

【研究報告】

A-1

三段軸流圧縮機の数値解析と実験的検証

*佐久間 康典，渡辺 紀徳，姫野 武洋（東大）

Numerical and Experimental Study on Three-Stage Axial Compressor

* Yasunori SAKUMA, Toshinori WATANABE and Takehiro HIMENO (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

This paper presents numerical studies on the low-speed axial compressor to clarify the effect of measurement probe to the flow field at the downstream of stator vane. Overset grid method was introduced for conducting an analysis on complex geometry. According to the result, as have been expected, the effect of probe to the wake thickness and the depth of velocity deficit was not negligible. This might be one of the reasons for the mismatch of numerical and experimental results which we have been facing so far.

Key words: Compressor, Numerical Analysis, Measurement Probe

1. はじめに

ガスタービンの高性能化及び環境適合性の向上において、圧縮機の性能向上は重要な技術項目である。更なる性能向上のためには設計点だけでなく部分負荷の作動条件においても高い性能を達成することが求められる。そのためには低流量作動条件で生じる旋回失速やサージなどの不安定現象なども的確に予測し、設計に反映し抑制策を講じることが重要となる。計算機による数値流体シミュレーションは近年益々大規模化・高度化が進展し、現象解明/設計検討の両面での貢献が強く期待される。一方で、シミュレーションで取り扱う現象が複雑化するのに伴い、その予測結果の検証に資するデータは益々得難く、実験に対して求められる精度と情報量は増している。圧縮機に関しては、実験と数値解析を実際の現象に可能な限り即して高度化する試みが不可欠である。

以上の背景のもと本研究では低速軸流圧縮機を対象とした実験と数値解析を実施している。本報では圧縮機内の流れの計測に用いるプローブが流れ場にもたらす影響について数値解析を用いて検討を行った結果を述べる。

2. 数値解析手法

2.1 解析対象

東京大学にて所有する低速軸流圧縮試験機を解析対象とした。この圧縮機は前置可変静翼（IGV）と 3 組の動静翼段により構成され、段の組み合わせと配置が変更可能である。圧縮機直径は 500 mm、

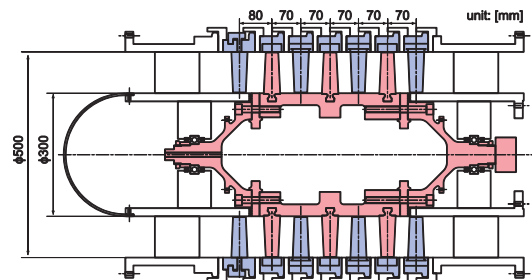


Fig. 1 Schematic of the test compressor

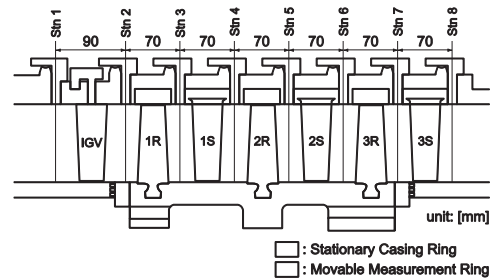


Fig. 2 Test section of the test compressor



Fig. 3 Probe head

ハブティップ比は0.6であり、定格回転数 3820rpm における設計流量は 7.89 kg/s，設計圧力比は 1.02 である。動翼と静翼/IGV の翼枚数はそれぞれ 32 枚と 38 枚で、静翼はいずれも片持ち構造である。試験機の概観と計測部の子午断面図をそれぞれ図 1，2 に示す。計測部の外壁は固定したケーシング

リングと周方向に回転する計測リングとにより構成される。この計測リングに計測プローブのトラバーサーを取り付けることで圧縮機内部の流れを軸断面について計測可能である。

実験で使用する三孔ピトー管の先端部を図 3 に示す。プローブヘッドの横幅は 3 mm、高さは 1 mm、支柱の直径は 8 mm である。本解析では 1 段静翼下流の Stn 4 にこの三孔ピトー管をミッドスパン高さまで挿入した状況を対象に解析を実施した。

2.2 数値解析手法

有限体積法に基づき空間離散化した 3 次元圧縮性 RANS 方程式を支配方程式とし、定常解析を実施した。時間進行は LU-SGS スキームを用いた Euler 陰解法によって行い、非粘性流束と粘性流束はそれぞれ 3 次 MUSCL 補間 SHUS スキーム⁽¹⁾と中心差分により評価した。乱流モデルには $k-\omega$ 二方程式モデル⁽²⁾を用いた。

本計算では計測プローブを挿入した圧縮機流路内の流れを解析するため、プローブ周辺の計算格子に重合格子を適用し、上述のコードに Fujii の解強制置換法⁽³⁾を導入した。

2.3 計算格子

翼列部とプローブ周辺をそれぞれ構造格子にて作成し、重合格子として取り扱った。計算格子の概観を図 4 に示す。解析領域の入口と出口はそれぞれ図 2 の Stn 3 と Stn 5 に相当する。

流れ場の周期性を仮定して翼列 1 流路分を計算領域とした。翼周りには O 型格子を配置し、その前後と両脇に H 型格子を組み合わせて配置した。翼端間隙には OH 型格子を埋め込み、翼端の形状に適合させた。固体壁面上の最小格子幅は、 $y^+ \leq 1$ の条件を満足し境界層が解像できるよう 2.0×10^{-6} m に設定し、格子数は流れ方向 138、翼回り 160、スパン方向 112 の計 985,600 である。以上の格子の生成には回転機械専用マルチブロック構造格子自動生成ソフトウェア NUMECA AutoGrid5TMを使用した。

プローブの支柱からプローブネックにかけては O 型格子を配置し、プローブヘッドの前方は OH 型格子を埋めることにより作成した。格子数は支柱の周方向 128、半径方向 18、長さ方向 130 の計 322,560 である。これに加えてバッファとして格子数 86,016 の H 型格子をプローブ用の格子の背景に配置した。プローブの支柱中心の軸方向位置は Stn 4 とした。

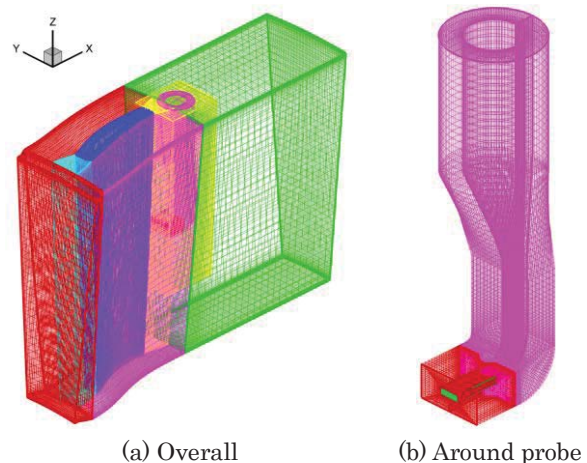


Fig. 4 Computational grid

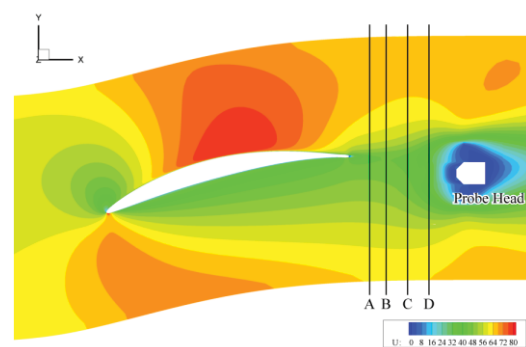


Fig. 5 Test section of the test compressor

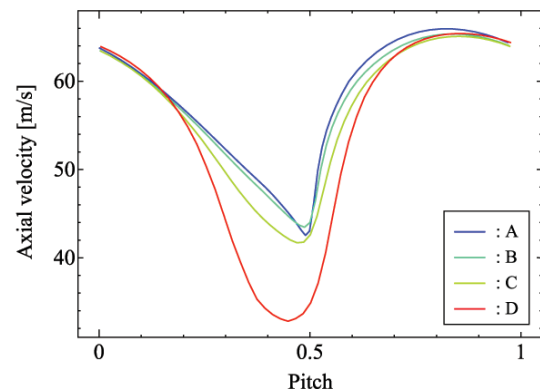


Fig. 6 Test section of the test compressor

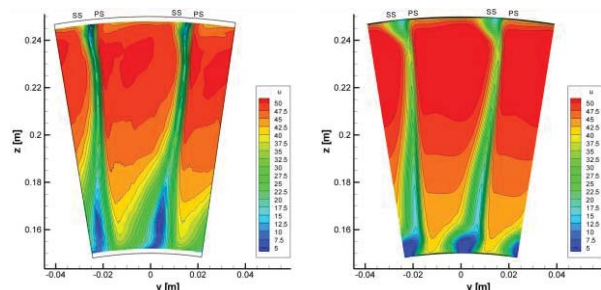


Fig. 7 Comparison of flow results ⁽⁴⁾

3. 数値解析結果

解析によって得られた流れ場の様子を図 5 に示す。なお可視化断面はプローブヘッドの中心を通過するような 50% スパン断面である。また図中 4 つの線で示した軸方向位置における軸流速の分布を図 6 に示す。図より、プローブヘッドによるポテンシャル干渉の影響によってウェイクの様相が大きく変化している。本来のウェイクに比べて最低速度がさらに低下し、速度欠損のある領域の幅も若干広がっている。我々がこれまでに行ってきた数値解析では、静翼ハブ付近に生じるコーナーストールの大きさがかなり過小に評価されていた⁴⁾。今回の数値解析の結果より、過小評価の原因として実際に計測を行った際の翼下流の流れ場に対してプローブが及ぼした可能性がある。また、三孔ピトー管では 3 つの計測孔による圧力計測結果を用いて流れの諸量を計測するが、当然のことながらこれら計測孔は同一空間上には存在せず、離れた配置となっている。このことがウェイクなどの急峻な流れの存在する領域での計測に対してどの程度影響するかについても検討したうえで、数値解析の結果と実験の結果とを比較することが重要であることが、改めて確認された。

4. 結論

低速軸流圧縮機内の第 1 静翼を対象に、計測用の三孔ピトー管を挿入した条件について数値解析を実施した結果、以下の結論を得た。

- ・ 計測プローブが翼後縁からのウェイクに及ぼす影響は大きく、実現象よりもウェイクの厚みや速度欠損を過大に評価する可能性が高いことが確認された。

参考文献

- 1) Shima, E., Jonouchi, T.: Role of CFD in aeronautical engineering. No. 14: AUSM type upwind schemes, Proc. 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAL SP-34, (1997), pp. 7-12.
- 2) Wilcox, D. C.: A Two-Equation Turbulence Model for Wall- Bounded and Free-Shear Flows,” AIAA Paper No. 93-2905, (1993).
- 3) Fujii, K.: Unified Zonal Method Based on the Fortified Solution Algorithm, Journal of Computational Physics, Vol. 118 (1995), pp.92-108.
- 4) Sakuma, Y., Watanabe, T., Himeno, T.: Experimental and Numerical Investigation of Low-speed Three-stage Axial Compressor, Proc. Asian Congress on Gas Turbines, (2016).

低圧タービン静翼列環状リグフラッタ試験のミスチューン解析

*服部 博明，青塚 瑞穂，谷 直樹（株式会社 IHI），賀澤 順一（宇宙航空研究開発機構）

A Study of Mistuned Cascade Flutter in LPT

*Hiroaki HATTORI, Mizuho AOTSUKA, Naoki TANI (IHI) and Junichi KAZAWA (JAXA)

ABSTRACT

In this paper, effect of frequency mistuning on flutter stability of Low Pressure Turbine (LPT) cascade are studied. Stability analysis including the frequency mistuning caused within manufacturing tolerance range are performed by utilizing simple ROM method (FMM) and compared with the experimental result obtained by the tests with full annular LPT nozzle rig conducted in Altitude Test Facility in JAXA. It was found that the typical tendency appeared in the experiment (localization of each blade's vibration amplitude, significant variation of inter blade phase angle, and appearance of multi frequency peaks) can be explained by referring the characteristics of worst stable modes these are obtained by the analysis. Also found that, mistuning within the engineering tolerance range will have very small effect on bottom value of aerodynamic damping unlike intentional mistuning, but will have finite effect on the flutter-onset mass flow rate.

Key words: Blade, Flutter, Turbine, Mistuning

1. 背景

翼列フラッタは流体と構造の連成によって発生し、一度発生すると翼の破損に至る可能性のある危険な現象である。このため、翼列設計時には作動範囲内でフラッタが発生しないことを確認する必要がある。高精度な翼列フラッタ予測技術はジェットエンジンやガスタービンの安全性の観点から非常に重要である。通常のフラッタ安定性予測は、全翼の諸特性（形状、寸法、材料特性、固有振動数）を同一（Tune）として構造や流れの周期対称性を利用して進められることが多いが、実際にはこれらの特性は設計値を中心に製造公差の範囲でわずかにばらついている（Mistune）。

このばらつきの影響は、共振応答においては一部の翼に過大応答を生じさせる有害要因となるが、一方フラッタ安定性へは振動モードの周期対称性の崩れが変形波の周方向伝播を妨げることにより逆に安定化の方向に働く効果のあることが知られている。そのため Mistuning とフラッタ安定性の関係については、それを積極的に利用する方法（Intentional Mistuning）を含む種々の研究が古くよりなされている^{1),2),3),4),5)}。しかし動翼の研究に比べて静翼の振動特性や安定性の研究^{6),7),8),9)}は圧倒的に少なく、その内容も解析による検討が大半である。さらに低圧タービンフラッタへのミスチ

ューニングの影響について実翼に近い条件・形態で予測・実測を比較したものは、筆者の知る限りごく最近の動翼に関する研究⁵⁾に限られるようである。

そこで本論文では高効率軽量ファン・タービン技術実証プロジェクト（aFJR プロジェクト）の一環として JAXA 所有の高空試験設備（ATF）を使用して実施した低圧タービン静止翼列のフラッタリグ試験で得られた結果に関してミスチューニング（供試翼列の固有振動数ばらつき）を考慮したフラッタ安定性解析を行い、実測で認められた傾向との比較評価を行った。

2. 試験方法および試験結果

JAXA では将来の超高バイパス比エンジンの環境適合技術と我が国の国際競争力の向上を目指し、ファンおよび低圧タービンの空力効率向上と軽量化の技術に関する研究開発として、高効率軽量ファン・タービン技術実証（aFJR プロジェクト）を実施している。この中で、低圧タービンフラッタに関する研究の一環として JAXA 所有の高空試験設備（ATF）を使用したタービンフラッタリグ試験を実施した。試験においては aFJR プロジェクトにおける共同研究契約に基づき、株式会社 IHI が供試体および供試翼列の設計を行った。

2.1 供試翼列¹⁰⁾

供試翼列としては、無次元速度、tie-dye plot などのフラッタクライテリアを指針にして、フラッタが起きやすい翼（翼列 1）と起きにくい翼（翼列 2）の 2 種類を設計した。図 1 に翼型を示す。翼列 1 は 1 次の固有モード（1 次曲げ：1F）および 2 次の固有モード（1 次振り：1T）において翼振動が不安定となるような設計となっており、翼列 2 は 3 次の固有モードまで翼振動が安定となるように設計されている。供試翼列を含む供試体設計の詳細試験設備，設計時の CFD 予測の詳細については文献(10)を参照されたい。

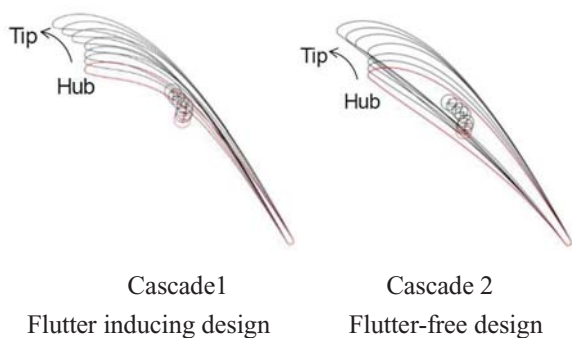


Fig.1 Profiles of test cascades¹⁰⁾.

2.2 供試体^{11),12)}

上記のような翼型を持つ静翼 80 枚の内外径をリングで結合した供試体を各翼列につき 2 セット製作した。静翼とリング部は一体削出し剛構造（Stiff System）とすることで実測における構造面の影響（構造減衰と構造連成）を極力排除した。

ミスチューン解析の入力として不可欠な固有振動数ばらつき情報については、全翼のハンマリング計測を行うことで把握した。代表例として後述するフラッタ評価において対象モードとなる翼列 1 の供試体 2 セット（Cascade1-1, Cascade1-2）の 1T モード固有値計測結果を図 2 に示す。周方向に一樣ではなく、いわゆるミスチューニングの状態となっていることがわかる。固有値のばらつき傾向がどちらも類似していることから、翼形状以外にも固定ボルトとの位置関係なども固有値ばらつきの要因となっていることが伺えるが、そのばらつきは標準偏差で平均の約 1%程度と後述する目標の範囲内であった。

2.3 試験設備^{11),12)}

試験は JAXA 調布航空宇宙センターの高空試験設備（ATF）にて実施された。図 2 に供試翼列における計測項目と位置を示す。翼にひずみゲージを貼り付け、翼振動振幅の時間履歴を取得できるようにしてあり、得られた時間履歴から翼の振動

数，翼間位相差を算出している。このデータから流量を増加させていった際に①翼振動振幅が急激に増加する，②同じ流量条件にて複数回計測した結果に対して翼間位相差が同じ値となる，の 2 点をもってフラッタ発生点を判定した。

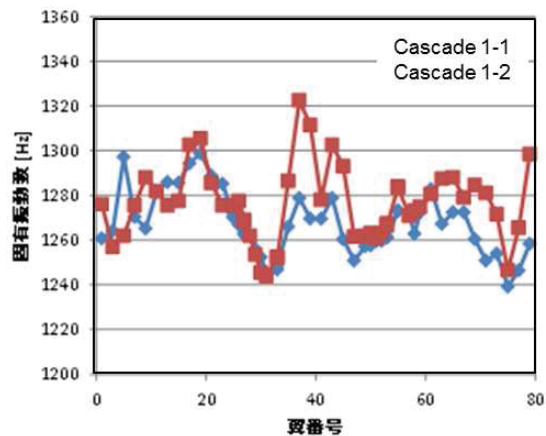


Fig.2 Measurement Result of Blade Natural Frequency (Cascade 1, 1T Mode)

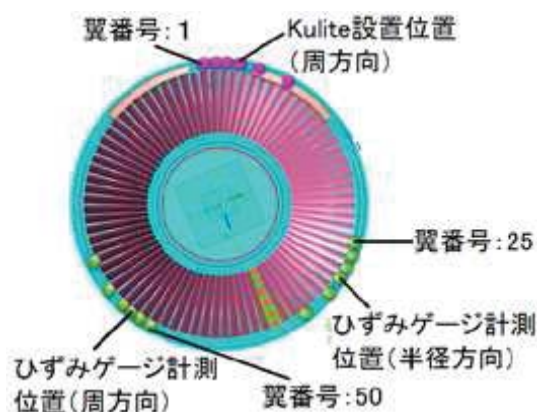


Fig.3 Physical Data Measurement Position^{11),12)}.

2.4 試験結果概要^{11),12)}

翼列 1 では 1T モード，翼列 2 では 1F モードの周波数域で振動応答が確認された。各翼列の振動ひずみ計測の結果を図 4 にまとめる。図において横軸は流量，縦軸は振動ひずみを表す。

翼列 1 では無次元流量 67%から 70%にかけて翼振動振幅が急激に増大していることが分かる。高速度カメラの動画からも目視できるような大きな振動が観測された。なお，振動応答周波数には後述のように隣接した二つの周波数に分離・存在する現象が見られたが，図には振動ひずみの大きな周波数のものを示してある。一方，翼列 2 では振動ひずみに顕著な増加傾向は無く，フラッタは発生していないと言える。高速度カメラからも目視できるような大きな振動は観測されなかった。

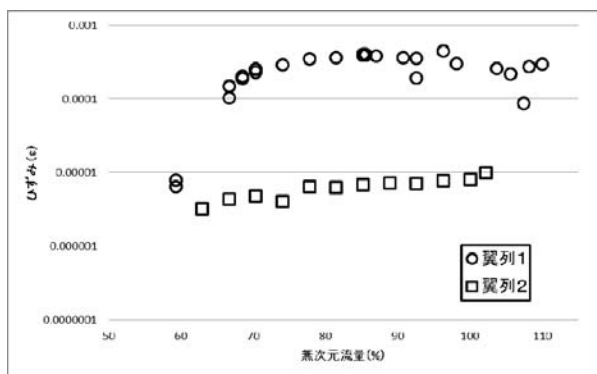


Fig.4 Mass Flow vs. Max Value of Blade Displacement ^{11),12)}.

以下、フラッタ発生が認められた翼列 1 について実測で認められた傾向の概略を述べる。

代表的な翼（翼番号 51 および 55）の翼間位相差と流量の関係を図 5 に示す。3 回の計測における翼間位相差のばらつきは流量が増えるに従って小さくなり、流量 70%ではほぼ同一値となる。このことから、無次元流量 67%から 70%の条件でフラッタが発生し、振動振幅、振動位相がほぼ一定値となるリミットサイクルに入ったと考えられる。

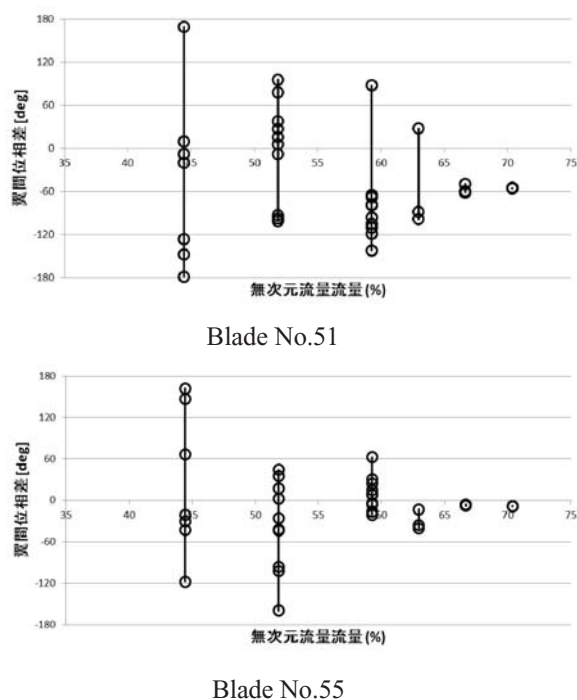


Fig.5 Mass Flow vs. Inter Blade Phase Angle (Cascade 1) (Blade51) ^{11),12)}.

また、この時点での個々の翼の周波数、振幅、翼間位相差に注目すると、

- 応答量の大きい領域が周方向に局在する(図 6)
- 主要な周波数が二つに分離・存在する(図 6)
- 翼ごとに翼間位相差の収束値が異なる(表 1)

という 3 つの特徴的な挙動が確認された。

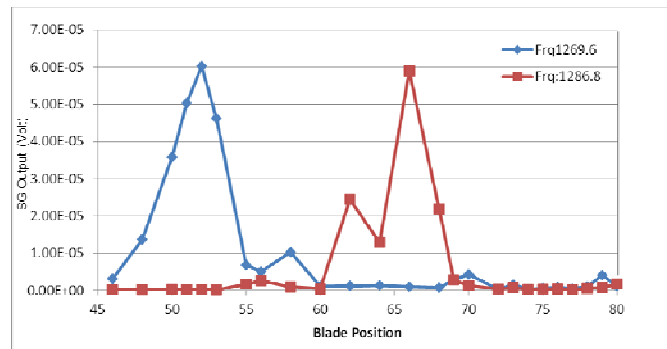


Fig.6 Localization of Blade Vibratory Response

Table1 Inter Blade Phase Angle of Representative Blade

bld 51	-55.3
bld 52	-68.8
bld 53	-41.4
bld 55	-8.5
bld 58	-18.6

3. 解析

3.1 解析手法 ^{13),14),15)}.

フラッタ安定性への Mistuning の影響を解析により検討するため、今回は Feiner らが提案した自由度縮小手法である FMM (Fundamental Mistuning Model) ¹³⁾ に空力連成項を考慮する Kielb らの手法 ¹⁴⁾ によった。FMM は構造パラメータを合せ込む必要が無いなどの利点があるため多方面で用いられており ^{4),15)}、既に広く知られた理論であるためその説明は省略する。

この手法では Tune 系における翼間位相差と空力減衰の関係、節直径（翼間位相差に相当）と固有値の関係、および各翼の固有値 Mistuning 情報の 3 つを入力として複素固有値解析を行い、固有モード、固有値、減衰値を得る。

簡易化にあたっては、節直径に伴う固有値変化は小さい、各翼の翼固有値ばらつきは小さい、などの仮定を設けているため適用範囲にはそれに伴う限界があるが今回の供試体構造はこれら仮定を満たしており、問題なく適用できると判断した（今回の供試体は Ring 剛性が極めて高いため固有値は節直径によらず一定としている）。

また翼間位相差と空力減衰の関係をはじめとする Tune 系のフラッタ特性については、文献(10)に述べる方法(HB 法)によるフラッタ解析から得ている。

3.2 解析結果

(1).固有値ばらつき幅をパラメータとしたモンテカルロ(M.C.)シミュレーション

実際の翼において公差範囲の形状ばらつきに起因する固有値ばらつきは避け得ないが、今回のような翼支持剛性が高い系 (Stiff System) では1%程度の周波数ミスチューニングであれば空力減衰への影響は小さいとされており¹⁾、20%程度のミスチューンであっても安定・不安定の傾向は変わらないとの報告もある²⁾。蒸気タービン低圧段のフラッタに関してやはり1%程度の周波数ミスチューニングでは安定化しないとの報告がある^{4),10)}。そこで、これら諸研究との比較のため、今回の供試翼列のチューン特性を有し、固有値に正規分布型ばらつきを有するミスチューン翼列1000組について異なるばらつき幅 (標準偏差) フラッタ解析を行なって安定・不安定の概略評価への影響を検討した。

図7に、ばらつき幅 (標準偏差) を横軸、各ばらつき幅を持った1000組の減衰ボトム値 (最大,最小,平均) を縦軸にしてその変化を整理したものを示す。固有値ばらつき幅の増加につれてボトム値は徐々に改善するものの、今回の供試翼列 (翼列1) では10%を超えても安定解 (減衰>0) は得られず今回程度の周波数ミスチューニング (約1%) では安定化しないことがわかった。本試験では、これらを参考に供試翼の周波数ばらつき1%以内を目標クライテリアとして供試翼列を製作した。図中のプロットが (2).で述べる実供試翼列 (Cascade1-1, Cascade1-2) の解析結果である。

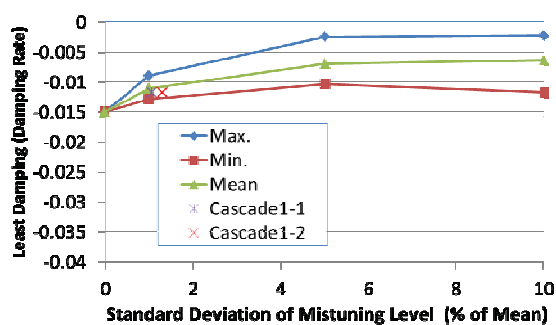


Fig.7 Result Summary of M. C. Simulation
(Blade Natural Frequency Scatter vs. Aerodynamic Damping)

(2).実翼列の固有値ばらつきを入力とした解析

試験に供試した翼列 (Cascade1-1, Cascade1-2) の固有値ばらつき (図3) を入力にして代表的な流量についてミスチューンを考慮したフラッタ解析を行い、チューン系からの変化を把握した。結果

の代表例を図8に示す。図の横軸は翼間位相差 (節直径に相当)、縦軸が空力減衰 (減衰比) を示し、解析の入力として使用した Tune 系のフラッタ特性も比較のため実線で示してある。なお、ミスチューン系では後述するようなモードの局所化が生じるため振動モード (変形波) は明瞭な周期対称形とはならず、従って翼間位相差も全翼で一定とはならないが、この図では Tune 系との比較の便のためミスチューンモードを周期対称モードの和で表せるとして次数分解した後、最大成分 (Dominant Component) の翼間位相差 (IBPA) でモードを代表させている。

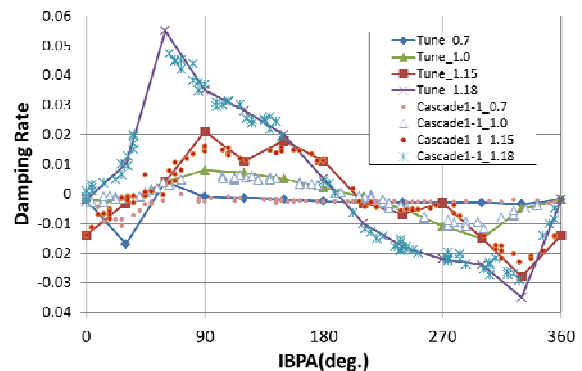


Fig.8 Analysis Result of Tested Cascade1
(IBPA vs. Aerodynamic Damping)

この図から、同一流量における減衰の最小値 (負減衰) がチューンに比べ若干上昇する (安定化の方向に向かう) が、その程度は負減衰 (不安定) を正值 (安定) に転じさせるほど顕著ではないことがわかる。

一方、実際の試験においては流量がフラッタ発生限界の目安として用いられることを考慮して、各流量における減衰ボトム値を図8から抽出し、その流量による変化を描いたものを図9に示す。

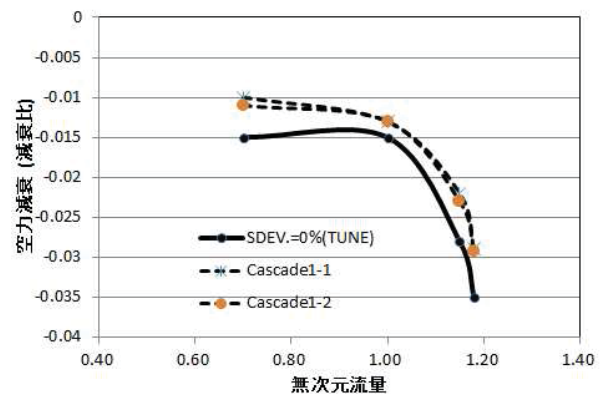


Fig.9 Mass Flow vs. Least Aerodynamic Damping
(Tested Cascade1)

この図では流量変化に対して減衰値が急激に変化するトレンドがチューンを想定した結果に比べてミスチューンで3%から5%ほど高流量側へシフトしていることがわかる。この差は著者らが別法による数値解析で予測したフラッタ限界流量 (Tune系) と実測との差にほぼ等しく¹²⁾、製造ばらつきの空力減衰への影響程度が負減衰 (不安定) を正值 (安定) に転じさせるほど顕著ではない一方、フラッタ発生限界流量には Tune 系解析結果に対して無視できない差を与えることを意味する。

なお図4に示したように、実測で振動応答が急激に変化する領域は無次元流量で60~70%付近であったのに対して、図9において減衰が急激に変化する領域は100%付近であり、Tune系のフラッタ発生限界そのものを予測するにはまだ解決すべき課題が残っていることもわかった。

次に、フラッタ発生時の各翼の周波数、振幅、翼間位相差に認められた3つの特徴的な挙動

- ・応答量の大きい領域が周方向に局在する。
- ・主要な周波数が二つに分離・存在する。
- ・翼間位相差の収束値が翼ごとに異なる。

がミスチューンを考慮することで説明可能であるか、について検討した。

上記傾向が認められた流量条件におけるミスチューン解析の結果を周波数 (複素固有値の実部相当) と空力減衰 (同前の虚部相当) の形に整理しなおしたものを図10に示す。比較のため Tune の減衰値が最小となる最も不安定なモード (Least Stable Mode) の位置もプロットしている。

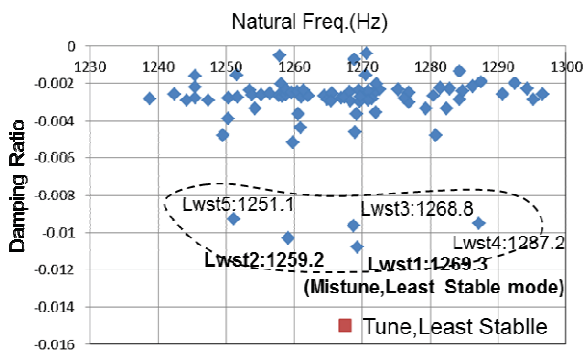


Fig.10 Analysis Result on Tested Cascade1 (Natural Frequency vs. Aerodynamic Damping)

フラッタ発生時の挙動は Least Stable Mode のそれに従うと予想されるので、図10を参考に Mistune Least Stable Mode の振幅分布を出力して図11に示す。比較のため Tune の Least Stable Mode の振幅分布も示している。

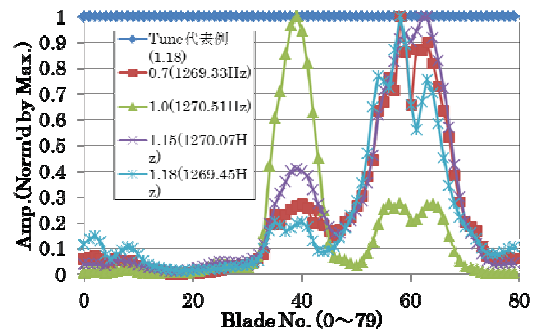


Fig.11 Vibratory Amplitude Distribution (Least Stable Mode)

この図から Tune では (当然ながら) 全翼が同一の振幅値を示すのに対して、Mistune では振幅の大きい領域が周方向に局在していること、振幅局在化の範囲が流量比に係らずほぼ一定 (翼番号40,55,65)であることなど、実測で得られたと同様の傾向が捕らえられていることが確認できる。極大となる翼番号に実測と微妙なずれがある原因としては、Tune系の空力減衰予測における (計算未実施の) 翼間位相差の補間部分の影響等が考えられる。前述の傾向は Least Stable Mode の出力結果から得たものであるが図10の解析結果は Least Stable Mode と同等レベルで、かつ他のモードに比べて減衰値が有意に小さいモードが複数あることを示している。

そこで2番目以降のモードについても振幅分布を出力して図12に示した。

この図において Lowest 2mode に注目すると、50番付近が局在化するモード(Lwst2&3)が低周波数側、60番付近が局在化するモード(Lwst1)が高周波数側にあるなど、図6で見られた実測の傾向を捉えていることがわかる。

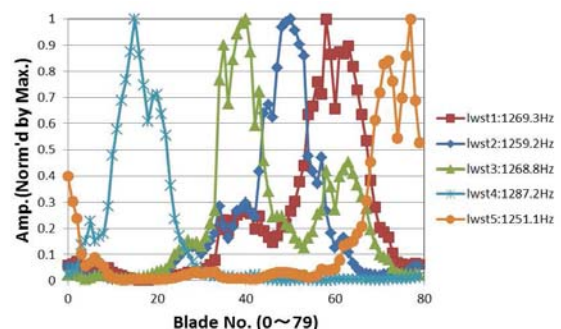


Fig.12 Vibratory Amplitude Distribution (Lower 5 Modes)

最後に、振幅分布と同様に翼間位相差の分布を出力した結果を図13に示す。Tune Least Stable Mode においては、当然ながら全翼で翼間振動位相差が同一であるのに対して Mistune では今回計測

した範囲で大きく変化していることが確認できる。

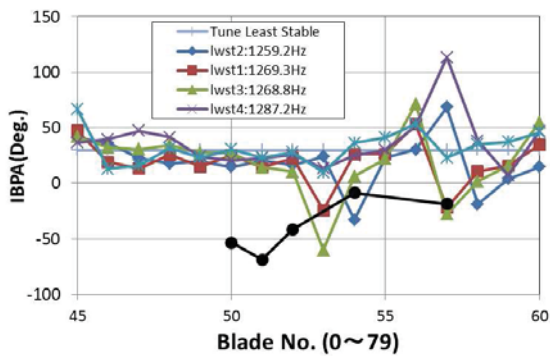


Fig.13 IBPA Distribution (Lower 4 Modes)

また Tune では Least Stable Mode の翼間位相差が正值(この場合は+30 度)であるのに対して、Mistune ではこの範囲で負となる部分が出現するなど Lowest の 4mode については IBPA の変化傾向(変化幅, 増減の傾向, 翼番号)が実測と類似した傾向を示していることがわかる。

4. 結論

ミスチューンの対フラッタ安定性へ及ぼす影響について、簡易モデルを用いた解析と実測との比較を行い、以下のような知見を得た。

(1).減衰ボトム値への影響

- ・今回の供試翼列の構造 (Stiff Ring) においては製造公差範囲内の周波数ばらつき (1%程度) では系全体の安定・不安定の判定に顕著な影響を与えることは無い。

- ・一方、流量変化に対して負減衰が急激に変化するトレンドはミスチューン系ではチューン系に比べて 3%から 5%ほど高流量側へシフトしており、フラッタ発生限界流量には製造公差範囲内の周波数ばらつきであっても Tune 系を想定した予測に対して無視できない差を与える。

(2).応答振幅局在化と翼間位相差のばらつき

- ・解析で得られた不安定モードの振幅・位相は実測で認められた概略の特性(応答局在化&翼間位相差のばらつき)を捕らえており、実測で確認された振幅局在化は Mistune により説明可能である。

- ・実測で見られた複数周波数成分の出現は、複数の不安定モードを(不安定な順に)考慮することで説明できる。

5. 謝辞

本発表に当たり、フラッタリグ試験に携わられた JAXA,IHI の関係各位に感謝いたします。

参考文献

- 1). Miyakozawa, T.: FLUTTER AND FORCED RESPONSE OF TURBOMACHINERY WITH FREQUENCY MISTUNING AND AERODYNAMIC ASYMMETRY, 2008, PhD Thesis, Duke Univ.
- 2). Glodic, N.: Sensitivity of Aeroelastic Properties of an Oscillating LPT Cascade, 2013, PhD Thesis, KTH
- 3).Corral, R., Lopez, C., Vasco, C. :LINEAR STABILITY ANALYSIS OF LPT ROTOR PACKETS - PART II:THREE-DIMENSIONAL RESULTS AND MISTUNING EFFECTS, Proc.of ASME Turbo Expo 2004,GT2004-54120
- 4).金子 康智, 竹村 真人, 森 一石, 大山 宏治: ミスチューンがある翼・ディスク系のフラッタ解析, 機械学会論文集Vol.81, No.824 (2015)
- 5).Corral, R. , Beloki, J., Calza, P. , Elliott, R.:FLUTTER GENERATION AND CONTROL USING MISTUNING IN A TURBINE ROTATING RIG, Proc. of ASME Turbo Expo 2016,GT2016-57949
- 6).Chernysheva, O.V., Fransson, T.H., Kielb, R.E., and Barter, J.:Effect of Shroud Coupling on the Aerodynamic Stability of aTurbine Sectored Vane, ASME Paper 2003-GT-38632, 2003.
- 7).Corral, R., Gallardo, J. M., Martel, C.:A Conceptual Flutter Analysis of a Packet of Vanes Using a Mass-Spring Model, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, APRIL 2009, Vol. 131
- 8).Antona, R., Corral, R., Gallardo, J.M. and Martel, C.: Effect of the Structural Coupling on the Flutter Onset of a Sector of Low-Pressure Turbine Vanes, Proc. of ASME Turbo Expo 2010,GT2010-23037
- 9).金子 康智, 竹村 真人, 森 一石, 大山 宏治: 大容量蒸気タービン静翼の振動特性と安定性に関する研究, 機械学会論文集Vol.82, No.837 (2016)
- 10). Tani, N., Aotsuka, M., Kazawa, J.: Evaluation of Torsion Axis Position on Turbine Blade Flutter by Direct Measurement Experiment: Rig Design and Numerical Simulation, GT2016-57108, ASME Turbo Expo 2016.
- 11). 賀澤順一, 谷直樹, 青塚瑞穂: LPT における翼列フラッタに関する研究, 第44 回日本ガスタービン学会定期講演会(酒田)講演論文集_A-3, 2016.10 pp.55-62.
- 12). 賀澤順一, 谷直樹, 青塚瑞穂: 低圧タービン静翼列環状リグを用いた翼列フラッタ試験, 第57回航空原動機・宇宙推進講演会, 2017年3月9日-10日
- 13).Feiner, D. M., and Griffin, J.H.:A FUNDAMENTAL MODEL OF MISTUNING FOR A SINGLE FAMILY OF MODES, Proc.of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30425
- 14). Kielb, R.E., Feiner, D.M., Griffin, J.H., and Miyakozawa, T.:FLUTTER OF MISTUNED BLADED DISKS AND BLISKS WITH AERODYNAMIC AND FMM STRUCTURAL COUPLING, Proc.of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-54315
- 15).Hattori, H.: Study on Mistuning Identification of Vehicle Turbocharger Turbine BLISK, Proc.of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-27217

ハーモニックバランス法の解析手法による翼振動励振力への影響

*谷 直樹 (IHI), 青塚 瑞穂 (IHI)

Evaluation of harmonic balance calculation method on blade excitation force

*Naoki TANI (IHI) and Mizuho AOTSUKA (IHI)

ABSTRACT

A harmonic balance (HB) method is efficient CFD method for turbomachinery simulation due to its periodicity. However, its stability becomes worse when HB method is applied to multi stage simulation since the simulation must handle multiple frequencies. In the present report, comparison of Temporal Spectral Dissipation (TSD) method and Over Sampling (OV) method were carried out and difference on forced response was evaluated. From the viewpoint of stability, Hybrid method of OV and TSD is less stable, however, its accuracy is much higher than that of TSD method. However, due to high artificial viscosity by TSD method, this method should not be used for blade excitation force evaluation.

Key words: Turbomachinery, CFD and Harmonic-Balance Method

1. はじめに

近年のターボ機械では高性能化の要求が厳しいが、同程度に開発期間短縮が強く求められている。特に近年のガスタービン開発においてはCFDが多用されており、高精度化への要求とともに、その解析期間短縮に関する要求も非常に高くなっている。特に動静翼干渉による振動・加振の問題、あるいは騒音予測に関しては非定常CFDが必須であったため解析期間が長く、必要十分な精度を維持しつつ解析時間を短縮する技術の構築が必要不可欠となっている。

ターボ機械の内部流れは翼列通過周波数を主たる周波数とする周期的な現象であり、この点に着目して、短時間で解析可能なHB法がHall et al.[1]によって開発され、近年では適用が徐々に広まりつつある。これは図1に示すように複数の定常解析結果をFFTの元データとして用いることで周期的な事象を表す手法であり、時間進行計算が不要であることから短期間で解析できる利点がある。定常解析結果の1セットの数をモード数と呼び、多いほど良い精度が得られるが、当然ながら解析負荷が増え、収束まで長い時間が必要となる。もう一つの特徴として、翼枚数が翼列ごとに異なる場合でも、翼枚数調整をすることなく多段解析が可能であり、解析負荷低減にも効果がある。その反面、フーリエ変換による変換を行うことから、多段解析時の複数の翼列通過周波数を有するよう

な問題では解析の精度、安定性共に低いことから解析安定化の対策が必須となっている。

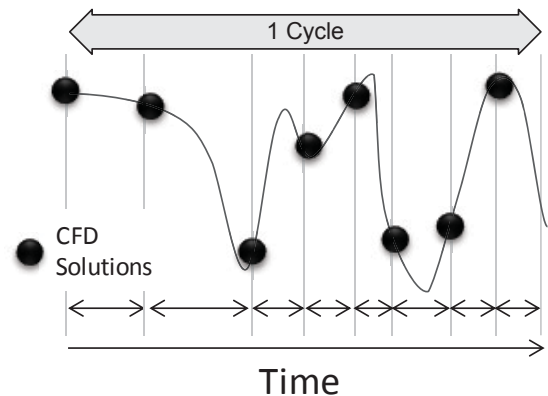


Fig.1 Concept of HB method

安定性確保の潮流としては2つに大別される。一つの方法は、翼列通過の波が入射する段間接続部の境界条件を工夫することであり、Hall et al.[1]は段間接続部に無反射境界条件を付与することで高周波振動を除去している。Sicot et al.[2]はオーバーサンプリング(OV)法を用いて低周波部分のみを取り出すことで、やはり高周波振動を除去している。この手法は広く用いられているが、条件によっては不安定化することも同時に示されている。もう一つの方法は陽的に高周波を減衰させる人工粘性を付与する方法であり、Huang[3], Leffell[4]はTemporal Spectral Dissipation(TSD)法を提案

している。どちらの手法も多段ターボ機械に適用可能であり、流れ場の定性的な傾向をとらえることが可能であることは示されているが、翼振動励振力に対する影響に関しては評価されていない。そこで、本報告では多段ターボ機械に対して TSD 法と OV 法を適用した際の計算安定性および励振力への影響評価を行い、その特性を明確化する。

2. HB 法および安定化手法

2.1 HB 法

既に図 1 で示したとおり、HB 法ではフーリエ変換を用いて周期的な事象を表すための手法である。一般的な Navier Stokes 方程式が式 1 のように表されるとする。

$$\frac{d}{dt}(V\mathbf{W}) + \mathbf{R}(\mathbf{W}) = \mathbf{0} \quad (1)$$

ここで V はセル体積、 W は保存量、 $R(W)$ は対流項と粘性項、生成項をまとめたものである。ここで周期的な変動を考慮して各時刻 t に関してフーリエ変換をかけると式 2 のようになる。

$$\sum_{k=-N}^N (i\omega_k V \hat{W}_k + \hat{R}_k) \exp(i\omega_k t) = \mathbf{0} \quad (2)$$

\hat{W}_k および \hat{R}_k はそれぞれ \mathbf{R}, \mathbf{W} のフーリエ変換の係数であり、 N はモード数を表し、無限大とすると厳密解となる。 i は虚数単位である。また、 k の値は Time Level と呼ばれ、総 Time Level 数は $2N+1$ となる。 ω_k は各モードの振動数である。この式は全ての k について恒等的に成立する必要があるため、下記の式を導出することが出来る。

$$\mathbf{A}^{-1} \cdot (i\omega_k V \hat{W}_k + \hat{R}_k) = \mathbf{0} \quad (3)$$

ただし

$$\mathbf{A}^{-1} = \begin{bmatrix} \exp(i\omega_{-N}t_{-N}) & \cdots & \exp(i\omega_N t_{-N}) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \exp(i\omega_{-N}t_N) & \cdots & \exp(i\omega_N t_N) \end{bmatrix} \quad (4)$$

これを更に逆フーリエ変換をかけることで下記式を導出することが出来る。

$$\mathbf{R}(\mathbf{W}_k) + V\mathbf{D}_t \mathbf{W}_k = \mathbf{0} \quad (5)$$

ここで \mathbf{D}_t は HB ソース項に相当し、下記となる。

$$\mathbf{D}_t = i\mathbf{A}^{-1} \text{diag}(-\omega_k) \mathbf{A} \quad (6)$$

式 5 は収束した定常 Navier Stokes 方程式に HB 法に伴う生成項である式 5 を加えたものとなる。

式 5 を直接 SIMPLE 法で解析することも理論上可能であるが、Hall, et al.[1]によって数式的に不安定である点が示されており、一般的に式 7 のように擬似時間発展的に解かれる。

$$\frac{d\mathbf{W}_k}{d\tau} + \mathbf{R}(\mathbf{W}_k) + V\mathbf{D}_t \mathbf{W}_k = \mathbf{0} \quad (7)$$

$d\tau$ は擬似時間刻みである。ソース項の行列 \mathbf{D}_t は解析初期に求めておけば良く、負荷の高い逆行列演算は 1 度で済む。また、Local Time Stepping や Multi Grid 法などの定常解析の収束加速法も適用可能であり、一般的な時間発展解法より数倍の速さで結果を得ることが出来る利点がある。フラッタや単純な動静翼解析であれば ω_k は翼振動周波数や翼列通過周波数の単純な高調波を取ればよく、 t_k に関しても 1 周期の時刻を等配分する値を取ればよい。しかし、多段計算のような場合は上流・下流の通過翼列周波数の 2 つの周波数が存在する。この場合は、 $\omega_{\pm 1}$ に上流側の、 $\omega_{\pm 2}$ に下流側の翼列通過周波数を取り、それ以外の ω_k にはそれらの高調波を周波数として取って解析する。各 Time Level の時刻 t_k は等間隔ではなくなるため設定に任意性がある。本解析では Sicot[2]により示された安定性と境界条件影響評価の結果を応用し、常に上流側の翼列通過周波数とその高調波を取る形で解析を行い、下流側の翼列の影響に関しては境界条件として従属的に与える形で評価した。なお、最上流の翼列に関しては下流側の翼列通過周波数をとる。

2.2 TSD 法による安定化手法

多段解析では HB 法の生成項式 6 が不安定化の原因となることから安定化手法の適用が必要となる。TSD 法に関しては、式 8 に示すように \mathbf{D}_t に高周波成分の人工粘性を付与する方法である。

$$\mathbf{D}_t = i\mathbf{A}^{-1} \cdot \text{diag}(-\omega_k) \cdot \mathbf{A} + \frac{C_{cutoff}}{N} \cdot \text{diag}(-\omega_k^2) \cdot \mathbf{D}_{cutoff} \cdot \mathbf{A} \quad (8)$$

$$\mathbf{D}_{cutoff} = \text{diag}(d_{cutoffk}) \quad (9)$$

$$d_{cutoffk} = \begin{cases} 0 & \text{if } k < m_{cutoff} \\ 1 & \text{if } k \geq m_{cutoff} \end{cases} \quad (10)$$

ここで C_{cutoff} は TSD 係数であり、0.1~1.0 程度の値を取るが、問題によっては大きな値を適用しないと安定な解が得られない場合もある。また m_{cutoff} はカットオフモード数であり、一般的には

HB 法のモード数の半分程度をとる。この手法は、解析初期に人工粘性を付与した HB 法の行列を求めるだけで済むため計算負荷が軽い点に特徴がある。しかし、人工粘性であることからその効き目には任意性が強く、物理現象も含めて鈍ってしまう点に注意が必要である。

2.3 OV 法による安定化手法

もう一つの安定化手法として Over Sampling(OV)法が広く用いられている。HB 法の不安定性はフーリエ変換による不安定性誘起という事象である点に着目し、電気信号の安定化手法を応用したものであり、必要な周波数成分を取り出すことが可能な点が特色がある。

フーリエ変換を行ったデータを逆フーリエ変換で戻す際に、しばしばエイリアシングと呼ばれる高調波成分が発生することがあり、これが HB 法の不安定性の一因となっている(図 2)。これはサンプリング周波数を増やすことで解決できることが知られている[2]。HB 法では、サンプリングのタイムレベル t_k を倍に増やすことで対応する。具体的には、あらかじめ設定された t_k の中間値の箇所に新たにタイムレベルを設定し、その時刻の物理量を算術平均で与える。これを一度フーリエ変換し、高周波成分のフーリエ係数をすべてゼロにして逆変換を行うことで低周波成分のみ取り出す方法である。この処理はフーリエ変換および逆フーリエ変換が必要となることから計算負荷が増大する。このため、一般的には異なる周波数をつなげる必要がある段間接続部のみに適用している[2]。

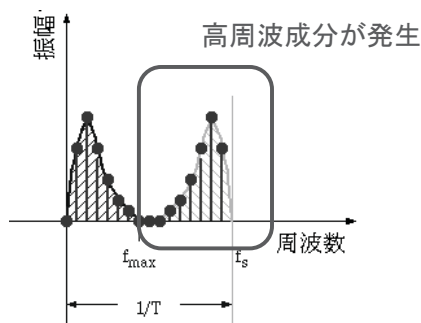


Fig.2 Schematic image of aliasing error[5]

3. 解析対象と計算手法

今回の評価に使用した翼列は、文献[6]で報告されている Purdue 大 3.5 段段圧縮機の 1 段静翼から 2 段静翼までの 1.5 段を抜き出したものを対象とした。1 流路分の計算格子を図 3 に示す。入口は全圧、全温を固定し、出口は静圧固定で計算を行った。作動条件は文献[6]での値にあわせてある。乱流モ

デルは SA モデルを用いた。2 段動翼はチップクリアランスを有するが、静翼はクリアランスなしの条件となっている。解析は UPACS[7]に HB 法のソースタームを入れたものを用い、時間積分には MFGS を、空間精度は 2 次精度 MUSCL 法を用いた。なお、別途全段解析を実施し、流量マップに関しては実験結果と妥当な一致を示す結果が得られる点は確認している。翼振動の励振力に関しては、1.5 段解析の真ん中の翼である 2 段動翼に着目して行った。

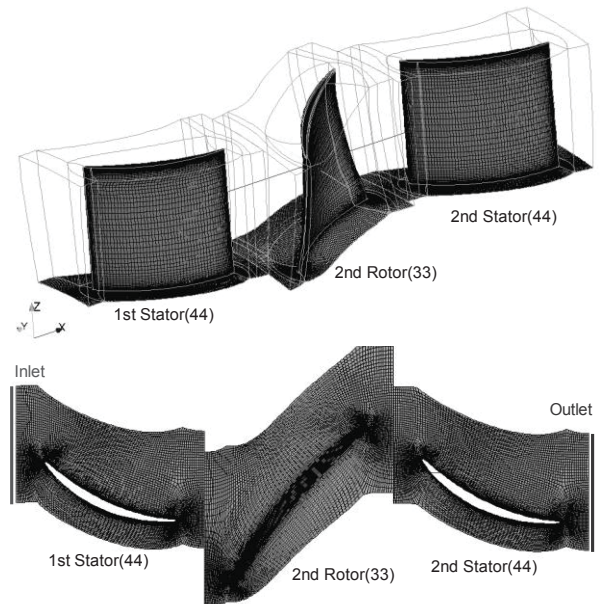


Fig.3 Computational mesh
Numbers at each row show blade number.

4. HB 法による計算と全体分布の比較

まず、翼振動励振力の比較を行う前に内部流れの全体分布を示す。図 4 に非定常計算、TSD 法のみ、OV 法と TSD 法のハイブリッドの解析結果のエントロピー分布を示す。HB 法のモード数は 5 で一定とした。それ以外の HB 法関連の計算条件を表 1 に示す。なお、OV 法のみでの解析は不安定性が高く収束解が得られなかったことから、OV 法と TSD 法の双方を用いることで低い数値粘性(低 $C_{cuttoff}$)で計算を行うことができた。しかし、このハイブリッド手法を用いたとしても依然として低い CFL しかとることができず、安定性の面で TSD 法は有意であることが確認できた。

Table 1 Parameters for HB calculation

Method	CFL	m_{cutoff}	C_{cutoff}
TSD	4.0	3	2.0
TSD+OV	2.0	3	0.025
OV	0.1でも計算発散	N/A	N/A

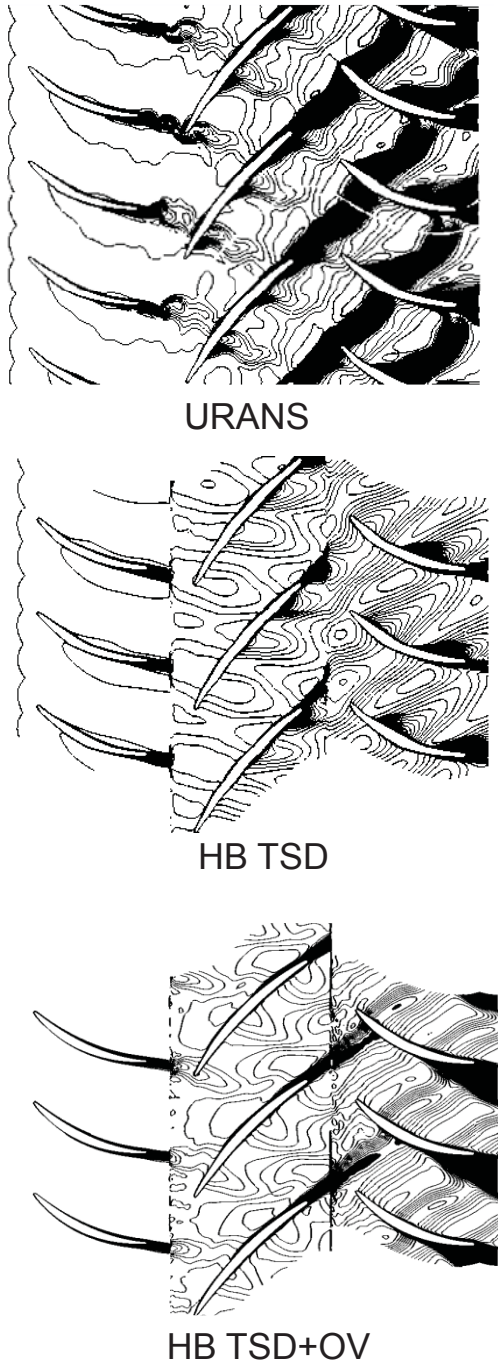


Fig.4 Entropy distribution at 50% span. Contour interval is 0.05 P-P and wake region is colored by black (region of over 75% maximum entropy).

非定常計算と比較すると静翼あるいは動翼からの Wake が下流翼列に流入する際、HB 法では拡散が大きいことが確認できる。この大きな拡散は TSD 法で著しく、OV 法+TSD 法のハイブリッド手法では改善されている点を確認できる。また、2 段動翼内部の流れを比較すると、翼背側の低エントロピ領域が TSD 法では小さくなっている。2 段動翼の Wake に関しては TSD 法、OV 法+TSD 法ハイブリッド手法どちらも非定常計算結果よりも細くなっているが、TSD 法のみの場合ではその細さが OV 法+TSD 法よりもさらに細くなっている。2 段静翼の出口近傍で OV 法+TSD 法の結果で剥離に伴う高エントロピ領域が発生しているが、これは出口境界条件の影響と考えられる。

2 段動翼前後での周方向エントロピ分布を図 5 に示す。TSD 法では翼上流の分布はサインカーブ状の分布になるまで減衰しているのに対し、OV 法+TSD 法では非定常計算に近い分布となっている。翼下流の分布に関しては極端な差異は見られないが、段間接続部を通過すると TSD 法のみでは急激に減衰することから、計算精度としては OV 法と TSD 法の双方を適用することが適切であると判断できる。

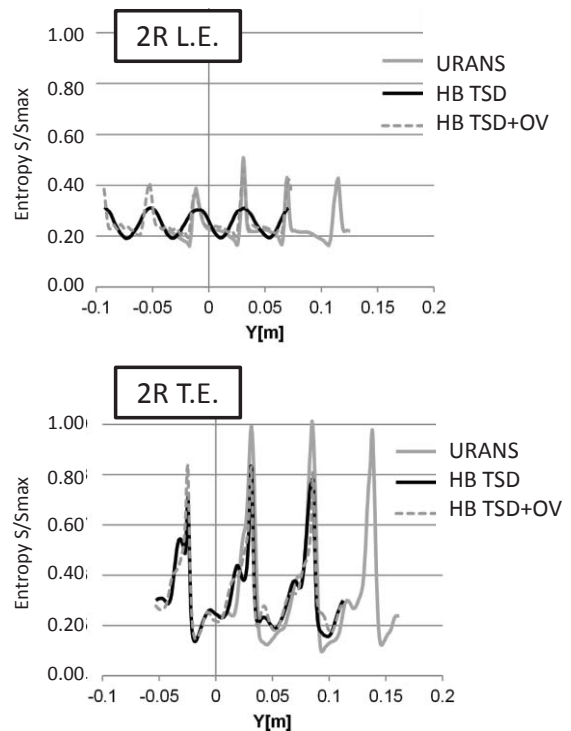


Fig.5 Circumferential entropy distribution at 50% span at second rotor inlet and outlet.

5. 翼振動励振力の比較

翼振動の励振力を比較するため、1 段静翼の通過周波数およびその 2 倍の高調波に対応した成分の振幅と位相を TSD 法と OV 法+TSD 法で比較を行った。図 6,7 に翼面の振幅を示すが、TSD 法のみでは強い数値粘性のため振幅が小さく評価されていることがわかる。また、2 倍の高調波成分(88Engine Order)の TSD 法の結果では振幅がほぼゼロとなっており、翼振動励振力評価に TSD 法のみで対応するには問題があることがわかる。

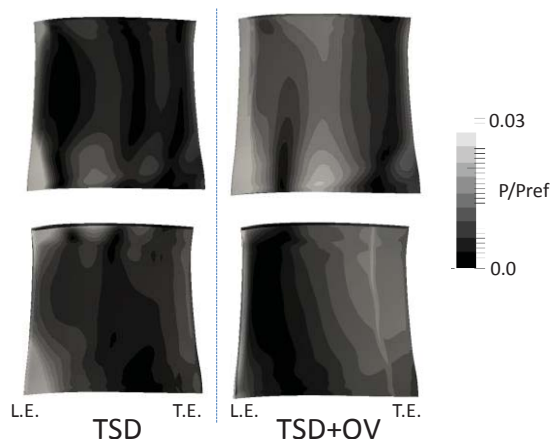


Fig.6 Blade Surface Pressure Amplitude at 44 Engine Order (Stator Passing Frequency)

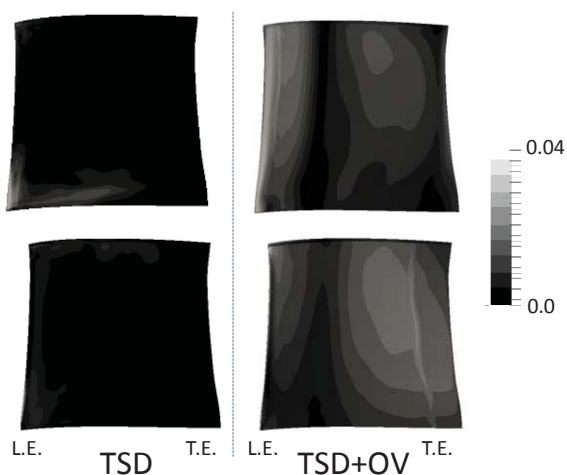


Fig.7 Blade Surface Pressure Amplitude at 88 Engine Order (Double Stator Passing Frequency)

6. 結論

本報告の結論をまとめると次のようになる。

- ・ TSD 法は安定性に優れ、TSD 法+OV 法は高い精度を有する結果を示すことができる
- ・ 翼振動の励振力評価に用いるには、TSD 法は

強い振動力の減衰が発生することから適していない

設計適用という面では、全体的な流れを大まかにとらえるためには TSD 法で強い粘性を利かせた状態で早期に結果を得るという目的には適している。それに対し、翼振動励振力評価に対しては数値粘性を低減可能な TSD 法に OV 法を組み合わせる手法を用いることが必要とされる。

7. 謝辞

本研究を実施する上で、JAXA 調布の賀澤様からは UPACS の使用許諾およびターボ機械の内部流れ、CFD 等多くの面に関して多くの有益な議論と助言を頂いた。また、解析、後処理に関しては田代 武氏に多くの助力を頂いた。ここに感謝の意を表す。

参考文献

- 1) Hall, Kenneth C., Jeffrey P. Thomas, and William S. Clark. "Computation of unsteady nonlinear flows in cascades using a harmonic balance technique." *AIAA journal* 40.5 (2002): 879-886.
- 2) Sicot, Frédéric, Guillaume Dufour, and Nicolas Gourdain. "A time-domain harmonic balance method for rotor/stator interactions." *Journal of Turbomachinery* 134.1 (2012): 011001.
- 3) Huang, H, "Shape Optimization of Turbomachinery Blades Using an Adjoint harmonic Balance Method", Univ. of Tennessee, Doctoral Dissertation, 2013
- 4) Leffell, J., 2014, An Overset Time-Spectral Method for Relative Motion, Ph.D. thesis of Stanford University.
- 5) <http://explgw.ec.t.kanazawa-u.ac.jp/DSP/Signal-Processing/frequency-domain.html>
- 6) Berdanier, Reid A., and Nicole L. Key. "An Experimental Investigation of the Flow Physics Associated With End Wall Losses and Large Rotor Tip Clearances as Found in the Rear Stages of a High Pressure Compressor." (2015).
- 7) Aotsuka, M., et al., 2008. "Numerical simulation of transonic fan flutter with 3D NS CFD code." *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers.

重合格子手法による遷音速振動翼列風洞の特性解析

*立石 敦，渡辺 紀徳，姫野 武洋，鵜澤 聖治（東京大学）

Numerical Analysis of the Characteristics of a Transonic Cascade Flutter Wind Tunnel using Overset Mesh Method

*Atsushi TATEISHI, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO, and Seiji UZAWA
(The University of Tokyo)

ABSTRACT

This paper presents a numerical method and its application for an assessment of the flow field inside a wind tunnel using overset mesh technique. A whole transonic cascade wind tunnel is directly modelled in order to extract key parameters of wind tunnel setup to realize the targeted flow conditions. In addition, the effect of wind tunnel wall on the motion-excited aerodynamic force is assessed in detail based on unsteady simulations. From the steady flow simulations, the existence of an optimum throttle position for the best periodicity is shown, which provides appropriate aerodynamic characteristics of ideal cascades in the wind tunnel environment. Unsteady simulations with blade oscillation reveals that the difference in the aerodynamic influence coefficients between ideal and wind tunnel configurations becomes large when the pressure amplitude increases on the lower blades.

Key words: Cascade wind tunnel, Aeroelasticity, Computational fluid dynamics, Overset mesh

1. はじめに

翼列風洞は圧縮機やタービンの二次元翼列断面について、翼間流れの観察や計測に用いられる装置である。特にターボ機械の翼振動を考える際には、翼の運動により誘起される変動流れ場と空気力（自励空気力，非定常空気力）が空力減衰に直結するため，フラッターの特性を考察する上で非常に重要である。そのため，風洞中で翼を強制的に加振し，空気力の応答を計測することがこれまでなされてきた¹⁾。得られたデータは，特定の条件下におけるフラッター特性を考察することにとどまらず，設計時に用いられる流体解析コードを検証する²⁾ために用いられ，公開されているテストケースも多く存在する。

風洞環境における翼列の空力特性や自励空気力計測における問題点は，理想的な二次元翼列との境界条件の違いにある。理想的な二次元翼列では，無限の翼枚数のもとで，流れ場はピッチ方向に完全な周期性を有する。いっぽう，風洞環境では翼枚数は有限であり，試験領域は風洞壁に囲まれている。また，可変ノズル，後流板，背圧調整弁，抽気孔といった様々な機構が存在し，理想的な流れ場を得るためには注意深い制御が要求される³⁾。

翼間流れに加えて翼列風洞そのものを対象とした過去の研究は多くないが，Lepicovskyら⁴⁾によるダクト形状の変更で一様性を改善したもの，BuffumとFleeter^{5,6)}，CorralとGisbert⁷⁾によるTraveling wave modeおよび一翼

加振時において風洞壁が非定常流れ場に与える影響の調査，Ottら⁸⁾によるタービン翼列後流板の影響の調査，柴田ら⁹⁾による超音速タービン翼列試験がある。これら全てにおいて，風洞壁の存在もしくはその形状，抽気の有無が，定常流れ場の周期性や計測される自励空気力に多大な影響を与えることが主張されている。

本研究では，風洞制御手法の確立と風洞壁の影響評価にむけて，重合格子手法を駆使して複雑な流路形状をもつ翼列風洞全体をモデル化し解析する手法を新たに構築した。続いて，構築した手法を応用し，流れ場の周期性制御手法を検討し，さらに風洞環境が自励空気力計測結果に与える影響を調査した。風洞内全体の流れ解析に基づき得られた知見は，制御手法の検討，装置の設計や改良，試験の事前評価，データの試験・解析間での比較において欠かせないものとなることが期待される。

2. 遷音速振動翼列風洞

2.1 風洞モデル

本研究では，東京大学大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻設置の遷音速翼列風洞をモデル化した系を対象とする。この風洞は二次元の圧縮機翼列における自励空気力特性を計測するために設計され，これまで亜音速・遷音速流れにおける翼列フラッター特性^{10,11)}や能動制御¹²⁾，感圧塗料による自励空気力計測の検討¹³⁾に用いられて

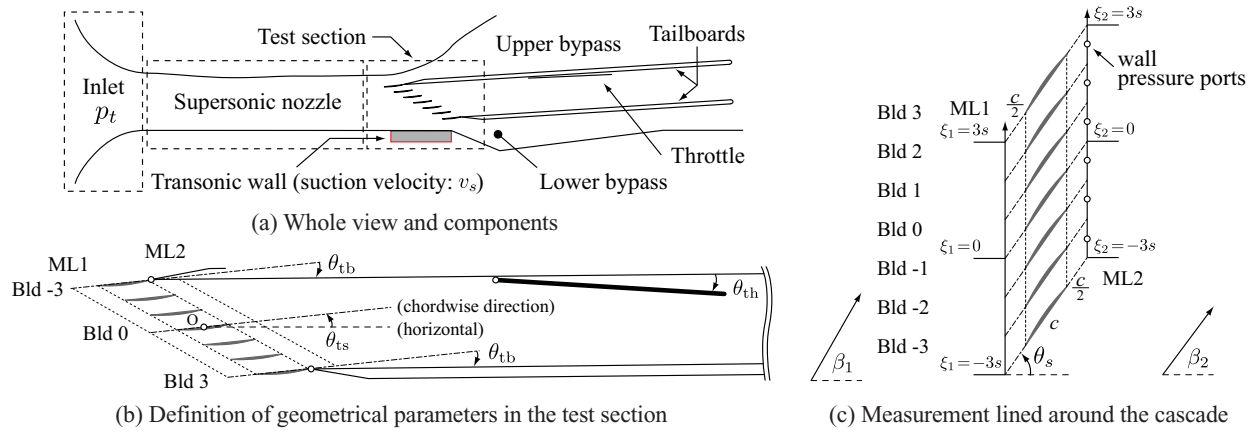


Fig. 1 Schematic of simplified transonic cascade wind tunnel in the UT

きた。Fig. 1 に、風洞モデル概観と幾何パラメタの定義を示す。Fig. 1 (a) は風洞を構成する要素の一覧であり、流れは上流のノズルで超音速に加速された後テストセクションに達し、一部は上下のバイパス流路に導かれる。

テストセクションは7枚の二重円弧翼からなる翼列が装備され、翼の番号を上流から下流に向かい-3~3 と定義する。翼列仕様と流れの条件は Table 1 にまとめられており、本研究では流入マッハ数を1.2として固定する。

テストセクション下流には二枚の後流板からなるダクトがあり、その中でスロットル板を開閉することで背圧を調整できる。また、テストセクション下方に閉塞防止のため抽気機構（吸い込み流速 v_s ）が存在する。

Fig. 1 (b) に各部品の相対位置を定義する。 θ_{ts} , θ_{tb} , θ_{th} はそれぞれ翼弦方向の水平線（風洞の軸）に対する角度、後流板の翼弦方向に対する角度、スロットル板の後流板に対する角度である。

Fig. 1 (c) に翼列まわりの諸量の評価位置と座標の定義を示す。流入・流出条件はそれぞれ翼列前縁・後縁から $0.5c$ 離れた計測ライン（ML1, ξ_1 座標, ML2, ξ_2 座標）で評価する。

2.2 数値解析による検討指針

本研究では、まず定常流れ解析により風洞一様性の調整手法を検討する。これは、下壁抽気量、後流板・スロットルの設定角を系統的に変化させてそれぞれの影響を抽出することで実施する。

次に、一様性が調整された流れ場において風洞壁の影響を考察するために、翼振動時の自励空気力や非定常流れ場を無限翼列と風洞環境とで比較する。なお、翼振動は中央翼(0番)のみの一翼加振¹⁴⁾とし、振幅 $\bar{h} = 0.5\text{mm}$ の翼弦垂直方向並進変位 $h(t) = \bar{h}e^{i\omega t}$ に従う。

2.3 定常・非定常流れ場の評価

翼列上下流の定常流れ場は、ML1, ML2 で算出されたマッハ数 M , 流れ角 β , 静圧 p で評価する。また、角翼の翼負荷を以下に定義される圧力係数 C_p と揚力係数 C_l ,

$$C_p = (p - p_1(\xi_1 = 0)) / (p_t - p_1(\xi_1 = 0)) \quad (1)$$

Table 1 Cascade parameters and flow condition	
Chord length	$c = 45.15\text{mm}$
Pitch width	$s = 27.09\text{mm}$
Span width	$l = 50\text{mm}$
Stagger angle	$\theta_s = 55\text{deg}$
Camber angle	10deg
Inlet total pressure	$p_t = 1.72 \times 10^5 \text{Pa}$
Inlet Mach number	1.2
Reynolds Number	1.2×10^6

$$C_l = -\frac{1}{cl} \int_s C_p n \cdot dS \quad (2)$$

で定義する。ここで、 c , l , n , dS はそれぞれ翼弦長、スパン長、翼弦方向に垂直で負圧面方向の単位ベクトル、翼面微小面素ベクトルである。

さらに、翼振動時の非定常流れ場を評価するため、非定常圧力係数 C_{ph} ・揚力係数 C_{lh} をそれぞれ、以下の翼振動周期 T に対するフーリエ変換で定義する。

$$C_{ph} = -\frac{c}{T\bar{h}} \int_{t_0}^{t_0+T} C_p e^{-i\omega t} dt \quad (3)$$

$$C_{lh} = -\frac{c}{T\bar{h}} \int_{t_0}^{t_0+T} C_l e^{-i\omega t} dt \quad (4)$$

3. 数値解析手法と風洞格子

3.1 CFD ソルバ

本研究では、著者らの構築した構造格子・有限体積法の圧縮性 RANS コード¹⁵⁾に重合格子法を導入して用いる。非粘性項、粘性項はそれぞれ三次精度 MUSCL 補間で高次精度化した SHUS¹⁶⁾と二次精度中心差分で評価する。時間積分は Δ 型陰解法で定式化されており、定常流れ解析においては Euler 陰解法による局所時間刻みを、また非定常解析においては二次精度三点後退差分を3回の内部反復とともに用いる。また、乱流モデルとして、安定性と計算速度を重視し Spalart-Allmaras モデル¹⁷⁾を壁面全域乱流の取扱いで採用する。

重合格子では、格子間での情報交換に2次精度のトリリニア補間を用いる。また、陰解法においては無効化されたセルを未知変数に含ませない工夫をしている。

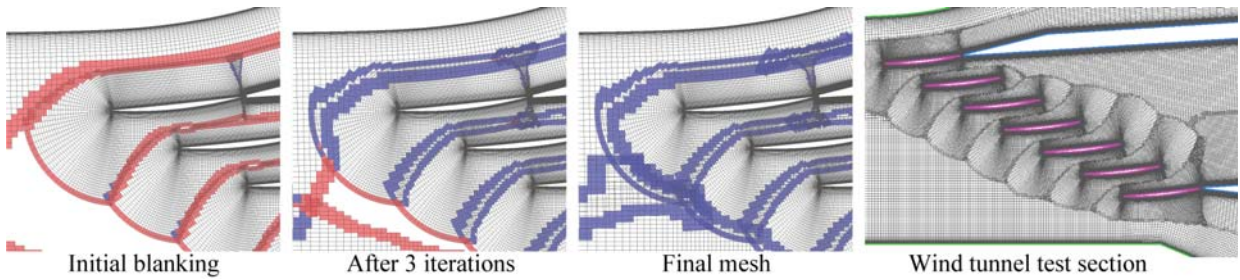


Fig. 2 Iterative donor search process and overset mesh around the test section.

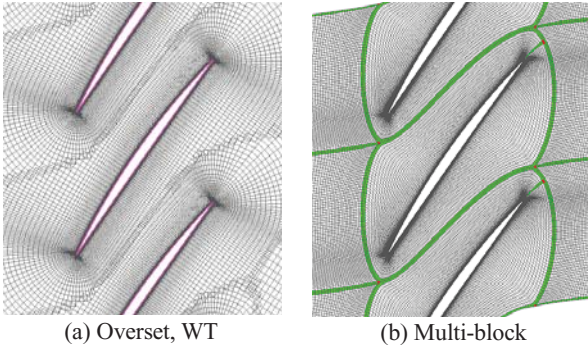


Fig. 3 Mesh around the blade 0

3.2. 解析格子とその生成法

本研究では、Fig. 1 (a) に示した風洞最上流から下流の排気部までを重合格子により直接モデル化する。Fig. 2 に重合格子の作成過程と翼列まわりの格子を示す。ノズル上壁・下壁、排気部空間は H 型格子で、翼、交流板、スロットル板は O 型格子で構成されており、これらは単純に壁面を代数的に押し出すことで生成されている。

格子間の接続情報は、Chan ら¹⁸⁾による NASA Overflow コードの手法を参考に、以下のようにして生成される。

- (1) 無効化: パーツ間の距離に基づき、不要な格子を無効化し、有効・無効セルの間を「レセプタ」とする。
- (2) 探索: 全てのレセプタについて、他の格子からデータの内挿相手（ドナー）を探索する。
- (3) 修正: 探索後、ドナーの見つからないレセプタについて、周囲のセルを有効化し、レセプタを再度設定する。

(4) 反復: (2), (3)を繰り返すことで、セルが過剰に無効化された領域が徐々に有効化されていく。全てのレセプタでドナーが見つかった場合に、探索は正常終了する。

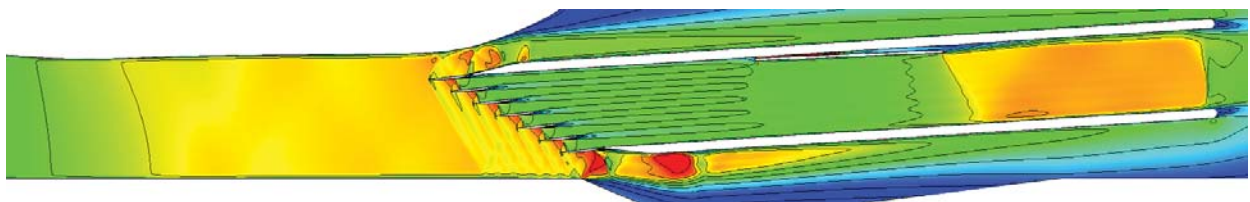
こうして生成された格子が Fig. 2 右図である。各部品間に形成される流路の中央部辺りで、異なる格子同士が適切に接続されていることがわかる。なお、多重内挿が生じると解析精度が非常に悪化することが Quon ら¹⁹⁾により報じられている。これを参考に、ドナーは多重内挿が起こらないよう。レセプタ以外の有効化されている領域のみから探索されるように制限されている。

Fig. 3 に中央翼まわりの格子を示す。風洞内二次元断面内の現象に着目して行うため、全ての解析は 2 次元として取扱い、スパン方向の境界層の影響は考えない。Fig. 3 (a) は風洞形態の格子であり、スパン方向に 2 セル、全領域では約 75 万点である。Fig. 3 (b) は風洞形態との比較のために用いる、理想的な二次元翼列格子であり、スパン方向に 2 セル、単流路あたり 7.2 万点である。また、壁面最小格子幅は Fig. 3 (a), (b) ともに $0.9\mu\text{m}$ である。なお、ここからは風洞格子により得られた結果を「風洞形態」、マルチブロック格子により得られた結果を「理想形態」と呼ぶことにする。

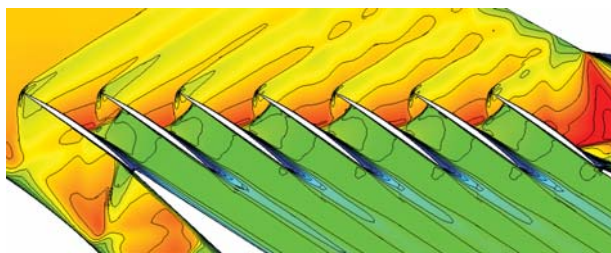
4. 翼間流れ場の周期性制御とその重要性

4.1. 基準流れ場

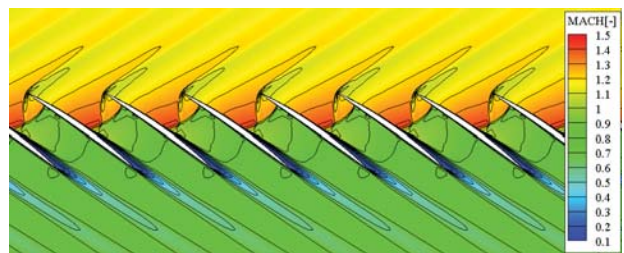
まず、ここからの議論の基準となる風洞全体の流れ場



(a) Whole flowfield through the nozzle throat, test section, and downstream the cascade



(b) Wind tunnel configuration



(c) Ideal, infinite cascade

Fig. 4 Mach number distributions for the baseline case

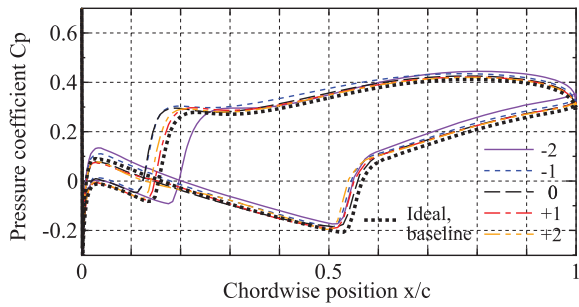
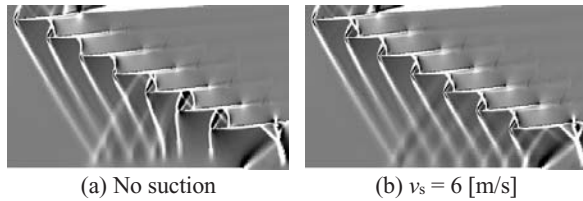
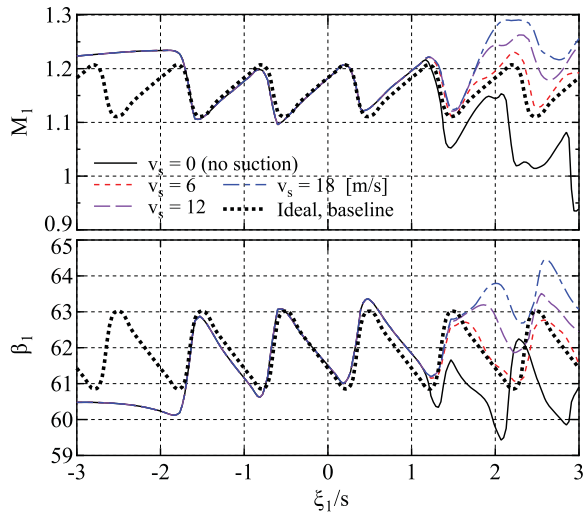


Fig. 5 Cp distributions for the baseline case



(a) No suction

(b) $v_s = 6$ [m/s]



(c) Mach number and flow angle along ML1

Fig. 6 Effect of transonic wall suction on the inflow uniformity

について議論する。これは、翼列下流の背圧 $p/p_t = 0.67$ 、風洞の幾何的設定パラメータは $\theta_{ts} = 6, \theta_{tb} = 2.4, \theta_{th} = 1.2$ [deg]、下壁抽気量 $v_s = 6$ [m/s] のものである。

Fig. 4 に、風洞形態・理想形態におけるマッハ数分布を比較して示す。Fig. 4(a) は上流ノズルから下流ダクトまでの全体の流れ場である。ノズルにより超音速に加速された流れがテストセクションに到達し、全ての翼間とバイパス流路中で、流路への超音速流入が実現される始動流れとなっていることがわかる。Fig. 4(b), (c) はそれぞれ風洞・理想形態の翼間マッハ数分布であり、両形態ともにほぼ同様の衝撃波パターンが実現されている。

さらに詳細に翼負荷を観察するため、Fig. 5 に理想形態と風洞形態中央 5 枚の翼における Cp 分布を示す。翼間衝撃波は -1 ~ +2 番翼の間で 5% c ほどばらついているが、全体としてピッチ方向にほぼ一般的な翼負荷分布が得られていると判断できる。

4.2. 翼列上流の周期性：下壁抽気の効果

翼列上流流れ場の制御手法を議論するために、下壁抽

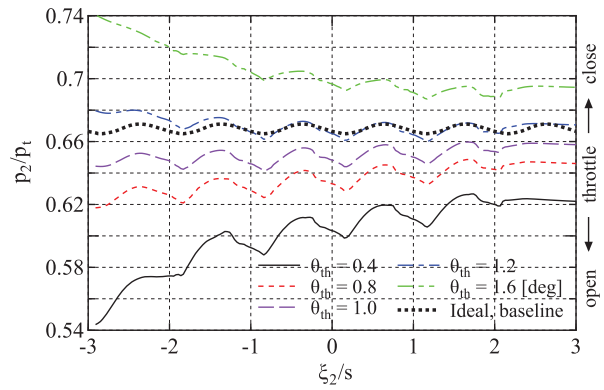


Fig. 7 Effect of throttle closing angle on the static pressure distribution along ML2

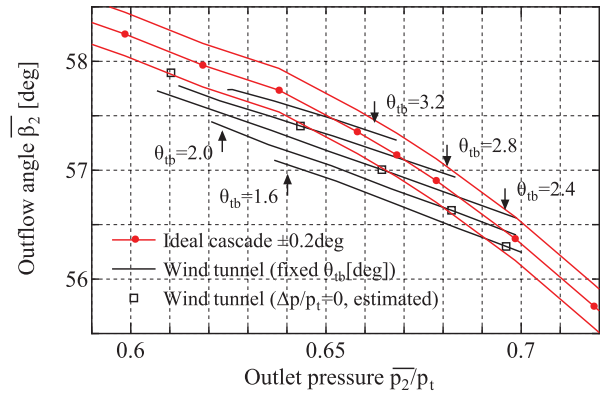


Fig. 8 Effect of downstream uniformity on the outflow characteristic of the cascade

気量を $v_s = 0, 6, 12, 18$ [m/s] と変化させた際の ML1 に沿った流れ場の変化を調べた。Fig. 6(a), (b) はそれぞれ抽気なし・ $v_s = 6$ [m/s] について、テストセクション中の衝撃波パターンを水平方向の密度勾配で示したものである。抽気なしの場合には斜め衝撃波による流れの転向が下壁で妨げられた結果、下側のバイパス流路で不始動状態となるが、適切な抽気量のもとではほぼ一般的な衝撃波パターンが実現できる。抽気量の ML1 に沿った流れ角・マッハ数分布への感度を Fig. 6(c) に示す。抽気量が少なすぎると +2 ~ +3 番翼前方でバイパス流路不始動によるマッハ数低下が、逆に多すぎると過剰な加速がみられる。基準流れ場の $v_s = 6$ [m/s] では抽気量が最適であり、理想形態にほぼ沿ったマッハ数・流れ角分布が実現されている。

4.3. 翼列下流の周期性：背圧と流出角のマッチング

次に、翼列下流の一様性について議論するため、基準流れ場から後流板の角度を固定し、スロットル開度を $\theta_{th} = 0.4, 0.8, 1.0, 1.2, 1.6$ [deg] と変化させる。

Fig. 7 に、スロットル開度に対する翼列下流の ML2 に沿った静圧分布を風洞・理想形態間で比較して示す。基準流れ場ではほぼ理想形態に沿った静圧分布が得られている。しかしスロットル開度の大きい $\theta_{th} = 0.4$ [deg]、小さい $\theta_{th} = 1.6$ [deg] のケースではピッチ方向に大きな静圧分布が生じ、周期性が悪化してしまっている。

このことから、翼列下流ダクトにおける静圧分布の周

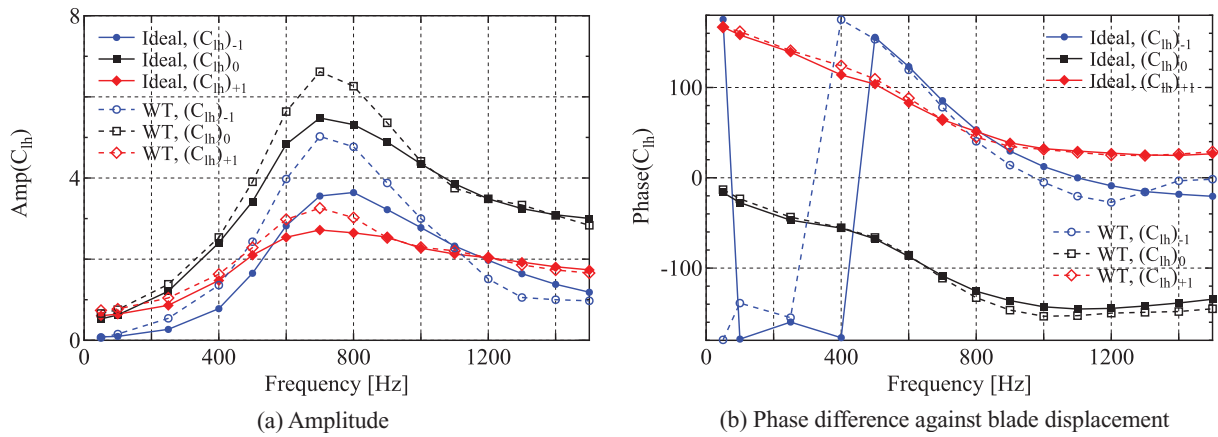


Fig. 9 Comparisons of frequency dependency of AICs between ideal and wind tunnel configurations

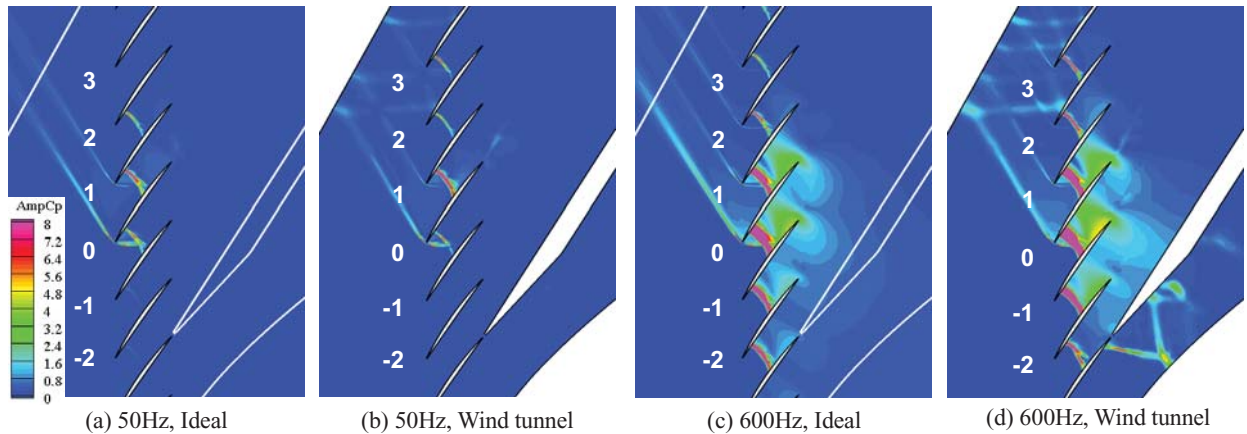


Fig. 10 Distribution of unsteady Cp amplitude around the oscillating blade. White line shows the position of the tunnel wall.

期性を担保するには、適切な後流板とスロットル開度の関係を選択する必要があるといえる。換言すれば、翼列の背圧と流出角が整合するよう、後流板とスロットル開度を同時に調整する必要がある。

4.4. 風洞試験で最適な周期性を実現することの重要性

翼列上流が超音速かつ翼間で流れが始動している状態では、翼列下流での変化は上流に影響を与えない。ここでは、風洞環境で得られる翼列特性が、ピッチ方向の周期性を満たしていることの重要性について議論する。

Fig. 8 に、翼列下流における背圧 \bar{p}_2 と流出角 $\bar{\beta}$ 間の関係を示す。背圧と流出角は、中央 2 ピッチ ($-s \leq \xi_2 \leq s$) にわたる空間平均値で評価した。風洞形態については、後流板の角度を一定にした状態でスロットルを開閉した際の背圧・流出角の関係が、5 つの後流板設定角について示されている。 $\Delta p = 0$ のシンボルは、中央 2 流路で静圧が等しくなる点 ($p_2(-s/2) = p_2(s/2)$) である。いっぽう理想形態では、単純に背圧を変化させた際の流出角がプロットされている。

風洞形態では、単に後流板を固定しスロットルを開閉した場合、実現されるどの翼列特性も理想形態のそれとは異なっている。一方、 $\Delta p = 0$ の系列は理想形態と比べて $-0.2[\text{deg}]$ 程度の小さな差があるが、理想形態における背圧と流出角の傾向を適切に捉えている。このことから、

ピッチ方向の流れ場周期性の実現は、風洞内での正しい翼列の空力特性の実現にとって不可欠であるといえる。

5. 一翼振動法における風洞壁の影響

5.1. 自励空気力影響係数の周波数依存性

風洞形態で流れ場の周期性が確保されている基準流れ場のもと、一翼振動法¹⁴⁾に基づき、翼振動周波数を変化させて中央 3 枚 (-1, 0, +1) の翼に対する自励空気力影響係数を取得した。なお、理想形態では条件を無限翼列に近づけるため、15 枚の翼を用意した。

Fig. 9 に、自励空気力影響係数の振幅と位相差の周波数依存性を示す。翼振動数 100Hz 以下の周波数が十分小さい領域では風洞形態・理想形態間の差はほとんどない。しかし、周波数を上げていくと 400Hz を超えた辺りから振幅に差が現れ始め、特に -1, 0 番目でその差は大きい。この差が生じる理由を、テストセクションの非定常流れ場を可視化することで考察する。

5.2. 下流ダクト内の非定常圧力場

Fig. 10 に、翼振動によって誘起される変動圧力場の振幅のコンターを、影響係数に差がほとんどない低振動数 (50Hz) と、差が顕著に現れる領域を代表した 600Hz の場合について、理想・風洞形態を比較して示す。

Fig. 10 (a), (b) はそれぞれ、理想形態と風洞形態におけ

る 50Hz の場合の圧力振幅場である。振動数が十分低い場合には、理想形態・風洞形態ともに主要な圧力変動はほとんど 0 番翼とそのまわりで生じており、風洞壁との顕著な干渉は生じていないと考えられる。

いっぽう、影響係数に理想・風洞形態間の差が顕著に現れる領域の翼振動数 600Hz に対応するのが Fig. 10 (c), (d) である。まず理想形態の Fig. 10 (c) では、図中下方の翼 (-3 番翼側) で圧力振幅が大きい、つまりピッチ方向下向きに擾乱が伝播する状態にある。

しかし、理想形態で強い変動圧力が生じている翼列下流の部分には、風洞形態で後流板が存在する。Fig. 10 (d) では、後流板と翼列の間に形成される空間で、理想形態より大きな圧力振幅が生じている。このように、擾乱が翼列のピッチ方向に強く伝播する条件においては、風洞壁と擾乱の干渉による自励空気力影響係数への影響に十分配慮する必要があると考えられる。

6. 結論

遷音速翼列風洞内で実現される振動翼列の特性を明らかにするために、重合格子手法を用いて風洞全体を直接モデル化し解析する手法を構築した。続いて、本手法を用いた定常・非定常流解析により、流れ場の周期性の調整方法と風洞壁が計測される自励空気力に与える影響を調べた。得られた知見は以下である。

- (1) 遷音速風洞環境でピッチ方向の流れ場の周期性を確保するには、翼列上流の閉塞を抽気により回避するとともに、後流板の設定角にとって最適なスロットル開度を選ぶ必要がある。この条件のもとで、風洞環境において理想的な二次元翼列の翼列特性を得ることができる。
- (2) 翼振動数が小さい場合には風洞壁が自励空気力影響係数に与える影響は小さい。しかし、振動数が大きくなるとピッチ方向に伝播する擾乱が大きくなり後流板と干渉する。その結果、影響係数の振幅が影響を受ける。

参考文献

- 1) Fransson, T. H. and Verdon, J. M.: Updated Report on "Standard Configurations for Unsteady Flow Through Vib-rating Axial-Flow Turbomachine-Cascades", http://www.energy.kth.se/proj/projects/Markus_Joecker/STCF/, (1991).
- 2) Ren, W., Seeley, C. E., Zhang, X., Mitchell, B. E., and Ju, H.: Investigations of Flutter and Aero Damping of A Turbine Blade Part 2: Numerical Simulations, ASME Paper (2016), GT2016-57935.
- 3) Vogt, D.: Experimental Investigation of Three-Dimensional Mechanisms in Low-Pressure Turbine Flutter, Royal Institute of Technology Ph.D Thesis (2005), pp. 80-92.
- 4) Lepicovsky, J., McFarland, E. R., Chima, R.V., and Wood, J.R.: On Flowfield Periodicity in the NASA Transonic

- Flutter Cascade, *J. Turbomach* 123(3) (2000), pp 501-509.
- 5) Buffum, D. H. and Fleeter, S.: Wind Tunnel Wall Effects in a Linear Oscillating Cascade, *J. Turbomach* 115(1) (1993), pp. 147-156.
- 6) Buffum, D. H. and Fleeter, S.: Effect of Wind Tunnel Acoustic Modes on Linear Oscillating Cascade Aerodynamics, *J. Turbomach* 116(3) (1994), pp. 513-524.
- 7) Corral, R. and Gisbert, F.: A Numerical Investigation on the Influence of Lateral Boundaries in Linear Vibrating Cascades, *J. Turbomach* 125(3) (2003), pp. 433-441.
- 8) Ott, P., Norrhyd, M., and Böls, A.: The Influence of Tailboards on Unsteady Measurements in a Linear Cascade, ASME Paper (1998), 98-GT-572.
- 9) 柴田貴範, 中野晋, 小野英樹, 森下和彦, 谷泰寛: 超音速流入・流出タービンの直線翼列試験 (風洞測定部の設計とシュリーレン法による可視化試験), 日本機械学会論文集 B 編 Vol. 79, No. 806 (2013), pp. 2120-2133.
- 10) Aotsuka, M., Watanabe, T., and Machida, Y.: Role of Shock and Boundary Layer Separation on Unsteady Aerodynamic Characteristics of Oscillating Transonic Cascade, ASME Paper (2003), GT2003-38425.
- 11) Watanabe, T. and Aotsuka, M.: Unsteady Aerodynamic Characteristics of Oscillating Cascade With Separation Bubble in High Subsonic Flow, ASME Paper (2005), GT2005-68665.
- 12) Kazawa, J. and Watanabe, T.: Active Suppression of Cascade Flutter with Piezoelectric Device, ASME Paper (2006), GT2006-90645.
- 13) 東俊彦, 渡辺紀徳, 姫野武洋, 井上智博, 鶴沢聖治: 感圧塗料による遷音速並進振動翼列の翼面上非定常圧力分布計測, 第44回日本ガスタービン学会定期講演会 (酒田) 講演論文集 (2016), A-1.
- 14) Hanamura, Y., Tanaka, H., and Yamaguchi, K.: A Simplified Method to Measure Unsteady Forces Acting on the Vibrating Blades in Cascade, *Bulletin of JSME*, Vol.23, No.180 (1980), pp 880-887.
- 15) Tateishi, A., Watanabe, T., Himeno, T., Aotsuka, M., and Murooka, T.: Verification and Application of Fluid-Structure Interaction and a Modal Identification Technique to Cascade Flutter Simulations, *Intl. J. Gas Turbine, Propulsion and Power*, Vol. 8, No. 3 (2016), pp. 20-28.
- 16) Shima, E.: Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Schemes-, NAL-SP30, *Proceedings of 13th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics* (1996), pp. 41-46.
- 17) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R.: A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, *Recherche Aerospaciale* 1, (1994), pp. 5-21.
- 18) Chan, W. M., Kim, N., and Pandya, S. A.: Advances in Domain Connectivity for Overset Grids Using the X-rays Approach, *Proceedings of the Seventh International Conference on Computational Fluid Dynamics* (2012), ICCFD7-1201.
- 19) Quon, E. W. and Smith, M. J.: Advanced Data Transfer Strategies for Overset Computational Methods, *Computers & Fluids* 117 (2015), pp. 88-102.

発電用大型蒸気タービン最終段落の極低負荷解析

*田沼 唯士（帝京大），奥田 洋司，橋本 学（東大），
 渋谷 直紀，奥野 研一，佃 知彦（東芝），秋山 久実（オフィスケイ）

Unsteady Aerodynamic-Structural Analysis of Very Low Load Last Stage Blades in a Large Scale Steam Turbine for Power Generation Plants

*Tadashi TANUMA (TEIKYO Univ.), Hiroshi OKUDA, Gaku HASHIMOTO (Univ. of TOKYO)
 Naoki SHIBUKAWA, Kenichi OKUNO, Tomohiko TSUKUDA (TOSHIBA)
 and Kumi AKIYAMA (Office KEI)

ABSTRACT

For conventional designs of large scale steam turbines in power generation plants, turbine stages and blades were designed using design data from wind turbine tests and steady 2D and 3D CFD analyses. These analyses were conducted mainly with design conditions. Consequently, these blade designs were optimizations at each design conditions. However substantial design constraints are usually occurred at very low load conditions. This presentation will report a part of our current study regarding unsteady aerodynamic-structural analysis of very low load last stage blades in a large scale steam turbine for power generation plants. Measured static pressure distribution data in a mode steam turbine were used as the last stage exit boundary condition for the current full arc CFD analysis.

Key words: Aerodynamic-Structural Analysis, Steam Turbine, Design, Unsteady Flow, CFD

1. はじめに

全世界の総発電量の約 60%は蒸気タービンを用いる発電システムによって供給されており、2040 年においても世界総発電量の約半分は蒸気タービン発電システムが賄うと予測されている¹⁾。従って、発電用蒸気タービンの性能向上技術の開発と高性能蒸気タービンを設計するための設計法の開発は引き続き重要な課題である。

発電用大型蒸気タービン等のターボ機械翼の従来の設計では、静翼、動翼ともに 1 ピッチ分の流路の定常解析を行い、100%負荷時の定常状態の性能の最適化設計を主に行っていた。近年では、3次元流体解析や多段落の流体解析を行って、壁面の形状や漏洩流れ、吹出流れなども考慮に入れて翼型の 3次元設計を最適化する方法が設計に用いられるようになってきている²⁾。ただし、この場合でも、定常解析を用いて、静翼と動翼の間を平均的に結合するか、相対速度と絶対速度の変換のみ行って動翼を数値的に静止させて解析するなどの定常近似を行って解析することが一般的であった。低圧最終段などの長翼段落では、この方法では動翼の最適設計に限界があるため、流体構造連成解析を用いた設計法が開発が進められている³⁾。

発電所の負荷を調整する一般的な方法は、ボイラーと蒸気タービンの間にある調整弁の開度を変え

て蒸気量を制御することである。蒸気量を減らすと低圧最終段の負荷から先に減少する。起動時などの極端に負荷が小さい極低負荷状態では逆流が生じるので、動翼上流の外周側に蒸気を供給するなどの、流れの安定化対策が提案されている⁴⁾。

本報では、著者らが進めてきた流体構造連成解析⁵⁾⁶⁾⁷⁾の方法と、一般的に動翼の振動応力が最大となる極低負荷における最終段落の全周非定常流体解析結果の一部を報告する。

なお、蒸気タービン最終段付近の蒸気状態は設計条件では流路平均で 5%から 10%前後の湿り蒸気流れとなるので、蒸気非平衡凝縮を考慮した流れ解析法が開発されている⁸⁾。本報で対象としている極低負荷状態では、蒸気弁による絞りと下流からの逆流と動翼の回転によって外周方向に押し流される半径方向の高速流れによる大きな流体力学的損失の発生によるエントロピーの増加により、乾き蒸気に近い状態になると思われるので、湿り蒸気の効果を検討しない解析を行った。

2. 極低負荷条件における流体構造連成解析

2.1 最終段静動翼列段落の非定常解析法

極低負荷流れの状態を俯瞰するために、最初の解析は静翼 2 枚と動翼 3 枚分の流路だけの部分領域の非定常流れ解析を行った。選定した最終段

においては、この枚数比では静翼下流境界と動翼上流境界の周方向円弧長さが近似的に一致するので、静翼のピッチコード比を一定として、スケールを僅かに調整して、円弧長さを一致させて、両端に周期境界条件を設定して非定常解析を行った。解析には NUMECA 社の “Fine /Turbo” を用いた。

Fig. 1 に、解析結果の 1 例として、90%高さ位置における動翼の非定常静圧分布を示す。部分負荷の程度を示す代表パラメータの排気軸流速度は 22.3m/s とした。モデルタービン試験では、この条件の近くで動翼振動応力の最大値を計測している。解析領域の周方向を動翼が移動する時間を一周期とする表面圧力分布の変動が表れている。この変動は準周方向に軸を持ち、動翼上流の先端付近に発生した渦に起因している。この渦は前述した周期で強弱が変動するので、変動流体力の周期は設定した解析領域に依存している可能性がある。

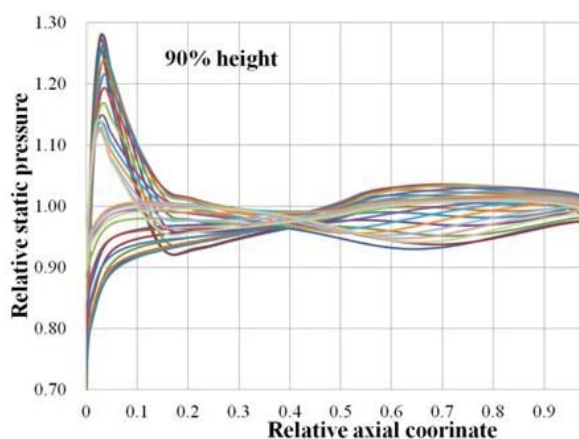


Fig. 1 Unsteady static pressure distributions on a rotating blade surface at 90% blade height

非定常解析結果の領域依存性は当初から予想できたので、次のステップとして、全周領域での非定常流れ解析を実施した。最終段動翼出口の周方向静圧分布にモデル蒸気タービンにおける計測値を使用して、動翼の振動の主要な原因となる低周波流体励振力を計算できる最終段全周非定常解析法を用いて、1m 超級の翼長の最終段静動翼列モデルの解析を行った。

Fig. 2 に最終段静動翼列の全周非定常解析のために作成した流体解析格子を示す。静動翼列の総格子点数は約 2 億点である。格子点すべてを図示すると図全体が黒になってしまうので、動翼 1 ピッチ、静翼 1 ピッチをそれぞれ数ブロックに分割した解析格子群ブロックの枠線だけを示している。

解析には多数の並列計算を実行できるスーパーコンピュータを用い、前述したブロック単位で並列計算用の CPU に計算を割り振った。

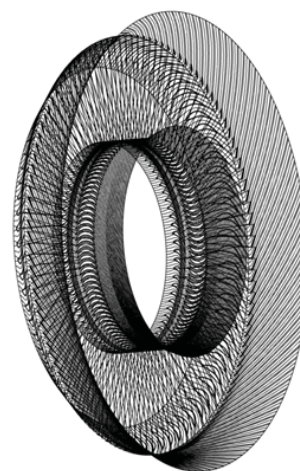


Fig. 2 Unsteady CFD mesh for 360 degree full arc calculations (Only mesh block frames are shown for visibility)

2.2 全周非定常流体解析結果

Fig. 3 に全周非定常流体解析結果の一例を示す。この図は 90%翼高さ面における絶対マッハ数分布の瞬間分布を可視化している。全周解析を行うことで、低周波励振力を引き起こす、静翼出口及び動翼の周方向流れ場の変動をとらえることができた。

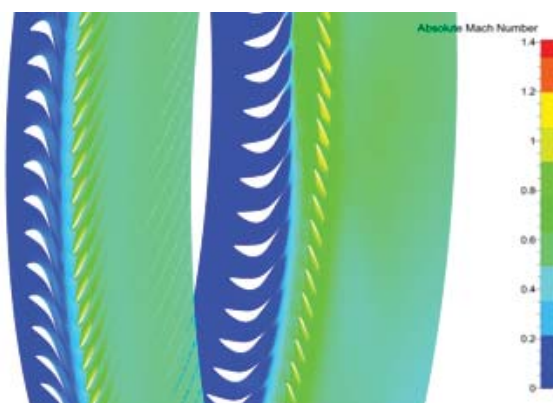


Fig. 3 Unsteady Absolute Mach Number Distribution at 90% blade height

2.3 動翼の構造解析

今回の解析対象の最終段動翼は 6 枚を一つのグループとして 2 本のレーシングワイヤでルーズに

(溶接しないで) 連結する構造を有する。Fig. 4 に 6 枚翼群の構造解析用の解析格子を示す。このレーシングワイヤは流体解析では解析時間を短縮するために省略した。構造解析には有限要素法解析による汎用構造解析プログラム“FrontISTR”⁹⁾を用いた。全周非定常流体解析の結果を 6 枚つづりの動翼群の構造解析の境界条件（動翼表面の時間変動応力ベクトル分布）に内挿して構造解析を実施するシステムを開発し、設計条件のデータによる試行解析を実施して、流体構造連成解析実施の見通しを得ることができた。

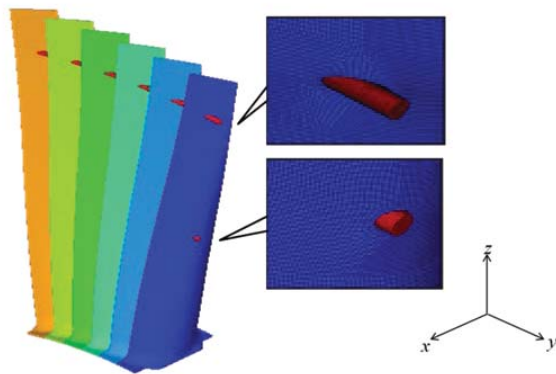


Fig. 4 FEA structural analysis mesh of six blades with two lacing wires

3. まとめ

最終段動翼出口の周方向静圧分布にモデル蒸気タービンにおける計測値を用いることで、動翼の振動の主要な原因となる低周波流体励振力を計算できる最終段全周非定常解析法を用いて、1m 超級の翼長の最終段静動翼列モデルの解析を行った。

全周解析を行うことで、低周波励振力を引き起こす、静翼出口及び動翼の周方向流れ場の変動をとらえることができた。

全周非定常流体解析の結果を 6 枚つづりの動翼群の構造解析の境界条件（動翼表面の時間変動応力ベクトル分布）に内挿して構造解析を実施するシステムを開発し、設計条件のデータによる試行解析を実施して、流体構造連成解析実施の見通しを得ることができた。

今後、モデルタービンの振動応力測定値との比較解析を行い、流体構造連成解析法の検証を行う。

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。

“FrontISTR”（フロントアイスター）は、文部科学省「イノベ

ーション基盤シミュレーションソフトウェアの研究開発」プロジェクトにおいて開発されています。

本論文で報告した研究の一部は国立研究開発法人海洋研究開発機構地球情報基盤センターの地球シミュレータを含むスーパーコンピュータを用いて実施されました。

参考文献

- 1) T. Tanuma, Chapter 1: Introduction to steam turbines for power plants, *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, Elsevier, pp.3-9, (2016)
- 2) T. Tanuma, Chapter 6: Design and analysis for aerodynamic efficiency enhancement of steam turbines, *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, Elsevier, pp.109-126, (2016)
- 3) T. Tanuma, Chapter 13: Development of last-stage long blades for steam turbines, *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, Elsevier, pp.279-305, (2016)
- 4) Haller, B.R., Rice, T.S. and Sigg, R., Alleviation of Rotating Pressure Oscillations in the Last LP Turbine Stage during Low-load Conditions, *Proc. ASME Turbo Expo 2016*, GT2016-56088, (2016).
- 5) Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N., Saeki, H., “Numerical Investigation of Steam Turbine Exhaust Diffuser Flows and Their Three Dimensional Interaction Effects on Last Stage Efficiencies,” *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, GT2014-26665 (2014)
- 6) Tanuma, T., Okuda, H., Hashimoto, G., Yamamoto, S., Sasao, Y., Yamamoto, S., Shibukawa, N., Okuno, K., Saeki, H., and Tsukuda, T., “Aerodynamic and Structural Numerical Investigation of Unsteady Flow Effects on Last Stage Blades,” *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015*, GT2015-43848 (2015)
- 7) 田沼唯士, 奥田洋司, 橋本学, 秋山久実: タービン動翼流体構造連成解析におけるデータ結合法の検討, 第 44 回 日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, A-2, (2016) pp. 7-9.
- 8) Miyazawa, H., Furusawa, T., Yamamoto, S., Sasao, Y. and Ooyama, H., Unsteady Force on Multi-stage and Multi-Passage Turbine Long Blade Rows Induced by Wet-steam Flows, *Proc. ASME Turbo Expo 2016*, GT2016-56360, (2016).
- 9) 奥田洋司編著、有限要素法解析【II】 並列構造解析ソフトウェア FrontSTR を使いこなす、培風館、(2008)

タービン前方段のチップクリアランス損失低減検討

*渡邊 浩史，藤村 大悟，中村 剛士，坂元 康朗，石坂 浩一（三菱重工）

Aerodynamic Performance Improvement by Reducing Tip Clearance Loss at Turbine Front Stages

*Hiroshi WATANABE, Daigo FUJIMURA, Takeshi NAKAMURA, Yasuro SAKAMOTO, Koichi ISHIZAKA (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.)

ABSTRACT

Tip leakage loss at turbine front stages accounts for the greatest proportion of turbine losses. Therefore, for further improvement of the turbine performance, it is the essential way to reduce the tip leakage loss.

In this paper, a new geometry concept for turbine front stage blades is studied which can reduce tip clearance loss and secondary loss associated with tip leakage flow. The mechanism of loss reduction is identified by investigating flow-fields from CFD results, and a high speed rotating cascade experiment is conducted to validate the effect of the blade shape improvement.

Key words: ガスタービン，チップクリアランス，リーン，スイープ，数値流体解析，回転翼列試験
Gas Turbine, Tip Clearance, Lean, Sweep, CFD, Rotating Cascade Experiment

1. はじめに

当社では，更なる高温化による熱サイクル効率向上を可能とする，1700℃級ガスタービンへの適用を目指した要素技術開発を進めている。更なる高温化により，タービン負荷が従来条件に比べて増加するが，この高負荷条件でタービン効率を高いレベルで実現することが，サイクル効率を向上するために重要である。タービン負荷増加に伴いタービン損失が増加するが，特に，前方段チップクリアランス漏れに起因する損失は，タービン損失の中でも大きな割合を占めており，サイクル効率向上のためには，チップクリアランス損失低減コンセプトの案出が必要である。

本報では，産業用ガスタービンのタービン前方段を対象とした，チップクリアランス損失及び関連する二次流れ損失低減検討結果について述べる。改良コンセプトを適用した CFD 解析から性能向上メカニズムを把握するとともに，高速回転翼列試験により改良効果の検証を実施した。

2. 改良コンセプト検討

2.1 検討対象

タービン子午面図を Fig.1 に示す。タービン前方段動翼はチップシュラウドの無いフリースタANDING翼である。また，タービン後方段に比べて

翼高さが短く，相対的にクリアランスが大きくなるため，前方段のチップクリアランス損失は後方段に比べて大きくなる傾向にある。そのため，本検討では，よりチップクリアランス損失低減による改善効果が見込まれる，タービン前方段を対象とした改良検討を実施した。

改良対象：タービン前方2段

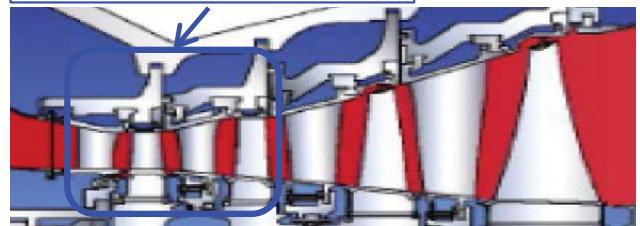


Fig.1 Meridional plane figure of turbine

2.2 チップリーク流量低減コンセプト

チップクリアランス流れがタービン効率低下を招く要因は，大きく分けて2つ挙げられる。1つはリーク流と主流とのミキシング過程におけるエントロピー増加であり，チップディフューザによるリーク流速低減¹⁾や，フロントロード化によるリーク渦損失の低減²⁾等が研究されている。もう1つの要因は，リーク流により動翼での有効仕事が減少することであり，リーク流量そのものを低減す

ることが必要である。本論文では、リーク流量の低減に焦点を当てて検討した。

リーク流量は非圧縮性流体を仮定すると、簡易的に式(1)で表現することができる³⁾。

$$G_{leak} = Cd \sqrt{2\rho\Delta Ps} \times \Delta H \times C \quad (1)$$

ここで、 ΔH はクリアランス高さ、 C は翼キャンバーラインに沿った長さであり、本検討内ではこれらは一定とする。 ρ は密度、 ΔPs はチップ付近の背腹圧力差であり、式中の $\sqrt{2\rho\Delta Ps}$ は、 ΔPs によって、翼腹側から背側に向かって駆動される流体の質量流束に相当する。これを低減するには、低反動度化⁴⁾や、リーン（翼を周方向に向かって傾斜させる）やスweep（翼を軸方向に向かって傾斜させる）による半径方向負荷配分の調整⁵⁾が有効である。また、 Cd はチップクリアランス部の縮流係数を表す。縮流とは、腹側から流体がクリアランス部に流入する際に、腹側チップ端部から剥離泡が生じて、その分だけリーク流の有効流路が狭くなる効果のことを言う。この効果は、チップ端部形状に大きく依存しており、スキューラやウイングレット⁶⁾が縮流効果の高い形状として挙げられる。

本検討では、チップ付近を背側に向かってリーンさせた形状により、背腹圧力差 ΔPs を低減するコンセプトとともに、チップ付近の2次元翼形状で翼厚みを増加させることにより縮流効果の改善を図るコンセプトを採用し、タービン1段動翼及びタービン2段動翼の改良を実施した。改良前後の形状をFig.2に示す。タービン1段動翼については、前述の2つのコンセプトをともに適用した形状としたが、タービン2段動翼については、半径方向負荷配分の関係により、リーン形状のみを適用した。

流れの干渉の模式図を示す。動翼チップ下流では、チップリーク流の影響で主流部と大きく異なる流出角となっており、下流静翼チップでは、局部的に背側から流入する流れ場となる。この時、静翼前縁付近の“よどみ線”は、チップで背側に向かって傾いた形となる。”よどみ線”からは、圧力勾配により等圧力線に垂直に向かう流れが誘起されるが、背側チップ付近では”よどみ線”の傾きにより、半径方向内向きの流れが生じる。この流れにより、背側に強い二次流れが発生する。このように、動翼下流静翼のチップ側の二次流れには、一般的な前縁馬蹄渦を起点とする二次流れとは異なるメカニズムにより生じるものが存在する。

上記損失は、静翼チップにおける極端な負インシデンス（背側流入）が原因である。本検討では、

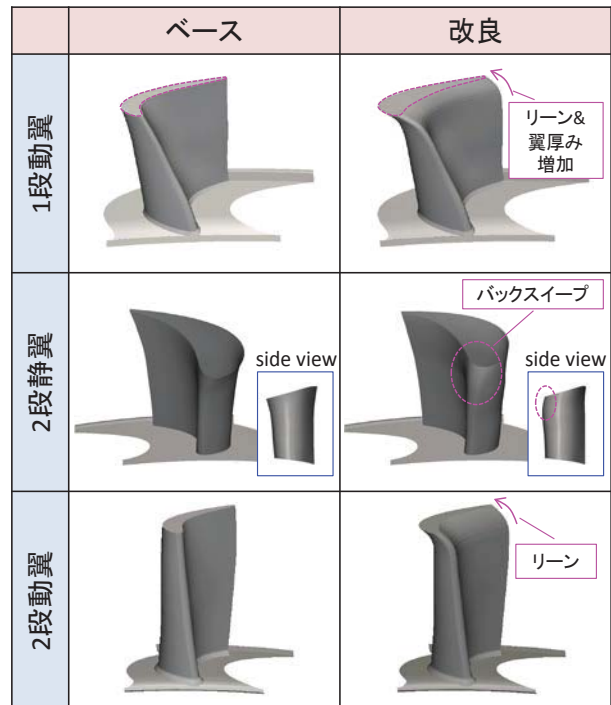


Fig.2 Improved blade and vane shapes

2.3 二次流れ損失低減コンセプト

Fig.3に、動翼チップリーク流とその下流静翼の

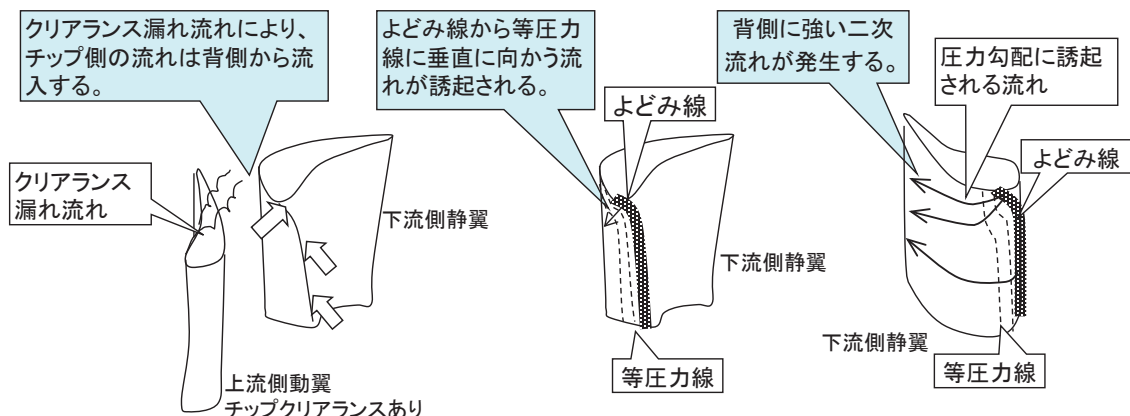


Fig.3 Schematic of interaction between tip leakage flow and downstream vane flow

静翼チップをバックワードスイープさせることで、負インシデンスを緩和する形状を改良案として選定した。Fig.2 に改良前後の形状を示す。翼前縁ラインがチップ端部で後退するように軸コード長を変化させ、後縁ラインについてはベース形状と同等とした。

3. CFD 解析概要

Fig.4に、タービン前方2段の解析モデルを示す。タービン1段静翼からタービン2段動翼及び、次章に示すタービン試験にて2段動翼下流に常設される計測プローブを模擬した。図には2流路のみ抜粋して示しているが、各翼列ブロックを半周モデルで作成し、多段非定常解析を実施した。性能・流況評価には、動翼が半周移動するまでの1周期の間の時間平均場を用いた。ソルバーにはインハウスコードを用いており、乱流モデルにはSpalart-Allmarasモデルを使用した。

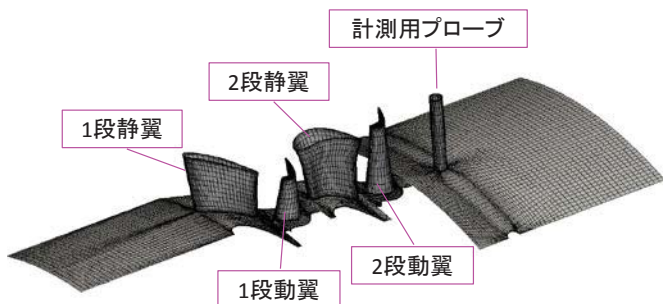


Fig.4 CFD model of the front 2-stage turbine rig (Only two passages for each block are shown and the grids are thinned out for visibility)

4. タービン試験概要

改良形状を適用した空力性能及び流れ場を評価するために、Fig.5に示す2段タービン試験装置を用いて性能検証試験を実施した。Table1に試験条件を示す。

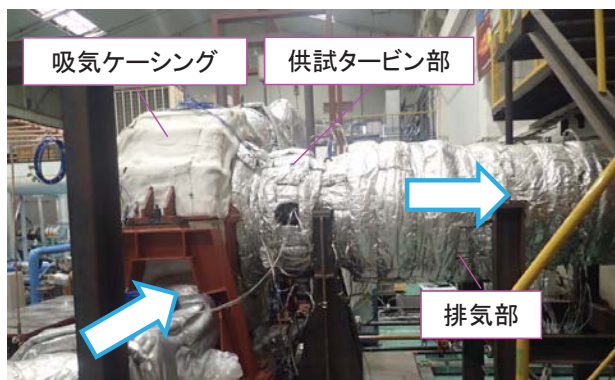


Fig.5 Front 2-stage turbine rig

Table1 Test condition

Rotating Speed [rpm]	8550
Total Pressure Ratio [-]	4.6
Inlet Total Temperature [°C]	150

また、Fig.5に示すタービン供試部子午面概略図に、主要計測項目とその計測位置を示す。タービン入口・出口にて、条件設定及び性能評価のための全圧・全温計測を実施している。また、各翼列間に5孔全圧プローブを挿入してエアトラバースを実施し、流況を把握した。

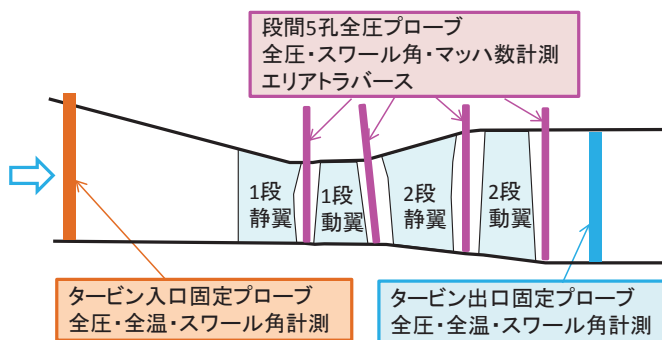


Fig.6 Measurement items and position

5. 結果

5.1 流況分析

○チップクリアランス流量低減

タービン1段・2段動翼下流の相対全圧コンター図(2流路抜粋)をFig.7,8に示す。改良コンセプトの適用により、チップリーク渦による全圧欠損が低減されていることが確認できる。また、Fig.9に示すタービン1段・2段動翼のチップリーク流量の比較より、改良形状においてチップリーク流量が低減されていることが確認できる。これは、Fig.10に示すタービン1段動翼の95%Htにおける翼面静圧分布からも分かるように、リーンによるチップ部の負荷(背腹静圧差 ΔP_s)低減が、チップリーク流量低減に効果的であったと考える。

○二次流れ損失低減

Fig.11にタービン2段静翼下流の絶対全圧コンター図(CFD/計測)を示す。チップ側の二次流れによる全圧欠損が、改良ケースにおいてCFD/実測共に低減されていることが確認できる。Fig.12に、タービン2段静翼の背側表面の静圧コンター図(CFD)を示す。改良形状の適用により、チップ前縁部の局所的な負インシデンスが抑制され、等圧力線の傾きが改善していることが分かる。Fig.13にタービン2段静翼流路のQ値(速度勾配テンソル

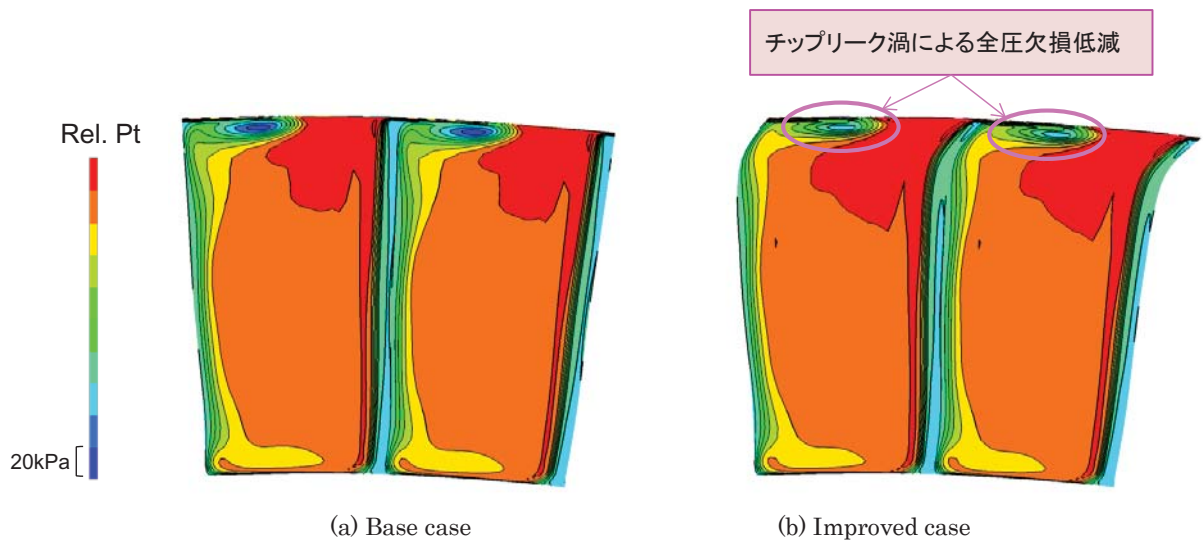


Fig.7 Rel. total pressure distribution on the cross section near 1st stage rotor T.E. from CFD

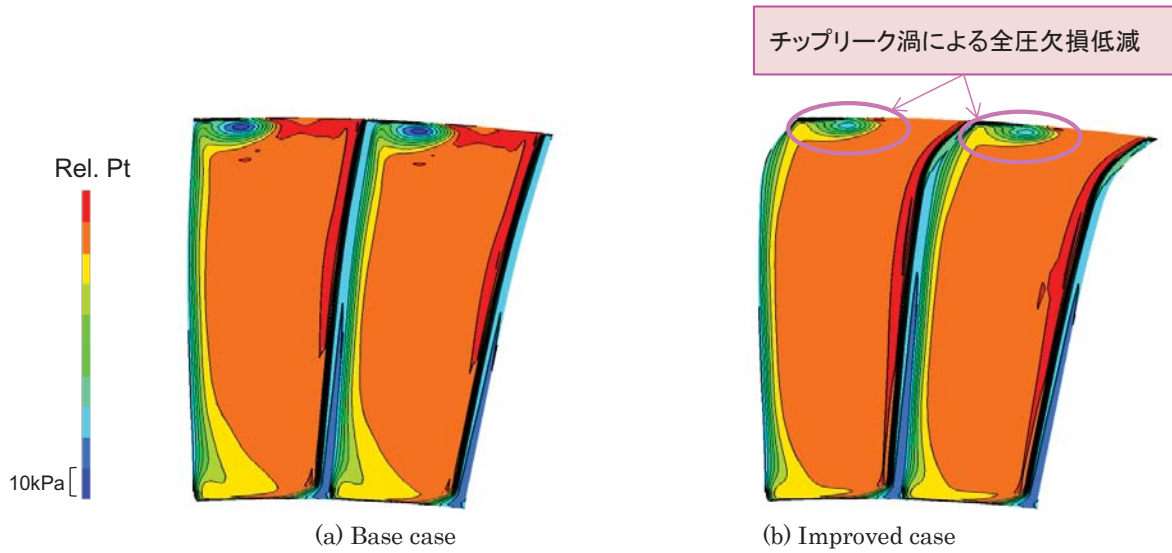


Fig.8 Rel. total pressure distribution on the cross section near 2nd stage rotor T.E. from CFD

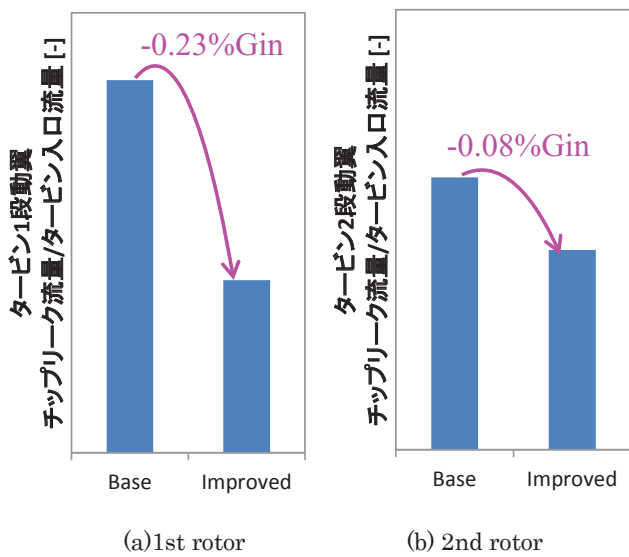


Fig.9 Comparison of tip leakage flow rate from CFD

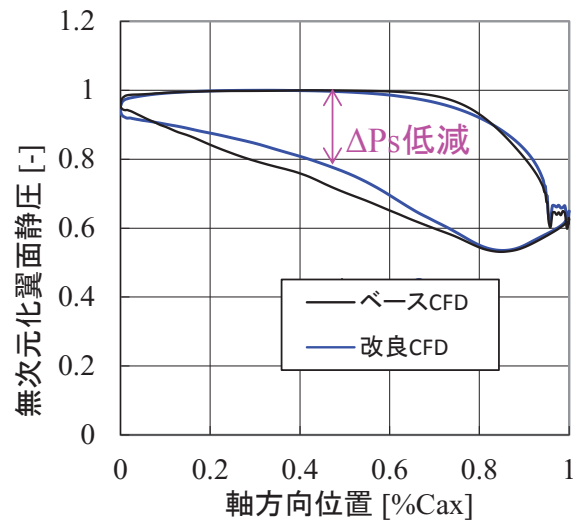


Fig.10 Comparison of static pressure distribution on 1st rotor blade (95%Ht) from CFD

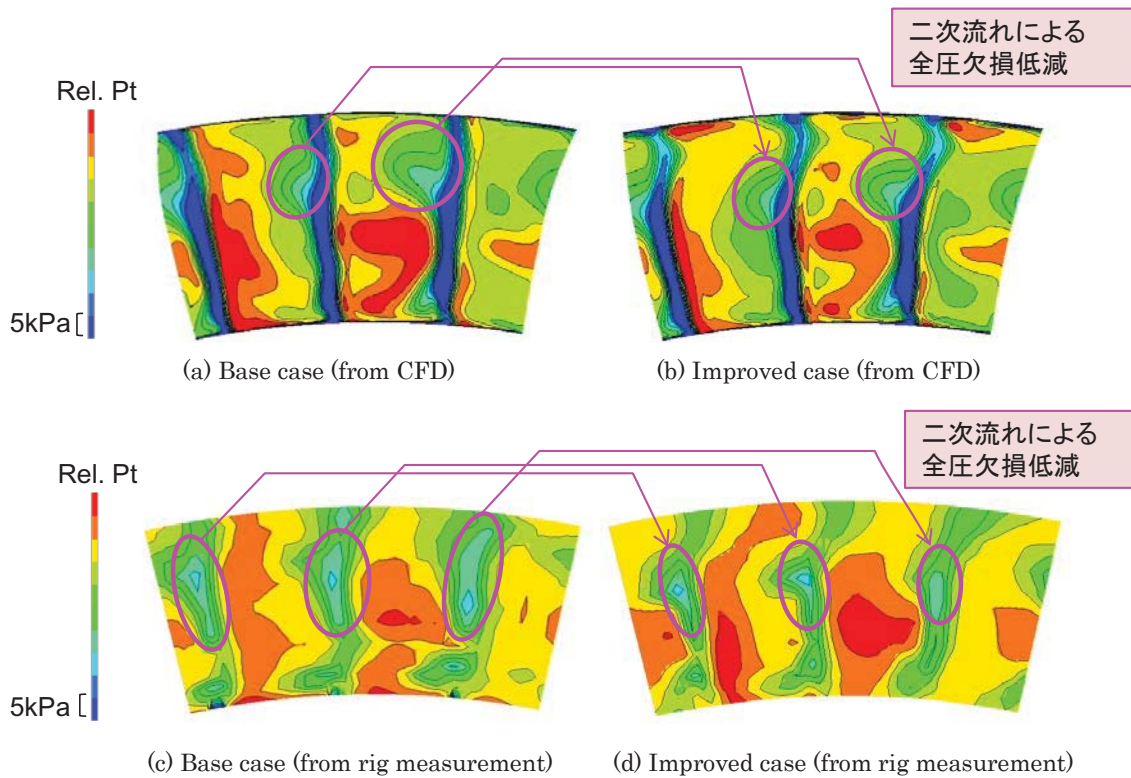


Fig.11 Abs. total pressure distribution on the cross section downstream of 2nd stage stator

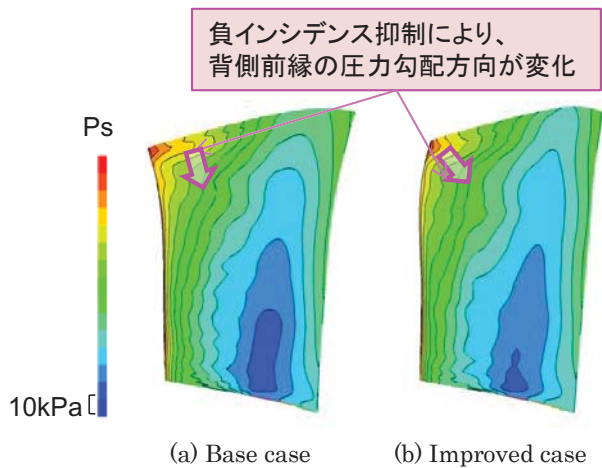


Fig.12 Static pressure distribution on the 2nd stage stator S.S. surface from CFD



Fig.13 Visualization of Q-constant plane (purple color) near the 2nd stage stator from CFD

の第二不変量であり、 Q の正の値を閾値として可視化することで、渦構造を抽出することができる) の等値面を可視化した結果を示す。ベースケースでは、チップ前縁から強い二次流れ渦 (Fig.13(a) で点線で示す渦) が形成されているのに対して、改良ケースでは抑制されていることが確認でき、意図通りタービン2段静翼の二次流れ渦を抑制し、全圧損失を低減する効果が得られたと考える。

5.2 タービン効率変化分析

Fig.14 に改良前後のタービン効率変化量を示す。改良形状を適用することで、CFD・計測の両方でタービン効率が向上する結果を得た。

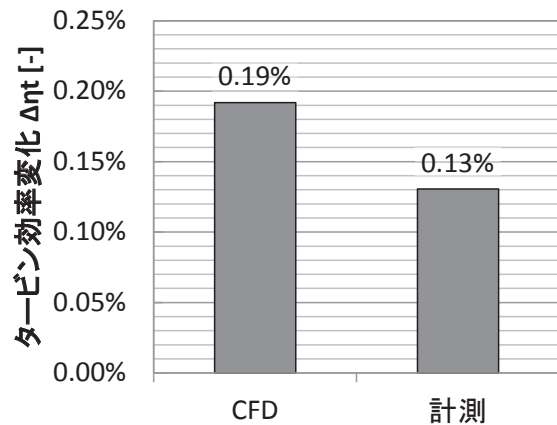


Fig.14 Turbine efficiency change with improved blades and vanes

6. 結論

タービン前方 2 段のチップクリアランス損失及び関連する二次流れ損失低減のための改良形状コンセプトを検討し、抽出したコンセプトを適用した CFD 解析・タービン性能検証試験を実施した。

タービン 1 段・2 段動翼に対しては、チップリーク流量低減を狙い、チップ負荷を下げるためのリーク形状を適用した。また、タービン 2 段静翼に対しては、上流動翼からのチップリークの影響による局所的な負インシデンスを抑制するため、バックスイープ形状を適用した。

CFD 解析結果より、チップリークを抑制し、動翼のチップクリアランス損失を低減する効果があることを確認した。また、静翼背側チップ前縁部の静圧勾配を制御することで半径方向内向きの流れを弱め、二次流れ損失の低減効果があることを確認した。

さらに、改良形状を適用したタービン性能検証試験より、解析と同様にタービン性能が向上する結果を得た。

本検討においては、空力性能向上コンセプト抽出を目的として改良形状を考案した。なお、実機に本コンセプトを適用していくには、別途構造・冷却設計成立性を考慮する必要がある。

7. 謝辞

本研究は、経済産業省の補助事業として 2004 年度から 2015 年度まで実施し、2016 年度からは NEDO の事業として継続して実施されている「高効率ガスタービン技術実証事業」の一環で行われたものであり、関係各位に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) J. Tallman, B. Lakshminarayana : Methods for Desensitizing Tip Clearance Effects in Turbines, ASME 2001-GT-0486.
- 2) A. C. Huang, E. F. Clemens, et al. : Blade Loading Effects on Axial Turbine Tip Leakage Vortex Dynamics and Loss, ASME GT2012-68302.
- 3) J. D. Denton : Loss Mechanisms in Turbomachines, J. of Turbomachinery, vol. 285, No.4, (1993) pp.621-656.
- 4) S. Yoon, E. Curtis, J. Denton, J. Longley : The Effect of Clearance on Shrouded and Unshrouded Turbines at Two Levels of Reaction, ASME GT2010-22541.
- 5) J. B. Staubach, O. P. Sharma, G. M. Stetson : Reduction of Tip Clearance Losses through 3-D Airfoil Designs, ASME 96-TA-13.
- 6) J. D. Coull, N. R. Atkins, H. P. Hodson : High Efficiency Cavity Winglets for High Pressure Turbines, ASME GT2014-25261.

遷音速風洞試験を用いた航空エンジンファンの 乱流遷移に関する研究

*林 亮輔, 田中 望, 榎 友謹, 室岡 武, 加藤 大 (IHI), 賀澤 順一, 榎本 俊治, 西澤 敏雄 (JAXA)

Turbulent Transition Study with Transonic Wind Tunnel Test in Engine Fan

*Ryosuke HAYASHI, Nozomi TANAKA, Tomonori ENOKI, Takeshi MUROOKA, Dai KATO (IHI), Junichi KAZAWA, Shunji ENOMOTO, Toshio NISHIZAWA (JAXA)

ABSTRACT

The phenomenon of turbulent transition is very complicated, because it is caused by various factors including the pressure gradient, the velocity gradient, the wall curvature and so on. Then, many researchers have studied the turbulent transition on the plate in subsonic flow for a long time. However, in transonic and supersonic flow where the jet engine fan operates, the mechanism of the turbulent transition has not been completely clarified. In this study, we studied turbulent transition phenomenon of the engine fan by a transonic wind tunnel test. Laminar flow area on the engine fan model surface in subsonic and supersonic flow is measured using infrared ray camera, and the effect of leading edge shape on the turbulent transition phenomenon is clarified.

Key words: Engine fan, Turbulent transition, Transonic flow, Supersonic flow, Tunnel test

1. 緒言

航空エンジンの燃費改善のため、ファン・圧縮機は高効率化が求められており、aFJR プロジェクト⁽¹⁾ではエンジンの軽量化とともにファン・圧縮機の空力性能向上を技術課題として挙げている。ファン・圧縮機の高効率化のために、衝撃波損失の低減や翼端漏れ流れによる損失の低減、翼面境界層による摩擦損失を低減することが重要であり、様々な研究がなされてきた。

翼面境界層による摩擦損失については、亜音速の翼列試験による詳細な研究がなされている。例えば、前縁の翼面粗さが翼面境界層遷移および翼面境界層による圧力損失に与える影響⁽²⁾や前縁形状が翼面境界層遷移に与える影響⁽³⁾等がなされている。一方で航空エンジンのファンは、一般的に翼弦長が長く、レイノルズ数が高いため、翼面上で層流境界層が想定されていなかったこと、また相対流入マッハ数が1を超える超音速であり、翼列試験等による詳細計測が難しいこともあり、翼面境界層に関する研究はほとんどなされていない。

そこで本研究では、ファンの翼面境界層に関する研究として、機体の主翼等でなされているような単独翼での遷音速風洞にファン動翼の翼負圧面

形状を模擬した翼を供試し、赤外線 (IR) 計測により翼面境界層の様相を調べた。流入マッハ数、流入角、翼の前縁形状を変化させ、これらの乱流遷移に及ぼす影響について整理した。その結果、遷音速から超音速にかけた流れ場において翼面に層流領域を有すること、翼の前縁形状を楕円から円弧にした場合、遷移位置が上流に移動することを確認した。CFD による翼面マッハ数分布から、その要因について分析した。

2. 試験手法

2.1 供試体設計

本研究では、翼面の境界層遷移位置がエンジンと同等であることと、試験条件に耐え得る構造強度を有することを満たすように供試体の設計を行った。供試体 (LF-1) の設計過程を図 1 に示す。まず、高バイパス比エンジンファンの 90% スパン位置における翼型を抽出し、二次元翼とした。次に、入口流れ角が 0 deg. となるように座標変換を行った。ここで図 1②の翼に対して、後述する計算法により CFD 解析を行い、抽出元のエンジンファンの設計流れ場と比較した。本研究では、設計点における翼面衝撃波による強制的な乱流遷移

よりも上流での境界層挙動に着目したため、60%コード位置までの翼面マッハ数を模擬し、本位置で翼を切断した。最後に、後述する風洞設備に見合う大きさにスケールし、翼の強度を得るため翼圧力面側に厚みを増した。本供試体のエンジンに対する流れ場の比較を図2に示す。エンジンファンの負圧面における衝撃波上流の翼面マッハ数分布を再現できている。

図3に供試体 LF-1 と LF-2 の前縁形状を示す。LF-1 の前縁形状は楕円により形成されている。前縁形状が乱流遷移に及ぼす影響を調査するため、前縁形状が円弧で形成された LF-2 も設計した。LF-2 の設計手法は LF-1 と同様であり、前縁形状のみ LF-1 と異なる。

2.2 試験設備および計測装置

試験設備には、JAXA 調布航空宇宙センターの 0.8 m × 0.45 m 高レイノルズ数遷音速風洞 (TWT2) を使用した。TWT2 は、上流から圧縮空

気を吹き出す間欠吹き出し方式であり、上流に設置された可変式ノズルによって入口マッハ数を 0.2 - 1.4 の範囲で変化させることができる。また、上流側壁では境界層吸い込みを行うことが可能であり、二次元性を維持した試験が実施可能である。供試体は、ガラス製の円盤が風洞側壁に取り付けられるようになっており、本円盤が回転することによって供試体への流入角を変更することができる。本装置を用いたシュリーレン法による可視化を行うことで、流入角やマッハ数を変更した際の衝撃波位置を把握できるようにした。詳細は、参考文献 (4) を参照されたい。

図4に計測装置の概要を示す。通風時における遷移位置の特定は、風洞上壁に取り付けた IR カメラの可視化によって行う⁽⁵⁾。層流と乱流では熱伝達率が異なるため、乱流遷移した位置付近において供試体表面温度が急激に低下する。この供試体表面温度を測定し、熱伝達率を算出することにより、境界層遷移位置を特定する。なお、供試体は

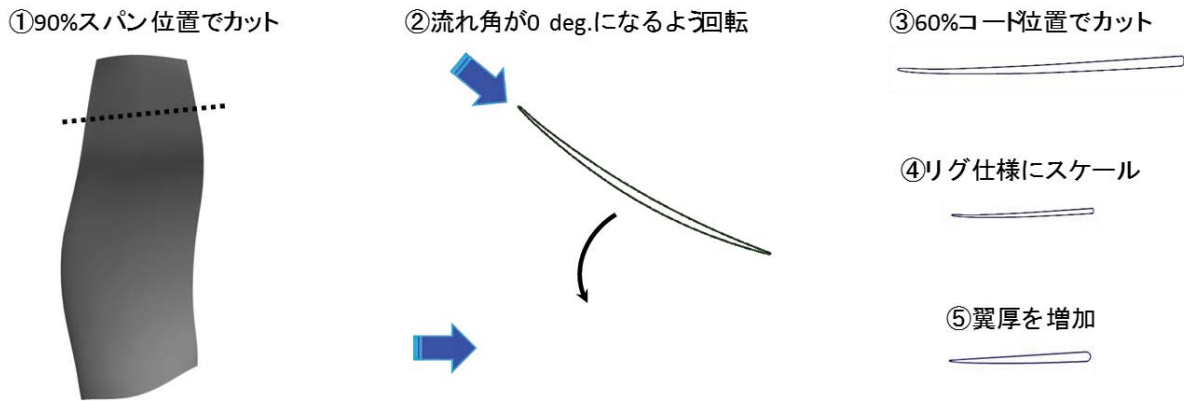


Fig. 1 Design Method of LF-1

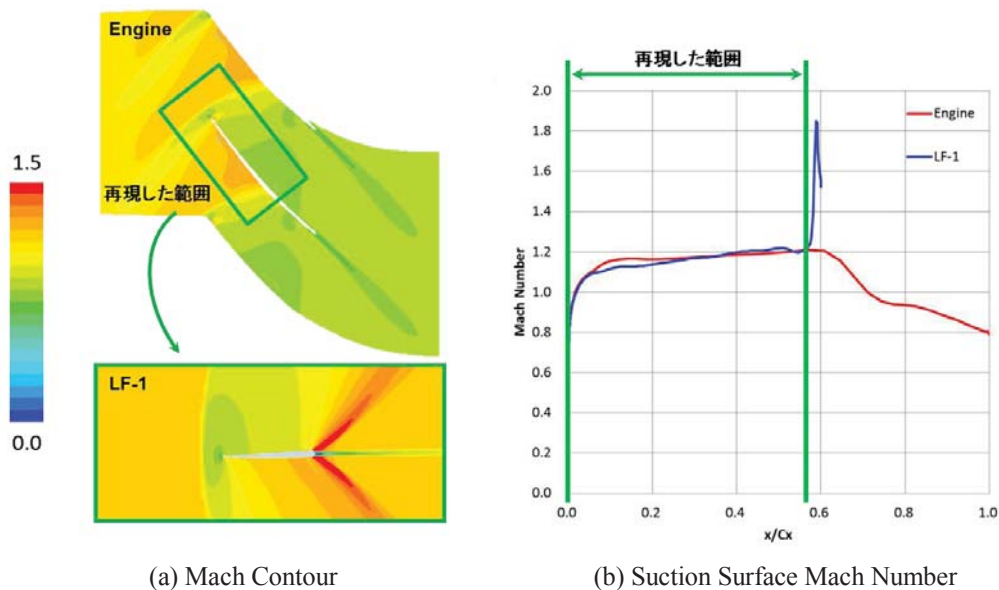


Fig. 2 Numerical Validation of LF-1

表面温度を正確に計測するため黒色コーティングがなされている。

3. 試験条件

本研究では、LF-1 と LF-2 を対象に試験を行った。マッハ数 M は 0.8 - 1.1 の範囲、流入角 α は 0 - 2 deg. の範囲で行った。また、入口全圧 P_t は制御したが、入口全温 T_t は制御しておらず貯蔵した外気温度である。通風時間 t は、測定に十分な 40-50 s とした。表 1 に本研究における試験条件を示す。なお、試験中の入口乱れ度は、1 - 2% であった。

4. 数値計算手法

本研究では試験データの検証ならびに翼面マッハ数分布の推定のために CFD を用いた。二次元圧縮性流れ場を仮定し、支配方程式は、質量・運動量・エネルギーの各保存式から成る。乱流モデルには、Menter ら⁽⁶⁾による γ - Re_θ 遷移モデルを用いた。解析は、ANSYS Fluent (Version 13.0.0) により行った。

5. 試験結果

5.1 ファン動翼における層流領域

図 5 に LF-1 におけるシュリーレン計測と CFD の流れ場 (マッハ数コンタ) の比較を示す。図 5 (a) - (c) より、遷音速 (マッハ数 0.8) の場合、流入角が 1, 2, 3 deg. と増すに従い、衝撃波の位置が下流に移動することが確認できる。シュリーレンと CFD における各々の流入角での衝撃波の位置はおおよそ一致している。図 5 (d) - (f) は超音速 (マッハ数 1.1) におけるシュリーレンと CFD の比較である。超音速流入の場合、視野に入っていないが供試体上流に離脱衝撃波が生じ、翼前縁から後縁まで、ごく緩やかに加速した後、後縁で斜め衝撃波の生じている様子が CFD でシミュレート

できている。

続いて、本研究の目的である層流領域について述べる。まず、ファンを模擬した超音速の流れ場において、本試験手法により層流領域を模擬、識別できるのかを確かめた。図 6 は、LF-1 におけるマッハ数 1.1、流入角 2 deg. の場合の IR カメラによる翼表面の可視化である。ここで、翼面に乱流デバイスとして、厚さ 0.02 mm の KOKUYO 製のドットライナー (テープのり) を翼前縁から約 7.5% コード下流に設置した。前述したように、層流領域と乱流領域では熱伝達率が異なるが、図 6 の中央付近における明るい領域が層流領域である。また、乱流デバイスを取り付けた領域から下流では、層流領域に比べ暗くなっており、乱流遷移していることが確認できた。従って、超音速流れ場

Table 1 Test Conditions

Airfoil	M	α [deg.]	Tt [C]	Pt [kPa]	t [s]
LF-1	0.8	1.0	11.8	256	50
	0.8	2.0	6.6	256	50
	0.8	3.0	9.9	256	50
	0.9	1.0	11.7	256	50
	0.9	2.0	10.9	256	50
	0.9	3.0	11.9	256	50
	1.1	1.0	8.4	256	50
	1.1	2.0	9.4	256	50
	1.1	3.0	9.9	256	50
LF-2	0.8	1.0	25.6	256	40
	0.8	2.0	25.8	256	40
	0.8	3.0	25.8	256	40
	0.9	1.0	25.0	256	40
	0.9	3.0	26.2	256	40
	1.1	1.0	24.2	256	40
	1.1	2.0	25.1	256	40
	1.1	3.0	25.8	256	40

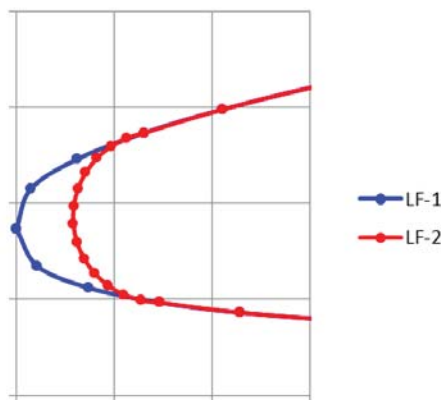


Fig. 3 LE Shape of LF-1 and LF-2

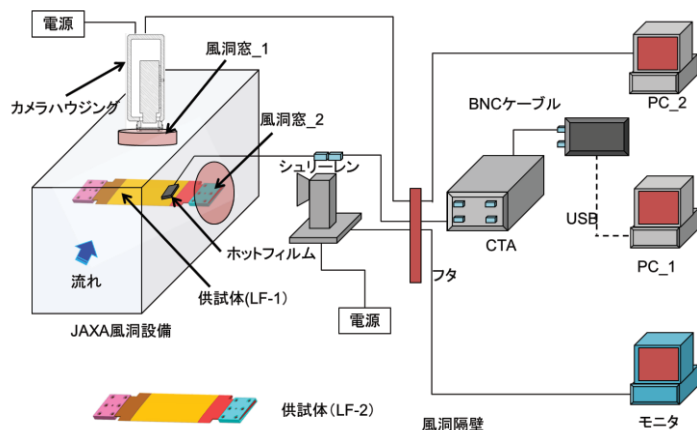


Fig. 4 Schematic Diagram of Measurement Devices

において層流領域が存在すること、層流・乱流の違いが本試験手法によって確認できることが示された。

5.2 翼前縁形状が乱流遷移に及ぼす影響

本節では翼前縁形状が乱流遷移に及ぼす影響について述べる。図7は、マッハ数0.9、流入角1 deg.におけるIRカメラによる可視化である。前述したように、本試験では、IRカメラの画像より表面温度を計測し、前縁から後縁への代表的な線上(図7(a)(b)中Line 2)の熱伝達率を計算する。さらにこの勾配を計算することで、遷移位置を特定した。LF-1(図7(a))では熱伝達率の勾配がピークを持

たないが、LF-2(図7(b))では30%コード長付近にピークを持つ(図7(c))。このように熱伝達率の勾配にピークがある場合、その位置において乱流遷移が生じたと判定できる。以上から、LF-1では全コードにわたり乱流遷移は生じておらず、全域層流である。一方、LF-2では当該位置にて乱流遷移が生じている。図8は、CFDにより解析したLF-1とLF-2の翼面マッハ数分布である。LF-1では、マッハ数分布が比較的滑らかであるが、LF-2では、翼前縁長付近に急加減速(スパイク)が生じている。この双方のマッハ数の減速の違いが乱流遷移位置の差に起因したと考えられる。

図9は各マッハ数における流入角が遷移位置に

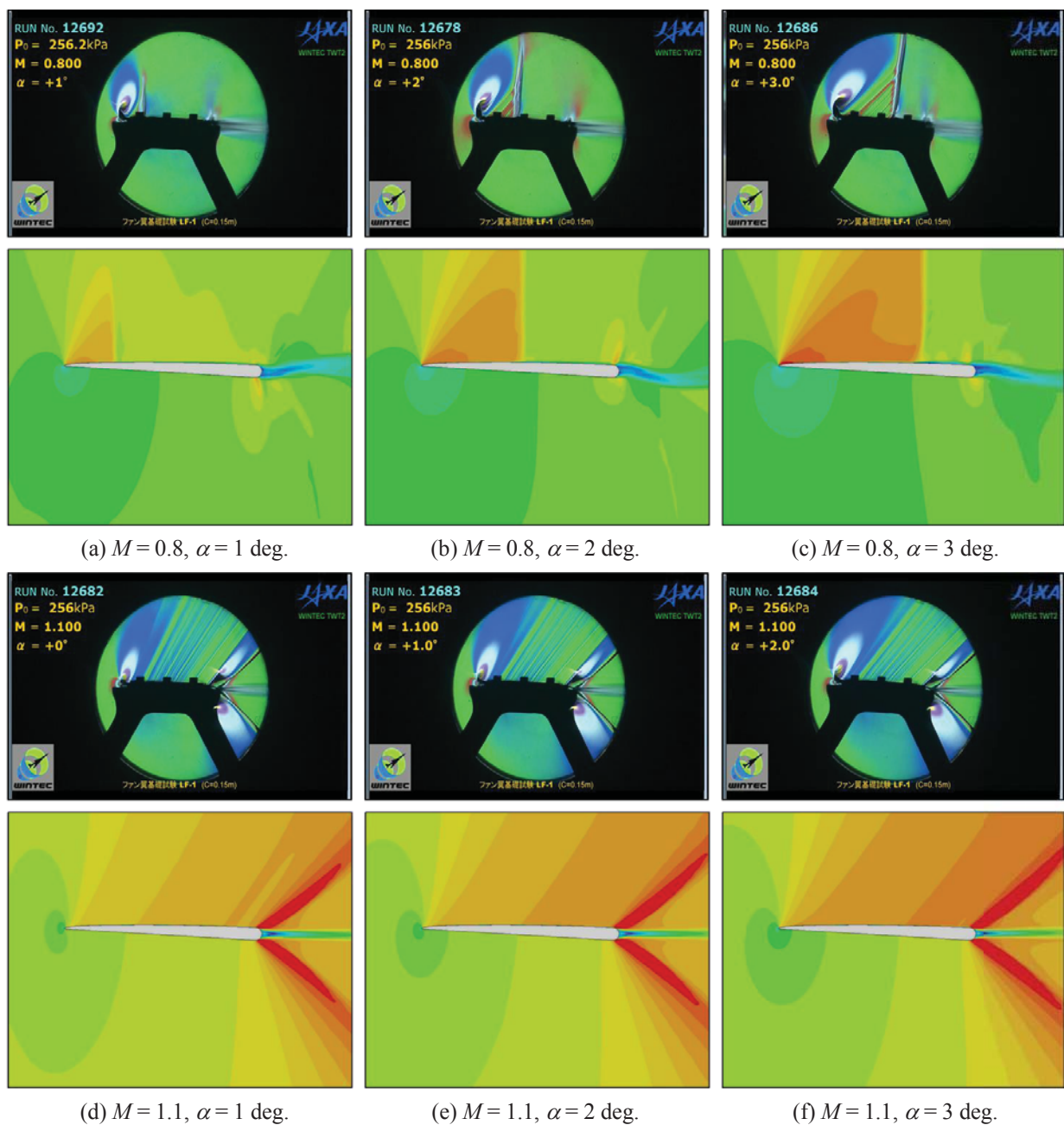


Fig. 5 Mach Number Contour of LF-1

及ぼす影響である。図9(a)より遷音速(マッハ数0.8)の場合、流入角が0 deg.では乱流遷移が生じないが、流入角が1 deg.以上になると乱流遷移が生じる。このマッハ数では、LF-1とLF-2とでの遷移位置はほぼ同じである。図5(a)-(c)に示したように、このマッハ数では翼前縁から20-30%コードにかけての翼面の減速が大きく、この勾配によって遷移しているため、翼前縁形状の違いがほとんど表れなかったと考えられる。一方、図9(b)より、エンジンファンの設計条件に相当する超音速(マッハ数0.9以上)の場合、翼面に沿っての減速が抑えられているため、翼前縁形状の影響が遷移位置に表れる。LF-1に関しては、翼前縁に顕著なスパイクがないため、乱流遷移は発生せず、全域層流に保たれている。しかし、LF-2では乱流遷移が生じている。図10は、翼面における試験データにより解析した熱伝達率の勾配とCFDによるマッハ数分布である。図10(a)はマッハ数1.1、流入角1 deg.の場合、(b)は、マッハ数

1.1、流入角2 deg.の場合である。マッハ数1.1の場合、流入角が2 deg.以上になると熱伝達率の勾配がピークを持つようになり遷移が生じている。図10に示したマッハ数分布より、LF-2では双方の場合において、翼前縁付近のスパイクが生じているが、流入角2 deg.の場合のほうが流入角1 deg.の場合より、スパイクがより強く生じ、減速が急勾配となるため、乱流遷移が発生する結果となったと考えられる。以上から、LF-2のように翼前縁を円弧で形成した場合、乱流遷移は流入角の影響を受け易いことが示された。

6. 結論

本研究では、航空エンジンのファンにおける乱流遷移に関して、翼負圧面の流れを模擬した単翼モデルの風洞試験により調査した。本研究により得られた知見を以下に示す。

- 本研究の試験手法により、遷音速から超音速領域において、翼面層流域と乱流域とを

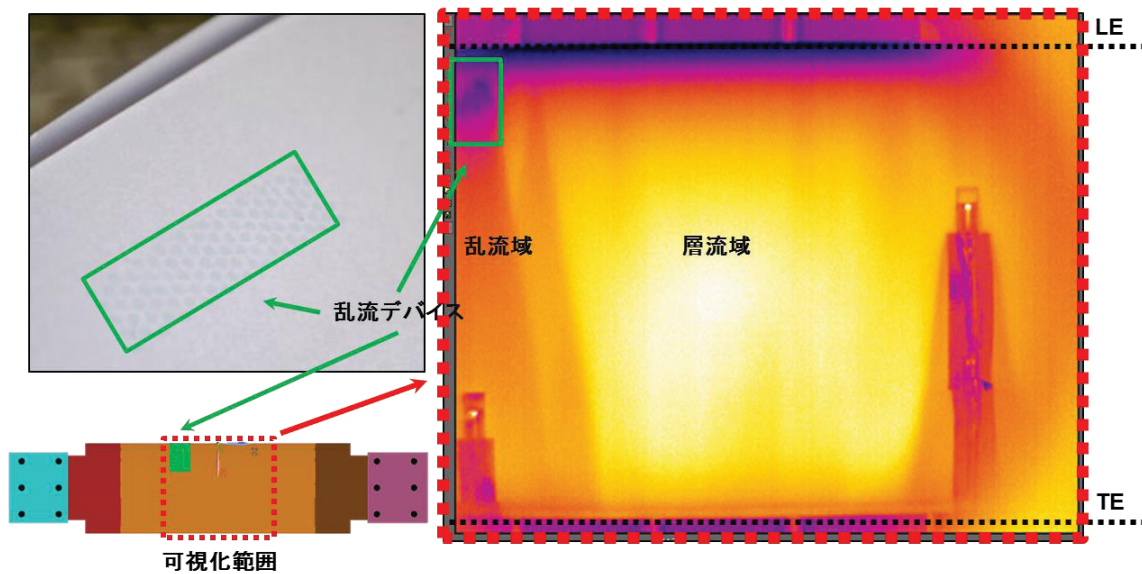


Fig. 6 IR Camera Image of LF-1 with Tripping Device ($M = 1.1$, $\alpha = 2$ deg.)

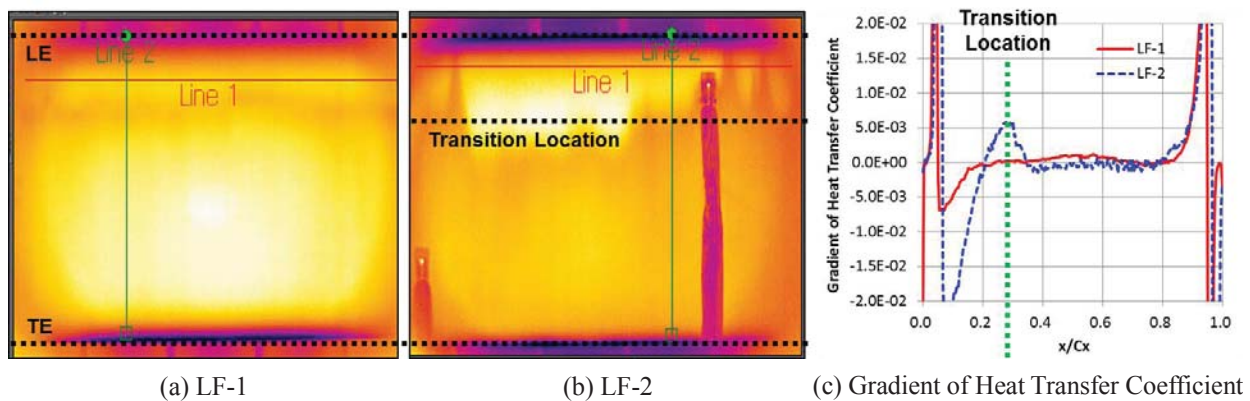


Fig. 7 Effect of LE Shape on Transition Location ($M = 0.9$, $\alpha = 1$ deg.)

識別することができた。

- エンジンファンを模擬した超音速流れ場において、翼面の層流領域を確認した。
- 本供試体では、非設計点に相当する遷音速 (マッハ数 0.8) では、翼前縁から入った後の減速勾配に支配されて乱流遷移が生じ、翼前縁形状の違いの影響は表れなかった。
- 超音速条件では、翼前縁形状により遷移位置が異なった。翼前縁が円弧の場合、翼前縁のスパイクによる急減速で乱流遷移が発生し易く、流入角の影響を受け易い。

参考文献

- (1) 西澤 敏雄 : JAXA における低燃費エンジン技術の研究開発, 日本ガスタービン学会誌, vol. 43, No. 3 (2015), pp. 173-178
- (2) Robert et al. : The Influence of Technical Surface Roughness on the Flow Around a Highly Loaded Compressor Cascade, Proceedings of ASME IGTI (1999), GT-336
- (3) Martin N. Goodhand and Robert J. Miller : THE IMPACT OF REAL GEOMETRIES ON THREE-DIMENSIONAL SEPARATIONS IN COMPRESSORS, ASME TE (2010), GT2010-2246
- (4) 賀澤ら : 境界層遷移を伴うファン動翼空力性能予測に関する研究, 第 57 回 原動機・宇宙推進講演会 (2017)
- (5) 小山ら : 赤外線サーモグラフィによる空力加熱測定, 宇宙航空研究開発機構研究開発報告, JAXA-RR-06-026 (2007)
- (6) Menter et al. : A Correlation-Based Transition

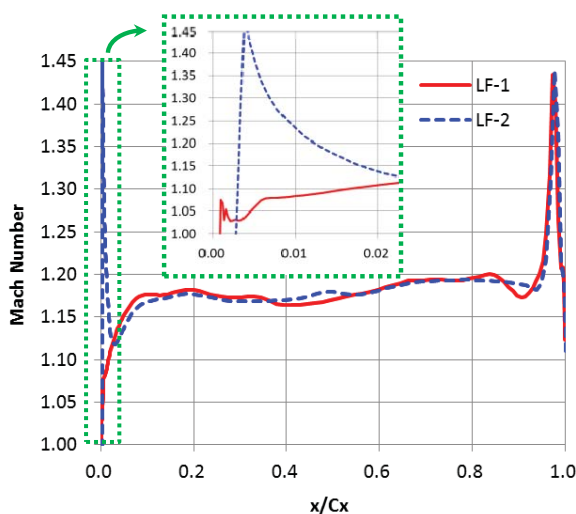
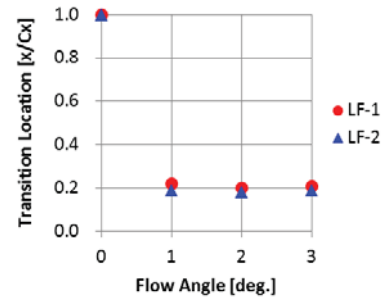
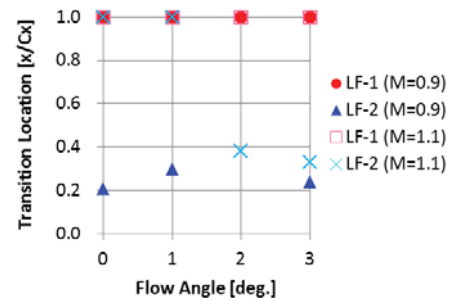


Fig. 8 Comparison of Surface Mach Number with Different LE Geometry ($M = 0.9$, $\alpha = 1$ deg.)

Model Using Local Variables Part I - Model Formulation, Proceedings of ASME TE (2004), pp. 57 - 67

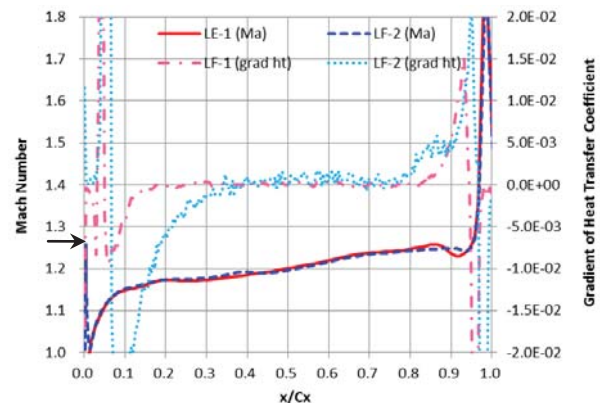


(a) Transonic Flow

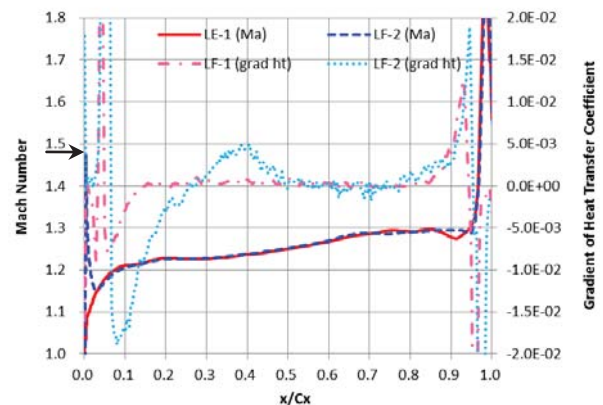


(b) Supersonic Flow

Fig. 9 Effect of Inlet Angle



(a) $M = 1.1$, $\alpha = 1$ deg.



(b) $M = 1.1$, $\alpha = 2$ deg.

Fig. 10 Surface Mach Number and Gradient of Heat Transfer Coefficient

翼面の気流改善のためにプラズマアクチュエータへ要求されるスラストの調査

*浅海 典男，山口 方士（株式会社 IHI），松野 隆，川添 博光（鳥取大学）

Study on Thrust Requirement for Plasma Actuator to Improve Flow around Airfoil

*Norio ASAUMI, Masahito YAMAGUCHI (IHI Corporation),
Takashi MATSUNO, Hiromitsu KAWAZOE (Tottori Univ.)

ABSTRACT

Wind tunnel experiments are performed concerning the flow around a NACA0015 airfoil with chord length of 50 mm. The flow is influenced by a SDBD (Single Dielectric Barrier Discharge) plasma actuator mounted on the leading edge of the airfoil. The plasma actuator is operated in various modes. Wind speeds are varied in the range from 20 to 60 m/s, resulting in Reynolds numbers in the range from 66,000 to 200,000. The required thrust to be generated from the plasma actuator in order to delay the onset of stall on the airfoil is investigated. Relations between Reynolds number and thrust for improvement of the flow around the airfoil are presented.

Key words: Plasma Actuator, Flow Separation Control, Thrust, Airfoil

1. はじめに

誘電体バリア放電 (Single Dielectric Barrier Discharge, SDBD) プラズマアクチュエータは 2 枚の電極とその間に挟まれた誘電体という構成である (図 1)。上部の電極は気流側に露出しており、もう一方の電極は誘電体によって物体表面に埋め込まれているため気流とは接触しない。上下でずれて配置されている電極間へ 10kV, 10kHz 程度の高周波の高電圧を印加すると放電が生じ、上部電極から下部電極方向へ壁面に沿った流れが誘起される¹⁻³⁾。

プラズマアクチュエータの研究は航空分野で多く行われている。ノートルダム大学とボーイング社は航空機の翼の小型サイズの模型について、風洞試験にてマッハ数 0.4 まで気流の剥離改善を達成した⁴⁾。GE 社は遷音速の圧縮機のリグ試験において動翼の前縁の上流のケーシングへプラズマアクチュエータを配置して試験を実施した⁵⁾。試験の結果、プラズマアクチュエータは定常状態の性能へは影響を与えなかったが、サージマージンを数%改善した。これらの研究は魅力的な成果を収めているが、プラズマアクチュエータを高速気流へ適用するには、発生できるスラストは小さく今後の向上が望まれている。

圧縮機の翼列でのエンドウォールでの剥離を対象に、気流の改善に必要なスラストを

RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations) の CFD(Computational Fluid Dynamics)を用いて推定した研究⁶⁾はあるが、プラズマアクチュエータを適用しようとするアプリケーションについて気流をコントロールするために必要なスラストを試算した研究事例は少ない。LES(Large Eddy Simulation)を用いた研究より、プラズマアクチュエータによる翼周りの気流のコントロールメカニズムとして、①運動量の追加(定常現象)と②主流から境界層への流れの引き込み(非定常現象)の大きく 2 つあることが報告されている^{7,8)}。効果の大きいとされる②の非定常現象の効果を RANS にて正確に見積もることは容易ではないと考える。

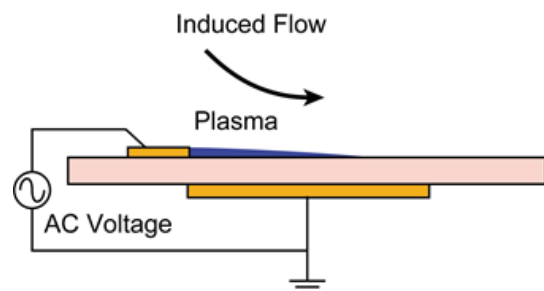


Fig.1 Schematic Configuration of SDBD Plasma Actuator.

