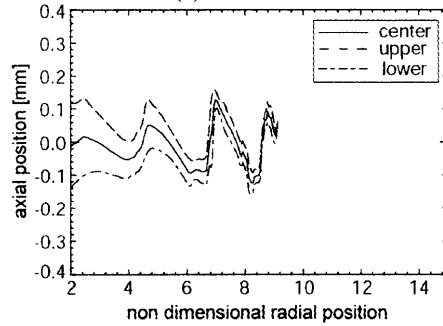


(b) $We=8500$

Fig.12 Shape of Liquid Sheet
(a) $\alpha=5\%$, $f=4.4\text{kHz}$, $t=5T$, (b) $\alpha=5\%$, $f=20\text{kHz}$, $t=7T$)



(a) $We=3100$



(b) $We=8500$

Fig.13 Averaged Axial Position

増加する。分裂後は、Fig.14に見られるように、液膜が変形して、半径方向に液相が極端に少ない領域が生じる。その結果、分裂後に液相分布が急激に変化し、半径方向に粗密が生じている。可視化結果の Fig.2(c)においても、分裂後の液体が同心円状に飛散し、半径方向に非一様に存在する様子が観察される。

3.8 気液の速度分布

Fig.14 内の 4 箇所における、半径方向速度の分布を、Fig.17 に示す。ここでは、完全に気相または液

相で占められた計算セルのみを取り出して、周方向に平均した。分裂前の液膜は、中心部で速く、外側で減速しており、液膜内部に速度分布が形成される。液膜の半径方向速度は約 20m/s であり、噴射速度とほぼ等しい。Fig.15 に示されるように、分裂前の液相は、軸方向中心付近にのみ存在しているため、液膜の運動に誘起された気相も軸方向中心付近でのみ速くなる。他方、分裂後の $r=10.5R$ と $13.5R$ では、液相が軸方向に広く分布するのに伴って、気相の速度分布が軸方向に拡大しており、液膜の分裂前後で、気相の速度分布が大きく変化し

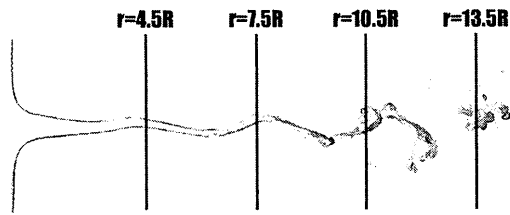


Fig.14 Side View of Liquid Sheet

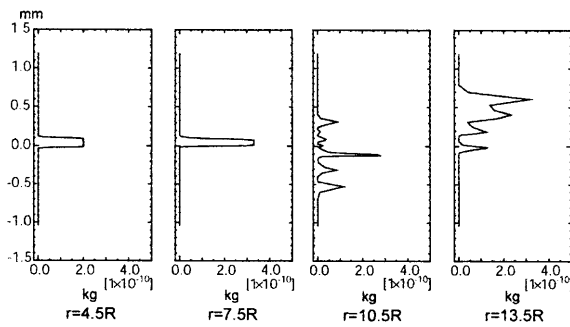


Fig.15 Axial Distribution of Liquid Phase

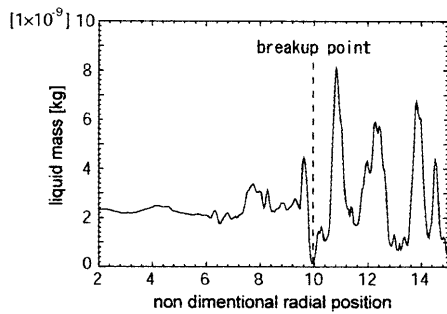


Fig.16 Radial Distribution of Liquid Phase

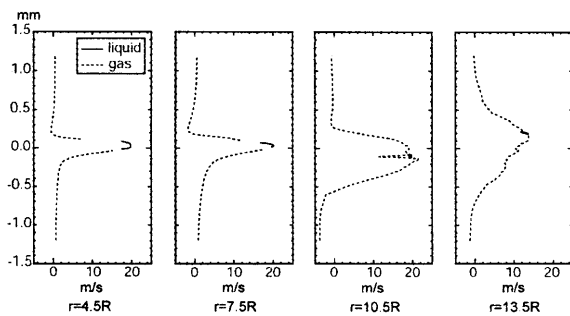


Fig.17 Velocity Distribution

ている。

4. 結論

円板状自由液膜流を対象として、実験と数値解析を行い、液膜の一次分裂過程を把握することを試みた。実験によって、次の結論を得た。

1. 衝突水噴流によって、円板状の自由液膜流を形成した。その結果、We 数の増加に伴い、流体力学的不安定性に起因すると考えられる液膜の波立ちと、周辺部からの微粒化の様子が確認された。

数値解析によって、以下の結論を得た。

2. 液膜の挙動と、微粒化の過程を数値的に模擬した。その結果、CIP-LSM が、実験で観察された液膜の微粒化を、精度よく模擬できるまでには至らなかったものの、一次分裂過程を定性的には再現できる可能性を有することが示された。

3. 流体力学的不安定性が現れる場合、液膜の分裂距離は、初期擾乱振幅と We 数の増加とともに短くなる。擾乱周波数が大きい場合、液膜の変形は抑制され、分裂しない。

4. 液膜から分裂後の液体までを含めた、一連の液相分布と、速度分布を明らかにした。液膜が分裂後に大きく変形するのに伴い、液相分布と速度分布が急激に変化することが示された。

謝辞

本研究の一部は、文部科学省 21 世紀 COE プログラム「機械システム・イノベーション」の援助を受けて行った。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) Menard, T., Tanguy, S., Berlemont, A.: Coupling level set/VOF/ghost fluid methods: Validation and application to 3D simulation of the primary break-up of a liquid jet, *Int. J. of Multiphase Flow*, Vol.33 (2007) pp.510-524.
- 2) Ishii, E., Ishikawa, T., Tanabe, Y.: Hybrid Particle/Grid Method for Predicting Motion of Micro- and Macrofree Surfaces, *J. of Fluids Engineering*, Vol.128 (2006) pp.921-930.
- 3) Villermaux, E., Clanet, C.: Life of a flapping liquid sheet, *J. of Fluid Mechanics*, vol. 462 (2002) pp.341-363.
- 4) 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 2 報, 界面張力に駆動される流れの観察と数値解析), *機論 B*, Vol. 69, No. 687 (2003) pp. 2400-2407.
- 5) 井上智博, 渡辺紀徳, 姫野武洋: 非混和性二流体中の加振噴流不安定性に伴う液滴生成過程の数値解析, 第 34 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2006), pp. 233-238.
- 6) 庄司正弘: 表面張力に関連した熱、流体問題(5), *機械の研究*, 第 26 巻, 第 10 号(1974) pp. 1303-1306.

反応解析による高湿分空気が NOx 生成に及ぼす影響の検討

*阿部 一幾, 小金沢 知己 (日立)

Numerical Study of the Effect of Humid Air on NOx Formation

*Kazuki ABE and Tomomi KOGANEZAWA (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

The Advanced Humid Air Turbine (AHAT) system is promising as a high efficiency medium-size gas turbine system. The AHAT system improves thermal efficiency by using high-humidity air without needing high firing temperature and pressure ratio. However, the effect of humid air on NOx formation is not well understood. So, a numerical study is performed to comprehend the influence of flame temperature and species concentrations on NO formation. The results showed flame temperature and oxygen concentration affected NO formation and steam addition suppressed the prompt NO formation. Furthermore, prediction relation for NO formation was produced. But the predicted NO concentrations were smaller than the measured NOx concentrations. It was attributed to the fact that the deviation of fuel concentration increased local flame temperature.

Key words: Advanced Humid Air Turbine, CHEMKIN, Low NOx Emission

1. 緒言

低コストで高効率な発電システムとして期待されている高湿分空気利用タービン (AHAT) の早期実証と実用化のための検討が進められている¹⁾。AHAT システム構成を図 1 に示す。圧縮機吸気流路に設けた水噴霧冷却装置から微細な液滴を空気中に噴霧し、吸気冷却を行なうとともに、圧縮機内部での空気温度上昇を抑制する。圧縮機吐出空気は空気冷却器で冷却した後、増湿塔で温水と直接接触させ高湿分空気とし、再生熱交換器で予熱して燃焼器で高温の燃焼ガスとする。湿分により流量と比熱が増加しているため、タービン発生動力が増加するとともに、タービン排ガスの持つ熱エネルギーが再生熱交換器、節炭器で回収されるので熱効率も高い。その後、水回収器で冷水との直接接触により排ガス中の水分を回収し、水の消費量を抑制する。

AHAT が通常のガスタービンと異なるのは、燃焼

器入口の空気条件が温度 630℃、湿度 17wt% と今までに無く高温かつ高湿分な点である。高湿分燃焼は、火炎温度の低下による NOx 低減効果が期待できる一方、燃焼の不安定や不完全燃焼に伴う CO、未燃炭化水素の排出などが懸念される。さらに、従来の予混合燃焼を用いる場合は、空気温度が高いため自発火防止策が必要となる。

そこで AHAT 燃焼器には、自発火温度の低いジメチルエーテル焚きガスタービン燃焼器として開発された、多孔同軸噴流クラスターバーナ²⁾を採用した。図 2 に AHAT 用クラスターバーナを示す。本バーナは、多数の燃料-空気の同軸噴流によって燃料と空気を急速混合する構造となっており、従来の予混合燃焼器並の低 NOx 性能が得られる²⁾。

これまでに AHAT の要素燃焼試験によって、高温・高湿分条件下で NOx < 10ppm と安定燃焼を両立する燃焼器の成立性を確認した³⁾。さらに、湿分は火炎温度を低下させ、NOx 生成量を大幅に抑制

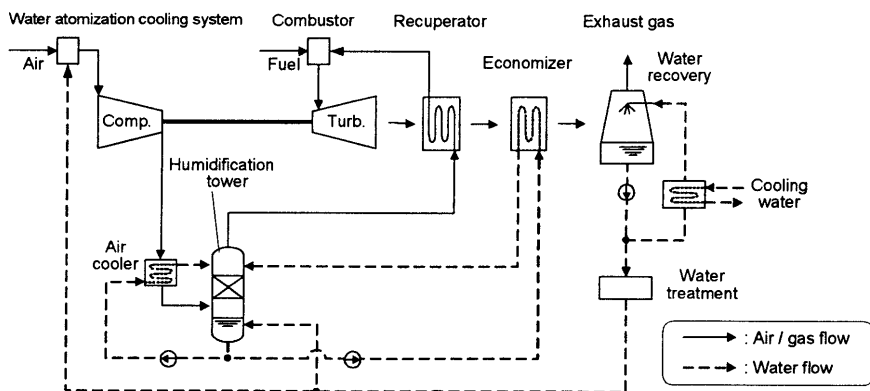


図 1 AHAT システム構成

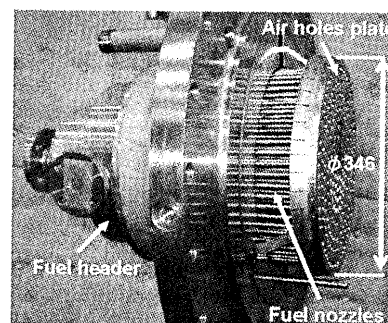


図 2 AHAT 用クラスターバーナ

表1 温度トレンドと解析対象

Case No.	[CH4]	[O2]	[N2]	[H2O]	[Ar]	燃焼温度	燃焼速度
Trend A	5.20 %	19.91 %	74.89 %	0.00 %	0.00 %	1531°C	17.3 cm/s
Trend B	6.29 %	19.68 %	74.03 %	0.00 %	0.00 %	1736°C	32.9 cm/s
Trend C	7.58 %	19.41 %	73.01 %	0.00 %	0.00 %	1956°C	52.9 cm/s
Case H-1	5.20 %	14.65 %	73.01 %	7.14 %	0.00 %		
Case H-2	5.20 %	14.65 %	73.01 %	3.00 %	4.14 %		
Case H-3	5.20 %	14.65 %	73.01 %	0.00 %	7.14 %	[PO2]=4.25%	
Case M-1	7.58 %	19.41 %	73.01 %	0.00 %	0.00 %		
Case M-2	6.39 %	19.41 %	73.01 %	0.00 %	1.19 %		
Case M-3	5.20 %	19.41 %	73.01 %	0.00 %	2.38 %		
Case O-1	7.58 %	19.41 %	73.01 %	0.00 %	0.00 %	[PO2]=4.25%	
Case O-2	7.58 %	17.03 %	73.01 %	0.00 %	2.38 %		
Case O-3	7.58 %	14.65 %	73.01 %	0.00 %	4.76 %		
Case N-1	7.58 %	19.41 %	73.01 %	0.00 %	0.00 %		
Case N-2	7.58 %	19.41 %	66.01 %	0.00 %	7.00 %		
Case N-3	7.58 %	19.41 %	58.01 %	0.00 %	15.00 %		

することが分かった³⁾。一方で、湿分は NOx 生成反応自体に関与して NOx 生成を抑制する、という報告⁴⁾があり、反応物の濃度も NOx 生成量に影響すると考えられる。しかし、NOx 生成量に対する火炎温度の影響が強いうえに、燃焼試験では火炎温度を一定に保つことは困難で、反応物の濃度の影響のみを取り出して評価することは難しい。

そこで、本研究では火炎温度と反応物の濃度とが NOx 生成量に与える影響を独立かつ定量的に評価することに注力し、複雑な流れや乱れを考慮しない、高温・高湿分条件下の一次元層流予混合燃焼の反応解析を行った。

2. 解析方法

Kee らが開発した一次元層流予混合燃焼解析コード PREMIX⁵⁾により解析した。完全混合反応器 (Perfect Stirred Reactor) を用いた反応解析も可能であるが、本研究では実際の火炎の火炎厚み方向の局所的な温度分布を考慮するため、PREMIX を用いた。境界条件は、入口温度 650K (一定)、圧力 0.8MPa (AHAT 検証機⁶⁾条件)とした。熱物性値、輸送係数は CHEMKIN II⁵⁾を用いて算出した。化学反応機構は、GRI-Mech 3.0 (53 化学種、325 素反応式)を用いた。燃料は LNG の主成分であるメタン (CH4)とした。火炎から周囲へのふく射熱損失は考慮せず断熱とした。

PREMIX は、位置座標に対して反応解析をする。しかし、後述の反応解析の議論や実機との比較において、解析結果は時間スケールに直して考えたほうが都合が良い。そこで、本研究では滞留時間を式(1)のように位置と局所流速から算出した。

$$\tau_{res} = \int \frac{dx}{V(x)} \quad \dots\dots(1)$$

ここで、 τ_{res} : 滞留時間(s), x : 位置(cm), $V(x)$: 局所流速(cm/s)である。したがって以降では、解析で算出される分布をトレンドと呼称する。また、滞留時間 0ms は、CH 分布が最大値となる位置とした。

なお、燃焼温度 1500°C以上で、NOx の 90%以上が NO であることを確認し、NO の検討のみを行った。さらに、NO 生成量については、予備検討により入口温度の影響がほとんどないことが確認された。

NO 生成量は、燃焼温度、湿分濃度 ([H2O])、メタン濃度 ([CH4])、酸素濃度 ([O2])、窒素濃度 ([N2])に依存すると考えた。そこで、それぞれが NO 生成量に与える影響を個別に評価するため、以下の [H2O]を例に示した①~③の方法で検討した。

- ① まず、表 1 の Trend A~C に示した組成から 3 つの代表的な温度トレンドを算出した。
- ② 求めた 3 つの温度トレンドと流入流速条件で、[H2O]=X % (X は濃度, X=7.14) に対する反応解析を実施した。このときの解析組成が表 1 の Case H-1 である。解析組成を固定したままで、解析組成に関係のない、あらかじめ①で算出した温度トレンドについて反応解析をすることによって、燃焼温度が NO 生成に与える影響のみを取り出して検討することができる。
- ③ 3 つの温度トレンドそれぞれにおいて、[H2O]=X' % (X'=3.00, 0.00) に対する反応解析を実施した。このとき、X'<X とし、変化分 (X-X')は反応に不活性なアルゴン濃度 ([Ar]) に置換した。すなわち、[H2O]=3.00%のとき

[Ar]=4.14%, [H₂O]=0.00%のとき[Ar]=7.14%となり, それぞれの解析組成が表1の Case H-2, Case H-3である。このように, [H₂O]+[Ar]=X% (一定)とし, 湿分以外の組成の濃度を変化させずに反応解析することで, [H₂O]がNO生成に与える影響のみを取り出して検討することができる。

同じ方法で [CH₄], [O₂], [N₂]の影響の検討も実施した。

3. 結果および検討

3.1 NOトレンド

図3にNOトレンドの例を示す。図から, NOは滞留時間が約0.5ms以内のごく短い時間で急激に生成されるNO(反応時間の短いNO, 以下SNO)とそれ以降に生成されるNO(反応時間の長いNO, 以下LNO)とに分けることができる。そこで, NOをSNOとLNOに分けて検討を行った。クリーンな燃料の予混合火炎において生成されるNOは, 主にThermal NOとPrompt NOであることが知られている。Thermal NOは, 空気中の窒素の高温酸化により生成され, 大部分は火炎背後の高温燃焼ガス中で生成される。Prompt NOは, 火炎帯の中で生成される。したがって, LNOはThermal NOであり, SNOはPrompt NOとThermal NOの一部とで構成されることが考えられる。なお, 解析により, 燃焼反応は滞留時間0.5msでほぼ完結することを確認した。

また, 図3のようにSNOとLNOの解析結果を, それぞれ直線とみなして近似した。ここで, SNOの生成時間はLNOに比べて十分短いので, SNOとLNOの近似線の交点におけるNO生成量を改めてSNO生成量(SNO濃度, [SNO])と定義し, SNOの生成時間は考慮しないこととした。一方, LNO

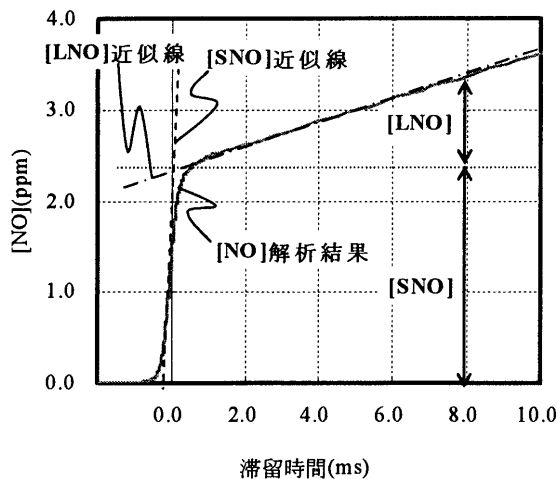


図3 [NO]解析結果とLNO・SNOの定義

については, 単位時間あたりのLNO濃度変化量($d[LNO]/dt$)を検討した。

以降, 図4~7に燃焼温度と各化学種の影響について述べていく。各図は, 横軸を燃焼温度の逆数 $1/Tg$ (1/K), 左縦軸を $d[LNO]/dt$ (ppm/ms)の対数, 右縦軸を[SNO] (ppm)の対数とした, Arrhenius Plotで表現される。

3.2 [H₂O]の影響

解析対象は表1の Case H-1~H-3である。解析結果を図4に示す。白ヌキ記号が $d[LNO]/dt$ を, 黒ヌキ記号が[SNO]を示す。

まず, $d[LNO]/dt$ は燃焼温度について Arrhenius型となる。また, 直線の傾きは2つのCaseでほぼ同じであり, 活性化エネルギーは[H₂O]に拠らないことが分かる。当初, LNOはH₂Oを付加すると, 熱分解によりOHが生成し, NO生成反応が活性化されると考えられた。実際に, 反応解析においてH₂Oを付加すると, LNOが生成する滞留時間0.5ms以降において, [OH]が増加することを確認した。しかし, 図4において, Case H-1の結果とCase H-3の結果との間にはほとんど偏差がないことから, [OH]は $d[LNO]/dt$ にほとんど影響を与えておらず, したがって[H₂O]は $d[LNO]/dt$ にほとんど影響を与えないことが分かる。

次に, [SNO]は燃焼温度について Arrhenius型となる。また, 直線の傾きは全てのCaseでほぼ同じであり, 活性化エネルギーが[H₂O]に拠らないことが分かる。図4から, [SNO]はH₂O付加により減

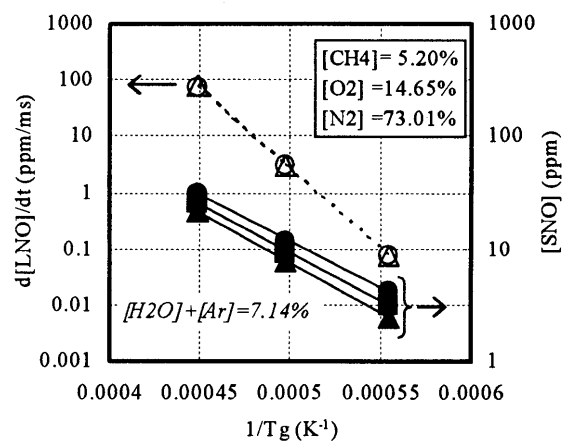
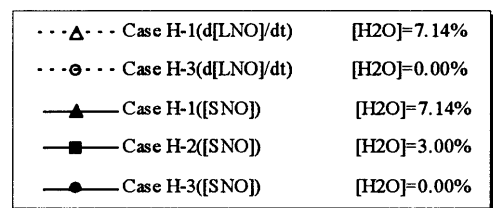


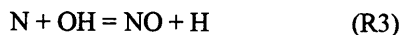
図4 [H₂O]の影響

少することが分かる。この傾向は、拡散燃焼に関する Zhao らの報告⁴⁾と一致する。したがって、H₂O は、拡散燃焼だけではなく、予混合燃焼においても[SNO]反応メカニズムに関与し、[SNO]を低下させると考えられる。

3.3 [CH₄]の影響

解析対象は表1のCase M-1~M-3である。解析結果を図5に示す。白ヌキ記号が d[LNO]/dt を、黒ヌリ記号が[SNO]を示す。

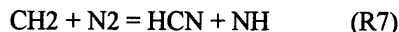
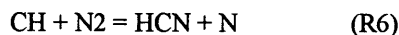
まず、d[LNO]/dt は3.2と同じく燃焼温度について Arrhenius 型となる。また、直線の傾きは2つのCaseでほぼ同じであり、活性化エネルギーが[CH₄]に拠らないことが分かる。図5から、[CH₄]が減少すると、d[LNO]/dt はわずかに増加することが分かる。3.1で述べたように、LNO は以下の拡大 Zeldovich 機構により生成される Thermal NO であると考えられる⁷⁾。



これらの反応において、CH₄ から生成される CH などの炭化水素活性基は、直接反応に関与していないので[CH₄]の影響は考えにくい。したがって、図5の偏差の原因は、3.4で述べる燃焼後の酸素濃度の影響であると考えられることができる。

次に、[SNO]は3.2と同じく燃焼温度について Arrhenius 型となる。また、直線の傾きは全てのCaseでほぼ同じであり、活性化エネルギーがほとんど

[CH₄]に拠らないことが分かる。一方、各燃焼温度において、Case M-1~M-3について[SNO]と[CH₄]の関係を調べたところ、燃焼温度に拠らず[SNO]は[CH₄]にほぼ比例するという相関を得た。SNO は、3.1で述べたように Prompt NO と一部の Thermal NO とで構成されることが考えられる。Prompt NO 生成は、以下の反応により支配される⁸⁾。



これらの反応における、HCN などの N 化合物は、CH₄ から生成される炭化水素活性基から生成される。したがって、[SNO]が[CH₄]に比例することは、反応論から考えて妥当である。

3.4 [O₂]の影響

解析対象は表1のCase O-1~O-3である。解析結果を図6に示す。白ヌキ記号が d[LNO]/dt を、黒ヌリ記号が[SNO]を示す。

まず、d[LNO]/dt は3.2、3.3と同じく燃焼温度について Arrhenius 型となる。また、直線の傾きは2つのCaseでほぼ同じであり、活性化エネルギーが[O₂]に拠らないことが分かる。ここで、d[LNO]/dt の活性化エネルギーは3.2、3.3、3.4でほぼ一致したことから、d[LNO]/dt は後述する式(3)の Arrhenius 型に表記可能となる。図6から、[O₂]が減少すると、d[LNO]/dt は減少することが分かる。Thermal NO 生成は、3.3の拡大 Zeldovich 機構から、[O₂]と O 濃

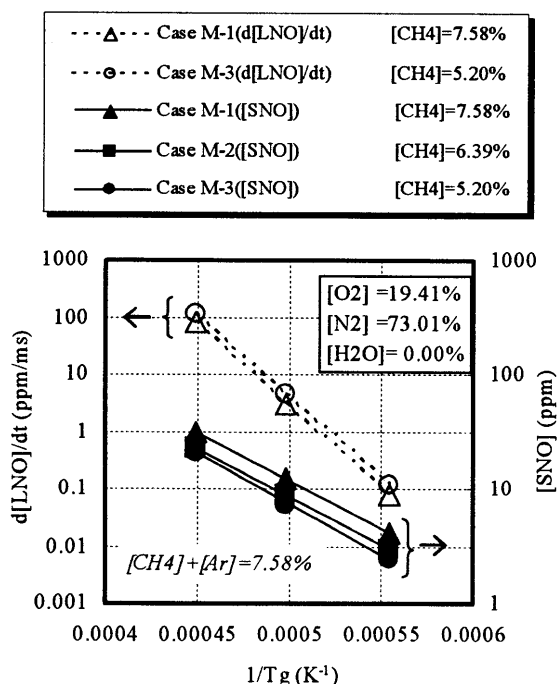


図5 [CH₄]の影響

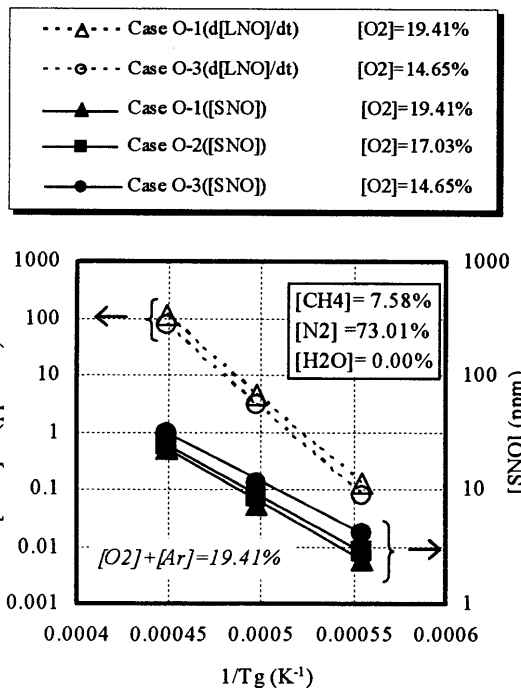


図6 [O₂]の影響

度 ([O]) に依存する。さらに [O] は、

$$O_2 = 2O \quad (R8)$$

により多くが生成されると考えられる⁷⁾。3.1 で述べたように、LNO は燃焼反応完結後に生成しており、NO_x 以外の成分はほぼ平衡状態に達していることを確認した。すなわち、[O] は燃焼後の酸素濃度 ([PO₂]) によって決まり、[PO₂] が等しい条件であれば d[LNO]/dt はほぼ一致すると考えられる。表 1 の Case H-3 と Case O-1 は、[PO₂]=4.75% で一致する。そこで双方の d[LNO]/dt の比較を行ったところ、偏差なく一致した。したがって、[PO₂] は d[LNO]/dt に対して影響が比較的大きいことが分かった。

次に、[SNO] は 3.2, 3.3 と同じく燃焼温度について Arrhenius 型となる。また、直線の傾きは全ての Case でほぼ同じであり、活性化エネルギーがほとんど [O₂] に拠らないことが分かる。ここで、[SNO] の活性化エネルギーは 3.2, 3.3, 3.4 でほぼ一致したことから、[SNO] は後述する式(4)の Arrhenius 型に表記可能となる。一方、各燃焼温度において、Case O-1~O-3 について [SNO] と [O₂] の関係を調べたところ、[SNO] は [O₂] とほぼ反比例の関係にあるという相関を得た。[O₂] が高いとき、CH₄ の酸化が促進され、火炎帯で CH₄ が熱分解して生成する炭化水素活性基濃度が低下して、Prompt NO 生成が抑制されるためと考えられる。

3.5 [N₂] の影響

解析対象は、表 1 の Case N-1~N-3 である。解析結果を図 7 に示す。白ヌキ記号が d[LNO]/dt を、黒

---△---	Case N-1(d[LNO]/dt)	[N ₂]=73.01%
---○---	Case N-3(d[LNO]/dt)	[N ₂]=58.01%
—▲—	Case N-1([SNO])	[N ₂]=73.01%
—■—	Case N-2([SNO])	[N ₂]=66.01%
—●—	Case N-3([SNO])	[N ₂]=58.01%

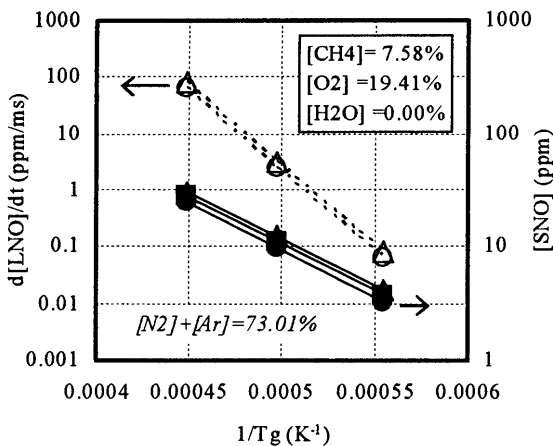


図7 [N₂] の影響

ヌキ記号が [SNO] を示す。

まず、d[LNO]/dt について、d[LNO]/dt は、拡大 Zeldovich 機構に N₂ および N が含まれるため、[N₂] に依存すると考えられた。しかし、[N₂] が変化しても、有意差は見られず、ガスタービンの運転条件の範囲では [N₂] は d[LNO]/dt にほとんど影響を与えないことが分かった。これは、Case N-1~N-3 では [N₂] が十分高く、[N₂] は拡大 Zeldovich 機構を律速しないためと考えられる。

次に、[SNO] について、濃度変化に対する [SNO] 変化の感度は、他の組成の濃度変化に比べて低いことが分かる。したがって、ガスタービンの運転条件の範囲では、[N₂] は [SNO] にほとんど影響を与えないことが分かった。3.5 と同じく、[N₂] が十分高く、拡大 Zeldovich 機構を律速しないためと考えられる。

3.6 予測式の構築

3.2~3.5 の知見から、CH₄ を燃料とする一次元予混合層流燃焼の NO 生成量予測式を構築した。なお得られた予測式は、式(2)で表される。

$$[NO] = [SNO] + \frac{d[LNO]}{dt} \cdot \tau_{res} \quad \dots\dots(2)$$

ここで、 τ_{res} : 滞留時間(ms)である。式(2)の [SNO]、d[LNO]/dt はそれぞれ式(3)、式(4)で表される。

$$\frac{d[LNO]}{dt} = A \cdot [PO_2]^m \cdot \exp\left(-\frac{B}{R \cdot Tg}\right) \quad \dots\dots(3)$$

$$[SNO] = C \cdot \left(1 - \frac{[H_2O]}{100}\right)^n \cdot \frac{[CH_4]}{[O_2]} \cdot \exp\left(-\frac{D}{R \cdot Tg}\right) \quad \dots\dots(4)$$

A, C: 係数, B, D: 活性化エネルギー(J/mol), R: 気体定数(J/K·mol), m, n: 乗数, Tg: 燃焼温度(K)である。なお、係数、活性化エネルギー、乗数は 3.2~3.5 の解析結果から算出し、構築した予測式は燃焼温度 1500℃以上で十分な精度を有することを確認した。

3.7 燃焼試験結果と予測結果の比較

文献 3 の試験で、計測された NO_x 値と、同じ条件を用いて式(2)によって求めた NO 予測値との比較を行った。式(2)中の、 τ_{res} は、実機流速とライナ寸法から 8.0ms とした。

図 8 に、燃空比一定条件での試験結果 (□) と予測結果 (△) を示す。予測結果の傾向は、試験結果と一致するが、予測結果は試験結果の 1/10 となった。試験では、燃料-空気の混合不均一により燃焼温度が局所的に上昇し、予測式で計算した完全混合時より NO_x 生成が増加したと考えられた。

そこで試験の燃焼温度が、完全予混合時の燃焼温度より高い“見かけの”燃焼温度であると仮定して予測を行った。見かけの燃焼温度 T_g' は式(5)で表される。

$$T_g' = T_{in} + \Delta T \left(1 + \frac{n}{100} \right) + 273.15 \quad \dots\dots(5)$$

ここで、 T_g' ：見かけの燃焼温度(K)， T_{in} ：燃焼器入口温度(°C)， ΔT ：燃焼による温度上昇(°C)， n ：上昇率(%)である。図8中の■(5%UP)，▲(10%UP)，◆(15%UP)，×(20%UP)は、式(2)の T_g に式(5)で計算される T_g' を代入して計算した結果である。

図8から、予測値は、5~10%UP条件のときに試験結果とほぼ一致することが分かる。したがって、試験では、見かけの燃焼温度と完全予混合時の燃焼温度との差に相当する、燃料濃度のばらつきがあると考えられる。

図9に、湿度一定条件での試験結果と予測結果を示す。図から、燃空比が低いとき、試験結果と予測値が一致する見かけの燃焼温度は上昇することが分かる。このことから、燃空比が低下すると混合が悪化する、と考えることができる。しかし、式(5)による温度補正では、燃料-空気の混合不均一が燃焼温度に与える影響を単純化し過ぎている可能性があり、燃料-空気の混合状態をモデル化した上で、改めて議論すべきと考える。

4. 結論

高温・高湿分の一次元層流予混合燃焼解析において、燃焼温度と反応物組成とが、 NO_x の主成分である NO 生成に与える影響を個別に評価し、以下の結論を得た。

- (1)酸素濃度が、燃焼温度に次いで NO 生成量に与える影響が強い。
- (2)湿分は、 NO 生成反応に関与し、反応時間の短い NO 生成を抑制する。
- (3)メタンを燃料とする一次元層流予混合燃焼の NO 生成予測式を構築した。
- (4)予測式の実機適用には、燃料濃度のばらつきを考慮するモデル化が必要である。

参考文献

- 1) 幡宮ほか3名：「高湿分空気利用ガスタービン発電システム」，第7回動力・エネルギー技術シンポジウム(2000)
- 2) T. Saitou, et al.: Performance Demonstration of the Full Size Multi Cluster Combustor for DME under Real Engine Conditions, ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68647 (2005)
- 3) T. Koganezawa, et. al.: Full Scale Testing of a Cluster Nozzle Burner for the Advanced Humid Air Turbine, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27737 (2007)
- 4) D. Zhao et al.: Behavior and Effect on NO_x Formation of OH Radical in Methane-Air Diffusion Flame with Steam Addition, Combustion and Flame 130; 352-360 (2002)
- 5) Kee, R.J., et al.: CHEMKIN II, SAND89-8009B (1989)
- 6) 小金沢, 幸田：「高湿分空気高効率ガスタービン(AHAT)の研究開発」，日本エネルギー学会誌, 86, 450-454 (2007)
- 7) Lefebvre, H: Gas Turbine Combustion, 2nd Ed. (1999)
- 8) Fennimore, C.P.: Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, 13th Symposium (International) on Combustion; 373-380 (1971)

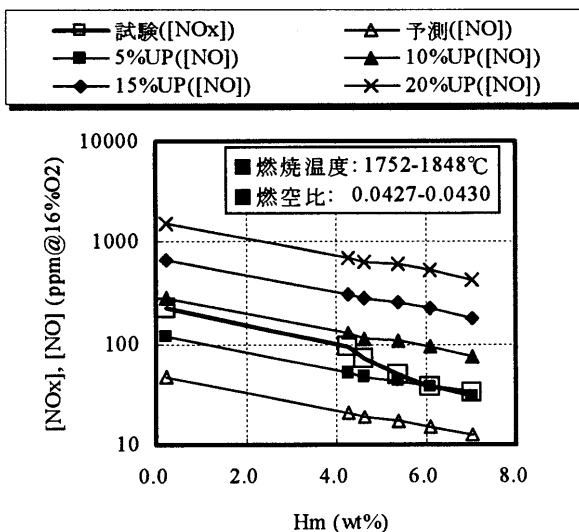


図8 試験結果と予測結果 (燃空比一定)

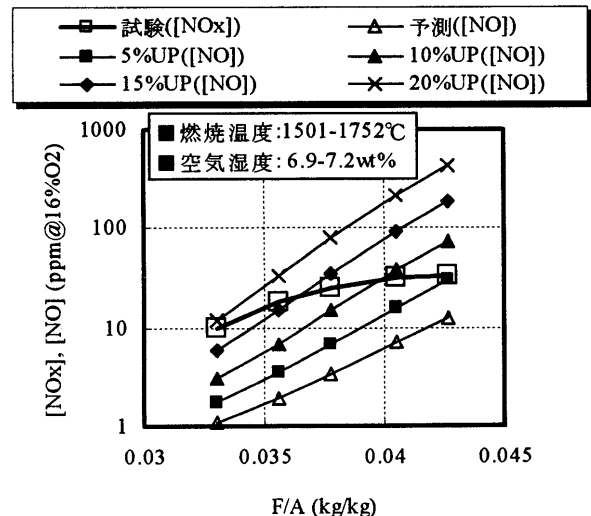


図9 試験結果と予測結果 (湿度一定)

UMGT 用プロパン燃料燃焼器の成立可能性の実験的検討

*本田 拓 (首都大院), 下鳥 翔子 (首都大院), 桜井 毅司 (首都大), 湯浅 三郎 (首都大)

Experimental Feasibility Study of Propane-Fueled Ultra-Micro Combustor of UMGT

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

ABSTRACT

To study feasibility of propane-fueled ultra-micro combustors for UMGT, we evaluated that the propane/air flat-flame was formed in the $\phi 20$ -sized chambers with a volume of 0.461 and of 0.921 cm^3 . Combustion efficiencies of over 95.5 % were achieved, but the flame stability regions did not satisfy the design operation point of the UMGT combustors. As one method to improve the flame stability, we prepared platinum catalyst and evaluated catalytic combustion characteristics in the chamber with a volume of 0.921 cm^3 . Catalytic combustion was confirmed to occur in the injectors, but the combustion performance was insufficient.

Key words: Ultra-micro combustor, Flat flame, Propane, Catalytic combustion, UMGT

1. はじめに

超小型モバイル電子機器や無人航空機, ロボット等への搭載を目的とした動力源としてウルトラマイクロガスタービン (UMGT) の開発が進められている。UMGT は, 既存の化学電池や開発中の燃料電池と比較して高出力密度・高エネルギー密度を両立することのできる分散型動力源である。著者らの研究室では, UMGT 用極超小型燃焼器の実現に向けた基礎研究を行ってきた。これまでの研究により水素を燃料とした Flat-flame 型燃焼器および Swirling-flame 型燃焼器の 2 つの燃焼器 ($\phi 10 \text{ mm}$, 燃焼室体積 0.067 cm^3) について MIT 提案の設計条件を満たすことに成功している⁽¹⁾。また, このような極超小型燃焼器の熱特性および UMGT の熱力学サイクルに与える影響を検討してきた^(2,3)。

水素は燃料貯蔵技術が十分に確立しておらず, モバイル機器用の燃料としては即実現の困難な将来の燃料である。このことから貯蔵性・利用の簡便性に優れる炭化水素燃料の利用に関心が寄せられている。しかしながら, これらの燃料は水素に比べ燃焼速度・可燃限界・消炎距離といった燃焼反応性が乏しく, その適用には難題が山積みである。例として, MIT が研究している触媒燃焼器⁽⁴⁾や, Vortex flow 燃焼器⁽⁵⁾ (0.124 cm^3) で燃料にエタン・プロパンを用いた燃焼実験が行われているが, その燃焼効率は 90% を割り込んでいる。著者らは UMGT に適した炭化水素燃料およびその燃焼方式について検討し, プロパンを燃料とした $\phi 20$ Flat-flame 型燃焼器で燃焼実験を行った^(2,6)。この燃焼器は 95% 以上の燃焼効率と良好な火炎安定性を示したが, その燃焼室直径は 18.5 mm, 容積

0.921 cm^3 と, 水素燃焼器に比べると十数倍大きな容積であり, UMGT 用燃焼器としては更なる小型化が要求される。

そこで, プロパンを燃料とした微小空間での燃焼を補う一つの方法として, 触媒燃焼を考えた。その中でも, 触媒の耐熱温度まで触媒燃焼を行ったのち気相燃焼に移行させるハイブリッド燃焼⁽⁷⁾に注目した。つまり, Flat-flame 燃焼方式においては, 燃焼室内の火炎からの熱輸送によって常時加熱されているインジェクターに触媒を担持することで, インジェクターを通過する燃料予混合気の一部触媒反応させ, 残りを燃焼器内で気相反応させるようにするものである。これによって, 単純な気相燃焼に比べてより低温でも燃焼しやすくなることが期待でき, 消炎距離の克服や希薄燃焼の達成が可能となることを意図した。

そこで本研究では, プロパンを燃料とした UMGT 用燃焼器の小型化に向けて

①詳細な燃焼特性の把握

②触媒の有用性の確認

③小型化限界容積の検討

を試み, UMGT 用プロパン燃料燃焼器の成立可能性を検討した。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

実験に用いた $\phi 20$ Flat-Flame 型燃焼器の概略図を Fig.1 に示す。 $\phi 20$ Flat-Flame 型燃焼器は出力 60W を想定し, 設計空気流量は 0.14g/s, 当量比 $\phi=0.5$ である。燃料にはプロパンを用いた。燃焼室は石英管とセンターシャフトに囲まれた内径 7mm, 外径 18.5mm の中空の空間である。燃焼室

高さは2, 4mmのいずれかに調整でき, このときの燃焼室体積はそれぞれ0.461, 0.921cm³となる。スリット高さは燃焼室高さ2mmのとき0.5mm, 4mmのとき1.0mmにした。燃焼器上流で予混合されたプロパンと空気は焼結金属を通過し, その表面上に平面火炎を形成する。排気ガスは半径方向外側にスリットから排出される。ノズルとなる上部のふたは, MICROSIL (MS) 断熱材製 (Zircar社製) ($\lambda=0.03\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ at 600K)を用いた。多孔質板保炎器 (インジェクター) として用いた焼結金属は, 厚さ1mmのアルミナ多孔質セラミックス板 FA60 (平均粒径260 μm , 多孔率29%, 圧損0.11%), もしくは FA100 (平均粒径130 μm , 多孔率30%, 圧損1.1%)である。

触媒担体にはインジェクターであるアルミナ多孔質セラミックス板のうち, 粒径が大きく燃焼室からの熱移動が大きいFA60を選び, 触媒には活性な燃焼触媒材料である白金を採用した。触媒担持法は, 村田らの方法⁽⁸⁾を参考にした。

前処理として, インジェクターをArガス雰囲気中で473Kに加熱し21時間処理した。次に, アンモニア水でpH11.4に調節した塩化白金酸水溶液中にインジェクターを含浸して353Kに加熱し, 水和処理と同時に触媒となる白金を担持した。処理時間は6時間とした。担持処理後のインジェクターは塩化カリウム水溶液(0.3%)に20分含浸した後十分に水洗し, 風乾後, 623Kで1時間焼成し白金担持インジェクターとした。

塩化白金酸水溶液中の白金質量濃度を0.44, 1.04, 2.01[wt%]の3種類用いて, それらに含浸させた3個の白金担持インジェクターを製作した。濃度の低いものから順にインジェクターA, B, Cとした。白金担持インジェクターA, B, Cのいずれも触媒担持前後で外観に変化はなく, 質量の変化は確認されなかった。

2.2 実験方法

実験は大気圧・大気温度の条件下で行った。本実験では火炎形状を観察し, 火炎安定限界, 燃焼室出口における燃焼ガス温度と排気ガス組成を計測した。温度測定には極細K熱電対(素線径0.25mm)を用いた。先端径0.2mmの石英プローブを用いて燃焼室出口における排気ガスを採集し, CO, O₂, CO₂濃度計(testo 325XL)で計測したCO, O₂濃度から燃焼効率を求めた。

3. 実験結果および考察

—触媒有無による燃焼特性の比較—

3.1 火炎形状

Fig.2に, 燃焼室高さ4mm, スリット高さ1mmの $\phi 20$ Flat-Flame型燃焼器内に形成された火炎の

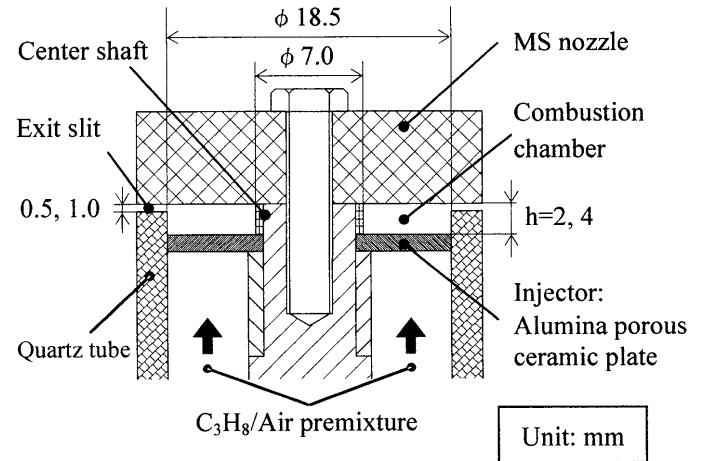


Fig.1 $\phi 20$ Flat-flame 型燃焼器概略図

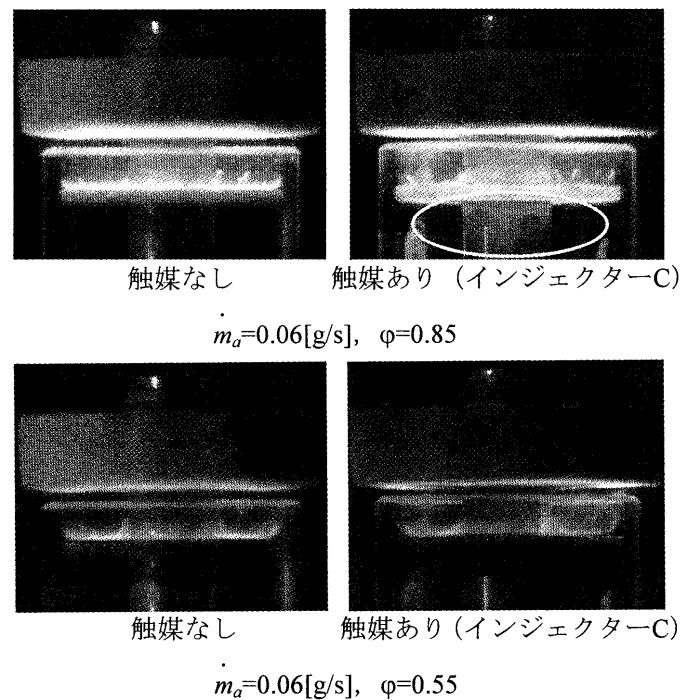


Fig.2 $\phi 20$ Flat-Flame 型燃焼器

高さ4mm, 容積 $V_c=0.921\text{cm}^3$

燃焼室内に形成された火炎の様子

(直接写真, 露光時間1/8秒)

直接写真を示す。これらの火炎は非常に安定に形成されていた。触媒なしの火炎を見ると, 火炎基部全体がインジェクターの出口に付着し火炎形状も燃焼室内で均一であった。触媒担持インジェクターを用いると, 火炎形状は触媒を担持していないものときほど変わらなかったが, $\phi=0.85$ の場合はインジェクターが強く赤熱したことから, 火炎からの熱輸送で触媒反応が活性化したことが確認できた。写真で円く囲った部分から, インジェクターの赤熱によりセンターシャフトが明るく照らされている様子がわかる。インジェクターをA, Bに変えてもそれらは赤熱したが, 触媒調整の際

に用いた塩化白金酸水溶液の白金濃度の高いインジェクターほど強く赤熱した。φ=0.55 では Fig.2 に示すようにインジェクターはほとんど赤熱しなかった。このことは、当量比を低くするとインジェクターの表面温度が触媒の活性温度まで上がらないことを示唆している。

3.2 火炎安定限界

Fig.3 に火炎安定限界を示す。どのインジェクターを用いても、 $\dot{m}_a=0.05\text{g/s}$ 付近で安定限界は最も低い当量比を示し、 \dot{m}_a の減少に伴い急に上昇し、 \dot{m}_a の増加に伴い緩やかに上昇した。設計点 ($\dot{m}_a=0.14\text{g/s}$, φ=0.50) は満たしていない。触媒を担持したインジェクターは、触媒なしのものと比較して火炎安定限界が若干狭くなっている。触媒があるインジェクターを用いると、触媒燃焼による温度上昇は気相での燃焼速度を増加させるが、触媒燃焼による $\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$ 濃度増加は逆に、気相で燃焼する予混合気の当量比や燃焼速度を低下させる可能性がある。安定限界付近の当量比では触媒燃焼による十分な温度上昇が得られなかったためにかえって安定限界が狭くなったと考えられる。また、含浸時の白金濃度を高くしたインジェクターほど安定限界は広がった。このことは、触媒担持量が多いほど温度が上昇し、当量比を低くしても気相での燃焼速度が増加することを示唆している。

3.3 触媒活性領域

触媒が活性すると、触媒表面の温度は高くなるので、インジェクターの赤熱の様子から触媒の活発な活性領域を判断した。Fig.4 に触媒活性領域を示す。触媒活性領域は火炎安定領域と比較すると狭くなっている。しかし、触媒担持量が多いインジェクター程、広い触媒活性領域を示した。このことは、含浸時の白金濃度を高くしたインジェクターほど安定限界は広がったことに対応している。

3.4 燃焼効率

Fig.5 に、空気流量 $\dot{m}_a=0.06\text{g/s}$ における燃焼効率 η_b を示す。どのインジェクターを用いても、当量比 0.5~0.7 の範囲で燃焼効率はほぼ 100% に達することがわかった。しかし、当量比を上げると燃焼負荷率が増大して反応時間が短くなるため⁽¹⁾燃焼器内では反応が完了せず、かえって燃焼効率が減少してしまうことがわかった。対策としては、燃焼室出口側にも触媒を設置し燃焼を促進することがあげられる。担持量の最も多いインジェクターCを用いた場合、触媒なしに比べて燃焼効率はわずかに向上した。

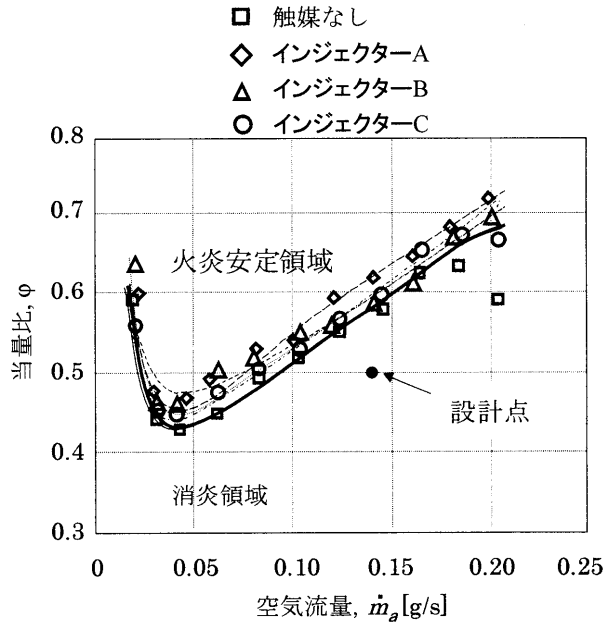


Fig.3 燃焼室高さ 4 mm
φ 20Flat-Flame 型燃焼器 火炎安定限界

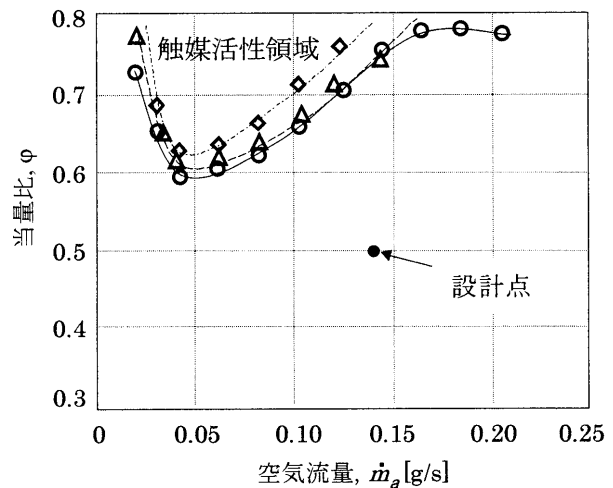


Fig.4 燃焼室高さ 4 mm
φ 20Flat-Flame 型燃焼器 触媒活性限界

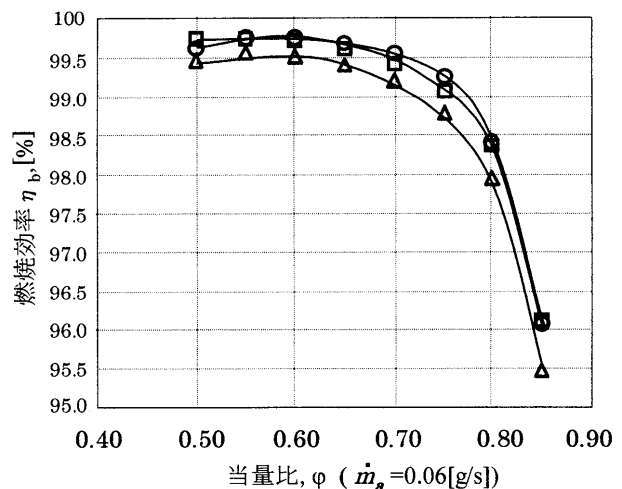


Fig.5 燃焼室高さ 4 mm
φ 20Flat-Flame 型燃焼器 燃焼効率

燃焼室高さ $h=4\text{mm}$ 、燃焼室容積 $V_c=0.921\text{cm}^3$ の $\phi 20$ Flat-flame 型燃焼器ではプロパンは安定に燃焼できた。 $h=4\text{mm}$ 以下の高さについても 0.5mm おきに火炎を形成させたところ、 $h=1.5\text{mm}$ では火炎が安定に形成されなかったため、安定な火炎を形成できる最小の燃焼室高さである $h=2.0\text{mm}$ 、燃焼室容積 $V_c=0.461\text{cm}^3$ で燃焼実験を行い、 $V_c=0.921\text{cm}^3$ のものと実験結果の違いを比較した。

容積の比較において触媒は担持していないため、インジェクターには FA100 を用いた。

3.5 火炎形状

Fig.5 に $V_c=0.461\text{cm}^3$ の火炎写真を示す。火炎は安定に形成され、燃焼室内に収まっていた。 $V_c=0.921\text{cm}^3$ の火炎写真と比較すると、火炎が燃焼室内全域で形成されていることがわかった。

3.6 容積の違いによる火炎安定限界の比較

Fig.5 に、容積の違いによる火炎安定限界の比較を示す。 $V_c=0.461\text{cm}^3$ の燃焼器では MS ノズルの脆弱性により、ノズル出口流速を増やすとノズルの端が欠け燃焼室の形状が変化してしまうため、最大空気流量を制限した。燃焼室容積が狭くなることで、 $V_c=0.461\text{cm}^3$ では発熱量に対する熱損失の割合が大きくなるが、設計点での燃焼負荷率を計算すると $4538\text{MW}/(\text{MPa}\cdot\text{m}^3)$ と高い値になる。この値は、本研究室で現在研究している 200W 級のプロパン燃料燃焼器⁽⁹⁾の燃焼負荷率の約 11 倍である。高負荷燃焼が達成できたために、熱損失割合がさほど大きくなり(1)安定限界はわずかな違いにとどまった。火炎安定限界の空気流量に対する変化の傾向に容積による違いはなかった。

3.7 燃焼効率

燃焼室容積 $V_c=0.461\text{cm}^3$ 、当量比 0.60 で空気流量 \dot{m}_a を変化させたときの燃焼効率を Table 1 に示す。 $\dot{m}_a=0.06\text{g/s}$ で 99.5% 以上の燃焼効率を示した $V_c=0.921\text{cm}^3$ の場合と比較すると燃焼効率は若干悪くなったものの、 $V_c=0.461\text{cm}^3$ でも 99% の高い燃焼効率で燃焼した。 $\dot{m}_a=0.04, 0.08\text{g/s}$ でもほぼ同じ燃焼効率を示したことから、燃焼室容積 $V_c=0.461\text{cm}^3$ で完全燃焼を達成できることがわかった。

Table 1 燃焼室高さ $h=2.0$ 、容積 $V_c=0.461\text{cm}^3$ 当量比 0.60 の燃焼効率

空気流量 \dot{m}_a [g/s]	燃焼効率 η_b [%]
0.04	98.55
0.06	99.01
0.08	98.77

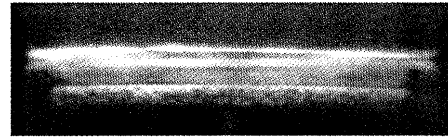


Fig.5 燃焼室高さ $h=2.0$ 、容積 $V_c=0.461\text{cm}^3$

$$\dot{m}_a=0.06[\text{g/s}], \phi=0.55$$

燃焼室内に形成された火炎の様子
(直接写真、露光時間 1/1.6 秒)

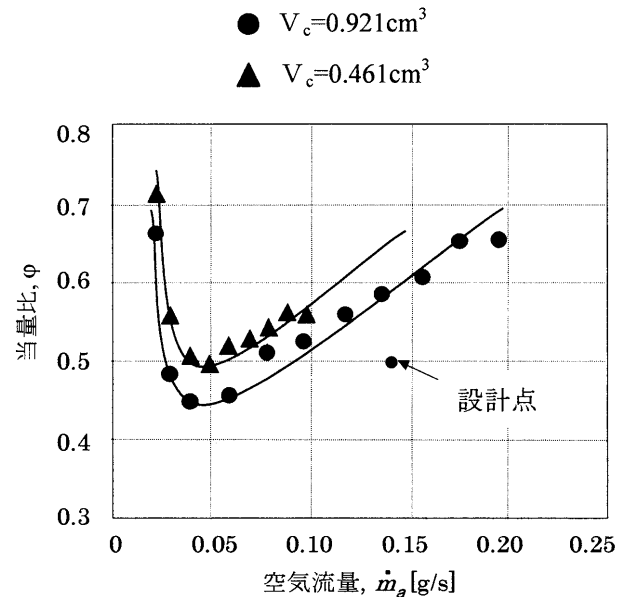


Fig.6 容積の違いによる火炎安定限界の比較

4. まとめ

プロパンを燃料とした UMGT 用超小型燃焼器の成立可能性に関連して、触媒の有用性や燃焼室容積を検討した結果、以下の知見を得た。

- 触媒として白金を担持したインジェクターを用いれば、触媒燃焼が起こすことができる
- 触媒担持インジェクターを用いても安定限界付近の低い当量比では触媒反応による十分な温度上昇が得られず、安定限界は逆に狭くなった
- 気相燃焼のみの場合に燃焼室高さ $h=2.0\text{mm}$ 、容積 $V_c=0.461\text{cm}^3$ の燃焼器を用いても火炎を安定に形成し、かつ完全燃焼を達成できる

Flat-flame 燃焼方式を用いれば、プロパン燃料燃焼器は 0.461cm^3 までの燃焼室容積で基本的には成立可能である。さらなる小型・高燃焼効率の燃焼器にするためには触媒の担持量増加、触媒種類の検討、触媒反応位置の確立をはかる必要がある。

なお，本研究は科研費・基盤研究（B）（No.19360383），科学技術振興機構（平成 19 年度「シーズ発掘試験 No.04-069」）および首都大学東京の平成 19 年度傾斜的研究費（特定）の助成を受けた．ここに記して謝意を表す．

参考文献

- (1) Yuasa, S., et al., “Specified Problems and Development of Prototypes of Ultra-micro Combustor,” 17th ISABE 2005-1272 (2005).
- (2) Yuasa, S., et al., “Issues for Developing Ultra-Micro Combustors for UMG: Heat Loss, Combustion Method and Fuel,” 18th ISABE-2007-1167(2007)
- (3) 押味 加奈, 湯浅 三郎, “Ultra Micro Gas Turbine 要素間の熱移動がガスタービン性能に及ぼす影響,” 日本ガスタービン学会誌, Vol. 31, No. 5, 2003, pp.52-57
- (4) Spadaccini, C. M. et al., “Development of a Catalytic Silicon Micro-Combustor for Hydrocarbon- Fueled Power MEMS,” Proceedings of 15th IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, 2002, pp. 228-231.
- (5) Wu, M-h. et al., “Combustion in Meso-scale Vortex Chambers,” Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31, 2007, pp. 3235-3242
- (6) Sakurai, T., et al., “Concept and Experiment of a Propane-fueled Flat-Flame Ultra-Micro Combustor for UMG,” Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007, to be presented.
- (7) 諸岡 良彦, 御園 生誠, 小野 嘉夫, 『触媒の辞典』, 朝倉書店, 2000
- (8) 村田 究, 亀山 秀雄, “触媒材料としての陽極酸化アルミナ層の調製,” 表面技術, Vol.47 No.2 1996, pp.173-177
- (9) Yuasa, S., et. al., “Effects of Secondary Premixture-injection on Combustion Characteristics of a Lean Premixed Propane Combustor for 200W-class gas turbines,” IGTC 2007 (2007), to be presented.

超小型ガスタービン用アニューラ型燃焼器内の プロパンの燃焼特性

*桜井 毅司 (首都大), 湯浅 三郎 (首都大)

Combustion characteristics of Propane in an Annular-Type Combustor for a Micro Gas Turbine

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

ABSTRACT

A propane-fueled annular-type combustor with an orifice in the chamber was developed for a several hundreds W-class micro gas turbines. The combustion characteristic of the primary zone in the combustion chamber was investigated varying the orifice ratios that affected the flame shape. The combustion reaction was completed in the primary zone and the NO_x concentrations were quite low of around 20 ppm at the 16% residual oxygen condition in each orifice ratios. The dilution air was introduced at 6 mm downstream from the orifice. Since the dilution air disturbed the primary zone structure, the NO_x concentrations did not lowered.

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

1. はじめに

携帯電子機器や自立型ロボットにおいて、その大きさに比して大電力を必要とする機器の場合には、現在使用されているリチウムイオン等の二次電池や研究開発中の燃料電池に比べ、高エネルギー密度・高出力密度を有する超小型ガスタービンが電源として有望視され、その研究開発が進展している^(1,2)。

著者らは、超小型ガスタービン用の燃料として携帯性に優れインフラや貯蔵技術の確立しているプロパンを用いた高負荷・高燃焼効率・低 NO_x な超小型燃焼器の研究開発に取り組んでいる⁽³⁻⁶⁾。

本研究では、前報⁽⁴⁾に引き続き出力数百 W 級のアニューラ型超小型プロパン燃焼器の燃焼特性を報告する。本燃焼器はなるべく簡潔な構造とすることを重視し、燃焼方式には希薄予混合燃焼方式を採用した。詳細な燃焼器の設計コンセプトは前報において述べられているので、そちらを参照されたい。前報では、設計コンセプトの有用性を調べるために、一次燃焼領域におけるプロパン火炎の基礎燃焼特性を調べた。燃焼器は良好な火炎安定性・高燃焼効率を示したが、燃焼ガス温度や排出ガスの NO_x 濃度は調べられていない。また、この燃焼器では燃焼ガスの出口温度を調節するために希釈空気の導入を計画しているが、希釈孔の配置、および燃焼特性に与える影響を明らかにすることも燃焼器の完成に向けて必要な課題である。

そこで本研究では、希釈空気を供給しない場合、すなわち一次燃焼領域のみの場合について試験燃焼器出口における燃焼ガス温度および排出ガス成分を調べた。さらに、希釈空気を供給した場合について同様の計測を行い、希釈空気が燃焼ガス温度および排出ガス濃度

に与える影響を調べた。

2. 実験装置および方法

実験に用いた試験燃焼器の概略図を図 1 に示す。燃焼器上流部に設置した 4 つの空気孔 (一次燃焼空気) および燃料インジェクタから、プロパン/一次空気を接続方向に供給し、燃焼器内に再循環領域を形成させる。上流部においてプロパン/空気を予混合すること、および壁側に保炎のための再循環領域を形成することを意図して、燃焼器に絞り部を設置した。絞りの大きさは、絞り比 (1 - (絞り部断面積 / 上流側断面積) で定義) の異なる 3 通りの絞り板 (絞り比 0, 0.19, 0.36) を付け替えることによって変更することができる。前報⁽⁴⁾の試験燃焼器との変更点は、燃料インジェクタの設置部をよりコンパクトにするために上流部の直径を 55mm から 40mm へと縮小した点である。両者の区別をするために前報の試験燃焼器を φ55 燃焼器、今回のものを φ40 燃焼器と呼ぶことにする。燃焼器の出口には、旋回流に伴う燃焼器内への外部空気の流入を防ぐため、出口面積を絞るノズル (絞り面積比 : 0.5) を取り付けた。

希釈空気筒を設置した場合の燃焼器概略図を図 2 に示す。希釈空気孔は φ2.0 であり、円周上に 12 個、絞り部より高さ 6mm に配置した。希釈孔の位置を決めるにあたり低 NO_x 化を念頭に置き、燃焼後の高温領域をすばやく希釈し NO_x 生成反応を停止させることに留意した。

実験はすべて常温・大気圧下で行った。一次燃焼領域の設計点は、常温・大気圧条件において当量比 0.70・定格流量 1.90g/s である。

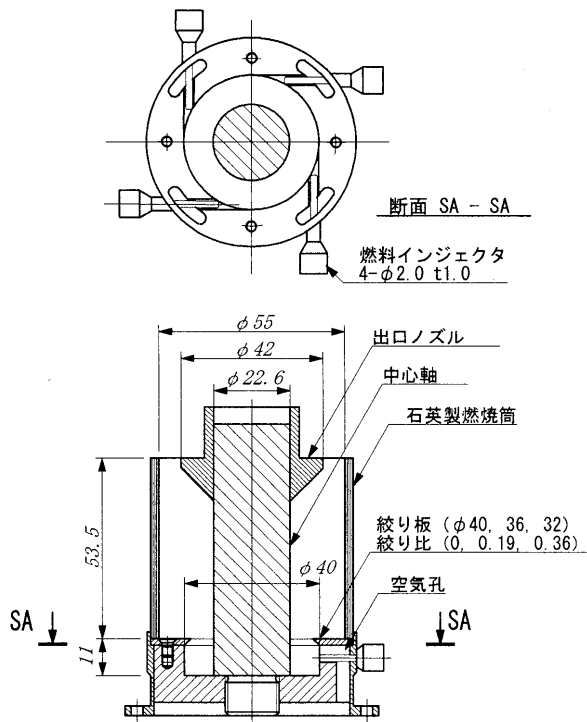


図1 試験燃焼器概略図
(一次燃焼空気のみ供給の場合)

本報では既報⁽⁵⁾の燃焼条件と比較するために、一次燃焼空気流量を 1.38g/s とした。また、当量比は火炎形状の変化が明確である 0.74 および 0.89 に着目した。希積空気の流量は、一次燃焼空気と同量である 1.38g/s で一定とした。燃焼ガス温度および排出ガス成分の測定は、燃焼器出口より高さ方向に 2mm 内側に挿入した熱電対またはガスサンプリングプローブにより、周方向の 8 等分位置において行った。熱電対には、酸化ケイ素で被覆した素線径 0.2mm の R 型熱電対と、同じく素線径 0.2mm の K 型熱電対を燃焼ガスの温度に応じて使用した。ガスサンプリングプローブには、微細オリフィスを有する石英ガラスプローブを用いた。燃焼ガスはプローブによる採取後、水分を除去した後に、

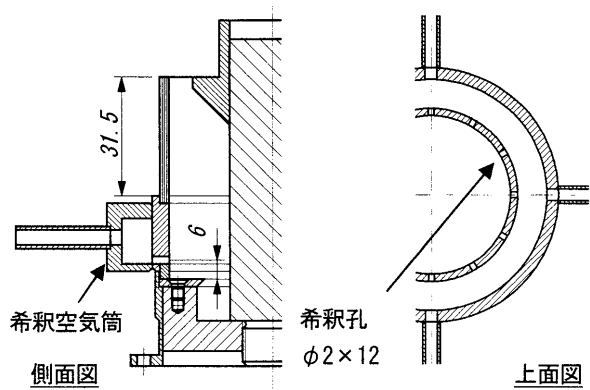


図2 希積空気孔付き試験燃焼器の概略図

CO 濃度計 (定電位電解法) および NO_x 濃度計 (化学発光法) でそれぞれ計測した。

3. 実験結果および考察

3.1 一次燃焼領域の燃焼特性

火炎安定限界

本研究で使用した $\phi 40$ 燃焼器は、コンパクト化を意図して $\phi 55$ 燃焼器に比べて上流部の断面積を縮小した。その結果、当量比に対するプロパン火炎の形状が前報⁽⁴⁾と異なる結果を示した。図3にそれぞれの絞り比における火炎安定限界を示す。この結果は、所定の空気流量において当量比が高い条件で着火し、火炎を形成した後、徐々に燃料流量を絞っていったときに観察される火炎形状の遷移および吹き消えの限界を示したものである。白丸は一次燃焼領域の設計点である。

絞り比 0 の場合、当量比の高い条件では、絞り板の下流に主たる反応帯をもつ火炎が形成された (以降、絞り部下流火炎と呼ぶ)。この状態から燃料を絞っていくと、ある当量比で火炎形状が遷移し、絞り板の上流部に主たる反応帯をもつ火炎が形成された (以降、絞り部上流火炎と呼ぶ)。さらに燃料を絞ると吹き消えにいたる。このときの吹き消えはプロパン/空気の可燃下限界 0.51 よりも低い値であり、燃料の予混合は部

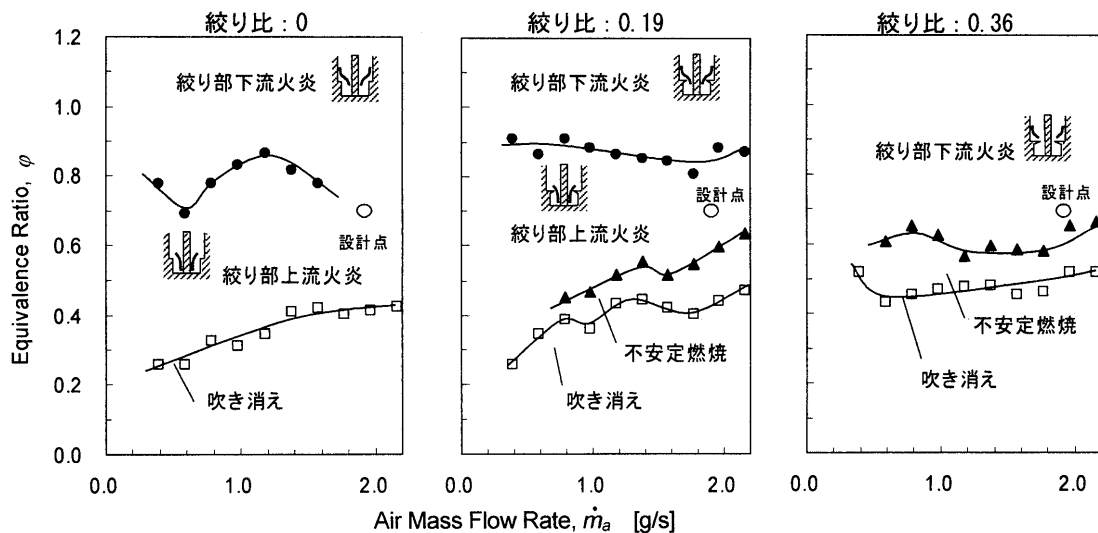


図3 火炎安定限界 (一次燃焼空気のみの場合)

当量比	0.89			0.74		
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
絞り比	0	0.19	0.36	0	0.19	0.36
側面						
斜め						
上方						

図4 代表的な火炎形状 (一次燃焼空気流量 : 1.38g/s)

分的にしか行われていないことがわかる。空気流量が増加すると、吹き消え限界の当量比は高くなり、火炎安定性が悪くなっている。空気流量 1.6g/s 以上では、反応帯が絞り部の上流から下流にかけて伸びるようになり、絞り部上流火炎と下流火炎の区別は明確ではなくなった。

絞り比 0.19 の場合、当量比を高い条件から下げていくにつれて、絞り部下流火炎から上流火炎への遷移に加えて、吹き消えの直前に不安定燃焼が観察された。この状態では、燃焼器の中心軸まわりに管状の火炎が形成され、発光は弱く燃焼反応がわずかしか進行していないことが推測された。その証拠に未燃臭の発生が顕著であった。

絞り比 0.36 の場合、絞り部下流火炎が広い範囲で観察された。不安定燃焼の状態では、絞り比 0.19 の場合と同様に管状の火炎が形成され未燃臭が強かった。吹き消え限界はプロパン/空気の可燃下限界付近で生じており、絞りの上流部における予混合が十分に行われていることを示唆している。

φ55 燃焼器から φ40 燃焼器に形状変更したことにより、絞り比 0 と 0.19 の場合に、絞り部上流火炎と下流火炎の形成に対する当量比の傾向が正反対となった。φ55 燃焼器の場合には、高当量比において絞り部上流火炎、低当量比において絞り部下流火炎が形成された⁴⁾。この違いは絞りの上流部における燃料の混合性が影響していると考えられる。

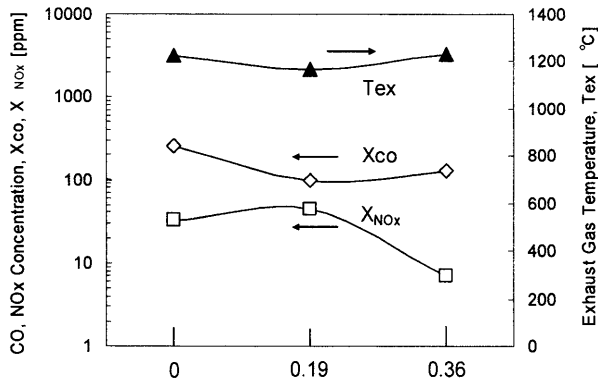
火炎形状

図4に代表的な当量比・絞り比における火炎形状を示す。上方から見た写真は、絞りの上流部を観察しやすくするために出口ノズルを外して撮影した。このとき火炎形状は出口ノズルの有無によってもほとんど変

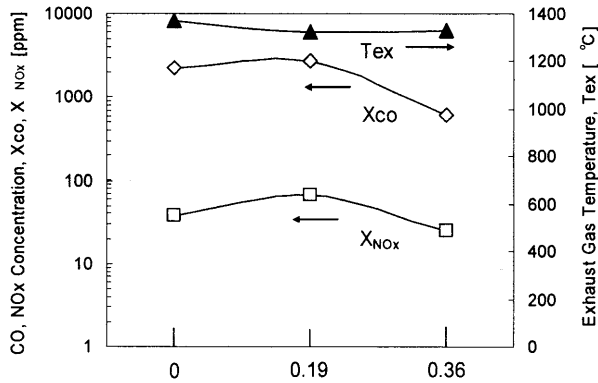
化しなかった。当量比 0.89 の場合、図4 (a)、(b)、(c) に示されるように絞り板の下流において強い発光が見られ、絞り部下流火炎が形成されている。この火炎は、絞り板後流と壁側との間に形成される再循環領域によって保炎されていると考えられる。当量比 0.74 の場合、絞り比 0 と 0.19 では絞り板の上流部において強い発光が見られ、絞り部上流火炎が形成されている。絞り比 0.36 の条件では、火炎形状の遷移は起こらず絞り部下流火炎のままである。

それぞれの絞り比について当量比に対する火炎形状の違いを、図3の火炎安定限界と照らし合わせて考察する。絞り比 0 と 0.19 の場合、火炎の吹き消えはプロパン/空気予混合気の可燃下限界よりも小さい当量比で生じている。また、図4 (d)、(e) の上方から見た写真において、絞り部上流における火炎は4つの筋状領域に沿った強い発光の分布があり、全体当量比は希薄でもそこでは緑濃色をした燃料過濃状態となっていることがわかる。この部分の燃焼速度が速くなることで、絞り部上流における保炎が可能になったと考えられる。一方、絞り比 0.36 の場合、吹き消えはほぼ可燃下限界付近で生じており、火炎形状も燃焼室全体にわたって均一であることから、プロパン/空気は上流部において十分に予混合されて希薄予混合燃焼が達成できていると考えられる。

燃焼器にとって望ましいと考えられる火炎形状について検討すると、一つは絞り比 0.19 の絞り部上流火炎 (図4 (e)) である。この火炎は熱的焼損を燃焼器に与えず、かつ反応が十分に完結するならば、火炎長さが最も短く燃焼器のコンパクト化を期待できる。もう一つは絞り比 0.36 に形成される絞り部下流火炎 (例えば、図4 (f)) であり、この火炎は斜めおよび上方の写真から明らかなように燃焼器周方向の火炎の分布が



(a) φ=0.74



(a) φ=0.89

図5 燃焼器出口における燃焼ガス温度および排ガス濃度 (一次燃焼空気: 1.38g/s)

均一である。しかし、最終的な判断は、後述の NOx 性能と総合して行う必要がある。

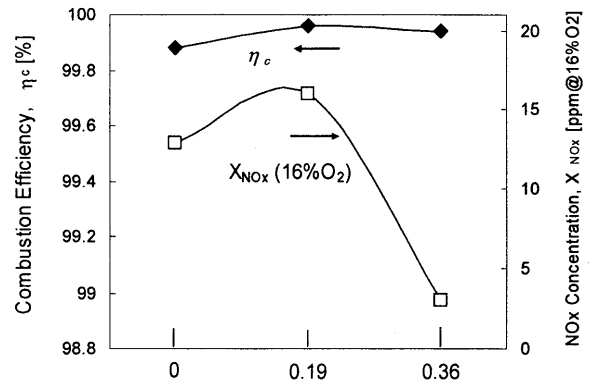
燃焼器出口における燃焼ガス温度および排出ガス濃度

図5に燃焼器出口の周方向8等分位置で計測した燃焼ガス温度と排出ガス濃度 (CO、NOx) の平均値を示す。周方向分布はいずれの絞り比においてもほぼ同様であり、少なくとも燃焼器出口ではプロパン/一次燃焼空気孔との位置の相関はみられなかった。これは流れが旋回流であることと、計測位置が一次燃焼領域よりも十分下流であるためと考えられる。この結果をもとに、燃焼ガス中に含まれる CO 成分のみを考慮し、次式により燃焼効率を求めた。

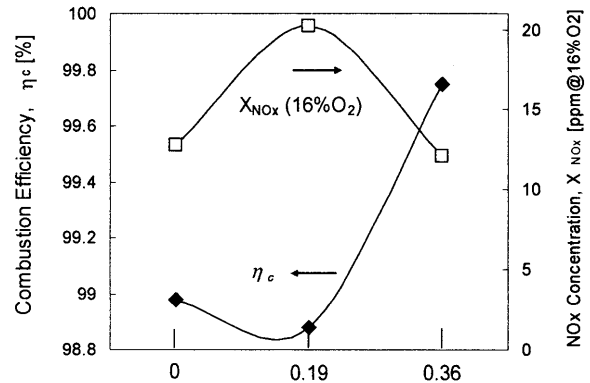
$$\eta_c = \left(1 - \frac{(m_a + m_f) X_{co} \Delta H_{co} M_{co}}{m_f \Delta H_f M_b} \right) \times 100 \quad [\%] \quad (1)$$

ここで、 m_i : 質量流量、 ΔH_i : 発熱量、 M_i : 分子量、 X_i : 燃焼ガス中のモル分率、 a : 空気、 f : 燃料、 co : CO 成分、 b : 燃焼ガス、をそれぞれ表す。燃焼ガス中の CO 濃度 X_{co} は、燃焼器出口における体積流量分布が等しいと仮定して、実測した濃度の平均値を用いた。

計算した燃焼効率を 16%O₂ 換算した NOx 値とともに図6に示す。図6(a)、(b)のいずれの条件下でも、燃焼効率 99.5%以上の高燃焼効率を達成できている。このことから、本燃焼器においては一次燃焼領域で反応



(a) φ=0.74



(a) φ=0.89

図6 燃焼効率および NOx 濃度 (一次燃焼空気: 1.38g/s)

がほぼ完結していることが分かる。NOx 濃度は実測値で当量比 0.74 の場合 50ppm 以下、当量比 0.89 の場合 70ppm 以下であり、16%O₂ 濃度に換算した NOx は、いずれも 20ppm 以下の低 NOx 状態を達成している。絞り比 0.36 の場合、高燃焼効率を維持したまま、極めて低 NOx な燃焼状態を達成できている。これは図4(c)、(f)の斜めおよび上方から見た写真で示されるように、燃焼室全体にわたって希薄予混合燃焼が行われているためである。

一次燃焼領域の燃焼特性を総括すると、本実験で使用したいずれの絞り比の場合にも良好な火炎安定性・高燃焼効率・低 NOx が達成可能であることが分かる。中でも絞り比 0.36 の場合に、極めて低い NOx レベルを達成できることが明らかとなった。

3.2 希釈空気を供給した場合の燃焼特性

燃焼器出口温度の調節および排出ガス濃度の希釈を目的に、希釈空気を供給した場合の燃焼特性を調べた。NOx 低減を第一に高温燃焼ガスの滞在時間をできるだけ短くするために、希釈孔位置は絞り板の下流 6mm とした。

火炎形状・火炎安定限界

希釈空気を供給した場合の燃焼室内の様子を図7に示す。写真の下部は図2に示すように高さ 20mm ほど

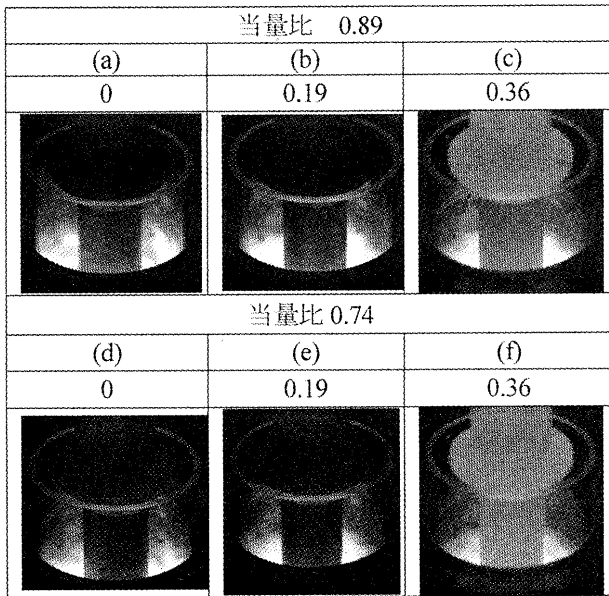


図7 代表的な火炎形状
(一次燃焼空気：1.38g/s、希積空気：1.38g/s)

の希積空気筒であり、上部に高さ 31.5mm の石英筒がある。当量比 0.89 および 0.74 において、いずれの絞り比の場合も希積空気による燃焼ガス温度の低下により、火炎の長さは希積空気筒の高さ位置付近まで短くなっている。絞り比 0 と 0.19 の場合には、一次燃焼領域の場合と比較して本質的な火炎形状の変化は見られなかった。火炎安定限界は、図3 に比べ絞り部下流火炎の形成範囲が高当量比側に広がるものの、吹き消え限界に変化はなく、全体的な傾向に大きな違いは見られなかったことから、ここでは割愛した。

一方、絞り比 0.36 の場合には、図7 (c)、(f) において中心軸の明るさが図4 (c)、(f) に比べて増している。これは燃焼室の壁側から希積空気を噴出しているために、絞り部後流の壁側に形成される再循環領域が縮小され、火炎が中心軸に近づくとともに、燃焼ガスが旋回流による中心軸まわりの再循環領域に沿って流れ、中心軸への伝熱量が増加したためと考えられる。希積空気を供給した場合の絞り比 0.36 における火炎安定限界を図8 に示す。縦軸・横軸は図3 (c) との比較のため、一次燃焼領域の値を示す。図中破線は一次燃焼空気のみ供給した場合の結果である。空気流量が増加するにつれて吹き消え限界は急激に増加している。一次燃焼空気のみを供給した場合との顕著な違いは、絞り部下流火炎から絞り部上流火炎への遷移が生じたことである。これは前述した希積空気の噴出に伴う流れ場の変化によるものと考えられる。

燃焼器出口における燃焼ガス温度および排出ガス成分

希積空気を供給した場合の燃焼器出口における燃焼ガス温度および排出ガス濃度を図9 に、燃焼効率を図10 に示す。いずれの当量比においても、燃焼ガス温度は希積空気を供給することで大きく低下し、破線に示

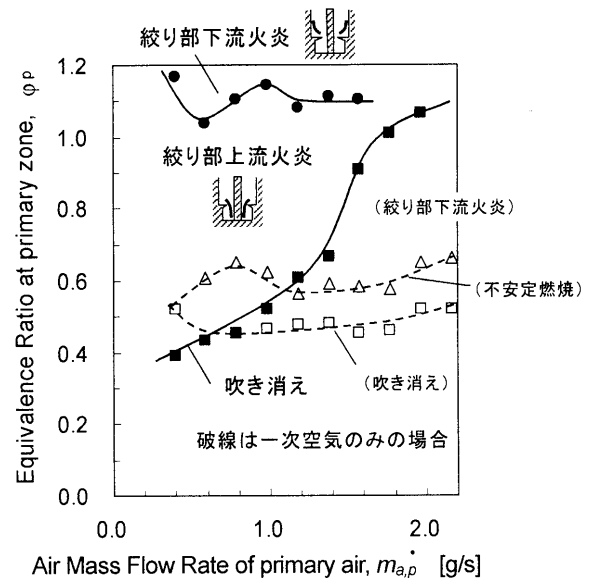


図8 火炎安定限界 (絞り比 0.36)
(希積空気流量は一次空気流量と同一)

す平衡計算で求めた燃焼ガス温度に近づいている。また、絞り比に対する燃焼ガス温度の変化は小さい。図9 (a) において、CO 濃度はどの絞り比の場合も一次燃焼領域のみの結果 (図5 (a)) に比べ排出値が増加している。これは一次燃焼領域において反応が完結する以前に希積が行われ、火炎温度が低下し CO 成分が増加したものと考えられる。よって、当量比 0.74 において絞り比 0 と 0.19 は、NOx 排出量が一次燃焼のみの場合に比べて低下しているものの、同時に図10 (a) に示す燃焼効率は低下しており、希積空気を供給することで燃焼特性は悪くなっている。絞り比 0.36 の場合には燃焼効率と NOx が両方とも悪化した。

当量比 0.89 の場合には、図9 (b) における CO 濃度は一次燃焼領域のみの結果 (図5 (b)) に比べて排出値が低下している。この場合、希積空気は燃焼ガス温度の希積ばかりでなく、一次燃焼で完結していない反応の促進にも寄与していると考えられる。このため図10 (b) に示す燃焼効率は一次燃焼領域のみの場合 (図6 (b)) よりも増加している。しかしながら、NOx の排出レベルは一次燃焼の場合と殆ど変わらず、低 NOx 化に対する寄与は小さい。

以上の点から、希積孔の位置は、燃焼ガス的高温領域をなるべく早く希積し低 NOx 化を目指すという当初の目論見に反して、当量比が小さい場合には反応が十分進行する前に火炎温度を低下させ、反応を妨げてしまい、また当量比が大きい場合には希積効果が十分ではないなど、絞り比によらず燃焼特性を損なう結果となった。この結果を受けて、火炎との干渉がより小さくなるように希積孔を絞り部よりさらに下流に設置し、燃焼特性を調べる必要がある。

4. まとめ

本研究では超小型アンユラー型プロパン燃焼器の開発に向けて、一次燃焼領域の燃焼特性および希積空気

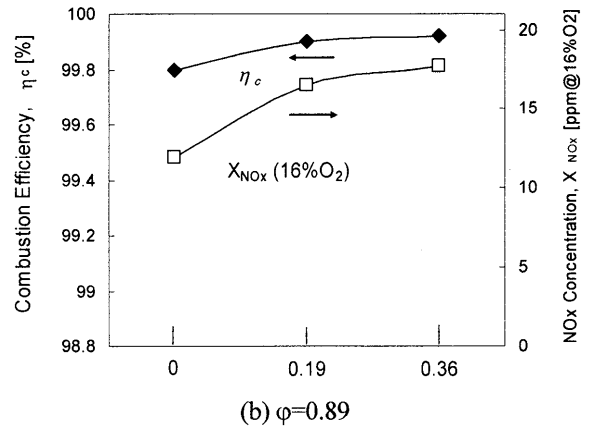
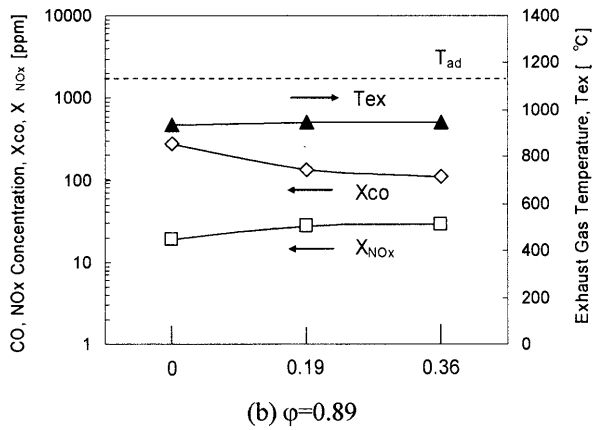
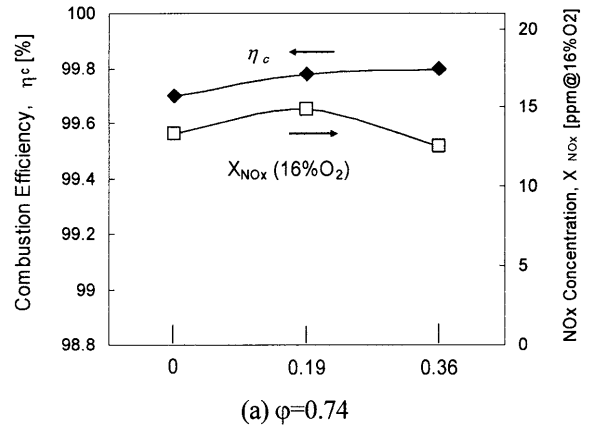
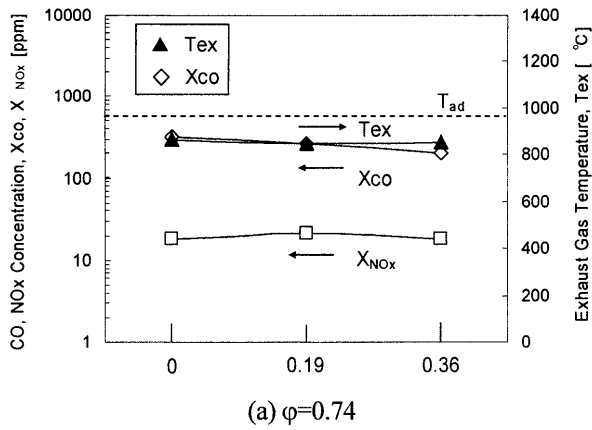


図9 燃焼器出口における燃焼ガス温度および排ガス濃度 (一次燃焼空気: 1.38g/s、希釈空気: 1.38g/s)

図10 燃焼効率およびNOx濃度 (一次燃焼空気: 1.38g/s、希釈空気: 1.38g/s)

を加えた場合の影響を調べた。得られた知見は、以下の通りである。

- * 燃焼室内の絞り比を変えることによって、絞り比 0.19 の場合に火炎長さの小さい絞り部上流火炎が、また絞り比 0.36 の場合には燃焼室内に均一な希薄予混合火炎を形成できる絞り部下流火炎が形成された。
- * いずれの絞り比においても、一次燃焼領域のみで燃焼効率 99.5%以上を達成し反応が完結した。これと同時に NOx は 16%O₂ 換算で 20ppm 以下であった。
- * 絞り比 0.36 で形成される絞り部下流火炎は、高燃焼効率と同時に 10ppm (16%O₂ 換算) 以下の極めて低い低 NOx 燃焼となる可能性がある。
- * 希釈空気孔を絞り部より 6mm に設置した結果、希釈位置が一次燃焼領域に近いために希釈作用が損なわれ、低 NOx 化は図れなかった。

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) Yuasa, S., Awano, R., and Sakurai, T., "Effects of Secondary

Premixture-injection on Combustion Characteristics of a Lean Premixed Propane Combustor for 200 W-class gas turbines,"IGTC2007 (2007), to be presented.

- (4) 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.
- (5) 桜井毅司、湯浅三郎、村山元英、磯村浩介、「超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器内の高負荷プロパン火炎の燃焼特性」、第12回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2007)、pp.45-48.
- (6) Murayama, M., Yuasa, S., Sakurai, T., and Isomura, S., "Development of a Teacup-size Annular Combustor for Propane-fueled MGT," IGTC2007 (2007), to be presented.

デュアル燃料焚き低 NOx 燃焼器用モデルバーナの燃焼特性

*平田 義隆, 吉田 正平, 関口 達也, 井上 洋 (日立), 渡邊 朋子 (JOGMEC)

Combustion Characteristics of Burner Model for Dual Fuel Low NOx Combustor

*Yoshitaka HIRATA, Shohei YOSHIDA , Tatsuya SEKIGUCHI , Hiroshi INOUE(HITACHI) and Tomoko WATANABE(JOGMEC)

ABSTRACT

Model burners were developed for a dual fuel dry low NOx combustor for LNG and heavy oil A for Gas-to-Wire Power generation system. Experimental tests were conducted to study influence of structural parameters of the model burner. As a result, swirl intensity inside the burner and the burner length were most influential parameters on the deposition of cokes and NOx emission. Optimization for structural parameters of the model burner was conducted using robust design method and the optimized model burner showed satisfactory performances of no cokes and low NOx emission.

Key words : Combustor , Dual Fuel , NOx , Cokes

1. 緒言

これまで、ガスタービン発電装置は、軽油、重油などの石油系化石燃料が主体であったが、今後は環境保護の観点から、環境負荷の低い天然ガスの需要が伸びることが予測される。しかし、天然ガスは単位体積あたりのエネルギー密度が低く、パイプラインによる移送や液化移送が必要なため、輸送設備コストが高くなる問題がある。特に、中小規模のガス田は輸送に関する投資回収が困難で、未開発なガス田が多数存在する。この未開発ガス田の有効利用を目的に、採掘元にガスタービンなどの発電装置を設置し、採掘燃料を電力に転換して移送する井戸元発電システム (Gas-To-Wire : GTW) が提案されている。このような背景から、独立行政法人 石油天然ガス・金属鉱物資源機構 (Japan Oil , Gas and Metals National Corporation : JOGMEC) の委託研究「中小ガス田/油田随伴ガス向け環境対応高効率井戸元発電システム」を受けて、GTW 向けガスタービン燃焼器の開発に着手した。

一般に、GTW を適用する中小ガス田は燃料ガスの安定供給に不安があるため、ハンドリング性に優れた液体燃料を補助燃料とし、電力の安定供給を図るシステムとなっている。このため、GTW に適用する燃焼器は、液体と気体の何れの燃料も利用可能であること、さらには、近年の厳しい環境規制に対応するべく、排出ガス中の窒素酸化物 (以下、NOx と呼ぶ) の低減が要求される。

これまで当社では灯油/LNG 対応の予蒸発予混合燃焼方式デュアルバーナ¹⁾を改良し、A重油/

LNGデュアル燃料焚きの低 NOx バーナモデルを試作して、ロバストデザイン手法により、A重油焚きのコーキング抑制と NOx 排出量低減を両立するバーナ構造の最適化について検討した。また、JOGMEC の委託研究によって最適化した本バーナの燃焼性能を確認した。本報ではこれらの検討結果について報告する。

2. 研究方法

ここで、今回使用するA重油の物性について簡単に

Table1 Properties of Heavy Oil A

Density	0.87 g/cm ³
Gross Heating Value	45.2 MJ/kg
Kinetic Viscosity	2.4 mm ² /s

紹介する。Table1 にA重油の物性を示す。今回使用したA重油は灯油に比べ粘性が約 1.5 倍程度高いため、噴霧した燃料液滴径は約 15%程度大きくなることが予測される。また、燃料の蒸発特性についても大きく異なる。Fig.1 はA重油と灯油の蒸留特性の一例を示したものである。完全蒸発の100%蒸留温度は灯油が 540K となるのに対し、A重油が 670K で約 130K 高くなる。したがって、A重

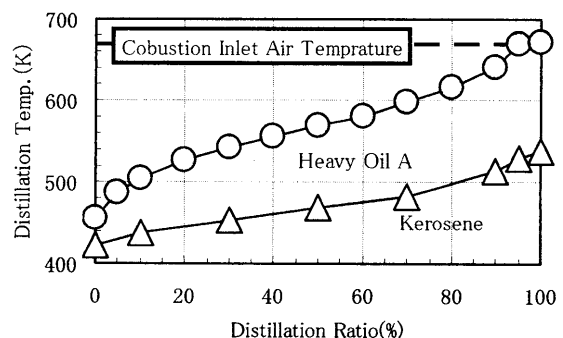


Fig.1 Distillation Characteristics of Heavy Oil A and Kerosene

油は、燃料の微粒化、蒸発が難しいため、予蒸発予混合燃焼による低 NOx 化が困難な燃料である。

2.1 モデルバーナ構造

Fig. 2 に本研究に用いた A 重油, LNG 対応デュアル燃料燃焼モデルバーナの基本構造を示す。バーナは燃料と空気の混合を促進する混合室、液体燃料の蒸発を促進する蒸発室で構成する。

バーナ上流の混合室は下流に向かって拡開する中空円錐形状で、その壁面には混合室内部に空気を導入するための空気孔を軸方向に 3 列形成し、1 列目の周方向に 6 個、2, 3 列目の周方向に各 12 個の合計 30 個配置し、混合室に多量の空気を導入して、燃料と空気の急速混合を図るよう構成している。上流 2 列の空気孔は、空気流による燃料の微粒化や燃料と空気の混合促進を目的に、混合室壁の周方向に傾斜して形成した。

混合室の下流に形成する蒸発室は、バーナの空間容積を大きくして、燃料の滞留時間を長くできる構造としている。また、燃焼安定性を強化する目的で、蒸発室下流側の壁面にはその下流に強い旋回流を形成するための 4 列目の空気孔を周方向に 6 個、蒸発室壁の周方向に傾斜して配置した。

バーナ上流の軸中心位置には、A 重油用の燃料ノズルを配置する。供試燃料ノズルは、コスト低減を目的に噴霧空気を用いない圧力噴霧式の一体燃料ノズルを採用した。

ガス燃料孔は、#1, 2 空気孔の壁面に各 1 個合計 18 個形成し、バーナ上流部に形成した燃料マニホールドからバーナ壁内に設けた燃料流路を通して各ガス燃料孔に燃料を供給する。

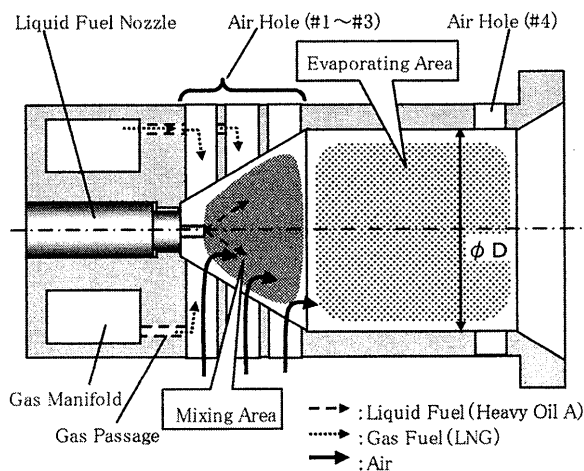


Fig.2 Structure of Model Burner for Dual Fuel

2.2 燃料ノズル構造

次に、本バーナに適用する液体燃料ノズル構造について説明する。Fig. 3 に燃料ノズル構造を示す。燃料ノズルは、A-A 断面に示すように、その内

部に渦巻室を形成したノズルチップと、ノズルチップを収納するノズルキャップと、ノズルチップにノズルチップを固定するノズルスTEEで構成している。燃料を噴出するノズルチップ先端は、バーナの最上流に形成した#1 空気孔の軸心線まで突出している。これにより、噴霧した燃料液滴は#1 空気孔から流入する空気流のせん断力によって微粒化を促進できる。さらには、燃料噴出位置を循環流が形成される混合室上流部より下流位置にすることで、噴霧した燃料液滴が空気の循環流に取り込まれることを防止でき、燃料噴孔周辺への燃料液滴の付着を防止できる特徴をもつ。

油燃焼の予蒸発予混合燃焼は、燃料と空気の混合性能が NOx 排出量などの燃焼特性に影響を及ぼすため、燃料の噴霧パターンや噴霧角を変化させてその影響を確認した。噴霧パターンについては、ノズルスTEEに形成した中心孔の仕様を変えて、ホロコーンノズル(空円錐ノズル)とフルコーンノズル(充円錐ノズル)を検討した。

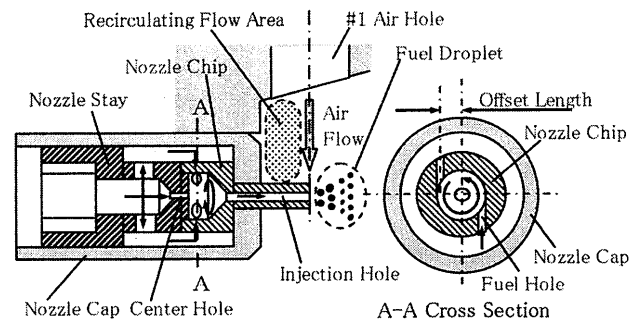
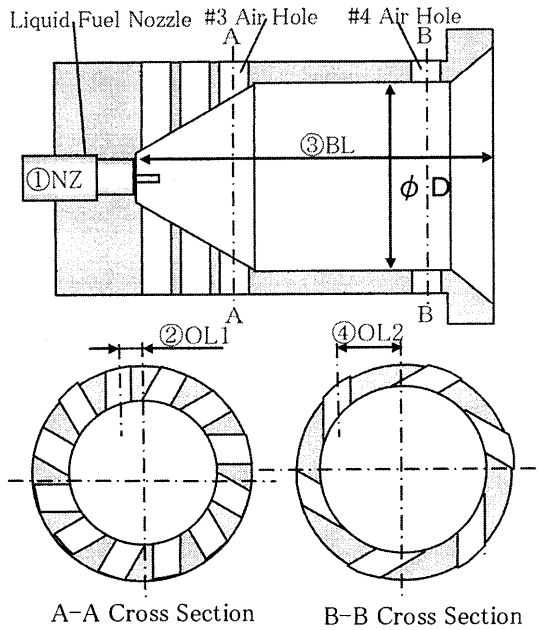


Fig.3 Structure of Liquid Fuel Nozzle

2.3 モデルバーナのパラメータ

A 重油燃焼における構造最適化を検討する手法としてロバストデザイン手法²⁾を適用した。ロバストデザイン手法とは複数の設計パラメータについて直交表を用いることで実験回数を大幅に低減(4つのパラメータを各3水準与えた場合、81回の実験回数を9回に低減)でき、また、ノイズ因子による SN 比評価法を用いることで、評価項目に対し、各設計パラメータがどの程度影響を与えるかを定量的に評価できる手法である。

Fig. 4 に本研究で検討したパラメータの概略を、Table2 にはパラメータに対する水準の一覧を、Table3 には L9 直交表を示す。本研究では、コーキング, NOx 排出量, 燃焼振動に影響すると考える以下の4つのパラメータについて検討した。そのパラメータは、①燃料ノズル: NZ, ②#3 空気孔の巡回強度: OL1 (A-A 断面), ③バーナ長さ: BL, ④#4 空気孔の巡回強度: OL2 (B-B 断面) の4種類で、各パラメータに夫々3つの水準を与えて評



A-A Cross Section B-B Cross Section
Fig.4 Structural Parameter of Model Burner

Table2 Parameter List of Model Burner

Parameters		1	2	3
①	Liquid Fuel Nozzle: NZ	F2	H	F4
②	#3 Offset Length: OL1	0.00D	0.14D	0.28D
③	Burner Length: BL	1.6D	2.0D	2.4D
④	#4 Offset Length: OL2	0.22D	0.32D	0.42D

Table3 L9 List for Robust Design

CASE	NZ	OL1	BL	OL2
C1	F2	0.00D	1.6D	0.22D
C2	F2	0.14D	2.0D	0.32D
C3	F2	0.28D	2.4D	0.42D
C4	H	0.00D	2.0D	0.42D
C5	H	0.14D	2.4D	0.22D
C6	H	0.28D	1.6D	0.32D
C7	F4	0.00D	2.4D	0.32D
C8	F4	0.14D	1.6D	0.42D
C9	F4	0.28D	2.0D	0.22D

価した。以下に、パラメータ選定理由を述べる。

①燃料ノズル: NZ (H, F2, F4)

燃料ノズルは前節で述べたように、流量分布、噴霧角の異なる3種類の燃料ノズルを選択した。Hはホロコーンノズル、F2, F4は噴霧角の異なるフルコーンノズルである。燃料ノズルの噴霧特性は燃料と空気の混合性能に影響するため、NOx排出量に影響を及ぼすと考える。

②#3空気孔旋回強度: OL1 (0.00D, 0.14D, 0.28D)

#3空気孔の旋回強度はFig.4のA-A断面に示すように、バーナの軸心線と空気孔の軸心線の距離を変えて検討した。このパラメータは、燃料と空気の混合、コーキング発生の要因となる燃料液滴のバーナ壁面への付着などに影響すると考える。

③バーナ長さ: BL (1.6D, 2.0D, 2.4D)

モデルバーナ(蒸発室)の長さを変えることで、燃料の蒸発性能に影響し、NOx排出量に影響すると考える。

④#4空気孔旋回強度: OL2 (0.22D, 0.32D, 0.42D)

#4空気孔は火炎の安定性を強化するために設置した空気孔である。#4空気孔から流入する空気の旋回強度の変化は、その下流に形成される循環流の形成に影響し、燃焼振動や火炎安定性への影響が大きくなると考える。

これら4種類3水準からなるパラメータをL9直交表に割り付け、それぞれ組合せの異なる9種類のモデルバーナを用いて最適構造を検討した。

2.4 実験装置

Fig.5に本研究で使用した実験装置の概略を、Table4には実験条件を示す。燃焼空気は圧縮機から吐出された圧縮空気を設定温度まで加熱した後、流量測定オリフィス、流量調整弁を介して燃焼スタンドへ供給する。

油燃料は、タンクに貯蔵しているA重油を油ポンプで所定の圧力に加圧し、質量流量計、流量調整弁、燃料遮断弁を介して燃料ノズルへ供給する。

ガス燃料は、液化天然ガスを使用し、タンクに貯蔵しているLNGを気化した後、流量調整弁、オリフィスで流量を測定してバーナへ供給する。

燃料と空気は燃焼バーナ内部で混合した後、燃焼室で燃焼し、発生した燃焼ガスは減温器に導かれ水噴霧によって冷却された後、排気ダクトから大気中に放出する。

入口空気温度、燃焼ガス温度は熱電対で、排気ガス分析は減温器下流に設けたサンプリング管から抽気し、堀場製の排ガス分析計NOx (CLA-510SS), O₂ (MPA-510), THC (FIA-510), CO, CO₂ (VIA-510)で計測した。燃焼室内の火炎状況は燃焼器側面の観察窓からCCDカメラを用いモニターテレビで観察した。

燃焼振動は、燃焼室内部φ6のステンレスパイプ

Table4 Experimental Condition

Air Flow Rate	0.9 kg/s
Inlet Air Temp.	673 K
Inlet Air Pressure	1.5 MPa
Fuel Air Ratio	~0.04
Fuel Species	Heavy Oil A/LNG

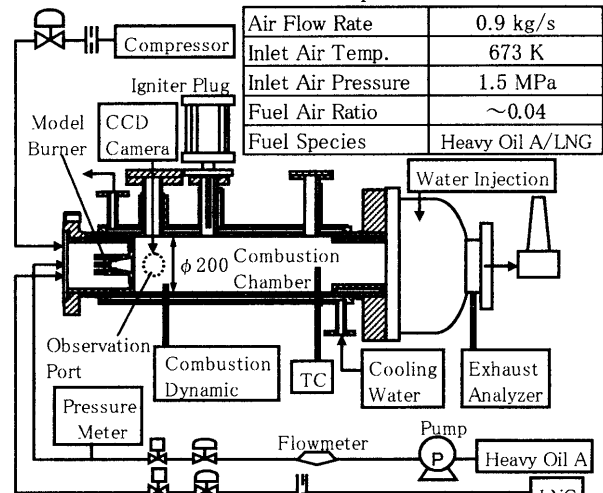


Fig.5 Schematic View of Combustor

を挿入し、一端に圧力変換器を設置して測定した。

実験は、Table. 3 に示す実験条件で行い、空気流量一定で空気流量に対する燃料の質量流量比である燃空比を変化させて、排ガス特性や燃焼振動特性を検討した。また、コーキングについては、試験終了後にバーナ壁面に付着したカーボンを集集し、その総重量で評価した。

3. 実験結果及び結果の検討

3.1 A重油焚きの NOx 及び燃焼振動特性

4 種類のパラメータを組合せた 9 通りのモデルバーナを用い、高圧燃焼実験装置による燃焼実験で A 重油焚きの燃焼特性を検討した。Fig. 6 に燃焼実験結果を示す。横軸には燃空比から算出した理論燃焼温度：Tx を、縦軸には換算 NOx 排出量と燃焼振動振幅値を示す。

ここで、NOx 排出量に着目すると、NOx 排出量の最も低い C5 では、燃焼温度 1850K の条件で、約 20ppm と非常に低い値を示している。このように、燃料と空気の混合、蒸発を促進することで、低 NOx 化が難しい A 重油においても、NOx 排出量の低減が可能となることが確認した。

次に、パラメータの組合せに着目すると、NOx 排出量の高い C6(▲), C8(◆) と低い C5(●), C7(■) に共通するパラメータは、バーナ長さである。NOx 排出量の高い C6, C8 はともにバーナ長さが 1.6D,

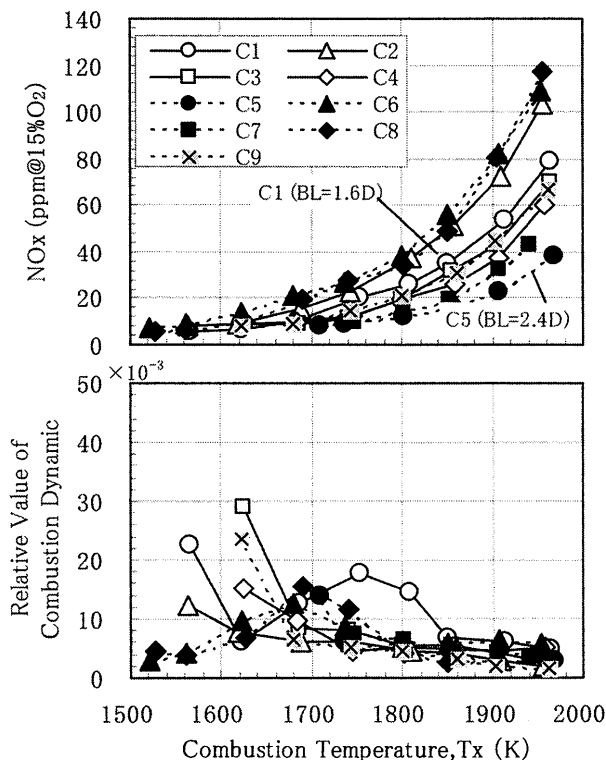


Fig.6 Characteristics of NOx Emission and Combustion Dynamic

これに対し、NOx 排出量の低い C5, C7 は 2.4D である。バーナ長さは、バーナ内部での燃料液滴の滞留時間が変化するため、燃料の蒸発性能に強く影響し、NOx 排出量に大きな違いが生じたと考える。

また、燃焼振動についても、パラメータの組合せの違いで様々な特性を示す。ここで、1700~1800K の条件で最も燃焼振動が大きくなる C1(○) の組合せに注目すると、この組合せは、#3 空気孔の OL1 が 0.00D, #4 空気孔の OL2 が 0.22D で、何れも旋回強度の小さい組合せである。このため、バーナ出口の循環流の形成が不十分となって火炎が不安定となり、燃焼振動が増大したと考える。

3.2 コーキング特性

油焚きの予蒸発予混合燃焼で最も重要な課題としてコーキングの発生防止がある。コーキングとは、噴霧した燃料液滴がバーナ内部の壁面に付着し、空気や火炎の熱を受けて、付着した燃料液滴中に含まれる炭素分が固化する現象である。この現象が進行するとバーナ壁面への未燃炭化物（カーボン）の堆積によって、バーナ内部の形状の変化や、空気孔の閉塞により、所定の燃焼性能が得られなくなる可能性がある。したがって、予蒸発予混合燃焼にとってコーキングの発生防止は必須の課題である。

Fig. 7 に代表ケースのコーキングの発生状況と各バーナの壁面に付着したカーボン量の測定結果を示す。ここで代表ケースとした C1, C4, C7 は、バーナ長さの異なる 3 ケースで、特に、各バーナ長さで NOx 排出特性に優れたケースである。バーナ長さ 2.0D の C4 と 2.4D の C7 は、何れもバーナ壁面、特に、蒸発室にカーボンの形成が観察される。これに対し、バーナ長さ 1.6D の C1 は、カーボンの付着は見られなかった。それ以外のバーナでは、C1 以外のバーナは全てのケースでコーキングが発

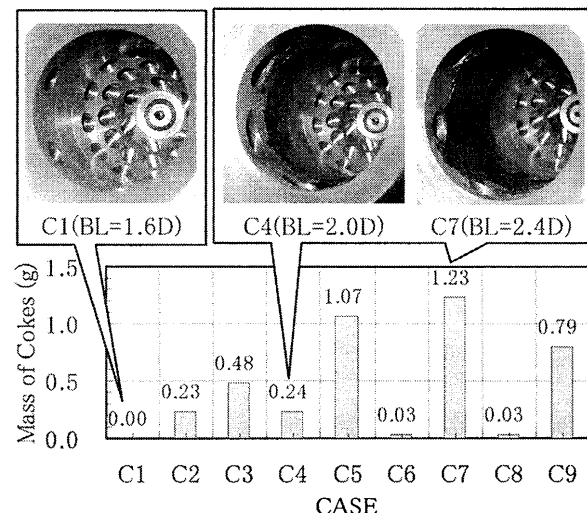


Fig.7 Characteristics of Cokes inside Burner

生している。特に、バーナ長さ 2.4D の C5, C7 はカーボン量が多く、バーナ長さ 1.6D の C6, C8 はカーボン量が少量である。このことから、バーナ長さはコーキングの発生にも強く影響することがわかる。

ここで、コーキングの発生しなかった C1 に着目し、コーキングの発生防止に有効なパラメータについて考察する。まず、コーキング抑制に有効なパラメータは、上述したようにバーナ長さの短い 1.6D のバーナで、バーナ（蒸発室）の長さが短くなると噴霧した燃料液滴の付着領域が小さくなることで、コーキングの発生を防止できたと考える。

これ以外に影響するパラメータとして、カーボンの堆積が顕著な領域が#3 の空気孔下流の蒸発室であることから、#3 空気孔の旋回強度が考えられる。そこで、#3 空気孔の影響について STAR-CD によるバーナ内部の流動解析、燃料液滴の軌跡解析により検討した。

Fig. 8 に液滴軌跡の解析結果を示す。解析したケースは C1 のケースで、#3 空気孔の OL1 は 0.00D、バーナ長さ BL は 1.6D である。燃料ノズルからの噴出液滴は 10, 50, 100 μm の 3 種類の液滴をホロコーンノズルの噴霧角と同等の 40 度の角度、速度 30m/s で噴射させている。

解析結果が示す通り、C1 のケースではバーナ壁面に燃料液滴が一切付着していない。OL1 が 0.00D の場合、#3 空気孔から流入した空気は、バーナの軸中心に向かって流れるため、この空気流によって燃料噴霧がバーナの軸中心部に抑え込まれることで、壁面への付着を防止できたものと考えられる。このことから、#3 空気孔の旋回強度 OL1=0.00D はコーキング抑制に有効であると判断できる。

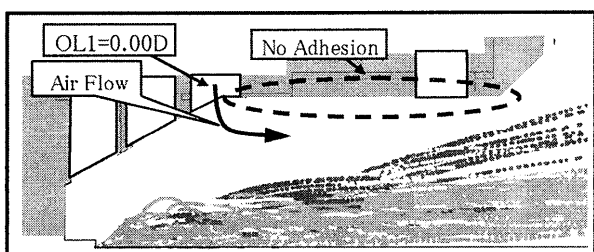


Fig.8 Trajectory Analysis of Fuel Droplet

3.3 SN 比評価による最適構造の検討

Fig. 6 の結果から、バーナ構造を変えることで、NOx 及び燃焼振動の特性が大幅に異なることが明らかとなった。そこで、NOx 及び燃焼振動特性に影響を及ぼすパラメータについてロバストデザイン手法の SN 比評価法²⁾を用いて検討した。

Fig. 9 に各パラメータ、水準ごとの SN 比の特性を示す。SN 比はその値が大きいほど優れた特性を示すことを表している。上図は NOx 排出量、下図は燃焼振動振幅値に対する SN 比の特性である。ここで、#3 空気孔の旋回強度因子 OL1=0.00D とバーナ長さ BL=1.6D は、前節で説明したように、コーキング抑制の観点から、既決因子として扱った。

まず、NOx 排出特性と燃料ノズルの関係に注目すると、ホロコーンノズル H が NOx 排出量低減に有効となっている。ホロコーンノズルの場合、フルコーンノズルに比べ噴霧した燃料液滴の軸方向の噴出速度が遅いため燃料の滞留時間が長くなり、蒸発が促進したことが NOx 低減に有効となったものと考えられる。また、燃焼振動については、燃料ノズルの関連性について定性的にも不明な点が多いため、燃料ノズルの最適構造案はホロコーンノズルを選択した。(Fig. 9 ○囲み)

#4 空気孔の旋回強度因子は、旋回の最も弱い OL2=0.22D が NOx 排出量低減に有効となっている。これは、旋回強度が弱くなることで、火炎がバーナより離れた下流位置で保持される。このため、火炎形成域までの距離が長くなり、燃料の蒸発が促進して NOx 排出量低減に有効となったと考える。しかし、#4 空気孔の旋回強度は、燃焼振動に最も影響が強く、0.22D は NOx 排出量低減に有効な反面、燃焼振動を増大させる特性を示す。一方、燃焼振動特性に最も優れているのは、0.42D で旋回強化によって火炎の安定化を図ることで、燃焼振動低減に有効となっている。この 2 つを比較して、今回は NOx 排出量と燃焼振動低減両立の観点から 0.42D を最適構造として選択した。(Fig. 9 ○囲み)

今回最適案として選択したパラメータは NOx、コーキングなどのトータル性能を重視したもので、例えば、NOx 排出量低減を重視するのであれば、そ

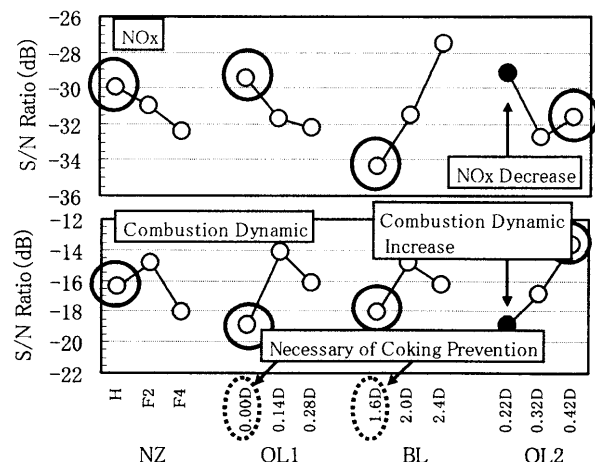


Fig.9 S/N Ratio Characteristics of NOx Emission and Combustion Dynamic

の影響度の強いバーナ長さBLの長いものを選択することで、NOx性能の向上を図ることが可能である。

3.4 最適構造案の性能確認

前節で抽出したA重油焚きの最適構造で、性能確認実験を実施した。また、本バーナではLNG焚きの燃焼特性についても合わせて検討した。Fig. 10に燃焼温度に対するNOx排出量と燃焼振動の特性、実験後のバーナ内部の状況、A重油、LNG焚きのTx=1850K条件での火炎の状況を示す。また、特性比較のため、コーキングの発生しなかったC1のA重油焚きの結果も合わせて示す。

A重油焚きはTx=1850K条件において、NOx排出量はC1と同等の40ppmと低い値を示し、また、燃焼振動についてもC1の25kPaに対し、最大振幅値は17kPaまで低減でき、燃焼安定性と両立を図ることができた。コーキングについても、バーナ内部へのカーボンの形成はなく、A重油焚きについては良好な結果を示している。

一方、LNG焚きでは、Tx=1700K以上の条件でA重油焚きよりもNOx排出量が高くなる結果となった。ここで、LNGとA重油焚きの火炎の状況を比較すると、A重油焚きはバーナより離れた下流位置で火炎が形成されているのに対し、LNGは、バーナ内部に火炎が侵入している。このため、燃料と空気の混合が不十分な状態で火炎が形成され、局所的な高温領域の形成によってNOx排出量が増加したものと考える。

このように、A重油焚きでは、十分な性能向上を図ることができたが、LNG焚きでは十分な性能

が得られなかった。引き続きLNG/A重油のデュアル燃料焚き両立について検討を進める。

4. 結言

GTWへの適用を検討している予蒸発予混合燃焼方式のデュアル燃料焚き低NOx燃焼器を対象に、モデルバーナを試作し、ロバストデザイン手法を用いて、A重油焚きのNOx及び燃焼振動低減とコーキング構造の最適化に検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) A重油焚きにおける最適構造は、Tx=1850K条件でNOx排出量が40ppmとなり、且つ、コーキングの発生も防止できることを確認した。
- (2) コーキングには、バーナ長さおよび#3空気孔の旋回強度が影響し、バーナ長さ1.6Dと#3空気孔0.00Dの組合せにより、コーキング抑制が可能となる。
- (3) NOx排出特性には、バーナの長さが最も強く影響し、バーナ長さ2.4DがNOx低減に有効である。

最後に、本研究の遂行にあたり、御支援頂いた独立行政法人 石油天然ガス・金属鉱物資源機構に深謝致します。

5. 参考文献

- (1) 平田ほか3名：デュアル燃料焚き低NOx燃焼バーナに関する研究：第32回ガスタービン定期講演会論文集，P29-34
- (2) 田口 玄一：品質設計のための実験計画法：日本規格協会，1997

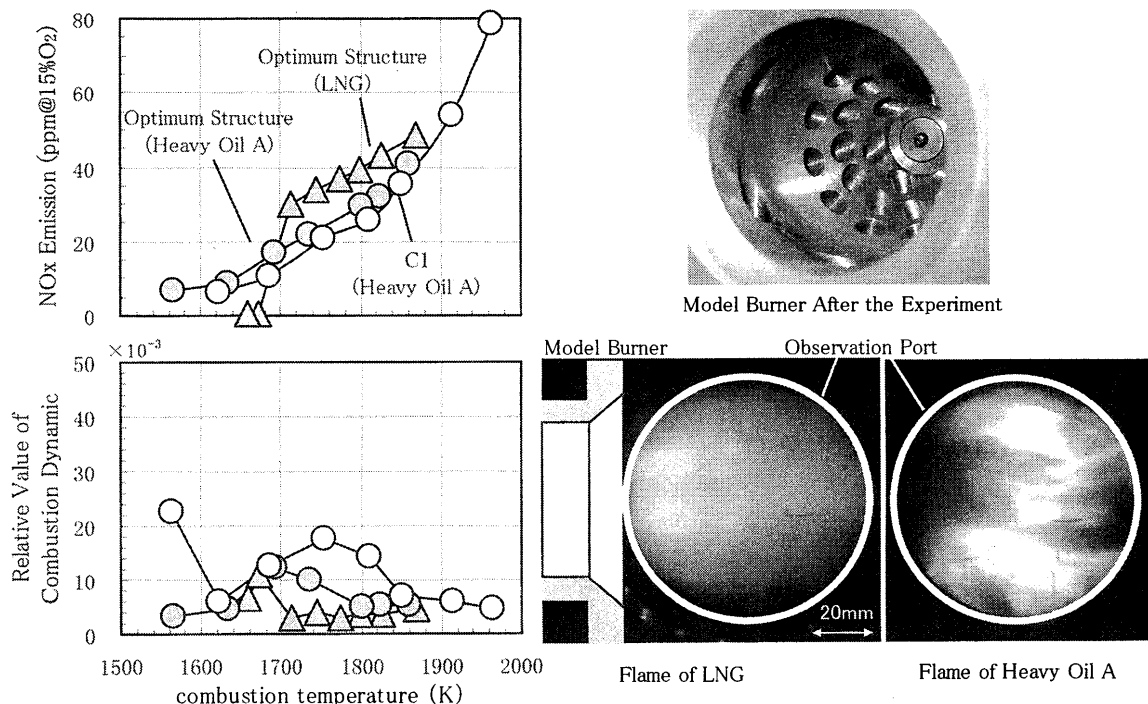


Fig.10 Combustion Characteristics of Optimized Model Burner

デュアル燃料焚き低 NOx 燃焼器の開発

* 吉田 正平, 平田 義隆, 関口 達也, 井上 洋 (日立), 渡邊 朋子 (JOGMEC)

Development of Dual Fuel Low NOx Combustor

* Shohei YOSHIDA, Yoshitaka HIRATA, Tatsuya SEKIGUCHI, Hiroshi INOUE(HITACHI) and Tomoko WATANABE(JOGMEC)

ABSTRACT

A dual fuel dry low NOx Combustor for both LNG and heavy oil A was developed for Gas-To-Wire Power generation system. The dual fuel dry low NOx combustor employed lean premixed, pre-vaporized combustion system to meet stringent emission standards. In the initial phase of development, model burner experiments were performed to study combustion characteristics of lean premixed, pre-vaporized combustion system. In the phase two, combustion characteristics of full scale combustor was confirmed using high pressure combustion test rig. As a result, the basis of dry low NOx combustion technology for the combustor that was fueled LNG and heavy Oil A was established. NOx emission level was under 25ppmv(15%O₂) with LNG, 80ppmv(15%O₂) with heavy Oil A and combustion efficiency was over 99.9% at base Load condition.

