



2014年度会長就任挨拶

藤谷 康男*¹
FUJITANI Yasuo

この度、日本ガスタービン学会2014年度臨時理事会において2014年度会長に選出されました。諸先輩のご努力の成果として40余年の歴史を重ねる日本ガスタービン学会の会長を拝命いたしましたことは、たいへんな光栄でありますとともにその責務の重大さを考えると身の引き締まる思いであります。

当学会は公益社団法人に移行し3年が経過しました。定款、規程類の改訂および財務体質の改善を進め、学会の対象とする技術領域を「ガスタービンおよびエネルギー関連技術」に拡大し、学会の活動内容の充実と会員サービスの向上を目指して各種事業の推進に努めてまいりました。昨年度は40周年記念事業として多数の会員の執筆・監修によるテキストブック「ガスタービン工学」を発行しました。機械工学、航空宇宙工学関係の学科/専攻向けの必携の教科書として、技術者・研究者のハンドブックとして活用頂きたいと思っております。今期の学会運営は、経験豊富な田沼副会長に補佐を頂き、理事会、委員会との連携を密に保ちながら、これまでに議論・提案いただいた施策を着実に遂行して参りたいと思っております。会員各位におかれましても、学会活動に変わらぬご理解とご協力を賜りますようお願い申し上げます。

ガスタービン技術は、地球の未来に大きな影響を及ぼす環境問題の視点からも一層の進展が期待されています。地球規模の温暖化問題に対して、ガスタービンはそのエネルギー変換効率の高さ、多様な燃料への適合性などからCO₂削減対策の有力技術として期待され、発電分野のコンバインドサイクルシステムやコージェネレーションシステムへの導入が拡大しています。近年、CO₂を発生せず建設期間も比較的短いという特徴を有する、風力や太陽光といった自然エネルギーを利用した発電システムの導入が進みつつあります。これらの発電設備では発電量が時間的に変動することから、電力系統の電圧や周波数を安定させる技術開発が今後ますます重要になると予想されています。このような社会情勢に対し、スマートグリッドのような需要側の系統制御技術とともに、発電側においても変動を吸収・緩和する応答性の速い発電システムが求められています。ガスタービン学会にお

いても、このようなニーズに適合する新しいガスタービンや革新的な発電システムに注目し、中堅・若手会員による「ガスタービンを考える会」の議論を経て、産官学が連携した調査研究委員会を立ち上げ、産業用ガスタービン研究開発プロジェクトの提案準備を進めているところです。ガスタービンの開発には高度な技術力と広い産業基盤が必要なことから、技術の波及効果を含め、わが国の産業発展のために貢献できる場所が大であります。そのためには学会と産業界がしっかりと連携する必要があります。その橋渡し役を当学会が担ってゆかねばならないと考えます。

当学会は1971年に開催された国際ガスタービン会議を契機として設立された経緯もあり、常に海外の研究者との交流を目指し国際的な連携を図った活動を事業の柱の一つとしてきました。Web掲載の英文論文誌 International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems (JGPP) を刊行し技術論文を海外に発信すると共に、諸外国の産業界との協調や他学会との協賛を推進しています。本年6月のASME Turbo EXPO 2014では日本ガスタービン学会のブースを出展し、8月には韓国、中国のガスタービン及び流体機械関連の学会と共にアジアガスタービン会議ACGT2014を韓国で共同開催します。また、来年は当学会がほぼ4年毎に開催している国際ガスタービン会議IGTCを東京で開催する予定になっており、今年はその準備活動が本格的に立ち上がります。

以上ご紹介しました、これまでに議論・提案いただいた施策を着実に遂行して参りたいと思っております。会員の方々へ幅広い分野からの最新技術情報や有益な技術情報を提供し、ガスタービン技術の教育と伝承活動、魅力ある集事業の開催と共に、若手研究者の積極的な学会発表支援の参加助成制度も進め、学会活動の更なる普及・活性化に繋げていきたいと思っております。

終わりになりますが、2013年度の坂田会長、理事・委員および関係者の方々のご尽力に深く感謝申し上げますとともに、会員各位のますますのご健勝とご発展を祈念致しまして、会長就任の挨拶といたします。

原稿受付 2014年4月18日

*1 三菱日立パワーシステムズ株式会社

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

ガスタービン吸気系特集号に寄せて

金子 清隆*¹
KANEKO Kiyotaka

キーワード：発電用ガスタービン、吸気フィルタ、日本ガスタービンユーザー会

はじめに、我が国の発電用ガスタービンの歴史を振り返ると、1960年代後半に普及した、DSS（デイリースタート、デイリーストップ）・WSS（ウイークリースタート、ウイークリーストップ）等、ピークカット用電源としてのシンプルサイクル型ガスタービンが高度経済成長期を支え、その後、環境負荷低減（低NO_x化）・昼夜の電力デマンド格差対策、そしてガスタービンの更なる高効率化等、幾多の課題を克服しながら、産業界に大きく貢献してきた。現在では、高効率かつ大型化されたコンバインド発電や、省エネルギーに大きく貢献するコージェネレーションシステムが主流となり、コンビナート等の工場におけるベース電源として重要な役割を担っている。ガスタービンの高効率化には、タービン入口温度（TIT）の高温化が必須であり、これは燃焼器・タービン動・静翼等、高温部の冷却技術の向上とともに、現在ではTIT 1600℃ クラスに至っている。

