

特集：特殊用途タービン

「特殊用途タービン」特集刊行にあたり

To Special Issue on Special-Purpose Turbines



船崎 健一*1

FUNAZAKI Ken-ichi

今更タービンとは、を縷々と述べる必要はないと思うが、本特集では過去にあまり例のないタービンだけの特集であり、まずタービンについて簡単に解説し、この特集記事の意義について考えたい。

所謂「タービン」は、流体がもつエネルギーを、羽根車の回転運動を通じて連続的に取り出し、それをポンプや圧縮機、また発電機などを駆動するための機械的動力に変換する装置である。タービンという言葉は、回るものという意味のラテン語のturboから来ていることは周知の事であろう。古くから水車（HydroTurbine）が製粉や揚水などの動力源に使われており、我々の祖先も流体が持つエネルギーの存在とその活用の必要性については強く認識していたと想像される。そこに羽根車（タービン）の発明があり、羽根車を利用してコンパクトでかつ連続的に自然界のエネルギーを機械的動力として取り出せることで、文明の進歩を後押ししたことは間違いない。科学技術が未成熟な時代であってもタービンが存在し得た理由として、タービン内の流れが、全体的には順圧力勾配となっていることが関係しているだろう⁽¹⁾。いずれにしても、タービンの歴史は古く、実際蒸気タービンに関しては、19世紀にはde LavalやParsonsなどが実用化に成功しており、発電用にも供されている。歴史があり生産台数も多い発電用蒸気タービンは、作動条件も相当広く流れ場も極めて複雑であり、その上、空力だけではなく熱力学的要素、伝熱的要素など、Multiphysicsを扱わなければならないが、これまでの数多くの研究開発を通じた知見の蓄積によりその解析技術、設計技術の完成度は高まってきている⁽²⁾。ガスタービン用タービンも、1950年以降飛行機の本格的なジェット化に伴う航空エンジンの長足の進歩やコンバインド発電システムでのガスタービンの利用拡大に伴い、空力・伝熱の解析・設計技術は成熟の一途を辿っている⁽³⁾。ガスタービン関連では、拙文で恐縮だが、タービン翼列（実験的アプローチの最前線）と題する記事を2017年7月の特集で紹介する機会を頂戴し、タービンの空力伝熱に関する最新の実

験的手法を紹介している⁽⁴⁾。

さて、今回の特集では、特殊用途タービンを取り上げている。特殊タービンがどのような定義で選定されているのか定かではないが、ここでは、作動流体や動作環境が特殊であるなどの理由で適用例が限定的で、確固たる設計手法が確立しておらずその都度の設計を行うものと定義してみる。特殊用途に分類されるタービンの代表格として、オーガニックランキンサイクル（Organic Rankine Cycle）が挙げられる。これは、地熱発電などでのバイナリー発電やバイオマス発電など、比較的中低温の熱源からエネルギーの回収を目的とした熱サイクルであり、環境問題や再生可能エネルギーへの意識の高まりにより多くの関心を集めているものである。駆動流体が代替フロンなど一般的な燃焼ガスや蒸気などではなく、タービン内の流れも相変化を伴う二相流となるなど、研究開発要素も多くあることから、学術面での注目度も高い。今回の特集記事に中でも、船用排熱利用VPC（Variable Phase Cycle）で関連する内容が詳述されている。その他、地熱で得られる蒸気を直接使用する場合は、湿分や含有成分の影響を考慮した空力、材料、構造上の配慮が求められる。水素利用システムとしてのコジェネレーションやロケット用タービン、風力、潮流などの再生可能エネルギー関連や船用過給器においても、個々の案件毎の対策が必要な事例が紹介されている。タービン開発の技術力を高め他国との差別化を図るためにも、従来の設計空間からの逸脱への挑戦は貴重であり、そのような経験の共有という観点からも本特集記事は大いに参考になるであろう。読者諸氏からのフィードバックも楽しみである。

- (1) Horlock, J.H., Axial Flow Turbines, Butterworths(1966), p. 1
- (2) 妹尾茂樹, 山下穰, 蒸気タービン開発設計におけるCFD, ターボ機械, 45巻10号 (2017), pp. 47-55.
- (3) 日本ガスタービン学会, 「特集【ガスタービン関係の数値シミュレーションの最前線（～現状と今後の展望）】」, Vol. 43, No. 6 (2015).
- (4) 船崎健一, 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 (2017), pp. 208-215.

原稿受付 2018年6月11日

*1 岩手大学理工学部

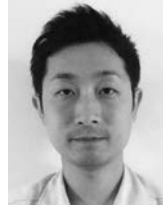
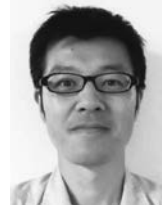
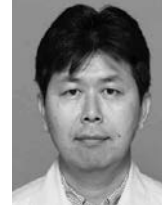
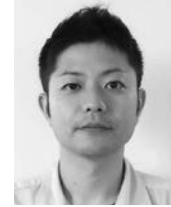
〒020-8551 盛岡市上田4丁目3-5

E-mail: funazaki@iwate-u.ac.jp

特集：特殊用途タービン

地熱発電の特徴と適用技術及び最近の開発動向

Technology of Geothermal Plant and Trend of Development

柴田 佑^{*1}
SHIBATA Yu小田川 衛^{*1}
ODAGAWA Mamoru高上 泰彦^{*1}
TAKAGAMI Yasuhiko村上 憲一^{*1}
MURAKAMI Kenichi

キーワード：地熱、蒸気タービン、発電所、信頼性、性能、再生可能エネルギー

Key Words : Geo Thermal, Steam Turbine, Power Plant, Reliability, Performance, Renewable Energy

1. はじめに

地球温暖化対策や原子力発電を取り巻く情勢の変化を背景として世界的に主電源として火力発電から再生可能エネルギーへの移行が今後予想されている。

太陽光や風力といった再生可能エネルギーについては環境負荷が低いというメリットはあるものの、季節や天候などに左右されることから供給の不安定さという問題がある。一方で、地熱エネルギーは、季節・昼夜を問わず安定的に供給されるという利点があり、又、地中からの蒸気と熱水の供給源である生産井は、適切に維持・管理し継続的・計画的に開発すれば長期にわたって有効利用が可能である。

地熱エネルギーは、その蒸気と熱水を利用した蒸気タービンと発電機を中心とした発電設備で利用されることが多い。地熱資源はプレート境界に偏在しており、主に、米国、中南米、東南アジア、アフリカなどで大・中規模の地熱発電プラントが継続して活発に開発されている。日本国内においても国立公園における発電設備設置の規制緩和や電力買取制度の整備により、今後、中・小規模の地熱発電設備の導入が促進される見込みである。

地熱発電では、火力発電と比較して使用する蒸気のエンタルピーが低く、蒸気タービン入口ではほぼ飽和蒸気であり、下流での湿度も高くエロージョンが発生しやすい。又、蒸気・熱水に含まれる不純物が各種機器においてスケールの堆積や金属材料の腐食の原因となる。従って、地熱発電設備においては地熱タービンをはじめとする性能と地熱蒸気に対する信頼性の確保・向上が不可欠である。

当社は、1951年に国内において試験用の地熱発電用蒸

気タービンを納入して以降、100台、3 GWを超える蒸気タービンを含めた地熱発電設備を供給してきた。その歴史において蓄積した地熱発電設備に関する経験と技術から、地域により異なる地熱蒸気性状に対応するために各種腐食対策技術を開発し、プラント全体の仕様を含めて性能向上を図ってきた。

本稿では、主に中・大型の地熱タービンプラントを対象に当社がこれまで蓄積してきた知見・技術だけでなく2015年に納入したメキシコのロスアズフレス発電所（図1、2参照）や2019年に納入予定であるケニアのオルカリア発電所向けの蒸気タービンへ適用した最新の技術も踏まえ、今後の開発動向についても紹介する。



Fig. 1 The overall view of geothermal power plant (Mexico)

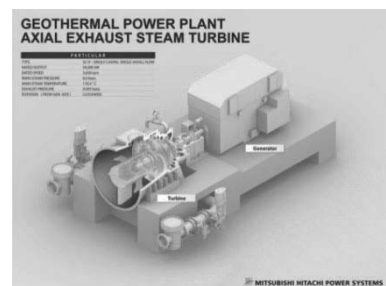


Fig. 2 The bird's-eye view of steam turbine and generator for geothermal power plant

原稿受付 2018年5月31日

* 1 三菱日立パワーシステムズ(株)
長崎蒸気タービン技術部
〒850-8610 長崎市飽の浦町1番1号

2. 地熱タービンの特徴

当社が1967年に日本初の熱水卓越型地熱発電所を九州電力(株)大岳発電所に納めて以降、数多くの地熱発電所を納めているが、その中でも地熱蒸気で直接タービンを回し発電するフラッシュサイクル型の発電プラントについてはシングルフラッシュサイクル、ダブルフラッシュサイクルの2種類の発電所を納めてきた。

シングルフラッシュサイクル(図3参照)とは、熱水卓越型の生産井より噴出する気液二相流を汽水分離機に導き、ここで蒸気と熱水に分離し、分離した蒸気をタービンへ導入し、発電するサイクルのことである。なお、分離した熱水については還元井を介して地下に戻す。ダブルフラッシュサイクル(図4参照)は、生産井から噴出する気液二相流を汽水分離機に導き、蒸気と熱水に分離するまではシングルフラッシュと同様の仕組みであるが、分離された蒸気は高圧蒸気としてタービンへ導入し、分離された熱水についてはフラッシャーへ導入し低圧蒸気を発生させ、その低圧蒸気をタービンの中間段へ導入し発電するサイクルである。

火力タービンと地熱タービンでの大きな違いは地熱蒸気には腐食性のガスやシリカのような不純物、塩分錯なども含まれており、この為材料の選定ばかりでなく、地熱タービンの場合においてはスケールの堆積や回転部分など細かな構造部にも注意を払わなくてはならない事である。又、これらの腐食性に加えて、前述の通り、蒸気タービン入口でほぼ飽和蒸気であることから、下流段になるにつれて湿度も高くなるため、ドレン除去技術が不可欠となってくる。

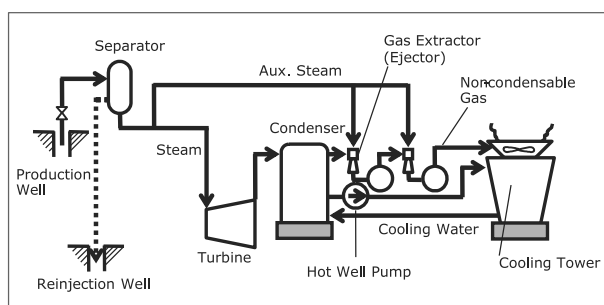


Fig. 3 Outline of single flash cycle

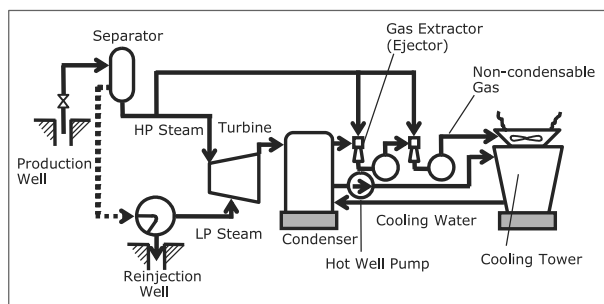


Fig. 4 Outline of double flash cycle

また、地熱タービンにおいては第1段落から第2段落のノズルとブレードに不純物が堆積しやすい傾向にある。不純物の堆積は、蒸気が膨張すると乾燥飽和蒸気中の溶解度が減少し、更に、蒸気の膨張が湿り域に移行する飽和ラインを越える際に起こるので、不純物は主に第1段落のノズルに析出し付着する。

加えて、地熱タービンにおいては貯蔵できない天然のエネルギー(地熱蒸気)を用いる為に、基本的にベースロード運転が望まれるが、主蒸気止め弁前の主蒸気圧力も火力と比べて低く、且つエンタルピーも低いことから、主要弁における圧力損失によるタービン全体性能への影響の割合が大きく、主要弁には圧力損失を低減する構造が求められる。

この様に、地熱タービンを設計する上では性能面に加えて地熱蒸気に対する信頼性向上も合わせた両面からの設計アプローチが必須となってくる。

3. 地熱発電プラントの性能・信頼性向上技術

3.1 材料の選定と要素技術

当社の地熱発電向け蒸気タービンにおける材料選定及び材料に関する研究について以下に述べる。腐食環境への耐性を念頭に地熱発電用として標準的に材料を選定している他、地熱蒸気は地域により不純物の成分やpHが異なることから、蒸気条件に合わせて適宜材料を変更する例もある。また、これらの材料は実際の地熱蒸気的环境下で各種試験を行い、その知見は強度設計における適切な安全率の設定などに活用されている。

3.1.1 地熱雰囲気下での材料試験

地熱発電向け蒸気タービンに使用する材料は、国内外のお客様のご協力の下、地熱発電所内の試験設備において実際の地熱蒸気を使用して腐食環境を再現し、試験が行われている(図5参照)。

様々な性状の地熱蒸気雰囲気下で蓄積された各材料の腐食速度や応力腐食割れ感受性、腐食疲労強度などのデータが、実際の蒸気タービンの強度設計に生かされている。

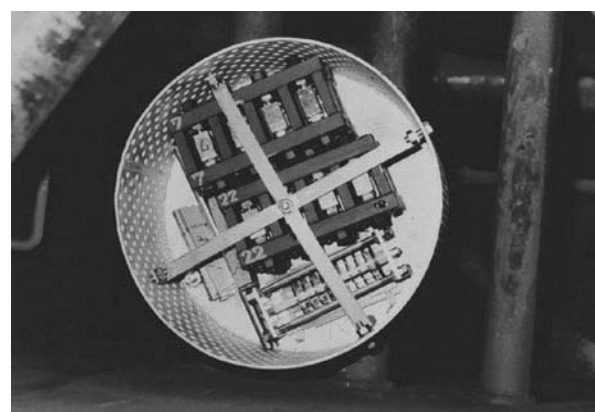


Fig. 5 Examples for material testing in the actual geothermal steam environment at geothermal power plant

3.1.2 ロータ材

地熱タービンロータ材には次のような条件が満たされてなければならない。

- i) 耐腐食性に優れている。
- ii) 応力腐食割れ感受性が低い。
- iii) 腐食疲労強度の低下が少ない。

これらの特性を有するロータ材として、上述する様な地熱蒸気中での各種材料試験と、実機内での応力腐食割れ試験を実施して開発された応力腐食割れに対する感受性が低い低硫CrMoV鋼を使用している。

3.1.3 翼材

動翼には17-4PH鋼及び12% Cr鋼、ノズル（静翼）には12% Cr鋼を使用している。なお、地熱蒸気に塩分が含まれる場合などは、初段動翼にチタン合金を使用することもある。

3.2 翼列設計

当社の地熱発電向け蒸気タービンの翼列設計における性能及び信頼性向上技術を以下に述べる。

3.2.1 翼列の組み合わせ及び翼形状の最適化

体積流量が比較的小さい上流に衝動段、体積流量が比較的大きい下流に反動段を配置した最適化により性能向上を図っている。また、スケールが堆積しやすい初段については、ノズルのピッチを比較的大きく取ることで、スケール堆積によるスロートの閉塞の影響を低減している。

上流の衝動段においては、完全3次元設計により2次流れ損失を低減した高性能ノズルを採用している。火力タービンにおいて、衝動段は概ね亜音速域で用いられることが多いが、地熱タービンにおいては主蒸気圧力が小さい一方で、翼列段数やロータ基本直径など構造上の制約により、遷音速域での設計条件となることが多い。この為、上述するオルカリア発電所向けのタービンにおいては、この遷音速域での性能特性に着目し、性能最適化を図った衝動翼を採用し、既存の上流段翼列からの性能向上を図っている。

衝動段・反動段ともに動翼シュラウドはISB（図6参照）を採用しており、シュラウドと静止部の間隙は静止部側に複数のフィンを備えたマルチシールフィンとして、動翼先端からの蒸気の漏洩による損失を低減している。

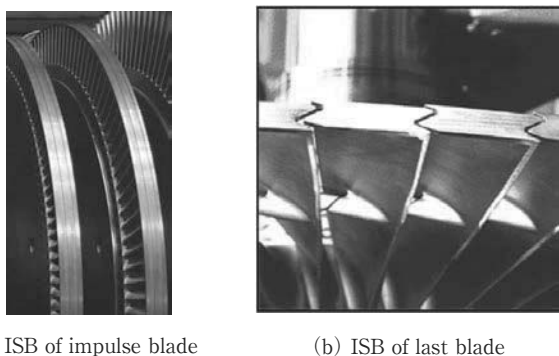


Fig. 6 Outline of ISB (Integral Shroud Blade) dimension

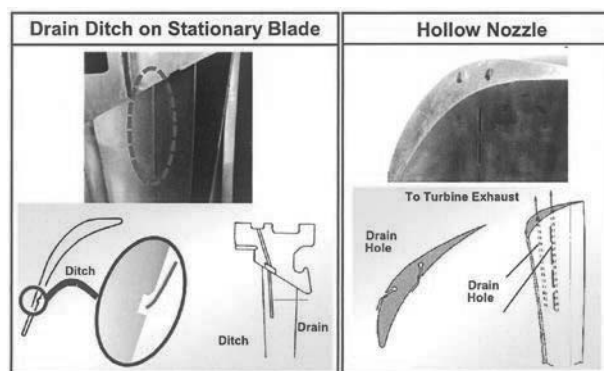
また、ISBは旧式のテノンかしめでシュラウドと動翼を組み立てる方式と異なり、シュラウド外周の凹凸部への不純物の堆積が抑えられるので、地熱蒸気対策としても有効である。

3.2.2 湿分分離構造

前述の通り地熱発電では蒸気タービン入口でほぼ飽和蒸気であり、湿分除去による性能向上及びエロージョン低減による信頼性確保の為に湿分対策が不可欠である。

オルカリア発電所向け蒸気タービンでは最終翼列の静翼にドレン除去を目的として、最終段2段のノズル（静翼）表面に半径方向の溝を設けている。これは、溝で捕捉した湿分を蒸気の流れ及びフローパスと排気室の圧力差で翼列外周側に排出し、最終的には車室底部から系外に排出している（図7（a）参照）。なお、この様に表面の溝ではなく穴を半径方向に設け、そこで捕捉した湿分を翼列外周側に排出するための流路をノズル内部に設けた中空ノズルを採用している例もある（図7（b）参照）。

動翼に付着した湿分はロータの回転による遠心力で外周に向かって飛ばされ、仕切板の上流側及び下流側に設けられたドレンキャッチャーに捕捉され、やはり車室底部から排出される（図8参照）。



(a) Drain ditch type (b) Drain hole type

Fig. 7 Schematic drawings of countermeasure of nozzle drain

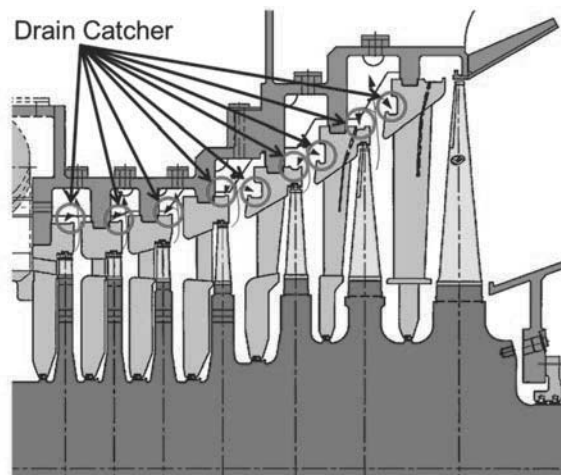


Fig. 8 Schematic drawings of drain catcher mechanism

加えて、上流段の各段で発生するドレンの排出方法についても二通りの方法がある。一つは各段で発生したドレンを後流段へカスケードさせ、低圧段で合流させた後に排気室へ排出する方法である（図9参照）。もう一つは、各段間と排気室を直接配管で接続し、各段で発生したドレンを排気室に直接排出する方法である（図10参照）。これらは、各段のドレン量の増加による湿り損失とフラッシュドレンによるエネルギー回収効果のバランスにより優劣が決まるものであり、オルカリア発電所向けの蒸気タービンの場合では後者（図10）のドレン排出構造を適用している。

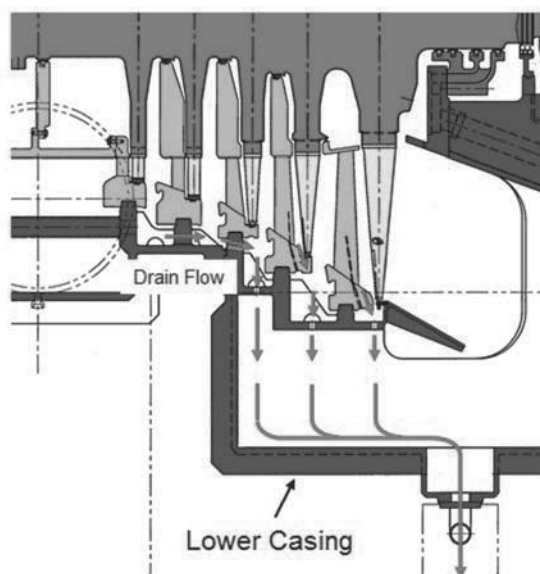


Fig. 9 Schematic drawings of drain cascade mechanism

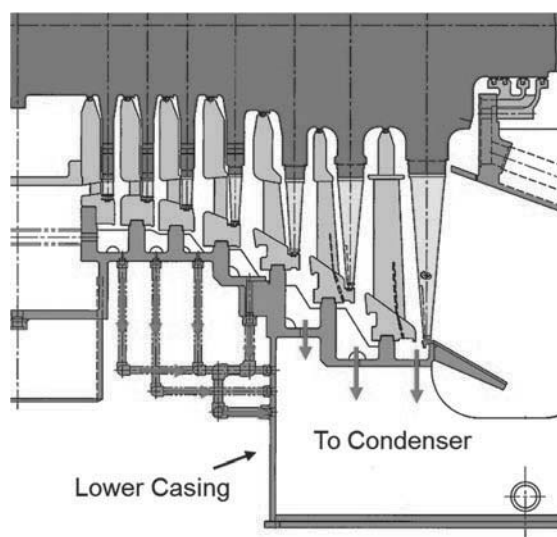


Fig. 10 Schematic drawings of drain exhaust mechanism

3.3 コーティング技術

地熱発電向け蒸気タービンにおいて、特に腐食に関する条件が厳しい箇所には部分的にコーティング等を施工

し、信頼性向上を図っている。特に、3.1で述べた地熱蒸気対策として耐食性の高い材料が選定される箇所以外においては、地熱蒸気が比較的低温（蒸気タービン入口において150～200℃）であることから全体としては低級材（炭素鋼など）が使用され、腐食に関する条件が厳しい箇所のみ耐食性の高い材料を適用し地熱蒸気による腐食対策が取られている。

3.3.1 翼へのステライト貼付

湿分分離構造を備えていても、最終段は湿り度が上がり、高速で回転する動翼は、水滴によるエロージョンを受ける可能性がある。そこで、動翼の外周側前縁にステライト材を貼り付けて動翼を保護している。蒸気や運転の条件次第では最終の2段にステライトを貼り付けることもあり、信頼性の向上を図っている。

3.3.2 ロータグランド部のエロージョン対策

ロータグランド部は、地熱蒸気だけでなく外気にも曝され、蒸気タービン機内よりもエロージョン・コロージョンが発生しやすい環境下にある。蒸気条件などを考慮しロータグランド部のエロージョン・コロージョンが懸念される場合は、グランド部にインコネルを溶射することで耐食性を向上している。オルカリア発電所向けのロータグランド部にもインコネル溶射を適用している。

3.3.3 タービン静止部のエロージョン対策

蒸気条件や運転条件、蒸気タービンの内部構造などにより、車室内部や仕切板が局部的にドレンアタックや浸食を受けることが想定される場合には、当該箇所ステンレス合金の肉盛溶接もしくは板の貼り付けが施工される。ドレンアタック及び浸食を受けやすい箇所はある程度限定されており、ステンレス合金による腐食対策を標準的に施工する箇所が決まっている他、蒸気条件や運転条件次第で追加で施工する箇所もオプションで選定しており、各案件の条件や当社がこれまで地熱発電設備事業で培ってきた経験を基に施工箇所が判断される。

3.4 最終翼の長大化

ロスアズフレス発電所においては、蒸気タービンの最終翼には、60Hz地区向け地熱タービンとしては世界最長の翼が適用されている。長大翼の適用により単流タービンを実現し、性能向上とともに設備のコンパクト化とコストダウンにも貢献している。

3.5 主要弁への適用技術

3.5.1 大口径化

前述した様に、地熱発電では火力と比べて使用する蒸気のエンタルピーが低く、主要弁の圧損によるタービンプラント全体性能への悪影響は無視できない。その為、主蒸気止め弁、蒸気加減弁にはバタフライ弁を採用し、更にはオルカリア発電所向けの地熱タービンプラントでは、主蒸気管及び主蒸気止め弁、蒸気加減弁の大口径化を実施している。これにより、主蒸気止め弁、蒸気加減弁を通過する蒸気の流速を低減させ、タービン入口部における圧損低減を図っている。加えて、バタフライ弁を

採用するに当たり締切性を確保する必要があるため、弁軸と弁体に偏心を持たせ、全閉時に締切性を確保できる様な弁の構造設計を実施している。

3.5.2 蒸気加減弁固着防止

上述したように地熱プラントでは基本的にベースロード運転が望まれるが、蒸気加減弁の動きが継続的なフルロード運転によって阻害されてしまうと、スケールにより弁の固着を生じる可能性がある。このため、弁棒にグリースを循環する機構を設け、弁の固着を防止する機能を持たせている。

3.6 主蒸気圧力低下への対応策

地熱発電プラントでは長期間運転するうちに噴出エネルギーが減少するという傾向を示すのが一般的であり、これにより主蒸気圧力の低下を招くことがある。主蒸気圧力が低下することでタービンに流入する蒸気の体積流量が大きくなり、定格圧力を基に設計したノズル面積では定格出力を出すための十分な流量を流入させることができなくなる。このため、主蒸気圧力の低下がそのまま出力の低下につながってしまう。このような事象を考慮し、主蒸気圧力が低下した場合でも、出力を確保できるようにお客様要望に応じて、オーバーロード弁を設置する場合もある。オルカリア発電所向けのタービンプラントでは、蒸気室のエリアを分割し、それぞれをオーバーロード弁で接続する構造を採用している（図11参照）。

この構造は、オーバーロード弁を閉じた状態でのノズル面積を定格主蒸気圧力に合わせた設計とすることで、定格主蒸気圧力時での運転において蒸気加減弁を絞ることなく、運転することが可能になる。また、主蒸気圧力が低下した場合には、オーバーロード弁を開くことで、主蒸気圧力が低下してもノズル面積を拡張させ所定の流量を流入させることが可能となる。もし、オーバーロード弁を採用せずに主蒸気圧力の低下までを想定したノズル面積を採用した場合、定格主蒸気圧力での運転においてはノズル面積が過大となり、その結果、主蒸気圧力を保つ為に蒸気加減弁を絞った運転となる。つまり、弁圧損が大きい状態での運転となってしまう、タービン性能の低下につながる。図11の構造を採用することで、定格主蒸気圧力での運転に際しても、蒸気加減弁を絞るような運転にはならず弁圧損増加による性能低下を防ぐことができ、かつ、主蒸気圧力が低下しても所定の流量を流入させて出力を確保することができるメリットがある。

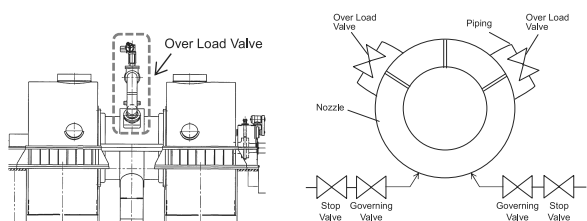


Fig. 11 Outline drawing and schematics drawing of over load valve

3.7 軸流排気タービンと直接接触式復水器

ロスアズフレス発電所では、当社として初めて軸流排気タービンと直接接触式復水器の組み合わせを採用している。これにより蒸気タービンの性能を向上させ地熱蒸気を有効活用するとともに、タービン建屋を最小化している。表1に排気方向によるタービン性能と建屋高さの比較を、図12に直接接触式復水器の外観を示す。

Table 1 Comparison table of performance and building height for each exhaust type of turbine

Exhaust Direction	Downward	Upward	Axial
Turbine Generator Pedestal	Tall	Middle	Low
Turbine House (Crane Hook Height)	Tall (Approx. FL 17m)	Middle (Approx. FL 14m)	Lowest (Approx. FL 10m)
Pressure Loss in Exhaust	~ Zero	High	Recover
No. of Exhaust Flow	Any	Any	Only 1 Flow
Condenser Installation Level	Ground Level (GL)	GL	≤GL



Fig. 12 The externals of direct contact condenser

4. 今後の地熱発電向け技術の開発動向

当社では、地熱タービンの性能・信頼性の更なる向上の為、

- ・湿分分離効率の向上
- ・地熱蒸気雰囲気を利用した材料開発
- ・翼列性能の向上
- ・最終翼のさらなる長大化
- ・既設地熱発電設備の定検などを通した各種機器への地熱蒸気の影響に関する知見の更なる蓄積と次期案件へのフィードバック
- ・IoT・AIによる運転・保守支援

など、地熱発電向け蒸気タービン特有の技術を中心に、全般的に推進していく予定である。

5. まとめ

当社はこれまで長年に渡り多くの地熱発電設備を世界各国に供給する中で、性能向上のための技術開発を継続し、地熱蒸気性状がそれぞれ異なる各地で地熱発電設備を納入した経験に基づいて信頼性向上技術を発展させて

きた。

2015年に納入したメキシコのロスアズフレス発電所においては、60Hz地区向け地熱タービンとしては世界最長の最終翼を有する蒸気タービン及び軸流排気蒸気タービンと直接接触式復水器の組み合わせにより、高性能でコンパクトな地熱発電設備を実現し、これまで培ってきた腐食対策技術で信頼性も確保している。

又、2019年に納入予定のケニアのオルカリア発電所に

おいては、これまでの既存の技術に加えて、上流段翼列の最適化や主要弁の圧損低減など、更なる性能向上を図った。

今後も地熱発電向け蒸気タービン固有の技術を中心に、性能及び信頼性とも向上させるよう技術の開発を推進し、地熱資源の活用を通して世界中のエネルギーの安定供給と地球環境の保護に貢献していく所存である。

特集：特殊用途タービン

地熱用蒸気タービンの最新動向

Recent Trends of Geothermal Steam Turbines



和泉 栄^{*1} 田部井 崇博^{*2} 酒井 吉弘^{*3}
 IZUMI Sakae TABEI Takahiro SAKAI Yoshihiro

キーワード：蒸気タービン，地熱発電，再生可能エネルギー，腐食，メンテナンス

Key Words：Steam Turbine, Geothermal Power, Renewable Energy, Corrosion, Maintenance

1. はじめに

地球は高温の球体であり，内部には膨大な熱エネルギーがある。地球が持つ熱エネルギーのうち，地表近くにあるものを特に地熱エネルギーとよんでいるが，地熱発電はこの地熱エネルギーを利用して発電する技術である。天然ガス，石油，石炭などの化石燃料を燃焼させて熱エネルギーを取り出す火力発電と異なり，地熱発電は地球の熱エネルギーそのものを利用するので，地球温暖化の原因とされる二酸化炭素（CO₂）をほとんど排出しない。また，発電に使用した地熱流体を再び地中に戻すことにより再利用が可能である。その意味で，地熱発電は再生可能なクリーンエネルギーとして期待されている。

世界の国別地熱資源量を図1に示す⁽¹⁾。地熱資源は火山帯に偏在しており，環太平洋火山帯に属する日本は世界第3位の地熱資源量（23GW）を有している。第1位は環太平洋火山帯に沿って世界最大の地熱地帯であるザ・ガイザース地区を擁する米国（39GW）で，第2位は同じく環太平洋火山帯に位置するインドネシア（27GW）である。この上位3国は第4位のフィリピン（6GW）以下を大きく引き離しており，日本は地熱資源大国の一角を占めている。

一方，世界の地熱発電設備容量（表1）⁽²⁾を見ると，日本は2006年の第6位から2016年には第10位に後退し，地熱発電設備容量も総発電設備容量の0.2%にとどまっ

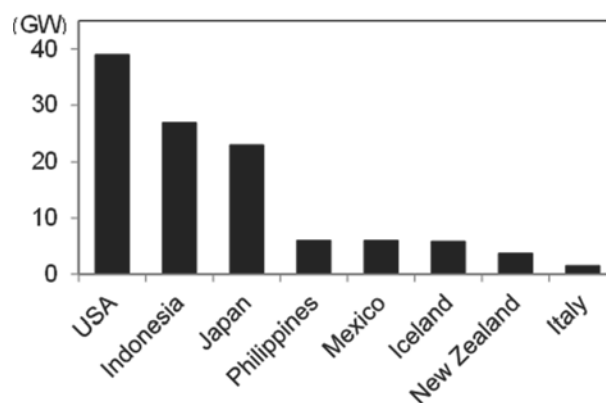


Fig. 1 Geothermal resources in the world

ている。第1位は米国で，世界の地熱発電設備容量全体の約27%を占めている。以下，フィリピン，インドネシア，ニュージーランド，イタリア，メキシコ，トルコ，ケニア，アイスランドが続く。トルコ，ケニアは近年，地熱発電の伸長が著しく，特にケニアでは地熱発電設備が全発電設備容量の約32%を占め，電力供給の上で重要な役割を担っている。また，地熱大国として知られるアイスランドでは，地熱発電設備が全発電設備容量の約24%を占めているだけでなく，地域暖房などにも地熱エネルギーが活用されており，エネルギー消費の約60%が地熱エネルギーで賄われている。両国以外にも，フィリピン，ニュージーランド，エルサルバドル，ニカラグアでは地熱発電が全発電設備容量の10%以上を占めている。

2. 地熱発電の方式

2.1 地熱発電設備

地熱発電設備の外観を図2に示す。地熱発電設備は，蒸気を取り出す部分（蒸気発生設備）とその蒸気を利用して発電を行なう部分（発電設備）の大きく二つの部分で構成されている。

原稿受付 2018年6月8日

- *1 富士電機(株) 発電事業本部 川崎工場
〒210-9530 川崎市川崎区田辺新田1-1
E-mail: izumi-sakae@fujielectric.com
- *2 富士電機(株) 発電事業本部 川崎工場
〒210-9530 川崎市川崎区田辺新田1-1
E-mail: tabei-takahiro@fujielectric.com
- *3 富士電機(株) 発電事業本部 川崎工場
〒210-9530 川崎市川崎区田辺新田1-1
E-mail: sakai-yoshihiro@fujielectric.com

Table 1 Installed geothermal capacity in the world

	Nations	2006 (MW)	2016 (MW)	Growth rate(%/yr.)	Capacity share(*) (%)
1	USA	2,940	3,596	2.2	0.3
2	Philippines	1,978	1,929	-0.2	10.7
3	Indonesia	850	1,590	8.7	2.6
4	New Zealand	425	971	12.8	10.0
5	Italy	811	916	1.3	0.8
6	Mexico	960	907	-0.6	1.7
7	Turkey	28	775	266.8	1.1
8	Kenya	167	676	30.5	32.3
9	Iceland	312	665	11.3	24.0
10	Japan	534	544	0.2	0.2
11	Costa Rica	163	208	2.8	6.5
12	El Salvador	195	204	0.5	13.1
13	Nicaragua	78	160	10.5	12.0
14	Russia (Kamchatka)	79	82	0.4	0.0
15	Papua New Guinea	36	56	5.6	6.3
16	Guatemala	33	48	4.5	1.8
17	Portugal (The Azores)	16	29	8.1	0.2
18	Germany	<1	27	-	0.0
19	China	28	27	-0.4	0.0
20	France (Guadeloupe)	15	17	1.3	0.0
21	Ethiopia	7	7	0.0	0.3
22	Australia	<1	2	-	0.0
23	Austria	1	1	0.0	0.0
24	Thailand	<1	<1	0.0	0.0
25	Rumania	0	<1	-	0.0
26	Taiwan	0	<1	-	0.0
	Total	9,656	13,438	3.9	0.3

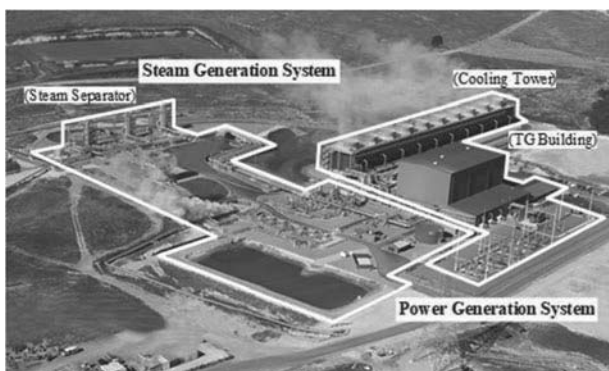
(*) Compared with total power generation capacity in 2016⁽³⁾

Fig. 2 Overview of geothermal power plant

地下から噴出される流体（地熱流体）の多くは、蒸気と熱水が混ざった二相流状態であり、そこから分離した蒸気を用いて蒸気タービン発電機を回転させて発電する。地熱流体の性状に従って、次のような発電方式が採用されている⁽⁴⁾。

2.2 発電方式

2.2.1 ドライスチーム方式

地下から噴出する地熱流体が、蒸気のみあるいは比較的少ない熱水を伴う場合（蒸気卓越型）は、生産井から出てくる蒸気を直接、蒸気タービンに導いて発電する。この発電方式は最も簡単な方式であるが、地熱蒸気に含まれる固形物や腐食性の不純物がタービン内に持込まれやすく、スケール付着や腐食の問題を生じることがある。

2.2.2 フラッシュ方式

生産井から出てくる地熱流体が、蒸気とともに大量の熱水を含む場合（熱水卓越型）は、図3に示すように生産井から出てくる地熱流体をセパレータ（汽水分離器）で蒸気と熱水に分離する。ここで得られた蒸気のみをタービンに流入させる方式をシングルフラッシュ方式と呼ぶ。分離された熱水は地下に還元されるが、まだエネルギーを十分に有している場合には、後段に設置したセパレータにて熱水を減圧沸騰させることにより更に蒸気を生成し、タービンに混入させる方式もとられる。この方式をマルチフラッシュ方式と呼び、段数を増やすことで熱効率を向上させることができる。図4は、トリプルフラッシュ方式の例である。

2.2.3 バイナリー方式

図5に示すように、この設備は地熱流体と作動媒体（炭化水素、アンモニアや代替フロンなど）の二つのサイクルで構成されていることからバイナリー方式と呼ば

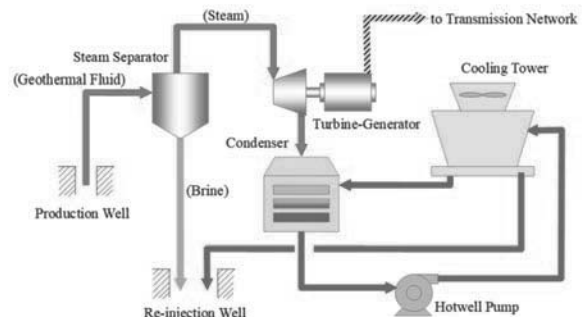


Fig. 3 Single flash geothermal power plant

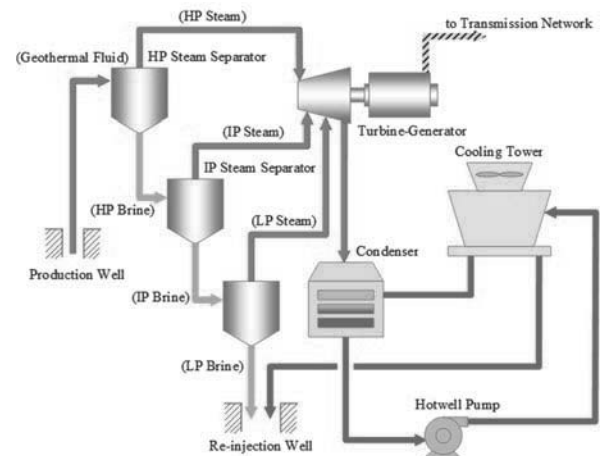


Fig. 4 Multi (triple) flash geothermal power plant

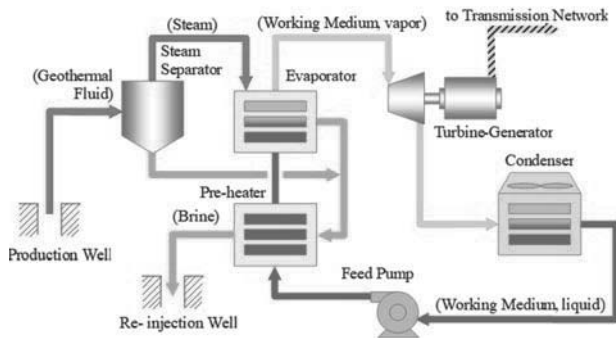


Fig. 5 Binary cycle geothermal plant

れている。水よりも沸点の低い媒体と地熱流体を熱交換させて媒体を蒸発させ、その媒体蒸気を使ってタービンを回して発電する。この方式では、フラッシュ発電には向かない低い温度域の地熱流体でも発電することが可能になることに加え、噴出させた地熱流体の全量を地下に還元することができる。

2.2.4 ハイブリッド方式

フラッシュ方式とバイナリー方式を組み合わせた方式で、蒸気は通常のフラッシュ発電として使用し、還元する熱水でバイナリー発電を行うものである。ハイブリッド方式は、従来還元していた熱水を利用するアドオンとして、またはフラッシュ方式を採用できる地熱源であっても、資源上の理由からバイナリー方式を採用するような場合に適用された例があり、地熱流体の持つエネルギーを有効活用することができる。

3. 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入口蒸気は、圧力0.1～2.5MPa、温度100～225℃程度の低圧・低温の蒸気である。従って、利用できる熱落差が小さく、また出力に比して蒸気の容積流量が大きい。そのため火力用蒸気タービンと比べると出力が小さく、最大容量機でも150MW前後であり、一般には20～60MW程度のものが多い。

タービン型式としては、図6に示すような火力用蒸気タービンの低圧タービンに類似した多段復水タービンが用いられることが多いが、小容量のものでは単段タービンや背圧タービンが用いられることもある。

マルチフラッシュ方式の場合は、中低圧蒸気を中間段落に導入する混圧タービンが用いられる。図7は、トリプルフラッシュ方式で生成された蒸気を一つのタービンに全て導く、シングルケーシングダブルフロー混圧復水タービンの例である。

復水タービンの場合、タービンの排気は復水器に導かれて凝縮される。復水器には、冷却水を排気に混合して蒸気を凝縮させる直接接触式が用いられることが多く、スプレージェット式やトレイ式のものが用いられている。単流排気タービンの場合は、性能向上やタービン建屋高さ低減の目的から、近年は図8に示すような軸流排気式が採用される場合が多い。

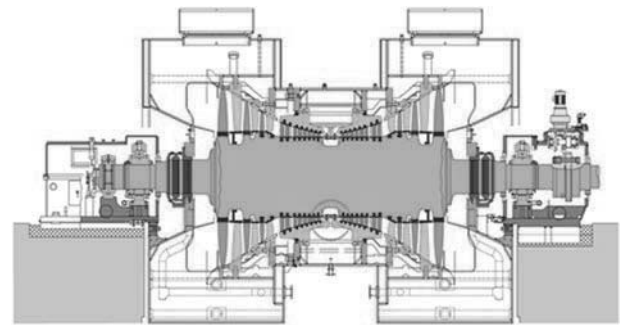


Fig. 6 Geothermal steam turbine (single flash)

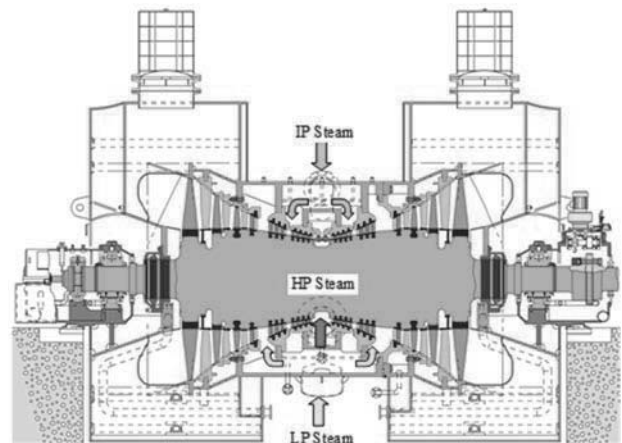


Fig. 7 Mixed pressure steam turbine (triple flash)

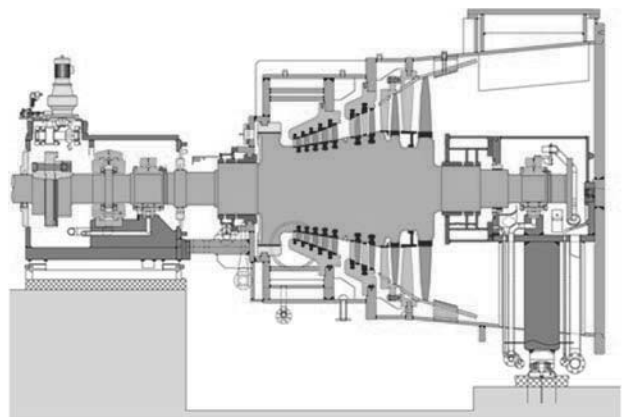


Fig. 8 Axial exhaust steam turbine

4. 地熱用蒸気タービンの最近の技術動向

4.1 耐食性向上技術

地熱流体中には腐食性の不純物が多量に含まれているため、地熱発電プラントの安定的な運転のためには、機器に使用される材料の耐食性が最大の課題である。地熱流体に含まれる不純物の組成は地域によって大きな差があるが、一般的には二酸化炭素 (CO_2)、硫化水素 (H_2S)、塩化物イオン (Cl^-)、硫酸塩イオン (SO_4^{2-}) などの腐食性不純物が含まれている。地熱用蒸気タービンで問題となる腐食の形態としては、全面腐食、孔食、応力腐食割れ、腐食疲労、エロージョン・コロージョン