Key words: Combustor, Dual Fuel, NOx, GTW

1. 緒言

天然ガスは、地球環境への関心の高まりや、中東に偏在しない資源分布により、石油に代わる 21 世紀のエネルギーとして期待されている。しかし、天然ガス資源のうち開発が進んでいるのは、パイプラインや液化天然ガス(LNG)などの輸送インフラへの投資回収が見込める大規模ガス田に限られ、多くの中・小ガス田が未開発のまま放置されている。これら未利用燃料の有効利用法の一つに、Fig.1 に示すような井戸元発電システム(Gas-To-Wire :GTW)が提案されている。

このような背景から、日立製作所は独立行政法人石油天然ガス・金属鉱物資源機構(Japan Oil , Gas and Metals National Corporation : JOGMEC)の委託研究「中小ガス田/油田随伴ガス向け環境対応高効率井戸元発電システム」を受け、GTW 向けガスタービン燃焼器の開発に着手した。

一般に、GTW を適用する中・小ガス田は、燃料ガスの安定供給に不安があるため、ハンドリング性に優

れた油燃料を補助燃料とし、電力の安定供給を図るシステムを計画している。このため、GTW に適用する燃焼器は、ガス、油の何れの燃料にも対応できること、さらには、環境負荷を低減するため、排気ガス中の窒素酸化物(NOx)の抑制が必要となっている。

日立製作所はこれまで、油焚きに灯油を、ガス焚きに LNG を用いた、デュアル燃料対応の低 NOx 燃焼器(デュアル低 NOx 燃焼器)の開発¹⁾を行ってきた。

本稿では、GTW の補助燃料として想定する油燃料に A 重油、ガス燃料に LNG を用いて開発を進めているデュアル低 NOx 燃焼器の単缶燃焼試験結果について報告する。

2. 開発目標

Table 1 に本研究の開発目標を示す。NOx 排出量はガスタービンの定格負荷条件において LNG 焚きで 25ppm(15%O₂)以下、A 重油焚きで 80ppm 以下、LNG と A 重油の混合燃焼時で 80ppm 以下、燃焼効率は 99.9%以上とした。

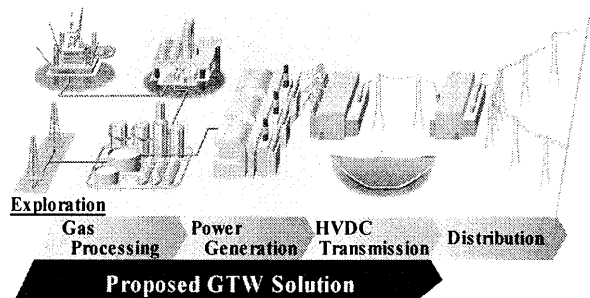


Fig.1 Concept of Gas-To-Wire

Table 1 Target of Combustion Performance

Item	Fuel type	Target
NOx Emission (ppm dry 15%O ₂)	LNG	Less than 25 ppm
	Heavy Oil A	Less than 80 ppm
	Dual Fuel*	Less than 80 ppm
Combustion Efficiency		More than 99.9 %

*:LNG + Heavy Oil A

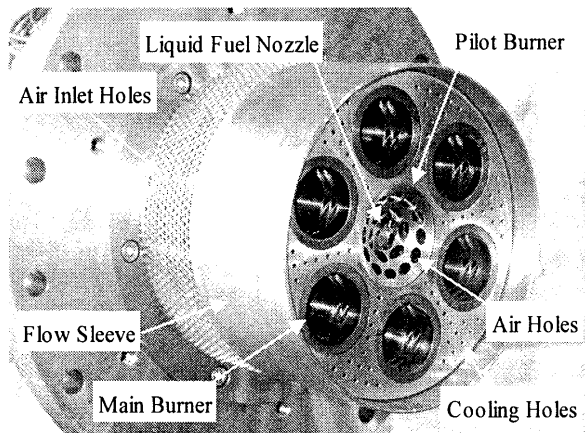


Fig.2 Dual Fuel Low NOx Combustor

3. デュアル燃料対応低 NOx 燃焼器

デュアル低 NOx 燃焼器にはマルチバーナ構造を採用し、ガスタービンの各負荷で燃焼安定性と低 NOx 化を両立させるため、燃焼させるバーナ本数と各バーナの燃空比の両方を制御する。Fig. 2 にデュアル低 NOx 燃焼器の外観を示す。燃焼器の軸中心部に拡散燃焼を行うパイロットバーナを配置し、その周囲に予蒸発・予混合燃焼を行う 6 個のメインバーナを配置した。以下、バーナの主要構成部品について説明する。

3.1 パイロットバーナ

Fig. 3 にパイロットバーナの構造図を示す。パイロットバーナは、その軸中心に設置した油燃料ノズル、中空円錐状の壁に複数の空気孔を形成した混合室、混合室空気孔の上流に位置しガス燃料を供給するガス燃料ノズルで構成した。本バーナのガス焼き構造には、低 NOx 化が可能なクラスタバーナ²⁾構造を採用したものである。

油燃料ノズルには、大小二つの渦巻室で構成したデュアルオリフィス型の圧力式渦巻噴霧ノズルを開発した。二つの渦巻室は、弁に設定値以上の燃料供給圧力が作用すると、燃料が流れ始めるチェック弁を介して接続した。燃焼器の点火時にはチェック弁

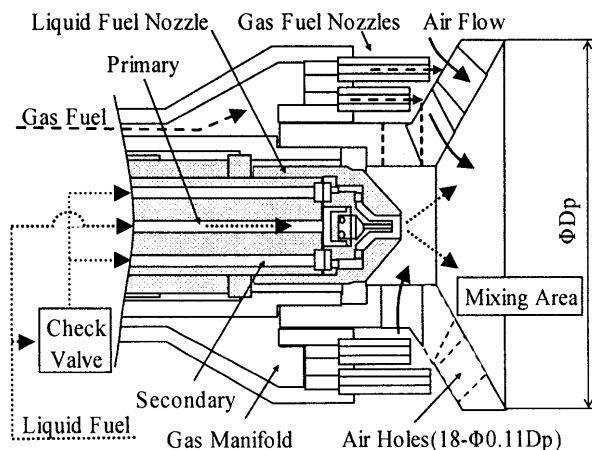


Fig.3 Structural of Pilot Burner

の作用により、小渦巻室に接続された Primary のみに燃料が供給され、点火燃料流量における供給圧力を増加して燃料液滴の微粒化を促進させる。さらに、点火時のみ、大渦巻室に接続された Secondary に噴霧空気を供給することによって微粒化を促進させ点火特性の向上を図るように構成した。ガスタービン負荷の上昇により燃料供給量が増加し、供給圧力がチェック弁の設定圧力以上になると大渦巻室にも燃料が供給されるため、供給圧力の過上昇を防止する。

混合室は中空円錐形状の壁面に、混合室内部に空気を導入する空気孔を軸方向に 3 列に分けて形成し、下流側 2 列の空気孔上流には、空気孔にガス燃料を供給するガス燃料ノズルを設置した。各空気孔は混合室の周方向に偏向し、混合室に流入する空気に旋回を与える。最上流側に設置した 6 個の空気孔には、ガス燃料を供給せず、油焼き時には油燃料ノズルの噴霧孔周辺に発生するコーキングを防止し、ガス焼き時には油燃料ノズル噴霧孔周辺を冷却させる目的で、燃料ノズルの下流端面に空気を吹付けるように形成した。

3.2 メインバーナ

メインバーナは、油燃料ノズルから噴霧した燃料をバーナの内部で高温の燃焼空気と混合・蒸発させ、バーナ出口で予混合燃焼を行い NOx 排出量を低減するものである。

Fig. 4 にメインバーナの構造図を示す。メインバーナは、燃料と空気の混合を促進する混合室と油燃料の蒸発を促進する蒸発室で構成した。混合・蒸発室長さ L はバーナ出口径に対し 2 倍とし、バーナ上流の混合室は、流れ方向に拡開する中空円錐形状で、その壁面には混合室内部に燃焼空気を導入する空気孔を軸方向に 3 列形成した。1 列目は周方向に 6 個、2, 3 列目は周方向に 12 個、合計 30 個形成し、混合室に多量の空気を導入して、燃料と空気の急速混合を図るよう構成した。

上流 1, 2 列目の空気孔は、空気流による油燃料の微粒

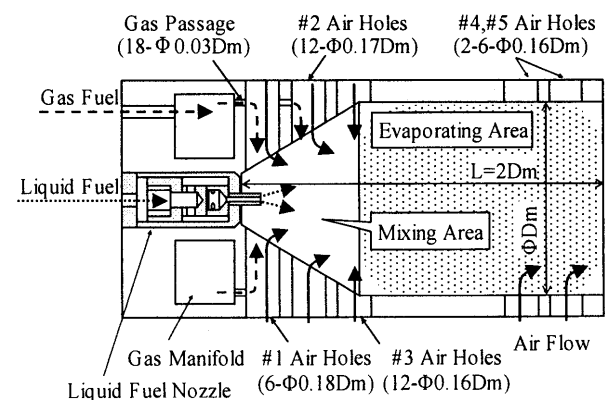


Fig.4 Structural of Main Burner

化や燃料と空気の混合促進を目的に、混合室壁の周方向に傾斜して形成した。3列目の空気孔は、燃料噴霧の広がりを抑制し混合室壁面のコーキングの発生を抑制するため、空気がバーナ軸中心に向かって噴出するように形成した。ここで、コーキングとは油燃料が壁面に付着し、重い成分が炭化する現象のことを言う。

混合室下流には、円筒形状の蒸発室を形成し、バーナの空間容積を大きくして、燃料の滞留時間を長くする構造とした。バーナ下流に強い旋回流れを形成し燃焼の安定性を強化するため、蒸発室下流の周方向に4、5列目空気孔(周方向に6個を2列)を傾斜して形成した。

バーナ上流の軸中心に設置したメインバーナ用の油燃料ノズルには、パイロットバーナと同様に噴霧空気をうけない圧力式渦巻噴霧ノズルのシングルオリフィス型を開発した。Fig. 4に示すように、油燃料ノズルの噴出孔が1列目空気孔の軸中心部まで突出しているため、噴霧した液滴は、空気流のせん断力によって微粒化が促進され、さらに、燃料ノズル噴孔近傍に発生するコーキングを防止する作用がある。

ガス燃料孔は、1、2列目の空気孔内壁に各1個、合計18個を形成し、バーナ上流部に形成したガスマニホールドからバーナ壁内に設けた燃料流路を通して各ガス燃料孔に燃料を供給するように構成した。

その混合メカニズムとしては、ガス燃料孔から噴出した燃料が、空気孔内部で燃焼空気と1次混合し、1次混合した混合気は空気孔から混合室に噴出する際に発生するはく離渦によって2次混合する。さらに、混合室に流入した混合気が互いに衝突することによって、3次混合が行われ燃料と空気を急速に混合することができ、低NO_x燃焼が可能となる。

3.3 燃焼試験装置及び試験方法

Fig. 5に本研究で使用した試験装置の系統概略を、Fig. 6に試験装置の外観を示す。燃焼空気は圧縮機から供給され、圧力調整弁により圧力を設定した後に流量測定オリフィス、流量調整弁を介し

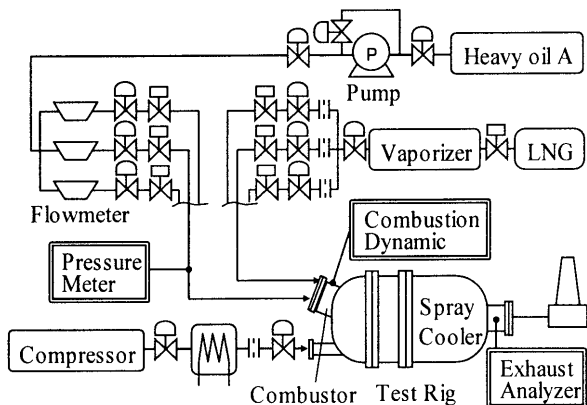


Fig.5 System Diagram of Combustion Test Facility

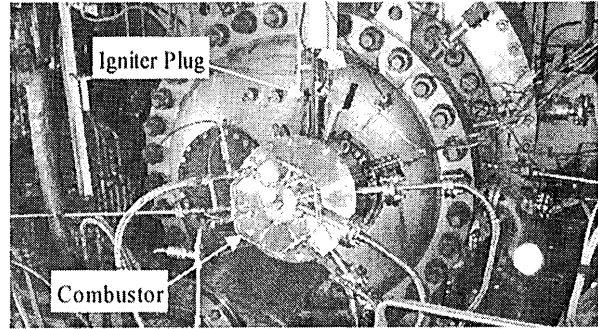


Fig.6 Photo of Test Rig

てスタンドへ供給する。

ガス燃料はタンクに貯蔵した LNG を気化させ、オリフィスで流量を計測して各バーナへ供給する。

油燃料は、タンクに貯蔵したA重油を油ポンプで加圧し、質量流量計、流量調整弁、燃料遮断弁を介して燃料ノズルへ供給する。

燃料系統は、LNG、A重油ともにパイロットバーナ1系統、メインバーナは部分負荷運転時のバーナ本数切替えのため2系統(バーナ3本づつ連結)とし、合計3系統で構成した。

燃焼によって発生した燃焼ガスは、減温器に導かれ水噴霧によって冷却された後、排気ダクトから大気中に放出する。

燃焼試験では主に排気ガス組成、燃焼振動、及び燃焼室を形成するライナ壁面の温度を計測した。排気ガス組成のサンプリングは、減温器に設けた多点サンプリング管から燃焼ガスの一部を抽気し、(株)堀場製作所の排ガス分析計で NO_x、O₂、UHC、CO、CO₂を計測した。燃焼振動は、ライナ上流部の壁面に圧力導管を設置し、導管の一端に圧力変換器を設置して計測した。

Table 2 に試験条件を示す。試験は主に Case 1

Table 2 Experimental Condition

	Case1	Case2
Air Flow Rate	6.0 kg/s	3.6 kg/s
Inlet Air Pressure ;P _{in}	1.2 MPa	0.7 MPa
Inlet Air Temperature ;T _{in}	633K	653K
Fuel Type	LNG / Heavy Oil A	

Table 3 Chemical and Physical Properties of Heavy Oil A used in the Experiments

Item	Unit	Heavy Oil A
Gross Heating Value	MJ/kg	45.2
Density	g/cm ³	0.87
Flash Point	°C	75
Kinematic Viscosity at 50°C	mm ² /s	2.4
100% Distillation Temperature	K	672
Carbon Residue	wt%	0.04
Carbon	wt%	86.7
Hydrogen	wt%	12.6
Nitrogen	wt%	0.04
Sulfur	wt%	0.023

の実機相当の定格負荷条件で行い、パイロットバーナとメインバーナに供給する燃料の比率を変化させて燃焼特性を把握した。また、定格条件においてA重油 100%燃焼から、LNG 100%燃焼に切替える試験はCsae2の低圧条件で行った。

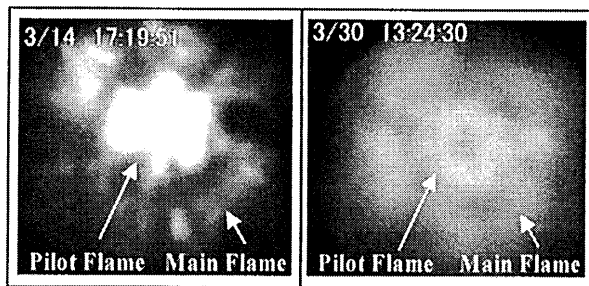
Table 3 に試験に用いたA重油の代表性状を示す。

4. 実験結果及び結果の検討

4.1 火炎性状

Fig. 7に低圧条件(Case2)におけるA重油,LNGの火炎性状を示す。火炎は燃焼室下流に設置した光学筒によってバーナ下流側から観察したものである。Fig. 7(a)のA重油のパイロット燃料は全燃料の5%であるが、パイロット火炎の輝度が高く、この領域からサーマルNOxが多く発生していると考ええる。また、パイロット火炎の周囲には輝度の低い予蒸発・予混合燃焼によるメイン火炎が観察できる。燃焼器への入口空気温度 653K に対し、A重油の100%蒸留温度は672Kと空気温度の方が低いため、A重油はメインバーナで完全に蒸発できず液滴のまま燃焼室に流出する。この液滴群の燃焼により、A重油の予混合燃焼火炎には輝度の高い領域が存在するものと考ええる。

一方、Fig. 7(b)のLNGはパイロットの燃料比率が15%とA重油に比べ高いが、パイロット火炎の輝度はメイン火炎と同程度である。パイロットバーナのガス供給方法にクラスタバーナ構造を応用したため、燃空比を制御することで空気と燃料の混合が促進し予混合燃焼となり、予混合燃焼のメイン火炎と同程度の輝度になったものと考ええる。



(a) Heavy Oil A

(b) LNG

Fig.7 Comparison of Heavy Oil A and LNG flames at full load condition

4.2 NOx 排出特性と燃焼効率

Fig. 8 に実機相当の定格負荷条件(Case1)で試験したNOx 排出特性と燃焼効率を示す。図の横軸は

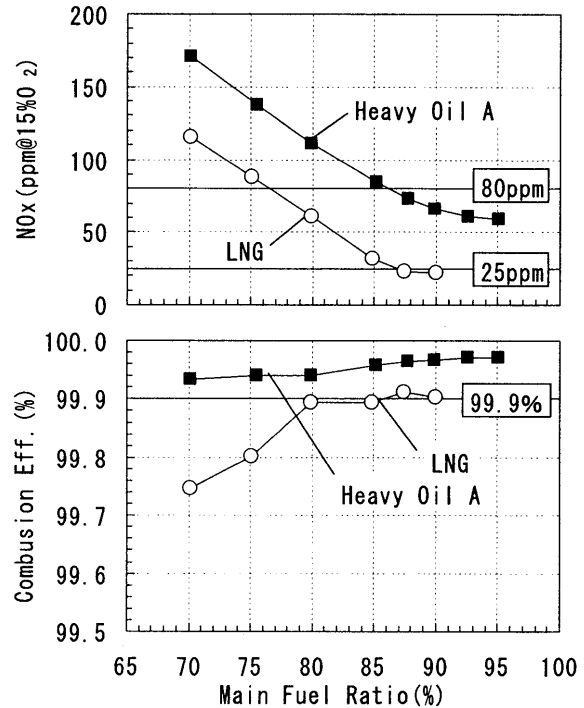


Fig.8 Characteristics of NOx Emission and Combustion Efficiency

全燃料に対するメインバーナの燃料比率を表し、縦軸のNOx 排出量は、実機条件への換算値である。

NOx 排出量はLNG, A重油ともメインバーナの燃料比率の上昇に伴い低下し、LNG 焚き(○)では燃料比率87%でLNGの目標値25ppmを満足し、燃料比率90%では22ppmに低下する。同様にA重油焚き(■)は、燃料比率87%でA重油の目標値80ppmを満足し、燃料比率95%では60ppmになることを確認した。

燃焼効率は実測したCO(一酸化炭素),UHC(非燃焼炭化水素分)から算出したもので、A重油焚き(■)は試験したメインバーナの燃料比率の範囲で開発目標値の99.9%以上を満足する高い効率を示す。これに対し、LNG 焚き(○)は、メインバーナの局所燃空比が低くなる燃料比率70~80%でCO,UHCの排出量が多くなり燃焼効率が低下する。燃料比率80%以上で目標値と同等になり、燃料比率88%以上では開発目標値を満足する結果となった。

4.3 燃焼振動特性

Fig. 9に燃焼振動特性を示す。振幅レベルは、周波数分析器による複数回計測した平均値を示したものである。

LNG, A重油ともに確認した燃料比率の範囲では振幅レベルが小さいが、何れも燃料比率の上昇に伴い振幅レベルが増加する傾向を示す。

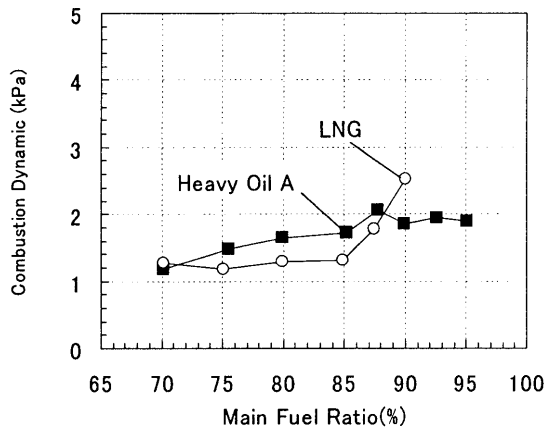


Fig.9 Characteristics of Combustion Dynamic

特に, LNG 焚き(○)は振幅レベルが燃料比率 85%で約 1.3kPa に対し, 90%で約 2.6kPa に倍増しており, 燃料比率に対して敏感に変化する傾向がある。

4.4 ライナのメタル温度特性

Fig. 10 にライナ壁面のメタル温度特性を示す。図に示した温度は, 実測値の最高温度を示したものである。最高温度を示すのは, 軸方向位置 1.23 でメタル温度の周方向分布を確認するために設定した複数の計測点の一つである。

LNG, A重油のメタル温度は同等でありメインバーナの燃料比率に対して変化は少なく, 温度レベルは 800°C以下である。

Fig. 11 に LNG と A重油のライナメタル温度の軸方向分布を示す。図の横軸は, ライナの軸方向位置をライナ径Dで無次元化したもので, メインバーナの燃料比率 90%における結果である (Fig. 10 に示した最高温度位置とは周方向の位相が異なる)。A重油でメタル温度が高くなるのは, 軸方向位置 1.1 から 1.4 の範囲で, この領域にメインバーナの

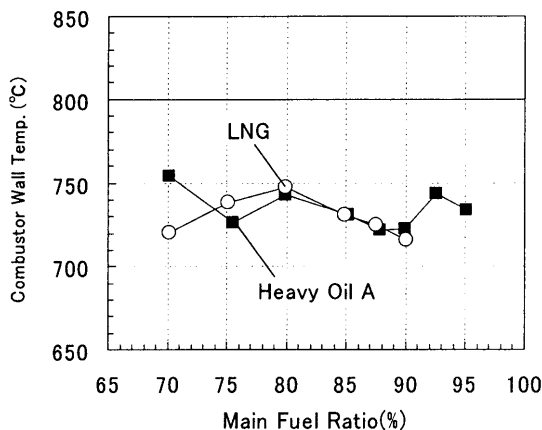


Fig.10 Characteristics of Combustor Wall Temperature

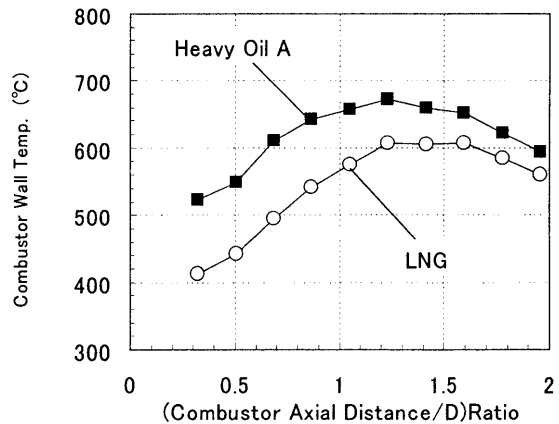


Fig.11 Characteristics of Combustor Wall Temperature

火炎が形成されているものと考え。一方, LNG では 1.2 から 1.6 の領域でメタル温度が高くなり, A重油に比べ, 火炎が下流側に形成されているものと考え。火炎がバーナより離れて形成されると, 空気と燃料の混合距離が長くなり, 混合が促進され低 NOx 燃焼が可能になると考える。

4.5 煤塵排出特性

定格条件の燃焼試験 Case 1, 2 において, 排気ガス中の煤塵濃度を BACHARACH SMOKE TESTER³⁾で計測した。試験に用いた A重油の残留炭素分は 0.04wt%であったが, BACHARACH SMOKE TESTER による Smoke Emission は全て 1 以下で良好であった。

4.6 コーキング特性

A重油焚きの試験後, メインバーナにコーキングが発生したのを確認した。メインバーナ上流端に設置した燃料ノズルの周辺にはコーキングが発生していないが, バーナ上流部に形成した空気孔周囲にまで発生していた。

コーキングが発生するとバーナ内部の流動が変化し燃焼性能が低下する恐れがあるため, 対策を検討する。

4.7 LNG と A重油の混合燃焼特性

GTW ではガスタービンの運転中に燃料を切替える場合が想定されるため, A重油 100%燃焼から LNG 100%燃焼に切替える試験を, Case2 の低圧の定格条件で実施した。

(a) NOx 排出特性

Fig. 12 に LNG と A重油の混合燃焼時の NOx 排出特性を示す。図の横軸は LNG 及び A重油の燃料比率を示し, 図の左端が LNG 100%燃焼, 右端が A重油 100%で, 燃焼試験では A重油 100%燃焼状態からパイロットバーナ, メインバーナのガス燃料ノズルに LNG を供給し, 各バー

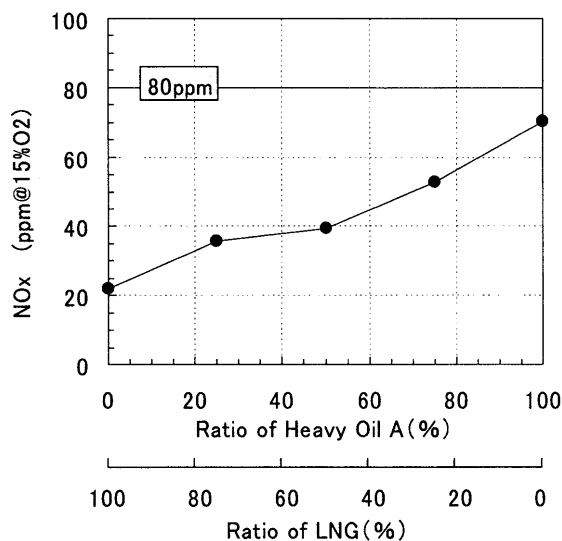


Fig.12 Characteristics of NOx Emission

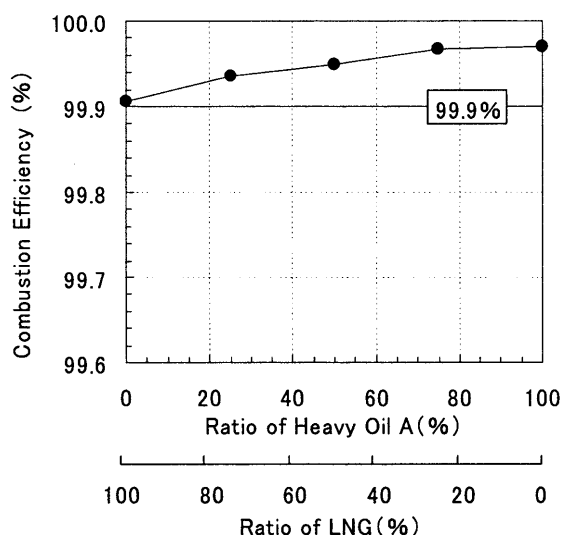


Fig.13 Characteristics of Combustion Efficiency

ナに供給するA重油燃料を低減して、A重油燃料比率を、100%、75%、50%、25%と変化させ、最終的に0%すなわち、LNG 100%燃焼でNOx排出量を確認したものである。A重油 100%でNOx排出量は76ppmとなり、LNGの割合が増加するのにもなってNOx排出量は低下し、燃料比率50%で40ppm、LNG 100%では22ppmとなり、目標値の80ppm以下になることを確認した。

(b) 燃焼効率

Fig13. に定格条件のA重油とLNGの混合燃焼時の燃焼効率を示す。前節で説明したように、LNG 100%の燃焼効率はA重油 100%の燃焼効率より低下する結果となったため、LNG燃料の割合を増加すると燃焼効率が低下するが、定格負荷条件においてA重油 100%からLNG 100%

に切替える際の燃焼効率は目標値の99.9%以上になることを確認した。

5. 結言

中小ガス田向け環境対応高効率井戸元発電システムに適用するデュアル燃料燃焼低NOx燃焼器の開発を目的に、LNG及びA重油燃料に対応するマルチバーナを試作し、実機条件での単缶燃焼特性評価試験を実施し、以下の結論を得た。

- (1) NOx排出量は、LNG燃焼22ppm、A重油燃焼78ppmとなり、開発目標値のLNG燃焼25ppm(15%O₂)以下、A重油燃焼80ppm以下となること、また、LNG燃焼、A重油燃焼ともに燃焼効率が目標値の99.9%以上となることを確認した。
- (2) A重油燃料100%燃焼からLNG燃料100%燃焼への燃料切替え試験を行い、燃料切替え時のNOx排出量が80ppm以下となること、燃焼効率が99.9%以上になることを確認した。
- (3) LNG燃焼及びA重油燃焼時の燃焼振動、メタル温度、煤塵などの各特性を把握するとともに、メインバーナに発生するコーキングなど予蒸発予混合燃焼特有の課題を確認した。

謝辞

本研究の遂行にあたり、御支援頂いた独立行政法人 石油天然ガス・金属鉱物資源機構に深謝致します。

参考文献

- 1) 平田ほか3名：デュアル燃料燃焼低NOx燃焼バーナに関する研究：第32回ガスタービン定期講演会論文集，P29-34
- 2) 斉藤ほか3名：ジメチルエーテル(DME)燃焼ガスタービン燃焼器の開発：第33回ガスタービン定期講演会論文集，P25-30
- 3) Bacharach, "Instructions and Parts List for True-Spot Smoke Tester"

低NOx 燃焼器用コンセントリックバーナーの開発

*緒方秀樹, 小田剛生, 小林正佳, 木下康裕, 堀川敦史 (川崎重工株式会社)

Development of the Concentric burner for Low NOx combustor

*Hideki OGATA, Takeo ODA, Masayoshi KOBAYASHI, Yasuhiro KINOSHITA and Atushi HORIKAWA (KHI)

Abstract

While the industry has made substantial reductions in carbon monoxide, unburned hydrocarbons and invisible smoke emissions, NOx has been a more difficult pollution target because higher engine operating temperatures control other pollutants. NOx production increases exponentially as temperature increases. The highest levels occur in a stoichiometric transition from fuel-rich to fuel-lean conditions in the combustion chamber. The concentric burner solution is to pre-mix air and fuel before combustion to assure even burning at lower temperatures.

The concentric burner has two annular fuel/air swirlers. A central swirler acts like a pilot light that is sufficient to power the engine for idle and taxi operations. An outside main swirler encircles the first and kicks in with throttle advance for takeoff, climb and cruise. In descent, the main swirler is inactive.

The concentric burner proved 63% NOx reduction from the current ICAO regulation by using a multi sector unit. The lower combustion temperatures also will improve the engine's maintenance demands.

Key Words : NOx, LPP, combustor, fuel staging, concentric burner

1. はじめに

航空機の増加に伴ない航空エンジンでも環境適応性が強く要求されるようになり、ICAO (International Civil Aviation Organization) などが定める排出規制¹⁾は年々厳しくなる傾向にある。そのため、国際的に低エミッション燃焼器の技術開発が盛んに進められている。このような市場に競争力があるエンジンを投入するには、革新的な低NOx燃焼器が必要である。図1にICAO規制強化と他機種種の低NOx化の動向を示す。

炎温度が上昇するにつれてNOx発生量は指数関数的に増加する。一方、燃料と空気の混合比(空燃比)と火炎温度の関係は図2に示すようになっている。したがって、低NOx化を実現するためには理論空燃比(航空用Jet A-1燃料の場合14.7前後)を避けた希薄側もしくは過濃側で燃焼させれば良いといえる。

そこで、図2に示すように燃え難い低負荷時には、噴射弁出口の局所的な範囲が理論空燃比となる様に設定し、燃え易い高負荷時には一次燃焼領域の全域

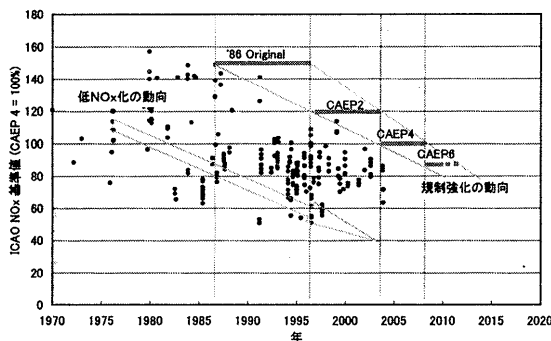


図1 規制と他機種種の動向

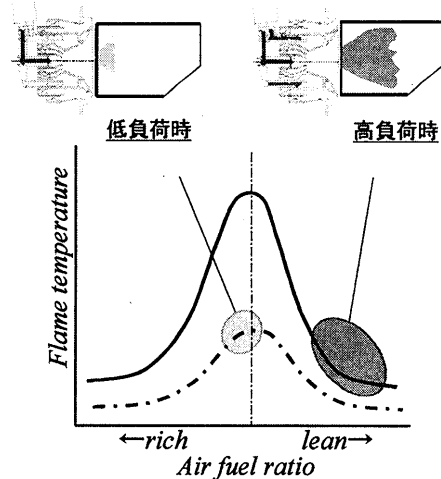


図2 空燃比配分

2. 低NOxコンセプト

火炎温度とNOx発生量には強い相関があり、火

が希薄となるように燃焼室内の空燃比配分を設定した。

燃焼領域の空燃比配分を作動条件に応じて最適に調整するには、空気流量配分または燃料流量配分を可変にする必要がある。図3に燃料ステージングの一例を示す。燃料を噴射する位置を各噴射弁の同心円上にパイロット（噴射弁の内側に緑色で表示）とメイン（噴射弁の外側に赤色で表示）に分けて配置し、それぞれの噴射孔から供給する燃料流量割合を負荷に応じて変化できるようにしている。なお、図の例ではパイロットとメインの燃料流量割合は1：9に固定し、パイロットのみの運用とパイロット+メインの運用の切り替えタイミングは中間負荷の一回とするシンプルな燃料ステージングスケジュールとしているが、エンジンの要求仕様に応じて燃料流量配分をより木目細やかに調整することで、さらなる低NO_x化にも対応できる。

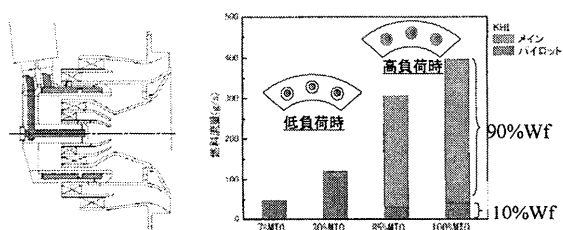


図3 燃料ステージング方式

3. 開発状況

図4に一般的な、燃焼器の開発のステップを示す。図示の如く、右に行くにつれて必要な開発期間が長く、上に行くほど、実機に近い完成度での評価となることを意味している。以降、小型エコエンジンプロジェクト²⁾における燃焼器開発状況を例に各ステップごとの実施内容を紹介する。

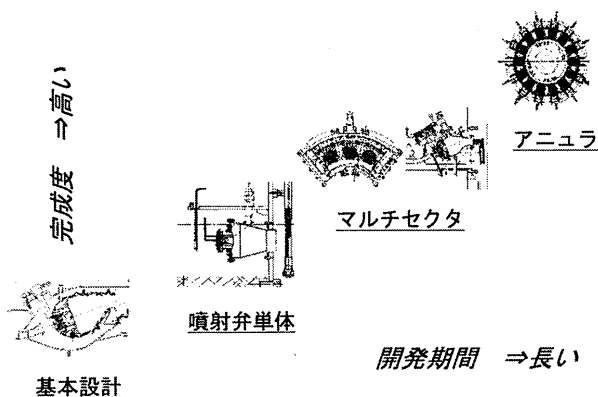


図4 燃焼器の開発ステップ

3.1 基本設計

エンジン作動条件、燃焼器のサイズ制限などに関する要求仕様を考慮して燃焼器の形状や空気量配分等に関する基本設計を実施した。図5に燃焼CFDによる燃焼器内の火炎温度分布予想結果を示す。これより、パイロットとメインから燃料を供給している高負荷時には燃焼器全域で比較的均一な火炎温度分布、パイロットのみから燃料を供給している低負荷時には、保炎をつかさどるパイロット噴射弁出口に高温領域が形成できることを確認した。

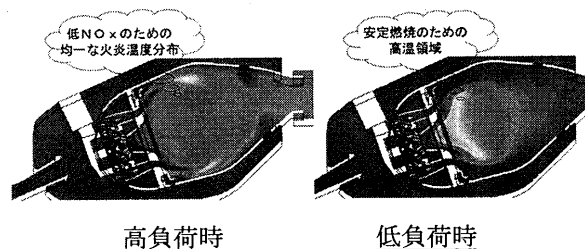


図5 燃焼器内の火炎温度分布予測

3.2 噴射弁単体試験

コンセントリックバーナーは、従来の拡散燃焼をベースとしつつ部分的に希薄燃焼を行う形態である。広い作動範囲で低NO_x性を損なうことなく安定燃焼を可能とするためには、拡散燃焼と希薄燃焼の組み合わせ形状がポイントになる。そこで、パイロット噴射弁部（拡散燃焼）とメイン噴射弁部（希薄燃焼）のそれぞれのスワラ旋回角度や空気流路形状、燃料噴射方法および空気流量配分等に関する検討を行い、燃料噴射弁を試作した。試作した燃料噴射弁について噴霧試験を行い、空気の流れパターン、燃料の微粒化、燃料の分散分布、燃料と空気との混合特性を取得した。得られた設計データを基に燃料噴射弁を改良し、地上着火性能やアイドル条件での燃焼効率を取得するための低圧燃焼試験を実施した。

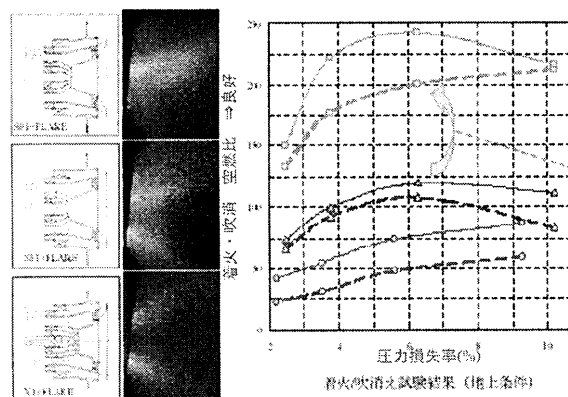


図6 噴霧計測による改良例

図6は各種噴射弁の燃料分散分布に関する計測結果と着火・吹き消え特性の相関を調べた結果である。これより燃料を噴射弁の中央付近に集める（図中で赤い色の部分が燃料の濃度が濃い）ことで、着火・安定燃焼性が大幅に改善（図中で、より大きな空燃比で着火し、より大きな空燃比まで吹き消えない）できることがわかった。

3.3 マルチセクタ燃焼試験

開発2年目には、初年度に開発した噴射弁3個を搭載したマルチセクタ燃焼試験装置を設計・試作し、中間負荷条件までの燃焼試験を実施した。

初期の形態では、低負荷条件での燃焼効率改善が課題であることが判明し、隣り合う噴射弁間の相互干渉を調整する改良、滞留時間の調整、スワラへ流入する空気流量配分の均一化などを施した。これらの対策は燃焼試験で改善効果を確認する前に、CFDや噴霧計測などで検証し、開発期間やコストを抑えて効率良い開発に努めた。

図7にマルチセクタでの開発の一例として、燃焼器ライナの断面幅を拡大した場合の燃料噴射弁出口に形成される逆流領域サイズを比較した結果を示す。図中、色がついた領域が逆流領域を示しており、ライナ幅を拡大することで（図には示していないが）、噴射弁単体でのものと同等の逆流領域が得られ、安定燃焼にとって良好な流れ場となることが解った。

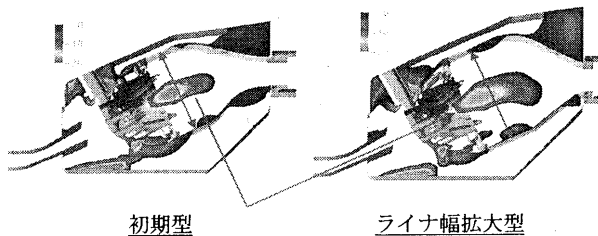


図7 燃焼器ライナ断面幅が流れ場に及ぼす影響

3.4 達成状況

表1にJAXAの高温高圧燃焼器試験設備に搭載して試験した第II期最終の燃焼器形態のマルチセクタ燃焼試験を実施した結果を示す。表に示すとおり、基本的な燃焼器性能に関する要求仕様を満たしつつ、大幅なNOx削減を達成できた。

図8に排ガス特性を示す。図には比較のため、既に実用化されている拡散燃焼方式のCF34-3の値も示している。いずれの燃焼方式もCO排出量をICAO規制値内に抑えるよう空気流量配分などを調整した結果、コンセントリックバーナーを採用した本燃焼器の方が、NOx、スモーク、およびTHCの排出量を少なく抑えられていることがわかる。

表1 マルチセクタ試験結果

項目	試験結果
NOx	現行ICAO規制に対し、63.4%削減
CO, THC	ICAO規制を満足する
スモーク	排出なし@離陸時
出口温度分布	出口温度不均一率は0.13
安定燃焼	フライトアイドルの2倍以上希薄な空燃比でも燃焼することを確認
高空着火	入口温度：264K、入口圧力：42.2kPa、燃焼器圧力損失：12%P3の条件で着火を確認
燃焼効率	99.4%@巡航

4. まとめ

コンセントリックバーナーの採用により、基本的な燃焼器性能要求を満たしつつ、NOx排出量を現在のICAO規制値(CAEP IV)から63%も削減できた。今後、より実機に近い形態での性能評価を行うためアニュラ燃焼試験を準備中である。

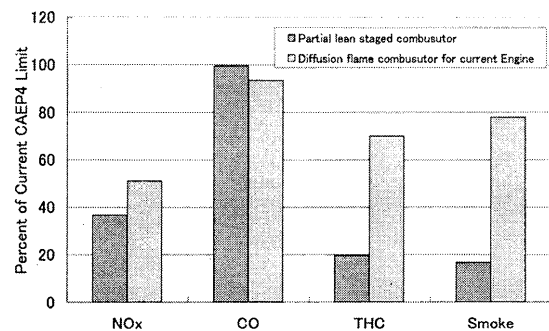


図8 排ガス特性

参考文献

- 1) ICAO Annex 16 Vol. II: "Aircraft Engine Emissions"(1993)
- 2) AJCPP2006-22011 Tetusji F. and Osamu F. "Research and technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project"

謝辞

本研究開発は、経済産業省の課題設定型産業技術開発費助成事業による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」について、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)との共同研究により実施したものです。本研究の実施にあたり、ご指導とご協力をいただいた経済産業省、NEDO、JAXAおよび多くの関係者各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

ガスタービン燃焼器の低エミッション化に関する研究 (燃焼条件の最適化と燃焼特性に関する考察)

岩井 保憲*¹ ○前田 福夫*² 山田 正彦*¹、太田 正廣*³

(*¹東芝、*²元東芝/首都大、*³首都大)

Study on Low Emission Combustor for Gas Turbine

(Optimization of Combustion Characteristics for Minimum Emission)

Yasunori IWAI (Toshiba)

Fukuo MAEDA (Toshiba/TMU)

Masahiko YAMADA (Toshiba)

Masahiro OTA (TMU)

Abstract

In order to meet the demands for stringent NO_x regulations of gas turbine, the design refinements of dry low emission (DLE) combustor with lean premixed flames have been required. In order to minimize NO_x, CO emissions of DLE combustor, experimental and numerical studies were conducted. Results show the relations between instability limit of lean premixed flames and emission characteristics of DLE combustor. And a concept for perfect premixed combustion of DLE combustor is suggested.

1. 緒言

近年、環境保全の観点から NO_x 等の大気汚染物質の削減が求められている。そのため、複合発電システム等に適用されている大型ガスタービンにおいても NO_x 削減対策が継続して図られている。ガスタービンにおける NO_x の大幅な低減は先ず水・蒸気噴射法⁽¹⁾の適用で実施された。この方法はその簡便性から現在も使用されているが、一方で多量の水・蒸気を消費するため、場所によっては適用できない場合や、運転維持費の増大を伴う等の特徴がある。そのため水や蒸気を使用せず、希薄予混合燃焼法による燃焼法の改善のみによって NO_x 低減を図る燃焼器、所謂乾式低 NO_x 燃焼器 (DLEC) が開発された⁽²⁾。しかし希薄予混合燃焼は、火炎の吹消えや不安定燃焼の発生、燃焼振動の増大及び逆火発生の可能性等の問題点がある。そのため燃焼実験を主体とした研究開発によりこれらの問題は回避されつつあり、現状では水・蒸気噴射法による NO_x 低減レベルをしのぐレベルを達成しつつある^{(3)~(5)}。しかし近年の更なる環境規制強化やシステムの経済性向上の要求、ガスタービンの高温、高圧下による NO_x の増加傾向対策の必要性から、DLEC の様な燃焼法の工夫のみによる低減対策のメリットが再認識され、その更なる NO_x 低減が求められている。そのためには予混合燃焼割合の増加が必要となるが、不安定燃焼の発生や火炎の吹消え、燃焼振動等⁽⁶⁾ 同様の問題を回避する必要がある。そのため筆者らは DLEC として設計された類似構造の供試燃焼器を用いて、多段予混合燃焼時 (ステーキング) の排ガス特性⁽⁷⁾、火炎の吹消えや燃焼の安定性⁽⁸⁾ 等について夫々検証し、その可能性評価を試みた。しかし、現状達成されている NO_x 低減レベルは、理論や基礎研究等から予測される NO_x 排出レベルにまで至っていない状況にある。今後の地球環境の更なる本質的な保全対策の必要性を考えると CO 等を含め NO_x 等の Minimum Emission 化は必須と考えられる。

以上の観点より本研究は、DLEC の更なる Minimum Emission 化を目指し、そのために必要な完全予混合化の条件、それに伴う燃焼特性等の把握、又は燃焼の最適化を図るための指針を得ることを目的として前報⁽⁷⁾⁽⁸⁾ の再評価を行った。

以下にその成果を報告する。

2. 供試燃焼器および試験方法

2.1 供試燃焼器の構成と仕様

評価に用いた缶型供試燃焼器 (Model-A, C) の構成、仕様を夫々図1、表1に示す。Model-A は上流より Region-1, 2, 3 で構成され Region-1 はパイロット火炎用の拡散燃料、空気 G_{fd}, G_{ad} が夫々燃料ノズル、スワラより流入する。Region-2 は燃焼用空気 G_{am} 又は予混合ガス G_{am}+G_{fm} が軸方向3列、周方向8個、計24個の噴射口より

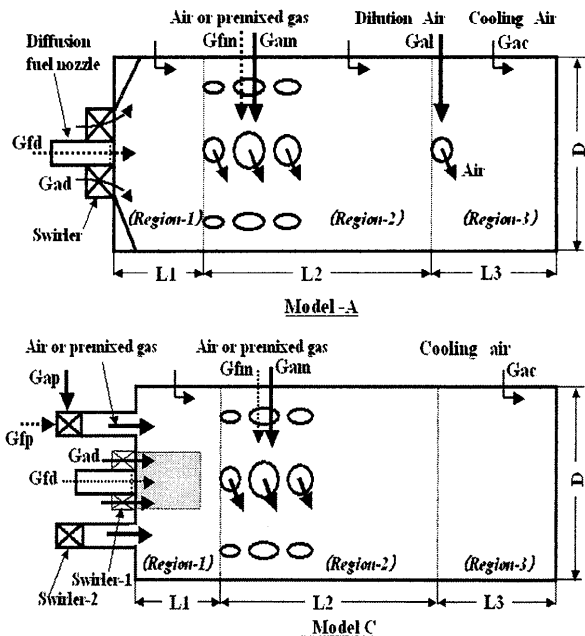


図1 供試燃焼器の構成と空気、燃料の流れ

燃焼器内に流入混合する。Region-3 は4個の噴射口より希釈空気が流入する。又 Region-1, 2, 3 の燃焼器壁面からはフィルム冷却空気がスロット冷却構造等を経由して夫々燃焼器内に供給される。Model-C は Model-A とほぼ同様であるが Region-1 においてパイロット予混合ガス G_{fp}+G_{ap} をスワラ2から供給する機構が追加されている。

表1 供試燃焼器の仕様

Specifications (mm)	Combustor model	
	Model-A	Model-C
D: Inner diameter	360	360
L: Combustor length	930	930
L1 : (Region-1)	170	170
L2 : (Region-2)	510	760
L3 : (Region-3)	250	0

Region-3においては次節2.2で示す理由により希釈用空気が無く、又全体としては少量のフィルム冷却空気がRegion-1,3に供給される。そのためRegion-2,3の壁面は高冷却効率の冷却構造が採用されている。Model-A,C共に燃焼試験範囲における圧力損失は約5%、滞留時間は約25msである。ここでModel-Cは、Model-Aの高温化対応を図ったモデルで図1、表1に示すように仕様、構造概念がほぼ同じであり、評価データの相互関係の簡明化を図るために選定したものである。

2.2 供試燃焼器の設計環境の特徴

Model-A,Cを含め高温化と希薄予混合化、更には完全予混合化に伴う特徴のひとつは、燃焼器内の状態量の均一化傾向である。その一般的傾向を図2に示す。図2は高温化(Tex→大)、希薄予混合化(φm→小)により、直接燃焼用に使用する空気Gamを除く空気Gac(フィルム冷却空気、リーク、希釈空気等)の減少する傾向を示したものである。又図は高温化、希釈予混合化により、燃焼器上流側における燃焼用空気Gamが増大し、逆に下流側で流入する空気(Gac)が減少することも示しており、流量の均一化が測られていることがわかる。図には示していないが燃焼ガス温度分布等も同様の傾向になる。ここでφmは当量比、Gt=Ga+Gfである。

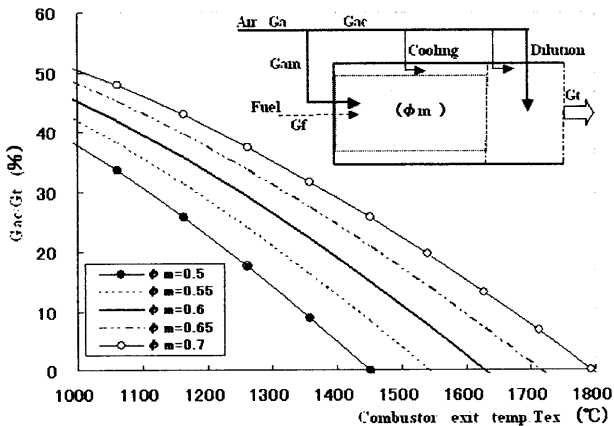


図2 高温化、低NOx化に伴う冷却空気の変化例

2.3 試験方法

図3に燃焼試験装置を示す。供試燃焼器は試験装置内に実機とほぼ同じ条件で取り付けられ、表2、3に示す試験条件に空気、燃料、水蒸気が夫々制御、供給される。水蒸気は空気中の絶対湿度を変化させる場合に空気に注入、混合して供給される。排ガス成分はサンプリングプローブよりガス分析計に導かれNO又はNO2、CO、CO2、THC、O2が連続、自動計測される。燃焼振動は燃焼器に取り付けられた圧力センサーにより、また火炎の変化や不安定燃焼の発生等は尾筒に装着されたファイバースコープにより夫々計測、観察できる。表2に試験条件を示す。試験条件の中で試験圧力PaはNOx、CO等の排ガス特性に対する圧力の影響を回避して評価パラメータの簡明化を図るため概略0.8~1.2MPaの範囲に設定している。表3に示

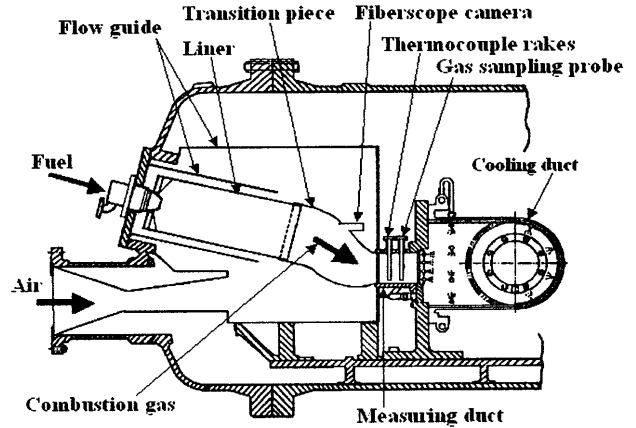


図3 燃焼試験装置

表2 試験条件(1)

Test conditions	Combustor model	
	Model-A	Model-C
Inlet air temp. Ta (°C)	300~350	300~400
press. Pa (MPa)	0.8~1.2	0.8~1.2
absolute humidity ha (kg/kg)	~0.048	
Exit gas temp. Tex (°C)	~1200 ~1450	
Typical fuel composition (Vol.%) (City gas 13A)	88.6	
	4.5	
	5.4	
Fuel temp.	1.5 Room Temp.	

す試験条件は、Model-C 燃焼器を用いた火炎の吹消えや不安定燃焼の発生条件を検証、評価するときの設定条件である。温度(Tex)一定、又は湿度(ha)一定で夫々の影響を比較できる。条件の中でha=0.048kg/kgは大気温度40°C、相対湿度100%に対応する空気中の絶対湿度に相当する。

表3 試験条件(2)

Exit temp. Tex (°C)	1260	1360	1430
Inlet air temp. Ta (°C)	341	347	385
Absolute humidity, ha (kg/kg)	0.048	0.048	0.048
		0.015	0.015

3. 試験結果および考察

本研究は燃焼器のMinimum Emission化を目的としているため、予混合燃焼割合の増大(または完全予混合化)に伴う排ガス特性、吹消えや不安定燃焼の発生条件、およびこれらの関係等について評価、考察する。

3.1 NOx、CO、THCの排出特性の予測

実験データとの比較、評価の参考とするためNOx、CO、THC排出特性の予測計算を行った。計算は、燃料CH4と空気(大気圧15°C、60%相対湿度の組成)の完全予混合ガスを圧力1MPa、燃焼温度一定(但し対応する燃空比は温度350°Cを基準に設定)で、ChemkinのPLUGにより、GRI-mechの反応機構(9)を用いて行った。図4にCO、THCの排出特性、図5にNOxの排出特性を示す。図4より、COはその生成、消滅特性により燃焼温度が概略1100°C未満の場合、τ≒25ms(燃焼器出口相当)においては残留COが予測される。更に、τ<1msにおける反応は完了したと仮定しても、燃焼温度が概略1400°C未満

の場合、 $1\text{ms} \leq \tau < 25\text{ms}$ (又は燃焼器内) においては反応減衰中のCOがあり、流れや燃焼条件 (反応凍結等) によっては同様に残留COとして排出される可能性が伺える。又THCはCOに比較し反応速度が大きく 1000°C 程度であっても $\tau \approx 25\text{ms}$ において残留は無いと予測されるが、COと同様に仮定すると概略 1100°C 未満の場合、燃焼器内にTHCが残留しており、COと同様残留THCとして排出される可能性が伺える。図5よりNO_xの排出特性は、燃焼温度が概略 1600°C 未満の場合、滞留時間の影響、およびその排出レベルも小さい。NO_xの排出レベルは燃焼温度が支配的で、 1600°C を超える場合に排出レベル及び滞留時間の影響が共に大きくなっている。排ガス制御の観点より、COに比較して排出レベルに影響の少なくなる燃焼温度に 200°C 程度 (= $1600^\circ\text{C} - 1400^\circ\text{C}$) の差が見られるのは興味深い。

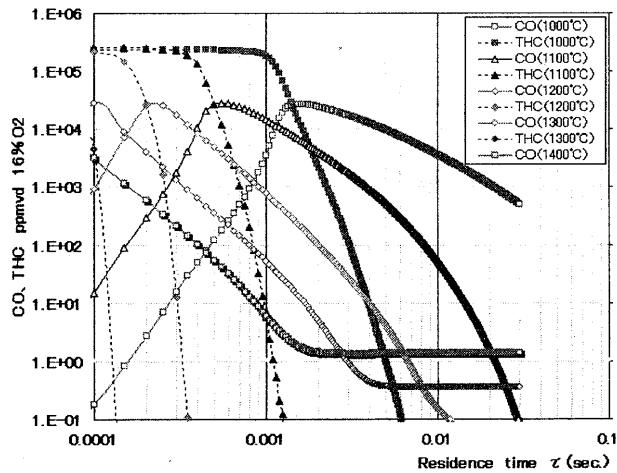


図4 CO、THC予測値 (CH₄、1MPa)

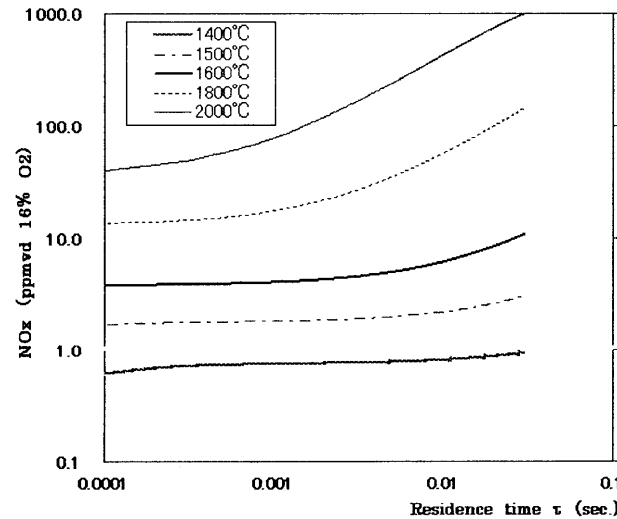


図5 NO_x予測値 (CH₄、1MPa)

3.2 計測CO、THC、NO_x排出特性の評価

供試燃焼器 Model-A, C は共に、低燃焼温度域 (低負荷運転域) においては拡散燃料 G_{fd} (図1参照) 単独 (又は主体) で運転され、燃焼温度 (Tex) の上昇と共に予混合燃料 G_{fm}+G_{am} (又は G_{fp}+G_{ap}、G_{fm}+G_{am}) が供給され拡散及び予混合の併用燃焼状態になる。又温度上昇と共に予混合燃焼が支配的となる。このような状態において排出特性は燃焼条件の変化により大きく変化する。そこで燃焼条件との対応、及び理論的な予測値との対応を図り、評価の簡明化を図るため、2.2 で述べた燃焼域の均一化の傾向を考慮し、以下の考

方 (モデル) により計測値を比較、評価する。図1の Model-A, C において Region-1+Region-2+Region-3 を完全予混合ガス反応器とみなし、その反応温度を実験時の燃焼器出口温度 Tex と対応させる。即ち燃焼温度 Tex、滞留時間 τ_{ex} の予混合燃焼とみなす。このモデルにより CO、THC、NO_x 排ガス特性の評価を試みた結果を図6、7, 8, 9 に示す。図中に示されている予測値 (Cal.) は図4、5における計算値を、滞留時間をパラメータ、横軸を燃焼温度 (又は燃焼器出口温度 Tex) で再プロットしたものである。先ず図6に Model-A のCO排出特性を示す。図中における計測値 (Exp.) のパラメータは予混合燃料当量比 ϕ_m で、 $\phi_m=0$ は拡散単独燃焼を示し、他は予混

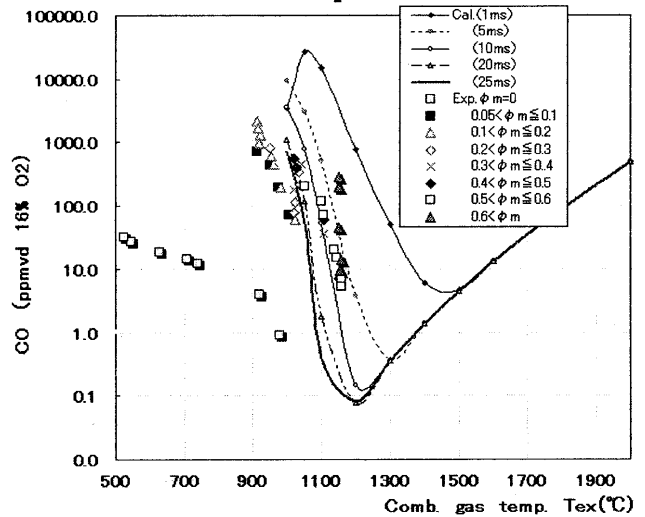


図6 CO排出特性 (Model-A)

合燃焼との併用燃焼を示す。図6より拡散単独燃焼 ($\phi_m=0$) の場合CO特性は低レベルで温度上昇と共に減少するが、 $\text{Tex} > 900^\circ\text{C}$ における予混合燃料 G_{fm}+G_{am} の供給により急上昇し、温度上昇と共に予測トレンドに沿って急減少している。このCO排出レベルは、拡散単独の低レベルを考慮するとそのほとんどは予混合燃焼によると考えられる。又予混合燃焼併用時のCOレベルは温度Texが同一の場合、当量比 ϕ_m の大きい程高レベルを示している。これは燃焼の最適化の観点からは空気配分変更によりCO低減が出来ることを示唆している。図7にてTHC特性を示す。排出レベルはCOに比較して低いと同様の傾向を示している。図7で $\text{Tex} > 1100^\circ\text{C}$ においても低レベルの

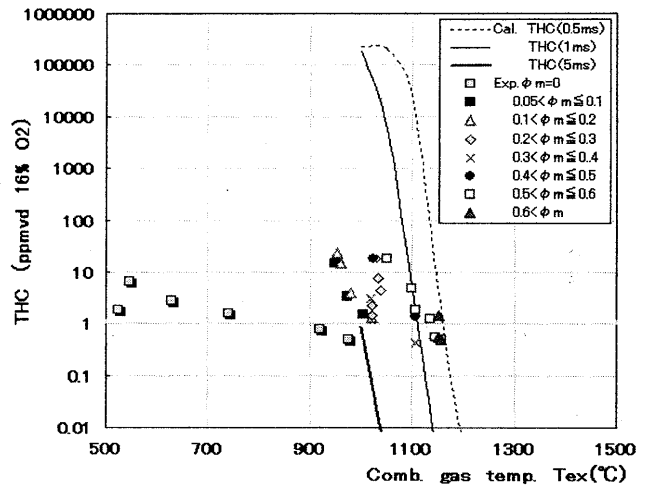


図7 THC排出特性 (Model-A)

残留 THC があることは、図4の特性からは考え難く、前述の2.2で述べた冷却空気による反応凍結の可能性も推察される。図6に示す予混合燃焼併用時の CO 排出にも同様の影響が考えられる。図8に Model-C の CO 排出特性を示す。この場合 $Tex \approx 950^\circ\text{C}$ の予混合燃焼併用時における CO レベルが低いのは Model-A と異なりパイロットの予混合燃料 $G_{fp} + G_{ap}$ が比較的高温で部分燃焼するよう調整（多段燃焼）されているためである。このような場合 CO レベルは 概略拡散単独燃焼時と予測特性に示す CO 排出レベルの中間の排出レベルを示す。又 $Tex > 1200^\circ\text{C}$ の領域では CO は平衡濃度となり計測値もそのトレンドを示している。一方で安定燃焼の観点より CO、THC の排出

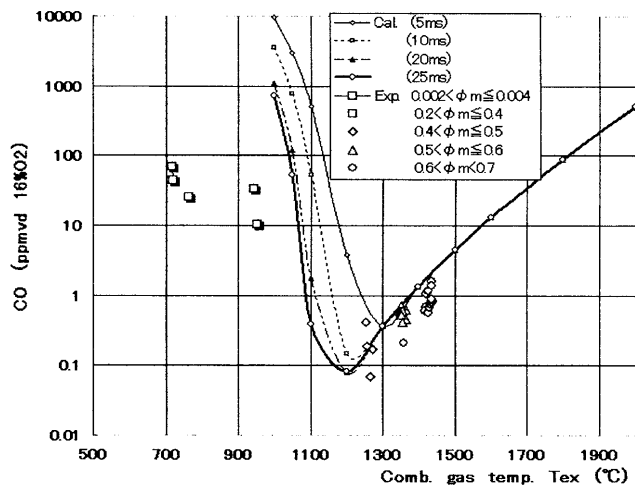


図8 CO 排出特性 (Model-C)

レベルを見た場合、特に図6に示す $Tex < 1200^\circ\text{C}$ おける予混合併用燃焼時には僅かな条件変化で CO 等が急上昇して燃焼効率を低下させ、拡散燃焼との関係で燃焼が不安定化する可能性がある。以上より CO 排出については、拡散燃焼や多段燃焼化等による低温度域に於ける燃焼制御で低減化、燃焼の安定化は可能であり、高温化、低 NO_x 化を図ることによる燃焼の均一化の傾向と重なり、結果として図6、7に示すように単純な予混合燃焼の排出特性に漸近すること及びその排出特性が明らかとなった。次に図9には、 NO_x の Minimum 化のため、希薄予混合燃焼適用により DLEC により達成されてきた NO_x 排出レベルの減少傾向例^{(7)(10)~(12)}と、理論的に予測され

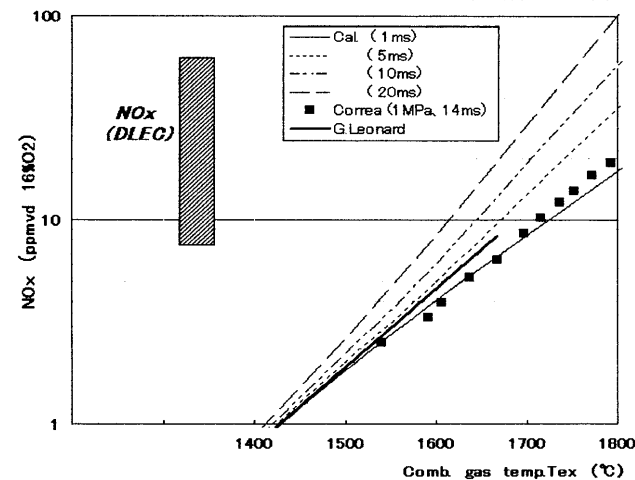


図9 NO_x 排出特性比較

る NO_x 排出レベルの関係例を示す。図より明らかなように DLEC の適用により徐々に低減が進み、10ppmvd 未満の例も報告されているが、

min. NO_x レベルまでは至っていない。これは予混合の均一化、燃焼安定性等との関係により決まっていると考えられ、これらの達成が重要と考えられる。一方で目標の min. NO_x レベルについては予測値と G. Leonard, S. Correa 等⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾の実験、評価結果では滞留時間に若干の食い違いが見られる。G. Leonard 等は、 Tex が約 1630°C 未満であれば実質上圧力、滞留時間の影響は無視可能で、図中に示す直線で表せるとしており、予測値より低レベルである。 Tex が 1450°C 前後の場合 NO_x は 2 ppmvd 弱、又 G. Leonard 等のデータに拠れば 1700°C 程度までは 10 ppmvd 前後の排出レベルまで低減できる可能性が伺える。燃焼法の改善のみによるこれら NO_x の低減レベルは、環境規制対応やそのための NO_x 削減のための設備等の要否を選択する重要な目安になると考えられる。ここで NO_x 生成への圧力依存性等については今後の検討の必要性も指摘⁽¹⁵⁾されており、滞留時間の影響等も含め予測精度の向上が期待される。

3.3 吹消え及び不安定燃焼の評価

前述の CO、THC、 NO_x 排出特性評価より、Minimum Emission 化を図るために、吹消えや不安定燃焼の回避の必要性が明らかとなった。そのためより高温化と低 NO_x 化対応の図られている Model-C について、吹消え及び不安定燃焼の発生条件を計測し、前報⁽⁸⁾と一部重複するが、Minimum Emission のための燃焼最適化指針と関連付けるため更に考察、評価を行った。以後「吹消え又は不安定燃焼」を「吹消え等」と略記する。又「吹消え」は燃焼器内に火炎がすべて無い状態を、「不安定燃焼状態」は拡散燃料による火炎は存在しているが、予混合火炎が変動し、ヘルムホルツ振動や気柱振動モードで経験される 50~3000 サイクル程度の振動とは異なり、更に低周波の

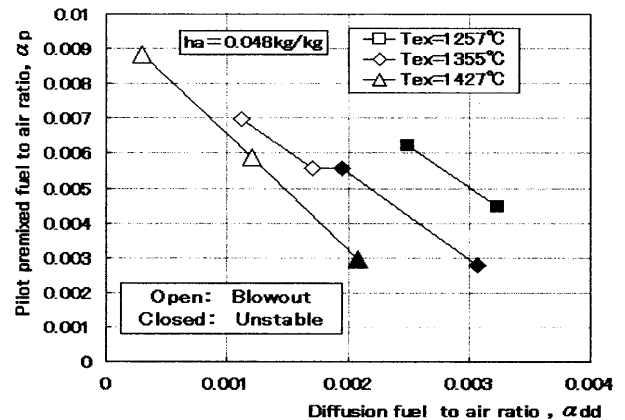


図10 吹消え等に対する燃焼温度 Tex の影響

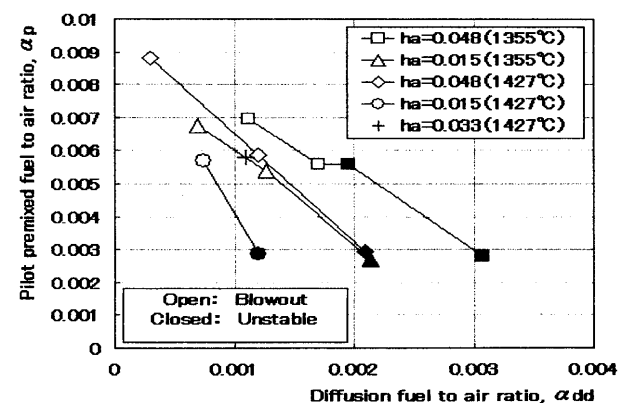


図11 吹消え等に対する湿度 ha の影響

圧力変動が観察される状態を示す。以下に計測結果(試験条件は2.3の表3)を図10, 11に示す。図10, 11より大気湿度一定の場合は燃焼温度 T_{ex} が高い程、安定燃焼域が拡大し(α_{dd} , α_p が減少する)、燃焼温度 T_{ex} が一定の場合は大気湿度 h_a が高いほど不安定燃焼域が拡大(α_{dd} , α_p が増加する)することがわかる。

これらの結果を燃焼条件の変化と関連させるために行った評価、考察を以下に示す。図12に拡散燃料単独燃焼時の吹消え燃空比(α_{dd})と図10, 11に示す吹消え燃空比との関係を示す。図より予混合燃焼併用時の吹消え特性は、拡散燃料単独燃焼時の特性と同等であり、予混合燃焼の影響を受けないと推察される。次に図10, 11における吹消え等の全計測点及びそのトレンドを、燃焼器内の燃焼条件と対応させるため、図1の供試燃焼器(Model-C)に対応した反応器モデル図13を仮定する。図中Region-1及びRegion-2, 3は図1のそれらに対応する。Region-1は反応器p, dd, rで構成され、夫々パイロット予混合域、拡散燃焼域、循環域に対応し、dpがRegion-1全体の平均値を示す。同様にRegion-2, 3は反応器m, exで構成され、exが燃焼器全体の平均値又は出口状態を示す。ここで反応器mに流入する $G_{am}+G_{fm}$ は β_m , $1-\beta_m$ の割合に分割され β_m 割合がRegion-1の反応器rcに再循環すると仮定する。ここで β_m は、1/2モデルを用いた可視化試験結果を反映して0.15に仮定している。この反応器モデルを用いてRegion-1の反応器dpに注目し、その燃空比 α_{dp} に対する T_{dp} , T_m , α_{dd} のトレンドを求めた結果を図14に示す。尚全ての反応器では完全燃焼と仮定している。図14の T_{dp} , T_m , α_{dd} の増減のトレンドは、燃焼温度 T_{ex} =一定、即ち $G_{fd}+G_{fp}+G_{fm}$ =一定

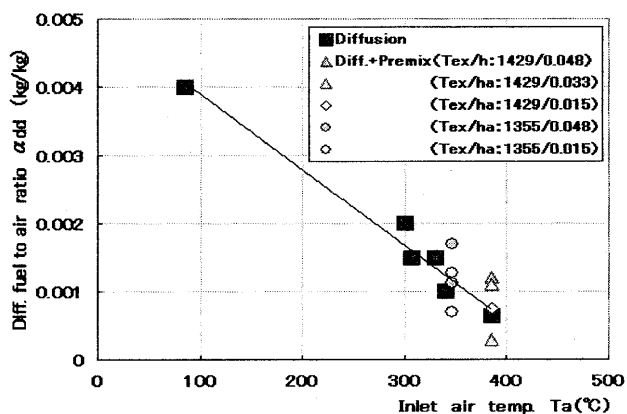


図12 吹消え燃空比

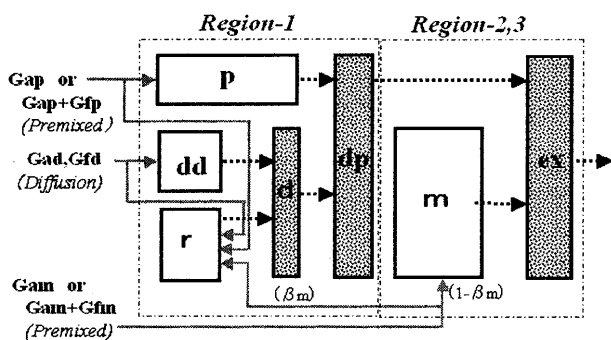


図13 Model-Cの反応器モデル

の実験条件による。まず燃焼温度 T_{dp} に注目する。 T_{dp} の減少傾向に伴い不安定燃焼は大略1050~1250°Cの範囲で発生しており、図6に示したCO増大傾向等による不安定燃焼の発生温度範囲を含んで

いる。逆に T_{dp} が上昇する場合は安定傾向ではあるが、 α_{dd} の減少が伴うため、図12に示す吹消え特性により適宜吹消え状態になると考えられる。又、1050~1250°Cの温度幅に対応する下流の予混合ガス温度 T_m の変化幅は、 $T_{ex}=1427^\circ\text{C}$ 一定の試験条件の場合、逆の温度傾向で約150°C程度あるが、安定化には直接寄与していない。従ってRegion-1を代表する温度 T_{dp} の温度レベルが安定、不安定性を左右していると推察される。同様に、燃焼温度が不安定性に影響している例として大気湿度 h_a との関連について考察する。図14に示す T_{dp} は、本来その燃空比 α_{dp} に対しては一本の線になる筈であるが表3の試験条件における空気温度 T_a 、空気湿度 h_a の違いにより、燃空比 α_{dp} に対する燃焼温度 T_{dp} が異なるため複数本になっている。この温度差は、図14に示す燃空比近傍で概略60°C(計算値)であるが、その影響は次の様に考えられる。まず燃焼を不安定化させる燃焼温度(例えば1050~1250°C)があると仮定し、燃空比 α_{dp} の低下に伴い、最初にこの温度に到達する条件から不安定化すると考える。試験条件で燃焼温度は低い順に $h_a/T_{ex}=0.048/1257$, $0.048/1355$, $0.048/1427$, $0.015/1355$, $0.015/1427$ であり、図11, 14に示す結果はこの温度順に不安定化している。

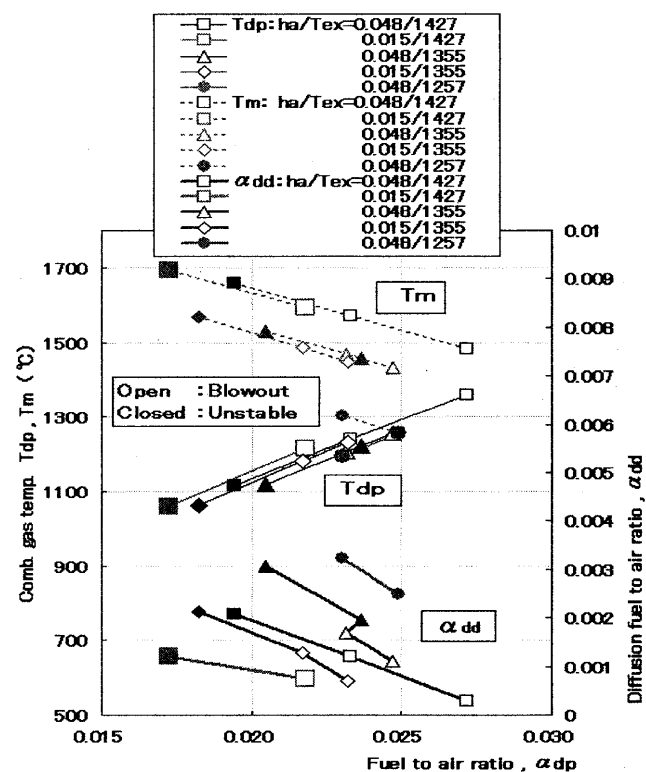


図14 吹消え等近傍における T_{dp} , T_m , α_{dd} 比較

次に完全予混合化(又は拡散燃空比 $\alpha_{dd}=0$)の条件について考察する。図15に拡散燃空比 α_{dd} とRegion-1の代表温度 T_{dp} との関係を示す。図14からも推察できるが、概略 $T_{dp}=1400^\circ\text{C}$ で $\alpha_{dd}=0$ となる傾向が伺える。J. A. Lovett, N. Abuaf 等⁽¹⁶⁾によるスワラー等各種保炎器を用いた希薄予混合燃焼時の吹消え燃焼温度として1370~1480°Cが報告されている。反応温度が1400°Cを超える領域では、図4, 6のCO, THCの反応、減衰の様子より、保炎器により十分な滞留時間(>1ms)が確保されれば予混合燃料のみで燃焼可能と考えられる。この代表温度 T_{dp} は、燃料配分や空気配分の調整(形状変更)により、必要な燃焼温度 T_{ex} において $T_{dp}>1400^\circ\text{C}$ の設定は可能であるため、図12の吹消え特性等を考慮することにより、より低負荷

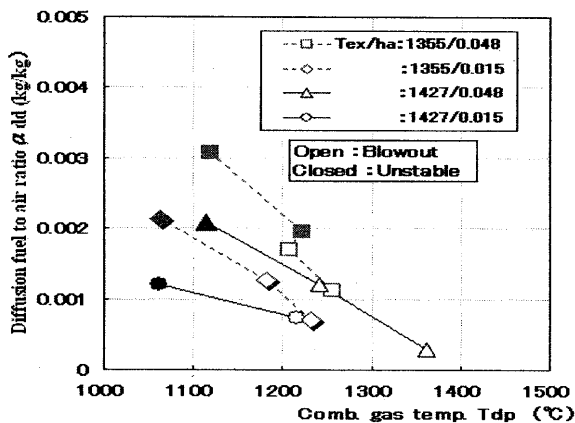


図15 拡散燃空比 α_{dd} の減少傾向

域まで $T_{dp} > 1400^{\circ}\text{C}$ となる燃焼条件の最適化等により、広い T_{ex} の温度範囲(又は運転範囲)でminimum emissionの可能性が期待できる。

4. 結論

供試燃焼器を用いて高圧燃焼試験で得られた排ガス特性や吹消え等の特性について、minimum emission化の観点から評価、考察を行い、燃焼最適化のための設計指針等について得られた主な知見を以下に示す。

(1) 拡散及び希薄予混合火炎併用燃焼時における吹消えや不安定燃焼の発生条件と、その近傍の燃焼条件における排ガス特性の関連を明らかにし、又完全予混合化に至る燃焼条件を推察した。

(2) CO排出レベルは、希薄予混合燃料を燃焼温度(T_{ex}) $< 1200^{\circ}\text{C}$ で投入すると急増し、同一燃焼温度の場合、予混合当量比が高いほど、高くなる。又COレベルの急増大に伴い燃焼が不安定化する場合がある。又温度上昇と共に予測値トレンドに沿って急減し 1200°C 近傍でmin.となる。 1200°C 以上ではほぼ平衡値に沿って上昇する。

(3) THC排出レベルはCOより概略一桁低いが、燃焼温度に対するトレンドはCOと同じである。

(4) NO_x は予混合の増大で低減できるが、理論値に漸近させるためには完全予混合化(又は同等の均一化)と安定燃焼が必要である。

(5) 吹消え等の発生範囲は大気湿度 h_a の増大、燃焼温度 T_{ex} の低下により拡大する。このときの燃焼器内の代表温度 T_{dp} は大略 $1050\sim 1250^{\circ}\text{C}$ の間にあり、COの急増大する(又は燃焼が不安定化する)温度域を含んでいる。

(6) 代表温度 $T_{dp} > 1400^{\circ}\text{C}$ で拡散燃料をゼロに漸近出来、完全予混合燃焼が出来る可能性がある。

以上の知見は、限定された供試燃焼器や試験条件を前提に評価、検討して得られた結果であるが、理論的に予測される希薄予混合燃焼の特性とも近いため、予混合燃焼の最適化等の設計指針の一部としても有用な結果と考えられる。しかし、不安定燃焼等に付随し易い燃焼振動との関係や再循環流量比 β_m の影響等が未検討であり NO_x の予測精度向上等と共に今後の更なる検討が望まれる。

(注) 本論分に掲載の商品の名称は、夫々各社が商標として使用している場合があります

参考文献

- (1) G. L. Touchton, Influence of Gas turbine combustor Design and Operating Parameters on Effectiveness of NO_x Suppression by Injected Steam and Water, Trans. of the ASME, 706/Vol.107, July, 1985
- (2) J. C. Solt, J. Tuzson, Status of Low NO_x Combustor Development, ASME-PAPER 93-GT-270
- (3) H. Okamoto, F. Maeda, Y. Iwai, M. Ito, T. Takahara, Development of Dry Low NO_x Combustor for 1300°C Class Heavy-Duty Gas Turbine, 95-YOKOHAMA-IGTC-138
- (4) L. B. Davis, Dry Low NO_x Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines, 95-YOKOHAMA-IGTC-139, 1995
- (5) D. W. Bahr, Gas Turbine Combustion and Emission Abatement Technology Current and Projected Status, IGTC-99 Kobe KS-3
- (6) 塩田和則、山中矢、前田福夫、岩淵一徳、土屋利明、岡本正範、共鳴器による燃焼振動の低減法に関する研究(第2報、音響振動抑制の数値解析)、機論(B編)71巻、706号、2005-6
- (7) 前田福夫、岩井保憲、軸方向に複数の火炎配置を有するガスタービン用低 NO_x 燃焼器の排ガス特性、日本ガスタービン学会誌 Vol. 32, NO. 2, 2004. 3
- (8) 前田福夫、岩井保憲、山田正彦、軸方向に複数の火炎配置を有するガスタービン用低 NO_x 燃焼器の燃焼安定性、日本ガスタービン学会誌 Vol. 32, NO. 2, 2004. 3
- (9) <http://www.me.berkeley.edu/gri-mech/>
- (10) K. J. Bauermeister, B. Schetter, K. D. Mohr, A 9.25 MW Industrial Gas Turbine with Extreme Low Dry NO_x and CO Emissions, ASME PAPER 93-GT-307, 1993
- (11) J. D. Willis, I. J. Toon, T. Schweiger, Industrial RB211 Dry Low Emission Combustor, ASME PAPER 93-GT-391, 1993
- (12) L. B. Davis, Dry Low NO_x Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbine, GER-3568F
- (13) G. Leonard, S. Correa, NO_x Formation in Premixed High Pressure Lean Methane Flames, 2nd ASME Fossil Fuel Combustion Symposium, New Orleans Jan. 1990
- (14) G. Leonard, J. Stegmaier, Development of an Aero-derivative Gas Turbine Dry Low Emission Combustion System, ASME-PAPER, 93-GT-288
- (15) 佐野妙子、 NO_x とその生成、日本ガスタービン学会誌、Vol. 21, NO. 82, 1993
- (16) J. A. Lovett, N. Abuaf, Emissions and Stability Characteristics of Flameholders for Lean-Premixed Combustion, ASME-PAPER, 92-GT-120

超臨界CO₂を作動媒体とするソーラーガスタービンの サイクル特性

*宇多村 元昭 (東工大), ニキチン・コンスタンチン (東工大)

Cycle characteristics of solar gas turbines using supercritical carbon dioxide as a working fluid

*Motoaki UTAMURA(Tokyo Institute of Technology)
and
Konstantin NIKITIN(Tokyo Institute of Technology)

ABSTRACT

Cycle characteristics of closed gas turbines using super critical carbon dioxide as a working fluid are investigated. It is found an anomalous behavior of physical properties of CO₂ at quasi critical point may limit heat exchange rate of recuperator due to the onset of pinch point inside recuperator. Taking such pinch problem into consideration, the cycle efficiency of Brayton cycle is assessed and is found limited to 39%. As an alternative recompression cycle is investigated and operable range has been identified. It is revealed that the recompression cycle is a promising candidate and may achieve the cycle efficiency no less than 45% under a typical operating condition of pressure of 20MPa and temperature of 823.2K at turbine inlet, and temperature of 308K at compressor inlet and temperature effectiveness of 98% at recuperators together with an optimal choice of both parameter values, turbine expansion ratio of 2.5 and bypass ratio of 0.32. Parametric study is carried out. In neither compressor nor turbine, deteriorated adiabatic efficiency may affect cycle efficiency. However, pressure drop characteristics of heat exchangers govern the cycle efficiency.

Key words: gas turbine, closed cycle, concentrating solar thermal power, supercritical carbon dioxide

1. はじめに

既報¹⁾では、太陽熱発電向けに、超臨界二酸化炭素(CO₂)を作動媒体とする新しいガスタービンサイクルを提唱した。このサイクルは、800K程度の中温度で動作するクローズド再生サイクルで、高いサイクル効率を実現するには、高性能の熱交換器が必要であることをシミュレーションで明らかにした。前報²⁾ではマイクロチャンネル熱交換器(MCHE)を試作し、高性能熱交換器の製作見通しを明らかにした。既報¹⁾の解析では、付与した熱交換器の温度効率が常に実現できるという仮定をおいていたが、CO₂の状態によっては上記の仮定が成り立たず、交換熱量に制約が生じることが判明した。そこで、本報告では、熱交換器の伝熱限界を考慮してCO₂サイクルの熱効率を再評価した。さらに、伝熱限界を緩和するために、既報のブレイトンサイクルに代えて新たなサイクルを導入してサイクル特性の改善を試みた。

2. 熱交換器の伝熱限界

2.1 超臨界CO₂の熱物性

CO₂サイクルをガスタービンサイクルとして用いる場合には、圧縮機入口での作動流体の状態

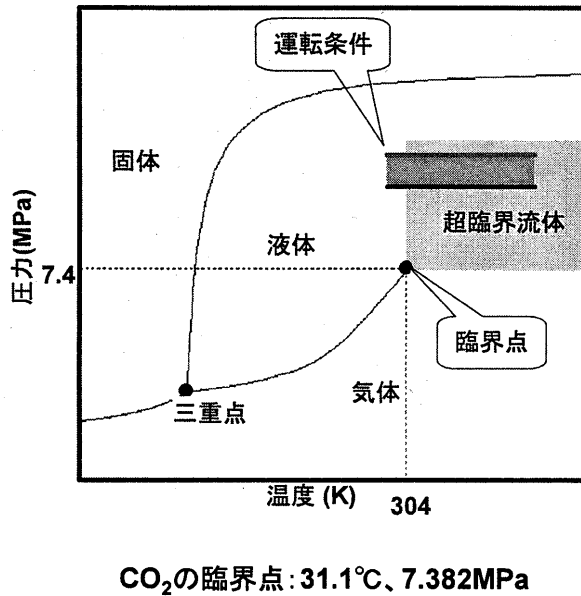
を、臨界点(7.4MPa, 304K)よりわずかに高温、高圧側に設定するのが熱効率向上の点で有利である。図1は熱交換器内でのCO₂の物性値の分布を示す。擬臨界点を挟んで比熱が極大を示し、密度が急激に変化する。

2.2 熱媒体の熱交換器内温度分布

今、熱交換器出入口での高温・低温流体の流量 m 、温度 T 、圧力 P と交換熱量 Q_0 が与えられているものとする。両流体の器内温度と温度差は以下のように計算できる。 Q_0 と入口条件から低温側媒体の出口温度と比エンタルピが求まる。次に、 Q_0 を M 個の等負荷の計算要素 q に分割し、高温媒体の入り口から計算を開始する。要素内の熱バランスから、要素他端の比エンタルピが求まる。このエンタルピと圧力を PROPATH³⁾ に入力して、要素の温度ほかの物理量を計算する。 j 番要素の右端格子点は $j+1$ 番要素の左端格子点に一致するから、漸次計算を進めることができる。

熱媒体に、常圧の水を低温側、擬臨界点近傍にあるCO₂を高圧側として、対向流とする前置冷却器

超臨界の温度圧力領域



超臨界CO₂の代表的物性値

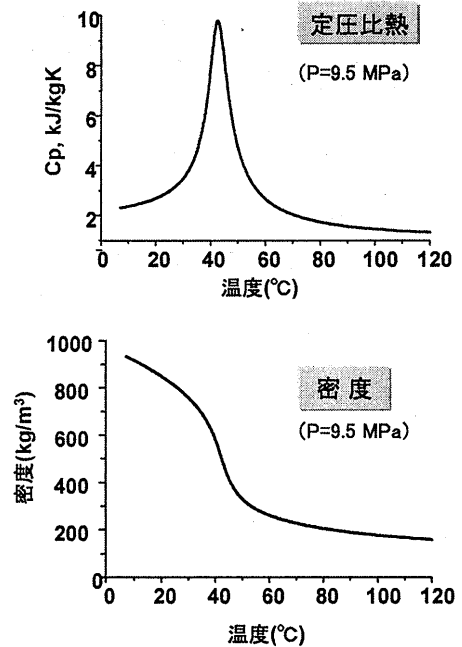


図1 超臨界の温度圧力領域と代表的物性値

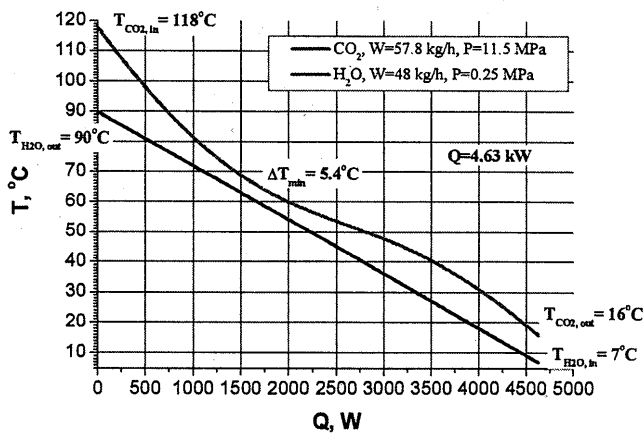


図2 熱媒の熱交換器内温度分布
(物性値が定数でない場合)

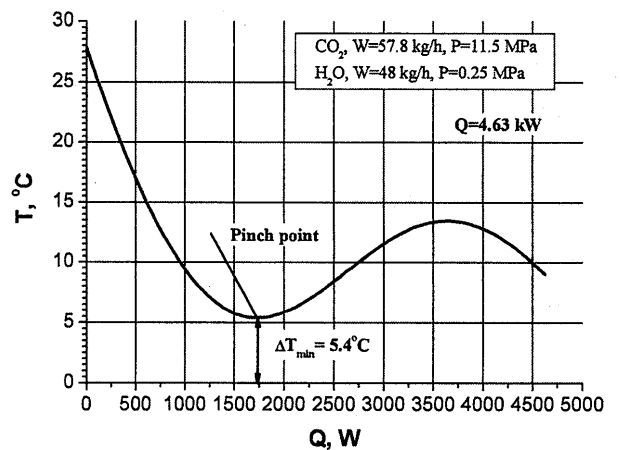


図3 高温熱媒と低温熱媒の温度差の分布

の運転を考える。図2は器内の熱媒の温度分布を熱負荷に対して示している。これは熱交換器の長さ方向の分布と見做せる。CO₂の温度分布には変曲点が現われている。図3は図2を基に作成した流体の温度差の分布を示す。ピンチポイントの位置がより鮮明である。このように、温度差が最小に

なる条件(ピンチポイント)は、擬臨界点に対応している。その理由は、既出の図1に示したように定圧比熱が極大の位置の伝熱要素では、温度変化が小さいことによる。今、この分布を下方に平行移動してピンチポイント温度差が0の状態を作ると、この条件が高温流体側で定義した温度効率

の上限である。これに対し物性値が定数の場合は、ピンチポイントは高温流体の出口に存在するから、理論上の上限は1である。サイクル計算においては、このことを考慮する必要がある。言い換えれば、ピンチポイント温度差が負になる運転条件は架空のものであり、排除して考える必要がある。

3. 伝熱限界抑制型のサイクル構成

3.1 分流再圧サイクル

図4は分流再圧サイクル⁴⁾を示す。既報¹⁾のブレイトンサイクルとの違いは、サイクル中の位置9で流れを分岐し、作動流体の一部を冷却せずに圧縮して再生熱交換器に戻す点にある。分岐せずに全量冷却する場合は、既報¹⁾で検討したブレイトンサイクルになる。したがって、分流再圧サイクルは運転自由度が増えた構成になっている。分岐により、2番目の再生熱交換器(RHX2)の伝熱特性を改善できる。2.2節で述べたピンチポイント問題は、温度範囲からRHX2で生じると考えられる。分流操作により、比熱の大きくなる低温流体の熱容量が減少し、既出の図2に見られたような、温度変化の停滞がRHX2で生じにくくなる。また、冷却器に流入する流量が低減するのでサイクルからの熱ロスが低減し、熱効率が向上する。

3.2 計算条件

表1は計算条件を示す。熱交換器の圧力損失率の推定では、高温側、低温側の伝熱特性を等価にするために流速を等しくするように設計するものと仮定した。前報²⁾では、熱交換器の温度効率98%と圧力損失率1.2%, 0.4%の仮定の妥当性を基礎実験により明らかにした。既報¹⁾では分流比=1、タービン膨張比=1.55のサイクル熱効率を47%としたが、再評価でピンチポイントが-8Kであり、実現不可能な作動条件であることが判明した。

4. 計算結果と検討

4.1 運転可能範囲

分流比とタービン膨張比をパラメータにして計算した。図5は、分流再圧サイクルの運転範囲を示す。ここで、運転可能範囲の定義は、再生熱交換器のピンチポイントが正であり、圧縮器入り口圧力が臨界圧力より高いことである。計算の結果、上記条件下ではタービン膨張比 ϕ の取りうる値の範囲は、 $2.2 < \phi < 2.65$ であることが分かった。 ϕ が2.2以下ではピンチポイント温度差が負、2.65以上では圧縮機入り口圧力が臨界圧力を下回る。

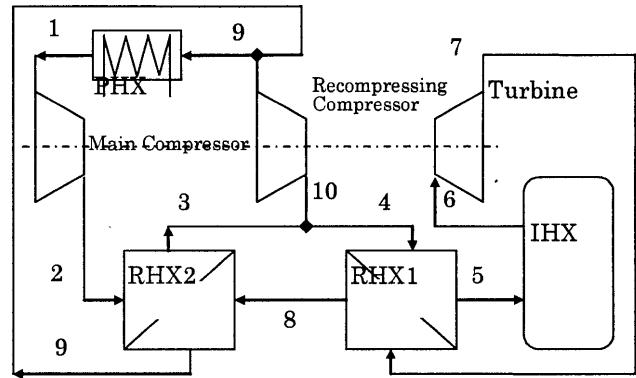


図4 分流再圧サイクル

表1 計算条件

項目	位置	値
圧縮機 CIT 温度, (K)	1	308
圧縮機断熱効率(-)		0.9
タービン TIT 温度, (K)	6	800
タービン TIP 圧力, (MPa)	6	20
タービン断熱効率(-)	-	0.93
RHX1, 2 温度効率, (%)	-	98
RHX1, 2 圧力損失率高温側, (%)	-	0.4
RHX1, 2 圧力損失率低温側, (%)	-	1.2
IHX 圧力損失率, (%)	-	1.2
PHX 圧力損失率, (%)	-	1
分流比, (-)	9⇒1	可変
タービン膨張比, (-)	6⇒7	可変

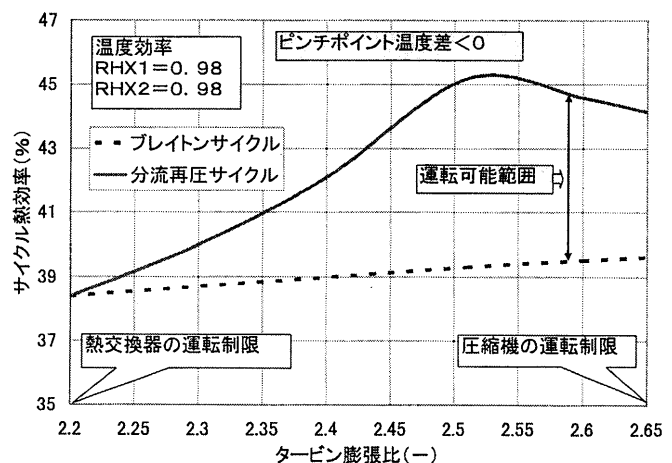


図5 運転可能範囲

ブレイトンサイクル(全量冷却)では、運転可能範囲での熱効率は右端にあり 39%前後であるが、分流すれば効率が改善され、最適膨張比 ($\phi = 2.5$) では 45%以上に達することがわかる。

図 6 は、図 5 に対応する分流比をタービン膨張比の関数として示す。バイパス比 (= 1 - 分流比) を増すと熱効率は上昇するが、RHX 2 でのピンチポイント温度差は減少し、やがて負になる。

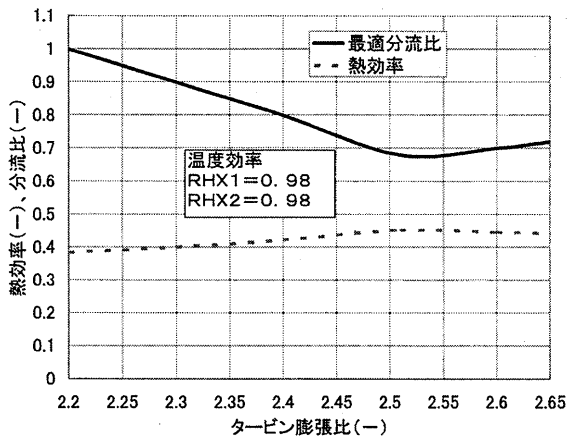


図 6 熱効率を最大にする分流比

実線の下方向が運転可能な領域を示す。膨張比が 2.51 の場合にバイパス比は最大になり、熱効率が最大になるので、この近傍に設計点を選択するのが好ましい。図 7 はサイクル効率が最大となるタービン膨張比が 2.51 の場合の T-S 線図を示す。表 1 の計算条件と値が若干異なっている (TIT(+50K) と TIP(-0.7MPa)) が、線図の形状に大差はない。

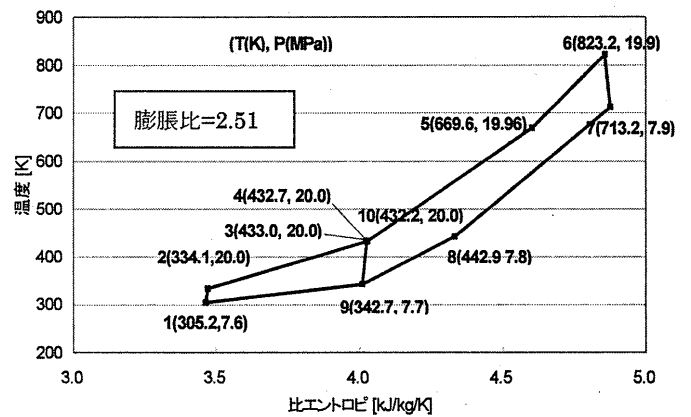


図 7 T-S 線図

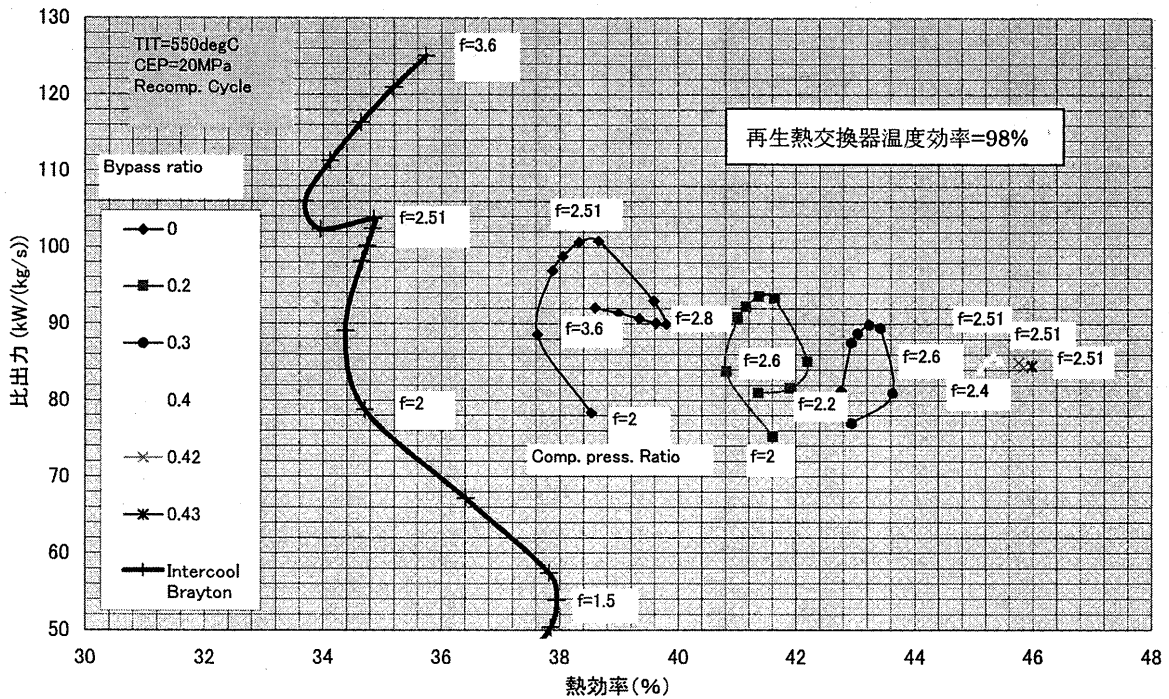


図 8 熱効率と比出力の関係

4. 2 パラメータの効果

(1) 熱効率と比出力

図8は、温度効率を0.98に固定し、比出力と熱効率の関係をバイパス比(=1-分流比)とタービン膨張比をパラメータにして示したものである。計算条件は、既出の図7と同じである。個々のカーブでは、表示された膨張比の範囲で運転が可能である。バイパス比が0.4以上の範囲では、最高熱効率は膨張比2.51付近に局在することがわかる。また、最大比出力も、バイパス比の大小に拘らず、膨張比が2.51に存在している。比出力はブレイトンサイクル(バイパス比=0)で最大になり、バイパス比の増加に伴い、比出力が低下し(最大約20%)、バイパス比を固定した運転での膨張比の選択範囲が狭くなる傾向がある。一方、膨張比2.51での比出力は85~100 kW/(kg/s)の範囲にあり、蒸気タービンの約1/10である。他方、CO₂の密度は再熱3重圧蒸気系で、配管寸法が最大になる中圧系統蒸気(~3MPa)の7倍である。したがって、体積流量当りの出力は~30%減で済み、CO₂の配管径は蒸気タービンと同規模と考えられる。

(2) 温度効率の影響

そこで、膨張比を2.51に固定して、温度効率を変化させて熱効率と分流比の変化を調べた。温度効率の検討は、実用範囲と考えられる0.75から0.98までの範囲とした。結果を図9に示す。破線は、ブレイトンサイクル(分流比が1)、実線は分流比を選択可能な最小値(実線)とした時の分流再圧サイクルを示す。破線と実線の二本の効率カーブの領域で運転が可能である。実線は、所与の膨張比と温度効率での最高効率を示す。温度効率が0.85以上の範囲では、最高効率を与える分流比の変化は小さく0.65付近にあり、分流再圧サイクルは40%以上の効率を示す。温度効率の範囲0.85~0.95での感度係数(=サイクル効率絶対変化量/温度効率変化量)は、0.5%/と近似できる。また、温度効率が0.95以上ではサイクル効率は温度効率に対する感度が小さく飽和傾向にある。

(3) 断熱効率の影響

図10は回転機器の断熱効率が熱効率に及ぼす影響を示す。計算範囲では、両者にはほぼ比例関係があり、圧縮機効率の低下による熱効率の低下率は、0.24~0.33、タービン効率のそれは0.5~0.55と圧縮機の約2倍の感度がある。機種変更に対し熱効率にそれほど大きな変化が無いので、幅広い容量に適用可能性がある。

(4) 圧力損失の影響

図11は圧力損失が熱効率に及ぼす影響を示す。この計算では、圧縮機出口圧力を20.7MPaに固定した。圧損率は既出の表1に示した値を基準にその倍数で示してある。したがって、カーブの左端の値が基準である。圧損の影響は極めて大きい。これは圧損の増加でタービン入口圧力(TIP)が減少し、運転可能な膨張率の上限値が減少することによる。例えば、従来の管型熱交に相当する右端

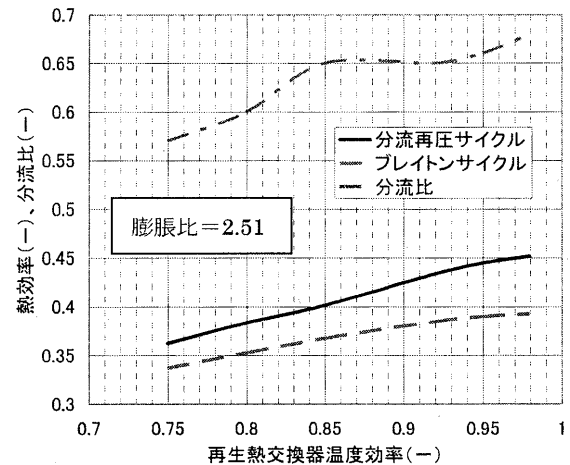


図9. 熱効率の再生熱交換器の温度効率依存性

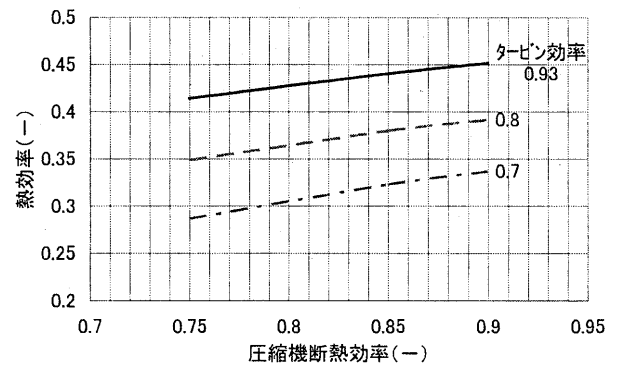


図10. 断熱効率の影響

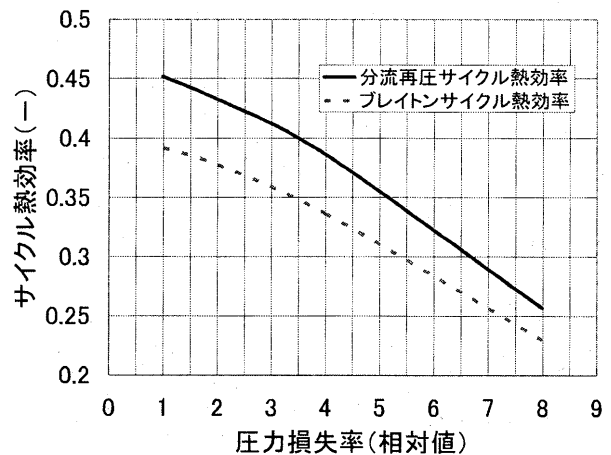


図11. 圧力損失の効果

8でのTIPは基準値(20MPa)から15MPaまで低下した。
これより、実用化には低圧損型熱交の開発が必須であることが分かる。

(5) 機器の熱負荷分布

図12はサイクル効率が最大になる条件での機器の出力/熱負荷を示す。 Q_{turb} Q_{mc} Q_{rc} Q_{net} はそれぞれ、タービン膨張仕事、主圧縮機、再圧圧縮機、ガスタービン出力を示す。棒グラフの高さはIHXでの入熱量を50MWとした時の値を示す。

再生熱交換器RHX1, RHX2の合計値は117MWで、入熱の約2.3倍である。

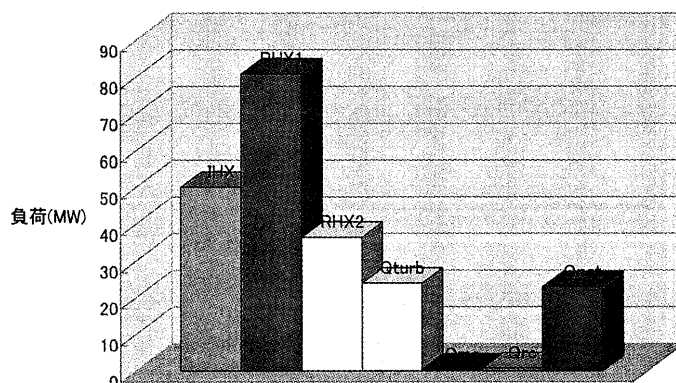


図12 機器の熱負荷

5. 結論

超臨界CO₂を作動媒体とするソーラー向けのクロードサイクルガスタービンの特性を検討した。超臨界CO₂が擬臨界状態で動作する熱交換器ではピンチポイントが器内に発生し、これが交換熱量を制限し、ブレイトンサイクル熱効率を6%低下することを示した。次に、この熱量制限を緩和するサイクルとして分流再圧サイクルを取り上げ、そのサイクル特性を評価した。ブレイトンサイクルとの比較を通じて、運転が可能なパラメータの範囲と、パラメータ効果を明らかにした。

- (1) 分流再圧サイクルの熱効率は、ブレイトンサイクルの値を常に上回り、最大のサイクル熱効率は45%である。
- (2) 熱交換器の温度効率は95%以上の範囲では熱効率への影響はほとんどない。
- (3) 圧損率の影響は極めて大きく、実用化には低圧損型の熱交換器の開発が必須である。
- (4) 基準計算条件では、分流比0.32、タービン膨脹率2.51でサイクル熱効率が最大になる。

6. 参考文献

- 1) 宇多村元昭、玉浦裕：超臨界二酸化炭素を作動媒体とするソーラーガスタービンサイクル、B-7 第33回ガスタービン定期講演会(2005.9.10) PP.147-149.
- 2) 宇多村元昭、玉浦裕：ソーラーガスタービン用マイクロチャンネル熱交換器の伝熱流動特性、日本ガスタービン学会誌、Vol35, No2 (2007.3) pp.110-116.
- 3) Ito, T., et al., 1990, PROPATH: A Program Package for Thermo-physical Properties of Fluids, Version 10.2, Corona Publishing Co., Tokyo, Japan.
- 4) Frutschi, H.U.: Closed-cycle gas turbines, Professional engineering publishing Co. Ltd., London (2004)

超音速機用インタータービン・バイパス 可変サイクルエンジンの概念検討

根本 勇

Conceptual Analysis of Inter-turbine Bypass VCE for Supersonic Propulsion

Isamu NEMOTO

ABSTRACT

This paper describes conceptual analysis and cycle study of Inter-turbine Bypass VCE (Variable Cycle Engine). The proposed cycle is capable of achieving bypass ratio (BPR) modulation for supersonic cruise propulsion. At supersonic cruise and transonic climb, the turbine inlet temperature is greatly increased in comparison with that of the sea level static condition. At those situations, a variable area bypass injector (VABI) put on the casing wall at the entrance of LPT is opened to bleed some amount of mass flow. The VABI flow is reintroduced at a downstream position of LPT through a subsonic mixer. Owing to the operation, the core flow and the pressure ratio increase, and, hence, the BPR reduces and the specific thrust increases. From the present analysis, the following features of the proposed cycle were obtained:

- 1) Thrust increase at supersonic cruise and transonic climb without reheat,
- 2) SFC reduction at subsonic cruise,
- 3) TIT reduction at supersonic cruise without thrust decrease.

