総　論

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向：総論

Latest Trends of Heat Transfer Researches and Cooling Technology Developments for Gas Turbine : General Remarks

船﨑 健一＊1
FUNAZAKI Ken-ichi

キーワード：ガスタービン，タービン，燃焼器，伝熱，冷却技術，実験，CFD
Key Words：Gas Turbine, Turbine, Combustor, Heat Transfer, Cooling Technology, Experiment, CFD

1．はじめに

航空用ガスタービンエンジンや産業用ガスタービン（以下GTと称す）は，高出力化，高効率化の流れを受け高圧力比化，高温化の努力が重ねられている。GTの高温化に関しては，耐熱合金の開発・改良や遮熱コーティング技術の進歩の効果も大きいが，GTにおける伝熱や冷却技術に関する研究の積み重ねの貢献度が最も大きいことは論を俟たないだろう。これまでの日本ガスタービン学会誌では，GTの高温化，高効率化を実現するための伝熱・冷却関連技術に関する特集記事として

・1997年Vol. 25 No. 97「高温・高効率化の歩みと展望（冷却技術）」（巻頭言：川池和彦氏）

・2007年Vol. 35 No. 3「ガスタービンにおける伝熱・冷却」（巻頭言：吉田豊明氏）

が取り纏められている。また，これに関連するものとして，

・2004年 Vol. 32 No. 4 「ガスタービンに関連するCFD（数値流体力学）解析の現状」（巻頭言：大田英輔氏）

が発行されている。筆者も，上記の特集記事の中で，「ガスタービンの冷却問題におけるCFD解析」[1]，「翼外面熱伝達率に関する最新研究動向」[2]を書かせて頂いている。前回の特集からさらに10年が経過しており，この間GTにおける伝熱・冷却技術についても相当量の研究成果が発表されていることから，このタイミングでの本特集は時宜にかなったものと言えるだろう。

今回の特集記事を総括することを目的として，以下ではGTにおける伝熱・冷却技術の研究開発全般に関する現状を俯瞰するともに，今後の展望について述べる。また，最後に本特集号の構成について簡単に紹介する。

原稿受付　2018年10月9日

＊1　岩手大学理工学部 システム創成工学科機械科学コース
〒020-8551　盛岡市上田4－3－5
E-mail: funazaki@iwate-u.ac.jp

2．GTの伝熱・冷却技術の最新動向と今後の展望

2.1　2017年IGTI Scholar Lecture

2017年のASME TURBO EXPO（以下TEと称す）において，Ronald Bunker氏（元GE）がEvolution of Turbine Coolingというタイトルで IGTI Scholar Lectureを行っている[3]。Bunker氏は，タービンなど高温部品の冷却に関する数多くの研究活動や革新的な冷却技術の開発とともに，多数の解説論文[4]–[8]を通じてGTにおける伝熱・冷却研究をリードしている人物である。2017年の講演は，実際の冷却タービン翼が抱える多くの課題を踏まえつつ，企業における第一線のタービン研究者として展開し続けた研究活動，創作活動やそれらの解説，総説記事の集大成とも言うべき内容であり，非常に示唆に富むものである。その主旨は以下に3点にまとめられる。

(1)タービン翼の冷却は1960年前後から始まり，材料や製造面も含めて，およそ50年間に及ぶ技術革新の積み重ねの結果として，冷却効率は0.1から0.7までに向上している。

(2)GTの伝熱・冷却技術の現状（State-of-the-Art；SOA）は，数多くの内部冷却手法をベースにしつつも，40年前から利用が始まった数種類の基本的フィルム冷却手法（shaped，複合角など）に冷却効率向上の多くを依存している。

(3)今後の冷却技術にとって重要視されうる事として，新たなエンジン運転環境，種々の要素，システムの統合効果，革新的冷却法，革新的製造法，そして未知数の同定（Quantification of Unknowns）などが挙げられる。特に，Additive Manufacturing（AM）の進展を踏まえた，設計と製造とが融合した新手法の（例えば，micro or skin cooling）への活用。

以下では，Bunker氏の視点を援用しつつ，GTの伝熱・冷却技術の現状と今後の進化の方向性を探ってみる。

2.2　分野別伝熱研究・冷却技術

GTの伝熱・冷却技術の現状を知る上で欠かせない図書がある。一つは，Han, Dutta, EkkadによるGas

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

Turbine Heat Transfer and Cooling Technology[9]であり，もう一つは日本ガスタービン学会が発行する「ガスタービン工学」[10]である。両者とも2010年頃までのTEで公表された研究成果等を基に，伝熱の基礎から始まり，外部熱伝達，内部冷却，フィルム冷却，回転の効果やディスクキャビティ内部流，実験手法及び数値解法までの分野をカバーしており，それぞれの分野のSOAを知る上で重要な資料となっている。これらの図書を参考に，伝熱研究・冷却技術の主要分野における最新動向を紹介する。

2.2.1　外部熱伝達　外部熱伝達については，数値解析への依存性の高まりとともに，近年のTEでは外部熱伝達のみを扱うテーマは少なくなっており，エンドウォール部や翼先端部など，より複雑な流れ場での伝熱に関心が寄せられている。実際，以前には発表件数が多かった主流乱れやwake通過による遷移関係のセッションが最近はほとんど設けられていない状況である。翼先端部に関しては，Zhang, Heによる解析記事[11]が参考になる。幾つか重要な点を拾い上げてみると，

(1)翼先端部での熱流体特性に対する重要な影響因子として，入口流れの状態（例えば，よどみ点圧力，温度の非一様性，スワール，ホットストリーク），ケーシングとの相対的運動（言い換えると，翼列試験の妥当性の検証）が今後の検討課題であること。

(2)高速流（transonic flow）と低速流（subsonic flow）とで，熱伝達分布に定性的な違いがあること。

(3)翼先端部での冷却空気噴出と漏れ流れとの干渉効果は相当なものであることと，この現象を深く掘り下げることで漏れ流れの効果的な制御手法の探索の可能性があること。

表面粗さについての研究も，現在は大半が数値的手法によるもので，筆者の解説記事[2]で取り上げた研究以後本質的な進展は見られないまま，全体としては停滞モードに入っていると言っても過言ではないだろう。なお，表面粗さが伝熱，冷却に与える効果についてはBons[12]によって詳しく解説されている。表面劣化のプロセスが確率論的でかつ原因毎に大きく異なること，表面粗さに関するパラメータが多く，各種パラメータが境界層遷移や伝熱現象に深く影響することなど，表面粗さはチャレンジングなテーマであるが，multiphysicsなテーマでもあり工学的，工業的価値も十分にあることから，新たな視点での取り組みが待たれる。

2.2.2　内部冷却　内部冷却技術は，伝熱研究の基本であり，GT登場以前からの膨大な研究成果の蓄積があるが，GT固有の状況と相俟ってより複雑な内部冷却方法が開発されている。ここで，固有の状況としては，回転する機器でありながら2000Kにも達する高温環境下で使用されること，部品が総じて小さく（肉薄），結果として熱流束が大きいことが挙げられる。そして，冷却に利用可能な空気の使用量にも厳しい制約があること，相対的に熱伝導の低い高温材料が用いられることから冷却ムラの影響が顕在化しやすいこと，また，高付加価値な部品であるため精密鋳造など比較的高コストな製造方法が適用されること，なども挙げられる。

内部冷却の基本は，適正な圧力損失というコストで対流熱伝達を促進することであり，それを実現するための①流動形態，②伝熱面形状，③流路断面形状の選定と伝熱面積の拡大を図ることが重要である。対流熱伝達の強さを示すものが熱伝達率hであり，それは温度境界層の特性の一つでもある。熱伝達率は，一般にレイノルズ数Re，プラントル数Prや表面粗さに依存するが，流れの状態によっても大きく変化する。また，熱伝達率にとって内部流路内に発生する渦構造の存在は重要であり，壁から離れた流れ場だけでなく，壁面上の境界層の挙動にも影響を及ぼすため，境界層が通常の平衡乱流境界層とは異なる特性を示すことも稀ではない。

GT用内部冷却技術については，インピンジメント冷却，乱流促進体付流路，ピンフィンなど代表的手法をはじめ近年研究例が増加しているディンプル，latticework（格子状（ラティス）流路による冷却手法）などが「ガスタービン工学」に詳述されている。Ligraniは，その解説記事[13]の中で，2003年までの内部冷却技術とそれ以降に開発された技術との比較などを行っており，技術の進歩を理解する上でも大変有用な資料を提供している。Fig. 1～4は，Ligraniによって整理された，種々の内部冷却技術（主に伝熱促進デバイス）による熱伝達率の増加率（$\overline{Nu}/Nu_0$）と摩擦係数の増加率（f/f_0）との関係を示す。Fig. 1は2003年までに発表された内部冷却技術の熱流体特性である。この図から，$f/f_0=20$あたりまでは$\overline{Nu}/Nu_0$とf/f_0の間に弱い正の相関（Reynoldsのアナロジーに相当）が成立し，$f/f_0=20$を超えると$\overline{Nu}/Nu_0$はほぼ頭打ちの状態になることが分かる。また，収集されたデータの中で乱流促進体のデータが最も多く，$\overline{Nu}/Nu_0$やf/f_0のレンジがもっとも広くピーク値も大きいことが分かる。この性質から，乱流促進体付流路は設計の自由度の高い手法であり，内部冷却に多用される理由もそこにあると言える。Swirl chamberは翼前縁部の冷却などによく用いられる方法で，比較的低損失で高い熱伝達率が得られるのが特徴である。ピンフィンは乱流促進体に類似の傾向を示しているが，熱伝達的にはやや劣っている。ディンプルは低損失であるが，熱伝達率増加率も限定的である。Fig. 2には，いわゆる伝熱促進デバイスの総合性能として多く用いられる$\overline{Nu}/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$を示す。この総合性能は，同じ消費エネルギーに対する熱伝達率の利得と考えることができ，1を下回った場合にはデバイス導入のメリットが薄いことを意味する。この評価指標で見た場合は，Swirl chamberが秀でており，乱流促進体やディンプルがそれに続く。

Fig. 3には2003年以降に報告された乱流促進体等の熱流体特性が既往のものとの比較で示されている。新た

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

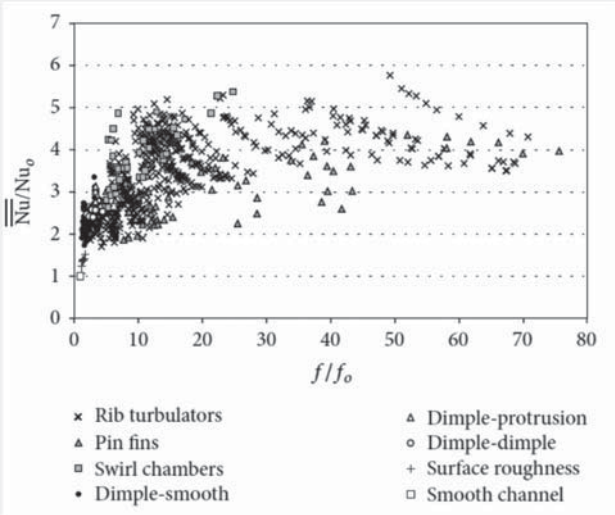


Fig. 1 Heat transfer enhancement achived by several types of devices versus the increase in pressure loss[13]

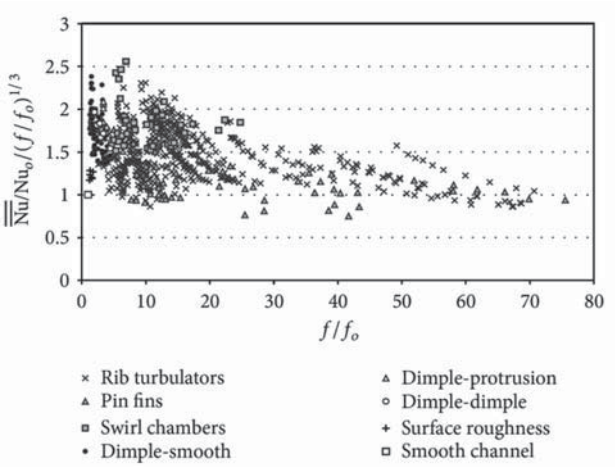


Fig. 2 Thermal performance parameters of several types of devices versus the increase in pressure loss[13]

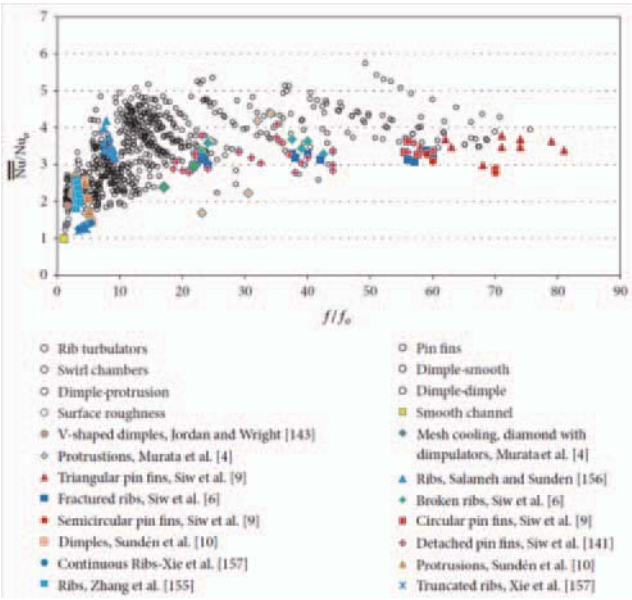


Fig. 3 Heat transfer enhancement achived by several types of devices including those appearing after 2003[13]

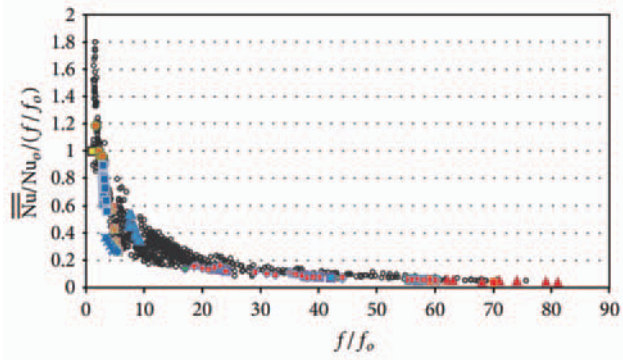


Fig. 4 Reynolds analogy performance parameters of several types of devices versus the increase in pressure loss[13]

に調査されたものは，熱伝達率の増加率という点では特段優れたものはなく，その意味で対流熱伝達での限界が見えてきたとも言えるが，一方で，比較的低圧力損失で十分な伝熱特性を示すものも見出されており，冷却設計の自由度拡大という観点で更なる研究の余地があることを示唆している。Fig. 4にはLigraniが呼称するところの，Reynoldsアナロジー指標（Reynolds Analogy Performance Parameter）を示す。大半が1を大きく下回っており，アナロジー成立からはほど遠い状態であることがわかる。これは，デバイスによる比較的大きな渦構造によるものと推定される。また，この指標が指数関数のような関数で近似されうることも興味深い。

既に見たように，アナロジーが成立しない領域こそ挑むべき領域と言えるが，このような流れ場，温度場の非相似的要因による伝熱制御に関する理論的研究については，故笠木伸英先生の門下生による解説記事[14]で詳述されている。扱う流れ場としては比較的単純なものではあるが，新進気鋭の伝熱研究者による理論とDNSを駆使した研究成果は，GTにおける伝熱研究にも活かせるものである。

内部冷却技術は原則的に組み合わせることが可能であり，今後も既存の手法の改善とともに組み合わせが提案されるであろう。

2.2.3 フィルム冷却 Bunker氏も述べているが，冷却効率改善はフィルム冷却技術の進展に負うところが大きい。Fig. 5に，冷却効率の変遷とフィルム冷却技術の進歩との関係を示す[15]。この図から，80年代中頃，shaped holeの導入により劇的な冷却効率の向上が達成され，90年代以降にTrenchの導入で更に冷却効率が向上していることがわかる。Shaped holeに代表される冷却孔出口形状の工夫や，複数の冷却孔の組み合わせによるフィルム効率の上昇については膨大な研究例が存在している，主として実験的研究についてはEkkad, Hanの解説記事[16]に詳しい。また，実験とCFD（RANS）を併用して同様の調査を行った研究例[17]もある。

Shaped Holeには様々な形状が提案されているが，それらを踏まえて，Pennsylvania State UniversityのThole教授のグループによってbaselineとなるshaped holeが

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

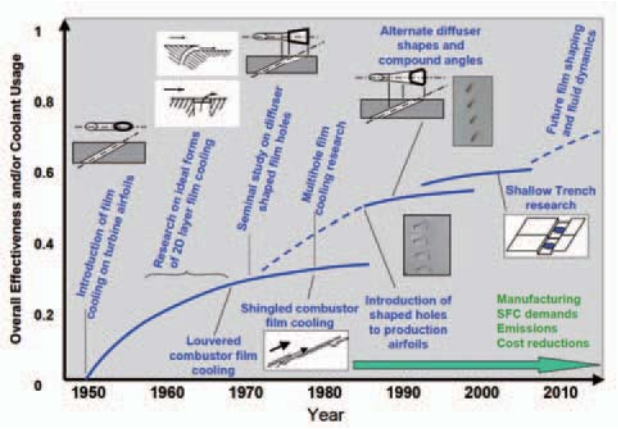


Fig. 5　Histrical advancement in cooling efficiency due to the development of film cooling holes[15]

設計されて，7-7-7という名称で公表されている[18]。また，最適形状の探索[19]を試みるのも当然の流れであろう。最適化の過程で問題視されるのが，CFDによる予測精度である。予測精度の向上には，High Fidelityな計算手法，例えばLESなどを用いるべきであるが，繰り返しの計算を多数行う最適化問題には不向きであるため，RANSの乱流モデルの選定及びモデル定数のtuningへの取り組みが行われている。この課題へのアプローチの一つとして機械学習（Machine Learning, ML）などに多くの関心が寄せられている[20]。Milaniら[21,22]は，乱流モデルの中でも研究例の比較的少ない乱流熱流束に着目して，フィルム効率の予測に際し，熱拡散係数の推定をMLで行った予測値をLESや乱流プラントル一定とした場合の結果と比較している。その比較の結果をFig. 6に示す。MLでの推定値を用いることでLESに近い結果が得られているが，改善の余地はまだ多い。

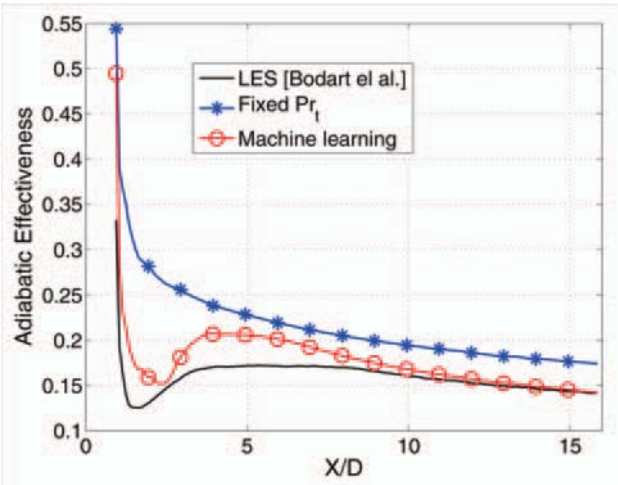


Fig. 6　A comparison of spanwise-averaged film effectiveness[21]（by courtesy of P.M. Milani of Stanford University）

3．GTの伝熱・冷却技術を支える実験的手法の最新動向

タービン翼列における実験的手法の最新動向，主に空力計測の最新動向については，筆者の解説記事[23]を参照頂きたいが，以下には上記の記事の中では触れなかった装置や手法について簡単に述べる。なお，多孔プローブやPIVの最新動向については，上記の解説記事が掲載されている特集号「航空エンジン・発電プラントの技術進歩を支える最新の試験計測技術」に詳述されている。

3.1　大型試験装置

伝熱に関する伝統的な実験的手法は，単純化された流れ場（例えば平板翼や二次元直線翼列）において，翼表面における温度計測や熱移動量計測，また，熱移動と物質移動のアナロジーを利用して濃度計測や物質移動量計測により，フィルム効率や熱伝達率を決定している。最近の傾向としては，実機に近い流れ場において上記のような計測が欧米や中国の大学や研究機関で盛んに行われるようになっていることが挙げられる。Fig. 7には，Pennsylvania State UniversityのSTART（Steady Aero Thermal Research Turbine）プロジェクト[24,25]で整備が進められている装置群を示す。米国DOEとPWのサポートを受けてのプロジェクトであり，熾烈な低燃費化競争に打ち勝つための投資の一つとみることができる。一方，これらの諸外国の旺盛な設備投資の状況と我が国の研究機関や大学の現状（特に運営費交付金の削減）とを照ら

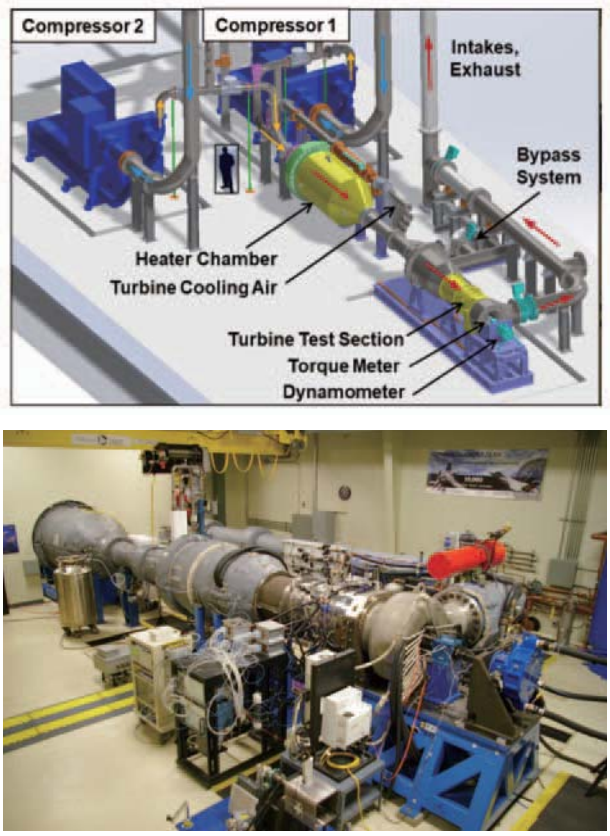


Fig. 7　Test facility for START project（by courtesy of Prof. Thole in PennState University）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

し合わせると，我が国は，GT関連の基盤施設，設備の整備面や予算面で遅れを取っていることは間違いなく[26]，若手の教員や学生への訴求力を失うことで人材育成面でも弱体化し，結果としてGT関連の研究開発力が衰退することが大いに危惧される。

3.2 MRV

伝熱研究，特に内部冷却やフィルム冷却に関する研究では，それぞれの流路内での流れ場情報が重要となることが多い。従来の方法では，アクリルなどの透明な材料で供試体を製作し，PIVやLDVなど光学的な方法で流れ場計測を行っている[27]。この手法の欠点は，内部構造が複雑な場合にはレーザー光の影の発生や構造的に視認性が劣化して計測困難な領域が発生すること，アクリル材による光の屈折現象により正確な測定が困難になることなどである。後者の現象については，アクリル材などの屈折率に一致するように屈折率を調合した特殊な液体の中に供試体を入れるIndex Matching法[28]などである程度回避可能であるが，液体の毒性，視認性の問題や計測出来る内容への制約など，課題は多い。

光学的なアプローチが困難な場合の可視化や定量的測定手法としては，近年MRI（Magnetic Resonance Imaging）を応用したMRV（Magnetic Resonance Velocimetry）に注目が集まっている。完全に非侵襲で視認性も必要としないMRVは，元々医療，特に心臓内や大動脈内の血流計測に用いられていたが[29]，GTを含む工業製品関係の研究開発への応用も活発になっている[30–33]。簡単に導入できる装置ではないが，更なる利用拡大が期待される。

4．本特集号の構成について

以下に今回の特集号で取り上げたテーマについて述べる。

はじめに，企業における研究開発状況の紹介として，大北洋治氏（IHI）には，航空エンジンにおける冷却技術について解説して頂いている。航空用固有の特徴である軽量化への強い要求，作動点が複数あること，また，燃焼器形態の差異などがタービンの冷却設計にどのように関係するかなどを踏まえつつ，冷却技術の最新動向やエンジンや航空機全体の熱管理システムなどが説明されている。

続いて，谷口智紀氏，都留智子氏，堀内豪氏（KHI）には，川崎重工の産業用GTの冷却翼開発の現状について解説して頂いている。川崎重工固有の冷却技術（稠密突起，Lattice，Nekomimi cooling holeなど）の最近の発展状況に加え，冷却翼設計に関する解析技術や実機環境下での伝熱・冷却性能特性の測定技術が紹介されている。羽田哲氏，堀内康広氏（MHPS），石坂浩一氏（MHI）には，MHPSの産業用GTのタービン翼冷却技術の紹介をお願いしている。同社は中型から大型GTを製品群として有しており，大規模な実験装置を用いた基礎研究や実証用設備などを活用した実環境下実験などを通じたタービン冷却翼開発の最新動向が紹介されている。大学，研究機関における研究状況については，武石賢一郎氏（徳島文理大），都留智子氏（KHI）から，タービン動翼内部流路の熱流動特性に関する研究について紹介頂いている。突起付流路について突起の稠密化によるメリットやピンフィンと内面流路の形状との干渉効果，ラティス流路などの革新的な冷却構造における流れ場の特徴を，MRIなどを駆使して定量的計測などにより明らかにしている。次に，船﨑健一氏（岩手大）からは，流れ制御デバイスを用いたフィルム効率改善に関する研究例が紹介されている。実用化までの幾つかの課題克服は必要なものの，圧力損失というペナルティーを上回るフィル効率向上の可能性が示されている。村田章氏（農工大）には，翼後縁部カットバック面のフィルム冷却に関する研究例の紹介をお願いしている。流れ場・熱伝達計測及びLES解析のそれぞれに様々な精緻化に関する工夫が施されており，同種の取り組みを行う際に参考になる内容となっている。最後に，酒井英司氏（電中研），Kerry KLEMMER氏（プリンストン大），Francesco MONTOMOLI氏（インペリアルカレッジ）には，GTの伝熱問題における不確かさ評価についての解説をお願いしている。タービン翼の耐久性評価を数値的に行う場合に，運転条件や形状のばらつきに起因した温度分布の不確かさを評価することが重要になるが，多くのパラメータが関係するため，MC（モンテカルロ）法では膨大な計算量が必要となるため，PCE（Polynomial Chaos Expansion）法など最新の効率的評価方法が紹介されている。

5．おわりに

特集号の巻頭言，が当初の依頼内容ではあったが，無理を言って総論的な内容への変更を認めて頂いたことに感謝する。改めて伝熱・冷却問題の過去・現在・未来を俯瞰的に見ることが出来たのではないかと密かに自負している。1997年の特集号は，当時の一流の研究者，技術者が結集して取りまとめられたものであり，日本におけるGTの勢いや学会の活況の状況が伺える。その特集号の総論を担当された故川池和彦氏には，筆者が企業でGTの伝熱研究を始めた頃大いに励まされた。また，本文にも登場した笠木先生には，伝熱研究の基礎や研究室運営の指針などを教わった。二人の恩師から受けたものを次の世代に発展的に引き渡すのが今の私の役目でもあるが，本稿でその責務のほんの一部でも果たしていることを切に願っている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

参考文献

(1) 船﨑健一，ガスタービンの冷却問題におけるCFD解析，日本ガスタービン学会誌，Vol. 32，No. 4（2004），pp. 270-277.

(2) 船﨑健一，翼外面熱伝達率に関する最新研究動向，日本ガスタービン学会誌，Vol. 35，No. 3（2007），pp. 147-155.

(3) Bunker, R.S., Evolution of Turbine Cooling, ASME TURBO EXPO 2017, GT2017-63205, 2017.

(4) Bunker, R.S., A Review of Turbine Shaped Film Cooling Technology, ASME Transaction Journal of Heat Transfer, Vol. 127, No. 4（2005），pp. 441-453.

(5) Bunker, R.S., Gas Turbine Heat Transfer: 10 Remaining Hot Gas Path Challenges, ASME Transaction Journal of Turbomachinery, Vol. 129, No. 2（2007），pp. 193-201.

(6) Bunker, R.S., The Effects of Manufacturing Tolerances on Gas Turbine Cooling, ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-50124, 2008.

(7) Bunker, R.S., Film Cooling: Breaking the Limits of Diffusion Shaped Holes, International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems（Turkey）, 2009.

(8) Bunker, R.S., Gas Turbine Cooling: Moving from Macro to Micro Cooling, TURBO EXPO 2013, GT2013-94277, 2013.

(9) Han, J.C., Dutta, S. and Ekkad, S., Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, 2nd edition, CRC Press, 2013.

(10) 日本ガスタービン学会，ガスタービン工学，2013.

(11) Zhang, C. and He, L., Turbine Blade Tip Aero-Thermal Management: Some Recent Advances and Research Outlook, Jounal of the Global Power and Propulsion Society, Vol. 1（2017），pp. 271-287.

(12) Bons, J.P., A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines, ASME Transaction, Journal of Turbomachinery, Vol. 132, No. 2（2010）.

(13) Ligrani, P., Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling,International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2013（2013）.

(14) 岩本薫，長谷川洋介，福島直哉，深潟康二，完全発達平行平板間乱流における非相似伝熱制御を施した際の流れ場と温度場の様子，伝熱，Vol. 55，pp. 1-8（2016）.

(15) Bunker, R.S., Film Cooling : Breaking the Limits of Diffusion Shaped Holes, International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems（2009）.

(16) Ekkad, S. and Han, J.C., A Review of Hole Geometry and Coolant Density Effect on Film Cooling, Frontiers in Heat and Mass Transfer, Vol. 6, 8（2015）.

(17) Sun, X., Zhao, G., Jiang, P., Peng, W. and Wang, J., Influence of Hole Geometry on Film Cooling Effectiveness for a Constant Exit Flow Area, Applied Thermal Engineering, Vol. 130（2018），pp. 1404-1415.

(18) https://www.mne.psu.edu/turbine/PublicShapedHole.html（参照日2018年10月13日）

(19) Wang, C., Zhang, J. and Zhou, J., Optimization of a Fan-Shaped Hole to Improve Film Cooling Performance by RBF Neural Network and Genetic Algorithm, Aerospace Science and Technology, Vol. 58（2016），pp. 18-25.

(20) 三坂孝志，淺海典男，出田武臣，大林茂，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，第45回日本ガスタービン定期講演会（松山）講演論文集（2017），pp. 291-297.

(21) Milani, P.M., Ling, J., Saez-Mischlich, G., Bodart, J. and Eaton, J.K., A Machine Learning Approach for Determining the Turbulent Diffusivity in Film Cooling Flows, ASME Transaction, Journal of Turbomachinery, Vol. 140, Feb.,（2018）.

(22) Milani, P.M. Ling, J. and Eaton, J.K., Physical Interpretation of Machine Learning Models Applied to Film Cooling Flows, ASME TURBO EXPO GT2018-76927, 2018.

(23) 船﨑健一，タービン翼列（実験的アプローチの最前線），日本ガスタービン学会誌，Vol. 45, No. 4, pp. 208-215.

(24) Barringer, M. et al., The Design of a Steady Aero Thermal Research Turbine（START）for Studying Secondary Flow Leakages and Airfoil Heat Transfer, ASME TURBO EXPO 2014, GT2014-25570, 2014.

(25) Town, J., et al., State-of-the-Art Cooling Technology for a Turbine Rotor Blade, ASME TURBO EXPO 2017, GT2-17-64728（2017）.

(26) 渡辺紀徳，大型・実機条件試験装置の重要性，日本ガスタービン学会誌，Vol. 45, No. 4, p. 207.

(27) Funazaki, K., Odagiri, H., Horiuchi, T. and Kazari, M., Detailed Studies on the Flow and Heat Transfer Characteristics inside a Realistic Serpentine, ASME TURBO EXPO, GT2018-76225（2018）.

(28) Budwig, R., Refractive Index Matching Methods for Liquid Flow Investigations, Experiments in Fluids, Vol. 17（1994），pp. 350-355.

(29) Stankovic, Z., Allen, B.D., Garcia, J., Jarvis, K.B., Markl, M., 4D Flow Imaging with MRI, Cardiovascular Diagnosis and Therapy, Vol. 4, No. 2（2014），pp. 173-192.

(30) Elkins, C.J. and Alley, M.T., Magnetic Resonance Velocimetry: Applications of Magnatic Resonance Imaging in the Measurement of Fluid Motion, Experiments in Fluids, Vol. 43（2007），pp. 823-858.

(31) Ling, J., Yapa, S.D., Benson, M.J., Elkins, C.J., and Eaton, J.K., 3D Velocity and Scalar Field Measurements of an Airfoil Trailing Edge with Slot Film Cooling: The Effect of an Internal Structure in the Slot, ASME TURBO EXPO 2012, GT2012-68364（2012）.

(32) Issakhanian, E., Elkins, C.J. and Eaton, J.K., Film Cooling Effectiveness Improvements Using a Nondiffusing Oval Hole, ASME Transaction Journal of Turbomachinery, Vol. 138（2016）.

(33) Tsuru, T., Ishida, K., Fujita, J. and Takeichi K., Three-Dimensional Visualization of Flow Characteristics Using a Magnetic Resonance Imaging（MRI）in a Lattice Cooling Channel, ASME TURBO EXPO, GT2018-76409（2018）.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

航空エンジンの冷却技術
Cooling Technology of Aero-Engine

大北 洋治*1
OKITA Yoji

キーワード：航空エンジン，冷却，伝熱，タービン，サーマルマネジメント
Key Words：Aero-engine, Cooling, Heat Transfer, Turbine, Thermal Management

1．はじめに

航空エンジンは，その黎明期から今日に至るまで，常に高温化の途をひた走ってきており，今なお作動温度上昇の傾向は鈍化の兆しを見せていない。今日までの航空エンジンの目覚しい性能向上が，この大幅なタービン入口温度上昇に負うところ極めて大であることは異論をさしはさむ余地が無い。そして，この著しい高温化を可能にしたのは，タービンや燃焼器等の高温部位（ホットセクション）における冷却と材料の２本柱の技術発展である。

Fig. 1に示す通り，タービン入口温度はその黎明期から70年余りをかけて約1100℃も上昇している。一方で，その間に実用化された材料の耐用温度向上は350℃程度に過ぎず，したがって冷却技術の貢献がはるかに大きいことがわかる。これからの将来を見通しても，航空エンジンの高温化を引張っていく現実的な選択肢として，冷却技術への期待は極めて大きい。

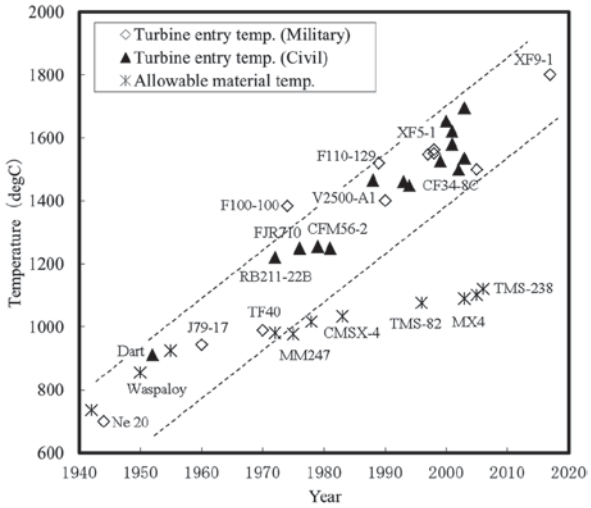


Fig. 1　Evolution of aero-engine turbine entry temperature

原稿受付　2018年９月28日
＊1　㈱IHI　基盤技術研究所　熱・流体研究部
〒235-8501　横浜市磯子区新中原町１番地
E-mail: youji_ookita@ihi.co.jp

同じガスタービンシステムである産業用・発電用ガスタービンにおいても，航空エンジンと同様に高温化が推し進められてきており，それに対する冷却技術の貢献はやはり大きい。航空用と産業用とで，ガスタービンにおける冷却技術の本質に大きな差異は無いが，それでも運用方法や製品に求められる機能上の違いから，技術として注力すべきポイントには幾つか大きな差異がある。

産業用の場合，ホットセクションは航空用に比べてはるかに長い時間を最高ガス温度条件下で連続作動することを要求されるので，基本的には定格長時間作動を前提に設計する。

一方で航空用の場合は，飛行要求条件あるいは飛行ミッションに合わせてフライト毎の最大パワーおよびその最大パワー保持時間が変化する。また，一つのフライトミッション中でパワーレーティングが刻々と変化するのが典型的な運用方法である。従って，航空エンジンのホットセクションの場合，複数の代表作動点を考慮し，かつ，サイクリックあるいは過渡的な条件もクリティカルモードとして設計することが必要となる。

また，ホットセクションの冷却を考える上で，航空用と産業用で決定的に異なるもうひとつの観点は「重量」である。航空エンジンは軽量化が至上命題かつ競争力の源泉であり，設計においては常に各部品を１ｇでも軽くするため，ぎりぎりまで贅肉をそぎ落とす努力が求められる。これは，特にタービン動翼やタービンディスクといった高温回転部品においては大きな技術課題であり，冷却設計のアプローチが産業用と異なることの背景である。

航空エンジンは熱機関であり，従って必然的に，伝熱・冷却・熱交換に関わる様々なサブシステムの集合体である。Fig. 2に示すように，航空エンジンにおけるこれらサブシステムの代表例としては，空冷タービン翼に始まり，燃焼器や排気部の冷却，ディスクやケース部品の冷却，ベアリングやギアなどの冷却・潤滑，オイルクーラーなどの熱交換器，クリアランス制御システム，

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

防氷システムなどがある。航空エンジンの冷却技術と言えば，タービン翼に目が行きがちだが，この図からわかるように，航空エンジンの冷却技術課題はきわめて広範である。

しかしそれでもなお，他と比べて圧倒的に多くの研究や技術開発がタービン翼の冷却技術に注がれてきたのはなぜか。それは，航空エンジンのライフサイクルにおける，製造から運用そしてメンテナンスに至るまでのあらゆるコストに対して，空冷タービン翼の技術レベルが及ぼすインパクトがきわめて大だからである。空冷タービン翼は複雑な冷却方式を可能にするため，精密鋳造や特殊孔加工で製造され，エンジンで最も高価な部品である。また，その冷却空気量の多寡はエンジンの燃費に大きく影響する。さらに，そのように手厚く冷却されていても，過酷な環境下で作動するために，その部品寿命はオーバーホール間隔や補修・交換費用に大きな影響を与える。

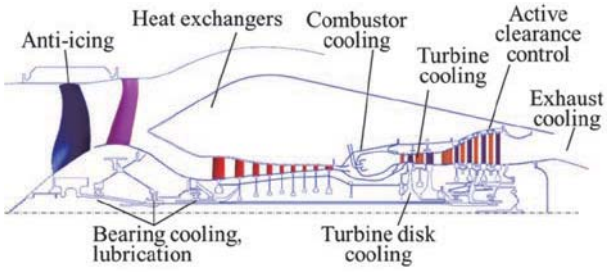


Fig. 2 Aero-engine cooling and heat transfer issues

2．冷却技術の変遷

Fig. 3は，航空エンジンのタービン翼を例にとり，冷却技術の発展を示したものである。数十年にわたる研究・技術開発の取組みにより，冷却方式は徐々に進歩し，タービン翼の冷却効率は，初期の0.2程度のレベルから，現在の0.7またはそれを超えるレベルまで向上してきた。一方で，冷却効率レベルの違いに関わらず，いずれの冷却方式も冷却空気量を増やすにつれて，冷却効率の向上が鈍化するという特性はきわめて相似である。これは，

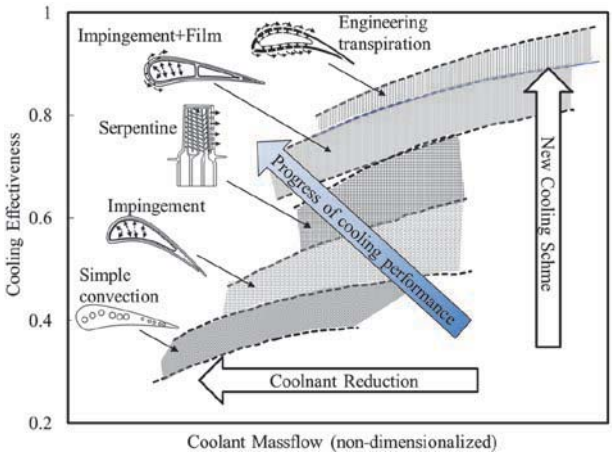


Fig. 3 Turbine cooling technology curves

いずれの冷却方式も熱交換器としての共通原理に基づいているためと理解できる。

冷却技術の発展は，第一義的には，この図の上に向かってはたらく技術革新の引力が牽引するものだが，同時に図の左へ，すなわち冷却空気を減らす方向に常に強い圧力が生じるため，全体としては図の左上の方向へ推移してきている。

今日の代表的な航空エンジンのタービン翼では，ここで示される中で最も高性能な形態，すなわち，内部には高効率の熱交換器としての様々な伝熱促進構造を有し，また表面には主流からの熱流束を低減するためのフィルム冷却構造をあわせ持つ形態が採用されている。

3．航空エンジンの最先端の冷却技術

ここでは，今日の航空エンジンのシステム／要素に適用されている最先端の冷却技術を幾つか紹介する。ここで言う「最先端」とは，単に冷却性能が優れているという意味だけでなく，エンジン実機に適用，運用されうる経済性と信頼性を兼ね備えていることを意味する。

3.1 空冷タービン翼

まず，最も代表的な空冷部品であるタービン翼の最先端技術について述べる。

今日典型的な航空エンジンのタービン静翼（初段静翼）では，翼周りのリーク空気も含め，圧縮機出口空気の10％前後を抽気して冷却に使用している。一方でタービン動翼（初段動翼）は，圧縮機出口空気のおおむね６～７％前後を冷却に使用している。これに加え，動翼に対向するシュラウドでも１～２％を冷却用に使っている。２段式の高圧タービンの場合，後段の静翼，動翼も冷却が必要だが，主流温度，主流圧力が初段より低いため，冷却空気量は大幅に少なく，また，圧縮機出口ではなく，その中間段からの空気を冷却に使用することで，エンジン性能への影響を抑えることが多い。

今日の航空エンジンのタービン翼に適用されている代表的な冷却方式は，Fig. 4に示すように，静翼がインサートによるインピンジ方式，動翼が乱流促進体つきのサーペンタイン流路方式である。これら方式の特徴はシンプルでロバスト，かつ様々な派生バリエーションを受容するフレキシビリティもある。

これらの方式が登場してから既に数十年経っており，その間に研究フェーズではより優れた方式が幾つも提案されているが，今日最先端のエンジンでいまだこれらの方式が最も一般的な構造として生き残っている。その理由は，これらの方式が冷却性能に優れていることはむろんだが，同時に実機での製造や運用に関わる形状／条件のばらつきや経時変化に対しロバストであることや，空力／構造といった他の設計要件との親和性，インタフェースする周りのサブシステムやエンジン全体システムとの親和性に優れていることも挙げられる。

翼の内部は，様々なバリエーションを有するインピン

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

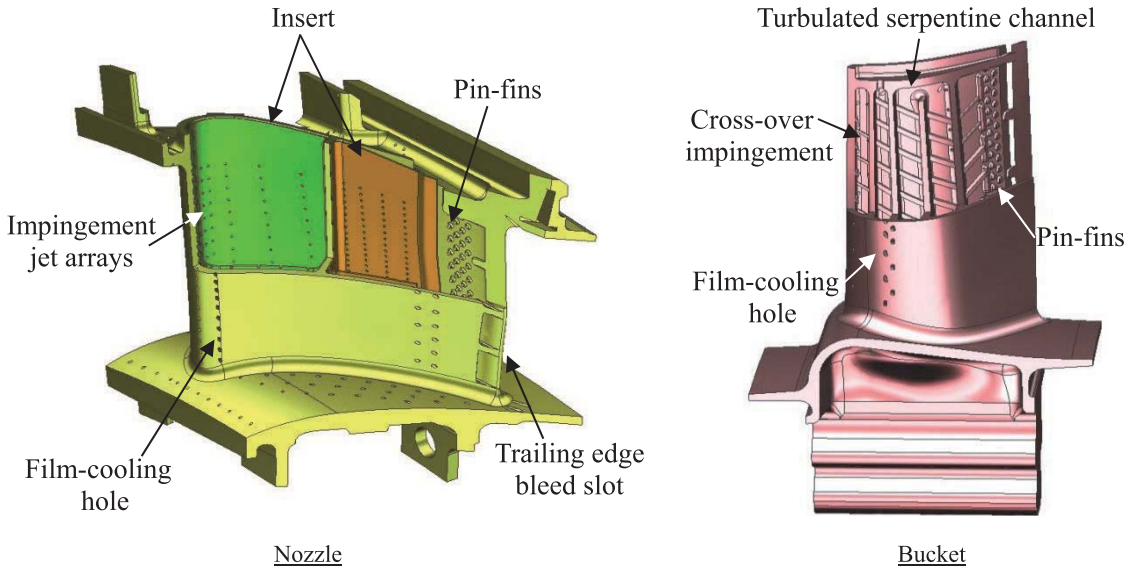


Fig. 4 State-of-the-art cooling technology of modern aero-engine turbine nozzle and bucket

ジや乱流化デバイスによって伝熱促進することで，冷却性能を高めている。例えば，静翼の内面全体に適用される多列状のインピンジや動翼前縁の単列のインピンジ，またサーペンタイン流路に配置されるリブ型の，あるいは翼後縁で見られるピンフィン型の乱流促進体などである。これら翼内部に今日よく使われている冷却技術について，Fig. 5に，その伝熱促進効果と摩擦損失を対比して示す。いかなる伝熱促進技術も，相応の摩擦損失を伴うものであるが，図から明らかなように，一般的な手法・デバイスは，一定の伝熱促進を得るために，それ以上の摩擦損失増加を伴っている。研究フェーズでは，伝熱促進率の高い技術を志向しがちだが，伝熱促進のピーク性能が高いことは実機設計で必ずしも有利とはならない。むしろ，翼全体として温度勾配が小さくなるように冷却できる方が好ましい。また，所定の冷却空気が翼内を流れ，かつ，適切な設計余裕を持って主流の逆流が回避されるように翼内外差圧を設計することは大前提であり，従って摩擦損失がなるべく小さい技術は有用であるが，一方で，今日一般的なフィルム冷却のほとんどは作動条件に対して少なからず性能感度があり，過剰な差圧はフィルム冷却に対して有害な場合もある。

すなわち，翼の実設計では，Fig. 5で伝熱促進効果が大きいあるいは摩擦損失が小さい技術ばかりを単純に適用することが必ずしも得策とはならない。そうした実翼での有効性の認識の下に我々は，インピンジ-ピンフィン複合冷却[(1),(2)]，メッシュ冷却[(3)]，ラティス冷却[(4)]などの新しい冷却技術を開発してきている。

一方，翼の表面にはフィルム冷却が全面的に適用されている。前縁周りは多数の円孔を密集させたシャワーヘッド方式が一般的である。翼の背側，腹側の面は，円孔またはシェイプド孔のフィルム冷却が適用される。このうち翼の背側は境界層の遷移によって熱負荷が高まり，

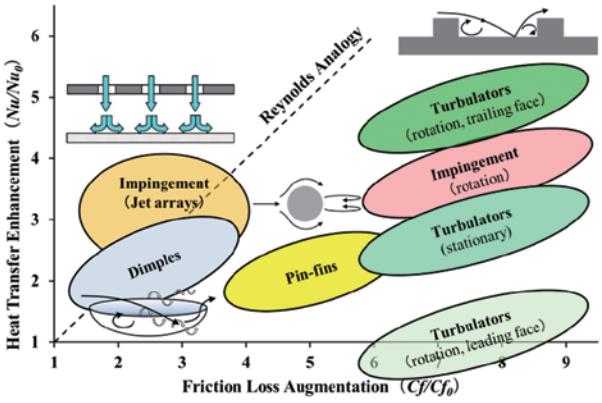
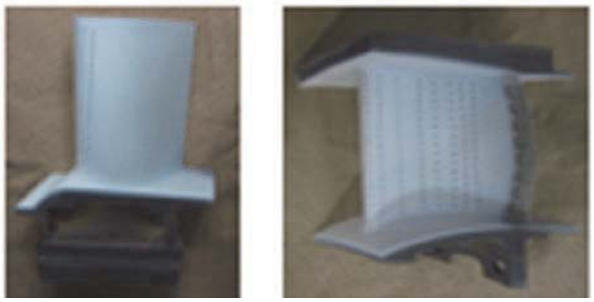


Fig. 5 Comparison of typical internal cooling methods

かつ，高マッハ数で主流と冷却空気の混合損失が大きくなるため，より冷却性能が高いあるいは混合損失の少ないフィルム冷却が必要である[(5),(6)]。後縁部は，腹側を離散的にカットバックし，そこにスロット状の開口部を設けてフィルム冷却を行う方式が，冷却性能のみならず，空力性能と構造強度も踏まえ最適な方式とされている[(7)]。

Fig. 6には，タービン入口温度1800℃級の今日最先端の空冷タービン翼の例を示す。



Bucket Nozzle

Fig. 6 1800degC-class cooled turbine nozzle and bucket[(8)]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

ここまで，タービン翼単体に焦点を当てて論を進めてきたが，Fig. 7に俯瞰する通り，タービン翼周りの流れと熱移動は，周りの要素やサブシステムとのインタフェースにおいて，複雑な相互干渉を伴う。こうした部位は“Turbine Edge”とも呼ばれ[9]，近年我々もこの部位の現象解明と冷却技術開発を加速させている。例えば，翼と周りのシュラウドやサポート部品との隙間には様々なリークパスが存在し，また翼エンドウォールでは2次流れの影響に加えて[10]，ディスクキャビティとの間でパージ噴き出しや主流巻込みによる相互干渉があり[11, 12]，一方で動翼チップから噴出す冷却空気と対向するシュラウド面のフィルム冷却空気との相互干渉[13, 14]，あるいは上流燃焼器とのインタフェースからのリークエアやライナ冷却空気の影響，等が存在する。

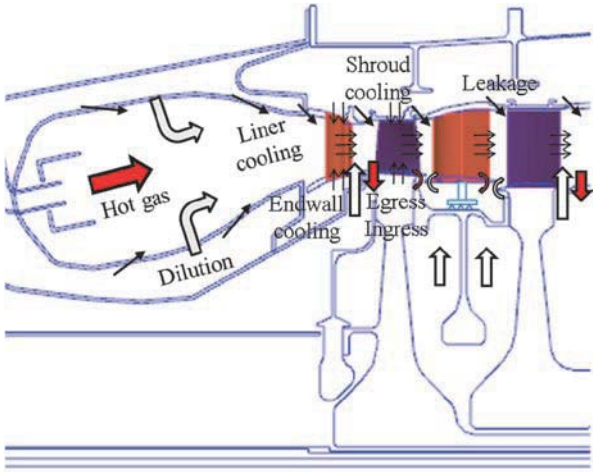


Fig. 7 Interaction between turbine and other components or sub-systems

3.2 航空エンジンにおけるその他の冷却技術

前述の通り，航空エンジンでは，タービン翼以外にも高度な冷却技術の必要な要素・サブシステムがある。ここでは，その代表的なものを紹介する。

まず，主燃焼器は，タービン翼と並んで，冷却技術の粋が結集された要素である。近年の高温化に伴い熱負荷が増加するのに加えて，航空エンジンに対する有害排出物の規制強化を受けて冷却空気の削減が必要となる場合もある。こうした背景により，従来にも増して燃焼器壁には高い冷却性能が求められている。これに対し例えば文献[15]では，燃焼器壁を二重のセグメント方式とし，構造強度は低温の外壁側で支持し，高温酸化と熱応力は相互に拘束しないセグメント状の内壁が分担する方式が採られている。Fig. 8もそれと同様の構造の例であり，内壁には冷却空気を導入する小孔を壁面に対して浅い角度で全面に高密度に開け，孔を通る冷却空気の熱交換面積を大きくするとともに孔から流出する冷却空気が主流面全体を均一に膜冷却できるアングルドエフュージョン方式を採用している。また，内壁の内側には小さな突起を多数設けて，ここに外壁から冷却空気を噴きつけるインピンジ-ピンフィン複合冷却も適用されている。

航空エンジンでは，推力を増強するために，タービンの下流に再熱装置（アフタバーナ）を設ける場合があるが，ここでも主燃焼器同様に高い冷却技術が要求される。また同時に，再熱装置は主燃焼器に比べ軸長が長く，航空エンジン全体重量への影響が大きいため，そのダクト構造としては可能な限り軽くかつ十分な強度を有することが求められる。こうした要求を満足する代表的な冷却構造として例えばダクト壁を波状とし，その全面を小孔でフィルム冷却する方式等がある[17]。

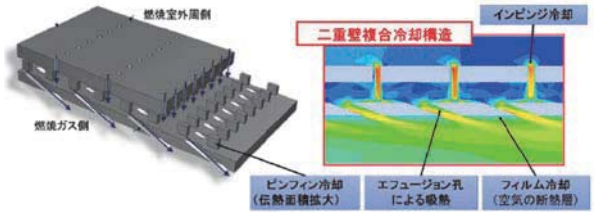


Fig. 8 Double wall liner cooling[16]

タービン翼や燃焼器ほど熱負荷は大きくないが，タービンや圧縮機のディスクやケーシングを最小限の空気で効率的に冷却し耐久性を確保するとともに，これら部品の温度ひいては部品間のクリアランスを適正に予測する2次空気システム技術は重要である。特に航空エンジンの場合，前述の通りフライトミッション中にレーティングが大きく変化するため，エンジン性能と構造健全性を両立する上で，この冷却と伝熱予測に対して極めて高い技術レベルが要求される。これに対し例えば，Sasaki等は[18]，Fig. 9に示すようにディスク周りの冷却空気の流動をCFDにより明らかにし，そのメカニズムをモデル化したフローネットワークを伝熱解析に組み込むことで，ディスク等の温度予測精度を大幅に改善することに成功している。また2次空気のCFDをタービンディスク全体の伝熱解析に直接連成させて加減速の過渡作動を解像した試みもある[19]。

エンジン全体の冷却システムとしては軸受部等の冷却・潤滑系統も重要である。航空エンジンでは，エンジンの両端部のみならず，圧縮機出口～タービン入口の高温部にも軸受が配置される。そのサンプ室には著しい熱流入があるため，潤滑油による冷却だけでなく，サンプ室を二重構造にして外側に2次空気を流すことも多い。Fig. 10に示すように，油はノズルからオイルジェットとして軸受に噴きつけられ冷却・潤滑する。その後，排油ポンプで吸い出され，オイルタンクに戻される。そこから再度エンジンへ供給される途上で油は冷却されるが，航空用では抜熱量が大きいため，ファンエアおよび燃料の両方で冷却・熱交換される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

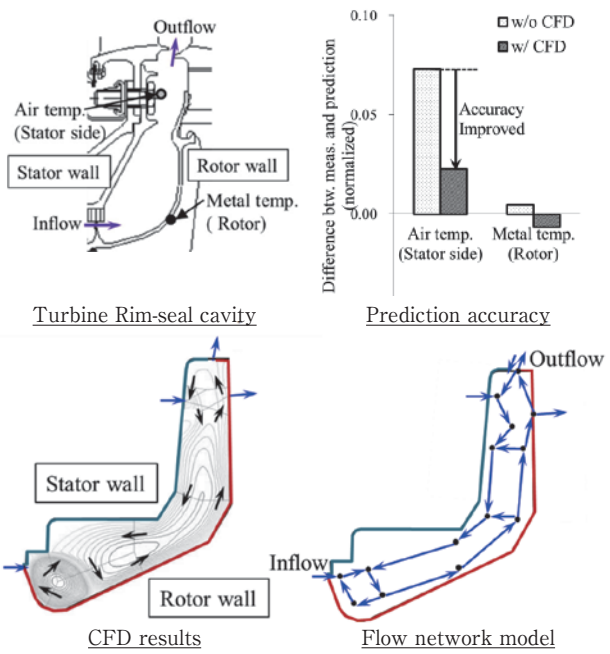


Fig. 9 Improvement in secondary flow model with CFD[18]

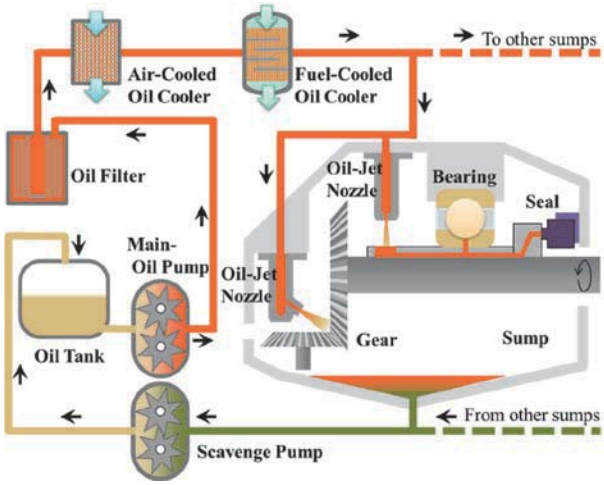


Fig. 10 Aero-engine oil thermal management system[20]

