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. 数值解析手法

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. 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3mm、高さは1mm、 支柱の直径は8mm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 数值解析手法

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-ω*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, $y^+ \le 1$ の条件を満足し境界層が解像できるよう 2.0x10⁻⁶ 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。



(a) Overall (b) Around probe Fig. 4 Computational grid



Fig. 5 Test section of the test compressor



Fig. 6 Test section of the test compressor





3. 数值解析結果

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度の分布を図 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

- 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.
- Wilcox, D. C.: A Two-Equation Turbulence Model for Wall- Bounded and Free-Shear Flows," AIAA Paper No. 93-2905, (1993).
- Fujii, K.: Unified Zonal Method Based on the Fortified Solution Algorithm, Journal of Computational Physics, Vol. 118 (1995), pp.92-108.
- Sakuma, Y., Watanabe, T., Himeno, T.: Experimental and Numerical Investigation of Low-speed Three-stage Axial Compressor, Proc. Asian Congress on Gas Turbines, (2016).

A-2

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 必要があり、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次捩り: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。





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 一様ではなく、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。





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 5 2	-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 フラッタに関してもやはり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。





(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。



(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) を正値(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) を正値(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。





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 が正値(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

A-3

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。 もう一つの手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。

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

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。

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

$$\hat{\mathbf{W}}_{\mu}$$
および $\hat{\mathbf{R}}_{\mu}$ 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。

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

ただし

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

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

ここで \mathbf{D}_{t} はHBソース項に相当し、下記となる。

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

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。

$$\frac{d\mathbf{W}_{k}}{d\tau} + \mathbf{R}(\mathbf{W}_{k}) + V\mathbf{D}_{t}\mathbf{W}_{k} = \mathbf{0}$$
(7)

dτは擬似時間刻みである。ソース項の行列 Dt 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wk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、 tk 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、 ω_{+1} に上流側の、 ω_{+2} に下流側の翼 列通過周波数をとり、それ以外のwk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 tk 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 D_tに高 周波成分の人工粘性を付与する方法である。

$$\mathbf{D}_{t} = i\mathbf{A}^{-1} \cdot diag(-\omega_{k}) \cdot \mathbf{A} + \frac{C_{cutoff}}{N} \cdot diag(-\omega_{k}^{2}) \cdot \mathbf{D}_{cutoff} \cdot \mathbf{A}$$
(8)

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

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

ここで Ceutoff 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 meutoff 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で特色がある。

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 tk 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 tk 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 Ccuttoff)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 しかとることが確認できた。

Table 1Parameters for HB calculation

Method	CFL	$\mathbf{m}_{\mathbf{cutoff}}$	Ccutoff	
TSD	4.0	3	2.0	
TSD+OV	2.0	3	0.025	
OV	0.1 でも計	N/A	N/A	
	算発散			



HB TSD+OV

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が確認できる。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法を組み合わせた手 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

- 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.
- Sicot, Frédéric, Guillaume Dufour, and Nicolas Gourdain. "A time-domain harmonic balance method for rotor/stator interactions." Journal of Turbomachinery 134.1 (2012): 011001.
- Huang, H, "Shape Optimization of Turbomachinery Blades Using an Adjoint harmonic Balance Method", Univ. of Tennessee, Doctoral Dissertation, 2013
- Leffell, J., 2014, An Overset Time-Spectral Method for Relative Motion, Ph.D. thesis of Stanford University.
- 5) http://exp1gw.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).
- 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.

A-4

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-excided 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⁸⁰によるタービン翼列後流板の影響の調査,柴 田ら⁹⁰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



(b) Definition of geometrical parameters in the test section

(c) Measurement lined around the cascade

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0.5*c*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 $\bar{h} = 0.5$ 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*},

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

Table 1 Cascade parame	eters and flow condition		
Chord length $c = 45.15$ mm			
Pitch width	s = 27.09mm		
Span width	l = 50mm		
Stagger angle	$\theta_s = 55 \deg$		
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}		

$$C_l = -\frac{1}{cl} \int_{S} C_p \boldsymbol{n} \cdot d\boldsymbol{S}$$
 (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。

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

$$(3)$$

$$C_p e^{-i\omega t} dt$$

$$(4)$$

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

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 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。



(a) Overset, WT

3.2. 解析格子とその生成法

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

Fig. 3 Mesh around the blade 0

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

(2) 探索: 全てのレセプタについて,他の格子からデータ

(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。

化し、有効・無効セルの間を「レセプタ」とする。

の内挿相手(ドナー)を探索する。

(b) Multi-block

Final mesh

(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0.9µm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



Fig. 4 Mach number distributions for the baseline case



Fig. 5 Cp distributions for the baseline case



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様な翼負荷分布が得 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. 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様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 $\theta_{th} = 0.4[deg]$ 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. 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 $\overline{p_2}$ 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[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 番翼でその差は大きい。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

- 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).
- 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.
- Vogt, D.: Experimental Investigation of Three-Dimensional Mechanisms in Low-Pressure Turbine Flutter, Royal Institute of Technology Ph.D Thesis (2005), pp. 80-92.
- 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.

- Buffum, D. H. and Fleeter, S.: Wind Tunnel Wall Effects in a Linear Oscillating Cascade, J. Turbomach 115(1) (1993), pp. 147-156.
- 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.
- 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.
- Ott, P., Norryd, M., and Bölcs, A.: The Influence of Tailboards on Unsteady Measurements in a Linear Cascade, ASME Paper (1998), 98-GT-572.
- 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.
- Watanabe, T. and Aotsuka, M.: Unsteady Aerodynamic Characteristics of Oscillating Cascade With Separation Bubble in High Subsonic Flow, ASME Paper (2005), GT2005-68665.
- 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,鵜沢聖治: 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 Aerospatiale 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.

A-5

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), 渋川 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ビッチ分の流路 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 いた設計法の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 5007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、蒸気の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 的な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 蒸気の効果を考慮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、静翼のピッチュ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 ると図全体が黒くなってしまうので、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アでルーズに (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 シングワイア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 カベクトル分布)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エアの研究開発」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

- T. Tanuma, Chapter 1: Introduction to steam turbines for power plants, Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants, Elsevier, pp.3-9, (2016)
- 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)
- 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)
- 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.
- 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 ソフトウエア 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ンデ ィング翼である。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。



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)やスイープ(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。

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



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



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リアトラバー 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

o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 ΔPs)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 一図(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



1.2





Fig.9 Comparison of tip leakage flow rate from CFD





(c) Base case (from rig measurement) (d) Improved case (from rig measurement) Fig.11 Abs. total pressure distribution on the cross section downstream of 2nd stage stator



(a) Base case (b) Improved case Fig.12 Static pressure distribution on the 2nd stage stator S.S. surface from CFD



(a) Base case(b) Improved caseFig.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・計測の両者でタ 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 ーン形状を適用した。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

- J. Tallmanm, B. Lakshminarayana : Methods for Desensitizing Tip Clearance Effects in Turbines, ASME 2001-GT-0486.
- A. C. Huang, E. F. Clemens, et al. : Blade Loading Effects on Axial Turbine Tip Leakage Vortex Dynamics and Loss, ASME GT2012-68302.
- J. D. Denton : Loss Mechanisms in Turbomachines, J. of Turbomachinery, vol. 285, No.4, (1993) pp.621-656.
- 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.
- J. B. Staubach, O. P. Sharma, G. M. Stetson : Reduction of Tip Clearance Losses through 3-D Airfoil Designs, ASME 96-TA-13.
- 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 算手法により 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。 供試部は、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



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 -Re₀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

LIF-1 +LF-2

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

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	м	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. 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1deg. 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Line2)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) の場合は, 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) の場合は, 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



可視化範囲

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

- 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



Mach Number

Mach Number

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

A-8

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

*淺海 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⁵⁰。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 のブロワー(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。

$$St = fc/U \tag{1}$$

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。



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



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



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。









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。





(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。



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



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



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

- 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.
- 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.
- 深潟 康二,山田 俊輔,石川 仁: プラズマアクチュ エータの基礎と研究動向,日本流体力学会誌(なが れ), Vol.29 (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.
- Saddoughi, S., Bennett, G., Boespflugm, 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.
- 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 Sigle Dielectric Barrier Plasma Actuator: Plasma Morphology, AIAA Journal, Vol.42, No.3 (2004) pp.589-594.

【研究報告】

A-9

*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 1µm, 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こり易 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
- ŵ :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. 数值解法

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.

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

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

$$\boldsymbol{S} = J \frac{\partial \xi_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial \xi_i} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{1j} \\ \tau_{2j} \\ \tau_{3j} \end{bmatrix}$$
$$\boldsymbol{K} = J \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{kj} w_k + (\kappa + \kappa^t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \\ 0 \\ \sigma_{\hat{v}j} \end{bmatrix}$$
$$\boldsymbol{H} = J \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho(\Omega^2 x_2 + 2\Omega w_3) \\ \rho(\Omega^2 x_3 - 2\Omega w_2) \\ 0 \\ \Gamma_c \\ -\Gamma_c \\ S_{\hat{v}} \end{bmatrix}.$$

ここで, *Q*, *F*, *S*, *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カおよ 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(β < 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.

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

$$= \frac{(1 - \beta)R}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \left(e - \frac{1}{2} \rho w_i w_i - \rho h_{0m} \right) \qquad (2)$$

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

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.

$$\rho_g = (1 - \beta)\rho \tag{4}$$

$$\rho_q = \rho_a + \rho_v \tag{5}$$

さらに、*C_{pm}およびh_{0m}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。*

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

$$h_{0m} = \beta h_{0l} + (1 - \beta) h_{0g} \tag{7}$$

音速および比熱比は次式で定義される.

$$c^{2} = \frac{(1-\beta)R}{C_{pm} - (1-\beta)R} C_{pm}T$$
$$= \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1-\beta)R} \frac{p}{\rho}$$
(8)

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

ここで、 $\rho_v \geq \beta i 0$ 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.

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

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.

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

(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.

$$\Gamma_c = 4\pi r^2 \frac{\partial r}{\partial t} \rho_l \rho n \tag{12}$$

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 流束差分離法⁽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 37⁶⁰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

Т	able 1	NASA roto	r37 の設計仕様
翼枚数			36
チップク	リアラン	ノス[mm]	0.356(0.45%スパン長)
回転数[rp	m]		17188.7
チップ周辺	速[m/s]		454
全圧比			2.106







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







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



渦を形成している. さらに, 一部の流れは剥離領域 の中を通ってスパン位置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 1µm 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 ェイクで液相の質量分率が小さくなっている.



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

 Jonsson, M., Yan, J., "Humidified gas turbines –a review of proposed and implemented cycles," ScienceDirect, Energy, 30 (2005), pp.1013-1078.

- 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.
- Yamamoto, S., "Onset of Condensation in Vortical flow over Sharp-Edged Delta wing," AIAA J., Vol.41, No.9 (2003), pp.1832-1835.
- Yamamoto, S., "Computation of Practical Flow Ploblems with Release of Latent Heat," SceinceDirect, Enegy, 30 (2005), pp.197-208.
- Sasao, Y. and Yamamoto, S., "Numerical Prediction of Unsteady Flows through Turbine Stator-rotor Channels with Condensation," Proc. ASME Fluids Emgineering Summer Conference, FEDSM2005-77205 (2005), CD-ROM
- 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).
- 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.
- 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解法,"日本機械学会論文集 B 編,60 (1994), pp.3887-3892.
- Schnerr, G. H., Dohrmann, U., "Transonic Flow Around Airfoils with Relaxation and Energy Supply by Homogeneous Condensation," AIAA J., 32 (1994), pp.101-107.
- Yoon, S., Jameson, A., "Lower-upper Symmetric-Gauss Seidel Method for the Euler and Navier-Stokes Equations," AIAA J., 26 (1988), pp.1025-1026.
- Roe, P. L., "Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes," J. of Computational Physics, 43 (1981), pp.357-372.
- van Leer, B., "Towards the ultimate conservative difference scheme, V. A second order sequel to Godonov' s method," J. of Computational Physics, 32 (1979), pp.101-136.
- Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows," Recherche Aerospatiale, No.1, (1994), pp.5-21.
- 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.