一方、高効率維持の障害となる、空気圧縮機翼汚れによる圧縮機効率低下対策としては、1990年代初期まで主流であった、「翼洗浄」（Cold Wash, Hot Wash, Nuts or Rice Injection）から、吸気フィルタの高性能化・多段化にシフトし、現在に至っている。「翼洗浄」から吸気フィルタの高性能化・多段化への変遷は、自家発電設備用ガスタービンから始まり、最近では、事業用ガスタービンまで進展を遂げ、現在のガスタービン吸気系の標準設計となった。吸気フィルタの高性能化・多段化への取り組みにあたっては、ガスタービン製造メーカーだけでは決して成し得ず、「日本ガスタービンユーザー会」の代表的な会員事業所、そしてフィルタメーカーとの三

位一体となった改善努力の成果と言えよう。本成果は、過去に本誌特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ総論「-吸気浄化技術へのユーザーの取り組みと実績-」（Vol.25 No.99 Dec 1997）で詳しく紹介された。

また、電力会社の予備率が極めて逼迫する夏季期間対策として、高外気温時のガスタービン出力低下対策としてのニーズが高まった、「吸気冷却システム」の検討においても、吸気ダクトやサイレンサー構造物の発錆問題等、幾多の課題について同様な取り組みが行われ、各々ガスタービンの状況に合った、多種多様な吸気冷却システムが導入されるなど大きな成果が得られてきた。

1997年特集号以降の詳細内容については本編各論に委ね、ここでは省略させていただくが、情報技術（IT）の目覚ましい発展により、日々の運転データに基づく各部位の状況解析・トラブル等の検証解析技術も高度化し、ガスタービン吸気系の効率維持にとって、極めて興味深い内容となっている。

2011年3月に発生した東日本太平洋沖地震以降、電力需給が逼迫し、休止設備の再稼働も多くなっている。さらに、TPP交渉の開始により、安価かつクリーンな燃料として期待されるシェールガスの輸入開始も秒読み段階に入っており、今後においてはガスタービンの燃料転換に伴う設備の更新・改造や、新設等が増大することが予想される。

ガスタービンの効率を高く維持し、かつ安定的に運用するために、読者の皆様にとって本特集号が自社設備の改善の一助となることを期待したい。

原稿受付 2014年1月18日

* 1 現「日本ガスタービンユーザー会」会長
第35代「関東ボイラー・タービン主任技術者会」会長
JX日鉱日石エネルギー(株)川崎製造所
〒210-8545 川崎市川崎区千鳥町13-1

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

壁面粗さの流体力学的効果について

山本 誠*¹
MAKOTO Yamamoto

キーワード：壁面粗さ，境界層，乱れ，翼性能，ガスタービン，ジェットエンジン

Wall Roughness, Boundary Layer, Turbulence, Aerofoil Characteristics, Gas Turbine, Jet Engine

1. はじめに

本号では、ガスタービン用のフィルタがメインテーマとして特集されている。フィルタは、吸気中の微粒子や液滴を除去し、ガスタービンの各要素への空力的な悪影響を軽減し、空力性能を高く維持するとともに、メンテナンスコストの低減や各要素の寿命を確保するために必要な設備である。吸気中の微小粒子はガスタービンの壁面に衝突を繰り返すことによりサンドエロージョンを生じ、壁面に粗さを形成する。さらに、燃焼器を通過する際に溶解し、タービン壁面に衝突・付着することによりタービン壁面上の粗さとなる（これを粒子デポジションとよぶ）。一方、吸気中の微小液滴は、圧縮機壁面に衝突・付着することにより壁面上の粗さとなる（いわゆる汚れ）。このように、吸気中に含まれる微小粒子や微小液滴は、ガスタービンの各要素壁面に粗さを形成することが知られている。したがって、壁面粗さの流体力学的な影響や特性を設計時に理解しておくことは、ガスタービン性能の時間的な変化やメンテナンスタイミングを考える上で、非常に重要な技術課題であると言える。

本稿では、壁面粗さの流体力学的な影響に焦点を絞って、解説を行うこととする。まず、もっとも基本的な状況として平板乱流境界層における壁面粗さの流体力学的効果について解説する。次いで、壁面粗さが翼性能に与える影響と、壁面粗さの流体力学的効果を評価・再現するための数値シミュレーション手法について紹介する。最後に、ガスタービンにおける壁面粗さの効果に関する研究動向を概観する。本稿によって、壁面粗さの流体力学的影響とガスタービンにおける研究動向を把握し、フィルタの開発や選定に利用していただければ幸いである。