本研究では、NACA0015 翼の前縁へ設置した SDBD プラズマアクチュエータを非定常駆動することで、主流流速 60m/s までの翼面の気流剥離を抑制する試験を実施し、PIV(Particle Image Velocimetry)を用いて計測した。さらに、気流の剥離改善に必要なスラスト比を電源からの印加電圧の比より算出し、流速比に対するスラストのカーブを推定した。

2. 実験装置

2.1 風洞

図 2 に風洞装置の概要を示す。この装置は 2 台のプロワー(武藤電気, GLL-2050(41))を Y 字型のダクトにて連結した。気流はハニカムと 3 枚の金網を備えた整流部を通過した後、約 6m のダクトを助走しテストセクションへ導かれる。テストセクションの断面は 100mm×100mm であり、長さは 1000mm である。テストセクションの下流側は大気解放とした。図 3 に、流速 20, 40, 60m/s の際の、風洞のテストセクションでの気流のプロファイルを示す。また、主流の乱流強度は約 3.0% である。

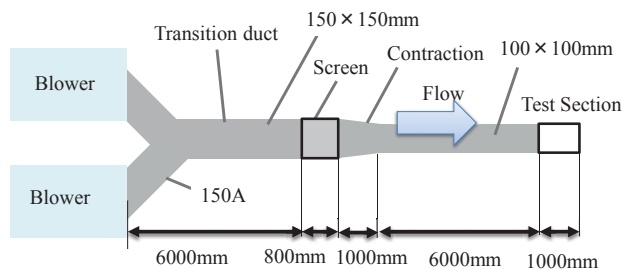


Fig.2 Schematic of Wind Tunnel

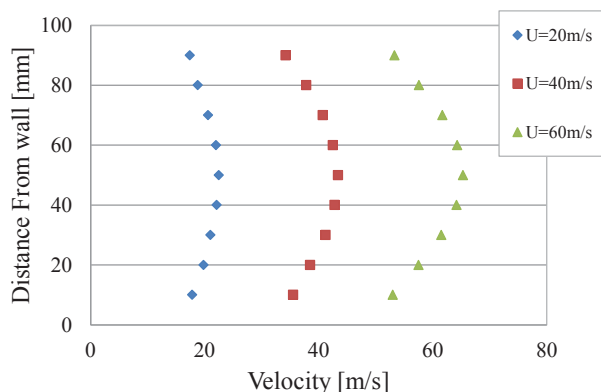


Fig.3 Velocity Profile in Test-section of Wind Tunnel

2.2 実験模型と電源装置

試験では、コード長(c) 50mm の NACA0015 の 2 次元翼模型を用いた(図 4)。プラズマアクチュエータは翼の前縁($x/c=0.0$)に設置した。プラズマアクチュエータの誘電体には幅 25mm, 厚さ 0.24mm のカ

プトンテープを、電極には幅 6mm(上部)と 10mm(下部), 厚さ 0.07mm の銅箔テープをそれぞれ用いた。

翼の迎角を調整するためにステッピングモーター(オリエンタルモーター, AZ66MAD-HS100)を用いて、試験では 1.0deg ずつ調整した。

高電圧交流電源には PSI-PG 1040F(ケーアイテック)を用いた。この電源装置は本体内部で生成した高電圧の疑似矩形波を出力する。今回、ファンクションジェネレーター(NF 回路設計ブロック, WF1974)より電源へ外部入力信号を送りパルス変調制御を行った。図 5 にパルス変調制御と Duty 比のイメージを示す。電源の出力する基本周波(15kHz)に低周波のパルス変調を加えてプラズマ放電を高速で ON-OFF する⁹⁾。全時間に対する放電 ON 時間の割合を Duty 比と呼ぶ。Duty 比は 20% に固定して試験を実施した。また、周波数の無次元数である、式(1)の St 数が一定になるように主流流速に対してパルス変調周波数を設定した。

$$St = fc/U \quad (1)$$

ここで、 f はパルス変調周波数(Hz), c は翼のコード長(m), U は主流流速(m/s)である。



Fig.4 Experimental Model

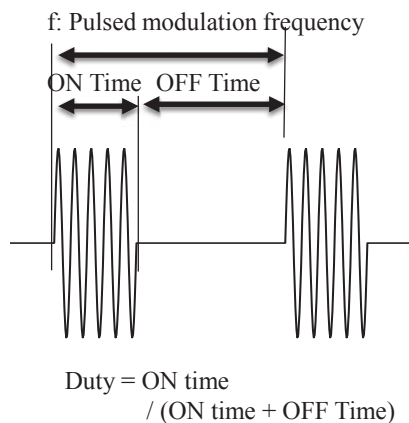


Fig.5 Image of Modulation (Pulsed Operation)

2.3 計測装置

本研究では、ダブルパルスの Nd:YAG レーザー (LEE LASER, LDP-100MQG) と高速度カメラ (PHOTRON, FASTCAM SA5) で構成されている西華デジタルイメージの時系列 PIV システムを用いて計測を実施した。また、制御用のソフトウェアとして Koncerto II を利用した。トレーサーには DOS(セバシン酸ジオクチル)を用いた。

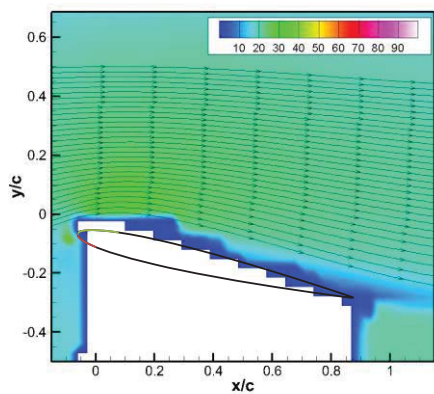
今回、200 ペアの画像を取得し時間平均した流れ場(流速)の結果を評価した。

3. 結果

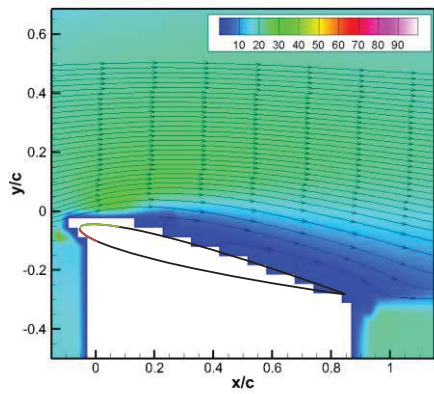
3.1 失速迎角の調査

プラズマアクチュエータを非駆動時の翼の失速迎角を調査した。図 6~8 に、主流流速がそれぞれ 20, 40, 60m/s について、PIV を用いて計測し時間平均した流速コンターを示す。

図 6 に、主流流速 20m/s での翼の迎角が 13 と 14deg の結果を示す。この結果より、13deg では気流は翼面に付着しており、14deg では気流が剥離していることがわかった。よって、流速 20m/s の場合は、翼の失速角を 14deg と決定した。

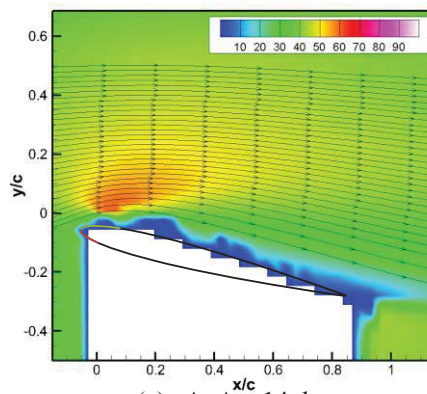


(a) AoA = 13 degree

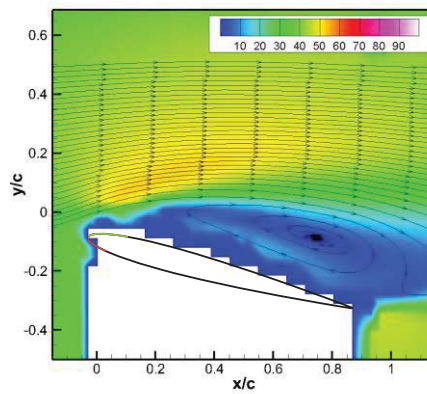


(b) AoA = 14 degree

Fig.6 Mean Velocity Fields without Plasma Actuator in 20 m/s flow (Velocity Magnitude [m/s])

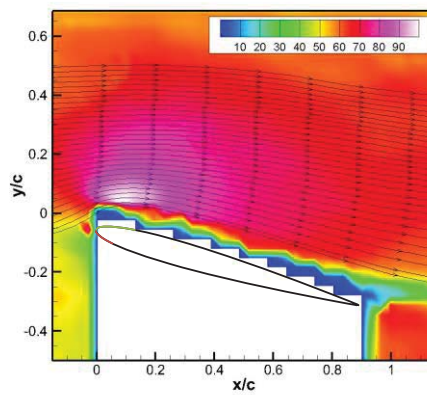


(a) AoA = 14 degree

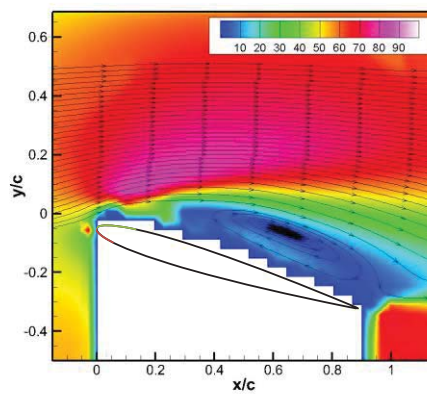


(b) AoA = 15 degree

Fig.7 Mean Velocity Fields without Plasma Actuator in 40 m/s Flow (Velocity Magnitude [m/s])



(a) AoA = 16 degree



(b) AoA = 17 degree

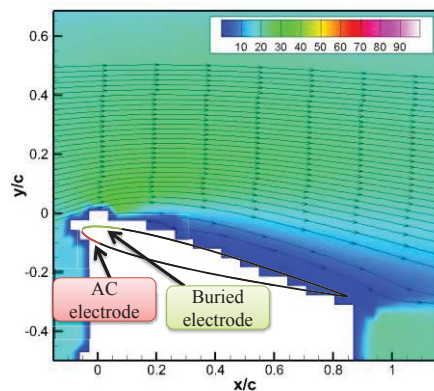
Fig.8 Mean Velocity Fields without Plasma Actuator in 60 m/s flow (Velocity Magnitude [m/s])

図 7 に、主流流速 40m/s での翼の迎角が 14 と 15deg の結果を示す。この結果より、14deg では気流は翼面に付着しており、15deg では気流が剥離していることがわかり、流速 40m/s の場合は、翼の失速角を 15deg とした。図 8 に、主流流速 60m/s での迎角が 16 と 17deg の結果を示す。この結果より、17deg では気流が剥離していることがわかり、翼の失速角を 17deg とした。

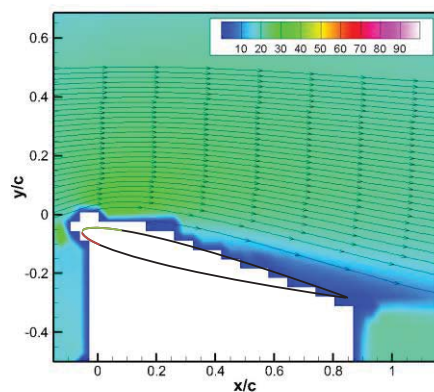
以上より、主流流速 20, 40, 60m/s での翼の失速角はそれぞれ、14, 15, 17deg と決定した。

3.2 最適な駆動周波数条件の調査

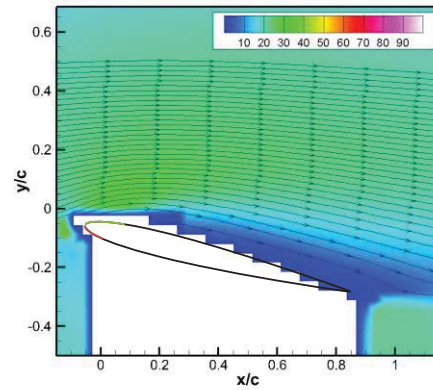
翼面での気流剥離抑制のために最適なパルス変調周波数を調査した。図 9 に主流流速 20m/s において $St=3, 4$ と 5 の条件での時間平均した流速コンターを示す。この結果より、 $St=4$ では気流の剥離が改善し、翼面へ付着することがわかった。 $St=3, 5$ の駆動周波数条件では、翼面の気流の剥離領域の大きさは、プラズマアクチュエータの非駆動時と同程度であった。以上より、 $St=4$ の駆動条件が翼面の剥離抑制効果が大きいことがわかった。



(a) $St=3$



(b) $St=4$



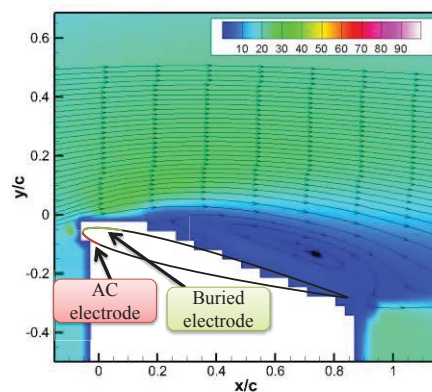
(c) $St=5$

Fig.9 Mean Velocity Fields with Plasma Actuator in 20 m/s Flow (Velocity Magnitude [m/s])

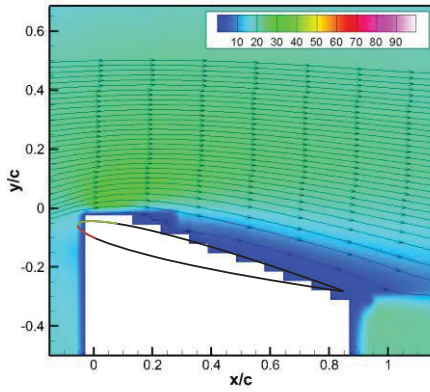
3.3 印加電圧調査

プラズマアクチュエータの発生するスラストは印加電圧の 3.5 乗に比例することが報告されている¹⁰⁾。本研究では、主流流速 20, 40 と 60m/s のそれぞれの失速迎角において、翼面からの気流の剥離抑制に要求されるスラストを調査するために、プラズマアクチュエータへの印加電圧を $1kV_{pp}$ ずつ変化させる試験を行った。なお、プラズマアクチュエータを $St=4$ (主流流速 20,40,60m/s) の駆動条件にて試験した。

図 10 に、主流流速 20m/s において、プラズマアクチュエータを $St=4$ で駆動し 13 と 14kV_{pp} の電圧を印加した場合の時間平均流速コンターを示す。この結果より、14kV_{pp} を印加した場合は、13kV_{pp} の場合よりも剥離を抑制できることがわかった。また、13kV_{pp} を印加した場合の時間平均流れ場は、プラズマアクチュエータ非駆動時の場合と同様に翼面では大きな剥離領域が存在した。よって、14kV_{pp} を剥離抑制に必要な最低印加電圧とみなした。



(a) Applied 13kV_{pp}



(b) Applied 14kV_{pp}

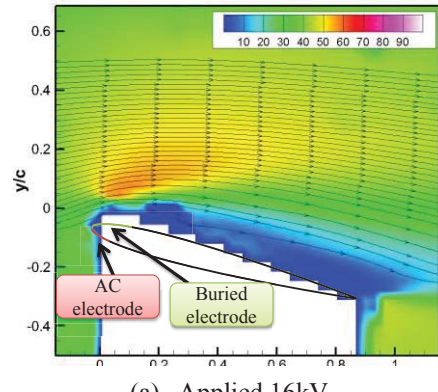
Fig.10 Mean Velocity Fields in 20m/s Flow with Operating $St=4$ (Velocity Magnitude [m/s])

次に、主流流速 40m/s において、 $St=4$ での翼面の気流剥離抑制に必要な印加電圧を調査した。図 11 に、プラズマアクチュエータを $St=4$ で駆動し 16 と 17kV_{pp} の電圧を印加した場合の時間平均流速コンターを示す。この結果より、17kV_{pp} を印加した場合は、16kV_{pp} の場合よりも剥離を抑制できており、17kV_{pp} を剥離抑制に必要な印加電圧とした。

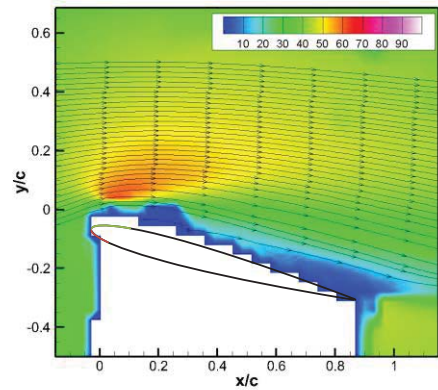
図 12 に、主流流速 60m/s において、プラズマアクチュエータを $St=4$ で駆動し 20 と 21kV_{pp} の電圧を印加した場合の時間平均流れ場を示す。この結果より、21kV_{pp} を印加した場合は、20kV_{pp} の場合よりも剥離を抑制できることがわかり、20kV_{pp} を剥離抑制に必要な印加電圧とした。

以上の試験結果より決定した剥離抑制に必要な印加電圧を整理し、図 13 に示す。この図では横軸は主流流速、縦軸は翼面の気流剥離抑制に必要な印加電圧である。この結果より、流速が増加すると要求される印加電圧が概ね比例して増えていることがわかった。さらに、スラストが印加電圧の 3.5 乗に比例することを利用して、印加電圧比をスラスト比へ換算する。

図 14 では、横軸は主流の流速を 20m/s で無次元化した流速比、縦軸は 20m/s の時に要求された印加電圧で無次元化し、さらに印加電圧の比を 3.5 乗してスラスト比へ換算した値である。この結果より、スラスト比は流速比の 1.0~1.3 倍となることがわかった。

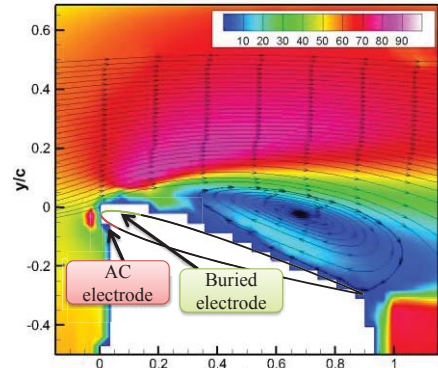


(a) Applied 16kV_{pp}

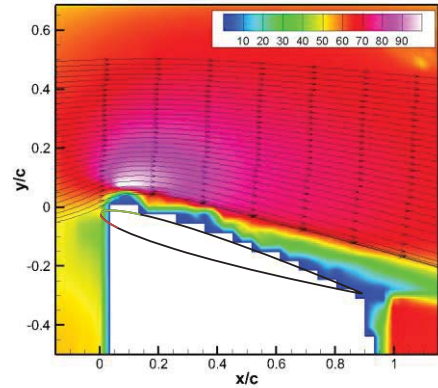


(b) Applied 17kV_{pp}

Fig.11 Mean Velocity Fields in 40m/s Flow with Operating $St=4$ (Velocity Magnitude [m/s])



(a) Applied 20kV_{pp}



(b) Applied 21kV_{pp}

Fig.12 Mean Velocity Fields in 60m/s Flow with Operating $St=4$ (Velocity Magnitude [m/s])

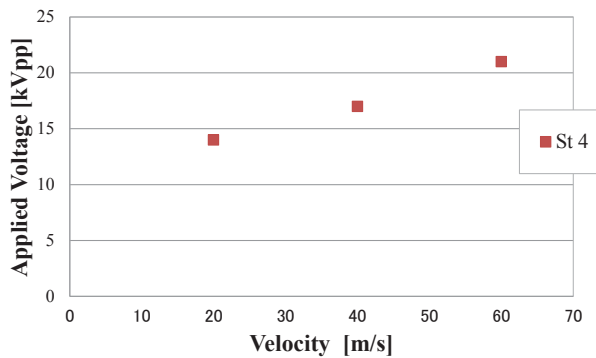


Fig.13 Velocity vs Requirement of Applied Voltage

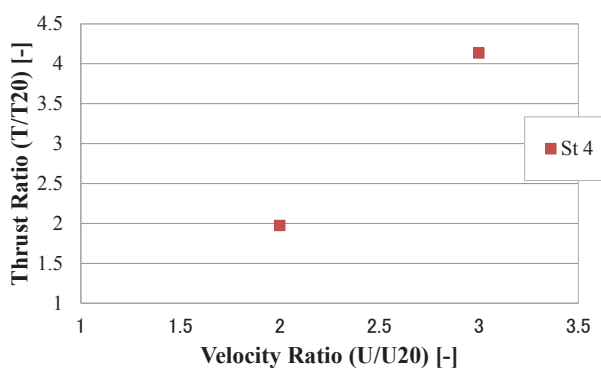


Fig.14 Velocity Ratio vs Thrust Ratio

4. まとめ

本研究では、NACA0015 翼の前縁へ設置した SDBD プラズマアクチュエータを非定常駆動することで、主流流速 60m/s までの翼面の気流剥離を抑制する試験を実施し、PIV(Particle Image Velocimetry)を用いて計測した。さらに、気流の剥離改善に必要なスラスト比を電源からの印加電圧の比より算出し、流速比に対するスラストのカーブを推定した。以下に、結論を示す。

- ・気流剥離の改善に最適なパルス変調制御の周波数は $St=4$ の条件であった。
- ・パルス変調制御による翼面の気流剥離抑制を主流流速～60m/s まで確認した。
- ・翼面の気流剥離抑制に要求されるスラストの比は、主流流速比に対して 1.0～1.3 倍となることがわかった。

参考文献

- 1) Corke, T. C., Post, M. L., and Orlov, D. M.: SDBD Plasma Enhanced Aerodynamics: Concepts, Optimization and Applications, Progress in Aerospace Sciences, Vol. 43, No. 7-8 (2007) pp. 193-217.
- 2) Font, G. I., and Morgan, W. L.: Recent Progress in Dielectric Barrier Discharges for Aerodynamic Flow Control, Contributions to Plasma Physics, Vol. 47, No. 1-2 (2007) pp. 103-110.
- 3) 深淵 康二, 山田 俊輔, 石川 仁: プラズマアクチュエータの基礎と研究動向, 日本流体力学会誌(ながれ), Vol.29 (2010) pp.243-250.
- 4) Kelley, C. L., Bowles, P. O., Cooney, J., He, C., Corke, T. C., Osborne, B. A., Silkey, J. S., and Zehnle, J.: Leading-Edge Separation Control Using Alternating-Current and Nanosecond-Pulse Plasma Actuators, AIAA Journal, Vol. 52, No. 9 (2014) pp. 1871-1884.
- 5) Saddoughi, S., Bennett, G., Boespflug, M., Puterbaugh, S. L., Wadia, A. R.: Experimental Investigation of Tip Clearance Flow in a Transonic Compressor with and without plasma actuators, ASME Turbomachinery Technical Conference & Exposition, (2014) GT 2014-25294.
- 6) Akcayoz, E., Vo, D. H.: Controlling Corner Stall Separation with Plasma Actuators in a Compressor Cascade, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition (2015) GT 2015-43404.
- 7) Sato, M., Nonomura, T., Okada, K., Asada, K., Aono, H., Yakeno, A., Abe, Y., and Fuji, K.: "Mechanisms for Laminar Separated Flow Control Using Dielectric-Barrier-Discharge Plasma Actuator at Low Reynolds Number," Physics of Fluids, Vol. 27 (2015) 117101.
- 8) Sato, M., Okada, K., Nonomura, T., Aono, H., Yakeno, A., Asada, L., Abe, Y., and Fuji, K.: Massive Parametric Study by LES on Separated-flow Control around Airfoil using DBD Plasma Actuator at Reynolds Number 63,000, 43rd AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit (2013) AIAA 2013-2750.
- 9) 松田 寿, 内田 竜朗, 田中 元史, 大友 文雄, 志村 尚彦, 大迫 俊樹: プラズマ気流制御 2 次元風車翼周り流れの位相同期 PIV 計測, 日本ガスタービン学会誌, Vol.42, No.6 (2014) pp.535-540.
- 10) Enloe, C. L., McLaughlin, T. E., VanDyken, R. D., Kachner, K. D., Jumper, E. J., Corke, C. T., :Mechanisms and Responses of a Single Dielectric Barrier Plasma Actuator: Plasma Morphology, AIAA Journal, Vol.42, No.3 (2004) pp.589-594.

ガスタービン用圧縮機翼列流れへの 湿りの影響に関する数値的研究 —第 1 報：Rotor37 による数値タービンの検証—

*森口 昇太，宮澤 弘法，古澤 卓，山本 悟（東北大学），田中 隆太，青塚 瑞穂（IHI）

A numerical study of wetness effects on gas turbine compressor flow field —The verification of Numerical Turbine on NASA rotor 37—

*Shota MORIGUCHI, Hironori MIYAZAWA, Takashi FURUSAWA, Satoru YAMAMOTO (Tohoku Univ.), Ryuta TANAKA, Mizuho AOTSUKA (IHI)

ABSTRACT

As a first step to simulate moist-air flows in compressors, the assessment of our in-house code for the transonic compressor flow through NASA rotor 37 under dry-air condition was conducted. The numerical method in the code is based on the third-order MUSCL TVD scheme, LU-SGS scheme and Spalart-Allmaras turbulence model. The tip clearance was modeled by a simple periodic boundary condition. Experimental data and the solution of a CFD code –UPACS, developed by JAXA were referenced for the comparison. Although there is a slight overestimation in mass flow rate, the solution of our in-house code shows a good agreement with them. The flow field of rotor 37 under moist-air condition was also simulated as a trial. A saturated moist air including water droplets, where the mass fraction of droplets is less than 1% and the diameter of droplets is about 1 μ m, was assumed at the inlet of the rotor.

Key words: Moist air flow, Compressor, CFD simulation, Gas turbine

1. 緒言

水蒸気および液滴(水滴)を含有する空気を湿り空気と呼ぶ。我々にとって最も身近な湿り空気は大気である。低高度における大気中の湿り空気の状態は、天候や地理的要因に大きく影響される。例えば、大気は高温多湿な地域では水蒸気を多く含み、雨や霧の下では液滴を含む。航空機が離着陸のために低高度を飛行する際、しばしばこのような湿り空気がガスタービンエンジンの圧縮機に流入する。

圧縮機内部で形成される湿り空気流れは、水蒸気の凝縮や液滴の蒸発、翼に対する液滴の衝突や付着といった様々な現象を伴う。そして、特に凝縮と蒸発に着目したとき、その熱的な作用が圧縮機の流動に影響を及ぼすことが知られている。例えば、産業用ガスタービンでは、液滴蒸発により作動流体を冷却することで、圧縮仕事が低減し、質量流量が増大する⁽¹⁾。また White らは、冷却により作動流体の比体積が減少することで翼への流入角が変化し、圧縮機の空力性能が低下することを示した⁽²⁾。一方で、湿り空気の凝縮および蒸発と圧縮機流動の関係について、未だよく知られていないことも

数多くある。例えば、翼端漏れ渦は圧縮機の安定性に大きな影響を及ぼす流動であるが、このような渦の中心では圧力が低下するため凝縮が起り易くなる⁽³⁾。また、遷音速圧縮機では衝撃波が形成されるが、衝撃波における大きな温度上昇は急激な蒸発を引き起こす。圧縮機湿り空気流れにおけるこれらの現象は十分に明らかにされていない。

我々の研究グループはこれまでに蒸気タービン内部の三次元湿り蒸気流れが計算できる CFD コード「数値タービン」を開発した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。本研究ではこのコードを圧縮機湿り空気流動の解析に応用し、凝縮および蒸発の熱的な作用と圧縮機流動の関係を詳細に解明することを最終的な目標としている。本論文では、NASA Rotor 37⁽⁶⁾を対象に乾燥空気条件で数値計算を行い、全圧比、全温比ならびに全圧、全温のスパン方向分布を文献中の実験結果⁽⁶⁾ならびに IHI より提供して頂いた UPACS⁽⁷⁾による計算結果と比較し、計算結果の妥当性を検証した。また、検証の過程でハブの回転が二次流れに及ぼす影響が明らかになったのでこれを示す。さらに、試験的ではあるが、湿りを考慮した計算を行ったので、その結果を示す。

おもな記号

- c : 音速
- C_p : 定圧比熱
- e : 単位体積当たりの岐点内部エネルギー
- n : 液滴の数密度
- p : 静圧
- q_i : i 方向の熱流束
- r : 液滴の平均半径
- R : 気体定数
- S : 粘性項, または生成項
- T : 静温
- \hat{v} : Spalart-Allmaras 変数
- w_i : 物理速度の i 方向成分
- W_i : 反変速度の i 方向成分
- β : 液相の質量分率
- γ : 比熱比
- Γ_c : 液相の質量生成率
- κ : 熱拡散係数
- κ^T : 渦熱拡散係数
- ρ : 密度
- σ : 拡散項
- τ_i : 粘性応力テンソル成分
- Ω : 回転角速度
- 添え字
- a : 乾燥空気
- g : 気相
- l : 液相 (液滴)
- m : 気液混合流体
- s : 飽和状態
- v : 水蒸気

2. 数値解法

2.1 基礎方程式

相変化を伴う圧縮性湿り空気流れの支配方程式は、気液二相均質流を仮定した連続の式、運動方程式、エネルギー保存式、乱流モデルの式に加え、水蒸気の質量および液相の質量保存式から成る。基礎方程式を三次元一般曲線座標系で表記すると次式になる。

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}_i}{\partial \xi_i} = \mathbf{S} + \mathbf{H} \quad (i = 1, 2, 3) . \quad (1)$$

$$\mathbf{Q} = J \begin{bmatrix} \rho \\ \rho w_1 \\ \rho w_2 \\ \rho w_3 \\ e \\ \rho v \\ \rho \beta \\ \rho \hat{v} \end{bmatrix} \quad \mathbf{F}_i = J \begin{bmatrix} \rho W_i \\ \rho w_1 W_i + \partial \xi_i / \partial x_1 p \\ \rho w_2 W_i + \partial \xi_i / \partial x_2 p \\ \rho w_3 W_i + \partial \xi_i / \partial x_3 p \\ (e + p) W_i \\ \rho v W_i \\ \rho \beta W_i \\ \rho \hat{v} W_i \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{S} = J \frac{\partial \xi_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial \xi_i} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{1j} \\ \tau_{2j} \\ \tau_{3j} \\ 0 \\ 0 \\ \sigma_{\hat{v}j} \end{bmatrix} \tau_{kj} w_k + (\kappa + \kappa^t) \partial T / \partial x_j$$

$$\mathbf{H} = J \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho(\Omega^2 x_2 + 2\Omega w_3) \\ \rho(\Omega^2 x_3 - 2\Omega w_2) \\ 0 \\ \Gamma_c \\ -\Gamma_c \\ S_{\hat{v}} \end{bmatrix} .$$

ここで、 \mathbf{Q} , \mathbf{F} , \mathbf{S} , \mathbf{H} はそれぞれ各方程式の未知変数項, 対流流束項, 粘性項, 生成項をベクトルにまとめたものである。なお, 生成項ベクトルの第3, 4成分は回転相対座標系においてコリオリ力および遠心力から生じる項である。全計算領域において水蒸気の密度および液相の質量分率が0であれば, 湿り空気流れの支配方程式は乾燥空気流れの支配方程式に帰着する。

2.2 状態方程式と音速

本論文では, 湿り空気中の液相の質量分率が十分に小さい($\beta < 0.1$)と仮定し, 石坂ら⁽⁸⁾が近似した次式の状態方程式を用いる。

$$p = \rho RT(1 - \beta)$$

$$= \frac{(1 - \beta)R}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \left(e - \frac{1}{2} \rho w_i w_i - \rho h_{om} \right) \quad (2)$$

$$R = \left(\frac{\rho_a R_u}{\rho_g M_a} + \frac{\rho_v R_u}{\rho_g M_v} \right) \quad (3)$$

ここで, R_u , M_a および M_v は一般気体定数, 空気の分子量, 水蒸気の分子量である。また, ρ_a , ρ_v および ρ_g は, 乾燥空気, 蒸気および気相の密度であり, 気液二相均質流の密度 ρ と次のような関係がある。

$$\rho_g = (1 - \beta)\rho \quad (4)$$

$$\rho_g = \rho_a + \rho_v \quad (5)$$

さらに, C_{pm} および h_{om} は液相と気相の定圧比熱および生成エンタルピーを質量分率で線形結合した値として定義される。

$$C_{pm} = \beta C_{pl} + (1 - \beta)C_{pg} \quad (6)$$

$$h_{om} = \beta h_{ol} + (1 - \beta)h_{og} \quad (7)$$

音速および比熱比は次式で定義される。

$$c^2 = \frac{(1 - \beta)R}{C_{pm} - (1 - \beta)R} C_{pm} T$$

$$= \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \frac{p}{\rho} \quad (8)$$

$$\gamma = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \quad (9)$$

ここで、 ρ_v と β が0であれば、熱物性値ならびに状態方程式、音速の式は乾燥空気のものに帰着する。

2.3 凝縮および蒸発のモデル

湿り空気中の液相は完全な球形をした液滴であるとし、また、液滴径に関して単一分散系を仮定した。この場合、局所的に存在する全ての液滴は次式で表される平均半径を持つ。

$$r = \left(\frac{3\beta}{4\pi\rho_l n} \right)^{1/3} \quad (10)$$

ここで、 n は単位質量当たりの湿り空気中に存在する液滴の数である。液滴が流体中に均一に分散していると仮定し、 n を定数とした。

凝縮による液相の生成には、蒸気中の水分子が集まり、液滴の初生となる凝縮核が形成される場合と、塵や液滴の表面に液相が生成する場合の二通りがある。凝縮核の形成は強い非平衡状態の下で生じる。したがって、空間中に塵や液滴が既に存在する場合、凝縮核は新たに生成せず、凝縮は液滴の成長として進行する。一方で、蒸発は、凝縮を液滴径が大きくなる正の成長とすれば、液滴径の小さくなる負の成長となる。液滴の成長率には次式で表される Schnerr と Dohrmann の式⁽⁹⁾を用いた。

$$\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{c}{\rho_l} \cdot \frac{p_v - p_s}{\sqrt{2\pi RT}} \quad (11)$$

ここで、 p_v 、 p_s は場の蒸気圧、液滴表面近傍における飽和蒸気圧である。また c は凝縮係数と呼ばれる定数で、本計算では1とした。液滴の平均半径および成長率から液相の質量生成率が次式より求まる。

$$\Gamma_c = 4\pi r^2 \frac{\partial r}{\partial t} \rho_l \rho_n \quad (12)$$

2.4 計算スキーム

時間積分に LU-SGS 法⁽¹⁰⁾、空間差分には Roe の流束差分法⁽¹¹⁾および3次精度 MUSCL TVD スキーム⁽¹²⁾を用いた。粘性項は2次精度中心差分を用いた。乱流モデルは Spalart-Allmaras モデル⁽¹³⁾である。

3. 計算対象および計算格子

今回計算の対象としたのは遷音速軸流圧縮機動翼 NASA rotor 37⁽⁶⁾である。NASA rotor 37 の設計仕様を Table 1 に示す。また、Fig.1 に計算結果を比較する際に基準とした位置を示す。

数値タービンで計算を行うために、3ブロックから成る格子を作成した。ミッドスパン断面の格子形状を Fig.2 に示す。a と c で示されるブロックは H 型で、半径方向に 91 点、周方向に 91 点、軸方向

Table 1 NASA rotor37 の設計仕様

翼枚数	36
チップクリアランス[mm]	0.356(0.45%スパン長)
回転数[rpm]	17188.7
チップ周速[m/s]	454
全圧比	2.106

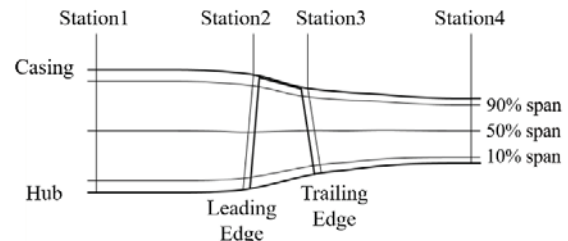


Fig.1 基準位置

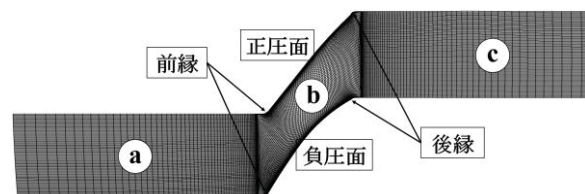


Fig.2 ミッドスパン断面の格子形状

に 61 点である。b で示されるブロックは拡張 H 型で、半径方向に 91 点、周方向に 91 点、軸方向に 91 点である。総格子点数は約 176 万点である。なお、ブロックの接合部において周方向の格子点が一致していないため線形補完を行っている。

現在の数値タービンの仕様上、チップクリアランスに格子を生成し計算することが困難であった。そこで、今回は簡易的な周期境界条件を用いてチップクリアランスを考慮した⁽¹⁴⁾。

4. UPACS

UPACS は JAXA により開発された航空分野向けの CFD コードである⁽⁷⁾。今回は JAXA と IHI により回転機械向けに改良されたバージョンを用いた。

UPACS の計算で用いた格子は IHI の格子生成ツールで作成されている。また、チップクリアランスに格子を生成し計算している。

5. 計算結果

5.1 数値タービンの検証

乾燥空気条件の下で、数値タービンの計算結果を実験結果および UPACS の計算結果と比較した。

Fig.3 に全圧比および全温比の数値タービンと実験の比較を示す。なお、数値タービンの全圧比および全温比は St.2(Fig.1 中の Station2)と St.3 における

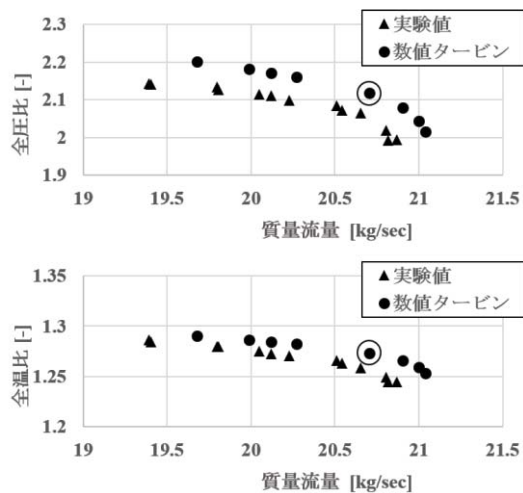


Fig.3 全圧比および全温比

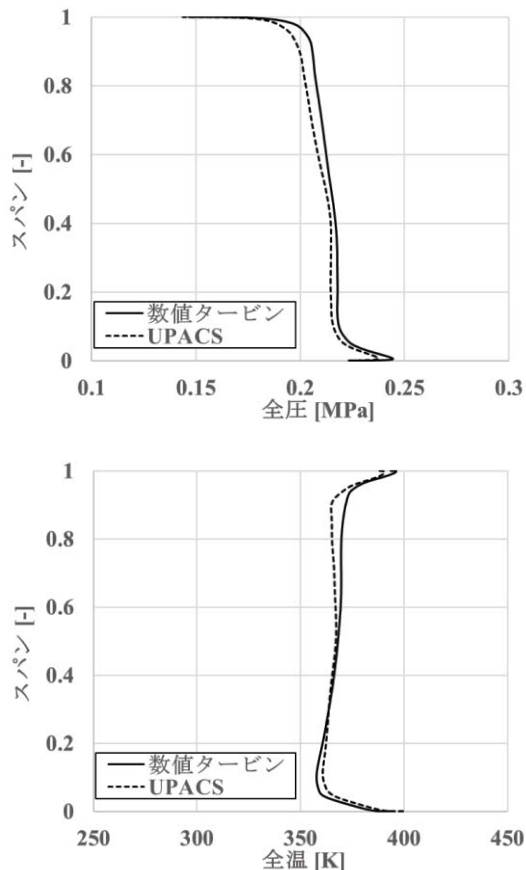


Fig.4 St.3 での全圧, 全温のスパン方向分布

値の比である。数値タービンではチョーク流量が実験値よりも約 0.8%大きく算出された。また流量が等しい条件で比較した場合、全圧比、全温比いずれも数値タービンがやや大きな値となった。一方で、流量に対する全圧、全温の変化の傾向は比較的よく捉えられている。

St.3 における全圧および全温のスパン方向分布を Fig.4 に示す。数値タービンの結果は Fig.3 中の

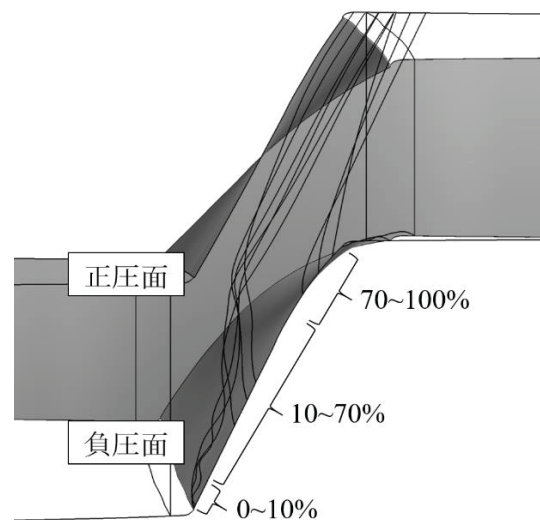


Fig.5 数値タービンによる翼単漏れ流れ

丸で囲まれた作動点のものであり、UPACS の結果はそれと同じ入口全圧、入口全温および出口静圧を設定した場合のものである。この場合、数値タービンの質量流量が UPACS よりも約 2%大きくなった。両者の結果は全体的によく一致しているが、70%スパン位置からチップにかけて差異がやや大きくなっている。この差異の一因としてチップクリアランスの計算方法が異なることが考えられる。

Fig.5 に数値タービンより計算された翼端漏れ流れの流線を示す。Chima⁽¹⁵⁾は、翼の前縁から 10%コードの高負荷領域で強い渦が生じること、10%コードから 70%コードの中負荷領域でケーシングを這う薄い壁ジェットが生じ渦を旋回するように流れること、70%から後縁の低負荷領域では特に旋回する流れは生じないことを示した。Fig.5 に示した翼単漏れ流れにも Chima が示したのと同様の構造を認めることができ、チップクリアランスの周期境界モデルが有用であることが示された。

5.2 ハブの回転の影響

今回、NASA rotor 37 を対象に計算を実施した過程で、ハブの回転が二次流れに及ぼす影響が明らかになった。Fig.6 の(a)はハブ全体が動翼と一緒に回転する場合を、(b)は動翼が取り付けられている部分のハブのみが回転しそれ以外は静止している場合を表している。なお、NASA rotor 37 は(b)のタイプに該当するが、前節の数値タービンおよび UPACS の計算結果は(a)を仮定している。

Fig.7 に Fig.6 の(a)および(b)の条件におけるハブ壁面近傍の流線を示す。なお、入口全圧、入口全温および出口静圧は Fig.3 中の丸で囲まれた作動点と同じである。Fig.6(a)を想定した場合、ハブ壁面近傍の流れが動翼負圧面の後縁付近で巻き上げられて

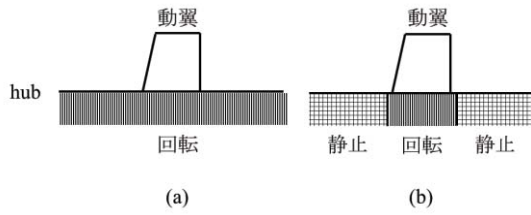


Fig.6 ハブの回転

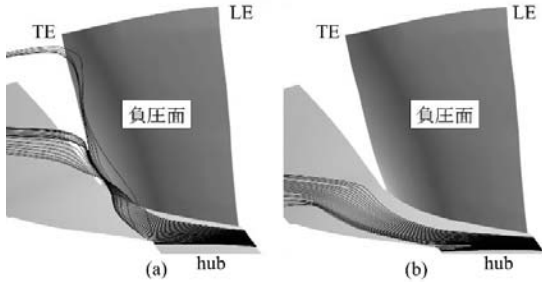


Fig.7 ハブ壁面近傍の流線

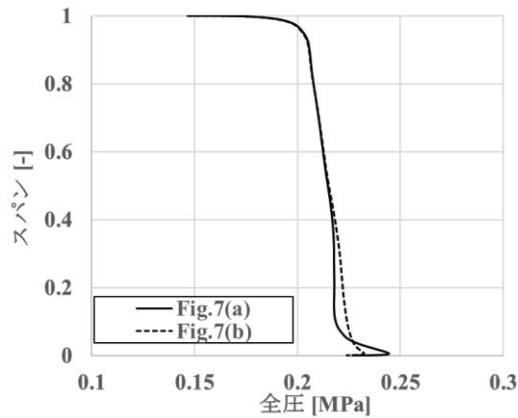


Fig.8 St.3における全圧のスパン方向分布

渦を形成している。さらに、一部の流れは剥離領域の中を通過してスパン位置90%にまで移流している。一方で、Fig.6(b)を想定した場合は、ハブ壁面近傍の流れは二次流れを形成することなく動翼を通過している。Fig.8はSt.3における全圧のスパン方向分布である。スパン位置5%から30%の間ではFig.7(a)の渦が圧力損失を引き起こしていることがわかる。また、スパン位置5%以下では移動するハブ壁面の剪断応力による仕事の影響が表れている。

ハブの回転が及ぼすこのような影響は速度三角形から考察できる。Fig.9に動翼前縁前方のハブが回転または静止している場合のハブ壁面近傍における速度三角形を示す。ハブが回転している場合、ハブ壁面近傍の流れは粘性応力を受けて動翼の回転方向に予旋回される。予旋回されることで、されない場合と比較して、流入の相対速度および相対角度が減少する。結果として、流れは翼間で圧力勾

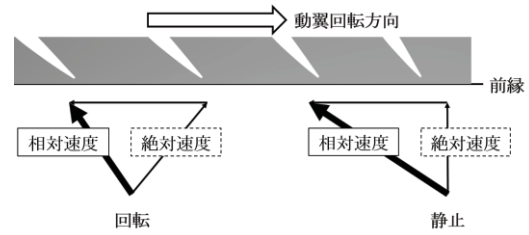


Fig.9 ハブ壁面近傍の速度三角形

配の影響を強く受け、正圧面から負圧面に向かって流れ、後縁付近で巻き上げられて渦を形成する。

5.3 湿り空気条件の計算

乾燥空気条件におけるNASA rotor 37の流動は数値タービンでも良く計算できることが検証できた。そこで、試験的ではあるものの、湿り空気条件の計算を実施した。動翼入口において液滴を含む飽和湿り空気を想定し、液相の質量分率は1%、液滴径は約 $1\mu\text{m}$ とした。Fig.10にスパン位置10%、50%、90%断面の液相の質量分率を示す。スパン位置10%では、動翼に流入した液滴は下流に向かって緩やかに蒸発している。また、計算領域最下流において液滴が蒸発しきらず残っている。一方で、スパン位置90%では、衝撃波直後で液滴が急激に蒸発し、動翼を抜けるまでの間にほぼ完全に蒸発している。50%スパン位置では10%と90%の中間の傾向が示された。遷音速軸流圧縮機では一般にチップに向うにつれて動翼の周方向速度が増大するため、強い衝撃波が形成され圧力および温度の上昇が大きくなる。このことがスパン位置による蒸発速度ならびに蒸発量の違いに影響していると考えられる。また、いずれのスパン位置でも剥離領域およびウエイクで液相の質量分率が小さくなっている。

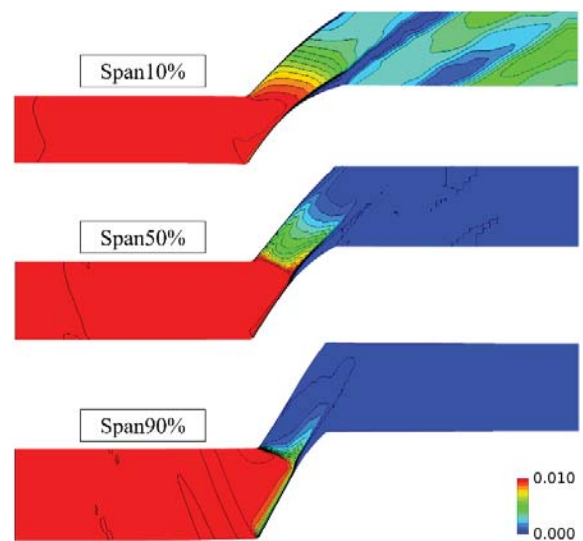


Fig.10 液滴質量分率の分布

これは、剥離領域やウェイクのような流れが大きく乱れた場所では、運動量が熱へ散逸され温度が上昇し蒸発が促進されるからである。また、剥離領域やウェイクとそれ以外の領域との界面では乱流により物質交換が促進されるが、本計算では乱流を渦粘性で近似していることに加え、液相の質量保存式に何ら拡散項を考慮していないため、それらの領域への液滴の輸送を過小評価している可能性がある。現実の圧縮機湿り空気流動では、より多くの液滴が剥離領域やウェイクで蒸発していると考えられる。

6. 結言

NASA rotor 37 を対象に乾燥空気条件ならびに湿り空気条件で数値計算を実施した。まず、計算結果の妥当性を検証することを目的として、乾燥空気条件の計算結果を実験結果およびUPACSの計算結果と比較した。数値タービンでは、質量流量や全圧比、全温比が実験値よりもやや大きめに算出されたものの、流量に対する全圧比、全温比の変化の傾向は良く捉えることができ、相対的な比較を行う上では十分に妥当な結果が得られることを示した。また、チップクリアランスを簡易的な手法で計算したものの、漏れ流れによる渦や壁ジェットを確認できた。一方で、チップ付近の全圧および全温の分布をUPACSの結果と比較したところ、全圧で最大4%、全温で最大2%程度の誤差があった。

次にハブの回転が動翼間の二次流れに及ぼす影響を示した。ハブ壁面の剪断応力による流れの予旋回が動翼間における渦形成に強い影響を与えることが明らかになった。

最後に湿りを考慮した計算を実施し、液滴の蒸発速度ならびに蒸発量がスパン位置によって異なること、剥離領域およびウェイクで蒸発が促進されることを示した。一方で、乱流による液滴輸送の作用も大きな影響を及ぼす可能性があり、今後はそれらの考慮も必要である。

謝辞

本研究を実施する上で、JAXA 調布の賀澤様からはUPACSの使用許諾およびターボ機械の内部流れ、CFD等多くの面に関して有益な議論と助言を頂いた。ここに感謝の意を表す。

参考文献

1) Jonsson, M., Yan, J., “Humidified gas turbines—a review of proposed and implemented cycles,” *ScienceDirect, Energy*, 30 (2005), pp.1013-1078.

2) White, A. J., Meacock, A. J., “An Evaluation of the Effects of Water Injection on Compressor Performance,” *J. of Gas turbine and Power*, Vol.126 (2004), pp.748-754.

3) Yamamoto, S., “Onset of Condensation in Vortical flow over Sharp-Edged Delta wing,” *AIAA J.*, Vol.41, No.9 (2003), pp.1832-1835.

4) Yamamoto, S., “Computation of Practical Flow Problems with Release of Latent Heat,” *ScienceDirect, Energy*, 30 (2005), pp.197-208.

5) Sasao, Y. and Yamamoto, S., “Numerical Prediction of Unsteady Flows through Turbine Stator-rotor Channels with Condensation,” *Proc. ASME Fluids Engineering Summer Conference, FEDSM2005-77205* (2005), CD-ROM

6) Suder, K. L., “Experimental Investigation of the Flow Field in a Transonic, Axial Flow Compressor With Respect to the Development of Blockage and Loss,” *NASA TM 107310*, (1996).

7) Yamane, T., Yamamoto, K., Enomoto, S., Yamazaki, H., Takaki, R., and Iwamiya, T., “Development of A common CFD Platform-UPACS,” *Proc.Parallel CFD 2000 Conf.*, Elsevier Science, (2001), pp.257-264.

8) 石坂浩一, 井小萩利明, 大宮司久明, “超音速湿り蒸気流の高解像度差分法,” *日本機械学会論文集 B* 編, 60 (1994), pp.3887-3892.

9) Schnerr, G. H., Dohrmann, U., “Transonic Flow Around Airfoils with Relaxation and Energy Supply by Homogeneous Condensation,” *AIAA J.*, 32 (1994), pp.101-107.

10) Yoon, S., Jameson, A., “Lower-upper Symmetric-Gauss Seidel Method for the Euler and Navier-Stokes Equations,” *AIAA J.*, 26 (1988), pp.1025-1026.

11) Roe, P. L., “Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes,” *J. of Computational Physics*, 43 (1981), pp.357-372.

12) van Leer, B., “Towards the ultimate conservative difference scheme, V. A second order sequel to Godunov’s method,” *J. of Computational Physics*, 32 (1979), pp.101-136.

13) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows,” *Recherche Aerospatiale*, No.1, (1994), pp.5-21.

14) Kirtley, K. R., Beach, T. A., and Adamczyk, J. J., “Numerical Analysis of Secondary Flows in a Two-Stage Turbine,” *AIAA-90-2356*, (1990).

15) Chima, R. V., “Calculation of Tip Clearance Effects in a Transonic Compressor Rotor,” *ASME J. of Turbomachinery*, (1998), Vol.120, pp.131-140.

最新セラミックスコーティング技術

鈴木 雅人（産総研）

New Plasma Spraying Process for Ceramic Coatings

Masato SUZUKI (AIST)

ABSTRACT

Suspension plasma spray (SPS) technique is now recognized as one of the most promising process to ensure high performance of the plasma-sprayed ceramic coatings. Its microstructure can be widely controlled by selecting spraying parameters. In this report, main features and some important information on the SPS process are described in its comparison with the conventional plasma spray process, as well as the mechanism of the featured microstructure formation. And its expected future trends are also discussed.

Key words: Plasma Spray, Suspension Plasma Spray, Particle Size, DVC, Cauliflower-like Coating

1. はじめに

本稿では、ガスタービンやジェットエンジンの遮熱コーティング施工に用いられているプラズマ溶射法、さらに新規溶射技術としてサスペンションプラズマ溶射法について紹介する。また定期講演会では AD 法、PS-TF 法など関連する他のセラミックスコーティング手法についても紹介する。

2. プラズマ溶射法

2.1 概要

溶射法とは、ある熱源を利用して材料を熔融し相手材に吹き付けてコーティング施工を行うプロセスである。材料を熔融する熱源によってフレーム溶射や HVOF（燃焼炎）、アーク溶射（電気アーク）、プラズマ溶射（プラズマ）などに分類され、金属、合金、セラミックス、プラスチック等々様々な材料のコーティング施工に利用されている。他の表面処理法に比べて大面積に高速に厚膜の施工が可能なることから、大型構造物や機械部材を中心に様々な分野で産業的に利用されている。このうち熱源にプラズマ（主には DC プラズマジェット）を用いるプラズマ溶射法は、熱源の温度が高い（～15000℃程度）ことからセラミックスや高融点金属などの比較的融点の高い材料の施工に適している。産業界における主な用途としては、ガスタービンやジェットエンジンの遮熱コーティング(TBC)・耐環境コーティング(EBC)、大型固体電解質型燃料電池(SOFC)、製紙・製鉄用送りロール（耐摩耗）、

半導体製造装置用耐プラズマ部材・静電チャックが挙げられる。

2.2 プラズマ溶射皮膜の特徴

プラズマ溶射皮膜は、非常に特徴的な構造を有することで知られている。プラズマジェットに投入された粉末材料はプラズマジェット内部で加熱熔融し、相手材に衝突した際に（多くの場合厚さ 1-2 μm 程度まで）扁平して急冷凝固する。こうしてできた扁平粒子（スプラット）が次々と堆積することにより溶射皮膜が形成される。またこの時の液相の凝固およびその後の熱収縮により大きな応力が発生しその結果細かなクラックが多数生じることが知られている。このように一般的なセラミックス溶射皮膜は扁平粒子が堆積したラメラ構造を持ち内部にマイクロクラックを多数含む。ガスの巻き込みによるボイド、スプラット間の剥離などが観察されることが多く、また場合によっては未熔融粒子が膜中に取り込まれていることもある。クラックやスプラット間の剥離は決して必ず避けなくてはならないというのではなく、TBC 使用環境における熱応力緩和、軸受部の保油性の向上、インプラントにおける骨導入性の向上など、注目すべき機能を発揮する用途も多い。また同様にスプラット構造の異方性に関しても、皮膜内には膜面に平行なスプラット界面が多いためこれが熱伝導を阻害し膜面垂直方向の熱伝導率がバルク材よりも低い値を示すことが多い。これらのことから、プラズマ溶射皮膜の開発はスプラット界面

やマイクロクラック等も膜の構成要素として考慮に入れた評価および設計が行われている。

2.3 プラズマ溶射法における課題

通常プラズマ溶射に用いられる粉末材料の粒度分布でおよそ 20-60 μm 程度のものを用いることが多い。搬送ガスとともに内径 4-6mm 程度のチューブを通して送られてきた粉末材料はプラズマジェットに側方から吹き込んで供給される。これは、10 μm よりも微細な粉末は搬送中に凝集して脈動を起こしやすいこと、軽くて必要な運動量が確保できないためプラズマジェットに入らず弾かれてしまうこと、60 μm よりも大きな粉末ではプラズマジェット投入時にジェットを突き抜けやすくまた粉末が十分に熔融せず未熔融粒子が多くなること、などの理由から経験的に定着したものである。しかし旧来から、より微細な粉末による成膜では、機構サイズの縮小、残留応力の抑制、マイクロクラックの抑制、電気入力の高減などの効果が確認されており、欠陥の少ない緻密なコーティングを要する用途からは常に一定の要求があった。

微細な粉末材料の利用を可能にしたのが次項で解説するサスペンションプラズマ溶射法(SPS 法)である。SPS 法では、アルコールや水などにセラミック微粉末を分散したサスペンション(懸濁液)を直接プラズマジェットに投入して溶射成膜する方法である。液体状で供給するためプラズマジェットへの投入に必要な運動量が確保でき、よって分散した粉末のサイズを問わず溶射施工が可能となる。次世代に向けた新規プラズマ溶射法として注目されており、文字通り世界中で開発が進められている。

3. サスペンションプラズマ溶射法

3.1 概要

前項で既に述べたように、一般にプラズマ溶射では粉末材料がプラズマジェット内で熔融して基材表面に衝突する際に扁平し厚さ約 1-2 μm 、直径 100 μm 以上の扁平粒子となりこれらが堆積してコーティングを得る。一方 SPS 法では、通常のプラズマ溶射法と同様の装置を用い、サスペンションをプラズマジェットの側方から圧力をかけて注入する。直後にサスペンションはプラズマジェットの乱流に揉まれて微細化するため、基材表面に堆積する際の扁平粒子のサイズは通常のプラズマ溶射の場合に比べて 1~2 桁小さく 10 ミクロン以下となることがほとんどである。プラズマジェットに投入されたサスペンションは、①投入、②微細化、③分散媒の蒸発、④微粉末の凝集、⑤熔融、

⑥衝突・堆積、の各素過程を経て皮膜形成される。SPS 法では「②サスペンションの微細化」の過程を経るためにコーティングを形成する積層粒子は微細になる。この「スプラットの微細化」が通常のプラズマ溶射法と最も大きな相違点であり、SPS 法をユニークで意味のあるものにしていく。その結果、残留応力の低減、マイクロクラックや気孔の減少といったこれまでにない特長を有するようになる。

3.2 SPS 皮膜の特徴

SPS 法による皮膜は、通常のプラズマ溶射膜とは異なり特徴的な組織を呈する。代表的なものとして、「羽毛状」「柱状」「カリフラワー状」とも称される非常にポーラスな皮膜、緻密な皮膜、DVC(Dense Vertically-cracked Coating)と称される緻密ではあるが膜を縦断する大きなクラックを有する皮膜、等が挙げられる。

これらの皮膜の形成過程を理解するため、基材表面近傍を飛行する熔融粒子の挙動について考える。基材に到達するプラズマジェットのガス流は基材近傍で急激に減速し基材表面に沿って外へと流れの向きを変える。溶射粒子はこのガス流に沿って基材に向けて飛行するが、SPS の場合では径が 1-3 μm 程度と非常に小さい即ち軽いため、空力的な影響を強く受け基材表面近傍においてガス流と同じく飛行速度を急速に下げる。基材到達時の粒子速度が低くなり、衝突よりもむしろ表面に付着するような形で堆積する。この結果、凹部に粒子が入り込むことはなくなり、凸部の先端にのみ堆積するようになる。こうして凸部のみが成長したような組織のポーラス膜が形成される。また、飛行粒子径が 3-5 μm 程度以上(即ちポーラス膜のケースより少々大きい)の場合、粒子の重量即ち運動量(=慣性)が径の 3 乗に比例して大きくなるため基材近傍の急激な減速を突き抜けて基材に衝突するようになる。しかしその後の熱応力によりクラックが生じない程度には小さい。そのような場合にはクラックのほとんど見られない非常に緻密な溶射膜が得られる。またこのケースでは成膜時の基材温度を高めに設定することで膜を縦断するクラックの形成が可能で、その結果、上述の DVC 膜の形成が可能となる。このように、SPS 法では堆積粒子径が小さくなることにより通常のプラズマ溶射から堆積機構が変化し、これまでとは大きく異なる特徴的な構造を有するコーティングが形成されることがわかった。

これらのコーティングのうちジルコニア系を中心とした遮熱コーティング材料によるものは、ガスタービン/ジェットエンジンの次世代 TBC の有力候補として注目を集めており、欧米では精力的に研究が進められている。ポーラス膜、緻密膜とも従来のプラズマ溶射による TBC よりも熱伝導率

は低くなるようである。ただしその数値は一樣ではなく、緻密膜(DVC)の方がポーラス膜(カリフラワー状)よりも熱伝導率が低いという報告も複数されており、皮膜微細構造と特性の関連のより詳細な検討が必要である。

4. SPS プロセス開発の今後の方向性

今後、SPS 法の開発を進める上で重要と考えられる点についていくつか以下に紹介したい。

1 つ目は「SPS 法特有のコーティング組織と特性の相関」について。これまでの研究開発の緻密なコーティングから羽毛状、カリフラワー状、DVC など SPS 法特有の様々な組織が得られているが、これらの膜の構造と熱伝導率などの特性の相関について統一的な理解が得られているかという点はまだそういう状況には至っていない。このことは、これまでプラズマ溶射皮膜の特性は経験的に走査型電子顕微鏡(SEM)での断面観察によりおよその傾向の把握が可能であったが、SPS 膜では状況が異なっておりこれまでと同様な判断は安易にはならないようだという点である。膜の構成粒子が一桁以上小さくなったことから、膜の構造評価解析もそれに応じて手法を適切に選ぶべきであり、透過型電子顕微鏡(TEM)、後方散乱回折(EBSD)、X 線光電子分光(XPS)などをはじめとした微細構造解析手法の重要性が今後さらに増していくものと考えられる。また構造解析に限らず、破壊力学的な評価、熱的特性評価においても同様にこれまでの溶射膜よりもさらに微細な構造を考慮した評価手法の導入が重要である。

2 つ目は「成膜速度の向上」について。SPS 法では、サスペンション中の粉末の量は主に 30wt% 程度で成膜されることが多く、また基材に到達する溶融粒子は小さくなるほどに基材到達前に凝固する量が増え、付着効率は下がる傾向にある。これらの要因から、SPS 法の成膜速度は通常のプラズマ溶射に比べて低下する。比較的大型部材への厚膜の利用を前提とすることが多いため、特に施工メーカーを中心に要望は大きい。これに応えるためには、SPS プロセスの成膜素過程の丁寧な解析によりプロセスおよび施工装置の最適化が大きな意味を持つ。

最後 3 つ目は「シミュレーション技術の利用」について。先に述べたように SPS 法では飛行粒子が小さくなりプラズマジェットの流れ場に敏感に反応する。その結果、現時点において様々に特徴的な組織を有するコーティングが得られているが、これらの粒子の熱履歴および粒子界面の微細構造解析、微細構造高度制御技術、さらには全く新たな膜構造の開発のためにはこれまでのような実験的なパラメータスタディだけではなく、各種シミュレーション技術の導入が不可欠であろう。CFD

技術に関しては、ガスタービン関連の PJ の成果によりこの 5 年ほどの間の技術の進歩には目をみはるものがあり、今後 CFD とプラズマ溶射の両技術の有意義な連携が大きな成果を生み出すものと期待している。

5. 終わりに

本稿ではプラズマ溶射法および新規溶射技術としての SPS 法の開発に係る現状について概説した。SPS 法は際前から触れているように、他の溶射法よりも幅広い組織制御が可能であり、様々な構造・特性を有するコーティングの形成が可能である。現時点では、ガスタービン等の遮熱コーティング(TBC)、セラミック複合部材の耐高温酸化コーティング(EBC)、固体電解質型燃料電池(SOFC)、半導体製造機器の耐プラズマエッチングコーティング、超撥水コーティング、太陽熱発電など様々な応用への展開を目的とした研究が諸方で進められている。また上記の用途以外にも現時点では思いもつかないような用途が多数あるものと思われる。これら「まだ見ぬ用途」とのマッチングを図ることが重要であり、そのためにはこれまでにない多種多様な業界との連携を視野に入れ、これまで以上に活発な活動が求められている。

参考文献

- 1) P.Fauchais, G.Montavon, M.Vardelle, J.Cedelle: Surf. Coat. Tech., 201(2006), pp.1908-1921
- 2) P.Fauchais, V.Rat, J.-F.Coudert, R.Etchart-Salas, G.Montavon: Surf.Coat.Tech., 202(2008), pp.4309-4317
- 3) E.Meillot, R.Vert, C.Caruyer, D.Damiani, M.Vardelle: J.Phys.D: Appl.Phys., 44(2011) 194008
- 4) C.Marchand, A.Vardelle, G.Mariaux, P.Lefort: Surf. Coat. Tech., 202(2008), pp.4458-4464
- 5) S.A.Esfarjani, A. Dolatabadi: Surf.Coat.Tech., 203(2009), pp.2074-2080
- 6) 例えば、鈴木雅人、傳井美史: "ツインカソード型プラズマトーチによるサスペンションプラズマ溶射(第2報)", 日本溶射学会第90回(2009年度秋季)全国講演大会講演論文集, pp.11-12

最新のコールドスプレー技術 —最新のコールドスプレーシステムを中心として—

*深沼 博隆（プラズマ技研工業株式会社）

Advanced Cold Spray Technology —Focusing on Current Cold Spray Systems— *Hiroataka Fukanuma (Plasma Giken Co., Ltd.)

ABSTRACT

Cold spray technology has steadily advanced since the phenomenon of cold gas dynamic spraying was discovered by Anatolii Papyrin et al. at The Institute of Technological and Applied Mechanics of the Russian Academy of Science in the early 1980s. Cold spray applications have lately developed in various industrial fields with cold spray systems having evolved. In the cold spray technology, particle velocity is one of the most important factors to determine the quality of its deposits and the interface between substrates and coatings. This paper aims to show the latest cold spray systems and its performance, especially about high pressure and temperature cold spray systems that can be available in the market place.

Key words: High pressure, High temperature, Particle velocity

1. はじめに

コールドスプレー技術はその現象の発見以来すでに 30 年以上経過している。最近まで見るべき応用成果は限られた分野で少数の例しか見られなかったが、ここ数年でこの技術を応用したアプリケーションが多数出現するようになって来た。弊社の装置販売先ではこれまでのところジェットエンジンのメンテナンス、アニロックスロール用に Ti コーティング、シリンドリカルスパッターリングターゲットへの Ag、Zn、Zn-Sn 合金等の 10 mm を超える厚膜コーティング、電気伝導改善のための Cu コーティング、また、インダクションヒーティングのための低炭素鋼のコーティング、あるいはセラミックス基板への Cu、Al コーティング等用途が広がって来ている。

近年、コールドスプレー装置の性能が改善され急速にその性能が向上しているのので、装置の種類とその性能およびその特徴について述べると同時にコールドスプレー装置の用途について記述し、いくつかの応用例について述べる。

2. コールドスプレー装置の分類

2.1 コールドスプレー装置

コールドスプレーシステムの概念図を Fig. 1 に示す。コールドスプレーガンのチャンバー内に供給された高圧・高温のガスを convergent-divergent

ノズルを通過させることにより超音速のガスの流れができる。その超音速ガス流にコーティング材料を乗せることによりパウダー粒子は 500 - 1000 m/s の速度になる。ガスを高温に加熱するためのヒータおよびチャンバーのガス圧力と温度をそれぞれコントロールする制御機器と粉末材料を定量的に供給するパウダーフィダーとを Fig. 1 に示す。これらの要素からシステムは構成される。

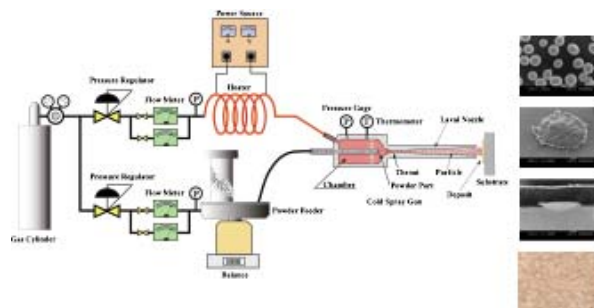


Fig. 1 Schematic illustration of cold spray system

Fig. 1 の右に示されている 4 枚の写真は粒子の変形と皮膜の構造を示しており、上から基材に衝突する前の粒子の形状、衝突後の変形した粒子を上方から見た写真とその断面写真および皮膜の断面の組織を示している。

2.2 コールドスプレー装置の分類

コールドスプレー装置の種類はコールドスプレーガンのチャンバーのガス圧力および温度の高低によって Table 1 に示すように慣用的に分類される。

低圧コールドスプレー装置は一般的にはガス温度は最高でも 500–600°C である。Inovati 社の装置は 1100°C の高温、メディコート社の装置は 900°C までスプレー可能としている。Dymet、Centerline 社の装置は 500–600°C での運転が可能である。他方、高圧コールドスプレー装置は最高温度 1100°C でスプレー可能である。

Table 1 Classification of Cold Spray System

	Pressure	Temperature
Low Pressure System	< 1.0 MPa	500 - 1100°C
		< 500°C
High Pressure System	1.0 - 7.5 MPa	500 - 1100°C

低圧コールドスプレー装置は人が手で持って操作出来るようにスプレーガンは 2–3kg と軽量化されている。したがって、パーツのキズ埋、小さな加工ミスの補修あるいはパーツの磨耗または腐食した場所を除去した後埋め戻しなどをする。この時ロボットのプログラムなど不経済なのでロボットなどを用いず、人がガンを操作して簡便に短時間に修復を行う。ガス流量も 500 slm 程度である。一方、高圧ガンは 1000–3000 slm と大流量のガスを使用する上にガス温度を 1000°C 以上の高温に上げるため加熱ヒータが大型になり数十キログラムの重量になるため人が手に持って操作することはできない。したがってロボットにセットプログラム作成が必要になるためシステムも複雑ななりしかも必要なコーティング終えるのに段取りを含めると長時間を要する。

コールドスプレー技術においてスプレー条件のもっと重要な要因の一つは基材に粒子が衝突する時の速度である。その速度が速いほど皮膜の気孔率が低くなり、基材との密着強度が強くなると考えられている。しかし、粒子の基材への衝突現象は複雑で未だ解明されていないが基材および粒子材料の機械的特性に強く影響されるものと考えられている。

2.3 コールドスプレーガンの構造

コールドスプレーガンはチャンバーと呼ばれる高圧・高温のガス溜、先細 (convergent) ノズルと末広 (divergent) ノズルおよび先細から末広に移行する繋ぎの部分であるスロートから構成されている。コールドスプレーガンの模式図を Fig. 2 に示す。

高温コールドスプレー装置ではノズル温度が高くなるのでノズルの酸化あるいはノズル内の粒子付着し難くなるようにノズルを水冷する場合がある。

パウダーをガンに供給する方式はノズル内の流れに沿う軸と同軸になるように供給するアクシヤル方式と流れに対してラジアル方向にパウダーを供給する方式の二通りある。Fig. 2 に示す Powder Port 1 はアクシヤル方式を示し、Powder Port 2 と Powder Port 3 はラジアル供給方式を示している。供給位置はそれぞれスロートより上流あるいは下流でパウダーは供給される。

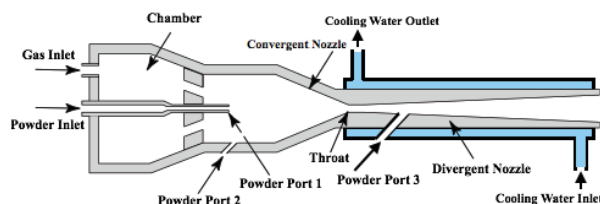


Fig. 2 Schematic illustration of cold spray gun

パウダーが供給される位置のガス圧力はスロートより上流では高く下流では低くなる。粉末材料はパウダー供給装置からガスの流れに乗せてガンに供給するのでスロートより上流の位置にパウダーを供給する場合、ガンのガス圧力が高圧の部分にパウダーを送入しなければならないのでパウダーフィダー内のガス圧力はチャンバー内のガス圧力より高くなければならない。例えばチャンバー圧力が 5 MPa であった場合パウダーフィダーは少なくとも 5 MPa 以上の圧力になり且つその圧力に耐えなければならない。安全を考えるとその圧の 2 倍の 10 MPa には耐えなければならない。したがってパウダーフィダーの強度を増すためにその重量は低圧のものに比べて数倍重くなるためパウダーの交換およびフィダー内部の清掃等取り扱いが非常に煩わしいものになる。

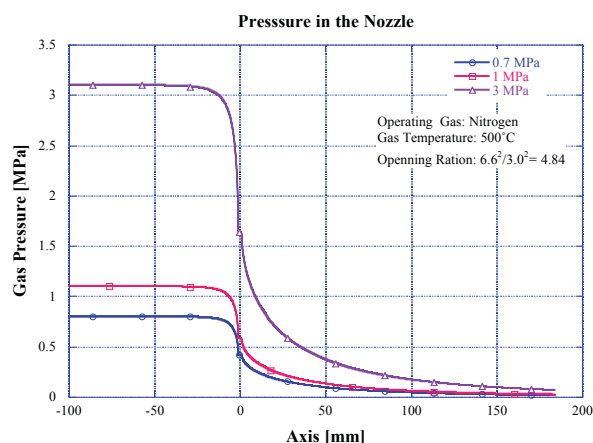


Fig. 3 Gas pressure inside the cold spray gun

コールドスプレーガンのチャンバーおよびノズル内のガス圧力を Fig. 3 に示す。横軸はノズルの長さ方向の距離を表しており、Axis の 0 の位置はスロートの位置を示しマイナス側は convergent

ノズルとチャンバーの位置を示している。プラス側は divergent ノズルの位置を示している。その長さは 180 mm である。

グラフはチャンバースタガ圧が 3、1、0.7 MPa の時のノズル内のガス圧力の変化を示している。スロート近傍の上流から急激にガス圧が降下していることがグラフから解る。スロートより下流でパウダーを供給する時はチャンバースタガ圧が 3 MPa の高圧であってもスロートより少し下流の位置であれば 1 MPa 以下であるからプラズマ溶射装置あるいは HVOF 装置に用いられるパウダーフィダーを利用することが可能である。

2.4 粉末供給装置

高圧コールドスプレー用のパウダーフィダーの能力および特性を弊社の装置を例に取り説明する。パウダーフィダーを高圧下使用する時ホッパー内のパウダーは高圧ガスに圧縮されて流動性が著しく落ちる場合がある。したがってホッパー内に何かパウダーを攪拌する装置が必要となる。

Fig. 4 に示す様な弊社の POFC-1025 パウダーフィダーを用いて異形のステンレス 316L パウダーを用いて粉末供給の安定性のテストした結果を Fig. 5 に示す。パウダーの粒子形状を Fig.6 に示す。毎分 85 g で約 2 時間スプレーしたがパウダー減量はグラフに示すように直線的であり粉末供給は安定していることを示している。粒子形状が球状でなくイレギュラーな形状であってもガンの高圧チャンバーへ安定的に供給できることをこの結果は示している。



Fig. 4 POFC 1025 Powder Feeder

高圧ガンのチャンバースタガ圧はおそらく近いうちに 10 MPa の超高圧で運転される様になるであろう。粉末供給装置 POFC-1025 はその様な高圧での

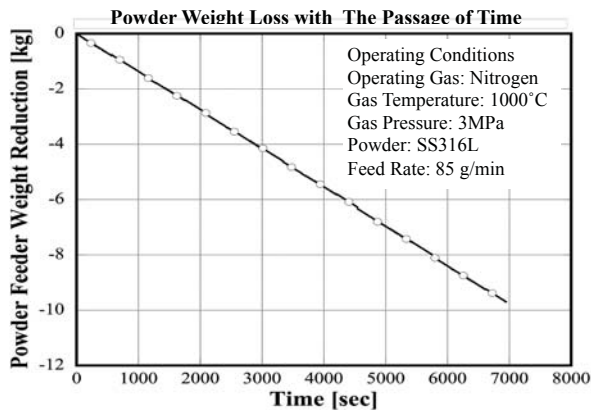


Fig. 5 Powder feeding test results

運転が可能な様に設計されている。

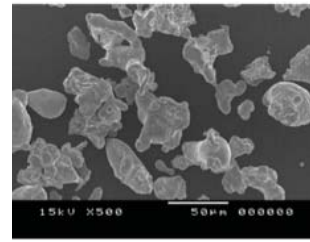


Fig. 6 Particle morphology

低圧用コールドスプレー装置用のパウダーフィダーであれば供給安定性の高い溶射用の粉末供給装置を利用すれば良い。専用のパウダー供給装置を新たに開発する必要はない。

3. 粒子速度

3.1 ガス圧力および粉末供給位置と粒子速度

ノズルを通過した粒子の速度はチャンバースタガ圧と温度およびノズルのディメンションで決定される。粒子の直径、密度および形状もまた粒子速度に影響を与える。また、粒子の挿入位置も粒子速度に影響を与える。一次元等エントロピー過程で粒子速度および温度を計算した結果について以下に述べる。

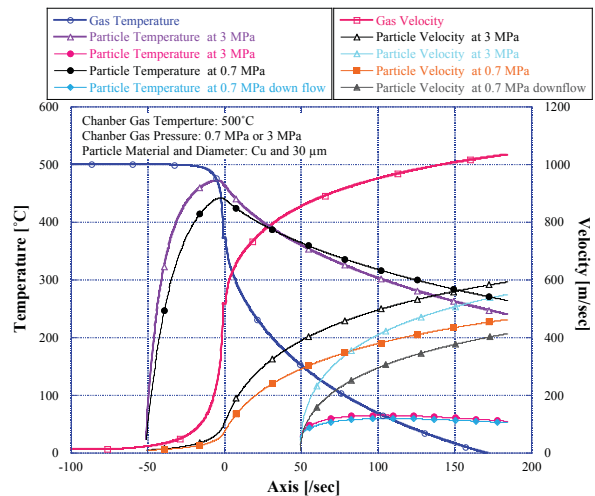


Fig. 7 Particle velocity in different chamber gas pressures and particle feeding points

チャンバースタガ圧を変化が粒子速度に与える影響を示す。作動ガスとして窒素ガスを用いてチャンバースタガ温度 500°C でガス圧力を 3 MPa と 0.7 MPa の条件計算したガス速度と温度を Fig. 7 に示す。Powder Port 1 と 3 からそれぞれ供給した時の粒子速度を計算した結果も同様に Fig. 7 に示す。ノズル内のガス温度およびガス速度はチャンバースタガ圧力が変化しても等エントロピー過程では等しい。ガス速度はノズル出口で 1050 m/s、ガス温度は 0°C より少し低い値を示している。

スロートから 50 mm 上流の Port 1 から粒子を供給した場合、ガス圧力が 3 MPa の時はノズル出口の粒子速度は約 600 m/s であり 0.7 MPa の時は約 550 m/s である。チャンバー圧が高い方が粒子速度は速くなる。他方出口での粒子温度は約 240°C と 260°C であり、チャンバー圧が高い方が粒子温度は低くなる。スロートから 50 mm 下流の位置から粒子を供給した場合もチャンバー圧が高い方が粒子速度は早くなるが粒子温度は等しい。

粒子をスロートの上流で供給した方が粒子速度は下流から供給した時よりも高压の時も低压の時も 40 m/s ほど速くなる。粒子温度に関しては上流からパウダー供給した方が 200°C ほど高いことをグラフは示している。

3.2 チャンバーガス温度と粒子速度の関係

チャンバーガス温度が粒子速度に与える影響を Fig. 8 に示す。作動ガスに窒素ガスを用いてチャンバーガス圧力を 5 MPa に設定してチャンバーガス温度をそれぞれ 1100°C および 600°C に設定した時の粒子温度と粒子速度をグラフは示している。計算には Cu の 30 μm 粒子を用いた。粒子温度はそれぞれ 580°C と 220°C を示しておりその差は 360°C にも達する。粒子速度の方はそれぞれ 860 m/s と 730 m/s を示し約 130 m/s の差が生じている。粒子速度にチャンバーガス温度は、チャンバー圧力に比べて大きな影響を与える。

高速粒子を得るにはチャンバーガス温度を高くすることがもっと効率的であるが 1100°C を超える温度では金属のヒータ材料ではガス圧力に耐えられない。また、セラミックヒーターなどの非金属ヒータでも今の所 1000°C を大幅に超えてコールドスプレーガスを加熱することは難しい。

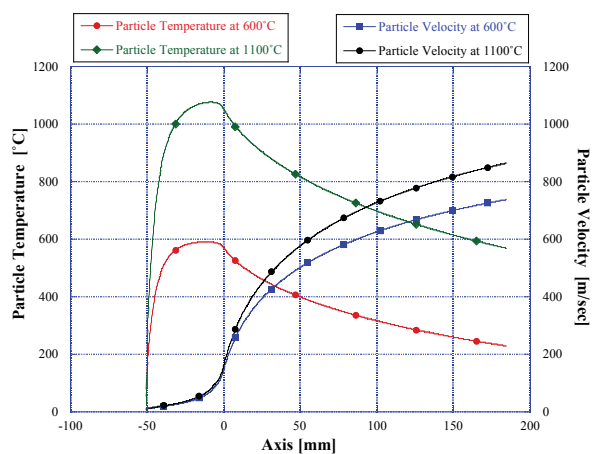


Fig. 8 Particle velocity and temperature with chamber gas temperature changed

3.3 ノズル長さで粒子速度の関係

Divergent ノズルの長さを変化させた時の粒子速

度がどのように変化するか計算を行った結果を Fig. 9 に示す。Divergent ノズルの長さを 200、300、400 mm と 3 段階に変化させた時の粒子速度と温度を求めた。Fig. 9 に示す様に粒子速度はそれぞれ 920 m/s、980 m/s および 1010 m/s であった。粒子温度はそれぞれ 530°C、460°C、410°C であった。ノズル長さが長くなるにつれて粒子速度は速くなり粒子温度が低くなることが示された。この時のチャンバー温度は 1100°C でチャンバー圧力は 7.5 MPa である。また粒子は Cu で直径 20 μm である。Cu は実際 1100°C では溶融してしまうがあくまで便宜上利用したものである。この結果はオペレーティングガスが窒素ガスであっても粒子速度が 1000 m/s を超える可能性を示唆している。

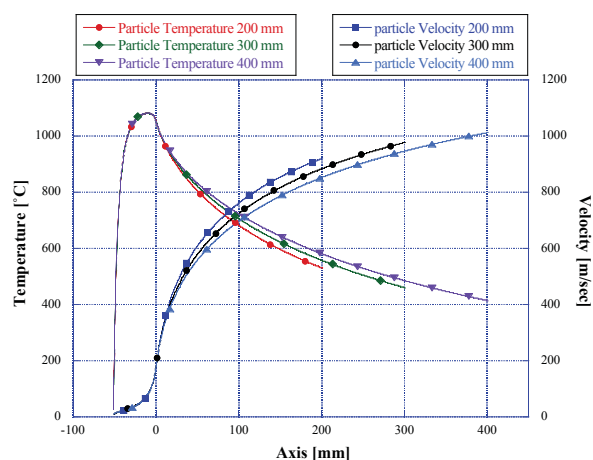


Fig. 9 Particle velocity and temperature with nozzle length changed

基材皮膜間の密着強度を高めるために衝突粒子速度を 1000 m/s を超える必要があると考えられている。このためにはこれまで He ガスを使用しなければならなかった。He ガスはプロダクションに使用するにはコスト的に高すぎて現実的ではなかった。窒素ガスでもチャンバー圧力を 7–10 MPa の超高压に上げてガス温度を 1000–1100°C にまで高温にすれば 1000 m/s を超える粒子速度が得られる可能性がある。

3.3 作動ガス流量と粒子速度との関係

パウダー供給量を大幅に増やしてコーティング速度を上げてコーティング時間の短縮を図り生産コストを下げようとする場合作動ガス流量が重要なファクターになってくる。コールドスプレーでは作動ガスの運動量をパウダー粒子に移転することにより粒子速度を高めている。

ノズル出口のガス運動量とパウダー粒子の運動量合計との和はパウダーを供給しない時のガスだけの出口の運動量に等しい。運動量は保存されるから次式が成り立つ。

$$m_g v_{0g} = m_g v_g + \sum_{i=0}^N m_i v_i$$

ここで

m_g : mass of gas flowing out at unit time

v_{0g} : gas velocity at nozzle outlet when no particle flows

v_g : gas velocity at nozzle outlet with particles flowing

m_i : mass of particle i

v_i : particle velocity of particle i

N : total number of particles

である。

ガス流量が多ければガスの運動量も大きいので大量のパウダーを高速に加速することができる。ガス流量が少なれば大量のパウダーを供給してもガスの運動量が小さいためパウダーを高速には加速できない。一定の作動ガス流量の時パウダー供給量を増加させていった時の粒子速度を Fig. 10 に示す。作動ガス流量が少なくなればパウダー供給量の増加共に粒子速度が減るのがグラフから解る。

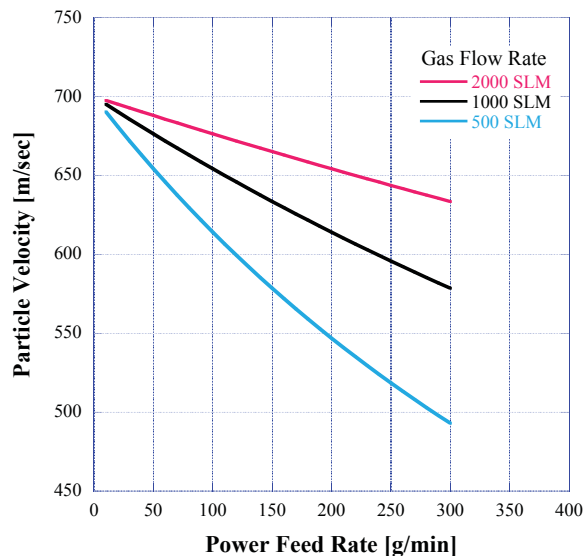


Fig. 10 Relationship between particle velocity and gas flow rate

粒子速度が臨界速度を下回ると付着しないので少量のガス流量ではパウダー供給量を増していくと急激に付着効率が低下する。したがってハンディなコールドスプレーガンでは少量の材料のコーティングで目的を果たせる様な付加価値の高い製品に適用するのが望ましい。

コールドスプレーでの加工生産性を上げるには大量の粉末を供給し付着効率が高いシステムを利用すべきである。大量のガス流量を高温に加熱するには大型のヒータが必要になり装置が大型化する。

したがってコールドスプレー装置以外の集塵機、ロボット等が大型になり設備コストが高くなる。しかしランニングコストは極めて低くなるので適正な生産量を確保できれば高い利益率が見込まれる。

ガス流量が一定の時ある温度まで加熱するのに必要な電力を Fig. 11 に示す。当然ガス流量に比例して加熱電力は増加し加熱温度が高いほど諸費電力が大きくなることがグラフは示している。

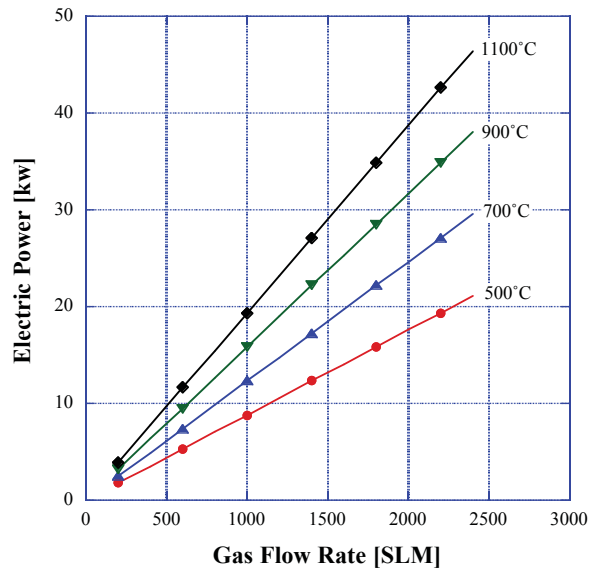


Fig. 11 Relations between gas flow rate and electric power

ハンドガンではガンの軽量化のため 2 – 6 kw 程度のヒータが使われている。ガス流量 500 SLM でガス温度は 500°C が限界と思われる。他方、高圧・高温ガンでは 2000 SLM の流量で 1000°C で使用するには 30 – 40 kw のヒータが必要となる。

3.4 ノズル

ノズルの材質およびディメンションはコールドスプレー技術において重要な要素である。高温・高圧条件ではスプレー粒子はノズルに付着し易い。経験的には Ni を含有する合金はノズル閉塞が生じやすい。現状はコーティング材料ごとに閉塞を避けるためノズル材料を変えている。

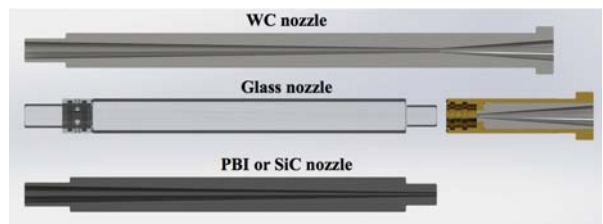


Fig. 12 Nozzle materials and cross section

弊社では WC、SiC、ガラスおよび PBI をノズル材料として利用している。各材料のノズルとその断面形状を Fig. 12 に示す。

WC ノズルは長時間使用してもほとんど磨耗することがないので Cu、Ti 等閉塞しにくいパウダーには適している。SiC は未経験の材料をコーティングする際に利用する。たとえ閉塞しても SiC は酸に侵され難いので閉塞した材料を化学的に溶解してノズルを再生することができる。PBI はほとんどの材料で閉塞しない。しかし 400°C 以上の温度に達する場合は熔融・変形するためチャンバー温度が 800°C 以上では使用できない。ガラスノズルは Al などの低融点合金を除いて閉塞しないがやや磨耗が早い。

PBI およびガラスノズルはスロート部は磨耗が早いのでスロートより下流の Divergent ノズルの部分で使用している。Convergent ノズルの部分では粒子速度が遅いのでどのようなノズル材料でも閉塞することはない。

4. 粒子の衝突変形

飛行粒子が基材に衝突した時衝突速度および粒子と基材の材質の組み合わせにより粒子のおよび基材の変形形態が異なる。

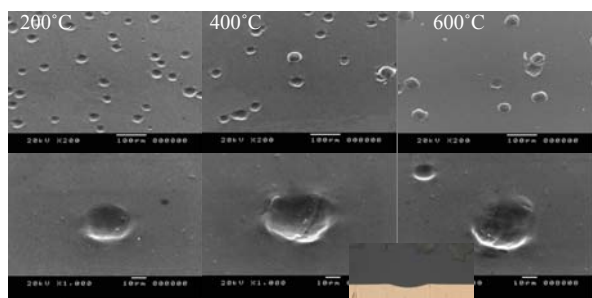


Fig. 13 Crater and Ni splat produced by impingement of Ni particle on Cu substrate

Fig. 13 は作動ガスに窒素ガスを用いてチャンバー圧力を 3 MPa でチャンバーガス温度を 200、400、600°C で Cu 基材に Ni 粒子を衝突させた時の基材の表面とスプラットの写真である。スプレー条件の温度が 200°C では Cu 基材の表面はクレーターのみで Ni のスプラットは存在しない。400、600°C と温度が上がるにつれてスプラットの数は増えるのが解る。

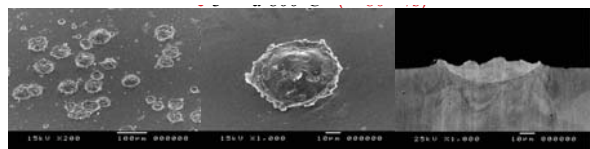


Fig. 14 Stainless steel 316L splat on steel substrate

Fig 14 は He ガスを用いてチャンバーガス圧力温度をそれぞれ 3MPa、800°C で SUS316L をスチール基材に衝突させた時の写真である。基材にはクレーターが存在せずスプラットは大きく扁平してい

るのが解る。右の断面写真ではスプラットが基材に深く食い込んでいる。

粒子の衝突速度と粒子および基材の材料との組み合わせがスプラットおよび基材の変形に影響を与えている。コールドスプレー技術の進歩ためにはこの衝突変形の理解が避けられない。

5. コールドスプレーのアプリケーション

コールドスプレーは北米では航空機部品のメンテナンスに広く利用されている。ハンドガンを用いて部品の一部を修復肉盛りして部品を再生利用している。我が国では航空機産業の広がりが少ないので、航空機関係部品のメンテナンスのための用途は少ない。何か量産品にこの技術が適用されないか模索しているところである。

しかし、近年の引き合いを見るとコールドスプレー技術を利用して大量生産を考えている企業が増え始めている。また、受注につながるケースも出てきた。この技術に対してすごく有望とまでは言わずともかなりポジティブに捉えても良いのではないかと思っている。

コールドスプレー応用例として弊社で行ったガスタービンパーツのメンテナンスの例を挙げる。

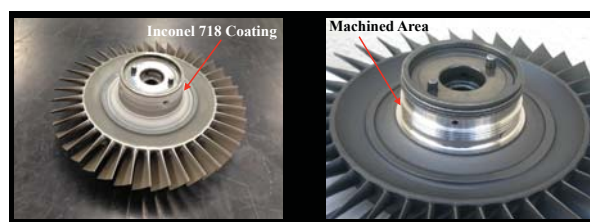


Fig. 15 Repair of labyrinth seal

消耗・磨耗したラビリンスシールの部分を切削加工で取り除いた後 Inconel 718 をコールドスプレーで肉盛りをして熱処理を行った。さらに機械加工を行い新品同様に復元した。Fig. 15 の左の写真は傷んだ部分を切削除去後に Inconel 718 をコーティングしたものである。右の写真は復元後の製品である。

コーティングの密着性評価法の検討

*山崎 泰広（千葉大）

A Study of Adhesion Evaluation for Coatings

*Yasuhiro YAMAZAKI (Chiba Univ.)

ABSTRACT

One of the most critical issues to reduce durability of thermal spray coating systems is spallation of coating. The adhesion strength is a measure to express a resistance to spalling of the coating and it has been often evaluated by tensile method, e.g. ISO 14916: Thermal Spraying – Determination of tensile adhesive strength. However, there are some problems in tensile method, e.g. the result is strongly affected to the specimen size. Especially, ISO 14916 can't be applied to evaluate the adhesion strength of actual coated components because it needs relatively large specimen.

In this work, a novel adhesion test methods, in-situ shear delamination test method and instrumented indentation test method were applied to evaluate the adhesion strength of an TBCs.

Key words: Interfacial fracture toughness, Local adhesion strength

1. はじめに

高機能化や耐久性向上を目的として基材表面に成膜される溶射皮膜では、皮膜の密着性が最も重要な特性のひとつであり、その評価のために引張型密着試験法 (ISO 14916, JIS H 8402, ASTM C633) のほか種々の方法が検討・提案されてきた。しかし、引張型密着試験法では接着剤を用いるため接着剤の強度以下の密着強度を有する皮膜にしか適用できないことや、比較的大きな試験片が必要であることなど、実機コーティングの密着性評価をする場合には問題がある。

著者らは日本溶射学会を主体とした研究会を通じて、圧子押し込み法によるコーティングの界面強度評価法に関する標準化研究を実施し、高密着強度のコーティングにも適用可能な密着強度の等級分け試験法である ISO 19207 と、遮熱コーティングの界面破壊靱性試験法である ISO 20267 の策定に参画した。ISO 20267 は界面破壊靱性値を比較的小さなサンプルで評価可能な試験法である。一方、著者らは、計装化押し込み試験機による圧子押し込み法による界面破壊靱性値評価法を独自に開発してきた¹⁾。同方法は ISO 20267 よりもより小さな局所領域の界面強度を評価可能な方法である。

一方、先進ガスタービンシステムでは、タービン入口温度が 1700℃となっており、タービン動・静翼には遮熱コーティング (Thermal Barrier Coating;

TBC) の適用が不可欠となっている。TBC では、セラミックストップコートと基材の熱膨張係数の相違に起因した熱応力が不可避であるため、機器の起動停止に伴う熱サイクルによる皮膜の剥離損傷が報告されており、剥離抵抗、すなわち、コーティングの界面強度が重要となっている。

実機使用した遮熱コーティング静翼に確認された界面き裂の例を Fig. 1 に示す。コーティングと基材超合金の弾性力学特性の相違や、熱膨張係数の相違に起因して、冷却孔のようなコーティング界面端では特異応力場が形成され、界面き裂が発生しやすい。さらに、セラミックストップコートと金属ボンドコートの界面で成長する低破壊靱性の熱成長酸化物 (TGO) により界面き裂の発生が助長され、冷却孔では微小界面き裂の発生が不可避である。従って、冷却孔から発生した界面き裂が停留する条件、すなわち、界面破壊靱性値が遮熱コーティングの剥離損傷に対して重要となり、せん断負荷に対する端部近傍の局所的な界面破壊靱性値の評価が必要となる。

本報告では、遮熱コーティングの局所的界面強度の評価法として開発した計装化圧子押し込み試験の概要と、その場観察せん断圧縮試験の検討結果について報告する。

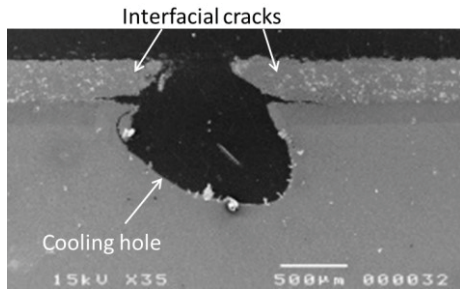


Fig. 1 Delamination crack from edge of cooling hole

2. 計装化圧子押し込み試験

2.1 試験方法の概要

ビッカース硬さ試験機を改造して押し込み荷重と押し込み変位を計装化した圧子圧入試験装置を試作して実験に用いた^{1),2)}。圧子は電動アクチュエータにより駆動し、押し込み荷重を圧子上部のロードセルにより計測した。試験中、負荷中の押し込み荷重とともに押し込み変位を渦電流式変位センサにより計測・記録した。

実験には、実機で実際に使用した TBC 静翼から切り出した試験片を用いた。なお、試験片は Fig. 2 に模式的に示すように静翼の翼高さ中央部の背側と腹側から試験片を採取した。

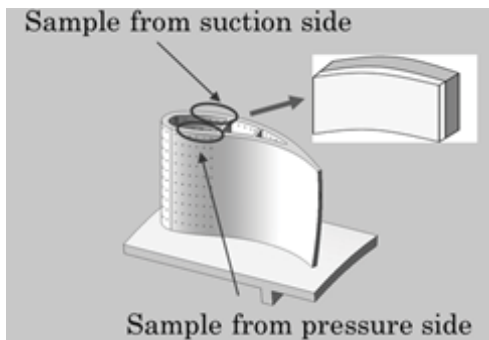


Fig. 2 Schematic of specimen preparation from actual TBC vane

2.2 実験結果の概要

Mo 系金属コーティング, CrC 系サーメットコーティング, Al₂O₃ コーティングおよび YSZ コーティング (ガスタービン遮熱コーティング) を供試材とした圧子押し込み試験を行った結果より、界面破壊靱性値の評価式として Eq. (1) を提案した²⁾。

$$K_c = \{ \xi_1 + \xi_2(c/a) \} \frac{a}{c^{3/2}} \sqrt{PE_I} \quad (1)$$

ここで、 P は圧子押し込み最大荷重、 E_I は計装化圧子押し込み試験によって評価した界面における見かけのヤング率、 a は圧痕対角線半長、 c は界面き裂半長、 ξ_1 および

ξ_2 は c/a の 1 次関数として実験結果より得られた材料定数である。

実機使用した TBC 静翼の界面破壊靱性値を評価した結果を Fig. 3 に示す。なお、図中には別途準備した TBC 試験片 (As-sprayed) の結果も併記してある。Fig. 3 に示すように、計装化圧子押し込み試験により実機 TBC 翼の界面破壊靱性値を小さくならつきで評価可能であった。一方、背側/腹側の界面破壊靱性値はほぼ同等で、As-sprayed 状態の TBC とほぼ同等の界面破壊靱性値を有している。Fig. 4 に実験に供した実機使用済み TBC 静翼の断面組織を示す。断面 SEM 画像からは損傷はほとんど認められず、また、トップコート/ボンドコート界面の TGO も非常に薄いことがわかる。今回実験に供した部位は実機稼働中の温度条件が比較的 low、損傷が軽微であったことが予想され、界面破壊靱性値も初期強度とほぼ同等であったものと考えられる。

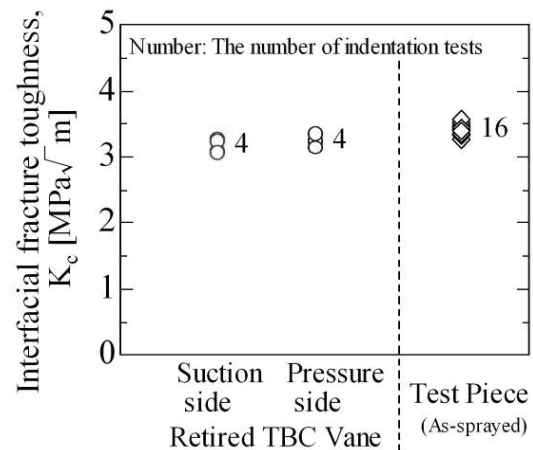
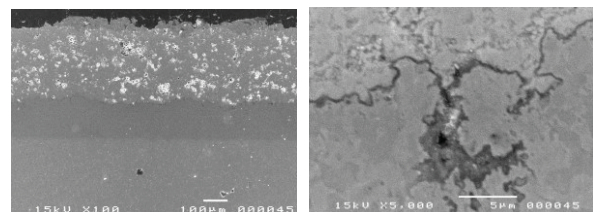


Fig. 3 Apparent interfacial fracture toughness of a retired TBC vane compared with the as-sprayed TBC specimen¹⁾



(a) Macro image (b) TGO morphology

Fig. 4 Cross-sectional SEM images of a retired TBC vane

3. その場観察せん断圧縮試験

3.1 試験方法

ガスタービン動静翼では、翼表面が高温作動ガ

スに曝され、基材内部が内部冷却機構によって冷却されるため、複雑な温度分布が生じる。この複雑な温度分布とセラミックコーティングと基材との熱膨張係数のミスマッチにより、コーティング界面にせん断応力（せん断ひずみ）が生じる。冷却孔周りの界面端では特異応力場となるため、Fig. 1 のような界面き裂が発生しやすいものと考えられる。このように冷却孔界面端に発生した界面き裂は、コーティング界面に生じたせん断応力を駆動力として進展するであろう。そこで本研究では、Fig. 5 に示すように、微小な遮熱コーティング試験片に二つの切り欠きを導入し、界面と並行方向に圧縮負荷を与えることにより切り欠き底から界面き裂を発生・進展させ、き裂進展が停止する荷重とき裂長さから界面破壊靱性値を評価する方法を検討した。実験は負荷中のき裂の進展挙動をその場観察するため、電子顕微鏡内で試験を行った。

供試材は、50mm×30mm×5mm の MarM247 基材にボンドコートとして CoNiCrAlY を LPPS で溶射し、トップコートとして 8YSZ を APS で溶射した TBC 試験片である。ボンドコートとトップコートの膜厚はそれぞれ約 100 μ m、約 500 μ m である。子の供試材から Fig. 5 の形状の試験片を機械加工し実験に供した。

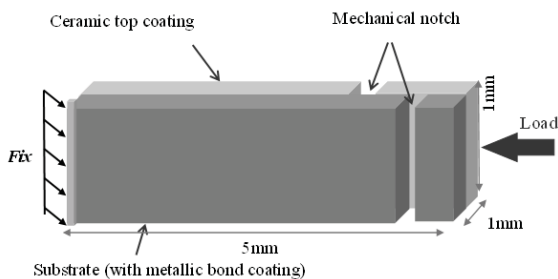


Fig. 5 Schematic of compression shear test

3.2 評価式の検討

FEM により種々の条件のもとで応力解析を行い、解析結果から界面き裂に対する Mode II 応力拡大係数 K_{II} を算出し、Mode II 界面破壊靱性値の評価式を検討した。本研究では、汎用解析ソフト ANSYS 16.0 を用いて弾性解析を行い、Fig. 6 に示すように基材に対して荷重を負荷するモデルを対象として、Table 1 に示す条件で、端部からの界面き裂長さ c [mm]、負荷荷重 F [N]、モデル長さ L [mm]、厚さ T_h [mm] の 4 つのパラメータを変数として組み合わせて解析を行った。

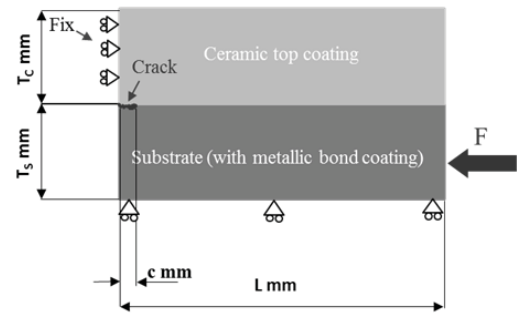


Fig. 6 Geometry of FE analysis model

Table 1 FE analysis condition

Applied force, F [N]	10, 30, 50
Crack length, c [mm]	0.005, 0.01, 0.02, 0.03, 0.05
Coating thickness, T_c [mm]	0.5
Substrate thickness, T_s [mm]	0.5
Model length, L [mm]	0.3, 0.5, 0.7
Model width, W [mm]	1, 2, 3
Young's modulus of Substrate, E_s [GPa]	200
Young's modulus of coating, E_c [GPa]	20

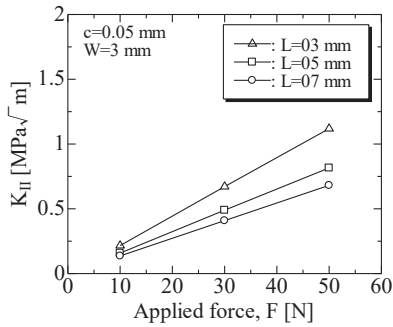
本研究では FE 解析により得られた界面上の応力分布から直接応力法により応力拡大係数 K を求めた。なお、Mode I 応力拡大係数 K_I は K_{II} に比べ十分小さかったことから無視した。以下、 K_{II} について各パラメータとの関係を検討した結果を示す。Fig. 7 に負荷荷重 F 、界面き裂長さ c 、解析モデル長さ L 、解析モデル厚さ W と K_{II} の関係をそれぞれ示す。Fig. 7(a) より K_{II} は負荷荷重 F に比例している。一方、Fig. 7(c) より K_{II} は解析モデル長さ L の平方根に反比例し、Fig. 7(d) より解析モデル厚さ W に反比例している。これらの結果から、 K_{II} を次式により基準化し、き裂長 c と関連づけた。

$$K_{II} W \sqrt{L} / F \quad (2)$$

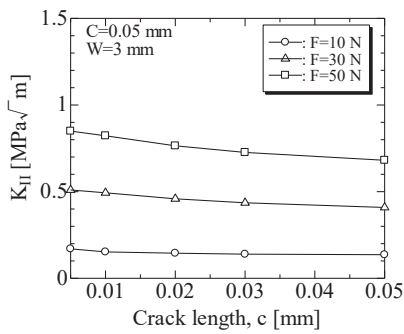
$K_{II} W \sqrt{L} / F$ と き裂長 c の関係を Fig. 8 に示す。一部のデータを除いて負荷荷重や試験片寸法によらず $K_{II} W \sqrt{L} / F$ はき裂長 c と良い相関が認められる。Fig. 8 の結果に対して K_{II} をき裂長さ c の関数として二次式で最小自乗近似を行い、次式の界面破壊靱性値評価式を得た。

$$K_{II} = \frac{F}{W \sqrt{L}} (\alpha_0 + \alpha_1 c + \alpha_2 c^2) \quad (3)$$

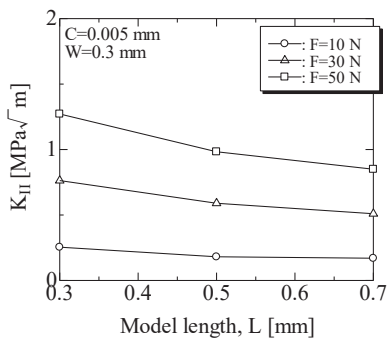
ここで、 $\alpha_0=1.35$, $\alpha_1=8.07$, $\alpha_2=66.7$ である。なお、Fig. 8 では負荷荷重 $F=10\text{N}$ の結果が他の条件に比べてばらつきが大きい、その原因は荷重が小さく、求めた K_{II} に計算誤差が含まれたためと考えられる。



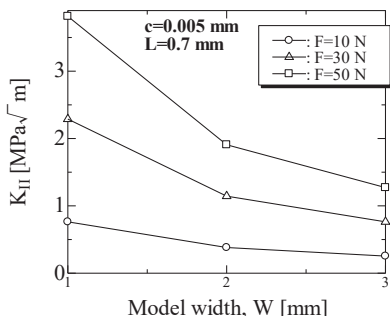
(a) Effect of applied force



(b) Effect of crack length



(c) Effect of model length



(d) Effect of model width

Fig. 7 Results of FE analysis

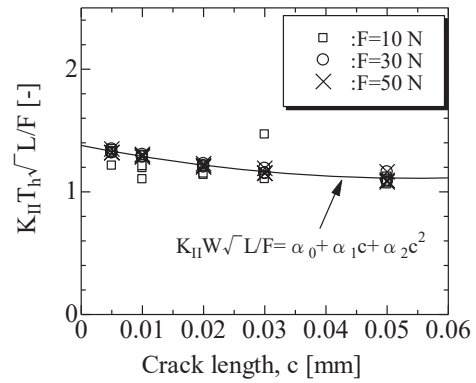


Fig. 8 Relationship between $K_{II}W\sqrt{L}/F$ and c

3.3 評価結果

SEM 内でその場観察しながら圧縮せん断試験を実施し、界面にき裂が発生し荷重とき裂長さから Eq. (3)を用いて Mode II 界面破壊靱性値 K_{IIc} を評価した。圧子押し込み試験で得られた Mode I 界面破壊靱性値 K_{Ic} とともに Fig. 9 に示す。圧縮せん断試験で評価した K_{IIc} は K_{Ic} に比べてやや低い値となった。なお、圧縮せん断試験の試験結果が 1 例のみと少ないため、今後、データの拡充を行い評価精度の向上を図る予定である。

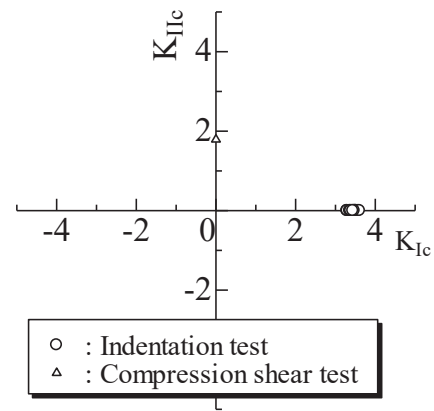


Fig. 9 Relationship between K_{Ic} and K_{IIc}

4. おわりに

本報告では TBC の局所的な界面強度を評価を目的とした計装化圧子押し込み試験と圧縮せん断試験について検討した結果を示した。

参考文献

- 1) Yamazaki, Y., Kuga, S. and Yoshida, T.: Evaluation of Interfacial Strength by an Instrumented Indentation Method and Its Application to an Actual TBC Vane, Acta Metallurgica Sinica, Vol. 24, No. 2 (2011) pp. 109-117.
- 2) 山崎泰広, 久我慎一郎: 圧子圧入試験法による溶射皮膜の界面強度評価に関する工学的検討, 溶射, 第 47 巻第 3 号 (2010) pp.106-111.

高温酸化を利用した遮熱コーティングの耐はく離性改善

*小川 和洋（東北大），片柳 豪太（東北大院），市川 裕士（東北大）
山崎 裕之（東北電力），菅原 由貴（東北電力），田附 匡（東北電力）

Improvement of Delamination Resistant Property for Thermal Barrier Coatings by Means of High Temperature Oxidation

*Kazuhiro OGAWA, Gota KATAYANAGI, Yuji ICHIKAWA (Tohoku Univ.),
Hiroyuki YAMAZAKI, Yuki SUGAWARA, Tadashi TATSUKI (Tohoku Electric Power Co., Inc.)

ABSTRACT

It is required to improve the delamination resistance of the thermal barrier coating (TBC) for advanced gas turbines. In our previous studies, it has reported that, by using Ce added bond coat material, wedge-like TGO was formed at the interface. As a result, delamination resistance of the TBC by four-point bending tests was improved. From this study, it was observed that wedge-like TGO grew towards the Ce oxide, which formed in the bond coating under high temperature. Therefore, it is thought that the wedge-like TGO formed and grew because the Ce oxide became an oxygen ion diffusion channel.

Therefore, the aim of this study is to improve interface strength using oxide ceramics containing BC materials.

Key words: Thermal Barrier Coatings, Thermally Grown Oxide, Delamination, Interface, Ceria

1. はじめに

先進ガスタービンにおける動静翼等の高温保安部材においては、耐熱性を付与するイットリア安定化ジルコニア(YSZ)等のセラミックトップコート(TC)と耐高温酸化特性および TC との界面強度を向上させる金属ボンドコート(BC)の二層から構成される遮熱コーティング(TBC)の適用が必要不可欠となっている。しかし TBC は、高温・長時間の使用により、TC/BC 界面に熱成長酸化物(Thermally Grown Oxide: TGO)が生成することが知られており、この TGO が TBC はく離、脱落の主要因と考えられている。これまで、TGO の生成・成長抑制のための BC 材料開発や高温酸化バリア層等の研究が多く行われてきた。著者らは、逆転の発想により、ボンドコート材料の化学組成を見直し、積極的に高温酸化を進行させることで TBC の界面強度改善に取り組んできた。これまでの研究において、ボンドコートへ Ce を添加することにより、TC/BC 界面からボンドコート内方へ成長する激しい酸化による TGO が生成・成長し、これが界面強度向上に有効であることを示してきた¹⁻³⁾。Ce 添加 BC を有する TBC の高温酸化においては、皮膜形成時の粒子間境界に Ce 酸化物が存在し、BC 内部へ成長していることがわかっている。この内方酸化現象は、Ce が酸化する際に生じたものか、

あるいは酸化した Ce が存在することで生じたものかに関しては知見がなかった。金属 Ce を添加した BC 材料とセラミック CeO₂ を添加した BC 材料を作製し比較したところ、CeO₂ 添加 BC を用いた方が内方拡散は助長され、界面強度特性（耐はく離性）が顕著に改善されることがわかった⁴⁾。しかし、施工プロセスによる初期酸化の効果や CeO₂ 以外のセラミック材料の可能性に関してはわかっていない。そこで、本研究では、酸化形態が異なると予想される異なる溶射プロセスを用い、さらに添加セラミック種を換えることで、さらなる耐はく離特性向上の可能性を検討した。このような TBC 試験片を試作し、高温暴露処理を行い、四点曲げ試験による界面強度評価試験から、高温酸化物が耐はく離特性に及ぼす効果を評価した。

2. 実験方法

2.1 供試材

基材として厚さ 3 mm の多結晶 Ni 基超合金 Alloy 600 を使用した。BC 材には従来材である CoNiCrAlY (SULZER METCO 製：AMDRY 9951) を基準とし種々のセラミック粒子を添加した BC を用意した。添加セラミック種は CeO₂ (高純度化学製：CEO002，粒径約 200 nm) および ZrO₂ (Sigma-Aldrich 製：Zirconium oxide nano powder，粒

径約 100 nm) とした. ボールミル装置 (FRITSCH 製: Planetary Micro Mill PULVERISETTE 7 classic line) を用いて, 5mm のアルミナ 30g を粉末 50g と混合し, 400rpm の条件で 1 時間ミルした. Table 1 にベースとなる CoNiCrAlY の化学組成, Table 2 に各試験片の名称, BC への添加セラミック種, 添加量, ボールミル時間を示す. 混合量は, 100 g 中の Ce 質量が一致する量とした. BC 材は, ガスアトマイズ法で作製したため球形であり, 粒径は $-38+5.5\mu\text{m}$, 平均粒径 $20\mu\text{m}$ 程度のものを用いた. ミル後の各粉末は, 添加セラミック粒子が CoNiCrAlY 粒子表面に付着していることを確認しており, 形状および粒径は CoNiCrAlY と同様である. トップコート (TC) 材には 8 wt.% YSZ (SULZER METCO 製: METCO204NS) を用いた. BC は減圧プラズマ溶射(LPPS)および高速フレーム溶射 (HVOF)を用い約 $100\mu\text{m}$, TC は一般的に用いられる大気圧プラズマ溶射 (APS) を用い約 $300\mu\text{m}$ 厚で成膜を行った.

Table 1 Chemical composition of CoNiCrAlY.

Wt.%	Co	Ni	Cr	Al	Y
CoNiCrAlY	Bal.	32	22	8	0.5

Table 2 Additive element for bond coat material.

Specimen	L-STD	L-CE	L-ZO	STD	CE	ZO
Spray technique	LPPS			HVOF		
Additive element	-	CeO ₂	ZrO ₂	-	CeO ₂	ZrO ₂
Content [wt.%]	-	1.8		-	1.8	

2.2 高温暴露処理

作製した各 TBC 試験片を切断加工装置 (Struers 製: Accutom-50) を用いて $10\times 10\times 3.4\text{ mm}$ に切断した後, 高温電気炉 (ヤマト科学社製: FP100) を用いて大気圧下高温暴露処理を行った. 温度設定を内方酸化型 TGO の生成・成長が確認されている 1000°C とし, 暴露時間は 0~500 時間で変化させた. 試験後, 炉冷で室温まで温度を低下させた後, 高温電気炉から取り出した.

2.3 SEM 断面観察

高温酸化処理を行った各試験片に対し断面を研磨し, 鏡面仕上げした. 鏡面研磨は, 耐水研磨紙 #80, #320, #600 により順次湿式研磨し, 単結晶ダ

iamondサスペンション $9\mu\text{m}$, $3\mu\text{m}$ および酸化アルミ液体研磨剤 (ビューラー社製: マスタープレップ) によるバフ研磨を行った. その後 SEM 観察ならびに EDX 解析を実施した.

2.4 四点曲げ試験

四点曲げ試験は, 高温暴露させた試験片に対して Fig.1 に示すように TC に引張応力が負荷される荷重を与え, はく離の検出にはアコースティックエミッション(AE)法を用いた. Fig.2 に示すように, 予備試験の結果から累積 AE カウントが急上昇した点がはく離発生と一致することから, この急上昇点に対応するひずみをはく離発生ひずみとした. ひずみの計測は, 基材側へ貼付したひずみゲージにより評価し, 得られた圧縮ひずみが TC 表面の引張ひずみと同様であると仮定した.

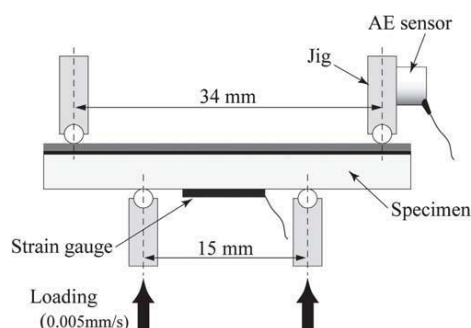


Fig.1 Schematic illustration of four-point bending tests.

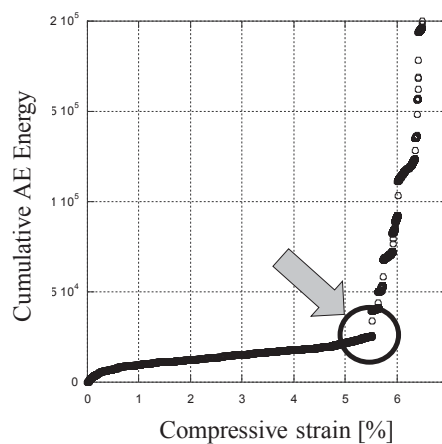


Fig.2 Detection of delamination by acoustic emission.

3. 結果と考察

3.1 減圧プラズマ溶射による BC 施工

Fig. 3 に, 減圧プラズマ溶射(LPPS)で BC を施工した TBC の As-sprayed 材の断面 SEM 観察例を示す. どの試験片においても, LPPS による BC 施工のため, TC/BC 界面に熱成長酸化物(TGO)は確認されなかった.

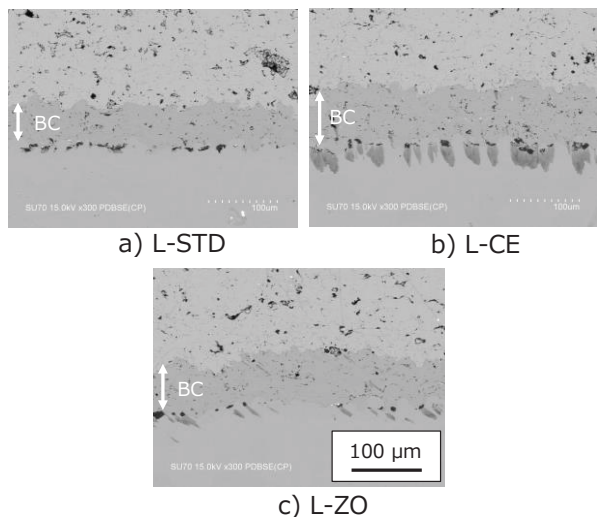


Fig.3 Cross-sectional SEM images of as-sprayed TBCs with several bond coat materials sprayed by LPPS.

1000°Cで100時間および500時間高温暴露させた試験片の断面 SEM 観察例をそれぞれ Fig.4 および Fig.5 に示す. 各試験片とも TC/BC 界面に TGO の生成が認められた. ただし, 100 時間暴露では, 顕著な内方拡散による酸化物は認められないが, 500 時間暴露させた L-ZO 試験片においては, Fig.5 c) 中に示した位置で顕著な内方拡散 TGO が観察された. L-CE についても 500 時間の暴露で若干の内方拡散 TGO が確認されたが, L-STD では 500 時間であっても内方拡散 TGO は認められない. すなわち酸化物系セラミック粒子の添加は高温酸化を促成させ, さらに内方拡散する傾向を示すことが確認された.

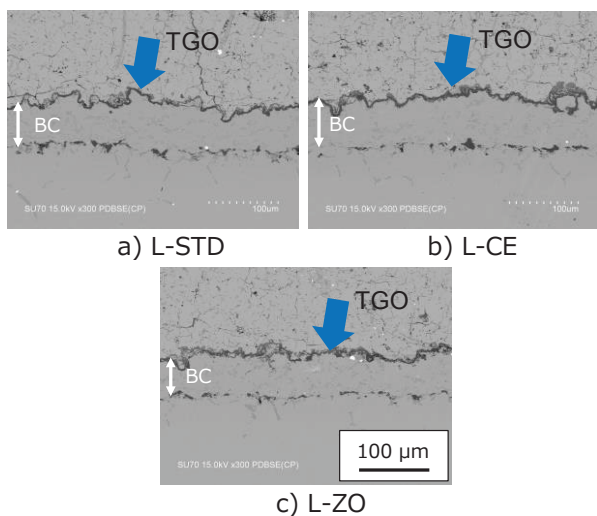


Fig.4 Cross-sectional SEM images of TBCs aged at 1000°C for 100 hours.

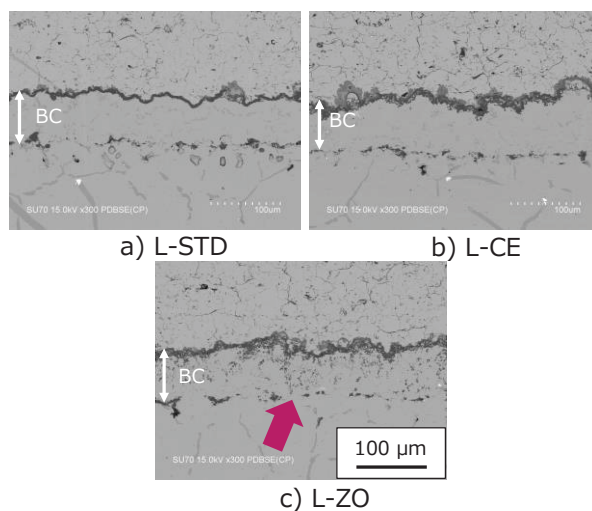


Fig.5 Cross-sectional SEM images of TBCs aged at 1000°C for 500 hours.

4 点曲げ試験による耐はく離性評価結果を Fig.6 に示す. L-STD においても 3%以上の高いひずみまではく離が生じていなかったが, セラミック粒子を添加した BC を有する TBC においては, 治具の限界である 4.5%のひずみを与えてもはく離が生じなかった. 特に, ZrO₂を添加した L-ZO は 100 時間, 500 時間どちらの暴露時間においてもはく離せず, これは内方拡散 TGO の効果と考える.

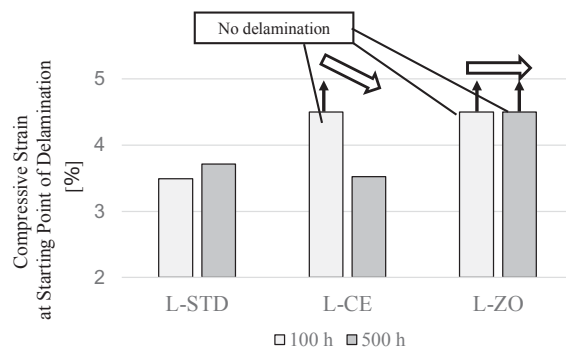


Fig.6 Results of four-point bending tests.

また, Fig.7 に 1000°C, 100 時間暴露させた TBC の四点曲げ試験後の断面 SEM 観察例を示す. L-STD では, TC/BC 界面にはく離が生じていることがわかる. BC 内部に縦方向に入るき裂ははく離方向の応力・ひずみを解放するためにはく離が生じにくくなるものと考えられる.

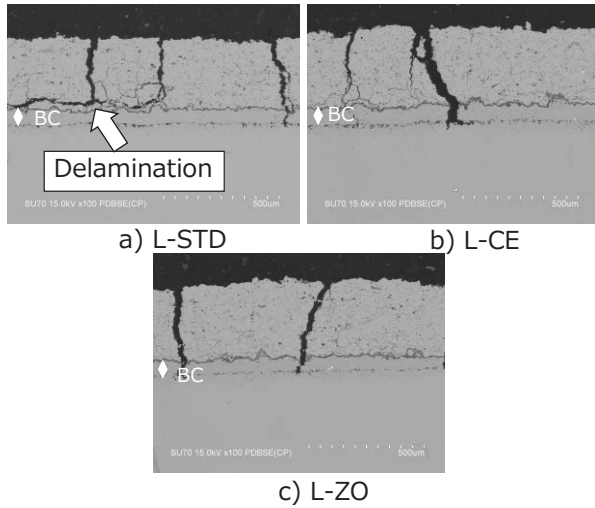


Fig.7 Cross-sectional SEM images of TBCs with LPPS sprayed bond coatings after four-point bending tests.

3.2 高速フレーム溶射による BC 施工

Fig.8 に、高速フレーム溶射(HVOF)で BC を施工した TBC の As-sprayed 材の断面 SEM 観察例を示す。LPPS とは異なり、どの試験片においても BC 内に TGO が確認された。LPPS は減圧チャンパー内での施工であるため、高温酸化は極力抑えられるのに対し、HVOF は大気環境下での施工になるため、施工時に粒子界面で高温酸化が生じていた。

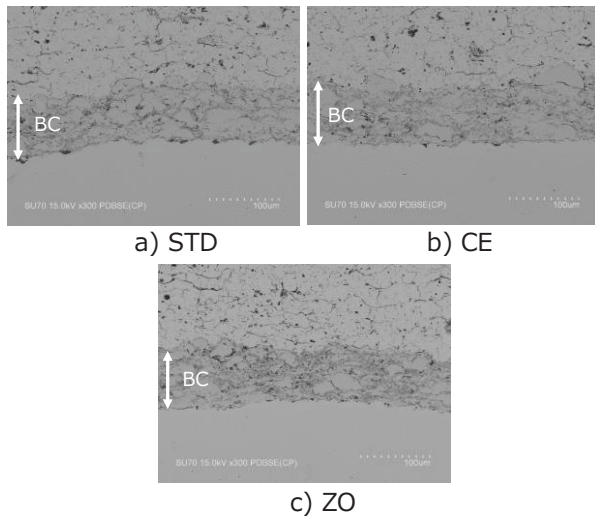


Fig.8 Cross-sectional SEM images of as-sprayed TBCs with several bond coat materials sprayed by HVOF.

Fig.9 に 1000°C で 100 時間高温暴露させた TBC 試験片の断面 SEM 観察例を示す。Fig.8 と比較し、BC 内部に激しい高温酸化が認められる。

これら試験片に対し、四点曲げ試験による界面強

度評価を行った。Fig.8 に示した As-sprayed の試験片に関しては、STD で 2.3%、CE および ZO で 2.8% のひずみではく離が生じた。As-sprayed であっても HVOF 施工であると BC 内部に酸化物が生成しているため、界面強度が高くなる傾向を示した。100 時間暴露の TBC に関しては、4.5%のひずみを加えてもはく離が生じなかった。

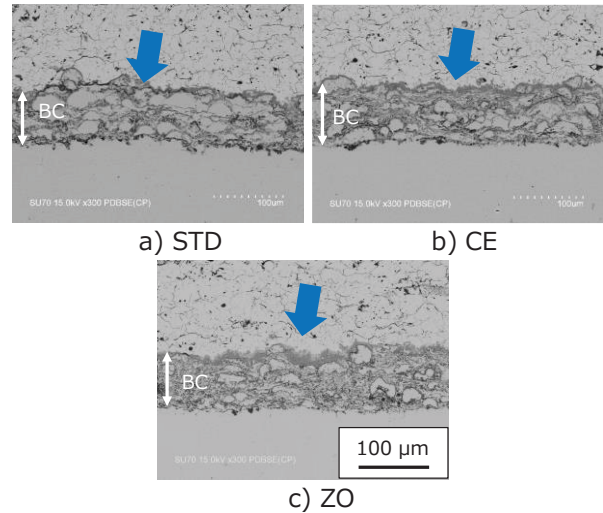


Fig.9 Cross-sectional SEM images of 1000°C-100hours aged TBCs with several bond coat materials sprayed by HVOF.

Fig.10 に As-sprayed, Fig.11 に 1000°C で 100 時間高温暴露させた TBC の四点曲げ試験後の断面 SEM 観察例を示す。

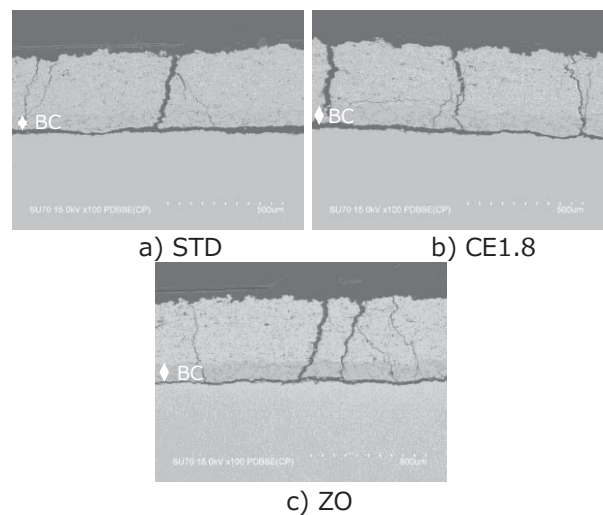


Fig.10 Cross-sectional SEM images of as-sprayed TBCs with HVOF sprayed bond coatings after four-point bending tests. As-sprayed の試験片は、TC/BC 界面ではく離し

ておらず、BC/基材界面ではく離していた。これはBC内部に生成した高温酸化物によって、TC/BC界面強度が向上したために、BC/基材界面ではく離が生じたものと考えられる。

一方、100時間高温暴露させたTBCにおいては、どの試験片でも界面ではく離は生じておらず、顕著に耐はく離性が向上しているものと考えられる。

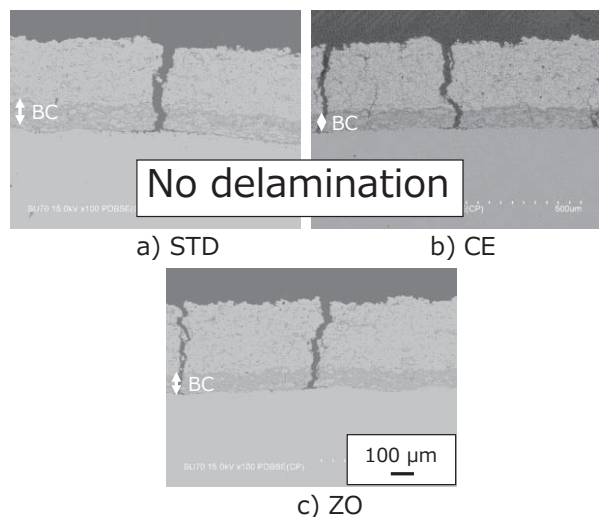


Fig.11 Cross-sectional SEM images of 1000°C-100hours aged TBCs with HVOF sprayed bond coatings after four-point bending tests.

4. まとめ

本研究では、溶射プロセスおよびボンドコート材へのセラミック粒子添加からTBCの界面強度（耐はく離性）向上を図った。得られた結果を以下にまとめる。

- 1) セラミック粒子をボンドコート材料に添加するとボンドコートの酸化を促進し、TBCの耐はく離特性を向上できる。
- 2) 特に、 ZrO_2 は高温酸化が顕著になり、良好な耐はく離特性を示す。
- 3) 高速フレイム溶射は、成膜時に効率よくボンドコート内部へ高温酸化物を生成させ、耐はく離性の高いTBCを得ることができる。

謝辞

本研究の一部は、日本学術振興会研究拠点形成事業(Core-to-Core Program) A.先端拠点形成型「省エネルギーのための知的層材料・層構造国際研究拠点」、および科学研究費挑戦的萌芽研究 JP16K14109、基盤研究(A) JP17H01235の支援を受け実施されたものである。ここに謝意を表す。

参考文献

- 1) Kato, T., Ogawa, K., Shoji, T.,: Development of Thermal Barrier Coatings for enhancement of delamination resistant property, Journal of Japan Thermal Spray Society, Vol.39, No.2 (2002) pp.1-6.
- 2) Ogawa, K., Ito, K., Shoji, T., Seo, D., Tezuka, H., Kato, H.: Effects of Ce and Si Addition to CoNiCrAlY Bond Coating Material on Oxidation Behavior and Bonding Strength of Thermal Barrier Coatings, J. of Thermal Spray Technology, Vol.15 (2006) pp.640-651.
- 3) Nakano, A., Ogawa, K.: Influence of Specimen Shape and Bond Coating Process on Thermally Grown Oxide Growth at the Thermal Barrier Coating/Bond Coating Interface, Proceedings of ATEM'11, CD-ROM, (2011), Japan Society of Mechanical Engineering.
- 4) 小川和洋, 市川裕士, 及川充洋, 田附 匡, 山崎裕之: 熱成長酸化物の生成・成長を利用した遮熱コーティングの界面強度制御, 日本機械学会第24回機械材料・材料加工技術講演会 (M&P2016), USB.

高空環境におけるエンジン性能最適制御の研究

*田頭 剛，國安 清治，杉山 七契
(国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構)

Research of engine performance optimum control under high altitude environment

*Takeshi TAGASHIRA, Kiyoharu KUNIYASU and Nanahisa SUGIYAMA
(JAXA: Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

For the realization of performance optimization control of a turbo fan engine, we carried out preliminary engine tests under various flight conditions using the altitude test facility. This paper describes some results of these tests. This study is carried out as part of Green Engine Project in Japan Aerospace Exploration Agency (JAXA). A miniature turbofan engine, NE2013, was developed by JAXA. The engine is inherently multi-input and multi-output system, having plural variable geometry features, such as variable nozzle and variable stator. The core of developed control system installs “Constant Gain Extended Kalman Filter” which can estimate important unmeasurable variables in real time.

Key words: ATF, Performance Optimum Control, Turbofan Engine, Kalman Filter, CGEKF

1. はじめに

JAXA で実施しているグリーンエンジン制御の研究として、高空環境下での超小型ターボファンエンジンを用いた性能最適制御試験（予備試験）を実施したので結果を報告する。JAXA の高空性能試験設備で運転できる超小型ターボファンエンジンを開発し、このエンジンに複数の可変要素を搭載し、エンジンの計測不能変数を一定ゲイン拡張カルマンフィルタによりリアルタイムに推定することにより性能最適制御の実現を目指す。

2. 研究の経緯

図 1 に JAXA におけるモデルベース制御の経緯を示す。平成 22 年ごろまでは図 2 に示す米国テレダイン社の YJ69-T406 ターボジェットエンジンを用いたカルマンフィルタの適用研究を行ってきた¹⁻⁶⁾。JAXA の高空性能試験設備(ATF: Altitude Test Facility) は YJ69-T406 の運転のために建設されたものであり、YJ69-T406 は JAXA では地上エンジン運転試験設備、ATF 設備での運転および屋外エンジン試験等に使用していた。YJ69-T406 ターボジェットエンジンは可変排気ノズルを装備して高空環境での性能最適制御を JAXA として初めて実施したエンジンである。ターボジェットエンジンであるため、構造がシンプルで、性能推定用のエンジンモデルが単純であったため、平成 20 年よりモデ

ルが複雑になる ESPR ターボファンエンジン(図 3) を用いた研究のフェーズに移り平成 24 年まで実施した⁷⁾。ESPR エンジンは推力 4 トン級の低バイパスターボファンエンジンであるため、YJ69-T406 用に設計されている JAXA の ATF 設備での運転はできず、地上エンジン運転試験設備での試験のみを行った。ESPR エンジンにはいくつかの可変機構がもともと装備されており、JAXA では可変低圧タービンノズル(LPTVSV)を復活・改良して性能最適制御の実証試験を実施した。ESPR エンジンを用いた性能最適制御試験の結果も本稿で報告する。

平成 24 年ごろからは更に性能最適制御研究のTRL (Technical Readiness Level) を上げるため、JAXA では ATF 設備で運転することができるターボファンエンジンの設計・開発を開始し、平成 25 年に NE2013 超小型ターボファンエンジン(図 4) の運転を開始した⁸⁾。NE2013 には高空環境での性能最適制御試験に向けて可変低圧タービンノズル、可変バイパスノズル等を順次搭載していった。

3. カルマンフィルタと性能最適制御

3.1 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ

図 5 に一定ゲイン拡張カルマンフィルタ(CGKFK: Constant Gain Extended Kalman Filter) の概要を示すが、詳細は参考文献を参照されたい³⁾。

CGEKF は、計測値 y_m と計測値の推定値 \hat{y}_m に差がある時、それを 0 にするようにエンジン状態変数 x_e とチューニング状態変数 x_c 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、実機エンジンとエンジンモデル間に差が生じ、計測値とエンジンモデル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 x_c の変化を算出する。結果、最尤の計測不能変数 y_u を得ることができる。具体的には計測不能な推力値や SFC もリアルタイムで推定することができる。

3.2 性能最適制御

図 6 に SFC を最小にする性能最適制御ロジックを示す。まず CGEKF により推定した推力値をフィードバック制御し、推力値一定制御状態にする。その際に CGEKF から得られるチューニング状態変数 x_c と可変要素の操作量に微小量を加減したものを $\varepsilon \pm \Delta$ を推力一定制御しているモデルに入力することによって SFC の推定値を得、SFC を減らす方向に可変要素を操作していく原理である。

4. 試験結果

4.1 SLS 性能最適制御結果

図 7 に ESPR エンジンによる SLS での SFC 最適制御試験結果の一例を示す。推力一定制御状態から 3100 sec 過ぎで SFC 制御を開始した。LPTVSV の角度は 2.5 deg. から始まり、3400 sec 過ぎに 0 deg. まで達した。その後 3440 sec ごろに SFC 最小制御を解除すると LPTVSV 角度は元の 2.5 deg. まで戻るようにしてある。この間の SFC の変化をみると明らかに SFC が減少していることが分かる。おおよそ 0.5% 程度の SFC 減少を得られている。

図 8 は ESPR エンジンによる SLS での SFC 最適制御試験結果であるが、モデルと実機エンジンとの差異を得るため敢えて圧縮機 VSV にバイアスを -2 から +2 deg. 与えて行ったものである。SFC の最終値に達する時間がバイアス値によって異なるものの、LPTVSV 角度の最終値はいずれもバイアス値に依らずほぼ 2.5 deg. で同じであり、得られた SFC 削減量もほぼ同じであった。すなわちモデルと実機エンジンとの差異の大きさに依らず SFC 最適制御は同じ効果を得られることが分かった。

4.2 ATF 性能静的制御予備試験結果

残念ながら前刷り提出の段階ではまだ高空条件での SFC 最適制御試験が完了していないので、予備検討のために取得した結果を示す。図 11 に NE2013 の可変機構を示す。図 9 は NE2013 エンジン

で ATF 設備において高度 3,000m、フライトマッハ数 0.2 で LPTVSV を段階的に振った場合での性能データを示すものである。図 10 は高度 4,000m、フライトマッハ数 0.2 条件で同様のデータを取得したものである。いずれの場合でも SFC の改善があまり見込めないことからまだ性能最適制御試験を実施できていない。今後は他の高度・速度条件で SFC 低減の効果がありそうな条件を探して性能最適制御試験を行っていく予定である。

5. まとめ

JAXA におけるターボファンエンジンの性能最適制御試験の結果について報告した。ESPR エンジンによる SLS 試験では SFC を最小化する制御がうまく機能しているが、高空環境での NE2013 による性能最適制御試験はまだ思うような成果を出せていない。今後エンジンおよび計測系統の見直しを行い、高空環境での性能最適制御を実施していく。

6. 謝辞

ESPR エンジン運転には NEDO, (株)IHI 等の関係者から多大な支援をいただいて実現した。また NE2013 の開発には穂高商会土澤氏をはじめとした多くの方・工場に協力いただいた。あらためて謝意を表す。

参考文献

- 1) Sugiyama, N., "Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engines", ASME 90-GT-270, 1990.
- 2) Sugiyama, N., "Derivation of System Matrices from Nonlinear Dynamic Simulation of Jet Engines", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol.17, No.6, 1994, pp1320-1326.
- 3) Sugiyama, N., "System Identification of Jet Engines", Transaction of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.122, Jan 2000, pp19-26.
- 4) Tagashira, T. and Sugiyama, N., "A Performance Optimization Control of Variable Cycle Engines", AIAA 2003-4984, 2003.
- 5) Tagashira, T. Mizuno, T. Koh, M. and Sugiyama, N., "On-line performance estimation tests of single spool turbojet engines", JAXA-RR-07-044, 2008.
- 6) Tagashira, T. Mizuno, T. Koh, M. and Sugiyama, N., "ATF test evaluation of model based control for a single spool turbojet engine", ASME GT2009-59854, 2009.
- 7) Tagashira T., Mizuno T., Satake T., Sugiyama N. and Nakata Y., "Application of Model-Based Control for JAXA's Engine Test", IGTC2011-0240
- 8) Tagashira, T., Mizuno, T. and Masaki, D., "Development of miniature turbofan engine", AJCPP2014-066.



図1 研究経緯

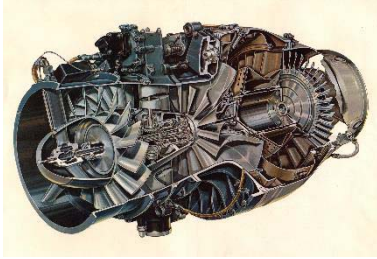


図2 YJ69-T406 ターボジェットエンジン



図3 ESPR ターボファンエンジン

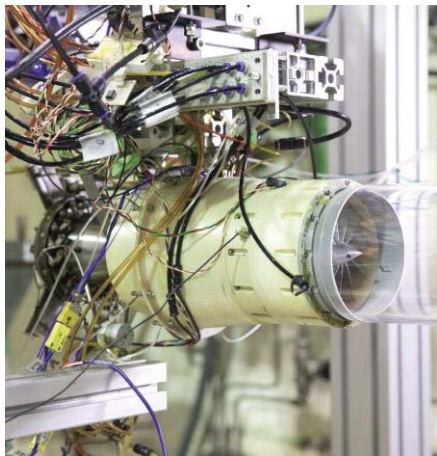


図4 NE2013 超小型ターボファンエンジン

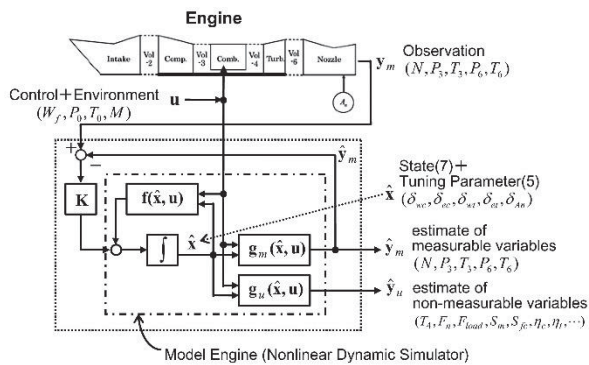


図5 一定ゲイン拡張カルマンフィルタ³⁾

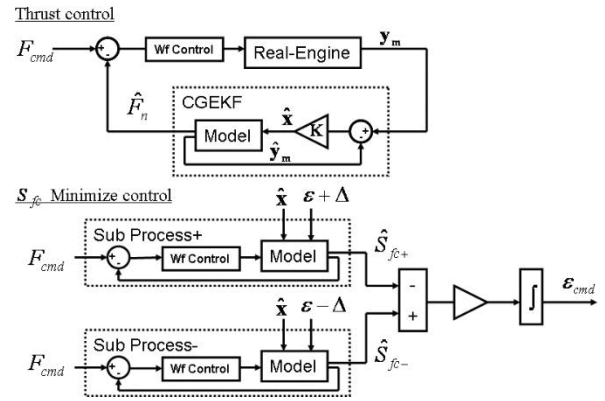


図6 SFC 最小制御ロジック⁷⁾

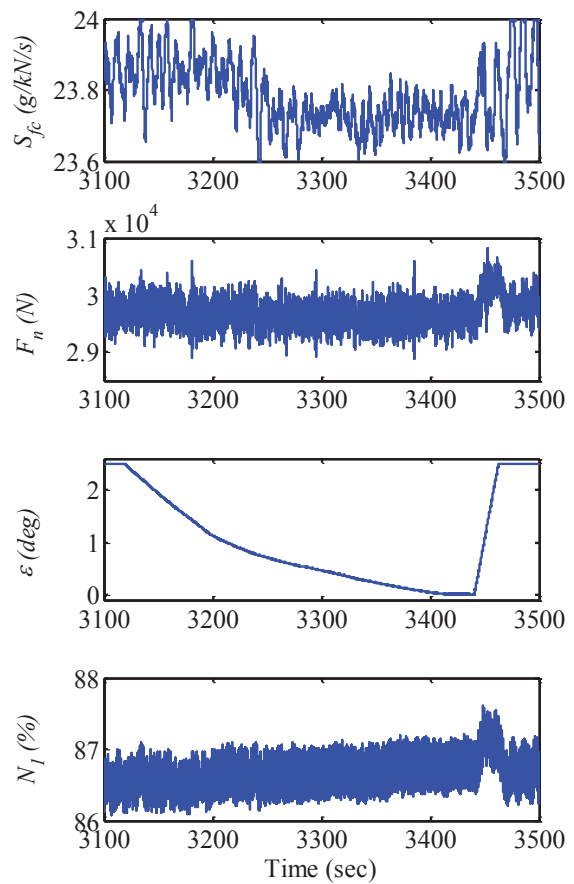


図7 SFC 最小試験結果(ESPR, SLS)

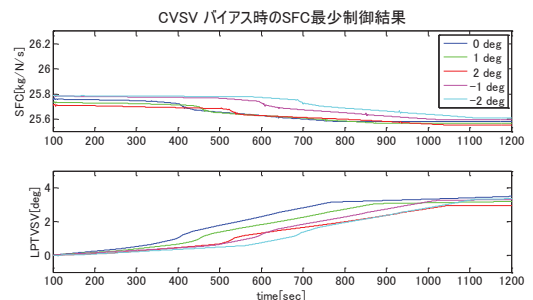


図8 SFC 最適試験結果(ESPR, SLS, バイアス有)

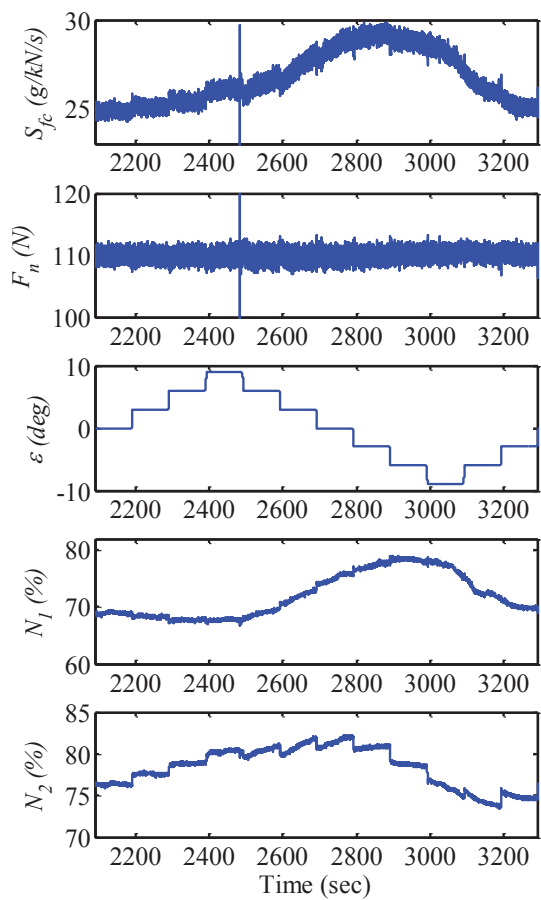


図9 高空環境性能取得予備試験結果
(NE2013, ALT3,000m, Mach0.2)

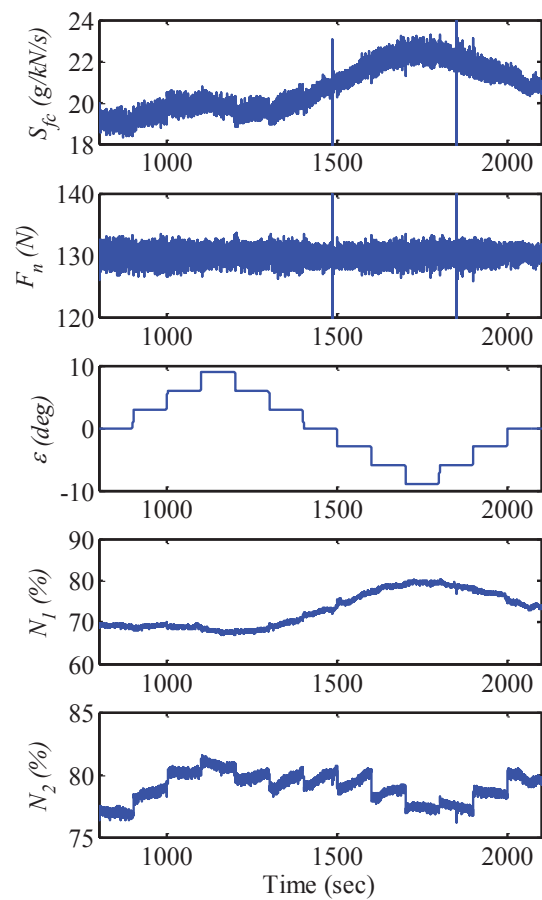


図10 高空環境性能最適制御予備試験結果
(NE2013, ALT4,000m, Mach0.2)

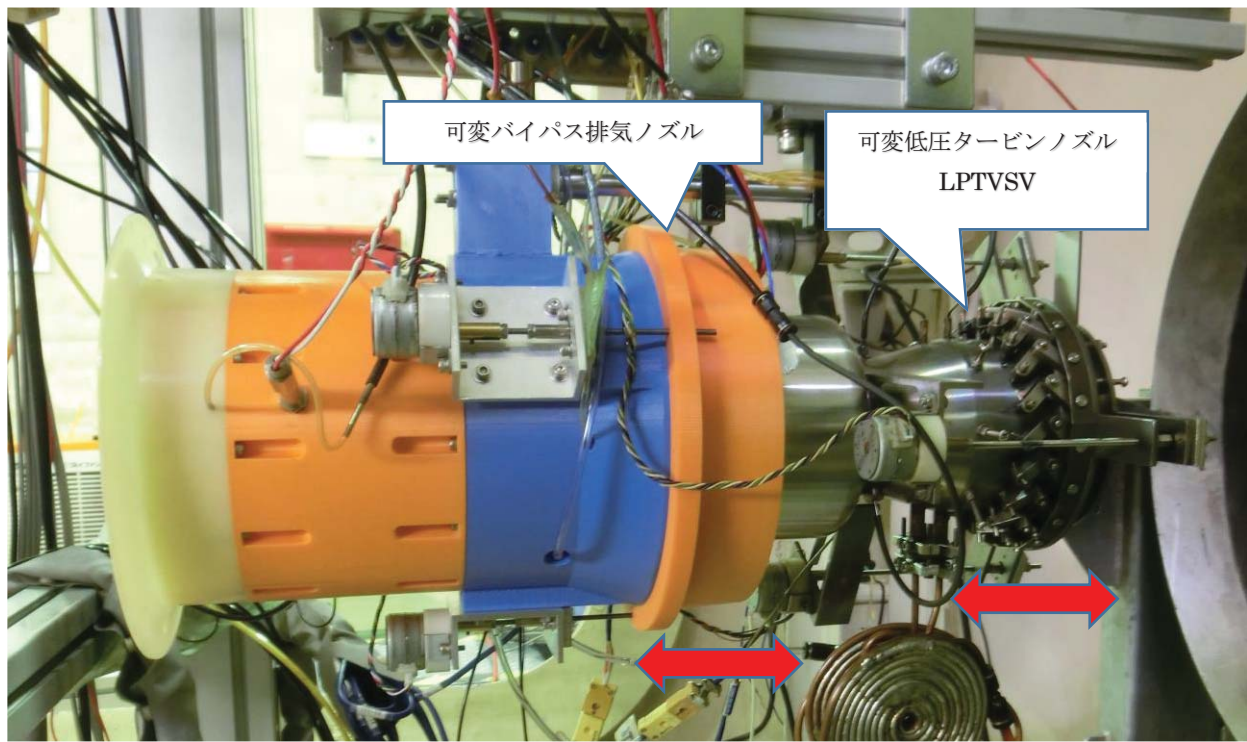


図11 NE2013 可変機構

【研究報告】

A-17

エンジン性能に湿度、降雨が及ぼす影響

*二村 尚夫（宇宙航空研究開発機構）

An Effect of Performance Change due to Humidity and Rain

* Hisao FUTAMURA(JAXA)

ABSTRACT

JAXA has been promoting the aeronautical directorate research activities reflecting the world air-transportation growth and technology demand for future society. Three practical programs are conducted for environmental, safety, and innovation. New engine cycle analysis program is developed accounting for real gas effect and liquid water. Engine water injection test results are evaluated.

Key words: Performance, Water ingestion, Augmentation, Thermodynamics

1. はじめに

世界的に旅客および貨物の輸送量は確実に増加しており航空機製造業はかつてない長期の活況を呈している。これに対して航空機メーカーおよび航空エンジンメーカーは新型機、新型エンジンを開発し、需要に応じている。その一方で、社会的な負の要因として空港周辺の大気汚染と騒音が住民に及ぼす影響が懸念され、更に排気ガス成分が地球温暖化に及ぼす影響も推定されている。これに関しては空港数の増加は都市部との交通に便利な用地の不足と高騰により新規取得が困難化しており、ネットワークの細密化よりも滑走路の増設で既存ネットワークの効率化を進め、アクセスインフラの再整備などコスト面で折りあう手段を通じて達成しようという現実的な解決策と見られるが、離着陸の集中度は増加していると考えられる。このため空港から空域に繋がる航空路は慢性的な混雑状態に陥っており、健全な発達の妨げとなっている。また航空輸送量の増加が航空機の安全性向上の努力にもかかわらず事故数がなかなか減少していかないことにも関係がある。これらの問題には少なからずエンジンの性能、信頼性が関わっており、設計計算のみでなく実運航におけるエンジン作動をシミュレートできるツールが必要になっている。

2. エンジン性能指標と実環境、実運用

2.1 国際標準大気と気象学的知見

運用時、ジェットエンジンは大気を吸い込むエ

アブリージングエンジンであるため、ジェットエンジン以前に使用されていたレシプロエンジン同様に、その作動と性能は大気状態によって変化する。大気状態は高度、地域、季節、天候等により大きく変化するため、軍用機の設計に際して各国が標準大気を定めていたが、国際航空輸送が盛んになり、全世界でエンジンの性能を比較する必要が生じたため、国際標準大気が制定されている¹⁾。逆に言えば、実際の運用時のエンジン性能は、これらの変化要因の影響を修正しなければ正しく求められないことを意味している。国際標準大気の解説によると、気象学的に地球大気は、窒素分子、酸素分子、アルゴン原子等から構成され、水 H₂O を除いて、高度 90km までその組成は一定と見なすことができる²⁾とされている。抜粋を表 1 に示す。

表 1 標準大気の組成¹⁾(抜粋) 溶解度²⁾

気体	体積比 %	モル質量 kg/kmol	20°C g/100g
N ₂	78.084	28.013 4	0.001901
O ₂	20.947 6	31.998 8	0.004339
Ar	0.934	39.948	0.0336
CO ₂	0.031 4	44.009 95	0.1782
小計	99.997		
N ₂ O			0.112
SO ₂			11.28
NO			0.006173
CO			0.002838
NH ₃			52.9
空気	100	28.964420	18.68

また、標準大気は理想気体であるとされており、その比熱比も 1.4 と規定されている¹⁾。

表 1 の気体のうち CO₂、N₂O、SO₂、O₃ 等は時間と場所によって変化するものとされている。これらのうちオゾンは太陽からの光化学反応により特定の高度で最大密度になることが知られているが、その他の成分については、水への溶解度が高いことが関係していると考えられる²⁾。

2.2 エンジン性能推定の要件

ジェットエンジンは熱機関であるため、その性能は熱力学に基づき記述されるのが普通である。また、エンジンに吸い込ませる大気の静止状態の性質も、やはり熱力学に基づいて記述されるのが妥当である。大気の熱状態量は温度と圧力の 2 つの独立変数からなる熱力学関数で表現される。これにエネルギー関係式を加えて熱機関としての代表的状態を各点で計算すれば、各点の間の状態を準静的熱力学変化と仮定することで積分を含む熱仕事、エネルギー収支により、エンジンの性能が求められる。

3. エンジン性能推定ツール

3.1 熱力学データ

以上により、ツールとしては水分を含む大気に対して非理想性も含んだ熱力学計算が必要となる。これまで古典的なものとしては Keenan と Kaye による空気と燃焼ガスの熱力学表³⁾が有名であるが、空気 (N₂, O₂, Ar) と燃料 (CH₂) の完全反応で作成されており、CO₂ と H₂O による不確定性が述べられている。また化学反応平衡を取り入れたジェットエンジン解析に必要な熱力学データとしては、NIST 等による熱力学データ集⁴⁾が有名であり、広く使用されてきた。しかしながらこのデータは理想気体状態のものであるため、非理想性を含んだデータ集が必要であり、NIST から発行されている個別気体の情報が必要であり、さらに混合による熱物性変化も取り入れることになる。著者は、GERG (Groupe Europeen de Recherches Gaziere) によってまとめられた状態方程式群^{5,6)}を参照にしている^{7,8,9)}。

3.2 性能計算プログラム

今回使用したプログラムは上記の NIST 熱力学表データによる理想気体の化学平衡反応を解くもの¹⁰⁾を、温度と密度を独立変数とした無次元ヘルムホルツエネルギーの形式で表したマルチパラメータ状態方程式に置き換えたものであり、その詳細は SPAN¹¹⁾ に詳しい。化学種として、N₂, O₂, Ar, CO₂, H₂O, CO, H₂, H, OH, O, NO の 11 種を用いて

そのフガシティから化学平衡状態を求めている。今回の解析では、水分の影響を取り入れるため、蒸気圧方程式¹¹⁾を加えることによって、飽和、不飽和を判定し、水の気相と液相を合わせて質量保存が成り立つようにしている。図 1 より地球大気圏で運航されるターボジェット、ターボファンエンジンのサイクルで相変化を考慮する必要があるのは H₂O だけであることが分かる。気体の溶解度を考慮した気液多分子平衡は考慮していない。

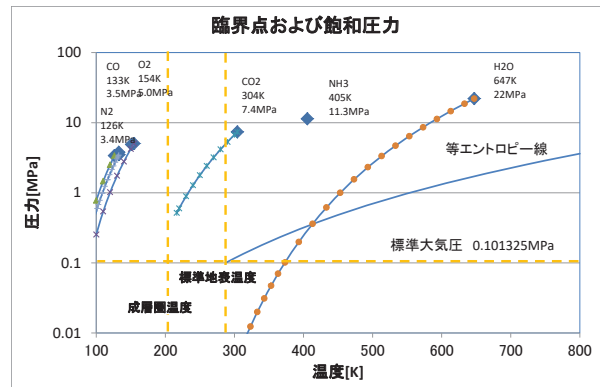


図 1 大気・排気成分の飽和圧力

4. JAXA における航空技術研究とそれに関連するエンジンの技術上の問題点

JAXA 航空技術部門では、環境、安全、将来技術の研究プログラムを推進しているが、例えば排気ガスの成分、離発着騒音、飛行機雲、水・霜吸込み、着氷など大気中の水分を考慮すべき課題が多い。



図 2 JAXA 航空技術部門の取り組み¹²⁾

5. エンジン水噴射試験の実例

水噴射に関しては、STOL 実験機「飛鳥」の飛行機に供された FJR710 ターボファンの耐環境試験が有名であるが、最近の例として、超音速実験機に関連した水吸い込み試験について述べる。図 3 は 2000 年当初に NAL(航空宇宙技術研究所)で実施

されていたジェット実験機であり、軸流+遠心式の圧縮機を備えた単純サイクルのターボジェットエンジン2基を翼下に搭載するのが基本構成であった。しかるに、この形式ではエンジン最大径が空気取り入れ口面積に比較して大きいため、遷音速通過時の空気抵抗が大きく、推力不足が懸念された(図3)。



図3 ジェット実験機の概念図

ジェットエンジンの推力増強策としては、一般にアフターバーナー装備と圧縮機水噴射が実用化されているが、アフターバーナーは増強率は高いが重量がかさみ、水噴射は増強率は小さいが失火の可能性がある、どちらも決め兼ねるところがあり、実際に試してみる事となった。水吸い込みダクト装備状況を図4に示す。



図4 水噴射ダクトを装着したジェットエンジン¹³⁾

一般に、旅客機は耐空性審査要領の項目として、最大推力で吸入空気質量の4%まで推力低下、失火しないことが求められており、FJR710の開発でも経験があったため、これを基準とした。

水噴射ダクトはインテークとエンジン前面の間に挟み込む形とし、2列24孔の水噴射ポートに市販の噴霧ノズルを装着できるようになっている。500リットルの水タンクとポンプ、流量計からなる供給ユニットを製作し(図5)、アイドル状態から最大状態まで適切な水滴径の噴霧分布が得られるよう、予備試験を行い、ポンプの制御周

波数と流量の関係を求め、使用するべきノズルと本数を定めた(図6)。



図5 水噴射装置¹³⁾

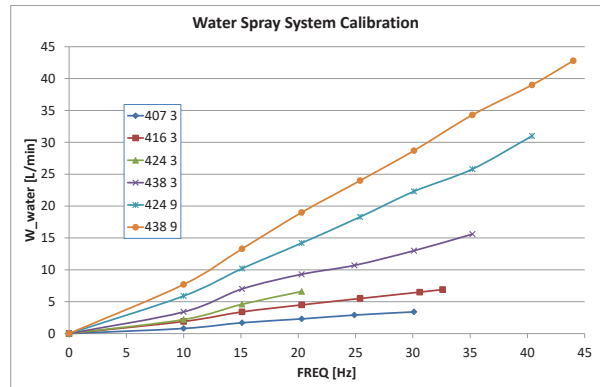


図6 水噴射特性の予備試験結果¹³⁾

試験結果：

エンジン運転試験結果としてはこのエンジンで可能な水吸い込み量は

- ・アイドルでは1.2%まで (推力、SFC変化なし)
- ・80%回転では2.5%まで (推力+5%、SFC+10%)
- ・MAXでは3.5%まで (推力+6%、SFC+7%)

であった。また、

- ・MAXでは3.5%~5%では推力増加無し

であった。図7に試験結果をまとめる。

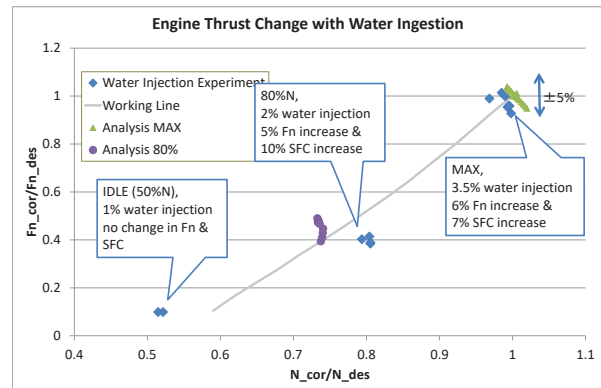


図7 水吸い込み試験結果¹³⁾

6. シミュレーション結果

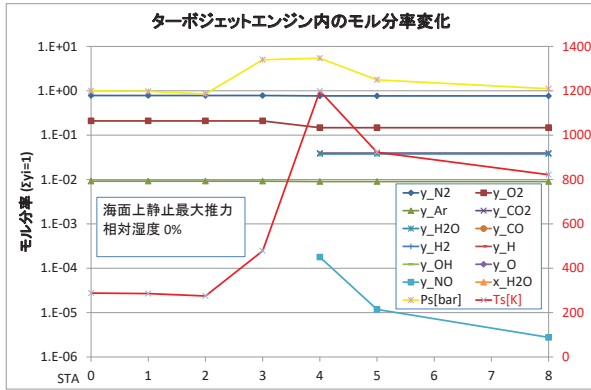


図8 シミュレーション (SLS-MAX, 湿度 0%)

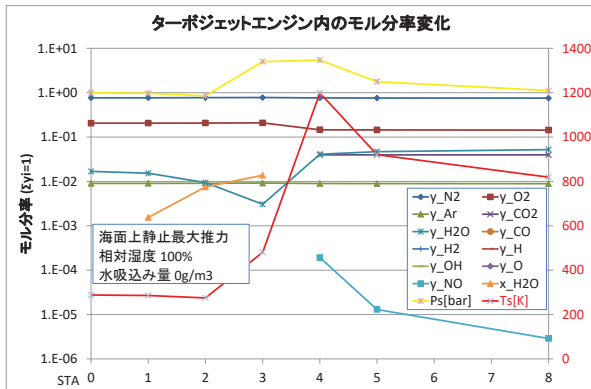


図9 シミュレーション (SLS-MAX, 湿度 100%)

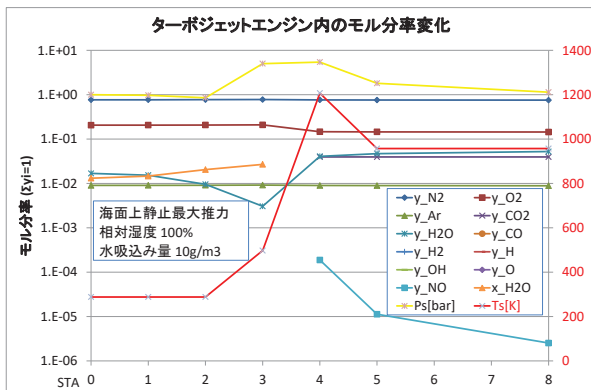
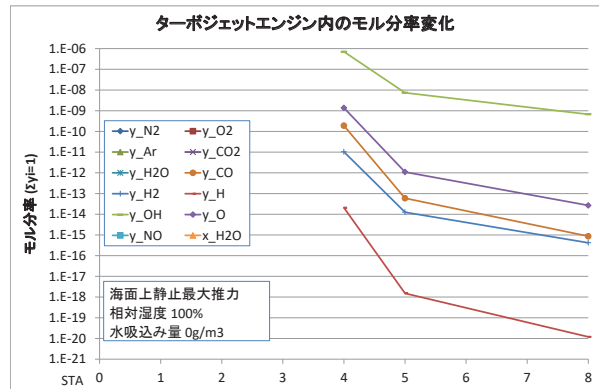


図10 シミュレーション (SLS-MAX, 湿度 100%, 水噴射 10g/m3)

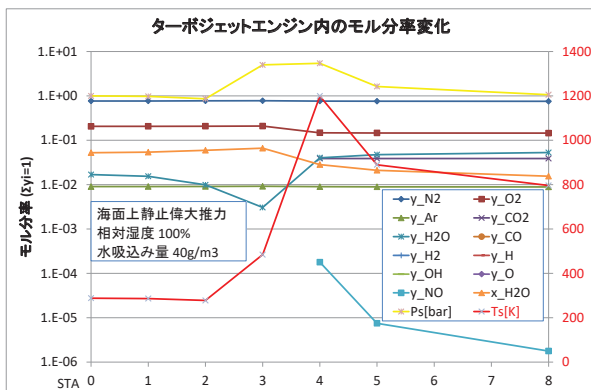
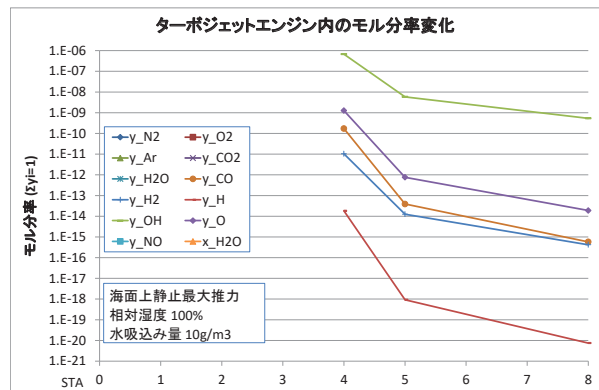
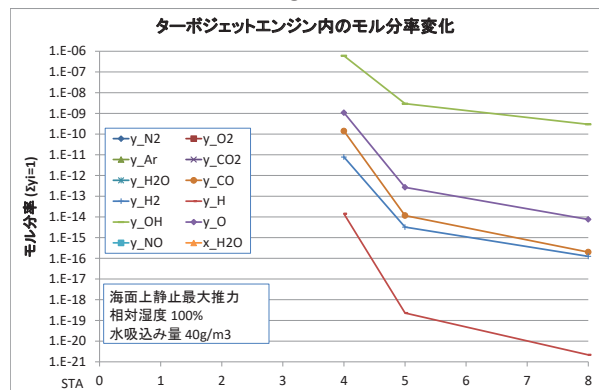


図11 シミュレーション (SLS-MAX, 湿度 100%, 水噴射 40g/m3)



エンジン性能計算プログラムを使用して、今回の実験をシミュレートした。

下記の各ケースでエンジン内でのモル分率変化を図にした。

- ・ケース：SLS MAXレーティング
- ・湿度0% (図8)
- ・湿度100% (図9)
- ・湿度100%+水噴射10g/m³ (図10)
- ・湿度100%+水噴射40g/m³ (図11)

液体のH₂Oに着目すると、

図8に対し、図9では、吸込みにより膨張した湿り空気が霧状になっている。図10では燃焼器内で総て蒸発しているのに対し、図11では燃焼器からタービン、排気ノズルまで水が液相で残っており、推力の増加に寄与できないことが分かる。

7. まとめ

ジェットエンジンのサイクル計算に関し実在気体効果と液相での水の効果を加味したプログラムを開発し、各要素の出入り口での液相の水のモル分率を計算し、実際の水吸い込み試験結果と比較することで、その有用性が理解できた。

水吸い込みによる燃焼効率の変化、圧縮機、タービンの空力的な流れの変化が効率に及ぼす影響までは算出していないため、これらの要素特性の変化を計算するモデルの作成が必要である。

参考文献

- 1) U. S. Standard Atmosphere, 1962, NASA, USAF, USWB, Dec. 1962, pp. 3
- 2) 理工学辞典, 日刊工業新聞, 1996, Pp1624
- 3) GAS TABLES international version, J. Keenan, J. Chao, J. Kaye, John wiley & sons, 1983
- 4) NIST-JANAF Thermochemical Tables 4th Edition, M. Chase, JPCRD monograph No.9, NIST, 1998
- 5) The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures, O. Kunz, R. Klimeck, W. Wagner, M. Jaeschke, GERG TM15, 2007
- 6) The GERG-2008 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures: An Expansion of GERG-2004, O. Kunz, W. Wagner, J. Chemical & engineering data 2012, vol. 57, pp.3032-3091
- 7) ジェットエンジンサイクル検討における熱力学物性値について, 2011/2/28, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料, 宇宙航空研究開発機構, JAXA-RM-10-016, 二村尚夫
- 8) ジェットエンジンサイクル検討における熱力学物性値について(その2), 2014/3/1, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料, 宇宙航空研究開発機構, JAXA-RM-13-019, 二村尚夫
- 9) ジェットエンジンサイクル検討における熱力学物性値について(その3), 2017/4/1, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料, 宇宙航空研究開発機構, JAXA-RM-16-010, 二村尚夫
- 10) Conceptual design analysis of the Propulsion system for High-speed transport aircrafts, 2005/9/10, ISABE 2005-1294, H. Futamura, R. Yanagi
- 11) Multiparameter Equations of State, R. Span, Springer, 2000
- 12) JAXA におけるグリーンエンジン技術の研究開発と展望, 第44回ガスタービンセミナー, 2014 1月
- 13) Cycle analysis of conventional and advanced airbreathing engines involving real gas and condensed phase effects, 2017/9/5, ISABE-2017-22558, H. Futamura, H. Taguchi, T. Yamamoto,

中容量ガスタービン用動作解析シミュレータの開発

*鈴木 晃純（東北大院），中野 晋（東北大），田中 翔悟（東北大院），竹田 陽一（東北大），菅原 由貴（東北電力）

Development of a Dynamic Simulator for Medium-Class Gas Turbine

*Kojun SUZUKI, Susumu NAKANO, Shogo TANAKA, Yoichi TAKEDA (Tohoku Univ.), Yuki SUGAWARA (Tohoku Electric Power Co., Inc.)

ABSTRACT

In addition to high efficiency, load following is expected to gas turbine systems to compensate output fluctuation, which is brought by an increase in introduction of renewable energy. It is important to analyze system behavior during load following operation. In this study, a dynamic simulator is developed for a medium-class gas turbine system that is operated in an actual thermal power plant. Heat penetration from the transition piece to compressed air in the outlet region of the compressor is considered in the simulator. Simulation results are compared with two kinds of actual operating data that are recorded in summer and winter seasons to evaluate the validity of the developed dynamic simulator. Simulation results show good agreements with operating data when the heat penetration from the transition piece to compressed air is considered in the simulations. As the heat penetration affects much more to increase in the driving power of the compressor than that of output power of the turbine, decreases of the generator output power both in the summer and winter operations are caused consequently.

Key words: Dynamic simulation, Medium Class turbine, Axial Compressor, Combustor, Axial Turbine, Combined cycle.