【技術紹介】



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溶融し 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.材料を溶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 溶融し、相手材に衝突した際に(多くの場合厚さ 1-2µm 程度まで) 扁平して急冷凝固する. こうし てできた偏平粒子(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偏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 は未溶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ものではなく、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 分布でおおよそ 20-60µm 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, 10µm 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, 60µm 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 粉末が十分に溶融せず未溶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, 電気入力の低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溶融して基 材表面に衝突する際に扁平し厚さ約 1-2µm, 直径 100µm 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溶融、 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る.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溶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 1-3µm 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 3-5µm 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様で 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との特性の相関 について統一的な理解が得られているかというと 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し てはならないようだということである. 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 いくものであると考えられる. 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 エ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

- 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
- E.Meillot, R.Vert, C.Caruyer, D.Damiani, M.Vardelle: J.Phys.D: Appl.Phys., 44(2011) 194008
- C.Marchand, A.Vardelle, G.Mariaux, P.Lefort: Surf. Coat. Tech., 202(2008), pp.4458-4464
- 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ジョンプラズマ溶射 (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

【技術紹介】

A-11

*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— *Hirotaka 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 I Classification of Cold Spray System	able 1	Classification	of Cold	Spray S	ystem
---------------------------------------------	--------	----------------	---------	---------	-------

	Pressure	Temperature
L Dave some Sourtain	< 1.0 MD-	500 - 1100°C
Low Pressure System	< 1.0 MPa	< 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℃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しプログ 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 温に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ャ 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 はアクシャル方式を示し、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5MPa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バウ 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ガス圧が 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。したがってハッパー内に何 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



Fig. 4 POFC 1025 Powder Feeder

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的に供給 できることをこの結果は示している。

高圧ガンのチャンバー圧力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ガス 圧力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。





チャンバーガス圧力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 ャンバーガス温度 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ガス 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℃ 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、チャンバー圧力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力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圧の時も低圧の時 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℃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、セラッミクヒーターなどの非金属 ヒータでも今の所1000℃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 ノズル長さと粒子速度の関係

Divergent ノズルの長さを変化させた時の粒子速

度がどの様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用い たまでである。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 超高圧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の み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。

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

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。 ガス流量が少なけ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ずるのがグラフから 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 materals 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 達する場合は溶融・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 AI 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 impigment 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。 【研究報告】



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 グの界面破壊靭性試験法である ISO 20267 の策定 に参画した。ISO 20267 は界面破壊靭性値を比較的 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靭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靭性の熱 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,界面破壊靭性値が遮熱コ 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靭性 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 破壊靭性値の評価式として Eq. (1)を提案した²⁾。

$$K_{c} = \left\{ \xi_{1} + \xi_{2}(c/a) \right\} \frac{a}{c^{3/2}} \sqrt{PE_{I}}$$
(1)

ここで, P は圧子押し込み最大荷重, E₁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, ξ₁および ξ₂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静翼の界面破壊靭性値を評価 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 翼の界面破壊靭性値を小さなば らつきで評価可能であった。一方,背側/腹側の 界面破壊靭性値はほぼ同等で, As-sprayed 状態の TBC とほぼ同等の界面破壊靭性値を有している。 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 低く、損傷が軽微であったことが予想され、界面 破壊靭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靭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 100µm、約 500µm 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界面破壊靭性値の評価式を 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 Th [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 I	FE analysis	condition

гг

Applied force, F [N]	10, 30, 50		
Create langth a [mm]	0.005, 0.01, 0.02,		
Crack length, c [mm]	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,	200		
E _s [GPa]			
Young's modulus of coating,	20		
E _c [GPa]			

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} に比ベ十分 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} と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。

$$K_{II}W\sqrt{L}/F \tag{2}$$

 $K_{II}W \sqrt{L/F}$ 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。

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

ここで、 a_0 =1.35、 a_1 =8.07、 a_2 =66.7 である。なお、 Fig. 8 では負荷荷重 F=10N の結果が他の条件に比 べてばらつきが大きいが、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。



Fig. 7 Results of FE analysis



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界面破壊靭性値 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 壊靭性値 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

- 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.
- 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.

【研究報告】

A-13

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 CoNiCrAIY (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、100g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+5.5µm, 平均粒径 20µm 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 100μm, 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 300um 厚で成膜を行った.

	Table 1	Chemical	composition	of	CoNiCrA	١Y
--	---------	----------	-------------	----	---------	----

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

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

Table 2 Additive element for bond coat material.

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 10×10×3.4 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℃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 イアモンドサスペンション9 µm, 3µm 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.





1000℃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 に関しても 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 100hours.



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

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℃, 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がはく離 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 は減圧チャンバ 一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℃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℃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.

- 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, ZrO₂ は高温酸化が顕著になり, 良好 な耐はく離特性を示す.
- 高速フレーム溶射は、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 謝意を表する.

参考文献

- 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.
- Ogawa, K., Ito, K, Shoji, T., Seo, D., Tezuka, H., Kato, H.: Effects of Ce and Si Addition to CoNiCrAIY Bond Coating Material on Oxidation Behavior and Bonding Strength of Thermal Barrier Coatings, J. of Thermal Spray Technology, Vol.15 (2006) pp.640-651.
- 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.

【研究報告】



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¹⁻⁰。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⁾。EPSR 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 E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 (CGEKF: 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 \mathbf{y}_m と計測値の推定値 $\hat{\mathbf{y}}_m$ に差が ある時、それを 0 にするようにエンジン状態変数 \mathbf{x}_e とチューニング状態変数 \mathbf{x}_c を変化させる。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¹⁾に差違が生じ、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 \mathbf{x}_c の変化を算出する。結 果、最尤の計測不能変数 \mathbf{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 \mathbf{x}_c と可変要素の操作量に微小量を加減したもの $\varepsilon \pm \Delta$ 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が出せて 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 を表する。

参考文献

- Sugiyama, N., "Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engines", ASME 90-GT-270, 1990.
- 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.
- Sugiyama, N., "System Identification of Jet Engines", Transaction of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.122, Jan 2000, pp19-26.
- Tagashira, T. and Sugiyama, N., "A Performance Optimization Control of Variable Cycle Engines", AIAA 2003-4984, 2003.
- Tagashira, T. Mizuno, T. Koh, M. and Sugiyama, N., "Online performance estimation tests of single spool turbojet engines", JAXA-RR-07-044, 2008.
- 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.
- 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 9 高空環境性能取得予備試験結果 (NE2013, ALT3,000m, Mach0.2)

図 1 0 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、需要に応えている。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 ことができるとされている。抜粋を表1に示す。

表 1 7	標準大気の組成	戈 ¹⁾ (抜粋)	溶解度 2)
気体	体積比 %	モル質量	20°C
		kg/kmol	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_2O			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 H20 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 Europeeen 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へルムホ 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H₂0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・雹吸込 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 があり、どちらとも決め兼ねるところがあり、実際 に試してみることとなった。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、使用すべきノズルと本数を定めた(図 6)。



図5 水噴射装置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%)

(推力+6%、SFC+7%)

であった。また、

• MAX では 3.5%まで

・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 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

- 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
- GAS TABLES international version, J. Keenan, J. Chao, J. Kaye, John wiley & sons, 1983
- NIST-JANAF Thermochemical Tables 4th Edition, M. Chase, JPCRD monograph No.9, NIST, 1998
- 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 Expasion 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
- 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

- Conceptual design analysis on the Porpulsion 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,

A-18

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),0),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 物形型燃料電池(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]

fiuel:燃料流量を変数とする多項式形の関数

floss: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/(m·K)] P: 圧力 [Pa] Qconv: 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] Wloss:軸受損失 [W] α_{IGV}:係数(式(4))[-] β1: 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 [-] *u*: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。蒸気は高圧タービンと 低圧タービンに供給され、蒸気タービンを駆動した後 に復水器を経て再び 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 Syst	em
--------------------------------------------	----

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 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。

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

 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でモデル化したが、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。

$$W_{loss} = \gamma_{\mu} \gamma_{\rho} \gamma_{r} f_{loss}(\omega) \tag{2}$$

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β1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。 圧縮機の効率に関しても,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。

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

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

$$\begin{pmatrix} P_{C,out} \\ P_{atm} \end{pmatrix}_{\omega=const} = f_{fuel} \begin{pmatrix} G_{fuel} \end{pmatrix}$$
(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。

$$W_{C} = \frac{1}{\eta_{c}} \left[\frac{\kappa}{\kappa - 1} G_{a} R T_{C,in} \left\{ \left(\frac{P_{C,out}}{p_{atm}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} + \Delta Q \right]$$
(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_tはトランジションピー スの入口断面の直径を適用した。

$$Q_{conv} = 0.02 \frac{k_a}{D_{tr}^{0.2}} \left(\frac{G_a}{A_{tr}\mu_a}\right)^{0.8} \left(T_{tr} - T_{C,out}\right)$$
(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 一差を用いて式(8)のように表される。

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

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。このため発電機出力 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ので、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 カデータ, 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℃, 気圧 100 kPa, 冬季が気温 6℃, 気圧 102 kPa である。



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. 4 Operation and input data of rotation number



Fig. 6 Pressure Ratio Histories



Fig. 7 Histories of Compressed Air Temperature (Summer)



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)



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

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

- 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).
- Naoyuki Nagafuchi, Nariyoshi Kobayashi, Motoaki Utamura, Estimation of the operating characteristics of the adjustable speed gas turbine power generation syatem 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).
- 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.
- 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.
- 鈴木晃純,中野晋,竹田陽一:円筒横縞形 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.
- 鈴木晃純,中野晋,関慧一,竹田陽一,岸部忠晴: 150kW 級高湿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.
- Lefebvre A. H.: Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, (1983) pp.278-281.
- 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.

A-19

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。

Tal	ole.1	Superse	onic Airc	eraft Sp	ecificatior	1
-----	-------	---------	-----------	----------	-------------	---

		Aerion Corp.		Boom supersonic				Aérospatiale-BAE		
	Unit	A	52	X	XT-1		Airliner		Concorde	
Crew		2		2						
Capacity		8~12				45~55		100		
Empty weight	kg	21,432						78,700		
MTOW	kg	54,885		6,985				185,000		
Engine		3×Lo	wBPR	3×GE	-J85-21	3×M	edBPR	4×0lin	npus593	
Engine Type*1		TF		ΤJ		TF		TJ		
SLS Thrust	kΝ	67~76		16				142	dry	
	kΝ							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	7.229		
	km	9,816	sub-s							
Service ceiling	kft	51		30	demo			60		
First flight	year	(2021)		(2018)				1969		
TC(target)	year									
EIS(target)	year	(2023)				(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 は軸回転数そ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。





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 Ps (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。

 $I_7 = I_6 + I_{16}, A_7 = A_6 + A_{16}, I = (P_s + \rho_s \times V^2) \times A$ 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 として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, h_f は燃料発熱量(低位発熱量)である。

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

ADP では M_{44} を 0.35 として流路面積を決定し, 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 $\zeta_v \geq \zeta_a$ 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 は比エンタルピ増加)と η_s (ポリトロープ効率)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)のくは

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して計算した。

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N1(低圧軸回 転数), N₂ (高圧軸回転数), FN , BPR (バイパス比= G₁₂₁ / G₂₁: Fan バイパス側流量/Fan コア側流量), OPR (全体圧力比= P3 / P2: 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 性能が比較的良い⁽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Ga(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 P₁₂₁ / P₂ (Fan 圧力比), P₃ / P₂₅ (HPC 圧力比), T₄ (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 G₄ (HPT 入口流量)の 17.5%, LPT でG₄₅ (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[℃]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 Spe	ecification						Mc	del
	Symbol	Unit	Jane	TDCS	ICA0e	ICAOn	SLS100	ADP
Reference			9	10	11	12		
Altitude	H0	kft	0	0	*Note-a	0	0	41
Mach number	M0	-	0	0	0	0	0	0.8
Net Thrust	FN	kN	75.17	75.2	75.7	75.2	75.2	14.6
Bypass Ratio	BPR	-	4.35	4.2	4.35	4.2	4.35	4.01
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	К					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	мто	MCT	MOS	SLS100	ADP
Low Pressure Rotor	N1	RPM	7000	7196	7196	7301	7013	7122
	%N1	-		102.8	102.8	104.3	100.2	101.7
High Pressure Rotor	N2	RPM	15898	15898	15691	16105	15543	14992
	%N2	-		100.0	98.7	101.3	97.8	94.3
Max Inter Turbine Temp.	T45max	°C		900.0	885.0	920.0		
*Note-a: Ambient pressure	(P0), tem	perature(T0) and I	humidity	(RH0) ar	e noted i	n the ref	erence.
MTO : Max Take-off (5min), MCT : N	∕lax Conti	nuous, N	10S : Ma	x Oversp	beed (20	sec)	
SLS100 : SLS 100% Take-c	off rating			ТС (Тур	e Certifi	cate) Iss	ued 2009	/12/16
Engine Configuration	Engine Configuration 1.0.10.2.3 (1Eap-0) PC-10HPC-2 HPT-3-I PT) Eap Dia = 50in						0in	

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、N₁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<u>xxx</u>: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<u>a</u>, RB<u>a</u>: 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。

 $V_{\underline{c}}$: 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。

A<u>dd</u>: バーナ加速損失を支配するバーナ入口<math>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上に来るように 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ない。

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。H₀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 $\Box N_c$ 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 $N_1 \ge N_2$ 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, $T_0 = 30$ °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N₂に制限される。M₀増加に よりT₂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。





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。





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: A8可変化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M₀に対するMFNの変化を示す。 燃料増加によりMFNが増加し, M₀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M₀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, M₀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。

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OFAR, $OFAR = G_f / G_a$)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N₁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N₁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N₁回転数上昇(N₂制限によるN₁ 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M₀が 1.4 の場合T₄₅(LPT 入口温度) とT₈の変化をまとめて示す。RBエンジンではT₄₅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。T₈は加熱デバイスに かかわらずOSFCに比例して変化する。







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ため エネルギ入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[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、N₂を変化せずN₁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/
- http://www.ge.com/reports/post/78469596586/thesuperjet/
- 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)
- 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)
- 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)
- 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 tempera ture): 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。



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

- 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、

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)。



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。



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.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 ング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 膨張仕事が減少する。しかし 1) より LPT の 膨張仕事は増すので、図11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12 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10、12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13 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14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。



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を下げることが可能と なり、N1を高めずコア流量を減らしてBPRを高める ことが出来る。

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。



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 サージ回避のこの方法は、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 カ比を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13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14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。



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 ダクテッド・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

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。

ま流用できる点に優位性があると考えられる。



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。

- 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。
- 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。
- 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

- ・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)
- 4)根本勇、"高亜音速・高バイパス比エンジンの概念 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、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

【技術紹介】

A-21

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のを行う。

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 200µm の CoNiCrAIY (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 400µm の YSZ (ZrO₂-8wt%Y₂O₃)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%)

С	Si	Mn	Ni	Cr	Мо
0.09	0.02	0.01	Bal.	16.00	1.70
Со	W	Al	Ti	Fe	Та
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⁵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。



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。



(a) Before test



(b) 500 cycles $(60\% \text{ of } N_f)$





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 10µm~15µm 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。

$$D_b = A t_H{}^q d^p \tag{1}$$

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)}。

$$d = k_0 exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) t^n \tag{2}$$

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、臨界界面損傷量 D_{bc} は、以下のように記述 できる。

$$D_{bc} = A t_H^{\ q} d_c^{\ p} \tag{3}$$

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。

$$d_c = k_0 exp\left(-\frac{Q}{RT}\right) \left(t_H \cdot N_f\right)^n \tag{4}$$

式(4)を式(3)に代入し, N_fの対数について解くと,

$$\log N_f = \frac{1}{np} \log \left(\frac{D_{bc}}{Ak_0^p}\right) - \left(1 + \frac{q}{np}\right) \log t_H + \frac{Q}{nRT}$$
(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。

$$\log N_f = C_1 - C_2 \log t_H + \frac{C_3}{\tau}$$
(6)

C1, C2, C3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、 C₁、C₂、C₃は、それぞれ-26.3、0.82および 4.45×10⁴ 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±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).
- 2) 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.
- 6) 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 カ中央研究所 研究報告 M15010 (2016).
- 7) 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).
- 8) 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).