Keyword: Supersonic Transport Propulsion, VCE, Inter-turbine bypass VABI, Mixed-Flow

1. はじめに

空港騒音問題は、次世代超音速旅客機の主要な環境影響問題の一つである。従って推力の増加は大きいジェット騒音が増大するアフターバーナーを離陸時に使用することはできない。そこで遷音速/超音速域における加速性能が必須の要件となる。

造波抵抗が大きい遷音速領域を逸早く通過し、音の壁を突破するには、大きな加速度が必要である。然るに高空では大気密度が薄く、高亜音速ではラム圧縮の効果も小さいのでエンジン内の圧力は上がり、低いタービン入口温度 (TIT) でエンジンがマッチングし十分な推力が得られない。

一方、超音速巡航時はラム効果によってファン入口温度が上昇、圧縮機出口温度 (CDT) が高くなるため、許容最大ガス温度と CDT の差が狭まり、十分に燃料を供給できなくなる。或いは高い比推力を得るには TIT を著しく高めねばならない。

Table 1 三つの VCE の上空での推力増強法の違い

	装置	推力増強
Double-bypass VCE	Afterburner	再燃
HYPR	LPT-VG	高温化
Inter-turbine Bypass VCE	LPT VABI	低 BPR

遷音速/超音速域での加速性能を高めるために Table 1 に示すような幾つかの方法が提案されている。

Table 1 の Double-bypass VCE は上空での加速時のみアフターバーナーを使用する。我が国で国際プロジェクトとして研究・開発された HYPR (Super/Hypersonic Transport Propulsion System) のターボ系エンジンは再燃を行わず、高速飛行時のバイパス比 (BPR) 上昇を防いで、高空での加速性能を高温化によって確保している。本研究は低バイパスターボファンの BPR を、高速飛行時に離陸時より大幅に低めて高空での加速性能を高める Inter-turbine Bypass VCE について、その概念検討を行ったものである。

2. Inter-turbine bypass engine の構成

Double-bypass VCE を Fig. 1 に、HYPR Turbo Jet Engine を Fig. 2¹⁾ に示す。Fig. 1 の上半部はターボジェットモード、下半部はターボファンモードである。図からターボファンモードでは再燃していない。

固定サイクルエンジンは機速が遅くなると BPR が減少するのに対し、Fig. 2 に示す HYPR は、低圧タービン可変静翼 (LPT-VG) を採用することによって低速時の BPR を高め、排気速度を低めている。換言すれば高速時の BPR 上昇を抑え比推力を確保している。

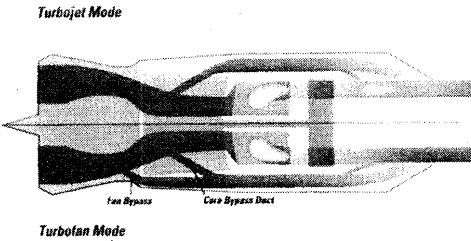


Fig. 1 Initial double-bypass VCE
Image courtesy of General Electric Company

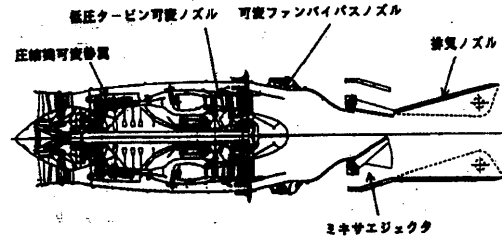


Fig. 2 HYPR Turbo Jet Engine

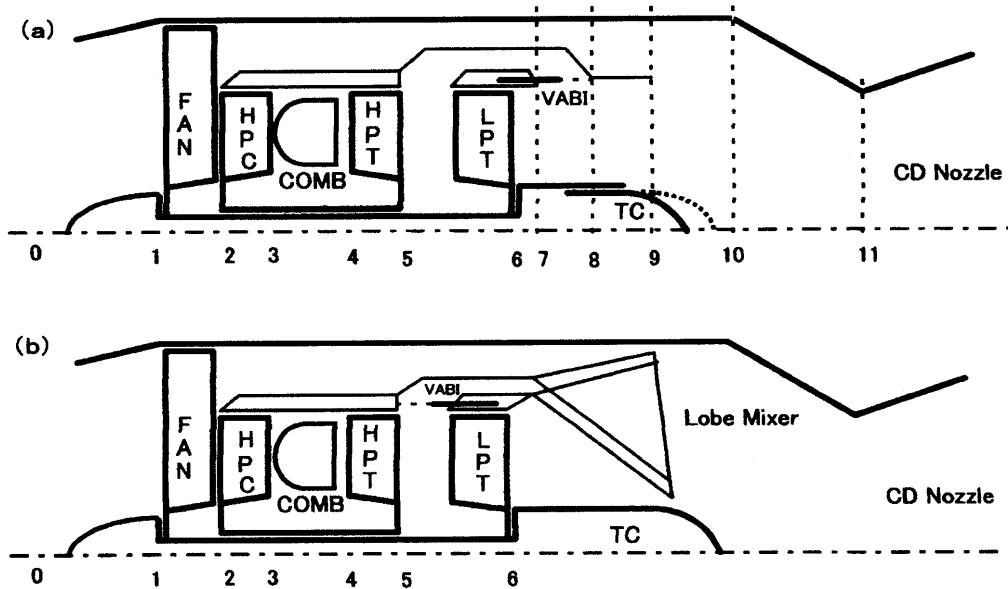


Fig. 3 Inter-turbine Bypass Concept

BPR の変化の量をより一層増し、上空での推力を高めるサイクルにとっての必要条件は、低圧系に悪影響を及ぼすことなく高圧軸回転数を高めコアのマスフローを増せることである。このサイクルを実現する inter-turbine bypass engine の概念図を Fig. 3 に示す。

このエンジンは離陸時には LPT バイパス流路に設けた VABI (Variable Area Bypass Injector) を閉じ、通常のターボファンと同様に運転される。高空では VABI を開き、コア流量の一部を LPT をバイパスして排気ダクトに再導入する。この LPT-bypass によって LPT 流量が HPT より少なくなり低圧軸回転数を過回転にすることなく高圧軸回転数を高めることができる。Fig. 3 (a) と (b) に二つの異なる混合方式を示す。

3. Inter-turbine bypass concept

3-1. 理想サイクルによる解析

まず、ファンバイパス比を BPR で表し、式 (1) で定義する。LPT バイパスについてはファンバイパス比との混同を避けるため、ここからは用語として抽気を統一して用い、抽気率 Q を式 (2) で定義する。ここでは燃料流量は空気流量に比べて無視しようとする。

$$\frac{m_a}{m_c} = BPR + 1 \quad \dots \dots (1)$$

$$m_Q = Qm_c \quad \text{或いは} \quad m_{lt} = m_c(1-Q) \quad \dots (2)$$

BPR と Q の関係は、式 (1) と (2) から

$$\frac{m_a}{m_{lt}} = \frac{BPR + 1}{1 - Q} \quad \dots \dots (3)$$

式 (1) ~ (3) からファン空気流量 m_a と LPT 流量 m_{lt} を一定に維持し、抽気率 Q を増すと BPR が低下しコア流量 m_c が増加することが分かる。

次に全温を大気の前温で除した θ と、エンジン要素前後の全温の比 τ を用い、本エンジンの単位ファン空気流量当りの推力を理想サイクルで表すと式 (4) となる。ここでは簡単のためファンバイパス、LPT 排気、抽気の三つの流れをそれぞれ別々のノズルから排出するものとする。式 (4) のそれぞれの根号に大気の前速 a_0 を乗じると、第一の根号は LPT 排気のジェット速度、第二の根号は LPT 抽気のジェット速度、第三の根号はファンジェット速度を表す。

$$\begin{aligned} \frac{F_n}{m_a a_0} = & \frac{1}{BPR+1} \left[(1-Q) \sqrt{\frac{2\theta_t}{\theta_0 \tau_c} \left(\frac{\theta_0 \tau_f \tau_c \tau_{ht} \tau_{lt} - 1}{\kappa - 1} \right)} \right. \\ & + Q \sqrt{\frac{2\theta_t}{\theta_0 \tau_c} \left(\frac{\theta_0 \tau_f \tau_c \tau_{ht} - 1}{\kappa - 1} \right)} \\ & \left. + BPR \sqrt{\frac{2(\theta_0 \tau_f - 1)}{\kappa - 1}} \right] - M_0 \quad \dots (4) \end{aligned}$$

ここで LPT の温度比 τ_{1t} はファンに流れるパワーを考慮して、式 (5) で示される。

$$m_c (1-Q) Cp (T_5 - T_6) = m_a Cp (T_2 - T_1) \quad \text{より}$$

$$\tau_{lt} = 1 - \frac{BPR+1}{1-Q} \cdot \frac{\theta_0}{\theta_t \tau_{ht}} (\tau_f - 1) \quad \dots (5)$$

Q の定義域は $0 \leq Q \leq 1$ である。Q=0 のとき

$$\begin{aligned} \frac{F_n}{m_a a_0} = & \frac{1}{BPR+1} \left[\sqrt{\frac{2\theta_t}{\theta_0 \tau_c} \left(\frac{\theta_0 \tau_f \tau_c \tau_{ht} \tau_{lt} - 1}{\kappa - 1} \right)} \right. \\ & \left. + BPR \sqrt{\frac{2(\theta_0 \tau_f - 1)}{\kappa - 1}} \right] - M_0 \quad \dots (4)' \end{aligned}$$

$$\tau_{lt} = 1 - (BPR+1) \frac{\theta_0}{\theta_t \tau_{ht}} (\tau_f - 1) \quad \dots (5)'$$

Q=1 のとき式(5)の始めの式から $T_2 - T_1 = 0$

よって低圧系の仕事はなく BPR=0、故に

$$\frac{F_n}{m_c a_0} = \sqrt{\frac{2\theta_t}{\theta_0 \tau_c} \left(\frac{\theta_0 \tau_c \tau_{ht} - 1}{\kappa - 1} \right)} - M_0 \quad \dots (4)''$$

式 (4)' はターボファンの推力を表し、式 (4)'' はターボジェットの推力を表す。つまり HPT/LPT 間抽気は、ターボファンエンジンのターボジェット化を意味する。ここで式 (4) の導出を、簡単のため式 (4)'' により説明する。 $\theta_t / (\theta_0 \tau_c) = \tau_b = T_4 / T_3 = t_n / t_0$ 、 t_n は排気ノズル最狭部静温、 τ_b は燃焼器温度比である。 τ_b を式(4)'' に代入すると式 (6) となる。

$$\frac{F_n}{m_c a_0} = \sqrt{\frac{2(T_5 / t_0 - t_n / t_0)}{\kappa - 1}} - M_0$$

$$\therefore F_n = m_c (V_J - V_0) \quad \dots (6)$$

但し、BPR の変化は圧縮機回転数及び排気ダクトにおける混合の条件により制限を受ける。

3-2. 高/低圧軸の回転数

圧縮機入力と回転数の三乗は比例関係にあり、圧縮機入力とタービン出力は等しいので、圧縮機の回転数 N_2 を式 (7) で表すことができる。

$$N_2^3 \propto \frac{m_{lt}}{1-Q} C_p T_4 \left(1 - \frac{T_5}{T_4} \right) \eta_m \quad \dots (7)$$

ここで η_m は回転系の機械効率である。式 (7) から本エンジンの高圧軸回転数 N_2 は、 T_4 のみでなく抽気率 Q によっても制御され、 T_4 と同時に抽気率 Q を増すと N_2 を上昇させることができる。しかし超音速領域では、ラム効果により HPC 入口温度が上昇するので、本来は修正回転数を下げなければ N_2 が過大になってしまう。そこで高速飛行時に BPR の低下を狙う本エンジンは、高圧系の設計点を超音速飛行時とする必要がある。

通常のターボファンの回転数は、燃料流量の制御を通して高圧系のみが制御されるが、本エンジンでは抽気率 Q によって低圧系も制御される。高圧系と同様、低圧軸回転数 N_1 は式 (8) で表される。

$$N_1^3 \propto m_c (1-Q) C_p T_5 \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \eta_m \quad \dots (8)$$

式 (8) から HPC 流量 m_c の増減に見合っ抽気率 Q を制御すれば、低圧軸回転数 N_1 を所要の回転数に保つことができる。

タービン側から抽気し、LPT をバイパスするこの方式のもう一つの特徴は、両タービンへの仕事の配分を LPT 可変静翼の絞りによらず抽気によって変えるため、HPC サージの恐れがないことである。

3-3. 排気ダクトでの混合

Fig. 3 (a) は、ミキサにおけるファンバイパス流とコア流の圧力バランスを取るため、コア側ダクト出口の幾何形状 (面積) を変える方式である。

LPT 排気と LPT バイパス流をダクトの位置 7~9 間で混合する。高温と低温の流れは同じ静圧で一緒に流れるのでマッハ数はそれぞれの温度には無関係となる²⁾。後述するサイクル計算では、LPT 出口静圧 p_7 = 混合側静圧 p_8 となる位置 8 のマッハ数 M_8 を算出した。その混合ガスとファンバイパス流は、位置 9~10 で混合されるが、両者の流量変化が大きいため、テールコーンを前後に移動してコア側の出口面積を変化させ、両者の静圧を等しく保つ。

Fig. 3 (b) は幾何形状固定の混合方式である。二重ロープ式ミキサにより、三つの流れを大スケールで混合するものであり、流れの接触表面積の拡大によって、ほぼ完全な混合がミキサ下流で達成される。

4. 計算結果

4-1. 高空性能

サイクル計算では、できるだけ HYPR に倣って設計点の諸元を定めた。但し、高圧系の容量は HYPR より大きい。Table 2 に固定サイクルエンジンの性能を示す。ここで燃料消費率 sfc の単位は $kg/h/kgf$ である。HYPR の資料¹⁾によれば、飛行マッハ数 0.95 の亜音速巡航での正味推力は離陸時に対し約 31%、マッハ数 2.5 の超音速巡航時の離陸時に対する推力比は 40.6% である。それに対し LPT-VG を装備しない固定サイクルエンジンのドライ性能は、高空での推力が足りないことが、Table 2 から分かる。

Table 2 固定サイクルエンジンのドライ性能

N_0	高度 (km)	M_0	レーティング	推力 (kN)	sfc	空気流量 (kg/s)
1	0	0	離陸	43.9	0.87	70
2	11	0.9	亜音速	9.9	1.11	28.6
3	18	2.2	超音速	10.8	1.44	30.5

N_0	BPR	TIT (K)	相対推力 (%)
1	1.2	1710	100
2	1.43	1366	22.5
3	1.43	1873	24.5

Table 3 Inter-turbine Bypass Engine の高空性能

No	高度 (km)	M_0	レーティング	推力 (kN)	sfc	空量 (kg/s)
2-0	11	0.9	高亜音速巡航	13.4	1.19	29.0
2-1	"	"	"	13.3	1.14	30.3
2-2	"	"	遷音速上昇	20.6	1.26	30.0
3-0	18	2.2	超音速巡航	13.4	1.43	31.8
3-1	"	"	"	13.5	1.41	33.3
3-2	"	"	超音速加速	16.0	1.44	34.1

No	BPR	TIT (K)	抽気率 (%)	推力比 (%)	$N_1/(N_1)_{des}$	$N_2/(N_2)_{des}$
2-0	1.06	1597.3	0.06	30.5	0.97	0.78
2-1	1.20	1570.9	0.0056	30.4	1.03	0.77
2-2	0.58	1873	14.69	46.8	1.03	0.86
3-0	0.98	1873	13.0	30.5	1.02	0.96
3-1	0.98	1821.5	12.39	30.7	1.05	0.97
3-2	0.70	1873	24.58	36.4	1.05	1.05

次に Table 2 のターボファンの高/低圧タービン間から抽気する inter-turbine bypass engine の高空性能の計算結果を Table 3 に示す。コンコルドのマッハ 2 における離陸時に対する推力比は、約 27%³⁾ であるから、本計算では、高亜音速、超音速ともその推力比を約 30% として計算した。またこの設計点外性能計算では、Fig. 3 (a) の方式により混合の計算を行った。

次にファン特性マップを Fig. 4 に、HPC 特性マップを Fig. 5 に示し、表とマップを基に inter-turbine bypass engine の高空性能を説明する。

高亜音速巡航 (2-0)

燃料流量を増しながら高/低圧タービン間からごく僅か抽気すると、ファンの修正回転数と圧力比は 2 (白丸) から 2-0 (三角) に上昇、HPC の修正回転数と圧力比も 2 から 2-0 へ大きく高まる。HPC の作動変化が FAN のそれに勝るので、BPR が低下し SLS に対する推力比を 30.5% に上昇させることができる。高亜音速巡航 (2-1)

2-1 は 2-0 より BPR を高めた場合である。抽気率を減じファン回転数を 2-0 から強度上許される範囲 2-1 に高める。Fig. 4 ではファンの相対修正回転数を 110% ($(N_1/(N_1)_{des}=1.03)$) としている。よって Table 3 に示すようにファン吸込み空気流量が増加するため、推力が上昇する。そこで燃料流量を減じて N_2 を低め、HPC 作動点を 2-0 から 2-1 (黒丸) へ移動して推力を一定に保つ。よって僅かではあるが sfc を低減できる。これは陸上飛行時の燃料経済性を向上させる。抽気率は極めて微小であるが、抽気しないとファンはオーバースピードになる。

遷音速上昇 (2-2)

燃料流量を大幅に増しながら抽気率を約 15% に高めると、ファンは圧力比が、HPC は修正回転数と圧力比が大きく上昇するので、初期の HYPR のサイクル最高温度 1873K まで TIT を高めることができる。HPC 流量の増加はファンバイパス比 BPR を 0.58 と大幅に低下させる。よって SLS に対する推力比は、46.8% と高まり、音の壁を突破するための加速度が得られる。

超音速巡航 (3-0)

超音速では燃料流量を増加し、HPC の修正回転数と圧力比を 3 から 3-0 に高める (但し、流量増加のため TIT は一定)。このときファンが過回転にならないように 13% の抽気を行い、ファンの作動点を 3 から 3-0 の上昇に抑制する。よって BPR は 1.43 (Table 2 の 3) から 0.98 に低下し、SLS に対する推力比を 30.5% に高めることができる。

超音速巡航 (3-1)

この作動は超音速巡航時の TIT の低下を目的とす

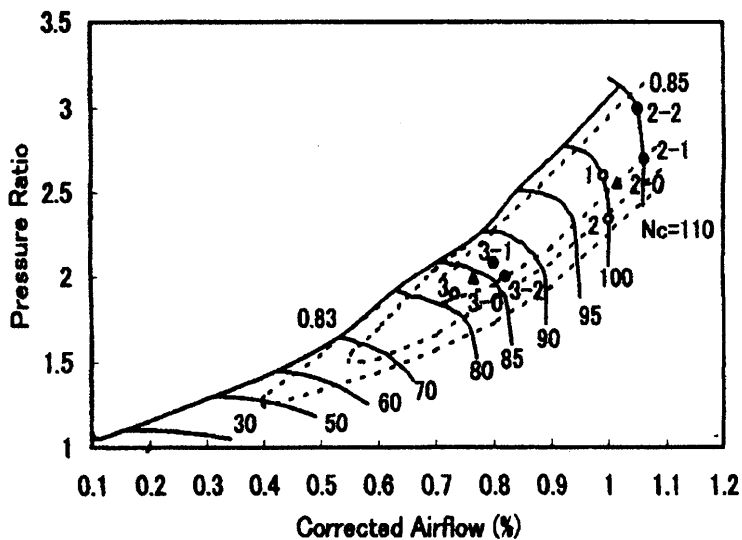


Fig. 4 FAN operation

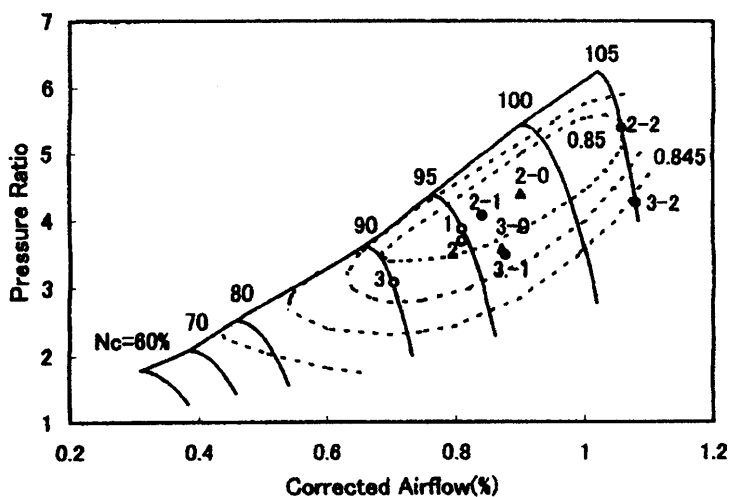


Fig. 5 HPC operation

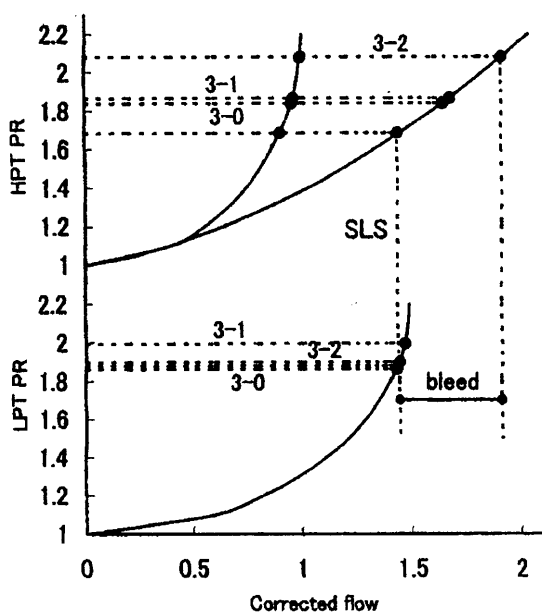


Fig. 6 Turbine operation at Supersonic

る。抽気率を僅かに減少させると、ファンの修正回転数と圧力比が3-0から3-1に高まりファン空気量が増すので推力が上昇する。よって推力を一定に保つには燃料流量をごく僅か減らすことができる。その結果 HPC 流量の僅かな増加と相俟って（圧力比は微減）TIT を約5.2度低下させることができる。タービン入口温度を10度下げるとエンジン寿命が倍違うと言われており、また推力を維持したままのTITの低下はNO_xの削減につながる。

超音速加速 (3-2)

超音速域で最高速度(ここではマッハ2.2)に達するには、巡航時より高い推力が必要である。そのため抽気率は最も大きくなり、ファンとHPCの作動点を流量の多い側へ移動する。しかしラム抗力により正味推力は遷音速加速時(2-2)より低下し、推力比約3.6%で巡航速度に達する。

Fig. 4、Fig. 5から明らかなように、本サイクルでは高/低圧タービン間抽気により、ファン及びHPCは圧力比が修正流量の二乗にほぼ比例する通常の作動線上とは異なる作動点に移動する。

4-2. 短所と長所

超音速におけるタービンの作動をFig. 6に示す。この図から本サイクルではHPTの作動がLPT無次元流量に拘束されないことが分かる。結果BPRの変化の量が大きくなる。反面、高圧系が大きくなることは推重比を高める上で短所となる。

次に、BPRのグラフをFig. 7に示す。固定サイクルエンジン、HYPR90-T、ESPR⁴⁾、本サイクル、これ等の機速によるBPRの変化をFig. 7(a)に示す。固定サイクルエンジンは機速が遅くなるとBPRが減少するのに対し、HYPR90-TはLPT-VGを採用することにより低速時のBPRを高めている。ESPRでは更に、先進材料及び先進空冷技術を適用してタービン冷却空気量を減少させることにより、離陸時のBPRを1.2にまで引き上げている。このことにより超音速巡航時のBPRも1.18と高くなり、高比推力を維持するためサイクル最高温度は1923Kと非常に高温になっている。それに対し高/低圧タービン間から抽気する本サイクルは、他に比べてBPRの変化の量が非常に大きいことが図から分かる。離陸からマッハ2.2に達するまでの本サイクルのBPRの変化を実線で結んだ図をFig. 7(b)に示す。図から本サイクルの場合、離陸から亜音速巡航まではESPRに近く、遷

音速上昇からマッハ 2.2 に到達する飛行では HYPR90-T より寧ろ BPR が低くなっている。この大きな BPR の変化は、サイクル最高温度に多大な影響を及ぼすことが容易に推察され、本サイクルの長所、即ち優位性であることが分かる。

但し、BPR のグラフによる比較は、本計算が厳密さに欠けるため絶対値は意味をもちず、あくまで相対的な意味での比較である。

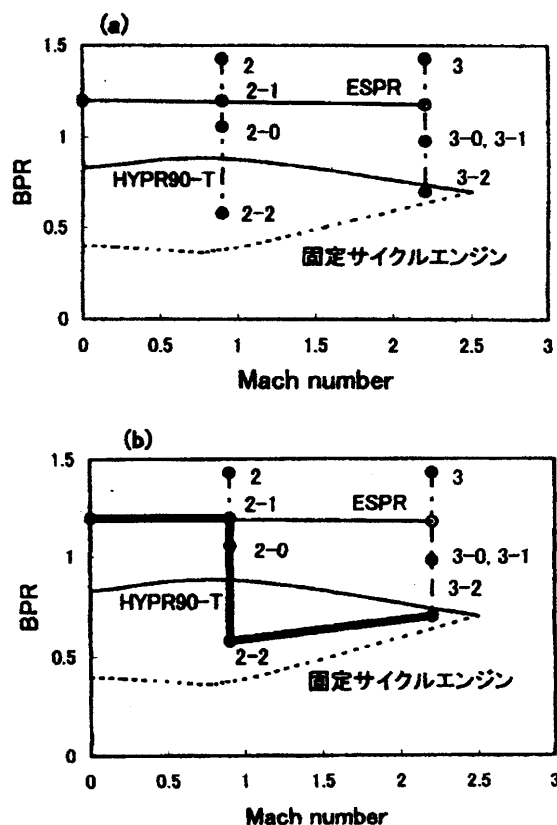


Fig. 7 Bypass Ratio Modulation

5. おわりに

本サイクル計算は、定圧比熱を温度の関数とはせず、圧縮側と膨張側でそれぞれ一定としている。冷却空気を見積っていない。ミキサでの混合による全圧損失を、抽気なしで 2%、抽気した場合 4% と固定している。全圧差が大きい三つの流れを混合することによる推力効率への影響は不明である。など厳密さに欠けるものである。しかし計算結果から Inter-turbine Bypass VCE のサイクル特性をまとめると、次のように言うことができるであろう。

1. 回転数について

- 1) HPT/LPT 間抽気により、高圧軸、低圧軸とも回転数を制御される。
- 2) HPC サージの恐れなく 2 軸直列フリータービンの回転数特性を変えることができる。従って；

3) ファンを過回転にすることなく、HPC 回転数を高めることができる。

2. バイパス比について

1) HPT/LPT 間抽気は、ターボファンのターボジェット化を意味する。

2) 従って抽気によって、BPR を低速で高く、高速で低くできる。

3. タービン入口温度と推力の関係について

1) 燃料流量を増し、同時に抽気率を高めコア流量を増すと、TIT 一定で推力が上昇する。

2) 推力一定で抽気率を下げファン空気量を増すと、TIT が低下し、sfc が改善される。

今後の研究としては、BPR の変化の量が大きい本サイクルの特徴を活かして、離陸時における BPR を一層高め、ミキサエジェクタノズルの小型化を促して ESPR の小型・軽量化に貢献する方向が考えられる。

参考文献

- 1) 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, ガスタービン学会誌, Vol. 20, No.77 (1992) pp. 38-43.
- 2) 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, pp. 141-148.
- 3) 青木謙知: コンコルドのメカニズム, 超音速機コンコルド (イカロス出版), pp. 45-55.
- 4) 藤網義行, 辻義信: ESPR プロジェクトの概要, ガスタービン学会誌, Vol. 32, No. 5 (2004) pp. 2-7.

DME 化学再生発電システムの開発 —マイクロガスタービンによる性能評価—

* 山中 矢 (東芝), 大橋幸夫, 高橋武雄, 中垣隆雄 (東芝; 現在早稲田大学),
佐藤純一 (関西電力株), 笹部和宏, 渡邊恒典

Development of DME-fueled Chemically Recuperated Gas Turbine System —Demonstration tests using The Micro Gas Turbine—

*Susumu Yamanaka (Toshiba), Yukio Oohashi, Takeo Takahashi, Takao Nakagaki (Waseda Univ.),
Junichi Satou (KEPCO), Kazuhiro Sasabe, Tsunenori Watanabe

ABSTRACT

The Chemically Recuperated Gas Turbine (CRGT) system is an advanced GT cycle that converts the fuel into the hydrogen-rich gas by recovering the exhaust heat from the gas turbine. The principal reaction of fuel conversion is steam reforming. Since the steam reforming is an endothermic reaction, the exhaust heat from gas turbine can be recovered by the fuel not only thermally but also chemically and the power generation efficiency can be improved by burning the converted fuel.

This report shows the demonstration of power generation test by the DME-fueled CRGT using the 30kW micro gas turbine (MGT). The heat recovery system, which mainly consists of the steam generator and the DME steam reformer, was directly installed into the exhaust gas duct. The reformer consists of many vertical tubes packed with the noble-metal catalyst supported on alumina.

The power generation test, combining the MGT generator set, all heat recovery equipments and the supply systems of DME and demineralized water, were conducted. As a result, the power generation efficiency of CRGT was improved approximately 10% compared to the efficiency of the steam injection (STIJ) GT cycle which was a proven technology, and 10ppm or less NO_x emission from the MGT was attained by the premixed combustion of the GT-exhaust gas.

Key words: Chemical Reaction, Heat Recovery, Gas Turbine, Reformer, Combustion

1. はじめに

エネルギー有効利用や CO₂ 排出削減などの観点から分散型電源を用いたコージェネレーションシステムの順調な普及と共に、中小型のガスタービンを用いたコージェネレーションシステムのさらなる高効率化が望まれる。シンプルサイクルを用いたガスタービンコージェネレーションシステムでは、電力に対して熱が余る傾向にあるため、ガスタービンの排熱を回収して電力に変換するシステムとして再生サイクル¹⁾や蒸気噴射サイクルなど高効率なシステムが開発されている。さらにこれらのシステムの効率を超える化学再生サイクル²⁾の開発が進行中である。化学再生サイクルは、水蒸気と混合した燃料の改質反応によって排熱を回収するサイクルであり、ガスタービンの規模によらず同等の効率向上が望めるとともに、蒸気噴射サイクルと同様に排気中の NO_x を排煙脱硝装置が不要なレベルまで低減し、熱電可変運転も可能である。

化学再生については、改質温度が 300°C 程度と比較的低いメタノールを燃料とした実証試験³⁾の報告があり、その有効性が確認されている。著者らはクリーンで多目

的な燃料として普及が見込まれているジメチルエーテル (Dimethyl Ether, 以下 DME) の化学再生サイクルを開発中である。DME は常温でも容易に液化できることから、天然ガスのみならず、石炭、バイオマスなどのハンドリングのための転換手段として注目されている。

本研究では、これまでにプロセスシミュレータで DME 化学再生サイクルの性能予測⁴⁾、DME 改質触媒の選定と高圧下での反応速度試験を報告してきた。開発の最終ターゲットとしては MW クラスのガスタービンを考えているが、ここでは、Capstone 社製の 30kW マイクロガスタービン (MGT) による化学再生発電システムの実証試験を行ったので報告する。MW クラスガスタービンと MGT とでは、タービン出口温度および圧力比が異なるため、最適な排熱回収機器の構成や仕様は異なると考えられるが、化学再生発電システムの性能評価は可能である。

2. 実証試験装置と試験方法

2.1 システム構成

Capstone 社製 30kW MGT のエンジンは、タービンロータケーシングをアニュラ型の再生器が取り囲む構造であ

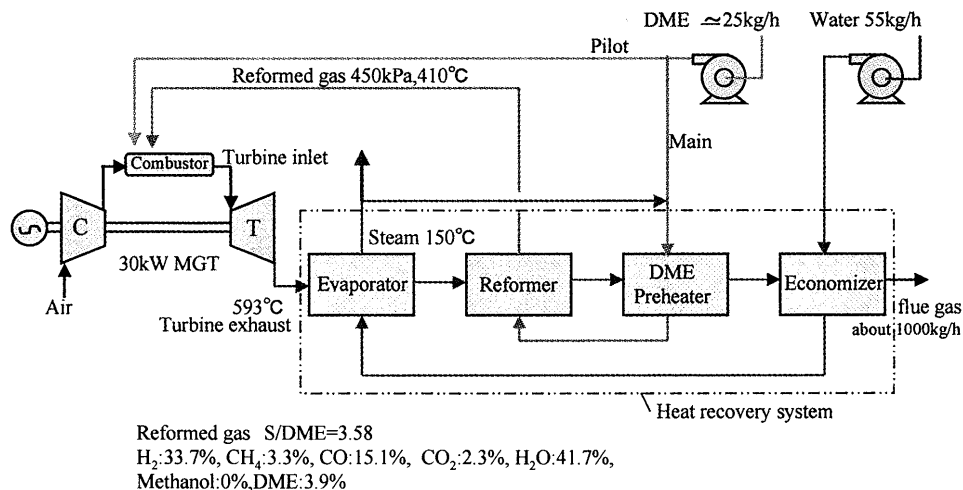


Fig.1 Block diagram of 30kW-CRGT system fueled by DME

り、排気を鏡板で方向を変えて再生器に流している。本装置ではこれに改造を加え、出口温度 593°Cで制御される排気を再生器に通さず、直接、レデューサダクトで排熱回収機器と接続した。図1に実証試験に用いたシステム構成を示す。同図には定格運転時の熱・物質収支から求めた主要な計画値も併せて示す。排熱回収機器は上流から順に水蒸発器、改質器、改質器へ供給する混合ガス(DME+水蒸気)温度を高めるためのDME加熱器、水加熱器(節炭器)から構成される。ここで、水蒸発器と改質器の順序は後述する改質触媒の活性によるものである。各機器は多管式熱交換型で、管内部に被加熱流体を、管群外部に排気を流すダクトで構成される形状とした。水蒸発器は第一種圧力容器とし、その他の缶体においても第二種圧力容器に準拠した。化学再生サイクルと同様な発電効率向上策の一つである蒸気噴射サイクルと比較し、化学再生サイクルの優位性を実証するため、本試験装置は2つのサイクル試験モードを併せ持つように設計した。MGT発電機と連系する模擬系統として、ディーゼルエンジンおよび模擬負荷を組み合わせた試験用電源を準備し、緊急時のトリップ機能を持つ起動制御盤により、MGT起動時の受電状態から定格負荷 30kWの発電状態まで運転できるようにした。

DMEの供給は700kgのポンプを用いた。DMEの供給系におけるキーポイントは、DMEの気化と昇圧の機材選定と順序である。実証試験に用いるMGTの圧力比は3.5程度、燃料供給圧力は0.4MPa(G)であることを考慮すると、DMEガス温度は気化後で20°C以上であればよく、容器を湯せんで温める方法が最も容易で安価である。一方、MWクラスのGTでは圧力が高く、DME供給圧力を例えば2MPa(abs.)とすると気化後は75°C以上必要で、容器加熱による昇圧は難しい上に危険でもある。このため、液相のDMEをポンプで昇圧して所要動力消費を押しさえ、加圧

後に気化器を通して気体のDMEを得る方法が最も効率的である。本試験装置では、DME供給系としてはMWクラスDME化学再生発電システムで用いる可能性の極めて高い液相ポンプ+気化器の構成を採用し、DMEポンプについては液相DMEに化学的に侵されないシール構造を持つプランジャーポンプ、気化器は熱量も小さいことから扱いやすい電気による温水加熱方式を採用した。DMEは加圧下では容易に凝縮するため、凝縮防止対策として配管および流量計にはヒータを巻いた。また、供給水は、タービンへのスケール付着等の悪影響をさけるため市水をイオン交換樹脂に通した純水を用いた。

以下、実証試験装置で重要な役割を担うMGT燃料ノズル、改質器について述べる。

2.1.1 MGT燃料ノズル

図2はエンジンの横断面を示す。燃料ノズルはアニュラ状燃焼室に3本配置され、各ノズルはパイロット(拡散)とメイン(予混合)を有する⁵⁾。本装置では、オリジナル都市ガス仕様燃料ノズルをDME(パイロット)、改質ガス(予混合)へと仕様変更することになる。

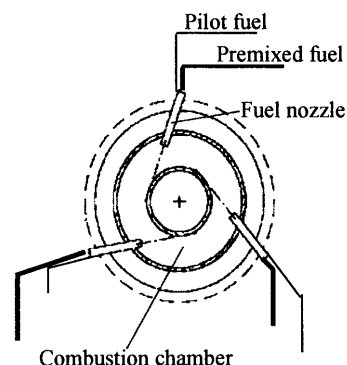


Fig.2 MGT combustor

表1は各燃料の燃焼性尺度である燃焼速度 (MCP)、ウォッペ指数 (WI) を示す。ここで、天然ガスは主成分である CH₄ で代表し、改質ガスは改質試験で計測した組成を用いた。表1から DME と CH₄ は同等の燃焼性を有すると考えられる。一方、CH₄ と改質ガスの MCP, WI には大きな差があることから、改質ガスを供給するメインノズル構造には改造が必要となる。改質ガスの特性を考慮したノズル改造の指針は次のとおりである。

- ① 改質ガスは MCP が高いことから予混合流路における逆火防止。
- ② MGT の再生器を用いないため、燃焼用空気温度が低くなることによる燃焼性への影響、および再生器での燃焼空気昇温相当分の燃焼負荷増大対応。
- ③ 火炎を短くし、狭い空間で燃焼完結。

Table 1 Gas fuel performance

Performance	CH ₄	DME	Reformed gas
MCP(cm/s)	36	49	130
WI	49	47	12

改造指針および MGT のヒートバランスをもとにノズルを試作し、実改質ガスによるノズル単独の大気圧燃焼試験によりノズルを評価した。

ノズル評価試験において、改質ガスによる予混合燃焼が燃焼温度 1500℃ で安定していたことから、低 NO_x の観点より実証試験での燃焼温度が 1500℃ になるよう空気配分を設定した。結果として、メインノズル開口面積を都市ガス用の約 20 倍、予混合用空気配分を都市ガスより約 16% 多くすることにより良好な燃焼 (燃焼効率>99.9%、NO_x<3ppm) を確認し、実証試験用ノズルとして採用した。本ノズルの燃焼状況を写真1に示す。

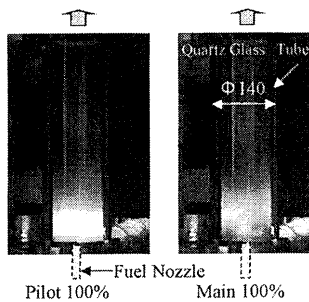


Photo.1 Fuel nozzle test (0.1Mpa)

着火から定格までのパイロット・メインの燃料配分は MGT に組み込まれている燃料制御弁 (SPV 弁) にて自動で行われる。しかし、化学再生サイクルにおいてメイン燃料は改質器を経由することから、燃料がノズルに到着するのに時間遅れがあり、制御不安定になる。そこで、メイン燃料は SPV 弁を介さず、個別に手動弁で改質器に供給する燃料システムを追設した。この手動弁の操作は MGT の

出力、排ガス温度に影響を与えないよう慎重に行う必要がある。

2.1.2 改質器

改質器は、図5に示すように、内部に触媒を充填して改質ガスを通す管群と、改質ガスを分配・集合させる上下ヘッダ、管群外部に排気を流すダクトで構成される形状とした。管長さ、管束の接続数も含め、反応速度や管内圧力損失を考慮した設計に基づき決定した。

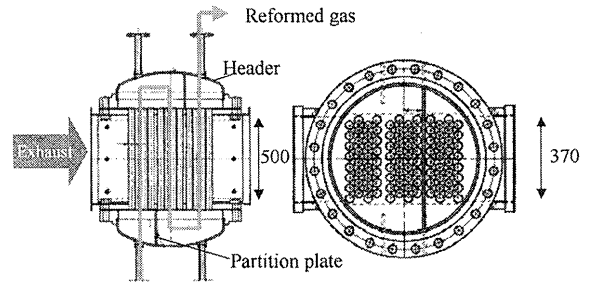


Fig.5 Reformer

改質管内には触媒と α アルミナボールを体積率で 40:60 に調合してランダムに充填した。改質器本体では、DME に不活性で触媒と同形状の高純度・アルミナボールにて触媒を希釈充填することで、局所的な反応の進行を防ぎ、反応速度予測精度に起因する DME 消滅ポイント誤差によるホットスポット発生リスクを低減した。充填層の上端には、充填物を固定するためにステンレス製のメッシュを設置した。

改質触媒は DME 改質試験でスクリーニングした Pt/Al₂O₃ とし、直径 3.5mm の球状を用いた。改質器の温度条件、水蒸気と DME のモル比率 (S/DME) は図 3, 4 に示す試験結果⁶⁾より決定した。ここで増熱率は次式で定義される。

$$\text{LHV増熱率} = \frac{\text{改質ガスLHV} \times \text{改質ガス流量}}{\text{DMEのLHV} \times \text{DME供給流量}} - 1 \quad (1)$$

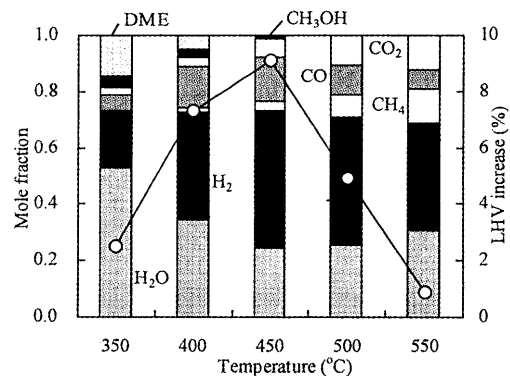


Fig.3 Product gas composition and LHV increase (0.5Mpa, S/DME=3)

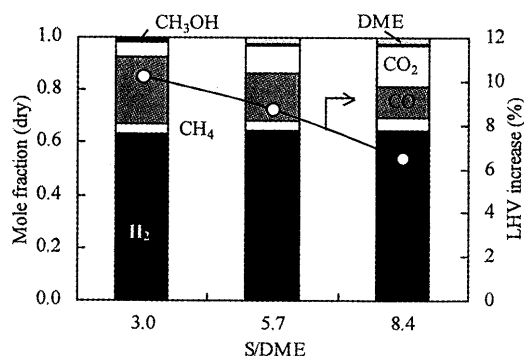


Fig.4 Effect of S/DME on product gas composition and LHV increase(0.5Mpa., 450°C)

図3より、改質反応温度450°C付近ではDMEがほぼ消滅し、COおよび水素濃度が高く、LHV増加率としてピーク値を示すことから、改質の温度条件の最適値は450°Cである。一方、図4の結果およびS/DMEは3.0以下になると触媒表面に黒い炭素が析出し、活性が著しく低下し、触媒交換が必要となることから、S/DMEの最適値は3.0である。しかし、実証試験では燃料流量に合わせ、S/DMEが一定になるように水蒸気の流量を制御するが、実際には、起動停止や部分負荷運転において一時的な水蒸気不足も予想されることから、炭素析出に対する0.5のマージンを見てS/DMEの設計値を3.5とした。

MGTのタービン出口温度は593°Cであり、改質器を直後に配置した場合には、触媒の耐熱温度自体に懸念はないものの、450°Cという最適温度へのコントロールが難しい。最も容易な温度制御方法は、熱媒ループなどによる間接加熱方式の採用することであるが、これは大幅なコスト増を招くと考えられることから、水蒸発器を改質器の前段に設置することでガスタービン排気の改質器への導入温度を500°C以下まで下げることとした。

2.2 試験方法

化学再生サイクルと同様な発電効率向上策である蒸気噴射サイクルと比較し、化学再生サイクルの優位性を実証することを目的に、この2つのサイクル試験を行った。本試験での大気温度は10°C~12°Cであった。

2.2.1 蒸気噴射試験

パイロット燃料(DME)単独で30kW出力運転下において、水蒸気をメイン燃料ラインから燃焼室へ噴射する。噴射する水蒸気は、節炭器—水蒸発器—DME加熱器で400°C弱に過熱されている。蒸気噴射量をパラメータとして発電効率、排ガス特性を求める。

2.2.2 化学再生試験

パイロット燃料(DME)単独での30kW出力運転下、パイロットからメインへ燃料を徐々に切替え、発電効率、排ガス特性を求める。ここでS/DMEは前述したように3.5とする。但し、DME改質配分率が低いところでS/DMEが

3.5の運転は、改質器内での改質ガスの滞留時間が長くなる(反応時間が長くなる)ことから、発熱反応であるメタネーションが発生する不具合がある。そこで、S/DME=3.5の条件での化学再生サイクル運転は改質配分率60%以上とした。

燃焼排ガス組成計測箇所は水加熱器下流100mmとした。この箇所では上流各機器が有する多数の加熱管がダクト内に配置されているため燃焼ガスが混合し、濃度分布が均一と判断できる。排ガスは水冷式プローブによりダクト中心部のガスをサンプリングし、サンプリングしたガスは自動車排ガス分析装置(堀場製作所 MEXA-7100H)にて計測した。改質ガスの組成は改質器出口ガスをガスクロマトグラフ(ベスト測器製)で計測した。

3. 試験結果

3.1 蒸気噴射試験

30kW運転において、蒸気噴射量をパラメータとした燃焼効率、NOx(16%O₂換算)および発電効率の関係を図6に示す。ここで、発電効率は次式による。

$$\text{発電効率} = \frac{\text{発電出力}}{\text{熱入力 (LHV基準)}} \quad (2)$$

発電効率は蒸気噴射量にほぼ比例して増加している。蒸気噴射量30kg/hで燃焼効率99%を下回るが、発電効率は蒸気噴射なしに対し5.3%向上している。蒸気噴射量35kg/hでCOが急増することから、ノズルから蒸気噴射する場合の本装置の限界蒸気量と考えられる。蒸気噴射によるNOxの低減は、本試験ではノズルから火炎に直接噴射しているため低減効果は大であり、蒸気噴射量30kg/hでNOxは約90%低減している。

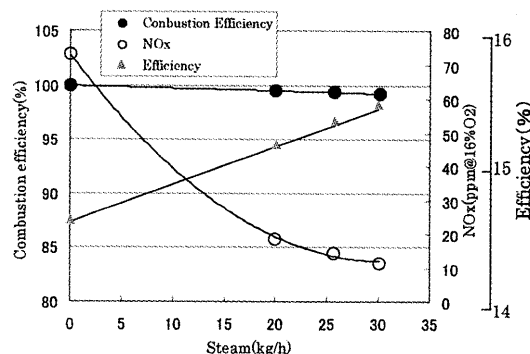


Fig.6 Effect of steam injection to combustion characteristics

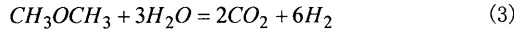
3.2 化学再生試験

3.2.1 改質ガス組成

試験結果を表2に示す。ここで、改質器へ供給するメイン燃料はMGTのSPVを介さず供給しており、改質配分率90%以上の運転はMGTが異常と判断し、運転はできなかった。一方、改質器内でのメタネーションを避ける必要からS/DME=3.5の運転条件下では、改質配分率の下限

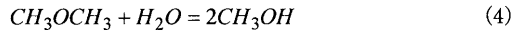
にも限界があった。結果として、化学再生サイクル運転の試験データは改質配分率 62.1%、80.3%の2点である。表2には改質配分率100%運転時の改質ガス組成も示すが、これは以下の手順により推定した。

DME水蒸気改質反応の総括反応式は次式で表される。



しかし、(3)の反応が直接進行するのではなく、反応は下記の4つの素反応からなる。

DME加水分解反応



メタノール分解反応



水性ガスシフト反応



メタン化反応



改質配分率 62.1%、80.3%の改質ガス組成から4つの素反応の反応率を求め、各素反応の反応率の2点直線近似により改質配分率100%における各素反応の反応を求めることにより各成分の組成を求める。

改質ガス組成および式(1)から増熱率は、改質配分率 62.1%、80.3%、100%でそれぞれ 8.47%、7.87%、7.11%となる。この結果は、改質ガスの未反応DME濃度が改質器内の滞留時間と逆の関係にあることから、改質器内での改質反応時間或いは改質反応温度低が原因と考えられる。したがって、最終的には改質配分率100%にて最適な滞留時間になるよう設計することにより増熱率の最適化については解決することができる。

Table 2 Test data of CRGT and steam injection

Operating mode		I		II		III		
		STJ	CRGT	STJ	CRGT	STJ	CRGT	
Inlet air flow rate	kg/h	970	955	948	942	936	941	
Inlet air temp.	°C	10	10	10	10	10	10	
DME flow rate	Pilot	kg/h	24.7	8.7	24.5	4.5	24.4	0.0
	Main	kg/h	0	14.3	0	18.0	0	22.1
Main percentage		%	0	62.1	0	80.3	0	100
DME temp.		°C	25	416	25	404	25	410
Steam	Flow rate	kg/h	20.0	20.1	25.7	25.2	30.9	30.9
	Temp.	°C	367	416	374	404	371	410
S/DME		-	-	3.60	-	3.57	-	3.58
Outlet gas temp.		°C	558	558	558	558	558	
Reformed gas flow rate		kg/h	-	34.3	-	43.2	-	52.0
Reformed gas composition	H ₂	vol%	-	43.5	-	39.0	-	33.7
	CO	vol%	-	14.3	-	14.9	-	15.1
	H ₂ O	vol%	-	31.5	-	36.2	-	41.7
	CO ₂	vol%	-	6.2	-	4.2	-	2.3
	CH ₄	vol%	-	3.9	-	3.6	-	3.3
	DME	vol%	-	0.6	-	2.1	-	3.9
Inlet enthalpy	Σ ΔH ₂₅	MJ/h	711	695	706	688	704	679
	Σ H _R	MJ/h	-2	17	3	24	7	32
Outlet enthalpy Σ H _P		MJ/h	589	579	583	576	582	582
Inlet-outlet		MJ/h	120	133	128	136	129	129
Efficient(LHVbase)		%	15.16	16.32	15.29	16.65	15.35	16.95
(Efficient(CRGT)/(STJ) - 1) × 100		%	7.7		8.9		10.4	

3.2.2 燃焼特性

試験結果を図7に示す。図7は蒸気噴射試験結果と比較しやすいように、横軸は改質に供給した水蒸気量とし

た。燃焼効率は常に 99.9%以上と高いレベルにある。燃焼効率が低いのは、改質ガス中のH₂の燃焼速度が高いことが貢献していると考えられ、改質配分率100%運転においても同等の燃焼効率は得られると考えている。

NO_xは化学再生運転することにより蒸気噴射試験と同程度に低減することが確認できる。改質配分率100%運転では、予混合燃焼温度の計画値が1500°Cであることを考慮するとNO_x<10ppmは十分に達成できるレベルである。図8は化学反応解析支援ソフト「CHEMKIN」を用いて生成NO_xを試算した結果を示す。図中各パラメータに記載している時間は高温域でのガスの滞留時間を表す。滞留時間は本実証試験装置では20ms以下と推定され、解析でもNO_xは3ppm以下と推定される。ここで、燃料と空気が完全に混合していることが前提である。オリジナル燃料ノズルを用いた定格(予混合100%燃焼)運転⁷⁾で、NO_x3ppm程度であることから、燃料と空気の混合は良好であると判断できる。したがって、オリジナルの燃料ノズルと基本構造が同じ実証試験用ノズルも改質配分率100%運転において燃焼効率が99%以上、NO_x10ppm以下を達成できると考えている。

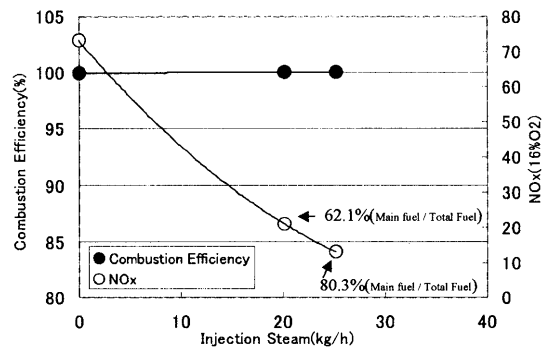


Fig.7 Combustion data with reformed gas

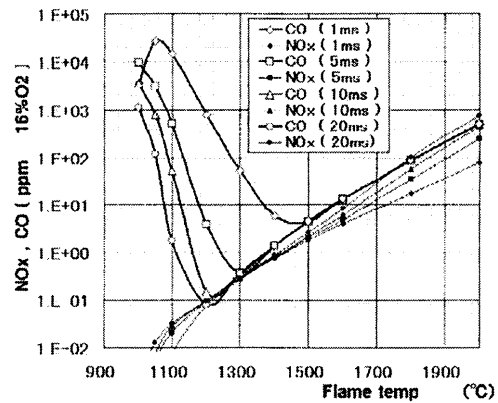


Fig.8 NO_x and CO calculation by CHEMKIN

3.2.3 発電効率

化学再生発電サイクルでの発電効率は表2に示すとおりで、同程度の蒸気噴射に対し、発電効率は改質配分率 62.1%で7.7%、改質配分率80.3%で8.9%の向上があり、化

学再生サイクル運転の効果が確認できる。同表の改質配分率100%における発電効率は図9のモデルを考え、以下の手順で求めた。

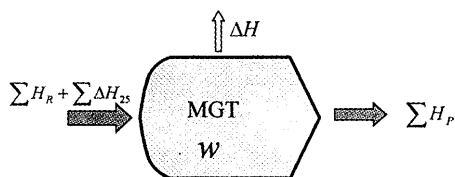


Fig.9 Enthalpy balance around MGT

反応、仕事に伴うエンタルピー変化は全体のエネルギー収支を用いて次式で表すことができる。

$$\Delta H + w = \sum H_R + \sum \Delta H_{25} - \sum H_P \quad (8)$$

ここで

ΔH ; 系からの熱損失 w ; 系が行った仕事
 $\sum H_P$ 生成物の 25°Cにおけるそのものの標準状態を基準に取ったエンタルピー

$\sum H_R$ MGT に入っていく全物質の標準反応熱にたいする標準状態を基準にとって表したエンタルピーの和

$\sum \Delta H_{25}$ 標準反応熱

表2に示すデータは大気温度による効率影響を避けるため同時期に実施している。したがって、MGT 外面からの熱損失 ΔH は運転モードに関係なく大差がない。また、同じ出力運転、ほぼ同じ回転数での運転であるため w は等しいとした。したがって、化学再生サイクル、蒸気噴射運転で上式の右辺（供給熱量—出口熱量）が等しいことになる。実際表2の試験データ（I、II）をみても同程度の値となっている。そこで、改質配分率100%での発電効率推定においては、（供給熱量—出口熱量）は表2のI、IIの4つの平均である129MJ/hとした。供給するDMEを仮定し、（供給熱量—出口熱量）が129MJ/hになるまで計算を繰り返す。ここで、改質器に供給する蒸気量は表2のI、IIの化学再生サイクル運転のS/DMEの平均である3.58を用いて求めた。

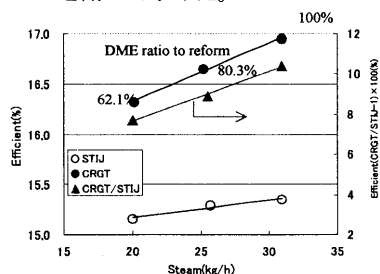


Fig.10 Efficiency comparison in CRGT with steam injection

これより、改質配分率100%での化学再生サイクルでの発電効率は16.95%、同量の蒸気噴射運転では15.35%となり、蒸気噴射運転に対し改質配分率100%での化学再生サイク

ルでは10.4%の発電効率向上が見込まれる。図10に発電効率結果をグラフで示す。

以上、化学再生サイクルは蒸気噴射運転に対し発電効率が優れていること、およびNOx抑制にも有効であることを検証することができた。

4. まとめ

DMEを用いた化学再生発電システムの可能性および性能評価を行うため、30kWマイクロガスタービンを用いて実証試験装置を製作した。性能評価は化学再生サイクルと同様な発電効率手段として採用されている蒸気噴射サイクルと比較する方法で行った。結果概要は以下のとおりである。

- 30kWのMGTを用いたDME化学再生サイクルの発電実証運転に成功した。
- 蒸気噴射サイクルに対し化学再生サイクルは発電効率が10%以上向上するのが検証された。
- 排ガス中のNOxは燃料100%改質で10ppm以下と推定される。

今後は、得られた知見をもとに、MWクラスガスタービンへの化学再生システムの適用を検討していく。

本研究は、経済産業省資源エネルギー庁殿より、「DME燃料利用機器開発費補助金」の交付を受け、補助事業として実施したものである。関係各位に感謝いたします。なお、本論文に掲載の商品の名称は、それぞれ各社が商標として使用している場合があります。

参考文献

- 1) Teraji, D. and Hettick, J., : MercuryTM 50 Product Durability Operation and Maintenance Review, ProC. ASME TURBO EXPO, GT2005-69134, (2005)
- 2) 中垣、渡邊：化学再生ガスタービンシステムの技術開発、火力原子力発電、No.590、Vol.56、(2005)
- 3) NEDO、平成6年度石油火力発電所メタノール転換等実証試験 委託業務報告書、メタノール改質型発電トータルシステム実証試験、(1994)
- 4) 中垣、山田、佐藤、田中、香川、渡邊：ジメチルエーテルを燃料とする化学再生ガスタービンシステムの性能予測、第9回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集、(2004)
- 5) アクティブパワー社資料
- 6) 中垣、渡邊：ジメチルエーテルを燃料とする化学再生ガスタービンシステム用改質器の設計、第11回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集、(2006)
- 7) 土屋、岡本：マイクロガスタービンによるDME燃料の適用可能性評価研究、第32回ガスタービン定期講演会講演論文集、(2004)

8 MW級ガスタービン開発における性能向上技術

*酒井 毅, 村上 直樹, 瀧 博資, 谷村 和彦, 松岡 右典,
谷口 智紀, 加藤 博士, 石田 克彦(川崎重工)

Performance Improvement Technologies in Development of 8MW-Class Gas Turbine

*Takeshi Sakai , Naoki Murakami, Hiroshi Taki, Kazuhiko Tanimura, Akinori Matsuoka, Tomoki Taniguchi, Hiroshi Kato and Katsuhiko Ishida(KHI)

ABSTRACT

The M7A-03 gas turbine, an 8 MW class, single shaft gas turbine, is the latest model of the Kawasaki M7A series. About the development of M7A-03 gas turbine, Kawasaki has taken the experience of the existing M7A-01 and M7A-02 series into consideration, as a baseline. Furthermore, the latest technology of aerodynamics and cooling design, already applied to the 18 MW class Kawasaki L20A¹⁾, released in 2000, has been applied to the M7A-03.

M7A-03 has been attaining a thermal efficiency of greater than 8% higher than the M7A-02. This paper summarizes the latest technology of aerodynamics, cooling design and structural design at the overall development process carried out at Kawasaki's Akashi Works in Japan, including both design and verification programs.

Key words: CFD, Performance, Improvement, Development

1. はじめに

川崎重工は7000台以上、出力18MWまでの産業ガスタービンを製造している。出力7~8MWクラスについては等価時間200万時間以上になるM7Aシリーズ^{(1) (2)}を製造しているが、その設計手法、製造経験を基に新機種M7A-03ガスタービン^{(3) (4)}を開発した。従来機M7A-02をベースとして多段軸流圧縮機、多缶型燃焼器、水平分割ケーシングなどの構造特性を継承し、18MWクラスL20A⁽⁵⁾開発の過程で検証された要素技術を適用した。これにより、M7A-02の信頼性を引き継ぐと同時に、確実に高い目標性能の達成を狙いとしている。

本紙ではM7A-03開発プロセスにおける性能向上技術の概要を紹介する。

2. ガスタービンの特徴

M7A-03は発電用単純サイクル1軸式ガスタービンである。図1にロータと下半側ケーシングの写真を示す。M7A-03開発においては、81.7%の非常に高いコージェネレーション効率が可能となるように、設計目標を単純サイクル効率34.0%、排気ガス温度520℃とした。

一方、豊富な稼働実績のあるM7A-01/02とロータやケーシングの基本構造を同一として機械的な信頼性を継承した。また現地整備やボアスコープ点検が容易なエンジン水平2分割方式についてもM7A-01/02から継承した。

またタービン入口温度、圧力比、回転数、流量等をM7A-02と同一とし、要求される寿命を確保した。

M7A-03エンジン断面図を図2に、主要性能諸元を表1に示す。表1の通りM7A-02に比べ、熱効率8%の向上を達成している。図3に熱効率向上の内訳(設計値)を示す。圧縮機空力性能改良で0.7%、タービン空力性能改良、冷却、シール、チップクリアランス制御で1.7%、排気ディフューザで0.4%、その他改良で0.2%となっている。

以下、熱効率等のエンジン性能向上のため、各要素設計において適用した性能向上技術について記す。

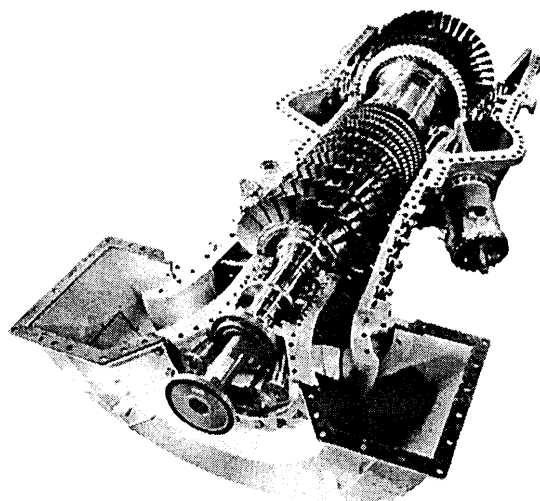


図1 M7A-03ガスタービン

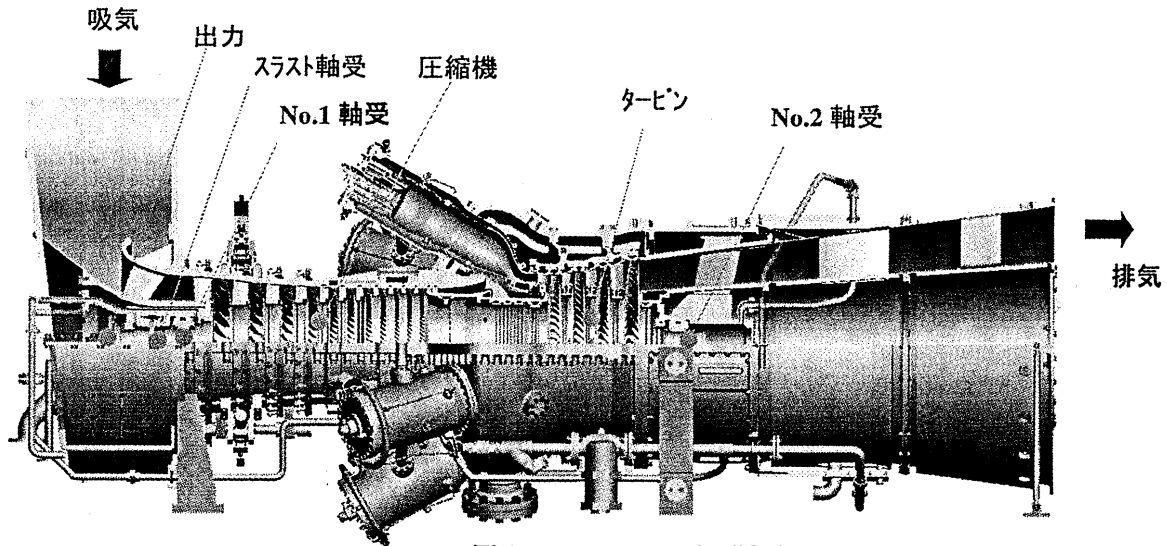


図2 M7A-03エンジン断面図

表1. 主要エンジン性能緒元

	M7A-03	M7A-02
定格出力	7,830 kW	7,160kW
熱効率	34.1%	31.5%
回転数	13,790 rpm	
入口空気流量	26.9 kg/s	
圧力比	16:1	
タービン入口温度	1160°C	
出口ガス温度	520°C	
ミッション(O ₂ =0%)	NOx < 80 ppm	
形式	単純開放一軸式	
寸法 (L×H×W)	4.2m x 1.7m x 1.5m	3.6m x 1.7m x 1.5m
圧縮機	軸流11段	
燃焼器	6缶	
タービン	軸流4段	

3. 要素性能向上技術

3.1 圧縮機性能向上技術

圧縮機は軸流11段形式で、回転数13790rpm、ISO条件において流量26.9kg/s、圧力比16である。部分負荷時のマッチングと吸気流量調整のために、入口案内翼から第3段静翼までが可変機構を有する。前方6段動翼はチタン鍛造合金、後方段はFV535ステンレス鋼である。静翼は全てCUSTOM450ステンレス鋼である。アブレイダブルアルミニウム材質を動翼チップシュラウドと静翼インナーシュラウドに使用し、クリアランスを最小に維持し、チップ漏れ流れを低減した。

圧縮機設計の狙いは、高効率と良好な作動安定性にある。3次元流れ解析(CFD)⁽⁶⁾による最新の空力設計技術を設計に採用した。

M7A-03では、前方4段動翼と静翼全段の翼形状をM7A-02から変更した。再設計においては、適正な転向角、最適なインシデンス特性になるように各動静翼のスタック角等を修正した。各段の仕事配分を調整し、段間マッチングの最適化のため多段CFD解析を使用した。本手法はL20A圧縮機の再設計においても既に実証されている。全11段CFD解析結果として相対マッハ数等高線を図4に示す。

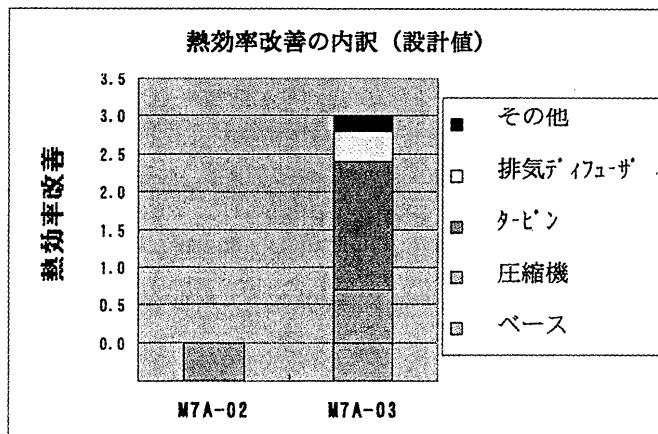


図3 性能改善の内訳

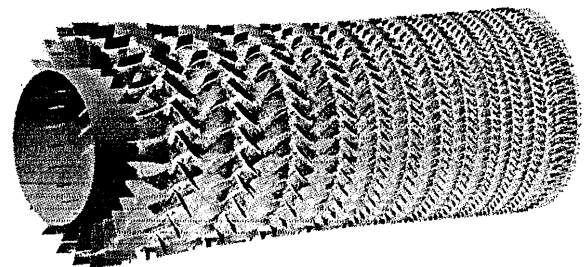


図4 軸流11段圧縮機多段CFD解析例

M7A-03試作機試験における圧縮機空力特性の計測結果についてM7A-02とともに図5に示す。流量、圧力比、効率はM7A-03定格点で無次元化して示す。M7A-03の断熱効率はM7A-02に比べて1.0ポイント以上高い。また高回転側で効率改善が特に大きい。これは、M7A-02に比べて高回転領域における第1段動翼のチョーク発生を抑えたことが理由の1つである。

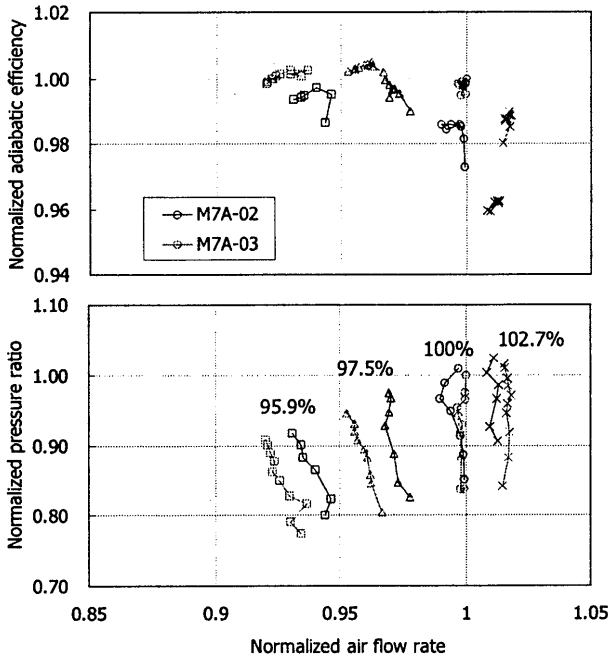


図5 圧縮機性能計測結果

M7A-02とM7A-03の各段圧力比分布の比較を図6に示す。静圧比はシュラウドケーシング静圧計測からの計算値を設計値により無次元化している。M7A-03の静圧比はM7A-02に比べて設計値に近づいており、適正に段仕事は配分されている。この結果、各段がより適正に作動し、圧縮機効率と安定性が向上している。

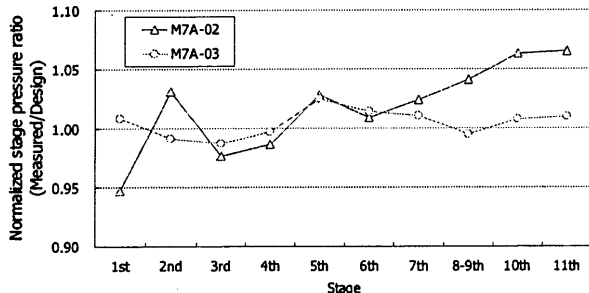


図6 圧縮機静圧比計測結果

3.2 タービン性能向上技術

タービン設計については、空力・冷却性能と材質の改良を実施した。またエンジン試験データ、M7Aシリーズでの運用経験、最新のCFD解析を組み合わせた設計方法を適用した。更にタービンチップクリアランス制御、シール方法改善により性能を改良した。但し段数、翼枚数、ガス流路形状の基本構造についてはM7A-02と同一とした。

1) 空力性能向上技術

負荷分布、反動度など全段の設計パラメータを最適化しており、2次流れ損失低減のため一部、静翼シュラウド形状を変更した。

また設計確認のため3次元NS多段CFD解析を用いた。図7に解析例を示す。

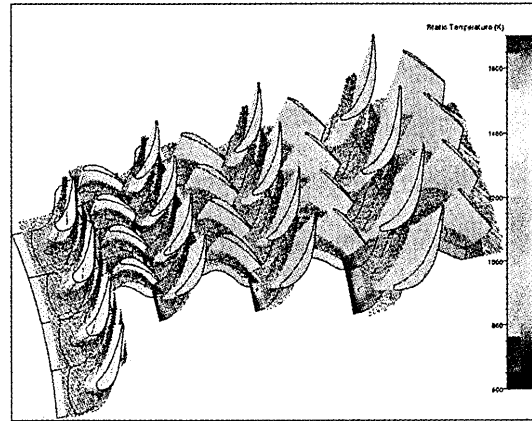


図7 タービン3次元CFD多段解析例

翼プロフィール設計については、社内設計ツールによる翼面速度分布最適化によりプロフィール損失を低減した。図8に示すように、空力性能と熱伝達に悪影響のある前縁付近の曲率不連続を低減した。また冷却空気後縁噴出し方法を従来のスロット噴出しから腹側噴出しに変更し、後縁厚みを低減した。図9にM7A-02、M7A-03についてCFD解析結果による後縁噴出し方法の違いの比較を示す。噴出方法の変更により後縁ウエーク領域が小さくなっている。以上の改良により、既存のM7Aシリーズのプロフィール損失を約20%低減した。

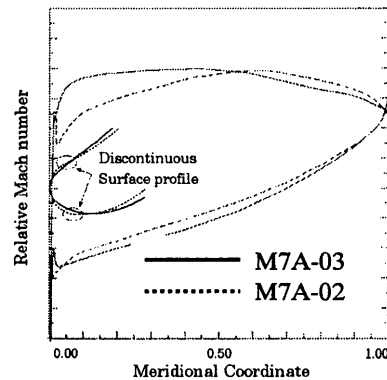
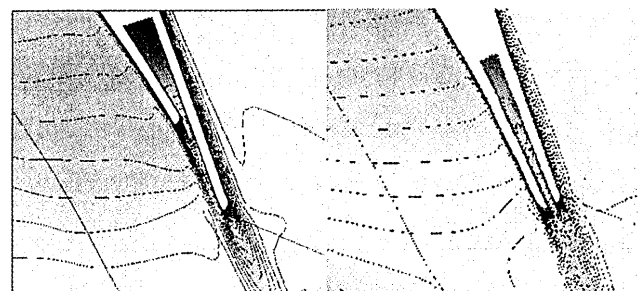


図8 第2段ノズル表面マッハ数



(M7A-03) - (M7A-02)

図9 後縁冷却空気吹出位置

チップシンクの幅・深さ等の形状最適化により翼先端漏れ損失を改善した。図10に3次元CFDによる先端漏れ解析例を示す。

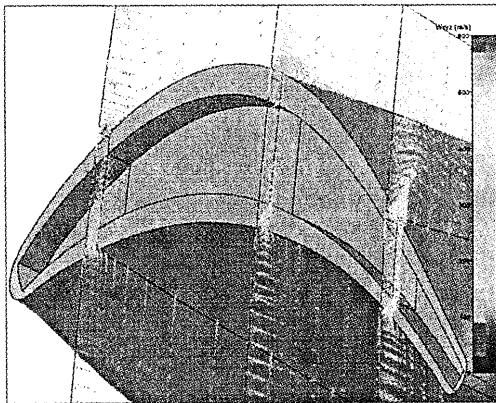


図10 チップシンク流れ解析例

2) 構造改良による性能向上技術

M7Aシリーズの良好なメンテナンス性は、M7A-03にも継承しているが、性能向上のため、様々な構造設計技術を適用した。

タービンケーシング材質については低膨張材への変更により、M7A-02に比べて定格運転での動翼チップクリアランスを低減した。

また内部漏れの低減のため、タービンノズル、ノズルシールセグメント間フェザーシール形状、タービン動翼シールフィン形状、ノズルポア部にも改良を加え、これらのクリアランスも低減した。これによりディスクキャビティへの主流ホットガス巻き込み防止用シール空気量を低減した。

動翼材質については既存のM7Aシリーズに使用している耐酸化性、クリープ強度に優れたニッケル耐熱合金を採用した。

動翼内・外面のガス熱伝達特性の予測精度は冷却設計と動翼寿命評価に重要であるため、燃焼機出口ガス温度分布と冷却空気混合を考慮して、3D-CFDにより動翼周りの詳細な温度分布などを予測した。また内部冷却流の変化によるホットスポットと過冷却部を除くため、3D-CFDにより内部冷却構造も調整した。図11は動翼周りガス温度と内部流れの評価例である。

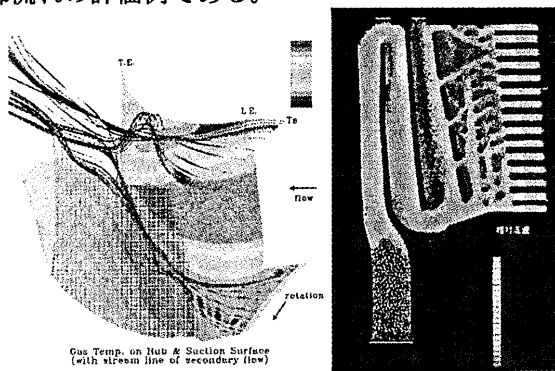


図11 動翼外部温度・内部流れ評価例

3) 冷却性能向上技術

エンジン試験に先立ち、翼列試験で得たM7現行機種冷却翼試験結果を予測精度向上のために使用した。図12は翼列試験設備と試験翼である。

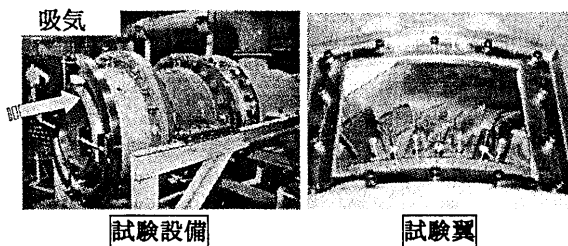


図12 動翼冷却性能翼列試験装置

さらに冷却空気噴流によるチップ領域での影響については、CHT (Conjugate analyses of CFD and Heat Transfer) を実施し、チップ領域での設計要求を満足することを確認した。図13は第1段動翼周りのCHT解析例である。

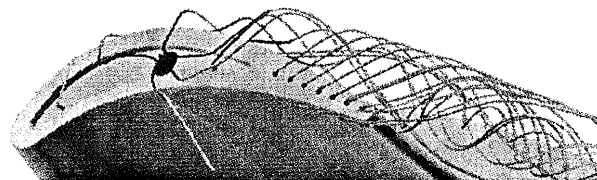


図13 第1段動翼チップ周囲CHT解析例

3.3 エミッション改善技術

燃焼器は6缶型であり顧客は拡散燃焼システム又はDLE燃焼システムを選択出来る。拡散燃焼システムではNox低減のため燃焼器エンドプレートから水噴射又は蒸気噴射を行う。一方、DLE燃焼器では予混合燃焼制御により80ppm (O₂=0%) のNO_x値を達成可能である。M7A-03DLE燃焼器を図14に示す。燃料ノズルネットワーク (パイロット、メイン1、メイン2、追焚) のシーケンシャル制御により、DLE燃焼器は広範囲 (50~100%負荷) の希薄予混合燃焼を保持する。

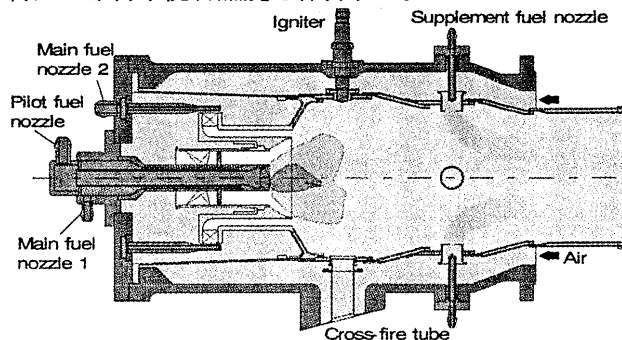


図14 M7A-03DLE燃焼器

燃焼器ライナーはエンジン外部から取り外しが容易であり、火炎伝搬管は水平分割ケーシングの開放を必要としないため、現地点検とメンテナンス期間を短縮出来ている。

3. 4 排気ディフューザ性能向上技術

排気ディフューザはタービン出口からの高速排気ガスを減速させ、静圧回復し、排気ダクトへ排気ガスを導く。圧力損失はタービン膨張比に直接影響するので排気ディフューザは重要な構成要素であり、エンジン性能に大きな影響を与える。

タービン最終段出口の流れ特性は排気ディフューザの圧力損失に大きな影響があるため、タービン最終段出口速度を低減し、また流れ角と速度分布が一様になるように調整した。3次元CFD解析による流れ場最適化により、M7A-02に比べ、排気ディフューザの圧力損失を低減した。図15にM7A-02とM7A-03の速度等高線の比較を示す。ディフューザ拡大角と軸長、ストラット形状と配置、給油・排油配管形状を改良した。これらの改良によりストラット下流での流れの剥離を低減し、流れを均一化している。

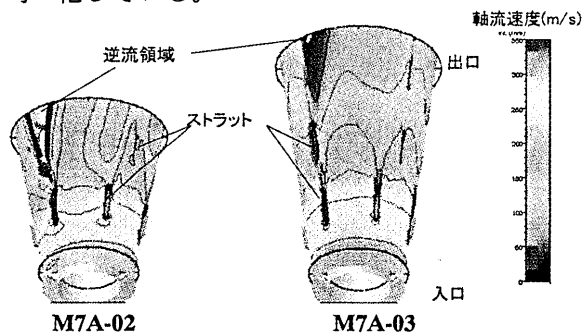


図15 排気ディフューザCFD解析例の比較

4. 性能確認試験

M7A-03試作機について工場試験を実施し、性能確認、機械特性確認、温度特性確認を実施した。図16に明石工場テストセルでの試験中の試作機を、図17にM7A-03エンジンの性能計測結果を示す。M7A-02に対し、熱効率向上8% (2.6pt)、出力向上9% (670kW) を達成した。



図16 M7A-03エンジン試験運転状況

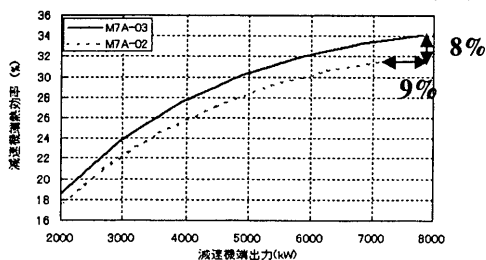


図17 M7A-03エンジン性能試験結果

現在は、長時間運転時の信頼性実証のため、川崎重工明石工場においてフィールド試験を実施中である。

5. 結論

M7Aシリーズの設計特徴を継承しつつ、最新設計ツール、設計手法、材質改良による要素性能の改善により、M7A-03はM7A-02に比べて8%の熱効率向上、9%の出力向上となり開発目標を達成した。

今後については、製品競争力の向上だけではなく、CO2排出削減への貢献のためにも、エンジン性能向上のニーズが途切れることはないと考えられる。よって各要素性能について技術力を高め、信頼性を検証しながら技術を適用していくことにより、性能向上を推進していく予定である。

6. 参考文献

- 1) 唐沢, 井上, 中安: 6MW級中型高効率ガスタービンM7A-01およびコージェネレーションシステムPUC60, 川崎重工技報, No.119 (1993) pp.90-91 (1993)
- 2) ガスタービン「M7A-02」コンバインドサイクル発電設備, 川崎重工技報, No.148 (2001)pp.48-49
- 3) 村上, 谷村, 石田, 松岡, 加藤: M7A-03ガスタービンの開発, 川崎重工技報, No.161 (2006) pp.24-27
- 4) K.Tanimura, H.Taki, et al., N.Murakami, A.Matsuoka, K.Ishida, H.Kato, T.Sakai, T.Taniguchi, "Development of An 8MW-Class High-Efficiency Gas Turbine, M7A-03" 2007, ASME 2007-GT-28361
- 5) 笠, 永井, 杉本, 奥戸, 長友, 足利, 尾崎: 20MW級ガスタービン「L20A」の開発, 川崎重工技報, No.148 (2001) pp.6-7
- 6) 須賀, 松岡, 酒井, 瀧, 加藤, 酒井, 楠本, 寺内, 橋本: 高性能ガスタービン要素の開発 - CFD技術を活用した高性能化 -, 川崎重工技報, No.161 (2006) pp.36-39

新開発の超高性能再生熱交換器

—三次元熱交換器の隘路を二次元断面形状で解決した—

*伊東 孝彦 (雪ヶ谷制御研究所), 関 純子 (雪ヶ谷制御研究所)

The High Performance Heat Exchanger

—An improvement on the Regenerator by Geographical way—

*Takahiko ITOH(Yukigaya Institute) and Sumiko SEKI(Yukigaya Institute)

ABSTRACT

Importance is well known that regenerative heat exchanger in a gas turbine cycle, especially on low pressure turbine cycle, as MGTs (Micro Gas Turbine). We propose a way to increase the thermal efficiency of the regenerative heat exchanger for gas turbine cycle. The heat exchanger is consist of sell alleys between gas separation walls. Compressed air and exhaust gas flows in the cell alleys for the opposite directions each other, and heat exchange is realized efficiently. We obtained a Patent of this heat exchanger on June 2007.

Key words: Regenerate gas turbine cycle, Heat exchanger, Thermal efficiency, MGT, Patent

1. はじめに

ガスタービンは成熟期に到達した。航空機エンジンという特殊な需要に絡んで異常な発達を遂げ、地表での熱機関の代表格として舞戻って来た。筆者が再生ガスタービンの文献に初めて接したのは1950年頃であったと記憶する。英国でホイットル卿が世界で初めてガスタービンを運転してから20年も経過していなかった。米国の自動車メーカーなどがMGT試作・実験報告を発表していた。それらは全て申し合わせた様にユングストローム再生熱交換器を備えていた。当時は未だ、小規模のガスタービンの軸出力を利用する機関の熱効率は驚くほど低かった。ユングストローム熱交換器は外燃機関の排煙と燃焼用空気のための熱交換のために開発されたもので、差圧のある内燃機関の熱交換に適用するのは誤りであると筆者は感じていた。筆者等は1983年に発電端定格出力5kWのガスタービン発電機を試作したが、再生熱交換器の能力不足などで、効率は10%に達しなかった。Fig.1、Fig2に試作したMGTの外観写真を示す。その後、再生熱交換器の改良を重ねて、一応の水準に達したが事業化は行わなかった。昨今のMGTブームは、余りの低効率、ある有名な輸入品の実運転では22%を下回る熱効率と有効効率15%未達が災いしてブームは収束した。筆者等はMGT向けの熱交換器を開発して特許を出願し、本年6月に特許査定されたので、これを機会に、対向流型熱交換器に関する報告をさせていただく。

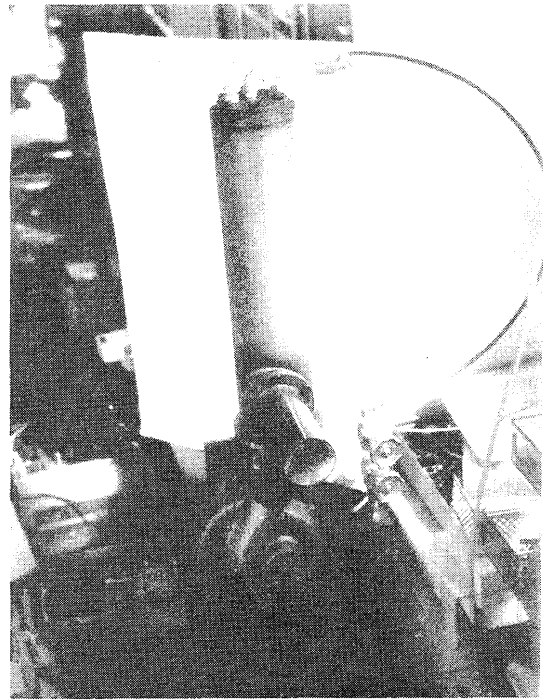


Fig.1 Prototype gas turbine made on 1983

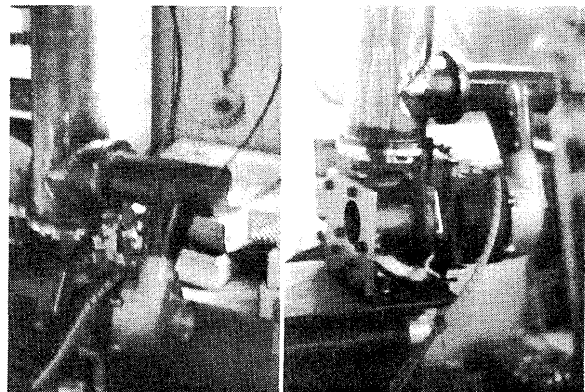


Fig.2 Gas turbine in our laboratory

2. 再生サイクル

2.1 再生サイクルの概要

内燃タービンは基本的な熱サイクルとして知られて居り、Brayton cycle とも呼ばれる。

タービン機関の規模が大きい場合、即ち、大出力のガスタービンに於いてはタービン本体と圧縮機の効率を十分に高く保つ事ができるので、燃焼圧力とタービン入口温度を高くして、理論的熱効率を向上する事が可能である。

しかし断熱圧縮によって吸気温度が上昇するので排気熱の回生は困難になる。

一方の、小型ガスタービンでは熱効率を向上するために再生熱交換器を如何に有効に取り込むかが重要な課題になるであろう。

Fig.3 に再生タービンサイクルによる発電システムの概要を示す。

本稿では、再生熱交換器 (regenerator) の性能向上に関わる諸問題とその解決手段として、新開発の熱交換器を紹介する。

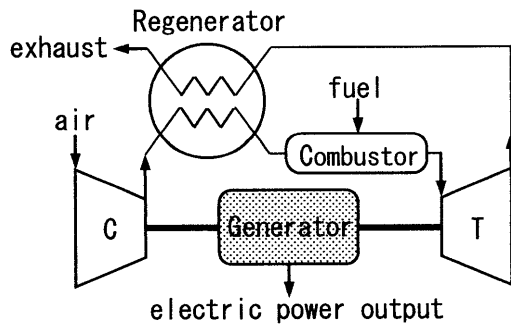


Fig.3 MGT generator system

Fig.3 でタービン軸出力は電氣的出力とは異なるが、試作した MGT ではタービン軸はシステムの外部に露出して居らず、機械的計測はできない。

タービン回転数も同期発電機の発電出力電力の交流周波数によって行う。

軸出力も発電機の出力電力から換算するが、筆者等は、パワーエレクトロニクスと電気機器の開発設計をも業務として行っているので計測上に全く問題は無く、発電機の効率は約 97% である。

また、タービン等の出力測定も実際には発電機によって行われているので、発電電流対トルク特性のキャリブレーションさえ適確に行われれば、計測精度は充分で再現性も確保される。

軸に配置されたローターは、2 乃至 4 極の希土類磁石で、ネオジウム磁石以前であった事と耐熱特性からサマリウムコバルトを使用し、炭素繊維のフィラメントワインディングで遠心力に対応した。

2.2 再生サイクルの熱効率

再生熱交換器が再生サイクルの熱効率に与える影響を検討する。

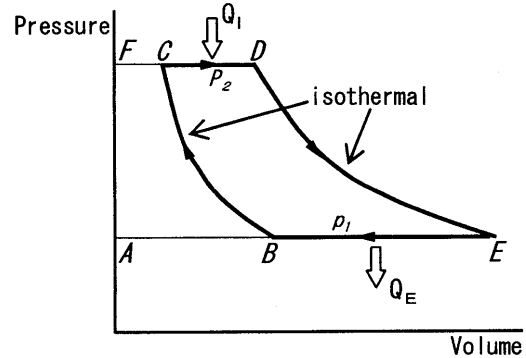


Fig.4 The open gas turbine cycle

廃熱を回収して、入熱の一部として回生する場合には Fig.4 のサイクルに於いて廃熱 Q_E は式(1)で表される。

$$Q_E = i_E - i_B = c_p(T_E - T_B) \quad (1)$$

しかし廃熱と接触する温度は T_B であるから、熱交換器の温度効率 η_E を 100% としても交換し得る最大熱量 Q_E' は 式(2)の値に過ぎない。

$$Q_E' = i_E - i_C = c_p(T_E - T_C) \quad (2)$$

$\eta_E Q_E'$ の熱量を回収するとすれば、必要な熱量 Q は、式(3)で表される。

$$Q = c_p(T_D - T_C) - \eta_E(T_E - T_C) \quad (3)$$

再生熱交換器の温度効率を η_E とすると、サイクル効率 η_{aE} は式(4) で表される。

$$\begin{aligned} \eta_{aE} &= \frac{\{(T_D - T_E) - \eta_E(T_C - T_B)\}}{\{(T_D - T_E) - \eta_E(T_C - T_B)\}} \\ &= \frac{[(T_D/T_B)\{1 - r^{-(k-1)/k}\} - \{r^{(k-1)/k} - 1\}]}{[(T_D/T_B)\{1 - \eta_E r^{-(k-1)/k}\} - (1 - \eta_E)\{r^{(k-1)/k} - 1\}]} \quad (4) \end{aligned}$$

温度効率を η_E を 100%、即ち $\eta_E = 1$ とおけばは式(5)となる。

$$\eta_{aE} = 1 - (T_B/T_D) \times [r^{(k-1)/k} - 1] / [1 - r^{-(k-1)/k}] \quad (5)$$

式(5)は、再生熱交換器の性能と再生サイクルの熱効率の関係を定性的に表している。

圧力比 r が小さいほど、また、 T_B/T_D が小さいほど η_{aE} は大きくなる。関係を Fig.5 に図示する。熱工学的には当然の現象だが、ガスタービンとして成立し得る最低圧力比とか、タービン翼の耐熱限界などの実務上の要因で設計が決る。

MGT を設計するのに適当な条件を満たす領域を図上の平行四辺形で示す。

また、筆者らが試作した MGT の運転条件を白丸で示した。

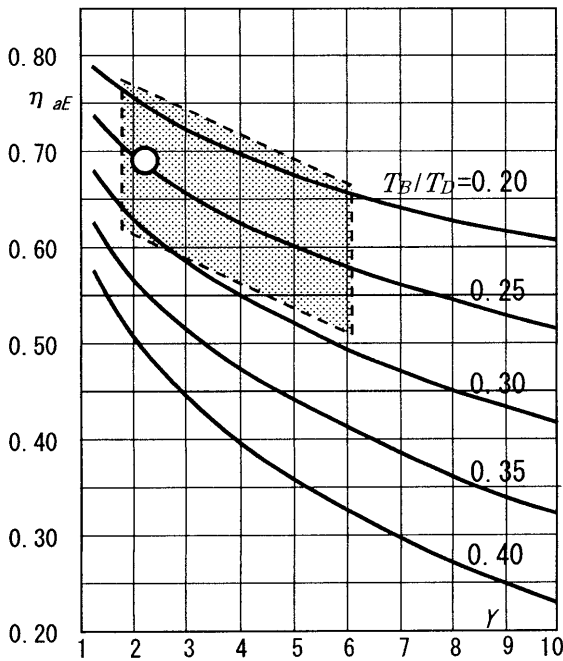


Fig.5 Thermal Efficiency

Fig.5 はガスタービンの圧縮比が再生器の効果に深く関わっている様子がうまく表現されている。因みにこの部分は、日本機学会編集に成る機械工学便覧、昭和 26 年版(1951 年)、分冊 5、第 11 編、熱および熱力学の、11-85~86 を基に筆者等の実験結果を加味して構成したものである。

2.3 試作した小型ガスタービンの概要

1983 年、筆者等はガソリンエンジンやディーゼルエンジンのターボ過給器を改造して小型ガスタービンを試作した。

Fig.1、Fig.2 に外観を示したもので、実験の便宜を図って、簡単に持ち運べる程度のスケールを選択し、圧縮機とタービンは、何れもラディアルフローで、既成の車両用ターボチャージャーから、それぞれ取り外して組み合わせるか自作した。

発電機は軸の中央部に配置し、水冷または油冷の

ためのジャケットを設けた。

概略の断面図を Fig.6 に示す。

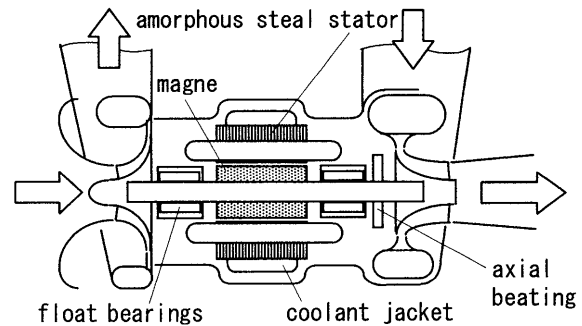


Fig.6 Cross section of the MGT generator

発電機は永磁石回転子を備えた 3 相同期機で、ガスタービンのスターターモーターを兼ねている。ステーターコアは初期には珪素鋼板を用いたが、後にアモルファスコアを用いた発電機に換装した。なを、アモルファスモーターを実際に製作し、実用運転を行ったのは筆者等が世界で初めてであったと考えられる¹⁾。

タービン軸受は、フロートベアリングを用い、低速回転時の磁気吸引力を支持できるように、滑り負荷許容値を大きくした。

また、小型ガスタービン発電機試作を試作した当時は、筆者等の片手間での開発であった為に、まずは自立回転と、僅かでも発電電力が得られる事を第一の目標としていたので、実験の目的に直接的な関係が少ない燃焼器には充分の容積にを与える様に大きめの設計で済ませて要素削減を図った。全体の構造も、1 名のみで組み立調整と試運転ができるように配慮した。

同期整流装置を兼ねるスターターインバーターも同時に製作して運転を行った。

燃料系統も簡易化のために気化器を省略して、LPG ボンベの圧力を利用して、手動バルブで行った。流量調節弁と締め切り弁を直列接続した。

点火システムは、当時出回っていた電熱気化式の家庭用石油ストーブ点火用のテスラコイルと制御回路を改造して流用した。

点火栓には空冷ガソリンエンジン用の標準品を使用した。

潤滑系統は他の実験用に試作した油圧サーボ装置用のポンプを流用した²⁾³⁾⁴⁾。

実際の運転では、タービン軸の回転数 20000rpm 前後で自立運転が始まり、24000rpm を超えると完全に自立した。

100000~125000rpm で負荷試験を行い、約 3 kW の発電端出力が得られた。
最高運転回転数は 165000rpm であった。

3. 再生熱交換器

3.1 小型ガスタービンの効率を高める

小型ガスタービンでは、圧縮比を高くすることは困難であり、また、圧縮機とタービンの効率にも限界があるので、再生熱交換器を利用してサイクルの熱効率を確保して実用化を図るのが好ましく、従来から様々な試みが成されている。

3.2 ユングストローム式熱交換器

ユングストローム式熱交換器は、ローターの熱容量を利用して対向流方の理論効率と同様に 100% の熱交換効率を目指そうとする装置である。

しかし、ユングストローム式熱交換器は、蒸気機関用に作られたもので、ボイラ加熱炉に供給する燃焼用空気を、炉から排出される燃焼ガスで温める目的で作られたものである。

従って、熱交換を行う両ガスの圧力は原則的に等しく、煙突の元来の機能からみても排気圧は環境の圧力(大気圧)より低くなるので、燃焼空気に排気が混入しない。

また、ローターに一旦蓄熱して熱交換を行う場合には、機関の出力変更時に問題が生ずる。

Fig.7 にユングストローム空気予熱器、Fig.8 に同ローターの蓄熱部の構造を示す。

蓄熱部は板厚 1mm 以下の鉄板で構成されている。何れも機械工学便覧、昭和 26 年版(1951 年)、分冊 6、第 13 篇、蒸気動力の、13-54~55、第 95 図、第 96 図 を転載した。

一方のガスタービンでは排気との差圧が大きく圧縮された燃焼空気が排気側に漏出して著しく熱効率を低下させる。

シールを厳重に行おうとすると摩擦損失が大きくなり、正味熱効率は低下し、更にシール部分の損耗も著しい。

また、前述の蓄熱体の熱の出入りの問題が残る。蓄熱体を用いることによって熱伝達の遅延、即ち、時間的な応答、Frequency response が低下するといった好ましくない現象を伴う。

また、蓄熱体の角速度を高くする事は更に問題を大きくする。

MGT は熱効率の高い運転領域が限られているのでオン・オフ制御を行うのが正しい。

従って、エネルギーの平準化技術が必須となる。筆者等は、電気二重層キャパシター⁵⁾⁶⁾を始めとするエネルギー蓄積とパワーエレクトロニクスの

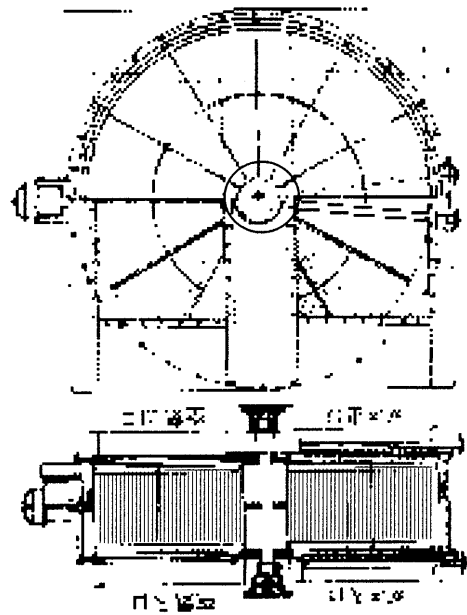


Fig.7 Yungstrom heat exchanger

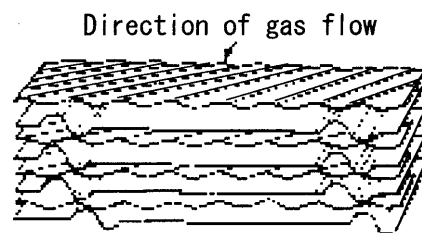


Fig.8 A section of heat storage rotor in the Yungstrom heat exchanger

技術分野で MGT 実用化の受皿を整えた。

後にアイシン精機が開発してプリウスに搭載された事によって市民権を獲得したハイブリッド動力システムの起爆薬になった技術である。

筆者等が開発した電気二重層キャパシター⁵⁾⁶⁾ は 1988 年、或る自動車メーカーが発表して EDLC フィーバーを惹起したが、数年後ハイブリッド自動車のブースターとして脇役の立場で収束を見た。自動車業界における電気工学の“力”が如何に大切か、を問うた歴史的一幕であった。

MGT は高効率で運転できる条件範囲が狭いので、負荷の平均値に合わせてオン・オフの時分割運転即ち PWM 制御が有効である事はさきに述べた。

MGT に高い出力応答性が求められる理である。

これに伴いエネルギー蓄積装置が不可欠となり、電気二重層蓄電器 (Electric Double Layer Capacitor) を主体とする蓄電装置を開発した⁵⁾⁶⁾。

3.3 再生熱交換器に望まれる特性

ガスタービンの熱サイクルでは、圧縮された吸気と大気圧まで膨張した排気ガスとの間で熱交換を行っているので機関を設計するにあたっては熱交換器の熱容量をも考慮に入れなくてはならない。MGTの負荷に平衡する運転などは望むべくもないので、仮にガスタービンをオン・オフ制御したとしても、再生熱交換器自体の熱容量は機関の平均熱効率を低下させる結果になる。そこで、MGTの再生熱交換器に期待される特性は、

- 質量が無い、小さい。
- 伝熱面積が無限に大きいか、十分に有る。
- 流路抵抗が“0”か殆ど無い。
- 環境との間での熱伝達が無い、極めて少ない。

おおよそ上記の4点位であろう。

この様な意味で、現在ではユングストローム式熱交換器をガスタービンに転用しようとの試みは放棄されている。

一時、セラミックスが脚光を浴びた頃にはセラミックスハニカム製蓄熱ローターの試作などが試みられたが、今では全く影を潜めている。ガスタービンを理解しないで試作して失敗した例の一つである。

これに似た失敗がある、かつて、政府機関の一つで水素エネルギープロジェクトがあった。地球上の日当たりの良い国にソーラー発電プラントを建設して水を電気分解して水素を造り、タンカーで日本に運んで来る。その水素をガスタービンの燃料にして発電をしようという話であった。ガスタービンはアルゴンを作動流体にして水酸素燃焼を行うという怪しげな企画で、盛大にパンフレットなどを配布していた。

筆者等は、水（水蒸気）を作動流体とする水酸素燃焼の内燃ランキンサイクルの開発を終了したところだったので、Fig.9に示すシステムを教示した。該プロジェクトは直ちに図示の水酸素内燃ランキンサイクルに転換して計画は生き延びた。

水の電気分解の場合は H_2 と O_2 の対が得られるが、空中の酸素を分離しようとする大問題が起る、これの解決にも本熱交換器は極めて有効である。

O_2 とArの物性に類似性がある、深冷分離では酸素中のアルゴンを除去するのが容易でない。酸素中の残留アルゴンは復水器の真空度を阻害してランキンサイクルの熱効率を低下させる。

次章、熱交換器特許の利用例に、空気の大気分離に適する熱交換器の構造例を挙げたのには、この

様な背景があったからある。

なを、排水の全量を燃焼室の圧力以上に加圧する必要はないが、復水器内は負圧になるので大気圧まで圧力を上げて排出するポンプは必要になる。

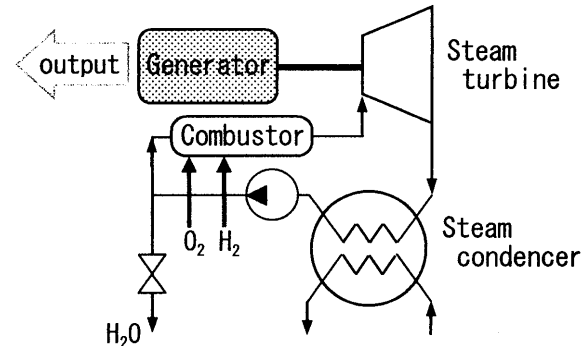


Fig.9 Inner combustion Rankin Cycle

4. 新開発熱交換器

MGTでは再生熱交換器の性能がサイクルの熱効率に大きく寄与する事は前章で述べたが、2007年6月、筆者等が特許を取得した新開発の超高性能再生熱交換器について述べる。

MGTの実験以後、約20年間放置してあったが、21世紀に入ってから特許出願をしたところ、先日、初期の出願部分が特許された。

Fig.10は該再生熱交換器の概念図である。

- Aは外管で排気集合ヘッダーを兼ねる。
- Bは圧縮された吸気導入路、Cは排気導出路である。
- D、Eが圧縮吸気通路と排気通路であって、対向流熱交換器を形成する。
- Cは加熱された圧縮吸気の導出路で、集合ヘッダーを介して燃焼室に至る。
- Gはタービンの排気導入路である。

実装に際しては、Fig.6のタービンの排気口に対向して配置される。

当然の事として、従来技術であるスパイラル熱交換器との類似性が問われるが、原理的に大幅の相違がある。

但し、Fig.10の隣接するB、C間とFに隣接するGの連通部分では、上述のスパイラル熱交換器の原理上の弊害により損失を生ずる。

Aの温度が、サイクルの終端温度の近傍にあって、熱交換器のG点の温度に関係を持たない所に筆者等は工業上の利用への可能性を認め特許出願した。また、熱交換を行う部分が二次元図形で構成されているのでFig.11に示す様にガスの温度変化による流速変化を任意に制御する構成が可能になった。

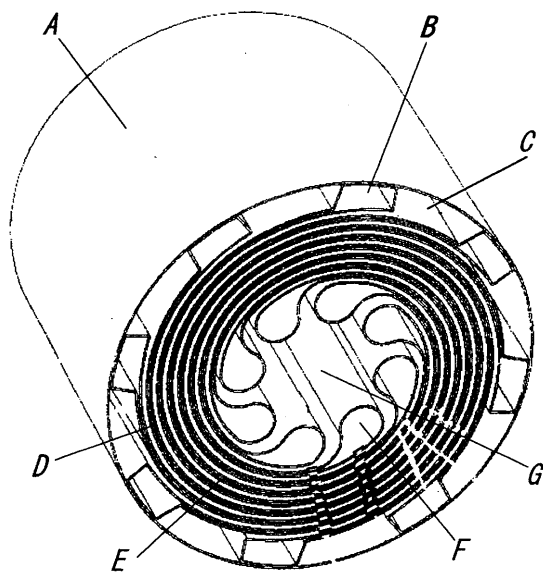


Fig.10 A picture shows concept of the Invention

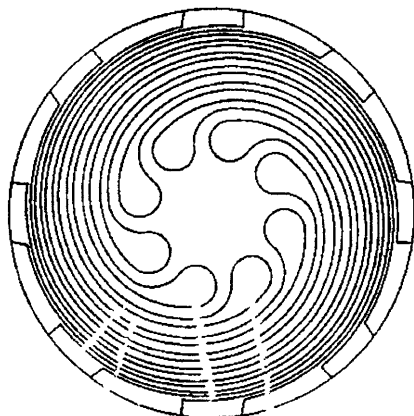


Fig.11 Cross section of the regenerative heat exchanger for MGT

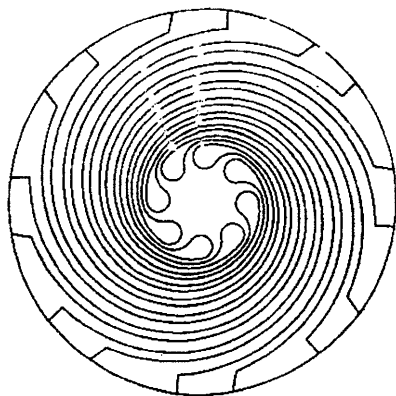


Fig.12 Cross section of the heat exchanger for cryo-technologies

外気温度から隔たった温度になる部分を装置の中心部に配置する事は、MGT はもとより、さきに述べた低温技術の分野でも著しい効果を発揮する。低温技術では、水蒸気の氷結と空気の液化に伴う濡れによる熱伝導率変化を防ぐ事が課題となる。Fig.12 に低温用の熱交換器の断面を例示した。空気の深冷分離では熱交換器の一部が、100K 以下の低温に達するので外周部分を環境温度に近い温度に保てる事は極めて重要な意味を持つ。Fig.12 の構造による断熱効果は理解できよう。

4. おわりに

1968 年頃から、ガスタービンが究極の熱機関であろうと考えて MGT の実験に着手した。熱効率と NO_x 問題の解決が目標であった。インペラー径 10~120mm、最高 1,200,000 rpm、チップ速度マッハ 1~2 で小型ガスタービンの実験を行っていたが、全て磁気軸受で支持していたのでグロス効率をプラスにするには至らなかった。現在ではゼロパワー磁気軸受の開発を済ませてあるので、何時でもガスタービンに利用できる。また、パワーエレクトロニクスが発達によりハイブリッド熱機関が容易に実現できる時代である。MGT の本格的な実用化の時機到来と思うが、“再生熱交換器”は MGT 発展に貢献すると考える。究極の熱機関とも呼べるガスタービンの更なる発展を期待して止まない。

参考文献

- 1) 深尾正：アモルファス鉄心で超高速電動機，日刊工業新聞，1988 年 6 月 21 日
- 2) 伊東孝彦，関純子，青山浩一，島田悟，鈴木茂：油圧技術に於ける新理論の提案，平成 14 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，May 23. 2002
- 3) 鈴木茂，青山浩一，吉田，山野孝寛，関純子，伊東孝彦：油圧制御に於ける新方式の試作，実験報告，同上
- 4) 伊東孝彦：蓄エネルギーと架線レス車両の可能性，鉄道車両と技術，No. 89 (2003-9) pp2-12
- 5) 伊東孝彦，関純子：操舵台車とエネルギー蓄積をそなえた LRV，代 11 回交通・物流部門大会講演論文集，日本機械学会，Dec. 11 2002 pp 247-250
- 6) 森和也，長谷部章雄，敦賀紀久男，伊東孝彦，関純子：電気二重層キャパシタの電圧平準化装置，平成 13 年電気学会全国大会講演論文集，[4] パワーエレクトロニクス/産業システム，March 21 2001
- 7) 伊東孝彦：(520) 変位微分回路を排除した新制御方式を用いてゼロパワー浮上を実現した AMB，Dynamics & Design Conference 2004，Sept. 27-30 2004 pp. 226 アブストラクト集
本論：CD 版 D&D2004，[520]

ガスタービン動翼の振動応力解析とばらつきの評価

*金子康智 (三菱重工)

Analysis and uncertainty evaluation of vibratory stress of gas turbine blade

* Yasutomo Kaneko (MHI)

ABSTRACT

In designing a gas turbine blade, the mechanical designer should predict the vibratory stress of the blade taking the variation into account, and evaluate the mechanical strength of the blade. This paper, first, proposes an analysis method for predicting the resonant stress due to the interaction force between the vane and the blade, using 3-D CFD and the modal analysis method based on 3-D FEM. Verification tests of turbine blades are carried out, and the measured frequencies and vibratory stresses are compared to predicted values, and the validity of the proposed method is confirmed. In the second place, a practical method for predicting the variation of the vibratory stress of the blade is proposed, where the response analysis of a whole mistuned bladed disk is carried out, applying the Monte Carlo simulation. From the calculated results, the mistuning characteristics of the gas turbine blade are clarified.