などがあるが、特に運転中の応力が高い動翼やロータの応力腐食割れや腐食疲労は、地熱用蒸気タービンの損傷事例の大きな割合を占めており、設計・製作上の十分な配慮が必要である。

過酷な腐食環境のもとで長期にわたる機器の安定運転を実現するためには、材料の腐食特性についての評価が重要である。そのため、実験室において地熱流体を模擬した腐食環境における材料試験を系統的に行い、その結果に基づいて適切な材料および使用応力が選定されている。表2は地熱用蒸気タービンに一般的に用いられている材料の例である。

Table 2 Materials of geothermal turbine

Parts	Materials
Casing	Carbon steel plate
Rotor	1% Cr-MoNiV Steel 2% Cr-MoNiV Steel 12% Cr-5% Ni Steel
Stationary blade, Moving blade	13% Cr steel 16% Cr-4% Ni-CuNb Steel 17-4PH Ti-6Al-4V
Stationary blade holder, Nozzle diaphragm	Carbon cast steel 13% Cr cast steel

地熱流体の性状はサイトごとに異なるため、実際の地熱サイトにおける材料の挙動を確認することも重要であり、図9に示すような試験装置を用いて、地熱蒸気による材料の腐食試験を実施している。

腐食性の高い地熱蒸気流に曝されるロータや静翼ホルダなどの部材には、全面腐食やエロージョン・コロージョンが発生しやすく、翼間シールフィンの脱落などの問題を生じることがある。これを解決する方法の一つとして、部材表面へステンレス材やニッケル基超合金をオーバーレイ溶接する技術や、タングステン・カーバイドなどの耐食性の高い材料を溶射する技術が開発されている。



Fig. 9 Material test equipment at geothermal site

図10は1% Cr鋼ロータの母材表面に12% Cr材をオーバーレイ溶接した実施例⁵⁾を示すものであり、図11は翼間シールフィン組付け部位へのHVOF溶射（High Velocity Oxy-Fuel Thermal Spray）の実施例を示すものである。



Fig. 10 Overlay welding on rotor surface



Fig. 11 HVOF coating on rotor surface

翼脚部とロータ翼溝との隙間には腐食性物質が堆積・濃縮しやすく、応力腐食割れや腐食疲労発生の原因となることがある。応力腐食割れや腐食疲労に対する耐性を向上させる技術として、ショットピーニング技術が開発され実機に適用されている。これは翼やロータの高応力部位に鋼球を高速で投射することにより、部材表面に圧縮残留応力を発生させ、それによって応力腐食割れや腐食疲労に対する耐力を向上させるものである。ショットピーニング処理を施した翼材及びロータ材に対し、応力腐食割れ及び腐食疲労試験を行った結果、大幅な耐力向上効果を得られることが確認されている⁶⁾。ショットピーニングの施行に際しては、投射速度や角度などのパラメータが重要であり、そのため図12に示すようなロボットによる作業を行うことで安定した品質を実現している。



Fig. 12 Shot peening applied to blade grooves

4.2 スケール対策技術

地熱流体中に含まれるシリカ (SiO_2) や炭酸カルシウム (CaCO_3) などの不純物は、タービン内部で翼やケーシング、ロータなどの部材表面にスケールとして析出・堆積し、タービンの出力低下のみならず、摩耗損傷や振動の原因となることがある。図13は静翼に付着したスケールの例である。



Fig. 13 Scale on stationary blade

不純物は地熱流体中の液相に多く溶解しており、スケール対策の一つとして、タービン上流側の蒸気発生設備ではセパレータやスクラバ等で可能な限り汽水分離し、水分を除去する方策がとられる。また、薬注によりスケールを抑制することも知られている。しかしながら、蒸気中の不純物を完全に除去することは困難であり、スケール対策を考慮したタービン設計を行うことが重要である。

スケール対策としては、翼部におけるスケールの析出や堆積を抑えるために翼間流路幅を広くするなどの設計配慮がされるほか、堆積したスケールを除去するためにブレードウォッシング設備を設置するなど、スケール発生部位や発生状況に合わせた様々な方策がとられている。

4.3 メンテナンス技術

4.3.1 フェーズドアレイ法による非破壊検査

過酷な腐食環境のもとで運転される地熱用蒸気タービンではあるが、材料や設計応力を適切に選定することにより非常に高い信頼性が実現されている。しかしながら、長期にわたる運転中に、地熱蒸気中に含まれる腐食性不純物が動翼翼脚とロータとの隙間に堆積することによって翼翼にクラックが発生することがあり、放置すると運転中にクラックが進展して翼の破損に至る危険があるため、定検時のクラック検査は重要である。

クラック検査の方法としては、磁粉探傷試験 (MT) や浸透探傷試験 (PT) などが一般に用いられるが、外表面近傍のクラックしか発見できないという制約がある。近年では、超音波フェーズドアレイ法の実用化が急速に進んだことにより、外表面に露出していないクラックを検査する方法として活用されている。

フェーズドアレイ法は、複数の振動子により構成されるプローブから発生する超音波を電子的に走査することによって、様々な角度に超音波を発信し、コンピュータによる画像処理によってクラックの位置や大きさを画像表示するものである。フェーズドアレイ法により、従来の超音波探傷試験法が適用できない複雑な形状の翼翼のクラック検査が容易に行なえるようになった。図14にフェーズドアレイ法によるクラック検査の状況を示す。



Fig. 14 Crack examination by phased-array ultrasonic testing method

4.3.2 蒸気性状モニタリング

地熱発電プラントでは、タービンに流入する蒸気の性状を監視するために、定期的にサンプリングを行い、水素イオン指数 (pH) や蒸気中に含まれる不純物の濃度を計測している。

しかしながら、地熱蒸気の性状は常に変化するため、更なる監視強化を図る目的から、リアルタイムで不純物の濃度を自動計測できるモニタリング装置を開発し、腐食やスケール付着などの前兆を診断できるようにした⁽⁷⁾。

また、応力腐食割れや腐食疲労は、翼翼脚部とロータ翼翼溝との隙間部に腐食性物質が堆積・濃縮することによって生じやすいため、タービン入口でのモニタリングに加えて、隙間部の腐食環境を監視するためのモニタリング

装置の開発を進めている。

4.3.3 井戸減衰時の最適化改造

一般に、地熱発電は地下1,000～2,000mにある貯留層の熱水を蒸気源とし、使用後の熱水は地下に還元する方式がとられているが、長期間使用している間に蒸気源の特性が変化し、圧力低下や熱水量減少等の枯渇現象が生じる場合がある。タービン入口条件と最適設計点との偏差が大きく経済的運用が損なわれる場合には、タービン入口部の翼列を設計し直し、翼を植え替える工事を行うことで、経済性を回復することが可能である⁽⁸⁾。

4.4 出力増大

決められた蒸気条件下において、蒸気タービンの単機出力を増大させるためには、最終段動翼の流路面積を増大させる必要がある。しかしながら、腐食性の高い地熱蒸気中で使用される蒸気タービンの場合には、材料強度の面から、翼長に対する制約がより厳しくなる。図15は、シングルケーシングの地熱用蒸気タービンとしては世界最大容量のニュージーランドNga Awa Purua地熱発電所向け蒸気タービン（出力147MW、主蒸気圧力2.35MPa、主蒸気温度221℃、2008年運開）の据付中の外観を示す。このタービンには、当時世界最大クラスであった50Hz用798mm翼（31.4インチ）が採用されている。近年では、最終段動翼の更なる長大化開発が進められ、実用化にも結び付いている。



Fig. 15 Installation of 147MW turbine

5. おわりに

地熱発電は1904年にイタリアのラルデレロで世界初の発電実験に成功したのが始まりである。国内では1925年に別府で1.12kWの試験的発電が行われ、1960年には藤田観光桝箱根小涌園（当時）で国内最初の実用的な地熱発電として30kWの自家発電が始められた。また1966年には出力20MWの松川地熱発電所が国内最初の事業用

地熱発電所として運転を開始した。最初の地熱発電から約100年経過した現在、世界の26ヶ国で地熱発電が行われており、地熱発電設備容量の合計は約13.4GWに達している。しかしながら、これら26ヶ国の全発電設備容量に占める地熱発電の割合は、約0.3%にとどまっており、まだまだ伸長の余地は大きいと言えよう。

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。近年ではより深い地熱資源を利用すべくアイスランドや米国で試験的な掘削が進められている。冒頭に述べた地熱大国アイスランドでは、深さ4,000～5,000mの井戸を掘削して400～600℃の貯留層から地熱流体を取り出すIDDP（Iceland Deep Drilling Project）が進められており、坑口で10MPa超、400℃超の過熱蒸気の噴気に成功している。日本でも次世代地熱発電として検討に着手したところである。

火山国である日本は潤沢な地熱資源にめぐまれており、それを有効に利用するための技術開発は、今後ますます重要なものになると思われる。

参考文献

- (1) 独立行政法人石油天然ガス・金属鉱物資源機構地熱資源情報
<<http://geothermal.jogmec.go.jp/information/geothermal/world.html>>（参照日 2018年6月6日）。
- (2) BP Statistical Review of World Energy June 2017, 66th Edition (2017)。
- (3) 一般社団法人火力原子力発電技術協会、地熱発電の現状と動向（2017）。
- (4) 小山弘、地熱発電の仕組みと動向、電気設備学会誌、第36巻、6月号（2016）、pp. 384-387。
- (5) 玉谷寛、トルコ、クズルデレ地熱発電所納入 高ガス濃度地熱蒸気に対応したタービン設計、平成27年度 火力原子力発電大会研究発表要旨集（2015）、pp. 94-95。
- (6) 森田耕平、佐藤雅浩、最新の地熱タービンにおける耐食性・性能向上技術、富士電機技報、Vo. 86, No. 2（2013）、pp. 98-101。
- (7) 山田茂登、牧元静香、柴田浩晃、地熱発電システムの取組みと最新技術、富士時報、Vo. 83, No. 3（2010）、pp. 196-200。
- (8) 加藤佳史、地熱タービン、富士時報、Vo.73, No.12（2000）、pp. 655-659。

特集：特殊用途タービン

船用主機排熱利用VPCシステムの実船実証試験

Service Test of VPC System for Large Marine Diesel Engine

大塚 厚史^{*1} 吉田 崇宏^{*2} 鹿島 光央^{*2}
OTSUKA Atsushi YOSHIDA Takahiro KASHIMA Mitsuo

キーワード：中低温熱源，排熱回収，二相流タービン，二相流サイクル

Key Words：Low Temperature Resources, Waste Heat Recovery, Variable Phase Turbine, Variable Phase Cycle

1. 緒言

地球環境保全の機運が高まる中，地球温暖化対策として温室効果ガス（Green House Gas：GHG）排出量削減に向けた動きが活発化している。国際海運においても，GHG削減目標及びその削減目標実現のための施策を包括的に定める「GHG削減戦略」の採択に向けて，国際海事機関（International Maritime Organization：IMO）の海洋環境保護委員会（Marine Environment Protection Committee：MEPC）にてその最終交渉が行われている。

船舶からのGHG排出量を削減するために，その主機関である船用2ストロークディーゼル機関に着目した場合，これまでの高効率化の取り組みからその熱効率率はほぼ50%に達している。また，排ガス或いは機関冷却水に持ちだされる主機関からの排熱エネルギーの有効活用も進んでいる。残された排熱としては，掃気冷却熱の有効利用が考えられる。

弊社では米国Energent社からの技術導入により，70℃から250℃程度の中低温熱エネルギーを利用可能な発電装置である二相流サイクル（Variable Phase Cycle：VPC）システムの開発を行ってきた。また，船用2ストロークディーゼル機関の掃気冷却熱を有効利用する200kWプロトタイプ機を開発し，陸上ではあるが実機レベルでの検証を行った。^{(1),(2)}

本報では，本システムを鉱石運搬船に搭載し，実船実証試験を実施した結果について報告する。

2. VPCシステムの概要

VPCシステムは，代替フロンであるR134a，R245faなどを作動媒体（Working Fluid）とし，中低温熱源から排熱回収し，タービンにより動力回収するシステムである。同様なシステムとして，オーガニックランキンサイクル（Organic Rankine Cycle：ORC）がある。

循環ポンプにより昇圧され，更に熱交換器（以下，

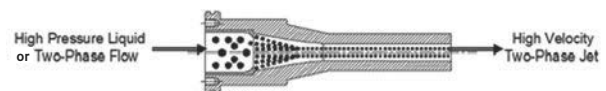
VPC加熱器）を通過し加熱された作動媒体の熱エネルギーは，タービンのノズルを通過することで運動エネルギーに変換され，タービン動翼に吹き付けられることで，タービンの軸動力となる。

タービンノズル入口に導入される作動媒体は，液相，気液二相，或いは気相のいずれの状態でもよく，このことはVPCシステムを特徴付けることとなる。

以下，VPCシステムのキーコンポーネントである，二相流ノズル（Two-phase Nozzle）及び二相流タービン（Two-phase Turbine）について概要を述べる。

2.1 二相流ノズル

熱エネルギーを運動エネルギーに変換する二相流ノズルの模式図を図1に示す。加圧昇温された作動媒体は，ノズルを通過する際に減圧，一部気化され気液二相流となる。また，ノズル内の圧力勾配に応じて気相が加速され，気相から液相に運動量が伝達されることで，ノズル出口で二相流ジェットとなる。

Fig. 1 Schematic of Two-Phase nozzle flow⁽³⁾

2.2 二相流タービン

二相流タービンには単段の衝動タービンが用いられる。衝動タービン動翼の模式図を図2に示す。二相流ノズル出口から流出する二相流ジェットは気相と微細化された液滴からなる。液滴径が大きい場合は気相流線からずれて動翼に衝突付着し，その運動エネルギーは消失する。一方で径の小さな液滴は気相流線からの逸脱が小さくなり，その運動量が気相を介して動翼に与えるため，良好な動翼性能が得られる。即ち，二相流ノズルで液相を可能な限り微細化することが，ノズル入口で作動媒体が有する熱エネルギーをタービン軸動力に効率的に変換することにつながる。

2.3 二相流サイクル

通常のORCサイクルのT-S線図を図3に示す。ORCサイクルでは循環ポンプで昇圧された作動媒体を熱源から熱回収する熱交換器で蒸発させ，気相となった作動媒体

原稿受付 2018年4月28日

*1 (株)三井E&Sマシナリー ディーゼル事業部 企画管理室
〒706-8651 玉野市玉3丁目1番1号*2 (株)三井E&Sマシナリー 産業機械事業部 設計部
〒706-8651 玉野市玉3丁目1番1号

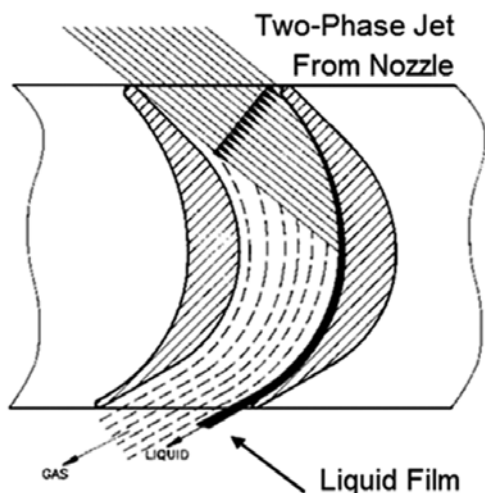
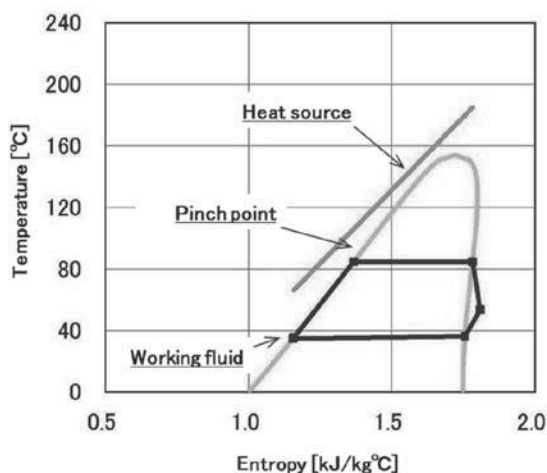
Fig. 2 Schematic of Two-Phase impulse blades⁽³⁾

Fig. 3 T-S diagram of typical ORC system

をタービンのノズル入口に導入するため、T-S線図上のサイクル形状が従来のランキンサイクルとなる。この場合、熱源とサイクル作動媒体との温度差が最小となるピンチポイントが存在する。この温度差のため熱源の熱交換器出口温度が制限される。一方、媒体としてR245faを用いた場合のVPCサイクルのT-S線図を図4に示す。VPCシステムの場合には、加熱、膨張、凝縮などのサイクルがT-S線図上で三角形形状を示し、熱源側の冷却過程と作動媒体側の加熱過程がほぼ平行であることがわかる。VPCサイクルの場合には、従来のORCサイクルで見られるピンチポイントの制約がないことが利点である。

機器設計の面からは、熱源から熱回収するVPC加熱器（VPC Heat Exchanger）内部で作動媒体の蒸発が伴わないため設計が容易であり、かつその寸法もコンパクトになる。図5にVPC加熱器を搭載した船用主機関の掃気冷却部の一例を示す。従来の掃気冷却器の上流側にVPC加熱器が設置されている。掃気冷却器とはほぼ同じ外形の熱交換器で掃気冷却熱の80%以上を回収可能である。管内を流れる作動媒体が液相であるので、従来の掃気冷却器が過給機コンプレッサ出口の空気と水の熱交換

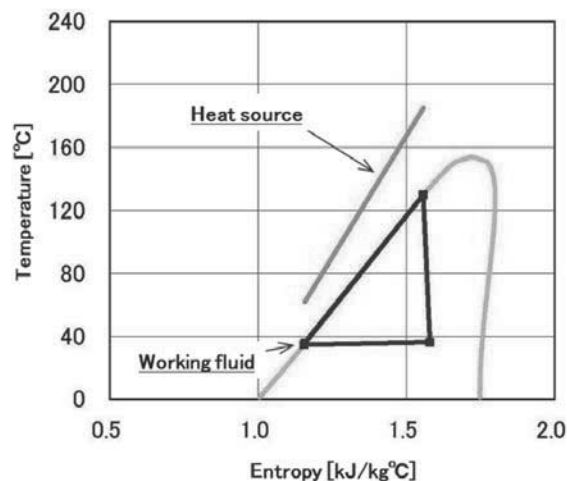


Fig. 4 T-S diagram of VPC system

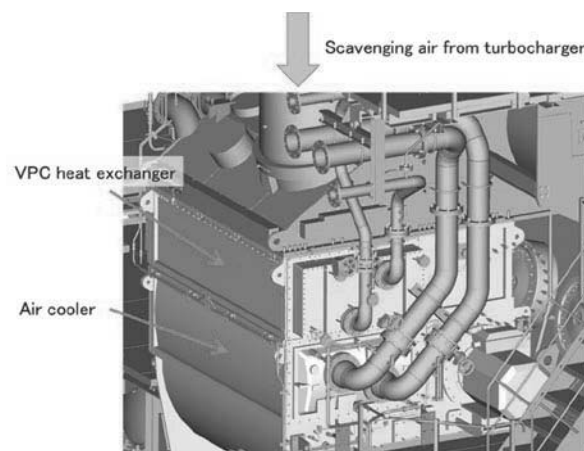


Fig. 5 Arrangement of VPC heat exchanger

であるのと同様に、空気と液相である作動媒体の顕熱の熱交換となる。その結果、従来の設計手法が踏襲され、その寸法も従来と同等にコンパクトになる。

また、システム制御の容易さが特長として挙げられる。船用主機関の負荷変動に対して、VPC加熱器での交換熱量は変動するが、作動媒体の飽和温度と飽和圧力の関係に基づき、常にVPC加熱器出口では作動媒体を少しサブクールする状態にする。例えば、図6に主な作動媒体であるR245faの蒸気圧曲線を示す。このように制御することでVPC加熱器内での作動媒体の相変化もないため、システムの挙動が安定する。この制御は作動媒体であるR245faの流量制御のみによって行われる。

以上はVPCシステムの特長に基づくメリットであるが、逆にデメリットもある。すなわち、作動媒体で熱回収する際に蒸発させないことがVPCシステムの特長であるが、そのためには媒体の圧力を飽和圧力以上とすることが必要である。図6に示すように、VPC加熱器出口のR245fa温度が130℃の場合、その蒸気圧力は約2.34 [MPa] となり、R245faを循環させる循環ポンプに要求される揚程が大きくなる。また、システムの設計圧力が高くなることもデメリットの一つである。

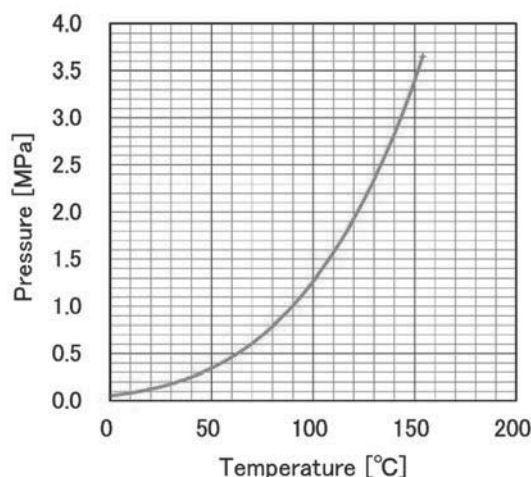


Fig. 6 Vapor pressure curve of R245fa

3. 船用主機関への適用

VPCシステムを鉱石運搬船に適用し、実船実証試験を実施した。船舶からのCO₂排出量を2%削減することを目標に本システムを設計し、機関室への最適配置を検討し実船へ搭載した。加えて、以下の点を満足するように本システムとその制御を設計し、実船実証試験において検証した。

- (1) 船舶の運航、主機関の運転との協調
- (2) 主発電機との並列運転発電制御
- (3) 実海域における信頼性・耐久性

対象となった主機関の仕様を表1に示す。

Table 1 Specification of main diesel engine

Item	Specification
Engine type	6G70ME-C9.5
MCR output	17650 kW
MCR speed	77.2 min ⁻¹

また、VPCシステムの概要を図7に示す。本システムの各機器は機関室内の各デッキに配置した。

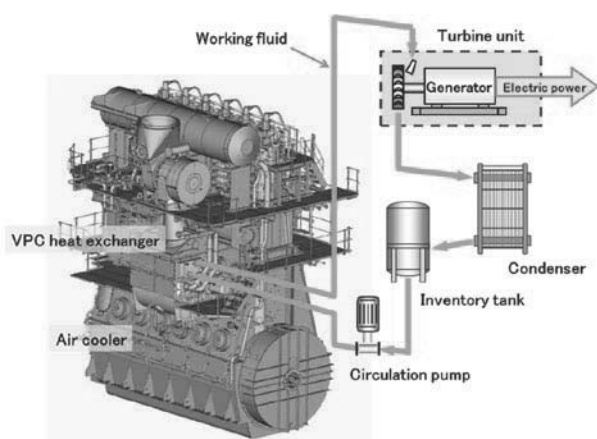


Fig. 7 General view of VPC system

3.1 システム構成

VPCシステムの概略フローを図8に示す。VPCシステムを構成する主要機器は、作動媒体循環ポンプ (Circulation Pump), VPC加熱器, タービンユニット (Turbine Unit), 凝縮器 (Condenser), 作動媒体タンク (Inventory Tank) 及びその制御装置である。また、作動媒体としてはR245faを採用した。

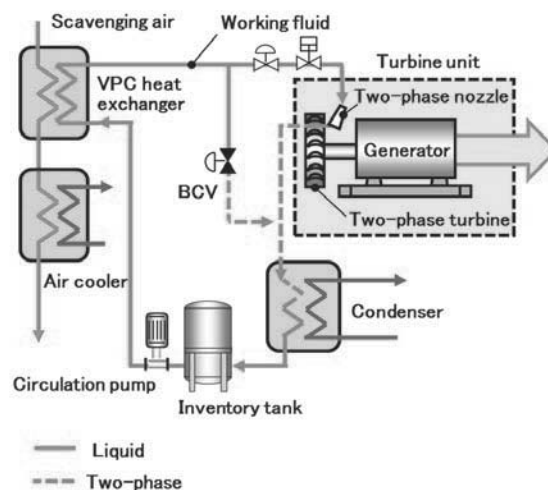


Fig. 8 VPC system process flow diagram

3.2 実船実証機の主要目

VPCシステムを構成する主要機器の要目を表-2と表-3にそれぞれ示す。

Table 2 Specification of turbine and generator

Equipment	Item	Specification
Turbine	Type	Single stage two-phase impulse turbine
	Max output	275 kW
	Speed at full load	3640 min ⁻¹
	Shaft seal type	Air pressurized double mechanical seal
Generator	Type	Three phase induction generator
	Rated output	290 kW
	Speed at full load	3640 min ⁻¹

Table 3 Specification of heat exchangers and pump

Equipment	Item	Specification
VPC heat exchanger	Type	Plate fin type heat exchanger
Condenser	Type	Twin-plate type heat exchanger
Circulation pump	Type	Single stage vertical axis centrifugal pump

3.3 運転方法

通常の起動・停止は、VPCシステム操作盤上のボタン操作により、基本的に全て自動シーケンスで行われる。また、タービンユニットおよびシステムの異常など緊急時には自動シーケンスで停止する。図9にVPC操作盤のLCD画面を示す。

VPCシステムの運転モードは、システム停止状態を

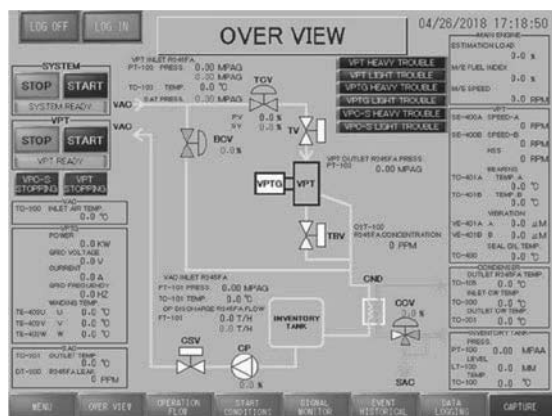


Fig. 9 VPC operating panel

除いて、主に次の3つに分けられる。

(1) 全量バイパスモード (All Bypass Mode)

主機関起動後に、VPCシステムの循環ポンプを起動し、作動媒体が循環した状態を示す。作動媒体の全量がバイパス調節弁 (Bypass Control Valve : BCV) を経由して流れる (図8参照)。タービン発電機は停止状態であり、VPC加熱器で作動媒体が吸収した熱エネルギーは、凝縮器で熱回収され冷却水に放出される。

(2) 通常モード (Normal Mode)

タービン発電機が発電し、船内系統へ送電している状態を示す。循環ポンプにより作動媒体の全量がタービンに導入される。

(3) 部分バイパスモード (Partial Bypass Mode)

タービン発電機が発電し、船内系統へ送電中であるが、作動媒体の一部がバイパス調節弁を経由して流れる状態を示す (図8参照)。タービン前圧が高くなり過ぎる場合にもこの運転モードとなる。

VPCシステムのタービンにガバニング機能はなく、誘導発電機を採用している。即ち、主発電機との並列運転が必須となる。また、VPCタービン発電機の系統への併入時には、タービン発電機を自動昇速し、発電機回転数が所定の値になった時点でACBを自動投入する。なお、VPCタービン及び三相誘導発電機の定格回転数はともに3640 [min⁻¹] であり、減速機を介さずに直結されている。また、周波数変換装置を介さずに系統に送電する。

4. 実証試験結果

対象船に搭載する主機関の陸上試験時に、弊社玉野事業所のディーゼル機関組立工場にて、VPCシステムの陸上試験を実施した。その時の外観写真を図10に示す。対象船の機関室内での配置を模擬するようにVPCシステムの各機器を配置した。

陸上試験では、対象船に本システムを搭載する前に、VPCシステムの性能確認に加え、システムの稼働・停止により機関室電力系統、および主機関へ悪影響が無い

ことを事前確認した。VPCシステムの発電機は単独運転ができないため、レンタルしたディーゼル発電機及び負荷抵抗器により、船内電力系統を模擬した。

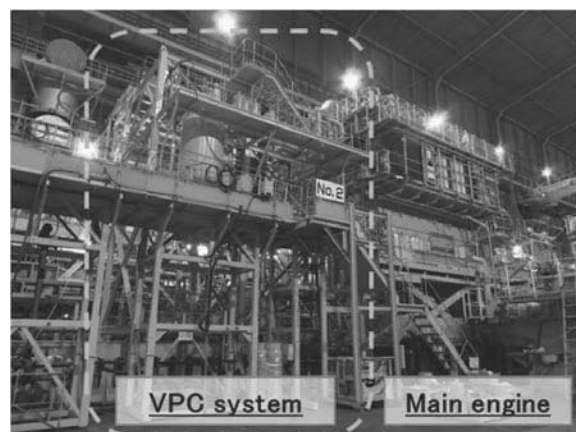


Fig. 10 Picture of VPC system shop test

また、鉱石運搬船へVPCシステム搭載した後の本船就航前に海上試験を実施した。図11に鉱石運搬船に搭載されたVPCタービン発電機ユニットの写真を、図12にVPC加熱器が搭載された掃気接続箱の写真を示す。

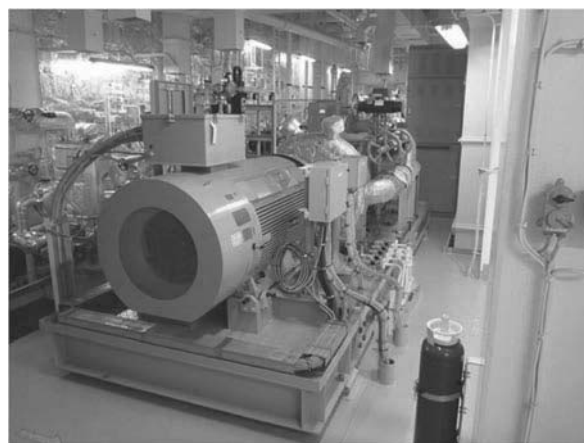


Fig. 11 VPC turbine generator unit

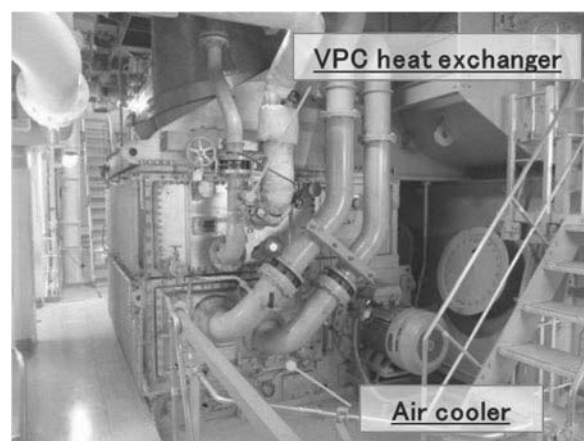


Fig. 12 VPC heat exchanger

本海上試験において、陸上試験同様に主に以下の点が確認できた。

- (1) VPCシステムの発電量は最大で245 [kW] であった。また、実証運転の結果をもとに、5 %以上のシステム効率を達成する目処をつけた。
- (2) VPCシステムの自動起動・自動停止、異常時の緊急停止などの工程が、主機関および船内電力系統に悪影響を与えることなく、健全に行われた。図13にVPCシステム起動時のチャートを示す。
- (3) VPC発電機の船内系統への併入・解列時の、船内電力母線の電圧・周波数変動などが規定の変動範囲内であった。併入時のデータを図14に示す。電力母線の瞬時電圧降下、および周波数変動ともに問題無い。
- (4) 主発電機との並列運転が健全に実施され、船内電力負荷変動時に船内母線の電圧・周波数変動などが規定

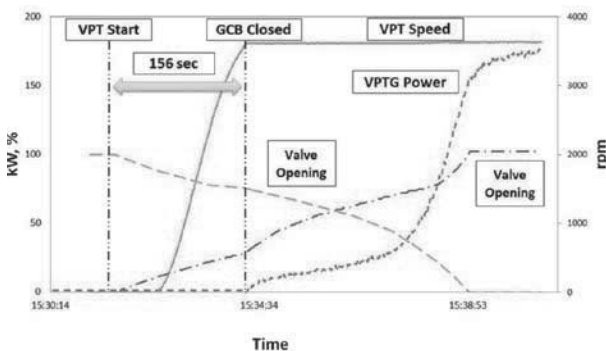


Fig. 13 Startup chart of VPC system

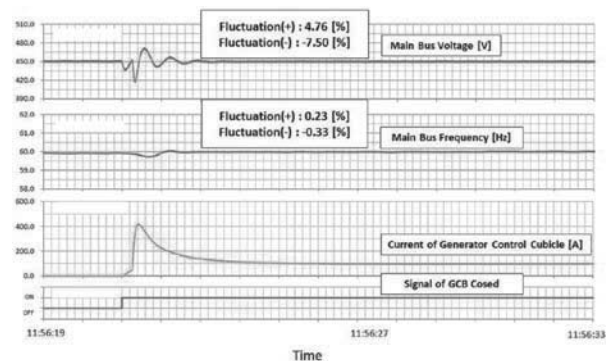


Fig. 14 Monitoring result of main bus after ACB close

の変動範囲内であった。

- (5) VPCタービン発電機の負荷遮断時に、タービン発電機の回転数上昇値が規定の範囲であり、健全にタービン発電機が停止した。
- (6) ブラックアウト時にシステムが健全に停止した。

その後、実海域での実証運転を実施し、延べ約1350時間の実証運転を行った。主機関の負荷変動などにVPCシステムが健全に追従し、連続運転可能であることなどを確認した。その一方で課題もあり、例えば軸シールに使用しているOリングの耐久性を長期運転で確認することなどが懸案として残っている。これらの課題解決に向けて、今後も更に実証運転を続ける予定である。

5. 結言

VPCシステムを鉱石運搬船に搭載し、実海域での実証試験を実施した。主機関、或いは主発電機との協調を含めシステムが健全に稼働することは検証できた。さらに、長期の信頼性を確認するために実証試験を続けている。

国際海運における今後のCO₂排出量削減の動きにも貢献できるように、VPCシステムの開発を進める。

謝辞

本実船実証試験は、国土交通省の「次世代海洋環境関連技術開発支援事業」の補助を受け、一般財団法人日本海事協会、株式会社商船三井殿との共同開発プロジェクトとして実施した。また、対象船は今治造船株式会社殿にて建造され、本プロジェクトへの多大な支援を得た。ここに感謝の意を表する。

参考文献

- (1) 今井兼久, 佐山五郎, 新開和男, 難波浩一, 船用VPCバイナリー発電装置の開発, 三井造船技報, No. 211 (2014-2), pp. 13-18.
- (2) 今井兼久, 難波浩一, Lance Hays, 中低温熱回収用二相タービンの開発, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 6 (2013.11), pp. 456-460.
- (3) Patrick Boyle, Lance Hays, Variable Phase Cycle, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 41, No. 6 (2013.11), pp. 461-466.

特集：特殊用途タービン

圧縮空気エネルギー貯蔵システムによる風力発電の出力制御

Wind Firm Output Control with Compressed Air Energy Storage System

蓮池 宏^{*1}
HASUIKE Hiroshi日浦 俊哉^{*1}
HIURA Toshiya伊藤 雅一^{*2}
ITO Masakazu光岡 正隆^{*2}
MITSUOKA Masataka林 泰弘^{*2}
HAYASHI Yasuhiro

キーワード：圧縮空気エネルギー貯蔵，風力発電，変動緩和，計画発電

Key Words：Compressed Air Energy Storage, Wind Power Generation, Fluctuation Mitigation, Planned Generation

1. 緒言

風力発電や太陽光発電などの自然変動再生可能エネルギー電源は電力需給調整を難しくすることから，出力変動への対策技術の開発が求められている。

早稲田大学とエネルギー総合工学研究所は，新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託事業「電力系統出力変動対応技術研究開発」の一環として，2014年度から2018年度の予定で圧縮空気エネルギー貯蔵（CAES: Compressed Air Energy Storage）システムを用いた風力発電の出力制御技術の開発を行っている⁽¹⁾。

本稿では，CAESの開発動向と当該NEDO事業の概要を紹介する。

2. CAESの開発動向

CAESは電気エネルギーを空気の圧力の形で貯蔵するものであり，これまで国内外においていくつかの開発事例がある。以下，空気圧縮・膨張の方式および圧縮空気の貯蔵方式の観点から分類して解説する。

2.1 空気圧縮・膨張の方式

CAESは空気の圧縮・膨張の方式により，CAES-G/T, A-CAES, I-CAESの3種類に分類される。

(1)CAES-G/T（ガスタービン発電との組み合わせ）

ガスタービン発電（G/T; gas turbine）の圧縮工程で作られる圧縮空気を抜き出して一旦貯蔵し（発電出力減少），再利用時に圧縮工程に戻すことで圧縮動力が低減されて発電出力が増加する（図1）。充放電効率は，圧縮の際に減少した電力量と，膨張の際に増加した電力量の比で評価される。

ドイツと米国に1ヵ所ずつ実用プラントがあり，国内でも1990～2001年に実証試験が実施された⁽²⁾（表1）。

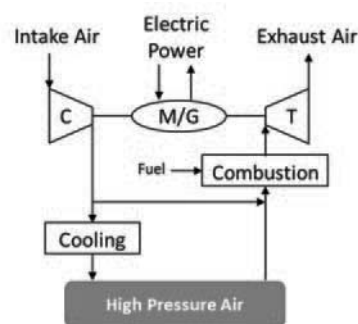


Fig. 1 Fundamental composition of CAES-G/T

Table 1 Examples of CAES-G/T development

Site	Huntorf (Germany)	McIntosh (AL, US)	Kamisunagawa (Japan)
Start of Operation	1978	1991	2001
Nominal Power (MW)	290	110	2
Continuous Power Generation Time (h)	8	26	3.5
Efficiency (%)	42	56	—
Air Storage	Salt Cavern	Salt Cavern	Former Coalpit & Gum Lining
Air Pressure (MPa)	4.8 ~ 6.6	4.5 ~ 7.4	4.0 ~ 8.0

CAES-G/Tの課題は，ガスタービンが圧縮空気の抜き取り・再導入の構造を含む専用設計となるため汎用機より割高になること，燃料供給や排気ガスの排出が立地の制約要因になることである。

米国では2000年代に入って複数の商業プラントの建設が計画されたが，燃料費と排気ガスの排出がネックとなって建設は断念された。以降，開発計画が具体化することはなかったが，最近になってカリフォルニア州やテ

原稿受付 2018年5月8日

*1 エネルギー総合工学研究所

〒105-0003 港区西新橋1-14-2

*2 早稲田大学スマート社会技術融合研究機構

〒169-0051 新宿区西早稲田1-6-1

キサス州において、この方式のCAESの建設が検討されている模様である。

(2) A-CAES (断熱圧縮空気エネルギー貯蔵)

断熱圧縮CAES (A-CAES; adiabatic CAES) の基本構成を図2に示す。ガスタービンは用いず、空気膨張機で発電する。空気を圧縮すると温度が上昇し、それを膨張させれば温度は元に戻る。このとき、高温の熱を保存するのに空気貯槽全体を断熱保温するのは不経済であるため、熱をコンパクトな蓄熱媒体に移して保温貯蔵し、膨張工程の直前に高压空気を加熱して動力を取り出す。後述のNEDO事業において採用されているのはこの方式である。

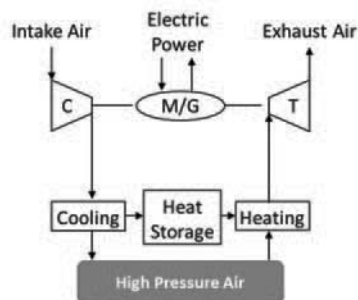


Fig. 2 Fundamental composition of A-CAES

(3) I-CAES (等温圧縮空気エネルギー貯蔵)

等温圧縮CAES (I-CAES; isothermal CAES) の基本構成を図3に示す。圧縮により生じる熱を圧縮工程の最中に除去することができれば圧縮に要する動力が大幅に減少する。大型のガスタービン発電では吸入空気に微細な水滴を噴霧して空気温度を下げ、圧縮動力を下げる技術が実用化されており、それと同様の技術検討が複数の企業や研究機関で行われてきている。

本方式は“isothermal” (等温) という名称で呼ばれるが、厳密には圧縮機出入口の空気温度は同一ではない。

最近の開発例として米国のSustainX社が、水と空気を混合して微細な泡を形成することにより空気から水への伝熱性を高める技術を開発し、1.5MW機を用いて実証を行った⁽³⁾。しかし現在は開発が中断している模様である。

2.2 圧縮空気の貯蔵方式

圧縮空気の貯蔵槽はプラント建設費の相当部分を占め

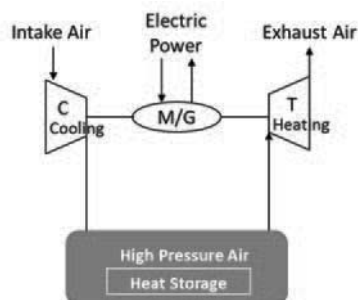


Fig. 3 Fundamental composition of I-CAES

る重要な要素である。圧縮空気の貯蔵方式は地上タンク、地下空洞、水中貯留の3種類に大別される。

(1) 地上タンク

圧力容器を地上に設置する方式で、立地制約は最も小さい。貯蔵圧力1MPa程度であっても太陽光発電より出力密度の高いCAESは実現可能で、設置スペースは大きな制約にはならないと考えられる。高压化すれば所要スペースは更に削減される。

課題は圧力容器のコストである。コスト削減のためには、ある程度の高圧化が有効である。圧力レベルは圧縮機や膨張機のコストも考慮に入れて選定することになる。

(2) 地下空洞

地下空洞を利用する圧縮空気貯留槽の例を図4に示す。岩盤の気密性を利用する方式の代表例が岩塩層の利用である。岩塩層は気密性が高く、表1に示したドイツと米国のCAES-G/Tは、いずれも地下の岩塩層内に形成した空洞を利用している。国内には岩塩層が存在しないため、ゴムや金属によるライニング方式や水封式が検討されている。

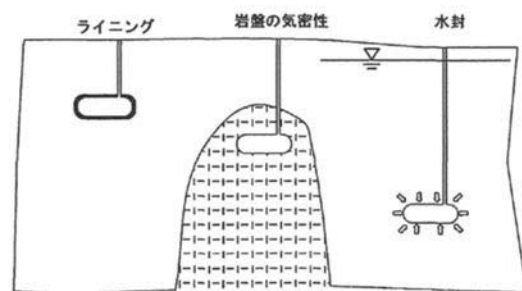


Fig. 4 Examples of underground compressed air reserve⁽⁴⁾

水封式は貯留槽内を水で満たすことにより圧力一定・体積可変 (定圧式) の空気貯蔵が可能となる。他の方式は体積一定・圧力可変 (変圧式) となる。容積と最大圧力が同一の場合、定圧式は圧縮機や膨張機が圧力変化に対応する必要がなく、実質的に多くのエネルギーを貯蔵できるというメリットがある。国内では、電力中央研究所が1987年～2002年に実証実験を行い、技術的課題の検討評価を報告している⁽⁴⁾。

(3) 水中貯留

水中では深さに応じて常に水圧がかかっているため、定圧式の貯蔵とすることが比較的容易である。水圧と空気圧をバランスさせることにより、貯槽は耐圧性である必要がなくなる。一方で、立地点の自由度に制約がある。

Hydrostor社は、バルーン型の定圧式水中空気貯留器を開発している。カナダの電力会社Toronto Hydro社がこの技術を採用してオンタリオ湖の沿岸に660kW×1時間のA-CAESプラントを建設し、2015年11月に完成した。貯留器はオンタリオ湖の湖底、沿岸より3km、水深55mに設置された。水深55mなので貯蔵圧力は約6.5気圧となる。

3. NEDO事業における実証

3.1 事業概要

「電力系統出力変動対応技術研究開発事業」は、自然変動再生可能エネルギー電源が電力系統に大量に接続された場合の各種対応技術を開発するもので、予測技術、蓄エネルギー技術、系統運用技術、出力抑制技術などが対象となっている。この中で蓄エネルギー技術の一つとしてCAESが取り上げられている。

蓄エネルギー装置を風力発電所に併設し出力の平滑化を行うことは、1990年代の後半から試みが始まっている。しかし、蓄エネルギーシステムの利用はコストがかかる対策であり、広く用いられるためにはかなりのコスト低減が必要である。本事業では低コスト化の可能性があり数時間以上の蓄エネルギーに適した技術として、CAESに着目した。

CAESは、2000年以前に開発されたガスタービンと組み合わせる方式ではなく、燃料を使わずに空気の圧縮と膨張だけで充放電する断熱圧縮方式を採用した。

同方式の原理図を図5に示す。高速で回転する圧縮機に取り込まれた空気はごく短時間（1/100秒以下）で所定の圧力に圧縮され温度が上昇する。このとき発生する熱は熱交換器を介して熱媒に移し、コンパクトな断熱容器に貯蔵される。常温近くまで温度が下がった圧縮空気は高圧空気タンクに貯められる。発電時には、圧縮空気を熱媒で加熱した後に膨張器に導き、接続された発電機を回転させて発電を行う。

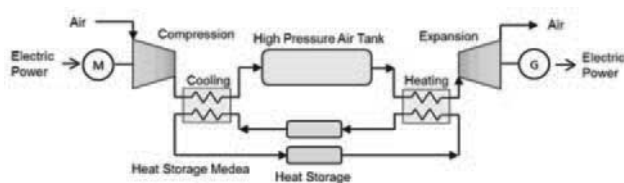


Fig. 5 Principle of adiabatic CAES

この方式は、燃料インフラの制約がなく、充放電の切り替えも容易で応答性も優れている等、風力発電の出力制御に適した特性を有している。発電・充電電力は圧縮機・膨張機的能力で決まり、放電容量は空気タンクの容量で決まる。それらを独立に設定できることも本方式の特徴である。