1. 緒言

わが国では、経済の発展とともに火力発電の割合が増加してきた。既に 1965 年度以降で、石炭と石油などの化石燃料の燃焼による発電量が水力発電量を上回る火主水従の時代となった¹⁾。火力発電は発電時に二酸化炭素などの温室効果ガスや、窒素酸化物や硫黄酸化物等の排出を伴うため、環境負荷の軽減が必要であり、高効率化による排出量削減が図られてきた。

一方、近年、発電時に温室効果ガス等を排出しない電源として再生可能エネルギーが注目されており、特に太陽光発電や風力発電は 2012 年 7 月より固定価格買取制度の導入により普及促進が図られている。しかし、これらの電源の発電出力は天候に依存し需要に合わせた発電が出来ないため、安定した電力供給のためには、これらの出力変動に対する他種電源による負荷追従運転が必要となる。

需要に対する出力調整には、揚水発電が、容量、応答性、および負荷吸収の点で優れているといえる。しかし、国内における既設および新設の揚水発電所の数には限界があり、今後、再生可能エネルギーが大量導入された場合には、揚水発電による出力調整では不十分である。負荷追従性能の高さから火力発電、特にガスタービンを主機とした火力発電システムに出力調整のための負荷追従運転が要求されるようになっている。火力発電システムには、前述の高効率化に加え、広域負荷に対する運用性の向上が要求されるようになっている。このため、負荷追従運転時の発電システムの動作特性の把握には、広域負荷に対応した発電プラントシステムの動作解析シミュレータが必要になる。

火力発電システムの解析シミュレータとしては、システムの性能解析シミュレータ²⁾や動作解析シミュ

レータ^{3),4),5),6),7)}が開発されているが、動作解析シミュレータは、負荷遮断時のシステム動作の予測等の特殊な運転時のシステム動作の予測^{3),5),7)}に用いられる他は、タービン製造メーカーによるシステム設計段階での制御設計に用いられるため、その詳細はあまり公開されていない。また、製造メーカー以外の研究機関においても、タービンシステムの詳細な情報が入手困難なため、実機タービンシステムを対象とした動作解析は、あまり行われていない⁴⁾。

筆者らは、高効率火力発電システムとして固体酸化物形燃料電池(SOFC)とガスタービンのハイブリッドシステムの動作解析シミュレータを開発することを最終目的として、これまでに SOFC 電池セルの動作解析シミュレータ⁸⁾や、マイクロガスタービン(MGT)を対象とした動作解析シミュレータ^{9),10)}を開発してきた。熱流体の基礎式と既存機器の性能公開データを元に計算モデルを構築し、対象機器の詳細設計情報が入手困難な場合でも、システム動作を予測できるシミュレータの開発を行い、その予測精度に関して検討を行ってきた。今回、火力発電プラントの広域負荷におけるシステム動作を解析可能なシミュレータの開発を行うことを目的に、これまでと同様なシミュレータ開発手法を用いて、中容量ガスタービンシステムを対象とした動作解析シミュレータを開発した。その計算結果を、実機プラントの夏季と冬季の運転データと比較して、計算モデルおよびシミュレータの妥当性を検討した。

2. 記号の説明

A：流路断面積 [m²]

D：直径 [m]

f_{fuel} ：燃料流量を変数とする多項式形の関数

f_{loss} : 角速度を変数とする多項式形の関数

- G : 流量 [kg/s]
- h : エンタルピー [J/kg]
- I : 慣性モーメント [kgm²]
- k : 熱伝達率 [W/(m²·K)]
- P : 圧力 [Pa]
- Q_{conv} : 対流熱伝達 [W/m²]
- R : ガス定数 [J/kg K]
- T : 温度 [K]
- t : 時間 [s]
- W : 動力または出力 [W]
- W_{loss} : 軸受損失 [W]
- α_{IGV} : 係数 (式(4)) [-]
- β_1 : 圧縮機入口の軸方向速度と入口平均径における周速との比 [-]
- ΔQ : 入熱量 [W]
- η : 効率 [-]
- κ : 比熱比 [-]
- μ : 粘性係数 [Pas]
- ρ : 密度 [kg/m³]
- ω : 角速度 [rad/s]

添え字

- a : 空気
- atm : 大気
- C : 圧縮機
- fuel : 燃料
- in : 入口
- G : 発電機
- mean : 平均径
- out : 出口
- T : タービン
- tr : トランジションピース

3. 解析対象の中容量ガスタービンシステムの概要

本研究で解析対象とした中容量ガスタービンシステムは、ガスタービンと蒸気タービンからなるコンバインドサイクル2系列の合計定格出力が109MWである。Fig. 1はコンバインドサイクルのブロック図を示す。ガスタービンシステムは軸流圧縮機、低NOx燃焼器、軸流タービンからなる。大気は入口案内翼(IGV)を通り圧縮機に入る。圧縮機で昇圧した空気は燃焼器に送られ、燃料と混合して燃焼により高温の燃焼ガスを生成する。燃焼ガスは軸流タービンで膨張してタービンロータを駆動する。軸流タービンの排気は排熱回収蒸気発生器(HRSG)に送られた後に大気に排出される。発生した蒸気は蒸気タービンを駆動する。蒸気は高压タービンと低压タービンに供給され、蒸気タービンを駆動した後復水器を経て再びHRSGに送られる。

Table. 1に本解析で対象としたガスタービンの仕様を示す。また、Fig. 1に示したように、本解析で対象としたガスタービンシステムは、発電機の回転軸の両端がそれぞれガスタービンと蒸気タービンの回転軸に接続されており、発電機出力はガスタービンと蒸気タービンの出力の和を示す。

4. 計算モデル

筆者らはこれまでMGTを対象としたシミュレータを開発⁸⁾⁹⁾しており、そのシミュレータにおいて開発した計算モデルを、中容量ガスタービンに適用できるよ

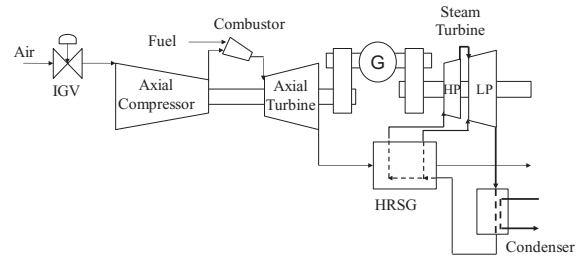


Fig. 1 Diagram of objective turbine system

Table 1 Specifications of the Turbine System

Item	Contents
Rated Output of the Plant	109 MW ((Gas Turbine+Steam Turbine+Generator) × 2 Systems)
Rated Speed	7280 rpm
Compressor	17-stage Axial
Turbine	3-stage Impulse
Combustor	Low NOx Combustor (10 Cans)

う改良した。Table 2にMGTと本解析で対象とする中容量ガスタービンとの主な構造の差異を示す。構造の差異による計算モデル変更の概要は以下の通りである。

圧縮機に関しては、MGTでは設置されていないIGVを考慮する必要がある。圧縮機流量はIGVの開度を反映した計算モデルに変更した。また、圧縮機動力の算出では、MGTは遠心1段であったため、翼の出入口の情報からオイラー仕事を算出することは比較的容易であったが、軸流多段の場合は困難なため、本解析では圧力比に基づく断熱仕事で算出した。

燃焼器に関しては、MGTが拡散燃焼であったのに対して、中容量ガスタービンでは予混合燃焼器と構造の異なる燃焼器になる。しかし、燃焼の計算では燃焼器出入口のエンタルピーの釣り合いから燃焼ガス温度を算出するため、燃焼器構造の差異は直接計算には影響しない。また、本解析においてもMGTの場合と同様に燃焼器の熱損失として、Lefebvre¹¹⁾の提唱による対流熱伝達と輻射熱伝達による損失を考慮した。

タービン仕事はタービン出入口のエンタルピー差により算出した。この方法自体はMGTと同様であるが、タービン効率に関しては、MGTでは既存タービンの公開性能データ¹²⁾を基にモデル式を作成したが、これは半径流タービンのデータにより作成されたため、軸流タービンには直接適用できない。本解析では、軸流タービンの公開性能データを纏めたSmith線図¹³⁾を基に効率を決めた。なお、実機ではタービン翼の冷却や起動時の運転制御のため圧縮機空気の抽気を行うが、抽気に関する情報は得られなかったため、本解析では抽気は扱わない。タービン翼冷却に用いる空気流量はタービン段落流路に戻されるため、起動時の抽気操作を除けば、抽気の有無による大幅な計算結果の差異は生じないと考えた。抽気の影響に関しては抽気操作の具体的な情報を得て、今後、検討していきたい。

本シミュレータは、システムの運転制御を見るためのシミュレータではなく、与えられた運転条件に対して、タービンシステムの各部位の状態変化を予測するシミュレータであるため、IGV開度、回転数、および燃料流量を計算の入力値とする。これらの量は、実機タービンシステムにおいては、それぞれのタービンシ

システムの運転制御ロジックによって決定される数値と考えられる。しかし、本研究は、システムの制御を扱うものではないため、開発するシミュレータは実機運転では制御結果であるこれらの数値を入力値として与え、その時のシステム各部位の状態変化を計算する。以下、計算モデルの変更点を中心に、中容量ガスタービンシミュレータの計算モデルの概要を示す。

Table 2 Structural Deference between MGT and Medium-Class Turbine

Item	MGT ⁹⁾	Medium Class Turbine
Air Flow Control	-	IGV Control
Compressor	1-Stage Centrifugal	17-Stages Axial
Combustor	Diffusion combustor	Pre-mix combustors
Turbine	1-Stage Radial Flow	3-Stages Axial Flow

4. 1 ロータの運動方程式

タービンロータの運動方程式は角運動量の保存式より、角速度 ω の2乗の時間変化がロータに働く仕事の和として式(1)のように表される。

$$\frac{d\omega^2}{dt} = \frac{2}{I} (W_T - W_C - W_{loss} - W_G) \quad (1)$$

W_T はタービン出力、 W_C は圧縮機駆動動力、そして W_G は発電機出力を表す。 W_{loss} はロータに生じる損失として軸受損失を考慮する。軸受損失はMGTの解析では角速度の4次式⁹⁾でモデル化した。このモデル式をベースとして、潤滑剤の粘度比 r_μ 、軸受荷重の比としてロータ質量比 r_ρ を、また周速比として半径比 r_r をMGTの軸受損失の式に乗じた。

$$W_{loss} = \gamma_\mu \gamma_\rho \gamma_r f_{loss}(\omega) \quad (2)$$

4. 2 軸流圧縮機の計算モデル

4. 2. 1 空気流量

圧縮機に流入する空気流量 G_a は周速度に比例する式として式(3)を用いる。式(3)で β_1 は圧縮機入口での軸方向速度と周速度の比で、Fig. 3に示す性能特性曲線の起動線(図中の実験点)に合わせ込んで決める。Fig. 3は、解析対象圧縮機の性能特性曲線¹⁴⁾の圧力比を、設計定格圧力比で無次元化した図である。 β_{IGV} はIGV開度に基づく流量係数で式(4)に示すように開度の正弦関数を用いた。圧力比は、算出された空気流量に対応する起動曲線上の圧力比として特性曲線から読み込んだ。なお、定格回転数到達後の回転数一定の運転状態では、圧力比はタービン負荷によって増加するため、式(5)に示すように、圧力比は燃料流量の関数として与えた。圧縮機の効率についても、上記と同様な手法を用い、圧縮機性能曲線¹⁴⁾から算出した。

$$G_a = A_{C,in} \rho_{a,C,in} \beta_1 \beta_{IGV} \frac{D_{C,mean}}{2} \omega \quad (3)$$

$$\beta_{IGV} = \alpha_{IGV} \sin(\theta_{IGV}) \quad (4)$$

$$\left(\frac{P_{C,out}}{P_{atm}} \right)_{\omega=const} = f_{fuel}(G_{fuel}) \quad (5)$$

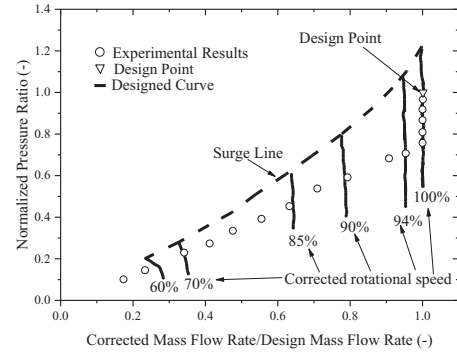


Fig. 3 Characteristic curves of the compressor¹⁴⁾

4. 2. 2 圧縮機駆動動力

圧縮機駆動動力は式(6)を用いた。圧縮機の断熱仕事に圧縮機への入熱量 ΔQ を考慮した。この熱量は、圧縮機吐出側の開口領域で、圧縮空気と直接接触する燃焼器トランジションピースからの熱損失を入熱量として考慮した。

$$W_C = \frac{1}{\eta_c} \left[\frac{\kappa}{\kappa-1} G_a R T_{C,in} \left\{ \left(\frac{P_{C,out}}{P_{atm}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} + \Delta Q \right] \quad (6)$$

4. 3 燃焼器モデル

燃焼効率、燃焼ガスの温度、エンタルピー、熱損失は既往研究⁹⁾と同様な計算式を用いた。ここでは、燃焼器の熱損失として、式(7)に示すようにLefebvre¹¹⁾による対流熱伝達をトランジションピースの熱損失に適用した。式(7)は単位面積当たりの熱伝達であり、式(7)にトランジションピースの表面積と個数を乗じて、式(6)の入熱量に反映する。式(7)の D_{tr} はトランジションピースの入口断面の直径を適用した。

$$Q_{conv} = 0.02 \frac{k_a}{D_{tr}^{0.2}} \left(\frac{G_a}{A_{tr} \mu_a} \right)^{0.8} (T_{tr} - T_{C,out}) \quad (7)$$

4. 4 タービンモデル

ガスタービンの出力はMGTの半径流タービンを扱った既報⁹⁾同様、タービン入口および出口のエンタルピー差を用いて式(8)のように表される。

$$W_T = \eta_T G_g (h_{T,in} - h_{T,out}) \quad (8)$$

ここで、 η_T はタービン効率を示す。半径流タービンにおいては圧力比から決まる最大効率に周速と理論速度の比による補正係数をかけて算出した⁹⁾が、基にしたデータは半径流タービンのデータ¹²⁾であり軸流タービンには使えない。本研究では反動度0.2~0.6の軸流タービンの効率をまとめたSmith線図¹³⁾を参照にした。つまり、各段落での熱落差は全体熱落差の1/3と仮定して、高圧初段における流量係数と負荷係数から線図より効率値を読み取った。今回の比較に用いた実機プラントのタービン効率は約0.92となり、夏季と冬季の運転、および部分負荷と定格運転点で線図から読み取る効率に大きな差異を生じなかったため、本解析ではタービン効率を0.92一定として計算を行った。

4. 5 蒸気タービン出力の概算方法

本解析はガスタービンを対象としたものであり、蒸

気タービンに関しては計算対象外である。しかし、比較に用いた実機データはコンバインドサイクルであり、またシステムは一軸構造である。このため発電出力はガスタービンと蒸気タービンの両出力の合算として計測されている。ガスタービン単体の計算結果を実機データと比較する際には、蒸気タービン出力の概算を見積もる必要がある。蒸気タービンの運転データとしては、高圧段と低圧段の入口蒸気圧力、温度、および流量が得られている。冬季の定格運転時(最高出力時)に断熱熱落差が最も大きくなるため、この時に蒸気タービンの設計定格出力が出るものと仮定し、定格タービン出力と全断熱熱落差の比から蒸気タービン効率を算出した。冬季定格運転以外の他の運転時には、それぞれの全熱落差にこのタービン効率を乗じて蒸気タービン出力を推定した。なお、夏季の部分負荷運転時の蒸気条件は、他の運転状態に比べて著しく蒸気圧および蒸気流量が低下しているため、効率に対する圧力比と流量比の影響を考慮した補正係数¹⁵⁾を蒸気タービン効率に乗じた。

5. 計算条件

計算に必要な入力データは圧縮機、燃焼器等の機器の代表寸法とロータの慣性モーメント等の構造データと、計算の入力データとして、IGV 開度、ロータ回転数、および燃料流量である。Fig. 4 にロータ回転数の入力データ、Fig. 5 に燃料流量の入力データをそれぞれ示す。入力データは、実機の運転データを区分的に時間に対して直線近似して入力した。比較に用いた実機運転データは夏期計測と冬期計測の2種類があり、夏期運転は冷機起動時、冬期運転は連続運転のデータである。計算開始の回転数は60%回転数である。結果の比較に用いた冬季運転データは連続運転中のデータのため起動領域が無いが、計算では、60%回転数から約500秒の昇速領域を設けた。ロータ回転数については破線で示した実機運転データ(Ex)に対して実線で示す計算入力データ(Sim)は良い一致を示す。一方、燃料流量については夏季運転の燃料流量増加領域を一本の直線変化で近似したため、燃料供給量は最大で6.5%程度の誤差を生じた。

なお、大気条件は、夏季が、気温 30°C、気圧 100 kPa、冬季が気温 6°C、気圧 102 kPa である。

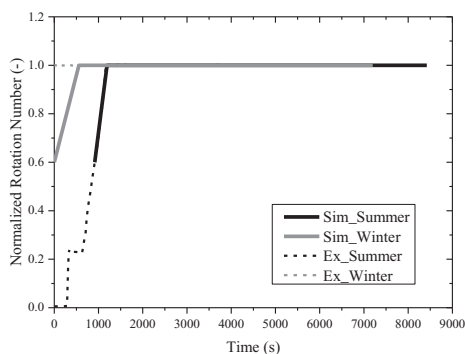


Fig. 4 Operation and input data of rotation number

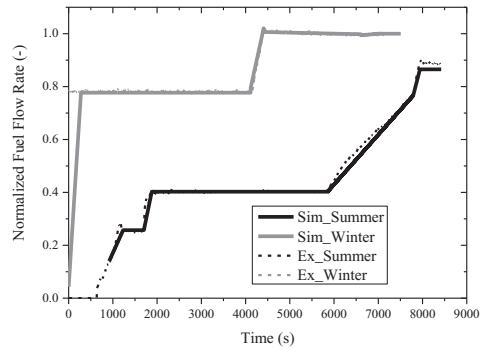


Fig. 5 Operation and input data of Fuel Flow Rate

6. 計算結果

6. 1 圧縮機

Fig. 6 は圧力比の時間変化について夏期、冬期それぞれについて、実機計測結果と計算結果の比較を示している。実機計測結果をExで、計算結果をSimで示した。また、圧力比は設計定格圧力比で無次元化した。本解析では、定格回転数領域では、圧力比は燃料流量の関数として与えたが、夏季および冬季とも良好に近似できていることが分かる。

Fig. 7,8 は圧縮機吐出空気温度を夏期、冬期それぞれについて比較した結果である。縦軸は、定格運転状態(夏季、冬季、それぞれのガスタービン最高出力時)の圧力比で断熱圧縮された空気温度で無次元化した値である。Fig. 7,8 には圧縮機への入熱を考慮した場合と考慮しない場合の結果を示す。夏季および冬季の定格運転領域で入熱無しの場合の温度比の計算結果は約1になる。一方、入熱を考慮した場合は、温度比で0.1以上の差異を生じる。夏季および冬季とも入熱を考慮した方が、計算結果(Sim)は計測値(Ex)に近い値を示している。なお、起動運転を含む夏季運転の場合、興味深い結果が表れている。計測結果は、起動初期の温度比が入熱を考慮しない計算結果に一致しており、その後、定格回転数到達近傍で、計測値は入熱を考慮した計算結果に近づく。冷機起動における燃焼器トランジションピースから熱の伝わり方を示していると思われる。つまり、初めは機器の加熱に熱が流れ、時間遅れを持って圧縮機吐出空気への入熱が表れたものと考えられる。

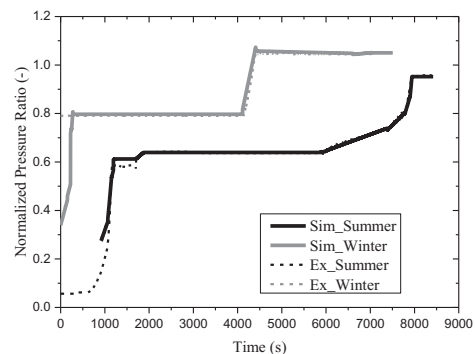


Fig. 6 Pressure Ratio Histories

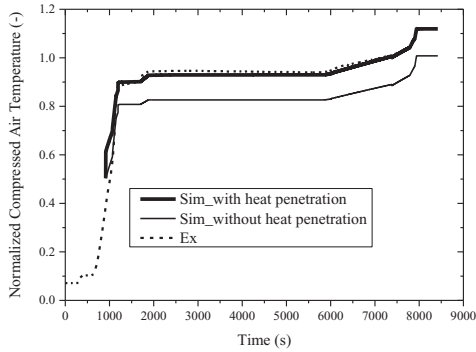


Fig. 7 Histories of Compressed Air Temperature (Summer)

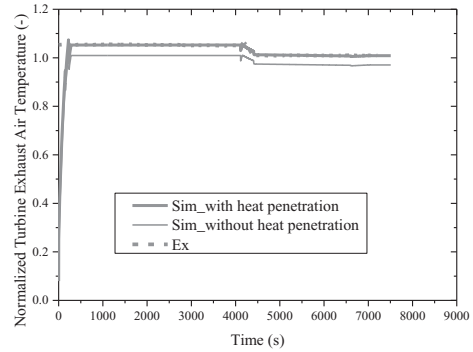


Fig. 10 Histories of Turbine Exhaust Gas Temperature (Winter)

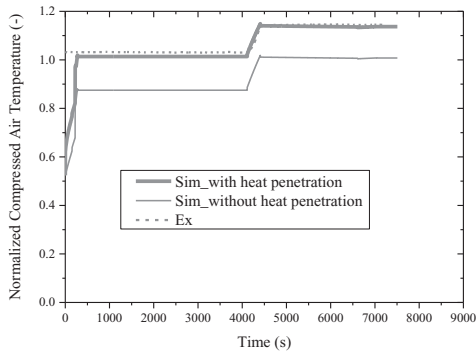


Fig. 8 Histories of Compressed Air Temperature (Winter)

6. 2 タービン

Fig. 9,10 に夏期, 冬期それぞれについてタービン排ガス温度を設計排ガス温度で無次元化した値を示す。タービン排ガス温度もトランジションピースから圧縮機への入熱を考慮した計算結果(Sim)の方が, 計測値(Ex)に近い値を示す。入熱により燃焼器入口空気温度が上昇するため, 膨張仕事の圧力比が同一の場合, 排ガス温度は上昇する。Fig. 9 では起動中の排ガス温度が, 計測値と計算結果で著しい差異を示すが, これは起動中の抽気操作によるものと考えられる。本解析では抽気は扱わないため, 結果として大きな差異を生じた。

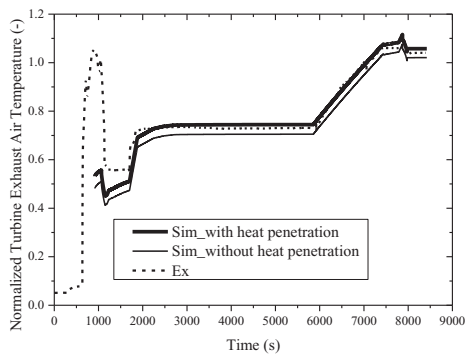


Fig. 9 Histories of Turbine Exhaust Gas Temperature (Summer)

6. 3 発電機出力

Fig. 11,12 に夏期の結果を示す。発電出力はプラント 1 系列分の定格出力で無次元化した。計測値(Ex)との比較では, 4.5 で示した蒸気タービン出力の推定値を加算したものである。部分負荷運転, 出力増加領域, および定格運転領域とも, 蒸気タービン出力推定値を加算した計算結果(Sim)は, 計測値に近い値を示す。また, 入熱を考慮した結果は, 考慮しない結果に比べて発電出力は低下している。Fig. 12 は, ガスタービン単体について発電出力の他, タービン出力, 圧縮機動力, 軸損失の計算結果を示したものである。入熱の影響による燃焼器入口温度の増加によりタービン出力は増加するが, 圧縮機動力も増加し, その増加量はタービン出力の増加量を上回る。結果として発電機出力の低下を導いている。なお, Fig. 11 において約 6500 秒の領域で計測値と計算結果の差異が増加するが, これは燃料流量入力値の近似で, 計測値との乖離が増加している部分に相当し, 6.5%の燃料流量の誤さが最大 15%の出力誤差として表れていることが確認された。

Fig. 13,14 は同様に冬季の結果である。冬季に関しても蒸気タービン推定出力値を加算した計算結果は, 計測値に近い値を示している。なお, 夏期および冬期を問わず, 入熱を考慮しない場合と比べ圧縮機動力は 10%程度増加し, タービン出力が 3%程度増加した結果, 発電機出力が 7%程度減少することがわかる。

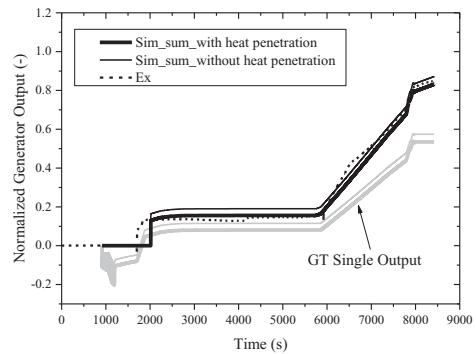


Fig. 11 Histories of Output Power (Summer)

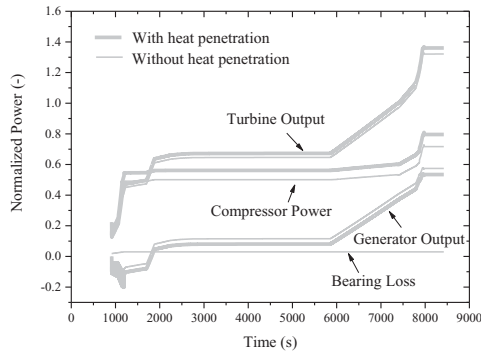


Fig. 12 Histories of Output Power of Gas Turbine (Summer)

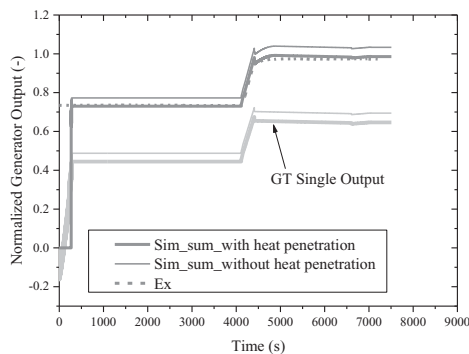


Fig. 13 Histories of Output Power (Winter)

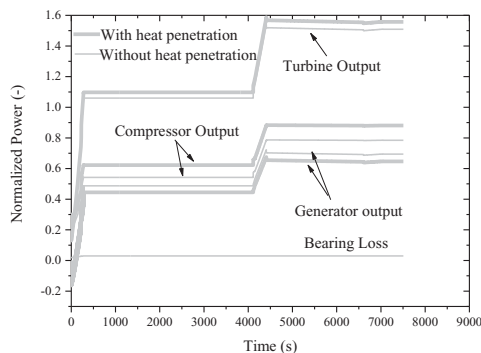


Fig. 14 Histories of Power of Gas Turbine (Winter)

7. 結言

中容量ガスタービンを対象とした動作解析シミュレータを開発し、計算結果を実機運転データと比較して、以下の結論を得た。

- (1) 開発したシミュレータは夏季および冬季のタービンシステム挙動を、部分負荷および定格運転状態ともに捉えることができた。また、燃料流量の入力誤差 6.5%が発電機出力に 15%の差異として表れることがわかった。
- (2) 燃焼器トランジションピースから圧縮機への入熱は圧縮機吐出空気温度、タービン排気温度、および発電出力に影響を及ぼし、最大で 7%程度の発電出力低下に繋がる可能性があることが示唆された。

謝辞

本研究は、東北電力株式会社と東北大学の共同研究部門である電力エネルギー未来技術共同研究部門で実施されたもので、東北電力株式会社からは研究遂行に対して多くの支援を頂きました。ご支援に対し深く感謝の意を示します。

参考文献

- 1) 平成 28 年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書 2017), 経済産業省 資源エネルギー庁, 第 2 部, 第 4 節, pp.187
- 2) 幸田栄一, 高橋徹, 三巻利夫, 発電システム熱効率解析汎用プログラムの開発, 電力中央研究所報告, 研究報告: W99034 (2000).
- 3) Naoyuki Nagafuchi, Nariyoshi Kobayashi, Motoaki Utamura, Estimation of the operating characteristics of the adjustable speed gas turbine power generation system during partial load operation, 2000-GT-173, (2000).
- 4) Kim, J. H., Song, T. W., Kim, T. S., Ro, S. T., Model development and simulation of transient behavior of heavy duty gas turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, (2001) pp.589-594.
- 5) Takahashi, K., Nagafuchi, N., Saito, N., Nanataki, K., Dynamic simulations for designing emergency procedures for a gas turbine power plant, Proc. of the future of gas turbine technology 5th international conference, Paper ID Number 40 (2010).
- 6) Chacartegui, R., Sanchez, D., Munoz, A., Sanchez, T., Real time simulation of medium size gas turbines, Energy Conversion and Management, 52, (2011) pp.713-724.
- 7) Nakano, S., Tsubouchi, K., Shiraiwa, H., Hayashi, K., Yamada, H., Load rejection tests and their dynamic simulations with a 150 kW class microsteam turbine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 135, (2013) pp.052301-1 - 052301-8.
- 8) 鈴木晃純, 中野晋, 竹田陽一: 円筒横溝形 SOFC の動作解析, 日本機械学会 2016 年度年次大会講演予稿集, J2220304, (2016).
- 9) 関慧一, 中野晋, 竹田陽一: マイクロガスタービンの動作解析, 日本ガスタービン学会誌, Vol.43, No.3 (2015) pp68-74.
- 10) 鈴木晃純, 中野晋, 関慧一, 竹田陽一, 岸部忠晴: 150kW 級高温分空気利用マイクロタービンの動作解析, 日本ガスタービン学会誌, Vol.45, No.3 (2017) pp.178-185.
- 11) Lefebvre A. H.: Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, (1983) pp.278-281.
- 12) Balje, O. E., Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory, John Wiley & Sons, (1982) pp.91-104.
- 13) Japikse D., and Baines N. C., Introduction to Turbomachinery, Concept ETI, Inc, and Oxford University Press, (1997) pp.6-7 - 6-11.
- 14) Kashiwabara, Y., Katoh, Y., Ishii, H., Hattori, T., and Matsuura, Y., Developments leading to an axial flow compressor for a 25 MW class high efficiency gas turbine, Proc. of the gas turbine and aeroengine congress and exposition, 90-GT-238, (1990).
- 15) K.C.Cotton: EVALUATING AND IMPROVING STEAM TURBINE PERFORMANCE, Cotton Fact Inc., (1993) pp.99-100.

超音速機推進機関としての再熱効果の検討

*福山 佳孝 (JAXA), 山根 敬 (JAXA)

Study on the Influence of Re-heating as a Supersonic Propulsion System.

*Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA) and Takashi YAMANE (JAXA)

ABSTRACT

Several projects have been kicked-off for the development of civil supersonic passenger aircraft. Although a mixed flow medium bypass ratio turbo-fan engine is assumed for the propulsion system, it is difficult to achieve both low takeoff and landing noise and high supersonic cruise thrust with a conventional simple engine system. In this report, it is introduced that the evaluation results of thrust enhancement effect by re-heating between HPT and LPT.

Key words: Aero-engine, Re-heat, Supersonic, Propulsion, Mixed-flow, Turbo-fan.

1. はじめに

超音速民間機ではコンコルドの就航から 40 年を経て Aerion 社⁽¹⁾や Boom supersonic 社⁽²⁾等が新たな機体プロジェクトを開始し、2020 年代中頃の実用化に向けた本格的な機体技術開発と実証研究が進められている。コンコルド、Aerion 社および Boom 社の超音速機の概要を表 1 に示す。

現在開発中の機体の推進機関には中バイパス比 (2~4) のターボファンエンジンが想定されるが、亜音速機と同等の離着陸騒音、排気ガス規制を満足するとともに高空超音速飛行に必要な大推力と低燃費の実現は従来型の単純なターボファンエンジンでは困難と考えられている。

GEAE 社は Boom 社の超音速機用エンジン開発に参画を表明しているが、バイパス流路切替構造を有する可変サイクルエンジン⁽³⁾の適用を示唆している。

我が国でも JAXA を中心に低ブーム超音速機体の技術研究と推進系統合検討^{(4),(5)}が進められており、ターボファンエンジン駆動の低ブーム技術実証機そして実用機開発に向けた新たな開発段階に近づいている。

本研究は既存の小型エンジンを改造して超音速機に適用することを想定して、HPT (高圧タービン) と LPT (低圧タービン) の間に燃料ノズルを設置する RB (再熱バーナ) エンジンシステムを対象とした。コンコルドにも使用された AB (アフターバーナ) エンジンシステムとの比較も含めて推力増強効果、燃料消費率等の変化を比較評価した結果、RB エンジンの有効性が確認されたので報告する。

Table.1 Supersonic Aircraft Specification

	Unit	Aerion Corp.		Boom supersonic		Aérospatiale-BAE	
		AS2	XT-1	Airliner	Concorde		
Crew		2					
Capacity		8~12		45~55		100	
Empty weight	kg	21,432				78,700	
MTOW	kg	54,885	6,985			185,000	
Engine		3 × LowBPR		3 × GE-J85-21	3 × MedBPR	4 × Olympus593	
Engine Type*1		TF	TJ	TF	TJ		
SLS Thrust	kN	67~76	16			142	dry
	kN					169	wet
Max M	-	1.5					
Cruise M	-	1.4	super-s	2.2	2.2	super-s	2.04
	-	0.95	sub-s		0.95	sub-s	0.93
Range	km	8,797	super-s	>1,852		8,334	super-s
	km	9,816	sub-s				7,229
Service ceiling	kft	51		30	demo		60
First flight	year	(2021)		(2018)			1969
TC(target)	year	(2023)				(2023)	1976
EIS(target)	year	(2023)					1976

*1 TJ: Turbo-jet, TF: Turbo-fan

2. エンジンモデル

2.1 既存 (基準) エンジン選定

本報告では、既存の中バイパス比エンジンを想定したエンジンモデルの構築、そのモデルによる超音速巡航条件のエンジン作動状態の検討、改造を施したエンジン性能変化の順で説明する。

モデル化するエンジンには BR700-725-A1 (Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG) を選択した。このエンジンは AS2 想定エンジンと同程度の離陸推力 70[kN] 級の MTF (混合排気型ターボファン) エンジンで、亜音速ビジネスジェット機 (Gulfstream G650) に搭載されている高推力・低騒音型のエンジンである。公表されているエンジン特性情報と出典を表 2 に記載する。

2.2 エンジン改造のポイント

超音速機は一般に亜音速機より高高度を飛行する。例えば、 H_0 (飛行高度) 45[kft]の P_0 (大気圧力) は $P_{0,sl}$ (海面上標準大気圧力: 101,325[Pa]) の 14.6%, T_0 (大気温度) は $T_{0,sl}$ (海面上標準大気温度: 288.15[K]) より 71.5[K] 低下する。しかし、超音速飛行ではラム圧縮効果により T_2 (エンジン入口温度)・ P_2 (エンジン入口圧力) が増加し、 T_2 は M_0 (飛行マッハ数) が 1.4 で 301[K]と $T_{0,sl}$ より高く、 M_0 が 1.6 では 328[K]に増加する。 P_2 は M_0 が 1.4 で $P_{0,sl}$ の 45%, M_0 が 1.6 でも 60%となる。エンジン運転は軸回転数としてタービン作動温度で制限され、 MFN (利用可能最大推力) が存在する。 P_2 低下は空気の質量流量を低下し、 T_2 増加は T_4 (HPT 入口温度) 制限から G_f (燃料流量) を低下する。

コンコルドでは TJ (ターボジェット) 形式の AB エンジンが推力増加に使用されたが (AB の推力増強割合は 20%程度) AB 使用により燃費が大幅に悪化する。

本研究では、後述する既存エンジンの高速飛行時の特性変化を考慮して HPT と LPT の間に RB を設置した RMTF (再熱混合排気型ターボファン: Reheat Mixed Flow Turbo-Fan) エンジンを対象とした。RB エンジン実現にも新技術と実用化研究が必要だが、複雑なバイパス切替構造を導入せず達成可能な推力増加に魅力がある。

2.3 エンジンモデル概要

解析はモジュール (インテーク, ファン, 圧縮機, 燃焼器, タービン, 混合器, 推進ノズル, ダクト) を結合したネットワークを構築し、JAXA-VJE^{(6),(7)}を使用して実施した。

図 1 にモデルの概要図を示す。上半分が MTF エンジン, 下半分が本研究対象の改造エンジンである。ここで、ITK はインテーク, BPD はバイパスダクト, HPC は高圧圧縮機, MXR は混合器 (ミキサー), NZL は推進ノズル, MB は主 (メイン) バーナ, RB は再熱 (レヒート) バーナ, AB はアフターバーナである。推進ノズルは、亜音速機では C-NZL (先細ノズル), 高速超音速機には CD-NZL (末広ノズル) が適用される。

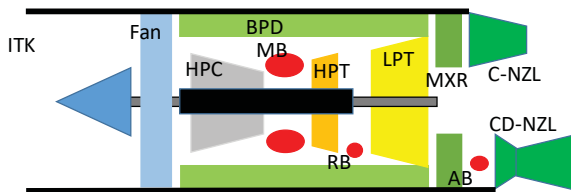


Figure 1 Schematic of Engine Model

2.4 インテーク計算

超音速インテークの詳細検討は実施していない。インテークの η_r (ラム圧回復係数) は MIL-E-5008B により計算し、 ζ_{itk} (全圧損失係数) は 0.4%固定とした。

2.4 混合器 (ミキサー) 計算

混合器は一定面積混合器とする。同一の混合点 P_s (静圧) と I (インパルス関数) 保存条件でコア流 (ESN6) とバイパス流 (ESN16) が混合し出口 (ESN7) に至るとして計算した⁽⁸⁾。ここで、 A は通路面積, V は流速, ρ は密度である。

$$I_7 = I_6 + I_{16}, \quad A_7 = A_6 + A_{16}, \quad I = (P_s + \rho_s \times V^2) \times A$$

MTF エンジンではコア流とバイパス流の混合器入口全圧の関係が制約となる。本研究では ADP (空力設計点) で P_{16} / P_6 (ミキサー圧力比) を 1.0, M_6 (混合点コア側マッハ数) を 0.35 とし流路面積を決定した。混合器の粘性損失はゼロとした。

2.5 RB 及び AB 計算

RB および AB は MB と異なり通路部に燃料ノズルとフレームホルダを設置する形式と想定される。本研究は概念検討のため燃焼成立性は検討していない。

バーナで流体に生じる損失は粘性損失と加速損失からなると考えられ、それぞれに起因する ζ_v , ζ_a (全圧損失係数) を計算に使用する。粘性損失は燃料ノズル形状などで決まる値であるが現段階では未知のため RB, AB ともに 1%として計算した。加速損失は定圧燃焼器で燃焼に伴い (燃焼前: ESN44, 燃焼後: ESN45) 発生する流れの加速 (体積増加) により生じる損失で燃焼前後の I が保存されるとして計算した⁽⁸⁾。ここで H はエンタルピー, h_f は燃料発熱量 (低位発熱量) である。

$$I_{45} = I_{44}, \quad A_{45} = A_{44}, \quad H_{45} = H_{44} + h_f \times G_f$$

ADP では M_{44} を 0.35 とし流路面積を決定し、 η_b (燃焼効率) は MB で 0.999, RB と AB では 0.9 とした。MB 損失は ζ_v と ζ_a の合計を ADP で 5%とした。

2.6 推進ノズル

亜音速機では固定面積 C-NZL が使用される。超音速機では性能とコスト・重量増のトレードオフで利点があれば可変面積 CD-NZL を適用する。本報告の計算では、C-NZL, CD-NZL 共に η_{fn} (推力係数) は 0.99 一定とし、CD-NZL の場合も A_8 (ノズルスロート面積) は固定、 A_9 (ノズル出口面積) は適正膨張面積に調整されるとして FN (推力) を計算した。

2.7 設計点

ADP は H_0 が 41[kft], M_0 が 0.8, 標準大気条件で FN_c (修正推力 = $FN / (P_0 / P_{0,sl})$) が SLS-MTO (海面上静止・定格離陸推力) 条件の 110%とした。

2.8 運用 (部分負荷) 計算

エンジンモジュールの部分負荷性能情報は入手できないためターボ機械の特性値である ψ (仕事係数 = $\Delta h / U^2$, Δh は比エンタルピー増加) と η_s (ポルトローブ効率) は ADP から不変として計算した。超音速飛行時の MFN 等の相対比較には適用可能な計算方法と考えている。

エンジン内部流路 (ダクト, 燃焼器, ノズル) の ζ は

ADP で設定し運動量に相当する G_c (修正流量) 自乗に比例して変化すると計算した。

HPT 入口静翼では流れがチョークするとして G_c , N_c (修正回転数) を ADP の値に固定したが, LPT は流れがチョークしない計算とした。

2.9 設計点仕様設定

表 2 に示すように, 公開資料^{(9)~(12)}から N_1 (低圧軸回転数), N_2 (高圧軸回転数), FN , BPR (バイパス比 = G_{121} / G_{21} : Fan バイパス側流量/Fan コア側流量), OPR (全体圧力比 = P_3 / P_2 : 圧縮機出口圧力/エンジン入口圧力), G_f (または $SFC = G_f / FN$) の 6 個の数値が得られたがこれだけでは情報不足である。基準エンジンの騒音性能が比較的良好⁽¹²⁾ことから SLS-MTO 条件の排気速度が 330[m/s]程度と仮定して求めた G_a (エンジン入口空気流量) 230[kg/s]を仕様計算に適用した。さらに, MTF ではコアとバイパスが独立でない事も利用して, ADP の P_{121} / P_2 (Fan 圧力比), P_3 / P_{25} (HPC 圧力比), T_4 (HPT 入口温度), η_s , BPR , N_1 , N_2 を決定した。また, タービン冷却・シール等の二次空気使用量も不明の為, HPT で G_4 (HPT 入口流量) の 17.5%, LPT で G_{45} (LPT 入口流量) の 3% を設定した。本計算では抽気, 抽出力はいずれも考慮していない。参考のため, 表 2 の右側に SLS と ADP の計算結果の要点を示した。モデルエンジンは 1,350[°C]級エンジンと推定された。

Table.2 Base Engine Specification and Model Calculation Results for SLS-MTO and ADP.

■BR725-A1-12 Engine Specification				Model			
Symbol	Unit	Jane	TDCS	ICAOe	ICAOo	SLS100	ADP
Reference		9	10	11	12		
Altitude	H0	kft	0	0*Note-a		0	41
Mach number	M0	-	0	0	0	0	0.8
Net Thrust	FN	kN	75.17	75.2	75.7	75.2	14.6
Bypass Ratio	BPR	-	4.35	4.2	4.35	4.2	4.35
Overall Press. Ratio	OPR	-		26.16		26.16	31.77
Fan Pres. Ratio	FPR	-				1.67	1.84
Fuel Flow Rate	Gf	kg/s		0.789		0.785	0.249
Specific Fuel Consumption	SFC	mg/N/s		10.42		10.44	17.06
Turbine Entry Temp.	TET	K				1533.0	1433.0
HPT Cooling & Seal	%W4	-				17.5	17.5
LPT Cooling & Seal	%W45	-				3.0	3.0
Airframe (noise certificate)						G650	
Rotor Rotational Speed			N100	MTO	MCT	MOS	SLS100
Low Pressure Rotor	N1	RPM	7000	7196	7196	7301	7013
	%N1	-		102.8	102.8	104.3	100.2
High Pressure Rotor	N2	RPM	15898	15898	15691	16105	15543
	%N2	-		100.0	98.7	101.3	97.8
Max Inter Turbine Temp.	T45max	°C	900.0	885.0	920.0		

*Note-a: Ambient pressure(P0), temperature(T0) and humidity(RH0) are noted in the reference.
MTO: Max Take-off (5min), MCT: Max Continuous, MOS: Max Overspeed (20sec)
SLS100: SLS 100% Take-off rating TC (Type Certificate) Issued 2009/12/16
Engine Configuration 1-0-10-2-3 (1Fan-0LPC-10HPC-2-HPT-3-LPT), Fan Dia = 50in

2.10 性能計算条件と本文中表記の説明

- 部分負荷計算: 飛行マッハ数をパラメータとし, N_1 を指定し計算した (図 2 に使用)。
- MFN計算: M_0 が 0.8~1.6 (0.1 刻み) に対して以下のようにパラメータを設定し計算した。

MCT_{xxx}: 基準エンジンに対して表 2 に示す MCT 回転数に対する比率でエンジン運転を制限した計算, xxx は%を 3 桁整数で表示する。

AB_a, RB_a: AB または RB の FAR 設定, a は ADP 条件 MB の FAR を基準とした燃料投入量。RB では MB の FAR の 10, 20, 30% を計算し, これを 1, 2, 3 と表記した。AB はコアに対して流量が増加するため, 基準 BPR を 4 と仮定して RB の FAR の 1/5 に設定した。

V_c : バーナの ζ_v (粘性全圧損失係数) c は%の整数, ADP で設定した。

Add: バーナ加速損失を支配するバーナ入口 M の小数点以下 2 桁で表らわす。 ζ_a は計算結果である。

C, CD: ノズル形式, 記載がない場合は CD-NZL。

MFN 計算では全ての M_0 の条件で AB または RB に指定した燃料を投入し, 運転線が回転数制限線に来るように MB 燃料を調整する計算を実行した。そのため, MB 投入燃料が MCL094 に比較して減少する場合もある。本研究では MB-RB の最適燃料配分は求めている。

本報告では, 静的状態量のみ記号の後に添え字 s を付けて表記する。

3. 基準エンジンの超音速推進性能と改造方法

3.1 基準エンジンの超音速推進性能

基準エンジンの超音速性能推定結果を以下に示す。 H_0 は 45[kft], 標準大気・乾燥状態 (湿度ゼロ) とした。

エンジン運転マップを図 2 に示す。エンジン運転可能範囲を決定する最大の要因は機械回転数であるから横軸に N_1 縦軸に N_2 を取り SLS (地上静止) と飛行条件のエンジン運転回転数を示した。高負荷運転条件では, HPT 入口 N_c が一定であり, N_2 が T_4 と同義であるから, N_2 制限運転によりタービン過昇温は防止される。

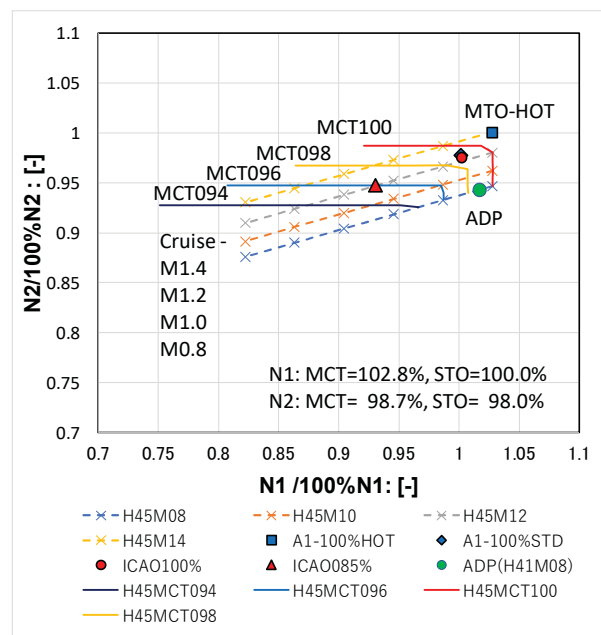


Figure 2 Engine Operating Map by using Spool Rotational Speed N_1 and N_2 .

図中、単独のシンボルは本研究の ADP と文献等に記載された各種特性点、破線は M_0 一定で FN を変化させた部分負荷運転線、実線は回転数制限を N_1 と N_2 に加えたときの MFN 運転線である。SLS-MTO-FR 点（フラットレート、図中 MTO-HOT, $T_0 = 30^\circ\text{C}$) は図の右上、ADP は $M=0.8$ の線上右側にある。

M_0 の増加で部分負荷運転線が N_2 高方向に移動すること、 MFN 運転限界は亜音速で N_1 、 M_0 （および T_2)増加により N_2 で制限されることを示す。この特性は、基準エンジンが高亜音速航空機用に設計されたためと思われる。

超音速飛行連続運転限界は N_2 に制限される。 M_0 増加により T_2 が上昇しエンジン全体の温度レベルも上昇するから、超音速巡航では亜音速巡航に比較して運転制限回転数を低めに設定する必要性を示唆する。

図 3 に図 2 の運転限界線の N_1 変化を示す。 N_2 制限領域（図の右側）では、 M_0 の増加により N_1 が大幅に低下することを示している。

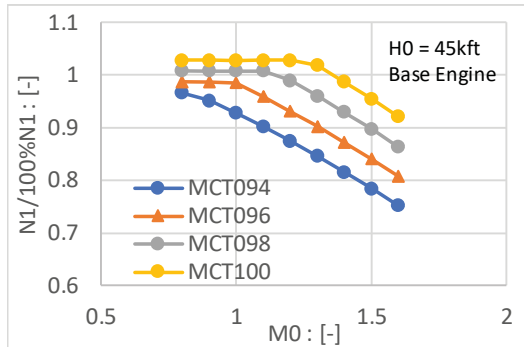


Figure 3 High Speed Cruise N_1 Variation versus M_0 under the Spool Rotation Speed Limit Operations.

図 4 に基準エンジン超音速飛行時の MFN 変化を示す。図中実線が C-NZL、破線が CD-NZL を装着した場合である。図からエンジン運転が N_2 制限領域（図の右側）で MFN が低下する、その領域で CD-NZL 装着により M_0 が 1.4 でも 10%以上の推力増加効果がある。

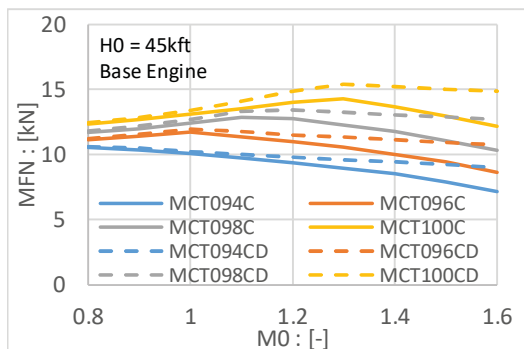


Figure 4 High Speed Cruise MFN Variation versus M_0 for engines with C-nozzle or CD-nozzle.

巡航時に常時大推力を要する超音速機ではエンジン SFC （エンジンの技術課題）と必要推力（機体の技術課題）が決定する燃料消費量（Fuel Burn）が機体の航続距離を決める。最良飛行速度は速度の影響を加味した

SFC / M_0 をメトリックとして評価する。

図 5 は基準エンジンの回転数制限と SFC の関係、実線が C-NZL、破線が CD-NZL の場合の推力を示す。

SFC は回転数制限の上昇で低下し、CD-NZL の効果が明白である。既存エンジンの推力増強策を対象とする本研究では CD-NZL 装着を前提として議論を進める。

以下では、CD-NZL を装着した基準エンジンの MCT094 を評価基準として改造エンジン性能を評価し、図中に（Base）と記すことにする。

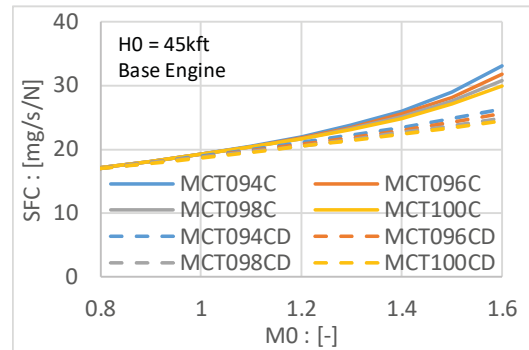


Figure 5 High Speed Cruise SFC Variation versus M_0 for engines with C-nozzle or CD-nozzle.

3.2 AB と RB

燃料を追加投入する構造としては AB 形式（コンコルドに適用）と RB 形式（著者は航空エンジンへの適用例を知らないが、発電用ガスタービンには実用例がある）の二つが容易に想定できる。熱力学の観点から、燃料投入はサイクルの中でより高圧力の点が望ましく、燃料投入点圧力の低下と共に SFC が増加すると知られている。

- ・ AB : A_3 可変でエンジン本体への影響はない。
- ・ RB : N_1 が増加し結果として T_{25} , P_{25} , G_a そして T_{45} が大きく増加するがコアへの影響は軽微である。

3.3 MFN と SFC 変化

図 6 に RB エンジンの M_0 に対する MFN の変化を示す。燃料増加により MFN が増加し、 M_0 の増加とともに MFN 増加率が上昇する。

図 7 に RB エンジンの M_0 に対する SFC の変化を示す。燃料追加投入により MFN と共に SFC も増加するが、 M_0 の増加とともに基準エンジンの SFC に近づくことが分かる。

MFN と SFC の特性から、 M_0 が 0.9 程度から RB 燃料を増加しながら音速突破・加速するスケジュールが低燃費運用に適すると思われるが詳細は未検討である。

3.4 基準点に対する燃料増加による MFN, SFC 変化評価

図 8, 9 に M_0 が 1.4 の場合の MB, AB, RB への燃料投入効果をまとめて示す。横軸は $OFAR$ （エンジン入口空気流量基準の FAR , $OFAR = G_f / G_a$)であり、 G_f は全てのバーナの合計燃料流量である。 $OFAR$ はバイパスエンジンの推力評価には適切なメトリックと思われる。

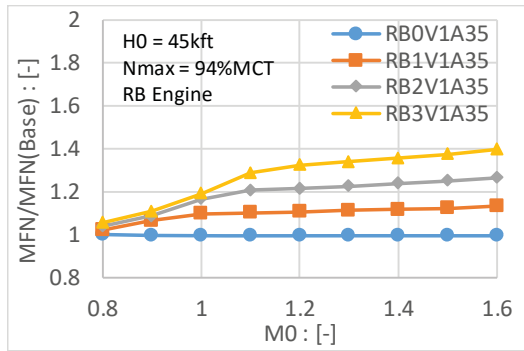


Figure 6 High Speed Cruise MFN Variation versus M_0 under the RB Operation.

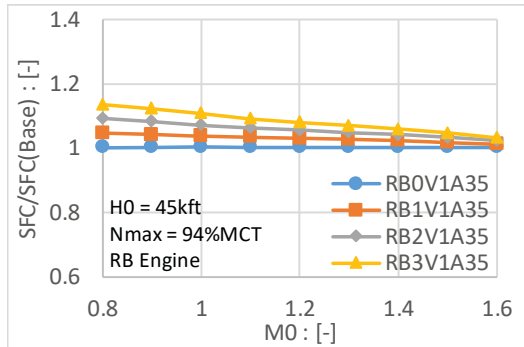


Figure 7 High Speed Cruise SFC Variation versus M_0 under the RB Operation.

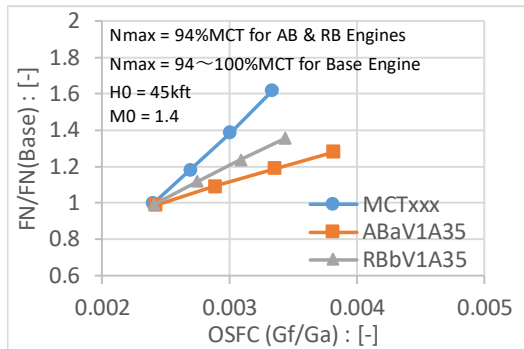


Figure 8 $M_0 = 1.4$ FN Variation versus Overall SFC of Additional Fuel Supply for MB, AB and RB.

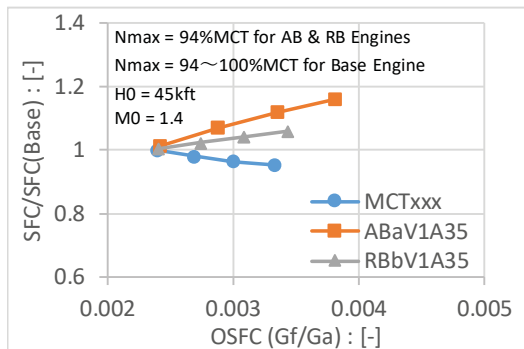


Figure 9 $M_0 = 1.4$ SFC Variation versus Overall SFC of Additional Fuel Supply for MB, AB and RB.

回転系および HPT が許容すれば MB に燃料を投入する方法が MFN 増加に最も効果的で SFC も増加しない。AB と RB を比較すると、RB はより低燃費で MFN を増加可能である。MCT98 条件に近い $OFAR$ (0.003) で RB

エンジンを運転すれば、約 20% の推力増強効果があり、AB に対して 10% 以上燃料流量を低減可能である。

RB エンジンでは HPT-LPT 間に燃料を投入することで超音速巡航時に N_1 を増加する効果を期待した。その効果は図 10 で確認できる。RB の FAR 増加レベル 1 に対する N_1 増加効果は 2.4 ポイント程度で、推力 20% 増強に対して 4.5 ポイント以上の N_1 回転数上昇 (N_2 制限による N_1 低下からの復元) が見込まれる。

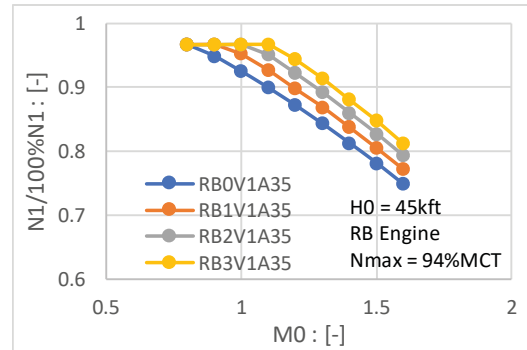


Figure 10 High Speed Cruise N_1 Variation versus M_0 under the RB Operation.

評価基準点を基準エンジンの CD-NZL でなく C-NZL とすると、 M_0 が 1.4、RB2 条件で 45% 程度の MFN 増加と 6% 程度の SFC 低減が得られ、改造効果はかなり高い。

3.5 混合器とノズル作動状態

混合器では、 M_0 の増加により G_6 が相対的に低下し BPR が増加する。RB 追加は限定的ではあるが BPR を低下する。また、基準エンジンでは M_0 の増加に伴い P_{16} / P_6 が低下するが、RB に燃料を投入することで P_6 が P_{16} より増加するため P_{16} / P_6 はわずかに減少する。

ラム圧縮効果で P_8 / P_0 および A_9 / A_8 が増加するが RB 燃料投入の影響は小さい。想定される A_9 / A_8 (ノズル面積比) は M_0 が 1.6 でも 1.4 程度であり可変 CD-NZL を適用可能な範囲と思われる。

3.6 タービン作動温度変化

基準エンジンで制限回転数を増加した場合の T_4 変化を図 11 に示す。回転数制限を MCT094 から MCT100 に変化すると T_4 が 200[K] 程度増加する事が分かり、RB の許容温度上昇判断の一つの目安と考えられる。

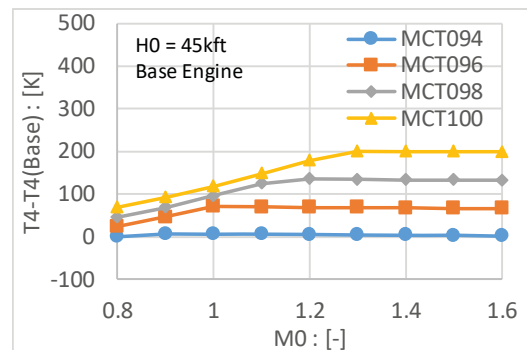


Figure 11 High Speed Cruise T_4 Variation versus M_0 for the Base Engine.

図 12, 13 には M_0 が 1.4 の場合 T_{45} (LPT 入口温度) と T_8 の変化をまとめて示す。RB エンジンでは T_{45} がかなり増加し、RB2 レベル (MFN で 20% 強増加) で MCT100 と同程度の温度レベルに到達する。 T_8 は加熱デバイスにかかわらず OSFC に比例して変化する。

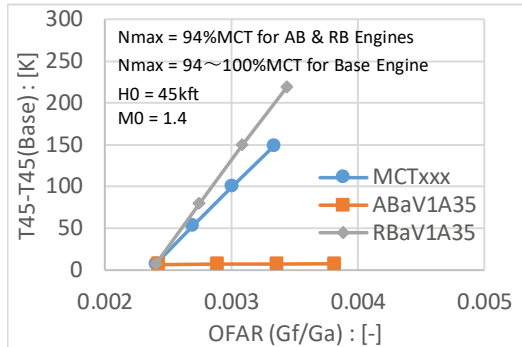


Figure 12 $M_0 = 1.4$ T_{45} Variation versus Overall SFC of Additional Fuel Supply for MB, AB and RB.

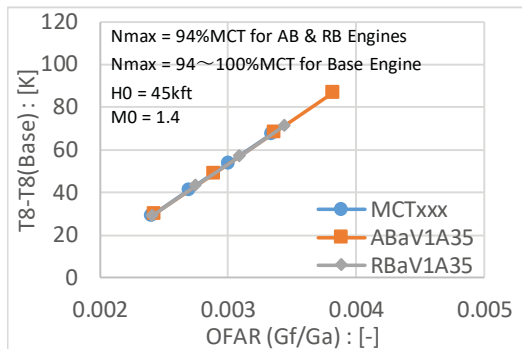


Figure 13 $M_0 = 1.4$ T_8 Variation versus Overall SFC of Additional Fuel Supply for MB, AB and RB.

3.7 粘性損失, 加速損失の影響

バーナの粘性損失および加速損失には M_0 の影響はほとんどない。本研究の想定エンジンと計算範囲では ζ_a 増加 1% で生じる MFN 減少は 0.5% 程度である。RB3 の条件でも ζ_a は 2% 程度で、RB の入口 M を低減するディフューザは必須ではないと考えられる。

3.8 H-S 線図による性能評価

熱力学的サイクルの全体像を見るために $h-s$ 線図が使用される。一般には h と s はそれぞれ比エンタルピと比エントロピで表示されるが、タービン冷却を有するバイパスエンジンではモジュール毎の流量変化が大きいいためエネルギー出力やエントロピ生成 (損失発生) の大小が把握しにくい。ここでは、エンジン各部の比流量、入口空気流量を $1[\text{kg/s}]$ に基準化した流量、を乗じた $H-S$ 線図によりエンジン内部の変化を検討する。ただし、 $H-S$ 線図ではモジュール温度レベル情報は得られない。

図 14 に RB エンジンの RB3 条件の $H-S$ 線図を示す。大気条件を基準点とした変化量 ΔH , ΔS で表示した。

図から MB と RB による状態変化、燃焼によるエントロピ生成量が大きく、また、MXR におけるエントロピ生成量が MB や RB と同程度に大きいことが分かる。

4. おわりに

超音速飛行時の推力増加方法として RB (再熱バーナ) の適用効果を検討した。

- RB は AB (アフターバーナ) に比較して燃費の良い推力増加デバイスであり、数 10% の推力増加が可能である。
- RB は、 N_2 を変化せず N_1 を増加する効果を持ち、エンジン低圧系も推力増加に寄与する。
- RB エンジンの実用化のためには RB システム開発に加えて低圧系設計変更 (LPT は冷却強化) と考えられる。

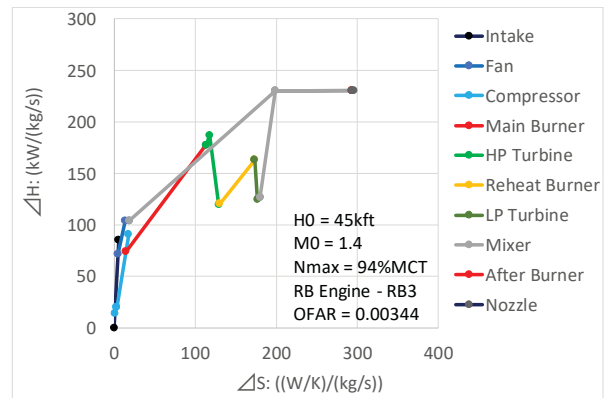


Figure 14 $H-S$ Diagram for RB Engine operation under $OFAR = 0.00344$.

参考文献

- 1) <http://www.aerionsupersonic.com/>
- 2) <https://boomsupersonic.com/>
- 3) <http://www.ge.com/reports/post/78469596586/the-superjet/>
- 4) 上野篤史, 渡辺安, 浅子知昭, 第 50 回飛行機シンポジウム, 2C10, JSASS-2012-5133 (2012)
- 5) 磯谷和秀, 葉山賢次, 渡辺安, 牧野好和, 第 52 回飛行機シンポジウム, 2B13, JSASS-2014-5113(2014)
- 6) Akiyama, N. and Fukuyama, Y., AJCPP 2014-053 (2014)
- 7) 津郷光明, 秋山直輝, 福山佳孝, 第 42 回日本ガスタービン学会定期講演会 (熊本) 講演論文集, B-13 (2014)
- 8) Mattingly, J. D., "Elements of Gas Turbine Propulsion," McGraw-Hill, Inc., International Edition, 1996.
- 9) Jane's Aero Engines, 2014-2015
- 10) U.S. Department of Transportation Federal Aviation Administration Type Certificate Data Sheet No.E00057EN, REVISION 9*, Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, 31 Dec 2012
- 11) ICAO Engine Exhaust Emissions Data Bank, Subsonic Engines. BR700-725A1-12 (Unique ID number: 11BR011), Mixed Flow Turbofan.
- 12) ICAO Noise Certification Database, GULFSTREAM-10029 (BR700-725A1-12)
- 13) Mattingly, J. D., "Elements of Gas Turbine Propulsion," McGraw-Hill, Inc., International Edition, 1996.

超高バイパス比ダクテッド・ターボファンのサイクル特性

*根本 勇

Cycle characteristics of ultra-high bypass ratio ducted turbofan

Isamu Nemoto

ABSTRACT

This lecture is the second report of “Conceptual Analysis on High-Bypass-Ratio Turbofan” I gave lecture about last year. The following two points are considered as the factors of the cycle which intervenes the ultra-high bypass ratio ducted turbofan.

- 1) The low pressure compressor causes surging on the part road in the ground environment.
- 2) Nacelle resistance and weight increase due to expansion of fan casing dimension.

It was found by off design performance calculation of the turbofan that combination of variable core nozzle and variable inlet guide vane of high pressure compressor (or LPC variable stator) increases core flow at low speed and decreases the core flow at high speed.

Therefore, this method can promote ultra-high bypass ratio ducted turbofan because it prevents LPC surging at low speed in the ground environment, reinforces thrust at maximum climb, and increases bypass ratio without increasing fan spool speed at cruise to reduce the specific fuel consumption.

Key word: Ultra-High Bypass Engine, Ducted Turbofan, Surging, Variable Core Nozzle, Variable Inlet Guide Vane.

1. はじめに

P&W社のPW1100-JMのバイパス比は12:1、GE社のCFM LEAP-1A及び1Cは、バイパス比11:1である。今や世界は高バイパス比ターボファンから超高バイパス比（UHB: ultra-high bypass）ターボファンの時代に入ろうとしている。

バイパス比（BPR: Bypass ratio）に対する巡航時の燃費の傾向としては、BPRの増加につれ燃費は減少し続けるが、ファンケーシング寸法の増大に伴いナセル抵抗と重量がネックとなり、総合的に燃費極小となるBPRに至る。その先はダクト無しのプロップファンになるが、その境となるBPRはおよそ20であると言われている。

この研究の着眼点は、ダクテッド・ターボファンとアンダクテッドファンの境となるBPRは、もっとずっと低いのではないかという点である。このような考えに基づく本研究のテーマは、ファン前面面積、及びファンノズル面積固定という条件の下、如何にBPRを高めるかにある。以下、UHBダクテッド・ターボファンのサイクル特性を検討した結果を示し、問題点を明らかにしてその対策を述べる。尚且つファン前面面積固定で回転数を高めずにBPRを高めることができるか、また果たしてそのことが燃費改善に効果があるのかを調査、検討した結果を報告する。

この論文は第44回日本ガスタービン学会定期講演会で発表した論文の第2報である。昨年の論文表題は「高亜音速・高バイパス比エンジンの概念検討」で

あった。しかし power point では、途中でこれを「UHB・VCE化の流量制御法」に改めた。本報はBPRを12とし、再計算した末にたどり着いた構想であり、前報のエンジンコンセプトを発展させたものである。

2. サイクル計算例

先ずダクテッド・ターボファン・エンジンの超高バイパス比化を妨げるサイクル上の要因は何かを調べるためサイクル計算を行った。この計算では巡航時のBPRを12、設計点（海面上静止状態: SLS）及び離陸時のBPRは計算を容易にするため11とした。

図1において設計点（S）はファン圧力比（FPR: Fan Pressure Ratio）: 1.3、修正流量比（ $(ma\sqrt{\theta_1}/\delta_1) / (ma\sqrt{\theta_1}/\delta_1)_{des}$ ）: 1である。

設計点（S）におけるエンジン・パラメータの設定は、タービン入口温度（TIT: turbine inlet temperature）: 1773K、高圧圧縮機圧力比（HPR: High Pressure Ratio）: 12、低圧圧縮機圧力比（LPC: Low Pressure Ratio）: 2.22、FPRは上述のように1.3である。巡航点（C）はFPR: 1.3、修正流量比: 1.09。離陸（T）はFPR: 1.3、修正流量比: 0.945である。つまり巡航定格の作動点Cを仮定し、作動点Cでファンノズル面積A8を求め、A8一定の条件のもと、地上環境でBPRが11になる修正流量比を求めた上、コアノズル面積A7を巡航時のそれに合致させると、離陸時の作動点（T）が得られる。従って、離陸、巡航ともに部分負荷計算となる。尚、巡航時の高度は10km、

飛行マッハ数は0.8とした。

計算結果を図2～4に示す。図2はファン作動マップ、図3は低圧圧縮機（LPC：Low Pressure Compressor）の作動マップ、図4は高圧圧縮機（HPC：High Pressure Compressor）の作動マップである。

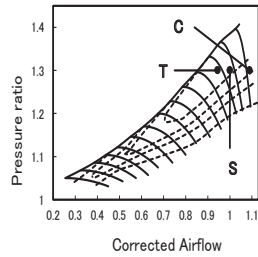


Fig.1 ファンの三つの作動点

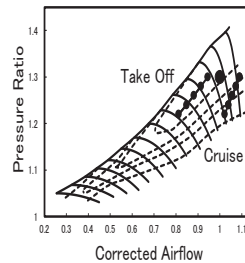


Fig.2 FAN MAP

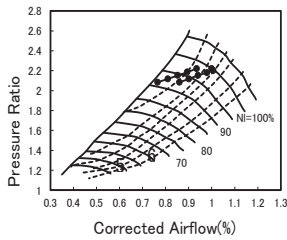


Fig.3 LPC MAP

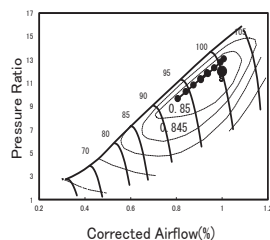


Fig.4 HPC MAP

3. UHBダクテッド・ターボファンのサイクル特性 (UHB化阻害要因とその対策)

UHB ダクテッド・ターボファンのサイクル特性は図1～4から

- 1) ファン前面面積が非常に大きいため、ファン性能マップにおいて離陸と巡航のファン作動線が大きく離れる（サイクル計算では工夫が必要となる）。
- 2) ファンノズル面積が大きく、ファンが吸い込む空気流量の大部分がバイパスダクト側に流れるため、コア流量が非常に少なくなる。しかもファンノズル面積は一定のため、低回転では LPC 流量が著しく減少する。
- 3) 図3から地上環境における低回転では、LPC 流量が減少し作動線がサージラインに急接近するので、サージ対策が不可欠になる。

以上から、ダクテッド・ターボファンの超高バイパス比化を阻むサイクル上の要因は、LPC のサージングであることが明らかになった。

サージを避けるために圧縮機の作動線を移動する方法は二つある。抽気とコアノズルの可変化である¹⁾。PW1100G-JMはLPC出口全周にわたり開口する抽気口を備えている²⁾。

しかしながら抽気は圧縮仕事の一部を無駄にするので、本研究では図5に示すように可変コアノズル

(VCN : variable core nozzle) と HPC 入口案内翼 (VIGV : variable inlet guide vane) の組み合わせについて検討する。この機構は昨年提案したものと全く同一である³⁾。ただコンセプトが真逆になる。この考え方の違いについては5章で改めて説明する。

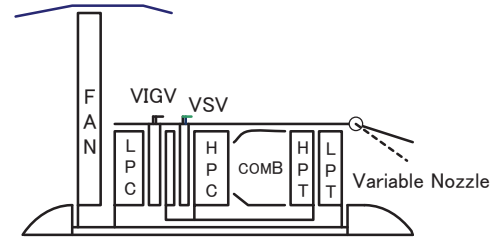


Fig.5 超高バイパス比ダクテッド・ターボファン

LPC サージング防止のための VCN と VIGV の作動について説明する。地上における低回転時に、

- 1) TIT (T4) の低下を抑える
VCN 固定の場合より T4 の低下を緩くする (図6)。よって HPC 出口圧力 P3 が VCN 一定の場合より僅かに高くなる (図7)。
- 2) VIGV を開く
VIGV を広げると LPC 出口の体積流量が増し、出口圧 P2 が VCN 一定の場合より低くなる (図8)。よって LPC の圧縮仕事が減少する。
- 3) VCN を絞る
VCN を絞るとコアノズル膨張比が増し、LPT の膨張仕事が減少する。よって低圧系の入出力の釣り合いが取れることになる。1) から推力の減少は VCN 固定の場合より鈍くなる (図9)。

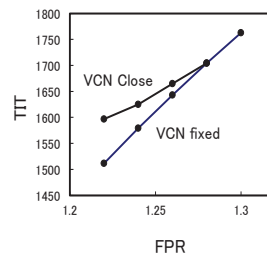


Fig.6 FPRとTITの関係

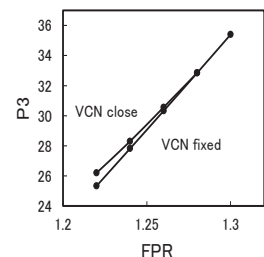


Fig.7 HPC出口圧P3の変化

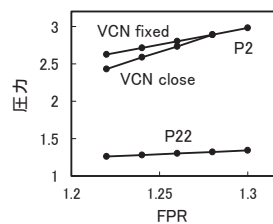


Fig.8 ファン出口圧P22とLPC出口圧P2の変化

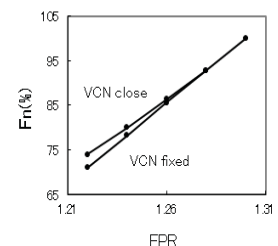


Fig.9 FPRと推力の関係

以上から、VCN と VIGV の組み合わせにより、図10に示すように地上環境における低回転で、LPC 作

動線をサージラインから引き離すことができる。

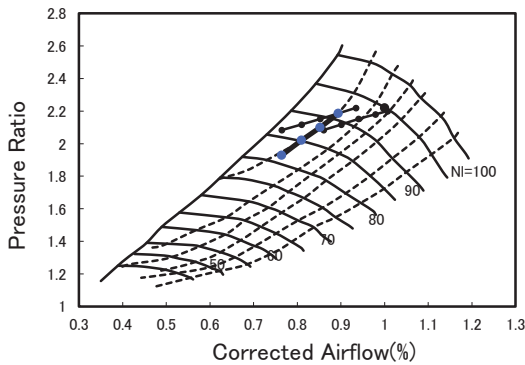


Fig.10 サージ回避LPCマップ

尚、VIGV に替えて LPC の静翼を可変にする方法も考えられるが、出口案内翼に関する文献は見当たらず今後の課題である。

4. ファン回転数を高めずBPRを12から14へ

前章で LPC のサージを避ける方法として、抽気ではなく VCN と VIGV の組み合わせを採用した理由は、この組み合わせを巡航時に活用すると、ファン直径一定でファン回転数を上昇させずに BPR を 12 から 14 に高めることができるからである。

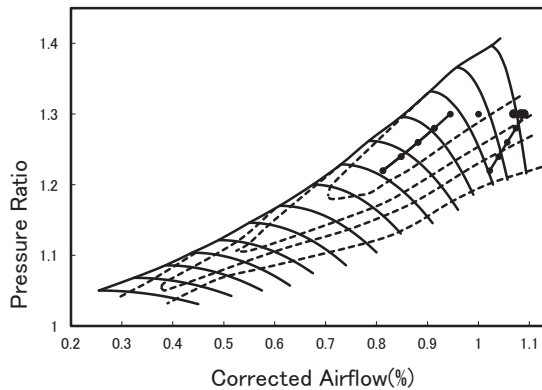


Fig.11 BPR上昇時のFAN作動点

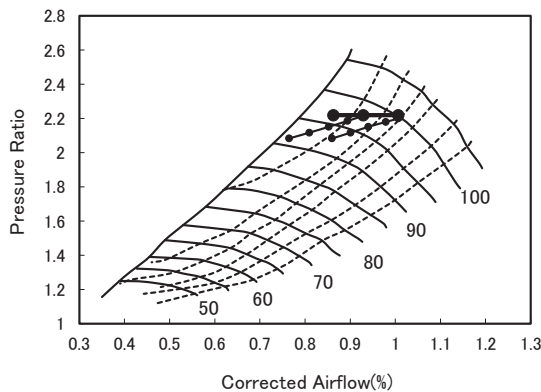


Fig.12 BPR上昇時のLPC作動線

トップクライムからクルーズに移ったとき、サージ防止の場合とは逆に、

1) VCN を開く

ノズル膨張比が減少、LPT 膨張仕事が増加する。

2) T4 を下げる

HPT 膨張仕事が増加する。しかし 1) より LPT の膨張仕事は増すので、図 1 1 に太丸で示したようにファン修正流量はほとんど減少しない。しかしファンの流量が僅かでも減少すると、ファンノズル面積一定のためコアの mass flow が大きく減少する。このため LPT 膨張比は大幅に増加する。

3) VIGV を絞る

LPC 出口の体積流量が減少し、密度が高くなるので LPC 出口圧 P2 は低下せず維持される。故に図 1 2 に太線で示すように LPR は一定に保たれ、LPC 流量は減少するので、BPR が 12→13→14 と上昇する。

尚、図 1 0、1 2 の作動において、HPC 作動線はサージライン側にもチョーク側にも寄らない。その理由は、タービンガス流量は修正回転数と膨張比の関数で表されるが、回転数の影響は小さいとして、ここでは膨張比のみの関数で近似しているからである⁴⁾。

5. 考察

5.1 コンセプトの転換

昨年は図 5 のエンジンを高バイパス比 VCE として提案した。上空で VCN を絞り VIGV を開くと図 1 3 に示すようにファン回転数 N1 に対する HPC 回転数 N2 を大幅に高めることができるので、図 1 4 に示すように N1 を上げずに推力を高めることが可能となる。このサイクルにより旅客機の経済性と速さを兼ね合わせた最適巡航速度を高めることができる。

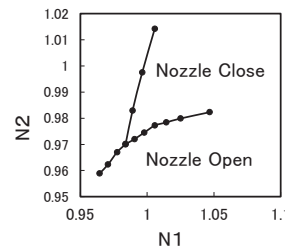


Fig.13 N1対N2

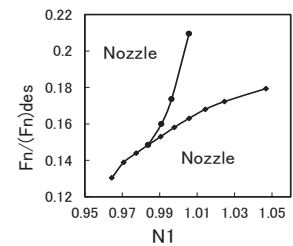


Fig.14 推力の変化

このサイクルのコンセプトを以下のように表した。可変サイクルにとって最も重要なコンセプトは、必要に応じてタービン入口温度 (TIT) を高めたときファンの作動に拘束されることなく圧縮機の回転数 N2 を高めることができることである。より端的に言えば、低圧軸回転数を高めずに高圧軸回転数を高めることができることである。

ファン径一定でファン回転数 N1 を上げずに BPR を高めるには、コンセプトが上と真逆になる。

部分負荷でT4を下げたとき、VCNを広げVIGVを絞ると、ファンの作動に拘束されることなく（N1の低下を抑えて）HPC回転数N2を下げる事が可能となり、N1を高めずコア流量を減らしてBPRを高める事が出来る。

5.2 低回転におけるサージ対策

地上環境における低回転時のサージ対策は、昨年提案した高速可変バイパス比ターボファンのコンセプトを低速時に置き換えればよい。低回転においてVCNを絞りVIGV開くと3章で述べたようにLPC出口流れを制御することが出来る。

VIGVを絞った場合の推力(Fn)とSFCの関係を図15に示す。

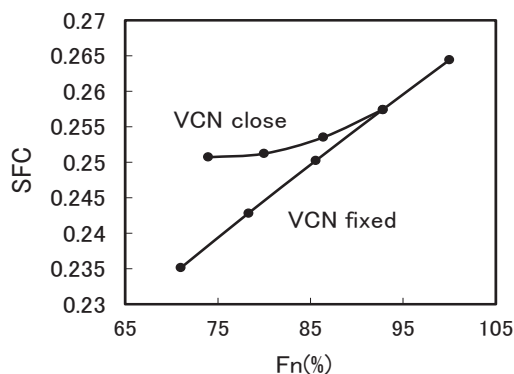


Fig.15 FnとSFCの関係

この作動ではVCN固定の場合よりT4を上げて、P3を僅かながら高めている（図6、図7）。よって負荷を下げたときVIGV及びVCN面積一定の場合よりSFCが上昇する。VCNとVIGVの組み合わせによるサージ回避の方法は、抽気による損失はないが、それでもSFCが悪化することが分かった。但し、図15のVCN fixed直線はサージングを無視した作動線であり、実際には存在しない。

超高バイパス比化を妨げるLPCサージを回避するためLPC出口流れを制御する機構として、LPC静翼を可変にすべきか、圧縮機入口案内翼を設けるべきか、何れがサージ対策としてより有効なのか、また軸流圧縮機のサージングと旋回失速の発生限界や発生時の挙動を予測するための非線形理論に基づく解析手法等の理解など、本研究の厳密化は先が遠い。

5.3 クルーズにおけるBPRの上昇

巡航時にVCNを開きVIGVを絞った場合のFPRとBPRの関係を図16に、FPRとSFCの関係を図17に示す。図からこのサイクルの特徴は、ファン直径一定、FPR一定でBPRを高め、SFCを低減できることにあることが分かる。

図17を推力（離陸定格との比）とSFCの関係に改めると図18になる。図18でトップクライムの推

力比を20%とし、クルーズの推力比を約18%とすると、クルーズでのBPRはほぼ1.3になり、SFCは約5%改善される。また推力がより低下し、このサイクルのBPRが1.4となった場合、VIGVとVCNが固定の場合よりSFCは約6.8%低減される。

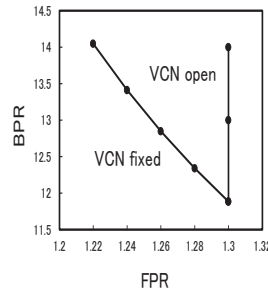


Fig.16 FPRとBPRの関係

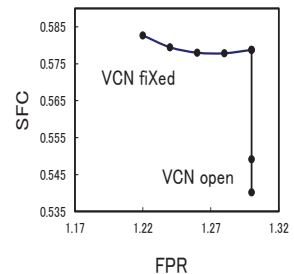


Fig.17 FPRとSFCの関係

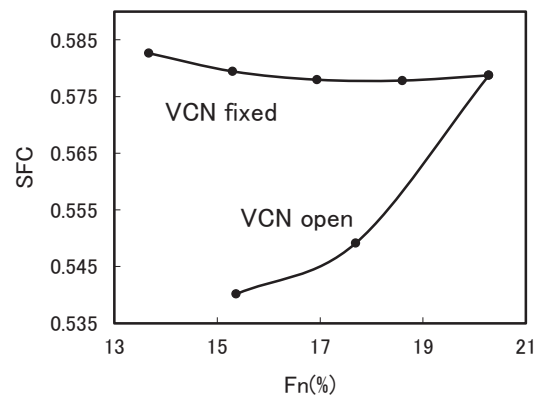


Fig.18 FnとSFCの関係

エンジンメーカーが新しいサイクルを取り上げる場合、少なくとも10~15%の燃費低減が要求されると思われるが、このサイクルはそれほどのゲインを得られない。しかしUHBダクトド・ターボファンにとってLPCサージ対策は、前述のように不可欠である。このBPR増加策はサージ対策の機構をそのまま流用できる点に優位性があると考えられる。

離陸と巡航でVCN面積比とBPRの関係を図19、20に示す。図20からBPRを上昇させるためのVCN面積拡大は非常に大きいので、より厳密には静特性ではなく動特性の解析が必要になると考えられる。

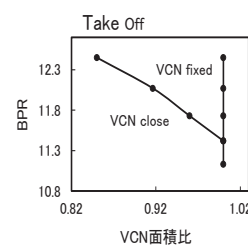


Fig.19 VCN面積比とBPR

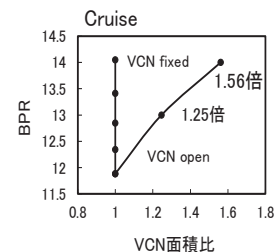


Fig.20 VCN面積比とBPR

6. まとめ

ダクテッド・ターボファンの超高バイパス比化を阻む要因を調べるためにサイクル計算を行った。これまでに得られた知見は以下のようにまとめられる。

- 1) ダクテッド・ターボファンの超高バイパス比化を阻む要因は LPC のサージングである。
- 2) LPC サージ対策として、LPC 出口修正流量の制御が不可欠である。
- 3) LPC 出口修正流量を制御する一方法として、VCN と VIGV (或いは可変 LPC 静翼) の組み合わせが考えられる。
- 4) この流量制御法は、低回転ではコア流量を増し、高回転ではコア流量を減少させることができる。
- 5) 従って地上環境における低回転では LPC のサージングを回避し、最高上昇では推力を増強し、巡航時においてはファン回転数を高めずに BPR を高めて SFC を低減できる。

参考文献

- 1) 藤原仁志訳：ガスタービンの基礎と応用、東海大学出版会
- 2) 佐藤篤、今村満勇、藤村哲司：PW1100G-JM エンジン開発、IHI 技報 Vol.53No.4 (2013)
- 3) 根本勇、”高亜音速・高バイパス比エンジンの概念検討”、第 4 4 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集、2016, C-19
- 4) 森田光男、関根静雄：多軸ターボファンエンジンの設計点外性能、航空宇宙技術研究所報告 347 号

等温場熱サイクル条件下における遮熱コーティングのはく離予測手法

*岡田 満利, 百合 功, 久松 暢 (電中研)
有川 秀行, 児島 慶享, 泉 岳志 (MHPS)

Prediction on delamination life for thermal barrier coating under thermal cycling with uniform temperature distribution

* Mitsutoshi OKADA, Isao YURI, Tohru HISAMATSU(CRIEPI)
Hideyuki ARIKAWA, Yoshitaka KOJIMA, Takeshi IZUMI (MHPS)

ABSTRACT

Test specimens with thermal barrier coating (TBC) deposited on Ni-base superalloy are subjected to furnace cycle tests, where the whole specimen has a uniform temperature distribution during the heating process. The heating temperatures are 1123K, 1273K and 1373K, and the heating hold time is 10 hours or 100 hours. Topcoat is delaminated in the vicinity of thermally grown oxide (TGO) that is formed on the bondcoat surface during heating. This ensures that TGO is dominant factor of the delamination in the test. The number of cycles to delamination is related with the inverse of the temperature while the holding time varies. Based on the relation, the number of cycles to delamination is expressed as a function of the hold time and the temperature. This equation is effective for the TGO-dominant delamination of TBC under the thermal cycling condition with a uniform temperature distribution at heating process.

Key words: Thermal barrier coating, Delamination, TGO, Furnace cycle test, Life prediction

1. はじめに

ガスタービン動静翼や燃焼器などの高温部品には、高温の燃焼ガス流から保護するため、部品の冷却とともに、熱伝導率の低いセラミック層を表面に施工する遮熱コーティング (TBC) が用いられている。TBC は、Ni 基あるいは Co 基の超合金基材表面に合金層 (ボンドコート) を施工し、さらにその上にセラミック層 (トップコート) が施工される構造である。

ガスタービンの高温・高効率化に伴い、TBC の重要性は一層高まっているが、ガスタービンの起動停止に伴う熱サイクルや高温中の TBC における組織変化により、トップコートのはく離が懸念されるため、はく離寿命を評価するための耐熱サイクル特性評価手法の確立が望まれている。

著者らは、これまで温度勾配下熱サイクル試験と等温場熱サイクル試験を行い、試験法による TBC の劣化損傷の過程や各試験手法によって評価できる劣化損傷特性を明らかにしてきた^{1,2)}。

温度勾配下熱サイクル条件下、あるいは等温場熱サイクル条件下における TBC のはく離予測手法に

ついては、それぞれはく離メカニズムが提案されている³⁻⁵⁾。しかし、未だにそれらに基づいた標準的な予測手法を確立されるに至っていない。特に、等温場熱サイクル条件下においては、高温酸化雰囲気下で成長する界面酸化物層 (TGO) の成長がはく離に影響することが知られているが、加熱温度や加熱保持時間の影響は明確にされていない。そこで、著者らは、加熱温度および加熱保持時間の異なる等温場熱サイクル試験を行い、TBC のはく離過程を観察するとともに、その結果に基づいたはく離予測手法の提案⁶⁾を行う。

2. 等温場熱サイクル試験方法

等温場熱サイクル試験に用いた試験片の基材は Inconel738LC であり、表 1 にその化学的組成を示す。試験片基材の形状は、図 1 に示すように、直径 28mm×厚さ 3mm である。基材表面上には、ボンドコートとして厚さ約 200 μ m の CoNiCrAlY (Co-32Ni-21Cr-8Al-0.5Y (wt%)) を減圧プラズマ溶射 (LPPS) によって施工した。さらにボンドコート上にトップコートとして厚さ約 400 μ m の YSZ

($ZrO_2-8wt\%Y_2O_3$) を大気プラズマ溶射 (APS) によって施工した。

試験は、図 2 に示すような炉床の上下移動が可能なる箱型電気炉を用いて大気中で行った。試験片を炉床上に設置し、炉床を上下させることによって熱サイクルを与えた。図 3 に、熱サイクル試験条件を示す。高温保持時の試験片加熱温度は 1123K, 1273K あるいは 1373K のいずれかとし、1 サイクルあたりの加熱保持時間は 10h あるいは 100h である。昇温および降温時間はそれぞれ 15 分とした。冷却時には、炉床が下降し、ファンによって、試験片を空冷する。これによって、試験片の温度は、冷却時間終了時までに約 473K まで低下することを予備試験により確認している。冷却時間が終了すると、炉床が電気炉へと移動するとともに、電気炉の温度は所定の加熱温度まで 15 分で上昇する。なお、本研究では、累積加熱時間を 1 サイクルあたりの加熱時間とサイクル数の積と定義した。

Table 1 Chemical composition of Inconel738LC (wt%)

C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo
0.09	0.02	0.01	Bal.	16.00	1.70
Co	W	Al	Ti	Fe	Ta
8.48	2.54	3.52	3.45	0.06	1.74

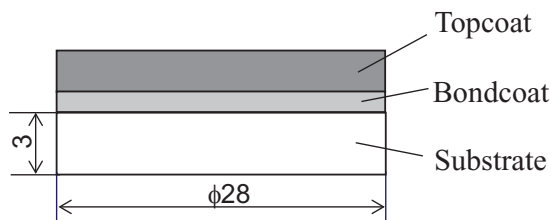


Fig. 1 Schematic representation of specimen

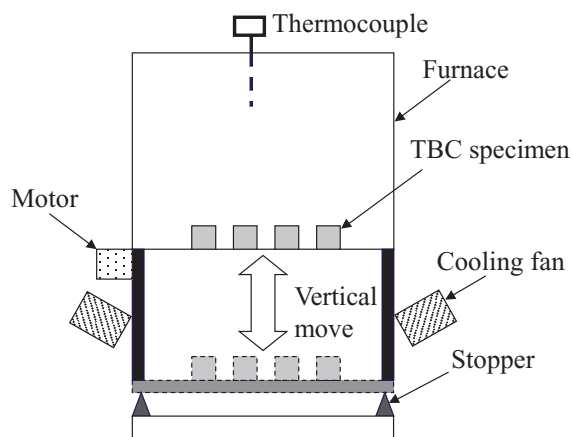


Fig. 2 Schematic representation of furnace cycle test apparatus

試験では、まず始めに、TBC 試験片のトップコートのはく離までのサイクル数 (以下、はく離サイクル数と称す) を把握するため、3 個の試験片を用いて熱サイクル試験を行った。3 個の試験片のはく離サイクル数 N_f を測定し、その平均値をはく離サイクル数とした。なお、本研究では、はく離は、試験片を目視で観察して、トップコートがボンドコートおよび基材と分離している状態と定義した。また、はく離サイクル数は、トップコートのはく離面積が、表面全体の 30% 以上はく離した時点と定義した。これは、明確にはく離が認識でき、また他の試験⁹⁾でも採用されている基準である。

次に、上記の等温場熱サイクル試験におけるはく離過程を把握するため、1273K および 1373K の加熱温度条件で、はく離サイクル数の 20%, 40%, 60%, 80%, 90% で試験を中断する途中止め試験を行った。各サイクルで試験片を 1 個ずつ取り出し、試験片表面の中心線で切断した。その後、試験片断面を研磨し、走査型顕微鏡を用いて観察した。

Cumulative heating time = Hold time × Number of cycle

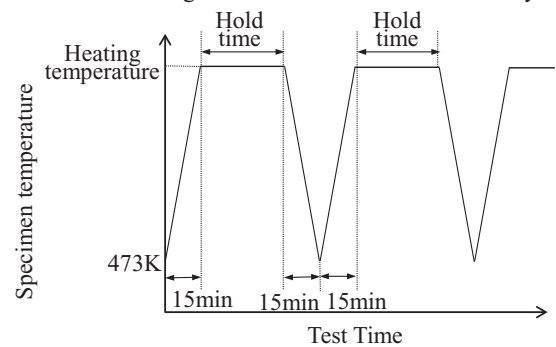


Fig. 3 Test condition of furnace cycle test

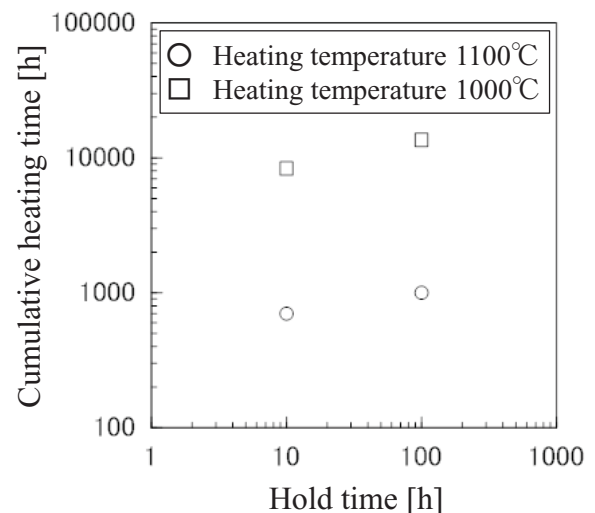


Fig. 4 Relationship between cumulative heating test and hold time

3. 試験結果と考察

3.1 試験結果

それぞれの試験条件における 3 個の試験片のはく離サイクル数のバラツキは、平均値の 15% 以下であった。図 4 は、累積加熱時間と加熱保持時間の関係を示す。図に示すように、1 サイクルあたりの加熱保持時間が長くなると、累積加熱時間が長くなる傾向がある。これは、はく離が加熱時間だけでなく、熱サイクルの影響を受けることを示唆している。

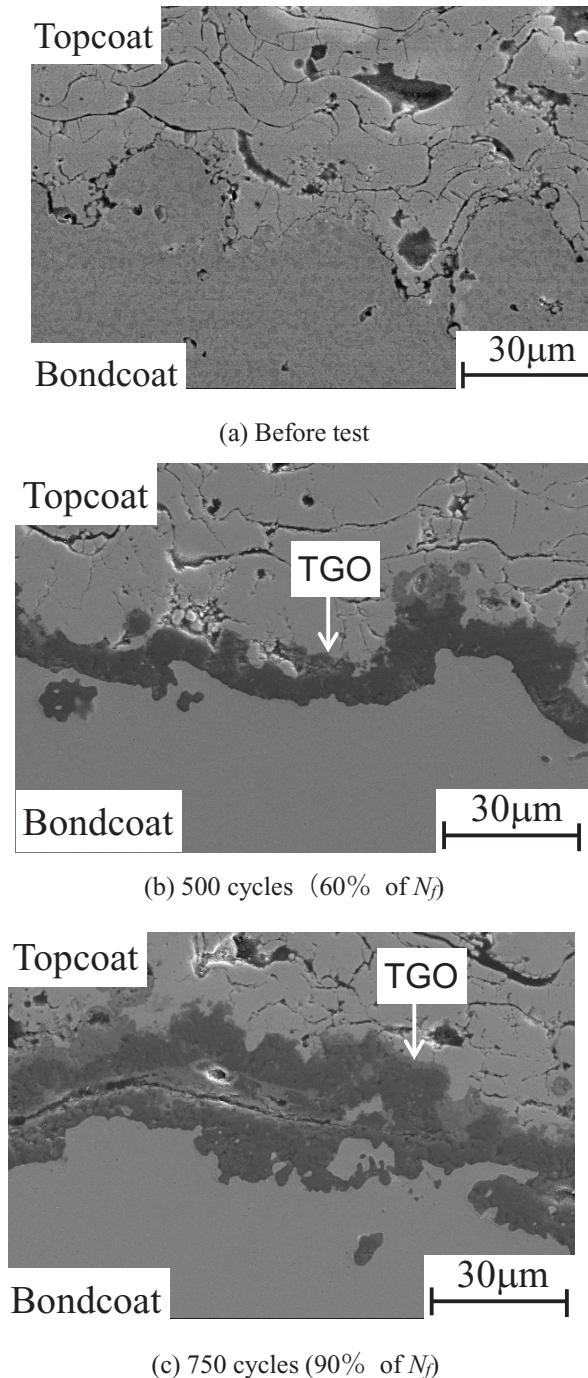


Fig. 5 Morphologies of microstructure in the vicinity of the boundary between topcoat and bondcoat in furnace cycle test (1273K×10h)

図 5 は、SEM によって得られた 1273K×10h 保持の等温場熱サイクル試験前後におけるトップコート/ボンドコート界面近傍における微視組織の様相を示す。試験前には、トップコートとボンドコートの界面には、顕著な酸化物の成長は観察されない。一方、試験後には、界面には界面酸化物 (TGO: Thermally Grown Oxide) が形成している。これは、トップコートが多孔質であること、および YSZ が酸素イオンの導体であるため、雰囲気中の酸素がボンドコート表面に達して、酸化が生じるためである。はく離サイクル数の 60% までは、界面近傍にき裂などは観察されない。しかし、はく離サイクル数の 90% では、TGO 中にき裂が観察される。すなわち、はく離寿命近くになると TGO あるいはその近傍でき裂が発生し、それが界面方向に成長、合体してはく離に至ると考えられる。

また、本研究の等温場熱サイクル試験後の TBC 試験片の微視組織を観察した結果、いずれの加熱温度、加熱保持時間でも、トップコートのはく離に導く界面方向に成長するき裂は、TGO あるいはその近傍で発生・成長する様相が観察された。

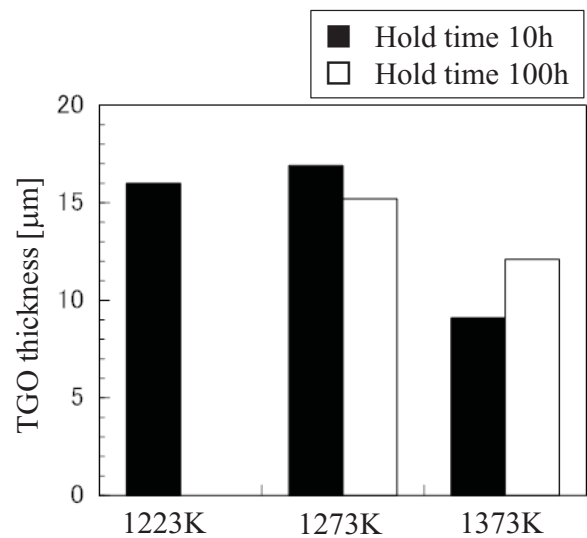


Fig. 6 TGO thickness at delamination

図 6 は、各条件の等温場熱サイクル試験における TGO 厚さを示す。1273K および 1373K の条件では、はく離サイクル数の 90% における TGO 厚さであり、1123K の条件では、はく離後の試験片において、未はく離部位で測定した値を示す。これは、はく離時の試験片では、TGO が破壊している場合があるため、はく離サイクル数の 90% における TGO 厚さを測定した。1123K の条件では、はく離サイク

ル数の 90% の条件で試験を行わなかったため、未はく離部で TGO 厚さを測定した。TGO 厚さの測定は以下の手順で行った。SEM を用いて、各試験片のトップコート/ボンドコート界面近傍を 1000 倍で 3 視野撮影し、各視野において、TGO/ボンドコート界面に垂直な方向で 10 点ずつ測定した。3 視野で測定した 30 点の平均値をその試験片の TGO 厚さと定義した。また、各試験片における TGO 厚さの不偏分散の平均値は、厚さの約 40% である。このような大きな厚さバラツキは、TGO がボンドコート外表面の影響を受けて成長するからであると考えられる²⁾。図より、等温場熱サイクル条件下では、トップコートは、TGO 厚さが約 10 μ m~15 μ m ではく離していると考えられる。

3.2 等温場熱サイクル条件における TBC はく離予測手法の提案

試験結果より、はく離に導くき裂は、TGO の影響を受けていることがわかる。また、はく離サイクル数と累積加熱時間の関係から、はく離は、加熱時間だけでなく、熱サイクルの影響を受けると考えられる。これらから、次のようなはく離モデルを検討する。

TGO の成長とともに界面の応力が増加し³⁾、TGO およびその近傍の微小なき裂も増加・成長する。このような界面の劣化損傷状態を表すパラメータとして界面の損傷量 D_b を定義する。この界面損傷量は、熱サイクルの繰返しによって加速的に増加し、保持時間の影響を受けるものとする。そこで、界面損傷量 D_b を以下のように記述する。

$$D_b = At_H^q d^p \quad (1)$$

ここで、 A 、 p 、 q は定数、 t_H は保持時間、 d は TGO 厚さである。TGO 厚さ d は、以下のように記述されることが知られている^{5,7)}。

$$d = k_0 \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) t^n \quad (2)$$

ここで、 k_0 、 n は定数、 Q は見かけの活性化エネルギー (J)、 R はガス定数 (8.31J/(mol·K))、 T は温度 (K)、 t は時間 (h) である。

D_b が、臨界値 D_{bc} に達するとはく離に至ると仮定すると、臨界面損傷量 D_{bc} は、以下のように記述できる。

$$D_{bc} = At_H^q d_c^p \quad (3)$$

ここで、 d_c は、はく離発生時の TGO 厚さ (臨界 TGO 厚さ) である。

はく離に要する時間は、各サイクル数の保持時間の合計と考えると、 $t_H N_f$ と書ける。式 (2) より、

臨界 TGO 厚さ d_c は、はく離サイクル数 N_f を用いて、以下のように書ける。

$$d_c = k_0 \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) (t_H \cdot N_f)^n \quad (4)$$

式 (4) を式 (3) に代入し、 N_f の対数について解くと、

$$\log N_f = \frac{1}{np} \log\left(\frac{D_{bc}}{A k_0^p}\right) - \left(1 + \frac{q}{np}\right) \log t_H + \frac{Q}{nRT} \quad (5)$$

定数項をまとめると、以下のように式を得ることができる。

$$\log N_f = C_1 - C_2 \log t_H + \frac{C_3}{T} \quad (6)$$

C_1 、 C_2 、 C_3 は、それぞれ定数である。

図 7 は、はく離サイクル数と試験温度の関係を示す。図に示すように、はく離サイクル数の対数は、試験温度の逆数と直線的な関係にあり、保持時間が変化しても、直線の傾きは、ほぼ同等であることがわかる。これは、式 (6) におけるはく離サイクル数、保持時間、温度の関係を表していると考えられる。すなわち、式 (6) によって、等温場熱サイクル試験結果を整理できる。本試験結果に基づいて回帰分析により得られた式 (6) 中の定数の値、 C_1 、 C_2 、 C_3 は、それぞれ -26.3、0.82 および 4.45×10^4 である。

図 8 は、はく離サイクル数の実験値と式 (6) によって得られた予測値の関係を示す。図中には、表 1 に示した 10h 保持および 100h 保持の試験条件 (図中白丸) とともに、別途行った加熱温度 1373K で 5h 保持 (図中▲) および 20h 保持 (図中■) のはく離サイクル数も示す。図より、式 (6) によって得られる予測値は、実験値の $\pm 20\%$ の範囲に十分収まっていると考えられる。

式 (6) は、TGO の成長に起因するはく離に対して、適用できると考えられる。例えば、実機高温部品において、温度勾配が小さく、部位全体が高温となる部位においては、本予測手法が有効であると見込まれる。部品の温度勾配および高温部位の推定には数値伝熱流体解析⁸⁾、高温部位の推定には材料組織変化からの温度推定手法⁷⁾が有効であると考えられる。

なお、本手法の適用範囲については、以下のとおり、留意⁶⁾が必要である。

トップコートおよびボンドコートの化学的組成や微視組織が異なると、TGO の成長挙動や強度が変化するため、本手法の適用については、留意が必要である。また、本試験範囲外の加熱温度、加熱保持時間への適用についても留意が必要である。

大きな温度勾配が与えられている場合、TBC に熱応力が生じるとともに、トップコートの焼結が顕著に進むため、はく離メカニズムが変化すると

考えられる。本手法が適用できる温度勾配の範囲を明らかにするとともに、温度勾配下熱サイクル条件下におけるはく離予測手法は今後の課題である。

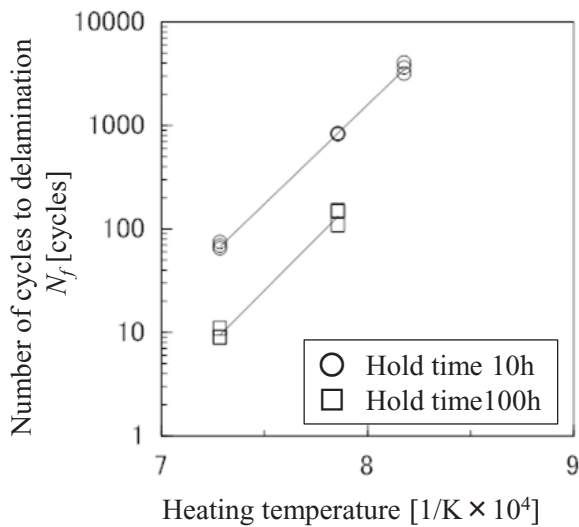


Fig. 7 Relationship between number of cycles to delamination and heating temperature

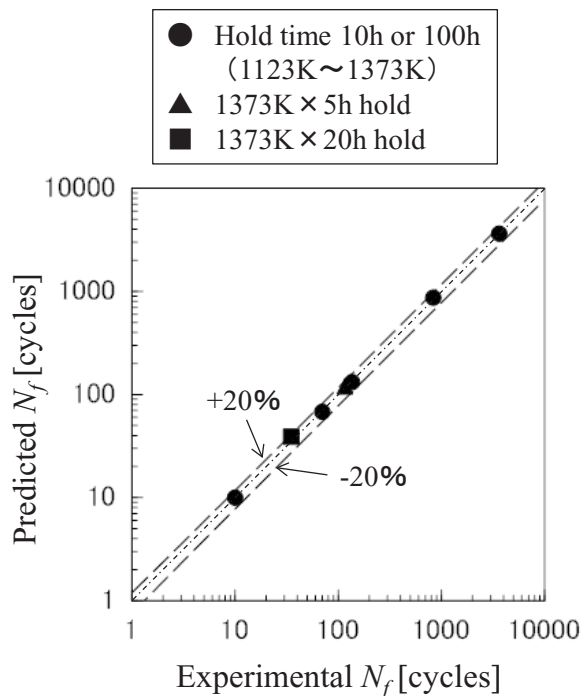


Fig. 8 Comparison between predicted and experimental number of cycles to delamination

4. まとめ

TBC 試験片を用いた等温場熱サイクル試験結果に基づいて、界面劣化に起因するはく離の予測手法を以下のとおり提案した。

等温場熱サイクル試験の結果、1 サイクルあたりの加熱保持時間が長くなると、はく離までの累積加熱時間が長くなる傾向がある。これは、はく離が

加熱時間だけでなく、熱サイクルの影響を受けることを示唆している。また、トップコートのはく離は、界面酸化物 (TGO) あるいはその近傍で生じている。このことは、等温場熱サイクル条件下のはく離は、TGO 成長に影響されていると考えられる。そこで、トップコート/ボンドコート界面に生じる劣化損傷の状態を表すパラメータを、TGO 厚さと加熱保持時間の関数として界面損傷量と定義し、それに基づいてはく離サイクル数を記述すると、本試験のはく離サイクル数を整理することができた。

実機高温部品において、温度勾配が小さく、部位全体が高温となる場合には、本手法によるはく離寿命評価が有効であると見込まれる。

参考文献

- 岡田満利, 大谷隆一, 児島慶享, 有川秀行, ガスタービン遮熱コーティングの耐熱サイクル特性評価手法の開発—TBCの損傷過程並びに耐熱サイクル特性向上方策—, 電力中央研究所 研究報告 Q04017 (2005).
- 岡田満利, 久松暢, 百合功, 有川秀行, 児島慶享, ガスタービン遮熱コーティングの耐熱サイクル特性評価手法の開発—等温場熱サイクル試験と温度勾配下熱サイクル試験における劣化損傷状態の相違—, 電力中央研究所 研究報告 M10001 (2010).
- Evans, A.G., Mumm, D.R., Hutchinson, J.W., Meiser, G.H., and Pettit, F.S., Mechanisms controlling the durability of thermal barrier coatings, *Progress in Materials Science*, vol.46 (2001) p. 505-533.
- Nissley, D. M., Thermal barrier coating life modeling in aircraft gas turbine engines, *Journal of Thermal Spray Technology*, vol. 6, No. 1 (1997) p. 91-98.
- Nordhorn, C., Mücke, R., Mack, D.E., and Vaßen, R., Probabilistic lifetime model for atmospherically sprayed thermal coating systems, *Mechanics of Materials*, vol. 93 (2016) pp. 199-208.
- 岡田満利, 百合功, 久松暢, 有川秀行, 児島慶享, 泉岳志, ガスタービン遮熱コーティングの耐熱サイクル特性評価手法の開発—等温場熱サイクル条件下におけるはく離寿命予測手法に関する提案—, 電力中央研究所 研究報告 M15010 (2016).
- 岡田満利, 久松暢, 藤岡照高, ガスタービン用コーティングの組織変化を用いた温度推定手法の開発—実機使用翼を利用した温度推定式の導出—, 電力中央研究所 研究報告 Q08015 (2009).
- 高橋俊彦, 渡辺和徳, ガスタービン高温部品を対象とした伝熱流動数値解析—第6報 起動/停止時における 1300°C 級初段動翼温度の過渡解析—, 電力中央研究所 研究報告 M04002 (2005).

【研究報告】

A-22

超合金模擬冷却孔からのクリープ・疲労微小き裂の進展

*岡崎 正和，山岸 郷志，杉原 一興，與邦国 優希（長岡技術科学大学）

Creep-Fatigue Crack Propagation from A Simulated Cooling Hole in Ni-Base Superalloy.

Masakazu OKAZAKI, S. YAMAGISHI, K. SUGIHARA and Y. YONAGUNI

(NAGAOKA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY)

ABSTRACT

Propagation behaviour of the small crack nucleated from a simulated cooling hole in a cast polycrystalline Ni-base superalloy was studied during the creep and creep-fatigue loadings. Here the latter creep-fatigue tests were carried out by applying cyclic loading with a trapezoidal wave form at 875°C. The crack propagation rates were studied with non-linear fracture mechanics parameter, or creep-J-integral, J_c . Through the work special focus was put on the following aspects: how the small crack propagation rates are affected around the cooling hole with stress concentration at elevated temperature, how the transition in creep state from small scale creep (SSC) to large scale creep (LSC) condition appears in the small crack propagation, and what is (are) difference(s) in propagation rates during the pure creep, fatigue and creep-fatigue loadings.

Key words: *Creep crack, Cooling holes, Ni-base superalloy, Temperature gradient, Creep J-integral, Small scale creep, Large scale creep, Creep-Fatigue Interaction*

1. 緒言

一般に発電用プラントにおいては，熱機関の稼働温度を上昇させることにより高効率化が達成できるが，その一方で，強度を担う材料の強度は高温になるほど低下するため，二つの要素は競合関係になる．この工業的課題に対応するため主要高温部材に種々の冷却構造をもたせ，これら競合要素を両立させてきた構造部材・要素が多々ある．ガスタービン (GT) における冷却翼の採用はそのよい例であろう．近年におけるこれら構造要素の三次元的形状の複雑化と多機能化を鑑みると，複雑形状による応力集中効果と冷却構造に伴う部材内温度勾配に起因した熱応力が重畳して，単純な条件下の破損からは予測し難い材料強度的特性や破損が生じることも予測されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾．これまでにも，冷却構造を対象とした研究は多くなされてきた．しかし，それらのほとんどは，一定温度の下で，しかも，一定負荷下でのいわゆるクリープ破損に関する研究がほとんどである．最近の分散電源大量導入の背景と，それに対応できる GT システムの敏速な負荷変動対応能力の特徴、及びそれを勘案した GT システムが担うべき社会的責務を鑑みると，クリープのみならず疲労負荷との重畳を考えた破損挙動の把握が不可欠となる。

本研究では，冷却構造をモデル化した形状の Ni 基超合金製試験片を用いて，クリープおよびクリープ・疲労試験を実施し，冷却孔周辺の破損挙動を力学的観点から考察することを目指した．その際，特に，(i)疲労とクリー

プが重畳したとき (クリープ・疲労) の破損挙動は，疲労単独，あるいは，クリープ単独の時の破損とどのように異なるのか，(ii)異なるのであれば，クリープ・疲労破損をどのように予測すれば良いのか，(iii) 冷却穴周りから発生する微小なき裂 (長さサブミリメートルオーダー) の挙動には，従来から実験室レベルで評価されてきた巨視なき裂 (長さセンチメートルオーダー) に対する取扱いと類似の手法が適用可能か，(iv)微小なき裂の挙動には材料の組織単位がどのような影響を及ぼしているのかなどに特に焦点を当てた。

2. 実験方法

2.1 全体の計画

本研究の課題に向けては，少なくとも Fig. 1 に示す 4 段階の研究が必要であろう．すなわち，一定温度下の通常の静的クリープ試験(Step-1)，疲労負荷が重畳される一定温度下のクリープ・疲労試験(Step 2-1)，温度勾配を有する温度下の静的クリープ試験(Step-2-2)，及び，温度勾配を有する条件下のクリープ・疲労試験(Step-3)である．本研究では Step-1, Step 2-1, Step 2-2 について報告する。

2.2 供試材と試験片

供試材は，溶体化処理の後，時効処理を与えた IN738LC 多結晶超合金である．その微細組織を Fig. 1 に示す．鋳造素材であることを反影して，マクロ組織的にはデンドライト組織を有し，その 2 次デンドライトアーム間隔は約 50-100 μm 程度である(Fig.1(a))．また，結晶粒径は，

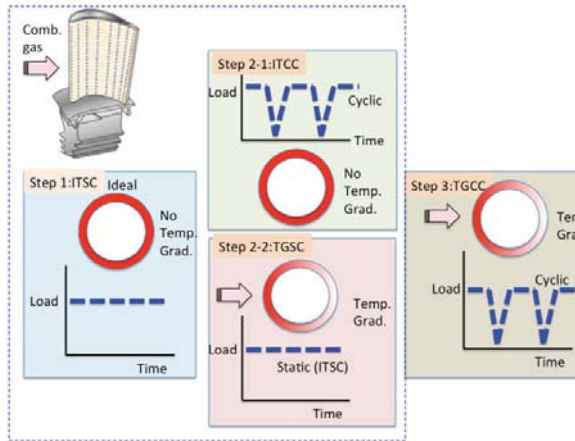


Fig. 1 Summary of test program.

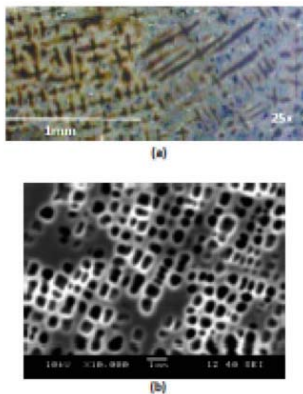


Fig. 2 Microstructure of material tested.

この合金から Fig.3 に示す中空円筒状のクリープ試験片を機械加工した(Fig.2)。以後この試験片を平滑試験片と呼ぶ。ガスタービン翼に加工される冷却孔を模擬し、Fig.2 の評点部中央に直径0.5mmの貫通孔を機械加工した切欠試験片も準備した。

2.3 試験システム

Step 2-2とStep 3の試験のため、本研究では、ガス燃焼場で試験片の厚さ方向に温度勾配を持たせた上で、静的あるいは動的な力学的な負荷を与えることができる独自開発装置を用いた。⁽³⁾この装置は、都市ガスを燃料とするかん型燃焼器、燃焼ガスを利用するためのテストセクション配管系および、電気油圧サーボ式疲労試験機とを組み合わせたものである(Fig.4)。燃焼器は試験部入口温度600~1500°Cの燃焼ガスを安定的に供給可能で、燃焼ガス温度を制御対象としたプログラム運転機能も備えている。テストセクション配管は独自に設計を行い、高温燃焼ガス中に試験片を直接曝しながら力学的負荷試験を行う構造になっている。これにより、様々な実機使用環境を模擬した試験が可能となる。なお、図(a)平滑試験片を供試体とした場合には、燃焼ガスの上流側と下流側で約100°Cの温度勾配を試験片中に持たせることができる。これと並行して静的クリープ試験(ITSC)も行った。なお、システムを用いて、中空試験片の内面に冷却空気を流せ

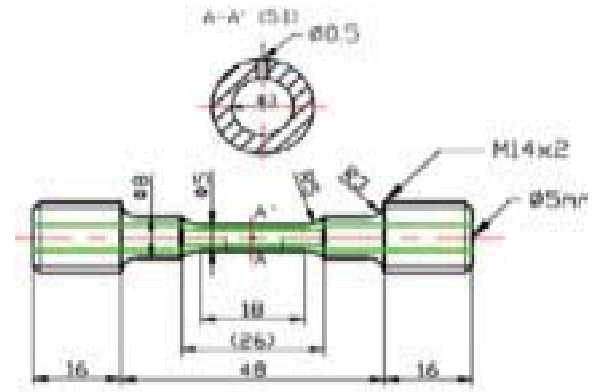


Fig. 3 Geometry of specimen used (Dimensions are in mm)

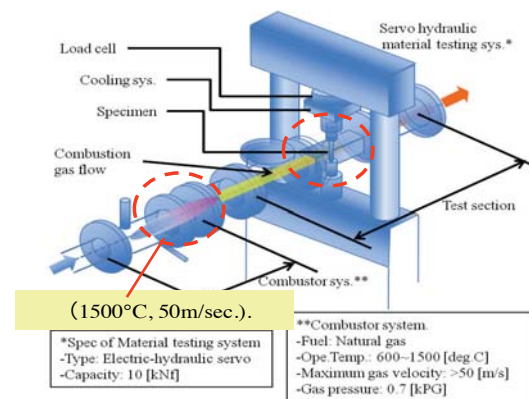


Fig. 4 A new test bed developed for the TGC test.

ば、試験片半径方向にも温度勾配を持たせることができるが、本実験ではそれを行っていない。

2.4 試験条件

本研究で行った試験条件をStep-1, Step 2-1条件についてTable 1に示す。特に、ITCC試験においては、疲労負荷に重畳させる保持時間を10secから300sec. と変化させた。一連の試験を通じて、冷却孔周辺から発生する微小き裂の伝ば挙動に注目する試験と、切欠のない平滑試験片で自然発生型で発生・伝ばする微小き裂の挙動に注目する試験の2種類を行った。注目したき裂の長さはいずれの試験でも、数十μmからサブミリメートルの長さで一結晶粒以下の寸法のものである。き裂伝ば速度は、定期的に試験を中断し、その都度試験片の表面をレプリカに転写しながらき裂長さを測定しながら評価した。その際、特に、(i) 冷却穴周りから発生する微小なき裂(長さサブミリメートルオーダー)の挙動が、従来から実験室レベルで評価されてきたクリープ巨視き裂(長さセンチメートルオーダー)の挙動との類似点、相違点にも注目した。

3. 実験結果

3.1 ITC試験中の微小き裂と巨視き裂の伝ば

Table 1: Summary of ITSC and ITCC tests.

Type of test	Test Temperature controlled (°C)	Applied external stress (MPa)	Stress ratio (R)	Hold time (sec.)
Isothermal static creep test (ITSC)	875 (controlled)	200	-	-
Isothermal cyclic creep test (ITCC)	875 (controlled)	22 to 220	0.1	10-3600
Pure fatigue	875 (controlled)	22 to 220	0.1	0

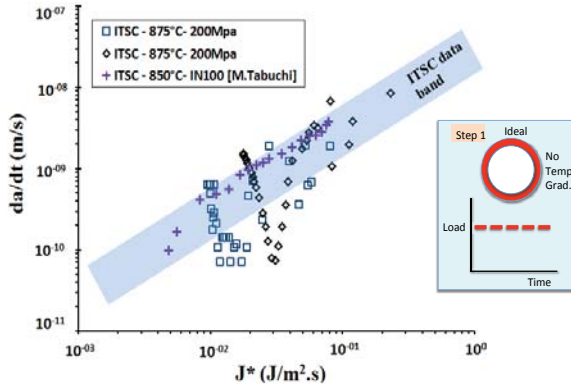
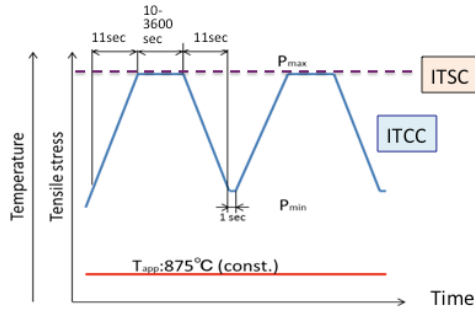


Fig. 5 Crack propagation in the ITSC test.

り相関づけた結果をFig.5、6 に示す．ここで、 $J_{c,st}$ は以下の簡便式により評価した．

$$J_{c,st} = \left(\frac{1-\frac{1}{n}}{1+\frac{1}{n}} \right) \dot{\delta} \sigma_{net} \quad (1)$$

n : 式(1)中のクリープ指数

r_i, r_o : 円筒試験片の内外半径

a : き裂半長．

ここで、 $(d\delta/dt)$ はき裂開口変位速度であり、本研究ではこれを円孔上下の負荷軸方向の変位 δ の実測結果から評価した．また、 σ_{net} は

$$\sigma_{net} = \left[\frac{\sigma_{\infty}}{1 - \frac{r_i + r_o}{2a}} \right] \quad (2)$$

により定義される正味断面公称応力であり、 n は定常クリープ構成式中の指数である．

$$\dot{\epsilon}_{c,st} = B \sigma_{\infty}^n \quad n=4.5 \quad (3)$$

一方、人工的初期切欠きからではない自然発生型のき裂(NIC)に対しては、Shih- Hutchinsonの簡便式から $J_{c,st}$ を評価した．⁽¹⁰⁾

$$J_{c,st} = F^2 f(n) \dot{\epsilon}_{\infty} a \sigma_{\infty} \quad (4)$$

$$\left\{ F = \left(\frac{1.12}{\pi} \times 2 \right) \right\}$$

$$f(n) = \left[3.85 \left(\frac{1-n}{\sqrt{n}} \right) \right] + \pi n$$

Fig.5.6 中の斜線バンドは、同種のNi基超合金に対して得られている巨視き裂の進展曲線を表している．これら

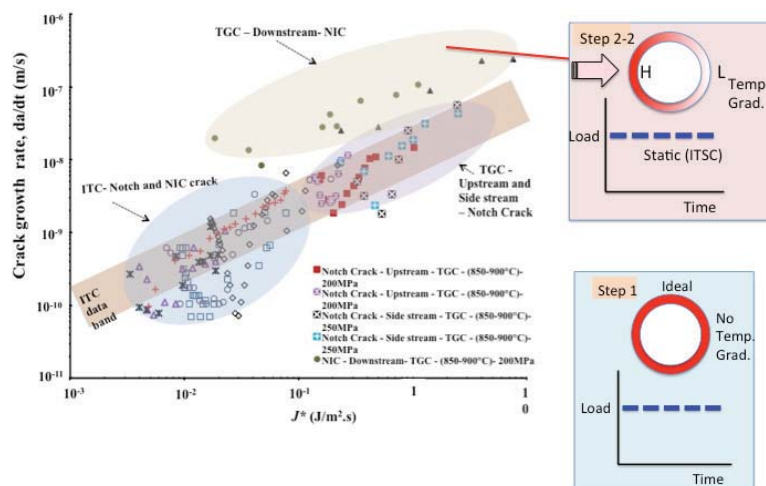


Fig. 6 Comparison of crack propagation rates between the ITSC and TGSC tests.

代表として、ITSCテスト中のき裂伝ば速度をクリープJ積分と呼ばれる非線形破壊力学パラメータ $J_{c,st}$ によ

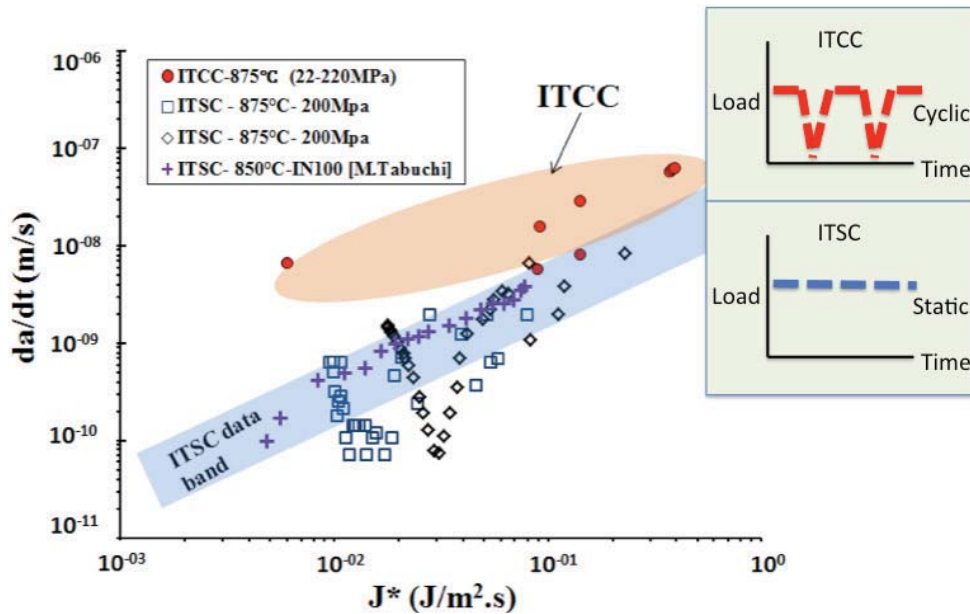


Fig. 7 Comparison of crack propagation rates between the ITSC and ITCC tests.

とも対比しながら本研究の結果に注目するとつぎの特徴が指摘できよう。

(1) ITSC下なき裂の進展

通常、巨視き裂の成長速度は $J_{c,st}$ と正の相関を示しながら成長する、換言すれば、き裂長さの増加とともにき裂進展速度は増加するが、^{(3)・(6)}円孔からの初期成長の挙動はこれとは逆で、むしろ、成長とともに減少する挙動を示す。同様の挙動がNCのみならずNICにおいても見られる。しかも、NICのき裂進展は、き裂が十分短いときには、巨視き裂よりも有意に高い進展速度を示す(速く伝ばする)。

ある意味において重要な特徴が、温度勾配のあるITSC試験(Step-2-1試験)において言い出される。すなわち、Fig.4は温度勾配のある条件とそれが無い条件下のクリープき裂進展速度を比較したものであるが、前者の方が後者に比べてき裂伝ば速度が高い。同様な結果が以前の著者らの研究でも実験的に確かめられている。^{(2)・(3)}この挙動には、前報でも示したように^{(2)・(3)}温度勾配下において発生する付加的な熱応力(負荷軸方向の変形が拘束されている場合には、低温downstream側では引張の、高温側upstream側では圧縮の熱応力が働く)が発生しており、それがクリープ変形とき裂進展挙動に寄与しているものと考えられる。

このようないくつかの特異的な挙動を示しながらも、き裂が十分長くなれば(本研究では約1ミリメートル程度)、微小き裂のき裂速度は巨視き裂の進展曲線にほぼ収束していく。

3.2 ITCC下なき裂の進展

き裂の伝ば機構がクリープにあると仮定し、ITCC下なき裂の進展速度を $J_{c,st}$ により相関づけた結果をFig. 7に示す。これより、ITCC試験のき裂進展速度は、ITSC

試験のそれに比べ、有意な加速現象を示している。

一方、ITCC下なき裂の進展が疲労機構によるものと仮定して応力拡大係数範囲 ΔK により相関づけた結果をFig. 8に示す。これより、試験中の保持時間が10secから300secに増加すると、き裂進展速度の加速が顕著になることもわかる。

ITSCとITCCなき裂の伝ば経路を比較してFig. 9に示す。これより、負荷の繰返しのあるITCCとそれがないITSCでは、明らかにき裂伝ば形態が異なる。ここで、ITCC下なき裂経路が直線的な粒内モードであるにも関わらず、疲労支配なき裂伝ば速度よりも顕著な加速効果が見られた(Fig. 7, 8)ことは留意に値する。

以上のことは、ITCC下ではクリープと疲労の重畳効果が大いことを示すものである。そこで、クリープと疲労の「相互作用」がどの程度であるかを調査するため、ITCC下の進展速度を次式により推定し、実験結果と比較した。

$$\left(\frac{da}{dN}\right)_{ITCC} = \left(\frac{da}{dN}\right)_f + \int_0^{t_{th}} \left(\frac{da}{dt}\right)_{st,creep} dt \quad (5)$$

第1項は疲労の寄与を、第2項はクリープの寄与を表すものである、式(5)による計算結果を $(da/dn)_{predicted}$ としてFig. 8に示した。第2項の評価にあたってはFig. 3中の斜線データ群の平均を使用した。これより、式(5)は非安全側の推定結果を与える。すなわち、クリープと疲労の「相互作用」への配慮が必要であることがわかる。

4. 考察

前章で示したように、ITCCの負荷条件のもとでは、単純なクリープと疲労の重畳効果のみならず、これらの

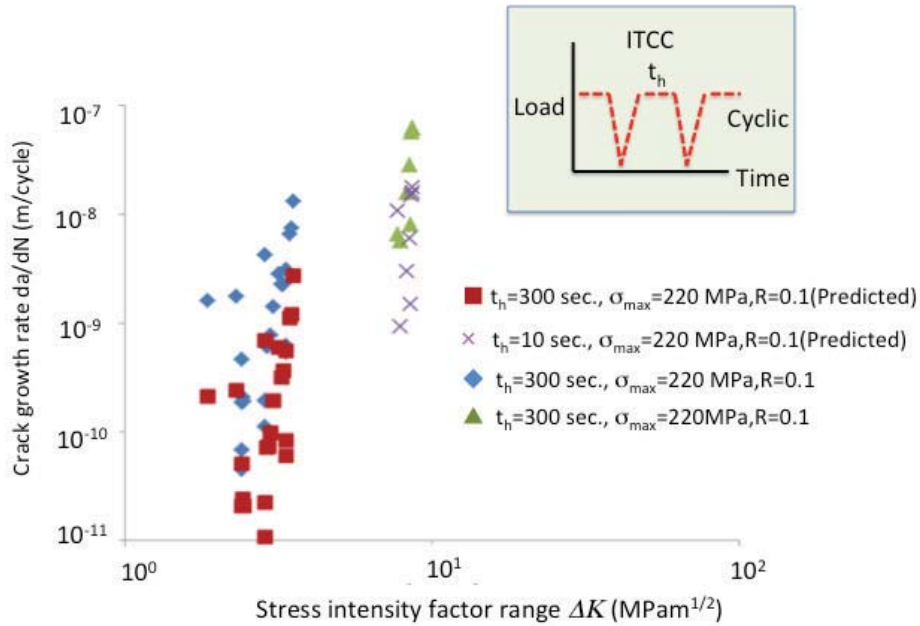


Fig. 8 Acceleration of crack growth rate by creep-fatigue loading and the applicability limit of linear summation rule.

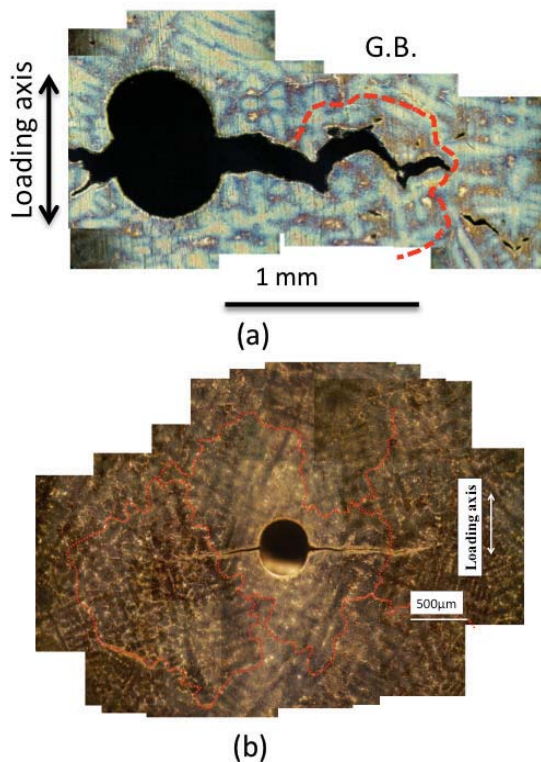


Fig. 9 Comparison of crack path between (a) ITSC and (b) ITCC tests.

相互作用への配慮が不可欠である。従って、相互作用の原因を明らかにした上で、それを定量化しておくことが本質的課題となる。

き裂進展速度を相関づけた Fig.5-7 の非線形破壊力学的パラメータは Eq. (2)をもとに評価された値である。ここでは、き裂周りの応力・ひずみ場が基本的には Eq.(3)の構成式により記述されることを前提、換言すれば、き裂先端を含めた広範囲な領域でクリープ変形が支配的となっている条件を前提としている（大規模クリープ (Large Scale Creep:LSC)条件とも呼ばれる。）。これに対して ITCC 試験下では、負荷中には除荷が起こる。この除荷は弾性的に起こるため、つぎの再負荷（保持）が始まった際には弾性変形- 遷移クリープ-定常クリープというプロセスで材料の変形が進むことになる。この類いの遷移挙動にはき裂先端で特に配慮が必要となろう。言い換えれば、除荷の後の初期負荷段階では、弾性変形が支配的で、き裂先端のクリープ域は周囲の弾性域で囲まれ、かつ、拘束された状態であると考えられる（小規模クリープ (Small Scale Creep:SSC) 条件とも呼ばれる。この様子を模倣的に Fig.10 に示した。^{(5),(6)}換言すれば、SSC 条件から LSC 条件に遷移していく過程では、SSC 下のクリープ J 積分 (J_c) は、Eq. (2) で評価される定常値 $J_{c,st}$ では無く、弾性応力場のき裂先端の応力場の強さを表す応力拡大係数 K と、時間 t の影響を受けた遷移 J 積分値 $J_{c,tr}$ によって与えられる (Fig.10)。^{(5),(6)}

$$J_{c,tr} = \frac{(1-\nu^2)K^2}{E(1+n)t} \quad \text{when } t < t_{tr} \quad (6)$$

ここで K は、き裂に対する応力拡大係数である。⁽⁸⁾注目すべき点は、 $J_{c,tr}$ は時間 t に逆比例して減少することである。通常、SSC から LSC に移行する時間の目安は、クリープ J 積分の定常値 $J_{c,st}$ を用いて

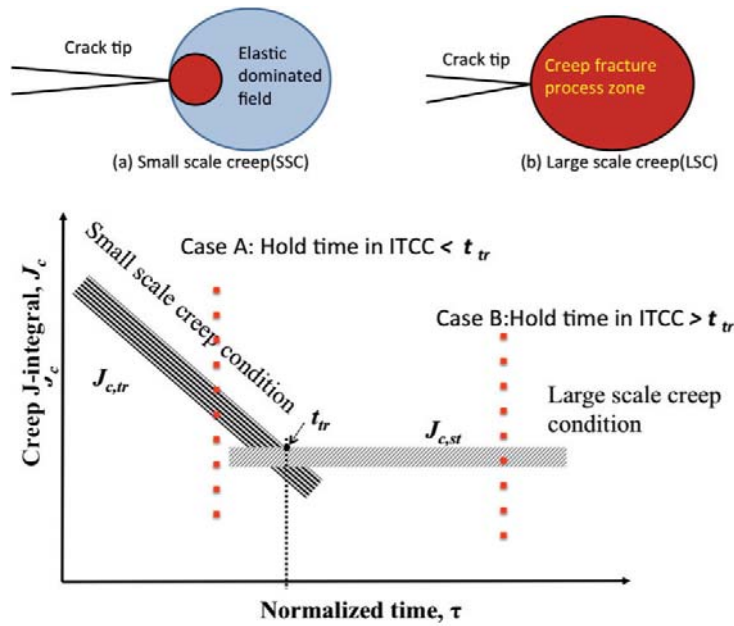


Fig. 10 Transition of crack tip stress state from SSC to LSC. Note the creep J-integral depends on the relative ratio of hold time in the ITCC test to the transition time, t_{tr} .

$$t_{tr} = \frac{(1-\nu^2)K^2}{E(1+n)J_{c,st}} \sim \frac{J}{(1+n)J_{c,st}} \quad (7)$$

謝辞

により見積もられる, ^{(5),(6),(11)} ここで, J は弾塑性破壊力学パラメータである J 積分値である. ¹⁰⁾

以上のき裂先端の状態と破壊力学パラメータの時間的変化挙動を模倣的に Fig. 10 に示した. これより, クリーブ疲労相互作用が顕著となる保持時間は, ITCC 試験の際に導入される保持時間と t_{tr} との相対的長短に依存して評価されるべき性質があることが強く示唆される. t_{tr} は試験温度, 負荷の大きさ, 材料に強く依存していることにも留意すべきであろう.

5. 結言

冷却孔周辺の破損挙動を力学的観点から調査した. それにより, 模擬冷却孔から発生する微小き裂の初期成長過程においては, 単なるクリープと疲労の重畳効果のみならずそれらの相互作用に特に配慮すべきこと, 及び, その挙動には小規模クリープ条件から大規模クリープ条件への遷移する際の非線形破壊力学量の変化特性と, 材料微細構造的因子が深く関与していることを示した. また, 温度勾配もき裂進展速度に大きな影響を与えることも実験的に示した.

本研究の遂行にあたり, 科学研究補助金 (基盤 (A) (Category A, No. 16H02304).) の援助を受けた. 記して謝意を表す.

参考文献

- 1) B.B. Seth, B. B., Superalloys- Superalloys 2000 (2000), pp.3-15.
- 2) M.Okazaki, Yamagishi S., Superalloys 2012 (2012), pp.445-454.
- 3) M.Okazaki, M. Sekihara, Materials at High Temperatures, 31, 379-389 (2014).
- 4) 山岸郷志, 岡崎正和, 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 813 (2014).
- 5) 大路清嗣, 小倉敬二, 久保司郎, 材料, 29,465-471(1980)
- 6) H. Riedel, J.R.Rice, ASTM STP 700, 112-130(1980)
- 7) 平修二, 大谷隆一, 材料の高温強度論, 4 章(1979).オーム社
- 8) P.Lucas Mater. Sci. Engg, 34, 61-66, (1978)
- 9) S. Kubo and K. Ohji, Proc. Int. Conf. Creep 417-423(1986)Tokyo.
- 10) C.F.Shih and J.W.Hutchinson, Trans. ASME, 98, 289-295(1978).
- 11) A. Saxena, A.in Fracture Mechanics: Seventeenth Volume, ASTM STP 905, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1986, pp.185-201.

高性能冷却構造を有するガスタービン動翼の 経年劣化評価

*伊藤 明洋，小林 大輔（中部電力）

Degradation Evaluation of Long-Term Serviced Gas Turbine Blades with High-Efficiency Cooling Structure

*Akihiro ITO and Daisuke KOBAYASHI (Chubu Electric Power Co., Inc.)

ABSTRACT

Conventional and high-efficiency cooling structured (modified) gas turbine blades were inspected for the evaluation of degradation. No remarkable cracks, deformation, oxidation or corrosion were observed on the surface of the modified blades. To evaluate the degree of degradation of the conventional and modified blades during in-service, destructive inspections were conducted. By the cross-sectional analysis, coarsening of γ' phases in the substrate were slight observed in the airfoil section of the modified blades. Creep rupture lives at high temperatures in the substrate of the modified blades were superior to the conventional ones. The results showed that degradation due to the long-term operation of the modified blades was insignificant.

Key words: High-Efficiency Cooling Structure, Degradation, Gas Turbine Blade, Thermal Barrier Coating

1. はじめに

対流冷却からフィルム冷却への冷却方式の変更，耐酸化コーティング (MCrAlY) から遮熱コーティング (Thermal Barrier Coating : TBC) へのコーティング材質の変更等を行った高性能冷却構造の採用により，発電用ガスタービン (GT) 動翼では母材 (動翼材) の冷却強化が図られてきた。

前報¹⁾では，約 20,000h 使用後の GT 動翼の材料特性を調査し，高性能冷却構造による劣化低減効果を報告した。本報では，実機でさらに長時間使用した GT 動翼を供試材とし，従来構造翼との材料特性の比較を行い，高性能冷却構造翼の経年劣化を調査した。

2. 供試材および実験方法

2.1 供試材

実機で経年使用した 1,300°C 級 GT 第 1 段動翼の従来構造翼 (従来翼) および高性能冷却構造翼 (改良翼) を供試材とした。供試材に用いられている動翼材およびコーティング (耐酸化コーティング / TBC) は，いずれも前報¹⁾と同じで，従来翼は 16,000~32,000h 程度，改良翼は 54,000~60,000h 程度の使用および修理履歴を有する。

約 32,000h 使用した従来翼および約 60,000h 使用した改良翼の外観を Fig.1 に示す。従来翼では前縁部および翼先端部等に酸化減肉が，翼部耐酸化

コーティングにき裂が顕著に認められたが，改良翼ではこれらの損傷はいずれも軽微であった。



(a) Conventional Blade (b) Modified Blade

Fig.1 Appearance of the GT Blades, Tested

2.2 実験方法

各供試材の翼部 50% 高さ位置から試験片を採取し，コーティングおよび動翼材の断面組織観察，動翼材のクリープ破断試験を実施した。

供試材翼部を動翼材凝固方向と垂直 (水平) 方向に切断・採取し，断面組織観察用試験片とした。試験片各部 (背側，腹側，前縁部，後縁部等) において，光学および走査型電子顕微鏡 (SEM) による断面マイクロ組織観察を行った。

翼部を動翼材凝固 (長手) 方向に切断・採取した板状試験片 (平行部 3.2mm^W × 全長 40mm^L × 厚さ

1.8~2.0mm^t) をクリープ破断試験に用いた。試験は、単軸クリープ試験機 (容量 30kN) により、JIS Z 2271 に準拠し、大気中、電気炉加熱、温度 950°C あるいは 980°C、応力 147MPa 条件で実施した。

3. 実験結果および考察

3.1 断面組織観察

約 32,000h 使用した従来翼および約 60,000h 使用した改良翼における背側中央部コーティング/動翼材界面部の断面光学顕微鏡組織を Fig.2 に示す。従来翼では、界面拡散層が明瞭に観察され、耐酸化コーティングを貫通し界面まで進展したき裂が認められた。改良翼では、界面拡散層の形成は軽微で、TBC トップコートとの縦割れがボンドコート中に進展した部位は認められなかった。

従来翼および改良翼における背側中央部動翼材の断面 SEM 組織を Fig.3 に示す。従来翼では、大部分で粒径 1 μ m を超えるような球状・粗大化した一次 γ' が粒内に観察された。改良翼では、大部分で粒径 1 μ m 程度の矩形一次 γ' および球状・微小二次 γ' が粒内に観察され、一部において γ' の球状・粗大化が観察された。なお、いずれの供試材でも、ラフト化した γ' は観察されなかった。

3.2 クリープ破断試験

背側前縁部および腹側後縁部における動翼材のクリープ破断寿命を Fig.4, 5 にそれぞれ示す。各供試材の試験結果はそれぞれの未使用翼の試験結果との比で整理している。従来翼では、いずれの部位でも使用時間の増加に伴い寿命が低下し、使用時間約 32,000h で未使用翼の 30%程度まで寿命が低下した。改良翼では、腹側後縁部の方が背側前縁部よりも寿命低下が明瞭であるものの、従来翼と比較し寿命低下は軽微であった。

著者らは、材質の異なる 1300°C級 GT 第 1 段動翼では、50,000h 程度使用しても動翼材のクリープ破断寿命は低下しないことを報告²⁾しており、本報における改良翼はこれと異なる傾向を示した。この理由として、改良翼の腹側後縁部におけるメタル温度は約 840°Cと推定され、GT 構造の違いにより、改良翼の試験片採取部位におけるメタル温度が比較的高かったためと考えられる。

4. まとめ

高性能冷却構造翼の経年劣化を調査した結果、断面組織の変化およびクリープ破断寿命の低下は従来構造翼に比べていずれも軽微で、高性能冷却構造翼の経年劣化は軽微と評価できた。

参考文献

- 1) 伊藤明洋：高性能冷却構造によるガスタービン動翼の劣化低減効果, 第 44 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2016) pp.141-142.
- 2) Akihiro Ito and Daisuke Kobayashi : Degradation Evaluation of 1,300°C-class 1st-stage Gas Turbine Blade after Long-Term Service, Proc. Int. Gas Turbine Congress Tokyo, (2015) TuPMC.

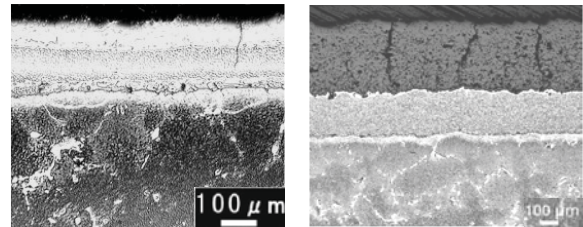


Fig.2 Optical Micrographs in the Cross Section of the Interface

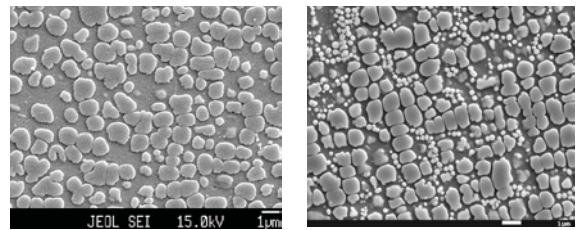


Fig.3 SEM Micrographs in the Cross Section of the Substrate

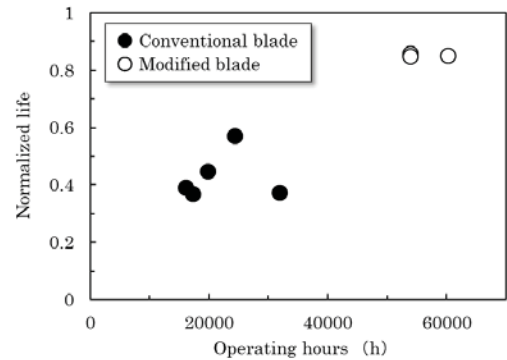


Fig.4 Creep Rupture Life of the Substrate at 50% of the Airfoil Height Suction Side

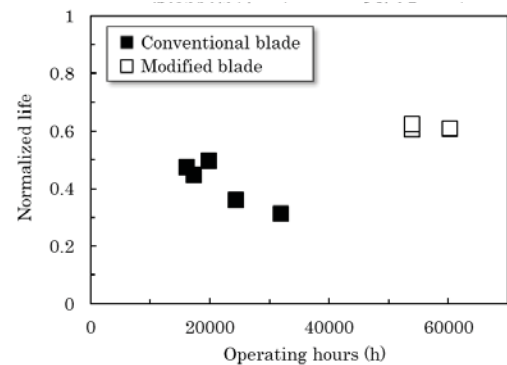


Fig.5 Creep Rupture Life of the Substrate at 50% of the Airfoil Height Pressure Side

長寿命ガスタービン油の開発

*伊藤 岳史 (JXTG エネルギー)

Development of Long-life Gas Turbine oil

*Takashi ITO (JXTG Nippon Oil & Energy Corporation)

ABSTRACT

The role of gas turbine oil is lubrication and cooling of turbine bearing. As the efficiency of electric power generation rises, heat load to gas turbine oil is getting severe gradually. Therefore, the need for long-life gas turbine oil which can be used in severe circumstances is increasing. Gas turbine oil generally consists of baseoil and several additives including antioxidant. In this report, the effects of baseoil refinement of gas turbine oil and antioxidant combination were investigated. As a result, long-life gas turbine oil which has both high RPVOT value and low sludge characteristics was developed.

Key words: Turbine Oil, Baseoil, Oxidation Inhibitor, RPVOT, Sludge, Dry-TOST

1. はじめに

産業発電用ガスタービンは発電効率の追求を背景に、ガスタービン入口燃焼ガス温度は上昇の一途をたどっており¹⁾、タービン軸受の潤滑および冷却などを担うガスタービン油への負荷も年々厳しくなっている。したがって、このような過酷な環境でも使用可能かつ、従来同等以上の寿命を有する長寿命タービン油が望まれるようになっている²⁾。これはすなわち、タービン油の酸化安定性への要求が高まっていることを意味している。

タービン油は、日本工業規格において JIS K2213 「蒸気タービン、水力タービン、ターボ形送風機、ターボ形圧縮機などに用いるタービン油」として、その適用範囲が定められている³⁾。ガスタービン油についてはここに明記されていないものの、‘など’に含まれていると解釈することができる。JIS K2213 の添加剤添加油(2種)VG32 の品質を Table 1 に示す。酸化安定性に関わる規定には、「酸化安定度(1000h 後酸価)」があり、JIS K2514-2 に定められている TOST(Turbine oil Oxidation Stability Test)と呼ばれる試験で、閾値は 1000h 後の酸価が 1.0mgKOH/g 以下となっている。この水準は、蒸気タービン油でも余裕を持ってクリアできるものであり、ハードルとしては高いものではない。したがって、今般の長寿命ガスタービン油の開発は、別のより過酷な評価方法を用いて行うこととした。

Table 1 JIS K2213 添加剤添加油(2種)VG32

		2種VG32
動粘度(40℃)	mm ² /s	28.8以上 35.2以下
粘度指数		95以上
引火点	℃	190以上
流動点	℃	-10以下
酸価	mgKOH/g	0.3以下
さび止め性能(蒸留水, 24h)		さびのないこと
酸化安定度(1000h後酸価)	mgKOH/g	1.0以下
銅板腐食(100℃, 3h)		1以下
抗乳化性(54℃)	min	30以下

2. 実験

2.1 課題

長寿命ガスタービン油と謳うには、少なくとも以下のふたつの要素を満たす必要がある。

- ① 劣化そのものが進行しにくいこと
- ② 劣化した際でも析出物(きょう雑物)を生じにくいこと

これらは相反する要素ではないものの、基本的には独立した事象であり、高いレベルで両立させることを目指した。

2.2 劣化の評価

油劣化の程度を示す指標として、酸価がよく用いられる。しかし、Fig. 1 に示すように酸価は劣化の後期に急激に増加する傾向にあり、それ以前の段階では劣化による変化は小さく、あまり敏感ではない。そこで、劣化進行により敏感な RPVOT(Rotating Pressure Vessel Oxidation Test: 回転圧力容器式酸化安定度⁴⁾)を指標として用いることとした。

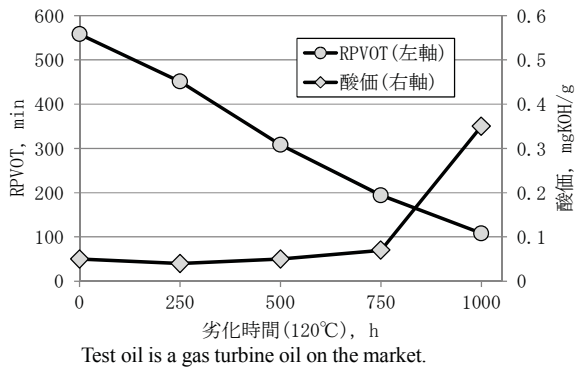
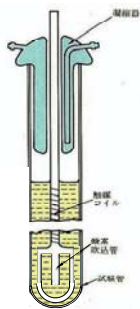


Fig. 1 Change in acid value and RPVOT

2.3 きょう雑物の評価

TOST では試験温度が 95°Cとマイルドなため、劣化をより加速させる試験として、120°Cの高温条件となる Dry-TOST(ASTM D7873)を採用した⁸⁾。Dry-TOST の概要および試験条件を Fig. 2 に示す。この手法で得られた劣化油のきょう雑物の量は、ミリポアフィルター(0.8μm)でろ過して捕捉される油に不溶な成分を重量カウントした。



Test Condition	
Temperature	120 °C
Oil	360mL
Oxygen	3.0 L/h
Catalyst	Coil of copper and iron

Fig. 2 Test condition of Dry-TOST

2.4 試験油

ガスタービン油は、ベースとなる基油に酸化防止剤等の添加剤を数種類加えて構成されている。まず、基油の精製度の影響を評価し、その後に酸化防止剤の影響を検討することとした。Table 2⁵⁾ に示すように、基油は精製度に応じてグループ別々にカテゴライズされている。ガスタービン油の基油として主に使用されている鉱物油は、5分類のうち Group I ~ III に属し、その比較の評価を行った。また、酸化防止剤は主なものに、フェノール系、アミン系、硫黄系、リン系などが挙げられ^{6,7)}、これらの種別あるいは組合せを検討した。

Table 2 API Baseoil category

	Sulfur (%)	and/or	Saturate (%)	Viscosity Index
Group I	> 0.03	and/or	< 90	80~119
Group II	≤ 0.03	and	≥ 90	80~119
Group III	≤ 0.03	and	≥ 90	≥ 120
Group IV	PAO (Poly-α-Olefin)			
Group V	Except Group I, II, III, IV			

3. 結果と考察

3.1 RPVOT の結果

まず、基油精製度の影響を見るため、フェノール系酸化防止剤としてBHT(ジブチルヒドロキシトルエン)を処方した Group I 基油および Group III 基油の結果を Fig. 3 に示す。精製度が相対的に低い Group I から精製度が高い Group III にすると、RPVOT は約 30%増加した。

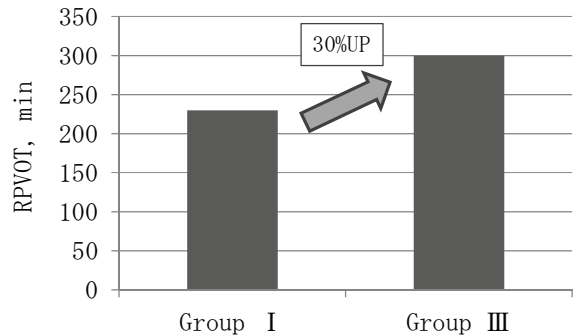


Fig. 3 Difference in RPVOT among baseoil

つぎに酸化防止剤を組み替えて RPVOT を測定した。酸化防止剤を Table 3 に、RPVOT の結果を Fig. 4 に示す。フェノール系単独の油 A に比べて、Group III 基油にアミン系を処方した油 C~F では 10 倍程度の値を得ることができ、アミン系酸化防止剤の効果の高さが示された。また、酸化防止剤は複数種類を併用することで相乗効果が得られる場合もあるが、既にアミン系を複数組み合わせている場合、フェノール系やリン系の追加による効果はあまりなかった。

Table 3 Antioxidant combination

	基油	酸化防止剤					
		フェノール系		アミン系			リン系
		A	B	A	B	C	A
油A	Group III	○					
油B	Group II	○		○	○		
油C	Group III			○		○	
油D	Group III			○		○	
油E	Group III		○	○		○	
油F	Group III			○		○	○

All sample oils include rust inhibitor and antifoaming agent.

Oil C and oil D are different in the ratio of two amine antioxidants.

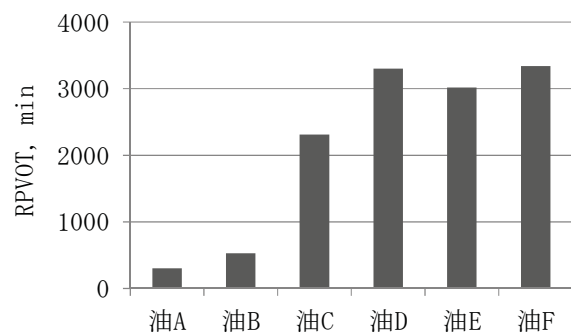


Fig. 4 Effect of antioxidant combination

3.2 きょう雑物の結果

油 B,D,E を選択し、Dry-TOST を実施した。劣化過程において数点の採油を行い、その RPVOT およびきょう雑物量を測定した。結果を Fig. 5 に示す。Fig. 5 は劣化の進行程度を油種間で比較できるように初期 RPVOT を 100% としたときの減少率を横軸とした。

RPVOT が低い油 B は、劣化時に多くのきょう雑物を生成した。油 E では、RPVOT 減少率が 40% を超えるあたりからきょう雑物が増加しはじめ、他油よりも多く生成した。一方、油 D は高い初期 RPVOT を有するうえ、劣化が進行して RPVOT 減少率 90% 程度となってもきょう雑物の生成を低く抑えることが示された。したがって、油 D は長寿命ガスタービン油であるための二つの要素を満たしていると言える。

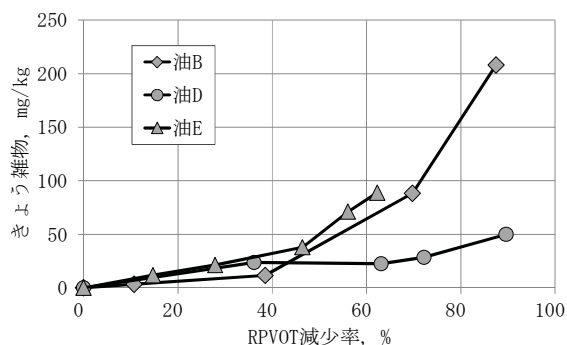


Fig. 5 Sludge by Dry-TOST method

4. まとめ

本検討により、基油の影響および酸化防止剤系の影響の一端を明らかにし、高い RPVOT (劣化がしにくい) を有しかつきょう雑物発生量の少ない (劣化の際でも析出物が少ない) ガスタービン油を開発した。

通常の運転条件であれば、ガスタービン油は必ずしもその存在に注目されるわけではないが、発電効率の追求と稼働率の向上を両立するにはなくてはならないものである。

今後、さらにタービン油への負荷が高まっていくことが予想されるため、その動向に遅れることなく性能向上を追求し、油の面から電力の安定供給に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 小笠原潤一, “供給力低下で日本の電力需給逼迫—東日本大震災後に懸念拡大—”, エネルギーレビュー, Vol. 34, No. 8 (2014), pp. 38-41.
- 2) 伊藤岳史, “タービン油の技術動向”, 日本ガスター

ビン学会誌, Vol. 43, No. 4 (2015), pp. 42-47.

- 3) JIS K 2213:2006 タービン油
- 4) JIS K 2514-3:2013 潤滑油-酸化安定度の求め方-第3部:回転圧力容器式酸化安定度
- 5) API 1509 16th Edition, 2007 Engine Oil Licensing and Certification System.
- 6) 渡邊亨, “潤滑油添加剤 酸化防止剤(上)”, ペトロテック, Vol. 40, No. 5 (2017)
- 7) 渡邊亨, “潤滑油添加剤 酸化防止剤(下)”, ペトロテック, Vol. 40, No. 6 (2017)
- 8) Yano, A., Watanabe, S., Miyazaki, Y., Tsuchiya, M. and Yamamoto, Y., “Study on Sludge Formation during the Oxidation Process of Turbine Oils”, Tribology & Lubrication Technology, Vol. November (2009), pp. 57-66.

【研究報告】

B-2

航空用希薄ステージバーナの燃料分布及び排出ガス特性に及ぼす メインノズル旋回翼と燃料噴射孔の周方向位置関係の影響

*上坂 峻也，江口 貴広（法政大学院），松浦 一哲，
山本 武（JAXA），林 茂（法政大学）

Effects of relative spatial arrangement between swirl vanes and fuel injection holes for main nozzle on fuel distributions and emission characteristics of a lean-staged burner for an aero-engine

*Shunya UESAKA, Takahiro EGUCHI (Hosei Univ.), Kazuaki MATSUURA,
Takeshi YAMAMOTO (JAXA), Shigeru HAYASHI (Hosei Univ.)

ABSTRACT

The effects of relative spatial arrangement between swirl vanes and cross-flow-jet fuel injection holes for the main nozzle on fuel distributions, flame structures and emission characteristics of a lean-staged burner for an aero-engine were investigated experimentally by means of kerosene- and OH-LIF at an elevated pressure and temperature. A quartz-made fully-contoured “optical main nozzle” enabled the investigation. Two arrangements, “aft vane (AV)” and “mid vane (MV)”, were studied. For AV, the injection holes were located on the traces of hub-side swirl-vane cord lines, and for MV, they were in the middle of the adjacent traces. For MV, the fuel distribution in the main nozzle was relatively more uniform, the main flame was located more downstream, and both combustion efficiency and NO_x emissions were lower, than for AV. The present result suggested such arrangements could be one of the burner-design parameters for tuning emission performance.

Key words: NO_x emissions, Aero-engine combustor, Optical burner/injector, Staged lean-burn injector, Laser induced fluorescence, Optical refraction correction

1. 緒言

航空分野では、今後予想される輸送量の増加に伴い、排出ガス中の NO_x による環境への影響が懸念され、低 NO_x 燃焼器の研究は低環境負荷の航空エンジンの開発において重要な役割を担っている。宇宙航空研究開発機構（JAXA）では希薄予混合方式を採用したステージバーナの研究開発が進められている^{1)~3)}。このバーナは低負荷時の燃焼安定性や高燃焼効率を担う非予混合燃焼方式のパイロットノズルを中心軸上に、高負荷時の大幅な NO_x 低減を担う希薄予混合燃焼方式のメインノズルを外周に同軸上に配置した構造となっている。このように NO_x の低減は主にメインノズルが担っているためメインノズル内部（予混合管）での燃料と空気の混合具合が重要な要素となる。実用バーナにおいては、この燃料と空気の混合状態を、高い燃焼効率と低 NO_x 性能の両立の観点から最適化することが求められる。一方、開発の過程、特に終盤においては、燃焼器の大きな設計変更は難しく、最小限の設計変更や部品

変更で性能間バランスを最適化できる手段が望まれる。

本研究の目的は製品開発に近い立場から燃焼器の低 NO_x 化に向けた設計パラメータの 1 つとして旋回翼と燃料噴射孔との相対位置関係を調査し、その有用性を示すことで実機への適用の可能性を検討する。これは旋回翼を通過して下流へ流れる空気は翼後流の影響により必ずしも周方向に一樣とならないため、噴射孔周方向位置を翼周方向位置に対して相対的に変更することにより、気流と燃料の干渉状態を変化させることで、各燃焼性能やそれらのバランスの最適化を意図するものである。

本論ではメインバーナに対して、透明可視化ノズルを用いた実温実圧燃焼場におけるレーザ誘起蛍光法（Laser Induced Fluorescence : LIF）による光学計測^{4)~6)}（燃料/OH-LIF）および排出ガス分析、常温高圧噴霧試験での液滴 Mie 散乱光計測^{1)~8)}を行い、加えて気相流数値解析により燃料噴射孔近傍の流れ場の把握も行った。これらの結果を基に旋回翼と燃料噴射孔の周方向相対

位置関係が燃料濃度分布、火炎構造に及ぼす影響を調べた。さらには排出ガス分析により燃焼効率・NO_x 排出への影響を評価し、燃料濃度分布、火炎構造との相関について考察を加えたので、その結果について報告する。

2. バーナ概要及び旋回翼と燃料噴射孔の相対配置

2.1 メインバーナ概要

図1にステージバーナの概略を示す。本バーナの構造の詳細については文献 2), 3)を参考にされたい。メインバーナの旋回翼、燃料噴射孔は図1に示すように配置されている。翼枚数、燃料噴射孔の個数は全ての燃料ジェットに対して等しく旋回流を作用させるために同一数の16とする。旋回翼は迎角50°で3重構造をしており、旋回方向は下流から見て内側から時計回り、反時計回り、時計回りとなっている。この旋回方向の違う旋回翼により予混合管内にせん断流れ領域が形成される。微粒化方式には、燃料ジェットがプレフィルマの内壁まで到達して液膜状になり、液膜を旋回流によって微粒化するジェットフィルミング方式を採用しているが、低負荷・中間負荷時等、燃料ジェットの半径方向への貫通度合いによっては、燃料がプレフィルマまで到達せずに旋回流によって微粒化されるクロスフロージェット方式が混在し、本研究の試験条件においては後者が支配的である。

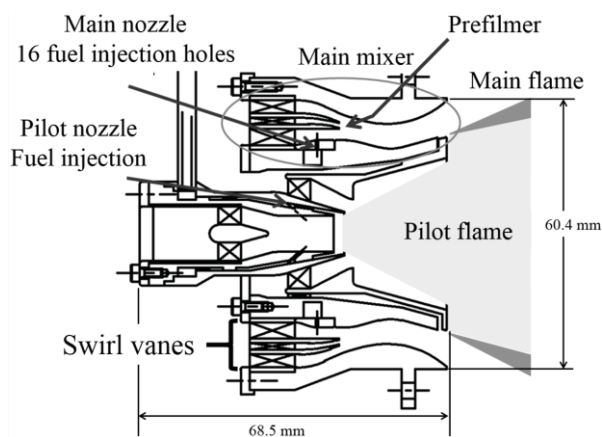


Fig.1 Schematic drawing of coaxial-staging burner.

2.2 旋回翼と燃料噴射孔の相対位置

図2は、試験した二通りの旋回翼の翼に対する燃料噴射孔の周方向の位置関係の違いを示す概念図である。AV配置 (Aft vane) は、燃料噴射孔が周方向には、翼をそのヘリカル形状を保ちながら軸方向5 mm下流の位置まで仮想的に延長したときの後縁に位置する場合である。一方、MV配置 (Mid vane) は、隣り合う翼と翼の中間に位置する仮想の翼を同様に延長したときの後縁に位置する場合である。

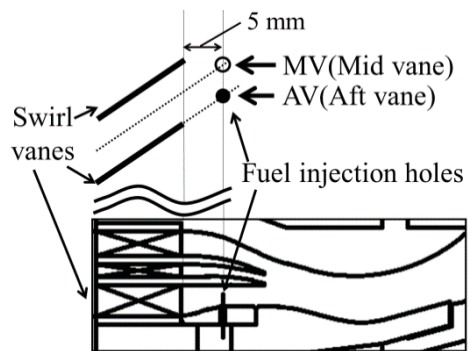


Fig.2 Relative position of the swirl vanes to the fuel injection holes.

3. 高温高圧燃焼試験の概要

3.1 試験条件

試験は JAXA 高温高圧燃焼試験設備中圧系⁷⁾を使用し、下記表1の条件で行った。気流圧力・温度については中・小型航空機用エンジンの巡航時を想定した設定である。燃料は灯油を使用した。

Table 1 Test conditions for combustion experiments.

Conditions for LIF			
Inlet pressure, kPa	700		
Inlet temperature, K	760		
Combustor pressure loss	4%		
Airflow rate in total, g/s	320		
Pilot fuel flow rate, g/s	1.82	(* AFR_p :25.1	(ϕ_p :0.594)
Main fuel flow rate, g/s	5.93	(* AFR_m :29.4	(ϕ_m :0.507)
Total air-to-fuel ratio, AFR_t	41.3		
Conditions for gas analysis			
Pilot fuel flow rate, g/s	1.82	(* AFR_p :25.1	(ϕ_p :0.594)
Main fuel flow rate, g/s	5.45~6.08	(* AFR_m :31.9~28.6	(ϕ_m :0.467~0.521)

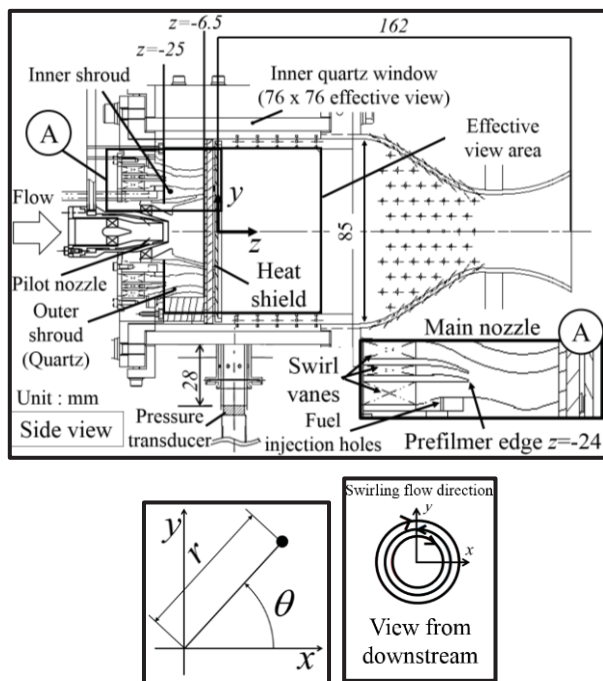
*Air-to-fuel ratio, AFR

†Equivalence ratio, ϕ

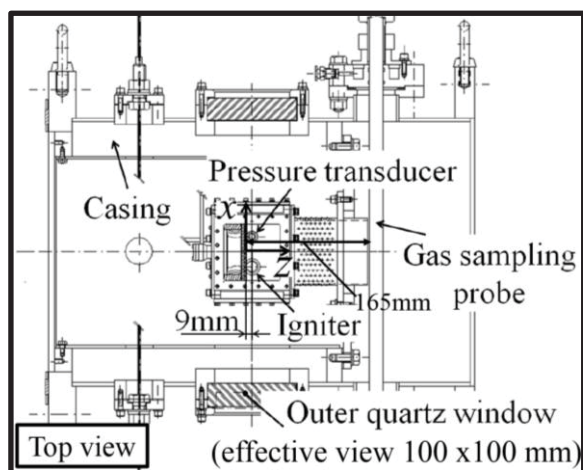
3.2 可視化燃焼試験装置

燃焼試験に用いた可視化燃焼器は Matsuura ら⁶⁾のものと同じであり、この概要図を、ケーシングに装着した図と共に図3に示す。座標系はステージバーナの出口中心を原点、流れ方向をz、鉛直方向をy、水平方向をxとする。図3(a)には極座標の定義も合わせて示す。

燃焼器内部は上面、両側面の計3枚の窓を通して可視化でき、観測視野は76 x 76 mmである。予混合管は外側の OUTERシュラウド (以後、予混合管外壁)、内側の INNERシュラウド (以後、予混合管内壁) から形成されており、その内部は透明石英ガラス製の予混合管外壁によって $z = -24 \sim -6.5$ mm の範囲で可視化できる。排出ガス分析に用いたサンプリングプローブは $z = 165$ mm に位置し (図3(b))、その吸気孔の数は9個である。分析計は HORIBA MEXA-7100D⁷⁾を用いた。



(a) Optical combustor with transparent premixing duct.



(b) Combustor installed in test rig.

Fig.3 Experimental setup for combustion experiments.

3.3 光学計測概要

可視化燃焼試験では LIF 計測により予混合管内及び燃焼室内の燃料（液相及び気相）、燃焼室内の OH ラジカル（反応帯および一部既燃領域）の濃度分布を取得した。

図 4 に LIF 計測に使用した光学系の概略を示す。光学系の構成は文献(6, 10)に準ずる。光学系は波長 283nm の色素レーザ光をシート状にして燃焼器上部の窓を通して燃焼室内へ照射し、バンドパスフィルタ（燃料 LIF: Edmund, #84-108, $\lambda=340\text{nm}$, FWHM 29nm, OH-LIF: 朝日分光, MZ0310, $\lambda=310\text{nm}$, FWHM 10nm), UV レンズ (Sodern, Cerco2178, $f=100\text{mm}$, $F/2.8$), イメージインテンシファイア (Hamamatsu Photonics, C6598-40)

を装着した CCD カメラ (PCO pixelfly USB, 14bit) で yz 断面画像を撮影する構成とした。測定部におけるシート厚は約 0.6 mm である。

計測は光学系全体を x 方向に移動させ計測範囲の 3 次元データ（時間平均, 平均画像枚数 100 枚）を構築した。計測間隔は燃料 LIF では $x=4 \sim -18\text{mm}$ を 0.2 mm 間隔, $x=-18 \sim -36\text{mm}$ を 0.5 mm 間隔, OH-LIF では $x=36 \sim -36\text{mm}$ を 1.0 mm 間隔である。

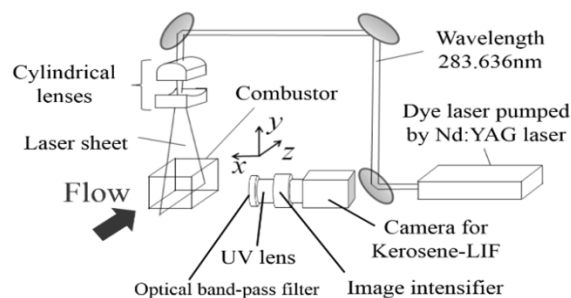


Fig.4 Optical setup for LIF measurement.

4. 高圧噴霧試験の概要

4.1 試験装置及び条件

試験は JAXA 高圧噴霧試験装置⁸⁾を用いて実施した。噴霧試験の気流温度は常温であるため、燃焼試験における高温条件に対して、気流及び燃料の密度・速度を合わせるように入口圧力と気流の噴射弁差圧を調整する形で試験条件を設定した（表 2）。これにより噴霧分散の模擬に重要な巨視的パラメータである気液運動量比に加えて、気液密度比・速度比・流量比等を模擬した試験が可能である。図 5 に高圧噴霧試験に使用したバーナモデルの概略を示す。予混合管内部及びピノズル出口近傍の噴霧状態はアクリル製予混合管外壁と装置測定部チャンバ観測窓（下図には示されない）を通して可視化できる。なお、本試験はメイン燃料分布の特性把握が目的であるため、パイロット燃料は噴射せず実施した。

Table 2 Test conditions for spray experiments.

Inlet pressure, kPa	266
Inlet temperature, K	307
Injector pressure loss	9.3%
Airflow rate in total, g/s	320
Main fuel flow rate, g/s	5.93

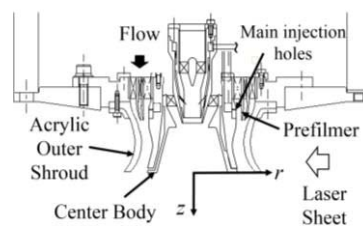


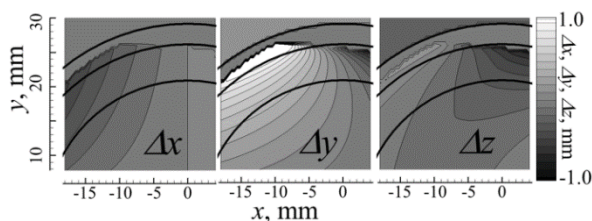
Fig.5 Burner model used for spray experiments.

4.2 光学計測概要

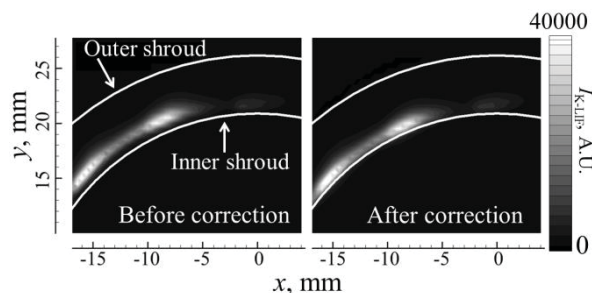
光学計測では燃料噴霧の Mie 散乱光画像撮影を行い、液相燃料分布の定性的把握を行った。光源は He-Ne レーザ (波長 632.8nm, 連続発振, 出力 3mW), 受光系はレンズ (AF-Nikkor 105 F2D), CCD カメラ (PCO Sencicam QE 12bit) を使用した。計測はレーザーシート光を中心軸に入射させ、ノズル全体を θ 方向に回転させることで燃料噴霧の全周計測ができる。今回はレーザーシート幅 46 mm, 厚み 1.8 mm で、2.25° 間隔、 $\theta=81 \sim 191.25^\circ$ の範囲の rz 断面画像を 20 枚撮影し、各位相の平均画像を作成した (平均像解析に必要な最低必要画像数が少なく済むのは露光時間が約 100 ms と長いことによる)。

5. 光屈折補正

本研究では予混合管内の可視化に実機形状のガラスを用いるため、入射レーザー光と信号光の屈折による画像の歪みが問題となる。そこで文献 9) と同様の手法により光屈折補正を行った。屈折移動量と適用結果を図 6(a), (b) にそれぞれ示す。ここで、屈折移動量は仮想的に屈折が起こらない (ガラス/空気の相対屈折率が 1) とした場合の取得画像における各点が、屈折の影響を含む実際の取得画像においてどの程度移動して撮影されているかを示すものである。この図は燃焼試験の LIF 計測に対するものであるが、高压噴霧試験の結果も同様の手法にて補正した。



(a) Displacement caused by refraction ($z=-22$ mm).



(b) Kerosene-LIF intensity before and after correction ($z=-22$ mm).

Fig.6 Optical refraction correction.

6. 気相流数值解析

AV と MV の噴射弁近傍の流れを把握するため、市販数值解析コード (Front Flow Red) を用いて気相流数值解析を実施した。対象とした条件は 4.1 節の高压噴霧

試験の気流条件 (燃料噴射なし) である。

7. 結果及び考察

7.1 予混合管内における燃料分布

7.1.1 燃焼試験における燃料 LIF 発光強度分布解析

はじめに、燃焼試験の LIF 計測により得られた 3 次元データを用いて予混合管内の燃料濃度の空間的分布を考察する。図 7(a) に予混合管の上流部 ($z=-22, -18$ mm), 中流部 ($z=-16, -14$ mm), 下流部 ($z=-8$ mm) の計 5 か所における燃料 LIF の xy 断面画像を示す。また、半径方向の混合特性の把握を目的として、 $\theta=90 \sim 135^\circ$ の範囲における周方向輝度平均値 ($I_{\theta_{ave}, K-LIF}$) の半径方向分布を図 7(b) に示す。さらに、周方向の混合特性の把握を目的として、 $r-0.5$ mm $\sim r+0.5$ mm, $90^\circ < \theta < 135^\circ$ の領域の輝度値標準偏差を同領域の輝度平均値で除したものを半径方向位置 r における周方向無次元輝度標準偏差 ($i_{std, K-LIF}$) と定義し、そのプロットを図 7(c) に示す。上記の θ 範囲は、16 周期の周方向周期対称現象の 2 周期分である。なお、対象範囲を 1 周期分とした場合の結果も概ね同様であった。

なお、図 7(a) に見られるように、AV, MV とともに混合が進み、分布の特徴の違いが相対的に小さくなる下流部においても、輝度の絶対レベルが AV の方が 2 倍近く高い。この原因は不明であるが、両データ間の輝度値絶対レベルの直接相互比較は適切ではない。そこで以下では、定性的な比較、あるいは適宜無次元化及び合理性を失わない範囲の輝度調整を行った上で比較を実施した。

まず、上流部において、MV は半径方向への拡がりが大きく、一方 AV は半径方向の拡がりは小さいが周方向に拡がった分布を示していることから、噴射直後の噴霧は少なくとも部分的には壁面を伝う状態であると考えられる。

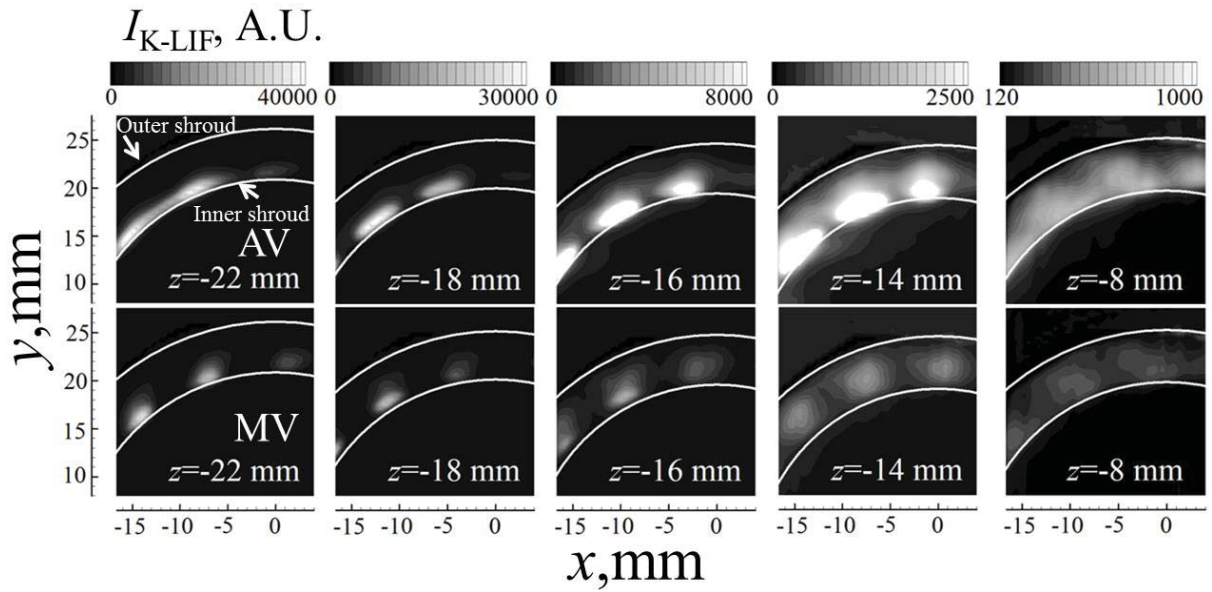
中流部においては、図 7(c) より周方向の混合促進が特に MV において顕著に見られる。これは下流へ向けて燃料が半径方向へ拡がり、中流部においては内側と中間の旋回翼からの気流により生ずる逆旋回周方向せん断層に燃料ジェットのコア部近傍が到達することによる。AV は相対的に半径方向の燃料ジェットの貫通が悪く、せん断流れによる周方向混合促進効果が見られるのは MV と比較してより下流の位置となる。

下流部においては、両者の内壁近傍における周方向分散の差は小さいが、外壁側では MV の方が無次元標準偏差が小さい。MV は AV よりも半径方向・周方向ともに混合が促進されていることがわかる。

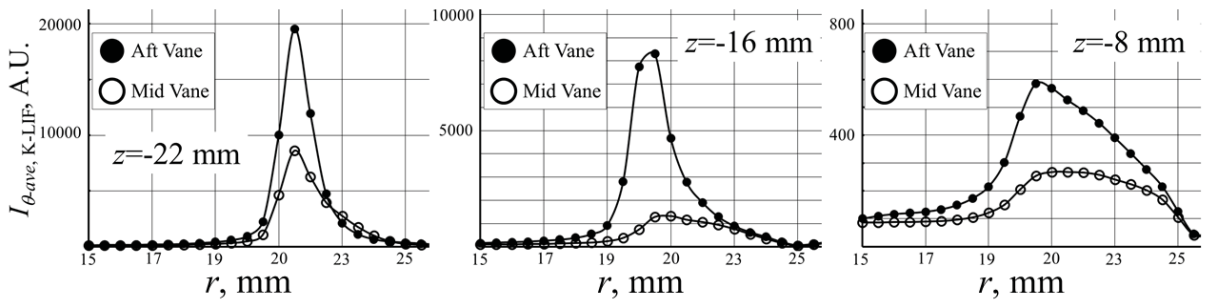
図 8 に、 $z=-8$ mm での混合管内 $\theta=90 \sim 135^\circ$ の領域における燃料 LIF 強度の頻度分布 (縦軸は全積算値に対する割合) を示す。本データから求めた無次元標準偏差 (輝度平均値で無次元化) は AV が 1.09, MV が 1.04 であり、図 7 の議論同様、燃焼室に近い下流領域において、混合気の均一性は MV の方が高いことがわかる。

7.1.2 高压噴霧試験

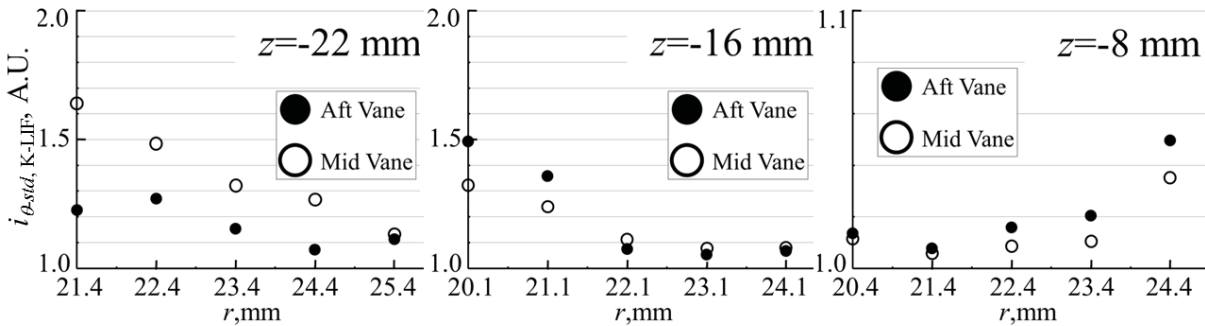
図 9 に θ 方向回転トラバース計測により得られた rz



(a) Cross-sectional kerosene-LIF intensity distribution.



(b) Radial distribution of circumferential average of kerosene-LIF intensity.



(c) Normalized standard deviation of kerosene-LIF intensity in circumferential direction.

Fig.7 Comparison of fuel/air mixing characteristics in premixing duct between AV and MV.

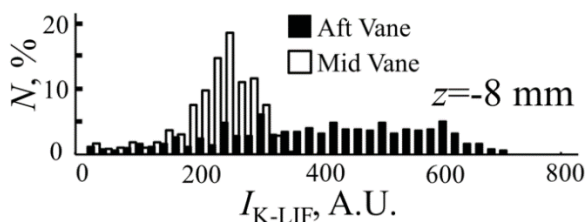


Fig. 8 Probability density function of normalized kerosene-LIF intensity.

断面平均画像から構築した xy 断面画像を示す。噴霧試験結果は、燃焼試験の LIF 結果と比べて総じて半径方向への燃料の拡がりが大きい。このような傾向を示す 1 つの理由として、両試験での温度の違いにより噴霧試験条件の方が表面張力が大きく、結果として液滴径が大きく、また蒸発による粒径の減少も起こらないので、液滴の慣性力が相対的に大きいことがあげられる。このような違いはあるが、MV の方が半径方向の拡が

りが大きいことは燃焼試験の LIF 結果と同様である。

噴霧試験の結果からは、逆方向旋回せん断層に入った燃料が周方向に素早く分散していく様子が明瞭に確認できる。MV の $z=-18 \sim -14$ mm の図では特に顕著である。相対的に半径方向外側に分布する噴霧は、中間スワラの反時計周りの流れの影響を受けるため、下流に進むにつれ噴霧ジェットを中心に対して相対的に θ の大きな位置に存在するようになる。 $z=-8$ mm においてはさらに周方向の混合が促進されている様子がわかる。

一方、AV では $z=-16$ mm 以降で同様に混合促進の傾向がみられるが、内壁付近に依然多くの燃料が存在している。下流の $z=-8$ mm においても、未だ燃料噴射孔数に対応した、周方向に分離した構造が残っている。

なお、噴射弁下流 ($z=3$ mm) においては、AV と MV の噴霧分布の差は小さくなっている。この理由として、予混合管の下流領域では半径方向に絞られた後拡大

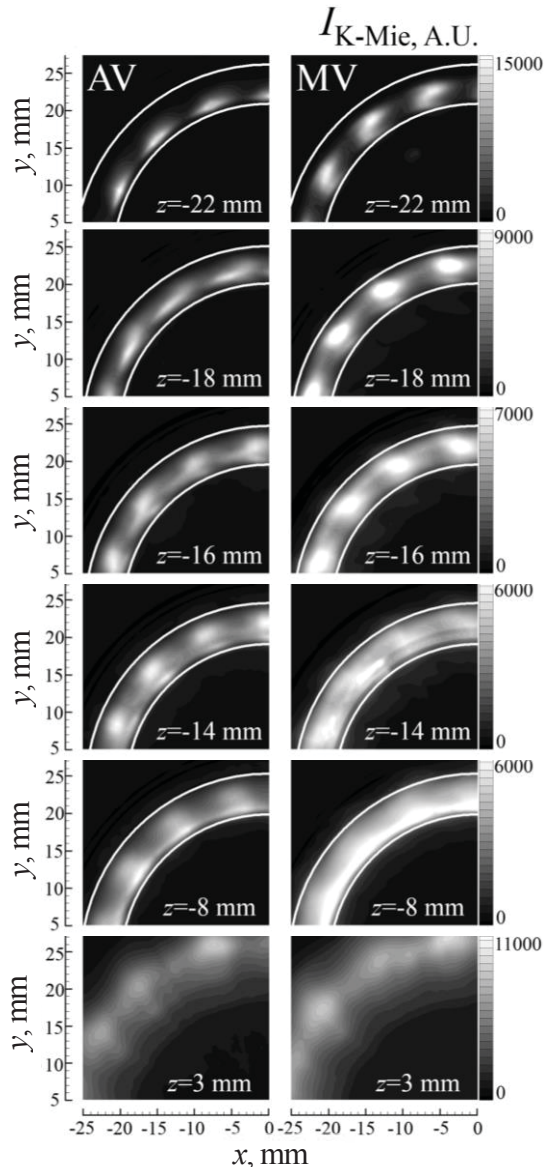


Fig. 9 Cross-sectional distribution of Mie scattering signal from sprays inside and downstream of premixing duct.

に転じる流路形状に沿う気流に追従できずに内壁に当たる燃料が存在し、これらの燃料はそれまでの旋回翼後流の流れ場構造に影響を受けた上流での混合履歴と無関係に新たな混合プロセスを開始するためと考えられる。燃焼場では多くの噴霧は混合管下流までに蒸発すると考えられるので、予混合管内下流部以降の現象については、燃焼試験と噴霧試験の相関度の精査が必要である。

7.1.3 気相流数值解析

気相流数值解析により求められた $r=23.4$ mm (燃料噴射孔出口の半径方向位置) 及び $z=-29$ mm の面上での平均半径方向速度分布 (v_r) を図 10 に示す。旋回翼後縁より見られる半径方向内側に向かう流れの影響により、AV の燃料噴射孔周辺領域での半径方向速度が負となり、図 7 における $z=-22$ mm の燃料分布では、この気流により燃料ジェットが半径方向外側への貫通を阻害され、さらには押し潰されて、混合管内壁に沿うように周方向に拡がると考えられる。一方、MV の場合、燃料噴射孔付近の流れは半径方向正の速度を持つことが分かり、これが燃料ジェットの貫通が促進される要因であると考えられる。

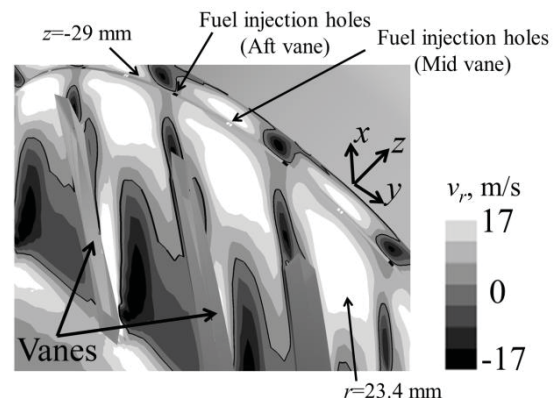


Fig.10 Radial velocity map near swirl vanes and fuel injection holes.

7.2 燃焼室内における火炎構造

以下では、OH-LIF 画像における吸収補正に簡単に触れた後、火炎構造について議論する。

物質に入射する光は散乱・吸収により減衰するため、光学計測により得られた画像の解釈に当たって、上記の影響が無視できない場合には、画像に輝度補正を加える必要がある。燃焼室内では液相状態の燃料はほぼ存在せず、燃料蒸気によるレーザー光吸収の影響も二次的である一方、OH ラジカルによる吸収の影響は以下の解析を実施するに当たり無視できない。本研究では吸収係数、蛍光強度が局所 OH 濃度に比例し (温度・失活等の影響は無視)、減衰特性は Lambert-Beer 則に従うとして、Heinze ら¹¹⁾の方法を参考に吸収の影響を補正した。この際、吸収係数と蛍光強度の比 k (上記仮定の

下では定数) を決定する必要があるが、ここでは、文献 10)における本研究と同条件でのパイロット火炎(メイン燃料噴射はなし) 自発光画像より、パイロット火炎はほぼ上下対称と判断し、 $x=0$ での OH-LIF 画像の上下対称性が最も良好となる $k=0.75$ を採用した。

また、先述の通り、AV と MV では蛍光強度の絶対レベル比較がそのままでは困難であるため、以下では MV の OH-LIF については元の計測輝度値に 1.17 倍したものを示す。この値は両方で現象がほぼ共通と考えられるパイロット火炎部の輝度が概ね等しくなるよう決定した。

図 11 に上記に従って求めた OH-LIF 発光強度分布の xy 断面画像を示す。また、図 12 は、各半径位置 r について求めた $\theta=0 \sim 180^\circ$ の OH-LIF 輝度値の周方向平均値を rz 面の分布として示したもので、図 13 は図 12 の $z=3, 6$ mm における輝度値の半径方向分布である。

これらの図から、メイン火炎は主として混合管の出口内壁端の下流付近 ($r=22$ mm) を起点としており(図 12, 矢印)、すぐ内側に存在するパイロット火炎からの熱供給が寄与していると考えられる。AV と比較して MV のメイン火炎は後方に位置し、OH 輝度は低く、反応の進行が遅れている。これは、メイン火炎の初期発熱を支配する混合管内側に分布する燃料が MV の方が相対的に少なく、混合気が希薄であることによる。

図 11 の $r=28$ mm 付近の輝度分布は、MV は AV と比べ周方向一様性がよい。この輝度分布構造は 7.1 節にて示した燃料分布(例えば AV の場合、特に半径方向外側の部分で周方向に離散的である)に対応した構造であると考えられる。先述した、パイロット火炎の熱供給が活発な内側部に燃料が相対的に少ないことに加え、半径方向・周方向双方の一様性に優れ、局所的な高濃度領域の存在も少ない MV は、相対的に反応が緩慢に進行する。火炎が相対的に後方に位置することは、反応前の混合距離・時間が長いことを意味し、MV におけるさらなる混合促進に寄与すると考えられる。

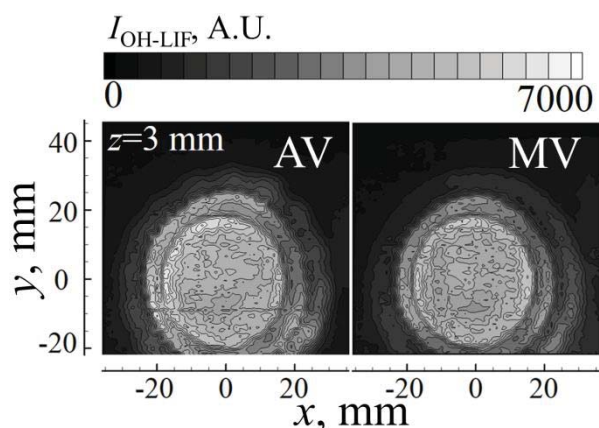


Fig. 11 Spatial distributions of OH-LIF intensity at $z=3$ mm.