4．将来のさらなる航空エンジンの発展に向けて

ここまで航空エンジンの冷却技術開発の背景，変遷，そして最新技術を順に述べてきた。最後に本章では，将来のさらなる航空エンジンの発展に向けて，目下取組まれている冷却技術の研究開発トピックスを紹介する。

4.1 究極のフィルム冷却

「究極のフィルム冷却」は，ガスタービンの冷却を生業にする世界中の技術者が常に追いかけてきた夢である。

近年の特徴的な試みとしては例えば，従来のシェイプド孔などをベースにしつつ，CFDを駆使してこれを最適化するアプローチがある。例えば，Fig. 11は，動翼背側のフィルム冷却について，Arrowhead[21]と呼ばれる従来の高性能シェイプド孔をベースに，フィルム効率，熱伝達率，空力混合損失を多目的最適化した例である。

また，斬新な最適化の取組みとして，Nita等[22]は，データ群から特徴的なモードを抽出する「固有直交分解」という統計学手法を，フィルム冷却孔の形状最適化に適用するというユニークな発想により，従来のパラメタ最適化の限界を超えられる可能性を提示している。

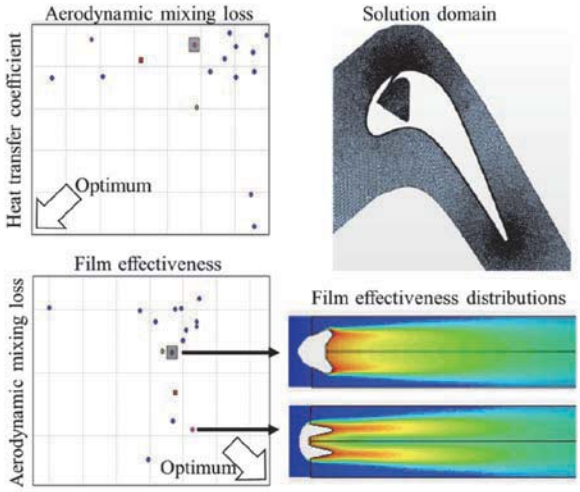


Fig. 11 Multi-objective optimization of Arrowhead film hole

翼の前縁部にも，多数の孔を密集させた「シャワーヘッド」と呼ばれるフィルム冷却方式が適用されるが，フィルム効率としてはあまり良くないことが知られてきた。近年の研究で，その原因が冷却空気の噴出しで誘起された強い単一渦によって，冷却空気が主流に巻き取られ壁から離脱する，またその渦によって主流と冷却空気の混合が促進されるためと解明された。そこで，こうした誘起渦を抑制するようなフィルム冷却孔が開発され[23]，Fig. 12に示すように実験で冷却性能が大幅に改善されることが証明された[24]。

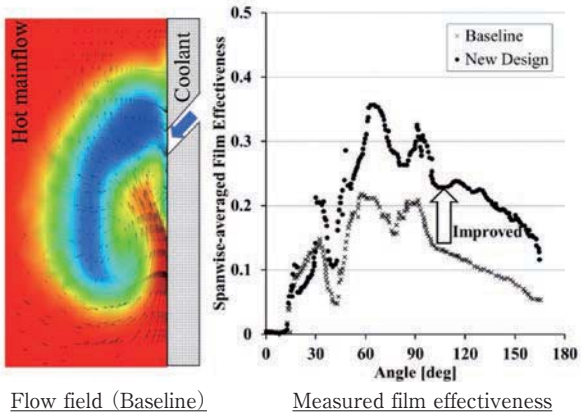
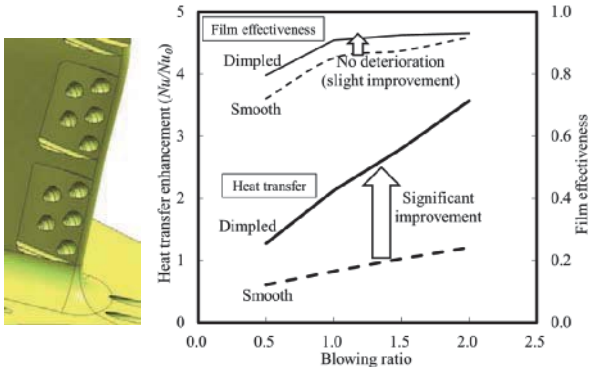


Fig. 12 Improvement in leading edge film cooling

一方，翼の後縁部についても，3.1項で紹介したように，腹側をカットバックしてその開口部から空気を出してフィルム冷却が行われる。技術課題として，主流と冷却空気の混合をできるだけ抑制する点は他のフィルム冷却と同じだが，その一方でフィルム流と翼壁面との熱

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

伝達は可能な限り促進すべき点が他と異なり特徴的である。一般的に，界面の熱伝達率を上げるために乱流促進等のアプローチを採れば，同時に流れのミキシングも進んでしまうため，この相反する要求を解決するのは容易ではない。これに対し，Murata and Okita[25]は，Fig. 13に示すようにカットバック面に涙滴状のディンプルを流れに対して傾斜させて配置する伝熱促進法を開発し，フィルム効率を悪化させることなく，熱伝達率を大幅に向上できることを実験で証明した[26]。



Trailing edge dimples　　Experimental results

Fig. 13 Improvement in trailing edge cooling performance

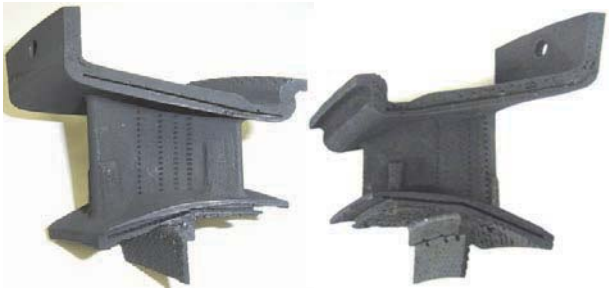
4.2 CMC空冷タービン翼

第1章でも触れたように航空エンジンでは，高温化とともに「軽量化」が大きな命題である。空冷タービン翼の技術においても，例えば冷却構造を工夫することで高温化と軽量化の両立を図るコンセプト[27,28]等が開発されてきた。

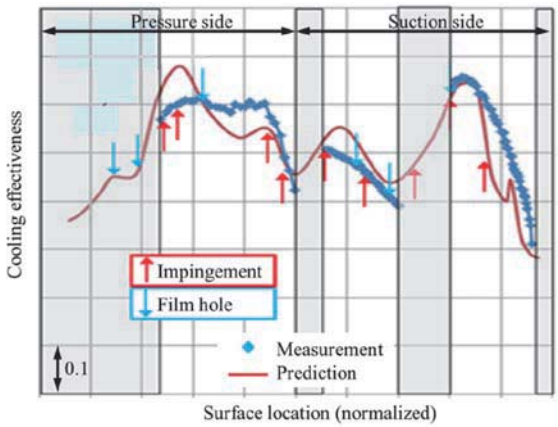
近い将来に，この高温化と軽量化の両立を劇的に推進し，高温タービン翼に革新をもたらす可能性があるのが，CMC（セラミクス基複合材）である。CMCは，現在タービン翼材料として最も先進的なニッケル基単結晶合金を耐熱温度で数百℃凌駕し，さらに比重は1/4と圧倒的なアドバンテージを有している。

Fig. 14は，Nita等[29]が開発したCMC空冷翼で，インサートによるインピンジ冷却および翼面のフィルム冷却といった金属翼の冷却技術をそのまま適用したものだが，それでも実機条件で冷却空気をほぼ半減できることが示されている。

今後は，金属翼と全く異なるCMCの材料特性や翼の製造法の特徴に適した新たな冷却法を開発することで，CMCのポテンシャルをさらに引き出せる可能性がある。例えば，Fig. 15は，CMC内部の繊維の向きに沿って多数のマイクロチャンネルを形成し，そこに冷却空気を通して高効率な冷却を実現することを狙った新たな冷却技術の研究例である。

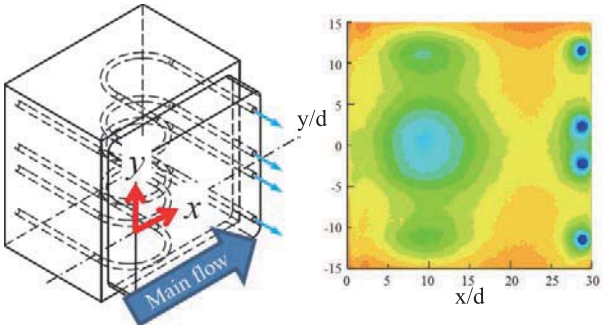


Cooled CMC vane with instrumentation
(Left: pressure side, Right: suction side)



Measured cooling effectiveness

Fig. 14 Cooled CMC vane



Micro-channel along fibers　　Measured cooling effectiveness

Fig. 15 Micro-channel cooling for CMC structure（IHI-TUAT joint research）

4.3 推進の電動化に伴う冷却技術開発

航空エンジンから航空機全体に目を向けると，フライトコントロールや空調等の航空機システムは油圧，空気圧系統及び機械式機構を利用する従来型システムから電動化が進みつつある。将来的には航空機システムの全電動化（機体二次動力の全電気化）に加え，これまで内燃機関（ガスタービン）が担ってきた主推進装置そのものを，段階的に電気推進化していく取組みも，活発化していくと考えられる。

航空機システムの全電動化，更には電気推進を実現する上では様々な課題があるが，大きな課題のひとつとして，冷却とサーマルマネジメントがある。これまで油圧

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

系統などを電動化する場合であっても，「熱」は大きな問題であったが，更に大きな電力を使用する航空機システムの全電動化や電気推進化を行った場合，発電機，モーター，パワーエレクトロニクス等から膨大な発熱が生じ，これらの機器をいかに効率的に冷却するか，また冷却した後の排熱をいかにマネジメントするかは極めて大きなチャレンジである。

Fig. 16は，航空用ガスタービンエンジンで大電力の使用に伴う軸抽出入力を可能とするコンセプトの一例として，従来型のターボファンエンジンに，ギアボックス搭載型高圧軸発電/電動機に加え，エンジン直結型の低圧軸発電/電動機を取り付け，外部の補助動力装置（ガスタービン発電機）からの電力の入力と，機体二次動力又は電動推進器への電力の出力を行う，ターボエレクトリックシステムのコンセプトを示す。このシステムでは，ガスタービンに抽出入力を行うための発電/電動機，およびそれらを制御する電力変換器が主要な発熱源となり，これらを効率的に冷却し，またその抜熱を合理的に機外に排出する必要がある。

冷却方法には油冷，水冷，空冷等があるが，回転体であるため潤滑系が必要な発電機は油冷が現実的な解と考えられる。一方で，大出力の電力変換器については，環境温度の制約から潤滑油系統の存在しないナセル等に設置せざるを得ず，空冷化が強く求められる。

このような電動化に適応した航空機エンジンのサーマルシステムを成立させる上では，各冷却デバイスや熱交換器の伝熱性能が高いことが必要なのは言うまでもないが，恐らく最大の課題はいかに「重量」を抑えられるか，また，冷却媒体の「圧力損失」をいかに抑えられるかになるであろう。

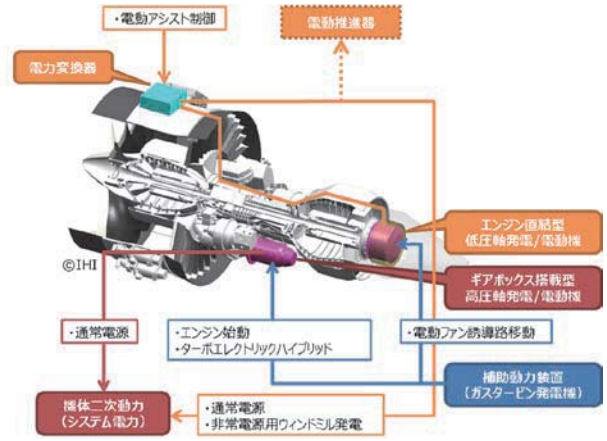


Fig. 16 Turbo-electric hybrid propulsion system

5．おわりに

過去70年余にわたり様々な冷却技術が開発され，絶え間ない高温化を後押しするとともに，冷却空気量を確実に減らし続け，これによって航空エンジンの燃費や比推力の飛躍的な改善に貢献してきた。

タービン翼に代表される今日最先端の航空エンジンの冷却部品・冷却システムには，高性能な伝熱促進デバイスやフィルム冷却技術など，過去から現在までの冷却技術者の叡智が結集されている。現在のエンジンを成立せしめているこれら冷却技術・高温化技術がどのように生まれ発展してきたのか，またどのような設計思想に基づいているのかといったことを，我々の遺産としてきちんと踏まえた上で，さらに次の技術の先端を探求していく必要がある。

一方で，従来と全く異なる材料や，全く異なるエンジンシステム・機体システムといった分野でも，今日，冷却技術は新たなチャレンジを求められている。そこでも，過去の技術開発で培った経験や教訓は必ず生きるであろう，また同時に，新たな発想も必要となるだろう。「航空エンジンの冷却技術」を再定義し，従来われわれの領分・範疇ではなかったことを積極的に探究し，新たな領域で研究・技術開発を深く掘り進めていく必要がある。

参考文献

(1) 大北等，インピンジ冷却機構，タービン翼及び燃焼器，特許第5834876号（2013）.
(2) Okita, Y., et al., Impingement Cooling Performance on Turbine Airfoil Leading Edge Including Effects of Surface Roughness, ISABE-2009-1184 (2009).
(3) Murata, A., et al., Heat Transfer Enhancement due to Combination of Dimples, Protrusions, and Ribs in Narrow Internal Passage of Gas Turbine Blade, ASME Paper GT2011-45356 (2011).
(4) Krishnendu, S., et al., Heat Transfer Enhancement and Thermal Performance of Lattice Structures for Internal Cooling of Airfoil Trailing Edges, Journal of Thermal Science and Engineering Applications, Vol. 5 (2013), p. 011001.
(5) Okita, Y. and Nishiura, M., Film Effectiveness Performance of an Arrowhead-Shaped Film Cooling Hole Geometry, Journal of Turbomachinery, Vol. 129 (2007), pp. 331-339.
(6) 大北，冷却タービン翼，特許第5474279号（2014）.
(7) Cunha, F.J. and Chyu, M.K., Trailing-Edge Cooling for Gas Turbines, AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 22, No. 2 (2006), pp. 286-301.
(8) 防衛装備庁ホームページ「航空装備研究所」〈http://www.mod.go.jp/atla/kousouken.html〉（参照日 2018年8月29日）をもとに㈱IHI作成
(9) Han, J.-C., et al., Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, CRC Press, FL (2012).
(10) Okita, Y. and Nakamata, C., Computational Predictions of Endwall Film Cooling for a Turbine Nozzle Vane with an Asymmetric Contoured Passage, ASME Paper GT2008-50878 (2008).
(11) Okita, Y., et al., A Novel Cooling Method for Turbine Rotor-Stator Rim Cavities Affected by Mainstream Ingress, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127 (2005), pp. 798-806.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

⑿ Stinson, M., et al., Effect of Swirled Leakage Flow on Endwall Film-Cooling, Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, Kyoto, Japan (2014).
⒀ Tamunobere, O., et al., Heat Transfer to an Actively Cooled Shroud With Blade Rotation, Journal of Thermal Science and Engineering Applications, Vol. 7 (2015), p. 041020.
⒁ Acharya, S., et al., Squealer Tip Heat Transfer With Film Cooling, ASME Paper GT2010-23688 (2010).
⒂ Okita, Y., et al., Combustor Liner, 欧州特許第2778532号 (2014).
⒃ 佐久間，防衛装備庁における次世代エンジン研究について，第45回GTSJガスタービンセミナー資料集 (2017).
⒄ 近藤等，熱伝導率の異なる二材料を用いた定常法による燃焼器ライナ壁のフィルム冷却性能評価と壁形状最適化，日本機械学会熱工学コンファレンス2016講演論文集 (2016).
⒅ Sasaki, Y. et al., Prediction of Heat Transfer with Cavity Flow Modeling for Engine Design, ASME Paper GT2014-26517 (2014).
⒆ Okita, Y., Transient Thermal and Flow Field in a Turbine Disk Rotor-Stator System, ASME Paper GT2006-90033 (2006).
⒇ 生山，IHIにおけるジェットエンジン開発へのAmesimの適用事例紹介，Siemens PLM Connection Japan 2018 (2018).
(21) Okita, Y., Turbine Component, 米国特許第8079812号 (2011).
(22) Nita, K., et al., Film Cooling Hole Shape Optimization Using Proper Orthogonal Decomposition, ASME Paper GT2014-27239 (2014).
(23) Okita, Y., Turbine Vane, 特許第2831382号 (2015).
(24) Funazaki, K, et al., Experimental and Numerical Studies on Leading Edge Film Cooling Performance: Effects of Hole Exit Shape and Freestream Turbulence, ASME Paper GT2012-68217 (2012).
(25) Murata, A. and Okita, Y., Turbine Blade, 米国特許第9771806号 (2017).
(26) Nishida, S., et al., Effects of Shape and Arrangement of Dimples on Film Cooling Performance Over Cutback Surface at Airfoil Trailing Edge, ASME Paper GT2013-95542 (2013).
(27) Okita, Y., et al., Film Cooling in a Separated Flow Field on a Novel Lightweight Turbine Blade, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 132 (2010), p. 031003.
(28) Okita, Y., et al., Aerodynamic Performance of Novel Lightweight Turbine Blade, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 139 (2017), p. 071005.
(29) Nita, K., et al., Cooling performance tests of a CMC nozzle with annular sector cascade rig, Proceedings of 37th International Conference and Expo on Advanced Ceramics and Composites (2013).

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

川崎重工における産業用ガスタービンの冷却翼開発

Development of Cooled Airfoils for Kawasaki Gas Turbines

谷口 智紀*1　TANIGUCHI Tomoki
都留 智子*2　TSURU Tomoko
堀内 豪*3　HORIUCHI Takeshi

キーワード：ガスタービン，冷却翼，内部冷却，フィルム冷却，流体・熱伝導連成解析，特殊計測
Key Words：Gas Turbine, Cooled Airfoils, Internal cooling, Film cooling, CHT analysis, Special instrumentation

1．緒言

当社は1972年にガスタービンの初号機を開発して以降，150kWから30MWまでの幅広い出力レンジにおいてガスタービンを開発してきており，納入実績は合計で1万ユニットを超える。その間，コンピュータ性能の飛躍的な向上による設計の高度化と加工・製造技術の進歩とが相俟ってタービン翼の冷却性能は大きく向上し，ガスタービンの効率上昇に寄与し続けてきた。近年は太陽光や風力など不安定な再生可能エネルギーの導入が拡大していることに伴い，高効率な分散型電源としてガスタービンの重要性が一層高まっており，開発が続けられている。

タービン部に関しては，タービン入口ガス温度の上昇や冷却空気の削減がガスタービン本体の効率向上に直結するが，いずれにおいてもできるだけ少ない量の空気で翼を効率良く冷却する必要がある。そのため，各社で冷却性能を改善するための努力が続けられており，当社でも要素技術開発から実機への適用まで様々なレベルでの取り組みを行っている。要素レベルでは，種々の冷却構造について要素試験を行い，冷却特性を把握・改善するのに必要な基礎データを取得する。このデータはその後の実機開発において冷却翼設計に適用され，高性能が実現されることになる。ここで，近年は実機開発に充てられる時間が益々短くなる傾向にあり，設計やその後の運転試験・評価のスピードアップが求められている。したがって，設計段階ではより高精度な翼温度予測技術が，その後の実機試験では高精度で効率的な計測・評価技術が不可欠となっており，これらについても様々な技術を積極的に適用している。本稿では，当社での産業用ガスタービンの冷却翼開発におけるこれらの取り組みについて紹介する。

原稿受付　2018年9月10日
＊1　川崎重工業㈱　エネルギー・環境プラントカンパニー
エネルギーシステム総括部
〒673-8666　明石市川崎町1－1
＊2　川崎重工業㈱　航空宇宙システムカンパニー　技術本部
〒673-8666　明石市川崎町1－1
＊3　川崎重工業㈱　技術開発本部　技術研究所
〒673-8666　明石市川崎町1－1

2．要素技術

タービン翼の冷却技術要素は，一般的に翼の内部冷却と外部冷却に大別される。Fig. 1に，タービン1段静翼内部の冷却構造の一例を示す。内部冷却は，中空の翼内部にリブやピンフィンなどを設置し，翼内壁の伝熱促進を図る方法である。一方外部冷却は，フィルム冷却に代表されるように翼外表面に沿って冷却媒体を吹き出して膜を形成し，壁面近傍のガス温度を低下させて入熱を緩和する方法である。本章では，当社における近年のタービン冷却要素技術開発を紹介する。

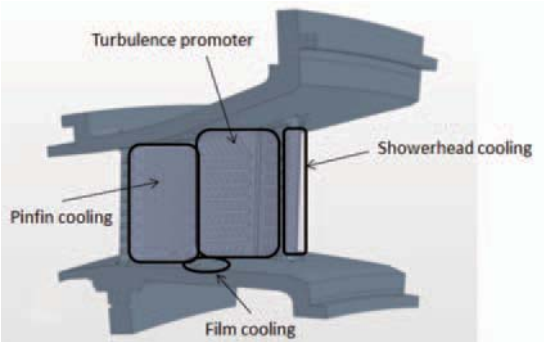


Fig. 1　Cooled turbine nozzle

2.1　リブ配置の稠密化による翼内面放熱量の極大化

従来伝熱促進リブはTurbulence promoterと呼ばれ，リブの下流で生じる剥離・再付着流れにより冷却通路の境界層を更新するとともに乱れを促進する冷却要素として適用されてきた。数多くの研究事例により，リブの

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

ピッチはその高さの10倍前後で境界層更新による伝熱促進効果が最も高いとされている。

一方，伝熱面の放熱量はその熱伝達率と表面積の積で表される。リブ付き流路では，表面積の寄与度合はリブのフィン効率に依存するが，中型ガスタービンの場合リブのフィン効率は１に近く，リブそのものからの放熱量が総放熱量に大きく寄与することになる。したがってリブを多く設置する（リブピッチを小さくする）方が有利となる。しかしその場合，リブ間の境界層更新は期待できなくなり熱伝達率は低下する。両者のバランスをとって放熱量の極大化を実現するにはリブピッチの小さい（リブピッチ対高さ比＜４程度）流路形状における伝熱・流動特性を知る必要があるが，そのような研究事例は少ない。

そこで，稠密にリブを配置した伝熱面の静止場・回転場における局所熱（物質）伝達率をナフタレン昇華法により計測する[(1),(2)]とともに静止場でPIVによる速度分布計測[(3)]を行った。試験装置外観をFig. 2に，結果の一例として，回転状態におけるリブピッチ対高さ比（P/e）＝3，10でのリブ間のヌセルト数増大比分布及び中心断面上の速度分布の比較をFig. 3に示す。P/e=10では再付着流れにより前半部分でヌセルト数が増大するが，P/e=3ではリブ間を覆う渦による強い下向き流れにより後半部分でヌセルト数が増大し，総放熱量はP/e=10における値に対し60％程度増大することが分かった。

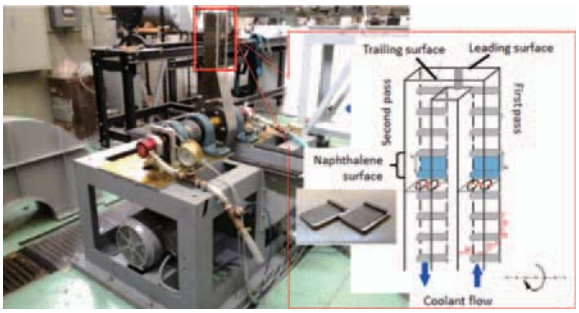


Fig. 2　Rotating test rig

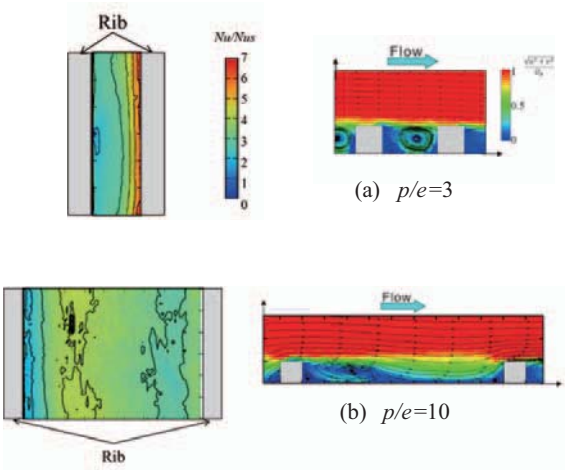


Fig. 3　Rotating rig test result
（Left: Nusselt number, Right: Velocity）

2.2　Lattice冷却ダクトの流動場詳細計測

Lattice冷却構造とは，Fig. 4に示すように平行に配置した複数本のリブ組をある角度で交差させたものである。リブで仕切られた細かい流路内に冷媒が流れると，流路端部で対向する逆向きの流路への折り返しによる旋回流れが発生し，下流で縦渦を形成する。リブの交差角度が90°に近い場合，交差する流路の接続面で発生するせん断力はこの縦渦を維持することに寄与する。その結果，ダクト全体に細かい螺旋状の流れが形成され，熱伝達が促進される。

Lattice冷却ダクトは形状の複雑さから流れ場の計測が難しく，これまで定性的な考察や数値解析により予測されてきた。それらを検証するデータを取得するため，複雑な内部構造を持つ流路を可視化できる手法として医療用のMRI（Magnetic Resonance Imaging）装置を用いてLattice冷却ダクト内部の速度場の３次元計測を行っている[(5)]。Fig. 5にリブ角度45°のダクトにおいて実験と数値解析により得られた，入口から５番目の流路要素の中央断面（Fig. 5 (b)のA-A断面）における投影速度ベクトル分布を示す。対向する流路間の接続部において，角運動量の保存による冷媒の交換が行われていることがわかるが，各流路要素における渦構造は実験と数値解析で相違がみられ，更なる調査を行う予定である。

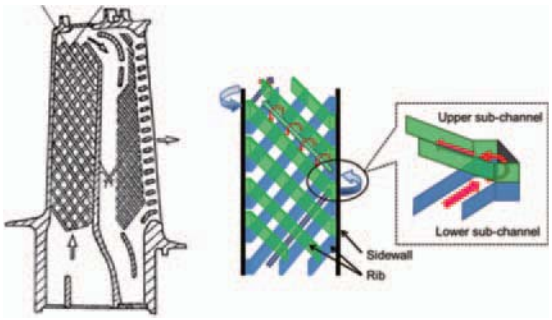
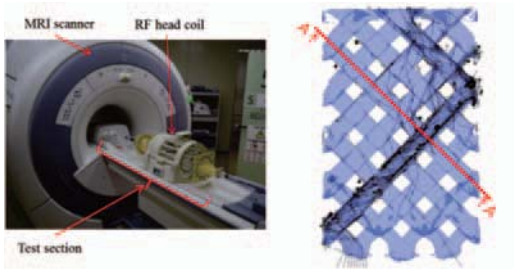
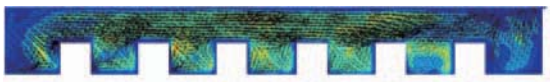


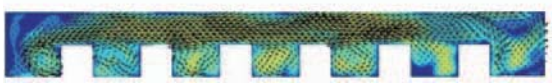
Fig. 4　Lattice cooling structure [(4)]



(a) Test section on MRI　　(b) Streamline



(c) Velocity distribution on section A-A (MRI)



(d) Velocity distribution on section A-A (CFD)

Fig. 5　Velocity measurement of lattice cooling duct

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

2.3　リブ付き蛇行流路における伝熱特性の評価

実機開発において冷却翼の温度をより精度良く予測するためには，要素試験で用いられる単純形状だけでなく，実機に近い複雑形状の内部冷却流路における伝熱特性を把握する必要がある。そこで，実機の内部冷却構造を模擬した拡大試験モデルを用いて，過渡応答熱伝達計測やPIV計測，油膜法，RANS解析を実施することで伝熱特性を詳細に調査した[6]。結果の一例として，Fig. 6に計測で得られた熱伝達率分布を示す。背腹での分布の違いや一部の低熱伝達領域（破線丸で囲む領域）が認められた。

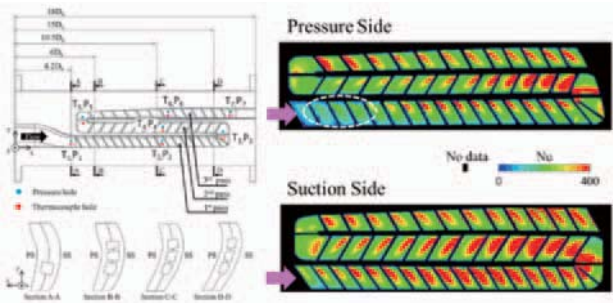


Fig. 6　Rib duct and heat transfer coefficient

2.4　新型フィルム冷却孔（Nekomimi）の開発

フィルム冷却性能を向上させるには，冷却孔から主流へ流出する冷媒の壁面への付着性を改善することが必要である。従来，Shaped holeのように単孔で出口面積を広げて冷媒の主流への貫通力を抑制する方法が多く適用されてきたが，当社では二つの孔を交差して配置し，孔の下流でフィルム空気を壁面へ付着させる渦対（Anti-Counter Rotating Vortices）を発生させるDouble-Jet Film Cooling（DJFC）を考案した[7]。

Nekomimiフィルム冷却[8]はDJFCを発展させたもので，単孔で出口形状を猫の耳のような形状にすることでDJFCと同等の機能を持たせたフィルム冷却方式である。風洞試験で得られたNekomimi形状におけるフィルム冷却効率分布をShaped holeにおけるそれと比較した結果をFig. 7に示す。吹き出し比1.5におけるNekomimi形状では，フィルム空気がShaped holeよりも広い範囲をカバーしており，冷却性能の大幅な改善が確認された。

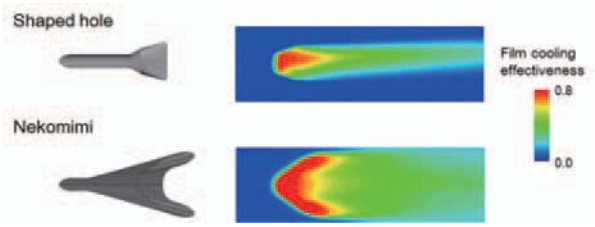


Fig. 7　Film cooling effectiveness

2.5　翼外面熱伝達率の評価

冷却翼設計では，各冷却要素の冷却性能だけでなく翼外面の主流ガスからの入熱も正しく見積もる必要があり，そのため当社ではFig. 8に示すような翼列試験装置を用いて，翼周りの熱伝達率計測を実施してきた。これに加えて，冷却翼の開発にCFD解析を活用するため，RANS, LES解析の結果を計測結果と比較することで，その予測精度の検証[9]にも取り組んできた。Fig. 9に計測と解析によって得られた熱伝達率分布の比較を示す。この結果より，RANS解析は適切な乱流モデルの選択によって計測結果と比較的良く一致し，一方でLES解析は計測と非常に良く一致することが確認された。また，LES解析はFig. 10に示すような翼面近傍の詳細な渦構造を再現できるため，翼外面における熱伝達現象をより正確に予測・把握することが可能となる。

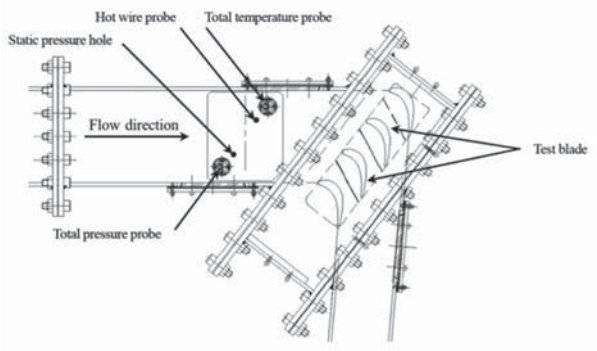


Fig. 8　Schematic diagram of linear cascade test rig

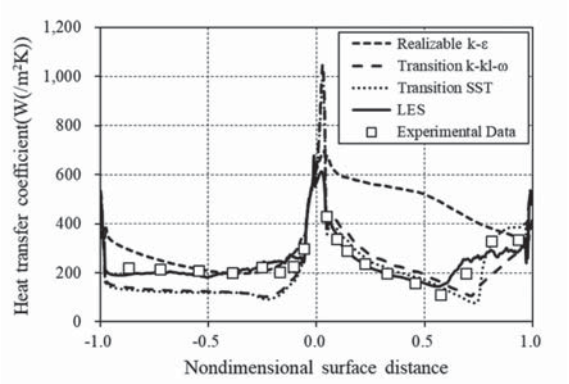


Fig. 9　Heat transfer coefficient distribution

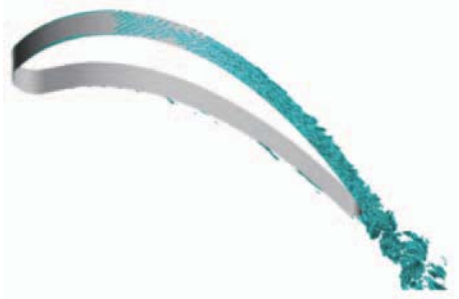


Fig. 10　Detailed vortex structure on airfoil surface by LES

3．設計・解析技術

3.1　冷却翼設計に適用される解析技術

実機の冷却翼設計における翼メタル温度予測では，2章で紹介した各種要素試験から得られた伝熱特性データを従来から活用してきた。これに加えて，翼内部におけ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

る冷却空気の流動状態を確認するため，CFD解析を利用してきた。最近では，３次元的なメタル温度分布を正確に把握するため，Fig. 11に示すような翼外部・内部流れと翼固体部の熱伝導を連成できる流体・熱伝導連成（CHT：Conjugate Heat Transfer）解析も実施している。次節より，当社の冷却翼設計に適用されたCFD及びCHT解析技術について紹介する。

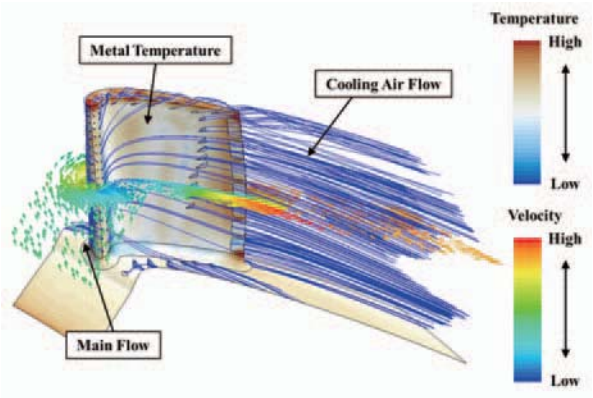


Fig. 11　CHT analysis of cooled turbine blades

3.2　CFD解析による内部流れ予測

翼内部での冷却空気の流動状態は，翼の冷却性能に大きな影響を及ぼすため，Fig. 12に示すように翼内部流れのCFD解析を実施することで，冷却空気の極端な偏流や供給不足がないかを確認している。解析結果はFig. 13に示すように，実際の翼を用いて常温常圧下で行われた流量計測結果と比較し，実測流量を高い精度で予測できることを確認している。

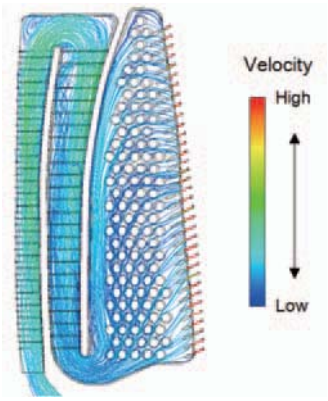


Fig. 12　CFD analysis of internal cooling air flow

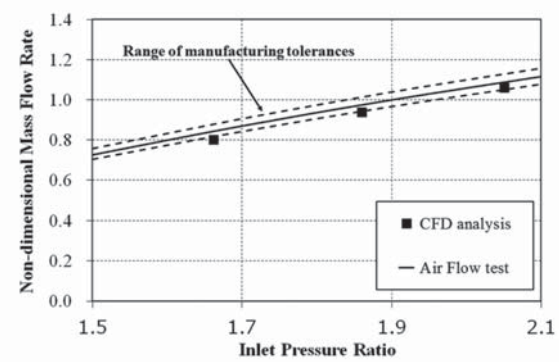


Fig. 13　Validation of CFD analysis for cooling air flow rate

3.3　CHT解析による翼メタル温度予測

CHT解析を冷却翼の開発に活用するため，当社では同解析による予測温度と実機計測温度を比較し，予測精度の検証[10],[11]に取り組んできた。Fig. 14，15には，フィルム冷却を適用した１段動翼に対するCHT解析及びパイロメータ（４章を参照）を用いて得られた計測結果の翼面温度分布をそれぞれ示す。ここでは，いずれの図も解析あるいは計測で得られた温度（T）と基準温度（T_{ref}）との差を示している。これらの図より，解析結果は計測で確認された特徴的な温度分布（A ～ F）を良く捉え，計測結果と定性的に良く一致しており，定量的にも比較的精度良く実測の温度レベルを予測できることを確認した。

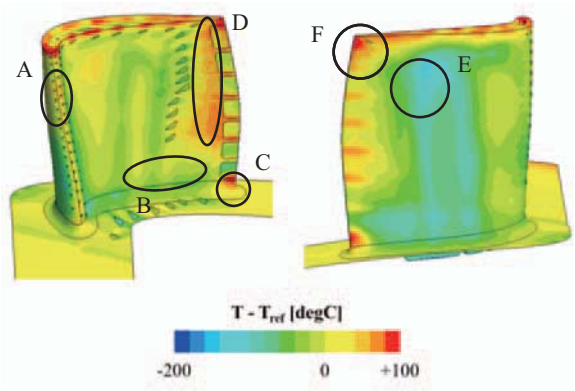


Fig. 14 CHT analysis results of film-cooled blade

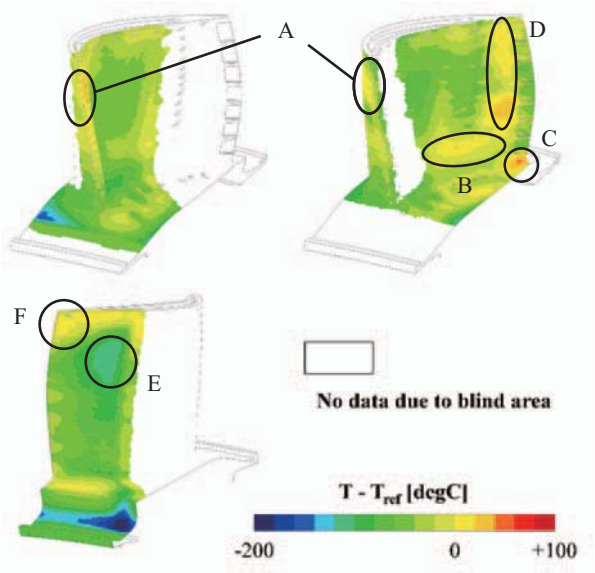


Fig. 15　Measurement results of film-cooled blade

次に，冷却翼開発へのCHT解析適用事例として，１段静翼エンドウォール部へのNekomimiフィルム冷却孔（２章を参照）の適用検討[12]を紹介する。Fig. 16に示すように，同フィルム冷却孔を適用することで，冷却空気量を削減しながら，下流領域においてメタル温度の低減を見込めることが確認できた。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

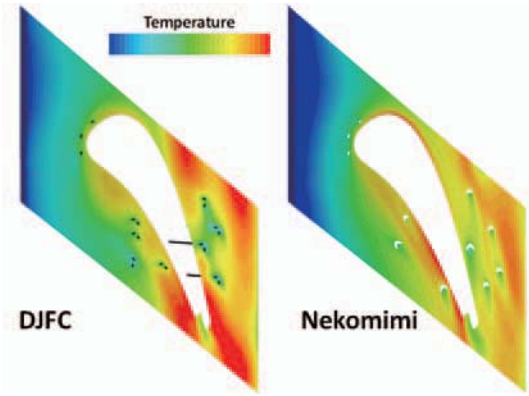


Fig. 16 CHT analysis results of nozzle endwall

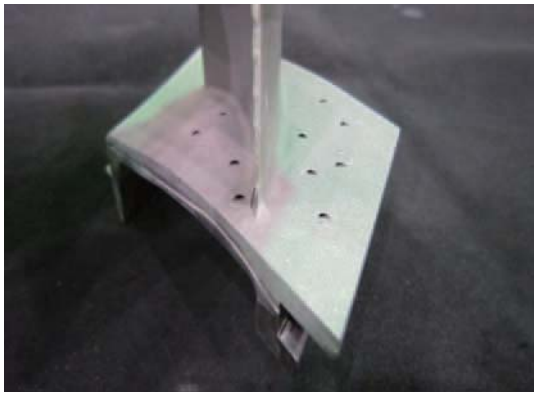


Fig. 17 Nekomimi holes on nozzle endwall

4．計測・評価技術

4.1 実機試験設備

2，3章で述べた各技術を適用して設計・製作された冷却翼を組み込んだガスタービンは，社内の運転試験設備で開発試験が行われる。この設備は開発試験，量産機の領収試験のいずれにも用いられ，通常の運転制御や性能評価に必要な計測の他に，温度や圧力，振動など数多くの特殊計測が可能となっている。開発試験の期間中は，ガスタービン性能や各要素性能が子細に調べられるが，冷却翼についても後述する種々の特殊計測技術を用いて翼メタル温度が計測され，冷却性能や翼の健全性が評価される。

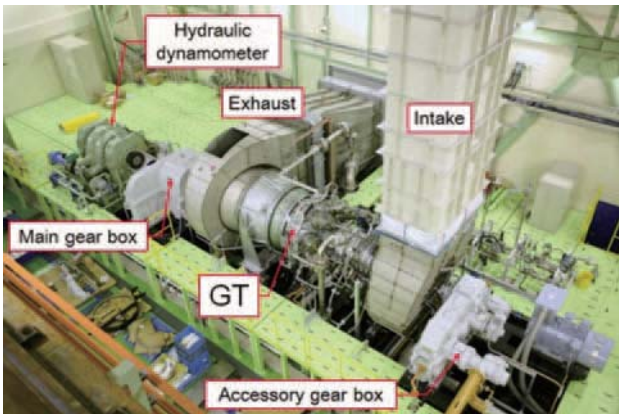


Fig. 18 GT Test stand

4.2 計測方法

タービン翼の温度計測では，実機試験の内容や評価対象によって種々の計測方法が使い分けられる。中でも動翼は，温度・応力ともに厳しい環境にさらされるため温度管理が最も必要な部位であるが，回転場ということもあり計測が困難なため，多くの方法が組み合わされる。動翼の代表的な計測方法とそれぞれの特徴を以下に簡単にまとめる。

【サーモペイント】

翼面に示温塗料を塗布し，その色変化から温度を知るものであるが，運転試験中の最高温度しか計測することができず，温度分解能も低い。施工自体は非常に安価に行えるが，サーモペイントに特化した運転パターンでの試験が必要であり，温度評価にはエンジン分解も必要となるため，中型クラス以上のガスタービンでは試験にかかる費用・手間は結果として大きくなりがちである。分解・組立が比較的容易な小型クラスのガスタービンでは多用される。

Fig. 19 Painted turbine blades

【熱電対】

翼面に埋め込んだ熱電対で温度を計測する方法で，翼温度を高い精度で連続的に計測することができる反面，局所計測となり翼面の温度分布を知ることはできない。また，回転体から熱電対出力を取り出すためにテレメータやスリップリングなどの高額機器が必要になり，さらにはロータ内部の配線作業や組立作業にもかなりの費用と期間を要する。静翼では熱電対出力はそのまま取り出せるため，動翼に比べて適用はかなり容易である。

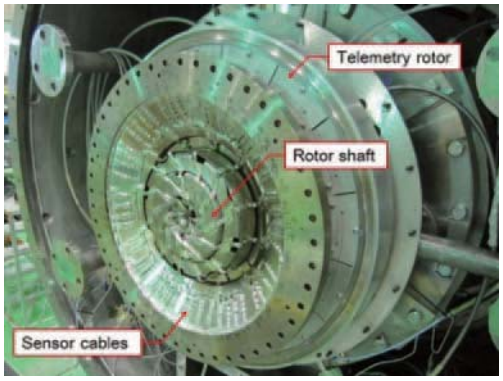


Fig. 20 Telemetry system and wire routing

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

【サーモクリスタル】

翼面にSiCのセンサを埋め込み，その組織変化から温度を知るもので，Uniform Crystal Temperature Sensorとも呼ばれる[13]。センサのサイズが0.2×0.2×0.38mmと非常に小さいため，当社製品に多い比較的小さい翼でも翼面に埋め込んで精度の高い計測ができる。また，TBCの表層部とその下のメタル部に埋め込むことにより，TBCの遮熱効果を評価することも可能である。サーモペイントと同様に運転試験中の最高温度しか知ることができず，エンジン組立・分解が必要となるが，運転パターンの制限はサーモペイントに比べて緩く，柔軟に試験を行うことが可能である。

【パイロメータ】

放射温度計の一種で，翼面からの放射強度を計測し，温度を算出する。当社で使用しているパイロメータはプローブ内部にミラーが内蔵されており，ミラー角度を変えることにより翼面の幅広い範囲を計測することができる。また，他の計測方法では計装翼しか計測・評価できないのに対して，パイロメータは全翼の温度を計測することができるため，試験を非常に効率的に進めることができる。さらには，プローブはケーシング外側に取り付ける構造で，エンジン分解・組立を必要としないため中型クラスのガスタービンに多用している[11],[14],[15]。一方で，計測自体は容易であるものの，計測される放射強度は翼面の放射率や翼以外からの放射・反射により大きな影響を受けるため，計測結果の解釈には注意を要する。そのため，先に述べたような他の計測方法を併用することにより計測精度を向上させている。

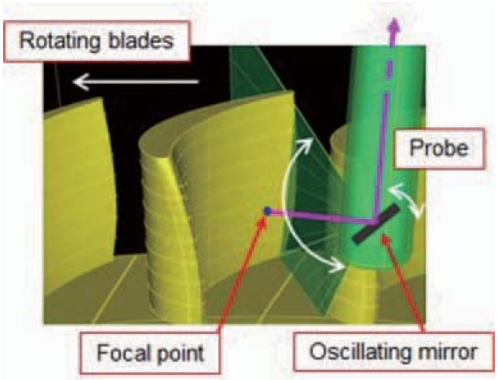


Fig. 21　Measurement principle of pyrometer

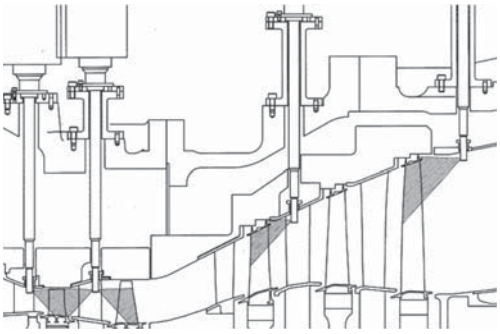


Fig. 22　Pyrometer installation

4.3　計測結果

動翼温度の計測結果の一例をFig. 23に示す。熱電対及びサーモクリスタルは翼部に埋め込んだ位置での温度を計測しているため，埋め込み深さを考慮し表面温度に補正しているが，両者は良く一致している。これらの結果はパイロメータ計測結果の検証・評価に用いられ，必要に応じてパイロメータ計測結果を補正し，翼温度の評価を行う。

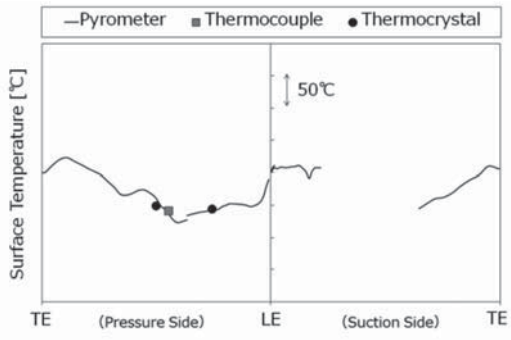


Fig. 23　Blade Surface Temperature

先述の通り，パイロメータ計測では全翼について幅広い領域の温度分布を計測することができるため，多くの機種の動翼計測に用いている。計測により得られた各種動翼の温度分布をFig. 24に示す。翼面上でのスポット径は約２mmであるが，フィルム空気の流れや温度分布を細かく捉えられていることがわかる。

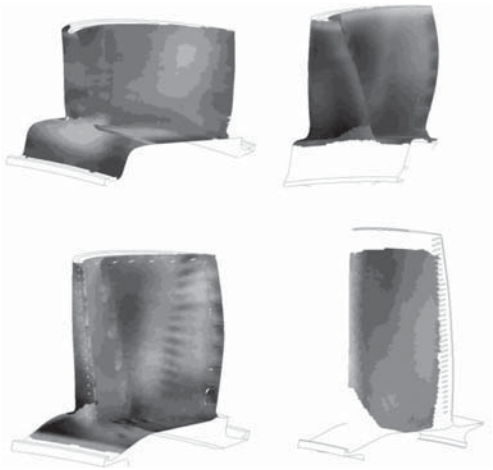


Fig. 24　Pyrometer measurement result

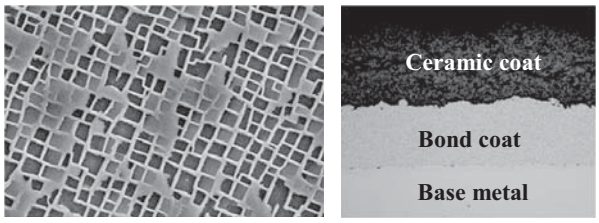
実機試験では翼温度以外にも主流ガス温度や冷却空気の供給圧力・温度など冷却性能評価に必要なデータが計測される。これらのデータと翼温度を元に，設計結果や３章で述べたCFD・CHT解析結果の妥当性が検証され，その後の冷却翼開発に向けて設計・解析技術の向上が図られる。

また，社内試験では翼の温度だけでなく強度的な耐久性を確認するために，熱サイクル試験など様々な運転パターンの試験を行い，翼の健全性に問題がないことを確認する。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

4.4 実証運転

社内試験設備での各種試験を終えると，ガスタービンは長期実証運転に移行する。実証運転では，社内試験時のような特殊計測は行われないが，定期的に行われる点検時に翼をサンプリングし，非破壊試験や破壊試験，材料組織調査など（Fig. 25）を行うことにより，長時間の運転での翼の健全性を検証する。



(i) Microstructure of γ’ (ii) Coating

Fig. 25 Inspection after long-term operation

5．結言

本稿では，川崎重工での産業用ガスタービンの冷却翼開発において，要素技術開発から実機試験までに適用されている各技術について紹介した。

タービン翼の冷却技術に関しては，当社を含め各大学や企業などで幅広く研究開発が行われてきたが，冷却翼は鋳物で製作することが大前提であったため，鋳型構造による制約が大きく，採用できる冷却構造が限られていた。しかし，近年急速に発展している三次元積層技術（Additive Manufacturing, AM）は冷却設計の自由度を高め，冷却技術を劇的に進化させる可能性を秘めている。また，AMによって異なる冷却構造の翼を短期間で製作することが可能となれば，実機開発の期間を大幅に圧縮することができ，開発の進め方も大きく変わるであろう。製造技術も含めた冷却技術の開発は今後，益々重要度を増すと考えられ，当社としても業界の動向を注視しながら開発を行っていきたいと考えている。

謝辞

本稿で紹介した研究事例において，2.1節は大阪大学（当時），2.2節は徳島文理大学，2.3節は岩手大学と共同研究として実施されたものであり，徳島文理大学武石賢一郎教授，岐阜大学小宮山正治教授，関西大学小田豊准教授，岩手大学船﨑健一教授に多大なるご指導をいただいた。ここに記して感謝の意を表する。

参考文献

(1) Hagari, T., Ishida, K., Takeishi, K., Oda, Y. and Kitada, H., Investigation on Heat Transfer Characteristics of a Cooling Channel with Dense Array of Angled Rib Turbulators, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68949 (2012)

(2) Hagari, T., Ishida, K., Takeishi K., Komiyama, M. and Oda, Y., Experimental Study on Local Heat Transfer in a Rotating, Two-pass Cooling Channel with Dense Array of Turbulence Promoters with Naphthalene Sublimation Method, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25369 (2014)

(3) Hagari, T., Ishida, K., Takeishi K., Komiyama, M. and Oda, Y., Effect of Rib Density on Flow and Heat Transfer in an Internal Cooling Passage, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57395 (2016)

(4) Goreloff, V., Goychengerg, M. and Malkoff, V., The Investigation of Heat Transfer in Cooled Blades of Gas Turbines, AIAA Paper No. 90-2144 (1990)

(5) Tsuru, T., Ishida, K., Fujita, J. and Takeishi K., Three-Dimensional Visualization of Flow Characteristics Using a Magnetic Resonance Imaging (MRI) in a Lattice Cooling Channel, Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, GT2018-76409 (2018)

(6) Funazaki, K., Odagiri, H., Horiuchi, T. and Kazari, M., Detailed Studies on the Flow Field and Heat Transfer Characteristics inside a Realistic Serpentine Cooling Channel with a S-shaped Inlet, Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, GT2018-76225 (2018)

(7) Kusterer, K., Bohn, D., Sugimoto, T. and Tanaka, R., Double-Jet of Cooling Air for Improved Film-cooling, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 129, pp. 809-815 (2007)

(8) Kusterer, K., Tekin, N., Reiners, F., Bohn, D., Sugimoto, T. and Tanaka, R. and Kazari, M, Highest-efficient Film Cooling by Improved NEKOMIMI Film Cooling Holes -Part 1: Ambient Air Flow Conditions, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95027 (2013)

(9) 餝雅英，堀内豪，船﨑健一，LES解析によるタービン翼外面熱伝達率の研究（翼形状の違いによる影響），日本機械学会論文集，Vol. 81, No. 822 (2015), DOI:10.1299/transjsme.14-00420.

(10) 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，日本ガスタービン学会誌，Vol. 46, No. 4 (2018), pp. 298-305.