3.2 実証設備の構築⁵⁾

実証設備は、オイルフリー式スクリータイプ圧縮機と膨張機を採用し、設備を汎用機器で構成することによりコストを抑え、希少金属や有害物質を使用せず空気と水しか排出しないクリーンなシステムを実現している。

圧縮機・膨張機の効率や応答性は、その形式（スクリー式、レシプロ式、ターボ式等）によって異なる。本事業に使用しているスクリー式は部分負荷での効率低下が小さく、運転可能な負荷範囲が広いという特長を持つ。このため、再生可能エネルギー発電の変動吸収のような部分負荷での運転が多い用途に向いている。また、スクリー式空気圧縮機は産業分野において豊富な使用実績があり、その転用により早期のコスト低減を狙うことができる。

実証設備の建設は、2015年度上期に地質調査・測量・造成設計及び基礎工事設計を実施し、2016年1月に経済産業省より工事計画の認可を受け工事に着工した。同年10月から機器の搬入・据付を開始、各種の調整並びに使用前検査を経て2017年4月末に完成した（図6）。

実証設備の概要を図7に、外観を図8に、設備の主要諸元を表2に示す。

	FY2014	FY2015	FY2016	FY2017	FY2018
Control Tech. Development	Modeling	Control Technology Development		Control Tech. Improvement	
Demonstration	Specification	Fabrication & Installation		Operation & Evaluation	

Fig. 6 The project total plan

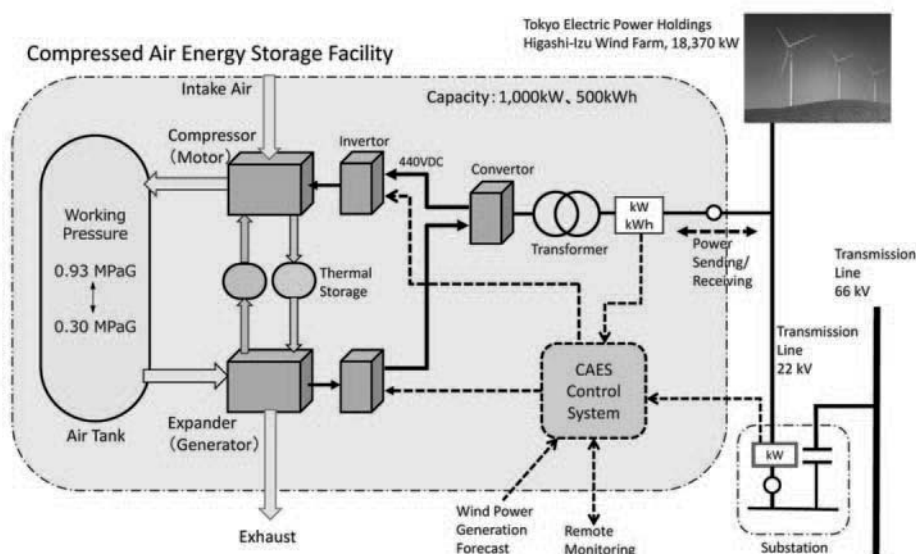


Fig. 7 Outline of the CAES test facility



Fig. 8 Outer view of the CAES test facility

Table 2 Specifications of the CAES plant

Compressor	Capacity, Units	167kW, 6 units
	Type	2-Stage Oil-free screw
	Nominal Rotation Speed	Low Stage : 10,745 rpm High Stage : 15,153 rpm
Expander	Capacity, Units	125kW, 8 units
	Type	2-Stage Oil-free screw
	Nominal Rotation Speed	Low Stage : 10,745 rpm High Stage : 15,153 rpm
Air Tank	Capacity, Units	30.5m ³ , 52 units
	Number of Series	4 Series
	Dimension	Inner Dia.: 1,900 mm Height: 11,550 mm
	Operating Pressure	Max. 0.98 MPaG Ordinary Use: 0.3 ~ 0.93 MPaG
High Temp. Thermal Media Tank	Capacity, Unit	8 m ³ , 2 units
	Operating Temp.	120 ~ 200 °C
Low Temp Thermal Media Tank	Capacity, Unit	8 m ³ , 2 units
	Operating Temp.	30 ~ 150 °C

今回のCAES実証設備の正式名称は、「河津圧縮空気エネルギー貯蔵試験所（CAES試験所）」といい、発電最大電力及び充電最大電力1,000kW（500kW×2ユニット）、放電電力量500kWhの設備である。

CAES実証設備は、東京電力ホールディングス(株)東伊豆風力発電所の22kV送電線に接続している（図7）。風力発電所の発電出力に応じてCAESをリアルタイムで制御する試験を行うため、発電出力のモニタリングと発電量予測を行う設備を備えている。圧縮機と膨張機の出力調整は回転数制御によって行い、これを実現するため商用電力を一旦直流に変換してインバータで圧縮機と膨張機を駆動する。

実証設備の基本となる500kWユニットは、充電ユニット、熱媒ユニット、発電ユニット及び空気タンクで構成されている。各ユニットの構成図を図9に示す。充電ユニットには3台の圧縮機と熱交換器が、熱媒ユニットには高温および低温の熱媒タンクが、発電ユニットには4台の膨張機と熱交換器が、それぞれ20フィートコンテナに収められている。

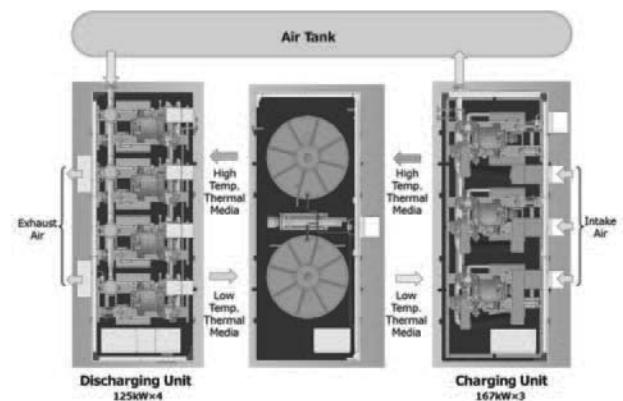


Fig. 9 Structure of the 500kW unit

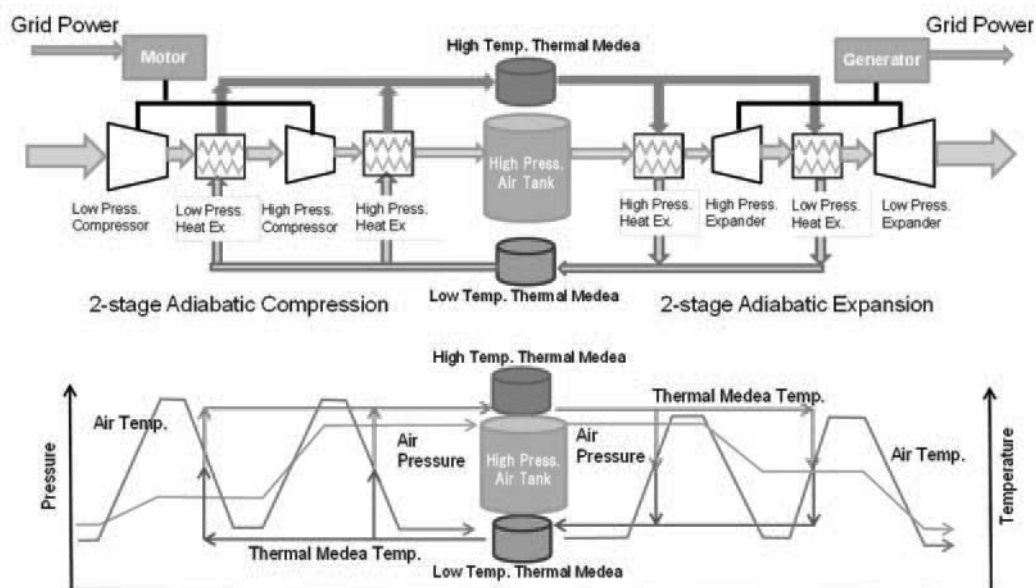


Fig. 10 Pressure and temperature in the process of charge (compression) and discharge (expansion)

充電および放電時における空気圧力と空気温度の推移を図10に示す。大気圧の空気を定格圧力0.93MPaGまで1段で圧縮すると温度が上がりすぎるため、2段圧縮として中間冷却を行う。同様に膨張も2段で行い、高压段膨張器に入る前と低压段膨張器に入る前の2回に分けて加熱を行う。

圧縮空気タンクは容積30.5m³の縦置きタンク52本で構成され、0.93 MPaG ~ 0.30 MPaGの間で使用される。使用圧力が1.0 MPaG以上の場合には高压ガス保安法が適用され各種の手続きが増えるため、今回は実証試験設備ということもあり、これを避けるように最高圧力を定めた。風力発電の出力変動緩和機能を実証するという本事業の目的には十分であるが、空気タンク圧力に反比例してタンク容量を減らすことができるため、実用設備においては経済性の観点からより高压での貯蔵も検討されることが考えられる。

3.3 実証試験

2017年度から2年間の予定で、早稲田大学とエネルギー総合工学研究所が共同で運転試験を実施している。

運転試験では、製作した設備の基本性能を測定するとともに、予測情報を活用し新たに開発した制御技術の検証を行っている。

CAESの基本特性に関しては、出力範囲、充放電効率、応答特性の3つの観点から特性を調べる。設計ベースの特性を事前に推定しており、実機の運転データを解析して必要な修正を加える。これらの特性をモデル化することにより、計算機上でCAESプラントを表現することが可能になり、様々な運転を行った場合の制御性能を予測できるようになる。さらに、CAESの仕様を変更した場合の特性も推定できる。

蓄エネルギーシステムを用いた風力発電の出力制御技術としては、系統運用者と風力発電事業者のニーズを検討した上で、本事業では変動緩和と計画発電の二つの制御を実証する。

変動緩和(図11)は、風力発電を系統に接続する際の要件として出力変動の上限が設定され、その要件を蓄エネルギー装置の充放電によって達成するものである。要件(出力変動の上限)は一定時間内(ΔT)における出力変動量(ΔP)で定義され、例えば、0.1pu/20分^(a)、あるいは0.3pu/6時間などが考えられる。

国内の電力会社では、風力発電や太陽光発電の増加に伴ってこうした要件を設定しているところがあり、その要件に対応した蓄電池設備が導入されている例もある。本研究では、予測情報を最大限に活用することによって必要となる電力貯蔵設備容量の最小化を目指している。

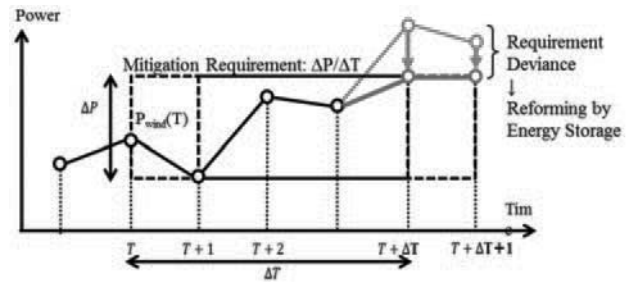


Fig. 11 Use case of energy storage system
(a) fluctuation mitigation

計画発電(図12)は、2016年4月に開始された「計画値同時同量」制度に対応する形で、風力発電所が前日および1時間前に30分1コマを単位とする発電計画を作成し、作成した発電計画と実送電量との差を極小化するように、蓄エネルギー装置を充放電させるものである。

風力発電の電力は、現時点においては、固定価格買取制度の下で送配電事業者が全量買取を行っているが、同制度の適用期限が終了した風力発電所は、「計画値同時同量」制度に対応して発電電力を売りさばく必要が出てくると予想される。本研究では、そうした状況における活用を想定した制御技術の開発を行っている。

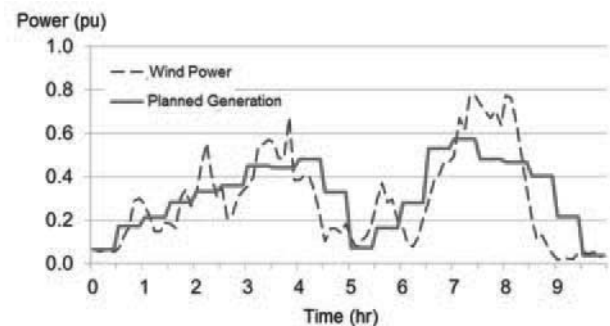


Fig. 12 Use case of energy storage system
(b) planned generation

以上に示した変動緩和と計画発電は、いずれも風力発電事業者が制御主体となるもので、発電所側のローカルな情報に基づいて制御を行う自端制御に分類される。

実証試験では、早稲田大学において開発した制御ロジック^{(6),(7)}をCAESの制御装置に組み込み、事前のシミュレーションと実証設備の動きを比較検証している。その検証結果を受けて、CAES側の制御と充放電指令を作成するロジックの双方に改良を加える。さらに、様々な条件での制御の安定性を確認するため、一定期間以上の昼夜連続での無人運転を実施している。

3.4 実用プラントの検討

実証設備の運転と並行して、実証設備の建設・運転を通じて得られた知見をもとに、A-CAESの実用プラントの設計検討を進めている。経済的な成立性を念頭に、最高圧力レベルの選択、変圧式と定圧式の比較、空気貯槽の検討、蓄熱方法の検討などを行っており、2018年度中

(a) 「0.1pu/20分」は、任意の時点を基準に過去20分間の最大出力と最小出力の差が0.1pu (1pu=定格出力)、との意味

に成果を取り纏める予定である。

この中で、空気貯槽に関しては地上タンクだけでなく、地下空洞の利用を検討している。国内には岩塩採取跡地のようなCAESに転用可能な地下空洞は存在しないので、CAESとして使うための地下空洞を新たに掘削することが必要になる。それでも一定規模以上になれば、地上に高压タンクを設置するよりも経済性が高いと予想される。

最高圧力レベルに関しては、1 MPa～数MPaの範囲では、圧縮機／膨脹機のコストと空気貯槽のコストとがトレードオフの関係にある。本システムの導入量は、当面、産業用の汎用圧縮機の需要よりも少ないと想定されるため、本システム向けの専用機を製作するより産業用汎用機を流用することが合理的である。これを考慮すると、圧力レベルとしては2 MPaが一つの最適点となる可能性が高い。

空気貯蔵における変圧式と定圧式の比較については、プラント性能は定圧式の方が有利であることは明らかである。定圧式を実現するには、空気貯蔵量に応じて体積を可変にする機構をどのように構築するかが鍵を握る。カナダでは水中に容積可変の袋状の空気貯留槽を設置する方式の実証プラントが建設されている。しかし、日本では海も湖も水中の利用は制度的な制約が多いと考えられることから、本検討では人工の上池を設けて、地下の空気貯留槽から空気貯蔵量に応じて水を出し入れする方式を検討している。

蓄熱に関しては、実証試験では蓄熱媒体として熱媒油を使用しているが、特に冬期において温度低下による熱媒の粘度上昇が伝熱性能低下すなわち熱回収性能の低下をもたらし、それによって充放電効率が低下するという現象が起こっている。この問題への対処として、実用プラントでは、低温でも高い伝熱性能が得られる蓄熱媒体の利用を検討している。

この他、圧縮機と膨脹機を兼用とすることでコスト低減とコンパクト化を図ることを検討しており、空気貯槽の地下化とも併せて、地上設備は非常にコンパクトになる見通しである。

4. 今後の展望

CAESの各種方式のうちCAES-G/Tは、2基の商業プラントが稼働中である。近年は、燃料を用いず空気の圧縮・膨張のみで充放電を行う方式であるA-CAESやI-CAESの開発も行われている。

NEDO事業では、風力発電の出力制御用にA-CAESを用いた実証試験と実用プラントの検討が進められており、近い将来の実用化が期待される。

謝辞

「電力系統出力変動対応技術研究開発事業」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の委託業務として実施された。記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 蓮池宏, 日浦俊哉, 伊藤雅一, 林泰弘, 原亮一, 北裕幸, 高山聡志, 石亀篤司, 本間隆, 石川光浩, 蓄エネルギー技術を用いた出力変動制御技術の開発, 平成29年電気学会全国大会 (2017), pp. H7(11)-H7(14).
- (2) 中北智文, 小林英夫, 奥原巖, 高橋克行, 安田友芝, 圧縮空気エネルギー貯蔵ガスタービン (CAES-G/T) の開発, 石川島播磨技報, Vol. 43, No. 3 (2003), pp. 102-107.
- (3) 財津靖史, 新しい等温圧縮空気蓄電 (ICAES) システムによる大規模蓄電, 圧縮空気エネルギー貯蔵 (CAES) の技術開発動向 講習会テキスト, 技術情報センター, 2015年6月26日.
- (4) 中川加明一郎, 志田原巧, 池川洋二郎, 末永弘, 伊藤由紀, 田中仲和, 水封式岩盤内圧縮空気ガスタービン発電 (CAES) にかかわる土木技術課題の検討評価, 電力中央研究所報告U45, 平成16年2月.
- (5) 日浦俊哉, 鈴木守, 蓮池宏, 佐藤隆, 中道亮, 断熱圧縮空気エネルギー貯蔵システムによる風力出力制御— (1) 実証設備の構築—, 平成29年電気学会電力・エネルギー部門大会 (2017), pp. (3-5-21)-(3-5-22).
- (6) 伊藤雅一, 藤本悠, 光岡正隆, 石井英雄, 林泰弘, 蓄エネルギー装置の出力事前制御による風力発電出力変動緩和のための所要容量削減効果に関する基礎検討, 平成28年電気学会全国大会 (2016), pp. 359-360.
- (7) 菊地亜希, 伊藤雅一, 林泰弘, 風力発電の翌日発電計画値作成手法における蓄エネルギー装置の充電レベル調整手法の比較, 平成29年電気学会電力・エネルギー部門大会 (2017), pp. 53-54.

特集：特殊用途タービン

潮流・海流発電用タービンの研究開発動向

Research and Development Trend of Tidal Power Turbines

宮川 和芳^{*1}

MIYAGAWA Kazuyoshi

キーワード：海洋エネルギー，潮流タービン，海流タービン，浮体式

Key Words：Ocean Energy, Tidal power turbine, Ocean current power turbine, Submerged floating

1. 緒言

現在の主流エネルギーである化石燃料を用いた発電システムや原子力発電の依存度を小さくするために再生可能エネルギーである風力，太陽光，バイオマスや中小水力が期待されているが，その市場は2012年のFIT（Feed-in Tariff：再生可能エネルギー固定価格買取制度）施行後に拡大している。再生可能エネルギーの主流となっている太陽光や風力は，予測が難しい不安定な電源であり設備稼働率が高くない。一方，中小水力は，他の再生可能エネルギーに比べて供給の安定性に優れ，設備利用率も高い水準にあるが，初期投資が大きいことが普及の妨げになっている。中小水力発電の候補地は数多くあるが，国内の規模の大きな水力はほぼ開発済みであるため大きな割合を占めるエネルギーにはなりにくい。よって，今後は，大きなポテンシャルを有する再生可能エネルギーの開発が急務である。

潮流は，月と太陽の引力で生じる周期的な変動であり，また，海流は，偏西風や太陽熱などの風により生ずる地球規模での大循環流である。潮流は，潮の干満により規則的に流れ，海流は地球の自転と地形によりほぼ一定の方向に流れているため，両者とも発電に利用するための予測が可能であり設備稼働率も高い良好な電源となり得る。そこで昨今は，国内外でフィージビリティスタディ，技術開発，小規模実験の段階を経て，長期の信頼性を実海域で評価する検証試験あるいは商用ベースとしての段階に移ってきている⁽¹⁾。

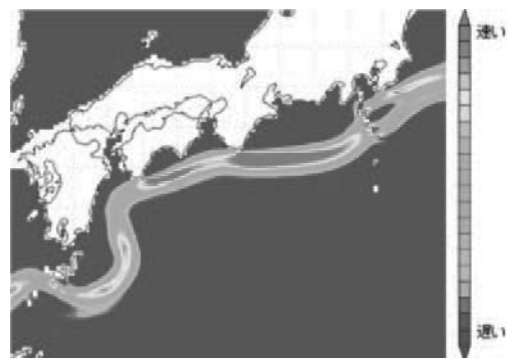
本報では，主に潮流，海流発電の動向や，用いられる技術，最近の開発事例などを紹介する。

2. 潮流・海流エネルギーのポテンシャルとコスト試算

潮流の有する運動エネルギーは一般には水力タービン

によって回転エネルギーに，そして発電機によって電気エネルギーに変換される。潮流は，海峡や湾の出入口において1日に4回または2回，一方向に海水が流れ始め流速が極大に達した後小さな流速となり，その後逆方向に流れ始めることを繰り返す。陸地に近く，また，水深の浅いところでの機器設置ができるが規模は大きくない。一方，海流は，陸地から数km以上離れているところでの幅100km，水深100m程度の同じ方向への流れであり，安定な大規模なポテンシャルを有するエネルギーとなる。しかしながら，陸地から遠い地点に有り，水深が深いため機器の設置や管理が難しく，また，送電距離が長くなるなどの多くの課題がある。

日本における潮流エネルギーの賦存量は2010年度の独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構（以下NEDO）による「海洋エネルギーポテンシャルの把握に関わる業務」によると22GWとされており，大手電力会社10社の総発電容量の約1割に相当する。但し，実際にコストに見合う流速などにより，賦存量の1割程度のみが導入可能であると考えられている。日本では，瀬戸内海の豊後水道，明石海峡，鳴門海峡や九州西岸の早崎瀬戸，針尾瀬戸，および津軽海峡の大間崎沖，竜飛先沖が，潮流エネルギー密度分布が大きい箇所である。世界では，海峡や水道などの流路の狭い地域で流速が速くエ

Fig. 1 Ocean currents around Japan⁽²⁾

原稿受付 2018年6月5日

* 1 早稲田大学 基幹理工学部 機械科学・航空学科
〒169-8555 新宿区大久保3-4-1
E-mail: k-miyagawa@waseda.jp

エネルギー密度が高いが、イギリス貿易産業省（DTI）によると潮流エネルギーのポテンシャルは3000GWであるが、発電に利用できるのは100GW程度であると試算している。

海流エネルギーは世界の大洋の強い海流が存在する所で大きく、日本近海では図1に示すように黒潮、親潮、北太平洋海流など極めて大きなポテンシャルがある。特に八重山諸島、八丈島沖、高知沖などでは安定な海流が得られる。前述のNEDOの調査によると、その賦存量は205GWとされ、ほぼ大手電力会社10社1年の総発電容量と同じ規模である。しかしながら、実際に機器の設置や発電に適した流速（水深5mで1m/s以上といわれている）を得られる地点は限られており、現実的な導入量は1.3GWと試算されている。一方、世界では、イギリス周辺に大きなエネルギー密度の地点が多数点在している他、アラスカ、カナダで約50GW、韓国では、6GWのポテンシャルを有している。

潮流、海流発電システムの初期設備製作のためのシステム価格、それにランニングコストを加えた発電コストもNEDOにより調査されている⁽¹⁾。本資料による試算では、10MWのプロジェクトのシステム価格は実証プロジェクトの段階で46～56万円/kW、商用プロジェクトでは43万円/kW程度となり、発電コストは、実証プロジェクトで23～32円/kWh、2020年には、23～26円/kWhまでコストダウンが進むとしている。陸上風力発電が発電コストに占めるタービン、電気設備が約8割の比率であるのに対して、潮流、海流発電は基礎、係留、グリッド接続、設置、保守などに関わる費用が莫大でタービン、電気設備の割合はわずか25%程度である。

3. 潮流、海流発電タービンの種類

潮流、海流発電では、海水の運動エネルギーをタービンの回転を介して発電機で電気エネルギーに変換する。潮流、海流の流れからエネルギーを機械的に取り出す方法としては、翼の揚力か抗力を利用する方法がある。揚力形タービンでは、流れと垂直に作用する揚力を利用するためにタービンの断面形状としては翼型が採用される。タービンの特性にもよるが一般的にはタービンへの流れの流入速度の数倍の翼端周速度で回転する場合に最も効率が高くなる。但し、起動時のトルクは小さく起動流速は速くなる。また、抗力形タービンは、流れに沿う方向に働く抗力を利用するため、回転周速度は流速以上に速くなることはなくエネルギーレベルも揚力形に比べて小さいが、低流速でも大きなトルクを得られるために起動性は良好である。回転軸の方向により風力タービンと同様に水平軸型と垂直軸型とに分けられる。水平軸タービンの代表はプロペラ式で、流れと平行となる水平な回転軸に、2,3枚のブレードを取り付けている。垂直軸タービンでは、揚力を利用したダリウス式や抗力を利用したサボニウス式が代表的な潮流タービンである。

潮流タービンの設置形式には、海底に設置する海底設置型とワイヤーなどで係留する浮体型がある。図2の例に示す海底設置型は、大きな構造物を海底に沈めるために莫大な設置コストがかかる。一方、図3の例に示す浮体型は、ワイヤー等で係留するために、構造物としては簡易になるが、タービンの姿勢が潮流、海流により影響しやすく、また、例えばプロペラを用いた水平軸タービンではジャイロ効果により一方向へのモーメントがかかるため、二対のプロペラを用いるか相反転方式を用いるなどして姿勢の安定化を図る必要がある。海流向けのタービンは、設置の難しさから一般的に浮体型が選択される。

システム価格、発電コストを考えた場合に、効率が比較的高く、速い平均流速でプロペラ径を大きくできる水平軸プロペラ形のタービンが有利であり、国内外の潮流、海流タービンの事例では、その多くで水平軸型タービンを利用している。

4. 国内外の開発動向

潮流、海流タービンは、その多くが実験室レベルでの検証を終え、商用運転に備え、実海域での短期、長期実証試験の段階に入っている。本章では、国内外の潮流、海流タービンの開発動向について示す。

4.1 日本の動向

日本での海洋エネルギーの利用技術は、当初は、世界初の実海域試験を行うなど先行していたが、その後の実用化に向けた技術開発ではヨーロッパ、アメリカに10年程度遅れているといわれている。日本での実海域における潮流タービンの発電は、1983年に日本大学が愛媛県今治市の来島海峡において世界で始めて垂直軸型であるダリウス式タービンの実験を行い、1988年までに3回の実海域試験を行った⁽³⁾。その後は、日本大学や新日本製鐵が研究を継続した後に、海上保安庁が明石海峡大橋で海洋標識ブイの電源用に潮流タービンを設置した。また、2008年に九州大学のグループが長崎の生月大橋でダリウス・サボニウス混合型水車を用いた実海域試験を行った⁽⁴⁾。

最近になり2011年にNEDOにより「海洋エネルギー技術研究開発」プログラムが開始され、産官学での潮流、海流発電の調査研究、要素技術開発、実証研究が実施された。このプログラムでは、実用段階に比較的近い発電装置の発電効率向上、運用およびメンテナンス方法などの確立を目的とし、事業化時に40円/kWh以下とするプログラム「海洋エネルギー発電システム実証研究」と、次世代の革新的な発電装置に関して発電効率の向上、設備、運用コストとの低減を目的に、事業化時に20円/kWh以下となる要素技術の実用化を目的とするプログラム「次世代海洋エネルギー発電技術研究開発」を設置、前者のプロジェクトには2社、後者のプログラムにも4社の事業者が参入して研究開発を実施した。

4.1.1 各実証試験の概要

「海洋エネルギー発電システム実証研究」では、川崎重工業が水平軸型プロペラタービンをを用いた着底式潮流発電の開発を行い⁽⁵⁾、また、三井海洋開発により垂直軸型タービンを適用した浮体構造・係留方法の確立およびタービンの高効率化の研究が実施された。

次世代海洋エネルギー発電技術研究開発では、以下の発電システムの開発が行われている。

a. 水中浮遊式海流発電

東京大学、IHI、東芝、三井物産戦略研究所により海中での浮遊式水平軸プロペラタービンの開発が実施され、浮体・係留システムの安定性やメンテナンス性の高度化、タービンの高効率化の研究が行われた。その後、IHIはNEDOの助成を受け、2017年に100kW級の海流発電実証機「かいりゅう」を開発し、7月から鹿児島県十島村の口之島沖で曳航試験と、ロープ係留により水深30～50m付近に浮遊させる実証試験を各1週間実施した⁽⁶⁾。この成功に引き続き、IHIは海流発電システムの1年以上の長期実証事業を計画していて、離島向け電源として2030年以降の実用化を目指している⁽⁷⁾。

b. 油圧式潮流発電

佐世保重工業、東京大学、九州大学により潮流に対応したツインロータを用いて油圧式同期発電機で発電をする方法の開発が実施され、ツインブレードおよび高効率油圧制御システムの要素技術が開発された。

c. 橋脚利用式潮流発電

ナカシマプロペラ、五洋建設、広島工業大学のグループにより、潮流に対応する対象翼による水平軸タービンシステムの研究を実施、対象ブレードおよび橋脚設置用基礎の要素技術開発を実施した。

d. 相反転プロペラ式潮流発電

相反転プロペラ、発電機を利用した潮流タービンの研究開発が実施された。詳細を次項に示す。

上記の他、環境省による「平成28年度潮流発電技術実用化推進事業」を利用して、九電みらいエナジー、新日鉄住金エンジニアリング、特定非営利法人長崎海洋産業クラスター形成推進協議会、オープンハイドロ・テクノロジー・ジャパンのグループにより2019年度までに五島



Fig. 2 Tidal turbine farm installed on seafloor⁽⁵⁾

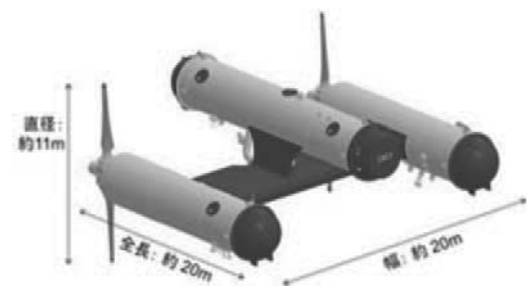
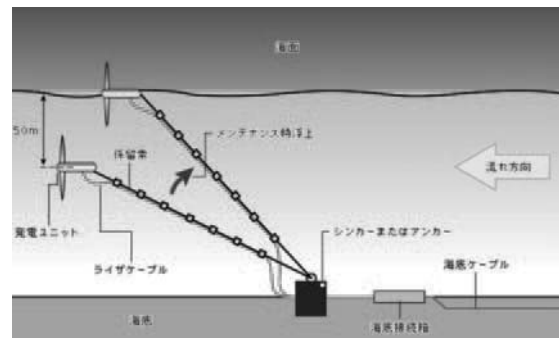
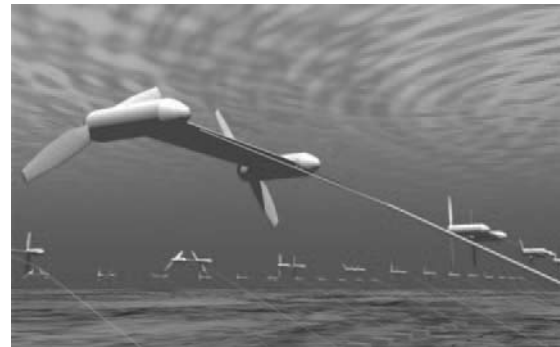
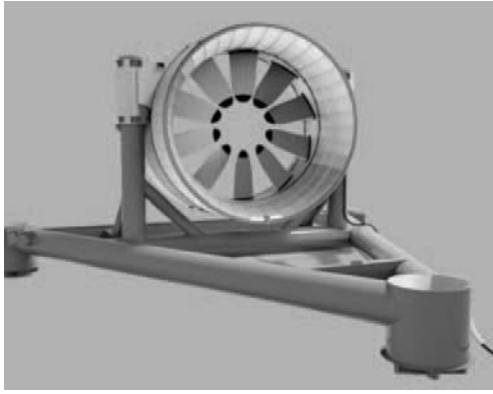


Fig. 3 Subsea floating tidal turbine⁽⁶⁾

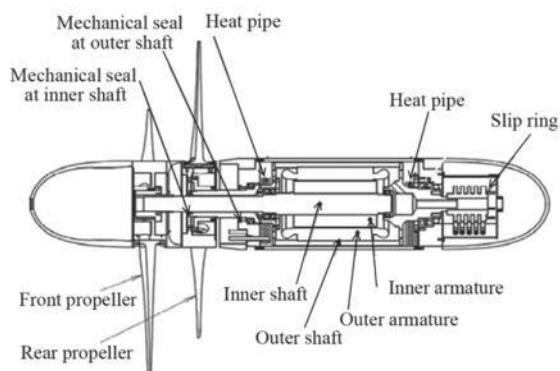
市沖奈留瀬戸海域に図4に示す海底設置型センターオープン式(16m径)の2MW級潮流発電機を設置して商用系統連携を行い、発電品質の確認、潮流シミュレーションによる発電量の予測等の実証に取り組む計画がある⁽⁸⁾。

4.1.2 相反転プロペラ式潮流発電の概要

筆者のグループは前述の「次世代海洋エネルギー発電技術研究開発」プログラムにおいて、2013～2017年度に相反転プロペラ式潮流発電の研究開発を実施し、実海域試験までを実施した⁽⁹⁾。本研究開発では、潮流エネルギー発電ユニット実用化時の発電コスト20円/kWhを

Fig. 4 Tidal turbine by Openhydro⁽⁸⁾

実現するために必要となる発電ユニットのコンポーネントや部品等の発電性能や信頼性の向上に関連する要素技術を研究開発した後、水槽や実海域において発電性能や信頼性等の試験・評価を実施した。図5に示す開発した相反転方式は、前後二段のプロペラが発電機の内外二重回転電機子（界磁子、電機子の総称）をそれぞれ駆動する方式で、他の発電ユニットに比べて、次のような優位性を有している。

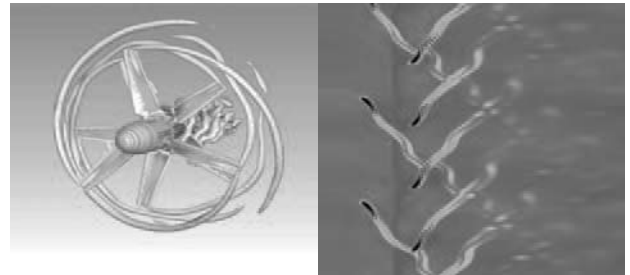
Fig. 5 Counter-rotating type tidal stream power unit⁽⁹⁾

- ・両回転電機子が互いに逆方向に回転し、磁界を切る相対速度が速くなるため、発電機径の縮小あるいは起電圧の増加、プロペラ個々の回転速度の低減（キャビテーション対策に有利）が期待できる。

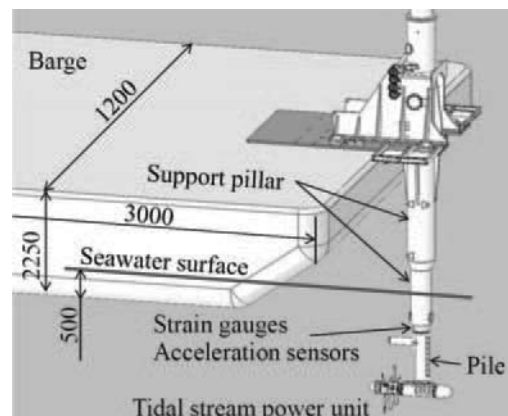
- ・両回転電機子間に働く回転トルクが相殺されて外部に反力が働かないため、海峡などに1本の索で容易に係留でき、安定姿勢で大容量発電が可能な新たな潮流発電システムの実現が期待できる。

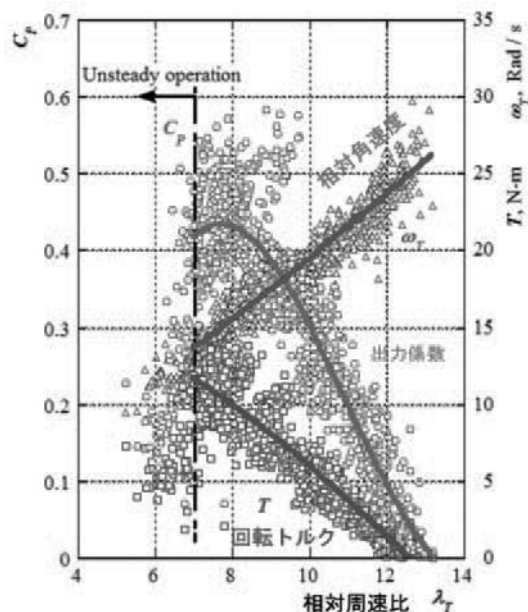
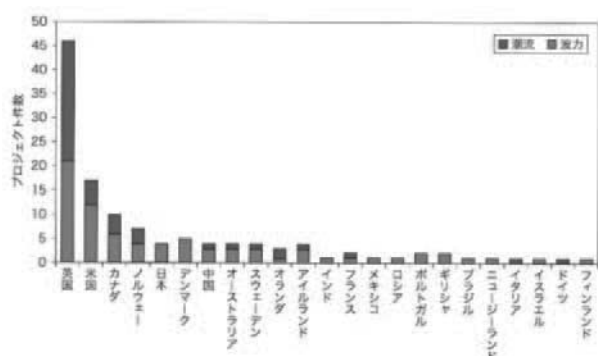
要素技術として、数値シミュレーションを利用した相反転プロペラの水力設計（前段3枚、後段5枚）や、高い比強度・比剛性、耐食性に優れている繊維強化プラスチック（Fiber Reinforced Plastics: FRPs）適用技術の開発を行った。潮流発電装置の動的安定性向上のために、キャビテーション、翼列干渉、上流ディストーション（偏流）によるプロペラに加わる流体励振力の予測、流体と構造系の連成振動評価技術の構築および複雑なロー

タ系に関するロータダイナミックスの評価などを実施した⁽¹⁰⁾。図6左図は相反転プロペラに発生する渦を、右図は回転流面での前段と後段翼列の渦の干渉を示している。その他、相反転プロペラ式潮流発電機に用いる両回転完全封水可能なテクスチャリングメカニカルシールの実用化に向けた開発を行い高い密封性を有することを確認した。

Fig. 6 CFD results of counter-rotating turbine blades⁽¹⁰⁾

これらの要素技術をベースとして実海域試験を2017年10月に長崎沖で実施し、定常、過渡のタービン特性を取得した他、今後の開発に資する実運用上の有益なデータを得た⁽¹¹⁾。図7に実海域試験のタービン設置写真、寸法（単位はcm）を示す。図8は、曳航試験によるタービンの特性であり、相対周速度比が約8で最大の出力を得られた。

Fig. 7 Tidal turbine power unit on towing ship⁽⁹⁾

Fig. 8 Turbine characteristics by towing test⁽⁹⁾Fig. 9 Ocean energy project number of each country⁽¹⁾

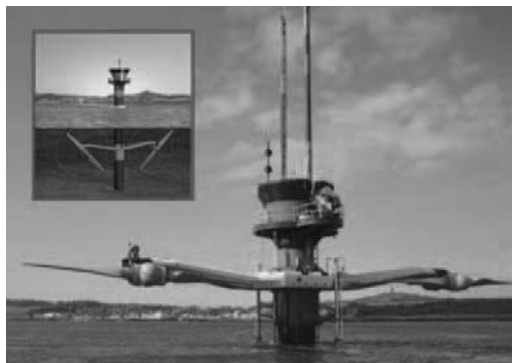
4.2 海外の動向

現在、潮流発電システムは海外においても研究開発もしくは実証研究の段階にあり、商用プラントは少ない。しかし、潮流のエネルギー密度が高い海域を周辺に有するイギリスを中心にヨーロッパ各国でフルスケール実証機が設置されており、実用化に向けた技術開発が推進されている。国別の主要な潮流発電プロジェクト件数を図9に示す。この図により、海外、特にヨーロッパでは潮流発電プロジェクトが多くあり、イギリスに潮流プロジェクトが集まっていることがわかる。ヨーロッパ、北アメリカでは実証試験サイトが整備されており、スコットランドのオークニー諸島に整備されている European Marine Energy Centre (EMEC), 北東イングランドのNarecやポルトガルのWave Energy Centre, フランス北部ノルマンディ西端のブレハ、南西部ボルドーやカナダのThe Fundy Ocean Research Center for Energy (FORCE) などが、企業の研究開発を大きく後押ししている。特にEMECはスコットランド政府を代表とする複数の公的機関及び組織からの出資で2004年に開設されたフルスケールの実海域試験が可能なサイト

であり、水深20～50mの5つの試験サイトを有し、大潮時では4 m/sの潮流が得られる。また、陸上までの海底ケーブルや変電所、潮流速などの計測所、データ解析施設を備えている。そのため、EMECでは後述するように多くの実証試験が行われている。アメリカは、イギリスに次いで海洋エネルギーのプロジェクト基盤が整備されていて、ニューヨーク州でRoosevelt Island Tidal Energy (RITE) プロジェクトがVerdant Powerによって実施されていて、200kW 6基の固定式潮流タービンが2006年より稼働している。また、メイン州でもOcean Renewable Power Company社により300kWの固定式潮流タービンが2012年より稼働している。韓国では、2009年に1 MWの潮流発電実証プラントが南西部の珍島郡Uldolmokで稼働しており今後も幾つかの計画がある。中国でも山東省でのDetang Cooperationによる300kW 4基の潮流タービンが、浙江省でのChina energy construction, Environment Protection Groupによる1 MWの系統連系型潮流発電システムなどが実証段階にある。その他、オーストラリア、ニュージーランドなどでも数百MW級の実証あるいは商用レベルでのプロジェクトが進行している。

これら実証試験サイトを用いた実機試験も多くが実施されていて、中でもイギリスのスコットランドで実施されているMeyGenプロジェクト⁽¹²⁾は図10のような1.5MW、18mロータ径、14rpmの水平軸プロペラタービン265基で398MWの発電容量を目標としている世界最大のプロジェクトである。EMECを利用したMarine Current Turbines LimitedによるSeaGen潮流発電装置⁽¹³⁾は、図11に示すように1本の支柱に直径18mの水平軸可変ピッチプロペラタービン2基を備え定格潮流速度流速2.4m/sで合計1.2MW出力する世界初の系統連系した商用規模のシステムで2008年より運転を開始している。

Fig. 10 The ocean current power turbine of Mygen project⁽¹²⁾

Fig. 11 The tidal power turbine of SeaGen project⁽¹³⁾

その他、アイルランドのOceanHydroによる海底設置型の16m径、1MWの潮流タービンは、2006年より実証試験中、Hammerfest Storm社による海底設置型、30m径、1MWのピッチ可変水平軸プロペラタービンは2011年に設置、2011年からのALSTOM社による18m径、500kWの海底設置型、ピッチ可変水平軸プロペラタービンなどがある。フランスでも、フランス電力庁（EDF）による1MW、16mのツインタービンの実証が2016年から開始され、2018年にはNormandyのRaz-Blanchardにて2MWの実証に入る他、Sabella社による1MW、10m径の海底設置型プロペラタービン（図12）も2015年からフランスのBrittanyの水深55mで実証試験が開始された⁽¹⁴⁾。浮体形式では、図13に示すようにオランダTocardo社の1.2MW潮流発電装置は240kW、3m径のタービン5基を1本の浮体ピラーに設置されるユニークなものであり2017年にカナダFundy湾で実証された⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。図14のイギリスScotrenuable Tidal PowerはイギリスのOrkney海域で浮体式、2MW、16m径のタービン2基を用い4MWを出力する計画がある⁽¹⁵⁾。

Fig. 12 The tidal power turbine of the Sabella.⁽¹⁴⁾Fig. 13 The subsea floating tidal turbines of the Tocardo.⁽¹⁴⁾Fig. 14 The submerged floating tidal turbine of the Scotrenewables.⁽¹⁵⁾

5. 今後の課題

海流、潮流タービンは、前述のように実海域試験を用いた実証試験段階にあるが、本格的な商用化に向けては、低コスト化の他、多くの性能、信頼性、施工、運転保守などの課題がある。

多くの海流、潮流発電システムの実証機が過酷な自然エネルギーの下、故障、破損しており、さらなる信頼性の改善が必要である。また、導入普及に向けては、高効率化、低コスト化が必要で、タービン発電機の改良、設置方法の検討、海底電源ケーブルの設置、商用系統への連携方法など、克服すべき課題は多い。また、海洋エネルギー発電は、設置に向けての産業界や地域のコンセンサスを得ることも必要である。

6. まとめ

国内外の潮流・海流発電タービンシステムは、研究段階を経て、実海域試験での実証段階に入っている。また、商用としての系統連系を実施しているタービンシステムも多い。安定で予測可能な再生可能エネルギー電源として、今後、多くの設置計画があるが、コスト、性能、信頼性、運用、メンテナンスで多くの課題を有し、実海域試験を経た課題克服が俟たれる。本記事が、潮流・海流発電タービンに関して参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構編、再生可能エネルギー技術白書第2版、第6章海洋エネルギー、p. 369～450、Fig. 9：図6-38（p. 404）