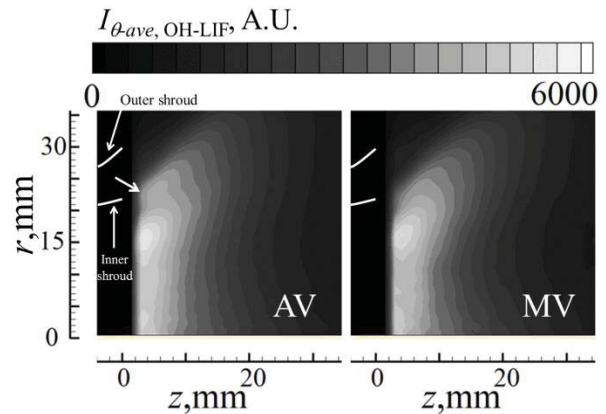


Fig. 12 Circumferential average of OH-LIF intensity.

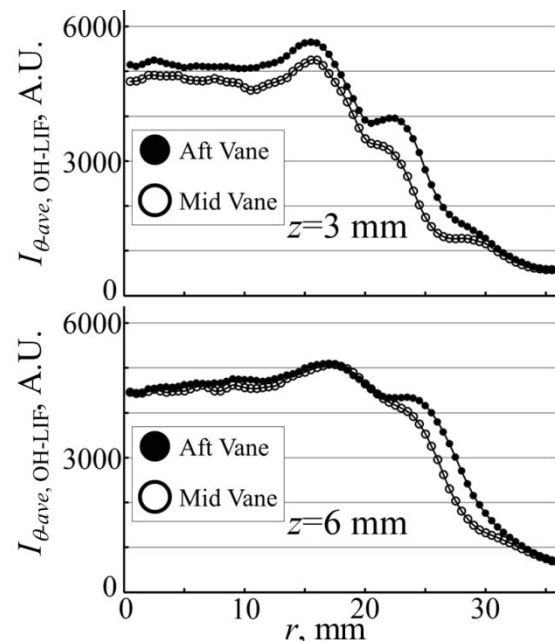


Fig. 13 Circumferential average of OH-LIF intensity.

7.3 NO_x 排出量及び燃焼効率の比較

ガス分析の結果を図 14 に示す。MV の方が AV より燃焼効率、NO_x 排出指数ともに低く、両者の差は LIF

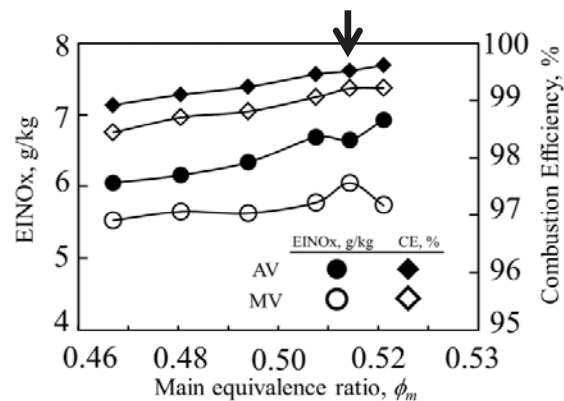


Fig. 14 Effects of relative position of swirl vanes to fuel injection holes on NO_x emission indices and combustion efficiency.

試験条件 (図 14, 矢印) においては, 燃焼効率は約 0.4 ポイント, NO_x 排出指数は約 13%であり, 他の条件でもほぼ同レベルの差がみられる。この結果は, MV の方が混合が促進されメイン火炎の反応が緩慢であるという先の結果に整合するものであり, また, 旋回翼と燃料噴射孔の相対位置関係が燃焼効率及びNO_x 排出指数に有意な影響を与えうる設計パラメータであることを示している。

8. 結言

本研究では航空用希薄ステージバーナのメインノズル旋回翼と燃料噴射孔の周方向位置関係が燃料濃度分布および火炎構造に及ぼす影響を調査し, 燃焼効率・NO_x 生成との相関を明らかにすることを目的として, 噴射孔が旋回翼の後方に位置する AV 配置 (Aft vane) と翼の中間に位置する MV 配置 (Mid vane) の二者に対して透明可視化メインノズルを用いた高圧高温燃焼試験を実施し, LIF 計測による燃料/OH ラジカル濃度分布の可視化計測, 排出ガス分析を行った。また, 燃料空気混合特性の理解のため, 常温高圧噴霧試験による噴霧可視化と気相流数値解析を実施した。結果として, 以下が分かった。

- (1) MV の方が噴射孔直下流において燃料分布の半径方向への拡がり大きい。これは噴射孔近傍の気流速の半径方向成分が MV は正, AV は負であることによる。
- (2) MV の方が, 逆方向旋回流が作るせん断層に早い段階から燃料が到達するため, 下流においては半径方向・周方向ともに混合が促進される。
- (3) 燃焼室内においては, MV の方がパイロット火炎からの熱供給を受けやすい半径方向内側の位置の燃料濃度が AV に比較して希薄であること, 混合気が相対的に均一で局所的に濃い領域が少ないことにより, 反応が緩やかに進行し, メイン火炎はより下流側に位置する。火炎位置が下流となることは反応前の更なる混合促進につながる。
- (4) MV は AV に対して燃焼効率, NO_x 排出量ともに低くなった。この結果は (1) ~ (3) の混合特性, 火炎構造の違いと整合する。本試験の範囲では両者の性能差はそれぞれ 0.4 ポイント, 13%であり, 旋回翼と燃料噴射孔の相対位置関係が排出特性に影響を及ぼし得る設計パラメータであることが示された。

9. 謝辞

CFD 解析結果の提供及び考察に関して株式会社数値フローデザインの飯野淳氏にご支援ご指導を賜りまし

た。旋回翼後縁周辺の流れ場検討については JAXA の吉田征二氏の水模型 PIV 計測の結果が参考になりました。この場を借りて深く感謝申し上げます。

参考文献

- 1) Fujiwara, H., Matsuura, K., Shimodaira, K., Hayashi, S., Kobayashi, M., Oda, T., Horikawa, A., Matsuyama, R., Ogata, H. Kinoshita, Y.: Suppression of NO_x Emission of a Lean Staged Combustor for an Aircraft Engine, ASME GT2011-46256.
- 2) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S., Matsuura, K.: Investigations of a Staged Fuel Nozzle for Aeroengines by Multi-Sector Combustor Test, ASME GT2010-23206.
- 3) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S.: Evaluation of Lean Axially Staged Combustion by Multi-Sector Combustor Tests under LTO Cycle Conditions of a Small Aircraft Engine, ASME GT2013-95496.
- 4) Matsuura, K., Otori, S., Yoshiura, Y., Kurosawa, Y., Yamada, H., Shimodaira, K., Hayashi, S.: An Attempt to Visualize Spray Inside the Premixing Duct of a Coaxial-Staging Lean Burner at Simulated Full Power Conditions of Modern/Future High Pressure Ratio Aero Engines, Poster Presentation, 12th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS 2012).
- 5) 大堀直, 江口貴広, 松浦一哲, 山田秀志, 黒澤要治, 山本武, 下平一雄, 林茂: 高温高圧燃焼場における航空用希薄ステージングバーナの OH ラジカル分布及び予混合管内外燃料濃度分布の LIF 法による同時可視化, 第 22 回微粒化シンポジウム講演論文集, (2013), 406-409.
- 6) Matsuura, K., Eguchi, T., Oide, S., Yamada, H., Kurosawa, Y., Yamamoto, T., Hayashi, S.: Simultaneous Kerosene/OH LIF Visualization inside the Pre-mixing Duct and Combustion Chamber of a Lean Staged Aero-engine Combustor under Combustion Oscillations at Elevated Pressure and Temperature, AIAA-2015-4085.
- 7) 下平一雄, 山田秀志, 牧野敦, 山本武, 林茂: 高温高圧燃焼試験設備の拡充整備, JAXA-RM-05-007.
- 8) 松浦一哲, 黒澤要治, 山田秀志, 林茂: 航空エンジン用燃料噴射弁評価のための高圧噴霧試験装置の開発, JAXA-RM-06-010 (2007).
- 9) 上坂峻也, 大出駿作, 江口貴広, 松浦一哲, 林茂: 航空エンジン用希薄ステージングバーナの予混合管内可視化計測における光屈折補正, 第 25 回微粒化シンポジウム講演論文集, (2016), 58-61.
- 10) Matsuura, K., Uesaka, S., Iwasaki, T., Kurosawa, Y., Yamada, H., Yamamoto, T., Hayashi, S.: Visualization of pilot flame of an optically-accessible coaxially-staged aero-engine lean-burn fuel injector, ICLASS-Europe 2017.
- 11) Heinze, J., Meier, U., Behrendt, T., Willert, C., Geigle, K., Lammel, O., Lückert, R.: PLIF Thermometry Based on Measurements of Absolute Concentrations of OH Radical, Z. Phys. Chem. 225(2011), 1315-1341.

液体燃料希薄多段燃焼器の一段目に用いる 交差噴流衝突逆流保炎燃焼の排出特性

*酒井 恒太（法政大学大学院），中島 優，伊藤 慎吾，
横山 貴一，林 茂（法政大学）

Emissions of cross collision stagnation point stabilized combustion for the first stage of a liquid fueled lean-lean multistage combustor

*Kota SAKAI (Hosei Univ.), Yu NAKAJIMA, Shingo ITO, Kichi YOKOYAMA
and Shigeru HAYASHI (Hosei Univ.)

ABSTRACT

A pair of cylindrical jets of kerosene sprays prepared by twin-fluid pre-filming atomizers, surrounded by non-swirling co-axial air flow, are so impinged at a cross angle of 60 degrees that the mixture jet flowing toward the dome wall can result in a cylindrical combustion chamber. Fuel flow was generally equally split between the two injectors though some emission measurements were conducted at unequal fuel splits. Atomization level of the sprays was varied by the flow rate of air to the atomizer and droplet size distributions and global spray patterns were measured for each flowrate settings. This paper describes the effects of atomizing air flow rate, dome height, fuel split, and overall equivalence ratio on the NO_x emissions and combustion efficiency for normal temperature air at atmospheric pressure.

Key words: Low-NO_x emissions, Cross-impinging jets of sprays, Pre-filming atomizer

1. はじめに

希薄予混合燃焼は，ガスタービン燃焼器における NO_x 生成の抑制に関し最も合理的でポテンシャルが高い燃焼方法である．しかし，低 NO_x 排出と完全燃焼とは本質的にトレードオフの関係にあることや火炎の安定性の確保のために，希薄予混合燃焼による作動範囲や NO_x 低減のレベルは相当制約されている．

この問題の有力な解決手段として，上流からの高温既燃ガス中に燃料と空気の混合気を噴霧する軸方向ステーキングがある．この方法では，二段目に投入する混合気は，通常では反応しないような超希薄な当量比であっても燃焼反応は進む．

林ら¹⁾は，液体燃料仕様の小型再生サイクルガスタービンに対して，パイロット燃焼領域(一段目)では灯油の希薄予蒸発予混合気をスワール保炎で燃焼させ，その下流に位置するメイン燃焼領域には，パイロット燃料の燃焼による既燃ガス中に希薄から超希薄な予混合気を特殊な形状の，保炎能力を持たない予混合気噴射管から噴射する Lean-Lean Two-Stage Combustion(以後 LL2 と呼ぶ)の実用研究を行った

また，最近では希薄予混合燃焼を適用した天然ガス燃焼のガスタービンや航空エンジン用燃焼器

において，第三の燃料インジェクターから既燃ガス中に補助的に燃料を噴射することで，NO_x と CO 排出のトレードオフの関係を緩和したり，振動燃焼を回避することにより希薄燃焼による作動範囲拡大する試みが行われている．特に天然ガス燃焼の大型発電用ガスタービンでは，トランジションダクト壁面の開口から空気とともに燃料を噴射する方式が実用になっている²⁾．

林らの商用の出力 300kW 級再生サイクルガスタービンでの試験結果によると，灯油燃焼において 50%出力から定格までの作動範囲において 50 ppm の CO 排出と 10 ppm(15%O₂換算)以下の超低 NO_x の両立を実現している³⁾．また，燃焼試験中に振動燃焼も確認されなかったことから，希薄燃焼の新しい方式として有効であることが分かっている．

さらに NO_x 排出量を低減するためには，一段目をより希薄な状態で作動させる必要がある．そのため齋藤らは LL2 燃焼器における一段目に，淀み点保炎を用いた燃焼を研究した⁴⁾．これは，燃焼器ドーム壁に向けて混合気を噴射することによりドーム部から逆流してきた高温既燃ガスにより保炎を行うというものである．この保炎方式ではスワラや多孔板に比べ構造がシンプルであり，希薄

域における保炎性の向上を実現できる。この保炎方式の有用性が確かめられたため、我々は、その知見を活かすことで実用的な燃焼器研究を行った。実機搭載を考えると、燃焼器ライナー壁部からライナードーム壁部に混合気を噴射できるインジェクターを設置し、その後方に二段目として再度混合気を噴射できるインジェクターを設置した構造が実機に適していると考えた。そこで我々は、燃焼室側壁部において二本のインジェクターを燃焼器ドーム壁に向けて設置し、噴射した混合気噴流を交差衝突させ逆流させることによって保炎を行う燃焼器を製作し、大気圧下において灯油を燃料とし、上記燃焼器の排気性能と燃焼器管内のガス温度分布の調査を行った。本報告にはその研究結果を記す。

2. 燃焼器

2.1 交差衝突燃焼器

燃焼器の概略図を Fig.1 に示す。燃焼器はドーム部、インジェクター取付けライナー、後部ライナーで構成されており、全て円筒形状である。インジェクター取付けライナーには、二本のインジェクターが円筒側壁に交差角度 60° で混合気(インジェクターから噴射される燃料噴霧、燃料蒸気、空気からなる系を混合気と呼ぶ)の噴流が衝突するように設置されている。インジェクターの中心軸上に液膜方式の二流体微粒化ノズルが設置され、その外周とインジェクターの管壁とで形成される環状流路を空気が旋回を与えられずに噴出する。これら二本のインジェクターには通常、等量の空気と燃料が供給される。インジェクターから噴射された混合気の噴流は衝突し、ドーム壁部へと向かい、淀み点で保炎が行われ、燃焼する。この既燃ガスは、ドーム壁部から逆流し燃焼器出口部へと向かう際に新しく噴射された混合気を点火する。

ドーム部はガス分析の際には内径 81 mm のステンレス管を、写真撮影の際には内径 80 mm のガラス管を使用した。ドーム長さ Z_d に関しては 40 mm と 120 mm の二種類で実験を行った。インジェクター取付け部は内径 81 mm、長さ 120 mm のステンレス管に内径 17.5 mm の二本のステンレス管が溶接されており、それらの中心軸上に二流体微粒化ノズルが装着される構造になっている。後部ライナーは、内径 81 mm、長さ 120 mm のステンレス管を使用しており、出口から 100 mm の位置でガスサンプリングを行った。

2.2 インジェクター

インジェクターの先端部の概略図を Fig.2 に示す。環状液膜二流体微粒化ノズルでは、内側の旋回気流によって燃料が内側のフィルムに液膜状に引き伸ばされ、内側と外側両方の旋回気流によ

って液膜が分裂される。二流体微粒化ノズルを使用した理由は、霧化空気流量を変化させることで粒径を広い範囲で変化させることができるからである。ノズル内の羽根角はインナースワラ、アウトースワラともに同方向 45° である。燃料噴霧は、非旋回の環状空気流とともに燃焼室内に噴射される。

環状空気流量 10 g/s において霧化空気流量を $m_a = 0.8, 1.0, 1.2, 3.0$ g/s と変化させ、レーザーシート照明による噴霧の Mie 散乱画像撮影と霧化空気流量に対する SMD 計測を行った。それらの結果のグラフを、それぞれ Fig.3 と Fig.4 に示す。なお、Mie 散乱画像撮影時の当量比は、上記の霧化空気流量に対して、それぞれ 0.452, 0.525, 0.535, 0.544 と変化している。霧化空気流量 $m_a = 3.0$ g/s の時に SMD のデータポイントが表示されていないのは、この霧化空気流量においては噴霧の舞い上がりが著しいために粒径計測が行えなかったためである。なお、累積粒径分布における 10% 粒径は 50% 粒径の約 0.3 倍、90% 粒径は 10% 粒径の約 2 倍であった。

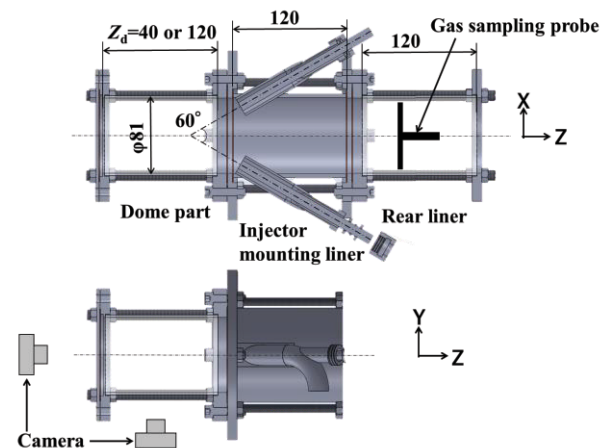


Fig.1 Schematic drawing of the combustor.

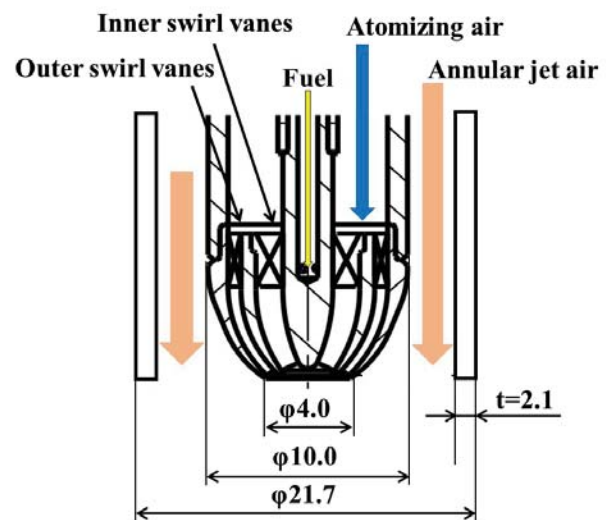


Fig.2 Schematic drawing of the injector.

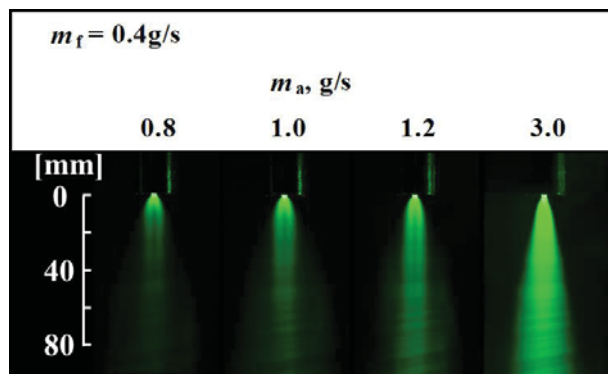


Fig.3 Spray photographs showing effects of atomizing air flow rate, m_a , for annular jet air flow rate, $m_j = 10$ g/s and fuel flow rate, $m_f = 0.4$ g/s.

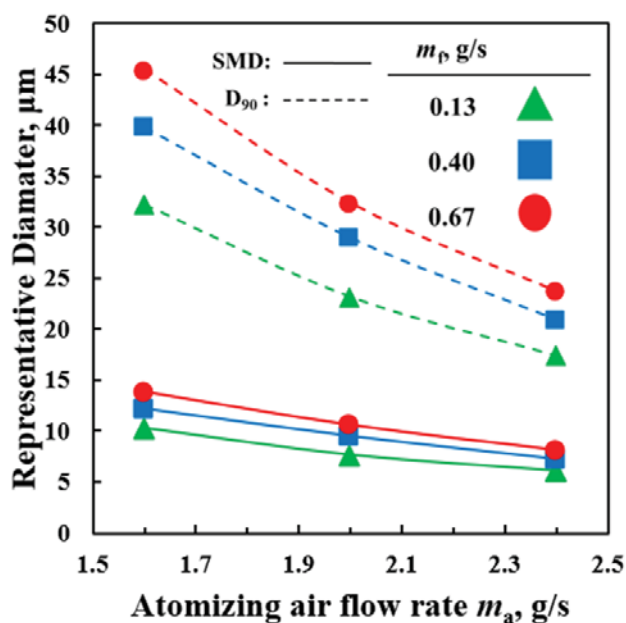


Fig.4 Atomization characteristics of the pre-filming type twin-fluid atomizer.

4. 実験方法

大気圧下で常温空気を用い、灯油(Kerosene)を燃料として大気圧下で以下の三種類の内容で行った。なお、全ての実験でドーム部長さ Z_d は 40 mm と 120 mm の二通りで行っており、環状空気流量は 20 g/s である。

実験 A：二本のインジェクターに燃料を等配し、霧化空気流量と当量比を変化させて火炎の直接画像撮影と排気分析を行う。

実験 B：二本のインジェクターに燃料を不等配分し、霧化空気流量と当量比を変化させて火炎の直接画像撮影と排気分析を行う。

実験 C：霧化空気流量 2.4 g/s、設定当量比 0.5 で固定し、熱電対によるドーム内部のガス温度分布測定を行う。

ガス分析の試料は両条件で燃焼器出口から 100

mm のところでガスサンプリングを行っている。ドーム壁部からの距離は、ドーム部長さ 40, 120 mm の場合、それぞれ 220, 300 mm である。使用した十字型のガス採取プローブは、それぞれの腕に直径 0.7 mm のガス採取孔が 8 個ずつ設けてある。プローブ内での化学反応を凍結させるためにガス導管は水冷されている。ガス分析には HORIBA PG-340 を使用し、CO, CO₂, NO_x, および O₂ 濃度を測定した。

火炎は、混合気交差衝突部直上方向(X-Z 面)とドーム壁部方向(X-Y 面)から撮影しており、カメラは Nikon D5200 と Nikon 5300 を使用した。撮影は部屋の照明を落とした状態で行っており、撮影条件はシャッタースピード 1/60、絞り値 5.6、ISO 感度 500 である。

5. 実験結果および考察

5.1.1 燃料等配分時の火炎写真

設定当量比 0.6, 0.5 の時の霧化空気流量 $m_a = 0.8, 1.0, 1.2, 3.0$ g/s における火炎写真を Fig.5 に示す。X-Z 面は二本のインジェクターの中心軸で定義できる面であり、X-Y 面は X-Z 面から 90° 傾いた面である。

ノズル先端から噴霧が出た直後は、インジェクターから噴射された混合気を中心付近に存在する燃料液滴は外周を流れる環状空気によって高温既燃ガスとの接触が阻まれるため着火出来ないため、先端から数 mm 離れたところから火炎が発生し始める。火炎を形成した後、もう一方のインジェクターから噴射され同様に燃焼した混合気と交差衝突し、そこで環状空気と環状空気内側を流れる燃料液滴とが強く混合される。

ドーム部長さ Z_d が 120 mm の場合には、火炎の先端はドーム壁部に到達しない。また、霧化空気流量 $m_a = 0.8 \sim 1.2$ g/s まで増加させても火炎長さの変化はなく、 $m_a = 3.0$ g/s では火炎が長く伸びており、輝度が低くなっているのが分かる。これは微粒化ノズルから噴射される燃料液滴の噴霧形状が変化によるものと考えられる。 $m_a = 3.0$ g/s の場合には燃料液滴の大部分は混合気中心に分布していると思われる、混合気外周付近を流れる燃料液滴があまり含まれていない混合気によって高温ガスから遮られていると考えられる。

$Z_d = 40$ mm では、 $Z_d = 120$ mm に比べて衝突後の輝度の高い火炎が細く、また短いことが確認できる。これは衝突した混合気がすぐにドーム壁部に衝突し逆流するため、混合があまり促進されていない状態で燃焼が進んでいくと考えられる。

次に局所的な輝炎の発生について着目してみる。輝炎の主な発生位置は大きく分けて二か所存在する。一か所目は燃焼器側壁面である。これは、比較的粒径の大きな液滴が蒸発の完了する前に燃焼器壁部に衝突し、そこで局所当量比の高い状態で

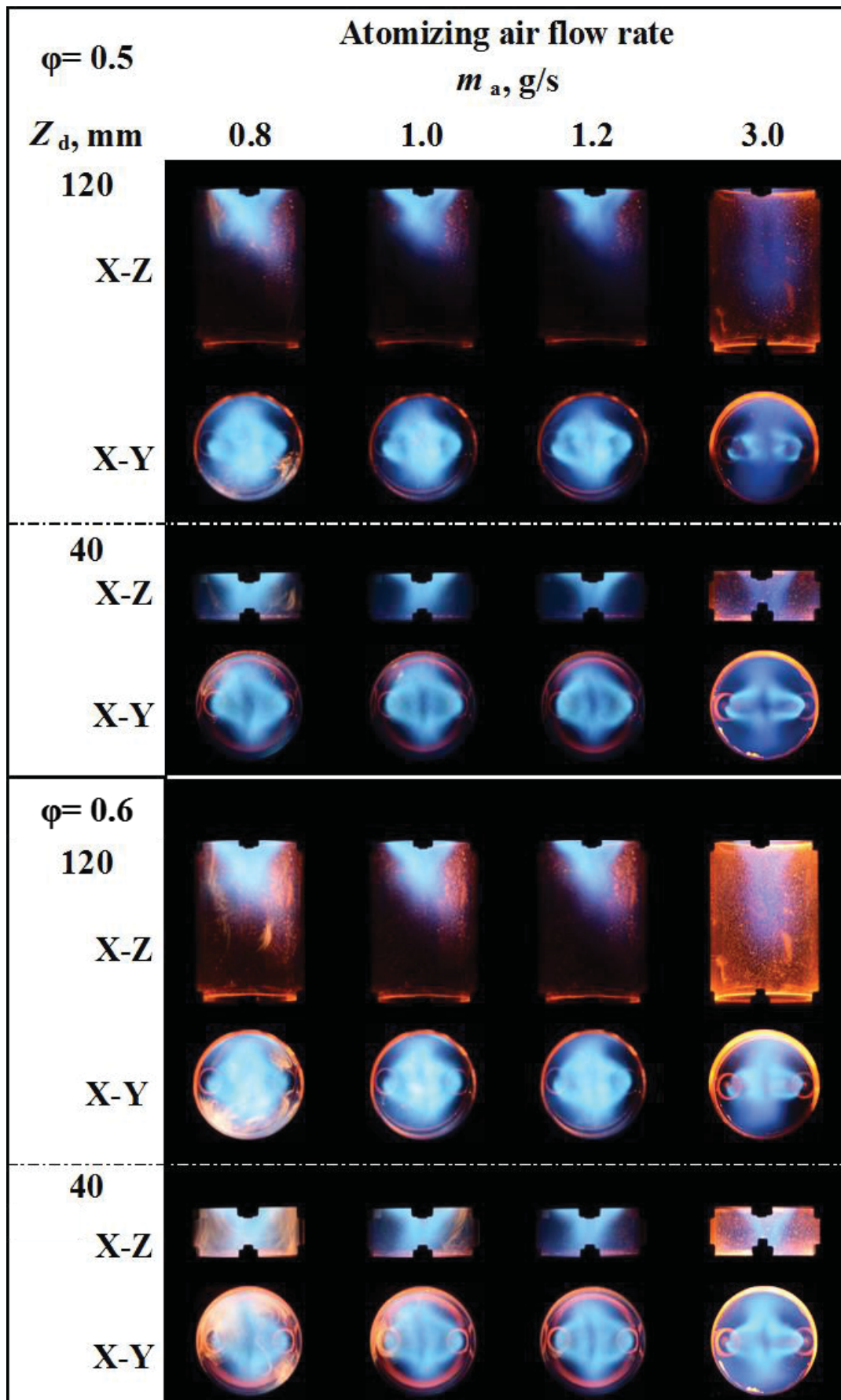


Fig.5 Photographs of flames showing effects of atomizing air flow rate, m_a , on flame structure for annular jet air flow rate, $m_j=20 \text{ g/s}$, equivalence ratio, $\phi=0.5, 0.6$

燃焼を始めていると考えられる。そのため、霧化空気流量が少ないほど、当量比が高いほど液滴粒径が大きくなるため、輝炎が多く発生している。

二か所目は、混合気交差衝突部の付近で発生している。これは、X-Y 面方向の写真から確認できる。混合気は交差衝突した際に、混合気噴流外周の一部がそのまま燃焼器出口方向に流れていく。混合気外周部に液滴が多く存在する場合には、混合気と共に液滴も燃焼器出口方向に流れる。そこで高温ガスに晒されるために輝炎が発生していると考えられる。混合気内部の液滴分布は燃料液滴粒径と霧化空気流量による噴霧の形状によって変化するが、この輝炎は霧化空気流量を増大させた場合($m_a = 3.0 \text{ g/s}$)でのみ消滅する。そのため、霧化空気流量の増加による噴霧形状の違いの影響が最も大きいと考えられる。

5.1.2 排気特性

断熱火炎温度に対する NO_x 排出と燃焼効率のグラフを Fig.6 に示す。横軸の断熱火炎温度は NASA-CEA プログラムを使用して平衡計算を行うことで求めた。グラフ上の SPSSC だが、これは齋藤らが製作したノズルを用いて、大気圧下で燃料に灯油を使い、全体空気流量を 7.2 g/s に固定して霧化空気流量を変化させたときのプロットである。

まずドーム部長さ Z_d を変化させた場合の結果に着目する。霧化空気流量および断熱火炎温度が等しい場合では、 Z_d が 120 mm の方が 40 mm に比べ NO_x 排出量が減少する。 Z_d の違いによる NO_x 排出量の変化は、衝突した混合気が混ざり合うための距離に起因する。混ざり合うのに十分な距離がある場合には、混合気は交差衝突した後に混合され、その後局所当量比のばらつきが少ない状態で燃焼する。混ざり合う距離が十分にない場合には、混合気は交差衝突した直後にインジェクター付近の火炎に晒されるため、 NO_x が多く発生する。

次に霧化空気流量 m_a の変化させた場合の結果について着目すると、 $Z_d = 40, 120 \text{ mm}$ 両条件において m_a を増加させると NO_x 排出量が減少する。これは燃料液滴粒径と噴霧形状の変化によるものと考えられる。 $Z_d = 120 \text{ mm}$ の場合には減少量が顕著で、 $m_a = 3.0 \text{ g/s}$ の場合には NO_x 排出量が約 4 ppm にまで減少している。齋藤らのデータと比較すると、齋藤らの燃焼器のほうが希薄吹き消え限界温度が低いが NO_x 排出量は同じ断熱火炎温度で比較した場合、我々の燃焼器が低い値を示している。このことから、燃焼器側壁にインジェクターを配置し、混合気噴流を交差衝突させたのちに逆流させて保炎する燃焼方式は、燃焼器形状の面と NO_x 排出量の面両方において有効な手段だということが分かった。

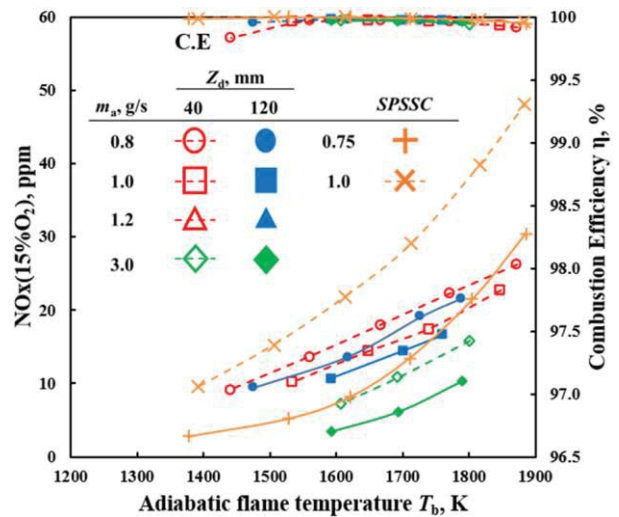


Fig.6 NO_x emissions and combustion efficiency vs. theoretical gas temperature, T_b , for different atomizing air flow rate, m_a and Dome part length, Z_d

5.2 燃料不等配分燃焼

片方のインジェクターの当量比(ϕ_1)を 0.7 で固定し、もう一方のインジェクターの当量比(ϕ_2)を 0.5 から順に 0.05 ずつ下げていった。その際環状空気流量と霧化空気流量は等配分し、燃料流量のみ変化させた。火炎写真を Fig.7 に、 NO_x 排出と燃焼効率のグラフを Fig.9 および 10 に示す。

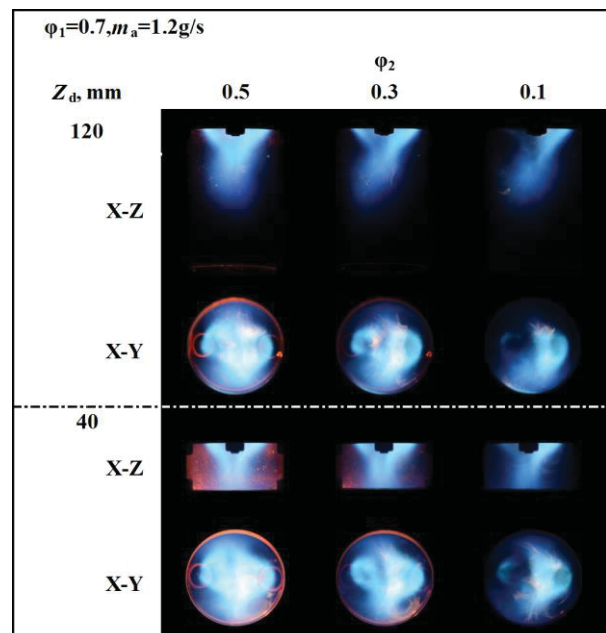


Fig.7 Photographs of flames showing effects of equivalence ratio on the left side nozzle, ϕ_2 and dome part length, Z_d on flame structure for equivalence ratio on the right side nozzle, $\phi_1 = 0.7$ atomizing air flow rate, $m_a = 2.4 \text{ g/s}$ annular jet air flow rate, $m_j = 20 \text{ g/s}$.

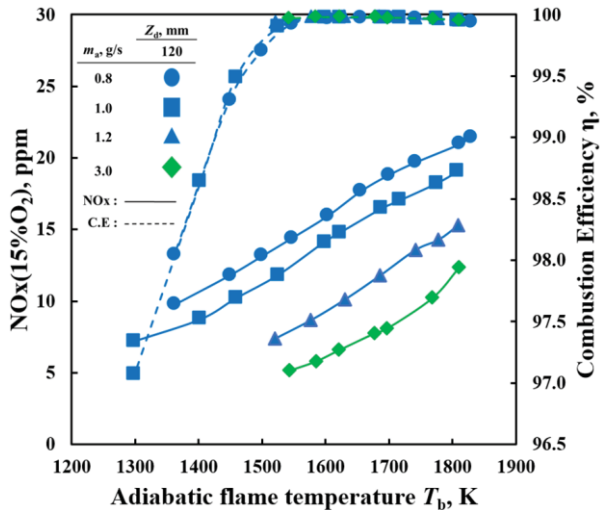


Fig.8 NOx emissions and combustion efficiency vs. Adiabatic gas temperature, T_b , for different atomizing air flow rate, m_a ($Z_d = 120$ mm).

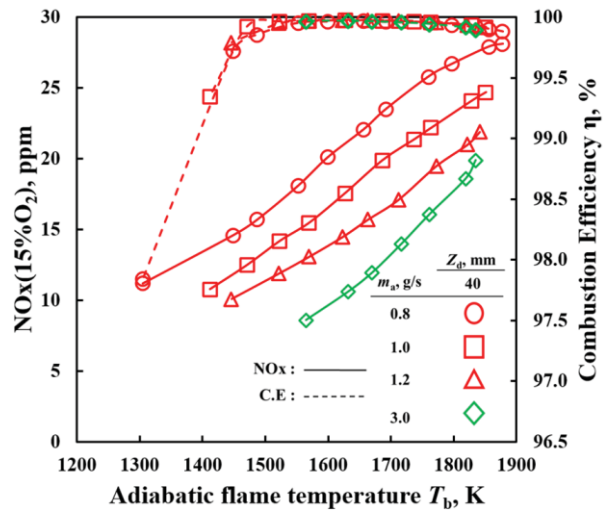


Fig.9 NOx emissions and combustion efficiency vs. Adiabatic gas temperature, T_b , for different atomizing air flow rate, m_a ($Z_d = 40$ mm).

火炎写真を見ると燃料流量を等配分した場合よりも火炎長さが短くなるということもなく、ほぼ同じ位置で火炎が終わっている。燃焼効率を見ても断熱火炎温度が 1500K 程度を下回るまではほぼ完全燃焼していることが分かる。この温度は燃料流量を等配分した場合だと吹き消えが起きる温度であった。しかし不等配分した場合には、等配分で噴射していた時には燃焼効率が落ちる前に吹き消えていたような当量比でも、燃焼効率を落としながらではあるが燃焼を続けていた。この燃焼方式では二本のインジェクターから等配分で燃料を噴射する場合よりも希薄側保炎限界をより低くすることができることが分かった。これは片側の当量比を比較的高く設定することで燃焼器の一部に高温ガス温度場を作りだし、吹き消えを抑えているためと推測される。しかし、高温ガス温度場の存在の為、燃料を等配分で噴射する場合よりも NOx 排出量が高くなっている。このことより始動時は燃料流量を不等配分し、定格で運転する場合には等配分することで、より広い範囲で運転することが可能になると考えられる。

5.3 ドーム内部のガス温度分布調査

上記のドーム部長さの違いによる排気特性の差異の原因を調査するため、ドーム部に K 型熱電対を挿入し、燃焼管内ガス温度分布を調査した。実験条件はドーム部長さ $Z_d = 40, 120$ mm とも霧化空気流量 $m_a = 2.4$ g/s, 設定当量比 0.5 で外径 1.7 mm の K 型熱電対を用いて実験した。測定は燃焼器の X-Z 断面と Y-Z 断面で行っており、X,Y 軸上は 40 mm から 40 mm まで 10 mm 刻みで測定した。Z 軸上は、 $Z_d = 40$ mm の場合は 10 mm 刻みで 0 mm から 70 mm, $Z_d = 120$ mm の場合は 30 mm 刻みで 0 mm から 180 mm まで測定した。

Tecplot 360 EX を用いて可視化した温度分布を Fig.10 に示す。

今回の実験では輻射の影響に関する補正を行っていない。そのため、Fig.6 と Fig.10 の結果を比べると約 400 K の差がある。しかし今回は燃焼管内のガス温度分布測定を行いたかったため、絶対温度を測定する必要がなく、相対温度を測定して温度の補正を行わなかった。

ドーム部長さ $Z_d = 40, 120$ mm 両方に共通する内容として、Z 軸付近を見てみると、交差衝突部直後に温度が低い部分が存在する。これはインジェクターから噴射された混合気の火炎形成位置に起因する。混合気は燃焼器管内に噴射された際、まず混合気外周部に存在する液滴から高温ガスに晒されるため、混合気外側から燃焼が始まる。その際内側の混合気は燃焼が進まず比較的低温が低く、その混合気が交差衝突後に外周で発生した燃焼ガスと混合することで温度が低下すると考えられる。混合気衝突部付近の輝炎発生箇所はガス温度分布からも温度が高いことが確認できる。

$Z_d = 120$ mm では、混合気が交差衝突し、前述したように燃焼ガスと混合気中心部の未燃混合気が混合し、ガス温度が低下した後でも燃焼しており、その後の燃焼では温度の偏りが少ないことが分かる。これは混合気が衝突した後、混合されながらドーム部を進みつつ燃焼しているために当量比にばらつきがない燃焼が行われていると考えられる。そのため NOx の減少につながっていると考えられる。

$Z_d = 40$ mm では、 $Z_d = 120$ mm に比べて燃焼器管内のガス温度分布に大きな偏りがある。40 mm の場合では混合気が交差衝突した後すぐにドーム壁部に到達して逆流する。そのため 120 mm とは違い、混合が十分に進む前にノズル近くの火炎付近に未燃混合気が到達し、燃焼が行われるた

めに局所当量比が高くなり、温度分布に偏りが存在すると考えられる。この温度分布のために希薄保炎限界の低下と NO_x 排出量の増加が起きていると考えられる。

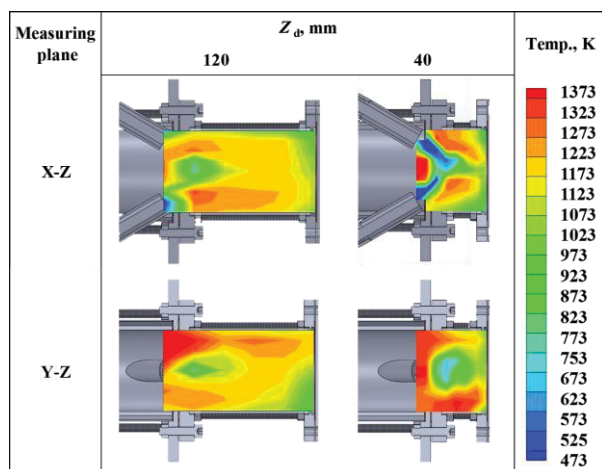


Fig.10 Local gas temperature in combustion chamber at a fixed equivalence ratio, $\phi=0.5$. A atomizing air flow rate, m_a , 2.4 g/s and annular jet air flow rate, $m_j=20$ g/s.

6. 結論

液体燃料希薄多段燃焼器の一段目に交差衝突噴流逆流保炎を採用することを想定し、大気圧下で燃料に灯油を用いて実験を行った。霧化空気流量、ドーム部長さ、二本のノズルに供給する燃料流量の分配を変化させ、NO_x 排出及び燃焼効率への影響を調査した。また、一部条件でドーム内部の温度分布を測定することにより、燃焼器内部の火炎構造を調査した。

1) 混合気を交差衝突燃焼させたのち逆流させることで、比較的シンプルな形状で保炎を行うことが出来る。また、交差衝突させる混合気に供給する燃料を不等配分することで、等配分させた場合に比べて、より希薄な条件で保炎することが出来た。

2) NO_x 排出はノズルの霧化空気流量やドーム部長さに依存する。ドーム部長さが長いと NO_x 排出量が少ないが、吹き消え限界の断熱火炎温度が高い。ドーム部長さが短い場合には、NO_x 排出量が多いが、吹き消え限界の断熱火炎温度は低い。霧化空気流量の増加による燃料液滴の微粒化と噴霧形状の変化は、ともに NO_x 排出に影響を及ぼしている。霧化空気流量を大きく増加させた場合には燃焼効率 99.9% で 15%O₂ 換算 NO_x を約 4 ppm まで低下した。

3) 火炎写真から、霧化空気流量を増加させ液滴粒径を小さくすることで、燃焼器側壁に衝突する液滴を減少し NO_x 排出量が減少する。また、霧化空気流量を大きく増加させることで噴霧形状を変化

させると火炎形状も変化し、NO_x 排出量は大きく減少する。この傾向はドーム部長さが長いほうが顕著である。

4) 燃焼器管内のガス温度測定から、ドーム部までの長さが長い場合は、混合気が十分に混ぜ込まれながら燃焼するため NO_x 濃度が減少する。ドーム部長さが短い場合は、十分に混合する前に燃焼が進むために NO_x 濃度は増加するが希薄側保炎限界温度は低くなる。

参考文献

- 1) S. Hayashi, H. Yamada, and M. Makida, 2005, "Extending low-NO_x operating range of a lean premixed-prevaporized gas turbine combustor by reaction of secondary mixtures injected into primary stage burned gas," Proceeding of the Combustion Institute, 30:29.3-2911.
- 2) C. E. Romoser, J. Harper, M. B. Wilson, D. W. Simons, J. V. Citenio and M. Lal, E-Class Late Fuel Staging Technology Delivers Flexibility Leap, GT2016-57964 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.
- 3) H. Fujisawa, M. Koyama, S. Hayashi, and H. Yamada, 2005, "Development of a liquid-fueled dry low emissions combustor for 300kW class recuperated cycle gas turbine engines," "GT2005-68645 Proceedings of GT2005 ASME Turbo Exposition, Nevada, USA.
- 4) T. Saitoh, T. Nakasu, T. Hiroi, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, "Emissions Characteristics of Combustion of lean secondary premixed gas jets injected into burned gas from primary stage by lean premixed combustion supported by Reverse jet flame holding," GT2016-56826 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.

マイクロガスタービン用アニュラ型燃焼器の可視化と数値解析

*八幡 和典 (新潟大学院), 松原 幸治, 松平 雄策 (新潟大学), 小式澤 広之, 阿部 和幸 (YSEC)

Visualization and Numerical Analysis of Annular Combustor for Micro Gas Turbine

*Kazunori YAHATA (Niigata Univ.), Koji MATSUBARA and Yusaku MATSUDAIRA (Niigata Univ.)
Hiroyuki KOSHIKIZAWA and Kazuyuki ABE (YSEC)

ABSTRACT

The micro gas turbine is mainly used as a small generator. Recently it is expected to be applied to small aircraft and vehicles. However, it is difficult because a micro gas turbine which has an annular combustor using liquid fuel has not been commercialized. This micro gas turbine needs to improve fuel evaporation tubes, adopt fuel injectors and change figures of combustor in order to achieve high efficiency combustion. In this regard, NIIGATA SKY PROJECT (NSP) has been developing a micro jet engine, which has an annular combustor and fuel evaporation tubes. This paper reports combustion phenomenon of micro gas turbine by visualization experiment of combustion and numerical analysis using the NSP6 micro jet engine as a model.

Key words: Micro Gas Turbine, Annular Combustor, Visualization, Numerical Analysis, Fuel Evaporation Tube

1. はじめに

マイクロガスタービンは主に発電機として利用されており，最近では小型航空機や車両への応用が期待されている．しかし，現在製品化されているマイクロガスタービンの多くは気体燃料を使用しており，燃焼器の形状はカン型である為，燃料の携行性が悪く，サイズが大きい等の問題を抱えている．そこで，より小型で軽量の，液体燃料を用いるアニュラ型燃焼器のマイクロガスタービンの研究開発が進められている．本研究では，マイクロガスタービン用の蒸発管式アニュラ型燃焼器の可視化実験と数値解析を行った．その結果より，燃焼特性について議論し，マイクロガスタービンの性能改善に向けた知見の集積を本研究の目的とする．

2. 実験手法

2.1 実験装置

新潟市のジェットエンジン開発事業である「NIIGATA SKY PROJECT : NSP」で製作されたマイクロジェットエンジン「NSP6 号機」用燃焼器を研究対象とする．NSP6 号機とその性能諸元をそれぞれ Fig.1, Table 1 に示す．

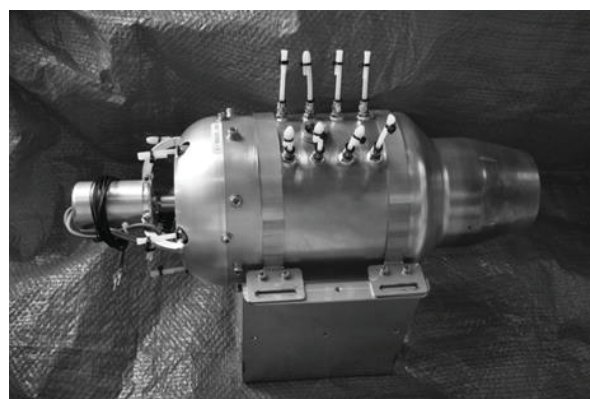


Fig. 1 NSP6 Jet Engine

Table 1 Specifications of NSP6 Jet Engine

重量	約 4500[g]
直径	158[mm]
全長	337[mm]
最大出力	11.8[kgf]
最大回転数	65,000[rpm]
使用燃料 および潤滑油	混合燃料 (灯油, タービンオイル)
点火燃料	プロパンガス

実験装置全体の写真を Fig.2 に示す．実験装置は，吸気部，燃焼部，排気部の 3 セクションから成り

立っている。燃焼器前後のコンプレッサ、排気静翼、タービンは除外した。本実験装置は実際のエンジンと異なり、外部より空気を送風し燃焼させる。空気源には、最大流量 698.9 [g/s] のルーツ式ブロワ (Fig.3) を用いた。実験装置の圧損の関係から流量が 189.07 [g/s] に制限されている。燃焼部内部の構造を Fig.4 に示す。

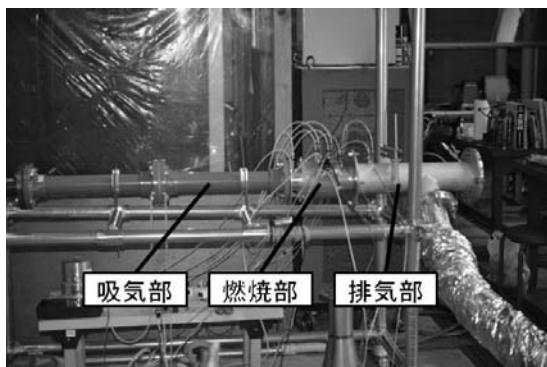


Fig. 2 Experimental Systems

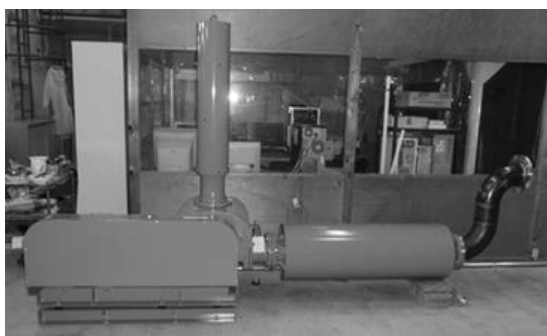


Fig. 3 Roots Blower

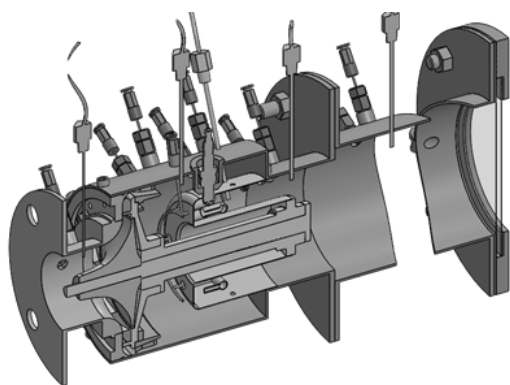


Fig. 4 Cross Section of Combustor

燃焼部に導かれた空気は、燃焼筒 (ライナ) に開けられた穴を通過し、蒸発管から噴射される燃料と混合し、燃焼する。燃焼ガスは、排気部を通過し、大気中へと排出される。排気部のダクト背面に、ネオセラムガラスと呼ばれる耐熱ガラスを使用した。これにより、一眼レフや高速度カメラ

等の撮影装置を用いた火炎の観察が可能である。NSP エンジンと同様に、プロパンガスに点火し、液体燃料に切り替える仕様となっている。点火プラグには、自動車用のスパークプラグを用い、主燃料には、Jet-A (灯油) を使用した。

2.2 実験手順

まず、微風速状態にし、プロパンガスに着火させ、燃焼器を予熱する。次に、液体燃料に切り替えて燃焼させる。そして、入口風速を変えることにより空燃比を 40, 60, 80 と上げていき、失火するまでの実験を行い、排気部の観察用窓から燃焼の観察を行う。主に火炎長、火炎の色、排煙の色、燃料の漏れ具合を観察するとともに、一眼レフ・高速度カメラにて撮影を行った。高速度カメラは撮影速度 12500 [fps], シャッタースピード $1/12697$ [sec] の撮影条件で行った。

燃料流量は 2.33, 3.05 [g/s] の 2 通りに設定した。この値は、NSP6 号機の実測データをもとに、エンジン回転数 35,000~40,000 [rpm] を想定した値である。

3. 計算手法

3.1 基礎方程式とモデル

本研究では、流入空気と液体燃料の噴霧燃焼の解析を行った。噴霧燃焼解析にあたって、基本ソフトウェアとして ANSYS Fluent ver.16.0 を使用した。本研究では、エネルギー式と化学種輸送方程式の代わりに混合分率の輸送方程式を解いて、混合分率とエンタルピおよび化学種質量分率などのマッピングを行った。基礎方程式として、連続の式、ナビエ-ストークス式、混合分率の輸送方程式を用いる。乱流の影響は、Realizable $k-\epsilon$ モデルによって考慮する。この乱流モデルは、標準型 $k-\epsilon$ モデルの一種であり、乱流粘性係数を代数式で表現し、 ϵ の輸送方程式が渦度変動の二乗平均に対する輸送方程式から導かれていることで、より高精度な解が得られる。燃焼ガスによる熱放射の影響は、P1 モデルによって考慮する。

化学反応の計算では、化学反応速度無限大を仮定し、化学種混合分率の変動成分が平均量に及ぼす影響を確率密度関数 (PDF) 法で評価する。燃料の噴霧については、不連続相の考え方をを用い、流体 (空気) を連続相としてオイラー的に解き、液滴 (燃料) を不連続相として飛跡を追跡することで解析している。なお、液滴の分裂は考慮していない。

3.2 解析モデル

今回の解析対象は NSP6 号機用アニュラ型燃焼

器であり、噴霧燃焼の定常解析を行う。このアナユラ型燃焼器は、全部で 6 本の蒸発管を備えている。解析モデルは 1/1 フルモデルであり、その断面を Fig.5 に示す。流入空気及び燃焼流の流れは、Fig.6 に示す通りである。図の左側より空気が流入し、蒸発管と燃焼板の穴をそれぞれ通り空気と燃料が燃焼室内に流入する。それらが燃焼室内で混合し、燃焼して右側へ排出される。

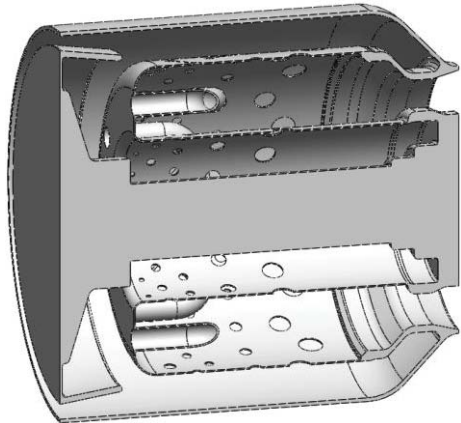


Fig. 5 Cross-Section of Combustor Model

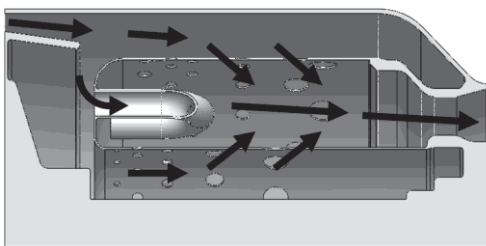


Fig. 6 Air and Fuel Stream

蒸発管内部における燃料噴射位置を Fig.7 に示す。Fig.7 に示すように蒸発管左端より 10mm の点から一直線に燃料が噴射される。

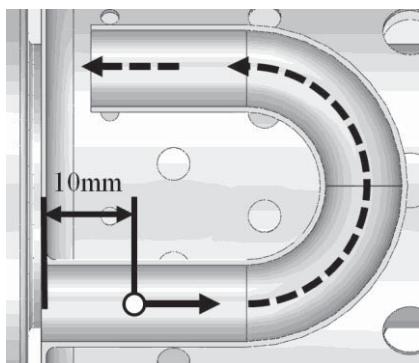


Fig. 7 Close-Up of Fuel Evaporation Tube
(→ : Fuel Flow, ○ : Nozzle Exit)

ただし、解析に不要な突起、固定具に関しては除外した。蒸発管に燃料を供給、燃料の予熱を行

う「燃料配管」や、ケロシンスター用の「グロープラグ」、タービンや圧縮機の軸受に潤滑用のオイルを供給する「オイル配管」がそれらに該当し、除外した。除外した際にできる穴は埋めてあるものとした。

Fig.8 は燃焼器全体の格子であり、全体の解析格子数は約 2571 万である。

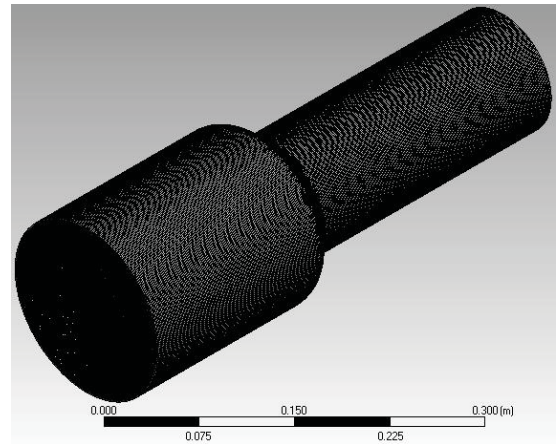


Fig. 8 Computational Grid

格子形状はすべて 6 面体である。Fig.8 のように、境界条件の影響が燃焼室内に及ぼさないようにすることと、解の安定性を狙って、吸気側、排気側にある程度の長さを取り、それらを含めて解析対象としている。後述の「5. 解析結果とその考察」では、これらの延長分を除いて表記した。

3.3 解析条件

前述の「3.1 基礎方程式とモデル」で、解析手法や基礎方程式に触れてきたように、解析条件においても、NSP6 号機の仕様に基づいて、解析条件を以下のように定めた。

- ・使用燃料：灯油 ($C_{10}H_{22}$)，320[K]
- ・燃料流量：6[g/s]
- ・噴射粒径：10[μm]
- ・噴射速度：18[m/s]
- ・空 気：窒素 79[%]，酸素 21[%]，366[K]
- ・空気流量：480[g/s]
- ・空燃比：80
- ・出口圧力：101[kPa(G)]
- ・確率密度関数 (PDF) の設定

使用燃料は灯油であり、デカン $C_{10}H_{22}$ で近似した。燃料はジェットエンジン内部で予熱されていることからその温度を 320[K] (47 [°C]) とした。燃料流量は、NSP6 号機のエンジン回転数 60,000[rpm]を想定して設定した。流入空気の初期温度は、外気温度が 300[K]，圧力比が 2，比熱比が 1.4 の断熱圧縮を仮定し、366[K] (93[°C]) とした。

壁面は、ライナと外殻については非断熱壁とし、その他の壁面は断熱壁とした。スカラー量と混合分率の関係は予めマップを作っておき、計算時にそれを参照して使用する。Fig.9 には、平均温度と混合分率の関係を示す。

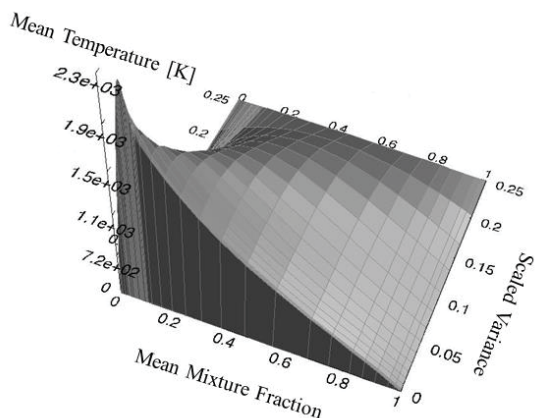


Fig. 9 Mean Temperature against Mixture Fraction

4. 実験結果とその考察

一眼レフで撮影した、燃料流量 2.33[g/s]付近での燃焼写真を Fig.10 に示す。それぞれ(a)空燃比 40 付近、(b)空燃比 60 付近、(c)空燃比 80 付近の写真である。入口風速を大きくしていくと、火炎長は次第に短くなり、青炎に近づいていく様子を確認することができた。(a)の空燃比 40 付近では完全燃焼しておらず、蒸発管を出た燃料が垂れて下で燃えている。また、排気ダクトから排出される白煙の量も多かった。(b)の空燃比 60 付近ではほぼ青炎となっており、完全燃焼に近づいている。しかしながら、断続的に爆発を繰り返す燃焼振動を起こしているため、燃焼はまだ不安定である。(c)の空燃比 80 付近では安定的に完全燃焼している。よって、実際に運用するのであれば、空燃比 80 付近が望ましいと考えられる。Fig.11 に燃料流量 2.33[g/s]付近での高速度カメラの写真を示す。それぞれ(a)空燃比 40 付近、(b)空燃比 60 付近、(c)空燃比 80 付近の写真であり、Fig.10 と同様の傾向を見ることができる。

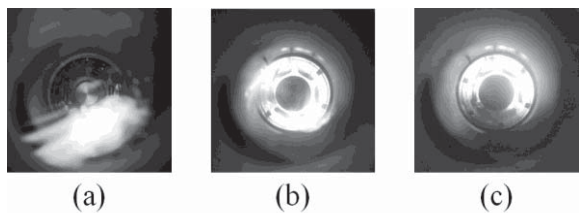


Fig. 10 Picture of Combustion : Fuel Flow = 2.33[g/s]

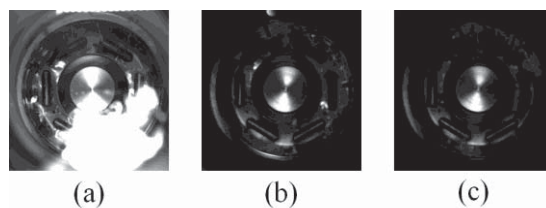


Fig. 11 Fast Camera Picture : Fuel Flow = 2.33[g/s]

次に、一眼レフで撮影した、燃料流量 3.05[g/s]付近、空燃比 40 付近での燃焼写真を Fig.12 に示す。Fig.11 と比べて空燃比 40 付近でもある程度きれいに燃焼しているが、燃焼振動がより顕著に起こり、空燃比を 40 以上に上げようとすると失火してしまう。これは、実際のエンジンと異なり、観察のために排気静翼やタービンを取り払ったため、うまく保炎できないことが原因だと考えられる。Fig.13 に燃料流量 3.05[g/s]付近での高速度カメラの写真を示す。Fig.13 より、68[ms]の間で完全燃焼と不完全燃焼による爆発を繰り返す燃焼の挙動を観察することができる。このことから燃焼領域では空気が足りず、冷却領域では空気過剰が起こっているのではないかと推察できる。そのため、燃焼器の形状や穴パターンの変更が必要であると考えられる。

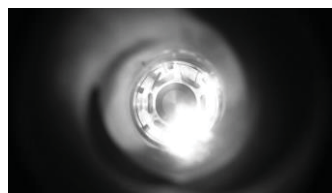


Fig. 12 Picture of Combustion : Fuel Flow = 3.05[g/s]

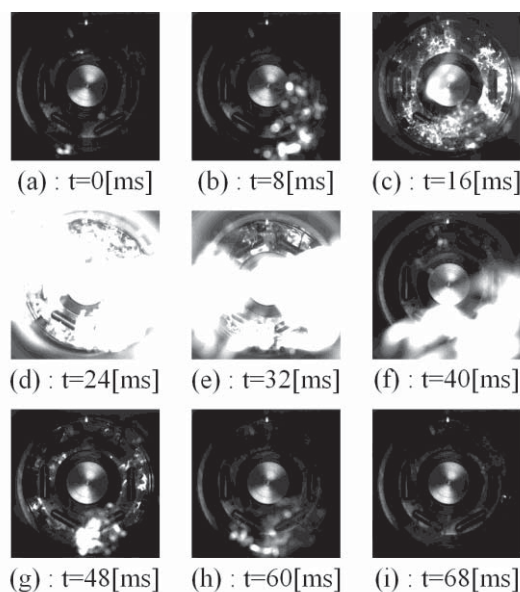


Fig. 13 Fast Camera Picture : Fuel Flow = 3.05[g/s]

5. 解析結果とその考察

本章では、燃焼器の二つの断面に関して結果を表示する。Fig.14 (A)では、蒸発管の根元部と中心軸を通る断面を黒色面（以下、(a)）で、蒸発管の根元部と曲がり部を通る断面を灰色面（以下、(b)）として図示したものである。Fig.14 (B)は、(A)に関連して、より蒸発管に関してわかりやすくするために、断面図を用いて各断面を図示している。

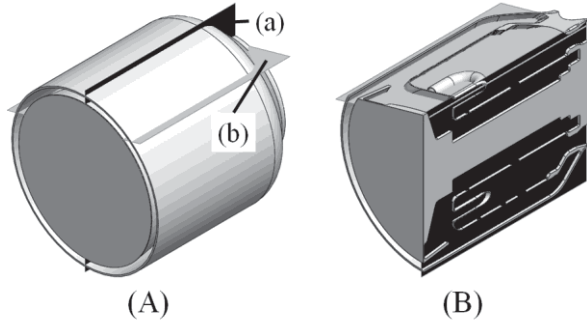


Fig. 14 Cross-Sections for Visualization

5.1 温度

Fig.15 に各断面での温度分布を示す。燃焼器内において、上流部に高温領域が生成され、下流部に低温領域が生成されている。これは、燃焼筒の穴パターンによって燃焼筒への空気の流入が適切に調節されており、よく保炎できていると考えられる。また、上下方向の温度の偏りは小さく、概ね均等に燃焼していると考えられる。一方、蒸発管内部においては、大部分が高温になっており、蒸発管が予熱の機能を果たしていることが確認できる。ただし、蒸発管の入口付近や、蒸発管の曲がり部の外側と内側において、温度分布に偏りが見られる。その為、蒸発管の形状には改善の余地があると考えられる。なお、この領域内の最高温度は2293[K]であった。

5.2 燃料の拡散

Fig.16 と Fig.17 に各断面での燃料と酸素の質量分率をそれぞれ示す。これらの図より、蒸発管内部において、全体的に燃料濃度が高く、酸素濃度が低くなっていることが示されている。したがって、蒸発管内部で十分に燃焼しており、保炎に寄与していると考えられる。また、温度分布と同様に、蒸発管内部における燃料濃度と酸素濃度にそれぞれ偏りが見られる。

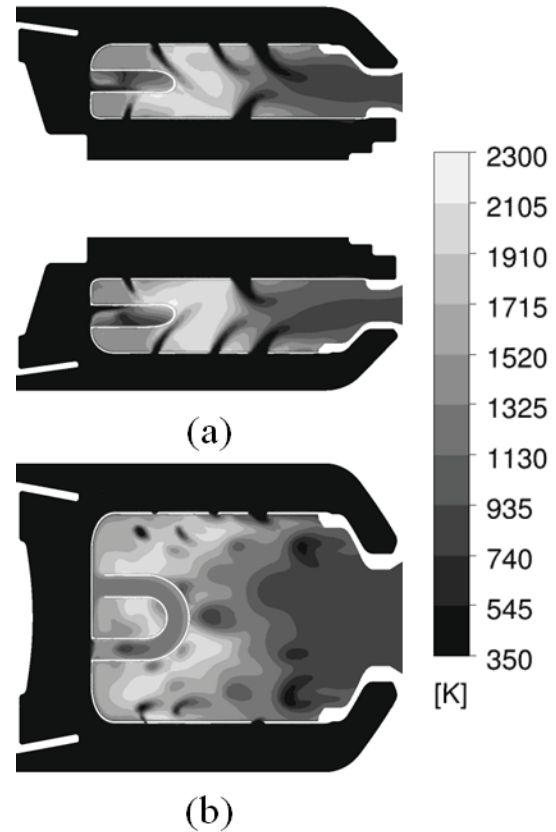


Fig. 15 Temperature Contour

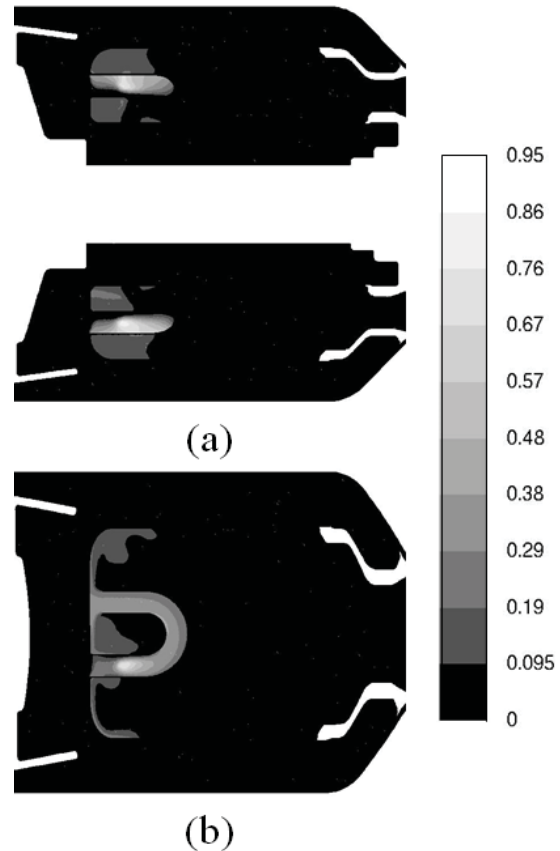


Fig. 16 Mass Fraction of $C_{10}H_{22}$

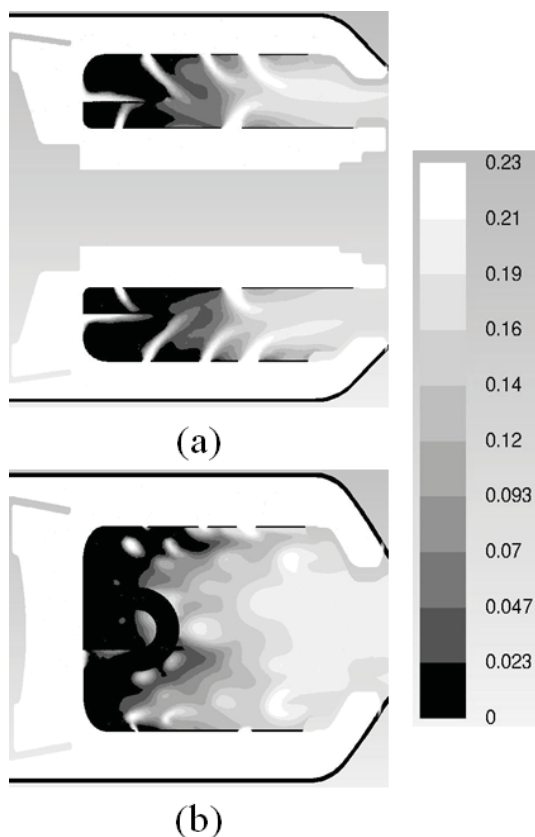


Fig. 17 Mass Fraction of O_2

6. まとめ

本研究では、マイクロガスタービンの性能改善に向けた知見の集積を目的とし、マイクロガスタービン用アニューラ型燃焼器の可視化実験と数値解析を行った。実験では燃焼器内の火炎の様子を捉えた。数値解析では、実験での可視化が困難である蒸発管内部を含む温度や燃料の分布について検討した。それによる知見を次にまとめる。

- (1) 空燃比を大きくしていくと、火炎長が短くなり、青炎に近づいてき、より安定燃焼に近づくことを観察できた。
- (2) 空燃比がある一定の時に燃焼振動を起こすが、これは燃焼領域では空気が足りず、冷却領域では空気過剰が起こっていると推察できる。そのため、燃焼器の形状や穴パターンを変更する必要があると考えられる。
- (3) 燃焼筒内部において、高温部が上流部に生成されていることから、効果的に保炎できている。また、上下方向の燃焼の偏りは小さく、均等に燃焼していると考えられる。
- (4) 蒸発管内部で十分に燃焼しており、保炎に寄与しているが、温度や燃料濃度に偏りが見られるため、蒸発管の形状には改善の余地があると考えられる。

7. 謝辞

本項の作成にあたり、本研究に御協力頂いた方々、および NIIGATA SKY PROJECT 関係者の方々に感謝の意を表し、厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 岩田拓也, 松本治: 新潟スカイプロジェクト, 第50回飛行機シンポジウム, 2A11, (2012)
- 2) 鈴木寛人ら: NSP マイクロジェットエンジン用アニューラ型燃焼器の数値解析, 第44回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, C-5, (2016)
- 3) 池浦正人: マイクロジェットエンジン用アニューラ型燃焼器の実験的研究, 新潟大学大学院自然科学研究科 修士論文 (2017)

【研究報告】

B-5

希薄予混合燃焼器の燃焼特性に与える円錐形遮熱板の 広がり角の影響

* 吉田 征二, 山本 武, 牧田 光正, 下平 一雄(宇宙航空研究開発機構), 中村 直紀(ASI 総研)

Effects of Flare Angle of Conical Heat Shield on Combustion Characteristics of Lean Axially Staged Combustor

* Seiji YOSHIDA, Takeshi YAMAMOTO, Mitsumasa MAKIDA, Kazuo SHIMODAIRA (JAXA) and Naoki NAKAMURA (ASIRI)

ABSTRACT

A single sector combustor for Green engine program which has been conducted in JAXA from 2013 was tested. The combustor is a lean axially staged combustor and has a conical heat shield in its head to prevent combustion oscillation. In this study, effects of the flare angle of the conical heat shield on combustion characteristics and flow field were investigated by experiment and CFD. The flare angle of the heat shield affected especially smoke emission in low thrust condition. The lower flare angle resulted in higher smoke emission. It agreed with CFD result in which mixing of pilot air was weaker in lower flare angle.

Key words: Green Engine, Aircraft engine, Lean axially staged combustor, NOx, HC, CO, Smoke

1. はじめに

飛行場周辺の環境を守るために、国際民間航空機関(International Civil Aviation Organization, ICAO)の航空環境保全会議(Committee on Aviation Environmental Protection, CAEP)によって、航空機のジェットエンジンから排出される窒素酸化物(NOx)、炭化水素(HC)、一酸化炭素(CO)、スモークの排出基準が定められている。NOx 排出基準は、数年毎に強化されており、これに対応するための NOx 低減技術が必要である。

JAXA では、2003 年度から 2012 年度まで「クリーンエンジン技術の研究開発」(クリーンエンジン)を実施し、推力 9,000 ポンド、全体圧力比 26 のターボファンエンジンを目標エンジンとして想定して技術開発を行った。その中で CAEP/4 NOx 基準の 80%減を目標として低 NOx 燃焼技術の研究開発を行い¹⁾、マルチセクタ燃焼器で CAEP/4 の 82.2%減を実証した²⁾。2013 年度からは「グリーンエンジン技術の研究開発」(グリーンエンジン)に移行し、推力 20,000 ポンド、バイパス比 13、全体圧力比 35 の目標エンジンを想定し、技術開発を行っている。この中で、CAEP/6 NOx 基準の 75%減を目標として低 NOx 技術の研究開発を行っている。

これまでに、クリーンエンジンで開発した予混合 2 段燃焼器をグリーンエンジンの離着陸サイクル(LTO サイクル)で試験し、排出物(NOx, HC, CO, スモーク)が

ICAO 基準値と比較して大幅低く、NOx はグリーンエンジンの目標値を満足していることを確認した³⁾。次に、中間負荷条件での性能を向上させるために、燃焼器ライナの形状を改良した⁴⁾。この改良型の燃焼器ライナでは、燃焼器ヘッドと燃焼器側壁の角部に生じる再循環領域に火炎が入るのを防ぎ振動燃焼を抑えるために、燃焼器ヘッドを円錐形状にして角部の再循環領域を排除した。今回は、燃焼器ヘッドの円錐部分の広がり角が燃焼性能に与える影響を調べた。

2. 目標エンジンの燃焼器試験条件

燃焼試験は地上静止(SLS)状態に相当する条件で行った。Fig.1 に、グリーンエンジンの目標エンジンの

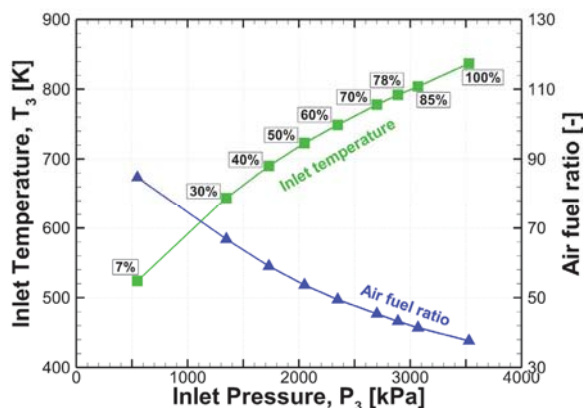


Fig.1 Test condition of Green engine combustor

SLS 状態の燃焼器入口圧力(P_3)と燃焼器入口温度(T_3), 全体空燃比(AFR)の関係を示す。最大推力(MTO)での、 P_3 は 3,528kPa, T_3 は 837K, AFRは 38である。試験で用いた燃焼器は開口面積が 26%大きい、全圧損失率により空気流量を設定しているため燃料ノズルを通る空気流量はほぼ同じであり、エミッションに大きな影響はないと考えている(AFRは図の値より大きくなる)。図中の T_3 のプロットの横に付した値は、各条件での推力の MTO に対する割合を示している。

3. 予混合 2 段燃焼器

Fig.2 はグリーンエンジンで開発している予混合 2 段

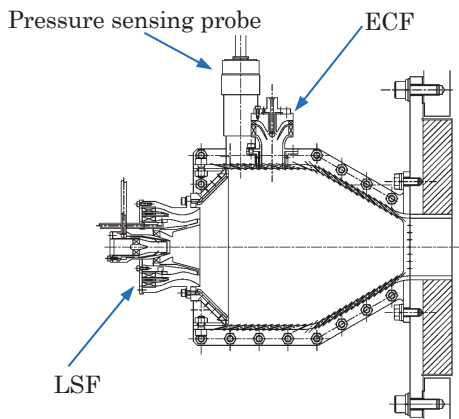


Fig.2 Cross Section of Green engine Combustor

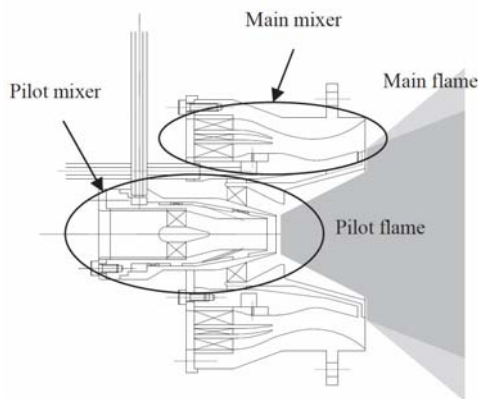


Fig.3 Cross Section of LSF

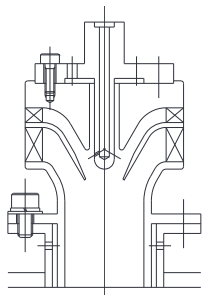


Fig.4 Cross Section of ECF

シングルセクタ燃焼器の代表断面図である。燃焼室の高さ、奥行きは 120mm, 燃焼器は二つの燃料ノズル, 希薄予混合燃料ノズル(Lean staged fuel nozzle, LSF)とエミッション制御ノズル(Emission control fuel nozzle, ECF)を持つ。燃料は灯油を用いた。

Fig.3 は LSF の断面図である。LSF は Pilot 燃料ミキサを中心にその周りに Main 燃料ミキサを配置している。Pilot ミキサは液膜式気流微粒化噴射弁を採用している。Main ミキサには 3 重のスワローを使用しており、燃料は半径方向内側の壁に設けられた燃料噴射孔から内側スワローと 2 番目のスワローの間に設けられた液膜形成体に噴射される。

ECF の小型化及び構造の簡単化のために、ECF は著者らが以前の試験⁴⁾で使用していたものから、今回の試験では Fig.4 に示すものに変更した。ECF は出口下流に再循環領域が形成されないように小旋回角度の半径流スワローを組み合わせ、Pilot 再循環領域下流に予混合気を導入する。燃料は中心軸上のセンターボディに設けられた燃料噴射孔から二つのスワロー流路の間に設けられた液膜形成体に噴射される。

Fig.5 に燃料スケジュールの概略図を示す。低負荷(7%MTOから40%MTO)ではPilotミキサのみに燃料を供給する。中間負荷(50%MTOと60%MTO)ではPilotミキサと ECF から燃料を噴射することによりスモーク濃度を低減する。70%MTOから85%MTOではPilotミキサと Main ミキサから燃料を噴射する。85%MTOを超える推力ではPilotミキサ, Mainミキサ, ECFのすべて

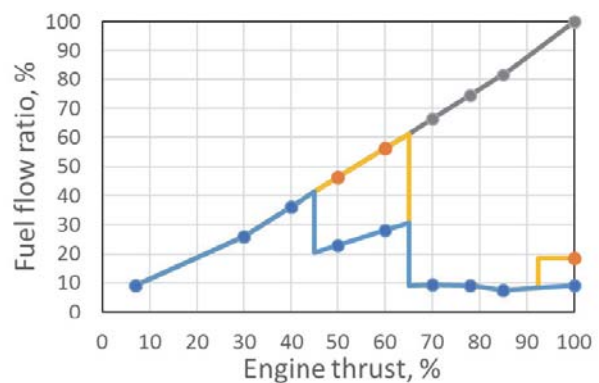
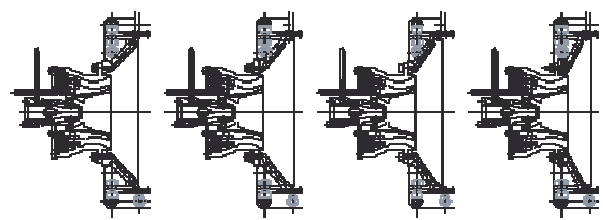


Fig.5 Fuel scheduling



(a) 45deg. (b) 50deg. (c) 55deg. (d) 60deg.
Fig.6 Shapes of conical heat shields

に燃料を供給し、NO_x の発生を抑制する。

燃焼器ヘッドには、燃焼器ヘッドの形状に合わせた円錐形の窪みを持った遮熱板(流れ制御遮熱板)が取り付けられており、この円錐部分の広がり角を 45, 50, 55, 60 度とした 4 形状(Fig.6)について燃焼試験を行った。45 度の遮熱板は、外周部が平坦な形状をしているが、他の角度は外周部を下流側に折り曲げている。円錐部の広がり角を大きくすると LSF 出口から遮熱板下流端までの軸方向長さが短くなり、45 度から 55 度までは広がり角が大きくなると遮熱板下流端が上流に移動する。広がり角 60 度は LSF を 5.5mm 下流に移動し、遮熱板の下流端は 50 度と同じ位置である。

4. 計測装置

試験は JAXA の高温高圧燃焼試験設備⁵⁾で行った。燃焼器出口でサンプルプローブにより排ガスを抽出し、ガス分析装置(堀場製作所 MEXA-ONE)により、CO, CO₂, HC, NO_x, O₂ の濃度を計測した。また、マイクロストセンサー(AVL MSS 483, MSS)により、スモーク濃度を計測した。MSS の計測値と ICAO 規定に準拠して開発した排煙濃度計⁶⁾の計測値(スモークナンバ, SN)を事前の試験と比較し、MSS の計測値を SN に換算する実験式を得た。この実験式を用いて換算した SN を以下の試験結果では示す。また、燃焼器ライナ側壁に semi-infinite tube を用いた圧力計測プローブを取り付け、圧力変動の計測を行った。

5. 燃焼試験結果

5.1 SLS 条件の各推力での排出特性

Fig.7 に燃焼効率を示す。全体的な傾向として、エンジンの負荷条件が高くなるにつれて T3 が上昇し、AFR が低下するので、燃焼効率は高くなるが、50%MTO および 70%MTO で燃焼効率が低下する。これは、Pilotのみから Pilot+ECF, Pilot+ECF から Pilot+Main へと燃料供給モードが切り替わるポイントの直後で、それぞれの燃料供給モードの中で ECF あるいは Main の空燃比が大きくなるためである。

Fig.8 に NO_x 排出量を示す。中間負荷(50%MTO と 60%MTO)で、広がり角 55 度の排出量が、他の角度と比べて小さくなっているが、それ以外は広がり角による NO_x 排出量の違いは少ない。Fig.5 の燃料スケジュールと比較すると、Pilot 燃料流量が増加すると NO_x 排出量が増加する傾向を見て取ることができ、NO_x が主として Pilot 火炎で生成されていると考えられる。

Fig.9 に SN を示す。30%MTO と 40%MTO において大きな SN が計測されたが、その他の試験条件では基準値の 10%以下であった。低負荷で、燃焼効率や NO_x 排出量に広がり角による違いが小さかったのに

対して、SN は広がり角による違いが大きく、45 度が最も高く、次いで 50 度、55 度と 60 度は同程度で最も低く、55 度の方がわずかに低い。

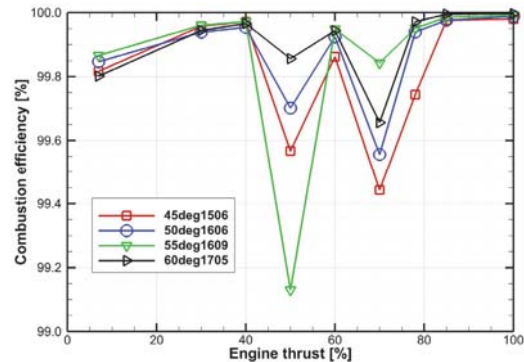


Fig.7 Combustion efficiency on SLS condition

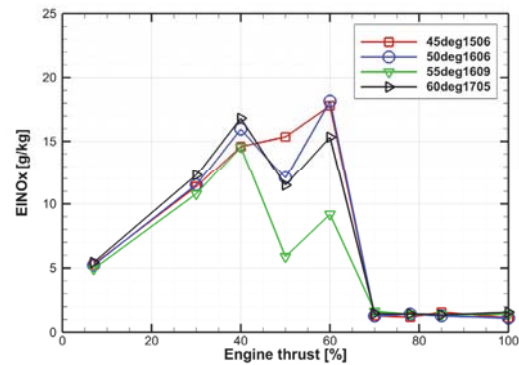


Fig.8 NO_x emission on SLS condition

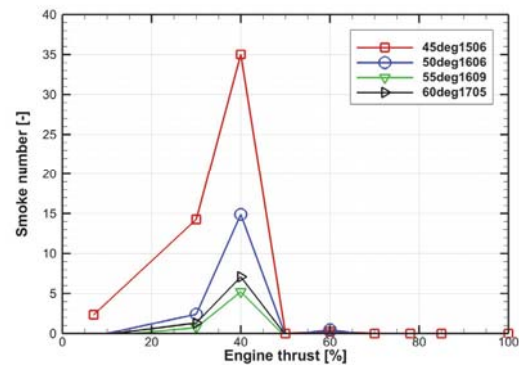


Fig.9 Smoke number on SLS condition

Table 1 Total Emissions of the Lean Axially Staged Combustor in Green Engine LTO Cycle Relative to CAEP/6 Standards (unit:%)

Angle	NO _x	HC	CO	SN
45deg.	16.1	1.1	6.9	58.4 (@30%MTO)
50deg.	15.8	1.7	5.6	9.9 (@30%MTO)
55deg.	15.1	1.1	4.8	3.1 (@30%MTO)
60deg.	16.8	2.3	6.1	5.4 (@30%MTO)

5.2 ICAO 基準値との比較

Table 1 に LTO サイクルでの排出量を CAEP/6 基準値に対する割合で示す。NO_x, CO, HC については、LTO サイクルに含まれていない 50%MTO から 80%MTO の中間負荷で円錐部の広がり角により排出量に差があるが、LTO サイクルでの排出量には大きな差はない。一方で SN は、円錐部の広がり角によって大きく変わり、45 度から 55 度までは広がり角が大きくなると排出量は小さくなる。60 度は 55 度よりもわずかに高い。

5.3 7%MTO での燃焼効率

7%MTO の空気条件で、燃料流量を変えた時の燃焼効率を Fig.10 に示す。規定の燃料流量 (AFR=約 109) では、いずれの広がり角も燃焼効率は約 99.8% で差は小さい。燃料流量を減らすと徐々に効率が低下する。AFR=200 よりも大きい条件で広がり角による差が顕著になり、45 度が最も燃焼効率が高く、次いで 50 度、55 度と 60 度は同程度で最も低い。全体空気の約 10% が Pilot ミキサに流入するので、AFR=150 で Pilot 火炎の局所当量比は約 1 になる。この結果から、円錐部の広がり角が小さいほうが、Pilot 空気と他の燃料を含まない空気との混合が弱く、局所的に高い当量比のまま燃焼反応が起きていると考えられる。

5.4 50%MTO での燃焼効率

広がり角による違いが大きい結果の一つが 50%MTO での燃焼効率である。50%MTO の条件で、Pilot ミキサの燃料流量割合 (RFP) を変化させたときの燃焼効率、NO_x 排出量、圧力変動の振幅を Fig.11 に示す。圧力変動の振幅は圧力信号の FFT の最大振幅を FFT の周波数幅で除した振幅密度を示している。全体的に、60 度が最も燃焼効率が高く、次いで 45 度と 50 度が同程度で、55 度が最も低い。

全体空気のうち約 10% が Pilot ミキサに流入するので、RFP=40% で Pilot ミキサの局所当量比は約 1 になる。また、ECF に流入するのは全体空気の約 14% なので、RFP=57% で ECF の局所当量比は約 1 になる。

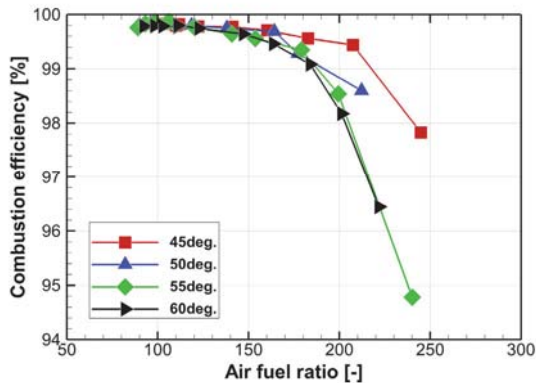


Fig.10 combustion efficiencies of 7%MTO condition

RFP を減らすと NO_x の排出量が低下するが、RFP が 60 よりも小さくなると圧力変動の振幅が徐々に大きくなるので、Fig.7-9 には、広がり角 45 度では RFP=55%、それ以外の広がり角では RFP=50% の値を示している。この燃料流量割合では、Pilot ミキサと ECF の局所当量比は共に 1 よりも大きい。Pilot 領域は過濃なので、燃料を含まない Main 空気と速やかに混合するほうが、効率が高くなると考えられる。

5.5 70%MTO での燃焼効率

同様に広がり角による違いの大きい 70%MTO で RFP を変化させたときの燃焼効率、NO_x 排出量、圧力変動の振幅を Fig.12 に示す。燃焼効率は広がり角 55 度を除くと、広がり角が小さくなるほど低下する。RFP を小さくすると NO_x 排出量は低下するが、RFP=14% よりも RFP を小さくすると、燃焼効率が低下するので、Fig.7-9 には RFP=14% の値を示した。RFP=33% の時に Pilot ミキサの局所当量比は約 1 になるので、Fig.12 の RFP の範囲では Pilot 領域は希薄条件である。また、Main ミキサには全体空気の約 40% が流入するので、Main ミキサの局所当量比もまた 1 より小さい。したがっ

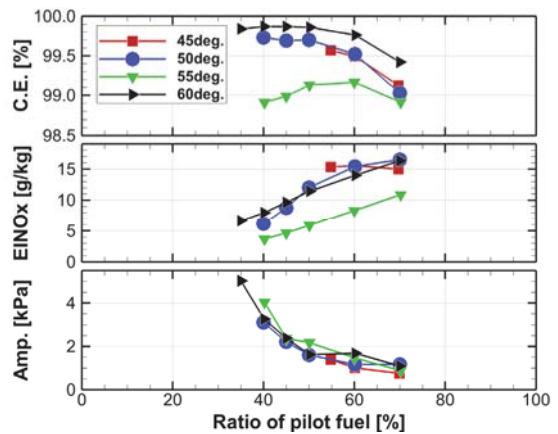


Fig.11 Combustion efficiency, NO_x emission and combustion oscillation amplitude of 50%MTO

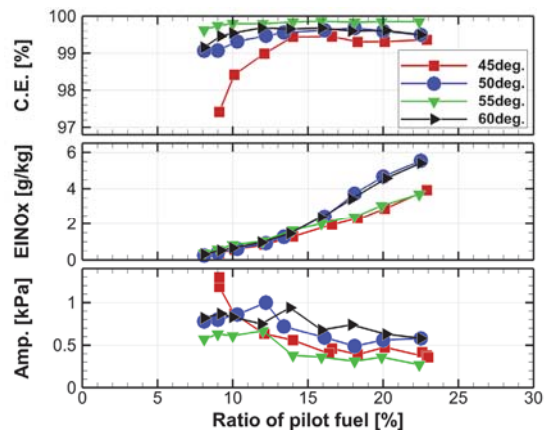


Fig.12 Combustion efficiency, NO_x emission and combustion oscillation amplitude of 70%MTO

て、燃料を含まない ECF を通過した空気と混合しない方が、燃焼効率は高くなると考えられる。

5.6 スモークナンバ

30%MTO と 40%MTO の空気条件で、AFR を変えた時の SN を Fig.13 に示す。30%MTO と 40%MTO での AFR は約 85 と約 75 である。いずれの試験条件でも、AFR のわずかな違いにより SN が大きく変化する領域であり、燃焼器内の状態のわずかな違いが、SN に大きく影響すると考えられる。

SN は広がり角が大きいほど低下する。Pilot 混合気と他の燃料を含まない空気との混合が弱い方が、SN が大きくなると考えると、7%MTO で AFR を大きくした場合と、傾向は一致する。

6. CFD 解析

流れ制御遮熱板の広がり角が、燃焼室内の流れ場に与える影響を調べるために、3次元圧縮性コード UPACS を使用した非燃焼 CFD 解析を行った。本コードでは完全気体の 3次元 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes)方程式をセル中心の有限体積法によって離散化し、対流項 Flux には MUSCL 法

で高精度化した Roe スキームを、拡散項には 2 次精度中心差分を用い、時間積分には MFGS 法による陰解法を用いた。また、乱流モデルは Spalart-Allmaras モデルを用いた。計算を行った燃焼器モデルの形状および計算格子・境界条件様子を Fig.14 に示すが、耐圧ケーシング入口から燃焼器出口までを計算領域としている。構造格子のマルチブロックを重合接合しており、壁付近での計算格子を細かくしたため、総格子点数は約 4 千万点となっている(表示は 1/2 に間引いている)。この解析モデルについて実験と同様に、燃焼器ヘッドの円錐部の広がり角を 45 度、50 度、55 度、60 度と変えて計算を行ったが、このように一部の形状を変更して比較を行う場合、一部の計算格子を作り直せば済む重合格子接続が有利となる。

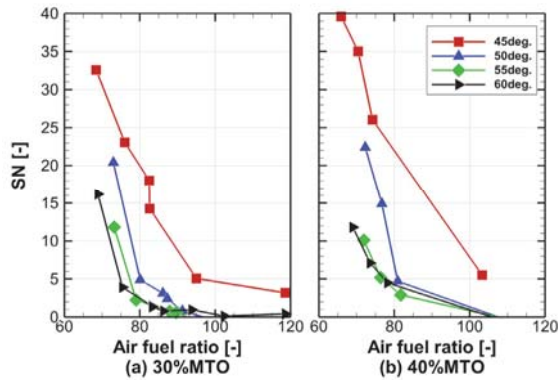


Fig.13 Smoke number of 30%MTO and 40%MTO

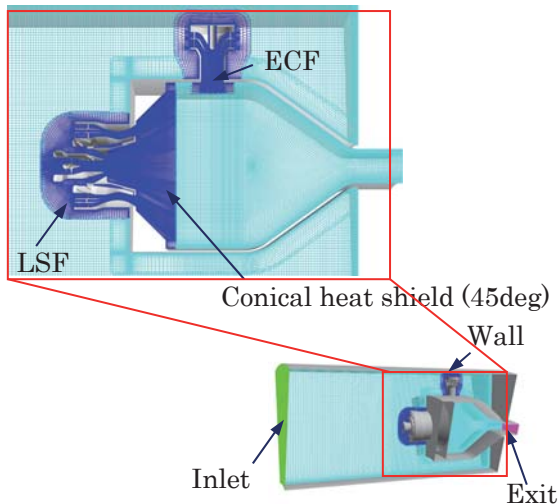


Fig.14 Calculation grid and boundary conditions

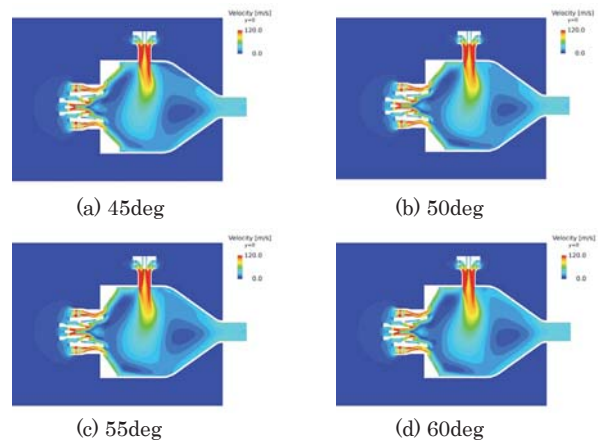


Fig.15 Velocity profile of each flare angle

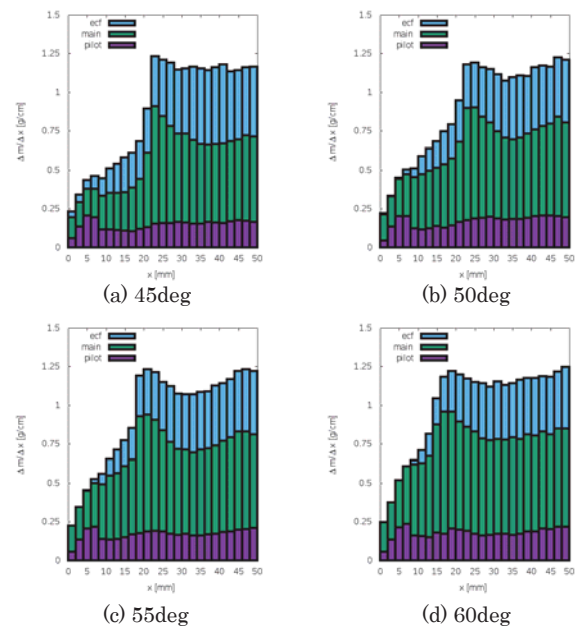


Fig.16 Distribution of air mass flow from each fuel nozzle for each flare angle

7. CFD 解析計算結果

各広がり角での速度分布をFig.15に、各ノズル通過空気の x 方向質量分布をFig.16に示す。ここでは、各ノズルの通過断面から飛ばした仮想粒子の割合をライナ内で均一に分割されたセルごとに算出し、ノズル毎の通過質量を計算している。密度が概ね一定であるとする各ノズル通過空気の和は流路の断面積に比例するはずであるが、実際には前述の手法による誤差を含んでいる。グラフから、遮熱板の円錐部の窪みがある $x = 20$ [mm] 以下の領域において円錐部の広がり角が大きいほどそこに存在する空気量も多くなっていることが分かるが、Pilot に関しては広がり角による明確な違いは見出されない。ECF に関しては円錐部の広がり角が小さいほど上流の LSF 側に侵入する空気量が多くなり、それに伴って広がり角が小さいほど Main の空気量が減っていることが分かる。円錐部の広がり角が小さいほど LSF 側に侵入する空気量が小さいことは、実験結果の 55 度のものを除き、50%MTO および 70%MTO の燃焼効率から予想されたことと一致する。

Fig.15 及び Fig.16 では、Pilot 通過空気の局在化に対する広がり角による違いが明確ではなかったが、この違いを調べるために、ライナ内で均一に分割されたセルごとの Pilot 通過空気の質量分率に対するヒストグラムを Fig.17 に示す。Pilot 通過空気の質量が 90%以上を占めているセルの割合を具体的に示すと以下のようになる。

広がり角 45 度 : 4.31×10^{-2}

広がり角 50 度 : 2.70×10^{-2}

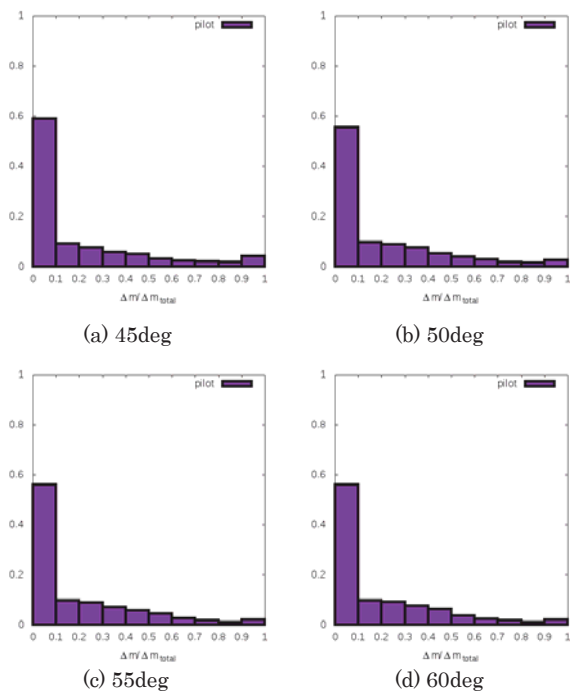


Fig.17 Histogram of air mass flow ratio from pilot fuel nozzle for each flare angle

広がり角 55 度 : 2.22×10^{-2}

広がり角 60 度 : 2.19×10^{-2}

つまり、広がり角が小さいほど Pilot 通過空気が局在化している割合が高い。これは広がり角が小さいほど、Pilot 通過空気が他を通過して流入した空気と混合していないことを示している。これは、特に広がり角 45 度のスモークの濃度が高いことと一致する。

8. まとめ

グリーンエンジンで開発を行っている予混合 2 段階シングルセクタ燃焼器のヘッド部の円錐部の広がり角を 45, 50, 55, 60 度としたものについて、SLS 状態での 7%MTO~100%MTO 推力条件で試験を行うとともに、非燃焼での CFD を行い、以下の結論を得た。

- 40%MTO 条件でスモークが多く発生し、特に広がり角 45 度の場合に発生量が多い。
- 50%MTO 推力条件と、70%MTO 推力条件で燃焼効率が低くなる。この時に、広がり角 55 度を除くと、広がり角が小さいほど燃焼効率が低い。
- 50%MTO と 60%MTO 推力条件において、広がり角 55 度の場合、他の広がり角の場合よりも NOx 排出量は少なくなる。他の推力条件では広がり角による NOx 排出量の違いは小さい。
- 広がり角が大きくなるほど、ECF 空気が LSF 側に侵入する量が少なくなり、その代わりにメイン空気が LSF 側に滞留あるいは再循環する量が増える。

参考文献

- 1) Yamamoto, T. et al.: Emission Reduction of Fuel-Staged Aircraft Engine Combustor Using an Additional Premixed Fuel Nozzle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 135 / 031502. (2013)
- 2) Yamamoto, T. et al.: Evaluation of Lean Axially Staged Combustion by Multi-Sector Combustor Tests under LTO Cycle Conditions of a Small Aircraft Engine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95496
- 3) 山本武ら: 高圧力比化が予混合 2 段階燃焼器の燃焼性能に及ぼす影響, 第 42 回ガスタービン定期講演会講演論文集 A-7 (2014)
- 4) 山本武ら: 航空機エンジン用希薄予混合燃焼器の性能に及ぼすライナ形状の影響, 第 43 回ガスタービン定期講演会講演論文集 A-5 (2015)
- 5) 下平一雄ら: 高温高圧燃焼試験設備の拡充整備, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料 JAXA-RM-05-007 (2006)
- 6) 山田秀志ら: 航空エンジン用排煙濃度測定装置の開発, 第 36 回ガスタービン定期講演会講演論文集 B-24 (2008)
- 7) 牧田光正ら: 重合格子法を用いたコールドフロー数値解析の航空用燃焼器設計への適用, 日本ガスタービン学会誌, Vol.44, No.2, 2016.3.

アンモニア用ガスタービン燃焼器の研究開発

*倉田 修（産総研），壹岐 典彦（産総研），井上 貴博（産総研），松沼 孝幸（産総研），
辻村 拓（産総研），古谷 博秀（産総研），小林 秀昭（東北大），早川 晃弘（東北大）

Research and development of ammonia gas turbine combustor

*Osamu KURATA(AIST), Norihiko IKI(AIST), Takahiro INOUE(AIST),
Takayuki MATSUNUMA(AIST), Taku TSUJIMURA(AIST), Hirohide FURUTANI(AIST),
Hideaki KOBAYASHI(Tohoku Univ.) and Akihiro HAYAKAWA(Tohoku Univ.)

ABSTRACT

Ammonia is focused as a hydrogen energy carrier and carbon free fuel. National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST) collaborated with Tohoku University successfully performed an ammonia combustion gas turbine power generation in 2015. However, the weakness of the facilities was that they required large-size Selective Catalytic Reduction (SCR) equipment in order to suppress a high concentration of NOx. Although NOx reduction in the combustion process is desirable, low NOx combustion technology is difficult because ammonia had been thought of as a source of fuel-NO. AIST prepared a combustor test rig to test combustor alone without a compressor or turbine. Difference of the combustion conditions between the combustor test rig and gas turbine combustor was checked. Fuel flow rate, air flow rate, combustor pressure, combustor inlet temperature, and NO concentration were compared. Results show that the combustion conditions of combustor test rig are able to be the same as the gas turbine combustor, although the pressure of the test rig is little lower.

Key words: Micro gas turbine, Ammonia, Combustion, Low NOx combustion

1. はじめに

地球温暖化抑止のため，再生可能エネルギーの大量導入が望まれている。水素は再生可能エネルギーの媒体であるが，大量輸送と大量貯蔵に課題がある。アンモニアは水素エネルギーキャリアの一種であると共に，大量輸送技術と大量貯蔵技術は確立されている。アンモニアをエネルギー源として利用するには，直接燃焼したり，燃料電池に利用したりすることが想定される。

日本では，内閣府総合科学技術・イノベーション会議の戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) 「エネルギーキャリア」のプログラムで，アンモニアの製造と利用に関する研究・開発が行われている。我々は，アンモニア直接燃焼グループのなかで，アンモニア燃焼ガスタービンの実証試験を担当している。アンモニア燃焼ガスタービンの研究は，1960年代にアメリカで実施されたが，燃焼効率が極めて低かったため開発は中止^{1,2)}されていた。我々は，2014年に灯油-アンモニア混焼ガスタービン発電を，2015年にアンモニア専焼とメタン-アンモニア混焼の発電を実証^{3,4)}したところである。ところで，アンモニアは窒素を含有しており，燃

料由来 NOx の発生源の代表物質として知られている。実際に，ガスタービン排出ガス中の NOx は高いため選択触媒還元装置 (SCR) を設け NOx を 10ppm 未満に抑えている。しかし，アンモニア燃焼ガスタービンを普及するには，現状より小さな SCR で処理できるような低 NOx 燃焼技術を開発する必要がある。そこで，産総研では燃焼器テストリグを設置し，燃焼器開発を開始した。本報では，アンモニア燃焼ガスタービンの試作燃焼器を用いた発電時の燃焼状態を示し，試作した燃焼器テストリグでの燃焼状態の再現性について議論する。

2. 燃焼器テストリグの仕様

燃焼器テストリグは，既存のマイクロガスタービンの燃焼器を単独でテストできるように設計されている。既存のマイクロガスタービン (Table1) は (株)トヨタタービンアンドシステム製で，発電出力 50 kWe，再生サイクルを採用しており，定格回転数は 80,000 rpm，燃焼空気量は 1370 m³/h である。

Fig.1 に示すように，燃焼器テストリグは既存のアンモニア燃焼ガスタービン用アンモニア供給設

Table 1 Specification of micro gas turbine

Company	Toyota Turbine and Systems Inc.
Gas turbine model	TPC50RA
Rated electric power output	50 kW
Voltage / Frequency	200 V / 50/60 Hz
Package size	W 3250 mm x D 1000 mm x H 2600 mm
Package weight	2530 kg
Engine model	TG051R
Engine type	Regenerative cycle, Single shaft
Compressor	Centrifugal one-stage
Turbine	Radial one-stage
Rotating speed	80000 rpm
Fuel	Kerosene
Fuel consumption	Max. 21.1 L/h
Combustion air volume	1370 Nm ³ /h
Exhaust gas temperature	271 °C

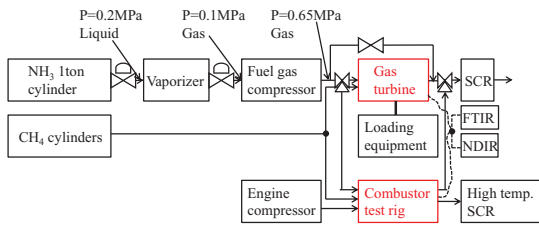


Fig. 1 Schematic of gas turbine and combustor test rig

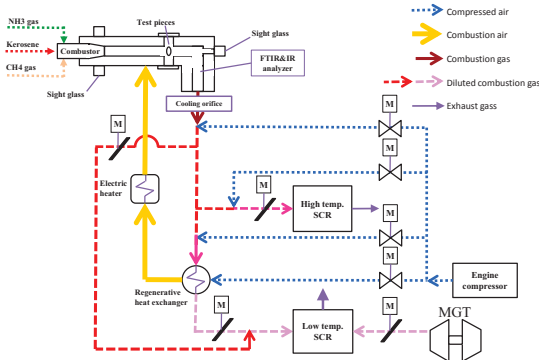


Fig. 2 Piping flow diagram

備 (アンモニア 1 トンボンベ, 減圧弁, ベーパライザ, アンモニア除害槽, ガスコンプレッサー, 電気加熱式アンモニアガス供給配管) を共用すると共に, 圧縮空気を作るエンジンコンプレッサー (北越工業製, PDSG750VRSD-4C5, ドライエア, P=0.5~1.4 MPa, Q_{air}=21.2~25.5 m³/min) 2 台と, 高温の排ガスを処理する高温 SCR を追加した構成とした。流量計は, 燃料用に質量流量計 (CH₄ 用: 東京計装製, TC-3600-601-R16, 600 L/min, P1=0.85 MPa), (NH₃ 用: 東京計装製, TF-1551, 0~1000 L/min, P=0.7 MPa, P2=0.65 MPa, 接続 32AJIS10KFF) を, 空気用にオリフィス形流量計 (東京計装製, HDT1100-J1R2-1N70-205G-A, 250~2500 Nm³/h, 10k-100A) を使用した。

燃焼器テストリグ内部の配管流路系を Fig.2 に

示す。燃焼器には燃料としてメタンガスとアンモニアを供給する。燃焼器試験部には耐熱石英窓を設け, 側方からと後方から火炎状態が観察できる。燃焼器内の圧力上昇を達成するためオリフィスを設けている。燃焼器内に供給する空気は, エンジンコンプレッサーからの圧力 0.6MPa の圧縮空気を分配し, マイクロガスタービンと同じ仕様の再生熱交換器を用いて予熱され, さらに補助の電気ヒータにより加熱される。エンジンコンプレッサーからの空気はまた高温の燃焼ガスを希釈し冷却するためにも用いられ, 高温 SCR の冷却用空気や再生熱交換器の冷却用空気に用いられる。

3. 燃料量, 空気量, 排ガス量の関係式

ガスタービンと燃焼器テストリグとで燃焼状態を比較する時の状態量等としては, 燃料量, 空気量, 排ガス量, 酸素濃度, 当量比, 空気過剰率 (当量比の逆数), 燃焼器圧力, 燃焼器入口温度, 燃焼器出口温度, NO 濃度などがある。これらのうち, 空気量, 排ガス量, 酸素濃度, 当量比は燃料組成が分かれば他の状態量から簡単に計算できる。システムで計測されている状態量と計測されていない状態量があり, ガスタービンで計測されている状態量等は, 燃料量, 酸素濃度, 燃焼器圧力, 燃焼器入口温度, NO 濃度である。燃焼器テストリグで計測されている状態量等は, 燃料量, 空気量, 酸素濃度, 燃焼器圧力, 燃焼器入口温度, 燃焼器出口温度, NO 濃度である。ここでは簡単に計算できる状態量の計算式を示す。

(c),(h),(n),(o)を燃料 1kg 中の C,H,N,O の質量分率とする。

$$\text{CH}_4 \text{ は密度 } 16 / 22.4 = 0.7143 \text{ [kg / m}^3\text{]}$$

$$(c) = 12 / 16 = 0.75, (h) = 4 / 16 = 0.25$$

$$\text{NH}_3 \text{ は密度 } 17 / 22.4 = 0.7589 \text{ [kg / m}^3\text{]}$$

$$(h) = 3 / 17 = 0.1765, (n) = 14 / 17 = 0.8235$$

理論酸素量

$$V_{O_2} = 1.867(c) + 5.6(h) - 0.7(o) \text{ [Nm}^3 \text{ / kg-fuel]}$$

理論空気量

$$V_{a0} = V_{O_2} / 0.21 \text{ [Nm}^3 \text{ / kg-fuel]}$$

実際空気量

$$V_a = \mu V_{a0} \text{ [Nm}^3 \text{ / kg-fuel]}, \mu \text{ は空気過剰率}(=1/\phi)$$

湿り燃焼ガス量

$$V_g = (\mu - 0.21) V_{a0} + 1.867(c) + 11.2(h) + 0.8(n)$$

乾き燃焼ガス量

$$V_g' = (\mu - 0.21) V_{a0} + 1.867(c) + 0.8(n) \text{ [Nm}^3 \text{ / kg-fuel]}$$

乾き燃焼ガス組成

酸素濃度(O₂)' = 0.21 Va₀ (μ - 1) / Vg' [Nm³ / Nm³]

湿り燃焼ガス組成

(O₂) = 0.21 Va₀ (μ - 1) / Vg [Nm³ / Nm³]

となる。

なお、空気中の湿度の Vg に対する影響は 1/100 程度であり省略した。

従って、

Va_{0 CH4} = (1.867*0.75+5.6*0.25) / 0.21 = 13.3345

Va_{0 NH3} = (5.6*0.1765) / 0.21 = 4.7059

酸素濃度の計測は、ガスタービンではポータブルガス分析計（ホダカ製、HT-2300, O₂:0~20.9%）を用いたが、加熱導管を用いていないため、乾き O₂ 濃度に近い値を得ていると仮定した。他方、燃焼器テストリグでは NDIR（Dr. Foedisch Umweltmesstechnik AG 製、MCA10）付属の O₂ 濃度計（ジルコニア式、0~25%、検出器温度 700℃、195℃加熱導管使用）を用いたため、湿り O₂ 濃度を得ている。

燃焼器テストリグの μ は計測した空気量と計算する実際空気量[Nm³/min]の比として計算する。

ガスタービンの μ は乾き O₂ 濃度の式を変形して、

$$\mu = \left(\frac{0.21}{0.21 - (O_2)'} \right) \left\{ 1 - (O_2)' + (O_2)' \left(\frac{1.867(c) + 0.8(n)}{0.21Va_0} \right) \right\}$$

ここで、排ガスが CH₄ の排ガスの塊と NH₃ の排ガスの塊に分かれていて (O₂)' は同じと仮定して、μ_{CH4} と μ_{NH3} を別々に求める。なお、このようにして計算した μ_{CH4} と μ_{NH3} はほぼ同じ値になる。

4. ガスタービン運用時の燃料量, 空気量, 圧力, 燃焼器入口温度

Fig.3,4,5,6 にガスタービン運用時の入熱量 (LHV), 空気量, 燃焼器圧力, 燃焼器入口温度を示した。Fig.3 では入熱量 (LHV) は CH₄ 換算流量も示した。なお、発熱量は CH₄:50 [MJ / kg], NH₃: 18.646[MJ / kg], 灯油: 43.1 [MJ / kg]とした。図のプロットで NH₃, CH₄, Kerosene は非可視化の試作燃焼器を用いているのに対し、CH₄/NH₃ LHV1:1 2016/02/16 は可視化治具を用いて燃焼器を取り付けているため、他の条件に比べ熱損失が多めに発生する可能性があったが、Fig.3 ではあまりその影響は見られない。燃焼器テストリグの運用を行う条件 (Table2) を選択条件として示すが、CH₄/NH₃ LHV1:1 2016/02/16 とほぼ同じような傾向になった。これは燃焼器テストリグも可視化

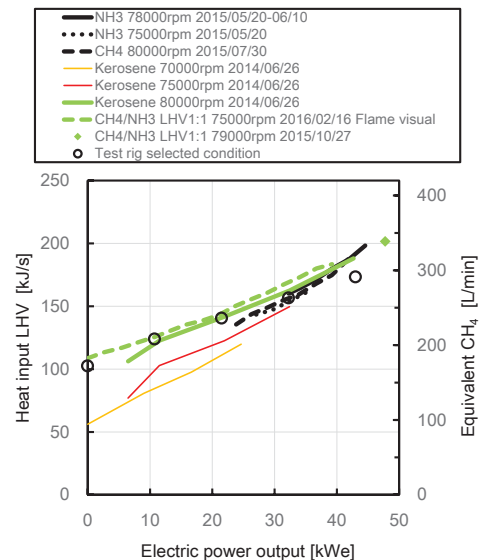


Fig.3 Fuel flow rate of gas turbine conditions

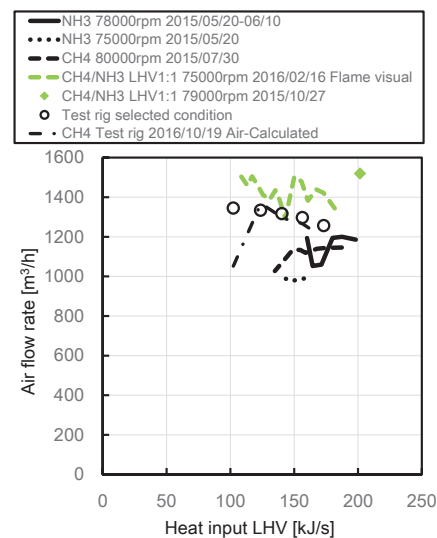


Fig.4 Air flow rate of gas turbine conditions

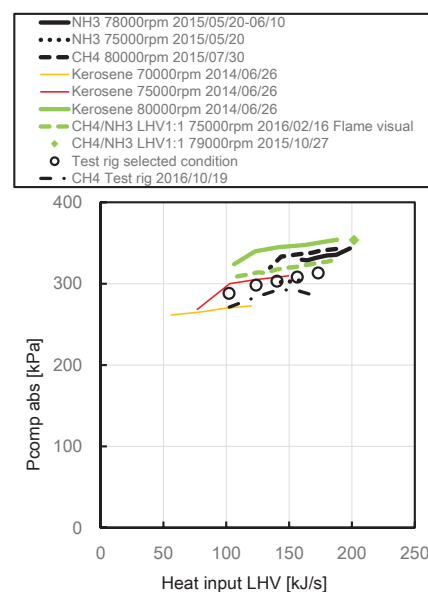


Fig.5 Combustor pressure of gas turbine conditions

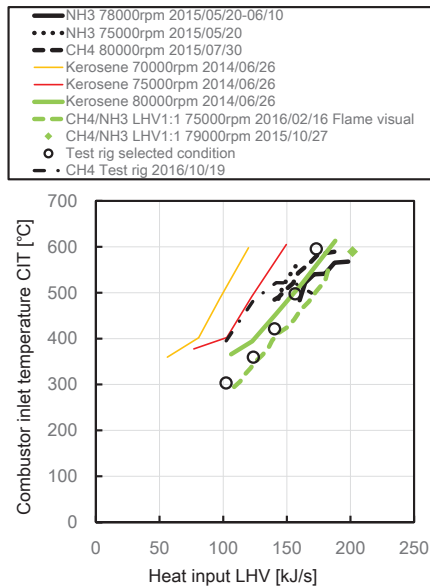


Fig.6 Combustor inlet temperature of gas turbine Conditions

Table 2 Selected combustion conditions of test rig

Load	Estimated load kWe	CH ₄ L/min	CH ₄ LHV kJ/s	Air m ³ /h	CIT °C	Pcomp kPa abs
0	0	172	102	1345	303	288
1/4	10.75	208	124	1334	359	298
1/2	21.5	236	140	1317	421	303
3/4	32.25	263	157	1297	497	308
1	43	291	173	1256	595	313

治具も燃焼器から周囲への熱損失が大きく同程度のためである。

5. 燃焼器テストリグの試運転

5.1 燃料量, 空気量, 圧力, 燃焼器入口温度

Fig.7,8 に燃焼器テストリグを試運転した時の燃料量, 空気量, 当量比, 燃焼器圧力, 燃焼器入口温度について横軸を時刻にして示す。当量比 (ϕ) は燃料量 (CH₄, NH₃) と空気量 (Air) から求めた。燃焼器圧力 (Pcomp) は Fig.5 と異なりゲージ圧を示す。Psupply はエンジンコンプレッサの供給圧を示す。燃焼器入口温度 (Combustor inlet temperature: CIT) と燃焼器出口温度 (Combustor outlet temperature: COT) も示した。

Fig.7 の 2016/08/23 は通常の試作燃焼器を用いた試運転であり, メタンガスで着火し全負荷条件まで遷移させてから, アンモニアの導入を試み途中で終了したものである。空気量 200 m³/h 以下は測定できないため, データを省略してある。全負荷条件の燃料量 CH₄: 290 L/min, 空気量 1300 m³/h に達している。燃焼器入口温度は 590°C 程度であり Table2 の全負荷条件とほぼ同じである。燃焼器圧力は 300 kPa abs であり, Table2 の条件よりやや低圧

である。

Fig.8 の 2016/10/19 は通常の試作燃焼器を用いた試運転であり, メタンガスで着火してから, ほぼ全負荷条件にした後, アンモニア専焼を行ったものである。無負荷条件の燃焼器入口温度は 400°C 程度であり, Table2 の無負荷条件 (300°C) より高温である。メタン専焼での全負荷条件での燃料量, 空気量, 燃焼器入口温度は Table2 と同程度, 燃焼器圧力は Table2 よりやや低圧である。アンモニア専焼ではアンモニア流量を 900 L/min と上限に合わせた。時刻 13:30 以降は加熱ヒータを用いて燃焼用空気を加熱しているため, 温度に変化が生じている。

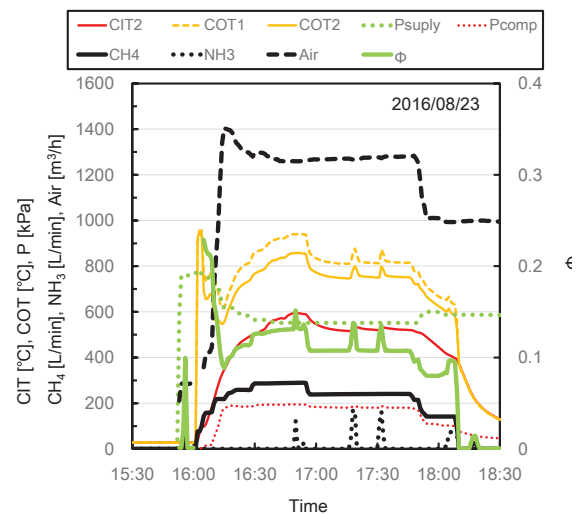


Fig.7 Combustor conditions of test rig on 2016/08/23

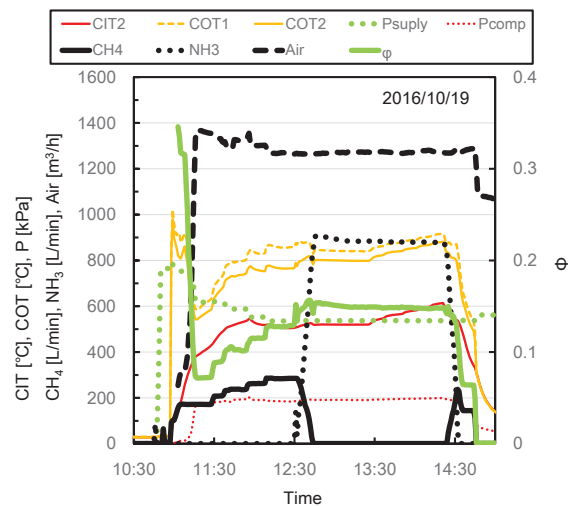


Fig.8 Combustor conditions of test rig on 2016/10/19

5.2 酸素濃度

Fig.9 に 2016/10/19 の燃焼器テストリグでの酸素濃度の分析値と計算値について横軸を時刻にして示す。O₂%分析計は湿り O₂濃度分析計値を示す。

湿り O₂, 乾き O₂ は, 燃料量と空気量から計算した μ を用いた計算値を示す。時刻 11:16 以前のデータに差異が見られる。これは O₂%分析計の排ガスサンプリング部に, サンプルした余分なガスを排出する大気開放部があり, 燃焼器内の空気量が定格に達していない場合, この大気開放部から大気が逆流して分析計に流れ込むためである。時刻 11:16 から 12:28 まではメタン専焼であるが, 湿り O₂, 乾き O₂ の差は 0.4%程度である。時刻 12:28 から 14:23 まではアンモニア専焼であるが, 湿り O₂, 乾き O₂ の差は 1%程度である。これは, アンモニア排ガス中の水蒸気が多い分, 湿り O₂, 乾き O₂ の差が大きくなっている。O₂%分析計の値は, メタン専焼で湿り O₂ と同じで, アンモニア専焼では湿り O₂, 乾き O₂ の中間値となっている。この理由は良く分からないが, アンモニア専焼ではアンモニア排ガス中の水蒸気が多い分, 排ガスサンプリングラインに水蒸気が結露した可能性もある。

5.3 メタン専焼時の NO 排出濃度

Fig.10 に 2016/10/19 の燃焼器テストリグでのメタン専焼の NO 濃度の分析値と, 2015/07/30 のガスタービン燃焼器でのメタン専焼の NO 濃度の分析値について, 横軸を発電出力にして示す。テストリグは 20 ppm から 70 ppm の値を示すのに対して, ガスタービンは 54 ppm から 91 ppm の値を示していて両プロットは交線を有している。これは発電出力 30 kWe における NO 濃度は 68 ppm と同じためであるが, その他の傾向はやや異なっている。メタン専焼の NO 生成原因は Fuel NO でなくサーマル NO である。酸素濃度は燃焼器テストリグは湿り O₂ 濃度を, ガスタービンは乾き O₂ 濃度を表していて, 乾きの方が 0.4%程度多めになること (Fig.9) を考えれば, ガスタービンはやや酸素濃度が低い (空気量が少ない (Fig.4)) もの, ほぼ同じ燃焼条件にあると言える。ところで, 燃焼器テストリグは燃焼器から周囲への熱損失がガスタービンより大きい。ここで, Fig.8 から, メタン専焼時の負荷増加に対する COT 増加率が高負荷になるほど鈍化していることが分かる。このため, 高負荷になるほど熱損失の ΔT 増分が減少するため, サーマル NO 濃度増加率が高負荷ほど低く, 低負荷ほど大きくなると考えられる。

Fig.11 は Fig.10 の NO 濃度を燃焼器入口温度 (CIT) で整理した。アンモニア燃焼ガスタービンではアンモニア専焼の時は NO 濃度と NH₃ 濃度が CIT で整理できる⁵⁾。Fig.11 からメタン専焼についても NO 濃度を CIT で整理できることが分かる。この理由として, ガスタービンでは回転数が異なる

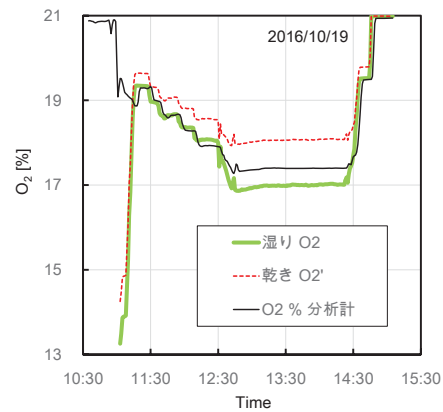


Fig.9 O₂ concentration of test rig on 2016/10/19

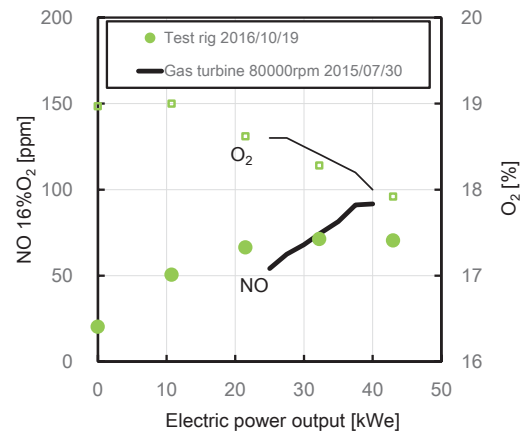


Fig.10 Comparison of NO concentration

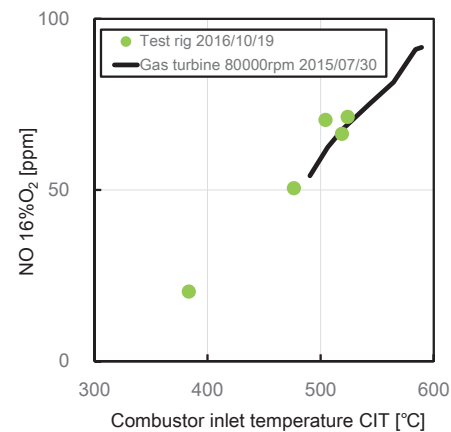


Fig.11 Comparison of NO concentration

ると空気量が異なるため燃焼状態が異なるが, CIT は燃焼状態の指標であるためと考えられる。

6. まとめ

アンモニア用ガスタービン低 NO_x 燃焼器を開発するため, 燃焼器テストリグを設置し, 試運転を行い, 燃焼条件をガスタービンの場合と比較した。

- ・メタンガス専焼の無負荷条件と全負荷条件における燃料量, 空気量, 酸素濃度は両者とも同じに設定できる。
- ・メタンガス専焼の条件における燃焼器圧力は燃焼器テストリグの方がやや低い。
- ・メタン専焼の NO 濃度は燃焼器入口温度で整理できる。

燃焼器テストリグにより, ガスタービンの運転範囲に縛られずに燃焼条件を選択できる。

謝 辞

本研究 (の一部) は, 内閣府総合科学技術・イノベーション会議の戦略的イノベーション創造プログラム (SIP) 「エネルギーキャリア」 (管理法人: 国立研究開発法人科学技術振興機構 (JST)) によって実施されました。ガスタービンと燃焼器テストリグ試験設備の運用にあたっては (株) トヨタタービンアンドシステムの協力を得ました。また, 試験の実施にあたり, 岡田孝氏, 井村公二氏, 小宮孝司氏, 片岡照貴氏はじめ多くの方々の協力を得ました。ここに記して謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) Pratt, D.T.: Technical Report No.9, Performance of Ammonia-fired Gas-turbine Combustors, DA-04-200-AMC-791(x), Berkley University of California, (1967), available at <<http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/657585.pdf>>.
- 2) Solar Division of International Harvester Company: Final Technical Report Development of an Ammonia-burning Gas Turbine Engine, DA-44-009-AMC-824(T), Fort Belvoir, Solar, (1968), available at <<http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=AD0671667>>.
- 3) 壹岐典彦, 倉田修, 松沼孝幸, 井上貴博, 辻村拓, 古谷博秀, 小林秀昭, 早川晃弘: ガスタービンにおけるアンモニア燃焼利用, 第 44 回ガスタービン定期講演会 (酒田) 講演論文集, C-12, p.259, 2016.10.
- 4) 壹岐典彦, 倉田修: アンモニアを燃焼するガスタービン, 日本燃焼学会誌, Vol.58, No.186 (2016), pp. 215-222.
- 5) Kurata, O., Iki, N., Matsunuma, T., Inoue, T., Tsujimura, T., Furutani, H., Kobayashi, H., and Hayakawa, A.: Performances and emission characteristics of NH₃-air and NH₃-CH₄-air combustion gas-turbine power generations, *Proc. Combust. Inst.*, Vol.36 (2017), pp. 3351-3359.

【研究報告】

B-7

2MW 級ガスタービン用ドライ水素専焼低 NO_x 燃焼器の開発

*古賀 和樹，堀川 敦史，岡田 邦夫，饒 雅英（川崎重工業）

Developments of the Dry Low Emission Hydrogen Combustor for 2MW Class Gas Turbine

*Kazuki KOGA, Atsushi HORIKAWA, Kunio OKADA, and Masahide KAZARI (KHI)

ABSTRACT

Kawasaki Heavy Industries, LTD. (KHI) has research and development projects for future hydrogen society; production of hydrogen gas, refinement and liquefaction for transportation and storage, and utilization with gas turbine / gas engine for electricity supply. In the developments of hydrogen gas turbine, key technology is stable and low NO_x hydrogen combustion, especially, Dry Low Emission (DLE or DLN : Dry Low NO_x) hydrogen combustion.

This paper is structured as follows; first chapter introduces the overview of hydrogen gas turbine development program in KHI, second chapter describes the DLE hydrogen combustor for 2MW class industrial gas turbine. Third chapter shows the high pressure test results of the combustor. Finally, we summarize this paper.

Key words: Combustor, Hydrogen, Dry low emission (DLE), Dry low NO_x (DLN), Hydrogen gas turbine

1. はじめに

当社は，将来の低炭素・水素社会を睨み，水素の製造，液化，輸送・貯蔵，利用を一体とした「CO₂フリー水素チェーン（図 1）」を提唱している．資源国の未利用資源や余剰・安価な再生可能エネルギーから低コストに水素製造，資源国の港湾にて水素ガスを液化，液体水素運搬船にて海上輸送し，利用国にて二次エネルギーとして利用す

るコンセプトである．現在，製造から輸送，利用に至る各要素技術の開発および製品化に取り組んでいる．本報では，水素ガスタービン発電のうち，最も重要な開発課題であるドライ水素専焼低 NO_x(窒素酸化物)の開発状況について紹介した後，エンジン実機と同じ圧力・温度条件すなわち高圧水素燃焼試験の結果について報告する．

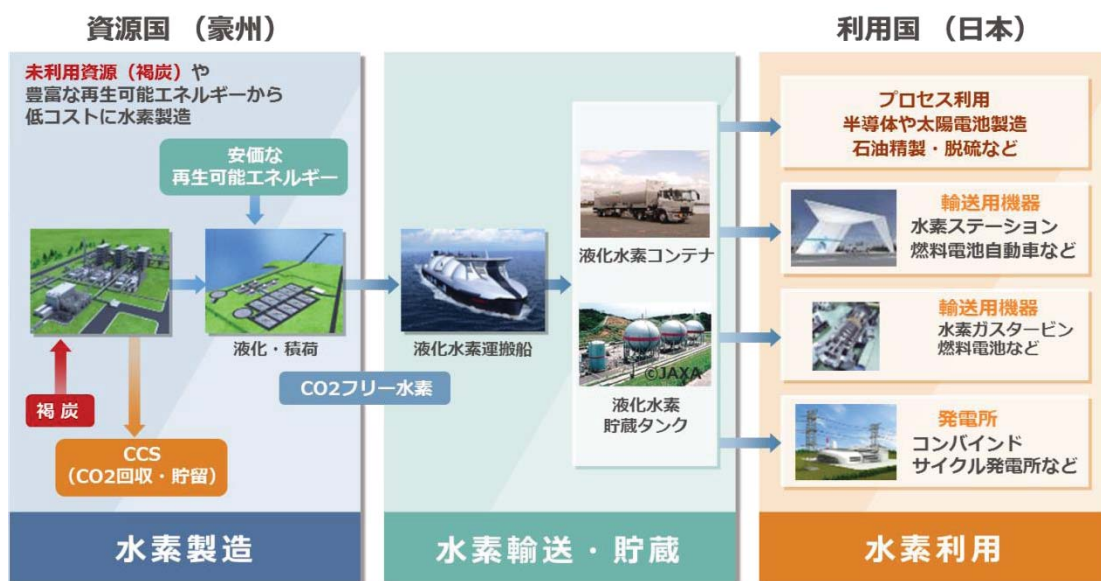


Fig.1 Concept of CO₂ free hydrogen supply chain in Kawasaki

2. ドライ水素専焼低 NOx 燃焼器の開発

2.1 Micro-mix 低 NOx 水素燃焼技術

ガスタービンは燃料多様性に優れることから水素ガスを燃料とすることは十分可能である。しかしながら、水素特有の燃焼特性に適合する燃焼技術が必要であり、水素の安定燃焼と低 NOx 性を兼ね備えた燃焼器の開発が鍵となる。水素は燃焼速度が速いことから、低 NOx 性に優れる希薄予混合燃焼方式では逆火が生じる。このため、水素の低 NOx 燃焼技術の研究開発では、多点噴射方式により小さな水素火炎を用いる方式¹⁻¹⁰⁾と急速混合および吹き上がり火炎を用いる方式がある¹¹⁻¹⁴⁾。

当社は 2010 年より、ドイツ アーヘンにある AcUAS(Aachen University Applied Science)および B&B-AGEMA 社と共同で、Micro-mix 水素専焼低 NOx 技術の産業用ガスタービン燃焼器への適用検討ならびに燃焼器の概念設計を進めてきた^{1-5,15,16)}。Micro-Mix 水素専焼低 NOx 技術は、AcUAS にて 1980 年代から今日にかけ研究されている燃焼技術であり、小型バーナを用いた水素燃焼特性の取得や APU(航空機用補助動力装置)の水素による運転試験が行われている。ここで、図 2 に Micro-Mix バーナの拡大図を示す。微少な燃料噴射孔から水素を噴射し、直交する空気噴流と急速混合し、その下流で水素火炎を形成する。微少な水素火炎を形成することで、局所的な高温域の発生をなくし、反応時間を短くすることで NOx の発生を抑制する。

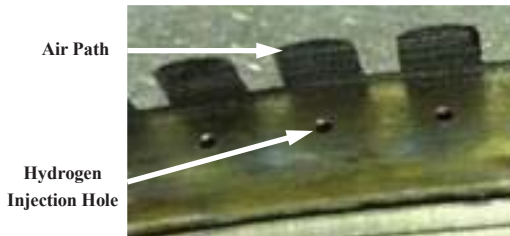


Fig. 2 Micro-Mix burner geometry



Fig. 3 Schematic view of Kawasaki M1A-17 gas turbine

2.2 ドライ水素専焼低 NOx 燃焼器

図 3 に 2MW 級ガスタービン M1A-17 を示す。本ガスタービンエンジンは同クラスでは世界最高レベルの発電効率を誇り、都市ガス焚きでは NOx 排出量 35ppm(O₂=0%)を達成している。ドライ水素専焼低 NOx 燃焼器はこの M1A-17 の仕様と合致するよう設計を行っている。

図 4 にドライ水素専焼低 NOx 燃焼器の形状を示す。圧縮空気は圧力ケーシングと燃焼器ライナの間を通り、燃焼器ライナ保持菅の空気孔により折り返す。その後、整流板により流れを均一かつ一様にし、Micro-Mix バーナモジュールに供給される。水素は各リングに供給され、微少な水素火炎が Micro-mix バーナモジュールの下流に形成される。ここで図 5 に Micro-Mix バーナモジュールと形成される水素火炎を示す。水素供給部はリング状としており、水素の焚き量(運転負荷)に応じて使用するリング数を変更する。これにより、エンジン起動時から低負荷時における高い燃焼効率と高負荷時の低 NOx 燃焼の両立が可能となる。

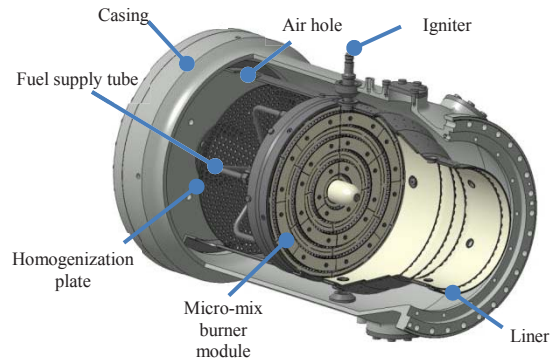


Fig. 4 Schematic view of the DLE hydrogen combustor

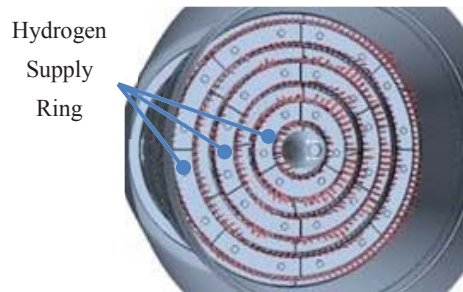


Fig. 5 Schematic view of Micro-mix burner module and flame

図 6 に、一例として負荷に応じて水素の供給噴射状態を変える燃料ステージング方式を示す。着火からアイドル条件(図 6 (a))までは外側の水素供給リングのみ水素を噴射し、点火栓から発生する火花が可燃混合気が届きやすい設計としている。アイドルから 50%負荷相当条件(低負荷条件、図 6(b))までは、内側 2 つの水素供給リング、50%負荷相当条件から定格負荷相当条件(高負荷条件、図 6 (c))までは全ての水素供給リングから水素を供給する。

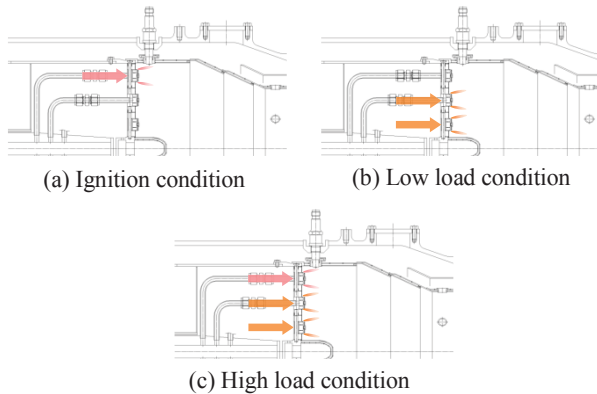


Fig. 6 Schematic view of fuel staging

3. 高圧水素燃焼試験

3.1 試験設備および試験条件

高圧水素燃焼試験は、ドイツ アーヘンにある RWTH Aachen University の IKDG(Institute for power plant technology, steam and gas turbine)の高圧燃焼試験設備¹⁷⁾にて実施した。図 7 に高圧リグ試験装置の系統図を示す。空気の温度および圧力はヒータおよび調整弁にて調整される。空気の温度は 550°C、圧力は 2.4 MPa、流量は 12 kg/s まで調整可能である。温度、圧力および流量が調整された空気はプレナムチャンバを介して燃焼器へと導かれる。燃料供給系統は、水素、天然ガス、および水素と天然ガスの混合燃料を供給することが可能である。図 8 に排ガス温度計測プローブおよび排ガス組成分析用プローブを示す。排ガス温度計測プローブは山里産業製の水冷式 R 型熱電対を使用した。排ガスは水冷式排ガス分析用プローブを通じて排ガス分析計に取り込む。なお、サンプルガス温度は 200°C 以上に保たれている。排ガス分析計は堀場製作所製 MEXA-ONE を使用し、NO_x、CO、THC、O₂、CO₂ を計測した。また、燃焼挙動は燃焼器下流に設置した観察窓を介して観察した。

図 9 に、試作バーナモジュールおよび試作燃焼器を示す。バーナモジュールは水素火炎からの高温ガスに晒されるため、セラミックコーディングを施した。本試作燃焼器にて、水素燃焼特性および低 NO_x 性能を確認した。入口空気温度および入口空気圧力は当社の 2MW 級ガスタービン M1A-17 の仕様と一致するよう設定した。

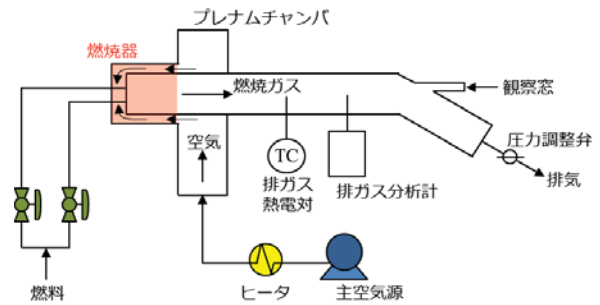


Fig. 7 Schematic view of IKDG test facility



Fig.8 Temperature probe and gas sampling probe mounted inside exhaust duct



Fig. 9 Prototype of Micro-Mix burner module and combustor installed into IKDG test facility

3.2 燃焼性能試験結果

図 10 に定格負荷相当条件における，燃焼器内の様子を示す．これより，定格負荷相当時においても部品に赤熱は見受けられず，水素が安定に燃焼できていることを確認した．また，本高圧燃焼試験での NOx 排出特性(NOx 値：残存酸素 16%換算値)を図 11 に示す．また，図 11 には本燃焼器と M1A-17 に搭載している現行の天然ガス焼き燃焼器との圧力損失率の差 Δ PLR を併せて示す．図 11 において，横軸は熱量割合を示し，100%負荷が定格負荷相当条件を示す．50%負荷から 100%負荷条件において NOx 排出値が 40ppm レベル以下となることを確認した．しかしながら，本燃焼器は燃焼器圧力損失率が現行の天然ガス焼き燃焼器よりも約 1%高いため，ガスタービン全体の効率が低下する恐れがある．圧力損失を減少させると NOx 排出値が高くなることが確認されており，本燃焼器の圧力損失を低減させながらも低 NOx 性が維持できるドライ水素燃焼器の開発を引き続き進めていく．



Fig. 10 Image of inside the combustor at full load condition

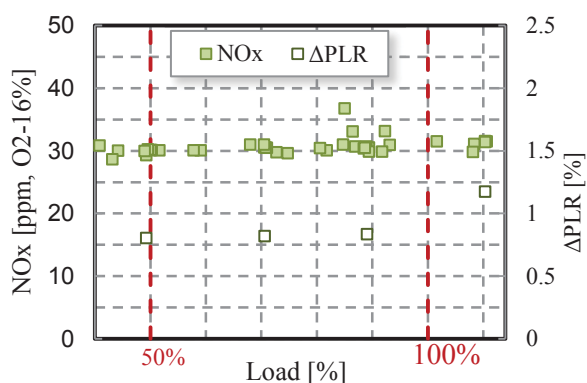


Fig. 11 NOx emission result and difference of pressure loss ratio from current natural gas combustor

さらに図 12 に本高圧燃焼試験後の燃焼器の内部の様子を示す．これより，燃焼試験後においても焼損等の部品破損はなく，問題がないことを確認した．



Fig. 12 Image of inside the combustor after high pressure combustion tests

4. おわりに

当社で実施しているドライ水素専焼低 NOx 燃焼器における高圧水素燃焼試験結果から以下の成果を得た．

- 定格負荷時においても本試作燃焼器は部品に赤熱等は確認されず，安定に燃焼することを確認した．
- 50%負荷相当条件から定格負荷相当条件まで，NOx 排出値が 40ppm レベル以下であることを確認した．
- 本試作燃焼器は現行の天然ガス焼き燃焼器よりも圧力損失が高いため，圧力損失の低減と低 NOx 性を維持する燃焼器のさらなる改良が必要である．
- 水素高圧燃焼試験後の燃焼器内部を確認したところ，部品に破損は見受けられなかった．

5. 謝辞

本研究の成果は，2014・2015 年度，総合科学技術・イノベーション会議の SIP(戦略的イノベーション創造プログラム)「エネルギーキャリア」(管理法人：JST)にて実施し，2016 年度より，国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務，水素利用等先導研究開発事業大規模水素利用技術の研究開発「水素ガスタービン燃焼技術の研究開発」にて実施して得られたものです．ここに，関係各位へ深く謝意を表します．

参考文献

- 1) Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Kroniger, D., Kitajima, J., Kazari, M., Horikawa, A.: Numerical and Experimental Characterization of Low NO_x Micromix Principle for Industrial Hydrogen Gas Turbine Applications, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69421.
- 2) Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Haj Ayed, A., Tekin, N., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K.: Experimental and Numerical Characterization of the Dry Low NO_x Micromix Hydrogen Combustion Principle at Increased Energy Density for Industrial Hydrogen Gas Turbine Applications, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013*, San Antonio, Texas, GT2013-94771.
- 3) Haj Ayed, A., Kusterer, K., Funke, H., Keinz, J., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K., Bohn, D.: Numerical Study on Increased Energy Density for the DLN Micromix Hydrogen Combustion Principle, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-25848.
- 4) Funke, H., Keinz, J., Kustere, K., Haj Ayed, A., Kazari, M., Kitajima, J., Horikawa, A., Okada, K.: Development and Testing of Low NO_x Micromix Combustion Chamber for Industrial Gas Turbines, *Proceedings of International Gas Turbine Congress 2015*, Tokyo, pp.131-140.
- 5) Horikawa, A., Okada, K., Kazari, M., Funke, H., Keinz, J., Kusterer, K., Haj Ayed, A.: Application of Low NO_x Micro-Mix Hydrogen Combustion to Industrial Gas Turbine Combustor and Conceptual Design, *Proceedings of International Gas Turbine Congress 2015*, Toyko, pp.141-146.
- 6) T. Weiland, N., G. Sidwell, T., A. Strakey, P.: Testing of a Hydrogen Dilute Diffusion Array Injector at Gas Turbine Conditions, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-46596.
- 7) Marek, C. J., D. Smith, T., Kundu, K.: Low Emission Hydrogen Combustion for Gas Turbines Using Lean Direct Injection, *41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Tucson, Arizona, AIAA-2005-3776.
- 8) Hollon, B., Steinthorsson, E., Mansour, A., McDonell, V., Lee, H., 2011.: Ultra-Low Hydrogen/Syngas Combustion with 1.3MW Injector using a Micro-Mixing Lean-Premix System, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45929.
- 9) D. York, W. Yilmaz, E.: Development and Testing of a Low NO_x Hydrogen Combustion System for Heavy Duty Gas Turbine, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69913.
- 10) Cerutti, M., Cocchi, S., Modi, R., Sigali, S., Bruti, G.: Hydrogen Fueled Dry Low NO_x Gas Turbine Combustor Conceptual Design, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-26136.
- 11) Beerer, D., McDonell, V., Therkelsen, P., K. Cheng, R.: Flashback, Blow out, Emissions, and Turbulent Displacement Flame Speed Measurements in Hydrogen and Methane Fired Low-Swirl Injector at Elevated Pressures and Temperatures, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen Denmark, GT2012-68216.
- 12) Asai, T., Dodo, S., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Effects of Multiple-Injection-Burner Configurations on Combustion Characteristics for Dry Low-NO_x Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45295.
- 13) Dodo, S., Asai, T., Koizumi, H., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Combustion Characteristics of Multiple-Injection Combustor for Dry Low-NO_x Combustion of Hydrogen-Rich Fuels under Medium Pressure, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, British Columbia, Canada, GT2011-45459.
- 14) Asai, T., Dodo, S., Karishuku, M., Yagi, N., Akiyama, Y., Hayashi, A.: Performance of Multiple-Injection Dry Low-NO_x Combustor on Hydrogen-Rich Fuel in an IGCC Pilot Plant, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Dusseldorf, Germany, GT2014-25298.
- 15) 堀川 敦史, 饒 雅英, 岡田 邦夫, Harald H.-W. Funke, Jan Keinz, Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed : ドライ水素低 NO_x 燃焼技術の開発, 第 43 回日本ガスタービン学会定期講演会 (米子) 講演論文集 (2015) , A-7.
- 16) 岡田 邦夫, 堀川 敦史, 古賀 和樹, 饒 雅英 : 2MW 級ドライ低 NO_x 水素専焼燃焼器の開発, 第 44 回日本ガスタービン学会定期講演会 (酒田) 講演論文集 (2016) , C-3.
- 17) Krouniger D., Wirsum, M., Horikawa, A., Okada, K., Kazari, M.: Investigation of the pressure dependence of NO_x emissions of an industrial gas turbine combustor with high hydrogen content fuels, *Proceedings of International Gas Turbine Congress 2015*, Tokyo, pp.122-130.

超高負荷タービン直線翼列の漏れ損失の低減に関する実験的研究 —間隙高さがスキューラ効果に及ぼす影響—

*脇田 悠介（法大院），秋山 浩二（法大院），辻田 星歩（法大）

Experimental Study on Reduction of Leakage Loss in Ultra Highly Loaded Linear Turbine Cascade

—Influence of Clearance Size on Squealer Effectiveness—

*Yusuke WAKITA, Koji AKIYAMA, Hoshio TSUJITA(HOSEI Univ.)

ABSTRACT

An increase of turbine blade loading by the increase of blade turning angle enables to reduce a gas turbine in size and weight. However, it would also intensify the secondary flow related to the passage vortex and the tip leakage vortex, which are caused by the pitchwise pressure gradient on the endwall and the pressure difference between the pressure and the suction surfaces at the blade tip, respectively. In this study, the detailed internal flow measurements by using the 5-hole Pitot tube and the oil-flow visualization were conducted for the ultra highly loaded linear turbine cascade with turning angle of 160 degree in order to investigate the influence of the tip clearance size on the squealer tip effectiveness in the reduction of the tip leakage flow. The experimental result clarified that the increase of tip clearance size enhanced the squealer effectiveness on the reductions of the tip leakage flow and the associated loss.

Key words: Ultra highly loaded turbine, Squealer tip, Tip clearance

1. 緒論

ガスタービンの空気力学的性能向上を図る技術の一つに、転向角の増大によるタービン翼の高負荷化がある。高負荷化は翼単体の負荷が増加するため、タービン翼枚数および段数の削減を可能にする。その結果、ガスタービンの小型軽量化やメンテナンスの簡素化といった多くの利点を生み出す。しかし、タービン翼の転向角の増大による高負荷化は、翼間圧力勾配および翼面圧力差の増加を必然的に伴うため、それらに起因した二次流れが増強し損失を増加させることにより翼列性能の低下を招く。したがって、タービン翼の高負荷化を実現するには、転向角の増加による二次流れの増強および損失増加を抑制する技術の適用が不可欠である。超高負荷タービン翼においては、翼端漏れ流れに起因する損失割合が比較的大きいため、その性能向上を図るには翼端漏れ損失を抑制する技術の適用が効果的であると考えられる。翼端漏れ損失の低減技術には、翼端部へのウィングレットの適用や、翼端部の形状を変化させる翼端スキューラ等がある。翼端スキューラの有効性は、従来程度の転向角を有するタービン翼に対しては実験的手法^{1),2)}によっても検証が行われている。また、スキューラ効果に影響を与える幾何学的パラメータには、リムの翼面からの幅や翼端面からの深さ、翼端間隙高さなどがあるが、その最適化を

図るには各パラメータが漏れ渦による損失の低減に与える影響を調査する必要がある。

本研究では、転向角 160°を有する超高負荷タービン直線翼列に対してスキューラを適用し、間隙高さがその適用効果に及ぼす影響について、5孔ピトー管による内部流動測定および油膜法による可視化実験により明らかにした。

2. 供試翼形状および試験装置

本研究で用いた供試翼形状とスキューラ形状をそれぞれ図 1 と図 2 に、またそれらの主な仕様を表 1 と表 2 に示す。図中の LE は翼前縁、TE は翼後縁、PS は圧力面、SS は負圧面を示す。供試翼はスパン方向に翼形状が一樣な二次元翼である。図 3 に示す試験装置は吸い込み型風洞で、また図中の β_i と β_o はそれぞれ入口案内板と出口案内板が翼列軸方向となす角度であり、任意の角度に設定可能な構造となっている。

3. 実験方法

3.1 実験条件

本研究では、入口案内板の角度は 80.0°に設定し、表 2 に示す全ての実験条件に対して入口流速を 35.0 m/s に設定した。また、翼弦長と翼列下流における流速に基づ

レイノルズ数は約 2.8×10^5 である。出口案内板の角度は、設計入射角設定の超高負荷タービン直線翼列風洞を対象にした数値解析³⁾から見積もられた自然流出角 83.5° に全ての条件に対して設定した。スキュー深さ D が 0.0 mm と 4.0 mm に対して、流路高さ H_0 に対する翼端間隙高さ δ の割合の 100 分率で定義される TCL を 1% と 2% に設定し(表 2)、計 4 種類の条件に対して実験を行った。また、リム幅 W は翼面に沿って一様に 4.0 mm に固定した。

3.2 5 孔ピトー管による内部流動測定

5 孔ピトー管を自動トラバース装置に装着して、翼列内部の流動測定を行った。トラバース装置はステップモータにより、スパン方向とピッチ方向への移動およびヨー方向への回転が可能であり、これらの動作を測定用コンピュータで制御することで自動計測を行った。内部流動測定は図 3 に示す緑色の翼の右側の翼間流路において、図 4 に示す計 4 断面で行った。各断面の軸方向位置を表 3 に示す。ここで、 Z/C_{ax} は LE を 0.0, TE を 1.0 とする軸方向無次元距離である。また 5 孔ピトー管の測定値が検定範囲を超えた場合は、外挿値によって置き換えた。

3.3 油膜法による可視化実験

油膜を図 3 に示す測定領域内の翼端面および Tip 側 Endwall(EW)に均一に塗布し、約 30 分間送風機を運転した後、形成された流れのパターンをデジタルカメラで記録した。また、よどみ領域に比較的大きな油溜まりが生じたため、撮影は送風機を運転中に行った。さらにキャビティ内の複雑な流れの向きを確認するために、キャビティ底面と Tip 側 EW において油点法による可視化実

Table 1 Major specifications of cascade

Number of blades	N	[-]	8
Axial chord length	C_{ax}	[mm]	68.5
Chord length	C	[mm]	80.0
Passage height	H_0	[mm]	100.0
Blade height	H	[mm]	98.0 99.0
Blade pitch	S	[mm]	114.28
Inlet metal angle	α_1	[deg.]	80.0
Outlet metal angle	α_2	[deg.]	80.0

Table 2 Experimental conditions

Squealer width	W	[mm]	4.0
Squealer depth	D	[mm]	0.0 4.0
Tip clearance size	δ	[mm]	1.0 2.0

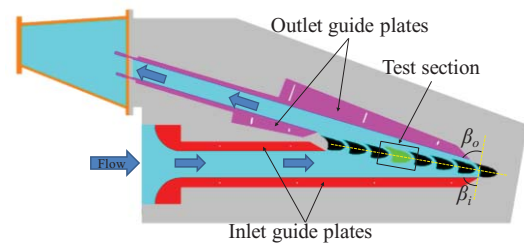


Fig. 3 Test wind tunnel

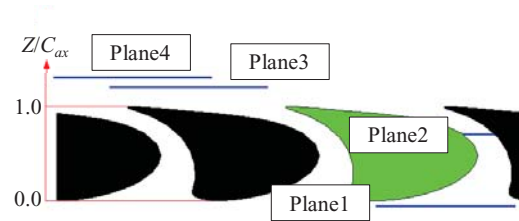


Fig. 4 Measured planes

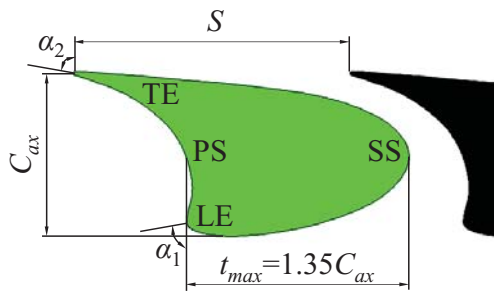


Fig. 1 Test blade

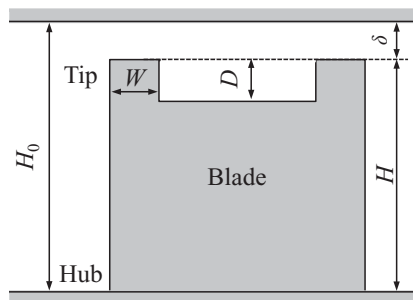


Fig. 2 Squealer tip blade

Table 3 Measured positions

Measured plane	Z/C_{ax}
Plane1	-0.06
Plane2	0.70
Plane3	1.20
Plane4	1.30

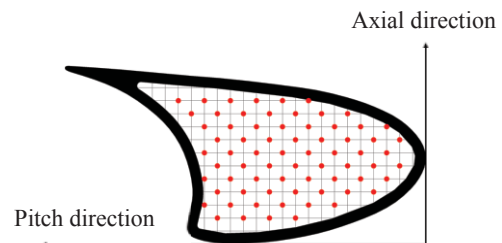


Fig. 5 Distribution of oil dots

Table 4 Compounding ratios of oil

Experiment	Titanium dioxide : Liquid paraffin : Oleic acid
Oil flow	1.0 : 1.2 : 1.0
Oil dot flow	1.0 : 2.0 : 1.0

験も行った。油点を塗布した座標位置(図中の赤点)を図5に示す。可視化に用いた油膜は、二酸化チタン、流動パラフィン、オレイン酸を配合して生成した。薬品の配合比は表4に示す通りである。

4. 実験結果

4.1 内部流動測定結果

図6~9に断面2($Z/C_{ax}=0.70$)および断面3($Z/C_{ax}=1.20$)の二次流れ速度ベクトルと全圧損失係数 C_{pt} 分布をそれぞれ示す。 C_{pt} は次式により定義した。

$$C_{pt} = (P_a - P_t) / (0.5 \cdot \rho \cdot V_{m,4}^2) \quad (1)$$

ここで、 P_t は測定全圧、 $V_{m,4}$ は翼列下流断面4での断面質量平均流速である。図10に全圧損失係数 C_{pt} の断面質量平均値として定義した総損失 C_{ptt} の軸方向分布を示す。また各条件での断面3における総損失 C_{ptt} を図11に、全圧損失係数 C_{pt} のピッチ方向質量平均値 $C_{pt,p}$ のスパン方向分布を図12に示す。ここで、 Y/H は Hub 壁を0.0、 Tip 壁を1.0とするスパン方向無次元距離である。図11には比較対象として翼端間隙無し($TCL=0\%$)の場合の C_{ptt} も示す。

翼間内の断面2での流れの挙動について考察する。まず、スキューラの無い $D=0\text{ mm}$ においては、全ての条件において二次流れ速度ベクトルから両 EW 付近に対となる渦が確認でき(図6(a),(c))、これは翼間圧力勾配により発生した流路渦(V_P)であり、同渦を中心に高損失領域が分布していることが確認できる(図7(a),(c))。また全ての条件において Tip 側の V_P の高損失領域が Hub 側のものに比べて小さくなっていることが確認できる。これは Tip 側では EW 上の境界層流体が PS 側から間隙内に流入することにより、 V_P の発達が抑制されたためと考えられる。さらに TCL の増加により、 Tip 側の V_P に起因する高損失領域が縮小している(図7(a),(c))。これは、 TCL の増加に伴い PS 側から翼端間隙内に流入する流れが増加することにより(図6(a),(c))、 V_P の発達がさらに抑制されたためと考えられる。一方、スキューラの有る $D=4\text{ mm}$ においては、 V_P が Tip 側の方が抑制される傾向は $D=0\text{ mm}$ の場合と同様であるが、その抑制の程度が低下することがわかる。この現象はスキューラを設けることにより、 PS 側から間隙内に流入する流れが減少することにより、間隙の存在による Tip 側の V_P の発達の抑制効果が低下したためと考えられる。さらにこの低下傾向は $TCL=2\%$ の方が顕著に表れている。その結果、図10の断面2の総損失 C_{ptt} は僅かではあるが、両 TCL において $D=4\text{ mm}$ の方が高くなり、この傾向は $TCL=2\%$ の方が強くなっている。したがって、 $Z/C_{ax}=0.70$ 付近までは流れが PS から間隙に流入することによる V_P

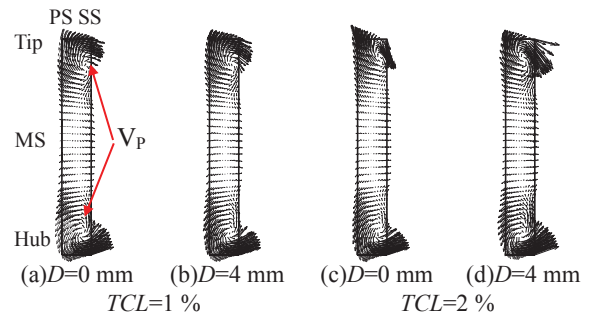


Fig. 6 Secondary flow velocity vector (Plane2)

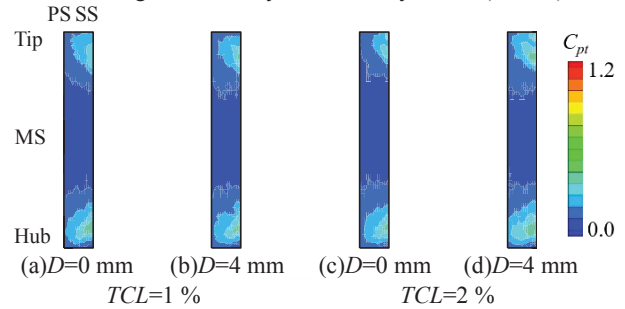


Fig. 7 Total pressure loss distribution (Plane2)

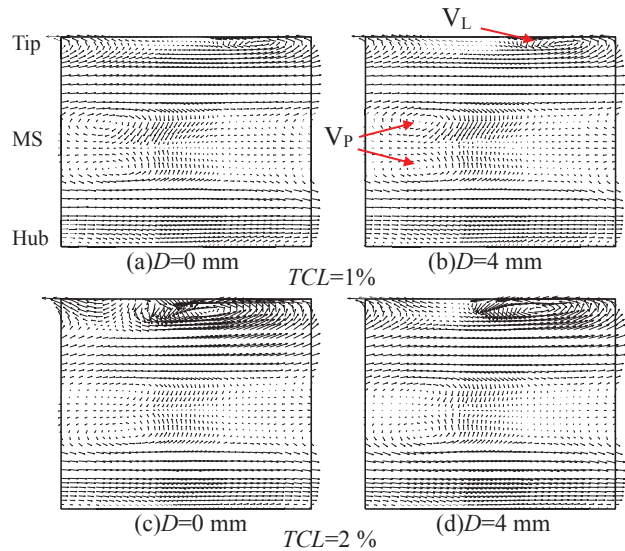


Fig. 8 Secondary flow velocity vector (Plane3)

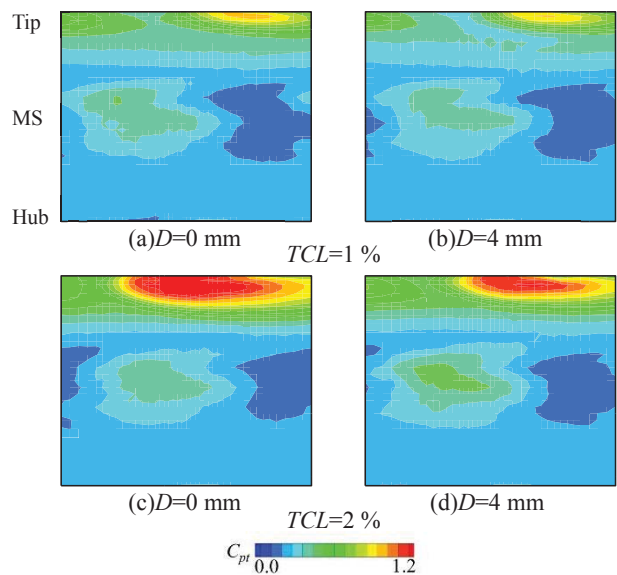


Fig. 9 Total pressure loss distribution (Plane3)

の抑制効果が、スキューラの適用による流れの減少により低減し、その結果 V_P に起因する損失が適用しない場合より増加すると考えられる。

次に翼列下流の断面 3 での流れの挙動について考察する。全ての条件において二次流れ速度ベクトルから両 EW 付近に対をなす V_P と、Tip 側 EW 付近に SS 側から翼間に流出した流れが主流と干渉して発生した流れ渦 (V_L) の存在が確認できる (図 8)。またこれらの渦の発生領域に高損失領域が分布していることが確認できる (図 9)、 V_L によるものが V_P に比べてその値が非常に高く、また広範囲に広がっていることから、超高負荷タービン翼列においては V_L が損失生成に与える影響が大きいことがわかる。 $D=0$ mm の場合は、 TCL の増加に伴い V_L が大きくなり (図 8(a),(c))、ピッチおよびスパン方向へ移動することが確認できる。これは、流れの増強により V_L が増強し、さらに Tip 側の流れがアンダターン傾向を示すためと考えられる。また、 $TCL=2\%$ では 1% に比べて Tip 側の V_P が弱くなっていることがわかる。これは先に述べたように翼間内において PS から間隙へ流入する流れの増強により V_P の発達が抑制されることを裏付けている。一方、スキューラを適用した $D=4$ mm においては、 TCL の大きさにかかわらず V_L に起因する損失が $D=0$ mm より低減している (図 9)。したがって、スキューラを適用することにより流れと共に V_L も弱くなることを示している。しかし、特に $TCL=2\%$ においてはスキューラの適用による Tip 側の V_P の増強による V_P 同士の干渉により MS 付近の損失が増加しており、この傾向は図 12 から確認できる。これは先に述べたように、翼端間隙内で流れが PS から間隙に流入することによる V_P の抑制効果が、スキューラの適用による流れの減少効果により低下したためである。

図 10 から全ての条件において翼列下流では急激に損失が増加しており、これは V_P の発達および V_L の発生に起因するものと考えられる。また TCL に関わらずスキューラの適用により C_{pt} が低下していることが確認できる。したがって、スキューラの適用により Tip 側の V_P が増強することによる損失増加よりも、 V_L の抑制による損失低減効果の方が大きいことがわかる。図 11 より、断面 3 ではスキューラの適用により $TCL=1\%$ の C_{pt} を $TCL=0\%$ と同程度まで低減できていることが確認できる。しかし、スキューラの適用による総損失の低減効果は TCL に関わらずほぼ同じであることがわかる。図 12 より、 $Y/H=0.7$ 以上の領域において損失が急激に増加し、またスキューラの適用による損失低減効果も顕著に表れていることがわかる。さらに、その低減効果は $TCL=2\%$ の方が大きいことがわかる。しかしながら、先にも述べたように Tip 側の V_P の抑制効果が $TCL=2\%$ の方が低

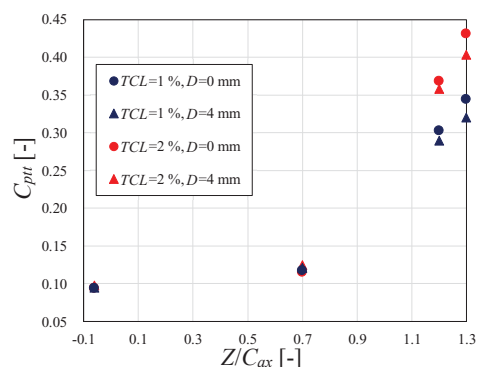


Fig. 10 Streamwise distribution of C_{pt}

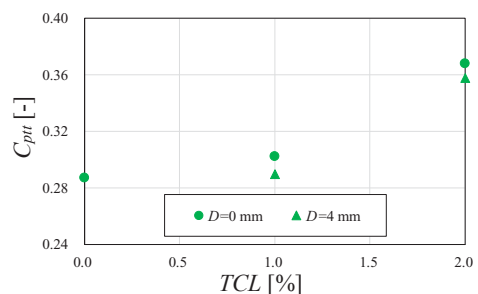


Fig. 11 Variation of C_{pt} for TCL (Plane3)

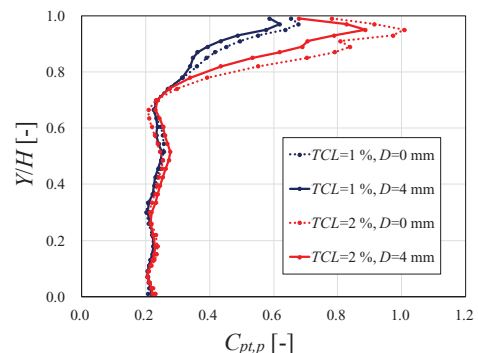


Fig. 12 Spanwise distribution of $C_{pt,p}$ (Plane3)

下するため、それに伴う損失増加により、スキューラ適用による損失低減効果が $TCL=1\%$ と 2% 間で同程度になったと考えられる。

以上の結果から、スキューラの適用は主に翼間前半部では、流れを低減させることにより V_P とそれに起因する損失を増加させ、翼間後半部から下流においては V_L とそれに起因する損失生成を抑制し、これらの傾向は TCL の増加と共に増強するといえる。

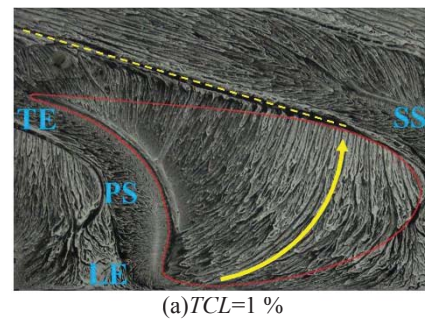
4.2 油膜および油点法による可視化結果

油膜法および油点法の実験結果よりスキューラキャビティ内の流れと流れ渦の挙動およびスキューラの適用による損失低減のメカニズムについて考察する。図 13 に $D=0$ mm の $TCL=1\%$ と 2% の Tip 側 EW の可視化結果を、図 14 と図 15、図 16 と図 17 に $D=4$ mm の $TCL=1\%$ と 2% の Tip 側 EW と翼端面上での油膜法と油点法による可視化結果をそれぞれ示す。各図中には翼の輪郭を赤線で示している。

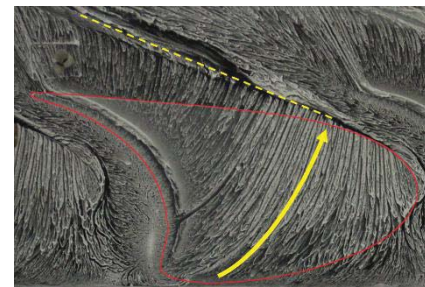
図 13 より $D=0$ mm においては、流れは主に PS お

よび SS 前半部から翼端間隙内へ流入し、SS 後半部から流出していることがわかる。流出した流れは主流との干渉により V_L を形成し、そのはく離線(図中の破線)が SS の $Z/C_{ax}=0.75$ 付近を起点として下流側へと伸びている。 $TCL=2\%$ のはく離線は 1% に比べて SS から離れているが、これは 2% の間隙サイズの方が大きいために、流れの流量と運動量が大きくなることに起因すると考えられる。また流れの間隙内での偏向が $TCL=2\%$ の方が小さいのも同様の原因と考えられる。

図 14 と図 16 より、スキューを適用した $D=4\text{ mm}$ の $TCL=1\%$ では、流れは PS および SS 前半部から $D=0\text{ mm}$ の場合と同様に翼端間隙内へ流入している。PS から間隙へ流入する流れは、PS 側のリムに沿ってキャビティ底面上に逆流のはく離線(図中の一点鎖線)が、また、その僅か下流の EW 上にも順流のはく離線が確認できることから、キャビティへ入る際に流路断面積の拡大に伴う逆圧力勾配の影響を受けて、はく離渦 V_1 を形成している。 V_1 は PS 側のリムに沿って SS 後半部に達し、翼間流路へ流出している。一方、SS 前半部から間隙へ流入する流れは、SS 前半部のリムに沿ったキャビティ底面上の逆流のはく離線と EW 上の順流のはく離線が形成されていることから、PS 側と同様のメカニズムで SS 前半部のリムに沿ってはく離渦 V_2 を形成している。このキャビティ内に入る際の逆圧に起因する V_1 と V_2 の発生が翼端間隙に流入する流れを減少させると考えられる。キャビティ内においては、 V_1 と V_2 に囲まれた領域はよどみ状態となり、その領域内に反時計回りの循環流 V_3 が発生している(図 16(b))。 V_1 と V_2 の形成状態を比較すると、 V_1 は PS 面に対してほぼ垂直に間隙へ流入する流れにより形成されているため、回転軸方向速度成分より旋回速度成分が支配的な旋回ピッチの短い渦と考えられる。一方、 V_2 は SS 面に対して接線方向に傾いて流入する流れにより形成されているため、旋回速度成分より回転軸方向速度成分が支配的な V_1 より旋回ピッチの長い渦と考えられる。この軸方向速度成分の異なる V_1 と V_2 に囲まれたよどみ領域内の流体は、軸方向速度の速い V_2 と干渉することにより反時計回りの循環流 V_3 を形成していると考えられる。 V_3 と同様な循環流が EW 上においてもほぼ同位置に存在することから(図 16(a))、 V_3 はキャビティ底面から EW に至る回転軸を持つ渦であると考えられる。また、SS 後半部から流出する流れの内、 V_3 の下流側の領域の流跡線の色が、他の領域より僅かに油膜の白色が濃いことから(図 14(a))、この渦は間隙内を通過する流れをブロックし、さらに SS 後半部において間隙内から流出する流れを巻き込み、そして吸収する機能を有していると考えられる。したがって、 V_3 の発生は翼端間隙から流出する流れを減少させると考えられ

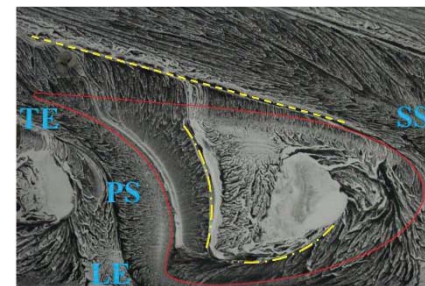


(a) $TCL=1\%$

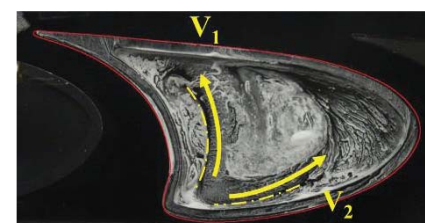


(b) $TCL=2\%$

Fig. 13 Oil flow visualization on EW ($D=0\text{ mm}$)



(a) EW



(b) Blade tip surface

Fig. 14 Oil flow visualization ($D=4\text{ mm}$, $TCL=1\%$)

る。図 14(a)より V_L のはく離線が $D=0\text{ mm}$ の場合(図 13(a))と比べて僅かではあるが SS に近づいていることから、 V_1 と V_2 の流れの翼端間隙への流入抑制効果と V_3 の流れの翼端間隙からの流出抑制効果により、流れが低減したと考えられる。

図 15 と図 17 より、 $TCL=2\%$ でも同様に V_1 , V_2 , V_3 が確認できる。しかし、 $TCL=1\%$ の場合と比べると、 V_1 と V_2 については、EW 上のはく離線の位置が PS および SS 前半部から離れる方向へ移動しているのに対して、キャビティ底面上のはく離線は近づく方向へ移動していることから、渦の径が増大していることがわかる。これは翼端間隙が大きくなったことで、EW からキャビティ底面までの距離の増加に加えて、間隙へ流入する流れの流量が増えたことに起因すると考えられる。また、

V_1 と V_2 の径の増大によりそれらに囲まれたよどみ領域が縮小し、その結果、循環流 V_3 の径も $TCL=1\%$ と比べて減少しているが、より SS 後半部に近づいている(図 15(b), 図 17(b)). したがって、 V_3 の間隙内を通過する流れのブロック効果は低下するが、 SS 後半部において間隙内から流出する流れの吸収効果は増加していると考えられる. 図 15(a)より、 V_L のはく離線が $D=0$ mm(図 13(b))に比べて SS に近づいていることから、 $TCL=1\%$ の場合と同様に、 V_1 と V_2 の流れの翼端間隙への流入抑制効果と V_3 の流れの翼端間隙からの流出抑制効果が、流れを低減していると考えられる.

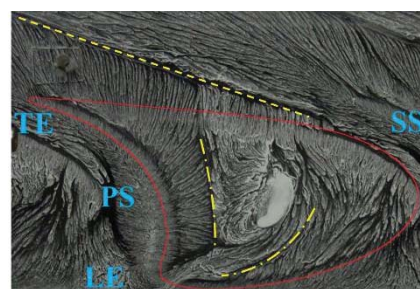
5. 結論

本研究により、以下の結論を得た.

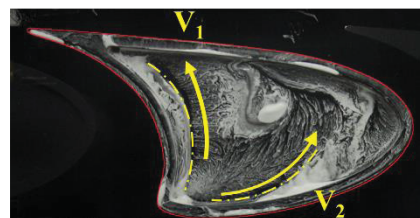
1. スキーラの適用は主に翼間前半部では、流れを低減させることにより流路渦とそれに起因する損失を増加させ、翼間後半部から下流においては流れ渦とそれに起因する損失生成を抑制し、これらの傾向は間隙高さの増加と共に増強する.
2. スキーラの適用は、翼端間隙に流入する流れがキャビティ内に流入する際に、圧力面と負圧面前半部のリムに沿って二つのはく離渦を形成することにより、間隙への流れの流入を抑制する. これらのはく離渦は間隙高さの増加により径を増す.
3. スキーラの適用は、圧力面と負圧面前半部のリムに沿って形成される二つのはく離渦が挟むよどみ領域内に循環流を発生させ、それが間隙内を通過する流れをブロックおよび吸収することにより、間隙からの流れの流出を抑制する. この循環流は間隙高さの増加により縮小すると共に負圧面後半部へ近づく.

参考文献

- 1) Sang Woo and Seon Ung Kim “Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: part 1-tip gap flow structure” *Exp. Fluids*, Vol.49, (2010), pp.1039-1051.
- 2) Sang Woo and Seon Ung Kim “Tip gap height effects on the aerodynamic performance of a cavity squealer tip in a turbine cascade in comparison with plane tip results: part 2-aerodynamic losses” *Exp. Fluids*, Vol.49, (2010), pp.713-723.
- 3) 江藤, 朝賀, 辻田, 水木, 山本, 超高負荷直線タービン翼列試験風洞内の流れの数値解析, 日本機械学会東北支部第40期総会・講演会講演論文集, No.051-1, (2005-3), pp.12-13.

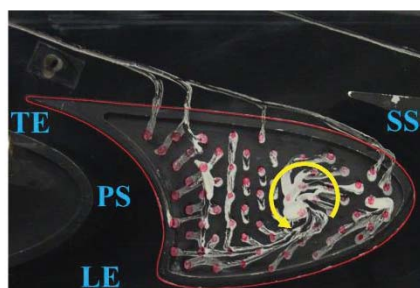


(a)EW



(b)Blade tip surface

Fig. 15 Oil flow visualization ($D=4$ mm, $TCL=2\%$)

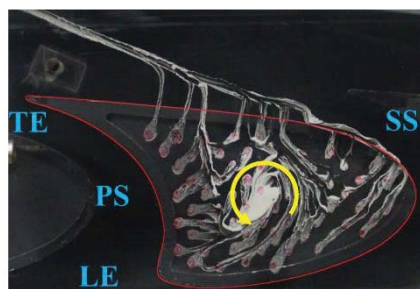


(a)EW

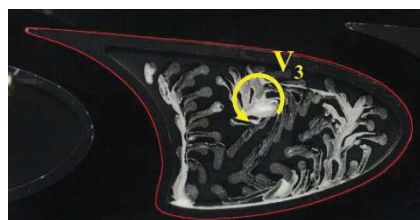


(b)Blade tip surface

Fig. 16 Oil dot flow visualization ($D=4$ mm, $TCL=1\%$)



(a)EW



(b)Blade tip surface

Fig. 17 Oil dot flow visualization ($D=4$ mm, $TCL=2\%$)

圧縮機翼列実験の環境整備

*山城紹吾、安藤宏晃(高知工科大院)、伊志嶺朝史、野崎理、筒井康賢(高知工科大)

Development of Environment for Compressor Cascade Experiment

*Shogo Yamashiro, Hiroaki Ando (Graduate School, Kochi University of Technology.)
Tomofumi Ishimine, Osamu Nozaki and Yasukata Tsutsui (Kochi University of Technology.)