(11) Horiuchi, T., Taniguchi, T., Tanaka, R., Ryu, M. and Kazari, M., Application of Conjugate Heat Transfer Analysis to Improvement of Cooled Turbine Vane and Blade for Industrial Gas Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, GT2018-75669 (2018)

(12) Taniguchi, T., Tamai, R., Muto, Y., Takami, S., Tanaka, R. and Ryu, M., Performance Improvement Program for Kawasaki Gas Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, GT2017-63333 (2017)

(13) LG Tech-Link Global, Uniform Crystal Temperature Sensor Technology and Support Services <http://www.lgtechlink.com/technical-characteristics/>

(14) Tanaka, R., Sugimoto, T., Ryu, M., Kinugawa, M., Tsuji, K., Continuing improvements of 20MW-class GT Kawasaki L20A, Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90394 (2006)

(15) Taniguchi, T., Tanaka, R., Shinoda, Y., Ryu, M., Moritz, N., Kusterer, K., Application of an optical pyrometer to newly developed industrial gas turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68679 (2012)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

三菱日立パワーシステムズにおける最新の産業用ガスタービンのタービン翼冷却技術

Turbine Blade /Vane Cooling Technology of the Latest Industrial Gas Turbines at MHPS

羽田 哲*1　堀内 康広*2　石坂 浩一*3
HADA Satoshi　HORIUCHI Yasuhiro　ISHIZAKA Koichi

キーワード：ガスタービン，コンバインドサイクル，熱効率，冷却翼，フィルム冷却
Key Words：Gas Turbine, Combined Cycle, Thermal Efficiency, Air Cooled Blade, Film Cooling

1．緒言

ガスタービンを主機としたコンバインド発電プラント（GTCC：Gas Turbine Combined Cycle Plant）の需要が世界的に旺盛である。ガスタービンは1930年代ドイツおよびイギリスにおいて，航空用エンジンとして開発が進められ，その後今日に見られる航空用の推進機として目覚ましい発展を遂げた。発電用ガスタービン技術は，航空用のガスービンに原型を持つが，1970年代以降発電用ガスタービンの特徴を生かした独自の発展を遂げ，昨今の地球環境問題とエネルギー問題を解決する切り札のひとつとして，長期的な市場拡大が予想されている。また，負荷追従性に優れたガスタービンは，近年増加する再生可能エネルギーとの親和性も高く，更に水素燃料などのCO_2を発生させない非化石燃料にも対応できることから，近年ますます注目を集めている。主に非常用発電装置として発達してきた小型ガスタービンについては分散型電源の牽引役としても期待されている。

GTCCの熱効率（発電効率）はガスタービンのタービン入口温度（T1T）が高いほど向上するため，発電用のガスタービンのタービン入口温度は，年々上昇する傾向にある。Fig. 1に航空用ジェットエンジンと発電用ガスタービンのT1Tの変遷を示す。1970年代においては，発電用ガスタービンは，航空用ジェットエンジンに10～15年遅れて達成する傾向がみられるが，1500℃級の発電用ガスタービンは，航空エンジンとほぼ同時期に達成している。

原稿受付　2018年9月10日
＊1　三菱日立パワーシステムズ㈱大型ガスタービン技術部
ガスタービン統合開発グループ
〒676-8686　高砂市荒井町新浜2－1－1
＊2　三菱日立パワーシステムズ㈱中小型ガスタービン技術部
中小型ガスタービン設計開発グループ
＊3　三菱重工業㈱総合研究所

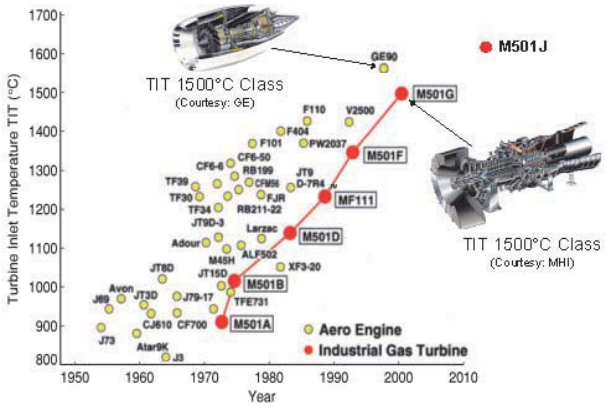


Fig. 1　Historical trend of T1T of aero engines and industrial gas turbines [1]

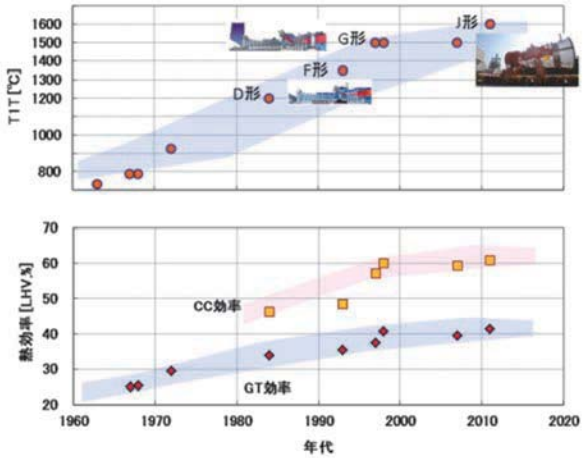


Fig. 2　Historical trend of T1T and CC / GT efficiency [2]

三菱日立パワーシステムズ株式会社（MHPS，以下当社）の例ではFig. 2に示すようにガスタービンと蒸気

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

タービンを組み合わせたコンバインドサイクルの熱効率は，ガスタービンのタービン入口温度の上昇と共に，1200℃級（D形），1400℃級（F形）および1500℃級（G形）と向上し，現在最新鋭の1600℃級J形ガスタービンでは62％以上（LHV基準）を達成している[2]。ガスタービンのタービン入口温度の上昇を可能とする技術が高温化技術であり，タービン翼冷却技術，超耐熱材料技術，遮熱コーティング（TBC: Thermal Barrier Coating）技術が挙げられる。タービン翼冷却技術は，1960年代に動翼内部を単純な対流冷却で冷やす技術が航空エンジンに採用されて以来，目覚しく発展してきた。産業用ガスタービンにおいても，1600℃級の冷却翼が実用化され長時間にわたり高い信頼性をもって維持運用されている。ガスタービンの高温化を可能にした高温化技術の内訳をFig. 3に示す。最も貢献度の高い技術がタービン翼の冷却技術であることがわかる。このタービン翼冷却技術は，タービン入口温度上昇に見あう冷却効率のより高い先進冷却技術を採用して，タービン冷却翼の開発が達成されてきた結果といえる。

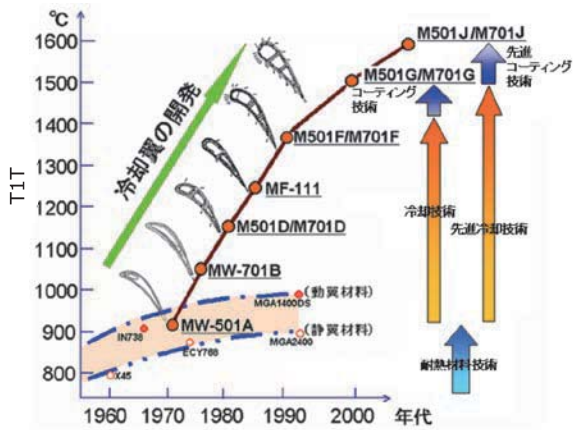


Fig. 3　Contribution of each component technology to the evolution of turbine blade cooling[3]

2．タービン冷却翼の冷却方式

タービン冷却翼に適用されている主な冷却方式をFig. 4に示す。

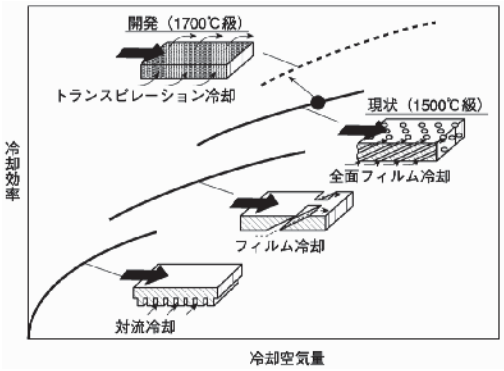


Fig. 4　Cooling effectiveness of each cooling technology[4]

Fig. 3に既に示されたようにA形およびB形ガスタービンでは単純な対流冷却が採用され，加工技術の進歩によりD形ガスタービンの第１段静翼にフィルム冷却が，F形ガスタービンの一段動翼にはタービュレンスプロモータ付きサーペンタイン流路が用いられ，また産業用としてはじめてのフィルム冷却がF形第１段タービン動翼に採用された。1500℃級G形からは全面フィルム冷却動静翼が用いられ，さらに1600℃級のJ形では，全面フィルム冷却に加えて高性能シェイプトフィルム孔が用いられ，高い冷却効率のタービン冷却翼が実用化されている。更なる高温化に対しては，３Dプリンタを用いたトランスピレーション冷却のような高効率冷却技術の実用化が期待されている。

3．産業用ガスタービンのタービン冷却翼技術

タービン動静翼の冷却構造は，タービン入口温度，構造強度と加工法の制約から適切に冷却方式が選択され最適化される。Fig. 5に当社において開発されたタービン動静翼の冷却構造の変遷を示す。タービン第１段静翼では，最適な空気量を精度良く供給できるインピンジメント冷却構造が採用されている。タービン翼後縁部は冷却通路に円柱を設置したピンフィン冷却が用いられている。第１段動翼は冷却空気流速を上げ，また冷却流路の伝熱促進を図るために，タービュレンスプロモータ付きサーペンタイン流路が用いられている。フィルム冷却としては，動静翼とも背側・腹側に多数のフィルム冷却孔を設置した全面フィルム冷却によりガス側からの入熱を低減させている。熱負荷の高い前縁部はシャワーヘッド冷却が，その他の部位はフィルム冷却孔出口形状を工夫し，フィルム冷却効率を高めたシェイプトフィルム冷却が採用されている。

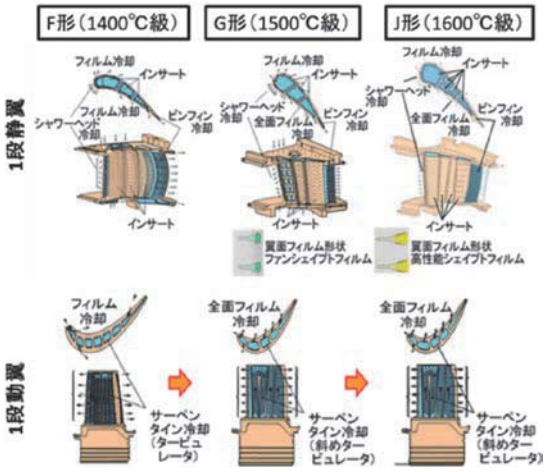


Fig. 5　Historical trend of turbine cooling configuration[3]

3.1　対流冷却技術

タービン翼内部には，インピンジメント冷却，ピンフィン冷却などの対流冷却技術が適用されている。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

3.1.1　インピンジメント冷却　インピンジメント冷却は中空翼の内部に設置したインサートにあけたノズルから冷却空気を翼内面に吹き付けて冷却する方式である。冷却孔径，ピッチを最適化することによってメタル温度を制御できるため特にガスタービン静翼に広く用いられる。

3.1.2　ピンフィン冷却　ピンフィン冷却は，翼後縁部に採用されている冷却方式であり，実翼ではピン高さが連続的に変化するため，Fig. 6に示す実翼形状で試験を実施し，冷却効率を確認している。

Fig. 6　Application of pin fin cooling for turbine vane trailing edge and heat transfer test model

3.1.3　タービュレンスプロモータ付きサーペンタイン冷却　タービン動翼には内部冷却の流速を高め，冷却効率を向上させるサーペンタイン冷却が採用されている。冷却通路にはタービュレンスプロモータが設置され熱伝達率を向上させている[5]。回転流路の伝熱では，コリオリ力，遠心力の熱伝達への影響があり，回転テストリグを用いた試験で確かめられている（Fig. 7）。

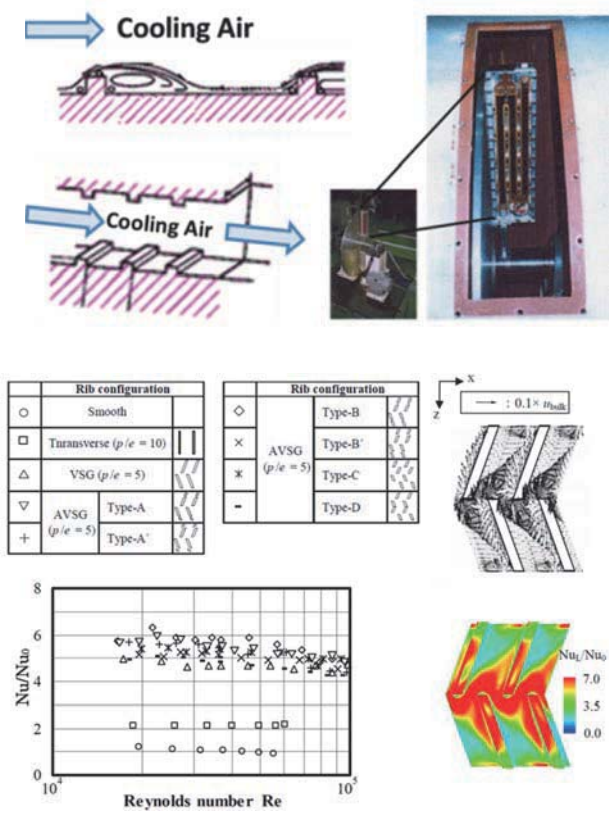


Fig. 7　Thermal performance of AVSG turbulence promoter rib and CFD results for velocity and Nusselt number[5]

3.2　フィルム冷却技術

タービン入口温度が1400℃を超えるガスタービンではタービン動静翼に内部冷却を行った空気を翼表面にあけた冷却孔から吹き出させ，翼表面近傍に空気の遮熱膜を形成させて熱負荷を下げるフィルム冷却が用いられている。

3.2.1　回転場でのフィルム冷却　産業用ガスタービンの１段動翼にフィルム冷却が採用されたのは，1400℃級F形ガスタービンからである。空気タービンを用いたタービン動翼面上のフィルム冷却効率を，実機と相似な条件で測定を行う，世界で初めてのデータが取得され[6]，フィルム冷却動翼の開発に成功している（Fig. 8）。

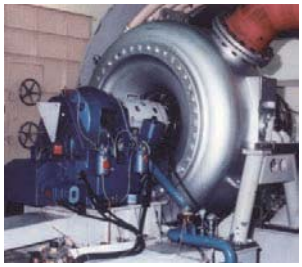


Fig. 8　Rotating test rig for film cooling on turbine blade

3.2.2　高負荷タービン翼面上のフィルム冷却　ガスタービンが大出力になり高温化されるとタービンは高負荷化する。このためタービン翼面，エンドウォール面上では種々の渦および二次流れの熱伝達・フィルム冷却への影響が強くなる。またタービン翼前縁の熱伝達率が増加するのでシャワーヘッド冷却と呼ぶ冷却を採用する必要がある。Fig. 9に回転翼列風洞でアセトンレーザ誘起蛍光法（LIF）を用いた濃度計測を，Fig. 10にフィルム冷却効率分布を可視化した例を示す[7]。

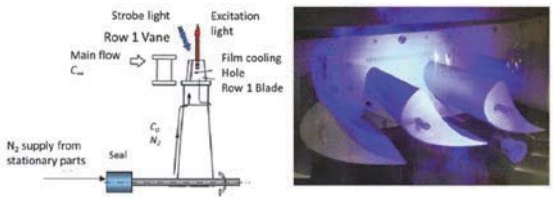


Fig. 9　Low Speed Rotating Turbine（LSRT）test rig, measured by CCD camera and N_2 circuit for film cooling air

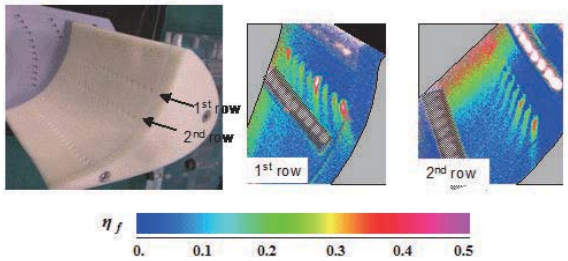


Fig. 10　Film effectiveness measured on the rotating blade pressure surface at the LSRT

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

3.2.3　シェイプトフィルム冷却　シェイプトフィルム冷却孔は，フィルム孔出口形状を末広がりにし，フィルム冷却空気を翼表面に広く付着させ，フィルム冷却効率をさらに向上させている。

シェイプトフィルムの冷却効率は円孔フィルムの冷却効率と比較して，２倍程度高い。シェイプトフィルム冷却は冷却性能に影響する因子が多く，従来実施されてきた実験的に最適化する手法では限界に達していた。そこで，数値解析が検証できる精度を持つ実験手法の構築と，複雑な非定常現象を解析する手法の適用を目指した。以下にその一例を掲げる。実験・解析に用いたシェイプトフィルム冷却孔の形状をFig. 11に示す。伝熱模型と低速伝熱風洞を用いた感圧塗料（PSP），LIF，粒子画像流速法（PIV）の測定結果，そしてDES（Detached Eddy Simulation）の解析結果をFig. 12，13に示す[8]。要素研究で最適化が図られたフィルム冷却孔は製作法が検討され，試作タービン翼に適用される。

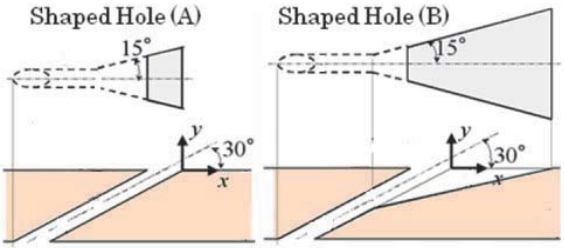


Fig. 11　Configuration of shaped film holes

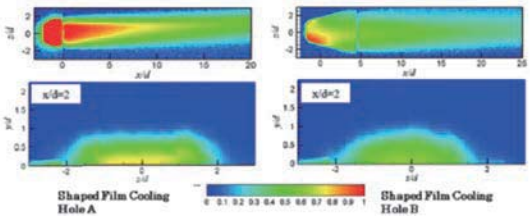


Fig. 12　Contours of film cooling effectiveness of film cooling hole A and B

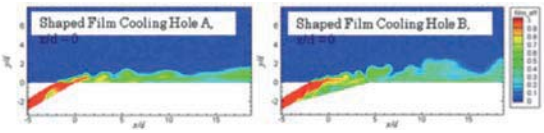


Fig. 13　Contours of film cooling effectiveness of film cooling hole A and B obtained by CFD

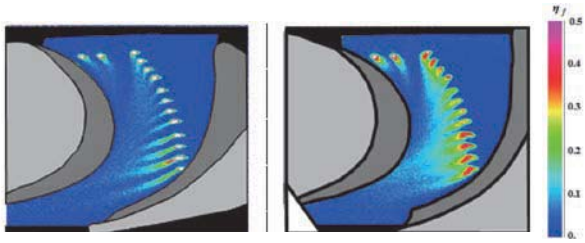


Fig. 14　Film effectiveness comparison between shaped hole and round hole of blade endwall

以上のように形状最適化されたフィルム冷却は動静翼に広く用いられており，Fig. 14に回転翼列風洞を用いて動翼プラットフォームのフィルム効率を計測した例を示す。

4．最新鋭産業用ガスタービンの設計，検証と開発

タービン翼の冷却設計は，空力，振動，強度などが複雑に関連し合っており，全分野にわたる技術検討が必要である。要素試験のデータを組み入れた設計システムで短期間に最適化設計を行い，実翼における検証試験で冷却性能を確認している（Fig. 15）。

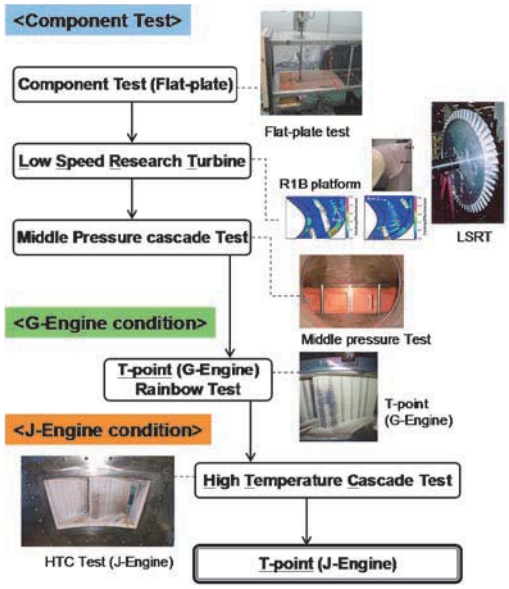


Fig. 15　Verification of turbine cooling technology for J series gas turbine

4.1　解析技術

冷却翼の解析技術として，‘70年代後半に開発されたSTAN５など，２次元境界層近似を利用した数値解析コードが設計に用いられてきた[9]。Fig. 16に解析と実験結果の比較を示す。

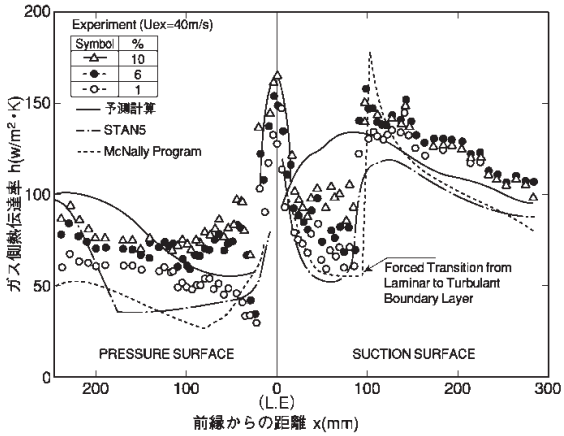


Fig. 16　Comparison of heat transfer coefficient of boundary layer code and test results

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

最近では，３次元Navier-Stokesコードが，静翼シュラウドや動翼プラットフォームなど，２次流れの影響を強く受ける箇所の熱伝達率予測に威力を発揮している。各メーカーは前述の要素試験結果とCFD解析結果の比較から，キャリブレーションを実施し，CFDツールの精度を高めている。Fig. 17はタービン静翼シュラウドと燃焼器隙間からの漏れ空気および静翼シュラウド面上の漏れ空気によるフィルム冷却効率のCFD解析結果である[10]。

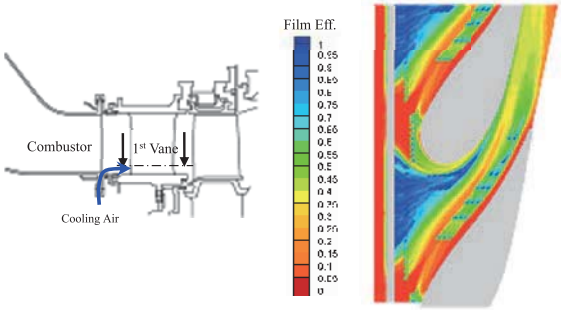


Fig. 17　Endwall film effectiveness of 1st vane by leakage air from the slot between combustor and vane

4.2　冷却翼の検証

開発設計したタービン冷却翼は，風洞での要素試験，低速翼列試験，マッハ数を合わせた高速翼列試験を踏まえ，高温実圧翼列試験で各部のメタル温度を実測し冷却性能が確認される。その後，タービン冷却翼は，初号機のガスタービンに組込まれて，工場実負荷試験や実証設備での長期実証試験でメタル温度を実測し実機条件下での冷却性能が確認される。得られた冷却技術データは次期タービン冷却翼の開発に適用され，タービン冷却翼開発設計の信頼性を高めていく。

4.2.1　高温実圧翼列試験　実機燃焼器の下流に冷却翼列を設置し，実機条件（タービン入口温度・圧力）でメタル温度を実測し，冷却特性を確認する（Fig. 18）。

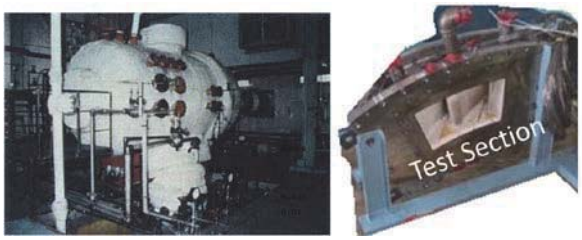


Fig. 18　High pressure/temperature rig test and test section for turbine 1st vane

4.2.2　実証設備を用いた長期実証試験　ガスタービンの高温化の進展により，タービン冷却翼の開発および信頼性検証の重要度が一段と増している。Fig. 19は，1500℃級G形ガスタービンを主機とする長期実証発電プラント設備であり，長期間，高温部品の信頼性が検証できる。1997年の運開以来，10年間にわたり過酷なDSS（Daily Start and Stop）運転から得られたデータを分析し種々ガスタービンの高信頼性を維持してきた。本実証設備では，2011年にG形から1600℃級J形へ換装され，その後2018年８月までに，J形ガスタービンは約30,000時間以上の運転を重ねている。

Fig. 19　Bird-view of MHPS Takasago long term verification plant (T-point)

これまでに述べてきた検証ステップを経て，タービン翼は最終的に実機環境下で検証される。試運転初期において，タービン冷却翼の温度，圧力，冷却空気量に加え，詳細なメタル温度分布，振動応力が計測され，計画値と比較される。Fig. 20は，実機環境下において，熱電対にて計測された１段静翼のメタル温度計測例，Fig. 21はパイロメータで計測されたタービン１段動翼プラットフォームの表面温度の計測例である[11]。

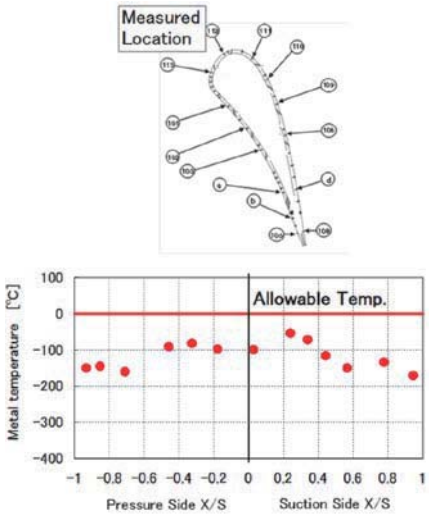


Fig. 20　Metal temperature distribution of Turbine 1st vane measured at T-point.

昨今の産業用高温ガスタービンにおいて，タービン冷却翼の環境はますます過酷なものになっており，その信頼性は，起動発停に起因するTBC剥離，低サイクル疲労による亀裂発生，長時間運転に起因するクリープ損傷などの問題が起きないことが，長期実証試験を経て初め

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

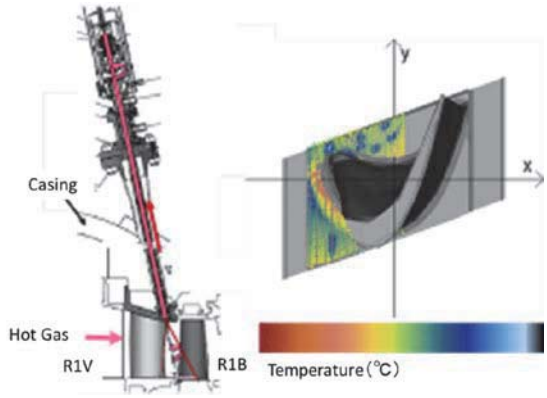


Fig. 21 Temperature distribution of 1st blade platform measured by pyrometer at T-point

て検証されたことになる（Fig. 22）。本実証発電プラントで得られた長期運転データや検証結果に基づき，信頼性向上や性能向上が常に図られ，商用機に展開されている。

以上の各種検証試験（要素試験，高温翼列試験，長期実証）のデータは長年培った要素技術で解析・評価し，更なる高温化に対応できるよう反映される。

(a) Turbine 1st Vane (b) Turbine 1st Blade

Fig. 22 Long term verification results of turbine 1st vanes and blades

5．次世代冷却技術の要素開発

タービン入口温度は，地球温暖化対策のひとつであるコンバインドプラントの高効率化のために，今後も上昇するものと予想され，国家プロジェクトで1700℃級次世代ガスタービンが開発されている。この開発でタービン翼の冷却設計は重要な役割を占めており，タービン翼面に高性能シェイプトフィルム冷却，シュラウド部に多孔質と全面フィルム冷却を組合せた冷却構造などが研究されている。

加えて，製造技術にも革新が見られ，CMC（Ceramics Matrix Composite）などの新素材も積極的に開発されている。今後更なる技術革新の可能性があり，各社積極的に技術開発を実施している。

参考文献

(1) 正田淳一郎，発電用ガスタービン技術の変遷と将来展望，日本機械学会誌，Vol. 119，No. 1173（2016），pp. 434-437.

(2) 羽田哲，発電用高効率ガスタービンの開発：火力発電の熱効率向上，日本機械学会誌，Vol. 115，No. 1120（2012），pp. 136-137.

(3) 武石健一郎，塚越敬三，羽田哲，発電用ガスタービンのタービン冷却翼の変遷と将来展望，日本機械学会誌，Vol. 119，No. 1173（2016），pp. 450-453.

(4) 塚越敬三，渡邊康司，羽田哲，最新の産業用ガスタービンの冷却技術，日本ガスタービン学会誌，Vol. 35，No. 3（2007），pp. 141-146.

(5) Horiuchi, Y., Kizuka, N. and Marushima, S., Improvement of Heat Transfer Performance of Turbulence Promoter Ribs, Proceedings of ASME Trubo Expo 2016, GT2016-91168（2016）.

(6) Takeishi, K., Aoki, S., Sato, T. and Tsukagoshi, K., Film Cooling on a Gas Turbine Rotor Blade, Trans. of ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 111（1992）, pp. 828-834.

(7) Hada, S., Yuri. Y., Masada, J., Ito, E. and Tsukagoshi, K., Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68574（2012）.

(8) Takeishi, K., Komiyama, M., Oda, Y., Mori, S. and Kitamura, T., Study on the Thermal and Flow Fields of Shaped Film-Cooling Holes, Heat Transfer Research, Vol. 42, No.1（2011）, pp. 83-100.

(9) Sato, T. and Takeishi, K., Investigation of the Heat Transfer in High Temperature Gas Turbine Vanes, Proceedings of ASME Turbo Expo 1987, 87-GT-137（1987）.

(10) Hada, S. and Thole, K., Computational Study of a Midpassage Gap and Upstream Slot on Vane Endwall Film-Cooling, Trans.of ASME, J. of Turbomachinery, Vol. 133（2010）, p. 041002.

(11) 羽田哲，塚越敬三，正田淳一郎，伊藤栄作，世界初の1600℃ J形ガスタービンの実証発電設備における検証試験結果，三菱重工技報, Vol. 49, No. 1（2012）, pp. 19-24.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

論説◆解説

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

タービン動翼内部流路の熱流動特性に関する研究

Study on the Thermal and Fluid Flow Characteristics of Turbine Blade Internal Flow Passage

武石 賢一郎[*1]　都留 智子[*2]
TAKEISHI Kenichiro　TSURU Tomoko

キーワード：ガスタービン，タービン動翼，サーペンタイン流路，ピンフィン，ラティス
Key Words：Gas Turbine, Turbine blade, Serpentine Flow Passage, Pin Fin, Lattice

1．まえがき

圧縮機から抽気した空気をタービン動翼内部に流し冷却する技術は，戦前ドイツにおいてJUMO004エンジンに始めて採用された。このタービン動翼を冷却する技術によって当時イギリスで開発中の無冷却のジェットエンジンに比べてタービン入口温度を約100℃高く動作させることが出来たため，JUMO004エンジンは比出力に秀でたエンジンとなった。JUMO004エンジンはメッサーシュミットMe262に搭載され，最高飛行速度870km/hの高速戦闘機として無敵を誇った。

今日のジェットエンジン並びに産業用ガスタービンのタービン入口温度は1600℃～1700℃のレベルに達している。この過酷な高温ガス流中に置かれるタービン第1段動翼には，内部流路側からの冷却とフィルム冷却を組み合わせた冷却手法が駆使されて，タービン動翼の健全性を保っている。タービン動静翼を効果的に内面から冷却する手法として，インピンジメント冷却，リブ等の伝熱促進突起を持つ流路，ピンフィン，ラティスなどがある。インピンジメント冷却はインサートと呼ぶ多数のノズルをその面に有する管をタービン翼に挿入することから，インサートとタービン翼内面の当り面の加工が困難でタービン動翼に採用されることはまれである。そのため，インピンジメント冷却手法がタービン動翼で用いられているのは，インピンジメント孔が精密鋳造で製作できるタービン動翼前縁に限られている。以上から今日の1600℃～1700℃級のタービン第1段動翼は，精密鋳造で製作が可能なリブ付きのサーペンタイン流路と翼後縁にはピンフィンそして翼外面にフィルム冷却を組み合わせた冷却構造から成り立っている。

原稿受付　2018年9月24日
＊1　徳島文理大学　理工学部　機械創造工学科
〒769-2193　さぬき市志度1314-1，
E-mail: takeishi@fst.bunri-u.ac.jp
＊2　川崎重工業㈱航空宇宙システムカンパニー技術本部
〒673-0014　明石市川崎町1-1，
E-mail: tsuru_t@khi.co.jp

本解説では，技術的には成熟していると考えられるタービン動翼の内部冷却技術において，リブ付きサーペンタイン流路，ピンフィンの伝熱特性のさらなる向上，またロシアで開発され近年注目されているラティス流路の熱流動特性について筆者等が行ってきた研究について紹介する。

2．リブ付きサーペンタイン流路

冷却流路内壁面には，乱流促進体であるリブを付けたサーペンタイン流路がタービン動翼の冷却手法として用いられている。静止場での熱伝達率測定としてリブ形状による伝熱特性の向上を目指した多くの研究成果が報告されている[(1)]。流れに対して直交して置かれたリブよりも，傾斜したリブ，さらには，そのリブを断続的に配置したブロークンリブ或はV型，逆V型に配置した形状などについて熱流動特性が調べられ，そして精密鋳造で内部流路を製作する難易度を考慮して実用化されている。

リブ付き流路の伝熱促進のメカニズムは，直交リブの場合，冷却空気の境界層外縁の速度が最大になるリブ高さで，流れを強制剥離させて更に再付着させる事によって，再付着点に高い熱伝達率が発生することを利用している。傾斜リブでは，傾斜リブによって引き起こされる乱流の旋回流が，剥離，再付着に強い乱れを生じさせることから，直交リブに比べて更に高い伝熱促進が生じる。ブロークンリブではリブのエッジから発生した2次渦が強い乱れを有して壁面と接する箇所で伝熱を促進する。

Fig. 1に示すような直交リブの場合，リブ高さeは流路高さの0.1倍程度，またリブピッチPはeの8～10倍程度に設定すると流路の平均熱伝達率は最大値を取ることが知られている[(2)]。リブによって生じる乱流の剥離，再付着がリブピッチによって極大値を持つことを物語っている。筆者等はこのリブピッチを稠密側に設定した場合，リブ設置による乱流の剥離，再付着と言った伝熱促進メカニズムとは異なった伝熱促進の方法が存在するのではないかと考え，リブピッチを稠密化したサーペンタイン

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

流路の伝熱特性の研究を行った。

リブピッチを稠密化した場合，Fig. 2に示すようにリブの伝熱面積（Fig. 2中A rib）の増加が著しい。特に$P/e=2$の場合，熱伝達率と伝熱面積の積で表現される放熱量は剥離，再付着による伝熱促進が支配的な$P/e=8\sim10$の放熱量を上回ると予想された[3]。この予想を実験的，解析的に検討を行った。リブ付き流路の流動状況はPIV計測法で，リブ及び流路底面の熱伝達率分布はナフタレン昇華法を用いて測定した。

水を媒体にしたPIV計測方法によるリブ付き流路の速度分布およびナフタレン昇華法による熱伝達率分布の測定結果をそれぞれFig. 3，Fig. 4に示す[4]。$P/e=10$の場合は剥離，再付着流が伝熱促進に寄与していることが明らかである。しかし，$P/e=3$の場合，高さe，幅2eのキャビティ―内で循環する流れが存在する。このキャビティ―内の循環流の流速は非常に速く，リブ側面及び底面で熱交換していると考えられる。以上はキャビティ内の熱流動の定常的な現象である。このような定常流れに対して，周期的にキャビティ内冷却空気が主流に放出され，新鮮な冷却空気がキャビティに流入することがLES（Large Eddy Simulation）解析から推定された。キャビティ内に新しく入った冷却媒体は，旋回流として壁を冷却するが，自身が温度上昇して主流との密度差が大きくなると不安定となり，主流側へと放出される。

新たに予測されたこの現象のメカニズムについて実験的な解明にはまだ至っていないが，$P/e=2\sim3$の稠密リブの伝熱促進に関係した興味ある伝熱現象である。

タービン動翼は回転しているために，半径方向に流れる流体には静止系で主流として作用する慣性力に加えて，

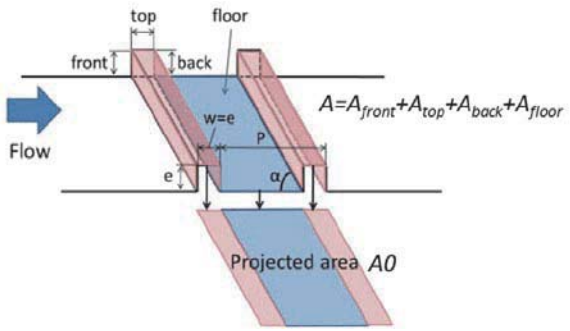


Fig. 1　Schematic of a ribbed channel [4]

遠心力及びコリオリ力が作用する。実機ではこれらの影響を分離して調べることができないため，これまで主に大気圧化，コリオリ力のみの研究が行われてきた。

慣性力に対して遠心力による加速度が加わった流れの伝熱問題は，一般に複合対流伝熱問題といわれる[5]。一方，コリオリ力の伝熱への影響は，古くからドイツで水冷タービン動翼の研究に関係して研究されてきた。今日のタービン動翼の内部流路にはリブ付きサーペンタイン流路が採用されているため，回転するリブ付き流路に関

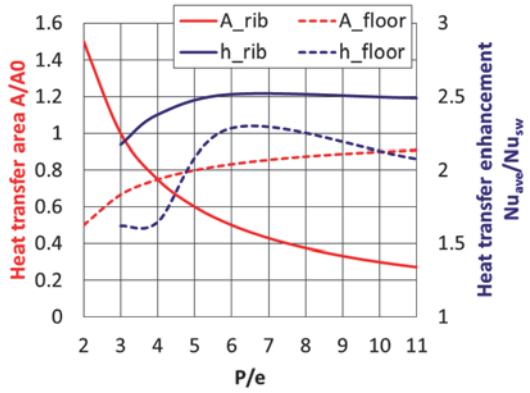


Fig. 2　Relation of rib pitch and surface area enlargement or heat transfer performance [8]

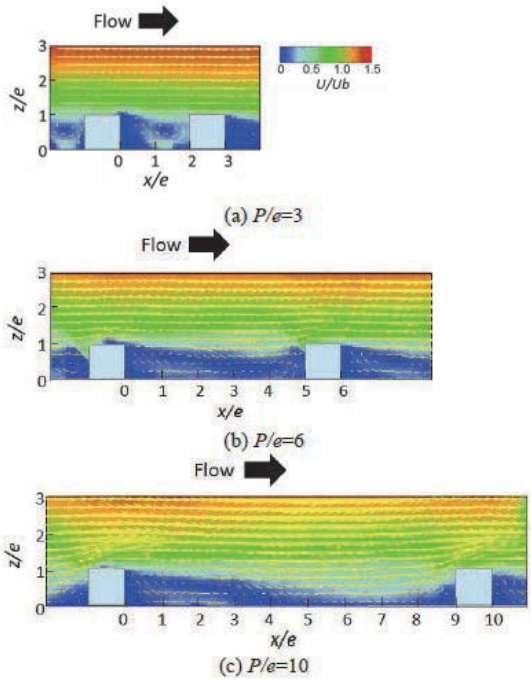


Fig. 3　Velocity contours and streamlines at spanwise center for α =90deg, Ro=0, Re=50,000 [8]

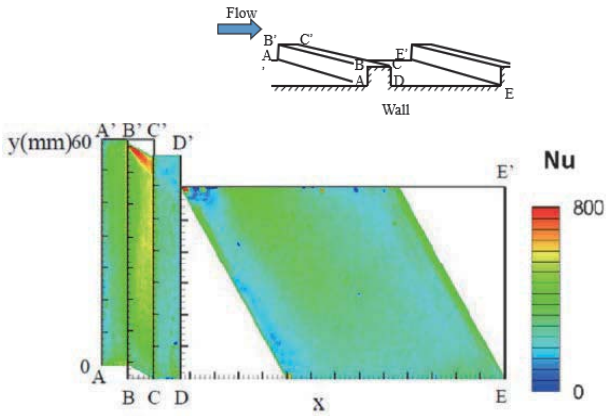


Fig. 4　Local Time-mean Nusselt Number Distribution（α = 60, P/e = 10, Re = 10,000）[4]

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

して多くの研究がなされている[6]。

回転による遠心力の伝熱への影響を調べるには，遠心力を加速度と考えた遠心グラスホフ数が伝熱の支配因子の一つとなる。しかし，この因子は，多くの実験が行われてきた大気圧下では実機相当を満たすことが出来ない。そこで，できるだけ実機相当の回転時におけるリブ付きサーペンタイン流路の伝熱特性を調べる目的で，高圧下で試験が出来る回転流路の伝熱試験装置を製作し，実験を行った。

製作した回転流路の伝熱試験装置の概略をFig. 5に示す[7]。回転軸と直角にU型の流路を持つ供試部と，それとは反対側に荷重を釣り合わせるバランサーが取り付けられている。冷却空気は一方の軸端から回転シールを介して供給され，供試部を流れた後，供給側とは反対の軸端より回転シールを介して放出される。大気に放出される前に，試験を高圧下で行うための絞り弁を設置して流量・温度測定が成されている。

リブ付き流路の伝熱面の熱伝達率分布を詳細に測定する為にナフタレン昇華法による測定を行った。Fig. 6にクーポンへのナフタレンの鋳造プロセスを，Fig. 7にそのクーポンを設置する供試部をそれぞれ示す。ナフタレンが遠心力で飛散しないよう，金属メッシュをナフタレン内部に設置している。実験前後のナフタレン昇華量を精密なトラバース装置とレーザ測定器で測定し，２次元の熱伝達率分布を測定した。代表的な測定結果をFig. 8に示す。リブ間壁面の詳細な２次元熱伝達率分布，再付着点の極大熱伝達率位置の移動などが測定された[8]。

また，前述した稠密リブ付きサーペンタイン流路の回転時における詳細な伝熱特性の測定を行い，稠密リブ付きサーペンタイン流路ではコリオリ力の影響を受けにくい事を明らかにした[8]。

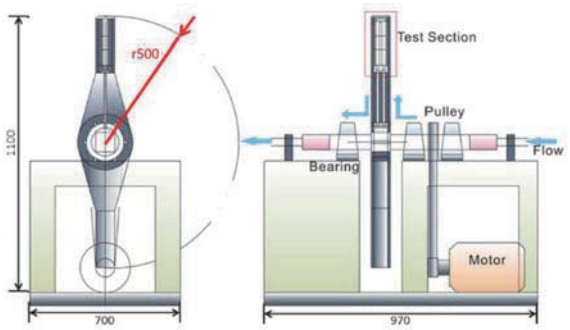


Fig. 5 Schematic diagram of the rotating test rig [7]

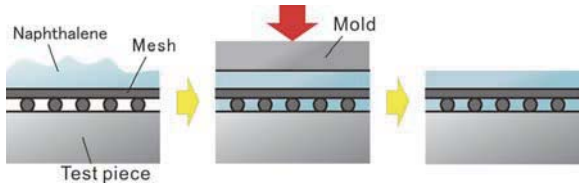


Fig. 6 Casting process of naphthalene in a meshed test-piece [7]

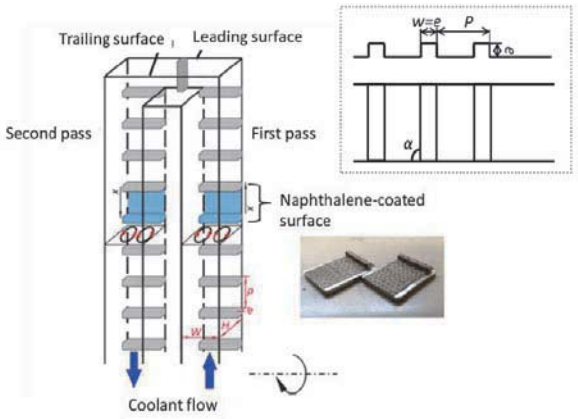


Fig. 7 Instrumented areas to measure local heat transfer coefficient using naphthalene sublimation method [8]

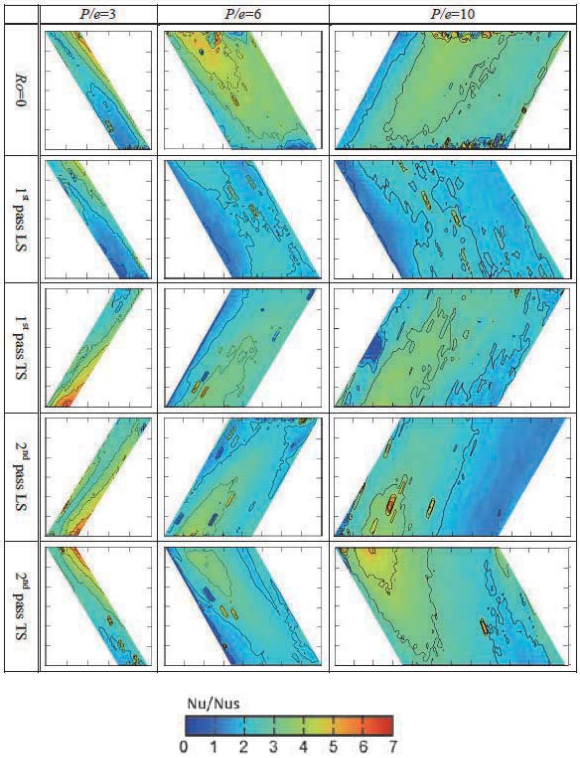


Fig. 8 Contour plots of *Nu/Nus* on the floor surfaces for α =60deg, Re=50,000, *Ro*=0 and 0.05 [8]

3．ピンフィン流路

ピンフィンはピン直径に対するピン高さの比が１～２程度であり，主にタービン翼後縁部の冷却に用いられる。ピンフィンの伝熱特性に影響する因子として，ピン形状，ピンの傾斜角，ピッチ，高さ，フィレットRなどがあり，これらの影響を調べた多くの研究がなされてきた[9]。

ピンフィンによる伝熱促進のメカニズムは，流れに直交しておかれた円柱の淀み点近傍の熱伝達率が高いことを利用し，更にピン後流で生じた乱れの強い流れは層流である淀み点近傍の伝熱促進に利用される。また，エンドウォールとピンフィンの接続部近傍に発生する馬蹄渦

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

により強い下降流が発生しエンドウォール面の熱伝達を促進すると共に，馬蹄渦から通過渦になった渦によってもエンドウォール面の熱伝達が促進される。

一般に，熱輸送と運動量輸送間にはアナロジーが成り立つ。この関係を表す代表的なアナロジーが，式(1)に示すコルバーンのアナロジーである。

$$C_f/2 = \mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3} = \mathrm{Nu}\cdot\mathrm{Pr}^{2/3}/(\mathrm{Re}/\mathrm{Pr}) \qquad (1)$$

ここで　C_f : 壁面摩擦係数，St : スタントン数，Pr : プラントル数，Re : レイノルズ数，Nu : ヌセルト数。

式(1)が示すように，境界層流れに付随した伝熱現象では，運動量と熱輸送の間にアナロジーが存在する為に，圧力損失を下げて同時に熱伝達を向上させることは不可能である。

そこで，式(1)で示されるアナロジーが成り立つのは境界層流れであることを踏まえて境界層流れで無い流れに注目した。すなわちピンフィンの死水領域に主流の運動量を投入して圧力損失を減らし，かつ熱伝達率を増加させる方法を考案した。Fig. 9（b）（c）に考案したピンフィン流路形状を，Table 1に実験に用いた寸法をそれぞれ示す。ピンフィンの傾斜角度を±45°とし，エンドウォール形状を平面及び波状の２種類の模型を用いて実験を行った。エンドウォール面上の局所の熱伝達率分布の詳細をナフタレン昇華法で測定し，合わせてピンフィン流路の圧力損失を測定した。ピンフィン流路の３次元流速分布測定には，ピンフィンが光学的に流路を遮るためPIV（Particle Imaging Velocimetry）を適用することが出来ない*。そこで，医療用1.5TのMRI（Magnetic Resonance Imaging）を用いて測定すると共に，LES法による解析を実施し比較した。

ナフタレン昇華法を用いて，エンドウォール面上の熱伝熱率分布を測定した結果をFig. 10に示す。エンドウォール面上の流れの一部が，ピンフィンの死水領域に運動量を供給することによって，Fig. 11にMRIによる流速測定（MRV:Magnetic Resonance Velocimetry）結果及びLESの解析結果が示すように死水領域が減少する。その結果，熱伝達率の増加と圧力損失の低減を実現できることが確かめられた[10]-[11]。

タービン翼後縁のピンフィン冷却構造において内壁面を波面状とし，傾斜ピンフィンを配置したピンフィン冷却構造は，現在の精密鋳造法では製作が困難であるが３Dプリンターによって可能となる時代が来るといえる。

4．ラティス

ロシアでは，タービン動翼を内部冷却する手法としてFig. 12に示すようなラティス（格子冷却）構造が採用されている[12]。局所的に冷却性能を制御するには向いていない冷却構造であるが，ピンフィン冷却流路よりも冷却性能が高い。また，タービンの背側と腹側を均一に接合する構造は翼振動上好ましく，タービン入口温度が非

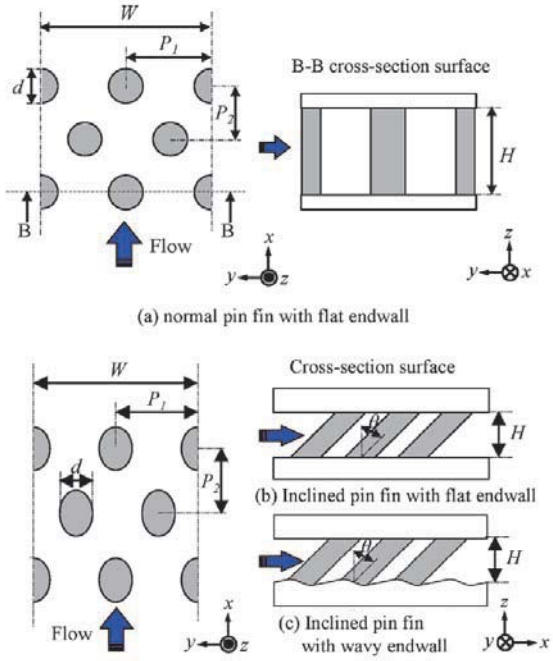


Fig. 9　Schematic of pin-fin configuration [8]

Table 1　Experimental conditions [8]

		0-deg pin-fin channel	±45-deg pin-fin channel
Angle (deg)	θ	0 deg	±45 deg
Streamwise pitch (mm)	P_2	15.5	21.8
Flow area ratio	A_{min}/A_{max}	0.50	0.73 (flat) 0.71 (wavy)
Diameter (mm)	d	9.0	
Height (mm)	H	18.7	
Spanwise pitch (mm)	P_1	17.8	
Channel width (mm)	W	35.6	
Reynolds number	Re_d	1000, 2500, 5000, 10,000	

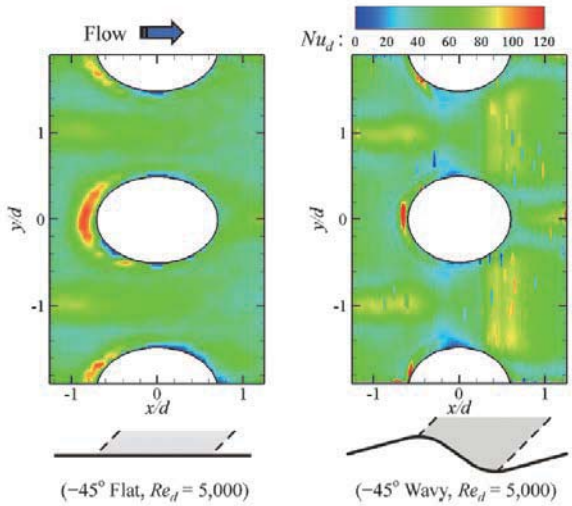


Fig. 10　Comparison of Nusselt numbers [10]

＊流動媒体の屈折率をピンフィン構成部材である透明な材質の屈折率と合わせてPIV測定を実施出来る。しかし粘性が大きい流体を使う必要がある為に高レイノルズ数の試験に適さない

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

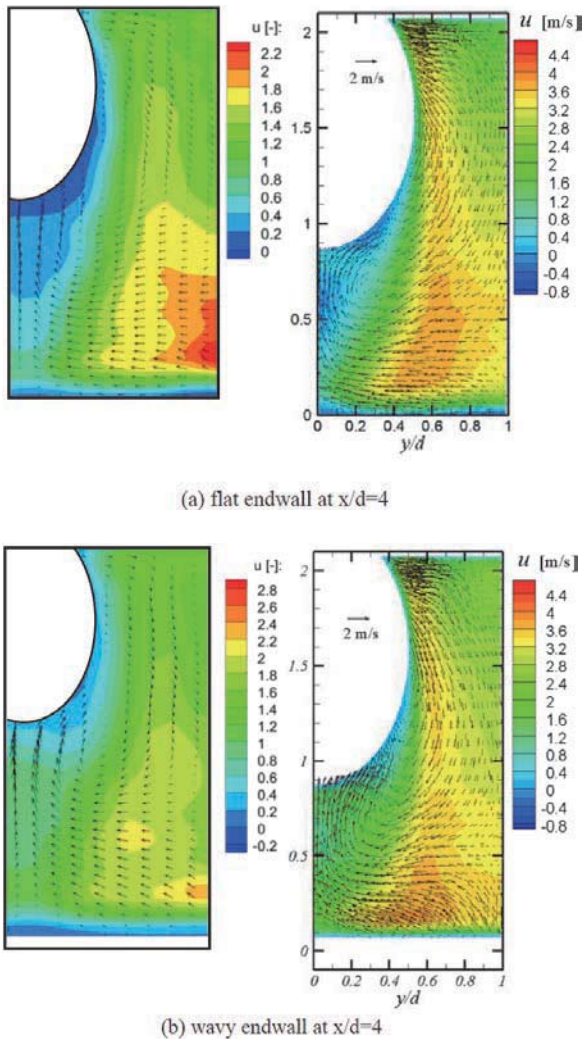


Fig. 11　Axial velocity maps at *Red* = 5000 obtained by MRV (left) and LES (right) at Re_d = 1027 (a), 1035 (b). [11]

常に高くなった今日のガスタービンの２段，あるいは３段タービン動翼の冷却構造として適している。ピンフィン冷却流路の伝熱特性よりも高い伝熱特性を有することから，ラティス流路はタービン翼後縁の冷却構造としても検討されている。しかし，ラティス流路の熱流動特性に関する実験的・解析的研究はまだ少ない。

筆者等はラティス冷却構造の３次元流動特性の解明及び流路の伝熱特性の解明に取り組んでいるので，一端を紹介する。ラティス流路の３次元流動特性を知ることが，流路の伝熱特性を知るベースとなる。ラティス冷却構造はFig. 12に示すように非常に複雑である。伝熱面積を増加させるために効果がある格子の存在がPIV等の光学測定で流路の３次元流動を測定することを困難にしている。そこで，MRIを用いてラティス流路の３次元流速分布測定を行った。ラティス流路模型の形状をFig. 13に，その寸法をTable 2に示す。

作動流体として0.015mol/Lの硫酸銅水溶液を用い，±0.1℃の温度に制御した状態で供試部に供給する。医療用の1.5TMRI中に頭部を測定するRFアンテナを設置し，その中に供試体を設置してPC（Phase Contrast）

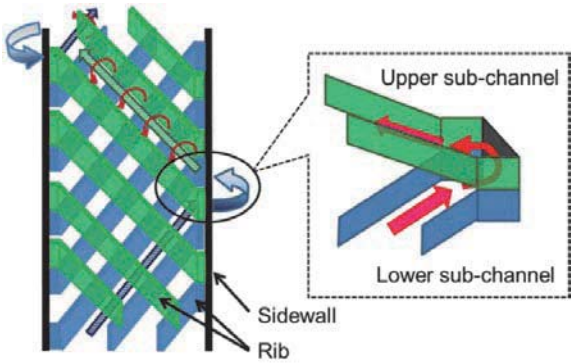


Fig. 12　Schematic of Lattice Channel Flow Network [4]

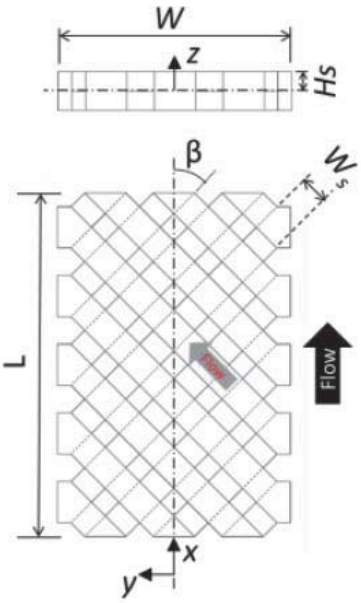


Fig. 13　Lattice flow model [14]

Table 2　Dimensions of the lattice cooling channels [14]

H_s [mm]	10
W [mm]	120
L [mm]	177
W_s [mm]	15
β [deg]	30,45,60

法によってラティス流路の３次元速度分布計測を行った。MRIを用いた測定系をFig. 14に示す[13]。

ラティス流路の格子傾斜角度45°の代表的な速度場をMRIによって測定した結果をFig. 15 ～ Fig. 16に示す。測定された３次元速度分布は，RANSによるCFD解析結果と比較検討された。折り返し点の角度が変化する通路で強い渦が発生し，これに続く流路では強い旋回が保持される。この３次元的な複雑な流動特性がラティス流路の伝熱促進に大きく寄与していることが明らかになった[14]。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

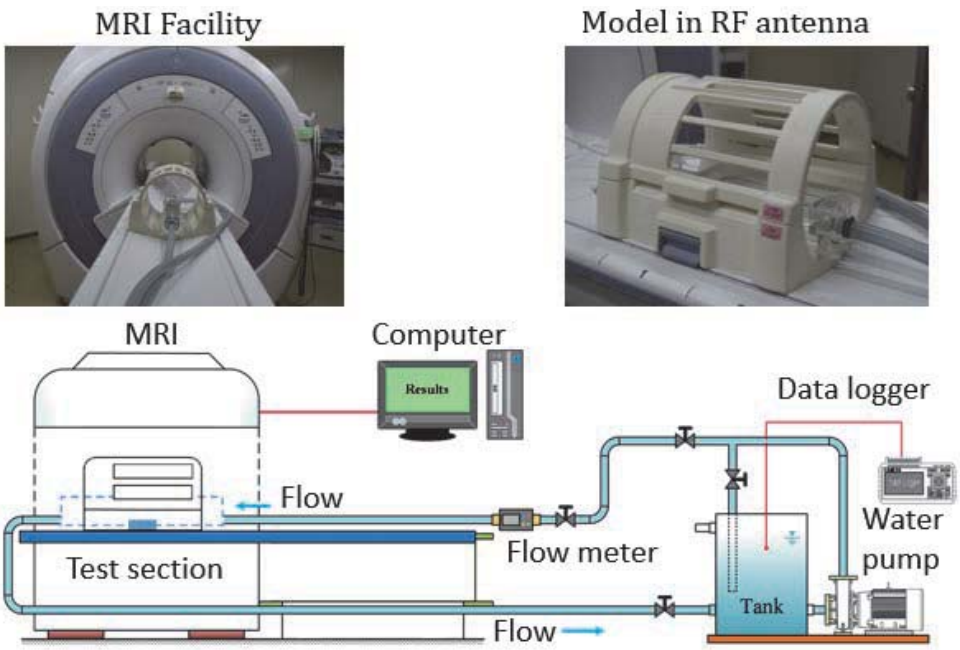


Fig. 14　Schematic flow test facilities using MRI [13]

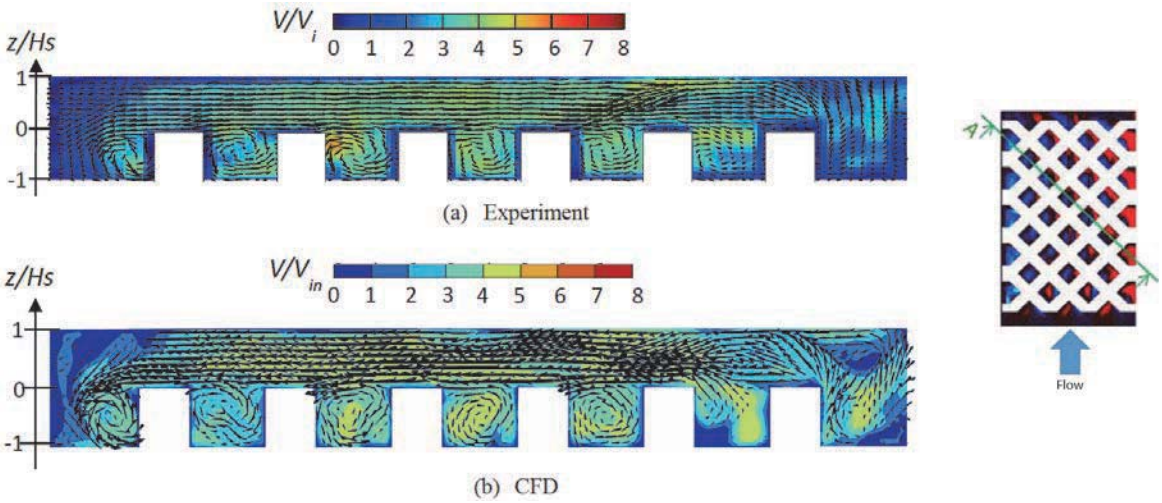


Fig. 16　Comparison of velocity distribution with projected vectors on A-A' plane [14]

5．あとがき

ガスタービンのタービン入口温度が1600℃～1700℃に達し，この高温化を達成する為ありとあらゆる冷却技術の向上研究が成されてきた。タービン動翼の内部冷却の研究もそろそろやり尽くされた感じがある。そのような中で，タービンの冷却問題はその構造に依存しているところが大きい故に，改良の余地があるとも考えられ，タービン動翼の内部冷却手法に関係した筆者等の研究を紹介した。今後これらのタービン動翼の内部冷却に関係して実施すべきだと考えている研究の一つとして，回転流路内の熱伝達率制御がある。コリオリ力によって誘起される２次流れは壁面に衝突噴流状に当たる側の熱伝達率を増大させ，その反対側の熱伝達率を低下させる。これらの熱伝達率を冷却空気主流の慣性力によって制御する方法の構築は今後の冷却技術の高度化に重要な役割を

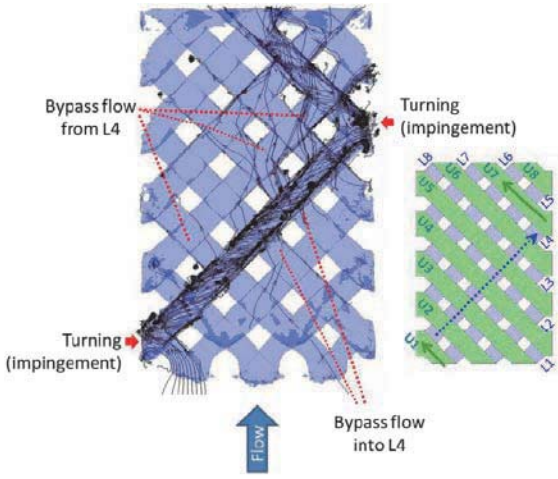


Fig. 15　Typical streamlines of coolant [14]

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

果たすと考えられる。

インピンジメント冷却はノズル径，ピッチ，流速などを制御することによってタービン翼メタル温度を計画された値に設定可能な有用な冷却手法である。しかしインサートを用いるため，タービン動翼の内部冷却に適用する為には，インサートとタービン翼内面の当たり面の精度が振動問題を生じない程度に製作する必要があり，現在ではタービン動翼へのインサート方式の冷却は用いられていない。しかし，現在３－Dプリンター（AM法:Additive Manufacturing Method）によるタービン冷却翼の製作が始まろうとしている。この方法によるタービン動静翼の製作が可能となれば，インサートとタービン翼一体の冷却構造のタービン冷却翼が出現する。これらの冷却設計には，回転場におけるインピンジメント冷却の伝熱流動特性のデータが必要となると考える。３－Dプリンターによるタービン冷却構造の製作が可能となれば，今までに精密鋳造あるいはEDM，レーザ加工では製作が困難な冷却構造の製作が可能になり，また位置決め精度（例えばフィルム冷却孔と内部冷却構造との関係）も格段に向上する。

このような観点から，タービンの冷却技術は飽和していると最初に書いたが，３－Dプリンターによる製作と結びついて，今までの束縛から解き放たれた新たな発展の可能性を秘めていると考える。

参考文献

(1) Han, J.C. and Zhang, Y.M., High performance heat transfer ducts w*ith* parallel broken and V-shaped broken ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35 (2), (1992), pp. 513-523.