- (2) 水中浮遊式海流発電システムの開発, IHI技報, Vol. 53, No. 2 (2013)
- (3) 木方靖二, 塩野光弘, 来島海峡におけるダリウス形水車による潮流発電, 電気学会論文誌D, Vol.112-D, No. 6, 1992, pp. 530-538
- (4) 経塚雄策, 明宏幸, 浦方悠一郎, 潮流発電用ダリウス・サボニウス混合水車の発電特性について, OTEC, Vol. 13, 2007, pp. 25-32
- (5) 日経ビジネスオンライン, 「潮の流れ」で電力を起こせ, <http://business.nikkeibp.co.jp/article/topics/20111220/> (参照日2018年6月4日)
- (6) IHIニュース, https://www.ihico.jp/ihico/all_news/2017/technology/2017-7-07/, (参照日2018年6月4日)
- (7) スマートジャパン, <http://www.itmedia.co.jp/smartjapan/articles/1805/02/news023.html>, (参照日2018年6月4日)
- (8) 九電みらいエネジー, <http://www.q-mirai.co.jp/news/>, (参照日2018年6月4日)
- (9) Samura, I., Kanemoto, T. et al., Counter-Rotating Type Tidal Stream Power Unit: Excellent Performance Verified as Offshore, 29th IAHR, 2018 9, Kyoto
- (10) Onishi K, et. al., Influence of Hydrophilic and Hydrophobic Coating on Hydrofoil Performance, ISROMAC, December 16-21, 2017, Hawaii, Maui.
- (11) NEDO News Release, http://www.nedo.go.jp/news/press/AA5_100873.html, (参照日2018年6月4日)
- (12) MeyGen, <https://www.atlantisresourcesltd.com/projects/meygen/>, (参照日2018年6月4日)
- (13) DoE Webinar Marine Current Turbines SeaGen technology, 14 Sep 2011資料
- (14) Ocean Energy Europe, Ocean energy project spotlight, investing in tidal and wave energy, March Mar. 2017
- (15) the International Energy Agency, Annual report, Ocean energy systems, 2016

特集：特殊用途タービン

ロケットエンジン用ターボポンプタービンの概要と技術動向

Technological Overview and Trends of Turbine for Rocket Engine Turbopump

川崎 聡^{*1}

KAWASAKI Satoshi

島垣 満^{*2}

SHIMAGAKI Mitsuru

キーワード：ロケットエンジン，ターボポンプ，タービン，技術動向，付加製造

Key Words：Rocket Engine, Turbopump, Turbine, Technological Trends, Additive Manufacturing

1. はじめに

国産のH-IIA / Bロケットを始めとして，大型ロケットの大半は液体の推進剤（燃料および酸化剤）を用いたものが主流である。液体燃料ロケットでは，大量の推進剤を短時間にタンクからエンジン燃焼室に高圧化して送り込む必要があり，その役目を担う流体機械がターボポンプである。図1にH-IIA / Bロケットの第1段メインエンジンと液体水素ターボポンプの断面図を示す。タービンで得られた駆動力によって同軸上の遠心インペラを高速回転させる仕組みであり，機能的にはターボチャージャーと同じと言える。

これまでのロケットはスペースシャトルなどを除いては使い捨て型が一般的であり，ターボポンプの運転時間は極めて短い。例えば，H-IIA / Bロケットエンジンでは，ミッション・デューティ・サイクルは60分以下である。従って，過酷な環境の中で短時間だけ高出力を発揮し，壊れないタービンが要求されてきた。一方，産業用ガスタービンや発電用タービン，航空機用タービンでは，高効率，長寿命，メンテナンス性，低コスト，低騒音などが求められている。流体の持つエネルギーを回転エネルギーに変換するコンポーネントという点ではロケットエンジン用タービンも一般産業用タービンと同じであるが，設計や開発において重視する評価指標は大きく異なる。

近年では世界的な宇宙ビジネスの競争激化により，ロケットの低コスト化がこれまで以上に強く求められ⁽¹⁾，抜本的な低コスト化が期待できる再使用型ロケットの開発も急速に進められている^{(2),(3)}。従って，今後のロケッ

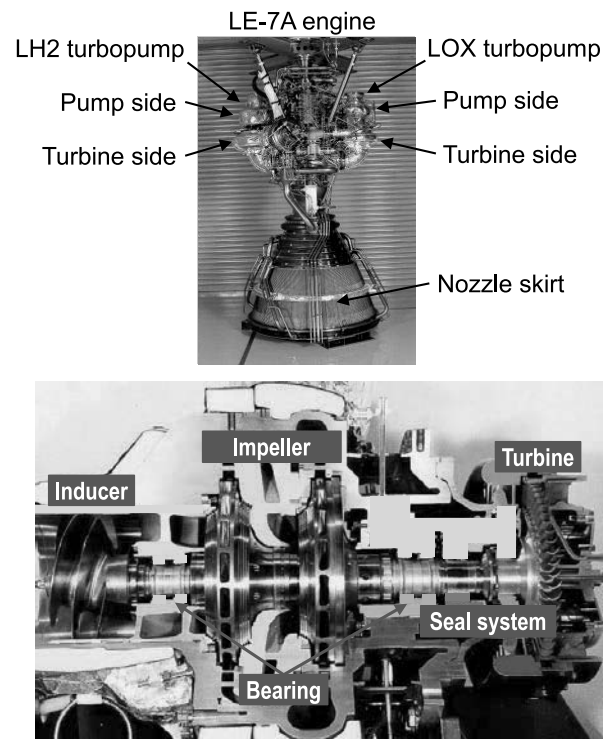


Fig. 1 LE-7A engine and LH2 turbopump

トエンジン用タービンに求められる技術も変化していくことが予想される。一方で，過酷環境下においても高い信頼性を実現してきたロケットエンジン用タービンの技術が不要になる訳ではなく，様々な要求に対応して総合的に優れたタービンを開発する技術力が必要になると考えられる。

そこで，本稿ではロケットエンジン用タービンの基本的な特徴を改めて振り返るとともに，最新技術に関する動向についてもいくつか紹介する。なお，本学会誌においてH-IIA / Bロケットエンジン用タービンのトラブル事例と解決方法などを解説した記事⁽⁴⁾も過去に掲載している。本稿と重複する部分もあるが，そちらも併せて参照いただければ幸いである。

原稿受付 2018年5月18日

*1 (国研)宇宙航空研究開発機構 研究開発部門
〒981-1525 角田市君萱字小金沢1
E-mail: kawasaki.satoshi@jaxa.jp

*2 (国研)宇宙航空研究開発機構 研究開発部門
〒981-1525 角田市君萱字小金沢1
E-mail: shimagaki.mitsuru@jaxa.jp

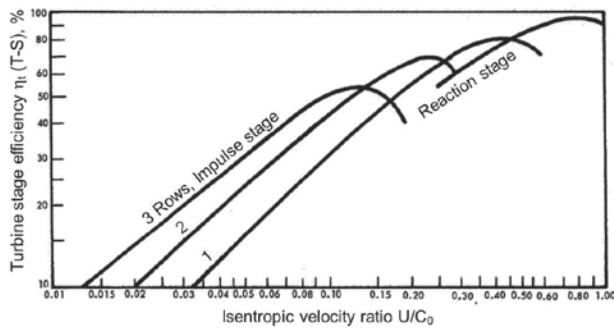


Fig. 2 Typical curves for velocity ratio vs efficiency for impulse and reaction staging⁽⁵⁾

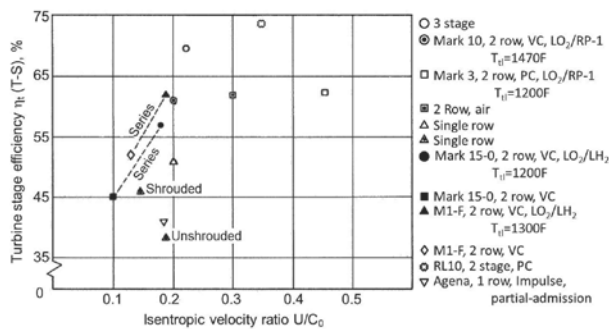


Fig. 3 Efficiency data from operations and test for some representative turbine designs⁽⁵⁾

2. ロケット用タービンの概要

2.1 ロケット用タービンの基本形式

ロケットエンジン用ターボポンプの場合、重量低減要求や構造強度の面からタービン径を大きくできない。ま

た、ポンプの吸込性能や軸受性能、軸シール性能などの制約により、ターボポンプの回転数はタービンとして効率の良い回転数より低く抑えられるため、タービン速度比 U/C_0 は低い条件にせざるを得ない。従って、低いタービン速度比でも比較的良好な効率を得られる衝動タービンを採用する場合が多い。図2には、NASAのタービン設計指針⁽⁵⁾に示されたタービン形式によるタービン速度比とタービン効率の関係図を示す。また、図3にはやや古いデータではあるが、代表的なロケット用タービンのタービン速度比とタービン効率を示す。ロケット用タービンの速度比は0.1から最大でも0.5程度で設計されている。

以上から、ロケット用タービンの設計手法や技術課題は蒸気タービンに近いものがある。

2.2 エンジンサイクルとタービンの関係

前節で述べたように、ロケット用タービンには軸流の衝動タービンが用いられることが多いが、その運転環境はエンジンサイクルによって大きく影響を受ける。文献⁽⁶⁾では、代表的なエンジンサイクルをわかりやすく分類して解説している。図4に示すようにタービン駆動ガスの発生方式と処理方式で分類することができる。

(1) タービン駆動ガスの発生方式

- ① エンジンの主燃焼室とは独立した副燃焼室でタービン駆動ガスを生成する方式
- ② エンジンの主燃焼室を冷却してガス化した推進剤によりタービンを駆動する方式

(2) タービン駆動ガスの処理方式

- A : タービン駆動後のガスを主燃焼室に送り燃焼させ

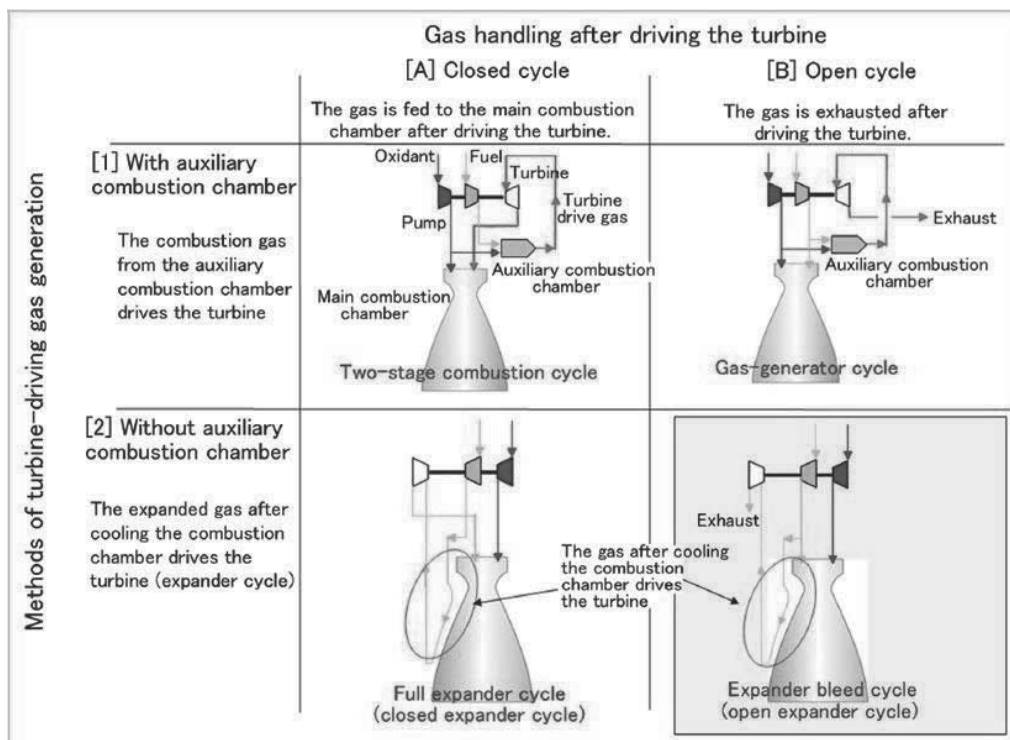


Fig. 4 Comparison of rocket engine cycles⁽⁶⁾

る方式（クローズドサイクル）

B：タービン駆動後のガスをそのまま排気する方式（オープンサイクル）

代表的なエンジンサイクルは、上記のタービン駆動ガスの発生および処理の方式の組合せで説明することができる。

- ・2段燃焼サイクル：①－Aの組合せ
LE-7Aエンジンやスペースシャトルのメインエンジン（SSME）で採用されている。
- ・ガージェネレータサイクル：①－Bの組合せ
日本のロケットではH-IロケットのLE-5エンジン（2段）、米国ではアポロ計画で用いられたサターンVロケットのF-1エンジン（1段）やJ-2エンジン（上段）など古いロケットに多く採用されているが、現在注目されているファルコン9のマーリンエンジンにも採用されている。
- ・フルエキスパンダーサイクル：②－Aの組合せ
サイクルのメカニズム上、大推力エンジンには向いていないため、上段エンジンに採用されている。米国の多くのロケットに採用されているRL-10エンジン（上段）や欧州のアリアン5ロケットのVINCIエンジン（上段）などに採用されている。
- ・エキスパンダーブリードサイクル：②－Bの組合せ
現状、フライト用としては日本のみで採用されており、H-IIA／BロケットのLE-5Bエンジン（上段）がそれにあたる。また、現在開発中のH3ロケットでは1段エンジンのLE-9にも採用されている。

それぞれのエンジンサイクルの長短所については文献(6)を参照いただきたいが、タービンに対する影響としては以下が挙げられる。

副燃焼室でタービン駆動ガスを生成する方式（①）は高温の燃焼ガス温度は高く、大きな出力を得られる代わりに、高温に耐え得る設計技術が必要となる。一方、主燃焼室を冷却してガス化した推進剤によりタービンを駆動する方式（②）では、駆動ガス温度は比較的低いため、温度に対する設計制約は緩和されるが、大推力が得られにくい点が短所である。クローズドサイクル（A）はタービンの下流に主燃焼室があるが、オープンサイクル（B）はタービン駆動ガスをそのまま排気するため、タービン出口の圧力条件が大きく異なる。

ロケット用タービンの仕様はエンジンシステムに強く影響を受けるため、エンジンシステムに対応した設計が必要となる。

2.3 ロケット用タービンの代表的な技術

ロケット用タービンに用いられる代表的な技術の詳細については文献(4)を参照されたいが、ここではそのサマリーを示す。

(1) 高温駆動ガスに対する技術

2段燃焼サイクルエンジンであるLE-7Aの液体水素ターボポンプタービンでは起動時に1000K程度の高温度ガスに晒される。高速回転による遠心力や動静翼干渉による非定常変動応力を含め、静的・動的応力と熱応力に耐えうるために、材料は高温強度、耐クリープ性に優れたNi基合金の一方向凝固材を採用している。また、タービン動翼の振動低減のために、セレーション部にダンパーを適用している（図5）。これらは産業用ガスタービンにおいても適用されている技術である。

また、LE-7Aの液体水素ターボポンプでは、厳しい熱応力の緩和を目的にターボポンプが回転を始めてポンプ部の内部圧力が上昇するとシール面が自動的に開くリフトオフシール（図6）により、液体水素の一部をタービン側に流してタービンディスクを冷却する方法が用いられている。シールのリフトオフ技術はシールの磨耗回避を目的とするケースが多いが、意図的に漏洩させて冷却用に利用する点はロケットエンジン用ターボポンプ独特の技術と言える。

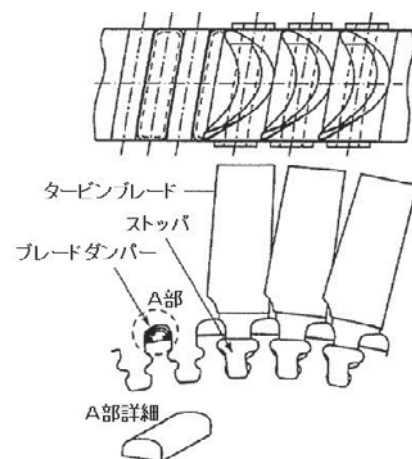


Fig. 5 Rotor blade damper⁽⁷⁾

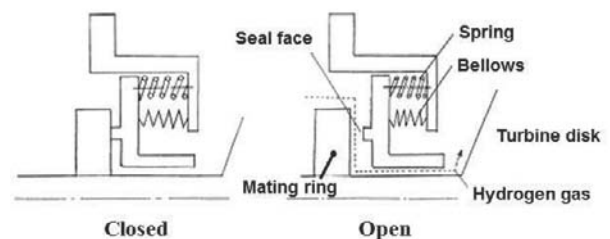


Fig. 6 Lift-off seal

(2) 軸のふれまわり振動に対する技術

ロケット用タービンでは、ロータダイナミクス特性や軽量化の観点から通常は1～2段のタービンが採用されるため、段当たりの翼負荷が高くなる。このような高負荷タービンではThomas force⁽⁸⁾とよばれる軸のふれまわ

り振動に対する不安定化力が生じて過大な軸振動が発生する場合がある。Thomas forceは、タービン動翼の翼端漏れ流量が周方向で不均一になることによって生じるトルクのアンバランス力であり、高圧蒸気タービンや高圧ガス用圧縮機、航空用タービンでも同様な現象が確認されている^{(9),(10)}。LE-7Aエンジンの液体水素ターボポンプでは、Thomas forceにより生じる軸振動対策として、回転と逆向きの旋回流を作り出すように液体水素をシールリングに注入する方法（逆旋回シールリング）を採用し、ロータシステムの減衰比を向上させている⁽¹¹⁾。また、世界のロケットエンジン用ターボポンプでは、効率や構造強度の向上を目的としてシュラウド付きタービンを適応する例（図7）も多いが、シュラウドによって翼端の漏れ流量の不均一性が無くなることから、Thomas forceの低減効果も期待できるため、今後の研究・開発動向に注目したい。

(3) 超音速タービン、部分挿入式タービン

フルエキスパンダーサイクルやエキスパンダーブリードサイクルのようなエンジンでは、タービン駆動ガス温度が比較的低いため、大出力を得るために圧力比を高くする必要がある。そうした場合、ノズルや動翼内部での流れが音速を超える超音速タービンが採用される。

また、上段エンジンで用いられる小型ターボポンプでタービン入口圧力が高い場合、タービン翼高さが過度に小さくなり著しい効率低下が生じる可能性があるため、タービンノズルを部分的に塞いで面積を減少させて妥当なタービン翼高さに調整する方法（部分挿入式）が採用される。

LE-5Bエンジンの液体水素ターボポンプのタービンは部分挿入式の超音速タービンを採用している。超音速タービンや部分挿入式タービンは蒸気タービンにおいても採用されており、蒸気タービンに関する多くの研究や運転実績に基づく知見は、ロケット用タービン開発に対して参考になるものが多い。



Fig. 7 Vulcain disk with integrated blades made by patented EDM method⁽¹²⁾

以上のように、ロケット用タービンに関する個々の技術を眺めると、蒸気タービンや一般産業用タービンにも適用されている技術であることが多い。これまでに延べてきたように、ロケット用タービンは短時間ではあるが過酷環境下で極めて高い信頼性と軽量化を要求されることから、一般産業用タービンと比べて設計的に重視する観点に差異はある。しかし、ロケットの低コスト化やそれに伴う再使用ロケットの開発などが進む中、一般産業用タービンの最新技術をロケット用タービンに適用または応用する流れは、今後加速されていくものと考えられる。

3. ロケット用タービンの技術動向

3.1 高速ターボポンプ用タービン

現在、量産されているターボポンプの中で最も回転数の高いターボポンプは、ロシアで開発されたRD-146エンジン（上段用のエキスパンダーサイクル）の液体水素ターボポンプ⁽¹³⁾であり、その回転数は123,000rpmである（参考として、LE-5Bエンジンの液体水素ターボポンプの回転数は52,000rpmである）。図8の手前の小型ロータがRD-0146の液体水素ターボポンプのロータであり、右側手前がポンプ側で左側奥がタービン側である。文献(13)によると、高速回転に対応可能な軸受の開発により、ポンプとタービンの効率最大化および重量低減を実現したとしている。タービン翼部は放電加工と電解処理により仕上げられ、流体通路部の表面粗さを規定値以内に抑えているとしている。なお、これ以上の設計技術や製造技術についての詳細は不明である。このターボポンプの開発は1997年であるため必ずしも最新技術という訳ではないが、当時のロシアが有する数多くの開発経験とそれに基づく技術を集約した究極に近い小型・低重量ターボポンプと言えるかも知れない。

なお、欧州のVINCIエンジン（上段）の液体水素ターボポンプも90,000rpmを達成している。上段エンジン用であれば10万rpmクラスのターボポンプは一般的になりつつあり、エンジンの使用によって高速化に対応可能な



Fig. 8 RD-0120 and RD-0146 engine hydrogen pump rotors⁽¹⁴⁾

タービン設計技術を各国とも既に有していると推測される。

3.2 Additive Manufacturingの適用

現在、各産業界で急速にAdditive Manufacturing (AM) の適用が進んでいるが、ロケットエンジンについても同様である。NASAでは2013年頃からAMによるデモンストレーションエンジンの開発を進め、2015年には3Dプリンタで製作した液体水素ターボポンプの試験を実施し、回転数90,000rpm以上の運転に成功した。図9に液体水素ターボポンプ概観とロータおよびタービンの写真を示す。AMの適用により、従来の製造方法で必要なターボポンプの部品点数に対し、45%以下まで点数を削減したと報告している。また、NASAの試算によれば、開発コストおよびエンジンの製品コストは1/10、開発期間は半減、製造期間は1/6まで低減すると報告されている⁽¹⁶⁾。なお、写真のみでは明確に判断できないが、タービン部の形状は比較的精度良く出来上がっているように見える。

世界各国でも宇宙開発におけるAM適用の動きは見られるが、ターボポンプへのAM適用技術については米国が大きくリードしていると推測される。一方、製造ばらつきなどの品質管理の問題や信頼性への課題は容易に想像され、そうした観点の技術向上が世界的な競争の焦点になっていくものと推測される。

3.3 その他のトピックス

近年では、ターボポンプの駆動源としてタービンの代わりに制御性などに利点がある電動モータを適用したロケットエンジンの開発も進められている。実用されている例としては、今のところRocket Lab社の小型ロケットELECTRONに搭載されているRutherfordエンジンのみである⁽¹⁷⁾。電動ポンプの適用が進んだ背景には、電池

やモータの小型・軽量化が急激に発展したことが挙げられる。一方、小型・軽量化が進んだとは言え最新の電動モータ技術においても限界はあり、概念検討ではあるがエンジン推力40kNクラスが適用可能な上限と報告されている⁽¹⁸⁾。なお、H-IIA / BロケットのLE-5Bエンジン(上段)は推力140kNである。従って、当面の大型ロケット用のターボポンプの駆動源としてタービンが適用され続けると考えられる。

なお、ロケット用タービンの設計や解析、最適化に関する将来展望については、文献(19)にて詳しくまとめられているので、興味のある方はそちらを参照されたい。

4. おわりに

宇宙ビジネスは新しい時代を迎えつつあり、ロケットエンジン用ターボポンプおよびタービンに対しても低コスト化や軽量化がより一層求められている。本稿では、特殊用途タービンとしてロケットエンジン用ターボポンプに適用されるタービンの概要と技術動向について示したが、設計において重視する観点は一般産業用タービンに近づきつつあるように思われる。

一方、ロケット用タービン仕様はエンジンサイクルに大きく影響を受けるため、タービン単体としての最適化がロケットシステム全体としての最適化に結びつかないケースもあり得る。従って、システムの全体最適を検討する中でタービンに必要な新技術を見つけ出し、研究開発のリソースを投入することが重要である。

参考文献

- (1) 奈良登喜雄, 恩河忠興, 新津真行, 瀧田純也, 佐藤晃浩, 根来延樹, H3ロケットの開発 - 世界で戦えるロケットを目指して -, 三菱重工技報, Vol. 54, No. 4 (2017), pp. 30-37.
- (2) Ragab, M. M., Cheatwood, F. M., Hughes, S. J. and Lowry, A., Launch Vehicle Recovery and Reuse, Proceedings of AIAA SPACE 2015 Conference and Exposition, AIAA SPACE Forum, AIAA 2015-4490 (2015).
- (3) 望月一憲, 坪井正徳, 辻岡光俊, 金子敬郎, 尾場瀬公人, 坂本登, 再使用型ロケット開発に向けた技術実証, 三菱重工技報, Vol. 54, No. 4 (2017), pp. 38-47.
- (4) 内海政春, 川崎聡, 島垣満, ロケットエンジン用ターボポンプのタービン技術, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 42, No. 6 (2014), pp. 529-534.
- (5) Douglass, H. W., Turbopump System for Liquid Rocket Engines, NASA SP-8107 (1974).
- (6) Atsushi, M., Yoshikawa, K., Ogawara, A. and Onga, T., Development of the LE-X Engine, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 48, No. 4 (2011), pp. 36-43.
- (7) 太田豊彦, 藁科彰吾, 上條謙二郎, 福島幸夫, LE-7用液体水素ターボポンプタービンの疲労問題と対策, ターボ機械, Vol. 26, No. 6 (1998), pp. 347-353.



Fig. 9 Fuel turbopump of additive manufacturing demonstrator engine⁽¹⁶⁾

- (8) Thomas, H. J., Instable Eigenschwingungen von Turbinenlaufern, Angefaucht durch die Spaltströmungen Stopfbuchsen und Beschauelungen, AEG-Sonderdruck (1958), pp. 1039-1063.
- (9) 松佐彰一, 北村理, 榊田均, 蒸気励振による軸系の自励振動, ターボ機械, Vol. 13, No. 6 (1985), pp. 329-334.
- (10) Alford, J. S., Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 87, No. 4 (1965), pp. 333-343.
- (11) Motoi, H., Kitamura, A., Sakazume, N., Uchiumi, M., Saiki, K., Nozaki, O. and Iwatsubo, T., Sub-Synchronous Whirl in the LE-7A Rocket Engine Fuel Turbopump, Proceedings of 2nd International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-2), (2003).
- (12) Trollheden, S., Laumert, B., Brodin, S. and Pettersson, A. I., Turbine Technologies for Future Cryogenic ELV Engines, Proceedings of 57th International Astronautical Congress, International Astronautical Congress (IAF), IAC-06-C4.3.04 (2006).
- (13) Rachuk, V. and Titkov, N., The First Russian LOX-LH2 Expander Cycle LRE: RD0146, Proceedings of 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2006-4904 (2006).
- (14) Demyanenko, Y., Dmitrenko, A., Rachuk, V., Shostak, A., Minick, A., Bracken, R. and Buser, M., Single-Shaft Turbopumps in Liquid Rocket Engines, Proceedings of 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2006-4377 (2006).
- (15) NASA Technical Report Server, Additive Manufacturing Demonstrator Engine
<<https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20160008859>>
(accessed on 18 May, 2018).
- (16) NASA Technical Report Server, Additive Manufacturing Overview: Propulsion Applications, Design for and Lessons Learned
<<https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20170006561>>
(accessed on 18 May, 2018).
- (17) Rocket Lab, ELECTRON
<<https://www.rocketlabusa.com/electron/>>
(accessed on 18 May, 2018).
- (18) 島垣満, 内海政春, ロケットターボポンプの電動モータ化に関する概念検討, 第57回航空原動機・宇宙推進講演会講演論文集, JSASS-2017-0055 (2017).
- (19) 船崎健一, 次世代ロケット用ターボポンプタービン部の技術課題と取り組み, ターボ機械, Vol. 40, No. 6 (2012), pp. 340-349.

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

Application of CHT Analysis to Development of Cooled Turbine Blade
for Industrial Gas Turbine堀内 豪^{*1}

HORIUCHI Takeshi

谷口 智紀^{*2}

TANIGUCHI Tomoki

田中 良造^{*2}

TANAKA Ryoza

笠 正憲^{*2}

RYU Masanori

飴 雅英^{*3}

KAZARI Masahide

ABSTRACT

With the increase of turbine inlet temperature in recent years, turbine blade cooling requires higher effectiveness with less amount of cooling air to improve thermal efficiency of industrial gas turbines. It is, therefore, essential to estimate temperature distribution on the blade surface as accurately as possible in turbine blade cooling design. In this paper we investigated the applicability of CHT (Conjugate Heat Transfer) analysis for this purpose and its estimation accuracy was evaluated by comparing with measurement results. The CHT analysis, which utilizes commercial software STAR-CCM+ with practical mesh size, has been carried out to the first stage turbine blade which has complex internal cooling passages and plenty of film cooling holes. The investigation reveals that CHT analysis results agree well with measurement results both qualitatively and quantitatively and the CHT analysis can be applied to the blade cooling design.

Key words : 産業用ガスタービン, タービン冷却翼, メタル温度, 流体・熱伝導連成解析, パイロメータ
Industrial Gas Turbine, Cooled turbine blades, Metal temperature, Conjugate Heat Transfer, Pyrometer

1. 緒言

産業用ガスタービンの更なる高効率化・高性能化を達成するためには、タービン入口温度の上昇が一つのキーテクノロジーとなっているが、同温度はタービン翼材料の耐酸化限界温度を遥かに超える温度となっている。そのためタービン翼には高度な冷却技術が適用されているが、ガスタービンの更なる高効率化・高性能化に貢献するためには、より少ない冷却空気量で効率的に冷却できる高性能なタービン冷却翼の開発が必要不可欠である。

高性能タービン冷却翼の開発では、翼面におけるメタル温度分布を3次的に把握する必要があるため、図1に示すような翼外部／翼内部流れと翼固体部の熱伝導を連成できるCHT (Conjugate Heat Transfer: 流体・熱伝導連成) 解析をタービン冷却翼に適用することを検討する。

タービン冷却翼のCHT解析に関する過去の研究とし

て、Kustererら⁽¹⁾は複雑な内部冷却構造を有する実機タービン冷却翼に対して、CHT解析(簡易モデル化を一部含む)を行い、メタル温度に与える主流ガス流入角の影響を調査した。また多くの研究者によって、単純対流冷却翼(MARK II, C3X)を対象に、翼メタル温度に対するTBCの効果⁽²⁾や乱流モデルの影響調査⁽³⁾、冷却丸孔配置の最適化⁽⁴⁾などの研究が行われてきた。最近では、複雑な内部冷却構造を有するタービン冷却翼(実機もしくはこれに相当するリグ試験)に対して、実形状に沿った詳細なモデル化によるCHT解析と実機計測温度との比較を実施した研究⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾が行われている。

高性能タービン冷却翼の開発には、複雑な内部冷却構造を有するフィルム冷却翼に対して、実形状に沿った詳細なモデル化によるCHT解析の実施が必要であるが、実機における詳細計測温度と比較したこのような研究例はほとんどない。そこで、本研究では当社産業用ガスタービンのフィルム冷却翼に対して、実用的な規模のCHT解析を実施し、パイロメータによる計測温度との比較からその解析精度を検証することで、実機開発への適用性を検討した。本稿ではこの検討結果について報告する。

原稿受付 2017年3月23日

査読完了 2018年6月13日

*1 川崎重工業(株) 技術開発本部 技術研究所

*2 川崎重工業(株) エネルギー・環境プラントカンパニー

*3 川崎重工業(株) 航空宇宙システムカンパニー

〒673-8666 明石市川崎町1-1

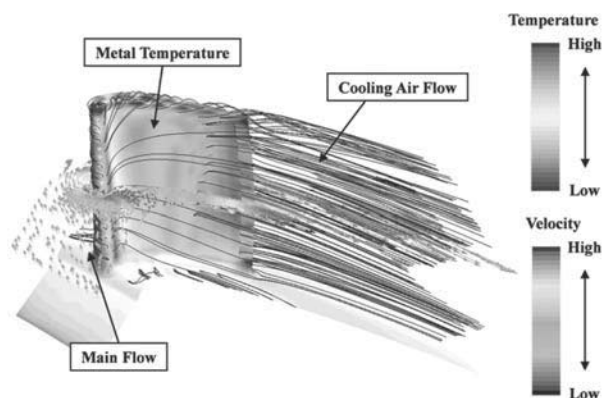


Fig. 1 CHT analysis of cooled turbine blade

2. 研究対象 (L30Aガスタービン)

本研究では、図2に示す当社30MW級ガスタービン“L30A”のガス・ジェネレータ・タービン (GGT) 1段動翼を研究対象とした。なお、以下に本ガスタービンの特徴を簡単に述べる。

表1に主な性能緒元を示す。出力は30.1MW、熱効率は40.1%で (いずれも発電機端)、この出力クラスでは世界最高効率を達成している。タービン部はガス・ジェネレータ・タービンとパワー・タービン (PT) に分かれており、それぞれ2段、3段で構成されている。GGTの1段動翼は3パスの冷却構造を採用しており、冷却空気は前縁シャワーヘッド冷却孔、背側フィルム孔、腹側フィルム孔、翼端冷却孔、後縁から排出される。一方、PTは1～3段のいずれも無冷却でチップシュラウド翼となっている。⁽⁸⁾

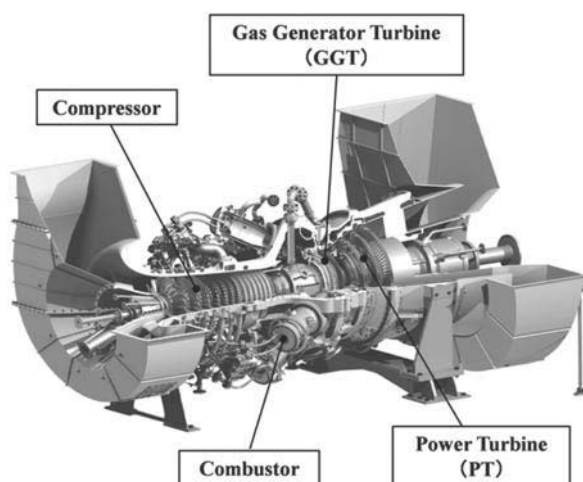


Fig. 2 L30A gas turbine

Table 1 Characteristic feature of L30A

Type	Open cycle 2-shaft
Rated Output	30.1MW
Thermal Efficiency	40.1%
Pressure Ratio	24.9
EGT	470degC

ISO Conditions; Gear-Box Out; Natural Gas Fuel

3. 研究手法

3.1 CHT解析手法

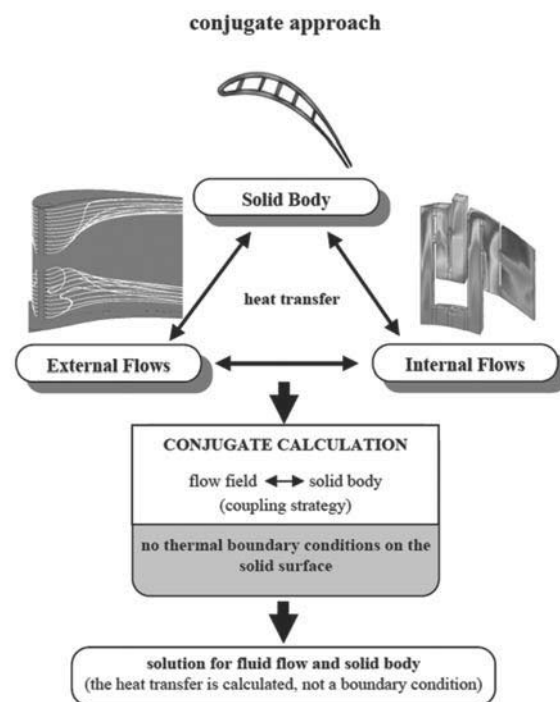
CHT (Conjugate Heat Transfer) 解析は、流体領域と固体領域の各計算手法及び連成方法によって、大きく以下の2種類の計算手法に分類される。

①CFDとFEMによるハイブリッド手法

②各領域で同離散化/計算手法を用いる手法

①は流体・固体領域に対してそれぞれ異なる離散化/計算手法を使用するため、インターフェイス部での接続に工夫が必要となる。一方、②は双方の領域で同じ離散化/計算手法を使用するため、ダイレクトな接続が可能であり、上記デメリットは存在しない。

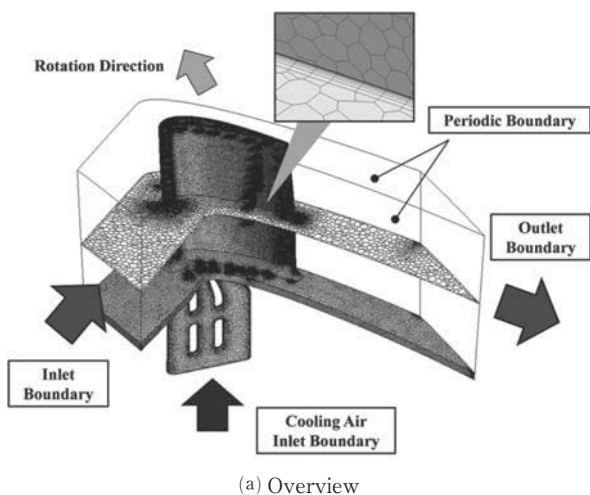
本研究では有限体積法による②の計算手法を採用し、ソルバーとしては複雑な内部冷却構造を有する冷却翼に対して、自動でメッシュを作成することができるSTAR-CCM+ Ver.10.04 (シーメンスPLMソフトウェア社)を使用した。なお、図3には同計算手法におけるCHT解析の概念図⁽⁹⁾を参考として示す。

Fig. 3 Conjugate approach⁽⁹⁾

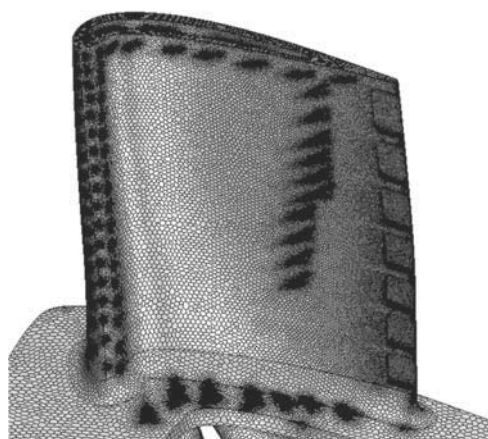
3.2 解析モデル・メッシュ

図4に解析モデル及びメッシュを示す。解析モデルは、翼部に対してはフィルム冷却孔やタービュレンス・プロモータなどの内部冷却構造を実形状に沿って詳細にモデル化した。プラットフォームより下の部分は省略した。また、周方向に対しては1ピッチ分を解析領域とした。

上記の解析モデルに対して、STAR-CCM+のオートメッシャーを用いることで、流体領域の壁面近傍にはプリズムレイヤーメッシュを、その他の部分にはポリヘドラルメッシュを生成した。本研究では実機開発に適用できる実用的な規模の解析とするため、メッシュ数は約1330万セル（流体領域：約1100万セル、固体領域：約230万セル）とし、流体領域における y^+ は局所的に流速が速い一部を除いて、概ね $y^+ < 3$ となるように壁面近傍のセルサイズを設定した。（平均値は $y^+ \div 1$ ）



(a) Overview



(b) Mesh on blade surface

Fig. 4 Computational domain and mesh system

なおメッシュ数の妥当性を確認するために、メッシュ数を約2倍に増やした解析モデル（2570万セル）を用いて、メッシュ密度の影響を検討した。図5に示すMean半径位置における2種類のメッシュによるメタル温度分布の解析結果を図6に示す。この図では縦軸に解析温度

(T) と基準温度 (T_{ref}) との差を示し、横軸には0の位置を前縁 (LE) とし、左側に正圧面 (PS) におけるLEからの無次元翼面距離 (N.S.L.) を、右側に負圧面 (SS) におけるLEからのN.S.L.をそれぞれ示す。図6より、両メッシュで定性的な傾向が一致しており、定量的な差異もわずかであることが確認できたため、これよりメッシュ密度の影響が小さいことを確認している。

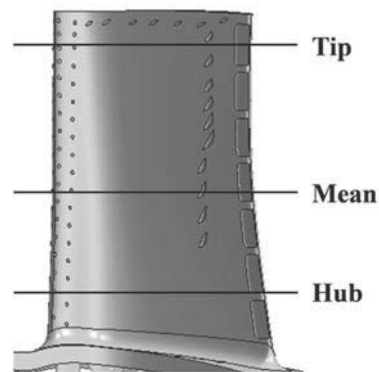


Fig. 5 Definition of radius location for evaluation

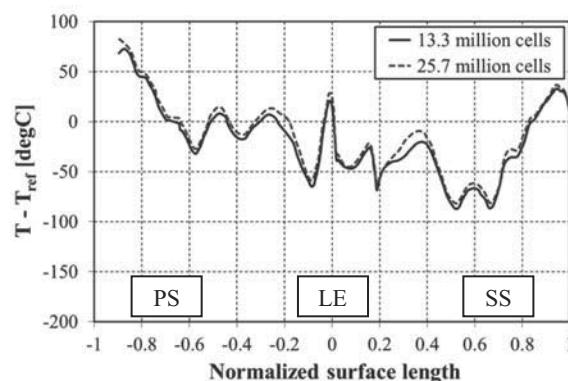


Fig. 6 Comparison of metal temperature distribution under different mesh density at Mean

3.3 解析条件

主流の翼列入口・出口境界条件には、本動翼の空力設計段階で実施した FINE/Turbo (NUMECA社) によるCFD解析の結果を用いた。翼列入口には動翼に対する相対的な全圧・全温・流入角の径方向分布を、出口には静圧を境界条件としてそれぞれ与えた。これに加えて入口境界には、乱流パラメータとして冷却設計時に設定していた乱れ度と乱流の長さスケールをそれぞれ与えた。また今回のCHT解析では、主流側周方向に周期境界条件を適用することで計算負荷の低減を図った。一方冷却空気の境界条件には、実測の圧力から推定した流量と実測の温度をそれぞれ与えた。本研究では所定の流量に対するメタル温度を把握するために流量条件とした。

乱流モデルとしては、ターボ機械に関わる流体・伝熱解析に対して、ロバスト性及比較的高い予測精度を有し、実用的な計算時間を実現できる $k-\omega$ SSTモデル⁽⁵⁾を使用した。

3.4 実機温度計測

本研究では、実機における動翼表面の温度分布を詳細に計測するため、翼面の広い範囲の温度を計測することができるパイロメータを用いた。

パイロメータとは放射温度計の一種で、翼面からの放射光の強度を計測し、式(1)に示すプランクの式を用いて温度を求めるものである。

$$q(T, \lambda) = \frac{\varepsilon \cdot C_1 \cdot \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1} \quad (1)$$

C_1, C_2 : 放射の第1定数, 第2定数

q : 分光放射輝度

T : 物体の温度

λ : 波長

ε : 放射率

使用したパイロメータはイギリスRotadata社製であり、主な仕様は表2に示す通りである。当社では同社パイロメータを用いた放射率の影響調査⁽⁹⁾や他計測法との比較^{(8),(11)}から、動翼表面温度を精度良く計測できることを確認している。なお、計測前の黒体炉における較正試験の環境では、900℃付近の温度に対して±2℃以内の計測精度であった。⁽⁸⁾ 本パイロメータに関する詳細は参考文献8を参照のこと。

Table 2 Major specifications of pyrometer system

Measurement Range	600 - 1200 degC
Accuracy	± 0.5%RD
Spot Size	2mm diameter at 75mm focal length
Detector	InGaAs
Wave Length	1.6 μm
Sampling Rate	1MHz

4. 解析結果

4.1 計測結果との比較

図7にCHT解析における翼面メタル温度分布を、図8にパイロメータ計測結果のメタル温度分布をそれぞれ示す。ここでは、解析あるいは計測から得られた温度と基準温度との差に対する分布を示す。上記の図より、CHT解析結果の方が全体的に高い温度を示しているが、計測結果で確認された特徴的な温度分布（領域A～F）が捉えられており、定性的には計測結果と良く一致している。

上記領域では解析結果は比較的高いメタル温度となっているが、実機計測によって全て許容温度以下であることを確認している。いくつかの特徴的な温度分布については、4.3において詳しく考察する。

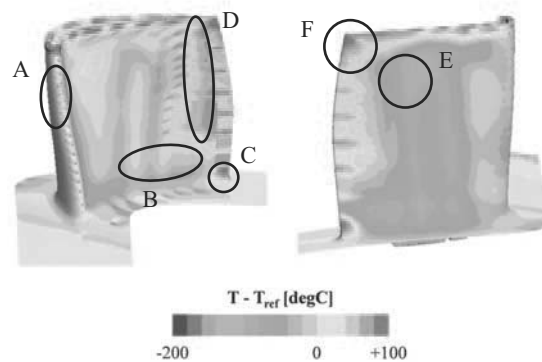


Fig. 7 CHT analysis results

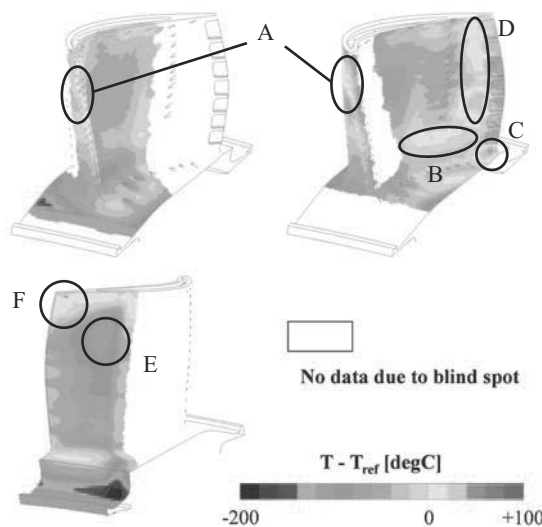


Fig. 8 Pyrometer measurement results

続いて、図5に示すHub, Mean, Tipの半径位置における翼メタル温度について、CHT解析と計測の比較を図9～11にそれぞれ示す。なお、SSにおいて計測結果が存在しない部分は、死角のため計測できない領域である。

まず図9を見ると、HubではN.S.L.= -0.8～-0.4, 0.1～0.2, 0.7～0.9において、解析結果は定量的にも計測結果と良く一致しているが、その他の部位では一部を除いて20～55℃過大評価している。次に図10を見ると、MeanではLE付近とN.S.L.= 0.2前後において、解析結果は定量的に計測結果と良く一致しているが、その他の部位では両者の間に差異が見られる。PSの大部分では、解析結果が計測結果よりも25～60℃過大評価しているが、温度分布は概ね同様の傾向を示している。一方SSでは、解析と計測の間に30～60℃の差異が見られる。最後に図11を見ると、TipではLEからN.S.L.= 0.2の範囲において、解析結果は定量的に計測結果と良く一致しているが、その他の部位では両者の間に差異が見られる。PSの大部分では、解析結果が計測結果よりも25～50℃過大評価しているが、温度分布は概ね同様の傾向を示している。一方、SSでは両者の間に最大55℃程度の差異が確認できる。