ABSTRACT

A linear cascade wind tunnel has been manufactured for the purpose of investigating the stall characteristics of the compressor cascade, which is one of the components of turbomachines. The wind tunnel performance was surveyed in term of the velocity distribution and the turbulence intensity at the wind tunnel exit, the periodicity of the blade rows, and the two-dimensional nature. In the case of the wind speed of the cascade wind tunnel of about 40 m/s, the measurement results were obtained with uniformity of speed distribution and turbulence intensity within 1% at the range of 90 mm width and 525 mm height. The results of the wind tunnel performance measurements are reported.

Key words: Compressor, Cascade

1. はじめに

ジェットエンジンやガスタービンで使用されている軸流圧縮機は環状翼列が回転することにより発生する揚力を用いて気体を圧縮するターボ機械である。この圧縮機を構成する翼は、流体が圧力勾配に逆らって流れるため、翼の流れで剥離や失速といった現象が起きやすく、特にジェットエンジンは、運転状態が急に変化しやすい環境にあるため、失速特性の改善は非常に重要な課題の一つである。高知工科大学では、上記の課題に取り組むべく、翼端付近の流れが失速特性に及ぼす影響等を調べることを目的とした翼列試験の環境整備の一つとして直線翼列風洞を製作しており、翼列風洞の基本性能が計測可能になったので、現状を報告する。

2. 低速直線翼列風洞の設計及び製作

2.1 実験設備

本研究では、圧縮機翼列の空力性能向上を目指し、はじめに翼列実験を実現するため、翼列の基礎実験が出来る翼列風洞を設計製作することから始めた。風洞の信頼性を評価するために、風洞特性試験で比較対象にするEmery¹⁾らの実験を参考に、この風洞のレイノルズ数 Re 及び最大流速 U 、流入角 β は $Re=2.0 \times 10^5$ 、 $U=37.5\text{m/s}$ 以上、 $\beta=0 \sim 70^\circ$ を目安に設計している。また、翼枚数は周期性を考慮し、中央の翼に上下同じ枚数が並ぶように最大で計7

枚に設定している。設計諸元をTable 1に示す。

Table 1 Design condition

Reynolds number Re [-]	2.12×10^5
Max velocity U [m/s]	40
Inlet angle β [$^\circ$]	0 - 70
Aspect ratio [-]	2.25
Solidity [-]	1.00
Number of wings	7

2.2 風洞本体

翼列風洞はモータ、送風機、拡散洞、静定槽、縮流洞、測定部で構成される。モータの形式は三相モータ(三菱電機製)、200V、出力11kW、回転数1770rpmである。インバータ制御をすることで回転数を変化させ、風速を調整する。送風機(昭和電機製)は流量 $415\text{m}^3/\text{min}$ 、静圧2.10kPaであり、①静圧が稼ぎやすい、②流れに旋回成分が発生しにくいという特性を評価して遠心式のターボファンを選定している。Fig. 1にモータと送風機を示す。次に拡散洞は入口寸法が幅560mm、高さ690mm、出口寸法が幅600mm、高さ900mm、長さ1600mmを2.3mm冷間圧延鋼板で製作している。また、木枠に入れたセルサイズ13mmのハニカムコアを送風機と拡散洞の間でフランジ接続し、送風機から発生する流れの旋回成分を可能な限り取り除く。また拡散洞の形状は上面傾斜角 1.7° 、側面傾斜角 6.8° で2次的に断面を

拡大させている。静定槽は幅900mm高さ900mmで全長1600mmの間にダンピングスクリーンを3枚設置することで、乱れを均一に整えている。縮流洞は流れが少なく均一な流れに近づける役割があり、静定槽で整えた流れを増速させる。縮流洞の形状については、いくつか候補を絞り、2次元ポテンシャル流解析を行い、壁面圧力分布の確認した後に形状を決定した。壁の形状に適用する関数を以下のように3種類比較した。Fig.2に示す。

$$\textcircled{1} \quad y = ax^3 + bx^2 + \frac{y_{in}}{2} \quad (0 \leq x \leq 750)$$

$$y = cx^3 + \frac{y_{out}}{2} \quad (750 \leq x \leq 1500)$$

$$\textcircled{2} \quad y = ax^2 + \frac{y_{in}}{2} \quad (0 \leq x \leq 750)$$

$$y = bx^3 + \frac{y_{out}}{2} \quad (750 \leq x \leq 1500)$$

$$\textcircled{3} \quad y = ax^3 + \frac{y_{in}}{2} \quad (0 \leq x \leq 750)$$

$$y = bx^3 + \frac{y_{out}}{2} \quad (750 \leq x \leq 1500)$$

計算結果として、微小な差であるが入り口・出口とも圧力変動が比較的少ない式②から形状を採用して製作した。計測部は計測対象の翼列を組み込み、広範囲の流入角に対応できる可動域、複数の食違い角に対応できる拡張性、レーザードップラー流速計及び3孔ピトー管による計測が可能な構造、そして流れを乱さない平滑性と密閉性が求められる。そのため他の要素と比べて複雑な構造となる。Fig.3に計測部を示す。左右の壁面は半円形状となっており、回転可能である。翼列は上流から見て右側の壁面に片持ち構造で取り付けており、側板を回転させることで流入角を変化させることが出来る。翼列の下端は側板を回転させるとともに移動するため、床板（仕切り板）を上下前後方向に可動とし、一番下の翼前縁が仕切り板の後端と接する位置に移動可能な構造とした。仕切り板は市販の油圧式リフトテーブルに固定し、高さ・位置の調整が可能な構造になっている。また、仕切り板の前縁は鋭くエッジを出しており、流れの乱れが極力発生しないように配慮している。翼端側壁面はアクリル板をはめ込んでおり、レーザードップラー流速計による流れ場計測が可能な構造とした。風洞全体の概観をFig.4に示す。



Fig. 1 Centrifugal turbo blower

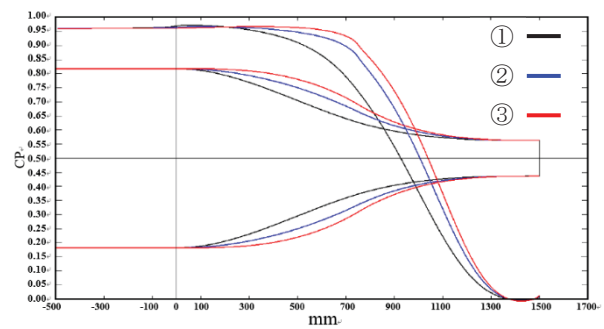


Fig. 2 Wall shapes of contraction ducts

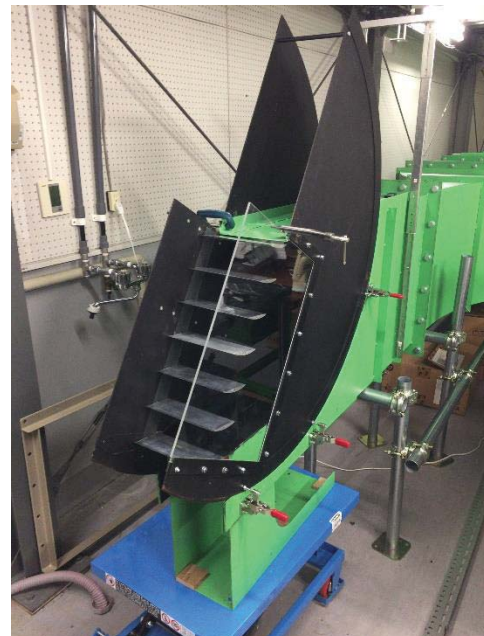


Fig. 3 Overview of measuring section



Fig. 4 Overview of cascade wind tunnel

2.3 ピトー管

計測部の前方に主流計測用プラントル型ピトー管を設置している。ピトー管はスライドレールに取り付け上下に移動できる構造とし、主流計測時のみ展開して流れを乱さないようにしている。



Fig. 5 Pitot tube

3. 風洞の計測

3.1 速度分布及び乱れ度分布

翼列風洞の組立後に測定部の翼列前縁位置における速度の一樣性を確認するため、翼を取り付け無い状態で熱線風速計 (KANOMAX製) を使用して速度分布及び乱れ度分布の計測を行った。計測断面の範囲は幅170mm、高さ575mmでFig.6に示す。速度分布をFig.7及びFig.8に示す。計測した速度は初めにピトー管で取得した主流速度で無次元化している。Fig.7、Fig.8より境界層の影響は壁面から水平方向に45mm、鉛直方向に50mmであることが分かった。結果として風速40m/sの時、流れの一樣性を示す範囲は幅90mm、高さ500mmで連続的に流れを供給できる。また乱れ度は計測断面の中央付近で0.166%~0.377%、壁側で最大約4.389%であり、一樣性を示す範囲では乱れ度が1%以内であった。

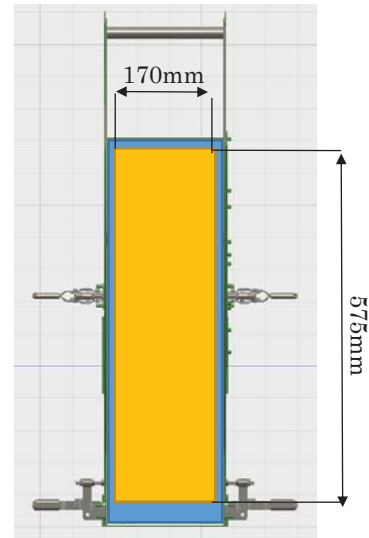


Fig. 6 Measurement area

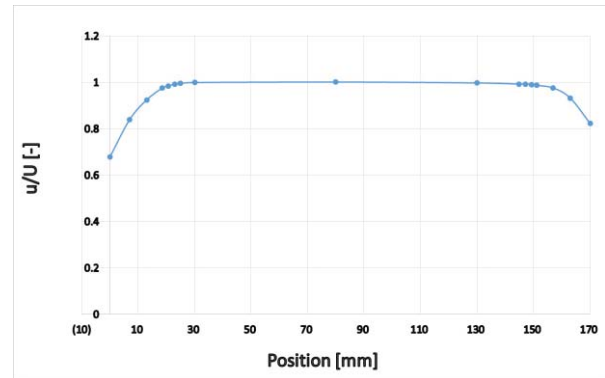


Fig. 7 Velocity distribution in horizontal direction

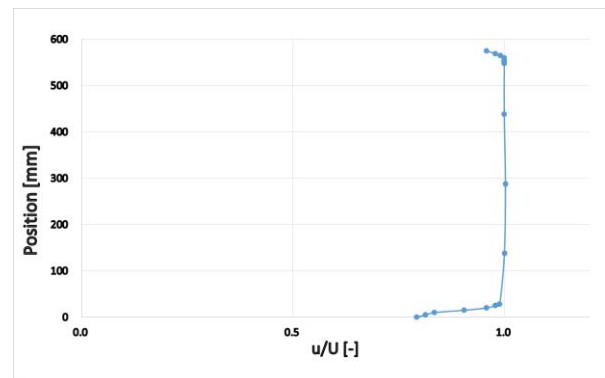


Fig. 8 Velocity distribution in vertical direction

3.2 翼列の周期性について

翼列の2次元性の検証前に周期性の確認を行った。実験は3軸トラバース装置 (KANOMAX製) に3孔ピトー管を取り付け、Fig.9に示す位置で翼列後方の速度計測を行った。後縁から10mmの位置で翼間を10分割した間隔で、翼2枚目の後縁部分から翼6枚目の後縁部分の間で400点計測をした。これを1列分として境界層の影響が及ばない位置としてFig.9の

左壁から50mmの位置・中央部・Fig. 10の右窓側から50mmの位置の計3箇所計測した。周期性の確認は、同一計測列の中において、翼後方で圧力減少、翼間で圧力上昇する変化が周期的に現れているかどうかの確認を行う。次に、Fig. 10の左壁側・中央部・右窓側の3列で圧力変化が同じように起こっているか確認をすることで二次元性の評価を行った3孔ピトー管で計測した圧力を使用して以下のような計算を行い、速度ベクトルに変換した上で速度の絶対値を比較した。速度 V_s は

$$V_s = \sqrt{2D_{PA}/(\rho DC_{PA})} \quad (1)$$

で表わされる。この時 D_{PA} と DC_{PA} はそれぞれ

$$D_{PA} = P_1 - \text{MIN}(P_2, P_3) \quad (2)$$

$$DC_{PA} = C_{P1} - \text{MIN}(C_{P2}, C_{P3}) \quad (3)$$

ここでMINはカッコ内の圧力の小さい値をとることを意味する。 ρ は空気密度、 P_i ($i=1\sim3$)はFig. 11に示すように測定圧力、 C_{Pi} は圧力係数を示している。 $i=1\sim3$ は圧力孔の位置である。 V_s を求める手順として初めに P_i ($i=1\sim3$)を組み合わせて、 V_s を含まない流れの角度 α_p のみの関数 X なる指圧相関関数を定義する。

$$X(\alpha_p) = (P_3 - P_2)/D_{PA} \quad (4)$$

同様に圧力係数 C_{Pi} ($i=1\sim3$)を次のように定義する。

$$C_{Pi} = 2(P_i - P_s)/(\rho V_s^2) \quad (5)$$

この時の C_{Pi} 及び $X(\alpha_p)$ は検定によって決定される。検定によって得られる離散データの組から、多項式を用いることで α_p を指圧相関関数 X の特性近似式 $\alpha_p = F(X)$ 、 C_{Pi} を流れの角度 α_p の特性近似式 $C_{Pi} = F(\alpha_p)$ として表現し、圧力差から流れ角度 α_p を計算し、圧力係数 C_{Pi} を求め、 V_s を導出する。Fig. 12に周期性確認計測の結果を示す。計測点1番が上から2番目の翼の後縁の延長線上にあり、計測位置100mmが3番目の、200mmが4番目の、300mmが5番目の、400mmが6番目の翼の後縁の延長線上にそれぞれ対応する。翼間に当たる部分では同じような速度分布となっていることが確認でき、周期性が見られる事も確認することができた。ただし後縁に対応する部分では計測点によって速度の差が大きくなっている。この付近は翼の後流で速度の変化が大きいため、後縁の延長線上の計測点では、プローブの僅かな位置のずれが計測誤差に繋がるためと考察する。更に正確な計測を行うにはプローブの剛性を高め、固有振動数を高める必要がある。次に翼列の二次元性確認計測の結果をFig. 13に示す。計測点と翼の位置関係は周期性確認計測と同様であり、中央部の計測値は周期性確認の結果と同じデータを使用している。ここでも翼間に当たる部分では

値がほぼ一致する計測結果となった。また、翼後縁での速度欠損の大きさもおおよそ近い値となっており、スパン中央の80mmの範囲では翼列の二次元性は妥当であると考えられる。

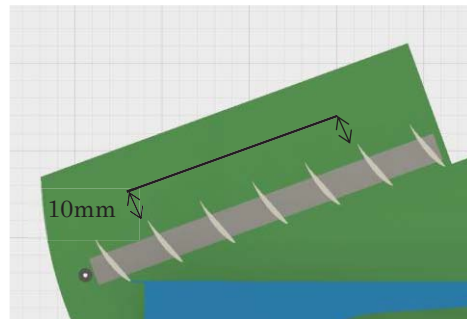


Fig. 9 Measurement position behind cascade

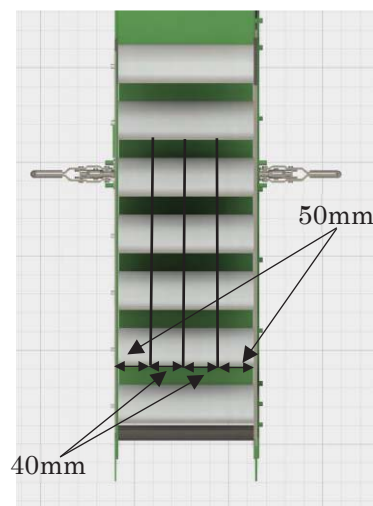


Fig. 10 Measurement positions in span wise direction

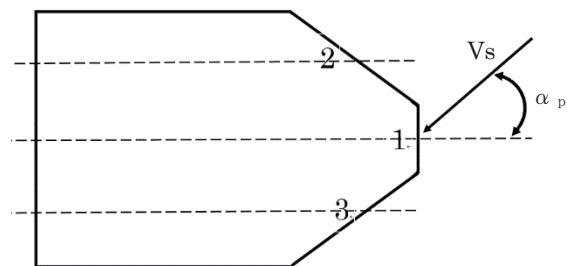


Fig. 11 Pressure hole position

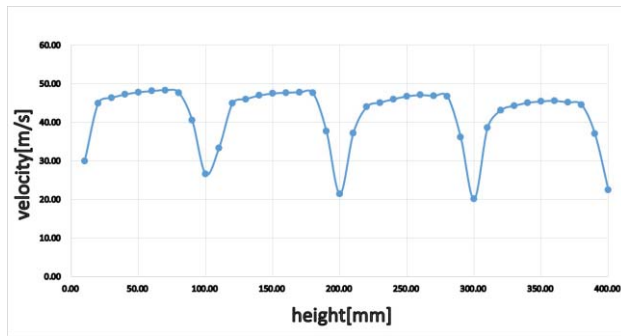


Fig. 12 Validation of periodicity

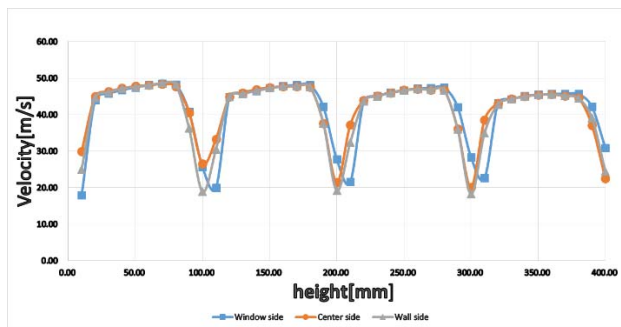


Fig. 13 Validation of two-dimensionality

4. 今後の課題

4.1 流量制御

実験結果より、周期性の確認でグラフに少しずれが生じていたことから、流量制御をする必要がある。流量制御をするために抵抗体を床板より下に設置する予定である。また、流入角が変化すると翼列下流の静圧も変化するため、ルーバー窓のような機構により流入角に合わせて抵抗の大きさを变化させる方法を検討している。

4.2 風洞移動壁の設計

翼列風洞は静止した翼列であるため、動翼の翼端漏れ流れを調べる場合は、周速に相当する速度で翼端側の壁が逆向きに移動できる必要がある。その可動壁を実現するためにムービングベルトを用いて計測することを検討している。ムービングベルトの速度は主流と同程度が望ましいが、当面は20m/sを目標に設計している。Fig.14に現在検討中の可動壁の概念図を示す。

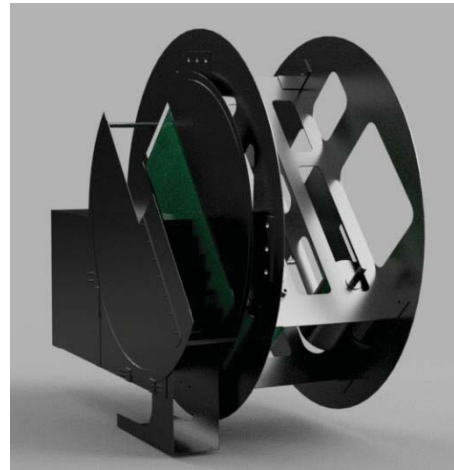


Fig. 14 Image of moving wall

5. 結言

翼端付近の流れ場が失速特性に及ぼす影響等を調べることを目的とした直線翼列風洞の製作と基本性能を調査した結果、以下の知見を得た。

- (1) 風洞の計測部で風速は40.9m/sでレイノルズ数は 2.18×10^5 である。
- (2) 測定部出口における一様流の範囲は幅90mm、高さ525mmである。
- (3) 周期性は概ね確認できたが、実験結果より流路が二つに分かれることによる周期性のずれが生じていたので流量制御をする必要がある。

謝辞

本研究を行うにあたり、JAXA航空部門二村尚夫推進ユニット長に貴重なご助言を頂戴した事に深く感謝の意を表す。

参考文献

- 1) Emery, J. C., ほか3名, NACA Rep. 1368 (1958)
- 2) 谷一郎, 小橋安次郎, 佐藤浩 流体力学実験法 (1977), 岩波書店, pp. 25-27
- 3) 技術資料 流体計測法 (1985), 日本機械学会, pp. 115-116.
- 4) 技術資料 流体計測法 (1985), 日本機械学会, pp. 88-90.

小型ガスタービン試験装置の試作について

*宮城 喜一，河端 恭平，水野 佑樹（高知工科大院），野崎 理，筒井 康賢（高知工科大）

Trial Manufacture and Operation of an Experimental Small Gas Turbine

*Kiichi Miyagi, Kyohei Kawabata, Yuki Mizuno (Graduate School, Kochi University of Technology), Osamu Nozaki and Yasukata Tsutsui (Kochi University of Technology)

ABSTRACT

A small prototype gas turbine consisting of a turbocharger and a combustor has been operated as experiments. Air compressors were used to start up, but when stopping the compressor the prototype gas turbine also stops, so we designed and fabricated a bell mouth with a nozzle. We measured the temperatures in the combustor, at the inlet and the outlet of the turbine, and it turned out that the turbine outlet was at the maximum temperature and the combustion was not completed in the combustor. Therefore, the combustor is presently under improvement design.

Key words: gas turbine

1. はじめに

高知工科大学では将来的に研究室でガスタービン，ジェットエンジンからの排出物の削減等を目指す研究を行うための第一段階として，自動車用のターボチャージャと燃焼器からなる小型ガスタービン試作機の運転試験を開始した。小型ガスタービン試作機を運転し，基礎データの取得を試みているが，現在のところ自立運転が出来ていない。本報告では運転試験の経緯について紹介し，小型ガスタービン試作機を自立運転させるために行っている燃焼器の設計について報告する。

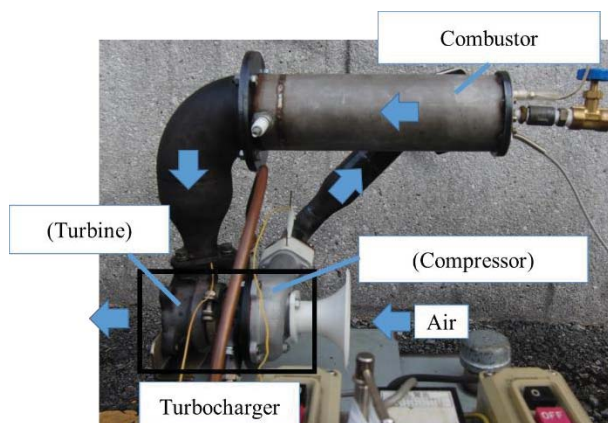


Fig. 1 Prototype gas turbine

2. 小型ガスタービン試作機の概要

2.1 小型ガスタービン試作機の概要

小型ガスタービン試作機は，著者の一人が譲り受けたものであるが，当初より起動が困難であった。Fig. 1 に示すようにスズキワゴン R 用ターボチャージャを使用している。圧縮機を出た空気を燃焼器に導き，燃焼器を出た流れがタービンに流入することでガスタービンの形態となる。燃料は LP ガスを使用している。Table 1 に小型ガスタービン試作機の仕様を示す。

Table 1 Specification of prototype gas turbine

Prototype Gas turbine	Span [mm]	500
	Width [mm]	405
	Height [mm]	610
	Fuel	LPG
Centrifugal Compressor	Number of Blades	8
	Diameter [mm]	38
Radial Turbine	Number of Blades	9
	Diameter [mm]	35

2.2 動作確認

小型ガスタービン試作機が運転できるか調べるために，まず燃焼器内の燃料に火が着くことを確認した。エアーコンプレッサーを使用し，空気を圧

縮機に吹き込み、火炎を確認するために、燃焼器とタービンを分離し実験を行った。Fig. 2 に実験の様子を示す。図から分かるように青い火炎を確認することが出来た。燃焼の確認が出来たため、次に燃焼器とタービンを繋ぎ、ガスタービンとして動作するか確認を行った。

小型ガスタービン試作機の動作確認を行う際に、エアーコンプレッサーを 2 台使用し、圧縮空気を圧縮機に吹き付け、始動を試みた。圧縮機・タービンは回転したが、燃焼器が機能しなかった。燃料の LP ガスを絞っていくと、一瞬だけ火が着いたため、エアーコンプレッサーの空気流量が少ないことが原因と考え、エアーコンプレッサーを 4 台に増強した。これにより、燃焼が始まり、ガスタービンとして動作させることが出来た。しかし、吹き込みを止めると、小型ガスタービン試作機も停止したため、既存のエジェクターでは、吹き込みを停止した後の圧縮機の吸気の効率が悪いと考え、ノズルとベルマウスの設計を取り付けることにした。

2.3 ノズル・ベルマウスの設計

吹き込みを停止した後の圧縮機の吸気の効率を良くするために、ノズルとベルマウスの設計を行った。既存のエジェクターを Fig. 3 に示す。図の左側から空気を吸い込み、右側が圧縮機に繋がる。これに置き換えるベルマウスとノズルを Fig. 4 に示す。ベルマウス出口が圧縮機と繋がっており、ベルマウス出口流速を上げることで、圧縮機への流入流量の増加を狙っている。

そこで、3D プリンタを用いてノズル径 1, 2, 4, 6mm を製作した。ノズル形状は出口に向かうほど径が細くなるテーパ状にし、ベルマウスは出口直径が 30mm, 入口直径 90mm とした。各ノズル径についてベルマウス出口流速を LDV を使用し計測した。計測結果を Fig. 5 に示す。計測の結果はノズル径 2mm が最もノズル流速が大きかった。ノズル径 1mm では穴が小さく、流れがチョークし、ノズル流速が小さくなったと考えられる。よってノズル径 2mm を採用した。次に、既存のエジェクター、ノズル・ベルマウスの出口速度分布を鉛直方向に計測した。計測結果を Fig. 6 に示す。横軸は出口の中心を 0 とした。ノズルとベルマウスを組み合わせた結果は、既存のエジェクターのみの場合より平均流量はわずかに増加した。大きな改善は出来なかったが、ノズル・ベルマウスにすることにより、回転数の計測が可能となる。そのため、以後はこのノズルとベルマウスの組み合わせたものを用いて

始動を行うことにした。



Fig. 2 Combustion test



Fig. 3 Ejector

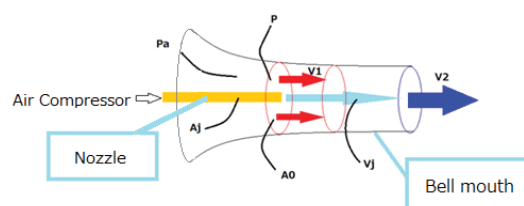


Fig. 4 Nozzle and bell mouth

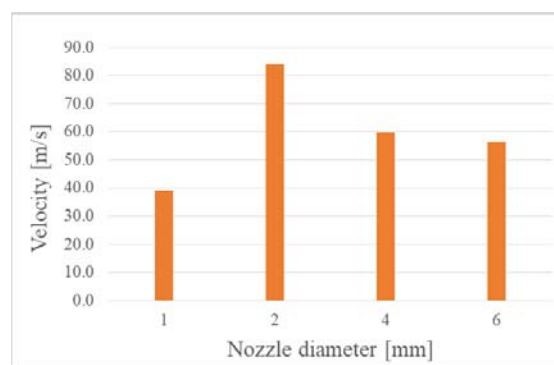


Fig. 5 Exit velocity with bell mouth

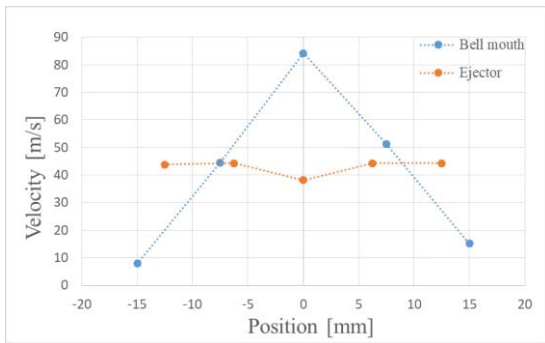


Fig. 6 Exit velocity distribution in vertical direction

3. 計測装置

3.1 計測システム

小型ガスタービン試作機の性能を評価するために計測装置の整備を行った。計測は燃焼器内温度、タービン出口温度、回転数、圧縮機出口全圧・静圧、燃料流量について行う。温度は K 型熱電対、回転数は光学式回転数計、全圧はキールプローブ、燃料流量はマスフローメータを使用する。各計測機器を MX100 データロガーに接続することで、計測値を PC に取り込めるようにした。その際に、リアルタイムでデータを取得し、表示できるように Visual Basic を用いて制御プログラムを作成した。

3.2 キールプローブ

通常のピトー管は流れの向きに正確に合わせる必要があり、圧縮機出口の計測には不向きであるため、多少角度が変化しても圧力を計測できるキールプローブを製作し、使用した。

圧力孔は内径 1mm の真鍮管を使用し、ベルマウス形状の外筒は PLA 樹脂製で 3D プリンタを使用した。圧力孔のみとベルマウス形状の内径 4, 5, 6mm の計 4 本を試作し、検定を行った。Fig. 7 に試作したキールプローブを示す。左から圧力孔、キールプローブ内径 4mm, 5mm, 6mm を示している。

検定には風洞を使用した。角度を 0°から ±70°まで変化させ、圧力を計測しキールプローブ全圧と風洞の主流全圧を比較した。検定結果を Fig. 8 に示す。計測値を無次元化するために、縦軸は以下の式 (5) で算出した。

$$\alpha = \frac{P_k - P_s}{P_t - P_s} \quad (5)$$

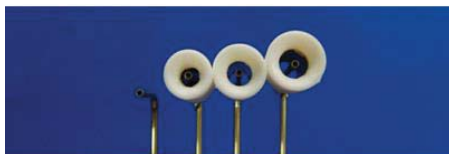


Fig. 7 Kiel probe

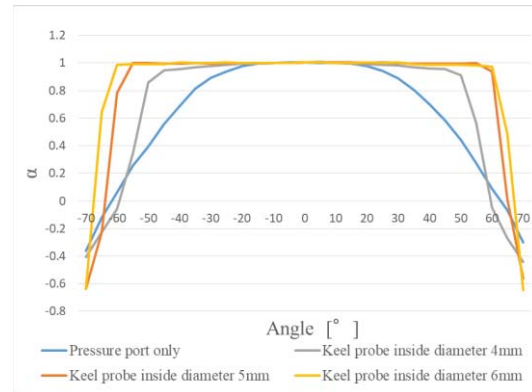


Fig. 8 Angular characteristics of kiel probes

ここで P_k はキールプローブ全圧、 P_t は主流全圧、 P_s は主流静圧を表している。値が 1 に近づくほど主流全圧とキールプローブ全圧との差が少ない事を表している。圧力孔のみは ±10°まで正確に計測が出来ている。キールプローブ内径 4mm は ±20°、内径 5mm は 50°、内径 6mm は ±60°まで正確に計測が出来ている。角度特性はキールプローブ内径 6mm が最も良好であったが、圧縮機出口は狭く、大きいキールプローブを使用すると流路を塞ぎ、流れにくくなる可能性が有るため、今回はキールプローブ内径 5mm を採用した。キールプローブ内径 5mm は内径 6mm より角度特性は低いがこの回の計測には十分に使える範囲であると判断した。

4. 小型ガスタービン試作機の運転試験

4.1 始動方法

小型ガスタービン試作機の始動にはエアコンプレッサーを 2 台使用した。圧縮した空気を圧縮機に吹き込みことで、圧縮機・タービンが回転を開始する。その後、燃料を吹き込み着火させる。始動後に、エアコンプレッサーの補助なしで運転し続けられれば自立運転が出来ている事になるが、現在は、この自立運転が出来ておらず、エアコンプレッサーを停止すると小型ガスタービン試作機も停止してしまうため、自立運転に至っていない。

4.2 実験結果

小型ガスタービン試作機の運転の様子を Fig. 9 に示す。タービンが赤く光り、火炎が出ている。

回転数・圧縮機出口圧力を Fig. 10 に示す。縦軸は回転数と圧力、横軸は実験開始からの時間経過を表している。圧力については U 字型マノメータを使用し計測した。回転数は連続的なデータが得られなかった。

回転数と圧縮機出口全圧の計測データから、回

回転数が上昇すると共に圧縮機出口全圧も上昇している事が分かる。両方が上昇している点が燃焼器内で着火した瞬間である。このことから、エアコンプレッサーで補助を得ながらも、小型ガスタービン試作機が吸気・圧縮・燃焼・膨張・排気の過程を実現できていると考える。

燃焼器内温度とタービン入口・出口温度の結果を Fig. 11 に示す。縦軸は温度、横軸は Fig. 10 と同じ時間を表している。途中でタービン出口温度が上昇しているのは燃料流量を増やしたためである。さらに、別の実験で燃料流量を固定して燃焼器内温度とタービン入口・出口温度を計測した結果を Fig. 12 に示す。本来ならタービン入口で最高温度に達するところ、タービン出口が最高温度となっており、燃焼器内で完全燃焼せずに、タービンを通り過ぎている際にも燃焼が続いていると考えられる。タービン出口で最高温度に達しているため、燃焼器で発生すべきエネルギーを無駄にしていると考えられる。この事が自立運転が出来ない一つの原因であり、燃焼器で発生するエネルギーを効率良く回収することが出来れば、圧縮機・タービンの回転数が上昇し自立運転に繋がると考え、燃焼器の改良を行うことにした。



Fig. 9 Experiment of the operation

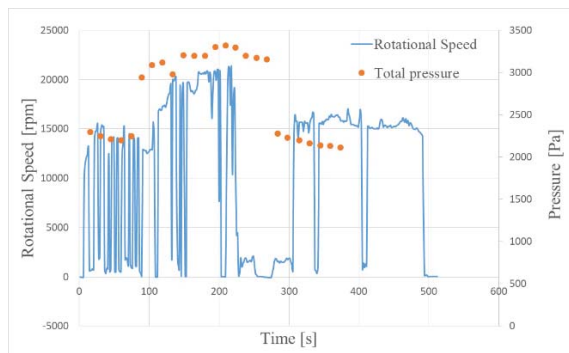


Fig. 10 Time variation rotational speed and total pressure

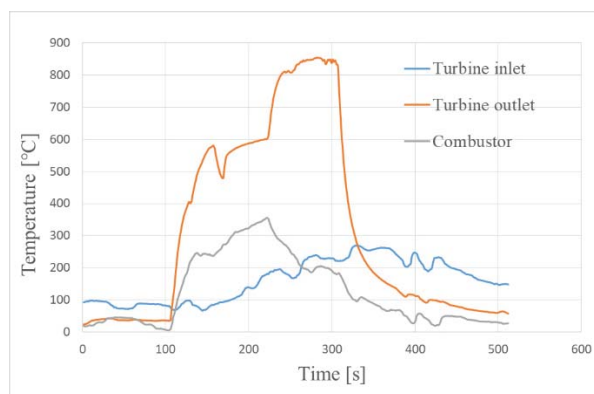


Fig. 11 Temperature variation(1)

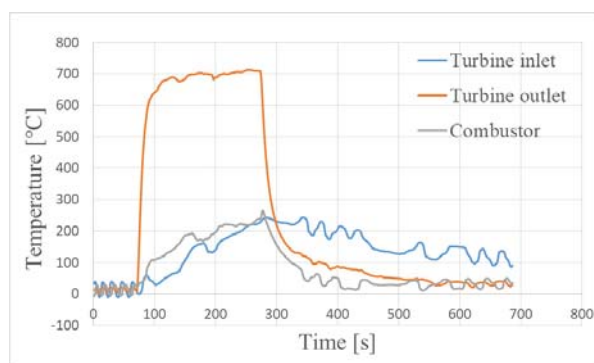


Fig. 12 Temperature variation(2)

5. 燃焼器の改良

5.1 問題点と設計手法

燃焼器内で完全燃焼が出来る構造を狙い設計を行った。燃焼器内で燃焼が完了しない原因はライナ形状にあると考えられる。そのため、ライナの形状を模索するために、空気のみの流れについて Solid Works に含まれている Flow Simulation を使用し解析した。Flow Simulation はモデルの作成と解析を比較的簡単に行えるため、燃焼器として適した形状を決めるために使用した。

5.2 ライナの設計

現状のライナを Fig. 13 に示す。単純なバーナー形状になっている。さらに、圧縮機からの空気の流入孔とライナの間かなりの距離がある。そのため、ライナまでの燃焼配管を短縮し、着火位置を圧縮機側に近づけるべきと考える。まず、改良前のライナの解析を行った。速度分布を Fig. 14 に示す。ライナ出口で燃料噴射口から出た空気の逆流領域が確認できた。これにより、ある程度、燃焼が出来ていたと予想される。しかし、抵抗が無く空気が通り過ぎていく。そこで、ライナと外筒の形状を変更した。

次に、ライナ形状を変更して解析を行った。Fig. 15, 16 に変更後のライナモデルを示す。外筒も途中で流路を塞ぐようにし、改良前のライナには無かった、空気孔及びスリーブを設けた。そしてスリーブを垂直にした場合と傾けた場合の二つのパターンを比較した。空気孔は直径 12 mm とした。この孔から流入してくる空気同士が衝突することで渦を作り、LP ガスと混ざることが狙った。また、一次燃焼領域内でガスを攪拌させるために、スワラーの効果をもした孔を 30° 傾け周方向に等間隔で 8 個配置した。この孔をスワラー孔と呼ぶことにする。スワラー孔は直径 4.8 mm とし、傾きはスリーブを傾けたパターンと同じ方向にした。

スリーブを垂直にした場合の速度分布を Fig. 17 に示す。流入してくる空気が衝突し、渦が発生している。スリーブを斜めにした場合の速度分布を Fig. 18 に示す。ライナ出口で旋回流が発生している。また、空気孔とスリーブのライナ出口方向から見た図を Fig. 19 に示す。しかし、スリーブが垂直な場合と、斜めの場合では大きな変化は見られなかった。そこで、スワラー孔の傾きを逆にし、スリーブの向きとは反転になるようにした。空気孔、スワラー孔、スワラー孔を同じ方向に傾けた場合と、反転にした場合のライナ内の粒子の滞留時間を Fig. 20, 21 に示す。縦軸は時間、横軸は流れ方向座標を表している。座標は燃料噴射孔からライナ出口までを取っている。グラフ上方向に線が集まるとライナ内に空気が長く留まっている事を表す。スワラー孔を反転に傾けることで、わずかにライナ内の滞留時間が増えている。この滞留時間をより増やす必要が考えられる。

今回の解析では、空気の流れを解析しており、燃焼は含んでいないが、燃焼を効率良く燃やすために有用な情報を提供している。

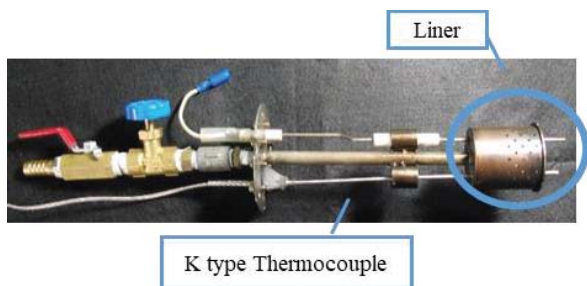


Fig. 13 Liner before improvement

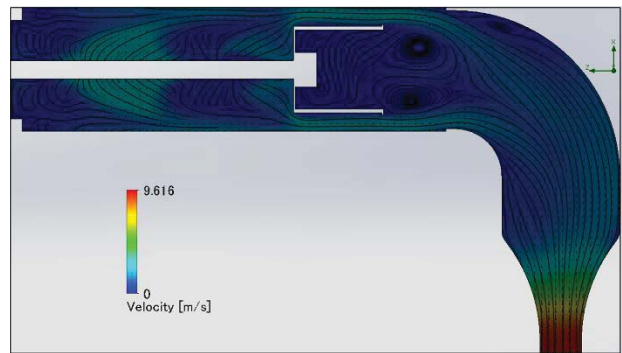


Fig. 14 Streamlines and velocity contour for liner before the improvement

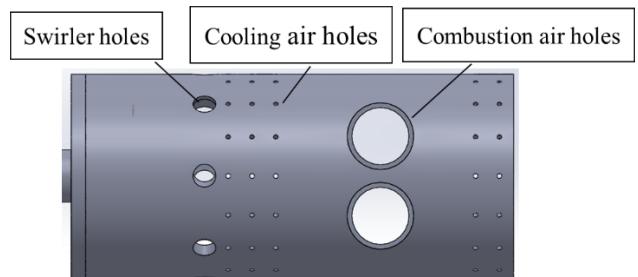


Fig. 15 Liner under improvement

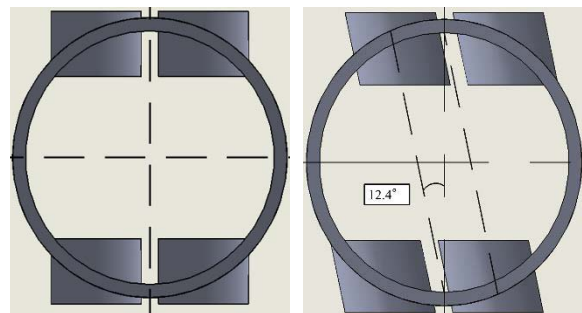


Fig. 16 Liner under improvement viewed from Liner exit

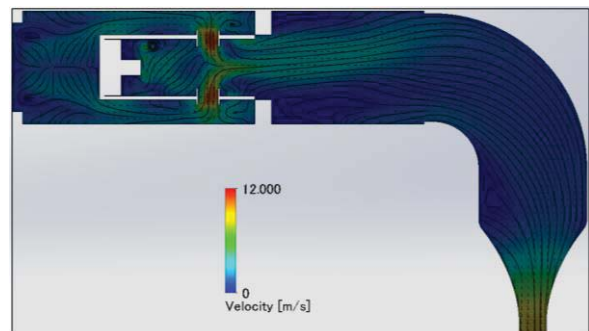


Fig. 17 Streamlines and velocity contour for liner with straight sleeves

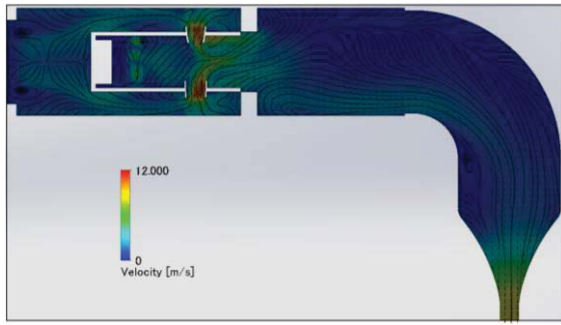


Fig. 18 Streamlines and velocity contour for liner with oblique sleeves

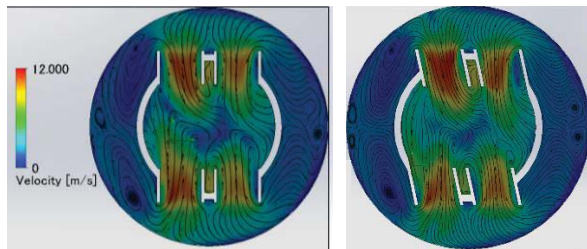


Fig. 19 Comparison of flows between straight and oblique sleeves

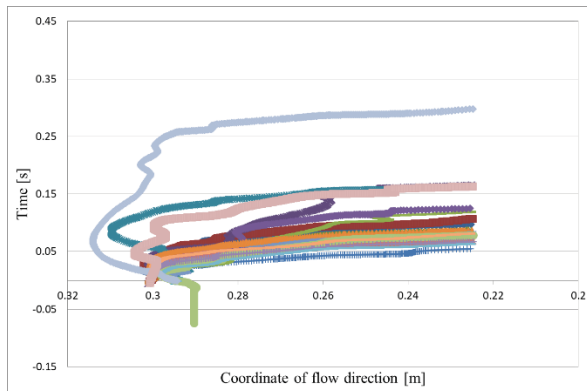


Fig. 20 Residence times for liner with oblique sleeves

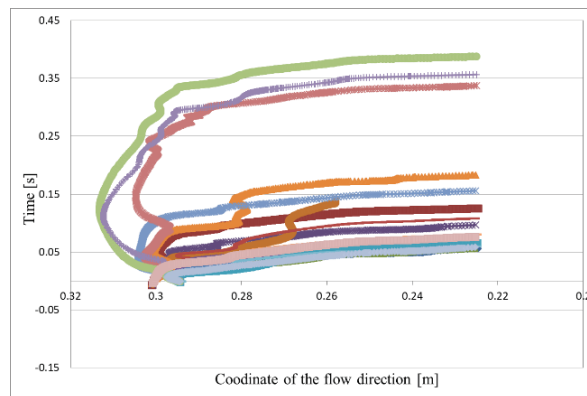


Fig. 21 Residence times for reverse swirler holes

6. 結論

小型ガスタービン試作機の運転試験を行い、計測を行った。結果は以下にまとめられる。

- (1) 小型ガスタービン試作機をエアークOMPRESSORの補助を得て運転した。しかし、自立運転には至らなかった。
- (2) 燃焼器内で燃焼が起きることにより、回転数・圧縮機出口全圧が上昇することを確認した。
- (3) 燃焼器内とタービン入口・出口の温度を計測結果は、タービン出口が最大であった。燃焼が燃焼器内で完了せず、タービンを通過する際も燃焼し続けているためであり、燃焼器の不具合が自立運転に至らない一つの原因であると考えられる。
- (4) ライナの設計から、空気孔にスリーブを設けることで、ライナ内に空気が流入しやすくなることが分かった。空気孔とスリーブを垂直にした場合と傾けた場合では、現状では大きな違いは見られない。
- (5) スワラー孔の傾きを空気孔・スリーブの傾きと反転させることで、わずかに滞留時間が増加することが分かった。
- (6) 今回は燃焼器の設計には空気の流れのみの解析を行った。今後ライナ内で滞留時間をより大きくとれるような形状を見つけ製作する予定である。

謝辞

本研究を行うにあたり、JAXA 航空部門推進ユニット牧田光正氏に貴重なご助言を頂戴した事に心より感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 牧田光正, 中村直紀, 野崎理, 林光一: 重合格子を用いたコールドフロー数値解析の航空燃焼器設計への適用, ガスタービン学会誌, Vol. 44, No. 2 (2016) pp. 59-66.
- 2) Makida, M., Yamada, H., Kurosawa, Y., Yamamoto, T., Matsuura, K., Hayashi, S.: PRELIMINARY EXPERIMENTAL RESEARCHES TO DEVELOP A COMBUSTOR FOR SMALL CLASS AIRCRAFT ENGINE UTILIZING PRIMARY RICH COMBUSTION APPROACH, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air.

噴霧流れ中の圧縮機翼面周りの液挙動に関する研究 —翼面の濡れ性の影響—

*村田 遼（東大院），渡辺 紀徳，姫野 武洋，
鵜沢 聖治，井上 智博，佐久間 康典（東大）

Liquid Behavior around Compressor Blade Surface in Humid Air Flow —Effect of wettability of blade surface—

*Ryo MURATA, Toshinori WATANABE, Takehiro HIMENO,
Seiji UZAWA, Chihiro INOUE and Yasunori SAKUMA (The University of Tokyo)

ABSTRACT

In order to augment the power output and efficiency, inlet fogging is an effective method which injects water at the upstream of compressor inlet. By injecting water more than the amount required for air saturation, intercooling effect in a compressor is also obtained. In this injection, some of the incoming droplets impinge on a compressor blade and accumulate on the trailing edge. The accumulated water is shed as large droplets, and the large droplets may hit the downstream rotating blades, causing severe erosion. Since the behavior of the accumulated water is not clarified yet, the present research is aiming at understanding the detailed behavior of water film and droplets on the blade surface, and the effect of wettability on such behavior. An experimental campaign was conducted to capture the movement of water on and around a blade and the droplet size distribution based on the flow visualization. The results of two wettability conditions were compared each other.

Key words: Humid Air Turbine, Compressor, Overspray Fogging, Droplet, Wettability

1. はじめに

ガスタービンは、大気が高温になると圧縮機の駆動に必要な仕事が大きくなることや、空気の密度が低下して質量流量が小さくなることにより出力が低下する。吸気の噴霧冷却が一つの解決策として用いられるが、その一種である過飽和吸気噴霧は将来の圧縮機技術として研究開発されている。過飽和吸気噴霧は、従来から用いられる吸気みの冷却を狙った蒸発噴霧冷却と異なり、噴霧量を制限することなく吸気の飽和に必要な水量以上を噴霧するものである。それにより、圧縮機入口までに蒸発しきらなかった液滴が圧縮機内部において蒸発することで圧縮機内でも温度低下がおき、中間冷却の効果も得られる¹⁾。しかしながら、圧縮機内部に噴霧液滴が入ることで、翼に噴霧液滴が衝突付着し液膜・液脈²⁾を形成した後、翼後縁に液だまりを作る。この液だまりはやがて千切れ、噴霧液滴と比較して大きな径をもった粗大液滴として下流へ飛散する。放出される粗大液滴が下流の高速で回転する動翼に衝突することはエロージョンの原因となり³⁾経年劣化による信頼性低下の問題となることが指摘されている。液滴衝突によ

るエロージョンについては蒸気タービンに関連して数多くの研究がなされているが、翼に付着した液滴が翼後縁から放出されるときに粗大液滴が生じるメカニズムについては解明されておらず⁴⁾、エロージョンに関する知見が不足している。

そこで本研究では圧縮機入口案内翼を模した試験翼を対象に翼面上の液挙動を可視化し、粗大液滴が形成される状況を明らかにすることを目的に実験を行っている。これまでに、翼面背側に形成される液膜領域は翼の主流への投影面積から予測され、迎角が大きくなるほど液膜は短くなることや、液脈が下流に流れるにつれ隣接する液脈と合流しその本数を減らすこと、さらには剥離に伴い形成された翼面上液だまりから多く飛散が起きることなどが明らかになった⁵⁾。本報告では、翼面上の濡れ性を変化させた際に、翼面上の液挙動や後縁から飛散する粗大液滴に現れる変化を調べた結果を述べる。

2. 実験装置・条件及び計測方法

2.1 実験装置及び実験条件

実験は低速吸い込み風洞を用いて行った。テスト

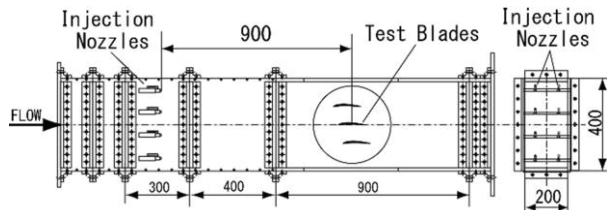


Fig. 1 Schematic of the wind tunnel's test section

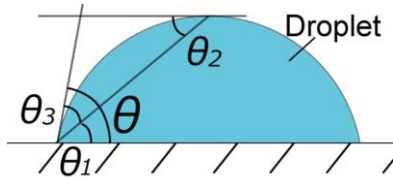


Fig. 2 Schematic of Droplet on plate

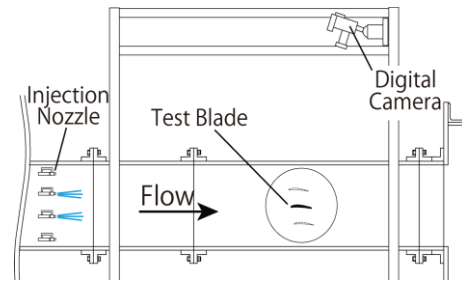
Table 1 Test blade

Airfoil	NACA63
Chord length [mm]	100
Stagger angle [deg]	12.7
Blade thickness [%]	6.7
Solidity	1.35

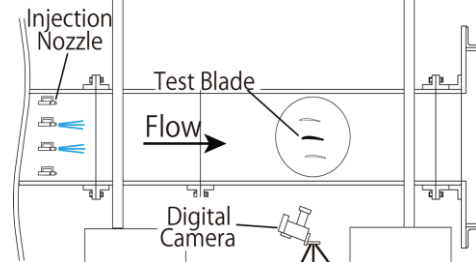
Table 2 Experimental Conditions

Air velocity [m/s]	40
Angle of attack [deg]	3
Number of blade	1
Mean diameter of droplets [μm]	25
Volume flow rate of water [L/hr/nozzle]	14

トセクションの詳細をFig. 1に示す。テストセクション壁面は可視化のためにアクリルできており、壁面に試験翼を挿入した回転円盤をはめ込むようになっている。本実験で用いた試験翼は真鍮製であり、諸元はTable 1に示すとおりである。翼面上の濡れ性は撥水スプレー (Zero Drop (Surluster)) の処理の有無により変化させており、以下では撥水スプレーによって処理を施したものを撥水翼、処理を施していないものを通常翼と呼ぶ。固体表面の濡れ性は一般に接触角で評価・比較される。Fig. 2は平板上に置かれた液滴の模式図であり、図中の θ が接触角である。真鍮製の平板に滴下した水滴の輪郭がFig. 2に示すように円の一部になっていると仮定すると $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = \theta/2$ となる。液滴の端点と頂点を結んでできる θ_1 を接触角計Drop Master 100 (協和界面科学)を用いて計測した結果、撥水処理前の接触角は約 81° であり、撥水処理後は約 108° であった。また、Fig. 1に示すように試験翼の上流には噴霧ノズルが8個設置されており、ノズルに入る空気と水の圧力を変えることで水噴霧量と噴霧粒径を変えることができる。



(a) Visualization on suction side



(b) Visualization on pressure side

Fig. 3 Schematic of visualization

Table 3 Imaging conditions

case	1		2	3
	P.S.	S.S.	P.S., S.S.	S.S.
Shutter Speed [sec]	1/400		1/30000	1/500000
Frame rate [fps]	30		3000	250
F number	16	32	5.6	22

実験条件はTable 2に示す通りで、可視化を容易にするために単独翼とし、噴霧ノズルは中央2段のみを使用している。また、迎角は可変であるが、本実験では単独翼において翼面上での逆流がみられず後縁から液滴の飛散が起こる 3° で固定している。

2.2 計測方法

本実験では翼面全域の可視化、翼面上の詳細な可視化、翼後縁より飛散する粗大液滴の可視化を行った。また、これらの可視化画像をもとに翼後縁から飛散する液滴の飛散頻度や液滴径を計測した。翼面全域の可視化(case 1)にはデジタルカメラ (D810 (Nikon)) を用い、Fig. 3に示すように風洞の上下面から撮影を行った。翼面上ミッドスパン付近を拡大した詳細な可視化 (case 2)にはハイスピードカメラ (FASTCAM-APX RS (Photron)) を用い、case 1と同様に風洞の上下面に設置し撮影した。また、翼後縁より飛散する粗大液滴の可視化(case 3)は風洞上面からハイスピードカメラを用いて撮影を行った。この時、ハイスピードカメラと飛散液滴、光源を一直線に並ぶようにし飛散液

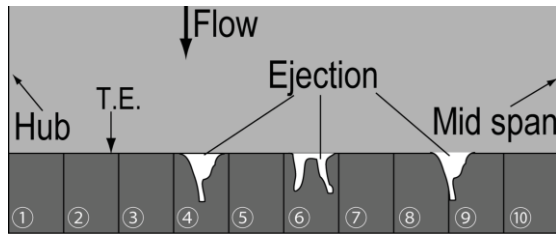
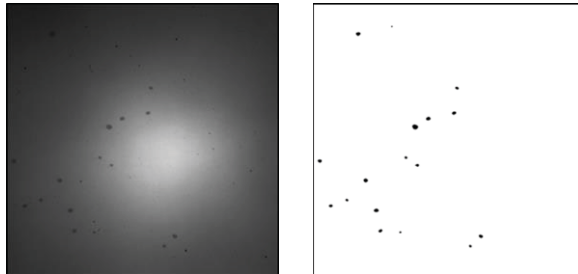


Fig. 4 Schematic of ejection from trailing edge



(a) Original image (b) Binary image

Fig. 5 Visualized images of droplets

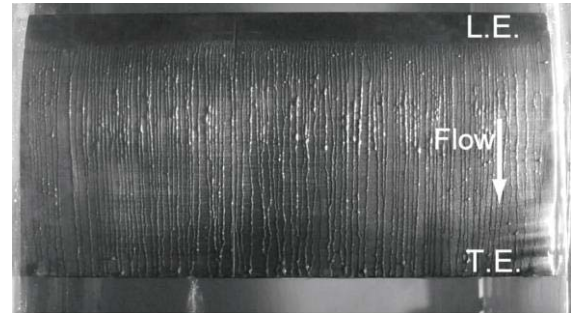
滴の影を撮影するバックライト法を行っており、ミッドスパン付近で翼後縁から 0.5 コード下流付近を撮影している。以上 3 ケースの撮影条件の詳細は Table 3 に示す。

Fig. 4 は翼面全域の可視化実験により得られる動画の後縁付近の壁側からミッドスパン付近までを表した模式図である。後縁からの飛散は領域④、⑥、⑧、⑨にあるように輝度が明るく見える。そこで飛散頻度は翼後縁をスパン方向に 20 分割し、各領域で輝度値が閾値以上のピクセルが存在するとき、その領域で飛散があったとみなし計測している。領域をまたいで飛散がおきるときは 1 度の飛散でも各領域で 1 度ずつの飛散とみなす。図の場合は飛散が 3 か所から起きているが計測上は④、⑥、⑧、⑨の 4 か所から飛散がおきているとみなしている。そのため実際の飛散よりは多く飛散回数を計測している。

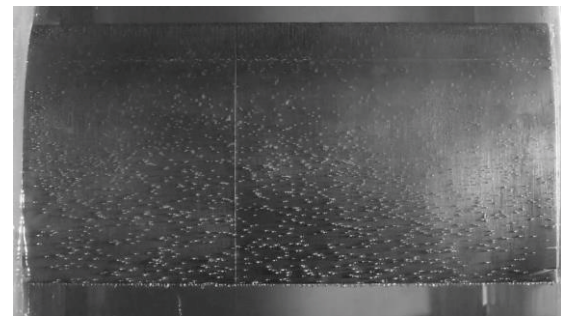
Fig. 5(a)は風洞上面から撮影した粗大液滴の可視化画像の例で、黒く見える部分が粗大液滴である。この画像に2値化処理を施したものが Fig. 5(b)であり、液滴が球形であることを仮定することで黒い部分の面積から液滴径を求めることができる。画角は約 20mm 四方を 1024 ピクセル四方で撮影しており、液滴を分解するために直径が 4 ピクセル以上のもの対象に行っていることから計測可能な最小粒径はおおよそ 80 μ m となっている。

3. 実験結果及び考察

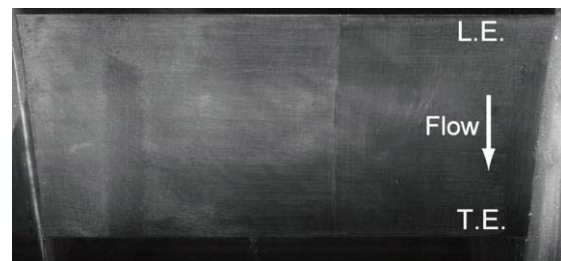
翼面上の濡れ性が翼面上の液挙動や後縁から飛散する粗大液滴に与える影響を知るために、撥水



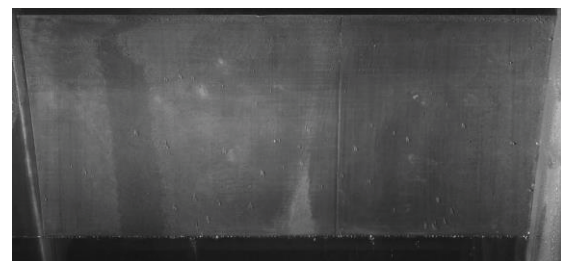
(a) Normal blade, S.S.



(b) Hydrophobic Blade, S.S.



(c) Normal blade, P.S.



(d) Hydrophobic blade, P.S.

Fig. 6 Water behavior on the blade surface

翼と通常翼の 2 種類の翼面上の液挙動及び翼後縁から飛散する粗大液滴の飛散位置や粒径を調べた。以下にその詳細を示す。

3.1 翼面上の液挙動

Fig. 6 に翼面上全域の可視化画像の例を示す。Fig. 6(a), (c)は通常翼, Fig. 6(b), (d)は撥水翼であり、いずれの画像も上側が流れの上流側となっている。通常翼では Fig. 6(a)に示すように翼面背側の前縁付近ではスパン方向に一樣に濡れている液膜領域がみられ、0.1~0.15 コード下流付近から液脈へと遷移しており、隣接する液脈と合体して本数を減

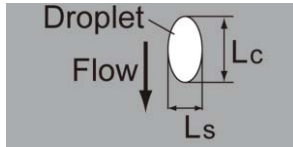
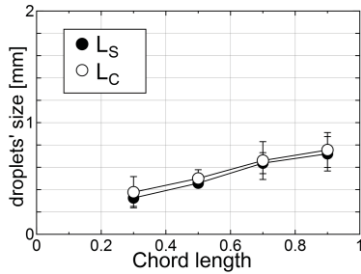
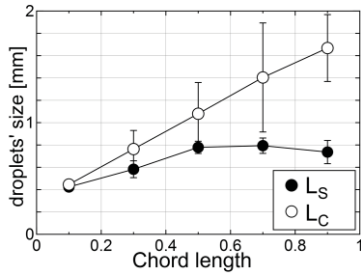


Fig. 7 Schematic of droplet on blade surface



(a) Droplets' size on S.S.



(b) Droplets' size on P.S.

Fig. 8 Droplets' size on test blade

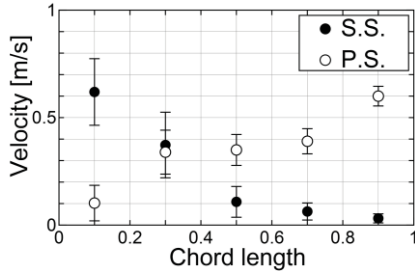
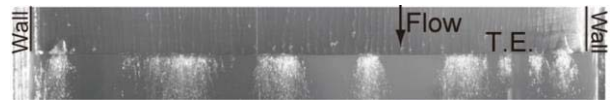
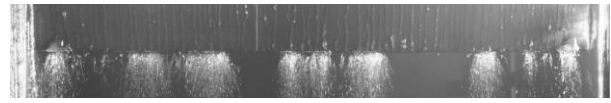


Fig. 9 Droplets' velocity on test blade

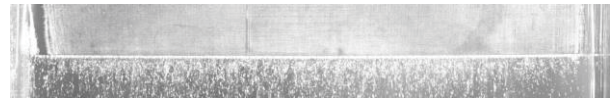
らしながら後縁まで続いている。また、後縁の壁面付近の翼面上には剥離に伴うと思われる液だまりが形成されている。Fig. 6(c)の腹側ではほぼ全域において濡れが広がり、液膜が形成されている様子が観察された。一方で撥水翼の場合、Fig. 6(b), (d)のように背側腹側の両方において液膜や液脈は見られず、液滴のまま下流に流されていく様子が観察され、通常翼に見られた背側後縁の壁面付近における液だまりは見られなかった。Fig. 7は翼面上を通過する液滴の模式図である。この図に示すように液滴のコード方向の長さを L_c 、スパン方向の長さを L_s とする。Fig. 8に液滴の大きさ (L_c, L_s) を、Fig. 9に液滴の速度をまとめたものを示す。それぞれ30個程度の液滴の平均値をプロットしており、エラーバーは標準偏差でとっている。Fig. 8(a)で示すように、翼面背側を通過する液滴はスパン、コード方向ともに下流まで成長することがわかる。



(a) Normal blade, No.1

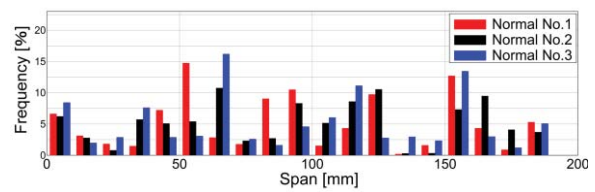


(b) Normal blade, No.2

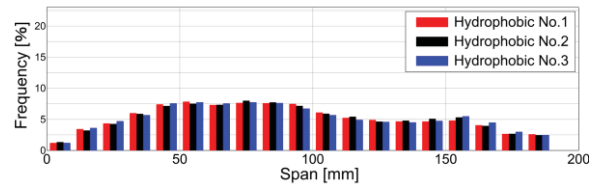


(c) Hydrophobic blade

Fig. 10 Superimposed images around T.E.



(a) Normal blade

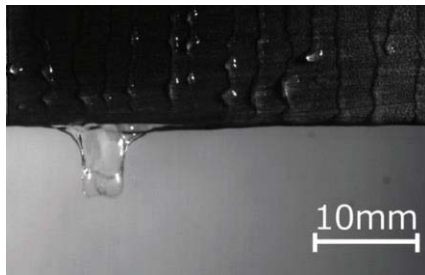


(b) Hydrophobic blade

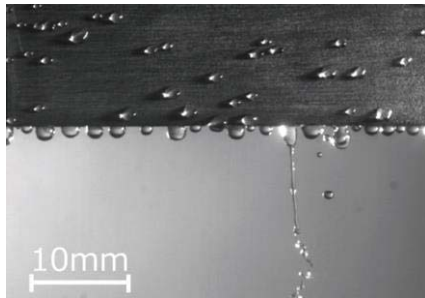
Fig. 11 Frequency of large droplets' ejection

一方で Fig. 8(b)から、腹側を通る液滴はコード方向には後縁に到達するまで成長を続けているが、スパン方向の大きさは0.5コード付近から一定となる。また Fig. 8(a), (b)を比較すると、腹側を通過する液滴のほうが背側を通過するよりも後縁に到達した際に大きい液滴となっている。これは迎角が 3° のとき、Fig. 6(c), (d)に示すように腹側ではほとんど全域において噴霧液滴が付着しているために、前縁付近から通過する液滴はそれらと合体し大きく成長できるが、Fig. 6(a), (b)をみると背側では上流から翼面を見た際に見える前縁付近の部分においてしか噴霧液滴が付着しないために、さほど液滴の大きさは成長しないと考えられる。

また、Fig. 9から腹側を通過する液滴は下流に向かうにつれて加速していくが、一方で背側を通過する液滴は下流へ向かうにつれて著しく減速することがわかる。この背側における液滴の減速は、背側において流れが剥離し始めているためではないかと考えられる。



(a) Normal blade



(b) Hydrophobic blade

Fig. 12 Enlarged image at T.E. (S.S.)

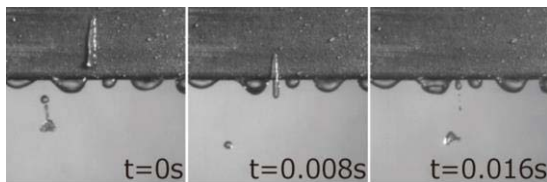


Fig. 13 Enlarged image at T.E. (P.S., Hydrophobic)

3.2 粗大液滴の飛散位置と後縁液だまり

通常翼・撥水翼のそれぞれにおいて噴霧開始から 180 秒間 3 回ずつ動画を撮影し、それをもとに粗大液滴の飛散頻度を計測した。Fig. 10 は翼面上全域の可視化動画において定常状態となっている噴霧開始後 150 秒からおよそ 30 秒間の画像を重ね合わせたもので、後縁付近のみをトリミングしている。これらの画像の下方において白い部分が粗大液滴が飛散しているところであり、定常状態では時間経過によらず同じ位置から飛散していることが確認された。Fig. 10(a), (b)をみると、通常翼では飛散する位置が計測ごとにわずかに変わることがあるものの、全く飛散しない位置が存在することがわかる。一方で、撥水翼ではいずれの計測においても Fig. 10 (c)に示すようにスパン方向に全域から粗大液滴の飛散が見られた。

Fig. 11 はスパン方向の後縁からの液滴飛散頻度分布を計測したものであるが、壁面の明るさの影響のため Fig. 10 に示す画像の右側、すなわち Fig. 11 におけるスパンが 190~200mm の位置の飛散は計測できていない。なお計測は噴霧開始から終了までの 180 秒間で、撥水翼ではそれぞれ 6000 回以上の飛散を、通常翼では 2000 回以上の飛散を計測し

た。撥水翼では計測ごとのバラつきは小さくノズル下流である 50, 150mm の位置付近といった噴霧量が多い位置に山をもつ M 字型の連続した分布となっている。一方、通常翼では計測ごとに飛散位置が変わるために明確なピークは見えずらいものの、いずれの計測においてもノズル直下付近とミッドスパン付近から特に多く飛散していることがわかる。また、通常翼では撥水翼と異なり、壁面付近に剥離に伴うとみられる液だまりが形成され、そこからの飛散も多く観測されている。これらの翼面の濡れ性の変化に伴う粗大液滴の飛散位置の違いは、以下に述べるように翼後縁に形成される液だまりの違いによると考えられる。

Fig. 12 は翼面背側後縁のミッドスパン付近を拡大した画像であり、Fig. 12(a)は通常翼、Fig. 12(b)は撥水翼である。Fig. 12(b)に示すように、撥水翼では 1~2mm 程度の小さな液だまりが後縁に並んでおり、背側・腹側の両方から液だまりに液が供給され、ある程度たまると液だまりは下流方向に進展し飛散する。また Fig. 13 は翼面腹側の後縁付近の拡大図であるが、ここに示すように腹側を通過してきた液滴の一部は、後縁に達した位置に液だまりが存在していないときには、後縁にとどまることなく下流へ飛散していく様子が見られた。撥水翼では以上のようにして後縁からの飛散が起るため、飛散位置が連続的となっている。一方で通常翼では Fig. 12(a)に示すようにスパン方向につながった液だまりを形成しており、その一部から場所を変えることなく飛散を繰り返しているために飛散位置が離散的になっている。

また Fig. 12 に見られる翼後縁から下流へ大きく伸びている液だまりを液糸というが、Fig. 12(a)のように通常翼ではおおむね 5~10mm 程度の幅をもった液糸が形成される。この液糸は袋状の薄い膜 (bag) となり、bag が破れることで多数の小さな液滴へと微粒化する様子が観察された。一方で Fig. 12(b)のように撥水翼では、液だまりがスパン方向に広がりを持たないために bag を形成することがほとんどなく、液だまりと同程度の幅をもった液糸を下流へ伸展させ千切れることで、比較的大きな液滴の状態へ微粒化する。

3.3 粗大液滴の粒径

翼後縁に形成された液だまりは前述のように微粒化し、粗大液滴が下流へ流される。今回は、翼後縁より 0.5 コード下流における液滴の粒径計測を行った。それぞれの翼で 20000 個以上の液滴を計測している。なお、この位置では概ねすべての

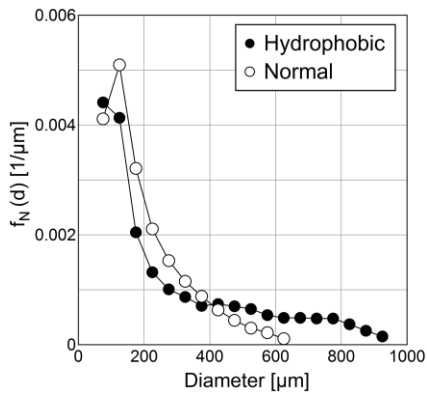


Fig. 14 Droplets' size distribution

Table 4 Mean diameter of droplets

	D_{10} [μm]	D_{32} [μm]
Normal blade	206	293
Hydrophobic blade	387	645

液滴が球形に近い形となっており、微粒化が起こる様子はほとんど見られなかった。Fig. 14 は通常翼と撥水翼における粒径分布であり、Table 4 には平均粒径をまとめて示している。粒径分布の縦軸 $f_N(d)$ は個数基準分布関数であり、(1)式に示すように規格化しており、個数基準累積分布の 99% となるところまでプロットしている。また、平均粒径については一般式である D_{ab} を(2)式に示す。

$$\int f_N(d) \cdot dd = 1 \quad (1)$$

$$D_{ab} = \left(\frac{\sum_i n_i d_i^a}{\sum_i n_i d_i^b} \right)^{1/(a-b)} \quad (2)$$

ここで、(1)式において d は飛散液滴の粒径を表している。また(2)式において d_i が粒径を表し、 n_i はその粒径の個数基準頻度を意味する。 $(a, b)=(1, 0)$ のとき長さ平均粒径 D_{10} 、 $(a, b)=(3, 2)$ のときザウター平均粒径 D_{32} を表す。

Fig. 14 をみると、撥水翼にした場合、通常翼では計測されていない $650\mu\text{m}$ 以上の直径をもつ液滴が観測されていることがわかる。また、通常翼からの飛散では $150\mu\text{m}$ 程度の比較的小さい粗大液滴が多数みられる。これらは 3.2 節で述べたように、撥水翼では液だまりが下流へ液糸を伸展させると、ほとんどが bag を形成することなく千切れて大きな液滴に微粒化しそのまま下流へ流されるが、通常翼では bag を形成し多数の小さな液滴へと微粒化しているためと考えられる。

また、平均粒径についてみると、撥水翼から飛散する液滴のザウター平均粒径は通常翼と比較して 2.2 倍程度大きく、噴霧粒径と比較しても 25.8

倍と非常に大きな液滴が飛散している。

4. 結論

本研究では過飽和吸気噴霧を行う圧縮機入口案内翼のモデル翼において、翼面の濡れ性が翼面上の液挙動や後縁から飛散する粗大液滴に与える影響を知るために可視化実験を行い、以下の知見を得た。

- 翼面上の濡れ性が変化すると、翼面上液挙動が大きく変わるとともに翼後縁に形成される液だまりのスパン方向の大きさが変わる
- 上記変化に伴い、後縁からの粗大液滴の飛散位置は通常翼では離散的に、撥水翼では連続的になる
- 翼後縁に形成される液だまりの大きさが変化することで微粒化形式が変化し、飛散する粗大液滴の粒径は撥水翼のほうが大きくなる

謝辞

本研究の一部には三菱日立パワーシステムズ株式会社の支援を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) 宇多村元昭: ガスタービン吸気水噴霧冷却技術, 日本ガスタービン学会誌, Vol.37, No.4(2009), pp.203-209.
- 2) Neupert, N., Ober, B., Joos, F.: Experimental Investigation on Droplet Behaviour in a Transonic Compressor Cascade, ASME Turbo Expo, GT2014-25645
- 3) Chidambaram, P. K., Song, T. H., Kim, I. W., Lee, K. H., Kim, H. D.: Computational Analysis of Compressor Blade Erosion in a Wet Compression System, ASME Turbo Expo, GT2016-57055
- 4) 松崎悠, 中野晋, 鳥山温美, 竹田陽一, 佐藤公仁弘: 気流中に放出する水膜の分裂形態に関する研究, 第 42 回ガスタービン学会定期講演会 講演論文集, (2014)
- 5) 村田遼, 渡辺紀徳, 姫野武洋, 鷗沢聖治, 井上智博, 高橋康雄, 柴田貴範: 噴霧流れ中の圧縮機翼面の液挙動と後縁から飛散する液滴に関する研究, 第 57 回航空原動機・宇宙推進講演会 講演論文集(2017)

マイクロガスタービンへの水噴射に関する研究

*上田 翔太，土屋 利明（金沢工大）

A study of water injection to micro gas turbine

*Shota UEDA, Toshiaki TSUCHIYA (Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

In this study, the influence of water injection on the performance of a micro gas turbine has been investigated. A thorough understanding of the droplet behavior within compressor is important to achieve full potentials of the wet compression technique. A model has been developed to investigate the evaporation behavior of water droplets under micro gas turbine environments. It is assumed that the change of water droplet temperature is caused by convective heat transfer through droplet surface. The temperature of a water droplet has been calculated by treating the droplet as a lumped mass with a representative temperature uniformly distributed in the droplet. The evaporation rate is calculated based upon mass transfer between water droplet and surrounding air flow. Performance evaluation tests have been conducted for the capstone C30 micro gas turbine system in which the recuperative cycle has been adopted. The prediction method has been reviewed by comparing the predicted performance with the measured data.

Key words: Micro gas turbine, Water droplets, Evaporation behavior

1. 緒言

マイクロガスタービン (MGT) の圧縮機に水噴射を行うと吸気冷却により、吸気部の温度が低下する。さらに、圧縮機内部での水滴蒸発による冷却で、圧縮機出口温度が低下する。この 2 つの冷却効果により圧縮機の温度上昇が抑えられ、空気質量流量の増加分より圧縮機温度上昇が低減するため、圧縮仕事は低下すると考えられる。水噴射を行うと圧縮仕事を低下させ、さらにタービン仕事を増加させるため、ガスタービンの出力が向上する。前報⁽¹⁾で一樣流中の流れにおける水滴の蒸発挙動を検証した。水滴の蒸発モデルを作成し、円管内で一樣流中の流れの温度、流速、噴射粒径を変化させることで、解析と試験から気相の温度降下の比較考察を行った。その結果、提案した水滴の蒸発モデルは、一樣流中の流れにおいて妥当であると判断した。そして、先行研究ではこの蒸発モデルに基づき MGT の圧縮機内（インペラ、ディフューザ）へ水を噴いた際の蒸発計算が行われ、その結果を報告した⁽²⁾。蒸発モデルの妥当性および圧縮機内での蒸発計算を基に、本研究では圧縮機に流入するまでの流路（ダクトおよび発電機）を加えて、圧縮機における水滴の蒸発挙動を解析した。さらに、実機 MGT (Capstone C30) を用いて実際に水噴射を実施した。本報では、水噴射の試験結果および解析結果から、MGT の性能改善効果と圧縮機における水滴の蒸発効果を報告する。

2. 水滴の蒸発モデル

2.1 モデル化

旋回成分なしの状況下で微小な水滴を圧縮機に噴射した際の解析モデルを Fig.1 に示す。解析モデルは領域を流れ方向に分割することで、熱伝達および蒸発潜熱を考慮した。条件として、モデル内の圧縮機では圧力、温度、速度の勾配を考慮した。また、発電機で若干の温度上昇が予備試験により確認できたため、温度勾配を発電機外側の流路部に加えた。噴射された水滴の個数は一定であり水滴同士の分裂・合体は考慮していないものとした。さらに、噴射された水滴は流路の壁面に付着せず、蒸発した水滴は全て空気温度の低下に寄与するものと仮定した。

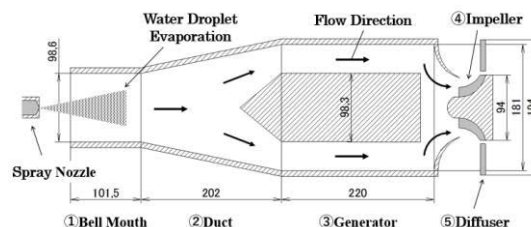


Fig.1 Analytical model

水滴の蒸発は、周辺空気中の蒸気と水滴近傍に生成される飽和蒸気との密度差による蒸気の拡散で発生すると考えモデル化した。そして、水滴の蒸発による伝熱は、空気から水滴に伝わる熱伝達と、水滴へ空気より供給さ

れる蒸発潜熱の2パターンあるものとした。水滴の蒸発モデルを Fig.2 に示す。

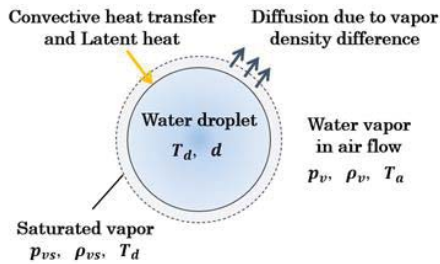


Fig.2 Evaporation model of a water droplet

2.2 理論計算

水滴の温度変化と蒸発潜熱を熱伝達と関係付ける式を式(1)に示す。式(1)の液滴の熱物質輸送方程式は厳密解を得ることができないため、商用の CFD ソルバ (ANSYS-CFX13.0) を用いて数値解を求めていることが報告されている⁽³⁾。本報では式(1)を2ステップに分けて解くことにした。すなわち、第1ステップでは式(1)から蒸発潜熱を省いた関係式より水滴温度を決定し、第2ステップでは蒸発潜熱を空気温度の低下分で足し合わせた。以上の手法を計算に組み込み、解析モデルを流れ方向へ微小に分割することで空気温度の低下分を算出した。予備検討より、分割数が計算結果に影響がないことを確認した。使用した分割数は、10,000 である。

$$m_d C_d \frac{dT_d}{dt} = \pi d^2 h (T_a - T_d) + \frac{dm_d}{dt} h_{fg} \quad (1)$$

ここで、 m_d は水滴質量、 C_d は水の比熱、 T_a は空気温度、 T_d は水滴温度、 d は水滴直径、 h は熱伝達率、 h_{fg} は蒸発潜熱である。初期噴射粒径 d_0 、初期空気温度 T_{a0} 、主流流速(或いは空気質量流量 m_a)、噴射率 β 、初期相対湿度 RH_0 、初期水滴温度 T_{d0} を事前に選定し、各セクション内での温度降下を算出した。まず、熱移動に関する式より水滴温度 T_d を決定した。その導出式を以下に示す。式(2)は式(1)から蒸発潜熱項を除き、積分して導いた式である。

$$\frac{T_a - T_d}{T_a - T_{d0}} = \exp\left(\frac{\pi d^2 h}{m_d C_d} t\right) \quad (2)$$

ここで、 t は滞留時間、 T_{d0} は噴射時水滴温度である。熱伝達率のパラメータであるヌセルト数は、レイノルズ数とプラントル数より、ランツ・マーシャルの式 $N_u = 2 + 0.6Re_d^{0.5}Pr^{0.33}$ を用いた。ここで、水滴のレイノルズ数 $Re_d = \rho_a V_s d / \mu_a$ のパラメータであるスリップ速度 V_s は、水滴速度と主流流速の速度差である。スリップ速度は、粒径が10[μm]未満の微小水滴は流れに乗って移動し、粒径が10[μm]以上の場合には主流流速の10[%]であると仮定した⁽⁴⁾。水滴の蒸発量は、物質移動に関する式を用いて算出した。蒸発量は水滴の周りの飽和水蒸気と、周辺空気中の水蒸気との密度差に比例するものと仮定した。そして、空気中に含まれる水蒸気は微量なため、蒸気を理想気体と仮定して、状態方程式を用いて密度を温度と圧

力に置き換えた。水滴1個についての単位面積、単位時間当たりの蒸発量 W_A を式(3)に示す。

$$W_A = h_D (\rho_{vs} - \rho_v) = \frac{Sh \cdot D_a}{d} \left(\frac{p_{vs}}{T_d} - \frac{p_v}{T_a} \right) \frac{1}{R_v} \quad (3)$$

ここで、 h_D は物質伝達率、 R_v は水蒸気の気体定数、 D_a は質量拡散係数、 Sh はシャーウッド数 $Sh = 2 + 0.6Re_d^{0.5}Sc^{0.33}$ であり流体の流れに伴う伝熱現象と物質移動のアナロジーにより求めた。なお、 Sc はシュミット数である。気化熱および熱伝達による空気の温度低下 ΔT_a を式(4)に示す。気相の温度低下の算出には、水滴1個当たりの蒸発量に噴射された水滴の個数 N を乗算することと求めた。

$$\Delta T_a = \frac{(S \cdot t \cdot N) \{ (W_A \cdot h_{fg}) + h(T_a - T_d) \}}{m_a \cdot C_{pa}} \quad (4)$$

ここで、 S は水滴の表面積、 C_{pa} は空気の定圧比熱、 m_a は空気質量流量である。前報⁽¹⁾の一樣流中(温度、圧力、速度の勾配なし)の流れにおいて、水滴の蒸発モデルの妥当性を確認した。そして本報では、このモデルに温度、圧力、速度の勾配を加え、流路長さに比例して考慮するものとした。

3. 圧縮機の数値三角形

本報では、圧縮機における蒸発の理論計算に温度、圧力、速度の変化を組み込むために、MGTの実測データを元に速度三角形を作成した。速度三角形は、定格回転数96,000[rpm]、圧力比3.3、空気質量流量0.33[kg/s]になるよう作成した。また、すべり係数はWiesnerの式⁽⁵⁾を参考にして算出した。インペラ入口から出口までの流路長さの平均値は46.58[mm]であり、ディフューザの流路長さの平均値は72.00[mm]である。なお、圧縮機内での水滴の滞留時間は、概ね0.56[ms]程度(インペラ0.24[ms]、ディフューザ0.32[ms])である。速度三角形をTable.1に、圧縮機の概要をFig.3に示す。

Table.1 Velocity diagram

Inlet velocity (Impeller)		
Atmospheric pressure [hPa]	P0	1012
Inlet total temperature [°C]	T01	33.18
Inlet total pressure [kPa]	P01	101.20
Inlet absolute velocity [m/s]	V1	149.31
Inlet relative velocity [m/s]	W1	267.31
Inlet peripheral velocity [m/s]	U1	221.73
Peripheral vel. of inlet absolute vel. [m/s]	Vu1	0
(Absolute velocity) Mach number	Mv1	0.434
(Relative velocity) Mach number	Mw1	0.777
Outlet velocity (Impeller)		
Outlet total temperature [°C]	T02	202.38
Outlet total pressure [kPa]	P02	359.34
Outlet absolute velocity [m/s]	V2	362.79
Outlet relative velocity [m/s]	W2	126.19
Outlet peripheral velocity [m/s]	U2	473.69
Peripheral vel. of outlet absolute vel. [m/s]	Vu2	358.96
Slip factor	k	0.11
(Absolute velocity) Mach number	Mv2	0.894
(Relative velocity) Mach number	Mw2	0.311
Outlet velocity (Diffuser)		
Outlet total temperature [°C]	T03	202.38
Outlet total pressure [kPa]	P03	333.04
Outlet velocity [m/s]	V3	85.515
Mach number	M3	0.196

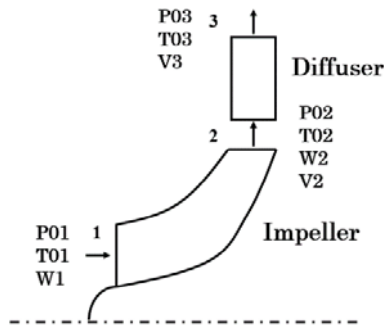


Fig.3 The conditions in compressor

4. 噴射条件の違いによる温度降下の解析

噴射条件を変えることで、ベルマウス、ダクト、発電機外周部および圧縮機（インペラ、ディフューザ）において、水滴の蒸発による気相の温度降下を解析した。初期条件の一覧を Table.2 に示す。また、解析モデルの寸法は Fig.1 に示した通りであり、ベルマウス入口を流れ方向位置の基準とする。ベルマウス入口からの流路長さは、①ベルマウスは 0~101.5[mm]、②ダクトは 101.5~303.5[mm]、③発電機は 303.5~523.5[mm]、④インペラは 523.5~570.01[mm]、⑤ディフューザは 570.01~642.1[mm]である。そして、Fig.4 に断面積変化と流速変化を示す。圧縮機内の解析では、インペラ部に相対速度、ディフューザ部に絶対速度を用いた。

Table.2 Initial conditions

Injection ratio	β	%	0.5, 1, 2, 3, 4
Water droplet diameter	d_0	μm	5, 10, 20, 50, 100
Water droplet temperature	T_{d0}	$^{\circ}\text{C}$	20
Bell mouth inlet temperature	T_{a0}	$^{\circ}\text{C}$	25
Atmospheric pressure	P_0	hPa	1012
Relative humidity	RH_0	%	40
Air mass flow rate	m_a	kg/s	0.33

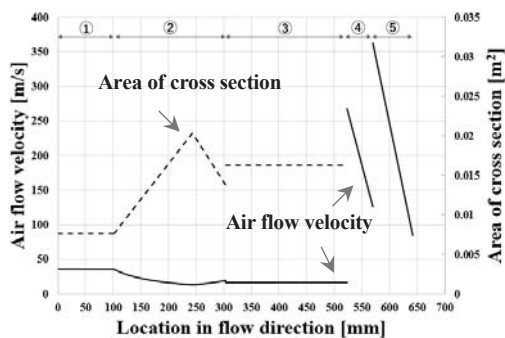


Fig.4 Air flow velocity and Area of cross section

4.1 噴射率の影響

粒径 $10\mu\text{m}$ の場合について、Fig.5 に噴射率の増加による気相の温度降下の比較、Fig.6 に噴射率の増加による相対湿度の変化を示す。Fig.5 から噴射率を増加させることで、気相の温度降下が大きくなることを確認できる。Fig.6 の相対湿度の変化から、圧縮機上流部 (①, ②, ③) では、噴射率 3%までは噴射率の増加による温度降下が期待できるが、4%以上の場合はそれ以上噴射率を増加し

ても飽和状態に達しているため、蒸発による温度降下は期待できないことがわかる。インペラでは、流路に沿って温度・圧力が上昇し、飽和蒸気圧も上昇するため、相対湿度が 0%付近まで低下している。このため圧縮機内では、さらに噴射率を増加させることによる空気温度の低減効果が期待できると言える。

$d_0=10\mu\text{m}$	$T_{d0}=20^{\circ}\text{C}$	$T_{a0}=25^{\circ}\text{C}$	$P_0=1012\text{hPa}$	$RH_0=40\%$	$m_a=0.33\text{kg/s}$
---------------------	-----------------------------	-----------------------------	----------------------	-------------	-----------------------

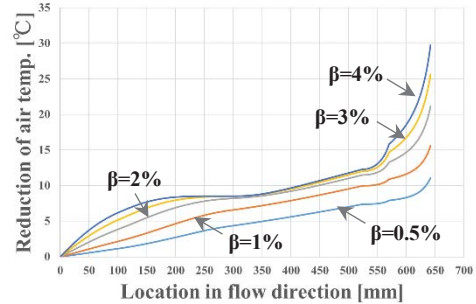


Fig.5 Effect of injection ratio (Reduction of air temp.)

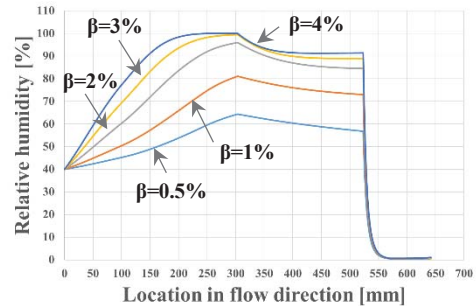


Fig.6 Effect of injection ratio (Relative humidity)

4.2 粒径の影響

噴射率 1%の場合について、Fig.7 に粒径の違いによる温度降下の比較を示し、Fig.8 に粒径の違いによる相対湿度の比較を示す。

$\beta=1\%$	$T_{d0}=20^{\circ}\text{C}$	$T_{a0}=25^{\circ}\text{C}$	$P_0=1012\text{hPa}$	$RH_0=40\%$	$m_a=0.33\text{kg/s}$
-------------	-----------------------------	-----------------------------	----------------------	-------------	-----------------------

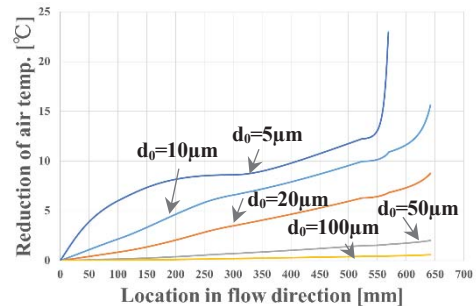


Fig.7 Effect of droplets dia. (Reduction of air temp.)

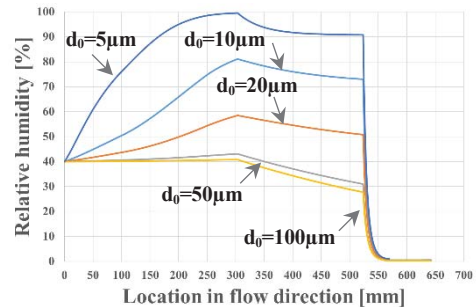


Fig.8 Effect of droplets dia. (Relative humidity)

Fig.7, 8 から粒径を小さくして水噴射を行えば、気相の温度降下が大きくなることを確認できる。また噴射粒径が 50 μm , 100 μm の場合、ほとんど蒸発していないことがわかる。一方、噴射粒径が 5 μm の場合は水滴が全てインペラで蒸発しており、インペラの空気温度を約 10 $^{\circ}\text{C}$ 低下させている。この様に、インペラ内で水滴を効果的に蒸発させることが圧縮仕事を低減させるために重要であると考えられる。

5. 試験装置

5.1 供試エンジン

本試験は、マイクロガスタービン (Capstone C30) を用いて実施された。使用したマイクロガスタービン (温水用排熱回収熱交換器付き) の主要仕様を Table.3 に示す。マイクロガスタービンは、発電機、圧縮機、タービン、燃焼器、再生器、空気軸受、コンバータ/インバータから成るデジタルパワーコントローラ (周波数制御装置) から構成されている。さらに、温水用排熱回収熱交換器を設置することで、高い総合効率を実現したエンジンである。

Table.3 Specifications of Capstone C30

Output power	28kW
Thermal efficiency	25%
Rotational speed	9600rpm
Exhaust gas temperature	280 $^{\circ}\text{C}$
Dimensions	0.9W \times 2.4H \times 3L (m)
Weight	2000kgf
(at Full Load, ISO Conditions)	

5.2 水噴射装置

水噴射ノズルは、扶桑精機株式会社製の PR-40 を用いた。エアアトマイズ方式で平均噴射粒径 (SMD) は 12 μm で最大噴射量は 580 mL/min である。なお、本装置の特徴として噴霧流体に空気を送り込む機構と内部のピストンを作動させることで粒径を微粒化する機構が搭載されている。水滴の微粒化用コンプレッサの選定では吐出圧と吐出空気量を基準にした。ノズルの作動に求められる圧力はエアアトマイズ側が 0.3 MPa であり、ピストン作動側が 0.3~0.5 MPa である。ピストン作動用とエアアトマイズ用を合わせた空気の吐出量は 210 L/min である。実際に導入したコンプレッサ (M911-J5160) の吐出圧は 0.99 MPa で吐出量は 225 L/min である。また、コンプレッサの吐出オイルを吸収し、圧力を制御するためにフィルタレギュレータを搭載した。そして、エアアトマイズ側は 2 次弁ハンドバルブ、ピストン作動側はピストン作動時に外部に空気を逃がす必要があるため、3 次弁ハンドバルブを採用した。液体の供給は、液体に圧力を加えない自然落下方式である重力式容器を採用した。

6. 試験方法及び試験条件

本試験は、定格運転時 (空気質量流量 0.33 $[\text{kg}/\text{s}]$) で水噴射を行った。噴射量 (質量流量) m_w と空気質量流量 m_a の比を噴射率 β と定義し、噴射率 0, 0.55, 1.05 $[\%]$ の 3 ケースで試験を実施した。試験条件を Table.4 に示す。試験は、噴射率の低い値から実施し、予備試験より水噴射開始から計測開始までの静定時間は 8 分間とした。また、主要な計測項目としては、大気温度・圧力・相対湿度、ベルマウス入口温度・圧力、圧縮機入口温度・圧力、圧縮機出口温度・圧力、タービン出口温度・圧力、再生器高温側出口温度、排気ガス温度・圧力 (温水用排熱回収後)、燃料流量、回転数、発電出力等である。

Table.4 Experimental conditions

No.	Compressor inlet temp. T_{1c} [$^{\circ}\text{C}$]	Initial relative humidity RH_0 [$\%]$	Water injection rate m_w [kg/s]	Air mass flow rate m_a [kg/s]	Injection ratio β [$\%]$
1	32.3	37	0	0.33	0
2	32.3	37	0.00182	0.33	0.55
3	33.2	37	0.00342	0.33	1.05

7. 試験結果および解析結果

7.1 実測値と解析値の比較

Table.4 から一例として、試験 No.3 の詳細な解析結果を述べる。試験 No.3 の条件は、ベルマウス入口温度 26.1 $^{\circ}\text{C}$ 、圧縮機入口温度 33.2 $^{\circ}\text{C}$ 、初期相対湿度 37 $[\%]$ 、水噴射量 0.00342 $[\text{kg}/\text{s}]$ 、空気質量流量 0.33 $[\text{kg}/\text{s}]$ 、噴射率 1.05 $[\%]$ 、噴射粒径 (SMD) 12 $[\mu\text{m}]$ 、噴射時水滴温度 26.1 $^{\circ}\text{C}$ である。Fig.9 に空気温度と水滴温度の解析値および空気温度の実測値を示す。

Fig.9 から、ベルマウス入口から圧縮機入口までの空気温度および水滴温度はほとんど変化していないことがわかる。発電機外周部では、水滴の蒸発効果による温度降下に加えて、若干の発熱 (約 7 $^{\circ}\text{C}$ の温度上昇) があるため、両効果が相殺して圧縮機に流入する前の空気温度は、ほとんど変化しない結果となった。圧縮機に流入後は、温度・圧力共に上昇するため、水滴温度が高くなる。なお、水の沸点は圧力の上昇に伴い高くなるため、圧縮機出口で水滴温度が約 100 $^{\circ}\text{C}$ に達しているが、沸騰はしていないと言える。

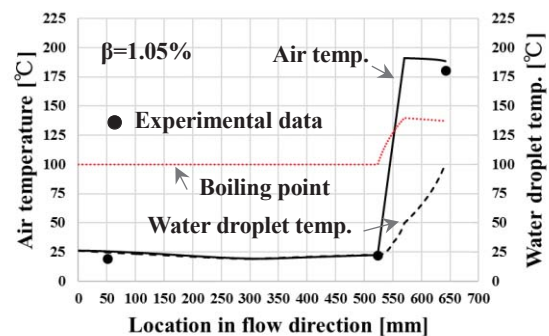


Fig.9 Air temp. and Water droplet temp.

Fig.10 に粒径と蒸発量の解析値を示す。Fig.10 から、蒸発により粒径が小さくなることを確認できる。そして、圧縮機出口での粒径は $9.5\mu\text{m}$ であるので、解析領域で約 50%蒸発した結果となった。また、圧縮機（インペラ、ディフューザ）では蒸発量が増加していないため、温度降下に寄与していないことがわかる。

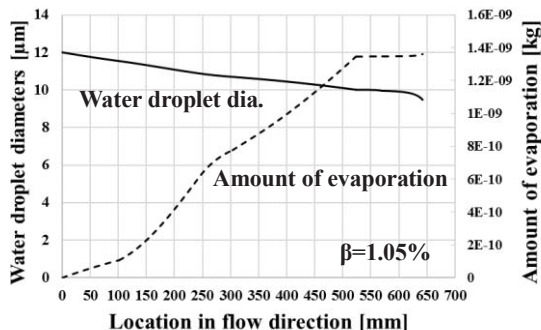


Fig.10 Water droplet dia. and Amount of evaporation

Fig.11 に相対湿度と絶対湿度の解析値を示す。図から、絶対湿度は各領域で流れ方向に沿って増加していることがわかる。一方、相対湿度はベルマウスおよびダクトで増加して、発熱による温度上昇が発生している発電機外周部では減少している。また、圧縮機（インペラ、ディフューザ）では飽和蒸気圧の上昇が支配的となるため、相対湿度が 0%付近まで低下していることが確認できる。

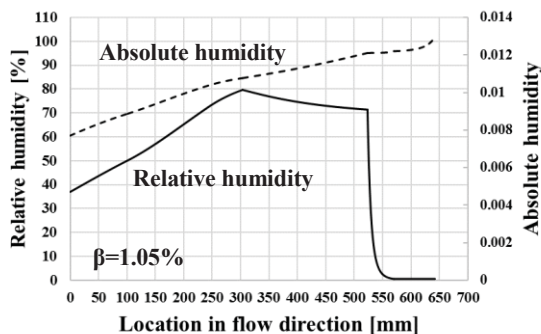


Fig.11 Relative humidity and Absolute humidity

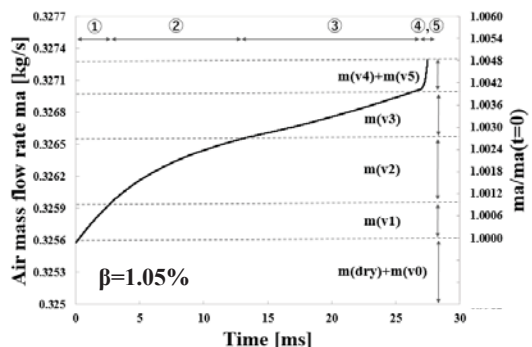


Fig.12 Air mass flow vs. Time

Fig.12 に、蒸気を含む気相の質量流量（空気質量流量）の時間的変化を示す。Fig.12 から、各領域での蒸発 $(m(v1)+m(v2)+m(v3)+m(v4)+m(v5))$ により空気質量流量が流れ方向に沿って増加していることを確認できる。空気質量流量は圧縮機入口で 0.3256kg/s 、圧縮機出口で

は 0.3273kg/s である。水の噴射量は 0.00342kg/s であり、図では水滴が約 50%蒸発した場合の空気質量流量の変化を示しており、解析結果はほぼ妥当な値を示していると言える。また、この条件下では、圧縮機内での蒸発量は全蒸発量の 1 割程度であり、圧縮機上流部での蒸発による影響が大きいことがわかる。

Fig.13 に、解析と実測による圧縮機入口温度(CIT)と圧縮機出口温度(COT)を示す。Fig.13 の実測および解析から、噴射率を増加させることで圧縮機温度上昇 ΔT_c が低下することがわかる。Fig.12 に示されている空気質量流量の増加の割合に比べて、圧縮機温度上昇の低下の割合が大きいいため、圧縮仕事の低減につながると考えられる。実測値は、熱電対に付着した水滴の蒸発作用により、解析値に比べ若干低い値を示しているものと考えられる。

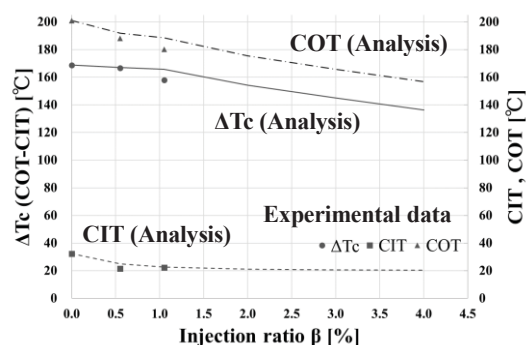


Fig.13 ΔT_c (COT-CIT) and CIT, COT

7.2 噴射率とエンジン性能の関係

定格運転時で水噴射を行った実測データから、Fig.14 に出力（発電端、送電端）上昇率および熱効率上昇量と噴射率の関係を示す。Fig.14 から噴射率 1.05%において、発電端出力が 23.3kW から 26.8kW に上昇（+14.7%）した。また、送電端出力も同様に上昇（+16.6%）したことがわかる。一方、熱効率は若干増加傾向が見られるが、増加率は小さくほとんど変化していないことが確認できる。これは、出力増加率と燃料流量増加率がほぼ同程度のためである。

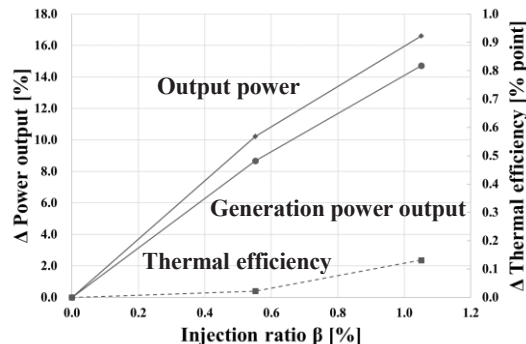


Fig.14 Power output and Thermal efficiency

Fig.15 に圧力比および燃料流量上昇率と噴射率の関係を示す。Fig.15 から、噴射率 1.05%において圧力比は 3.30 から 3.46 に上昇した。また、燃料流量は 169.2ml/min から 193.1ml/min に上昇（+14.1%）した。

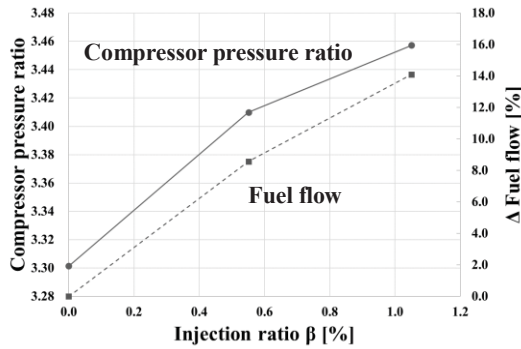


Fig.15 Compressor pressure ratio and Fuel flow

Fig.16 にタービン入口温度(TIT), タービン出口温度(TOT)およびタービン温度降下(ΔT_t)と噴射率の関係を示す。タービン入口温度は、実測した圧縮機出口圧力を基に、燃焼器と再生器での圧損を考慮して求めたタービン入口全圧と、タービン出口全圧から決定したタービン圧力比と、タービン断熱効率および実測したタービン出口温度から算出した値である。実際は、噴射した水滴の燃焼性への影響により、この値より低くなるものと考えられる。Fig.16 から、噴射率 1.05%においてタービン入口温度(解析値)が 804°Cから 814°Cへ約 10°C上昇した。また、タービン出口温度は噴射率に関わらず 593°Cの一定値であった。MGT (Capstone C30) はタービン出口温度が一定になるように制御されているため、水噴射時においても噴射率に関わらずタービン出口温度が一定値になったと考えられる。タービン温度降下は、噴射率の上昇と共に増加し、タービン仕事の増加に寄与していることがわかる。

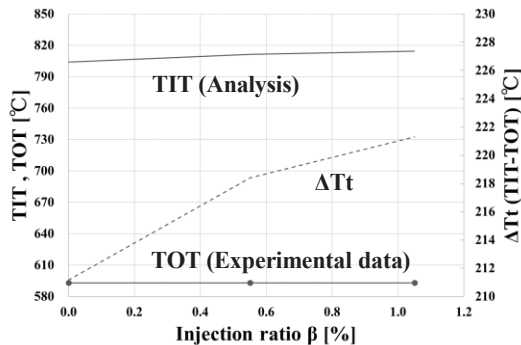


Fig.16 TIT, TOT and ΔT_t (TIT-TOT)

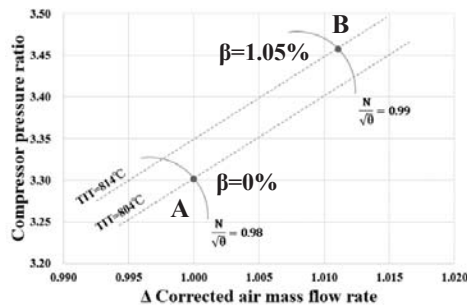


Fig.17 Pressure ratio vs. Δ Corrected air mass flow rate

Fig.17 に圧縮機の圧力比と修正空気質量流量の関係を示す。Fig.17 の圧縮機性能特性図から、水噴射を行うこ

とにより作動点が A から B へシフトしていることがわかる。水噴射により、修正回転数, 修正空気質量流量, 圧力比, タービン入口温度の上昇を Fig.17 から確認することができる。

8. 結言

本報ではマイクロガスタービンへの水噴射による水滴の蒸発挙動を研究対象として、実機 MGT (Capstone C30) を用いて解析および試験を実施した。そして本研究により、以下の知見を得た。

- (1) 水噴射による性能改善が、実機マイクロガスタービン (Capstone C30) を用いた試験により確認された。噴射率 (空気質量流量に対する水噴射量) 0.55%, 1.05%で試験を実施し、噴射率の増加と共に発電出力の上昇を確認した。
- (2) 噴射率 1.05%において発電端出力は+14.7%上昇した。圧力比, 燃料流量, タービン入口温度(解析値)も噴射率と共に増加した。一方、熱効率とタービン出口温度は噴射率に関わらず変化しなかった。
- (3) 噴射条件の違いによる気相の温度降下の解析結果から 2つの事が確認された。

- 噴射粒径 10 μ m の場合、噴射率 4%で圧縮機上流部において空気が飽和状態に達するため、それ以上噴射率を増加させても、蒸発によるさらなる気相の温度降下は期待できない。一方、圧縮機内では飽和状態に達しないため、噴射率の増加による気相の温度降下が期待できる。

- 噴射粒径を小さくして水噴射を行えば、気相の温度降下を大きくすることが期待できる。例えば、噴射率 1%で噴射粒径が 5 μ m の場合は、水滴が全てインペラで蒸発するため、効果的に圧縮仕事を低減させることができる。

参考文献

- 1) 上田翔太他：マイクロガスタービン圧縮機環境下の一様流中における水滴の蒸発効果, 日本機械学会[No.17-15]第 22 回動力・エネルギー技術シンポジウム 講演論文集, 2017.6
- 2) 半田開千他：マイクロガスタービンに噴射された水滴の蒸発挙動に関する研究, 第 27 回内燃機関シンポジウム 講演論文集, 2016.12
- 3) 川村康太他：吸気噴霧冷却を適用したガスタービン圧縮機の液滴蒸発流れ解析, 日本ガスタービン学会誌 Vol.41, No.2(2013) pp.26-31
- 4) Jobaidur R Khan and Ting Wang : Overspray Fog Cooling in Compressor using Stage Stacking Scheme with Non Equilibrium Heat Transfer Model for Droplet Evaporation, Proceeding of GT2009 ASME Turbo Expo 2009, June 8-12 2009
- 5) Wiesner, F.J.: A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, Trans.ASME,J.of Engineering for Power, 1967-10, 558-572

発電用ガスタービン動翼の拡散ろう付け補修技術

*齊藤 大蔵，北山 和弘，酒井 義明（(株) 東芝）

Diffusion-Brazing Repair Technology for Land-based Gas Turbine Bucket

*Daizo SAITO, Kazuhiro KITAYAMA, Yoshiaki SAKAI (TOSHIBA)

ABSTRACT

Severe damage is often observed in serviced hot-gas-path components for land-based gas turbines. The damage to these components is repaired by using repair technology specific to each component. The repaired components are then reused, and the repair process is repeated. Eventually, the components reach their determinant life. In the case of stage 1 bucket, high-temperature oxidation and metal-loss are observed. Metal-loss portion of bucket-tip are repaired using welding technology. In this study, effect of clearance on tensile strength for joint-portion by diffusion-brazing was clarified. And the actual coupon material was joined well by diffusion-brazing. The diffusion-brazing repair technology was developed for gas turbine bucket and is applicable to serviced bucket.

Key words: Gas turbine, Bucket, Damage, Oxidation, Repair, Diffusion-brazing

1. はじめに

ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクル発電システムは CO₂ 排出量の削減、エネルギー資源を高効率に利用できるため電力供給の中核となっている。本システムの主機であるガスタービンは高温の燃焼ガスを作動流体としており、燃焼器や動静翼などの高温部品は高い熱応力や遠心力が生じる等、過酷な環境にさらされるため運転時間の経過に伴い劣化や損傷が進行する¹⁾。

これらの高温部品は高価であるため、定期的に新品と交換する前に補修を繰り返しながら運用されているが、できる限り長時間使用していくことがトータルのメンテナンスコスト削減につながり、電力会社や IPP(Independent Power Producer)などの電力事業者のニーズとなっている²⁾。

このようなことからガスタービンを高い信頼性で運転し、経済性も両立するための技術が求められる。ここでは第 1 段動翼を対象に実機で生じている酸化、減肉等の損傷状況を概説し、この損傷を補修するための技術開発の一環として実施した基礎試験結果および実機翼を用いた検証結果について述べる。

2. 実機動翼の酸化、減肉

第 1 段動翼は一般的に冷却構造であるが、使用環境が厳しいため冷却効果が及ばない部位が局部的に存在する。特に翼の先端部では酸化が顕著であり、エロージョンが重畳して減肉が生じている。一例として、1300℃級ガスタービンの第 1 段動翼で生じた酸化、減肉状況の写真を図 1 に示す。ここでは約 25,000 時間運転した後の動翼を示したが、長時間の運転によりこの酸化、減肉量が増大すると動翼の外周側の部品に代表されるシュラウドセグメントとの間隙が大きくなり、効率の低下をきたす一因になるため、定期的に補修を行っている。従来の補修では、酸化、減肉部に溶接にて肉盛り、成形している。

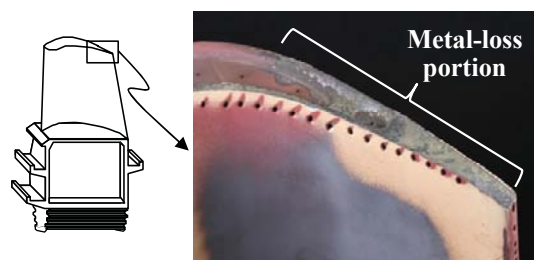


Fig.1 Photograph of metal-loss portion of serviced bucket

3. 供試材および試験方法

従来は図 1 に示した減肉部の補修方法として溶接肉盛りを行っているが、翼先端部のみをあらかじめクーポン材として作成しておき、減肉部を切断、クーポン材を拡散ろう付けにて接合する新たな補修方法においては接合部の強度が重要である。接合部の強度評価に用いた材料は Ni 基超合金の“GTD111³⁾”材であり、表 1 に化学成分を示す。まず、素材から引張試験材を JIS Z3192「ろう付け継手の引張及びせん断試験方法」に基づいて作成した。図 2 に引張試験材の外観写真および図面を示す。外径 13mm の上側の試験材と外径 15mm の下側の試験材を加工し、それぞれをろう付け接合する方法である。下側の試験材の接合部は外周側に凹凸があるため、機械加工が困難であり、ワイヤーカット法で加工した面を 400 番の耐水研磨紙で仕上げた。なお、接合部の間隙は 0.01mm、0.1mm、0.2mm となるように加工を行った。次に上側と下側の試験材を拡散ろう付け接合するが、ろう材に Ni-15Cr-3.5B の粉末を用い、バインダーと混ぜ合わせてペースト状にし、これを補修材とした。その補修材を下側の接合面に配置、その上に上側の試験材を密着させ、真空中で 1121℃の拡散熱処理を行った。拡散熱処理後、図 3 に示す引張試験片を作成し、室温にて引張試験を行った。なお、本試験片も JIS Z3192 に 2 号 B 試験片として示されており、ろう付け継ぎ手が試験片の中央部に存在する。

Table 1 Chemical composition of “GTD111”

mass%									
Cr	Co	Mo	W	Ta	Al	Ti	C	B	Ni
14	9.5	1.5	3.8	2.8	3.0	4.9	0.1	0.01	Bal.

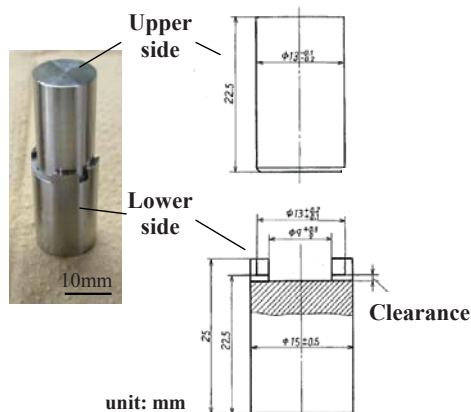


Fig.2 Photograph of tensile specimen before diffusion-brazing

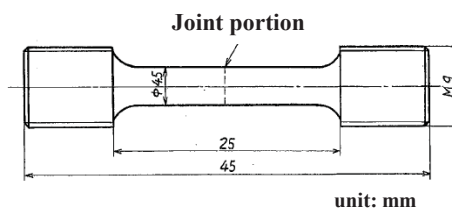


Fig.3 Drawing of tensile specimen

4. 実験結果

拡散ろう付け接合の間隙を 0.01mm、0.1mm、0.2mm とした引張試験片を用いて室温にて引張試験を行った結果を図 4 に示す。引張強さは接合部の間隙が小さくなるに従い上昇し、接合部の間隙は引張強さに大きな影響を及ぼすことが分かる。ここで得られた接合材の引張強さを基材と比較すると、接合材の間隙が 0.2mm では約 10~20%、0.1mm では約 25~50%と高くなり、さらに間隙が 0.01mm になると約 60~100%となり、ほぼ基材と同等の強度が得られるようになる。

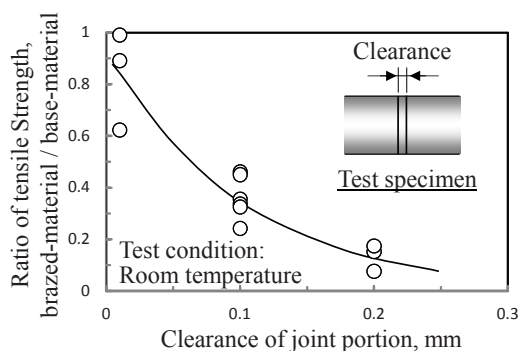


Fig.4 Results of tensile test after diffusion-brazing

5. 実機翼を用いた検証試験

実機の補修を模擬するため実機翼から試験片を切り出し、拡散ろう付け接合する試験を行った。ここで用いた翼は第 1 段動翼であり、試験片の高さは 10mm である。接合面は機械加工面とし、引張試験材の作成と同様に補修材を接合面に配置させ、真空中で拡散熱処理を行った。拡散熱処理後の外観写真および前縁側における断面観察結果を図 5 に示す。補修材は外表面から冷却口側まで認められ、良好な接合界面を呈していた。

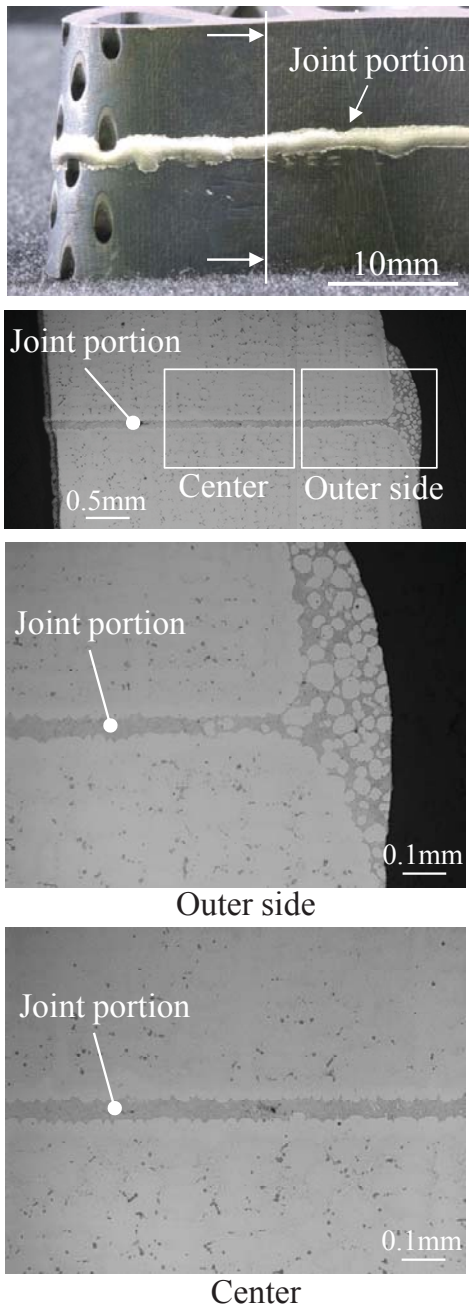


Fig.5 Microstructures of repair portion after diffusion-brazing repair using serviced bucket

6. まとめ

拡散ろう付け接合部の引張強度に及ぼす間隙の影響を把握した。基材に対し、間隙が 0.2mm では約 10~20%、0.1mm では約 25~50%、0.01mm では約 60~100%となり、ほぼ基材と同等の強度に近づいた。また、実機形状で実施した拡散ろう付け接合試験の結果、良好な接合界面を呈しており、拡散ろう付け補修の有効性が検証できた。今後は高温での強度特性を評価していく。

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) 澤徹, 酒井義明: ガスタービンの保守技術, ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 4 (2012) pp. 141-146.
- 2) 市川国弘, 関原傑, 今野晋也: 日立のガスタービン予防保全技術, ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 4 (2012) pp. 135-140.
- 3) P. W. Schilke : Advanced Gas Turbine Materials and Coatings, GER-3569G, pp.4.

Ni 基単結晶超合金の硫化腐食挙動

*小泉 裕，原田広史，小林敏治，横川忠晴

大澤真人，坂本正雄，湯山道也，川岸京子（NIMS）

Hot Corrosion Behavior of Ni-base Single Crystal Superalloys

*Yutaka KOIZUMI, Hiroshi HARADA, Toshiharu KOBAYASHI, Tadaharu YOKOKAWA, Makoto OSAWA, Masao SAKAMOTO, Michinari YUYAMA and Kyoko KAWAGISHI (NIMS)

ABSTRACT

Hot corrosion properties of typical single crystal (SC) superalloys, ranging from 1st to 6th generation alloys, were evaluated at type II corrosion temperature (700°C) and at type I corrosion temperature (900°C) in 75%Na₂SO₄+25%NaCl salt mixture. It became clear that 6th generation alloy has the highest corrosion resistance in both conditions, whereas the 1st generation alloy has the lowest resistance.

Key words: Sulfidation, Hot corrosion, Ni-base single crystal superalloy

1. はじめに

ガスタービン機関の効率を向上させる目的でタービン入りロガス温度の高温化がなされている¹⁾。これに伴い、従来硫化腐食があまり問題にならなかった部位も温度上昇とともに次第に硫化腐食温度域に入りつつあり注意を要する。

本研究では第 1 世代から第 6 世代までの代表的な 10 数種類の Ni 基単結晶超合金について低温側（700°C）と高温側（900°C）の硫化腐食挙動について実験室レベルの加速試験により調べた。さらに表面コーティングを施工した場合を模擬した硫化腐食試験を行った。

2. 実験方法

2.1 低温側の硫化腐食試験

実験に供した Ni 基単結晶超合金は第 1 世代（TMS-1700, ReneN4²⁾, PWA1480, SRR99）、第 2 世代（TMS-244, TMS-286, CMSX-4³⁾, ReneN5⁴⁾）、第 3 世代（CMSX-10K⁵⁾, CMSX-10N 相当⁶⁾）、第 4 世代（TMS-138A⁷⁾）、第 5 世代（TMS-196⁸⁾, 特許合金⁹⁾）および第 6 世代（TMS-238¹⁰⁾）で、その組成を Table 1 に示す。これら合金の低温側（タイプ II）硫化腐食挙動について、るつぼ試験法による加速試験を実施し検討した。

るつぼ試験に用いた熔融塩組成は、通常最もよく用いられる 75%Na₂SO₄+25%NaCl とした。この組成の

混合塩 12g を容量 15ml のアルミナ磁製のつぼ中で 700°C に溶解させ、試験片（φ9mm×5mm）を全浸漬させた。なお、試験片表面はあらかじめエメリー紙 #600 まで研磨した後、試験片をアセトンで洗浄して腐食試験に供した。腐食試験時間は 50 h とし、試験終了後の腐食表面積を求めて試験結果とした。

2.2 高温側の硫化腐食試験

供試合金、熔融塩組成、るつぼ容量、試験形状は低温側の試験条件と同様である。高温側（タイプ I）の硫化腐食試験は試験温度 900°C、試験時間を 20 h とした。試験終了後スケールをワイヤブラシでおとして重量減 (%) を測定し、これを表面からの金属の消耗量に換算して試験結果とした。

2.3 コーティングを模擬した硫化腐食試験

実験には第 3 世代の CMSX-10N、第 4 世代の TMS-138A および第 6 世代の TMS-238 を用いた。前記の試験片に φ0.5mm の白金線を巻き付けた簡易的な方法で前記低温側（タイプ II）の試験条件にて硫化腐食試験を実施して白金線と超合金の反応について調べた。

3. 結果と考察

3.1 低温側の硫化腐食

Fig. 1 に 700°C, 50h の硫化腐食試験後試料を示す。第 1 世代の試料で表面全面が腐食していたのに対し、第 5 世代および第 6 世代の試料ではほぼ

Table 1 供試材として用いた Ni 基単結晶超合金組成 (wt%, Ni:Bal.)

Generation	Alloys	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Nb	Ta	Hf	Re	Ru
1st	ReneN4	8	9	2	6	3.7	4.2	0.5	4	-	-	-
	PWA1480	5	9	-	4	5	1.5	-	12	-	-	-
	SRR99	5	8.5	-	9.5	5.5	2.2	-	2.8	-	-	-
	TMS-1700	-	9	0.6	7.6	5.4	-	-	10	-	-	-
2nd	CMSX-4	9	6.5	0.6	6	5.6	1	-	6.5	0.1	3	-
	ReneN5	8	7	2	5	6.2	-	-	7	0.2	3	-
	TMS-244	9	6.5	0.6	6	5.6	-	-	10	0.1	3	-
	TMS-286	-	9	-	8	5.4	-	2.3	5.8	-	1.2	-
3rd	CMSX-10K	3.3	2.3	0.4	5.5	5.8	0.2	0.1	8.3	-	6.3	-
	CMSX-10N	3.1	1.7	0.5	5.5	5.9	0.1	-	8.5	-	6.8	-
4th	TMS-138A	5.8	3.2	2.9	5.6	5.7	-	-	5.6	0.1	5.8	3.6
5th	TMS-196	5.6	4.6	2.4	5.0	5.6	-	-	5.6	0.1	6.4	5.0
	JP pat.4557079	5.5	5.6	3.2	1.9	5.6	-	0.8	4.1	0.1	8.0	5.5
6th	TMS-238	6.5	4.6	1.1	4.0	5.9	-	-	7.6	0.1	6.4	5.0

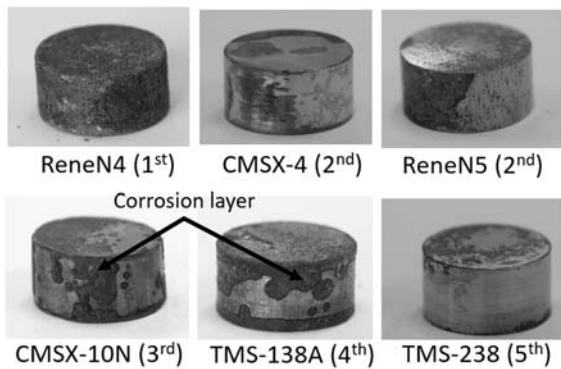


Fig.1 低温側 (タイプ II) 硫化腐食後の外観。

全体が健全であった。

700°C, 50h の低温側 (タイプ II) 硫化腐食試験後の試料表面の腐食面積率を目視で 10 段階に区別し、Fig. 2 に示す。第 1 世代の単結晶超合金は耐硫化腐食性が良くないことが明らかとなった。Re を含む第 2 世代で改善されたが、Cr 量の低下した第 3、第 4 世代で再び耐硫化腐食性が低下したものの、第 1 世代よりは耐硫化腐食性が良い。さらに第 5、第 6 世代では耐硫化腐食性の良いことが明らかになった。図の最下部に 1100°C, 137MPa のクリープ寿命を記してあるが、第 1 世代での約 20 h から第 6 世代の約 2000 h へとクリープ寿命は順次大きく延びている。

Fig. 3 は 700°C, 50h の硫化腐食試験後の重量変化を示す。第 1 世代の ReneN4、SRR99 は腐食による重量変化の小さい結果と大きい結果が得られた

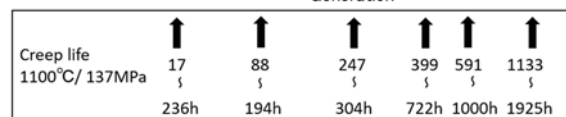
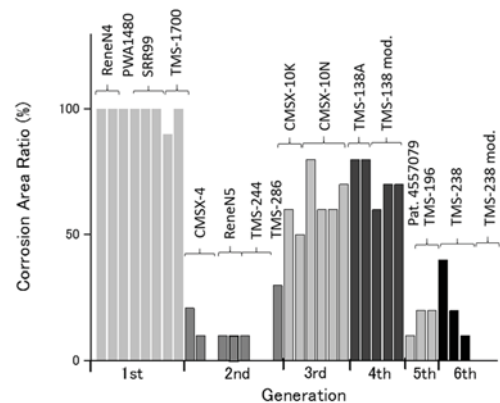


Fig.2 低温側 700°C, 50h (タイプ II) 硫化腐食試験後の表面腐食部分割合。

が試料表面は共に酸化被膜で全面覆われていた。第 3、第 4 世代で僅かに重量増減が見られた。第 5、第 6 世代では量変化が非常に小さく第 2 世代とともに耐硫化腐食性の良いことが明らかとなった。

Fig. 4 に 700°C, 50h 後の断面組織を示す。試験後の表面付近は TMS-238 を除いて CMSX-10N および TMS-138A で凹凸が見られ、これら 2 合金の表面には硫化物を含む酸化層が確認された。

3.2 高温側の硫化腐食

Fig. 5 に 900°C, 20h の高温側 (タイプ I) 硫化

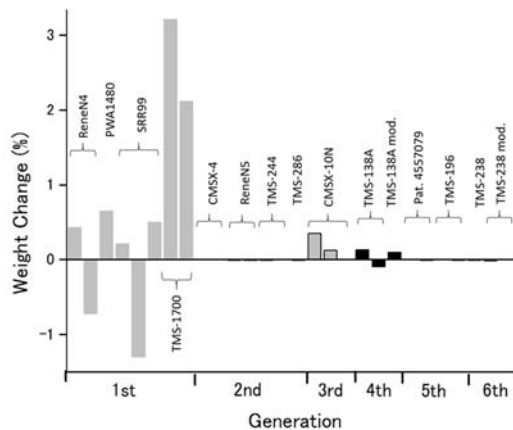


Fig.3 低温側(タイプII)硫化腐食試験(700°C,50h)後の重量変化率。

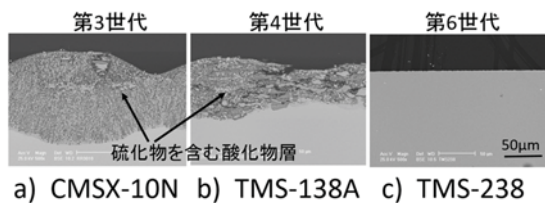


Fig.4 700°C,50h(タイプII)硫化腐食試験後断面SEM像。

腐食試験の結果を示す。この条件ではいずれの合金も全面腐食の形態を示した。ここでも第1世代は耐腐食性が悪く第2、第4、第5世代が良好、第6世代が最も優れている。第6世代の超合金は700°Cおよび900°Cともに耐硫化腐食性が良いことが明らかとなった。

3.3 コーティングを模擬した硫化腐食

タービンブレードに使用する際は超合金にコーティングを施して用いられる。本研究では一般に使用されている白金コーティングを模擬して試験片にφ0.5mmの白金線を巻き付けて700°C、50hの硫化腐食試験を行った。その結果、Fig.6に示すように白金線へのNiとCoの付着が観察され、コーティング材として用いられる貴な金属(Pt)と卑な金属(Ni基超合金)の間に電気化学的な反応による物質移動が生じて腐食を助長する可能性が示唆された。

4. 結言

第1世代から第6世代までの代表的な10数種類のNi基単結晶超合金について700°Cの低温側(タイプII)と900°Cの高温側(タイプI)の硫化腐食挙動について実験室レベルの加速試験により調べ

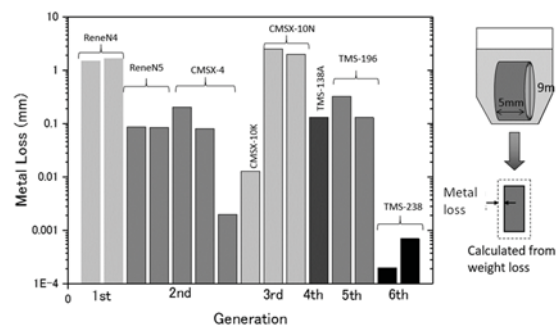


Fig.5 高温側(タイプI)硫化腐食試験(900°C,20h)後、重量減(%)を測定して、これを表面からの試料の消耗量(metal loss, mm)として縦軸(対数目盛)に示した。

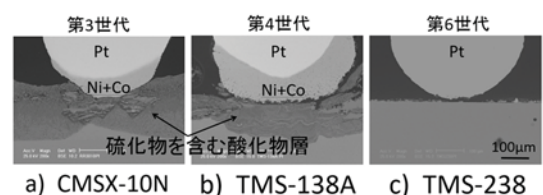


Fig.6 基材 a) CMSX-10N、b) TMS-138 および c) TMS-238 にφ0.5mm白金線を巻いて低温側(タイプII)硫化腐食試験(700°C,50h)後の断面SEM像。

た。これにより以下のことが明らかとなった。

- (1) 低温側(タイプII)の耐硫化腐食性は、世代間では1st<(3rd,4th)<(2nd,5th,6th)の順に後者ほど優れる傾向が示された。
- (2) 高温側(タイプI)の耐硫化腐食性は、世代間では1st≤3rd<(2nd,4th,5th)<6thの順に後者ほど優れる傾向が示された。
- (3) クリープ強度の優れている第6世代超合金は低温、高温の両方で硫化腐食特性にも優れていることが示唆された。
- (4) コーティング材と基材が同時に熔融塩に触れる場合、電気化学的な反応に注意を要することが明らかとなった。

参考文献

- 1) 原田広史, 横川忠晴, 川岸京子, 小林敏治, 小泉裕, 坂本正雄, 湯山道也: 日本ガスタービン学会誌 Vol.43 No.5 (2015.9) 43
- 2) United States Patent 5,399,313 (1995)
- 3) K. Harris, L. Erickson, W. D. Brentnall, J. M. Aurrecochea and K. G. Kubarych: Superalloys 1992, Ed. by S. D. Antolovich et al., (1992) 297.
- 4) UK Patent GB 2235697 A (1991)
- 5) N.D' Souza, H.B. Dong: Superalloys 2008, Ed. by Roger C. Reed et al (2008) 261.

- 6) S. Tin, L. Zhang, R.A. Hobbs, A.-C. Yeh, C.M.F. Rae and B. Broomfield : Superalloys 2008, Ed. by Roger C. Reed et al (2008) 81.
- 7) Y. Koizumi, T. Kobayashi, T. Yokokawa, J. X. Zhang, M. Osawa and H. Harada : Superalloys 2004, Ed. by K. Green et al., (2004) 35.
- 8) A. Sato, H. Harada, A. C. Yeh, K. Kawagishi, T. Kobayashi, Y. Koizumi, T. Yokokawa and J. X. Zhang: Superalloys 2008, Ed. By R. C. Reed et al.. (2008) 131.
- 9) 日本特許 4557079
- 10) K. Kawagishi, A-C. Yeh, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi and H. Harada : Superalloys 2012, Ed. By E. S. Huron et al., (2012) 189.

【研究報告】

C-3

選択的レーザー溶融法により作製した γ' 析出型 Ni 基超合金 IN939 の組織と高温強度

* 笥 幸次 (首都大), 平塚 耀 (首都大)

High Temperature Strengths and Microstructure of γ' Precipitation-Hardening Ni-Based Superalloy Manufactured by Selective Laser Melting

*Koji KAKEHI(TM Univ.) and Yo HIRATSUKA(TMU Univ.)

ABSTRACT

Selective Laser Melting (SLM) is a kind of additive manufacturing process. The aim of this study is to investigate relationship microstructure and mechanical properties in γ' -precipitation-hardened Nickel base superalloy, Inconel 939, which was manufactured by SLM, comparing with the conventional cast alloy. The as-built specimen had columnar fine grains which long axis was oriented along $\langle 100 \rangle$. Recrystallization occurred during heat treatment and creep test. Creep life of SLM specimen was shorter than that of cast specimen because of recrystallized fine grains and precipitation of σ -phase. Recrystallization heat treatment was found to improve creep properties of the SLM specimen.

Key words: Selective Laser Melting, Inconel 939, γ' -precipitation-hardened Ni base superalloy, Recrystallization

1. 緒言

一般に、 γ' 析出型 Ni 基超合金は、加熱中に急速に γ 相が析出して硬化し、結果として熱応力によりひずみ時効割れを生じやすいため積層造形が困難である。そこで、 γ' 析出強化型合金の 1 つである IN939 合金のレーザー積層材に関して高温強度と微視組織について調べた。

2. 実験方法

0.15C-22.4Cr-19Co-2W-1Nb-1.4Ta-3.7Ti-1.9Al-0.1Zr-0.01B-Ni bal. (mass%)を化学組成とする Inconel 939 を供試合金とした。Figure 1 に示すように IN939 は、IN718 に比べ高く Al, Ti 量が高く、ひずみ割れ感受性が高く造形が困難で研究例も少ない²⁾。EOSM290 を用いて、選択的レーザー溶融法(SLM)により一辺 45 mm の立方体状に造形した試料(以下、SLM 材)および直径 100 mm、高さ 80 mm の円柱状に铸造したインゴット (以下、铸造材, cast)を厚さ 3.1 mm の板材にスライスし、この板材からワイヤ放電加工機によって平行部寸法が 2.8×3.0×19.6 mm となるように引張およびクリープ試験片を切り出した。その後、1160 °C/4 h (空冷)溶体化処理と 850 °C/16 h (空冷)時効処理を施した試料を STA 材、時効処理のみを施した試料

を DA 材、熱処理を施さない試料を as-built 材、as-cast 材とする。熱処理を施した後、650 °C および 816 °C において引張およびクリープ試験を行った。溶体化温度より高い再結晶熱処理 1240 °C/6 h (空冷)熱処理と時効処理を施した試料を Re (Recrystallized) 材とし、同様の試験を行った。

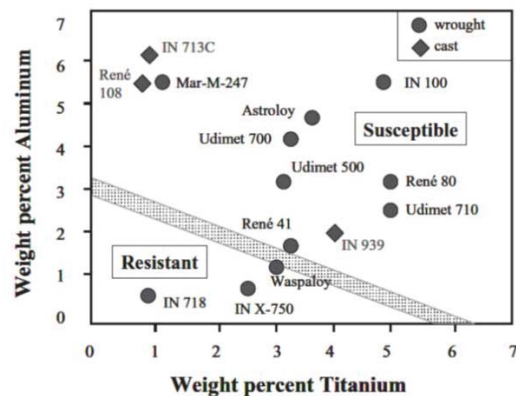


Fig.1¹⁾ Effect of Al and Ti content on susceptibility to strain - age cracking in Ni - base superalloys.

3. 実験結果

3.1 積層材の熱処理後の組織

Figure 2 に積層・熱処理後の試料の IPF マップを

示す. SLM 材は積層方向に<100>方位が配向する柱状粒であった. 熱処理を施した DA 材, STA 材ともに積層中に導入される転位を駆動力に再結晶が発生し, 粒界付近に微細な再結晶粒が形成されていた (Fig.2(b),(c)). 特に溶体化熱処理を施した STA 材で再結晶が著しい. 比較材である鑄造材は, 粗大な等軸結晶粒を有していた(Fig.2(d)).

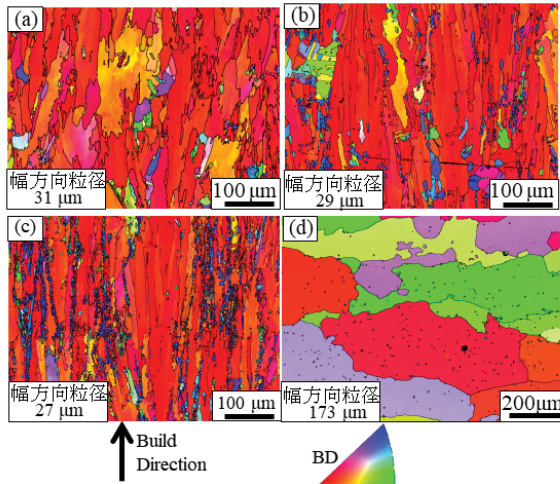


Fig.2 EBSD IPF maps of (a) as-built, (b) DA, (c) STA, (d) as-cast specimens.

3.2 高温引張特性

Table 1 に高温引張特性を示す. SLM 材の引張強度は鑄造材の強度よりも高い. この要因として, SLM 材が細かい柱状粒であることと造形中に導入された転位が考えられる. 650°Cでは, 熱処理を施した DA 材, STA 材の強度が as-built 材に比べて高い. これは 850 °C の時効熱処理中に γ' が析出したためであると考えられる. それに対し 816°Cでは, as-built 材の強度が DA 材や STA 材強度と同等であった. これは試験温度 816°C への昇温中に γ' が析出したためである. このように, γ' は昇温中の短時間で析出強化することが分かる.

3.3 クリープ特性

Figure 3 に, 650°Cと 816°Cにおけるクリープ曲線を示す. SLM 材はどの熱処理においても鑄造材と比較して極めて短いクリープ寿命を示した. これは熱処理によって生じた再結晶粒により粒界が脆化したことが主因でと考えられる. 熱処理を施さない as-built 材においては, クリープ開始時に再結晶は存在しない. しかし, Fig.4 に示すように as-built 材のクリープ破断試験片において, 再結晶が観察された. このことから, as-built 材においては, クリープ変形中に動的再結晶が生じ, クリープ寿命が低下したと考えられる. Fig.5 に 816 °C, 200 MPa クリープ後 STA 材の SEM 像を示す. 破面近傍において, 粒界近傍で粗大化した Cr-rich な $M_{23}C_6$ 炭化物または σ 相が多量に析出している. これらの析出物は有害相でありクリープ寿命に深刻な影響を及ぼす³⁾. SLM 材においては, 破断部近傍の再結晶と有害相析出の影響で, 鑄造材と比較してクリープ寿命が低下したと考えられる.

Table 1 Tensile properties at high temperatures

Heat treatment	Specimen	650 °C		816 °C	
		0.2 %proof (MPa)	Elongation (%)	0.2 %proof (MPa)	Elongation (%)
As	SLM	765	16.9	714	5.7
	cast	574	6.6	560	4.8
DA	SLM	1160	5.6	668	8.6
	cast	595	17.4	500	10.1
STA	SLM	1213	7.8	784	1.3
	cast	772	8.5	677	0.8

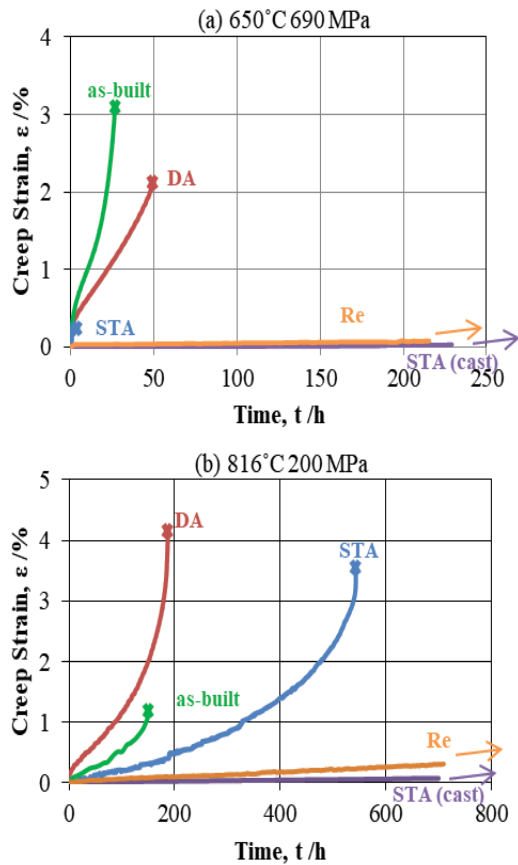


Fig.3 Creep curves at (a) 650 °C, 690 MPa and (b) 816 °C, 200 MPa.

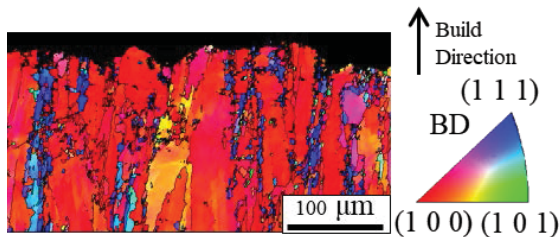


Fig.4 EBSD IPF map of the as-built specimen ruptured at 816 °C and 200 MPa.

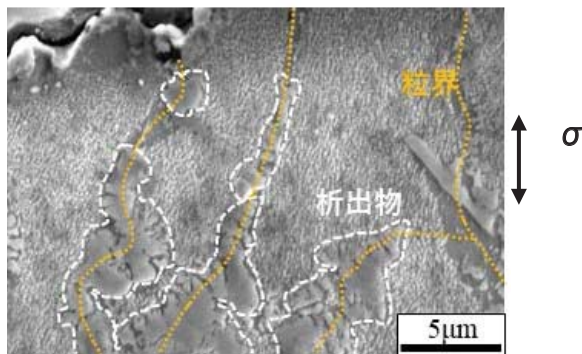


Fig.5 Precipitates along the grain boundary near fracture surface in the STA specimen after creep rupture test at 816 °C, 200MPa.

3.4 再結晶熱処理

熱処理やクリープ中に発生する再結晶によってクリープ強度が低下することが明らかになった。初期の溶体化処理の段階でより高温で長時間(1240 °C / 6 h)保持することにより再結晶および粒成長を促進し、組織の均一化を試みた。Figure 6 に再結晶させた Re 材の IPF マップを示す。Re 材は、再結晶により粒界付近の小さな再結晶粒が消失して結晶粒が粗大化している。As-built 材と比較して、<001> 方位への配向性(Fig.2(a))は消失するが、やや細長い粗大結晶粒であった。Figure 3 に示すように、再結晶熱処理を施した Re 材は、再結晶熱処理を施さない SLM 材と比較して高いクリープ特性が向上し、鋳造材と同等のクリープ特性を有することが明らかになった。

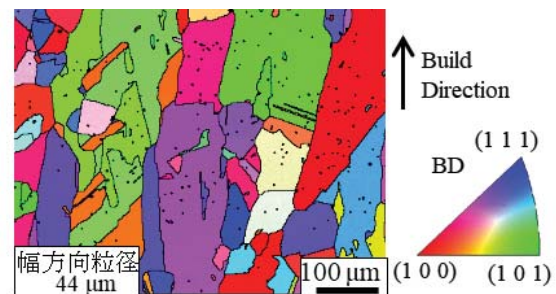


Fig.6 EBSD IPF map of the Re specimen.

4. 結言

1. SLM 材は積層方向に沿った柱状粒、かつ鋳造材よりも細かい結晶粒を形成した。加えて、熱処理後は積層中に導入された転位によって粒界付近に小さな再結晶粒が形成されていた。
2. SLM 材は再結晶粒と粒界近傍の粗大な有害相の影響で鋳造材よりクリープ寿命が劣った。
3. 高温での溶体化処理を施す再結晶熱処理によって、小さな再結晶粒を粒成長させ、結晶粒組織の均一化を行うことで SLM 材のクリープ特性は向上した。

謝辞

本研究は JST ALCA の助成を受けたものである。

参考文献

- 1) Welding Metallurgy and Weldability of Nickel-Base Alloys, J. N. DuPont, J. C. Lippold, S. D. Kiser, John Wiley & Sons, Inc, (2009)
- 2) P. Kanagarajah, F. Brenne, T. Niendorf, H.J. Maier, Mater. Sci. Eng. A588(2013), 188–195
- 3) ASM Specialty Handbook: Heat-resistant materials, ASM international, ed. by J.R Davis, (1997)

20kg インゴットレベルでのタービン翼用 Ni 基超合金の 直接完全リサイクル

宇多田悟志，*横川忠晴，大澤真人，小林敏治，川岸京子，原田広史（物質・材料研究機構），
井口雄登，鈴木進補（早稲田大学），米田隆志（ヨネダアドキャスト）

Direct and Complete Recycling of Ni-base Superalloy for Turbine Airfoils in 20kg Class Ingot Melting

Satoshi UTADA, *Tadaharu YOKOKAWA, Makoto OSAWA, Toshiharu KOBAYASHI,
Kyoko KAWAGISHI, Hiroshi HARADA (NIMS),
Taketo IGUCHI, Shinsuke SUZUKI (Waseda Univ.), Takashi YONEDA (Yoneda Advanced Casting)

ABSTRACT

Used and scrapped turbine blades were directly melted and cast into the master ingot by utilizing lately developed “direct and complete recycling method”. The recycling method has a potential to reduce material cost of the superalloys drastically due to its simple procedure. In this study, the method has been scaled up from 2kg class laboratory experiment to 20kg class small industrial demonstration. The creep strength and the oxidation resistance of the single crystal samples, which were cast from the recycled ingot, are equivalent to the original genuine material. The results are similar to the 2kg class experiment and the recycling method is successfully scaling up into practical use.

Key words: Ni-base superalloys, Single crystal, Recycle, Creep, Jet engine, Gas turbine, Turbine airfoil

1. はじめに

航空機用ジェットエンジンや発電用ガスタービンは、優れた高温強度と耐環境性を有する Ni 基単結晶超合金をタービン翼の材料として採用することで燃効率を向上させてきた。さらなる熱効率向上を目指して、Re, Ru, Ir 等レアメタルの添加量を調整することで耐用温度 1136°C に達する高性能 Ni 基単結晶超合金¹⁻³⁾が開発されているが、材料価格の懸念から実機への適用は限定的である。一方で、近年は材料コストの低減を目指した低 Re/Reフリー低コスト合金も盛んに研究されているが⁴⁻⁷⁾、Re 低減によるクリープ強度や耐高温腐食性の低下など、問題点解消は容易ではない。ガスタービン機関のオペレーターにとって、熱効率や信頼性はもちろんのこと、運用コストに反映される材料価格も重要な指標である。このような背景から、タービン翼用 Ni 基超合金の性能を維持しつつ材料コストを 1/4 程度に低減することを目的として、Ni 基超合金の直接完全リサイクル法が著者らにより研究されている⁸⁻¹⁰⁾。

従来、超合金部材のリサイクルは部品製造時に出る湯道等の高品位スクラップのリバートが主であり、使用済み部品の多くは廃棄されてきた¹¹⁻¹³⁾。

廃棄超合金部材に対して酸溶解法などの湿式精錬プロセスを施すことによって元素を個別に再抽出可能であることは知られており^{14,15)}、また近年では溶融 Zr を抽出材とした高温乾式プロセスによって廃棄 Ni 基合金中の Re や Ni を分離する方法が研究されている^{16,17)}。しかし、これら手法の適用範囲は原料価格の高い Re など抽出コストに見合う一部元素に限られているのが現状である。

筆者らの研究グループでは、より再利用率が高く安価なリサイクルプロセスとして、粒界偏析をおこさず微量元素の影響を受けにくいという特性を利用した Ni 基単結晶超合金の直接完全リサイクル法の研究を実験室レベルで行ってきた。まず、航空機用ジェットエンジンで使用されて廃棄されたタービン翼をそのまま再溶解しただけでもリサイクル材料が十分実用的な高温特性を持つことを実証した⁸⁾。その後、混入する不純物の中でも特に硫黄が高温特性劣化の原因となることを明らかにし^{18,19)}、合金組成の調整(カウンターアロイイング)と CaO ルツボによる脱硫を組み合わせたリサイクル法で未使用材と同等の高温特性を有するリサイクル材料が作製可能であることを示した^{9,10)}。

本研究では、これまで行ってきた実験室で実施

可能な 2kg レベル溶解から実操業規模へのスケールアップを目指すステップとして、商用高周波誘導溶解炉を用いたリサイクルインゴット作製試験を行った。そして、インゴットから単結晶試料を作製し、これまでと同様の高温特性試験(クリープ試験、繰返し酸化試験)によるリサイクル材料の実用性を評価した。

2. 実験方法

2.1 20kg 溶解によるリサイクルインゴット作製

本研究では、航空機用ジェットエンジンで使用後、廃棄された PWA1484²⁰⁾の高圧タービンの第 1 段動翼を用いた。溶解時に酸化物が介在物として混入するのを防ぐために、廃棄タービン翼のセラミックコーティングはサンドブラストで除去した。溶解には真空高周波誘導溶解炉(容量 30kg)と、ヨネダアドキャストで作製した CaO がライニングされた Al₂O₃ ルツボを用いた。通常 1200°C 以上では、CaO と Al₂O₃ が互いに接触していると反応により溶解してしまうが、本実験で用いたルツボはライニングした CaO を多孔質にすることで熱伝導を抑え、Al₂O₃ と CaO の接触部が溶解温度まで上昇しないような構造となっている。鑄型はグラファイトの内側を Al₂O₃ でライニングし、底面は冷却用の銅板を用いた。合計約 20kg の内、7kg 程度を炉内のルツボに設置し、高周波誘導加熱により溶解後、シューターで後添加することで、合計約 20kg の溶湯を得た。約 20kg の溶湯は 1600°C まで昇温した後、脱硫反応の状態を確認するため保持時間 5min, 15min, 40min の 3 回に分けてインゴット用の鑄型へ分注した。

2.2 単結晶試料作製

得られたリサイクルインゴットを物質・材料研究機構(NIMS)の一方向凝固炉で溶解し、ロストワックス法で作製したセレクトター付き鑄型に注湯、その後 200mm/h で引き抜くことにより単結晶試料を鑄造した。後述する 1484-R40CA はインゴットが完全に溶解した後、成分調整用の溶解原料をシューターで添加し、単結晶試料を鑄造した。作製した試料は以下の通りである。

- (1) 1484-R5: 1600°C で 5min 保持後に注湯して得られたインゴットから作製した単結晶試料。
- (2) 1484-R40: 1600°C で 40min 保持後に注湯して得られたインゴットから作製した単結晶試料。
- (3) 1484-R40CA: 化学分析により得られた 1484-R40 の主要元素組成を PWA148 純正材の組成に戻すため成分調整(カウンターアロイイング)したものを。

鑄造後の単結晶試料は PWA1484 オリジナルの条件(溶体化処理 1315°C 4h → 一段時効 1080°C 4h → 二段時効 704°C 24h)²⁰⁾で熱処理した。

2.3 評価方法

単結晶鑄造時のスターター部分を用いて、各試料の組成を分析した。分析手法と対象とした元素を Table 1 に示す。単結晶丸棒の結晶方位を X 線背面反射ラウエ法で測定し、<001>方向が丸棒の長手方向に対して 10°以内のものを選んで、クリープ試験片(平行部直径 4mm, 平行部長さ 20mm)を作製した。1100°C-137MPa と 900°C-392MPa の 2 条件でクリープ試験を行った。また、高さ 5mm 直径 9mm で表面を #600 研磨した酸化試験片を作製し、1100°C 昇温 1h と室温冷却 1h を 1 サイクルとした繰返し酸化試験を行った。試験後にマイクロ組織を走査型電子顕微鏡(scanning electron microscopy: SEM)で観察した。

3. 結果と考察

3.1 化学組成

主要元素の化学分析結果を Table 2 に示す。カウンターアロイイングをしなかったリサイクル材では 2kg 規模でのリサイクル試験^{9,10)}と同様に W, Ta, Re などの固溶強化元素が減少していた。これは Ni-Co-Cr-Al-Y の金属ボンドコーティング層混入が原因であると考えられる。若干強化元素量が多くなっているが、カウンターアロイイングによって 1484-R40CA の組成は純正材相当のものになった。

微量元素の分析結果を Table 3 に示す。各種リサイクル材の酸素、窒素含有量は純正材と同程度であり、特に 1484-R5 と 1484-R40 の硫黄量は分析可能下限値を下回っていたことから、CaO ライニングルツボを用いた 20kg 規模溶解においても実験室と同様の不純物低減効果があることが実証できた。また、大幅に特性を低下させるようなその他元素の多量混入はみられなかった。

Table 1 Chemical composition analysis methods

Analysis method	Elements
Inductively coupled plasma- optical emission spectrometry (ICP-OES)	Ni, Co, Cr, Mo, W, Al, Ta, Hf, Re, Zr, Fe, Si
Combustion-infrared absorption	C, S
Inert gas fusion-infrared absorption	O
Inert gas fusion-thermal conductivity	N

Table 2 Chemical composition of major alloying elements (wt%)

Samples		Co	Cr	Mo	W	Al	Ta	Hf	Re	Ni
Nominal	PWA1484 [20]	10.0	5.0	2.0	6.0	5.6	8.7	0.1	3.0	Bal.
Analyzed	Genuine PWA1484 (純正材)	9.70	4.97	1.90	6.00	5.72	8.83	0.09	3.09	Bal.
	1484-R5	9.73	5.20	1.90	5.87	5.37	8.42	0.09	3.02	Bal.
	1484-R40	9.86	5.18	1.88	5.79	5.45	8.63	0.09	2.87	Bal.
	1484-R40CA	9.67	4.96	1.99	6.28	5.59	8.94	0.07	3.37	Bal.

Table 3 Analyzed impurity contents (ppm)

Samples	S	O	N	C	Zr	Fe	Si
Genuine PWA1484 (純正材)	2.2	1.7	1.8	40	17	130	580
1484-R5	<1	3.0	1.8	150	59	480	260
1484-R40	<1	4.0	5.3	200	73	550	250
1484-R40CA	2.1	4.0	2.9	120	61	470	230

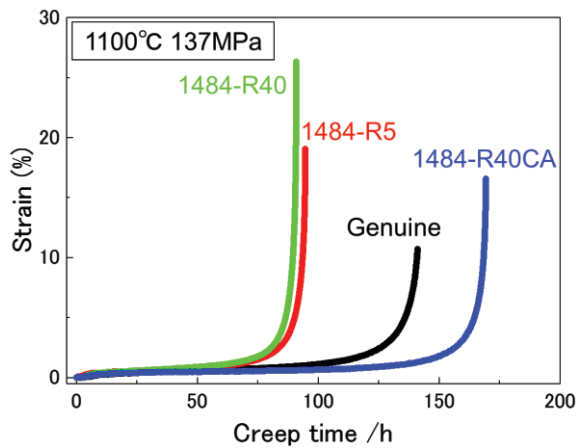


Fig. 1 Result of creep tests at 1100°C-137MPa. 1484-R40CA shows the best creep rupture life by Counter Alloying.

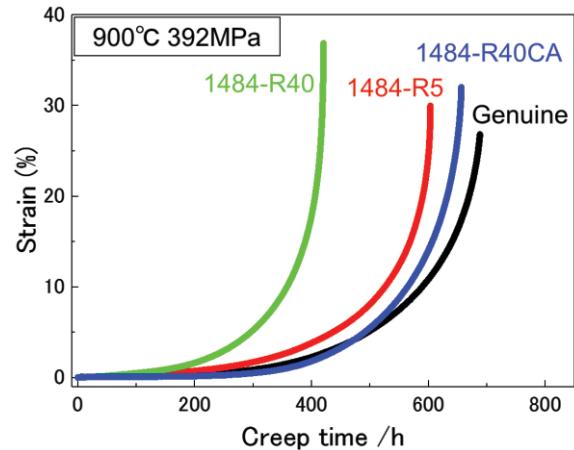


Fig. 2 Result of creep tests at 900°C-392MPa. 1484-R40CA shows creep rupture life equivalent to the genuine material.

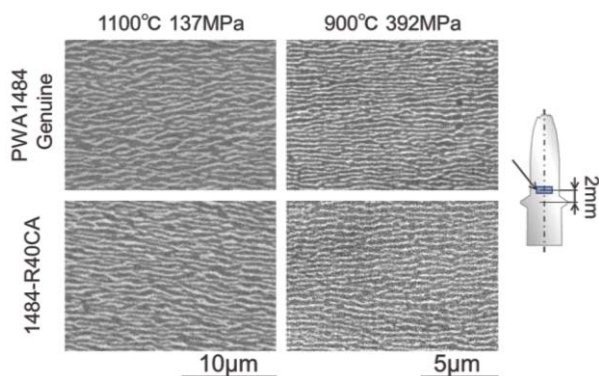


Fig. 3 Microstructure after the creep tests at 1100°C-137MPa and 900°C-392MPa.

3.2 クリープ試験

1100°C-137MPaと900°C-392MPaにおけるクリープ試験の結果をそれぞれ Fig. 1 と Fig. 2 に示す。1484-R5 と 1484-R40 は強化元素量低下の影響によってクリープ破断寿命が低下しており、これは2kgの試験と同様の傾向であった。カウンターアロイニングを行った 1484-R40CA は純正材と同等のクリープ強度を得ることができた。

1100°C-137MPaと900°C-392MPaにおけるクリープ破断後のSEM組織画像を Fig 3 に示す。いずれの条件でも荷重方向に対して垂直な層状の γ/γ' 相ラフト組織が観察された。また、TCP 相や炭化物などの析出物も観察されたが、これらは 2kg の試験時と同様の析出形態であり¹⁰⁾、クリープ強度を大きく低減させる量ではなかった。以上より、本研究のクリープ試験では、2kg 溶解の試験と同様の

結果を得ることができた。

3.3 繰返し酸化試験

1100°Cにおける繰返し酸化試験の結果を Fig. 4 に示す。すべての試料で、200 サイクルまでの試験で酸化被膜の剥離は見られず、質量変化は単調増加であった。質量変化量に差はあるがごく僅かであり、特性に大きな違いはないと言える。母材との密着性が高い安定な酸化被膜を形成していたことから、リサイクル材は基準となる PWA1484 純正材と同様に良好な耐酸化特性を有していることが分かった。このことから、わずかな混入量で耐酸化性を大きく低減させる硫黄は、分析値通り取り除かれていると言える。

4. 結論

直接完全リサイクル法を実操業規模へスケールアップさせるためのステップとして、廃棄タービン翼を商用 30kg 高周波誘導溶解炉で直接溶解して 20kg のリサイクルインゴットを作製し、インゴットから得られた単結晶試料の特性評価を行った。

- (1) Al₂O₃ ルツボの内壁に CaO をライニングしたルツボを溶解に用いたところ、リサイクルインゴットの硫黄、酸素、窒素は純正材と同等まで低減した。
- (2) リサイクルインゴットの成分をカウンターアロイイングで調整した 1484-R40CA は、純正材と同等で実用的なクリープ強度と耐酸化特性を得た。

以上より、実験室規模から 20kg 規模までの直接完全リサイクル法スケールアップに成功した。今後は数 100kg の実操業規模で実証試験を行う予定である。

謝辞

NIMS の川田哲博士、伊藤真二博士、石戸谷章博士、岩撫暁生博士には化学分析を担当していただいた。また、NIMS の湯山道也博士にはクリープ試験を行っていただいた。本研究は JST ALCA「超合金タービン翼の直接完全リサイクル法の開発 (2013-19 年度)」プロジェクトの一環として行われた。記して謝意を表す。

参考文献

- 1) K. Kawagishi, A. Yeh, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi, and H. Harada: Development of an Oxidation-resistant High-Strength Sixth-Generation Single-Crystal Superalloy TMS-238, *Superalloys 2012* (2012), pp. 189-195.

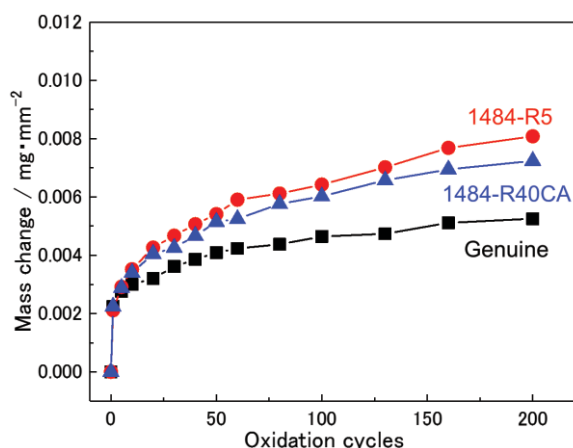


Fig. 4 Result of cyclic oxidation test at 1100°C 1h heating and 1h cooling. Oxide scale is very stable and scale spallation was not observed.

- 2) T. Yokokawa, H. Harada, Y. Mori, K. Kawagishi, Y. Koizumi, T. Kobayashi, M. Yuyama, and S. Suzuki: Design of Next Generation Ni-base Single Crystal Superalloys Containing Ir: Towards 1150°C Temperature Capability, *Superalloys 2016* (2016), pp. 123–130.
- 3) 横川忠晴, 原田広史, 川岸京子, 小林敏治, and 湯山道也: 次世代 Ir 添加 Ni 基単結晶超合金の開発 — 耐用温度 1150°C を目指して —, 第 44 回日本ガスタービン学会定期講演会 (酒田) 講演論文集 (公益社団法人日本ガスタービン学会, Sakata, Yamagata, 2016), pp. 195-198.
- 4) J. B. Wahl and K. Harris: CMSX-4 Plus Single Crystal Alloy Development, Characterization and Application Development, *Superalloys 2016* (2016), pp. 25–33.
- 5) J. R. Li, S. Z. Liu, X. G. Wang, Z. X. Shi, and J. Q. Zhao: Development of a low-cost third generation single crystal superalloy DD9, *Superalloys 2016* (2016), pp. 55–63.
- 6) K. Kawagishi, T. Yokokawa, T. Kobayashi, Y. Koizumi, M. Sakamoto, M. Yuyama, H. Harada, I. Okada, M. Taneike, and H. Oguma: Development of low or zero-rhenium high-performance Ni-base single crystal superalloys for jet engine and power generation applications, *Superalloys 2016* (2016), pp. 115–122.
- 7) R. Rettig, K. Matuszewski, A. Müller, H. E. Helmer, N. C. Ritter, and R. F. Singer: Development of a Low-Density Rhenium-Free Single Crystal Nickel-Based Superalloy by Application of Numerical Multi-Criteria Optimization Using Thermodynamic Calculations, *Superalloys 2016* (2016), pp. 35–44.
- 8) 小林敏治, 横川忠晴, 原田広史, 小泉裕, 坂本正雄, 大澤真人: Ni 基単結晶超合金部品のリサイクル法の開発, 第 40 回日本ガスタービン学会定期講演会 (鈷

- 路) 講演論文集 (2012), pp. 181-184.
- 9) S. Utada, Y. Joh, M. Osawa, T. Yokokawa, T. Kobayashi, K. Kawagishi, S. Suzuki, and H. Harada: Direct Recycle of Used Single Crystal Superalloy Turbine Blades, Proc. Int. Gas Turbine Congress 2015 Tokyo (2015), pp. 1039-1043.
 - 10) S. Utada, Y. Joh, M. Osawa, T. Yokokawa, T. Kobayashi, K. Kawagishi, S. Suzuki, and H. Harada: High Temperature Properties of a Single Crystal Superalloy PWA1484 Directly Recycled after Turbine Blade Use, Superalloys 2016 (2016), pp. 591-599.
 - 11) L. R. Curwick, W. A. Petersen, and J. J. DeBarbadillo: Superalloy Scrap-Generation and Recycling, Superalloys 1980 (1980), pp. 21-30.
 - 12) J. J. deBarbadillo: NICKEL-BASE SUPERALLOYS; PHYSICAL METALLURGY OF RECYCLING, Metall. Trans. A, Phys. Metall. Mater. Sci., Vol. 14 A, No. 3 (1983), pp. 329-341.
 - 13) J. F. Papp: Superalloy Recycling 1976-1986, Superalloys 1988 (1988), pp. 367-376.
 - 14) R. R. Srivastava, M. Kim, J. Lee, M. K. Jha, and B.-S. Kim: Resource recycling of superalloys and hydrometallurgical challenges, J. Mater. Sci. Vol. 49, No. 14 (2014), pp. 4671-4686.
 - 15) 八木良平, 岡部徹: レニウムのリサイクルの現状とプロセス技術, J. MMIJ, Vol. 132, No. 7 (2016), pp. 114-122.
 - 16) 八木良平, 岡部徹: ニッケル基超合金スクラップからレニウムをリサイクルする新技術の開発, 資源・素材講演集, Vol. 2, No. 2 (2015).
 - 17) R. Yagi and T. H. Okabe: Recovery of Nickel from Nickel-Based Superalloy Scraps by Utilizing Molten Zinc, Metall. Mater. Trans. B, Vol. 48, No. 1 (2017), pp. 335-345.
 - 18) Y. Joh, T. Kobayashi, T. Yokokawa, K. Kawagishi, M. Osawa, S. Suzuki, and H. Harada: Effects of Sulphur on High Temperature Properties of a Ni-base Single Crystal Superalloy, TMS-1700, Proc. 10th Liege Conf. (2014), pp. 538-544.
 - 19) Y. Joh, S. Utada, M. Osawa, T. Kobayashi, T. Yokokawa, K. Kawagishi, S. Suzuki, and H. Harada: Effect of Sulfur on Creep Strength of Ni-Base Single-Crystal Superalloy, TMS-1700, Mater. Trans., Vol. 57, No. 8 (2016), pp. 1305-1308.
 - 20) A. D. Cetel and D. N. Duhl: Second-Generation Nickel-Base Single Crystal Superalloy, Superalloys 1988 (1988), pp. 235-244.

選択的レーザー溶融法および電子ビーム溶融法で積層造形した IN718 の クリープ特性

*上垣内 梓，郭 妍伶，笥 幸次(首都大)

Creep Properties of Ni-base superalloys built by Selective Laser Melting and Electron Beam Melting

*Azusa KAMIGAICHI, Yen-Ling KUO, Koji KAKEHI (Tokyo Metropolitan University)

ABSTRACT

Effect of microstructure on creep properties in the additive-manufactured (AM) superalloy was investigated. Additive-manufactured specimens of IN 718 were built by electron beam melting (EBM) and selective laser melting (SLM). EBM alloy showed the similar microstructure of the directionally-solidified alloy. In the as-built state of SLM alloy, some precipitates were observed in the as-built, STA and DA samples. δ and Laves phases were precipitated along interdendritic region in SLM alloy, respectively. The δ phase along interdendritic region brought about the inferior creep strength. In the as-built state of EBM alloy, δ phase was precipitated along sub-grain boundaries. As a result, EBM alloy showed the superior creep properties.

Key words: Superalloy, Inconel 718, Additive Manufacturing, Electron Beam Melting, Selective Laser Melting

1. 緒言

Ni 基超合金は高温での機械的特性や耐食性に優れることが知られている。中でも Inconel 718 (以下 IN 718)は 650°C 以下の高温において微視組織安定性や溶接性にも優れることから、航空宇宙分野で広く使用されている。その一方、航空宇宙分野では Ni 基超合金をはじめとする高価な金属材料が多く使用されているため、歩留まりの向上と構造部材の軽量化が求められている。この問題に対し最近注目されているのが積層造形である。タービンブレードのような複雑形状・中空形状の部品の製作や、一体造形による加工工程の簡易化、多品種・少量生産が可能という特徴を持ち、切削加工、塑性加工等に次ぐ第 3 の加工法として期待されている。しかし、積層造形により製造された金属部品材は従来材と異なる微視組織を有することが知られている。積層造形により製造された金属部材中で積層方向に伸びる柱状粒が観察されることが報告されている¹⁾。また、レーザービーム積層造形法では、デンドライト間において δ 相の析出が生じることが明らかにされている²⁾。しかし、これら組織が高温強度特性に及ぼす影響については、不明な点が多い。そこで、本研究では、積層造形材特有の組織が、IN 718 の実用温度である 650°C 付近の高温強度に及ぼす影響を明らかにすることで、2 種

類の造形法の特徴を明らかにすることを目的とした。

2. 実験方法

本研究では、供試材として選択的レーザー溶融法 (SLM, selective laser melting) と電子ビーム溶融法 (EBM, electron beam melting) の 2 種類の造形法で造形された Ni 基合金 IN 718 の 45mm 角のブロックを用いた。造形機は、SLM と EBM でそれぞれ EOSM280 と ARCAM A2X を用いた。観察試料およびクリープ試験片はブロックを 3.1mm 厚さにスライスして板材にし、そこからそれぞれ切り出した。造形後、熱処理を施さないものを as-built 材とした。このほかに IN 718 の溶解鍛造として一般的に用いられる熱処理を施した試料を準備した。溶体化処理 (solid solution heat treatment) と時効処理 (aging heat treatment) を施したものを標準熱処理 (STA, solution heat treatment and aging;) 材とした。組織観察には、SEM (EBSD)、TEM を用いた。クリープ試験は、積層方向に対して平行に応力負荷し、650°C、550 MPa の条件で行った。

3. 実験結果

3.1 組織観察

Fig. 1 に EBM as-built 材と SLM as-built 材の積層

方向に対して平行な面の IPF マップを示す. 方位は積層方向のものを示している. これより, EBM as-built 材では, 積層方向に対して $\langle 001 \rangle$ に伸びる柱状粒が観察された. 一方, SLM においても短い柱状晶粒が観察されたが方位はランダムであった. 次に, EBM as-built 材と SLM as-built 材の SEM による組織写真を Fig. 2 に示す. EBM as-built 材は (a) 内に連続した析出物が観察された. SLM as-built 材では, 明瞭な溶融池が観察され, 内部にはデンドライト組織が観察された.

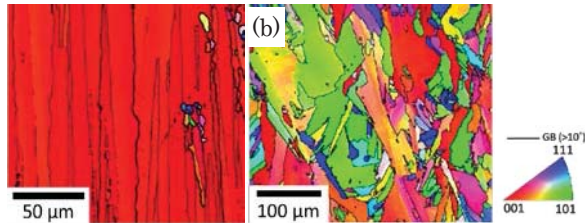


Fig. 1 EBSD inverse pole figure (IPF) on side view in (a) EBM and (b) SLM as-built samples.

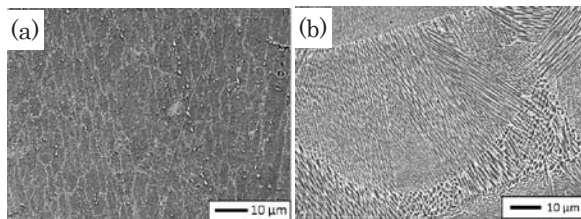


Fig. 2 SEM micrographs of side view in (a) EBM and (b) SLM as-built samples.

Figs. 3, 4 に EBM および SLM における熱処理による組織の変化, すなわち, 熱処理前の as-built 材, 熱処理後の STA 材の組織を示す. Fig. 3b の TEM 写真から, EBM の as-built 材において, 熱処理を施していないにもかかわらず強化相である γ'' 相が析出していることが観察された. また, SLM as-built 材ではマトリックスで高密度の転位が観察されたのに対し (Fig. 4a), EBM as-built 材ではマトリックスでほとんど転位は確認されなかった (Fig. 3a,b). さらに, EBM 材で確認された網目状に分布する析出物 (Fig. 3c) を拡大すると, 針状析出物 (Fig. 3a) であることがわかった. この析出物を TEM-EDS による元素マッピングをした結果, Ni, Nb, Mo が濃化し Fe が欠乏した相であり, この析出物は脆化相の δ 相であると考えられる. 一方, SLM-STA 材では, SLM as-built 材で観察された微小な Laves 相 (Fig. 4b) はほとんど観察されず, 粒界に針状に伸びた δ 相がデンドライト間で観察された (Fig. 4c). また, 熱処理に関係なく, 粒界と粒内の両方で等軸状の炭化物が観察された. SLM の溶体化時効材では,

亜結晶粒の形成が観察された (Fig. 4d).

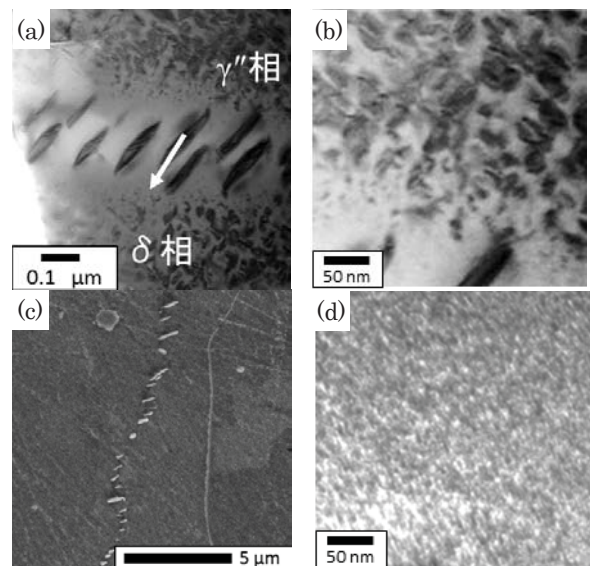


Fig. 3 TEM micrographs of EBM (a),(b) as-built samples. Micrographs of EBM STA samples (c) SEM and (d) by TEM on side view.

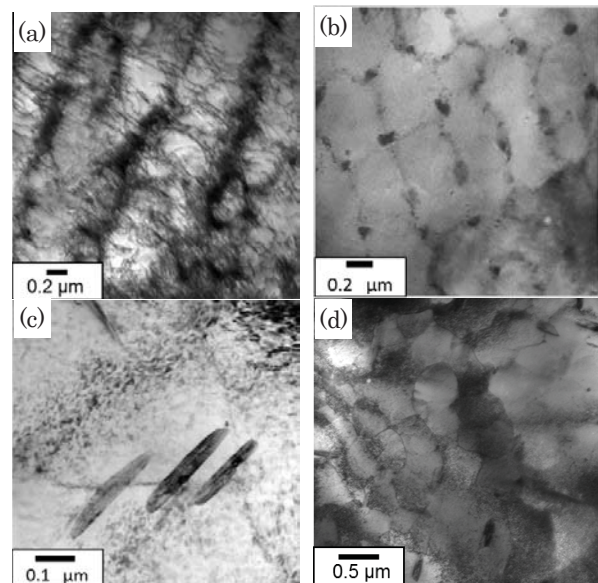


Fig. 4 TEM micrographs of SLM on (a) the side view, (b) the top view of as-built samples and (c), (d) on side view of the STA samples.

3.2 クリープ試験

Fig. 5 に EBM と SLM のクリープ曲線を示す. 延性は, SLM に比べ EBM のほうが優れていた. 熱処理を施した STA 材では, EBM では寿命, 延性ともに向上したが, SLM では延性の低下が観察された. Figs. 6, 7 に EBM と SLM のクリープ破面をそれぞれ示す. As-built 材の EBM では, 粒内ディンプル破面と粒界破面が観察された (Fig. 7a,b). 一方,

SLM では、デンドライトに沿った破壊が観察された(Fig. 6a). Figure 6b および Fig. 7 c,d に STA 材の破面をそれぞれ示す. EBM では as-built 材(Fig. 7 a,b)と同様に、粒内デンプル破面と粒界破面が観察された(Fig. 7 c,d). SLM でも as-built 材(Fig. 6a)と同様にデンドライトに沿った破壊が観察された(Fig. 6b).

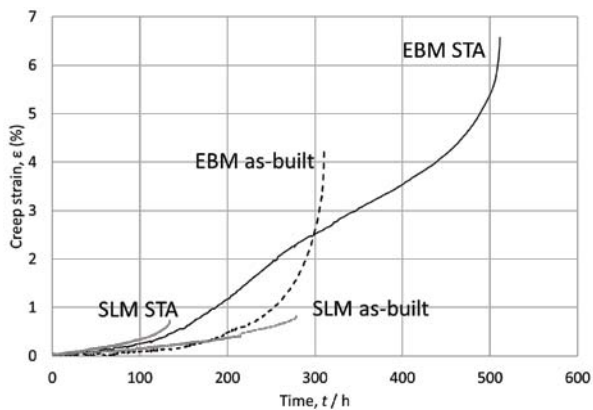


Fig. 5 Creep curves of EBM and SLM specimens in as-built and STA conditions. (650 °C / 550 MPa)

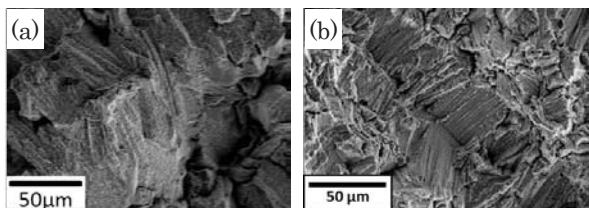


Fig. 6 Fracture surfaces of SLM (a) as-built and (b) STA specimens.

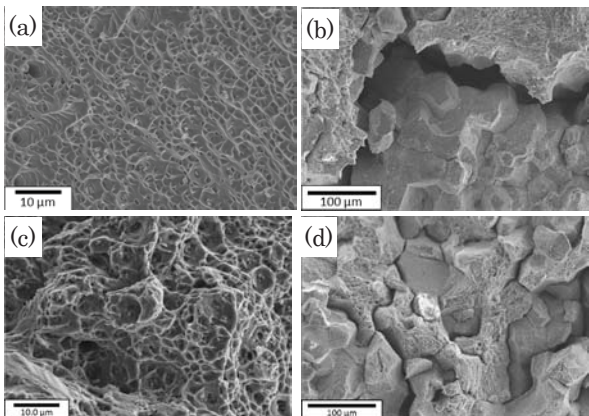


Fig. 7 Fracture surfaces of EBM (a),(b) as-built and (c),(d) STA specimens.

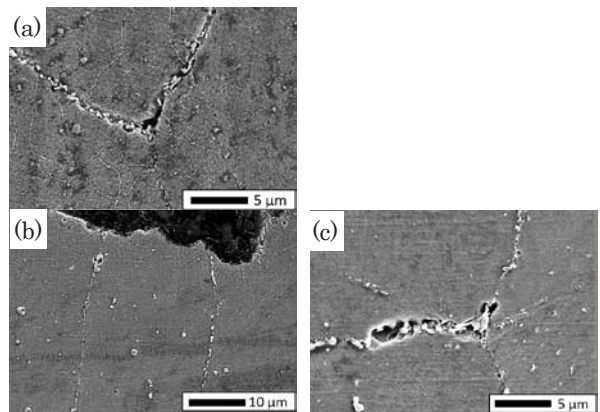


Fig. 8 Fracture surface of EBM (a) as-built and (b),(c) STA specimens on the side view.