(2) Rau, G., Çakan, M., Moeller, D. and Arts, T., The Effect of Periodic Ribs on the Local Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Straight Cooling Channel, *J. of Turbomachinery*. 120 (2), (1998), pp.368-375.

(3) Maeda, H., Takeishi, K., Komiyama, M., Ishida, K. and Hagari, T., Heat Transfer Characteristic of Rib-Roughened Channel with Low Pitch-to-Height Ratio, *Proceedings of the 21st International Symposium on Transport Phenomena*, Paper No. No. 230, (2010).

(4) Hagari, T., Ishida, K., Takeishi, K., Oda, Y. and Kitada, H., Investigation on Heat Transfer Characteristics of a Cooling Channel with Dense Array of Angled Rib Turbulators, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Paper No. GT2012-68949, (2012).

(5) 武石賢一郎，中原崇文，松浦正昭，柘植綾夫，藤本哲郎，等
温加熱垂直二平行平板上の強制自然複合対流伝熱に関する実験的研究（第１報），第21回日本伝熱シンポジウム，(1984), pp.127-129.

(6) Wagner, J.H., Johnson, B.V., Graziani, R.A., and Yeh, F.C., Heat transfer in rotating serpentine passages with trips normal to the flow. *ASME Journal of Turbomachinery*, 114, (1994), pp. 847-857.

(7) Takeishi, K., Oda, Y., Kitada, H., Ishida, K. and Hagari, T., Heat Transfer Coefficient of a Rotating Flow Channel with Turbulence Promoters Measured by Using Naphthalene Sublimation Method, *Proceedings of 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*. (2013).

(8) Hagari, T., Ishida, K., Takeishi K., Komiyama, M. and Oda, Y., Experimental Study on Local Heat Transfer in a Rotating, Two-pass Cooling Channel with Dense Array of Turbulence Promoters with Naphthalene Sublimation Method, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Paper No. GT2014-25369, (2014).

(9) Chyu, M. K., Hsing,Y. C., Shih, T. and Natarajan, V., Heat Transfer Contributions of Pins and Endwall in Pin-Fin Arrays: Effects of Thermal Boundary Condition Modeling, *ASME J. of Turbomachinery*. 121 (2), (1999), pp. 257-263.

(10) Takeishi, K., Oda, Y., Miyake, Y., and Motoda, Y., Experimental and numerical study on the convective heat transfer and pressure loss in rectangular ducts with inclined pin-fin on a wavy endwall, *Trans. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, 135, 061902, (2013), pp. 1061-1072.

(11) Saglam, S., Fujita, J., Takeishi, K. and Oda, Y., Three-dimensional velocity field measurements of a rectangular channel with an inclined pin-fin array on a flat and wavy endwall using magnetic resonance velocimetry, *Proceeding of Asia Congress of Gas Turbine 2018*, ACGT2018-TS78, (2018).

(12) Goreloff, V., Goychengerg, M. and Malkoff, V., The Investigation of Heat Transfer in Cooled Blades of Gas Turbines, *Proceedings of Proceedings of the AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Production Conference*, Paper No. 90-2144, (1990).

(13) Fujita, J., Takeishi, K., Kushida, N., Tsuru, T. and Oda, Y., Three-Dimensional Velocity Distribution Measurement of an Air Cooled Flow Passage for Gas Turbine Blades by Using Magnetic Resonance Imaging, *Proceedings of the 11th Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing*, Paper No. 118, (2017).

(14) Tsuru, T., Ishida, K., Fujita, J. and Takeishi, K., Three-dimensional visualization of flow characteristics using a magnetic resonance imaging (MRI) in a lattice cooling channel, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*, paper No. GT2018-76409, (2018).

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

論説◆解説

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

流れ制御デバイスによるフィルム冷却の高効率化

Film Effectiveness Improvements by Use of Flow Control Devices

船﨑 健一*1
FUNAZAKI Ken-ichi

キーワード：ガスタービン，タービン，フィルム冷却，流れ制御デバイス，実験，CFD
Key Words：Gas Turbine, Turbine, Film Cooling, Flow-Control Devices, Experiment, CFD

1．はじめに

本特集記事の総論で述べたように，GTのタービン入口温度の高温化実現に貢献する各種冷却技術の中で，フィルム冷却は最も重要な技術の一つである。40年にも及ぶフィルム冷却に関する研究の中で最大の革新的技術と言えるものはShaped holeであり，現在も数多くの研究が行われている。翼などへの冷却孔の加工には，放電加工（EDM）が用いられてきたが，非電導性のTBC（Thermal Barrier Coating）施工翼への加工や角度の浅い冷却孔の加工などのニーズの高まりとともに，レーザー加工法（LDM；Laser Drilling Method）が長足の進歩を遂げ，その利用拡大が進んでいる[(1)]。LDMは通常の丸型冷却孔（Cylindrical Hole;CH）だけではなく，Shaped holeの加工にも用いられている[(2)]。近年，より効果的な冷却性能を求めてShaped holeは形状がさらに複雑化する傾向にあるが，その形状を翼面上で実現するためのLDMの手順も複雑化し[(3)]，結果としてコストを押し上げる原因の一つとなっている。また，Shaped holeにも多くの課題があることも指摘されており[(4),(5)]，その実機への適用には十分な注意が必要とされている。

一方で，進んだLDMの技術をCHに利用して，低コストで高効率なフィルム冷却を実現する研究も進んでいる。その代表的な例として，複合角（Compound Angle Hole），複合冷却孔（Double Jet）やAnti-Vortex Holeなどがある[(6),(7)]。これらの手法が基にしている基本的な考えは，所謂冷却空気の翼面への付着を阻害しているCRVP（Counter-Rotating Vortex Pair）の制御である。即ち，CRVPの対称性を崩すとともに，隣接する冷却孔や複数の冷却孔からの渦構造との干渉効果を利用することで，冷却空気の翼面への付着性を向上させ，また，横方向への広がりの促進も期待される。

原稿受付　2018年9月25日
＊1　岩手大学理工学部 システム創成工学科機械科学コース
〒020-8551　盛岡市上田4-3-5
E-mail: funazaki@iwate-u.ac.jp

CHの低製造コストという利点を活かしつつフィルム効率の向上を図る取り組みの一つとして，CHの前後の翼面上にデバイスを成形しておく方法が提案されている。デバイス付の冷却孔をどう定義するかであるが，製造性やコーティング施工などの点から，デバイスとしての形状を予め精密鋳造で翼面上（または翼内面上）に成形し，そこにLDMなどで冷却孔を加工するものとする。機械加工でデバイス成形を行うことも考え得るが，コスト面でメリットは薄く，ここではそれを除外する。デバイスの種類としては，突起（Protrusion, Bump, Ramp[(7),(8)], Pin），くぼみ（Dimple）が多いが，溝（Trench）やクレーター（Crater）も含めることは可能であろう。三角形状のタブ（Tab）を冷却孔出口に設置する方法[(9)]も提案されているが，上記の定義に基づくと除外されることになる。

本解説記事では，まずCRVPの発生メカニズム，既往の類似研究例等の紹介に続いて，岩手大学で進めている流れ制御デバイス（FCD; Flow-Control Device, DFCD; Double Flow-Control Device）の概要を述べ，流れ制御デバイスの可能性と課題について述べる。

2．流れ制御デバイスの原理

2.1　CRVP

フィルム冷却の高効率化の実現にとりCRVPの制御が重要であることは既に述べたが，まずCRVPの発生メカニズムについて振り返ってみる。

CRVPは準定常的な渦構造で，孔のかなり下流までその構造が維持されることが知られている[(10)]。CRVPに関しては，主流に対して丸孔から垂直に吹き出される噴流を対象とした研究で詳細な調査が行われている[(10)–(17)]が，その生成には様々な現象が関与している。そのため，噴流内部及びその周囲で発生する渦構造についても，流れ場の条件（レイノルズ数，噴き出し比）や観察方法（実験，CFD）などによる差異はあるが，様々な模式図が提案されている。CRVPのような縦渦構造の生成

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

には，噴流という「障害物」の存在と，噴流自身，噴流wake，壁面境界層，孔内境界層というせん断層の存在が主な要因と考えられるが，その主たるものとして噴流を取り囲むせん断層から生ずるリング渦の影響が大きいという報告がある[10,11]。リング渦の発生メカニズムとしては，Kelvin-Helmholtz不安定波ではなく，Landman, Staffmanの理論[18]で説明できるという報告もある[10]。噴流に対する渦度の供給源は主流とのせん断層だけではなく，孔内境界層も貢献度を有し，これに起因するCRVPの存在も指摘されている[14,15]。Yuanら[16]は，孔出口直後における噴流の側面を通過する流れと噴流との間の歪んだせん断層で生ずるぶらさがり渦（Hanging Vortices）を核として，孔内境界層の渦度を取り込むことでCRVPへ成長する，としている。Frohlichら[17]は，ぶらさがり渦がCRVP発生の主たる要因としながらも，リング渦の貢献も認めている。

一方，タービン翼冷却孔のよう翼表面と直交せず，また孔入口で流れの剝離などが発生し，不均一な速度分布で噴出するような場合，CRVPの形成過程も直交噴流の場合と異なってくることが考えられる。酒井ら[19]は，丸型冷却孔からの噴出空気に関する大規模なLES解析を行っている（Fig. 1，2）。そこでは，ぶらさがり渦がCRVPの主因であると断ずるとともに，噴き出し比の違いにより噴出空気まわりで発生する渦構造や壁面で発達する渦構造を解像するとともに，それらの干渉現象とCRVP生成過程への影響などを議論している。

2.2　制御原理

既往の研究（Fan-Shaped, Compound, Double Jet, Trenchなど）及び前述のCRVP発生原理を踏まえ，CRVPを抑制しフィルム効率の改善を図る手法について，整理してみよう。

例えば，Fan-Shaped特に下流側に傾きを有するlaid-backタイプでは，同じスロットリング部面積（丸孔部面積）に対して孔出口での噴出速度が低く抑えられ，壁面法線方向の運動量も低くなり，噴流側面でのせん断層の歪みやぶらさがり渦の強さも弱まり，CRVPの渦対間隔も広がる。結果として，噴流のlift-offが制御される，というシナリオが描けるであろう。また，複合角の場合には，CRVPの渦対の対称性が崩れることによる効果が大きい。この場合，壁面による鏡像効果によるlift-offの増強効果が薄れ，巨大化する側の渦の孔ピッチ方向側への移動促進効果が顕在化するため，スパン方向への広がりも改善すると考えられる。Trenchの場合は，溝部における主流減速効果及び下流側端面がブロッケージとなり噴流まわりの渦構造が形成されにくく，かつ，溝方向に二次空気が拡散し，広範囲の冷却が可能となる。また，Double JetやSister Hole（冷却孔のまわりに設けられた複数の小孔）になど，CRVPの効果を弱めるAnti-CRVPという渦構造を生成するというアプローチもある。

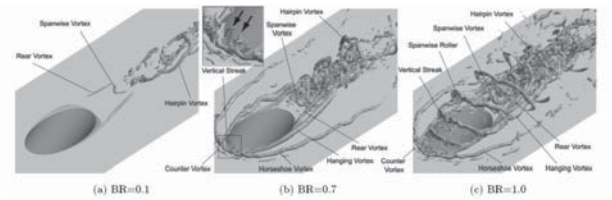


Fig. 1　Comparison of vortical structures around hole exit[19]

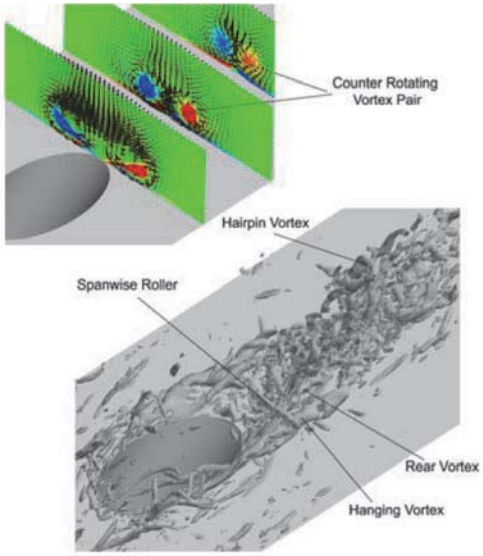


Fig. 2　Vortical structures around hole exit with velocity vectors indicating the occurrence of CRVP[19]

2.3　流れ制御デバイスの例

(1)　冷却孔下流側に設置する場合　後でも述べるが，多くの流れ制御デバイスには幾つかの克服すべき課題がある。その一つは空力損失増加を招くこと，また，デバイスの耐久性（耐熱性）である。後者に関しては，デバイスを自身の何かしらの方法で冷却することで克服できると考えている。その意味で，デバイスを冷却孔下流に設置する方法は理に適っている。

Sakaiら[20]，酒井ら[21]は，Fig. 3のような丸及びshaped冷却孔下流にBumpや突起を置いた場合のフィルム効率を数値的に調査している（図中のBRは噴き出し比を表す）。Fig. 4には，丸孔の場合について，bump等の設置によりどの程度平均フィルム効率が変化するかを，噴き出し比を変えて示したものである。丸孔の場合，孔直下流に円柱状の短突起を設置した場合が平均フィルム効率が大きく向上している。Fig. 5は，shaped孔の場合を示す。shaped孔は，元々中程度までの噴き出し比条件で良好なフィルム効率を示すことが知られており，結果として低噴き出し比条件では，bump等の設置によりフィルム効率は低下しているが，それ以外ではフォルム効率の大幅な改善が得られている。特に円柱状突起によってフィルム効率が大きく改善した理由として，①突起下流部の低圧部に二次流れが流入する効果②突起による拡散効果③突起先端からの渦による吹き下ろし効果，が挙げ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

られている（この研究では突起付内部流路からの冷却空気噴出を扱っており，フィルム効率にも内部流路内での渦構造などの影響が現れている点に留意する必要がある）[21]。

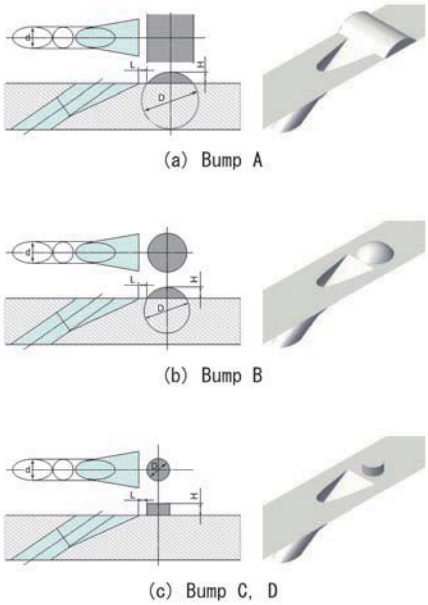


Fig. 3 Several types of bumps placed downstream of a cooling hole[21]

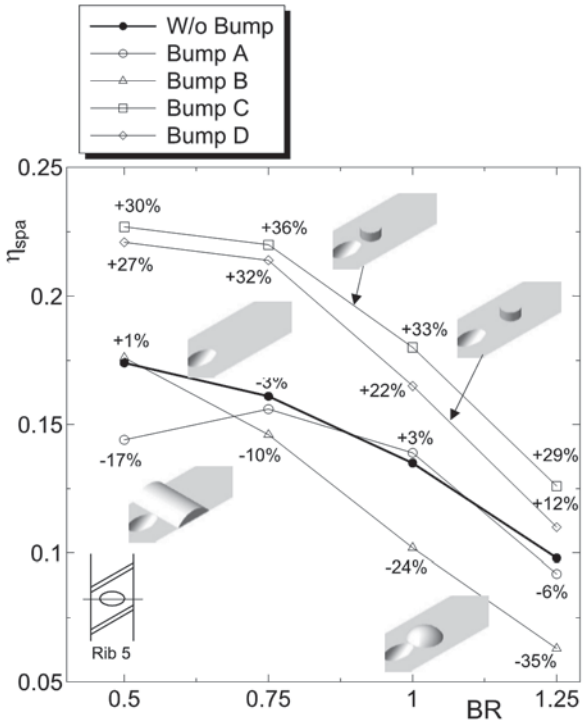


Fig. 4 Film effectiveness enhancement caused by bumps (round hole case)[21]

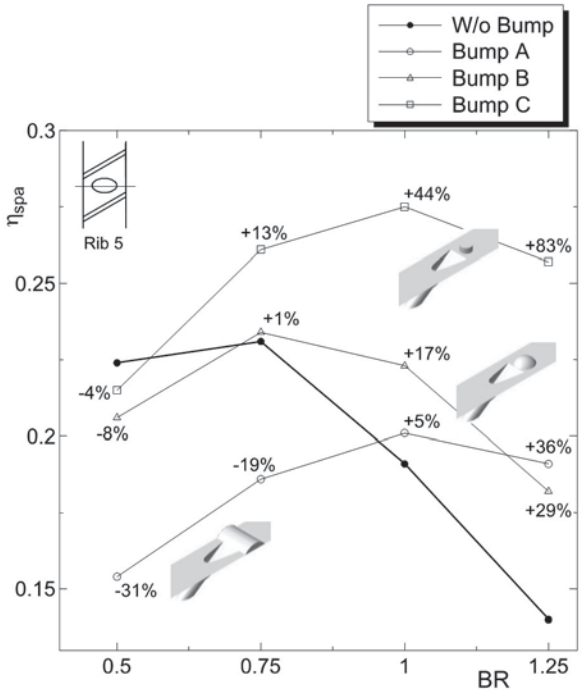


Fig. 5 Film effectiveness enhancement caused by bumps (shaped hole case)[21]

(2) 冷却孔上流側に設置する場合 冷却孔上流に置く場合，空力損失や耐久性の問題を考える必要がより大きくなるが，それを踏まえて提案された制御デバイスの例を紹介する。

Fig. 6には，Zhou, Hu[22]によって提案されている砂丘（Sand dune）を模した形状の突起物を示す。図からもわかるように，このデバイスは冷却孔出口の大半（種類によっては全部）を覆い隠すようになっている。そのため，この形状を通常の加工方法で成型することはほぼ不可能に近いが，将来的にAM（Additive Manufacturing）などによる冷却翼製造が一般的になった場合には実現出来る可能性はあるだろう。Fig. 7には，このデバイスを設置した場合の流れ場を，デバイス無しの場合との比較で示している。デバイスの無い場合には，前述したようにCRVPの効果により噴出空気がリフトオフし，いわゆる腎臓の形（kidney-shape）をした構造が発生している。一方，砂丘型デバイスを適用した場合は，デバイスが冷却孔直後の噴出空気の垂直方向の運動を抑制することで噴流が壁面と平行に噴出している。また，デバイスが噴流の側面までも覆っていることで主流との干渉がなく，CRVPの発生も抑制されている。加えて，デバイスの側面でanti-CRVPが発生しており，この渦構造の効果によって噴流に対する吹き下ろし流も生じている。これらの効果により，デバイスを適用した場合は噴流の壁面への付着性や横方向への拡散も改善している。当然のことながら，冷却孔を覆う範囲が大きくなるほど改善効果もより大きくなっている。

この砂丘型のデバイスは，内側から直接的に冷却され

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

る構造になっており，難製造性という課題はあるものの，発展性を秘めたデバイスであると言えるだろう。

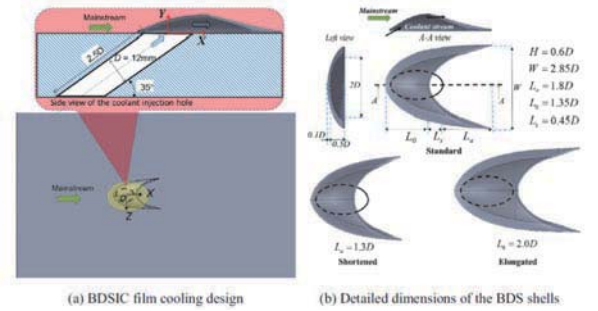


Fig. 6 Sand-dune-like device[22] (by courtesy of Prof. Hu of Iowa State Univ.)

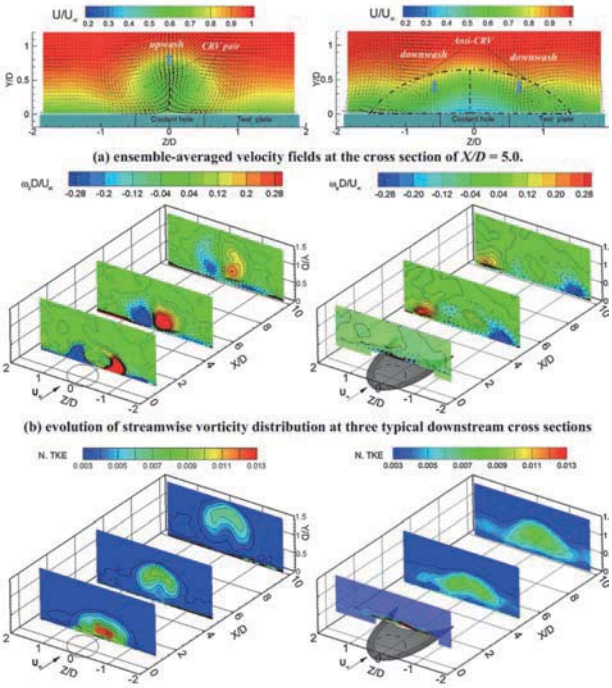


Fig. 7 Effects of sand-dune-like device on ejected air[22] (by courtesy of Prof. Hu of Iowa State Univ.)

3．岩手大学における流れ制御デバイスの研究例

3.1　単独流れ制御デバイス

岩手大学では，「流れ制御デバイス（Flow Control Device; FCD）」に関する研究を進めている[23–25]。以下には，Kawabataら[25]が行った，冷却孔上流に単独のFCDを設置した研究を紹介する。

この研究では，Fig. 8のように，丸孔冷却孔の中心から1.5d（dは孔直径）上流に設置された円弧状の突起型デバイスを，孔ピッチ方向に0.25dずつシフトさせ，丸孔からのフィルム効率改善の可能性を探ったものである。同研究では，①IRカメラによる表面温度の時間的変化を元に過渡応答法を用いてフィルム効率及び熱伝達率の同時計測，②３次元LDV（Laser-Doppler Velocimetry）による流れ場計測，③櫛形温度プローブ，全圧プローブによる温度分布及び全圧損失計測，及び④汎用コードを用いたLES解析，という包括的な調査方法が採用されている。Fig. 9には，２種類の高さ（H）のデバイスを４つのピッチ方向位置（L）に設置した場合のフィルム効率を，デバイス無しの場合のフォルム効率との比で表したものである。この結果から，Case03（H=0.5d, L=0.5d），Case04（H=0.5d, L=0.75d）でのフィルム効率増加率が圧倒的に大きいことが判明した。Fig. 10には，冷却孔下流における２次流れの速度ベクトルと流れ方向渦度コンターをそれぞれ示す。これらの図から，デバイス単独ではCRVPと反対の渦構造を生成しデバイス直後に吹き下ろしを生成している（Case01，BR=0.0））にも関わらず，インラインに配置されたCase01（BR=0.5, 1.0）ではかえってCRVPが強化されることになる一方，ピッチ方向にデバイスがオフセット配置されたCase03, 04では，デバイス下流での吹き下ろし効果とCRVPの対称性の崩れが奏功する形でフィルム効率改善が得られたものと考えられる。

この研究で，上流設置のデバイスの効果が明らかになったが，耐久性，空力性能への影響，流動条件へのロバスト性などの課題もあり，その課題解消への取り組みとしてDFCDが提案された。

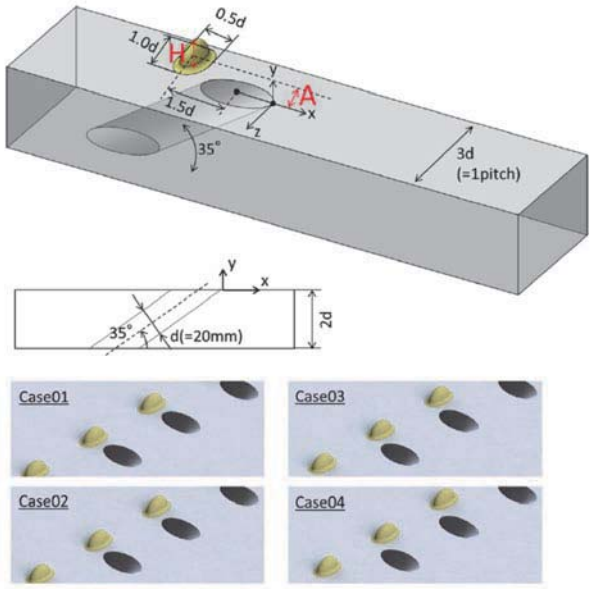


Fig. 8 Configurations of FCD placed upstream of cooling holes[25]

3.2　複合流れ制御デバイス

Fig. 11には岩手大学で考案された制御デバイスDFCDとそれによって引き起こされた渦構造がCRVPとどのように干渉するかの模式図を示す[23]。DFCDは，冷却孔上流に２つの半回転楕円体状の突起物をハの字を描くように設置したもので，所謂Vortex generatorに形状や機能の面で類似点が多い。DFCDの形状，配置については，先行研究[24, 25]を元に実験計画法的に調査を行い良好

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

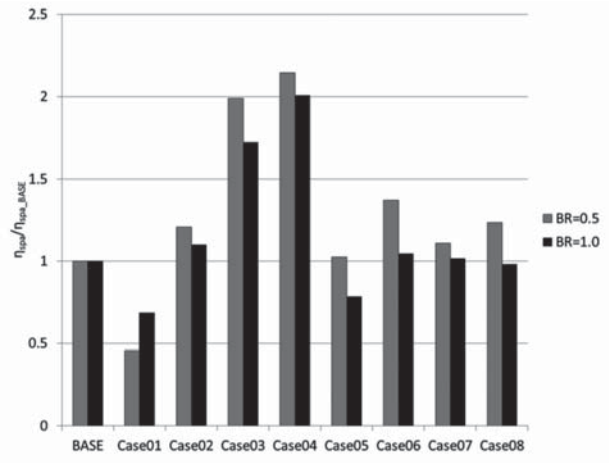
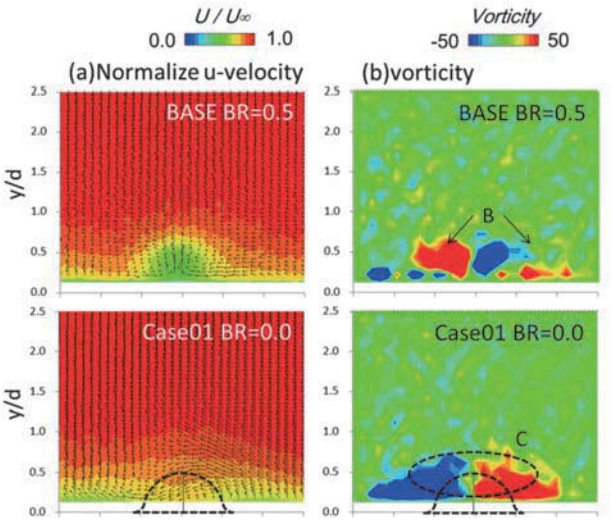
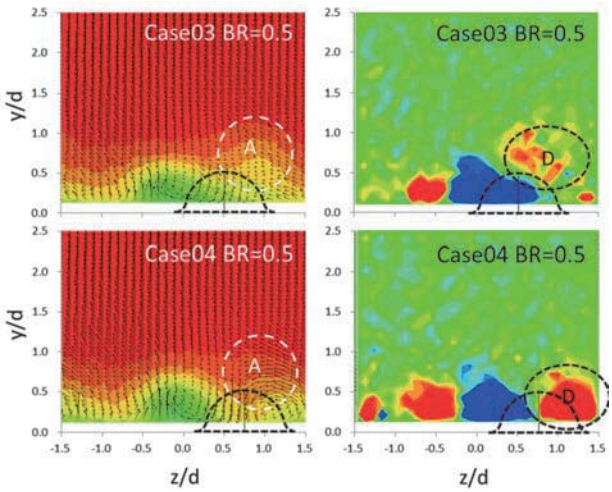


Fig. 9 Enhancement ratios of film effectiveness by use of several types of FCD[25]



(a) No device and with device-no cooling air



(b) Effects of device (Case03 and Case04)

Fig. 10 Induced velocity vectors and the streamwise vorticity contours behind the cooling hole with and without FCD measured at x/d = 3.0[25]

なフィルム冷却性能を示すものを探索している。それを丸孔冷却孔上流に設置し，孔ピッチ，噴き出し比などを変化させフィルム効率をIRカメラ＋過渡応答法により計測し，同一条件で計測したshaped冷却孔のフィルム効率と比較している。

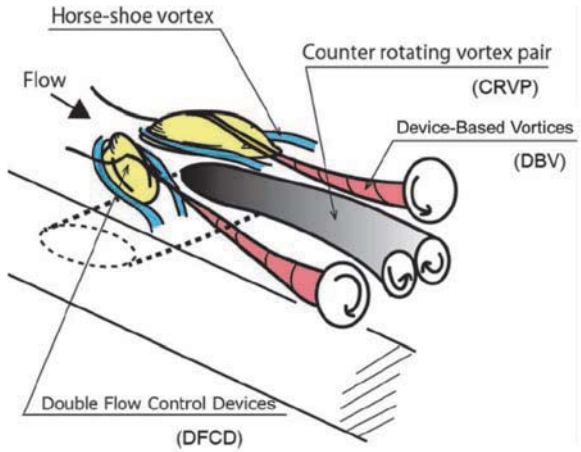


Fig. 11 Vortical structures created by DFCD installed upstream of a conventional cooling hole accompanied with CRVP[24]

Fig. 12には，丸孔冷却孔（C.H.），shaped冷却孔（S.H.）及びDFCDを設置した丸孔冷却孔（C.H.FCD）それぞれの冷却孔下流のフィルム効率コンター図を示す。孔ピッチは3.0d，4.5d及び6.0dの３種類である。この図から，DFCDを設置した場合，冷却孔から噴出した空気

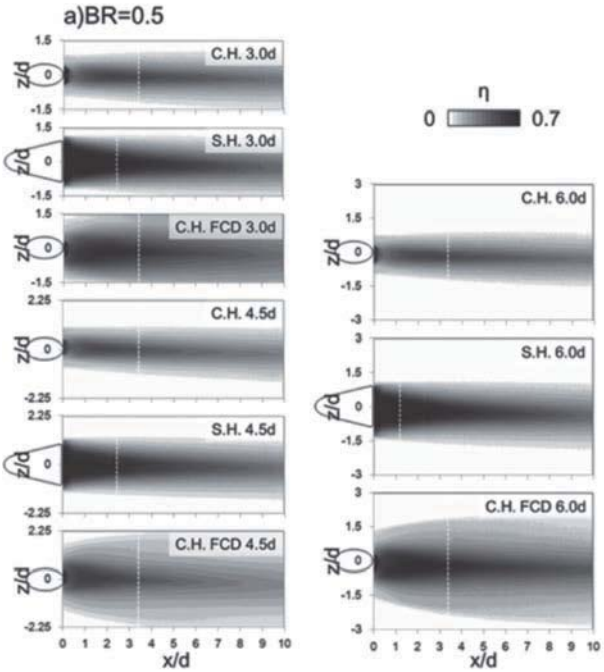


Fig. 12 Film effectiveness contours for three cooling hole configurations (BR=0.5)[26]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

は孔ピッチ方向に広く拡大し，その拡大範囲は孔ピッチ4.5dでもほぼ1ピッチ分にまで達しており，孔ピッチ6.0dでも噴出空気が表面を覆う範囲はshaped孔の場合の範囲よりも大きい。実際にピッチ方向平均されたフィルム効率は，BR=0.5ではDFCDを適用した場合の面平均フィルム効率の方が全ての孔ピッチ条件でshaped孔の平均値を上回り，BR=1.0では若干shaped孔の方がDFCD適用のものを若干上回るという結果になっている。 Kawabataら[27]は経験的に形態（形状，配置）を決定した上述のDFCDに対してタグチメソッドによる最適形態の探索を行っている。この研究では，最適形態探索の手法としてCFDと実験の2つを用いており，制御因子の最適水準については両者の結果が一致することを見出している。

DFCDに関する研究は，Kawatabaら[28]による直線翼列翼への応用，高密度比条件での性能評価と最適化[29, 30]，shaped孔への適用と最適化[31]へと展開されている。

DFCDの課題は空力損失増大とデバイス自身の耐熱性である。損失については，孔ピッチの拡大による冷却空気全体の削減可能性の調査と多目的最適化手法による低損失形態の探索が重要となる。また，耐熱性については，デバイスを直接的に冷却することやデバイスを冷却孔に接近させ間接的に冷却することなどが対策として考えられ，現在その方向で調査を進めている。

4．むすび

フィルム冷却に関する基礎的な点であるCRVPについて解説するとともに，フィルム冷却性能の改善手法の一つとして，翼表面にデバイスを設置する制御手法を紹介した。難点はあるものの，shaped孔に匹敵しうるポテンシャルを有する手法であるということが読者諸氏にお伝えできたら幸いである。

参考文献

(1) 小熊秀隆他5名，高効率ガスタービン実現のための先進材料・製造技術開発，三菱重工技, Vol. 52, No. 4 (2015), pp.5-14.

(2) Shankar, N., Laser Drilling Improves Turbine Engine Performance, Industrial Laser Solution for Manufacturing (07/19/2017) (https://www.industrial-lasers.com/articles/print/volume-32/issue-4/features/laser-drilling-improves-turbine-engine-performance.html), (参照日2018年9月22日)

(3) Schaeffer, R., Fundamentals of Laser Micromachining, CRC Press (2016), p. 145.

(4) Issakhanian, E., Elkins, C.J. and Eaton, J.K., Film Cooling Effectiveness Improvements using a Non-Diffusing Oval Hole, ASME TURBO EXPO 2015, GT2015-42243 (2015).

(5) Issakhanian, E., Elkins, C.J. and Eaton, J.K., Pitfalls of Fa-Shaped Hole Design: Insights from Experimental Measurement of In-Hole Flow through MRV, ASME TURBO EXPO 2015, GT2017-63679 (2017).

(6) Ekkad, S. and Han, J.C., A Review of Hole Geometry and Coolant Density Effect on Film Cooling, Frontiers in Heat and Mass Transfer, Vol. 6, 8 (2015).

(7) Shinn, A.F. and Vanka, S.P., Large Eddy Simulations of Film-Cooling Flows with a Micro-Ramp Vortex Generator, ASME Transaction Journal of Turbomachinery, Vol. 135, Oct. (2012).

(8) Na, S. Shih. T.I-P., Increasing Adiabatic Film-Cooling Effectiveness by Using an Upstream Ramp, ASME Transaction Journal of Heat Transfer, Vol. 129, Dec. (2006), pp. 464-471.

(9) Nasir, H., Acharya, S. and Ekkad, S., Improved Film Cooling from Cylindrical Angled Holes with Triangular Tabs: Effect of Tab Orientation, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 24 (2003), pp. 657-668.

(10) Blanchard J., Brunet Y., Merlen A., Influence of a Counter-Rotating Vortex Pair on the Stability of a Jet in a Cross Flow: An Experimental Study by Flow Visualizations. Exp Fluids 26 (1-2) (1999), pp. 63-74.

(11) Chassaing P., George J., Claria A., Sananes F., (1974) Physical Characteristics of Subsonic Jets in a Cross-stream, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 62 (1974), pp. 41-64.

(12) Schlegel, F., Wee D., Marzouk, Y.M. and Ghoniem, A.F., Contributions of the Wall Boundary Layer to the Formation of the Counter-Rotating Vortex Pair in Transverse Jets, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 676 (2011), pp. 461-490.

(13) Cambonie, T., Gautier, N. and Aider, J.-L., Experimental Study of Counter-Rotating Vortex Pair Trajectories Induced by a Round Jet in Cross-Flow at Low Velocity Ratios, Experiments in Fluids, Vol. 54 (2013)

(14) Kelso, R., Lim, T., Perry, A., 1996. An experimental study of round jets in cross-flow. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 306 (1996), pp. 111-144.

(15) Majander, P. and Siikonen, T., Large-eddy simulation of a round jet in a cross-flow, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 27 (2006), pp. 402-415

(16) Yuan, L.L., Street, R.L. and Ferziger, J.H., Large-Eddy Simulation of a Round Jet in Crossflow, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 379 (1999), pp. 71-104.

(17) Frohlich, J., Denev, J.A. and Bockhorn, H., Large Eddy Simulation of a Jet in Crossflow, European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering 2004 (2004).

(18) Landman, M.J., Saffman, P.G., (1987) The three-dimensional instability of strained vortices in a viscous Fluid. Physics of Fluid, Vol. 30 (1987), pp. 2339-2342.

(19) 酒井英司，高橋俊彦，渡辺裕章，主流中に傾斜して吹出される円形ジェットのラージエディシミュレーション，日本機械学会論文集（B編），Vol. 78，789 (2012)，pp. 1107-1117.

(20) Sakai, E., Takahashi, T., and Agata, Y., Experimental

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

Study on Effects of Internal Rib and Rear Bump on Film Effectiveness, ASME Paper No. GT2012-68268 (2012).

(21) 酒井英司，高橋俊彦，安形友希子，ガスタービン動翼の膜冷却効率に及ぼす内部冷却リブと孔後方突起の影響，電力中央研究所報告M11002 (2012).

(22) Zhou, W. and Hu, H., A Novel San-Dune-Inspired Design for Improved Film Cooling Performance, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 110 (2017), pp. 908-920.

(23) 川端浩和，高温タービン翼フィルム冷却の熱流体特性及び流れ制御技術に関する研究，岩手大学博士論文，2015

(24) 川端浩和，船﨑健一，加藤大雅，高橋大地，高圧タービン用フィルム冷却の制御技術に関する研究，日本ガスタービン学会誌，Vol. 40, No. 6 (2012), pp. 323-330.

(25) Kawabata, H., Funazaki, K., Nakata, R. and Takahashi, D., Experimental and Numerical Investigations of Effects of Flow Control Devices upon Flat-Plate Film Cooling Performance, ASME Transaction Journal of Turbomachinery, Vol. 136, June (2014)

(26) 船﨑健一，中田諒大，川端浩和，田川久人，堀内康広，流れ制御デバイスによるフィルム冷却性能の向上，日本ガスタービン学会誌，Vol. 42, No. 5 (2014), pp.456-464

(27) 川端浩和，船﨑健一，中田諒大，田川久人，堀内康広，タグチメソッドを用いたフィルム冷却用流れ制御デバイスの最適化手法に関する研究，日本ガスタービン学会誌，Vol. 42, No. 5 (2014), pp. 449-455.

(28) Kawabata, H., Funazaki, K., Suzuki, Y., Tagawa, H. and Horiuchi Y., Improvement of Turbine Vane Film Cooling Performance By Double Flow Control Devices, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 138 Nov. (2016).

(29) Takizawa, H., Funazaki K., Sasaki, H., Kawamura T., Tagawa, H. and Nakano, S., Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Devices under High Density Ratio, ACGT2016 (India), ACGT2016-123 (2016)

(30) 河村朋広，船﨑健一，瀧澤隼人，田川久人，森本哲郎，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―，日本ガスタービン学会誌，Vol. 46, No. 4 (2018), pp. 306-313.

(31) Funazaki, K., Enhancement Of Film Effectiveness Of Cooling Holes With Fan-shaped Exit Geometry by the Application of Double Flow-Control Devices: Optimization in Consideration of Device Offset", ASME TURBO EXPO 2017, GT2017-65032 (2017).

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

ガスタービン翼後縁部カットバック面のフィルム冷却

Film Cooling over Cutback Surface at Trailing Edge of Gas-Turbine Airfoil

村田 章*1
MURATA Akira

キーワード：伝熱促進，ディンプル，フィルム冷却，ガスタービン翼，過渡応答法，脈動流
Key Words：Heat transfer enhancement, Dimple, Film cooling, Gas-Turbine airfoil, Transient technique, Pulsating flow

1．緒言

ガスタービンの高効率化に伴いタービン入口ガス温度の高温化が進んでおり，材料の高温強度を考えるとタービン翼の冷却技術の向上が必須である。Fig. 1に示すように翼後縁部は厚さが薄く内部冷却が困難である上に，背腹両面の主流からの熱流入が大きく，翼冷却において最も厳しい条件の部位である。Cunha and Chyu[1]は翼後縁冷却構造として4形状を調べ，後縁部腹側壁を切り落としたカットバック形状が構造強度と空力特性を兼ね備えた最も優れた冷却形状であることを示した。カットバック形状による翼後縁冷却とは，後縁部スロットからカットバック面にフィルム冷却空気を吹き出して熱遮蔽をすると同時に，カットバック面を対流熱伝達によって冷却することで背面からの熱流入を処理する方式であり，航空用および産業用ガスタービンで広く採用されつつある。カットバック面の伝熱促進では，乱流促進・2次流れ効果が冷却空気膜を崩してしまうとフィルム冷却効率を大きく低下させるので，高フィルム冷却効率維持という従来とは異なる制約条件下での新たな伝熱促進問題としてとらえる必要がある。後縁部平滑カットバック面のフィルム冷却についてはこれまでにブロー比や密度比の影響を調べた伝熱実験[2],[3]，Large Eddy Simulation（LES）解析[4],[5], LDV[6], PIV[7], MRI[8]による速度場計測があり，レイノルズ平均乱流モデル（RANS）ではリップ後端からの大規模放出渦（Fig. 2参照）による主流と冷却流の混合過程を再現できないこと[9],[10]，また，ブロー比1付近でこの混合作用が強まり，フィルム冷却効率が低下すること[5]が明らかになっている。一方著者らはフィルム冷却総合性能向上のためにカットバック面に積極的に粗さ要素として凹みディンプルを敷設し，フィルム冷却効率を低下させずに熱伝達率を向上できることを示している[11]-[23]。

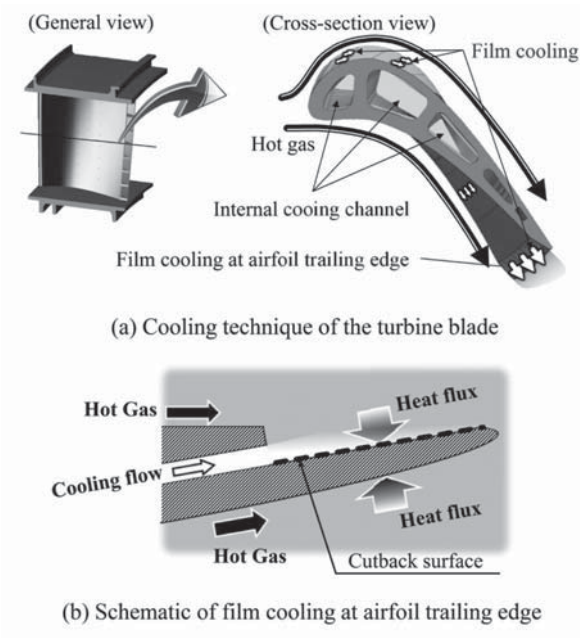


Fig. 1 Schematic of turbine blade cooling[16]

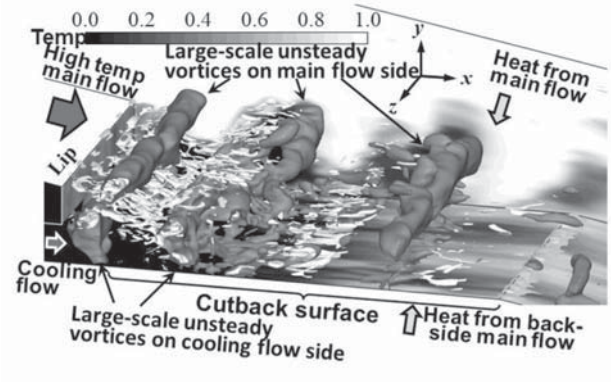


Fig. 2 Large-scale vortices shed at lip-trailing-edge visualized by contour of pressure fluctuation（p' =−0.028, gray）and second invariant（Q =−1.15, white）for M=1.0（smooth cutback surface case）[19]

原稿受付　2018年9月10日
＊1　東京農工大学大学院工学府　機械システム工学専攻
〒184-8588　小金井市中町2-24-16
E-mail: murata@cc.tuat.ac.jp

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

一般的な内部流での乱流促進体としてのディンプル面の伝熱性能評価は過去に数多く行われており，球状ディンプルについて流路高さ・投影直径比[24]や深さ・投影直径比[25]の影響などが調べられている。また，現在最も性能が良いと報告されているのはChyuら[26]のティアドロップディンプルで，前縁傾斜により流れの剥離が抑制されるので熱伝達率の低下が抑制される[27],[28]。ティアドロップディンプルを流れ方向に対して傾斜させた場合には弱い2次流れが誘起されることが期待され，著者らは内部流においてその効果を調べている[29],[30]。

本稿では著者らのガスタービン翼後縁部カットバック面フィルム冷却の研究について紹介する。フィルム冷却性能向上のためにカットバック面にディンプルを敷設し，その際のディンプル形状・配列の影響と冷却流脈動化の効果を評価するための，過渡応答法を用いた伝熱実験[11]–[15]，2次元3成分粒子追跡流速計による多段面乱流計測[16]–[18]，LES解析[19]–[23]の結果を説明する。

2．伝熱実験[11]–[15]

2.1 過渡応答法

フィルム冷却において熱遮蔽性能は下式のフィルム冷却効率ηで表される。

$$\eta = \frac{T_{\mathrm{h}} - T_{\mathrm{aw}}}{T_{\mathrm{h}} - T_{\mathrm{c}}} \tag{1}$$

ただし，T_{h}[K]は主流温度，T_{c}[K]は冷却流温度（添字h: 主流，c: 冷却流）とし，断熱壁温T_{aw}[K]を流体代表温度として用いた。

初期温度がT_{i}[K]の半無限固体がT_{i}からT_{f}[K]にステップ状に温度変化した流れにさらされた場合，時刻t[s]における壁面温度T_{w}[K]は半無限固体内1次元熱伝導の解析解（下式）で表される。

$$\frac{T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{i}}}{T_{\mathrm{f}} - T_{\mathrm{i}}} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 a_{\mathrm{w}} t}{\lambda_{\mathrm{w}}{}^2}\right)\mathrm{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a_{\mathrm{w}} t}}{\lambda_{\mathrm{w}}}\right) \tag{2}$$

ここでh[W/(m^{2}K)]は熱伝達率，a_{w}[m^2/s]は壁材の温度伝導率，λ_{w}[W/(mK)]は壁材の熱伝導率である。

流体温度変化がステップ状ではなく徐々に変化する場合にはDuhamelの定理を用いて，流体温度変化をN分割したステップ状微小温度変化の重ね合わせで近似できる。この時の壁面温度変化は下式で表される。

$$T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{i}} = \sum_{j=1}^{N} U(t - t_j)\left(T_{\mathrm{f},j} - T_{\mathrm{f},j-1}\right) \tag{3}$$

ここで，

$$U(t - t_j) = 1 - \exp\left(\frac{h^2 a_{\mathrm{w}}(t - t_j)}{\lambda_{\mathrm{w}}{}^2}\right)\mathrm{erfc}\left(\frac{h\sqrt{a_{\mathrm{w}}(t - t_j)}}{\lambda_{\mathrm{w}}}\right) \tag{4}$$

ただし，時刻t_j[s]（j=0,1,2,⋯,N）における流体温度を$T_{\mathrm{f},j}$[K]とする。

フィルム冷却では式(3)における流体温度として断熱壁温を用いる。式(1),(3),(4)より断熱壁温を消去すると，式(5)が得られる。ただし，式(5)中の$U(t-t_j)$は式(4)と同一である。

$$T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{i}} = \sum_{j=1}^{N} U(t - t_j)\left\{(1-\eta)\left(T_{\mathrm{h},j} - T_{\mathrm{h},j-1}\right) + \eta\left(T_{\mathrm{c},j} - T_{\mathrm{c},j-1}\right)\right\} \tag{5}$$

本研究では主流のみ加熱する場合と主流・冷却流を両方加熱する場合の2回実験を行い，式(4)および式(5)を連立して繰り返し計算を行うことで熱伝達率とフィルム冷却効率を求めた。この1次元熱伝導の仮定を用いた際の熱伝達率とフィルム冷却効率を3次元熱伝導補正前の値と呼ぶ。

2.2 3次元熱伝導補正の方法

内部流ディンプル面の熱伝達率計測における3次元熱伝導補正[28]–[31]同様，フィルム冷却での固体内3次元熱伝導補正の計算には有限体積法を用いたOpenFOAM2.1を使用した。赤外線放射温度計を用いて計測した非定常伝熱面温度分布をカットバック面の境界条件として与え，底面・流れ方向境界面を断熱境界，幅方向境界面を断熱境界または周期境界とした。

フィルム冷却における熱伝達率は断熱壁温を流体代表温度として式(6)のように表される。

$$h = \frac{q_{\mathrm{normal}}}{T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{aw}}} \tag{6}$$

ここで，q_{normal}[W/m^2]（$=-\lambda_{\mathrm{w}}\partial T/\partial n$）は壁面垂直方向（座標$n$）の熱流束であり，$\partial T/\partial n$[K/m]は熱伝導解析で求めた壁面垂直方向の温度勾配である。

式(1)および式(6)より断熱壁温を消去すると，下式が得られる。

$$-\frac{q_{\mathrm{normal}}}{T_{\mathrm{h}} - T_{\mathrm{w}}} = h(1 - \eta\Theta) \tag{7}$$

ただし，$\Theta = (T_{\mathrm{h}} - T_{\mathrm{c}})/(T_{\mathrm{h}} - T_{\mathrm{w}})$である。

式(7)を主流のみ加熱する場合と主流・冷却流を両方加熱する場合の2回の実験条件についてそれぞれ3次元熱伝導解析を行い，連立させることで熱伝達率とフィルム冷却効率という2つの未知量を求めた。これらを3次元熱伝導補正後の値と呼ぶ。

2.3 伝熱実験装置および方法

2次元スロットでのテストセクションの概略をFig. 3に，冷却流吹き出し部とカットバック面の詳細をFig. 4に示す。冷却流の流路高さH=5mm，主流流路高さ4H，流路幅40Hの扁平流路に下流に設けたブロアの吸い込みにより空気を流した。カットバック面にはFig. 5に示す(a)球状，(b)傾斜なしティアドロップ形状の各ディンプルに加え，流れ方向に対して傾けたティアドロップディンプルの場合を扱った。ディンプルは投影直径2H，曲率半径1.2H一定でFig. 6のように千鳥配列に並んでいる。ディンプルの流れ方向ピッチは2.2–2.4H，幅方向ピッチは2.3–2.54Hとした。また，基準となる平滑面での実験も行った。幅方向隔壁（ランド）のある3次元スロット流路[11],[12]ではテストコア部を変更して実験を行った。

主流および冷却流空気はそれぞれの助走区間に設けら

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

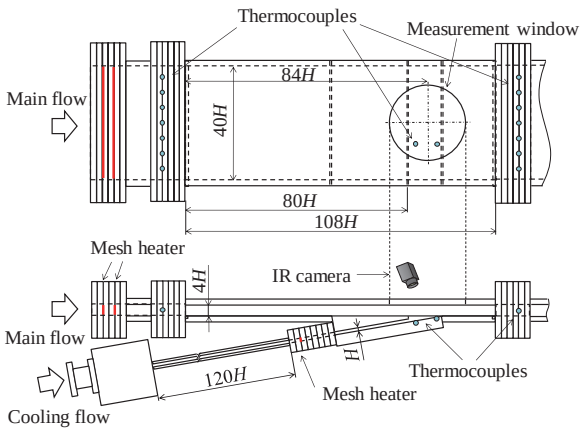


Fig. 3 Schematic of test section for two-dim film-cooling slot[13]

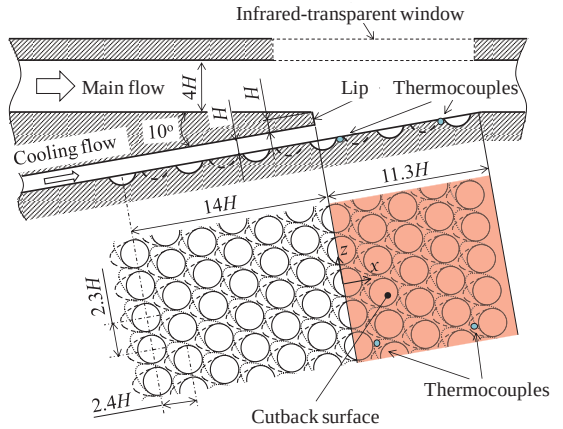
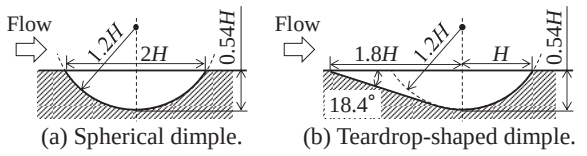


Fig. 4 Details of film cooling slot and dimpled cutback surface[13]



(a) Spherical dimple.　(b) Teardrop-shaped dimple.