2. 壁面粗さの流体力学的影響

2.1 壁面粗さが平板境界層に与える影響^{(1),(2)}

壁面粗さは、粗さが生じた原因により形状、高さ、分布状況などが様々に変化するが、一般に、直径 k_s の砂粒を一様に張り付けた状態に等置して取り扱う。 k_s は、近

似的に、壁面粗さの平均高さと考えれば良い。この粗さ k_s を等価砂粒粗さ（あるいは相当粗度）とよび、代表長さ L を用いて無次元化した粗さ k_s/L を相対粗度と言う。

粗面上の流れは、等価砂粒粗さ k_s 、摩擦速度 u_τ 、動粘度 ν で定義される粗さレイノルズ数 $k_s u_\tau / \nu$ により、以下のような3種類の流れに分類できる。

- i. $\frac{k_s u_\tau}{\nu} < 5$: 流体力学的滑面流れ
- ii. $5 < \frac{k_s u_\tau}{\nu} < 70$: 中間領域の流れ（遷移流れ）
- iii. $\frac{k_s u_\tau}{\nu} > 70$: 完全粗面流れ

流体力学的滑面流れでは、等価砂粒粗さが粘性底層に埋没しており、この場合、壁面粗さの影響は無視できる程度である。

平板上の平均速度分布は、対数法則により次式のように定式化される。

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{u_\tau y}{\nu} + B + \Delta B \quad (1)$$

ここで、 κ はカルマン定数、 B は滑面における定数、 ΔB は粗面における補正係数である。非圧縮性流においては、Nikuradseによって $\kappa=0.4$ 、 $B=5.5$ 、Colesによって $\kappa=0.41$ 、 $B=5.0$ という値が推奨されている⁽¹⁾。

ΔB は、滑面流れでは0、遷移流れでは相対粗度とレイノルズ数の関数となり、完全粗面流れでは相対粗度だけで決まる。Schlichting⁽²⁾によれば、完全粗面では

$$\Delta B = -\frac{1}{\kappa} \ln \left(1 + 0.3 \frac{u_\tau k_s}{\nu} \right) \quad (2)$$

と与えられる。さらに、粗さレイノルズ数が十分に大きいと仮定すると、式(1)、(2)より、次式の関係が得られる。

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y}{k_s} + B + 3.0 \quad (3)$$

なお、参考のため、実験により求められた式(1)の係数 $(B + \Delta B)$ の分布を図1に示しておく。

上式を用いると、平板の摩擦係数を評価することができ、完全粗面流れの局所摩擦係数 C_f は

原稿受付 2014年3月31日

*1 東京理科大学

〒125-8585 葛飾区新宿6-3-1

$$C_f = \left(2.87 + 1.58 \log \frac{x}{k_s} \right)^{-2.5} \quad (4)$$

与えられる。ここで、 x は平板前縁からの距離である。また、平板の長さを l とすると、平均摩擦抗力係数 C_F は次式で与えられる。

$$C_F = \left(1.89 + 1.62 \log \frac{l}{k_s} \right)^{-2.5} \quad (5)$$

流体力学的に滑らかな条件から、許容される粗さが決まる。これを許容粗度とよぶ。局所的な許容粗度は、

$$k_{s,ad} = 5 \frac{V}{u_\tau} = 29.4 R_{el}^{-0.9} \left(\frac{x}{l} \right)^{0.1} l \quad (6)$$

により与えられる。すなわち、平板長と主流流速に基づくレイノルズ数 R_{el} が大きいほど許容粗度は小さくなり、前縁からの距離が長くなるほど許容粗度は大きくなる。一般に、許容粗度として

$$k_{s,ad} = 100 \frac{l}{R_{el}} \quad (7)$$

が用いられる。

乱れに対する壁面粗さの効果を解明する目的で、もっとも形状が単純な2次元粗さの研究が盛んに行われている。図2に示したのは、等間隔に配置された正方形断面リブからなる2次元粗さの例である。ピッチ比 L/b によって、 $L/b < 4$ の場合をd型粗面、 $L/b > 4$ の場合をk型粗面とよぶ。Okamotoら⁽³⁾は、d型粗面では乱れがほとんど増幅されないのに対して、k型粗面では乱れが大幅に