4. 考察

EBM と SLM のクリープ特性を比較すると、SLM は EBM に比べ、as-built 材、STA 材ともに延性が劣っていた。これは Fig. 6 に示すデンドライト組織が影響していると考えられる²⁾。デンドライト間は、Nb や Mo などの元素の偏析の結果、Fig. 4b に示すような Nb 化合物析出が生じるため、この化合物は非整合界面を有するため高温で結合力が低下する。デンドライト間の Laves 相析出により SLM では延性が低下した²⁾。次に熱処理によるクリープ特性の変化について考察する。as-built 材の Laves 相は、溶体化熱処理中に安定な δ 相に変化する。SLM において、STA 材が as-built 材よりも寿命が劣化した要因は、Fig. 4c に示す針状 δ 相析出であると考えられる。この針状 δ 相とマトリクスとの界面がき裂発生起点となり、クリープ寿命の劣化に繋がった²⁾。一方、EBM では SLM とは逆に STA 材が as-built 材よりも寿命、延性ともに向上した。EBM as-built 材、STA 材において、Fig. 7 に示す破面からは熱処理による破面の違いは観察されなかったため、破面の側面を観察したものをそれぞれ Fig. 8 に示す。as-built 材において、クリープ試験後では、粒界で δ 相が粗大化しており、この粗大化した δ 相および炭化物界面でき裂が生成伝播していた。STA 材では、熱処理を施した時点で、粒界で針状に粗大化した δ 相が存在しており、この針状 δ 相がクリープ試験においてき裂の起点となっていた。すなわち、SLM では、デンドライト間に沿った δ 相に沿ってき裂生成成長するのに対し、EBM ではデンドライト組織が生成しないため、亜粒界に δ 相が析出した結果(Fig. 3a,c)、高延性、高寿命を示したものと考えられる。

次に、クリープ特性に影響する要因として、IN 718 の主な強化相である γ'' に注目する。EBM-STA

材は、as-built 材に比べ、 γ'' が微細に析出している (Fig. 3b,d). これは、粗大な γ'' 粒子が溶体化処理で固溶した後、時効熱処理後、微細 γ'' として再析出したためと考えられる。すなわち、この γ'' 粒子の大きさの差が、EBM における as-built 材と STA 材のクリープ特性に影響したと考えられる。

5. 結言

EBM と SLM により積層造形した IN718 に対して、熱処理を施し、組織観察およびクリープ試験を行って以下の結果を得た。

1. 積層まま材である as-built 材において、EBM では、積層方向に伸びる柱状粒が観察され、また、柱状晶はすべて優先的凝固方向により積層方向に $\langle 001 \rangle$ へ配向していた。SLM では、明瞭な溶融池とデンドライト組織が観察された。これらの組織の違いがEBMとSLMのクリープ延性の違いに寄与する。

2. SLM では、as-built 材においてデンドライト間に等軸状の Laves 相が観察され、マトリックスでは高密度の転位が観察された。STA 材においては針状 δ 相の析出と亜結粒が観察された。この針状 δ 相により STA 材ではクリープ寿命の低下する。一方、EBM ではデンドライト組織が生成しないため、高延性、高寿命を示した。

3. EBM では、as-built 材において γ'' 相と δ 相の析出が観察され、STA 材において γ'' 相の微細化と δ 相の粗大化が観察された。固溶再析出による γ'' 相の微細化がクリープ特性を高めた。

謝辞

本研究は(独)科学技術振興機構(JST)の先端的低炭素化技術開発 (ALCA) の一環として行ったものである。

参考文献

- 1) Fencheng Liu et al, Optics & Laser Technology, (2011), pp.208-213.
- 2) Y-L. Kuo, S. Horikawa, K. Kakehi, Scripta Materialia 129 (2017) 74–78

選択的レーザー溶融法を用いて積層造形した 固溶強化型 Ni 基超合金 IN625 の高温強度と組織

*磯部 諒也（首都大（院生）），笈 幸次（首都大）

High Temperature Strength Properties and Microstructure of Ni-based Solid Solution Strengthening Superalloy IN625 Built up by Selective Laser Melting

*Ryoya ISOBE and Koji KAKEHI (TMU Univ.)

ABSTRACT

Effects of build direction and laser scan strategy (two strategies were used; rotation angle is 67° and 90°) on tensile properties of Ni-based superalloy built up by selective laser melting (SLM) were examined comparing with conventional cast specimen. The tensile strengths of SLM samples were higher than cast sample at the 650°C despite conditions. But the ductility of SLM samples were lower than cast sample, furthermore horizontal-direction samples were lower than vertical-direction ones. The low ductility is due to the fracture along the grain boundary which is arrayed in the direction perpendicular to the tensile load direction. The EBSD analysis revealed SLM specimens were found to consist of columnar grains and equiaxed grains. The elongated columnar grains are oriented in the {001} along the building direction, especially 90°-scanned specimen.

Key words: additive manufacturing, selective laser melting, superalloy, Inconel 625, scan strategy, tensile test

1. 緒言

Inconel 625(Special Metals 社の商標, 以後 IN625) は主に Mo, および Nb 元素によって強化された固溶強化型 Ni 基超合金である。良好な降伏, 引張, クリープ強度と, 腐食環境への強力な耐性を持つため, ガスタービンのエンジンダクトや化学プラント部品などに使用されている。航空機用材, 熱処理炉材などの材料として広く用いられている IN625 であるが, 高価かつ難削材であることが知られており, その歩留まりが問題となっている。そこで注目されているのが, 付加製造(Additive Manufacturing)法の一つである積層造形法である。自由で合理的な設計が行えることから, 軽量化, 最適な設計による特性向上が見込め, また IN625 に対応した切削加工設備が不要となり, かつ切削加工時に出ていた無駄をなくすことでコストの削減が可能になる。

しかし, 積層造形された Ni 合金は従来にはない局所的な入熱および冷却による残留応力, 微視組織の異方性などによって, 従来材とは異なる特性

を持つことが知られている^{1,2)}。造形を行うにあたって, レーザー出力や積層厚さなど多くのパラメータが機械的特性や微視組織に影響を与えるが, ここでは重要なパラメータの一つであるレーザー走査方法に着目して研究³⁾を行った。本研究では, 固溶強化型合金 IN625 の積層材におけるレーザー走査方法の影響を検討することを目的としている。

2. 実験方法

本研究では, EOS NickelAlloy IN625 合金粉末を用い, Ar 雰囲気中で EOS M290 によって供試材を造形した。化学組成は Special Metals 社が製造している IN625 とほぼ同等である。Yb-fiber laser を用い, 45 mm 角立方体を各層レーザー走査方向が 67°および 90°回転する 67/67 走査法と 90/90 走査法にて造形した(Fig. 1)。その後, 厚さ 3.1 mm にスライスし, 組織観察試料および強度試験片を放電加工機で切り出した。この試料を as-built 材と呼称する。また, 積層方向に対して平行に切り出した試料を 0°面/材, 垂直に切り出した試料を 90°面

材としている。これらを用いて、OM, SEM(EBSD)にて組織観察を行った。組織観察にあたっては、積層方向に平行な面をX面、垂直な面をZ面と定義している(Fig. 2)。引張試験は、650°Cで行った。

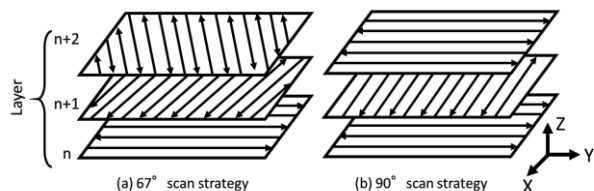


Fig. 1 Schematic images of 67° and 90° scan strategies.

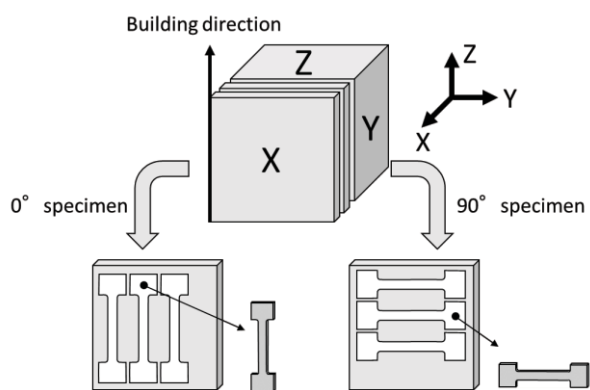


Fig. 2 Schematic images for cutting tensile specimens.

3. 実験結果

3.1 組織観察

Fig. 3 に、(a)67/67 立方体と(b)90/90 立方体における as-built 材の Z 面を観察した時の Z 方向から見た IPF マップ、Fig. 4 に X 面を観察した時の Z 方向から見た IPF マップ、Fig. 5 に cast 材の IPF マップを示している。Fig. 4 より、積層方向と平行に成長した粗大柱状粒と、アスペクト比の大きな伸長柱状粒、比較的小さな等軸粒によって形成されていることが分かる。特に 90/90 立方体においては、X 面において、約 150 μm ほどの間隔でアスペクト比の大きな伸長柱状粒が規則的に存在していた。また Fig. 3 の Z 面においてはレーザー走査痕が観察される。また、Fig. 5 より、 casting 材は積層材に比べ、粒径が非常に大きく、1 mm を超える粒も存在していることが分かる。

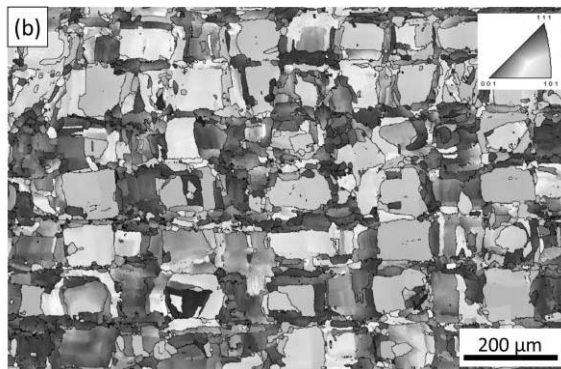
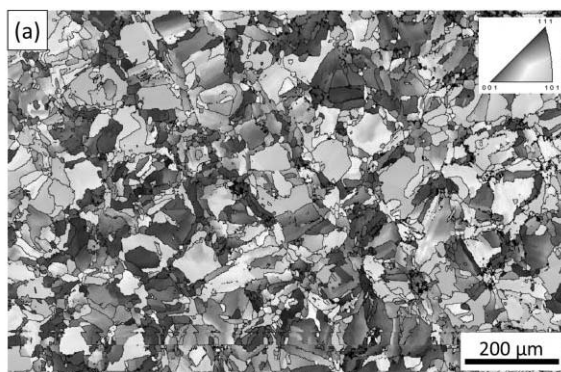


Fig. 3 IPF maps (Z direction) of as-built specimens on Z plane of (a)67/67 block and (b)90/90 block.



Fig. 4 IPF maps (Z direction) of as-built specimens on X plane of (a)67/67 block and (b)90/90 block.



Fig. 5 IPF map of the cast specimen.

3.2 高温引張特性

Fig. 6 に 650°C における引張特性を示す。強度においては、積層材間ではほぼ差はなく、鋳造材と比較すると 1.7 倍以上大きい。一方延性においては、積層材は 67/67 立方体、90/90 立方体のどちらも、0°材が 90°材に比べて延性が大きい。しかし鋳造材の延性と比較すると、0°材が 1/2 程度、90°材は 1/3 程度の破断伸びしか示していない。

Figs. 7-9 に高温引張試験後の破面と側面を示す。Fig. 7 は(a) 67/67 試験片、(b) 90/90 試験片の 0°材の破面、Fig. 8 は(a)67/67 試験片、(b)90/90 試験片の 0°材の側面、Fig. 9 は(c)67/67 試験片、(d)90/90 試験片の 90°材の側面である。Fig. 7 においては (a)、(b)ともにレーザー走査痕が見られ、MPB(Molten Pool Boundary)にて脆性的に破壊していることが分かる。また Figs. 8, 9 からは、特に 90/90 試験片において、結晶粒界においてき裂が発生していることが確認できる。Fig. 9(b)においてき裂の間隔は 150 μm 程度であり、これは IPF マップより確認できた結晶粒のパターンと一致する。

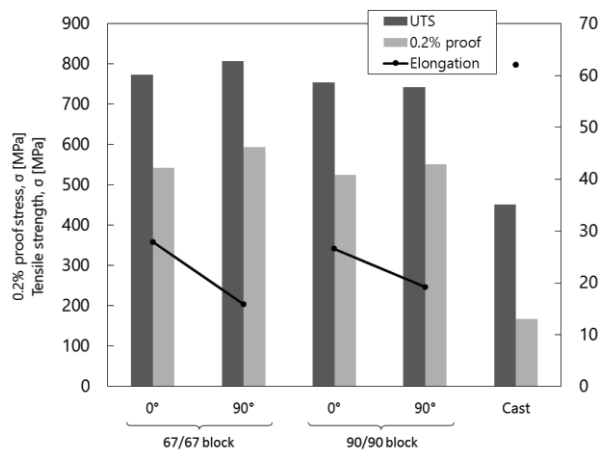


Fig. 6 Tensile properties of as-built and cast specimens at 650°C.

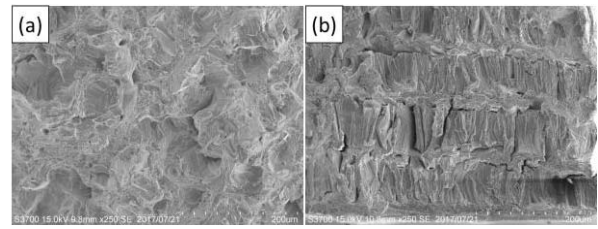


Fig. 7 Fracture surfaces of as-built 0deg. specimens of (a) 67/67 block, (b)90/90 block after tensile test at 650°C (Top).

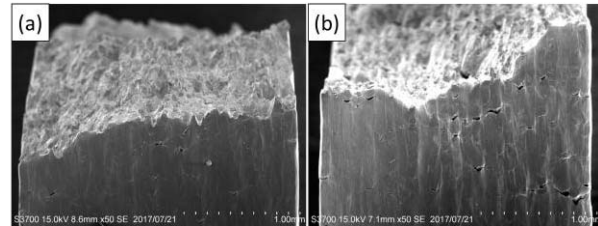


Fig. 8 Fracture surfaces of as-built 0deg. specimens of (a) 67/67 block, (b)90/90 block after tensile test at 650°C (side).

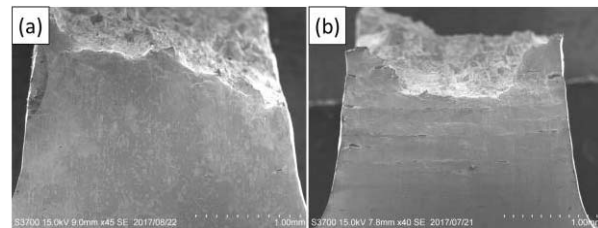


Fig. 9 Fracture surfaces of as-built 90deg. specimens of (a) 67/67 block, (b) 90/90 block after tensile test at 650°C (side).

4. 考察

4.1 結晶粒形状と走査方法の関係

Figs. 3, 4 より、67/67 立方体、90/90 立方体ともに 150 μm 程度の間隔で、粒径が大きくアスペクト比が 2-5 の粗大柱状粒と、粒径が小さくアスペクト比が 10 以上の伸長柱状粒が交互に存在する組織が見られる。この傾向がより顕著である 90/90 立方体を例に挙げ原因を考察する。

Fig. 10 に 90°走査のレーザーによる伝熱の影響を示す³⁾。 dendrait の優先成長方向は<001>であるため、MPB の端部では高温の MPB 中心部に向かって[001]面が向く。なおこの方向は、ベースプレート面が XY 面に対応する絶対座標を考えた際には[100]、もしくは[010]方向に対応する。以後この絶対座標系で考える。Fig. 10(a)の n 層目のように、レーザー走査が Y 方向に沿って行われる場合、1 次 dendrait アームは±X 方向に成長し、同様に n+1 層目である(b)の場合、±Y 方向に成長する。1 次 dendrait アームが±X 方向や±Y 方

向に成長するとき、Z方向には2次デンドライトアームが向いていることになるため、(a)(b)を繰り返すことにより、2次デンドライトアームがZ方向を向いた伸長柱状粒が格子状に形成されることになる。また Fig. 11 に、90/90 立方体の X 面を観察した時の(a)X 方向と、(b)Y 方向から見た IPF マップを示す。この図より、伸長柱状粒は、X、Y、Z どの方向においても {001} を向いていることが分かり、Fig.11 の方位関係を説明することができる。

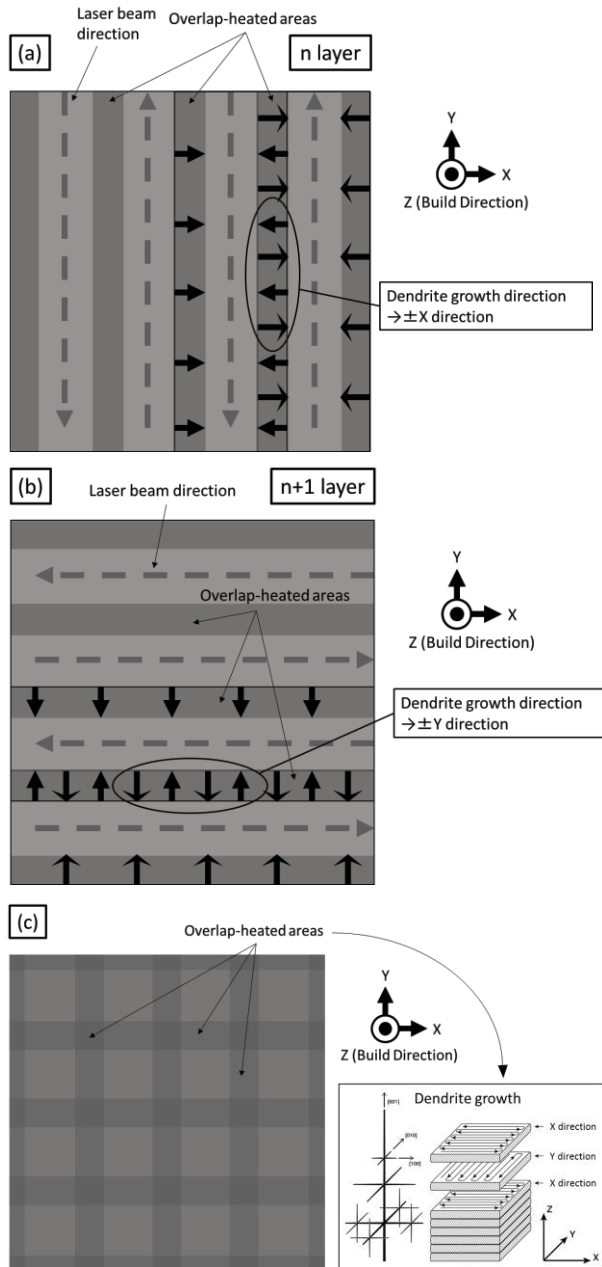


Fig. 10 Schematic illustrations of laser beam paths and heat input areas on each layer. (a) shows 4 laser paths along Y direction on n^{th} layer. (b) shows 4 laser paths along X direction on $(n+1)^{\text{th}}$ layer. (c) shows sum of (a) and (b).³⁾

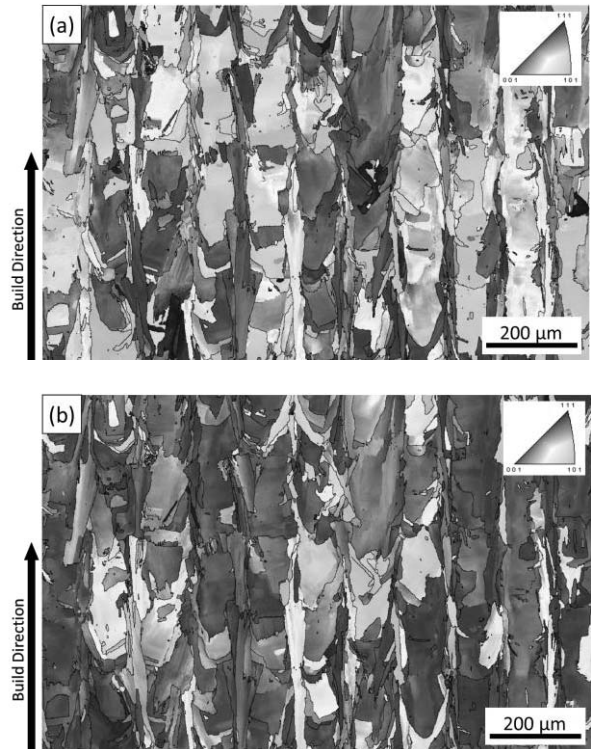


Fig. 11 IPF maps ((a)X direction, (b)Y direction) of as-built specimens on X plane of 90/90 block.

4.2 組織が強度に及ぼす影響

高温強度は積層材が铸造材を大きく上回っており、また積層材間では大きな強度の違いは見られない。これは粒径が影響していると思われ、ホールペッチの法則($\sigma_y = \sigma_0 + k/\sqrt{d}$)から、粒径のより小さな積層材が大きな強度を示したのだと考えられる。また 0°材と 90°材において大きな強度の違いが見られなかったことから、柱状粒の向きは強度には影響しないことが考えられる。

一方延性に関しては、積層材が铸造材と比較して大きく劣る結果となった。特に 90°材において延性の低下が著しい。Fig. 7 より MPB または粒界においてき裂が生じていることが分かる。一方向凝固 Ni 基超合金は、高温において凝固方向と平行な粒界に沿って破壊することで、延性が低下することが知られている⁴⁾。Figs. 3, 4 より、積層材は一方向凝固柱状晶と考えることができるが、90°材は応力負荷方向と垂直に柱状粒の粒界が存在しているためき裂が伝播しやすくなり、延性が低下したと考えられる。また Fig. 9(b)において試験後の側面に生じたき裂の間隔と、Fig. 4 より確認できる柱状粒の間隔が一致したことは、このことを裏付けている。

5. 結言

1. レーザー走査角が 67° の場合，柱状粒，等軸粒の混粒組織を形成していた．レーザー走査角が 90° の場合， 67° に比べてより $\langle 001 \rangle$ 方位に伸長した柱状粒が観察された．
2. レーザー走査角が 90° の場合，積層方向と平行に2次デンドライトアームが成長した伸長柱状粒が格子状に形成する．
3. 高温引張特性は，積層材の強度はレーザー走査，切出し方法によらず従来材を上回ったが，延性は大きく劣った． 90° 材が 0° 材と比べても延性が小さく，柱状粒の粒界での破壊が影響していると考えられる．

謝辞

本研究は，(独)科学技術振興機構(JST)の先端的低炭素化技術開発 (ALCA) の一環として行ったものである．

参考文献

- (1) Xiao Ding, et al., Superalloy 2016: Proceedings of the 13th International Symposium, (2016), pp.367-373
- (2) Qingbo Jia, et al., Journal of Alloys and Compounds 585, (2014), pp. 713-721
- (3) 堀川将大, 郭妍伶, 笥幸次, 第44回日本ガスタービン学会定期講演会, 10月, 酒田, (2016)
- (4) D.C.Pradha, K.K.Sharma and S.N.Tewari, Journal of Materials Science, (1986), pp. 2871-2875

EBM・SLM 積層造形法により作製したステンレス鋼の 機械的性質および組織

*秋野 一輝（首都大（院生））， 笥 幸次（首都大）

Mechanical Properties and Microstructure of Stainless Steel Fabricated by Electron Beam Melting and Selective Laser Melting

*Kazuki AKINO and Koji KAKEHI (TMU)

ABSTRACT

In our previous work, it was found that tensile and creep strengths of selective laser melting (SLM) process specimens were higher than that of plastic forming (PF) specimen because SLM specimens had dislocation cell structures and high dislocation density in the solid-solution-strengthening stainless steel, SUS316L. Wherein this study, we compared the mechanical properties between SLM and electron beam melting (EBM) process specimens. We clarified the results as follows; the SLM specimens had high misorientation angle and the zigzag grain boundaries because heating and cooling were repeated over the SLM process. The EBM specimens had very few misorientation angle and the {001} grains were orientated to the built direction because the powder bed temperature maintained at 700~1000°C. Furthermore the EBM specimens showed the mechanical properties similar to those of the PF SHT (Solution Heat Treatment) specimen.

Key words: additive manufacturing, selective laser melting, electron beam melting, austenite stainless steel, solid-solution alloy, built direction, molten pool boundaries

1. 緒言

近年、ユーザーのニーズに合わせてカスタムメイドが可能である金属 3D プリンタを用いた積層造形 (AM: Additive Manufacturing) が期待されている。特に航空機部品や自動車部品において、マイナーチェンジによる部品の変更において金型を作り直しての製造は負担となるが、積層造形により部品を製作することで金型の新規作製に依らずとも改修などに対応ができる。3D プリンタで用いられているファイバレーザ熱源や電子ビーム熱源により溶融凝固させて積層してゆく手法は溶接工程を繰り返し行っているような熱履歴や組織形態を呈する。

筆者は、選択的レーザ溶融 (SLM: Selective Laser Melting) 法により積層造形した析出物を有しない単相オーステナイト系ステンレス鋼 SUS316L を対象にして、高い転位密度を持つ転位セル組織により SLM 材は塑性加工材よりも高い引張強度およびクリープ強度を持つこと、溶融凝固界面

(MPBs: Molten Pool Boundaries) に沿った割れにより延性が低下することを明らかにしたり¹⁾。そこで本研究では異なる溶融法である電子ビーム溶融 (EBM: Electron Beam Melting) 法にて製作した SUS316L の機械的性質と組織を調べることで、2 種類のエネルギービーム造形法の特徴を明らかにすることを目的とした。

2. 供試材および実験方法

SLM 材は SLM Solutions 社の SLM280 により造形した。EBM 材は Arcam 社の A2X により造形した。SLM 材は一辺 50 mm の立方体、EBM 材は一辺 46 mm の立方体である。また、積層方向に平行切り出した強度試験片を 0deg 材、積層方向に対して垂直方向に切り出した強度試験片を 90deg 材とした。比較材である従来の塑性加工 (PF: Plastic Forming) 材は 20 mm 丸棒であり、熱間加工後、1080 °C にて溶体化処理 (SHT: Solution Heat Treatment) 後急冷し、ピーリング処理にて表面黒皮を除去してあり、強度試験片は丸棒長手方向に

沿って切り出した¹⁾。SLM, EBM, および PF 材の強度試験片は平行部幅 2.8 mm, 厚さ 3.0 mm, およびゲージ長さ 18 mm のダンベル型試験片である。

組織観察にあつては, 積層方向に平行な面を X 面, 積層方向に対して垂直な面を Z 面とした。塑性加工材の強度試験片は丸棒の長手方向を引張り方向として切り出した。組織観察試料の観察面は丸棒の長手方向に垂直な断面である。

PF 材では SHT が施されているため, SLM 材および EBM 材においても積層まま (as-built) 材と SHT 材とを用意した。SHT は Ar 雰囲気中にて塑性加工材と同じ溶体化温度の 1080 °C で 1 h 保持し, 水冷した。引張試験はひずみ速度 $4.63 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ で, 24 °C および 600 °C にて行った。クリープ試験は試験温度 600 °C にて, 0.2%耐力の大きい SLM 材では負荷応力 260 MPa で, 0.2%耐力の小さい EBM 材では負荷応力 115 MPa で, PF SHT 材では負荷応力 150 MPa で行った。クリープ負荷応力は SLM 材および EBM 材では 0.2%耐力の低い方の約 90% で, PF SHT 材では 0.2%耐力の約 90% である。組織観察では, 光学顕微鏡 (OM: Optical Microscope) による組織観察, 走査電子顕微鏡 HITACHI S-3700N (SEM: Scanning Electron Microscope) および後方散乱電子回折 (EBSD: Electron Backscatter Diffraction) 法による逆極点図 (IPF: Inverse Pole Figure) マップ解析およびカーネル平均方位差 (KAM: Kernel Average Misorientation) 解析を行った。

3. 実験結果

SEM/EBSD 法により取得した SLM および EBM as-built 材 X 面の IPF マップおよび KAM マップをそれぞれ Fig. 1 および Fig. 2 に示す。また, as-built 材 Z 面の IPF マップを Fig. 3 に示す。同様に, SLM および EBM SHT 材 X 面の IPF マップを Fig. 4 に, SHT 材 Z 面の IPF マップを Fig. 5 に示す。比較材である PF SHT 材の IPF マップおよび KAM マップをそれぞれ Fig. 6 および Fig. 7 に示す。なお, すべての IPF マップの示す結晶粒方位は積層方向に対するものである。KAM マップは平均方位差 $0 \sim 5^\circ$ を暗から明に対応させてコンターで示している。また, IPF マップおよび KAM マップ中の白抜き部分は欠陥である。また, Table 1 に各材料の各熱処理条件および各観察面における平均粒径と標準偏差を示す。

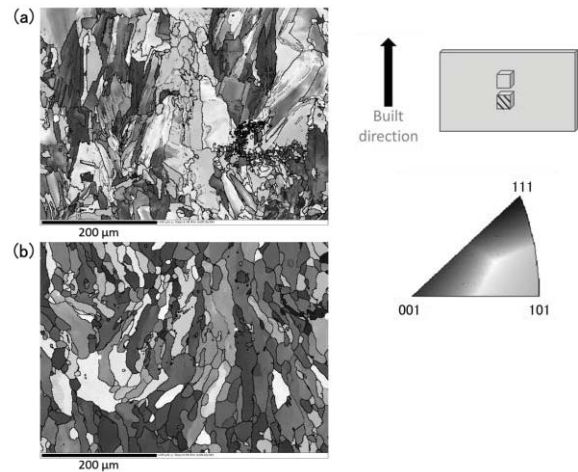


Fig. 1 IPF maps of (a) SLM and (b) EBM as-built specimens on X plane.

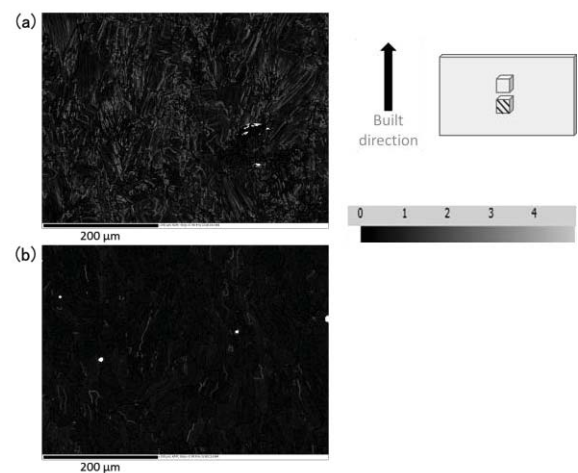


Fig. 2 KAM maps of (a) SLM and (b) EBM as-built specimens on X plane.

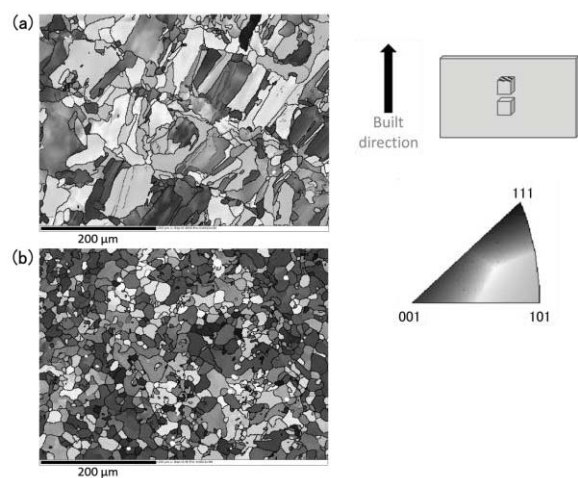


Fig. 3 IPF maps of (a) SLM and (b) EBM as-built specimens on Z plane.

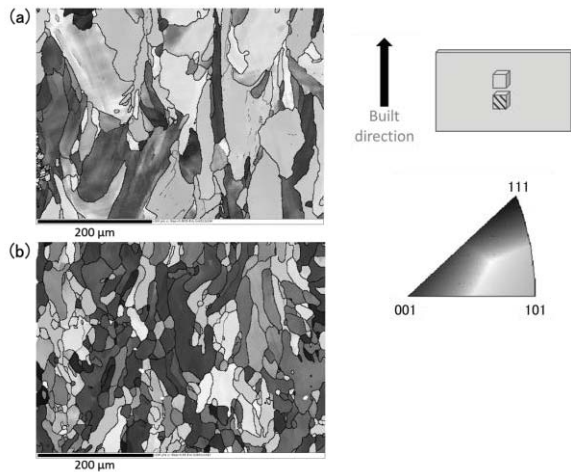


Fig. 4 IPF maps of (a) SLM and (b) EBM SHT specimens on *X* plane.

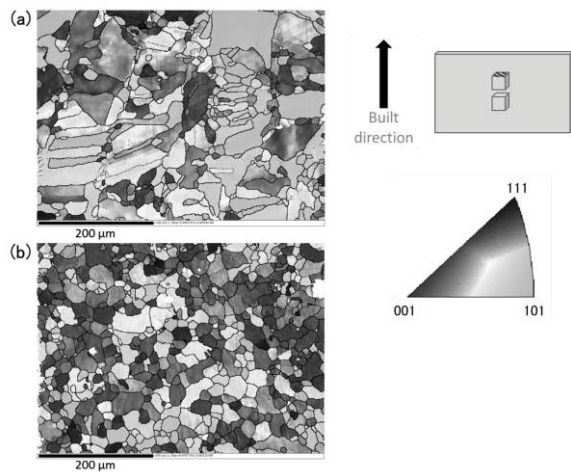


Fig. 5 IPF maps of (a) SLM and (b) EBM SHT specimens on *Z* plane.

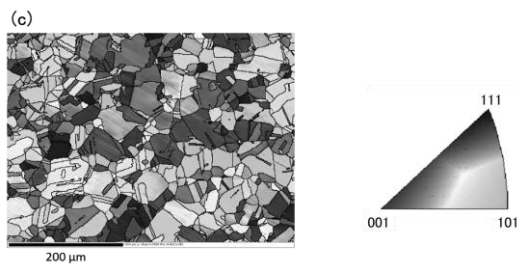


Fig. 6 IPF map of PF SHT specimen.



Fig. 7 KAM map of PF SHT specimen.

Table 1 Average grain diameter and standard variation of each sample.

[μm]	SLM as-built <i>X</i> plane	SLM as-built <i>Z</i> plane	SLM SHT <i>X</i> plane	SLM SHT <i>Z</i> plane	PF SHT
Average grain diameter	9.9	18.1	25.5	21.9	12.9
Standard variation	16.7	20.2	36.3	21.5	11.7
	EBM as-built <i>X</i> plane	EBM as-built <i>Z</i> plane	EBM SHT <i>X</i> plane	EBM SHT <i>Z</i> plane	
Average grain diameter	15.4	11.3	19.0	16.8	
Standard variation	17.3	10.2	17.3	11.4	

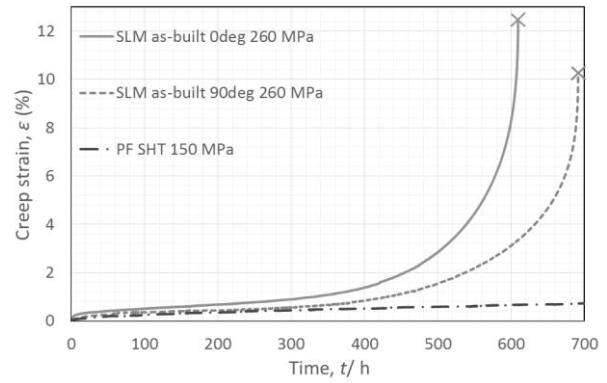
As-built 材 *X* 面において、SLM 材は全体的に積層方向へ伸びる柱状粒が観察されたがその粒界はジグザグに折れ曲がっており、柱状粒端において微細粒が多く観察された。EBM 材においても SLM 材同様に全体的に積層方向へ伸びる柱状粒が観察されたが、その粒界は SLM 材よりもなめらかであり、概ね積層方向に{001}面が配向していた (Fig. 1)。また、SLM 材では全体的に方位差 5°程度のひずみが結晶粒の長手方向に存在し小角粒界を形成している一方で EBM 材ではひずみはほとんど確認されなかった (Fig. 2)。平均粒径は SLM 材の方が EBM 材よりも小さかった (Table 1)。As-built 材 *Z* 面において、SLM 材ではレーザー走査路に対応して、紙面右下から左上にかけて、同じ幅で結晶粒が並んでおり結晶粒端部において微細粒が見られたが、これは SLM 法では走査速度が EBM 法に対して遅いためであると考えられる (Fig. 3)。SHT 材 *X* 面において、SLM 材では溶体化により柱状粒が粗大化し、溶体化前に柱状粒端に存在していた微細粒の一部は溶体化後も依然として存在していた。一方、EBM 材は SLM 材と異なり溶体化をしても明らかな結晶粒の成長はみられなかった (Fig. 4, Table 1)。SHT 材 *Z* 面において、SLM 材、EBM

材ともに溶体化後も平均結晶粒径はあまり変化しなかったが、EBM 材において積層方向への{001}面配向が隠微になっていた (Fig. 5, Table 1)。

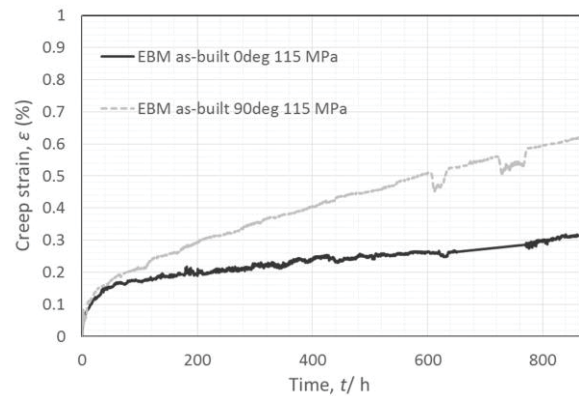
Table 2 Tensile properties

	Work hardening coefficient	0.2% proof, MPa	UTS, MPa	Total elongation, %	
24°C	SLM 0deg as-built	0.13	439	546	31.0
	SLM 90deg as-built	0.15	482	636	36.6
	EBM 0deg as-built	0.33	230	533	59.6
	EBM 90deg as-built	0.35	246	573	65.8
	PF SHT	0.32	272	593	68.4
600°C	SLM 0deg as-built	0.063	323	368	18.5
	SLM 90deg as-built	0.11	296	400	24.5
	EBM 0deg as-built	0.32	131	325	35.9
	EBM 90deg as-built	0.31	153	349	36.4
	PF SHT	0.32	165	391	43.9

Table 2 に 24°C および 600°C における、各材料の機械的性質を示す。24°C においては、SLM 材、EBM 材ともに 90deg 材の方が 0deg 材よりも 0.2% 耐力、引張強さ、延性すべてにおいて優れていた。また、造形法で比べると引張強さは SLM 材の方が EBM 材よりも大きく、また 0.2%耐力についても切り出し方向に依らず SLM 材の方が EBM 材よりも約 2 倍大きかった。一方、延性については切り出し方向に依らず EBM 材の方が SLM 材よりも約 1.8 倍以上大きかった。比較材である従来製造法の PF SHT 材と比較すると、EBM 材では PF SHT 材と同様な機械的性質を示すのに対して、SLM 材では PF SHT 材よりも強度が多く延性が低かった。また、加工硬化指数は EBM 材の方が SLM 材よりも 2 倍以上大きかった。600°C においても、その機械的性質は 24°C での場合と同じ傾向を示した。SLM 材において 0.2%耐力が EBM 材や PF 材よりも高いのは、造形段階で導入された高密度の転位がセル化しているためであり、そのため加工硬化率も低くなったと考えられる。



(a) SLM, EBM, and PF SHT specimens.



(b) EBM specimens.

Fig. 8 Creep curves of SLM, EBM, and PF SHT specimens at 600°C.

Fig. 8 に SLM 材および EBM 材の as-built 材ならびに PF SHT 材のクリーブ曲線を示す。SLM 材では 90deg 材の方が 0deg 材よりもクリーブ耐性に優れ、EBM 材では 0deg 材の方が 90deg 材よりもややクリーブひずみが少なかった。0.2%耐力に対して約 90%と規格化した負荷応力で SLM 材、EBM 材、および PF SHT 材を比較すると、SLM 材は試験時間 700 h 未満で破断したのに対して、EBM 材は試験時間 700 h 時点において相当に低いクリーブひずみに留まり PF SHT 材と同様の傾向を示した。

4. 考察

SLM as-built 材において柱状粒の粒界がジグザグに折れ曲がり、柱状粒端において微細粒が多く観察され、かつ方位差 5°程度のひずみが粒長手方向に存在し小角粒界を形成していたのは、熔融後チャンバ内温度 50~90°C $\sim 10^{6-7}$ K/s²⁾と極めて大きい冷却速度で急速に冷却されたためである (Figs. 1, 2)。また、SLM SHT 材において、EBM

SHT 材よりも溶体化による結晶粒の粗大化が顕著であるのは、SLM 材では造形段階で導入されるひずみが多く、溶体化による結晶粒の粒成長の駆動力となったと考えられる。EBM as-built 材において、概ね同じ結晶粒径であり、積層方向に{001}面が配向していたのは、EBM 法では造形中チャンバ内パウダベッド温度が 700~1000°C と高温に保持されているため冷却速度が小さく³⁾、SUS316L の優先成長方位である<001>方位へ⁴⁾、柱状粒として成長しやすいためである。

SLM 材の引張試験において、0.2%耐力、引張強さ、延性すべてにおいて 90deg 材の方が 0deg 材よりも優れていたのは、未溶融の欠陥が MPBs に沿って細長く水平に存在し、0deg 材では欠陥に対して垂直方向に引張応力が作用し、開口形き裂発生点となったことが要因である。SLM 材ではチャンバ内が 50~90°C であるため MPBs に沿った欠陥は依然として存在し、クリープ試験においても引張試験と同様に 0deg 材では欠陥に対して垂直方向にクリープ応力が作用し開口形き裂発生によるクリープ耐性の悪化を招いたと考えられる。一方で EBM 材では造形中チャンバ内パウダベッド温度が 700~1000°C と高温に保持されており、造形初期に内在していた欠陥が焼結されるなどし、SLM 材よりもクリープ耐性が良くなったと考えられる。

SLM 材の 0.2 %耐力および引張強さが、同じ切り出し方向の EBM 材および PF SHT 材より高いのは加熱・冷却が繰り返される SLM 積層プロセス過程で形成された高転位密度を持つ転位セル組織が要因であると考えられる。

5. 結言

(i) SLM 材、EBM 材ともに積層方向に柱状粒が形成する。

(ii) SLM 材では加熱・冷却が繰り返されるため、柱状粒の粒界が Z 字状に折れ曲がり、ひずみの大きい結晶組織となる。

(iii) EBM 材では造形中チャンバ内パウダベッド温度が 700~1000°C と高温に保持され冷却速度が小さいため、積層方向に{001}面が配向し、ひずみの少ない結晶組織となる。

(iv) EBM 材は圧延焼鈍材の PF SHT 材と同等の機械的性質を示した。

参考文献

- 1) K. Akino and K. Takechi: J.Japan Inst.Met.Mater. 80 (2016) 772-777.
- 2) Q. Jia and D. Gu: Opt. Laser Technol. 62(2014) 161-171.
- 3) TRAFAM: Kinzoku Sekiso Gijutsu Nyumon, pp. 52.
- 4) W. Kurz and D.J. Fisher: Fundamentals of Solidification, (1998) pp. 69.

MoSiBTiC 合金のミクロ組織形成と材料特性に及ぼす Ti の効果

* 畠山 友孝（東北大院），吉見 享祐（東北大）

Effect of Ti addition on the microstructure formation and material properties of MoSiBTiC alloys

*Tomotaka HATAKEYAMA (Graduate school of Engineering, Tohoku Univ.) and Kyosuke YOSHIMI (Tohoku Univ.)

ABSTRACT

1st generation MoSiBTiC alloys, mainly consists with Mo_{ss} , $Mo_5SiB_2(T_2)$ and TiC phase, are expected to be novel ultra-high temperature materials due to their excellent ultra-high temperature strength as well as acceptable fracture toughness. Since they suffer poor oxidation resistance at elevated temperature, this study focuses on the introduction of oxidation resistant phase, Ti_5Si_3 , for MoSiBTiC alloys by macro alloying of Ti and Si and investigated the dependence of Ti concentration on the microstructure formation, density, high-temperature strength and oxidation behavior. Mo-16Si-7B (at. %) and Mo-14Si-6B-xTi-6C (at. %, x = 6-28) were prepared by arc-melting. Ti_5Si_3 phase became stable when Ti concentration reach 28 at. % with an increased volume fraction of Mo_{ss} phase and Ti_5Si_3 containing alloy showed lower density as well as better high-temperature strength than 1st generation MoSiBTiC alloys. In addition, as expected, it exhibited superior oxidation resistance compared with other alloys at 800°C.

Key words: Ultra-high temperature materials, Microstructure formation, Oxidation behavior, High temperature strength

1. 緒言

火力発電や航空機の動力として用いられるガスタービンの高効率化には、稼働温度の上昇が有効である^{1,2)}。ガスタービンの中でも特に高温高压環境下で使用される高圧タービン動翼には Ni 基超合金が用いられており、動翼に対する空気冷却や遮熱コーティングの適用によって高温化が進められてきた³⁾。現在の最高稼働温度は Ni 基超合金の融点(約 1400°C)を大幅に上回る約 1700°Cに達しており、これ以上の劇的な効率の向上は見込めないと考えられている。また、空気冷却に伴うエネルギーロスの影響で実際の出力と理想的な出力の乖離が大きくなっていることも問題となっている²⁾。これらの問題を根本的に解決するためには、冷却構造無しで稼働可能なタービン動翼が必要であり、そのためには、Ni 基超合金を上回る耐熱性を有する新規超高温材料の開発が求められている。

近年、我々の研究グループでは MoSiB 合金に対して TiC を添加した第一世代 MoSiBTiC (モシブチック) 合金を開発した⁴⁾。この合金は、低密度⁴⁾でありながら、優れた高温強度^{4,5)}に加えて良好な破

壊靱性値⁶⁾を有することが報告されている。しかしながら、 MoO_3 の昇華を抑制できない⁷⁾ため、高温での耐酸化性に課題が残されている。また、MoSiB 合金系にて報告されている 700-800°Cの温度域における不十分な耐酸化性⁸⁻⁹⁾に対するの対策も必要である。MoSiBTiC 合金に耐酸化性を付与するためには、MoSiB 合金と同様に緻密な SiO_2 皮膜を形成させる必要がある⁸⁻⁹⁾、そのためには、合金中の Si 濃度を高めることが有効であると考えられる。しかしながら、単純に Si 濃度を増加させた場合には、 Mo_{ss} 相の体積率が減少し、 Mo_3Si 相の体積率が増加する¹⁰⁾。このとき、 Mo_{ss} 相は合金中の破壊靱性を担う延性相である⁶⁾ことから、破壊靱性の低下が懸念される。さらに、 Mo_3Si 相はそれ自身が耐酸化性を有していない¹¹⁾ことから、耐酸化性の改善は期待できない。すなわち、MoSiBTiC 合金の機械的性質を損なわずに耐酸化性の改善を達成するためには、 Mo_{ss} 相と平衡する新たな Si 供給相が必要となる。

MoSiB 合金中の Mo を Ti に多量に置換した場合、 Mo_3Si 相が不安定化し Ti_5Si_3 相が安定化することが

報告されている¹²⁾. Ti_5Si_3 相は 1200°C 程度までの耐酸化性を有しペスト現象が観察されない¹³⁾ことから, MoSiBTiC 合金の耐酸化性の向上に効果的であると考えられる. そこで本研究では, MoSiBTiC 合金に対して Ti_5Si_3 相を導入することを目的とし, MoSiBTiC 合金中の Si 濃度を増加させると同時に, Mo を一部 Ti で置換し, ミクロ組織の形成と機械的性質および耐酸化性に及ぼす Ti 濃度の影響について調査を行った.

Table 1 Sample composition (mol%)

Alloy	Mo	Si	B	Ti	C
Base	77	16	7	-	-
6Ti	66	14	6	6	6
19Ti	55	14	6	19	6
24Ti	50	14	6	24	6
28Ti	46	14	6	28	6

2. 実験方法

アーク溶解法にて, Table 1 に示す組成を有する 5 種類の合金を作製した. このとき, Base 合金はモリブデン固溶体(Mo_{ss})- Mo_3Si - $Mo_5SiB_2(T_2)$ の三相共晶組成¹⁴⁾であり, 6Ti は Mo:Si:B の原子比が Base 合金と同じになるようにして TiC を 6 mol% 添加した. また, 19, 24, 28Ti 合金は 6Ti 中の Mo を一部 Ti で置換した組成となっている. 原料には Mo 棒(純度 99.99 mass%), Si チップ(同 99.999 mass%), B チップ(同 99.5 mass%), Ti チップ(同 99.99 mass%)及び TiC 粉末(同 99 mass%)を用い, これらの原料を Ar 雰囲気中でアーク溶解することで鑄造材を得た. 作製した鑄造材について Ar 雰囲気中 1800°C で 24 時間の均質化熱処理を施し, 熱処理材を得た. 鑄造材および熱処理材に対して, 走査型電子顕微鏡 (SEM), エネルギー分散型 X 線分析法 (SEM-EDX) 及び X 線回折法 (XRD) を用いてミクロ組織観察および相同定を行った. また, 電子後方散乱回折法 (SEM-EBSD) を用いて構成相の体積率を測定した. さらに, アルキメデス法により合金密度を決定した. 続いて, 各合金の熱処理材からワイヤ放電加工機を用いて $4 \times 2 \times 2 \text{ mm}^3$ の角柱試験片を切り出し, 試験温度 1400°C, ひずみ速度 $2.1 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$, 真空雰囲気中で高温圧縮試験を行った. また, $4 \times 3 \times 0.7 \text{ mm}^3$ に切り出した薄板の $4 \times 3 \text{ mm}^2$ 面の両面を 0.1 mm ずつエメリー紙を用いて研磨し熱影響部を除去した $4 \times 3 \times 0.5 \text{ mm}^2$ の試験片を用いて 800°C での等温酸化試験を行った. 酸化試験には熱重量分析装置 (TGA) を用い, 40 ml/min の Ar フロー中で試験温度まで昇温後, 炉内温度安定のため 30 分間保持したのち 10 ml/min の O_2 ガスを導入し, その後の重

量変化を記録した. 酸化後の試験片に対して, SEM, SEM-EDX, XRD を用いて酸化断面観察及び表面の酸化物の同定を行った.

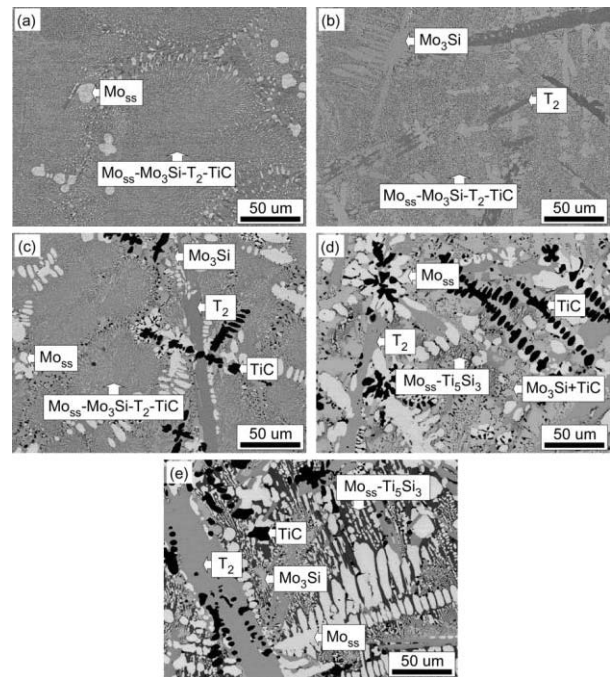


Fig.1 BSE image of as-cast alloys (a)Base (b)6Ti (c)19Ti (d)24Ti (e)28Ti

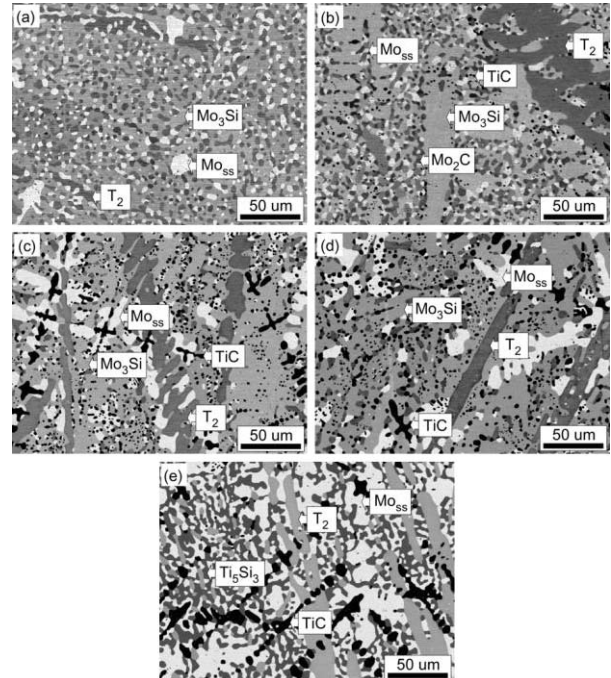


Fig.2 BSE image of heat-treated alloys (a)Base (b)6Ti (c)19Ti (d)24Ti (e)28Ti

3. 実験結果と考察

3.1 各合金のミクロ組織

鑄造材のミクロ組織を Fig. 1 に示す. Base 合金

は初晶 Mo_{ss} および $\text{Mo}_{\text{ss}}\text{-Mo}_3\text{Si-T}_2$ 三相共晶から構成されていた。6Ti 合金は初晶 Mo_3Si 相及び板状に成長した T_2 相, $\text{Mo}_{\text{ss}}\text{-Mo}_3\text{Si-T}_2\text{-TiC}$ 四相共晶から構成されていた。19Ti 合金は初晶 TiC 相と dendritic 状の Mo_{ss} 相及び, 板状に成長した T_2 相に加えて $\text{Mo}_{\text{ss}}\text{-Mo}_3\text{Si-T}_2\text{-TiC}$ 四相共晶から構成されていた。24Ti 合金では初晶 TiC 相, dendritic 状の Mo_{ss} 相, 板状の T_2 相に加えて, $\text{Mo}_3\text{Si-TiC}$ 共晶および $\text{Mo}_{\text{ss}}\text{-Ti}_5\text{Si}_3$ 共晶から構成されていた。28Ti 合金についても構成相は 24Ti 合金と同様であったが, $\text{Mo}_{\text{ss}}\text{-Ti}_5\text{Si}_3$ 共晶の体積比が大きくなっていた。

Fig. 2 に熱処理材のマイクロ組織を示す。Base 合金は, Mo_3Si 相がマトリックスとなっており, Mo_{ss} 相および T_2 相が球状化していた。6Ti 合金も同様に Mo_3Si 相がマトリックスとなっており, それに加えて T_2 相が伸長している様子が確認された。またマトリックス中には Mo_{ss} 相, T_2 相, TiC 相および Mo_2C 相が観察された。19Ti 及び 24Ti 合金についても Mo_3Si 相がマトリックスとなっており, 伸長した T_2 相と dendritic 状の Mo_{ss} 相及び TiC 相が観察された。24Ti 合金の鑄造材で確認された Ti_5Si_3 相は熱処理後には消失していた。28Ti 合金は, dendritic 状の TiC 相と伸長した T_2 相に加えて, $\text{Mo}_{\text{ss}}\text{-Ti}_5\text{Si}_3$ 共晶が粗大化したと考えられる領域が観察された。

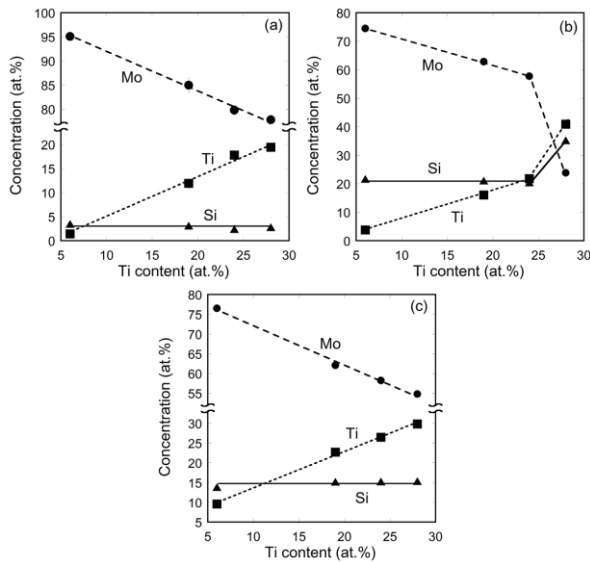


Fig.3 Ti concentration dependence of Mo, Si and Ti distribution of heat-treated alloys in each phase. (a) Mo_{ss} (b) Mo_3Si and Ti_5Si_3 (c) T_2

Fig. 3 に熱処理材の Mo_{ss} 相, Mo_3Si 相, T_2 相及び Ti_5Si_3 相への Mo, Ti, Si の分配挙動を示す。Ti 添加量の増加に伴い, 各相中の Ti 量が線形的に増加し, Mo 量が線形的に減少していた。また, Si 量は

Ti 量によらず一定であった。このことから, 各相において Ti は, Mo サイトを優先的に置換していることが分かった。また, Fig. 3(b) ににおいて Ti 量が 24 から 28 at. % に増加するとき, 構成相中の Ti および Si 濃度が増加し, Mo 濃度が大きく減少していた。これは Mo_3Si 相が消失し Ti_5Si_3 相が現れたことに対応している。また, 6-24Ti 合金の Mo_{ss} 相の体積率は 13-20% 程度であったのに対し, 28Ti 合金の Mo_{ss} 相の体積率は 42% と大幅に増加していた。これは, Fig. 3(b) に示すように, Mo_3Si から Ti_5Si_3 相の遷移に伴いシリサイドに含まれる Mo 量が減少するためである。つまり, 同じ Si 添加量であれば Mo_3Si 相よりも Ti_5Si_3 相を構成相として利用した方が合金中の Mo_{ss} 相の体積率を増加させることができる。したがって Ti_5Si_3 相の導入は破壊靱性の向上に寄与するものと考えられる⁹⁾。

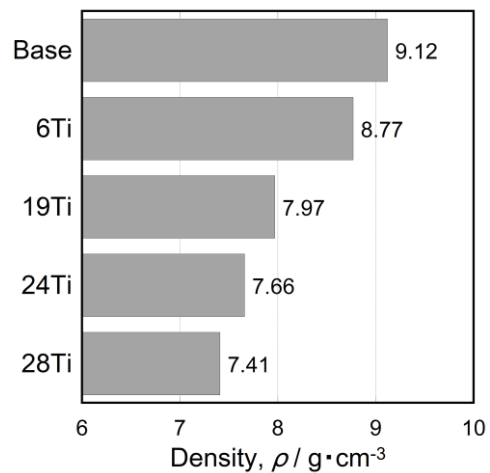


Fig.4 Density of each alloy measured by the Archimedes' principle at room temperature.

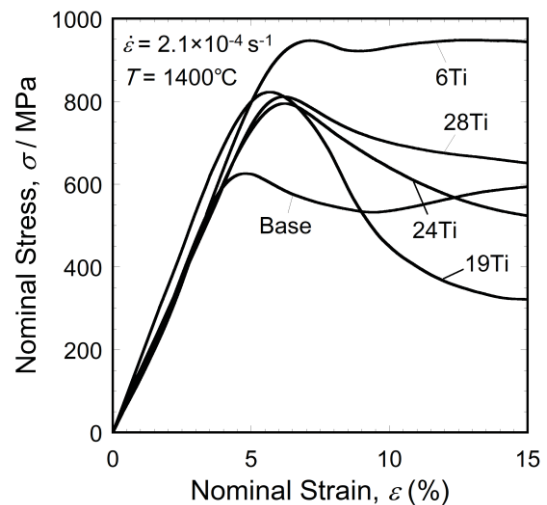


Fig.5 Stress-strain curve of heat-treated alloys at 1400°C under a strain rate of $2.1 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$.

3.2 合金密度と高温圧縮挙動

各合金の密度を Fig. 4 に示す. Ti 添加量の増加に伴い, 密度が単調に減少していた. 最も Ti 量の多い 28Ti 合金の密度は 7.41 g/cm^3 であり, 純モリブデン($\rho = 10.2$)と比較して 27%, 第一世代 MoSiBTiC 合金($\rho = 8.78$)⁴⁾と比較して 16%の軽量化を達成した.

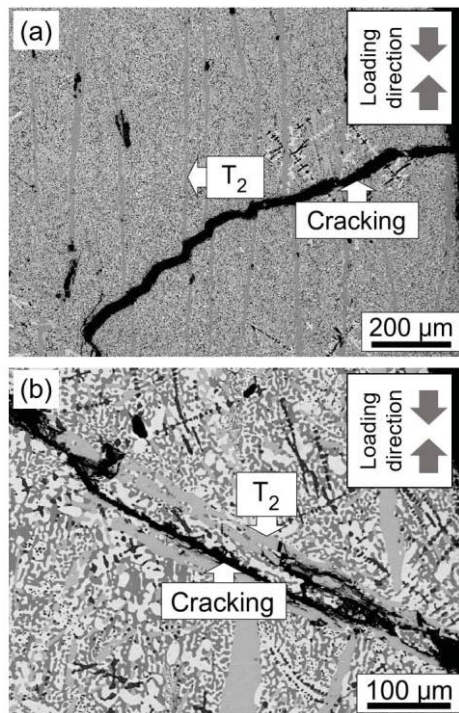


Fig.6 BSE image of heat-treated (a)19Ti and (b)28Ti alloys compressed up to 20% strain at 1400°C.

各合金の高温圧縮試験によって得られた応力-ひずみ曲線を Fig. 5 に示す. Base 合金のピーク応力が最も小さく, TiC の添加によって, 高温強度が上昇していることが確認できる. また, 19, 24, 28Ti 合金は 800 MPa 程度のピーク応力を示したのち, 流動応力の低下が起こっていた. 変形後の試験片には巨視的な亀裂が観察されており, 流動応力の低下の著しかった 19Ti 合金において特に顕著であった. このことから, 亀裂の発生が流動応力の低下の主な原因であると考えられた. 1400°C で公称ひずみ約 20%の圧縮変形後のマイクロ組織を Fig. 6 に示す. 19Ti 合金では, 圧縮方向に伸長した T₂相を横切るように亀裂が伸展していることが分かる. 一方で 28Ti 合金は板状に成長した T₂相に沿って亀裂が伸展していた. 合金中の金属間化合物相である Mo₃Si, T₂, Ti₅Si₃相の DBTT はそれぞれ 1400, 1500, 1200°C と報告されており¹³⁾, 今回の実験結果と矛盾しない. このことから, Mo₃Si 相を Ti₅Si₃相で置き換え, さらに T₂相を微細に分散させることができれば, 合金の高温での変形能は向上する

ことが示唆された.

高温圧縮試験によって得られたピーク応力を合金の密度で除すことで 28Ti 合金の比強度を算出すると, $109.4 \text{ MPa/(g} \cdot \text{cm}^{-3})$ であった. 第一世代 MoSiBTiC 合金の比強度は $93.5 \text{ MPa/(g} \cdot \text{cm}^{-3})$ と報告されていることから⁴⁾, 28Ti 合金は第一世代 MoSiBTiC 合金と比較して優れた比強度を有することが分かった.

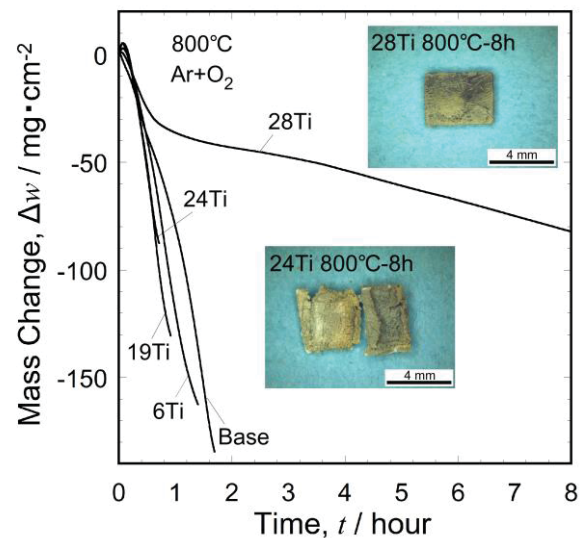


Fig.7 Oxidation curve of each alloys obtained at 800°C with appearance of the specimens oxidized at 800°C for 8 hours.

3.3 高温酸化挙動

Fig. 7 に, 800°Cでの酸化曲線および酸化後の試験片の外観を示す. いずれの合金においても, 酸化によって生成する MoO₃ の昇華による重量減少が観察された. Mo₃Si 相を含む合金は, 試験片全体が酸化されるまで約 $100 \text{ mg} \cdot \text{cm}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ の直線的な重量減少を示し, 酸化後の試験片は脆く, 粉状になっていた(ペスト現象). これらの合金は Mo_{ss}相, Mo₃Si 相, T₂相及び TiC 相から構成されているが, この温度域ではボロシリケート皮膜の形成が遅く酸化の進行を抑制できないこと¹⁵⁾, Mo_{ss}相の酸化によって生成する MoO₃は 800°C以上の温度域では昇華してしまうことから¹⁶⁾, MoO₃の生成と昇華を抑制することができず, 直線的な重量減少と試験片全体の酸化に至ったと考えられる. 一方で 28Ti 合金は酸化開始から 1h 程度までは重量減少速度が大きいものの, その後傾きが小さくなり $10 \text{ mg} \cdot \text{cm}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ 程度の重量減少率となっていた. また, 酸化後の試験片は試験前の形状を維持していた. 800°C-8h 酸化後の断面を観察すると, 試験片の大

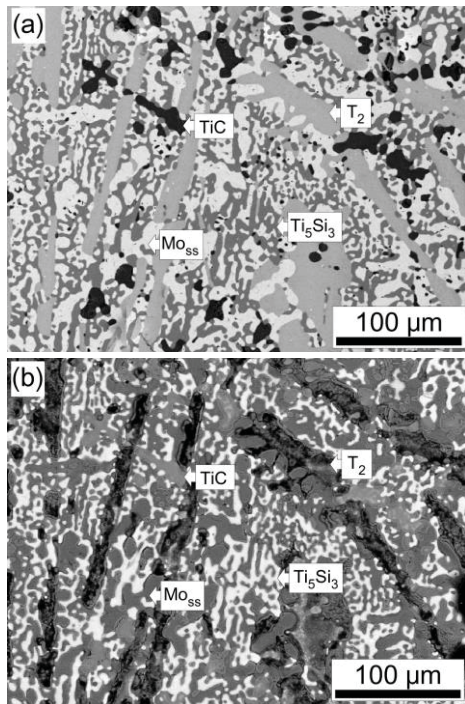


Fig.8 BSE image of heat-treated 28Ti alloy (a)before oxidation and (b)after 1 min oxidation at 800°C.

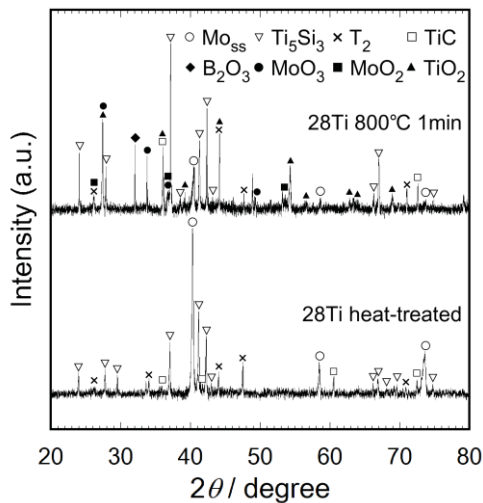


Fig.9 XRD profiles of 28Ti alloy before oxidation and after 1 min oxidation at 800°C.

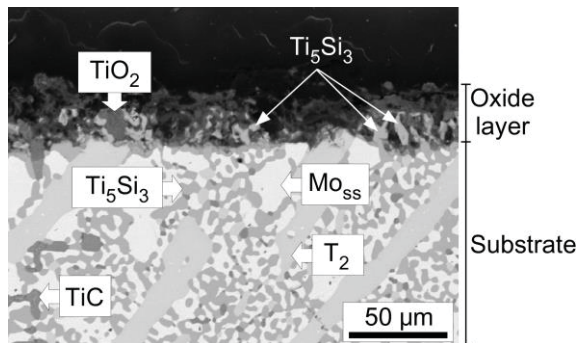


Fig.10 BSE image of cross-section of 28Ti alloy oxidized at 800°C for 1 min.

部分が酸化物となっていた。一方で、酸化物中に Ti_5Si_3 相が酸化されずに金属間化合物相としてわずかに残っている様子が観察された。

詳細な酸化挙動を調査するため、28Ti 合金について 800°C-1 min の酸化試験を行い、酸化前後のマイクロ組織の比較を行った(Fig. 8). 酸化前の BSE 像(Fig. 8(a))では、 Mo_{ss} 相のコントラストが最も明るく、 T_2 、 Ti_5Si_3 、 TiC の順に暗くなっていた。一方で、酸化後の BSE 像(Fig. 8(b))では、 Ti_5Si_3 相であった部分のコントラストが最も明るく、他の相は同程度の明るさを有していた。Fig. 9 に示す酸化前後の XRD プロファイルから、酸化後の表面近傍には TiO_2 、 MoO_2 、 MoO_3 及び B_2O_3 が生成していることが確認された。Si 酸化物は XRD では確認できなかった。

Fig. 10 に 800°C-1min 酸化後の酸化断面を示す。試料表面に主に TiO_2 からなる 20-30 μm 程度の酸化物層が形成されていることが観察された。28Ti 合金の構成相には、 TiC 及び Ti_5Si_3 相だけではなく、Fig. 3(a), (c)から分かるように Mo_{ss} 相および T_2 相にも Ti が固溶しており、酸化により各相から生成する Mo の酸化物(MoO_3)が昇華すること、 TiO_2 の成長速度が他の酸化物と比較して速いこと¹⁷⁾から、表面が TiO_2 で覆われたと考えられる。また、酸化物層の内部には酸化されずに残った Ti_5Si_3 相が観察された。さらに Fig. 9 において、酸化前は Mo_{ss} 相のピークが最大であったが、酸化後は Mo_{ss} 相のピークが小さくなり Ti_5Si_3 相のピークが最大となっていたことから、 Ti_5Si_3 相が他の構成相より酸化による影響が小さいことが分かる。つまり、Fig. 8(b)において試料表面は全体が TiO_2 で覆われているものの、 Ti_5Si_3 相部分では TiO_2 層が薄くなっており、下部に存在する Ti_5Si_3 相の影響で明るいコントラストとなったと考えられる。このことから、分散した Ti_5Si_3 相が酸素の内方拡散に対する抵抗となり、 MoO_3 の生成または昇華が抑えられたことが重量減少速度の抑制、つまり耐酸化性の向上につながったと考えられた。しかしながら、直線的な重量減少が起こり酸化の進行を止めることができなかったことから、依然として 800°Cにおける耐酸化性は不十分である。今後、 Ti_5Si_3 相の良好な耐酸化性を最大限に活かすマイクロ組織制御や、新たな元素の添加により耐酸化皮膜の形成を促進することで、28Ti 合金の耐酸化性をさらに改善することが可能と考えられる。

4. 結論

本研究では、Ti 量を変化させた $MoSiBTiC$ 合金

を作製し、各合金のミクロ組織の変化、高温圧縮強度及び耐酸化性を調査した。本研究によって得られた結論を以下に示す。

(1) 19Ti および 24Ti の構成相は Mo_{ss} , T_2 , Mo_3Si 及び TiC 相であったが、28Ti では Mo_3Si 相が Ti_5Si_3 相に置き換えられ、 Mo_{ss} , T_2 , Ti_5Si_3 及び TiC 相から構成されていた。また、 Ti_5Si_3 相の導入に伴い、合金の破壊靱性を担う延性相の Mo_{ss} 相の体積率が増加した。

(2) MoSiBTiC 合金中の Mo を一部 Ti で置換することで、密度が 7 g/cm^3 台まで低下した。また、28Ti は第一世代 MoSiBTiC 合金を上回る比強度を有していた。

(3) Mo_3Si 相が Ti_5Si_3 相に置き換えられることで、 800°C での酸化による重量減少速度が抑制された。これは Ti_5Si_3 相がこの温度域では酸化されず、酸素の内方拡散に対する抵抗となったためと考えられる。

(4) Ti_5Si_3 相の導入によって高強度化と耐酸化性の向上を達成することが可能であることが明らかになり、破壊靱性の向上にも有効である可能性が示唆された。このことから、 Ti_5Si_3 相は次世代の MoSiBTiC 合金の合金設計において重要な役割を果たす相である考えられる。

謝辞

本研究は、(国研)科学技術振興機構(JST)の戦略的創造研究推進事業 先端的低炭素化技術開発(ALCA)により助成された「 MoSiB 基超高温材料の先進的デザインと製造プロセスの確立」の一部である。

参考文献

- 1) 谷村聡, 塚越敬三, 伊藤栄作, 斉藤圭司郎, 湯浅厚志: 1700°C級ガスタービン燃焼器の開発, 高温学会誌, Vol. 33, No.5 (2007) pp.257-263.
- 2) John. H. Perepezko: The hotter the engine, the Better, Science, Vol. 326, (2009) pp.1068-1069.
- 3) 佐藤彰洋, 松永康夫, 吉澤廣喜, 高橋耕雲, 森信義: 航空ジェットエンジン用熱遮へいコーティングシステムの現状, 石川島播磨技報, Vol. 47, No.1, (2007) pp.1-6.
- 4) S. Miyamoto, K. Yoshimi, S-H. Ha, T. Kaneko, J. Nakamura, T. Sato, K. Maruyama, R. Tu, T. Goto: Phase Equilibria, Microstructure, and High-Temperature Strength of TiC added Mo-Si-B Alloys, Metall. Mater. Trans. A, Vol.45A, (2014) pp.1112-1123.
- 5) 山本詩歩, 吉見享祐, 金正旭, 横山健太郎: TiC 添加した Mo-Si-B 合金の高温強度に及ぼすミクロ組織の影響, 日本金属学会誌, Vol.80, No.1, (2016)

- pp.51-59.
- 6) T. Moriyama, K. Yoshimi, M. Zhao, T. Masnou, T. Yokoyama, J. Nakamura, H. Katsui, T. Goto: Room-temperature fracture toughness of MoSiBTiC alloys, Intermetallics, Vol.84 (2017) pp.92-102.
- 7) M. Zhao, S. Nakayama, T. Hatakeyama, J. Nakamura, K. Yoshimi: Microstructure, high-temperature deformability and oxidation resistance of a Ti_5Si_3 -containing multiphase MoSiBTiC alloy, Intermetallics 90 (2017) pp.169-179.
- 8) M. G. Mendiratta, T. A. Parthasarathy, D. M. Dimiduk: Oxidation behavior of Mo- Mo_3Si - $\text{Mo}_5\text{SiB}_2(\text{T}_2)$ three phase system: Intermetallics Vol.10 (2002) pp.225-232.
- 9) T. A. Parthasarathy, M. G. Mendiratta, D. M. Dimiduk: Oxidation mechanisms in Mo-reinforced $\text{Mo}_5\text{SiB}_2(\text{T}_2)$ - Mo_3Si alloys, Acta Mater. Vol.50 (2002) pp.1857-1868.
- 10) S-H. Ha, K. Yoshimi, K. Maruyama, R. Tu, T. Goto: Compositional regions of single phase at 1800°C in Mo-rich Mo-Si-B ternary system: Mater. Sci. Eng. A, Vol.552 (2012) pp.179-188.
- 11) F. A. Rioult, S. D. Imhoff, R. Sakidja, J. H. Perepezko: Transient oxidation of Mo-Si-B alloys: Effect of the microstructure size scale, Acta Mater., Vol.57 (2009) pp.4600-4613.
- 12) R. Sakidja, J.H. Perepezko, S. Kim, N. Sekido: Phase stability and structural defects in high-temperature Mo-Si-B alloys, Acta Mater., 56 (2008) pp.5223-5244.
- 13) R. Mitra, Mechanical behavior and oxidation resistance of structural silicide, Int. Mater. Rev. 51 (2006) pp.13-64.
- 14) K. Yoshimi, T. Iizawa, S. Yamamoto, J. Nakamura, K. Maruyama, H. Katsui, T. Goto: Phase Stability, Microstructure and Ultrahigh-Temperature Strength of Mo-Si-B-Based Alloys for the Applications in Uncooling Turbine Systems, Proceedings of IGTC 2015 Tokyo (2015) pp. 319-327.
- 15) M. A. Aizm, S. Burk, B. Gorr, H-J. Christ, D. Schliephake, M. Heilmaier, R. Bornemann, P. H. Bolivar: Effect of Ti (Macro-) Alloying on the High-Temperature Oxidation Behavior of Ternary Mo-Si-B Alloys at 820 - $1,300^\circ\text{C}$, Oxid. Met. 80 (2013) pp. 231-242.
- 16) E. A. Gulbransen, K. F. Andrew, F. A. Brassart: Oxidation of Molybdenum 550 to 1700°C , J. Electrochem. Soc. Vol.110, No.9 (1963) pp.952-959.
- 17) S. Melsheimer, M. Fietzek, V. Kolarik, A. Rahmel, M. Schutze: Oxidation of the Intermetallics MoSi_2 and TiSi_2 - A Comparison, Oxid. Met. Vol.47 (1997) pp.139-203.

第 1 世代モシブチック合金の高温クリープ変形による ミクロ組織劣化

*鎌田 詩歩（東北大院），Yuanyuan Lu，吉見 享祐（東北大）

Microstructural Deterioration during High-Temperature Creep Deformation of 1st Generation MoSiBTiC Alloy

*Shiho Yamamoto KAMATA (Graduate school of Engineering, Tohoku Univ.),
Yuanyuan LU and Kyosuke YOSHIMI (Tohoku Univ.)

ABSTRACT

1st generation MoSiBTiC alloy (65Mo-5Si-10B-10Ti-10C in at.%) produced by conventional casting techniques exhibits impressive high-temperature compressive strength and relatively good fracture toughness at room temperature. In this study, the tensile creep behavior and microstructural deterioration during the creep deformation of 1st generation MoSiBTiC were investigated in the temperature range of 1400 – 1600°C and the stress range of 100 – 300 MPa. The experimental results indicate that 1st generation MoSiBTiC alloy has excellent creep strength and ductility, e.g. the rupture time of longer than 400 h with the total strain of larger than 0.6 under 137 MPa at 1400°C. It was found from microstructure observations that micro-voids were intensively formed in Mo_{ss} near the rupture point and creep deformation occurred preferentially in Mo_{ss}. Therefore, it was concluded that the microstructural deterioration of 1st generation MoSiBTiC was caused by the prioritizing deformation of Mo_{ss} during creep deformation.

Key words: Mo alloy, TiC, Mo₅SiB₂, ultra-high temperature, tensile creep, microstructure

1. はじめに

現在，ガスタービンやジェットエンジンの高圧タービンブレードには Ni 基超合金が使用されているが，その稼働温度は Ni 基超合金の耐熱限界を超えている．そのため，高圧タービンブレードには複雑な冷却機構が導入されている．しかしながら，冷却機構の導入によって高圧タービンブレード部には想定以上の高負荷が作用し，その結果，大きなエネルギーロスが生じていることが報告されている¹⁾．したがって，環境負荷低減の観点からジェットエンジンの更なる高効率化が要求されている．これらの問題を解決するため，Ni 基超合金の耐用温度を超える新規な超高温材料の開発が求められている．

Mo-Si-B 合金は，高融点であり優れた高温強度を発揮するといった特性から，新規な超高温材料として昨今注目されている．一方で，Mo-Si-B 合金は Mo の密度(10.2 g/cm³)に起因して高密度であり，室温破壊靱性に乏しいといった問題点がある^{2,3)}．そこで，近年，TiC 添加した Mo-Si-B 合金(第 1 世代モシブチック合金)が開発された^{4,7)}．本合金の構成

相は，主に Mo 固溶体(Mo_{ss})，Mo₅SiB₂(T₂)及び TiC 相の 3 相である．本合金では，Mo-Si-B 合金に低密度な TiC を添加したことで，Ni 基超合金に匹敵する低密度(約 9.0 g/cm³)を達成した．また，室温破壊靱性値は 15 MPa(m)^{1/2}以上を実現すると共に，広い温度範囲で極めて優れた高温強度を発揮することが報告されている^{4,5,7)}．

タービン用高温材料には，使用温度下におけるクリープ強度や組織安定性といった材料特性が求められる⁸⁾．そのため，第 1 世代モシブチック合金の高温クリープ特性の評価，ならびにクリープ変形に伴うミクロ組織変化の精緻な調査・解析が必要不可欠である．そこで本研究では，65Mo-5Si-10B-10Ti-10C (at.%)の組成を有する第 1 世代モシブチック合金に対して高温引張クリープ試験を行い，クリープ変形に伴うミクロ組織変化を観察し調査することを目的とした．

2. 実験方法

2.1 試料作製

本研究では，65Mo-5Si-10B-10Ti-10C (at.%)の秤

量組成を有する第 1 世代モシブチック合金のボタンインゴット(約 90 g, 直径約 45 mm)を, アルゴンガス雰囲気下でアーク溶解法にて作製した. 原料には, Mo バルク(≧99.99 wt.%), Si チップ(≧99.9999 wt.%), B チップ(≧99.95 wt.%), TiC 粉末(≧99 wt.%, 2-5 μm)を用いた. 作製したインゴットに対して, 1800°C, 24 時間, アルゴンガス雰囲気下で均質化熱処理を施し, 熱処理材とした. 走査型電子顕微鏡(SEM) JEOL JSM-7800F ならびに後方散乱電子回折法(EBSD)を用いて, 熱処理材中のマイクロ組織のキャラクタリゼーションを行なった.

2.2 引張クリープ試験

本合金の高温引張クリープ挙動を調査するため, 負荷応力 100 - 300 MPa, 試験温度 1400 - 1600°C で一軸引張クリープ試験を行った. 2.1 で得られたボタンインゴットの熱処理材から, Fig. 1 に示すドックボーン型の引張クリープ試験片をワイヤー放電加工機で切り出した. 放電加工機によって切り出した試験片は, 放電加工による熱影響部を除去するため, 試験片の両表面を約 100 μm 研磨し, 両表面研磨後の試験片厚さが約 1 mm となるようにした. 得られた試験片は, グラファイト製のホルダーに吊るし, 一軸引張クリープを実施した. クリープ試験は, 高精密電気式アクチュエータ試験機 Instron 8862 を用い, 真空雰囲気中 10^{-3} Pa 以下で行った. 破断試験は試験片が破断するまで, 中断試験は所望のクリープひずみに到達するまで試験を行い, 試験が終了した時点で炉の加熱を終了し, 室温まで炉冷した. 標点間部の体積は, クリープひずみが増加しても変化しないと仮定して, クリープ伸びが 5% 増加する毎に真応力が一定となるよう荷重補正を行なった. クリープ変形に伴う変位の測定には, Complementary metal-oxide semiconductor (CMOS) ラインセンサー ZS16AHS を用い, グラファイト製ホルダーの上下間の距離変化を連続的に測定することで行った. ひずみ速度 ϵ (s^{-1}) は, クリープ変形に伴う変位変化をクリープ時間で除すことによって算出した. クリープ変形後の変形組織の観察には, SEM-EBSD を用いた.

3. 実験結果と考察

3.1 熱処理材のマイクロ組織

Fig. 2 に, 1800°C, 24 時間熱処理材のマイクロ組織を示す. 黒いコントラストで示される (Ti,Mo)C 相の周辺を覆うようにして白いコントラストで示される Mo_{ss} 相が存在している. 共晶領域は, Mo_{ss} + T₂ + (Ti,Mo)C, Mo_{ss} + (Ti,Mo)C, Mo_{ss} + T₂ +

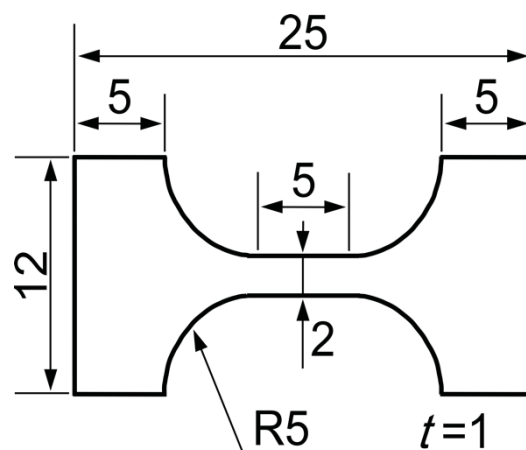


Fig. 1 引張クリープ試験片の模式図.

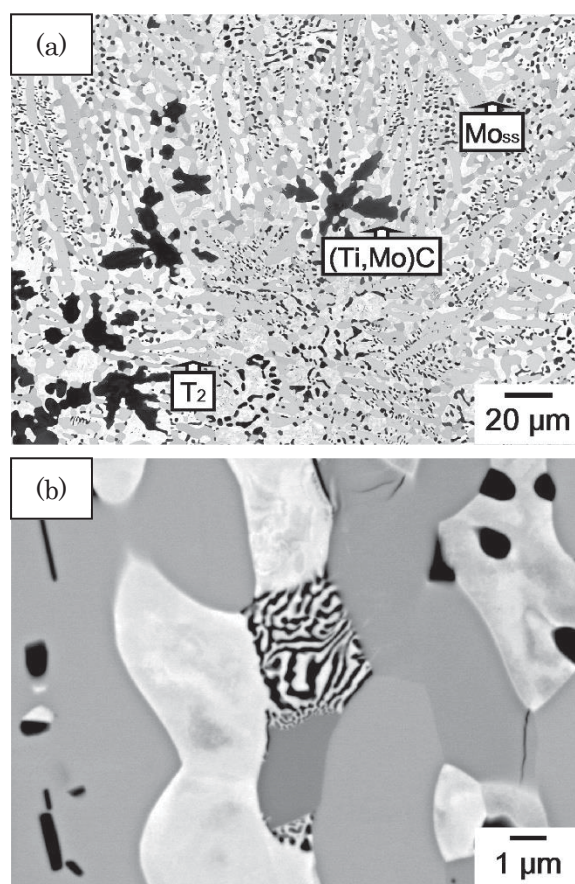


Fig. 2 第 1 世代モシブチック合金の熱処理材 (1800°C, 24 h) のマイクロ組織. (a) 低倍率, (b) Mo_{ss} 相と (Ti,Mo)C 相に共析分解した (Mo,Ti)₂C 相周辺の高倍率像.

(Mo,Ti)₂C であった. 一部の (Mo,Ti)₂C 相は, 熱処理後の冷却中に Mo_{ss} 相と (Ti,Mo)C 相に共析分解し, ラメラ構造を形成している様子が観察された (Fig. 2 (b)). Mo_{ss} 相は, T₂ 相や (Ti,Mo)C 相とは異なり, 合金中に連続相として存在していた. EBSD を

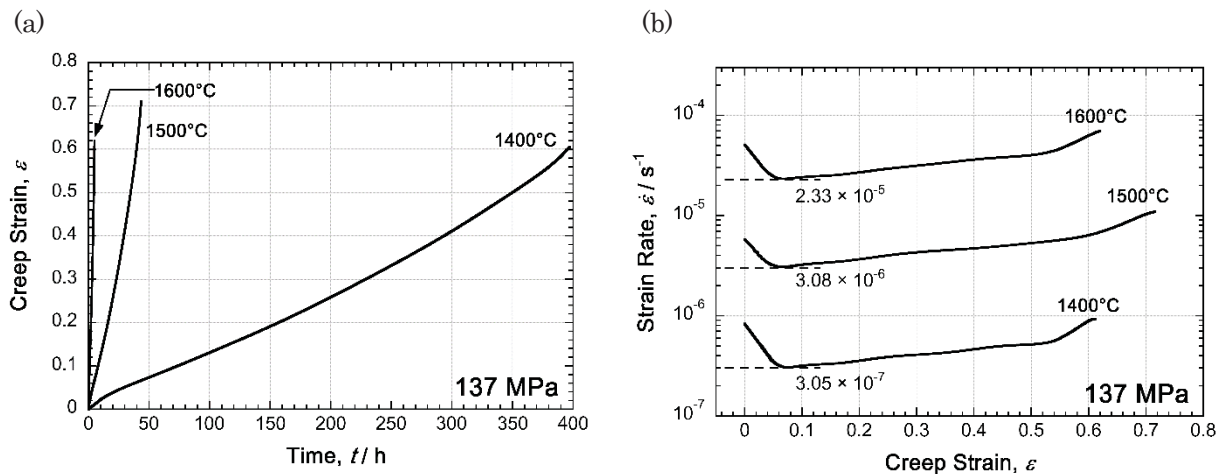


Fig. 3 1400 - 1600°C, 137 MPaにおけるクリープ曲線. (a) クリープひずみ-時間曲線. (b) ひずみ速度-クリープひずみ曲線.

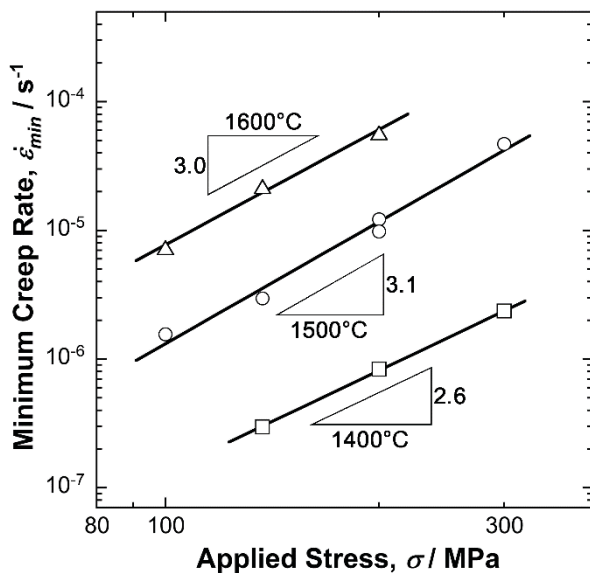


Fig. 4 最小クリープ速度と負荷応力の関係.

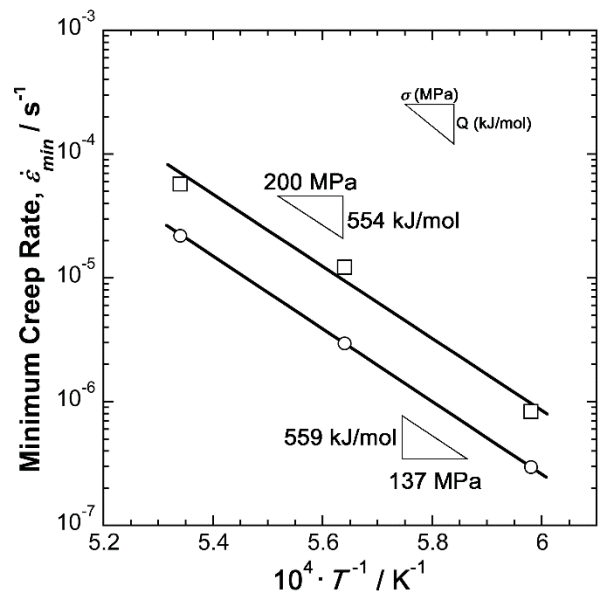


Fig. 5 最小クリープ速度のアレニウス・プロット.

用いて測定した各構成相の体積率 V_f (%)はそれぞれ, $V_{f, Moss} = 45.8 \pm 3.1$, $V_{f, T2} = 36.0 \pm 3.7$, $V_{f, (Ti, Mo)C} = 17.6 \pm 1.1$, $V_{f, (Mo, Ti)2C} = 0.6 \pm 0.16$ であった. これは, 過去の報告と一致する結果であった⁶⁾.

3.2 引張クリープ試験結果とクリープ変形機構

Fig. 3 に, 1400 - 1600°C, 137 MPa で得られた引張クリープ曲線を示す. Fig. 3 (a) は, クリープひずみ ϵ (-) 対時間 t (h) 曲線であり, Fig. 3 (b) は, ひずみ速度 $\dot{\epsilon}$ (s $^{-1}$) 対クリープひずみ ϵ (-) 曲線である. Fig. 3 (a) より, 負荷応力 137 MPa においては試験温度に寄らず, 遷移クリープと緩やかな加速クリープからなる非定常クリープ曲線が得られた. 1400°C においては, 破断時間 $t_r = 397$ (h), 破

断ひずみ $\epsilon_r = 0.61$ であり, 大きなクリープ破断ひずみを示した. また, Fig. 3 (b) より, 負荷応力 137 MPa における最小クリープ速度は, 試験温度が 100°C 高くなるにつれて, それぞれ 3.05×10^{-7} s $^{-1}$, 3.08×10^{-6} s $^{-1}$, 2.33×10^{-5} s $^{-1}$ と 1 桁上昇する結果となった.

本研究の引張クリープ試験条件において, 得られた最小クリープ速度を負荷応力の自然対数プロットで表したノートプロットを Fig. 4 に示す. すべての試験温度において, 得られた最小クリープ速度と負荷応力は, 良い直線関係を示した. この直線の傾きは, 式(1)に示すクリープ構成式中の応力指数 n に相当する.

$$\epsilon_{min} = \epsilon_0 \left(\frac{\sigma}{G}\right)^n \exp\left(-\frac{Q_c}{RT}\right) \quad (1)$$

ここで ϵ_{min} は最小クリープ速度 (s^{-1}), ϵ_0 は材料定数, σ は応力 (MPa), G は剛性率 (MPa), n は応力指数, Q_c はクリープの見かけの活性化エネルギー (kJ/mol), R は気体定数 (kJ/(mol·K)), T は試験温度 (K)である. 各試験温度における応力指数 n は, 1400°C で $n \approx 2.6$, 1500°C で $n \approx 3.1$, 1600°C で $n \approx 3.0$ と見積もられ, すべての試験温度において概ね 3 という値を示した.

また, Fig. 5 には, 応力 137, 200 MPa における最小クリープ速度と試験温度の逆数の関係 (アレニウスプロット) を示している. 式(1)に示すクリープの構成式より, 応力一定の条件下において, 試験温度の逆数に対する最小クリープ速度の傾きから, クリープの見かけの活性化エネルギー Q_c (kJ/mol) を求めることができる. いずれの応力においても, 最小クリープ速度と試験温度の逆数は良い直線関係を示し, クリープの見かけの活性化エネルギーは, 137 MPa では約 559 kJ/mol, 200 MPa では約 554 kJ/mol となり, 概ね 550 - 560 kJ/mol 程度の範囲に収まった. 本試験条件において, 応力指数 n やクリープの見かけの活性化エネルギー Q_c がほぼ同じ値を示したことから, 1400 - 1600°C の温度範囲, 100 - 300 MPa の応力範囲においては, 同一機構によってクリープ変形が進行しているものと考えられた.

高温クリープ変形においては, 応力指数 n の値によって, クリープ変形機構が予測できると考えられている⁹⁾. n が 3 の場合, 固溶体の転位クリープが変形過程を律速するとされている. そのため, 構成相中の Mo_{ss} 相の転位クリープがクリープ変形を律速していると考えられる. また, Maier らによって純 Mo の自己拡散の活性化エネルギーは, 1087 - 2500°C の広い温度範囲において, 550 kJ/mol と報告されている¹⁰⁾. 上述した第 1 世代モシブチック合金のクリープの活性化エネルギーは, この純 Mo の自己拡散の活性化エネルギーと非常に良い一致をしている. このことから, 第 1 世代モシブチック合金のクリープ変形は, Mo_{ss} 相の変形によって律速されていると考えられる.

3.3 クリープ変形過程のマイクロ組織観察

これまでの結果から, 第 1 世代モシブチック合金のクリープ変形は, 1400 - 1600°C, 100 - 300 MPa の条件下では, 構成相中の Mo_{ss} 相の変形によって律速されていると考えられた. そこで, Mo_{ss} 相に

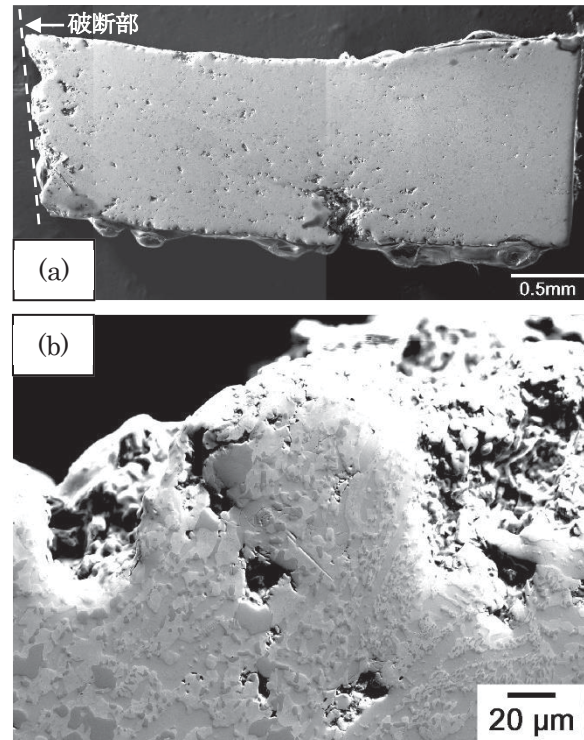


Fig. 6 1500°C, 137 MPa で破断した試験片の SE 像. (a) 破断材片側の全体像. (b) 破断部近傍.

着目して, クリープ変形過程中のマイクロ組織変化を調査した.

Fig. 6 に, 1500°C, 137 MPa の条件で破断した試験片の片側の全体像ならびに破断部近傍の SE 像を示す. Fig. 6 (a) より, 試験片全体にわたってポイドが多数確認された. 発生したポイドは, 特に破断部近傍で数多く, かつ成長が顕著である様子が観察された. 破断部近傍の SE 像(Fig. 6 (b))より, ポイドは, Mo_{ss} 相内もしくは Mo_{ss}/T_2 もしくは $Mo_{ss}/(Ti,Mo)C$ 界面で発生していることがわかった.

クリープ変形中のひずみの堆積を調査するため, EBSP によって取得した画像から, 結晶方位解析ソフトウェアを用いて, 局所変位方位差 (Kernel Averaged Misorientation, KAM) を算出した. KAM 値は測定点とこれに接する第一近接点の平均方位差として算出される値のため, ひずみ量そのものを測定できるわけではないが, 内部組織の極微小領域の塑性変形挙動を定性的に評価できる.

Fig. 7 に, 1500°C, 137 MPa の条件で中断試験ならびに破断試験を行った試験片に対して各クリープひずみにおける構成相毎の平均 KAM 値をプロットした図を示す. 同一クリープ条件におけるひずみ速度 $\dot{\epsilon}$ (s^{-1}) 対クリープひずみ ϵ (-) 曲線も合わせて示す. Mo_{ss} 相の KAM 値に注目すると, クリープ変形開始直後の遷移クリープ域の $\dot{\epsilon} = 0.032$

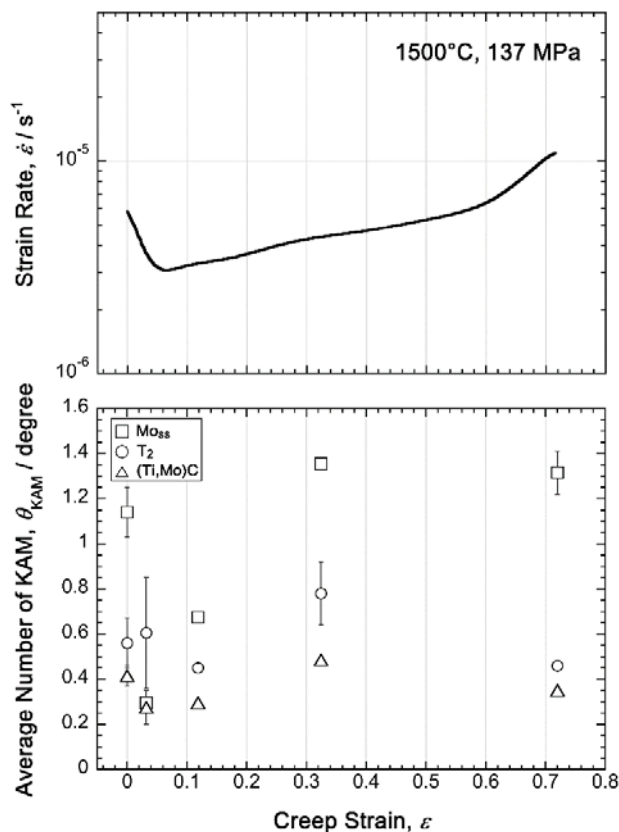


Fig. 7 1500°C, 137 MPa のひずみ速度－クリープひずみ曲線と、クリープ中断試験によって得られた異なるクリープひずみの試験片における構成相の KAM 値とクリープひずみの関係。

から緩やかな加速クリープ領域である $\epsilon = 0.12$, 0.32 にかけて単調に増加していた。 $\epsilon = 0.32$ 以降の KAM 値は約 1.3 であり、ほとんど変化がなかった。このことから、遷移クリープ域から緩やかな加速クリープ領域にかけて、ひずみ速度の増加とともに動的回復を伴った Mo_{55} 相の塑性変形が進行したため、 Mo_{55} 相中のひずみが増加したものと考えられる。クリープひずみ $\epsilon = 0.32$ (全体ひずみの約 45%) 以降、KAM 値に大きな変化がなかったことから、 Mo_{55} 相中に蓄積したひずみエネルギーを駆動力として、動的再結晶が起こったものと予測される。一方で、セラミックス相である T_2 相と $(Ti,Mo)C$ 相における KAM 値に着目すると、両相とも $\epsilon = 0.12$ から 0.32 にかけて、若干の KAM 値の増加がみられるものの、その変化は、 Mo_{55} 相ほど顕著ではない。以上のことから、第 1 世代モシブチック合金における引張クリープ変形では、合金中の体積率約 46% の Mo_{55} 相がクリープひずみを担っていると考えられる。

4. 結論

65Mo-5Si-10B-10Ti-10C (at. %) の秤量組成を有する第 1 世代モシブチック合金に対して、1400 - 1600°C, 100 - 300 MPa の条件下で引張クリープ試験を実施したところ、遷移クリープと緩やかな加速クリープからなる非定常クリープ曲線が得られた。本研究での試験条件下において、応力指数 n がほぼ 3 であること、活性化エネルギー Q_c の値が 550 - 560 kJ/mol であることから、構成相中の Mo_{55} 相の転位クリープが変形を律速しているものと考えられた。また、破断後の試験片には、特に破断部近傍で Mo_{55} 相内、あるいはその異相界面で多くのボイドが観察された。さらに、1500°C, 137 MPa において種々のクリープひずみを有する試験片のマイクロ組織に対して、EBSP による解析を行った。この解析結果から、クリープひずみに依存した T_2 相や $(Ti,Mo)C$ 相における KAM 値の変化は小さかった。一方、ひずみ速度の増加に伴い Mo_{55} 相中の KAM 値は単調に増加した。このことから、 Mo_{55} 相中では動的回復を伴った塑性変形が進行したものと考えられた。また、クリープひずみ $\epsilon = 0.32$ (全体ひずみの約 45%ひずみ) 以降、KAM 値の変化がなかったことから、 Mo_{55} 相では動的再結晶が起こったものと考えられた。以上のことから、 Mo_{55} 相の選択的かつ集中的なクリープ変形によって発生したボイドの成長により、マイクロ組織が劣化するものと考えられた。

参考文献

- 1) J.H. Perepezko : Science, Vol. 326, (2009), pp.1068-1069.
- 2) J.-C. Zhao and J.H. Westbrook : MRS Bull., Vol. 28, (2003), pp.622-630.
- 3) D. M. Dimiduk and J. H. Perepezko : MRS Bull., Vol. 28, (2003), pp.639-645.
- 4) S. Miyamoto, K. Yoshimi, S.-H. Ha, T. Kaneko, J. Nakamura, T. Sato, K. Maruyama, R. Tu and T. Goto : Metall. and Mater. Trans. A, 45A, (2014), pp. 1112-1123.
- 5) K. Yoshimi, J. Nakamura, D. Kanekon, S. Yamamoto, K. Maruyama, H. Katsui and T. Goto : JOM, Vol. 66, (2014), pp. 1930-1938.
- 6) T. Moriyama, K. Yoshimi, M. Zhao, T. Masnou, T. Yokoyama, J. Nakamura, H. Katsui, and T. Goto : Intermetallics, Vol. 84, (2017), pp. 92-102.
- 7) S. Yamamoto, K. Yoshimi, J.-W. Kim and K. Yokoyama : J. Japan Inst. Met. Mater., Vol. 80, (2016), pp. 51-59.
- 8) 公益社団法人 日本ガスタービン学会編, ガスタービン工学
- 9) 丸山公一, 中島英治 : 内田老鶴圃 高温強度の材料科学 クリープ理論と実用材料への応用

10) K. Maier, H. Mehrer and G. Rein : Inter. Journal of Mater. Research, Vol. 70, (1979), pp. 271-276.

謝辞

本研究は、科学技術振興機構(JST)の先進的低炭素化技術開発(ALCA)により助成された「MoSiB 基超高温材料の先進的デザインと鑄造プロセスの確立」の一部です。

垂直入射管での吸音パネル頸部切欠き形状の吸音特性への影響

*稲垣 諒, 赤見坂 祐輔, 藤 秀実, 佐々木 大輔(金沢工業大学)
石井 達哉, 榎本 俊治, 長井 健一郎 (宇宙航空研究開発機構)

Effect on acoustic absorption properties of the acoustic panel notch shape attached to neck passage in the normal incidence pipe

*Ryo Inagaki, Yusuke Akamisaka, Hidemi Toh, Daisuke Sasaki(Kanazawa Institute of Technology),
Tatsuya Ishii, Shunji Enomoto, Kenichiro Nagai(JAXA)

ABSTRACT

This paper describes the lightweight acoustic panel to absorb the fan noise in the "high efficiency light weight fan turbine technology(aFJR:Advanced Fan Jet Research)"project. In this paper, the effect of the rectangle notch attached to neck passage on the acoustic absorption coefficient was examined experimentally. The peak acoustic coefficients were found to be in proportion to the length and the corner point number of the rectangle notch.

Key words: Fan Noise, Acoustic Panel, Absorption Coefficient, Normal Incidence Pipe

1. はじめに

航空機用エンジンは、燃料消費率の改善や CO₂ 排出削減、エンジンからの騒音低減のため、高バイパス比化が進んでいる。一方この高バイパス化に伴いファン直径が大きくなりエンジン重量が増加するため、軽量化技術が求められている。これに対応するため、宇宙航空研究開発機構 (JAXA) では「高効率軽量ファン・タービン技術実証 aFJR:Advanced Fan Jet Research」プロジェクトが進行中である。その一環として金沢工業大学と JAXA が共同でファン騒音を吸収する軽量吸音ライナの研究を行っている。従来の金属製ライナを樹脂製ライナに変え軽量化を図るとともに、3D プリントを用いることでライナ形状の作成に自由度を持たせ、これまで以上の騒音低減を狙ったものである。吸音ライナに関して垂直入射管を用いてライナ頸部の形状と吸音特性の関連を実験的に調べた研究や^{2)~5)}、数値解析により吸音現象をシミュレートし、吸音率を算出した研究が行われている。この数値解析結果によると、音響エネルギーは音圧レベルでその失われるプロセスが変わる可能性を示唆しており、120dB 近辺以下では音響エネルギーは圧力損失により熱エネルギーに変わり、圧力損失はライナ頸部の入口及び出口部で高くなった。一方これより高い音圧レベルでは熱エネルギーではなく運動エネルギーに変換される可

能性が示されているが、高音圧を発生させることが難しく、この検証は今後の課題としている⁶⁾。吸音対策を考える際、ライナ頸部入口部で圧力損失を増加させる構造とすると、ライナからの噴流がファン主流と干渉し、エンジン性能に影響する懸念がある。

以上の背景から本研究では、音圧のレベルとしては 120dB 以下して圧力損失増加による吸音効果に着目し、ライナ頸部通路出口部に切欠きを設け、特にその切欠き部の長さや切欠きの角数の吸音率への影響を調査した。また吸音ライナ頸部通路に切欠きを入れると従来の共鳴周波数予測方法が適用できないため、新たな予測方法について検討した。

2. 実験装置について

2.1 垂直入射管吸音試験

図 1 に吸音ライナの吸音率を測定する垂直入射管実験装置の概略図を、図 2 に実験装置の写真を示す。実験装置は、JIS「JIS A 1405-2 音響管による吸音率及びインピーダンスの測定—第 2 部：伝達関数法」を基に設計、製作した。図 1 において音響管右端のスピーカから音響管左端の吸音ライナ供試体にホワイトノイズを入射させ、入射波と反射波の合成波を 2 か所のマイクロフォン (Mic1, Mic2) で同時収録し解析することで、音響イ

ンピーダンス、吸音率を測定する。ホワイトノイズは様々な周波数帯を含んでいるが、本実験ではファン騒音が対象であり 1000[Hz]から 4000[Hz]の周波数を対象に実験を行う。本実験で使用する音圧レベルは約 90[dB]である。吸音率 α は、音響インピーダンスのうち、レジスタンスを R 、比レジスタンスを $R/\rho c = \theta$ 、リアクタンスを X 、比リアクタンスを $X/\rho c = \chi$ として、式(1)で計算できる⁷⁾。

$$\alpha = \frac{4\theta}{(1 + \theta)^2 + \chi^2} \quad (1)$$

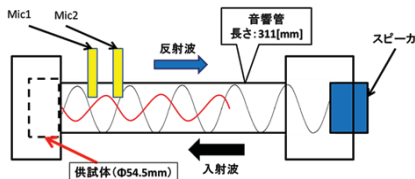


図1 実験装置概略図

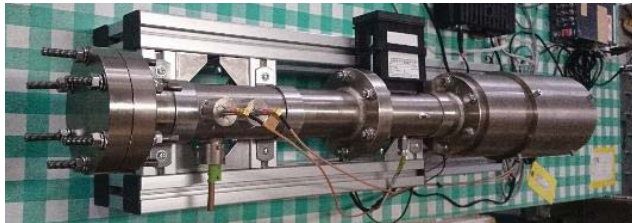


図2 実験装置の写真

2.2 直流流れ抵抗試験

吸音ライナの圧力損失を計測するため用いた直流流れ抵抗試験の概略図を図3に示す。図3で示したようにベピコンを用いて空気を流し、MFCで流量を制御し垂直入射管に空気を流し供試体の上流と下流での圧力変動を差圧計を用いて測定した。流速は流量と供試体の孔の面積から求めた。この試験結果から得られるレジスタンスは式(2)で求まる。式(2)において A が摩擦損失であり、 B が混合損失を表しており流速 V に比例する⁸⁾。

$$\theta = \frac{R}{\rho c} = A + BV_i \quad (2)$$

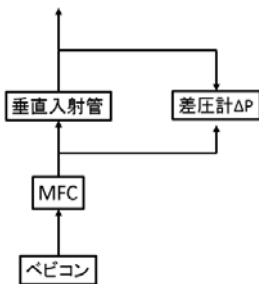


図3 直流流れ抵抗試験 概要図

3. 供試体について

3.1 垂直入射管ベースライン供試体

本実験で用いる切欠きがないベースライン供試体は図4に示す通り、ヘルムホルツの原理を利用した共鳴型吸音構造である。またその設計諸元を表1に示す。試験供試体の開口率は後術の切欠き供試体も含めて全て 8.16[%]で一定である。

表1 垂直入射管実験ベースライン供試体設計諸元

	Baseline test piece
d_N : Neck diameter[mm]	4.0
L_N : Neck length[mm]	4.0
S_N : Neck cross-sectional area[mm ²]	12.6
d_C : Cavity diameter[mm]	14.0
L_C : Cavity length[mm]	11.0
V_C : Cavity volume[mm ³]	1.78×10^3
Aperture ratio[%]	8.16
Absorption frequency(Theory)[Hz]	1745

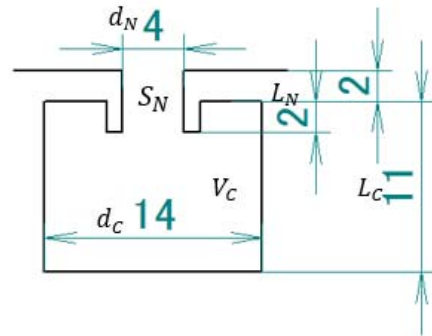


図4 ベースライン供試体図

本実験で使用する供試体は、頸部とキャビティ部の2つに大きく分かれる。表1中の供試体の共鳴周波数 f は(3)式で計算している。ここで頸部断面積 S 、頸部長さ L 、キャビティ部体積 V で、頸部長さ L は開口端補正を考慮して、 $L + 0.85 \times d$ で求められる L' に置き換えられる。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL'}} \quad (3)$$

3.2 切欠き供試体の混合促進形状パラメータと共鳴周波数の予測式

本実験で用いる切欠き供試体は先に述べたベースライン供試体の頸部通路出口部に切欠きを入れる。切欠き形状を図5に示すが、切欠きを入れることで切欠きなしのベースライン供試体と異なる箇所では混合損失が起こり、また噴流のフローパターンも変わり、圧力損失が増加することを期待し

ている。また切欠きの度角部で混合損失の増加が期待できる。切欠き付き頸部通路形状の設計パラメータとして切欠き部長さと切欠きによりできる角数とした。図 5 に切欠き長ささと角数の定義を示す。図 5 から分かるようにベースラインの切欠き長さは 0 である。また角数は切欠き部 1 個に対して角は 4 つあるので切欠き数の 4 倍とする。一方図 6 には切欠き供試体寸法の記号を示す。切欠き部の長さは図 5 の点線示した切欠き部の高さ L_{cut} と切欠き幅 W_c の合計である。表 2 に各切欠き供試体の諸元を示す。共鳴周波数を求める方法について示す。

切欠き付通路の共鳴周波数は切欠きなしの共鳴周波数の式(3)の頸部通路面積 S 及び補正頸部長さ L' に切欠きがある補正を以下のように行った。切欠き供試体の架空体積 V_N を(4)で求め、この V_N' を使って切欠き供試体の頸部長さ L_{NC} を式(5)で求める。切欠きがあると、 L_{NC} はない場合より減少する。頸部孔の体積 V_{NH} と切欠き部体積 V_{cut} を足し合わせた架空体積 V_{NH}' を(6)で求め、この V_{NH}' を使って切欠き部を考慮した孔直径 d_{NC} を式(7)で求める。その(7)で求めた直径から切欠き部を考慮した頸部面積 S_{NC} を式(8)で求める。 S_{NC} は切欠きがない場合の頸部面積より大きくなるが、これは切欠きがあると、空気は切欠き部から外側に広がる効果を表している。式(5)で求めた L_{NC} は開口端補正を考慮して $L_{NC} + 0.85 \times d_{NC}$ で求められる L_{NC}' に置き換える。これら L_{NC}' と S_{NC} を用いて切欠き供試体の共鳴周波数は式(9)で求めることができるが、切欠きなしより大きくなる。

この式(9)を使用して、今回の試験では共鳴周波数のズレが吸音率に影響をできるだけ排除するため、すべての供試体で共鳴周波数がほぼ同じになるようにキャビティ部の長さ L_c を調節している。切欠き数が多いほどキャビティ部の体積 V_c は大きくし、キャビティ部長さ L_c を長くしている。キャビティの長さの吸音率への影響は、文献 4) で調べられており、キャビティ部が長くなると吸音率は弱い傾きで下がる傾向になる。このため切欠きを入れる箇所が多いほどキャビティの変化だけによる吸音率は若干低下することを注意して以下切欠きによる吸音率への影響を調べる。

$$V_N' = V_N - V_{cut} \quad (4)$$

$$L_{NC} = \frac{V_N'}{\pi(r_N'^2 - r_N^2)} \quad (5)$$

$$V_{NH}' = V_{NH} + V_{cut} \quad (6)$$

$$d_{NC} = \sqrt{\frac{V_{NH}'}{\pi L_N}} \quad (7)$$

$$S_{NC} = \frac{\pi d_{NC}^2}{4} \quad (8)$$

$$f_0' = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{NC}}{V_c L_{NC}'}} \quad (9)$$

表 2 各切欠き供試体の諸元

Name	Corner point number [個]	Cut length [mm]	Frequency(Prediction) [Hz]
Cut model 1	16	16.8	1751
Cut model 2	32	16.8	1751
Cut model 3	16	13.2	1758
Cut model 4	32	13.2	1758
Cut model 5	16	15.6	1747
Cut model 6	32	15.6	1747
Cut model 7	48	15.6	1747

Baseline

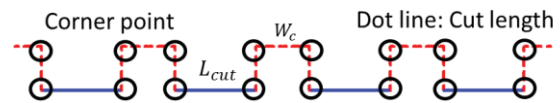


図 5 切欠き長ささと角数説明

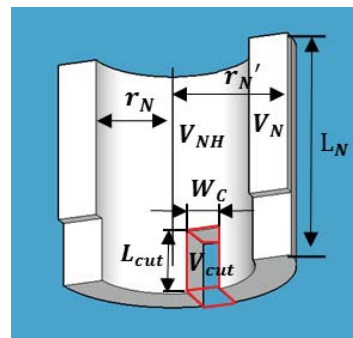


図 6 切欠き供試体の寸法記号

4. 実験結果及び考察

4.1 垂直入射管吸音試験結果

図 7 に全供試体の吸音率計測結果を示す。

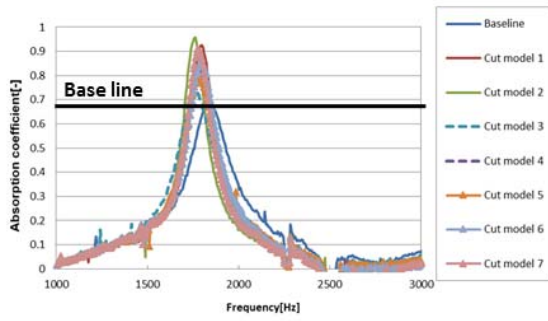


図 7 吸音率と周波数の関係

図 7 の実験結果から切欠きを入れると、吸音率が最大となる共鳴周波数が供試体間でずれが生じるが、切欠きを入れた場合には切欠きがないベースラインよりもすべてのケースで最大吸音率が高い。切欠きを入れた場合の予測周波数と実験周波数を比較したものを表 3 に示す。表 3 から式(9)の予測式は、実験の共鳴周波数と大きなずれはないが、予測式の評価はこれからであり今後データの蓄積及び精度の向上は勿論のこと、3D プリンタの造形精度の向上なども必要である。以下切欠きの吸音率への影響を調べるが、上記のとおり共鳴周波数が供試体ごとにずれている。共鳴周波数のずれの吸音率への定量的影響の評価は難しいので、最大吸音率をとって切欠きの影響について評価してみる。図 8 に図 7 から得た各供試体の最大吸音率とベースラインを基準とした切欠き数変化の関係を切欠き長さをパラメータとして示す。図 8 のデータからどの切欠き長さの場合も切欠き角数が多くなるほど最大吸音率が高いことがわかる。前述の通り、切欠き角数の増加とともに、キャビティ長さが長くなるので、切欠きだけの最大吸音率への効果はこれ以上ある。図 9 に図 7 から得た最大吸音率とベースラインを基準とした切欠き長さの関係を切欠き角数をパラメータとして示す。図 9 から切欠き長さとともに最大吸音率が高くなっている。角数と同様に切欠き長さの最大吸音率への効果はこれ以上あると考えられる。共鳴周波数のずれを排除した切欠きの吸音率への影響を調べるには、今後もデータの蓄積が必要である。

表 3 切欠き供試体予測周波数と実験周波数比較

Name	Frequency(Prediction) [Hz]	Frequency(Experiment) [Hz]
Cut model 1	1751	1792
Cut model 2	1751	1764
Cut model 3	1758	1787
Cut model 4	1758	1775
Cut model 5	1747	1757
Cut model 6	1747	1722
Cut model 7	1747	1775

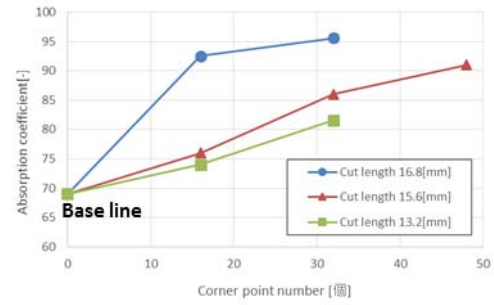


図 8 吸音率と切欠き角数の関係

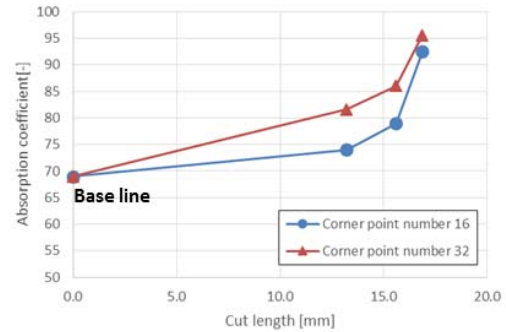


図 9 吸音率と切欠き長さの関係

4.2 直流流れ抵抗試験結果

各供試体の吸音率と圧力損失の関連を調べるため、直流流れ抵抗試験³⁾を行った。図 10 に切欠き角数 16 での直流流れ抵抗試験の実験結果を示す。

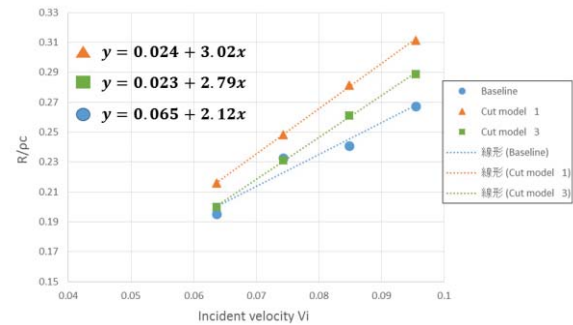


図 10 レジスタンスと流速の関係

図 10 よりどの供試体でも、摩擦損失 A より混合損失 B が大きく、圧力損失は混合損失が支配的であることがわかる。また切欠きを頸部通路に入れた場合は、どれも切欠きなしのベースライン供試体より混合損失が大きくなっている。

吸音率及び圧力損失計測結果から当初の予想通り切欠きにより混合損失が増加した。ただ、切欠きの効果が角数か、或いは切欠き部の長さによるかを特定するには、今後データを蓄積していくとともに、例えば圧力損失の発生場所の情報が必要であるので、数値解析などで更なる原因究明が必要である。

5 結論

開口率一定の条件でライナ頸部通路に出口部に切欠きを設け、切欠き長さや切欠きによる角数に着目し吸音特性への影響を調べた。切欠きを入れることにより、共鳴周波数が変化する。そのため共鳴周波数のずれをできるだけ小さくしたが、完全に排除はできなかった。そのためここでは、最大吸音率で切欠きの影響を評価した。主な結果は以下のとおりである。

- (1) 切欠きを入れた供試体はすべて、入れていないベースライン供試体よりも最大吸音率が高い。
- (2) 切欠き部の角数が多く、切欠き長さが長いほど最大吸音率が高くなる。
- (3) 圧力損失は切欠きの有無に依らずすべての供試体で混合損失が支配的であり、切欠きを入れた場合には切欠きなしの場合より混合損失が大きくなる。
- (4) 切欠きがある場合の共鳴周波数はある程度予測することができたが、今後もデータの蓄積及び精度向上等が必要である。

共鳴周波数のずれの影響を排除した切欠きの吸音率への影響を評価するには、更に調査が必要である。

参考文献

- 1) 西澤敏雄他, 2A09 民間航空国産化研究開発プログラム(3)～エンジン環境適合性向上技術について～, 第52回飛行機シンポジウム, 2014
- 2) S. K. Tang, Journal of Sound and Vibration 279, (2015), pp. 1085-1096
- 3) 栗原啓他, 吸音パネル形状のファン騒音の吸音性能に与える効果, 日本機械学会 2015 年度年次大会講演論文集, J1050106, 2015
- 4) K. Kurihara, etc., Absorption Performance of Helmholtz Resonator made from Resin by 3D Printer, AJCPP2016-098, 2016
- 5) 赤見坂祐輔他, 垂直入射管を用いたアコースティックパネルの評価, JSASS-2017-0094, 2017
- 6) 榎本俊治他, 1B09 垂直入射管試験における吸音ライナ性能の数値解析, 第 49 回流体力学講演会/第 35 回航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム講演集, 2017
- 7) 音響管による吸音率及びインピーダンスの測定—第 2 部: 伝達関数法, JIS A 1405-2:2007
- 8) Harvey H. Hubbard, Aeroacoustics of Flight Vehicles volume 2 : Theory and Practice, Acoustical Society of America, 1994, pp165-181

ターボジェットエンジンのシェブロンノズルに関する研究

*玉田 岳洋，土屋 利明（金沢工大）

Study on the Chevron Nozzles of Turbojet Engines

*Gakuyo TAMADA and Toshiaki TSUCHIYA (Kanazawa Institute of Technology)

ABSTRACT

Jet noise reduction is one of the major issues in an aircraft engine. This paper describes a research on a jet noise reduction device, a chevron nozzle. Although chevron nozzles reduce the jet noise by an effect of promoting the mixing of high velocity jet and external flow, they tend to provide a thrust loss at the same time. In this research, experiments and CFD analysis have been conducted using a small turbo-jet engine to evaluate the effect of chevron nozzles on the engine performance from both aspects of noise reduction and thrust loss. Four kinds of chevron shapes and two kinds of nozzle exit geometries have been used in the experiment and obtained results have been compared with the reference nozzle.

Key words: Chevron nozzle, Jet engine, Jet noise, Thrust, Noise reduction device

1. 緒言

シェブロンノズルについては様々な研究が行われており，CFD を用いた渦構造の解析⁽¹⁾や PIV によるミキシング構造の可視化⁽²⁾，実機を用いた騒音に関する研究⁽³⁾など，幅広く研究されている。シェブロンノズルはジェット噴流と大気との混合を促進させる効果があり，その結果として騒音を低下させるが，同時に推力損失をもたらすという問題を抱えている。著者らの先行研究⁽⁴⁾では小型ターボジェットエンジン J850 を用いて実験を行い，シェブロンノズルの効果を調査してきた。さらに J850 とは推進ノズルの長さや出口直径が大きく異なる小型ターボジェットエンジン Merlin160 を用いてシェブロンノズルの実験を行い，両エンジンで同様の傾向を捉えることができるかを調査した⁽⁵⁾。その結果，両エンジンで同様の結果が得られたため，実験結果の妥当性が検証された。また別途シェブロンを付けずに，単純にノズル出口面積を変化させたノズルで実験を行い，シェブロンノズルの試験結果と比較を行うことで，シェブロンノズルの有効性について調査した⁽⁶⁾。本報では，その実験結果と共に，Merlin160 のノズルに CFD 解析を実施し，ノズル出口の流れ場を調査した結果を報告する。

2. 試験装置および試験方法

試験に用いたエンジンは JETMUNT 社製 Merlin160 ターボジェットエンジン(以下 Merlin160)である。Merlin160 の基本構成要素は，遠心圧縮機(一段)，アニュラ型燃焼器，軸流タービン(一段)，推進ノズルである。エンジン仕様を

表 1 に示す。製作したシェブロンノズルは，ノズルのコンバージェント部にシェブロンを切った I 型ノズル(Nozzle I)と，ノズル出口にストレート部を付けてシェブロンを切った II 型ノズル(Nozzle II)である。図 1 および図 2 にシェブロン形状の定義，図 3 に供試ノズルの基本寸法，表 2 にシェブロン形状の詳細を示す。シェブロン形状はシェブロン数 n ，シェブロン角 θ ，シェブロン深さ L ，シェブロンペネトレーション P の 4 つのパラメータで定義した。シェブロンペネトレーションは Chevron base と Chevron tip のジェット軸との半径差によって表されるパラメータであり，シェブロン形状を特徴づける要素の一つである⁽⁷⁾。

供試ノズルは，シェブロンを切っていない基準ノズルと 3 種類のシェブロンノズルの計 4 種類である。また，I 型ノズルの TYPE4 のみ 2 種類のシェブロン形状のノズルを製作した。TYPE4(1)はペネトレーション率とシェブロン数を一定とし，シェブロン角を変化させたノズルで，TYPE4(2) はペネトレーション率とシェブロン数を一定とし，シェブロン数を変化させたノズルである。また先述したように J850 のノズルと Merlin160 のノズルは，ノズル形状が大きく異なる。両エンジンで同様の傾向を捉えるため，ペネトレーション率とシェブロン数が両ノズルで一定となるように設計した。図 4 にノズル外観とグループ分けを示す。

シェブロンノズルのような騒音低減デバイスは騒音を下げると共に，騒音を高周波側にシフトさせることによって，騒音を減衰させる効果があるとされている⁽⁸⁾。

またジェット騒音は高周波数から低周波数まで広い周波数成分を持つ音(ブロードバンドノイズ)となる。そのため騒音値を測定するだけでなく、騒音の周波数分析を実施した。

試験は設計点に対する修正回転数の割合が 60~90[%] となるように運転し、修正回転数 10[%]ごとに測定を行い、各回転数に達した時点で性能計測と 10 秒間の騒音計測を実施した。使用した騒音計は RION 社製 NL-22 普通騒音計である。騒音計測は、測定位置①(Near-Field: 推進ノズル出口から 0.34[m], ジェット軸に対して後方 45[deg]の位置)と測定位置②(Far-Field: 推進ノズル出口から 6[m], ジェット軸に対して後方 71.5[deg])の 2 箇所で行った。図 5 に騒音計配置図, 計測項目(全 15 項目)および使用した計測機器を表 3 に示す。

Table 1 Engine specification

Total mass	[kg]	1.87
Size	[mm]	$\phi 111 \times 355$
Maximum thrust	[N]	130.0
Max. rotating speed (Design point)	[rpm]	113,000
Max. exhaust gas temperature	[°C]	850
Max. fuel flow rate	[m ³ /min]	Approx. 580

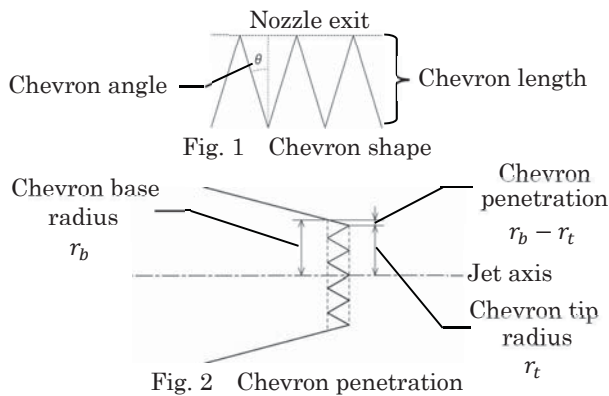


Table 2 Geometric details of the chevron nozzles

Nozzle ID	Chevron count n	Chevron angle θ [deg]	Chevron length [mm]	Exit diameter [mm]	Chevron penetration [mm]	Chevron penetration rate
Nozzle I	TYPE1	0	0	56.3	-	-
	TYPE2	5	74	5.11	56.3	0.847
	TYPE3	5	64	8.86	56.3	1.466
	TYPE4(1)	5	50	15.34	56.3	2.540
	TYPE4(2)	10	30	15.34	56.3	2.540
Nozzle II	TYPE1	0	0	56.3	-	-
	TYPE2	5	74	5.11	56.3	0
	TYPE3	5	64	8.86	56.3	0

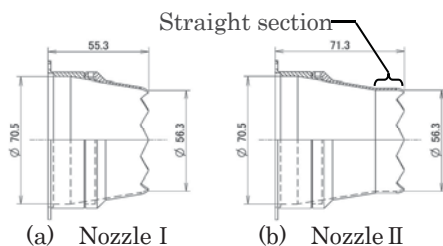


Fig. 3 The tested chevron nozzles

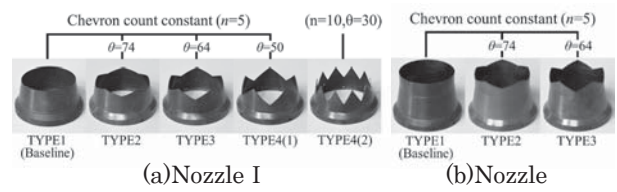


Fig. 4 Photographs of the chevron (plus one baseline) nozzles used in the experiment

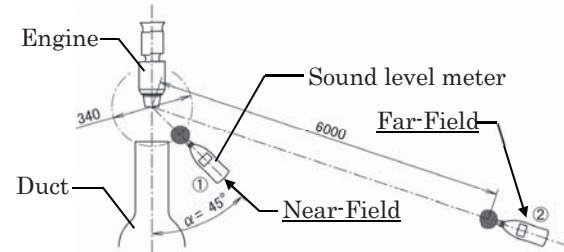


Fig. 5 Sound level meter locations

Table 3 Measurement items and equipments

T_a	Ambient temperature	Typical thermometer
P_a	Ambient pressure	Typical barometer
N	Engine rotational speed	Light-sensing system
F	Thrust	Load cell (Max 500[N])
T_{01}	Intake inlet total temperature	Thermocouple (Type T)
P_1	Intake inlet static pressure	Pressure sensor and transducer
T_{01c}	Compressor inlet total temp.	Thermocouple (Type T)
P_{1c}	Compressor inlet static pressure	Pressure sensor and transducer
T_{02}	Compressor outlet total temp.	Thermocouple (Type T)
P_2	Compressor outlet static pressure	Pressure sensor and transducer
T_{03}	Turbine inlet total temperature	Thermocouple (Type K)
T_{04}	Turbine outlet total temperature	Thermocouple (Type K)
P_4	Turbine outlet static pressure	Pressure sensor and transducer
Q_f	Fuel volume flow rate	Coriolis flow meter
LA	Sound pressure level	Sound level meter

3. 試験結果

3.1 ジェット騒音およびエンジン性能

図 6 にシェブロン形状ごとの測定位置②(Far-Field)における等価騒音値の比較を示す。I 型ノズルはシェブロンによって騒音が最大で 2[dB]低下し、II 型ノズルは騒音がほとんど変化しない結果となった。また図 7 に測定箇所②(Far-Field)における、回転数 113,000[rpm]での周波数分析の結果(50[Hz]~20[kHz])を示す。図 7 より I 型ノズルはシェブロンによって騒音のピーク($St=0.2$ 付近)が低下し、II 型ノズルではほとんど変化しない結果となった。

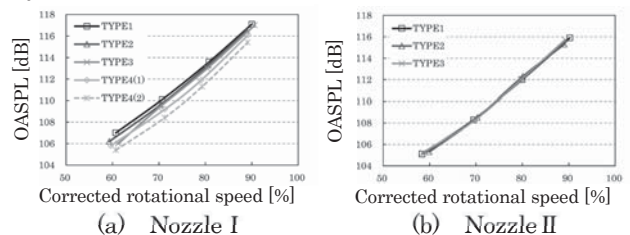
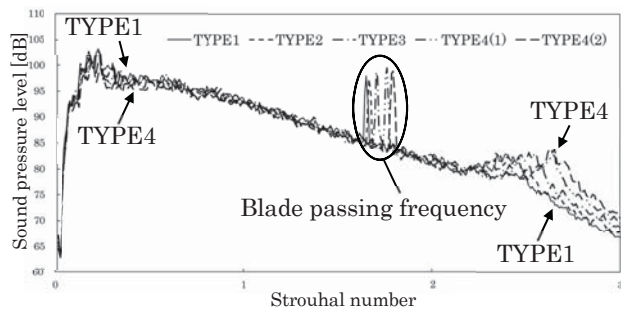
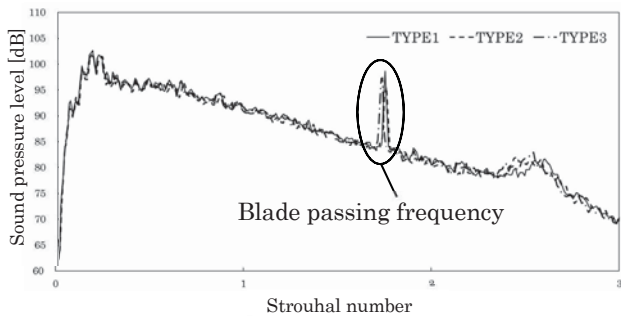


Fig. 6 Comparison of OASPL



(a) Nozzle I



(b) Nozzle II

Fig. 7 FFT analysis results

(location②(Far-Field), 113,000[rpm], 50[Hz]~20[kHz])

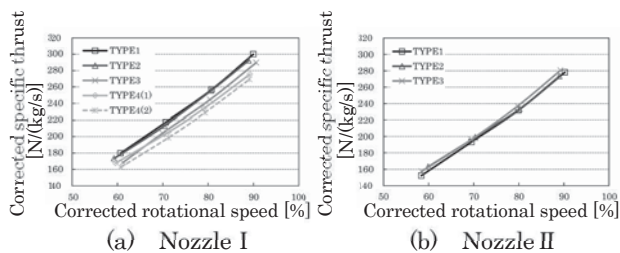


Fig. 8 Comparison of specific thrusts

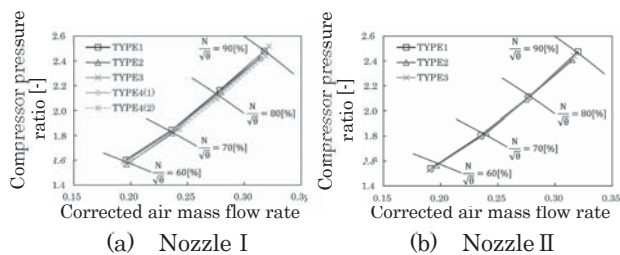


Fig. 9 Comparison of equilibrium running lines

また I 型ノズルでは騒音のピークが低下していると共に、高周波側($St=2.2$ 以上)の騒音が上昇していることから、シェブロンによる騒音の高周波シフトが発生していることがわかる。これはノズル近傍で発生する渦を細かくさせることによって高周波数の圧力変動を生じさせているため、高周波騒音を発生させているためである⁹⁾。

図 8 に供試ノズルごとの比推力の比較を示す。縦軸には修正比推力 $F_{s,c}$ をとっている。I 型ノズルはシェブロンによって比推力が低下し、II 型ノズルはほとんど変化しない結果となり、等価騒音値の傾向と同様になった。

図 9 に作動線の変化を示す。図 9(a) より、I 型ノズル

の作動線は、変化量は小さいが、サージ側から遠ざかるように変化していることがわかる。これはノズル出口の開口面積が増加する現象に相当し¹⁰⁾、I 型ノズルはシェブロンを切った際にノズル出口の開口面積が増加していると言える。したがって圧縮機の圧力比が低下し、空気流量が増えることによって、比推力(図 8)が低下している。また作動線がサージ側から遠ざかるようにシフトしているということは、燃料流量が減り、タービン入口温度が下がっていることが理論的に言え、そのことから推力は低下していると考えられ、結果的に比推力も低下している。II 型ノズルはノズル出口の開口面積が変化しないようにしたノズルであるため、図 9(b) の作動線はほとんど変化していないことがわかる。したがって II 型ノズルの比推力も変化していない。

3.2 有効出口面積とシェブロンペネトレーション

実験結果より、シェブロンによるノズル出口の開口面積の変化は騒音および推力に大きな影響を及ぼしていると考えられる。そこで実験より得られた計測データから有効ノズル出口面積を計算し、騒音値の変化量および推力の変化率との比較を行った。騒音変化量 ΔL_A および推力変化率 F_{cr} は、TYPE1 の騒音値および修正エンジン静止推力を基準とした。

図 10(a), (b) に有効出口面積比と騒音変化量の関係、および有効出口面積比 A_{er} と推力変化率の関係を示す。有効出口面積比は、有効出口面積を TYPE1 の有効出口面積で無次元化した値である。図より、シェブロンによって有効出口面積が変化していることがわかる。またシェブロン深さが深いほど有効出口面積が増加する傾向を示しており、有効出口面積の増加にしたがって騒音および推力は低下するという結果となった。これは先述したノズル出口の開口面積が増加することによって作動線がシフトし、性能が変化するという知見を裏付けている。

図 10(c), (d) にペネトレーション率 P_r (Chevron penetration rate) と騒音変化量の関係、およびペネトレーション率と推力変化率の関係を示す。ペネトレーション率は、シェブロンペネトレーション $(r_b - r_t)$ を、ノズル出口直径 d_{out} を用いて無次元化した値である。ペネトレーション率が大きいほど騒音および推力は低下しており、シェブロンペネトレーションはシェブロン形状を決めるパラメータの中でも特に重要な要素であると言える。また有効出口面積変化と同様の傾向が見られるため、有効出口面積と何らかの相関があると考えられる。そこで図 11 にペネトレーション率と有効出口面積の関係を示す。図には今回試験した Merlin160 に加えて、先行研究で使用した J850 の結果も示してある。

ペネトレーション率が増加すると有効出口面積も増加するという正の相関が認められる。よってペネトレーション率によって有効出口面積が変化し、有効出口面積の変化がエンジン性能に影響を与え、エンジン性能の変化に伴って騒音が変化していると考えられる。そこで図12にペネトレーション率が騒音と推力に与える影響についてまとめた結果を示す。これより、エンジンの機種が違っても、ペネトレーション率が増加することによって騒音と推力が低下するという同様の傾向が見取れる。これらのことから、シェブロンノズルが騒音およびエンジン性能に及ぼす影響において、ペネトレーション率が重要なパラメータであることが確認された。

3.3 ノズル出口面積変化とシェブロンの影響

実験結果より、シェブロンを付けた場合、ノズル出口面積を大きくした場合と同じ傾向を示すことがわかった。そこで別途シェブロンを付けずに、単純にノズル出口面積を変化させたノズルで実験を行い、シェブロンノズルの実験結果と比較を行った。ノズル出口面積変化の試験は、シェブロンノズルの試験と同様のエンジン(Merlin160)と計測方法で行った。供試ノズルは出口面積を $0 \sim \pm 15\%$ まで変化させた計7つである。表4にノズルごとの出口面積の変化率、図13に有効出口面積比が騒音と推力に与える影響についてまとめた結果を示す。ここで、ノズル出口面積の変化率はType Aを基準にしている。またプロットデータには修正回転数が90[%]の実験結果を用いている。

図13(a)より、シェブロンを付けた場合、単純にノズル出口面積を大きくした場合よりも騒音が低下している傾向がわかる。また図10(b)より、推力はシェブロンを付けた場合とノズル出口面積を大きくした場合で同じ傾向を示している。これより、シェブロンを付けた場合単純にノズル出口面積を大きくした場合と比べ、推力低下の割合はほぼ同程度であるが、騒音低下にはより効果的である傾向が示されている。

4. CFD 解析

4.1 数値解析の目的

実験結果からII型ノズルは、推力および騒音は変化せず、シェブロンの効果はほとんど表れないという結果となった。これはII型ノズルのシェブロンペネトレーションが零であることが原因であると考えられる。しかしこれでは、シェブロンを切らずとも、単純にノズル出口面積を増やせばシェブロンを切ったときと同様の効果が得られるということになる。しかしシェブロンは外部大気とジェット噴流の混合に大きな影響を与えているという研究結果が数多く出されている^{(1)-(3),(6)}。そのためII型ノズルも噴流の混合に何らかの影響を与えていると考えら

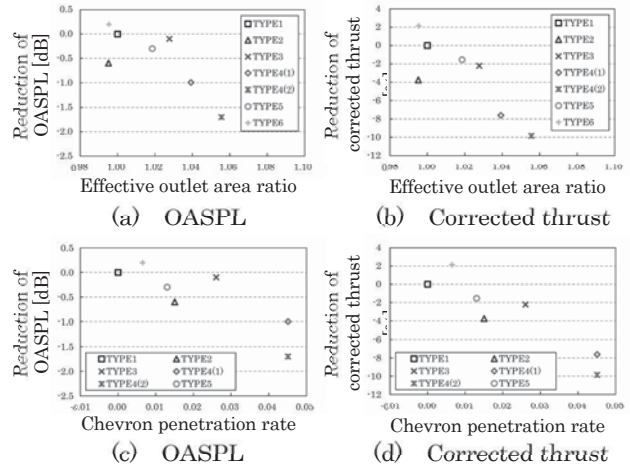


Fig. 10 Effects of chevron penetration rate and effective outlet area ratio on OASPL and corrected thrust

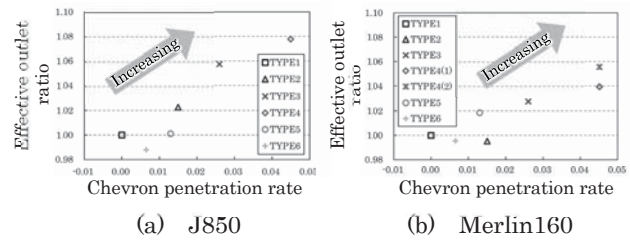


Fig.11 Chevron penetration rate vs. Effective outlet area ratio

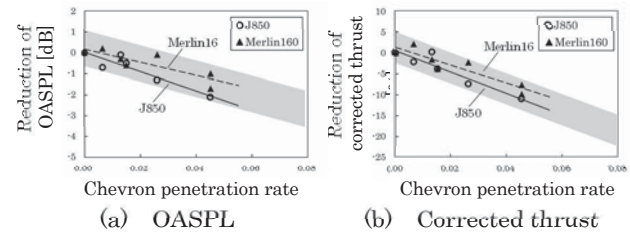


Fig.12 Effects of chevron penetration rate on ΔL_A and F_{Cr}

Table 4 Comparison of nozzle outlet areas

Type	Outlet area change rate[%]	Outlet area [mm ²]	Outlet diameter [mm]
A	0 (Baseline)	2489.5	56.3
B	+5	2862.9	57.7
C	+10	2738.4	59.0
D	+15	2613.9	60.4
E	-5	2365.0	54.9
F	-10	2240.5	53.4
G	-15	2116.1	51.9

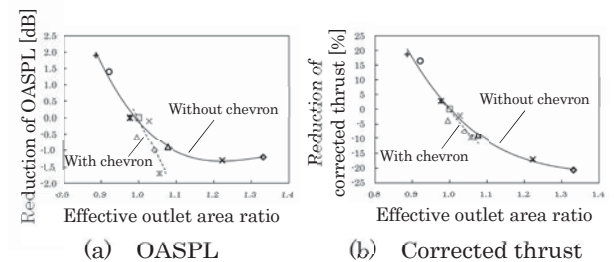


Fig.13 Effects of Effective outlet area ratio on ΔL_A and F_{Cr}

れる。そこでシェブロンノズルのジェット噴流の RANS 解析を行い、噴流混合の仕方の違いを調査した。本報では II 型ノズルの前段階として I 型ノズルの解析結果について報告する。

4.2 解析条件

実験結果より、基準ノズルの TYPE1 と、推力および騒音の変化が最も大きく、シェブロン効果を捉えていた TYPE4 を解析対象とした。数値解析には Software Cradle 社の SCRYU/Tetra V11 を用いた。支配方程式は連続の式、3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式、エネルギー保存の式である。SCRYU/Tetra は非構造格子を用いた有限体積法により空間を離散化している。乱流モデルは標準 $k-\epsilon$ 方程式、対流項には 2 次精度の MUSCL 法を用い、粘性項には 2 次精度中心差分法を用いた。また渦度の比較による考察を行うため、出力変数に渦度ベクトルを追加した。計算領域を図 14 に示す。

予備解析により要素数は約 2860 万に設定した。ノズル入口 (Nozzle inlet) の境界条件には、流速を規定した。ノズル入口流速は修正回転数 90 [%] 時の実験結果より TYPE1 は流速 261.78 [m/s]、全圧 45901 [Pa] (ゲージ圧)、全温 650 [°C]、TYPE4 は流速 261.15 [m/s]、全圧 41126 [Pa] (ゲージ圧)、全温 611 [°C] とした。ノズル周辺の計算領域入口 (Inlet) は、ジェット噴流による外部大気の巻き込みを想定し、全圧 (標準大気圧) で規定した。計算領域出口 (Outlet) には、ノズル出口から十分遠方であり、出口を横切る方向、つまり流れ方向の圧力・流速の変化はないとする境界条件を設定した。ノズル表面 (Nozzle) には壁面抵抗を考慮した断熱粘性壁条件 (非スリップ条件)、計算領域の入口と出口以外の円筒部分 (Side) には、ノズルから十分遠方であるとして、壁面抵抗を考慮しない断熱滑り壁条件 (スリップ条件) を与えた。

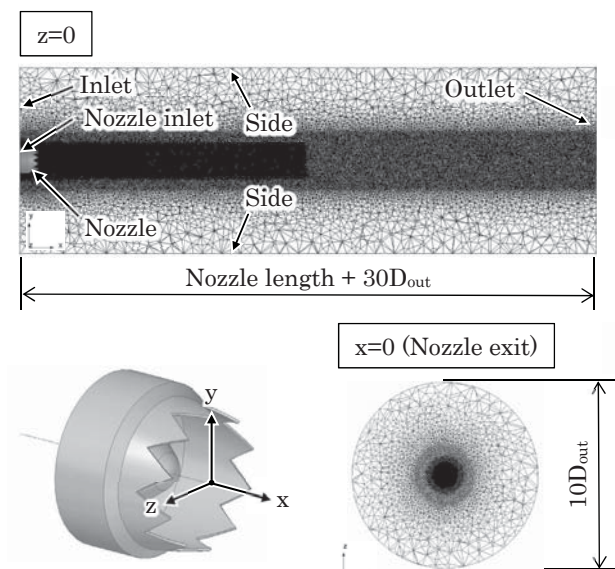


Fig.14 The cut section view of the mesh

可視化の際、渦度に関してはジェット軸に平行な断面で比較すると共に、ジェット軸に垂直な断面でも比較し、詳細にシェブロンによるジェット噴流の違いを確認した。図 15 にジェット軸に垂直な断面の分割パターンを示す。

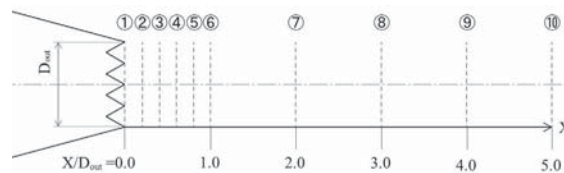


Fig.15 Cut pattern along jet axis

4.3 数値結果

図 16 にジェット軸方向の渦度の大きさの変化、およびジェット軸方向の乱流エネルギー (TKE) の変化を示す。また図 17 にジェット軸に垂直な断面における渦度の大きさの変化、図 18 にジェット軸に垂直な断面における乱流エネルギーの変化を示す。

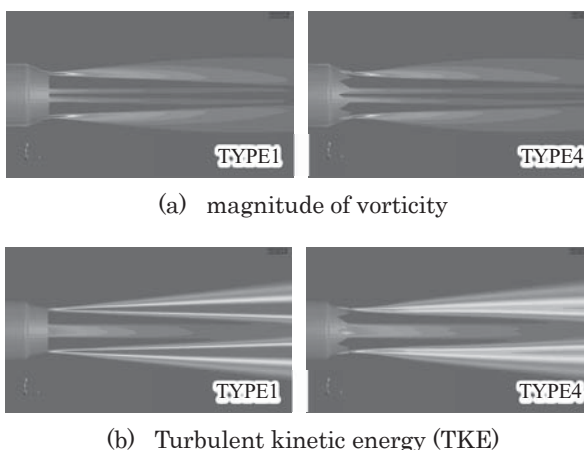


Fig.16 Comparisons of vorticity and TKE

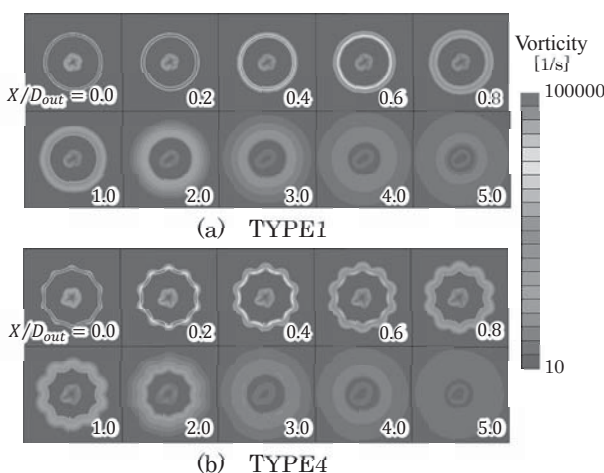


Fig.17 Magnitude of vorticity contours of the jet shear layer at $X/D_{out} = 0.0 \sim 5.0$

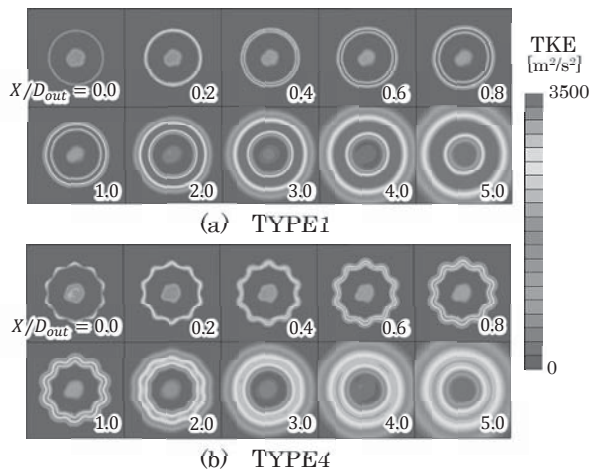


Fig.18 Turbulent kinetic energy contours of the jet shear layer at $X/D_{out} = 0.0 \sim 5.0$

図 16(a), 17 より, TYPE4 は TYPE1 と比べて渦度の大きさがわずかに減少していることがわかる。これがシェブロンによる影響であると考えられる。しかし, その変化は小さいため, 視覚的に差異を比較することは難しい。そこで, 渦度の大きさや乱流エネルギーの変化を数値で捉え, グラフ化して比較を行った。図 19 に渦度の大きさ, および乱流エネルギーの変化(ジェット外周部の最大値)を示す。

図 19(a)より, シェブロンを切ることによって渦度が広い範囲でわたってわずかに減少していることがわかる。渦度が小さくなっているということは, ジェット噴流と外部大気との速度差が小さくなり, 混合が促進されていることを示していると考えられる。また図 19(b)より TYPE4 は, シェブロン部($X/D = -0.3 \sim 0.0$)で乱流エネルギーが TYPE1 と比べて大きく上昇していることがわかる。

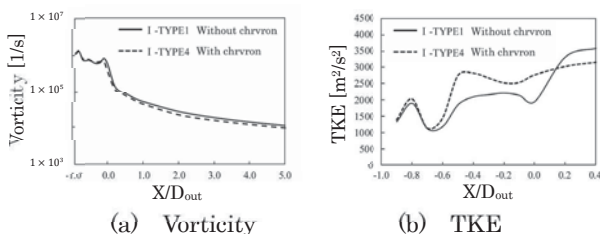


Fig.19 Comparisons of vorticity and TKE (With and without chevrons)

5. 結論

シェブロンノズルがエンジン性能とジェット騒音に与える影響を評価するため, 小型ターボジェットエンジン (Merlin160)を用いた実験と, CFD 解析を行った。これらによって得られた知見を以下に示す。

- (1) シェブロンノズルが騒音およびエンジン性能に及ぼす影響において, ペネトレーション率が重要なパラメータであることが確認された。
- (2) シェブロンペネトレーションが増加すると有効出口面積も増加し, 騒音および推力に大きく影響する。
- (3) シェブロンを付けた場合, シェブロンを付けずにノズル出口面積を大きくした場合と比べ, 推力低下の割合は同程度であるが, 騒音低下には効果的である。
- (4) I型ノズルの CFD 解析により, シェブロン部の乱流エネルギーが増加する結果となり, シェブロンの効果によるものと考えられる。

参考文献

- (1) L. A. Brenderskiy, D. A. Lyubimov, “Investigation of Flow Parameters and Noise of Subsonic and Supersonic Jets Using RANS/ILES High Resolution Method”, 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences (2014)
- (2) James Bridges, Mark P. Wernet and Franco C. Frate, “PIV measurements of chevrons on F400-series tactical aircraft nozzle model”, NASA Glenn Research Center (2011)
- (3) Eric Nesbitt, Leon Brusniak, and James Underbrink, “Effects of Chevron on Engine Jet Noise Structure”, 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (28th AIAA Aeroacoustics Conference, 2007)
- (4) 玉田岳洋, 土屋利明, 小型ターボジェットエンジンを用いたシェブロンノズルの評価, 第 44 回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文 (2016), pp.289-294
- (5) 玉田岳洋, 三宅誠, 土屋利明, シェブロンノズルがターボジェットエンジン性能およびジェット騒音に及ぼす影響, 日本機械学会北陸信越支部 第 53 期総会・講演会 講演論文集 No.177-1 (2017)
- (6) 玉田岳洋, 三宅誠, 土屋利明, ターボジェットエンジンのシェブロンノズルがエンジン性能およびジェット騒音に及ぼす影響, 第 22 回動力・エネルギー技術シンポジウム 講演論文集 No.17-15 (2017)
- (7) Anthony B. Opalski, Mark P. Wernet, and James E. Bridges, “Chevron Nozzle Performance Characterization Using Stereoscopic DPIV”, AIAA Paper No.2005-0444 (2005)
- (8) 藤網義行, 辻義信, ESPR プロジェクトの概要, 日本ガスタービン学会誌 Vol.32 No.5 (2004)
- (9) 大宮修一郎, 酒井英充, 和田恵, 生沼秀司, 石井達哉, 金子成彦, 小型ジェットエンジンを利用した加熱ジェット騒音及び空力計測, 第 41 回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2013), pp.199-204
- (10) 丹波谷篤史, 土屋利明, ターボジェットエンジンの推進ノズル出口面積変化が性能に及ぼす影響, 日本機械学会北陸信越支部 第 53 期総会・講演会 講演論文集 No.167-1 (2016)

遠心圧縮機内部に発生するディフューザ失速の 流量低下に伴う拡大メカニズム

*乾 哲也（早大院），藤澤 信道，太田 有（早大）

The Evolution Mechanism of Diffuser Stall with Decreasing Flow Rate in a Centrifugal Compressor

*Tetsuya INUI, Nobumichi FUJISAWA and Yutaka OHTA(Waseda Univ.)

ABSTRACT

The evolution mechanism of diffuser stall with decreasing flow rate in a centrifugal compressor was investigated by experiments and numerical analyses. The experimental results showed the unsteady change of flow condition at lower flow rate than stall point. The pressure fluctuation caused by diffuser stall became strong and its influence reached impeller inlet. Just before this change happened, the radial velocity decreased on the hub side and became lower than that on the shroud side. The numerical analyses demonstrated the radial velocity deceleration on the hub side temporarily. This phenomenon was observed at stalled region. At latter half of stall cell, the blockage of stall cell caused the adverse pressure gradient and the boundary layer separation occurred from hub wall at vanless space. Then, the separation vortex evolved at the throat area of diffuser vane and the flow rate on the hub side decreased drastically.

Key words: Centrifugal Compressor, Vaned Diffuser, Rotating Stall, CFD, DES

1. はじめに

遠心圧縮機は高効率化および省エネルギー化を目的とし，羽根付ディフューザが採用される場合が多い。しかし，羽根付ディフューザを採用することで高い圧力上昇が得られる反面，羽根なしディフューザを採用したときと比べて右上がり不安定領域が拡大する。そのため，部分流量運転時に生じる旋回失速に代表される不安定現象の発生および失速の拡大メカニズムを解明することは，安定作動範囲の拡大のために重要である。

近年ターボ機械に生じる不安定現象の研究報告の中でも，旋回失速の発生構造に関する調査が多くなされている。Everitt ら¹⁾は遠心圧縮機のディフューザ領域単体を対象とした数値解析を行い，ディフューザ案内羽根前縁部シュラウド側で放出される剥離渦とセミベーンレス部の逆流の影響により，ディフューザ失速が誘起されることを指摘した。Fujisawa ら²⁾は，遠心圧縮機の羽根付ディフューザに生じる失速が，案内羽根負圧面とシュラウド壁面に足を持つ竜巻型の渦とシュラウド側に案内羽根前縁の負圧面から隣接翼正圧面へと伸びる非定常渦(前縁渦)の複数翼間にわたる成長によるものであることを明らかにした。さらに，流量低下に伴う失速の拡大構造についても調査がな

されている。Yamada ら³⁾は羽根なしディフューザを有する遠心圧縮機を対象とし，最大圧力上昇点およびサージ点近傍での内部流れ場の数値解析を行い，流量低下に伴うディフューザ失速の拡大による逆流域の発達を示した。Zheng ら⁴⁾は実験的な調査により流量低下に伴い発生するサージが回転数により異なる挙動を示すことを明らかにした。しかし，失速点よりさらに流量を低下させた際の圧縮機内部流れ場の変化については報告が少なく，未だ不明な点が多い。

そこで本研究では，羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の流量低下に伴うディフューザ失速の拡大メカニズムを，実験および数値解析により調査した。羽根車内部流れ場へのディフューザ失速の影響を調査するために，羽根車入口，羽根車間流路，案内羽根入口のケーシング壁面に高感度圧力センサを設置し，測定した圧力の非定常計測結果に対し周波数解析を行った。さらに，熱線流速プローブを用いて案内羽根入口において流速計測を圧力計測と同時に行った。また，渦型室を含む圧縮機全周を対象とした内部流れ場の非定常DES解析を行い，ディフューザ失速の拡大が内部流れ場に与える影響のより詳細な調査を実施した。

Table. 1 Dimensions of tested compressor

Tested Centrifugal Compressor		
Rotational Speed	N	6000 min^{-1}
Mass Flow Rate	G	1.64 kg/s
Pressure Ratio	p_5/p_0	1.1
Impeller		
Number of Blades (Main + Splitter)	Z	14 (7+7)
Inlet Diameter	D_1	248 mm
Outlet Diameter	D_2	328 mm
Exit Blade Width	B_2	26.14 mm
Diffuser		
Blade Shape		Wedge
Number of Vanes	V	15
Leading-edge Diameter	D_3	360 mm
Trailing-edge Diameter	D_4	559 mm
Diffuser Width	B_4	26.14 mm

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

供試遠心圧縮機は船用ディーゼルエンジンに用いられる過給機用遠心圧縮機である。Table 1 および Fig.1 に供試遠心圧縮機の仕様および主な測定系を示す。圧縮機の回転数は 6000min^{-1} に設定して実験および数値解析を行った。

供試羽根車はインデューサを有する長羽根 7 枚、短羽根 7 枚から構成される開放型羽根車である。ディフューザには 15 枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザを採用した。ディフューザ通路幅は $B_4 = 26.14 \text{ mm}$ に設定し、ディフューザ案内羽根にはくさび形案内羽根を採用した。

2.2 実験方法

圧縮機出口静圧は、圧縮機出口直後に設置した差圧発信器により計測した。流量は吐出管出口に

設置したバタフライ弁によって制御し、オリフィス流量計の差圧から算出した。

圧縮機内部に発生する非定常現象を調査するために、圧力と流速の非定常計測を行った。圧力は高感度圧力センサ(Kulite XCQ-062-25A)によって羽根車入口(I.I.), 羽根車流路間(I.M.), 案内羽根入口部(D.I.)において計測した。また、流速はスプリット型熱線流速プローブ(DANTEC 55R57)によって案内羽根入口(D.I.)において計測した。

ここからは、ディフューザ流路を区別するために、Fig.1 に示すようにディフューザ流路に番号を付ける。舌部直前にあたる流路をディフューザ流路 1 とし時計回りに番号を増やす。

3. 数値解析法

3.1 解析スキーム

圧縮機内部に発生するディフューザ失速の非定常挙動を調査するために数値解析を実施した。支配方程式は連続の式、3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式、エネルギー方程式および理想気体の状態方程式であり、有限体積法により離散化した。対流項には MUSCL(Monotone Upstream-centered Scheme for Conservation Laws)法により高次精度化した FDS (Flux Difference Splitting)を用い、粘性項はガウスの定理に基づく2次精度中心差分で評価した。また、時間積分には MFGS(Matrix Free Gauss Seidel)陰解法を採用した。乱流モデルには LES/RANS ハイブリッドモデルである Detached Eddy Simulation を採用した。本研究では、Streletsら⁵⁾が提案した SST $k-\omega$ 乱流モデルに基づく DES を採用しており、局所的な乱流の渦スケールに応

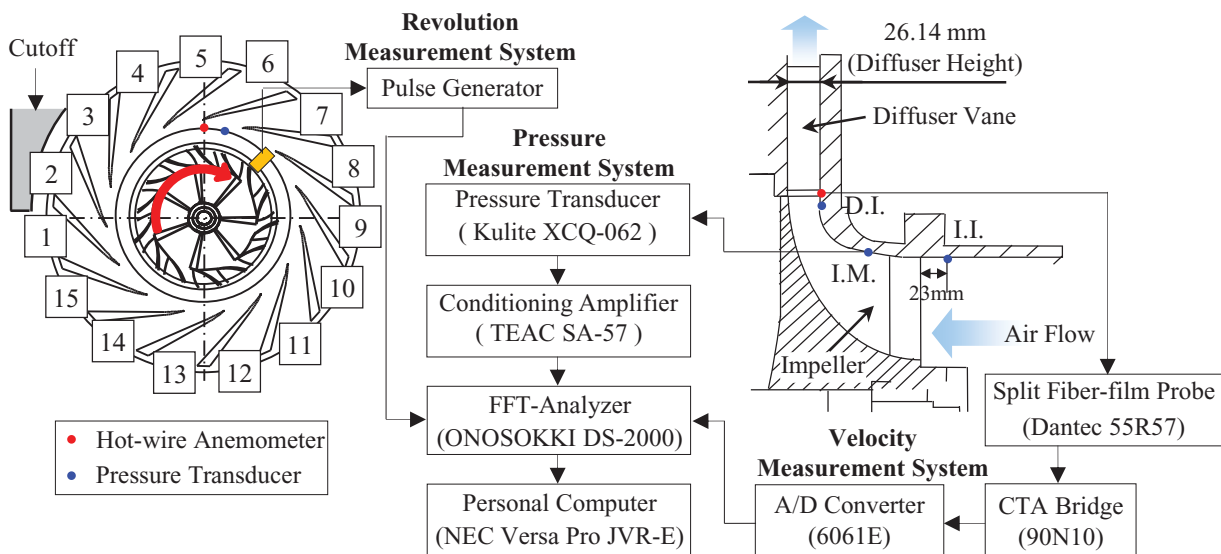


Fig. 1 Experimental apparatus and measuring system.

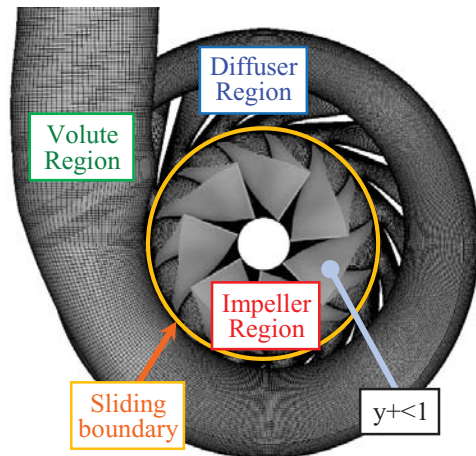


Fig. 2 Overview of computational domain.

じてRANS/LES領域を自動的に切り替えることが可能である．相対系(非慣性系)には慣性力として遠心力およびコリオリ力を考慮した．

3.2 解析格子

解析格子の概略図を Fig.2 に示す．計算領域は，相対系で取り扱う羽根車領域，羽根車翼端隙間領域，絶対系で取り扱うディフューザ領域，渦型室領域からなる供試遠心圧縮機全体である．

格子点数は翼端隙間を含む羽根車領域は約 3230 万点，ディフューザ領域は約 2570 万点，渦型室領域は約 2200 万点であり，総格子点数は約 8000 万点である．

3.3 境界条件

境界条件として，入口境界には大気圧からの等エントロピおよび等エンタルピを仮定し，出口境界は流量固定とした．また，羽根車領域とディフューザ領域の接合面には，スライディングメッシュを用いた 1 次元線形近似により各保存量を補間した．壁面境界においては，流速に粘着条件を課し，密度，圧力にはノイマン条件を課した．

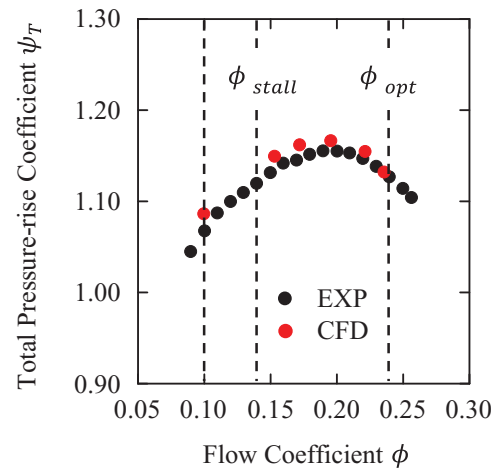


Fig. 3 Compressor performance.

4. 結果および考察

4.1 供試遠心圧縮機の特長

実験および数値解析から得られた圧縮機性能を Fig.3 に示す． $\phi = 0.24$ は $N = 6000\text{min}^{-1}$ 運転時における供試圧縮機の最高効率点であり， $\phi = 0.14$ はディフューザ失速が発生する失速点である．本研究では失速点よりさらに低流量側である $\phi = 0.10$ での流れ場を調査した． Fig.3 より，数値解析結果は実験結果と比べて設計点から失速点より低流量側まで概ね一致している．

4.2 ディフューザ失速の拡大

案内羽根入口における半径方向流速およびシュラウド壁面静圧の非定常計測結果に 30Hz 以下の low-pass filter を施したものを Fig. 4 に示す．上段の半径方向流速の時間波形はハブ壁面からスパン方向に 20%位置におけるものを Hub，80%位置におけるものを Shroud としている．また，下段の壁面静圧の時間波形はそれぞれ対応する上段の半径方向流速の時間波形と同時測定したものである．

Fig. 4 より時間経過とともに流速，圧力の変動が大きくなりディフューザ失速が拡大しているこ

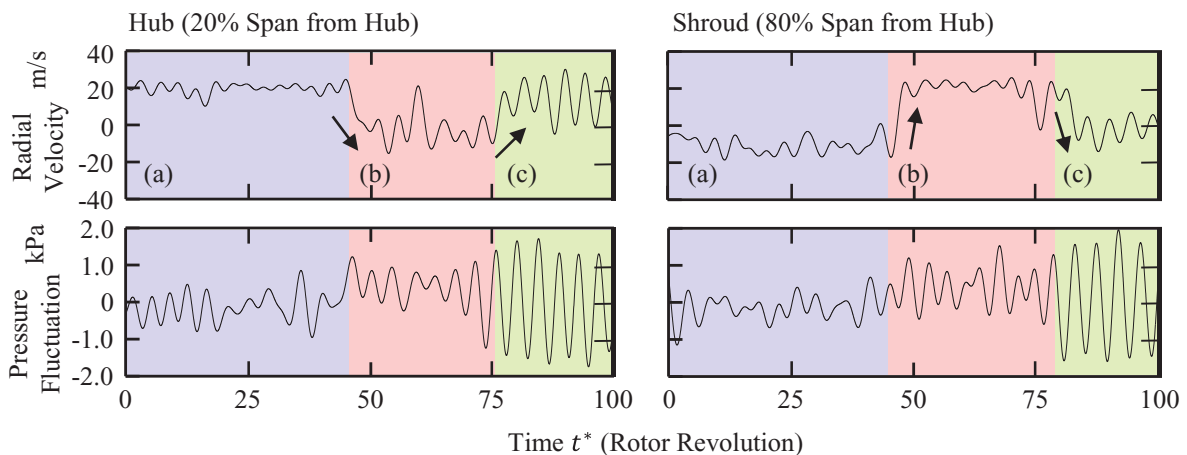


Fig. 4 Radial velocity and pressure fluctuation traces at diffuser inlet ($\phi = 0.10$, 30 Hz Low-pass Filtered).

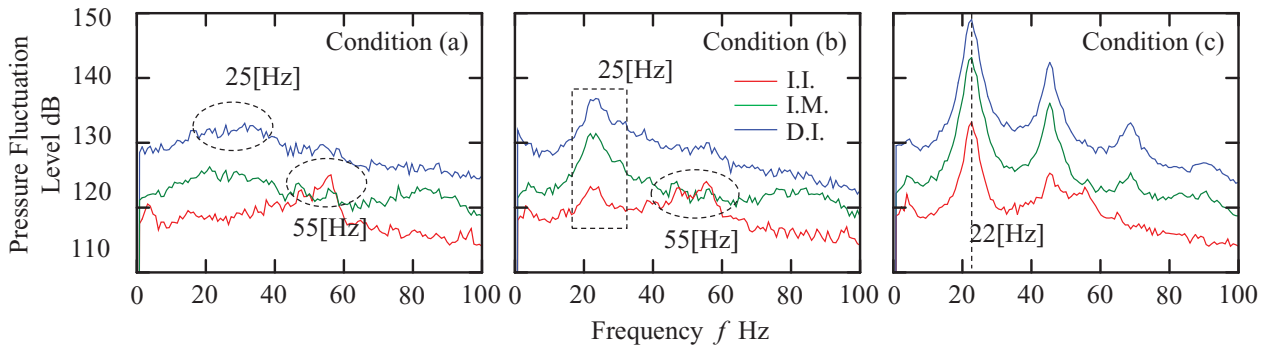


Fig. 5 Power spectra of pressure fluctuation in impeller passage.

とがわかる．半径方向流速の時間波形をみると，ディフューザ失速の拡大過程において，ハブ側の流速が減少しシュラウド側の流速が増加する現象がみられる．ここからは，変動が大きくなる前の状態を Condition (a)，半径方向流速のスパン分布が逆転した状態を Condition (b)，強い変動を持つ失速状態を Condition (c)とする．

より詳細に内部流れ場を調査するために，羽根車入口(I.I.)，羽根車流路間(I.M.)，案内羽根入口(D.I.)の流路方向3点でのシュラウド壁面静圧の非定常計測を実施した．さらに，得られた圧力の時間波形を先に述べたように Condition (a)，Condition (b)，Condition (c)に分割し，それぞれを周波数解析した結果を Fig.5 に示す．Condition (a)では案内羽根入口(D.I.)ではディフューザ失速に起因する 25[Hz]程度の周波数を持つ変動が，羽根車入口(I.I.)では羽根車失速に起因する 55[Hz]程度の周波数を持つ変動がそれぞれみられる．一方，Condition (c)では羽根車入口から案内羽根入口まですべての測定点で 22[Hz]の周波数を持つ強い変動がみられる．また，Condition (b)は，案内羽根入口(D.I.)における変動が強くなり羽根車側にも 25[Hz]程度の周波数の変動がみられることから Condition (a)から Condition (c)へと至る過渡的な状態であると考えられる．

$\phi = 0.10$ における内部流れ場のより詳細な調査を非定常数値解析により行った．羽根車流路入口，ディフューザスロート部を通過する流量を流路ごとに測定し，その時間変化をそれぞれ Fig.6 (a)，(b)に示す．横軸は羽根車 1 回転に要する時間で無次元化した無次元時刻である．ここでは，流量の低下している領域を明確にするためそれぞれの時刻での流量の平均値に対する比を示している．羽根車入口とディフューザスロート部それぞれにおいて流量の平均を下回る領域を青く色付けした．

Fig.6 より，羽根車入口，ディフューザスロート部ともに流量の低下している領域が存在し，羽根車回転方向に旋回していることがわかる． Fig. 6

(b)の緑線の傾きは羽根車回転速度の 22%であり，これは周波数に換算すると実験により得られた Condition (c)での変動の周波数 22[Hz]にあたる．この線は無次元時刻 $t^* = 3.0$ 前後を除いて，流量の低下する領域と一致している．また，Fig. 6 (a)の緑線は Fig. 6 (b)の緑線と同じ位相を示している．ただし，Fig. 6 (a)は羽根車相対系で表されているため，その傾きは羽根車回転速度の -78%である．羽根車入口においても緑線は流量が低下する領域と一致しており，実験試験と同様にディフューザ失速の影響が羽根車入口まで及んでいることがわかる．以上より，無次元時刻 $t^* = 3.0$ 前後を除いて数値解析により Condition (c)が再現されていると

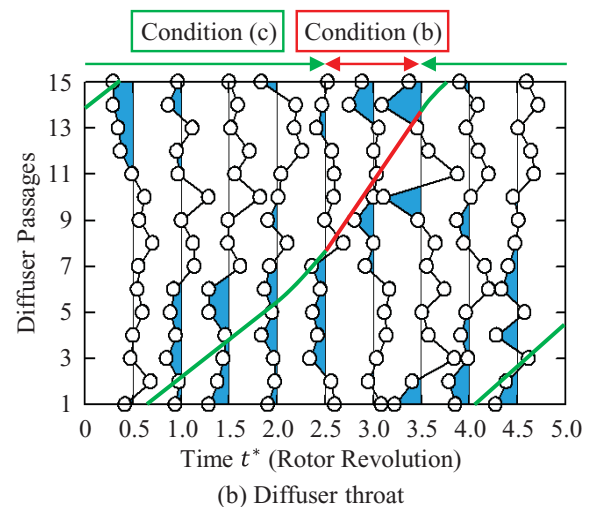
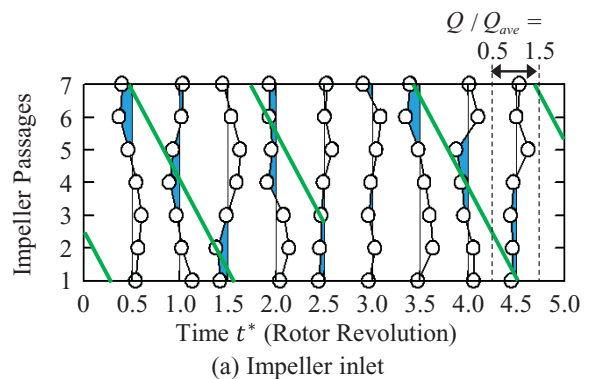


Fig. 6 Flow rate fluctuations at impeller inlets and throat areas of diffuser passages.

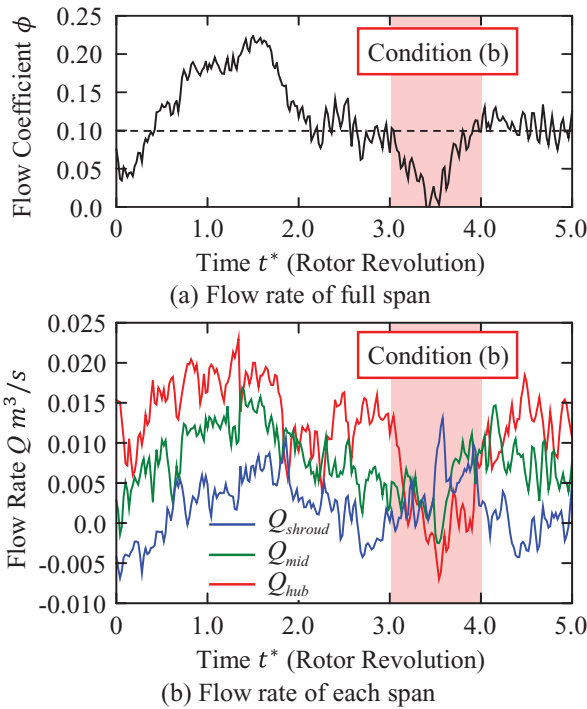


Fig. 7 Flow rate trace at throat area of diffuser passage 10.

考えられる.

4.3 ハブ側流量の低下とその原因

無次元時刻 $t^* = 3.0$ 付近では, Fig. 6 (a)より羽根車入口に流量の低下する領域がほとんどみられず, さらに Fig. 6 (b)に赤線で示すようにディフューザ失速の旋回速度が増加している. このことから, 一時的に失速セルが縮小し, Condition (c)から Condition (b)に変化していると考えられる. そこで, Condition (b)における流れ場を詳細に調査した.

Fig. 6 (b)より, このとき失速セルはディフューザ流路 10 付近を通過している. そこで, ディフューザ流路 10 のスロート部を通過する流量の時間波形を Fig. 7 (a)に, スロート部をスパン方向に三等分したときにそれぞれの領域を通過する流量の時間波形を Fig. 7 (b) に示す. Fig. 7 (a), (b)ともにハブ側の流量が低下し, 流れ場が Condition (b)に変化している領域を赤く色付けしている.

Fig. 7 (a)より, 色付けした領域はディフューザ

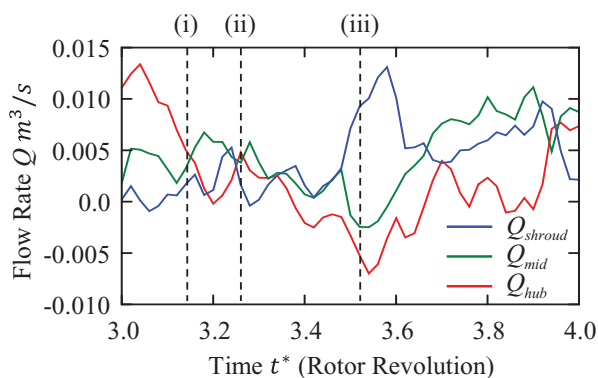


Fig. 8 Flow rate trace at each span of diffuser passage 10.

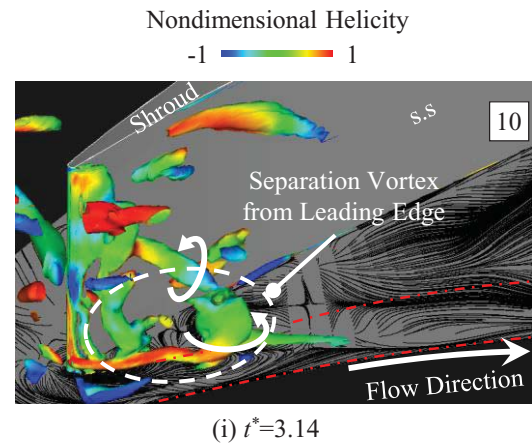


Fig. 9 Separation vortex at leading edge and flow direction on hub wall.

流路 10 において失速セルの中心部にあたることわかる. さらに, Fig. 7 (b)の色付けした領域を拡大したものを Fig. 8 に示す.

ハブ側の流量が大幅に減少し始める無次元時刻 $t^* = 3.14$ におけるディフューザ流路 10 の渦構造とハブ壁面の限界流線を Fig. 9 に示す. 失速セルの中心にあるため, 案内羽根前縁においてシュラウド側だけでなくハブ側でも流入角が増加し, 負圧面ハブ側に剥離渦が生じている. また, 限界流線を見ると一点鎖線で示したディフューザ流路 10 のペーンレス部において, ハブ壁面付近の流れ場は周方向に大きく曲げられている.