1. はじめに

近年、ガスタービンの大容量化、高負荷化が進み、タービン動翼の振動強度は益々厳しくなっている。タービン動翼の損傷原因は高サイクル疲労に起因するものが最も多く、信頼性の高い翼を開発するためには、設計段階で運転中の翼に作用する加振力や翼の減衰を正確に見積もり、振動応力を正確に予測することが必要である。翼の振動強度設計において特に重要な加振力は、車室の非対称性などに起因して発生する低次のハーモニック加振力と動翼と静翼との干渉によって生じる翼列干渉力である。動翼に作用する加振力のうち、直前の静翼後流の影響によって生じるノズルウエーク励振力や直後の静翼の圧力場との干渉によって生じるポテンシャル干渉力については、最近のCFD技術により実用的な精度で予測できるようになってきている⁽¹⁾⁽²⁾。

一方、振動応力のばらつきについては、感度解析⁽²⁾やミスチューニング解析⁽³⁾による評価が行われており、解析から予測された振動応力のばらつきは安全率の中に織り込まれている。

本論文では、最新の翼振動強度設計技術として、翼列干渉により生じる翼面上の圧力変動をCFDで解析し、これを加振力としてFEMに基づくモーダル法を適用して翼の共振応力を解析する手法を説明する。また、これらの解析技術の適用例として、事業用ガスタービン動翼や過給機タービン動翼のノズルウエーク共振応力解析を行い、テレメータ試験による振動応力計測結果と比較した結果を説明する。これらの結果より、適切なモデル化を行えば、実用的な精度でノズルウエーク共振応力を予測できることを示す。

つぎに、ミスチューニング解析により翼の振動応力のばらつきを評価する実用的な手法を提案すると共に、ガスタービンの単独翼構造やシュラウド翼構造の振動応力のばらつきを評価した結果を説明する。さらに、これらの解析結果から判明したガスタービン動翼のミ

スチューニング特性を解説する。

2. 翼振動応力の解析

2.1 翼列干渉力による共振応力の解析

簡単のために、ディスクを介して隣接翼と連成しない単独翼構造の応答を考える。コリオリ効果を見捨ると、回転中の翼の運動方程式は式(1)で表すことができる。

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (1)$$

ここで、 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ 、 $\{U\}$ は、翼の質量マトリックス、剛性マトリックス、減衰マトリックス、変位ベクトルである。必要があれば $[K]$ には、遠心力による剛性増加などの効果も含まれていると仮定する。 $\{F\}$ は、翼列干渉により動翼に作用する加振力である。通常モーダル法に従い、変位 $\{U\}$ を式(2)のようにモード展開し、式(1)に代入すると式(3)が得られる。

$$\{U\} = \sum_n x_n \{\phi^n\} \quad (2)$$

$$m_n \ddot{x}_n + c_n \dot{x}_n + k_n x_n = F_n \quad (3)$$

ここで、 m_n, c_n, k_n, F_n は n 次モードのモーダル質量、モーダル減衰、モーダル剛性、モーダル外力であり、式(4)のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} m_n &= \{\phi^n\}^T [M] \{\phi\} \\ c_n &= \{\phi^n\}^T [C] \{\phi\} \\ k_n &= \{\phi^n\}^T [K] \{\phi\} \\ F_n &= \{\phi^n\}^T \{F\} = \sum_j \phi_j^n f_j e^{i(\omega t + \alpha_j)} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで、下添え字 j は FEM モデルの節点番号を表して

おり、 $\{\phi_j^n\}$ は節点 j の n 次モード、 f_j は節点 j に作用する加振力の振幅、 α_j は加振力の位相差、 ω は加振力の周波数である。式 (3) の解を式 (5) のように仮定して式 (3) に代入すると、式 (6) が得られる。

$$x_n = X_n e^{i\omega t} \quad (5)$$

$$X_n = \frac{\sum_j \phi_j^n f_j e^{i\alpha_j}}{-m_n \omega^2 + i c_n \omega + k_n} \quad (6)$$

式 (6) から、翼の周波数応答を求めることが出来る。本手法は、基本的には文献 (4), (5) の方法と同一であり、具体的には、以下の手順 (図 1) から共振応力を求める。

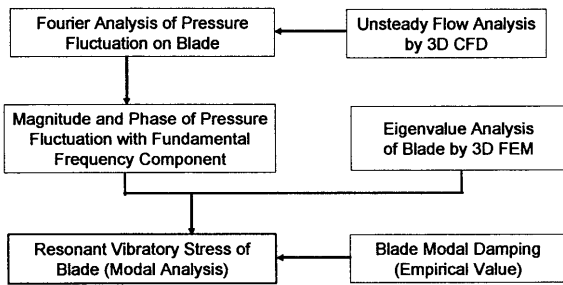


Fig. 1 Procedure for Calculating Resonant Stress of Blade

- (1) 3D CFD により翼列干渉解析を行い、翼表面に作用する圧力変動 (時刻歴波形) を求める。圧力変動波形をフーリエ解析し、基本加振周波数成分 (静翼枚数 \times 回転数 Ω) の圧力変動の振幅と位相を翼表面の各位置について求める。

- (2) FEM で振動解析を行い、モーダル法により共振応力を求める。有限要素モデルの各節点に作用する加振力は、CFD から求まる圧力変動に有効面積を乗じて求める。

すなわち、翼列干渉力との共振応力は、式 (7)、式 (8) から計算することができる。

$$\sigma_n = \frac{\pi}{\delta_n} \frac{F_{na}}{m_n \omega_n^2} \sigma_{rel,n} \quad (7)$$

$$F_{na} = \left\{ \left(\sum_j \Delta_j \cos \alpha_j \right)^2 + \left(\sum_j \Delta_j \sin \alpha_j \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (8)$$

$$\Delta_j = P_j (A_j^x \phi_j^x + A_j^y \phi_j^y + A_j^z \phi_j^z)$$

ここで、

σ_n : 共振応力

$\sigma_{rel,n}$: 相対振動応力 (FEM 計算値)

F_{na} : モーダル外力の絶対値

δ_n : 対数減衰率

ω_n : 固有振動数

P_j : 圧力変動の振幅 (翼列干渉力の基本周波数成分)

$\phi_j^x, \phi_j^y, \phi_j^z$: x, y, z 方向のモード

A_j^x, A_j^y, A_j^z : x, y, z 方向の有効面積

suffix n : モード次数

suffix j : FEM モデルの節点番号

なお、ディスクを介して周囲の翼が連成する場合やシュラウド翼のような全周リング翼構造の共振応力を解析する場合は、周期対称法による解析が必要になるが、定式化が若干異なるだけであり解析手順は同一である⁽⁶⁾。

2.2 翼振動応力のばらつき解析

翼の振動強度設計では、通常、翼振動応力のばらつきは、以下の 2 ケースについて評価する。

- (1) 隣接翼との連成を無視した振動応力のばらつき
- (2) 翼・ディスク連成振動のように、隣接翼との連成を考慮した振動応力のばらつき。いわゆるミスチューニング効果により生じる振動応力のばらつき。

隣接翼との連成が無視できる場合の振動応力のばらつきの評価には、感度解析や 1 次近似 2 次モーメント法が適用されており、感度が高いパラメータを適切な公差で管理すれば振動応力のばらつきを管理できることが示されている⁽²⁾。

一方、隣接翼と連成する場合には、個々の翼の僅かな振動特性の差により大きな応答のばらつきが発生することがある。このようなミスチューニング効果は、翼構造や翼の減衰によっても大きく変化するため、評価する翼構造や振動現象に応じた適切な解析を行い、ミスチューニングにより生じる振動応力のばらつきを評価することが必要である。ここでは、ミスチューニング効果により発生する振動応力のばらつきを解析する方法を説明する。

2.2.1 ミスチューニングにより生じる共振応力のばらつきの解析

図 2 に示すように、翼・ディスク系がハーモニック加振力、すなわち翼列干渉力のように、静止側に固定した偏流による加振力を受けて回転する時、翼・ディスク系全体の運動方程式は式 (9) で表すことができる。

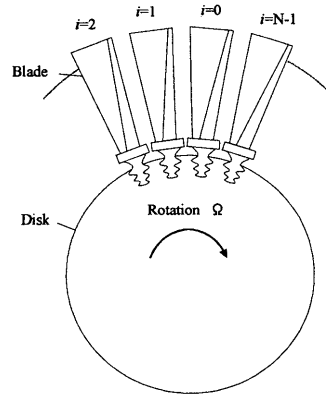


Fig. 2 Bladed disk system

$$[M_T] \{\ddot{U}_T^H\} + [C_T] \{\dot{U}_T^H\} + [K_T] \{U_T^H\} = \{P_T^H\} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \{P_T^H\}^T = & \{ \{P_H\} \cos \omega t \{P_H\} \cos (\omega t - \alpha_H) \\ & \dots \{P_H\} \cos (\omega t - (N-1) \alpha_H) \} \end{aligned} \quad (10)$$

ここで、 $[M_T], [C_T], [K_T]$ は翼・ディスク系全体の質量マトリックス、減衰マトリックス、および剛性マトリックスであり、 $\{U_T^H\}$ は全周の翼の変位ベクトルである。下添え字 T は、全系(全周の翼・ディスク系)であることを表す。また、 $\{P_H\}$ は翼に作用するハーモニック加振力の振幅、 ω は角振動数、 α_H は翼・ディスク系が回転することによって生じる位相角であり、全周の翼枚数を N とすると式(11)で表すことができる。

$$\omega = H\Omega, \alpha_H = \frac{2\pi H}{N} \quad (11)$$

ここで、 Ω は翼の回転角速度、 H は加振力のハーモニック数である。定式化の詳細は省略するが、2.1と同様にモーダル法を適用すると、加振ハーモニック数 H に対する周波数応答を求めることができる。すなわち、ミスチューンがある翼・ディスク系では構造上の周期対象性が失われているため、翼・ディスク系全体をモデル化して、式(9)をモーダル法で直接解析して周波数応答を求める。さらに、ランダムに抽出した多数のミスチューン系について式(9)を直接解析し、これを統計処理して共振応力のばらつきを評価する(モンテカルロ法)。

2.2.2 ミスチューニングにより生じるランダム応力のばらつきの解析

従来、強制振動のミスチューニング解析では、前節で説明したように、ハーモニック共振において発生する振幅の増大効果を取り扱ってきた。一方、最近の翼の振動強度設計では極限設計をするため、ガスタービンの上流段動翼では燃焼の乱れにより生じるランダム振動のばらつきなどが問題になることがあり、ランダム振動応答に対してもミスチューニング効果の検討が必要になっている。

ランダム振動のミスチューニング解析では、式(9)の加振力を多数の周波数成分を含むランダム加振力(ホワイトノイズ)に置き換え、これに通常のランダム振動理論を適用して各翼のランダム振動応答のRMS値を求める⁽⁷⁾。また、ハーモニック共振のミスチューニング解析と同様に、ランダムに抽出した多数のミスチューン系についてランダム振動応答を直接解析し、これを統計処理してランダム振動応力のばらつきを評価する(モンテカルロ法)。

3. 解析結果

3.1 翼列干渉力による共振応力の解析

図3に、事業用ガスタービンの1段動翼と1段静翼の翼列干渉解析に使用したCFDのメッシュを、図4に、

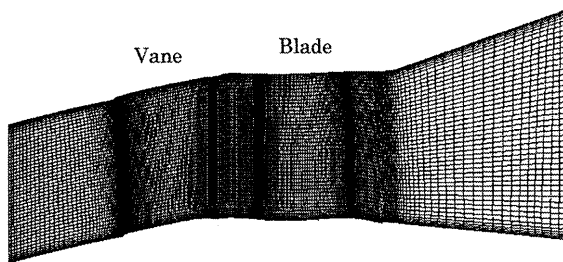


Fig. 3 3-D CFD mesh of industrial gas turbine blade

非定常CFD解析から求めた翼中間高さの圧力分布を示す。図5は、FEMで解析した1段動翼の3次モードである。図4や図5の結果を使用して、図1に示す手順で共振応力を解析し、計測値と比較した結果を図6に示す。これから分かるように、計測値と解析値は実用的な精度で一致している。なお、図6の計測結果では、計測翼により減衰の値がばらついているが、計測した1段動翼はプラットフォーム間にダンパーピース(シールピン)を挿入する摩擦ダンパ翼であり、減衰が非常に大きく、周波数応答特性にも非線形性が強く現れる。

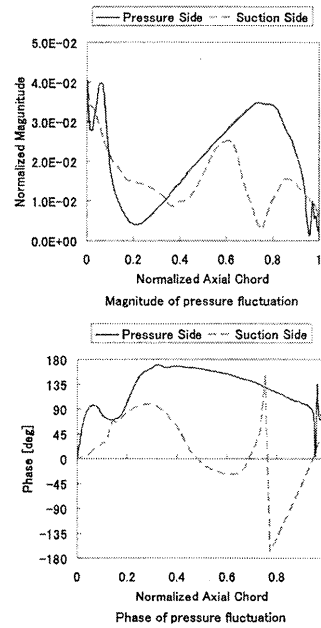


Fig. 4 Magnitude and phase of pressure fluctuation (50% Ht. Section)

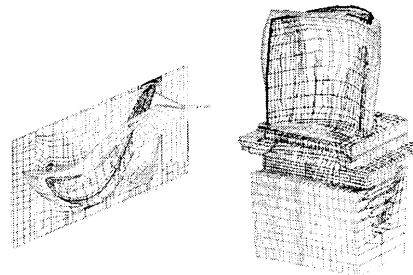


Fig. 5 Vibration mode of industrial gas turbine blade calculated by FEM

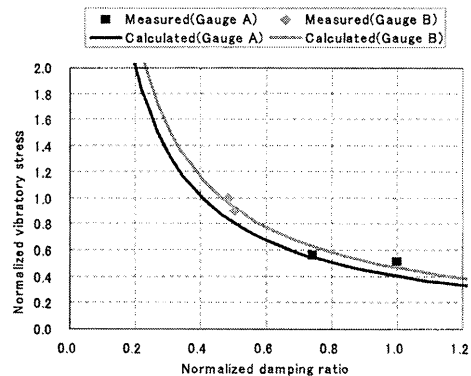


Fig. 6 Comparison of measured and calculated result of vibratory stress

計測値のばらつきが大きい理由は、

(1) 翼列干渉力の加振周波数（静翼枚数×回転数）に対するトラッキング分析から減衰を求めているが、厳密には線形系にしか適用できないハーフパワー法を適用している。

(2) 翼毎の振動特性のばらつきやダンパピースの接触条件のばらつきなどによる生じるミスチューニング効果。

などが考えられる。図6の共振応力の予測では、翼列干渉力（モーダルフォース）の予測精度を明確にするため減衰については計測値を使用しているが、摩擦ダンパ翼の減衰についても実用的な精度で予測できる手法を開発しており⁽⁸⁾、これらを組み合わせれば共振応力を解析だけから予測できる。

2番目の例として、表1に示す過給機タービンの1段動翼と1段静翼の翼列干渉解析を実施した結果を示す。図7は、翼列干渉解析に使用したCFDのメッシュであり、図8は、FEMで解析した1段動翼の5次モードと6次モードである。CFDやFEMの解析結果を使用して、図1に示す手順で共振応力を解析し、計測値と比較した結果を図9に示す。これから分かるように、高次モードに対しても実用的な精度で翼列干渉力との共振応力を予測できる。

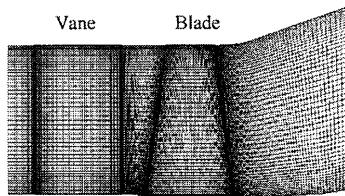


Fig. 7 3D CFD mesh for turbocharger blade.

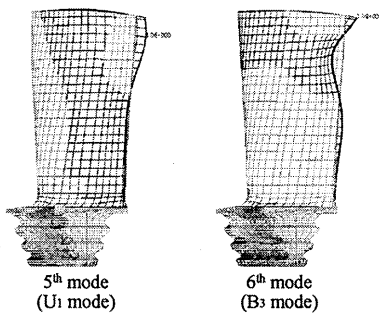


Fig. 8 Vibration modes of turbocharger blade.

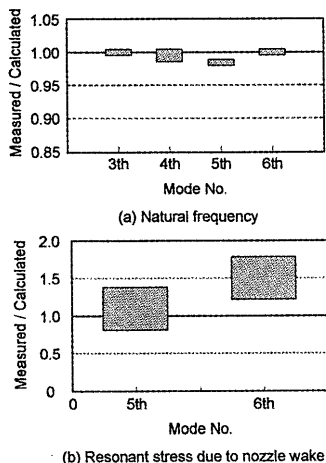


Fig. 9 Comparison of Measured and Calculated Results

3.2 ミスチューニングによる振動応力のばらつきの解析

事業用ガスタービンの2段動翼（単独翼構造）について、ディスク上の個々の翼の振動数のばらつきによりどの程度ランダム振動応力や共振応力がばらつくかを調査するため、ミスチューニング解析を行った。ミスチューニング解析では、最小限の自由度を使用して翼・ディスク系の振動特性を表現するため、図10に示すように、ディスク部をシェル要素で、翼部をビーム要素でモデル化した解析モデルを使用した。また、各翼の振動数のばらつきは、ヤング率のばらつきで与えた。加振力は、図10に示すように回転方向と軸方向に単位加振力（ $f_a = 10N$ ）を翼チップ部に作用させた。なお、本翼は隣接翼のプラットフォーム間にダンパを挿入する構造であり、ダンパによる拘束もビーム要素でモデル化している。ディスク上の個々の翼の振動数は、ダンパの接触剛性のばらつきによっても単独翼振動数の平均値に対して $\pm 5\%$ の範囲で一樣にばらつくと仮定している。表1に解析条件を、図11にチューン系の振動数を示す。

図12は、チューン系とミスチューン系について、ランダム振動解析を行い、ランダム振動応答のPSDを比較した結果であり、翼・ディスク系1個（66枚の翼）の重ね書きを示している。図13は、100ケースのミスチューン系を作成してランダム振動応答解析を行い、全翼（100ケース×66枚）についてランダム振動応答のRMS値の頻度分布を求めた結果である。

図13に示すように、ランダム振動応答のRMS値の最大値は、チューン系に対して10%程度増加するだけ

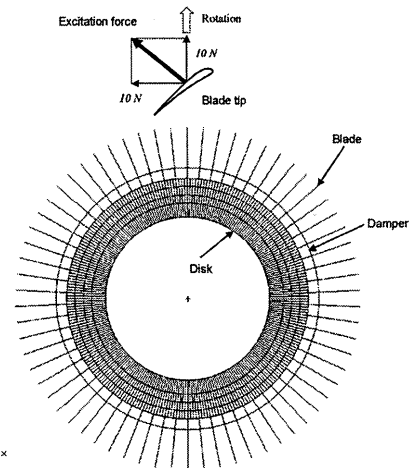


Fig. 10 Model of mistuning analysis for a bladed disk (Freestanding blade)

Table 1 Condition of mistuning analysis

Frequency deviation σ / μ (%)	Due to blade alone frequency(*)	1.4
	Due to damper(**)	5.0
Blade count, N_{total}		66
Logarithmic decrement		0.01 for all modes

* Normal distributuin

** Uniform distribution

であり、大きく変化しない。すなわち、ランダム振動応答に対するミスチューニングの影響は小さく、ランダム振動応答に対する振動強度はほとんど変化しないと判断できる。これは、ランダム振動の RMS 値は、全ての固有モードの応答の 2 乗平均であり、ミスチューンにより応答が増大するモードも減少するモードもあるため、結局ミスチューニング効果が平均化されて小さくなるためと解釈できる。

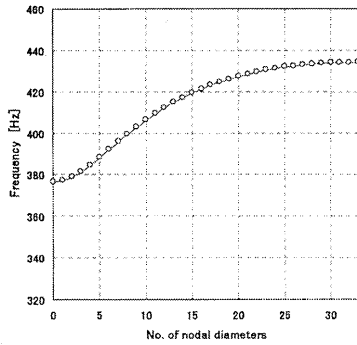
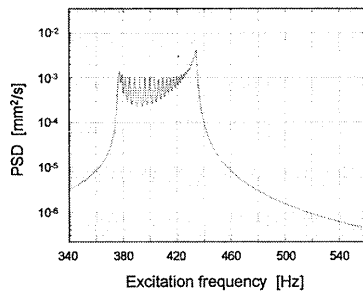
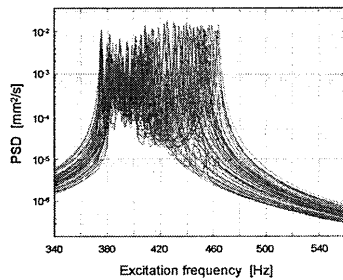


Fig. 11 Natural frequency of tuned bladed disk



(a) Tuned bladed disk



(b) Mistuned bladed disk

Fig. 12 PSD of random response of tuned and mistuned bladed disk

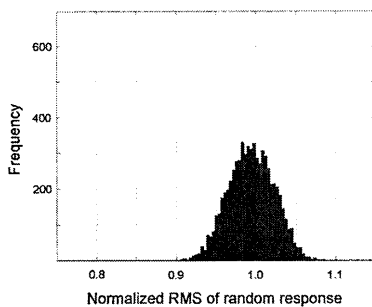
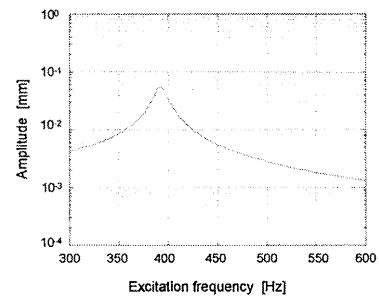


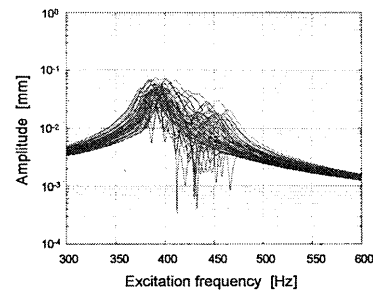
Fig. 13 Histogram of random response of mistuned bladed disk

一方、図 14 は、チューン系とミスチューン系について 6 ハーモニックの共振応答解析を行った結果であり、翼・ディスク系 1 個 (66 枚の翼) の重ね書きを示している。図 15 は、100 ケースのミスチューン系を作成して共振応答解析を行い、全翼 (100 ケース×66 枚) について共振振幅の頻度分布を求めた結果である。

これから分るように、ハーモニック共振の場合は、ミスチューン系の振動応力の最大値はチューン系の約 2 倍になっている。すなわち、単独翼構造の共振応答ではミスチューンの影響が大きく、翼の振動強度設計では、チューン系に対して計算した振動応力に対して、図 15 のようなミスチューン効果を考慮して安全率を設定する必要がある。



(a) Tuned bladed disk



(b) Mistuned bladed disk

Fig. 14 Frequency response of tuned and mistuned bladed disk

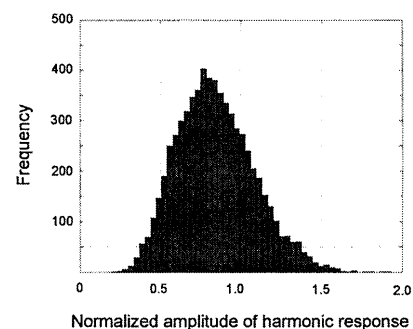


Fig. 15 Histogram of 6 harmonic response of mistuned bladed disk

つぎに、事業用ガスタービンの 4 段動翼 (シュラウド翼構造) について、翼の振動数のばらつきによりどの程度共振応力がばらつくかを調査するため、ミスチューニング解析を行った。図 16 に解析モデルを、図 17 にチューン系の振動数を示す。図 18 は、6 ハーモニックの共振応答解析結果であり、全翼 (100 ケース×90 枚) の応答を重ね書きしている。この解析では、単独翼の振動数のばらつき (変動係数) を 1.4%、モー

ダル対数減衰率を全てのモードに対して 5%と仮定している。これから分るように、減衰が大きいシュラウド翼構造では、単独翼構造ほどミスチューニング効果は大きくなく、この例では、ミスチューン系の振動応力の最大値は、チューン系から 30%程度増加するだけである。一般に、ハーモニック共振応力に対するミスチューニング効果は、減衰が小さいほど、またシュラウド翼構造よりも単独翼構造の方が大きくなる。また、加振力のハーモニック数などによっても変化するので、翼振動強度設計では、設計対象に応じて適切なミスチューン効果を考慮して安全率を設定する必要がある。

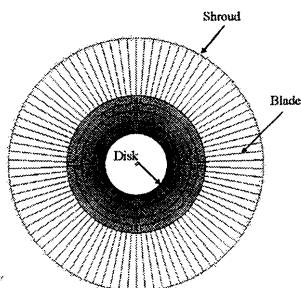


Fig. 16 Model of mistuning analysis for a bladed disk (Shrouded blade)

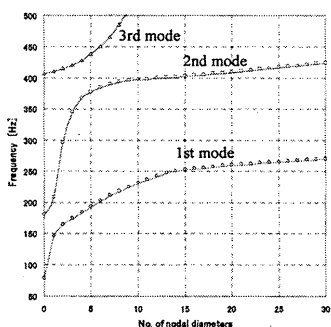
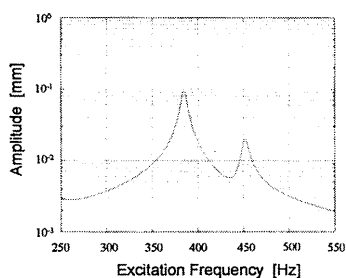
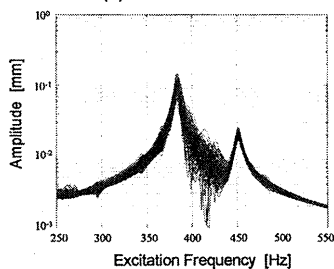


Fig. 17 Natural Frequency of tuned bladed disk (Shrouded blade)



(a) Tuned bladed disk



(b) Mistuned bladed disk

Fig. 18 Frequency response of tuned and mistuned bladed disk (Shrouded blade)

4. まとめ

本論文では、翼列干渉により生じる翼面上の圧力変動を CFD で解析し、これを加振力として FEM に基づくモーダル法を適用して翼・ディスク系の共振応力を解析する手順を説明した。適用例として、事業用ガスタービン動翼や過給機タービン動翼のノズルウエーク共振応力解析を行い、振動応力計測結果と比較した。これらの結果より、適切なモデル化を行えば、実用的な精度でノズルウエーク共振応力を予測できることを示した。

つぎに、ミスチューニング解析により振動応力のばらつきを評価する手法を説明した。単独翼構造とシュラウド翼構造について、ランダム振動や共振応力のミスチューニング解析を行った。これらの解析結果より、ランダム振動のミスチューニング効果（チューン系に対する応答の増大率）はハーモニック共振に対するミスチューニング効果よりも極めて小さいこと、シュラウド翼構造のミスチューニング効果は単独翼構造よりも小さきことなどを説明した。

参考文献

- (1) 金子康智, 森一石, 富井正幸, 大山宏治: 非対称配置静翼によるタービン動翼の振動応答低減 (多モード共振に対する低減効果), 日本機械学会論文集 C 編, 72 巻 720 号(2006), pp.2366-1419.
- (2) Yasutomo KANEKO, Kazushi MORI, Hiroyuki Yamashita and Kenji Sato: Analysis of Variation of Natural Frequency and Resonant Stress of Blade, ASME GT2006-90176(2006), pp.1-7.
- (3) Jean-Pierre LOMBARD, et al.: Mistuning Phenomena on Bladed Disk: Industrial Methods and Applications, ASME GT2006-90205(2006), pp.1-11.
- (4) Chiang, H. D. and Kielb R. E.: An analysis system for blade forced response, Journal of Turbomachinery, vol. 115(1993), pp.762-770.
- (5) Filsinger, D., Szwedowicz, J. and Schäfer, O.: Approach to unidirectional coupled CFD-FEM analysis of axial turbocharger turbine blades, ASME 2001-GT-0268(2001), pp.1-8.
- (6) Yasutomo KANEKO, Kazushi MORI and Naoto TOCHITANI: Analysis and Measurement of Resonant Vibratory Stress of Integral Shroud Blade for Steam Turbine, Proceedings of the International Conference on Power Engineering-03 (ICOPE-03), Vol.2(2003), pp.189-194.
- (7) 金子康智, 森一石, 上田 修: ミスチューンがある翼・ディスク系のランダム振動応答解析, Dynamics and Design Conference 2007 CD-ROM 論文集(2003), pp.1-6
- (8) 金子康智, 梅村直, 池上保彦, 長嶋利夫: シールピンを利用した摩擦型ダンパ翼の応答解析, 日本機械学会論文集 (C 編), 65 巻 633 号(1999), pp.1742-1749.

エンジン性能オンライン同定試験

*田頭 剛, 杉山 七契, 水野 拓哉, 高 将治 (宇宙航空研究開発機構)

Performance Identification Tests of Small Turbojet Engines

*Takeshi TAGASHIRA, Nanahisa SUGIYAMA, Takuya MIZUNO and Masaharu KOH (JAXA)

ABSTRACT

Performance identification is important for the future advanced control system of jet engines. An identification technique for jet engine using Constant Gain Extended Kalman Filter (CGEKF) is described and confirmed it's effectiveness by the actual engine tests. The filter is constructed for a single spool turbojet engine. The estimated unknown parameters by the CGEKF filter, such as thrust, are plotted on the same graph of measured value for comparison and good agreement is observed. Although the CGEKF filter requires rather big computational powers, it can be realized by current micro-processors.

Key words: Kalman filter, Control, Altitude test facility

1. はじめに

将来のエンジン制御装置 (FADEC: Full Authority Digital Engine Control) は、従来のエンジン制御 (ロバスト多変数制御、スケジュール制御) を高度化するとともに、性能追求制御、冗長制御、モニタリング機能を付加し、効率、安全性、信頼性、健全性、エンジン寿命の向上を目指したものとなる。さらに、飛行制御とエンジン制御が一体化した統合制御になると考えられる。

これを実現するために、将来型 FADEC は内部にモデルエンジンを持ち、このモデルを参照しながら、作動条件に応じて適切な制御を行なう適応制御系となろう。その際このモデルエンジンは、実機エンジンの経年や FOD (Foreign Object Damage) 等による性能変化、もともと持っている製造上の性能機差に応じて常に改訂される実機の精密な動的モデルである必要があり、計測不能な重要な変数 (推力、タービン入口温度、サージマージンなど) を高精度で推定できるものでなければならない。

宇宙航空研究開発機構 (JAXA) では、このようなモデルエンジンに基づいた制御 (モデルベース制御) の実現に不可欠であり、最も基本的な要素であるオンラインでのエンジン性能同定技術の開発を進めている。本報告ではエンジン性能のオンラインでの高精度推定を実現する手段として、エンジン・ダイナミック・シミュレーション・プログラムと一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (CGEKF: Constant Gain Extended Kalman Filter) を採用し、実機エンジンにおいてその有効性を確認したので結果を報告する。

2. 供試エンジンおよび運転設備

2.1 供試エンジン

図 1 に本試験に使用したエンジンの概略図を示す。1 段の軸流圧縮器と 1 段の遠心圧縮機、1 段のタービンを持つ 1 軸のターボジェットエンジンである。制御変数は燃料流量のみであり、燃料制御弁によって燃料流量を制御することが可能であるが、単純なオープンループの比例ソレノイドバルブであり、正確な燃料制御のために燃料流量計を追加している。また電子式制御器系統は本エンジン試験のために独自に製作したものであり、市販の DSP と組み込み用 PC を使い、Matlab/Simulink の Real-time workshop と xPC-target によりプログラムを記述しており、安価で高度なエンジン試験に対応できるように構成している。

本試験ではこのエンジンに可変排気ノズルを装備したが、エンジン制御器とは完全に別系統で制御を行なった。

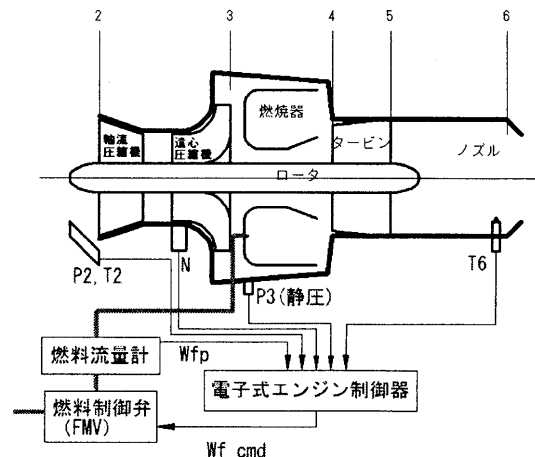


図 1 エンジン概略

2.2 エンジン運転試験設備

図2に本試験を行なった JAXA の超音速エンジン運転試験設備の概略図を示す。テスト・チャンバ内の圧力は下流に設置されている排風機によって約 25kPa まで減圧することが可能であり、その中にエンジンは設置される。エンジンの入口側は超音速インテークを模擬したセミ・フリージェット形態を選択することも可能であるが、本試験は図にあるようなダイレクト・コネクト形態で実施した。この形態ではエンジンは推力計測のためにスリップ・ジョイントを介して設備に直に接続されているが、設備に入ってくる空気は全てエンジンの中を通過してテスト・チャンバに排出される。エンジンの入口圧力は上流に設置されているバルブにより減圧することが可能で、入口温度は電気ヒータにより昇温することができる。これらの制御機能により、本エンジン運転試験設備では高空・超音速飛行時のエンジン入口圧力・温度とエンジン出口圧力を再現することができる。

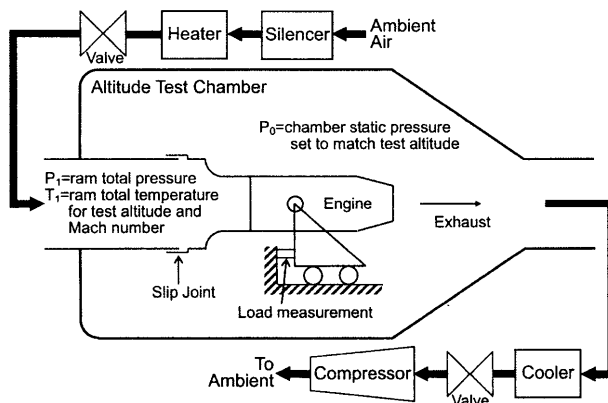


図2 超音速エンジン試験設備概略

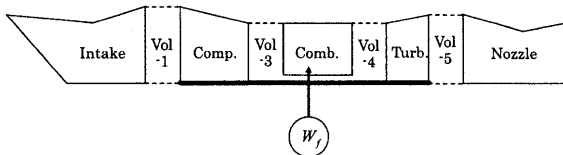


図3 1軸ターボジェットエンジンの物理モデル

3. オンライン性能同定^{1, 2)}

3.1 エンジン物理モデル

保守的な航空用電子制御機器への組込みを想定し、モデルエンジンは計算時間の制限やメモリ節約に十分対応できるものでなければならない。本エンジン物理モデルは、FJR710 の開発時以来の実績を有する独自開発の汎用エンジン・シミュレーション・プログラムを用いて1軸ターボジェットエンジンを構成した。図3に示す。本プログラムはインテーク、圧縮機、燃焼器、タービン、ノズ

ルなどの各要素間に容積要素を持つ要素間容積法であり、要素マップを用意し多変数関数を多用して計算時間を短縮し、条件分岐や計算ループを排除した直進的コーディングとしている。

3.2 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ

非線形ジェットエンジンのダイナミクスは、

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{G}\mathbf{v} \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{g}_m(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{w} \\ \mathbf{y}_u &= \mathbf{g}_u(\mathbf{x}, \mathbf{u})\end{aligned}\quad (1)$$

で表せる。ここで、 \mathbf{x} : 状態変数ベクトル、 \mathbf{u} : 制御変数ベクトル、 \mathbf{y}_m : 計測可能変数ベクトル、 \mathbf{y}_u : 計測不能変数ベクトル、 \mathbf{v} : システムノイズベクトル、 \mathbf{w} : 計測ノイズベクトル、 \mathbf{G} : システムノイズ伝達関数、 $\mathbf{f}()$, $\mathbf{g}_m()$, $\mathbf{g}_u()$: 関数ベクトルである。式(1)を任意作動点近傍で線形化すると、

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{v} \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{w} \\ \mathbf{y}_u &= \mathbf{C}_u\mathbf{x} + \mathbf{D}_u\mathbf{u}\end{aligned}\quad (2)$$

となる。ここで、 $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$: システム行列、 $\mathbf{C}_u, \mathbf{D}_u$: 計測不能変数観測行列である。システムノイズ、計測ノイズの平均値および共分散を、

$$\begin{aligned}\mathbf{E}(\mathbf{v}) &= \mathbf{0}, \quad \mathbf{E}(\mathbf{w}) = \mathbf{0}, \\ \mathbf{E}(\mathbf{v}\mathbf{v}^T) &= \mathbf{Q}, \quad \mathbf{E}(\mathbf{w}\mathbf{w}^T) = \mathbf{R}\end{aligned}\quad (3)$$

とする。状態変数、計測可能変数、計測不能変数の最尤推定値 $\hat{\mathbf{x}}, \hat{\mathbf{y}}_m, \hat{\mathbf{y}}_u$ は、

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\mathbf{x}}} &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}(\mathbf{y}_m - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{D}\mathbf{u}) \\ \hat{\mathbf{y}}_m &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\mathbf{u} \\ \hat{\mathbf{y}}_u &= \mathbf{C}_u\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}_u\mathbf{u}\end{aligned}\quad (4)$$

と表せる。ここで、

$$\begin{aligned}\mathbf{K} &= \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1} \\ \mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{G}\mathbf{Q}\mathbf{G}^T - \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1}\mathbf{C}\mathbf{P} &= \mathbf{0}\end{aligned}\quad (5)$$

であり、 \mathbf{K} は線形カルマンフィルタ・ゲインである。これを非線形システムに拡張すると、式(4)に対応して、最尤推定値 $\hat{\mathbf{x}}, \hat{\mathbf{y}}_m, \hat{\mathbf{y}}_u$ は、

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\mathbf{x}}} &= \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}) + \mathbf{K}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})(\mathbf{y}_m - \mathbf{g}_m(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})) \\ \hat{\mathbf{y}}_m &= \mathbf{g}_m(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}) \\ \hat{\mathbf{y}}_u &= \mathbf{g}_u(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})\end{aligned}\quad (6)$$

となり、カルマンフィルタ・ゲイン $\mathbf{K}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$ は作動点の非線形関数である。作動点が移動する場合、式(5)を繰り返し解かなければならず、制御計算機への負荷が過剰になるため、代表的作動点において求められたカルマンフィルタ・ゲイン $\mathbf{K}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$ を全作動領域に適用することにする。これを一定ゲイン拡張カルマンフィルタと呼ぶ。

3.3 1軸ターボジェットエンジンのCGEKFの導出

1軸ターボジェットエンジンのエンジン状態変数 \mathbf{x}_e は、

$$\mathbf{x}_e = (N, m3, u3, m4, u4, m5, u5)^T \quad (7)$$

ただし、 N :ロータ回転速度、 $m3$:コンプレッサ出口ボリュウムの蓄積質量、 $u3$:コンプレッサ出口ボリュウムの蓄積内部エネルギー、 $m4$:燃焼器ボリュウムの蓄積質量、 $u4$:燃焼器ボリュウムの蓄積内部エネルギー、 $m5$:ノズルボリュウムの蓄積質量、 $u5$:ノズルボリュウムの蓄積内部エネルギー。

エンジン要素特性変化を同定するため、チューニング変数 \mathbf{x}_c は、

$$\mathbf{x}_c = (Gc, \eta c, Gt, \eta t, An)^T \quad (8)$$

とする。ただし、 Gc :コンプレッサ流量パラメータ、 ηc :コンプレッサ効率パラメータ、 Gt :タービン流量パラメータ、 ηt :タービン効率パラメータ、 An :ノズル面積パラメータ。カルマンフィルタは状態変数を推定するものであるため、

$$\dot{\mathbf{x}}_c = \mathbf{0} \quad (9)$$

により、 \mathbf{x}_c を人為的な状態変数として組み込む。エンジン状態変数 \mathbf{x}_e とチューニング状態変数 \mathbf{x}_c を結合して、拡張状態変数 \mathbf{x} を、

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= (\mathbf{x}_e^T, \mathbf{x}_c^T)^T \\ &= (N, m3, u3, m4, u4, m5, u5, \\ &\quad Gc, \eta c, Gt, \eta t, An)^T \end{aligned} \quad (10)$$

と定義する。CGEKFは、計測値 \mathbf{y}_m と計測値の推定値 $\hat{\mathbf{y}}_m$ に差がある時、それを0にするように \mathbf{x}_e と \mathbf{x}_c とを変化させる。例えば、経年性能劣化や異物吸い込み等でエンジン要素特性が変化すると、実機エンジンとモデルエンジンに差が生じ、計測値とモデルエンジンによる推定値に差がでることになるが、CGEKFはその差をなくす最も合理的な \mathbf{x}_c の変化を算出する。

制御変数 \mathbf{u} は、一変数のみで、

$$\mathbf{u} = Wf \quad (11)$$

ただし、 Wf :燃料流量。計測可能変数 \mathbf{y}_m は任意にとることができるが、ここでは、

$$\mathbf{y}_m = (N, P3, T3, P6, T6)^T \quad (12)$$

とする。ただし、 $P3$:コンプレッサ出口圧力、 $T3$:コンプレッサ出口温度、 $P6$:タービン出口圧力、 $T6$:タービン出口温度。計測不能変数 \mathbf{y}_u は、制御やモニタリングに有用な変数として、

$$\mathbf{y}_u = (F, TIT, SFC, \eta c, \eta t, \dots)^T \quad (13)$$

とする。ただし、 F :推力、 TIT :タービン入口温度、 SFC :燃料消費率、 ηc :コンプレッサ効率、 ηt :タービン効率。

各変数の次元は、次のようにまとめられる。

- ① エンジン状態変数 $\mathbf{x}_e = 7$
- ② 同定したいエンジン変数 $\mathbf{x}_c = 5$
- ③ 計測可能変数 $\mathbf{y}_m = 5$
- ④ 制御変数 $\mathbf{u} = 1$

カルマンフィルタが存在する必要条件は、モデルが可観測 (Observable) であることである。ここで考えている1軸ターボジェットエンジンの場合、España³⁾によると、

$$(\mathbf{x}_c \text{ の次元}) \leq (\mathbf{y}_m \text{ の次元}) \quad (14)$$

が必要条件となる。すなわち、同定したい変数の数は、計測点数に等しいか、少なくなければならない。上の例では両者とも5であるので、この必要条件是満足している。

エンジンの任意の作動点におけるカルマンフィルタ・ゲインは次の手順で計算される。

- (1) 図4のCGEKFモデルを作成し、シミュレーションソフトウェアの線形化機能等を利用して、代表的作動点における拡張システム行列 $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$ を導出する。CGEKFモデルの大部分はエンジンの非線形ダイナミックシミュレーションであり、このための汎用ソフトウェアは開発済みである⁴⁾。
- (2) 数値計算上の問題を避けるため、拡張状態変数、制御変数、計測可能変数、計測不能変数のスケールリング値を設定し、拡張システム行列 $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$ を規準化する。
- (3) システムノイズ共分散行列 \mathbf{Q} 、計測ノイズ共分散行列 \mathbf{R} およびシステムノイズ伝達行列 \mathbf{G} を仮定する。 \mathbf{R} は計測信号の統計的性質であり設定することはできるが、 \mathbf{Q}, \mathbf{G} を明確に設定することは困難であるため、カルマンフィルタ設計時のチューニングのための自由パラメータとする。ノイズ特性、応答速度等を勘案して設定する。
- (4) 行列 (\mathbf{A}, \mathbf{C}) でシステムの可観測性 (Observability) を確認し、カルマンフィルタ・ゲイン \mathbf{K} を求める。

図4のCGEKFモデルは実時間以上の演算速度で実行されなければならない。いくつかのCPUを用いての演算時間は、表1のようである。CGEKFモデルを含むエンジン制御系のフレーム時間 (積分刻み時間) は0.01[s] (10000 μ s) 程度であるから十分に余裕がある。

表1 CGEKFの演算時間比較

	演算時間 [μ s]		
	平均	最大	最小
PentiumM 1.8GHz	16	51	15
PentiumIII 1.0GHz	30	60	28
PentiumIII 400MH	75	80	71

4. 運転試験結果の一例

図5にエンジン運転試験によるオンライン性能同定の結果の一例を示す。この図はエンジンの回転数および可変ノズル開度を変えたときの推力の推定値と、そのときの推力の計測値を時系列で示している。一定ゲインカルマンフィルタにとって観測変数であるNが変化した場合でも、直接観測していない可変ノズル開度が変化した場合でも、観測不能推定値である推力が精度良く推定できていることが分かる。

5. あとがき

本研究はJAXA・環境適応エンジンチームが進めているクリーンエンジンプロジェクト(TechCLEAN)の一環として実施しているものですが、エンジン運転試験にあたり、ご支援いた

いた株式会社IHI、株式会社アイ・エヌ・シー・エンジニアリング、制御システムを製作したバロン電子株式会社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) 杉山：ガスタービンのオンライン・システム同定について、第23回ガスタービン定期講演会、A-4 (1995) pp. 29-34
- 2) 杉山：ジェットエンジンのシステム同定、第25回ガスタービン定期講演会、C-1 (1997) pp. 141-146.
- 3) España, M.D., "On the Estimation Algorithm for Adaptive Performance Optimization of Turbofan Engines", AIAA 93-1823, 1993.
- 4) Sugiyama, N., "Generalized High Speed Dynamic Simulation of Gas Turbine Engines", ASME paper 90-GT-270, 1990.

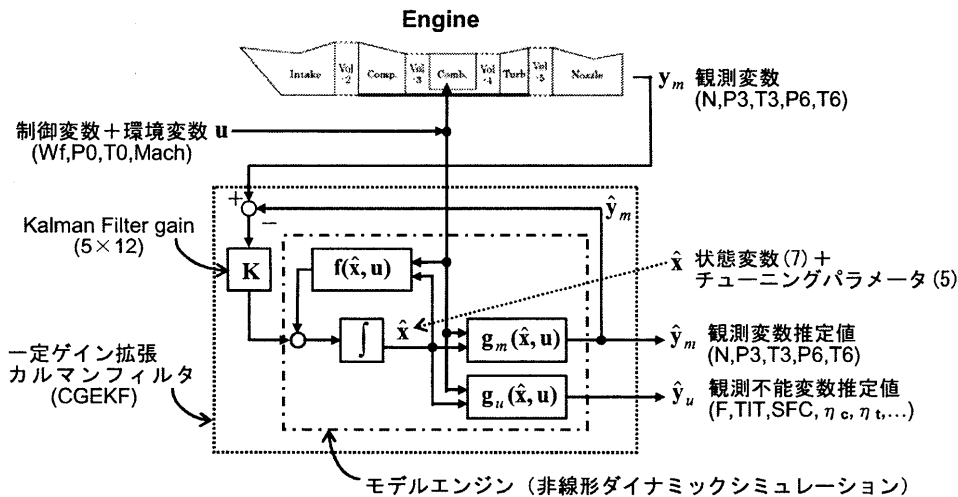


図4 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ (CGEKF)

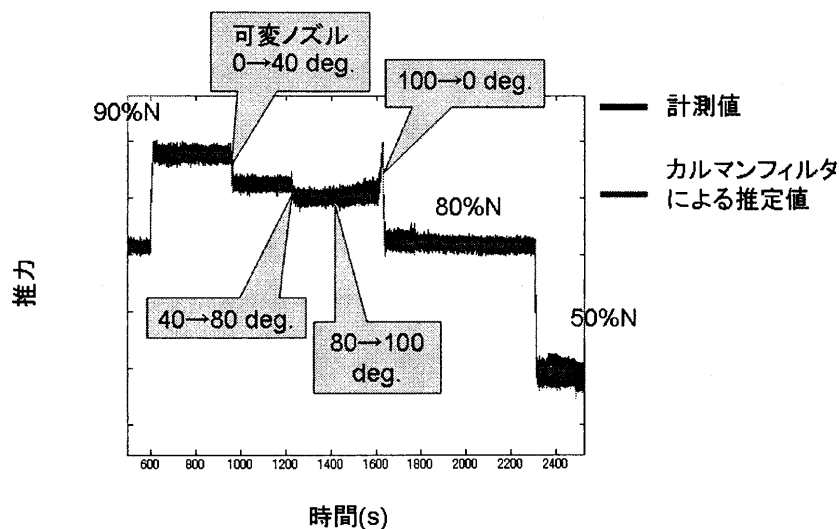


図5 エンジン性能オンライン同定結果の一例

複合冷却の冷却性能に関する研究

*松下 政裕, 山根 敬, 三村 富嗣雄, 福山 佳孝(宇宙航空研究開発機構)

Study of Cooling Effectiveness for an Integrated Cooling.

*Masahiro MATSUSHITA, Takashi YAMANE, Fujio MIMURA and Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA)

ABSTRACT

Experimental study of film cooling, impingement cooling, integrated cooling were carried out with the aim of applying them to turbine cooling. The experiments were conducted with 673K hot gas flow and room temperature cooling air. Test plate surface temperature distributions were measured with an infrared camera. This report presents the fundamental research data on cooling performance of the test plates for the validation of numerical simulation. The experimental results show that the impingement in the integrated cooling structure covers a drop in the cooling performance of the film cooling at blowing ratio $M > 1$ and that the pin fin locally increases cooling effectiveness.

Key words: Impingement cooling, Turbine blade, Pin fin, Integrated cooling, Film cooling

1. はじめに

地球温暖化などの環境問題への対応、および、運用コスト削減は、航空エンジンにおいても重要な課題であり、ガスタービンの高効率化、高性能化が強く求められている。そのために最も有効な手段は、利用する燃焼ガスの温度を高温化することであり、タービン入口温度は上昇している。このタービン入口の温度上昇には、高温部品の耐熱温度向上が大きな役割を果たしているが、新材料においてもその耐熱温度は1100℃程度であり、特に高圧タービン翼では、高度な冷却構造が不可欠である。そのような高度な冷却は、フィルム冷却、インピンジメント冷却、サーペンタイン冷却、ピンフィン冷却などの基本的な冷却構造を組み合わせた複合冷却⁽¹⁾によって実現される。この複合冷却は、各冷却構造の組み合わせ方法や孔配置、ピン配置などで性能が異なること⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾が判ってきている。また、エンジン設計において最適な冷却構造の選定には、実験による検証の前に、様々な冷却構造について解析を活用し調べるのが有効であり、コスト削減にもつながる。

近年、解析手法も高度化しており、CFD と熱伝導解析、構造解析を組み合わせた連成解析⁽⁵⁾も行われている。し

かしながら、それらの解析をツールとして使用して役立てるためには、まず、基礎的なデータで評価することが必要である。

そこで、本研究は、連成解析の評価のために基本的な冷却構造と複合冷却の要素試験を実施し、一連のデータの取得を行った。本報告は、その各冷却構造の要素試験に対する試験結果を示し、複合冷却の冷却性能について報告する。

2. 冷却性能試験

2.1 試験装置

本試験は、(独)宇宙航空研究開発機構の高温風洞設備を使用して実施した。図1に試験装置概略図、図2に試験装置外観を示す。

空気源から供給された空気を、主流燃焼器上流で主流と冷却空気に分流している。試験部に供給される主流ガスは燃焼器により温度制御された燃焼ガスを用いている。冷却空気は加熱せずに常温の空気を冷却ダクトへ供給している。主流ガス温度は試験ダクト入口の周方向位

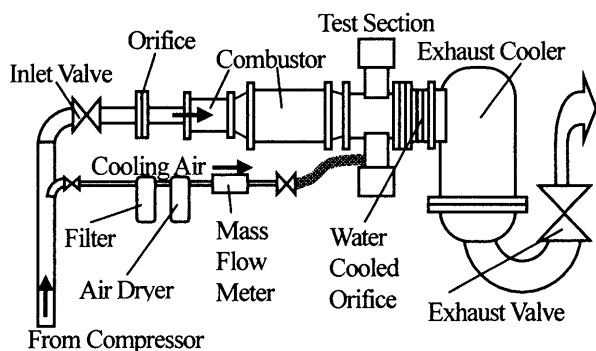


Fig.1 試験装置概略図

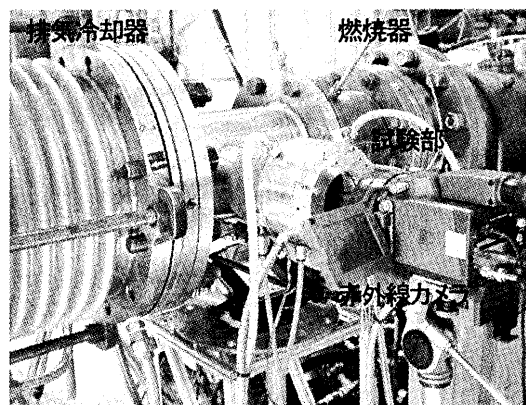


Fig.2 試験装置外観

置 2 箇所で計測しており、冷却空気温度は試験体入口 9 箇所で熱電対によって計測している。冷却性能評価ではどちらもそれぞれの平均値を使用している。

図 3 に試験測定部の概略図を示す。図中左から主流ガスが流入し、中央の測定部壁に設置した試験体を加熱する。冷却空気は図中下から流入し、試験体を冷却する。試験体表面に正対する位置に観測窓を設置しており、試験体表面温度分布は、赤外線カメラ(日本電気三栄 TH7100MV)を用いて測定した。窓材は赤外線透過率の高いセレン化亜鉛を使用した。

2.2 試験体

図 4 に本研究に使用した試験体を示す。基本的な冷却構造の特性および、それぞれの冷却構造を組み合わせることによる冷却効果を調べる目的から、4 種類の試験体の実験を実施した。試験体の内訳は、インピンジメント冷却のみの試験体(図 4a)、フィルム冷却のみの試験体(図 4b)、インピンジメント冷却とフィルム冷却を組み合わせた試験体(図 4c)、さらにピンフィン冷却を組み合わせた試験体(図 4d)である。試験体の材料はステンレス鋼(SUS304)で、機械加工により製造した。全ての試験体で冷却構造の無い部分へ冷却空気が回り込まないように断熱材スパーサを取り付けた。

試験体において、インピンジメント冷却のターゲットプレートおよびフィルム冷却孔の開いている板の厚さは 3mm であり、インピンジメント冷却ではターゲットプレートまでの間隔は 6mm である。インピンジメント冷却孔およびフィルム冷却孔は共に $\phi 4\text{mm}$ で、ピンフィンは $\phi 3\text{mm}$ の円柱形状である。

また、全ての試験において、試験体表面は放射率の高い黒体塗料(放射率 0.94)を塗布している。

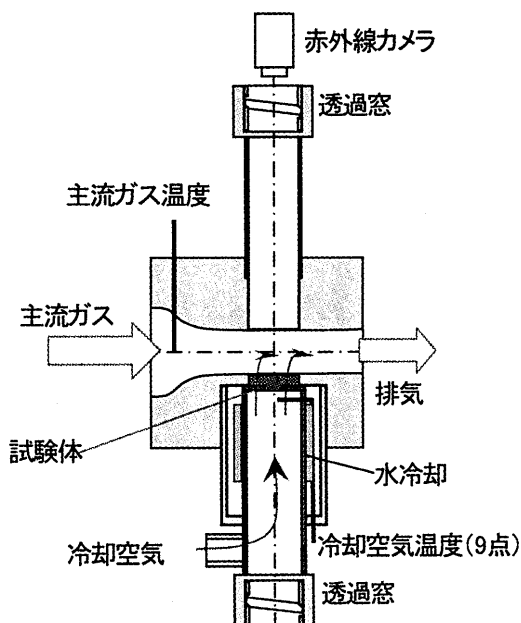


Fig.3 試験部概略図

なお、これ以降、説明の便宜上、インピンジメント冷却のみの試験体をIMP、フィルム冷却のみの試験体をFC、インピンジメント冷却とフィルム冷却の複合冷却1をFIM、さらにピンフィン冷却を組み合わせた複合冷却2をPFIと表記する。

2.3 試験条件

主流の燃焼ガスの温度は 400°C (673K) に設定し、流量は、 $0.3, 0.5, 0.7\text{kg/s}$ の 3 条件で試験を実施した。それぞれの主流流量のレイノルズ数は $1.8 \times 10^5, 3.0 \times 10^5, 4.2 \times 10^5$ である。ここで、代表長さは試験体の主流方向長さ $L=83.5\text{mm}$ としている。主流流路の断面積は $A=4.14$

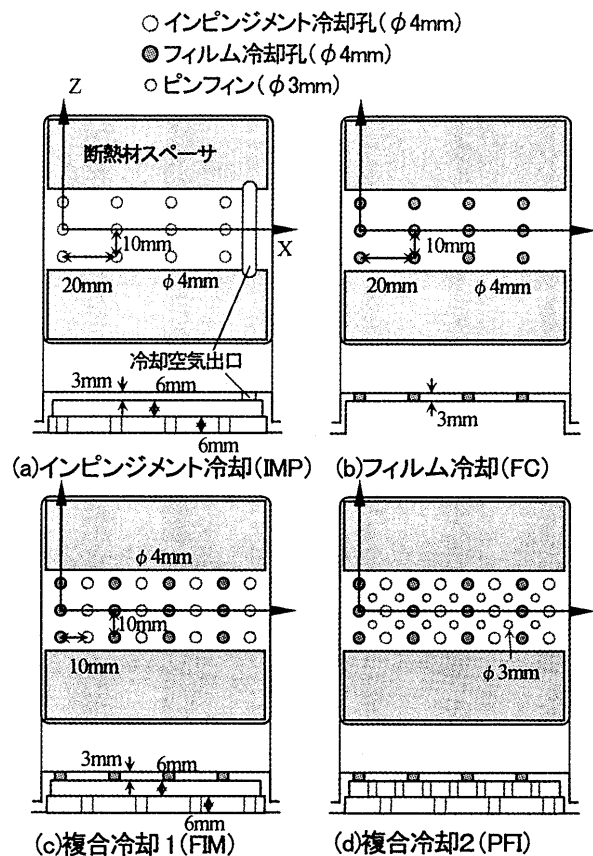


Fig.4 試験体形状

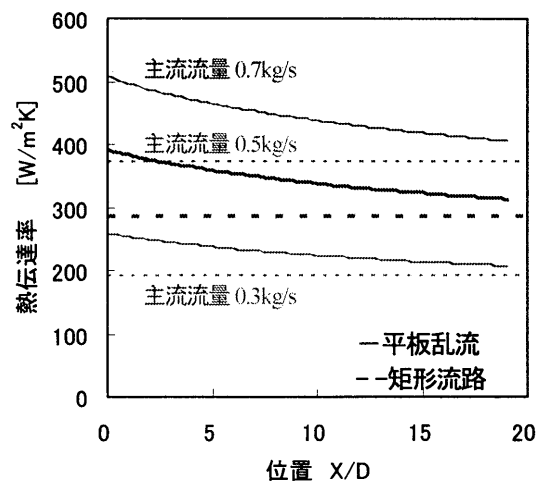


Fig.5 主流熱伝達率分布

$\times 10^{-3} \text{m}^2$ であり、矩形流路として相当直径 (59.5mm) を代表長さとした場合のレイノルズ数はそれぞれ 1.3×10^5 、 2.2×10^5 、 3.1×10^5 となるが、熱伝達率計算では平板乱流として扱う方がふさわしいと判断し、前者を使用している。図 5 に主流熱伝達率分布を示す。計算には以下の Johnson-Rubensin の平板乱流の式⁽⁶⁾を使用し、ヌセルト数 Nu から熱伝達率 Hg を算出している。

$$Nu = 0.0296 \times Pr^{2/3} \times Re_x^{4/5} \quad (1)$$

$$Hg = \frac{Nu\lambda}{x} \quad (2)$$

ここで、 Pr はプラントル数、 λ は気体の熱伝導率であり、レイノルズ数と熱伝達率の算出において、距離 x は主流方向距離を使用しており、その原点は、測定部上流の主流流路が断面積一定となる位置 (試験体座標値 X 原点より 37mm 上流側) としている。また、図中には主流を矩形流路流れとし、相当直径から算出した熱伝達率も表記したが、下流に行くに従い同じ値に近づいている。今回の試験では、断面積一定となつてからの距離も短く、赤外線カメラ観測窓の影響もあり、矩形流路よりも平板に近い流れになっていると判断している。

冷却空気は、加熱せずに常温の空気を用い、流量はそれぞれ主流流量に対して、流量比 β を 0.5、1.0、1.5、2.0、3.0、4.0、5.0、6.0% と変化させ、各試験体、各主流流量に対し 8 条件の試験を実施した。冷却条件はそれぞれ主流ガスと冷却空気の噴出し比 M で整理している。実験では、主流流量との流量比 β が 3.6% のとき噴出し比 M が 1.0 となる。

冷却性能は、次式で定義されている冷却効率を求めることにより評価した。

$$\eta = \frac{T_g - T_{wo}}{T_g - T_c} \quad (3)$$

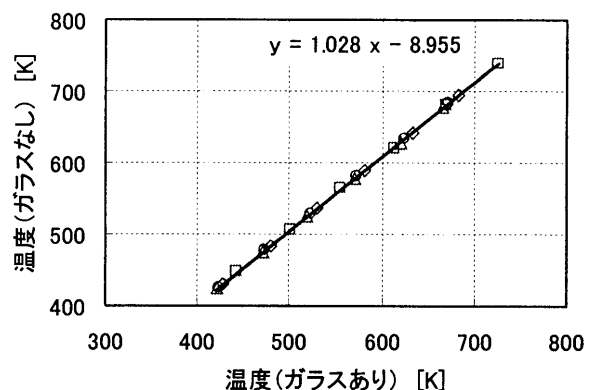
ここで、 T_g は主流ガス温度、 T_{wo} は試験体表面温度、 T_c は冷却空気温度である。

2.4 赤外線カメラ温度較正

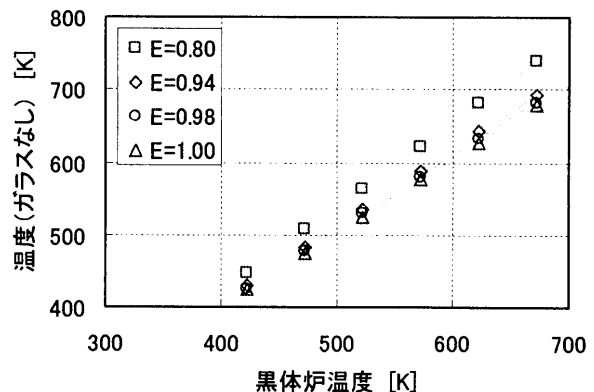
赤外線カメラで測定した 2 次元温度分布は、周囲の反射、光学経路での吸収などの影響が含まれ、正確な絶対値の計測が困難である。しかしながら、試験条件がほぼ同じであれば、計測への影響はほぼ同じであると考えられ、冷却性能の比較は十分に行える。また、赤外線カメラの計測値に対して、一般的には、熱電対による較正を行うが、温度勾配の存在する場所では熱伝導による熱損

失誤が生じるため、本研究では、熱電対による較正を実施せず、赤外線カメラによる計測値のみから冷却効率を算出している。ここで、赤外線カメラ計測値の信頼性確保のための予備試験として、カメラの放射率補正と赤外線カメラによる計測温度の較正試験を実施した。

較正試験は、黒体炉 (エレクトロオプティカル社 CS1050-100、放射率 0.98)、赤外線透過ガラス、赤外線カメラを試験部における位置関係を再現するように直線上に配置して行った。試験では、黒体炉の示す温度と赤外線カメラが示す温度を比較することにより、赤外線透過ガラスによる赤外線減衰量およびカメラの測定誤差の計測を行った。較正試験では、黒体炉の温度を 423K から 723K まで、50K ごとに変化させ計測を行った。図 6 に赤外線カメラの較正試験の結果を示す。図 6a は赤外線透過ガラスの有無による測定温度の関係を示している。実験における計測では、赤外線透過ガラスにより、実際の表面温度に対しグラフで示されるようなずれを生じている。そこで、この測定結果から得られた線形補正式を計測値に対し使用し、補正結果を試験体表面温度としている。図 6b は黒体炉温度と、赤外線透過ガラスを使用しないときの赤外線カメラ測定温度の関係を示している。結果は、赤外線カメラの放射率を黒体炉の放射率 $E=0.98$ に設定した場合では、誤差は 1% 以下で測定されていることを示している。



(a) 赤外線透過ガラスによる影響



(b) 赤外線カメラ計測値の誤差

Fig.6 赤外線カメラ較正值

2.5 誤差評価

各試験状態での計測は、試験体温度変化が安定した後に行っており、そのときの主流流量、主流温度の変動は各試験でそれぞれ±4%、±6°Cの範囲である。また、冷却空気の変動も大部分で流量±2%、温度±6°Cの範囲であるが、流量が最少の場合のみ、最大 25°C程度の違いが生じている。この冷却空気の温度変化は、冷却流路からの熱の流入の影響であり、以前は最大で 100°C以上の違いが生じていた。現在の装置では、冷却流路を水冷却しており、熱の流入の影響は残っているが、以前に比べて温度変化が改善されている。

以上のデータ変動範囲等を考慮し、冷却効率に与える影響を算出した。ここで、1次元熱伝導モデルとして、冷却効率を考えると次式のように書ける。

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{Hg \times L_m}{\lambda_m} + \frac{Hg}{Hc}} \quad (4)$$

ここで、 L_m は試験体の厚さ、 λ_m は試験体(SUS304)の熱伝導率である。 Hc は冷却側熱伝達率であり、算出には、インピンジメント冷却では Nakatogawa らの式⁽⁷⁾、管内流れの熱伝達率計算には Kays と Crawford の式⁽⁸⁾を用いている。それぞれの式を以下に示す。

インピンジメント冷却

$$Nu_d = 0.368 \times Re_D^{0.566} \times Pr^{0.36} \times (D/r)^{0.434} \quad (5)$$

よどみ点(インピンジメント冷却)

$$Nu_z = 2.11 \times Re_z^{0.5} \times Pr^{0.4} \quad (6)$$

管内流れ

$$Nu = 0.022 \times Re_{De}^{0.8} \times Pr^{0.5} \quad (7)$$

このデータ変動範囲から式(4)に与える影響を算出すると、同一条件下での誤差は、どの場合においても冷却効率の絶対値で±2%に抑えられている。

また、主流温度と冷却温度の変動範囲のみから、式(3)の誤差を算出すると、最少の噴出し比条件では絶対値で5%の誤差を生じている可能性があるが、それ以外では1%誤差範囲に抑えられている。

3. 結果および考察

3.1 平均冷却効率

各試験体における噴出し比に対する平均冷却効率を図7に示す。平均冷却効率は後述の冷却効率分布の図9の左上に示した2箇所の範囲で算出した。図7は範囲Bの平均冷却効率を示している。全体として今回の主流レイノルズ数範囲においては、レイノルズ数による冷却性能の違いはみられず、主に噴出し比の違いのみで整理できる。この要因について、前述の1次元熱伝導モデルの式(4)を使用して考える。ここで、フィルム冷却効率については噴出し比 M によって整理されることが知られており、今回の結果でも主流レイノルズ数に対する違いが見られていないので、高温側熱伝達率 Hg のなかに含

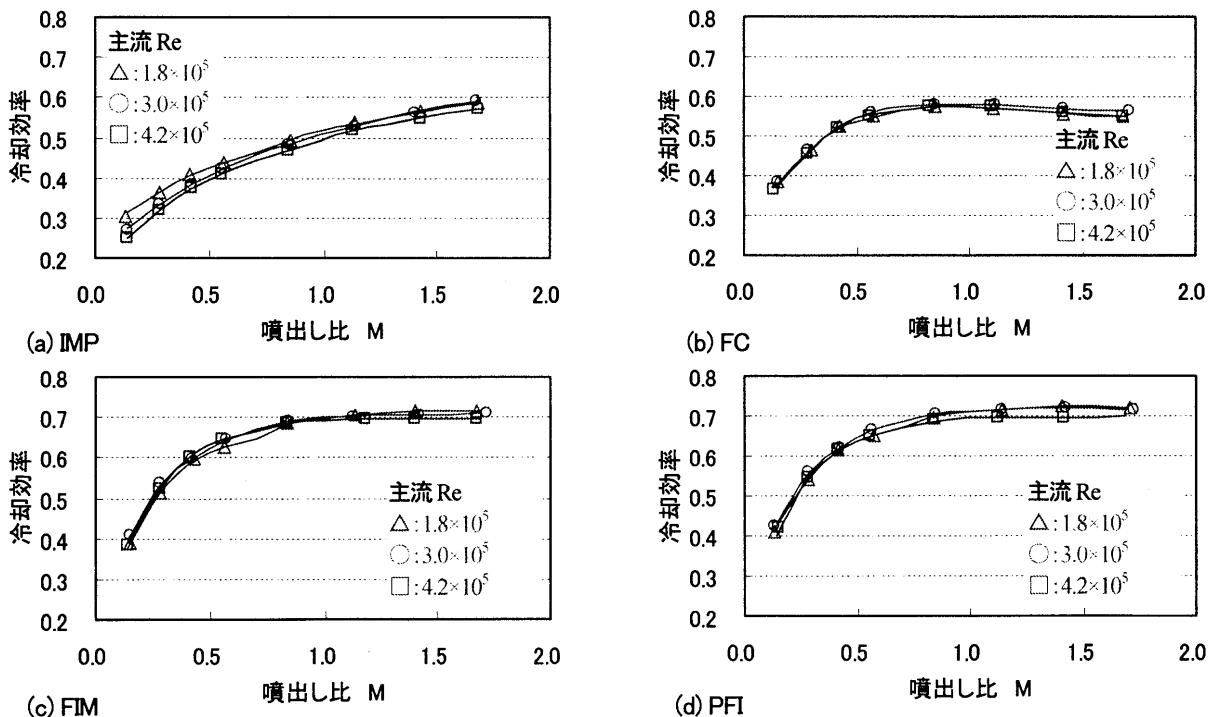


Fig.7 平均冷却効率 (範囲B)

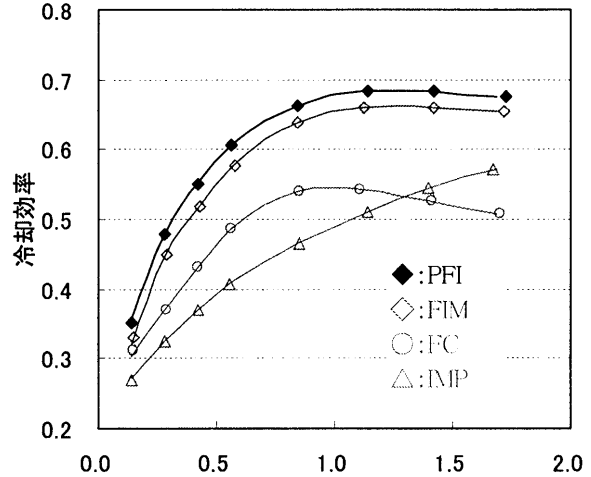
めて考慮する。冷却効率式(4)で分母の2つの項を考えると、まず、前者は以下のピオ数である。

$$Bi = \frac{Hg \times L_m}{\lambda_m} \quad (8)$$

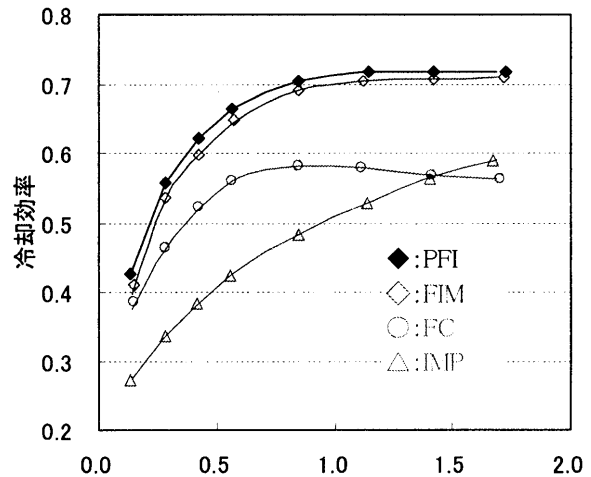
今回の試験で、ピオ数は $3.5 \sim 8.7 \times 10^{-2}$ となっており、後者の主流と冷却空気の熱伝達率の比 Hg/Hc に比べかなり小さな値になっている。そのため、主流の違いに対するこの項の影響が冷却効率にあまり現れていないと考えられる。また、熱伝達率比 Hg/Hc では、主流側を平板乱流の式(1)、冷却側を管内流れの式(7)とするとレイノルズ数の比によって整理でき、結果として、噴出し比の違いのみで整理される。一方、インピンジメント冷却では、熱伝達率計算のレイノルズ数の乗数が主流側と冷却側で異なり、レイノルズ数比のみで整理できないため、冷却空気が少ない場合で、主流による違いが現れている。しかし、冷却空気が多くなるとクロスフローの影響により、主流による違いが冷却効率にはほとんど現れなくなっていると考えられる。従って、これ以降は主流レイノルズ数 3.0×10^5 の結果を中心に示す。

図8に噴出し比に対する平均冷却効率の比較を示す。まず、インピンジメント冷却のみの試験体(IMP)では、噴出し比に対し平均冷却効率が単調増加している。また、フィルム冷却のみの試験体(FC)では、噴出し比1.0を超えるところから、冷却空気が主流に吹き抜けるため平均冷却効率の減少が見られる。一方、二つの冷却を組み合わせた複合冷却(FIM)では、冷却性能が大幅に向上されている。噴出し比が小さい場合では、インピンジメント冷却の効果が小さく、フィルム冷却のみの冷却性能とあまり変わらないが、噴出し比が大きい時に、フィルム冷却の冷却効率の減少をインピンジメント冷却が補う効果が

見られる。さらにピンフィン冷却を組み合わせた複合冷却(PFI)では、噴出し比全般にわたって、平均冷却効率を絶対値で約1.6%上げる効果が見られ、特に上流側では効果が大きく約2.6%上昇している。



(a)上流側 範囲A 噴出し比 M



(b)下流側 範囲B 噴出し比 M

Fig.8 平均冷却効率 (主流 $Re: 3.0 \times 10^5$)

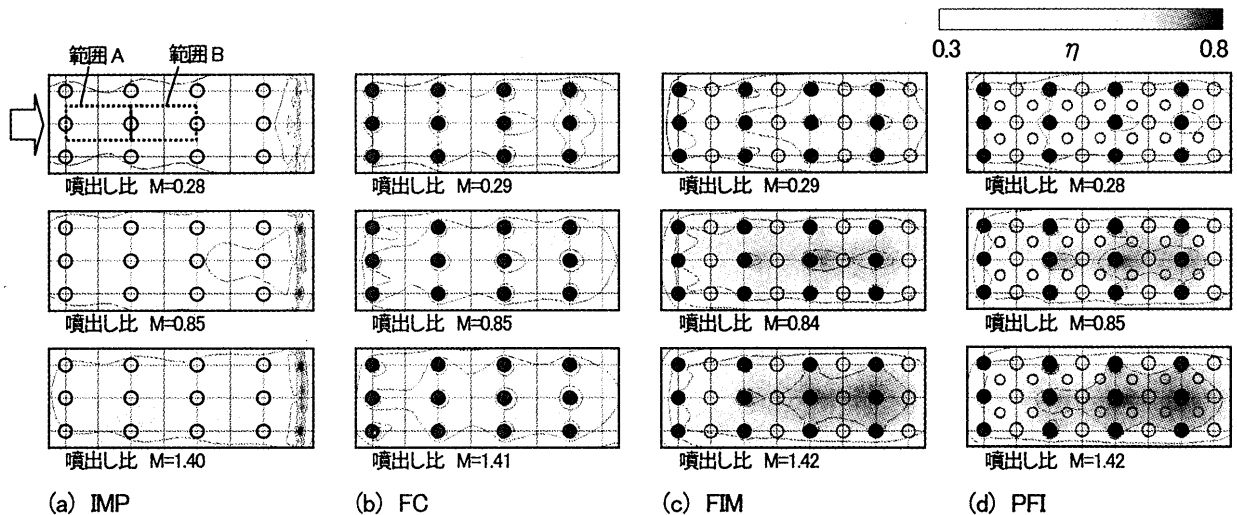


Fig.9 冷却効率分布 (主流 0.5 kg/s [$Re: 3.0 \times 10^5$])

3.2 冷却効率分布

図9に各試験体における冷却効率分布の代表例を示す。また、冷却効率分布による複合冷却の比較を図10、11に示す。図10は、フィルム冷却のみの試験(FC)とインピンジメント冷却を組み合わせたとときの試験(FIM)の冷却効率の差を表している。冷却空気が少ない場合、インピンジメント冷却の効果はほとんどない。一方、噴出し比が大きき場合には、インピンジメント噴流の衝突位置において冷却効率の上昇がみられる。ここで、平均冷却効率の比較で、フィルム冷却の主流への吹き抜けを補う効果があると述べたが、冷却効率分布からみると、吹き抜けの影響が大きいと考えられるフィルム冷却孔直後にはインピンジメント冷却の効果はほとんどない。従って、局所的に吹き抜けを補う効果を必要とする場合は、インピンジメント冷却孔をフィルム冷却孔の近くにすることの検討が必要であろう。一方で、そのような偏りのある孔配置では、インピンジメント冷却の冷却面積が減少し、全体としての冷却性能が落ちると考えられるので、冷却の場所、目的によって孔配置を変えるような冷却構造を設計することが有効であると考ええる。

図11は、ピンフィン冷却無し試験(FIM)とピンフィン冷却あり試験(PFI)の複合冷却の冷却効率の差を表している。どの噴出し比においても、下流側ではピンフィン

による冷却性能の上昇はほとんどない。しかし、比較的冷却性能が低い上流側では、ピンフィンの設置位置において局所的な冷却性能の上昇がみられる。その傾向は噴出し比の違いに関係なく現れている。つまり、ピンフィンは、フィルム冷却やインピンジメント冷却の効果があまり期待できない箇所に使用することで、局所的に冷却を補う効果があると考えられる。

4. まとめ

タービン翼へ使用する複合冷却の研究を目的とし、各種冷却構造の要素試験を実施し、CFDと熱伝導解析の連成解析の評価に役立つような冷却性能データの取得を行った。得られた結果をまとめると、

- (1) フィルム冷却、インピンジメント冷却を組み合わせることによる冷却性能の向上は、噴出し比が小さいときはフィルム冷却による効果が大きく、インピンジメント冷却は噴出し比が大きい場合のフィルム冷却の冷却性能の落ち込みを補う効果がある。
- (2) ピンフィンは、フィルム冷却やインピンジメント冷却の効果が期待できない箇所に使用することで、局所的に冷却を補う効果がある。

今後は、この結果をCFDと熱伝導解析の連成解析の評価データとして使用し、解析の高度化を行っていく予定である。

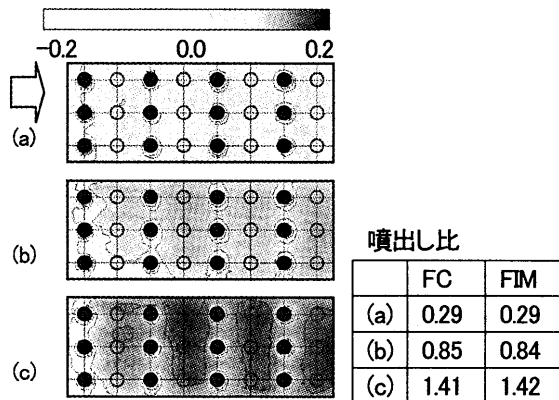


Fig.10 冷却効率分布比較 (FC→FIM)

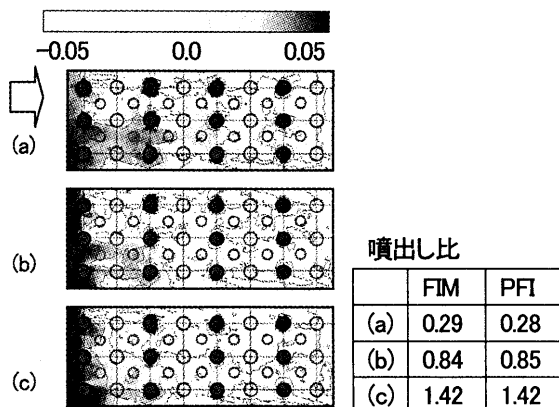


Fig.11 冷却効率分布比較 (FIM→PFI)

参考文献

- 1) Funazaki, K., Tarukawa, Y., Kudo, T., Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., "Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blade: Experimental and Numerical Investigation", *ASME Paper* 2001-GT-148, 2001.
- 2) Yamawaki, S., Nakamata, C., Imai, R., Matsuno, S., Yoshida, T., Mimura, F. and Kumada, M., "Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration", *ASME Paper* GT2003-38215, 2003.
- 3) 仲俣、大北、三村、松下、山根、福山、吉田、「複合型インピンジ冷却構造の冷却性能に対するピン配置の影響」、*日本ガスタービン学会誌*, Vol.34 No.2, pp.112-117, 2006.3.
- 4) 仲俣、三村、松下、山根、福山、吉田、「複合型インピンジ冷却構造の冷却効率分布」、*日本ガスタービン学会誌*, Vol.34 No.5, pp.363-368, 2006.9.
- 5) Yamane, T., Yoshida, T., Enomoto, S., Takaki, R. and Yamamoto, K., "Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction with New Method for Faster Calculation", *ASME Paper* GT2004-53680, 2004.
- 6) Johnson, H.A. and Rubesin, M.W., *Trans. ASME*, 71-5, 1949, pp.447.
- 7) T. Nakatogawa, N. Nishiwaki, M. Hirata, and K. Torii, Heat Transfer of Round Turbulent Jet Impinging Normally on Flat Plate, in *Proc. 4th Int. Heat Transfer Conf.*, vol. FC 5.2, 1970, pp.1-11.
- 8) Kays, W. M. and Crawford, M. E., *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd ed., McGraw Hill, New York, 1980.

フィルム冷却流れにおける連成解析

*馬場隆弘 (JAXA), 田中浩平 (農工大), 山根敬, 福山佳孝 (JAXA), 吉田豊明 (農工大)

Conjugate Simulation on Film Cooling

*Takahiro BAMBA(JAXA), Kouhei TANAKA(TUAT), Takashi YAMANE, Yoshitaka FUKUYAMA(JAXA), and Toyooki YOSHIDA(TUAT)

ABSTRACT

Numerical simulations were performed to study the film cooling of a flat plate with simple internal convective cooling with and without the account for the heat transfer in the solid. The aim of the paper is to understand the effects of the conjugate heat transfer on the temperature distribution in the region around and downstream of a row of film holes. Results obtained show that the conjugate heat transfer cools external film air that it smears the temperature distribution in the spanwise direction. Comparison with the conventional cooling design method showed significant difference in the spanwise averaged cooling efficiency around film hole region.

Key words: Conjugate Simulation, Film Cooling, Cooling Design

1. はじめに

環境負荷と運用コスト低減の観点から航空用エンジンや発電用ガスタービンの熱効率向上が求められている。熱効率は、エンジン圧力比増大、タービン入口温度上昇等により向上することができる。典型的な高温部品である高圧タービン翼は材料の融点に達する環境下で使用されるため冷却が欠かせない。しかし、冷却空気使用量の増加はコアエンジンの熱効率低下に直結してしまう。高性能冷却構造体の開発には、精度の高い冷却予測技術の確立が必要であり、中でも CFD 技術の応用が期待されている。

従来の冷却設計手法は、インピンジメントやフィルム、乱流促進体等の個別の冷却要素、もしくは複合的な冷却構造についての冷却性能を実験式・経験式の形にまとめ、外部流からの加熱条件および冷却構造内部の熱伝導と一次元もしくは二次元的に重ね合わせて解析的に見積もるということが行われる。また、CFD を利用して物体表面の熱伝達率分布を求め、冷却設計に利用するということがも行われている。しかし、実際には流体と物体内部の熱伝達は同時に行われるものであるため、そのえい影響を考慮することは重要であると考えられる。

JAXA で開発している CFD 共通基盤コード UPACS には流体・熱伝導連成解析が組み込まれており、複合冷却構造体における連成問題を扱った研究が報告されている¹⁾。流体・熱伝導連成解析は、流体に接する固体壁面の条件を境界条件として陽に与える必要がないため、タービン翼など伝熱面

の条件をあらかじめ推測することが難しい複雑な冷却構造体の精査な解析が可能になる。現在、連成解析の様々な流れ場における精度検証を行っている²⁻⁴⁾。

その一環として、本報ではフィルム冷却流れを伴う流れ場について検討する。フィルム流れを CFD で解析した研究は数多くあるが、連成解析にて扱った研究はあまり多くない。ここでは Na らの解析⁵⁾を参考に単純な内部冷却とフィルム冷却がある流れ場について連成解析を適用し、内部冷却（熱伝達率）と外部冷却（フィルム効率）を別々に評価する一次元的な設計手法との比較を行う。

2. 解析対象

Kolhi ら⁶⁾が行った実験をアレンジした流れ場を計算対象とした。解析領域概要を Fig.1 に示す。

内部冷却について考慮した流れ場を解析することが目的であるので、冷却流の供給をプレナムチャンバーからではなく主流と並行に流れる平板乱流流れからとした。平板の厚みは $2D$ ($D=11.1\text{mm}$) であり、主流に対して 35° 傾いた直径 D のフィルム冷却孔が一行備わっている。スパン方向のフィルム孔間隔は $3D$ であり、計算負荷を軽減するためにフィルム孔中央断面とフィルム孔間の中央断面で対称性を仮定した。主流側は高さ $7.5D$ 、冷却側は高さ $6D$ とし、それぞれ平板とは反対側の境界は断熱滑り壁条件を課した。

作動流体は、主流も冷却流も共に空気とした。主流温度は $T_{\infty}=298.15\text{K}$ 、冷却流温度は $T_j=188.15\text{K}$ で共に入口で一様に与えた。実験における主流バル

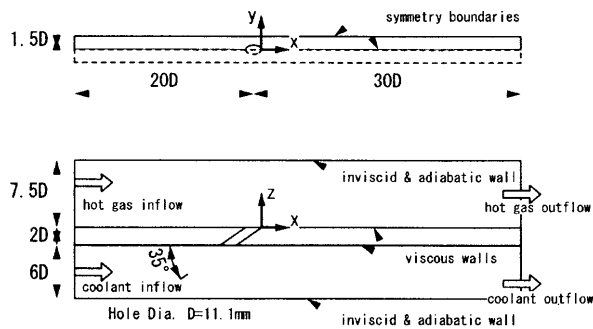


Fig.1 Schematic of the problem studied

ク流速は $U_\infty=20\text{m/s}$ 、フィルム出口バルク流速は $U_j=6.25\text{m/s}$ であるので、主流出口の背圧を 1.0atm に固定し、主流全圧、冷却流全圧、冷却流背圧を大気圧近傍で実験条件を満たすように調整した。このとき、密度比は $\rho_j/\rho_\infty=1.6$ 、質量流束比は $M=0.5$ 、フィルム孔径を基準長とした主流レイノルズ数は 1.4×10^4 である。また、主流および冷却流は計算領域の入口から全域乱流とし、入口で 0.2% 程度の乱れ度を与えた。

平板の材質は SUS304 を仮定し、熱伝導係数は温度の関数として与えた。また、フィルム効率を得るために平板を断熱壁とした流体のみの計算も行った。

3. 解析手法

3.1 数値解析手法概要

全ての解析は UPACS⁸⁾ を利用して行った。UPACS は、3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式に基づいた統一解法プラットフォームであり、マルチブロック法、セル中心法、有限体積法、といった特長を持つ。流体解析の空間の離散化には Roe の近似 Riemann 解法を用い、MUSCL 法により3次精度に高次精度化した。衝撃波が立つような流れ場ではないので流束制限関数は使用していない。時間積分は陰解法と局所時間刻法を用いた。対象とする流れ場は非常に低速であるので、前処理法により対応した。乱流モデルは $k-\omega$ モデルを使用し、Time-scale bound による Anomaly の修正を行った⁸⁻¹⁰⁾。

流体・熱伝導連成解析におけるエネルギー式は、2次精度中心差分で空間的に離散化し、時間積分には Euler 陽解法を用いた。解析時間短縮のため、熱伝導サブステップ手法を使用した¹⁾。この手法は流体部分においても通常の流体計算ステップの間に熱伝導項のみの計算を挿入しているが、これによる解への悪影響は確認されていない。また流体部分と固体の熱伝導部分の接続は、UPACS のマル

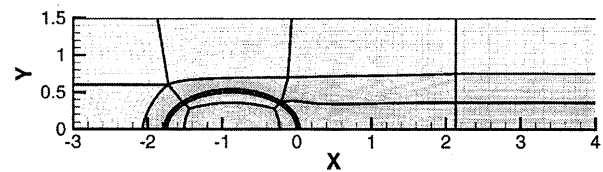
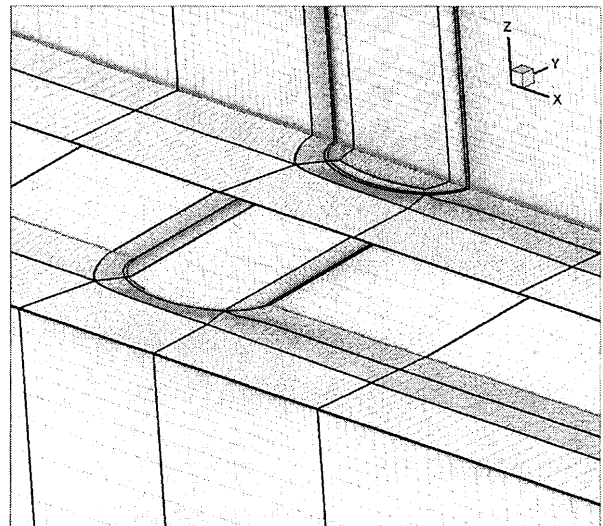


Fig.2 Grid around the film hole

チブロック法を生かし、仮想セルへの物理量の受け渡しによって行っている。

3.2 計算格子

Fig.2 に使用した格子形状を示す。噴射孔内部には特異点が生じないように O 型格子と H 型格子を組み合わせたものを用い、噴射孔周りは O 型で包んでから C 型と H 型を組み合わせた格子を使用した。こうすることで、フィルム孔下流に格子を多く集めることができる。主流側および冷却流側は高さ方向に平板に垂直に積み重ねた。平板内部は噴射孔の傾きに沿うように傾斜させて厚み方向にスタックした。壁面の格子幅は全域で $y < 1.0$ 、壁面から5個目の格子もほぼ全域で $y < 5.0$ に収まるように作成した。平板上2次元面内に 14,851 セル、高さ方向に主流 60 セル、冷却流 35 セル、平板内部に 30 セルを使用した。このとき、流体の格子は 1,492,145 セル、平板内部に 364,230 セル、計 1,856,375 セルである。

4. 結果および考察

4.1 格子依存性

噴射孔近傍および下流の格子点数が異なる流体のみの計算を行い、格子への依存性を調べた。Fig.3 にフィルム孔中心線上のフィルム効率を示す。Fine Grid は 3.2 節で説明した格子で約 150 万セル、Coarse Grid は約 90 万セルの格子である。同様の計算を行った Na らの結果⁷⁾と Kohli らの実験結果⁶⁾

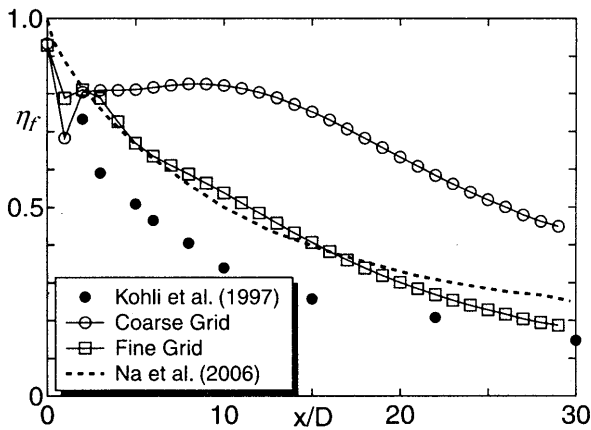


Fig.3 Grid dependency on centerline film efficiency

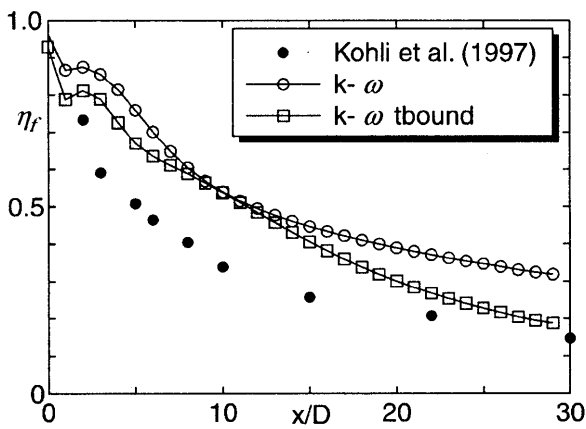


Fig.4 Turbulence model dependency on centerline film efficiency

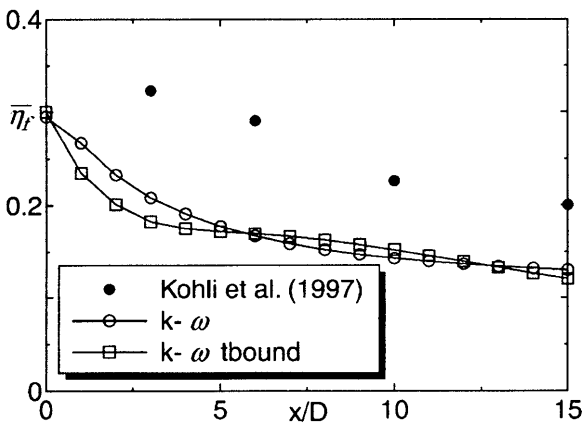


Fig.5 Turbulence model dependency on spanwise averaged film efficiency

も併記する。Coarse Grid ではフィルム効率を過大に見積もってしまっているが、Fine Grid では Na らの計算結果とほぼ同様の結果が得られている。ただし、Fine Grid の結果も実験値より過大に見積も

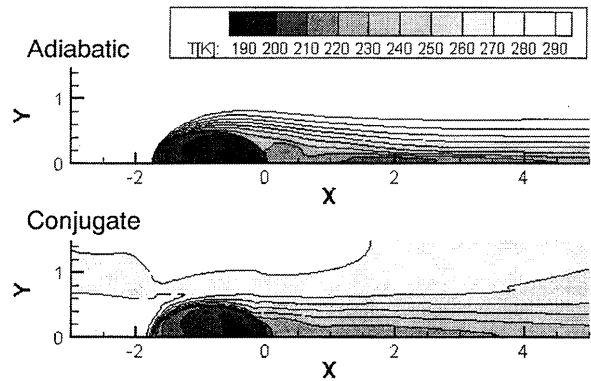


Fig.6 Temperature contours on the plate surface

っている。RANS ベースの解析は、一般にスパン方向の拡散を過小評価するといわれているために、フィルム効率が大きめに見積もられている。従って、以降の解析では Fine Grid を使用する。

4.2 乱流モデルによる影響

Anomaly を回避するのに有効な Time Scale Bound の有無による結果の違いも確認した。フィルム孔中心線上のフィルム効率を Fig.4 に示す。どちらも過大に評価しているが、Time Scale Bound の使用により、より実験値に近い解析結果を示している。Fig.5 にスパン方向に平均した平均冷却効率を示す。平均冷却効率はどちらの場合にも過小評価されている。このことから、フィルム空気のスパン方向の広がりに関しては、Time Scale Bound 適用の有無に関わらず実験と比較して小さく評価していると考えられる。どちらのモデルもあまり大きな差は無いので、以降の解析ではフィルム孔中心線上の再現性が良かった Time Scale Bound を使用して計算を行う。

4.3 流体解析（断熱）と連成解析との比較

Fig.6 に主流側の平板表面温度分布を示す。断熱平板上では、フィルムが届く範囲のみ冷却されるため、冷却効果は中心線近傍に限られている。一方連成解析では、フィルム孔および冷却側の対流による冷却効果も表れており、冷却される範囲もスパン方向に広がっている。

Fig.7 にフィルム孔中央断面の温度分布を示す。断熱平板では、フィルム孔出口まで冷却空気は加熱されず、フィルム内部の温度もあまり下がらない。連成解析では平板内部の熱伝導によって温度分布が生じ、フィルム孔を通過する冷却流も加熱されている。

Fig.8 に $X/D=1, 5, 9$ における主流方向に垂直な断面内の温度分布を示す。左側半分が断熱平板の流体解析、右半分が連成解析の結果である。フィル

ム空気の広がり方は断熱でも連成解析でも似ているが、連成解析では壁面から冷やされるため壁面近傍に温度分布が生じ、フィルム内部も壁面により近い位置に最低温の部分がある。平板内部の温度分布は、フィルム孔があることによる冷却効果とフィルムによる遮熱効果によって、フィルム孔中央断面近くでより冷やされている。

4.4 設計手法との比較

Fig.9 のようにフィルム冷却のある流れ場を簡略化し、一次元的な熱伝導を考える。定常熱流束は、フィルム込みの主流について

$$Q = Hg_f(Tg - Two) \quad (1)$$

平板内部について

$$Q = \frac{\lambda}{L}(Two - Twi) \quad (2)$$

冷却流について

$$Q = Hg_c(Twi - Tc) \quad (3)$$

と表される。このとき冷却効率は、以下の式で表される。

$$\eta = \frac{Tg - Two}{Tg - Tc} = \frac{1}{1 + \frac{Hg_f L}{\lambda} + \frac{Hg_f}{Hc}} \quad (4)$$

また、フィルムによって遮熱される効果を除いた主流側の定常熱流束は、

$$Q = Hg(Tg_f - Two) \quad (5)$$

と表せるので、フィルム効率は次のようになる。

$$\eta_f = \frac{Tg - Tg_f}{Tg - Tc} = \frac{Hg - Hg_f}{Hg} \eta \quad (6)$$

式 (4) と (6) からフィルム込みの熱伝達率を消去すると、冷却効率はフィルム効率等を用いて以下のように表される。

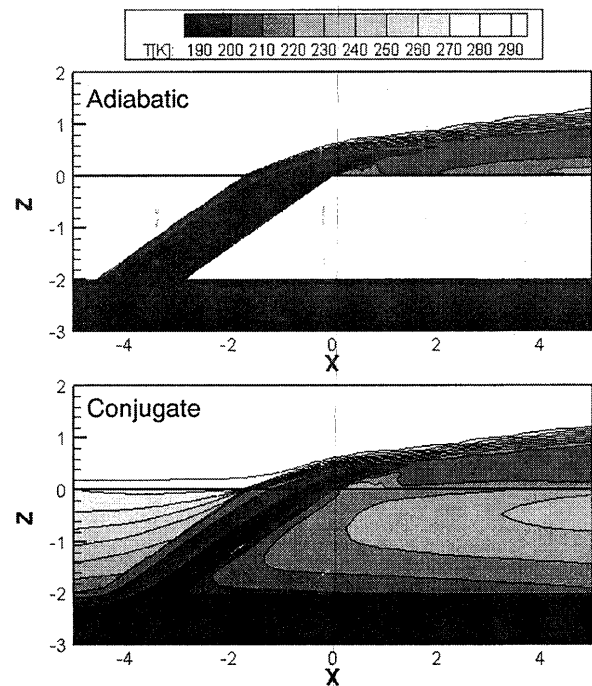


Fig.7 Temperature contours in the center plane (Y=0)

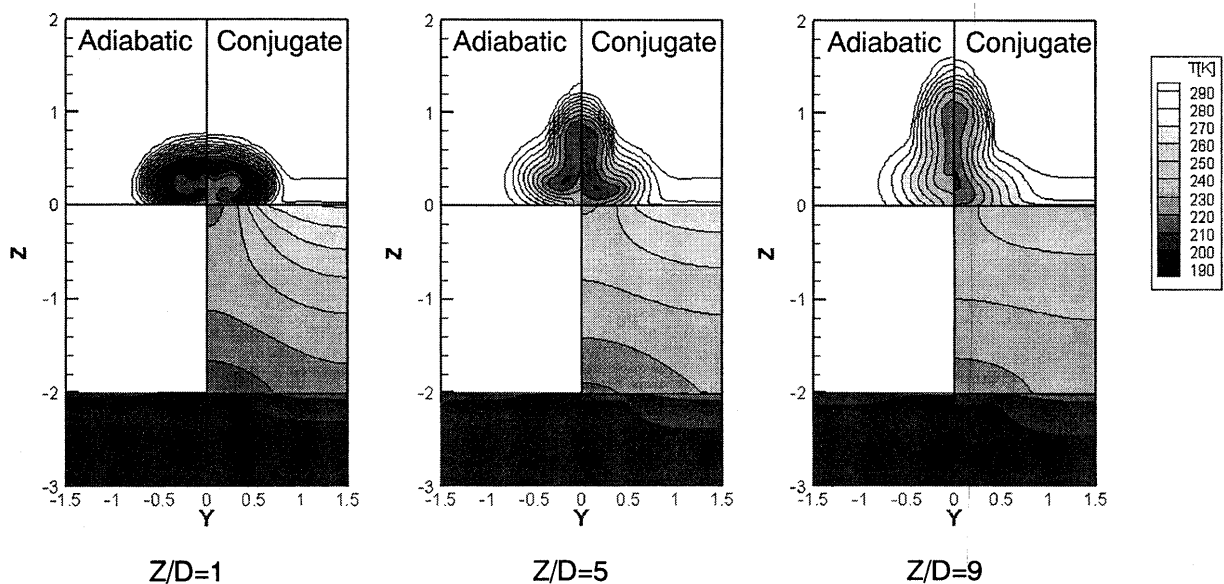


Fig.8 Temperature contours in three Y-Z planes

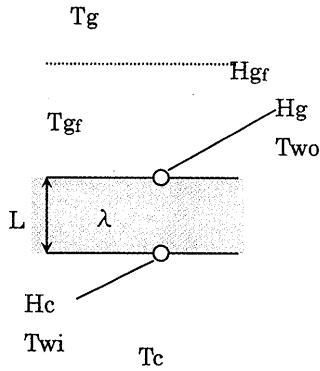


Fig.9 Simplified diagram of internal and film cooling

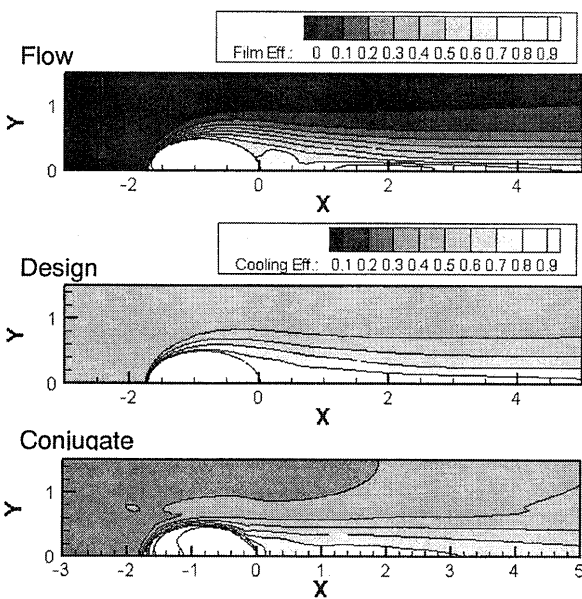


Fig.10 Cooling efficiency contours along with Film efficiency contours used to obtain design contours

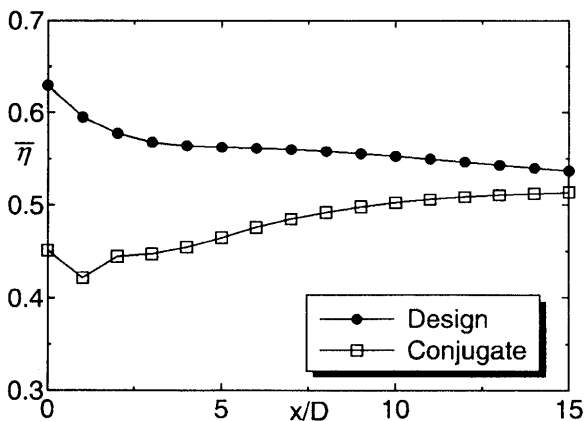


Fig.11 Spanwise averaged cooling efficiency

$$\eta = \frac{1 + Hg \left(\frac{L}{\lambda} + \frac{1}{Hc} \right) \eta_f}{1 + Hg \left(\frac{L}{\lambda} + \frac{1}{Hc} \right)} \quad (7)$$

主流および冷却流は平板乱流を仮定し、熱伝達率は Johnson-Rubesin の式¹²⁾

$$Nu = 0.0296 Pr^{2/3} Re_x^{4/5} \quad (8)$$

から算出したヌセルト数より求める。レイノルズ数とヌセルト数の算出に使う原点は計算領域の入口とした。噴射孔内部の対流による吸熱効果は、ここでは考慮に入れなかった。

Fig.10 に、流体計算より得られたフィルム効率、そのフィルム効率から上記の設計手法で求めた冷却効率、および連成解析より直接得られた冷却効率を示す。設計手法から得られた冷却効率分布は、フィルム効率分布と類似した傾向を示している。連成解析を用いることにより、従来の設計手法では捕らえられなかったスパン方向への冷却効率の広がりが見られる。Fig.11 にスパン方向に冷却効率を平均化した場合の比較を示す。平均化してしまうと噴射孔近傍以外では大きな差は見られない。大局的な温度場を推測する上では一次元的な熱伝導に基づいた設計手法で十分であるが、局所的な冷却効率を推定するためには熱伝導の効果を陽に取り入れた連成解析手法が有用になる。

5. 結論

簡単な内部対流冷却と一列のフィルム孔を有する平板流れについて、流体解析および連成解析を実施した。連成解析を用いると平板近傍を流れる主流が冷却され、フィルム流れと干渉して低温領域がスパン方向に広がる。流体解析から得られたフィルム効率と一次元熱伝導に基づいた冷却設計は大局的な温度場を推測するには有用であるが、局所的な温度場を推定するためには連成解析の適用が有効である。

参考文献

- 1) Yamane, T., Yoshida, T., Enomoto, S., Takaki, R., and Yamamoto, K., "Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction with a New Method for Faster Calculation," (2004) ASME Paper GT2004-53680.
- 2) 馬場隆弘、今村太郎、山根敬、福山佳孝：インピンジ冷却の流体・熱伝導連成解析における乱流モデルの影響，第33回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2005) pp.165-168.
- 3) 馬場隆弘、山根敬、福山佳孝：流体・熱伝導連成に

よる2次元翼列の熱伝達解析における乱流モデルの影響, 第34回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2006) pp.25-30.

- 4) Bamba, T., Yamane, T., and Fukuyama, Y., "Turbulence Model Dependencies on Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction," (2007) ASME Paper GT2007-27824.
- 5) Na, S., Williams, B., Dennis, R.A., Bryden, K.M., and Shih, T.I-P., "Internal and Film Cooling of a Flat Plate with Conjugate Heat Transfer," (2007) ASME Paper GT2007-27599.
- 6) Kohli, A. and Bogard, D.G., "Adiabatic Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling with Large Angle Injections," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol.119 (1997) pp.352-358.
- 7) Na, S., Zhu, B., Bryden, M., and Shih, T.I-P., "CFD Analysis of Film Cooling," (2006) AIAA Paper 2006-22.
- 8) Durbin, P. A., "On the $k-\epsilon$ Stagnation Point Anomaly," *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17 (1996) pp. 89-90.
- 9) Medic, G. and Durbin, P. A., "Toward Improved Prediction of Heat Transfer on Turbine Blades," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 124 (2002) pp. 187-192.
- 10) Medic, G. and Durbin, P. A., "Toward Improved Film Cooling Prediction," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 124 (2002) pp. 193-199.
- 11) Johnson, H.A. and Rubesin, M.W., *Trans.ASME*, 71-5, (1949) pp. 447.

フィルム冷却を伴う複合型インピンジ冷却構造の熱流体特性に関する研究 (CFDによる予測)

Studies on Thermal-fluid Flow properties of Integrated Impingement Cooling Devices (CFD prediction)

* 船崎健一 (岩手大工) ハミドン ビン サーレ (岩手大院) 山田和豊 (岩手大工)
谷口英夫 (岩手大工) 菊池護 (岩手大工)

This paper deals with numerical investigations on the film effectiveness and heat transfer coefficients for two transpiration cooling systems, both of which integrate impingement cooling and pin fin cooling devices into one body. The proposed cooling systems aim at enlargement of the effective heat transfer area as well as enhancement of the internal heat transfer. One of the purposes of the present study is to clarify any reasons for the experimentally observed difference in cooling efficiency for two different internal cooling configurations. The present study then calculates film cooling effectiveness and heat transfer coefficient on film surface, in comparison with the relevant measurements. Numerical simulation is executed with ICEM-CFD mesh builder and CFX10.0 solver of ANSYS CO. Flow structure inside the cooling system visualized by CFD is useful to find out a relationship between the internal flow field and film effectiveness and/or heat transfer.