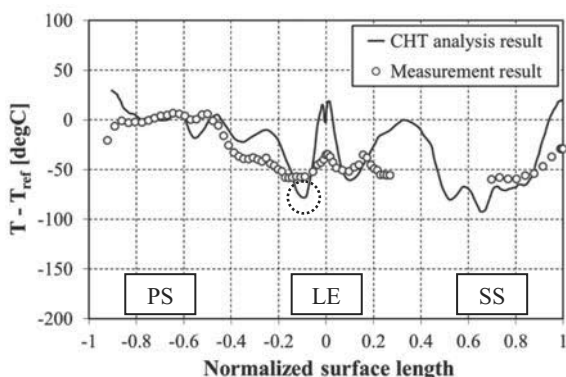


Fig. 9 Metal temperature distribution at Hub

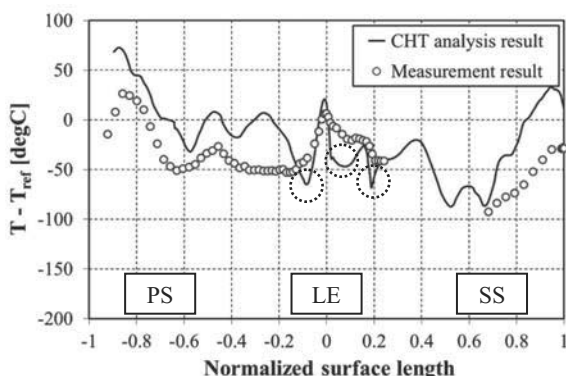


Fig. 10 Metal temperature distribution at Mean

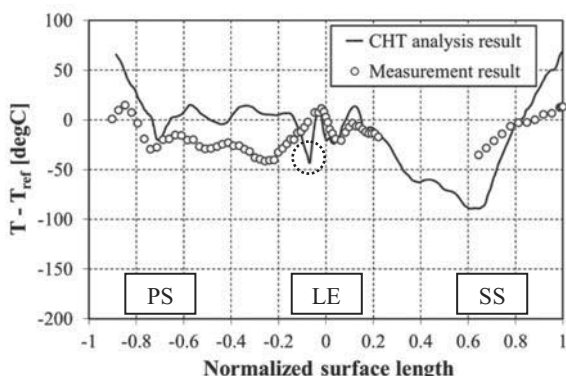


Fig. 11 Metal temperature distribution at Tip

内部流路にはタービュレンス・プロモータによる剥離・再付着やピンフィン後方の渦構造など、非常に複雑で非定常性の強い流れ場が存在するため、これに起因する解析精度の低下が解析と計測の間で20～60℃の差異を生じた原因の一つと考えられる。また、メタル温度分布において解析結果が極端に過小評価していた部分（点線丸）は、フィルム冷却孔近傍あるいはその下流領域に当たる。この領域では主流へのフィルム空气の吹き出しにより、複数の渦構造が存在する非常に複雑な流れ場になっていることが推測され、この現象に起因する解析精度の低下が計測結果との差異に対する原因の一つと考えられる。

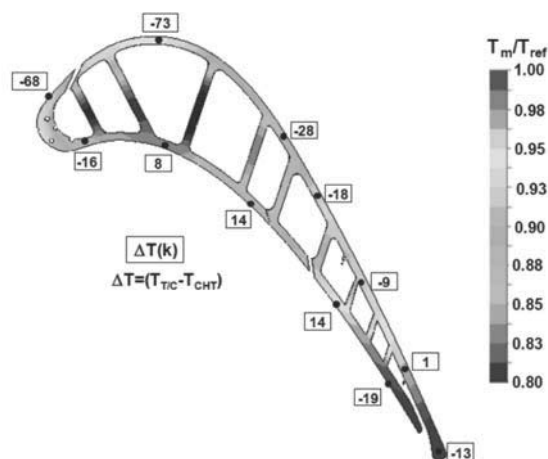
一方パイロメータでは、焦点におけるスポット径が約2 mmであり、この時得られる温度は同直径内の平均的な値となる。そのため、パイロメータによって計測される温度分布は、先の点線丸で囲む領域も含めて、全体的に実際の分布よりもなまったものになると考えられる。この点も考慮すると、CHT解析は比較的良く翼面メタル温度分布を予測できていると言える。

4.2 他研究事例との比較

本研究で取り扱うような複雑な内部冷却構造を有するタービン冷却翼に対する研究事例はいくつか存在⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾するが、中でも本研究と同様にフィルム冷却翼を取り扱うHoらの研究事例⁽⁷⁾を取り上げ、これと本研究の結果を比較する。

彼らは複雑な内部冷却構造を有するフィルム冷却翼に対して、実形状に沿った詳細なモデル化によるCHT解析を実施し、エンジンリグ試験で熱電対によって計測されたメタル温度と比較を行っている。図12にはCHT解析によるメタル温度分布と計測温度との比較を示す。ここでコンターはCHT解析による無次元温度分布を、翼周りの数値は計測温度と解析温度の差をそれぞれ示す。

Hoらの研究では、解析結果と計測結果が非常に良く一致している部位もあるが、最大で70℃程度の差異が確認されている。これに対して、本研究では最大60℃の差異であったことから、彼らの研究と同等の結果であることが確認された。

Fig. 12 Metal temperature distribution by Ho, et al⁽⁷⁾

4.3 メタル温度分布に対する考察

前節までにCHT解析によって比較的良く翼面メタル温度分布を予測できていることが分かったため、ある程度実現現象を再現できていると考えられる。そこで、本節では4.1節で確認された特徴的な温度分布について、解析結果から考察を行う。今回は領域A・C・D・Fに着目し、冷却構造の改良という観点からこれらの温度分布の原因を明らかにする。また図9～11より、SSの計測データが存在しない領域では、Hub、Mean、TipでのCHT解析による温度分布の傾向が大きく異なるため、この原因についても解析結果から考察を行う。

図13にはLE付近のメタル温度分布と翼面熱伝達率分布、内部流路における平均熱伝達率分布をそれぞれ示す。ここでは翼外面における局所熱伝達率を h 、同平均熱伝達率を h_{ave} 、内部流路の任意断面における平均熱伝達率を h_{in} 、同Hub位置における平均熱伝達率を $h_{in, Hub}$ とし、無次元量によって各熱伝達率分布を示す。

まず翼面熱伝達率分布を見ると、メタル温度が高い領域Aにおいて、特に高い値は確認できず、径方向に対して大きな差異は見られない。次に内部熱伝達率分布を見ると、MeanからTipに向かって熱伝達率が徐々に低下しており、領域Aに対応する部分では約30%低い値となっている。次に図14を見ると、翼列入口では主流ガス温度に分布が確認できるが、LEフィルム冷却孔からの流線を見ると、径方向に対して流線上の温度（主流と混合した温度）に大きな差異がないことから、LE付近の壁面近傍ガス温度には径方向に大きな差異がないと考えられる。

以上より、領域Aにおける高いメタル温度は、低い内部熱伝達率とこれに関わる内部流路での冷却空気の流動状態に起因していると考えられる。

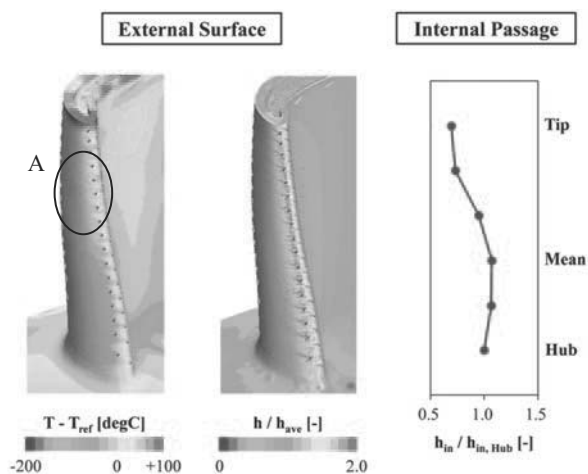


Fig. 13 CHT analysis results of leading edge

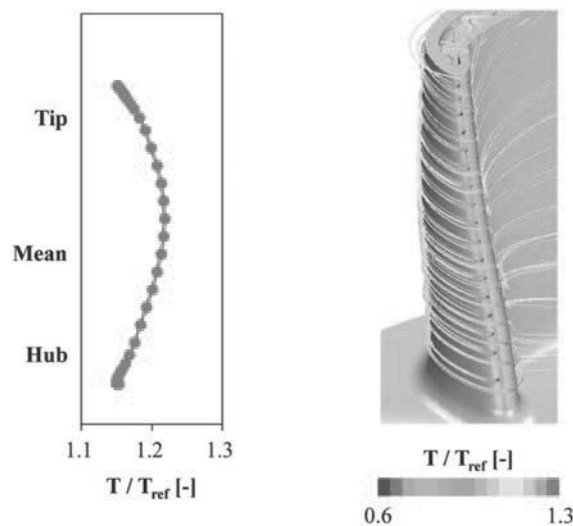


Fig. 14 Radial temperature profile at main flow inlet and streamlines from LE-film cooling holes

図15に後縁カットバック部・ハブ付近の拡大図を示す。これを見ると、カットバック内で冷却空気がチップ側へ偏流し、フィレット高温部（領域C）との間に主流ガスが流れ込むことで、当該領域の流体温度が高温化していることが確認できる。この現象が領域Cにおける高いメタル温度の主な原因と考えられる。また上記冷却空気の偏流は、内部流路の形状に起因していると考えられる。

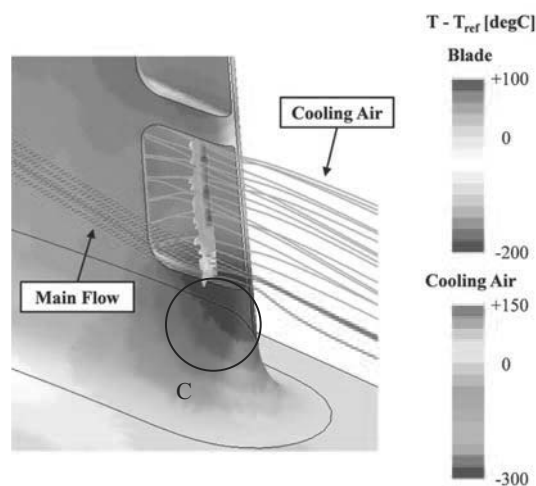


Fig. 15 Close-up of trailing edge's cutback near hub

図16にはPS・後縁（TE）側のCHT解析結果を示す。ここで内部平均熱伝達率の分布は、各TEカットバック上流の領域（以下、領域①～⑦）における平均値を、領域①における平均熱伝達率 $h_{in, 1}$ で除した無次元量の分布として示す。まず翼面熱伝達率分布を見ると、メタル温度が高い領域Dにおいて、特に高い値は確認できず、径方向に対して大きな差異は見られない。次に内部熱伝達率分布を見ると、ハブからチップに向かって徐々に熱伝達率が低下し、領域Dに対応する領域③～⑦では、①と比較して熱伝達率が約30～50%低いことが分かった。

またフィルム冷却孔からの流線を見ると、領域③～⑤の上流にある冷却孔からの流線の温度が高く、フィルム冷却の効果が低いことが確認できた。これらより領域Dにおける高いメタル温度は、低い内部熱伝達率とこれに関わる内部流路での冷却空気の流動状態、且つ翼面フィルム冷却性能の差に起因していると考えられる。

図16より、領域⑦における内部熱伝達率は①と比較して約50%低いため、これが領域Fにおける高いメタル温度の原因の一つと考えられる。また同領域の翼面熱伝達率はPSよりも低い、メタル温度はPSと同等であった。この原因として、領域Fには翼端隙間を通過したPSフィルム冷却孔からの流れがあるものの、その温度は高く、また翼面を膜状に覆っていないため、PSほど高いフィルム冷却効果が存在していない点が考えられる。

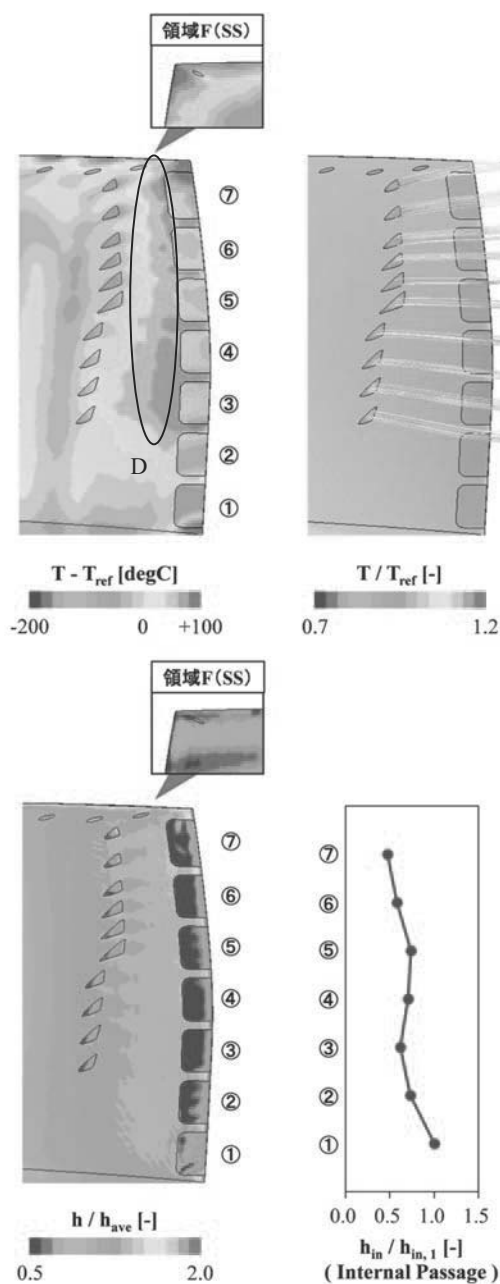


Fig. 16 CHT analysis results of trailing edge side

次に、SSで計測データが存在しない領域のCHT解析によるメタル温度分布について考察を行う。図9～11のN.S.L.= 0.2～0.7のメタル温度分布を見ると、Hub, Meanでは一度増加し、大きく減少した後に小さく増加・減少する類似の分布となっているが、Tipでは下流に向かって徐々にメタル温度が減少する分布となっており、Hub, Meanとは異なる傾向であった。

この原因を探るために、まず翼外面からの入熱量の確認を目的として、翼壁面近傍のガス温度と熱伝達率について検討を実施した。図17に示すSSにおける上流フィルム冷却孔からの流線を確認すると、Hub, Mean, Tip位置の当該領域における流線上の温度に大きな差異がないことから、各半径位置の壁面近傍ガス温度には大きな差異がないと考えられる。次に、図18にはSSにおける翼面と内部流路での熱伝達率分布の比較を示す。この図ではHub, Mean, TipにおけるN.S.L.= 0.2～0.7の範囲のデータを示し、翼面と内部流路での比較を行うため横軸には無次元軸方向距離 (N.A.L.) を取った。なお、翼面に対しては局所熱伝達率を h 、内部流路に対しては流路ごとの平均熱伝達率を h とし、翼面の平均熱伝達率 h_{ave} で除した無次元量にて比較を行う。図18を見ると、翼面熱伝達率は軸方向に対する変化量が比較的小さいが、一方、内部熱伝達率は翼面よりも変化量が大きく、Hub, Meanでは程度の違いがあるものの、N.A.L.= 0.2～0.5の範囲では熱伝達率が徐々に減少し、それ以降では逆に増加するという同様の傾向となっている。これに対して、TipではN.A.L.= 0.2～0.7において熱伝達率が増加し続け、Hub, Meanとは異なる傾向となっている。

以上より、SSのN.S.L.= 0.2～0.7におけるメタル温度分布の違いには、内部熱伝達率分布とこれに関わる内部流路での冷却空気の流動状態が大きく影響を与えていると考えられる。

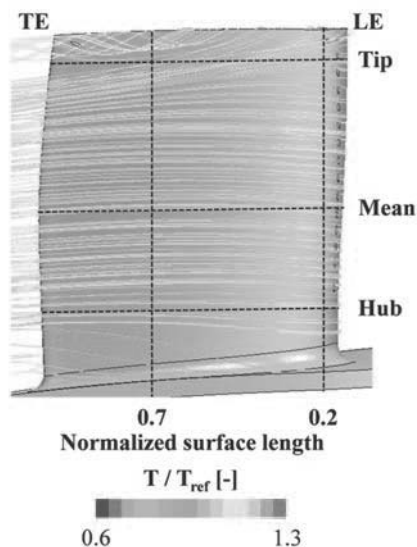


Fig. 17 Streamlines from film cooling holes with temperature contour near SS wall

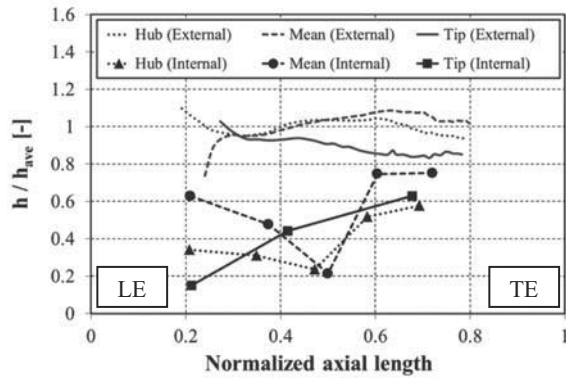


Fig. 18 Heat transfer coefficient distribution on SS

図18より、翼面熱伝達率は内部流路に比べて比較的变化量が少ないものの、TipではHub、Meanとは異なり、軸方向に沿って徐々に熱伝達率が減少する分布となっていた。これは翼面付近の流速分布や乱れ度分布の違いに起因していると考えられる。

5. 結言

本研究では、複雑な内部冷却構造を有する実機フィルム冷却翼に対して、実用的な規模のCHT解析及びパイロメータ計測結果との比較を実施することで、実機開発へのタービン冷却翼CHT解析の適用性を検討し、以下の知見を得た。

- CHT解析結果はパイロメータによる計測結果と定性的に良く一致し、翼の部位によっては定量的にも良く一致する。
- CHT解析と計測の間には最大60℃の差異が見られるが、これは過去に実施された類似の研究事例と同等の結果である。
- CHT解析によって得られた翼外面及び内部冷却流路の熱伝達率分布や流線による流れの可視化より、翼各部の特徴的なメタル温度分布の原因を明らかにすることができる。

上記の結果より、本研究で実施したCHT解析手法は実機開発において有効な解析手段であることが明らかとなった。

参考文献

- (1) Kusterer, K., Bohn, D., Sugimoto, T. and Tanaka, R., "CONJUGATE CALCULATIONS FOR A FILM-COOLED BLADE UNDER DIFFERENT OPERATING CONDITIONS", Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53719, (2004).
- (2) Bohn, D. E. and Tümmers, C., "NUMERICAL 3-D CONJUGATE FLOW AND HEAT TRANSFER INVESTIGATION OF A TRANSONIC CONVECTION-COOLED THERMAL BARRIER COATED TURBINE GUIDE VANE WITH REDUCED COOLING FLUID MASS FLOW", Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38431, (2003).
- (3) Luo, J. and Razinsky, E. H., "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS OF A COOLED TURBINE VANE USING THE V2F TURBULENCE MODEL", Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-91109, (2006).
- (4) Nowak, G. and Wróblewski, W., "APPLICATION OF CONJUGATE HEAT TRANSFER FOR COOLING OPTIMIZATION OF A TURBINE AIRFOIL", Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59818, (2009).
- (5) Ho, K., Urwiller, C., Konan, S. M., Liu, J. S. and Aguilar, B., "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR GAS TURBINE COOLED BLADE", Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25952, (2014).
- (6) Tsukamoto, K., Horiuchi, Y., Sugimura, K. and Higuchi, S., "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS IN AN ACTUAL GAS TURBINE ROTOR BLADE IN COMPARISON WITH PYROMETER DATA", Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, GT2014-26962, (2014).
- (7) Ho, K., Liu, J. S., Elliott, T. and Aguilar, B., "CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR GAS TURBINE FILM-COOLED BLADE", Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, GT2016-56688, (2016).
- (8) Taniguchi, T., Tanaka, R., Shinoda, Y., Ryu, M., Moritz, N. and Kusterer, K., "APPLICATION OF AN OPTICAL PYROMETER TO NEWLY DEVELOPED INDUSTRIAL GAS TURBINE", Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68679, (2012).
- (9) Bohn, D., Krüger, U., and Kusterer, K., 2001, "Conjugate Heat Transfer : An Advanced Computational Method for the Cooling Design of Modern Gas Turbine Blades and Vanes", Heat Transfer in Gas Turbines, eds. B. Sundén and M. Faghri, pp.58-108, WIT Press, Southampton, UK.
- (10) Taniguchi, T., Sanbonsugi, K., Ozaki, Y. and Norimoto, A., "TEMPERATURE MEASUREMENT OF HIGH SPEED ROTATING TURBINE BLADES USING A PYROMETER", Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90247, (2006).
- (11) Tanaka, R., Sugimoto, T., Ryu, M., Kinugawa, M. and Tsuji, K., "CONTINUING IMPROVEMENTS OF 20MW-CLASS GT KAWASAKI L20A", Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90394, (2006).

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—

Improvement of Film Cooling Performance by Double Flow Control Devices —Investigation of Devices Optimum Shape under High Density Ratio—

河村 朋広^{*1}
KAWAMURA Tomohiro

船崎 健一^{*1}
FUNAZAKI Ken-ichi

瀧澤 隼人^{*1}
TAKISAWA Hayato

田川 久人^{*2}
TAGAWA Hisato

森崎 哲郎^{*2}
MORISAKI Tetsuro

ABSTRACT

This paper describes several attempts to optimize double flow control devices (DFCD), which was invented by some of the authors for achieving better film cooling performance of gas turbine cooling holes. The device, which will be referred to as DFCD, is a pair of protrusions with the shape of hemi-spheroid attached to the turbine blade surface just upstream of each of cooling holes. It has been revealed in the previous studies that the optimized devices are able to improve film cooling effectiveness dramatically. However DFCD optimization has only been done under low density-ratio condition and low blowing ratio, i.e., $DR=0.85$ and $BR=1.0$, therefore there is room for the improvement of device shape and configuration for the use at high density ratio and high blowing ratio conditions. In order to investigate the film effectiveness at a high density ratio and high blowing ratio, we use CFD and EFD-based Taguchi Methods to optimize DFCD shape. Then, performance evaluation of the optimum DFCD shape is done from CFD and EFD.

Key words : Film Cooling, Flow Control, Taguchi-Method, CFD, PSP

1. 研究背景

ガスタービンには更なる高効率化が求められている。高効率化を達成するために有効な手法としては、圧力比の上昇と共にタービン入口温度 (TIT) の上昇が挙げられるが、後者は同時に燃焼器下流に位置する高圧タービン部の熱負荷増加を招く。したがってタービン翼の冷却技術は系全体の高効率化に対し必須となるが、中でも熱負荷の増大に対して優れた遮熱効果を持つフィルム冷却技術の適用は不可欠である。

フィルム冷却については、過去数十年に渡り様々な研究がなされておりHaven⁽¹⁾らはCRVP (Counter Rotating Vortex Pair) と呼ばれる渦構造が冷却空気の被冷却領域への付着性を著しく低下させることを示した。このことから、CRVPを抑制するために数多くの流れ場制御手法が過去の研究で提案されている。

本研究では岩手大学が特許取得に成功した三次元形状の流れ制御デバイス (Double Flow Control Devices: DFCD) を冷却孔上流に設置することでフィルム冷却における流れ場を制御し、フィルム冷却性能向上を図っている。

DFCDはこれまでFunazaki^{(2),(3)}らにより密度比 $DR=0.85$ 条件、誤差要因を吹き出し比 $BR=0.5, 0.75, 1.0$ とし、実験・数値解析の両者を使用した形状最適化や密度比 $DR=1.53$ 、吹き出し比 $BR=1.0$ 条件下における数値解析を使用した形状最適化が行われてきた。しかしガスタービン実機は高 DR 条件であり、高吹き出し比を作動条件とする冷却孔も多く存在することから、本条件下における形状最適化はガスタービン実機適用を目指す上では必須項目であるといえる。

そこで本研究では、最適化評価指標に面平均フィルム冷却効率を選定し、数値解析による調査、実験的調査の両者から高密度比 $DR=1.53$ 、高吹き出し比 $BR=1.5$ 条件下でのDFCD最適形状の導出及び最適形状の性能評価を実施した。

原稿受付 2017年9月1日

査読完了 2018年6月13日

*1 岩手大学大学院

〒020-8551 盛岡市上田 4-3-5

*2 三菱日立パワーシステムズ

2. 最適化手法

2.1 概要

本研究では最適化手法にタグチメソッドを用いた。本手法は解析対象への環境変動に対してロバストな設計を実現する等の特徴があり、少ないサンプルデータから最適形状を導出できるなどの利点が挙げられる。

本最適化では、最適化指標に面平均フィルム効率を選定し、面平均フィルム効率値を最大化する望大特性問題としてDFCD最適形状導出を行なった。

2.2 タグチメソッド

(1) 最適形状導出の流れ

本手法では、いくつかの規則に沿って設計を進める必要がある。以下にDFCD最適形状導出の流れ①～⑦を示す。

- ① DFCDの制御因子・誤差因子の選定
- ② 各因子の水準値選定
- ③ (ex. The height of DFCD=3mm, 4mm, 5mm)
- ④ 適用する直交座標の決定
- ⑤ 決定した水準値の直交表への割り付け
- ⑥ ④で作成されたDFCD形状を用いた最適形状導出用サンプルデータの取得
- ⑦ サンプルデータを用いたSN比算出及び最適水準の決定
- ⑧ 導出された最適形状の性能評価

ここで、①で選定した因子によっては導出される最適形状が大きく異なる可能性があるため、設計者は選択する因子に細心の注意を払う必要がある。本最適化で選定した因子、適用した直交表等についての詳細は次節以降にて説明する。

(2) 制御因子及び誤差因子

DFCD形状最適化に用いた制御因子A～Gを図1に、制御因子の水準値を表1に示す。今回は過去の最適化から得た知見⁽⁴⁾を参考に各水準値を選定した。なお今回使用した直交表はL18直交表を採用しており、全18種類のDFCDに対してサンプルデータの取得を行なった。使用したL18直交表を表2に示す

また誤差因子には主流流入角 ε ($=0, 5, 10$ deg) を選定した。選定理由としては流入角の変化がDFCDの形成する渦構造に変化を与え、結果的にフィルム冷却効率に大きく影響すると予想されるためである。今回はこの誤差要因に対しロバストな性能を発揮するDFCD形状を探索する。

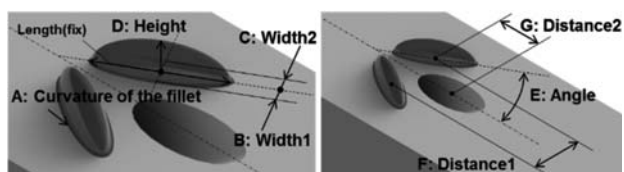


Fig. 1 Control factor (DFCD geometry)

Table 1 Control factor's level

	Control factor	Level 1	Level 2	Level 3
A	Curvature of fillet	0.05d	0.1d	
B	Width1	0.2d	0.25d	0.3d
C	Width2	0.2d	0.25d	0.3d
D	Height	0.4d	0.5d	0.6d
E	Angle	20[deg.]	25[deg.]	30[deg.]
F	Distance1	1.3d	1.4d	1.5d
G	Distance2	1.3d	1.4d	1.5d

Table 2 L18 orthogonal table

	A	B	C	D	E	F	G
case1	0.05d	0.2d	0.2d	0.4d	20[deg.]	1.3d	1.3d
case2	0.05d	0.2d	0.25d	0.5d	25[deg.]	1.4d	1.4d
case3	0.05d	0.2d	0.3d	0.6d	30[deg.]	1.5d	1.5d
case4	0.05d	0.25d	0.2d	0.4d	25[deg.]	1.4d	1.5d
case5	0.05d	0.25d	0.25d	0.5d	30[deg.]	1.5d	1.3d
case6	0.05d	0.25d	0.3d	0.6d	20[deg.]	1.3d	1.4d
case7	0.05d	0.3d	0.2d	0.5d	20[deg.]	1.5d	1.4d
case8	0.05d	0.3d	0.25d	0.6d	25[deg.]	1.3d	1.3d
case9	0.1d	0.3d	0.3d	0.4d	30[deg.]	1.4d	1.5d
case10	0.1d	0.2d	0.2d	0.6d	30[deg.]	1.4d	1.4d
case11	0.1d	0.2d	0.25d	0.4d	20[deg.]	1.5d	1.5d
case12	0.1d	0.2d	0.3d	0.5d	25[deg.]	1.3d	1.3d
case13	0.1d	0.25d	0.2d	0.5d	30[deg.]	1.3d	1.5d
case14	0.1d	0.25d	0.25d	0.6d	20[deg.]	1.4d	1.3d
case15	0.1d	0.25d	0.3d	0.4d	25[deg.]	1.5d	1.4d
case16	0.1d	0.3d	0.2d	0.6d	25[deg.]	1.5d	1.3d
case17	0.1d	0.3d	0.25d	0.4d	30[deg.]	1.3d	1.4d
case18	0.1d	0.3d	0.3d	0.5d	20[deg.]	1.4d	1.5d

(3) SN比

最適形状導出のためには、SN比と呼ばれるシグナル: Sとノイズ: Nの比を算出することが必要になる。SN比算出には式(1)を使用した。本研究において、Sは最適化評価指標であり、Nは主流流入角である。Yは面平均フィルム効率であり、数値解析においては、 $0 \leq x/d \leq 35$, $-3 \leq z/d \leq 3$ の領域、実験においては試験装置の制約上、 $0 \leq x/d \leq 20$, $-3 \leq z/d \leq 3$ の領域で平均している。また添え字iは条件名 (Case1～Case18), nは誤差要因数であり、本研究ではn=3である。

今回は式(1)を利用し、高いSN比の値を選定することで誤差因子に対しロバストな性能及び面平均フィルム効率が最大となるDFCD最適形状を探索した。

$$(S/N)_i = -10 \log \frac{1}{n} \left(\frac{1}{Y_{i,\varepsilon=0deg}^2} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=5deg}^2} + \frac{1}{Y_{i,\varepsilon=10deg}^2} \right) \quad (1)$$

3. 数値解析手法

3.1 解析ソルバー

解析ソルバーに関しては、汎用流体解析ソフト ANSYS® CFX® ver15.0 [CFX is a trademark of Sony Corporation in Japan]⁽⁵⁾を用いた。またタグチメソッドに使用する結果は、全条件RANSによる解析を実施した。また乱流モデルにはSSTモデルを使用した。RANS解析及び本乱流モデルの選定理由は、過去の最適化⁽⁶⁾におい

てRANS解析, SSTモデルを採用した場合の予測形状が実験結果による最適形状と一致したという前例があるためである。

3.2 解析領域・解析格子

図2に今回使用した解析ドメインを示す。原点は冷却孔後縁にとり, 計算領域はスパン方向に冷却孔1ピッチ分 ($6d$), 冷却孔下流を $36d$ とした。ここで冷却孔直径 d は10mmであり, 冷却孔形状はRound hole, 冷却孔傾斜角 $\alpha = 30\text{deg}$ である。また流入角条件 ($5, 10\text{deg}$) における解析では, 冷却孔とDFCDの設置位置をスパン方向に傾けて二次空気吹き出しの方向をずらすことで流入角の変化を再現している。

図3に今回使用した解析格子を示す。本研究では, タグメソッドで使用する格子 (フィルム冷却効率算出用に18条件 $\times$ 3) を用意し, 計算を行なった。格子生成ソフトにはANSYS® ICEM CFD™ ver15.0 [ICEM CFD is a trademark used by ANSYS, Inc. under license]^[5] を使用し, 非構造格子を生成した。非構造格子を使用した理由としては, DFCD部分の格子作成が容易であることが挙げられる。また空間及び壁面解像度向上のために壁面近傍及びDFCD周辺は格子を密に生成した。

格子サイズは主流部ダクトにおいて $y/d=0 \sim 2.5d$ の範囲で1, $y/d=2.5 \sim 3.5d$ の範囲で3, $y/d=3.5 \sim 7.5d$ の範囲で5としている。また壁面近傍にプリズムメッシュを適用しており, 最小格子幅は0.0045, 拡大率1.2で21層生成している。冷却孔の格子サイズはすべて0.5とし, 二次空気部ダクトの格子サイズは $y/d=-3.0 \sim -3.2d$ の範囲で1, $y/d=-3.2 \sim -13d$ の範囲で3としている。また主流部ダクトと同様に壁面近傍にはプリズムメッシュを適用しており, 最小格子幅, 拡大率, 生成層数も主流部ダクトと同様である。

そして格子は全ての解析 (18条件 $\times$ 3) において同じ方法で作成しており, DFCD形状によって若干の差異はあるが, 計算格子の総格子要素数は約2,500万セルである。

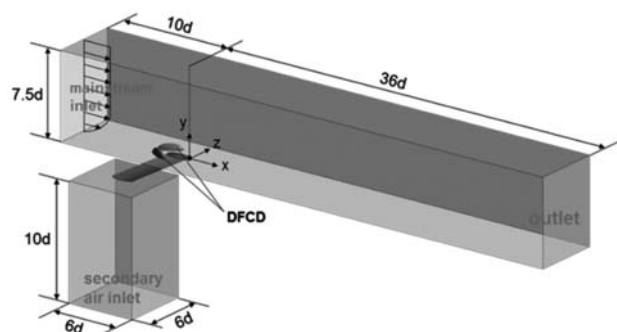
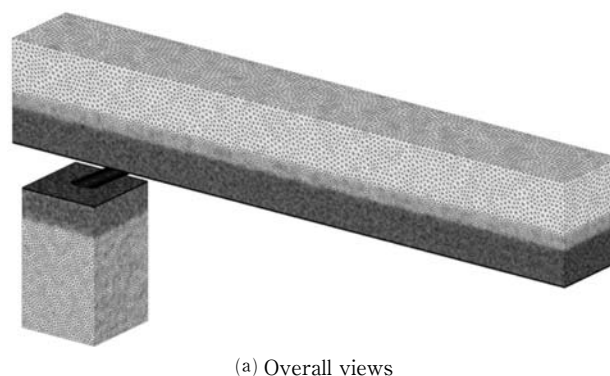
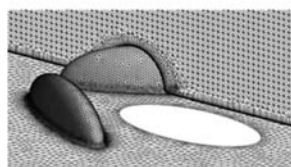


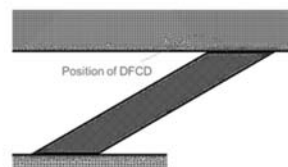
Fig. 2 Computational domain



(a) Overall views



(b) DFCD part



(c) Center plane

Fig. 3 Computational grid

3.3 解析条件・境界条件

本解析では, 冷却孔直径 d を代表長さとし, レイノルズ数 $Re=6,000$ とした。吹き出し比 BR は式(2)で定義し, 今回は $BR=1.5$ である。また主流と二次空気の密度比 DR は式(3)で定義し, $DR=1.53$, 主流乱れ Tu は1%とした。

$$BR = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \quad (2)$$

$$DR = \rho_2 / \rho_\infty \quad (3)$$

続いて, 本研究で適用した境界条件について説明する。解析ドメイン主流入口部には流速 (速度プロファイル), 温度, 乱れ度を与えている。速度プロファイルを適用した理由としては, 実験における境界層厚み ($0.24d$) を再現するためである。解析ドメイン主流側上面部には, 対称境界条件, 主流側下面部には断熱壁条件, 主流側側面部には周期境界条件を適用している。また解析ドメイン二次空気入口部には質量流量, 温度, 乱れ度を与え, 解析ドメイン二次空気側上面部には断熱壁条件, 二次空気側側面部には周期境界条件または断熱壁条件を適用している。冷却孔部には断熱壁条件を適用している。

3.4 定義式 (フィルム冷却効率)

数値解析による最適化形状の導出では, 評価指標に面平均フィルム冷却効率を使用し, 最適化形状を導出している。式(4)にフィルム冷却効率の定義式を示す。

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{wall}}{T_\infty - T_2} \quad (4)$$

4. 実験手法

4.1 実験装置

図4に実験装置の概要を示す。本実験には岩手大学の所有する小型吸込式風洞を使用した。主流は風洞下流に位置する送風機により吸引される形で供給され、風洞内で整流及び縮流された後、高さ150mm、幅250mmのアクリル製矩形テストセクションへと流入する。主流流速はテストセクションダクト上流部に設置したピトー管により測定した。

二次空気として本研究では二酸化炭素を使用しており、二酸化炭素バッファータンク内部の供給圧により供給されサーマルフローメーターを経て、プレナム内へ流入する。

テストセクション側面にはABS樹脂製の平板供試体を設置しており、その表面には感圧塗料（PSP）を塗布した。供試体表面には、PSP励起用のUVLED光源、ロングパスフィルタを取り付けた冷却CCDカメラを設置している。使用したPSPの詳細等については4.4節にて後述する。またPSP計測は光量計測であることから、外部の光を極力遮断する必要があるため、テストセクション全体を黒色フィルムによって暗室化した。

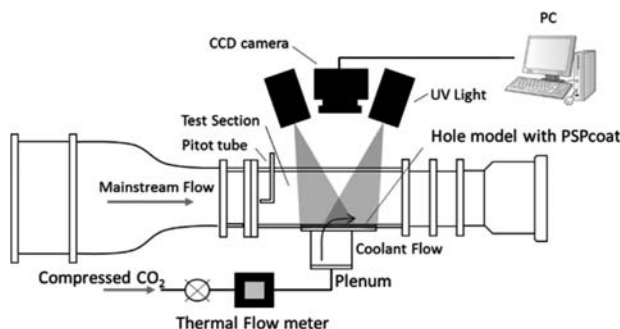


Fig. 4 Wind tunnel for film cooling investigations

4.2 供試体

図5に本研究で使用した供試体の概観図を示す。供試体は土台となるBase Blockと冷却孔部分のHole Blockから構成されており、Hole Blockには単純円筒型冷却孔Round Hole（RH）を有したRHモデルを採用している。

供試体の幾何形状を図6に示す。冷却孔直径は $d=10\text{mm}$ 、冷却孔傾斜角 $\alpha=30\text{deg}$ であり、供試体の厚さは $3d$ である。また冷却孔はスパン方向に3つ設けており、冷却孔ピッチ $p=6d$ である。

続いて、図7に主流流入角を変更した際の供試体を示す。実験においても主流に対し ε だけ角度をつける事で主流流入角を再現している。またそれに伴い、DFCD設置位置も ε だけ角度をつけている。本実験では冷却孔上流に着脱可能なDFCDを設置し、タグチメソッド用サンプルデータの取得を行なった。

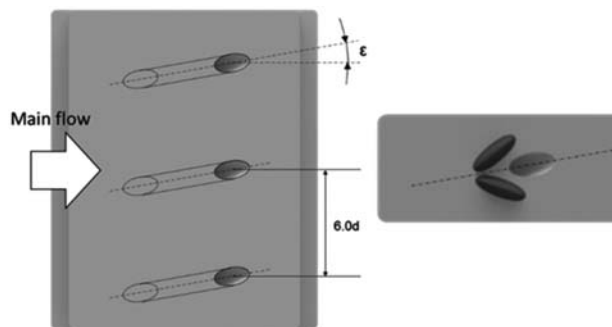


Fig. 5 Test model

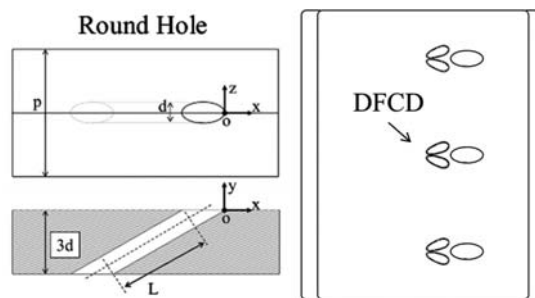


Fig. 6 Round Hole geometry

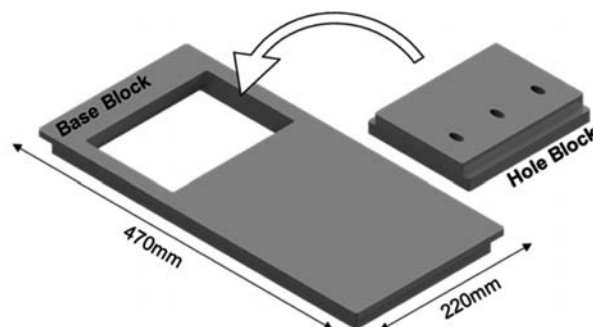


Fig. 7 Hole block (Angled condition)

4.3 実験条件

本実験では、解析条件と同様に冷却孔直径 d を代表長さとし、レイノルズ数 $Re=6,000$ とした。吹き出し比 BR は式(2)で定義され、今回は $BR=1.5$ である。主流と二次空気の分子量比 MW は、 $MW=1.5192$ 、主流と二次空気の密度比は式(3)で定義され、 $DR=1.53$ 、主流乱れ Tu は $Tu=1\%$ 程度である。

4.4 PSP計測（壁面フィルム冷却効率）

まずPSPについて簡単に説明する。PSPは発光色素をセンサとした機能性塗料であり、特定の波長により励起され発光し、その発光強度は色素周辺の酸素濃度に応じて変化するという性質を持っている。

そこで本研究では、UVLED光源によりPSPを励起し、冷却CCDカメラにより供試体表面のPSPの発光強度を撮影した後、画像処理を施すことでフィルム冷却効率を算出した。図8に撮影時の様子を示す。

今回用いたPSPの感圧色素には常温で高い圧力感度を持つ白金ポルフィリン（PtTFTT）を使用しており、励

起波長は392nm, 発光波長は650nmである。そのためUVLED光源の波長には400nmを採用した。また650nmの発光波長を捉えるために、カットオン波長630nmのロングパスフィルタを取り付けた冷却CCDカメラ (16bit)を採用した。

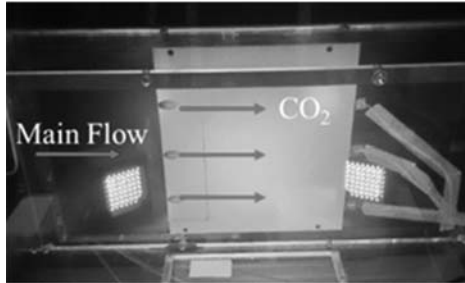


Fig. 8 PSP excitation view

なおPSPの発光強度と圧力の間には、式(5)で定義されるStern-Volmer式が成立することが知られている。

$$\frac{I_{ref} - I_{dark}}{I - I_{dark}} = A + B \frac{P}{P_{ref}} + C \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^2 \quad (5)$$

ここで I_{ref} は主流のみ通風時の画像, I_{dark} は暗電流画像, I は二次空気吹き出し時の画像である。また P/P_{ref} は表面の圧力と大気圧の比である。A, B, Cは校正係数であり実験中の供試体表面温度を使用した校正試験により取得する。校正試験を行なった後、式(5)を利用し、画像から圧力比を算出し、その後、Charconnierら⁽⁷⁾が提案したフィルム冷却効率の式(6)に圧力比を代入することで、フィルム冷却効率を算出した。

$$\eta = 1 - [1 + MW \left(\frac{(P/P_{ref})_{air}}{(P/P_{ref})_{gas}} \right)]^{-1} \quad (6)$$

MWは主流と二次空気の分子量比 ($MW=1.5192$) である。 $(P/P_{ref})_{air}$ は二次空気に空気を使用した際の圧力比, $(P/P_{ref})_{gas}$ は二次空気に二酸化炭素を使用した際の圧力比である。なお二次空気に空気を使用した場合の圧力変化は非常に小さく、無視できるものと仮定し, $(P/P_{ref})_{air} \approx 1$ として計測を行なっている。

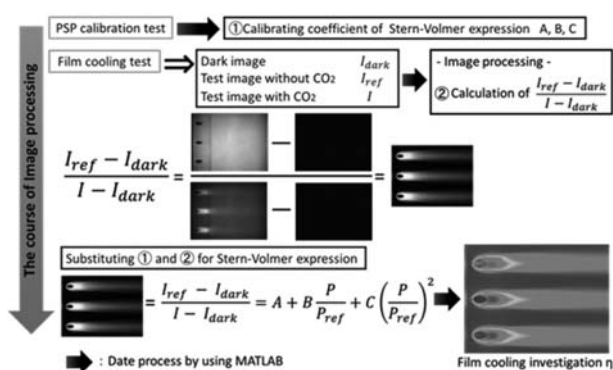


Fig. 9 Data process of film cooling investigation

図9に取得したデータについての画像処理の過程を示す。データ処理ソフトにMATLAB®を使用し、画像処理ソフトにはImage Jを使用している。

5. 結果と考察

5.1 数値解析結果

5.1.1 要因効果図 (SN比, S: 面平均フィルム効率)

数値解析で調査した54条件 (=形状数:18×誤差要因数:3) から算出した要因効果図を図10に示す。本解析の目的は、探索範囲の中からフィルム効率及びロバスト性に大きく影響する制御因子を発見することである。

要因効果図からは、制御因子D (DFCD高さ), E (DFCD開き角), F (DFCDスパン方向距離) のSN比に対する影響が他の制御因子と比べると突出して高いことが分かる。従って、この3因子がフィルム効率及びロバスト性の向上に大きく寄与していることが分かる。望大特性問題におけるタグチメソッドでは、制御因子において最もSN比が高い水準値を選択することで最適形状を導出することができる。

そこで最適化形状として、A1-B1-C1-D3-E3-F1-G1 (Optimal01) を選択した。

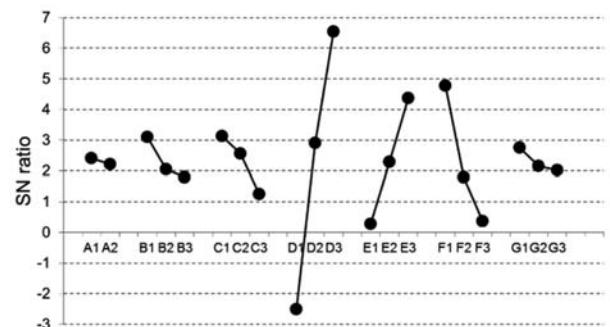


Fig. 10 Response graphs for major effect (film effectiveness)