次に, 無次元時刻 $t^* = 3.26$ におけるディフューザ流路 10 付近の流れ場を Fig. 10 に示す. Fig. 10 よりハブ壁面付近に剥離渦が存在することがわかる. また, ディフューザ流路 10 の中央を通る断面における静圧分布と限界流線を Fig. 11 に示す. 白線で示すように, 失速セルによるブロックageがシュラウド側からハブ側まで大きく広がり, スロート付近から静圧が上昇している. この逆圧力勾

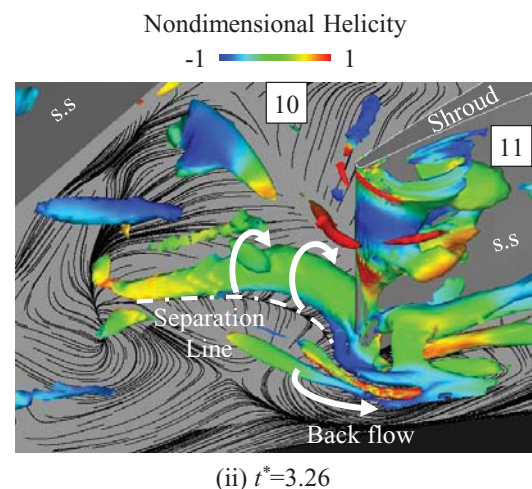


Fig. 10 Interaction between separation vortex and leading edge of next diffuser vane.

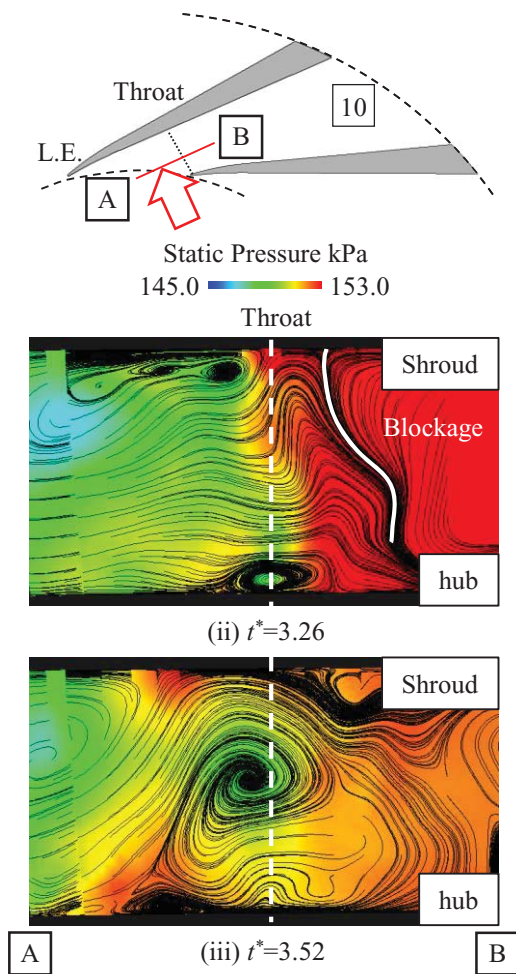


Fig. 11 Static pressure distribution and stream line on the meridional surface of diffuser passage 10.

配によりハブ壁面からの境界層剥離が生じる。ベーンレス部に生じた剥離渦は下流へと流され案内羽根前縁と干渉する。Fig. 10 をみると剥離渦が隣接翼の前縁に到達したとき、ハブ壁面付近で案内羽根前縁に逆流が発生している。それに伴い隣接翼の負圧面でもシュラウド側だけでなくハブ側でも剥離渦が発生する。Fig. 11 より、時間経過とともに破線で示したスロートの直前でハブ壁面からの剥離渦が成長することがわかる。さらに、剥離渦の成長によりハブ側だけでなくミッドスパンからシュラウドの流れが妨げられている。

ディフューザ流路 10 を失速セルが通過するとき、ハブ壁面からの剥離渦が大きく成長したことによりハブ側の流量が減少した一方で、シュラウド側の流量が大幅に回復した。そのため、シュラウド側で旋回していた失速セルが弱まり、ディフューザ失速拡大時の過渡的な状態である Condition (b)が一時的に発生したと考えられる。以上より、実験試験により観測された Condition (b)におけるハブ側流量とシュラウド側流量の逆転現象は、セミベーンレス部ハブ壁面に生じる剥離渦

に起因するものであると考えられる。また、Condition (c)における失速セルの旋回メカニズムについては今後調査を行う予定である。

5. 結論

遠心圧縮機部分流量運転時に発生するディフューザ失速の流量低下に伴う拡大過程を調査するために実験および数値解析を行った。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) $\phi = 0.10$ ではディフューザ失速が拡大し羽根車入口まで影響を及ぼすため、羽根車入口とディフューザ入口で流量の低下する領域が同じ周期で旋回する。
- (2) ディフューザ失速の拡大時に案内羽根入口でハブ側の半径方向流速が減少しシュラウド側の半径方向流速を下回る現象が発生する。数値解析においても同様の現象が確認された。
- (3) 失速セルの中心部においてブロッキングがハブ側まで拡大し、それに伴う逆圧力勾配によりベーンレス部ハブ壁面からの境界層剥離が生じる。この剥離渦はスロート部で大きく成長しハブ側流量の大幅な低下を引き起こす。
- (4) 隣接する案内羽根前縁とハブ壁面からの剥離渦の干渉により、ハブ壁面付近で逆流が生じ、隣接する案内羽根前縁負圧面でもハブ側に剥離渦が生じる。この剥離渦が隣接するディフューザ流路でのハブ側の流量減少を誘起する。

参考文献

- 1) Everitt, J. et al.: An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.135(2013), 011025.
- 2) Fujisawa, N. et al.: Unsteady Behavior of Diffuser Stall in a Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017, GT2017-63400 (2017).
- 3) Yamada, K. et al.: Evolution of Reverse Flow in a Transonic Centrifugal Compressor at Near-Surge, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017, GT2017-63568 (2017).
- 4) Zehng, X. et al.: Phenomenon and Mechanism of Two-Regime-Surge in a Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.137(2015),081007.
- 5) Strelets, M., et al.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, 2001-0879.

軸流圧縮機のウインドミル状態における動翼特性と内部流れ構造

*平山 卓，太田 有（早大），後藤 尚志，加藤 大（IHI）

Internal Flow and Rotor Characteristics of an Axial Flow Compressor at Windmill

*Taku HIRAYAMA, Yutaka OHTA (Waseda Univ.), Takashi GOTO, Dai KATO (IHI)

ABSTRACT

Internal flow structure and rotor work characteristics of a single stage axial flow compressor operating at free-windmilling and highly loaded windmilling modes are numerically investigated. From the numerical results, the losses under windmill conditions are caused by the three main flow structures. Firstly, the separated flow due to the highly negative incidence. Secondly, the leakage flow or vortex from suction side to pressure side near the leading edge. Finally, the leakage flow or vortex from pressure side to suction side near the trailing edge. Furthermore, the distribution of the rotor operating mode is found to exist in the chord-wise direction under windmill conditions. The turbine region is observed near the leading edge while the compressor region is observed near the trailing edge.

Key words: Axial flow compressor, Windmill, CFD, Internal flow, Loss structure

1. 緒言

巡航中に航空エンジンが失火すると、エンジンは流入する空気のラム圧により空回りし、ウインドミル状態に陥る。厳しい作動条件下での信頼性向上が要求される航空エンジン用軸流圧縮機的设计において、この状態を考慮することは重要であり、ウインドミル状態における内部流れ構造や動翼の仕事特性を理解することが求められている。

まず、ウインドミル状態の内部流れ場に関して、Prasad ら¹⁾は、負の入射角に起因する正圧面の剥離が動静翼の両翼に発生し、大きな全圧損失を引き起こすことを示した。また、Imaeda ら²⁾により、正圧面の剥離による損失は、動翼よりも静翼において支配的であることが示された。そこで、Goto ら³⁾は、静翼に注目し、静翼内部の非定常的な渦構造を説明した。

一方、動翼の仕事特性に関して、Binder ら⁴⁾と Ortolan ら⁵⁾はウインドミル状態における動翼の仕事特性を評価するために、動翼と流体との間のエネルギーの授受から荷重係数を定義した。荷重係数は、その値が正のとき、動翼は圧縮機として作用しており、負のとき、タービンとして作用していることを表している。また、彼らはこの値をもとにウインドミル状態を2種類に分類した。1つ目は free-windmilling 状態と呼ばれ、このとき、荷重係数は 0 となり、動翼は空回りしている。2つ目は highly loaded windmilling 状態と呼ばれ、このとき、

荷重係数は負となり、動翼はタービンとして作動している。

これらの先行研究により、ウインドミル状態における動静翼内部の流れ場や動翼の仕事特性への理解は進んできているが、詳細な内部流れ構造やその仕事特性との関連性については十分な議論が行われていない。そこで本研究では、単段軸流圧縮機動静翼列を対象として URANS 解析を行い、ウインドミル状態における動翼内部の詳細な流れ構造を調査した。また、動翼翼面静圧分布に注目し、内部流れ場と動翼の仕事特性との関連性についても議論した。

2. 試験装置および計測方法

供試軸流圧縮機は航空エンジン用軸流圧縮機の前段を模擬したものであり、設計仕様を Table 1 に、概略図および計測位置を Fig. 1 に示した。風洞出口に、風洞内に空気を引き込むための遠心送風機が設置してあり、また、圧縮機動翼は遠心送風機とは独立したモータにより駆動させることが可能である。そのため、流入流量と回転数を独立に設定することができる。本研究では、圧縮機の回転数を設計値の約 12% である 900rpm に設定し、遠心送風機を用いて流入流量を増加させることでウインドミル状態を再現している。流入流量は風洞入口に設置された 2 孔ピトー管を用いて測定した。また、動翼コード長を C_R として、動翼前縁から

1.034C_R 上流の動翼入口部および動翼後縁から 0.195C_R 下流の動翼出口部における全圧・周方向流速を、5 孔ピトー管を用いて測定することにより、圧縮機性能および動翼特性を調査した。

3. 数値解析手法

ウインドミル状態における圧縮機動翼列内の詳

Table 1 Blade Design Parameters

Rotating Speed	rpm	7680
Number of Rotor Blades		24
Number of Stator Vanes		36
Radius (Casing, Hub)	mm	245.8, 177.5
Tip Clearance (Rotor, Stator)	mm	0.65, 0.45

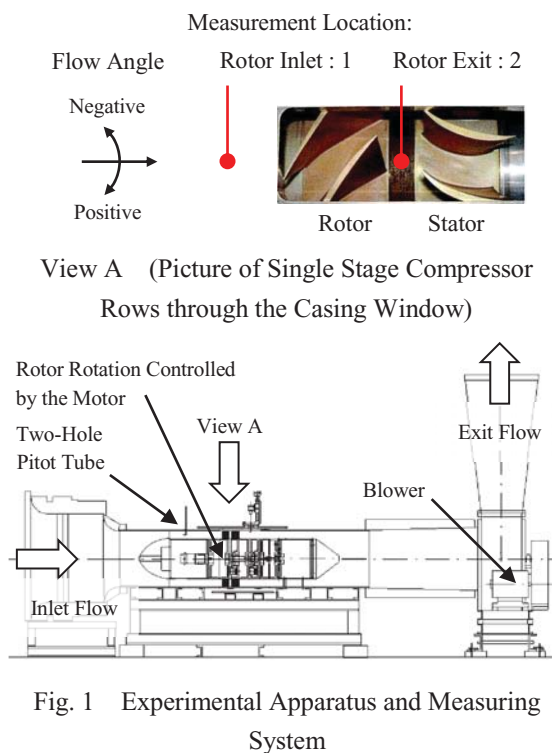


Fig. 1 Experimental Apparatus and Measuring System

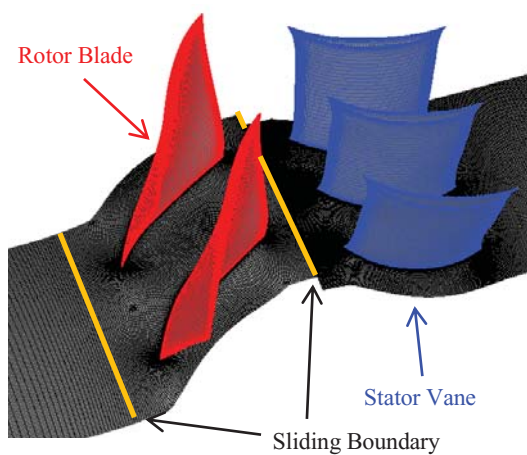


Fig. 2 Overview of Numerical Domain

細な内部流れ構造を調査するために数値解析を実施した。支配方程式は、連続の式、3次元圧縮性レイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式、エネルギー方程式および理想気体の状態方程式である。対流項は MUSCL(Monotone Upstream-centered Scheme for Conservation Laws)法で高次精度化した FDS(Flux Difference Splitting)を用いて評価し、粘性項を2次精度中心差分により離散化した。また、時間積分には MFGS(Matrix Free Gauss Seidel)陰解法を導入し、乱流モデルとして、SST k- ω モデルを用いた。回転数は実験と同じ 900rpm とし、相対系には慣性力として遠心力およびコリオリ力を考慮した。

続いて、解析格子の概略図を Fig. 2 に示す。計算領域は全体の 1/12 である動翼 2 翼間、静翼 3 翼間を対象とし、部分流路解析を行った。格子点数は、動翼領域で約 300 万点、静翼領域で約 480 万点である。また、翼面の最小格子幅は 10 μ m であり、平均 y^+ は約 0.6 である。

境界条件として、入口境界には大気圧からの等エントロピ・等エンタルピ条件を仮定し、一方、出口境界には背圧固定を用いた。また、動翼前方と動静翼間にスライディング格子を設けた。さらに、周方向には周期境界を適用した。

4. 圧縮機性能および動翼特性

供試圧縮機の性能および荷重係数と流量係数の関係を全体性能として Fig. 3 にまとめた。流量係数、全圧上昇係数、荷重係数はそれぞれ以下のように定義される。

$$\phi = \frac{V_x}{U_{tip}}, \quad \Delta P_t = \frac{P_{t,2} - P_{t,1}}{\rho_0 U_{tip}^2}, \quad \psi = \frac{\int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \rho U \Delta V_{\theta} dr}{\rho_0 U_{tip}^2} \quad (1)$$

供試圧縮機の設計点は $\phi = 0.5$ であり、荷重係数の値から、動翼は圧縮機駆動を示すことが確認できる。また、 $\phi = 0.92$ では、free-windmilling 状態となり、 $\phi = 1.2$ では、highly loaded windmilling 状態となることが分かる。本研究ではこの 3 つの作動点に注目した。数値解析結果に関して、性能は設計点では実験値とよく一致していることが分かる。しかし、高流量側では全圧降下が過大評価されている。そのため、ウインドミル状態の解析に関して、荷重係数および全圧上昇係数が等しい作動点で流れ場が同じであるとみなし、計算結果の $\phi = 0.86$ を free-windmilling 状態として、また、 $\phi = 1.1$ を highly loaded windmilling 状態として、実験結果と比較した。

続いて、局所性能として、荷重係数と損失係数のスパン方向分布を Fig. 4 に示した。各係数はそれぞれ以下のように定義される。

$$\psi(r) = \frac{\rho U \Delta V_{\theta}}{\rho_0 U_{\text{tip}}^2} \quad (2)$$

$$\Delta P_t|_{\text{loss}}(r) = \frac{(P_{t,2} - P_{t,1}) - \rho U \Delta V_{\theta}}{\rho_0 U_{\text{tip}}^2} \quad (3)$$

実験結果における荷重係数分布から、設計点では全スパンで圧縮機駆動を、highly loaded windmilling 状態では全スパンでタービン駆動を示すことが分かる。一方、free-windmilling 状態では、先行研究^{1) 4)}において報告されているように、Hub 側で圧縮機駆動、Tip 側でタービン駆動を示し、2つの駆動モードが共存していることが確認できる。また、損失係数に関して、ウインドミル状態では、ミッドスパン付近に▲で示す損失の高い領域がピークとして現れることが分かる。ここで、2つの係数を

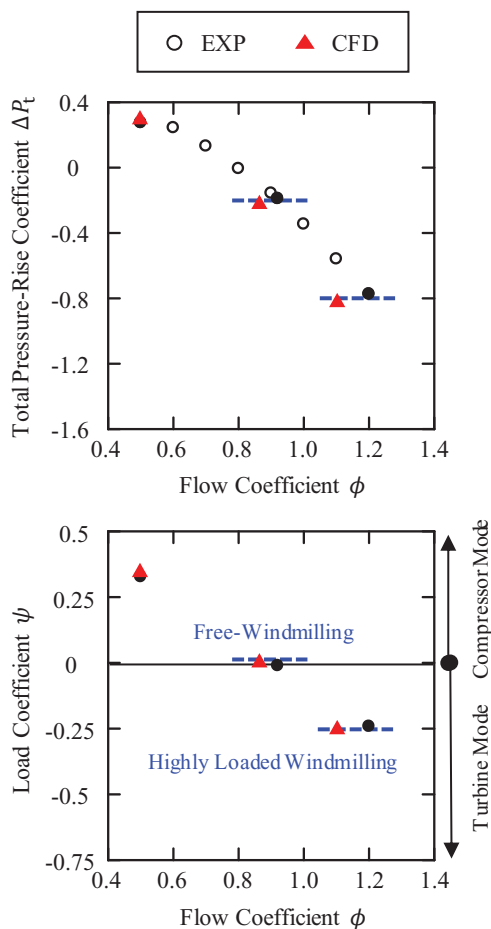


Fig. 3 Compressor and Global Rotor Work Characteristics

	CFD	EXP
Design Point	$\phi = 0.5$ —	$\phi = 0.5$ □
Free-Windmilling	$\phi = 0.86$ —	$\phi = 0.92$ □
Highly Loaded Windmilling	$\phi = 1.1$ —	$\phi = 1.2$ □

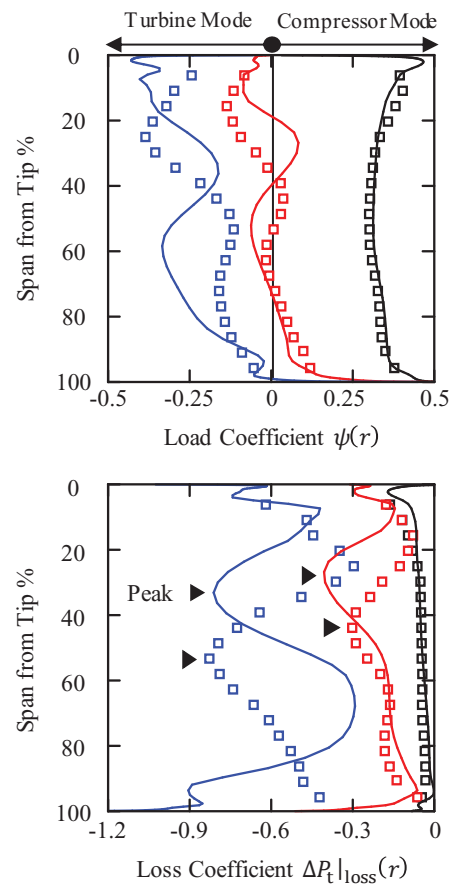


Fig. 4 Span-Wise Distribution of Load and Loss Coefficients

比較すると損失の高い領域で荷重係数が増加しており、損失が仕事特性に影響を与えていることが示唆される。また、数値解析結果に関して、過大評価されている Hub 側の損失と▲で示した損失のピーク位置の違いを除けば、実験結果と定性的に一致していることが分かる。

5. ウインドミル状態における内部流れ構造

動翼間のミッドスパンにおける相対流速のコンターを Fig. 5 に示す。図中の白線は軸流速 0 の等値線であり、逆流領域を可視化できる。図より、設計点では、流れが入射角 0 で動翼に流入していることが確認される。一方、ウインドミル状態では、正圧面において、負の入射角に起因する剥離が発生し、再付着していることが分かる。また、剥離領域により正味の流路面積が縮小するため、負圧面側の流れが加速している。さらに、highly loaded windmilling 状態では、再付着点が下流側に移動し、

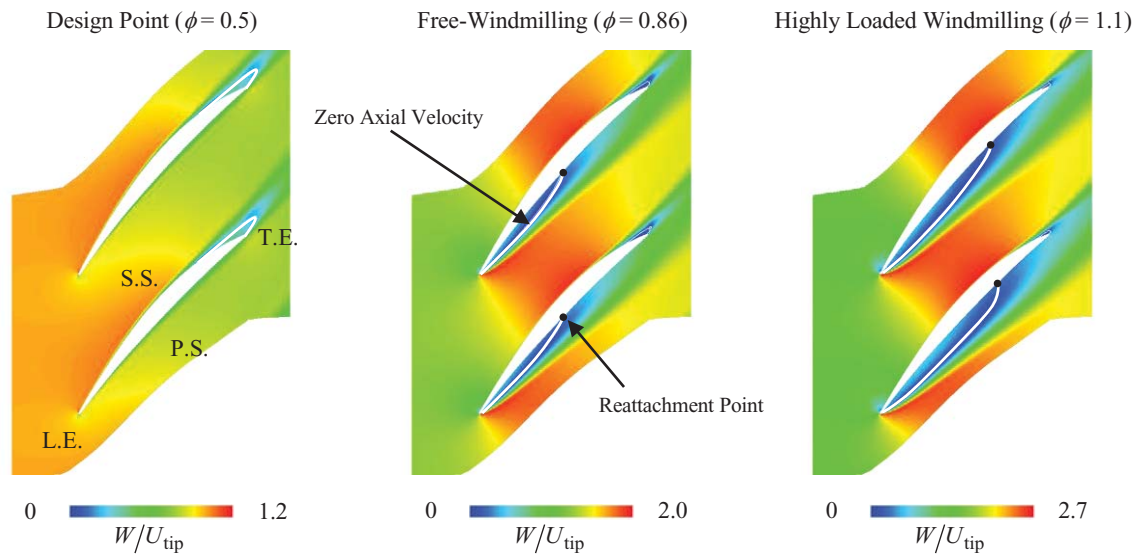


Fig. 5 Blade-to-Blade Contours of Relative Velocity at 50% Span from Tip

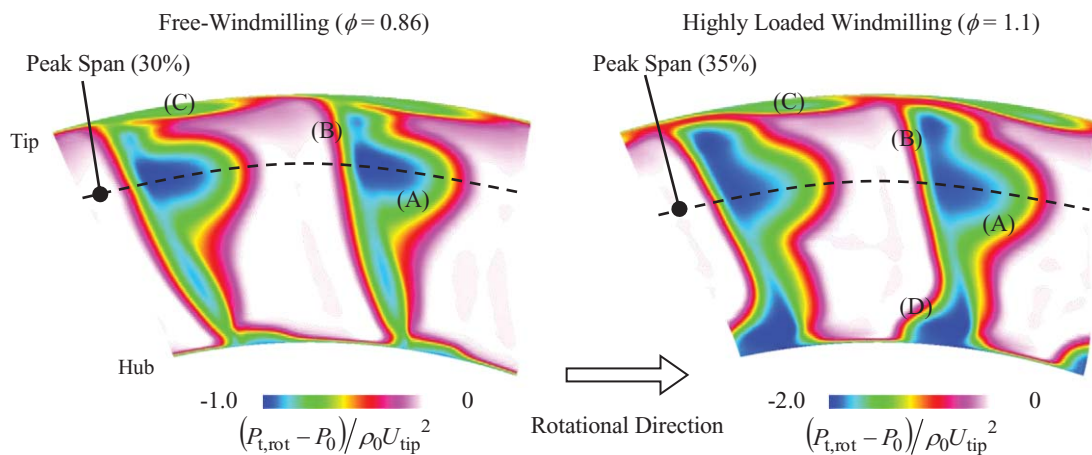


Fig. 6 Loss Distribution at Rotor Exit under Windmill Conditions

剥離領域が拡大する様子が見られる。

ウインドミル状態における動翼出口部の損失分布を Fig. 6 に示す。損失の評価には rotary stagnation pressure⁶⁾ を用いた。free-windmilling 状態では、Tip 側正圧面(図中 A, B)と Casing 壁面(図中 C)に顕著な損失領域が見られる。さらに、highly loaded windmilling 状態では、Hub 側負圧面(図中 D)に大きな損失領域が見られるが、Fig. 4 と合わせて考えると、数値解析において損失が過大評価される要因となっていることが示唆される。

ウインドミル状態における損失構造を理解するために、Fig. 7 に、クリティカルポイント法⁷⁾ を用いて渦芯を可視化し、rotary stagnation pressure で色付けした結果を示した。また、正圧面およびチップクリアランス内の流線を示し、Fig. 6 の損失分布を併記した。図(i)を見ると、負の入射角に起因する正圧面の剥離渦が確認できる。また、流線から、

剥離渦を形成する流れが巻き上がり、損失のピーク位置に集積することにより、領域 A の損失が発生することが分かる。続いて、図(ii)より、前縁側において負圧面から正圧面への漏れ流れが見られ、損失領域 B を形成している一方、後縁側において正圧面から負圧面への漏れ流れが見られ、損失領域 C を形成していることが分かる。また、図(iii), (iv)より、highly loaded windmilling 状態では、剥離渦および漏れ流れの規模が増大し、流線の集積位置が Hub 側に移動していることが分かる。

動翼正圧面の流れ構造をより詳細に理解するために、動翼表面の限界流線を Fig. 8 に示した。free-windmilling 状態では、Hub 壁面と翼端前縁とを結ぶ付着線が見られ、正圧面の剥離(領域 1, 2)と負圧面から正圧面への漏れ流れ(領域 3)が付着する様子が見られる。また、損失のピーク位置付近に剥離線が見られ、鞍点 S が形成されていること

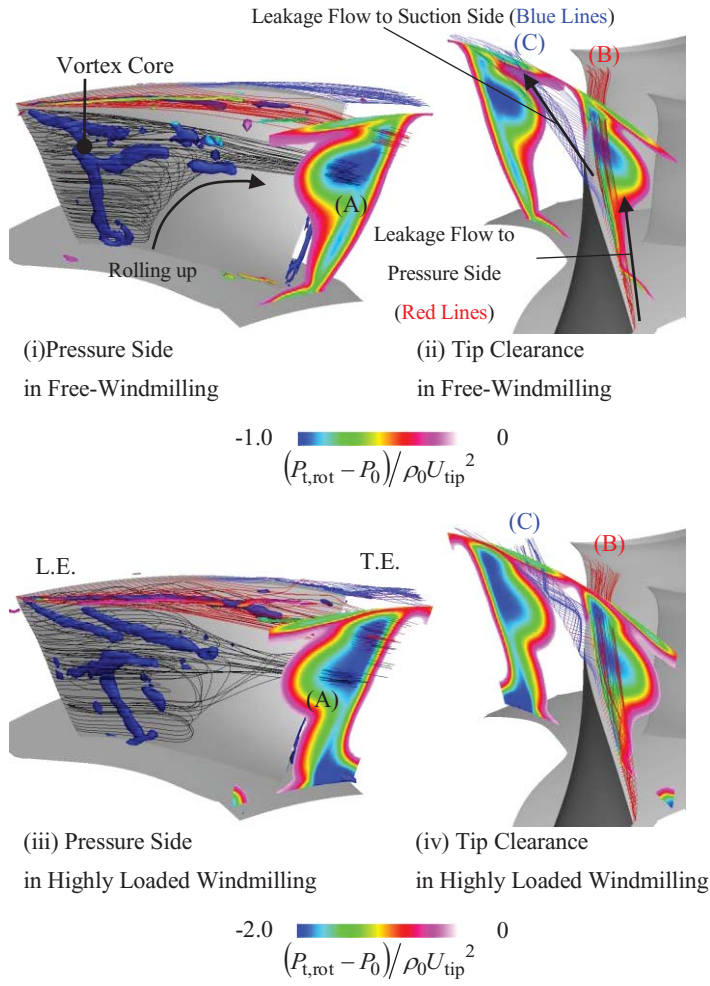


Fig. 7 Vortex Structure in Rotor Cascades at Windmill

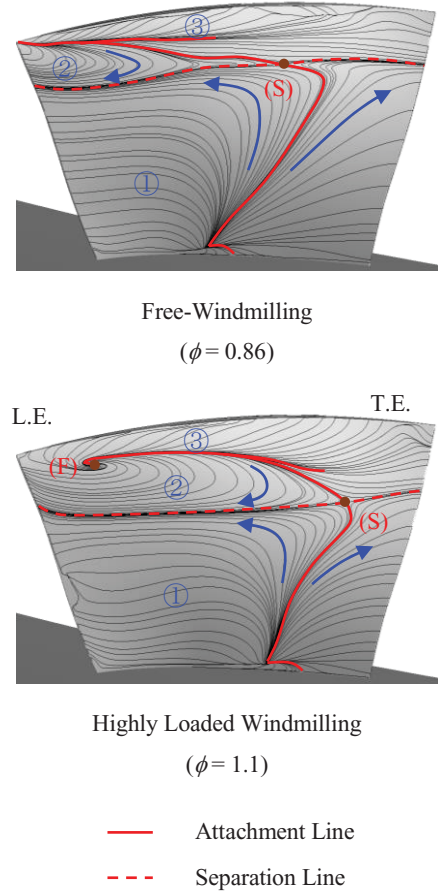


Fig. 8 Limiting Streamlines on Rotor Blade Surface at Windmill

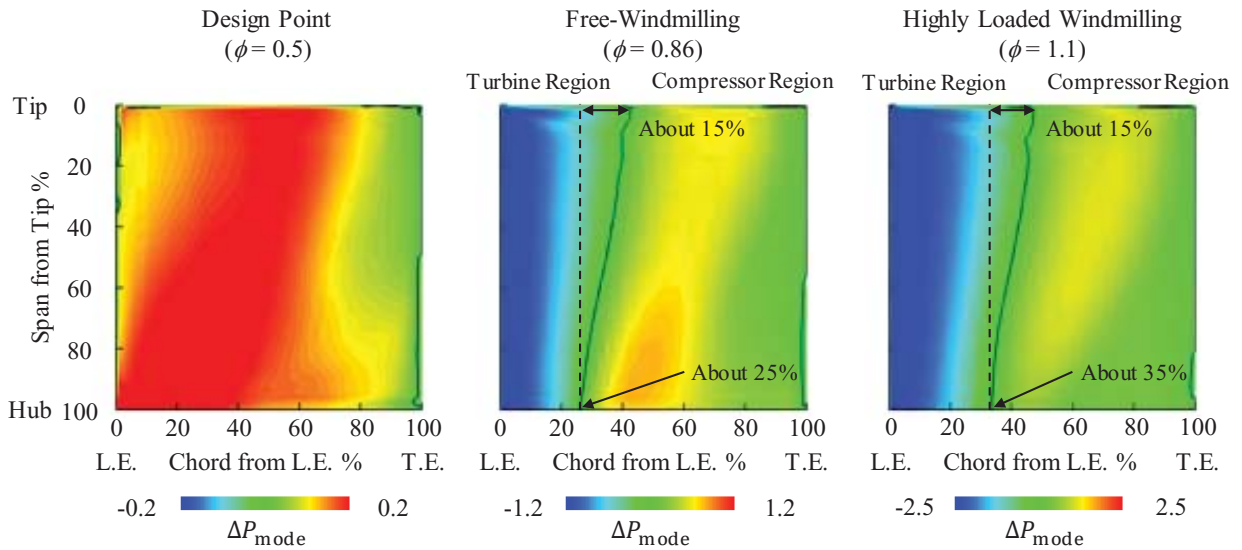


Fig. 9 Distribution of Operating Mode on Rotor Blade Surface

が分かる。このことから、Hub 側から巻き上がる流れ(領域 1)と漏れ渦に押し下げられる Tip 側の流れ(領域 2)が剥離線の位置で干渉することにより、流れが損失のピーク位置に集積することが分かる。一方、highly loaded windmilling 状態では、付着線が下流側へ、剥離線が Hub 側へ移動している。このことから、剥離領域が拡大し、かつ、剥離を形成する流れの集積位置が Hub 側へ移動することが確認できる。また、渦状点 F が形成されていることから、正圧面の剥離と漏れ流れが、より複雑に干渉し合うことが示唆される。

6. 内部流れ構造と動翼仕事特性の関連性

動翼の仕事特性を議論するため、正圧面の静圧と負圧面の静圧との差から駆動モード ΔP_{mode} を定義し、Fig. 9 に動翼表面における ΔP_{mode} の分布を示した。

$$\Delta P_{mode} = \frac{P_{P.S.} - P_{S.S.}}{\rho_0 U_{tip}^2} \quad (4)$$

ΔP_{mode} が正なら圧縮機駆動を表し、 ΔP_{mode} が負ならタービン駆動を表す。設計点では、全スパンにおいて、正圧面の静圧が高く、負圧面の静圧が低いいため、動翼全体で ΔP_{mode} が正となり、圧縮機駆動を示す。続いて、free-windmilling 状態では、負の入射角に起因する剥離の影響により、静圧降下が正圧面前縁側で発生し、負圧面では、Fig. 5 で示した主流の加速に伴う静圧降下がミッドコード付近に見られる。そのため、前縁側では ΔP_{mode} が負となり、タービン駆動を示し、後縁側では ΔP_{mode} が正となり、圧縮機駆動を示す。このことから、タービン駆動と圧縮機駆動の影響が打ち消し合うことで、全体性能として荷重係数が 0 になることが分かる。さらに、スパン方向の違いに注目すると、Hub 側よりも Tip 側でタービン駆動領域が約 15% 拡大している。そのため、荷重係数の局所性能において、Hub 側では圧縮機駆動を示し、Tip 側ではタービン駆動を示す。highly loaded windmilling 状態では、全スパンにおいて、前縁側のタービン駆動領域が約 10% 拡大している。その結果、タービン駆動の影響が支配的となり、動翼全体としてタービン駆動を示すことが分かる。

7. 結言

単段軸流圧縮機動静翼列を対象として URANS 解析を実施し、ウインドミル状態における内部流

れ構造と仕事特性を調査した。得られた知見を以下に示す。

(1) ウインドミル状態における損失の主要因は、負の入射角に起因する正圧面の剥離、前縁付近の負圧面から正圧面への漏れ流れ、および、後縁付近の正圧面から負圧面への漏れ流れであることが分かった。特に、正圧面の剥離を形成する流れは、Hub 側から巻き上がるものと漏れ流れに押し下げられるものに分けられ、これら 2 つの流れが干渉することでミッドスパンに大きな損失を生じさせることが分かった。

(2) 負の入射角に起因する正圧面の剥離の影響を受け、前縁側でタービン駆動、後縁側で圧縮機駆動を示し、コード方向に駆動モードが分布することが分かった。また、Tip 側に向かうにつれ、タービン駆動領域が拡大するため、荷重係数の局所性能に関して、Hub 側で圧縮機駆動を示し、Tip 側でタービン駆動を示すことが分かった。

謝辞

本研究の一部は科学研究費補助金(課題番号: 15K05811)の援助を受けた。関係各位に感謝の意を表す。

参考文献

- 1) Prasad, D. and Load, W. K., (2010), Internal Losses and Flow Behavior of a Turbofan Stage at Windmill, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 132, 031007.
- 2) Imaeda, M., Kato, D., Ohta, Y., Totani, G., and Outa, E., (2011), Detail Flow Field Investigation of an Axial Flow Compressor at Windmill Condition, Proceedings of International Gas Turbine Conference, Osaka, Japan, IGTC2011-0030.
- 3) Goto, T., Kato, D., Ohta, Y., and Outa, E., (2014), Unsteady Flow Structure in an Axial Compressor at Windmill Condition, Proceedings of ASME Turbo Expo, Düsseldorf, Germany, GT2014-25609.
- 4) Binder, N., Courty-Audren, S.-K., Duplaa, S., Dufour, G., and Carbonneau, X., (2015), Theoretical Analysis of the Aerodynamics of Low-Speed Fans in Free and Load-Controlled Windmilling Operation, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 137, 101001.
- 5) Ortolan, A., Courty-Andren, S.-K., Binder, N., Carbonneau, X., and Challas, F., (2016), Experimental and Numerical Flow Analysis of Low-Speed Fans at Highly Loaded Windmilling Conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo, Seoul, South Korea, GT2016-56577.
- 6) Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Graf, M. B., (2004), Internal Flow: Concepts and Applications, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- 7) Sawada, K., (1995), A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Centers, Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci., Vol. 38, pp. 102-116.

遷音速多段軸流圧縮機の静翼列流れに及ぼす 動翼列の三次元効果に関する全周 DES 解析

*齋藤 誠志朗（九大院），山田 和豊，古川 雅人（九大）
松岡 右典，丹羽 直之（川崎重工）

Full-Annulus DES Analysis of Three-Dimensional Effects of Rotors on Stator Cascade Flow in a Multi-Stage Transonic Axial Compressor

*Seishiro SAITO, Kazutoyo YAMADA, Masato FURUKAWA (Kyushu Univ.),
Akinori MATSUOKA and Naoyuki NIWA (KHI)

ABSTRACT

In this study, a multi-stage transonic axial compressor has been investigated using a large-scale detached eddy simulation (DES) with approximately 4.5 hundred million computational cells. The flow field was analyzed by data mining techniques including vortex identification based on the critical point theory and topological data analysis of the limiting streamline pattern visualized by the line integral convolution (LIC) method. The amount of loss production was evaluated by the energy dissipation function. It is found that hub-corner separation occurs in the first stator and interacts with the shock wave from the second rotor and the wake from the first rotor. The hub corner separation vortex is generated in multiple pieces, and those pieces of separation vortex fluctuate with time violently, distorting the near-hub flow. However, little loss is produced around the hub-corner separation vortex, and main factor of loss generation at 15 percent span is boundary layer separations caused by the hub-corner separation.

Key words: Transonic Axial Compressor, DES, Rotor-Stator Interaction, Wake

1. 緒言

多段軸流圧縮機は産業用および航空用ガスタービンにおける重要な構成要素の1つである。近年、ガスタービンの熱効率向上に向けて、軸流圧縮機の高圧力比化・高効率化が進められてきた。高圧力比化を従来と同じ段数で達成するためには、1段当たりの空力負荷を増加させる必要がある。そのため、先進的な高効率ガスタービンの場合、多段軸流圧縮機の初段あたりでは動翼先端の回転周速が超音速となり、圧縮機内部には亜音速流れと超音速流れが混在した遷音速流れ場が形成される。特に圧縮機動翼の翼端付近では、強い衝撃波が発生するため、その設計段階において、衝撃波の発生位置だけでなく、衝撃波と翼端漏れ渦および翼面境界層との干渉も正確に把握することが重要である。しかし、遷音速圧縮機内部の複雑な流れ場を、試作実験により正確に把握することは困難である。

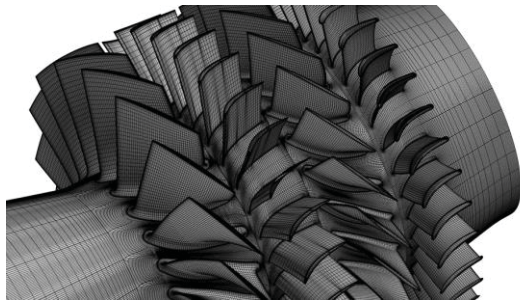
そこで本研究では、2段遷音速軸流圧縮機を対象として、圧縮機全周にわたる大規模 DES (Detached Eddy Simulation) 解析を実施した。得

られた結果に対して、知的可視化処理を施すことにより、動静翼列干渉を伴う静翼列流れ場における損失生成メカニズムについて調査を行った。

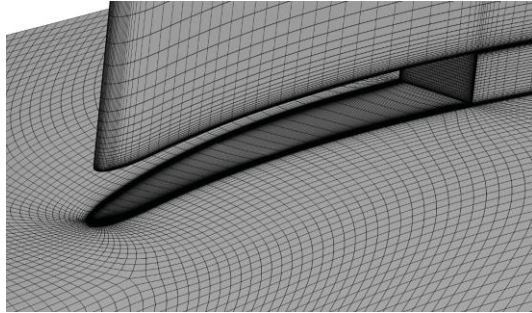
2. 解析対象・計算格子

解析対象は、2段遷音速軸流圧縮機である。なお、初段動翼および2段動翼ともに翼先端周速が超音速であり、特に初段動翼については相対流入速度がほぼ全スパンで超音速である。翼枚数は動翼で20枚前後、静翼で30枚前後であり、総翼間数は104である。供試圧縮機ではリグ試験による性能試験が実施され、いくつかのステーションで内部流れ場も合わせて計測されている。

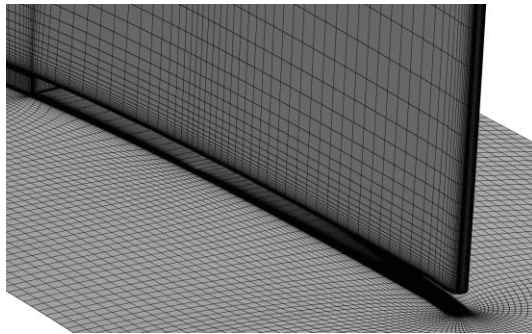
図1に、使用した計算格子を示す。なお、同図(a)に示している圧縮機全体の格子線は3本おきに表示している。計算格子は、AutoGrid5 ver9.10 (NUMECA 社) を使用して、全て H-J-O 型を組み合わせた格子トポロジーによるマルチブロック構造格子で作成し、翼端クリアランス部およびフィレット部を含めて忠実にモデル化を行っている。



(a) Overview (every three lines)



(b) Front partial clearance



(c) Rear partial clearance

Fig. 1 Computational grid

また、初段静翼は可変静翼であるため、図2に示すように、ハブ側および翼端側に部分クリアランスを設けている。部分クリアランスは上流側および下流側に分かれており、その間はクリアランスのない領域（以下、中実部）となっている。1ピッチあたりの格子点数は、初段動翼において約520万点、2段動翼で約410万点、初段静翼および2段静翼は約340万点であり、各翼列全周の格子点数は1億前後、総格子点数は約4.5億点である。なお、壁面上の最小格子幅はすべて $y^+ < 1$ を満足するように十分小さい値を設定した。

3. 数値解析手法

3.1 計算スキーム

本研究では、 $k-\omega$ 乱流モデルベースのDES計算⁽¹⁾を実施した。非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を支配方程式とし、セル中心型の有限体積法に基づいて離散化した。非粘性流束の評価には、

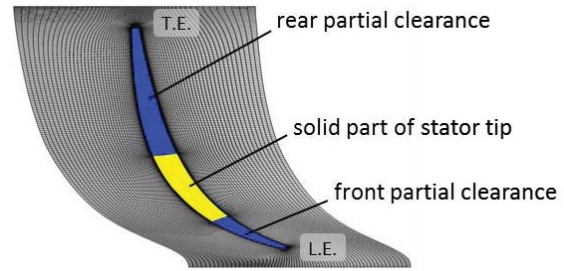


Fig. 2 Shape of blade tip clearance

SHUS (Simple High-resolution Upwind Scheme)⁽²⁾を用い、三次精度のMUSCL法を組み合わせることで空間解像度を高めた。粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に求めた。時間方向は Euler 陰解法により離散化し、時間積分には MFGS (Matrix Free Gauss-Seidel) 陰解法⁽³⁾を用いた。各時間ステップにおいてニュートン反復 (5回) を実施し、時間精度を最大二次精度としている。また、初段動翼の先端半径および圧縮機入口での音速に基づく無次元時間刻み幅を $\Delta t^* = 0.4707 \times 10^{-4}$ に設定した。この時間刻み幅は動翼1回転当たり100,000ステップに相当する。

本研究で用いたDESは、低レイノルズ数型の $k-\omega$ 乱流モデル⁽⁴⁾に基づいている。DESでは、 $k-\omega$ 乱流モデルでの k の輸送方程式における散逸項は次式のように修正される。

$$D_{DES}^k = \rho k^{3/2} / l_{DES} \quad (1)$$

$$l_{DES} = \min(l_{k-\omega}, C_{DES} \Delta) \quad (2)$$

ここで、 l は長さスケール、 Δ は局所格子幅、 C_{DES} はモデル定数で、本研究では1.60とした。このDESの定式化では、 $k-\omega$ 乱流モデルの長さスケールに相当する $l_{k-\omega}$ と格子幅 Δ の大小関係によって、RANS計算とLES計算とが切り替えられる。一般に、長さスケールの小さい壁面近傍がRANSで計算されることになる。

3.2 境界条件

入口境界条件として、全温、全圧を固定して与えており、出口境界条件として、静圧を固定して与えている。また壁面境界条件は、ケーシング壁面を除いて、すべて断熱すべり無し条件とし、ケーシング壁面については、外気への放熱を考慮するために等温壁条件とし、設計時の温度分布を固定して与えている。

4. 非定常流れ場

図3に、50%スパンおよび10%スパンにおける密度勾配分布を示す。同図(a)から、初段静翼において、初段動翼の後流が流入していることが分かる。

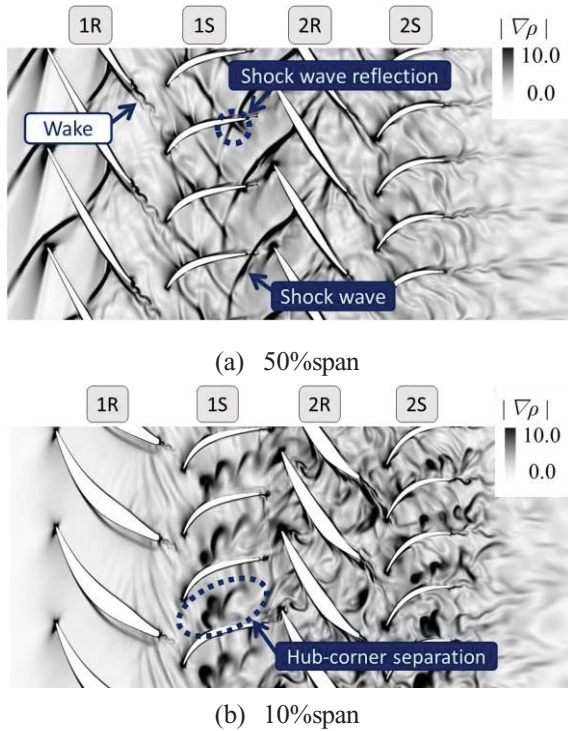


Fig. 3 Distribution of density gradient

また、2 段動翼で生じた衝撃波も入射しており、初段静翼の翼面で反射している。図 3(b)中に示す、10%スパンにおける分布から、初段静翼負圧面側において、ハブ・コーナーはく離が発生していることが確認できる。このハブ・コーナーはく離領域内における密度勾配分布は翼間ごとに異なるため、初段静翼におけるハブ・コーナーはく離の流れ構造は、時間的に大きく変化していると考えられる。また、10%スパンにおいても、初段静翼では、初段動翼の後流の流入および 2 段動翼の衝撃波の入射が確認でき、ハブ・コーナーはく離と干渉していることが分かる。

5. 初段静翼における流れ場

図 4 に、初段静翼負圧面側における流れ場を示す。なお、同図には無次元ヘリシティで色づけした渦コアおよび LIC 法を用いて描画した限界流線を表示している。また、同図(a)には、全周 DES 解析結果に対し、時間平均およびピッチ間アンサンブル平均化処理を行い、1 ピッチ分のデータに変換した結果から抽出した流れ場を示しており、同図(b)には、全周 DES 解析結果から抽出した、ある瞬間における瞬時の流れ場を示している。

図 4(a)に示す時間平均流れ場では、負圧面ハブ側で大規模なハブ・コーナーはく離が生じており、ハブ・コーナーはく離渦が、中実部負圧面側のハブ面上から巻き上がっている。また、ハブ・コーナーは

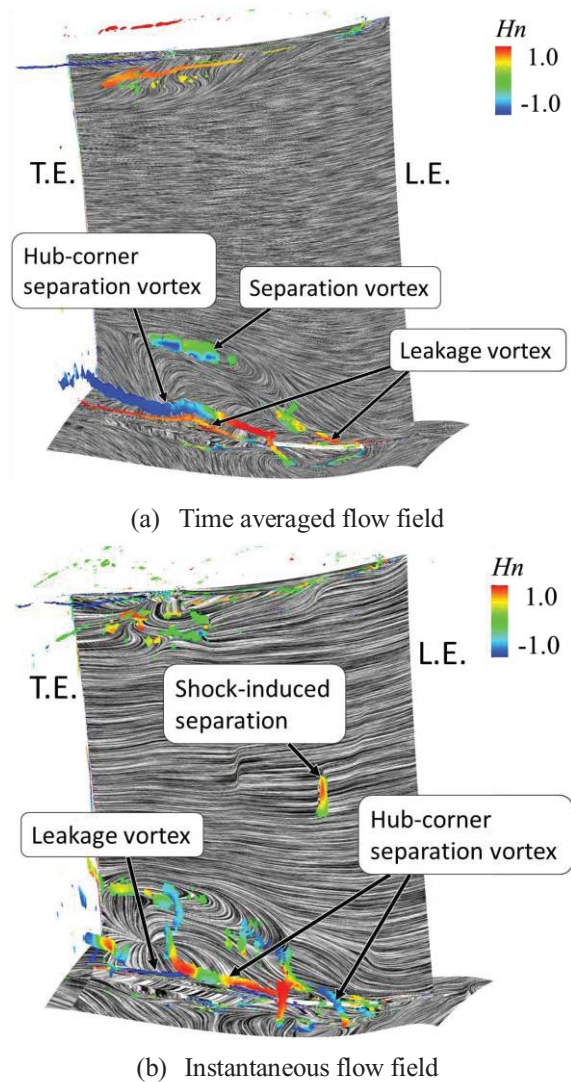


Fig. 4 Vortex cores and limiting streamlines in first stator

く離渦に色づけされた無次元ヘリシティの値は、ハブ面近傍では 0 であるものの、30%コードから 50%コード位置において 1.0 となり、さらに下流側の翼の後半部では -1.0 へと変化している。渦の巻き方向および主流の方向を考慮すると、この無次元ヘリシティの変化は、渦の中心周りの流れが逆流していることを意味しており、30%コードから 50%コード位置において、ハブ・コーナーはく離渦が渦崩壊を起こしていることを示している。また、中実部の上流および下流側には、前方および後方の部分クリアランスに沿って漏れ渦が生じており、翼面上には、複数のはく離渦が生じている。この翼面上のはく離渦は、ハブ・コーナーはく離に伴う逆流領域と主流領域との境界上に点在している。

図 4(b)中に示す瞬時の流れ場から、図 4(a)の時間平均流れ場と同様に、負圧面ハブ側においてハブ・コーナーはく離が生じていることが確認できる。

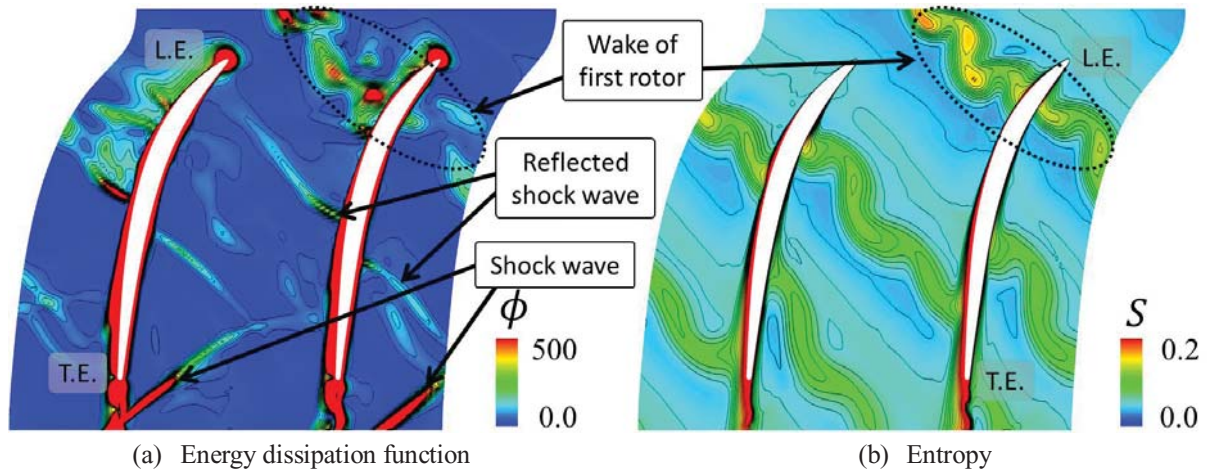


Fig. 5 Loss distribution at 50% span in first stator

しかし、時間平均流れ場では1つであったハブ・コーナーはく離渦が、瞬時の流れ場では複数存在しており、それらが互いに干渉していることが分かる。また、翼面上には、2段動翼から入射した衝撃波の影響で生じたはく離が確認できる。

6. 損失分布

本研究では、損失生成量の評価および損失生成箇所の特定を行うためにエネルギー散逸関数の算出を行った。エネルギー散逸関数 ϕ は、エネルギー式における流体摩擦による生成熱を表す項であり、粘性係数 μ 、速度ベクトル $V = (u, v, w)$ を用いて、式(3)のように表される。

$$\phi = \mu \left\{ \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\} + \frac{3}{2} \mu \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

本研究では、非定常解析結果から得られた瞬時の流れ場をもとにエネルギー散逸関数を算出することで、初段静翼における損失生成メカニズムについて調査を行った。

6.1 50%スパンにおける損失分布

図5に、50%スパンでの瞬時の流れ場におけるエネルギー散逸関数分布およびエントロピー分布を示す。また、図6に50%スパンにおける渦度分布を示す。図5から、エントロピーは初段動翼の後流および翼面境界層内において高い値を示していることが分かる。また、後流内部におけるエントロピー分布は、図6中に示す渦度分布に類似しており、後流内部の渦度の大きな領域で、特にエントロピーが高くなっている。一方で、エネルギー散逸関数で損失生成を評価した場合、損失生成の大きな領域は、初段静翼の翼面境界層および後流内だけで

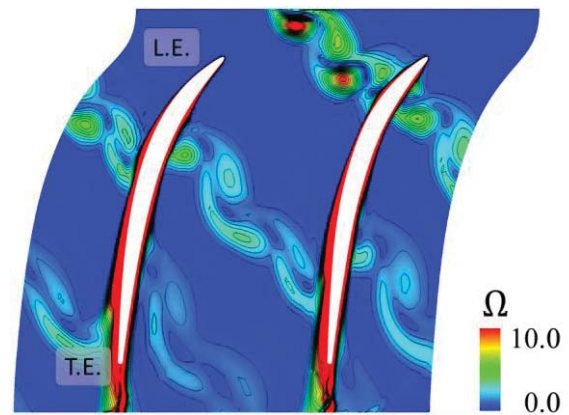
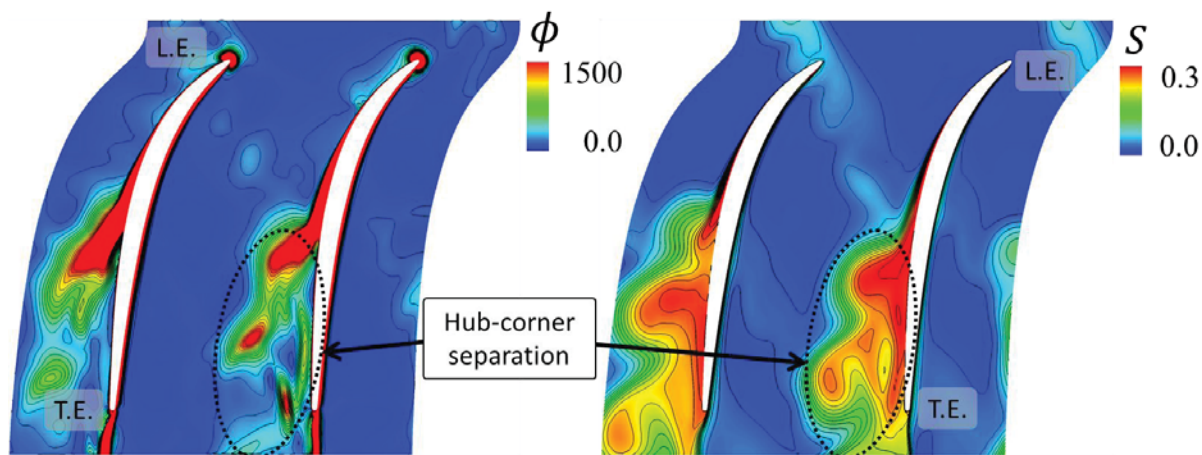


Fig. 6 Distributions of vorticity magnitude at 50% span in first stator

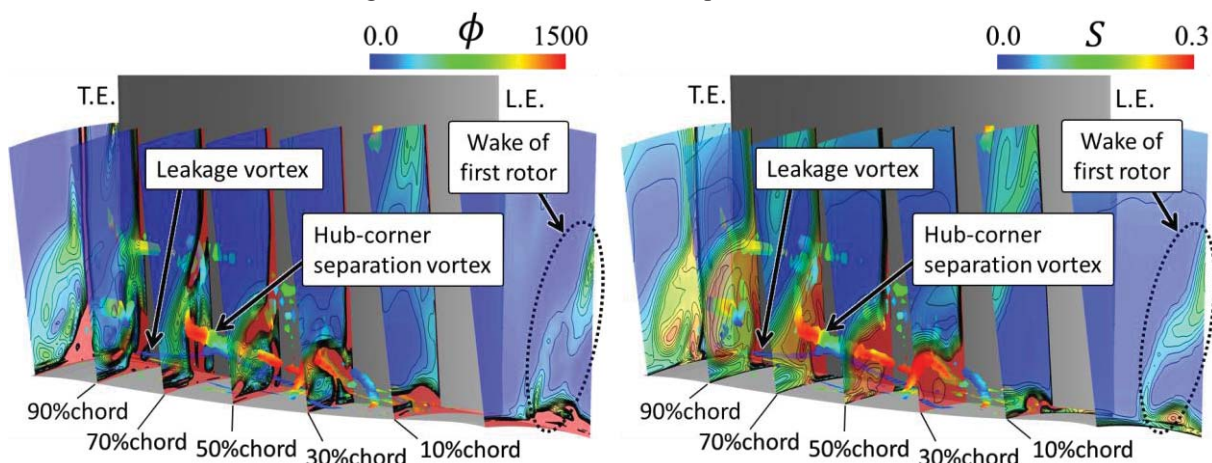
なく、2段動翼の衝撃波およびその反射波に対応する位置に分布している。これらの衝撃波および反射波による損失生成は、エントロピー分布では確認することが出来ない。エントロピー分布において、初段動翼の後流が3本確認できるが、エネルギー散逸関数で評価した損失生成量が大きな値を示すのは、そのうちの最も上流側に位置している後流のみであり、下流側の2本の後流に対応した位置における損失生成は確認できない。また、エネルギー散逸関数分布から、翼後縁から離れた後流内部における損失生成量は、翼面境界層および2段動翼の衝撃波に比べて小さいことが分かる。なお、エントロピー分布とは異なり、後流内部におけるエネルギー散逸関数分布に、図6に示す渦度分布との関連性は確認できない。

エントロピー分布は、上流側における損失生成履歴を含んでいるため、初段動翼の翼面境界層で生じた損失の影響により、初段動翼の後流内において高い値を示したと考えられる。一方で、エネルギー散逸関数は、各瞬間における損失生成量その



(a) Energy dissipation function (b) Entropy

Fig. 7 Loss distribution at 15% span in first stator



(a) Energy dissipation function (b) Entropy

Fig. 8 Loss distributions in first stator

ものを表すため、後流だけでなく 2 段動翼の衝撃波およびその反射波に対応した位置で高い値を示している。

6.2 15%スパンにおける損失分布

図 7 に 15%スパンにおけるエネルギー散逸関数分布およびエントロピー分布を示す。同図中のエントロピー分布では、ミッドコードから下流側にかけてのハブ・コーナーはく離領域の広範囲にわたって低エネルギー流体が分布していることが確認できる。一方で、エネルギー散逸関数分布では、ハブ・コーナーはく離領域の内部における損失生成よりも、ハブ・コーナーはく離に伴って主流に放出されるはく離せん断層での損失生成のほうが大きくなっている。

図 8 に、複数の横断面におけるエントロピー分布およびエネルギー散逸関数分布を示す。同図(b)から、30%コード位置から下流側にかけて、エントロピーの高い領域が急激にスパン上方へ拡大していることが確認できる。また、50%コード位置では、

ハブ・コーナーはく離渦および後方部分クリアランスからの漏れ渦を中心として低エネルギー流体が集積しているが、70%コードから下流側においては、ハブ・コーナーはく離渦周りへの集積はわずかであり、主に後方部分クリアランスからの漏れ渦の周辺に分布していることが分かる。

一方で、図 8(a)に示すエネルギー散逸関数分布では、50%コードから下流側において、ハブ・コーナーはく離渦および後方部分クリアランスからの漏れ渦のいずれに関しても、渦の中心周りにおける損失生成量は少なく、損失生成の大きな領域は、主にはく離域と主流との間に位置するせん断層に分布している。さらに、はく離域の 70%コードあたりから下流において、損失生成の大きな領域が、ハブ面からスパン上方へ細長く分布していることが分かる。

図 9 に、初段静翼負圧面とハブ面上の限界流線および 70%コード位置におけるエネルギー散逸関数分布を示す。同図は、初段静翼を下流側から見た

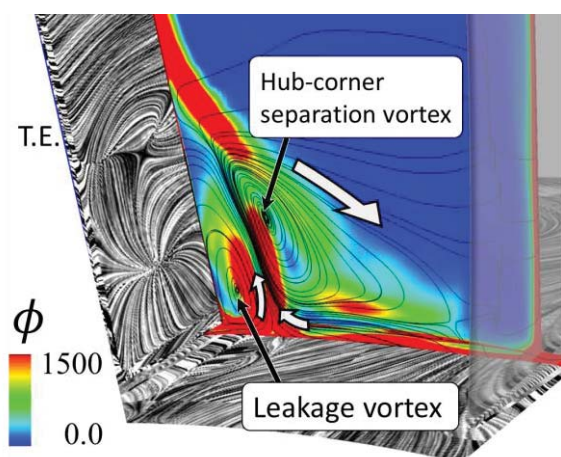


Fig. 9 Details of flow field in the aft-part of first stator

ものであり、エネルギー散逸関数を示している横断面上には、横断面内の二次流れ場における流線も併せて描画している。図9から、漏れ流れおよびハブ面上の翼負圧面に向かう二次流れが衝突し、スパン上方へ向かう流れが生じていることが分かる。損失生成の大きな領域は、このスパン上方へ向かう流れと漏れ渦およびハブ・コーナーはく離渦との境界に分布しており、スパン方向上方へ向かう流れの中央部における損失生成量は少ないことから、スパン上方へ向かう流れと漏れ渦およびハブ・コーナーはく離渦との間のせん断によって、損失が生じていると考えられる。

7. 結言

本研究では、2段遷音速軸流圧縮機の全段および全周を対象として、大規模DES解析を実施するとともに、知的可視化処理を施すことにより、動静翼列干渉を伴う流れ場における損失生成メカニズムについて調査を行った。得られた知見は、以下の通りである。

- (1) 初段静翼負圧面ハブ側においてハブ・コーナーはく離が発生し、初段動翼の後流および2段動翼の衝撃波と干渉することで、時間的に大きく変動している。
- (2) 時間平均流れ場では、中実部負圧面側のハブ面上からハブ・コーナーはく離渦が巻き上がっており、30%コードから50%コードにおいて渦崩壊を起こしている。一方で、瞬時の流れ場では、複数のハブ・コーナーはく離渦が発生し、それらが互いに干渉することで複雑な流れ場を形成している。また、翼面上では、2段動翼の衝撃波およびその反射波に伴うはく離が生じている。
- (3) エネルギー散逸関数の分布に基づいて損失生成メカニズムを調べた結果、壁面境界層、翼後縁近傍の後流、はく離域と主流の間のせん断層、および衝撃波などのように、速度勾配が急峻な領域において損失生成が大きいことが分かった。

参考文献

- 1) Strelets, M.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, In Proceedings of 29th Fluid Dynamic Conference, AIAA PaperNo.2001-0879 (2001).
- 2) Shima, E., and Jounouchi, T.: Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) –AUSM Type Upwind Schemes-, In the 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAL SP-34 (1997) pp.7-12.
- 3) Shima, E.: A simple implicit scheme for structured/unstructured cfd (in japanese), In Proceedings of 29th Fluid Dynamic Conference, pp.325-328 (1997).
- 4) Wilcox, D.C.: Simulation of transition with two-equation turbulence model, AIAA Journal, Vol.32, No.2 (1994) pp.247-255.
- 5) 古川雅人: ターボ機械における流動現象の知的可視化, 可視化情報学会誌, 第23誌, 第91号 (2003) pp. 206-213.

超高負荷軸流タービン直線翼列内の 遷音速条件下での流れの挙動

*矢崎 和貴，田澤 紘之（法大院），辻田 星歩（法大），金子 雅直（電大）

Flow Behavior in Ultra-Highly Loaded Linear Turbine Cascade under Transonic Conditions

*Kazuki YASAKI, Hiroyuki TAZAWA, Hoshio TSUJITA(HOSEI Univ.) and Masanao KANEKO(TOKYO DENKI Univ.)

ABSTRACT

It is well-known that the aerodynamic performance of a turbine stage constituting a gas turbine is deteriorated by the appearance of shock wave under a transonic operating condition. On the other hand, the increase of turbine blade loading by the increase of blade turning angle decrease the throat area of blade-to-blade passage, and consequently promotes the generation of shock wave. In this study, in order to obtain the knowledge for the application of an ultra-highly loaded turbine cascade (UHLTC) with the turning angle of 160 degrees to a practical gas turbine, 2D and 3D computations were performed for the flow in UHLTC under the transonic conditions. The computed results clarified that the migration of the boundary layer fluid on the endwall by the strong passage vortex to the suction surface intensified the interaction of the pressure side shock wave at the trailing edge with the boundary layer on the suction surface of the adjacent blade.

Key words: Ultra-Highly Loaded Turbine Cascade, Exit Mach Number, Numerical Analysis

1. 緒論

地球温暖化や化石燃料の枯渇に対する懸念から、航空用および発電用として用いられるガスタービンの低環境負荷化に向けた研究が盛んに行われている¹⁾。ガスタービンの空力性能を向上させる方法に、その主要構成要素の一つであるタービン翼の転向角の増加による高負荷化が挙げられる。高負荷化はタービン翼一枚あたりから得られる負荷が増大するため、タービン枚数および段数の削減を可能にする。その結果、エンジン重量の軽減、製作コストの削減、メンテナンスの簡素化に貢献する。また、タービン入口温度(TIT)の高温化もガスタービンを高効率化する上で有効な手段である。その正味の効果は、高温化に伴い一般的に要求される冷却空気量の増加と密接に関係しているが、翼枚数の削減が期待できるタービン翼の高負荷化は、冷却空気量を削減する有効な手段の一つと云える。以上のようにタービン翼の高負荷化は多くの利点を生むが、必然的に翼間圧力勾配を増大させるため、流路渦や馬蹄形渦などの二次流れを増

強させ、翼列性能を著しく低下させる恐れがある。さらに、高圧タービン段で使用されるタービン翼列に対しては遷音速状態での運転が求められる²⁾。そのような作動条件下では流路内で生じた衝撃波が翼面境界層と干渉することにより翼列性能を低下させる。転向角の増加はタービン翼間のスロート面積を減少させるため、衝撃波の発生およびそれに起因する損失生成を増加させることが予想される。

本研究では転向角 160°を有する超高負荷軸流タービン直線翼列(UHLTC)を対象に、翼列下流マッハ数をパラメータとして二次元および三次元の数値解析を行い、それらの計算結果を比較・検討することにより、遷音速条件下における UHLTC の内部流れの挙動と損失生成について調査した。

2. 供試翼列

本供試翼列は翼を平面上に配置した直線翼列モデルである。同翼の入口と出口翼角度は共に 80°であり、転向角 160°を有する。また、翼端間隙は無

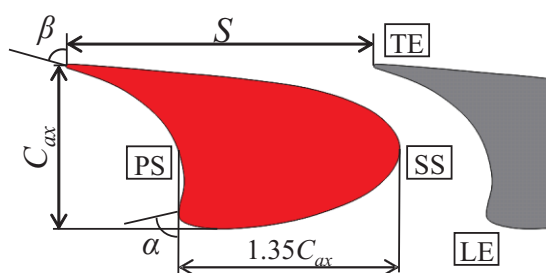


Fig.1 Configuration of UHLTC

Table 1 Specification of cascade

Inlet metal angle : α [deg.]	80.0
Outlet metal angle : β [deg.]	80.0
Axial chord length : C_{ax} [mm]	6.57
Blade pitch : S [mm]	12.25
Blade height : H [mm]	9.60

しとして解析を行った。供試翼列の形状を図1に、主な仕様を表1に示す。なお、図中のPS, SS, LE, TEはそれぞれ翼圧力面、負圧面、翼前縁、翼後縁を示している。

3. 数値解析法

本研究では(株)ソフトウェアクレイドルの非構造格子系汎用CFDコードSCRYU/Tetra Ver.13を使用して数値解析を行った。支配方程式の離散化には有限体積法を、計算アルゴリズムにはSIMPLEC法を、対流項の評価には衝撃波の捕獲精度を考慮してMUSCL法、乱流モデルとして低レイノルズ数型SST $k-\omega$ モデルを使用し、定常圧縮性流れを仮定して解析を行った。

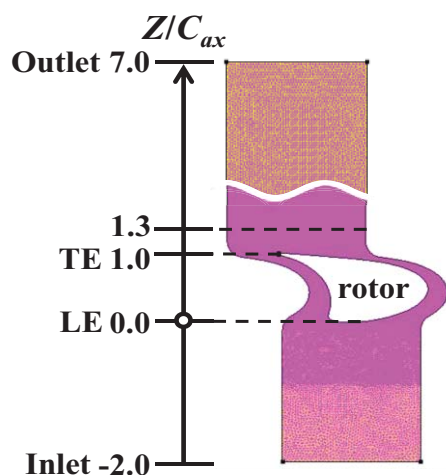


Fig.2 Computational grid

Table 2 Boundary conditions

Absolute Inlet flow angle : γ_a [deg.]	80.0		
Inlet Total Pressure : P_{t1} [Pa]	101325		
Inlet Total Temperature : T_{t1} [K]	288		
Exit Mach Number ($Z/C_{ax}=1.3$) : M_{is}	1.1	1.3	1.6
Outlet Static Pressure : P_{s2} [Pa]	50175	35325	23725

4. 解析モデルおよび境界条件

図2に本研究で使用した解析モデルを示す。解析モデルの入口および出口境界は二次元解析、三次元解析共に $Z/C_{ax}=-2.0$ および 7.0 に設定した。ここで Z/C_{ax} とは翼前縁を 0.0 、翼後縁を 1.0 とした軸方向無次元距離である。また、三次元解析ではミッドスパン(MS)における流路形状の対称性を考慮して、端壁(EW)からMSまでを解析領域とした。表2に境界条件を示す。二次元解析と三次元解析共に、入口境界では絶対流入角を設計流入角である 80° に固定し、標準大気状態における全圧および全温を与えた。また、出口境界には表2に示すように等エントロピーマッハ数 $M_{is}=1.1, 1.3, 1.6$ の各条件に対応する静圧を、二次元解析および三次元解析に対して同様に設定した。

5. 評価パラメータ

本研究では以下のパラメータを用いて翼列の性能評価を行った。

$$\text{全圧損失係数} : C_{pt} = (P_{t_{in}} - P_t) / P_{t_{in}} \quad (1)$$

$$\text{静圧係数} : C_{ps} = P_s / P_{t_{in}} \quad (2)$$

ここで、 P_t は全圧、 P_s は静圧、 $P_{t_{in}}$ は $Z/C_{ax}=-1.0$ における断面質量平均全圧である。

6. 解析結果および考察

6.1 出口マッハ数 1.3 における翼列内の流れ

本研究で設定した三つの出口マッハ数 M_{is} (1.1, 1.3, 1.6) の中間値、 $M_{is}=1.3$ における内部流れの挙動を示す。

図3に総損失係数 C_{pt} 、形状損失係数 C_{ptp} 、および二次損失係数 C_{pts} の軸方向分布を示す。ここで、 C_{pt} は三次元解析、 C_{ptp} は二次元解析における断面質量平均全圧損失係数であり、二次損失係数 C_{pts} は M_{is} が同じ C_{pt} と C_{ptp} との差として定義した。また、図4に $Z/C_{ax}=0.4, 0.6, 0.8$ の断面における全圧損失係数 C_{pt} 分布に二次流れ速度ベクトルを重ねた図を示す。さらに、図5, 6, 7に二次元解析結果、および三次元解析結果での $Y/H=0.01, 0.3, 0.5$ における全圧損失係数 C_{pt} 、静圧係数 C_{ps} 、マッハ数 M の翼間分布をそれぞれ示す。ここで Y/H と

はEWを0.0, MSを0.5としたスパン方向無次元距離である。なお、図5における破線は $Z/C_{ax}=0.8$ の位置を示す。

図3より翼間内の $Z/C_{ax}=0.0$ から0.9付近においては二次損失係数 C_{pts} が形状損失係数 C_{ptp} を上回っていることが分かる。これは図4より馬蹄形渦(V_h)および流路渦(V_p)の形成が確認でき、同位置に高損失領域が分布していることから、 V_h と V_p 等の二次流れに起因する損失生成が支配的であるためと考えられる。一方、総損失 C_{ptt} が $Z/C_{ax}=0.8$ から1.0にかけて急激に上昇しているが、これは主に形状損失係数 C_{ptp} の急増に起因することが分かる。この C_{ptp} の急増は、図5(a)より $Z/C_{ax}=0.8$ 付近から負圧面上において僅かではあるが高損失領域が拡大していることから、この現象に関係すると考えられる。この高損失領域の拡大は、隣接翼の後縁圧力面側で発生した逆圧力勾配を伴う衝撃波(SW_{ps})と翼面境界層の干渉に起因している(図6(a), 7(a))。三次元解析の翼負圧面上においても同様な現象が発生しているが、その干渉による高損失領域の拡大が増強している(図5(b),(d), 6(b),(d), 7(b),(d))。

図4より、翼負圧面とEWのコーナー付近にはEW上の横断流により境界層流体が蓄積し、高損失領域が形成されていることが確認できる。一方、MS近傍では翼負圧面付近の V_p によるMSに向かう二次流れによって境界層流体が蓄積し、それに対応する高損失領域が分布していることが分かる³⁾。これらの二次流れによるEW上の境界層流体の翼負圧面上への移送により、翼負圧面上の境界層と SW_{ps} の干渉が強くなり、先の三次元解析における高損失領域の拡大の増強を引き起こしたと考えられる。したがって、 V_p 等の二次流れはそれ自体の損失に加えて、遷音速流れ場においては翼負圧面上の境界層と衝撃波との干渉を強めることに

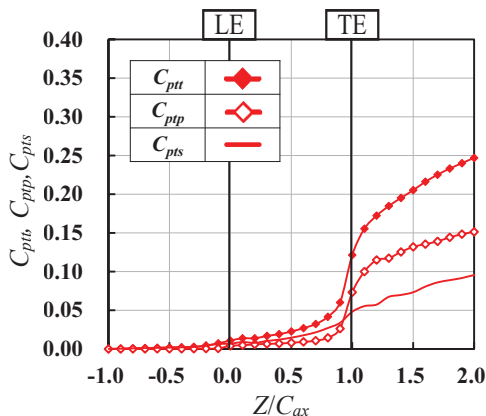


Fig.3 Streamwise distribution of losses ($M_{is}=1.3$)

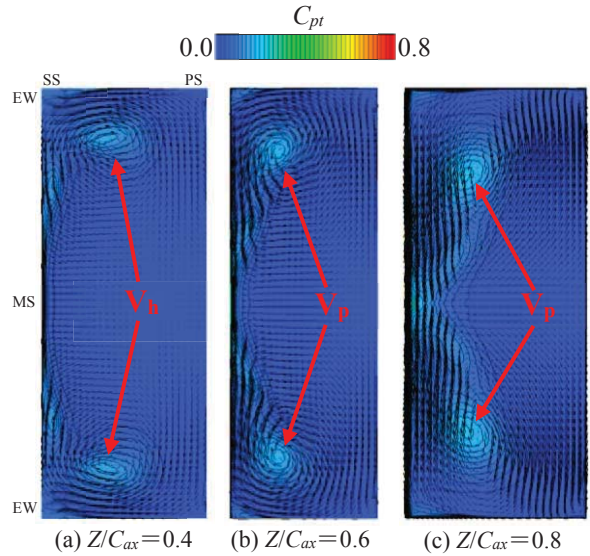


Fig.4 Secondary flow and distribution of C_{pt} ($M_{is}=1.3$)

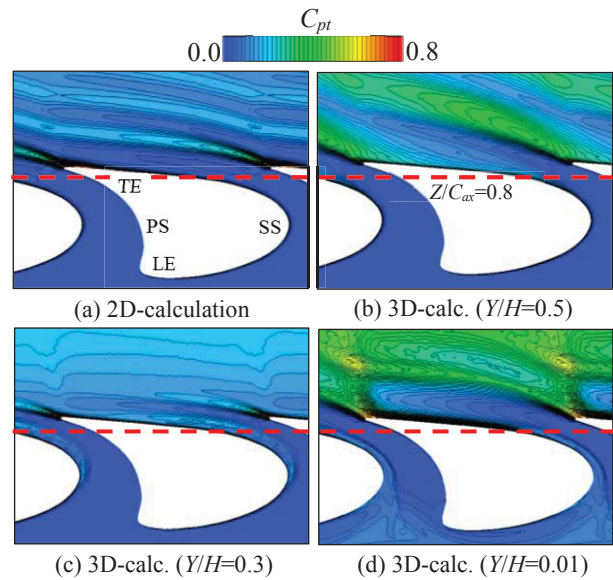


Fig.5 Distribution of C_{pt} ($M_{is}=1.3$)

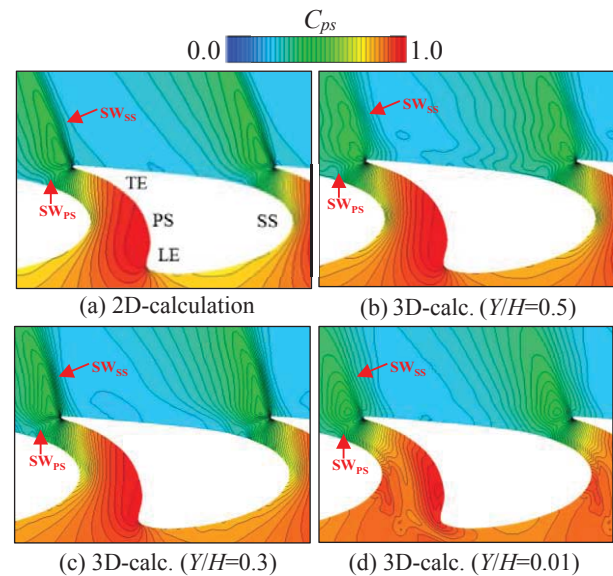


Fig.6 Distribution of C_{ps} ($M_{is}=1.3$)

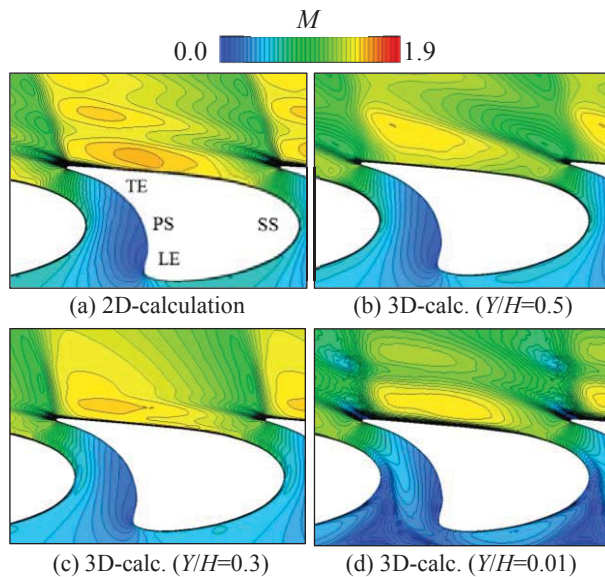


Fig.7 Distribution of Mach number ($M_{is}=1.3$)

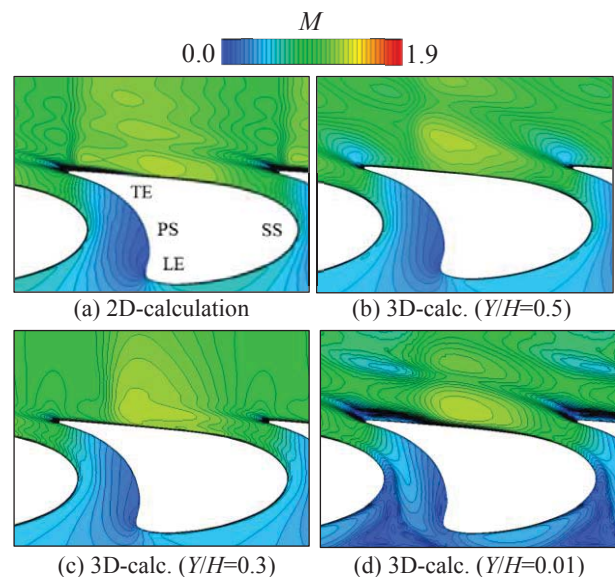


Fig.8 Distribution of Mach number ($M_{is}=1.1$)

より損失を増加させることが分かる。

図3より $Z/C_{ax}=1.0$ 以降においても C_{pp} が増加している。これは、図7(a)において確認できる翼後縁から放出されたウェークの混合および翼後縁の負圧面側で発生した衝撃波(SW_{SS})とウェークとの干渉に起因していると考えられる(図5(a))。

三次元解析におけるEW上の流れ場に注目すると(図5(d), 6(d), 7(d)),後縁衝撃波 SW_{SS} は翼列下流においてEW上の境界層との干渉による高損失領域を発生させている。しかし、 SW_{PS} についてはEW上の境界層との干渉による高損失領域が見られない。これは、先に述べた翼間内における V_p によってEW上の境界層流体が負圧面上へ移送されたためである。したがって、 V_p は SW_{PS} の隣接翼負圧面上の境界層との干渉は強めるが、EW上の境界層との干渉を弱めると考えられる。

6.2 出口マッハ数の影響

解析を行った3条件($M_{is}=1.1, 1.3, 1.6$)の計算結果を比較することにより、 M_{is} の違いがタービン翼列内部の流動現象に及ぼす影響を考察する。

図8と図9に $M_{is}=1.1, 1.6$ に対する二次元解析結果、および三次元解析結果での $Y/H=0.01, 0.3, 0.5$ における翼間マッハ数 M 分布を、図10と図11に同様の $M_{is}=1.1, 1.6$ に対する翼間静圧係数 C_{ps} 分布を示す。また、図12と図13に $M_{is}=1.1, 1.6$ における総損失係数 C_{pt} 、形状損失係数 C_{pp} 、および二次損失係数 C_{ps} の軸方向分布を、図14と図15には $M_{is}=1.1, 1.6$ に対する二次元解析結果、および三次元解析結果での $Y/H=0.01, 0.3, 0.5$ における全圧損失係数 C_{pt} 分布を示す。なお、図中の破線

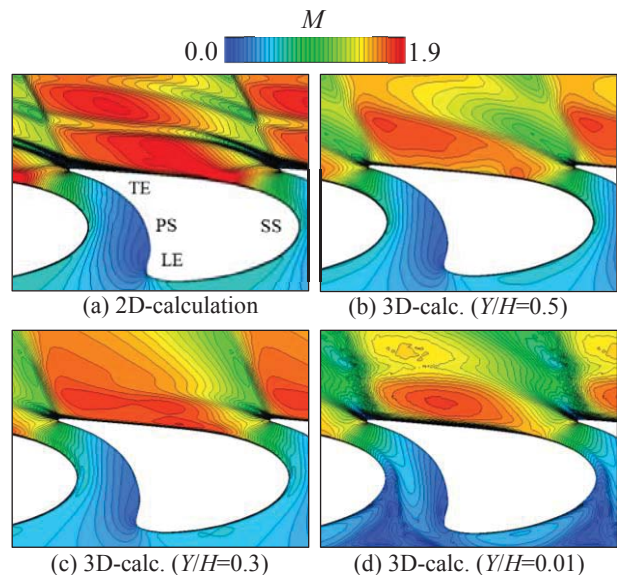


Fig.9 Distribution of Mach number ($M_{is}=1.6$)

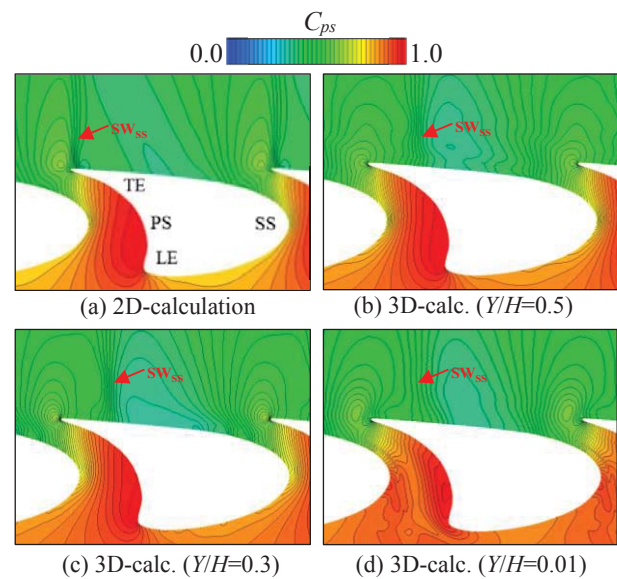


Fig.10 Distribution of C_{ps} ($M_{is}=1.1$)

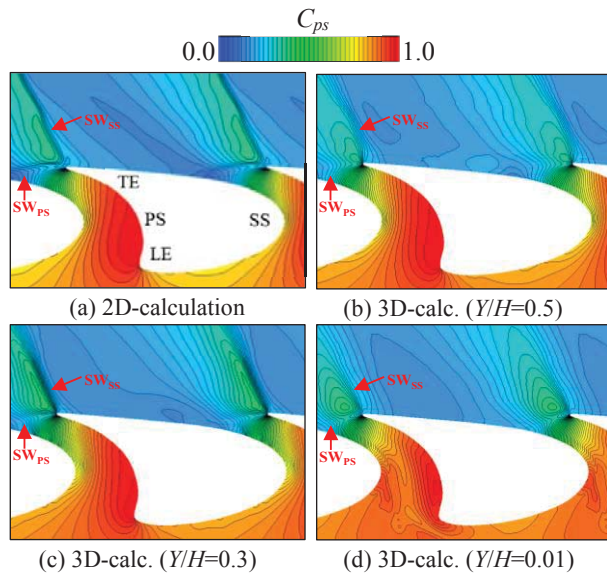


Fig.11 Distribution of C_{ps} ($M_{is}=1.6$)

は $Z/C_{ax}=0.8$ の位置を示す. 図 16 には $M_{is}=1.6$ での $Z/C_{ax}=0.4, 0.6, 0.8$ の断面における全圧損失係数 C_{pt} 分布に二次流れ速度ベクトルを重ねた図を示す. 総損失係数 C_{ptt} の軸方向分布については (図 3, 12, 13), 前縁から $Z/C_{ax}=0.8$ 付近までは M_{is} の影響は殆ど見られないが, そこから翼後縁にかけては $M_{is}=1.6$ で最も高く, $M_{is}=1.1$ で最も低くなっている. この傾向は C_{pp} の分布と相関があることが分かる. この M_{is} に対して C_{pp} の増加率が変化する原因について考察する. 図 5(a), 15(a) から, $Z/C_{ax}=0.8$ 以降の翼負圧面上における高損失領域が $M_{is}=1.3$ と比較して 1.6 の方が拡大している. これは図 6(a), 11(a) より M_{is} の増加に伴い SW_{PS} の逆圧力勾配が増強したことで, SW_{PS} と翼負圧面境界層との干渉が強まったためと考えられる. 一方 $M_{is}=1.1$ では $Z/C_{ax}=0.8$ 以降における損失が $M_{is}=1.3$ より小さく, 同位置における境界層の顕著な発達も見られない (図 14(a)). これは, 図 8(a), 10(a) から分かるように SW_{PS} が発生していないためである. 以上のような傾向は三次元解析の翼負圧面上においても見られる. 三次元解析においては, SW_{PS} が発生する $M_{is}=1.3$ と 1.6 において翼負圧面上における損失が増加しており, その増加量は $M_{is}=1.6$ の方が大きい (図 5(b),(c),(d), 15(b),(c),(d)). これは, 図 4 と図 16 より, $M_{is}=1.3$ と 1.6 の間で V_p の形成状態および, 翼負圧面上の高損失領域の分布状態に顕著な差は見られないことから, $M_{is}=1.3$ と 1.6 の SW_{PS} の強さの差に起因すると考えられる. また, $M_{is}=1.3$ では, SW_{PS} と EW 上の境界層との干渉による損失生成は確認できなかったが, SW_{PS} が増強した $M_{is}=1.6$ でも見られない (図 15(d)). これは, 超高負

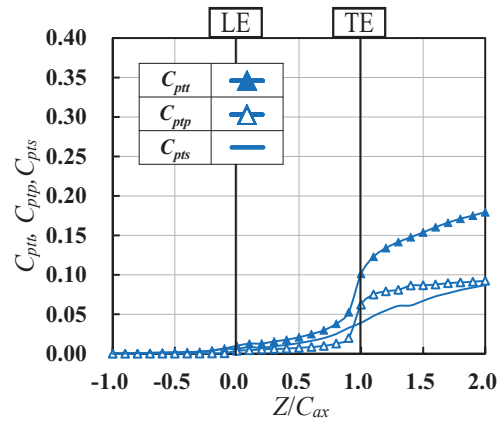


Fig.12 Streamwise distribution of losses ($M_{is}=1.1$)

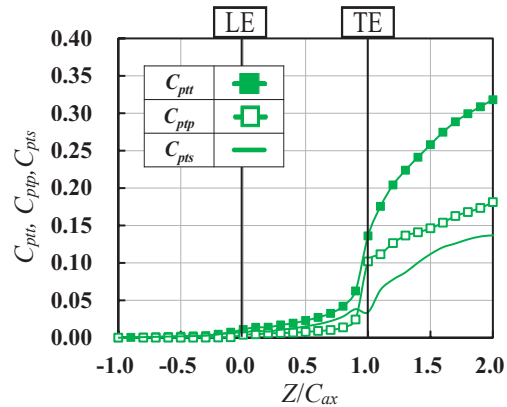
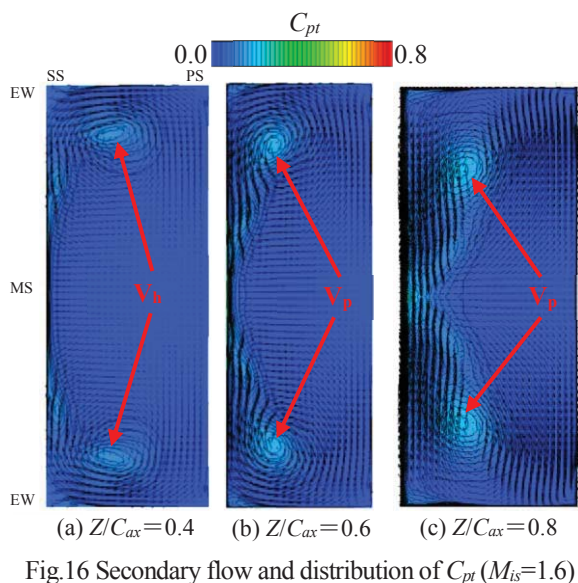
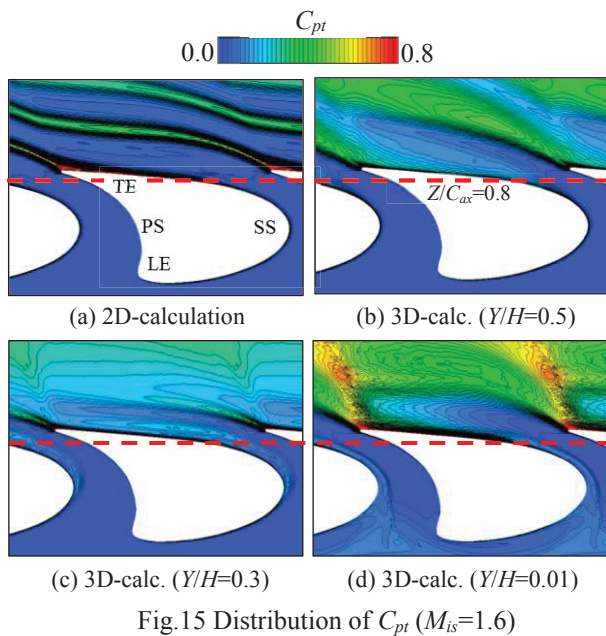
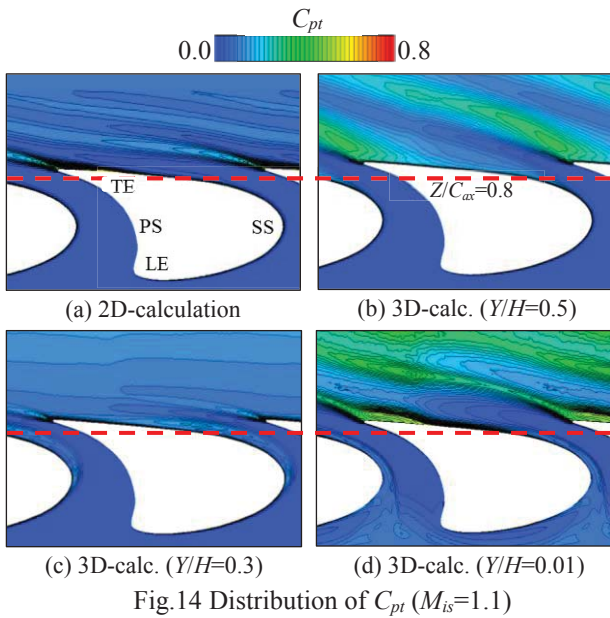


Fig.13 Streamwise distribution of losses ($M_{is}=1.6$)

荷タービン翼列においては V_p が非常に強く, 翼間後半部での EW 上の境界層が非常に薄いことを示している. また, 三次元解析においても $M_{is}=1.1$ では SW_{PS} が発生していないため (図 8(b),(c),(d), 10(b),(c),(d)), それと翼負圧面上の境界層との干渉は生じていない. しかし, $M_{is}=1.1$ では $M_{is}=1.3, 1.6$ より翼周りにおけるマッハ数が低いため (図 7, 8, 9), SW_{SS} が負圧面上で翼後縁より上流側で発生している (図 10). その結果, 負圧面上の境界層との干渉により, その下流の負圧面上の高損失領域が拡大している (図 14). この拡大は特に V_p によって高損失流体が蓄積された EW 近傍の負圧面コーナー付近で顕著に表れている (図 14(d)). したがって, $M_{is}=1.1$ における $Z/C_{ax}=0.9$ から 1.0 にかけての C_{ptt} の増加は, SW_{SS} の負圧面境界層との干渉によるものであり, 特にコーナー付近における干渉の影響は大きいものと考えられる.

図 3, 12, 13 より $Z/C_{ax}=1.0$ 以降の翼列下流での C_{pp} の増加率は $M_{is}=1.6$ で最も大きく, $M_{is}=1.1$ で



最も小さい。この原因は、この損失増加が翼後縁から放出されるウェークの混合損失によるものであり、 SW_{PS} が最も強い $M_{is}=1.6$ において、その負圧面境界層との干渉によりウェークが最も発達したためである(図 7(a), 8(a), 9(a))。また、 SW_{SS} とウェークとの干渉による損失が、 SW_{SS} が最も強い $M_{is}=1.6$ で最も増加することにも起因している。さらに C_{pt} における同様な傾向には、 SW_{SS} とEW上の境界層との干渉による損失生成が加わる(図 5(d), 14(d), 15(d))。

7. 結論

本研究により以下の結論を得た。

- (1) 後縁の圧力面側衝撃波は隣接翼の負圧面境界層との干渉により、形状損失を増加させる。出口マッハ数の増加はこの傾向を、同衝撃波の増強により強める。
- (2) 流路渦によるエンドウォール上の境界層流体の翼負圧面上への移送および蓄積は、後縁の圧力面側衝撃波と隣接翼負圧面上の境界層との干渉による損失生成を増加させる。出口マッハ数の増加はこの傾向を、同衝撃波の増強により強める。
- (3) 後縁の負圧面側衝撃波はエンドウォール境界層との干渉により損失を生成するが、圧力面側衝撃波については、流路渦によるエンドウォール境界層の翼負圧面上への移送により、その生成が抑制される。
- (4) 出口マッハ数の増加は、後縁の圧力面側衝撃波と隣接翼負圧面上の境界層との干渉の増強により後縁ウェークを強め、さらに後縁の負圧面側衝撃波を強めることにより、それらの混合および干渉に伴う損失生成を増加させる。

参考文献

- 1) 山本 孝正, “タービンの最近の技術進歩について”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.21, No.84, pp.40-46, 1994.
- 2) Toyotaka Sonoda, Toshiyuki Arima, Markus Olhofer, Bernhard Sendhoff, Friedrich Kost, and P.-A.Giess, “A Study of Advanced High-Loaded Transonic Turbine Airfoils”, ASME, Vol.121, No.4, pp.650-657, 2006.
- 3) 辻田 星歩, 水木 新平, 山本 孝正, “超高負荷タービン翼列内の流れの数値解析”, 日本機械学会論文集(B編), Vol.70, No.697, pp.2332-2340, 2004.

高温高速固気二相流の数値シミュレーション

*鈴木 正也 (JAXA), 山根 敬 (JAXA)

Numerical Simulation of High Temperature and High Speed Gas-Solid Two-Phase Flow

*Masaya SUZUKI (JAXA) and Takashi YAMANE (JAXA)

ABSTRACT

Sand erosion due to gas-solid two-phase flow with high temperature and high velocity is one of the important issues for lifetime of turbine vanes and blades in jet engines. The authors have developed an erosion test rig and have performed material tests. However the flow field information is not sufficiently obtained due to the measurement difficulty. In order to understand particulate erosion phenomena, numerical simulations of gas-solid two-phase flow corresponding to the sand erosion tests were conducted. In this paper presents the numerical results of the flow field with and without flat plate which was located for impinging angle of 90°, 60° and 30°. The results qualitatively agreed with the experiments but the quantitative differences were confirmed.

Key words: Turbine, Erosion, Multi-Phase Flow, Jet Flow, Computational Fluid Dynamics

1. 諸言

サンドエロージョンとは、気体中に含まれる固体粒子が気流と共に運動し、固体表面に衝突することで、衝突表面を機械的に損傷させる減肉現象である。航空用ガスタービンにおいては、MIL-E-5007Dなどに砂吸込み試験が規定されており、サンドエロージョンが生じる環境下でも健全にエンジンが動作することが必要である。また、2010年に発生したアイスランドの火山噴火では、航空機の運航に多大な混乱が生じ、火山灰に対する航空エンジンの安全性向上にも関心が高まっている^{1),2)}。砂や火山灰等の微粒子吸込みが発生した場合、タービン段においては高温高速の粒子が衝突することから、材料の耐エロージョン性を評価するためには、厳しい温度・速度の条件を再現できる試験装置が必要となる。

宇宙航空研究開発機構 (JAXA) では、タービン材料の低サイクル疲労を評価するため、高温度落差バーナー／材料・コーティング試験装置を整備してきた³⁾。本装置は、大気圧下ながら温度条件は実機タービン並の高温・高熱伝達率環境を再現し、耐熱材料の耐久性を評価できる。さらに、粒子供給装置を備えており、高温高速噴流に粒子を添加することで、高温高速エロージョン試験が可能である。一方、燃焼流かつ固気二相流の状態となるため計測が困難であり、現象の理解を深めるには実験だけでは不十分であるとも認識している。

本研究では、著者らがこれまでに実施してきたエロージョン試験に対応する数値解析を行い、実験的には不明確であった固気二相流の詳細な挙動を明らかにする。また、実験データとの比較から解析結果の妥当性を評価するとともに、解析手法に関する考察を示す。

2. 支配方程式と数値解析手法

2.1 アルゴリズム

固気二相流の挙動を詳細に把握するため、CFDにより実験状態を模擬した解析を行った。二相流の解析では、連続相（燃焼ガス）と分散相（固体粒子）をオイラー座標系かラグランジュ座標系で計算するかの選択がありうる。分散相が連続相に十分追従し、両者の流跡線が一致すると見なすことが出来れば、いずれもオイラー解法を適用するのが効率的である。しかし、エロージョン現象では粒子が壁面に衝突することによって発生するため、両者の速度差が無視できず、分散相にラグランジュ解法を適用するのが一般的であり、本研究でもオイラー・ラグランジュ・カップリングを採用した。

2.2 気相

気相の計算は単相と同様に扱い、固体粒子による影響を無視する。三次元圧縮性乱流場を仮定し、ファールブル平均された連続の式、ナビエ・ストークス方程式、エネルギー式に基づいて計算する。

この計算対象では作動流体が燃焼ガスであるが、粒子挙動に重要となるバーナー下流の流れでは反応の影響は無視できるものと考え、全領域を既燃ガスとして解析した。

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \{ \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p} \delta_{ij} - (\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) \} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{e}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \{ (\bar{\rho} \tilde{e}_i + \bar{p}) \tilde{u}_j - (\bar{\tau}_{ij} \tilde{u}_i - \bar{q}_j - \bar{\rho} \tilde{e}_i \tilde{u}_j) \} = 0 \quad (3)$$

ここで、 t は時間、 x_i はデカルト座標系、 ρ は密度、 u_i は速度、 p は静圧、 e_i は全エネルギー、 τ_{ij} は粘性応力、 q_j は熱流束である。(") は変動成分、(-) はレイノルズ平均、(˜) はファールブル平均操作を意味する。

乱流モデルには、Launder-Spalding⁶⁾モデルを適用した。これらの方程式は、有限差分法を用いてオイラー法により計算し、非粘性項には SLAU⁷⁾をFCMT⁸⁾により四次精度化して用い、粘性項には二次中心差分を適用した。時間進行にはADI-SGS法をニュートン反復により最大二次精度として用いた。また、局所時間刻み法を用いることにより定常解への収束の高速化を図った後、時間刻みを一定として非定常計算を行った。

2.3 固相

個々の固体粒子に関する座標、速度、温度の支配方程式を解く。気相から受ける力は抗力のみと仮定した。

$$\frac{dx_{p,i}}{dt} = u_{p,i} \quad (4)$$

$$\frac{du_{p,i}}{dt} = f_{D,i} \quad (5)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = q_p \quad (6)$$

ここで、添え字 p は粒子を意味し、 f_D は抗力、 q_p は熱流束である。上記支配方程式を解く際の時間進行には、オイラー陽解法を用いたが、一次精度の解法であるため、時間刻みを大きく取りすぎないように配慮した。また、粒子周囲の気相の状態量は線形補間により与えた。

3. 計算条件

3.1 比較対象の試験条件と計算ケース

これまでに著者らが行った高温高速エロージョン試験を対象として解析を行う。試験の詳細については文献^{4),5)}を参照されたい。

試験は高温度落差バーナー／材料・コーティング試験装置³⁾により行った。試験装置の外観を Fig. 1に、概要を Table 1に示す。本装置では、燃料とし

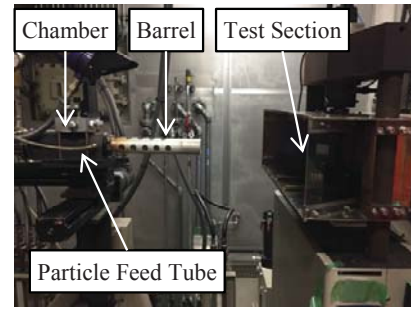


Fig. 1 Experimental Apparatus

Table 1 Specification of Burner Rig

Burner	Fuel	Kerosene
	Pressure	Atmospheric pressure
Temperature	700-2,000 °C	
Mass flow rate	0.08 kg/s	
Velocity	300-800 m/s	
Cooling air for specimen	Pressure	3.0 MPa
	Temperature	Below 100 °C
	Mass flow rate	0.15 kg/s
Loading equipment	Maximum load	15 kN

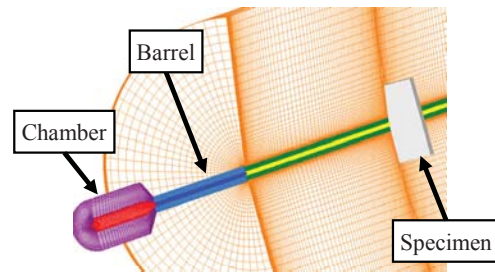


Fig. 2 Computational Domain and Grid

て灯油、酸化剤として圧縮空気を用いたHVAF(High Velocity Air Fuel)方式のバーナーにより高温高速燃焼ガスを生成する。バーナー燃焼室の下流から固体粒子を投入し、バレル内で加速させて試験体に衝突させることによりエロージョンを生じさせる。バーナーは三軸トラバース架台に据え付けられており、運転中にバーナー位置を変更することができるため、燃料流量、圧縮空気流量、バーナー位置を変更することにより、二相流の速度と温度、試験体温度を調整できる。

試験体は50 mm × 50 mm × 3 mmのSUS304製平板とした。SUS304はタービンに使用される材料ではないが、ここでは安価であることから採用した。使用した粒子は珪砂で、事前に45 μm~53 μmのメッシュを用いて電動ふるいにより分級した(平均粒径約50 μm)。粒子供給流量は6.5 g/min.とし、粒子供給時間は15 min.とした。バーナーは燃料流量2.35 g/s、希釈空気流量44 g/sを維持して運転した。粒子の衝突速度と試験体表面温度はこの燃焼状態の下でバーナーと試験体までの距離を変更することにより調整した。試験体は流れ方向に90°, 60°, 30°の角度で保持し、試験体の保持角度により粒子

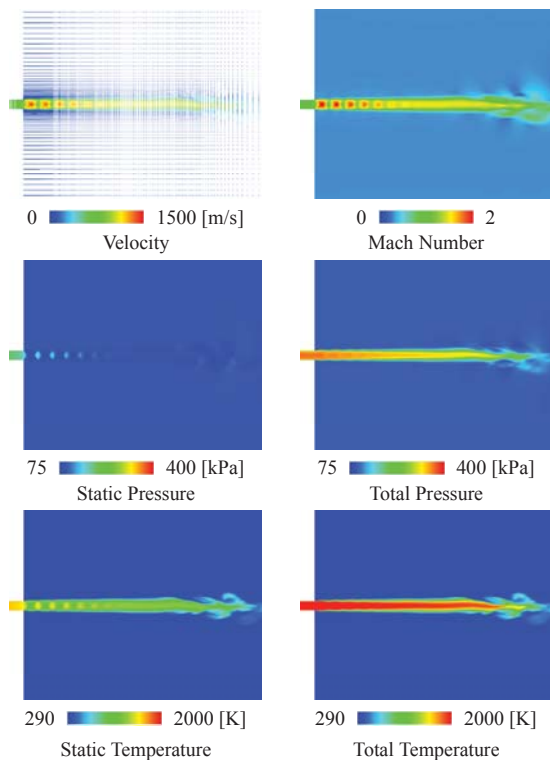


Fig. 3 Flow Field without Specimen

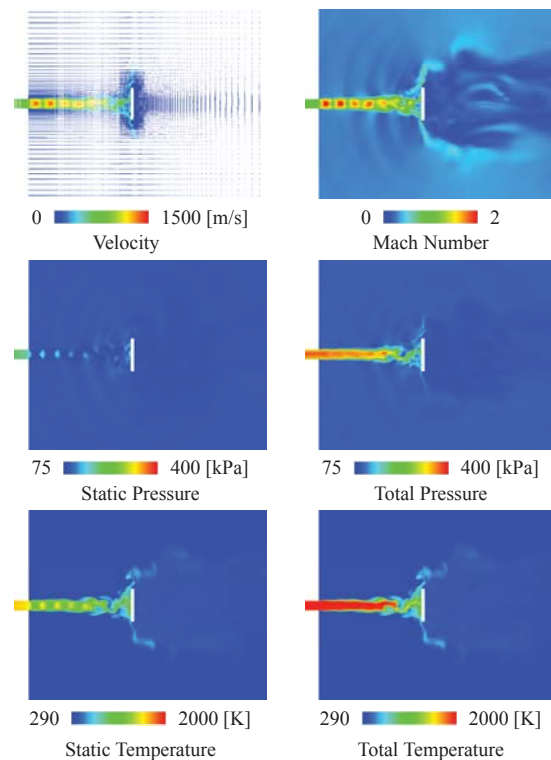


Fig. 5 Flow Field with Specimen

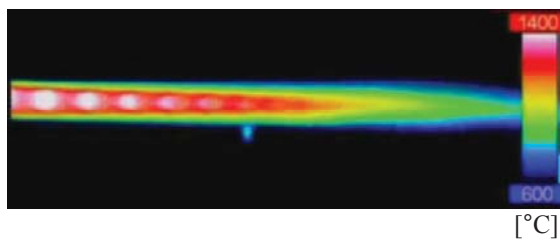


Fig. 4 IR Image of Flame without Specimen⁴⁾

の衝突角度を設定した。それぞれの衝突角度に対し、おおよそ衝突速度 800 m/s, 衝突温度 1050°C となる距離 (それぞれ 150 mm, 145 mm, 125 mm) に試験体を配置し、エロージョン試験を行った。

本研究では、バーナー下流に試験体を配置しないケースと試験体を衝突角度 90°, 60°, 30°に配置するケースの合計 4 ケースを対象として解析を行った。

3.2 計算格子と境界条件

計算格子はバーナー内部から下流までの領域をマルチブロック法により分割し、試験体の周囲の格子のみを重合格子法により重ねた。Fig. 2は格子の分割を色分けして示している。計算格子点数は試験体なしのケースでは約 4,200,000 点, 試験体ありのケースでは約 6,600,000 点である。本研究では、格子生成の簡略化のため、試験体支持部や周囲のダクトを無視しているため、計算結果に影響があると考えられるが、主に試験体の下流に影響が出

るものと思われ、エロージョン解析において重要となる粒子衝突の挙動には大きな影響はないものと考えている。

気相については、流入境界条件として全温, 全圧, 流入角度を固定して与え, 流出境界条件では静圧を固定した。壁面は断熱壁として扱い, 壁関数を適用して計算負荷を低減した。

粒子については, 流入の速度, 温度を固定し, 流入位置は粒子供給装置からバレルに接続された配管の出口付近に一定の分散を与えて流入させた。粒子の材料, 粒子直径は実験に合わせて設定したが, 粒子直径は一定と仮定した。また, エロージョンを伴う粒子と固体壁の衝突に対する跳ね返り係数は, Bitter モデル^{9), 10)}や Neilson-Gilchrist モデル¹¹⁾等のエロージョンモデルから与えることができるが, 本研究では簡略化のため, 1 に固定した。

4. 結果と考察

4.1 気相

試験体を配置しない条件に対する気相の中央断面の可視化結果を Fig. 3に示す。高温高圧のガスがバレル出口で大気に解放されることで, 急激に膨張し, 超音速流れとなる。その後, 衝撃波が発生し, 亜音速まで減速するが, 再び膨張して同様の構造を流れ方向に複数形成する。このような膨張波と圧縮波を繰り返すダイヤモンドショックが 6

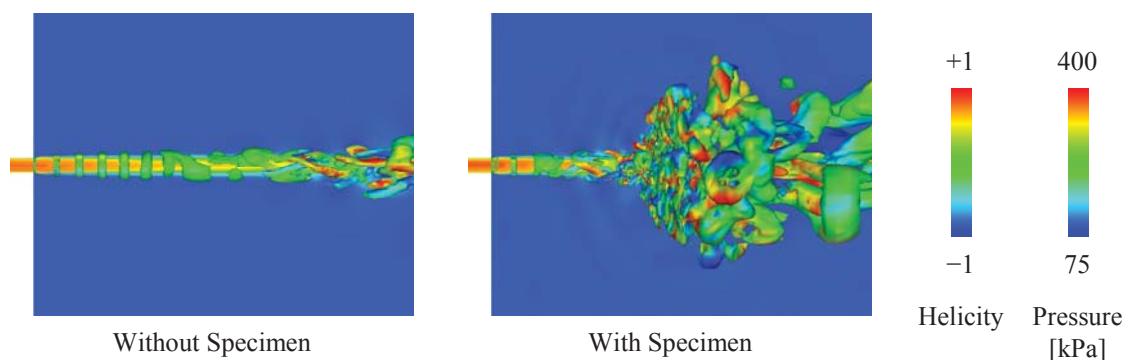


Fig. 6 Comparison of Vortex Structure Without and With Specimen

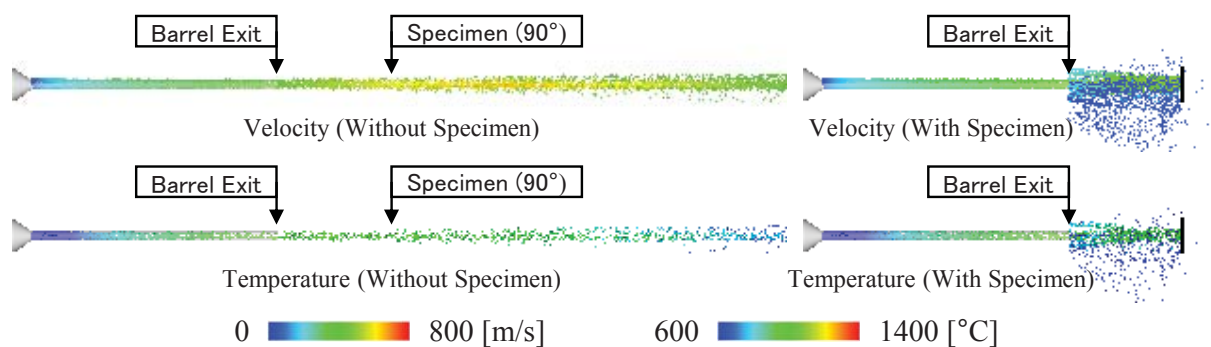


Fig. 7 Comparison of Particle Behaviour Without and With Specimen

つ観察されており、Fig. 4に示す熱画像による火炎の可視化⁴⁾と定性的によく一致する傾向が見られた。ダイヤモンドショックの下流では流れ方向にほぼ一様な分布となるが、さらに下流では噴流のポテンシャルコア領域が崩れ始め、大規模な渦構造が観察されている。

試験体を衝突角度 90° に配置した条件について、気相の中央断面の可視化結果を Fig. 5に示す。試験体なしの条件と同様に、バレル出口から複数のダイヤモンドショックが観察されている。しかし、下流に配置された試験体に超音速噴流が衝突することで強い反射波が発生し、ダイヤモンドショックと噴流のせん断層に干渉し、その構造が歪んでいることが分かる。また、試験体なしの条件ではポテンシャルコアが完全に崩れ、大規模な渦放出が起こるまでは定常的な流れであったが、試験体を配置したことで、非定常性の強い流れ場となっている。特に試験体付近では噴流が大きく蛇行していることが分かる。

試験体の有無による渦構造の違いを Fig. 6に示す。図中の等値面は速度勾配テンソルの第二不変量であり、色は無次元ヘリシティを表している。背景のコンターは全圧分布である。前述の通り、バレル出口では規則的かつ二次元的な渦構造が確認で

きるが、試験体なしの条件ではポテンシャルコアの消失する近辺から三次元的な渦が形成され、試験体ありの条件では試験体からの反射波の干渉を受けてバレル出口に近い領域から三次元的な構造に遷移し、急速に混合が進むとともに試験体付近に複雑な渦が発生して下流へと流れている様子が確認できる。

本解析の問題点として、バレルと試験体の伝熱を考慮しておらず、断熱条件を課しているため、Fig. 4に示すように実験ではせん断層の温度勾配が緩やかなのに対して、解析では温度勾配が急である。したがって、噴流の混合が実際よりも遅れている。また、ここでは結果を示していないが、試験体表面温度も実験とは全く異なっている。今後は伝熱を考慮するか、少なくとも等温壁条件が適切なものと思われる。さらに、試験体を配置したケースでは非定常性が強いため、URANS 解析で妥当な結果が得られるか疑問が残る。

4.2 固相

粒子群の可視化結果を Fig. 7に示す。図中では粒子の速度と温度を試験体のない場合と 90° に配置した場合について比較している。粒子直径が大きいため、バレル内部で加熱・加速されるが、バレル出口付近のダイヤモンドショック構造には追従

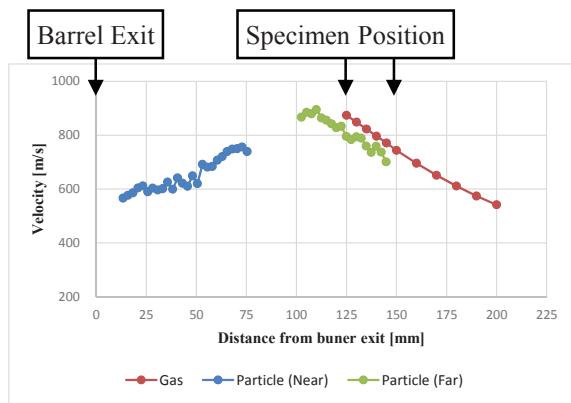


Fig. 8 Gas and Particle Velocity without Specimen⁵⁾

しておらず、粒子速度と粒子温度ともに気相に対する追従性には一定の時間遅れが存在することが分かる。特に粒子速度は追従性が低い。一方、Fig. 8に示すガス速度と粒子速度の計測結果では、バレル出口から 100 mm 下流程度で粒子速度は最大に達し、それ以降は減速していく傾向を示していたが、本解析で得られた粒子速度は、試験体を配置した 150 mm よりも下流側で最大になっており、実験結果よりも粒子が気相に追従しづらい結果となった。これは、既に述べた断熱条件の影響によりせん断層の混合を過小に評価していることに加えて、粒子直径一定を仮定しているのが原因ではないかと考えている。一般的に粒子の直径分布はローゼン・ラムラー分布等の分布に従い、平均粒径よりも小さな粒子が多数存在しているものと考えられる。PIV の後処理では粒子径の影響が考慮されないため、PIV により得られた結果は多数の小径粒子の影響を強く受けているものと推察される。このことから、数値解析においても粒子直径分布の考慮が重要になると思われる。

5. 結 言

タービンにおいて発生する高温高速サンドエロージョン現象を想定した温度・速度の条件において行われた平板のエロージョン試験を対象とした数値解析を行った。本研究で得られた主な知見は以下の通りである。

- (1) 膨張波と圧縮波を繰り返すダイヤモンドショックが複数発生し、赤外線熱画像による火炎の可視化と定性的に一致する傾向が見られた。
- (2) 噴流下流に試験体を配置した場合、試験体から反射波が発生し、ダイヤモンドショックと噴流のせん断層に干渉することで非定常な流れ場となる。

- (3) ガス流に対する粒子の追従性が低いため、ガス流の衝撃波構造の影響は小さく、粒子速度と粒子温度はバレルの下流で最大となる。
- (4) 断熱条件を課した解析では、実験よりも混合が遅くなる結果となり、壁面の温度境界条件の改善が必要であることが示唆された。
- (5) ガス流に対する粒子の追従性が実験よりも低い傾向があり、粒子直径分布の考慮が必要と考えられる。

謝 辞

本研究の一部は学術研究助成基金助成金：挑戦的萌芽研究 16K14165、科学研究費補助金：若手研究(A)16H06067 の助成を受けて行われた。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) Jiang, L. Y., Han, Y., Patnaik, P.: Characteristics of Volcanic Ash in a Gas Turbine Combustor and Nozzle Guide Vanes, STO Meeting Proceedings, STO-MP-AVT-272-09 (2017).
- 2) Mechnich, P., Braue, W., Schulz, U.: High-Temperature Corrosion of EB-PVD Yttria Partially Stabilized Zirconia Thermal Barrier Coatings with an Artificial Volcanic Ash Overlay, J. Am. Ceram. Soc., Vol. 94, No. 3 (2011) pp. 925-931.
- 3) JAXA 航空技術部門—実エンジン環境材料試験設備 <<http://www.aero.jaxa.jp/facilities/aeroengine/facility06.html>> (参照日 2017 年 6 月 6 日).
- 4) 鈴木正也, 浮川直章, 藤沢良昭, 山根敬: 高温高速エロージョンの光学計測, 第 45 回可視化情報シンポジウム, D214 (2017).
- 5) 鈴木正也, 浮川直章, 藤沢良昭, 山根敬: 高温高速エロージョン試験リグの開発, 日本機械学会 2017 年度年次大会, J0550306 (2017).
- 6) Launder, B. E., Spalding, D. B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows, Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., Vol. 3, No. 2 (1974) pp. 269-289.
- 7) Shima, E., Kitamura, K.: On New Simple Low-Dissipation Scheme of AUSM-Family for All Speeds, Proc. 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA-2009-136, (2009).
- 8) Yamamoto, S., Daiguji, H.: Higher-order-accurate Upwind Schemes for Solving the Compressible Euler and Navier-Stokes Equations, Comput. Fluid., Vol. 22, No. 2 (1993) pp. 259-270.
- 9) Bitter, J. G. A.: A Study of Erosion Phenomena Part I, Wear, Vol. 6, No. 1 (1963) pp. 5-21.
- 10) Bitter, J. G. A.: A Study of Erosion Phenomena Part II, Wear, Vol. 6, No. 3 (1963) pp. 169-190.
- 11) Neilson, J. H., Gilchrist A.: Erosion by a Stream of Solid Particle, Wear, Vol. 11, No. 2 (1968) pp. 111-122.

低圧タービン翼列後流の混合や下流翼列との干渉に与える 下流翼列速度三角形の違いの影響

*檜川 卓也，浜辺 正昭，古川 樹生（株式会社 IHI），船崎 健一（岩手大学）

Effects of downstream velocity triangle on upstream wake mixing and interaction with downstream airfoil rows

*Takuya MITSUKAWA, Masaaki HAMABE, Juo FURUKAWA (IHI Corporation)
and Ken-ichi FUNAZAKI (Iwate Univ.)

ABSTRACT

This paper studies mixing of wakes across downstream airfoil rows, the mixing behavior influenced by the airfoil rows' velocity triangle. LP Turbine airfoil rows which have two different inlet-exit velocity ratios with incoming wake from upstream moving bars have been tested in low speed cascade rig. The test result shows larger velocity ratio of airfoil rows suppresses upstream wake mixing loss across airfoil rows. Rig test data and CFD simulations indicate the different velocity triangle influence the interaction between wakes and boundary layer of airfoil rows and mixing behavior across the rows.

Key words: LP turbine, Wake, Velocity ratio, Velocity triangle, Mixing, Boundary layer

1. はじめに

タービン翼列内における流れは，動翼と静翼が相対的に動く中で非定常流れとなっている．動翼と静翼の相互干渉による非定常ロスの特徴は古くから議論されてきた．Denton¹⁾は圧力勾配がwakeのmixingに与える影響に関して議論しており，論文の後半では翼面のSS，PS面の速度差によりwakeは翼列通過時に広がり弱められロスとしては減少するとしている．これは「wakeは圧縮機と異なりタービンにおいては増幅される」としたSmith²⁾の報告と相反していた．

上流翼列後縁から生み出されるwakeが下流翼列表面の境界層の遷移過程と干渉しロスの発生に影響を及ぼすことは良く知られている．Mahallatiら³⁾はレイノルズ数25k~100kで異なるwake周波数での翼列試験を行うことで，SS面の境界層の剥離再付着の挙動の変化により低いレイノルズ数，周波数においてプロファイルロスが顕著に大きくなることを報告している．またPraisnerら⁴⁾は上流から入ってくるwakeの境界層との干渉前の変化の違いによりロスが発生することを調査した．wakeの速度欠損が非定常ロスの大きな要因パラメータであるとし，wakeのmixingの仕方が流管の膨張・収縮の違い(翼型の違い)によって異なり，wakeの速度欠損量，欠損範囲の違いが生まれ境界層との干渉の仕方も異

なっていくとしている．さらに近年の解析技術の発達によりwakeによって生じるロスにスポットを当てたDNSやLES解析が実施されており⁵⁾，より精度高くwakeを起因とするロスの予測をすることが最近の研究課題となっている．また，直近では解析精度が高くない中でもPOD(固有直行分解)によりロスの要因を分解し，wakeによるロスの発生メカニズムを解明しようという取り組みがなされている．⁷⁾

本研究では後流の翼列の速度比に注目し，岩手大学の低圧タービン直線翼列試験機を用いて下流翼列の速度三角形を変化させることで，上流翼列を模擬した周方向に動く円柱群から作られるwakeのmixingの仕方と下流翼列とwakeとの干渉により境界層に与える影響の変化を調査した．

2. 主な記号

C	: 実コード長 [mm]
C_x	: 軸コード長 [mm]
f_{bp}	: 円柱通過周波数 [Hz]
V_{01}	: 入口流速 [m/s]
P_{i01}	: 入口全圧 [Pa]
P_{i02}	: 出口全圧 [Pa]
P_s	: 翼面静圧 [Pa]
P_{s02}	: 出口静圧 [Pa]

- x : 軸方向
- s : 翼面流れ方向
- Re : レイノルズ数 [-],
出口速度, 実コード長ベース
- St : ストローハル数 [-]
 $(f_{bp} C) / V_{01}$
- C_p : 翼面圧力係数[-]
 $(P_{t01} - P_s) / (P_{t02} - P_{s02})$
- Y_p : 全圧損失係数[-]
 $(P_{t01} - P_{t02}) / (P_{t02} - P_{s02})$
- t : 翼後縁厚み[mm]
- δ^* : 排除厚さ [mm]
- θ : 運動量厚さ[mm]
- w : スロート長 [mm]
- PS : Pressure Surface
- SS : Suction Surface
- LE : Leading Edge
- TE : Trailing Edge

3. 実験手法

3.1 実験装置および計測手法

本研究では岩手大学の低速低圧タービン直線翼列試験機を用いて試験を実施した。作動流体を圧縮式のブロウから吸い込み、風洞部を通過し、7枚の直線翼列へ流入させる。非定常計測を実施する場合は、上流翼列からの wake を模擬するために Wake generator に取り付けられた直径 3mm の円柱群を回転させる。尚、定常計測を実施する場合には円柱は取り外しておく。

図 1 に空力計測概要を示す。翼列中心翼のミッドスパン前縁を基点として、30%Cx 上流にて入口圧力を計測し、翼軸方向に 115%Cx 下流にてピッチ方向に出口圧力をトラバース計測する。実験時の主流乱れは 30%Cx 上流の地点にて計測しており 0.8%~1.0%である。翼面静圧については、中心の 1 翼間にて 2 枚の翼を用いて PS 面および SS 面をそれぞれ計測する。境界層計測については、I 型熱線プローブを用いて、SS 面側は LE より 60%Cx から 98%Cx まで計 8 点、PS 面側は 97%Cx にて実施する。翼面との最小距離は 0.2mm まで計測している。

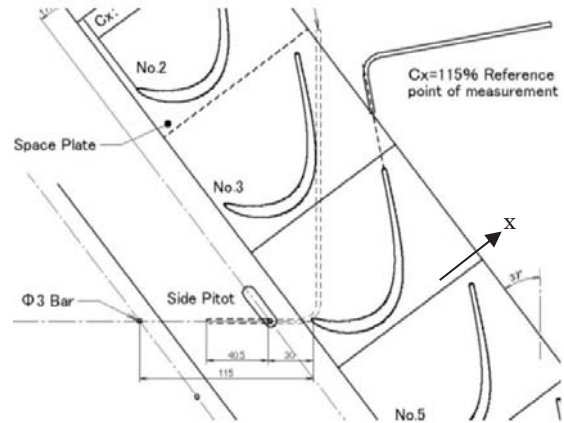


図 1 空力計測概要

3.2 翼型

図 2 に本研究で用いた翼型を示す。翼入口出口の速度比 1.6 の HL 翼に対して、速度比を 2.1 に上げた 翼を HV 翼とする。HV は速度比を上げるために流出角が約+4.7deg になるように設計されている。この影響で throat 長は HL に比べ -15%と短くなっている。また、ピッチと循環係数を一定とするため、HV は HL に対して流入角は約 2.6deg 大きくなっている。

SS 面における翼面マッハ数の減速率を同等にするため、HV は HL と比べ aft load となっている。

3.3 試験条件

試験は上流円柱なしの定常状態および円柱移動速度を $St = 0.8$ とする非定常状態にて、それぞれ $Re = 1 \times 10^5$ の条件とした。ただし、HV 試験は出口流速が同じになるように試験条件を設定したため、HL 試験が Re 数=100k に対し Re 数=105k と 5%大きくなっている。尚、 Re 数=100k は一般的な航空機用大型エンジンの高空条件に対応する。航空機用エンジン内の上流翼通過速度はおよそ $St=1.0 \sim 2.0$ 程度のためやや小さいものの試験機の構造上実施可能な範囲で高い値としている。

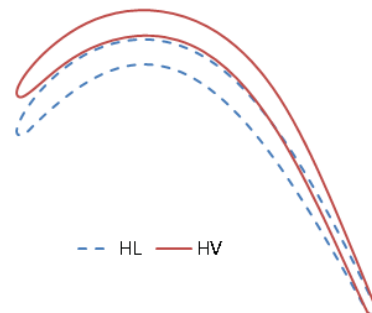


図 2 試験翼形状比較

4. 結果と考察

4.1 試験結果と CFD 解析による検証

図3に定常, 非定常状態での翼面 C_p 分布の試験結果を示す. HVはHLに比べ速度比が大きいいため, LEにおけるSS面の C_p の立ち上がりが小さくなっている. HL, HV共に定常よりも非定常の方がLEにおいてPS面の値は増加, SS面の値は低下している. 非定常にすることで incidence が小さくなっていると考えられる. HL, HV共に90% C_x 付近に見られていたはく離泡(HLは再付着しているが, HVではburst)が非定常では小さく抑えられているのが分かる.

解析はANSYS Fluentを用い非定常・遷移モデル解析を行った. 翼面の最小格子幅は y^+ が1以下になるようにしている. 試験と解析結果を比較すると(図4), SS面はHLで少し incidence が小さい結果となったが, 傾向は良く捉えられており, SS面の C_p ピーク値の後方も合っている. TE付近における遷移を見ると(図5), 遷移位置を矢印で示しているが, HLではほぼ同等の位置に小さなはく離泡が見られ(CFDが若干後方で発生), HVでもはく離泡は小さくなっているのが見られる.

翼列後流の Y_p 分布(全圧損失係数分布)を比較すると(図6), 定常の結果では, 試験結果はピークはほぼ同じか若干HVが高めであったのに対し, CFDはHLを大きめに予想している. HV翼でCFDではバーストしていないことが原因と考えられる. CFDではピーク値はHLの方が大きいもののwake幅がHVの方が大きい影響でtotalのロスとしてはHVの方が大きくなっている. 非定常では試験結果, CFD共に主流部(翼間の流れ), ピーク値共にHLの方がロスが大きくなっている影響で, totalのロスもHLの方が大きい.

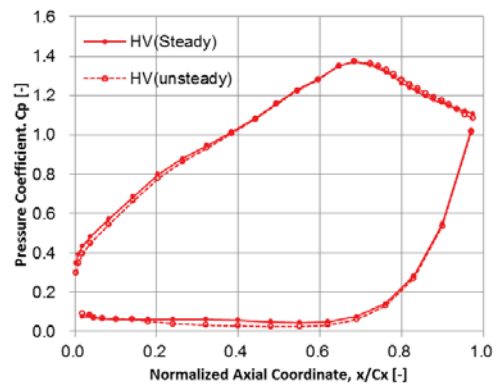
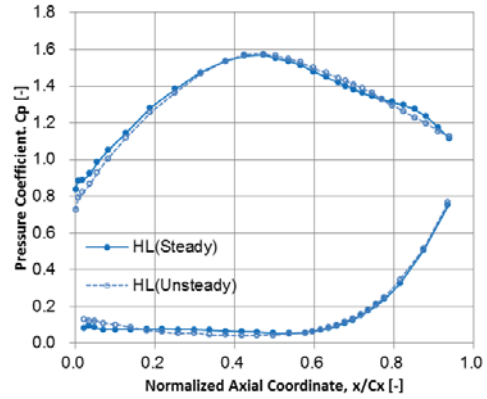


図3 定常 vs 非定常の C_p 分布比較
HL翼(上図), HV翼(下図)

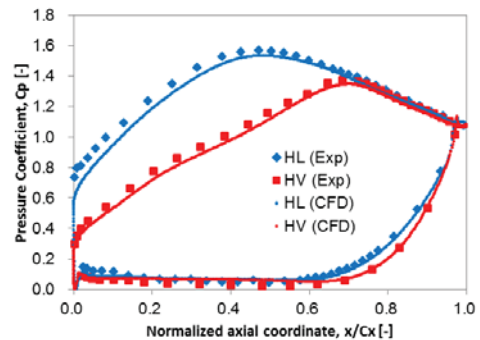
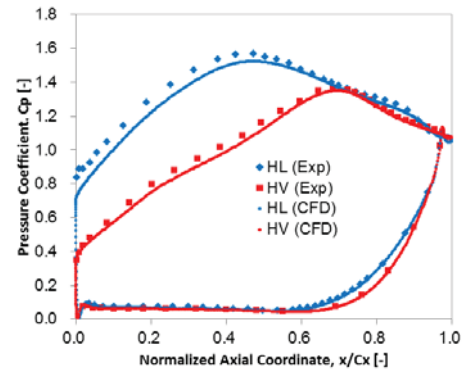


図4 C_p 分布, 試験結果(Exp)と CFD 比較
 $St=0$ (上図), $St=0.8$ (下図)

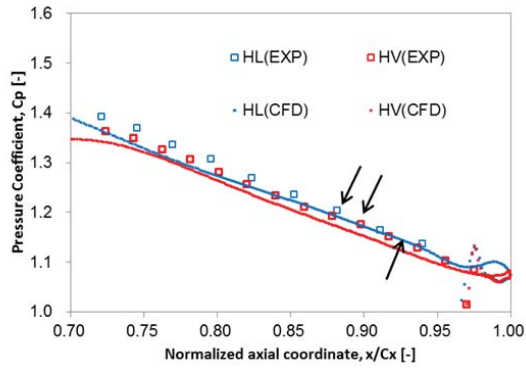


図5 TE近傍のSS面Cp分布, St=0.8

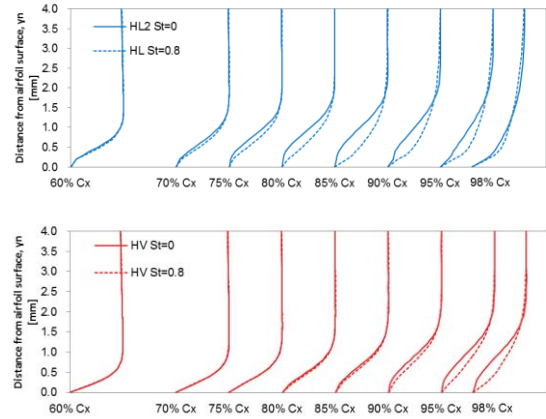


図7 SS面境界層計測結果
HL(上図), HV(下図)

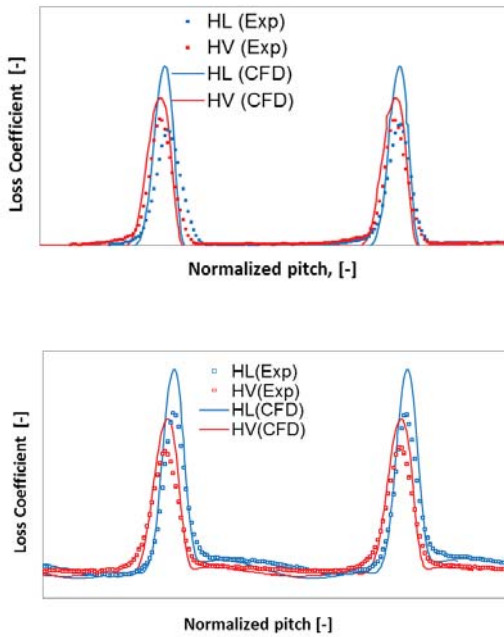


図6 Yp分布
St=0(上図), St=0.8(下図)

4.2 境界層分布

図7にSS面境界層計測結果を示す。HL翼では60-95%Cxではく離泡が見られたが、非定常にすることでく離泡が小さくなっている。前項のCp分布の結果とも一致する。70%Cxですでにwakeの干渉が見られ、98%Cxでは定常・非定常でほぼ同じ分布にまで回復している。一方、HV翼は定常では80%Cxではく離泡が見られ98%Cxでも再付着せずに流れるものの、非定常では再付着するようになる。

4.3 損失比較

試験結果、CFDから求めた定常・非定常の翼列の(翼列出入口の値から算出した)ロスと比較したものを図8に示す。試験結果、CFD共に定常ではHVの方がロスは大きいですが、非定常ではHLの方が大きくなる結果となっており、大小関係が定常・非定常で逆転している。

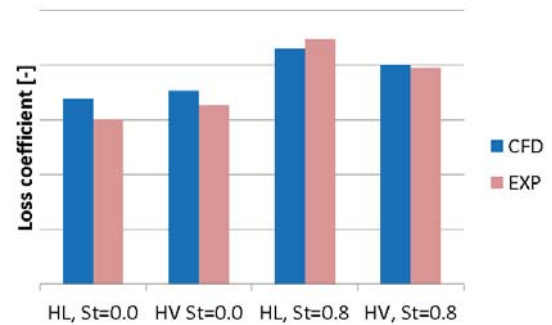


図8 翼列ロスの比較

図8に示している翼列ロスは主流部における円柱wakeのmixingロスも含むため、翼列単体のロスと区別したい。Denton¹⁾は翼列単体のロスを以下のように提案している。

$$\zeta_{Denton} \equiv -\frac{C_{pb}t}{w} + \frac{2\theta}{w} + \frac{(\delta^* + t)^2}{w^2}$$

$$\cong -\frac{C_{pb}t}{w} + \frac{2(\theta_{ss} + \theta_{ps})}{w} + \frac{[(\delta_{ss}^* + \delta_{ps}^*) + t]^2}{w^2}$$

ここで、第1項のC_{pb}はBase pressure coefficientであり、一般的な値として-0.13を仮定している。試験結果を元に損失を計算した結果を図9に示す。Dentonロスでは図8でみられたような定常と非定常でのロスの逆転は見られず、定常、非

定常共に HV の方がロスは大い結果となった。HV の第2項の翼背側のロスが小さくなっているものの、第1項と第3項の TE の Blockage が大きく、合計値としては HV の方がロスが大きくなる。これは HV が HL よりも 15%程度 throat 長が短いことが原因である。

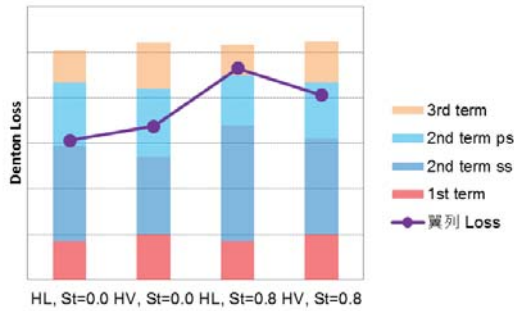


図9 Denton ロスの内訳(試験結果)

4.4 Wake の違いによる性能への影響

HV は HL に比べ入口速度が小さいため、円柱に対する Re 数が 25%小さくなる。図 10 に CFD の全圧コンタを示す。HV では wake の揺らぎが生じているのが分かる。翼列に流入してくる wake の違いによる翼列ロスへの影響を調べるため、HL の円柱の Re 数と等しい条件で HV の解析を実施した。翼列後流の Yp 分布を図 11 に示す。HV(2)が円柱の Re 数を HL に合わせた結果である。主流部のロスは HV(2)の方が HV に対しては大きな変化はなく、HL に対しての大小関係は変わらない。一方、翼列の wake の大きさでは HL に対しては Re 数が大きくなった影響で境界層が薄く wake 幅が小さくなっている。

以上から、定常では HL の方が翼列ロスが大きいのにに対し、非定常では、HV の方が翼列ロスが大きくなる原因は、流入 wake の違いや境界層との干渉ではなく、翼間の mixing によるものであり、速度比が大きい HV の方がロス低減の効果が大きいと言える。

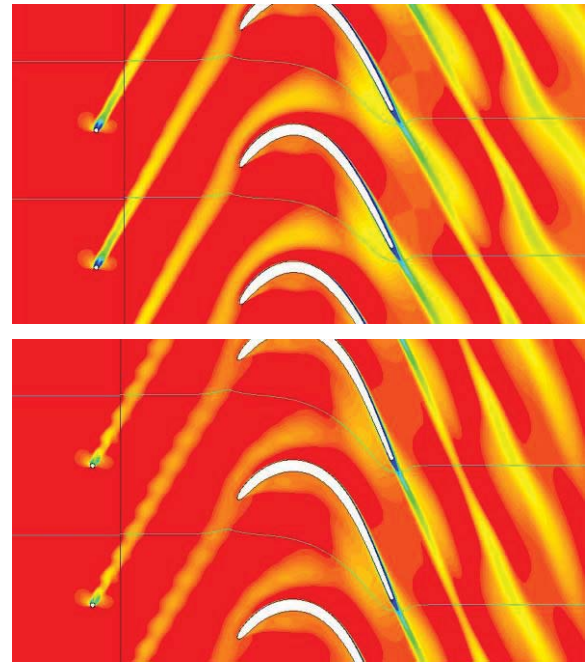


図10 全圧コンター
HL(上図), HV(下図)

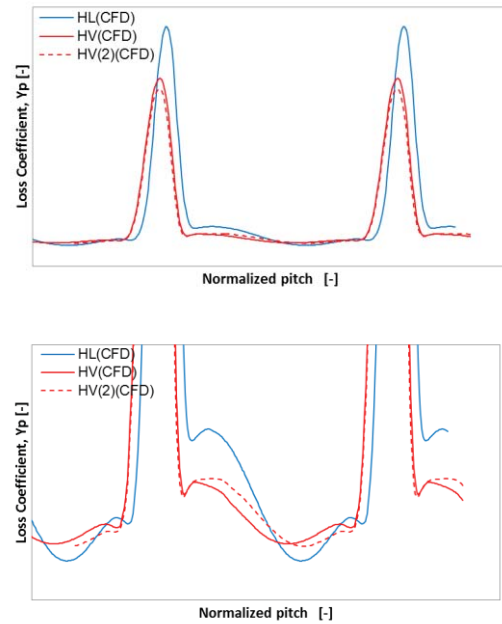


図11 Yp 分布 (下図は上図の拡大図)

5. 結論

航空機用低圧タービン翼の速度比(速度三角形)の違いが空力性能に与える影響を低速の直線翼列及び CFD 用いて調査した。

速度比大小 2 種類の速度三角形を持つ翼列へ上流の円柱群から wake を流入させた結果、両者共に wake の境界層への干渉によりはく離泡の抑制、再付着を促す効果が確認できた一方、速度比が大きい翼(HV)の方が小さい翼(HL)よりも翼

列ロスが抑えられていることが分かった。翼列ロスから翼列単体のロスを Denton ロスを用いて切り分けたところ、翼列ロスは定常・非定常間では大きな差はないため、流入 wake の翼面境界層への干渉による翼列単体のロスへの影響はほとんどないことが分かった。また、翼列単体のロスは定常・非定常共に HL に比べ HV の方が大きく、翼列ロスの傾向とは異なる。これにより HV の非定常ロスが HL よりも抑えられている要因は、翼列単体のロスにはなく、主流部における流入 wake の mixing ロスにあることが分かった。つまり、速度比の大きい翼列の方が主流部の流入 wake の mixing ロスを抑えられていることが分かった。ここで、HL と HV で円柱の Re 数の違いにより円柱の wake の違いがあったが、主流における流入 wake の mixing ロスへの影響は小さいことは確認した。

本稿では Re 数や St 数を一定とした中での議論となったが、今後は値を振った場合に調査範囲を拡大していく予定である。また、本稿ではロスの発生メカニズムの定性的な議論に終始したが、今後はより精度の高い解析と試験結果を比較していくことで定量的にロスメカニズムを明らかにしていく予定である。

6. 謝辞

本稿は岩手大学の船崎研究室で実施いただいた試験結果を用いている。多忙な中ご協力いただいた船崎教授と船崎研の学生に深く謝意を表します。

参考文献

- 1) Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115.
- 2) Smith, L. H., 1966, "Wake Dispersion in Turbomachines," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 88, no. 3.
- 3) Mahallati, A., and Sjolander, S. A., 2013. "Aerodynamics of a low-pressure turbine airfoil at low Reynolds numbers- part II : Blade-wake interaction". ASME J. of Turbomach., 135, pp.011011-1-011011-10.
- 4) Praisner, T., Clark, J., Nash, T., Rice, M., and Grover, E., 2006. "Performance impacts due to wake mixing in axial-flow turbomachinery". In ASME Turbo Expo 2006: power for Land, Sea, and Air, pp. 1821-1830
- 5) Michelassi, V. Chen, L.-W., Pichler, R., and Sandberg, R. D., 2015. "Compressible direct numerical simulation of low-pressure turbines-part II : Effect of inflow disturbances". Journal of Turbomachinery, 137(7), pp. 0710051-12
- 6) Michelassi, V. Chen, L., Pichler, R., Sandberg, and Bhaskaran, R., 2016. "high-fidelity simulations of low-pressure turbines: Effect of flow coefficient and reduced frequency on losses". Journal of Turbomachinery, 138(11), p. 111006.
- 7) Lengani, D., Simoni, D., Ubaldi, M., Zunino, P., Bertini, F., Michelassi, V., 2017. "Accurate estimation of profile losses and analysis of loss generation mechanisms in a turbine cascade". Asme Turbo Expo 1017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.

動翼シュラウド漏れ流れ制御による蒸気タービンの段効率向上

*柴田 貴範，福島 久剛，瀬川 清（MHPS）

Improvement of Steam Turbine Stage Efficiency by Controlling Rotor Shroud Leakage Flows

* Takanori SHIBATA, Hisataka FUKUSHIMA and Kiyoshi SEGAWA (MHPS)

ABSTRACT

Shroud leakage flow with large tangential velocity produces a significant aerodynamic loss due to the mixing with the main stream flow. In order to reduce the mixing loss, two distinct ideas of the rotor shroud exit cavity geometry were investigated using computational fluid dynamics (CFD) analyses and experimental tests. One idea is an axial fin from the shroud downstream casing to reduce the axial cavity gap, the other is a swirl breaker placed in the rotor shroud exit cavity to reduce the tangential velocity of leakage flow. Test results showed that the axial fin and the swirl breaker improved turbine stage efficiency by 0.2% and 0.7%, respectively. The swirl breaker is an effective way to improve steam turbine stage efficiency because it can effectively turn the rotor shroud leakage flow in the direction of the main blade passage flow.

Key words: Steam Turbine, Low Aspect Ratio Blade Row, Rotor Shroud Leakage Flow, Mixing Loss

1. 緒言

蒸気タービンは、主に火力・原子力発電に利用されており、世界総発電量の 60% 近くを担う主力原動機である¹⁾。近年、地球温暖化防止や環境負荷低減の観点から発電プラントの更なる高効率化が求められており、蒸気タービンの効率改善は今なお重要課題の一つである。

蒸気タービン高・中圧段の内部損失は、(1)翼型損失(Profile loss)、(2)二次流れ損失(Secondary flow loss)、(3)漏れ流れ損失(Leakage flow loss)に大別される。このうち、翼型損失と二次流れ損失は、翼に起因する損失であり、翼形状の改良により低減できる可能性がある。一方、漏れ流れ損失は、回転系と静止系との間のシール部に関するもので、その損失の大小は、漏れ量だけでなく、漏れ流れと主流との合流の仕方（すなわちシール部やキャビティ部の形状）にも大きく影響を受けることが、近年明らかになりつつある。

この漏れ流れ損失に関して、2000 年以降の欧州を中心に、シール形状の最適化や漏れ流れと主流の干渉形態の影響を調査する研究が精力的に行われてきた。その先駆的な解説として Denton²⁾は、翼端漏れ流れに起因するエントロピー生成が、主に漏れ流れと主流が混合する際に生じることを指摘している。さらに、漏れ流れの旋回速度成分は、ラビリンスシール内部の混合過程ではあまり変化せず、流入した流れと同等な旋回速度成分がシール出口においても維持されることも指摘している。それゆ

え、漏れ流れが有する旋回速度成分を、主流と混合する前に減少させることが、効率向上の観点から重要である。

漏れ流れの旋回速度を除去する試みとして、いくつかの研究例が開示されている。Wallis ら³⁾は、動翼シュラウドの漏れ流れ流路面に、旋回速度成分を除去して動力化するための補助翼を装着した。しかしながら、その補助翼装着により、シュラウドキャビティ部において主流の出入りが激しくなったため、有効な効率向上が得られなかったようである。さらに、シール部出口のケーシング側に、軸方向流出を強化するための整流板を設置した試験も実施した。この場合は、タービン効率の改善と動翼出口における旋回速度成分の低減を確認できたとしている。他方、Rosic ら⁴⁾は、シール部の出口キャビティ部に、入口翼角を静翼流出角に一致させ、出口翼角を軸方向に向けた湾曲ベーン（厚み一定の翼）を設置し、その効果を試験で確認した。最も効率が上がったのは、動翼 1 ピッチあたりにベーン 8 枚を設置したケースで、下流の静翼への流入角が改善される効果も含めて 0.4% の段効率向上が確認された。シュラウド漏れ流れの旋回速度成分の除去は、動翼下流での混合損失を低減できると同時に、段下流の静翼への流入角も一様に近づけるため、下流段静翼の二次流れの発達を抑える効果もある。

また、シール部に整流板などを入れないまでも、シュラウド前後のキャビティ形状を最適化する研究も、数多く行われている。Pfau ら⁵⁾は、主流に再流入する漏れ流

れの周方向非一様性や、主流流れがキャビティに逆流するのを防ぐため、非軸対称な形状をしたシュラウドやケーシング端面を提案している。特に、翼端漏れ流れ流路の出口側形状に着目した研究として、Rosic ら⁶⁾は、流れ解析による形状サーベイの結果として、従来よりも損失低減効果の大きい出口キャビティ形状を提案している。また、Barmpalias ら⁷⁾は、特に入口キャビティの体積や軸方向ギャップの影響を調査し、ギャップを狭めることは段効率の向上につながり、少なくとも Troidal 渦の発生が消えるまでは段効率向上に寄与できるとしている。

本研究でも、シュラウド漏れ流れの巡回速度の除去に着目し、Wallis ら³⁾や Rosic ら⁴⁾の補助翼やベーンよりも簡便な構造の巡回速度除去デバイス（旋回防止板）を考案、その効果を流れ解析と空気タービン試験で評価した。本報では、それらの結果について報告する。

主な記号

C_0 : 断熱熱落差等価速度 [m/s]

$$C_0 = \sqrt{2(h_1 - h_{3ss})}$$

C_x : 動翼根元軸コード長 [m]

G : 出口キャビティ軸方向間隙 [m]

h : エンタルピー [J/kg/K]

\dot{m} : 質量流量 [kg/s]

s : エントロピー [J/kg/K]

T : 温度 [K]

U : 周速 [m/s]

U/C_0 : 速度比（根元） [-]

V : 流速 [m/s]

η : 効率 [-]

添え字

l : 漏れ流れ成分

m : 主流成分

ss : 静エネルギー等エントロピー過程

z : 軸方向成分

θ : 周方向成分

1 : 静翼入口

2 : 静翼出口

3 : 動翼出口

2. 動翼シュラウド漏れ流れ

2.1 シュラウド漏れ流れ流路

蒸気タービンに限らず、すべてのターボ機械は、回転系と静止系の間両者の接触を避けるための間隙が存在している。軸端部やシュラウド部などでは、その間隙を通過する漏れ流れを最小化するためのシール機構を備えている。そのシール機構として、複数のフィンと膨張室

が備わったラビリンスシールを用いることが一般的である。ラビリンスシールは、シール機構がない場合に比べて漏れ量削減が可能だが、有限なフィン先端間隙の存在により、漏れ量が完全に零になることはない。このような漏れ流れは、単にその流れの持つエネルギーが有効利用されないことが問題だけでなく、主流に再流入する際に更なる付随的な損失が発生するという点でも問題である。

動翼端部の漏れ流れ流路の一例を図1に示す。蒸気タービンの高・中圧段では、漏れ流れ損失と翼振動の観点から、動翼端部にシュラウドをつけるのが一般的である。そのシュラウドと対向するケーシング面には、漏れ流れを抑制するためのシールフィンが複数設置されている。また、シュラウドの径方向厚みに応じて、シュラウド前後キャビティの径方向深さが確保されている。さらに、起動時におけるロータとケーシングの軸方向の熱伸び差を考慮して、キャビティ部分の軸方向間隙が確保されている。これらのことから標準的な蒸気タービンでは、他のターボ機械よりも大きなシュラウドキャビティが翼端近傍に存在することになり、漏れ流れそのものによる損失だけでなく、キャビティが存在することによる損失も、他のターボ機械に比べ顕著になりやすい。

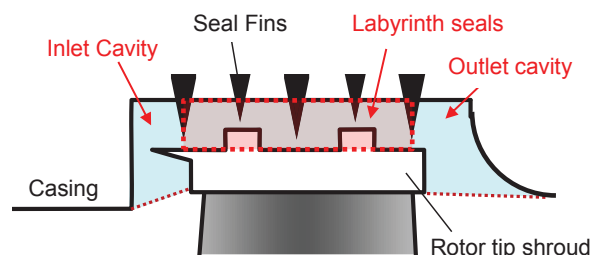


Fig. 1 Rotor shroud seal and cavity arrangement

2.2 漏れ流れによる損失の発生メカニズム

本研究で着目している漏れ流れ損失を、その発生メカニズムの観点から区別する。一つ目はバイパス損失である。これは漏れ流れが動翼部をバイパスすることに起因する損失で、その大きさは漏れ量の大小に依存する。二つ目は主流と漏れ流れの混合損失である。これはバイパスした漏れ流れが主流に再流入する際に生じる損失で、その大きさは、漏れ量の大小のみならず、漏れ流れと主流の混合形態（両者の流速差や流れ方向の違い）にも依存する。三つ目は後段翼列の干渉損失である。この損失は、漏れ流れが下流静翼と干渉することに起因する損失で、漏れ流れの流れ角と下流翼の入口翼角が異なるほど損失が増加する。本研究では、これらの損失のうち特に混合損失に着目し、損失低減の可能性を検討した。

混合損失の発生メカニズムについて詳述する。図2に示すように、動翼の上流から来た流れは大半が動翼部に流入するが、一部はシュラウド外周の漏れ流れ流路へと

除去に配慮してサーベイを行った。最終的に採用した形状のみを図4に示す。

図4(a)は、従来の標準的な動翼下流キャビティで、本検討のベース形状と言うことができる。動翼から出た主流がスムーズにケーシング部に流入するよう、ケーシング入口部の形状は大きな円弧で構成されている。しかし、軸方向間隙は軸コード長の約1/3と大きく、動翼下流に比較的広いキャビティ領域を有している。

これに対し図4(b)は、ケーシング流入部に軸方向突起を設けた改良案で、突起により動翼主流がキャビティへ流入するのを防ぐと同時に、突起の内周面に傾斜をつけて動翼を出た直後の主流がスムーズにケーシング面に沿って流れることが意図されている。また、動翼シュラウドの後端とケーシングの突起先端の軸方向間隙はベースよりも狭いので、主流がキャビティ部分を通過する際の剪断層の発達も抑制されるであろう。よって本案により、軸方向間隙を狭めた効果とケーシング流入部の形状を変更した効果の両方を把握することが可能である。

さらに図4(b)の突起の外周側キャビティ内に、周方向等間隔に板状のリブを挿入したものが図4(c)である。リブの存在により、漏れ流れの持つ周方向速度の低減を企図している。本研究では、このリブを旋回防止板と呼ぶこととする。今回、旋回防止板の設置枚数は動翼と同一で、動翼1ピッチあたりに1枚の旋回防止板を配置した。この枚数は、Rosicらのキャビティベン⁴⁾の1ピッチ8枚と比べると明らかに少なく、形状も簡素である。

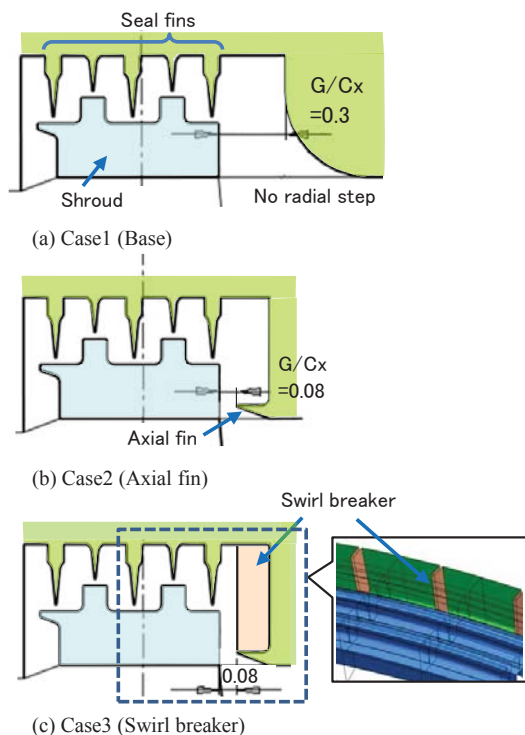


Fig. 4 Tested Shroud Cavity Geometries

4. 流れ解析

4.1 流れ解析手法

流れ解析は、漏れ流れ流路も含む単段体系で行った。解析体系の一例として、軸方向突起 (Case2) を適用した場合の解析体系を図5に示す。より現実に近い試験状況を模擬するため、シュラウドシール部だけでなく、ハブ側漏れ流路に繋がるロータ軸封部 (図示省略) も、計算領域に加えて解析した。

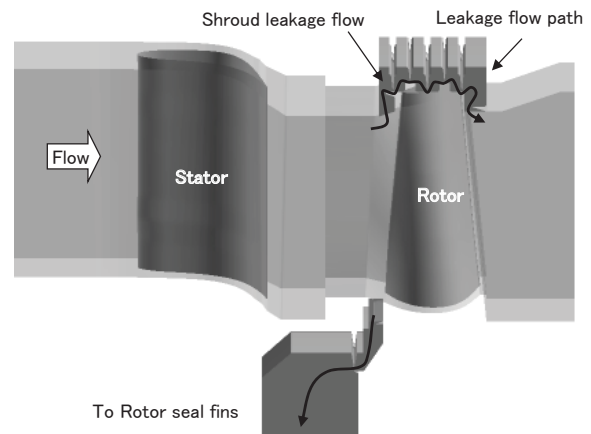


Fig. 5 Computational Domain

解析に用いた計算格子について説明する。二次流れの巻き上がりなど、細かな流動も詳細に捕えるため、トータル1700万点の計算格子を利用した。シュラウドシール部 (図6参照) には、160万点の計算格子を配置し、ラビリンス流路内の複雑な流動現象も捕捉できるように配慮した。翼間格子の生成には、ANSYS[®] TurboGrid[™]を用いたが、シュラウドシール部や軸封部の格子生成にはANSYS[®] ICEM CFD[™]を利用した。いずれの領域もHexa格子で分割し、壁近傍には格子を寄せて境界層の捕捉に配慮した。



Fig. 6 Computational grid for a shroud leakage flow passage

流れ解析は、ANSYS[®] CFX[®]を用いて行った。解析手法の詳細を表2に纏める。乱流モデルとしてはShear Stress Transportモデルを用い、Gamma Theta Modelを用いて乱流遷移も評価した。作動流体は理想気体として取扱い、その粘性係数は、空気に関するSutherlandsの式を用いて算出した。試験条件に合わせた境界条件を用い、入

口で全圧，全温，流れ角を，出口で静圧を与えて解析した。

Table 2 Numerical models

Item	Numerical model
Turbulence model	Shear Stress Transport
Equation of state	Ideal gas
Transitional turbulence	Gamma Theta model
Viscosity	Sutherlands formula

4.2 妥当性検証

実測結果を基に，流れ解析の精度を検証した。図7は，ベースのキャビティ形状 (Case1) に対する，実測 (EFD) と解析結果 (CFD) の比較である。代表的な結果として，段効率と動翼出口における絶対流出角の分布を示した。本図から分かるように，解析結果は実測と良く一致しており，流れ場の定性的な傾向を十分に捉えている。しかし厳密に言えば，今回着目しているシュラウド側の近傍 (翼高さ80%以上の領域) の流れ分布に関しては，定性的な傾向は捉えられているものの，定量的な一致は十分ではない。実測に比べると，解析では漏れ流れの影響が外周側に限定され，翼の内周側には到達しにくい傾向にあるようである。

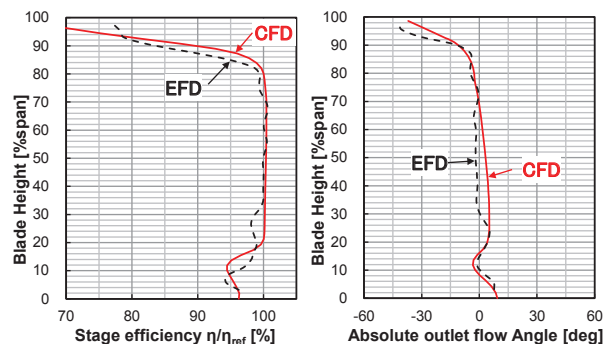


Fig. 7 Comparison of experimental results (EFD) with computational ones (CFD)

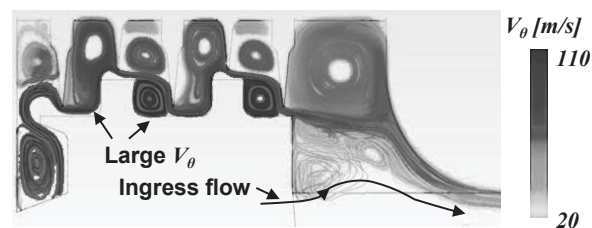


Fig. 8 Calculated flow patterns within the shroud leakage flow path for Case1 ($U/C_0=0.56$)

このときのシュラウド近傍の流れを図8に示す。本図からわかるように，シュラウドの下流端には，主流が巻き込まれる逆流域が発生している。このような逆流現象は，現実には非定常性の強い流れと推測されるが，解析では実用的な時間で評価する観点から，乱流モデルを用

いた定常解析を行った。このため，現実よりも大きい乱流粘性が生じ，逆流域の非定常性を減衰させ，シュラウド後流の影響が実際よりも局所的なものになったと考えられる。このような現象を，より高精度に捕えるためには，LESなどの非定常乱流解析を行う必要があるが，日常的な設計検討に用いるレベルの計算機の能力では非実用的な手法と考えている。

本研究では，定常解析であっても少なくとも流れ角分布の定性的な傾向は捕捉可能であると考え，実測で観測された効率変化の分析に本定常解析を利用した。

5. 空気タービン試験

5.1 試験設備の概要

本研究で用いた空気タービン設備について概説する。同設備は，供試対象であるタービン本体に加えて，高圧空気源としての遠心二段圧縮機と，タービン出力を消費する電気動力計とからなる。遠心圧縮機の仕様は，吐出圧力 300 kPa，最大風量 50000m³/h(Normal)で，消費電力は 2700kW である。

試験における空気タービンの運転方法について説明する。圧縮機は吐出圧を保持した状態で運転され，その下流の放風弁と圧力調整弁により，所定のタービン流量および入口圧を実現する。また，タービン軸に直結された電気動力計には速度調整機能があり，タービン回転数が一定となるように制御することができる。試験の際，圧縮機とタービンの軸振動，軸受温度は常に監視されており，回転系としての信頼性を保持した運用が可能である。

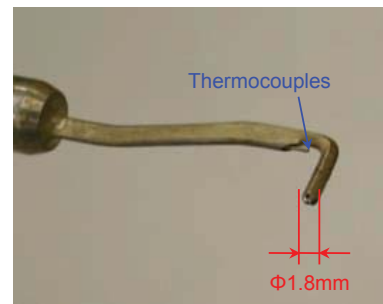


Fig. 9 Five-hole probe for traversing a rotor outlet flow

5.2 計測手法

タービン性能の算出に関わる代表的な計測項目を中心に説明する。

タービンへ流入する空気流量はオリフィス流量計で測定し，測定誤差を抑えるため十分な直管長さを有する配管部分に設置した。

段性能の把握は5孔ピトー管で行い，静翼入口と動翼出口の2ヶ所 (図3(a)参照) におけるトラバース計測で評価した。5孔ピトー管の先端近傍には熱電対も設置されており，圧力と同時に温度も計測可能である (図9)。また，5孔ピトー管の特性は事前の較正試験で把握して

いるため、全圧・全温以外にマッハ数や流れ角なども評価可能である。トラバースで得られた全温・全圧分布を基に次式により段効率を評価し、性能良否を判断した。

$$\eta = \frac{h_{01} - h_3}{h_{01} - h_{3ss}} \dots\dots\dots (2)$$

今回は動翼シュラウドの漏れ流れの挙動に着目しているため、出口キャビティ近傍の局所流れを詳細に捉える必要がある。そのため、動翼下流のトラバース計測には小型のピトー管（直径φ1.8 mm）を用い、計測データの空間分解能を高めている。

6. 結果および考察

6.1 段性能に与えるキャビティ形状の影響

試験で得られた性能計測結果を基に、各キャビティ形状が段性能に与える影響を評価した。図10は、各キャビティ形状に対する段性能の比較で、縦軸は段効率 η 、横軸は翼の根元で評価した速度比 U/C_0 である。本図から、軸方向突起を設けたCase2は、ベース形状のCase1よりも、全速度比域において効率が0.2%向上することが分かる。流れ解析によると、Case2の漏れ量の主流流量比は、ベース差+0.01%でほとんど変化しないため、効率改善の主要因は漏れ流れと主流の混合損失の違いと言える。流れ場の詳細は後述するが、キャビティの軸方向距離を狭め、主流のケーシング流路面へのスムーズな流入を促進することで、有意な段効率改善につながった。この改善量は、翼形状の改良で得られる効果と比べても遜色ないため、蒸気タービンの性能改善のためには、翼形状のみならず、キャビティ形状にも配慮した設計が重要であると言える。

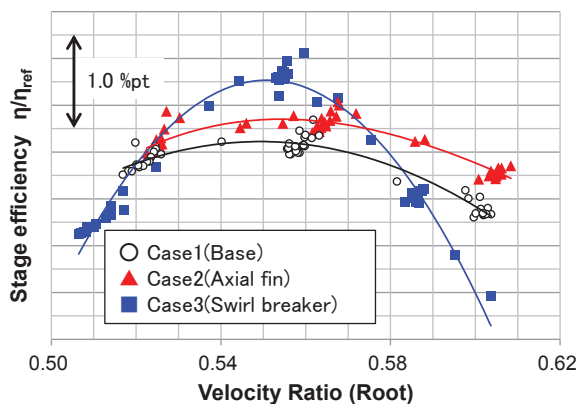


Fig. 10 Overall stage performance for three shroud cavity cases

さらに旋回防止板を設けたCase3は、Case1よりもピーク性能付近で段効率が0.7%向上し、設計速度比0.56近傍で顕著な性能改善効果が確認された。しかしその一方で、設計速度比から離れた領域では効率が低下（例えば $U/C_0=0.60$ 付近では0.8%程度低下）した。Case3は、

速度比に対してやや急峻な特性を有しているが、これには後述するように、旋回防止板の旋回除去効果が大きいことが関与している。

なお、図10から分かるように、各試作形状の効率値はバラつきを有している。このバラつきは、運転条件の微小な変動や試験日、計測時間帯の違いから生じるものであり、完全に取り除くことはできない。本研究では、計測回数が多く、かつ実機において重要視される設計速度比付近（ $=0.55\sim0.57$ ）の性能について、効率値のバラつきを統計学的に処理し、各キャビティ形状による効率向上量を評価した。

6.2 効率改善効果の分析

スパン方向の流れ場分布を基に、前節で述べたキャビティ形状変化による効率改善効果を分析する。

図11は、同じ速度比におけるベース形状（Case1）と軸方向突起（Case2）のフローパターンの違いである。図11(a)の段効率分布を見ると、軸方向突起の追設により、外周側に近い領域の効率が向上していることが分かる。図11(b)はCase1に対するCase2の段効率差で、本図からも外周側の領域の効率改善が明確である。動翼出口における絶対系周方向速度の違いを図11(c)に示す。若干ではあるが、軸方向突起の追設により、外周側近傍の旋回速度が抑制されていることが見て取れる。

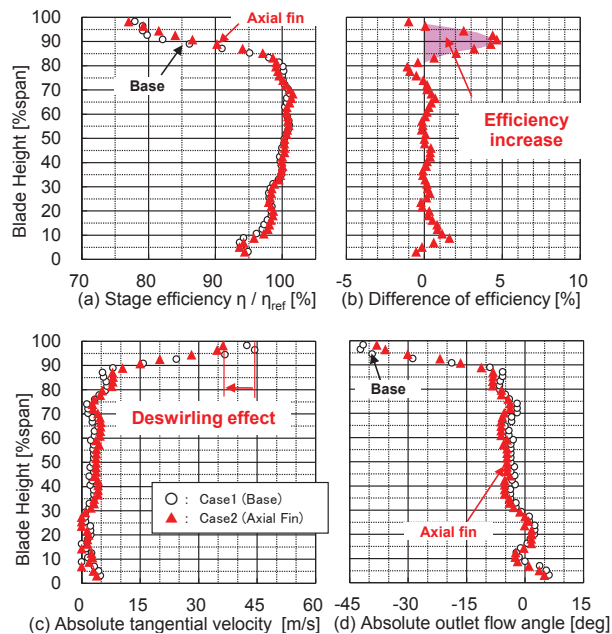


Fig. 11 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case2 ($U/C_0=0.56$)

流れ解析の結果を図12に示す。軸方向突起の追設は、主流がキャビティ内へ流入するのを防ぐと同時に、キャビティ内部における安定的な渦流れの形成に役立っている。この渦流れは、シュラウド漏れ流れの主流と、旋回速度の小さいケーシング内壁近傍の流れの運動量交換を

促進するため、若干ではあるが流れの旋回速度を低減する効果がある。結局、軸方向突起の追設は、主流のキャビティへの流入防止と、下流のケーシング流路面へのスムーズな流入促進、および流れの旋回速度除去により、混合損失を低減したものと考えている。

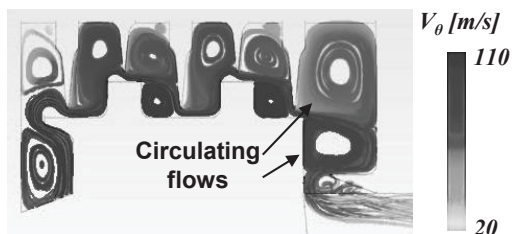


Fig. 12 Calculated flow patterns within the shroud leakage flow path for Case2 ($U/C_0=0.56$)

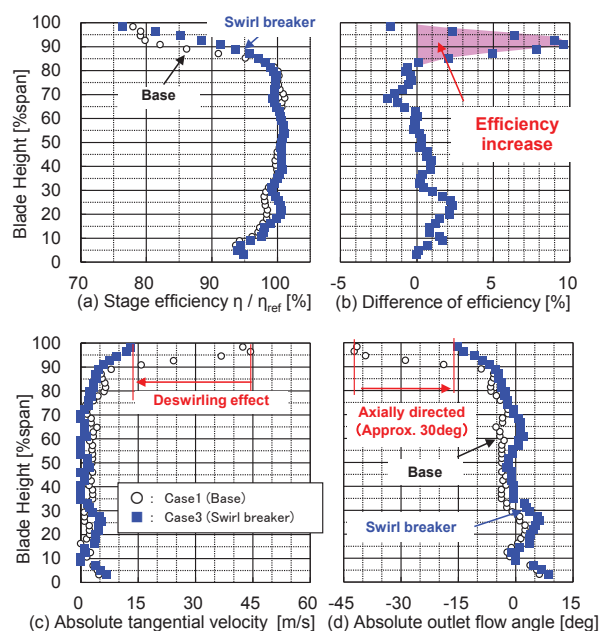


Fig. 13 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 ($U/C_0=0.56$)

さらに、旋回防止板を設けたケースを、以下に分析する。図 13 に、同じ速度比におけるベース形状と旋回防止板を設けたケースの比較を示す。図 13(a)の段効率分布から旋回防止板の設置により、翼の外周側の段効率が向上していることが見て取れる。このときの動翼出口における周方向速度の違いを図 13(c)に示す。旋回防止板の設置により、外周側の周方向速度が大幅に減少している。この周方向速度の除去効果は、単なる軸方向突起よりも明らかに大きく、翼先端近傍において 30deg 近くも絶対流出角が小さくなっている (図 13(d))。これにより、翼の外周側の段効率が顕著に改善し (図 13 (b)), 流れと主流の混合損失の低減が大幅な段効率の改善につながった。さらに、多段の状況下においては、図 13(c)の流れ角の均一化が下流翼のインシデンス損失改善にもつながり、更なる効率改善効果を期待できる。混合損失低減と

流れ角の整流効果により、旋回防止板は蒸気タービンの効率改善の非常に有効な手段となり得る。

流れ解析結果を基に、旋回防止板の効果を説明する。図 14 は、旋回防止板を設けた際のシールド近傍の流れ場である。色は周方向速度を表している。図 12, 14 との比較により、流れの持つ旋回速度がキャビティ内部で急速に減速されていることが分かる。今回設置した旋回防止板は、動翼枚数と同数で、類似の研究例である Rosic ら⁴⁾のペーン設置数 (1 ピッチ当たり 8 枚) に比べると明らかに小さい。今回、強い渦流れが形成されているキャビティ部分に旋回防止板を設置することで、強い旋回速度を持つ流れと、旋回が除去されたキャビティ内部流れの混合が促進され、大きな旋回速度除去効果が得られたと考えている。

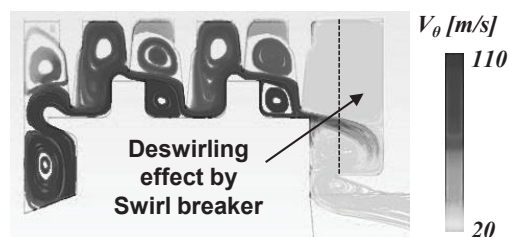


Fig. 14 Calculated flow patterns within the shroud leakage flow path for Case3 ($U/C_0=0.56$)

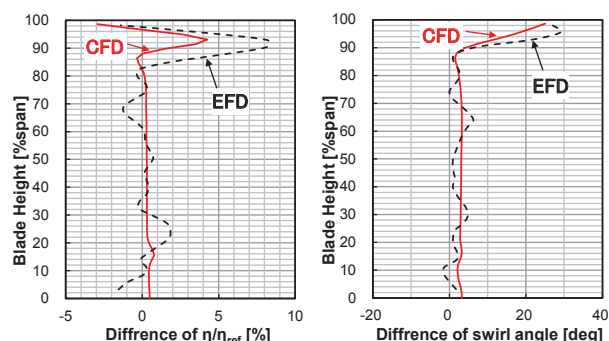


Fig. 15 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 ($U/C_0=0.56$)

流れ解析の定量的な予測精度を把握するため、ベース形状に対する旋回防止板の段効率および流れ角の違いを、解析と実測とで比較した。その結果を図 15 に示す。流れ解析は定性的には実測を再現しているものの、解析の方が効率改善効果を過小評価している。これは、4.2 節でも述べたが、流れと主流の混合プロセスが本来非定常的なものであり、今回の乱流モデルを用いた定常解析では、混合領域が過小に評価され、損失の定量的な予測が難しかったと考えている。一方、流れ角の変化については、少なくとも最大値に関し、解析と実測とで定量的にも良い一致を示した。定常解析であっても、フローパターンについては予測が可能と考えている。今後、流れ解析を用いて更なるキャビティ形状の最適化を行う場合、流れ角の変化に着目して改良効果を確認することが、改

良否の判断の一つの目安になるであろう。

前節で述べたように、旋回防止板の設置は設計速度比近傍で大きな効率改善効果を生み出したものの、設計速度比から離れた運転条件では段効率の低下につながった。この要因を大速度比側の試験結果を基に分析する。

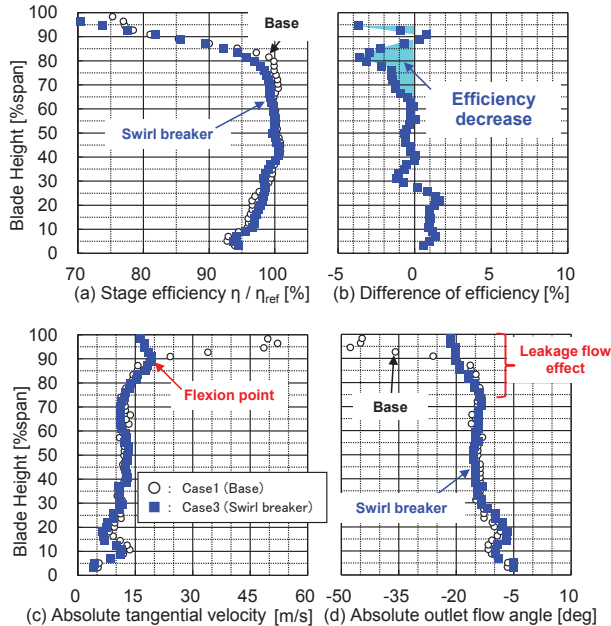


Fig. 16 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 ($U/C_0 = 0.60$)

図 16(a) の効率分布を見ると、ベースケースと旋回防止板とで、翼先端付近の効率分布が同等になっているが、翼高さ 65~90%付近では旋回防止板の方が、効率が低めになっている。このことは、図 16(b)の段効率差分布にも表れており、旋回防止板による外周側フローパターンの変更が段効率低下につながった。

速度比が大きくなった場合の流れ角の変化を説明する。流量と圧力比を維持したまま、速度比を大きくした場合、速度比が大きくなるにつれて主流の流れ角がマイナス側（動翼転向不足の方向）へと変化する。他方、流れ流れは、主流の流れ角との差が小さくなる方向に変化するため、結果として動翼出口の流れ角分布は一様な方向に近づくことになる（図 16(d)）。このときの絶対流出角分布を詳細に見ると、翼高さ 75%付近から翼先端側に向かって流れ角が変化しており、ベースよりも流れ流れの影響する領域が拡大していることが分かる。また、旋回速度分布（図 16(c)）については、外周端部の旋回速度が小さくなりすぎて、翼高さ 90%付近に変曲点を持つような分布となる。このように高速度比条件で軸方向流出から離れた主流に対し、旋回防止板により流れ流れの旋回速度成分を減速させ過ぎたことが、流れ流れの影響域を拡大させ、外周側の損失増加につながった。同様なことが低速度比側の条件でも当てはまり、旋回防止板は軸方向流出の段への適用が有効である。旋回防止板の適用により

段効率が速度比に対して急峻な特性を有するものの、蒸気タービン実機運転時においては速度比がほとんど変化しないため、軸方向流出の設計段に適用すれば、旋回防止板は非常に有効な効率向上策になり得る。

7. 結言

動翼のシュラウド流れと主流の混合損失に着目し、流れ解析と要素試験を用いて、動翼下流のキャビティ形状が段性能に与える影響を評価した。それにより、以下の結論を得た。

- (1) 軸方向突起を設けることは、主流のキャビティへの流れ込みを防ぐだけでなく、動翼先端流れの旋回速度成分の除去にも繋がり、段効率が 0.2%改善した。
- (2) さらにキャビティ内部に旋回防止板を設けることで、流れ流れの旋回速度を大幅に除去することができ、設計点における段効率が 0.7%改善した。
- (3) しかし設計速度比から離れた運転点では、主流が軸方向流出からずれるため、旋回防止板を設置した方が流れ流れと主流の混合損失が増加し、段効率が低下する。

参考文献

- 1) 田沼唯士: 世界の電力需要動向と蒸気タービン, ターボ機械, Vol. 40, No. 5 (2012), pp. 2-8.
- 2) Denton, J. D.: Loss Mechanisms in Turbomachines, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, No.4 (1993), pp. 621-656.
- 3) Wallis, A. M., Denton, J. D. and Demargne, A. J.: The Control of Shroud Leakage Flows to Reduce Aerodynamic Losses in a Low Aspect Ratio, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 123, No.2 (2001), pp. 334-341.
- 4) Rosic, B and Denton, J. D.: The Control of Shroud Leakage Loss by Reducing Circumferential Mixing, ASME GT2006-90946 (2006).
- 5) Pfau, A., Kalfas, A.I. and Abhari, R.S.: Making Use of Labyrinth Interaction Flow, ASME GT2004-53797 (2004).
- 6) Rosic, B, Denton, J. D., Curtis, E. M. and Peterson, A. T.: The Influence of Shroud and Cavity Geometry on Turbine Performance - An Experimental and Computational Study, Part 2: Exit Cavity Geometry", ASME GT2007-27770 (2007).
- 7) Barmpalias, K. G., Kalfas, A. I., Abhari, R. S., Hirano, T., Shibukawa, N. and Sasaki, T.: Design considerations for axial steam turbine rotor inlet cavity volume and length scale, ASME GT2011-45127 (2011).
- 8) Langston, L. S.: Crossflows in a Turbine Cascade, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 102, No.4 (1980), pp. 866-874.
- 9) Segawa, K., Shikano, Y., Tsubouchi, K. and Shibashita, N.: Development of a Highly Loaded Rotor Blade for Steam Turbines, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, Vol. 45, No.4 (2002), pp.881-890.

フィルム冷却効率予測のための計測データ駆動型乱流モデリング

*三坂 孝志（東北大），浅海 典男（IHI），出田 武臣（IHI），大林 茂（東北大）

Data-Driven Turbulence Modeling for Prediction of Film Cooling Effectiveness

*Takashi MISAKA (Tohoku Univ.), Norio ASAUMI (IHI), Takeomi IDETA (IHI)
and Shigeru OBAYASHI (Tohoku Univ.)

ABSTRACT

Film-cooling effectiveness of a jet-in-crossflow configuration was predicted by Reynolds-averaged Navier-Stokes simulation with turbulence model parameters optimized based on measurement data. We conducted the sensitivity study of the model parameters to investigate the influence on the predicted film-cooling effectiveness. To realize this, the sampling of the model parameters based on a design of experiments technique and the analysis of variance were carried out. The model parameters were then optimized using a surrogate-based technique called the Kriging method to obtain a posterior probability density function of the model parameters based on measurement data.