Fig. 5 Dimple geometries[14]

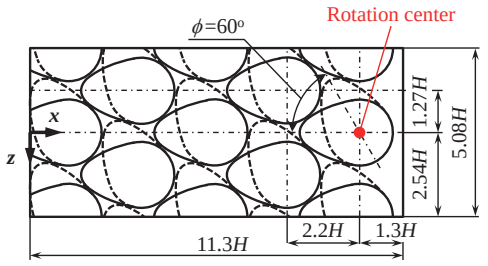


Fig. 6 Geometry in measurement area for each rotation angle, ϕ =0 and 60deg[14]

れたメッシュヒータにより通電加熱される。空気温度の時間変化は主流流路入口・出口それぞれ幅方向7点および冷却流吹き出し部幅方向2点のK型熱電対でそれぞれの平均値として計測した。伝熱面温度は入口から84Hの位置に設置した反射防止コーティング付Geガラス窓（ϕ132mm）を通して赤外線放射温度計（FLIR SC620またはT620，640×480pixel^2，30fps）で計測した。また，壁表面2ヶ所に埋め込まれたK型熱電対（ϕ50μm）でも同時に壁面温度を計測し放射率調整を行った。

実験条件は主流レイノルズ数Re_h(=$8HU_h/\nu_h$）を2.5×10^{4}一定とし，ブロー比M(=($\rho_c U_c$)/($\rho_h U_h$)）を0.5, 1.0, 1.5, 2.0と変化させた（冷却流レイノルズ数Re_c（=$2HU_c/\nu_c$）=3.3×10^3～1.3×10^4)。ここで，U[m/s]は平均流速，ν[m^2/s］は空気の動粘性係数，ρ［kg/m^3]は空気の密度を表す。

熱伝達性能の評価にはヌセルト数Nu(=$2hH/\lambda_c$）を用い，下式（Kays and Crawfordの式[32]）で表される平滑管内完全発達乱流のヌセルト数経験式の値で規格化した。λ_c[W/(mK)]は冷却流空気の熱伝導率である。

$$Nu_{\infty,M=1} = 0.022 Pr^{0.5} Re_{c,M=1}{}^{0.8} \tag{8}$$

ここで，Prはプラントル数，$Re_{c,M=1}$はブロー比1における冷却流レイノルズ数である。フィルム冷却性能の総合評価には式(9)に示す$NHFR$（Net Heat Flux Reduction）[33]を用いた。

$$NHFR = \frac{q_0 - q}{q_0} = 1 + \frac{h}{h_0}(\eta\Theta - 1) \tag{9}$$

ここで，q, q_0[W/m^2]はそれぞれフィルム冷却有・無での壁面熱流束，h_0[W/(m^{2}K)]はKays and Crawfordの式[32]に主流レイノルズ数Re_hを用いた場合の熱伝達率，Θは無次元温度で実機の代表的作動条件からΘ=(T_h-T_c)/(T_h-T_w)=1.44とした。通常の翼面フィルム冷却での$NHFR$は0～1の値をとるが，本研究での$NHFR$はカットバック面での熱流束が壁面から流体へ向いている（負の熱流束となる）のでカットバック面冷却の場合に1以上の値をとること，また，フィルム冷却なしの場合の熱流束を平滑面完全発達域の熱伝達率h_0で推定しているので（大小関係は変わらないが）規格化としては不十分な点に注意が必要である。また，Θ=1.44と設定したので，η>0.69では伝熱促進（hの増加）が$NHFR$の増加に（η<0.69ではその逆に）対応する。

3．可視化実験装置と方法[16]–[18]

可視化実験装置は循環型流路で作動流体には水を用いた。主流と冷却流各流路高さは，4HとH（=5mm）であり，テストセクションx-y断面形状は伝熱実験と同一である。冷却流を脈動させる場合にはゴム管部をレシプロモータで変形させて脈動流を発生させた。Fig. 7に2D3C-PTVシステムを示す。流路幅方向中央z=0のx-y平面に厚さ約1mmのレーザーライトシート（Photonics

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

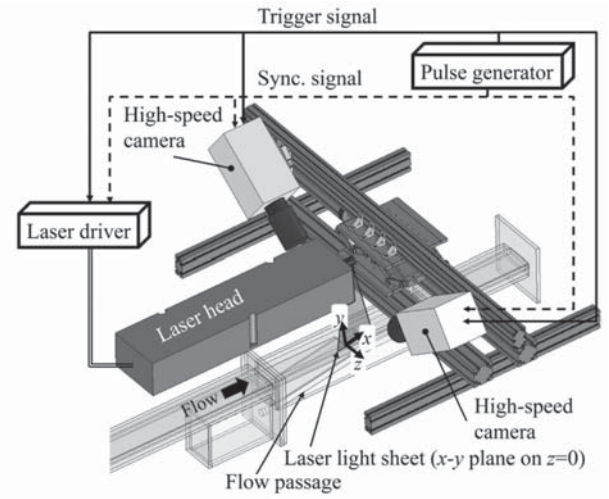


Fig. 7　2D3C-PTV system configuration[16]

Industries, Model DM-527-20, 波長527nm, 最大出力20mJ, パルス幅150ns）を照射し，２台の高速度カメラ（Photron, Model SA3, 576×1,024pixel^2, 3,200fps）を用いてレーザーライトシートを挟み込む配置で撮影した。粒子懸濁法を用い，トレーサー粒子には平均粒子直径50μmのイオン交換樹脂を用いた。本計測系では空気－アクリル－水各界面での屈折を考慮する必要があるため，流路外（空気中）でのカメラ較正で屈折の影響がない場合のカメラ標定要素を予め求め，各カメラと可視化窓（屈折面）の相対的位置関係の情報を基に投影線の式を算出した。瞬時ベクトルは連続４時刻での粒子３次元位置の追跡から算出した。

４．LES解析方法[19]–[23]

冷却流と主流の流路高さはそれぞれH, $4H$であり，x–y断面形状は実験と同一である。ディンプル形状，配列も実験と同一である。

本研究では温度配列を２つ用意し，カットバック面を断熱，等熱流束の２条件で同時に計算を行い，断熱壁温T_{aw}と等熱流束壁温T_wを求め，ηとNuを算出した。速度の境界条件は壁面（上部境界も壁面）で滑りなし，入口境界から流れ方向にそれぞれ$22H$, $10H$の区間をドライバ部として入口条件の乱流場を発達させた。冷却流を脈動させる場合には，ドライバ部の入口境界で所定の周波数，速度振幅を与えた。

計算には，有限体積法を用いたOpenFOAM-2.1を使用した。基礎方程式は格子幅のフィルタを施された非圧縮流体の連続の式，Navier-Stokes方程式，エネルギー方程式である。圧力場には３段階のPISO法を用い，Germanoら[34]のダイナミックSGSモデルまたはLagrangianダイナミックモデル[35]を用いた。離散スキームは空間的に２次精度線形補間，時間的に２次精度陰解法を用いた。

５．結果および考察

5.1　内部流ディンプル面での熱伝導補正の効果

Fig. 8は内部流ディンプル面での局所ヌセルト数計測結果である[28],[29]。３次元熱伝導補正の効果はディンプル内部と後縁部にみられる。Fig. 9（Fig. 8だけ上半分が補正後であり，他の図と上下逆であることに注意）に示すように，ディンプル内部では熱伝導通過面積の増大による（平滑面に比べての）壁温低下が，ディンプル後縁部では流れの再付着域の高熱伝達率による後縁部内側高温部からの熱伝導による外縁部での壁温上昇がそれぞれ生じるので，３次元熱伝導補正によりヌセルト数の引き上げ，引き下げがそれぞれの位置で生じる。フィルム冷却流の場合にも基本的な３次元熱伝導の影響は同様であり，その様子は以下に結果と一緒に示す。

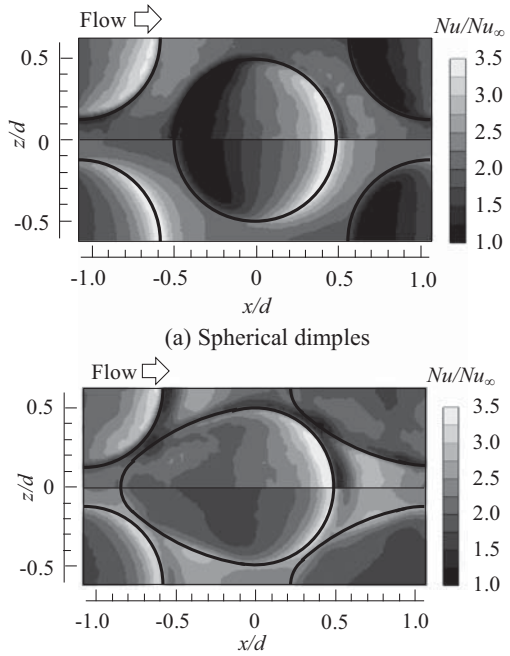


Fig. 8　Contours of local Nusselt number on dimpled surface of channel flow for Re=26000 with（upper half）and without（lower half）three-dim heat conduction compensation[28]

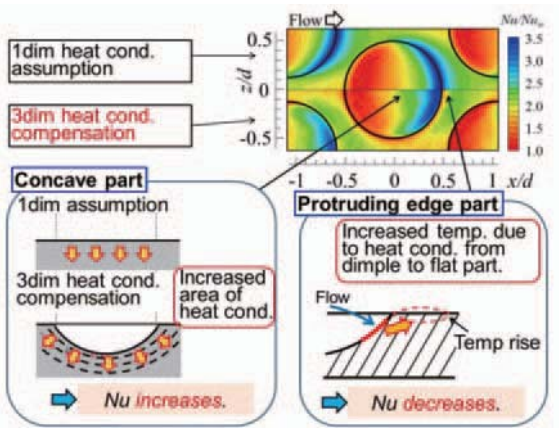


Fig. 9　Principle of three-dimensional heat conduction effects on results of transient heat transfer method

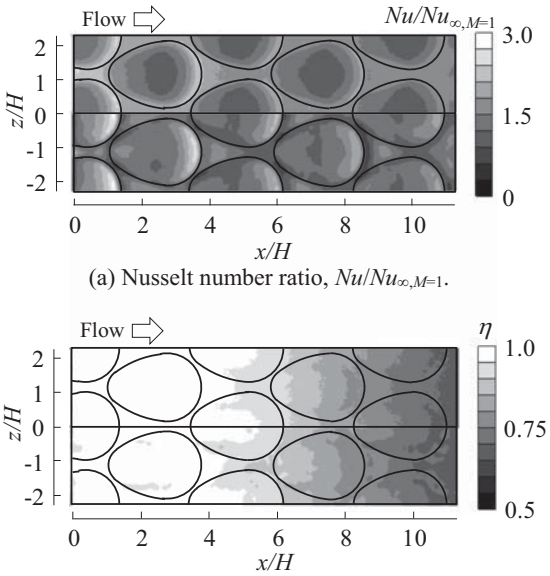
Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

5.2　3次元スロット流路の結果[11],[12]

光造形樹脂を用いたランド付き3次元スロットでの伝熱計測を最初に行った（図省略）。ランド側面温度はIRカメラで計測できない（写らない）ので，3次元熱伝導補正は行えない。カットバック面形状として平滑面に加え，90度リブ，球状ディンプル，傾斜なしティアドロップディンプル，45度傾斜ディアドロップディンプルを敷設して，その冷却性能評価を行った。90度リブはヌセルト数増加が大きいものの2次流れが主流側まで及び，主流・冷却流の混合促進によってフィルム冷却効率を低下させるので総合性能は低い。前縁傾斜のあるティアドロップディンプルのフィルム冷却性能は球状ディンプルよりも高く，特に45度傾斜ティアドロップディンプルではフィルム冷却総合性能を示す*NHFR*が最も高くなった。

5.3　2次元スロット流路の結果[13]–[15]

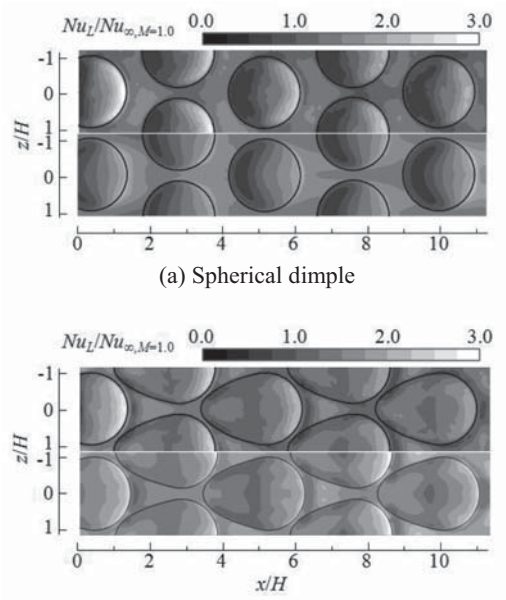
より基礎的な系として，幅方向に一様な（ランドのない）2次元スロット流路での結果を説明する。カットバック面形状として平滑面に加え，球状ディンプル，ティアドロップディンプル，傾斜ティアドロップディンプルを敷設したものを調べた。Fig. 10に示すように3次元熱伝導補正の影響部位は内部流と同様であり，その影響はフィルム冷却効率よりもヌセルト数で大きい。Fig. 11は伝熱実験結果とLES解析結果のヌセルト数での比較であり，良好な一致を示している。Fig. 12には面平均値のブロー比による変化を示す。凹み形状であるディンプルは（平滑面の値に比べて）フィルム冷却効率への影響は小さいが，ヌセルト数を大きく増加させる。結果として*NHFR*は平滑面よりもディンプル面で高くなり，この2次元スロットの場合には傾斜なしティアドロップが最も高い*NHFR*を示した。



(a) Nusselt number ratio, $Nu/Nu_{\infty,M=1}$.

(b) Film cooling effectiveness, η.

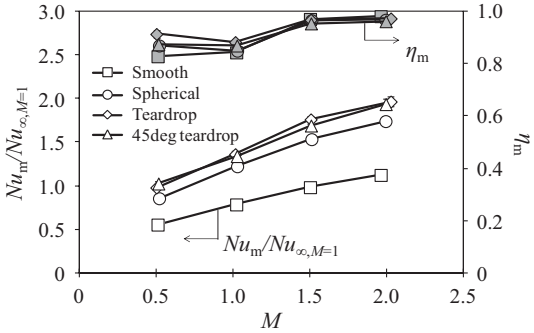
Fig. 10 Contour of local $Nu/Nu_{\infty,M=1}$ and η without (upper half) and with (lower half) compensation in teardrop-shaped dimple case for M=1.0[28]



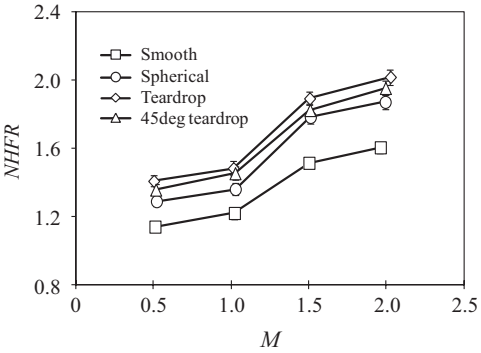
(a) Spherical dimple

(b) Teardrop dimple

Fig. 11 Contour of local Nusselt number, $Nu_L/Nu_{\infty,M=1.0}$, of experiments[13] (upper half) and LES[19] (lower half) for M=1.0



(a) Mean Nusselt number, $Nu_m/Nu_{\infty,M=1}$ (open), and film cooling effectiveness, η_m (filled)[13]



(b) Net Heat Flux Reduction, *NHFR*.

Fig. 12 Surface averaged values versus blowing ratio[13]

ティアドロップディンプルの最適回転角度を調べるために，千鳥配列のティアドロップディンプル面全体を15度刻みで回転させたコアで実験を行った。その面平均値の結果をFig. 13とFig. 14に示す。面回転角度に対してフィルム冷却効率は比較的鈍感であり，ヌセルト数は30度で最大値をとる。*NHFR*はヌセルト数の影響を強く受け，30度でやはり最大となる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

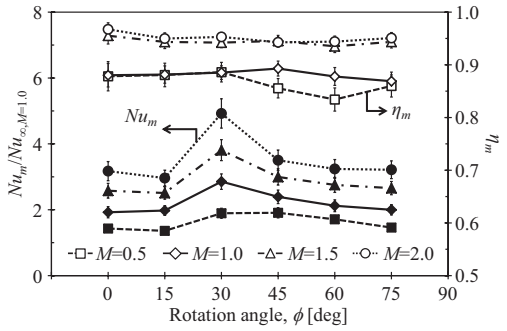


Fig. 13 Surface-averaged film cooling effectiveness, η_m (open), and Nusselt number ratio, $Num/Nu_{\infty,M=1.0}$ (filled), versus rotation angle, ϕ[14]

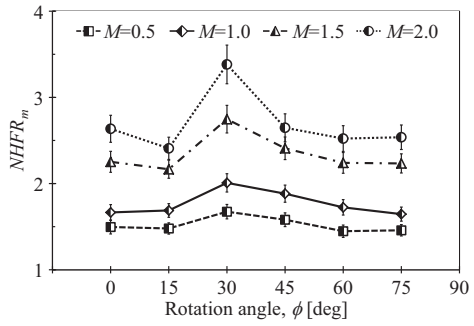


Fig. 14 Surface-averaged net heat flux reduction, $NHFR_m$, versus rotation angle, ϕ[14]

ディンプル面全体を回転させた場合には流れ方向へのディンプルの配列（上流側ディンプルと下流側ディンプルの位置関係）は回転角度ごとに変ってしまう。そこで，面回転させたのちにディンプル位置を斜めにずらすことで，in-line配列とstaggered配列を作り，ディンプル回転角度とディンプル配列の影響を調べた。伝熱実験の結果[15]，30度in-line配列で*NHFR*が最大となること，その理由が上流側ディンプルの位置による下流側ディンプルへの流入条件の変化（剥離泡の抑制）によることが明らかになった（後述のFig. 16参照）。Fig. 15の３成分PTV計測による平滑面と２種類のディンプル配列でのレイノルズ応力分布[17]ではディンプルの敷設がリップ後流混合層には大きな影響を与えず，壁面近傍での乱流輸送を促進していることがわかる。また，多段面３成分PTV計測結果から３次元３成分時間平均速度場を構成して描いた30度in-line配列の流線図（Fig. 16）ではディンプル内での流れの剥離が抑制されていることがわかる。

カットバック面への粗さ要素としての凹みディンプル敷設そして縦長のティアドロップディンプルの回転角度，配列変更による壁面近傍の流れ制御というパッシブな伝熱促進に加え，フィルム冷却流の脈動化によるさらなるフィルム冷却性能向上を現在目指している。その発想は，Fig. 2に示した主流・冷却流のリップ後流での混合層に発生する大規模渦の発生周波数の非整数倍の周波数で冷却流を脈動化させることで大規模渦の発達を抑え，主流と冷却流の混合を抑制することで，フィルム冷却効率の向上を達成し，さらに脈動流による熱伝達率向上と合わせて，*NHFR*の向上を狙うものである。平滑カットバック面のLES解析の結果[23]では脈動周波数と定常冷却流時の大規模渦発生周波数の比であるストローハル数比Sr/Sr_0=1.3, 1.5の時に最大５％の*NHFR*の向上が見られた。また，Fig. 17に示すPTV計測の結果[18]でも，Sr/Sr_0=1.3の場合に平滑カットバック面垂直方向平均速度の等高線が壁面から離れる，つまり大規模渦の発達抑制によって壁面への近寄り流速が抑制されている。冷却流の脈動化については，実機に存在する時空間速度変動下での効果確認なども今後必要である。

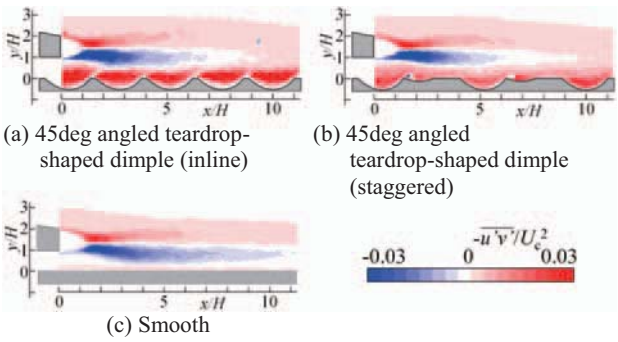


Fig. 15 Effect of dimple arrangement on Reynolds shear stress, $-\overline{u'v'}/Uc^2$ (z/H=0 and M=1.0)[17]

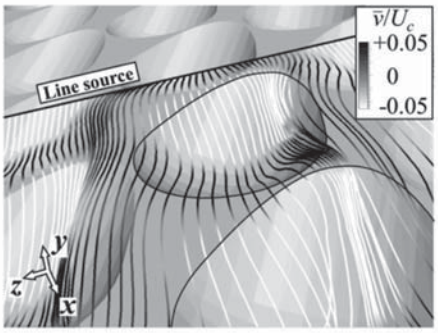


Fig. 16 Streamlines of time-averaged velocity field measured by three-component PTV for rotation angle of 30deg (in-line arrangement) at M=1.0 (Line source for streamline is at x/H=3, y/H=0.05, and $-3<z/H<3$. Line brightness shows wall-normal velocity component)

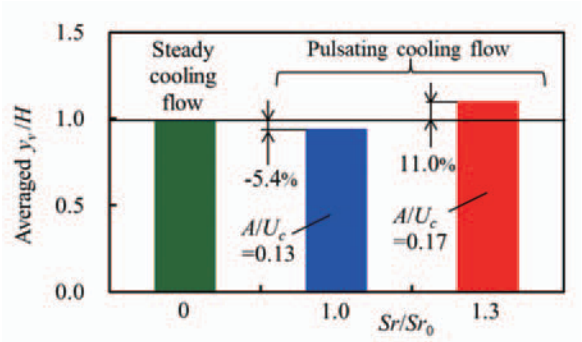


Fig. 17 Effects of Strouhal number ratio on averaged distance from smooth cutback surface to contour line of $\overline{v}/U_c$= −0.05 (averaged for x/H=2-11, A: velocity amplitude)[18]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

6．結論

ガスタービン翼後縁部カットバック面のフィルム冷却についてこれまでの研究結果を説明した。傾斜なしティアドロップは前縁傾斜によって流れの剥離を抑制し，再循環領域を小さくすることでヌセルト数比を高くする。ディンプル面回転はカットバック面近傍に２次流れを誘起し，剥離泡形成によるヌセルト数低下が現れない回転角度30度の場合にヌセルト数，フィルム冷却総合性能*NHFR*ともに最大となる。ディンプル配列まで考慮すると30度in-line配列でヌセルト数，*NHFR*ともに最大となる。さらに平滑カットバック面では冷却流の脈動化で最大５％の*NHFR*の増加が得られた。

これまで口頭発表時に，カットバック面の敷設は，熱容量低減による壁温上昇，強度低下，クラック生成など負の効果を生じるのではと質問を受けたが，熱容量については伝熱促進効果が勝ること，他の２点については設計範囲での幾何学的パラメータ設定となっていることを最後に付記しておく。

謝辞　本研究の一部はJSPS科研費26420136, 17K06188の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

(1) Cunha. F. J. and Chyu, M. K. Journal of Propulsion and Power, Vol. 22 (2006), pp. 286-300.
(2) Martini, P. et al., Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 128 (2006), pp. 196-205.
(3) Taslim, M. E. et al., Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 6, No. 2 (1992), pp. 302-307.
(4) Schneider, H. et al., International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 31 (2010), pp. 767-775.
(5) Schneider, H. et al., Flow Turbulence Combust., Vol. 88 (2012), pp. 101-120.
(6) Schneider, H. et al., Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark, GT2012-69771.
(7) Ravelli, S. and Barigozzi, G. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany, GT2014-25435.
(8) Barigozzi, G. et al., Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, Canada, GT2011-45898.
(9) Chen, Y. et al., Exp. Fluids, Vol. 44 (2008), pp. 199-209.
(10) Ling, J. et al., Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany, GT2014-25579.
(11) Murata, A. et al., Trans. ASME, Journal Turbo Mach., Vol. 134, No. 5 (2012), DOI:10.1115/1.4004828.
(12) Nishida, S. et al., Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, June 3-7, 2013, GT2013-95542.
(13) 小西孟，他4名，日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 5 (2013), pp. 401-407.
(14) Yano, K. et al., International Gas Turbine Congress, Nov. 15-20, 2015, Tokyo, Japan, IGTC2015-0032.
(15) Murata, A. et al., Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 107 (2017), pp. 761-770.
(16) 齋藤博史，他3名，日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 6 (2013), pp. 512-517.
(17) Murata, A. et al., International Gas Turbine Congress, Tokyo, Japan, Nov. 15-20, 2015, IGTC2015-0039.
(18) Yamamoto, S. et al., Proceedings of Int. Gas Turbine Congress 2018 (IGTC), Morioka, Japan, 22-24 August, 2018, IGTC2018-0086.
(19) 村田章，他2名，日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 1 (2014), pp. 55-61.
(20) 村田章，他2名，日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 1 (2014), pp. 62-67.
(21) Murata, A. et al., Int. Heat Transf. Conference, August 10-15, 2014, Kyoto, Japan, IHTC15-8914.
(22) 村田章，他2名，第54回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 2017, E111.
(23) 徳武太郎，他2名, 第30回数値流体力学シンポジウム講演論文集, 2016, A09-2.
(24) Moon, H. K. et al., ASME, Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol.122 (2000), pp. 307-313.
(25) Burgess, N. K. et al., ASME, Journal of Heat Transf., Vol.127 (2005), pp. 839-847.
(26) Chyu, M. K. et al., ASME Paper, 97-GT-437 (1997).
(27) Nishida, S. et al., Proceedings of the Asian Congress on Gas Turbines (CD-ROM), Tokyo, Japan, 24-26 August, 2009, ACGT2009-TS41.
(28) 小西孟，他3名，日本ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 6 (2012), pp. 331-336.
(29) 小西孟，他3名，日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 3 (2013), pp. 254-259.
(30) Islam, AKM N. et al., Proceedings of 16th Int. Heat Transf. Conf., Beijing, China, August 10-15, 2018, IHTC16-23228.
(31) Nishida, S. et al., J. Enhanced Heat Transf., Vol. 19, No. 4 (2012), pp. 331-341.
(32) Kays W. M. and Crawford, M. E. Convective Heat and Mass Transfer, 2nd ed. (1993), p. 243, McGraw-Hill.
(33) Sen, B. et al., ASME paper (1994), 94-GT-311.
(34) Germano, M. et al., Physics Fluids, Vol. A3, No. 7 (1991), pp.1760-1765.
(35) Meneveau, C. et al., J. of Fluid Mech., Vol. 319 (1996), pp. 353-385.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

論説◆解説

特集：ガスタービンにおける伝熱・冷却技術の最新動向

ガスタービンの伝熱数値解析における不確かさ評価

Uncertainty Quantification of Heat Transfer Simulation in Gas Turbine

酒井 英司[*1]　Kerry Klemmer[*2]　Francesco Montomoli[*3]
SAKAI Eiji

キーワード：CFD，不確かさ評価，フィルム冷却，ガスタービン
Key Words：CFD, Uncertainty Quantification, Film Cooling, Gas Turbine

1．はじめに

タービン翼の耐久性は運転中の翼の温度分布に基づいて評価される。通常，ガスタービン内部の流動状態を計測することは困難であるため，数値解析により翼の温度分布を推定する際には，境界条件（運転条件）に何らかの仮定を置くことになる。このため，数値解析結果には不確かさが含まれる。また，冷却構造の製造誤差や経年劣化にともなう形状のばらつきも翼の温度分布に少なからず影響を及ぼす。したがって，タービン翼の耐久性評価において，運転条件や形状のばらつきに起因した翼の温度分布のばらつき（不確かさ）を評価することが重要になる。

近年，数値解析の不確かさ評価に関する研究が盛んに行われている[(1)〜(5)]。数理的な手法を用いることで，従来のモンテカルロ（MC）法に比べて極めて少ない計算回数で，境界条件（入力）の不確かさに起因した数値解析結果（出力）の不確かさを定量的に評価することが可能になってきている。タービン翼のCHT（Conjugate Heat Transfer）解析[(6),(7)]，伝熱促進リブ[(8)]やピンフィン[(9)]等の内部冷却流れの数値解析，およびフィルム冷却[(10),(11)]の数値解析に対しても適用されており，数値解析結果の信頼性向上や，製造誤差や運転条件の変動を考慮した冷却構造の最適化（ロバスト最適化）が図られている。

本解説では，近年の不確かさ評価手法の発展について紹介するとともに，著者らが行ったフィルム冷却の不確かさ評価研究[(12)〜(14)]を中心に，ガスタービンの伝熱数値解析に関する最近の不確かさ評価研究例について紹介する。

2．不確かさ評価手法の発展

入力のばらつきに起因した出力の不確かさを評価する手法としてはMC法が一般的であるが，10^3〜10^5と膨大な計算回数が要求されるため，工学的な問題に対してこれを適用することは困難である。そこで近年，数理的な不確かさ評価手法が注目され，PCE法[(1)]（Polynomial Chaos Expansion）やSCM法[(2)]（Stochastic Collocation Method）をはじめとして，Adaptive Samplingを用いたKriging法[(3)]，SAMBA法[(4)]（Sparse Approximation of Moment-Based Arbitrary polynomial chaos），Multivariate PADE Approximations法[(5)]等，各種の不確かさ評価手法が提案されている。

これらの手法の内，最も基本的なものはPCE法で，比較的よく利用されているため，ここで簡単に紹介する。PCE法では入力の確率分布を基底関数の結合として表す（Fig. 1）。出力の確率分布も同様に基底関数の結合として表され，このとき決定論的係数f（$f_0, f_1, f_2, \cdots$）が未知数となる。少数の計算を行い，そのときの入力と出力の関係からfを求めることで，出力の確率分布を予測することができる。入力の確率分布が正規分布のとき，基底関数としてエルミート多項式が用いられる。必要となる計算回数は，不確かさを考慮する入力パラメータの数と，展開する次数によって決まるが，例えば入力パラメータが２つで展開する次数が２の場合，６回の計算結果に基づいて，入力のばらつきに起因した出力のばらつきを評価することができる。入力パラメータの数や展開する次

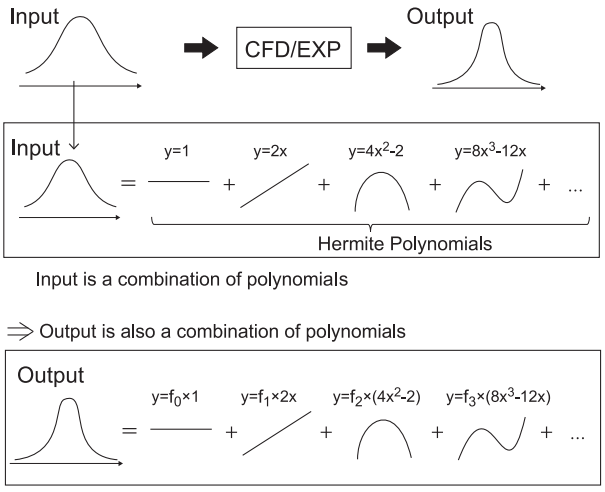


Fig. 1　Outline of PCE

原稿受付　2018年９月10日
＊１　（一財）電力中央研究所エネルギー技術研究所
〒240-0196　横須賀市長坂2-6-1
E-mail: e-sakai@criepi.denken.or.jp
＊２　Princeton University
Princeton, New Jersey, US
＊３　UQ Lab, Imperial College London
South Kensington Campus London SW7 2AZ, UK

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

数を大きくすれば必要となる計算回数は増大する。

計算を行う点（Collocation Point）は入力の確率分布に対応して決定され，通常は展開する次数の１つ上の次数の基底関数の根が用いられる。Fig. 2に入力パラメータが２つで展開する次数が２の場合について，計算点を示す。Fig. 2では入力の確率分布として正規分布を仮定している。

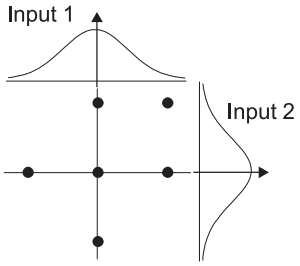


Fig. 2 Collocation Points

PCE法では，Fig. 1に示すように，基底関数を用いて入力と出力の関係を記述するのに対して，SCM法ではラグランジュ補間が用いられる。最近では，より少ない計算回数で不確かさ評価を行うことを目的に，Smolyakの手法[15]を併用したSCM法がよく利用されている。

Kriging法は数学的にはガウス過程として知られる手法である。

3．最近の不確かさ評価研究の紹介

3.1　タービン翼

Montomoliら[6]は，フィルム冷却翼のCHT解析に対してPCE法およびSCM法を適用し，遮熱コーティング（TBC，Thermal Barrier Coating）厚さ，翼に流入する燃焼ガスの高温部（ホットコア）の位置，主流乱れ強さのばらつきに起因した翼温度分布のばらつきを評価している（Fig. 3）。各入力パラメータの確率分布としては正規分布を仮定しており，TBC厚さ，ホットコアの位置，主流乱れ強さについて平均値をそれぞれ300μm，0度，15％としている。Fig. 3の右図は，基材表面温度の分布を示したもので，入力のばらつきに起因して基材表面温度がばらつく。図中の太線（Mean）は，基材表面温度の平均値を表す。Montomoliらは，確率論的に評価した（入力の確率分布を考慮して評価した）温度分布は，決定論的に評価した（入力の確率分布を考慮しない）温度分布よりも実験結果（Fig. 3中の白丸）に近い値を示すこと，すなわち予測精度が50％程度改善することを報告している。すなわち，入力の平均値（TBC厚さ300μm，ホットコアの位置0度，主流乱れ強さ15％）の条件下でのCHT解析において得られる温度分布は，確率論的に評価した平均の温度分布（Fig. 3中の太線）と一致せず，非線形性を有する系において出力の平均値を求める場合，確率論的な評価が必要であることを指摘している。

また，各入力パラメータが翼温度分布に及ぼす影響についても調べており，これらの３つの入力パラメータのうち，燃焼ガスのホットコアの位置が翼温度分布に対してとりわけ大きな影響度を持つことを示している。

また，Shiら[7]は，C3X冷却翼のCHT解析を対象に，主流全温と乱れ強さ，表面粗さのばらつきに起因した翼温度の不確かさについて調べている。不確かさ評価手法としてはSmolyakの手法[15]を組み合わせたSCM法を用いている。各入力因子の影響度評価を行い，主流全温が最も大きく翼温度に影響することを報告している。

3.2　内部冷却

ガスタービンにおいて，高温の第１段動翼や第２段動翼に関しては，内部冷却構造として，乱流促進リブ付サーペンタイン冷却と後縁のピンフィン冷却が用いられる。

Mohammadiら[8]は乱流促進リブ付流路を対象に不確

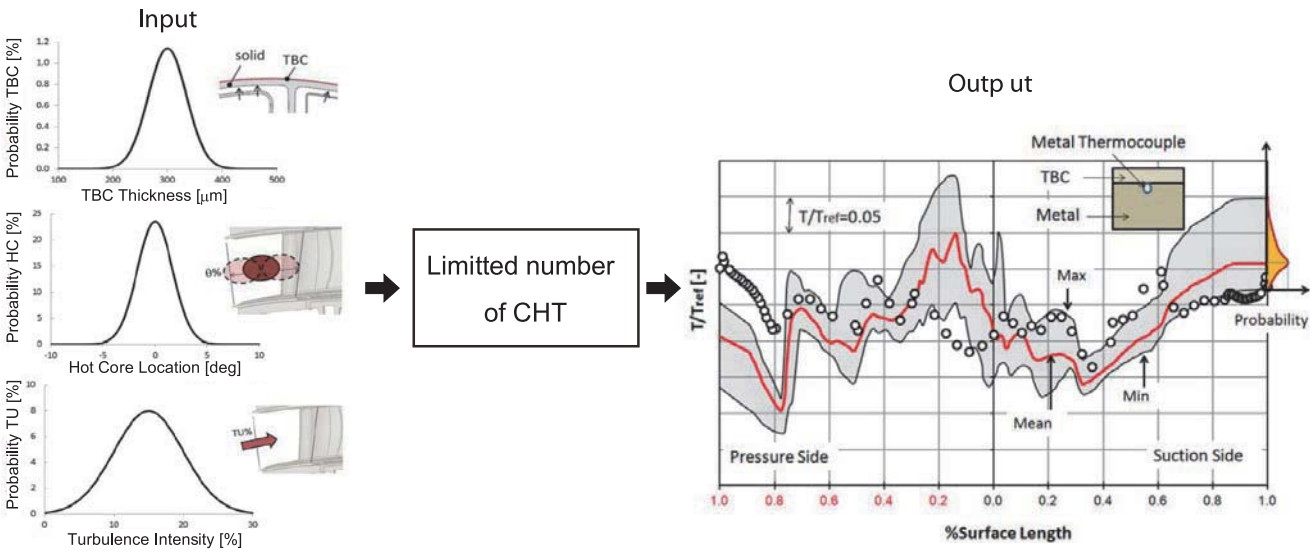


Fig. 3 Metal temperature at midspan with zone of uncertainty [6]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

かさ評価を行っている。不確かさを考慮するパラメータとして，レイノルズ数，プラントル数，リブのピッチと高さの比，流路径とリブ高さの比の４つを選定し，各因子がヌセルト数や圧力損失に及ぼす影響について調べている。その結果，流路径とリブ高さがヌセルト数および圧力損失に対して最も大きな影響度を持つことを報告している。不確かさ評価手法としては，PCE法とSparse PCE法[16], [17]を用いている。

数値解析結果の不確かさは，認識的なもの（epistemic）と偶然性のもの（aleatoric）に大別される。前者としては，例えば乱流モデルに起因した不確かさが，後者としては，境界条件や形状のばらつきに起因した不確かさが，それぞれ対応する。これまで紹介した研究では，後者の不確かさについて注目されており，数値解析手法としては計算コストの小さいRANS（Reynolds Averaged Navier-Stokes）解析が用いられている。これに対して，Carnevaleら[9]は二つの不確かさが相互に関係することを指摘している。Carnevaleら[9]は，Fig. 4に示すピンフィン冷却流路を対象に，LES（Large Eddy Simulation）およびRANS解析を行い，レイノルズ数のばらつきに起因したヌセルト数のばらつきを評価している。不確かさ評価手法としてはPCE法を用いている。その結果，使用する乱流モデルによって，ヌセルト数のばらつきが異なることを報告している（Fig. 4）。Fig. 4において，Nuはヌセルト数，x/Dが流れ方向無次元距離，μが平均，σが標準偏差を表しており，RANSではピンフィン周りの流れ構造を十分解像できないため，ヌセルト数の不確かさが，LESの結果を用いた場合に比べて，過小に評価されることを報告している。

3.3 フィルム冷却

Bunker[18]は，単純化したタービン冷却翼モデルを対象に，各冷却要素（フィルム冷却，インピンジメント冷却，リブ付サーペンタイン流路，ピンフィン冷却等）における製造誤差が基材温度に及ぼす影響について，MC法を用いて詳細に調べており，その結果，フィルム冷却に関する製造誤差がとりわけ大きな影響度を有し，冷却孔径の10％の製造誤差によって，翼の寿命が33％低下し得ることを報告している。したがって，フィルム冷却の不確かさ評価は特に重要である。

Montomoliら[19]は，フィルム冷却孔入口のフィレット形状（孔の角の丸み）の製造誤差が，流量係数やフィルム冷却効率に及ぼす影響について調べ，フィルム冷却孔入口のフィレット形状は，流量係数に対して，孔出口形状（丸孔とシェイプト孔の違い）よりも大きな影響度を持つことを報告している。

D’Ammaroら[10]は，平板上のシェイプト孔のフィルム冷却を対象に，PCE法を適用し，主流流路および冷却空気が供給されるプレナム入口における全圧のばらつきに起因したフィルム冷却効率のばらつきについて調べている。Fig. 5に流れ方向無次元距離（x/D）とフィルム冷却効率の関係を示す。主流流路および冷却空気のプレナム入口において，全圧がばらつく場合（標準偏差として平均の6.6％），フィルム冷却効率が最大で100％ばらつくことを示している。また，PCE法の結果と，MCMLS（Monte Carlo Method with Lattice Sampling）法[20]の結果を比較し，PCE法ではMCMLS法の１/10の計算回数で，同様の結果が得られることを報告している。

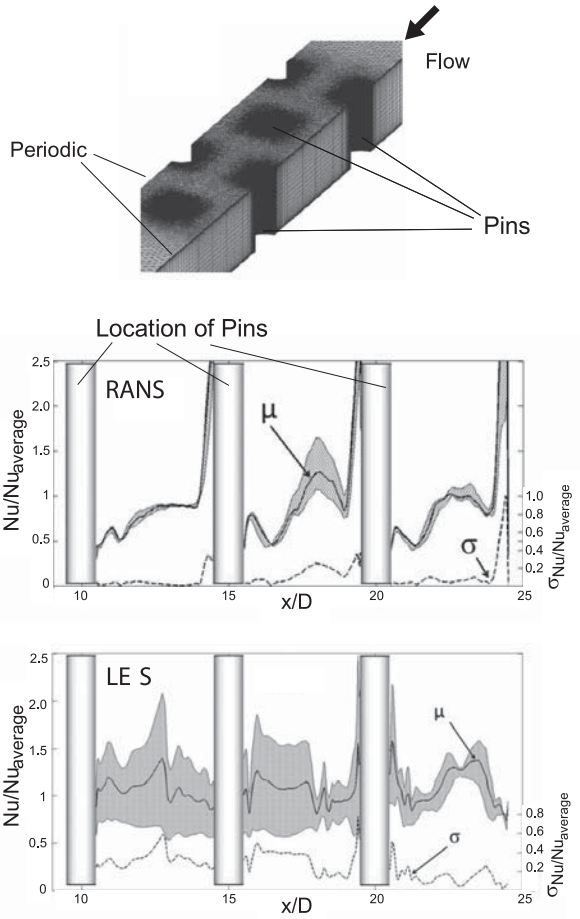


Fig. 4 Statistical distribution of Nu based on RANS and LES[9]

Montomoliら[11]はフィルム冷却孔出口において段差（バックステップ）を設けることでフィルム冷却効率の向上を図っており，冷却効率向上の効果やメカニズムについて数値的および実験的に調べている。バックステップによってフィルム冷却効率が30％程度向上することを報告しているが，この研究の中で，主流マッハ数と吹出し比のばらつきを考慮している。

また最近では，Additive Manufacturingの適用を念頭に，表面粗さやフィルム冷却孔の閉塞率の不確かさを考慮した猫耳孔（シェイプト孔の一種）の多目的ロバスト最適化[21]について報告がなされており，不確かさ評価手法として，Kriging法[22]を併用したMC法が利用されている。

著者らはMontomoliら[11]と同様に，バックステップを有する平板フィルム冷却を対象に，不確かさ評価を行っている（Fig. 6）。不確かさを考慮するパラメータとして，バックステップの高さ（H/d，Hはステップ高さ，dは

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

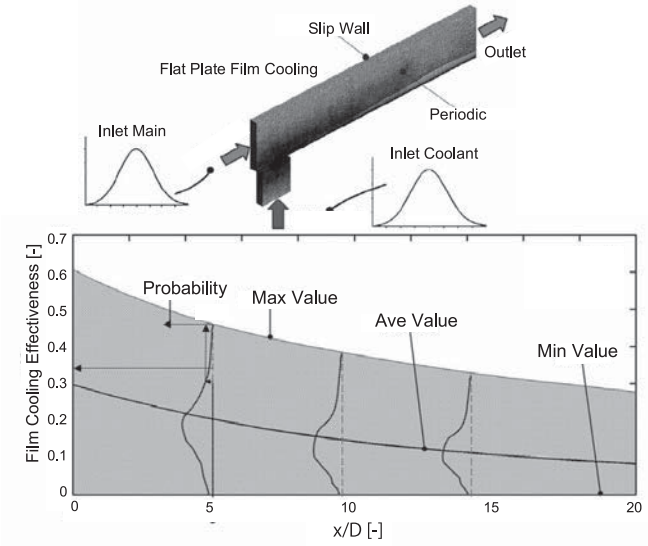


Fig. 5 Stochastic distribution of film cooling effectiveness[10]

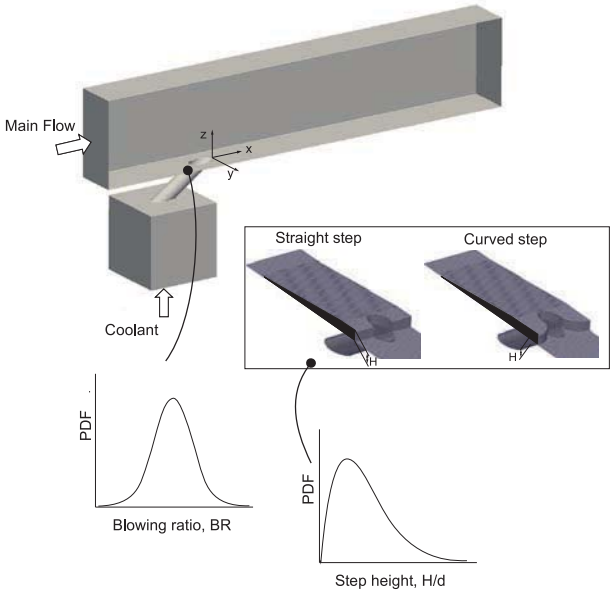


Fig. 6 Computational domain[7],[8]

フィルム冷却孔径）と吹出し比（BR）を選定し，フィルム冷却効率に及ぼす影響について調べている。Fig. 6中のPDFは Probability Density Functionで確率分布を表す。バックステップ高さについてはベータ分布，吹出し比については正規分布を仮定している。不確かさ評価手法として，SAMBA法[4]を用いている。SAMBA法はPCE法の発展手法であり，次の特徴を持つ。

- 基底関数ではなくモーメントを用いることで入力の任意の確率分布に対応できる。
- Smolyakの手法[15]により，レベルインデックス l を用いて不確かさ評価の精度をコントロールすることができる。

後者に関しては，l（PCE法の次数に相当する）を大きくすることで不確かさ評価の精度が向上するものの，必要となる計算回数が増大する。例えば不確かさを考慮するパラメータが2つの場合，$l=1$ で5回，$l=2$ で14回，$l=3$ で30回の計算が必要になる。

本研究では直線状（Straight step）および曲線状（Curved step）のバックステップを対象として，両者の優劣を調べることを目的とした。Fig. 7は面平均のフィルム冷却効率（η_{spa}）の確率分布を比較したもので，RANSの結果に基づいて不確かさ評価を行った。Fig. 7において，曲線状のバックステップのフィルム冷却効率の確率分布は直線状のバックステップのそれよりも高めになっており，曲線状のバックステップでは直線状のバックステップよりも高いフィルム冷却効率を期待できることが分かった。決定論的な比較において，両者の違いは明確でなかったものの，確率論的な比較によって，両者の優劣を明らかにすることができた[12],[13]。なお，Fig. 7は$l=3$ の結果であり，$l=1$，2，3と変えながら確率分布の収束性を確認している。

フィルム冷却においては，孔から吹出された冷却ジェットと主流の干渉により非常に複雑な渦構造が形成され，渦の非定常的な振る舞いと主流と冷却流の混合の過程がその冷却特性に大きく影響する。複雑な渦の非定常的な振る舞いを，RANSにより解像することは困難であるため，一般的にRANSによりフィルム冷却効率を正しく予測することは困難である。

Carnevaleら[9]が指摘したように，境界条件や形状のばらつきに起因したフィルム冷却効率のばらつきは，用いる乱流モデルにも依存するため，フィルム冷却効率の不確かさを正確に評価するためには，高精度な解析手法を用いる必要がある。そこで，Fig. 6の解析モデルに対してDES（Detached Eddy Simulation）を適用し，DESの結果に基づいて，不確かさ評価を行った[13]。しかしながら，DESでは1ケースの解析にもRANSの数十倍～百倍と相当の時間を要したため，lを十分に大きくすることができず（$l=3$ の解析を行うことができず），フィルム冷却効率の確率分布の収束性を確認することができなかった（Fig. 8）。DESの結果を用いた不確かさ評価においても，RANSの結果と同様に曲線状のバックステップにおいて直線状のバックステップより高いフィルム冷却効率が得られると予想された。しかしながら，確率分布の収束性を確認することができなかったため，得られた確率分布の信頼性は明らかにできなかった。

このように，LESやDES等の高精度解析を用いて不確かさ評価を行う場合，1ケースの解析にも相当の時間を要するため，lを大きくすることができないことが問題となる。著者らはこの問題の解決法として，co-Kriging法[23]とSAMBA法の併用手法を提案している[14]。co-Kriging法は，低精度であるが計算コストの小さいデータ（例えばRANSの結果）と高精度であるが計算コストの大きいデータ（例えばDESの結果）を用いて，入力と出力の関係を予測する手法であり，SAMBA法において必要となるDESの一部をRANSに置き換えることで

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

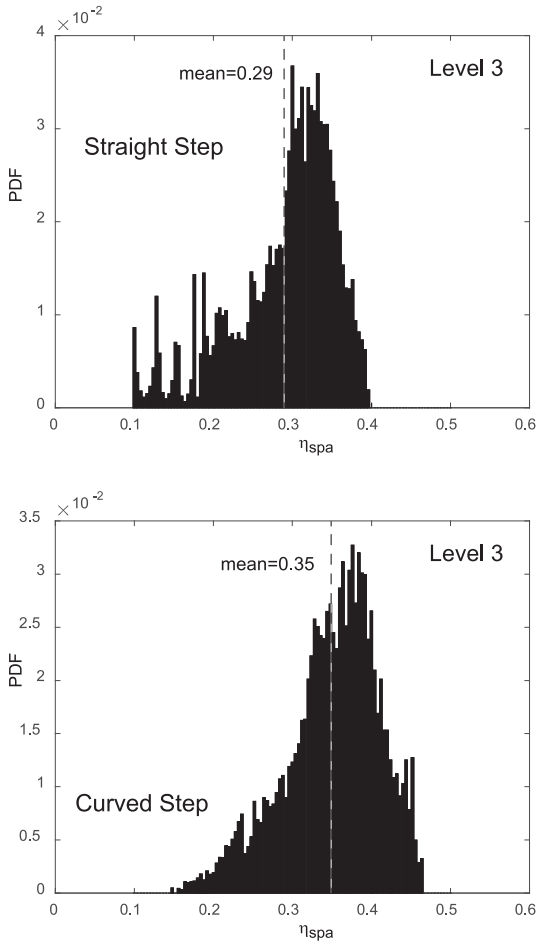


Fig. 7 Comparison of PDF of area averaged film cooling effectiveness（l =3）[12], [13]

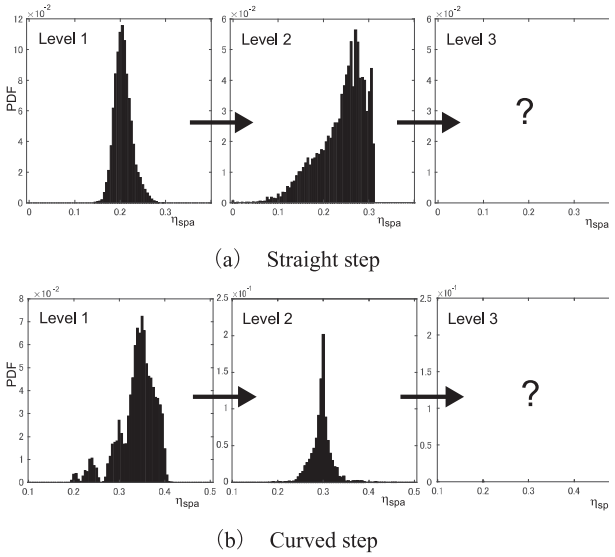


Fig. 8 PDFs of film effectiveness at different uncertainty quantification levels[13]

（RANSの結果からDESの結果を予測することで），高レベルの不確かさ評価に要する計算コストを低減することを試みた。

Fig. 6に示した計算領域を対象に，co-Kriging法とSAMBA法の併用手法を適用した。Fig. 9にl= 2における計算点を示す。l= 2における計算点（白丸と黒丸）はl= 1の計算点（黒丸）を含んでおり，バックステップ高さ（H/d）が一定，もしくは吹出し比（BR）が一定の領域が存在することがわかる（それぞれCase 1とCase 2）。これらの領域に対してco-Kriging法を適用し，l= 1のDESの結果とl= 2のRANSの結果から，l= 2のDESの結果を予測することができれば，l= 2の不確かさ評価に要する計算コストを低減することが可能になる。

Fig. 10は，co-Kriging法を用いて，RANSの計算結果（η_{spa}）からDESの計算結果を予測したものである。Fig. 10中の白三角がRANSの結果，白丸および黒丸がDESの結果を表す。RANSはバックステップにおける主流と冷却流の混合を過小に見積もるため，フィルム冷却効率を過大に評価していることがわかる。実線は，RANS（白三角）と一部のDES（黒丸）の結果からη_{spa}を予測したもので，co-Kriging法はDESの結果（白丸）を良好に予測していることがわかる。このように，co-Kriging法を用いることで，計算コストの小さいRANSの結果からDESの結果を予測することが可能になる。不確かさ評価に必要となるDESの計算を一部省略することができるため，不確かさ評価に要する計算コストを低減することができる。

Table 1にSAMBA法，SAMBA法とco-Kriging法の併用手法，それぞれによる不確かさ評価結果を示す。SAMBA法では14点のDESの結果から，SAMBA法とco-Kriging法の併用手法では14点のRANSと10点のDESの結果から，H/dおよびBRがばらついたときのη_{spa}の平均値μと標準偏差σを求めている。Table 1には比較として，14点のRANSの結果からSAMBA法により求めたη_{spa}のμとσも示した。Table 1より，SAMBA法とco-Kriging法の併用手法により評価したフィルム冷却効率の統計量は，DESの結果のみを用いて評価した結果と，やや違いがあるものの，同様であることがわかる（平均値で約3％，標準偏差で約20％の誤差）。このことから，co-Kriging法をSAMBA法と併用することで，不確かさ評価の精度を維持しつつも，不確かさ評価に要求される計算コストを低減できることがわかった。

通常のエンジニアリングの場において，高精度解析を数多く行うことは困難であり，低精度解析と高精度解析を組み合わせた不確かさ評価のアプローチは有用であると考えられる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

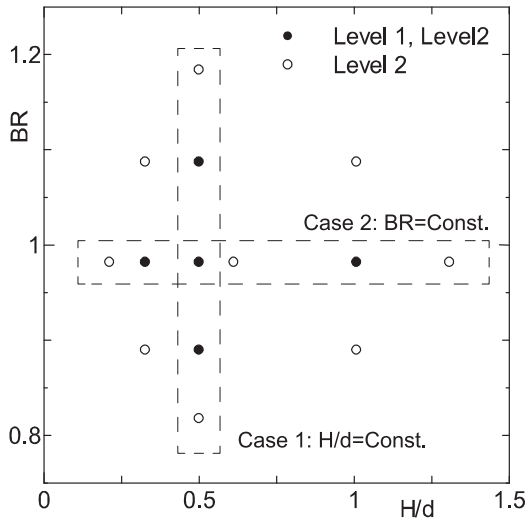
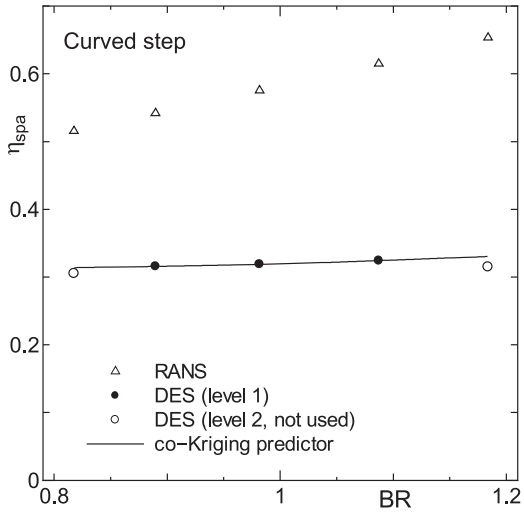
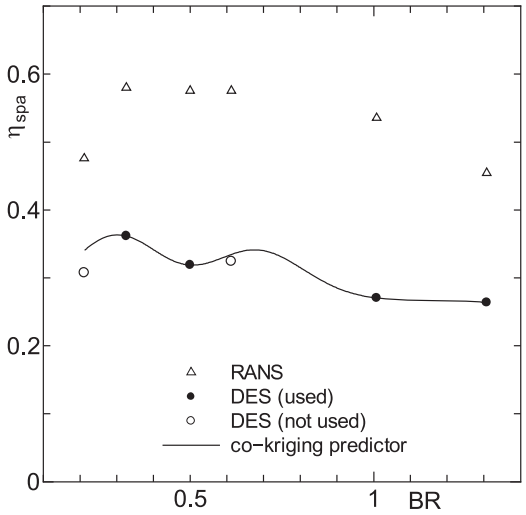


Fig. 9 Collocation points for level 2 uncertainty quantification analysis



(a) Case-1: H/d = Const.