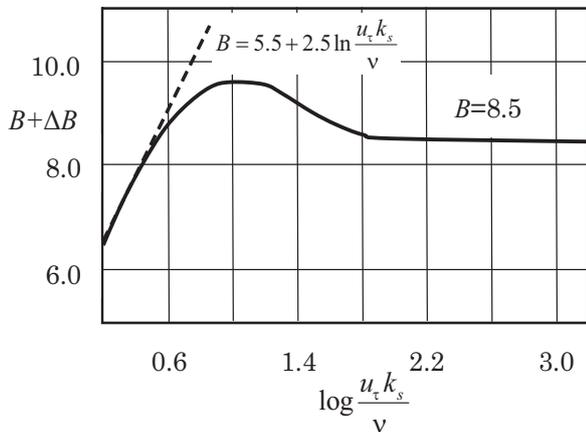


Fig. 1 Profile of coefficient ($B + \Delta B$) in logarithmic law

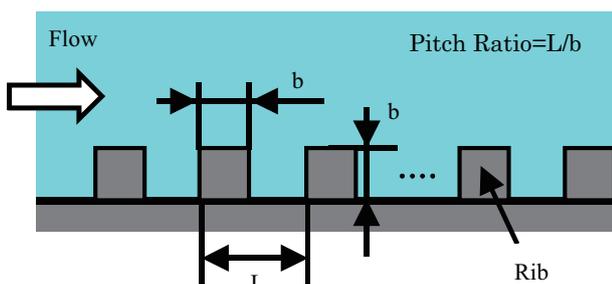


Fig. 2 Schematic diagram of two-dimensional roughness

増幅され、特にピッチ比9の場合に乱れの増幅が最大になることを報告している。粗さのピッチが乱れの発生（したがって損失）に強く影響している点は非常に興味深い。

2.2 壁面粗さが翼性能に与える影響^{(4),(5)}

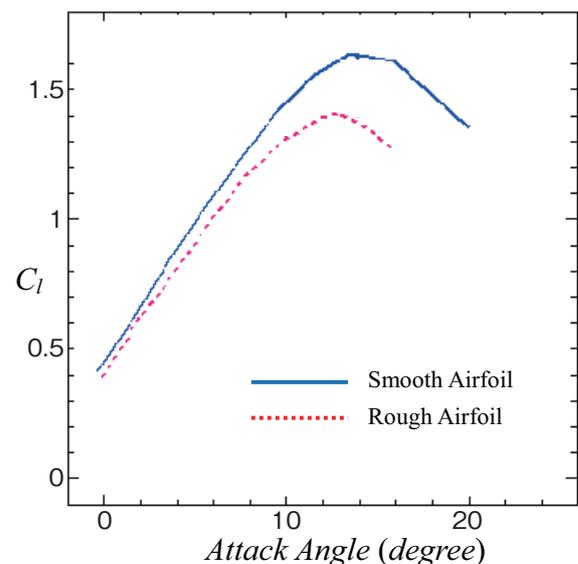
平板境界層における知見は、翼面上の境界層にも適用できる。すなわち、式(6)より、翼前縁に近いほど、またレイノルズ数が大きいほど、許容粗度は小さくなり、壁面粗さの影響が顕著に現れてくる。

一般的な傾向として、壁面粗さの影響は、遷移位置の前縁側への移動、境界層が厚くなることによる抗力の増加、揚力の減少、最大揚力の低下、失速角の減少、迎え角の減少などとして現れる。これらの影響は、壁面粗さの大きさや分布状況、レイノルズ数によっても大きく変化するが、翼前縁付近の粗さがもっとも顕著な影響を及ぼすことが知られている。特に、最大揚力係数は前縁の粗さに非常に敏感である。

翼における壁面粗さの影響の一例として、NACA4412単独翼での実験結果を図3に示す⁽⁵⁾。図3(a)のように、前縁から $0.08C$ (C は翼弦長、 $C=1.33\text{m}$ 、 $Re=9.0 \times 10^6$)の領域に高さ 0.5mm の様な粗さを張り付けた粗面翼と、粗さを張り付けない滑面翼の性能比較が行われた。図3(b)は、両翼の迎角に対する揚力係数の変化を示したものである。図3(b)より、この粗面翼の場合、失速角が約1度減少し、最大揚力係数が約0.3低下することが分かる。



(a) Rough region



(b) Lift coefficient change for attack angle

Fig. 3 Comparison of aerodynamic performance of smooth and rough NACA4412 airfoil

翼性能に対する壁面粗さの影響については、文献に数多くの実験データが提供されている。興味のある読者は、参考文献(5), (6)などを参照されたい。

3. 壁面粗さを伴う流れ場の数値計算法

壁面粗さを伴う流れ場の数値シミュレーションには、粗さの取り扱い方が異なる3通りの手法が利用されている。ここでは、それぞれの手法の概略および特徴について紹介することとする。

3.1 粗さをマクロにモデル化する方法

レイノルズ平均乱流モデル（いわゆるRANS）を使用する場合、壁面粗さの効果を表現するための改良が必要である。産業界で広く使用されているk-εモデル、k-ωモデル、SSTモデル（k-εとk-ωモデルをカップリングしたモデル）など2方程式系の乱流モデルの場合、低レイノルズ数モデルのモデル関数を等価砂粒粗さを用いて修正する方法なども提案されているが、高レイノルズ数モデルを使用して境界条件となる壁関数を以下のように変更する方法がもっとも簡便である。例えば、k-εモデルの場合には、以下の各式が用いられる⁽⁷⁾。

$$\frac{u_w}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(E \frac{u_\tau y_w}{\nu} \right), \quad E = \exp[\kappa(B + \Delta B)]$$

$$k_w = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}, \quad \varepsilon_w = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_w} \tag{8}$$