Key words: Transpiration Cooling System, CFD, Impingement Cooling, Film Cooling

1. 緒言

次世代の航空推進システムの実用化に向けて、高効率・高出力のガスタービンエンジンが要求されている。これを実現するためにはタービン入口温度 (TIT) のさらなる高温化が避けられない。この温度は金属系の熔融温度を超えており、タービン翼を冷却する必要がある。しかし、熱効率の維持のためには冷却空気流体流量は自ずと制限されるため、タービン翼の高性能な冷却構造の開発が不可欠となっている。

著者らは長年に渡って複合型インピンジメント冷却に関する研究を行っている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。この冷却構造の特徴は、Fig.1 に示すように、フィルム冷却に加えて、インピンジメント冷却とピンフィン (内部対流冷却) を一体型にした点である。この冷却構造では、内部の熱伝達率および伝熱面を増加させることによって、より高い冷却効率が得られると期待される。しかし、この冷却構造の性能はピンの形状や高さ、そしてインピンジメントジェット孔とフィルム孔との位置関係に大きく影響されることが想定される。

Nakamata ら⁽⁵⁾は、異なる内部冷却構造を有する複合型インピンジメント冷却構造について、その冷却性能 (冷却効率) を計測したが、そこで確認された冷却性能の違いの原因については不明のままであった。Fig.2 には Nakamata ら⁽⁵⁾が計測した冷却効率を示す。STAG と STAG2 という異なる内部構造を有する供試体間に冷却効率の差が現れている。単位面積あたりの STAG と STAG2 のピン配置は Fig. 3 に示す。この冷却効率の違いの原因を明らかにするために、本研究では実験と同時に数値解析による研究を実施した。実験的手法及び計測

結果は別の論文⁽⁸⁾で報告しており、この論文は主に数値解析による伝熱特性と流れ場の可視化を報告する。

工藤⁽¹⁾、ハミドン⁽²⁾の研究で、汎用ソフト (ANSYS-CFX) が冷却構造内部の熱伝達率予測での妥当性が確認されているが、フィルム冷却まで含めた流れ場全体に関する CFD と実験との比較は今回の論文で初めて議論される。

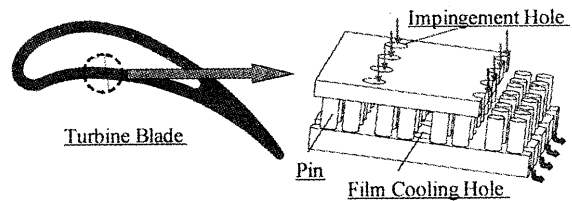


Fig.1 複合型インピンジメント冷却構造の概要 (Nakamata et al.⁽⁵⁾)

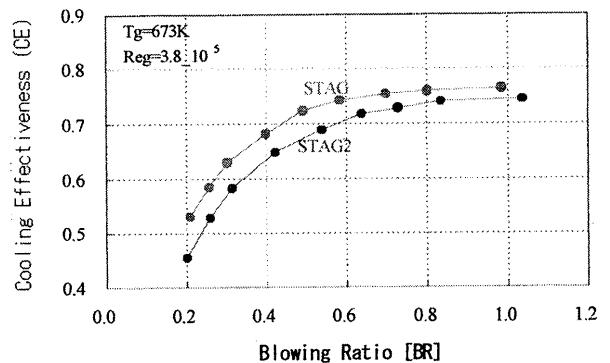


Fig.2 冷却効率 (Nakamata et al⁽⁵⁾)

2. 記号

BR	: 流量比 $= (\rho U)_2 / (\rho U)_\infty$
CE	: 冷却効率
D	: フィルム冷却孔直径
d	: ピン直径
DR	: 密度比 $(= \rho_2 / \rho_\infty)$
H	: ピン高さ
ρ	: 密度
h	: 熱伝達率
L	: 供試体長さ
Re_∞	: 主流レイノルズ数 $(= U_\infty L / \nu_\infty)$
Re_2	: 二次空気側レイノルズ数 $(= U_2 D / \nu_2)$
T_2	: 二次空気温度
T_{aw}	: 断熱壁面温度
T_w	: 供試体表面温度
T_∞	: 主流空気温度
t_a, t_b	: 参照経過時間
η	: フィルム効率
erfc	: 誤差余関数
τ_j	: 実験開始からの時間遅れ

添字

2	: 2次空気
∞	: 主流空気
aw	: 断熱壁温度

3. 感温液晶による伝熱特性計測

3.1 試験片

Fig.4にはSTAGとSTAG2の単位面積当たりのピンと孔の位置関係を示す。試験片はアクリルから作成された。ピン、インピンジメント孔とフィルム孔のそれぞれの高さ、直径と数は表1. に示す。

表1. 試験片の寸法

		STAG	STAG2
ピン	高さ(mm)	30	30
	直径(mm)	12.5	12.5
	数(個)	84	84
インピンジメント孔	高さ(mm)	20	20
	直径(mm)	20	20
	数(mm)	30	30
フィルム孔	高さ(mm)	15	15
	直径(mm)	20	20
	数(個)	30	30

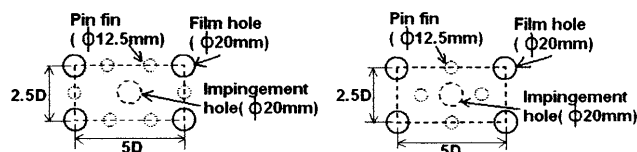


Fig.3 単位面積当たりのピン/孔の配置

3.2 実験装置

Fig.4(a)は本研究で用いた実験装置を示す。作動流体である空気は送風機から風洞に送り込まれる。風洞内に整流部が設置され、主流ダクトに流入する前にノズルにより加速される。計測面の先端部分は鋭利な角度を有しており、一部の空気を外へ放出している。主流の流速を計測するためのピトー管が、一列目のフィルム孔(後述)から9D上流の位置に設置される。主流ダクト、冷却ダクトと供試体の組み合わせをFig.4(b)に示す。二次空気は、二次空気用の送風機によって供給される。今回の研究では、二次空気を加熱することで、加熱ヒーターは二次空気用送風機の吐出側に装着し、可変抵抗で電流の調整を行い、温度を制御する。ヒーターから供試体手前のディフューザまでを塩ビパイプで接続し、その間に流量計測用オリフィス、切り替えバルブが設置された。

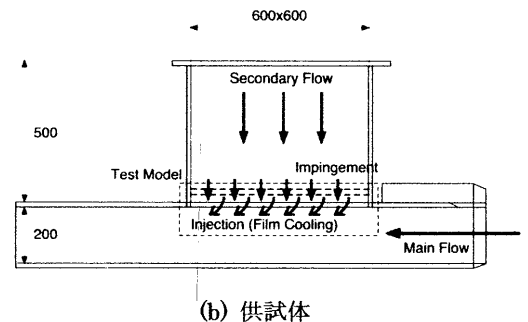
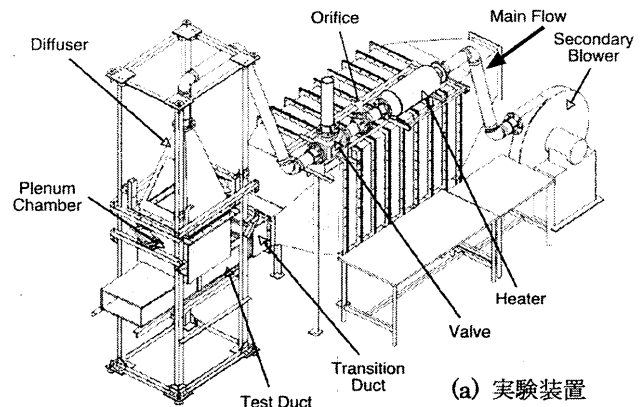


Fig.4 実験設備

3.3 計測法

ピン表面、ターゲット面とフィルム面の伝熱特性の計測には感温液晶による過等応答法を応用した。空気温度はインピンジメント孔入口とフィルム孔入口で計測した。壁面温度に感温液晶を用いた。感温液晶の較正は実験条件に近い状態で行った。実験条件は主流レイノルズ数(以下 Re_∞)は 3.8×10^5 で一定にして、冷却側レイノルズ数(以下 Re_2)は 4.5×10^3 , 6.5×10^3 , 8.5×10^3 と 10.6×10^3 である。主流温度は約 $16^\circ\text{C} \sim 18^\circ\text{C}$ 程度である。二次空気温度は流量により変化するが約 $65^\circ\text{C} \sim 75^\circ\text{C}$ である。

3.4 不確かさ

感温液晶を用いた非定常熱伝達率計測では全体の不確かさに寄与する主な要因としては a)感温液晶による表面温度の不確かさ b)2次空気温度の不確かさ c)主流温度の不確かさなどが挙げることができる。熱伝達率の計測結果に含まれる不確かさはフィルム板主流熱伝達では約±10.5%、ターゲット面は6.5%とピン表面では約±11%と評価された。フィルム効率の不確かさについては熱伝達率と同程度であると推定される。

4. 解析方法

CFD 解析には、汎用コード CFX-10(ANSYS Inc.)を使用した。格子生成には自動格子生成ソフト ICEM-CFD 10.0 for CFX を用いて行った。図6に解析領域を示す。スパン方向にフィルム孔の4ピッチ分、フィルム面からの高さの流れ方向の長さ供試体と同じである。解析に使用した計算格子は図6に示す。この解析領域が大きいので、最適な格子分布の作成が必要になる。Leylek ら⁷⁾の格子作成テクニックを参考にし、個体表面付近の格子を密にしてそれ以外の領域を粗くした。さらに面上での直交性を得るため、個体表面に対してプリズム格子を配置した。

格子依存性と解析精度に関しては様々な検証作業が必要だが、今回は格子作成段階で十分な注意を払い、また乱流モデルとして SST (Shear-stress Transport) , SST-gamma model 及び RNG $k-\epsilon$ を用いた。

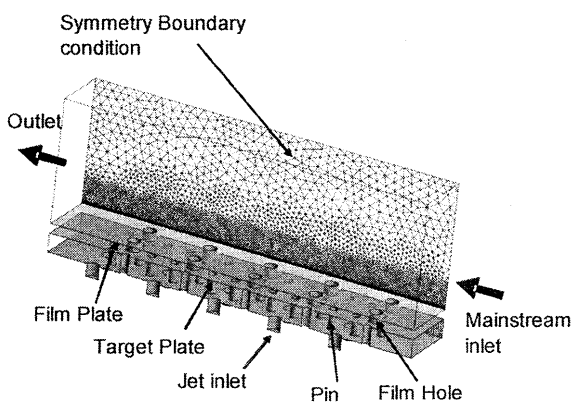
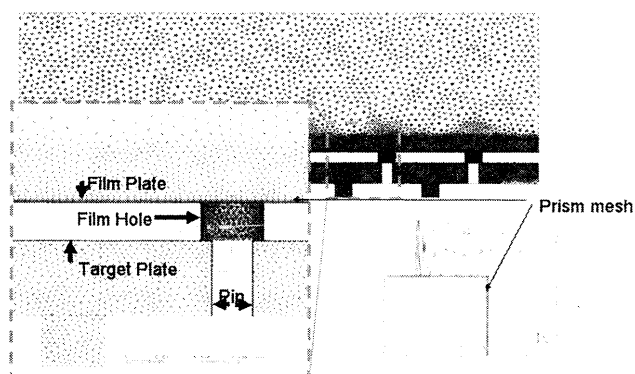


Fig.5 解析領域



5. 結果 Fig.6 格子の分布

5.1 乱流モデルの検証

Fig.7には流量比0.6の場合の実験で得られたターゲット面上の熱伝達率分布を示す。インピンジメント領域の中心線 (LineA) 上の熱伝達率は Fig.8に示す。RNG $k-\epsilon$ 乱流モデルは実験結果よりはるかに低い値を示した。SSTとSST-gammaは傾向的に実験と似ているが、いずれも実験値より熱伝達率を過大評価している。以後の内部流解析のために SST 乱流モデルを適用した。

Fig.9はフィルム面上の熱伝達率をスパン方向に平均化した値を示す。平均化した領域は実験の場合にはフィルム孔の3ピッチ分である。傾向的と数値的に見ると SST-gamma 乱流モデルが実験と一番近づいているので、外部構造の解析は SST-gamma 乱流モデルで行った。

5.2 ターゲット面上の熱伝達率

流量比0.6の場合の実験結果とCFD結果は Fig.10に示す。インピンジメント領域内を見ると実験結果から STAG の熱伝達率が約 20(W/m²K)程度 STAG2より高い。CFD結果は実験結果より高い値を示したが、実験と同様な傾向を示す。他の条件の結果をこの論文で示していないが同様な傾向を示す (STAGの熱伝達率がSTAG2より高い)。

5.3 フィルム面上の熱伝達率&フィルム効率

Fig.11はSTAG2の場合の実験結果とCFD結果から得られたスパン方向に平均化した熱伝達率を示す。フィルム孔の下流直後に高い熱伝達率になって、フィルム孔から離れると熱伝達率が減少する。減少がやや緩やかですがCFDも同様な結果を示す。主流流れ方向の下流側に行くにつれて、全体的に高くなる。Fig.12はスパン方向に平均化したフィルム冷却を示す。熱伝達率と違って、CFDと実験結果が値的に大きく異なった結果が得られた。フィルム孔の下流直後にCFDが実験より高いが、下流側に行くとも実験の方がCFDより大きく上回る。

Fig.13とFig.14はCFDによるSTAGとSTAG2の熱伝達率とフィルム冷却の比較を示す。4列目の下流にはわずかにSTAGの熱伝達率がSTAG2より高いが、それ以外の領域はほとんど差が見られない。フィルム効率の結果を見ると、2列目の下流側以外の領域はほとんどSTAGとSTAG2の間に大きな差は見られない。この傾向は実験結果と同じである。

5.4 ピン表面の熱伝達率

Fig.15はSTAG (BR=0.6)の場合のピン表面の熱伝達率を示す。(a)は実験結果と(b)はCFD結果を示す。傾向的にはCFDと実験結果が一致している。ピン表面全体の熱伝達率が実験で計測されない部分があるので、平均的に実験とCFDを比較することが出来ない。

Fig.15 に示す線 A 上の熱伝達率について比較を行う (Fig.16). $Z/D < 0.5$ 領域では STAG 2 の方が STAG より高い熱伝達率が得られたが、 $Z/D > 0.5$ になると大きな差が見られない。 $Z/D < 0.5$ 領域では CFD が過大評価したが、 $Z/D > 0.5$ の領域では実験と CFD 結果が一致した。

Fig.17 は CFD による STAG の場合の $Z/D=0.25$ と 0.50 のピン周りの熱伝達率を示す。そして Fig.18 は STAG 2 の場合を示す。この図の中にはインピンジメント孔、フィルム孔とピンの位置関係を同時に示す。フィルム孔側のピン表面と反対側のピン表面が低くなっていることが分かる。インピンジメント孔に近いピン表面領域には高い熱伝達率が得られた。STAG2 のピン配置が STAG よりもインピンジメント孔に近いので、 $Z/D < 0.5$ 領域に STAG2 の方が高い熱伝達率が得られたと考えられ、その他の領域の熱伝達率が低くなっている。

5.5 CFD による流れ場可視化

インピンジメントジェットの流れ場の様子を Fig.19 に示す。(a)は STAG の場合、(b)は STAG2 の場合になる。STAG2 の場合にピンがインピンジメント孔の近くに配置されたため、ターゲット面上の壁面ジェットが抑制されて、ターゲット面の熱伝達率にマイナス効果を与えてしまうと考えられる。その以外に、ピン表面を沿って巻き上がった壁面ジェットがインピンジメント板付近にインピンジメントジェットに流入する様子を示す。この相互作用によってターゲット面上の熱伝達率が低下することも考えられる。

Fig.20 はフィルム冷却側の流れ場を示す。フィルム孔の下流側に二次流と主流の混合起きているため、流れ場が非常に複雑になっている。フィルム面上のフィルム孔両サイド、主流に曲げられたフィルムジェットの周りに渦が存在する。この渦によって流れが乱れて熱伝達率が高くなってしまうと考えられる。

6. 結論

感温液晶を応用した伝熱実験で得られた結果と CFD による解析結果から、以下の知見が得られた。

ピンの配置が内部構造の伝熱特性に大きな影響を持っている。インピンジメント孔に近いほどピン表面の熱伝達率が高くなるが、ターゲット面の熱伝達率が減少してしまう。ピン表面の熱伝達率に対して、STAG の方が低くなるが、ターゲット面の熱伝達率に関しては STAG の方が明らかに STAG2 よりも高い。総合的に考えるとターゲット面の熱伝達率の増加割合がピン表面の熱伝達率の減少割合より大きいのである。現段階までの調査ではフィルム冷却側の伝熱特性に対して、STAG と STAG2 の間に大きな差が現れないため、Nakamata ら⁽⁵⁾が報告した、冷却構造の冷却効率の違いの理由は低流量の場合に

STAG と STAG2 の内部構造の熱伝達率が異なったためと考えられる。

CFD により流れ場の可視化が出来て、流れ場計測結果と合わせることで、流れ場のより深い理解が可能となっている。流れ場を理解するために最初のステップとして CFD による可視化は有用であろう。

6. 今後の課題

内部構造と外部構造の熱伝達率の分布の傾向や値の増減などは表面上の計測だけで原因が解明できないので、今後、フィルム側の流れ場計測と CFD を用いてさらなる調査を予定している。

7. 感謝

本研究を進めるにあたり、仲俣千由紀博士、大北洋治氏 (IHI) のご協力を得た。また、実験装置の製作に際し、佐々木圭一氏、藤本 甫氏、松本行朗氏 (岩手大学工作センター) のご協力頂いた。ここに深く感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 工藤俊光、修士論文、複合型インピンジ冷却構造の流体的特性に関する研究、岩手大学、2002
- 2) ハミドンビンサーレー、修士論文、超音速運送機用エンジンタービン翼の複合型インピンジ冷却に関する研究、岩手大学、2005
- 3) 佐藤浩平、修士論文、遺伝的アルゴリズムを用いた複合型インピンジ冷却構造の最適化と革新的タービン冷却翼形状の最適化に関する研究、岩手大学、2006
- 4) Favaretto, C.F.F., Doctoral Dissertation, Iwate University, 2004
- 5) Nakamata, C., Ohji, Y., Matsuno, S., Mimura, F., Matsushita, M., Yamane, T., Yoshida, T., Spatial Arrangement Dependence of Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration, ASME paper GT2005-68348, 2005
- 6) L.Thielen, H.J.J. Jonker, K.Hanjalic "Symmetry breaking of flow and heat transfer in multiple impinging jets" International Journal of Heat and Fluid Flow 24(2003)444-453
- 7) D.K.Walters, J.H.Leylek, "A Detailed Analysis of Film Cooling Physics Part 1-Streamwise Injection With Cylindrical Holes", ASME Vol112(pg102-112) JANUARY 2000.
- 8) ハミドン、船崎、複合型インピンジ冷却構造に関する研究 (実験による内部及び外部伝熱特性同時計測)、日本ガスタービン学会 (投稿中)

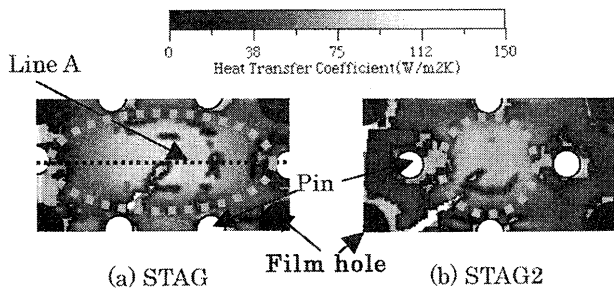


Fig.7 ターゲット面上の熱伝達率分布 (Exp. result)

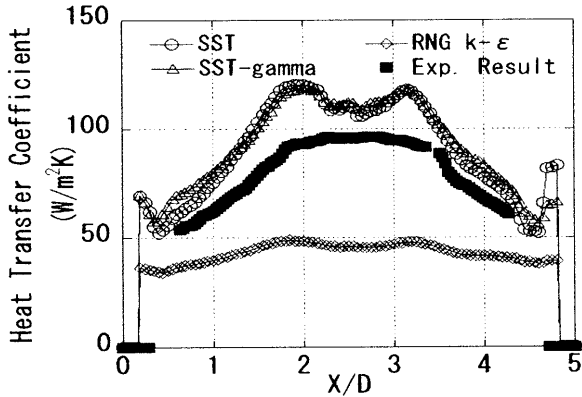


Fig.8 乱流モデルの効果の検証 (ターゲット面)

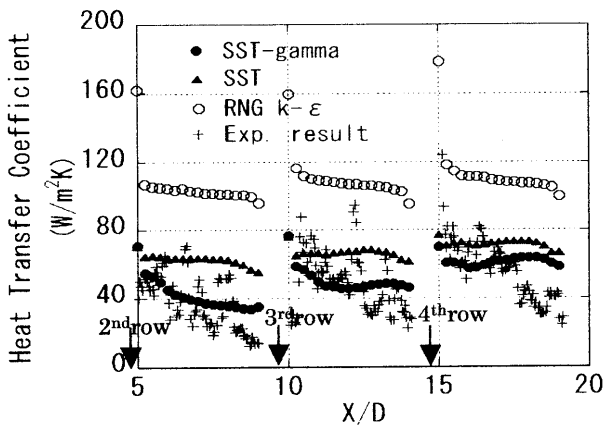


Fig.9 乱流モデルの効果の検証 (スパン方向に平均化したフィルム面上の熱伝達率, STAG(BR=0.6))

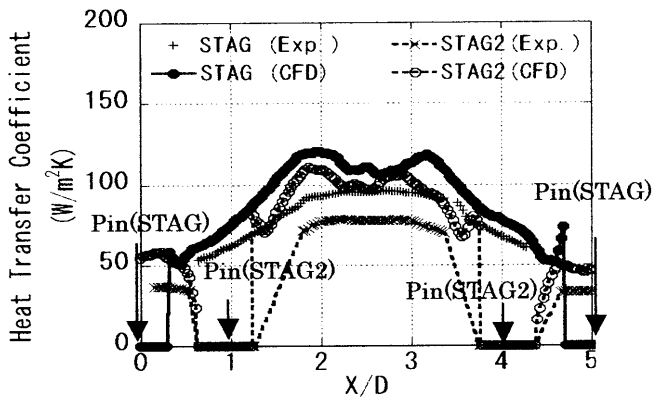


Fig.10 線 A 上の熱伝達率の比較 (BR=0.6)

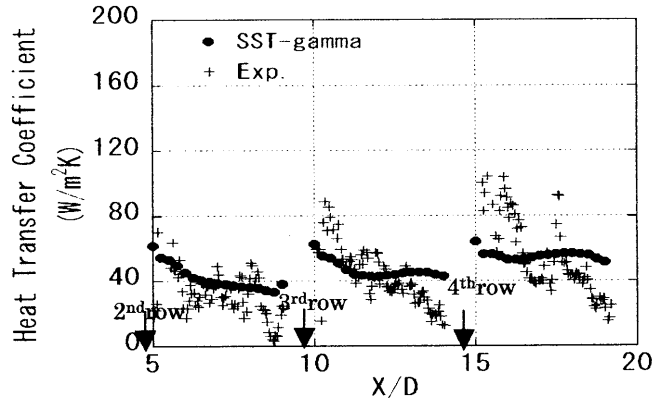


Fig.11 スパン方向に平均化した熱伝達率の比較 (STAG2, BR=0.6)

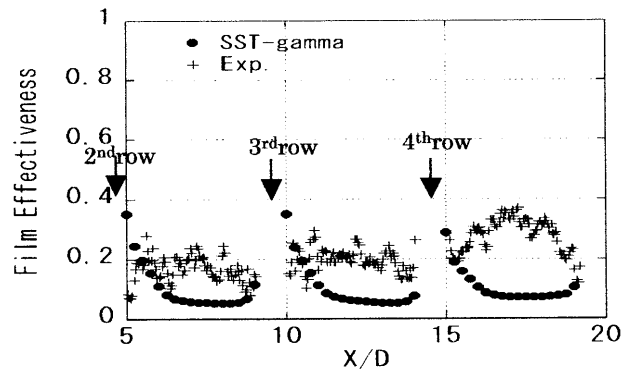


Fig.12 スパン方向に平均化したフィルム効率の比較 (STAG, BR=0.6)

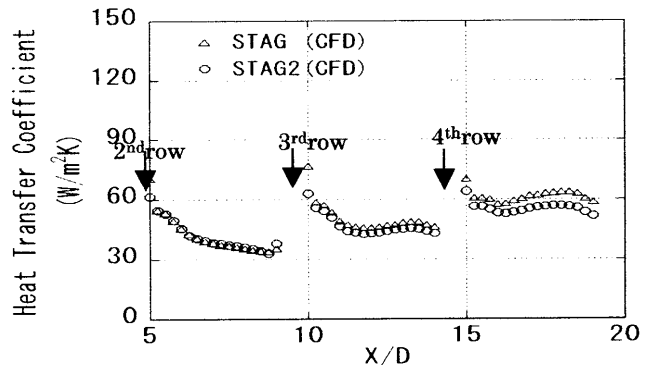


Fig.13 スパン方向に平均化した熱伝達率の比較 (STAG, BR=0.6)

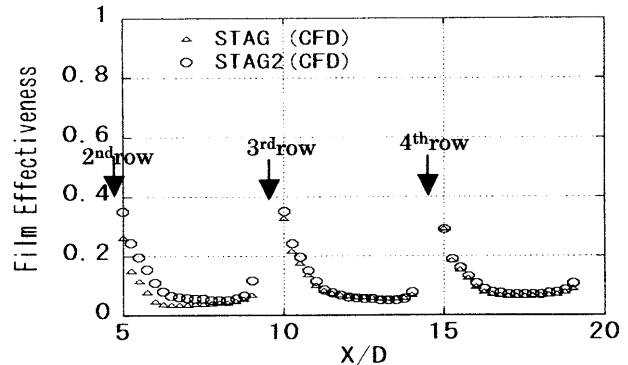


Fig.14 スパン方向に平均化した熱伝達率の比較 (STAG, BR=0.6)

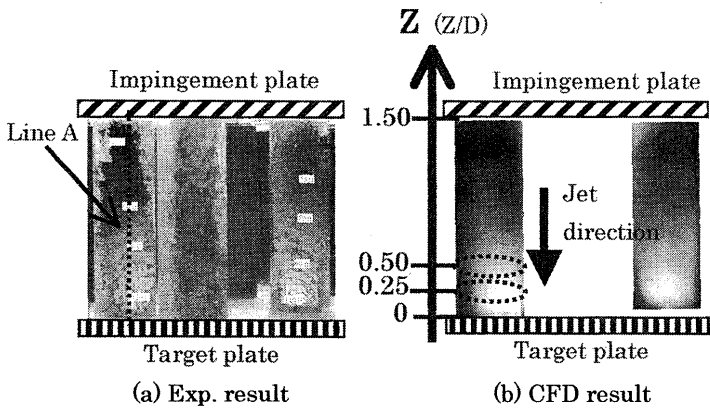


Fig.15 ピン表面の熱伝達率分布 (STAG, BR=0.6)

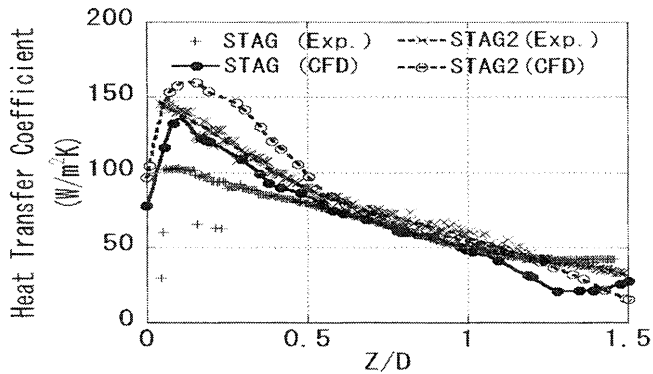


Fig.16 ピン表面の線 A 上の熱伝達率 (STAG, BR=0.6)

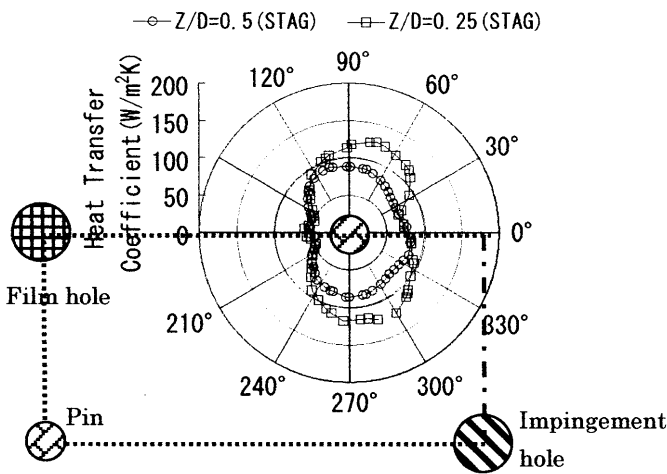


Fig.17 STAG のピン周方向の熱伝達率 (CFD, BR=0.6)

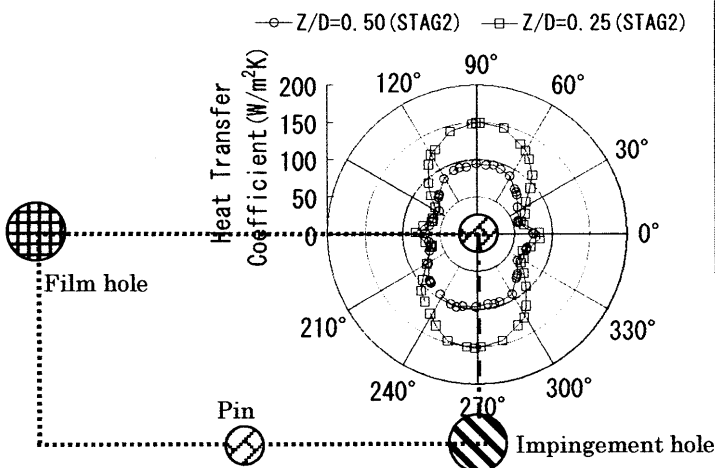


Fig.18 STAG2 のピン周方向の熱伝達率 (CFD, BR=0.6)

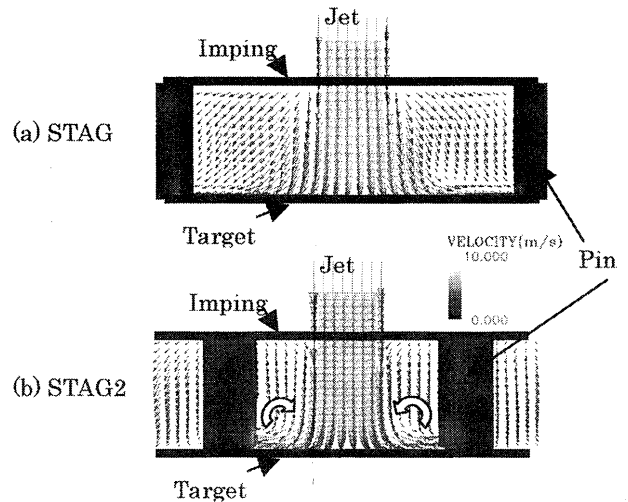


Fig.19 インピンジメントジェット velocity ベクトルの比較 (CFD prediction)

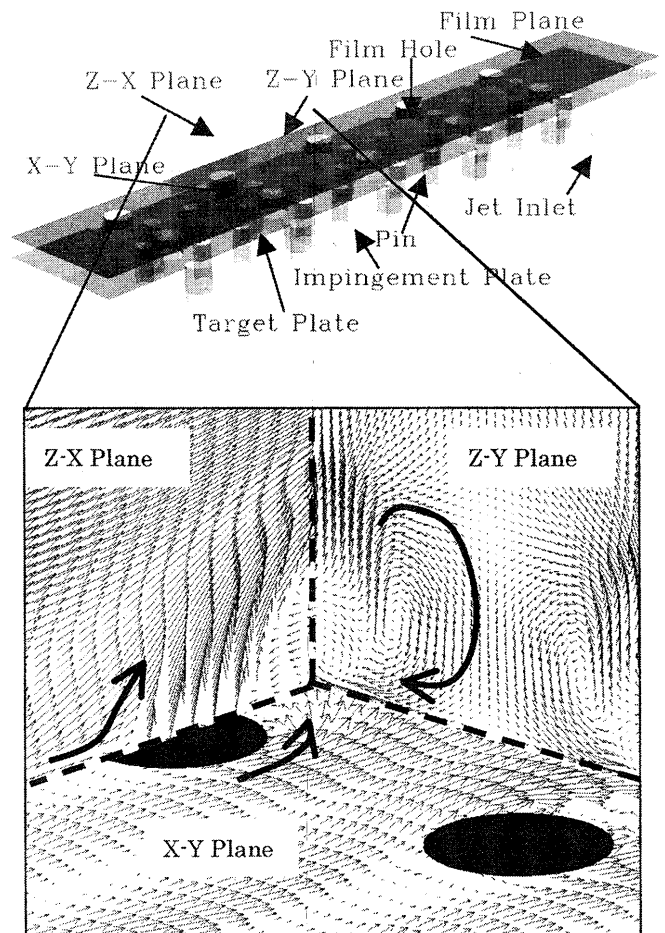


Fig.20 フィルム冷却の流れ場 (CFD prediction)

新 TBC システムにおける YSZ トップコートと EQ ボンドコートの 界面形成および熱サイクル特性

*松本 一秀, 川岸 京子, 原田 広史 (物材機構)

Interface Formation between YSZ Top Coat and EQ Bond Coat in New TBC System and Thermal Cycle Characteristics

*Kazuhide MATSUMOTO, Kyoko KAWAGISHI and Hiroshi HARADA (NIMS)

ABSTRACT

A new TBC system with EQ bond coating for advanced Ni-base single crystal superalloys has been developed. The alumina interface formations between YSZ top coat and EQ bond coat were carried out. The uniform and thin alumina layer on the surface of EQ bond coat was formed by pre-oxidation method and the thick alumina coating layer was also formed by EB-PVD. The thermal cycle test of these TBC samples was carried out. The result of this test was indicated that the TBC with pre-oxidation had better thermal cycle characteristics than the TBC with alumina coating layer.

Key words: Thermal barrier coating, EQ bond coat, Pre-oxidation, Electron-beam physical vapor deposition, Alumina layer, Thermal cycle characteristics

1. はじめに

世界的規模でのエネルギー消費および地球温暖化ガスの削減は、緊急の課題となっている。このような要求に応えるために、ジェットエンジンや発電用ガスタービンの高効率化が進められている。

(独)物質・材料研究機構(NIMS)では、タービン翼基材において、耐用温度が最も高いNi基単結晶(SC)超合金を開発しており^①、これらの実用化を進めている。更に、NIMSで開発したNi基超合金に適した遮熱コーティング(TBC)についても研究を行っており、セラミックトップコート用の新EB-PVD装置を開発した^②。目標としているTBCシステムは、次の2種類である。第一はトップコートとしてイトリウム部分安定化ジルコニア(YSZ)を用い、ボンドコートとしては、基材の機械的特性を劣化させない新規のコーティング材を用いたTBCシステムである。第二はトップコートも新規コーティングとしたTBCである。

新規ボンドコートとしては、超合金基材と熱力学的に平衡する成分をボンドコート材に使用することで、基材間との元素相互拡散を抑制し、基材の強度低下を生じる二次反応層の生成を防ぐ“平衡コーティング”(EQコーティング)を開発した³⁻⁴⁾。本研究では、YSZトップ層とEQボンド層からなるTBCシステムの界面構造最適化を目指したプロセス技術の開発を進めている。一般にTBCにおいては、YSZトップ層と金属ボンド層の間に、薄くて均一な α アルミナ層を形成させることで、

耐剥離性に優れた長寿命のTBCを実現できることが分かっている^⑤。このたび、これらの知見をふまえ、EQボンド層の予備酸化によるボンド層表面へのアルミナ形成、およびEB-PVDによるアルミナコーティングを試みた。試作したTBC試料は熱サイクル試験に供し、皮膜の剥離寿命特性を評価した。本報告では、これらの結果について述べる。

2. 実験方法

2.1 EQボンド層候補材による予備酸化

Ni基超合金は、マトリックスである γ 相中に γ' 相が規則的に析出した2相組織を有する。この γ 相と γ' 相のタイライン上の組成は基材と熱力学的に平衡なので、本実験ではEQボンド層の候補材として、第2世代Ni基超合金TMS-82+の γ' 相合金と第5世代TMS-173の γ' 相合金を供試材とした。比較のためTMS-82+^⑥とTMS-173単結晶合金も用いた。これらの合金の組成をTable1に示す。試験片サイズは $\phi 10\text{mm}$ 、厚さ5mmで、酸化処理する面を鏡面研磨した。使用した装置はNIMSが開発したEB-PVD装置であり、酸素雰囲気は0.2Pa圧力制御で行い、加熱時間は1時間とした。加熱温度は、表面アルミナ層が形成される温度範囲を把握するため、1013、1022、1026、1037、1058 $^{\circ}\text{C}$ の5種類とした。酸化皮膜は、X線回折での解析とSEMによる断面組織の観察を行った。

Table 1 Chemical Compositions of materials prepared for this study

	Material	Ni	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Ta	Hf	Re	Ru	Y
Pre Oxidation	TMS-82+ (2nd)	62.1	7.8	4.9	1.9	8.7	5.3	0.5	6.3	0.10	2.4		
	TMS-82+ γ' (2nd)	67.1	4.7	1.4	0.9	7.2	7.9	0.7	9.5	0.16	0.5		
	TMS-173 (5th)	60.1	5.6	2.8	2.8	5.6	5.6		5.6	0.10	6.9	5.0	
	TMS-173 γ' (5th)	65.1	4.2	1.5	1.5	5.3	7.8		8.0	0.15	2.6	3.9	
TBC	TMS-138A (4th)	61.8	5.8	3.2	2.8	5.6	5.7		5.6	0.10	5.8	3.6	
	TMBC-1(EQ) (2nd)	65.8	6.2	4.0	1.0	4.5	8.1		9.9	0.40			0.1
	(Rene'N5) (2nd)	61.6	8.0	7.0	2.0	5.0	6.2		7.0	0.20	3.0		

2.2 EQボンド層の溶射施工と予備酸化

EQ ボンド層に用いる溶射粉末の組成は、第2世代超合金 Rene' N5 をベースにして耐酸化性向上を図り、実用化の観点から高価な元素である Re や Ru を含まない γ' 合金組成 (TMBC-1) とした。基材は第4世代 Ni 基超合金に適用することを目指し、TMS-138A 単結晶超合金を選択した。合金設計⁽⁷⁾したEQ 溶射粉末の組成 TMBC-1 と TMS-138A 合金の組成を Table1 に示す。EQ ボンド層の溶射粉末は Sulzer Metco においてアトマイズ法で作製し、溶射は高速ガス炎溶射 (HVOF) で行った。

溶射ガンは WOKA Star-600 を用い、溶射距離 300mm、基材温度 130℃以下、膜厚は 100 μ m 狙いとした。

予備酸化条件は、2.1の結果から 0.2Pa 酸素雰囲気、加熱温度 1013℃、加熱時間 1時間である。

2.3 EB-PVD によるアルミナコーティング

供試材は ϕ 10mm、5mm 厚サイズの TMS-138A 基材に TMBC-1 を溶射したものであり、ボンド層表面を #600 の SiC 研磨まで行った。Al₂O₃ インゴットを EB-PVD 装置のルツボに載せ、円板試料を基材駆動装置に取り付け真空排気した。この時、基材温度を直接測定するためシース熱電対を試料に接触させた。10⁻³Pa 台まで真空排気した後、装置内部のカーボンヒータを用い、試料温度 1070℃で1時間のベーキングを行った。EB-PVD による Al₂O₃ コーティングは、ボンド層表面を予備酸化した後、基材温度 927℃、基材回転速度 3rpm の条件下で、加速電圧 10kV の EB を 270° 偏向させて Al₂O₃ インゴットに照射し、EB 電流を変化させながら Al₂O₃ 蒸発を制御した。コーティング中は 0.2Pa となるよう酸素圧力制御を行い、成膜時間 3時間の条件で行い、Al₂O₃/TMBC-1/TMS-138A の試料(1)を得た。

2.4 TBC 試料作製

TBC 試料は、EB-PVD により TMBC-1 ボンド層上に Al₂O₃ をコーティングした試料(2) 8YSZ/Al₂O₃・TMBC-1/TMS-138A および TMBC-1 ボンド層表

面を予備酸化し、8mass%Y₂O₃-ZrO₂ (8YSZ) をトップ層とした試料(3) 8YSZ/TMBC-1/TMS-138A、の2種類である。TMBC-1 ボンド層の予備酸化条件は、酸素圧力制御 0.2Pa、基材温度 1046℃、加熱時間は 1時間とした。試料(2)の Al₂O₃ コーティングは、EB-PVD により成膜時間 1時間で行った。

8YSZ コーティングは、基材温度 933℃、基材回転速度 3rpm、0.2Pa 圧力制御下で行ったが、このときの平均酸素流量は 47sccm であり、成膜時間は膜厚 200 μ m 狙いで 4時間とした。

2.5 熱サイクル試験

供試材は、試料(1) Al₂O₃/TMBC-1/TMS-138A、試料(2) 8YSZ/Al₂O₃・TMBC-1/TMS-138A および試料(3) 8YSZ/TMBC-1/TMS-138A である。試験は、大気中において1サイクル当り 130℃からの昇温時間 6分、1100℃の保持時間 60分、降温時間 60分の温度履歴で行った。

3. 実験結果および考察

3.1 予備酸化によるアルミナ形成

予備酸化した試料表面の化合物を同定するため、X線回折装置 (RINT2500) により測定を行った。最初に基材の XRD パターンを測定し、次に予備酸化した試料の XRD パターンから基材のパターンを除外することにより化合物を同定した。一例として、Figure1 に加熱温度 1013℃と 1058℃における TMS-173 γ' 合金の XRD 測定結果および断面組織を示す。図の黒丸ピークが α -Al₂O₃ のピーク、三角印のピークは基材のピークであり、スピネルの存在は認められなかった。断面組織から、予備酸化による酸化物の形態は外部酸化であり、層状 Al₂O₃ が形成されていることが分かった。他の温度および基材においても同様な結果であった。この Al₂O₃ 形成温度領域は、1013℃から 1058℃までの実験温度範囲にわたっており、プロセス上において温度選択に余裕があることを示している。

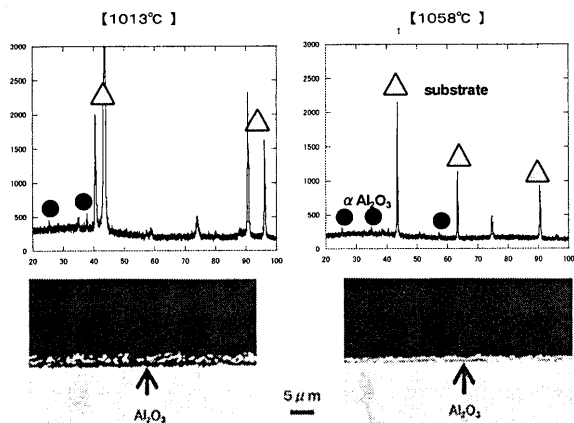


Fig.1 XRD Result and Cross Sectional Microstructure of Pre-oxidized TMS-173 γ' Alloy

これらの結果をもとに、HVOFによるTMBC-1溶射皮膜に対し予備酸化試験を行った。酸化条件は0.2Pa圧力制御下の酸素雰囲気、加熱温度1013℃、1時間の加熱である。この結果をFigure2に示す。TMBC-1においても、スピネルは認められず、酸化物は $\alpha\text{Al}_2\text{O}_3$ のみであり、その厚さは約0.5 μm であった。

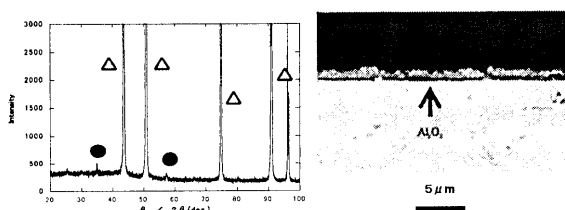


Fig.2 XRD Result and Cross Sectional Microstructure of Pre-oxidized TMBC-1

3.2 EB-PVDによるアルミナ形成

試料(1) $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TMBC-1}/\text{TMS-138A}$ の断面組織をFigure3に示す。 Al_2O_3 層は膜厚14 μm 程度である。 Al_2O_3 層のXRD測定を行った結果、 $\alpha\text{Al}_2\text{O}_3$ であることが確認できた。EB-PVDによる Al_2O_3 形成は、8YSZに比べて以下の点が異なっていた。(1) EBによって溶けた Al_2O_3 は粘性が低く、インゴットの溶融プールから流れ落ちやすい状態であった。(2) EB-PVDによる回転時の Al_2O_3 成膜速度は約4 $\mu\text{m}/\text{hr}$ と非常に遅く、これは8YSZ成膜速度の1/10程度であった。(3) Al_2O_3 の融点は8YSZより低いため、コーティング時のEB電流も300mA程度と8YSZに比べ100mA小さかった。

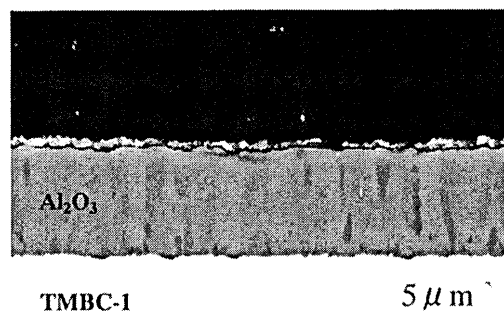


Fig.3 Cross Sectional Microstructure of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TMBC-1}/\text{TMS-138A}$

3.3 EB-PVDによるTBC形成

上記3.2の結果をふまえ、TMBC-1ボンド層上に Al_2O_3 をEB-PVDにより形成し、8YSZを成膜したTBC試料(2) 8YSZ/ $\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{TMBC-1}/\text{TMS-138A}$ の断面組織をFigure4に示す。TMBC-1ボンド層上には膜厚4 μm の Al_2O_3 が形成されている。他方、TMBC-1ボンド層を予備酸化し、その後8YSZを成膜したTBC試料(3) 8YSZ/TMBC-1/TMS-138Aの断面組織をFigure5に示す。トップ層は膜厚221 μm の8YSZ、ボンド層は膜厚179 μm のTMBC-1、基材はTMS-138Aである。図のラインプロファイルに示すように、8YSZトップ層とTMBC-1ボンド層の界面にAlの存在が認められ、 Al_2O_3 が形成されていることが確認できた。

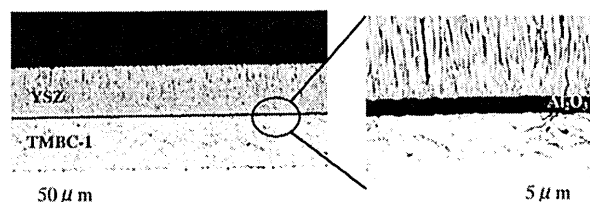


Fig.4 Cross Sectional Microstructure of 8YSZ/ Al_2O_3 -TMBC-1/TMS138A

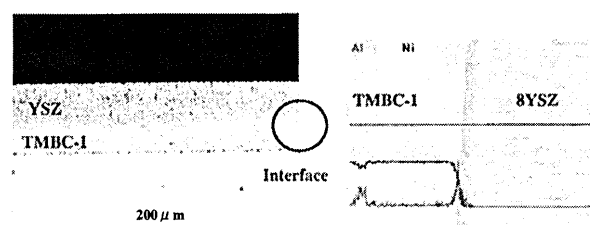


Fig.5 Cross Sectional Microstructure and Interface Al Profile of 8YSZ/TMBC-1/TMS-138A

3.4 熱サイクル特性

大気中における1100℃の熱サイクル試験での皮膜剥離寿命の結果をFigure6に示す。試料(3) YSZ/TMBC-1/TMS-138Aは試験を続行中であるが、試

料(1) Al_2O_3 /TMBC-1/TMS-138A の剥離寿命は 165 サイクル、試料(2) YSZ/ Al_2O_3 -TMBC-1/TMS-138A の剥離寿命は 175 サイクルであった。ここで試料(4)は YSZ/TMBC-1/TMS-138A 試料と同構成であるが、TMBC-1 に予備酸化を施していない試料であり、YSZ コーティング後に TMBC-1 ボンド層との界面で剥離が生じていた。

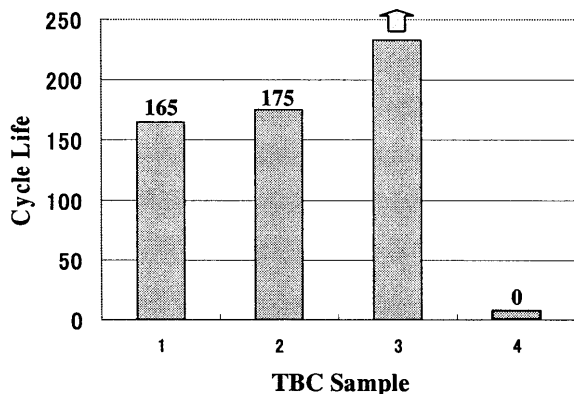


Fig. 6 Thermal Cycle Test Result of TBC Samples

Figure7 に試料(1)の外観と剥離表面の Al 分析結果および剥離した断面組織を示す。この剥離で特徴的なことは、 Al_2O_3 層に矩形状のクラックが進展し、矩形の縁には Al_2O_3 が残存しており、矩形内の部分は Al_2O_3 層内での剥離と一部 TMBC-1 ボンド層との界面、矩形の縁では Al_2O_3 層内で剥離が起こっている事である。

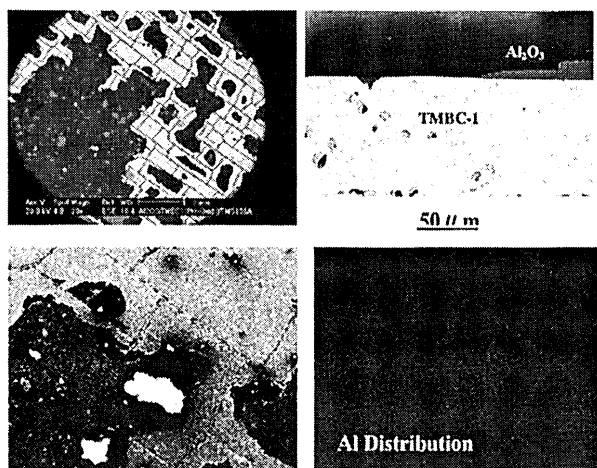


Fig.7 Surface Microstructure with Al Distribution and Cross Sectional Microstructure of Al_2O_3 /TMBC-1/TMS-138A

Al_2O_3 層で矩形状にクラックが発生するメカニズムは次のように推察される。TMBC-1 ボンド層表面は、#600 の SiC 研磨紙で仕上げているため、研磨による圧痕が筋目状にはいつている。EB-PVD によるコーティングでは、ボンド層表面状態をトレースす

るように柱状晶が成長する。 Al_2O_3 のコーティングにおいても、ボンド層表面の研磨時の筋目に沿って柱状晶が成長している。熱サイクル試験により、試料に引張・圧縮の熱応力がかかると、筋目状に並んだ柱状晶の結晶粒界に沿って平行なクラックが複数生じ、これらの平行クラック間を横断するようなクラックも発生して応力を緩和する。このようにして矩形状クラックができるが、矩形内部は熱応力が高い状態なので、 Al_2O_3 層内での剥離が生じていくと考えられる。

Figure8 は試料(2)の外観と断面組織およびその Al 分析結果である。試料端部を残し、YSZ がほぼ全面にわたって剥離している。剥離箇所は、TMBC-1 ボンド層上に形成した Al_2O_3 の内部であり、YSZ の下部には Al_2O_3 が強固に密着している。

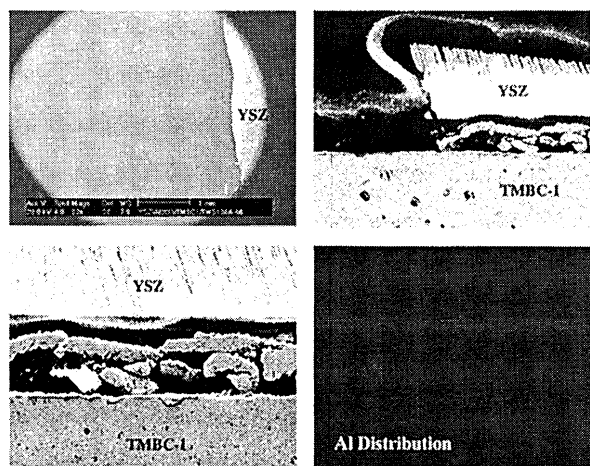


Fig.8 Surface and Cross Sectional Microstructure with Al Distribution of YSZ/ Al_2O_3 -TMBC1/TMS-138A

一般に、EB-PVD により形成した YSZ 皮膜 TBC において、熱サイクル試験による皮膜剥離は、金属ボンド層表面に成長した Al_2O_3 酸化物(TGO)内であり、TGO の厚さが $10\mu m$ 程度以上になると皮膜剥離が生じることが知られている⁽⁸⁾。また、YSZ 溶射皮膜の場合であるが、均一加熱冷却の熱サイクル試験における皮膜の最大引張応力箇所は、金属ボンド層直上の YSZ 内であることが示されている⁽⁹⁾。本実験の Al_2O_3 コーティングの剥離メカニズムは、TGO による成長とは異なっており、今回の実験結果から、皮膜剥離方向の最大引張応力が TMBC-1 ボンド層直上の Al_2O_3 層内に発生していると推定され、この応力の繰り返し負荷によって Al_2O_3 層内にクラックが進展していったと考えられる。

4. まとめ

(独) 物質・材料研究機構の新世紀耐熱材料プロジェクト(HTM21Pj)では、Ni 基超合金に適した遮熱コーティングシステムの研究開発を行っている。このたび、YSZ トップ層と EQ ボンド層との界面に α アルミナを形成させるため、EQ ボンド層の予備酸化および EB-PVD によるアルミナコーティングを行った。予備酸化の実験結果から、0.2Pa 圧力制御の酸素雰囲気、加熱 1 時間の条件下で、加熱温度 1013℃から 1058℃の範囲において、EQ ボンド層表面に層状の α アルミナが形成されることが把握できた。EB-PVD によるアルミナコーティングでは、そのコーティング条件を探索し、EQ ボンド層に柱状晶のアルミナ層を形成させることができた。これらの界面アルミナ上に YSZ をコーティングして TBC 試料を作製した。コーティング後の皮膜組織は健全であることを確認し、これらの試料について熱サイクル試験を行った。皮膜剥離までの寿命は予備酸化した TBC が、アルミナコーティング TBC よりも長かった。アルミナコーティングの TBC は、アルミナ層に熱応力によるクラックが矩形状に発生しており、報告されている TGO 成長による皮膜剥離とは異なるメカニズムを示唆していた。今後は、EQ ボンド層組成の最適化、YSZ トップ層と EQ ボンド層界面および EQ ボンド層と Ni 基超合金基材との界面構造制御のプロセス開発を更に進めていく。

- 9) 高橋雅士、田村雅貴、鈴木謙一、石井潤治：日本機械学会第 75 期通常総会講演論文集(II) '98-3, P650

参考文献

- 1) Y. Koizumi, T. Kobayashi, T. Yokokawa, Z. Jianxin, M. Osawa, H. Harada, Y. Aoki and M. Arai: Superalloys 2004, (Warrendale, PA, USA, Minerals, Metals and Materials Soc.) pp. 35-43.
- 2) 松本一秀, 川岸京子, 原田広史: 日本ガスタービン学会誌, Vol. 35, No3 (2007) pp. 194-199.
- 3) 原田広史, 佐藤彰洋, 川岸京子: 特願 2005-092542 (2005)
- 4) 佐藤彰洋, 原田広史, 川岸京子: 日本金属学会誌, Vol. 70, No. 2 (2006) pp. 192-195.
- 5) K. Matsumoto, Y. Yasuda: Proc. of the 6th Int. Welding Symp. of Japan Welding Society, Vol. 2 (1996) P755-759
- 6) T. Hino, T. Kobayashi, Y. Koizumi, H. Harada and T. Yamagata: Superalloys 2000, (TMS, 2000) pp. 729-736.
- 7) H. Harada, K. Ohno, T. Yamagata, T. Yokokawa and M. Yamazaki: Superalloys 1988 (TMS, 1988) pp. 733-742
- 8) 松本一秀, 牧野吉延, 和田国彦, 日野武久, 岡村隆成: 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No6 (2006) pp. 468-473

U720Li の機械的特性に及ぼす熱処理の影響

*磯田 康二 (首都大院), 笥 幸次 (首都大)

Effect of Heat Treatment on Mechanical Properties of U720Li

*Koji ISODA(TM Univ.), Koji KAKEHI(TM Univ.)

ABSTRACT

The relationship between heat treatment and mechanical property of high strength superalloy UDIMET 720Li has been studied. In this study, the solutioning and cooling rate were changed to alter the γ -grain and cooling γ' sizes. The very low cooling rate was applied to clarify the microstructural change during slow cooling. A specimen, which is applied higher solutioning temperature, shows the high creep resistance while it has significantly low rupture elongation. The cooling γ' size decreases with decreasing cooling rate from solutioning temperature, and further decrease of cooling rate results in the γ -grain growth. Therefore, the tensile and creep strengths decrease when the cooling rate is lower.

Key words: Ni-base superalloy, Heat treatment, Grain growth, Microstructure/property relationships

1. 緒言

航空機エンジンのタービン入口温度の上昇に伴い、ディスク合金の耐用温度の上昇が期待されている。従来のディスク合金 Inconel 718 では、析出強化相である γ'' 相(Ni₃Nb)は、700 °C 近傍以上で長時間保持すると変態して強度低下をもたらすため、700 °C 以上での使用は難しい¹⁾。一般に材料の使用上限温度は最終時効温度以下であるため、Inconel 718 に比べ時効処理をより高温で行える U720Li が近年ディスク材として注目されている^{1,2)}。U720Li は高温でのクリープ特性と低サイクル疲労特性に優れている。ディスク合金の優れた機械的特性は、結晶粒径、 γ' 析出物(Ni₃(Al,Ti))の形態、粒径分布などのマイクロ組織に強く依存している。そのマイクロ組織は、固溶化、冷却、時効などの熱処理によって決定される。U720Li に一般的に適用されている固溶化処理条件は 1105 °C /4 h 油冷である。この熱処理後の組織には、未固溶のまま残った粒界上の粗大な γ 粒子(1次 γ)と、粒内に析出した微細な γ 粒子(冷却 γ)が存在する。冷却速度を速くすると冷却 γ 粒子が小さくなり、強度が向上する^{3,4)}。しかし、冷却速度は冷却割れと過剰な残留応力の発生により制限される⁴⁾。一方、冷却速度を小さくすると強度が低下するが、この強度低下の原因については不明な点が多い。そこで本研究では、多結

晶 Ni 基超合金 U720Li を用いて、組織と強度におよぼす固溶化処理温度および冷却速度の影響について検討した。

2. 実験方法

本研究では溶解鍛造用 Ni 基超合金 U720Li を供試材とした。Table 1 に化学組成を示す。供試材はビレットのスライス (ϕ 166 mm×16 mm) である。このビレット材に種々の熱処理を施した。Fig. 1 に示すような固溶化処理温度から空冷したものと固溶化処理温度 1100 °C から冷却速度を変えた試料を用いた。FC(炉冷)材は炉中で制御冷却した。時効処理は 760 °C/16h (空冷)とした。T_sの条件は γ' ソルバス温度(約 1155 °C)を基準として、その温度近傍に設定した。組織観察用試料と試験片はビレッ

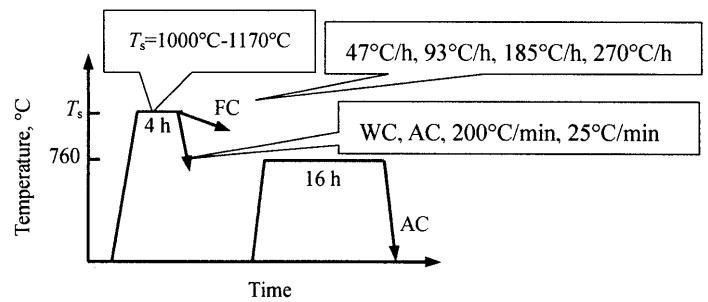


Fig. 1. Schematic illustration of the heat treatment .

Table 1 Chemical composition of the U720Li (mass%)

Cr	Co	Ti	Al	Mo	W	Zr	C	B	Ni
15.56	14.21	4.95	2.63	3.18	1.19	0.046	0.015	0.013	57.81

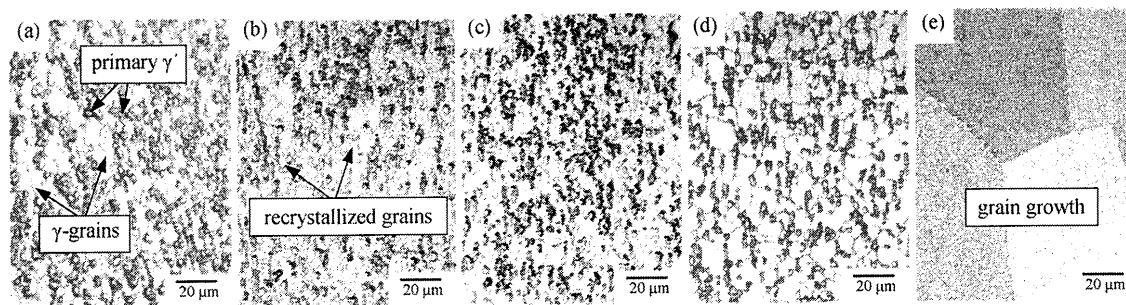


Fig. 2. Grain structures of U720Li in the various heat-treated condition; (a) as-received material and specimens after solutioning treatment of (b) 1010°C, (c) 1050°C, (d) 1100°C and (e) 1160°C.

トの $\phi 80$ mm の円を基準として、円の外周側から切り出した。試験片の平行部寸法は $2.8 \times 3.0 \times 19.6$ mm である。引張試験は試験温度、室温、400-650 °C で、クリープ試験は 650 °C, 700 MPa, および 700 °C, 400-700 MPa にて行った。

3. 実験結果

3.1 固溶化処理中の組織変化と強度特性

固溶化処理温度を変えた熱処理材の組織を Fig. 2 に示す。なお、図の上下方向がピレットの長手方向である。固溶化温度 1000 °C までの組織は、ピレット材で観察される加工組織とほとんど変わらなかった。1010 °C 固溶化材では、結晶粒界および 1 次 γ 粒子近傍に再結晶粒が形成し始め、1050 °C 固溶化材において試料はほぼ再結晶粒で占められていた。1050-1150 °C では再結晶粒の成長は 1 次 γ 粒子によって抑止され、一方、固溶化温度が 1160 °C を越えると 1 次 γ 粒子は固溶し、結晶粒は急激に成長した。固溶化温度と結晶粒径および 1 次 γ 面積率の関係を Fig. 3 に示す。1 次 γ の固溶および結晶粒成長から判断される γ ソルバス温度は、1150 °C から 1160 °C の間にあり、文献値とほぼ一致した⁴⁾。

結晶粒径、引張特性に及ぼす固溶化処理温度の

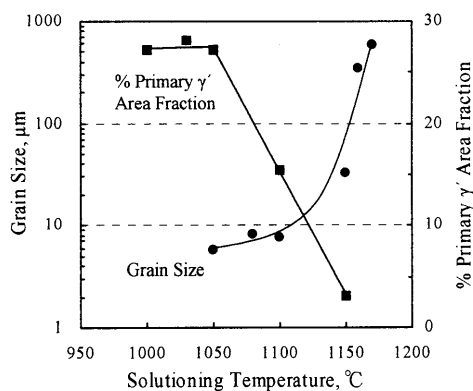


Fig. 3. Variation in γ -grain size and primary γ' area fraction with solutioning temperature.

関係を Fig. 4 に示す。 γ ソルバス温度を境に結晶粒が粗大化し、耐力および延性が急激に低下した。1100 °C 固溶化材と 1150 °C 固溶化材の最小クリープ速度と負荷応力との関係を Fig. 5 に示す。1150 °C 固溶化材は高いクリープ抵抗を示した。1100 °C 固溶化材の応力指数 n 値は高応力域(550-700 MPa)では 8.9 となり、低応力域(400-550 MPa)では 1.9 となった。一方、1150 °C 固溶化材の n 値は 400-700 MPa で 8.1 となった。1150 °C 固溶化材の破断延性は小さく 0.2-0.7% であった。

3.2 強度と組織におよぼす冷却速度の影響

空冷材と 47 °C/h 冷却材の 650 °C における応力-ひずみ曲線を Fig. 6a に示す。47 °C/h 冷却材の耐力は空冷材に比べ、300 MPa 程度低い値を示した。700 °C, 550 MPa におけるクリープ曲線を Fig. 6b に示す。47 °C/h 冷却材は空冷材に比べクリープ速度が著しく大きく、寿命が短かった。強度差の理

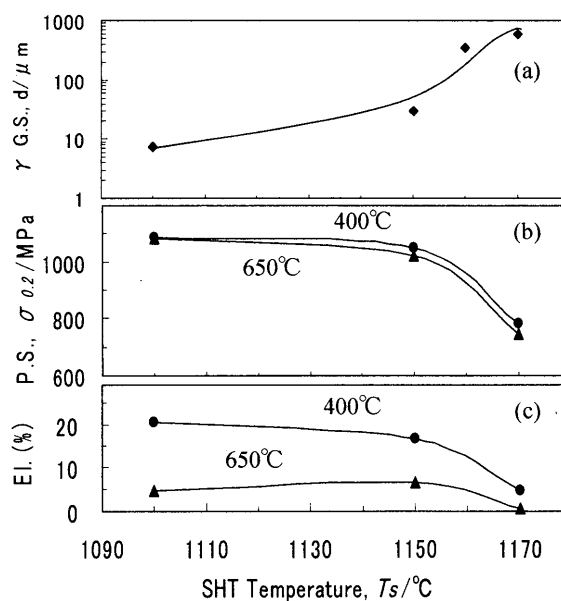


Fig. 4. Variation in (a) grain size, (b) proof stress and (c) elongation with solutioning temperature.

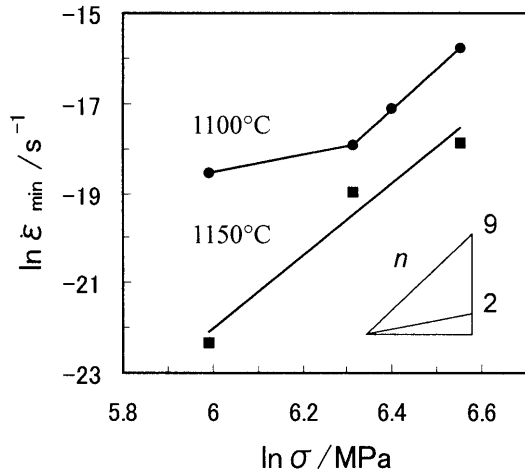


Fig. 5. Stress dependence of minimum creep rate at 700°C for the specimens solution heat treated at 1100°C and 1150°C.

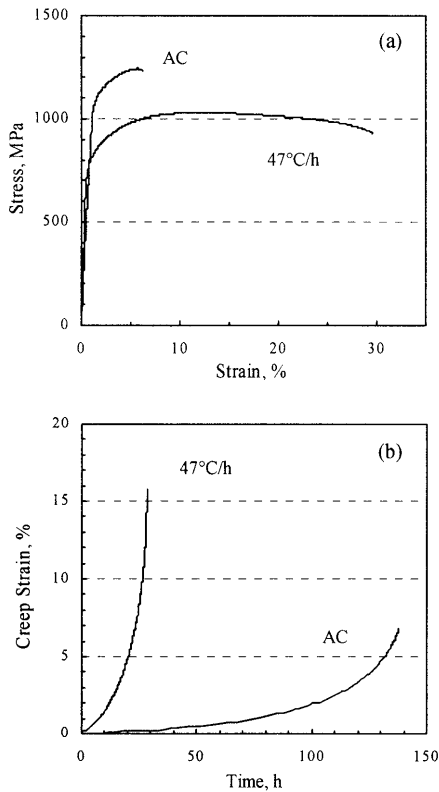


Fig. 6. (a) Stress-strain curves at 650°C and (b) creep curves at 700°C under 550 MPa.

由を明らかにするため、組織を観察した。なお、47 °C/h 冷却材ではエッチング組織において粒界を判別することが困難であったため、EBSP 法によりマクロ組織を観察した。47 °C/h 冷却材の TEM 組織を Fig. 7 に、空冷材と 47 °C/h 冷却材の模式図を Fig. 8 に示す。空冷材は、Fig. 2d でも示したようにほぼ均一な結晶粒であり、平均粒径は 7.6 μm であった。

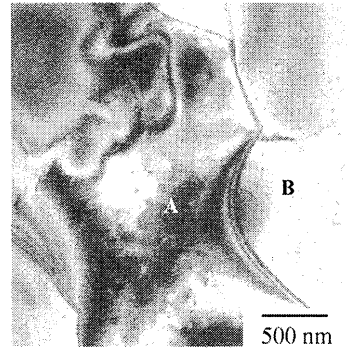


Fig. 7 TEM images of 47°C/h specimen.

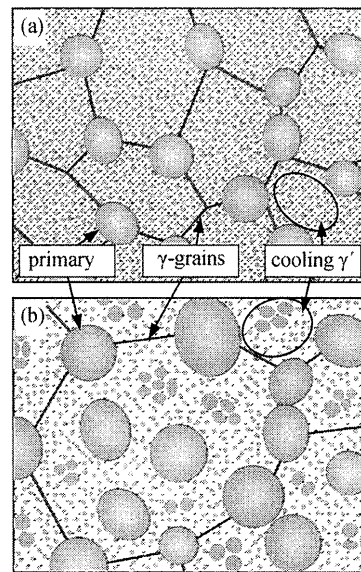


Fig. 8. Schematic illustration of microstructure; (a) AC and (b) 47°C/h specimens.

結晶粒内には 20-80 nm の微細な冷却 γ 粒子が観察された。一方、47 °C/h 冷却材では、結晶粒が不均一に成長し、平均粒径は空冷材のおよそ 2.5 倍であった。また、1 次 γ 粒子は空冷材に比べて粗大化していた。粒内組織について、Fig. 7 中の領域 A には空冷材と同様に微細な冷却 γ 粒子が析出していた。また、B で示すような大きな粒子が存在した。元素分析および回折像の結果から、この粒子は γ であると同定された。熱処理材の冷却 γ 粒径分布を Fig. 9 に示す。冷却 γ は、空冷材の粒径分布において 2 つのピークが存在するのに対し、47 °C/h 冷却材では 4 つのピークがみられ、分布も広がっていた。次に、47 °C/h 冷却材で観察された結晶粒成長挙動と小さい冷却速度の関係を調べた。結晶粒径および 1 次 γ 面積率と冷却速度の関係を Fig. 10 に示す。結晶粒径は、1100 °C 固溶化処理からの冷却速度が 93 °C/h より大きい条件では空冷材とほぼ同じであったが、93 °C/h より小さくなると急激に成長した。これにより、結晶粒成長が生じる臨界冷

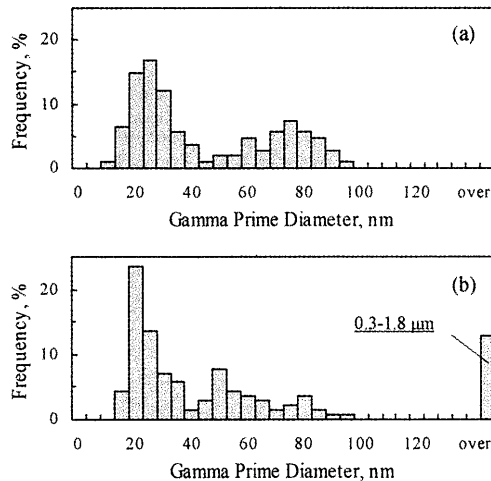


Fig. 9. Cooling γ' size distribution for different cooling rate samples; (a) AC and (b) 47°C/h specimens.

却速度は、47 °C/h-93 °C/h の間にあることが分かった。また、1次 γ' 粒子の面積率は冷却速度の低下に伴い連続的に増加した。

引張特性と冷却速度の関係をプロットした図を Fig. 11 に示す。ただし、水冷の冷却速度は計測できなかったため図の右端に表示した。耐力、引張強度とも冷却速度が大きくなるにつれてほぼべき乗則に従って増加していた。空冷と 200 °C/min 冷却材のマイクロ組織に大きな違いはなく、耐力、引張強度は近い値を示した。650 °C、650 MPa 条件下でのクリープ曲線を Fig. 12 に示す。室温の引張試験で最も高い強度を示したのは水冷材であったが、クリープでは空冷材と水冷材に大きな差はなかった。一方、冷却 γ' が粗大となった 25 °C/min 冷却材のクリープ寿命は短かった。クリープ挙動とマイクロ組織の関係を検討するため、試験中断材について、最大せん断応力面に沿って試料を切り出し TEM 観察を行った(Fig. 13)。空冷材、25 °C/min 冷却材ともに広い範囲で積層欠陥が観察された。空冷材では γ 、 γ' 両相を貫通する広い範囲の積層欠陥が観察されたのに対し、25 °C/min 冷却材ではほとんどの場合 γ' 粒子内のみに積層欠陥が見られた。

4. 考察

固溶化温度の上昇に伴う組織変化について検討する。固溶化温度 1010 °C 付近から旧結晶粒内に再結晶粒が観察された(Fig. 2b)。 γ' 粒子は、再結晶や粒成長の抑止力として働き、固溶に伴い γ' 体積率が減少し、抑止力が低下する⁹⁾。そのため、1010 °C 以上では再結晶粒界の移動を抑止する冷却 γ' の体積率が低下したため、再結晶粒が成長したと考え

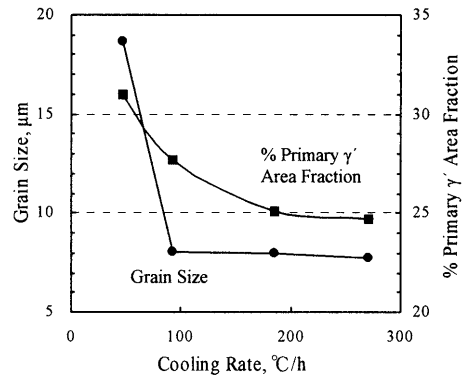


Fig. 10. Variation in γ -grain size and primary γ' area fraction with cooling rate from 1100°C.

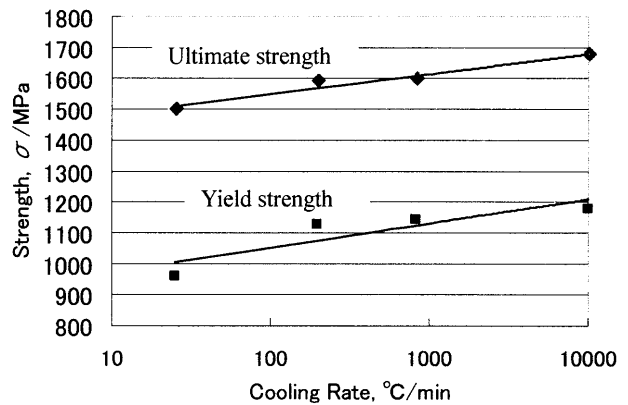


Fig. 11. Relationship of tensile properties and cooling rate.

られる。固溶化温度が高くなると、1次 γ' 率の減少に伴い結晶粒サイズが大きくなり、温度が 1160 °C 以上では冷却 γ' だけでなく粒界上の 1次 γ' 粒子も完全に固溶したため粒成長が急激に起こった。

クリープ抵抗における固溶化温度の影響を検討する。700 °C でのクリープ変形機構は応力指数から 1100 °C 固溶化材は低応力域(400-550 MPa)で粒界すべりが支配的であり、高応力域(550-700 MPa)で転位クリープが支配的であると考えられる。また、1150 °C 固溶化材においては全応力域で転位クリープが支配的な機構である。これは粗粒材では粒界面積が少ないため、粒界すべりが支配的となる領域が低応力側にシフトしたためと考えられる。それ故に、1150 °C 材は 1100 °C 材より低応力域において顕著に低いクリープ速度を示した。しかし、1150 °C 固溶化材の破断延性は小さく、そのため 1100 °C 固溶化材よりクリープ寿命は短かった。1150 °C 固溶化材は粒界破面を示したことから、粒界すべりによって粒界三重点に生成したくさび形き裂が起点となり粒界破壊したと考えられる。

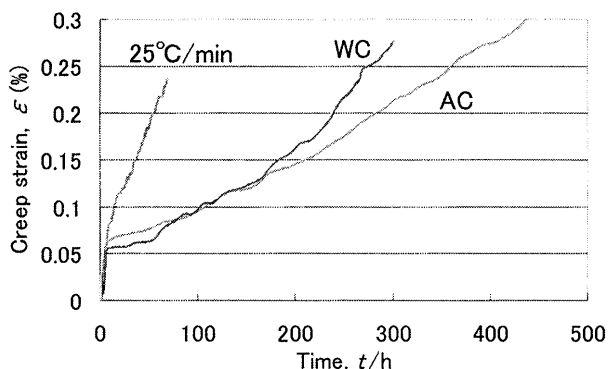


Fig. 12. Creep curves at 650°C under 700 MPa.

47 °C/h 冷却材は空冷材に比べ非常に低い耐力およびクリープ強度を示した(Fig. 6). Jackson らの U720Li の研究によると⁴⁾, 最大の強度を与える冷却 γ' 粒子の最適サイズが存在し, その値はおよそ 40 nm である. 47 °C/h 冷却材の冷却 γ' サイズは空冷材に比べ, 40 nm を越えて大きく粗大化していた(Fig. 9). さらに, Fig. 7 の結果から, 47 °C/h 冷却材の低い強度の組織因子は, 冷却 γ' 粒子の粗大化に加えて, 1 次 γ' 粒子の粗大化および結晶粒成長が考えられる.

冷却速度が大きい場合のクリープ抵抗について述べる. Fig. 13 の TEM 写真から分かるように空冷材と 25 °C/min 冷却材では, 変形メカニズムが異なっていた. この違いは, 冷却 γ' 粒子間隔の相違によるものであると考えられる. 25 °C/min 冷却材では冷却 γ' 粒子が粗大化していて, 粒子間の幅は広がっている. 粒子間隔から変形メカニズムが異なり, その結果, クリープ抵抗に差が生じたと考えられる. 25 °C/min 冷却材で観察された γ' 相内の積層欠陥形成メカニズムは Condat と Decamps⁷⁾ によって説明されている. 空冷材で観察された γ, γ' 両相を貫通する積層欠陥形成メカニズムについては, Decamps⁸⁾ によってモデルが提案されている. 空冷材で観察された γ, γ' 両相を貫通する積層欠陥は大きなエネルギーを持つ複雑な積層欠陥 CF(Complex Stacking Fault)を形成するため高いクリープ抵抗を示したと考えられる.

5. 結言

- (1) As-received 材において, 再結晶挙動から判断される冷却 γ' 析出物の固溶温度はおよそ 1050 °C である.
- (2) 固溶化処理温度が高くなるにつれて 1 次 γ' の減少と付随する結晶粒成長が起こる. 1150 °C 材は 1100 °C 材より高いクリープ抵抗を示すが, 破断延性は著しく低い.

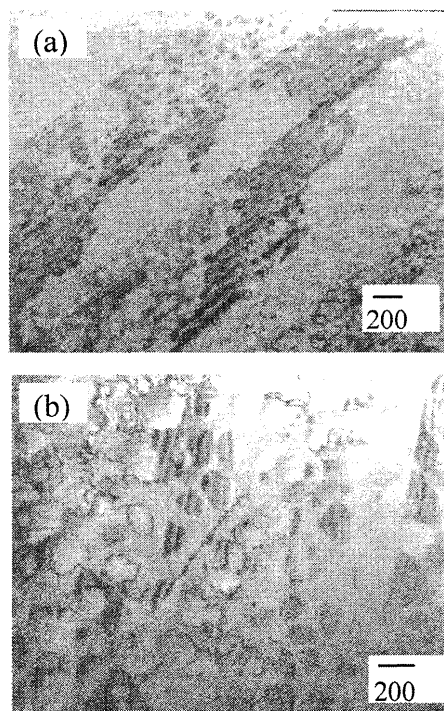


Fig. 13. Dislocation structures after 0.2% creep strain at 650°C and 700 MPa. (a) AC and (b) 25 °C/min specimens.

- (3) 冷却速度が小さくなると, 耐力とクリープ強度は結晶粒成長と γ' 相の粗大化により減少する.
- (4) 650°C において, 空冷材は 25 °C/min 冷却材よりも高いクリープ抵抗を示し, 異なる積層欠陥が観察された.

参考文献

- 1) H. Hattori and M. Takekawa: J. of Japan Soc. Heat Treatment 44 (2004) 209-215.
- 2) S. Takahashi, S. Nishikiori and T. Tanaka: Proceedings of the 123rd Committee on Heat-Resisting Metal and Alloy, Japan Society for Promotion Science 39 (1998) pp. 205-214
- 3) J. Mao, K.M. Chang, W. Yang, D.U. Furrer, K. Ray, S.P. Vaze, Mater. Sci. Eng. A332 (2002) pp. 318-329.
- 4) M.P. Jackson, R.C. Reed, Mater. Sci. Eng. A259 (1999) pp. 85-97.
- 5) B. Lindsley, X. Pierron, in Superalloys 2000, Eds. T.M. Pollock et al., TMS Warrendale, PA, 2000, pp. 59-68.
- 6) J. Mao, K.M. Chang, W. Yang, K. Ray, S.P. Vaze, D.U. Furrer, Metall. Trans. A, 32A (2001) pp. 2441-2452.
- 7) M. Condat, B. Decamps, "Shearing of γ' precipitates by a single $a/2\langle 110 \rangle$ matrix dislocation in a γ/γ' Ni-Based superalloy", Scripta Metallurgica, pp.607-612 (1987).
- 8) B. Decamps, J. M. Penisson, M. Condat, L. Guetaz, A. J. Morton, "High resolution imaging of shearing configurations of γ' precipitates in Ni-based superalloys", Scripta Metallurgica et Materialia, pp.1425-1430 (1994)

Ni-Co 基超耐熱合金 TMW2+4Co 製鍛造ディスクの 組織と機械的性質

*福田 正、谷 月峰、崔 傳勇、原田広史 (物材機構)

Microstructure and Mechanical Properties of the

New Ni-Co Based Superalloy TMW2+4Co Disk Forging

*Tadashi FUKUDA, Yuefeng GU, Chuanyong CUI and Hiroshi HARADA(NIMS)

ABSTRACT

The new Ni-Co base alloys (TMW alloys) have been developed, recently. The concept behind the alloy design is adding Co and Ti simultaneously to Alloy720Li expecting high microstructural stability and properties. One of a candidate alloy (TMW2+4Co) was processed to the real size pancake disk by cast and wrought method, and this alloy was found to have high processability and workability. This report describes the microstructure and the mechanical properties of the real size disk. TMW2+4Co showed high tensile, creep and low cycle fatigue properties which were equivalent or greater in some degree compared with Alloy720Li. Especially, the creep strength was high and the Larson-Miller plots showed this alloy had higher temperature capability than that of Alloy720Li by at least 10°C. From these results, TMW alloys are expected to be the next generation C&W alloys for turbine disks.

Key words: TMW alloy, cast and wrought, turbine disk, Alloy720Li, mechanical property

1. 背景

現在の航空機は飛行性能向上のみならず、石油資源の節約やCO₂削減といった環境的背景からも性能向上のために民間用、軍用ともにジェットエンジンの高性能化、とりわけ高温化が進められている。エンジン性能の指標として示されるタービン入口温度は年々上昇しており、1600°Cを超えるいくつかのエンジンも実用化段階に入ってきている。¹⁾

エンジンの高温化にとまない、使用される材料の耐用温度向上の研究も盛んに行われており、タービン動翼材に関しては(独)物質・材料研究機構 (以下、物材機構) の TMS 合金など世界をリードする合金が開発されている。²⁾しかし、ディスク合金に関しては同じくエンジンの重要部品でありながら国内での研究事例は少ない。

ディスク用合金は大きく鑄鍛造 (以下、C&W) 材と粉末冶金 (以下、P/M) 材に分けられる。C&W 合金はP/M合金に比べ製造プロセスが比較的単純でコストが安価でありまた、P/M合金の弱点である介在物混入のリスクを製錬により確実に低減できることから信頼性の面でメリットがある。しかし、高合金化による成分偏析や鍛造性の悪化が制約となり、既存最強のC&W合金である Alloy720Li 以降、これを上回る特性を有する新合金は現れていない。しかし近年、物材機

構では Alloy720Li に対し 50°Cの耐用温度向上という目標を掲げ、新 C&W 合金の開発をおこなっている。^{3,4)}本合金の特徴は、Alloy720Li に対し Co と Ti を同時に添加することで、組織安定性および加工性を維持しつつ高強度化を図っている点にあり、TMW2 や TMW4 など幾つかの合金で小型試験レベルではあるが Alloy720Li を大きく上回る特性が報告されている。さらに H17 年度には、NEDO の先導調査において候補合金である TMW2+4Co 合金製鍛造ディスクの C&W 法による実規模試作が行われ製造プロセスの実現性が確認された。⁵⁾本研究では、上記の実規模試作で作製したパンケーキディスクについて組織と特性を評価した結果を報告する。

2. パンケーキディスク試作

2.1 試作合金

試作合金である TMW2+4Co は、組織および特性において有望な TMW2 合金をベースとし、製造性を考慮してさらに4mass%のCoを添加した組成となっている。表1にTMW2+4Co合金の化学組成を示す。

Table1 Chemical composition of TMW2+4Co alloy . (VAR ingot)

Alloy		Ni	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	C	B	Zr
Alloy720Li		Bal.	15.0	16.0	3.0	1.3	2.5	5.0	0.03	0.018	0.03
TMW2+4Co	Nominal	Bal.	25.0	13.8	2.6	1.1	2.2	5.6	0.02	0.015	0.03
	Experimental	Bal.	24.6	13.7	2.6	1.0	2.3	5.5	0.03	0.017	0.03
			-26.9	-14.0		-1.1	-2.4	-5.8		-0.019	-0.04

2.2 ディスク製造プロセス

一連のディスク試作は三菱マテリアル（株）にて行なった。トリプルメルト法によりφ500mm、重量1.7トンのVARインゴットを作製しその後、分塊鍛造によりφ200mmのビレットとした。仕上鍛造はホットダイ鍛造とし加熱温度1100°Cでφ430mm×65mmHのパンケーキディスクを作製した。また、仕上鍛造後の熱処理はAlloy720Liに準じ下記条件にて実施した。

溶体化処理 : 1100°C×4h 油冷
 時効処理 : 650°C×24h 空冷
 +760°C×16h 空冷

一連のディスク製造プロセスにおいてTMW2+4Co合金はC&W法で製造可能なプロセス条件を有することが確認され、仕上げ鍛造においても鍛造割れを発生することなくディスク形状とすることが出来た。熱処理後、機械加工を施したφ400mm×50mmHのディスクを供試体とした(Fig.1)。

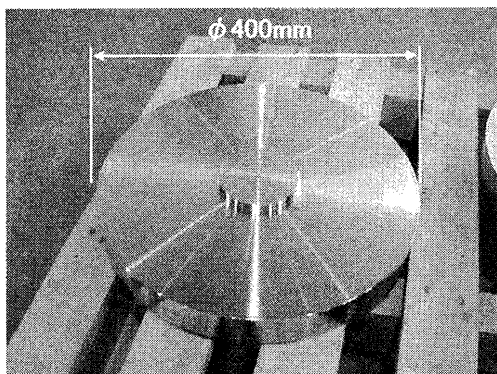


Fig.1 Appearance of a pancake disk.

3. 実験方法

3.1 ディスク内部の組織評価

特性評価位置を選定するため作製したパンケーキディスク内部のマイクロ組織を観察し平均結晶粒径および一次γ'相体積率を算出した。

3.2 特性評価

特性評価用の試験片は2.3の組織評価結果をもとに

選定した部位より円周方向に採取し、下記条件にて実施した。

引張試験はR.T.~750°Cの温度でASTM E8およびASTM E21に従い実施した。クリープ試験は試験温度725°C、初期負荷応力480, 630, 830Mpaとし一定荷重にて破断まで試験を行った。低サイクル疲労試験は試験温度400および650°C、全ひずみ範囲0.8~1.4%、応力比R=0とし、0.5Hzの三角波を用いひずみ制御にて試験を行った。試験片の破断あるいは30%の応力低下をもって試験終了とした。全ての試験は大気雰囲気中で実施した。

比較合金はAlloy720Liと同じ実規模レベルかつサブソルバスでの熱処理が施された鍛造体に関する文献報告データを用いた^{6,7)}。

4. 結果および考察

4.1 ディスク内部のマイクロ組織

Fig.2にパンケーキディスク内部の平均結晶粒径および一次γ'相体積率を示す。ディスク内組織に大きな変化は見られないが、厳密には外周部から中心部にかけて一次γ'相体積率が減少し結晶粒径は大きくなる傾向にある。この組織傾向は、仕上鍛造中の加工発熱によりディスク中心付近が高温となり、それにとともに再結晶粒の粗大化が起こったためであると推察される。特に一次γ'相量は析出強化への寄与が大きい二次・三次γ'相量と相反関係にあることから特性に大きな影響をおよぼすと考えられる。そこで結晶組織、一次γ'相形態がほぼ同等と見られるディスク外周から100mm位置までを特性評価対象領域として選定し試験片素材を採取した。

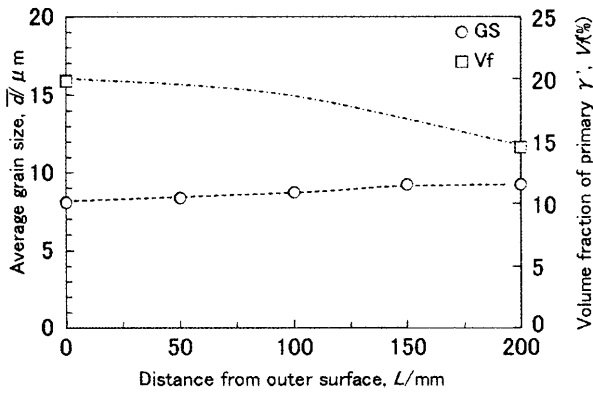


Fig.2 Relations between the positions within the disk and the microstructure (Grain size and Vf).

4.2 引張特性

Fig.3 に引張試験結果を示す。引張強さは室温から 650°Cまでは約 1640MPa から 1390MPa まで緩やかに低下し 700°C以上では 1100MPa 以下となる。一方で 0.2% 耐力は 725°Cまでは室温に比べて 10%程度の低下に納まっている。Alloy720Li の文献値と比べると、TMW2+4Co の引張特性はほぼ同等である。

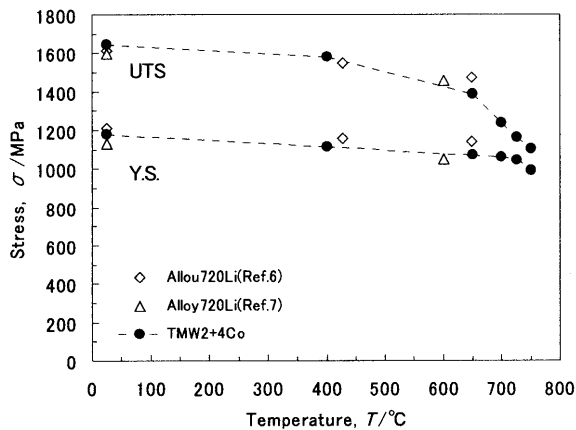


Fig.3 Tensile test results.

4.3 クリープ特性

Fig.4 に 725°Cにおけるクリープ試験結果を Larson-Miller Parameter で整理し応力に対してプロットしたグラフを示す。TMW2+4Co は特に 700MPa 以下の応力で 0.2%クリープ強度、ラプチャー強度ともに Alloy720Li よりも良い特性を示しており、同じ応力条件下での耐用温度には 10°C以上の向上が見られる。

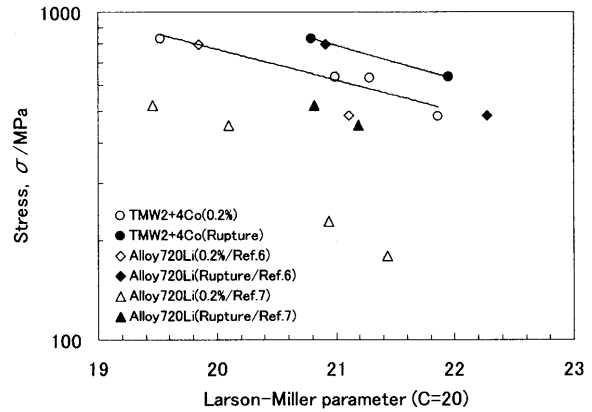


Fig.4 Creep properties for TMW2+4Co alloy by the Larson-Miller plots.

4.4 疲労特性

Fig.5 および 6 にそれぞれ 400°Cおよび 650°Cにおける低サイクル疲労試験結果を示す。400°Cおよび 650°Cにおける破断サイクル数は全ひずみ範囲 1.0%で約 20000 および約 10000 サイクル、0.8%では約 70000 および約 60000 サイクルである。同じ条件での比較データは無いが、TMW2+4Co の低サイクル疲労特性は通常のディスク合金とおおよそ同等でありディスク合金としての使用に十分耐え得るものと考えられる。

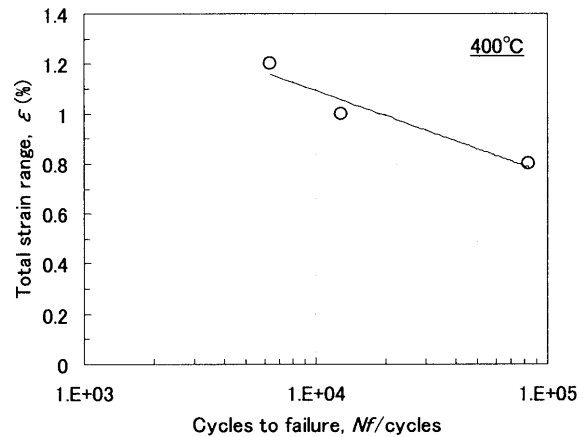


Fig.5 LCF properties at 400°C.

以上の結果から、C&W 法により作製した TMW2+4Co 合金ディスクはタービンディスクとして適した微細均一な結晶組織を有し、その特性は Alloy720Li に比べて同等以上であり、特にクリープ特性については 10°C以上の耐用温度向上が期待できることが分かった。今後、微量成分 (C, B, Zr など) の調整や熱処理条件の最適化により更に特性を向上させることが可能であろうと期待される。

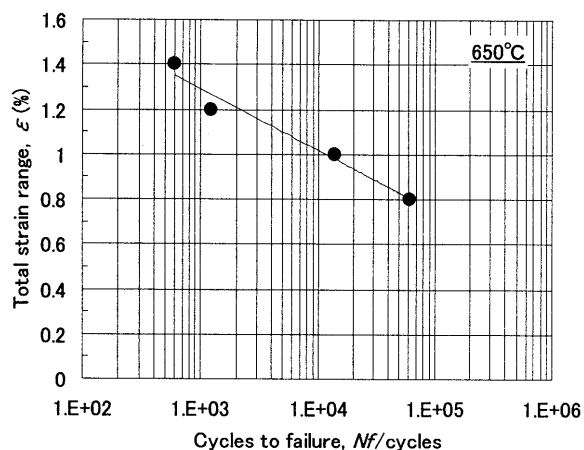


Fig.6 LCF properties at 650°C.

pp.785-794.

- 7) M.P.Jackson and R.C.Reed, Mater. Sci.&Eng., A259, (1999), pp.85-97.

5. 結言

TMW2+4Co 製鍛造ディスクの組織と特性を調べた結果、以下の結論を得た。

- ・ 試作パンケーキディスクはタービンディスクとして適した微細均一な結晶組織を有する。
- ・ TMW2+4Co 合金は Alloy720Li に比べて同等以上の引張および低サイクル疲労特性を有する。
- ・ TMW2+4Co のクリープ特性は Alloy720Li に比べて優れており、少なくとも 10°C 以上の耐用温度向上が期待できる。

謝辞

本研究は(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO)「平成 17 年度 高温タービンディスク先導調査」にて作製した鍛造ディスクに対して実施したものであることをここに記します。

また、研究にあたり貴重な御助言を頂きました三菱マテリアル(株) 三橋章氏、加藤公明氏ならびに(独)物質・材料研究機構 藤岡順三氏に深く感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 吉田豊明, 日本ガスタービン学会誌, v35, n3, (2007), pp.132-133.
- 2) 原田ほか, 日本ガスタービン学会誌, v34, n3, (2006), pp.192-198.
- 3) C.Y.Cui, Y.F.Gu, H.Harada, D.H.Ping and A.Sato, Metall.Mater.&Trans.A, 37A, (2006), pp.3183-3190.
- 4) Y.F.Gu, H.Harada, C.Y.Cui, D.H.Ping, A.Sato and J.Fujioka, Scripta Materialia, 55, (2006), pp.815-818.
- 5) 福田ほか, 日本ガスタービン学会誌, v35, n4, (2007), pp.275-279.
- 6) S.K.Jain, B.A.Ewing and C.A.Yin, Superalloys 2000, (2000),

ガスタービン高温部品の保守計画作成支援システムの開発

*藤井 智晴（電中研），藤岡 照高（電中研）

Development of Gas Turbine Hot Gas Path Parts Maintenance Planning Support System

*Tomoharu FUJII (CRIEPI) and Terutaka FUJIOKA (CRIEPI)

ABSTRACT

Since the hot gas path parts such as combustors, blades, and vanes positioned in the hot gas path are subjected to extremely severe working conditions, the parts must be inspected and repaired at relatively short intervals. Therefore, it is essential to reduce the maintenance costs for economic reasons. Furthermore, since the hot gas path parts have cooling structures with advanced design and coated with various types of coatings, the prices of parts are usually very high. Therefore, using the parts efficiently and implementing to extend the service life of the parts are needed to significantly reduce the maintenance costs. In such a situation, a platform free system of “Gas Turbine Hot Gas Path Parts Maintenance Planning Support System” has been developed. This system can be used to decrease parts disposal loss by optimizing parts rotation plans.

Key words: Hot gas path parts, Maintenance planning, Planning optimization

1. はじめに

発電用大型ガスタービンの燃焼器や動静翼といった高温部品は、高温の厳しい使用環境のため、定期点検等において、計画的な検査、補修、交換等の保守が行われている。膨大な部品点数に対するこの保守計画作成には多大な労力が必要であり、その計画の良否によって保守コストが左右されるため、熟練も要する。本報では、保守計画の手動、自動作成を支援するとともに部品の在庫管理、寿命管理を効率的に行い得る支援システムの開発について述べる。

2. 高温部品の保守計画

高温部品には、き裂、減肉、コーティングはく離等の各種損傷が高頻度に発生するため、定期的に各種の点検・検査・補修などの保守が実施されている。また、高温部品には、複雑な内部冷却構造や耐熱・耐食コーティング等の高度な技術が用いられているため、その補修には数ヶ月を要する場合もある。このため、大型ガスタービン複合発電設備を有する発電所では、数台のガスタービンユニットとともに、通常、部品種類毎に数セットの予備品を保有し、ローテーションによる部品運用が行われている。これにより、部品の点検や補修に必要な期間を別途確保することが可能になり、点検期間の短縮を図る事が可能となる。

また、高温部品のもう一つの側面として、部品単価が高く、かつ使用限界の目安としての管理寿

命が設定されているため、部品をできる限り管理寿命近くまで使用することが望まれる。しかし、高温部品は、一度ガスタービンに組み込まれると、通常は、次の点検までの1、2年間連続して装着された状態となるため、組み込みの段階で最低でも1年分の余寿命（管理寿命から運転履歴を差し引いた残寿命）を持たなければ使用が困難である。つまり、中途半端な余寿命を持つ部品は、寿命を余した状態でそれ以上の使用がなされない。このような事態を防ぐために、個々の部品を管理寿命近くまで使用する巧みな部品ローテーション計画が必要であり、この結果として、部品コストの低減を図ることができる。

さらに、部品ローテーション計画の作成においては、様々な制約事項を考慮する必要がある。例えば、個々のガスタービンユニットの運転計画および点検計画、個々の部品の管理寿命および余寿命、補修に必要な期間、予備品セットの数等である。これらの制約事項を考慮しつつ、膨大な点数の高温部品を管理寿命まで効率的に使い切る計画を作成することは非常に困難である。現状では、このローテーション計画は、保守担当者の手作業で作成されている場合が多く、多大な労力が必要であった¹⁾。このような背景のもと、筆者らは保守担当者のローテーション計画の作成を支援するシステムの開発に着手した^{2), 3)}。

3. 保守計画作成支援システムの開発

3.1 開発コンセプト

本システムの開発は、次のコンセプトのもとに実施した。まず、①使用者が設定した種々の制約事項に従って自動でローテーション計画の作成が可能な機能を持つこと。次に、②作成した計画に対する各種コストの試算機能により、計画の良否に対する使用者の判断を支援する機能を持つこと、である。

また、本システムは、自由度を高めるために、次のような特徴を持っている。まず、プログラミングは Java により行うことで、使用者のコンピュータの OS 依存性を軽減するとともに、各機能をモジュールプログラムとすることで、各使用者のニーズに沿った機能の追加や削除を容易にした。また、データの取扱いについては、フリーソフトである PostgreSQL によるデータベース方式かテキストファイルによる方式を選択できるようにした。さらに、システムの構成としては、ネットワーク方式とスタンドアロン方式の 2 通りがあり、使用者がその使用環境によって選択できるようにした。例えば、複数の発電所で同型式ガスタービンを保有している場合には、ネットワーク方式を採用することで、発電所間で部品を共有する事も可能となる。

3.2 部品ローテーション計画図の構成

Fig.1 に部品ローテーション計画図の例を示す。

ローテーション計画図は、横軸に年度、縦軸に各ユニット名および予備品セット名が並んだ構成となっている。高温部品は、その管理を容易にするために、部品種類毎にガスタービン 1 台分の部品数を 1 セットとしたグループ管理が行われる場合が多い。その場合、それぞれの部品グループには個別の部品グループ名が付けられており、この部品グループ単位で、部品ローテーションや寿命管理が行われている。ローテーション計画図中のカラーバーは、各部品グループの使用期間の長さを表しており、カラーバー上には、その部品グループの累積等価運転時間、余寿命、グループ名等の部品情報を表示することができる。横軸上のカラーバーとカラーバーの間の空白は、それぞれのユニットに対する点検期間の長さを示している。点検時にユニットから取り外された部品グループは、ローテーション計画図の下方に表示される予備品セットと交換されて予備品となり、この予備品としての期間に補修されることになる。個々の部品グループは、管理寿命に到達するまでユニットへの取り付け、取り外し、予備品のサイクルを繰り返す。管理寿命近くまで使用された部品グループは、使用されなくなり、ローテーション計画図から姿を消すと同時に、次の新しい部品グループが購入され、ローテーション計画図に表示されることになる。

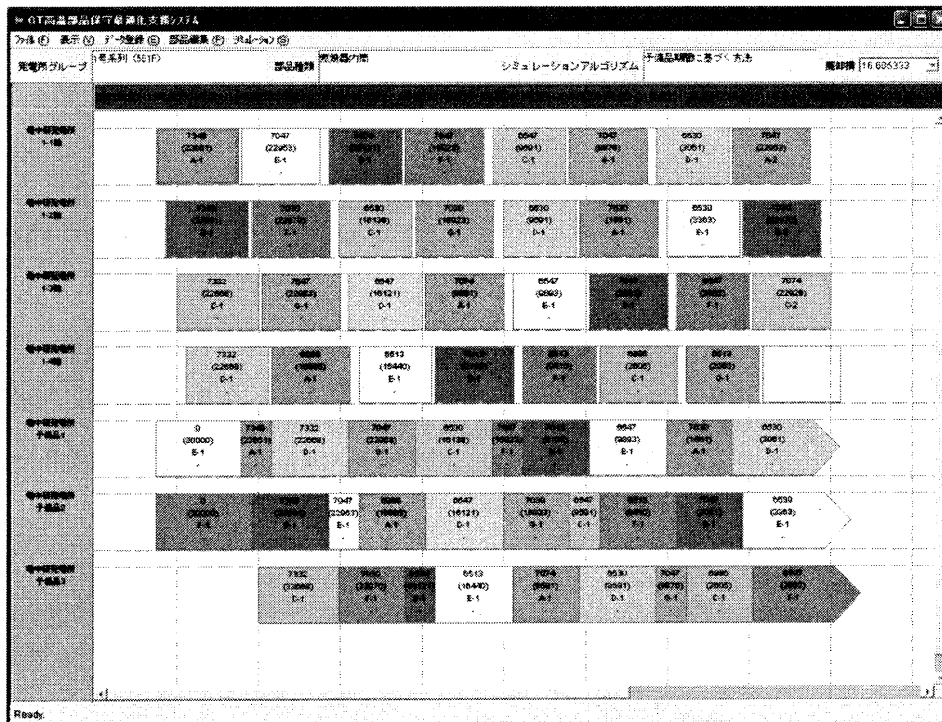


Fig.1 部品ローテーション計画図の一例

3.3 ローテーション計画の自動作成支援機能

Fig.2 にローテーション計画作成のフローを示す。本システムでは、各ユニットに対して最低1回分の実績値(1つ分のカラーバーに相当)が登録された状態から、将来のローテーション計画を自動作成することができる。ローテーション計画の自動作成に最低限必要なデータは、各ユニットの将来数年分の点検計画(定期点検、燃焼器点検等)および運用計画(運転時間、起動回数、等価運転時間等)のみである。ローテーション計画の作成においては、式(1)で定義される部品廃却損が計算される。

部品廃却損 = \sum (廃却時の余寿命/管理寿命) × 部品の価格・・・(1)

この部品廃却損が小さいほど、部品を管理寿命近くまで効率的に使用している事となり、作成した計画の良否を判断する1つの指標とすることができる。

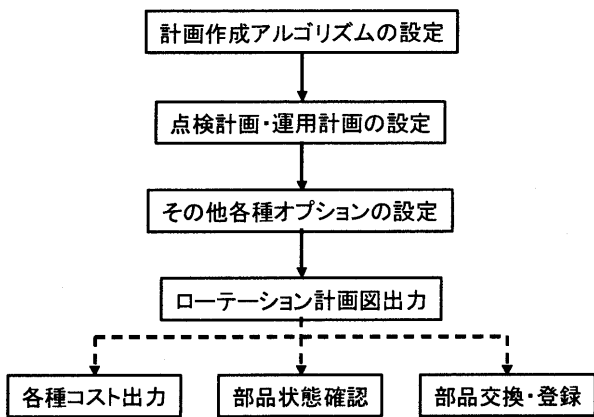


Fig.2 自動ローテーション計画作成のフロー

自動でローテーション計画を作成する場合のアルゴリズムとして、使用者は次の4通りの方法から選択することができる。

- ① 予備品セットが複数ある場合に、待機時間が長い予備品セットから優先して使用していく方法
- ② 同様に、余寿命が短い予備品セットから優先して使用していく方法
- ③ 管理寿命に到達するまで同じ部品グループを同じユニットで連続して使用していく方法
- ④ 最適手法の1つである遺伝的アルゴリズム⁴⁾により部品グループ内の部品の組み合わせを決定する方法

上記①~③の方法は、実際の発電所でもよく採用されている方法である。なお、③の方法は、部品の補修に要する期間が短く、ガスタービンの点

検期間内に部品補修が完了する場合や、予備品セットを全く保有しない場合に使用される方法である。さらに、使用者が独自の方法を使用したい場合には、別途プログラミングを行った外部プログラムとして、そのアルゴリズムを導入することも可能である。

計画作成アルゴリズム以外にも、自動ローテーション計画作成においては、様々なオプションを設定することができる。Table 1 に各オプションの機能概要について示す。オプションの中で、部品リグルーピングとは、設定した期間毎に部品グループを構成する部品の組み合わせを変更し、部品グループ内の部品余寿命をある程度揃えることで使用しやすい部品グループを作る機能である。つまり、部品グループとしての余寿命は、その部品グループを構成する部品の中で、最も少ない余寿命を持つ部品に依存してしまう。このため、部品グループを構成する部品の余寿命の平均化を図っている。この場合に注意が必要なことは、同じ部品グループの中でも、例えば、燃焼器内筒の場合には、点火栓や火炎検知器を取り付ける位置の部品は特殊な形状をしており、他の部品とは互換性がない場合がある。このため、リグルーピングにおいては、互換性のある部品同士でのみ交換を可能としている。この概念を Fig.3 に示す。

Table 1 オプションの機能一覧

項目	概要
計画作成アルゴリズム	・部品ローテーション計画を作成するアルゴリズムを設定
運転計画	・ローテーション計画を作成する年数を設定 ・将来の運転計画を設定
コスト	・将来的な部品購入費用と補修費用の増減を設定 ・発電所間の部品輸送費用を設定
部品リグルーピング	・設定した期間毎に余寿命の近い部品同士で部品グループを再構成 ・予め取り付け位置が決まっている特殊形状部品を設定
部品購入計画	・将来的な部品購入計画を設定
部品着脱条件	・部品交換が行われる点検種別を設定
部品取り付けユニット	・部品が取り付け可能なユニットを設定
寿命設定	・補修の前後で部品の寿命が変更される場合に設定

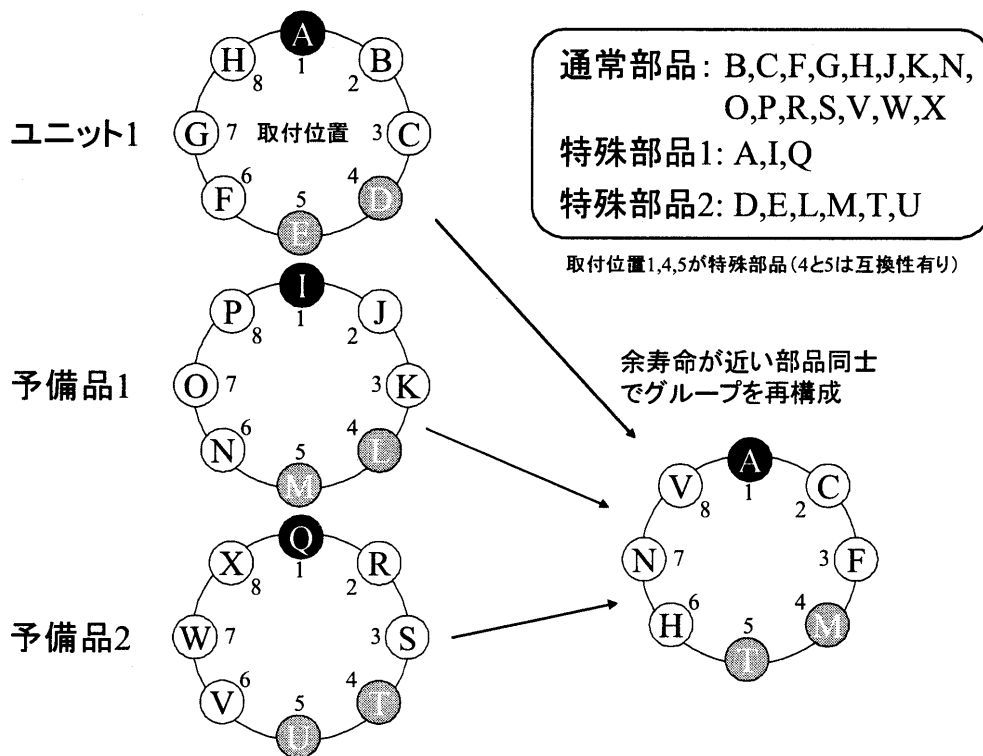


Fig.3 部品リグルーピングの概念

また、作成された計画に対しては、Fig.4 に示すように、補修費用と部品費用を計算して表示することができる。これらのコスト計算結果は、前述した部品廃却損と併せて、計画の良否を判断する基準とすることができる。

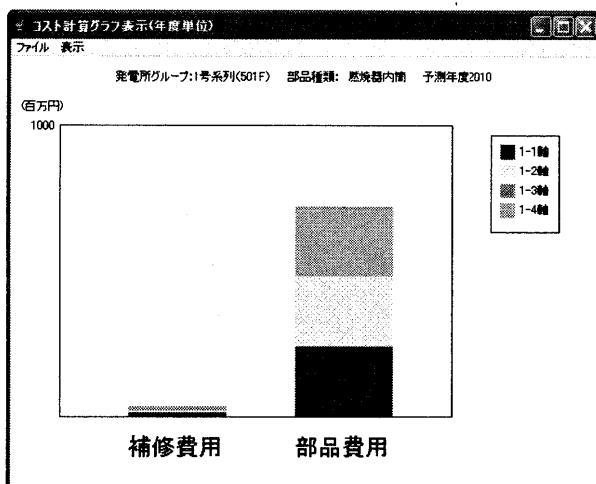


Fig.4 コスト計算結果の一例

3.4 ローテーション計画の手動作成支援機能

前述のように、実際のローテーション計画の作成においては、様々な制約事項を考慮しなければ

ならないため、全ての場合において、自動的に満足な計画が作成できるとは限らない。また、品質管理等の事情から、部品抜き取りによる強度試験が行われることもある。このため、自動作成した計画に対して、任意の箇所を手動で修正できるようにした。また、この手動作成支援機能により、全く自動作成機能を用いずに、手動のみで全ての計画を作成することも可能である。Fig.5 に手動による計画変更手順の一例を示す。手動作成時には、その時点で交換可能な部品グループ候補を自動的に検索して、手動でのローテーション計画作成を支援する事ができる。

3.5 部品管理機能

前述のように、部品は管理を容易にするためグループ単位で管理される場合が多いが、グループ内の個々の部品に着目すると、それぞれの部品の損傷状況は必ずしも一致していない。つまり、同じガスタービンに取り付けられた部品であっても、損傷の程度により補修方法や補修に要する時間が異なる場合がある。このため、部品グループを構成する部品の組み合わせが、初期状態から変わり、グループ内の部品の余寿命にズレが生じることになる。このため、本システムでは、より細かな部品管理に対応できるように、個別部品単位で部品管理を行えるようにした。

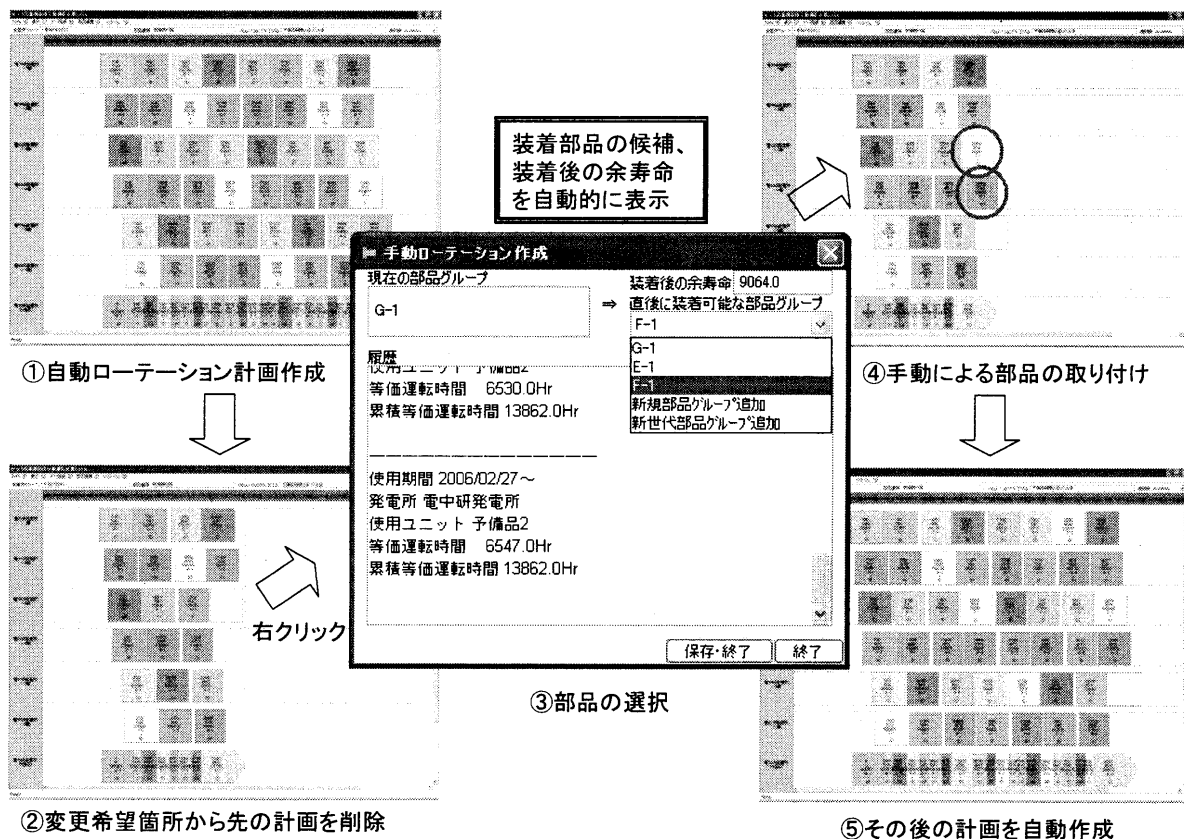


Fig.5 手動ローテーション計画作成の手順の一例

本システムで個別の部品に対して設定可能な管理情報を Table 2 に示す。例えば、同じ種類の部品であっても、仕様番号を使い分けることにより、管理寿命、等価運転時間計算式、取り付け位置等を個別に設定する事が可能となる。また、部品の寿命管理方法としては、高温部品に一般的に用いられている等価運転時間方式以外にも、運転時間、起動回数、補修回数による管理が可能であり、それぞれの制限値を設定しておくことが可能である。さらに、自動または手動ローテーション計画作成時には、これらの管理情報を部品毎に考慮する事ができる。

例として、Fig.6 に燃焼器内筒、Fig.7 に初段動翼の部品管理画面の例を示す。この画面は、ローテーション計画図上で部品グループを示す任意のカラーバーを選択することで表示される。この画面では、部品グループ内の個別部品に対する取り付け位置、シリアル番号、仕様番号、累積等価運転時間、管理寿命、余寿命、その時点で廃棄された場合の部品廃却損、補修回数等が表示される。また、部品グループ内の部品は、他の部品グループの構成部品や別途登録された個別部品と任意に交換することが可能である。

また、Fig.8 に示すような部品グループ単位の状態を確認する画面の他、部品および部品グループの新規登録画面、部品の検索画面、部品購入時期の確認画面等も用意されており、部品管理における使用者の利便性の向上を図っている。

Table 2 設定可能な部品管理情報

管理情報	項目
仕様情報	仕様番号
	仕様名称
	材質
コスト情報	購入費用
	補修費用
補修情報	補修に必要な期間
	補修時期
	補修判定値
寿命管理情報	管理寿命
	寿命管理方法
	等価運転時間計算式
	補修回数の制限値
その他	取り付け位置
	購入手配期間

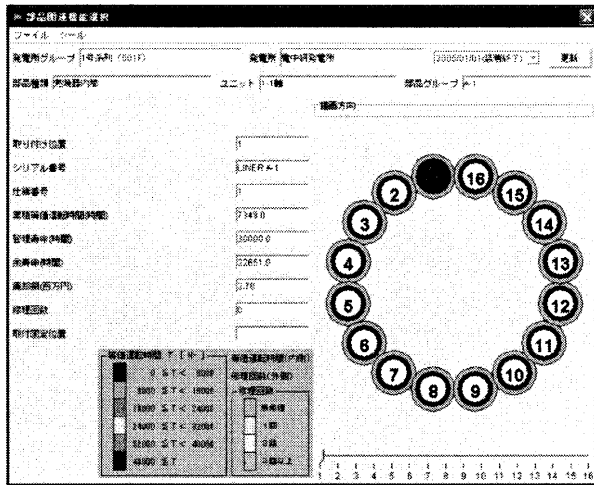


Fig.6 燃焼器内筒の部品管理画面

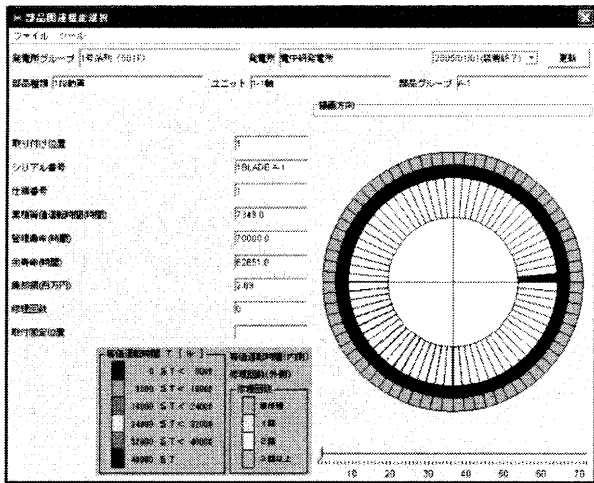


Fig.7 初段動翼の部品管理画面

部品グループ	管理番号	燃焼器回転時間	片数	廃却種	状態種別	備注
B-1	34,000	27,900	6,944	14,207	貯蔵品	使用期間 2012/07/10~
B-2	31,000	13,077	13,900	46,263	廃棄	発電所 竜中発電所
S-1	34,000	28,806	5,908	13,189	貯蔵品	使用ユニット 1-1 輪
S-2	31,000	13,100	17,940	46,267	廃棄	燃焼器回転時間 7547 Dth
S-3	34,000	27,906	5,908	14,196	貯蔵品	燃焼器回転時間 26696 Dth
S-4	31,000	13,066	17,448	46,266	廃棄	
E-1	34,000	27,110	5,906	16,211	貯蔵品	
E-2	31,000	7,074	29,906	61,748	予備品	使用期間 2012/07/10~2012/12/01
F-1	38,000	30,800	1,367	3,125	予備品	使用ユニット 実験
F-2	30,000	27,000	11,970	28,875	予備品	燃焼器回転時間 6647 Dth 燃焼器回転時間 33613 Dth

Fig.8 部品グループの管理画面

4. おわりに

ガスタービン高温部品のローテーション計画の作成を支援するシステムを開発した。本システムにより、部品の効率的な運用や、部品管理を容易に行うことが可能となり、保守コストの低減や保守業務に関わる労力の低減を実現することが可能

になると考えられる。

なお、本システムは、現在、実発電所において実務評価を実施中である。

参考文献

- 1) 小池高雄, 岩狭幸男: ガスタービン保守管理支援システム, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 29, No. 5, (2001).
- 2) 藤井智晴, 藤岡照高, 所健一, 高橋毅, 森永雅彦, 高橋俊彦: ガスタービン高温部品管理支援システムの開発, 電力中央研究所報告, W02014, (2004).
- 3) 所健一, 藤井智晴, 藤岡照高, 森永雅彦, 高橋俊彦: ガスタービン高温部品管理支援システムの開発, 電力中央研究所報告, R03012, (2004).
- 4) 黒田充, 村松健児: 経営科学のニューフロンティア 11 生産スケジューリング, 朝倉書店, (2002).

主流乱れを伴う低圧タービン翼流れにおける剥離泡のLES

* 山田和豊 (岩手大工), 船崎健一 (岩手大工), 千葉康弘 (岩手大院)

Large-Eddy Simulation of Separation Bubble in a Low Pressure Turbine Airfoil with Free-Stream Turbulence

*Kazutoyo YAMADA(Iwate Univ.), Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.) and Yasuhiro CHIBA(Iwate Univ.)

ABSTRACT

In this paper, LES has been performed to simulate a flow in the T106 LP turbine cascade. A free-stream turbulence was introduced in the calculation to investigate its effects on the transition process of a separated shear layer in the turbine. The computational results are compared with the experiment in terms of characteristics of a laminar separation bubble on the blade suction surface. The simulations have predicted delayed transition in the separated shear layer and overestimated the size of the separation bubble. The simulations showed that Kelvin-Helmholtz instability is a trigger to the roll up of the separated shear layer and the free-stream turbulence accelerates the transition in the separated shear layer.

Key words: Low-Pressure Turbine, Laminar Separation Bubble, Transition, LES, Free-stream Turbulence

1. 緒言

近年, 航空用ガスタービンエンジンでは, エンジン重量の軽量化を目的として低圧タービンの高負荷化に関する研究が多くなされている. 低圧タービンの高負荷化の実現は, タービンの翼枚数削減によってエンジン重量を軽量化できるばかりでなく, 製造コストやメンテナンスコストを低減できる.

低圧タービンでは, 流れ場に及ぼす低レイノルズ数効果が重要となる. 高高度を巡航する航空機では, タービン翼列内のレイノルズ数は離陸時に比べ半分以下になるといわれる. また, エンジンの小型化は, 必然的にタービンサイズの縮小を伴うため, レイノルズ数の低下をもたらす. このような低レイノルズ数の条件下では, タービン翼負圧面上の境界層は, 層流境界層となり剥離を生じやすい. 境界層が層流剥離した場合でも, 乱流へ遷移して翼後縁までに再付着し層流剥離泡が形成されるが, レイノルズ数の低下もしくは翼の高負荷化が更に進めば, 剥離泡は”burst”してタービン性能が著しく低下することになる. したがって, 層流剥離泡は低圧タービンの設計および高負荷化において非常に重要な流動現象である. 今, 低圧タービン負圧面上に発生する層流剥離泡に関して, 主流乱れの効果や上流翼列からの後流通過による非定常効果が実験的・数値的に調査されている [1, 2, 3].

これまで低圧タービン流れの予測にはRANS解析が行われてきた. しかし, 低圧タービン流れは剥離や遷移を伴うため, 予測精度に問題があった. このため, 遷移モデルを導入したRANS解析 [4] も試みられているが, 最近では, 計算機の発達に伴ってモデルの影響が小さいLESによる非定常乱流解析が実施されるようになってきた [5, 6]. 層流剥離泡における剥離遷移過程の非定常性をRANSで再現することは難しいためである. また, ガスタービンエンジン内の翼列で発達する境界層は, 一般に圧力勾配の影響を受けるばかりでなく, 大規模渦流れ構造との干渉や, 後流干渉・ポテンシャル干渉による非定常流れの影響を受けるため, 非常に複雑な非定常の乱流場を解析する必要があるためといえる.

本研究では, 剥離を伴う低圧タービン翼列流れに対して, LES解析を実施し, 流れ場の予測および計算結果の妥当性を検証した. また, 剥離遷移過程について詳細に調査するとともに, 剥離に及ぼす主流乱れの効果について考察した.