(b) Case-2: BR = Const.

Fig. 10 Prediction of film cooling effectiveness by co-Kriging

Table 1 Statistics of film cooling effectiveness η_{spa} (l=2)

	DES (SAMBA)	DES/RANS (SAMBA+ co-Kriging)	RANS (SAMBA)
μ	0.296	0.305	0.522
σ	0.023	0.028	0.069
σ/μ	0.075	0.093	0.131

4. おわりに

フィルム冷却を中心に，ガスタービンの伝熱数値解析に関連する不確かさ評価研究例について概説した。数理的な手法の発展により，従来のMC法に比べて飛躍的に少ない計算コストで，入力のばらつきに起因した出力のばらつきを評価することが可能になっている。製造誤差や経年劣化に起因した形状のばらつきや冷却条件のばらつきが冷却性能に及ぼす影響を把握することで，より高性能でロバストな冷却技術が開発されることを期待する。

参考文献

(1) Wiener, N., The Homogenous Chaos, Am. J. Math., Vol. 60 (1938), pp. 897-936.

(2) Eldred, M. S. and Burkardt, J., Comparison of Non-Intrusive Polynomial Chaos and Stochastic Collocation Methods for Uncertainty Quantification, AIAA Paper 2009, No. 2006-891 (2009).

(3) Kawai, S. and Shimoyama, K., Kriging-model-based Uncertainty Quantification in Computational Fluid Dynamics, AIAA Paper, AIAA2014-2737 (2014).

(4) Richard, A., Belkouchi, B. and Montomoli, F., SAMBA: Sparse Approximation of Moment-Based Arbitrary Polynomial Chaos, J. Computational Physics, 320 (2016), pp. 1-16.

(5) Richard, R., Montomoli, F., Carnevale, M. and Salvadori, S., Autonomous Uncertainty Quantification for Discontinuous Models Using Multivariate Padé Approximations, J. Turbomach., 140 (4) (2017), 041004.

(6) Montomoli, F., D'Ammaro, A. and Uchida, S., Uncertainty Quantification and Conjugate Heat Transfer: A Stochastic Analysis, J. Turbomach., 135 (2013), 031014-1-11.

(7) Shi, W., Li, W., Shi, B., Li, X., Ren, J. and Jiang, H., Uncertainty Quantification of Conjugate Heat Transfer of A Cooled Turbine Vane: Roughness Effect, ASME Paper, GT2017-63837 (2018).

(8) Mohammadi, A. and Raisee, M., Effects of Operational and Geometrical Uncertainties on Heat Transfer and Pressure Drop of Ribbed Passages, Applied Thermal Engineering, Vol. 125 (2017), pp. 686-701.

(9) Carnevale, M., Montomoli, F., D'Ammaro, A., Salvadori, S. and Martelli, F., Uncertainty Quantification: A Stochastic Method for Heat Transfer Prediction Using LES, J. Turbomach., Vol. 135 (2013), 051021-1-8.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

⑽ D'Ammaro, A., Montomoli, F., Uncertainty quantification and film cooling, Computers & Fluids, 71 (2013), 320-326.

⑾ Montomoli, F., D'Ammaro, A. and Uchida, S., Numerical and Experimental Investigation of a new film cooling geometry with high P/D Ratio, Int. J. Heat Mass Transfer, 66 (2013), pp. 366-375.

⑿ Bai, M., Numerical Research of the Optimization and Uncertainty Quantification of Film Cooling, Master thesis (2017), Imperial College London.

⒀ Sakai, E., Bai, M., Ahlfeld, R. and Montomoli, F., Uncertainty Quantification Analysis of Back Facing Steps Film Cooling Configuration, ASME Paper, GT2018-75686 (2018).

⒁ Sakai, E., Bai, M., Ahlfeld, R., Klemmer, K. and Montomoli, F., Bi-fidelity UQ with Combination of co-Kriging and Arbitrary Polynomial Chaos: Film Cooling with Back Facing Step using RANS and DES, Int. J. Heat Mass Transfer, (in press).

⒂ Smolyak, S. A., Quadrature and Interpolation Formulas for Tensor Products of Certain Classes of Function, Dokl. Akad. Nauk SSSR 4 (1963), 123.

⒃ Blatman, G., Sudret, B., An Adaptive Algorithm to Build Up Sparse Polynomial Chaos Expansions for Stochastic Finite Element Analysis, Probab. Eng. Mech. 25 (2) (2010), pp. 183-197.

⒄ Blatman, G., Sudret, B., Adaptive Sparse Polynomial Chaos Expansion Based on Least Angle Regression, J. Comput. Phys. 230 (6) (2011), pp. 2345-2367.

⒅ Bunker, R. S., The Effects of Manufacturing Tolerances on Gas Turbine Cooling, J. Turbomach., Vol. 131 (2009), 41018, pp. 1-11.

⒆ Montomoli, F., Massini, M., Salvadori, S. and Martelli, F., Geometrical Uncertainty and Film Cooling: Fillet Radii, ASME Paper, GT2010-22979 (2010).

⒇ Sandor, Z. and Andras, P. P., Alternative Sampling Methods for Estimating Multivariate Normal Probabilities, J. Econom, 120 (2) (2004), pp. 207-234.

(21) Lee, S., Hwang, W. and Yee, K., Robust Film Cooling Hole Shape Optimization Considering Surface Roughness and Partial Hole Blockage, ASME Paper, GT2018-76424 (2018).

(22) Simpson, T. W., Mauert, T. M., Korte, J. J. and Mistree, F., Kriging Models for Global Approximation in Simulation-Based Multidisciplinary Design Optimization, AIAA Journal, Vol. 39, No. 12 (2001), pp. 2233-2241.

(23) Klemmer, K., Kriging and co-Kriging with Adaptive Sampling for Uncertainty Quantification in Computational Fluid Dynamics, Master thesis (2015), Imperial College London.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

技術論文

簡易モデルと実験による防氷のために要求される熱量の推定

Experimental Investigation and Simple Estimation of Heat Requirement for Anti-Icing

淺海 典男[*1] ASAUMI Norio
水野 昌幸[*1] MIZUNO Masayuki
冨岡 義弘[*1] TOMIOKA Yoshihiro
鈴木 一裕[*1] SUZUKI Kazuhiro
日向寺 竜磨[*2] HYUGAJI Tatsuma
木村 茂雄[*2] KIMURA Shigeo

ABSTRACT

A simple method to quickly estimate the approximate amount of heat necessary to prevent ice accretion on components of jet engines in cold environments is evaluated. For prevention it is proposed to mount an electrically heated film on the leading edge of the airfoil surface. The effectiveness of this measure is evaluated for a NACA0013 profile tested in an icing wind tunnel. Super-cooled water is sprayed into the upstream air stream to simulate the cold environment. Comparison of the experimental results with model calculations revealed that the simple model overestimates the required amount of heat by about 200%.

Key words：過冷却水滴，着氷，防氷，伝熱工学，接触角
Supercooled Water Droplets, Icing, Anti-Icing, Heat Transfer Engineering, Contact Angle

1．緒言

航空機用のエンジンは，雲中や低温の霧中での飛行中などの着氷環境における運用が想定されるため，エンジン入口部の有害な着氷を防ぐための防除氷装置が必要となる[(1)]。防除氷装置には，高温空気を利用するものや電熱ヒータ等を用いる方法があるが，いずれもエンジンの出力エネルギの一部を利用することになるため，省エネ化のためにも防除氷に必要な熱量を把握することが必要となる。

着氷の伝熱現象を記述するモデルとしてMessingerモデル[(2)-(4)]が知られている。防氷に必要な熱量について，Messingerモデルを用いた数値計算と実験の比較が行われ概ね一致した結果が得られている[(5),(6)]。一方，防氷や除氷に必要な熱量を簡易に素早く算出するために，Messingerモデルを0次元的に計算できるように数式を簡略化する研究が実施されている[(7)]。ただし，この研究では，ヒータメーカが公表するカタログ値を対象に比較を実施しているため検証が十分とは言えない。また，文献(5)-(7)にて防除氷の熱量を検証した研究では熱量を焦点として扱っているが，熱量に影響を与える防氷面上の水の挙動について詳しく述べられていない。

原稿受付　2017年9月22日
査読完了　2018年10月6日
＊1　㈱IHI
〒135-8710　江東区豊洲三丁目1－1
＊2　神奈川工科大学
〒243-0292　厚木市下荻野1030

本研究では，翼の前縁部を模擬した模型を対象に着氷風洞にて防氷試験を実施した。防氷のために加熱を行った模型表面上の水滴挙動を時系列的に観察し現象の解明を行った。さらに，防氷に必要な熱量のデータを取得し，模型表面に氷が付着しなかった防氷可能条件に対して，簡易化したMessingerの伝熱モデルの予測精度を検証した。

2．試験装置

2.1　着氷風洞

着氷および防氷/除氷の実験を実施する際には着氷風洞を利用する。着氷風洞の，通常の風洞施設との大きな差は，風洞内の温度を氷点下以下に保てる能力と，試験が要求する量に制御して微小な水滴を発生する設備の能力を持っていることである[(8),(9)]。

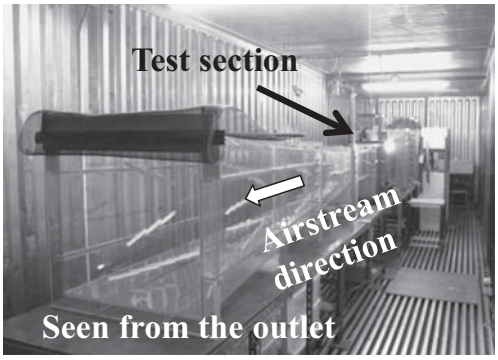


Fig. 1　Photograph of icing wind tunnel

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

本研究で使用した着氷風洞をFig. 1に示す。この風洞は開放型であるため，風洞全体が氷点下（-30℃まで）に環境温度を調整できるようになっている。測定部での水滴量（Liquid Water Content：LWC）の最大は2.8 g/m^3，過冷却水滴有効径（Median Volume Diameter: MVD）は約10～60 μmである。テストセクションの断面は，100×300 mmで，90 m/sまで主流速度を上げることができる。なお，LWCとMVDは風洞の風速と気温の条件を設定した後に，回転円柱法[10],[11]を用いて計測を行った。

2.2 試験模型

本研究では，試験用の模型としてコード長が120 mmのNACA0013翼の前縁から57.6 mmを対象とした．スパン方向の長さは90 mmである（Fig. 2）。以後，模型の長さである57.6 mmを100%Cと示す．この模型は，ABS樹脂の外面に通電加熱用に厚さ3 μmの純チタン箔を翼の流れ方向へ1周全体，スパン方向へ70 mmの長さで貼り付けた。このチタン箔へ直流電源（菊水電子工業:PWR800L）からの出力電流の値を一定に制御し試験を実施した。

今回，① 防氷のために十分な発熱密度を確保する，② 曲面（翼の前縁部）へ発熱面を取り付ける，③ 試験結果の評価のために加熱面を等熱流束の条件にすることが必要であり直接通電加熱の方式を採用した。銅の電極を翼型の試験模型のスパン方向の左右2カ所に付けて試験を行った。さらに，5 mのAWG6の電源ケーブ（UL1283-6-W-10）を用いて電極と電源を接続した。

試験模型の表面温度計測用の熱電対をチタン箔の下側（模型内部方向）へ0.5 mm，スパン方向45 mm（模型中央）の位置に，翼の流れ方向（x/c）へ2.1，8.7，26，44，61，78%の6カ所に設置した。熱電対の番号を上流側からNo. 1～6とした（Thermocouple No. 1～6）。さらに，ABS樹脂の内側（裏側）に1ヶ所（x/c=）2.1%の位置に取り付けた（Thermocouple inner）。風洞試験時には，主流の温度を計測するため風洞内にも熱電対を設置した（Thermocouple air）。熱電対は岡崎製作所のシース外形0.5 mm，非接地形でTタイプのクラス1を使用した。IRカメラ（FLIR Systems社: A655SC）を用いて模型表面（翼片面のほぼ全域）の温度を計測できるように黒体テープをチタン箔の上に貼り試験を実施した。この時放射率を0.950に設定した。黒体テープにはOPTEX社のHB-250（材質:ガラスクロステフロンテープ，厚み：0.13 mm）を用いた。ただし，防氷試験（4.5節以降）では等熱流束条件下の模型後縁側を必要以上に加熱しないためにチタン箔の後方側60%と黒体テープを取り除いて試験を行った。

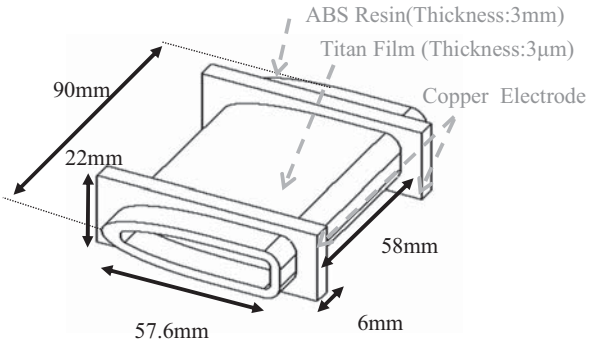


Fig. 2 Schematic configuration of experimental model

2.3 試験模型の発熱量推定

模型表面のチタン箔の発熱量を算出するために，オームの法則（$R=V/I$の関係）を用いて事前に抵抗値を算出した。ここで，Vは電圧（V），Iは電流（A），Rは抵抗（Ω）である。電流を流しマルチメータを用いて模型へ印加された電圧を計測した。x/c = 0，25，50，75，100%の5カ所の電極間の電圧を計測した（Fig. 3）。それぞれの計測点の抵抗値は0.086，0.070，0.062，0.073，0.083 Ωであった。今回は，模型全体の総発熱量を焦点とするため，5点の抵抗値の算術平均をとった値 0.075 Ωを模型全体の抵抗値として使用した。

Fig. 4へ模型を加熱した際の表面の温度分布（無風時，水滴無し）を示す。防氷で注目する模型の前縁付近を含め比較的均一な温度となっており，電気抵抗値の分布による表面温度の分布への影響は小さいと考えた。Fig. 5

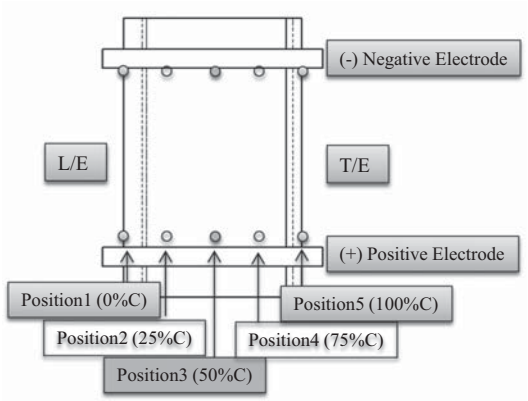


Fig. 3 Schematic positions of electric resistance measurement

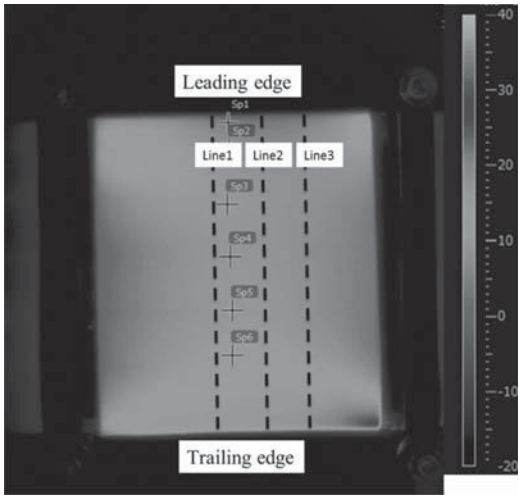


Fig. 4 IR photograph of temperature distribution on airfoil surface

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

には翼模型の前縁～後縁への温度分布をIRカメラと熱電対で比較した結果を示す。この図には，Fig. 4の翼面上の線（Line）1～3の温度分布と熱電対の計測結果を示す。この結果より，IRカメラと熱電対の温度の計測結果を比較すると誤差±2℃以内であった。以後の温度評価には熱電対の値のみを用いた。

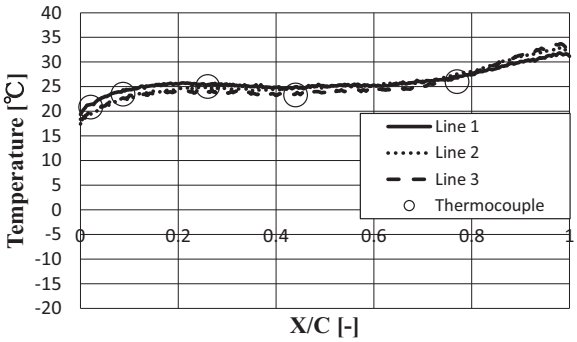


Fig. 5 Comparison of temperatures obtained with IR camera and thermocouple

3．防氷の熱量推定のための簡易モデル

空間の検査体積に対するエネルギの収支にて防氷に必要と考える熱量を計算する[(2),(12)]。今回，以下の3つの仮定をおき簡易計算ができるようにした。① 定常現象とする，② 防氷対象物の表面温度は1点のみで代表する，③ 模型上の水の温度は壁面と同じとする。

参考文献(2)，(7)，(12)より防氷に必要な熱量を式(1)に示す各項の総和として算出できる。

$$Q_{\mathrm{anti-ice}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 - (Q_4 + Q_5) \tag{1}$$

ここで，$Q_{\mathrm{anti\text{-}ice}}$は防氷に必要な熱量，$Q_1$: 水滴（過冷却水）の加熱のための熱量（Sensible heating），Q_2:対流熱伝達による放出熱量（Convection），Q_3:蒸発による放出熱量（Evaporation），Q_4:水滴の衝突による入手熱量（Kinetic heating），Q_5:空力加熱による入手熱量（Aerodynamic heating）である（Fig. 6）。$Q_{\mathrm{anti\text{-}ice}}$，$Q_1$～$Q_5$の熱量の単位はWである。参考文献(5)では，防氷面温度が10 ℃付近で，Q_2とQ_3の項はQ_1やQ_5に比べ相対的に大きい値であることが数値流体シミュレーションの結果として示されている。以下に，本研究でのQ_1～Q_5の算出方法を示す[(7),(12),(13)]。

① 水滴（過冷却水）の加熱のため熱量（Q_1）

$$Q_1 = C_{\mathrm{p,water}} \times (T_{\mathrm{heat}} - T_{\mathrm{amb}}) \times \left(LWC \times 10^{-3} \times V \times \beta \times A_{\mathrm{projection}}\right) \tag{2}$$

ここで，$c_{\mathrm{p,water}}$は水の比熱（J/kgK），T_{heat}は加熱面の温度（K）である。T_{amb}は空気の温度（K），LWCは液体含有量（g/m³），Vは主流流速（m/s），$A_{\mathrm{projection}}$は模型の前方への投影面積（翼厚みt×模型のスパン方向長さl）（m²），βは水滴の捕捉率（-）である。

② 対流熱伝達による放出熱量（Q_2）

$$Q_2 = h \times (T_{\mathrm{heat}} - T_{\mathrm{amb}}) \times A_{\mathrm{heat-surface}} \tag{3}$$

ここで，hは熱伝達率（W/m²K），$A_{\mathrm{heat\text{-}surface}}$は加熱面の表面積（m²）である。

③ 蒸発による放出熱量（Q_3）

文献(13)に示された以下の方法で算出した。

$$Q_3 = \lambda_{\mathrm{e}} m_{\mathrm{e}} \tag{4}$$

$$m_{\mathrm{e,max}} = \frac{h_{\mathrm{v}} p_1}{R_{\mathrm{a}} T_{\mathrm{f}}} \left[\frac{M_{\mathrm{V}}}{M_{\mathrm{a}}} \left\{ \frac{p_{\mathrm{V,W}}}{p_1 - p_{\mathrm{V,W}}} - \left(\frac{P_{\mathrm{V,\infty}}}{P_{\infty}} \right) \frac{p_1}{p_1 - p_{\mathrm{V,W}}} \right\} \right] \times A_{\mathrm{heat-surface}} \tag{5}$$

$$m_{\mathrm{e}} = n_{\mathrm{e}} m_{\mathrm{e,max}} \tag{6}$$

ここで，λ_{e}は蒸発潜熱（J/kg），m_{e}は蒸発量（kg/s），$m_{\mathrm{e,max}}$は理論上の最大蒸発量（kg/s），h_{v}は物質伝達率（m/s）p_1は静圧（Pa），R_{a}は空気のガス定数（J/kgK），T_{f}は表面と主流との平均温度（K），M_{v}は水の分子量（kg/mol），M_{a}は空気の分子量（kg/mol），$p_{\mathrm{V,W}}$は表面上の水の蒸気圧（Pa），$p_{\mathrm{V,\infty}}$は主流での水の蒸気圧（Pa），p_{∞}は主流の静圧（Pa）である。p_1とp_{∞}には大気圧を用いた。また，蒸発関数（n_{e}：理論値に対する実際に蒸発する水分量の割合）は，今回の試験では値が不明であるため防氷に必要な熱量が最大となるn_{e}=1と仮定した。

④ 水滴の衝突による入手熱量（Q_4）

表面に衝突する水滴の運動エネルギより得る熱量を以下に示す。

$$Q_4 = \left(LWC \times 10^{-3} \times V \times \beta \times A_{\mathrm{projection}}\right) \times 0.5 \times V_{\mathrm{air}}^2 \tag{7}$$

ここで，V_{air}は主流の流速（m/s）である。

⑤ 空力加熱による入手熱量（Q_5）

境界層での粘性に基く摩擦によって発生する熱量の算出式を以下に示す[(7),(13),(14)]。

$$Q_5 = r \times h \times V_{\mathrm{air}}^2 \times 0.5 / c_{\mathrm{p,air}} \times A_{\mathrm{heat-surface}} \tag{8}$$

$$r = \left[1 - \left(V_1^2 / V_{\mathrm{air}}^2\right)(1 - Pr^{\mathrm{n}})\right] \tag{9}$$

ここで，rは境界層の回復率（-），V_1は境界層外縁での局所流速（m/s），V_{air}は主流の流速（m/s），$c_{\mathrm{p,air}}$は空気の定圧比熱（J/kgK）である。層流の場合はn=1/2，乱流の場合のn=1/3を用いた[(13)]。なお，空力加熱から得

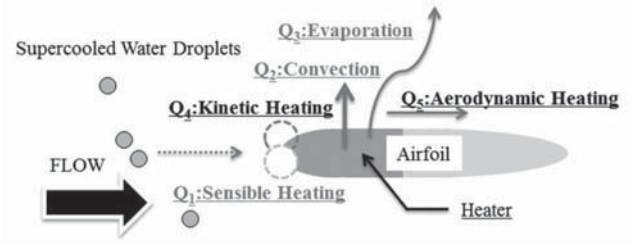


Fig. 6 Illustration of energy transfer around model

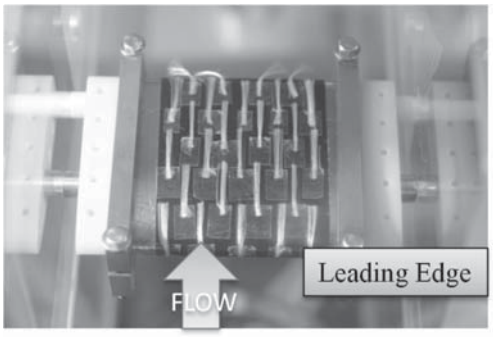
Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

られる熱量を最小にし，防氷に対して要求される最大の熱量を算出するようV_1にはV_{air}を用いた。

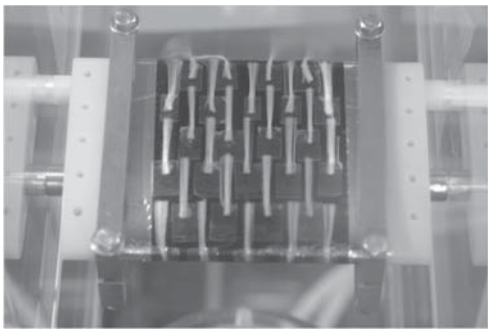
4．結果と考察

4.1 乾燥空気中での観察結果

模型の表面にタフト（絹糸）を貼り翼面の気流の挙動を事前に観察した。今回のタフト挙動の観察時は乾燥空気（水滴無し），翼面の加熱が無い条件である。Fig. 7に主流速度30と60 m/sでの模型表面の気流の瞬時の様子を示す。両方の流速条件で同じような挙動をタフトが示した。タフトは流れ方向へスムーズに傾いており翼面へ気流が付着していた。ただし，模型の後縁付近ではタフトが流れとは異なる方向を向いており，気流の剥離が発生していた。また，模型の側壁側でわずかにタフトに乱れがある。電極の影響を受けて気流が多少ミッドスパンに寄っていると考えた。タフト挙動観察より，前縁から大半部分（0～約90 %C）では気流が翼面に付着しスムーズに流れていることがわかった。なお，防氷試験は過冷却水が衝突する翼前縁の流れ場が大切となる。



(a) 30m/s



(b) 60m/s

Fig. 7 Visualization of flow over airfoil surface

4.2 平板の熱伝達率との比較

模型の平均熱伝達率を平板，円柱等の基礎的な形状の実験式より推測できることは防氷の熱量の簡易な見積りにはとても便利である。文献⒂には，NACA63-421翼を用いて計測した平均熱伝達率と層流平板における平均熱伝達率の近似値が良く一致することが示されている。そこで，今回の模型を対象に低温の乾燥空気下での対流熱伝達率を事前に評価した。主流速度30と60 m/sの２条件で計測を実施し，以下の式を利用して熱伝達率を算出した。

$$h_i = q_i/(T_{heat} - T_{amb}) \tag{10}$$

$$q_i = I \times R^2 \times S_i / \sum_{i=1}^{6}(S_i) \tag{11}$$

ここで，h_iはi番目の熱電対位置での熱伝達率（W/m^{2}K），q_iは熱流束（W/m^2），T_{heat}は模型表面温度（K），T_{amb}は空気の温度（K），Iは電流値（A），Rは平均電気抵抗値（Ω），S_iは模型の表面の外周の長さ（m）である。なお，試験では電源から出力される電流値を一定にする制御を行った。次に，各熱電対位置での熱伝達率をFig. 8に示す翼に沿う表面の長さで重みづけして平均化した値（平均熱伝達率: h_{aver}）を算出した。さらに，以下の式⒁を利用して平均ヌッセルト（Nu）数を算出した。

$$h_{aver} = \sum_{i=1}^{6}(S_i \times h_i) \Big/ \sum_{i=1}^{6}(S_i) \tag{12}$$

$$Nu = h_{aver} c/\lambda \tag{13}$$

ここで，S_iは模型の表面の外周の長さ（m），cは模型のコード長（m），λは熱伝導率（W/mK）である。Fig. 9にNu数を試験模型，層流及び乱流平板を比較した結果を示す。式⒁に層流平板，式⒂に乱流平板のNu数の式を示す[15),16)]。なお，横軸はレイノルズ数（Re）である。この図より，模型のNu数は層流平板の結果と良く一致していることがわかった。よって，層流平板の式⒁でこの模型の熱伝達率を代替できるとした。

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{1/3} \tag{14}$$

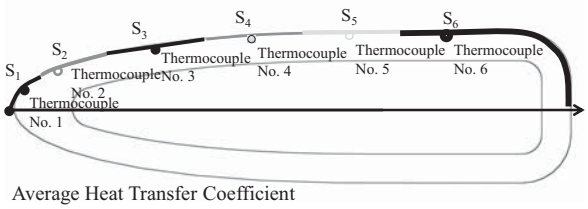
$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \tag{15}$$

$$Re = Vc/\nu \tag{16}$$

$$Pr = \nu/\alpha \tag{17}$$

ここで，Vは主流流速（m/s），cは模型のコード長（m），νは動粘性係数（m^2/s），P_rはプラントル数（-），αは温度拡散率（m^2/s）である。

防氷試験（4.5節以降）ではチタン箔の後方側60%と黒体テープを取り除いて試験を行ったため，防氷試験の結果は全て前縁側のみの結果となる。ただし，今回模型表面に付けた薄い箔への通電加熱を実施しているため発熱量は主流空気へ伝わる。チタン箔の発熱部から樹脂模



Average Heat Transfer Coefficient
$= (h_1 \times S_1 + h_2 \times S_2 + h_3 \times S_3 + h_4 \times S_4 + h_5 \times S_5 + h_6 \times S_6)$
$/ (S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6)$

Fig. 8 Schematic illustration of thermocouple locations

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

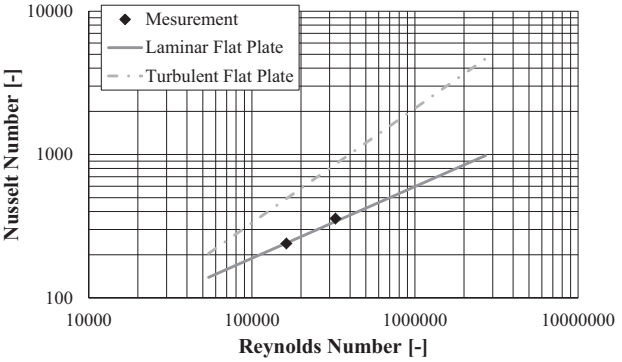


Fig. 9 Average Nusselt number versus Reynolds number

型側への熱伝導による熱の損失は約２%程度であるため，チタン箔が後方側に無いことによるヌッセルト数への影響は無いとみなした。

4.4　感水紙による水衝突の把握

模型への水滴の衝突状況を把握する試験を実施した。模型の前縁へ感水紙を装着して風洞計測部に設置した。Fig. 10に，スプレイヤーを0.3 秒間作動させて水滴噴霧し，模型への水滴の捕捉を観察した結果を示す。この図では感水紙が水滴を捕獲した部分の色が変化している。ほとんどの水滴は翼の前縁へ衝突することがわかった。また，翼のミッドスパンに比較的集中している理由は，4.1節で述べたように電極部の影響を受け模型周辺の気流がミッドスパンへ寄るためと考えた。なお，着氷風洞での試験において，円柱等の模型（今回の電極のような物が無い模型）に対しては，着氷する氷はスパン方向に均一な厚みとなることから水滴の噴霧はほぼ一様と考えている。

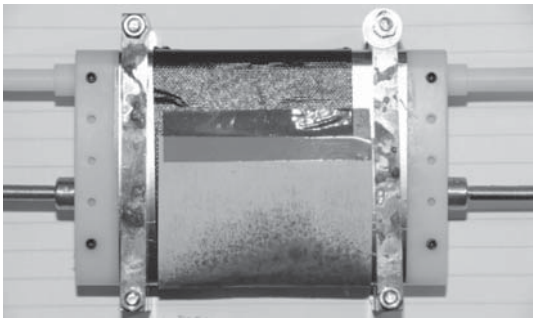


Fig. 10 Photograph of water droplet（Capture）

4.4　接触角計測結果

素材の濡れ特性が，親水性か疎水性かどうかで模型上の水滴の挙動へ影響を与えるため，ABS樹脂とチタン箔について接触角と転落角（動的接触角）を事前に計測した。Fig. 11へABS樹脂またはチタン箔と水との接触角の計測をした結果を示す。この図には各３回計測した平均値を示している。全ての計測条件に対して標準偏差は1.3° の範囲内であった。Fig. 11より，ABS樹脂の接触角の平均値は66.2 ～ 71.1°，チタン箔の接触角の平均値は78.0 ～ 86.7° であった。これらの結果より，ABS樹脂とチタン箔はともに接触角が90° 以下であり親水性とわかった。また，転落角の計測ではABS樹脂とチタン箔はともに90° まで傾斜を付けたが水滴は転落しなかった。親水性の場合，水滴が小さい内は模型表面に留まり，水滴が合体し十分な大きさまで成長すると気流から受ける力によって下流側へ流される傾向があることが報告されている[17],[18]。

チタン箔では接触角が90° 付近であるため，防氷試験時には気流より力を受けた水滴は，加熱したチタン箔面上を近似的に半球の形状のまますべりながら移動すると考えた。

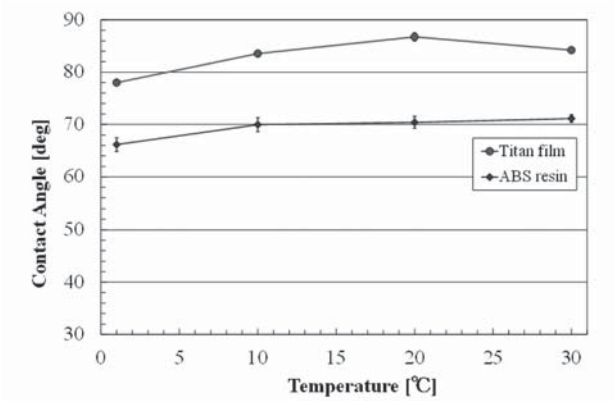


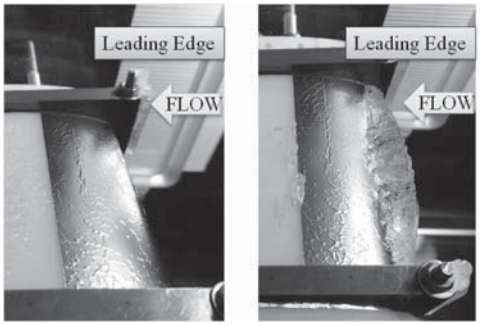
Fig. 11 Contact angle

4.5　防氷のための必要な表面の温度

防氷試験時はチタン箔の後方側60%と黒体テープを取り除いて試験を行った（Fig. 12）。これは，等熱流束条件下では模型後縁側を必要以上に加熱しないための処置である。防氷試験では，模型上の箔を加熱しつつ，約５分間過冷却水の噴霧を実施し模型の加熱部の表面に着氷が発生するかどうかで評価を行った。噴霧水滴が試験体到達までに環境温度まで低下することを簡単な熱バランス計算をすることより確認している。噴霧時は電源から出力される電流値を一定にする制御を行った。試験中は出力電圧値もほぼ定常値になっており，電源からの出力電力も一定と考えた。今回の試験では気温，流速，LWC，MVDを変えた４つの環境条件に対して，模型表面の温度を変化させる方法で実施した。Table 1に試験条件一覧を示す。Table 2に計測された最低壁面温度（熱電対番号No. 1），防氷の可否，防氷に用いた電力，モデルの予測値を示す。今回は模型表面が近似的に定常現象と考えられる防氷時のみを計算対象とした。

Fig. 12に防氷と着氷の可視判断のクライテリアを示す。着氷時は過冷却水滴の噴霧直後（数秒後）に翼の前縁部に氷の付着が起こり時間とともに成長するため，着氷するかどうかは容易に判断できる。Fig. 13(a)に試験条件TEST No. 1での着氷時の温度履歴を示す。まず，防氷試験でのオペレーションについて説明する。水滴の噴霧が無い状態でヒータを稼働させ，約６分間をかけて模型を十分に加熱した。その後，ヒータを付けたまま水

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.



(a) clear (b) Iced

Fig. 12 Photograph of clear (a) or iced (b) condition

滴の噴霧を約５分間実施した（防氷時も同様のオペレーションを実施）。噴霧を開始すると過冷却水滴が衝突することにより一時的に（急速に）模型の温度が低下した。着氷時は前縁側より翼模型が氷の膜にて徐々に覆われた。そのため，通電加熱にて発生した熱の放熱が氷の膜のため悪くなり，時間とともに模型表面の温度が上昇した[12]。Fig. 13(b)は，TEST No. 2の結果で，防氷が可能な場合の温度履歴である。この結果より，噴霧後１分30秒程度で温度履歴が定常となる傾向があることがわかった。防氷が可能であった条件では，上述の可視の判断に加え計測された温度が定常値に落ち着いていることを確認した。

模型への水滴の衝突状況の把握試験（Fig. 10）では模型前縁部に水滴が多く衝突していた。そのため，等熱流束条件下では，対流熱伝達の影響に加え，過冷却水滴の衝突量が多い前縁（よどみ点）の温度が最も低くなる。Fig. 13(b)の熱電対の温度履歴においても，温度が定常になった後（１分30秒後以降）では熱電対番号No. 1が最低の温度になった。なお，No. 1の熱電対は前縁のよどみ点より下流側へ多少ずれているが今回はよどみ点の温度とみなした。実際には，よどみ点の温度は熱電対番号No. 1の計測値よりも低い可能性がある。ただし，熱電対番号No. 1の温度が水の凝固点（０℃）よりもわずかに高い２℃（Fig. 14）で防氷できていることからよどみ点の温度と大きな乖離は無いと考えている。

Fig. 14に最も前縁に近い位置にある熱電対（熱電対番号No. 1）より求めた壁面の最低温度と防氷/着氷の関係をマッピングした結果を示す。この図より，防氷と着氷の閾値は２～５℃付近にあることがわかった。参考文献(5)，(6)でも前縁の防氷できる温度は２～９℃付近であり，今回の試験結果も同様の結果と考えている。

4.6 防氷試験時の模型表面

Fig. 15にTest No. 2の条件での噴霧開始１分30秒後頃の模型表面を観察した様子を示す。試験時の様子を動画より切り出した結果である。Fig. 15(a)のZone1（紫色の実線の範囲，熱電対No. 1付近）の前縁は小さな水滴（噴霧径である数10 μm程度）がほぼ全面に付着していた。Zone2（緑色の一点鎖線の範囲，熱電対No. 2付近）では小さな水滴に混じり，ところどころに大きな水滴が観察された。水滴が合体し0.5（0.4 ～ 0.6）mm付近の大きい水滴となっていた。さらに下流のZone3（青色の点線の範囲，熱電対No. 3付近）ではより大きな水滴になっており，約0.8（0.6 ～ 1.0）mm程度の大きさであった。なお，これらの水滴径は画面上で電極幅（６mm）と比較し算出した，水滴が半球とは限らない可能性やカメラの視野角ごとでの補正を実施していないためまだ不明瞭さが残っている。Zone3では水滴が目視で明確に確認できることから,水滴の位置を点線の丸で囲ったマーカーを付けて明示した。Zone3の範囲では表面の内，水滴の面積割合は約10%以下と少なく，模型表面の大半が乾燥していることがわかった。概ねどの時刻でもこれらの状態が観測できた。

以下では模型周囲での検査体積に対する，水の収支の考察を行う。Fig. 15(a)～(e)の各時刻の0.2秒以内に下流側のABS樹脂（チタン箔の無い）部分へ流出する水滴に橙色の三角のマーカーを付けた。この方法にて算出した，模型表面を流れる水滴が加熱されているチタン箔より下流側のABS樹脂の部分へ５秒間に流出した個数をFig. 16に示す。この図には，30秒ごとに５秒間の水滴の平均流出数を示した（例えば，30 ～ 35秒間では6.8個/秒の水滴が流出したことを意味する）。この結果より，１秒当たりに模型の片面で約5.4 ～ 7.0個の水滴が流出していることがわかった。水滴の挙動は模型上で時間的に準定常的な現象が起こっていると考えた。Fig. 16における計９回の平均値である6.3個/秒を片面当たりの流出数とみなした。水が模型片面上を流れる（ランバック）流量を算出する。片面当たり平均値の6.3個/秒の水滴が流出しているとした。水滴径を0.8 mmの場合では水ランバックの流量は6.7×10^{-6} kg/sであった。

TEST No. 2と同条件で噴霧時間がそれぞれ２分と５分の防氷試験を行い，下流側のチタン箔が無い部分へ累積した氷を採取して重量を計測した。その際に，模型片面に付着した氷をエアードライアー用いて模型表面の氷のみをわずかに融かし，累積した氷の形状を維持したまま採取した。累積した氷の重量は，噴霧時間が２分で0.53 g（4.4×10^{-6} kg/s），５分で1.21g（4.0×10^{-6} kg/s）であった。この２回の平均値の流量をランバックの量とすると，4.2×10^{-6} kg/sの水が模型片面上を流れ，ABS樹脂の部分に氷として堆積したことになる。画像解析の量よりも氷の採取から推定するランバックの量が少ない理由は，氷が堆積し衝突断面積が大きくなり，気流により堆積した氷が飛ばされた可能性があるためと考えている。今回，ランバック量の推定値のオーダーが比較的近いことから妥当な結果と考えた。

０次元モデルの評価に用いた水滴の捕捉率をFig. 17に示す。文献12には数値シミュレーションにて計算されたNACA 0012翼の迎角0° での水滴の捕捉率の分布（曲線）が示されている。本研究で用いたNACA 0013とNACA 0012翼は，翼の迎角が小さい条件では翼の厚み

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

（t，ここではt/cを考える）による流れ場（翼周囲の流線）への影響は小さいとみなして同じ捕捉率の曲線を用いた。水滴の捕捉率の曲線をよどみ点の捕捉率にて無次元化し，各試験条件でのよどみ点での捕捉率を用いて線形に修正を実施した。水滴の捕捉率が最大となる前縁よどみ点での捕捉率の算出方法を式⒅～㉒に示す[12]。

$$\beta_0 = \frac{1.40\left(K_0 - \frac{1}{8}\right)^{0.84}}{1 + 1.40\left(K_0 - \frac{1}{8}\right)^{0.84}} \tag{18}$$

$$K_0 = \frac{1}{8} + \frac{\lambda}{\lambda_{\mathrm{Stokes}}}\left(K - \frac{1}{8}\right), for\ K > \frac{1}{8} \tag{19}$$

$$K = \frac{\rho_{\mathrm{w}}\delta^2 V}{18 d \mu_a} \tag{20}$$

$$\frac{\lambda}{\lambda_{\mathrm{Stokes}}} = \left(0.8388 + 0.001483 Re_\delta + 0.1847\sqrt{Re_\delta}\right)^{-1} \tag{21}$$

$$Re_\delta = \frac{V\delta\rho_{\mathrm{a}}}{\mu_{\mathrm{a}}} \tag{22}$$

ここで，β_0はよどみ点での水滴の捕捉率（-），K_0は修正慣性パラメータ（-），Kは慣性パラメータ（-），$\lambda/\lambda_{\mathrm{stokes}}$は無次元の粒子範囲パラメータ（-），$\rho_{\mathrm{w}}$は水の密度，$\delta$は水滴径（m），$V$は主流速度，$d$は円柱の直径（翼の前縁半径の２倍）（m），$\mu_{\mathrm{a}}$は空気の動粘性係数（kg/ms），$Re_\delta$は粒子レイノルズ数，$\rho_{\mathrm{a}}$は空気の密度（kg/m^3）である。NACA0012翼での水滴の捕捉率の曲線を前縁のよどみ点のみでの捕捉率で線形に補正した曲線に加え，捕捉率を一様に1.0とした場合もFig. 17に示す。なお，一様分布を与えることができれば，より簡易に捕捉率および水滴の流入量を求めることができる。Fig. 17より，一様分布と翼での捕捉率を翼厚（t）方向へ積分した値は，翼の場合の捕捉率は一様な場合に比べ約1/5になる。翼は流線型のため前縁での曲率があり，流線が変化し過冷却水滴の衝突が減っているためである。よって，水滴の衝突率の一様分布はMessingerモデルを簡易化するために有効であるが，流線形に対しては衝突率の差が大きくなることがわかった。本研究では，NACA 0012翼への水滴の捕捉率の曲線分布をNACA0013のよどみ点での捕捉率で修正した値を以後使用した。

Fig. 18に模型周りの水の流量のバランスを示す。この図では，模型の片面での水量を示している。また，この図には式⑷～⑹を用いた算出した蒸発量を示してある。対流熱伝達と対流物質伝達のアナロジより水の蒸発の大半は物質伝達率の大きな翼の前縁側で起こっていると考え，熱電対No. 1またはNo. 2の温度を用いて算出した。この結果より，水の収支は概ね釣り合っていることがわかった。また，蒸発量と（画像解析より算出した）ランバックの流量を比較すると，ランバックの流量の方が大きいことがわかった。水の収支が概ねバランスしていることから，式⑷で用いた蒸発量の推定方法[13]は定性的に妥当と考えている。ランバックと蒸発量を合わせる流出の方が流入に比べ約3割少ないため，ランバックの流量の計測方法を含め今後精度のより良い検証が必要と考えている。

4.7　簡易Messingerモデルとの比較

３章に示した簡易Messingerモデルの予測結果と試験結果を比較する。モデルの予測値は，Table 1に示す試験条件（気温，流速，LWC）と前縁側の最低壁面温度（熱電対番号No. 1）を用いて算出した。防氷ができた条件のみを検証対象とした。

参考文献⑸では，乾燥空気では気流を層流として扱うが，水滴で表面が濡れることで境界層が乱流へ遷移することを示唆している。空気力学的に境界層が層流を維持できる目安として，表面が滑らかと言える粗さをSchlichtingの式⒆にて算出すると数10 μmとなった。この大きさは水滴径と同じ程度の粗さであるため，水滴が表面で球形であった場所では境界層が乱流に遷移した可能性がある。ただし，水滴形状が球では無い可能性が残っており，その場合は粗度が小さくなるため層流と考えた。

今回の防氷試験ではチタン箔は模型の前縁側（0～40%C）に貼り付けている。現状，代表点の値のみを用いる方法を採用している。Q_3の蒸発の項は翼面全体（100%C）が加熱されているとして算出し0.4倍した値を使用した。Fig. 19に防氷に必要な熱量のモデルの予測値と試験結果を比較した結果を示す。この結果より，層流想定の場合は，簡易モデルの予測結果の方が防氷に必要な熱量を試験結果の0.6～1.0倍となり過小評価する傾向がわかった。乱流の想定の場合は，予測結果は試験結果の1.3～2.2倍となり過大に予測することがわかった。これらの防氷に必要な熱量予測の乱流と層流想定の比較結果に加え，空間的に水滴の存在する領域が間欠である試験での観察結果を考慮すると，模型表面では局所的に境界層の遷移が起こった可能性があると考えた。

Fig. 20にTest No. 1～4を対象に，層流および乱流境界層を想定した場合のモデルが予測したQ_1～Q_5の各項の割合を示す。また，この図には試験値を参考に示している。この予測結果より，層流と乱流のどちらの場合でもQ_2（対流熱伝達の放出熱量）とQ_3（蒸発による放出熱量）は他の項に比べて値が大きくなることがわかった。

次に，乱流の場合の表面温度に対する熱量の感度を計算すると，試験条件の表面温度５～10 ℃の範囲においてトータルの熱量の感度は計算では約1.6 W/℃，試験では約0.6 W/℃となった。今回の試験での表面温度５～10℃での防氷に必要な熱量である約10 Wに対し，予測結果の１℃に対する熱量の感度が約1.6 Wと大きい結果である。今回は考慮していないが，表面温度と水滴の温度に差がある可能性がある。また，模型表面も上流から下流側で温度分布を持っている。今後簡易手法による予測精度向上のためにさらに検討を行う予定である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

5．結言

本研究では，翼の前縁部を模擬した模型を対象に着氷風洞にて防氷試験を実施した。防氷のために加熱を行った模型表面上の水滴挙動を時系列的に観察し現象の解明を行った。さらに，防氷に必要な熱量のデータを取得し，模型表面へ氷が付着しなかった防氷可能条件に対して，簡易化したMessingerの伝熱モデルの予測精度を検証した。以下に結論をまとめて示す。

・防氷に必要な温度は約２～５℃に閾値があることがわかった。

・防氷試験において模型表面を時系列的に観察し，模型上での水滴挙動は時間的に準定常的な現象である可能性があることがわかった。

・防氷に必要な熱量の，簡易モデルの予測結果は試験結果に比べ，境界層が層流を想定した場合は0.6～1.0倍と過小評価する傾向がわかった。乱流の想定の場合は，予測結果は試験結果の1.3～2.2倍となり過大に予測することがわかった。

参考文献

(1) ROLLS-ROYCE pic, the Jet engine（ザ・ジェット・エンジン），(2002) pp. 147-150, 日本航空技術協会.

(2) Messinger, B. L.: Equilibrium Temperature of an Unheated Icing Surface as a Function of Air Speed, Journal of the Aeronautical Sciences - January, (1953).

(3) Myers, G. T.: Extension to the Messinger Model for Aircraft Icing, AIAA Journal, Vol. 39, No. 2, (2001).

(4) 鈴木正也:ジェットエンジンにおける着氷現象の数値解析, JSME TED Newsletter, No. 78 (2016).

(5) Kamel, A. M., Charles, H., Dean, M. R., William, W. B.: Validation of NASA Thermal Ice Protection Computer Codes Part3: Validation of Antice, NASA/TM-2001-210907 AIAA-97-0051, (2001).

(6) Tribus, M., Young, G. B. W., Boelter, L. M. K.: Analysis of Heat Transfer Over a Small Cylinder in Icing Conditions on Mount Washington, Transactions of the ASME, Vol. 70, (1948).

(7) Meier, O., Scholz, D.: A Handbook Method for the Estimation of Power Requirements for Electrical De-Icing systems, DLRK, (2010).

(8) 木村茂雄, 坂部 敦彦, 坂上博隆:着氷風洞試験の手法と課題, 第49回飛行機シンポジウム, (2011).

(9) Dong, W., Zheng, M., Zhu. J., and Lei, G., and Zhao. Q.: Experimental Investigation on Anti-Icing Performance of an Engine Inlet Strut, Journal of Propulsion and Power, Vol. 33, No. 2, (2017).

(10) Brun, R., Lewis, W., and Sacrafini, L.,: Impingement of Cloud Droplets on a Cylinder and Procedure for Measuring Liquid Water Content and Droplet Sizes in Supercooled Clouds by Rotating Cylinder Method, NACA Report 1215, (1955).

(11) Makkonen, L.,:Analysis of Rotating Multicylinder Data in Measuring Cloud-Droplet Size and Liquid Water Content, Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, Vol. 9, pp. 258-263, (1991).

(12) Anderson, D. N.: Manual of Scaling Methods, NASA/CR-2004-212875, (2004).

(13) Sherif, S. A., Pasumarthi, N., Bartlett, C. S.: A Semi-Empirical Model for Heat Transfer and Ice Accretion on Aircraft Wings in Supercooled Clouds, Cold Regions Science and Technology, Vol. 26, (1997) pp. 165-179.

(14) 井町 勇，空力加熱と構造の問題，航空学会誌, Vol. 6, No. 59, 1958.

(15) Wang, X., Bibeau, E., Naterer, G. F.: Experimental Correlation of Forced Convection Heat Transfer from a NACA airfoil, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 31, (2007) pp. 1073-1082.

(16) 日本機械学会，伝熱工学資料（改訂第4版），(1986) pp. 84-85, 丸善株式会社.

(17) Hyugaji, T., Kimura, S., Endo, H., Hasegawa, M., Sakaue, H., Morita, K., Yamagishi, Y., Rehfeld, N., Berton, B., Diaz, F., Tanaka, T.: Runback Water Behavior on Hydrophobic/philic Surfaces of Circular Cylinder Placed in Flow Field, SAE Technical Paper, (2015).

(18) Pauw, De, D. and Dolatabadi, A.: Effect of Superhydrophobic Coating on the Anti-Icing and Deicing of an Airfoil, Journal of Aircraft, Vol. 54, No. 2, (2017).

(19) 山名正夫, 中口 博, 飛行機設計論, (1968) pp. 132, 養賢堂.

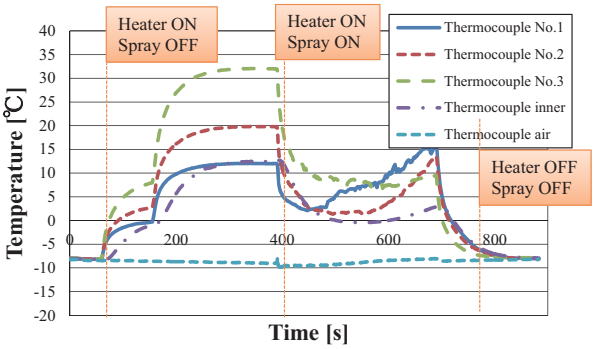
Table 1 Experiment Conditions

	Condition			
TEST NO.	Amb.Temp (℃)	WIND(m/s)	MVD(μm)	LWC(g/m^3)
1～4	-8	30	58	2.8
5～12	-8	60	18	0.6
13～16	-20	30	27	0.9
17～19	-20	60	18	0.7

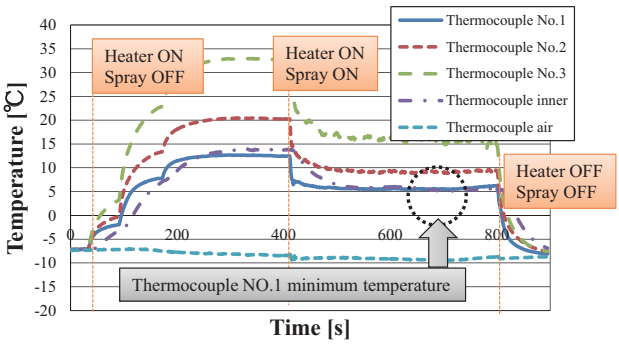
Table 2 Comparison of Experiment with Calculation

	Experiment			Calculation	
TEST NO.	Thermocouple No.1 min (℃)	iced=0 clear=1	Power(W)	Laminar Power(W)	Turbulence Power(W)
1	2.1	0	6	-	-
2	5.4	1	9	8	13
3	5.7	1	9	8	14
4	8.5	1	11	10	18
5	1.3	0	5	-	-
6	1.4	0	6	-	-
7	2.2	1	7	6	13
8	2.7	1	8	6	14
9	4.5	1	10	8	18
10	5.6	1	12	9	20
11	9.4	1	16	13	29
12	11.1	1	23	14	33
13	2.1	0	10	-	
14	2.6	0	12	-	
15	6.6	1	14	12	23
16	8.6	1	16	14	25
17	2.7	0	15	-	
18	7.5	1	17	17	39
19	9.5	1	19	19	44

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.