ここで、添字wは壁から第一番目の格子での値を意味し、yは壁からの垂直距離、C_μはモデル関数（通常C_μ=0.09）である。(B+ΔB)は、図1に示された分布を区分関数で近似したり、等価砂粒粗さk_sが十分大きいと仮定して、(B+ΔB)=8.5と固定して計算を実行することが多い。著者ら⁽⁸⁾は、この壁関数を修正する方法を採用して、サンドエロージョンによって粗面となった3次元圧縮機翼の数値計算を実施した。図4に示すように、この方法によって、圧縮機の段性能が約3%低下する現象を概ね妥当に再現できることが分かる。

この方法は、境界条件を変更するだけで済むため、格子生成において壁面の粗さ形状を一切考慮する必要がなく、また計算負荷も軽いため、実用上非常に便利である。しかし、前述のように、壁面粗さの影響は粗さの形状や大きさ、あるいは分布状態によって大きく異なるため、式(8)で与えられる関係の適用可能範囲は広くない。すなわち、モデル化の普遍性の点で問題の多い手法であることを認識しておく必要があるであろう。

3.2 離散粗さ要素を仮想力でモデル化する方法

粗さの形状効果を表現するために、代表的な粗さ要素を離散的に壁面上に配置し、粗さ要素内にある格子点に仮想力を付加することで、その格子点の速度を強制的に0にする方法が提案されている。

例えば、三宅ら⁽⁹⁾は、図5に示したような円錐形状の粗さ要素を壁面上に等間隔に配置した非圧縮性チャネル乱流の直接数値計算（Direct Numerical Simulation, DNS）を実行している。ナビエ・ストークス方程式には、粗さ要素内に含まれる格子点での流速を0とするために、次式に示すように仮想力f_iが加えられる（図5参照）。

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i \tag{9}$$

$$f_i = C_D \frac{1}{2} \rho u_j^2 \frac{u_i}{\sqrt{u_j^2}} \frac{A}{V} \tag{10}$$

ここで、C_Dは粗さ要素の抗力係数、Vは格子点含む粗さ要素のセル体積、Aは格子点を含む粗さ要素の前面投影面積である。この仮想力f_iを計算イタレーションごとに逐次更新することにより、粗さ要素内の流速を0を実現する。

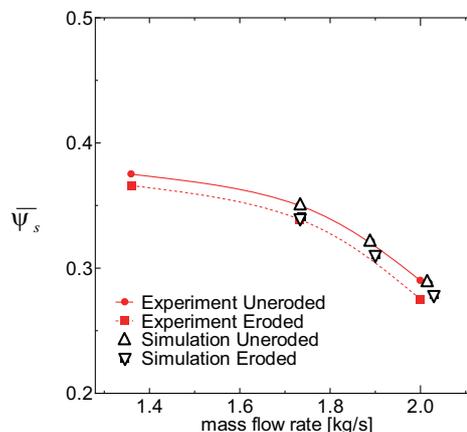


Fig. 4 Comparisons of stage loading for different mass flow rate before and after erosion

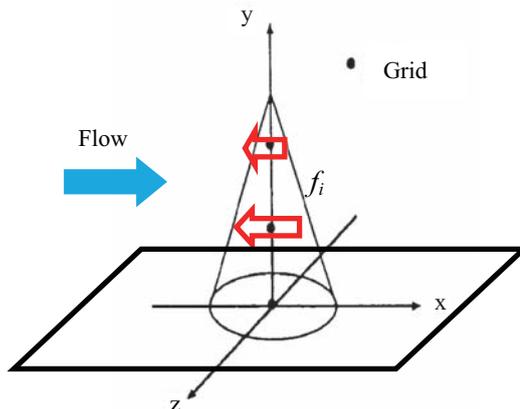


Fig. 5 Schematic diagram of discrete roughness element

著者ら⁽¹⁰⁾は、この方法をRANS（k-εモデル）に拡張し、d型粗面、k型粗面、粗面翼などに適用し、その有効性を確認している。図6に、k型粗面を一方の壁面に持つ非対称チャネル乱流の予測結果を実験データと比較して示す。本手法により、平均流速、乱流エネルギーの分布が妥当に予測されている。また、図7は、前縁に粗さを

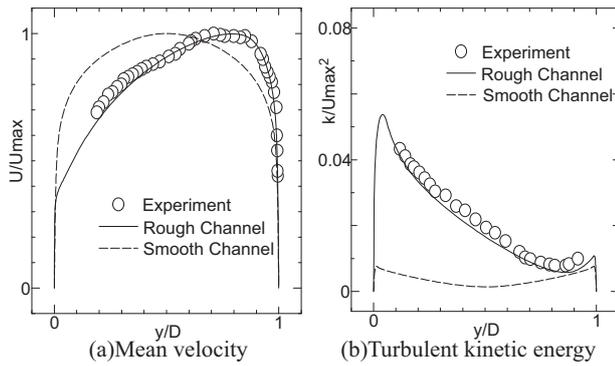


Fig. 6 Comparison of predicted and measured data for asymmetric channel with k-type roughness