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 Progagation from A Simulated Cooling Hole in Ni-Base Superalloy. Masakazu OKAZAKI, S. YAMAGISHI, K. SUGIHARA and Y. YONAGUNI (NAGAOKA UNIVERSITY OF TECHONOLOGY)

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, *Jc* 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 た熱応力とが重畳して、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 なろう.

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)異なるとすれば、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

える構造になっている.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,切欠きのない平滑試験 片で自然発生型で発生・伝ぱする微小き裂の挙動に注目 する試験の2種類行った.注目したき裂の長さはいずれの 試験でも,数+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ぱ

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









り相関づけた結果をFig.5、6 に示す.ここで, $J_{e,st}$ は以下の簡便式により評価した.

$$J_{c,st} = \left(\frac{1-\frac{1}{n}}{1+\frac{1}{n}}\right)\dot{\delta} \sigma_{nst} \tag{1}$$

n:式(1)中のクリープ指数 ri,ro: 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

$$\sigma_{net} = \left[\frac{\sigma_{00}}{1 - \frac{2\alpha}{2\pi \left(\frac{r_i + r_0}{2}\right)}} \right]$$
(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.

$$\dot{\varepsilon}_{c,st} = B \sigma_{\infty}^{n} {}_{n=4.5}$$
⁽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**_{est}を評 価した.⁽¹⁰⁾

$$J_{c,st} = F^2 f(n) \dot{\varepsilon}_{\infty} a \sigma_{\infty}$$

$$\left\{ F = \left(\frac{1.12}{\pi} \times 2 \right) \right\}$$

$$f(n) = \left[3.85 \left(\frac{1-n}{\sqrt{n}} \right) \right] + \pi n$$
(4)

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**Jc**,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下のき裂の進展

通常,巨視き裂の成長速度はJc,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),(5)}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 く伝ぱする).

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 下のき裂の進展

き裂の伝ば機構がクリープにあると仮定し, ITCC 下の き裂の進展速度を *Jc,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下のき裂の進展が疲労機構によるものである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 の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 下でのき裂経路が直線的な粒内モードであるにも関わら ず、疲労支配の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 が大き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.

$$\left(\frac{da}{dN}\right)_{TTCC} = \left(\frac{da}{dN}\right)_f + \int_0^{t_H} \left(\frac{da}{dt}\right)_{st,creep}$$
(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. そ 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- 遷移クリープー定常クリープと 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 の様子を模擬的に 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(Jc)は、Eq. (2)で評価される定常値 Jest 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)}

$$J_{c,tr} = \frac{(1 - v^2)K^2}{E(1 + n)t}$$

(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_{ct}*は時間*t*に逆比例して減少することであ る.通常, SCC 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_{cst}*を用いて

 $t < t_{tr}$

when



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, $t_{r_{r_{i}}}$

$$t_{tr} = \frac{(1 - v^2)K^2}{E(1 + n)J_{c,st}} \sim \frac{J}{(1 + n)J_{c,st}}$$
(7)

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的パラメータの時間的変化挙動を模擬的に Fig. 10 に示した.これより,ク リープ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_{er}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_{er}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. 謝辞

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

 B.B. Seth, B. B., Superalloys- Superalloys 2000 (2000), pp.3-15.
 M.Okazaki, Yamagishi S., Superalloys 2012 (2012), pp.445-454.
 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.

A-23

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℃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。



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 よる断面ミ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℃ あるいは 980℃、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 1µm 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 1µm 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℃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℃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

- 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.
- 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.



(a) Conventional Blade (b) Modified Blade Fig.2 Optical Micrographs in the Cross Section of the Interface



(a) Conventional Blade (b) Modified Blade 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

A-24

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 くなってきている。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	°C	190以上
流動点	°C	-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。



2.3 きょう雑物の評価

TOST では試験温度が 95℃とマイルドなため, 劣化をより加速させる試験として,120℃の高温条 件となる Dry-TOST(ASTM D7873)を採用した⁸⁰。 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(0.8 μ m)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。



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。Table2⁵⁾ に 示すように、基油は精製度に応じてグループ別に 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。

	Sulfur(%)		Saturate(%)	Viscosity Index
Group I	> 0.03	and/or	< 90	80~119
Group II	≦0.03	and	≧90	80~119
GroupIII	≦0.03	and	≧90	≧120
GroupIV		PAO	(Poly-α-Olef	in)
GroupV		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 GroupIII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。酸化防止剤系を 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, GroupIII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。

able 5 Antioxidant comomatio	on
------------------------------	----

	基油	酸化防止剤					
		フェノール系		アミン系			リン系
		А	В	А	В	С	А
油A	Group III	0					
油B	Group II	0		0	0		
油C	Group III			0		0	
油D	Group III			0		0	
油E	Group III		0	0		0	
油F	Group III			0		0	0

All sample oils include rust inhibitor and antifoaming agent.

Oil C and oil D are different in the ratio of two amine antioxidants.



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

- 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) JISK 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
- API 1509 16th Edition, 2007 Engine Oil Licensing and Certification System.
- 渡邉亨, "潤滑油添加剤 酸化防止剤(上)", ペトロ テック, Vol. 40, No. 5 (2017)
- 渡邉亨, "潤滑油添加剤 酸化防止剤(下)", ペトロ テック, Vol. 40, No. 6 (2017)
- 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.

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 NOx 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: NOx 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 NOx による環境への影響が懸念され,低 NOx 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NOx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NOx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 NOx 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 NOx 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様とならないため、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・NOx 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。

バーナ概要及び旋回翼と燃料噴射孔の相対配置 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	$(^*AFR_p:25.1)$	$^{\dagger}\phi_{p}:0.594)$
Main fuel flow rate, g/s	5.93	$(AFR_m:29.4)$	$\phi_m: 0.507)$
Total air-to-fuel ratio, AFR _t	41.3		
Conditions for gas analysis			
Pilot fuel flow rate, g/s	1.82	$(AFR_{p}:25.1)$	$\phi_p:0.594)$
Main fuel flow rate, g/s	5.45~6.08	$(AFR_m:31.9)$	~28.6
		$\phi_m: 0.467$	~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⁹のものと同一であり、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76x76mmである。予混合管は 外側のアウターシュラウド(以後,予混合管外壁),内 側のインナーシュラウド(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~-6.5mm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=165mm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。





Combustor installed in test rig. (b)

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, *1*=340nm, FWHM 29nm, OH-LIF: 朝 日分光, MZ0310, *λ*=310nm, FWHM 10nm), UV レン ズ (Sodern, Cerco2178, f=100mm, 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~-18 mm を 0.2 mm 間隔, $x = -18 \sim -36$ mm を 0.5 mm 間隔, OH-LIF では x=36 ~-36 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
Flow	
	1-1-
Acrylic	Prefilm

zFig.5 Burner model used for spray experiments.

Shroud

Center Body

 $\langle \Box \rangle$

Laser

Sheet

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 Sensicam QE 12bit)を使用した。計測はレーザシート光 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。今回はレーザシ ート幅46mm,厚み1.8mmで,2.25°間隔, 0=81~191.25° 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100ms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、高圧噴霧試験の結果も同 様の手法にて補正した。



Kerosene-LIF intensity before and after correction (b) (z = -22 mm).

Fig.6 Optical refraction correction.

6. 気相流数値解析

AV と MV の噴射弁近傍の流れを把握するため、市 販数値解析コード (Front Flow Red) を用いて気相流数 値解析を実施した。対象とした条件は4.1節の高圧噴霧 試験の気流条件(燃料噴射なし)である。

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 xv 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、0=90~135°の範 囲における周方向輝度平均値(Index K-LF)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~r+0.5 mm, 90° <0<135°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(iAstd K-JF)と定義し、そのプロットを図7(c)に示 す。上記の6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の比 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=-8mmでの混合管内の=90~135°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 高圧噴霧試験

図9に6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.





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 ~ -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の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随できずに内壁に当 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 気相流数値解析

気相流数値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,)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、混合管内壁を沿うよう 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。この値は両者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 θ=0~180°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、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 ロ内壁端の下流付近 (*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=3mm.



Fig. 12 Circumferential average of OH-LIF intensity.



Fig. 13 Circumferential average of OH-LIF intensity.

7.3 NOx 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,NOx 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 NOx 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, NOx 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NOx 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・ NOx 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 径方向への拡がりが大きい。これは噴射孔近傍 の気流速度の半径方向成分が 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, NOx 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 吉田征二氏の水流模型 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

- Fujiwara, H., Matsuura, K., Shimodaira, K., Hayashi, S., Kobayashi, M., Oda, T., Horikawa, A., Matsuyama, R., Ogata, H. Kinoshita, Y.: Suppression of NOx Emission of a Lean Staged Combustor for an Aircraft Engine, ASME GT2011-46256.
- 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.
- 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., Ohori, 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 0H 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, ILASS-Europe 2017.
- Heinze, J., Meier, U., Behrendt, T, Willert, C., Geigle, K., Lammel, O., Lückerath, R.: PLIF Thermometry Based on Measurements of Absolute Concentrations of OH Radical, Z. Phys. Chem. 225(2011), 1315-1341.

【研究報告】

B-3

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-axal 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 revel 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 NOx emissions and combustion efficiency for normal temperature air at atmospheric pressure.

Key words: Low-NOx 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 NOx 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 NOx 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 NOx 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 軸方向ステージングがある.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¹0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,NOx 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 NOx 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 NOx 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 ー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80mmのガ ラス管を使用した. ドーム長さ Zd 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マーに液膜状 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ーラ,ア ウタースワーラともに同方向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 ート光照明による噴霧の Mie 散乱画像撮影とと霧 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.





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 Z₀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、NOx、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.

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の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 2.5 料液滴とが強く混合される.

ドーム部長さ Z_a 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、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.

 $Z_i = 40 \text{ mm}$ では, $Z_i = 120 \text{ mm}$ 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, $m_j=20$ 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 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 NOx 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 Za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、Zaが 120 mmの方が 40 mmに 比べ NOx 排出量が減少する.Zaの違いによる NOx 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、NOx 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 mm 両条件にお いて m_a を増加させると NOx 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. $Z_d = 120$ mm の場合には減少量が 顕著で, $m_a = 3.0$ g/s の場合には NOx 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 NOx 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 NOx 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 NOx 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(φ₁)を0.7で固定 し,もう一方のインジェクターの当量比(φ₂)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,NOx 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, $\varphi_1 = 0.7$ atomizing air flow rate, $m_a = 2.4$ g/s annular jet air flow rate, $m_i = 20$ g/s.



Fig.8 NOx emissions and combustion efficiency vs. Adiabatic gas temperature, T_b , for different atomizing air flow rate, $m_a(Z_d = 120 \text{ mm})$.

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 $Z_{d} = 40, 120 \text{ mm}$ とも霧 化空気流量 $m_{a} = 2.4 \text{ g/s}$ 、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、 $Z_{d} = 40 \text{ mm}$ の場合は 10 mm 刻み で 0 mm から 70 mm、 $Z_{d} = 120 \text{ mm}$ の場合は 30 mm 刻みで 0 mm から 180 mm まで測定した.



Fig.9 NOx emissions and combustion efficiency vs. Adiabatic gas temperature, $T_{\rm b}$, for different atomizing air flow rate, $m_{\rm a}$ ($Z_{\rm d}$ = 40mm).

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 Za =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温度が低く, 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部

Za = 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.

分布からも温度が高いことが確認できる.

 $Z_{d} = 40 \text{ mm}$ では, $Z_{d} = 120 \text{ mm}$ 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 NOx 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, φ = 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、NOx 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.

 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) NOx 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 NOx 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,NOx 排出量は 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 NOx 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 NOx 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 NOx 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,NOx 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 NOx 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 NOx 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

- S. Hayashi, H. Yamada, and M. Makida, 2005, "Extending low-NOx 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.
- C. E. Romoser, J. Harper, M. B. Wilson, D. W. Simons, J. V. Citeno 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.