5.1.2 最適形状の性能調査 (フィルム効率分布)

数値解析から導出した最適形状 (Optimal01) におけるフィルム効率分布を図11に示す。今回の比較対象には、case1, case10を選択した。ここでcase10は取得したサンプルデータの中で、流入角変化によらず一定以上の高い効率を示したcaseである。

図11より、0deg条件においてOptimal01は二次空気のスパン方向拡散を促進し、かつ冷却孔直下のフィルム効率を大きく向上させていることが分かる。Case10との比較においては高効率領域が、よりスパン方向に拡大していることが確認できた。5deg条件、10deg条件においてもOptimal01は広範囲に一定のフィルム効率値が分布している様子が確認でき、case10との比較においても広範囲に二次空気が付着している様子が見られた。このことから今回導出した最適形状は流入角変化に対するロバスト性が高いといえる。

5.1.3 最適形状の性能調査（面平均フィルム効率）

数値解析から導出した最適形状（Optimal01）における面平均フィルム効率を図12に示す。面平均フィルム効率のデータ処理範囲は、 $0 \leq x/d \leq 35$, $-3 \leq z/d \leq 3$ である。比較対象には、前節と同様にcase1, case10を選択した。

Case1, case10の結果と比較すると、流入角の変化によらずOptimal01の効率値が最も高いことがわかる。Case10とOptimal01を比較すると、0deg条件では23%, 5deg条件では6%程度、Optimal01の効率値が高い結果を示した。以上より、面平均フィルム効率の結果からも、今回導出した最適形状は最もフィルム効率が高く、流入角変化に対するロバスト性が高いといえる。

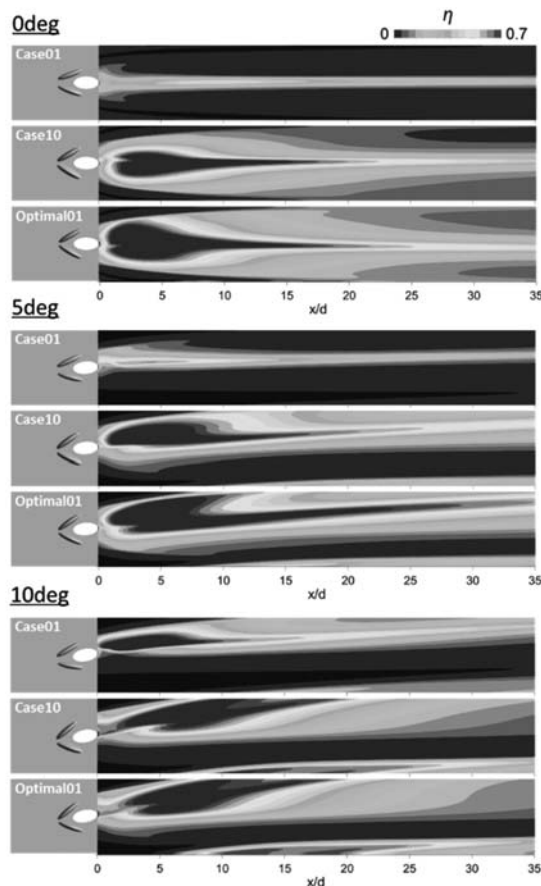


Fig. 11 Contour of film effectiveness ($\varepsilon = 0, 5, 10\text{deg}$)

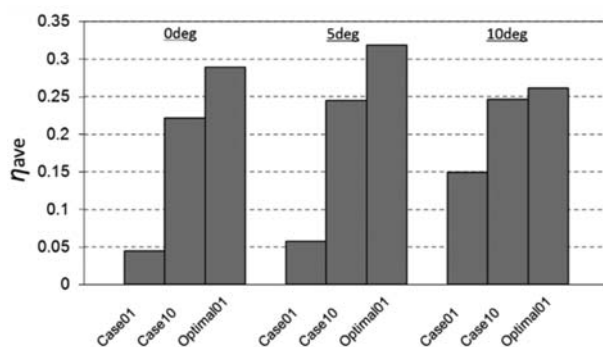


Fig. 12 Area-averaged film effectiveness

5.2 実験結果

5.2.1 要因効果図（SN比, S : 面平均フィルム効率）

実験で調査した54条件（=形状数:18×誤差要因数:3）から算出した要因効果図を図13に示す。要因効果図より、制御因子の影響度は、制御因子D（DFCD高さ）、E（DFCD開き角）、F（DFCDスパン方向距離）が比較的高いといえる。また制御因子G（DFCDと冷却孔中心からの距離）も比較的高いフィルム効率のロバスト性に影響していると分かる。加えて、制御因子C（DFCD外側の幅）はロバスト性への影響度が小さく、C1とC2の差がほとんど見られない。従って実験から得られた最適化形状は、A1-B1-C1-D3-E3-F1-G1（Optimal01）もしくはA1-B1-C2-D3-E3-F1-G1（Optimal02）である。

続いて、実験から得られた要因効果図と数値解析から得られた要因効果図（図10）を比較する。制御因子の影響度は、数値解析から得られた結果と傾向はおおむね一致しているが、実験値による要因効果は小さく出ている。これは各サンプルデータにおける実験値の個体差が数値解析結果よりも小さく現れたために、各因子の効果もそれに対応する形で小さいものになったと考えられる。また数値解析及び実験から得られた最適形状は、数値解析ではA1-B1-C1-D3-E3-F1-G1（Optimal01）、実験ではA1-B1-C1-D3-E3-F1-G1（Optimal01）もしくはA1-B1-C2-D3-E3-F1-G1（Optimal02）であった。よって数値解析及び実験結果から得られた最適形状は、ほぼ一致することが分かり、タグチメソッドでは比較的高い最適形状予測が可能であるといえる。

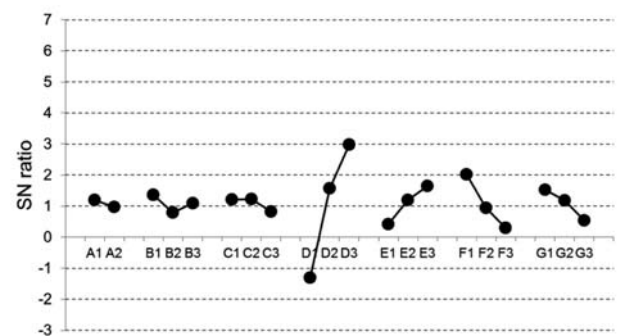


Fig. 13 Response graphs for major effect (film effectiveness)

5.2.2 最適形状の性能調査（フィルム効率分布）

実験から導出した最適形状におけるフィルム効率分布を図14に示す。なお導出された最適化形状は2形状あるが、試験の都合上、Optimal01の制御因子Aのみを変化させた形状（A2-B1-C1-D3-E3-F1-G1, Optimal03）を使用し、最適形状の評価を行なっている。また、 $x/d=3.0$ 付近は供試体はめ込み部であり、点線で表示している。比較対象には、数値解析結果と同様にcase1, case10を選択した。Case10は数値解析の結果と同様に、実験においても取得したサンプルデータの中で流入角変化によらず高いフィルム効率を示したcaseである。

図14より、0deg条件においてcase1,case10と比較するとOptimal03は冷却孔直下流の高効率領域がよりスパン方向に拡大していることが確認できる。また5deg条件、10deg条件においても0deg条件と同様の傾向が見られ、実験結果においても導出した最適形状は流入角変化に対し、ロバスト性が高いといえる。

5.2.3 最適形状の性能調査（面平均フィルム効率）

数値解析から導出した最適形状（Optimal01）における面平均フィルム効率を図15に示す。面平均フィルム効率のデータ処理範囲は、 $0 \leq x/d \leq 20$, $-3 \leq z/d \leq 3$ である。比較対象には、前節と同様にcase1, case10を選択した。

Case1, case10の結果と比較すると、流入角の変化によらずOptimal03の効率値が最も高いことがわかる。Case10とOptimal03を比較すると、0deg条件では3%、5deg条件では7%、10deg条件では2%程度、Optimal03

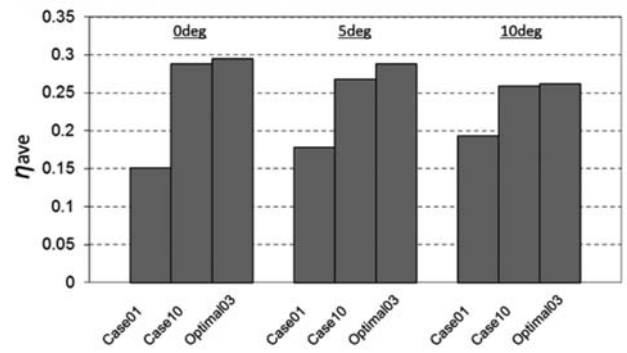


Fig. 15 Span wise-averaged film effectiveness

の効率値が高い結果を示した。以上より、面平均フィルム効率の結果からも、今回導出した最適形状は最もフィルム効率が高く、流入角変化に対するロバスト性が高いといえる。

6. 結言

本研究では最適化手法にはタグチメソッドを用い、高密度比条件下 $DR=1.53$ 及び高吹き出し比条件下 $BR=1.5$ におけるDFCD最適形状導出を行ない、以下の知見を得た。

- (1) 要因効果図（評価指標：面平均フィルム効率）における比較では、数値解析及び実験結果から導出された各制御因子におけるSN比の傾向に高い一致性が見られ、因子D（DFCD高さ）、E（DFCD開き角）、F（DFCDスパン方向距離）がフィルム効率のロバスト性に大きく寄与している。
- (2) 数値解析・実験ベースのタグチメソッドにおいて両者の予測した最適形状は一致しており、タグチメソッドでは比較的高い精度の最適形態予測が可能である。
- (3) 今回導出した最適形状Optimal01は、 $DR=1.53$ 及び $BR=1.5$ 条件下において高いフィルム冷却性能を示し、誤差要因として設定した流入角の変化に対しロバストな性能を発揮する形態である。

参考文献

- (1) Haven, B. A., Yamagata, D. K., kurosaka, M., Yamawaki, S., and Maya, T., 1997, "Anti-kidney pair of vortices in shaped holes and their influence on film cooling effectiveness", ASME, Paper No. 97-GT-45.
- (2) Ken-ichi Funazaki, Ryota Nakata, Hirokazu Kawabata, 2014, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Device : Part1- Investigations on Capability of A Base-Type Device", ASME, GT2014-25751.
- (3) 佐々木宏和, 船崎健一, 瀧澤隼人, 田川久人, 中野晋, 2016, "流れ制御デバイスを用いた平板フィルム冷却の

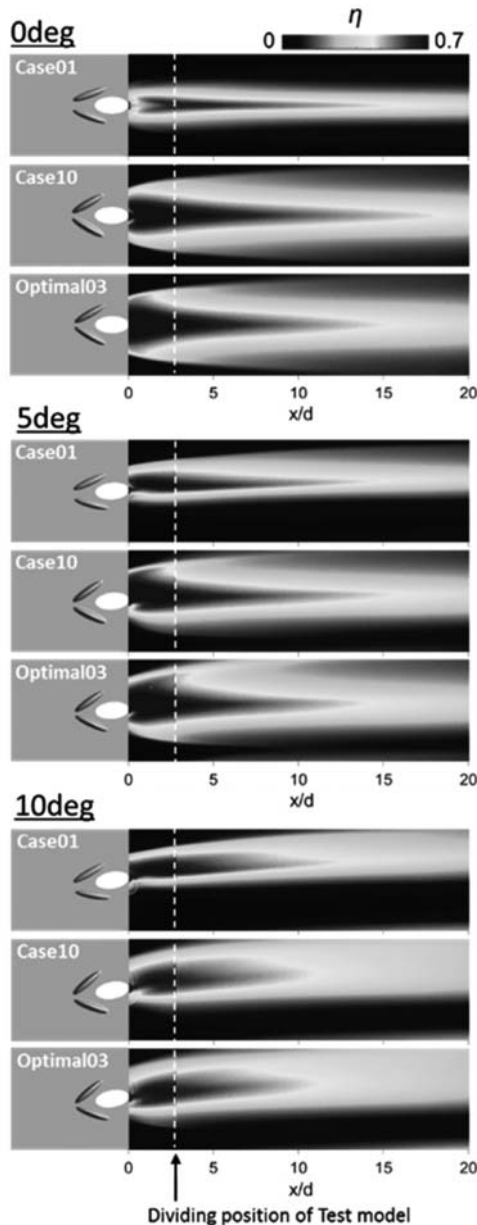


Fig. 14 Contor of film effectiveness ($\varepsilon = 0, 5, 10\text{deg}$)

高効率化に関する研究 -PSP&PIV計測による密度比影響調査-", 第44回日本ガスタービン学会定期講演会.

- (4) Takisawa, H., Funazaki, K., Sasaki, H., Kawamura, T., Tagawa, H. and Nakano, S., 2016, "Improvement of Flat-Plate Film Cooling Performance by Double Flow Control Devices Under High Density Ratio", Asia Congress of Gas Turbine 2016, ACGT-123.
- (5) ANSYS, ANSYS Workbench, AUTODYN, CFX, FLUENT and any and all ANSYS, Inc. brand, product, service and feature names, logos and slogans are registered trademarks or trademarks of ANSYS, Inc. or its subsidiaries in the United States or other

countries. ICEM CFD is a trademark used by ANSYS, Inc. under license. All other brand, product, service and feature names or trademarks are the property of their respective owners.

- (6) 川端浩和, 船崎健一, 中田諒大, 田川久人, 堀内康広, 2014, " タグチメソッドを用いたフィルム冷却用流れ制御デバイス最適化手法に関する研究", 日本ガスタービン学会誌2014.9.
- (7) Charbonnier,D. et al.,2009, "Experimental and Numerical Study of the Thermal Performance of Film Cooled Turbine Platform", ASME,GT2009-60306.

逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価

Evaluation of Heat Transfer Performance of Airfoil Heat Exchanger by Inverse Heat Conduction Method

中西 仁^{*1}
NAKANISHI Hitoshi伊藤 優^{*1}
ITO Yu長崎 孝夫^{*1}
NAGASAKI Takao

ABSTRACT

The invention of airfoil heat exchangers has led to the development of light and compact intercooled and recuperated aviation gas turbines. However, the heat transfer mechanism in airfoils has not been clarified. To explain how the mechanism works in airfoils, experiments were performed on a cascade of three airfoil heat exchangers installed in a subsonic wind-tunnel. Based on previous experiments made by NACA, airfoil temperature distribution data were obtained. Then, to estimate air Nusselt number, inverse heat conduction method and the method of least squares were applied to the experimental data. The computations of inverse heat conduction method, which is a quick and effective way to estimate heat transfer performance of airfoil heat exchangers, were validated using the results of the experiments. Finally, these estimates were compared with results obtained through computational thermo-fluid dynamics, validated by the same experimental results.

Key words : Airfoil heat exchanger, Inverse heat conduction method, Recovery temperature, Nusselt number

1. はじめに

近年、航空需要の増加に伴い航空機からのCO₂排出量の増加が問題視されており、2036年の旅客および貨物の需要は、2016年の2.4倍および2.2倍になると予想されている⁽¹⁾。そこで、CO₂排出量を抑えた低燃費高効率ジェットエンジンとして、中間冷却器・再生器付きエンジンが注目されている。従来の中間冷却器システムでは、圧縮過程の空気流をバイパス流と一度熱交換させ、再び圧縮機に戻るための配管が設置されている。これにより、高温・高圧の空気流が冷却され、密度が増加し、体積流量が減少するため、後段での圧縮仕事が増加する。よって、出力を増加させることができる。また再生器システムは、燃焼器入り口の空気流をコアエンジンからの高温の排気ガスと熱交換させ、加熱することで燃料消費量を抑える。従来、考案されてきた中間冷却器・再生器付きエンジンはターボファンエンジンをベースエンジンとしており、チューブフィン型⁽²⁾またはプライマリーサーフェイス型⁽³⁾という空気-空気熱交換器を利用するため、温度効率は高く推力あたりの燃料消費量は大きく改善する。また、Wilfertら⁽⁴⁾は中間冷却器・再生器付きエンジンの要素試験を行い、ベースエンジンと比較して燃料消費量が17%削減されることを報告した。

しかし、従来のシステムは圧縮機とバイパス流の往復路、および燃焼器と排気口の往復路として用いられる配管の重量増加が解決できず、実用化に至っていない。そこで伊藤ら⁽⁵⁾は、既存部品を用いた新たな中間冷却器・再生器システムを提案した。図1に示すように圧縮機固定静翼やガイドベーンを伝熱面とし、冷媒（超臨界CO₂や水、液体金属）により高温部から低温部に熱を輸送する。このため、熱交換器導入に伴う重量増加は少なく、重量増加を抑制できる。

翼列はタービンなどの増速翼列と圧縮機などの減速翼列の2つのグループに分けることができる。増速翼列と減速翼列は翼形状が異なり、圧力およびマッハ数、境界層の層流乱流遷移点が異なる。すなわち、圧縮機などの翼列の伝熱性能は、知見の豊富なタービンなどの増速翼列と異なる。

本研究では、新提案のシステムの実現に向けた第一歩として減速翼列である圧縮機の固定静翼の伝熱性能に着目した。従来研究⁽⁵⁾では、固体部と冷媒側接触面の熱抵抗に関して議論したが、空気側接触面の議論が不十分であった。そこで本研究では空気側接触面の熱伝達に着目した。具体的には、翼型熱交換器を設計する際に重要な要素である異なる空気流速条件における空気側ヌセルト数および空気側スタント数数の評価を行った。詳細な空気側熱伝達率を得るためには、翼面の圧力分布および温度分布の把握が必要である。本実験では、伝統的に圧縮機の翼として使用されてきたNACA65シリーズの翼型

原稿受付 2017年9月1日

査読完了 2018年6月13日

*1 東京工業大学

〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259

であるNACA65-(12)10の相似翼を3枚並べた直線翼列を構成し、中央の翼を翼型熱交換器として風洞試験を行った。翼面圧力分布は、NACA⁽⁶⁾の実験による測定値を線形補完することで求めた。また、本実験の翼型熱交換器に熱電対を挿入することで翼固体内部の温度を計測した。そして、Turnerら⁽⁷⁾の手法を参考にした逆熱伝導解析を行うことで翼面温度分布を求めた。本実験により得られたデータは離散的であるため、これを簡易的かつ高速で処理する方法として、逆熱伝導解析は有効である。この方法を用いて、空気側および冷媒側の熱伝達率を求め、空気冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数および空気側スタントン数を算出した。本翼型熱交換器は、対流式の高压タービン翼の冷却に類似している。そこで、翼型熱交換器と高压タービン翼の空気側ヌセルト数を比較した。さらに、実験結果で検証した数値熱流体解析(CTFD)の結果と比較し、逆熱伝導解析の有効性を示す。

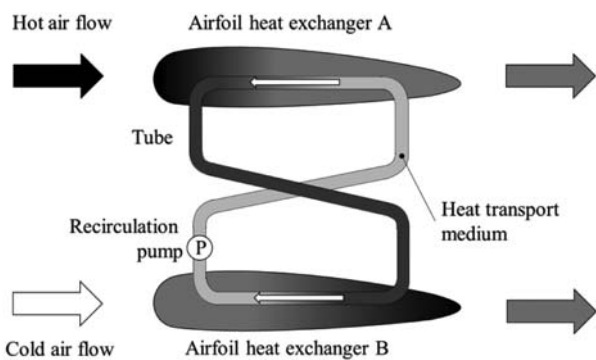


Fig. 1 Schematic of an airfoil heat exchanger system using a heat transport medium between a hot and cold sections

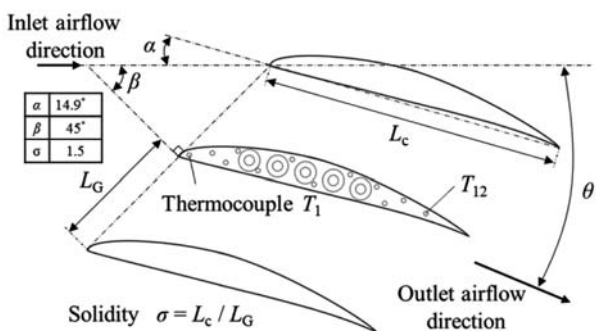


Fig. 2 Cascade of airfoil heat exchangers

2. 実験装置および実験条件

本研究では、中間冷却器システムとして圧縮機固定静翼を冷却部とした翼型熱交換器の空気冷却性能を実験的に評価した。本翼型熱交換器は翼内部に冷媒流路を有している。さらに、翼内部には熱電対も設置され翼固体内部の温度を計測した。実験装置の詳細は参考文献(5)に記載されており、本論文では概略を以下に記す。

2.1 風洞

風洞試験により作成した空気流条件を表1に示す。圧縮機内の高速の空気流を模擬するため、循環式の風洞装置を用いた。空気源には連続運転可能なブロワを使用し、ノズルにより加速させ、所定の空気流を形成する。次節に示すほぼ実スケールの試験翼を使用することで、参照したNACA⁽⁶⁾の試験とレイノルズ数を合わせつつ、実機の圧縮機内と同程度のマッハ数(0.4～0.5)を形成した。

Table 1 Air test conditions

Reynolds number Re_{air}	$2.9 \sim 3.4 \times 10^5$
Mach number Ma_{air}	0.37 ~ 0.42
Total temperature $T_{air,tot,in}$	350 [K]

2.2 翼型熱交換器

翼型熱交換器の翼型はNACA65-(12)10を用いた。翼はステンレス鋼SUS304を用いて製作した。実際の圧縮機静翼の材質はチタン合金であるが、SUS304は安価でかつ熱伝導率が $16 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ と、チタン合金($20 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)と似た物性値を持つため選定された。翼弦長 L_c は44 mm、翼幅は28 mmである。図2に本実験で構成した翼列を示す。翼型熱交換器による冷却の影響は隣接翼には及ばないため、中央翼のみ熱交換器とした。翼内部には、スパン方向に5本の3.1 mmの貫通孔を形成し、外形3 mmの冷媒を流すステンレスパイプを挿入した。翼とパイプは高熱伝導接着剤($15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)で接着した。また、翼スパン方向中心部に達する12個の0.6 mmの非貫通穴を翼外周部に形成した。そこに直径0.5 mmのK型のシース熱電対(JIS 2級)を挿入し、高熱伝導接着剤($15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)で設置した。Agilent Technologyのデータロガー34970Aを用いて温度を計測した。データロガーにおいて、熱電対計測モードを用いると、精度は $\pm 0.5 \text{ K}$ である。そこで、熱電対計測モードは使用せず、データロガーの電圧計測モードを用いて計測した。具体的には、翼型熱交換器前縁部に設置した熱電対 T_1 に関して温度校正を施し、各部熱抵抗、データロガーの誤差も含めて、正しい温度とデータロガーの出力電圧を校正した。それ以外のすべての熱電対は熱電対 T_1 との差動電圧をデータロガーにて計測した。これにより、より高精度な電圧モードで差動電圧を測定できる。これらにも温度校正を施し、各部熱抵抗、データロガーの誤差も含めて、正しい温度とデータロガーの出力電圧を校正した。この取扱により、個々の熱電対に対応したデータロガーの出力電圧のばらつきは温度に換算して $\pm 0.025 \text{ K}$ 以内であることを確認した。

2.3 冷媒循環システム

図3に冷媒循環システムを示す。新規提案された中間冷却器・再生器付きエンジンのシステムにおいては、超臨界 CO_2 を冷媒として提案している。しかし、本実験の冷媒は水を採用した。水は物性値の変化が超臨界 CO_2 よ

り小さく安定しているため、空気側の伝熱性能を正確に評価する上で適しているからである。冷媒流量はインバータ制御された再循環ポンプにより調節することができる。圧力はプランジャーポンプを用いて、冷媒循環ループに冷媒を流し込むことによって調節され、点Aの位置で10 MPaに維持した。冷媒は、中央の翼型熱交換器の後縁から前縁にかけて、図3に示すUターン部分を有する直列に挿入された5本のステンレスパイプ内を流れる。また、翼型熱交換器の入口側と出口側に熱電対を設置し、冷媒入口温度 $T_{ref,in}$ と出口温度 $T_{ref,out}$ を測定した。また、表2に冷媒の実験条件を示す。

2.4 翼と冷媒管の有効熱伝導率

翼型熱交換器は翼固体と冷媒管のわずかな隙間に高熱伝導接着剤(15W/(m・K))を満たすことで固定している。翼と冷媒管の隙間に接着剤が完全に満たされていることが望ましいが、実際は空気が混入し熱伝導率が著しく低下する。そこで、実験と数値熱流体解析(CTFD)を用いて有効熱伝導率を求めた。具体的には、空気入口のマッハ数、全温度、出口静圧、冷媒の入口温度、翼の

レイノルズ数を実験条件と厳密に合わせたCTFDを行った。その際、翼固体の熱伝導解析において翼固体と冷媒管の隙間の接着剤層に計算ドメインを設けた。そして、図8に示ようにCTFDと実験により得られた熱電対位置における温度を比較することで、接着剤層の有効熱伝導率が0.07 W/(m・K)であることを推定した。この有効熱伝導率は、翼固体内の温度分布に大きく影響することが確認され、翼表面を通過する熱流束の算出にも影響を及ぼすことが確認された。推定した接着剤層の有効熱伝導率は、本翼型熱交換器の特性であり、本論文で述べられているすべての条件における逆熱伝導解析、CTFDに同一の値を使用した。

3. 逆熱伝導解析

逆熱伝導解析は圧縮性空気流の解析を行わないため、CTFDのように乱流モデルなどの検証を行う必要がない。さらに翼固体部の熱伝導数値解析のみを行うため計算時間が短いことが利点である。

実験により、翼固体内部の温度と冷媒の入口および出口温度を測定したが、これらのデータだけで、空気側および冷媒側の熱伝達率を評価するには不十分である。正確に各種熱伝達率を評価するためには、空気接触表面および冷媒接触表面の温度が必要となる。Turnerら⁽⁷⁾は実験的に翼表面の温度を直接測定し、熱伝導解析を行った。しかし、翼面上の空気流に影響を与えることなく計測することは困難である。本実験では翼固体内部の温度を測定し、逆熱伝導解析と最小二乗法を用いて空気接触表面の熱伝達率を推定した。そして、翼型熱交換器の冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数および空気側スタントン数を求めた。解析手法や計算手順などの詳細は参考文献(5)に記載されており、本論文では概略のみを記す。

3.1 解析手法

逆熱伝導解析には有限体積法を用い、格子は図4に示す翼型熱交換器の構造格子を用いた。また、計算コードはVisual Basic 2010によるインハウス・コードを用いた。

3.2 境界条件

翼表面に隣接した固体の検査面 j に対して、翼表面を通過する局所熱流束は以下のように表すことができる。

$$q_j = h_{air,j} (T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j}) \quad (1)$$

ここで、 $h_{air,j}$ は局所空気接触表面の熱伝達率、 $T_{air,rec,j}$ は検査面 j に接する境界層内空气の局所回復温度および $T_{airfoil,j}$ は局所空気接触表面の固体温度である。

3.3 回復温度

圧縮性流では固体表面に形成される境界層で運動エネルギーが熱エネルギーに変換され、境界層内の静温度は主流温度よりも高くなる。断熱壁上での静温度は回復温度と呼ばれる。翼型熱交換器表面は断熱壁ではないが、式(1)のように熱伝達率を用いる際の空気側代表温度 $T_{air,rec,j}$ として回復温度が用いられる。

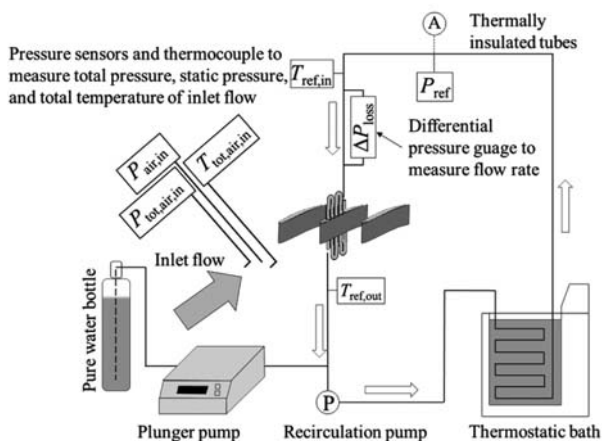


Fig. 3 Refrigerant recirculation loop

Table 2 Refrigerant test conditions

Mass flow rate m_{ref}	0.58 ~ 0.64 [g/s]
Pressure P_{ref}	10 [MPa]
Inlet temperature $T_{ref,in}$	280 [K]

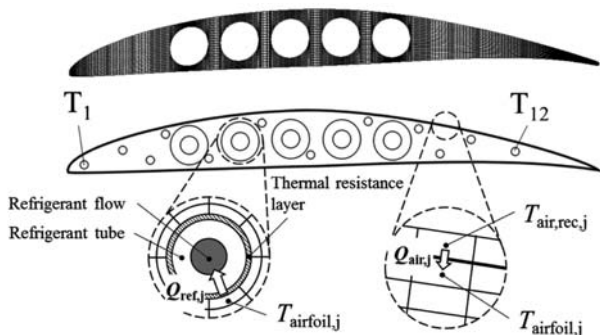


Fig. 4 Calculation mesh and boundary conditions for the inverse heat conduction method

NACA⁽⁶⁾の実験により得られた圧力係数 S_j を用いて、検査面 j に接する翼面上の局所静圧を以下の式で求めた。

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

ここで、 $P_{\text{tot,air,in}}$ は入口全圧、 $\rho_{\text{air,in}}$ は入口密度および $u_{\text{air,in}}$ は入口速度である。また、局所マッハ数は以下のように求められる。

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

上式を用いて局所静温度は以下ようになる。

$$T_{\text{air},j} = \frac{T_{\text{tot,air,in}}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{\text{air},j}^2} \quad (4)$$

また、JohnsonとRubensinら⁽⁸⁾は圧縮性流体が境界層内における減速効果によって、運動エネルギーが熱エネルギーに変換され、境界層内の局所温度は断熱壁温度に近くなることを記した。それを回復温度とし、以下のようになる。

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

r_j は局所回復係数であり、層流境界層および乱流境界層における回復係数はそれぞれ以下のようになる。

$$r_j = \begin{cases} \text{Pr}^{1/2} & \text{層流境界層} \\ \text{Pr}^{1/3} & \text{乱流境界層} \end{cases} \quad (6)$$

西山⁽⁹⁾は、レイノルズ数 10^4 から 10^8 の範囲では、最小圧力点近傍にて層流境界層から乱流境界層へ遷移すると記した。これに基づき、本研究ではNACAによる実験で得られた圧力係数を補間して得られた圧力分布を用いて遷移位置を決定した。

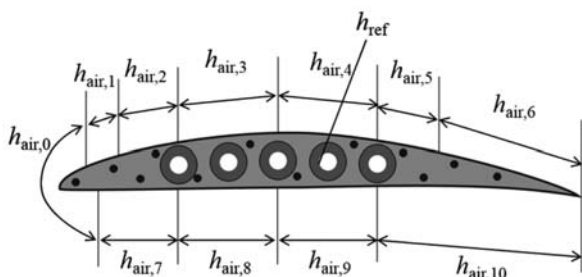


Fig. 5 Heat transfer coefficients around airfoil heat exchanger

3.4 最小二乗法による熱伝達率の決定

この節では、最も適した空気側熱伝達率 $h_{\text{air},j}$ と冷媒側熱伝達率 h_{ref} の組み合わせを決定する方法を記す。図5に示すように、翼の空気接触表面の領域分けを行い、仮定した熱伝達率を用いて翼固体内の熱伝導解析を行う。解析によって得られた熱電対位置における温度 $T(N)$

と、風洞試験により実測した温度 T_N を用いて、実験と翼固体内の熱伝導解析から得られた温度差を評価する関数を作成する。

$$f(1) = \{T(1) - T_1\} / T_1, f(2) = \{T(2) - T_2\} / T_2, \dots, \\ f(N) = \{T(N) - T_N\} / T_N, f(N+1) = \{Q_{\text{air}} - Q_{\text{ref}}\} / Q_{\text{ref}} \quad (7)$$

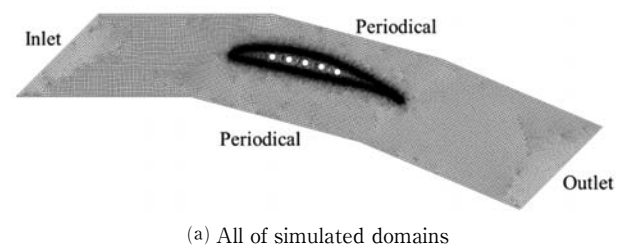
ここで、 N は翼固体内部の温度測定点数、 Q_{air} は空気の除熱量、 Q_{ref} は冷媒の受熱量である。そして、 $f(1)^2 + f(2)^2 + \dots + f(N)^2 + f(N+1)^2$ の最小値を見つけることで、各解析領域の空気側熱伝達率と冷媒側熱伝達率を求める。この方法はLevenberg-Marquardtアルゴリズム⁽¹⁰⁾を用いており、実験結果に最も近い計算結果を示す熱伝達率の組み合わせを数値的に見つけることができる。

4. 数値熱流体解析 (CTFD)

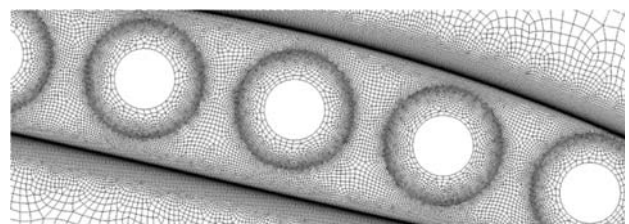
本翼型熱交換器において数値熱流体解析 (CTFD) を行った。翼型熱交換器の外側の領域は圧縮性空気流の数値流体解析、内側の領域は数値熱伝導解析を行った。CTFDによって計算された圧力分布および温度分布は、それぞれNACAの実験により得られた圧力分布および本研究の風洞試験によって得られた温度分布によって検証された。このCTFDを用いて、翼型熱交換器の冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数および空気側スタントン数を求めた。解析手法の詳細は参考文献(11)に記載されているため、本論文では概略のみを記す。

4.1 解析手法

図6に示す計算格子とANSYS Fluent 16.0を用いてCTFDを行った。解析領域は4つのドメインに分割した。表3に各ドメインの計算格子数を記す。最外部は圧縮性空気流のドメインが1つあり、周期境界部分を重ねると、図2に示す翼列配置となるように格子を生成した。また、乱流モデルは低レイノルズ数型SST $k-\omega$ を採用し、翼面上の垂直方向第1層目の格子幅は y^+ で1以下、翼面上の流れ方向格子数は1000点とした。



(a) All of simulated domains



(b) Enlarged view

Fig. 6 Computational grids

Table 3 Mesh of each domain

Domain	Mesh
Compressible air (fluid)	85,258
Airfoil heat exchanger (solid)	44,721
Adhesive (solid)	3,764
Five refrigerant tubes (solid)	11,930

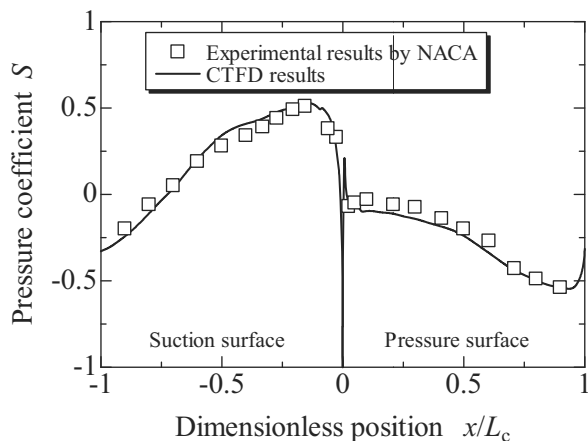


Fig. 7 Comparison of pressure distributions around the airfoil by NACA experiments and our CTFD for validation

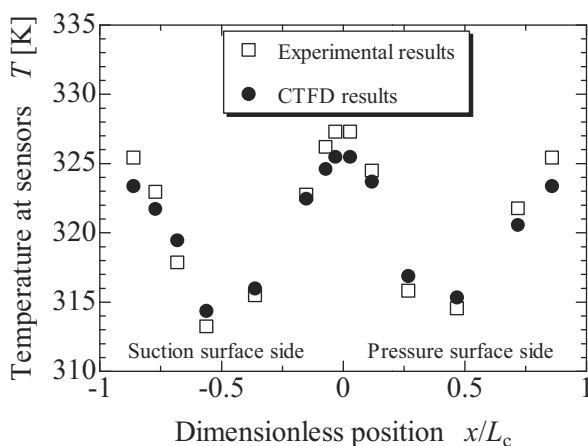


Fig. 8 Comparison of experimental solid temperatures at thermocouples with CTFD solid temperatures at the same positions

以上の手法を用いて再現した翼面上の圧力分布と実験値を比較した結果を図7に示す。CTFDで得られた圧力分布は、NACA⁽⁶⁾の同翼型、同配置の翼列実験で得られた圧力分布と良い一致を示している。これより、圧縮空気流の数値流体解析を検証できた。また、図8に翼固体内部の熱電対位置における温度分布のCTFD結果と風洞試験結果の比較を示す。どの値も良い一致を見せ、最大で2.2 Kの差であることを確認した。翼型熱交換器の伝熱性能を評価するには十分な精度である。

4.2 境界条件

圧縮性空気流のドメインの入口境界条件は、全圧、全温度を一定とし、主流乱れを5%とした。出口境界条件は静圧を一定とした。翼表面上の検査線1を通過する熱

流束 q_i は隣接する圧縮空気と固体の熱伝導率 k_{air} と k_{airfoil} を用いて以下のように設定した。

$$q_i = k_{\text{air}} \left. \frac{dT_{\text{air}}}{dn} \right|_i = k_{\text{airfoil}} \left. \frac{dT_{\text{airfoil}}}{dn} \right|_i \quad (8)$$

ここで、 dT_{air}/dn は局所空気静温度勾配、 dT_{airfoil}/dn は局所翼面温度勾配、 n は局所境界の法線方向の単位長さである。

冷媒と冷媒管内壁の境界条件は、冷媒管の内径部分に温度と熱伝達率を与えた。円管内の流れは乱流となるため、以下に示すDittus-Boelterの式から熱伝達率 h_{ref} を求めた。

$$\text{Nu}_{\text{ref}} = 0.023 \text{Re}_{\text{ref}}^{0.8} \text{Pr}_{\text{ref}}^{0.3} \quad (9)$$

$$h_{\text{ref}} = \text{Nu}_{\text{ref}} \frac{k_{\text{ref}}}{D_{\text{ref}}} \quad (10)$$

ここで、 k_{ref} は冷媒の熱伝導率、 D_{ref} は冷媒管の内径である。

5. 結果

本研究は、入口空気全温度 $T_{\text{air,tot,in}}$ を350 K、入口冷媒温度 $T_{\text{ref,in}}$ を280 Kとして風洞試験および逆熱伝導解析を行い、同温度条件を用いて数値熱流体解析（CTFD）を行った。その結果を以下に示し、両解析結果を比較する。

5.1 翼固体内温度分布と翼表面温度分布

図9に逆熱伝導解析およびCTFDによる翼固体内温度分布を示し、図10に翼表面温度分布を示す。両解析とも、翼の中央部分は冷媒によって冷却されているため低い値を示しているが、翼の前縁および後縁にかけて徐々に温度が高くなっている。これは冷媒管から離れた前縁および



(a) Inverse heat conduction method



(b) Computational Thermo-Fluid Dynamics (CTFD)

Fig. 9 Temperature distributions of an airfoil heat exchanger

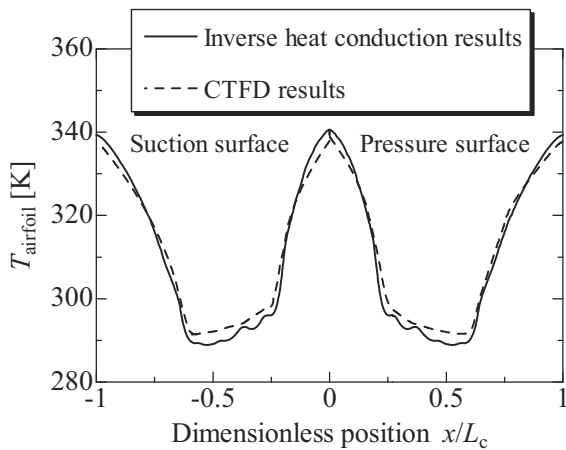


Fig. 10 Temperature distributions of an airfoil heat exchanger surface

び後縁付近は、フィンの役割を果たすため高温となる。図10より、冷媒管付近の温度分布は最大2.3 Kの差があることを確認したが、逆熱伝導解析による翼固体内温度分布と翼表面温度分布はCTFDの結果と概ね良い一致を示している。

5.2 回復温度分布

回復温度は空気流が断熱壁上を流れていると仮定した場合の温度であり、圧縮性流れである亜音速流では、全温度と静温度の間の値となることが知られている。厳密には翼型熱交換器の翼面は断熱されているわけではないが、翼面の境界層の空気流の温度は断熱壁温度となる。式(1)より局所熱流束 q_j を求める場合、空気側代表温度として回復温度を用いるため、正確な局所回復温度を求めることは極めて重要である。例えば、本解析において平均的な温度差 $T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j} \approx 44$ Kに対して、局所回復温度に1 Kの誤差がある場合、局所熱流束 q_j の見積もりにおいて2.3 %の誤差を生ずることになる。

図11の実線はNACAの実験により測定された圧力分布を補間し、式(2)～(6)を用いて求めた回復温度の理論値である。逆熱伝導解析には実線で示す回復温度を式(1)の $T_{air,rec,j}$ として用いた。また、破線はCTFDにより圧力分布を求め、式(2)～(6)を用いて求めた回復温度の理論値である。さらに、一点鎖線は翼面を断熱壁と設定したCTFDによって得られた断熱壁温度を示す。無次元位置が0の位置はよどみ点であるためピーク値をとる。圧力面上を流れる空気は、よどみ点よりすぐ下流にある曲率の大きな翼面に沿って流れるため、急激な減少を示し、後縁に向かって減速翼列による圧力回復の効果により温度が上昇する。一方、負圧面においては前縁付近には層流境界層が形成されているため温度が減少し、乱流境界層に遷移すると式(6)に示す回復係数の増加により温度が上昇する。実線と破線を比較すると、圧力面における分布は良い一致を示しており、負圧面は異なった値を示しているが、その分布形状は類似していることが確認できる。一方、破線と一点鎖線を比べると最大1.0 Kの差

はあるが、全体的には良い一致を示していることが確認できる。また、破線と一点鎖線をそれぞれ空気側の代表温度とし、式(11)および(12)を用いて空気側ヌセルト数を求め、その結果を比較すると差が1 %であることを確認した。すなわち、空気側熱伝達率の算出において、空気側の代表温度として回復温度を使用することは有効であると言える。以上より、翼周りの圧力分布が正しく求めることができれば、式(2)～(6)を用いて理論的に適切な回復温度が得られることを示している。よって、実線と破線の差は翼面上の圧力分布を求める際の内挿による誤差が原因であると考えられる。より高精度な回復温度分布を得るためには、風洞試験により圧力分布を測定する必要がある。

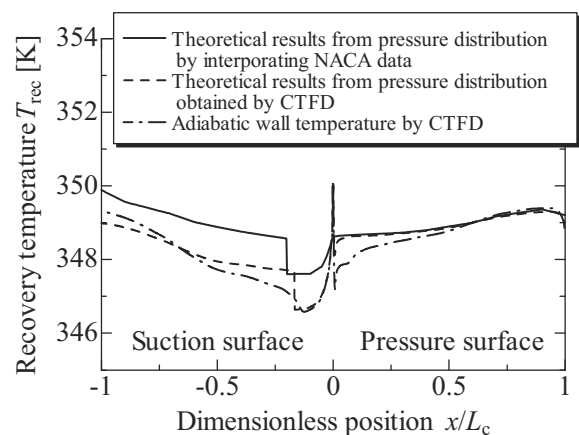


Fig. 11 Comparison of recovery temperature from pressure distributions obtained by interpolating NACA data and CTFD with adiabatic wall temperature obtained by CTFD

5.3 空気側ヌセルト数

参考文献(5)において、翼型熱交換器の固体部と冷媒側接触面の熱抵抗について議論したが、空気側接触面の平均熱伝達率についての議論は不十分であった。そこで本節では、空気側接触面に着目し、以下に示す式で定義した空気側ヌセルト数を評価した。

$$Nu_{air} = \frac{h_{air,ave} L_c}{k_{air,in}} \quad (11)$$

$$h_{air,ave} = \frac{Q_{air,whole}}{\sum_j \{A_j (T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j})\}} \quad (12)$$

ここで、 $k_{air,in}$ は入口空気熱伝導率、 $Q_{air,whole}$ は空気流から翼への熱伝達量、 A_j は局所翼表面積である。図12に翼弦長を代表長さとした空気側レイノルズ数に対する空気側ヌセルト数を示し、逆熱伝導解析結果とCTFD結果を比較する。いずれの条件も良い一致を示しており、最大5 %の差があることを確認した。図の一点鎖線は、Johnson-Rubenstein⁽⁸⁾による平板表面を層流および乱流とした際の平均ヌセルト数を示している。両解析の

結果はJohnson-Rubesinの予測式と比べて、全域層流と全域乱流の間に値が位置していることが分かる。さらに本研究で使用した翼は、翼前縁付近で層流境界層から乱流境界層への遷移が起るため、翼表面上の大部分が乱流境界層となる。よって、両解析結果は平板表面を乱流とした際の平均ヌセルト数の値に近くなることが考えられる。また、実線で示されている2から7はそれぞれBammert とHahne⁽¹²⁾, FrayとBarnes⁽¹³⁾, WilsonとPope⁽¹⁴⁾, Ainley (Cascade)⁽¹⁵⁾, Hodge⁽¹⁶⁾, そしてAndrewsとBradley⁽¹⁷⁾らによるタービン翼列におけるヌセルト数の相関式を示す。すべての相関式は本研究の解析結果より、低い値を示していることが確認できる。本研究の減速翼列NACA65-(12)10を用いた翼型熱交換器と比べて、増速翼列であるタービン翼はより後縁に近いところで層流境界層から乱流境界層に遷移するため、ヌセルト数が低い値を示したと考えられる。

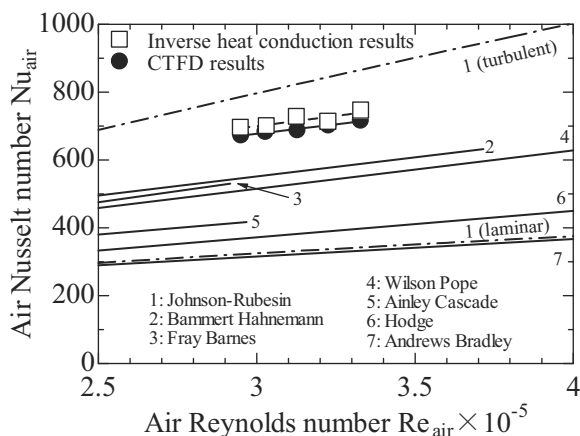


Fig. 12 Comparison of inverse heat conduction results of air Nusselt number with CTFD results

5.4 空気側スタントン数

以下に示す式で定義した空気側スタントン数を用いて、両解析結果の比較を行う。

$$St_{air} = \frac{Nu_{air}}{Re_{air} Pr_{air}} \quad (13)$$

図13に空気側レイノルズ数に対する空気側スタントン数を示し、逆熱伝導解析結果とCTFD結果を比較する。いずれの条件も良い一致を示しており、最大4.2 %の差があることを確認した。

6. まとめ

逆熱伝導解析は翼型熱交換器を設計する際、熱伝達率を簡易かつ高速に見積もる手法として有益である。翼型熱交換器の冷却性能を評価する際の逆熱伝導解析の有効性を示すために、風洞試験結果で検証した数値熱流体解析 (CTFD) の結果と比較した。本研究では、熱伝達率を評価する際に回復温度を用いた。NACAのデータ

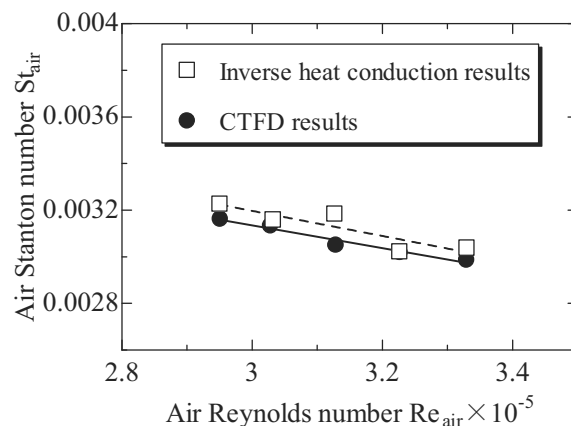


Fig. 13 Comparison of inverse heat conduction results of air Stanton number with CTFD results.