Key words: Gas Turbine, Film Cooling, RANS Turbulence Model, Parameter Estimation, Data Assimilation

1. はじめに

ガスタービンエンジンの熱効率向上や CO₂ 削減を実現するためにはタービン入口温度の上昇が必要であり，タービン翼の冷却がより重要となる。フィルム冷却は最も効果的なタービン翼冷却技術の一つであり，フィルム冷却流れの熱流体数値解析によるフィルム冷却効率の予測は，冷却孔やその配列を設計するための重要な技術である。

冷却効率の予測精度は，一様流中の吹き出しジェット流とその壁面との干渉の解析精度に依存する。このような流れ場のレイノルズ平均ナビエ・ストークス (RANS) 方程式に基づく数値流体力学解析は，一般的に用いられる乱流モデルにとっては難しい課題である¹⁾。フィルム冷却流れはラージェディシミュレーションなどの非定常解析によって精度良く予測できることは確認されているが，このような高コストな非定常解析を設計最適化において行うことは依然として難しいことから，フィルム冷却流れの RANS 予測精度向上の必要性がある。近年，データ駆動型の乱流解析およびモデリングが提案されている²⁻¹³⁾。それらの研究では様々な統計的データ同化，最適化，機械学習などの手法が用いられているが，共通しているのは実験データや LES などの高忠実度解析の結果を参照データとして用いてモデルパラメータを修正・最適化し，実際のデータに適用してその有効性を確認するとい

うアプローチである。実際に統計的手法は実際の計測データを決定論的な数値解析と融合するための統計的枠組みとして有用であると考えられる。

本研究では，RANS 乱流モデルのパラメータを計測データにより最適化することでフィルム冷却流れの予測精度を向上させる。まず，モデルパラメータのフィルム冷却効率への感度解析を行い，その影響を評価する。ここでは特に乱流モデルの時間変化しないパラメータを計測値に基づき推定することを目的としているため，計算コストを低減した応答曲面を用いた推定を行う。また，計測方法のパラメータ推定精度への影響評価も行う。

2. RANS 乱流モデルのパラメータ推定手法

2.1 パラメータ推定の流れ

パラメータ推定に用いる個々の手法については後述するが，全体の処理の流れを図 1 に示す。まず，修正するパラメータの選定と上下限値の設定を行う。次にラテン超方格法などの実験計画法によっていくつかのパラメータ値に対して数値シミュレーションを行い，実験値との誤差値を得る。このとき，数値シミュレーション結果から実験から得られる物理量に対応する疑似計測値を得る処理が必要である。サンプル点における誤差値を用いて，Kriging 法などの応答曲面法でモデルパラメータ値と計測 - 計算誤差の近似的な関係を得る。そ

の後、この応答曲面上でマルコフ連鎖モンテカルロ法や粒子フィルターを用いて誤差の小さくなるモデルパラメータを探索する。さらに、分散分析や固有直交分解を行うことで、パラメータの寄与度や熱・流体場との関係を調査する。上記のプロセスは繰り返しが必要であり、修正パラメータやその上下限値の再設定を行ってパラメータ推定を繰り返す。加えて、疑似計測の枠組みを利用して、そのような計測がパラメータ推定に有効かを検討することができる。

図2(a)にサンプル点から構築されたKriging 応答曲面と、マルコフ連鎖モンテカルロ法によって推定されたパラメータの確率分布を示す。ここでは2変数の場合を示しており、Kriging 応答曲面の縦軸が誤差値になっている。Kriging 応答曲面上でマルコフ連鎖モンテカルロ法によるパラメータ探索を行うことにより、図2(b)に示すようなパラメータの確率分布が得られる。誤差等値面との関係から、誤差の小さい領域で確率が大きく、さらに多峰分布が得られていることがわかる。

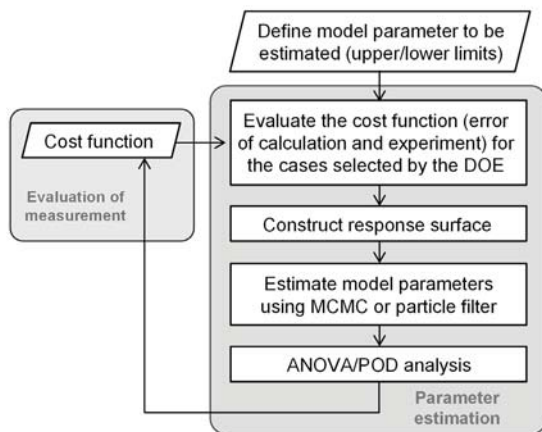


Fig. 1 A flow chart of the parameter estimation procedure

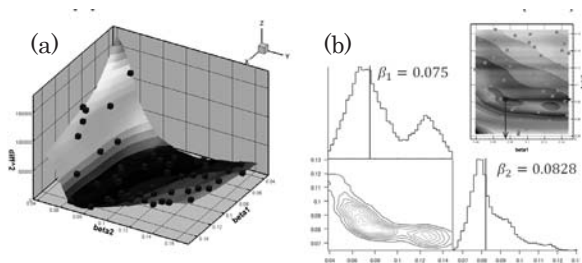


Fig. 2 An example of (a) the Kriging response surface along with sampled points, and (b) the density function of two parameters obtained from the response surface

2.2 Kriging 応答曲面法

パラメータ（入力）と評価値（出力、ここでは計測－計算の差）の関係を得るための労力が大きな

問題に対して、その応答を近似するために応答曲面法が用いられている。近年特に CFD 解析を用いた設計最適化に利用され、その有効性が確認されている¹³⁾。応答曲面として、多項式法や動径基底関数 (Radial Basis Function, RBF) 法が知られているが、実際の応答分布への適合性の良さや新たなサンプル点の追加指標が得られる利点から、Kriging 法がよく用いられている。Kriging 法では、 n 個のパラメータからなるベクトル $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ の関数 $y(\mathbf{x})$ を以下のように近似する。

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \mu(\mathbf{x}) + \varepsilon(\mathbf{x}) \quad (1)$$

ここでは $\mu(\mathbf{x})$ 大域的定数モデルであり、与えられたすべてのサンプル点の平均値に相当する。一方、 $\varepsilon(\mathbf{x})$ は局所的モデルであり、点 \mathbf{x} における μ からの変動に相当する。任意の二点間 x_i, x_j の相関行列の大きさと分散を最大化するような尤度関数を考えると、 $\mu(\mathbf{x})$ および $\varepsilon(\mathbf{x})$ は以下のように表される。

$$\mu(\mathbf{x}) = \frac{\mathbf{1}^T R^{-1} \mathbf{f}}{\mathbf{1}^T R^{-1} \mathbf{1}}, \quad \varepsilon(\mathbf{x}) = \mathbf{r}^T R^{-1} (\mathbf{f} - \mathbf{1} \mu) \quad (2)$$

ここで、 R は相関行列、 \mathbf{f} は応答ベクトル、 $\mathbf{1}$ は単位ベクトル、そして、 \mathbf{r} は相関から得られるベクトルである。Kriging 法ではサンプル点の追加に Expected Improvement (EI) 値を用いることができる。EI 値はある点に新たなサンプル点を追加して応答曲面を再構築した際に、推定される関数値 \hat{y} がどれだけ改善するかを期待値として表した指標である。

2.3 マルコフ連鎖モンテカルロ法

マルコフ連鎖モンテカルロ (Markov Chain Monte Carlo, MCMC) 法はあるパラメータ値における対数尤度 \ln (実験値と計算値の近いほど尤度が高い) を評価し、ある割合 (遷移確率) でパラメータ値を更新することで尤度分布を得る方法である。前のパラメータ値 \mathbf{x}_{now} をもとにして、新しいパラメータ値 \mathbf{x}_{new} を生成しているためマルコフ連鎖になっている。よく用いられるメトロポリス法の処理手順は以下のようになる。

- ① 初期位置 (パラメータ) を設定: \mathbf{x}_{now}
- ② 新しい位置の計算:

$$\mathbf{x}_{new} = \mathbf{x}_{now} + \sigma \text{rand}() \quad (3)$$

- ③ 遷移確率の計算:

$$\alpha = \min \left[1, \frac{\ln(\mathbf{x}_{new}) Pr}{\ln(\mathbf{x}_{now}) Pr} \right] \quad (4)$$

- ④ $\alpha < \text{rand}()$ ならば更新する: $\mathbf{x}_{new} = \mathbf{x}_{now}$
- ⑤ ②に戻って繰り返す

ここで、 $\text{rand}()$ は[0,1]の乱数であり、対数尤度差 $\text{Ln}(\mathbf{x}_{new})/\text{Ln}(\mathbf{x}_{now})$ が 1 に近いほど \mathbf{x}_{new} が更新されやすくなる。 Pr は事前分布であり、パラメータに関する事前情報を取り入れることができる。

一般的に MCMC 法によるパラメータの推定は、対数尤度の評価回数が非常に多いことから計算コストが大きくなるが、ここでは Kriging 応答曲面上で MCMC 法によるパラメータ探索を行うため、計算コストが問題にならない。勾配法や遺伝的アルゴリズムによる最適化計算ではパラメータの最適値が得られるのに対して、MCMC 法では最適値周辺をランダムに探索することにより、パラメータ値の確率分布を得ることができる。

2.4 分散分析

分散分析によりサンプルデータにおける変動を誤差変動と各要因およびそれらの交互作用による変動に分解し、要因および交互作用の効果を判定する。乱流モデルのパラメータ推定においては、計測-計算の誤差値に対する各パラメータの寄与度を調べるために用いる。寄与度の小さいパラメータを除いて推定を行うことにより、パラメータの探索を効果的に行うことが期待できる。

3. フィルム冷却流れの解析

3.1 流体計算手法

流体解析には ANSYS 社の Fluent 16.2 を 3 次元・単精度で利用した。Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE)アルゴリズムによる圧縮流体の定常解析を行った。ナビエ・ストークス方程式の運動量方程式、エネルギー式および乱流モデル方程式にはセルベース最小二乗法による勾配を使った 3 次精度 MUSCL、密度には 2 次精度風上差分、圧力には 2 次精度のスキームを利用している。時間積分は 2 次精度の陰解法である。乱流モデルには SST $k-\omega$ 乱流モデルを利用した。図 3 に計算領域と計算格子(冷却孔付近)を示す。冷却孔径は $D = 0.0127 \text{ mm}$ であり、各種長さの無次元化に利用する。要素数は 6,424,800、総節点数は 6,586,780 である。主流部の流入境界条件は流速 20 m/s、温度 298 K、流出部は圧力出口境界条件とした。冷却流は温度 188 K、質量流量 0.001584132 kg/s の境界条件を与えた。上記の設定により密度比 1.6、質量流束比 1.0 となっている。主流部のスパン方向には周期境界条件を適用している。

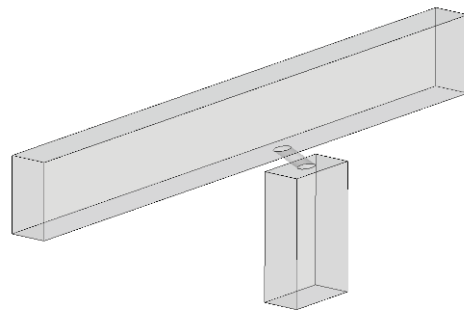


Fig. 3 A computational domain for a jet-in-crossflow configuration

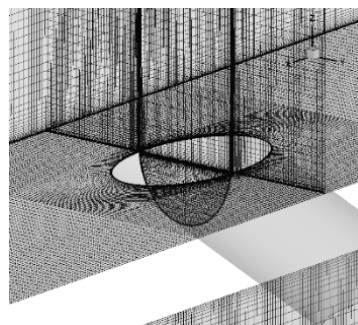


Fig. 4 A close-up view near a cooling hole exit of the computational mesh

3.2 境界層厚さの確認

フィルム冷却効率に影響を及ぼす要因として、主流の境界層厚さが挙げられる¹⁴⁾。本研究では基準モデルパラメータを用いた冷却流無しの解析において、 $x/D = -2.0$ 位置での境界層厚さが実験値に合うように流入境界層の厚さを調整した。調整の結果、流入境界条件として厚みは0.21Dの層流境界層プロファイルを設定した。乱流運動エネルギー k および比散逸率 ω のプロファイルは一定値とした。主流乱れ度は実験に合わせて0.2%としている。表1に冷却孔中心軸上のいくつかの点で評価を行った境界層厚さの実験との比較を示す。ここで、 δ_1 は排除厚さ、 δ_2 は運動量厚さ、 H は形状係数である。 $x/D = -2.0$ で δ_1 を合わせているが、その後の境界層厚さの増加が実験と比較して小さいことがわかる。

Table 1 Boundary layer thickness for the case without a cooling flow in comparison with the experiment¹⁴⁾

x/D	δ_1/D		δ_2/D		H	
	CFD	Exp	CFD	Exp	CFD	Exp
-2.0	0.088	0.089	0.057	0.059	1.55	1.50
6.5	0.124	0.120	0.080	0.083	1.56	1.47
15.0	0.139	0.143	0.094	0.098	1.49	1.46
23.0	0.154	0.167	0.106	0.115	1.46	1.44

3.3 SST乱流モデルと推定パラメータの設定

本研究ではMenterによって提案されたSST $k-\omega$ 乱流モデルのパラメータに関して検討を行った。SST $k-\omega$ 乱流モデルは内層と外層でモデル係数を変化させることによりモデルを切り替えているため、内層および外層にそれぞれモデルパラメータが存在する。フィルム冷却流れにおいては、内挿・外挿双方のモデルパラメータが冷却効率に影響すると予想されるため、表2に示すように9つのパラメータを可変とし、その影響を調査した。パラメータ値の探索においてはその上下限値を設定する必要がある。例えば、Bergmann¹⁵⁾らは基準ケース（オリジナルのモデルパラメータ値）の半分および2倍の値を最小および最大値として、パラメータの推定を行っている。本研究ではパラメータの範囲を更に拡大して表2のようにした。パラメータ変更後には2000ステップの収束計算を行い、冷却効率を評価した。計算ステップ数の影響は確認済みである。CFD解析においては乱流モデルパラメータ値によっては計算が発散する場合もあるが、今回扱うフィルム冷却流れでは、表2の上下限値の設定においてANSYS Fluentの解析が発散することはなかった。

Table 2 Parameter values considered in this study

	オリジナル	最小値	最大値
β_1	0.075	0.01	0.5
β_2	0.0828	0.01	0.5
$\sigma_{\omega 1}$	2.0	0.1	5.0
$\sigma_{\omega 2}$	1.168	0.1	5.0
$\sigma_{k 1}$	1.176	0.1	5.0
$\sigma_{k 2}$	1.0	0.1	5.0
α_1	0.31	0.25	1.5
β^*	0.09	0.01	0.5
Pr_t	0.85	0.1	1.5

4. パラメータ推定結果

図5(a)および(b)に9つのパラメータを変化させたときの中心軸上のフィルム冷却効率およびスパン方向平均冷却効率を示す。それぞれ100サンプルの結果を示している。冷却効率の分布のなかには波打っているものもあり、乱流モデルの不安定化による流れ場の振動が原因であると考えられる。この結果からフィルム冷却流れにおいてSST乱流モデルパラメータの影響が非常に大きいことが確認できる。このような冷却効率の広がりの中から、実験値の最も近くなるようなパラメータセットを推定することがここでの課題である。

図6にSinhaらの実験結果^{16,17)}との比較から、中心線冷却効率が最も近いケース、スパン平均冷却効率が最も近いケース、そして、オリジナルパラメータによる冷却効率の計算結果を示す。中心線冷却効率が最も良いケースでは、冷却流流出後のはく離による冷却効率の低下が再現されている。オリジナルパラメータやスパン平均の冷却効率が実験値と合っているケースでは、中心線冷却効率が大きく見積もられていることがわかる。

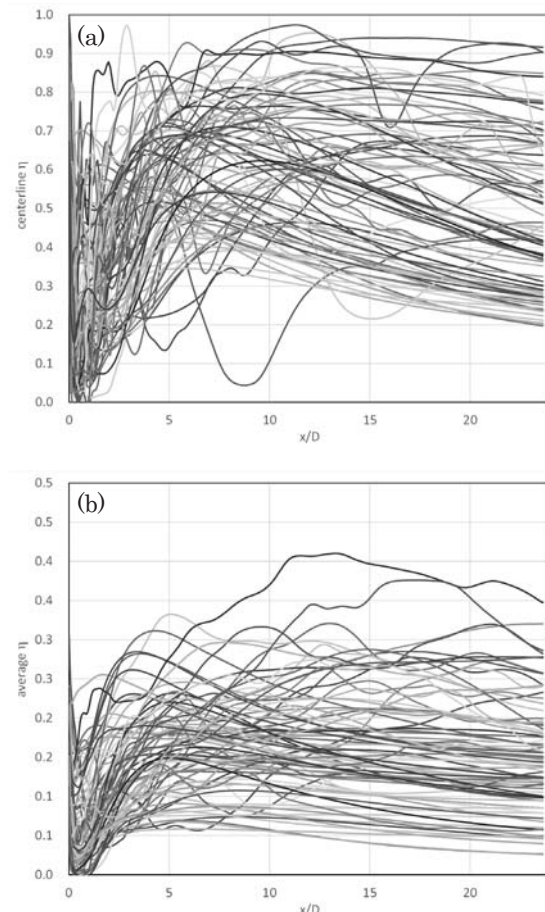
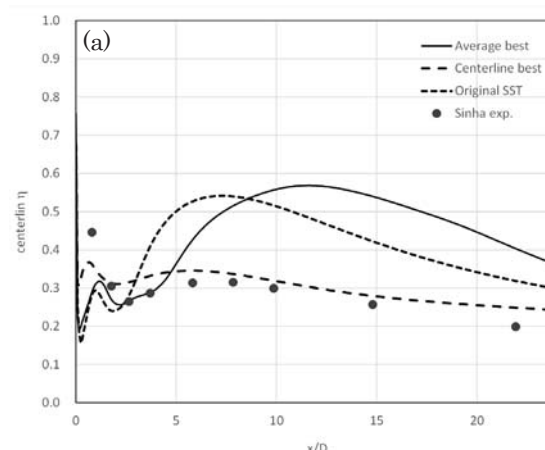


Fig. 5 Spreads of (a) centerline and (b) lateral average film cooling effectiveness



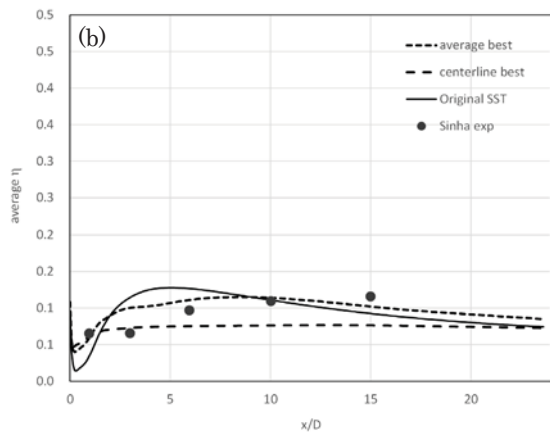


Fig. 6 Comparison of centerline, lateral average and baseline cases

図7にモデルパラメータの分散分析の結果を示す。この結果から最も実験値との誤差減少に影響するのが $\sigma_{\omega 2}$ であることがわかる。このことからSST乱流モデルの外層モデルのパラメータの影響も考慮する必要があることが確認できる。

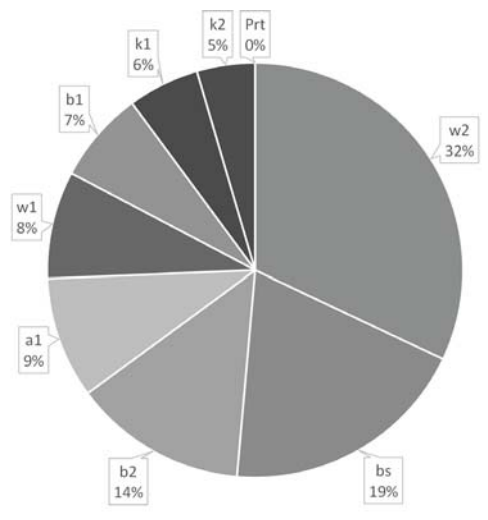


Fig. 7 Sensitivity analysis of SST model parameters

図5に示す結果に基づき、計算—実験値の誤差に関する応答曲面を生成する。図8(a)および(b)に中心線冷却効率とスパン方向平均冷却効率の誤差に関する応答曲面の交差検証結果を示す。交差検証においては、得られているケースの誤差値群から一ケースを除いて応答曲面を生成し、除いたケースの誤差値を推定できるかの検証を全てのケースに関して繰り返す。推定の精度が高ければ、図8のプロット点は傾き1の直線上にのることになる。図8の結果から、中心線冷却効率とスパン平均冷却効率の推定に関して、傾向は捉えているが、誤差値自体の推定には誤差が含まれることがわかる。

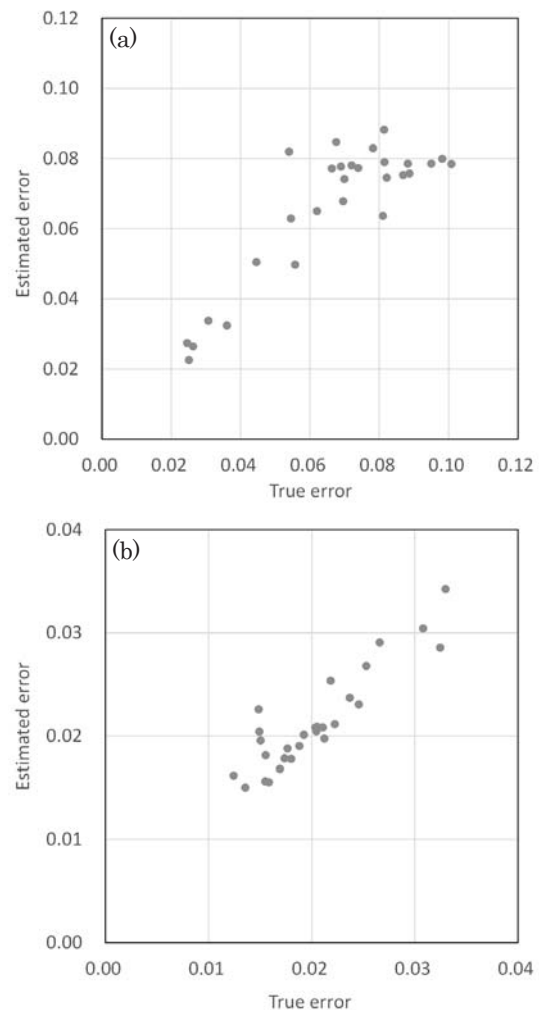


Fig. 8 Cross validation results, (a) centerline effectiveness, (b) lateral average effectiveness

表3に推定されたSST乱流モデルのパラメータを示す。全てのパラメータがオリジナル値よりも大きくなっており、二倍以上大きなパラメータもある。これらのパラメータの意味づけ・流れ場との関連づけが今後の課題である。

Table 3 Estimated SST model parameters

	オリジナル	推定値
β_1	0.075	0.1338
β_2	0.0828	0.3246
$\sigma_{\omega 1}$	2.0	1.8174
$\sigma_{\omega 2}$	1.168	0.4996
σ_{k1}	1.176	4.0755
σ_{k2}	1.0	4.0292
a_1	0.31	0.7990
β^*	0.09	0.2802
Pr_t	0.85	1.1203

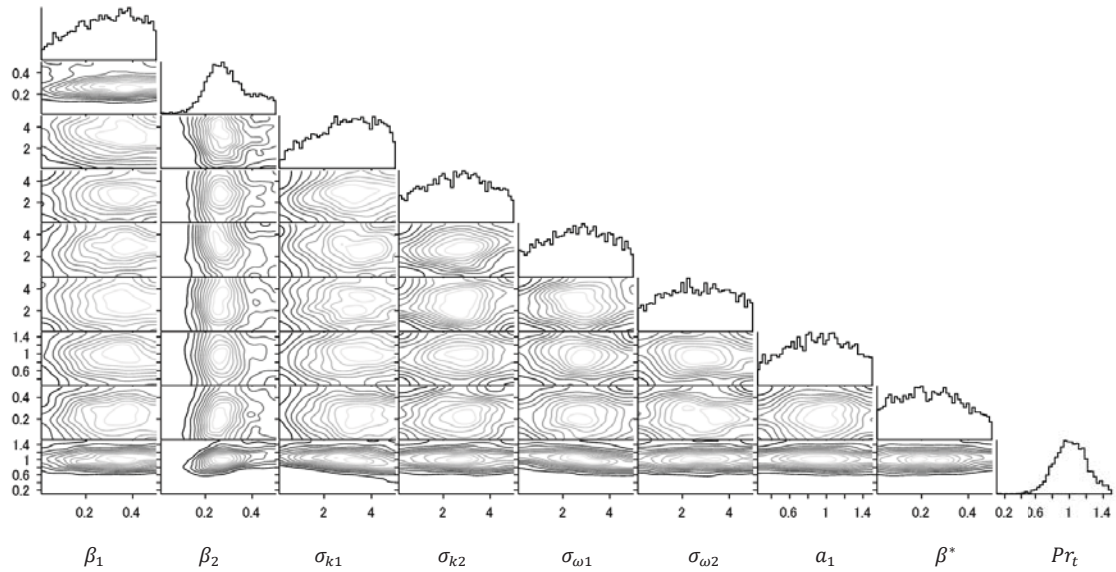


Fig. 9 Probabilistic density function of SST model parameters

図9に応答曲面上でMCMC法を利用することにより得られたモデルパラメータの確率密度分布を示す。結果から β_2 および Pr_t の分布は比較的急峻になっている。そのほかのパラメータは比較的緩やかな分布を持っている。計測-計算誤差を目的関数とした単目的最適化では、勾配法や進化的方法などの手法によらず最適値付近の情報しか得られないのに対して、MCMC法では確率密度分布を効率的に求めることができる。

5. パラメータ推定における計測位置の影響

データ同化においては、一般にどの位置でどのような計測を行うかによって状態推定の結果が変わってくる。本研究で行うパラメータ推定にも同様のことが言えるため、計測位置・量の違いがパラメータ推定にどのような影響を与えるかを検討した。任意の実験計測データを得るのは手間がかかることから、ここではオリジナルパラメータ値の計算結果を擬似的な計測値として数値実験を行う。図10に疑似的な計測位置を示す。冷却孔出口面、 $x/D = 0, 5, 10$ 断面、冷却効下流の壁面、そして、図6で用いた実験値に相当する位置の流れ変数(温度、よどみ圧力、流速)を抽出し、疑似的な計測値とした。

図11に計測位置を変えたときのパラメータ β_1 および β_2 の推定誤差分布を示す。相対的な比較をカラーマップで示しており、青い部分で推定誤差が小さいことになる。結果から流出孔で温度を計測した場合のパラメータ推定誤差が小さいことがわかる。一方で、下流断面での圧力の計測結果はパラメータ推定には向かないことがわかる。

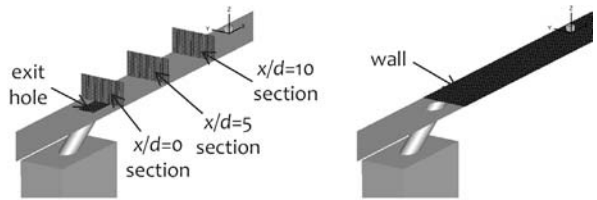


Fig. 10 The measurement positions considered in the numerical experiment

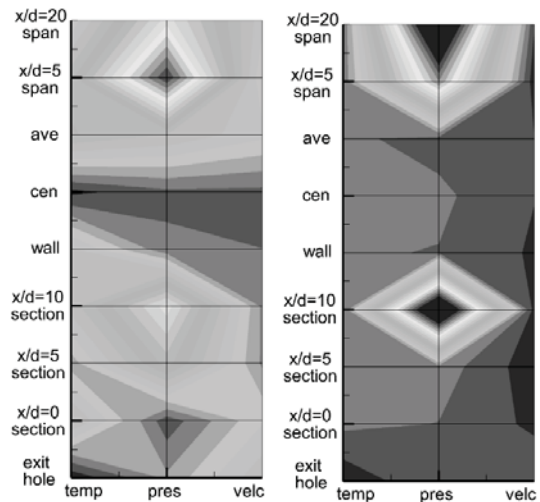


Fig. 11 The impact of the measurement positions on the reduction of estimation errors

6. おわりに

本研究では、熱流体シミュレーションのフィルム冷却を対象とした予測精度向上を実現するために、その流れ場へのデータ同化法の適用を検討した。特に乱流モデルの時間変化しないパラメータ

を計測値に基づき推定することを目的としているため、計算コストを低減した最適化アプローチによる推定を行った。また、計測方法のパラメータ推定精度への影響評価も行った。

参考文献

- 1) Harrison, K. L. and Bogard, D. G.: Comparison of RANS Turbulence Models for Prediction of Film Cooling Performance, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51423 (2008).
- 2) Emory, M., Larsson, J. and Iaccarino, G.: Modeling of Structural Uncertainties in Reynolds-averaged Navier-Stokes Closures, Physics of Fluids, Vol. 25 (2013), pp. 110822-1-20.
- 3) Kato, H., Ishiko, K. and Yoshizawa, A.: Optimization of Parameter Values in the Turbulence Model Aided by Data Assimilation, AIAA Journal, Vol. 54, No. 5 (2016), pp. 1512-1523.
- 4) Ray, J., Lefantzi, S., Arunajatesan, S. and Dechant, L.: Bayesian Parameter Estimation of a $k-\epsilon$ Model for Accurate Jet-in-Crossflow Simulations, AIAA Journal, Vol. 54, No. 8 (2016), pp. 2432-2448.
- 5) Ling, J. and Templeton, J.: Evaluation of Machine Learning Algorithms for Prediction of Regions of High Reynolds Averaged Navier Stokes Uncertainty, Physics of Fluids, Vol. 27 (2015), pp. 085103-1-22.
- 6) Margheria, L., Sagaut, P.: A Hybrid Anchored-ANOVA-POD/Kriging Method for Uncertainty Quantification in Unsteady High-fidelity CFD Simulations, Journal of Computational Physics, Vol. 324, pp. 137-173, 2016.
- 7) Guillasa, S., Gloverb, N., Malki-Epshteinb, L.: Bayesian Calibration of the Constants of the $k-\epsilon$ Turbulence Model for a CFD Model of Street Canyon Flow, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 279, pp. 536-553, 2014.
- 8) Ling, J., Templeton, J.: Evaluation of Machine Learning Algorithms for Prediction of Regions of High Reynolds Averaged Navier Stokes Uncertainty, Physics of Fluids, Vol. 27, 085103, 2015.
- 9) Xiao, H., Wu, J. L., Wang, J. X., Sun, R., Roy, C. J.: Quantifying and Reducing Model-form Uncertainties in Reynolds-averaged Navier-Stokes Simulations: A Data-driven, Physics-informed Bayesian Approach, Journal of Computational Physics, Vol. 324, pp. 115-136, 2016.
- 10) Ling, J., Ruiz, A., Lacaze, G., Oefelein, J.: Uncertainty Analysis and Data-Driven Model Advances for a Jet-in-Crossflow, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 139, 021008-1, 2017.
- 11) Duraisamy, K., Zhang, Z.J., Singh, A.P.: New Approaches in Turbulence and Transition Modeling Using Data-driven Techniques, AIAA Paper 2015-1284, 2015.
- 12) Ling, J., Jones, R., Templeton, J.: Machine Learning Strategies for Systems with Invariance Properties, Journal of Computational Physics, Vol. 318, pp.22-35, 2016.
- 13) Forrester, A., Sobester, A. and Keane, A., Engineering Design via Surrogate Modelling: A Practical Guide, (2008), Wiley.
- 14) Pietrzyk, J. R., Bogard, D. G. and Crawford, M. E.: Effects of Density Ratio on the Hydrodynamics of Film Cooling, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 112 (1990), pp. 437-443.
- 15) Sinha, A. K., Bogard, D. G. and Crawford, M. E.: Film Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 113 (1991), pp. 442-449.
- 16) Kohli, A. and Bogard, D. G.: Adiabatic Film Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling with Large Angle Injection, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 119 (1997), pp. 352-358.
- 17) Bergmann, C., Ormiston, S., Chatoorgoon, V.: Sensitivity Studies of Shear Stress Transport Turbulence Model Parameters on the Prediction of Seven-Rod Bundle Benchmark Experiments, Transactions of ASME: Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science, Vol. 2, 011012-1-10.

フィルム冷却タービン翼の熱伝達評価における 壁面温度条件の影響

*高橋 俊彦，酒井 英司（電中研）

Influence of Wall Temperature Conditions on Heat Transfer Evaluation of a Film-cooled Vane

*Toshihiko TAKAHASHI and Eiji SAKAI (CRIEPI)

ABSTRACT

This paper focuses on influence of wall temperature conditions on heat transfer evaluation of a film-cooled turbine vane. RANS-CFD calculations using the SST model are conducted for the vane LS94 developed by the VKI with constant-wall-temperature conditions. The ratio of the wall temperature to free-stream total temperature is varied in the 0.65 to 0.95 range. The simulated blowing ratios of film-cooling air are set at 0.252, 0.921 and zero. Linear model and non-linear model for spanwise-averaged heat flux in terms of wall temperature are derived by the CFD calculations. Heat flux distributions evaluated from the models reasonably agree with the CFD results, and the non-linear model shows better performance. The model estimations show that assessment of adiabatic wall temperature as a datum temperature is important to evaluate heat transfer of the film-cooled vane.

Key words: Heat transfer, Film-cooled vane, Wall temperature condition, CFD

1. はじめに

タービン翼などのガスタービン高温部品の耐久性は、運転時の温度分布に基づいて評価される。CFD 解析による部品温度分布の評価には、この十数年間に、計算機性能の向上に伴い、流れ場の熱伝達と構造体(固体)の熱伝導を連成させる Conjugate Heat Transfer (CHT)解析の適用が進んできた¹⁾⁷⁾。ただし、原理的に高精度な CHT 解析の性能を発揮させるには、流体と固体で大きく異なる伝熱の時空間スケールを考慮する必要があり⁵⁾、部品形状の忠実なモデリングも重要になるため、現在でも、実機部品のフルモデルの解析^{例えは8)7)}には多くの時間を要する。

一方で、高温部品の耐久性評価には、様々な運転時パラメータの影響を検討しなければならず、依然として、計算負荷の小さい、熱伝達率分布に基づく評価も重要性が高い。同方法では特に、壁面に仮定する温度条件が、伝熱量の評価に影響を及ぼすことが問題となる。これまでに、基礎的な境界層流れの実験研究に基づいた、主流と壁面の温度比のべき関数による、熱伝達率の修正が提案されている^{例えは8)9)}が、タービン翼などの局所分布を評価するには課題が残る。タービン翼を対象とした研究には、熱伝達率を区分的な壁面温度の線形関数で表す、CFD 解析と親和性の高い Maffulli and He¹⁰⁾¹¹⁾があるが、フィルム冷却されるタービン翼の熱伝達に関しては検討がなさ

れていない。

ここでは、フィルム冷却タービン翼について、壁面温度条件が対流熱伝達の評価に及ぼす影響を調べるために、RANS による定常 CFD 解析を行い、フィルム冷却される負圧面の伝熱特性を評価した結果を報告する。

2. CFD 解析

2.1 解析対象および解析領域

本研究の CFD 解析は、既報告¹²⁾と同じく、von Karman Institute for Fluid Dynamics (VKI) における風洞試験装置 CT-2¹³⁾¹⁴⁾の 2 次元直線翼列測定部を模擬して、フィルム冷却タービン静翼 LS94¹⁴⁾を対象に行った。LS94 は、VKI による高負荷タービン静翼 LS89¹³⁾にフィルム冷却構造(冷却空気を供給するプレナムおよびフィルム冷却孔)を加えた翼であり、図 1 に概要にまとめる。

本解析では、LS94 の負圧面における対流熱伝達を専ら評価対象として、圧力面側のフィルム冷却構造を省いた。フィルム冷却孔は、翼高さ(スパン)方向に周期的に、かつ千鳥状に 2 列配置されている。以下では、2 列のフィルム冷却孔のうち、上流側を Hole1、下流側を Hole2 と呼ぶ。

解析領域は、CT-2 測定部に 5 枚設置される LS94 のうち、中央の翼を対象に、翼まわりの主流、およびフィル

ム冷却孔とプレナムからなる冷却構造内とした。主流の解析領域では、翼列内の隣り合う翼間は周期境界とした。主流の流入境界および流出境界は、CT-2 測定部の流入・流出条件の計測位置に合わせて、翼前縁から上流に軸方向翼弦長の 1.49 倍、および下流に軸方向翼弦長の 1.43 倍にそれぞれ設けた。翼スパン方向の解析領域には、周期的に配置されるフィルム冷却孔ピッチの 3 倍を与えた。主流については翼スパン方向端面を周期境界とした。プレナムでは、翼スパン方向の片側端面を冷却空気の流入境界、他方を流出境界として、プレナム内の冷却空気がフィルム冷却孔に分岐して、主流に噴出するようにした。

2.2 解析方法

商用 CFD 解析コード FLUENT を用いて、3 次元定常 RANS 解析を SST モデル¹⁵⁾を用いて行った。SIMPLE に基づく分離解法を適用して、運動量保存式およびエネルギー保存式の対流項に 3 次の MUSCL スキーム、他項は 2 次精度中心差分を用いた。作動流体は空気であり、粘性係数にはサザーランドの式を、熱伝導率には温度に関する多項式近似をそれぞれ用いて、いずれも温度依存性を考慮した。

図 2 に解析メッシュを示す。壁面近傍およびフィルム冷却構造には 6 面体セル、その他の領域はプリズムセルを用いて、合計 4,600,828 セルを生成した。壁面近傍では、壁面から積層層のセルを生成して、壁面から第 1 セルにおける計算点までの距離は $y^+ < 1$ とした。

2.3 解析条件

表 1 に、翼列およびフィルム冷却に関する境界条件を示す。これらの境界条件は、翼まわりの流出境界においてレイノルズ数 $Re_2 = 1 \times 10^5$ およびマッハ数 $M_2 = 0.9$ となる風洞試験条件¹⁴⁾に基づいている。フィルム冷却については、吹出比 $BR = 0.252, 0.921$ 、および冷却空気がない場合 $BR = 0$ の計 3 条件を解析した。ここで、吹出比 BR は Hole1 と Hole2 の平均値である。流入境界では、全圧 P_0 [Pa]、全温 T_0 [K]、乱流運動エネルギー $[m^2/s^2]$ およびその比散逸率 $[1/s]$ を設定した。流出境界では、静圧 P_2 [Pa] を与えた。乱流運動エネルギーおよび比散逸率は、試験結果の乱流強度 $Tu_1 = 1\%$ に基づいて仮定した。

冷却空気を供給するプレナムでは、流入境界において、冷却空気温度 T_c [K] とともに、所定の吹出比 BR となるように、全圧を調節して与えた。

Table 1 Conditions for cascade flow and film cooling

Re_2	M_2	Tu_1 [%]	P_0 [Pa]	P_2 [Pa]	T_0 [K]	T_c [K]	BR
1066300	0.900	1.0	170100	100500	411.6	—	0
1059700	0.904	1.0	171700	101100	417.3	293.15	0.252
1072200	0.897	1.0	170600	101200	410.2	293.15	0.921

主要な CFD 解析では、断熱条件としたプレナムおよびフィルム冷却孔を除き、タービン翼の壁面を等温条件とした。表 2 に壁面温度条件を示す。表 1 の 3 つの吹出比 BR に対して、流入全温 T_0 [K] に対する壁面温度 T_w [K] の比 $TR (= T_w / T_0)$ が異なる 5 条件をそれぞれ解析した。

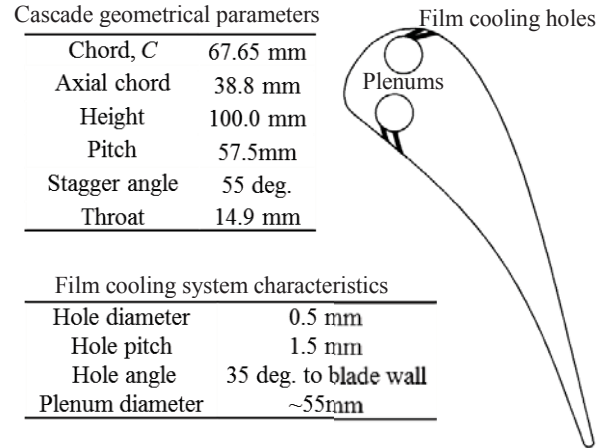


Fig. 1 Cascade design of the film-cooled vane LS94 in the CT-2

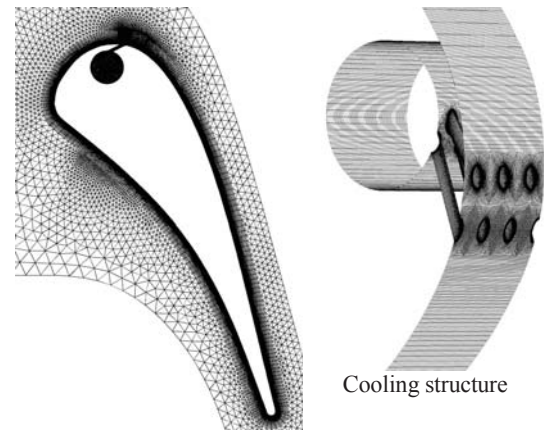


Fig. 2 Computational mesh for the film-cooled vane LS94

Table 2 Wall temperature conditions

BR	$TR (= T_w / T_0)$	T_w [K]
0	0.65	267.5
	0.72	296.1
	0.80	329.3
	0.88	360.2
	0.95	391.0
0.252	0.65	271.3
	0.72	298.8
	0.80	333.8
	0.88	365.1
	0.95	396.4
0.921	0.65	266.6
	0.73	298.9
	0.80	328.2
	0.88	358.9
	0.95	389.7

2.4 熱伝達の評価

フィルム冷却タービン翼の壁面における熱伝達を、ニュートンの冷却則により、次式(1)を用いて表す。

$$q = h (T_{ad} - T_w) \quad (1)$$

ここで、 q は熱流束[W/m²]、 h は熱伝達率[W/m²K]、 T_{ad} は断熱壁温度[K]である。式(1)において、熱伝達率 h が壁面温度 T_w に依存しないと仮定すると、熱伝達率 h は次式(2)を用いて求めることができる。

$$h = \Delta q / \Delta T_w \quad (2)$$

ここで、 Δq は、壁面温度が ΔT_w だけ変化したときの熱流束の変化である。さらに、熱伝達率 h が壁面温度 T_w に対して直線的に変化すると仮定すれば、Maffulli and He¹⁰と同様に、熱伝達率を次式(3)で表すことができる。

$$h = h_0 + h_1 T_w \quad (3)$$

ここで、 h_0 および h_1 は定数である。熱流束 q は式(1)および式(3)から、壁面温度 T_w に関する次の2次式(4)で表すことができる。

$$q = a_0 + a_1 T_w + a_2 T_w^2 \quad (4)$$

ここで、

$$a_0 = -h_0 T_{ad} \quad (5)$$

$$a_1 = h_0 - h_1 T_{ad} \quad (6)$$

$$a_2 = h_1 \quad (7)$$

である。

本研究では、熱流束 q の壁面温度 T_w による変化を、上記の通り、直線的に、および2次式(4)を用いて評価する。

3. CFD 解析結果

本研究では、CFD 解析による負圧面の局所熱流束を、翼スパン方向に平均して評価する。そのため、以下に示す結果は、いずれも翼スパン方向の平均値を示している。

3.1 風洞試験結果との比較

図3に、等温壁面の温度比 $TR = 0.7$ における壁面の熱流束分布について、CFD 解析の結果を、風洞試験結果¹⁴と比較する。ここで、横軸の s/C は、壁面に沿う前縁からの距離 s [m]を、翼弦長 C [m]で正規化したものである。図3に示すようにCFD解析は、フィルム冷却孔下流では、概ね風洞試験結果に符合する分布を予測した。

しかし、風洞試験では、フィルム冷却孔直下で境界層が乱流状態に遷移するのに対して、本解析結果は、フィルム冷却孔よりも上流において、既に熱流束が上昇をはじめており、乱流への遷移を正しく予測していない。そこで以下では、フィルム冷却孔下流側の解析結果を専ら示すこととする。

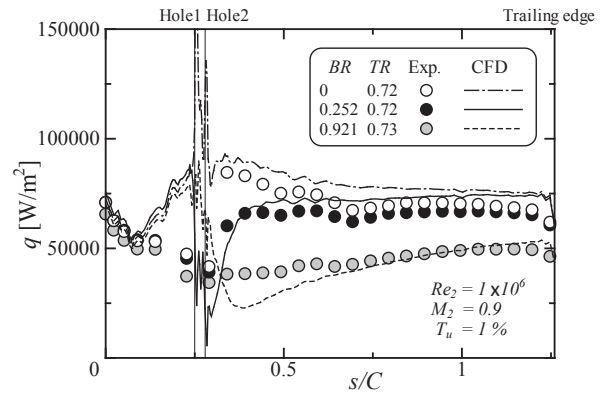


Fig. 3 Comparison between CFD and measurements

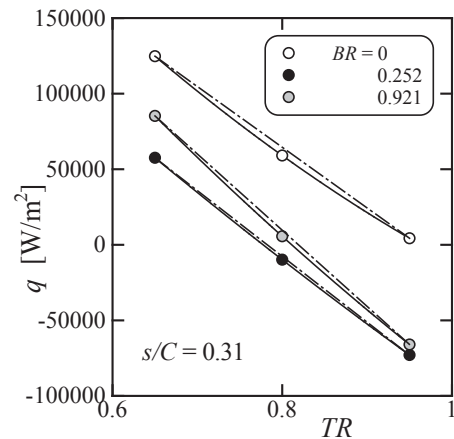


Fig.4 Variation of heat flux q with wall temperature ratio

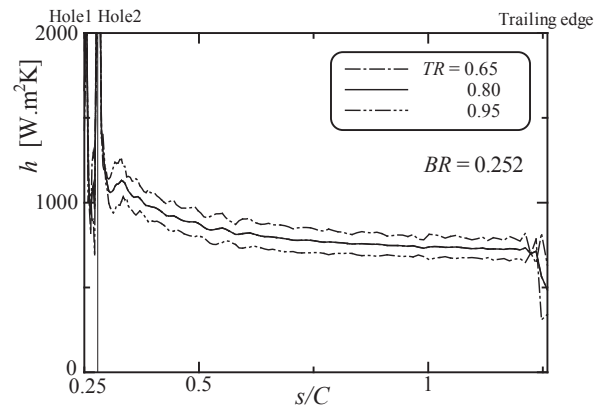


Fig.5 Distributions of heat transfer coefficient h as an assumed constant in each temperature ratio

3.2 等温壁面における熱伝達

図4に、等温壁面の温度に依る、熱流束変化の一例として、 $TR=0.65, 0.8$ および 0.95 の解析結果を $s/C = 0.31$ について示す。ここで、図中の一点鎖線は、 $TR=0.65$ および 0.95 の解析結果を直線で結んだものであり、その傾きが、式(2)による熱伝達率 h である。以下では、温度比 $TR = 0.65$ および 0.95 におけるCFD解析結果から、熱流束の変化を直線近似したものを線形モデルと呼ぶ。また、図中の実線は、温度比 $TR = 0.65, 0.8$ および 0.95 にお

る熱流束の CFD 解析結果を、式(4)の 2 次式で表したものであり、以下では非線形モデルと呼ぶ。本図から、CFD 解析によるフィルム冷却翼の熱流束が、壁面温度に対して必ずしも直線的には変化しないことを確認できる。さらに図 5 には、 $BR=0.252$ について、各温度比($TR=0.65, 0.8$, および 0.95)の熱伝達率分布を、式(2)からそれぞれ求めた結果を示す。ここでは、式(2)の右辺に、式(4)による非線形モデルの、壁面温度 T_w についての 1 階微分を用いた。図 5 の熱伝達率分布は、温度比 TR に依る差異が明らかであり、特定の壁面温度に対して解析、あるいは計測した熱伝達率を定数と捉えることは、伝熱性能を誤って見積もる危険性がある。

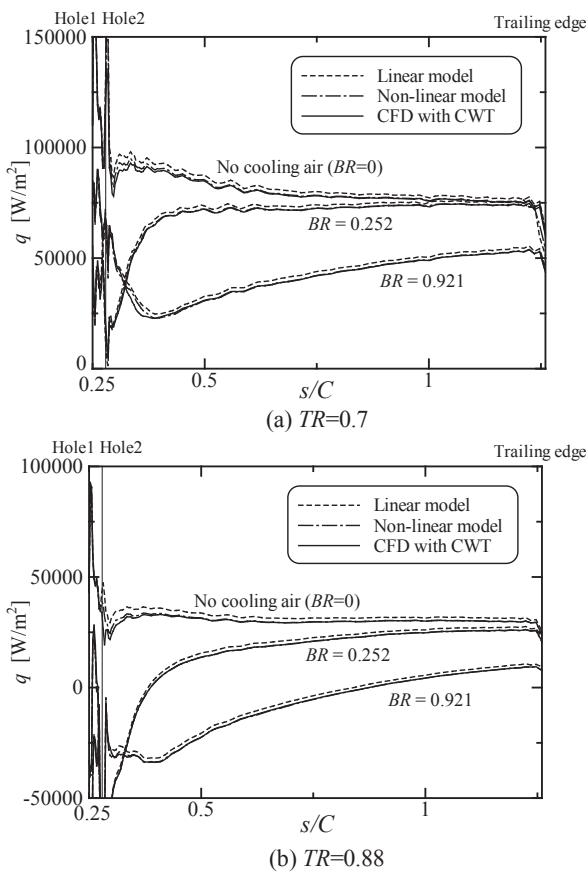


Fig.6 Comparisons of q distributions between CFD and model estimations

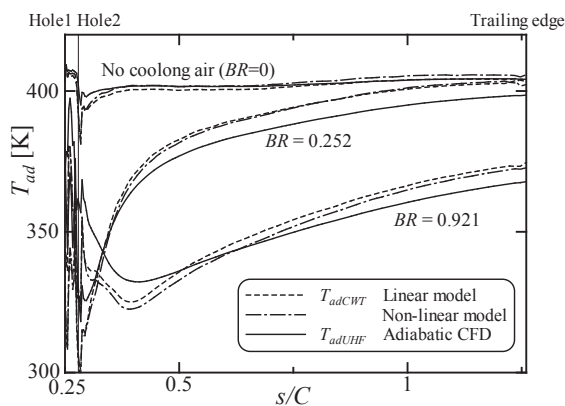


Fig.7 Comparison of T_{ad} distribution between adiabatic CFD and model estimations

図 6 は、(a) $TR=0.7$ および(b) $TR=0.88$ における熱流束分布を、線形モデルおよび非線形モデルを用いて、それぞれ推定した結果を CFD 解析結果とともに示す。Maffulli and He¹⁰⁾と同様に、本研究のフィルム冷却壁面でも非線形モデルの推定結果は、CFD 解析結果によく一致した。線形モデルについても、熱流束を若干大きく見積もったが、CFD 解析結果を概ね推定できた。これは、線形モデルに用いた壁面温度条件(温度比 $TR=0.65$ および 0.95)の変化範囲が、ここで熱流束分布を推定する壁面温度条件(温度比 $TR=0.7$ および 0.88)を包含するためである。

図 7 には、線形モデルおよび非線形モデルにおける断熱壁面温度(記号 T_{adCWT} で示す)の分布を、一様な断熱条件の CFD 解析に基づく、いわゆる断熱壁面温度(記号 T_{adUHF} で示す)の分布と比較する。ここで、線形モデルの断熱壁面温度は、式(1)を変形した次式(8)

$$T_{adCWT} = T_w + q/h \quad (8)$$

に、線形モデルによる熱流束 q および熱伝達率 h を与えて求めた。一方、非線形モデルによる断熱壁面温度は、式(4)を、熱流束 $q=0$ [W/m^2]として、壁面温度 T_w について解いた結果である。

線形モデルおよび非線形モデルの断熱壁面温度はいずれも、特にフィルム冷却がある場合に、一様な断熱条件による断熱壁面温度とは異なる分布となった。この差異は、線形モデルおよび非線形モデルに基づく等温条件の CFD 解析と、断熱条件の CFD 解析では、壁面近傍の温度場が異なる発達過程を辿るためと考えられる。図 6 に示した等温壁面における熱流束分布の推定には、この等温条件に基づく断熱壁面温度分布が反映されており、その結果、良好な推定結果が得られた。

3.3 壁面における温度分布の影響

壁面温度が熱流束と共に分布をもつ場合について、線形モデルおよび非線形モデルによる熱流束分布の推定を試みる。

そこで、前述の CFD 解析モデルに修正を加えて、壁面に垂直方向 1 次元の熱抵抗(壁面下の固体部厚さ/熱伝導率)を仮想的に与えた解析(疑似 CHT 解析と呼ぶ)を行うことで、壁面温度および熱流束の分布を求めた。疑似 CHT 解析では、熱抵抗を与えた壁面に、表 3 に示す、内部冷却を仮想した一様な熱伝達率 h_c および冷却空気温度 T_c を境界条件として与えた。

Table 3 Wall conditions for quasi-CHT calculation

BR	h_c [W/m^2K]	T_c [K]
0	920	
0.252	1500	293.15
0.921	2800	

ここで、内部冷却側の熱伝達率 h_c は、壁面平均温度の解析結果に基づく温度比が $TR=0.8$ となるように調節した。仮想する翼固体部は、風洞試験と同様に材質をガラスセラミックス MACOR(Cornig, Inc)として、熱伝導率に 1.46W/mK を与え、厚さは 0.5mm とした。以上による疑似 CHT 解析から求めた壁面温度分布を図 8 に示す。なお、本疑似 CHT 解析における翼まわりの熱伝達と固体部熱伝導に関する Biot 数は概ね $0.2\sim 0.3$ となる。

図 9 には、吹出比 $BR=0.252$ について、(a)線形モデルおよび(b)非線形モデルによる熱伝達率分布を、疑似 CHT 解析に基づく推定結果とそれぞれ比較する。疑似 CHT 解析に基づく熱伝達率分布は、内部冷却空気温度を $\pm 10\text{K}$ 変化させた解析結果から、壁面温度および熱流束のそれぞれの変化量を、式(2)右辺に与えて求めた。線形モデルおよび非線形モデルともに熱伝達率分布は、疑似 CHT 解析に基づく推定結果とよく一致した。図示を省くが、他吹出比についても同様の結果であった。

図 10 には、(a)線形モデルおよび(b)非線形モデルによる熱流束分布を、疑似 CHT 解析の結果とそれぞれ比較する。なお、モデルによる熱流束分布の推定には、疑似 CHT 解析による壁面温度分布を用いている。

非線形モデルの熱流束は、線形モデルに比べて解析結果に近い分布を推定したものの、いずれのモデルも、図 6 に示した等温壁面の分布に比べて解析結果との差異が大きい。この熱流束分布の差異には、図 9 の熱伝達率分布に大きな差異がないことから、図 7 に示した断熱壁面温度分布の影響が考えられる。

そこで、線形モデルおよび非線形モデルにおける断熱壁面温度の修正を試みる。3.2 節の等温壁面に比べて、温度分布がある壁面では、熱流束分布が一様になることを考慮して、ここでは簡単に、図 7 に示した、元モデルの断熱壁面温度 $T_{ad\text{CWT}}$ と、一様な断熱条件による断熱壁面温度 $T_{ad\text{UHF}}$ の、下式(9)による加算平均値を用いて、熱流束を推定した。

$$T_{ad} = 0.5 (T_{ad\text{CWT}} + T_{ad\text{UHF}}) \quad (9)$$

図 10 には、両モデルについて、式(9)を用いて修正した断熱壁面温度分布による推定結果も示しており、修正モデルでは推定精度の向上がみられた。なお、図中には一様な断熱条件による断熱壁面温度 $T_{ad\text{UHF}}$ の分布を適用した場合も合わせて示した。

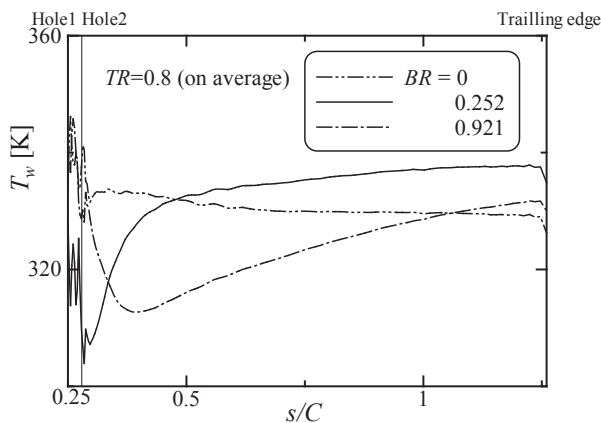


Fig.8 Wall temperature distribution calculated by quasi-CHT analysis

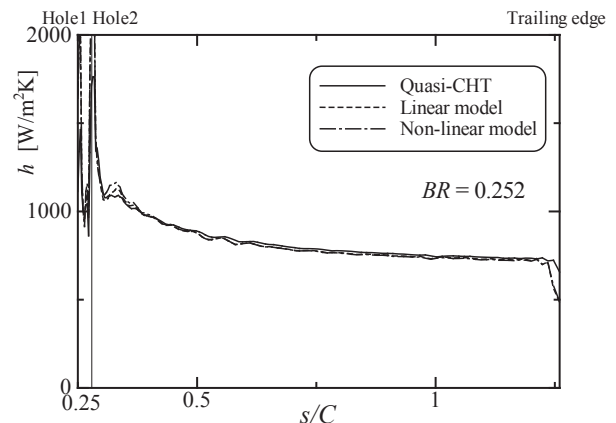
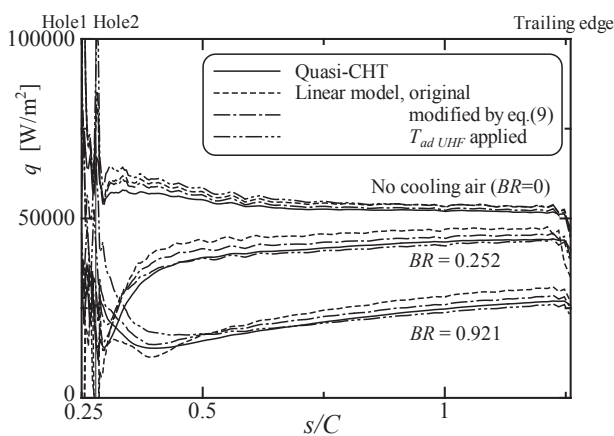
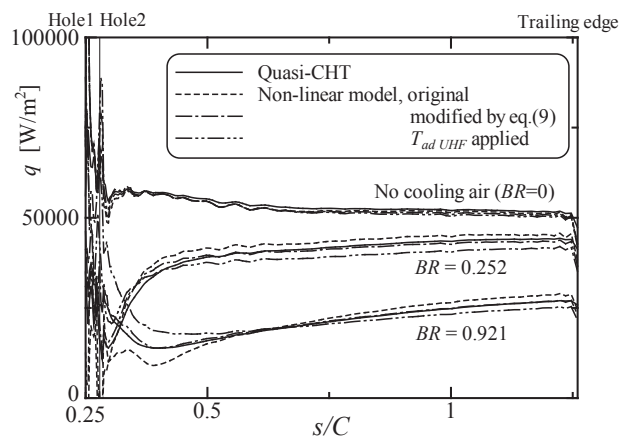


Fig.9 Comparison of h distribution between quasi-CHT and modeling estimation



(a) Linear model



(b) Non-linear model

Fig.10 Comparisons of q distributions between quasi-CHT and modeling estimation

4. まとめ

フィルム冷却タービン静翼(VKI LS94)の負圧面を対象に、等温条件を課した RANS による定常 CFD 解析を行い、壁面温度に依る、翼スパン方向に平均した伝熱特性を調べた。主な結果は下記の通りである。

- 壁面温度に依る熱流束の変化は直線的ではなく、熱流束を壁面温度の2次式で表すこと(非線形モデル)で、等温条件の熱流束分布をほぼ推定できた。
- 直線的な熱流束の変化を仮定した場合も、評価対象の壁面温度を包含する温度範囲に対して、熱伝達率を定数として近似すること(線形モデル)で、等温条件の熱流束分布を概ね推定できた。
- 上記の等温条件に基づく、線形モデルおよび非線形モデルから推定された断熱壁面温度は、特にフィルム冷却がある場合に、いわゆる断熱壁面温度とは異なる分布となった。
- 温度および熱流束ともに分布をもつ壁面に対して、上記の線形モデルおよび非線形モデルを、一様な断熱条件による、いわゆる断熱壁面温度を用いて修正したところ、熱流束分布の推定精度に向上がみられた。

謝辞

本研究に用いた風洞試験条件の詳細および CFD 解析モデルは、von Karman Institute for Fluid Dynamics, Professor Arts, Tony に提供および指導頂いた。ここに謝意を表す。

参考文献

- 1) Bohn, D., Becker, V., Kusterer, K., "3-D Conjugate Flow and Heat Transfer Calculations of a Film-cooled Turbine Guide Vane at Different Operation Conditions," ASME Paper 97-GT-23 (1997).
- 2) Takahashi, T., Watanabe, K., Takahashi, T., "Thermal Conjugate Analysis of a First Stage Blade in a Gas Turbine," ASME paper 2000-GT-0251 (2000).
- 3) Heidmann, J.D., Kassab, A.J., Steinhilber, E., 2003, "Conjugate Heat Transfer Effects on a Realistic Film-cooled Turbine Vane," ASME Paper GT2003-38553 (2003).
- 4) Yamane, T., Yoshida, T., Enomoto, S., Takaki, R., Yamamoto, K., 2004, "Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction with a New Method for Faster Calculation," ASME Paper GT2004-53680 (2004).
- 5) He, L., and Oldfield, M., "Unsteady Conjugate Heat Transfer Modeling," Trans. ASME J. Turbomachinery, Vol.133 No.3, 031022 (2011).
- 6) 堀内豪, 谷口智紀, 田中良造, 笠正憲, 饒雅英, "産業用ガスタービン開発へのタービン冷却翼CHT解析の適用検討," 第44回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 B-5 (2016).
- 7) 岡田満利, 高橋俊彦, 山田進, 藤井智晴, "ガスタービン燃焼器部品の温度分布推定手法," 第44回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集 B-13 (2016).
- 8) Kays, W., and Crawford, M., Convective Heat and Mass Transfer-Second edition. Tata McGraw-Hill Publishing Co. Ltd (1983).
- 9) Fitt, A., Forth, C., Robertson, B., Jones, T., "Temperature Ratio Effects in Compressible Turbulent Boundary Layers," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.29 No.1 (1986), pp. 159-164.
- 10) Maffulli, R., and He, Li., "Wall Temperature Effects on Heat Transfer Coefficient," ASME paper GT2013-94291 (2013).
- 11) Maffulli, R. and He, Li., "Dependence of External Heat Transfer Coefficient and Aerodynamics on Wall Temperature for 3-D Turbine Blade Passage," ASME paper GT2014-26763 (2014)
- 12) Takahashi, T., Arts, T., Verstraete, T., Prinsier, J., "Benchmark Simulation of RANS CFD for Heat Transfer Evaluation on the VKI LS89 Blade," Proceedings of International Gas Turbine Congress IGTC2011-0198 (2011).
- 13) Arts, T., Lambert de Rouvroit, M., Rutherford, A.W., "Aero-Thermal Investigation of a Highly Loaded Transonic Linear Turbine Guide Vane Cascade," Technical Note174, von Karman Institute for Fluid Dynamics (1990).
- 14) Arts, T., "Numerical Methods for Flow Calculation in Turbomachines, Test case No.2: highly loaded transonic and film cooled linear turbine guide vane cascade LS94," VKI Lecture Series 1994-06 (1994).
- 15) Menter, F.R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, Vol.32 No.8 (1994), pp.1598-1605.

タービン翼内部の複雑冷却流路における 流れ場の可視化・PIV 計測

*小田桐 輝（岩手大院），船崎 健一（岩手大），寺部 世界（岩手大院）
饒 雅英，堀内 豪（川崎重工業）

PIV Measurement and Flow Visualization in Complex Cooling Channel for Turbine Blade

*Hikaru ODAGIRI, Ken-ichi FUNAZAKI, Sekai TERABE (Iwate univ.),
Masahide KAZARI, Takeshi HORIUCHI(KHI)

ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical analyses on the flow field in a realistic serpentine internal cooling channel of high pressure turbine blade. This study aims at investigating why the heat transfer coefficient was different between experimental results and CFD analysis. Velocity measurements were performed with Particle Image Velocimetry (PIV method). Numerical analysis using ANSYS CFX is carried out to compare the flow fields of experimental results with CFD results.

Key words: High pressur turbine, Internal cooling channel, PIV

1. はじめに

現在ガスタービンは燃費低減や環境適合性などの要求が高まっている。ガスタービンの高効率化にはタービン入口温度の上昇が有効とされ、年々上昇傾向にある。このタービン入口温度の高温化により、タービン翼は材料温度を越える強い熱負荷に曝されるため、クリープ等による翼寿命の減少や翼破損の危険性が高い。そのため、タービン翼の保護を目的とした数多くの冷却手法が研究されている。

本研究では、タービン翼内部に設けられたサーペンタイン流路内に冷却空気を流す、内部対流冷却に関する調査を実施した。冷却流路には一般的に、熱伝達促進をするためにリブ等の乱流促進体が設けられる。乱流促進体によって流路内では剥離や再付着、二次流れが生成され、流れが複雑化し、流路内の熱伝達分布に大きく影響を与える。タービン翼に冷却ムラが生じると、熱応力による翼破損の危険性が高まるため、優れた冷却効率とともに、均一な冷却が必要になる。

内部冷却流路内の熱伝達特性の解明のために、これまで多くの研究が行われ、乱流促進体の形状や設置角を変化させた研究や、曲がりをもつ流路を用いた研究などがある。⁽¹⁾⁽²⁾ また、本研究グループにおいても、過去に実機タービン翼内部の

サーペンタイン流路を対象に、感温液晶と過渡応答法を用いた熱伝達率計測⁽³⁾、および流入条件の違いが流路壁面熱伝達分布に与える影響⁽⁴⁾を調査した。しかしながら、実験で得られる壁面の熱伝達分布と数値解析で得られる熱伝達分布の予測値には乖離があり、乖離の原因は必ずしも明らかになっていない。乖離の原因を明らかにするためには、流路内の流れ場を実験的に明らかにする必要がある。過去には内部冷却流路を対象に、直線リブ付ダクトや、曲がりをもつリブ付ダクトを対象に、PIV 計測が行われたが⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾、実機翼内部の複雑冷却流路を対象に PIV 計測を行った例は多くない。

本研究では、実験で得られる熱伝達率の値と CFD で得られる予測値の乖離の原因を調査することを目的として、実機タービン翼内部の複雑流路形状を対象に、可視化・PIV 計測を実施した。

2. 実験

2.1 実験装置

実験装置の概略図を Fig.1 に示す。計測カメラは高速度カメラ Phantom v1210(Vision Research 社製)を使用し、カメラレンズには Model B01N (TAMRON 製)を使用した。また、撮影時にはレーザーシート面に対してカメラ素子が平行とはならず角度を有する場合があります。撮影面全体に

ピントを合わせることが困難な領域が存在したため、適宜シャインプローブを使用しピントの合う範囲を調整した。レーザーシート発生装置には G15000K(加藤光研社製)を用いた。連続光 YVO₄ レーザー (波長:532nm) で、出力は 15W である。トレーサー発生器は Saftex Fog Generator (Dantec Dynamics 社製) を使用した。トレーサー粒子には フォグ溶液 10T10 (Dantec Dynamics 社製) を使用している。粒子の平均粒径はメーカーカタログ値で約 1 μ m である。

送風機下流に層流流量計を設置し、主流の流量を計測している。層流流量計の差圧計測には圧力変換機を用いた。また、主流温度は供試体入口上流側で K 型熱電対を用いて計測した。供試体上流の配管には、整流網とハニカムを設けて整流を行っている。層流流量計下流には三方バルブを 3 箇所設置している。三方バルブ①は空気圧アクチュエータで、三方バルブ②、③は手動で操作している。三方バルブ①の片側には圧力抵抗バルブを設置し、三方バルブ②の片側にはトレーサー発生器を設置している。供試体内の圧力が高く、チャンバー内にトレーサーが流入しづらいため、トレーサー流入時には三方バルブ③を大気開放側に切り替えてチャンバー内にトレーサー粒子を流入しやすくしている。チャンバー内にトレーサーを貯蓄した後、三方バルブを順番に切り替え、チャンバー内に溜めたトレーサーを供試体に流入させている。

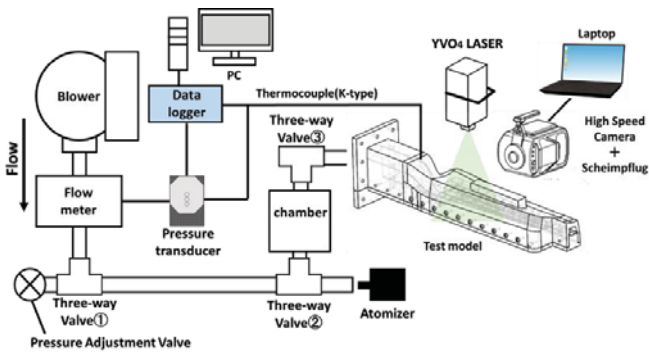


Fig.1 Measurement System

2.2 供試体

Fig.2 に、実験で使用したアクリル製サーペンタイン流路を示す。著者らは先に伝熱試験で同様の供試体を用いているが、今その供試体とは別に PIV 計測用に供試体を製作した。供試体内部の形状は伝熱試験用と PIV 試験用のモデルと同様である。供試体は 3 つの流路で構成されていて、断面形状は流路位置によって異なる。また、流路壁面には

主流に対して 60°の角度を有するリブ (乱流促進体) が正圧面 (PS) 側と負圧面 (SS) 側に向かい合うように設置されている。

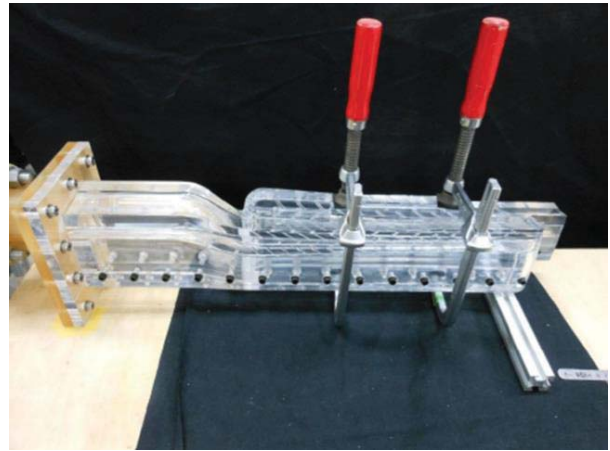


Fig.2 The acrylic model for PIV measurement

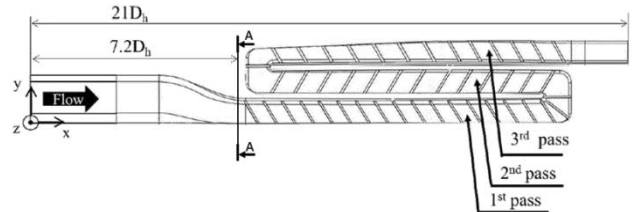


Fig.3 Internal channel shape of the test model

2.3 実験手法

レイノルズ数は過去に行った伝熱試験⁽³⁾⁽⁴⁾と同様に $Re=25,000$ である。レイノルズ数を定める際の代表長さ D_h は Fig.3 に示す断面 A-A の水力直径 $D_h (=33.4mm)$ である。

本研究では二次元 PIV 計測を実施した。主流にトレーサーを挿入し、供試体にレーザーシート光を照射して、レーザー光に反射したトレーサー粒子を高速度カメラで撮影する。撮影条件を Table.1 に示す。

PIV 計測で得たデータの処理には DynamicStudio v4.00(Dantec Dynamics 社)を使用した。画像処理は検査領域を 32×32pixel から 16×16pixel まで変化させる Adaptive PIV 処理を行った。オーバーラップは 50%とした。処理枚数は各条件で 3000 枚である。

Table.1 Camera setup

Image size	512 × 512[pix]
Shutter speed	30000[fps]
Exposure time	32[μ s]
F-number	F3.5

3. 数値解析手法

実験との比較を行うために、数値解析を実施した。解析ソフトには ANSYS CFX ver15.0 を用いて、RANS による定常解析を実施した。解析ドメインを Fig.4 に示す。また、各境界条件を Table.2 に示す。計算格子の生成には Ansys ICEM ver16.0 を使用した。計算格子は非構造格子で生成し、壁面にはプリズム格子を設置している。壁面第一層の格子はおよそ $y^+ < 1$ を満たしている。格子点数は格子依存性の調査の結果から定めた。採用した格子点数は、SS 面の平均値と PS 面の平均値が、一番多い格子点数に対して 2% 以内であった約 1250 万点の格子を用いた。Fig.5 に格子依存性調査の結果を示す。評価指標には最大格子点数の場合の解析結果で各格子点数の場合の解析結果を除いた熱伝達率を用いた。熱伝達率 $h [W/m^2K]$ は式(1)により算出した。ここで、 $q [W/m^2]$ は壁面熱流束、 $T_w [K]$ には壁面温度、 $T_g [K]$ には線形補間した主流温度を用いた。線形補間の温度には、過去の伝熱試験⁽³⁾⁽⁴⁾の熱電対挿入位置の流路中心に、主流と垂直な矩形断面を定め、その断面における平均温度を用いた。実験と同様に隣り合ったデータで線形補間することで、流路各位置における主流温度を定めた。

$$h = q / (T_w - T_g) \quad (1)$$

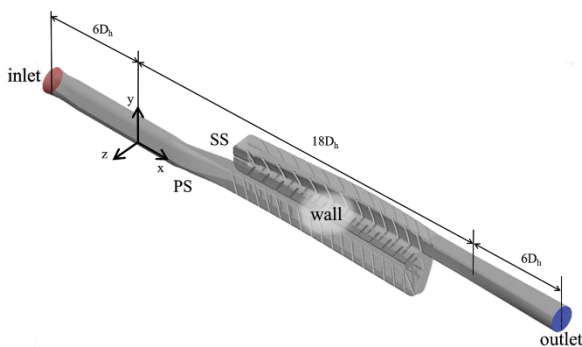


Fig.4 Computational domain

Table.2 Boundary conditions

Inlet	Mass flow rate, Temperature
Outlet	Pressure
Wall	Non-slip wall, Isothermal wall
Turbulence model	Shear Stress Transport

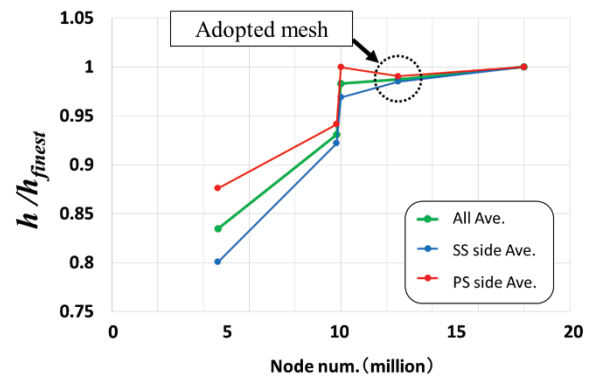


Fig.5 Mesh dependency check

4. 結果と考察

Fig.6 に PS 面側のヌセルト数 Nu のコンター図を示す。(a) が CFD による定常解析の結果で (b) が感温液晶と過渡応答法を用いた伝熱試験の結果⁽⁴⁾である。 Nu 数は式(2)で算出した。 $k [W/m \cdot K]$ は流体の熱伝導率である。著者らが過去に行った伝熱試験の結果と CFD の結果を比較すると、曲がり部と 2nd Pass において、熱伝達分布に特に大きな乖離が見られた。本研究では、流路の曲がり部に着目して可視化・PIV 計測を実施した。Fig.7 に計測位置と撮影方向を示す。

$$Nu = h \cdot D_h / k \quad (2)$$

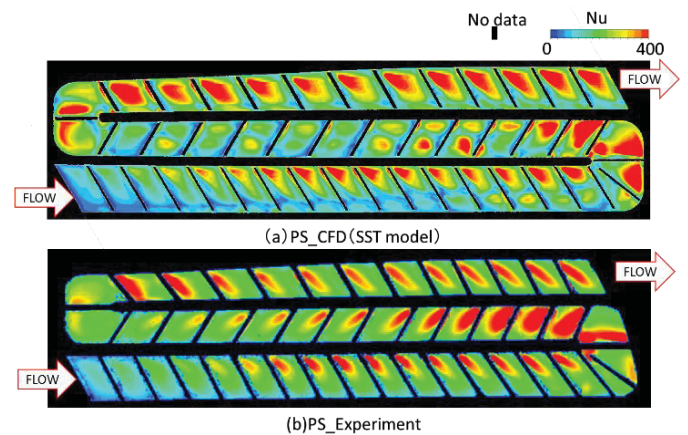


Fig.6 Heat transfer coefficient distribution
(Pressure side)

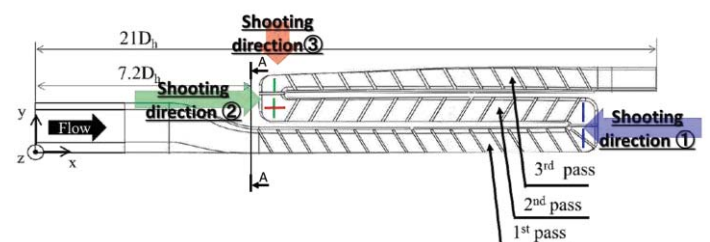


Fig.7 Measurement position and camera direction

Fig.8 に、撮影方向①からみた流路断面(1st Pass の X 断面)の y 方向の流速コンターにベクトル分布を重ねた図を示す。また、Fig.9 に、撮影方向②からみた流路断面(2nd Pass の X 断面)の y 方向の流速コンターにベクトル分布を重ねた図を示す。(a)に CFD, (b)に時間平均した PIV 試験の結果を示している。流路形状が複雑であり、リブやフィレットがある影響で、流路断面全体を撮影範囲内に入れることが難しく、またレーザーシートが入らない箇所があったため、壁面近傍の粒子画像を撮影できなかった。そのため、流路断面の撮影可能な範囲内で PIV 処理を実施した。

Fig.8, Fig.9 を見ると、定性的には Y 方向速度分布とベクトル分布はおおよそ一致していることがわかる。しかし、CFD の結果では実験の結果に比べて y 方向速度が高く算出されており、実験値よりも過大に評価されている結果が得られた。CFD における流速の過大評価が、曲がり部において、実験値と CFD の予測値でヌセルト数に乖離が発生している要因の 1 つだと考えられる。

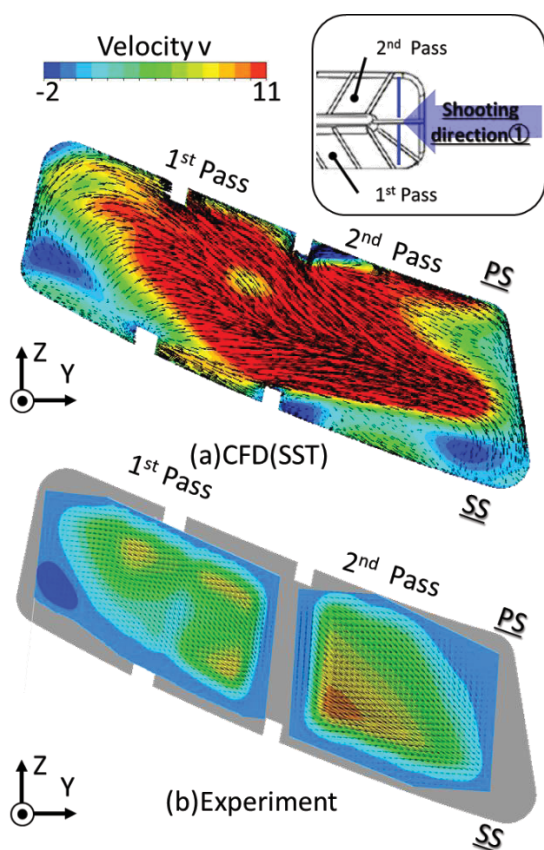


Fig.8 Center of y component of velocity and vector map at 1st turn (a)CFD,(b)PIV (time-averaged)

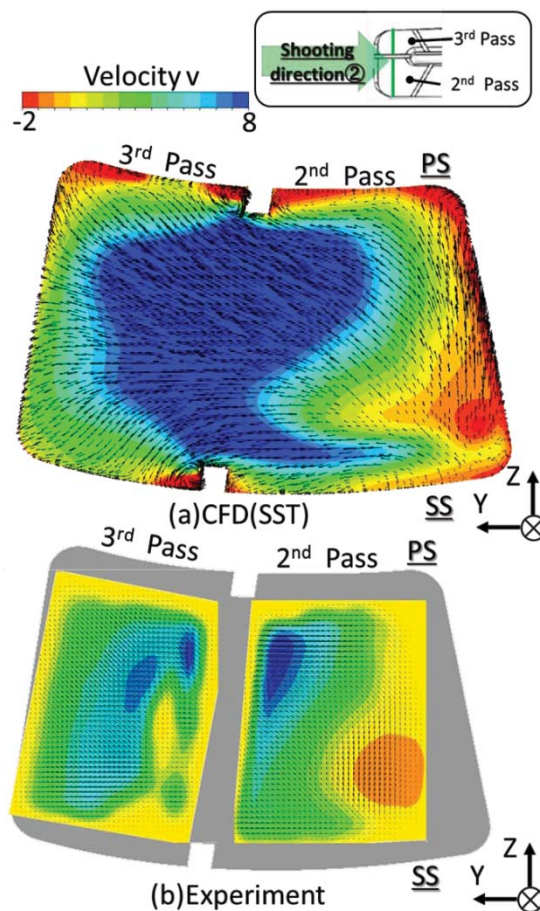


Fig.9 Center of y component of velocity and vector map at 2nd turn (a)CFD,(b)PIV (time-averaged)

Fig.10 に撮影方向③からみた 2nd Pass 側の流路断面の X 方向速度コンターにベクトル分布を重ねた図を示す。(a)に CFD, (b)に時間平均した PIV 試験の結果を示している。

Fig.10 を見ると、CFD と時間平均した PIV の結果で、生成される渦の大きさや位置が異なることがわかる。また、X 方向速度の大きさも異なり CFD の結果が実験結果よりも過大に評価されている。これは、曲がり部では外壁側への流れの衝突や遠心力などの影響により、流れの非定常性が強く、定常計算では流れを再現できていないためだと考えられる。

非定常的な現象を確認するために、Fig.11 に、10 コマおき (0.33ms 毎)の撮影方向③からみた 2nd Pass 側の流路断面の X 方向速度コンターにベクトル分布を重ねた図を示す。

Fig.11 を見ると、時間の経過とともに、局所的な流れの回転方向の変化や、流速の加速、減速が確認できる。PS 面と外壁がなすコーナー部において、反時計回りのコーナー渦が形成されるが、時間の経過とともに時計回りの渦に変化していく様子が見られる。また、PS 面側でも同様に、時間の経過

とともに反時計回りの二次流れが生成され、PS面と外壁がなすコーナー部の方向に移動していく様子が見られた。SS面と外壁がなすコーナー部でも、コーナー渦が生成されている。時間とともに時計回りの渦の規模が変化しており、SS面側の主流の外壁側への流れを妨げている様子が見られ、SS面側の流れがPS面と外壁がなすコーナー部に向かって流れていく様子が確認された。時間平均したFig.11の結果を見ると、PS面側で二次流れが見られるが、SS面側ではそのような流れが見られない。時間変化とともに回転方向が変わるために、時間平均をすると、二次流れの影響が小さくなるためだと考えられる。

流路の2つめの曲がり部の2nd Pass側の流路断面では、PS面側で生成される二次流れと、外壁とPS面、SS面のコーナー部で生成されるコーナー渦が互いに干渉している結果が得られた。このような非定常で複雑な流れが、実験とCFD(定常解析)の熱伝達の予測で乖離が起きる要因の1つだと考えられる。今後も引き続き調査を続け、CFDと実験値の熱伝達分布の乖離の原因を調査する。

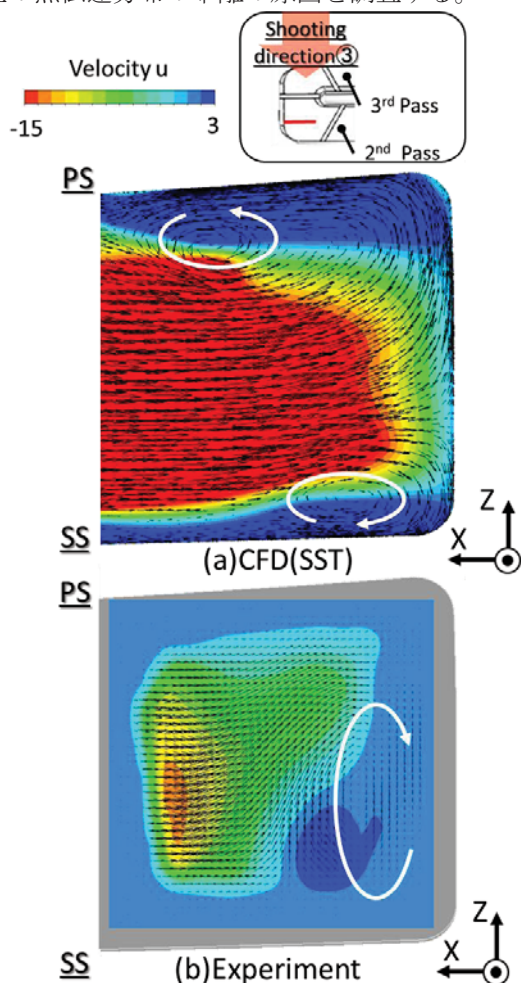


Fig.10 Center of x component of velocity and vector map at 2nd turn (a)CFD,(b)PIV(time-averaged)

4. 結言

実機タービン翼内部の複雑冷却流路を対象に可視化・PIV試験、CFD(定常解析)の実施により以下の知見を得た。

- CFD(定常解析)とPIVの時間平均の結果を比較すると、曲がり部のX断面においては、速度分布、ベクトル分布が定性的に一致する傾向が得られたが、CFD(定常解析)で算出される速度の値は実験よりも過大に評価される結果が得られた。
- 2つめの曲がり部のY断面では、非定常性をもった二次流れが存在し、複数存在する二次流れが互いに干渉しあう様子が確認された。曲がり部では、非定常で複雑な流れが存在することで、CFD(定常解析)と実験値で得られる熱伝達分布に乖離があると考えられる。

今後も引き続き調査を行い、CFDと実験値の乖離の原因を調査する。また、非定常計算を実施し、実験値との比較を行う予定である。

参考文献

- 1) J.C.HAN. and J. S.PARK, INT. J. Heat Mass Transfer, Vol.31, No.1, pp.183-195, (1988)
- 2) Yang Li et al, HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN A ROTATING TWO-PASS SQUARE CHANNEL WITH DIFFERENT RIBS AT HIGH ROTATION NUMBERS ASME Turbo Expo 2015, GT2015-44019
- 3) 船崎, 寺部, 飴, 堀内, タービン翼内部の複雑冷却流路における熱伝達率計測及び流れ場に関する研究, 第43回日本ガスタービン学会定期公演会(米子)講演論文集, 2015.9
- 4) 船崎, 寺部, 飴, 堀内, タービン翼内部の複雑冷却流路における熱伝達率計測及び流れ場に関する研究(流路入り口流入条件の影響), 第44回日本ガスタービン学会定期公演会(酒田)講演論文集, 2016.10
- 5) Tong-Miin Liou et al, PIV Measurements in a Two-Pass 90-Deg Ribbed-Wall Parallelogram Channel, ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25248
- 6) Elfert, M. et al, PIV-MEASUREMENT OF SECONDARY FLOW IN A ROTATING TWO-PASS COOLING SYSTEM WITH AN IMPROVED SEQUENCER TECHNIQUE, ASME Turbo Expo 2010, GT2010-23510
- 7) 齋藤ら, 往復正方形断面流路内乱流における傾斜リブと急激曲がりによる二次流れの干渉, 日本機械学会論文集(B編) 74巻739号(2008-3) PP.240-24

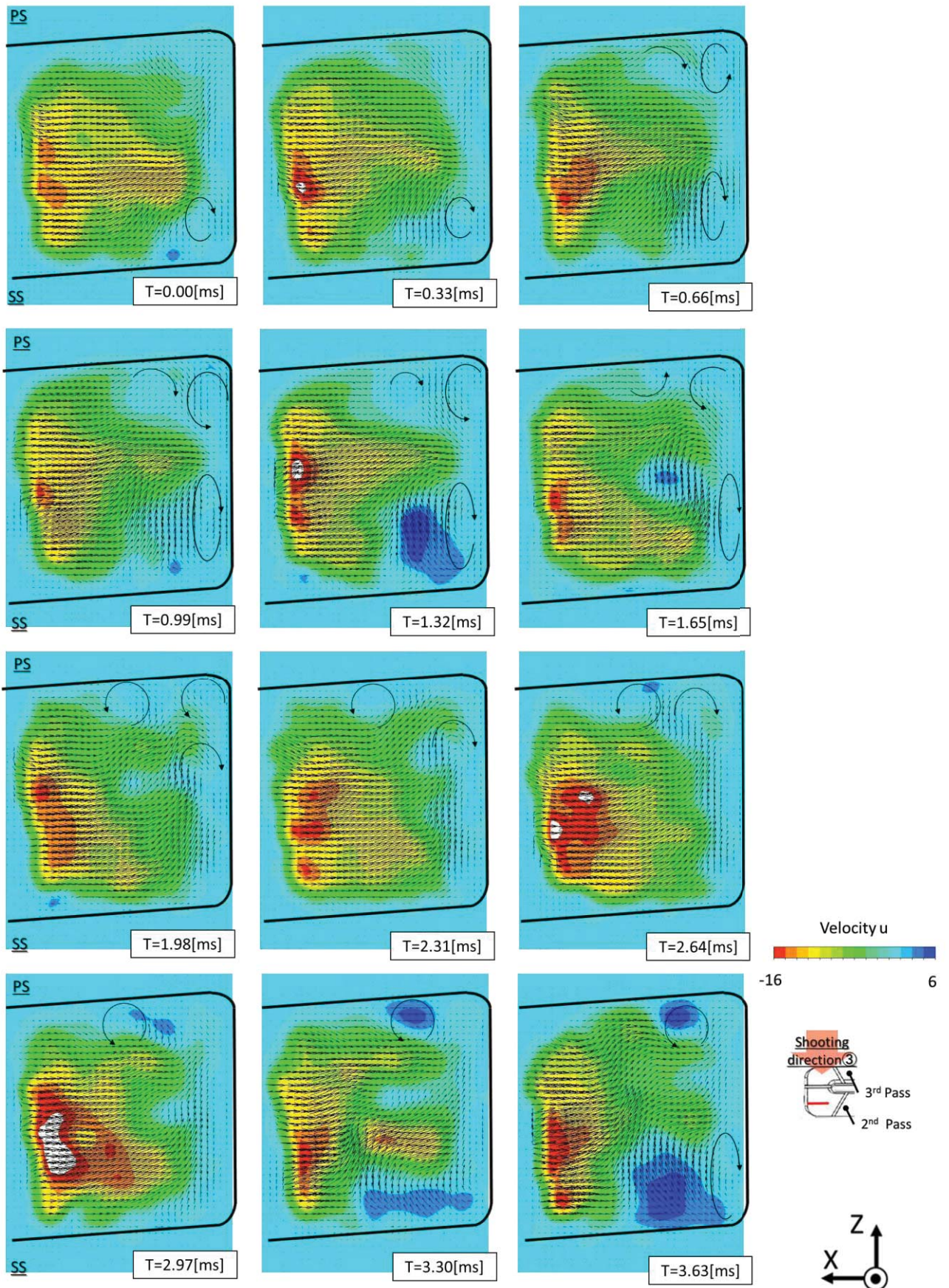


Fig.11 Instantaneous Center of x component of velocity and vector map at 2nd turn

翼列試験装置を用いたガスタービン翼フィルム冷却における冷却孔複合角に関する研究

*菊池史哉(岩手大院)，船崎健一(岩手大)，田代一誠(岩手大院)，出田武臣，田中雄飛(IHI)

Studies on Cooling Hole Compound Angle on a Turbine Vane of Gas Turbine using a Cascade Test Facility

*Fumiya KIKUCHI, Ken-ichi FUNAZAKI, Issei TASHIRO (Iwate Univ.)
Takeomi IDETA, Yuhi TANAKA (IHI)

ABSTRACT

In order to reduce not only the emission of carbon dioxide, which is known to promote global warming, but the consumption of fossil fuel, gas turbines are always requested to be highly efficient. In general, high efficiency of gas turbines is achieved by increasing the turbine inlet temperature. Film cooling is used to cool the turbine section. Film cooling performance has been improved by varying the cooling holes shapes and the parameters, e. g. angles, diameters and etc. Authors have investigated various cooling holes with different compound angles in order to suppress Counter Rotating Vortex Pair (CRVP) which otherwise causes the cooling performance deterioration. This paper evaluates cooling performance for each cooling hole configurations through the research using experiments and CFD.

Key words : Film cooling, Compound angle hole

1. 研究背景

フィルム冷却は圧縮機から抽気した冷却空気をタービン翼に設けられた冷却孔から吹き出し、タービン翼表面を覆うことで高温主流からタービン翼を保護する手法である。圧縮機からの冷却空気の抽気量を増やすことで冷却効率向上するが、ガスタービン自体の効率低下につながる。そこで高効率なタービン翼の冷却を行うために冷却孔形状等を工夫する研究が行われている。冷却孔形状として代表的なのが単純円筒孔 Cylindrical hole である。しかし、Cylindrical hole は冷却空気が高温主流を壁面近傍に巻き込み、冷却空気を壁面から離す方向に作用する CRVP (Counter Rotating Vortex Pair) を発生させ、冷却空気が壁面から離れる lift-off を促進して冷却効率の低下につながるデメリットを持つ。そこで、Cylindrical hole を主流の流れ方向に対して角度をつけて冷却孔を配置する複合角孔 Compound angle hole が考案された。Fig.1 に Compound angle hole のイメージを示す。Lee ら⁽¹⁾の研究で Compound angle hole を用いることで CRVP の渦構造のうち一方の渦を支配的になり、二次空気の lift-off の抑制につながるということが確認された。本研究では compound angle hole の更なる冷

却効率の向上を目指し、2 種類の compound angle hole を一つのペアとした Double jet 冷却孔形状に着目した。当研究室の過去の実験より、Double jet 冷却孔形状を用いた平板試験において冷却空気の高い拡散性を確認した。しかし、平板試験では実機環境と流れ場が大きく異なる。そこで、直線翼列装置での伝熱計測と数値解析を用いて、Double jet 冷却孔形状の冷却性能を調査した。

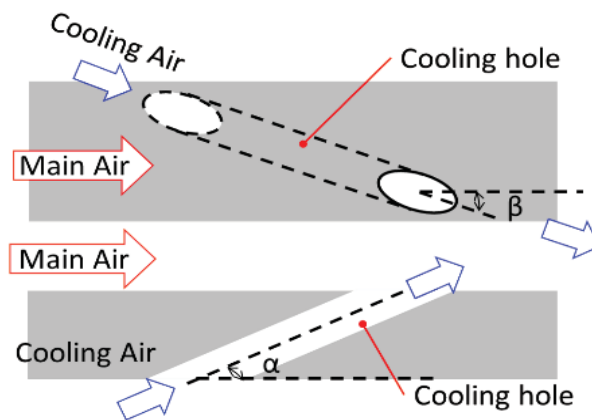


Fig.1 Image of Compound angle hole

○主な記号

- U : 流速 [m/s] ν : 動粘度 [m²/s]
 L : 代表長さ [m] Re : レイノルズ数[-]
 ρ : 密度 [kg/m³] T : 温度 [K]
 DR : 密度比 [-] BR : 吹き出し比 [-]
 α : 冷却孔入射角 β : 冷却孔複合角
 d : 冷却孔直径 P : 冷却孔 pitch
 N : 冷却孔个数 u, v, w : 軸方向流速[m/s]
 ζ : 流れ方向渦度

-添え字-

- m : 主流 s : 二次空気
 w : 壁面 f : 計測点
 1 : hole1 2 : hole2

2. 実験

2.1 実験装置

Fig.2 は本研究で使用した実験装置の概要を示す。本試験装置は岩手大学が所有する伝熱試験用風洞を用いている。主流用と二次空気用の送風機を用いて試験を実施した。主流は主流用送風機で供給し、風洞内で整流および縮流された後、縦 450mm×横 300mm のアクリル製矩形ダクトを通過し、直線翼列で構成されたテストセクションへ流入する。二次空気は二次空気用送風機で供給し、層流流量計①を経て、供試体内部のプレナムに流入する。プレナムに流入後、冷却孔から吹き出す空気とプレナムから層流流量計②を通過して外部へ排気される空気に分岐する。冷却孔から吹き出す二次空気流量は流量計①、②の流量差から算出している。また、層流流量計①-供試体プレナム間には、二次空気加熱用のヒーターが設置してあり、主流との温度差を設けている。テストセクションは 2 つの計測翼で構成されている。主流流速はピトー管を用いて、翼列下流 110%実コード長で計測している。二次空気流量は、翼面静圧計測翼を用い、翼周りの流れ場を調査し、正圧面の冷却孔設置位置における局所流速 U_w を算出することで、二次空気流量を決定している。ダクト中に赤外線透過フィルム GAT (旭化成エンジニアリング社製) を設置することで、赤外線カメラ (NEC Avio 社製 InfReCH2640) による供試体壁面温度の計測を可能としている。

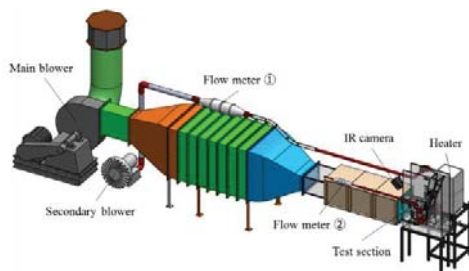


Fig.2 Experimental facility

2.2 供試体形状

Fig. 3 には実験に用いた供試体を示す。供試体翼の実コード長は 312.4[mm] で、ABS 樹脂で製造している。冷却孔は翼正圧面に位置している。翼表面は放射率を高める為に黒色塗料を塗布している。赤外線カメラでの計測領域は赤外線カメラと計測翼の位置関係上、翼面無次元距離 S_p (冷却孔前縁から翼後縁までの翼面上の長さで無次元化) は冷却孔前縁部を $S_p=0$ とし、 $S_p=0.3$ までとなる。

Table.1 に各供試体の冷却孔の幾何関係を示す。今回の調査では 2 種類の冷却孔形状を用いた。model I は CRVP のうちの一方の渦度が支配的となる流れ場を形成させ、lift-off の抑制を図っている。model II は CRVP の逆回転の渦である ACRVP (Anti-Counter Rotating Vortex Pair) を発生させ、冷却空気の壁面付着性の向上を図っている。

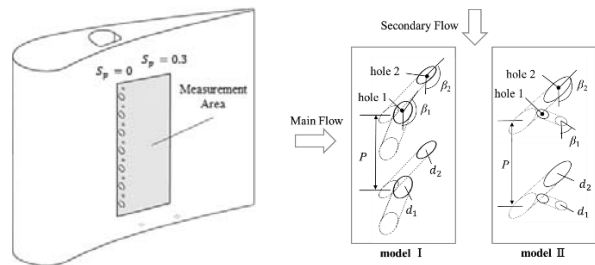


Fig.3 Test model and measurement region

Table.1 Geometric specification for film cooling holes

model I	α_1	β_1	d_1	P	N_1	
		31.6	165.2	4.92	30.96	6
model II	α_2	β_2	d_2	-	N_2	
		26.2	147	5.04	-	6
model II	α_1	β_1	d_1	P	N_1	
		46.1	21.3	4.14	36.48	6
	α_2	β_2	d_2	-	N_2	
	23.5	137.6	6.48	-	6	

2.3 実験条件

本研究では、翼実コード長を代表長さ L 、主流流速 U_m を代表流速とし $Re (=U_m L / \nu) = 700,000$ で実施した。主流と二次空気の密度比は温度差を設け $DR (= \rho_s / \rho_m) = 0.85$ とし、主流流量と二次空気流量の吹き出し比 (BR) は式(1)で定義され、は $BR=0.5, 1.0, 1.5$ で試験を実施した。なお、各条件の計測はそれぞれ 3 回ずつ実施しており、再現性は確認している。

$$BR = \frac{\rho_s U_s}{\rho_m U_m} \quad (1)$$

2. 4 計測手法

本研究では、赤外線カメラを用いて供試体壁面温度を計測することにより、フィルム冷却効率 η を算出している。フィルム冷却効率 η の算出には Funazaki⁽²⁾らの過渡応答法を用いている。実験時の主流温度は、主流速度と同じ翼列下流 110%実コード長位置に設置した熱電対で定義しており、二次空気温度は供試体内部に設置している熱電対で取得した温度を用いている。また、試験後に供試体に熱電対を設置し、熱電対で取得した温度と赤外線カメラで取得した温度を用いて較正曲線を作成して、赤外線カメラの温度較正を行っている。

3. 数値解析

解析ソルバーとして、ANSYS 社製の汎用流体解析ソフト ANSYS CFX Ver.15.0 を使用し、RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)での定常解析を実施した。

3. 1 解析格子

格子生成ソフトは ANSYS ICEM Ver15.0 を用い、非構造格子で生成している。供試体翼正圧面、冷却孔、プレナムの壁面近傍にはプリズム格子を用いており、層数は供試体翼正圧面、冷却孔、プレナム各 20 層となっている。プリズム格子の最小格子幅は y^+ が 1 未満となるように設定している。総格子点数は約 600 万点である。

3. 2 境界条件

Fig. 4に直線翼列を想定した解析モデルと境界条件を示す。解析ドメインはメインダクト、供試体翼、冷却孔、プレナムで構成されている。乱流モデルは SSTモデル(Shear Stress Transport Model)である。入口境界には流速と温度、出口境界には静圧、二次空気入口境界に質量流量と温度、二次空気出口境界に質量流量を与え、主流と二次空気に温度差を設けた。メインダクトのピッチ方向には周期境界を与え、壁面には滑りなし断熱壁条件を与えた。

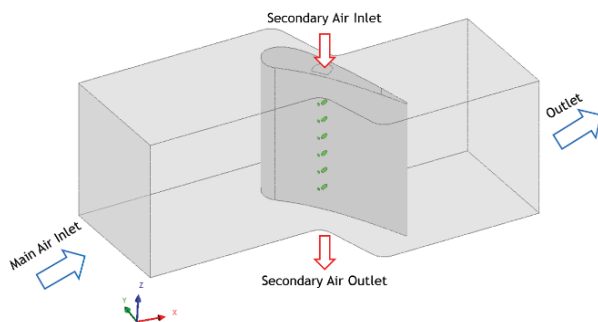


Fig.4 Computational domain

4. 結果と考察

4. 1 壁面フィルム冷却効率

フィルム冷却効率の評価は式(2)で表す。

$$\eta = \frac{T_m - T_w}{T_m - T_s} \quad (2)$$

Fig.5に、実験(左)と CFD (右)により得られた model I の $BR = 0.5, 1.0, 1.5$ のフィルム冷却効率コンターを示す。縦軸は翼面無次元距離 s_p 、横軸はスパン方向距離を示す。実験と CFD を比較すると、二次空気の吹き出し方向の定性的な一致が見られるが、二次空気の付着領域やフィルム冷却効率の高さに差異がある。特に冷却孔下流に進むと、実験ではフィルム冷却効率が顕著に低下しているが、CFD ではなだらかに低下している。この原因として、実験環境ではプレナム内で二次空気の温度低下が見られたことや CFD では主流とのミキシングによる二次空気の温度低下を正確に予測できていない等が考えられる。 BR による違いを見ると、 $BR = 0.5$ では二次空気が冷却孔下流方向へ進んでいるのに対して、 $BR = 1.0, 1.5$ ではスパン方向へ二次空気が拡散している。これは BR の上昇に伴って、二次空気の冷却孔出口方向への運動量が増加し、二次空気の拡散性を高めたと考えられる。

Fig.6に、実験と CFD により得られた model II の $BR = 0.5, 1.0, 1.5$ のフィルム冷却効率コンターを示す。model I と同様に、どの BR 条件においても、CFD のフィルム冷却効率が高く、過大に評価している。 BR の増加により、実験と CFD で二次空気のスパン方向への拡散が見られる。しかし、model I と比べて二次空気のスパン方向への拡散性は低く、冷却孔間で無冷却領域が広く見られる。

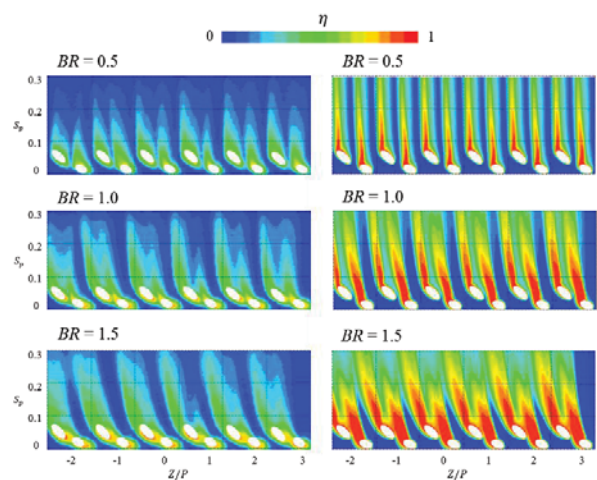


Fig.5 Film effectiveness distribution (model I : EXP vs. CFD)

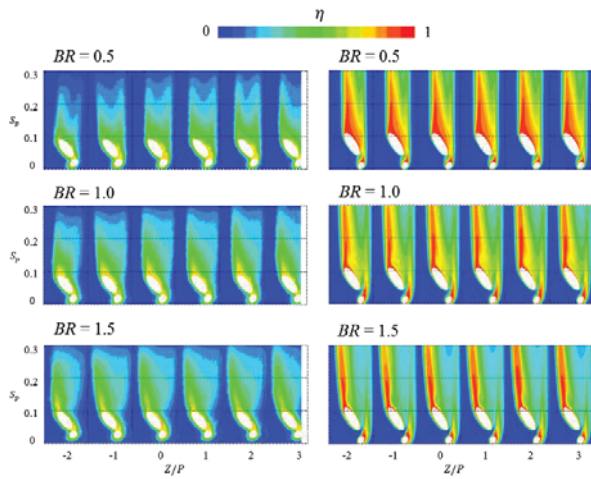


Fig.6 Film effectiveness distribution
(model II : EXP vs. CFD)

Fig.7 には実験と CFD での計測領域における面平均フィルム冷却効率を示す. model I, model II とともに CFD は実験と比べてフィルム冷却効率が高く、過大に評価している. model I と model II を比較すると、実験では各 BR 条件でフィルム冷却効率は model I が若干高い効率となっている. CFD では BR = 0.5 はあまり差異が見られないが、BR = 1.0 と BR = 1.5 はフィルム冷却効率の差が顕著で見られる. これは CFD では model I の冷却孔直下流の領域のフィルム冷却効率が過大に評価されており、高い効率を示したと考えられる. BR による違いを見ると、BR = 0.5 と BR = 1.0 ではフィルム冷却効率の差が大きいのにに対して、BR = 1.0 と BR = 1.5 ではその差が小さくなっている. BR = 1.5 は BR = 1.0 と比べて、二次空気のスパン方向への拡散性が高いが、二次空気のコアとなる冷却孔下流方向のフィルム冷却効率が低いため、効率の差が小さくなったと考えられる.

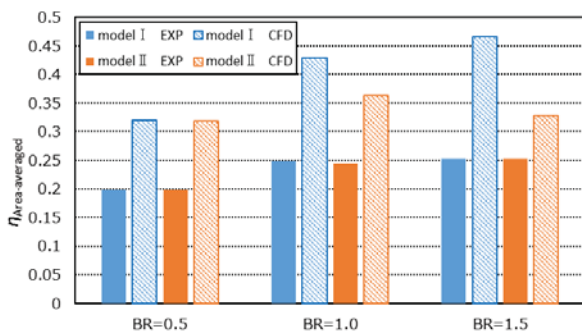


Fig.7 Area-averaged film effectiveness

4. 2 空間温度場

空間温度場の評価は式(3)で表す.

$$\theta = \frac{T_m - T_f}{T_m - T_s} \quad (3)$$

Fig.8 には CFD により得られた model I の各 BR の $S_p = 0.1, 0.2$ 位置での空間温度場を示す. 縦軸は翼面法線高さ h [mm], 横軸は 1pitch のスパン方向距離で示す. $S_p = 0.1$ では hole1, hole2 起因の二次空気による 2つの温度場のコアが存在している. 一方, $S_p = 0.2$ では温度場のコアはスパン方向へ広がっており, BR = 1.0, 1.5 では隣の温度場のコアと干渉している. これは複合角により, スパン方向への拡散を促進する流れ場を形成したためであると考えられる. また, BR の上昇とともに二次空気の温度場のコア位置の高さが上がっており, BR = 1.5 では hole2 起因の二次空気の温度場のコアが壁面から離れている様子(A)が見られる. これは hole1 の冷却孔入射角 α_1 が hole2 の冷却孔入射角 α_2 よりも角度が付いているため, 二次空気の壁面法線方向の運動量が高くなり, 二次空気が lift-off したと考えられる.

Fig.9 には CFD により得られた model II の各 BR の $S_p = 0.1, 0.2$ 位置での空間温度場を示す. $S_p = 0.1$ では hole1 と hole2 で冷却孔間距離が近いので, 各冷却孔起因の二次空気が一つの温度場のコアになっている. $S_p = 0.2$ では温度場のコアがスパン方向への拡散している. しかし, コンターの両端は温度場の低い領域が存在し, 無冷却領域となっている. BR の違いを見ると, BR の上昇により壁面法線方向の運動量が増加し, BR=1.0 と BR=1.5 の $Z/p = 0 \sim 0.25$ で温度場のコア位置が高くなっており, 壁面近傍の温度場が低くなっている.

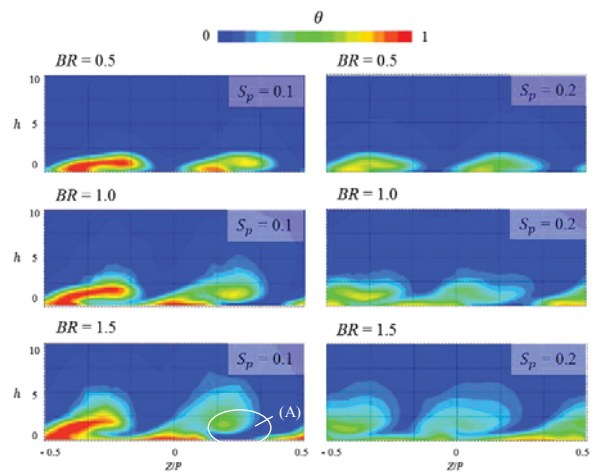


Fig.8 Dimensionless temperature distribution
(model I : CFD)

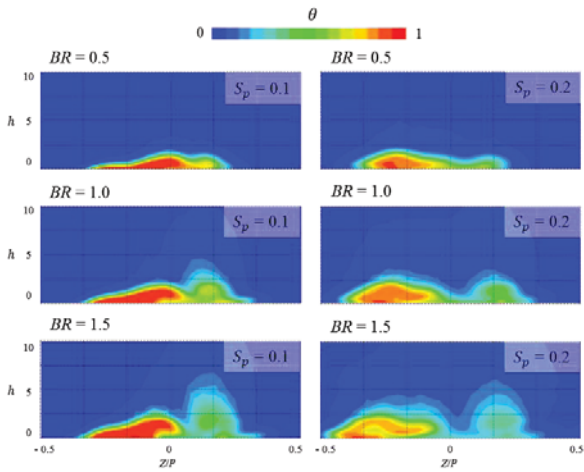


Fig.9 Dimensionless temperature distribution (model II : CFD)

4.3 渦度

渦度の評価は式(4)で表す. 式中の α は各軸方向と流れ方向とのなす角である.

$$\omega_f = \omega_x \cos\alpha + \omega_y \sin\alpha$$

$$\omega_x = \frac{\partial w}{\partial Y} - \frac{\partial v}{\partial Z}, \quad \omega_y = \frac{\partial u}{\partial Z} - \frac{\partial w}{\partial X} \quad (4)$$

Fig.10 に CFD により得られた model I の各BRの $S_p = 0.1, 0.2$ 位置での流れ方向渦度コンターを示す. 縦軸は翼面法線高さ h [mm], 横軸は 1pitch のスパン方向距離を示す. $S_p = 0.1$ では2対の正負の渦が発生しており, hole1 起因の正負の渦, hole2 起因の正負の渦が発生している. BR の上昇に伴って, 冷却孔入射角の大きい hole1 起因の渦は壁面法線方向に広がっている. これにより, BR=1.5において二次空気の lift-off が発生したと考えられる. 一方, $S_p = 0.2$ では負の渦が支配的となっていて, スパン方向になだらかに広がっている. これは複合角によって支配的な渦を発生させ, もう一方の渦を巻き込み, lift-off を抑制したと考えられる.

Fig.11 に CFD により得られた model II の各BRの $S_p = 0.1, 0.2$ 位置での流れ方向渦度コンターを示す. $S_p = 0.1$ では3対の正負の渦が見られている. BR = 1.0 と BR = 1.5 では hole1, hole2 間で発生している正負の渦(B, C)が壁面法線方向に広がっている. この影響により, BR = 1.0 と BR = 1.5 の $Z/p = 0 \sim 0.25$ での壁面近傍の温度場が低くなったと考えられる. 一方, $S_p = 0.2$ では $Z/p = -0.5 \sim 0$ では負の渦が支配的となり, $Z/p = 0 \sim 0.5$ では正の渦が支配的となっている. これにより, 二次空気は壁面への高い付着性を持ったと考えられる.

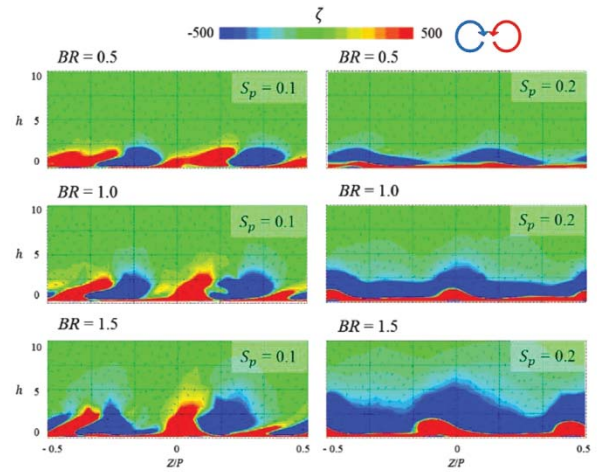


Fig.10 Vorticity distribution (model I : CFD)

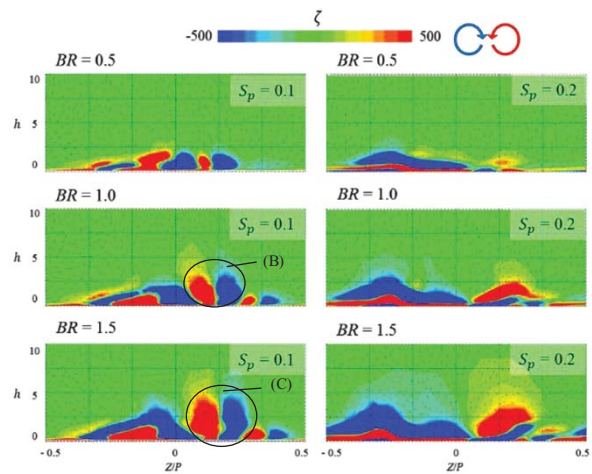


Fig.11 Vorticity distribution (model II : CFD)

5. 結言

本研究では直線翼列装置を用いた伝熱計測により, 以下のような知見を得た.

- 1) BR = 0.5 と比べて BR = 1.0, 1.5 はスパン方向への拡散性が良く, 高いフィルム冷却効率を示した. また, CFD は実験結果と比べてフィルム冷却効率を過大評価した.
- 2) model I, model II でそれぞれ違うアプローチにより支配的な渦を生成して CRVP を抑制し, 二次空気の壁面付着性を高めたと考えられる.

[参考文献]

- (1) Lee, S. W. , Kim, Y. B. , and Lee, J. S. , 1995, : Flow Characteristics and Aerodynamic Losses of Film-cooling Jets with Compound Angle Orientations: ASME-paper 95-GT-38
- (2) Funazaki, K. , Nakata, R. , 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Devices: PART I – Investigations on Capability of A Base-Type Device", ASME Turbo Expo 2014 , GT2014-25751.

流れ制御デバイスを用いた フィルム冷却の高効率化に関する研究 —高密度比条件におけるデバイス最適形状検討—

*河村朋広（岩手大院），船崎健一（岩手大学），瀧澤隼人（岩手大院），
田川久人，森崎哲郎（MHPS）

Improvement of film cooling performance by double flow control devices
—Investigation of devices optimum shape under high density ratio—

*Tomohiro Kawamura, Ken-ichi Funazaki, Hayato Takisawa (Iwate Univ.)
Hisato Tagawa, Tetsuro Morisaki (MHPS)

ABSTRACT

This paper describes several attempts to optimize double flow control devices (DFCD), which was invented by some of the authors for achieving better film cooling performance of gas turbine cooling holes. The device, which will be referred to as DFCD, is a pair of protrusions with the shape of hemi-spheroid attached to the turbine blade surface just upstream of each of cooling holes. It has been revealed in the previous studies that the optimized devices are able to improve film cooling effectiveness dramatically. However DFCD optimization has only been done under low density-ratio condition and low blowing ratio, i.e., $DR=0.85$ and $BR=1.0$, therefore there is room for the improvement of device shape and configuration for the use at high density ratio and high blowing ratio conditions. In order to investigate the film effectiveness at a high density ratio and high blowing ratio, we use CFD and EFD-based Taguchi Methods to optimize DFCD shape. Then, performance evaluation of the optimum DFCD shape is done from CFD and EFD.

Key words: Film Cooling, Flow Control, Taguchi-Method, CFD, PSP

1. 研究背景

ガスタービンには更なる熱効率の高効率化が求められている。高効率化を達成するために有効な手法の1つにタービン入口温度(TIT)の上昇が挙げられるが、これは同時に燃焼器下流に位置する高圧タービン部の熱負荷増加を招く。したがってタービン翼の冷却技術は系全体の高効率化に対し必須となるが、中でも熱負荷の増大に対して優れた遮熱効果を持つフィルム冷却技術の適用は不可欠である。

フィルム冷却については、過去数十年に渡り様々な研究がなされており Haven¹⁾らは CRVP と呼ばれる渦構造が冷却空気の被冷却領域への付着性を著しく低下させることを示した。このことから、CRVP を抑制するために数多くの流れ場制御手法が過去の研究で提案されている。

本研究では岩手大学が特許取得に成功した三次元形状の流れ制御デバイス(Double Flow Control Devices: DFCD)を冷却孔上流に設置することでフィルム冷却における流れ場を制御し、フィルム冷却性能向上を図っている。

DFCD はこれまで Funazaki^{2),3)}らにより密度比 $DR=0.85$ の条件下における形状最適化や吹き出し比 $BR=1.0$ 条件下における数値解析を使用した形状最適化が行われてきた。しかしガスタービン実機は高 DR 条件であり、高吹き出し比を作動条件とする冷却孔も多く

存在することから、本条件下における形状最適化はガスタービン実機適用を目指す上では必須項目であるといえる。

そこで本研究では、最適化評価指標に面平均フィルム冷却効率を選定し、数値解析による調査、実験的調査の両者から高密度比 $DR=1.53$ 、高吹き出し比 $BR=1.5$ 条件下での DFCD 最適形状の導出及び最適形状の性能評価を実施した。

2. 最適化手法

2.1 概要

本研究では最適化手法にタグチメソッドを用いた。本手法は解析対象への環境変動に対してロバストな設計を実現する等の特徴があり、少ないサンプルデータから最適形状を導出できるなどの利点が挙げられる。

本最適化では、最適化指標に面平均フィルム効率を選定し、面平均フィルム効率値を最大化する望大特性問題として DFCD 最適形状導出を行なった。

2.2 タグチメソッド

(1) 最適化形状導出の流れ

本手法では、いくつかの規則に沿って設計を進める必要がある。以下に DFCD 最適化形状導出の流れ①~⑦を示す。

- ① DFCD の制御因子・誤差因子の選定
- ② 各因子の水準値選定
(ex. The height of DFCD=3mm, 4mm, 5mm)
- ③ 適用する直行座標の決定
- ④ 決定した水準値の直行表への割り付け
- ⑤ ④で作成された DFCD 形状を用いた最適形状導出用サンプルデータの取得
- ⑥ サンプルデータを用いた SN 比算出及び最適水準の決定
- ⑦ 導出された最適形状の性能評価

ここで、①で選定した因子によっては導出される最適形状が大きく異なる可能性があるため、設計者は選択する因子に細心の注意を払う必要がある。本最適化で選定した因子、適用した直行表等についての詳細は次節以降にて説明する。

(2) 制御因子及び誤差因子

DFCD 形状最適化に用いた制御因子 A~G を Fig. 1 に、制御因子の水準値を Table. 1 に示す。今回は過去の最適化から得た知見⁴⁾を参考に各水準値を選定した。なお今回使用した直行表は L18 直行表を採用しており、全 18 種類の DFCD に対してサンプルデータの取得を行なった。

また誤差因子には主流流入角 ε ($=0, 5, 10 \text{ deg}$) を選定した。選定理由としては流入角の変化が DFCD の形成する渦構造に変化を与え、結果的にフィルム冷却効率に大きく影響すると予想されるためである。今回はこの誤差要因に対しロバストな性能を発揮する DFCD 形状を探索する。

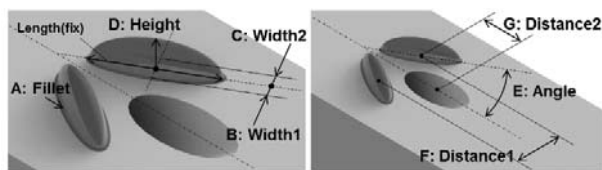


Fig.1 Control factor (DFCD geometry)

Table.1 Control factor's level

	Control factor	Level 1	Level 2	Level 3
A	Fillet	$0.05d$	$0.1d$	
B	Width1	$0.2d$	$0.25d$	$0.3d$
C	Width2	$0.2d$	$0.25d$	$0.3d$
D	Height	$0.4d$	$0.5d$	$0.6d$
E	Angle	20[deg.]	25[deg.]	30[deg.]
F	Distance1	$1.3d$	$1.4d$	$1.5d$
G	Distance2	$1.3d$	$1.4d$	$1.5d$

(3) SN 比

最適化形状導出のためには、SN 比と呼ばれるシグナル:S とノイズ:N の比を算出することが必要になる。SN 比算出には式(1)を使用した。本研究において、S は最適化評価指標であり、N は主流流入角である。Y は面平均フィルム効率であり、数値解析においては、 $0 \leq x/d \leq 35, -3 \leq z/d \leq 3$ の領域、実験においては試験装置の制約上、 $0 \leq x/d \leq 20, -3 \leq z/d \leq 3$ の領域で平均している。また添え字 i は条件名 (Case1~Case18), n は誤差要因数であり、本研究では $n=3$ である。

$$(S/N)_i = -10 \log \frac{1}{n} \left(\frac{1}{Y_{i,\varepsilon=0deg}^2} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=5deg}^2} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=10deg}^2} \right) \quad (1)$$

3. 数値解析手法

3.1 解析ソルバー

解析ソルバーに関しては、汎用流体解析ソフト ANSYS® CFX® ver15.0 [CFX is a trademark of Sony Corporation in Japan]⁵⁾を用いた。またタグチメソッドに使用する結果は、全条件 RANS による解析を実施した。また乱流モデルには SST モデルを使用した。RANS 解析及び本乱流モデルの選定理由は、過去の最適化⁶⁾において RANS 解析、SST モデルを採用した場合の予測形状が実験結果による最適形状と一致したという前例があるためである。

3.2 解析領域・解析格子

Fig. 2 に今回使用した解析ドメインを示す。原点は冷却孔後縁にとり、計算領域はスパン方向に冷却孔 1 ピッチ分 ($6d$)、冷却孔下流を $36d$ とした。ここで冷却孔直径 d は 10mm であり、冷却孔形状は Round hole、冷却孔傾斜角 $\alpha=30 \text{ deg}$ である。また流入角条件 (5, 10deg) における解析では、冷却孔と DFCD の設置位置をスパン方向に傾けて二次空気吹き出しの方向をずらすことで流入角の変化を再現している。

Fig. 3 に今回使用した解析格子を示す。本研究では、タグチメソッドで使用する格子 (フィルム冷却効率算出に 18 条件 \times 3) を用意し、計算を行なった。格子生成ソフトには ANSYS® ICEM CFD™ ver15.0 [ICEM CFD is a trademark used by ANSYS, Inc. under license]⁵⁾ を使用し、非構造格子を生成した。非構造格子を使用した理由としては、DFCD 部分の格子作成が容易であることが挙げられる。また空間及び壁面解像度向上のために壁面近傍及び DFCD 周辺は格子を密に生成した。そして格子はすべて同じ方法で作成しており、DFCD 形状によって若干の差異はあるが、計算格子の総格子要素数は約 2,500 万セルである。

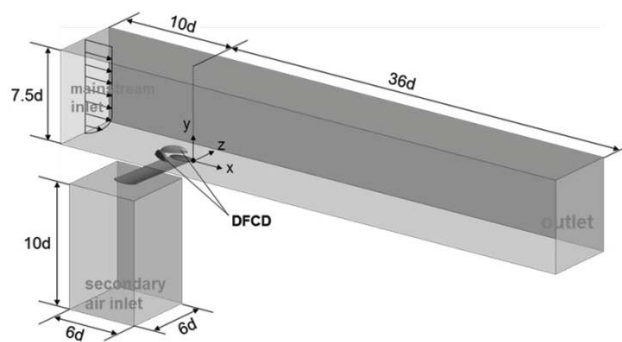
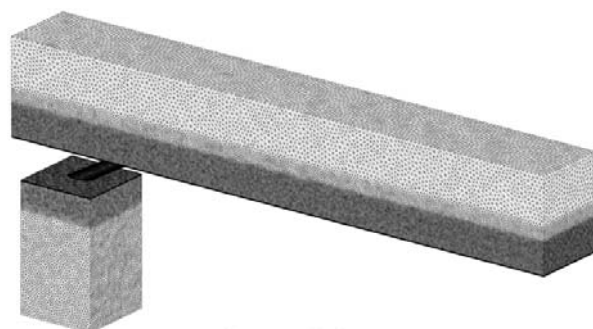
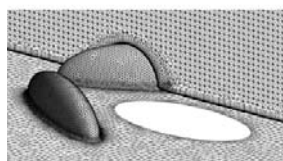


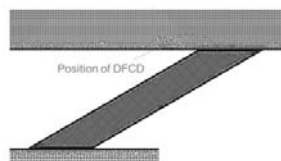
Fig.2 Computational domain



(a) Overall views



(b) DFCD part



(c) Center plane

Fig.3 Computational grid

3.4 解析条件

本解析では、冷却孔直径 d を代表長さとし、レイノルズ数 $Re=6,000$ とした。吹き出し比 BR は式(2)で定義し、今回は $BR=1.5$ である。また主流と二次空気の密度比 DR は式(3)で定義し、 $DR=1.53$ 、主流乱れ Tu は 1% とした。

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \quad (2)$$

$$DR = \rho_2 / \rho_\infty \quad (3)$$

3.5 定義式(フィルム冷却効率)

数値解析による最適化形状の導出では、評価指標に面平均フィルム冷却効率を使用し、最適化形状を導出している。式(4)にフィルム冷却効率の定義式を示す。

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{wall}}{T_\infty - T_2} \quad (4)$$

4. 実験手法

4.1 実験装置

Fig.4 に実験装置の概要を示す。本実験には岩手大学の所有する小型吸込式風洞を使用した。主流は風洞下流に位置する送風機により吸引される形で供給され、風洞内で整流及び縮流された後、高さ 150mm、幅 250mm のアクリル製矩形テストセクションへと流入する。主流流速はテストセクションダクト上流部に設置したピトー管により測定した。

二次空気として本研究では二酸化炭素を使用しており、二酸化炭素バッファータンク内部の供給圧により供給されサーマルフローメーターを経て、プレナム内へ流入する。

テストセクション側面には ABS 樹脂製の平板供試体を設置しており、その表面には感圧塗料 (PSP) を塗布した。供試体表面には、PSP 励起用の UVLED 光源、バンドパスフィルタを取り付けた冷却 CCD カメラを設置している。また PSP 計測は光量計測であることから、外部の光を極力遮断する必要があるため、テストセクション全体を黒色フィルムによって暗室化した。

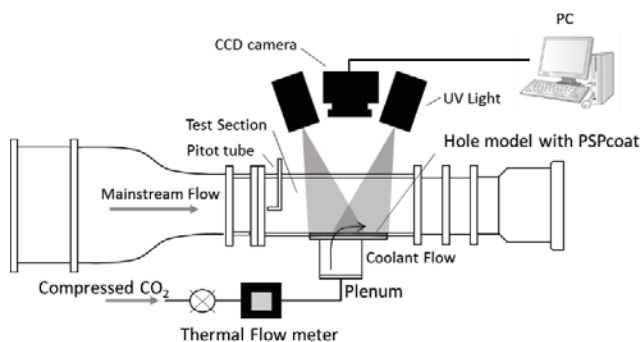


Fig.4 Wind Tunnel for Film cooling Investigations

4.2 供試体

Fig.5 に本研究で使用した供試体の概観図を示す。供試体は土台となる Base Block と冷却孔部分の Hole Block から構成されており、Hole Block には単純円筒型冷却孔 Round Hole (RH) を有した RH モデルを採用している。

供試体の幾何形状を Fig.6 に示す。冷却孔直径は $d=10\text{mm}$ 、冷却孔傾斜角 $\alpha=30\text{deg}$ であり、供試体の厚さは $3d$ である。また冷却孔はスパン方向に 3 つ設けており、冷却孔ピッチ $p=6d$ である。

続いて、Fig. 7 に主流流入角を変更した際の供試体を示す。実験においても主流に対し ε だけ角度をつける事で主流流入角を再現している。またそれに伴い、DFCD 設置位置も ε だけ角度をつけている。本実験では冷却孔上流に着脱可能な DFCD を設置し、タグチメソッド用サンプルデータの取得を行なった。

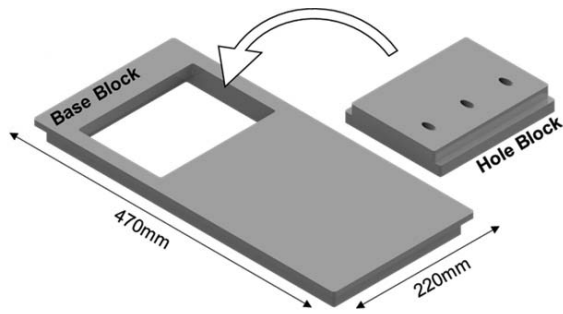


Fig.5 Test Model

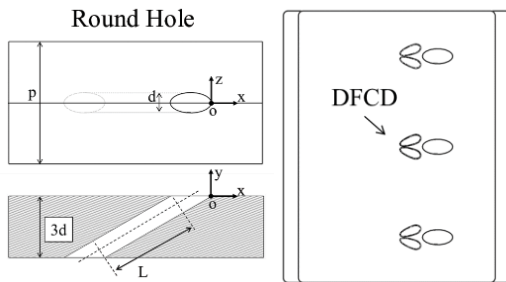


Fig.6 Round Hole Geometry

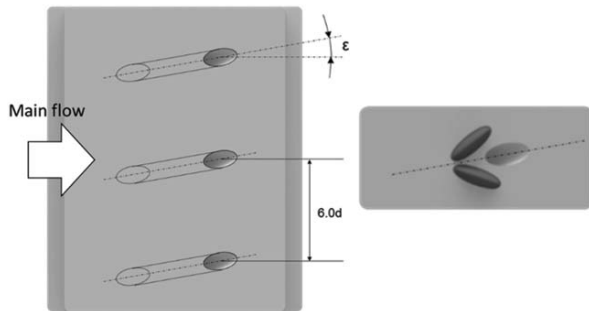


Fig. 7 Hole block(Angled condition)

4.3 実験条件

本実験では、解析条件と同様に冷却孔直径 d を代表長さとし、レイノルズ数 $Re=6,000$ とした。吹き出し比 BR は式(2)で定義され、今回は $BR=1.5$ である。主流と二次空気の分子量比 MW は、 $MW=1.5192$ 、主流と二次空気の密度比は式(3)で定義され、 $DR=1.53$ 、主流乱れ Tu は $Tu=1\%$ 程度である。

4.4 PSP 計測(壁面フィルム冷却効率)

まず PSP について簡単に説明する。PSP は発光色素をセンサとした機能性塗料であり、特定の波長により励起され発光し、その発光強度は色素周辺の酸素濃度に応じて変化するという性質を持っている。

そこで本研究では、UVLED 光源により PSP を励起し、冷却 CCD カメラにより供試体表面の PSP の発光強度を撮影した後、画像処理を施すことでフィルム冷却効率を算出した。Fig. 8 に撮影時の様子を示す。

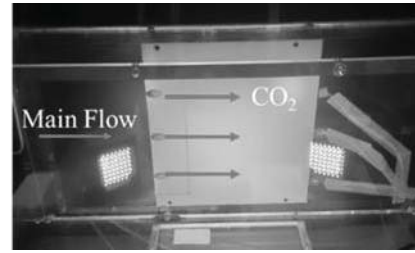


Fig.8 PSP excitation view

なお PSP の発光強度と圧力の間には、式(5)で定義される Stern-Volmer 式が成立することが知られている。

$$\frac{I_{ref} - I_{dark}}{I - I_{dark}} = A + B \frac{P}{P_{ref}} + C \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^2 \quad (5)$$

ここで I_{ref} は主流のみ通風時の画像、 I_{dark} は暗電流画像、 I は二次空気吹き出し時の画像である。また P/P_{ref} は表面の圧力と大気圧の比である。A, B, C は校正係数であり実験中の供試体表面温度を使用した校正試験により取得する。校正試験を行なった後、式(7)を利用し、画像から圧力比を算出し、その後、Charconnier ら⁷⁾が提案したフィルム冷却効率の式(6)に圧力比を代入することで、フィルム冷却効率を算出した。

$$\eta = 1 - \left[1 + MW \left(\frac{(P/P_{ref})_{air}}{(P/P_{ref})_{gas}} \right) \right]^{-1} \quad (6)$$

MW は主流と二次空気の分子量比 ($MW=1.5192$) である。 $(P/P_{ref})_{air}$ は二次空気に空気をを使用した際の圧力比、 $(P/P_{ref})_{gas}$ は二次空気に二酸化炭素を使用した際の圧力比である。なお二次空気に空気をを使用した場合の圧力変化は非常に小さく、無視できるものと仮定し、 $(P/P_{ref})_{air} \cong 1$ として計測を行なっている。

Fig. 9 に取得したデータについての画像処理の過程を示す。データ処理ソフトに MATLAB® を使用し、画像処理ソフトには Image J を使用している。

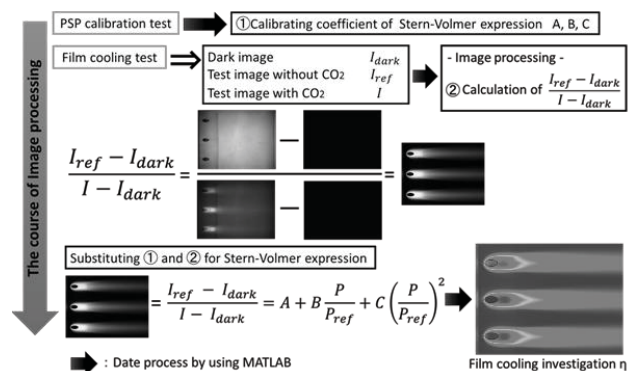


Fig.9 Data process of film cooling Investigation

5. 結果と考察

5.1 数値解析結果

5.1.1 要因効果図(SN比, S : 面平均フィルム効率)

数値解析で調査した 54 条件(=形状数:18×誤差要因数:3)から算出した要因効果図を Fig.10 に示す。本解析の目的は、探索範囲の中からフィルム効率に大きく影響する制御因子を発見することである。

要因効果図からは、制御因子 D, E, F の SN 比に対する影響が他の制御因子と比べると突出して高いことが分かる。従って、この 3 因子がフィルム効率及びロバスト性の向上に大きく寄与していることが分かる。望大特性問題におけるタグチメソッドでは、制御因子において最も SN 比が高い水準値を選択することで最適形状を導出することができる。

そこで最適化形状として、A1-B1-C1-D3-E3-F1-G1(Optimal01)を選択した。

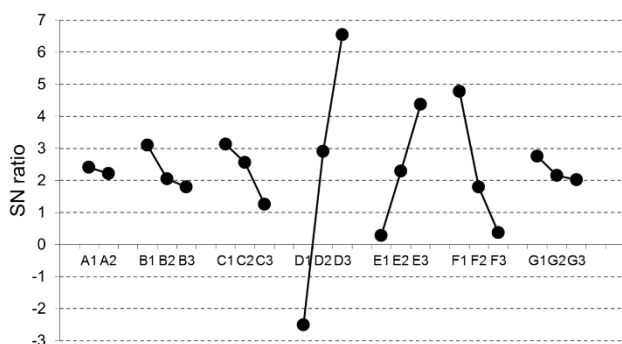


Fig.10 Response graphs for major effect (film effectiveness)

5.1.2 最適形状の性能調査(フィルム効率分布)

数値解析から導出した最適形状(Optimal01)におけるフィルム効率分布を Fig.11 に示す。今回の比較対象には、case1, case10 を選択した。ここで case10 は取得したサンプルデータの中で、流入角変化によらず一定以上の高い効率を示した case である。

Fig.12 より、0deg 条件において Optimal01 は二次空気のスパン方向拡散を促進し、かつ冷却孔直下のフィルム効率を大きく向上させていることが分かる。Case10 との比較においては高効率領域が、よりスパン方向に拡大していることが確認できた。5deg 条件、10deg 条件においても Optimal01 は広範囲に一定のフィルム効率値が分布している様子が確認でき、case10 との比較においても広範囲に二次空気が附着している様子が見られた。このことから今回導出した最適形状は流入角変化に対するロバスト性が高いといえる。

5.1.3 最適形状の性能調査(面平均フィルム効率)

数値解析から導出した最適形状(Optimal01)における面平均フィルム効率を Fig.12 に示す。面平均フィルム効率のデータ処理範囲は、 $0 \leq x/d \leq 35$, $-3 \leq z/d \leq 3$ である。比較対象には、前節と同様に case1, case10 を選択した。

Case1, case10 の結果と比較すると、流入角の変化によらず Optimal01 の効率値が最も高いことがわかる。Case10 と Optimal01 を比較すると、0deg 条件、5deg 条件では 23%、10deg 条件では 6%程度、Optimal01 の効率値が高い結果を示した。以上より、面平均フィルム効率の結果からも、今回導出した最適形状は最もフィルム

ム効率が高く、流入角変化に対するロバスト性が高いといえる。

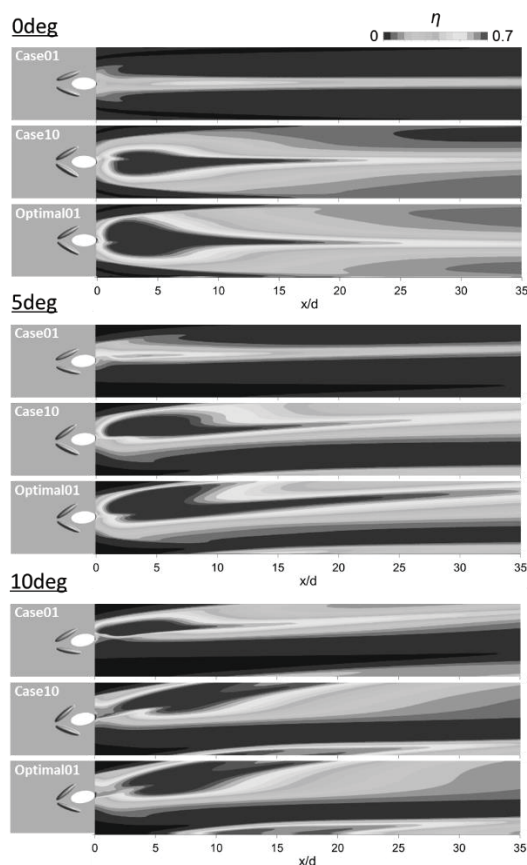


Fig.11 Contour of film effectiveness ($\epsilon = 0, 5, 10\text{deg}$)

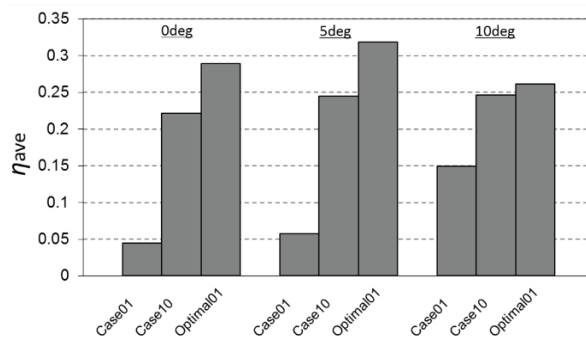


Fig.12 Area-averaged film effectiveness

5.2 実験結果

5.2.1 要因効果図(SN比, S : 面平均フィルム効率)

実験で調査した 54 条件(=形状数:18×誤差要因数:3)から算出した要因効果図を Fig.13 に示す。要因効果図より、制御因子の影響度は、制御因子 D, E, F が比較的高いといえる。また制御因子 G も比較的高いフィルム効率のロバスト性に影響していると分かる。加えて、制御因子 C はロバスト性への影響度が小さく、C1 と C2 の差がほとんど見られない。従って実験から得られた最適化形状は、A1-B1-C1-D3-E3-F1-G1(Optimal01)もしくは A1-B1-C2-D3-E3-F1-G1(Optimal02)である。

続いて、実験から得られた要因効果図と数値解析から得られた要因効果図(Fig.10)を比較する。制御因子の影響度は、数値解析から得られた結果と傾向はおおむね一致しているが、実験値による要因効果は小さく出ている。これは各サンプルデータにおける実験値の個体差が数値解析結果よりも小さく現れたために、各因子の効果もそれに対応する形で小さいものになったと考えられる。また数値解析及び実験から得られた最適形状は、数値解析では A1-B1-C1-D3-E3-F1-G1(Optimal01), 実験では A1-B1-C1-D3-E3-F1-G1(Optimal01)もしくは A1-B1-C2-D3-E3-F1-G1(Optimal02)であった。よって数値解析及び実験結果から得られた最適形状は、ほぼ一致することが分かり、タグチメソッドでは比較的精度の高い最適形状予測が可能であるといえる。

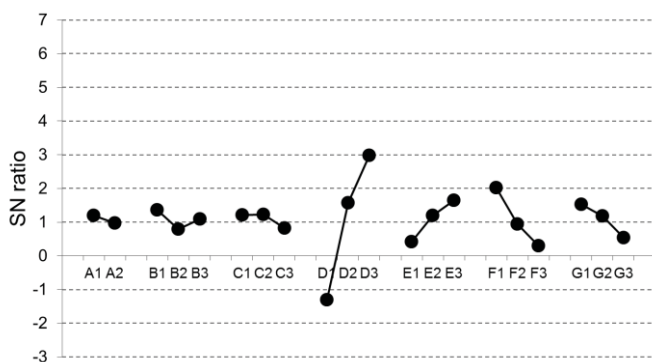


Fig.13 Response graphs for major effect (film effectiveness)

5.2.2 最適形状の性能調査(フィルム効率分布)

実験から導出した最適形状におけるフィルム効率分布を Fig.14 に示す。なお導出された最適化形状は 2 形状あるが、試験の都合上、Optimal01 の制御因子 A のみを変化させた形状(A2-B1-C1-D3-E3-F1-G1, Optimal03)を使用し、最適形状の評価を行なっている。また、 $x/d=3.0$ 付近は供試体はめ込み部であり、点線で表示している。比較対象には、数値解析結果と同様に case1, case10 を選択した。Case10 は数値解析の結果と同様に、実験においても取得したサンプルデータの中で流入格変化によらず高いフィルム効率を示した case である。

Fig.14 より、0deg 条件において case1, case10 と比較すると Optimal03 は冷却孔直下流の高効率領域がよりスパン方向に拡大していることが確認できる。また 5deg 条件、10deg 条件においても 0deg 条件と同様の傾向が見られ、実験結果においても導出した最適形状は流入角変化に対し、ロバスト性が高いといえる。

5.2.2 最適形状の性能調査(面平均フィルム効率)

数値解析から導出した最適形状(Optimal01)における面平均フィルム効率を Fig.15 に示す。面平均フィルム効率のデータ処理範囲は、 $0 \leq x/d \leq 20, -3 \leq z/d \leq 3$ である。比較対象には、前節と同様に case1, case10 を選択した。

Case1, case10 の結果と比較すると、流入角の変化によらず Optimal03 の効率値が最も高いことがわかる。Case10 と Optimal03 を比較すると、0deg 条件では 3%、

5deg 条件では 7%、10deg 条件では 2%程度、Optimal03 の効率値が高い結果を示した。以上より、面平均フィルム効率の結果からも、今回導出した最適形状は最もフィルム効率が高く、流入角変化に対するロバスト性が高いといえる。

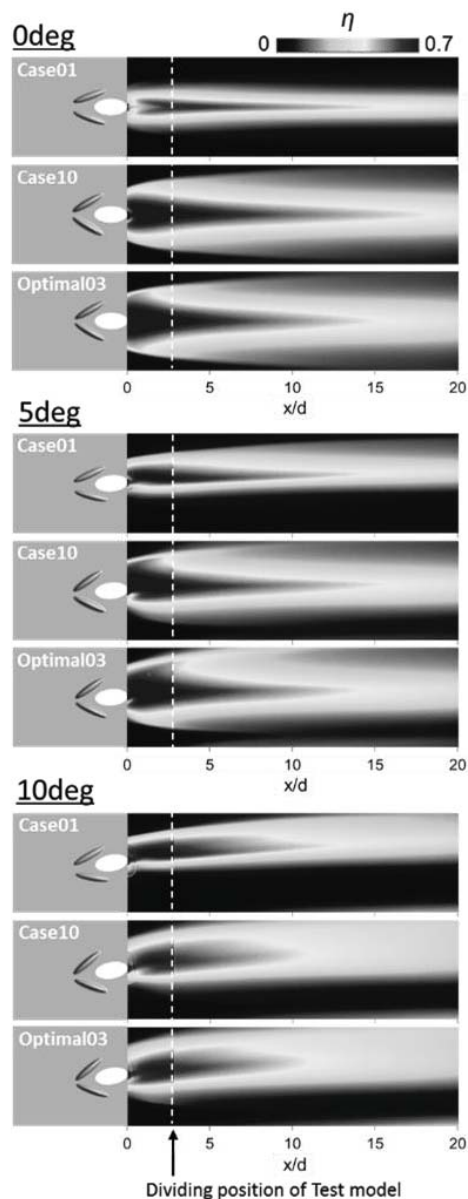


Fig.14 Contour of film effectiveness ($\epsilon = 0, 5, 10\text{deg}$)

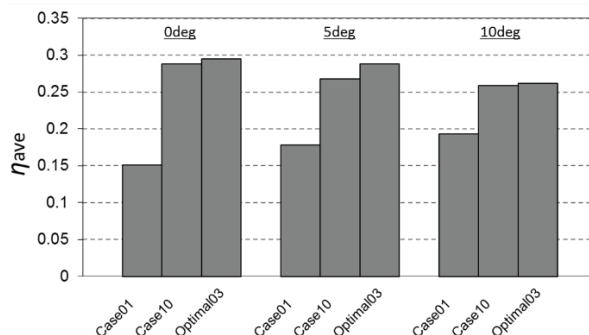


Fig.15 Span wise-Averaged Film Effectiveness

6. 結言

本研究では最適化手法にはタグチメソッドを用い、高密度比条件下 $DR=1.53$ 及び高吹き出し比条件下 $BR=1.5$ における DFCD 最適形状導出を行ない、以下の知見を得た。

- (1) 要因効果図(評価指標：面平均フィルム効率)における比較では、数値解析及び実験結果から導出された各制御因子における SN 比の傾向に高い一見性が見られ、因子 D, E, F がフィルム効率のロバスト性に大きく寄与している。
- (2) 数値解析・実験ベースのタグチメソッドにおいて両者の予測した最適形状は一致しており、タグチメソッドでは比較的高い精度の最適形態予測が可能である。
- (3) 今回導出した最適形状 Optimal01 は、 $DR=1.53$ 及び $BR=1.5$ 条件下において高いフィルム冷却性能を示し、誤差要因として設定した流入角の変化に対しロバストな性能を発揮する形態である。

7. 参考文献

1) Haven, B. A., Yamagata, D. K., Kurosaka, M., Yamawaki, S., and Maya, T., 1997, "Anti-kidney pair of vortices in shaped holes and their influence on film cooling effectiveness", ASME, Paper No.97-GT-45.

2) Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, Hirokazu Kawabata, 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Device : Part1- Investigations on Capability of A Base-Type Device", ASME, GT2014-25751.

3) 佐々木宏和, 船崎健一, 瀧澤隼人, 田川久人, 中野晋, 2016, "流れ制御デバイスを用いた平板フィルム冷却の高効率化に関する研究 -PSP&PIV 計測による密度比影響調査-", 第 44 回日本ガスタービン学会定期講演会.

4) Takisawa, H., Funazaki, K., Sasaki, H., Kawamura, T., Tagawa, H. and Nakano, S., 2016, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Devices Under High Density Ratio", Asia Congress of Gas Turbine 2016, ACGT-123.

5) ANSYS, ANSYS Workbench, AUTODYN, CFX, FLUENT and any and all ANSYS, Inc. brand, product, service and feature names, logos and slogans are registered trademarks or trademarks of ANSYS, Inc.

or its subsidiaries in the United States or other countries. ICEM CFD is a trademark used by ANSYS, Inc. under license. All other brand, product, service and feature names or trademarks are the property of their respective owners.

6) 川端浩和, 船崎健一, 中田諒大, 田川久人, 堀内康広, 2014, "タグチメソッドを用いたフィルム冷却用流れ制御デバイス最適化手法に関する研究", 日本ガスタービン学会誌 2014.9.

7) Charbonnier, D. et al., 2009, "Experimental and Numerical Study of the Thermal Performance of Film Cooled Turbine Platform", ASME, GT2009-60306.

逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価

*中西 仁（東工大院），伊藤 優，長崎 孝夫（東工大）

Evaluation of Heat Transfer Performance of Airfoil Heat Exchanger by Inverse Heat Transfer Method

*Hitoshi NAKANISHI, Yu ITO and Takao NAGASAKI (Tokyo Institute of Technology)

ABSTRACT

The invention of airfoil heat exchangers has led to the development of light and compact intercooled and recuperated aviation gas turbines. However, the heat transfer mechanism in airfoils has not been clarified. To explain how the mechanism works in airfoils, experiments were performed on a cascade of three airfoil heat exchangers installed in a subsonic wind-tunnel. Based on previous experiments made by NACA, airfoil temperature distribution data were obtained. Then, to estimate air Nusselt number, inverse heat transfer method and the method of least squares were applied to the experimental data. The computations of inverse heat transfer method, which is a quick and effective way to estimate heat transfer performance of airfoil heat exchangers, were validated using the results of the experiments. Finally, these estimates were compared with results obtained through computational fluid dynamics, validated by the same experimental results.

Key words: Airfoil heat exchanger, Inverse heat transfer method, Recovery temperature, Nusselt number

1. はじめに

近年，航空需要の増加に伴い航空機からの CO₂ 排出量の増加が問題視されている。また，2036 年の旅客および貨物の需要は，2016 年の 2.4 倍および 2.2 倍になると予想されている⁽¹⁾。そこで，CO₂ 排出量を抑えた低燃費高効率ジェットエンジンとして，中間冷却器・再生器付きエンジンが注目されている。従来の中間冷却器システムは，圧縮過程の途中から一度バイパス流と熱交換を行い，再び圧縮機に戻るための配管が設置されている。これにより，高温・高圧の空気流が冷却され，密度が増加し，体積流量が減少するため，後段での圧縮仕事が低減する。よって，出力を増加させることができる。また再生器システムは，コアエンジンからの高温の排気ガスと熱交換を行い，燃焼器に入る前の空気流を加熱することで燃料消費量を抑える。しかし，従来のシステムは圧縮機とバイパス流の往復路，および燃焼器と排気口の往復路として用いられる長く重い配管の重量増加が解決できず，実用化に至っていない。そこで伊藤らは，既存部品を用いた新たな中間冷却器・再生器システムを提案した⁽²⁾。Fig. 1 に示すように圧縮機固定静翼やガイドバーンを伝熱面とし，冷媒(超臨界 CO₂，水や液体金属)により高温部から低温部に熱

を輸送する。このため，熱交換器導入に伴う重量増加は少なく，重量増加を抑制できる。

本研究では，新提案のシステムの実現に向けた第一歩として圧縮機固定静翼の伝熱性能に着目した。詳細な冷却性能を得るためには，翼面の圧力分布および温度分布の把握が必要になる。そこで本実験では，伝統的に圧縮機の翼として使用されてきた NACA65 シリーズの翼型である NACA65-(12)10 の相似翼を 3 枚並べた直線翼列を構成し，中央の翼を翼型熱交換器として風洞試験を行った。翼面圧力分布は，NACA の実験による測定値を線形補完することで求めた。しかし，NACA は翼面温度

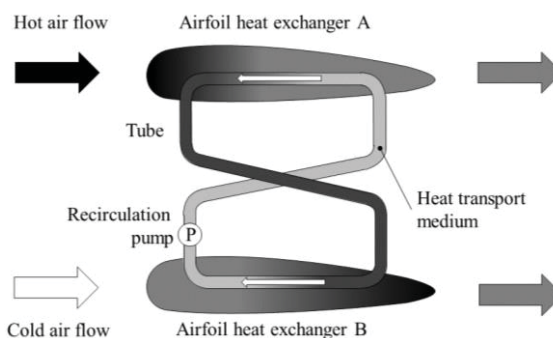


Fig.1 Schematic of an airfoil heat exchanger system using a heat transport medium between a hot and cold sections

分布を実験的に測定していないため、本実験の翼型熱交換器に熱電対を挿入することで翼固体内部の温度を計測し、Turner らの手法を参考に逆熱伝導解析を行うことで翼面温度分布を求めた³⁾。本実験により得られたデータは離散的であるため、これを簡易かつ高速で処理する方法として、逆熱伝導解析は有効である。この方法を用いて、空気側および冷媒側の熱伝達率を求め、空気冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数を算出した。また、実験結果で保証した CFD の結果と比較し、逆熱伝導解析の有効性を示す。

2. 実験装置

本研究では、中間冷却器システムとして圧縮機固定静翼を冷却部とした翼型熱交換器の空気冷却性能を実験的に評価した。本翼型熱交換器は翼内部に冷媒流路を有し冷却される。さらに翼内部には熱電対も設置され翼固体内部の温度を計測した。

2.1 風洞

圧縮機内の高速の空気流を模擬するため、循環式の風洞装置を用いた。空気源には連続運転可能なブロワを使用した。ブロワにより作成した空気流はノズルにより加速し、マッハ数 0~0.8 の範囲で空気流をテストセクションへと送り込むことができる。

2.2 翼型熱交換器

翼型熱交換器の翼型は NACA65-(12)10 を用いた。翼は SUS304 により製作された。実際の圧縮機静翼はチタン合金であるが、SUS304 は安価でかつ熱伝導率が $16 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ と、チタン合金($20 \text{ W/m}\cdot\text{K}$)と似た物性値を持つため選定された。翼弦長 L_c は 44 mm 、翼幅は 28 mm である。Fig. 2 に示す翼列を構成した。翼型熱交換器による冷却の影響は隣接翼には及ばないため、中央翼のみ熱交換器とした。翼内部にスパン方向に 5 本の 3.1 mm の貫通孔を形成し、外形 3 mm の冷媒を流すステンレスパイプを挿入した。翼とパイプは高熱伝導接着剤で接着した。また、翼スパン方向中心部に達する 12 個の

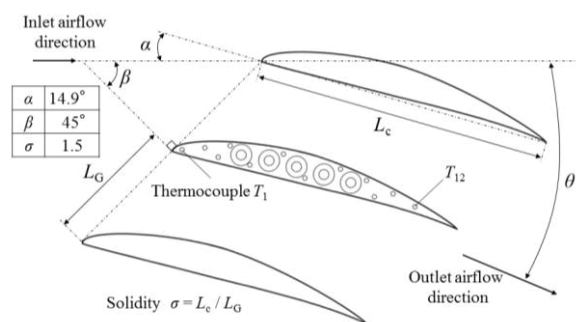


Fig.2 Cascade of airfoil heat exchangers

0.6 mm の非貫通穴を翼外周部に形成し、直径 0.5 mm の k 型熱電対を設置した。温度測定は、 T_1 を基準熱電対として各熱電対の電位差を直接測定した。本測定方法は小さい温度差まで検出でき、測定精度を高めることができる。全ての熱電対は氷水において、データロガーの測定誤差も含めて校正し、 $\pm 0.025 \text{ K}$ の測定精度を達成した。

2.3 冷媒循環システム

Fig. 3 に冷媒循環システムを示す。本実験では、冷媒として水を用いた。新規提案された中間冷却器・再生器付きエンジンのシステムにおいては、超臨界 CO_2 を冷媒として提案している。しかし、本実験の冷媒は水を採用した。水は物性値の変化が超臨界 CO_2 より小さく安定しているため、空気側の伝熱性能を正確に評価する上で適しているからである。冷媒流量はインバータ制御された再循環ポンプにより調節することができる。圧力はプランジャーポンプを用いて、冷媒循環ループに冷媒を流し込むことによって調節され、点 A の位置で 10 MPa に維持した。冷媒は、中央の翼型熱交換器の後縁から前縁にかけて直列に挿入された 5 本のステンレスパイプ内を流れる。また、翼型熱交換器の入口側と出口側に熱電対を設置し、冷媒入口温度 $T_{\text{ref,in}}$ と出口温度 $T_{\text{ref,out}}$ を測定した。

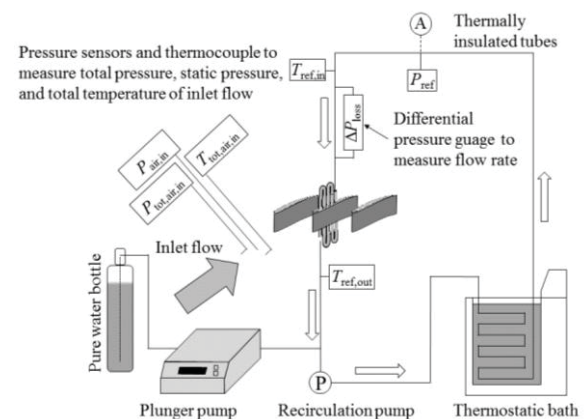


Fig.3 Refrigerant recirculation loop

2.4 翼と冷媒管の有効熱伝導率

翼型熱交換器は翼固体と冷媒管のわずかな隙間に高熱伝導接着剤を満たすことで固定している。理想的には翼および冷媒管と接着剤が完全に接触していることが望ましいが、実際は空気が混入し熱伝導率を著しく低下する。そこで、実験と CFD を用いて有効熱伝導率を求めた。本熱交換器では $0.07 \text{ W/K}\cdot\text{m}$ であることを確認した。

3. 逆熱伝導解析

実験により、翼固体内部の温度と冷媒の出入り

口温度を測定した。しかし、これらのデータだけでは空気側および冷媒側の熱伝達率を評価するのは不十分である。正確に各種熱伝達率を評価するためには、空気接触表面および冷媒接触表面の温度が必要となる。実験的に表面の温度を測定することは困難であることから、翼固体内部の測定した温度をフィッティングパラメータとする逆熱伝導解析および最小二乗法を用いて空気接触表面の熱伝達率を求めた。そして、翼型熱交換器の冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数を求めた。

3.1 解析手法

Fig. 4 に逆熱伝導解析を行う際に用いた翼型熱交換器の 2 次元コントロールボリュームを示す。各コントロールボリューム j において有限体積法を適用した。

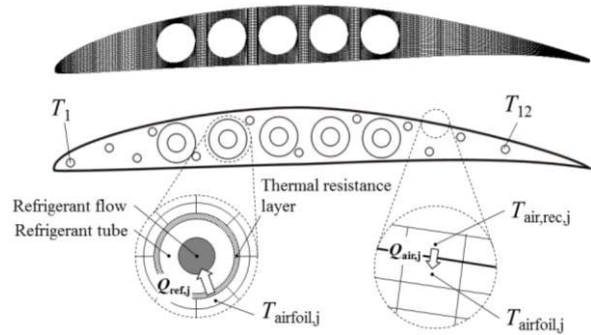


Fig.4 Calculation mesh and boundary conditions for the inverse heat transfer method

3.2 境界条件

コントロールボリューム j が圧縮性空気流に隣接している場合、熱流束は以下のように表すことができる。

$$q_j = h_{air,j} (T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j}) \quad (1)$$

ここで、 $h_{air,j}$ は局所空気接触表面の熱伝達率、 $T_{air,rec,j}$ は局所回復温度および $T_{airfoil,j}$ は局所空気接触表面の固体温度である。

3.3 回復温度

圧縮性流では固体表面に形成される境界層で運動エネルギーが熱エネルギーに変換され、境界層内の静温度は主流温度よりも高くなる。断熱壁上で達成される静温度は回復温度と呼ばれる。熱交換器表面は断熱壁ではないが、式(1)のように熱伝達率を用いる際の空気側代表温度 $T_{air,rec,j}$ として回復温度が用いられる。

NACA の実験により得られた圧力係数 S_j を用いて、翼面上の局所静圧を以下の式で求めた。

$$P_{air,j} = P_{totair,in} - S_j \frac{1}{2} \rho_{air,in} u_{air,in}^2 \quad (2)$$

ここで、 $P_{totair,in}$ は入口全圧、 $\rho_{air,in}$ は入口密度および $u_{air,in}$ は入口速度である。また、局所マッハ数は以下のように求められる。

$$M_{air,j} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left\{ \left(\frac{P_{totair,in}}{P_{air,j}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}} \quad (3)$$

上式を用いて局所静温度は以下のようになる。

$$T_{air,j} = \frac{T_{totair,in}}{1 + \frac{\gamma-2}{2} M_{air,j}^2} \quad (4)$$

そして、層流境界層および乱流境界層における局所回復温度は以下のように表される。

$$T_{air,rec,j} = T_{air,j} + r_j (T_{totair,in} - T_{air,j}) \quad (5)$$

r_j は局所回復係数であり、層流境界層および乱流境界層における回復係数はそれぞれ以下のようになる。

$$r_j = \begin{cases} Pr^{1/2} & \text{層流境界層} \\ Pr^{1/3} & \text{乱流境界層} \end{cases} \quad (6)$$

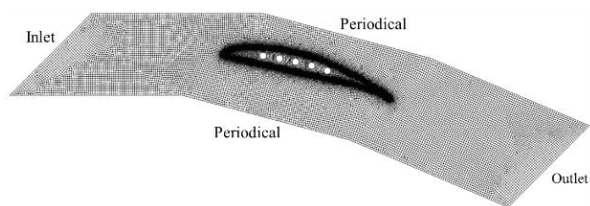
西山⁽⁴⁾は、レイノルズ数 10^4 から 10^8 の範囲では、最小圧力点近傍にて層流境界層から乱流境界層へ遷移すると記した。これに基づき、本研究では NACA による実験で得られた圧力係数を補間して得られた圧力分布を用いて遷移位置を決定した。

4. 数値熱流体解析(CFD)

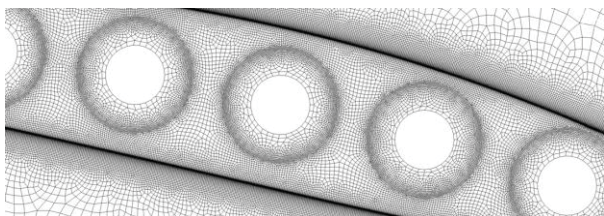
本翼型熱交換器において数値熱流体解析(CFD)を行った。翼型熱交換器の外側の領域は圧縮性空気流の数値流体解析、内側の領域は数値熱伝導解析を行った。CFD によって計算された圧力分布および温度分布は、それぞれ NACA の実験により得られた圧力分布および我々の風洞試験によって得られた温度分布によって保証された。この CFD を用いて、翼型熱交換器の冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数を求めた。

4.1 解析手法

Fig. 5 に示す計算格子と ANSYS Fluent を用いて CFD を行った。解析領域は 12 のドメインに分割した。最外部は圧縮性空気流のドメインが 1 つあり、周期境界部分を重ねると Fig. 2 に示す翼列配置となるように格子を生成した。低レイノルズ型 SST k- ω 乱流モデルを採用し、翼面上の垂直方向第 1 層目の格子幅は y^+ で 1 以下、翼面上の流れ方向格子数は 1000 点とした。



(a) All of simulated domains



(b) Enlarged view
Fig.5 Computational grids

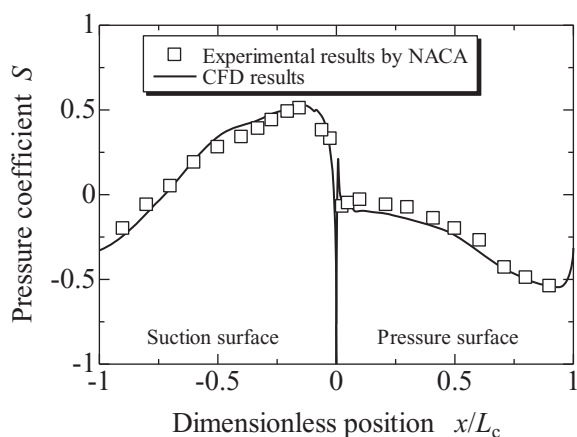


Fig.6 Comparison of pressure distributions around the airfoil by NACA experiments and our CFD for validation

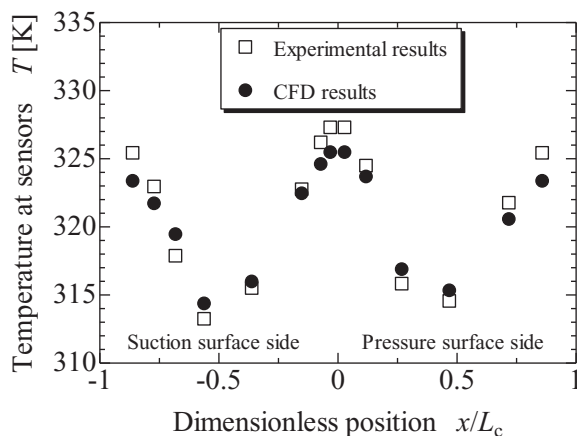


Fig.7 Comparison of experimental solid temperature at thermocouples with a CFD solid temperature at the same positions

以上の手法を用いて再現した翼面上の圧力分布と実験値を比較したものを Fig. 6 に示す。CFD で

得られた圧力分布は、NACA の同翼型、同配置の翼列実験で得られた圧力分布と良い一致が得られたことから、圧縮空気流の数値流体解析を保證できた。また、Fig. 7 に翼固体内の熱電対位置における温度分布の CFD 結果と風洞試験結果の比較を示す。どの値も良い一致を見せ、最大誤差は 2.2 K であった。翼型熱交換器の伝熱性能を評価するには十分な精度である。

4.2 境界条件

圧縮性空気流のドメインの入口境界条件は、全圧、全温度を一定とし、主流乱れを 5% とした。出口境界条件は静圧を一定とした。圧縮性空気と翼型熱交換器の表面との間の境界メッシュ i は、熱伝導率 k_{air} と $k_{airfoil}$ を用いて以下のように設定した。

$$q_i = k_{air,i} \frac{dT_{air,i}}{dn_i} = k_{airfoil,i} \frac{dT_{airfoil,i}}{dn_i} \quad (7)$$

ここで、 $T_{air,i}$ は局所空気静温度、 $T_{airfoil,i}$ は局所翼面温度および n_i は局所境界の法線方向の単位長さである。

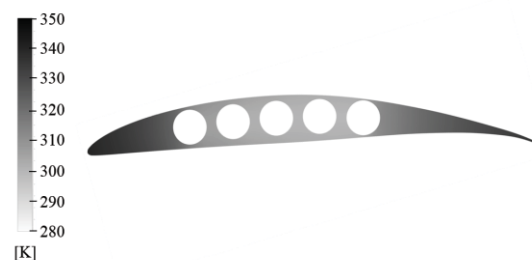
5. 結果

本研究は、入口空気全温度 $T_{air,tot,in}$ を 350 K、入口冷媒温度 $T_{ref,in}$ を 280 K として風洞試験および逆熱伝導解析を行い、同温度条件を用いて CFD を行った。その結果を以下に示し、両解析結果を比較する。

5.1 翼固体内温度分布



(a) Inverse heat transfer method



(b) CFD

Fig.8 Temperature distributions of an airfoil heat exchanger

Fig. 8 に逆熱伝導解析および CFD による翼固体内温度分布を示す。両解析とも、翼の中央部分は冷媒によって冷却されているために低い値を示しているが、翼の前縁および後縁にかけて徐々に温度が高くなっている。これは冷媒管から離れた前縁および後縁付近は、フィンの役割を果たすために高温となる。また、逆熱伝導解析による温度分布は CFD の結果と酷似している。

5.2 回復温度分布

回復温度は空気流が断熱壁上を流れていると仮定した場合に達成される温度であり、圧縮性流れである亜音速流では、全温度と静温度の間の値となる。厳密には翼型熱交換器の翼面は断熱されているわけではないが、翼面の境界層の空気流の温度は断熱壁温度に近い値をとる。

Fig. 9 の実線は NACA の実験により測定された圧力分布を補間して求め、式(2)~(6)を用いて求めた回復温度の理論値である。逆熱伝導解析には本回復温度を式(1)の $T_{air,rec,j}$ として用いた。また、破線は CFD により圧力分布を求め、式(2)~(6)を用いて求めた回復温度の理論値である。さらに、一点鎖線は翼面を断熱壁と設定した CFD によって得られた断熱壁温度を示す。無次元位置が 0 の位置はよどみ点であるためピーク値をとる。圧力面上を流れる空気は、よどみ点よりすぐ下流にある曲率の大きな翼面に沿って流れるため、急激な減少を示し、後縁に向かって減速翼列による圧力回復の効果により温度が上昇する。一方、負圧面においては前縁付近には層流境界層が形成されているため温度が減少し、乱流境界層に遷移すると式(6)に示す回復係数の増加により温度が上昇する。実線と破線を比較すると、圧力面における分布は良い一致を示しており、負圧面は異なった値を示してい

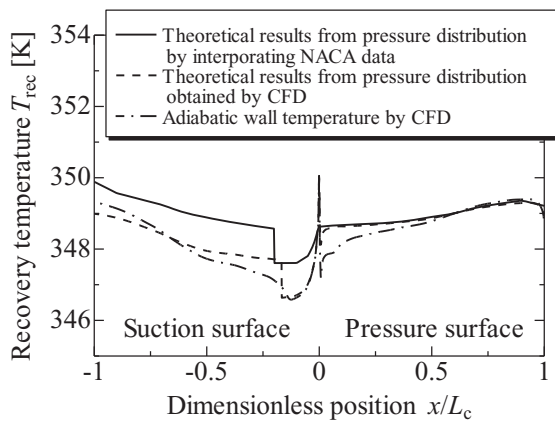


Fig.9 Comparison of recovery temperature from pressure distributions obtained by interpolating NACA data and CFD with adiabatic wall temperature obtained by CFD

るが、その分布形状は類似していることが確認できる。一方、破線と一点鎖線を比べると最大 1.0K の誤差はあるものの、全体的には良い一致を示していることが確認できる。これは、翼周りの圧力分布が正しく求められれば、式(2)~(6)を用いて理論的に適切な回復温度が得られることを示している。すなわち、実線の誤差は翼面上の圧力分布を求める際の誤差が原因であると考えられる。より高精度な回復温度分布を得るためには、風洞試験により圧力分布を測定する必要がある。

5.3 空気側ヌセルト数

以下に示す式で定義した空気側ヌセルト数を用いて、翼型熱交換器の冷却性能を評価した。

$$Nu_{air} = \frac{h_{air,ave} L_c}{k_{air,in}} \quad (8)$$

$$h_{air,ave} = \frac{Q_{air,whole}}{\sum_j \{A_j (T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j})\}} \quad (9)$$

ここで、 $k_{air,in}$ は入口空気熱伝導率、 $Q_{air,whole}$ は空気流から翼への熱伝達量、 A_j は局所翼表面積である。Fig. 10 に翼弦長を代表長さとした空気側レイノルズ数に対する空気側ヌセルト数を示し、逆熱伝導解析結果と CFD 結果を比較する。いずれの条件も良い一致を示しており、最大誤差は 5% であった。

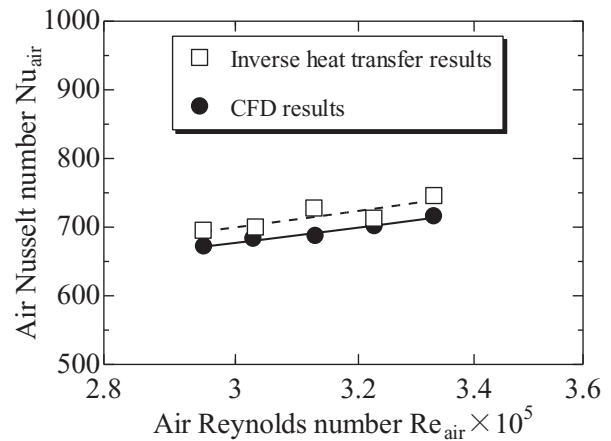


Fig.10 Comparison of inverse heat transfer results of air Nusselt number with CFD results

6. 結果

翼型熱交換器の冷却性能を評価する際の逆熱伝導解析の有効性を示すために、風洞試験結果で保証した CFD の結果と比較した。逆熱伝導解析で熱伝達率を評価する際に空気側代表温度として用いる、NACA のデータを内挿した圧力分布により理論的に求めた回復温度分布は、前縁付近を除き圧

力面側では概ね一致したが、負圧面側は 1.5 K 程度の誤差が見られた。一方冷却性能を示す空気側ヌセルト数では誤差 5 %未満で一致した。これらの結果より、翼型熱交換器の冷却性能を評価する上で逆熱伝導解析は有効であると言える。

参 考 文 献

- (1) Japan Aircraft Development Corporation, JADC Worldwide Market Forecast 2017-2036, Tokyo, Japan, 2017.
- (2) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Conjugate heat transfer in air-to-refrigerant airfoil heat exchangers, ASME Journal of Heat Transfer, vol.136, No.081703 (2014), pp.1-12.
- (3) Turner, A.B., Local Heat Transfer Measurements on a Gas Turbine Blade, IMechE Journal Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.1 (1971), pp.1-12
- (4) 西山哲男, 翼型流れ学, (1998), p.23, 日刊工業新聞.

【パネルセッション】

P-1

パネルセッション「航空エンジン技術開発プロジェクトの展望」

*渡辺 紀徳（東京大学）

Panel Session “Perspective of Aeroengine R&D Projects”

*Toshinori Watanabe (The University of Tokyo)

日本の航空エンジン開発は活況を呈している。民間エンジンは国際共同開発への参画が継続的に行われており、最新のエンジンとしてはギアード・ターボファン PW1100G-JM が A320neo に搭載され、2016 年から商用運転に入っている。また、従来の A320 に搭載されている V2500 は出荷台数が 7,000 台を超え、ベストセラーエンジンとして製造が続いている。IHI、川崎重工、三菱重工航空エンジンの 3 社はそれぞれボーイング 787 用 GEnx、777 後継機用 GE9X やリージョナル機用の Passport20、787 用の Trent1000、A350 用の Trent XWB などの開発製造に着実に携わり、参画度合いを高めて事業展開している。更に将来に向けて、次世代旅客機用ギアード・ターボファンの 2030 年頃の市場投入を目指し、要素技術の研究開発が本年度開始された。他方、本田技研は小型エンジン HF120 を独自に開発し、ホンダジェットに搭載して量産化を実現している。また、防衛エンジンでは、対潜哨戒機 P-1 のエンジンとして高バイパス比ターボファン F7 が純国産で開発され、順調に飛行しているほか、ヘリコプター用エンジンおよび次期超音速機用エンジンも精力的な開発が実施されている。

ジェットエンジンの研究開発には政府の支援が不可欠であり、従来から経済産業省はじめ関連省庁との連携がとられてきた。2015 年に開催された「基幹産業化に向けた航空ビジネス戦略に関する関係省庁会議」が「航空産業ビジョン」を打ち出し、完成機開発までを視野に、産官学連携のもと、関係省庁が共通の認識をもって、航空産業の発展に向けて統合的に取り組むとの方針が示された¹⁾。その後の一つの成果として、F7 エンジンを JAXA のテストセルに設置し、共同利用技術実証エンジンとすることが決定し、2019 年度の運用開始に向けて現在整備が進められている。産業界での活発な活動と、政府の指導・支援、そして学术界の基盤研究がうまくかみ合うことにより、研究開発が

大きく進展することが期待される。

ただ、現状では日本のエンジン産業技術が国際的にリーダーシップを発揮する段階までには至っておらず、今後の展開には戦略的な研究開発が必要である。平成 28 年度の民間エンジン売上高の国別内訳²⁾を見ると、全体の売上高約 8 兆 6 千億円のうち、米英 2 か国が約 73% のシェアを占めている。日本は IHI、川崎重工、三菱重工航空エンジンの 3 社合わせて 5~6% 程度のシェアで、これを高めて行くためのシナリオを産官学で検討して行かなければならない。国産大型民間エンジンの実現には多くのハードルがあり、容易には展望が見出されないが、国際共同開発を進めて行く中でも従来の活動の継続だけでは展開が望めないであろう。国際共同開発では開発費やリスクの分担という意義のほか、参加する各パートナーがそれぞれの得意とする技術を持ち寄ることにより、より高い性能を実現できるという期待が持たれる。したがって参加するパートナー社としては、独自性と有用性のある高度な技術を常に開発し、保有し続けていく必要がある。

当学会の産官学連携委員会、およびガスタービンを考える会というワーキンググループでは、航空エンジンの技術ロードマップを策定し、これに基づく「将来航空エンジン基盤技術創成プロジェクト Phase I」をまとめている³⁾。

ロードマップでは、日本の航空エンジン技術の第一目標を「エンジンの完成機開発と市場の獲得」へと踏み込んだ。そして技術の方向を「環境適合への道」を土台とする「低燃費化・低 CO₂ 化への道」と「高速化への道」に整理し、「新しい推進システム」や「機体全体のエネルギーマネジメント」も取り入れたものとなっている。

また、ロードマップに基づくプロジェクト Phase I の案では、産官学の共通的な認識のもとで以下の重点技術 5 項目を抽出した。

- (1) 革新材料・ものづくり技術
- (2) 革新エンジン用小型高効率ターボ系空力技術
- (3) 電化対応およびエネルギーマネージメント技術
- (4) 革新エンジン用小型超軽量熱交換器技術
- (5) 燃焼・連成を含むシミュレーションの高度化

これら 5 項目の研究開発を産官学連携により遂行することで、日本のエンジン技術の優位性と独自性を飛躍的に高めることが Phase I の到達目標である。項目により違いはあるが、TRL (Technology Readiness Level) で 5~6 の実証レベルまでを目指している。Phase I の後は、開発した要素技術を統合することにより実証エンジンを開発する Phase II につなげる計画である。

今年度のガスタービンを考える会では、上記プロジェクト案を踏まえ、現実的に関連機関が連携して実施できる共同研究開発プロジェクトの具体案を作成することを目指し、話し合いを続けている。これまでのところ、実施可能なテーマとして以下の 3 項目が俎上に載せられている。

(1)国内共同利用が可能な材料データベースの構築
基盤共通的な範囲でガスタービン用材料物性データをプロジェクト参加各機関にて取得し、それらを集約して国内のデータベースを整備する。参加機関はデータベースを共有する。物質材料研究機構に中心になってもらい、関連各社が参加してプロジェクト案を取り纏める。

(2)基礎的な実験データベースの構築および共同利用実験施設の整備

流体、伝熱、燃焼、構造、およびそれらの複合現象に関する実験データを取得・集約する。また、実験データに基づく検証により、数値シミュレーションの高度化を行う。実機環境で、あるいは三次元の詳細実験データを取得・集約する。試験施設の設置も視野に入れる。

(3)電動推進システムの広範な概念検討

将来の電動推進システムについて、様々な形態が提案されているが、それぞれの性能を定量的に検討し、比較するというような研究は、少なくとも公表されている範囲ではほとんど見られない。そこで、基礎的な性能検討を広範に行い、適切なシステム案を構築する調査研究を実施する。性能評価の方法論も研究対象となる。

今回のパネルセッションは、ガスタービンを考える会におけるプロジェクト案の検討と連動しており、東京大学の将来航空推進システム技術創成社会連携講座と連携してパネリストの選考・依頼

を行った。研究開発および運用に携わる機関のパネリストからエンジン技術の状況と今後の展望をお聞きし、今後の航空エンジン共同研究開発プロジェクトの方向性や、意義ある技術項目と体制などについて広く議論することを目的としている。パネリストはエンジンメーカー、研究機関（防・民）、エアラインの方々をお願いしており、それぞれの立場からエンジン研究開発の将来の発展に向けて様々なご見解が伺えるものと期待される。

参考文献

- 1) 内閣府ホームページ
http://www.cas.go.jp/jp/seisaku/koku_business/
(参照日 2017 年 8 月 31 日)
- 2) 社団法人日本航空宇宙工業会, 航空宇宙産業データベース,
http://www.sjac.or.jp/common/pdf/toukei/7_database_H29.7.pdf (参照日 2017 年 8 月 31 日)
- 3) 渡辺紀徳, ガスタービン これまでの 40 年, これからの 40 年: 総論, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 1, (2013), pp. 14-19.