【研究報告】

B-4

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、より小型で軽量な、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 NSF0 Jet Engli	5 Jet Engine
------------------------------------------	--------------

1	ε
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	混合燃料
および潤滑油	(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-εモデルによって 考慮する.この乱流モデルは、標準型 k-ε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.燃焼ガスによる熱輻射の影響は、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.このアニ 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、ケロシンスタート用の「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 (C10H22), 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 C₁₀H₂₂ 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 [℃])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[℃])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. 16 Mass Fraction of C₁₀H₂₂



Fig. 17 Mass Fraction of O₂

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

- 岩田拡也,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(P₃)と燃焼器入口温度 (T₃),全体空燃比(AFR)の関係を示す。最大推力 (MTO)での,P₃は3,528kPa,T₃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 いが、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T₃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 重のスワーラを使用しており、燃 料は半径方向内側の壁に設けられた燃料噴射孔から 内側スワーラと 2 番目のスワーラの間に設けられた液 膜形成体に噴射される。

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 の半径流スワーラを組み合わせ,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ーラ 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







(a) 45deg.(b) 50deg.(c) 55deg.(d) 60deg.Fig.6 Shapes of conical heat shields

に燃料を供給し, NOx 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 せた円錐形の窪み持った遮熱板(流れ制御遮熱板) が取り付けてあり、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,遮熱版の下流端は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, NOx, O2の濃度を計測した。また, マイクロ スートセンサー(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)を事前の試験で比較し, 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 NOx 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 NOx 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 NOx 排 出量が増加する傾向を見て取ることができ, NOx 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 NOx 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 NOx 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	NOx	HC	СО	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。NOx, 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, NOx 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 NOx 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, NOx 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NOx 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ミキサの局所当量比もまた1より小さい。したがっ



Fig.11 Combustion efficiency, NOx emission and combustion oscillation amplitude of 50%MTO



Fig.12 Combustion efficiency, NOx 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 ⁷⁷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



Fig.13 Smoke number of 30%MTO and 40%MTO



Fig.14 Calculation grid and boundary conditions

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。



(d) 60deg

Fig.16 Distribution of air mass flow from each fuel nozzle for each flare angle

(c) 55deg

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 すると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





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 度の場合は, 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

- 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)
- 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)
- 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.

【研究報告】

B-6

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50kWe,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(北越工 業 製, PDSG750VRSD-4C5,ドライエア, P=0.5~1.4 MPa, Qair=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。

CH4 は密度 16 / 22.4 = 0.7143 [kg / m³] (c) = 12 / 16 = 0.75, (h) = 4 / 16 = 0.25

NH3は密度 17/22.4=0.7589 [kg/m³] (h)=3/17=0.1765, (n)=14/17=0.8235

理論酸素量

Vo₂ = 1.867(c) + 5.6(h) - 0.7(o) [Nm³ / kg⁻fuel] 理論空気量 Va₀ = Vo₂ / 0.21 [Nm³ / kg⁻fuel] 実際空気量 Va=μ Va₀ [Nm³ / kg⁻fuel], μは空気過剰率(=1/φ) 湿り燃焼ガス量 Vg=(μ-0.21) Va₀ + 1.867(c) + 11.2(h) + 0.8(n) 乾き燃焼ガス量 Vg'=(μ-0.21) Va₀+1.867(c)+0.8(n) [Nm³ / 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

 $(O_2) = 0.21 \text{ Va}_0 (\mu - 1) / \text{Vg} [\text{Nm}^3 / \text{Nm}^3]$

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,

 $V_{a0 CH4} = (1.867*0.75+5.6*0.25) / 0.21 = 13.3345$ $V_{a0 NH3} = (5.6*0.1765) / 0.21 = 4.7059$

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°C, 195°C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,

$$\begin{split} u &= \left(\frac{0.21}{0.21 - (O_2)'}\right) \left\{ 1 - (O_2)' \\ &+ (O_2)' \left(\frac{1.867(c) + 0.8(n)}{0.21Va0}\right) \right\} \end{split}$$

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 は可視化冶具を用いて燃焼器 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	CH_4	CH ₄ LHV	Air	CIT	Pcomp
	kWe	L/min	kJ∕s	m³/h	°C	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

冶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。Psuply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200m³/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CH4:290L/min、空気量1300m³/hに達 している。燃焼器入口温度は590℃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300kPa 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℃程度 であり、Table2 の無負荷条件(300℃)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 プル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/T 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



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NOx 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

- 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>.
- 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.
- ・ 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 NOx 燃焼器の開発

*古賀 和樹, 堀川 敦史, 岡田 邦夫, 餝 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 NOx hydrogen combustion, especially, Dry Low Emission (DLE or DLN : Dry Low NOx) 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 NOx (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ガスを製造、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 NOx(窒素酸化物)の開発状況について紹介した後 に,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 火花が可燃混合気に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 O 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℃, 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℃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, NOx, 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 NOx 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焚き燃焼 器との圧力損失率の差△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焚き燃焼器よりも 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焚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

- Funke, H., Boerner, S., Keinz, J., Kusterer, K., Kroniger, D., Kitajima, J., Kazari, M., Horikawa, A.: Numerical and Experimental Characterization of Low NOx 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 NOx 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 NOx 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 NOx 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.
- Marek, C. J., D. Smith, T., Kundu, K.,: Low Emission Hydrogen Combustion for Gas Turbines Using Lean Direct Injection, *41s 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 NOx 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 NOx 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-NOx 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 for Dry Low-NOx 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-NOx 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, 餝 雅英, 岡田 邦夫, Harald H.-W. Funke, Jan Keinz, Karsten Kusterer, Anis Haj Ayed:ドライ水素低 NOx 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, 餝 雅英: 2MW 級ドライ低 NOx 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 NOx emissions of an industrial gas turbine combustor with high hydrogen content fuels, *Proceedings of International Gas Turbine Congress 2015*, Tokyo, pp.122-130.

【研究報告】

B-16

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ーラ等が ある. 翼端スキーラの有効性は、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 様な二次元翼である.図3に示す試験装置は吸い込み型 風洞で、また図中の $\beta_i \geq \beta_o$ 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 くレイノルズ数は約 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. スキーラ深さ *D* が 0.0 mm と 4.0 mm に対して,流路高さ H₀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ピン グモータにより,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/Cax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



Hub Blade

Fig. 2 Squealer tip blade

Table 1 Major specifications of cascade

Number of blades	N	[-]	8	3
Axial chord length	C_{ax}	[mm]	68.5	
Chord length	С	[mm]	80.0	
Passage height	H_0	[mm]	100.0	
Blade height	Н	[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

Table 3 Measured positions

Measured plane	Z/C_{ax}
Plane1	-0.06
Plane2	0.70
Plane3	1.20
Plane4	1.30

Axial direction



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/Cax=0.70)および断面3(Z/Cax=1.20) の二次流れ速度ベクトルと全圧損失係数 Cpt分布をそれ ぞれ示す. Cpt は次式により定義した.

$$C_{pt} = (P_a - P_t) / (0.5 \cdot \rho \cdot V_{m,4}^2)$$
(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,スキーラの無いD=0mm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(VP)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 Vp 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、VP 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 VP 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漏れ流れ が増加することにより(図 6(a),(c)), VPの発達がさらに 抑制されたためと考えられる.一方,スキーラの有る D=4 mm においては、VPが Tip 側の方が抑制される傾向 は D=0 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.この現象はスキーラを設けること により、PS 側から間隙内に流入する漏れ流れが減少す ることにより、間隙の存在による Tip 側の VP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 Cptt は僅かではあるが, 両 TCL に おいて D=4 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/Cax=0.70 付近ま では漏れ流れが PS から間隙に流入することによる VP





の抑制効果が,スキーラの適用による漏れ流れの減少に より低減し,その結果 Vp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 VPと, Tip 側 EW 付近に SS 側から 翼間に流出した漏れ流れが主流と干渉して発生した漏 れ渦(VL)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 るが(図 9), VLによるものが VP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 VL 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、漏れ流れの 増強により VLが増強し、さらに Tip 側の流れがアンダ ー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 Vp 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 ら間隙へ流入する漏れ流れの増強により Vpの発達が抑 制されることを裏付けている.一方,スキーラを適用し た D=4 mm においては, TCL の大きさにかかわらず VL 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,スキーラを適用することにより漏れ流れと共 に VL も弱くなることを示している. しかし, 特に TCL=2 %においてはスキーラの適用による Tip 側の VP の増強による Vp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 からも確認できる.これ は先にも述べたように、翼端間隙内で漏れ流れが PS か ら間隙に流入することによる VPの抑制効果が、スキー ラの適用による漏れ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 VPの発達および VLの発生に 起因するものであると考えられる. また TCL に関わら ずスキーラの適用により Cntt が低下していることが確認 できる. したがって, スキーラの適用により Tip 側の VPが増強することによる損失増加よりも、VL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 ではスキーラの適用により TCL=1 %の Cptt 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 VP の抑制効果が TCL=2 %の方が低



下するため、それに伴う損失増加により、スキーラ適用 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、スキーラの適用は主に翼間前半部では、漏れ流れを低減させることにより VP 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 VL 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ーラキャビ ティ内の流れと漏れ渦の挙動およびスキーラの適用に 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, 漏れ流れは主に 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.流出した漏れ流れは主流と の干渉により VL を形成し,そのはく離線(図中の破線) が SS の Z/Cax=0.75 付近を起点に下流側へとのびている. 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,漏れ 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.また漏れ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,スキーラを適用した D=4 mm の TCL=1 %では,漏れ流れは PS および SS 前半部から D =0mm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漏れ流れは、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 V1 を形成している. V1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 ビティ低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 V2 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 V1とV2の発生が翼端間隙に流入する漏れ流れを減少さ せると考えられる. キャビティ内においては, V1と V2 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 V3 が発生している(図 16(b)). V1 と V2 の形成状態を比較すると、V1は PS 面に対してほぼ垂直 に間隙へ流入する漏れ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, V2は SS 面に対し て接線方向に傾いて流入する漏れ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 V₁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 V1 と V2 に囲まれたよどみ領 域内の流体は、軸方向速度の速い V2 と干渉することに より反時計回りの循環流 V3 を形成していると考えられ る. V3 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)), V3 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漏れ流れの内,V3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漏 れ流れをブロックし、さらに SS 後半部において間隙内 から流出する漏れ流れを巻き込み,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、V3の発生は翼 端間隙から流出する漏れ流れを減少させると考えられ



(a)TCL=1 %



Fig. 13 Oil flow visualization on EW (D=0 mm)



(a)EW



(b)Blade tip surface Fig. 14 Oil flow visualization (D=4 mm, TCL=1 %)

る. 図 14(a)より V_L のはく離線が D=0 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、 $V_1 \ge V_2$ の漏れ流れの翼端間隙への流入抑制効果 $\ge V_3$ の漏れ流れの翼端間隙からの流出抑制効果により、漏れ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V1,V2,V3 が確認できる.しかし,TCL=1%の場合と比べると,V1 とV2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,間隙へ流入する漏れ 流れの流量が増えたことに起因すると考えられる.また, $V_1 \ge V_2$ 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漏 れ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漏れ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、 $V_1 \ge V_2$ の漏れ流れの翼端間 隙への流入抑制効果と V_3 の漏れ流れの翼端間隙からの 流出抑制効果が、漏れ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.

- スキーラの適用は主に翼間前半部では、漏れ流れ 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 漏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。
- スキーラの適用は、翼端間隙に流入する漏れ流れ 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、間隙への漏れ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.
- 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 する漏れ流れをブロックおよび吸収することによ り、間隙からの漏れ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

- 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.
- 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 %)

【研究報告】

B-17

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=2.0×10⁵、U=37.5m/s 以上、β=0~70°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。

Tuble 1 Design cone	intion
Reynolds number Re [-]	2.12×10 ⁵
Max velocity U [m/s]	40
Inlet angle β [°]	0 - 70
Aspect ratio [-]	2.25
Solidity [-]	1.00
Number of wings	7

Table 1 Design condition

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415m³/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次元的に断面を

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。

1)	$y = ax^3 + bx^2 + \frac{y_{in}}{2}$	$(0 \le x \le 750)$
	$y = cx^3 + \frac{y_{out}}{2}$	$(750 \le x \le 1500)$
2	$y = ax^2 + \frac{y_{in}}{2}$	$(0 \le x \le 750)$
	$y = bx^3 + \frac{y_{out}}{2}$	$(750 \le x \le 1500)$
3	$y = ax^3 + \frac{y_{in}}{2}$	$(0 \le x \le 750)$
	$y = bx^3 + \frac{y_{out}}{2}$	$(750 \le x \le 1500)$

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. 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 ける速度の一様性を確認するため、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、流れの一様性を示す範囲 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、一様性を示す 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 一管を取り付け、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箇所で計測した。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2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Vsは

$$Vs = \sqrt{2D_{PA}/(\rho DC_{PA})}$$
(1)
表わされる。この時 D_{PA}と DC_{PA}はそれぞれ

C

$$\mathbf{D}_{PA} = \mathbf{P}_1 - \mathrm{MIN}(\mathbf{P}_2, \mathbf{P}_3) \tag{2}$$

$$DC_{PA} = C_{P1} - MIN(C_{P2}, C_{P3})$$
(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。Vsを求める手順 として初めに $P_i(i=1\sim3)$ を組み合わせて、Vs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。

$$X(\alpha_p) = (P_3 - P_2)/D_{PA}$$
 (4)
同様に圧力係数 $C_{Pi}(i=1\sim3)$ を次のように定義する。

 $C_{Pi} = 2(P_i - Ps)/(\rho Vs^2)$ (5)この時のCPi及びX(ap)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。を指圧相関関数Xの特性近似 式 α_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Cpiを求め、Vs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 変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2.18×10⁵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)
- 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.

【研究報告】

B-18

小型ガスタービン試験装置の試作について

*宫城 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。

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。



Fig. 1 Prototype gas turbine

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。



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今回の 計測には充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ーコン 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,エアーコンプレッサーの補助なしで運転し 続け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,エアーコンプレ 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

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,エアーコ 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 過し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 入孔とライナの間に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12mm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ガスと混ざることを狙った。また、一 次燃焼領域内でガスを撹拌させるために、スワラ ーの効果を模した孔を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4.8mm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, スリ ーブ,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,空気のみ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 countour 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コンプレッ サー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

- 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.