を線形補間した圧力分布により理論的に求めた回復温度分布は、CTFDにより得られた圧力分布から理論的に求めたものと比較して、前縁付近を除き圧力面側では概ね一致したが、負圧面側は1.5 K程度の差が見られた。また、冷却性能を示す空気側ヌセルト数および空気側スタントン数は5 %未満の差で一致した。これらの結果から、翼型熱交換器の冷却性能を評価する上で逆熱伝導解析は有効であることを示した。

参考文献

- (1) Japan Aircraft Development Corporation, JADC Worldwide Market Forecast 2017-2036, Tokyo, Japan, 2017.
- (2) McDonald, C.F., Massaro, A.F., Rodgers, C. and Stone, A., Recuperated gas turbine aeroengines, part II: engine design studies following early development testing, Aircraft Eng Aerospace Technol: Int J, vol. 80, No. 3 (2008), pp. 280-294.
- (3) Rolt, A.M. and Baker, N.J., Intercooled turbofan engine design and technology research in the EU Framework 6 NEWAC Programme, 18th International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2009, ISABE-2009-1278, 2009.
- (4) Wilfert, G., Kriegl, B., Wald, L. and Johansen, O., CLEAN-validation of a GTF high speed turbine and integration of heat exchanger technology in an environmental friendly engine concept, 17th International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2005, ISABE-2005-1156, 2005.
- (5) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Conjugate heat transfer in air-to-refrigerant airfoil heat exchangers, ASME Journal of Heat Transfer, vol. 136, No. 081703 (2014), pp. 1-12.
- (6) Bogdonoff, S.M., Performance of compressor blade cascades at high mach numbers, NACA RM L55I08, 1947.
- (7) Turner, A.B., Local heat transfer measurements on a gas turbine blade, IMechE Journal Mechanical

- Engineering Science, Vol.13, No. 1 (1971), pp. 1-12
- (8) Johnson, H.A. and Rubesin, M.W., Transactions of the ASME, vol.71, No. 5 (1949), pp. 447-456.
 - (9) 西山哲男, 翼型流れ学, (1998), p.23, 日刊工業新聞.
 - (10) Marquardt, D. W., An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, J. Soc. Ind. Appl. Math., 11 (2), (1963), pp. 431-441.
 - (11) Ito, Y., Nakanishi, H., Nagasaki, T., Fukazawa, K., Heat transfer coefficient on air-contact surfaces of an airfoil heat exchanger, 23rd International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2017, ISABE-2017-21468, 2017.
 - (12) Bammert, F., Hahnemann, H., Heat transfer in the gas surrounding cooled turbine blades, Ministry of Supply, Report G.D.C. 2466, 1951.
 - (13) Fray, D. E., and Barnes, J. F., An experimental high-temperature turbine (No.126), Part I. - The cooling performance of set of extruded air-cooled turbine blades, R. & M. No.3405, Aeronautical Research Council, London, 1965.
 - (14) Wilson, D. E., and Pope, J. A., Convective heat transfer to gas turbine blade surfaces, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 168, IMechE, (1954), pp. 861-876.
 - (15) Ainley, D. G., An experimental single-stage air-cooled turbine, Part II. Research on the performance of a type of internally air-cooled turbine blade, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 167, IMechE (1953), pp. 351-370.
 - (16) Hodge, R. I., A turbine cascade studies, Part I, C. P. No. 492, Aeronautical Research Council, London, 1960.
 - (17) Andrews, S. J., and Bradley, P. C., Heat transfer to turbine blade, C. P. No. 294, Aeronautical Research Council, London, 1957.

超小型ガスタービンの研究開発と産業応用

Development of Ultra-Micro Gas Turbine and Its Application

松原 幸治^{*1}
MATSUBARA Koji平元 和彦^{*1}
HIRAMOTO Kazuhiko松平 雄策^{*1}
MATSUDAIRA Yusaku小式澤 広之^{*2}
KOSHIKIZAWA Hiroyuki阿部 和幸^{*2}
ABE Kazuyuki岩田 拓也^{*3}
IWATA Kakuya深谷 清之^{*4}
FUKAYA Kiyoyuki入交 昭一郎^{*5}
IRIMAJIRI Shoichiro

キーワード：超小型ガスタービン, UAV, ハイブリッド, 燃焼技術, 産官学連携

Key Words: Ultra-Micro Gas Turbine, UAV, Hybrid System, Combustion, Industry-Government-Academia Collaboration

1. 緒言

著者らは、産官学連携によって30kW以下の超小型ガスタービンの研究開発と産業応用に取り組んでいる。ガスタービンエンジンは、ピストンエンジンと比較したとき、重量当たりの出力が大きいことや、回転のみで動力を発生するため振動が小さいといった利点があり、これらは超小型ガスタービンエンジンにおいても同様に成り立つ。したがって、最近急速に進展しつつあるUAV (Unmanned Aerial Vehicle) やロボット等の移動体の電源として有用である。本稿ではこれまでの取り組みと今後の展望について執筆する。

2. 周辺の開発状況

2.1 ピストンエンジン及びバッテリーの状況

航空用あるいは発電用に用いられる通常のガスタービンは出力1MW以上であり、小型航空用のもので300kW、分散電源に用いられるマイクロガスタービンは30kW～200kW程度である。出力200kW以下の軽航空機と、30kW以下の発電ではガスタービンは用いられておらず、ピストンエンジンが用いられている。例えば、軽航空機には100～200kWの4サイクルエンジンが¹⁾、産業用無人ヘリコプターには15kWの2サイクルエンジンが搭載されている²⁾。100kW以下の発電装置としてはポータブル発電機があり、ディーゼルまたは2サイクルエンジンが用いられる。軽航空機用ピストンエンジンは信頼性が高いが、鉛化合物系アンチノック剤を添加した有鉛ガソリンを使用しており、米国では大気汚染が問題となっ

ている¹⁾。最近急速に発達しているマルチコプター (ドローン) やロボット等の移動体の電源としては、リチウムイオンバッテリーが用いられている。しかしながら、このリチウムイオンバッテリーは、飛行ロボットのための電源として大変重く、高価である。このため、現時点ではバッテリー式のマルチコプターで重量物を長時間運搬することは現実的ではない。

2.2 超小型ガスタービンの開発事例

以上の事柄を背景として、携帯用あるいはロボット用の軽量電源用として30kW以下の超小型ガスタービンが開発されている。IHIは、60Wの携行型超小型ガスタービンを開発し、個人向け携行型発電機/充電器用として製品化した。韓国KIMM (Korean Institute of Machinery and Material) では、500Wの再生式超小型ガスタービンを開発し、実験結果を論文に報告している³⁾。さらに、米国JetCAT社は、ラジコン飛行機用超小型ガスタービンを商品化している。このように幾つか開発例はあるが、いずれも産業用として広く流通したものは存在せず、これから研究開発する余地は十分ある。

3. NIIGATA SKY PROJECTでの開発経緯

著者らは、2011年より、YSEC株式会社を中核とした新潟地元企業と新潟市との共同体制によって、出力30kW以下の超小型ガスタービンエンジンの研究開発を進めている。2011年から2018年までの間、経産省サポイン事業とNEDO事業の支援を受け、NSP4号とNSP5号などのターボジェットエンジンのプロトタイプを開発した。また、最近、長岡技術科学大学の協力を得て、高速発電機と超小型ターボジェットエンジンを組み合わせた発電実験を行っている。図1は、YSEC巻工場で行なわれた研究開発の風景である。

これまで、2013年の東京国際宇宙展、同年のバリエアショー、2014年のベルリンエアショーなどに出席してきた。このような成果によって、2013年には、文科省・経

原稿受付 2018年4月27日

*1 新潟大学工学部・新潟市五十嵐二の町8050

*2 YSEC株式会社・新潟市西蒲区漆山字四十歩割8460

*3 産業総合技術研究所・茨城県つくば市梅園1-1-1
つくば中央第2

*4 新潟大学地域創生推進機構・新潟市五十嵐二の町8050

*5 有限会社入交昭一郎・東京都中央区銀座1丁目3番3号
銀座西ビルディング4階

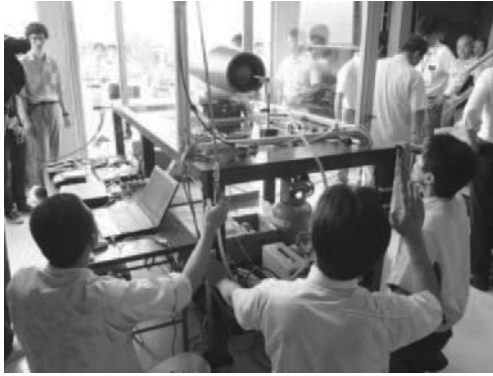


Fig. 1 Photograph of development at Maki factory of YSEC

産省・農水省より「NIIGATA SKY PROJECTイノベーション創出エリア」として戦略推進地域に新潟市が選定された。本プロジェクトの特色として、機械系の学生が多く参加していることが上げられる。2014年8月には、新潟大学工学部オープンキャンパスにおいて、学生によるターボジェットエンジンの実演が行なわれた。

4. 超小型ガスタービンの特性評価

図2は、NSP3エンジンとNSP4エンジンの外観の写真である。図3に、NSP3の断面図を示す。同図のように、NSPエンジンは遠心圧縮機、アニュラ型燃焼器、軸流タービンを直列に配置したターボジェットエンジンである。表1に記載したように、NSP3とNSP4の全長は、それぞれ281mm、337mmであり、重量は、それぞれ2900g、4500gである。

これらのエンジンはターボジェットエンジンであるため、その性能を推力で評価した。図4には、5種類のエンジンの推力測定結果を表示した。同図の縦軸は修正推力、横軸は修正回転数であり、これらは気温によって標準化した。NSP3とNSP5は同じ仕様であり、NSP4とNSP6は同じ仕様である。NSP6Tiは、NSP6のタービン材料をインコネルからチタン合金に変えたものである。推力の測定はロードセルで行なった。図4のように、同じスペックのエンジンはほぼ同じ推力を発生している。直径が大きなNSP4, 6, 6Tiは、直径が小さなNSP3, 5よりも大きな推力を発生する。

ジェットエンジンの相似法則^{(4),(5)}によると、無次元推力 F/PD^2 は無次元回転数 $ND/(\kappa RT)^{0.5}$ の関数になる。このことから、回転数と推力をそれぞれ、エンジンの代表直径 D とその基準値 D_0 を使って、次のように評価することで、エンジンのサイズに依存しない特性を評価できる。

Table 1 Specification of NSP engines

	NSP3	NSP4
Weight	2900 g	4500 g
Diameter	131 mm	158 mm
Length	281 mm	337 mm
Thrust	17.7 kgf	21.8 kgf

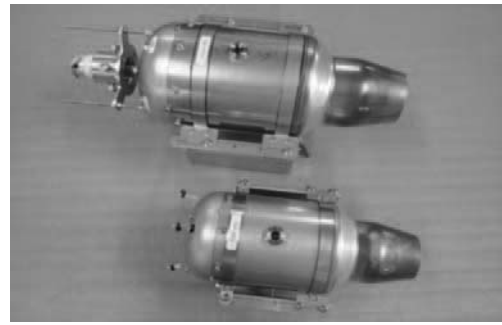


Fig. 2 NSP4 (top) and NSP3 (bottom)

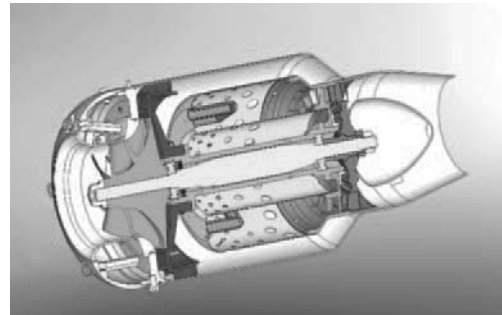


Fig. 3 Cross-section of NSP3

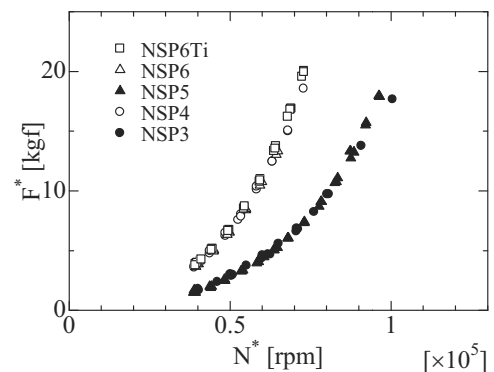


Fig. 4 Thrust of ultra-micro gas turbine

$$N^* D/D_0$$

$$F^* D_0^2/D_2$$

ここでは、圧縮機インペラー直径を D として、小さいほうのエンジンNSP3とNSP5のそれを D_0 とした。そのように整理した結果を図5に示した。同図のように、大きさの異なるエンジンはほぼ同じ特性が得られていることが分かる。いっぽう、回転数と推力の範囲を比較すると、小さい方のエンジンの方がより高回転数で高推力まで運転できている。したがって、大きいほうのエンジンは、もっと回転数を上げてさらに推力を増す可能性が残っている。

前述の通り、これらのエンジンを高速発電機と結合して高速発電試験を行っているが、まだ開発途上である。このため、ターボジェットエンジンとして使用したときのノズルからの排出ガスの動力を求めて、発電用あるいは駆動用動力源としての性能を評価する。図6では、超

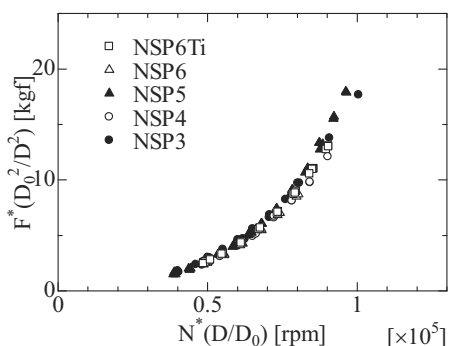


Fig. 5 Thrust versus rotation normalized by compressor rotor diameter of NSP3

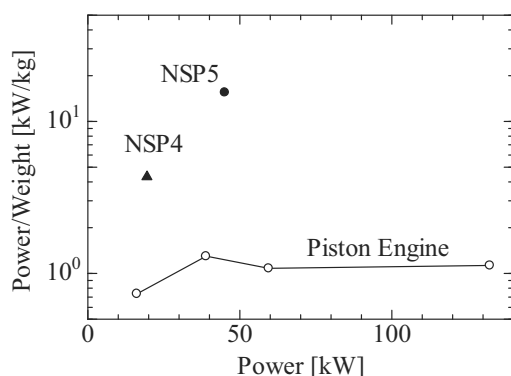


Fig. 6 Comparison of power weight ratio of ultra-micro gas turbines with that of piston engines

小型ガスタービンの重量当たりの出力をピストンエンジンのそれと比較した。同図のように、ピストンエンジンの重量当たりの出力は0.7～1.3 kW/kgの範囲にあるが、ガスタービンのそれは10kW/kgを超える。重量当たりの出力の点でガスタービンはピストンエンジンに比べて有利なことは大型機においてよく知られているが、このことは超小型ガスタービンにおいても同様に成り立つ。

5. 超小型ガスタービンの産業応用

現在、リチウムイオンバッテリーの重量当たり電力量は0.25kWh/kg程度、重量当たりコストは2000円/kg程度である。仮に運用自重60kgのマルチコプターによってペイロード30kgで1時間の飛行を実現しようとする、15kWhの電力が必要である。そのためのバッテリーは重量60kgとなり非現実的である。またコスト120万円と計算される。いっぽう、超小型ガスタービンの場合は、高速発電機および燃料を含めた重量を少なくとも30kg

以下にできると試算しており、熱効率を上昇させることでさらに低減できる可能性がある。その根拠となる、ガスタービン重量当たり出力は十分高いことを本稿で示した通りである。したがって、超小型ガスタービンと高速発電機を組み合わせた発電システムを、小型バッテリーと組み合わせてハイブリッドシステムを構築し、マルチコプター用の電源として用いることが有望である。これによって、バッテリーだけを電源とする場合では不可能なペイロード30kgを達成することができる。熱効率を向上させることで積載する燃料を低下できるため、ペイロードをさらに増加させることができる筈である。

6. まとめ

本稿では、新潟地元企業、新潟市、新潟大学を中核として研究開発している超小型ガスタービンの現状と産業応用について執筆した。ガスタービンの軽量かつ高出力な特性は超小型機においても実証されており、今後は飛行ロボット等の電源として、さらに、軽航空機の動力源として有望である。

謝辞

本研究プロジェクトの推進に当たって、新潟市・宮崎博人氏を始め関係者の多大なる御支援を頂きました。記して謝意を表します。

参考文献

- (1) Carr E, Lee M, Marin K, Holder C, Hoyer M, Pedde M, Cook R, Touma J., Development and evaluation of an air quality modeling approach to assess near-field impacts of lead emissions from piston-engine aircraft operating on leaded aviation gasoline, Atmos Environ, Vol. 45 (2011), pp. 5795-5804.
- (2) Freeman PK, Freeland RS. Agricultural UAVs in the U.S.: potential, policy, and hype. Remote Sens Appl: Soci and Environ Vol. 2 (2015), pp. 35-43.
- (3) Seo, J.M., Lim, H.S., Park, J.Y., Park, M.R., Choi, B.S., Development and Experimental Investigation of a 500-W Class Ultra Micro Gas Turbine Power Generator, Energy, Vol. 124 (2017), pp. 9-18.
- (4) Saravanamuttoo, H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen H., Straznichy P.V.,ガスタービンの基礎と応用, (2012), P. 223, 東海大学出版会.
- (5) 日本ガスタービン学会編, ガスタービン工学, (2013), P. 11.

2018年度特別講演会報告

福山 佳孝

FUKUYAMA Yoshitaka

2018年4月23日に東芝エネルギーシステムズ株式会社、ラゾーナ川崎東芝ビルで2017年度通常総会の後、特別講演会が開催され、東北発電工業株式会社副社長である松崎裕之氏に「電力事業とガスタービン・コンバインドプラントとの出会い」と題して講演していただきました(聴講者65人)。松崎氏は福島県いわき市のご出身で、地元の東北電力株式会社に就職されました。東北電力火力部では東新潟火力発電所4号系列等の新設計画に、後年には同火力の建設工事に携われました。その後、電力中央研究所での高温ガスタービン技術研究を経て新仙台火力発電所所長兼仙台火力発電所所長として東日本大震災からの早期復旧を指揮され、東新潟火力発電所所長兼新潟火力発電所所長、酒田共同火力発電株式会社取締役社長を歴任された後現職に就かれました。このご経歴を見ても我が国のガスタービンコンバインドサイクル発電の黎明から実用化の時代にユーザとして深く関与されてきたことが明らかです。

ご講演内容を簡単にご紹介しますが、まずは、東北電力の創業からの特質、経営理念が語られました。東北電力は戦後の日本発送電株式会社分割により1951年に発足しました。初代社長は内ヶ崎賛五郎(うんごろう)、会長は白洲次郎。東北電力は創業の理念として「和と責任の経営」、「東北の発展なくして当社の発展はない」を掲げ、電力の安定供給、地域との共存共栄に全力を尽くしてされました。また、創業当時に導入された三つの新兵器、ランドローバー(移動)、ヘリコプター(移動、監視、輸送)、マイクロ波通信(東北電力独自の通信網)は山岳地など地形の険しい東北地方の多数の電力インフラ維持に対する有効な投資であり、東日本大震災の災害復旧にもヘリコプターと通信網が大活躍したことは記憶に残っています。また、「覚悟して前例を作る」、「日本人の手で初めてのものをやりたい」と言う社風が根付き、実際にガスタービンの技術研究からプラント運用まで資金面も含めてメーカーと一体となって推進された中のお一人が松崎氏であったのです。

東新潟火力3号機と3号系列のお話では、東北電力初の多軸型コンバインドサイクル発電(1100℃級)の導入時の困難、系列という言葉の発明などをご教示いただきました。同4号系列はさらに大容量の最新型ガスタービン(1450℃級)を国内で最初に導入した発電所でした。

3号系列に適用された世界初の希薄予混合燃焼器などの新技術導入では種々のトラブルを経験されたこと、そのトラブルをメーカーとの緊密な連携(その人間関係は「戦友」と語られました)で一つ一つ克服していただいたことです。このプラントは出力が出すぎて出力低下調整をされたとのことには驚かされましたが、後年調整を元に戻し増出力を実現されたとのことでした。

2011年3月11日午後2時46分、東日本大震災が発生しました。災害は地震よりも津波により発生したことは明確に記憶に残っています。震災後松崎氏は新仙台火力と仙台火力の所長に就かれ、電力不足が懸念される中、発電所の早期復旧に当たられました。仙台火力4号系列は前年7月に完成したばかりの最新鋭火力(エジソン賞受賞)ですが、津波により甚大な被害を被ったのです。しかし、メーカーおよび協力会社などの「戦友」との必死の復旧作業により、2011年12月に発電開始に至ったお話には胸が熱くなりました。

再生可能エネルギーの大量導入は火力発電にも多大な影響を持ちますが、ガスタービンは今後もその中核にあると思います。松崎氏のご講演は「次世代へのチャレンジ」で締めくくられましたが、実体験に基づく非常に興味深いお話をしていただきましたことに心より感謝いたします。

最後になりますが、今回、特別講演会にご参加いただいた多数の方々、会場の提供と運営でご協力いただいた東芝エネルギーシステムズ株式会社の皆様に深く感謝申し上げます。

(ガスタービン技術普及委員会委員長)



講演写真

2018年度第1回ガスタービン市民フォーラム開催報告

福山 佳孝

FUKUYAMA Yoshitaka

2018年4月22日に（国研）宇宙航空研究開発機構（JAXA）、調布航空宇宙センターで「ガスタービン市民フォーラム」を開催しました。JAXA一般公開では昨年度に続き2年連続2回目、JAXA調布広報の皆さんのサポートにより円滑に開催できました。

JAXA調布一般公開での「トークイベント」は(1)GTSJ主催：ガスタービン市民フォーラム「ジェットエンジンのお話」、(2)新しい飛行機技術の話、(3)JAXA職員の「研究開発員の日常」の三本立て、それぞれ30分×2回開催のスケジュールで実施しました。講演はジェットエンジンの「入門編」相当とし、正木大作さん（JAXA）に担当していただきました。

最高気温が28℃を超える4月としてはかなり暑い日でしたが、一般公開参加者は9,736人（JAXA広報発表）でした。トークイベントは昨年度のアンケートの要望から、会場をレクチャールーム（45人／回）から講堂（200人／回）に変更されました。「ガスタービン市民フォーラム」の参加者は概算で180人程度でしたが、質問も多く盛況でした。ここで、アンケート結果を紹介します。

【質問1】 あなたの職業は？

小中学生	高校高専	大学・院	会社員	研究機関	その他	合計
7	4	10	81	3	33	138

【質問2】 話の長さは？

短い	良い	長い				
23	97	0				120

【質問3】 次回も参加したいか？

したい	したくない					
124	4					128

【質問4】 トークショーを何で知ったか？

GTSJ_HP	JAXA_HP	ポスター	当日	知人から	その他	
2	58	17	31	19	7	134

聴講者の85%が成人で昨年度に比べてかなり増えました。また、イベントをHP（ホームページ）で知った方が45%と増えましたが、当日知って参加した方も多かったようです。

【質問5】 聞きたいテーマ

- ・エンジンの環境性能向上（CO₂対策、騒音等）
- ・ターボファンやキアードターボファンの構造や問題点
- ・エンジン開発プロセスや航空会社がエンジンを選ぶ基準
- ・化石燃料以外の航空エンジン開発（電動推進等）
- ・ガスタービン（発電用、船用等）

・日本（メーカーやJAXA）と世界の最先端技術、日米欧の違い

・歴史より最新技術

などの若干専門的な内容への要望もありましたが、必ずしも多数ではないようにも思います。

【質問6】 意見等

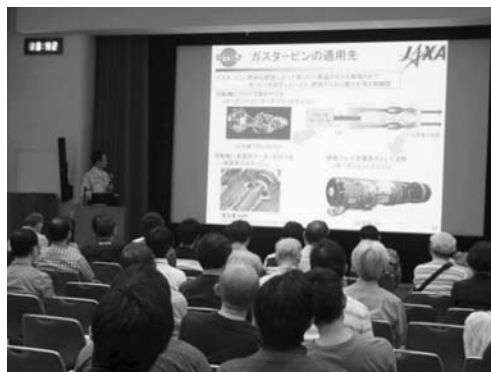
講演は良かったというご意見が30件と多かったのは事実ですが、

・数式は使わないでほしい、専門用語が難しい、質問時間が短い

などのご意見も、少数ですが、ありました。

昨年度の問題点として、「講演資料の共有」（今年度は昨年度の牧田さん作成の講演資料を使用しました）やエンジン推力発生デモンストレーション用「模型の学会所有」などを挙げましたが、成人の参加が多い事などから、2回の講演の内容を少し異なったものにする事も検討課題でしょう。参加者を講演会に呼び込むための工夫も含め、技術普及委員会で議論していきたいと考えております。

（ガスタービン技術普及委員会委員長）



講演会の様子

2018年度第1回見学会報告

山形 通史

YAMAGATA Naofumi

2018年4月20日(金)の午後、晴天に恵まれて初夏の陽気がただよう中、本会主催の中部電力(株)上越火力発電所の見学会が開催された。参加者は、電力・ガス会社、重工業関連メーカー、大学・研究所関係から29名が集まった。

初めに、上越火力発電所内会議室にて発電所所長の笠井 啓輔氏よりご挨拶をいただき、上越火力発電所のパンフレットと紹介ビデオにて概要をご説明していただいた。

上越火力発電所は、新潟県上越市の直江津港に隣接した埋立地(敷地面積約46万 m^2)に建設されたコンバインドサイクル発電所である。建設目的は、1つめに電力の安定供給、2つ目に二酸化炭素(CO_2)排出削減である。

発電方式は、ガスタービン2台と蒸気タービン1台を組み合わせた多軸型コンバインドサイクルが採用され、燃料はLNGを使用している。発電所の全体構成は2系列4ブロック(各系列2ブロック)で、2系列合計の総出力は2,380MWあり、長野県のピーク時の電力のおよそ80%を供給する能力を持っている。

ガスタービンはGE製7Fガスタービン、蒸気タービンは日立製3ケーシング形が採用されている。排熱回収ボイラは、MHPS(旧:バブコック日立)製で、高圧が貫流型で中低圧系統は自然循環型の三重圧再熱型ボイラが国内のHRSGで初めて採用されている。

建設工事は、2007年に着工され、1-1号機が2012年7月に営業運転を開始し、2014年5月の2-2号機営業運転開始をもって総合運開した。

建屋内の見学では、最初に中央制御室を見学した。発電所全体の一括集中監視運転が可能で、マウスオペレーションでの運転操作が可能となっている。運転監視は4班2交替で、必要最小限の要員で対応しているとのことであった。

次に、本館建屋内に移動し、ガスタービン廻りを見学した。

見学会当日は、1号系列と2-2号機が給電運用中で、

2-1号機は定期点検中であり、その定期点検の状況も見学した。

ガスタービン点検状態として、ケーシング上半が取外しされ、ロータ吊出して本館フロアにそれぞれ配置されていた。タービン動翼は、1~3段とも取り外され高温部品の交換作業が進行中であった。近傍のエリアには蒸気タービンロータも吊出された状態で点検進行中であり、それ以外の各種機器も整理整頓された状態で分解点検されていた。

GT吸気フィルタ室は本館建屋内に設置されており、理由は寒冷地対策としてフィルタへの着雪防止である。そして室内には、ガスタービン圧縮機から抽気した圧縮空気を流す配管が設置され、着雪防止対策が実施されている。

構内見学の最後に、バスに乗って、容量18万 m^3 のLNGタンク周りやLNG気化器廻りを見学した。見学会前日には、LNG船が入船し受入があり、昨年の1月には日本で初めて米国産のシェールガス由来のLNGを受入れたとのことであった。

また、本館建屋屋上にて発電所全体の説明を受けている際、中部電力殿のLNG受入栈橋が使用できない場合には、発電所に隣接するINPEX(国際石油開発帝石(株))の直江津港LNG基地の受入栈橋より受入可能な系統となっているとのこと説明があった。そして、手前の更地には東北電力(株)が2023年運開予定でコンバインドサイクル発電設備を建設する予定とのこと説明があった。

発電所内見学後の会議室での質疑応答は、予定時間をオーバーしての活発な意見交換が行われた。

最後に、本見学会を実施するにあたり多大なご尽力・ご協力を頂いた中部電力(株)上越火力発電所の関係者の皆様、そして参加してくださった皆様に、厚く御礼を申し上げます。
(集会行事委員会委員)



質疑応答時風景



参加者集合写真

第5回日本ガスタービン学会女性参画推進イベント開催報告

川澄 郁絵

KAWASUMI Ikue

日本ガスタービン学会では、ガスタービンおよび関連技術分野の女性技術者の継続的なネットワークを作ることとを目的として、女性参画推進委員会の活動を続けています。第5回目は株式会社IHI本社ビルにて2018年5月21日(月)に開催されました。テーマは「世界で活躍する女性技術者による講演と意見交換会」として、前半は講演会とグループに分かれての意見交換会、後半は交流会(懇親会)という構成で行いました。女性22名のほか、男性5名の参加がありました。

講演会では、“Leap before you look. ～ゼロから始めて世界に仲間をつくる～”と題し、株式会社IHIの森岡典子様にご講演いただきました。森岡様が入社以来一貫して担当していらっしゃるガスタービンエンジンの制御システムに対する熱い思い、「航空機・エンジン電動化システム研究 (MEAAP: the More Electric Architecture for Aircraft and Propulsion)」を立ち上げるまでの社内外でのご苦労、いかに世界中に仲間を作っていたかというご講演内容でした。女性技術者というよりはいち技術者としてお話しされ、仕事に対する情熱を持ち続けながら積極的に取り組まれる姿勢に大変刺激を受けました。

講演後は6名ずつの5グループに分かれ、講演内容の感想や各々の職場での困りごとなどの意見を交わしました。講演会終了後は森岡様を含め交流会会場に場を移しました。講演ではあえて触れられなかった女性技術者としてのワークライフバランスに関する経験も伺うことができ、参加者の皆様にとって大変有意義な会となったことと思います。

今回は本イベントについて参加者がどのように感じているかを明らかにし、今後の活動の参考にすべくアンケートを実施しました。その集計結果より、本イベントには上司や同僚の方からの声かけをきっかけに参加し、会社の枠を超えた若手からベテランまでの幅広い年齢層の女性技術者との繋がりがもて、交流が深められることに魅力を感じていることがわかりました。これまでのイベントに対する評価も全体的に高かったです。今後も女性技術者のみならず様々な立場の方が集い語り合える有意義な企画を考えていきたいと思っています。

最後に、ご多忙中、貴重な内容をご発表いただきました森岡様、会場の準備・運営に多大なご協力をいただきました関係者の方々、そしてご参加いただきました皆様に、厚くお礼を申し上げます。

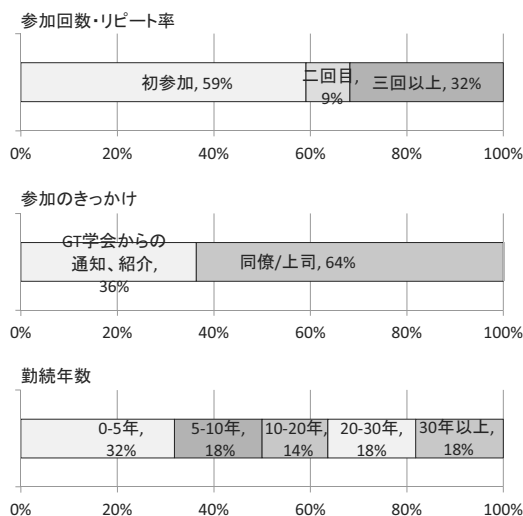
(女性参画推進委員会委員)



講演会の様子



意見交換会の様子



アンケート集計結果一部抜粋

Asian Congress on Gas Turbines 2018 (ACGT2018) 開催のお知らせ

ACGT2018実行委員会

第6回目となるAsian Congress on Gas Turbinesを、下記の通り開催いたします。アジア地域のガスタービン・エネルギー関連分野の情報交換の場として貴重な機会ですので、皆様、奮ってご参加下さいませよう、よろしくお願い致します。詳細は、会議ウェブサイトをご確認下さい。

記

会議 : Asian Congress on Gas Turbines 2018 (アジア・ガスタービン会議2018)

会期 : 2018年8月22日(水)～24日(金)

場所 : いわて県民情報交流センター「アイーナ」
(〒020-0045 岩手県盛岡市盛岡駅西通1丁目7番1号)

参加登録費 : 一般30,000円, 学生6,000円 (いずれも税込)

ウェブサイト : <http://acgt2018.org/> (本会ホームページにもリンクしています)

講演数 : 約90件

基調講演 :

- ・ Keynote 1 : Dr. Chunill Hah (NASA Glenn Research Center)
“Evolution of Computational Fluid Dynamics for the Advanced Gas Turbine Development”
- ・ Keynote 2 : Dr. Eisaku Ito (Mitsubishi Heavy Industries)
“R&D Experiences of Industrial Gas Turbines”
- ・ Tutorial Session : Prof. Toshinori Watanabe (University of Tokyo)
“Aeroelasticity”
- ・ Forum 1 : “Alternative Fuel for Gas Turbines”
- ・ Forum 2 : “Education and Human Resource Development for Gas Turbines”



第31回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

学生及び技術者(ガスタービン初心者)を対象とした標記シンポジウムを開催いたしますので、奮ってご参加ください。

1. 日 時 : 2018年11月1日(木), 2日(金)
2. 場 所 : 三菱日立パワーシステムズ株式会社 高砂工場 高砂クラブ
(高砂市荒井町新浜2丁目7番31号)
3. プログラム :
 - ・ ガスタービン概論
 - ・ ガスタービンと流体工学／伝熱工学／燃焼工学／材料工学／制御工学
 - ・ 特別講演 (三菱日立パワーシステムズ株)
 - ・ 見学会 (予定) : 三菱日立パワーシステムズ株 生産設備, 実証設備
三菱重工業株 総合研究所

・ 懇親会

4. 募集概要 :

(1)対象者 : 大学, 高等専門学校, 大学院在籍者, ならびにガスタービン初心者の社会人

(2)定員 : 60名程度

・ 教育シンポジウムの詳細および申し込み方法は本誌9月号およびホームページ (<http://www.gtsj.org/>) に掲載する予定です。

★今年度は7月の関東地区開催(実施済)に引き続き、関西地区においても実施いたします。

2018年度第1回若手技術者交流会開催のお知らせ

個々の研究・技術レベルの向上と会員相互の情報交換の促進を図ることを目的とし、2018年度第1回若手技術者交流会を下記の通り開催いたします。今回は伝熱をテーマとしています。奮ってご参加ください。

1. 日時：2018年9月14日(金) 13:30～20:00(予定)

2. 場所：三菱日立パワーシステムズ(株) 関西支社 (大阪府大阪市西区土佐堀1-3-20 三菱重工大阪ビル)

3. 内容

講義：「ガスタービン用タービンの空力・伝熱研究の最前線」 船崎 健一氏(岩手大学)

ガスタービン用タービンの空力・伝熱に関する研究の最新動向を紹介する。空力では、特に低圧タービンの高負荷化に関する研究について、伝熱については高圧タービンのフィルム冷却技術について概説する。

講演：「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」 羽田 哲氏(三菱日立パワーシステムズ(株))

ガスタービンコンバインドサイクル発電所に使われる大型ガスタービンのタービン翼、特にその冷却翼の開発設計と今後の展望について紹介する。

4. プログラム(予定)：

13:30-14:20 参加者自己紹介

14:30-17:00 講義, 講演

17:00-17:45 質疑応答およびディスカッション

18:00-20:00 懇親会

5. 参加費(税込)：社会人 会員 4,000円, 非会員 5,000円

学生 会員・非会員問わず 2,000円

6. 懇親会費(税込)：3,000円(予定)

7. 対象者：『若手技術者』としていますが、年齢制限は設けません。また、大学や研究機関等で研究に従事されている方もご参加いただけます。

8. 申込方法：学会ホームページ(<http://www.gtsj.org/>)からお申し込みください。

または、「若手技術者交流会参加申込み」と明記の上、下記の情報を学会事務局(E-mail: gtsj-office@gtsj.org, FAX: 03-3365-0387)宛てにお送りください。

・お名前(ふりがな)：

・ご所属：

・ご専門の技術分野：

・ご連絡先(電話番号)：

・E-mail：

・会員種別(会員の場合は、会員番号)：

・懇親会参加： 参加する / 参加しない

◆申込締切：2018年8月24日(金)

◆定員：30名(予定)。定員を超過した場合はお断りすることがございます。参加の可否につきましては、9月3日(月)までに申込者全員にご連絡いたします。

第46回日本ガスタービン学会定期講演会（鹿児島）・見学会のお知らせ

第46回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会を以下のように開催します。プログラムなどの詳細は、決まった時点で学会ホームページに掲載します。また、学会誌9月号にも掲載予定です。

主 催：公益社団法人 日本ガスタービン学会
協 賛：協賛団体は、学会ホームページ（<http://www.gtsj.org/>）をご覧ください。

開 催 日：

- ・講演会 2018年10月10日(水)、11日(木)
- ・見学会 2018年10月12日(金)

開催場所：

- ・かごしま県民交流センター
〒892-0816 鹿児島市山下町14-50
<http://www.kagoshima-pac.jp/>
Tel：099-221-6600

講 演 会：

- ・一般講演：空力、燃焼、システム、伝熱、材料、タービンなど
- ・企画講演：未定
- ・特別講演：未定

参加登録費（税込）：

- ・会員・協賛団体会員 14,040円（ただし、学生は論文集ありで4,320円、論文集なしで1,080円）
- ・会員外 19,440円（ただし、学生は論文集ありで7,560円、論文集なしで4,320円）

宿 泊：

会期中のご宿泊は、各自で手配ください。

懇 親 会：

- ・第1日目の講演会終了後、別会場にて懇親会を開催します。
- 懇親会参加費（税込）：4,320円

学生による優秀発表の表彰：

- ・学生による「研究報告」で、講演申込時にエントリーがあったものの中から、特に優秀な発表に対して表彰を行います。

見 学 会：

- ・日時：10月12日(金)
- ・見学先：九州電力(株)山川発電所（地熱発電とバイナリー発電）などの見学を予定しています。
- ・定員：45名程度、先着順、講演会への参加登録者に限ります。
- ・参加費（税込）：6,480円（予定）

参加申込方法：

- ・プログラムなどの詳細が決まった時点で、学会ホームページに掲載します。
- ・ホームページから登録されるか、9月号掲載の参加申込書に必要事項をご記入のうえ、学会事務局宛にお申し込みください。参加登録は、受付の混乱を避けるため、事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

関連情報：

- ・講演会前日の10月9日(火)に、ガスタービン市民フォーラム（会場：鹿児島大学 郡元キャンパス）を開催する予定です。
- 参加自由・無料です。こちらもあわせてご予定ください。

○ 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
日本機械学会	「機械の日・機械週間」 記念行事	協賛	2018/8/7	秋葉原UDX4階 NEXT-1&ギャラリー	URL:http://www.jsme.or.jp/event_ project/machine-day/
日本機械学会	2018年度計算力学技術者 (CAE技術者) 資格認定 事業(固体力学分野の有 限要素法解析技術者・熱 流体力学分野の解析技術 者・振動分野の有限要素 法解析技術者)	協賛	2018/9/8, 12/15	慶應義塾大学理工学部 (矢上キャンパス) ほか	URL:https://www.jsme.or.jp/cee/ cmnintei.htm
可視化情報学会	第46回可視化情報シンポ ジウム	協賛	2018/9/14-16	明治大学駿河台キャン パスリパティタワー	URL:http://www.visualization.jp/ symp2018/
日本機械学会 関西支部	第357回講習会「熱応力に よる変形・破壊の評価方法 と対策事例」	協賛	2018/10/22-23	大阪科学技術センター 8階 中ホール	URL:http://www.kansai.jsme.or.jp/
日本マリンエン 지니어リング学 会	第88回(平成30年)マリン エンジニアリング学術講演 会	協賛	2018/10/29-31	岡山コンベンションセ ンター	URL:http://www.jime.jp
日本機械学会 関西支部	第358回講習会「実務者の ための流体解析技術の基 礎と応用(各種シミュレー ション技術の適用事例紹 介付き)」	協賛	2018/10/30-31	大阪科学技術センター 8階 中ホール	URL:http://www.kansai.jsme.or.jp/
日本流体力学学会	第32回数値流体力学シンポ ジウム	協賛	2018/12/11-13	機械振興会館	URL:http://www.nagare.or.jp/cfd/ cfd32/
日本液体微粒化 学会	第27回微粒化シンポジウム	協賛	2018/12/17-18	岡山大学創立五十周年 記念館	URL:http://www.ilass-japan.gr.jp



▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

伊藤 慎太郎(IHI)
荒井 博光(川崎重工業)
鉄井 利光(物質・材料研究機構)

浦田 忠宜(IHI)
遠藤 蒼介(川崎重工業)
江口 滋信(三菱日立パワーシステムズ)

日色 亮介(IHI)
辻本 綾佑(川崎重工業)

〔学生会員〕

齋藤 涼(岩手大学大学院)

高橋 優己(千葉大学大学院)

〔学生→正会員〕

中野 匠(日揮)

次号予告 日本ガスタービン学会誌2018年9月号 (Vol.46 No. 5)

特集 最近のガソリンエンジン用過給器の動向

論説・解説

巻頭言 太田 有(早稲田大学)

大型二輪車用過給機および過給エンジンの開発 市 聡顕, 内山 悠太, 齋藤 将仁(川崎重工業)
乗用車用ターボチャージャーの将来技術と最新技術動向 前川 昌三(三菱重工エンジン&ターボチャージャー)
最近のダウンサイジングターボチャージャーの動向について(仮題) 馬場 隆弘(IHI)
ガソリンエンジンの技術動向と過給機への要求性能 坂井 敏之(本田技術研究所)

見聞記「2018年ASME国際ガスタービン会議」

執筆者・・・田沼 唯士(帝京大学)／浅子 知昭(IHI)／壺岐 典彦(産業技術総合研究所)／金子 雅直(東京電機大学)／山田 和豊(岩手大学)／松沼 孝幸(産業技術総合研究所)／玉木 秀明(IHI)／鈴木 正也(宇宙航空研究開発機構)／堀内 豪(川崎重工業)／酒井 英司(電力中央研究所)／浅井 智広(三菱日立パワーシステムズ)／佐藤 眞一郎(本田技術研究所)／浅井 邦夫(三菱重工業)／井上 剛志(名古屋大学)／妹尾 茂樹(三菱重工業)／谷 直樹(IHI)