(a) Iced (Test No.1)



(b) Anti-icing (Test No.2)

Fig. 13 Temperature time histories

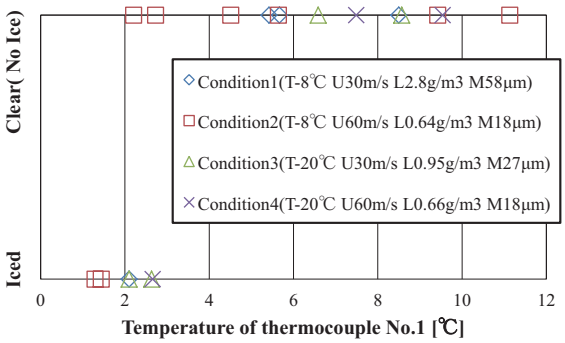
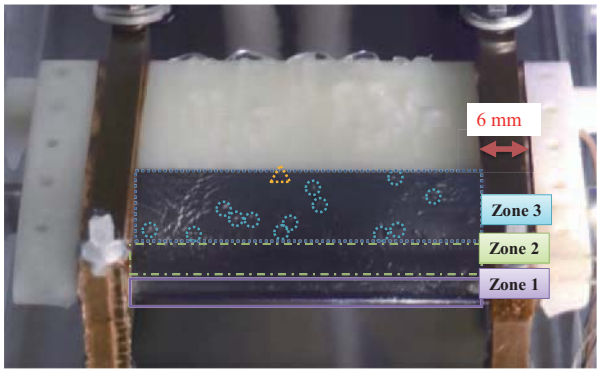
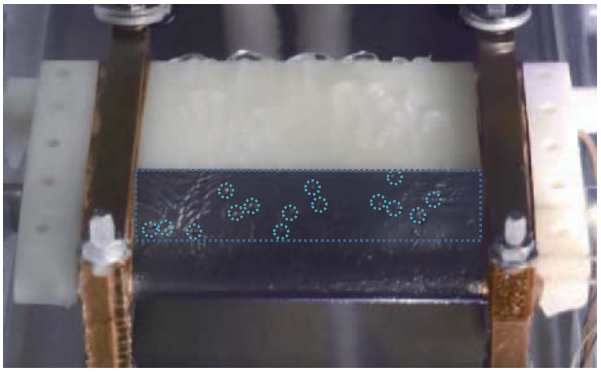


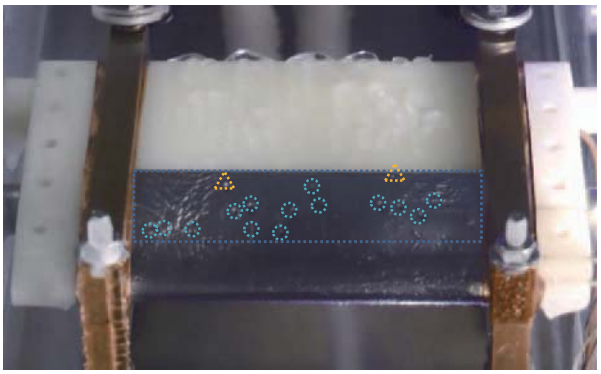
Fig. 14 Relation between temperature and condition of model surface



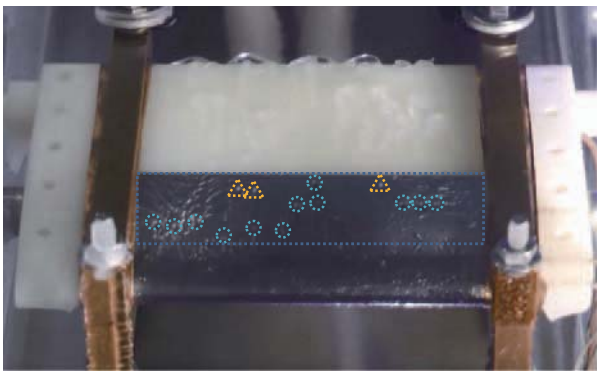
(a) 90 sec after start of spraying



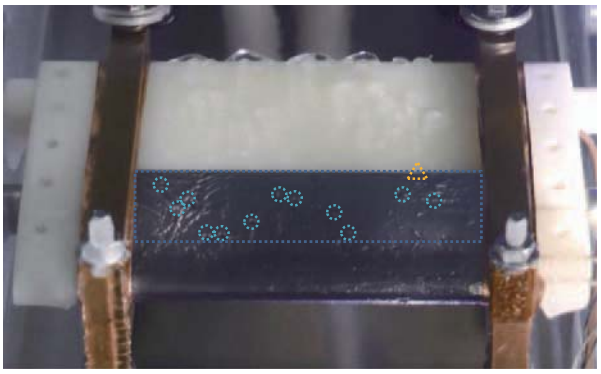
(b) 0.2 sec passed since state (a)



(c) 0.4 sec passed since state (a)



(d) 0.6 sec passed since state (a)



(e) 0.8 sec passed since state (a)

Fig. 15 Water droplets & Water film on model surface

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

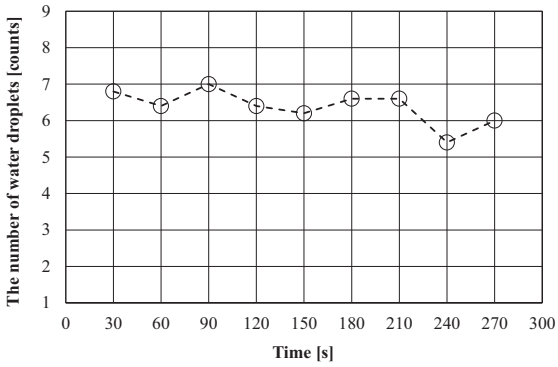


Fig. 16 Time history of leaving the model water droplets

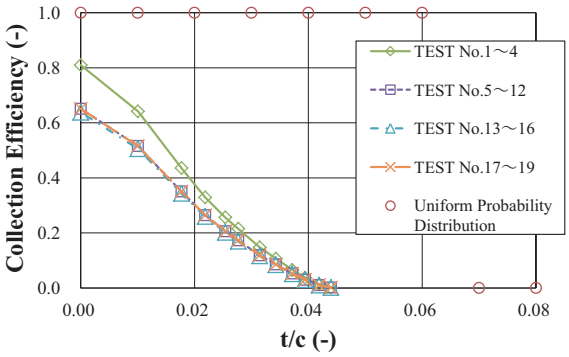


Fig. 17 Collection efficiency

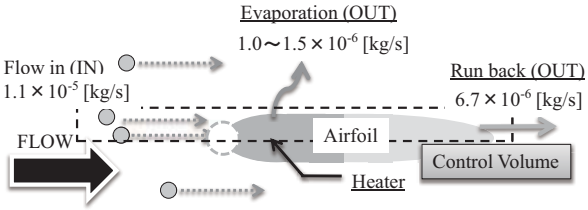
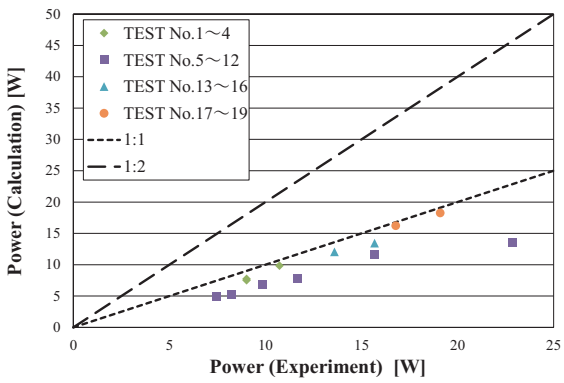
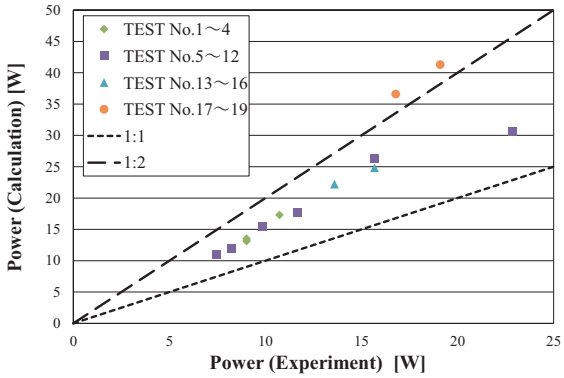


Fig. 18 In-out water balance in the control volume around the airfoil model

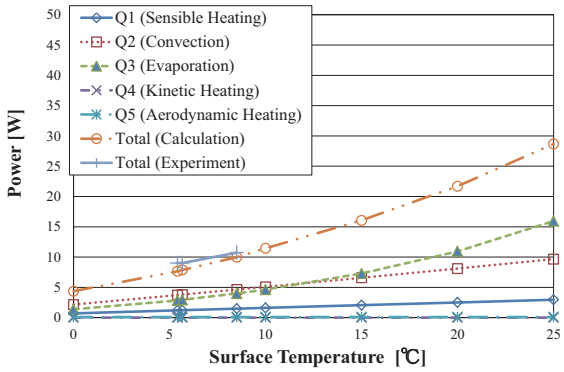


(a) Laminar

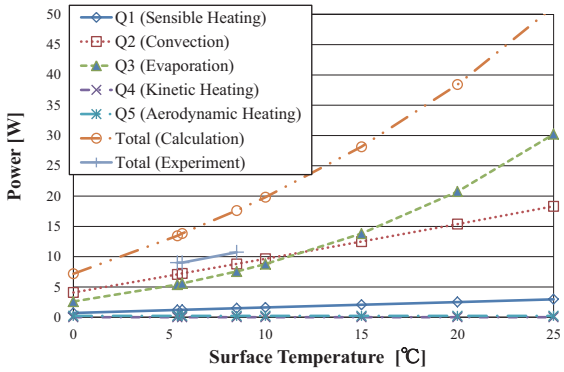


(b) Turbulence

Fig. 19 Comparison of required heat quantity



(a) Laminar



(b) Turbulence

Fig. 20 Ratio of required heat quantity

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

技術論文

MoSiBTiC合金の機械的性質及び耐酸化性に及ぼすTi_5Si_3相の影響

Effect of Ti_5Si_3 phase on Mechanical Properties and Oxidation Resistance of MoSiBTiC-based Alloys

畠山 友孝*1　HATAKEYAMA Tomotaka
関戸 信彰*2　SEKIDO Nobuaki
吉見 享祐*2　YOSHIMI Kyosuke

ABSTRACT

TiC-added MoSiB-based alloys have attracted a great attention as a novel ultra-high temperature material because of their outstanding mechanical properties. Since they suffer from poor oxidation resistance at elevated temperature, introduction of an oxidation-resistant phase, Ti_5Si_3, to the MoSiBTiC alloys is attempted by macro-alloying of Ti and Si, and the effect of the Ti_5Si_3 phase on mechanical properties and oxidation resistance of the MoSiBTiC alloys is investigated in this study. Mo-16Si-7B (mol%) and Mo-*x*Ti-14Si-6C-6B (mol%, x = 6, 19, 24, 28) were prepared by arc-melting followed by homogenization heat-treatment at 1800℃ for 24 h. Ti_5Si_3 phase was stabilized instead of Mo_3Si with a significant increase in the volume fraction of Mo_{ss} phase when Ti concentration reached 28 mol%. The Ti_5Si_3-containing MoSiBTiC alloy had lower density, excellent high-temperature compressive strength and reasonable room-temperature fracture toughness. Besides, as expected, the oxidation resistance of the alloys was improved by the Ti_5Si_3 phase.

キーワード：Mo-Si-B合金，ミクロ組織，金属間化合物，高温強度，室温破壊靭性，耐酸化性
Key words：Mo-Si-B alloy, Microstructure, Intermetallics, High temperature strength, Room temperature fracture toughness, Oxidation resistance

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，タービン入口温度の上昇が有効である[(1),(2)]。これまでタービン入口温度の上昇は，高圧タービン動静翼に使用されるNi基超合金の耐用温度の上昇及び，遮熱コーティングや冷却機構の高性能化により達成されてきた[(3)]。しかし，タービン入口温度はNi基超合金の融点（約1400℃）を大きく上回る1700℃に達しており，これ以上の高温化は困難であると考えられている。今後，さらなる高温化による効率向上を図るためには，Ni基超合金を上回る耐熱性を有する新規な超高温材料の開発が必要となる。

近年，我々の研究グループでは，超高温材料の一つとして期待されてきたMoSiB合金に対してTiCを添加した新規な超高温材料，第一世代MoSiBTiC（モシブチック）合金（Mo-10Ti-5Si-10C-10B（mol%））を開発した[(4)]。この合金は主にMo固溶体（Mo_{ss}），Mo_5SiB_2（T_2）及びTiCの三相から構成されており[(4)]，Ni基超合金並みの密度[(4)]と優れた高温強度[(4),(5)]に加え，これまで超高温材料系の大きな課題であった室温破壊靭性が15 MPa(m)$^{1/2}$程度まで改善された[(6)]。しかしながら，Siの濃度が5 mol%程度であるため十分な保護性酸化皮膜が形成されず，その結果，1100℃での耐酸化性が乏しいことが報告されている[(7)]。また，MoSiB合金系では，700 – 800℃の温度域でそもそも良好な保護性酸化皮膜が形成されず，MoO_3の昇華によって連続的な重量減少が起こることが報告されており[(8),(9)]，この悲惨な耐酸化性（ペスト現象）についても対策が必要である。

MoSiBTiC合金に耐酸化性を付与するためには，MoSiB合金と同様，緻密なSiO_2皮膜の形成が効果的であると考えられ，そのためには合金中のSi濃度を高める必要がある。しかしながら，合金中のSi濃度を単純に増加すればMo_{ss}の体積率は減少し，逆にMo_3Siの体積率が増加するため[(10)]，破壊靭性の著しい低下が懸念される。さらに，Mo_3Siの耐酸化性はそもそも良くない[(11)]。このことから，単純なSi濃度の増加によるMoSiBTiC合金の耐酸化性の改善は期待できない。したがって，MoSiBTiC合金の機械的性質を損なわずに耐酸化性の改善を達成するためには，Mo_{ss}と相平衡する新たなSi供給相が必要である。

ここで，MoSiB合金中のMoを多量のTiで置換した場

原稿受付　2018年２月5日
査読完了　2018年10月６日
＊1　東北大学大学院工学研究科（院生）
〒980-8579　仙台市青葉区荒巻字青葉６－６－02
＊2　東北大学大学院工学研究科

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

合，Mo_3Siが不安定化しMo_5Si_3またはTi_5Si_3が安定化することが報告されている[12],[13]。Ti_5Si_3は1200℃程度まで良好な耐酸化性を有し，ペスト現象も観察されない[14]ことから，MoSiBTiC合金の耐酸化性改善に効果的な相であると考えられる。さらに先行研究において，Ti_5Si_3相を含むMo-Si-B-Ti合金は良好なクリープ強度と耐酸化性を発揮することが報告されている[15]–[17]。そこで本研究では，MoSiBTiC合金に対してTi_5Si_3相を導入するための組成範囲を検討し，MoSiBTiC合金の機械的性質及び耐酸化性に及ぼすTi_5Si_3相の影響について調査することを目的とする。

Table 1 Nominal compositions of alloys examined in the present study（mol%）.

Alloy	Composition（mol%）				
	Mo	Ti	Si	C	B
Base	77		16		7
6Ti	68	6	14	6	6
19Ti	55	19	14	6	6
24Ti	50	24	14	6	6
28Ti	46	28	14	6	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Mo_{ss}-Mo_3Si-T_2の三相共晶組成[18]であり，6Ti合金はMo:Si:Bの原子比率がBase合金と同じになるようにしてTiCを合金組成で6 mol%添加した。また，19，24，28Ti合金は6Ti合金中のMoを一部Tiで置換するようにTi濃度を増加させた。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によって鋳造材を得た。作製した鋳造材に対してAr雰囲気中，1800℃，24時間の均質化熱処理を施し，熱処理材を得た。耐酸化性を比較するため，同様の手法により第一世代モシブチック合金（Mo-10Ti-5Si-10C-10B（mol%））を作製した。

鋳造材及び熱処理材に対して，走査型電子顕微鏡（SEM, JEOL JXA-8530F），SEMに付属したエネルギー分散型X線分析法（SEM-EDX），X線回折法（XRD, Bruker D8 Advance）を用いて，ミクロ組織観察及び相同定を行った。加えて，電子後方散乱回折法（SEM-EBSD, JEOL JSM-7100F）を用いて構成相の体積率を測定した。また，アルキメデス法によって，室温での合金密度を測定した。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 mm^3の角柱試験片を切り出し，Instron5982を用いて試験温度1400℃，真空雰囲気（<10^{-3} Pa）の中，初期ひずみ速度2.1×10^{-4} s^{-1}で高温圧縮試験を行った。さらに，5×5×5 mm^3の立方体の試験片を用いて，電磁超音波共鳴法（EMAR）により室温での弾性パラメータを測定した[19]。その後，Instron5982を用いてシェブロン・ノッチを導入した5×5×25 mm^3の角柱試験片に対して，室温にてクロス・ヘッド速度10 μm/sで3点曲げ試験を行った。得られた荷重-変位曲線を解析し，下記の式(1)を用いて室温破壊靭性値K_Qを算出した。

$$K_Q = \sqrt{G_C E'} = \sqrt{\frac{U}{A} \cdot \frac{E}{1-\nu^2}} \tag{1}$$

ここで，K_Qは破壊靭性値［MPa(m)$^{1/2}$］，G_Cは臨界エネルギー解放率（=U/A）[kJ/m^2]，Uは試験片破断に要するエネルギー［N・mm=mJ］，Aは切欠破断部の投影断

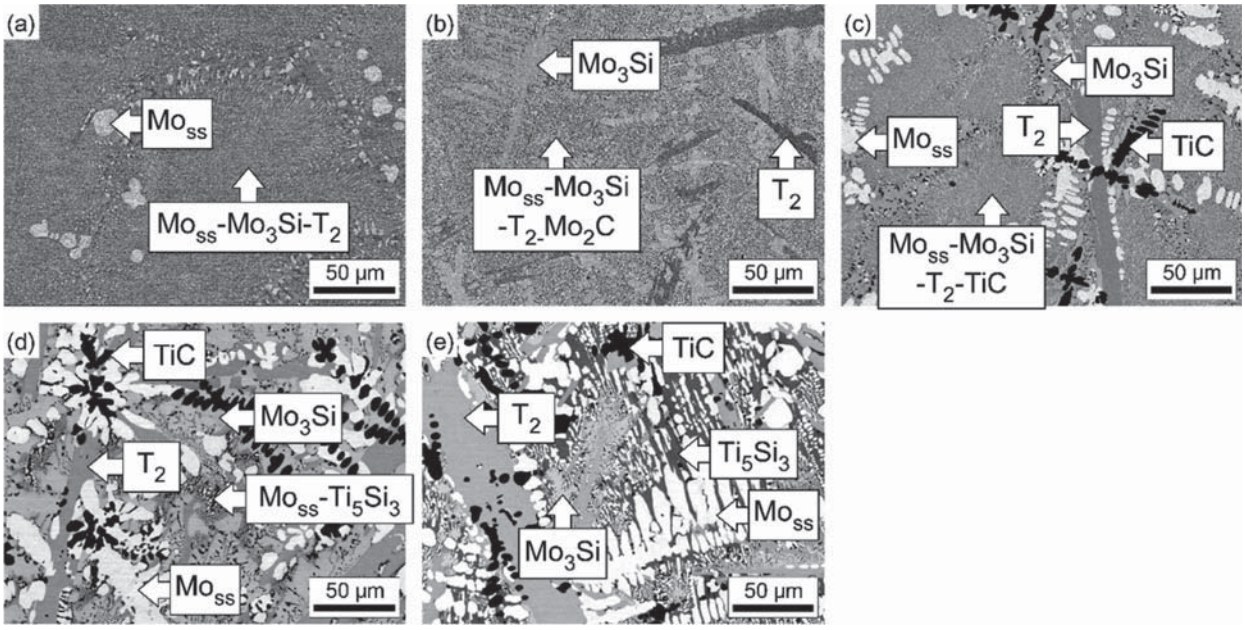


Fig. 1 BSE images of as-cast (a) Base, (b) 6Ti, (c) 19Ti, (d) 24Ti and (e) 28Ti alloys.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

面積［mm^2］。Eはヤング率［GPa］，νはポアソン比であり，Uは3点曲げ試験によって得られた荷重を変位で積分することで算出した。さらに，4×3×0.7 mm^3に切り出した小片の4×3 mm^2面の両面を，放電加工による熱影響部を除去するため0.1 mmずつエメリー紙で研磨し4×3×0.5 mm^2となった試験片を用いて800℃での等温酸化試験を行った。酸化試験は熱重量分析装置（TGA）を用い，まず40 ml/minのArガスフロー中で試験温度まで昇温し，そこで炉内温度安定化のため30分間保持した後に10 ml/minのO_2ガスを導入して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を用いて表面及び断面の観察，また生成酸化物の同定を行った。

3．実験結果

3.1　各合金のミクロ組織

SEMのBSEモードで観察した鋳造材のミクロ組織をFig. 1に示す。Base合金は，少量の初晶Mo_{ss}及びMo_{ss}-Mo_3Si-T_2三相共晶から構成されていた。6Ti合金は板状に晶出した初晶T_2相[20]，デンドライト状に晶出したMo_3Si相，及びMo_{ss}-Mo_3Si-T_2-Mo_2C四相共晶から構成されていた。19Ti合金はデンドライト状の初晶TiC相とMo_{ss}相，板状に晶出したT_2相，及びMo_{ss}-Mo_3Si-T_2-TiC四相共晶から構成されていた。24Ti合金ではデンドライト状の初晶TiC相とMo_{ss}相，板状のT_2相に加えて，Mo_3Si-TiC共晶及びMo_{ss}-Ti_5Si_3共晶から構成されていた。28Ti合金は，構成相は24Ti合金と同様であったが，Mo_{ss}-Ti_5Si_3共晶の体積比が24Ti合金と比較して顕著に増加していた。このように，24Ti合金並びに28Ti合金では，本研究の狙いどおり，Ti_5Si_3相が晶出することを確認した。また，Ti濃度の増加によって，Ti_5Si_3相の体積率は増加し，逆にMo_3Si相の体積率が減少することも確認した。

Fig. 2にSEMのBSEモードで観察した熱処理材のミクロ組織を示す。Base合金はMo_3Si相がマトリックスとなっており，球状化したMo_{ss}相及びT_2相が分散していた。6Ti合金も同様に，Mo_3Si相がマトリックスとなっており，それに加えて一部粗大化したT_2相が観察された。またマトリックス中にはMo_{ss}相，T_2相，TiC相及びMo_2C相が分散していた。19Ti合金，24Ti合金についてもMo_3Si相がマトリックスとなっており，加えて，デンドライト状のMo_{ss}相やTiC相，伸長したT_2相が観察された。また，24Ti合金の鋳造材に晶出していたTi_5Si_3相は熱処理後には消失した。これに対して熱処理後の28Ti合金では，デンドライト状のTiC相や粗大化したMo_{ss}相，伸長したT_2相に加えて，Mo_{ss}-Ti_5Si_3共晶が粗大化したと考えられる領域が広く観察された。さらに，Fig. 2(f)の28Ti合金の高倍SEM-BSE像中に矢印で示すように，Mo_{ss}-Ti_5Si_3共晶部分のTi_5Si_3相の中で比較的伸長している部分にマイクロクラックが生成していた。これは，Ti_5Si_3内に発生する熱応力に起因するものと考えられる。

Fig. 3にSEM-EDXで測定した熱処理材のMo_{ss}相，Mo_3Si相，T_2相及びTi_5Si_3相のMo，Ti，Siの組成変化を示す。Ti添加量の増加に伴い，Mo_{ss}，Mo_3Si，T_2各相中のTi濃度は線形的に増加し，Mo濃度は線形的に減少した。また，各相のSi量はTi濃度に依存せずほぼ一定であった。このことから，Mo_{ss}，Mo_3Si，T_2各相において，TiはMoサイトを優先的に置換しているものと考えられた。ここでFig. 3(b)では，Ti添加量が24 mol%以下はMo_3Si相中のMo，Ti，Si濃度を示すが，28 mol%ではTi_5Si_3相中の各元素の濃度を示す。Ti_5Si_3相中には23 mol%程のMoが含まれているが，Si濃度は化学量論組成

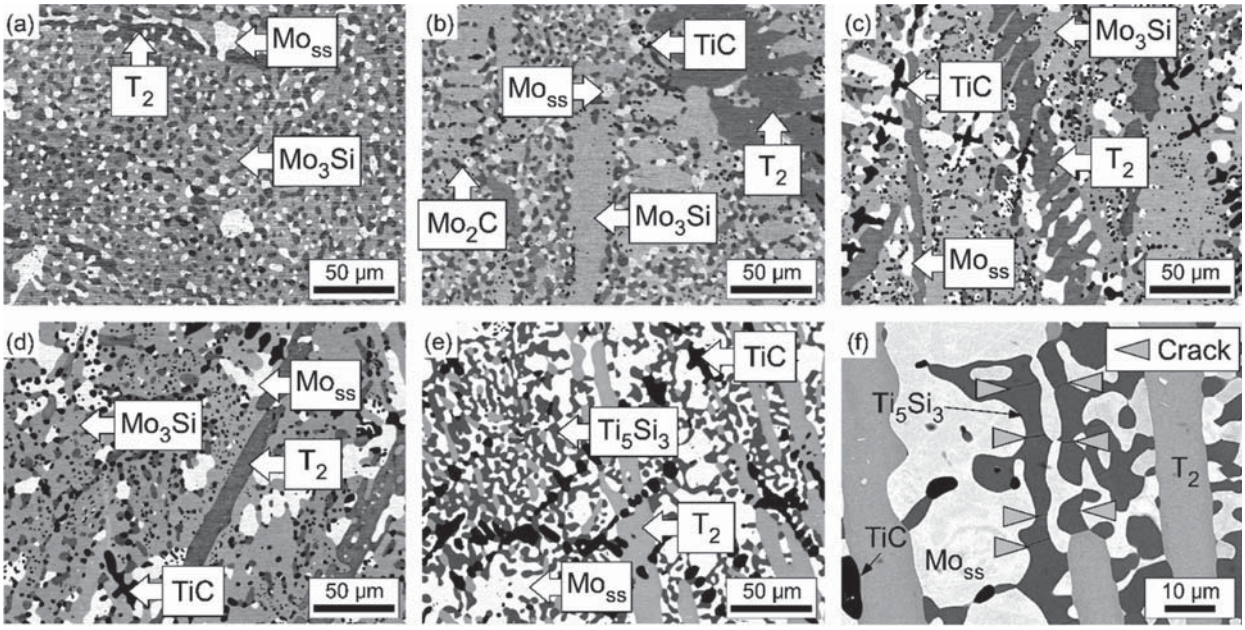


Fig. 2　BSE images of heat-treated (a) Base, (b) 6Ti, (c) 19Ti, (d) 24Ti, (e) 28Ti and (f) 28Ti alloys（high magnification）.

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

に近い37 mol%であることから，MoはTiサイトを選択的に置換しているものと考えられる。Fig. 4に，Ti添加量と各構成相の体積率の関係を示す。Ti量が24 mol%までは，Mo_{ss}とMo_3Siの体積率に大きな変化は見られない。しかし，Tiが28 mol%となると，Ti_5Si_3相が生成し，その体積率は約28 %であった。一方，Mo_3Si相は消失し，Mo_{ss}相の体積率が24Ti合金の約20%程度から約42%まで増加した。T_2相の体積率は全Ti添加量の範囲内で大きな変化はなく，またTiC相も19 – 28%のTi添加量の範囲内で大きな変化は見られなかった。このことから，Ti添加量が28 mol%においては，Mo_3Si相が単純にMo_{ss}とTi_5Si_3に相分解した結果となっていた。

3.2 合金密度と機械的性質

室温においてアルキメデス法により測定した各合金の密度を，Fig. 5に示す。Ti添加量の増加に伴い，合金の密度は単調に減少した。最もTi濃度の高い28Ti合金の密度は約7.4 g/cm^{3}であり，第一世代モシブチック合金（ρ = 8.8 g/cm^3）[4]と比較して16%の軽量化を達成した。さらに，第2世代から第5世代までのNi基単結晶超合金の密度は8.6 – 9.2 g/cm^3 [21]と報告されていることから，Ni基単結晶超合金と比較しても十分に低い密度であることが分かる。

高温圧縮試験によって得た各合金の応力-ひずみ曲線をFig. 6に示す。いずれの合金も流動応力は降伏直後に最大値（ピーク応力）を示し，その後緩やかに減少に転じた。Base合金はピーク応力が600MPa程度と最も低く，逆に6Ti合金はおよそ950MPaと最も高かった。Base合金，6Ti合金のいずれも，流動応力はピーク応力を示した後一旦緩やかに減少したが，その後は緩やかな増加，あるいは増減を示した。19Ti，24Ti，28Ti合金は，いずれも800MPa程度のピーク応力を示した後に，流動応力の緩やかな減少を示した。変形後の試験片側面には巨視的なき裂が観察され，流動応力の低下が著しかった19Ti合金では試験片全体にき裂が進展していた。このことから，19Tiから28Ti合金の流動応力の低下は，き裂の発生・進展が主な原因と考えられた。

Fig. 7に，1400℃で公称ひずみ約20%圧縮変形した19Tiならびに28Ti合金のミクロ組織を示す。図中に矢

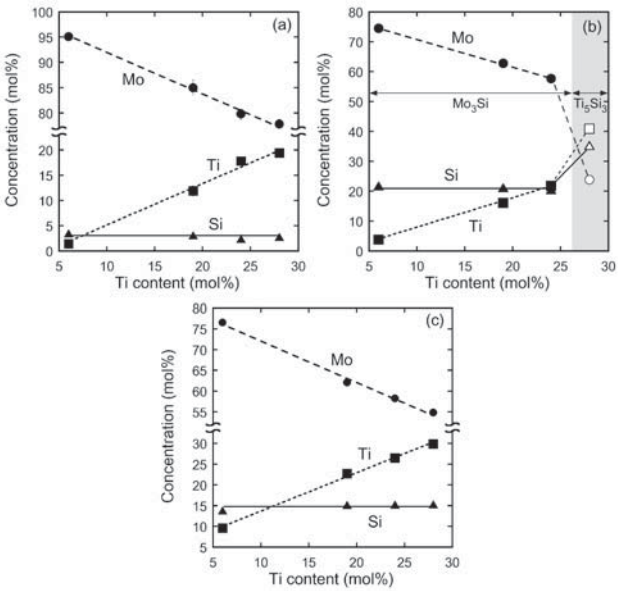


Fig. 3 Compositions of (a) Mo_{ss}, (b) Mo_3Si or Ti_5Si_3 and (c) T_2 phases measured by SEM-EDX as a function of Ti concentration of the alloys.

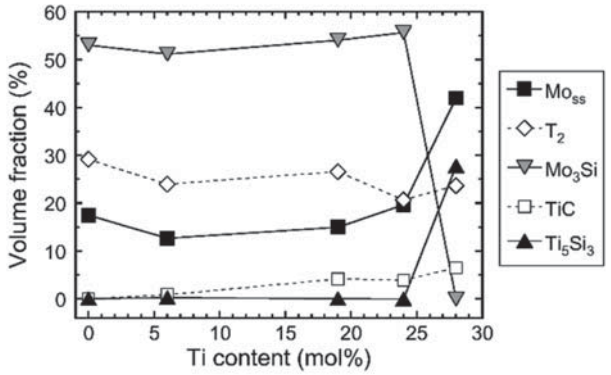


Fig. 4 Volume fractions of the constituent phases as a function of Ti concentration of the alloys.

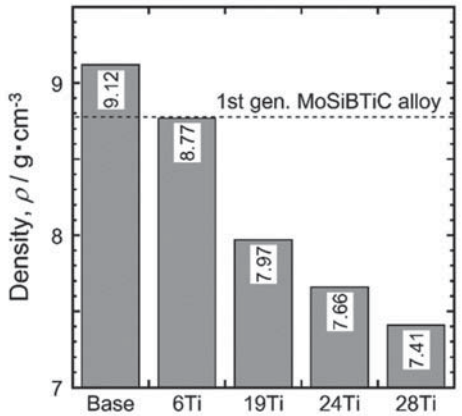


Fig. 5 Density of the alloys measured by the Archimedes' principle at room temperature.

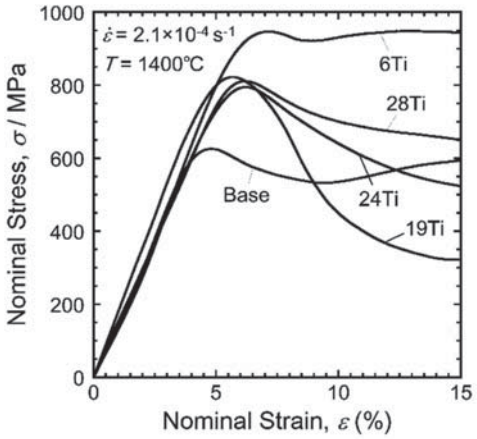


Fig. 6 Nominal stress – nominal strain curves of the heat-treated alloys measured at 1400℃ under the initial strain rate of 2.1×10^{-4} s^{-1}.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

印で示した相がT_2相である。(a)19Ti合金では，圧縮方向に伸長したT_2相を横切るようにき裂が進展したことがわかる。一方で(b)28Ti合金では，圧縮方向から大きく傾斜した方向に伸長したT_2相に沿ってき裂が進展していた。ここで，合金中の金属間化合物であるMo_3Si，T_2，Ti_5Si_3相の延性-脆性遷移温度（DBTT）はそれぞれ1400，1500，1200℃と報告されている[14]。本実験結果はこれらと良く一致しており，試験温度がDBTTを上回ったTi_5Si_3相ではき裂の発生は認められず，DBTTが試験温度以上のMo_3Si相ならびにT_2相ではき裂が発生していた。また28Ti合金において，粗大なT_2相に沿ってき裂が成長・進展していたことから，T_2相の粗大化を抑制し，これらを微細に分散させたミクロ組織制御が出来れば，き裂の成長・進展を抑制でき，1400℃における合金の変形能は向上するものと考えられる。

高温圧縮試験で得たピーク応力を合金の密度で除すことによって1400℃における各合金の比強度を算出した。最もピーク応力の高かった6Ti合金の比強度は，約108 MPa/(g/cm^3) であった。最も密度が低かった28Ti合金は約109 MPa/(g/cm^3) であり，わずかではあるが6Ti合金を上回った。Base合金を除く他の合金も，103 MPa/(g/cm^3) を超える値であった。第一世代モシブチック合金の比強度が93.5 MPa/(g/cm^3) と報告されていることから[4]，本研究で調査した合金は，Base合金を除いて第一世代モシブチック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. 8に，シェブロン・ノッチを導入した試験片に対して，室温にて3点曲げ試験を行い求めた破壊靭性値を示す。Base合金，6Ti，19Ti及び24Ti合金の破壊靭性値はいずれも7－8 MPa（m)$^{1/2}$であったのに対して，28Ti合金は11.4 MPa（m)$^{1/2}$という比較的良好な破壊靭性値を有することが分かった。本研究において，破壊靭性値の算出は3点曲げ試験を各々3回実施しその平均値としているが，Base合金及び28Ti合金についてエラーバーが比較的大きくなった。この要因としては，熱膨張係数の強い異方性により導入されたと考えられるTi_5Si_3相内に存在するマイクロクラックの影響のほか，鋳造ミクロ組織の不均質さも影響している可能性が考えられる。

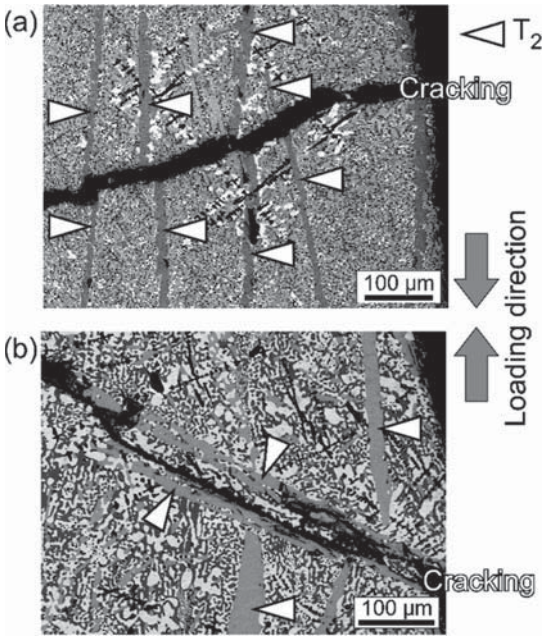


Fig. 7　BSE images of (a) 19Ti and (b) 28Ti alloys compressed up to the nominal strain of 20% at 1400℃.

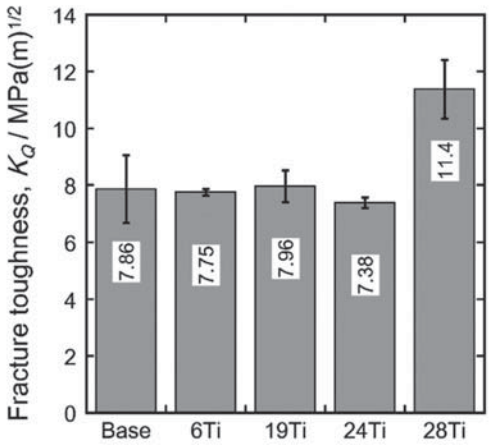


Fig. 8　Room-temperature fracture toughness values of the alloys.

3.3　高温酸化挙動

Fig. 9に，各合金を800℃，Arガス流量40 ml/min，O_2ガス流量 10 ml/minの雰囲気で酸化した場合の重量変化（酸化曲線），ならびに酸化後の19Ti及び28Ti合金の外観写真を示す。比較のため，第一世代モシブチック合金の800℃の酸化曲線も図中に示す。いずれの合金においても，酸化によって生成するMoO_3の昇華による重量減少が起こっていた。28Ti合金を除くMo_3Si相を含んだ合金ならびに第一世代モシブチック合金は，試験片全体が酸化されるまで約100 mg・cm^{-2}・h^{-1}の速度で直線的に重量減少した。また，酸化後の試験片は著しく脆く，試料が粉化する典型的なペスト現象が起こっていた。これ

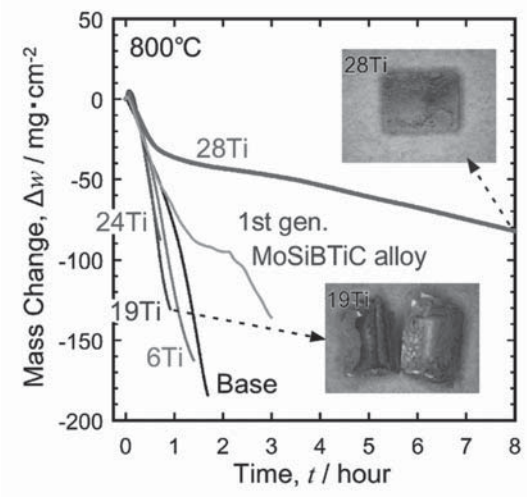


Fig. 9　Mass change of the alloys at 800℃ under the gas flow of Ar in 40 ml/min and O_2 in 10 ml/min.

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

らの合金はMo_{ss}相，Mo_3Si相，T_2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[22]ことからMoO_3の生成と昇華を抑制することができず[23]，直線的な重量減少によって試験片全体が酸化したものと考えられる。これに対して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，その後重量減少速度は減少し10 mg・cm^{-2}・h^{-1}程度の重量減少率となった。また図中に示すように，酸化後の試験片は試験前の形状を維持していた。ただし，800℃，8h酸化後の断面を観察したところ，厚さ0.5 mmあった試験片の大部分が酸化物となっていた。一方で，酸化物層内ではTi_5Si_3相が酸化されずにわずかに残存していた。

そこで，28Ti合金の酸化挙動をより詳細に調査するため，当該合金について800℃で1分の酸化試験を行い，同じ視野で酸化前後のミクロ組織の比較を行った。酸化前のBSE像（Fig. 10(a)）の各相のコントラストを比較すると，Mo_{ss}相が最も明るく，T_2，Ti_5Si_3，TiCの順に暗くなっていた。一方で，酸化後のBSE像（Fig. 10(b)）では，Ti_5Si_3相であった箇所が最も明るく，Mo_{ss}相とTiC相は同程度の明るさとなっていた。T_2相は，酸化によって最も暗くなった。Fig. 11に示す28Ti合金の酸化前後のXRDプロファイルから，酸化後の表面近傍にはTiO_2，MoO_2，MoO_3及びB_2O_3が生成していることが分かる。一方，Siの酸化物は確認できなかったことから，SiO_2がアモルファス化している可能性が示唆された。ここで，MoO_2やMoO_3が確認されたことは，酸化物層内部の酸素分圧が低いこと，ならびにMoO_3の昇華が抑制されていることを意味しており，本合金において表面の酸化物層は，他の合金のものと比べてある程度の保護性を有していると考えられた。

Fig. 12に28Ti合金の800℃，1分酸化後の試験片断面のBSE像を示す。基材表面は，主にTiO_2からなり，MoやSiを含んだ厚さ20 – 30 μm程度の混合酸化物層で覆われていることが分かった。ただし，酸化物層の内部にはTi_5Si_3相が酸化されずに残存していた。Fig. 11に示したXRDプロファイルにおいて，酸化前はMo_{ss}のピークが最大であったのに対し，酸化後はMo_{ss}のピークが小さくなり，Ti_5Si_3相のピークが最大となっていた。これは，Mo_{ss}相が酸化され酸化物となる一方で，Ti_5Si_3相の大部分が酸化されず表面近傍に残存していたことに対応している。さらに，Fig. 10(b)においてTi_5Si_3相部分のコントラストが最も明るくなったのは，試験片表面は全体がTiO_2で覆われているものの，Ti_5Si_3相上ではTiO_2層が薄くなっており，その下に存在するTi_5Si_3相による反射電子強度が相対的に高くなったためである。以上の結果から，Ti_5Si_3相の酸化速度は他の構成相と比べて明らかに

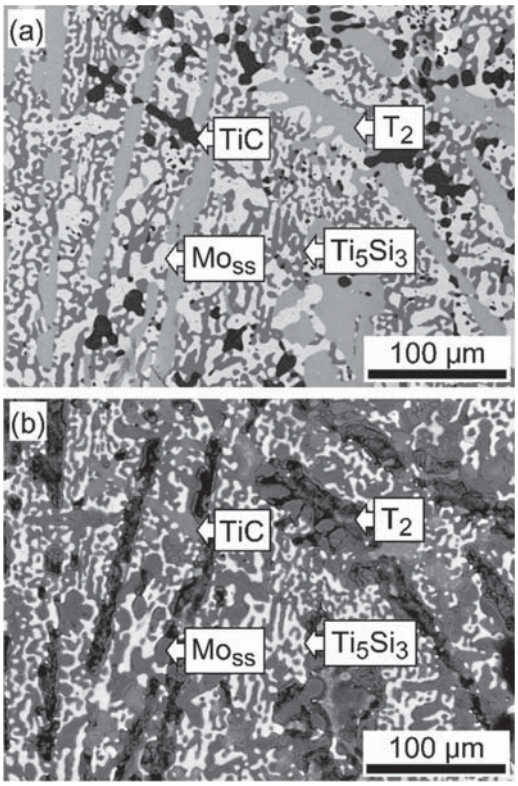


Fig. 10 BSE images of the heat-treated 28Ti alloy (a) before oxidation and (b) after oxidation at 800℃ for 1 min.

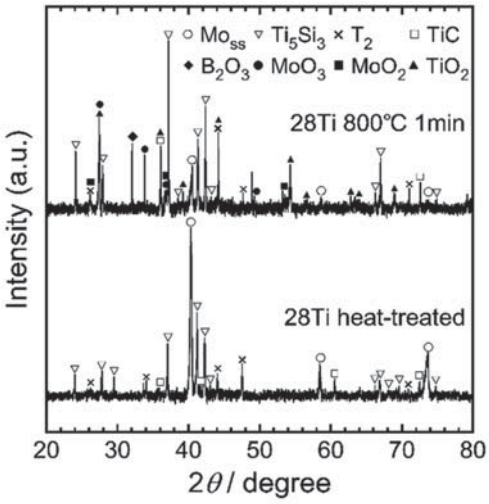


Fig. 11 XRD profiles of the heat-treated 28Ti alloy before and after oxidation at 800℃ for 1 min.

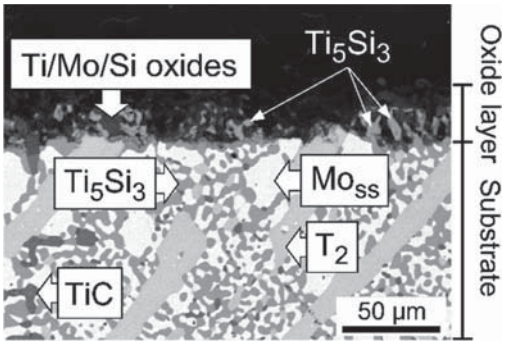


Fig. 12 BSE images of a cross section of the 28Ti alloy oxidized at 800℃ for 1 min.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

遅いことが示された。

4．考察

熱処理材のミクロ組織において，28Ti合金ではTi_5Si_3相が安定化すると同時にMo_{ss}相の体積率が大きく増加していた。この現象は，次のように考えることで説明できる。合金中のTi濃度の増加によってMo_3Si相は不安定化し，Ti_5Si_3相が安定化する[12,13]。その結果，Mo-Si-B三元系平衡状態図[10]においてMo_{ss}相とT_2相と三相平衡するMo_3Si相は消失し，新たにMo_{ss}-T_2-Ti_5Si_3の三相領域が出現する。それはあたかも，Mo-Si-B三元系平衡状態図においてMo_3Si相が消失しMo_5Si_3相がMo_{ss}相とT_2相と相平衡する状況と酷似している。このとき，Mo_{ss}-T_2-Mo_3Si及びMo_{ss}-T_2-Mo_5Si_3の二つの三相三角形上で天秤の法則を考えると，同じSi, B濃度であれば，Mo_{ss}-T_2-Mo_5Si_3三相平衡材は，Mo_{ss}-T_2-Mo_3Si三相平衡材よりもMo_{ss}相の体積率が高くなることは明らかである。この現象がTiC相を含む四相平衡材で起こったことが，28Ti合金におけるMo_{ss}相の体積率の増加に寄与している。合金の破壊靭性を考慮すると，合金中のMo_{ss}相の体積率は高い方が有利である[6]。つまり，同じSi濃度で合金を設計する場合には，Si供給相としてMo_3SiよりもTi_5Si_3を利用する方が望ましい。

Fig. 2(f)に示すように，28Ti合金中のTi_5Si_3相にはマイクロクラックが発生していた。Ti_5Si_3の線膨張係数は，a軸が5.058×10^{-6} K^{-1}，c軸が22.197×10^{-6} K^{-1}であり，異方性がM_5Si_3シリサイドの中で最も大きい（$\alpha_c/\alpha_a\sim4.4$）ことが知られている[24-26]。そのため，鋳造プロセスによって合金を作製した場合，冷却中に熱応力によってマイクロクラックが発生し，破壊靭性や疲労特性の低下をもたらすことが懸念される。Zhaoらによって報告されたTi_5Si_3相を含むMoSiBTiC合金でも，粗大に伸長したTi_5Si_3相内に多数のマイクロクラックが観察されている[7]。一方，同報告[7]において，Mo_{ss}-Ti_5Si_3共晶中には，マイクロクラックの発生が観察されなかったことが記されている。これは，Ti_5Si_3を取り囲む延性相のMo_{ss}によって冷却中の熱応力が緩和されたためとされている。本研究おける28Ti合金中のTi_5Si_3相もほとんどはMo_{ss}-Ti_5Si_3共晶によって得られたものであり，Ti_5Si_3相中のマイクロクラックの密度は低く抑えられていた。このことから，先行研究[7]でも検討された熱間鍛造などのミクロ組織制御プロセスを28Ti合金に対して適用すれば，マイクロクラックの密度は低減され，室温破壊靭性を一層高めることができると考えられる。

ここで，各構成相が高温強度に及ぼす影響について検討する。Fig. 13に，本研究で調査されたMoSiBTiC合金を含むMoSiB基合金のMo_{ss}相の体積率と1400℃における最大圧縮応力の関係を示す。Mo_{ss}相の体積率が増加するほど，T_2やTiC相などの強化相の体積率が減少することから，先行研究におけるMo_{ss}-T_2二相合金[27]やMo_{ss}-T_2-TiC（-Mo_2C）合金[4]の最大圧縮応力は右下がりの相関を有している。また，本研究で調査された28Ti合金の最大圧縮応力は，そのMo_{ss}相の体積率に対して，これら先行研究のものと同レベルにあることがわかる。しかしながら，Mo_3Si相を含むBase合金と6Tiから24Ti合金の最大圧縮応力は，Mo_{ss}相の体積率が低い，すなわち強化相の体積率が高いにもかかわらず，上記の相関よりも低いレベルにある。このことから，Ti_5Si_3相は，T_2相やTiC相と同様にMoSiBTiC合金の強化相として有効である一方，Mo_3Si相はMoSiBTiC合金の高強度化にそれほど効果的でないことが示された。すなわち，高温強度の観点からも，Si供給源の観点からも，Mo_3Si相よりもTi_5Si_3相の方が望ましいと考えられた。

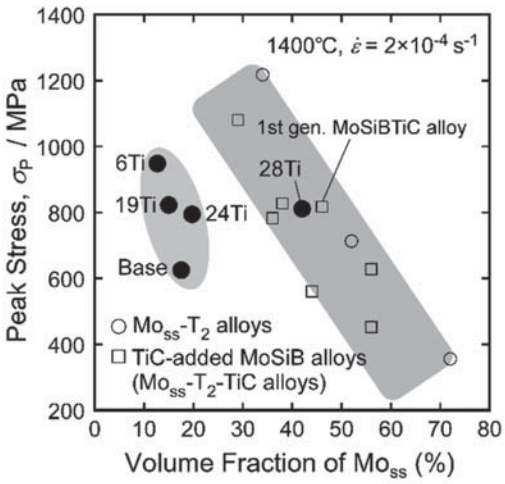


Fig. 13 Relationship between volume fraction of Mo_{ss} and compressive peak stress of the MoSiB-based alloys at 1400℃ under the initial strain rate of 2×10^{-4} s^{-1}.

次いで，各構成相が室温破壊靭性に及ぼす影響について検討する。Mo_3Si相は，Base合金，6Tiから24Ti合金の母相であり，Fig. 4に示したように各合金のミクロ組織中で50%程度の体積率を占めている。ここにT_2相の体積率を加算すると，これら脆性相の体積率の和はいずれも80%程度となる（Fig. 4）。ここで，Mo_3Si多結晶体の室温破壊靭性値はおよそ3.0 MPa（m）$^{1/2}$と報告されている[28]。また，Mo_5SiB_2は単結晶でありながら，その室温破壊靭性値はおよそ2.0 MPa（m）$^{1/2}$であると報告されている[29]。したがって，これら4合金の室温破壊靭性値がいずれも8 MPa（m）$^{1/2}$以下で同程度となっていたのは，Mo_3Si相とT_2相の高体積率，言い換えれば延性相であるMo_{ss}相の20%以下の低体積率を反映したものと見ることができる。先行研究において，第一世代モシブチック合金はMo_{ss}相だけでなく硬質相であるTiCもその高い破壊靭性に寄与していることが指摘されている[6]。また，これらMoSiBTiC合金の破壊靭性値はMo_{ss}相とTiC相の体積率の和に比例することが報告されている[6]。Fig. 14に，Moriyamaらによって報告されたMoSiBTiC合金の室温破壊靭性値とMo_{ss}相とTiC相の体積率の和との相関

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

関係[6]に，本研究で得られた各々の合金の室温破壊靭性を加えたものを示す。比較のため，第一世代モシブチック合金の値[6]も示しておく。本研究で得られた破壊靭性値に関しては，特に24Tiと28Ti合金が，先行研究で得られたMoSiBTiC合金が示す相関関係に良く一致しており，28Ti合金の高い破壊靭性値は，Mo_{ss}相の高い体積率を反映していることは明らかである。3点曲げ試験後の破面では，28Ti合金についてもMo_{ss}とTiCの両相内でリバーパターンが観察されたことから，Ti_5Si_3相を含むMoSiBTiC合金においてもTiC相が高靭化に寄与するものと考えられた。以上のことから，本研究によって調査されたTi_5Si_3相を含むMoSiBTiC合金は，Mo_{ss}相及びTiC相の体積率を増加する合金設計と，Ti_5Si_3相内のマイクロクラックを低減するミクロ組織制御によって，破壊靭性の更なる向上が期待される。

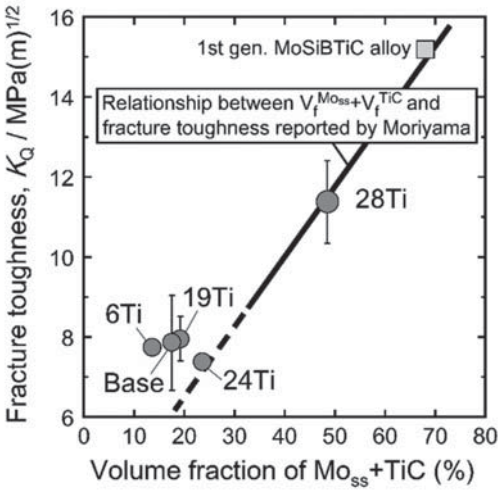


Fig. 14 Relationship between the volume fraction of Mo_{ss}+TiC and room-temperature fracture toughness of the alloys with that reported in the previous study[6].

28Ti合金の構成相には，Fig. 3(a)及び(c)からわかるようにMo_{ss}相やT_2相にもそれぞれ20%程度のTiが固溶している。これらの相が酸化した場合，Mo酸化物に加えTi，Si，B酸化物も生成する。ここで，MoO_3は800℃では昇華性があること[23]に加え，エリンガム図[30]からTiO_2が熱力学的に最も安定であり，その成長速度は他の酸化物と比較して速い[31]ことから，Fig. 12に示すように試料表面は早期にTiO_2で覆われたと考えられる。本研究の実験結果から，28Ti合金の構成相の中でTi_5Si_3相が最も優れた耐酸化性を発揮することは明らかであり，分散したTi_5Si_3相中のMoは酸化されずに保持されること，また，Ti_5Si_3相直下の相はTi_5Si_3相によって保護されMoO_3の生成・昇華が抑えられることなどが重量減少速度の抑制に繋がったものと考えられる。しかしながら，28Ti合金においても直線的な重量減少が起こり，酸化の進行を完全に食い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28Ti合金の耐酸化性は不十分であると言わざるを得ない。今後，Ti_5Si_3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って保護性酸化皮膜の形成を一層促進し，28Ti合金の耐酸化性をさらに改善していく必要がある。

5．結言

本研究では，Ti量を変化させたMoSiBTiC合金を作製し，得られた合金のミクロ組織と高温圧縮強度，室温破壊靭性，及び耐酸化性を系統的に調査した。本研究によって得られた結論は以下のとおりである。

(1)Mo固溶体（Mo_{ss}），Mo_5SiB_2（T_2），Mo_3Si，TiCを構成相とするMoSiBTiC合金中のTi濃度を増加させたところ，Ti濃度が24%までは構成相に変化は見られない一方，Ti濃度が28%に達したところで，Mo_{ss}，T_2，Ti_5Si_3，TiCの四相を構成相とする合金（Mo-28Ti-14Si-6C-6B（mol%））が得られる。

(2)Ti_5Si_3相を構成相に含む28Ti合金は，第一世代モシブチック合金（Mo-10Ti-5Si-10C-10B（mol%））を上回る高温圧縮比強度を有する。

(3)Ti_5Si_3相を構成相とする合金は，同じSi濃度であってもMo_3Si相を構成相とする合金と比較して高いMo_{ss}相の体積率となるため，室温破壊靭性値が向上する。

(4)Ti_5Si_3相を構成相とする合金は，同じSi濃度であってもMo_3Si相を構成相とする合金と比較して，800℃の酸化において重量減少速度が低下する。これは，Ti_5Si_3の良好な耐酸化性によるものである。

(5)MoSiBTiC合金において，Ti_5Si_3相の導入によって優れた機械的性質を維持しつつ，800℃での耐酸化性改善の可能性が示された。このことから，Ti_5Si_3相は次世代のMoSiBTiC合金の設計において重要な役割を果たす相であると考えられる。

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」（No. JPMJAL1303）の一部である。

参考文献

(1) 谷村聡，塚越敬三，伊藤栄作，斉藤圭司郎，湯浅厚志，1700℃級ガスタービン燃焼器の開発，高温学会誌，Vol. 33, No. 5（2007），pp. 257-263.

(2) J. H. Perepezko, The hotter the engine, the Better, Science, Vol. 326,（2009），pp. 1068-1069.

(3) 佐藤彰洋，松永康夫，吉澤廣喜，高橋耕雲，森信義，航空ジェットエンジン用熱遮へいコーティングシステムの現状，高温学会誌，Vol. 33, No. 5（2007），pp. 252-256.

(4) S. Miyamoto, K. Yoshimi, S-H. Ha, T. Kaneko, J. Nakamura, T. Sato, K. Maruyama, R. Tu and T. Goto, Phase Equilibria, Microstructure, and High-Temperature

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

Strength of TiC added Mo-Si-B Alloys, Metallurgical and Material Transactions A, Vol. 45A (2014), pp. 1112-1123.

(5) 山本詩歩, 吉見享祐, 金正旭, 横山健太郎, TiC添加したMo-Si-B合金の高温強度に及ぼすミクロ組織の影響, 日本金属学会誌, Vol. 80, No. 1 (2016), pp. 51-59.

(6) T. Moriyama, K. Yoshimi, M. Zhao, T. Masnou, T. Yokoyama, J. Nakamura, H. Katsui and T Goto, Room-temperature fracture toughness of MoSiBTiC alloys, Intermetallics, Vol. 84 (2017), pp. 92-102.

(7) M. Zhao, S. Nakayama, T. Hatakeyama, J. Nakamura and K. Yoshimi, Microstructure, high-temperature deformability and oxidation resistance of a Ti_5Si_3-containing multiphase MoSiBTiC alloy, Intermetallics, Vol. 90 (2017), pp. 169-179.

(8) M. G. Mendiratta, T. A. Parthasarathy and D. M. Dimiduk, Oxidation behavior of Mo-Mo_3Si-Mo_5SiB_2 (T_2) three phase system, Intermetallics, Vol. 10 (2002), pp. 225-232.

(9) T. A. Parthasarathy, M. G. Mendiratta and D. M. Dimiduk, Oxidation mechanisms in Mo-reinforced Mo_5SiB_2 (T_2) -Mo_3Si alloys, Acta Materialia, Vol. 50 (2002), pp. 1857-1868.

(10) S-H. Ha, K. Yoshimi, K. Maruyama, R. Tu and T. Goto, Compositional regions of single phase at 1800℃ in Mo-rich Mo-Si-B ternary system, Materials Science and Engineering A, Vol. 552 (2012), pp. 179-188.

(11) F. A. Rioult, S. D. Imhoff, R. Sakidja, and J. H. Perepezko, Transient oxidation of Mo-Si-B alloys: Effect of the microstructure size scale, Acta Materialia, Vol. 57 (2009), pp. 4600-4613.

(12) R. Sakidja, J.H. Perepezko, S, Kim and N. Sekido, Phase stability and structural defects in high-temperature Mo-Si-B alloys, Acta Materialia, Vol. 56 (2008), pp. 5223-5244.

(13) Y. Yang, Y.A. Chang, L. Tan and W. Cao, Multiphase equilibria in the metal-rich region of the Mo–Ti–Si–B system: thermodynamic prediction and experimental validation, Acta Materialia, Vol. 53 (2005), pp. 1711-1720.

(14) R. Mitra, Mechanical behavior and oxidation resistance of structural silicide, International Materials Reviews, Vol. 51 (2006), pp. 13-64.

(15) M. A. Azim, S. Burk, B. Gorr, H.-J. Christ, D. Schliephake, M. Heilmaier, R. Bornemann and P. H. Bolıvar, Effect of Ti (Macro-) Alloying on the High-Temperature Oxidation Behavior of Thenary Mo-Si-B Alloys at 820-1300℃ , Oxidation of Metals, Vol. 80 (2013), pp. 231-242.