【研究報告】

B-19

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のみ 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



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 Con	ditions
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	14
[L/hr/nozzle]	

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となって 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θ₁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。



Fig.3 Schematic of visualization

Table 3 Imaging conditions

	1		2	3	
case	P.S.	S.S.	P.S., S.S.	S.S.	
Shutter	1/400		1/30000	1/500000	
Speed [sec]			1/30000		
Frame rate	30		3000	250	
[fps]			3000	230	
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 (Photoron))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. 5Visualized 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 小粒径はおよそ 80μm 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様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





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 られずに、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Lc, 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に示す。 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。



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 はあるものの,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づらいもの 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こ 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。

$$\int f_N(d) \cdot dd = 1 \tag{1}$$

$$D_{ab} = \left(\frac{\sum_i n_i d_i^a}{\sum_i n_i d_i^b}\right)^{1/(a-b)} \tag{2}$$

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 650µm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 150µm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

- 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, 鵜沢聖治, 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)

【研究報告】

B-20

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)で一様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、円管内で一様流中の 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、一様流中の流れにお 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。



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。

$$\frac{T_a - T_d}{T_a - T_{d0}} = exp(\frac{\pi d^2 h}{m_d C_d} t)$$
(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 $N_u = 2 +$ $0.6R_{ed}^{0.5}P_r^{0.33}$ 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 カに置き換えた。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 $Sh = 2 + 0.6R_{ed}$ ^{0.5} S_c ^{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、 S_c 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 とで求めた。

$$\Delta T_a = \frac{(S \cdot t \cdot N)\{(W_A \cdot h_{fg}) + h(T_a - T_d)\}}{m_a \cdot C_{pa}}$$
(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⁾の一様流中(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. 圧縮機の速度三角形

本報では、圧縮機における蒸発の理論計算に温度、圧 カ、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。

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

Fig.4 Air flow velocity and Area of cross section

4.1 噴射率の影響

粒径 10µm 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。



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。

$\beta=1\%$ $T_{d0}=20\%$ $T_{a0}=25\%$ $P_0=1012hPa$ $RH_0=40\%$ $m_a=0.33kg/s$







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 50µm,100µm 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 5µm 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℃ 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	96000rpm				
Exhaust gas temperature	280°C				
Dimensions	0.9W×2.4H×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。エアー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 れる圧力はエアーアトマイズ側が 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 アー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、エアーア 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[kg/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} [°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[℃], 圧縮機入口温度 33.2[℃], 初期相対湿度 37[%], 水噴射量 0.00342[kg/s], 空気質量流量 0.33[kg/s], 噴射率 1.05[%], 噴射粒径(SMD)12[µm], 噴射時水滴温度 26.1[℃] 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℃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℃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9.5µm 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 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ΔTc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。



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.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(ΔTt)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℃から814℃へ約10℃上昇した。 また、タービン出口温度は噴射率に関わらず 593℃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.17 Pressure ratio vs. ΔCorrected 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 ヘ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 10µm 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 5µm 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

- 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
- 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
- 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
- Wiesner, F.J.: A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, Trans.ASME,J.of Engineering for Power, 1967-10, 558-572

【研究報告】

C-1

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²⁰。

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。



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。



Center

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.
- 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.
- P. W. Schilke : Advanced Gas Turine Materials and Coatings, GER-3569G, pp.4.

第45回日本ガスタービン学会定期講演会(松山)講演論文集,2017.10

【研究報告】

C-2

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℃)と高温側(900℃)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溶融塩組成は、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 のアルミナ磁製るつぼ中で 700℃に溶融させ、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50h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、溶融塩組成、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℃、試験時間 を20h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 ϕ 0.5mm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℃,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

Generation	Alloys	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Nb	Та	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

Table 1 供試材として用いた Ni 基単結晶超合金組成(wt%, Ni:Bal.)



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℃,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℃,137MPaのクリープ 寿命を記してあるが、第1世代での約20hから第 6世代の約2000hへとクリープ寿命は順次大きく 延びている。

Fig.3は700℃,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℃,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℃,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物層が確認された。

3.2 高温側の硫化腐食

Fig.5に900℃,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℃,50h) 後の重量変化率.



a) CMSX-10N b) TMS-138A c) TMS-238

Fig.4 700℃,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℃および900℃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℃、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℃の低温側(タ イプII)と900℃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℃,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.



 a) CMSX-10N
 b) TMS-138A
 c) TMS-238
 Fig.6 基材 a) CMSX-10N、
 b) TMS-138 および c)
 TMS-238 に φ 0.5mm 白金線を巻いて低温側(タイ プⅡ) 硫化腐食試験(700℃,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溶融塩に触れる場合、電気化学的反応に注意を要すことが明らかとなった。

参考文献

- 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. Aurrecoechea 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.

C-3

選択的レーザー溶融法により作製したγ³析出型 Ni 基超合金 IN939 の組織と高温強度

*筧 幸次(首都大),平塚 耀(首都大)

High Temerature 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 microstruture and mechanical properties in γ '-precipitation-hardened Nickel base superalloy, Inconel 939, which was manufactured by SLM, comparing with the conventional cast alloy. The asbuilt specimen had columnar fine grains which long axis was oriented along <100>. 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, y'-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 の円柱状に鋳造したインゴット (以下, 鋳造材, 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 ℃ およ び 816 ℃ 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 ℃/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.比較材である鋳造材は,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 度は鋳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℃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 ℃ 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℃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℃ 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℃と 816℃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鋳造材と 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 M23C6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, 鋳造材と比較してクリープ 寿命が低下したと考えられる.

Heat	Specimen	650	Č	816 C		
treatment	specimen	0.2 %proof (MPa)	Elongation (%)	0.2 %proof (MPa)	Elongation (%)	
Ag	SLM	765	16.9	714	5.7	
As cast	574	6.6	560	4.8		
DA	SLM	1160	5.6	668	8.6	
DA	cast	595	17.4	500	10.1	
ST A	SLM	1213	7.8	784	1.3	
SIA	cast	772	8.5	677	0.8	

Table 1 Tensile properties at high temperatures



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 $^{\circ}$ 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/6h)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

- Welding Metallurgy and Weldability of Nickel-Base Alloys, J. N. DuPont, J. C. Lippold, S. D. Kiser, John Wiley & Sons, Inc, (2009)
- P. Kanagarajah, F. Brenne, T. Niendorf, H.J. Maier, Mater. Sci. Eng. A588(2013), 188–195
- ASM Specialty Handbook: Heat-resistant materials, ASM international, ed. by J.R Davis, (1997)

C-4

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℃ 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 47, 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 溶融してしまうが、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 の接触部が溶融温度まで上昇しな いような構造となっている。鋳型はグラファイト 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℃ 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鋳型 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ター付き鋳型に注湯, その後 200mm/h で引き抜くことにより単結晶試料 を鋳造した。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,単結晶試料を鋳造した。作製し た試料は以下の通りである。

- (1) <u>1484-R5</u>: 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) <u>1484-R40</u>: 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) <u>1484-R40CA</u>: 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。

鋳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

単結晶鋳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Table1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。試験後にミ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	0		
Inert gas fusion-thermal conductivity	N		

Samples		Со	Cr	Мо	W	Al	Та	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 2 Chemical composition of major alloying elements (wt%)

ruble 57 maryzed imparity contents (ppin)								
Samples	S	0	Ν	С	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. 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 イングを行った 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℃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。このことからも,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

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.

- 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 一耐 用温度 1150°C を目指して一, 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.
- J. B. Wahl and K. Harris: CMSX-4 Plus Single Crystal Alloy Development, Characterization and Application Development, Superalloys 2016 (2016), pp. 25–33.
- 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.
- 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(釧)

路) 講演論文集 (2012), pp. 181-184.

- 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.
- 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.

C-5

選択的レーザ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, 筧 幸次(首都大)

Creep Properties of Ni-base superlloys 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 interdendric region in SLM alloy, respectively. The δ phase along interdendric 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 基紹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℃ 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〈001〉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、粒内ディ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 $^{\circ}C$ / 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 相とマトリックスとの 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相が粗大化していており、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<001>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.
- 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

- Fencheng Liu at el, Optics & Lasser Technology, (2011), pp.208-213.
- 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)), 筧 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)法の一種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1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℃ 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 μ m 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,鋳造材 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⁾. デンドライトの優先成長方向は<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 次デンドライトアームは±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 次デンドライトアームが±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 $(n+1)^{th}$ 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鋳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,積層材が鋳造材と比較し 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

- 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<001>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.
- 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

- 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, 筧幸次, 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)), 筧 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.

組織観察にあっては,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 ℃ で 1 h 保持 し,水冷した. 引張試験はひずみ速度 4.63×10-4 s-1 で,24 ℃ および 600 ℃ にて行った. クリープ試 験は試験温度 600 ℃ 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 0~5°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.





Table 1 Average grain diameter and standard variationof each sample.

[µm]	SLM as-built <i>X</i> plane	SLM as-built Z plane	SLM SHT X plane	SLM SHT Z 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 Z plane	EBM SHT X plane	EBM SHT Z 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).

		~ ~				
Fahl	e '	2.1	ensi	le '	nro	nerfies
Luoi			CIIDI.	· •	DIU	

		Work hardening coefficient	0.2% proof, MPa	UTS, MPa	Total elongation, %
- 24℃ -	SLM Odeg as-built	0.13	439	546	31.0
	SLM 90deg as-built	0.15	482	636	36.6
	EBM Odeg 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
	SLM Odeg as-built	0.063	323	368	18.5
_	SLM 90deg as-built	0.11	296	400	24.5
600°C - -	EBM Odeg 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℃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℃においても、その 機械的性質は24℃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 1), 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 に SLM 材および EBM 材の as-built 材なら びに PF SHT 材のクリープ曲線を示す. SLM 材で は 90deg 材の方が 0deg 材よりもクリープ耐性に優 れ, EBM 材では 0deg 材の方が 90deg 材よりもや やクリープ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 プひずみに留まり 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,溶融後 チャンバ内温度 50~90°C へ 10⁶⁻⁷ 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¹⁾, 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℃ 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. Kakehi: 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.

C-8

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

Ist generation MoSiBTiC alloys, mainly consists with Mo_{ss}, Mo₅SiB₂(T₂) 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, Ti₅Si₃, 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. Ti₅Si₃ phase became stable when Ti concentration reach 28 at. % with an increased volume fraction of Mo_{ss} phase and Ti₅Si₃ 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圧環 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℃)を大幅に上回る約 1700℃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

壊靭性値のを有することが報告されている.しかし ながら、MoO₃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℃の温度域に おける不十分な耐酸化性 8-9に対しての対策も必要 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 SiO2 皮膜を形成 させる必要があり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, Moss相の体積率が減少し, Mo3Si 相の体積率が増加 する¹⁰⁾.このとき,Moss相は合金中の破壊靭性を 担う延性相である のことから,破壊靭性の低下が懸 念される. さらに, Mo₃Si 相はそれ自身が耐酸化性 を有していない 1)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、Moss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, Mo₃Si 相が不安定化し Ti₅Si₃ 相が安定化することが 報告されている¹²⁾. Ti₅Si₃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 Ti₅Si₃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	В	Ti	С	
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(Moss)-Mo3Si-Mo5SiB2(T2)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鋳造材を得た. 作製した鋳造材について Ar 雰囲気中 1800℃で 24 時間の均質化熱処理を施し、熱処理材を得た. 鋳 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 4×2×2 mm³の角柱試験片を切り出し, 試験温度 1400℃, ひずみ速度 2.1×10⁻⁴ s⁻¹, 真空雰 囲気中で高温圧縮試験を行った.また、4×3×0.7 mm³に切り出した薄板の 4×3 mm² 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4×3×0.5 mm²の試験片を用いて800℃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 O₂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

鋳造材のミクロ組織を Fig. 1 に示す. Base 合金

は初晶 Mossおよび Moss-Mo₃Si-T₂三相共晶から構成 されていた. 6Ti 合金は初晶 Mo₃Si 相及び板状に成 長した T₂相, Moss-Mo₃Si-T₂-TiC 四相共晶から構成 されていた. 19Ti 合金は初晶 TiC 相とデンドライ ト状の Moss相及び,板状に成長した T₂相に加えて Moss-Mo₃Si-T₂-TiC 四相共晶から構成されていた. 24Ti 合金では初晶 TiC 相, デンドライト状の Moss 相,板状の T₂相に加えて, Mo₃Si-TiC 共晶および Moss-Ti₅Si₃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, Moss-Ti₅Si₃共晶の体積比が大きくなっていた.

Fig. 2 に熱処理材のミクロ組織を示す. Base 合金 は、Mo₃Si 相がマトリックスとなっており、Mo_{ss} 相および T₂相が球状化していた. 6Ti 合金も同様に Mo₃Si 相がマトリックスとなっており、それに加え て T₂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, T₂相, TiC 相および Mo₂C 相が観察された. 19Ti 及び 24Ti 合金についても Mo₃Si 相がマトリックスとなっており、伸長した T₂相とデンドライト状の Mo_{ss}相及び TiC 相が観察 された. 24Ti 合金の鋳造材で確認された Ti₅Si₃相は 熱処理後には消失していた. 28Ti 合金は、デンド ライト状の TiC 相と伸長した T₂ 相に加えて、 Mo_{ss}-Ti₅Si₃ 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, Mo₃Si 相, T₂相及び Ti₅Si₃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 Mo₃Si 相が消失し Ti₅Si₃相が現れ たことに対応している. また, 6-24Ti 合金の Moss 相の体積率は 13-20%程度であったのに対し, 28Ti 合金の Moss 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, Mo₃Si から Ti₅Si₃ 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Mo₃Si相よりもTi₅Si₃相を構成相として利用した 方が合金中の Moss 相の体積率を増加させることが できる. したがって Ti₅Si₃相の導入は破壊靭性の向 上に寄与するものと考えられるの.