2. 解析対象

解析対象はT106A低圧タービンとした [7]. T106A低圧タービン翼列の諸元を表1に示す. このタービンでは, レイノルズ数および主流乱れを換えた試験が行われ, 翼面圧力分布, 負圧面境界層の速度およびレイノルズ応力の分布が計測されている. 本研究

Table 1 Specification of T106A cascade

Chord	198[mm]
Axial chord	170[mm]
Blade stagger	30.7[deg]
Pitch	158[mm]
Suction surface length	264.7[mm]
Pressure surface length	230.0[mm]
Inlet flow angle	37.7[deg]
Design exit flow angle	63.2[deg]

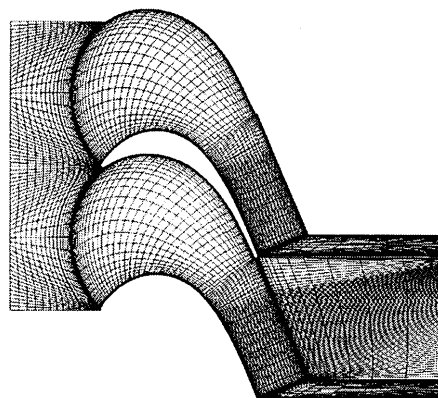


Fig. 1 Computational grid (every 5 lines are shown)

では、出口流速と翼コード長で定義されるレイノルズ数が 1.6×10^5 の条件について計算を実施した。

3. 解析手法

3.1. 数値計算手法

本研究では、三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を支配方程式とした。本スキームでは、時間方向には非粘性流束および粘性流束のすべてを陰的に離散化し、空間方向には六面体の計算セルを用いた cell-centered 法による有限体積法に基づいて離散化した。LES では、風上差分に伴う数値粘性の影響を避けるため、4次精度のコンパクト補間スキーム [10, 11] を用いて非粘性流束を評価した。

$$\frac{1}{4}f_{i-\frac{1}{2}} + f_{i+\frac{1}{2}} + \frac{1}{4}f_{i+\frac{3}{2}} = \frac{3}{4}(f_i + f_{i+1}) \quad (1)$$

ここで、 f は任意のスカラー量である。本研究では、保存量について上式を適用した。本スキームは、有限体積法に基づいて離散化されているため空間精度は2次精度となるが、打ち切り誤差は陽的なスキームに比べ小さくなる。なお、中心差分に伴う数値振動を除去するために、10次精度のフィルタリング [12] を適用した。粘性流束は中心差分的に評価された。線形化されて得られた連立一次方程式は、近似因子化法によらず、Gauss-Seidel 形の点緩和法により解かれた [13]。その際、各時間ステップでニュートン反復を実行し、線形化および点緩和に伴う誤差を除去した。時間精度は最大2次精度である。また、タービンの軸コード長と翼列上流の音速からなる無次元時間刻みを 1.0×10^{-3} として計算した。このとき、クーラン数は3程度であった。SGS モデルには、Smagorinsky モデルを用い、Van Driest 型壁面減衰関数を導入した。

比較のために、RANS による定常解析が実施された。RANS 解析では、非粘性流束は MUSCL 法で高精度化された SHUS によって評価された [14]。乱流モデルには、低レイノルズ数型 $k-\omega$ 乱流モデルを

採用した [9]。

3.2. 計算格子

計算格子は、Pointwise 社の Gridgen および ANSYS TurboGrid を用いて作成した。図1に計算格子を示す。使用した格子は、H型構造格子で作成された。流入境界および流出境界をそれぞれ翼前縁および後縁から軸コードの0.5倍、1.2倍だけ離れた位置に設置した。スパン長は、軸コードの1/10とした。格子は、流れ方向に翼負圧面側で677セル、ピッチ方向に179セル、スパン方向に39セルを設定した。なお、剥離泡が形成される負圧面長さ60%から翼後縁にかけて流れ方向に440セルが設けられ、境界層内には50セルが含まれる。このとき、格子解像度は壁座標で流れ方向11、スパン方向18程度である。また、壁面上の最小格子幅は $y^+ < 1$ を満足するように設定された。セル総数は約800万セルであった。

RANS 解析には解像度の粗い格子が使用された。翼面上で格子直交性をよくするためにO型構造格子が生成された。流入境界および流出境界はそれぞれ翼前縁および後縁から軸コードだけ離れた位置に設置された。スパン長は、LES 解析に使用した格子と同様に軸コードの1/10とした。格子は、負圧面上に90セル、ピッチ方向に90セル、スパン方向に19セルを設定した。セル総数は約17万セルであった。壁面上の最小格子幅は $y^+ < 1$ を満足するように設定され、格子幅の拡大率は1.2とした。

3.3. 境界条件

本計算コードでは、境界の外側に仮想セルが設けられており、その仮想セルに境界条件に対応した物理量が与えられた。流入境界に接する仮想セルには、翼列上流の全圧、全温および速度から計算される物理量を与えた。流出境界に接する仮想セルには、境界に隣接する内部セルの物理量を外挿して与えるが、既

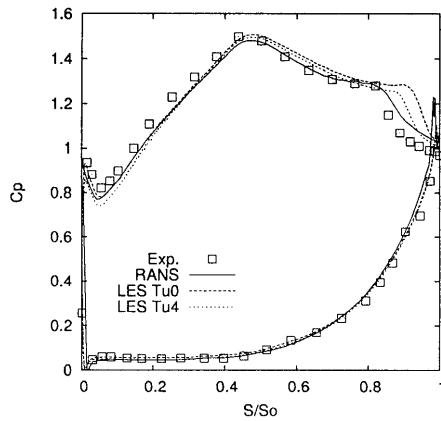


Fig. 2 Pressure coefficient distribution around the blade

定された全流量になるように速度の大きさを拡大縮小した。境界での流束は、境界に隣接する仮想セルと内部セルのリーマン不変量を用いて計算される物理量から評価された。なお、スパン方向、ピッチ方向は周期境界とし、翼面は断熱滑りなし境界とした。

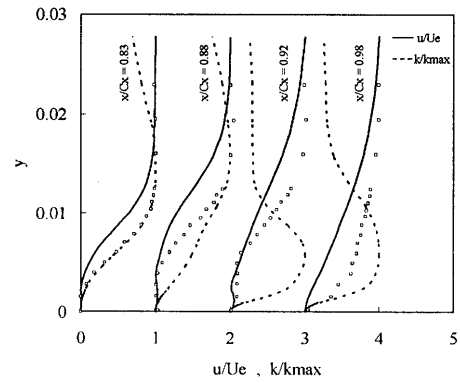
主流乱れを生成には、SNGR(Stochastic Noise Generation and Radiation) 法に用いられる Bechara らが提案した方法を使用した [8]。この方法では、ランダムフーリエモードを用いて、瞬時の乱流速度場が次のように求められる。

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = 2 \sum_{n=1}^N \hat{u}_n \cos(\mathbf{k}_n \mathbf{x} + \Psi_n) \sigma_n \quad (2)$$

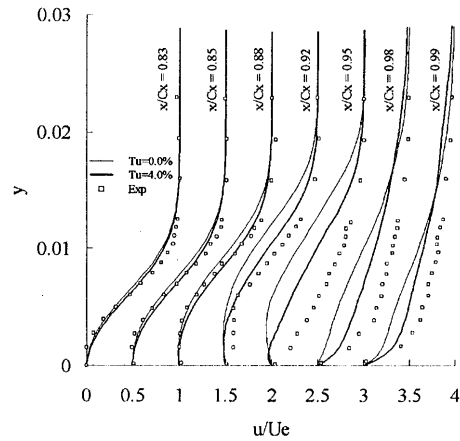
ここで、 \hat{u}_n は振幅、 \mathbf{k}_n は波数ベクトル、 Ψ_n は位相、 σ_n は方向を表す。波数ベクトル \mathbf{k}_n の向きおよび位相 Ψ_n は乱数を用いて決定された。 σ_n は非圧縮の仮定から連続の式を満足するように波数ベクトルに直交する。等方乱流のエネルギースペクトルの生成には、von Karman-Pao spectrum を用いた。

$$E(k) = \alpha \frac{u'^2}{k_e} \frac{(k/k_e)^4}{[1 + (k/k_e)^2]^{17/6}} e^{-2(k/k_e)^2} \quad (3)$$

ここで、 k は波数、 k_η はコルモゴロフ波数、 k_e はスペクトルで最大値をとる波数であり、 u' は変動速度、 α は定数を表す。 u' および k_e は、それぞれ主流の乱れ度および乱れの長さスケールから決定される。式 (2) によって生成された瞬時の乱流速度場をテイラーの凍結仮説を用いて時系列データに変換し、各時間ステップで変動速度を流入速度に加えることで流入乱れを与えた。本研究では、主流の乱れ度を 4%、乱れの長さスケールをコード長の 5% とした。実際には、格子解像度の不足から、乱れは計算領域に流入するとすぐに減衰したため、動翼前縁のすぐ上流で 2% 程度であった。



(a) RANS



(b) LES

Fig. 3 Velocity profiles on the blade suction surface

4. 結果および考察

図 2 に次式で定義される翼面圧力係数分布を示す。

$$C_p = \frac{p_{t1} - p}{p_{t1} - p_{2s}} \quad (4)$$

ここで、 p は圧力を表し、添え字の $t1$ は翼列上流の全圧、 $2s$ 翼列下流の静圧であることを表す。実験結果は、主流乱れが 0.5% の結果である。実験結果をみると、負圧面側の翼後縁付近に層流剥離泡の発生を確認できる。計算結果においても同様に層流剥離泡を確認できるが、いずれも剥離遷移に伴う圧力回復が実験に比べて下流に見られ、剥離泡が過大評価されている。主流乱れの効果について見てみると、主流乱れによって剥離泡の大きさが縮小していることが分かる。剥離遷移が主流乱れによって促進されたことが示唆される。RANS 計算によっても層流剥離泡が再現され、最も実験に近い結果を示した。これは、今回 RANS で使用された乱流モデルが剥離遷移のメカニズムを再現したものではないので偶然である。しかし、遷移モデルの導入によっては、RANS 計算で層流剥離泡の予測が可能であることが示された。

図 3 に境界層速度分布の実験との比較を示す。

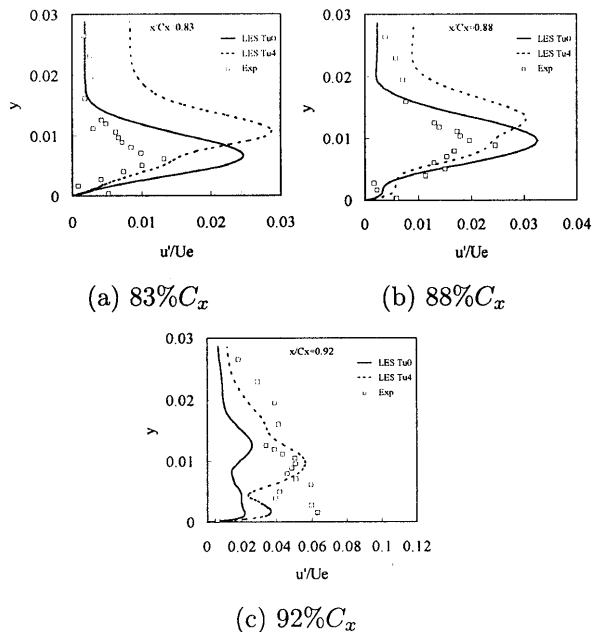


Fig. 4 RMS velocity profiles

RANS 結果には、乱流運動エネルギー k の分布が併せて示されている。剥離泡の高さが最大となった付近で k の生成が始まり、乱流に遷移して再付着している。剥離から再付着までの長さは実験に近いが、剥離泡の高さは実験より大きいことが分かる。LES の結果は、88% C_x までは実験と一致しているが、剥離泡の高さが最大となる 92% C_x 以降、実験から逸れはじめる。実験では 95% C_x で剥離再付着を確認できるが、主流乱れ無しの結果では剥離泡は更に成長してその高さが最大となっている。また、主流乱れ有りの計算においても 95% C_x ではまだ再付着は見られない。98% C_x では、どちらの計算結果も剥離再付着を確認できる。計算では剥離遷移が実験に比べて下流で発生しているため、上述のように層流剥離泡が過大評価されている。しかし、主流乱れの効果について見てみると、主流乱れによって剥離遷移が促進される結果、主流乱れ有りの計算で層流剥離泡が縮小されていることが分かる。

図 4 は変動速度分布の比較を示している。前述のように境界層速度分布は 88% C_x まで実験と一致していたが、変動速度分布は 83% C_x および 88% C_x で実験と大きく異なっている。主流乱れ無しの計算で乱れのピーク位置こそ実験と一致しているものの、どちらの計算も乱れが過大に評価されている。実験では、乱れのピークが剥離せん断層内にあるのに対して、主流乱れ有りの計算結果では乱れのピークが剥離せん断層外縁に位置している。一方、92% C_x では、主流乱れ有りの結果は実験と同程度の乱れであるが、

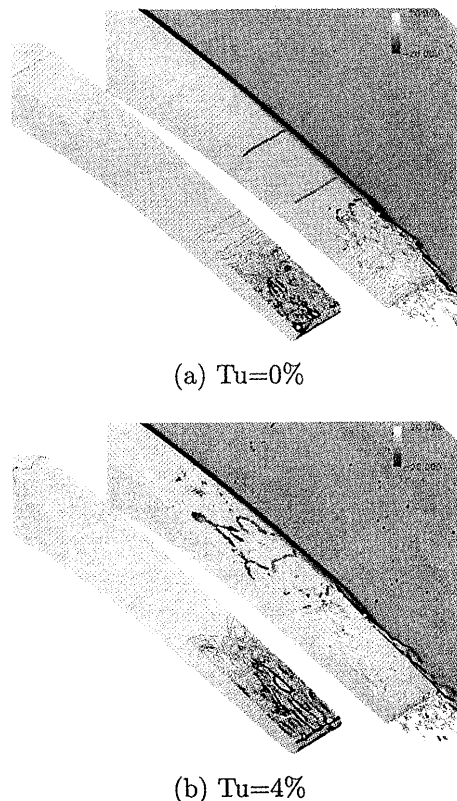


Fig. 5 Vortical flow structures and vorticity distributions

主流乱れ無しの結果は乱れが実験より小さく評価されている。乱れの生成および成長が実験より遅いことが示唆される。実験結果を見ると、主流との運動量の交換によって乱れは高さ方向に広がると同時に、壁面付近にも高い乱れが発生している。このことは、計算結果にも見られる。

図 5 に瞬時の渦流れ構造および壁面上の渦度分布を示す。同図左は critical point 理論に基づいて同定された渦コアが示されており [15]、渦度の大きさが色付けされている。主流乱れがない場合では、剥離して乱流に遷移するまでは流れが極めて二次元的で、剥離の様子がスパン方向に一樣であることが分かる。一方、主流乱れが存在する場合は、剥離はスパン方向に一樣ではない。剥離せん断層で巻き上がったスパン方向に軸を持つ渦は、下流でその軸が一部流れ方向に向き縦渦構造へと変化していく。これと同時に、壁面近傍で縦渦構造が発生することによって剥離した境界層は再付着する。主流乱れが存在する場合、縦渦構造は主流乱れがない場合に比べてより上流側から形成されている。

剥離せん断層付近の圧力変動について FFT スペクトル解析を行った結果を図 6 に示す。主流乱れ無しの結果についてみると、70% So までは 1000Hz 付近にピークが存在するが、80% So より下流ではそのピーク

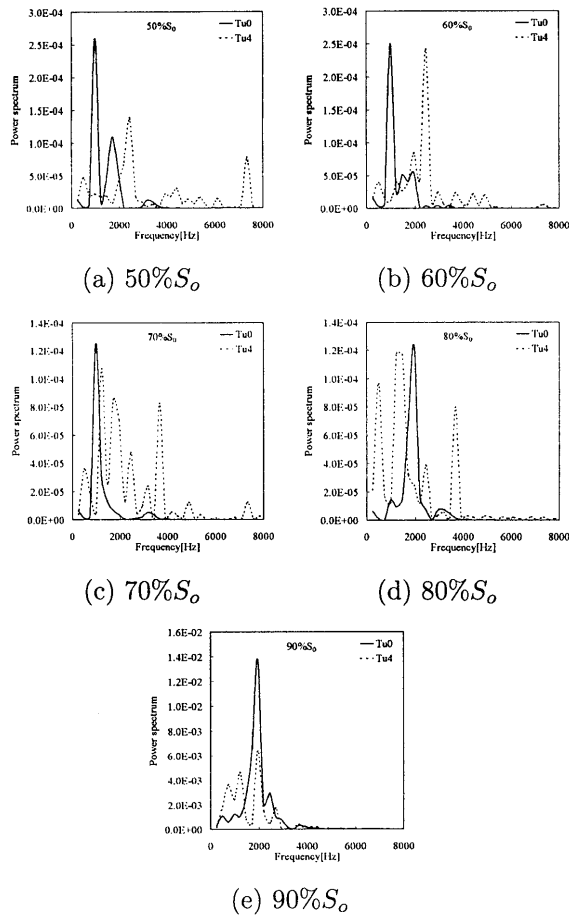


Fig. 6 Frequency pressure spectra at different locations

クが 1900Hz 付近に移動している。また、3200Hz 付近には小さなピークを確認できる。一方、主流乱れ有りでは、層流剥離の上流で圧力変動のピーク周波数が主流乱れ無しの場合と異なり、2300Hz 付近にみられる。70%So を過ぎると、2300Hz 付近のピークは小さくなり、低周波数領域にいくつかのピークが現れると同時に、高周波数側の 3900Hz 付近にもピークが現れている。90%So では、どちらの結果も 2000Hz 付近を中心として広帯域のピークを持つ周波数スペクトルになっている。

図 7 は剥離泡付近の渦度分布を示している。せん断層で巻き上がった渦の間隔 λ は、主流乱れ無しで $\lambda = 0.069C_x$ 、主流乱れ有りで $\lambda = 0.059C_x$ であった。計算結果に見られる剥離せん断層での渦の巻き上がりがケルビン・ヘルムホルツ不安定によるものであるとすると、位相速度は $0.5U_e$ 程度であると考えられ、渦の間隔 λ が波長に相当するから、周波数はそれぞれ約 3500Hz、約 3900Hz となる。この周波数は、図 6 に見られたピーク周波数と一致する。また、ケルビン・ヘルムホルツ不安定が発生する基準

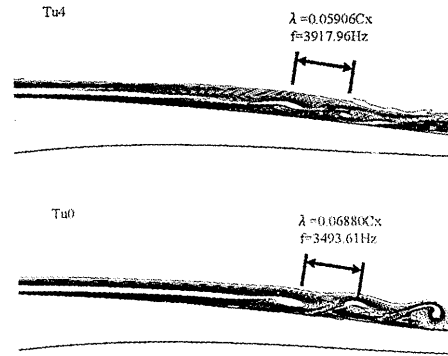


Fig. 7 Instantaneous vorticity distribution near the separation bubble

として、 $0 < kh < 1.2785$ を満足することが示されている [16]。 k は λ から推測される波数、 h はせん断層の厚さである。この kh の値は、主流乱れ無しの計算で 0.749、主流乱れ有りの計算で 0.841 であり、ケルビン・ヘルムホルツ不安定の発生基準を満足する。以上から、ケルビン・ヘルムホルツ不安定によって剥離せん断層が巻き上がっていることが示された。計算でケルビン・ヘルムホルツ不安定が捕らえられているにもかかわらず剥離泡が過大評価されたことは、ケルビン・ヘルムホルツ不安定による変動の増幅率が実験に比べて小さかったためと考えられる。

5. 結言

本研究では、剥離を伴う低圧タービン翼列流れに対して、LES 解析を実施し、流れ場の予測および計算結果の妥当性を検証した。また、剥離遷移過程について詳細に調査するとともに、剥離に及ぼす主流乱れの効果について考察した。その結果、以下の知見を得た。

1. RANS 計算によって層流剥離泡を予測できる可能性が示された。
2. 主流乱れによって剥離遷移が促進される。
3. 圧力回復領域において、ケルビン・ヘルムホルツ不安定によって剥離せん断層が巻き上がる。
4. 剥離せん断層で巻き上がったスパン方向に軸を持つ渦は、下流でその軸が一部流れ方向に向き縦渦構造へと変化していく。
5. 壁面近傍で縦渦構造が発生することによって剥離した境界層は再付着する。
6. 計算による剥離泡の過大評価は、ケルビン・ヘルムホルツ不安定による変動の増幅率が小さく評価されたためと考えられる。

参考文献

- [1] Funazaki, K., et al., "Experimental and Numerical Investigations of Wake Passing Effects upon Aerodynamic Performance of a LP Turbine Linear Cascade With Variable Solidity," ASME GT2006-90507.
- [2] Stieger, R. D., Hollis, D. and Hodson, H. P., "Unsteady Surface Pressures Due to Wake-Induced Transition in a Laminar Separation Bubble on a Low Pressure Cascade," Trans. ASME, Journal of turbomachinery, Vol. 126 (2004), pp. 544-550.
- [3] 松浦, 加藤, "境界層遷移を伴う圧縮性翼列流れの LES," 日本機械学会論文集 (B 編), 70 巻, 700 号 (2004), pp. 3066-3073.
- [4] Suzen, Y. B., Xiong, G. and Haung, P. G., "Predictions of Transitional Flows in Low-Pressure Turbines Using Intermittency Transport Equation," AIAA Journal, Vol. 40, No. 2 (2002), pp. 254-266.
- [5] Raverdy, B., Mary, I. and Sagaut, P., "High-Resolution Large-Eddy Simulation of Flow Around Low-Pressure Turbine Blade," AIAA Journal, Vol. 41, No. 3 (2003), pp. 390-397.
- [6] Michelassi, V., Wissink, J. G., Frohlich, J. and Rodi, W., "Large-Eddy Simulation of Flow Around Low-Pressure Turbine Blade with Incoming Wakes," AIAA Journal, Vol. 41, No. 11 (2003), pp. 2143-2156.
- [7] Opoka, M. M., Thomas, R. L., and Hodson, H. P. : Boundary Layer Transition on The High Lift T106A LP Turbine Blade with an Oscillating Downstream Pressure Field, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-91038.
- [8] M. Billson, L.-E. Eriksson, L. Davidson, 2003, "Jet Noise Prediction Using Stochastic Turbulence Modeling," AIAA paper, AIAA2003-3282.
- [9] Wilcox, D. C., "Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model," AIAA Journal, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247-255.
- [10] Lele, S. K., "Compact Finite Difference Schemes with Spectral-like Resolution," Journal of Computational Physics, Vol. 103 (1992), pp. 16-42.
- [11] Pereira, J. M. C., Kobayashi, M. H. and Pereira, J. C. F., "A Fourth-Order-Accurate Finite Volume Compact Method for the Incompressible Navier-Stokes Solutions," Journal of Computational Physics, Vol. 167 (2001), pp. 217-243.
- [12] Gaionde, D. V. and Visbal, M. R., "Pade-Type Higher-Order Boundary Filters for the Navier-Stokes Equations," AIAA Journal, Vol. 38, No. 11 (2000), pp. 2103-2112.
- [13] Furukawa, M., Nakano, T., and Inoue, M., 1992, "Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow Using an Unfactored Implicit Upwind Relaxation Scheme With Inner Iteration," Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 114, No.3, pp. 599-606.
- [14] Shima, E., and 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.
- [15] Sawada, K., "A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Centers," Trans. Japan Soc. of Aero. Space Sci., Vol. 38, No. 120 (1995), pp. 102-116.
- [16] Yang, Z., and Voke, P. R., "Large Eddy Simulation of Boundary Layer Separation and Transition at a Change of Surface Curvature," Journal of Fluid Mechanics, Vol. 439 (2001), pp. 305-333.

多目的最適化を用いた高負荷翼列の開発

*明連 千尋, 柴田 貴範, 高橋 康雄 (日立製作所), 柏原 康成 (神奈川工科大)

Development of Highly-Loaded Cascade using Multiobjective Optimization

*Chihiro MYOREN, Takanori SHIBATA, Yasuo TAKAHASHI (Hitachi Ltd),
Yasushige KASHIWABARA (Kanagawa Institute of Technology)

ABSTRACT

A 2D cascade design system that optimizes both the design point loss and the operation range was constructed by using the quasi-3D blade-to-blade calculation code MISES and a multi-objective optimization. This system was applied to the design of highly-loaded cascades which diffusion factors are 0.65, and the validity of the system was verified by the wind tunnel test. As a result, the loss characteristics of the optimization cascades designed by this system qualitatively corresponded with the results of the test.

Key words: Compressor, Cascade design, Multi-objective optimization, Highly-loaded cascade

1. 緒言

近年の圧縮機設計では、翼の高負荷・高効率化が求められている。この要求を達成するため、従来の定型翼形より翼形損失が小さく作動範囲の大きい非定型翼形が用いられるようになってきている。非定型翼形としては拡散制御翼（CDA）などがあり、多くのガスタービンに採用されている。

一方、近年の最適化技術の発展に伴い、翼形設計の最適化に関する研究が盛んに行われてきた[1][2][3]。これらの研究では翼形損失と作動範囲を同時に最適化しているが、その手法は2種類に大別される。1つが目的関数に重みをつけた単目的最適化[1][2]であり、もう1つが複数の目的関数を同時に最適化する多目的最適化[3]である。多目的最適化は複数の最適解（パレート解）が得られるので設計の自由度が増えるが、その分設計時間が増加するという問題があった。このため、多目的最適化によって得られた各パレート解の性能にまで言及した研究は少ないのが現状である。

本研究では、MIT作成の高速な準3次元翼間流れ解析ソルバーMISES[4]の適用と翼形の形状定義点数の削減によって、高速な多目的最適化が可能な翼形設計システムを構築した。このシステムをディフュージョンファクタDFが0.65の高負荷翼列設計に適用した。得られたパレート解から特徴のある3つの翼形を抽出してその性能について考察した。さらに風洞試験により、最適化翼列の性能の検討を行った。

2. 翼形設計システム

2.1 システム概要

構築した翼形設計システムのワークフローを図1に示す。本システムでは翼形定義、翼形の曲率分布チェック、流れ解析、目的関数の作成、最適化アルゴリズムによる評価の順に処理が実行される。一連の処理は最適化支援ツール modeFRONTIER 3.0.1 上で行われ、世代数Nが予め入力した世代数 N_{max} に到達した時点で計算終了となる。各処理の詳細については以降で説明する。

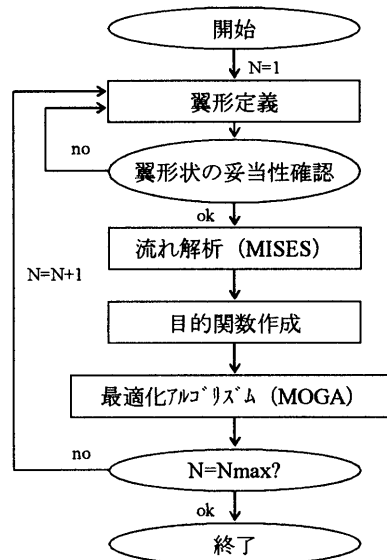


図1 翼形設計システムのワークフロー

2.2 翼形定義方法

翼形は翼厚みとキャンバラインの重ね合わせとして定義した。定義方法を図2に示す。翼厚みと

キャンバラインは制御点を通る曲線とし、制御点の補間には4階のノンユニフォームB-スプライン曲線を用いた。設計自由度の向上と計算回数削減を両立させるため形状制御点数に関するサーベイを実施し、形状定義点数を翼厚み6点、キャンバライン6点の合計12点に決定した。

本システムでは翼形状の妥当性を確保するため、翼形定義に以下の2つの制約条件を課している。

- (1) 前縁/後縁厚み, 最大厚み
- (2) 翼面上の変曲点数が2点以下

(1)は強度に関する制約条件, (2)は翼面上の“くびれ”の発生を回避する制約条件である。“くびれ”の発生を回避する理由は, “くびれ”のある翼形を半径方向にスタッキングした際に, 翼面が幾何的に滑らかとならず, 翼の損失増加や翼面上での応力集中を招く可能性があるためである。

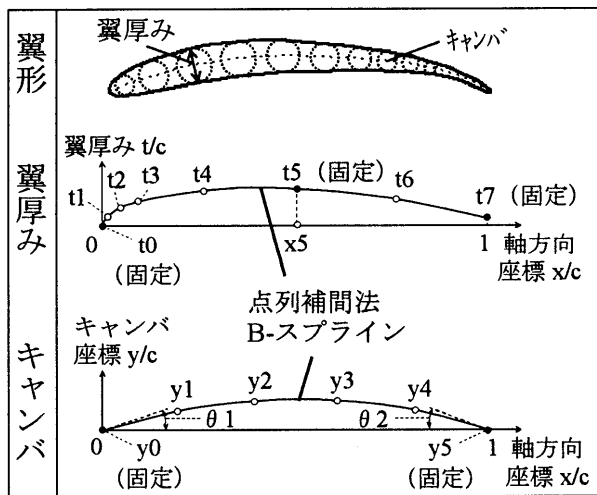


図2 翼形定義方法

2.3 最適化手法

本システムでは翼の負荷を設計条件として固定し, そのときの損失と作動範囲を同時に最適化する。作動範囲は文献[5]の定義に準拠し, 全圧損失が最小値の2倍以下となる範囲とした。説明図を図3に示す。最小損失の2倍となる点のうち流入角が大きい方を正の失速点, 小さい方を負の失速点とし, 設計流入角から各失速点までの角度をそれぞれ失速マージン, チョークマージンとする。

本システムでは失速マージンとチョークマージンを個別に最適化することで, 作動範囲の拡大を図っている。目的関数としては設計点全圧損失係数 $\bar{\omega}_d$, 失速側全圧損失増加率 SR , チョーク側全圧損失増加率 CR の3つを使用した。 SR および CR の定義を以下の式(1)(2)に示す。 $\bar{\omega}$ はピッチ方向平均全圧損失係数を, 添え字 $d, d+5^\circ, d-5^\circ$

はそれぞれ設計流入角, 設計流入角 $+5^\circ$, 設計流入角 -5° を指す。

$$SR = \left| \frac{\bar{\omega}_{d+5^\circ} - \bar{\omega}_d}{\bar{\omega}_d} \right| \dots (1), \quad CR = \left| \frac{\bar{\omega}_{d-5^\circ} - \bar{\omega}_d}{\bar{\omega}_d} \right| \dots (2)$$

$\bar{\omega}_d$, SR , CR が最小となるように最適化を実施する。複数の目的関数を同時に最適化するため, アルゴリズムには多目的遺伝的アルゴリズム (Multi-Objective Genetic Algorithm, MOGA) を採用している。

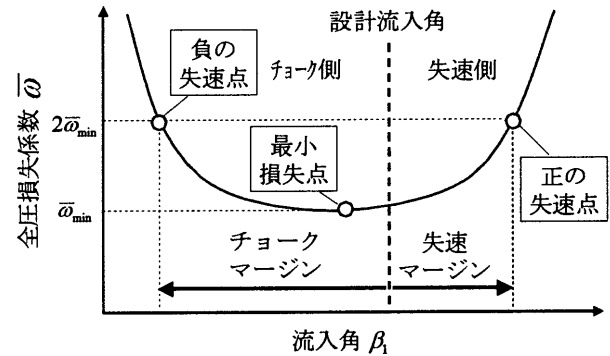


図3 作動範囲の説明図

2.4 流れ解析手法

1章で述べた通り流れ解析にはMIT開発の準3次元翼間流れ解析ソルバーMISES[4]を用いた。MISESの特徴は, 亜音速流れ場の解析が1ケースあたり数秒であるという高速性と, 予測精度の良さ[1]を兼ね備えている点である。定常オイラー方程式と積分型圧縮性境界層方程式を組み合わせた連成法と, 流れ方向の格子線と流線を一致させた計算格子を採用することで高速化している。また修正型 Abu-Ghannam/Shaw モデル[6]を適用し, 境界層内の乱流遷移をモデル化している。

MISESの予測精度検証として, Hoら[7]が実施したCDA翼列風洞試験との比較を行った。CDA翼列の諸元を表1に, 流入角-全圧損失特性線図の比較を図4に示す。図4から作動範囲内において計算結果と実験値は良く一致しており, 予測精度に問題がないことを確認した。

表1 CDA翼列諸元

No	項目	記号	単位	値
1	流入角	β_1	deg	38.9
2	流入マッハ数	M1	-	0.216
3	レイノルズ数	Re	-	6.8×10^5
4	リティティ	σ	-	1.67
5	流管厚み比	AVDR	-	1.04
6	ディフュージョンファクタ	DF	-	0.40

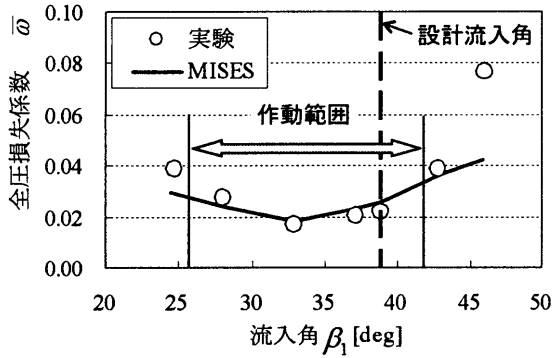


図4 流入角—全圧損失特性線図

3. 設計システムを用いた高負荷翼列設計

3.1 翼列仕様

最適化対象の翼列仕様は、文献[8]に示す高負荷翼列と同じとした。翼列仕様を表2に示す。ディフュージョンファクタ DF が 0.65 と大きいため、設計点および失速側で流れが剥離し損失が増加する可能性が高い。

表2 翼列仕様

No	項目	記号	単位	値
1	最大翼厚み	tmax	%	9.8
2	ピッチ	t	mm	57.75
3	コード	C	mm	60
4	ソリディティ	$\sigma=C/t$	-	1.04
5	スタック角	ξ	deg	43.6
6	ディフュージョンファクタ	DF	-	0.654

3.2 最適化パラメータと計算条件

2.4節で述べたように本システムでは翼列の負荷を一定とするため、流入角、流出角、ソリディティを固定し、翼形状とスタック角をパラメータとして最適化を実施した。流出角は流れ解析の出力であり入力として固定できないため、設計値からの誤差が基準値以内となるよう制約条件を課し、許容誤差は $\pm 0.5^\circ$ とした。

MISES に使用した計算条件を表3に、計算格子および境界条件を図5に示す。MISES では入口乱れ度を変えることで乱流遷移の起きやすさを調節することができるので、亜音速流れの実験結果[7]と遷移点が一致するように入口乱れ度のサーベイを実施し、0.5%という値を選択した。

表3 計算条件

No	項目	記号	単位	値
1	流入角	β_1	deg	61.2
2	流入マッハ数	M1	-	0.215
3	レイノルズ数	Re	-	2.2×10^{-5}
4	入口乱れ度	π	%	0.5
5	流管厚み比	AVDR	-	1
6	乱流遷移	-	-	自由遷移

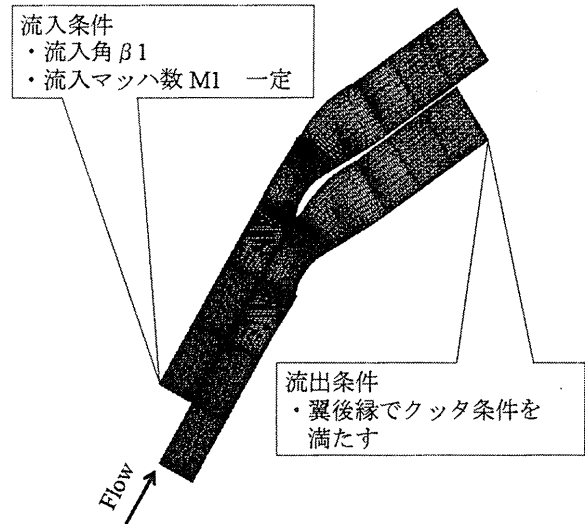


図5 計算格子

3.3 最適化計算結果

計算結果として図6に失速側全圧損失増加率 SR —設計点全圧損失係数 $\bar{\omega}_d$ 線図を示す。なお実際にはチョーク側全圧損失増加率 CR も含めた3目的関数で最適化を行っている。しかし本翼列のような高負荷翼列では、剥離による失速側の損失増加を抑制することが重要なので、最適化結果を SR と $\bar{\omega}_d$ について射影したグラフである図6を用いて翼列性能を評価した。

図中の×が多目的最適化の初期値、□が途中経過、○がパレート解である。得られた解の最適性確認のためパレート解を初期値とした最適化計算を数世代分実行し、これ以上の性能向上がないことを確認している。

図6において左下にある解ほど性能の良い解である。本計算結果では初期値から解が次第に左下にシフトしてゆき、パレート解に到達する様子が確認できる。

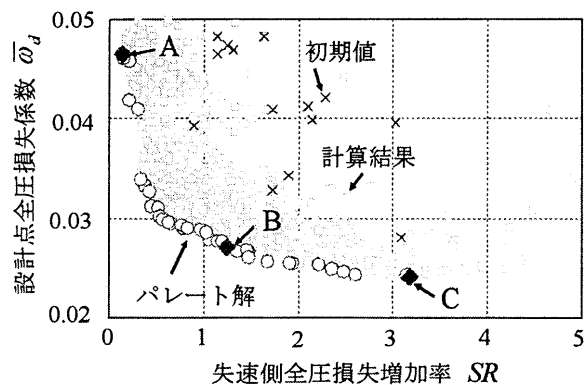


図6 $SR - \bar{\omega}_d$ 線図

3.4 最適化翼列の形状および性能比較

多目的最適化によって得られた翼形と翼列性能の関係を検討するため、図6上で◆で示した3つの代表的な最適化翼列A, B, Cを選択し、流れ解析結果を分析した。3つの解の名称および選定理由を表4に示す。

表4 最適化翼列選定理由

名称	選定理由
A 失速マージン型	失速側全圧損失増加率SRが最小
B バランス型	AとCの中間に位置しているため
C 設計点損失型	設計点全圧損失 σ_d が最小

3つの最適化翼列について、図7に設計点におけるマッハ数分布と翼形状の比較を、図8に翼背側の曲率分布の比較を示す。翼面の曲率は以下の式(3)で定義され、曲率の絶対値が小さいほど平坦な翼形状であり、境界層が発達しにくいことを表している。高負荷な流れ場では翼背側での境界層の発達が損失に対して支配的になると考えられるため、図8では翼背側の曲率のみを比較している。

$$Curv = \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) / \left(1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}} \dots(3)$$

図7, 図8からバランス型と設計点損失型は、流れ場の傾向および翼形状に大きな相違がないことが分かる。両者は設計点損失低減のため、背側のミッドコード位置から後縁の前にかけての曲率の絶対値を小さくし、境界層の発達を抑制した翼形となっている。

一方失速マージン型は他の2つの最適化翼列と

流れ場の傾向および翼形状が異なっている。最大の相違点は、背側で曲率の絶対値の小さい範囲が他の最適化翼列よりも上流側にある点である。これは設計点より境界層が上流側で発達しやすい失速側での損失増加を抑制するためだと考えられる。一方、ミッドコード位置から後縁の前にかけての曲率の絶対値は大きくなるので、設計点では境界層が発達しやすくなると考えられる。

次に設計流入角における翼背側の形状係数Hの比較を図9に示す。形状係数Hは式(4)に示す通り排除厚さ δ^* と運動量厚さ θ の比であり、境界層の発達の度合を示す定量的な指標として用いられる。文献[5]によれば乱流の場合 $H > 2.4$ で剥離流れとなる。

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} \dots(4)$$

図9において途中の極大値より上流側が層流、下流側が乱流である。図9から失速マージン型は他の最適化翼列より境界層の発達が顕著となる様子が確認できる。さらに乱流域で $H = 2.4$ となる点を剥離点とすると、失速マージン型は他の最適化翼列よりも上流側で剥離していることが分かる。今回はパレート解の翼形状と翼列性能の傾向を検討することが目的であるので、失速マージン型を検討の対象とした。ただし設計点損失が増加するため、実機設計の際は注意する必要がある。

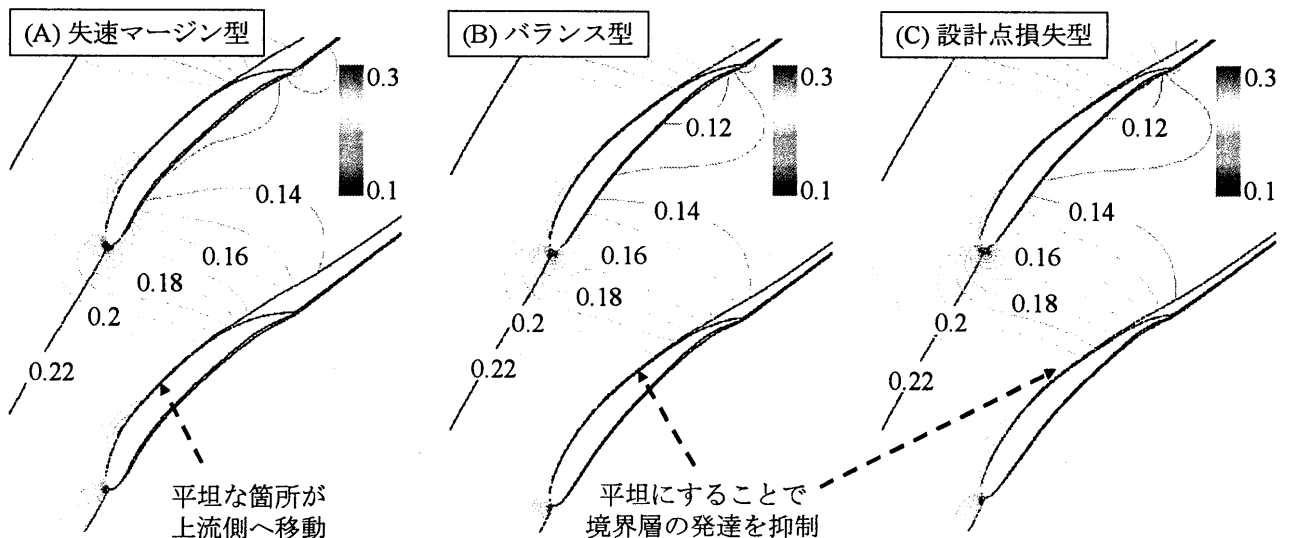


図7 最適化翼形状比較および設計流入角におけるマッハ数分布比較

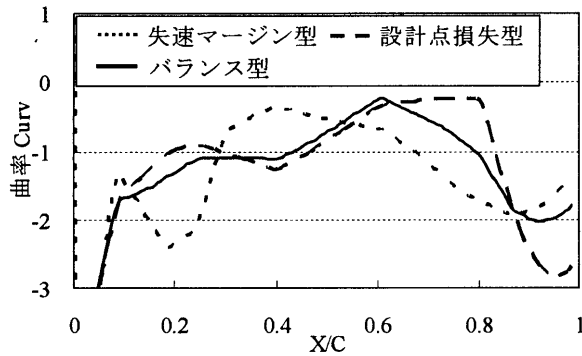


図8 翼背側曲率分布比較

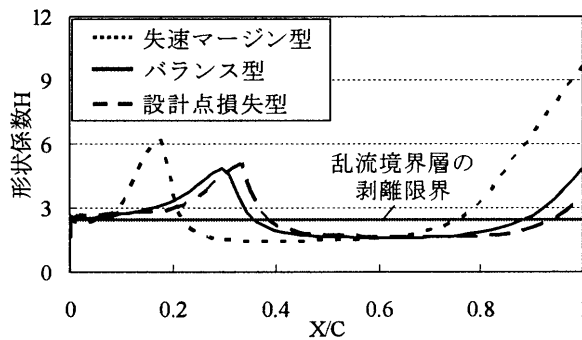


図9 翼背側形状係数比較 (設計流入角)

4. 翼列風洞試験による最適化翼列性能検討

4.1 試験装置および試験方法

3章で設計した3つの最適化翼列について翼列風洞による性能確認試験を実施した。3.4節の結果から一部の翼列は設計点で流れが剥離していると予測されるため、境界層方程式を用いたMISESの解析結果と試験結果の定量的な比較は難しいと考えられる。そこで今回は、最適化翼列性能の定性的傾向が解析と実験で一致するかを確認することにした。

試験は神奈川工科大学所有の翼列試験装置を用いて行った。試験装置の概略を図10に示す。試験装置は空気源である送風機、流れを整流する整流筒、および測定部から構成され、測定部には翼列アセンブリ (アスペクト比 AR:2) が取り付けられる。測定部は回転可能になっており、流入角を変更することが可能である。

次に試験方法について図11を用いて説明する。図11は測定部内の翼列配置である。本試験における計測項目はミッドスパンにおける翼列出口のピッチ方向全圧分布と、翼列入口全圧および動圧である。翼列出口全圧はトラバース装置と連動した3孔ピトー管によって計測され、翼列入口全圧および動圧は別の3孔ピトー管によって計測される。

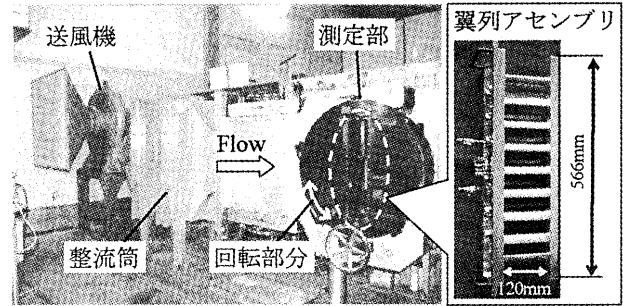


図10 試験装置概略図

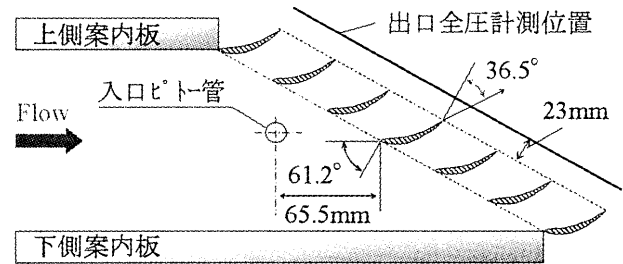


図11 測定部内の翼列配置

4.2 試験結果

試験結果として図12に流入角-全圧損失係数線図を、表7に設計点全圧損失係数 $\bar{\omega}_d$ および失速側損失増加率 SR の比較を示す。全圧損失係数 $\bar{\omega}$ は以下の式(5)の形で定義した。

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{P}_{n1} - \bar{P}_{t2}}{\bar{P}_{d1}} \dots (5)$$

ここで \bar{P}_{n1} , \bar{P}_{d1} は入口平均全圧および動圧, \bar{P}_{t2} は出口のピッチ方向平均全圧である。

図12から最適化範囲内で、バランス型と設計点損失型の傾向は類似しているが、失速マージン型の傾向のみ大きく異なる様子が確認できる。これは3.4節で考察した通り、失速マージン型のみ翼形状が大きく異なることが原因だと考えられる。

また表7から設計、実験のどちらでも $\bar{\omega}_d$ は設計点損失型、バランス型、失速マージン型の順に大きくなり、SRは設計点損失型、バランス型、失速マージン型の順に小さくなる。よって最適化翼列性能の定性的傾向は、解析と実験で一致していると考えられる。今後はCFDを用いて、定量的な分析を進める予定である。

表7 $\bar{\omega}_d$ および SR の比較

No	名称	$\bar{\omega}_d$		SR	
		実験	設計	実験	設計
1	失速マージン型	0.0733	0.0464	0.455	0.140
2	バランス型	0.0519	0.0270	0.684	1.244
3	設計点損失型	0.0488	0.0241	0.753	3.174

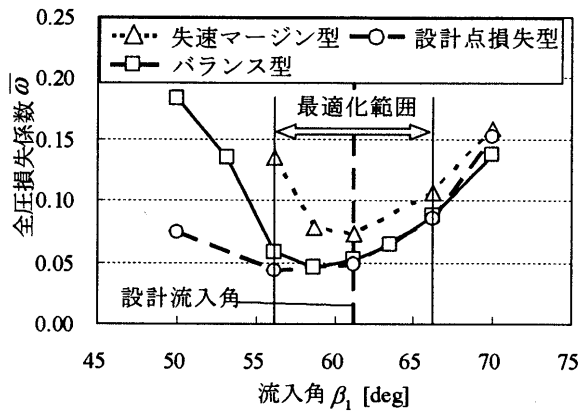


図 12 流入角－全圧損失係数線図

5. 結言

翼形の多目的最適設計システムを構築して、ディフュージョンファクタ DF が 0.65 の高負荷翼列設計に適用した。得られたパレート解から 3 つの翼形を抽出してその性能について考察した。さらに、風洞試験により最適化翼列の性能を検討し、流入角と損失に関する特性が定性的に一致することを確認した。今後は CFD を用いて、定量的な分析を進める予定である。

参考文献

- 1) U.Koller, R.Monig, B.Kusters, H.A.Schreiber : Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines Part I - Design and Optimization, ASME 99-GT-95
- 2) D.Buche, G.Guidati, P.Stoll : Automated Design Optimization of Compressor Blades for Stationary, Large-Scale Turbomachinery, ASME GT-2003-38421
- 3) T.Sonoda, Y.Yamaguchi, T.Arima, M.Alhofer, B.Sendhoff, H.A.Schreiber : Advanced High Turning Airfoils for Low Reynolds Number Condition Part1, Design and Optimization, ASME GT-2003-38458
- 4) M.Drela, H.Youngren : A User's Guide to MISES 2.53, MIT Computational Aerospace Sciences Laboratory, December 1998
- 5) 生井武文, 井上雅弘 : ターボ送風機と圧縮機, コロナ社 (昭 63)
- 6) M.Drela : MISES Implementation of Modified Abu-Ghannam/Shaw Transition Criterion (Second Revision), MIT Aero-Astro, July 1998
- 7) Y.K.Ho, G.J.Walker, P.Stow : Boundary Layer and Navier-Stokes Analysis of NASA Controlled-Diffusion Compressor Blade, ASME 90-GT-236
- 8) 西岡 卓宏, 渡辺 昌俊, 黒田 修二, 高津 恭, 柏原 康成, 拡散制御翼型の動翼可変軸流ファンへの適用, ターボ機械 Feb-05, Vol.33 No.2, pp.91-99

ラジアルタービンにおけるスクロールおよび VGS ノズル内流れの数値解析

*太田 聖子 (IHI), 海野 大 (IHI), 川久保 知己 (IHI)

A Numerical Simulation of Internal Flows for the Radial Turbine Scrolls and VGS Nozzles

*Satomi OTA(IHI), Masaru UNNO(IHI) and Tomoki KAWAKUBO(IHI)

ABSTRACT

In automotive turbochargers, the adequate and careful aerodynamic design of radial turbine scroll and nozzle guide vanes is one of the most critical issues for turbocharger designers. In this paper, three-dimensional numerical simulations were performed with a commercial CFD code “Fluent” to estimate distortion effects caused by the turbine scrolls and nozzles. This paper deals with the numerical simulations of two representative types of radial turbine scrolls; “symmetrical type” and “overhung type”, coupled with Variable Geometry System (VGS) turbine nozzle. In the case of the symmetrical scroll, the discharge flow from the scroll was quite circumferentially symmetric at the nozzle mid-plane. On the other hand, in the case of the overhung scroll, the flow into the nozzle vanes was highly distorted both in the axial and in the circumferential directions near the shroud and near the tongue. It was confirmed that apparently higher distortion still remained in comparison with the symmetrical scroll case.

Key words: Turbocharger, Radial turbine, Scroll, Nozzle Guide Vane, CFD

1. 緒言

近年の自動車産業の環境問題への対応や性能競争激化にともない、車両用過給機のコンパクト化やコスト削減への要求が年々厳しくなっている。しかしながら、これらの制約がタービン空力性能に与える影響は大きくなることから、インペラだけでなくタービンスクロールやノズルなどの静止流路に関する詳細な空力解析を用いた設計が必要である。

ラジアルタービンスクロールでは、遠心力と圧力勾配の不均衡によって生成される強い二次流れに加えて、スクロール内を循環した流れが舌部で衝突することで、出口領域の流れに軸方向と周方向のディストーションが生じる。さらに、スクロール内の境界層発達や三次元的な形状によって生成される複雑な三次元流れが、下流に配置されるノズルの空力特性に強い影響を与えることから、ラジアルタービンスクロールに関する試験的・数値的な研究^{1)~4)}が多く成されている。

一方、エンジンを最適な作動状態で運転するために、可変ノズル機構 (VGS) が盛んに適用されている。ノズルスロットを変化させることで広範囲な作動領域で運転が可能となったが、ノズル下流に配置されるタービンインペラの空力性能に予測しがたい影響を与えることから、ノズル翼列を通過する内部流れの挙動を見積もるための実験や数値解析による詳細な研究^{5)~8)}が盛んに行われている。

静止流路部の流れ特性を考慮して損失を低減させ、タービンの空力性能を見積もることが技術者にとって必要である。本報では、車両用過給機ラジアルタービンにおいて、代表的な二種類の流路断面形状を持ったタービンスクロール、(1)対称形状、(2)オーバーハング形状、に VGS ノズルを組み合わせて CFD 解析を実施し、ノズル下流に形成される流れの変化を調べたので報告する。

2. 方法

2.1 スクロール・ノズル形状

図 1(a)に対称スクロールのモデルを示す。スクロール下流に 11 枚の VGS ノズル翼列を等分布に配置する。ノズルのチップクリアランスはシュラウド側だけにあり、一定に分布しており、スピンドルは考えない。ノズル翼列を通る子午面流れはほとんど半径方向であり、ディストーションが比較的小さい流れを形成することが知られている。

一方、図 1(b)にオーバーハング形状のモデルを示す。流路断面の中心形状は対称のスクロールと比べて小さく、巻き部分がノズル前縁に近接した位置に設置されている。ノズルのチップクリアランスはシュラウド側とハブ側の両方に一様に分布しており、スピンドルは考慮していない。スクロールから流出した流れはディストーションが顕著に生じ、空力性能の観点から見て予測の難しい複雑な流れを形成することが予想される。

2.2 数値解析モデリング

本報では、汎用 CFD コード Fluent を用いて、三次元圧縮性・定常粘性流れ解析を実施する。時間積分は陰解法、空間積分には二次精度の風上差分を用いる。エネルギーと運動方程式を同時に解く Coupled ソルバー、乱流粘性解析には壁関数を用いた高レイノルズ数 k-εモデルを用いる。

スクロールによる三次元的流れがノズル翼列の周方向分布に与える影響を観察するために、全てのノズルペーンをモデル化する。解析格子は、テトラプリズムとヘキサヘドロンを用いた非構造格子で作成する。総格子点数は約 1 万点であり、設計流量において y^+ の値は $y^+ > 30$ を満たしている。

VGS タービンはノズル開度を変化させて流量を調整することから、本解析では図 2 に示すように、大流量、設計流量および小流量の 3 条件で数値解析を実施する。ここで、ノズル開度の違いによってノズル前縁と後縁の位置がそれぞれ変わることから、便宜上、図 2 に示すようにノズル入口 $r1$ 、ノズル出口 $r2$ を設定し、これらの位置は開度によらず固定として解析結果を評価する。

上記に加えて本報では、スクロールの一次元解析から流れの特性を示す。スクロール出口における流れ角を、スクロール入口と出口における連続の式と角運動量方程式を用いて見積もる。

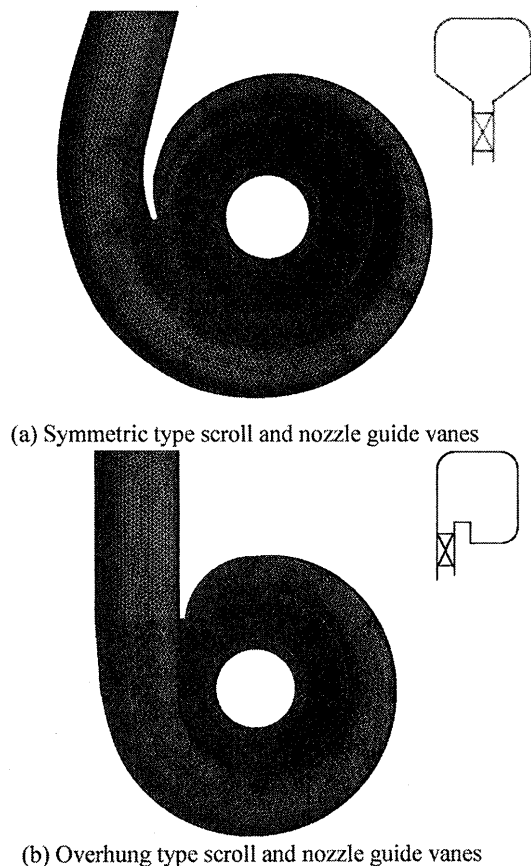


Fig. 1 Geometries of scrolls and nozzle guide vanes at the nozzle mid-plane and sketch of cross section.

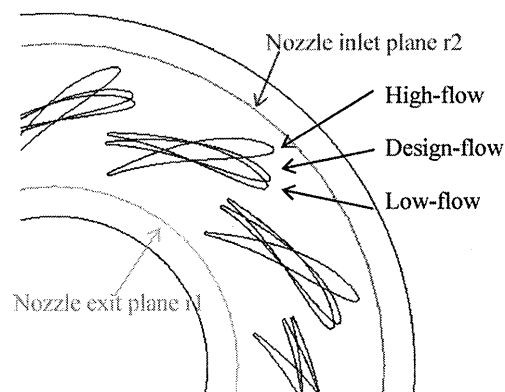


Fig. 2 Geometry of nozzle operating angle

3. 結果・考察

3.1 対称スクロール

図 3 は、大流量におけるノズルミッド断面の Mach 数コンターを示している。スクロール舌部付近で非一様な流れが形成されているが、ノズル出口付近ではノズルに沿った流れが形成されて、Mach 数が一様に分布している様子が見られる。

図 4 はスクロールの各 θ 断面における全圧分布を示している。スクロール出口付近と壁面に高損失領域が顕著に形成されている。しかし、各 θ 断面で同様の全圧分布を示しており、周方向の分布が小さい流れが生じていると思われる。

図 5 はノズル流入角および流出角の周方向分布をそれぞれ示している。図 5(a)において、周期的に見られる 11 個の小さな変動は、ノズル翼枚数に依存するものであり、 $180\text{deg} < \theta < 210\text{deg}$ で見られる大きな変動は、スクロール舌部の影響による非一様な流れに起因するものである。一方、ノズル出口(図 5(b))では、入口で観測されたような大きな変動はなく、ノズルに起因した周期的な変動だけが見られ、ノズル開度に依存した流れが形成されている。しかしながら、シュラウド側のみ舌部の影響が残って流れ角が変化している。大流量はノズル開度が大きく、ノズル流入・流出の転向角が大きいため、スクロール舌部からの流れが転向できずにシュラウド側のノズル出口に影響が残ったと考えられる。

図 6 に、ノズル出口付近のエントロピーコンターとシュラウド側のパスラインをあわせて示す。図 6 はスクロール舌部からの流れの影響を顕著に受けている領域 ($70\text{deg} < \theta < 120\text{deg}$) である。ノズルミッド断面では、ノズルに沿った流れが形成されているが、ノズルサイドクリアランス内においてノズル腹側から背側に向かう漏れ流れが生じて損失が大きくなる。

図 7 に各流量でのノズル流入角 α_1 および流出角 α_2 を示す。スクロールによるディストーションの影響を調べるために、CFD によるスクロールとノズルの一体・全周

解析結果に加えて、ノズル単体・全周解析結果をあわせて示す。ここで、ノズル単体・全周解析では、1次元解析から見積もったスクロールの流出角をノズルの入口条件としてスパン方向に一樣に与える。スクロール・ノズルの一体解析結果とノズル単体解析結果を比較すると、流量の値によらず、ノズルの流れ角は、入口で約+2deg、出口で約-5degの違いが見られるが、同様の傾向を示している。

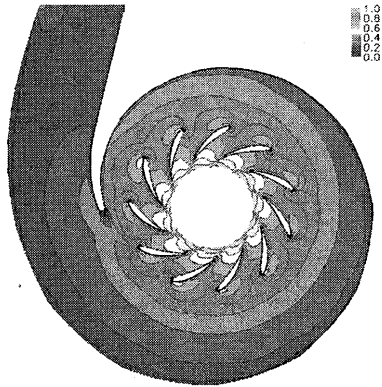


Fig. 3 Mach number distributions contour at nozzle mid-plane of the high-flow condition.

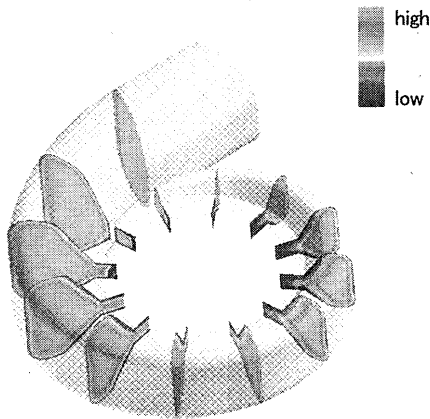
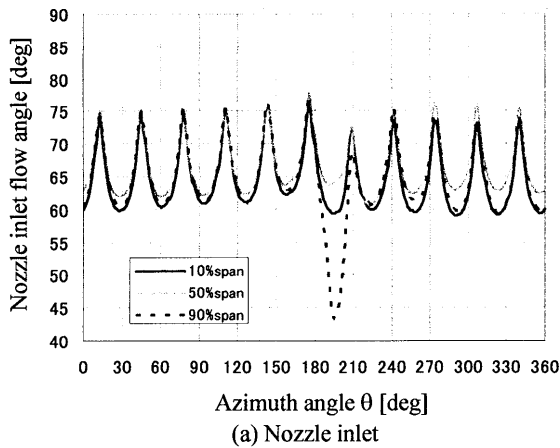
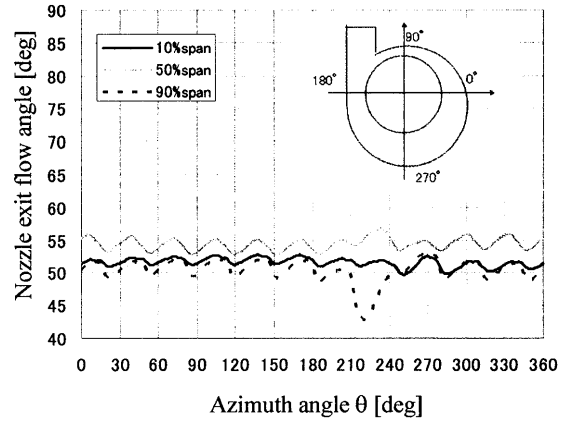


Fig. 4 Total pressure distributions contour at nozzle mid-plane of the high-flow condition.



(a) Nozzle inlet



(b) Nozzle exit

Fig. 5 Circumferential distributions of the flow angles on nozzle inlet and exit at the high-flow condition.

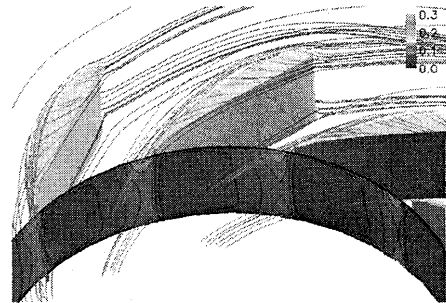


Fig. 6 Entropy contours at the nozzle exit plane and path lines near the endwall sides at the high-flow condition.

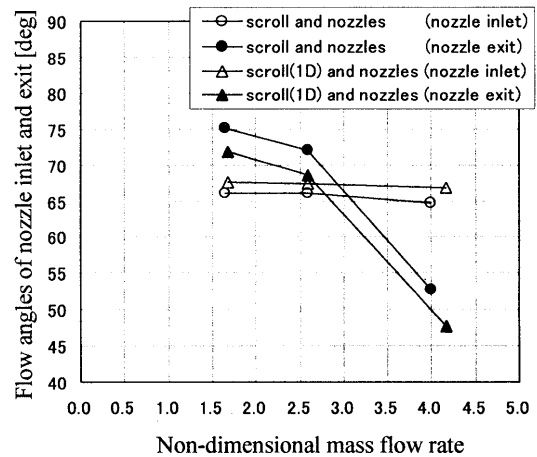


Fig. 7 Mass-weighted average flow angles at nozzle inlet and exit.

3.2 オーバーハングタイプ

図8は大流量における、ノズルミッド断面のMach数コンターを示している。ノズル入口では、スクロール形状の三次元性の影響で分布が生じており、特に舌部で非一様な流れが顕著に見られる。一方、ノズル出口において、ノズル後縁ではスクロールの周方向に見られる分布は小さくなり、ノズルに依存した流れが形成されている。

図9は、図4と同様に、スクロールの各 θ 断面にお

る全圧コンターをそれぞれ示している。スクロールの巻き部分からスパン方向に分布をもった流れがノズルに流入している様子が見られる。スクロール舌部付近 ($120\text{deg} < \theta < 180\text{deg}$) において、全圧分布が大きく変動している様子が見られる。スクロール出口からの流れがノズルに流入する際に高損失領域が現れており、二次流れによるブロッケージが形成されている様子が観察される。

図 10 にノズル流入角および流出角の周方向分布をそれぞれ示す。図 5 と同様にノズル翼列に依存した小さな 11 個の周期的な変動と、全体的に大きな変動が見られる。ノズル流入角の周方向分布は、舌部の影響で大きく変動している。一方、ノズル流出角の分布は、ノズル枚数に依存した周期的な変動は生じているが、入口分布と比較すると変動値が小さくなっている。スクロール舌部によってシュラウド側で流入角 α_1 の値が $50\text{deg} < \alpha_1 < 80\text{deg}$ の範囲で大きく変動している。ノズル出口では、流出角 α_2 が $45\text{deg} < \alpha_2 < 55\text{deg}$ の範囲で変動しており、ノズル流入・流出の轉向角が大きいので、スクロール舌部からの流れが轉向できずにシュラウド側のノズル出口に多少の影響を残したことが考えられる。また、スクロールの巻き終わり部分では、急激にシュラウド側の断面積が小さくなるので、急激な流れ角の変化が見られる。

図 11 は、ノズル出口付近のエントロピーコンターとシュラウド側のパスラインを合わせて示しており、舌部の影響を顕著に受けている領域である。ノズルクリアランス内では腹側から背側に向けて流れが形成されているが、ミッドコードで大きく轉向し、腹側へ押し戻されている様子が見られる。スクロール舌部からの三次元的な流れがノズルクリアランスに流入するところでは、さらにシュラウド側のノズルクリアランスからの漏れ流れが翼端渦を形成しており損失が生成されている様子が伺える。

図 12 に、各流量におけるノズル流入角 α_1 および流出角 α_2 を示す。図 7 と同様に、スクロール・ノズルの一体解析結果に加えて、1次元解析から見積もったスクロール流出角をノズル入口条件として与えたノズル単体・全周の CFD 解析結果をあわせて示す。スクロールの 1次元解析を用いて見積もったノズル流入角の値は約 $\alpha_1 = 68[\text{deg}]$ であった。しかしながら、一体解析では、流量によって値に多少の違いは生じるが、ノズル入口角は約 $\alpha_1 = 60\text{deg}$ となり、約 8deg の違いが確認できる。スクロール出口の曲がり管部分でブロッケージにより子午面速度の値が大きくなり流出角が小さくなったと考えられる。一方、ノズル出口角においては、単体解析による見積もり結果と本解析結果は同様の値を得ており、入口角ほどの差異は生じず、ノズル開度が支配的な流れを形成することが予測できる。

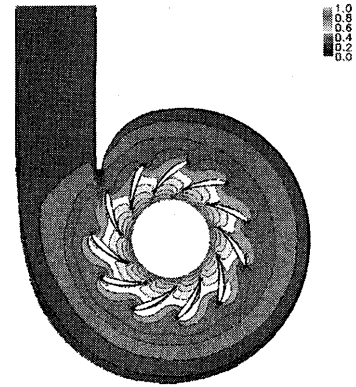


Fig. 8 Absolute Mach number distributions at nozzle mid-plane of the high-flow condition.

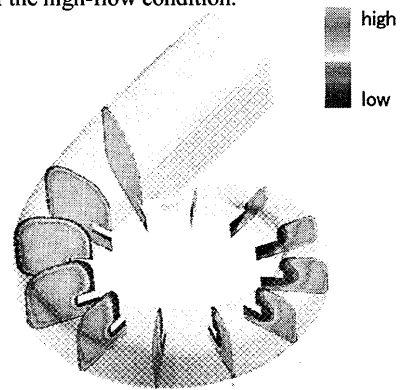


Fig. 9 Total pressure distributions at nozzle mid-plane at the high-flow condition.

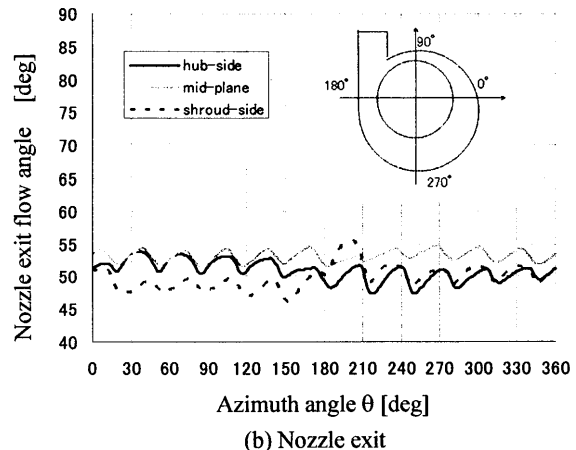
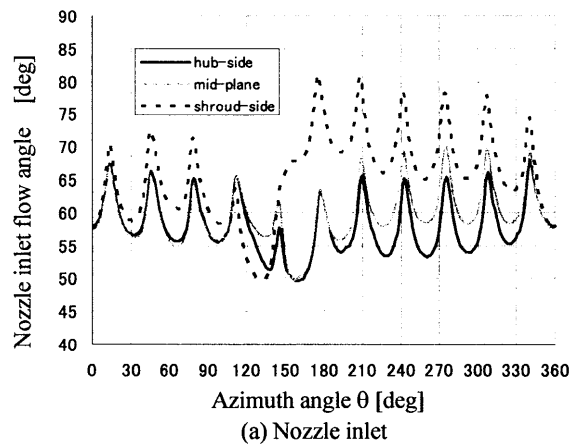


Fig. 10 Circumferential flow angle distributions around nozzle inlet and exit at the high-flow condition.

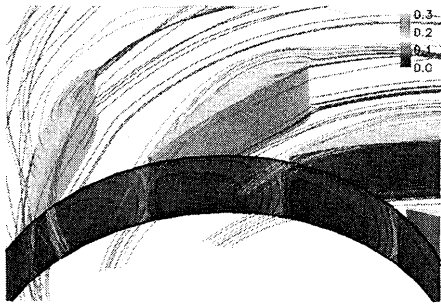


Fig. 11 Entropy contours around the nozzle exit and path lines along the shroud side at the high-flow condition.

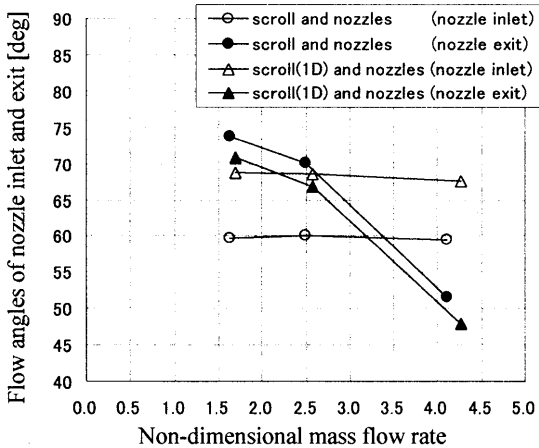


Fig. 12 Mass-weighted average flow angles at nozzle inlet and exit

結論

本報では、車両用過給機ラジアルタービンにおいて汎用コード“Fluent”を用いて CFD 解析を実施し、以下の結論を得た。

- (1) オーバーハング形状のスクロールでは対称形状と比べて、周方向に非一様な流れが生じてディストーションが大きくなることが確認できた。
- (2) ノズルのサイドクリアランスを横切る流れだけでなく、スクロールの舌部や巻き部分によって形成されたディストーションや二次流れによるブロッキングが、ノズルの損失生成の要因になることが考えられる。
- (3) ノズル流出角の変動はノズル出口で小さくなり、さらに流出角の値はスクロールの三次元流れの影響によらず同程度となることから、ノズルに支配的な流れが形成されていることが確認できた。

参考文献

- 1) Senoo, Y., et al., 1987, “The Influences of Tip-Clearance on the Performance of Nozzle Blades of Radial Turbines,” *JSME Int. Journal*, Vol.30, No.264.
- 2) Hara, K., Furukawa, M., and Inoue, M., 1994, “Behavior of Three-Dimensional Boundary Layers in a Radial Inflow Turbine Scroll,” *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol.116, pp.446-452.
- 3) 松尾, 他, 1999, “ラジアルタービンの矩形スクロー

ルの流動モデルによる損失および流出角の推定,” *機論 B*, Vol.65, No.629, pp.247-254.

- 4) 白川, 他, 2005, “タービンスクロール内部流動の数値解析,” 日本機械学会第 83 期流体力学部門講演会講演論文集, No.1503.
- 5) Weis, C., et al., 2003, “Numerical Investigation of the Influence of the Tip Clearance on Wake Formation Inside a Radial Impeller,” *Proceedings of ASME Turbo Expo2003, Power for Land, Sea and Air*, GT2003-38279.
- 6) Simpson, A., et al., 2006, “Experimental and Numerical Investigation of Varying Stator Design Parameters for Radial Turbine,” *Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo2006, Power for Land, Sea and Air*, GT2006-90152.
- 7) Andersen, H., et al., 2006, “Variable Turbine Geometry on SI Engines,” *SAE, Int.*, 2006-01-0020.
- 8) Putra, M. A., and Joos, F., 2006, “Investigation of Secondary Flow behaviour in a Radial Turbine Nozzle,” *Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo2006, Power for Land, Sea and Air*, GT2006-90019.

バウシングボールによる遠心圧縮機の不安定現象の抑制

太田 進輔 (三菱重工業), *佐藤 佑樹, 朝賀 裕一郎 (法大院)
辻田 星歩, 水木 新平 (法大)

SURGE CONTROL FOR A CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY USING A BOUNCING BALL SYSTEM

Shinsuke OHTA

(Mitsubishi Heavy Industries, Ltd)

*Yuki SATO, Yuichiro ASAGA

(Graduate School of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Hosei University)

Hoshio TSUJITA, Shimpei MIZUKI

(Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Hosei University)

ABSTRACT

The purpose of the present study was to control a surge for a centrifugal compressor by using a bouncing ball system. In this experiment, a bouncing ball device was installed at the middle of a compressor delivery duct and two different kinds of the ball installations were made. As a result, the initiation point of surge moved toward the lower flow rate. Moreover, the performance characteristics of the compressor were also improved at the region of high flow rate. Therefore, the present system was effective to control the surge and to widen the stable operating range with high efficiency.

Key Words : Surge, Rotating stall, Surge control, Surge margin, Centrifugal compressor

1. 結論

様々な産業分野で用いられている遠心圧縮機は、広い流量範囲で安定した運転が求められる。しかし、設計点以下の低流量域での運転問題に旋回失速やサージングという不安定現象がある。特に、サージング下での運転は圧力と流量の激しい変動や騒音のみならず、性能の低下や関連する機器の破壊をもたらす。また、圧縮機の最高圧力点はサージングの発生点に近いため、より広い範囲で高性能かつ安定な運転を実現するには、サージング発生流量を低下させる制御は非常に有効である。

一般にサージングの制御方法として、アクティブコントロール法とパッシブコントロール法が挙げられる。アクティブコントロールは圧力比が高くなるほどそのシステムは複雑化する。一方、パッシブコントロールは適切なシステムを選択すれば、簡単、かつ、効果的にサージングを制御することが期待できる。

このような観点により、本研究はバウシングボール弁装置（以下、ボール弁装置）を用いたパッシブコントロール法によるサージング制御を試みた。本研究のボール弁装置は圧縮機出口配管内に設置し、その装置内にはサージングによる圧力変動により振動する球がある。過去の報告[1]では、ボール弁装置に対する適した球の選択により、サージング発生点の低流量化やサージング発生後の変動の抑制などが示されている。しかしながら、こ

れらの二つの効果を同時に得るには至っていない。そこで、本研究ではボール弁装置の形状の違いによるサージング発生点の低流量化とサージング発生後の変動抑制への効果について詳細に調べた。また、サージング抑制時の変動の特徴を捉えるためにSVD法による解析を行った。

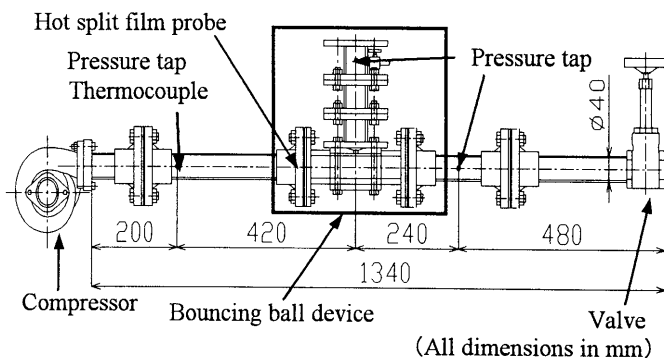


Fig.1 Experimental apparatus

Table 1 Specification of Impeller

Inlet diameter (mm)	45
Outlet diameter (mm)	60
Inlet blade height (mm)	14
Outlet blade height (mm)	5.6
Blade thickness (mm)	0.675
Number of blades	12
Inlet blade angle (deg)	45
Outlet blade angle (deg)	60

2. 実験装置及び実験方法

本実験装置全体図を Fig. 1 に示す。Fig. 1 の枠内がボール弁装置である。また、Table 1 に圧縮機の仕様を示す。静圧は圧力変換器を用い圧縮機下流 3 点で測定し、FFT アナライザを用いて記録し解析した。圧縮機出口温度の測定は熱電対を、流速測定にはホットスプリットフィルムプローブを用いた。

ボール弁装置を Fig. 2 に示す。ボール弁装置は、装置の小型化を視野に入れ、配管上部に高さ 60mm のプレナムを連結して設置した。なお、Fig. 2 でボール弁装置の球を除いた場合を Plenum、ボール弁装置がない状態を Normal と呼ぶ。

本実験で用いた球の仕様を Table 2 に示す。アクリル製の球を用いた場合を Acrylic、スチール製の球を用いた場合を Steel と呼ぶ。ボール弁装置内の球の設置方法による抑制効果を調べる為、Fig. 3 に示す 2 種類の形状で実験した。Case (a) は、ボールの上下に網を張ってある。特に、ボールと上面の網の距離を 1mm とした。なお、Case (b) では、2 球とも同じ球の種類を使用した。

回転数は 50,000rpm であり、プレナム上部のバルブは常に全閉で実験を行った。FFT の設定はサンプリング周波数 100Hz、サンプリング点数 2048 点、データ長 4 秒とした。従って、刻み時間 Δt は 3.9×10^{-3} 秒である。

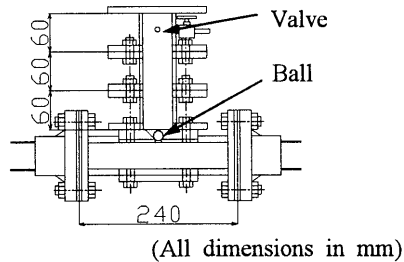


Fig. 2 Bouncing ball device

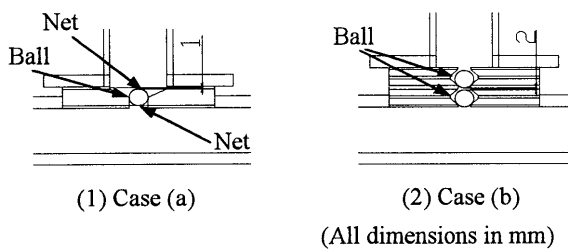


Fig. 3 Placement methods of ball

Table 2 Specification of ball

Material	Acrylic	Steel
Diameter (mm)	15	15
Mass (g)	2.07	13.76

3. 解析方法

3. 1 実験データ処理

3. 1. 1 圧力係数

圧力係数 ψ_{t-s} の定義を (1) 式に示す。圧力係数を各ケースにおいて比較することで、性能の比較を行った。

$$\psi_{t-s} = \frac{Pt}{\frac{1}{2}\rho U^2} [-] \quad (1)$$

ここで、Pt は圧縮機出口静圧、 ρ は密度、U は羽根車出口周速度である。

3. 1. 2 流量係数

流量係数 ϕ を式 (2) のように定義し、実験条件に起因する誤差を低減させた。

$$\phi = \frac{Q}{\rho UA} [-] \quad (2)$$

ここで、Q は質量流量、A は圧縮機出口配管の断面積である。

3. 1. 3 サージマージン改善率の定義

Normal に対するサージマージンの改善率を式 (3) に定義した。

$$\eta = \frac{\phi_n - \phi}{\phi_n} \times 100(\%) \quad (3)$$

ここで、 ϕ_n は Plenum におけるサージング発生点流量係数、 ϕ は各ケースにおけるサージング発生点の流量係数である。

3. 2 SVD 法による相図の作成

刻み時間 Δt で記録された N 個のデータを (4) 式の行ベクトルで表す。n は埋め込み次元数で、n 個毎のデータを逐次取り出す事により、n 次元位相空間内にアトラクタを写像する事ができる。ここで、i は離散時間に相当し、1 から N_T まで変化する。すなわち N_T 個のベクトルがあり、(5) 式ようになる。これらのベクトルをまとめると軌道行列 X が (6) 式で定義される。軌道行列 X を (7) 式のように特異値分解する。ここで、各添字は行列の大きさを示し、S は対角行列で、その対角要素は特異値 σ_i となる。また、行列 V は各特異値に対応する特異ベクトルからなる。大きい順に d 個の特異値を選び、対応する特異ベクトルを基底とする d 次元位相空間に軌道行列 X を写像する事で、ノイズの影響が取り除かれる。また、埋め込み次元 n の大きさは、窓長 τ_w として (8) 式を定義し、 τ_w の値は n の値を決めることにより求めた。ここで、 τ_w の値は Broomhead ら [2] に従い (9) 式のように、また、帯域制限周波数 f^* は (10) 式で定義する。本実験においては埋め込み次元を $n=6$ 、帯域制限周波数は 42.7Hz が得られた。ボール弁装置を用いた時の圧力変動の周期性をより明確に調べるために SVD 法を用い相図の観察を行った。

$$u = (u_1, u_2, \dots, u_{N-1}, u_N) \quad (4)$$

$$x_i = (u_i, u_{i+1}, \dots, u_{i+n-1}, u_{i+n}) \quad (5)$$

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_{N_T} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$X_{N_T \times n} = U_{N_T \times n} S_{n \times n} V_{n \times n}^T \quad (7)$$

$$\tau_w = n \Delta t \quad (8)$$

$$\tau_w = \tau^* \quad (9)$$

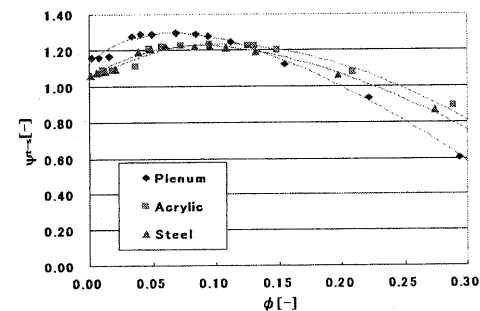
$$\tau^* = \frac{1}{f^*} \quad (10)$$

4 実験結果

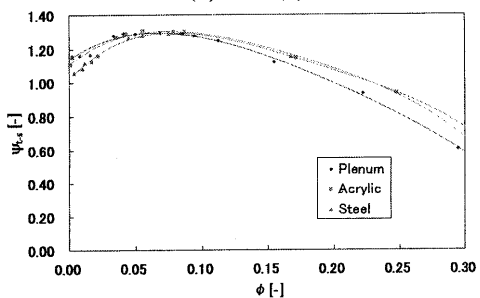
4.1 特性曲線

Fig.4(1),(2)に各ケースの特性曲線を示す。高流量領域において、すべてのケースで性能が向上した。Case(a)の最高圧力点はPlenumに比べ低下したが、Case(b)は維持することができた。設計点より低流量側ではすべてのケースでPlenumに比べ圧力比は低下する傾向を示した。

Table.3に、Normalに対するサージング発生流量の改善率を示す。全てのパターンでCase(a)の改善率がCase(b)の改善率を上回っている。特に、Steelを用いた場合にその差は大きくなった。



(1) Case (a)



(2) Case (b)

Fig.4 Performance Characteristics

Table 3 Movement ratios of surge inception

Case(a)	Plenum	7.5%
	Acrylic	20.2%
	Steel	34.2%
Case(b)	Plenum	1.1%
	Acrylic	5.8%
	Steel	-6.7%

4.2 パワースペクトル

Fig.5にプレナム内におけるサージング発生限界流量での圧力変動波形をフーリエ変換することにより得られたパワースペクトルを示す。Case(a)においてはPlenumに比べSteelの方がピークを抑制していることに対し、Case(b)ではAcrylicの方がピークの強さを抑制していることが分かる。球が1つの場合は、質量の大きいSteelを用いた場合に抑制効果が大きいですが、球を2つ用いた場合は質量の小さいAcrylicを用いた方が抑制効果が大きくなった。

Fig.6にプレナム内における流量がゼロ付近での圧力変動のパワースペクトルを示す。ここではPlenumに対しCase(a)のAcrylic以外の全てのケースでピークの強さを抑制していることが分かる。特にSteelを用いたケースでは大きな抑制効果が得られていることからDeep Surgeのような強い変動に対しては、質量の大きいSteelを用いることが有効であると考えられる。

Fig.7にサージング発生限界流量での流速変動のパワースペクトルを示す。Case(a)ではほとんどピークを確認出来なかった。Case(b)ではPlenumに対し両方のケースでピークを抑制していることが分かる。Steelにおいてはサージング発生点流量では圧力変動は抑えられなかったものの流速変動は抑制できている。

Fig.8に流量がゼロ付近での流速変動のパワースペクトルを示す。Case(a)で変動のピークを抑制できないのに対し、Case(b)では、圧力変動と同様に強い抑制効果を得ることが出来た。

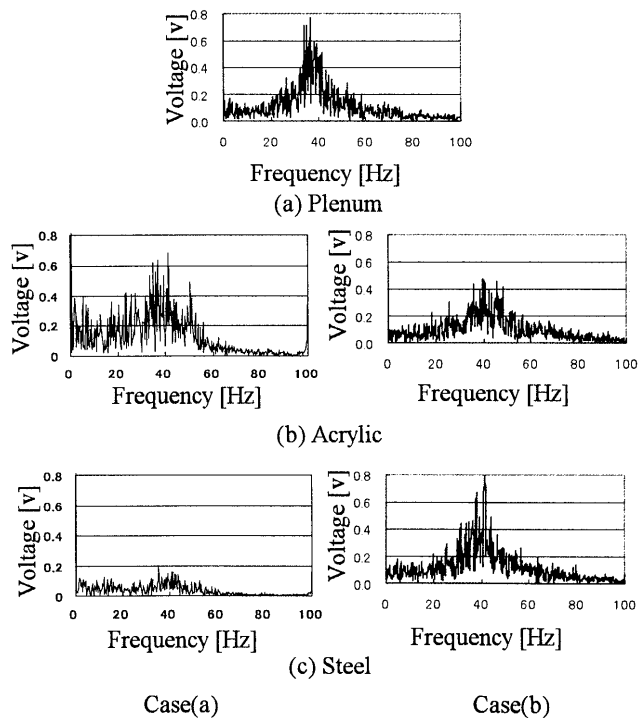


Fig.5 Power spectrum of pressure in the plenum near surge point

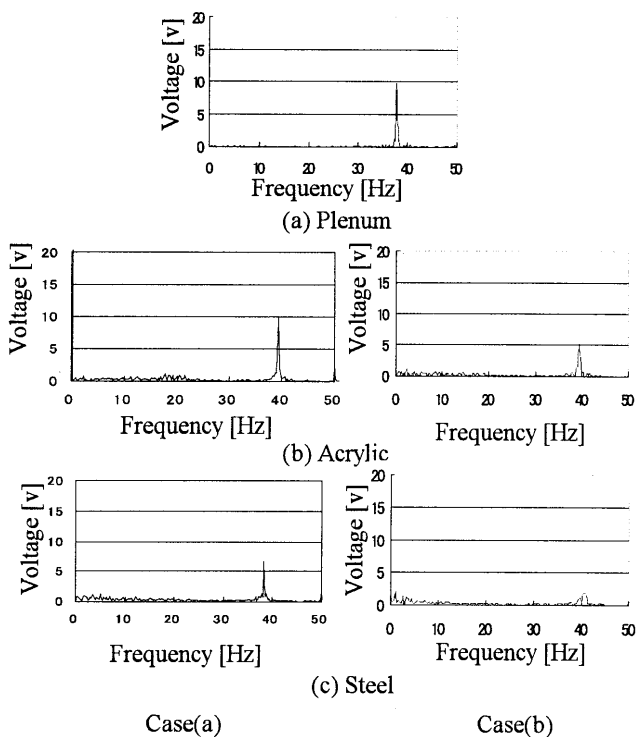


Fig.6 Power spectrum of pressure in the plenum near zero flow rate

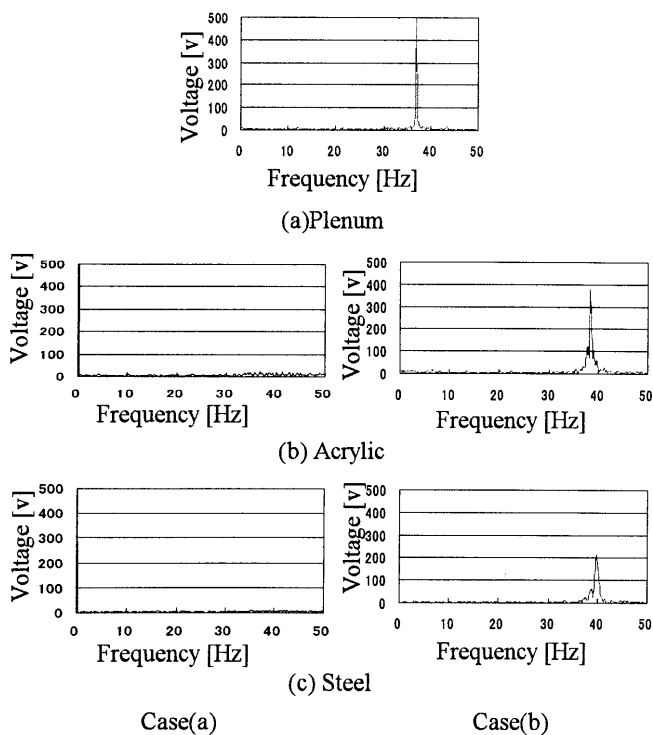


Fig.7 Power spectrum of flow velocity near surge point

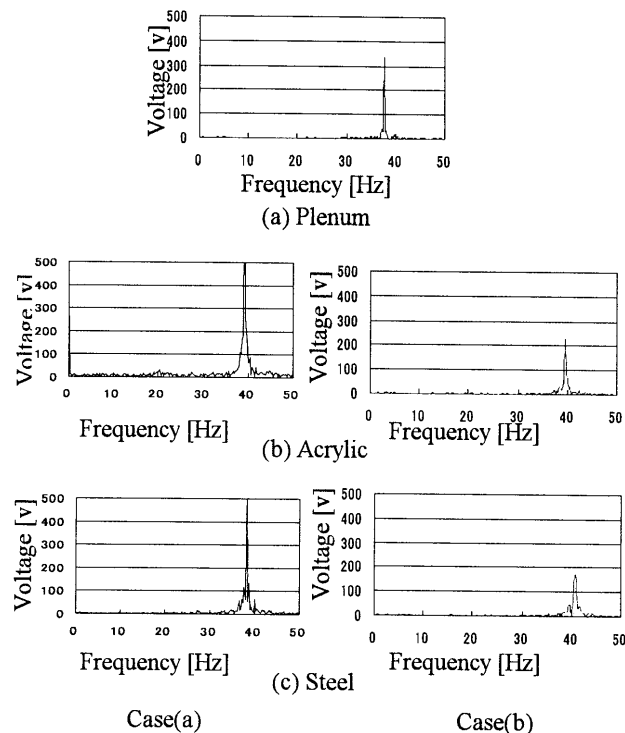


Fig.8 Power spectrum of flow velocity near zero flow rate

4. 3 変動特性と相図

Fig.9に、Normalのサージ発生限界流量での各ケースにおけるプレナム内の圧力変動とSVD法による相図を示す。Fig.9.1およびFig.9.2の相図の結果から、各ケースにおいて変動の周期性は見られなかった。しかし、変動の結果においてCase(a)ではSteelが、Case(b)ではAcrylicで最も圧力変動の抑制効果が見られた。また、プレナム内の圧力変動を抑制すると、サージマージン改善率を向上できると考える。

Fig.10に流量がゼロ付近での圧力変動に対する相図と圧力振動の波形を示す。Fig.10.2において、Plenumはドーナツ型のアトラクタを描き、周期性が見られる。一方、Fig.10.2およびFig.10.3において、各ケースでアトラクタの軌道を乱していることがわかる。このことから、バウンシングボールがサージの圧力変動に対して抑制効果があることが分かる。

Fig.11に、Normalのサージ発生限界流量での各ケースにおけるプレナム内の流速変動と相図を示す。Fig.11.3.Case(b)のSteelで、Deep Surgeが現れている。Fig.11.2において、Case(a)ではドーナツ型のアトラクタを呈していない。このことから、周期性を乱すことでサージの発生流量を低流量側へ移動させることが出来るといえる。

Fig.12に流量がゼロ付近での流速変動に対する相図と流速振動の波形を示す。Case(b)ではPlenumに比べ周期性を乱しているが、Case(a)ではドーナツ型のアトラクタを描き周期性が確認できる。また、流速変動の結果からDeep Surgeであることが分かる。従って、Deep Surgeに対する抑制効果はない。

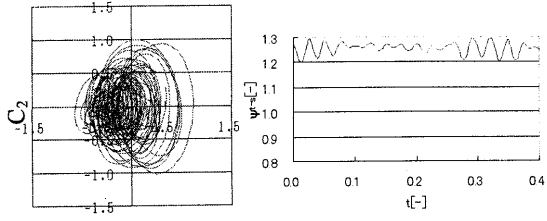
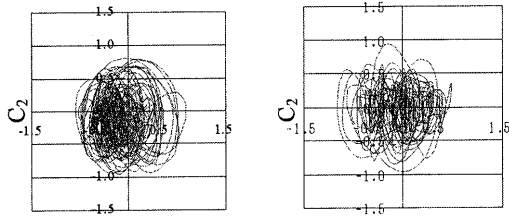
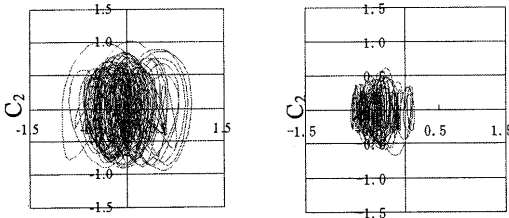


Fig.9.1 Phase portrait and pressure fluctuation of pressure near surge point (Plenum)



(i) Acrylic

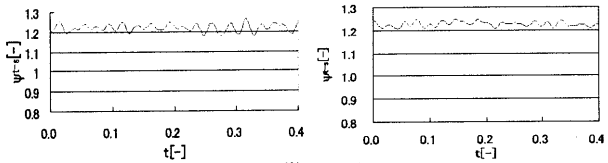


(ii) Steel

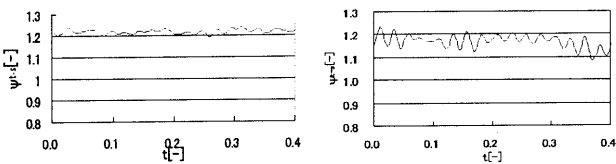
(1) Case(a)

(2) Case(b)

Fig.9.2 Phase portrait of pressure near surge point



(i) Acrylic



(ii) Steel

(1) Case(a)

(2) Case(b)

Fig.9.3 Pressure fluctuation of pressure near surge point

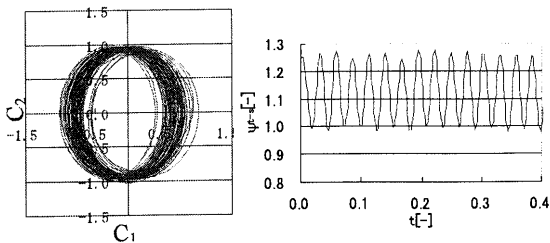
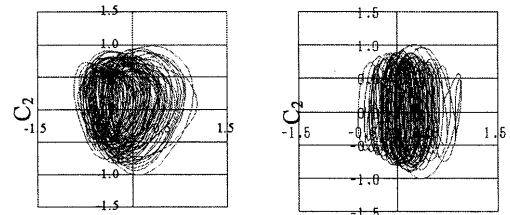
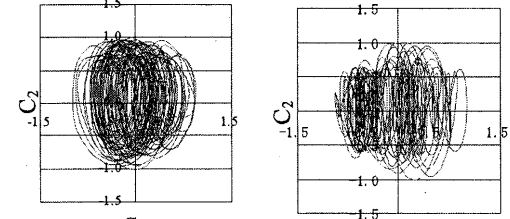


Fig.10.1 Phase portrait and pressure fluctuation of pressure near zero flow rate (Plenum)



(i) Acrylic

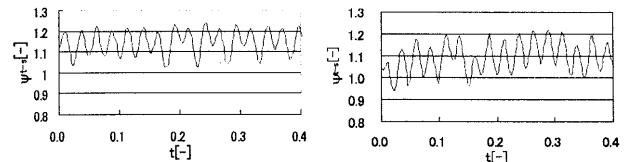


(ii) Steel

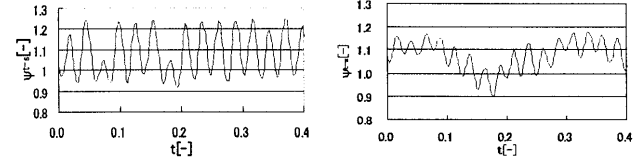
(1) Case (a)

(2) Case(b)

Fig.10.2 Phase portrait of pressure near zero flow rate



(i) Acrylic



(ii) Steel

(1) Case(a)

(2) Case(b)

Fig.10.3 Pressure fluctuation of pressure near zero flow rate

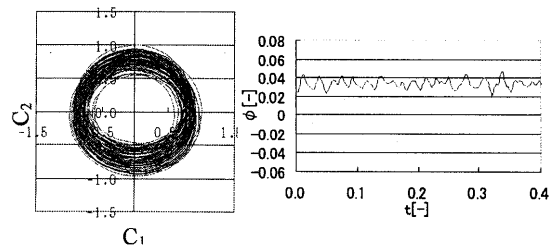


Fig.11.1 Phase portrait and velocity fluctuation near surge point (Plenum)

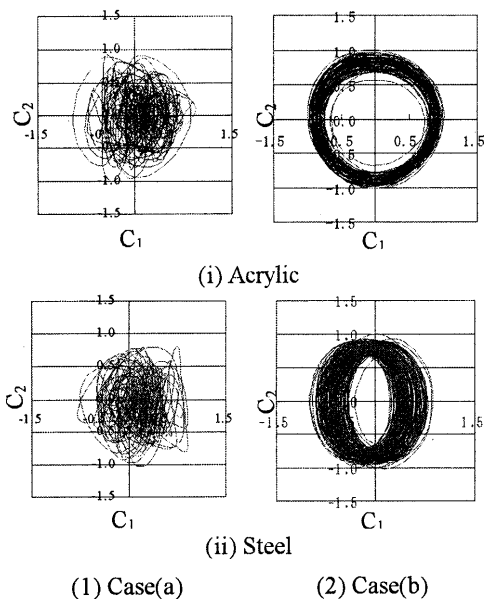


Fig.11.2 Phase portrait of flow fluctuation near surge point

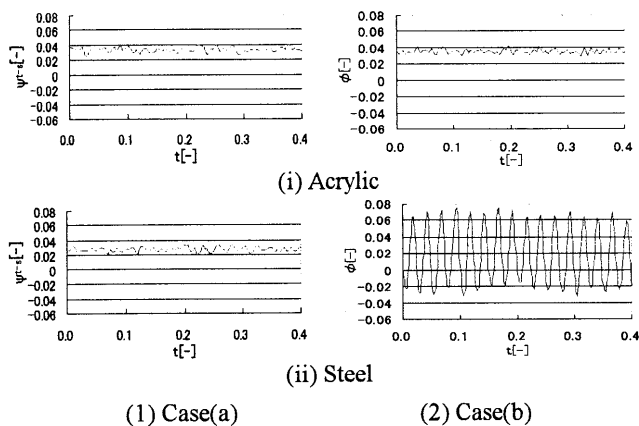


Fig.11.3 Velocity fluctuation near surge point

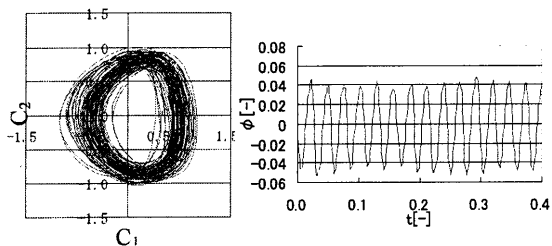


Fig.12.1 Phase portrait and velocity fluctuation near zero flow rate (Plenum)

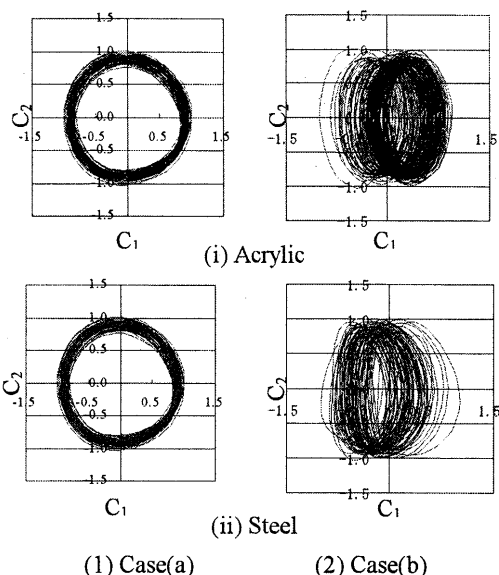


Fig.12.2 Phase portrait of flow fluctuation near zero flow rate

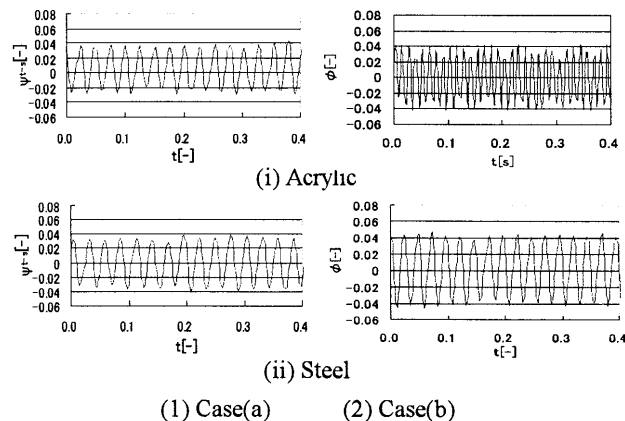


Fig.12.3 Velocity fluctuation near zero flow rate

5 結論

- (1) 適した球の選択により Case(a)は、サージング発生流量を低流量側に移動させ、Case(b)はサージング発生流量の低流量化は出来ないが、高流量側の性能を向上させた。
- (2) Deep Surge は、質量の大きい Steel を用いることで抑制効果が大きくなった。さらに、球を 2 つ用いることで抑制効果が向上した。

参考文献

- 1) S. Mizuki, et al. : Control of surge for centrifugal compression system by using a bouncing ball, ASME Paper 2000-GT-429, 2000.
- 2) D. S. Broomhead, et al. : Extracting qualitative dynamics from experimental data, Physica 20D, pp217-236, 1986.

あるスweep圧縮機動翼に発生するハブ側失速と低減化形状

*宮口 淳 (早大院), 大田 英輔 (早大理工), 太田 有 (早大理工), 加藤 大 (IHI)

Profile Improvement Eliminating Hub Side Stall Flow in a Forward Swept Subsonic Compressor Blade

*Atsushi MIYAGUCHI (Graduate student, Waseda Univ.),
Eisuke OUTA, Yutaka OHTA (Waseda Univ.), and Dai KATO (IHI)

ABSTRACT

The stall margin of tip side forward swept blade (Swept- S_{F-F} blade) is larger compared to radially stacked blade (Radial- RD blade) in a low subsonic operation of $M_{b,tip} \approx 0.3$. However fluctuating flow separation which generates high losses at mid span region are found at partial flow rate of S_{F-F} blade. This is thought to be caused by interaction between hub boundary layer fluid and hub side L.E. vortex. To stabilize mid span separation, swept blade with tip side forward sweep and hub side backward sweep (Swept- S_{F-B}) are investigated by 3-D unsteady N-S analysis at $M_{b,tip} \approx 0.72$ (13000rpm). S_{F-B} blade succeeded to eliminate mid-span separation, however hub corner separation erupted causing high losses at hub. To avoid hub stall, dihedral was added toward suction side (Swept- S_{F-B+SS}) and pressure side (Swept- S_{F-B+PS}). S_{F-B+PS} blade weakened hub corner separation and increased pressure rise though it could not eliminate hub side stall completely.

Key words: Axial compressor, Forward swept blade, Dihedral blade, Numerical analysis,
Hub side stall

1. はじめに

翼のスweep化による効果や流れ場への影響について様々な研究が行われており¹⁾, ファン動翼や圧縮機前段等, 遷音速動翼の設計において数多く適用されている. しかし圧縮機後段や低速運転時などで想定される亜音速領域での性能や流れへの影響は不明確な点が多く, より詳細な調査が必要ではないかと考えられる²⁾.

前報^{3,4)}では高負荷に設計されたラディアル動翼および同一断面形状の翼端側 30 度前方スweep翼の回転リグ試験および 3 次元数値解析を低亜音速 ($M_{b,tip} \approx 0.3$) にて行った. その結果, 低亜音速域においては実験と数値解析との一致が見られ本解析の妥当性を確認したと同時に, 亜音速域でのスweep化による失速余裕増大の効果を確認できた. しかし中間流量より低流量側ではミッドスパンでの損失の増加による圧力上昇の低下と, 数値解析においてミッドスパンでの間欠的な剥離による圧力振動が発生した. 本圧縮機の収縮流路に適合する高亜音速域 ($M_{b,tip} = 0.72$) にて行った数値解析⁵⁾においてもこれらの傾向は低亜音速時に比べ顕著になった. また本圧縮機では収縮流路によるハブ面の傾斜によりハブ面と翼は鈍角をなしており, 流れに対し前方スweepを行った状態になっ

ていたと考えられる.

そこで本報ではミッドスパンでの剥離を押しさえ流れを安定化させるため, 翼端側で前方にスweepさせると同時にハブ側にて後方スweepさせた翼を考案し, その特性および流れ場の影響を数値解析により検証した. またハブ側をスweepさせる事により生じたハブ側失速の低減化を行うためダイヘドラル形状を用い, 流れ場に及ぼす影響を調査した.

2. 供試翼列および非定常数値解析

2. 1 供試翼列における翼形状および段構成

Fig.1 に解析対象とした圧縮機の段構成を, Table1 にスweep動翼およびラディアル動翼の先端翼列形状を示す. 翼断面形状は sweep 翼, radial 翼共に等しく, 反り角が 15 deg. と高負荷に設計されている. sweep 翼は積重線が翼端で 30 deg. となるようにコード方向へ各翼断面を滑らかに移動させていった. またハブ面はスweepを行っていないが収縮流路により翼面と 97.3 deg. の角度をなしている.

2. 2 数値解析における翼形状および解析法

数値解析における翼断面形状は供試翼列と同様であり, Table2 に示すようにラディアル動翼およ

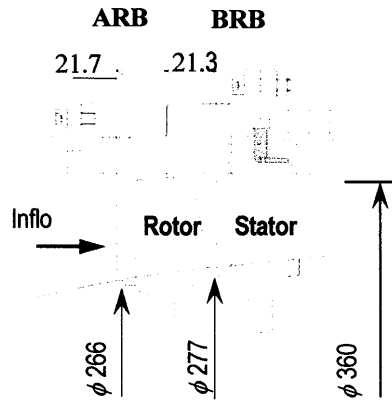


Fig.1 Compressor stage arrangement

Table 1 Specification of the cascade (at tip)

	Rotor	Stator
Sweep angle deg	30	0
Profile	DCA	NACA65
Number of blades	33	56
Chord length mm	50.18	25.47
Solidity	1.47	1.26
Stagger angle deg	60.4	11.1
Inlet angle deg	67.9	39.0
Exit angle deg	52.9	-16.7
Camber angle deg	15.0	55.7
Aspect ratio	0.930	1.588
Tip clearance mm	0.25, 0.5, 0.8, 1.1	-

Table2 Patterns of sweep and dihedral

Index	Sweep tip	Sweep hub	Dihedral
RD	-	-	-
S _{F-F}	forward	forward	-
S _{F-B}	forward	backward	-
S _{F-B+SD}	forward	backward	suction side
S _{F-B+PD}	forward	backward	pressure side

びラジアル動翼の積重線を移動させる事により異なる 5 種類の翼形状にて解析した。Fig.2 に各 sweep 翼の形状を示す。3次元非定常乱流解析は圧縮性 N-S 方程式を 3 次精度 3 段階 Runge-Kutta 法に Jameson の Implicit Residual smoothing を用い、Chakravathy-Osher の 3 次精度 TVD スキーム、2 次精度粘性項中心差分により離散化を行った。乱流モデルは Spalart-Allmarass の 1 方程式モデルを修正した ASARC モデルを適用した。

解析は単一の動翼流路を解析対象とし翼回り (257,481 点) を O 型メッシュ、翼間流路部(630,435 点)および翼端隙間(31,108 点)を H 型メッシュにて製作し計 919, 024 点で解析した。入口境界を動翼前方より 1.5 翼弦長上流に設け、全圧、全温、1/5 乗乱流速度分布および Prandtl-Nikuradse の混合長式を与える。

流量設定は、動翼後方 2 翼弦長後方に設けた出

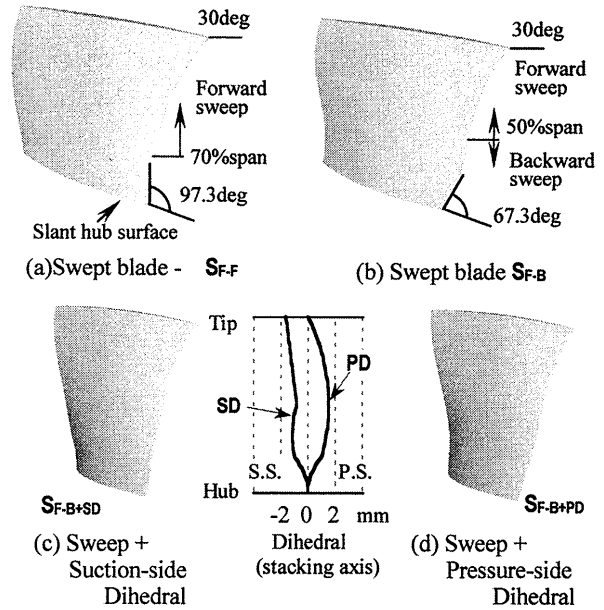


Fig.2 Geometry of sweep and dihedral

口境界にて調節弁を模擬した絞り抵抗により、出口境界圧力を与えることにより設定する。また入口、出口境界には 1 次元無反射条件を用いている。動翼周速度は本実験機の収縮流路に適合し等速流れとなる $M_{b,tip} = 0.72$, 13000rpm にて行った⁵⁾。

3. 低亜音速におけるスイープ翼の性能

低亜音速における RD 翼および S_{F-F} 翼の実験および数値解析による圧力上昇特性を Fig.3 に示す。流量係数 ϕ_i および圧力上昇係数 Ψ_{T-T} を以下のように定義する。

$$\phi_i = C_{xi} / V_{b,tip}^2 \quad \dots(1)$$

$$\Psi_{T-T} = \Delta P_{T-T} / \rho V_{b,tip}^2 \quad \dots(2)$$

動翼の前方スイープ化による効果により RD 翼

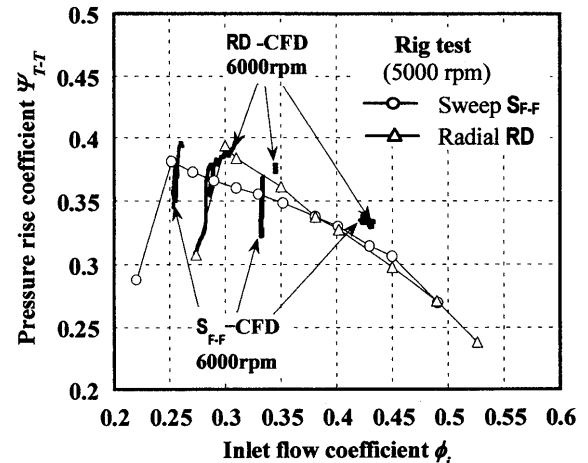


Fig.3 Pressure rise performance of blades RD and S_{F-F}, by rig test and CFD at low subsonic operation

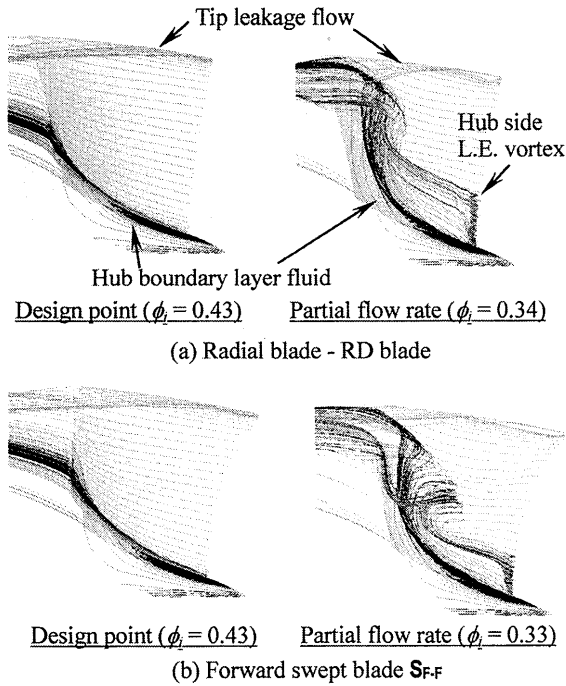


Fig.4 Computed flow patterns on suction surface of RD blade and SF-F blade at 6000rpm

に比べ SF-F 翼は失速余裕が増大している事がわかる。また数値解析結果と実験結果も良く一致しており、失速点流量、スイープ化による失速余裕の増大も良く表現されている。よってこの数値解析結果は妥当なものと判断した。

Fig.4 には数値解析による RD 翼および SF-F 翼の設計点および中間流量における翼負圧面での流れを示した。設計点では両翼ともハブ境界層ながれの上昇が見られるが、渦の発生は無く翼後方へと流れている。中間流量では RD 翼でハブ側境界層流れが翼表面上を上昇し翼端へと達しており、翼端漏れ流れと干渉し失速へと陥るが、流れ場は安定している。一方 SF-F 翼ではハブ境界層流れは翼端には達しておらず翼端漏れ流れとの干渉は起きていないが翼前縁渦との干渉によりミッドスパンにて間欠的な流れの剥離を起こし圧力振動を生じている。Fig.3 において SF-F 翼の中間流量での圧力上昇係数の振動が発生するのはこのためであると考えられる。

3. 高亜音速におけるスイープ翼の性能

3.1 圧力上昇特性

低速運転時の結果より本数値解析は妥当であると判断できるため、供試圧縮機の収縮流路に適合し等速系となる高速運転(13000rpm) $M_{b,tip} = 0.72$ における数値解析を実施した。また収縮流路を有する本圧縮機ではハブ面の傾斜により、ハブ側でスイープしていない SF-F 翼ではハブ面と翼前縁が鈍

角をなし、ハブ側にて前方へスイープさせた効果が発生すると考えられる。そこでハブ側での前方スイープ効果を取り除き、逆に後方スイープの効果を得るため、ハブ側を後方スイープさせた SF-B 翼での解析も行った。

Fig.5 に高亜音速時の数値解析による圧力上昇特性を示す。設計点においては RD 翼、SF-F 翼ともに実験結果より高い値を示している。これは回転数の増加により圧縮性の効果が強まり、流れが流路に適合したためと思われる。中間流量においては低亜音速時と同様 SF-F が圧力振動を生じている。一方 SF-B 翼は中間流量にても圧力振動は発生していないが設計点と比べ圧力上昇が低下している。

3. 2 設計点における流れ

Fig6 に設計点における翼負圧面上の流れ場を、Fig.7 に拡散係数 Df 、損失係数 ω 、および翼負圧面上の静圧係数 Cp_s の半径方向分布を示す。拡散係数 Df 、損失係数 ω 、静圧係数 Cp_s は以下のように定義する。

$$Df = \frac{w_{max} - w_2}{w_1} \approx 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{w_{\theta 1} - w_{\theta 2}}{2\sigma w_1} \quad \dots(3)$$

$$\omega = \frac{P_{T1,rel} - P_{T2,rel}}{P_{T1,rel} - P_{S1}} \quad \dots(4)$$

$$Cp_s = \frac{P_s - P_{T1}}{\rho v_{b,tip}^2} \quad \dots(5)$$

ただし、添え字の $_1$ は動翼入り口を、 $_2$ は動翼出口を、 θ は半径方向成分を rel は相対系での値を示す。拡散係数および損失係数は流路高さを 5% 流量間

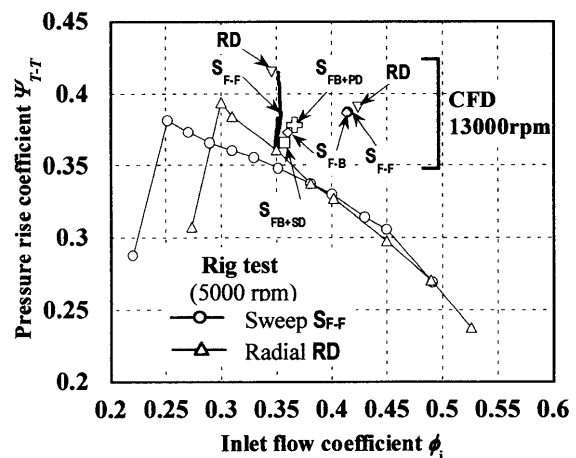


Fig.5 Pressure rise performance of blades RD, SF-F and SF-B obtained by CFD at high subsonic operation (13000rpm)

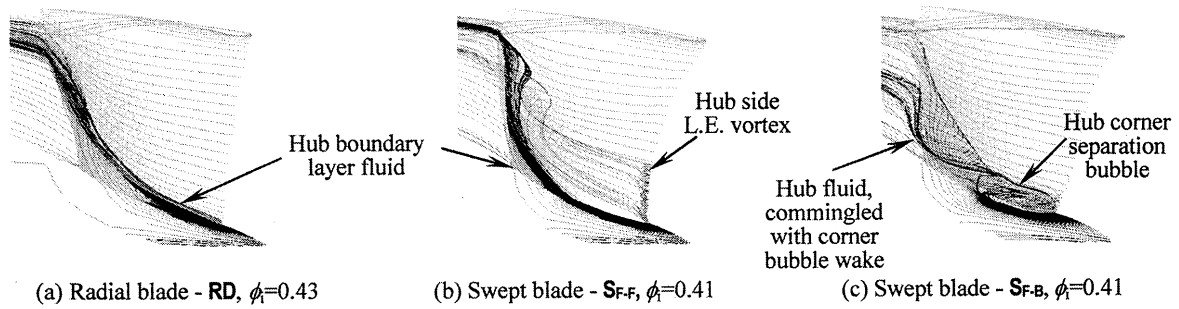


Fig.6 Computed flow pattern on suction surface at near design point of RD, SF-F and SF-B; $M_{b,tip} = 0.72$ (13000 rpm)

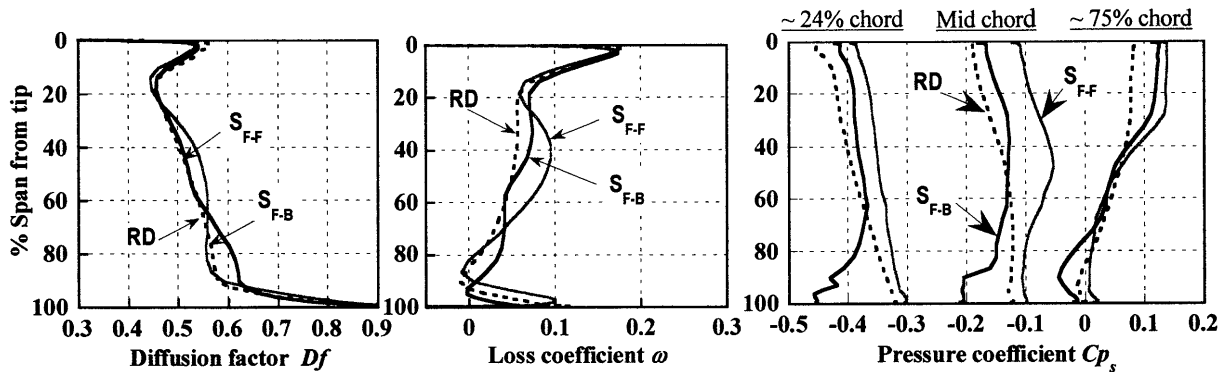


Fig.7 Span-wise distributions of diffusion factor, loss coefficient and suction surface static pressure at near design point of RD, SF-F and SF-B; $M_{b,tip} = 0.72$ (13000 rpm). Refer to pictures in Fig.6.

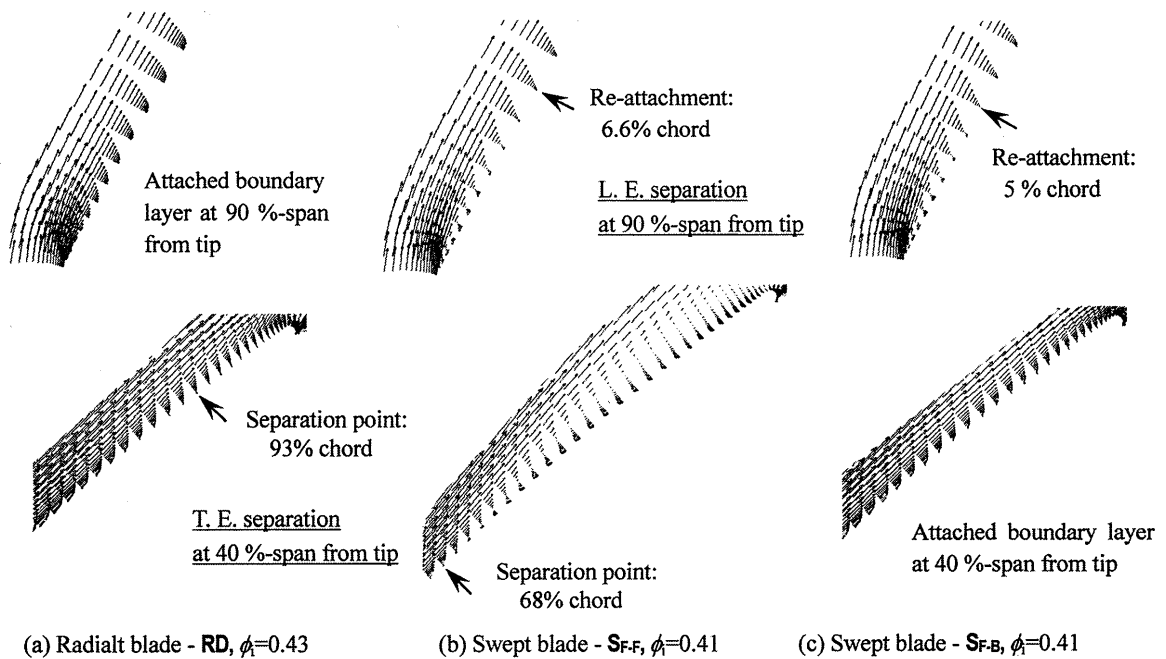


Fig.8 Boundary layer flow on leading side (L.E.) and trailing side (T.E.) of suction surfaces respectively of blades RD, SF-F and SF-B; $M_{b,tip} = 0.72$ (13000 rpm). Refer to pictures in Fig.6.

隔で分割し相対流速または相対全圧の平均値の差を用いて計算した。静圧係数のコード位置は翼50%スパンでのおおよそその値である。また Fig.8には翼負圧面での流速ベクトルを示す。

高亜音速にすることにより RD 翼, SF-F 翼とも低亜音速に比べハブ境界層流れの上昇が見られる。

RD 翼は後縁付近でわずかに流れが剥離しているのみで損失も小さい。SF-F 翼ではハブ側前縁渦がハブ境界流れと干渉し Fig.8 (b)に示すようにミッドスパン後縁側にて流れが剥離してしまっている。これにより Fig.7の損失係数分布でも SF-F 翼はミッドスパンでの損失が高くなっている。SF-B 翼はハ

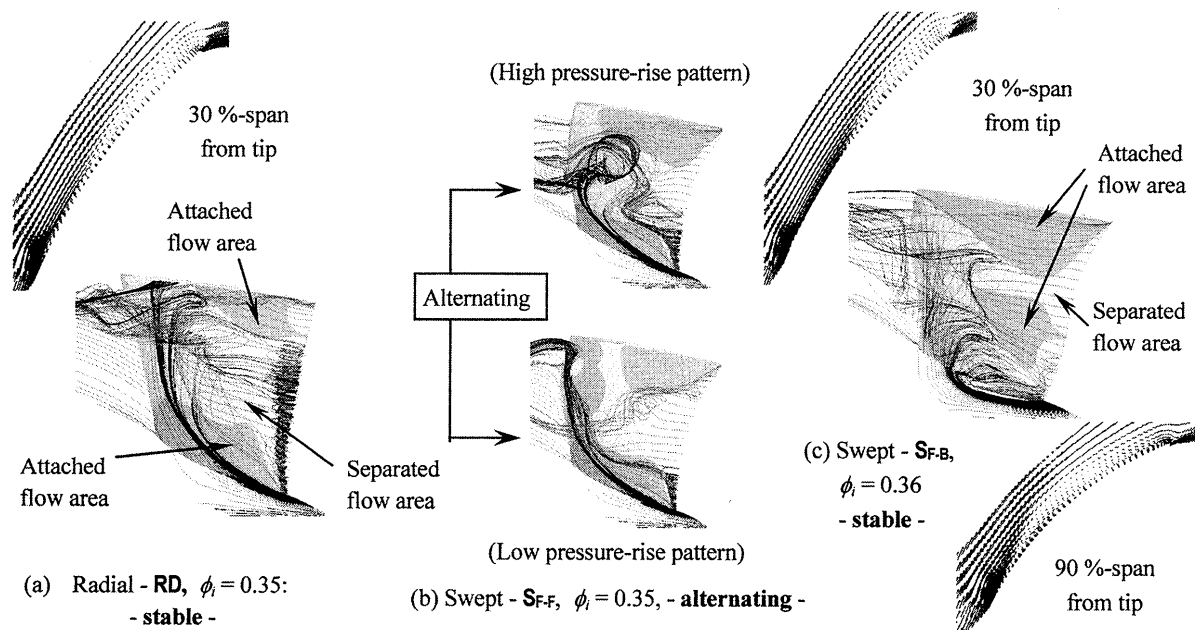


Fig. 9 Flow patterns and boundary layer separations on suction surface of radial and swept blades, computed at partial flow range of $\phi_i = 0.35 \sim 0.36$: $M_{b,tip} = 0.72$ (13000 rpm).