(16) D. Schiliephake, M. A. Aizm, K. V. K-Wetzel, B. Gorr, H.-J. Christ, H. Bei, E. P. George and M. Heilmaier, High-Temperature Creep and Oxidation Behavior of Mo-Si-B Alloys with High Ti Contents, Metallurgical and Material Transactions A, Vol. 45A (2014), pp. 1102-1111.

(17) M. A. Aizm, D. Schliephake, C. Hochmuth, B. Gorr, H.-J. Christ, U. Glatzel and M. Heilmaier, Creep Resistance and Oxidation Behavior of Novel Mo-Si-B-Ti Alloys, JOM, Vol. 67, No. 11 (2015), pp. 2621-2628.

(18) 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.

(19) M. Zhao, K. Yoshimi, K. Maruyama and K. Yubuta, Thermal vacancy behavior analysis through thermal expansion, lattice parameter, and elastic modulus measurements of B2-type FeAl, Acta Materialia, Vol. 64 (2014), pp. 382-390.

(20) 上村宗二朗, 山室賢輝, 金正旭, 森園靖浩, 連川貞弘, 吉見享祐, アーク溶解・傾角鋳造法で作製したMo-Si-B-TiC合金の微細組織の定量評価, 日本金属学会誌, Vol. 80 (2016), pp. 529-538.

(21) A. Sato, H. Harada, A.-C. Yeh, K. Kawagishi, T. Kobayashi, Y. Koizumi, T. Yokokawa and J-X. Zhang, A 5th generation SC superalloy with balanced high temperature properties and processability, Superalloys 2008 (TMS 2008), (2008) pp. 131-138.

(22) V. Supatarawanich, D. R. Johnson and C.T. Liu, Effects of microstructure on the oxidation behavior of multiphase Mo-Si-B alloys, Materials Science and Engineering A, Vol. 344 (2003), pp. 328-339.

(23) E. A. Gulbransen, K. F. Andrew and F. A. Brassart, Oxidation of Molybdenum 550 to 1700℃ , Journal of the Electrochemical Society. Vol. 110, No. 9 (1963), pp. 952-959.

(24) L. Zhang and J. Wu, Thermal expansion and elastic moduli of the silicide based intermetallic alloys Ti_5Si_3 (X) and Nb_5Si_3, Scripta. Materialia. Vol. 38 (1997), pp. 307-313.

(25) F. Chu, D.J. Thoma, K. McClellan, P. Peralta and Y. He, Synthesis and properties of Mo_5Si_3 single crystals, Intermetallics Vol. 7 (1999), pp. 611-620.

(26) K. Ito, K. Ihara, K. Tanaka, M. Fujikura and M. Yamaguchi, Physical and mechanical properties of single crystals of the T_2 phase in the Mo-Si-B system, Intermetallics Vol. 9 (2001), pp. 591-602.

(27) K. Yoshimi, S. Nakatani, N. Nomura and S. Hanada, Intermetallics Vol. 11 (2003), pp. 787-794.

(28) I. Rosales and J. H. Schneibel, Intermetallics Vol. 8 (2000), pp. 885-889.

(29) K. Ihara, K. Ito, K. Tanaka and M. Yamaguchi, Materials Science and Engineering A, Vol. 329-331 (2002), pp. 222-227.

(30) 阿座上竹四, 粟倉泰弘, 金属製錬工学, (1999), 176-188, 日本金属学会.

(31) S. Melsheimer, M. Fietzek, V. Kolarik, A. Rahmel and M. Schutze, Oxidation of the intermetallics $MoSi_2$ and $TiSi_2$ – A Comparison, Oxidation of Metals, Vol. 47 (1997), pp. 139-203.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

報　告

Asian Congress on Gas Turbines 2018報告

山根 敬
YAMANE Takashi

1．はじめに

Asian Congress on Gas Turbines（アジアガスタービン会議）は，アジア地域におけるガスタービン関連技術の情報交換の場として2005年から開催されている。日中韓の共催行事であったが，ACGT2014において新たにインドを共催国に迎えることが決定され，前回ACGT2016は初のインド開催となった。第６回となるACGT2018は，2018年８月22日㈬から８月24日㈮の３日間にわたって，岩手県盛岡市アイーナ（いわて県民情報交流センター）で実施され，成功裡に閉会した。共催組織は，Gas Turbine Society of Japan（GTSJ），Korean Society for Fluid Machinery（KSFM），Chinese Society of Engineering Thermophysics（CSET），Indian Institute of Technology Bombay（IIT Bombay）であった。日本での開催は，2009年（東京）に続いて２回目である。

2．会議概要

８月の開催ということで，多少なりとも涼しいことを期待していた盛岡の地であったが，あいにく全国的に暑かった。幸い，接近していた２個の台風は，いずれも北に逸れ，台風の影響を受けることはなかった。盛岡駅西口に近接する会場アイーナ（Fig. 1）は，2006年にオープンし，充実した会議設備を備えている。ACGT2018では，プレナリー用のホール1室と，一般講演用の会議室３室を使用した。

参加費は一般３万円，学生６千円（いずれも税込）と過去の会議と同じ水準に設定した。参加費には，Proceedings（CD），アブストラクト集，Banquetの料金が含まれる。昼食の提供は参加費の水準を維持するため断念した。講演はKeynote speech ２件，Forum ２件，Tutorial １件，そして一般講演として84件の発表が行われた。参加登録161名のうち，日本98名，中国20名，韓国19名，インド14名，他10名（アメリカ・ドイツ・スウェーデン・カナダ）であった。国別の発表件数（講演者の国籍で分類）を過去のデータと合わせて表１に示す。インドからの講演が加わったこともあり，結果的に2009年大会の講演数を上回った。

2.1　名誉会員授与式

初日22日朝のオープニングに続いてNASA Glenn Research CenterのDr. Chunill Hahへの名誉会員推薦状授与式（Fig. 2）が行われ，渡辺GTSJ副会長から推薦状と記念品が手渡された。今年のGTSJ総会で授与が決定され，また航空機国際共同開発促進基金（IADF）の助成を受けて本ACGTでのご講演を含めた招聘が実現したため，この機会に授与式を執り行うことになった。

Fig. 1　Morioka Aiina Center

Table 1　Technical session papers by country

	2009	2012	2014	2016	2018
	東京	上海	ソウル	ムンバイ	盛岡
日本	34	23	30	18	32
中国	10	55	31	12	15
韓国	17	7	38	6	13
インド	–	–	10	78	17
その他	3	9	2	3	7
合計	64	94	111	117	84

2.2　Keynote Speech

名誉会員授与式に続いてDr. Chunill Hahから“Evolution of Computational Fluid Dynamics for the Advanced Gas Turbine Development”と題して，歴史的背景から見たCFDの発展と現在の状況に関する講演が行われた。産業界からは実験で評価できない流れの分析を求められており，圧縮機を例としてサージマージンの評価等の紹介があった。高圧段圧縮機のクリアランス流れの様に解析精度不足が顕在化する問題もあることから，物理現象そのものに対する理解を深める重要性が述べられた。

23日は三菱重工業㈱総合研究所　副所長　伊藤栄作氏から“R&D Experiences of Industrial Gas Turbines”と題して，これまでのガスタービン開発経験を紹介いただいた。フラッター等の分野横断的な物理現象を理解し，各要素技術を統合し製品まで仕上げていくアイデアを育てる重要性が述べられた。講演の各所で開発時の苦労話，若手技術者へのメッセージが多く含まれており講演参加者からの活発な質疑がなされた。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

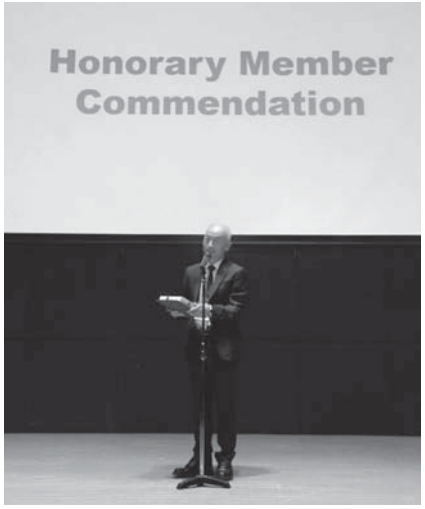


Fig. 2 Commendation ceremony for Dr. Hah

2.3 Forum

第1回ACGTから2件程度のForum講演を実施している。テーマごとに各国の事情について意見を交換する機会となっており，今回も同様に企画した。

Forum 1は，“Alternative Fuel for Gas Turbines”とテーマを定め，International Organizing Committee（IOC）メンバーを通じて関連する話題提供を募り，日本，中国，インドから講演をいただいた。司会はMHPSの浅井智弘氏にお願いした。各講演は，日本から川崎重工の銻雅英氏による“CO_2-Free Hydrogen Chain and Hydrogen Combustion Technology for Gas Turbine”，中国からCAS/SARIのDr. Chuang GAOによる“Alternative Fuels for Gas Turbine: China”，インドからIndian Institute of Science BangaloreのProf. B N Raghunandanによる“Biofuels for Aviation Gas-Turbines”の3件で，代替燃料に関する各国の取り組みの一端に触れることができ，会場からも活発に質疑が行われた。

Forum2は，“Education and Human Resource Development for Gas Turbines”と題してACGTの主要4カ国から話題提供をお願いした。会議最後のセッションと位置づけ，実行委員長が司会を行った。話題提供していただくに際して，事前に何件かの質問を講演者にお送りして，ご講演には質問に関連する項目を含めていただくようお願いした。講演者は，日本から岩手大学の船崎健一教授，韓国からSeoul National Univ.のProf. Wontae HWANG，中国からBeihang Univ. のProf. Xiaofeng SUN，インドからIIT BombayのProf. Bhaskar Royであった（Fig. 3）。各国とも，ガスタービンや航空エンジンが引き続き発展することを見据えつつも，産業界との関係では各国各様であることがあらためて認識されたForumであった。

Fig. 3 Forum session panelists

2.4 一般講演およびチュートリアル

一般講演は3つのパラレルセッションで行われ，活発な議論が交わされた。今回は空力8セッション，燃焼・冷却8セッション，システム4セッション，基盤技術2セッションに加え，要望の多かったチュートリアルセッションを1つ設けた。今回は空力と燃焼・冷却関連は大所帯であったことから，セッションルームが満席近くになることもあり，時間一杯まで質疑応答が行われることもしばしばであった（Fig. 4）。出席者の3分の1は学生であり，どの国の発表者も緊張した面持ちで登壇していたが，近年の国際化の影響か，発表技量が上がっていることを実感した。出席者の多くにとって英語はNativeでは無いことから，かえって気軽に話すことができる，とのコメントをいただいた。

チュートリアルセッションでは，東京大学の渡辺紀徳教授よりAeroelasticityと題して1時間20分にわたって詳細な講義が行われ，空力弾性の基礎から応用にわたって知見を広げることができた。

Fig. 4 Technical session

2.5 Banquet

23日18時からホテルメトロポリタン盛岡にて，Banquetを開催した。約120名の参加があり，たいへん盛況であった。地元岩手を代表して船崎GTSJ前会長から歓迎の挨拶，渡辺GTSJ副会長による挨拶と乾杯で開会した。Banquetは，立食形式であったこともあり，参加者が気軽に交流できたようである。また，西澤IGTC2019実行委員長によるIGTC2019開催案内，Prof. Huangによる次回ACGT2020の中国での開催宣言も行われた。東北電力管内の7県で生産されている，最高級の日本酒を1升瓶で2本ずつ提供いただき，大いに賑わっていたのが印象的である。会の中盤では，岩手大学さんさ踊り同好会に所属する学生から，伝統の踊りを実演いただいた（Fig. 5）。参加者から大変好評であった。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

Fig. 5 Sansa-Odori presented by Iwate Univ. students

2.6 IOCミーティング

1日目のセッション終了後，IOCおよびLocal Organizing Committeeの主要メンバーが会合を開き，次回のACGTについて意見交換を行った（Fig. 6）。現在の2年毎の開催と主要4カ国によるローテーションについて委員から異論はなく，次回は2年後に中国で開催することとなった。場所と時期は今後検討する。

Fig. 6 IOC meeting

2.7 Women's Lunch

女性参画推進活動の一環として，講演会に参加している女性に呼びかけ，23日の昼休みの時間を利用して会合が開催された。今回は15名の参加があり，本会合を主催してくださった岩手大学の船崎先生ほか2名の男性にも参加いただいた（Fig. 7）。1時間程度の短い時間であったが，昼食をとりながら互いの研究や身の回りのことなど活発に意見交換が行われた。会合後も講演会場内で交流を深める様子がうかがえ，ネットワークづくりを促進するきっかけになったようである。

3．おわりに

日本での2回目の開催となるACGT2018を無事に実施することができ，ほっとしている。一般講演の発表件数をもう少し増やしたいところであったが，3部屋のセッションルームに対する規模としてはプログラム編成上も無理なく，妥当なところだろう。前回の開催地のインドからの発表申し込み件数が韓国，中国を上回ったことに関して，遠方からの多くの参加に感謝するばかりである。

Fig. 7 Women's lunch

ACGT2018の開催にあたっては，多くの皆様のご協力を頂いた。講演者，論文発表者，司会者，参加者に深く感謝する。運営にあたった委員会メンバー，GTSJ事務局，地元岩手大学船崎研究室の皆さんにも，御礼申し上げる。また，幹事として準備・運営の多くを取り仕切ってくれた九州大学の井上智博准教授には，その多大なる貢献に特に謝意を表するものである。

委員会メンバー（敬称略）

International Organizing Committee

Toshinori Watanabe (The University of Tokyo, Japan), Chiyuki Nakamata (IHI, Japan), Seung Jin Song (Seoul National University, Korea), Tong Seop Kim (Inha University, Korea), Bongjun Cha (Korea Aerospace Research Institute), Hongguang Jin (Chinese Society of Engineering Thermophysics (CSET), China), Xiaofeng Sun (Beihang University, China), Weiguang Huang (Shanghai Advanced Research Institute, China), Bhaskar Roy (IIT Bombay, India), A M Pradeep (IIT Bombay, India), B V S SS Prasad (IIT Madras, India)

Local Organizing Committee

Chair, Takashi Yamane (JAXA)
Secretary General, Chihiro Inoue (Kyushu University)
Ichiro Miyoshi (MHIAE), Tomoko Tsuru (KHI), Naoki Tani (IHI), Takashi Furusawa (Tohoku University), Ken-ichi Funazaki (Iwate University), Kazutoyo Yamada (Iwate University), Hideo Taniguchi (Iwate University)

（国際委員会/ACGT2018実行委員会）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

報　告

2018年度第１回若手技術者交流会報告

長野 啓明
NAGANO Hiroaki

2018年９月14日㈮に，大阪市西区の三菱重工大阪ビルにて若手技術者交流会が開催された。この若手技術者交流会は，参加者個々の研究・技術レベルの向上と若手技術者・研究者の情報交換の促進を意図として，毎年２回開催されている。ガスタービン関連分野で今後中核的な存在として活躍が期待される若手技術者・研究者をメインターゲットにしており，第一線で活躍されている専門家による講義・講演と，参加者による自己紹介・ディスカッションを併せた企画内容となっている。今回は伝熱をテーマとして関西地区で開催した。メーカーの若手・中堅技術者や大学の学生，研究者32名（18団体）に参加いただき，幅広い交流が行われた。

集会行事委員会の谷村理事による開会の挨拶に，「この機会にガスタービンに関わるお友達を増やして帰っていただきたい」とあったこともあり，参加者はリラックスした明るい雰囲気で，趣味などの話も交えながら，自身の専門性や業務内容の自己紹介を行っていた。参加者の研究・技術レベルを高めたい，横のつながりを強めたいという高い意識がよく表れた時間であった。

講義は，講師に船崎健一氏（岩手大学）を招き，「ガスタービン用タービンの空力・伝熱研究の最前線」をテーマとして講義いただいた。「私の履歴書30年間＋αの研究から得たこと」として，若手時代の経験や実績を交えながらの講義であったため，参加者の技術レベルの向上にとどまらず，参加者の技術者・研究者としての人生にもエールを送る講義であった。

講演は，メーカーからの実践的な技術開発の紹介として，羽田哲氏（三菱日立パワーシステムズ㈱）による「発電用大型ガスタービンのタービン冷却翼の開発設計の現場から」と題した講演をいただいた。ガスタービンコンバインドサイクルの火力発電における優位性やタービン入口温度の高温化がもたらす利点をはじめとして，冷却翼の設計開発概要と開発現場の紹介，J形ガスタービンの開発に至るまでのタービン冷却翼設計の歴史と今後の展望が説明された。若手技術者・研究者には新たに登場する技術を利用しながら，柔軟な思考で今までにないアイディアを出していってほしいという言葉が印象的だった。

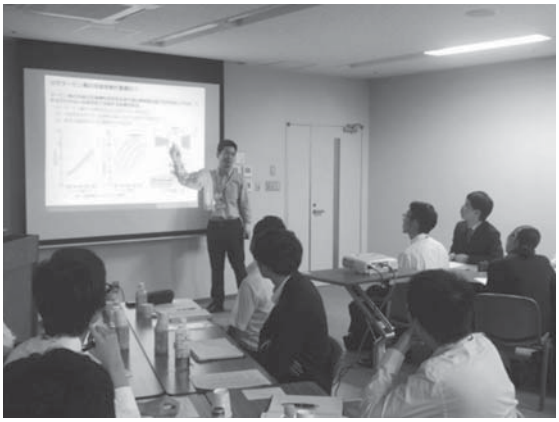
講義・講演の後に設けた質疑応答とディスカッションでは，参加者の技術レベルの向上に対する高いモチベーションを基に，踏み込んだ質問や会場全体を巻き込んだ議論がなされていた。また，会場に展示いただいていたタービン動・静翼の実物の前に，交流会終了後も参加者が集まり，質問したり議論したりしている様子から本交流会の意義を感じた。

交流会終了後は，会場近くにて，懇親会が行われた。懇親会には，交流会出席者の約９割の方が参加され，講師の方々にも出席いただいた。参加者相互の所属を越えた熱心な議論と情報交換が交流会に引き続き行われており，有意義な場としていただけたと思う。

最後に，講義，資料等の作成・準備にご尽力頂いた講師の方々に感謝すると共に，会場の提供，運営にご協力を頂いた三菱日立パワーシステムズ㈱の関係者各位に深く感謝いたします。

（集会行事委員会委員）

講義風景１



講義風景２

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

会　告

第４７回ガスタービンセミナーのお知らせ

「ガスタービンの最新技術および運転・保守技術の最新動向」をテーマとして，第４７回ガスタービンセミナーを下記の通り開催致します。学会の会員，非会員を問わず，皆様のご参加をお待ちしております。

１．日　時　：　２０１９年1月２４日（木）　９：５０　～　１７：１５（受付開始　９：２０）
　　1月２５日（金）　９：５０　～　１７：１５

２．場　所　：　帝京大学　板橋キャンパス　大学棟本館
　　〒173-8605　東京都板橋区加賀 2-11-1
　　＊会場地図は，日本ガスタービン学会ホームページに掲載

３．主　催　：　公益社団法人　日本ガスタービン学会

４．協　賛　：　エネルギー・資源学会，可視化情報学会，火力原子力発電技術協会，計測自動制御学会，自動車技術会，
　　コージェネレーション・エネルギー高度利用センター，スマートプロセス学会，ターボ機械協会，電気学会，
　　日本液体微粒化学会，日本エネルギー学会，日本ガス協会，日本機械学会，日本金属学会，
　　日本航空宇宙学会，日本航空技術協会，日本材料学会，日本セラミックス協会，日本鉄鋼協会，
　　日本伝熱学会，日本トライボロジー学会，日本内燃機関連合会，日本内燃力発電設備協会，日本燃焼学会，
　　日本非破壊検査協会，日本品質管理学会，日本複合材料学会，日本マリンエンジニアリング学会，
　　日本溶射学会，日本陸用内燃機関協会，日本流体力学会，腐食防食学会，溶接学会

５．セミナープログラム（予定）　　テーマ：「ガスタービンの最新技術および運転・保守技術の最新動向」

第１日目　【１月２４日（木）】　　※講演時間には質疑応答の時間を含む

「セッションⅠ：ユーザー運用技術」			
1	９：５０－１０：５０	ガスタービン自家発電設備のユーザー運用技術の紹介	東京ガス（株） 日本ガスタービンユーザー会 寺澤　秀彰　氏
2	１０：５０－１１：５０	航空機エンジンの整備作業深度の考え方について	（株）JAL エンジニアリング 三ヶ田　一裕　氏
3	１３：００－１４：００	発電用ガスタービン動翼の劣化評価	中部電力（株） 伊藤　明洋　氏
「セッションⅡ：ガスタービン・蒸気タービンの最新技術」			
4	１４：００－１５：００	Ni 基耐熱合金の 3D 積層造形の現状と課題	首都大学東京 筧　幸次　氏
5	１５：１５－１６：１５	地熱用蒸気タービンの最新動向	富士電機（株） 和泉　栄　氏
6	１６：１５－１７：１５	5MW 級ガスタービン M5A-01 の開発	川崎重工業（株） 寺内　晃司　氏

第２日目　【１月２５日（金）】

「セッションⅢ：航空エンジンの最新技術」			
7	９：５０－１０：５０	将来の戦闘機用エンジンに向けた取り組みについて	防衛装備庁 及部　朋紀　氏
8	１０：５０－１１：５０	JAXA におけるエンジン騒音低減技術の研究開発	（国研）宇宙航空研究開発機構 石井　達哉　氏
「セッションⅣ：新燃料対応技術」			
9	１３：００－１４：００	アンモニア直接燃焼ガスタービンの研究開発	（国研）産業技術総合研究所 壹岐　典彦　氏
１０	１４：００－１５：００	水素焚きガスタービン開発の取り組み	川崎重工業（株） 柏原　宏行　氏
「セッションⅤ：新エネルギーシステム」			
１１	１５：１５－１６：１５	超臨界 CO_2 流れの数値シミュレーション技術	東北大学 山本　悟　氏
１２	１６：１５－１７：１５	大崎クールジェン酸素吹 IGCC 実証プロジェクトの成果概要及び進捗状況	大崎クールジェン（株） 遠山　克己　氏

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

6．セミナーの内容

（1）「ガスタービン自家発電設備のユーザー運用技術の紹介」

（東京ガス（株）／日本ガスタービンユーザー会　寺澤　秀彰　氏）

ガスタービン自家発電のユーザーが集まり，技術情報交流を通じてガスタービンの運用技術の向上と会員技術の向上を図る目的で1991年日本ガスタービンユーザー会（以下，ユーザー会）が発足した。本講演ではユーザー会が主催する過去28年間の技術交流会で取り上げられ，改善を進めてきたガスタービン自家発電設備の信頼性や経済性の向上への取組みの事例を紹介するとともに，最近の話題として設備の老朽化対策や保守方法の多様化などについても紹介する。

（2）「航空機エンジンの整備作業深度の考え方について」

（(株) JALエンジニアリング　三ヶ田　一裕　氏）

エアラインにとって，航空機エンジンをいつ機体から取り卸し，どのような作業深度で整備を行うか，その計画を立てる際には，技術的見地からだけでなく，対費用効果，予備エンジン繰りなども勘案した総合的な判断が必要となる。JALグループでの計画段階から実際の取り卸し，整備処置に至る一連の流れを参照しながら，エアラインがどの様な考え方を基にエンジン整備を実施し，日々の運航を維持しているかについて紹介する。

（3）「発電用ガスタービン動翼の劣化評価」

（中部電力（株）　伊藤　明洋　氏）

発電用ガスタービン高温部品（動翼，静翼，燃焼器等）は，使用環境が厳しく，定期的な修理・取替が必要となっていることから，部品の劣化・損傷を的確に診断し，余寿命を高精度で評価・予測できれば，部品取替の最適化による保守費用削減が期待できる。当社では，1100℃級ガスタービン高温部品を皮切りに，劣化診断・余寿命評価技術の開発に取り組んできた。本講演では，当社におけるガスタービン動翼を対象にした劣化診断・評価事例を紹介する。

（4）「Ni基耐熱合金の3D積層造形の現状と課題」

（首都大学東京　筧　幸次　氏）

選択的レーザー溶融法(SLM)で作製したγ'-γ''析出強化型Ni基超合金IN718の高温強度は，デンドライト間の合金偏析に起因する有害相析出により著しく高温強度特性が低下する。γ'析出強化型IN939では，熱処理やクリープ中に生じる再結晶により，クリープ特性が低下する。また，γ'体積率の高いCM247LCではデンドライト偏析により凝固割れが生じる。こうした積層造形材での高温強度特性劣化の事例について概説した上で，その対策について考える。

（5）「地熱用蒸気タービンの最新動向」

（富士電機（株）　和泉　栄　氏）

地球温暖化対策の一環として，再生可能なクリーンエネルギーである地熱エネルギーの活用が世界的に注目されている。地熱発電は太陽光，太陽熱，風力等の自然エネルギーに比べ，天候や昼夜の別に左右されない安定した電源であることが特長であり，ベースロード電源の一つとして今後の伸長が期待される。本講演では，地熱発電の方式，地熱用蒸気タービンの特徴と構造，地熱用蒸気タービンの最近の技術動向，メンテナンス技術等について概説する。

（6）「5MW級ガスタービンM5A-01の開発」

（川崎重工業（株）　寺内　晃司　氏）

川崎重工業が長年培ってきた産業用中小型ガスタービンの開発技術を結集し，多くの経験や実績をベースに信頼性を継承しつつ，最新技術の適用によりクラス最高の効率，環境性能を有する5MW級の新機種M5Aガスタービンと本機をコアとするコージェネシステムPUC50Dを開発した。同クラスで卓越したコージェネ性能に加え，コンパクトでメンテナンス性にも優れており，コージェネの普及促進に寄与し，エネルギーの有効活用と環境負荷への貢献が期待できる。

（7）「将来の戦闘機用エンジンに向けた取り組みについて」

（防衛装備庁　及部　朋紀　氏）

防衛装備庁は，先進技術実証機X-2の研究において実証エンジンXF5-1を搭載し，高運動ステルス機とのシステム・インテグレーションに関する技術の蓄積を図ってきた。現在は，将来の戦闘機にステルス性，高速性能及び高運動性を付与する大推力とスリムを両立した次世代の戦闘機用エンジンの研究に鋭意取り組んでおり，推力15トン級のプロトタイプエンジンの地上試験を実施しているところである。本講演では，これらの研究の実施状況について紹介する。

（8）「JAXAにおけるエンジン騒音低減技術の研究開発」

（(国研) 宇宙航空研究開発機構　石井　達哉　氏）

航空エンジンは異なる発生メカニズムを有する音源を含む。有効な騒音低減技術は，対象となるエンジン形態によって異なり，周辺技術の進歩によっても変化する。JAXAでは，旧NAL時代の1980年代までのFJRプロジェクト以降，超音速推進，高バイパス比，環境適合など，エンジンを取り巻く研究環境が多様化するのに伴い，騒音の研究対象も変化してきた。本講演では，過去20年に実施されてきた騒音低減に関わる研究開発を紹介する。

（9）「アンモニア直接燃焼ガスタービンの研究開発」

（(国研)産業技術総合研究所　壹岐　典彦　氏）

産総研はトヨタエナジーソリューションズ，東北大学流体科学研究所との共同研究でアンモニア直接燃焼ガスタービン発電

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

の実証試験を行っている。50kW級マイクロガスタービンを改造し，燃料の一部および全部をアンモニアに置き換えた発電に成功したが，高濃度の窒素酸化物が発生した。そこで燃焼器テストリグを設置し，低NOx燃焼器の開発を進めた。リッチ・リーン燃焼方式の採用により，NOx排出を大きく抑制しつつ，未燃NH_3，N_2O濃度も激減した発電に成功した。

（１０）「水素焚きガスタービン開発の取り組み」

（川崎重工業（株）　　柏原　宏行　氏）

2018年，第5次エネルギー基本計画が閣議決定された。その中では国際的な水素サプライチェーンの構築と水素を大量に消費する水素発電の導入に向けた技術開発の必要性も記載されている。弊社では，液化水素サプライチェーンならびに水素発電を実現するための各種技術開発並びに実証を進めている。ここでは，それらの中でも特に水素利用技術の一つである水素燃焼技術の開発ならびに水素焚きガスタービンの開発状況について紹介する。

（１１）「超臨界CO_2流れの数値シミュレーション技術」

（東北大学　　山本　悟　氏）

超臨界流体を数値計算するために必要なシミュレーション技術として，特に熱物性の計算方法や問題点などについてまず概説する。次に代表的な超臨界流体として，超臨界CO_2や超臨海水への応用例を紹介する。更に超臨界CO_2発電における遠心圧縮機流れへの展開事例や問題点なども紹介する。

（１２）「大崎クールジェン酸素吹IGCC実証プロジェクトの成果概要及び進捗状況」

（大崎クールジェン（株）　　遠山　克己　氏）

石炭ガス化燃料電池複合発電（IGFC）とCO_2分離・回収技術を組み合わせた革新的低炭素石炭火力の実現を目指した大崎クールジェンプロジェクトは，経済産業省の補助事業として2012年度から開始し，2016年度からは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）の助成事業として実施している。IGFCの基盤技術となる酸素吹石炭ガス化複合発電（IGCC）の実証試験についての成果概要及びCO_2分離・回収設備の設置に関する進捗状況を説明する。

７．　参加要領

１）参加費（税込）：

◆主催および協賛団体会員	２日間　２７，０００円	１日のみ　１９，４４０円
◆学　生　会　員	５，４００円	
◆会　　員　　外	２日間　３７，８００円	１日のみ　２７，０００円
◆会員外（学生）	８，６４０円	
◆資　料　の　み	１冊　５，４００円（残部ある場合）	

２）申 込 方 法：　申込書に所属，氏名，加入学協会名，ＧＴＳＪ会員は会員番号等必要事項を明記の上，下記事務局宛２０１９年1月１８日（金）までにお送り下さい。
日本ガスタービン学会ホームページからも申込ができます。
また，参加費につきましては２０１９年1月２３日（水）までに以下の方法にてお支払い下さい。
支払い期日に間に合わない場合には，事務局までご連絡ください。

・郵便振替　　００１７０－９－１７９５７８
・銀行振込　　みずほ銀行　新宿西口支店　（普）１８１２２９８
・PayPal（クレジットカード決済）　※後日，支払先情報をメールにてお送りします。
＊口座名はいずれも，「シャ）ニホンガスタービンガッカイ」です。

３）事　務　局　：　公益社団法人　日本ガスタービン学会
〒１６０－００２３　東京都新宿区西新宿７－５－１３－４０２
Tel.０３－３３６５－００９５　　Fax.０３－３３６５－０３８７
URL.　http://www.gtsj.org　　E-Mail　gtsj-office@gtsj.org

資料集・ネームカードは当日受付にてお渡しします。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

第 47 回ガスタービンセミナー（2019 年 1 月 24、25 日）

参加申込書

日本ガスタービン学会 行 （FAX：03-3365-0387 / E-mail：gtsj-office@gtsj.org）

会社名	
所在地	〒
ＴＥＬ	

【参加者名】（所在地・連絡先が所属により異なる場合には，本用紙をコピーして別シートにご記入下さい。）

フリガナ 氏　　名	所　　属	TEL ・ E-MAIL	所属学協会 GTSJ 会員 No.	参加日 （○印）
				24・25
				24・25
				24・25
				24・25

【事務局への連絡事項】

	２日間（税込）	人数	１日のみ（税込）	人数	合計金額
主催/協賛団体会員	２７，０００円		１９，４４０円		円
学 生 会 員	５，４００円		５，４００円		円
会 員 外	３７，８００円		２７，０００円		円
会員外(学生)	８，６４０円		８，６４０円		円
支払予定日：	月	日	支払金額合計：		円

払込方法 ：（ ○をつけてください。）
１． 銀行振込（みずほ銀行　新宿西口支店　普通　１８１２２９８）
２． 郵便振替（００１７０－９－１７９５７８）
３． Paypal（クレジットカード決済）※後日，支払先情報をメールにてお送りします
＊ 口座名はいずれも，「シャ）ニホンガスタービンガッカイ」

請求書の発行　：　要　（宛名：　　）　・　不要

領収証の発行（当日お渡しします）　：　要　（宛名：　　）　・　不要

【連絡事項】

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

会　告

International Gas Turbine Congress 2019 Tokyo 講演申込受付開始

IGTC2019実行委員会

既にご案内しておりますように，『International Gas Turbine Congress 2019 Tokyo（IGTC2019）』は，虎ノ門ヒルズフォーラムを会場として，2019年11月17日㈰～22日㈮の日程で開催されます。

下記にお示しする重要日程のとおり，アブストラクトの受付を開始いたしました。会員のみなさまからの講演申込を心よりお待ちしております。

また，国内外の関係者の方にもご案内いただけましたら，幸甚に存じます。

記

1．会議名　：International Gas Turbine Congress 2019 Tokyo

2．会議場所　：虎ノ門ヒルズフォーラム　（虎ノ門ヒルズ４階・５階）
http://toranomonhills.com/facilities/forum.html

3．会期　：2019年11月17日㈰－22日㈮

4．ホームページ：http://www.gtsj.org/english/igtc/next.html

5．重要日程（論文関係）：

2019年１月31日　アブストラクトの締め切り
2019年２月28日　採択通知
2019年４月30日　ドラフト論文提出
2019年８月31日　最終論文提出

6．申し込み方法：

以下の申し込みページより，500word以内のアブストラクトPDFをアップロードしてください

⑴ 投稿システムPaperCept（https://controls.papercept.net/conferences/scripts/start.pl）にアクセス
⑵ 画面を下にスクロールし，IGTCバナー右の“Submit a contribution to IGTC2019”をクリック
⑶ ページ下の表“First Submission”の“Submit”をクリック
⑷ 既にPIN（PaperCept用ID）を取得している場合を除き，主著者，共著者全員のPIN(※) を取得
⑸ 必要事項を記入し，次ページでPDFをアップロード

（註※）IGTC2019では，電子投稿・査読システム（PaperCept）を採用しています。講演申込に際しては，共著者を含む著者全員にPersonal Identification Number（PIN）を取得して頂く必要があります。代表著者が，共著者のPINを代理登録することも可能ですが，PINは一人一つが原則ですので，共著者のPINを登録する際は，共著の方がすでにPINを取得されているかどうか，確認いただくようお願いします。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

○本会協賛行事○

主催学協会	会合名	共催/協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
気象影響防御技術コンソーシアム	第３回WEATHER-Eye オープンフォーラム	協賛	2018/12/11	東京大学　武田ホール	URL： https://www.weather-eye.jp/event/weye2018.html
日本機械学会	No.18-135講習会「混相流入門：実験・数値計算の基礎から実例まで」	協賛	2018/12/25	日本機械学会　会議室	URL：https://www.jsme.or.jp/kousyu2.htm
日本船舶海洋工学会	第４回海事三学会合同シンポジウム「海事分野におけるイノベーション」	協賛	2019/1/25	建築会館ホール	URL：http://www.jasnaoe.or.jp/lecture/symp/3env.190125.html
日本機械学会	第４回日本機械学会イノベーション講演会（iJSME2019）	協賛	2019/1/29	東京ビックサイト	URL：http://ijsme.org/2019/
日本機械学会関西支部	第358回講習会「事例に学ぶ流体関連振動(トラブル事例相談会付き」	協賛	2019/1/30-31	大阪科学技術センター8階　中ホール	URL：http://www.kansai.jsme.or.jp/

▷入　会　者　名　簿◁

〔正会員〕

佐用 亮人(川崎重工業)
相澤 健作(東北電力)
松村 茂実(富山高等専門学校)
井上 慶(三菱重工業)
福田 芽衣(川崎重工業)
飯塚 和幸(東北電力)
小林 信一(日立金属)
小野 英樹(三菱重工業)
丹野 賢二(電力中央研究所)
澤口 拓也(東北電力)
田中 久人(本田技術研究所)
武野 和馬(三菱重工業)
北澤 留弥(東京工科大学)
清野 幸典(東北電力)
成田 祐(本田技術研究所)

〔学生会員〕

橋 裕樹(関西大学)
近藤 研志(首都大学東京大学院)
二ノ宮 竜成(東京工業大学大学院)
白澤 寿(関西大学大学院)
長張 俊希(首都大学東京大学院)
大串 尚太郎(早稲田大学大学院)
岩間 輝佳(高知工科大学)
平井 篤志(首都大学東京大学院)
渡邉 紗貴(早稲田大学大学院)

次号予告　日本ガスタービン学会誌2019年１月号（Vol.47 No.１）

特集　高負荷変動への対応

論説・解説

巻頭言　渡辺 紀徳（東京大学）
電力系統の今後の課題と火力発電への期待　七原 俊也（東京工業大学）
我が国のエネルギー計画に基づくガスタービン開発と高負荷変動に対応するGTCCの課題　渡辺 和徳，高橋 徹（電力中央研究所）
負荷変動に対応するMHPSのガスタービン技術　松見 勇，小森 豊明，川村 康太（三菱日立パワーシステムズ）
ガスタービン（大型）の対応技術（仮）　大築 康彦（シーメンス）
航空転用型ガスタービンによる対応の現状　米澤 克夫，井上 靖浩，中野 英彦，鈴木 武雄（IHI）
高速負荷応答性を備えた高効率中小型ガスタービンの開発　田中 良造，谷口 智紀，玉井 亮嗣，武藤 吉彦，高見 聡，野村 嘉道，川野 明人，根上 将大，笠 正憲（川崎重工業）
コンバインドサイクルボトミングサイクルにおける課題と対応　平山 龍（東芝エネルギーシステムズ）
ガスタービンの急速負荷変動に対応する材料の課題　齊藤 大蔵，坂本 昭博，北山 和弘（東芝エネルギーシステムズ）

報告

第46回日本ガスタービン学会定期講演会 全体報告　松沼 孝幸（産業技術総合研究所）
オーガナイズドセッション「設計利用に向けた産学連携による解析技術開発の最前線」 古川 雅人（九州大学），富永 純一（JFEエンジニアリング）
先端技術フォーラム「ガスタービン関連技術開発プロジェクトの最新状況と展望」 渡辺 紀徳（東京大学）
市民フォーラム「MRJ用PW1200Gエンジンと関連技術」 貴志 公博（三菱重工航空エンジン）

※タイトル，執筆者は変更する可能性があります。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

2018年度役員名簿

会長　油谷 好浩（東芝）

副会長　渡辺 紀徳（東大）

法人管理担当執行理事　大石 勉（IHI），寺本 進（東大），福泉 靖史（三菱重工），北山 和弘（東芝エネルギーシステムズ）（兼務）

公益目的事業担当執行理事　黒瀬 良一（京大），高原 雄児（防衛装備庁），谷村 聡（MHPS），辻田 星歩（法政大），福山 佳孝（JAXA），松岡 右典（川崎重工），山本 悟（東北大），山本 誠（東京理科大），壹岐 典彦（産総研）（兼務）

理事　大塚 裕也（本田），川岸 京子（物材研），高橋 俊彦（電中研），千葉 秀樹（酒田共同火力発電），秡川 宏樹（JALエンジニアリング）

監事　田沼 唯士（帝京大），佃 嘉章（三菱重工）

2018年度委員名簿（順不同）

2018年９月27日現在
○は委員長

倫理規定委員会　○福泉 靖史（三菱重工），壹岐 典彦（産総研），大石 勉（IHI），寺本 進（東大），山本 誠（東京理科大）

自己点検委員会　○福泉 靖史（三菱重工），壹岐 典彦（産総研），大石 勉（IHI），寺本 進（東大），山本 誠（東京理科大）

運営委員会　○寺本 進（東大），壹岐 典彦（産総研），大石 勉（IHI），北山 和弘（東芝エネルギーシステムズ），酒井 義明（東芝エネルギーシステムズ），塚原 章友（MHPS），辻田 星歩（法政大），松沼 孝幸（産総研），福泉 靖史（三菱重工），山本 誠（東京理科大）

企画委員会　○壹岐 典彦（産総研），太田 有（早大），北山 和弘（東芝エネルギーシステムズ），塚原 章友（MHPS），辻田 星歩（法政大），寺本 進（東大），福泉 靖史（三菱重工），安田 聡（MHPS），山本 誠（東京理科大），輪嶋 善彦（本田）

国際委員会　○船崎 健一（岩手大），井上 智博（九大），岡井 敬一（JAXA），北山 和弘（東芝エネルギーシステムズ），小森 豊明（MHPS），谷 直樹（IHI），都留 智子（川崎重工），福田 雅文（高効率発電システム研究所），山根 敬（JAXA），山本 誠（東京理科大），渡辺 紀徳（東大）

学術講演会委員会　○松沼 孝幸（産総研），今野 晋也（MHPS），岡嶋 芳史（三菱重工），尾関 高行（電中研），糟谷 宏樹（東芝エネルギーシステムズ），北村 英二郎（本田），黒瀬 良一（京大），武田 淳一郎（元 富士電機），富永 純一（JFEエンジニアリング），中山 健太郎（川崎重工），浜辺 正昭（IHI），姫野 武洋（東大），平野 孝典（拓殖大），藤原 仁志（JAXA），渡邊 裕章（九大）

集会行事委員会　○山本 誠（東京理科大），小沢 寛二（IHI），金澤 直毅（川崎重工），佐久間 康典（東大），澤 徹（東芝エネルギーシステムズ），泰中 一樹（電中研），谷村 聡（MHPS），長野 啓明（本田），西江 俊介（三井E&Sマシナリー），西村 英彦（MHPS），秡川 宏樹（JALエンジニアリング），藤井 達（日立製作所），山形 通史（富士電機），山田 誠一（防衛装備庁），吉田 征二（JAXA）

ガスタービン技術普及委員会　○福山 佳孝（JAXA），石田 克彦（川崎重工），岡田 満利（電中研），垣内 大紀（IHI），齊藤 大蔵（東芝エネルギーシステムズ），鈴木 正也（JAXA），高橋 康雄（MHPS），谷岡 忠輝（MHPS），長谷川 晃（JALエンジニアリング），村田 章（東京農工大），山本 誠（東京理科大），渡辺 紀徳（東大）

学会誌編集委員会　○辻田 星歩（法政大），荒木 秀文（MHPS），壹岐 典彦（産総研），岩井 裕（京大），大塚 裕也（本田），加藤 千幸（東大），金子 雅直（東京電機大），川岸 京子（物材研），阪井 直人（川崎重工），佐藤 哲也（早大），渋川 直紀（東芝エネルギーシステムズ），杉本 富男（三井E&Sマシナリー），高橋 俊彦（電中研），田尻 敬次（荏原エリオット），多田 暁（JALエンジニアリング），千葉 秀樹（酒田共同火力発電），寺澤 秀彰（東京ガス），寺本 進（東大），中野 賢治（IHI回転機械），新関 良樹（徳島文理大），野原 弘康（ダイハツディーゼル），馬場 勝（IHI），原 浩之（MHPS），北條 正弘（JAXA），松﨑 裕之（東北発電工業），森澤 優一（東芝エネルギーシステムズ），山下 一憲（荏原製作所），山根 喜三郎（防衛装備庁）

論文委員会　○姫野 武洋（東大），青塚 瑞穂（IHI），壹岐 典彦（産総研），小田 剛生（川崎重工），柴田 貴範（三菱重工），田頭 剛（JAXA），寺本 進（東大），中谷 辰爾（東大），山根 敬（JAXA），山本 悟（東北大），山本 武（JAXA），山本 誠（東京理科大），吉岡 洋明（東北大）

ガスタービン統計作成委員会　○松岡 右典（川崎重工），赤澤 弘毅（川崎重工），荒井 慎吾（ターボシステムズユナイテッド），恵比寿 幹（三菱重工），後藤 裕一（IHI），澤 徹（東芝エネルギーシステムズ），山上 展由（MHPS），吉田 知彦（MHPS），米田 幸人（ヤンマー）

産官学連携委員会　○渡辺 紀徳（東大），壹岐 典彦（産総研），岡崎 正和（長岡技科大），及部 朋紀（防衛装備庁），金津 和徳（IHI），岸部 忠晴（MHPS），幸田 栄一（電中研），佐々木 隆（東芝エネルギーシステムズ），武 浩司（川崎重工），野崎 理（高知工科大），藤岡 順三（物材研），二村 尚夫（JAXA），松崎 裕之（東北発電工業），吉田 英生（京大），輪嶋 善彦（本田）

広報委員会　○高原 雄児（防衛装備庁），壹岐 典彦（産総研），酒井 義明（東芝エネルギーシステムズ），姫野 武洋（東大），村田 章（東京農工大），山根 敬（JAXA），吉田 征二（JAXA）

表彰委員会　○渡辺 紀徳（東大），壹岐 典彦（産総研），辻田 星歩（法政大），福泉 靖史（三菱重工），山本 誠（東京理科大）

女性参画推進委員会　○都留 智子（川崎重工），旭 睦（IHI），川岸 京子（物材研），川澄 郁絵（本田），森川 朋子（MHPS）

ACGT2018実行　○山根 敬（JAXA），井上 智博（東大），谷 直樹（IHI），谷口 英夫（岩手大），都留 智子（川崎重工），船崎 健一（岩手大），古澤 卓（東北大），三好 市朗（MHPS），山田 和豊（岩手大）

IGTC2019実行委員会　○西澤 敏雄（JAXA），太田 有（早大），北山 和弘（東芝エネルギーシステムズ），齊藤 大蔵（東芝エネルギーシステムズ），渋川 直紀（東芝），鈴木 正也（JAXA），塚原 章友（MHPS），寺本 進（東大），仲俣 千由紀（IHI），中村 恵子（IHI），牧田 光正（JAXA），安田 聡（MHPS），山根 敬（JAXA），吉田 征二（JAXA）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

日本ガスタービン学会入会のご案内

日本ガスタービン学会は，「エネルギー」をいかにして効率よく運用し，地球規模の環境要請に応えるかを，ガスタービンおよびエネルギー関連分野において追求する産学官民連携のコミュニティーです。

会員の皆様からは，「ガスタービン学会に入会してよかったと思えること」の具体例として次の様な声が寄せられています：

- タテ（世代）とヨコ（大学，研究機関，産業界）の交流・人脈が広がった。
- 学会誌が充実しており，学会・業界・国外の専門分野の研究動向や技術情報が効率的に得られた。
- ガスタービンに熱い思いを持った人達と，家族的雰囲気で階層を意識せず自由な議論ができ，専門家の指導を得られた。

学会の概要（2018年３月現在）

会員数：2,057名（正会員 1,993名，学生会員 64名）　　賛助会員：113社

会員の出身母体数：企業・研究機関・官公庁等 約300，学校 約100

会員のメリット

個人会員（正・学生会員）：

学会誌無料配布（年６回），学術講演会の論文発表・学会誌への投稿資格，本会主催の行事の参加資格と会員参加費の特典，本会刊行物の購入資格と会員価格の特典，調査研究委員会等への参加

賛助会員：

学会誌の無料配布，学会誌広告・会告掲載（有料），新製品・新設備紹介欄への投稿，本会主催行事参加および出版物購入について個人会員と同等の特典

入会金と会費

会員別	入会金	会費（年額）	後期入会時 会費（初年度のみ）
正 会 員	500円	8,000円	4,000円
正 会 員（65才以上※）	500円	5,000円	2,500円
学生会員	500円	2,500円	1,250円
賛助会員	1,000円	一口 70,000円とし，一口以上	一口 35,000円

※当該年度３月１日現在　　後期・・・９月１日～翌２月末まで

入会方法

学会ホームページにて入会手続きができます（http://www.gtsj.org/index.html）。

学会事務局にお電話いただいても結構です。申込書を送付致します。

公益社団法人 日本ガスタービン学会
Gas Turbine Society of Japan
〒160-0023 東京都新宿区西新宿７－５－13 第３工新ビル402
電話番号：03-3365-0095
E-mail: gtsj-office@gtsj.org

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

編集後記

今夏は激しい暑さで家からも出ず，活動が鈍りましたが，定期講演会が終わった頃からか，涼しくなりました。秋になり，次の休みはどうしようか？などと妻と話し合いながら 出かけるようになりました。やはり秋は，考えたり行動を起こすのに適した時季なのでしょう。

さて，その秋に発刊されました11月号では，伝熱・冷却技術を取り上げました。同技術は，ガスタービン（GT）の開発・設計のみならず，ライフサイクルを通しての成立性を決める基盤技術として，特に，高温化の実現に最も大きな影響を及ぼす技術であることに疑いありません。当学会誌では，およそ20年前に，高温化・高効率化に関する特集で，巻頭言や論説・解説が１編掲載された後，およそ10年前に，本号と同様タイトル「ガスタービンにおける伝熱・冷却」の特集が組まれました。当時は，発電用大型ガスタービンに関しては，1700℃級GTの要素技術開発が開始された頃でした。今では，同GTの開発も終盤となり，成果が現役GTにも展開されています。

今回の特集を企画するにあたり，10年前から進展した最新技術を広くご紹介したいと，この分野に関わる端くれとしての想いもあり，国内外でご活躍中の第一線の研究者・技術者の皆様にご執筆をお願いしました。期待通り，さらにそれ以上に，極めて造詣の深い記事を戴くことができ，ご執筆者の皆様ならびに関係各位には心より感謝を申し上げます。

一方，特集タイトルに含めた「最新動向」を違うかたちで感じて頂けるような，若手（・中堅？）研究者の斬新な見解を，多く伺えなかったことに反省をしています。当学会を含め，国内の学会等をみますと，欧米と異なり，当該分野についての論文公表数が多い，あるいはフランクで活発な議論が交わされているとは言えないように感じます。例えば（“斬新”とは言えないかも知れませんが），武石先生・都留氏，また船﨑先生も触れられたAdditive manufacturingによる冷却構造など，基礎研究の蓄積が必要で，今は自由な（ある意味，無責任な）発想による冒険的な研究も重要ですが，国内ではあまり見かけないのは何故でしょうか。

WhittleがGTの特許を出してから約90年が経ち，特に，基盤を担う技術分野は，成熟期に来ているのかもしれませんが，本特集の企画・編集を通じて，今更ながら，ブレークの担い手である若手研究者を育てる場としても，学会の存在を考えることが重要であると感じました。

（高橋俊彦）

●11月号アソシエイトエディター
高橋 俊彦（電力中央研究所）
●11月号担当委員
杉本 富男（三井E&Sマシナリー）
野原 弘康（ダイハツディーゼル）
山下 一憲（荏原製作所）

（表紙写真）
今回の表紙については，【論説・解説】の著者より流用およびお借りしています。
詳細については，下記記事をご参照ください。
・「川崎重工における産業用ガスタービンの冷却翼開発」……（P.435 ～ 441）
・「三菱日立パワーシステムズにおける最新の産業用ガスタービンのタービン翼冷却技術」……（P.442 ～ 447）
・「タービン動翼内部流路の熱流動特性に関する研究」……（P.448 ～ 454）

☘事務局だより✉☘

気がつけばもう今年も残り少なくなり，酷暑にかこつけ作業を先延ばしにて伸び放題になった芝を刈ったり，ちょっとしたほころびを直したり，残り少なくなった日数にいまさら驚き，あわてて年末年始の予定を考えだしたりと，本格的に寒くなる前の年内に片づけておきたい家の用事も増えてきました。皆様におかれましても，お忙しい中，事務局だよりにも目を通していただいてありがとうございます。

今年はいろいろなものの買い替え時期に当たっているようで，物入りな年になりました。パソコンは家も学会事務局でも同時期に新しいノートパソコンにリプレースです。事務局のパソコンは今後順次Windows10に変えていくのですが，今回私のパソコンから変えていくことになり，通常の作業と並行して半日ぐらいで大体のお引越しはおおむねスムーズに終わりました。対して家のパソコンの引っ越し作業は古いパソコンのOSが大変古かったこともあり，新しいパソコンのネットワーク設定のし直しから始まって，私の能力が低いためでもありますが，あたふたしながらあちらこちらを確認したり，その都度ネット上の知恵袋を探し回ったりと四苦八苦。だいたい使えるようになるまでに１週間ほどかかってしまいました。ああしんどかった。

さて，来年１月には毎年恒例，年１回のガスタービンセミナーが開催されます。今回は帝京大学（東京都板橋区）において24日，25日の２日間開催いたします。今年のテーマは 「ガスタービンの最新技術および運転・保守技術の最新動向」。講師の皆様から最新技術の講義，紹介があり，毎回ご好評いただいております。今回もたくさんの方々のご参加をお待ちしております。

（田頭味和）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2018年７月13日改定

１．本会誌の原稿はつぎの３区分とする。

A．依頼原稿：学会誌編集委員会（以下，編集委員会）がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は本学会会員（以下，会員）外でもよい。

B．投稿原稿：会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

C．学会原稿：本学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および会員による調査・研究活動の成果等の報告。

１.２．技術論文の投稿については，「技術論文投稿要領」による。

１.３．英文技術論文の投稿については，Instruction to Authors, JGPP（International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems）による。

２．依頼原稿および投稿原稿は，論説・解説，講義，技術論文，寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事の掲載欄に掲載することとし，刷り上がりページ数は原則として以下のとおりとする。

論説・解説，講義	6ページ以内
技術論文	「技術論文投稿要領」による
寄書，随筆	3ページ以内
書評	1ページ以内
情報欄記事	1/2ページ以内

３．原稿の執筆者は，本会誌の「学会誌原稿執筆要領」に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局（以下，編集事務局）まで原稿を提出する。編集事務局の所在は付記１に示す。

４．依頼原稿は，編集委員会の担当委員が，原稿の構成，理解の容易さ等の観点および図表や参考文献の書式の観点から査読を行う。編集事務局は査読結果に基づいて，執筆者への照会，修正依頼を行う。

５．投稿原稿のうち技術論文以外のものは，編集委員会が審査し，本会誌への掲載可否を決定する。

６．投稿原稿のうち技術論文の審査，掲載については，「技術論文投稿要領」に従う。

７．依頼原稿の執筆者には，学会事務局から原則として「学会誌の執筆謝礼に関する内規」第２条に定めた謝礼を贈呈する。

８．非会員の第一著者には掲載号学会誌１部を贈呈する。

９．本会誌に掲載された著作物の著作権は原則として本学会に帰属する。本学会での著作権の取扱いについては別途定める「日本ガスタービン学会著作権規程」による。

10．他者論文から引用を行う場合，本会誌に掲載するために必要な事務処理及び費用分担は著者に負うところとする。

付記１　原稿提出先および原稿執筆要領請求先（編集事務局）
ニッセイエブロ㈱ 企画制作部
学会誌担当：高橋 邦和
〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17 明産西新橋ビル 6F
TEL：03-5157-1277
FAX：03-5157-1273
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2018年７月13日改定

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
　1）主たる著者は本学会会員であること。
　2）ガスタービン及びエネルギー関連技術に関連するものであること。
　3）「学会誌原稿執筆要領」に従って執筆された，日本語原稿であること。
　4）一般に公表されている刊行物に未投稿であること。ただし，以下に掲載されたものは未投稿と認め技術論文に投稿することができる。
　　• 本学会主催の学術講演会・国際会議のプロシーディングス
　　• 特許および実用新案の公報，科学研究費補助金等にかかわる成果報告書
　　• 他学協会の講演要旨前刷，社内報・技報，官公庁の紀要等の要旨または抄録

2．原則として刷り上がり８ページ以内とする。ただし，「学会誌の掲載料に関する内規」第２条に定めた金額の著者負担で４ページ以内の増ページをすることができる。

3．カラー図は電子版と本学会ホームページ上の「技術論文掲載欄」に掲載し，冊子体にはモノクロ変換した図を掲載する。著者が「学会誌の掲載料に関する内規」第３条に定めた金額を負担する場合には，冊子体もカラー印刷とすることができる。

4．投稿者は，「学会誌原稿執筆要領」に従って作成された印刷原稿または原稿電子データを，技術論文原稿表紙とともに学会誌編集事務局に提出する。

5．投稿された論文は，論文委員会が「論文査読に関する内規」に従って査読を行い，掲載可否を決定する。

6．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

7．本技術論文の著作権に関しては，「学会誌編集および発行要領（抜粋）」９.および10.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.46　No.6　2018.11

発行日　2018年11月20日
発行所　公益社団法人日本ガスタービン学会
　　編集者　辻田 星歩
　　発行者　油谷 好浩
　　〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
　　第３工新ビル402
　　Tel. 03-3365-0095　Fax. 03-3365-0387
　　郵便振替 00170-9-179578
　　銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
　　㊔ 1703707
印刷所　ニッセイエブロ㈱
　　〒105-0003 東京都港区西新橋1-18-17
　　明産西新橋ビル 6F
　　Tel. 03-5157-1277　Fax. 03-5157-1273

©2018，公益社団法人日本ガスタービン学会

複写をご希望の方へ
本学会は，本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。
本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は，一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し，企業等法人による社内利用目的の複写については，当該企業等法人が公益社団法人日本複写権センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては，その必要はございません（社外頒布目的の複写については，許諾が必要です）。

権利委託先　一般社団法人 学術著作権協会
　　〒107-0052　東京都港区赤坂9-6-41　乃木坂ビル3F
　　FAX：03-3457-5619　E-mail：info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用，転載，翻訳等）に関しては，㈳学術著作権協会に委託致しておりません。直接，本学会へお問い合わせください。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.87, 2025/06/07.