Fig.4 Density of each alloy measured by the Archimedes' principle at room temperature.





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/cm³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℃で公称 ひずみ約 20%の圧縮変形後のミクロ組織を 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℃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 MPa/(g・cm⁻³)であった. 第一世代 MoSiBTiC 合金の比強度は 93.5 MPa/(g・cm⁻³)と報 告されていることから⁴⁰, 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 高温酸化举動

Fig. 7 に, 800℃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 mg · cm⁻² · 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 Moss 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イト皮膜の形成が遅く 酸化の進行を抑制できないこと¹⁵⁾, Moss 相の酸化 によって生成する MoO₃は800℃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 mg・ $cm^{-2} \cdot h^{-1}$ 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_sSi₃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、酸化前後のミクロ組織の比較を行った(Fig. 8).酸化前の BSE 像(Fig. 8(a))では、Moss相のコントラストが最も明るく、T2、TisSi3、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、TisSi3 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TiO2、MoO2、MoO3及び B2O3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 TiO2 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 Ti₅Si₃相だけではなく、 Fig. 3(a), (c)から分かるように Moss 相および T2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(MoO3)が昇華すること, TiO2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 TiO2 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 Ti₅Si₃ 相が観 察された. さらに Fig. 9 において, 酸化前は Moss 相のピークが最大であったが,酸化後は Moss 相の ピークが小さくなり Ti₅Si₃相のピークが最大とな っていたことから、Ti₅Si₃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 TiO2 で覆われてい るものの, Ti₅Si₃相部分では TiO₂層が薄くなってお り、下部に存在する Ti₅Si₃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 Ti₅Si₃ 相が酸素の内方拡散に対する抵抗と なり、MoO₃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℃における耐酸 化性は不十分である. 今後, Ti₅Si₃相の良好な耐酸 化性を最大限に活かすミクロ組織制御や、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}, T₂, Mo₃Si 及び TiC 相であったが、28Ti では Mo₃Si 相が Ti₅Si₃ 相に置き換えられ、Mo_{ss}, T₂, Ti₅Si₃及び TiC 相か ら構成されていた.また、Ti₅Si₃相の導入に伴い、 合金の破壊靭性を担う延性相の 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/cm³ 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) Mo₃Si 相が Ti₅Si₃相に置き換えられることで、 800℃での酸化による重量減少速度が抑制された. これは Ti₅Si₃相がこの温度域では酸化されず,酸素の内方拡散に対しての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、破壊靭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 先進的デザインと鋳造プロセスの確立」の一部で ある.

参考文献

- 谷村聡,塚越敬三,伊藤栄作,斉藤圭司郎,湯浅厚 志:1700℃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.
- John. H. Perepezko: The hotter the engine, the Better, Science, Vol. 326, (2009) pp.1068-1069.
- 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.
- 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.

- 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.
- M. Zhao, S. Nakayama, T. Hatakeyama, J. Nakamura, K. Yoshimi: Microstructure, high-temperature deformability and oxidation resistance of a Ti₅Si₃-containing multiphase MoSiBTiC alloy, Intermetallics 90 (2017) pp.169-179.
- M. G. Mendiratta, T. A. Parthasarathy, D. M. Dimiduk: Oxidation behavior of Mo-Mo₃Si-Mo₅SiB₂(T₂) three phase system: Intermetallics Vol.10 (2002) pp.225-232.
- T. A. Parthasarathy, M. G. Mendiratta, D. M. Dimiduk: Oxidation mechanisms in Mo-reinforced Mo₅SiB₂ (T₂)-Mo₃Si alloys, Acta Mater. Vol.50 (2002) pp.1857-1868.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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°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.
- S. Melsheimer, M. Fietzek, V. Kolarik, A. Rahmel, M. Schutze: Oxidation of the Intermetallics MoSi₂ and TiSi₂ A Comparison, Oxid. Met. Vol.47 (1997) pp.139-203.

C-9

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 $1400 - 1600^{\circ}$ 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 Moss near the rupture point and creep deformation occurred preferentially in Moss. Therefore, it was concluded that the microstructural deterioration of 1st generation MoSiBTiC was caused by the prioritizing deformation of Moss 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(Moss), MosSiB₂(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 μ m)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, 熱処理材中のミクロ組織の 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1mm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 熱処理材のミクロ組織

Fig. 2 に, 1800℃, 24 時間熱処理材のミクロ組 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) のミクロ組織. (a) 低倍率, (b) Moss 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, ラメラー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) クリープひずみー時間曲線. (b) ひずみ速度ー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.

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^の.

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 ϵ (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



Fig.5 最小クリープ速度のアレニウス・プロット.

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ンプロットを 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.

$$\epsilon_{min} = \epsilon_0 \left(\frac{\sigma}{G}\right)^n \exp\left(-\frac{Q_c}{RT}\right) \tag{1}$$

ここで ϵ_{min} は最小クリープ速度 (s⁻¹), ϵ_0 は材料定数, σ は負荷応力 (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* ≈ 2.6, 1500°C で *n* ≈ 3.1, 1600°C で *n* ≈ 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, 負荷応力 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_e (kJ/mol) を求めることができる. いずれの負荷応力 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Qc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 Moss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、Moss 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ミクロ組織観察

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ミクロ組織変化 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ボイ ドが多数確認された.発生したボイドは, 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, ボイドは, Mo_{ss}相内もしくは Mo_{ss} / T₂ 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 ϵ (s⁻¹) 対クリープひずみ ϵ (-) 曲線も 合わせて示す. Moss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 ϵ = 0.032



Fig. 7 1500℃, 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. ε = 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 Moss 相の塑性変形が進行した ため、Moss 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ε = 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, Moss 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 T₂相と (Ti,Mo)C 相における KAM 値に着目すると, 両相と もε=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、Moss 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 Moss 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Qcの値が 550 - 560 kJ/mol であることから、構成相中の Moss 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 Moss 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℃, 137 MPa において種々のクリープひずみを有する試験片の ミクロ組織に対して、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 T₂ 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 Moss 相中の KAM 値は単調に増加した.このことから、Moss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, Moss 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、Moss 相 の選択的かつ集中的なクリープ変形よって発生し たボイドの成長により、ミ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.
- J.-C. Zhao and J.H. Westbrook : MRS Bull., Vol. 28, (2003), pp.622-630.
- D. M. Dimiduk and J. H. Perepezko : MRS Bull., Vol. 28, (2003), pp.639-645.
- 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.
- K. Yoshimi, J. Nakamura, D. Kanekon, S. Yamamoto, K. Maruyama, H. Katsui and T. Goto : JOM, Vol. 66, (2014), pp. 1930-1938.
- T. Moriyama, K. Yoshimi, M. Zhao, T. Masnou, T. Yokoyama, J. Nakamura, H. Katsui, and T. Goto : Intermetallics, Vol. 84, (2017), pp. 92-102.
- 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鋳造プロセスの確 立」の一部です。

C-10

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 トリが進行中である。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 プリンタ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 ©。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と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 垂直入射管吸音試驗

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「JISA1405-2 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⁾。

$$\alpha = \frac{4\theta}{(1+\theta)^2 + \chi^2} \tag{1}$$



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 したようにベビ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 Kに比例する⁸。



 $\theta = \frac{R}{\rho c} = A + BV_i \qquad (2$

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×d で 求められるL'に置き換えられる。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL'}}$$
(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いれ 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 Wiを使って切欠き供試体の頸部長さ LNCを式 (5)で求める。切欠きがあると、LNC はない場合よ り減少する。頸部孔の体積 VNHと切欠き部体積 Veut を足し合わせた架空体積 V_{NH}'を(6)で求め、この WhH'を使って切欠き部を考慮した孔直径 dhc 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 Swc を式(8)で求める。Swc 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 LNC は開 口端補正を考慮して LNC+0.85×dNC 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 Lc 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 Vcは大き くし、キャビティ部長さ Lc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。

$$V_N' = V_N - V_{cut} \tag{4}$$

$$L_{NC} = \frac{V_N'}{\pi (r_N'^2 - r_N^2)}$$
(5)

$$V_{NH}' = V_{NH} + V_{cut} \quad (6)$$

$$d_{NC} = \sqrt{\frac{V_{NH'}}{\pi L_N}}$$
(7)

$$S_{NC} = \frac{\pi d_{NC}^2}{4} \tag{8}$$

$$f_0' = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{NC}}{V_c L_{NC}'}}$$
 (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 垂直入射管吸音試驗結果
- 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べー 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、切欠き長さと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

- 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
- S. K. Tang, Journanal of Sound 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
- 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,1809 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
- Harvey H. Hubbard, Aeroacoustics of Flight Vehicles volume2 : Theory and Practice, Acoustical Society of America, 1994, pp165-181

【研究報告】

C-11

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、シェブロン角の、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角を 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はなく,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 2Geometric details of the chevron nozzles

		Chauron	Chevron	Chevron	Exit	Chevron	Chevron
Noz	zle ID	Cilc violi	angle θ	length	diameter	penetration	penetration
		count n	[deg]	[mm]	[mm]	[mm]	rate
		n	θ	L	D out	Р	P_r
	TYPE1	0	0	0	56.3	-	-
	TYPE2	5	74	5.11	56.3	0.847	0.015
Nozzle I	TYPE3	5	64	8.86	56.3	1.466	0.026
	TYPE4(1)	5	50	15.34	56.3	2.540	0.045
	TYPE4(2)	10	30	15.34	56.3	2.540	0.045
	TYPE1	0	0	0	56.3	-	-
Nozzle II	TYPE2	5	74	5.11	56.3	0	0
	TYPE3	5	64	8.86	56.3	0	0





baseline) nozzles used in the experiment



Fig. 5 Sound level meter locations

Table3 Measurement items and equipments

T_{a}	Ambient temperature	Typical thermometer
$\mathbf{P}_{\mathbf{a}}$	Ambient pressure	Typical barometer
Ν	Engine rotational speed	Light-sensing system
F	Thrust	Load cell (Max 500[N])
T_{01}	Intake inlet total temperature	Thermocouple (Type T)
\mathbf{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)
\mathbf{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)
\mathbf{P}_4	Turbine outlet static pressure	Pressure sensor and transducer
\mathbf{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











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、そのことからも推力 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て取れ 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~±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TypeA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.12 Effects of chevron penetration rate on ΔL_A and F_{cr}

Table 4 Comparison of nozzle outlet areas

Туре	Outlet area change rate[%]	Outlet area [mm ²]	Outlet diameter [mm]
А	0 (Baseline)	2489.5	56.3
В	+5	2862.9	57.7
С	+10	2738.4	59.0
D	+15	2613.9	60.4
Е	-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、シェブロンの効果を捉えてい 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・c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[℃],TYPE4は流速261.15[m/s],全圧41126[Pa] (ゲージ圧),全温611[℃]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。



4.3 数值結果

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。



(a) magnitude of vorticity









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=-0.3~0.0)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。



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。

- 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) 藤綱義行, 辻義信, ESPR プロジェクトの概要, 日本ガスタ ービン学会誌 Vol.32 No.5 (2004)
- (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の騒音及び空力計測,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)

【研究報告】

C-12

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 decleration 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の 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		
Impel	ller			
Number of Blades	Ζ	14		
(Main + Splitter)		(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		Wedg	e	
Number of Vanes	V	15		
Leading-edge Diameter	r D ₃	360	mm	
Trailing-edge Diameter	r 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

供試遠心圧縮機は舶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. 数值解析法

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カを考慮した.

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.



4.結果および考察

4.1 供試遠心圧縮機の特性

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 = 6000min⁻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. 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も 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.

 ∲= 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機試験により得られ 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,実機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







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. 8 Flow rate trace at each span of diffuser passage 10.





流路 10 において失速セルの中心部にあたること がわかる. 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 のベ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ケージが 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. 7 Flow rate trace at throat area of diffuser passage 10.

-251 -

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



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) Ø= 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ケージが 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

- Everitt, J. et al.: An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.135(2013), 011025.
- 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).
- 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).
- Zehng, X. et al.: Phenomenon and Mechanism of Two-Regime-Surge in a Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.137(2015),081007.
- Strelets, M., et al.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, AIAA Paper, 2001-0879.

【研究報告】

C-13

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の設計 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. 数值解析手法

ウインドミル状態における圧縮機動翼列内の詳

	0	
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

Table 1Blade Design Parameters



View A (Picture of Single Stage Compressor Rows through the Casing Window)



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カを考慮した.

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 10μm 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.

$$\phi = \frac{V_x}{U_{\text{tip}}}, \quad \Delta P_t = \frac{P_{t,2} - P_{t,1}}{\rho_0 U_{\text{tip}}^2}, \quad \psi = \frac{\int_{r\text{hub}}^{r\text{tup}} \rho U \Delta V_\theta dr}{\rho_0 U_{\text{tip}}^2} \quad (1)$$

....