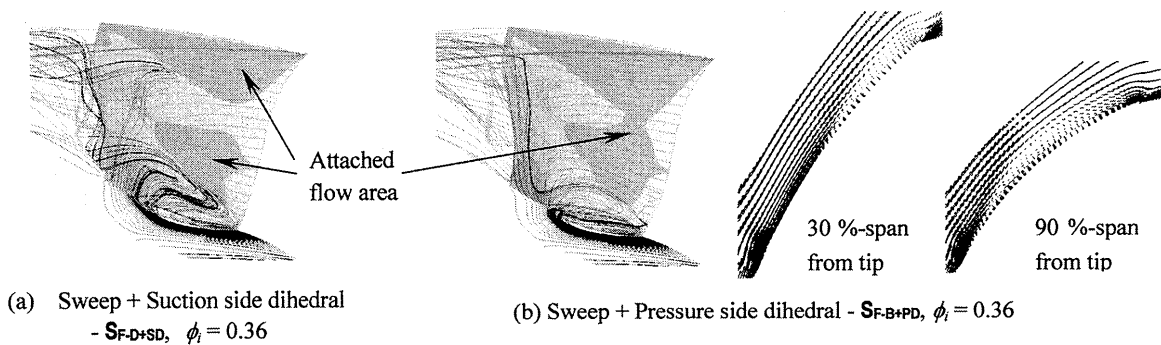


Fig. 10 Flow patterns on suction surface of sweep-dihedral combined blades, computed at partial flow range of $\phi_i = 0.35 \sim 0.36$: $M_{b,tip} = 0.72$ (13000 rpm).

ブ側で剥離域が見られ、Fig.7の拡散係数がハブ側で高くなっている、一般的に二次元翼の翼負荷限界は0.6と言われており⁶⁾ハブ側ではこれを越えている。SF-F翼でみられたミッドスパン後縁付近では剥離の発生は見られないが、ハブ境界流れとハブ剥離の後流の混合は起きておりRD翼に比べ損失が大きくなっている。Fig.7の静圧係数分布ではSF-F翼のハブ側に逆圧力勾配が生じている。75%コード位置ではミッドスパンでSF-F SF-Bともに逆圧力勾配が生じておりスイープすることにより半径方向の圧力勾配を生じさせたと考えられる。

3. 3 中間流量における流れ

ラディアル翼および、スイープ翼の中間流量、翼負圧面流れをFig.9に示す。RD翼はハブ境界層流れが翼端へと達し、30%スパン位置では流れがほぼ全域にわたり剥離している。そのため翼端付

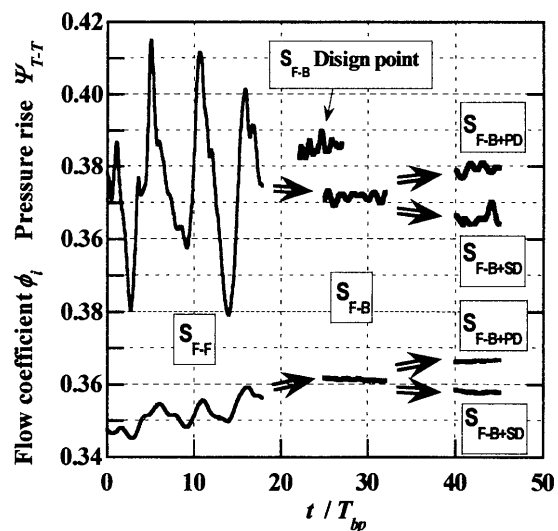


Fig. 11 A process improving partial flow performance of swept blade as; SF-F \rightarrow SF-B \rightarrow SF-B+SD \rightarrow SF-B+PD. $\phi_i = 0.35 \sim 0.37$, $M_{b,tip} = 0.72$ (13000 rpm).

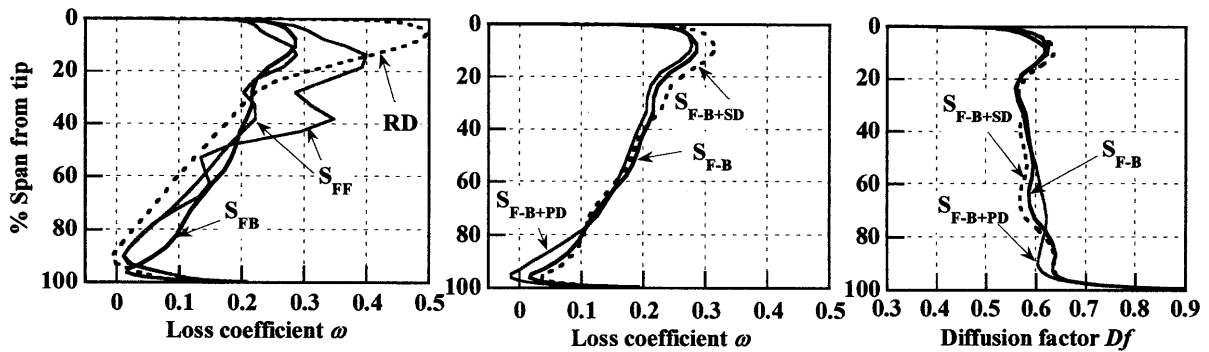


Fig. 12 Span-wise distribution of total pressure loss ω of RD, S_{F-F} , S_{F-B} , S_{F-B+SD} and S_{F-B+PD} , and diffusion factor Df of S_{F-B} , S_{F-B+SD} and S_{F-B+PD} at partial flow rate $\phi_t \approx 0.35$, $M_{bip} = 0.72$

近での損失が非常に大きくなっている。 S_{F-F} 翼ではミッドスパンで流れが間欠的に剥離し Fig.12 に示す損失分布では、流れの剥離時に損失が増加しており、低亜音速同様の圧力振動が生じている。 S_{F-B} 翼は30%スパン付近での剥離がRD翼にくらべ減少しており、Fig.11 に示す圧力上昇の時間波形において S_{F-F} 翼で生じていた圧力振動も生じていない。しかしハブ側の剥離域が設計点に比べ発達し大きな損失を生んでおり、圧力上昇は設計点流量に比べ減少している。そこでこのハブ側での剥離の低減化を目的に S_{F-B} 翼を負圧面へダイヘドラルさせた S_{F-B+SD} 翼と正圧面側へダイヘドラルさせた S_{F-B+PD} 翼を S_{F-B} 翼中間流量のデータを初期条件に解析した。Fig.11 に示した圧力上昇、流量の時間波形では S_{F-B+SD} 翼は圧力上昇が低下したが S_{F-B+PD} 翼は圧力上昇が増加している。これは S_{F-B+PD} 翼でハブ側を正圧面側へダイヘドラルさせた事により、Fig.12 に示した拡散係数がハブ付近で0.6近くまで下がっており、ハブ側の剥離が低減化し損失が減少したためと考えられる。Fig.10 に示した翼負圧面での流れでも S_{F-B} 翼に比べ、ハブ側の剥離の再付着が早まっており、30%スパンでもわずかではあるが剥離域の減少が見られる。

4. あとがき

高亜音速でのハブ側後方スイープの効果およびダイヘドラルの効果を数値解析により検討した

前方スイープ翼のハブ側を後方スイープさせた S_{F-B} 翼は中間流量にて S_{F-F} 翼に生じていたミッドスパンでの間欠的な剥離を抑え圧力振動を生じなかったがハブ側にて剥離域が発生し圧力上昇も設計点に比べ低下した。ハブ側を正圧面側へダイヘドラルさせた S_{F-B+PD} 翼はハブ側の剥離域を小さくし圧力上昇を増加させたが、ハブ側での剥離は残っている。これは S_{F-B+PD} 翼解析の初期条件として S_{F-B} 翼中間流量のデータを用いたため、 S_{F-B} 翼での

流れの影響が依然残っている可能性がある。そこで現在は一度流量を増やしハブ側剥離の無い状態から再び流量を絞る解析を進めている。また今後、中間流量での解析の後、さらに流量を絞りハブ側スイープの失速余裕に対する効果、失速近傍の流れ等を調査する予定である。

参考文献

- 1) C.Hah, J.Wennerstrom, three-Dimensional Flowfields Inside a Transonic Compressor With Swept Blades, J. of Turbomachinery, Trans. ASME, Vol.113 (1991), pp.241-251.
- 2) G.S. McNulty, J.J. Decker, B.F. Beacher and S.A. Khalidet: The Impact of Forward Swept Rotors on Tip-Clearance Flows in Subsonic Axial Compressors, J. of Turbomachinery, Trans. ASME, Vol. 126 (2004), pp. 445-454.
- 3) 杉浦秀幸, 今枝元広, 加藤大, 今成邦之, 大田英輔: 亜音速圧縮機動翼列流れの安定化に及ぼす前方スイープの効果, 第32回ガスタービン定期講演会論文集 B-1, pp. 161-166.
- 4) 今枝元広, 名取拓実, 加藤大, 今成邦之, 大田英輔: 前方スイープ圧縮機動翼の亜音速失速に対する翼端隙間の影響, 第33回ガスタービン定期講演会論文集 A-12, pp. 77-82
- 5) 吉田栄志, 三岩孝太郎, 加藤大, 大田英輔: 前方スイープ圧縮機動翼の亜音速流れ構造に及ぼす運転速度の影響, 第34回ガスタービン定期講演会論文集 A-18, pp.107-112
- 6) Cumpsty, N. A.: Compressor aerodynamics, Longman Scientific & Technical, pp.47-48.
- 7) T. Sasaki, F.Bruegelmans: "Comparison of Sweep and Dihedral Effects on Compressor Cascade Performance", J. of Turbomachinery, Trans. ASME, Vol.120 (1998), pp. 454-464
- 8) 三崎仁郎, 黒川淳一: 翼の傾斜技術の動向: スイープとダイヘドラルの効果について, ターボ機械第32巻第10号, pp. 577-585

ディフューザパッセージ圧縮機の空力性能に及ぼす 通路拡大方式の影響

*加藤 大, 後藤 信也, 大桐 邦夫, 児玉 秀和 (株式会社 I H I)
大田 英輔 (早稲田大学)

Effect of Passage Expansion Design on Aerodynamic Performance of Diffuser Passage Compressors

*Dai KATO, Shinya GOTO, Kunio OGIRI, Hidekazu KODAMA (IHI Corporation)
Eisuke OUTA (Waseda University)

ABSTRACT

A unique, "Diffuser Passage Compressor" concept is presented which aims at minimizing axial compressor's stall margin deficit with tip clearance opening, i.e. reducing so called tip clearance sensitivity. Low-speed rig tests are performed to compare aerodynamic performance of a conventional (CNV) rotor and the diffuser passage (DP) rotor of the same aerodynamic loading. Tests reveal that DP rotor is aerodynamically more robust than CNV when tip clearance is doubled. Effects of passage design on DP rotor performance are experimentally and numerically investigated by modifying axial distribution of passage area expansion and by expanding the passage area toward the hub instead the tip. In some cases, aerodynamic robustness of DP rotor is degraded due to end-wall flow behavior. Proper passage design is essential to elicit desired performance of DP rotor.

Key words: Compressor, Tip Clearance, Diffuser, Stall Margin

1. はじめに

環境適応型小型航空機用エンジン研究開発（エコエンジンプロジェクト）では、50席クラスの航空機への適用を想定した小型ターボファンエンジンおよび要素の研究開発を進めている⁽¹⁾。このようなエンジンの高圧圧縮機では、最終段翼高さが小さくなる一方、急加減速時などにラビングを起さぬよう設計時に一定の翼先端隙間を確保するため、翼高さに対する翼先端隙間が相対的に大きくなる。エンジンの高性能化や運用範囲の確保のためには、翼先端隙間流れの影響を抑制することが重要な技術課題となる。

翼先端隙間流れは基本的に翼先端における翼負圧面と正圧面の間の圧力差（翼面圧力差）により発生する。翼面圧力差を抑えて翼先端隙間流れを低減させる方法の例として、翼の前方スweep化⁽²⁾などがある。エコエンジンプロジェクトでは、ディフューザパッセージ（DP）圧縮機という独自のコンセプトにより、翼面圧力差を抑えて、翼先端隙間の増大に対する空力的ロバスト性の大幅な向上を図った⁽³⁾。本稿では、まず、本コンセプトを実証するために実施した低速回転翼列リグ試験の結果により、DP動翼の従来（CNV）動翼に対する優位性を示す⁽⁴⁻⁵⁾。次に、子午面の通路形状の変更（面積拡大率の軸方向分布を変更した場合、ハブ側に通路を拡大した場合）が、DP動翼

の性能および流れ場に及ぼす影響を、リグ試験およびCFDにより調査する。これらを通じ、適切な通路形状の設定が、DP動翼の性能の発揮に不可欠であることを示す。

2. DP 圧縮機のコンセプト・設計概要

2.1 コンセプト

Fig.1 に DP 動翼のコンセプトを示す⁽³⁾。CNV 動翼では、軸流速度を一定に保つため、密度上昇に合わせて子午面通路を翼列入口から出口にかけて収縮させ、翼キャンバにより相対流れを曲げることで作動流体への仕事を行う。一方、DP 動翼では、翼列入口から出口にかけて子午面通路面積を

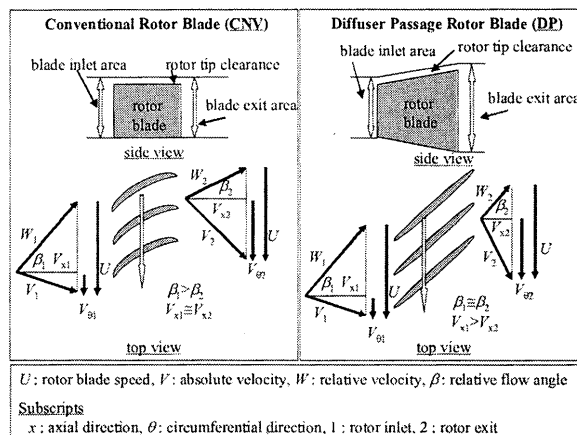


Fig.1 Concept of diffuser passage compressor

Table 1 Design specification of CNV and DP rotor

	CNV	DP
Flow coefficient ϕ_1	0.49	0.49
Work coefficient Ψ	0.36	0.36
Pressure coefficient ψ_{T-T}	0.35	0.35
Turning deg	23	16
Solidity C/S	1.6	2.6
Aspect ratio C/H_1	0.64	0.36
Diffusion factor	0.44	0.46

拡大し、軸流速度の減速により作動流体への仕事を行う。このため、翼キャンバを減らして翼負圧面の局所的な加速を抑制すると共に、軸流速度の減速により翼面間の速度差も減らすことで、翼面圧力差の低減を図る。

2.2 空力設計の概要

エンジン圧縮機の後段を想定して、同一の空力負荷 (Work coefficient) の CNV 翼と DP 翼を設計した。主要な設計諸元を Table 1 に示す。DP では、転向角と軸流速度の減速率 (入口出口面積比) との間で仕事配分の最適化を行う。エンジン設計上許容される軸長の元で取り得る面積比は、ディフューザマップ (例えば文献6) で制限されるためである。同 Table で判るように、ディフューザ通路であるため、CNV 翼に比べ軸長やソリディティが高い。これは翼面圧力差を減らす効果はあるが、摩擦ロスを増やす副作用もある。DP では翼列出口に向け流速が下がるため、この副作用が抑えられる効果も期待できる。Fig.2 に翼面速度分布を示す。翼面圧力差が大幅に低減されている。低速回転翼列リグの翼型は、Wisler⁽⁷⁾ に倣って空力的相似を保つように低速変換を行って求めた⁽⁵⁾。

3. リグ試験による DP 動翼の優位性実証

3.1 低速回転翼列リグ試験の概要^(4, 5)

Fig.3 に、早稲田大学に設置された 1.5 段低速回転翼列リグの概観を示す。圧縮機後段を模擬す

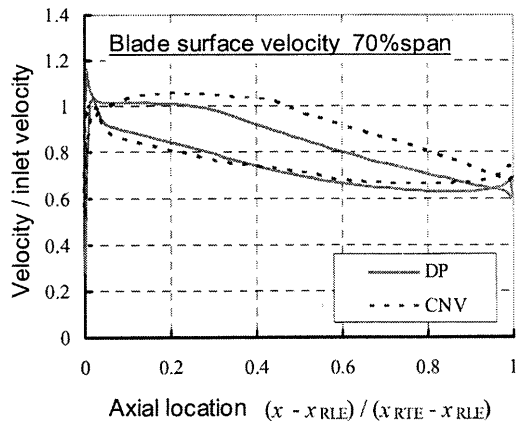


Fig.2 Design surface velocity distribution

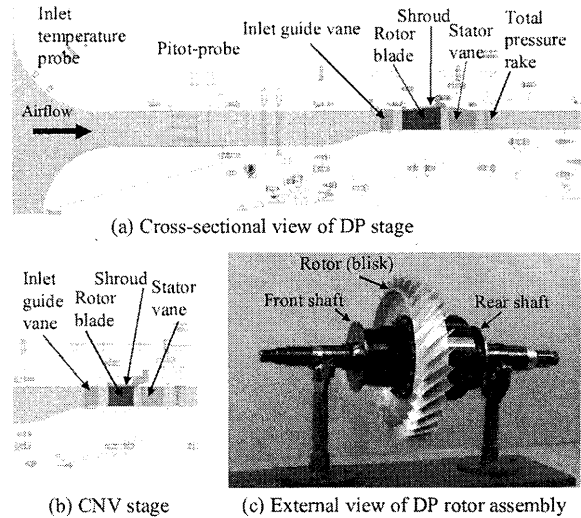


Fig.3 Low speed rig of DP and CNV models

るため、DP、CNV 両形態共通の入口案内翼により予旋回を与え、性能を取得する。流量はピトー管により取得し、段圧力比は出口全圧管で取得する。動翼単体の性能は、動翼入口・出口でヨーメータや熱線流速計を半径トラバースし取得する。動翼上部のシュラウドを厚さの異なるものに差し替えることにより、チップクリアランスを変更する。試験機の動翼入口直径は 360mm、試験回転数は 5500rpm、動翼チップマッハ数は約 0.3 である。本稿では、動翼単体の性能を中心に述べる。

3.2 リグ試験結果

Fig.4 に、各形態での設計 (ncl)、2 倍 (dcl) チップクリアランス時の動翼性能の試験結果を示す。

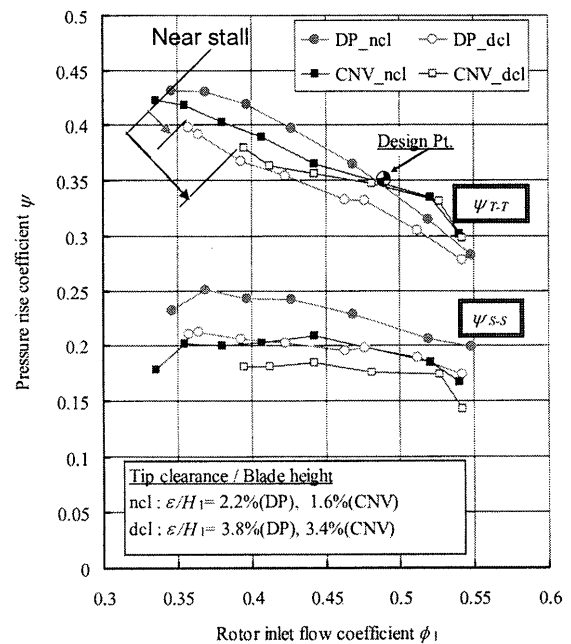


Fig.4 Comparison of measured rotor pumping characteristics between DP and CNV models

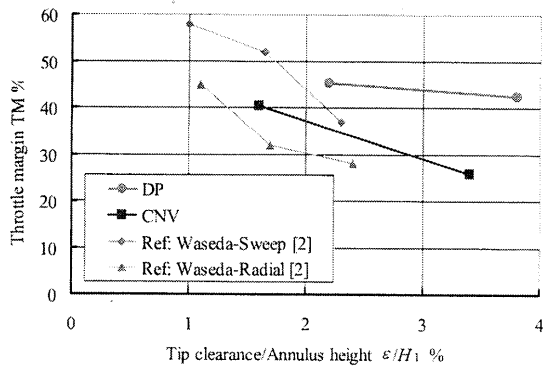


Fig.5 Comparison of measured throttle margin between DP and CNV rotors

それぞれの試験にて、最も低流量側のプロットよりも僅かに絞ったところで旋回失速が発生する。CNVでは、クリアランスを2倍に広げると失速作動線が大きく低下するが、DPでは低下幅が小さい。更に、DPの全圧上昇曲線は、CNVの曲線に比べ、流量の減少に対する圧力上昇の増加が大きい（より立っている）。多段圧縮機の最終段としては、曲線のより立っている方が、圧縮機全体の作動線が絞られた際の圧縮機入口流量の変化が小さくなり、前段側を絞らなくて済むため好ましい。この観点からもDP動翼は優位である。

Fig.5には、両動翼の失速余裕のチップクリアランス量に対する変化を比較するが、DPでは明らかに感度が鈍っている。なお、設計仕様が違うため単純な比較はできないが、DPはスイープ⁽²⁾に比べても高いロバスト性を示している。

試験境界条件を用い、両形態の流れ場を調べた。用いたCFDはSpalart-Allmaras 1方程式モデルを用いた自家製の定常RANSコードである⁽⁸⁾。2倍クリアランス時のCNV動翼の失速近傍流量係数における両形態流れ場をFig.6に示す。両形態とも動

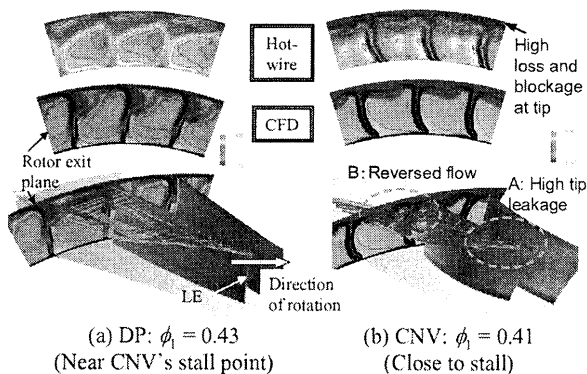


Fig.6 Axial velocity contours (normalized by rotor tip speed) and streamlines near tip of DP and CNV rotors (Double tip clearance, close to CNV's stall point)

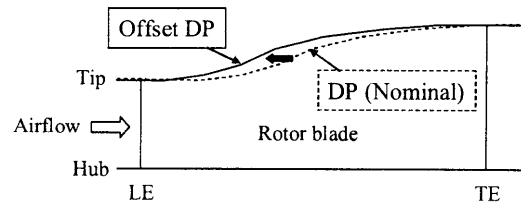


Fig.7 Offset DP configuration with casing expansion distribution different from nominal distribution

翼出口での熱線計測結果（32回の位相固定平均）をCFDで良く再現している。CNVのチップ近傍では、翼前縁からの強い流れAと後縁付近の逆流域Bによりプロッキングが発達し、失速に至る。一方、ほぼ同流量のDP動翼では、流れは相対的に弱く、逆流域も見られない。このような流れの抑制により、空力的なロバスト性が得られたものと言える。

4. 子午面面積拡大率の軸方向分布がDP性能に及ぼす影響

前節で示したDP動翼のチップ形状（翼・通路とも）を、Fig.7に示すように、設計よりもより前縁側にて子午面面積の拡大する分布に意図的に変更したOffset DP翼を用意し、前節と同様の低速リグ試験を行った。ここで翼形状（キャンバ、厚み等）は全く変えていない。また案内翼、下流静翼も、前節のDP形態と全く同一のものである。

動翼単体の流量-全圧上昇特性の取得結果をFig.8に示す。設計クリアランス時には良好な動翼全圧上昇特性が得られているものの、2倍クリアランス時には、途中流量にて全圧上昇が一旦低下し（流量係数で0.49から0.46）、その後、再度絞りと共に増加している（流量係数0.41まで）。

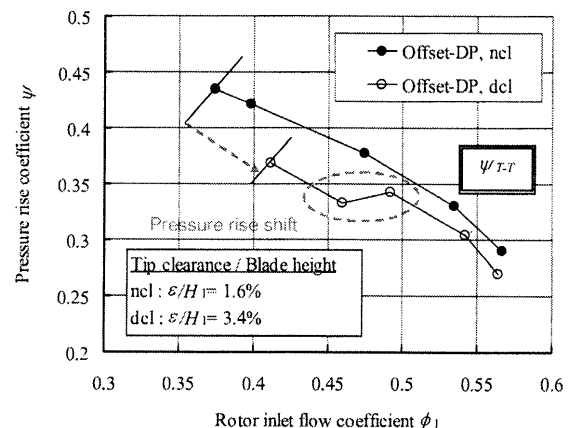
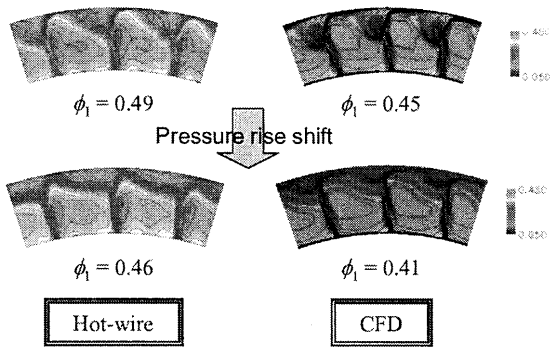
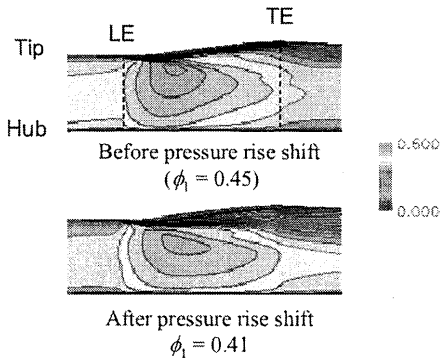


Fig.8 Measured rotor pumping characteristic of Offset DP configuration



(a) Axial velocity (normalized by rotor tip speed) at rotor exit



(b) Pitch-wise averaged axial velocity; CFD

Fig.9 Flow pattern change before and after pressure rise shift of Offset DP with double tip clearance

このような全圧上昇カーブにシフトが見られる際の流れ場の様子を Fig.9 に示す。同図(a)左の熱線結果に見られるように、全圧上昇が低下 (シフト) すると共に、動翼出口のチップでは1ピッチほぼ全域に低速領域が現れる。発生する流量は若干異なるが、同図(a)右のCFDにおいても、全圧上昇の低下を伴うチップ側での全周低速領域が現れる。同図(b)には、その際の周方向平均軸流速度の子午面上のコンタを示す。全圧上昇が低下した後では、面積拡大開始位置付近から低速領域が見られる。これにより、動翼出口の有効面積が減り、DPの面積拡大による仕事量が低下して、全圧上昇が低下

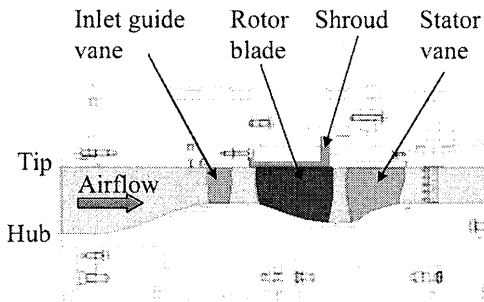


Fig.10 Low-speed rig of Initial DP with constant tip radius (Initial DP-H)

したものと見える。

低速領域は、主にチップ側端壁での流れのはく離によるものである。Offset-DPでの子午面面積の拡大開始位置は、ちょうど翼のキャンバ変化の大きい軸コード位置にずらしており、両効果により減速率が厳しくなり、境界層が剥がれやすくなったものといえる。なお、CFDでこの現象を捉えられたことから、設計段階で適切な通路拡大とキャンバ変化の組み合わせをCFDにより見つけておけば、前節で示したDP性能を引きだせる。

5. ハブ側に通路を拡大した場合のDP性能

5.1 初期型ハブ拡大DP動翼試験

前節までで述べたDPではチップ側に通路が拡大しており、圧縮機前段側と逆の勾配を持っている。エンジンでは、ロータ、ケーシングとも熱の影響により軸方向に伸縮するが、その際、チップ形状の勾配が正負混在していると、クリアランスコントロールが難しい。従って、チップ径を一定にしてハブ側に通路を拡大するDPが成立すれば、エンジンへの適用が容易となる。

Fig.10に、ハブ側に通路を拡大させたDP翼 (Initial DP-Hと呼ぶ) を組み込んだリグの概観を示す。計測手法等は、前節までと同じである。高速設計と同じ軸流速度の減少を得るために、幾何的な面積比が高速時よりも大きく、かつハブ側への拡大ゆえチップ側拡大時よりも径変化の面積変化への効きが小さいため、一見、極端なハブ通路

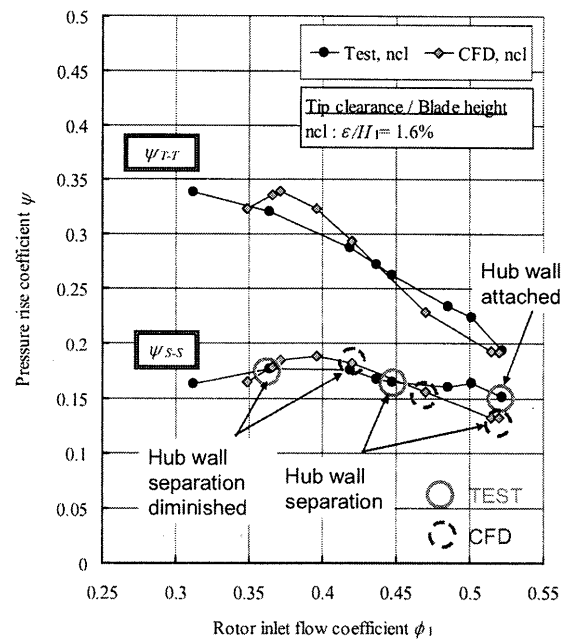


Fig.11 Rotor pumping characteristic of Initial DP-H with nominal tip clearance

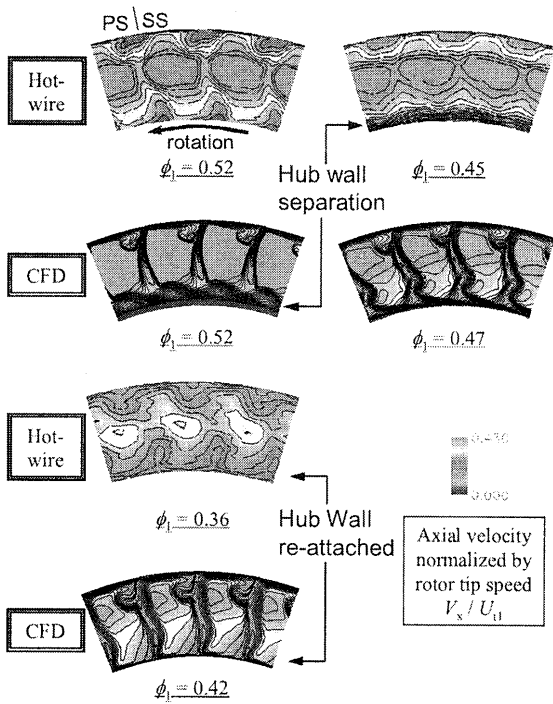


Fig.12 Measured and computed flow field at rotor exit of Initial DP-H with nominal tip clearance

形状をしている。Fig.11に、設計クリアランスでの動翼試験性能を示す。全圧上昇係数ではやや目立たないが、静圧上昇係数は、流量係数 0.50 で一旦低下したのち、流量係数 0.44 付近でまた増加し始める。同図には、試験境界条件を用いた CFD 結果も示す。CFD では試験のような静圧上昇係数の停滞は最も高流量側のプロット位置に見られる。

Fig.12 には、動翼出口面における試験（熱線計測：32 回位相固定平均）ならびに CFD による軸流速度コンタを示す。試験では、流量係数 0.52 では、動翼ウェークがハブ壁まで識別できるのに対し、0.45 では、ハブ壁近傍の全周にわたり低速領域が発達している。一方、CFD では流量は 0.52 と高流量側にずれているが、試験と同様、ハブ壁近傍の全周にわたり低速領域が発達している。試験、CFD とともに更に低流量側（それぞれ流量係数 0.36, 0.42）では、これらの低速領域は消失している。これは、ミッドスパンからチップ側でのブロックageが増し、ハブ側の負荷が軽くなったためと考えられる。

熱線結果から軸流速度の乱れ強さ F_x を算出した。

$$F_j = \frac{1}{T} \int_0^T \sqrt{(V_x(t)_j - \tilde{V}_x(t))^2} dt \quad (1)$$

$j=1, \dots, M$: 標本数
 $t=1-T$: 標本内の時刻
 $V_x(t)_j$: 標本 j における時刻 t の瞬時軸流速度
 $\tilde{V}_x(t)$: M 回位相固定平均した時刻 t の軸流速度

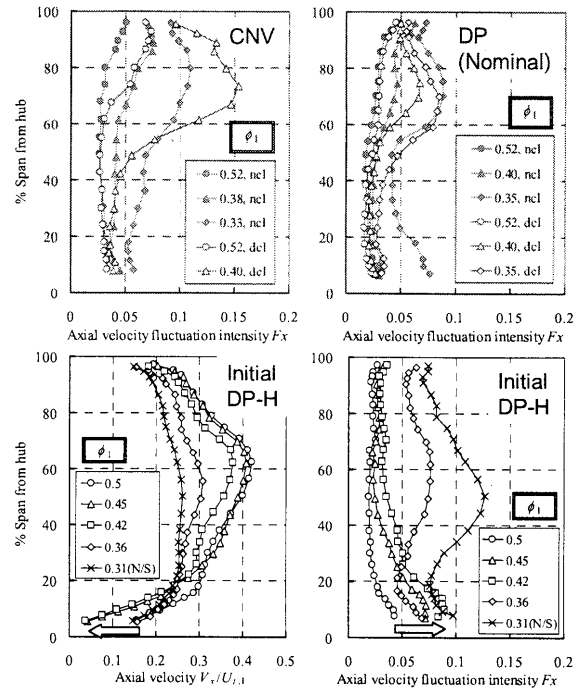


Fig.13 Measured axial velocity and its fluctuation intensity at rotor exit of various rotor models

$$F_x = \frac{1}{V_{x,inlet}} \frac{1}{M} \sum_{j=1}^M F_j \quad (2)$$

$V_{x,inlet}$: 入口平均流速

結果を Fig.13 に示す (Initial DP-H は軸流速度も示す)。3 節で述べた CNV 翼では、2 倍クリアランス時の失速点に近づくに 60% スパンからチップ側の乱れ強さが急増している。翼先端漏れ流れの増大と関連している。次に DP 翼では乱れ強さが全般的に CNV 翼よりも低く、また、設計クリアランスから 2 倍クリアランスになってもあまり変化しない。この点からも DP 翼の作動が安定していることがわかる。一方、Initial DP-H では、ハブに現れる低速領域内で乱れ強さが増大している。その後、ミッドスパンでの乱れ強さが増すと同時にハブ側の乱れ強さは落ちていく。ハブの低速領域は、不安定に端壁はく離が起きていると考えられる。

CFD は定常コードであり、乱れ強さの予測はできないが、低速領域の発生を予測できることは判った。CFD でこのような領域を発生させないように通路形状を調整すれば、エンジンに適用しやすいハブ拡大型の DP 動翼も実現可能といえる。

5.2 通路形状を最適化したハブ拡大 DP 動翼

前節で検証した CFD を使い、ハブ拡大型の DP 動翼を再度設計した。Fig.14 に設計結果を示す (高速での CFD 結果)。3 節での動翼と設計仕様が異なる

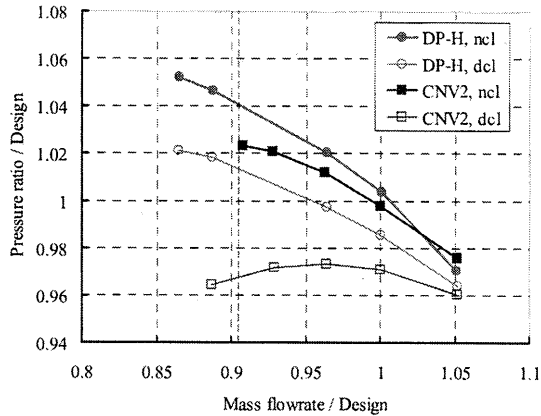


Fig. 14 Computed result of final DP-H rotor compared to conventional rotor of same loading (CNV2)

るため、改めて同一負荷の従来型動翼 CNV2 も比較用に設計した。最終型の DP-H では、2 倍クリアランスになっても健全に全圧上昇が増加している。

Fig.15 に、子午面の通路形状、ならびに周方向平均軸流速度コンタ(2倍クリアランス時)を示す。翼キャンバおよび翼厚の軸方向の変化と組み合わせ、極力、LE から TE にかけて一定の割合で相対流速が減速するように通路の拡大形状を定めた。その結果、途中流量でハブ側端壁の境界層はく離を起すことなく、要求流量範囲を超えるまで全スパン一様に減速することができている。前節までに検証した CFD にて、このような健全な端壁境界層流れとなっていることから、実際にも最終 DP-H はロバストな作動をすることが見込まれる。

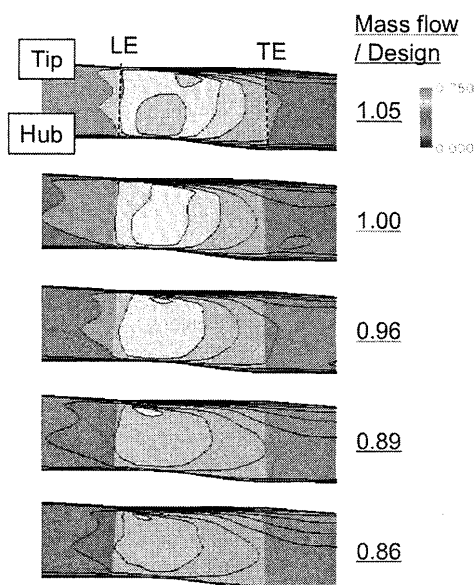


Fig. 15 Computed pitch-wise averaged axial velocity (normalized by rotor tip speed) contour of final DP-H

6. まとめ

翼先端隙間流れを抑制することを狙ったディフューザパッセージ圧縮機を考案し、その有効性や流れ場に対する通路形状の影響を調査した。

- (1) 低速回転翼列リグ試験により、DP 動翼の翼先端隙間拡大に対する失速余裕低下量が従来翼に比べ低減されることを示した。
- (2) 通路拡大率を適切に設計しないと、途中流量で端壁境界層がはく離し、有効面積比が減って圧力上昇の低下することが判った。
- (3) 適切に通路形状を設計することにより、エンジン構造設計上扱い易いハブ側拡大形式でも、意図する空力ロバスト性を得られる見込みが得られた。

謝 辞

本研究は、経済産業省の民間航空機基盤技術プログラムによる「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」の一環として、独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) から助成を受けて実施したものです。本研究の実施に当たり、ご協力頂いた 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。

また、当時、早稲田大学大学院の三岩孝太郎氏をはじめ、同学学生諸氏には、本実験研究で多大なる協力を得た。ここに深く感謝します。

参考文献

- 1) Funatogawa, O.: Research and Technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project, ISABE-2005-1010 (2005).
- 2) 今枝 元広, 他: 前方スweep圧縮機動翼の垂音速失速に対する翼端隙間の影響, 第33回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2005) pp. 77-82
- 3) 室岡 武, 他: 高負荷ディフューザパッセージ圧縮機の技術検討, 第32回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2004) pp. 203-208.
- 4) Kato, D., et al: Development of Diffuser Passage Compressor Concept for Small Aircraft Engines, ISABE-2007-1166 (2007).
- 5) Kato, D., et al: Development of Diffuser Passage Compressor for Improved Performance Robustness against Tip-Clearance Flows, IGTC Tokyo 2007 (to be published).
- 6) Koch, C. : Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages, ASME J. Engineering for Power, Vol.103, (1981) pp.645-656.
- 7) Wisler, D. C. : Loss Reduction in Axial Flow Compressors Through Low-Speed Model Testing, ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, (1985) pp. 354-363.
- 8) 後藤 信也, 他: 高負荷軸流圧縮機設計における CFD の適用, 第34回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2006) pp. 53-56.

耐低レイノルズ数遷音速圧縮機翼列の開発 —エンドウォール性能—

*園田 豊隆 ((株) 本田技術研究所 航空機エンジン開発センター)
有馬 敏幸 ((株) 本田技術研究所 基礎技術研究センター)

Development of Anti-Low Reynolds Number Transonic Compressor Airfoils —Endwall Performance—

*Toyotaka SONODA (Aircraft Engine R&D Center, Honda R&D Co., Ltd)
And

Toshiyuki ARIMA (Fundamental Technology Research Center, Honda R&D Co., Ltd)

ABSTRACT

As a part of an innovative aerodynamic design concept for a single stage low pressure turbine, a high turning outlet guide vane is required to remove the swirl from the hot gas. The airfoil of the vane is a highly loaded compressor airfoil that has to operate at very low Reynolds numbers ($Re \sim 120,000$). Recently published numerical design studies and experimental analysis on alternatively designed airfoils showed that blade profiles with an extreme front loaded pressure distribution are advantageous for low Reynolds number conditions. Also the advantage even held true for an increased inlet Mach number at which the peak Mach number on the airfoils reaches and exceeds the critical conditions ($M_{ss} > 1.0$). This paper numerically discusses about the three-dimensional performance near the end-wall, because the extreme front loaded airfoil may lead to a higher secondary flow loss than that of a controlled diffusion airfoil (CDA).

Key words: Compressor, CDA, Turbine, Reynolds number, Endwall, Secondary flow, Limiting streamline

1. はじめに

航空用ガスタービンエンジンには、高効率のみならず軽量・コンパクト化が求められており、圧縮機及びタービンとも高負荷化に関する研究が数多く報告されている。例えば、低圧タービンの場合、その重量はエンジン全体の約1/3を占め、またレイノルズ数に関しては、エンジン全体の中で最も低くなり、よって翼列の境界層の層流剥離に着目した高負荷化研究が精力的に行なわれ、翼枚数の低減化を図っている。

低圧タービン部の重量低減に関するもう一つのアプローチは、圧縮機の静翼翼列(OGV:アウトレットガイドベーン)の活用によるタービン段数の削減である。これは、タービンローター出口に旋回成分(スワール)を残すことにより、タービン翼の反動度を高め、タービン効率の向上を図りながら段数の削減も行なうアイデアである。しかしながら、上述したように、低圧タービン部のレイノルズ数が極端に低いため、OGV翼列を臨界レイノルズ数以上にするためには、翼コード長の増加が必要となり、結局のところ、これはエンジン軸長の増加すなわちエンジン重量の増加をもたらすことになる。従って低レイノルズ数状態でも低損失を維持できる全く新しい設計コンセプトを有するOGV翼列の開発が必要となる。

2. これまでの開発経緯

2.1 高亜音速特性

著者等はCFDと確率論的最適化手法の組合せにより、高亜音速条件ではあるが低レイノルズ数領域でも低損失を可能とする新しい翼型コンセプトを提案し⁽¹⁾、⁽²⁾、カスケード試験にてそのコンセプトを実証した⁽³⁾。このコンセプトは、図1上部左側に示すように、極端なフロントローディングのマッハ数分布を持つ翼であり、翼面の最大速度位置は、従来のCDA(Controlled Diffusion Airfoil)(図1上部中央)が20-30%軸コード位置にあるのに対して、このコンセプトでは翼の前縁部にあり、翼の全コード長を減速領域としてフル活用しているのが大きな特徴である。性能的には、図1下部に示すように、従来のCDAで見られた低レイノルズ数領域での急激な損失増加を抑制する画期的なものである。一方、高レイノルズ数側でも境界層遷移点に着目することにより、本研究と類似の設計コンセプトが得られており(図1上部右側)、翼型設計には境界層の遷移点位置の把握が極めて重要であることがわかる。しかしながら、設計的視点から次の疑問が生じるであろう。

・本コンセプトは遷音速条件でも成立するのか?

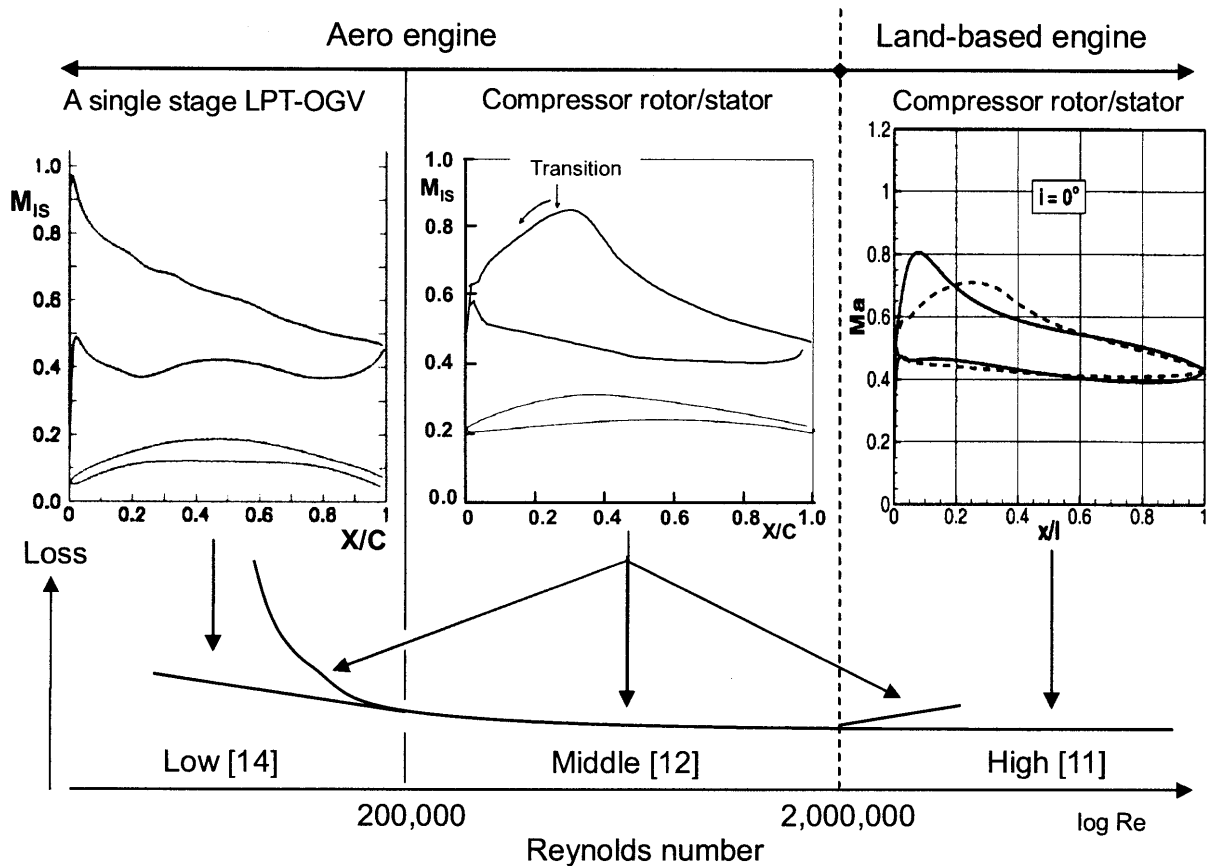


Fig. 1 Reynolds number effect on profile losses for subsonic compressor cascades (Sonoda et al. [4])

2.2 遷音速特性

遷音速特性を調べるために、入口マッハ数が $M_1=0.6$ (高亜音速状態) で最適化設計された最適化翼 (図1 上部左側) を対象として、入口マッハ数を変えることにより遷音速特性を調べた⁽⁴⁾。図2はマッハ数をパラメータ (0.5, 0.6, 0.7) としたレイノルズ数と損失との関係を示す。ベースライン翼 (CDA: OGV-BASE と称す) では、流入マッハ数が増えるにつれて臨界レイノルズ数が増えているが、一方、最適化翼 (OGV-ES と称す) については、マッハ数・レイノルズ数に対する依存性が極めて低いことがわかる。図3は $M_1=0.7$ (遷音速状態) におけるインシデンス特性を示すが、最適化翼では設計点 (流入角: 133°) 以外で若干のレイノルズ数依存性が見られるが、その影響は小さい。以上のことにより、極端なフロントローディング設計思想は、遷音速条件下でも問題がないことがわかる。

2.3 懸案項目と目的

さて、このコンセプトの実用化に向けた残された懸案項目は、エンドウォール付近の三次元性能である。なぜならば、この翼の最大負荷は前縁にあり、二次流れによるクロスフローの発生が従来の CDA よりも前半部へ移動し、その結果、二次流れ損失が増加することが予測されるからである。実際、タービン翼列の場合、この負荷分

布の二次流れに及ぼす影響は非常に大きい⁽⁵⁾。従って本研究の目的は、ベースライン翼と最適化翼のエンドウォール性能を比較し、極端なフロントローディングパターンがエンドウォールの三次元流れに及ぼす影響を評価することである。

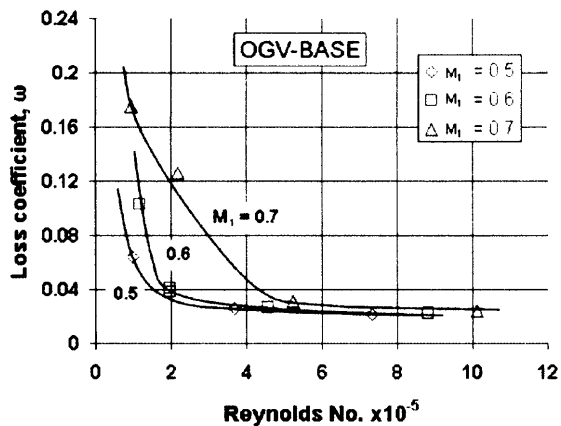
3. 手法

3.1 計算コードと検証

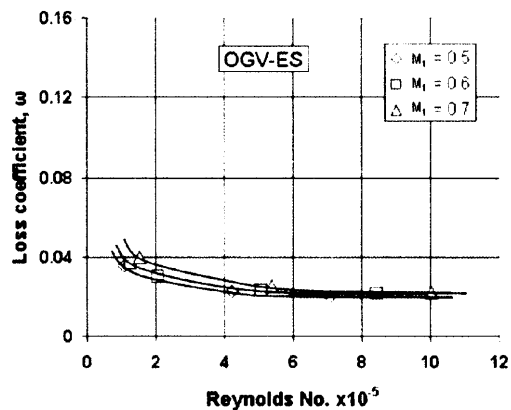
数値シミュレーションには自社製 CFD コード⁽⁶⁾を用いた。本コードは三次元圧縮粘性流れの支配方程式に時間平均を施して得られる時間平均三次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式を陰解法による有限差分法を用いて計算している。時間平均操作より得られるレイノルズ応力テンソルは渦粘性モデルを用いて計算する。

本 CFD コードの検証として、Weber らの遷音速圧縮機翼列流れの実験結果⁽⁷⁾との比較を行なった。入口マッハ数は 1.09 であり、超音速流入となる。境界条件は実験での翼列作動条件がユニークインシデンス条件であったため、流入境界では全温、全圧、速度のピッチ方向成分を与え、流出条件としては翼の上流での速度条件が実験と一致するように背圧の調整を行なった。渦粘性の計算には Chien の低レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデルを用いた。

翼面オイルフローパターンを図4に示すが、翼の中央

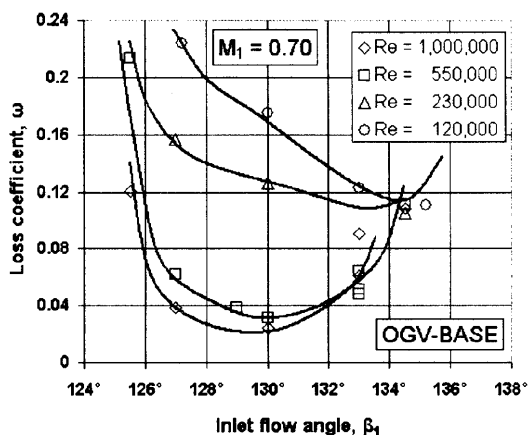


(a) OGV-BASE (CDA)

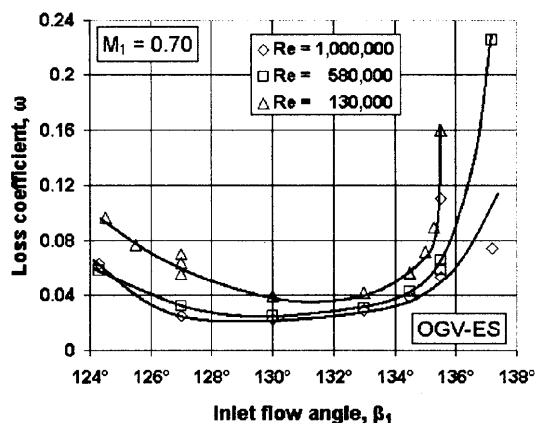


(b) OGV-ES

Fig. 2 Total pressure losses as function of blade chord Reynolds number for $M_1=0.5, 0.6,$ and 0.7 . Experimental results for OGV-BASE (left) and OGV-ES (right) (Sonoda et al. [4])



(a) OGV-BASE (CDA)



(b) OGV-ES

Fig. 3 Reynolds number effect on incidence characteristic at $M_1=0.7$: Experimental results for OGV-BASE (left) and OGV-ES (right) (Sonoda et al. [4])

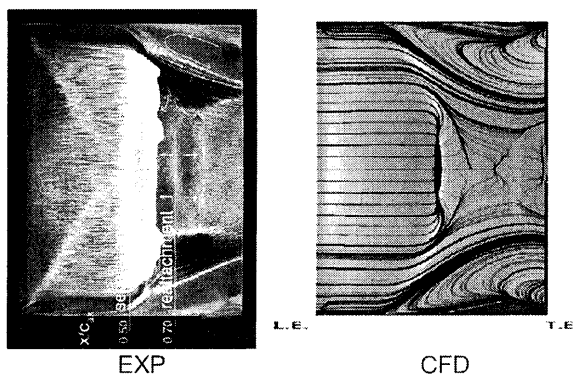


Fig. 4 Oil streak lines on suction surface ⁽⁷⁾ and simulation

付近には、隣接する翼からの衝撃波と境界層との干渉によりショートバブルの発生が実験 (図4左側) 及び計算 (図4右側) とも認められ、これらはお互いに定性的に一致していることがわかる。図5に翼スパン方向の全圧損失係数 (上図) および流出角分布 (下図) を示す。

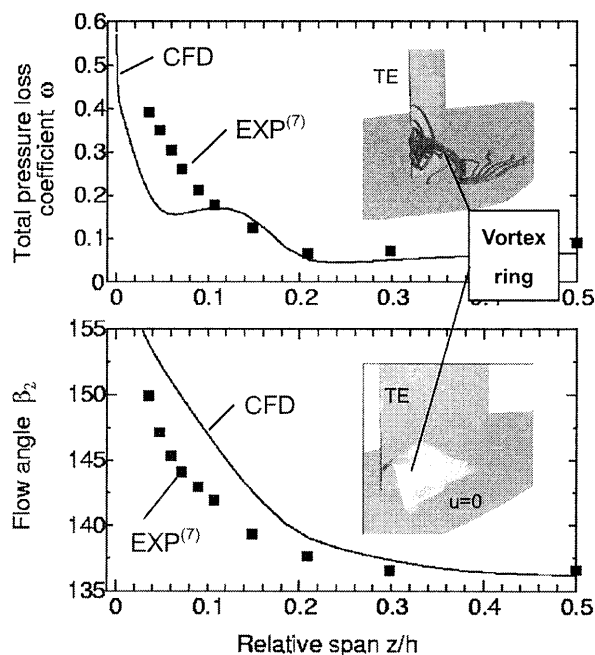


Fig. 5 Spanwise distribution of loss and flow angle

本計算結果はこのように衝撃波と境界層が干渉する複雑な遷音速場においても概ね実験結果と良く一致することが確かめられた。一方、Weber らの実験では Shock-induced corner stall として翼負圧面からエンドウォールに脚を有する Vortex Ring の存在が報告されている。図5の右側に示すように、本計算コードによる結果はこの現象をよく捕られている。

3.2 計算条件

本研究では、エンドウォールの二次流れに着目している。しかしながら低レイノルズ数条件で三次元境界層の遷移を含め、境界層特性について予測性の高い乱流モデルの開発は未だに研究課題である。このような背景の中で、本研究では渦粘性の計算に壁面境界層の予測性が比較的良いとされる Wilcox による低レイノルズ数型 $k-\omega$ 2 方程式モデル⁽⁸⁾を採用し、乱流遷移モデルは用いていない。

図6に計算格子を示す。計算格子はH型格子を用いた。格子数は流れ方向、半径方向、ピッチ方向にそれぞれ $301 \times 91 \times 91$ であり、翼の前縁から後縁には流れ方向の格子 176 点を配置した。また、壁面に隣接する平均格子間隔は壁座標で $y^+ < 0.5$ となるように格子形成と流れ計算を繰り返して格子間隔を決定した。本計算条件の流入条件は亜音速であるため流入境界では全温、全圧、流入角を固定した。この際に全圧のスパン方向分布は境界層厚さを仮定し速度プロファイルが冪乗則に従うようにした。流出境界では流入条件が設計条件と一致するように背圧の調整を行なった。

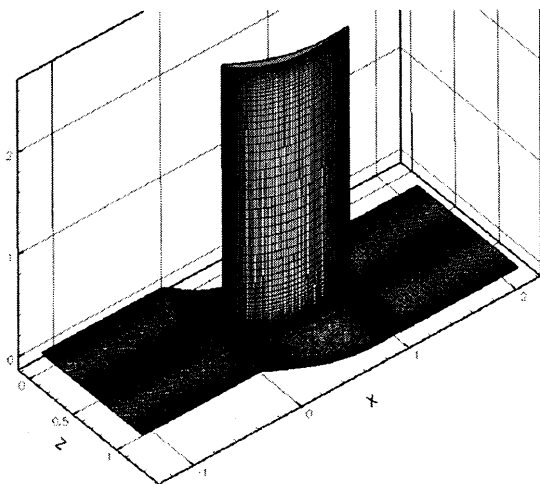


Fig. 6 Computational grid

4. 結果

4.1 高レイノルズ数での定性的評価

高レイノルズ数 ($Re=870,000$) における翼面及びエンドウォール付近の流れの様子、すなわち静圧コンター及び限界流線を図7に示す。流線ベクトルの表示はエンドウォールからスパン中央位置まで表示しており、反対側

のエンドウォールは割愛してある。

すでに上述したように、ベースライン翼(図7(a))では、翼面上の最大速度位置すなわち最小静圧位置が約20%コード位置にあり、一方、最適化翼(図7(b))では翼の前縁付近にあることがわかる。双方の翼に共通なことであるが、翼の中央スパン位置では翼面境界層の剥離はないが、エンドウォール付近の翼面上では境界層が逆流し、通常観察される限界流線の存在が認められる。但し限界流線のスパン方向への広がりについては、ベースライン翼の方が大きい。一方、エンドウォール面に関しては、双方の翼ともクロスフローが観察されるが、翼上面に先に到達するのは予想どおり、最適化翼の方が早い。またエンドウォール面の翼上面近傍には小さな逆流領域が認められ、いわゆる翼面からエンドウォールを結ぶ小規模なコーナーストールの発生が双方の翼とも認められる。

4.2 低レイノルズ数での定性的評価

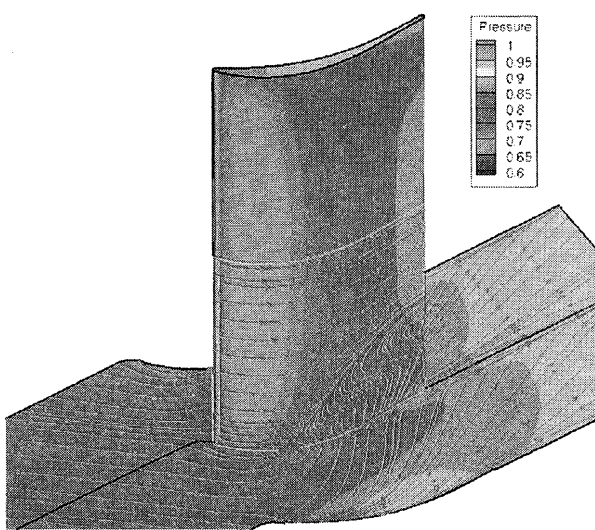
低レイノルズ数 ($Re=113,000$) における翼面及びエンドウォール付近の流れの様子、すなわち静圧コンター及び限界流線を図8に示す。もはや流れのパターンは高レイノルズ数の場合とは大きく異なっており、ベースライン及び最適化翼とも、中央のスパン位置で逆流の発生が認められ、その範囲は後縁から圧力最小点位置付近まで及んでいる。限界流線の形についてはベースライン翼が整然としているのに対して、最適化翼ではその挙動はより複雑であり、双方の翼とも、高レイノルズ数の場合と比較すると、翼面上の流線パターンが大きく異なっているのが特徴である。一方、エンドウォール面上の流れについては、レイノルズ数の影響は小さく、その流線パターンの変化は小さい。

4.3 圧力損失及び流出角の定量的評価

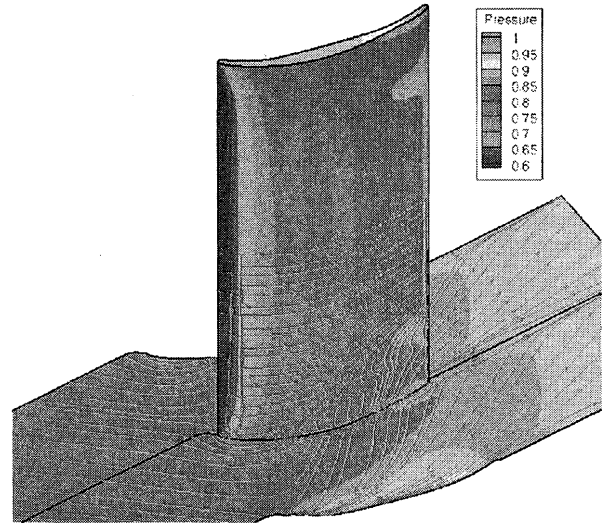
図9はベースライン翼(OGV-BASE)と最適化翼(OGV-ES)におけるスパン方向の全圧損失分布と流出角分布の比較を示したものであり、図9(a)は高レイノルズ数の場合を、図9(b)は低レイノルズ数の場合である。

4.3.1 高レイノルズ数の場合

懸案項目であった「極端なフロントローディングを有する最適化翼列」に対する二次流れ損失の増加であるが、定性的にはクロスフローは増大したにもかかわらず(図7&8参照)、定量的にはベースライン翼と大きな差はないことがわかる(図9(a)参照)。逆に5-25%スパン領域では「極端なフロントローディング翼」の方が低損失の傾向がある。流出角分布については、最適化翼は従来のパターンに近い。すなわち、壁近傍でオーバーターニング、その後、アンダーターニングを経て、漸的に中央スパン位置での流出角へ近づいている。一方、ベースライン翼では、流出角のオーバー・アンダーまでは同一の傾向であるが、しかしながら、約25%スパン位置から

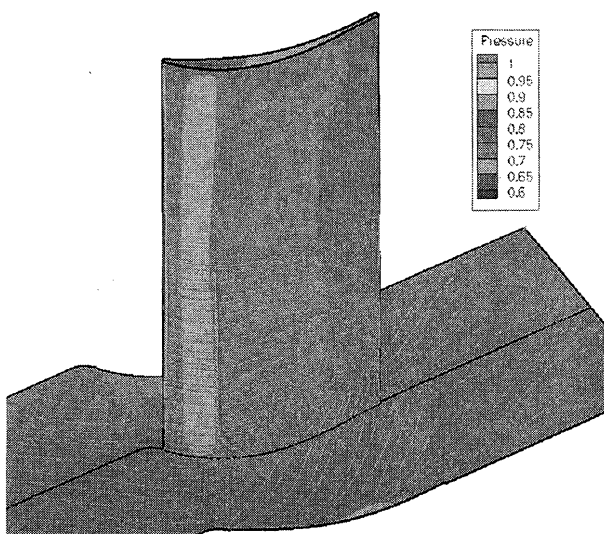


(a) OGV-BASE (CDA)

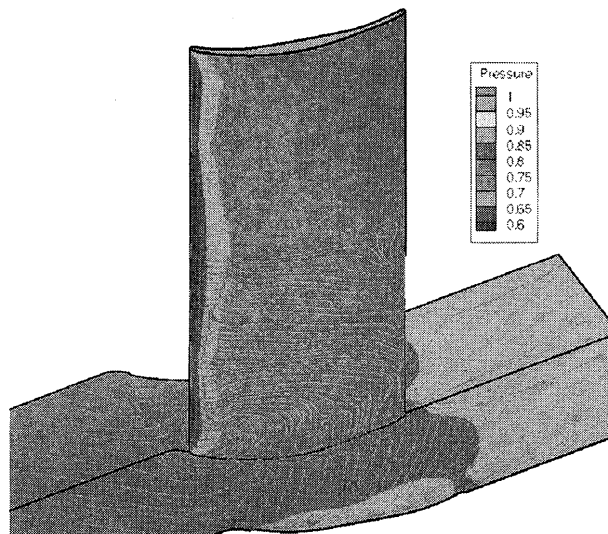


(b) OGV-ES

Fig. 7 Simulated surface static pressure contours and limiting streamlines on airfoil and endwall at high Reynolds number ($Re=870,000$) and 12% of inlet boundary layer thickness of half span: (a) OGV-BASE, (b) OGV-ES.



(a) OGV-BASE (CDA)



(b) OGV-ES

Fig. 8 Simulated surface static pressure contours and limiting streamlines on airfoil and endwall at low Reynolds number ($Re=113,000$) and 12% of inlet boundary layer thickness of half span: (a) OGV-BASE, (b) OGV-ES.

傾向が異なり始め、結果的に、流出角で2度から3度の差が中央スパン位置で発生している。

4.3.2 低レイノルズ数の場合

図9 (b) に示すように、高レイノルズ数 (図9 (a)) と比較した場合、圧力損失及び流出角とも大きな違いが双方の翼に発生している。すでに図8でも記述したように、境界層はスパン中央位置で逆流しており、このときの損

失係数はベースライン翼で約0.09 (高レイノルズ数の場合の約6倍)、最適化翼で0.045 (高レイノルズ数の場合の約2倍) となり、もはや二次流れ領域と主流を明確に区分けすることは困難であるが、いずれにせよ、最適化の方が低損失であることがわかる。流出角分布については、ベースライン翼及び最適化翼とも通常のパターンとは異なっており、複雑な流れにあることが推察される。

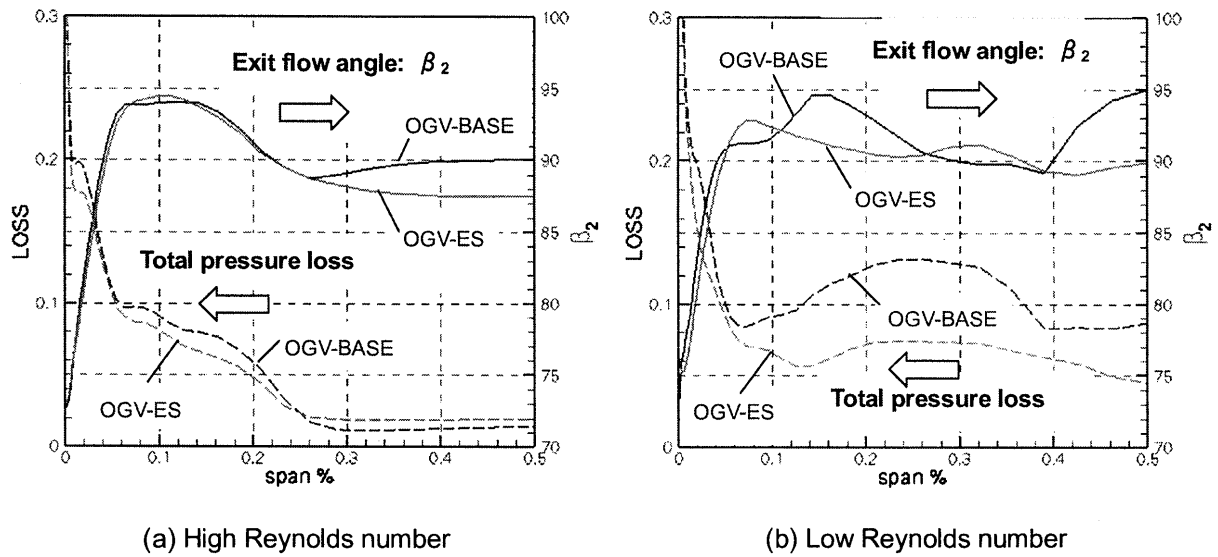


Fig. 9 Spanwise distributions of total pressure losses and exit flow angles (β_2) at $x/C_{ax} = 1.30$ and 12% of inlet boundary layer thickness of half span for OGV-BASE and OGV-ES: (a) High Reynolds number ($Re=870,000$), (b) Low Reynolds number (113,000).

5. 結論

広範囲なレイノルズ数領域において低損失(形状損失)を可能とする「極端なフロントローディング翼」のエンドウォール性能を数値的に調べ、従来のCDA(Controlled Diffusion Airfoil)との比較を行なった結果、下記の結論が得られた。

- 「極端なフロントローディング翼」は、従来の「CDA」に比べ、二次流れによるクロスフローの発生が前方へ移動しているにもかかわらず、エンドウォール付近での性能劣化(損失増加)は観察されず、むしろ低損失の傾向を示している。これは、タービンの場合とは著しく異なる特性である。
- 「極端なフロントローディング翼」の「CDA」に対するエンドウォール性能優位性の理由については、翼面上の境界層の健全性の違い(差)にあると推察されるが、今後さらに調べる必要がある。

参考文献

- 1) 園田豊隆、有馬敏幸: 低レイノルズ数領域における高性能圧縮機翼列の空力設計コンセプト, 第31回ガスタービン定期講演会講演論文集(2003), pp. 161-166.
- 2) Sonoda, T., Yamaguti, Y., Arima, T., Olhofer, M., Sendhoff, B., Schreiber, H. A., "Advanced High Turning Compressor Airfoils for Low Reynolds Number Condition, Part 1: Design and Optimization", ASME

Journal of Turbomachinery, Vol. 126, No. 3 (2004), pp.350-359.

- 3) Schreiber, H.A., Steinert, W., Sonoda, T., and Arima, T., "Advanced High Turning Compressor Airfoils for Low Reynolds Number Condition, Part 2: Experimental and Numerical Analysis," ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, No. 4 (2004), pp. 482-492.
- 4) Sonoda, T., and Schreiber, H.A., "Aerodynamic Characteristics of Supercritical Outlet Guide Vanes at Low Reynolds Number Conditions", ASME Paper GT2006-90882, To be published in ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol. 129, No. 3 (2007).
- 5) Sonoda, T., Hasenjaeger, M., Arima, T., and Sendhoff, B., "Effect of Endwall Contouring on Performance of Ultra-Low Aspect Ration Transonic Turbine Inlet Guide Vanes", ASME paper GT2007-28210, To be published in ASME *Journal of Turbomachinery*.
- 6) Arima, T., Sonoda, T., Shiratori, M., Tamura, A., Kikuchi, K., "A Numerical Investigation of Transonic Axial Compressor Rotor Flow Using a Low Reynolds number $k-\epsilon$ Turbulence Model", ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, No.1(1999), pp. 44-58.
- 7) Weber, A., Schreiber, H.A., Fuchs, R., Steinert, W., "3D Transonic Flow In A Compressor Cascade With Shock-Induced Corner Stall," ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124, No. 3 (2002), pp. 358-366.
- 8) Wilcox, D. C., "Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model," AIAA *Journal*, Vol. 32, (1994), pp. 247-255.

圧縮機翼列の失速特性に及ぼす壁面コンターリングの効果

* 渡辺 紀徳 (東京大学), 伊藤 洋一 (東京大学大学院),
 姫野 武洋 (東京大学), 鶴沢 聖治 (東京大学)

Effect of Wall Contouring on Compressor Stall Characteristics

*Toshinori WATANABE (Univ. of Tokyo), Yoichi ITO (School of Engineering, Univ. of Tokyo)
 Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo), Seiji UZAWA (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

In order to investigate the mechanism of casing treatment effect, numerical study was carried out on a transonic compressor rotor with different configurations of circumferentially grooved (contoured) endwalls. The result showed the wall contouring above the blade leading edge had stall margin improvement effect with insignificant efficiency deterioration. By applying the second invariant Q , two major vortex structures were observed near the stall conditions. One was tip leakage vortex and the other was, probably, rotating instability vortex. The rotating instability vortex seemed to be generated by the interaction between the inflow and the reverse flow induced by shock - leakage vortex interaction near the endwall. In the case with wall contouring, enlarged clearance gap enhanced the tip clearance flow and relieved the interaction that caused the rotating instability vortex. The rotating stall onset was thereby delayed.

Key words: Compressor, Transonic Flow, Rotating Stall, Casing Treatment, Wall Contouring, Tip Leakage Flow

1. 緒言

圧縮機のサージや旋回失速など、不安定な流れ現象を抑制し、圧縮機の作動領域を拡大するための受動的手法として、従来から種々の方法が提案され、研究開発されてきた。ケーシングトリートメントはそれらの一つで、動翼ケーシング壁に軸方向の細かい溝や、周方向の溝を施すことによって、旋回失速の発生を遅らせるものであり、1970年代から研究開発が成功裏に行われて来ている¹⁾²⁾。ただケーシングトリートメントは、圧縮機効率の低下をもたらすのが普通で、これが実際のエンジンへの適用に障害となる。近年は圧縮機流れの高速化により、旋回失速の発生に衝撃波と翼端漏れ流れとの干渉など、亜音速領域の知見では捉えられなかった事象が、重要な役割を演じていることが明らかになっており³⁾、このような場でも有効で、かつ効率低下の少ないケーシングトリートメントの適用を目指して、再びトリートメントに関する研究が活発化している状況にある⁴⁾。

ケーシングトリートメントによって失速発生が遅れる機構については、トリートメント周辺の流れを対象とする様々な実験や数値解析により研究されており、トリートメントにより翼端部の圧力差が緩和されること、翼端漏れ渦が弱まり、漏れ流れによる圧力低下が緩和されることなどが指摘されているものの、未だ解明されていない部分が多い。特に近年の遷音速領域の作動条件においては、その効果のメカニズム解明が求められている状況にあり、数値解析を中心に研究が進められている⁵⁾⁶⁾。

本研究では遷音速流れにおいて、周方向溝型のケーシングトリートメントが失速発生を遅らせる要因を解明す

ることを目的に、トリートメントを単純化して、ケーシングの一部分が凹部をなすコンターリングを施したダクトモデルを用い、圧縮機動翼列流れの数値解析を行った。

2. 解析法

2.1 翼列モデル

解析対象として、NASA Rotor 37を取り上げた⁷⁾⁸⁾。周知のように、このモデル翼列は1970年代にNASA Lewis研究所で設計され、試験に供されたもので、詳細な設計仕様と計測データが公表されており、その後の圧縮機流れの数値解析において、頻繁に利用されている。Table 1に主な設計パラメータを示す。設計点での相対マッハ数は翼端で1.48であり、翼端間隙は約0.36mmとなっている。Fig.1はローターの概形と、実験における4ヶ所の計測面(Stn 1~4)を示している⁹⁾。

2.2 数値解析法

基礎式は圧縮性三次元レイノルズ平均Navier-Stokes方

Table 1 Design overall parameters of NASA rotor37

Number of rotor blades	36
Tip solidity	1.288
Rotor inlet hub-to-tip diameter ratio	0.7
Rotor blade aspect ratio	1.19
Rotor tip relative inlet Mach number	1.48
Rotor hub relative inlet Mach number	1.13
Mass flow rate (kg/s)	20.93
Design wheel speed (rad/s)	1800
Tip speed (m/s)	454.136
Rotor total pressure ratio	2.106
Rotor adiabatic efficiency	0.877
Nominal Tip Clearance (mm)	0.356

程式で、空間離散化をセル中心有限体積法で行った。時間積分はLU-SGSスキームを用いたオイラー陰解法で行っている。非粘性流れは三次MUSCL補間SHUSスキームで評価し、粘性流れは中心差分的に評価している。乱流モデルには $k-\omega$ 二方程式モデルを用いた。

Fig.2とFig.3に解析に用いた計算格子を示す。本研究では1ピッチ分の流路を対象とし、翼列方向の境界は周期境界として扱った。主流部分はH型格子で、一方、翼端間隙部分はFig.3に示されるように、O型とH型の格子で表現されている。主流部の格子数は流れ方向124セル、ピッチ方向66セル、スパン方向86セルである。また、翼端間隙部分ではスパン方向16セルとなっている。固体壁境界上の最小格子間隔は $5.0 \times 10^{-6} \text{m}$ で、壁面上で $y^+ < 1$ となるようにした。

境界条件として、計算領域入口で全圧と流れ角を実験データ⁹⁾に基づいて与えた。また、全温を288Kとし、リーマン不変量を領域内側の隣接点から外挿した。内外壁と翼面上では滑りなし、断熱の条件を与えている。出口境界では静圧を指定した。二つの流路間の境界は周期境界とし、スキーム自体は非定常計算が可能であるが、今回は定常解析を行っている。

旋回失速の発生点を見出すため、全ての解析で設計点から計算を開始し、徐々に出口圧を失速点に向けて上昇させ、計算を繰り返した。その結果、安定解が得られる限界の点を失速点と定義した。この点よりも更に出口圧力を上げると、流量と圧力比が計算ステップの繰り返しの伴って下降する状況になる。(このような数値解析上の失速を、numerical stallと呼ぶ場合もある。)

旋回失速の発生には翼端近傍流れ場における渦の役割が重要であるが、三次元流れの数値解析結果から渦構造を同定するのは容易でない。このためいくつかの手法が実用化されているが、ここでは速度勾配の第二不変量である Q 値を用いて渦領域を特定した¹⁰⁾。 Q 値は流体の変形の歪み成分と回転成分の大小関係を示し、理想的にはこの値が正の領域が渦のある部分として同定される。

3. 結果および考察

3.1 Rotor 37 の特性解析と解析法の検証

まずもともとのRotor 37の流れを数値解析し、ベースとなるデータを得た。

Fig.4とFig.5に、計算結果を実験および過去の数値解析ワークショップ¹¹⁾で発表された結果と比較する。Fig.4は圧縮機特性曲線の結果で、横軸の流量はチョーク流量を1として規格化してある。本解析結果は、実測値⁹⁾と正確に一致はしていないものの、他の数値解析結果と同等の一致を示している。一方Fig.5は、出口全圧と全温のスパン方向分布を示しているが、実験結果と比較的良好な対応を示していると思われる。これらより本解析手

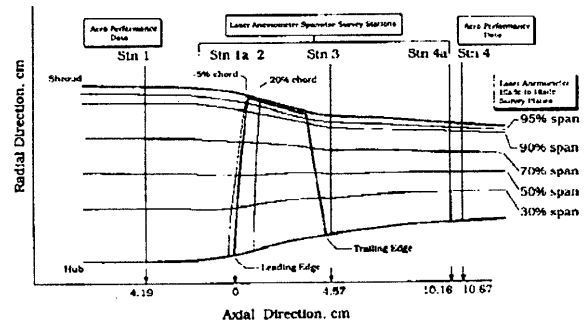


Fig. 1 NASA Rotor 37

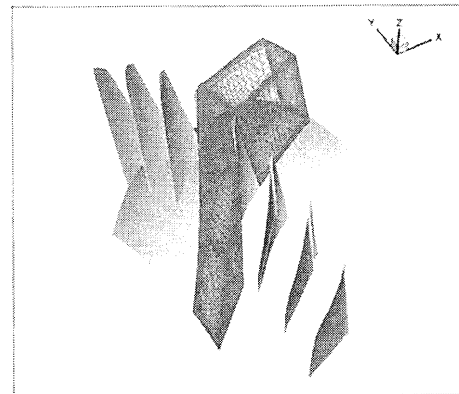


Fig. 2 Computational grid for NASA Rotor 37

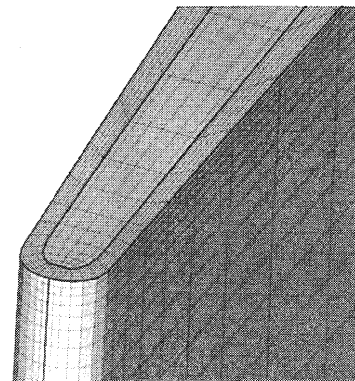


Fig. 3 Close-up of blade tip near leading edge

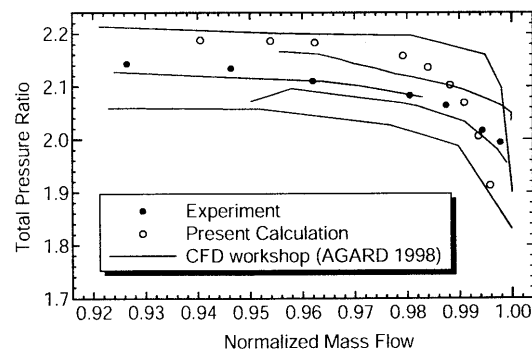


Fig. 4 Total pressure ratio characteristics

法が、定性的には妥当にRotor37の圧縮機流れを再現していると判断し、これらの結果を基準として、壁面コンターリングによる流れの変化を検討することとする。

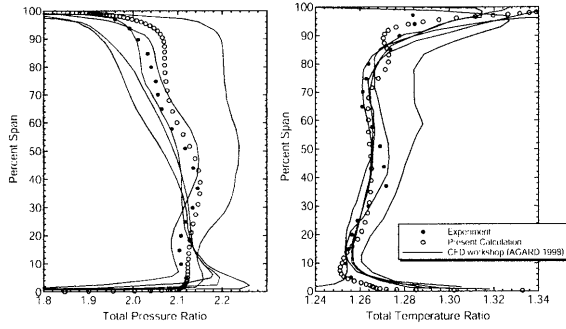


Fig. 5 Total pressure and temperature distribution at exit

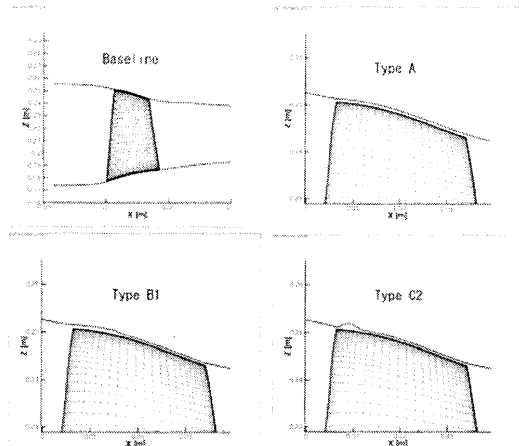


Fig. 6 Examples of contoured endwall

Table 2 Contoured endwall configurations

Config.	Position (%chord)	Depth (mm)
Type A	0~100	0.2
Type B1	0~30	0.4
Type B2	20~50	0.4
Type B3	35~65	0.4
Type C1	0~10	0.5
Type C2	0~10	1.0
Type C3	0~10	1.5

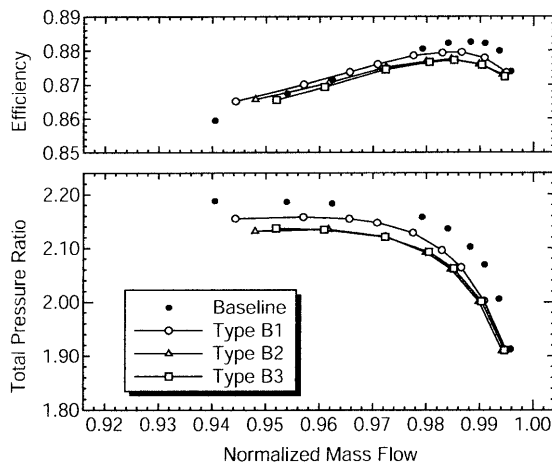


Fig. 7 Rotor characteristics with contoured endwall Type B

3.2 壁面コンターリングが圧縮機特性に及ぼす影響

続いて壁面コンターリングが流れ場に及ぼす効果を調べるため、様々なコンターリング形状に関する数値解析を行った。Fig.6 にいくつかの例を示す。また、Table 2 に代表的な形状について、コンターリングを施したケーシング部分の軸方向位置と深さを示す。Type A は動翼の前縁から後縁まで、翼端間隙を 0.2mm 増加させるようにコンターリングを施したものである。一方 Type B は、深さ 0.4mm のコンターリングを 30%コード長の幅で、前縁付近、コード中央から前半部、コード中央付近の 3ヶ所にそれぞれ設置したものである。Type C では、前縁から 10%コードまでの狭い幅で、凹部の深さを 0.5mm, 1.0mm, 1.5mm と 3 種類変化させた。

Type A の翼コード全域で翼端間隙を増加させたコンターリングでは、断熱効率も失速マージンも悪化する、望ましくない結果となったが、これは翼端間隙増加の及ぼす影響として理解できるであろう。

Type B の 3 種類のコンターリングについて、数値解析の結果から計算した圧縮機特性を Fig.7 に示す。圧力比と断熱効率を質量流量に対してプロットしてある。断熱効率は次式で定義している。

$$\eta_{ad} = \frac{(P_4/P_0)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(T_4/T_0) - 1}$$

ここで P_0 , T_0 は翼列入口における平均全圧と平均全温であり、 P_4 , T_4 は出口における全圧と全温の平均値である。

Fig.7 の Type B1 から B3 までの結果を、黒丸でプロットしたベースラインのコンターリングのない場合の結果と比較すると、いずれも失速発生が早まり、最高効率が低下して、性能が悪化してしまっている。しかし、コンターリングを施した結果同士と比較すると、前縁付近にコンターリングを施したものが、他の 2 者より良好な結果となっている。

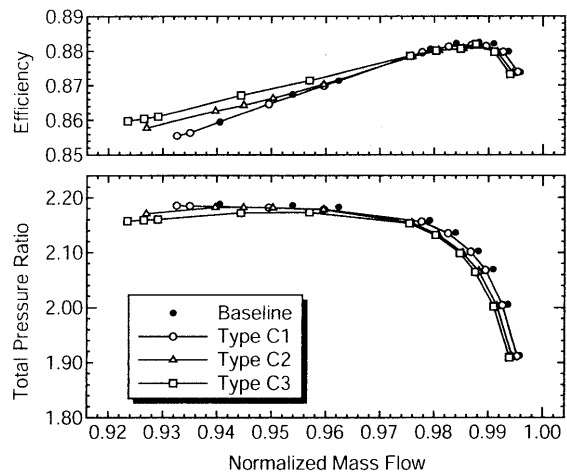


Fig. 8 Rotor characteristics with contoured endwall Type C

そこで、前縁近傍のケーシングに注目し、前縁から10%の範囲にコンターリングを施した Type C1~C3 について解析を行った。Fig.8 に Fig.7 と同様の圧力比と効率の結果を示す。これを見ると、失速発生点はいずれのコンターリングの場合も、コンターリングのないベースラインよりも遅れており、ケーシングトリートメントと同じ効果が得られていることが分かる。C1, C2, C3 を比較すると、コンターリングの深さが 0.5mm から 1.5mm まで増加するにつれて、より失速が遅れており、最も遅れる Type C3 では、流量比にして2%ほどベースラインより失速マージンが増加する結果となっている。一方、効率を見ると、最高効率はその場合もベースラインとほとんど変わらない。また、失速点に近い高負荷の非設計点では、コンターリングの深さを増すと、ベースラインよりも効率が高くなっている。このように、前縁近傍のみのコンターリングにより、周方向溝型のケーシングトリートメントと同様の失速マージン改善効果が得られ、場合によっては高負荷側の非設計点で効率改善の可能性もあることが分かった。

3.3 壁面コンターリングがもたらす流れ場の変化

これまでに見出された、Type C のコンターリングによる失速マージン改善の要因を検討するため、翼端近傍の流れ場を、ベースラインと Type C2 の両壁面の場合で比較してみる。

Fig.9(a)と(b)に、ベースラインに対する第二不変量 Q の分布と、翼端漏れ流れの流線を、最高効率点付近と失速点付近の流れ条件について示す。流れ場の中に楕円のような形状で示される影のついた部分は、 Q 値の計算結果から、渦領域と判定された部分である。Fig.9(a)を見ると、流線の巻き上がりにより、翼端漏れ渦が明瞭に観察されるが、 Q 値の渦領域が、これによく対応していることが分かる。失速近傍の Fig.9(b)では、渦構造が複雑になり、巻き上がり後の翼端漏れ渦が不明瞭になっている。

複雑な渦構造については、 Q 値の等値面を三次元的に表示すると、分かりやすくなる場合がある。ベースライン形状の失速点近傍における結果について、Fig.10 にこれを示す。図では翼端近傍における、 Q 値による渦領域を三次元的に俯瞰している。この図から、二つの顕著な渦構造をはっきりと捉えることができる。一つは図中の A で示される翼端漏れ渦であるが、もう一つの B で示される渦は、ケーシング面から発するように見えている。

Fig.11 は、Fig.10 と同じ結果を用いて、ケーシング近傍の面内で、速度ベクトルと Q 値の分布を示したものである。Fig.10 で見られた渦 B は、この図では比較的高い Q 値を持つ明るい領域（図中の Vortex と書かれた付近）で同定される。この渦は、翼間流路に流入する流れと、ケーシング近傍の淀み領域との干渉によって生じると見られ、文献12)に指摘されている”rotating instability vortex”

に対応する渦ではないかと思われる。

近年の遷音速圧縮機翼列の失速開始過程に関する研究では、翼端漏れ渦が翼前縁からの斜め衝撃波と干渉する領域でケーシング近傍に淀み領域（ブロック領域）が形成され、これが旋回失速の発生に深く関与することが指摘されている³⁾。この淀み領域と流入流れとの干渉で、Fig.10 や Fig.11 で見られた渦 B の構造が形成されているように思われる。設計点より背圧が高い条件で、渦 B のような渦構造が形成されていても、圧縮機は安定に作動し得るが、更に背圧が高くなり、流量が低下すると、渦 B は淀み領域とともに上流に移動し、これが前縁付近に達すると、流れが不安定となることが、文献13)などでは指摘されている。一方、このような高負荷状態では、衝撃波と干渉した後の翼端漏れ渦が、下流で渦崩壊を起こし、これが旋回失速の発生をもたらすとの指摘もある^{3),14)}。このように、遷音速圧縮機の旋回失速発生要因には、未だ定説を見ていないのが現状と言える。

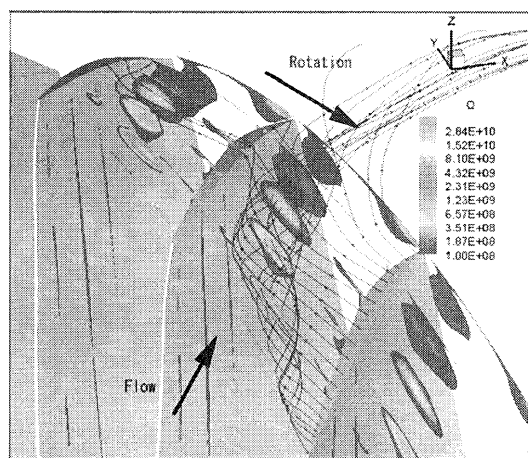
ここではこの議論には直接立ち入らず、ケーシングのコンターリングによって、渦 B を含む翼端近傍の流れがどのように変化するかを観察することにより、ケーシングトリートメントの旋回失速抑制効果を考察することとする。Fig.12 はケーシング壁の内側で、翼端間隙内部にある面の速度ベクトルと、 Q 値の分布を、失速近傍の条件について、ベースライン形状と Type C2 のコンターリング壁とで比較して示している。Fig.12(a)のベースライン形状の結果では、 Q 値の明るい部分で示される渦 B が、図の右側に大きく広がっているのが見える。一方、Type C2 のコンターリングを施した場合では、Fig.12(b)に見られるように、渦 B の領域が非常に小さく縮小していることが分かる。図の縦方向の平行な実線が、ケーシング壁にコンターリングを施した領域であるが、この範囲では速度ベクトルが上方を向いており、翼端間隙が部分的に大きくなったため、漏れ流れが助長されて、淀み領域と流入流れの干渉が緩和される結果、渦 B が弱まっていると考えられる。

Fig.13 は、このときの翼面圧力のコード方向分布を、98%スパン位置について示したものである。Type C2 の、翼端間隙増加による漏れ流れ促進の影響により、前縁から10%コード位置までの範囲で、圧力面側の圧力が減少し、その分の翼負荷が前縁付近で軽くなっていることが分かる。

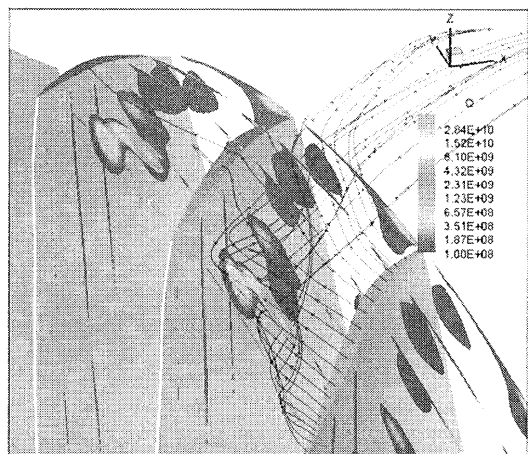
以上をまとめると、前縁近傍のケーシング壁のコンターリングにより、旋回失速発生が遅れるのは、渦 B が弱まり、縮小することに起因していると言える。コンターリングの結果、前縁付近で翼端間隙が増加し、漏れ流れが助長されることによって、翼列流入流れと、衝撃波近傍の淀み領域との干渉が緩和されるため、渦 B の縮退が起こると考えられる。このとき翼端付近では、漏れ流れ

の増加により、翼負荷も低減している。

本研究において見出された渦 B は、従来指摘されている rotating instability vortex に対応するものと思われるが、



(a) Near peak efficiency (98.8% choke flow)



(b) Near stall condition (94.0% choke flow)

Fig. 9 Flow field near the tip region (Baseline)

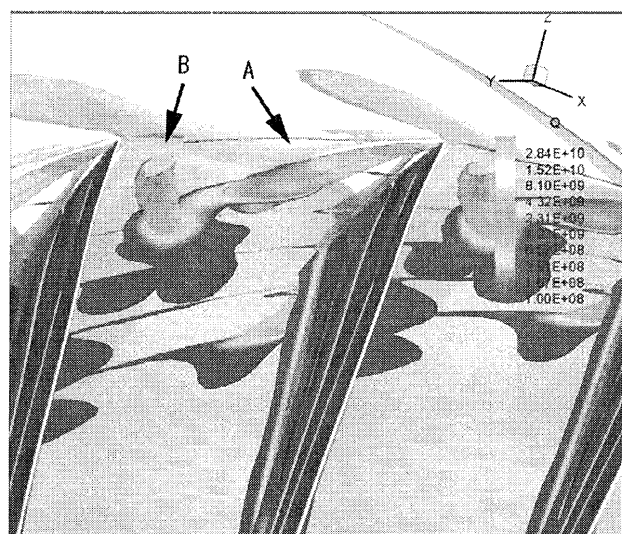


Fig. 10 Vortex structures identified by Q (Baseline, near stall)

この渦が旋回失速の発生にどのように関わるか、詳細は未だ不明であり、今後の研究により解明する必要がある。

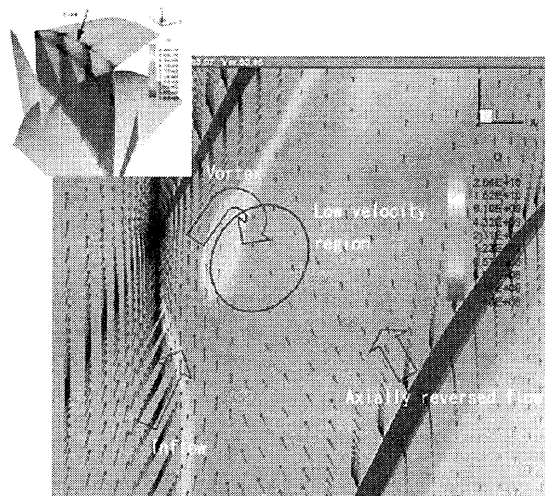
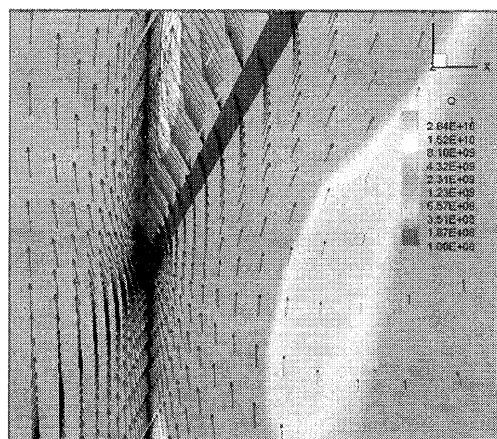
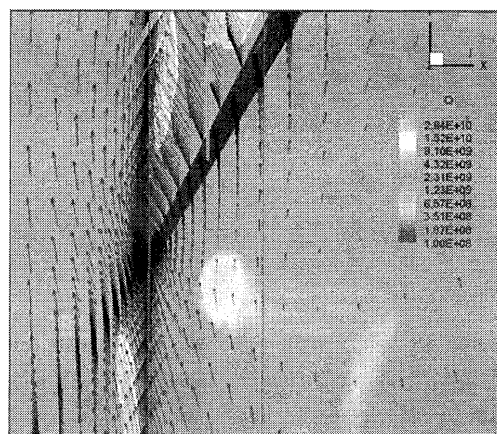


Fig. 11 Velocity vector and second invariant Q near the casing wall, Baseline, near stall (94.0% choke flow)



(a) Baseline, 94.0% choke flow



(b) Type C2, 93.9% choke flow

Fig. 12 Decrease in rotating instability vortex by contouring

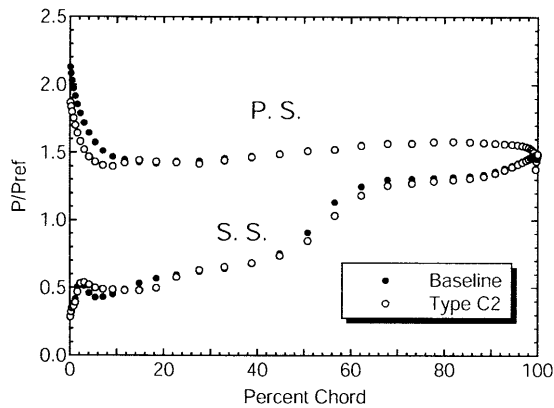


Fig. 13 Pressure distribution on blade, 98%span, near stall

4. 結論

遷音速圧縮機翼列において、周方向溝型ケーシングトリートメントによる失速マージン改善の機構を明らかにすることを目的に、単純な形状であるコンターリングを施したケーシング壁を考え、翼端近傍の流れ場を数値解析した。得られた結論は以下のようにまとめられる。

- (1) 翼前縁近傍のケーシング壁に施したコンターリングのみが、失速マージンを改善する効果を持つ。コンターリングの深さを適切に選択すると、高負荷側の非設計点では、効率も改善する可能性がある。
- (2) 失速点付近の流れ条件では、翼端近傍に二つの主要な渦構造が観測される。一つは翼端漏れ渦であり、他の一つはケーシング壁から発する渦構造で、従来指摘されている”rotating instability vortex”に対応するものと思われる。この渦は、旋回失速の発生に密接に関連すると考えられる。
- (3) 前縁近傍のコンターリングにより、翼端間隙がその部分で増加し、漏れ流れを助長する。その結果、失速点近傍では、翼列流入流れと流路内の淀み領域（ブロック領域）との干渉が緩和されるため、上記の第二の渦が縮退する。これがコンターリングによる失速マージン改善効果をもたらす要因と考えられる。

謝辞

本研究の一部には、(株)IHI の援助を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) Takata, H., and Tukuda, Y. : Stall Margin Improvement by Casing Treatment – Its Mechanism and Effectiveness,” ASME J. Engineering for Power, Vol. 99, 1977, pp. 121-133.
- 2) 藤田英雄・高田浩之 : 軸流圧縮機のケーシングトリートメント形状に関する研究, 機論, 49 巻 448 号, B, 1981, pp.2945-2953.

- 3) 例えば Yamada, K., Furukawa, M., Inoue, M., and Funazaki, K. : Numerical Analysis of Tip Leakage Flow Field in a Transonic Axial Compressor Rotor, IGTC 2003 Tokyo, November 2-7, 2003, TS-030.
- 4) 例えば Beheshti, B. H., Teixeira, J. A., Ivey, P. C., Ghorbanian, K., and Farhanieh, B. : Parametric Study of Tip Clearance – Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor, ASME J. Turbomachinery., Vol. 126, 2004, pp. 527-535.
- 5) Rabe, D. C., and Hah, C. : Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Axial Compressor, ASME Paper GT2002-30641, 2002.
- 6) Müller, M. W., Schiffer, H-P, and Hah, C. : Effect of Circumferential Grooves on the Aerodynamic Performance of an Axial Single-Stage Transonic Compressor, ASME Paper GT2007-27365, 2007.
- 7) Reid, L., and Moore, R. D. : Design and Overall performance of For Highly Loaded High Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor, NASA-TP-1337, 1978.
- 8) Moore, R. D., and Reid, L. : Performance of Single-Stage Axial-Flow Transonic Compressor With Rotor and Stator Aspect Ratios of 1.19 and 1.26 Respectively, and With Design Pressure Ratio of 2.05, NASA-TP-1659, 1980.
- 9) Suder, K. L., and Celestina, M. L. : Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor, NASA TM-106711, 1994.
- 10) Hunt, J. C.R., Wray, A.A., and Moin, P. : Eddies, Stream, and Convergence Zones in Turbulent Flows, Center for Turbulence Research Report CTR-S88, 1988.
- 11) Dunham, J. : CFD Validation for Propulsion System Components, AGARD-AR-355, 1998.
- 12) Marz, J., Hah, C., and Neise, W. : An Experimental and Numerical Investigation Into the Mechanisms of Rotating Instability, ASME J. Turbomachinery., Vol. 124, 2002, pp. 367-375.
- 13) Mailach, R., Lehmann, I., Vogeler, K. : Rotating Instability in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex, ASME J. Turbomachinery., Vol. 123, 2001, pp. 453-463.
- 14) 古川雅人・才木一寿・山田一豊・井上雅弘 : 軸流圧縮機動翼の失速点近傍における翼端漏れ渦の崩壊に伴う異常流動現象, 機論, 66 巻 644 号, B, 2000, pp.1029-1037.

粗さ要素による低圧タービン翼面上剥離泡制御 と空力性能改善の可能性

*船崎 健一 (岩手大工), 奥野 友哉 (IHI), 山田 和豊 (岩手大工)

Studies on LP Turbine Blade Surface Roughness Elements for Controlling Separation Bubble to Improve Aerodynamic Performance of the Turbine Blades

*Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.), Yuya OKUNO(IHI) and Kazutoyo YAMADA(Iwate Univ.)

ABSTRACT

Demand for highly loaded turbine blades under the low Reynolds number condition has prompted studies on how to avoid, at least minimize, boundary layer separation or separation bubble on the blade suction surface, which otherwise induces the significant aerodynamic loss. This study carries out experimental investigation of aerodynamic effects of surface roughness elements on the suction surface of highly loaded LP turbine blades, where an isolated two-dimensional thin wire is mainly used as the roughness element. The purpose of this study is to see whether such discrete roughness elements, which protrude into the flow through the boundary layer, could have any positive impact on the separation or separation bubble so as to reduce the aerodynamic loss. Quite a few test cases are executed by changing the diameter and/or position of the thin wire. In addition, three-dimensional configurations of short wires are also examined.

Key words: Boundary Layer, Separation Bubble, LP Turbine Blade, Roughness Element

1. 緒言

航空エンジンの軽量化, 低コスト化を目的とした低圧タービン翼の高負荷化 (または高揚力化) や, 高バイパス比に伴う高負荷化は, 近年における航空エンジン開発での重要な課題の一つとなっており, 実験的, 数値的研究が数多く行われている⁽¹⁾. これらの研究では, 翼列ソリディティを減少させたり⁽²⁾, **aft-loading** や **front-loading** などの翼負荷分布を試みながら⁽³⁾⁽⁴⁾, さらに上流側からの静翼 **wake** の通過に伴う剥離抑制効果を詳細に調査している. その結果として, 特に低レイノルズ数条件において高負荷化によっても翼列の空力性能を損なわない, または, 改善させることが可能であるという知見が得られている.

主流乱れや **wake** による剥離抑制法以外の方法として, 翼面への空気の噴き出しを行う方法⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾ や人為的な翼表面粗さを用いる方法⁽⁸⁾⁽⁹⁾ が各種提案されている. 噴き出しに関しては, 翼正圧面から負圧面を貫くような噴き出し孔を用いる場合を除き二次空気系を低圧タービンに新たに設ける必要があり, その実用性には難点がある. 一方, 表面粗さは, 単に加工上の工夫で対応できるため, それが空力的に利点があればすぐにでも採用可能な方法であるが, 実際には, 広範囲な作動範囲で空力性能を悪化させることなく剥離制御に有効なものを探索することは容易ではない.

本研究では, 高負荷低圧タービン翼に発生する剥

離泡の制御方法として, 翼負圧面に孤立粗さ要素貼り付ける方法を取り上げる. このような人為的粗さ導入の利点は, 幾何学的な自由度の高さと翼面境界層に対する直接的効果にあると言える. これらの利点を最大限活かすことが可能な最適粗さ形状に関する情報を得るためには, 結局のところ多くの実験が必要となる. そこで, 本研究では, 粗さ要素の大きさや貼付場所の効果を, 実際的な流れ条件としての **wake** 通過効果を交えながら検討する. 試験装置としては, 先に行った低圧タービン翼列試験⁽²⁾での装置とほぼ同じ装置を用い, 粗さ要素としては直径の異なる数種類のワイヤを用いた. ワイヤの配置は, 翼の全スパンにわたる長さを有するワイヤをスパンに平行 (即ち流れに直交するように) に貼る二次元的配置, 短冊状にしたワイヤをスパンに平行に貼る配置 (平行離散的配置) 及び同ワイヤをハの字に貼る配置 (傾斜離散的配置) の三種類を調査をした. また, CFD 解析も行い, その結果についても考察した.