※タイトル, 執筆者は変更する可能性があります。

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), 菟川 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6月25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), 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), 菟川 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), 賀澤 順一 (JAXA), 齊藤 大蔵 (東芝エネルギーシステムズ), 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), 渋谷 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), 松崎 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), 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), 檀原 伸補 (防衛装備庁), 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), 都留 智子 (川崎重工), 三好 市朗 (MHPS)

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), 渋谷 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)

日本ガスタービン学会 賛助会員のご紹介

本コーナーでは、賛助会員各社の紹介をいたします。ガスタービン・エネルギー関連企業間の連携や情報交換を促進する場としてもご利用いただけるものと考えております。今回は 53 団体からご寄稿いただきました。御礼を申し上げます。

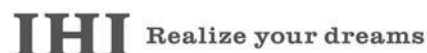


三菱日立パワーシステムズ

三菱日立パワーシステムズ株式会社(MHPS)は2014年2月に三菱重工業株式会社と株式会社日立製作所が両社の火力発電システム事業を統合し誕生した会社です。

「火力発電・環境技術で地球の未来を明るくする」という企業ビジョンのもと、これまで培った世界最高レベルの火力発電技術・環境技術力を基盤に、お客様と真摯に向き合い、安心して長くつきあえる製品とサービスを提供しています。また、MHPSが提供する革新的なデジタルソリューションである「MHPS-TOMONI」は、お客様の要望に合わせてプラントの運転・保守を最適化し、お客様の資産価値の向上に貢献します。詳細は以下当社ホームページをご覧ください。

〒220-8401 横浜西区みなとみらい3-3-1
Tel : 045-200-6100 Fax : 045-200-7989
<http://www.mhps.com/jp/>



株式会社 IHI 資源・エネルギー・環境事業領域

弊社ではお客様の多様なニーズに合わせ、航空転用形ガスタービンを中核とした2MW ~ 50MWの幅広いレンジでの発電設備の設計、据付、整備に至るライフサイクルビジネスをグローバルに展開しております。

導入後のメンテナンス体制も、365日24時間お客様の発電設備の運転状況監視や故障前に異常検知する予防保全サービスも提供しております。

緊急時には豊富な経験とノウハウを持った技術者が対策を検討の上、最寄の国内外整備拠点から緊急対応する体制を整えております。

取扱い業種：ガスタービン発電設備

〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 豊洲IHIビル
株式会社IHI 資源・エネルギー・環境事業領域

陸用原動機プラントSBU 営業部

TEL : 03-6204-7723, FAX : 03-6204-8776

<http://www.ihico.jp/powersystems/>



株式会社 IHI 航空・宇宙・防衛事業領域

弊社における航空機用ガスタービンエンジンとの関係は、旧海軍の試作機「橘花」搭載の日本初のターボジェットエンジン「ネ20」の製造に始まります。

以来、この国産開発エンジンを通して培った技術を生かし、戦後 自衛隊で運用される各種航空機用ガスタービンエンジンのライセンス国産製造、並びに国産開発に参画して来ました。

また、海上自衛隊艦艇に搭載される航空機転用型艦艇用ガスタービンのライセンス国産製造・開発を担当し、主機・発電機を提供しています。

民間エンジン事業においても、小型、中型から大型、超大型クラスまで、世界の民間航空機用エンジンの国際共同開発事業に主要なパートナーとして参画し、エンジンのモジュールや部品を開発、設計、製造しています。

さらに弊社では、各種エンジン部品の開発、設計、製造の他、航空機用エンジン・陸用ガスタービンエンジンの整備や部品修理も担当しており、国内外と官民に広く信頼していただける技術力と高い品質・信頼性で、お客様の運用支援に貢献しております。

取扱い業種：航空用エンジン、艦艇用ガスタービン 他
〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 豊洲IHIビル

株式会社IHI 航空・宇宙・防衛事業領域
防衛システム事業部 営業部 営業グループ

TEL : 03-6204-7663, FAX : 03-6204-8797

<http://www.ihico.jp/>



川崎重工業株式会社

川崎重工の航空機用エンジン事業は、1942年にジェットエンジン（ネーロ～4）の研究試作に取り組んだことが始まりです。今日では、防衛省向けのヘリコプター用エンジンを製造するとともに、大形旅客機用エンジンの国際共同開発・分担製造を行っています。また、航空機用エンジンで磨いた技術を発電機や機械の駆動源として活かそうと、1972年、自社技術で産業用ガスタービンの開発に着手し、「カワサキガスタービン」を完成しました。現在、150kW級の小型機から3万kW級の大形機までシリーズ化を図り、これを駆動源とした非常用発電設備、コージェネレーションシステムは国内外で高く評価されています。

〒105-8315 東京都港区海岸一丁目14番5号

TEL : 03-3435-2533 FAX : 03-3435-2592



株式会社三井E&Sマシナリー

三井 E&S マシナリーは、2018 年 4 月の三井造船のホールディングス化に伴い、機械関連の事業会社として設立され、三井造船のガスタービン事業をそのまま継承しております。

1950 年からガスタービンの開発に着手し、1954 年に 1 号機を納入。以後、お客様の様々なご要望に合わせたガスタービンシステムを提案しております。

- ・ MSC シリーズ（米国ソーラー社ガスタービン）：3MW ~ 15MW
- ・ SB シリーズ（三井自社開発ガスタービン）：1MW ~ 24MW

〒104-8439
東京都中央区築地 5 丁目 6 番地 4 号
Tel. 03-3544-3951 Fax. 03-3544-3055
<https://www.mes.co.jp/>



Leading Innovation >>>

東芝エネルギーシステムズ株式会社

<http://www.toshiba-energy.com>

東芝エネルギーシステムズ株式会社は、2017 年 10 月 1 日に株式会社東芝から分社されたエネルギーシステムソリューション社と原子力事業統括部の事業を継承して発足しました。

東芝エネルギーシステムズ株式会社は、エコテクノロジーで将来のエネルギーに貢献していきます。

また、私たちは、ビジネスノウハウと蓄積されたデータを組み合わせ、IoT ソリューションを提供しています。



株式会社 本田技術研究所 航空機エンジンR&Dセンター

http://www.honda.co.jp/RandD/wako_e/



GE Honda HF120 Engine

航空機エンジン R&D センターでは、世界 No.1 の航空機エンジンの創出を目指し、小型、軽量、高性能かつ環境性にも優れたガスタービンエンジンの開発を行っています。センター設立以来、GE 社と共同で開発を行ってきた HF120 エンジンは、2013 年 12 月に米国連邦航空局より型式認定を取得し、ノースカロライナ州の自社工場において量産エンジンの生産を開始しました。これからも、お客様からの確固たる信頼を得られる様、高品質なサービスを提供すると共に、エンジンの更なる競争力向上に向けた革新技術の研究を進めていきます。

株式会社 荏原エリオット

当社は、広く社会に貢献する荏原グループの一員として、PWC (Pratt and Whitney Canada) 社の航空転用型ガスタービン ST6 を搭載した、ガスタービンパッケージを提供しています。主力製品は、排水ポンプを駆動する出力約 220 ~ 950 kW の横型および立形ガスタービンパッケージで、集中豪雨や台風による洪水から社会や農地を守る重要な役割を果たしています。特に、立形ガスタービンは、小型軽量の航空転用型の特徴を生かして開発したパッケージで、省スペースな排水機場の建設を実現しています。



ヤンマー株式会社 ヤンマーエネルギーシステム株式会社 A SUSTAINABLE FUTURE

—— テクノロジーで、新しい豊かさへ。 ——

人々の生活や産業活動の高度化が進むことにより、電気の果たす役割は年々大きくなっています。ヤンマーでは 250kVA ~ 3000kVA までの 15 機種種のラインアップをそろえ、不測の停電や天災などによる非常時に、さまざまな施設の非常用・予備電源としてガスタービン発電システムが高い信頼性を得ています。

〒530-0014 大阪府大阪市北区鶴野町 1-9 梅田ゲートタワー
TEL : 06-7636-2658 FAX : 06-7636-0217
<http://www.yanmar.com>

IHI 株式会社 IHI 回転 機械エンジニアリング



弊社は、圧縮機・分離機・大型過給機・油圧モータ・ポンプ・歯車装置・給油装置の開発・設計・製造・販売、さらに汎用機械・大型回転機設備の設計・据付からメンテナンス(全国35事業所)までを行う、総合エンジニアリング企業です。

1882年の発売以来、数多く世に送り出している IHI のコンプレッサは、ジェットエンジンや車両用・船用過給機などで蓄積された IHI の技術を結集し、現在では環境にやさしいオイルフリー形式として、モータ出力 15kW ~ 14200kW までの機種で多様なニーズにお応えしています。

〒135-0062 東京都江東区東雲一丁目 7 番 12 号
TEL : 03-6703-0350 FAX : 03-6703-0353
<http://www.ihico.jp/irm/>

ICC 株式会社 IHI キャスティングス

IHI Castings Co., Ltd.

IHI GROUP
Realize your dreams

IHIグループは160年以上にわたるものづくり技術に挑戦しています。当社は、1977年に石川島精密鋳造株式会社として設立し、航空機用ジェットエンジン、宇宙用機器、産業用ガスタービン、車両用および船舶用過給機、人工関節、一般産業用機器などに使用される耐熱合金精密鋳造素材を製造販売する会社です。

また、航空機用ジェットエンジンをはじめとする各分野での需要の拡大に対応すべく、能力増強を図っております。当社はこの技術分野における日本のトップメーカーとして、IHIグループと共同で成長してまいります。

本社：東京都昭島市坪井町3975-18
TEL : 042-500-8352 FAX : 042-500-8376
<https://www.ihico.jp/icc/>



株式会社 IHI 検査計測

IICは株式会社IHIから分離独立した会社です。発電プラント、機械、インフラなどの非破壊検査・計測業務を主として実施しています。ガスタービン関連では、ひずみ・振動計測、高温ひずみゲージの溶射、材料分析・試験・評価、化学分析・排ガス分析などのサービスを行っております。

〒236-0004 神奈川県横浜市金沢区福浦2-6-17
TEL : 045-791-3518, FAX : 045-791-3542
<http://www.iic-hq.co.jp>



株式会社 IHI ジェットサービス (IJS)

IJSは、IHIが製造した陸船用ガスタービン装置の保守・点検・整備をはじめ、航空・宇宙関連機器の設計・製造にかかわる支援業務、工場の営繕業務等を行っている会社です。また、これらの業務を通じて培った高い技術とノウハウを活かし、ガスタービン発電装置(移動電源車も含む)、航空機機体洗浄装置などの製造も行っています。今後とも、「たしかかな技術と心のこもったサービスで、お客さまの喜びを創造し、豊かで幸せな社会の実現」に貢献できるように努めていきます。

〒196-8686 東京都昭島市坪井町3975番地18
TEL : 042-500-8260 FAX : 042-500-8343
<http://www.ihico.jp/ijs>



アイコクアルファ株式会社 AP事業部



1975年に航空機機体部品加工用に同時5軸マシニングセンターを導入し、現在では115台の5軸を保有。ガスタービン・ターボ圧縮機・ターボチャージャーなどの削り出しインペラーを年間400万個と航空機5軸製品を製造しています。

<http://www.aikoku.co.jp/>



また、素反応まで考慮した詳細化学反応計算、LES (Large Eddy Simulation) による詳細乱流現象の計算など高度な物理モデルを採用することにより、ガスタービン燃焼器のエミッション (Nox/Soot) 予測、効率予測、着火性予測、およびLBO (Lean Blow Off) 予測などをコンピュータ・シミュレーションによっておこなうことが可能です。



JAXA 航空技術部門では環境、安全、新分野創造の3つの研究開発プログラムを推進するとともに基礎的・基盤的技術の研究に取り組んでいます。航空エンジン技術に関しては、市場における我が国の国際競争力強化に貢献するため、国内のエンジンメーカーの実績が豊富な「ファン」および「低圧タービン」について環境適合性を向上する技術を開発・実証する「高効率軽量ファン・タービン技術実証 (aFJR: Advanced Fan Jet Research)」プロジェクトと、更なる環境性能向上のために、これまで日本の担当実績が少ないコアエンジンの高性能化、エンジン騒音低減技術の開発・実証を目指す「グリーンエンジン技術」の研究開発を実施するとともに、燃焼技術、エンジンシステム最適化、脱化石燃料、微粒子吸い込みに対する安全性評価、代替燃料技術などの先端研究に取り組んでいます。

<http://www.aero.jaxa.jp/>



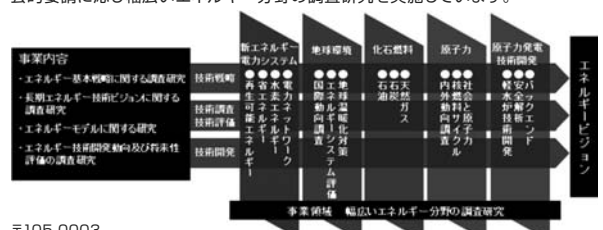
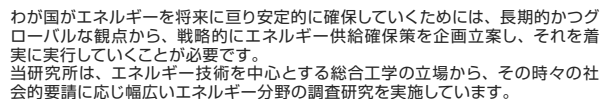
<http://www.woodward.com//Application-IndustrialTurbine.aspx>

フレームタービン用
チョークフロー電動弁



当社は、ガスタービン主軸に使用されるベアリングをグローバルに設計・製造・販売しています。特に航空機用ベアリングは、世界4大ジェットエンジンメーカーからサプライヤー認定を取得し、高い評価と信頼を得ています。また、当社は、三重県桑名市及びフランスアルブナ市に航空宇宙用ベアリングの専用工場を有しており、徹底した品質管理のもと、長年にわたり信頼性の高い製品を数多く供給しています。

<http://www.ntn.co.jp/japan/>



〒105-0003
東京都港区西新橋1-14-2 新橋SYビル
TEL:03-3508-8891/FAX:03-3501-1735
<https://www.iae.or.jp/>

「エネルギー技術分野のオピニオンリーダーになり得る技術系職員を募集中。詳しくはHPを御覧下さい。」



エバーロイは、スプレーノズルの設計、開発、製造販売をしている会社です。
多くの標準ノズルをラインナップしている他、新たなスプレーノズルの試作から
既存ノズルの性能改善まで対応しております。開発に不可欠なスプレーノズルの性能
評価機器を保有しているため、様々な実験が可能です。

当社は、スプレーノズルの最適化による改善をソリューションとしています。

〒553-0002 大阪市福島区鷺洲 4 丁目 2-24
TEL.06-6452-2272 FAX.06-6452-2187
E-Mail.nozzle@everloy.co.jp
URL.<http://www.everloy-spray-nozzles.com>



弊社は1941年創業の熱処理メーカーです。
75年以上培ってきた技術を基に、耐熱合金の真空熱処理、真空うづ付、表面改質熱処理に従事するとともに、MIM（金属粉末射出成形法）による複雑形状部品の製造をいち早く注目し、幅広い分野に精度の高い部品を提供しています。
時代ニーズを敏感にキャッチし、高い技術力と先端設備でお客様のご要望にお応えしています。



〒533-0005 大阪府大阪市東淀川区瑞光4丁目4番28号
TEL:06-6328-1345 FAX:06-6328-1380 E-mail:info@oasakayakin.co.jp
URL:<http://www.osakayakin.co.jp/>



弊社はガスタービンコンバインドサイクルに於ける吸気フィルター用のアルミ製「ウェザールーバー」「遮音防水ルーバー」の製作を行っております。有効開口率が50%ありながら、台風時を上回る降水量と強風を用いた性能試験でも防水効率率は99.9%。通気性にも優れたコストパフォーマンスの高い製品です。



会社創立は1973年。自社にて製作、性能試験も実施しております。
取扱業種：アルミ防水ルーバー、遮音防水ルーバーの製造、販売、施工。
〒124-0006 東京都葛飾区堀切1-40-8
TEL：03-3695-4821、FAX：03-3693-0660
<http://www.kaihatsu-kenzai.co.jp>

Metal Technology Co., Ltd. 金属技研株式会社

金属技研株式会社 (Metal Technology Co. Ltd., MTC) は1960年に理化学研究所における研究成果を実社会で生かそうという高い志を持って設立されて以来、お客様の問題解決に携わってきました。今では金属に関わるあらゆる分野にわたって、新しい手法、仕組み、材料の開発に向けた広範な取り組みを行っています。

航空宇宙やガスタービン関連分野を含めた様々な業界のニーズの急激な変化にも応えるため、HIP処理・熱処理・拡散接合・機械加工・ろう付け・溶接さらに金属積層造形やNNS成形などの技術を駆使し、金属部品の一貫生産サービスを提供しています。



〒164-8721 東京都中野区本町 1-32-2 ハーモニータワー 27 階
TEL: 03-5356-3035 E-mail: info@kinzoku.co.jp URL <http://www.kinzoku.co.jp>



100A バルブボディ
(Gr.91)
ニア・ネット・シェイプ工法

世界最大サイズを誇る
GiGa-HIP装置



近藤工業株式会社



私たち近藤工業は、パートナーである日本ケンブリッジフィルターと共に、高性能で長寿命なガスタービン用吸気フィルターを皆様へご提案致します。

普段、お使いのフィルタ性能にご満足頂けていないお客様、あるいは今以上のコストパフォーマンスをご希望のお客様は、ぜひ一度私たちの製品をご検討ください。

私たちは、世界中にケンブリッジブランドを展開しております。

〒105-0014
東京都港区芝3-14-2芝ケンブリッジビル
TEL:03-6400-5005,FAX:03-6400-5006
<http://www.cambridgefilter.com/>

酒田共同火力発電株式会社

弊社は、石炭（一部、木質バイオマス燃料使用）を使用した火力発電による電気の卸供給事業を行い、東北電力㈱に全量販売しています。発電出力は1・2号機合わせて70万kWで、山形県内の電力消費量の約50%に相当します。

弊社の使命である「電力の安定供給」と「適正かつ低廉な販売電力料金の達成」を目指し、また企業理念でもある「地域と共生するエネルギー企業」として地域社会との繋がりを密にし、地域貢献・環境保全に向けた諸活動を積極的に展開しています。

〒998-8622 山形県酒田市宮海字南浜1番19
TEL 0234-34-2321 (代表)
FAX 0234-33-1677
<http://www.sakata-power.co.jp/>



株式会社シーアールイー

弊社は、航空機・宇宙機器に関する設計開発に特化しており、国内の主要な航空宇宙プロジェクトのほぼ全てに関与しております。構造設計にはじまり、解析、電装設計、ソフト開発及び品質管理に至る設計開発に於ける幅広いサポートが可能です。

また、国際規格の認証を取得した組織によるバックアップ体制と共に各ユーザ様に合された各ユーザ様の要望に応えた当社オリジナルの教育システムを有しております。
〒460-0022 名古屋市中区金山 1 丁目 2-2 クマダ第 2 ビル
TEL 052-323-7731 <http://www.cre-nagoya.com/>

航空機・宇宙機器 設計会社



シーメンス株式会社

当社は、4MW～400MWの幅広いラインアップを有するガスタービンメーカーです。

ガスタービンに加えて、蒸気タービン、発電機、ガスエンジン、プラント制御装置、排熱回収ボイラーと言った火力発電におけるキーコンポーネントのOEMとして、世界中で培った豊富なEPCの実績、これまでの国内実績からの知見に基づき、大型事業用火力発電プラントから分散電源にいたるまで、お客様にベスト・ソリューションをご提案します。

シーメンス株式会社 パワー & ガス事業本部
〒141-8641 東京都品川区大崎 1-11-1 ゲートシティ大崎ウエストタワー
Mail : fossil-power-generation.jp@siemens.com
<http://www.siemens.com/entry/jp/ja>



常磐共同火力 株式会社



弊社は勿来発電所を持つ発電事業者であり、1955年、常磐炭鉱の低品位炭を活用するために創立されました。現在7～10号機、4ユニットで1,700MWの発電を行ない、東北電力㈱と東京電力エナジーパートナー㈱に販売しています。現在は主に海外炭を使用しており、既に使用炭種は100を超えました。このうち10号機(250MW)は、日本で最初のIGCC(石炭ガス化複合発電)商用設備であり、国内外から注目を集めています。隣接地では、540MWの大型IGCC設備の建設が開始され、弊社もこれに参画しています。

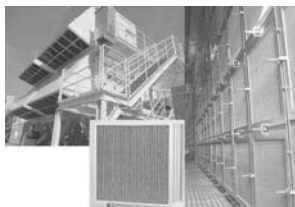
発電所：福島県いわき市佐糠町大島20
本 社：東京都千代田区神田須田町1-1
神田須田町スクウェアビル7F
ホームページ：<http://www.joban-power.co.jp/>

進和テック株式会社

当社はフィルター・関連設備（フィルターハウス・サイレンサー・ダクト等）を取り扱う技術商社です。製造部門の子会社である日本エアフィルター株式会社と共に、GT 吸気フィルター業界の牽引役としてお客様の GT 性能改善・安定稼働をサポートしております。何かお役に立てるような事がありましたら、お気軽にお問い合わせください。

進和テック株式会社
<http://www.shinwater.co.jp/>

東京都中野区本町1-32-2
Tel : 03-5352-7202
FAX : 03-5352-7212
info@shinwater.co.jp



GE Power



GEパワーは、世界中のお客様が、信頼性に優れ、利用しやすく、そして持続可能な電力を供給できるよう、多岐にわたる発電機器やサービスをご提供しています。世界最高レベルの燃焼効率を誇るHAガスタービンを含む、世界中で発電容量1,600GWというガスタービンの設置実績を有しています。また、GEパワーは発電効率を向上し、オペレーションコストを低減させ、再生可能エネルギー源に対応するソフトウェアソリューションもご提供しています。

〒107-6112 東京都港区赤坂5-2-20 赤坂パークビル
TEL : 03-5544-3869 (新規案件) 03-3588-5217 (保守、改造等)
URL : <https://powergen.gepower.com/>

株式会社ソフィアプレジジョン

株式会社ソフィアプレジジョンでは軸出力10kWクラスのマイクロガスタービン及び静止推力85Nのターボジェットエンジンを主に教育用に開発、製造を行っております。これらは全てオイル循環式で高い信頼性を持ち多くの納入実績を有しております。また使用する燃料は専用液体燃料 (Jet-A-1相当) 以外にも13A, プロパンガス等の気体燃料にも対応しております。



本社 〒177-0051 東京都練馬区関町北3丁目3番33号
プロダクションセンター 〒321-3531 栃木県芳賀郡茂木町茂木2346-1
URL <http://www.sophiajet.com>

TURBO
SYSTEMS
UNITED

An ABB and IHI joint venture

ターボ システムズ ユナイテッド株式会社 (TSU)

弊社はABBとIHIの合弁会社で陸・船用過給機の販売とメンテナンスを行っています。ABBターボチャージングとIHIは2016年6月船用発電機関小型中速エンジン向けに特化したMXP形過給機をリリースしました。MXPは船用発電機関エンジンのおペレーションニーズを満たすようデザインされており、より少ない部品点数、よりシンプルなオペレーションが特徴です。コンディショニング・ベースでのメンテナンス (CBM) を可能とし、より低いオペレーションに貢献します。また、乗組員の方は航海中に、いつでもどこでも必要に応じて標準ツールを使用して単独でメンテナンスを行うことができ、柔軟な対応が可能です。また、TSUでは安全運航をさえるアフターサービスとして純正パーツでオリジナルサービスを行っています。アプリケーションのエンジニアリングからオリジナルサービスまで、ライフサイクルケアをお客様をサポートします。



〒141-6022 東京都品川区大崎2-1-1 ThinkPark Tower 22F
代表TEL: 03-4523-6900 FAX: 03-4523-6990
Homepage: <http://www.turbo.co.jp/>

DAIHATSU

ダイハツディーゼル株式会社 DAIHATSU DIESEL MFG. CO., LTD.



TX-series

当社は日本初の内燃機関メーカーとして大阪市北区において1907年に創立しました。主に船舶用ディーゼル機関、陸上用ディーゼル機関を製造販売しております。ガスタービンにつきましては、1976年より「純国産」として独自開発を進め、1981年に初号機を納入しました。国内陸上市場におきましては、官庁施設、下水道施設、データセンター等にて多数納入しております。お客様からは高品質・高性能の評価を得ており、信頼性抜群のガスタービンです。

〒531-0076 大阪市北区大淀中1丁目1番30号
環境エネルギー統括事業部
TEL: 06-6454-2390 FAX: 06-6454-2682
<http://www.dhtd.co.jp>



TOKYO GAS
ENGINEERING SOLUTIONS

東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社

東京ガスエンジニアリングソリューションズは、エネルギーアドバンストと東京ガス・エンジニアリングが2015年4月に統合した会社です。LNGバリューチェーンにおけるエンジニアリングと、エネルギーサービスを展開、自らもユーザーとして培ったノウハウを活かしたエンジニアリングソリューションで社会に貢献いたします。

〒105-0022 東京都港区海岸1-2-3 汐留芝離宮ビルディング
Tel 03-6452-8400 / Fax 03-6452-8395
<http://www.tokyogas-es.co.jp>

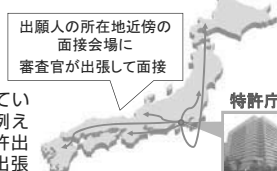
東芝プラントシステム株式会社

弊社は、1923年の創業以来、一貫して重電機・重機械設備の建設に携わり、社会基盤を支える役割を担ってまいりました。現在では「総合エンジニアリング企業」としてIPP、PPSを含む産業用発電設備の分野においては、計画から建設までを一括で行うEPC案件の受注に注力しております。数多くの実績とこれまで培ってきた技術をベースにより、エンジニアリング・調達・現地施工において、お客様から信頼される高品質なプラントづくりを実践しています。

〒230-8691 神奈川県横浜市鶴見区鶴見中央4-36-5
(鶴見東芝ビル)
TEL: 045-500-7050 FAX: 045-500-7155
<http://www.toshiba-tpsc.co.jp/>



特許庁
JAPAN PATENT OFFICE
法人番号 2000012090003



特許庁は、企業の事業戦略を支援していく審査サービスを提供しています。例えば、出願人が直接審査を希望する特許出願については、希望に応じ審査官の出張面接を行っています。また、事業で活用される知的財産の包括的な取得を支援するため、国内外の事業に結びつく複数の特許・意匠・商標を含む知的財産を、分野横断的に事業展開の時期に合わせて審査・権利化を行う事業戦略対応まとめ審査も行っています。



〒100-8915 東京都千代田区霞が関3丁目4番3号
TEL: 03-3581-1101 (代表) <https://www.jpo.go.jp/>



富永物産株式会社



弊社が代理店を務める

EthosEnergy社はWoodGroup社とSIEMENSによる新ベンチャーです。両社で培われた高い技術は電力、ガス、石油等各産業で世界的に高い評価を得ています。タービン部品供給、修理、他各種サービスを担い、同時に蒸気タービン、発電機のスペシャリストとしてライフサイクルの15%向上を実現します。また弊社では吸気フィルター、制御装置、スターター、燃料制御弁等タービン関連機器の実績ある製品も広く取り扱っております。

〒103-0023 東京都中央区日本橋本町 3-6-2 小津本館ビル
TEL: 03-3639-5315 FAX: 03-3639-5360
EthosEnergy <http://www.ethosenergygroup.com>
富永物産 <http://www.tomco.co.jp>



株式会社 トヨタエナジーソリューションズ TOYOTA ENERGY SOLUTIONS INC.

旧社名: トヨタタービンアンドシステム
※2018年4月より、社名を変更しました。

株式会社トヨタエナジーソリューションズは、トヨタグループのマイクロガスタービン (MGT) 技術を使ったコージェネレーションシステムを製造・販売する会社として1998年に設立されました。従来のコージェネレーションシステムに加え、長年にわたって蓄積した技術を元に研究・開発を進めており、優れた燃焼特性を活かしたVOC処理装置やアンモニア燃焼開発、SOFCと組み合わせた発電システムなど多用途展開を行っています。その他、エネルギー・マネジメント事業、電力小売事業、環境システムソリューション事業を通じて、エネルギーに関する様々なご要望を多角的に捉え、お客様に役立つエネルギーシステムを提案いたします。



本社
〒471-8573 愛知県豊田市元町1番地 トヨタ自動車元町工場内
TEL: (0565) 24-6161 (代表) FAX: (0565) 24-6160
名古屋事務所
〒460-0008 愛知県名古屋市中区栄二丁目1番1号 日土地名古屋ビル14F
TEL: (052) 218-7840 FAX: (052) 218-7848
<http://www.toyota-energy.co.jp>

TOYOTA

トヨタ自動車株式会社

弊社ガスタービンの開発は1964年の自動車用ガスタービンに始まります。当時のガスタービンハイブリッドの考えはプリウスに伝承され、培われた技術はターボチャージャーや株式会社トヨタエナジーソリューションズの製品に生かされております。現在は、将来の新しいモビリティへの応用などガスタービンの様々な可能性について研究開発を進めております。

今後もガスタービン学会員・賛助会員様からのご助言を宜しくお願い申し上げます。

<http://www.toyota.co.jp/>



株式会社 中北製作所

弊社は流体制御装置の総合メーカーとして、ガスタービンに使用される各種弁の製造を行っています。LNGなどの低温ラインから高温高圧ラインにいたる幅広いプロセスでご使用頂ける製品ラインナップを備えています。弁の種類として主には調節弁（空気 / 油圧 / サーボ / 電動操作式）・バタフライ弁・遮断弁・自力式調整弁・安全弁があり、弁メーカーとして高精度 Cv 実測装置をはじめ充実した検査設備を備え、各種の御要求にお応えし高品質な製品を供給しております。

取扱業種：各種弁および制御装置の製造（CE マーキング、ASME スタンダード V,UV 対応可）

〒574-8691 大阪府大東市深野南町1-1

TEL:072-871-1341 FAX:072-874-7501

bus@nakakita-s.co.jp

<http://www.nakakita-s.co.jp/>



新潟原動機株式会社

当社では出力200kW～5,000kWクラスガスタービン製造と、これらを利用した発電装置や駆動装置等の各種パッケージの提供を行っております。前身の新潟鐵工所が創業した1895年以来、日本初の船用ディーゼルを開発する等、日本の産業発展に寄与してきた当社は、ガスタービンの他にディーゼルエンジン、ガスエンジン、Zベラ、ディーゼルエンジン周辺機器等の製造・販売を行っており、製品は発電、船舶、鉄道等民生用に御利用戴いております。

〒101-0021東京都千代田区外神田2-14-5（新潟原動機ビル）

TEL：03-4366-1200 FAX：03-4366-1300

www.niigata-power.com



ClassNK

一般財団法人 日本海事協会

日本海事協会（ClassNK）は、海上における人命と財産の安全確保及び海洋環境の汚染防止を使命に活動する船級協会です。ClassNKは115年以上に渡って培った知見より、独自に制定された技術規則や国際条約に基づき、建造中と就航後の船舶がこれらの規則等に適合していることを証明する検査を実施しています。

〒102-8567 東京都千代田区紀尾井町4番7号

Tel: 03-5226-2047, Fax: 03-5226-2039

e-mail: eod@classnk.or.jp

URL: www.classnk.or.jp



日本Donaldson株式会社

Donaldsonは世界中の様々な産業分野において、環境にやさしい高品質な製品をお届けしています。ガスタービン営業部は、30年を超える長きにわたり培ったガスタービン用のフィルターシステムとサイレンサーの製品設計開発及び生産の経験をもち、世界に20以上の拠点を所有するガスタービン吸気フィルターのテクノロジーリーダーです。製品はフィルターシステムからアフターマーケットまで幅広く展開しています。

- ・ガスタービン吸気フィルターシステム
- ・ガスエンジン吸気フィルターシステム
- ・エアブロー吸気フィルターシステム
- ・軸流圧縮機吸気フィルターシステム
- ・発電機換気フィルターシステム



〒190-0022 東京都立川市錦町1-8-7

Tel: 042-540-4113 Fax: 042-540-4566

www.donaldson.co.jp



日本無機株式会社

弊社は、エアフィルタ事業のリーディングカンパニーとして常に新しい価値を創造し続け、お客様の要求されるクリーン環境作りのお手伝いを続けています。

ガスタービンに用いられるエアフィルタは空気圧縮機の汚れを抑制し、発電効率の低下抑制に貢献しています。

エアフィルタは高効率・長寿命が要求されており、弊社は多様なラインナップと豊富な経験に基づき、ご使用環境に最適なフィルタシステムをご提案します。

事業内容：エアフィルタ、クリーン機器、
ガラス繊維応用品（耐熱繊維、断熱・吸音材等）

〒110-0045 東京都台東区東上野 5-1-5 日新上野ビル

TEL:03-6860-7500, FAX:03-6860-7510

<http://www.nipponmuki.co.jp/>



一般財団法人日本航空機エンジン協会

当協会は、民間航空機用ジェットエンジンの開発を促進し、もって航空機工業の向上発展を図り、産業経済の健全な繁栄に寄与することを目的として、経済産業省の指導の下に（株）IHI、川崎重工業（株）、三菱重工業（株）の協力を得て1981年に設立されました。

現在、日本が参加する民間航空機用エンジンの開発・量産に係る国際共同事業であって、国家プロジェクトとして位置付けられる事業を推進するための日本側の事業主体で、V2500エンジンやPW1100G-JM事業などを遂行しています。

<http://www.jaec.or.jp/>

JICEF

日本内燃機関連合会

弊会は、1954年に創立以来我が国の燃焼機関工業即ち内燃機関工業の振興と技術の向上に寄与するため、次の3事業について活発な活動を続けております。即ち、CIMAC関係事業、標準化事業、及び技術普及・広報活動事業であります。

CIMAC（国際燃焼機関会議）に関しましては、日本の代表機関としての諸事業を行い、また、国際標準化機構（ISO）の事業中、内燃機関に関する専門委員会〔ISO/TC70（往復動内燃機関）及びISO/TC192（ガスタービン）〕に関し、日本工業標準調査会に協力すると共に、その他内燃機関に関連し当会で行う必要ありと認められる諸事業を行い、もって我が国内燃機関工業の振興に寄与することを目的としております。

〒105-0004 東京都港区新橋1-17-1 内田ビル7階

TEL: 03-6457-9789 FAX: 03-6457-9787

URL: <http://www.jicef.org>

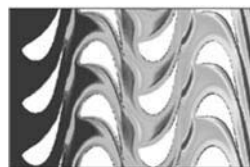
PULSTEC

パルステック工業株式会社

<http://www.pulstec.co.jp/>



弊社は、「研究開発型モノづくり企業」であり、主力製品は「ポータブル型X線残留応力測定装置」「3Dスキャナ」「光ディスク評価装置」「ヘルスケア関連製品」などで、特に光学系の技術については各業界から高い評価を得ています。弊社が最も注力している「ポータブル型X線残留応力測定装置(μ-X360s)」は、世界最小・最軽量を実現し、操作も非常に簡単で、高精度、高速測定、低価格を実現した画期的な装置です。各製品の詳細は、弊社ホームページをご覧ください。



<http://www.bub-agema.de/>

B&B-AGEMA は、発電プラントのエンジニアリングとターボ機械の設計サービスを専門的に行う会社で、本社はドイツのアーヘン市にあります。1995年の設立以来、エネルギー変換機械とプラントの設計、解析計算、専門技術に関して革新的なサービスを提供しており、ガスタービン、蒸気タービン、圧縮機、ポンプ、エキスパンダーなどについての技術サービスを行っています。特に、ガスタービン要素の先進的な設計や解析、ユーザのサポートに注力しており、世界中の顧客の皆様のご要望にお応えしています。

日本語窓口：EAO@bub-agema.de



OUR HERITAGE, YOUR ADVANTAGE YSSヤスキハゲネ
日本製鋼所の英訳も、世界のインベンションへ
Hitachi Metals

日立金属は、伝統を基盤に革新的な技術を生み出す「世界トップクラスの高機能材料会社」を目指し、過酷な環境で使用する航空機・エネルギー関連部材に対しても幅広いノウハウと最新の技術による溶解から鍛造、熱処理、機械加工等の一貫製造体制により、確かな品質製品を提供し、お客様の発電効率アップに貢献しています。日立金属の材料技術と合わせ、2011年に設立した日本エアロフォージ社の世界最大級の500MN油圧型打鍛造プレスの導入、及び2014年に日立金属MMCスーパーアロイ社のグループ化～2018年4月に日立金属に合併致しました。これによりそれぞれの強みを活かしたシナジーを発揮し更なる製品ラインアップの拡充、高い品質要求への対応を図っており、タービンブレードやタービンディスクを初めとして、ガスタービン全体のアプリケーションに深く携わっており、お客様の多種多様な材料ニーズにお応えしております。



〒108-8224 東京都港区港南一丁目2番70号(品川シーズテラス)
日立金属(株) 特殊鋼カンパニー 航空機・エネルギー統括部
TEL (03)6774-3920 FAX (03)6774-4353
<http://www.hitachi-metals.co.jp/yss/index.html>

[(公財)日本美術刀剣保存協会提供]



日立造船株式会社

弊社では、3～6MW クラスガスタービン発電設備の製造販売を行う他、100MW クラス発電所の建設保守運営事業も展開しております。茨城県では113.6MW、112.3MW ガスタービンコンバインドサイクルを自社運営し電力卸売事業を実施しております。毎日起動停止という厳しい条件にもかかわらず高い稼働率を誇っており、発電所建設から保守運営まで含めたノウハウを蓄積しております。今後発電事業をご検討されるお客様へのトータルソリューション提供を目的とし活動しております。

取扱業種：発電設備の製造販売、発電設備の保守運営事業、電力の卸売事業

〒140-0013 東京都品川区南大井6丁目26番3号

大森ベルポートD館15階

TEL:03-6404-0842, FAX:03-6404-0849

<http://www.hitachizosen.co.jp>



富士電機株式会社

富士電機の火力事業は1959年に初号機を納入して以来、蒸気タービンと発電機を核とした火力発電プラントを基本計画から設計・製作・建設・試運転・アフターサービスまで一貫して提供しています。従来型の石炭火力からコンバインドサイクル、熱併給コージェネレーションなどのあらゆる種類の火力発電所に対し、お客様のニーズに合わせた設計と高効率・高信頼性を約束します。また富士電機は地熱発電の分野で世界をリードしており、CO₂排出量削減などにより環境分野に大きく貢献しています。

住所：〒141-0032 東京都品川区大崎一丁目11番2号
ゲートシティ大崎イーストタワー
電話：03-5435-7111
HP：<http://www.fujielectric.co.jp/>



〒277-0814 千葉県柏市正連寺253
TEL 04-7132-0013 FAX 04-7132-5703
E-mail sales@maruwa-denki.co.jp
<http://www.maruwa-denki.co.jp/>

タービン&コンプレッサの材料評価、強度評価に最適です

【回転試験】

最高回転数:260,000rpm 最大外径:φ4,000 最大搭載重量:4,000kg

過回転試験、破壊試験、加熱試験、ひずみ計測試験、エロージョン試験、サイクリック試験

ガスタービン向けのタービンディスクの遠心強度評価

シールラッピング試験、翼振動試験、リーク試験

お客様の仕様に合わせ装置・請負試験を検討いたします。

また高速駆動源の製作・試作も行っており

高速発電機、高速ギアボックスの製作も承っております。



【燃焼試験】

ジェットエンジンの燃焼技術をベースとした装置設計・製作、受託試験

最高温度:1,700℃ 燃料:灯油、軽油、天然ガス等の様々な燃料に対応 流速:300m/s

ターボチャージャー、排気系部品の性能評価試験

先進高温材料試験、TBC評価試験、エロージョン・コロージョン試験

お客様の御要求に合わせたカスタムメイドが可能です。



横河電子機器株式会社

当社は、1960年の創立以来、「企業理念の実現・行動指針の実行」を追求し、防衛・環境・航海・航空・宇宙等の関連分野において、高品質な製品やサービスをご提供することにより、お客様や社会のお役にたてるよう努力してまいりました。



航空機エンジン用センサ、油圧機器、点火装置、ハーネス

航空ビジネスでは、耐環境性に優れた温度・圧力・回転センサ、燃料制御用の油圧機器、点火装置および電気・光ハーネスを、開発から生産まで一貫した体制で行い、航空機産業の発展に寄与しています。

燃焼ビジネスでは、バーナおよびガスタービン用や防塵型の高エネルギー点火装置、火災検出器などの燃焼装置周辺機器を提供し、長年にわたって培った技術力を駆使し、燃焼に関するお客様のご要望にお応えしています。

〒151-0051 東京都渋谷区千駄ヶ谷 5-23-13 新南星野ビル
TEL: 03-3225-5350 FAX: 03-3225-5320
URL: <http://www.yokogawa.com/jp-ydk>

編集後記

最近、時間の経過が早く感じられ、今年もいつのまにか半年が過ぎ、暑い夏が始まりました。サッカー W杯では日本が活躍し、俄かサッカーファンの私も毎晩テレビに釘付けになり睡眠時間が削られております。

さて、今月号の特集テーマは「特殊用途タービン」と題し、巻頭言を含め7編の解説記事を掲載致しました。テーマが出てきた時には、これは面白そうだと思ったものの、いざ記事を集める段になり何をもって特殊用途なのかというのが曖昧なまま、最後まで突っ走ってしまいました。結果、テーマとしては統一性が取れていなかったにもかかわらず、集まった記事はそれぞれ非常に興味深く、概論的、基礎技術的なところから、開発、実用面まで幅広く、わかりやすい内容であり、編集委員としてホッとしております。

詳細な内容につきましては各記事に譲り、ここでは個人的な感想を述べます。まず、ロケット用ターボポンプについては、日頃大学で教えているサイクルなどのなじみのあるものから、実際のタービン設計まで詳細に書かれており、今後の授業の参考になりました。また、自然エネルギーを利用するタービンは、あたりまえですが、自然に対峙しているということを痛切に感じました。例えば、地熱用タービンでは、蒸気の温度や水分の割合の変化に応じて、適切な方式で効率良くエネルギーを得ようとする工夫や、蒸気に含まれる腐食性不純物への対処方法。風力発電用では、その出力変動を緩和するために、希少金属を使用する蓄電池の代わりに、燃料インフラが不要でクリーンなCAESシステムが開発され、その中でなじみのある中間冷却や再熱などの技術が使われていること。潮流、海流発電では、エネルギーの向きや大きさの変動への対応や海中への設置と安定にバランスをとることの難しさがわかりました。また、船舶用VPCシステムでは、既に効率の高いエンジンの中低温排熱からさらに動力を

得るために、二相流タービンなどの技術を用いていることがわかりました。これらの技術が、実用化もしくはそれに近い段階にあるということに感銘を受けました（私が不勉強であることが露呈してしまいました）。

最後になりましたが、執筆者の方々には、ご多忙の中、また急な原稿執筆の依頼にもかかわらず、快くお引き受けいただきましたことを編集委員一同、心から感謝致します。また、会員の皆様方には、健康にご留意の上、良い夏をお過ごしいただけるようご祈念申し上げます。なお、本号の企画編集は、加藤委員（東京大学）、寺澤委員（東京ガス）、中野委員（IHI）、佐藤（早稲田大学）が担当致しました。（佐藤 哲也）

● 7月号アソシエイトエディター

佐藤 哲也（早稲田大学）

● 7月号担当委員

加藤 千幸（東京大学）

寺澤 秀彰（東京ガス）

中野 賢治（IHI）

（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。

・「地熱発電の特徴と適用技術及び最近の開発動向」

..... (P.262 ~ 267)

・「地熱用蒸気タービンの最新動向」..... (P.268 ~ 273)

・「圧縮空気エネルギー貯蔵システムによる風力発電の出力制御」..... (P.279 ~ 284)

だより

♣事務局 ☒ ♣

今年の梅雨は過ごしやすく感じる今日この頃、自宅の15年選手だったリビングルームのエアコンを買い替えたせいかもしれません。先日1歳になった我が家のネコくんもお昼寝が快調なようです。

今回は学会事務局での『もぐもぐタイム』をご紹介します。至近距離に数多のリーズナブルなランチ店やコンビニなどがあるにもかかわらず、お昼になるとやかんでお湯を沸かして温かいお茶を淹れ、共用の長机を囲んで皆さんがニコニコしながら手作りのお弁当の包みをほどこしている様子に初めは驚きました。恥ずかしながら自分のために自分でお弁当を作ったことが殆どなかったためです。楽しそうだし美味しそう！・・・「そだねー！」。郷に従いやってみたら、案外やれるものですね。

お弁当作りは日本の伝統文化として海外からも高く評価され、外国人旅行客の中にはお土産にお弁当箱を持ち帰る方もいるそうです。小さな箱に季節感ある食材を使

い味付けや彩りや大きさ形を工夫しながら詰める作業は料理というより昔好きだった絵を描く図工の時間のようで気の向くまま思うままです。中身が分かっているのでもふたを開けた時の驚きは全くない（汁もれしている時くらい）ですが、朝のちょっとした頑張りでアットホームな職場の『もぐもぐタイム』が過ごせるのです。お土産のふりかけや実家のお母さまお手製の佃煮など有難いお裾分けもあります。ご飯を冷凍してから詰めると保冷剤代わりになるとか、このお弁当箱はパッキンがいいよと教えていただいたり、特大のおにぎりにパクつきながら前の日もおかずが何だったとか、わいわい日常の些細なことから巷で話題のニュースは勿論、学会業務の予定確認など話題は尽きず、おしゃべりに集中しすぎて食べるのが一番遅いのは私かも。肩肘はらないとても有意義な時間です。

（細川 真子）

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2017年2月8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、本学会の事務局（学会事務局）から原則として謝礼（図書カード）を贈呈する。
8. 依頼原稿および投稿原稿の執筆者には、抜刷を10部贈呈する。なお、非会員の第一著者には掲載号学会誌1部も贈呈する。
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）
 ニッセイエブプロ(株) 企画制作部
 学会誌担当：高橋 邦和
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 TEL：03-5733-5158
 FAX：03-5733-5164
 E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2017年8月25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、モノクロの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、1ページにつき16,000円（税別）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. 著者がカラー1ページあたり50,000円（税別）を負担する場合には、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.4 2018.7

発行日 2018年7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
 (普) 1703707
 印刷所 ニッセイエブプロ(株)
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164

©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の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、(社)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。