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.

$$\psi(r) = \frac{\rho U \Delta V_{\theta}}{\rho_0 U_{\rm tip}^2}$$
(2)

$$\Delta P_{t}|_{loss}(r) = \frac{(P_{t,2} - P_{t,1}) - \rho U \Delta V_{\theta}}{\rho_{0} U_{tip}^{2}}$$
(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



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

ig. 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.

$$\Delta P_{\rm mode} = \frac{P_{\rm P.S.} - P_{\rm S.S.}}{\rho_0 U_{\rm tip}^2}$$
(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 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

- 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.
- Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Graf, M. B., (2004), Internal Flow: Concepts and Applications, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Sawada, K., (1995), A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Centers, Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci., Vol. 38, pp. 102-116.

【研究報告】

C-14

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 +分小さい値を設定した.

3. 数值解析手法

3.1 計算スキーム

本研究では、*k*-ω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- ω 乱流モデル⁽⁴⁾に基づいている. DES では、k- ω 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.

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

ここで、1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.



(b) 10%span 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、同図には無次元へリシティーで色づけし 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へリシティーの値は、 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 ヘリシティーの変化は、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.

$$\phi = \mu \left\{ \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\} + \frac{3}{2} \mu \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right\}$$
(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 一分布は、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 一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





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

- Strelets, M.: Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows, In Proceedings of 29th Fluid Dynamic Conference, AIAA PaperNo.2001-0879 (2001).
- 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.
- Shima, E.: A simple implicit scheme for structured/ unstructured cfd (in japanese), In Proceedings of 29th Fluid Dynamic Conference, pp.325-328 (1997).
- Wilcox, D.C.: Simulation of transition with two-equation turbulence model, AIAA Journal, Vol.32, No.2 (1994) pp.247-255.
- 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.

【研究報告】

C-15

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 ultrahighly 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 : <i>S</i> [mm]	12.25
Blade height : <i>H</i> [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. 数值解析法

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-oo* 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

5			
Absolute Inlet flow angle : γ_{α} [deg.]	80.0		
Inlet Total Pressure : P_{t1} [Pa]	101325		
Inlet Total Temperature : T_{t1} [K]	288		
Exit Mach Munber $(Z/C_{ax}=1.3): M_{is}$	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/Cax=-2.0 および 7.0 に設定した.こ こで Z/Cax 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.

全圧損失係数 :
$$C_{pt} = (Pt_{in} - Pt)/Pt_{in}$$
 (1)

静圧係数 :
$$C_{ps} = Ps/Pt_{in}$$
 (2)

ここで, *Pt* は全圧, *Ps* は静圧, *Pt*_{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_{ptt} ,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_{ptt} 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_{ptt} 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/Cax=0.8 の位置を示す.

図 3 より翼間内の Z/Cax=0.0 から 0.9 付近におい ては二次損失係数 Cpts が形状損失係数 Cptp 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 Cptt が Z/Cax=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 Cptp の急増に起因することが分か る. この Cptp の急増は、図 5(a)より Z/Cax=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 Vp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、VP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.6 Distribution of C_{ps} (M_{is} =1.3)



Fig.7 Distribution of Mach number (M_{is} =1.3)

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 上の流れ場に着目する と(図 5(d), 6(d), 7(d)),後縁衝撃波 SWss 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, SWps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 Vp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, Vpは SWps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*_{pt}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



0.0





Fig.10 Distribution of C_{ps} (M_{is} =1.1)



Fig.11 Distribution of C_{ps} (M_{is} =1.6)

は Z/Cax=0.8 の位置を示す. 図 16 には Mix=1.6 での Z/Cax=0.4, 0.6, 0.8 の断面における全圧損失係数 Cat 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 Cptt の軸方向分布については (図 3, 12, 13), 前縁から Z/Cax=0.8 付近までは Mis 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 Cptp の分布と相関があることが分 かる.この Mis に対して Cptp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/Cax=0.8 以降の翼負圧面上における高損失領域が Mis=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 Misの増加に伴い SWPSの逆圧力勾配が増 強したことで、SWPS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/Cax=0.8 以降における損失が Mis=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、SWPS が発生する Mis=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 Mis=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、SWPS が増強した Mis=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 VP 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 Mis=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, Mis=1.1 では Mis=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 Vp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, Mis=1.1 における Z/Cax=0.9 から 1.0 にかけての Cptt の増加は、SWss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_{ptp}の増加率は M_{is}=1.6 で最も大きく, M_{is}=1.1 で





Fig.16 Secondary flow and distribution of C_{pt} (M_{is} =1.6)

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_{ptt} 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. 出ロ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.出ロマ 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

- 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.
- 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.

【研究報告】

C-16

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。

 $\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{\rho} \widetilde{u}_j \right) = 0 \tag{1}$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\overline{\rho} \widetilde{u}_i \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \overline{\rho} \widetilde{u}_i \widetilde{u}_j + \overline{p} \delta_{ij} - \left(\overline{\tau}_{ij} - \overline{\rho} u_i'' u_j'' \right) \right\} = 0$$
(2)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\vec{\rho} \vec{e}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\vec{\rho} \vec{e}_i + \vec{p}) \vec{u}_j - (\vec{\tau}_{ij} \vec{u}_i - \vec{q}_j - \vec{\rho} \vec{e}'_i \vec{u}''_j) \right\} = 0 \quad (3)$$

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_t は全エネルギー、 τ_{ij} は粘性 応力、 q_i は熱流束である。(")は変動成分、(-)はレ イノルズ平均、(~)はファー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。

$$\frac{dx_{p,i}}{dt} = u_{p,i} \tag{4}$$

$$\frac{du_{p,i}}{dt} = f_{D,i} \tag{5}$$

$$\frac{dT_p}{dt} = q_p \tag{6}$$

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	Speci	ification	of Burn	er Rig
100010 1	~ ~ ~ ~ ~ ~ ~		01 200111	

1		U	
	Fuel	Kerosene	
Burner	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え 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. 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℃ 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



Fig. 5 Flow Field with Specimen

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アモンドショックが 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。ダイア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 イア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,ダイアモンドショッ 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 ージン・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アモンドショ 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、ダイアモンドショックと 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

- 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).
- 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).
- 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.
- 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).
- 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.
- Neilson, J. H., Gilchrist A.: Erosion by a Stream of Solid Particle, Wear, Vol. 11, No. 2 (1968) pp. 111-122.

【研究報告】

C-17

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

*櫁川 卓也, 浜辺 正昭, 古川 樹生 (株式会社 IHI), 船﨑 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メカ ニズム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⁾ ⁶⁾,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郡から作ら 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] Cx : 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_{t01} : 入口全圧 [Pa] P_{t02} : 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

 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

ス

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 を圧縮式のブロワから吸い込み,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 の円柱郡を回転させる.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.



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 = 1×10⁵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=1.0~2.0 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.





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Cp分布の試験結果を示す.HVはHLに比べ速度比が大きいため,LEにおけるSS面のCp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%Cx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 Cp 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 Yp 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.



St=0(上図), St=0.8(下図)



図5 TE 近傍の SS 面 Cp 分布, St=0.8



Normalized pitch, [-]



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 することでは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)ロスを比較 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 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.

$$\zeta_{Denton} \equiv -\frac{C_{pb}t}{w} + \frac{2\theta}{w} + \frac{(\delta^* + t)^2}{w^2}$$
$$\cong -\frac{C_{pb}t}{w} + \frac{2(\theta_{ss} + \theta_{ps})}{w} + \frac{\left[(\delta^*_{ss} + \delta^*_{ps}) + t\right]^2}{w^2}$$

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 の方がロスは大きい結果となった. 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 上流の円柱郡から 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

- Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115.
- Smith, L. H., 1966, "Wake Dispersion in Turbomachines," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 88, no. 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
- 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 Eposition.

【研究報告】

C-18

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,回転系と静止系の間のシール部に関与す 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ピッチ当たりにベーン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^のは、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旋回速度の除去に 着目し、Wallis ら³⁾ や Rosic ら⁴⁾の補助翼やベーンより も簡便な構造の旋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
	$C_0 = \sqrt{2(h_1 - h_{3ss})}$
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]
т	: 質量流量 [kg/s]
S	:エントロピー [J/kg/K]
Т	: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
т	: 主流成分
SS	: 静エネルギー等エントロピー過程
Ζ	: 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 系と静止系の間に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なだけでなく、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 流れ込む。この漏れ流れは,動翼部をバイパスするため, 転向することなく動翼下流へと流れていく。その結果, 漏れ流れ流路の出口において,漏れ流れは主流と大きな 速度ベクトルの違いを持って,合流することになる。こ の速度ベクトルの違いが混合損失の主要因である。



Fig. 2 Schematic illustration of the rotor shroud leakage flow (Modified figure based on Langston⁸)

上記のような混合損失について Denton²⁾は、単一のシ ールフィンのみを有した漏れ流路流れに関して、次のよ うな混合損失モデルを導出している。すなわち、流れを 非圧縮で近似し、相対系における漏れ流れ(*I*)と主流(*m*) の全温が等しいことに着目すると、主流と漏れ流れの混 合に起因するエントロピー生成Δsは、次式で表される:

ここで m, V_{θ} , V_{z} は, それぞれ質量流量, 周方向速度, 軸方向速度であり, l, m の添え字はそれぞれ漏れ流れと 主流の速度成分を表している。この式から,漏れ流れに 起因する混合損失は,漏れ量だけでなく,漏れ流れと主 流の流速差に比例して増加することが理解できる。

今回の動翼仕様では、相対系での周方向速度 V_{θ} が軸方 向速度 V_{z} の約3倍に相当するため、軸方向よりも周方向 の流速差を小さくする方が損失低減にとって効果的であ る。つまり、主流と混合する前に、漏れ流れの旋回速度 成分を除去することが高効率化に寄与する。さらに、こ のことは下流静翼への流入角度分布の改善にも繋がるた め、後段干渉損失の低減にも役立つ可能性もある。

3. 供試対象

3.1 供試翼

今回の検討対象であるタービン翼の代表仕様および設 計条件を表1に示す。設計点における翼根元の反動度は 中間反動度に相当し,翼のスパン方向の速度分布である 渦形式は,自由渦である。

試験における子午面形状および翼形状を図 3 に示す。 静翼は単一翼素断面の翼で,スパン方向の速度三角形の 変化に応じ,スロート・ピッチ比 s/t が変化した形になっ ている。静翼および動翼のアスペクト比(=翼長/軸コ ード長)は、それぞれ2.0および2.6で、静動翼ともに比 較的大きいアスペクト比を有している。このため、ハブ、 シュラウド端壁部の二次流れは互いに干渉することがな く、はっきりした主流部が形成されることが、過去の実 験結果から判明している⁹。

Table I	Turbine	representa	lives	speci	lication	

Mass flow rate	kg/s	10.4
Inlet total pressure	kPa	166
Inlet total temperature	К	363
Outlet static pressure	kPa	127
Rotational speed	rpm	4150
Vortex design	-	Free vortex
Velocity ratio (Root), U/C ₀	_	0.56



(a) Meridional shape (base shroud cavity case)





(b) Stator blade shape (c) Rotor blade shape Fig. 3 Tested blade geometries

3.2 キャビティ形状

試験に使用した3種のキャビティ形状を図4に示す。 今回,形状変更したのは動翼下流のケーシング形状のみ で,静翼と動翼の形状は完全に同一である。キャビティ 形状の作り込みは流れ解析を用いて行い,シュラウド下 流キャビティへの主流の入り込み防止や漏れ流れの旋回 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 流がスムース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ス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ピッチ当たりに1枚の旋回防止板を配置した。 この枚数は,Rosic らのキャビティベーン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 ロで全圧,全温,流れ角を,出口で静圧を与えて解析した。

Item	Numerical model	
Turbulence model	Shear Stress Transport	
Equation of state	Ideal gas	
Transitional turbulence	Gamma Theta model	
Viscosity	Sutherlands formula	

Table 2 Numerical models

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(Casel)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線を図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。

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 φ 1.8 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/Co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スな流入を促進 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/C₀=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(=0.55~0.57)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(Casel)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 Casel 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。



(c) Absolute tangential velocity [m/s] (d) Absolute outlet flow angle [deg Fig. 11 Measured flow distributions at the rotor outlet

traversing position for Case1 and Case2 (U/C₀=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,若干ではあるが漏れ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 のスムースな流入促進,および漏れ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)),漏れ流れ 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 角の一様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ュラウド近傍の流れ 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、漏れ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⁴⁰のベーン設置数(1ビッチ当たり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 い旋回速度を持つ漏れ流れと、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 $(1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 + 1)^2 = (1 +$



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、漏れ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。



(c) Absolute tangential velocity [m/s] (d) Absolute outlet flow angle [deg]

Fig. 16 Measured flow distributions at the rotor outlet traversing position for Case1 and Case3 (U/C₀ =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,漏れ流れ 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、ベースよりも漏れ流れが影響 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ず れた主流に対し、旋回防止板により漏れ流れの旋回速度 成分を減速させ過ぎたことが、漏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、旋回防止板に軸方向流 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

動翼のシュラウド漏れ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 漏れ込みを防ぐだけでなく、動翼先端漏れ流れの旋回速 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、 漏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漏 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

- 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.
- 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.
- Rosic, B and Denton, J. D.: The Control of Shroud Leakage Loss by Reducing Circumferential Mixing, ASME GT2006-90946 (2006).
- Pfau, A., Kalfas, A.I. and Abhari, R.S.: Making Use of Labyrinth Interaction Flow, ASME GT2004-53797 (2004).
- Rosic, B, Denton, J. D., Curtis, E. M. and Perterson, 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).
- 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).
- 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.
- 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.