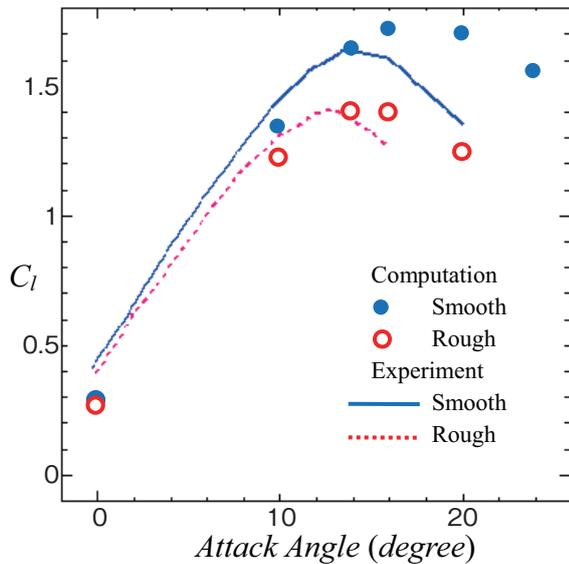


Fig. 7 Comparison of measured and predicted aerodynamic performance of smooth and rough NACA4412 airfoil

付加したNACA4412翼(図3と同条件)の揚力係数の予測結果である。計算のベースがk- ϵ モデルであり翼全面で乱流を仮定して計算しているため、失速が遅れて完璧な再現性は得られていないが、仮想力モデルにより失速角と最大揚力係数の減少といった壁面粗さの効果を定性的に捉えられることが分かるであろう。

この方法は、粗さ要素の形状や大きさ、分布状況を計算結果に反映できる点で優れている。しかし、仮想力を流れの変化に合わせて計算し続けなければならないために計算が不安定化しやすく(特に、非定常流の場合)、また、少なくとも代表的な粗さ要素を空間分解しなければならないため、壁関数等を修正する方法に比べて計算負荷がかなり大きくなるという欠点がある。さらに、粗さ要素の抗力係数が形状やレイノルズ数に依存するため、半経験的に与えざるを得ないことも実用化を難しくしているものと考えられる。

3.3 粗さを空間分解する方法

数値シミュレーション上もっとも厳密な取り扱い

は、すべての粗さ要素を計算格子を用いて完全に空間分解する方法である。すべりなし(no-slip)境界条件を粗面に直接適用したり、埋め込み境界法(Immersed Boundary Method, IB法)を利用して粗面上ですべりなし条件を仮想的に実現することにより、数値計算が行われている。

例えば、Leonardiら¹¹⁾は立方体を千鳥状に分布させた3次元粗面チャンネル乱流に対してIB法を用いた直接数値計算(DNS)を実施し、2次元粗面と3次元粗面における乱流統計量の違いを調査している。また、Bonsら¹²⁾は、ガスタービン翼の3次元壁面粗さを用いたRANS計算(Spalart-Allmarasモデル)を実行し、壁面摩擦係数が妥当に再現できることを示している。

この方法は、粗さの幾何形状あるいは粗さによる効果をまったくモデル化する必要がないため、粗さの形状や分布の効果を直接捉えられることが利点である。しかし、すべての粗さ要素を空間分解するためには膨大な計算格子が必要であり、計算負荷が極めて高くなるを得ない。したがって、現時点で設計等の実用計算に利用することは困難であり、純粋な研究用の手法であると言える。

4. ガスタービンにおける壁面粗さに関する研究動向

最後に、ガスタービンにおける壁面粗さに関する最近の研究動向を紹介する。すべての論文を網羅することは時間的に不可能なので、アメリカ機械学会(ASME)のJournal of Engineering for Gas Turbines and PowerとJournal of Turbomachineryに最近掲載された論文の中で、著者の興味を引いたものに限ることをお許しいただきたい。

Vazquez and Torre¹³⁾は、高空状態における低圧タービンの効率に対する壁面粗さの影響を実験的に調べた。実験は、スペインの航空技術研究センター(CTA)の可変密度風洞において3段軸流圧縮機を用いて実施され、タービンの効率が入口、出口断面での全圧、全温計測から求められた。実験は2種類の翼列に対して行われた。一方は研磨直後の翼表面状態(すなわち滑面)を模擬して平均粗さ高さ $0.7\mu\text{m}$ に、他方は粗面翼として動翼が $1.8\mu\text{m}$ 、静翼が $2.5\mu\text{m}$ の平均粗さ高さに設定された(粗さレイノルズ数で70~150程度)。レイノルズ数、軸回転速度、比仕事、パーシ・エアなどを変化させた系統実験により、この程度の壁面粗さでは、高空状態において顕著な効率低下は発生しないことが確認されている。

Kurz and Brun¹⁴⁾は、既存の実験データと理論に基づき、圧縮機の汚れ(Fouling)による影響を考察した。まず、塩や油による付着状況を示す実機写真、平均直径がサブミクロンの粒子は翼前縁に多く付着する一方で正圧面にも負圧面にも相当量が付着すること、1000時間の運転に換算して最大12%の性能低下が生じたエンジンの例などが示された。次いで、粒子が壁面に付着するメカニズムが考察され、粒子の拡散、干渉、慣性による衝突