2. 実験方法

2.1 実験装置

図1に実験に用いた直線翼列部と後流発生装置を示す. 直線翼列は7枚の翼で構成されている. 表1に供試翼の概要を示す. 7枚の内5枚はアルミ製で, 残り2枚の真鍮製の翼のミッドスパンには

静圧孔が設けてあり、それぞれ負圧面と正圧面の静圧分布を得る事ができる。静圧孔はそれぞれ 30 孔設けてあり、孔径は 0.5mm となっている。粗さ要素は、3, 4 及び 5 番翼背面に貼付されている(詳細は後述)。計測流路は 3・4 番翼, 4・5 番翼間であり、粗さ要素付の翼での流路間全圧分布がピッチ方向に周期性を持っている事を確認している。

後流発生装置は、タイミングベルトに 68 本の円柱を水平に取り付け、ギヤ付きプーリをモータで駆動することでタイミングベルトを安定回転させる。モータには制御インバータ (Hitachi 製 EFOUP-K) を使用した。円柱直径は 3mm で、円柱ピッチは 63.5mm, 127mm, 254mm から所定のストローハル数になるように選択した。円柱は 4 番翼前縁から 116.5mm 上流を移動する。この後流発生装置の特徴は、供試部の上流で円柱が 2 度主流を横断するという点である。この構造は、供試部下流にアームを設けて行う負圧面上境界層計測を容易化する事を考慮して設計された。最上流を円柱が通過する事で発生する円柱の後流は、その後の加速ダクトを経る事と供試部までの距離を十分とる事で整流される。

供試翼列の上から 3・4・5 番翼の計測座標系を図 2 に示す。座標系は翼前縁を基準とし、入口全圧・動圧値は翼前縁から軸コード 30% の地点でミニチュアピトー管を用いて計測し、出口動圧は軸コード 115% の位置に設置したミニチュアピトー管で取得した値をピッチ方向に平均化することで導出している。なお、これらの空力計測は低いレイノルズ数 (低動圧) で行われるため高精度な圧力計測が要求される。使用した圧力変換器は岡野製作所製 DMP-301N で、圧力変換精度は $\pm 0.5\text{Pa}$ となっており、低動圧状態でもある程度の精度を得ているが、更に同一の試験を繰り返す事で再現性を確認している。翼は翼支持プレート(アクリル製 $t=3\text{mm}$) に挿入して支持される。ソリディティの変更は、各翼支持プレート間にソリディティ変更用プレートを挿入し、翼ピッチを増減させる事によって行う。

Table 1 Airfoil geometry and cascade configuration

Actual chord C	114 [mm]
Axial chord C_x	100 [mm]
Span	260 [mm]
Pitch t	variable
Inlet flow angle β_1	47 [deg]
Outlet flow angle β_2	-60 [deg]

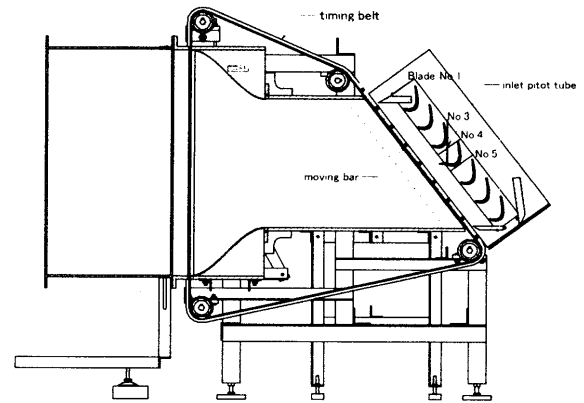


Fig.1 Close-up of test section, which includes test cascade and wake generator

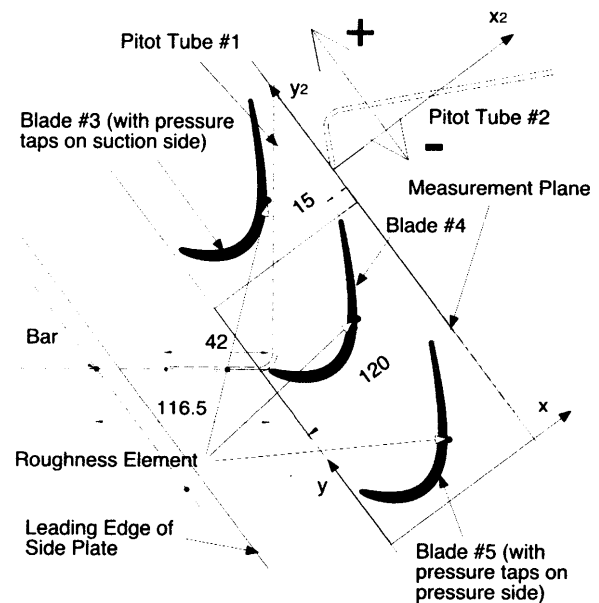


Fig.2 Schematic view of the cascade

2.2 粗さ要素

粗さ要素として、直径 0.5mm, 1.0mm, 1.5mm, 2.0mm 及び 2.8mm のワイヤを採用した。なお、供試翼が対象としている実機翼のサイズを考慮した際に、1.5mm 未満の直径の粗さに相当する形状を現在の精密製造で実現することは困難であるとの指摘があるため、1.5mm 未満の直径のワイヤを用いた試験は、1.5mm 以上の場合と比較してその取り扱いが限定的である。

粗さ要素はアルミまたは真鍮製で、これを厚さ 0.1mm, 幅 20mm のビニールテープの上に接着剤で固定し、このビニールテープを翼背面全スパンにわたって貼付する。粗さ要素は翼列中の 3 番翼～5 番翼に取り付けられる。3 番翼は翼背面側に静圧孔が設けられており、テープを貼ることで、翼表面静圧計測時には近接の静圧孔が 2 つ使用不

可となる。

この粗さ要素の貼付位置 ($L_1 \sim L_5$) を図3に示す。翼前縁から各貼付位置までの軸方向距離 x を軸コード長 C_x で無次元化すると、それぞれ、 $x/C_x = 0.32, 0.52, 0.72, 0.32, 0.61$ である。後述するように、過去の研究⁹⁾で、今回の試験での定常流条件における剥離開始点は $x/C_x = 0.61$ (L_5 に相当)、再付着点は $x/C_x = 0.82$ であることが翼面静圧分布から明らかになっており、 L_3 は剥離泡が存在する範囲内であることになる。また、 L_1, L_4 は最小圧力点近傍である。

粗さ要素の翼面上での配置方法としては、全スパンに取り付けた2次元的配置の他に、図4のように二種類の離散的配置も調査した。この離散的配置は、縦渦構造を積極的に発生させることを意図したものである。離散的配置の内一つ (以下 P1 と呼ぶ) は、長さ 10mm、直径 1.5mm の円柱を直線的に配列したもので、そのピッチは 20mm である。もう一つの配置 (以下 P2 と呼ぶ) は、長さ 10mm、直径 1.5mm の円柱をハの字型に配置したものである。ピッチは 20mm とし、流れ方向への傾斜角は 45° である。なお、離散的配置の場合、その隙間がミッドスパンに位置するように工夫することで静圧孔を塞がずに計測を行う事が可能となった。

2.3 実験条件

以下に紹介する実験結果は、全て出口平均流速及びコード長に基づくレイノルズ数は 57 000、ソリディティは高負荷状態を得るため設計のピッチを 20% 拡大した状態 (S-20 と称す) で行われた。交流発生装置を使用しない場合の主流乱れは 1.0% 未満である。wake 通過状況を再現する場合は、wake 通過周波数の無次元数 (ストローハル数 St) は 0.8 とする。ここで、

$$St = \frac{f_{bp} C}{U_{in}}, \quad (1)$$

f_{bp} : 円柱通過周波数, C : 翼コード長, U_{in} : 流入速度。

3. 計測結果

3.1 定常流における静圧分布及び翼列損失

定常流における翼面静圧係数 C_p 及び翼列下流での翼列損失係数 Y_p を議論する。ここで、

$$C_p(x) = \frac{p_{01} - p(x)}{\rho \bar{U}_2^2 / 2} \quad (2)$$

$$Y_p(y) = \frac{p_{01} - p_{02}(y)}{\rho \bar{U}_2^2 / 2} \quad (3)$$

p_{01} : 翼列入口全圧 (円柱列下流で計測), $p(x)$: 翼面静圧, \bar{U}_2 : 翼列下流平均流速, y : 翼列ピッチ方向座標 (4 番翼後縁から流出方向に延長した線と下流トラバース面との交点を原点とする), $p_{02}(y)$: 翼列出口全圧。

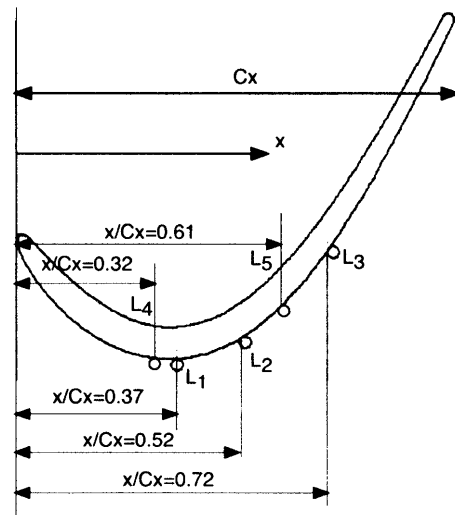


Fig. 3 Location of surface roughness elements

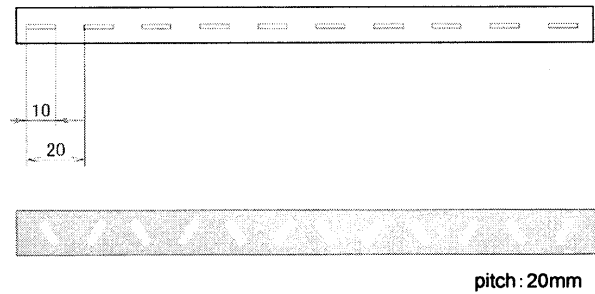


Fig. 4 Two types of discrete arrangement of the finite thin wires as roughness elements on the surface (upper: P1 / lower: P2)

3.1.1 粗さ要素の大きさの効果

図5, 6に二次元的粗さ要素として用いたワイヤ直径を変化させた場合の C_p 及び Y_p を示す。なお、設置場所は L_2 (剥離開始点上流) である。それぞれ比較のために粗さ要素のない場合での計測結果が示されている。粗さ要素のない場合の翼面静圧分布から、前述のように $x/C_x = 0.6$ 付近で剥離が発生し、 $x/C_x = 0.75$ 前後で遷移が始まり、 $x/C_x = 0.82$ で再付着している。定常流における剥離泡近傍の流れ場計測については、小野¹⁰⁾の詳細な研究がある。図7にはその研究で得られている剥離法近傍の速度及び乱れ度(RMS 値)のコンター図を示す。なお、図中に剥離泡の高さと粗さ要素の大きさの比較を示すため、直径 1.5mm 及び 2.8mm の円を描いている。

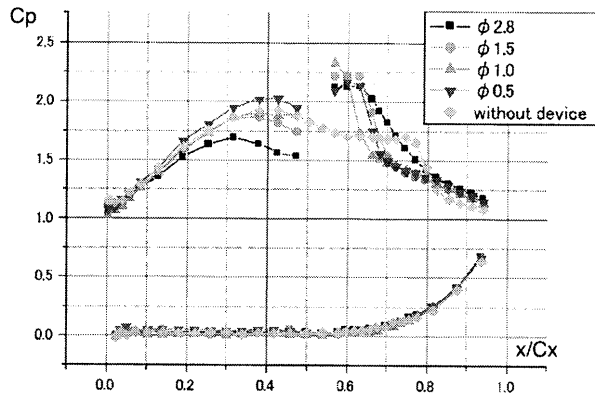


Fig. 5 Static pressure distributions for different sizes of 2D surface roughness element

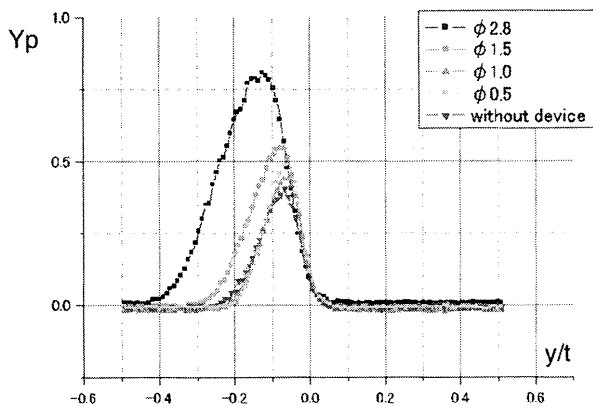


Fig. 6 Total pressure loss distributions for different sizes of 2D surface roughness element

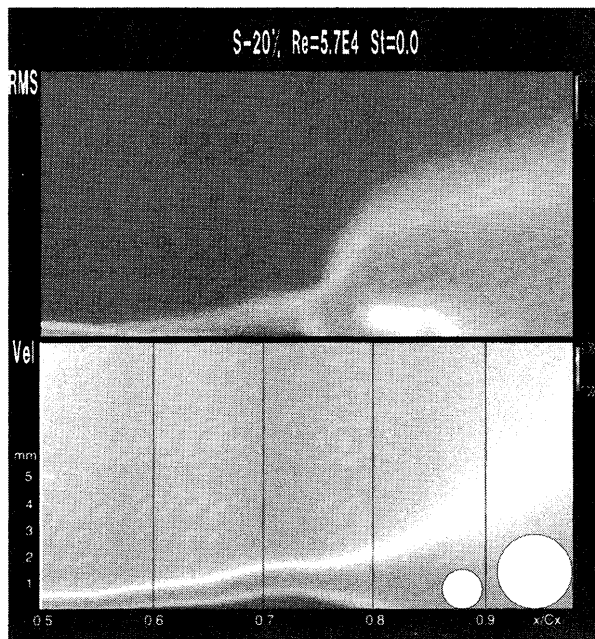


Fig. 7 Measured velocity (lower) and its RMS (upper) contours, in comparison with the size of the roughness elements

図5の静圧分布から、直径2.8mmのワイヤを用いた場合、ワイヤよりかなり上流から顕著な減速が現れ、ワイヤ上端で加速・剥離した後、翼後縁近くで再付着していると考えられる。直径1.5mmの場合では、減速現象はほぼ解消しているが、粗さ要素自体による加速・剥離・再付着ははっきりと確認できる。同様の挙動は、ワイヤ直径を0.5mmに下げた場合でも観測されており、円形状の粗さ要素がその下流側の流れに与える影響の大きさを知る事が出来る結果となっている。なお、ワイヤ直径が1.5mm以下の場合には、翼面上に本来的に発生していた剥離泡は消滅していると判断できる。

図6に示された翼下流での全圧損失分布では、直径が1.5mm以上の場合に全圧損失の大幅増加が確認できる。直径1.0mmの場合には粗さ要素のない場合とほぼ同じ損失分布になっており、一種の「流体力学的に滑らか」な状態になっているが、実際には、図5で見たように翼面上の剥離泡の抑制と粗さ要素による剥離泡誘発との効果が相殺したと考える方が正しいだろう。図8には流量平均した全圧損失係数を示す。直径1.0mmが損失係数の最小値をもたらしているが、計測の不確かさの程度の差異であり、粗さ要素による効率向上の可能性については論ずることは難しいが、翼面上の剥離泡の制御によるメリットはあり得ることを示唆している。

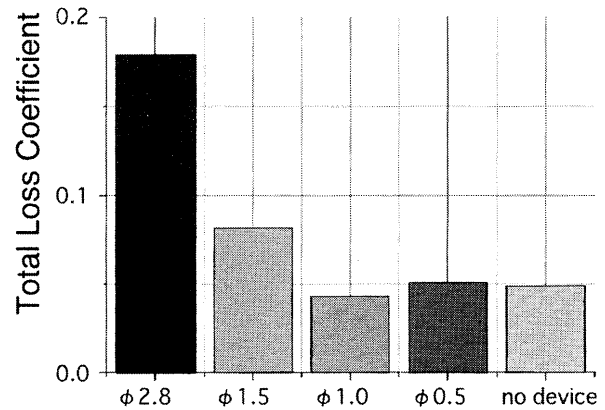


Fig. 8 Mass-flow averaged total loss coefficients obtained for the wires of different diameters

3.1.2 粗さ要素の装着位置の効果

粗さ要素の直径を1.5mmに限定し、装着場所の効果进行调查した。図9、10には、それぞれ粗さ要素を $L_1 \sim L_3$ に置いた場合の静圧分布及び全圧損失分布を示す。図5で見たように、粗さ要素の前方で減速が発生し、その後加速・剥離・再付着という現象が装着場所によらず発生している。ただし、加速の程度は装着場所に依存しており、最低

圧力点近傍の L_1 及び L_5 での加速が著しい。また、 L_3 を除いて剥離泡は消失している。 L_3 は粗さ要素が剥離泡内に存在する状況になっており、結果として圧力分布はほとんど変化していない。この状況は図 10 の損失分布でも明らかであり、 L_3 に装着した場合の損失分布は装着しない場合の結果とほとんど一致している。また、興味深いことに、 L_1 と L_5 、 L_2 と L_4 の結果がほとんど一致している。これが何に起因しているのかについては明らかではないが、最大加速との因果関係も考えられる。

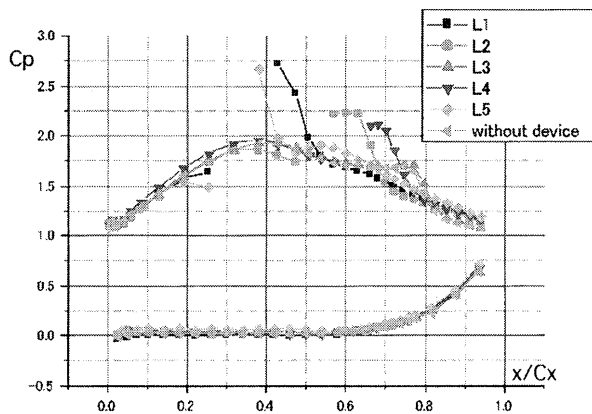


Fig. 9 Static pressure distributions for different locations of 2D surface roughness element ($d = 1.5$)

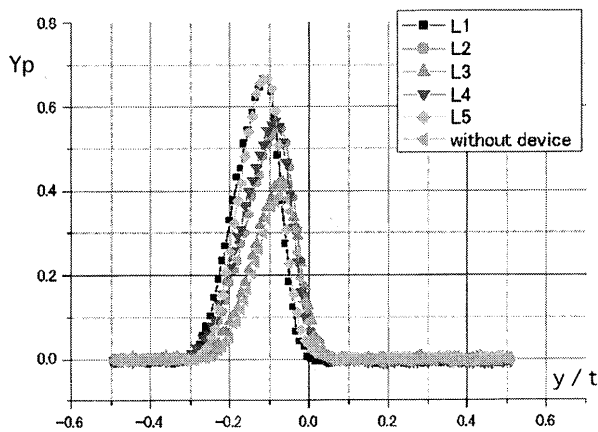


Fig. 10 Mass-flow averaged total loss coefficients obtained for the wires of different locations ($d=1.5$)

3.2 非定常流における静圧分布及び翼列損失

後流発生装置を作動し、ストローハル数 0.8 の条件で非定常流条件の元で、 L_2 の位置に粗さ要素を装着した場合の翼面静圧分布及び全圧損失分布を計測した。図 11 には、流量平均した全圧損失係数を示す。図 8 との比較により後流通過の効果を検討する。なお、この全圧損失には円柱後流と主流との混合の過程で生ずる損失（混合損失）が含まれている事に注意を要する⁽²⁾。直径 2.8mm の損失係数は定常流での損失係数とほぼ一致している

が、それ以外の条件での損失値は定常流での損失値よりも大きくなっている。これは、円柱後流の混合損失は粗さ要素の有無に関係なく存在することを考慮すると、直径 2.8mm の場合には wake 通過が粗さ要素下流での剥離挙動に影響を与えていることを示唆している。いずれにしても、今回用いた 2 次元の粗さ要素が剥離制御を通じて空力性能を向上させる可能性は、直径 1.0mm 前後の粗さ要素の場合を除いて、少ないと言える。

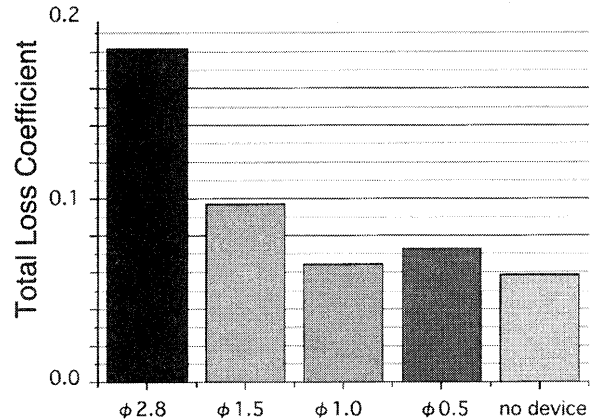


Fig. 11 Mass-flow averaged total loss coefficients obtained for the wires of different diameters under the influence of bar-wake passing

3.3 三次元的配置の効果

直径 1.5mm のワイヤを用いた二種類の三次元的配置方法の効果を以下に紹介する。

図 12、13 には、P1 という配置（流れに直交）を、 $L_1 \sim L_3$ の位置に装着した状態で測定した翼面圧力分布及び全圧損失分布を示す。なお、静圧孔は短いワイヤ間にあるため、全て計測に供した状態になっている。図 12 から、 L_1 に装着した場合剥離はほぼ消失しているが、離散的で短いワイヤの両端からの渦放出による剥離泡制御が期待される L_3 にほとんど効果がなかったことは意外な結果である。

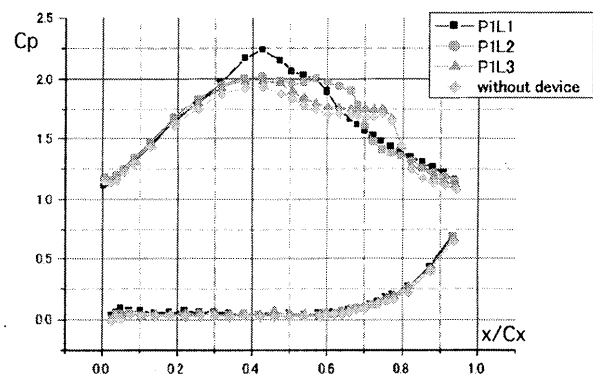


Fig. 12 Static pressure distributions for different locations of 3D surface roughness element (P1, $d = 1.5$)

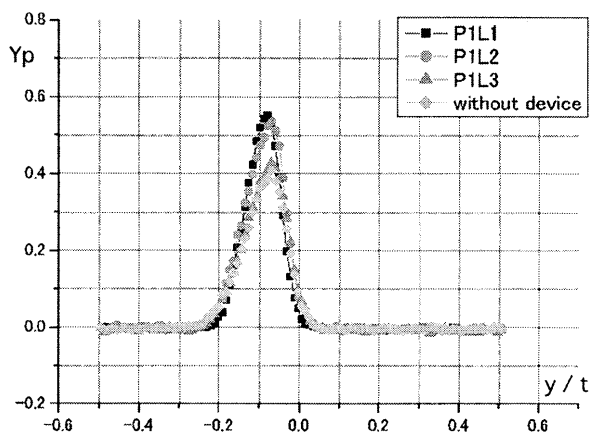


Fig. 13 Mass-flow averaged total loss coefficients obtained for different locations of 3D surface roughness element (P1, $d=1.5$)

4. 結論

本研究において2次元的及び3次元的粗さ要素を取り付けた状態での定常空力試験, 非定常空力試験, 油膜法や数値計算による流れ場の可視化を行う事で以下の知見を得ることができた。

- 2次元的粗さ要素を装着した場合の空力計測を行うことで, 粗さ要素の効果を確認できた。粗さ要素を取り付ける事で通常の剥離は現れなかったが, 粗さ要素自体が剥離を誘発してしまい, 結果的に損失の増加を招いている事を確認した。またデバイス径を 1.0mm 以下に小さくする事でデバイスの無い状態と空力損失は同等になる事が分かった。空力性能向上の可能性があるのは 1.0mm 以下の径であると言える。デバイスの取り付け位置については上流側になるほど大きな剥離を誘発する事を確認した。この事からも, 翼面の境界層との関係が非常に深く, また, 翼面の曲率なども関係していると考えられる。
- 非定常性の効果はほとんど見られなかった。これは粗さ要素直後で大きな乱れが生じるため, そこに円柱後流が干渉してもほとんど作用しないためであると考えられる。これは, 粗さ要素が大きくなるほどその円柱後流損失が小さくなる事からも確認できた。
- 3次元的配置の効果についても, 性能の向上は見られなかった。縦渦の剥離抑制効果を狙ったものだったが, 可視化の結果からも分かる通り予想以上に大きな渦が発生し下流にまで影響を及ぼしていた。しかし, 境界層の状態を考慮した上でこの渦の大き

さを制御する事ができれば性能向上の可能性はあると考えられる。

- (本文中では触れることが出来なかったが) 数値計算の結果から, 粗さ要素付近の流れ場をおおまかにではあるが知ることができた。今回行った計算は比較的簡単なものであるが, 実際の流れ場は遷移や剥離といった非常に不安定な現象が絡み合っているため, 高精度な計算を行うには遷移モデルが組み込まれているソルバーを用い, または LES などのより大規模な計算が必要であると考えられる。

参考文献

- Hodson, H.P., Howell, R.J., Bladerow Interactions, Transition and High-Lift Aerofoils in Low-Pressure Turbines, Annual Review of Fluid Mechanics, 37 (2005), pp. 71-98.
- Funazaki, K., Yamada, K., Ono, T., Segawa, K., Hamazaki, H., Takahashi, A. and Tanimitsu, H., Experimental and Numerical Investigations of Wake Passing Effects upon Aerodynamic Performance of a LP Turbine Linear Cascade With Variable Solidity, ASME Paper GT2006-90507 (2006).
- Howell, R. J., Hodson, H. P., Shulte, V., Schiffer, H. P., Haselbach, F., Harvey, N. W., Boundary Layer Development in the BR 710 and BR 715 LP Turbines - The Implementation of High Lift and Ultra Lift Concepts, ASME J. Turbomachinery, 124 (2002), pp. 385-392.
- Haselbach, F., Schiffer, H-P., Horsman, M., Dressen, S., Harvey, N., Read, S., The Application of Ultra High Lift Blading in the BR715 LP Turbine, ASME J. Turbomachinery, 124 (2002), pp. 45-51.
- Bons, J.P., Sondergaard, R., Rivir, R.B., Turbine Separation Control Using Pulsed Vortex Generator Jets, ASME J. Turbomachinery, 123 (2001), pp. 198-206.
- McAuliffe, B.R., Sjolander, S.A., Active Flow Control Using Steady Blowing for a Low-Pressure Turbine Cascade, ASME J. Turbomachinery, 126 (2004), pp. 560-569.
- Zhang, X.F., Vera, M., Hodson, H.P., Harvey, N., Separation and Transition Control on an Aft-Loaded Ultra-High-Lift LP Turbine Blade at Low Reynolds Numbers: Low-Speed Investigation, ASME J. Turbomachinery, 128 (2006), pp. 517-527.
- Vera, M., Hodson, H.P., Vazquez, R., The Effects of a Trip Wire and Unsteadiness on a High-Speed Highly Loaded Low-Pressure Turbine Blade, ASME J. Turbomachinery, 127 (2005), pp. 747-754.
- Zhang, X.F., Hodson, H.P., Combined Effects of Surface Trips and Unsteady Wakes on the Boundary Layer Development of an Untra-High-Lift LP Turbine Blade, 127 (2005), pp. 479-488.
- 小野隆浩, 航空エンジン用低圧タービン動翼における周期的後流とはく離泡の干渉現象に関する研究, 岩手大学修士論文, 2007

局所的壁面粗さを伴う多翼素翼の空力性能に関する数値的研究

栗原 俊則 (東理大院), 戸田 和之 (千科大), *山本 誠 (東理大)

Numerical Investigation on Aerodynamic Performance of Multielement Airfoil with Local Roughness

Toshinori KURIHARA(TUS), Kazuyuki TODA(CIS) and *Makoto YAMAMOTO(TUS)

ABSTRACT

Improvement of aerodynamic performance of airfoil and/or blade is an eternal problem in fluid and turbo machines. In addition, the operation with keeping the high efficiency is and will be very important in the view point of energy saving and maintenance. On the other hand, the recent development of a wide chord fan blade in a jet engine will push to adopt a multielement fan blade in future. Considering these backgrounds, in the present study, the effect of local roughness on a multielement airfoil is numerically investigated. Through this study, it is confirmed that the local roughness on the leading edge has a strong influence on the aerodynamic performance.

Key words: Computational Fluid Dynamics, Multielement Airfoil, Local Roughness, Aerodynamic Performance

1. はじめに

翼あるいは翼列の空力性能改善は、ガスタービンを始めとするターボ機械にとって永遠の技術課題である。また、翼の高い空力性能を維持したこれら機械の運転は、エネルギー効率およびメンテナンスの観点から、今後一層重要となって行くものと考えられる。翼の空力性能に影響を及ぼす因子のひとつとして、壁面粗さが挙げられる。壁面粗さは、加工誤差、微小な砂粒子の衝突、油滴の付着、着氷などさまざまな原因によって生じ、翼の空力性能を著しく低下させることが知られている。特に、局所的な粗さの翼空力性能に及ぼす影響は、ほとんど解明されていない。

一方、航空用ガスタービンでは高負荷化と軽量化のためファン・ブレードのワイド・コード化が図られており、将来の選択肢として多翼素翼の採用が当然の帰結として考えられる。

以上の背景の基づき、本研究では、多翼素翼の表面に局所的な粗さが生じた際の空力性能を数値的に調査することを目的とした。局所粗さを表現するために、仮想力粗さモデルを導入し、さまざまな粗さ条件に対して RANS に基づいた数値実験が実施された。

2. 数値計算手法

2.1 流れ場の計算

流れ場を圧縮性乱流と仮定し、支配方程式としてレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式 (RANS) を採用した。乱流モデルには、低レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデル (Lam-Bremhorst) を用いた。方程式の離散化は差分法により行い、非粘性項を 2 次精度 TVD スキーム (Yee-Harten)、粘性項を 2 次

精度中心差分、時間進行を 4 段階ルンゲ・クッタ法により行った。

2.2 仮想力粗さモデル

本研究では局所的な壁面粗さを対象とするため、壁関数タイプの粗さモデルを用いるのではなく、粗さによる効果を仮想力によってモデル化する方法¹⁾を採用した。図 1 のように、壁面上に粗さ要素を配置し、この粗さ要素から流体に作用する力を

$$f_i = C_D \frac{1}{2} \rho u_j^2 \frac{u_i}{\sqrt{u_j^2}} \frac{A}{V} \quad (1)$$

と与える。ここで、 C_D は抗力係数、 A は粗さ要素の流れ方向に対する投影面積である。もちろん、粗さ要素は円錐に限らず、どのような形状でも上式により対応可能である。また、 k および ϵ 輸送方程式にそれぞれ

$$\overline{u_i f_i} = -C_{rk} U_i F_i \frac{1}{1 + \frac{Sk}{\epsilon}}, \quad E_v = -C_{v\epsilon} U_i F_i \frac{\epsilon}{k} \frac{1}{1 + \frac{Sk}{\epsilon}} \quad (2)$$

という項を付加する。これらの項は、乱れに対する粗さの効果を反映するものである。なお、モデ

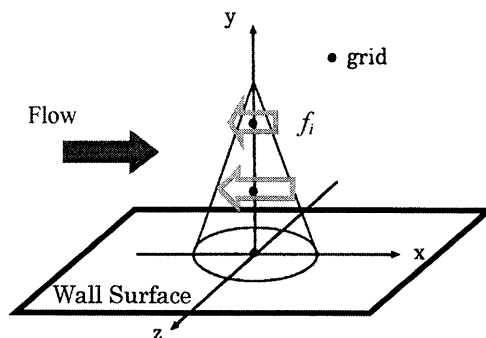


Fig.1 Roughness Element and Virtual Force Model

ル定数 $C_{\nu k}$, $C_{\nu \epsilon}$ は、4.0 および 1.0 とした。

3. 計算条件

計算対象として、NACA63₂-215Model-B にフラップを付加した単独翼を用いた²⁾。翼弦長は 0.75m、レイノルズ数は 3.7×10^6 、主流マッハ数は 0.2 である。なお、迎角は 0~20 度の範囲とした。

計算格子は、流れ場全体を覆う C 型の Main-Grid とフラップ周りの C 型の Sub-Grid から構成され、それぞれ、 226×136 , 121×41 の格子点数とした。図 2 に翼周りの計算格子の拡大図を示す。

粗さ要素の半径は 0.5mm とし、粗さ高さを 1.0~5.0mm、粗さの存在位置を 5 箇所に変更することにより、計 8 ケースの条件で数値計算を実施した。

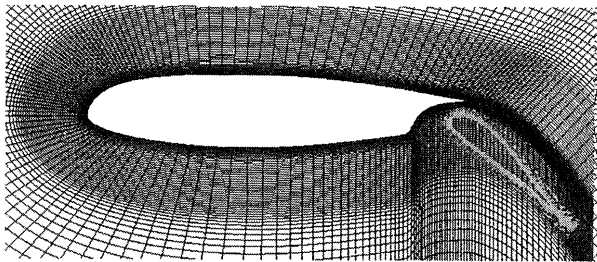


Fig.2 Multi-element Airfoil and Computational Grid

4. 計算結果および考察

滑面の場合 (Case1)、フラップ前縁のみに粗さのある場合 (Case 2)、および実験データの比較を図 3 に、このときのフラップ周りの流線を図 4 に示す。迎角は 8.5 度である。これらの図から、粗さの効果によってフラップ上面での加速が弱まり、はく離が拡大していることがわかる。

図 5 は、主翼正圧面側に粗さが分布した場合 (Case3) で、粗さ高さが 1.0mm の場合と 5.0mm の場合を比較したものである。単純な $k-\epsilon$ モデルによる計算のため、失速角を 2.5 度ほど過大予測しているが、粗さ高さが増大するにつれて失速角が減少し、5.0mm のケースでは 10 度となっている。また、粗さ高さが 5.0mm のケースでは、迎角が小さい場合にも揚力係数が減少し、粗さの影響が顕著に現れていることが分かる。

紙面の都合で、その他の条件の結果についてはここでは割愛し、講演時にその詳細を紹介する。

5. まとめ

本研究は、多翼素翼に局所粗さが生じた際の空力性能を数値的に調査することを目的として行われたものである。得られた知見を以下に列記する。

(1) フラップ前縁の局所粗さにより、フラップでののはく離が拡大する。ただし、空力性能の低下は小さい。

(2) 主翼正圧面に大きな粗さが生じると、空力

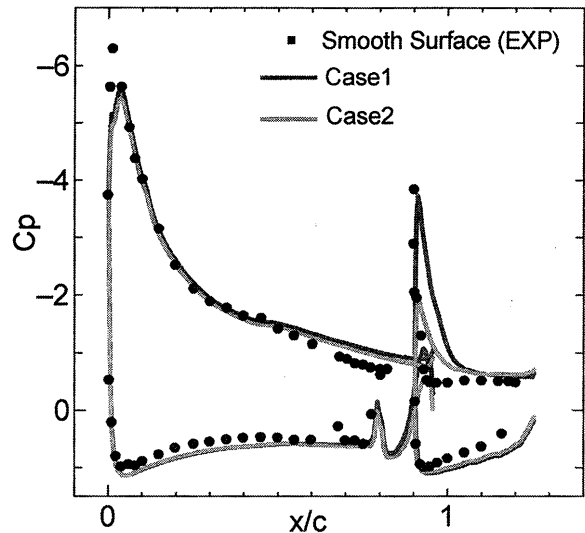
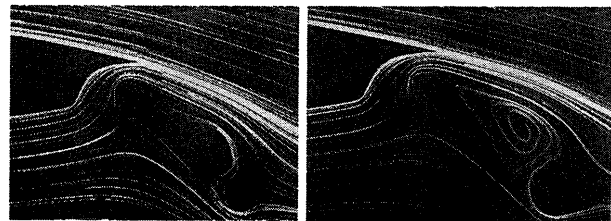


Fig.3 Static Pressure Coefficient Distributions



(a) Case1

(b) Case2

Fig.4 Mean Streamline around Flap

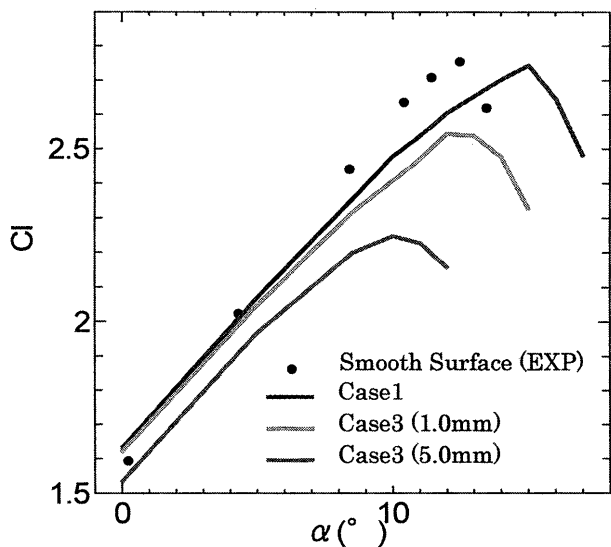


Fig.5 Lift Coefficient Distributions

性能の低下が著しい。

(3) 主翼前縁の局所粗さにより、空力性能は大きく低下する。

参考文献

- 1) 三宅, 辻本, 縣: 粗さ要素モデルによる粗面溝乱流の DNS, 日本機械学会論文集, B 編, Vol. 65, No. 633 (1999) pp. 1613-1620.
- 2) Ross, J.C., Storms, B.L. and Carrooanto, P.C.: Lift-Enhancing Tabs on Multi-element Airfoils, J. Aircraft, Vol. 32, No. 3 (1995) pp. 649-655.

3次元非定常 NS コードを用いたファンフラッタの数値解析

*青塚 瑞穂, 土屋 直木 (IHI), 堀口 泰生 (JAST), 山本 一臣, 野崎 理 (JAXA)

Numerical Analysis for Fan Flutter with 3D Unsteady N-S CFD Code

*Mizuho AOTSUKA, Naoki TSUCHIYA (IHI), Yasuo HORIGUCHI(JAST)
Kazuomi YAMAMOTO and Osamu NOZAKI (JAXA)

ABSTRACT

Recently, the demand of making a higher load and more efficient jet engine has strengthened further. In the design of fan and compressor blades, flutter prediction is a critical factor. At present, the flutter prediction method is based on linearized theory. But the linearized theory is not good for the flutter in the high load region. Therefore, a highly accurate prediction method is necessary. A new CFD code is developed based on UPACS (JAXA CFD code). The code is capable for simulating a vibrating cascade. The code simulates simulated a transonic stall flutter, which is experienced in a rig test.

Key words: Flutter, CFD, Unsteady N-S, Turbo Machinery

1. はじめに

近年、航空会社の経営の効率化や環境意識が高まり、ジェットエンジンの高効率化・高負荷化の要求は、さらに厳しくなっている。ファン・圧縮機の開発においては、設計点での性能向上とともに、設計点外でのサージ・フラッタ等の非定常現象の発生を遅らせて、安定作動範囲を広げることも高性能化の重要な要素となる。

ファン・圧縮機翼列で観察されるフラッタの発生領域を、Sisto は図 1 に示すような特性曲線図上で 5つの領域に分けている¹⁾。これらのフラッタの中でサージライン近傍の領域で生じるフラッタは、高負荷側の作動領域を狭める要因となるので、大きな問題となって来る。これらのフラッタの発生には、衝撃波、剥離やチップクリアランス流れ等の影響が大きいと考えられる。特に境界層の剥離やチップクリアランス流れは非線形性が

強く、線形化理論では取り扱うことが難しい。また、衝撃波についても強い衝撃波の場合は、翼面上の境界層と干渉し、非線形的な動きとなることが多い。従って、3次元非定常 NS 解析により、非線形の現象の効果を考慮した解析が必要となる。

最近のコンピュータの能力の向上に伴い、設計段階での CFD での利用は進んできているが、非定常現象については、いまだ研究レベルである。そこで、JAXA との共同研究によって、格子の移動・変形を含む非定常 3次元 NS コードを開発した。これは、JAXA の UPACS²⁾³⁾⁴⁾に格子の移動・変形モジュールを組み込んだもので、翼の振動モードの解析データを元に、実際の翼の振動を模擬することが出来る。

開発したコードを用いて、リグ試験においてフラッタが観測された条件において解析を行った。得られた翼面上の非定常圧力分布から翼列の安定性を調べた。また、それらの結果からフラッタの発生メカニズムについての考察を行った。

2. 数値解析手法

2.1 解析コード

数値解析コードは JAXA の開発した UPACS をベースに開発を行った。UPACS の翼列段解析バージョンにさらに翼の振動部を組み込んだ UPACS Vibrate を開発した⁵⁾。従って、このコードでは翼列の段干渉を扱うとともに翼が振動した際の、非定常空力特性を解明することが出来るようになる。

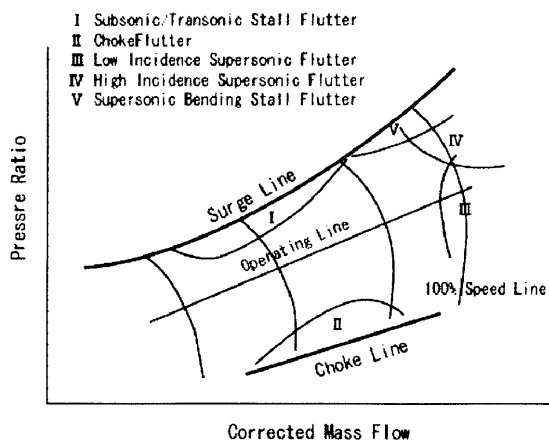


図1 フラッタ境界

流体解析に関する基本的な部分は、UPACS の機能と同一である。UPACS はマルチブロック構造格子法を用いた完全気体の圧縮粘性流れの解析が可能であり、セルセンター法と MUSCL 法を用いた有限体積法によって離散化を行っている。複数のスキーム、乱流モデルが利用できるが、ここでは対流項は Roe スキーム、拡散項には通常の 2 次精度中心差分を用いている。時間積分は 2 次精度 Euler 陰解法を用い、ニュートン反復により計算している。また、乱流モデルには、Spalart-Allmaras の 1 方程式モデルを適用している。

2.2 格子移動・変形手法

実機の翼振動の場合には、いくつかのモードが考えられる。しかし、実際の翼振動のモード形状を空力解析と同時に取り扱うのは困難であり、また、フラッタという現象の特性上、ほぼ固有のモードが卓越して現れるので、事前にターゲットとなるモード形状を FEM 解析により計算しておき、その結果を CFD 用の格子点上にマッピングし各格子点の移動量を求めるという方法を採用した。翼の振動は、各格子点における振幅を持った調和振動となる。

2.3 翼列非定常空力特性解析手法

翼列の非定常空力特性の解析には、翼振動の 1 周期に翼に加わる仕事を計算し、その正負によって翼振動が安定化不安定化を判別する。翼の振動が調和振動しているので、翼の振動振幅を A とすると、翼の変位と振動速度は、それぞれ、 $Ae^{i\omega t}$ 、 $i\omega Ae^{i(\omega t + \pi/2)}$ のように表すことができる。また、翼の振動に伴う翼面上の非定常圧力 $\tilde{p}e^{i\omega t}$ とすると、翼に加わる仕事は

$$\begin{aligned}
 W &= \int_{\text{BladeSurface}} \tilde{p}e^{i\omega t} \cdot i\omega Ae^{i(\omega t + \pi/2)} dt \cdot (\vec{n} \cdot d\vec{s}) \\
 &= \sum_{\text{BladeSurface}} -\pi \cdot A \cdot \text{Im}(\tilde{p}) \cdot (\vec{n} \cdot \Delta\vec{s})
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

ここで、 \vec{n} は翼面上の法線ベクトルである。 $d\vec{s}$ 、 $\Delta\vec{s}$ は翼面上の面積ベクトルである。この翼に加わる仕事が負の場合には、翼振動は減衰し安定となる。反対に仕事が正の場合には、翼振動は増幅され不安定となる。

3. 解析結果及び考察

3.1 解析対象

開発したコードの検証として、社内で行われたリグ試験の結果を用いた。図 2 に示すような実機を模擬した翼列となっている。試験においては、設計点よりも低い回転数の高負荷側の領域でフラッタの発生が確認された。このフラッタは、図 1 における、領域 I の Transonic Stall Flutter に該当すると考えられる。

供試翼列の翼枚数は 18 枚である。また、供試翼列は、プリスク形態にて試験を行っており、構造減衰は 0 である。したがって、フラッタが発生するか否かの境目は、ほぼ純粋に空力減衰のみにて決まっている。今回の試験においては、構造減衰を考慮する必要がないため、CFD 結果との比較を行う点で好都合である。

試験において観測されたフラッタの Nodal Diameter は 4 であり、翼間位相差は 80° となる。また、翼チップ付近の条件で計算した無次元振動数 $k(= \pi f C / U_{in})$ (振動数、 C :コード長、 U_{in} : 相対流入速度) は 0.34 である。

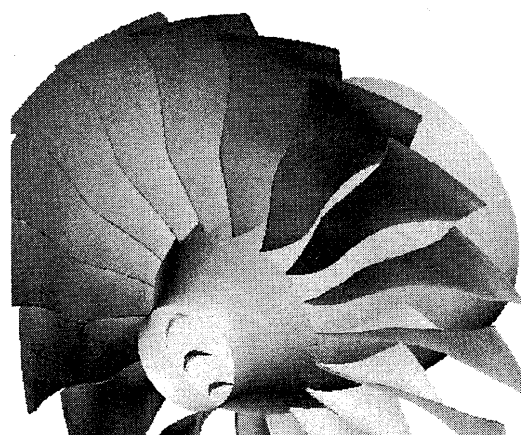


図2 供試翼列概観

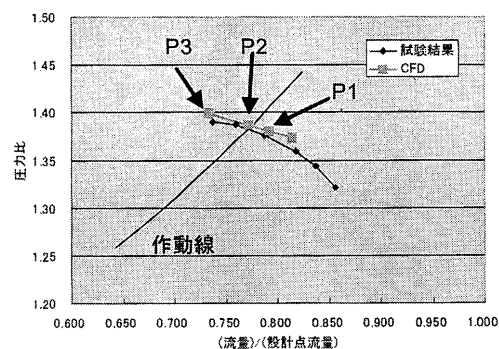


図3 定常解析結果 (ファン特性曲線)

3.2 定常解析結果

定常解析の結果をファン特性曲線図上の等回転ライン上にプロットした図を図3に示す。試験においては、最も流量を絞った条件でフラッタが発生した。図を見るとCFD解析結果のほうが、やや試験結果よりも圧力比が高めに出ているが、試験結果とほぼ一致している。図に示したように、作動線よりも開き側の解析点をP1、作動線付近の解析点をP2、フラッタ発生点近傍の解析点をP3と名づけることにする。

流れ場の様子を見るために、それぞれの解析点での相対マッハ数の等高線を図4～6に示す。図4がP1、図5がP2、図6がP3の結果となる。また、各図において(a)が85% Span断面、(b)が50% Span断面、(c)が15% Span断面の結果である。

各解析点において、ハブ側からミッドスパン断面まで亜音速流入となっている。図4(b)の結果の背側前縁付近を見ると、小さな超音速領域が生じている。図5(b)、6(b)では圧力比の上昇に伴い、翼面の境界層が徐々に厚くなっていくことがわかる。この境界層の厚さの増加に伴い、翼背側前縁付近の超音速領域は減少していく。

チップ側の85% Span断面の結果を見ると、流入マッハ数がほぼ1になり、翼背側に衝撃波が立つようになる。衝撃波の位置は、P1→P2→P3の順に翼列前方に動いていく。また、衝撃波の足元を見ると、P1では、衝撃波と境界層との干渉はそれほど強くないが、P2,P3と圧力比が大きくなり、背圧が高くなるにつれて衝撃波と境界層との干渉は強くなっていくことが見て取れる。P3において

は、衝撃波の入射点から境界層が大きく剥離していることがわかる。

3.2 非定常解析結果及び考察

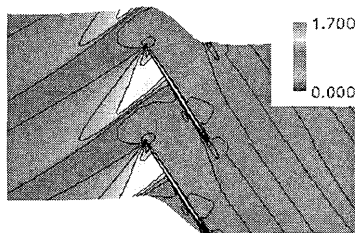
これらの3つの条件で非定常解析を行った。本解析における振動モード形状を図7に示す。図は、ANSYSによる構造解析結果のX方向の変位を示している。解析結果のうち、1次曲げモードの固有振動数が、試験で観測されたフラッタ発生時の振動数とほぼ一致しており、このフラッタは1次曲げモードで発生したものと考えられる。

図を見ると翼端部が最も大きく振動していることが見て取れる。ただし、翼前縁側のほうが変位が大きく、チップ付近の流線面では単純な並進運動ではなく、ねじりを伴った振動になっていると考えられる。また、数値解析における翼の振動振幅は、チップ側コード長の0.1%とした。

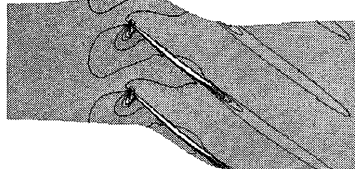
翼振動安定性

非定常解析の結果から、翼に加わる空力仕事を計算した結果を図8に示す。図は横軸が翼間位相差で縦軸が空力仕事である。試験でフラッタが観測された翼間位相差 80° を中心として解析を行っており、P1,P2に関しては、翼間位相差 $0,80,180^\circ$ 、P3に関しては、 80° の時の結果を示す。

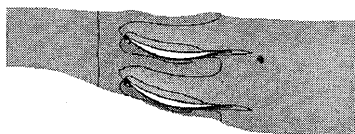
P1,P2の結果を見ると、解析を行った全ての翼間位相差で空力仕事が負となっており、翼振動は安定となっている。だが、翼間位相差 80° の時に、最も空力仕事が大きくなっており、翼振動としては不安定であると言える。



(a) 85% Span

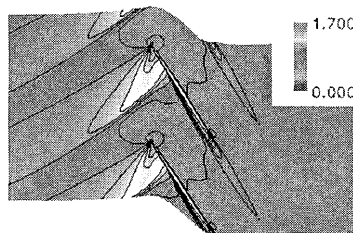


(b) 50% Span

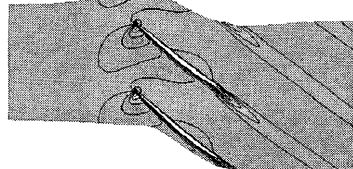


(c) 15% Span

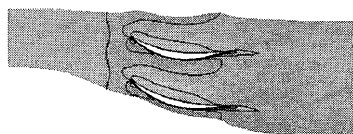
図4 相対マッハ数コンター (P1)



(a) 85% Span

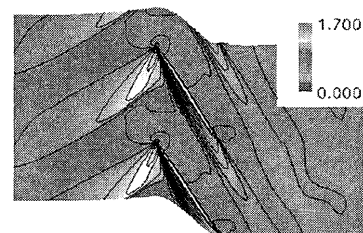


(b) 50% Span

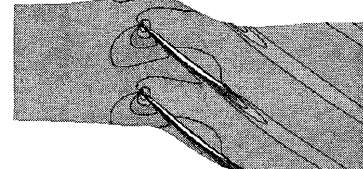


(c) 15% Span

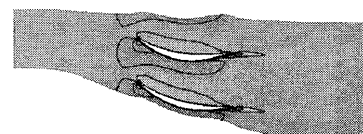
図5 相対マッハ数コンター (P2)



(a) 85% Span



(b) 50% Span



(c) 15% Span

図6 相対マッハ数コンター (P3)

一方、翼間位相差が 80° の結果に関して P1 から P3 の結果を比較すると、P1→P2→P3 の順に空力仕事の値が大きくなっていき、最終的に P3 においては、空力仕事の値は正となり、翼振動は不安定となる。

これらの結果から、翼間位相差 80° において翼振動は不安定であり、かつ試験において安定な条件では、空力仕事が負、フラッタ発生点近傍では、空力仕事が正となることが確認された。したがって、今回開発された数値解析コードは、試験で観察されたフラッタ特性を適切に捉えることができると考えられる。

翼間位相差 80° における非定常空力特性

次に、このフラッタの発生メカニズムについて調べるために翼間位相差 80° の時の結果について詳細に見ていくことにする。

図9にスパン方向の局所空力仕事分布を示す。図は横軸が空力仕事で、縦軸がスパン位置になる。翼間位相差が 80° の場合について、P1,P2,P3の結果をプロットしてある。図を見ると、いずれの解析においても50%スパンより下側では、正負いずれの空力仕事も生じていない。50%スパンより下側の部分は、翼の非定常空力特性にはほとんど影響を与えていないことが分かる。

一方、50%スパンより外側の領域を見ると、85%スパン付近を中心として、空力仕事が分布していることが見て取れる。すなわち、P1においては、空力仕事が負で、翼振動を安定させる側に働いているが、P2になると0付近に近づいていく。そして、P3になると75%スパンからほぼ翼端に至るまでの領域において、空力仕事が正となり、翼全体としても空力仕事が正の値を取るようになる。ス

パン位置に関しては、85%スパン付近の非定常空力特性が、翼全体の非定常空力特性に対して支配的であると考えられる。

次に、図10~12に翼面上の局所空力仕事のコンターを示す。それぞれ図10はP1、図11はP2、図12はP3の結果である。各図には、図(a)に翼腹側、図(b)に翼背側の空力仕事の分布を示す。また、図9のスパン方向空力仕事分布との比較をしやすいように、各図中に、50,75,85,95,98%スパン位置に線を引いてある。

これらの図で翼背側の分布を見ると、いずれの条件においてもミッドスパンからチップ付近にかけて、等高線が密に集まった領域が広がっている。これらの領域は翼背側に立っている衝撃波に起因する空力仕事の分布だと考えられる。この分布は圧力比の増加に応じて翼前縁側に移動していく様子が見て取れる。また、その値もP1では、正の値をとっているが、P2では、負の値になり、P3で再び正の値となっていることが分かる。また、その領域の後ろ側に比較的広くなだらかに空力仕事が分布する領域が存在する。この領域は基本的に負の値をとっており、減衰側に効いている。

一方、翼腹側の分布を見ると、P1では75%スパンより外側に、空力仕事が負となる領域が存在している。しかし、P2,P3においては、ほとんどないか、非常に小さくなっている。

翼背側の空力仕事の分布から見て、衝撃波の振動により大きな非定常圧力が生じ、その結果局所的に大きな空力仕事が生じていることが分かる。しかし、翼振動への寄与は圧力比によって、励振側の場合と減衰側の場合の両方がある。フラッタが生じないP2の条件においては、衝撃波の位置での空力仕事は、減衰側に効いているが、フラッタが

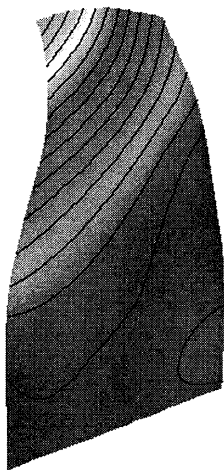


図7 構造解析結果
(X方向変位分布)

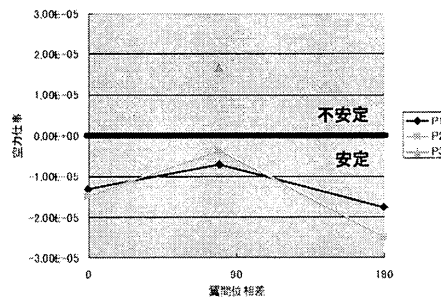


図8 非定常解析結果
(翼間位相差-空力仕事)

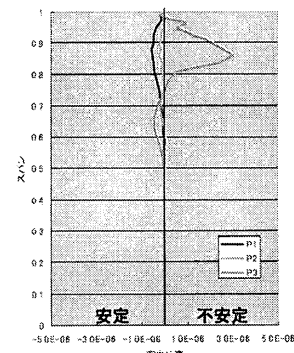


図9 スパン方向空力仕事分布
(翼間位相差 80°)

生じる P3 の条件においては、衝撃波に起因する部分の空力仕事は励振側に効いている。

圧力比による非定常空力特性の変化の原因を見るために 85%スパン位置の定常・非定常圧力分布を見ていくことにする。図 13~15 に 85%位置における翼面上の C_p および局所空力仕事の分布を示す。図 13 が P1、図 14 が P2、図 15 が P3 の結果である。

各図の C_p の分布を見ると、背側の衝撃波入射位置から圧力が大きく上昇していることがわかる。空力仕事の分布を見ると、やはり背側の衝撃波入射位置近傍で大きな空力仕事が生じていることがわかる。

P1 の結果を見ると、衝撃波入射位置の後ろ側における空力仕事は正となっている。一方、P2,P3 の結果を見ると、衝撃波入射位置より後ろ側の空力仕事は負となっている。しかし、衝撃波入射位置のやや前方で空力仕事が正となっており、P3 においては特に大きな値をとるようになっていく。

衝撃波入射位置より後方の仕事が、圧力比によって正から負へ変化するのは、衝撃波と境界層との干渉による剥離の影響であると考えられる。剥離の影響により、翼面上の非定常圧力の位相は、衝撃波の振動の位相よりもずれてくるために、空力仕事の正負が変化するものと考えられる。一方、P1 のように境界層が発達していない場合や、衝撃波入射位置より若干前方の領域では、剥離の影響をあまり受けないと考えられる。したがって、衝撃波の振動と同期した圧力振動によって、励振側の空力仕事が生じていると考えられる。

4. まとめ

新たに開発された翼振動解析コードを用いてフラッタの安定性解析を行い以下のような知見を得た。

- 本解析コードによって試験で観察されたのと同様なフラッタを再現できることが確認された
- 翼列の非定常空力特性には、50%スパンよりハブ側の領域の影響は少なく、85%スパンを中心とした領域が支配的になる
- 翼背側に生じている衝撃波の振動に伴う非定常圧力により、励振側の空力仕事が生じる
- 衝撃波と境界層との干渉による剥離域では、減衰側の空力仕事が生じる

参考文献

- 1) Sisto, F., "INTRODUCTION AND OVERVIEW", AGARD Manual on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines, vol. 1, AGARD - AG-298, March 1987, Chap. 1
- 2) 山本一臣, 他, "CFD 共通基盤プログラム UPACS の開発", 第 14 回数値流体力学シンポジウム講演論文集, 2000
- 3) 山本一臣, 他, "CFD 共通基盤プログラム UPACS の現状と今後の課題", 第 15 回数値流体力学シンポジウム講演論文集, 2001
- 4) 賀澤 順一, 他, "翼列内を伝播する音波の数値解析", 第 34 回ガスタービン学会定期講演会 講演論文集, 2006
- 5) 青塚瑞穂, 他, "3次元非定常 NS 解析を用いたファンフラッタ予測", 第 47 回航空原動機・宇宙推進講演会アブストラクト集, 2007

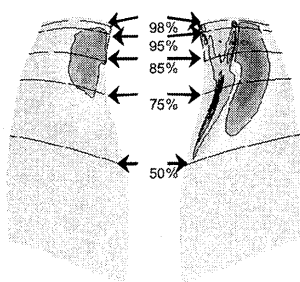


図10 翼面上空力仕事分布 (P1 翼間位相差80°)

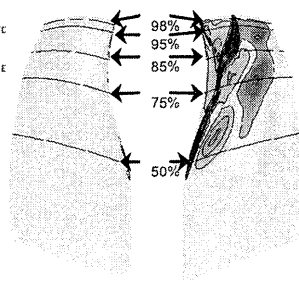


図11 翼面上空力仕事分布 (P2 翼間位相差80°)

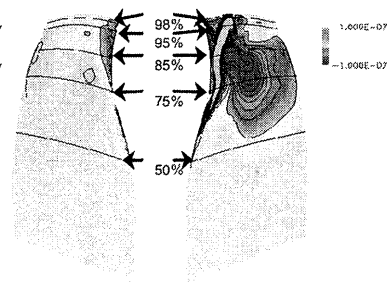


図12 翼面上空力仕事分布 (P3 翼間位相差80°)

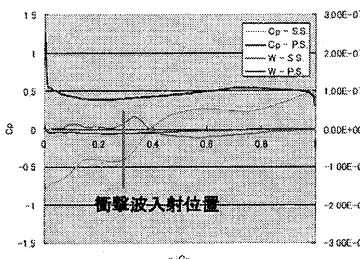


図13 翼面上Cp 空力仕事分布 (P1 85%Span 翼間位相差80°)

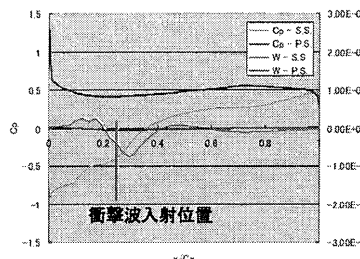


図14 翼面上Cp 空力仕事分布 (P2 85%Span 翼間位相差80°)

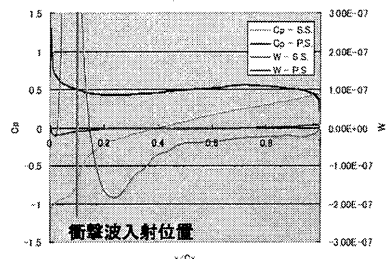


図15 翼面上Cp 空力仕事分布 (P3 85%Span 翼間位相差80°)

マイクロジェット噴射による超音速ジェット騒音低減に関する実験

*儘田 あゆみ (東京大学大学院), 渡辺 紀徳 (東京大学),
鵜沢 聖治 (東京大学), 姫野 武洋 (東京大学)

Experimental Investigation of Supersonic Jet Noise Reduction Using Microjet Injection

*Ayumi MAMADA (School of Engineering, Univ. of Tokyo), Toshinori WATANABE (Univ. of Tokyo),
Seiji UZAWA (Univ. of Tokyo), Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Active noise reduction is one of the key technologies for future subsonic and supersonic jet engines with environmentally-friendly as well as highly efficient characteristics. In the present study, an experimental study of active control on supersonic jet noise was conducted by use of microjet injection. The microjets were injected to the shear layer of the main jet through 44 small holes at the lip of a rectangular nozzle, from which the main jet of Mach number up to 1.5 was exhausted. Based on the measurement of far-field sound pressure, it was found that the jet noise was effectively reduced by several dB (in some cases up to 10 dB). The microjet affected not only the broadband noise but also the screech tone noise. The sound pressure level and the frequency of the screech tone could be changed by the microjet, though the mechanism of the change was not clarified so far.

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

1. はじめに

環境適合型次世代ジェットエンジンには現在よりも大幅な騒音低減が求められるため、空力騒音の能動的抑制法の研究が最近盛んに行われている。本研究ではジェット騒音の低減法としてマイクロジェット噴射による騒音低減を目指し、超音速ジェットを対象とした実験を実施している。マイクロジェット噴射による研究はこれまでも行われているが、いずれも円形ノズルを用いたものであり、非円形ノズルとしての騒音低減効果が期待される矩形ノズルとマイクロジェットの組み合わせによるものは研究例が無い。本研究ではこれまでに、高アスペクト比の矩形ノズル長辺側出口部から微量の空気を噴射することで、遠方音響場において質量流量比 6.4[%]で最大 10[dB]程度の騒音低減効果を得たが、逆にいくつかの実験条件下においては騒音が増加してしまった場合もあった。ここでは現段階で得られた結果を報告する。

は Greska らの研究^{1) 2)}を参考にして主流ジェットに対し 60[deg]であり、ノズル出口直後に噴けるようにした。実験パラメータは主流ジェット設定圧 (P) とマイクロジェット設定圧 (P_m) であり、主流設定圧は 0.20, 0.36, 0.39, 0.41[MPa]の4通りに、マイクロジェット設定圧は 0.20, 0.30, 0.41, 0.51[MPa]の4通りに変化させて実験を行った。

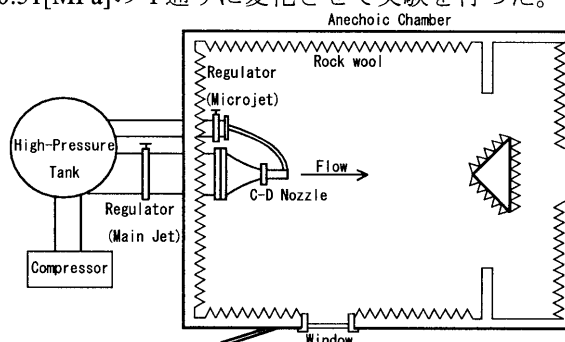


Fig.1 High-Pressure Tank and Anechoic Chamber

2. 実験装置と実験条件

2.1 実験装置

実験は既存の無響室内で行った。Fig.1 に圧縮空気源とともに無響室概略図を、また Fig.2 にノズル概略図を示す。屋外にある最高圧力 0.83[MPa]の能力を持つ圧縮機により圧縮空気が生成され、高圧タンクに溜められた後無響室内に導かれる。その後流路は2つに分かれ、調圧弁により、主流ジェットとマイクロジェットの設定圧をそれぞれ独立に設定出来るようになっている。

ノズルは幅 72[mm], スロート高さ 6[mm], 出口高さ 7[mm]の2次元ラバルノズル (設計点マッハ数約 1.5) である。ノズル出口には上下に 22 個ずつ $\phi 0.8$ のマイクロジェット噴射口が開いており、ここからマイクロジェットを噴射する。噴射角度

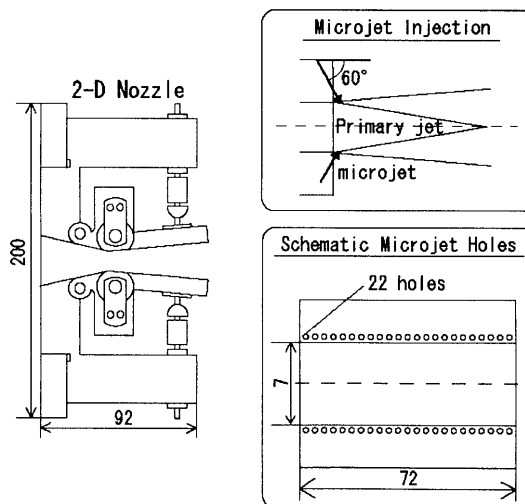


Fig.2 Nozzle with microjet injection holes

2.2 計測装置

実験では遠方場における音圧と、ノズル壁面静圧及び整流筒の壁面静圧を計測した。計測システム図を Fig.3 に示す。整流筒の壁面静圧とノズル出口の壁面静圧から、整流筒内の流速は十分小さいとみなして、ノズル出口におけるジェットのマッハ数を算出した。

また、無響室天井から吊り下げた B&K 社製自由音場型 1/4 インチマイクロフォンをトラバースさせ、得られた計測データを FFT アナライザにより解析をした後 PC に取り込んだ。計測結果は全て 20[μ Pa]を基準とした絶対音圧として得られるようになっている。使用したマイクロフォンは 100[kHz]まで計測可能なものであり、実際には 50[kHz]まで測定を行ったが、ヒトの可聴域範囲と、無響室内の無響特性を踏まえて、解析対象は 20[kHz]までとした。

音圧の計測点を Fig.4 に示す。ノズル出口中心から $r=0.75$ [m]の球面上において、図中に示すように θ と ϕ を設定し、 $\theta: 0\sim 90$ [deg]、 $\phi: 0\sim 120$ [deg]の範囲で 10[deg]おきに計測を行った³⁾。但しマイクロフォンがジェット主流中に入ってしまう $\theta < 30$ [deg]かつ $\phi < 30$ [deg]の範囲では計測していない。更に、マイクロジェット噴射の有無による変化を比較する実験を行う際には、計測点数が膨大となってしまうため、 θ のみ 30[deg]おきの計測とした。

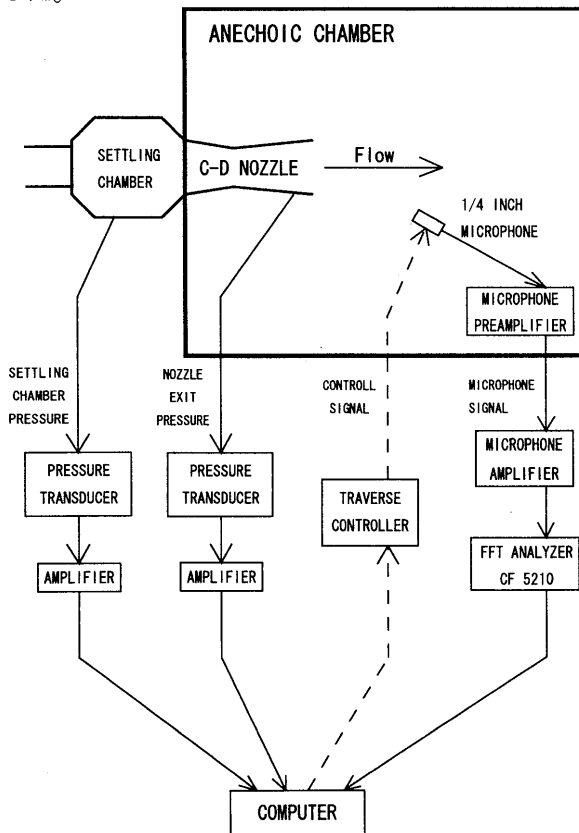


Fig.3 Measurement System

2.3 実験条件

本実験でパラメータとしたのは、主流ジェット設定圧とマイクロジェット設定圧であり、それぞれ 4 通りずつ、全部で 16 通りの条件で実験を行った。それぞれの主流設定圧における出口マッハ数を Table 1 に示す。また、それぞれの場合における主流ジェットとマイクロジェット全流量の質量流量比を Table 2 に示す。これら質量流量比は主流設定圧・マイクロジェット設定圧・ノズルスロート面積・マイクロジェット全噴射口面積から算出したものであり、直接流量計等を用いて計測したものではない。また、マイクロジェット噴射口数は調節が可能であるが、これまでの実験では 44 個全てから噴いている。

3. 実験結果と考察

3.1 放射全音圧レベル低減量とその分布

$\theta=0$ [deg], 30[deg], 60[deg]における放射全音圧レベル (OASPL) の低減量 (Δ OASPL) を、全てのマイクロジェット設定圧についてまとめて示したものが Fig.5~7 である。ここで OASPL (Over All Sound Pressure Level[μ P]) とは、各周波数における音圧レベル (SPL: Sound Pressure Level[μ P], 20[μ Pa]を基準とした音波の圧力) の総和を取ったものであり、騒音源から放出される全音響エネルギーを表す。負の Δ OASPL が低減量を表し、グラフでは 0[μ P]の太線より内側が騒音低減に対応する。結果を主流ジェット設定圧ごとに見ていく。

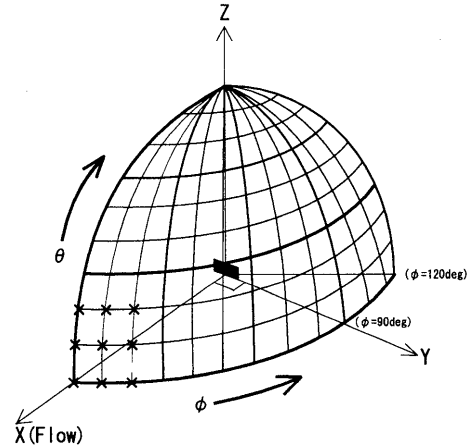


Fig.4 Measurement Points

Table 1 Mach Number

P [MPa]	Mach Number
0.20	1.04
0.36	1.45
0.39	1.47
0.41	1.49

Table 2 Mass Flux Ratio

		P_m [MPa]			
		0.20	0.30	0.41	0.51
P [MPa]	0.20	5.1%	7.7%	10.2%	12.8%
	0.36	2.8%	4.3%	5.7%	7.1%
	0.39	2.7%	4.0%	5.4%	6.7%
	0.41	2.6%	3.8%	5.1%	6.4%

まず Fig.5~7 の左上の図を見ると、 $P=0.20[\text{MPa}]$ の時はどの計測点でも、またどのマイクロジェット設定圧でも変わらず2~3[dB]の低減量である。 ϕ によっても低減量が大きく変わることは無く、どの方向においても一律な低減量が得られている。

次に Fig.5~7 の右上の図を見ると、 $P=0.36[\text{MPa}]$ の時は実験条件により結果が大きく異なっていることが分かる。まず Fig.5 の $\theta=0[\text{deg}]$ においてはどの ϕ においても、だいたい2~3[dB]の低減量を得ているが、 $90[\text{deg}]$ より大きい ϕ ではほぼ効果が無い。次に Fig.6 の $\theta=30[\text{deg}]$ においては、だいたいの傾向は $\theta=0[\text{deg}]$ の時と同様であるが、ここで顕著なのは $\phi > 90[\text{deg}]$ において、 $P_m=0.51[\text{MPa}]$ のマイクロジェット設定圧が最も高い時に、騒音が増加してしまっている事である。最後に Fig.7 の $\theta=60[\text{deg}]$ の時は、 $P_m=0.41[\text{MPa}]$ 以下ではどの ϕ でも2~3[dB]の低減量が得られているものの、やはり $P_m=0.51[\text{MPa}]$ において、全ての ϕ において騒音が増加してしまっている。特に $\phi < 60[\text{deg}]$ においてこの傾向が強い。

次に Fig.5~7 の左下の図を見ると、 $P=0.39[\text{MPa}]$

の時は、どの P_m においてもある程度の騒音低減量が得られており、これは P_m の増加とともに大きくなる傾向がある。 $\theta=60[\text{deg}]$ の時はどのマイクロジェット設定圧においても、 ϕ の値に関わらず5[dB]以上の騒音低減効果が得られている。

最後に Fig.5~7 の右下の図を見ると、 $P=0.41[\text{MPa}]$ の時は ϕ による若干の変化はあるものの、どの計測点・マイクロジェット設定圧においても良好な騒音低減量を示している。特に $\theta=60[\text{deg}]$ においては、 $P_m=0.51[\text{MPa}]$ の時に最高で10[dB]もの低減量を得た計測点もあった。

Fig.8 では、 $P_m=0.51[\text{MPa}]$ における OASPL 分布をマイクロジェットの有る時と無い時と比較して示している。主流設定圧 $P=0.20[\text{MPa}]$ の時はマイクロジェットによる騒音低減効果はほとんど見られない。 $P=0.36[\text{MPa}]$ の時は、マイクロジェット噴射によりどの ϕ においても騒音が僅かに増加してしまっている。 $P=0.39[\text{MPa}]$ と $P=0.41[\text{MPa}]$ の時は全ての ϕ においてほぼ同量の騒音低減量が得られているが、 ϕ が小さくなるにつれ若干低減量が増加している事が分かる。

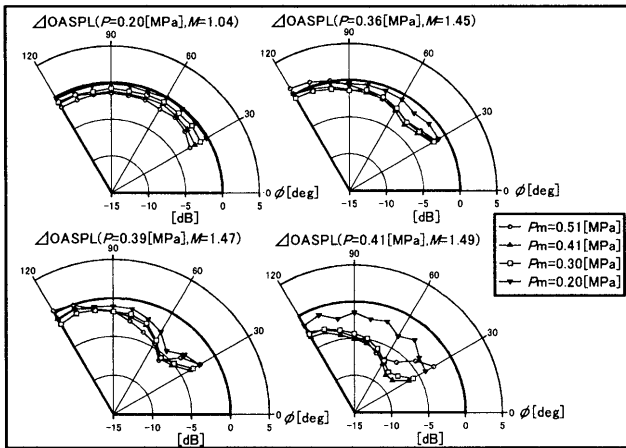


Fig.5 Δ OASPL Distribution ($\theta=0[\text{deg}]$)

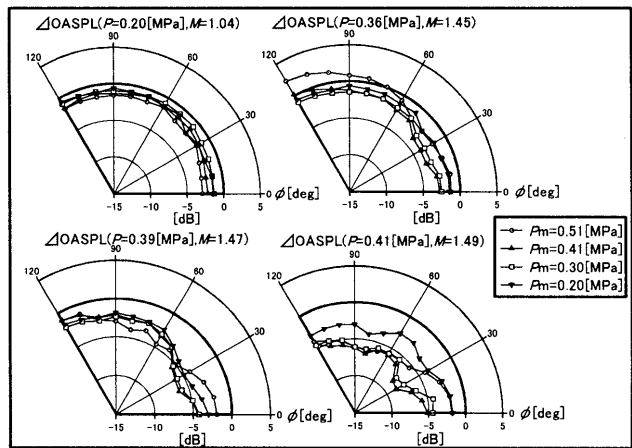


Fig.6 Δ OASPL Distribution ($\theta=30[\text{deg}]$)

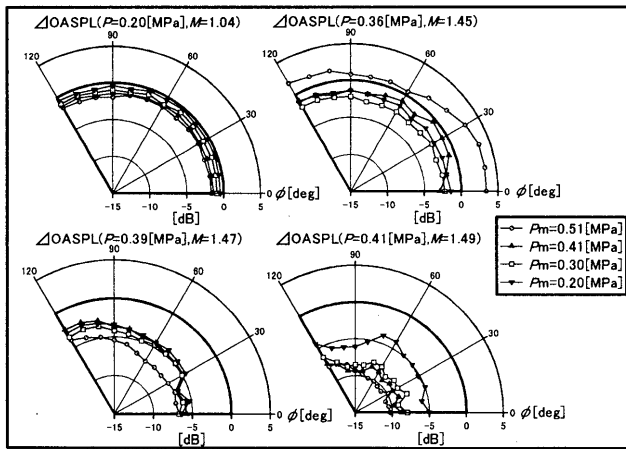


Fig.7 Δ OASPL Distribution ($\theta=60[\text{deg}]$)

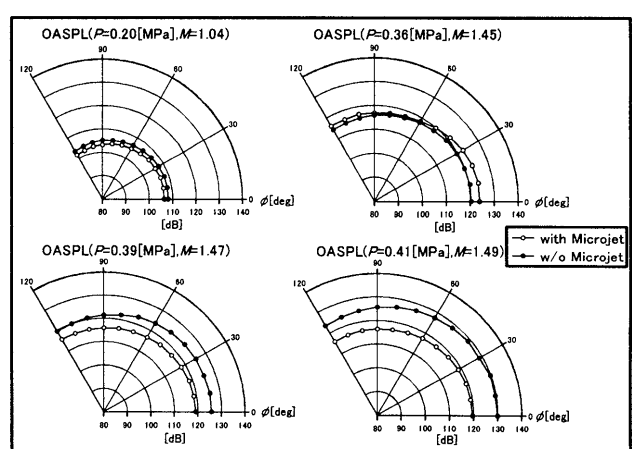


Fig.8 OASPL Distribution ($\theta=60[\text{deg}]$, $P_m=0.51[\text{MPa}]$)

3.2 音響パワーレベル

Fig.9に、各主流設定圧 P において、マイクロジェット設定圧 P_m を変化させた時の音響パワーレベルを示す。この場合、音響パワーレベルは以下の式で求められる⁴⁾。

$$L_w = 10 \log_{10} \left(\frac{7/12 \pi^2}{\rho a \times 10^{-12}} \right) + 10 \log_{10} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left((2.0 \times 10^{-5})^2 \times 10^{\frac{OASPL_i}{10}} \right) \right\} \quad [dB]$$

ここで、 r : ノズル出口中心からの距離[m], ρ : 周囲大気密度[kg/m³], a : 周囲大気音速[m/s], n : OASPL の計測点数である。

ある音源を囲む閉曲面の表面上の音響インテンシティ（単位時間に単位面積を通過する音波のエネルギーの事）で、音響強度とも言う、単位は [w/m²] を全て面積分すると、その音源から発生する音波全体のエネルギーである音響パワーになる。これを各主流設定圧に対してマイクロジェット設定圧ごとに比較すれば、マイクロジェットによって周囲空間に放出されるエネルギーがどのくらい抑えられているかを知ることができる。3.1節では各計測点における局所的な OASPL 低減効果のみを見たが、Fig.9では計測面上 (Fig.4の θ : 30~90[deg], ϕ : 30~120[deg]の範囲) の全体におけるパワーレベルの様子を見ることができる。

Fig.9(1)を見ると、 $P=0.20$ [MPa]においては、 $P_m=0.20$ [MPa]においてパワーレベルが上がって

しまっているものの、マイクロジェット設定圧を上げていけば、その後は単調にレベルが下がっている。この傾向は Fig.9(2)の $P=0.36$ [MPa]においても同様で、マイクロジェット無しの時よりも低いパワーレベルを実現するには、 $P_m=0.51$ [MPa]まで上げないと効果がない様子が分かる。次に Fig.9(3),(4)の $P=0.36$ [MPa]と $P=0.41$ [MPa]の時は、パワーレベルは全体として単調減少であり、マイクロジェット最高設定圧 $P_m=0.51$ [MPa]の時と、マイクロジェット無しの時を比較すると、 $P=0.39$ [MPa]の時は音響パワーレベルで 5[dB], $P=0.41$ [MPa]の時は 7[dB]ほどの低減効果がある。

3.3 パワースペクトル

超音速ジェットでは、適正膨張の場合には亜音速ジェットの時と同様に、乱流混合騒音のみが発生するが、不足膨張および過膨張の際には、流れの中に衝撃波セル列が発生するため、離散周波数成分のスクリーチ音と、高周波領域に分布する衝撃波関連広帯域騒音とから成る衝撃波関連騒音が発生し、適正膨張時の騒音スペクトルに加わる。実験からマイクロジェットは、これら超音速ジェットの3つの成分全てに効果を与える事が分かった。以下で、計測した音圧データをFFT解析して得られたパワースペクトルを、各主流ジェット設定圧 P ごとに見ていく。

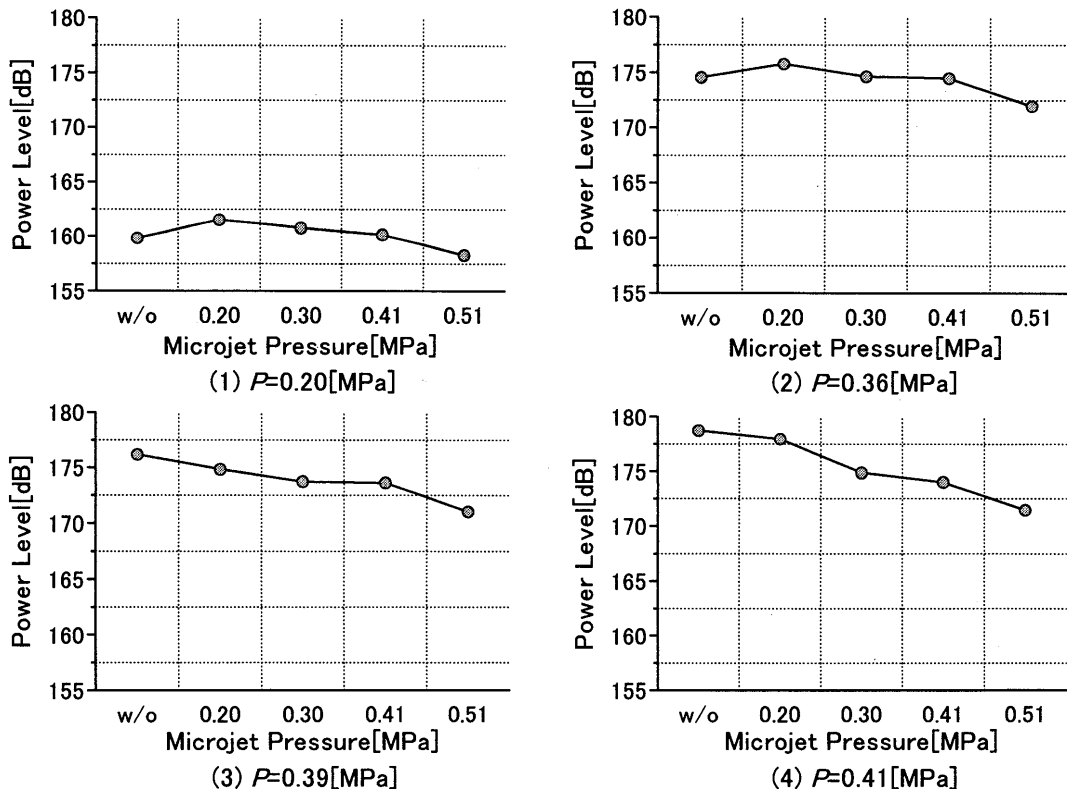


Fig.9 Power Level

まず主流設定圧 0.20[MPa]の時は、どの計測点においても、またいずれのマイクロジェット設定圧においても、スペクトルに変化はほとんど見られなかった。一例として $P_m=0.51$ [MPa]におけるスペクトルを Fig.10 に示す。ここで横軸は周波数[Hz]、縦軸は音圧レベル[dB]である。

次に主流設定圧 0.36[MPa]の時は、実験条件を変化させる事によって様々な結果が得られた。Fig.11 に最も顕著な変化の現れた時の結果を示す。この条件下では、主流ジェット設定圧が適正膨張を実現する圧力に非常に近い。マイクロジェットを噴くと、2000~10000[Hz]においてなだらかなピークを持つ広帯域騒音が顕著に減少していることが分かる。一方、マイクロジェット無し時には見られなかった、スクリーチ音と思われるピークが 11500[Hz]の周波数に出現している。また、高周波帯域 (15[kHz]~20[kHz]) においては、僅かではあるがマイクロジェットを噴いたことにより SPL が増加している。Fig.12 に Fig.11 のスクリーチよりも小さなスクリーチが出現していた例を示すが、この時はマイクロジェット無しでも、周波数・振幅ともより小さなスクリーチが、もともと発生し

ていた。

次に主流設定圧 0.39[MPa]の時のスペクトルの一例を Fig.13 に示す。5000[Hz]付近になだらかなピークを持つ広帯域混合騒音が大幅に減少しているとともに、スクリーチの SPL も減少していた。興味深いのは、スクリーチ周波数が高くなっていることである。この原因は不明であるが、マイクロジェット噴射が、スクリーチの発生要因である、ノズル直後の擾乱からのフィードバック機構に、何らかの影響を与えるものと考えられる。

Fig.14 に、主流設定圧 0.41[MPa]の時のスペクトルを示す。この図より、5000[Hz]付近になだらかなピークを持つ広帯域騒音が、平らな分布になるほど SPL が減少しており、また 8000[Hz]付近に鋭いピークを持つスクリーチ音と、その高調波も完全に消滅し、全体の SPL レベルも大幅に減少している。これらが OASPL の 10[dB]もの減少につながっているものと考えられる。この傾向はどの ϕ においても見られ、この実験条件下においては、マイクロジェット噴射がスクリーチ音のみでなく、他の超音速ジェットの構成要素にも働きかけて、大幅な騒音低減を実現している事が分かる。スク

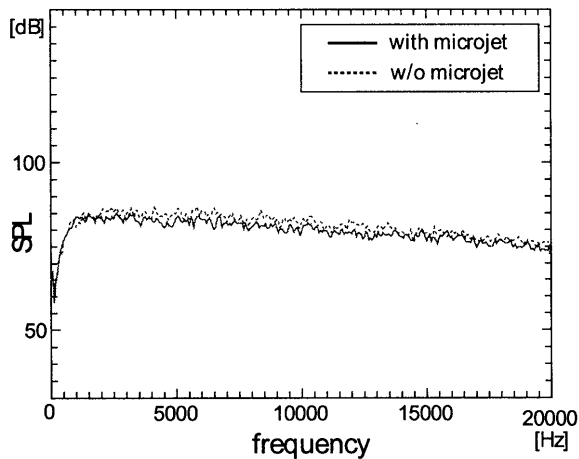


Fig.10 Power Spectrum ($\theta=60$ [deg], $\phi=30$ [deg], $P=0.20$ [MPa], $P_m=0.51$ [MPa])

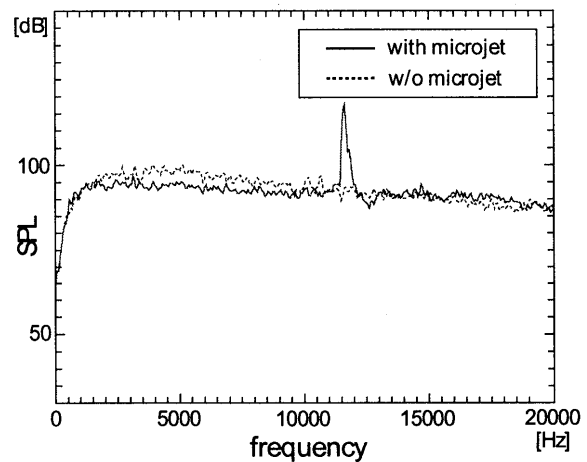


Fig.11 Power Spectrum ($\theta=60$ [deg], $\phi=30$ [deg], $P=0.36$ [MPa], $P_m=0.51$ [MPa])

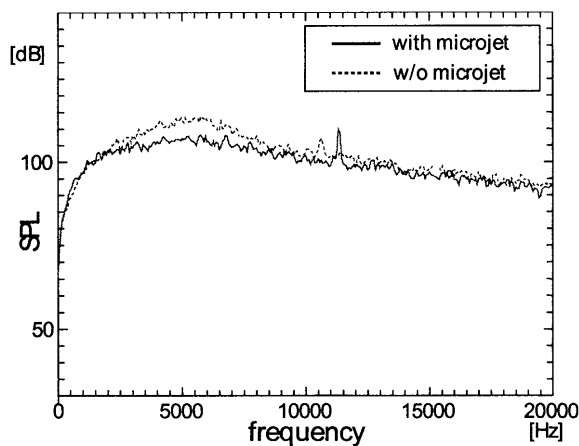


Fig.12 Power Spectrum ($\theta=30$ [deg], $\phi=30$ [deg], $P=0.36$ [MPa], $P_m=0.41$ [MPa])

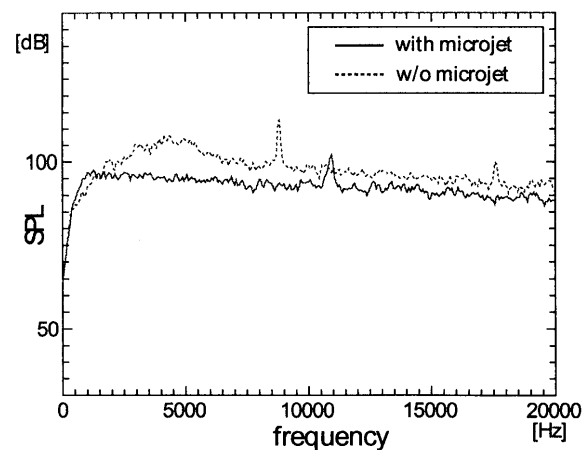


Fig.13 Power Spectrum ($\theta=60$ [deg], $\phi=0$ [deg], $P=0.39$ [MPa], $P_m=0.51$ [MPa])

リーチ音が消滅し、全体の SPL が大きく下がるといのは、 $P=0.41$ [MPa]の場合、どのマイクロジェット設定圧においても ϕ の値によらず見られた結果であり、これは他の主流ジェット設定圧と比較しても顕著である。全体の結果を通して見ても、設定圧が最も高い $P=0.41$ [MPa]の時に、最も大きい騒音低減効果が得られているが、これは各マイクロジェット噴射圧において、主流ジェットとマイクロジェットの質量流量比が最も小さい場合に相当し、興味深い。

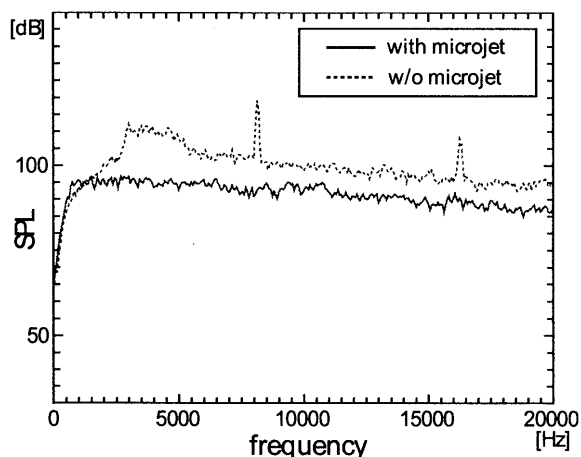


Fig.14 Power Spectrum ($\theta=60$ [deg],
 $\phi=40$ [deg], $P=0.41$ [MPa], $P_m=0.51$ [MPa])

4. 結論

矩形ノズルの長辺側からマイクロジェットを噴射角度 60 [deg]で噴射する能動制御により、超音速ジェット騒音の低減を試みた。主流ジェット設定圧とマイクロジェット設定圧をパラメータとし、マイクロジェットを噴くことによる騒音低減効果を調べた。これまでの結果は以下のようにまとめられる。

- (1) マイクロジェットを噴くことで、騒音低減効果が得られた。OASPLに関し、最高で約 10 [dB]の低減があった。周波数ごとに見ると、マイクロジェット噴射は、低周波側の広帯域混合騒音のピーク付近の騒音を大幅に減らす一方、高周波側の騒音を僅かに増大させてしまう事もあった。
- (2) 実験条件によっては、音響パワーレベルが増加してしまう場合もあった。
- (3) マイクロジェット噴射は、超音速ジェット騒音の3つの構成要素全てに影響を及ぼす。スクリーチ音についても、マイクロジェット噴射により消滅、出現、また周波数の変化等の影響を及ぼしている。
- (4) マイクロジェットが主流ジェットに及ぼす影響や、騒音低減のメカニズムを更に解明するためには、今後、流れ場の詳細な計測や数値シミュレーション等が必要である。

謝辞

本研究の一部には、(株)IHIの援助を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) Greska, B., Krothapalli, A.: The Effects of Microjet Injection on an F404 Jet Engine, AIAA 2005-3047(2005)
- 2) Greska, B., Krothapalli, A., Arakeri, V.: A Further Investigation on High Speed Jet Noise, AIAA 2003-3128(2003)
- 3) 大曾根靖夫: 矩形ノズルによる超音速ジェット騒音に関する研究, 東京大学修士論文(1991)
- 4) 望月修, 丸田芳幸: 流体音工学入門, 朝倉書店(1996)

LESを用いた高亜音速ジェット騒音の数値解析

*福田 勇也 (東大院), 寺本 進 (東大), 長島 利夫 (東大)

Computational Analysis of High Subsonic Jet Noise using Large Eddy Simulation

*Yuya FUKUDA, Susumu TERAMOTO and Toshio NAGASHIMA(TOKYO Univ.)

ABSTRACT

Subsonic jets at Mach number $M_j = 0.9$ are computed using compressible Large Eddy Simulation and Kirchhoff method in order to investigate the effects of the inflow forcing on the flow and sound field. Four parameters are varied in the jet inflow : the use of the first modes in the ring vortex excitation involving several azimuthal modes, the forcing amplitude, the thickness of disturbances, and the existence of the inflow forcing. It is confirmed that there are significant differences whether the disturbances are added or not. The inflow forcing parameter that has the most influence on the flow and sound field is the azimuthal modes. It is shown that the inflow forcing takes an important role to destroy the coherence of velocity disturbances on the shear layer and prevents high amplitude velocity and pressure fluctuations that are caused due to axisymmetric vortices. When first modes in several azimuthal modes are removed, the flow field and far field sound pressure levels are relatively consistent with experimental data.

Key words : Computational Aeroacoustics, Jet Noise, Large Eddy Simulation, Kirchhoff Method

1 緒言

近年航空機の騒音規制が益々厳しくなる中、航空旅客輸送量は年々増加しており、更なる航空機騒音の低減が求められている。中でもジェット騒音は航空機の離陸時の主要な騒音源であり、その騒音の発生及び低減のメカニズムの解明のためにも、また騒音低減量を予測することでより騒音低減効果の高いノズル¹⁾を開発して行く上でも、実験に加えて数値計算を用いたジェット騒音の解析が重要になってきている。

DNS よりも LES の方が実験や実機のジェットに近いレイノルズ数で計算を行うことができることから、LES を用いたジェット騒音の解析が盛んに行われている²⁾。LES でジェットを解析する場合、計算コストの制約から実際のノズル出口の剪断層を解像するだけの格子密度を確保できないことが多い。そこで擾乱を剪断層に与えることで剪断層の乱流遷移を促進させ、比較的少ない格子点数でも実際のジェットに近い流れ場を模擬できるようにしようとする試みがなされてきた。Bogey ら³⁾や Lew ら⁴⁾は渦輪の誘起速度から算出した初期擾乱を与え、その初期擾乱のパラメータが流れ場と音場に与える影響を調べた。Bogey らは低次のモードをカットすると側方の音が小さくなることを示したが、その詳しいメカニズムは解明されていない。Lew らもモードによる影響を調べたが、計算条件と計算手法の違いから Bogey らとは異なる結果が得られており、初期擾乱のパラメータが流れ場及び音場に与える影響については更なる理解が必要である。

本研究では、今後の騒音低減ノズルへの適用を念頭にノズル壁に格子を集め易い O 型の格子を用い、LES と Kirchhoff の方法により高亜音速ジェット騒音の数値解析を行った。その上で、初期擾乱パラメータが流れ場及び音場に与える影響について調べた。また、実験値と比較することで結果の妥当性についての検討も行った。

2 数値解析手法

2.1 計算対象

$M_j = 0.9$ 、 $Re_D = 2 \times 10^4$ 、 $T_j/T_\infty = 1.0$ の高亜音速ジェットである。

2.2 計算手法

数値解析には圧縮性の LES を用いた。支配方程式はフィルタリング操作を施した Navier-Stokes 方程式である。差分近似法として、対流項には 6 次精度の Lele のコンパクト差分⁵⁾を、粘性項には 4 次精度の中心差分を適用した。時間積分には 4 次精度の Runge-Kutta 陽解法を適用し、サブグリッドスケールモデルには Dynamic Smagorinsky モデルを用いた。なお、数値振動を抑えるために 10 次精度でフィルタ係数 α_f を 0.495 にした Gaitonde と Visbal の空間フィルタ⁶⁾を適用している。

計算格子を Fig.2.1 に示す。剪断層を解像し易いことと、ノズル壁に格子を集め易く今後シェブロンノズルなどの騒音低減ノズルにも適用させやすいことから O 型の計算格子を用いている。計算領域はノズル出口半径 r_0 に対し、流れ方向に $60r_0$ 、半径方向に $15r_0$ で、格子点数は $331 \times 96 \times 117$ (流れ方向 \times 周方向 \times 半径方向) の計約 372 万点である。剪断層における半径方向の格子幅 Δ_r は $0.01r_0$ とした。

境界条件について、半径方向の流出境界には Thompson の無反射境界⁷⁾⁸⁾を適用することで境界からの反射波を抑えている。更に、Fig.2.1 で灰色で示している領域をスポンジ領域とし、格子幅を広げることによる減衰に加えて、反射波を抑えるために散逸的な対流項を人工的に付加する Freund の方法⁹⁾を適用している。O 型格子の中心軸については Mohseni と Colonius の方法¹⁰⁾を適用し、中心軸に格子点を配置せず、差分近似の際に中心軸に対して反対側の点も含めて評価することで特異性を回避している。

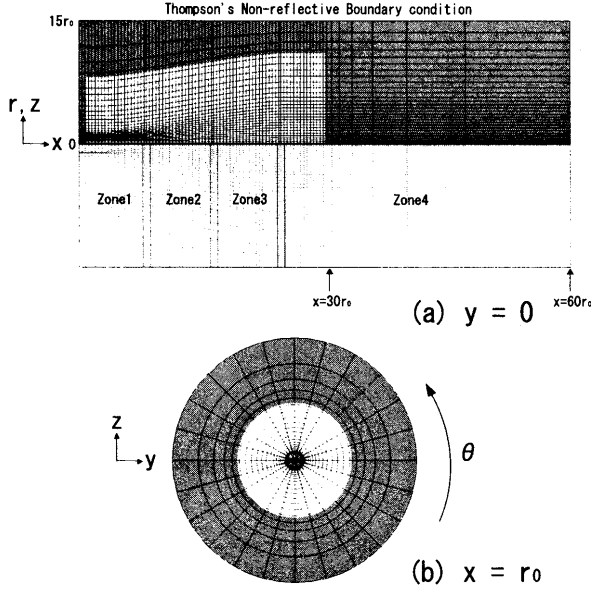


Fig. 2.1: Cross Sections of the Computational Grid (Every Four Grid Point is Shown.)

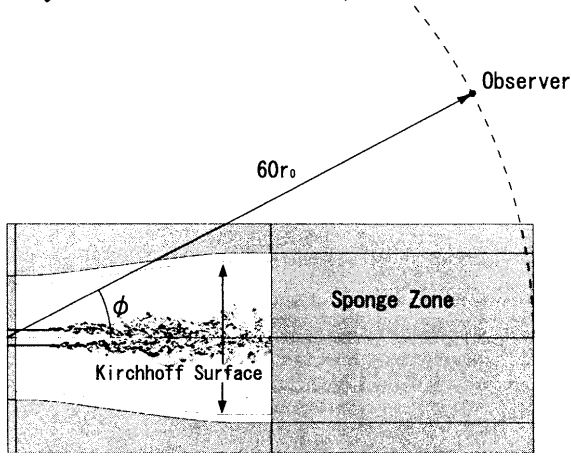


Fig. 2.2: Kirchhoff Surface and Observer Point

流入条件として、軸方向速度は次式に示す **hyperbolic tangent** の速度分布を仮定し、剪断層の運動量厚さ δ_θ は $0.03r_0$ とした。

$$u(r) = \frac{u_j}{2} + \frac{u_j}{2} \tanh\left(\frac{r_0 - r}{2\delta_\theta}\right)$$

密度分布には **Crocco-Busemann** の関係式を用いた。

$$\rho(r) = \rho_j \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_j^2 \frac{u(r)}{u_j} \left(1 - \frac{u(r)}{u_j}\right)\right)^{-1}$$

遠方の圧力変動 p' の算出には次式で示す **Kirchhoff** の方法を用いた¹¹⁾。

$$p'(x, t) = \frac{1}{4\pi} \int_S \left[\frac{p'}{r^2} \frac{\partial r}{\partial n} - \frac{1}{r} \frac{\partial p'}{\partial n} + \frac{1}{c_\infty r} \frac{\partial r}{\partial n} \frac{\partial p'}{\partial t} \right] dS$$

ここで、 r は観測点 x と Kirchhoff surface S (Fig.2.2) 上の点 x' との距離で $r = |x - x'|$ 、 \mathbf{n} は位置 x' での単位法線ベクトル、 τ は遅れ時間で $\tau = t - r/c_\infty$ である。

なお、解析には東京大学情報基盤センターにある **HITACHI SR11000** を使い、計算領域を4つに分割して各領域ごとに1ノード (16CPU) 使用し、**MPI** を用いて並列計算を行った。各計算条件に対し、時間刻み Δt を 3.0×10^{-7} [s] とし、十分発達した流れ場を得るのに約10万ステップ計算した後、流れ場と音場の解析のために更に12万ステップ計算を行った。

2.3 初期擾乱パラメータ

少ない格子点数でも実際の剪断層の発達に近い流れ場が得られることを目標として、ノズル出口付近 $x = r_0$ の剪断層に **Bogey** らの方法¹²⁾ で初期擾乱を付加した。この初期擾乱は湧き出し無しの流れ場で、速度変動量は次式で与えられる。

$$\begin{pmatrix} u'_x \\ u'_r \end{pmatrix} = \alpha u_j \sum_{i=n}^m \varepsilon_i \cos(i\theta + \phi_i) \times$$

$$\frac{2r_0}{r\Delta} \exp\left(-\ln 2 \frac{(x-x_0)^2 + (r-r_0)^2}{\Delta^2}\right) \begin{pmatrix} r-r_0 \\ x_0-x \end{pmatrix}$$

ここで、 r_0 はノズル出口半径、 x_0 は擾乱として与える渦の中心の流れ方向の位置である。初期擾乱の強さは α で $0 < \alpha \ll 1$ 、 ε_i はランダムに与える変数で $-1 \leq \varepsilon_i \leq 1$ 、 ϕ_i はランダムに与える位相であり、 ε_i と ϕ_i は各タイムステップごとに更新する。 Δ は本来剪断層の位置での最小格子幅として定義されたものであるが、 Δ の大きさは直接初期擾乱の強さに影響する。そこで本研究では同じ α の値に対して初期擾乱の強さが **Bogey** ら¹²⁾ と同じ値になるように、 $\Delta = 0.0313r_0$ を用いている。初期擾乱による非物理的なノイズの発生を抑えるために、与える擾乱の強さは十分小さい値にしておく必要がある。本計算で用いた初期擾乱による速度変動量 u' については、位置 $x = x_0, r = r_0$ で $u'_{rms}/u_j = 3 \times 10^{-4} \sim 5 \times 10^{-4}$ である。

この初期擾乱では $i = n$ から $i = m$ までの $(m - n + 1)$ 個のモードを与えることになる。**Bogey** ら¹²⁾ は $i = 0, \dots, 9$ などを、**Pan** ら¹³⁾ は $i = 4, \dots, 15$ を用いているが、どのモードを与えるのが適切なのかについて明確な議論はされていない。

初期擾乱パラメータが流れ場と音場に与える影響を調べるために、**Table 2.1** に示すように、(1) 周方向のモード i 、(2) 強さ α 、(3) 付加する範囲の3つのパラメータを振った場合と、初期擾乱がない場合の計5つの条件で計算を行い、比較を行った。

Table 2.1: Inflow Conditions

計算ケース	モード	α	付加する範囲
LES base	$i = 4, \dots, 9$	0.01	$0.8 \leq r/r_0 \leq 1.2$
LES m09	$i = 0, \dots, 9$	0.01	$0.8 \leq r/r_0 \leq 1.2$
LES weak	$i = 4, \dots, 9$	0.007	$0.8 \leq r/r_0 \leq 1.2$
LES narrow	$i = 4, \dots, 9$	0.01	$0.9 \leq r/r_0 \leq 1.1$
LES none	初期擾乱を付加しない		

3 結果と考察

3.1 渦構造

渦構造の比較を行うために、Fig.3.1に渦度の絶対値 $|\omega_x|$ で色付けした速度勾配テンソルの第二不変量(Q値)¹⁴⁾の等値面を示す。比較のためコンターレンジは各条件で同じ範囲を用いている。LES noneでは軸対称の渦輪が形成されており、その渦輪が崩壊・分裂していく過程で大きな縦渦構造を伴っている。一方、初期擾乱を加えた他の条件では、剪断層における渦は軸に対して非対称で歪んだものとなっている。また、LES noneのような大きな縦渦構造は見られない。異なる初期擾乱のモードに対する剪断層の渦構造を比較すると、低次のモードを含んだLES m09では非対称の歪んだ渦輪が形成されているのに対し、低次のモードをカットしたLES baseではLES m09よりも周方向に細かく分裂した渦が形成されている。 $i=4, \dots, 9$ の初期擾乱を加えたLES base、LES weak、LES narrowの3つの条件については、渦構造に明確な違いは見られなかった。

以上の結果から、初期擾乱の有無によって渦構造に大きな違いが生じることが確認された。初期擾乱を付加することで軸対称の渦輪が非対称の歪んだ渦に変化することから、初期擾乱は剪断層における速度変動量の周方向の対称性を崩す働きをしていると言える。更に、その度合いは初期擾乱の強さや与える範囲よりも、モードによる影響が大きいことが示された。低次のモードをカットしたLES baseの方がカットしない場合のLES m09よりも剪断層の渦が小さいものにわかれているのは、LES baseの方が与える初期擾乱に対して高次のモードの占める割合が大きかったためであると考えられる。

LES noneにおいて軸対称の渦輪が生じていたのはおよそ $x/r_0=5\sim 8$ の領域で、その後 $x/r_0=12$ あたりまでにかけて渦輪が次第に崩壊・分裂していた。この渦輪が崩壊・分裂していく過程での流れ場については、次章以降で詳しく分析する。

3.2 速度変動と時間平均した流れ場

剪断層($r=r_0$)における半径方向速度変動量 U'_{rms} の分布をFig.3.2に示す。 $x/r_0=0\sim 5$ 付近の範囲は、渦構造の可視化結果から剪断層が次第に不安定になって速度変動量が増大しつつ、渦輪が発達していく領域に相当する。この範囲では初期擾乱を与えた条件の方が初期擾乱を与えなかったLES noneよりも U'_{rms} が大きい。これは初期擾乱を付加することで剪断層の不安定性を増大させたことが原因だと言える。

次に、 $x/r_0=5$ から下流を見ていく。渦構造の可視化結果で見たように、この範囲において剪断層で発達した渦は崩壊し、小さい渦へと分裂して行く。 U'_{rms} の値を比較すると、各計算条件の中でLES noneが最大値が最も大きく、最大値をとる位置は初期擾乱を与えた他の条件とは違って $x/r_0=9.3$ 付近になっている。初期擾乱を加えた条件については、どの条件も $x/r_0=6$ 付近に最大値があり、LES m09が最も最大値が大きい。残りの条件であるLES base、LES weak、LES narrowについてはほぼ同じ分布になっている。

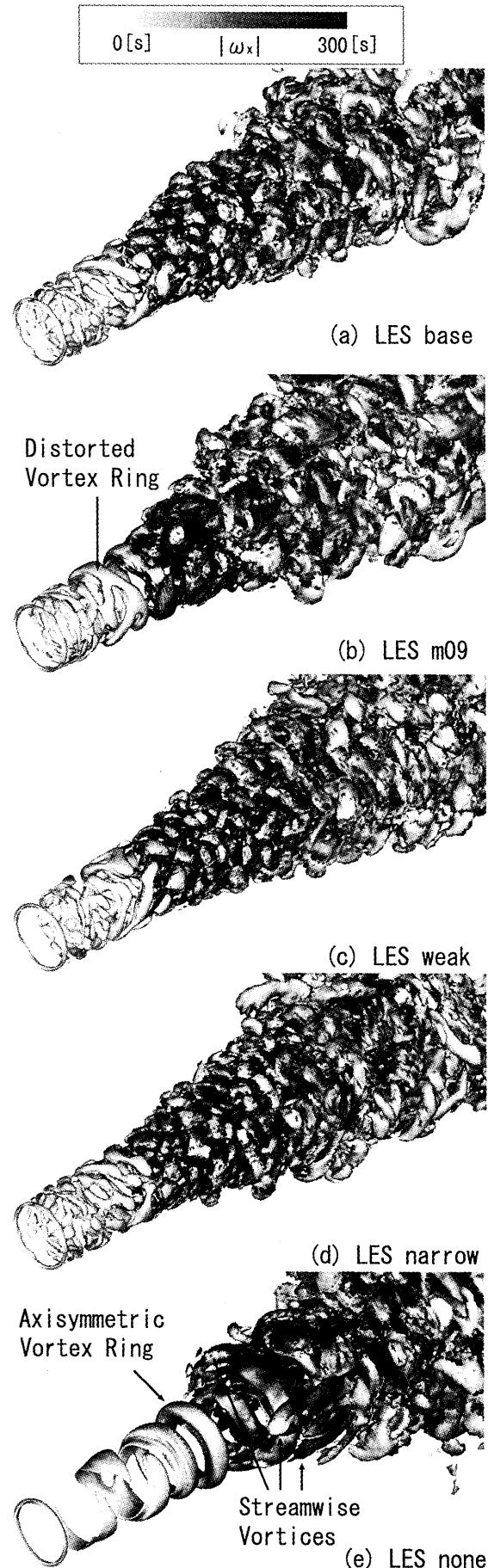


Fig. 3.1: Iso-Surfaces of Q Colored According to $|\omega_x|$

LES none では、渦構造の分析結果から $x/r_0 = 8 \sim 12$ あたりで軸対称の渦輪が崩壊・分裂しており、この範囲で U'_{rms} が最大値をとっていることから、軸対称の渦輪が崩壊・分裂していく際に大きな半径方向の速度変動を伴っていると言える。初期擾乱を加えた場合は、剪断層における渦が歪んでおり、LES none よりも小さい渦に分裂していたために、LES none よりも渦の崩壊・分裂に伴う半径方向の速度変動が抑えられたと考えられる。また、LES none よりも上流で小さい渦に分裂していたので、 U'_{rms} の最大値が LES none に比べて上流側になったと考えられる。

初期擾乱を加えた場合について、 U'_{rms} が最大となる位置の $x/r_0 = 6$ 付近は、Fig.3.1 の LES m09 で渦輪が崩壊している途中の位置に相当する。このことを踏まえると、低次のモードをカットした初期擾乱を加えた場合の方が LES m09 よりも U'_{rms} の最大値が小さかったのは、低次のモードをカットした場合の方が、渦がより小さく分裂していたためだと考えられる。

次に、中心軸での流れ方向速度変動量 U'_{rms} の分布を Fig.3.3 に示す。各計算条件について比較すると、最大値も $x/r_0 = 7 \sim 13$ における増加率も LES none が最も大きく、次に LES m09 が大きくなっている。残りの3つの条件 LES base、LES weak、LES narrow についてはほぼ同じ分布形状になっており、実験値に近い分布が得られている。 $x/r_0 = 7$ 以降については、渦の崩壊・分裂が起きて次第に小さい等方的な渦へと変化していく領域だと考えられ、剪断層での渦が細かく分裂している計算ケースの方が、剪断層で発達した渦が崩壊・分裂していく過程での中心軸上の U'_{rms} も小さくなっている。なお、 U'_{rms} の増加率にこのような違いが生じたのは、剪断層での U'_{rms} が大きいほどジェットを中心軸付近と周りの流体との混合が盛んであったためと考えられる。

中心軸での平均速度分布を Fig.3.4 に示す。LES none が最も減衰が早く、初期擾乱を付加した条件の中では LES m09 が他の条件よりも早い段階で減衰を始めている。一方、LES base と LES weak と LES narrow はほぼ同じ分布形状で、実験結果に近い分布になっている。LES none、LES m09、その他の条件の順に剪断層での U'_{rms} 及び中心軸での U'_{rms} の最大値が大きかったことを踏まえると、この順番でジェットと外部流との混合が盛んであったために、このような時間平均した流れ場の違いが生じたと言える。

以上の結果から、初期擾乱を与えない場合は軸対称の渦輪の崩壊・分裂に伴い剪断層での U'_{rms} 及び中心軸での U'_{rms} が過大評価され、ジェットが減衰しやすいという流れ場への影響が生じることが分かった。また、初期擾乱を加えた条件の中では低次のモードをカットして高次のモードだけを与えた3つの条件が定性的にも定量的にも実験値に近い流れ場になっていることから、モードを適切に選択して剪断層の速度変動の周方向の対称性を崩し、対称性の強い渦の崩壊・分裂に伴う大きな速度変動を抑えることが、実際のジェットに近い流れ場を得る上で重要であることが分かった。

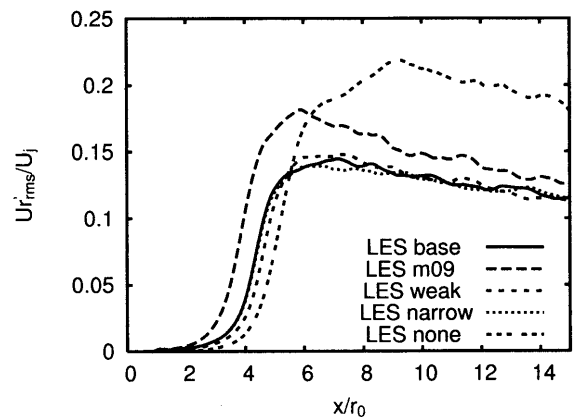


Fig. 3.2: Axial Profile of the Root Mean Square of the Radial Fluctuating Velocity Along the Shear Layer

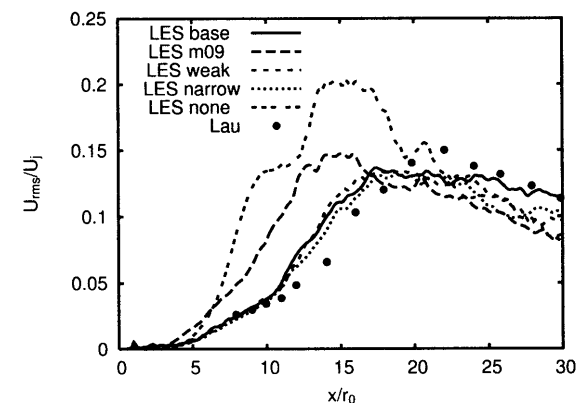


Fig. 3.3: Axial Profile of the Root Mean Square of the Axial Fluctuating Velocity Along the Center Line

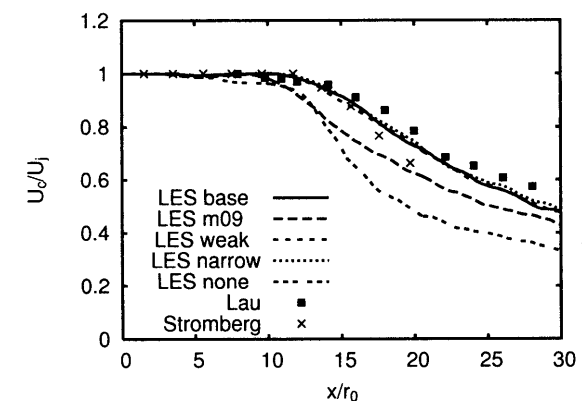


Fig. 3.4: Axial Profile of the Mean Centerline Velocity

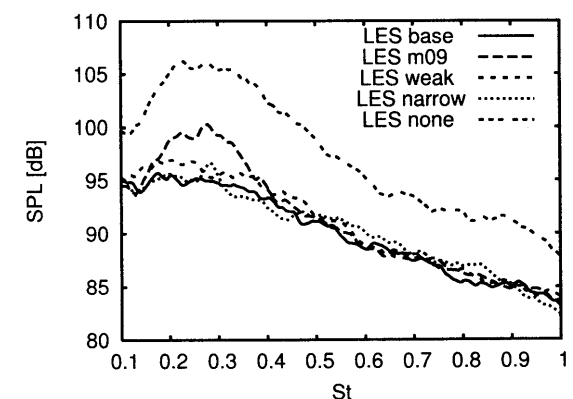


Fig. 3.5: Sound Pressure Spectra at $(x, r) = (30r_0, 10r_0)$

3.3 近傍場の圧力変動

位置 $x = 30r_0, r = 10r_0$ における圧力変動のスペクトルを Fig.3.5 に示す。SPL が最大となるストローハル数 St はどの計算条件についても 0.3 付近になっている。 $M = 0.9$ の高亜音速ジェットでは過去の実験結果¹⁷⁾¹⁸⁾からストローハル数 $St = 0.3$ 程度の後流に向かう音が最も大きいことが示されており、ピーク周波数は実験値に近い値が得られている。

次に、各計算条件について ω_z (z は紙面奥行き方向) の瞬時値と Overall Sound Pressure Level(OASPL) の分布を Fig.3.6 に示す。 ω_z を見ると、LES none では $x/r_0 = 5 \sim 9$ 付近に互いに干渉している渦輪があることが分かる。LES m09 でも $x/r_0 = 5$ 付近に渦輪の断面が見えており、渦構造の分析結果を踏まえるとこれが歪んだ渦輪の断面であることが分かる。この渦輪も LES none と同様に隣の渦輪と干渉し、その後下流に行くに従い崩壊していく。他の計算条件でははっきりとした渦輪は見られない。これは渦構造の可視化結果で示したように、渦が歪んで細かく分かれていたためである。OASPL を比較すると、全体的に LES none が最も大きく、次に LES m09 が大きく、他の条件では大きな違いは見られない。OASPL が最大となる位置については LES none と LES m09 では渦輪が干渉している位置に相当する。

流れ場の結果も含めて比較すると、剪断層の U'_{rms} 、中心軸の U'_{rms} 及び、近傍場の圧力変動量の各最大値の大小関係はすべて (LES none) > (LES m09) > (その他の条件) となっており、速度変動量と圧力変動量に強い関連性があることが示された。

これまでの結果から、初期擾乱がない場合は軸対称の渦輪の干渉・崩壊・分裂過程で大きな圧力変動が生じると言える。中でも最も大きな圧力変動が生じているのは渦輪の干渉によるものだと考えられる。初期擾乱を加えると近傍の圧力変動が小さくなるのは、軸対称の渦輪を崩すことでそれに起因した大きな圧力変動が抑えられるためだと考えられる。低次のモードをカットした方がカットしない場合よりも近傍の圧力変動が小さいのは、低次のモードをカットすると渦が周方向により細かく分裂するために、渦輪の干渉・崩壊・分裂による大きな圧力変動が抑えられるからだと考えられる。

3.4 遠方音場

Kirchhoff の方法で算出した Fig.2.2 の遠方の位置における OASPL の値を Fig.3.7 に示す。各方向に対して OASPL が LES none では 10[dB] 程度、LES m09 では 5[dB] 程度実験値よりも大きい値になっている。一方 $i = 4, \dots, 9$ のモードの初期擾乱を与えた LES base、LES weak、LES narrow の3つの条件では、角度によっては 2 ~ 3[dB] 程度の誤差があるものの、後流 30 度付近の方向にピーク値を持つ実験の分布形状が捉えられているだけでなく、定量的にも実験値に近い値が得られている。

音源を特定したわけではないが、近傍の圧力変動が大きいほど遠方の音も大きくなるという結果になっており、これらの値には正の相関関係がある。この結果は、音の過大評価の原因が対称性の強い渦輪の干渉によるものである可能性が高いことを示唆している。

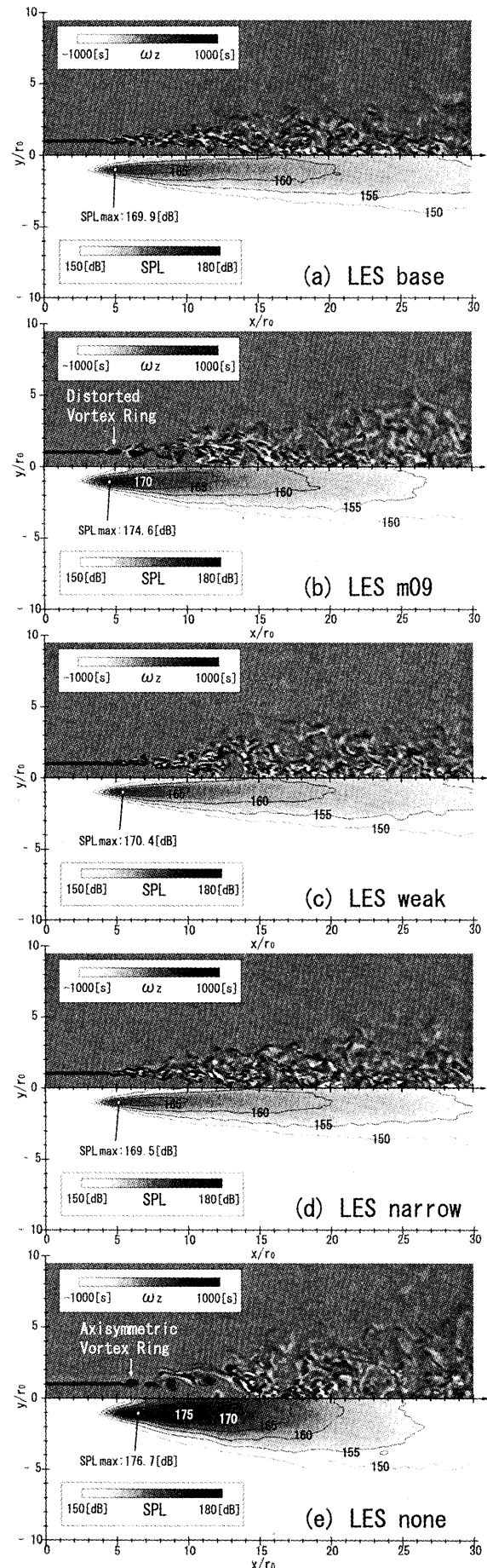


Fig. 3.6: Contours of ω_z (Top) and OASPL (Bottom)

LES base、LES weak、LES narrow の3つの条件は、流れ場だけでなく音のピーク周波数も OASPL の値も実験値に近い値が得られていたことから、実際のジェット騒音の発生を比較的良く模擬できていると言える。本計算で行った範囲では、この3つの条件についてあまり大きな差は見られず、流れ場に対してもまた遠方の音場に対しても初期擾乱の強さや与える範囲の影響は小さいと言える。

一方、周方向のモードを変えることによる OASPL への影響は大きく、ジェット騒音の数値予測精度を向上させていく上では、剪断層における速度変動の周方向の非対称性をうまく模擬することが重要であることが分かった。

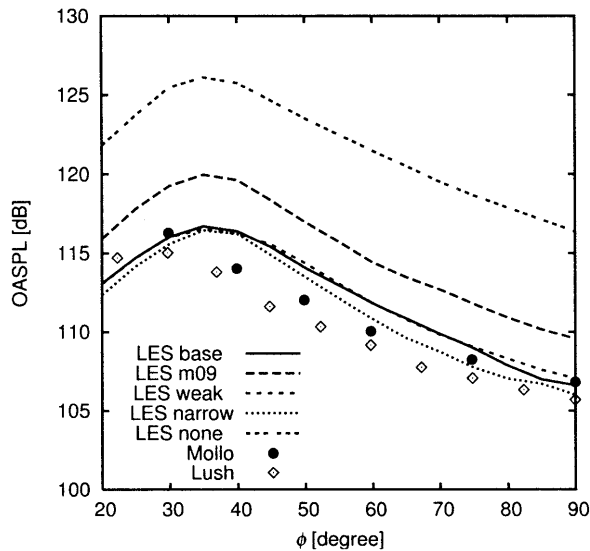


Fig. 3.7: Overall Sound Pressure Level at $60r_0$ from the Nozzle Exit

4 結論

LES と Kirchhoff の方法を用いて高亜音速ジェット騒音の数値解析を行い、初期擾乱パラメータが流れ場及び音場に与える影響について調べたところ、以下の知見が得られた。

(1) 初期擾乱がない場合は軸対称の渦輪が発生し、それが干渉する過程で大きな圧力変動が生じる。また、その渦輪の崩壊・分裂に伴い、大きな速度変動と圧力変動が生じる。大きな速度変動が原因でジェットは実際よりも減衰する。また、近傍場の圧力変動と遠方の音の大きさには正の相関関係があり、遠方の OASPL は過大評価される。一方、初期擾乱を付加すると剪断層の速度変動量の周方向の対称性が崩されることで、剪断層では細かく分裂した歪んだ渦が形成され、軸対称の渦輪の干渉・崩壊・分裂に伴う大きな速度変動と圧力変動が抑制される。そして、ジェットの減衰の過大評価及び遠方での OASPL の過大評価が改善される。

(2) 今回比較した範囲では、流れ場と音場に与える影響が最も大きいパラメータはモードであり、与える強さと範囲による明確な違いはほとんど見られなかった。低次のモードをカットすると剪断層の渦は細かく分裂したものになり、剪断層で発達した渦の干渉・

崩壊・分裂に伴う圧力変動と速度変動は小さくなり、ジェットの減衰及び遠方の OASPL の過大評価を更に抑えることができる。また、この低次のモードをカットすることで、実験値に近い流れ場及び音場を得ることができた。今後亜音速ジェット騒音の数値予測精度を向上させていくには、剪断層の速度変動量の対称性に注意することが重要である。

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，日本ガスタービン学会誌，Vol.33，No.6 (2005) pp.568-572.
- 2) Bodony, D. J., Lele, S. K. : Review of the current status of jet noise predictions using large-eddy simulation (invited), AIAA 2006-0468.
- 3) Bogey, C., Bailly, C. : LES of a high Reynolds, high subsonic jet : effects of the inflow conditions on flow and noise, AIAA 2003-3170.
- 4) Lew, P., Uzun, A., Blaisdell, G. A., Lyrintzis, A. S. : Effects of Inflow Forcing on Jet Noise Using Large Eddy Simulation, AIAA 2004-0516.
- 5) Lele, S. K. : Compact finite difference schemes with spectral-like resolution, J. of Computational Physics, Vol.103, No.1 (1992) pp.16-42.
- 6) Gaitonde, D. V., Visbal, M. R. : Pade-type higher-order boundary filters for the Navier-Stokes equations, AIAA Journal, Vol.38, No.11 (2000) pp.2103-2112.
- 7) Thompson, K. W. : Time dependent boundary conditions for hyperbolic systems, J. of Computational Physics, Vol.68 (1987) pp.1-24.
- 8) Thompson, K. W. : Time dependent boundary conditions for hyperbolic systems II, J. of Computational Physics, Vol.89 (1990) pp.439-461.
- 9) Freund, J. B. : Proposed Inflow / Outflow Boundary Condition for Direct Computation of Aerodynamic Sound, AIAA Journal, Vol.35, No.4 (1997) pp.740-742.
- 10) Mohseni, T., Colonius, T. : Numerical treatment of polar coordinate singularities, J. of Computational Physics, Vol.157, No.2 (2000) pp.787-795.
- 11) Andersson, N., Eriksson, L.-E., Davidson, L. : A Study of Mach 0.75 Jets and Their Radiated Sound Using Large-Eddy Simulation, AIAA 2004-3024.
- 12) Bogey, C., Bailly, C., Juve, D. : Noise Investigation of a High Subsonic, Moderate Reynolds Number Jet Using a Compressible Large Eddy Simulation, Theoretical and Computational Fluid Dynamics, Vol.16, No.4 (2003) pp.273-297.
- 13) Pan, F. L., Uzun, A., Lyrintzis, A. S. : Refraction Corrections for Surface Integral Methods in Jet Aeroacoustics, AIAA 2004-2873.
- 14) Jeong, J., Hussain, F. : On the identification of a vortex, J. of Fluid Mechanics, Vol.285 (1995) pp.69-94.
- 15) Lau, J. C., Morris, P. J., Fisher, M. J. : Measurements in subsonic and supersonic free jets using a laser velocimeter, J. of Fluid Mechanics, Vol.93, Part 1 (1979) pp.1-27.
- 16) Stromberg, J. L., McLaughlin, D. K., Trout, T. R. : Flow field and acoustic properties of a Mach number 0.9 jet at a low Reynolds number, J. of Sound and Vibration, Vol.72 (1980) pp.159-176.
- 17) Tanna, H. K. : An Experimental Study of Jet Noise Part I : Turbulent Mixing Noise, J. of Sound and Vibration, Vol.50, No.3 (1977) pp.405-428.
- 18) Viswanathan, K. : Aeroacoustics of hot jets, J. of Fluid Mechanics, Vol.516 (2004) pp.39-82.
- 19) Mollo-Christensen, E., Kolpin, M. A., Martuccelli, J. R. : Experiments on jet flows and jet noise far-field spectra and directivity patterns, J. of Fluid Mechanics, Vol.18 (1964) pp.285-301.
- 20) Lush, P. A. : Measurements of subsonic jet noise and comparison with theory, J. of Fluid Mechanics, Vol.46 (1971) pp.477-500.