【研究報告】

C-19

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),淺海 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 エ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 タ値と計測ー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 $x = [x_1, x_2, ..., x_n]^T$ の関数y(x)を以下のように近似する。

$$\hat{y}(\boldsymbol{x}) = \mu(\boldsymbol{x}) + \varepsilon(\boldsymbol{x}) \tag{1}$$

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、 $\epsilon(\mathbf{x})$ は局所的モデルであり、点 \mathbf{x} における μ からの 偏差に相当する。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 $\epsilon(\mathbf{x})$ は以下のように表される。

$$\mu(\boldsymbol{x}) = \frac{\boldsymbol{1}^T R^{-1} \boldsymbol{f}}{\boldsymbol{1}^T R^{-1} \boldsymbol{1}}, \quad \varepsilon(\boldsymbol{x}) = \boldsymbol{r}^T R^{-1} (\boldsymbol{f} - \boldsymbol{1} \mu)$$
(2)

ここで,Rは相関行列,fは応答ベクトル,1は単位 ベクトル,そして,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**ŷ** がどれだけ改善しう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x_{now}をもとにして、新しいパラメータ値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。

- 初期位置(パラメータ)を設定: *x_{now}* 新しい位置の計算:
- $x_{new} = x_{now} + \sigma$ rand()

3 遷移確率の計算:

$$\alpha = \min\left[1, \frac{Ln(\boldsymbol{x}_{new})Pr}{Ln(\boldsymbol{x}_{now})Pr}\right]$$
(4)

(3)

④ $\alpha < \operatorname{rand}()$ ならば更新する: $x_{new} = x_{now}$

⑤ ②に戻って繰り返す

ここで、rand()は[0,1]の乱数であり、対数尤度差 $Ln(x_{new})/Ln(x_{now})$ が1に近いほど 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-ω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 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 は排除 厚さ, δ は運動量厚さ,Hは形状係数である。x/D =-2.0で δ 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)

	$\delta_{ m l}/D$		δ_2/D		I	H
x/D	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-a乱 流モデルのパラメータに関して検討を行った。SST k-aa1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
σ_{k1}	1.176	0.1	5.0
σ_{k2}	1.0	0.1	5.0
<i>a</i> ₁	0.31	0.25	1.5
β^*	0.09	0.01	0.5
Prt	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σω2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 らー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β2およびPrt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。計測一計算誤差を目的関 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β1お よびβ2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

- 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).
- 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-€ 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.
- Guillasa, S., Gloverb, N., Malki-Epshteinb, L.: Bayesian Calibration of the Constants of the k European 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 Datadriven, 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.
- 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.
- 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.

【研究報告】



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^{例えば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^{例えば899}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 He¹⁰¹¹¹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、壁面から積層状のセルを生成して、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[m²/s²]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	<i>Tu</i> ₁ [%]	Po[Pa]	$P_2[Pa]$	$T_o[K]$	$T_c[K]$	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
ļ								

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 $T_o[K]$ に対する壁面温度 $T_w[K]$ の比 $TR (= T_w / T_o)$ が異なる 5 条件をそれぞれ解析した。

Cascade geometrical	parameters	Fi	lm cooling holes
Chord, C (67.65 mm	$\left(\right)$	
Axial chord	38.8 mm	(Plenum	s 🔪
Height	100.0 mm	$\langle O \rangle$	
Pitch	57.5mm	y	\backslash
Stagger angle	55 deg.		
Throat	14.9 mm		$\langle \rangle$
			$\langle \rangle$
Film cooling sys	tem charac	teristics	
Hole diameter	0.5	mm	
Hole pitch	1.5	mm	
Hole angle	35 deg. to	o blade wall	
Plenum diameter	~5	5mm	. \\

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

	<u>^</u>	
BR	$TR(=T_w/T_o)$	$T_w[K]$
	0.65	267.5
	0.72	296.1
0	0.80	329.3
	0.88	360.2
	0.95	391.0
	0.65	271.3
	0.72	298.8
0.252	0.80	333.8
	0.88	365.1
	0.95	396.4
	0.65	266.6
	0.73	298.9
0.921	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。

$$q = h (T_{ad} - T_w) \tag{1}$$

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。

$$h = \Delta q / \Delta T_w \tag{2}$$

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。

$$h = h_0 + h_1 T_w \tag{3}$$

ここで, ho および h1 は定数である。熱流束 q は式(1)お よび式(3)から,壁面温度 Twに関する次の 2 次式(4)で表 すことができる。

$$q = a_0 + a_1 T_w + a_2 T_w^2 \tag{4}$$

ここで,

$$a_0 = -h_0 T_{ad} \tag{5}$$

$$a_1 = h_0 - h_1 T_{ad} \tag{6}$$

$$a_2 = h_1 \tag{7}$$

である。

本研究では,熱流束qの壁面温度Tw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 におけ 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 Tw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。







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 *Tad* cwr 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 *Tad* UHF 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)

$$T_{ad \ CWT} = T_w + q / h \tag{8}$$

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/m²]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が基づく等温条件の 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	$h_c [W/m^2 K]$	$T_c[K]$
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 0.2~0.3 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±10K 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 Tad CWT と,一様な断熱条件による断熱壁面 温度 Tad 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。

$$T_{ad} = 0.5 \left(T_{ad \,\text{CWT}} + T_{ad \,\text{UHF}} \right) \tag{9}$$

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 モデルでは推定確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 UHF}の分布を適用 した場合も合わせて示した。



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、熱流束分布の推定確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 を表する。

参 考 文 献

- 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).
- Takahashi, T., Watanabe, K., Takahashi, T., "Thermal Conjugate Analysis of a First Stage Blade in a Gas Turbine," ASME paper 2000-GT-0251 (2000).
- Heidmann, J.D., Kassab, A.J., Steinthorsson, 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).

- 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,餝雅英,"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).
- Kays, W., and Crawford, M., Convective Heat and Mass Transfer-Second edition. Tata McGraw-Hill Publishing Co. Ltd (1983).
- 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)Takahahshi, 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.

【研究報告】

C-21

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) 餝 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,曲がりを有する流 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、曲がりを有する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,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、適宜シャインプルーフを使用しピントの 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 1µm 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 所に設置している。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 試験用のモデルで同様である。 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[µs]
F-number	F3.5

3. 数值解析手法

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 CFF 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した熱伝達率を用 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/m²/は壁面熱流束, T_w/K/には壁面温度, Tg/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。

$$h = q / (T_w - T_a) \tag{1}$$



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・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。

$$Nu = h \cdot D_h / k \tag{2}$$



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.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 Conter of y component of velocity and vecter map at 1st turn (a)CFD,(b)PIV (time-averaged)



Fig.9 Conter of y component of velocity and vecter 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。





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,餝,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、餝、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
- 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 Conter of x component of velocity and vecter map at 2nd turn
【研究報告】

C-22

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),船﨑健一(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は向上するが, 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

2.	実験	
1	:hole1	<i>2</i> : hole2
W	:壁面	f :計測点
т	: 主流	s :二次空気
-添.	え字-	
ζ	:流れ方向渦度	
Ν	: 冷却孔個数	u, v, w: 軸方向流速[m/s]
d	: 冷却孔直径	P : 冷却孔 pitch
α	: 冷却孔入射角	β : 冷却孔複合角
DR	:密度比 [-]	BR : 吹き出し比 [-]
ρ	: 密度 [kg/m³]	T : 温度 [K]
L	: 代表長さ [m]	<i>Re</i> : レイノルズ数[-]
U	: 流速 [m/s]	ν : 動粘度 [m²/s]

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 Uw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 InfReC H2640) 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

	α1	β_1	d_1	Р	N_1
	31.6	165.2	4.92	30.96	6
model 1	α2	β_2	d_2	-	N_2
	26.2	147	5.04	-	6
	α1	β_1	d_1	Р	N_1
	46.1	21.3	4.14	36.48	6
model II	α2	β_2	d_2	-	N_2
	23.5	137.6	6.48	-	6

Table.1 Geometric specification for film cooling holes

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 R_e (= $U_m L/\nu$) = 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(= ρ_s/ρ_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.

$$BR = \frac{\rho_s \, U_s}{\rho_m \, U_m} \tag{1}$$

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. 数值解析

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.

$$\eta = \frac{T_m - T_w}{T_m - T_s} \tag{2}$$

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Sn, 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 I 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 I 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、 $BR = 0.5 \ge BR = 1.0$ ではフィルム冷 却効率の差が大きいのに対して, 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.

$$\theta = \frac{T_m - T_f}{T_m - T_s} \tag{3}$$

Fig.8 には CFD により得られた model I の各BR のSp = 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α₁が hole2 の冷 却孔入射角α,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 $OS_p = 0.1, 0.2$ 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ため, 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 = 0~0.25 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.

 $\omega_f = \omega_x \cos \alpha + \omega_y \sin \alpha$

$$\omega_{\chi} = \frac{\partial w}{\partial Y} - \frac{\partial v}{\partial Z} , \qquad \omega_{y} = \frac{\partial u}{\partial Z} - \frac{\partial w}{\partial X}$$
(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 = 0~0.25 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 ~0 では負の渦が支配的となり, Z/p = 0~0.5 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.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.
- 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.
- 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]

- Lee, S. W., Kim, Y. B., and Lee, J. S., 1995, : Flow Characteristics and Aerodynamic Losses of Filmcooling Jets with Compound Angle Orientations: ASMEpaper 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.

【研究報告】

C-23

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 が行なわれてきた。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 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
Α	Fillet	0.05 <i>d</i>	0.1d	
В	Width1	0.2 <i>d</i>	0.25 <i>d</i>	0.3 <i>d</i>
С	Width2	0.2 <i>d</i>	0.25 <i>d</i>	0.3 <i>d</i>
D	Height	0.4 <i>d</i>	0.5 <i>d</i>	0.6 <i>d</i>
Е	Angle	20[deg.]	25[deg.]	30[deg.]
F	Distancel	1.3 <i>d</i>	1.4 <i>d</i>	1.5d
G	Distance2	1.3 <i>d</i>	1.4 <i>d</i>	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≦x/d≦ 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(6*d*)、冷却孔下流を36*d*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α=30deg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 用に 18 条件×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







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。

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \tag{2}$$

$$DR = \rho_2 / \rho_\infty \tag{3}$$

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。

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{wall}}{T_{\infty} - T_2} \tag{4}$$

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=10mm,冷却孔傾斜角 a=30deg 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 た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 た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-Volumer 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*Iref*は主流のみ通風時の画像, *Idark*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*/*Pref*は表面 の圧力と大気圧の比である。A, B, C は較正係数であり 実験中の供試体表面温度を使用した較正試験により取得 する。較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^っが提案した 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。

$$\eta = 1 - \left[1 + MW(\frac{(P/Pref)_{air}}{(P/P_{ref})_{gas}})\right]^{-1}$$
(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使用した際の圧力比, (<i>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, (<i>P*/*P_{ref})_{air} ≒ 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 数值解析結果

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付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、 $0 \le x/d \le 35, -3 \le z/d \le 3$ 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 Contor of film effectiveness ($\varepsilon = 0, 5, 10 \text{ deg}$)



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。



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 Contor 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 比の傾向に高い一致性が見 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 Perforemance 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. 【研究報告】

C-24

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 静翼やガイドベーンを伝熱面とし、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

Hot air flow Airfoil heat exchanger A



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 を簡易的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 W/m・K と, チタン合金(20 W/m・K)と似 た物性値を持つため選定された。翼弦長 L。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,±0.025 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 CO₂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 CO2 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_{ref,in} と出口温度 T_{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 W/K·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

ロ温度を測定した。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。

$$q_{j} = h_{\text{air,j}} \left(T_{\text{air,rec,j}} - T_{\text{airfoil,j}} \right)$$
(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。

$$P_{\rm air,j} = P_{\rm tot,air,in} - S_j \frac{1}{2} \rho_{\rm air,in} u_{\rm air,in}^2$$
(2)

ここで、 $P_{tot,air,in}$ 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。

$$M_{\rm air,j} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left\{ \left(\frac{P_{\rm tot,air,in}}{P_{\rm air,j}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right\}}$$
(3)

上式を用いて局所静温度は以下のようになる。

$$T_{\text{air,j}} = \frac{T_{\text{totair,in}}}{1 + \frac{\gamma - 2}{2}M_{\text{air,j}}^2}$$
(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。

$$T_{\text{air,rec,j}} = T_{\text{air,j}} + r_j \left(T_{\text{tot,air,in}} - T_{\text{air,j}} \right)$$
(5)

rj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。

$$r_{j} = \begin{cases} \mathbf{Pr}^{1/2} & \ \mathbf{P} \hat{\mathbf{n}} \hat{\mathbf{n}} \\ \mathbf{Pr}^{1/3} & \ \mathbf{L} \hat{\mathbf{n}} \hat{\mathbf{n}} \\ \mathbf{P} \mathbf{R}^{1/3} & \ \mathbf{R} \end{cases}$$
(6)

西山⁽⁴⁾は、レイノルズ数 10⁴から 10⁸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. 数值熱流体解析(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 $k-\omega$ 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証で 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。

$$q_{i} = k_{\text{air,i}} \frac{dT_{\text{air,i}}}{dn_{i}} = k_{\text{air,foil}i} \frac{dT_{\text{air,foil}i}}{dn_{i}}$$
(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。



(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.i} 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 interporating 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。

$$Nu_{air} = \frac{h_{air,ave}L_c}{k_{air,in}}$$
(8)

$$h_{\text{air,ave}} = \frac{Q_{\text{air,whole}}}{\sum_{j}^{\text{air-contacted}} \left\{ A_{j} \left(T_{\text{air,rec},j} - T_{\text{airfoil},j} \right) \right\}}$$
(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1.5K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

- 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¹¹。 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、そして学術界の基 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ージメン 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) 電気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。実機環境で面, 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)、エアラインの方々にお願いしており、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.