に分類できることが説明された。最終的な結論として、汚れはサブミクロン～10 μ m以下の粒子により生じること、粒子が翼面に付着するか否かは粒子および壁面の湿度に強く依存すること、慣性衝突する粒子は正圧面のみに付着して負圧面には付着しないこと、負圧面の付着はサブミクロンの粒子によること、汚れに対してはフィルタの性能が支配的要因となるが大気湿度や湿った粒子の存在も重要であることなどが示されている。

Borelloら⁽⁵⁾は、圧縮機線形翼列での粒子の付着を自作した3次元LES/RANSハイブリッドコードにより計算した。流れ場と粒子挙動の間に弱連成が仮定され、流れ場を計算した後に、粒子の軌道がラグランジュ的に追跡された。粒子の壁面での跳ね返り・付着には、Thornton-Ningモデルが採用された。360万セルという比較的粗い格子ではあるが、実験で観察された付着領域の再現に概ね成功している。また、ハブやチップに発生する縦渦が付着領域に影響することが示された。

Melinoら⁽⁶⁾は、軸流圧縮機の汚れによる性能低下を標準型k- ϵ モデルを用いて数値計算した。計算対象はNASA Stage 37圧縮機であり、動静翼干渉が考慮されている。高レイノルズ数モデルを用いているため、格子は約106万セルと少ないが、壁面に9層のプリズムを配置して境界層の再現性に配慮している。壁面粗さの効果は式(2)を用いて壁法則の中に組み込まれた。この研究により、等価砂粒粗さが20 μ mまでは最大効率を妥当に予測できること、スケールモデルと組み合わせることで、運転時間による性能変化がある程度評価可能であることが示された。ただし、低流量側での再現性は良くない。これは標準型k- ϵ モデルを使っているためであろう。

Lorenzら⁽⁷⁾は、高負荷低圧タービン翼に様々なサイズの台形円錐状粗さを張り付け(等価砂粒粗さで16～76 μ m)、翼面境界層や損失に対する壁面粗さの影響を計測した。測定は翼列風洞を用いて行われ、定温度型熱線流速計を用いて速度計測が実施された。レイノルズ数と主流乱流強度を変化させた系統実験の結果、粗さによる乱流遷移の促進のため負圧面側の境界層が肥大化して損失の増大につながることで、粗さの分布状態によって一様粗さの場合よりも乱れが増減すること、高レイノルズ数で高主流乱流強度の場合には損失が増大すること、低レイノルズ数で低主流乱流強度の場合には損失が減少することもあり得ることなどを明らかにした。

なお、ガスタービンにおける壁面粗さの効果については、Bons⁽⁸⁾による優れたレビュー論文がある。壁面粗さに興味のある読者には、このレビュー論文を読むことをお勧めする。

5. まとめ

本稿では、壁面粗さの平板境界層流への流体力学的な影響、壁面粗さが翼性能に与える影響、壁面粗さを伴う流れ場の数値シミュレーション手法、ガスタービンにお

ける壁面粗さの効果に関する最新の研究動向について解説した。壁面粗さに関する研究は多岐にわたり、また長い歴史を有しているため、十分な解説となっているか不安な面も多々あるが、本稿が読者の研究や業務の参考となれば幸いである。

参考文献

- (1) 生井武文, 井上雅弘, 粘性流体の力学, (1978), pp.140-155, 理工学社
- (2) Schlichting, H., Boundary Layer Theory, 7th Edition, (1979), pp.652-665, McGraw Hill
- (3) Okamoto, S., Seo, S., Nakaso, K. and Kawai, I., Turbulent Shear and Heat Transfer over the Repeated 2-D Square Ribs on Ground Plate, J. Fluid Eng., Vol.115, (1993), pp.631-637
- (4) 西山哲男, 翼型学, (1992), pp.90-91, 日刊工業新聞社
- (5) Abott, I. H. and Von Doenhoff, A. E., Theory of Wing Sections, (1959), pp.488-489, Dover Publications
- (6) Cebeci, T., Effects of Environmentally Imposed Roughness on Airfoil Performance, NACA CR-179639, (1987)
- (7) Patel, V. C., Perspective: Flow at High Reynolds Number and Over Rough Surfaces - Achilles Heel of CFD, Trans. ASME, J. Fluid Engineering, Vol.120, (1998), pp.434-444
- (8) 鈴木正也, 山本誠, 単段軸流圧縮機におけるサンドエロージョンの数値予測, 日本機械学会論文集, B編, 76巻,765号, (2010), pp.795-803
- (9) 三宅裕, 辻本公一, 縣康明, 粗さ要素モデルによる粗面溝乱流のDNS, 日本機械学会論文集, B編, Vol.65, No.633, (1999), pp.1613-1620
- (10) 栗田俊則, 戸田和之, 山本誠, 局所的壁面粗さを伴う多翼素翼の空力性能に関する数値的研究, 第35回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2007), pp.213-214
- (11) Leonardi, S. and Castro, I. P., Channel Flow over Large Cube Roughness: A Direct Numerical Simulation Study, J. Fluid Mechanics, Vol.651, (2010), pp.519-539
- (12) Bons, J. P., McClain, S. T., Wang, Z. J., Chi, X. and Shi, T. I., A Comparison of Approximate vs. Exact Geometrical Representations of Roughness for CFD Calculations of cf and St, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol.130, (2008), pp.021024-1-021024-10
- (13) Vazquez, R. and Torre, D., The Effect of Surface Roughness on Efficiency of Low Pressure Turbines, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol.136, (2014), pp.061008-1-061008-7
- (14) Kurz, R. and Brun, K., Fouling Mechanisms in Axial Compressors, Trans. ASME, J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134, (2012), pp.032401-1-032401-9
- (15) Borello, D., Rispoli, F. and Venturini, P., An Integrated Particle-Tracking Impact/Adhesion Model for the Prediction of Fouling in a Subsonic Compressor, Trans.

- ASME, J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134, (2012), pp.092002-1-092002-7
- (16) Melino, F., Morini, M., Peretto, A., Pinelli, M. and Spina, P. R., Compressor Fouling Modeling: Relationship Between Computational Roughness and Gas Turbine Operation Time, Trans. ASME, J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.134, (2012), pp.052401-1-052401-8
- (17) Lorenz, M., Schulz, A. and Bauer, H. J., Experimental Study of Surface Roughness Effects on a Turbine Airfoil in a Linear Cascade - Part II: Aerodynamic Losses, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol.134, (2012), pp.041007-1-041007-10
- (18) Bons, J. P., A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol.132, (2010), pp.021004-1-021004-16

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

ガスタービン用吸気フィルタに関連する技術の動向

新沼 仁*¹
NIINUMA Hitoshi阪野 竜巳*¹
SAKANO Tatsumi庭田 修治*¹
NIWATA Syuji関 和也*¹
SEKI Kazuya岡島 修*²
OKAJIMA Osamu大野 克博*²
OHNO Katsuhiko

キーワード：フィルタ，圧力損失，捕集効率，大気じん，試験粉体，寿命

Filter, Pressure drop, Efficiency, Airborne particle, Test dust, Life

1. はじめに

ガスタービンの燃焼空気浄化用として，HEPAクラスの高効率フィルタを採用すると発電出力の低下防止に効果があることなどが，小型のコージェネレーションガスタービンで明らかになって⁽¹⁾20年以上の年月が経過した。当時はHEPAクラスのフィルタが高価なことやこのフィルタを採用するとフィルタを収納するチャンバが大きくなるなどの課題があることから，すぐさま採用されることはなかった。しかし，ガスタービンのユーザ，ガス会社，ガスタービンメーカーおよびパッケージ，更にフィルタメーカーなどが一体になって，多くの各サイトで実証研究を行って，その効果が大きいことが証明されるにつれて⁽²⁾⁻⁽⁴⁾，吸気フィルタを高効率化することが一般的になった。

その後，大型のコンバインドサイクルガスタービンにおいても，HEPAクラスの高効率フィルタが発電出力の低下防止に効果があることが証明され^{(5),(6)}，いまや，大型のガスタービンにおいても，吸気フィルタを高効率化することが一般的になりつつある。

このように吸気フィルタは，ガスタービン発電周辺機器として，重要な役割を果たしてきたが，試験（性能評価）法が，分かりづらいことやその試験結果と実使用時の結果が単純に一致せず，専門家でないとう理解しにくい状況にあった。このような課題に対して，1997年12月に多くの有識者が，本誌の”ガスタービン吸気フィルタ”特集に寄稿するなどして，フィルタの各種技術に関して解説した経緯がある^{(7),(8)}。

本報では，前報⁽⁸⁾に引き続き最新の国内外でフィルタの試験（性能評価）法，我々を取り巻く大気環境の概況及び評価方法，さらには，ガスタービン用フィルタの技術動向などについて，解説を試みることにする。

原稿受付 2014年2月27日

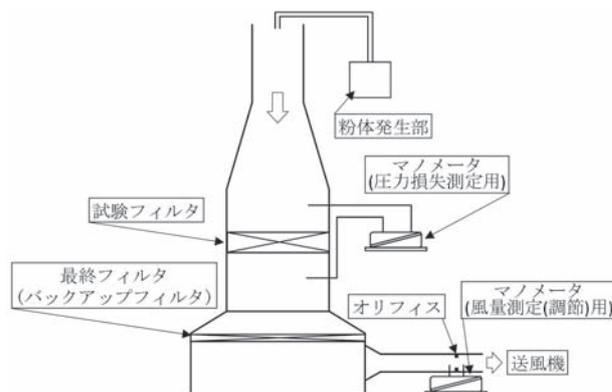
* 1 日本無機(株)グローバルフィルタR&Dセンター
〒307-0046 結城市結城作415* 2 日本無機(株)電力統括部
〒110-0015 台東区東上野5-1-5

2. フィルタの性能試験方法

一般に粒子を捕集対象とするフィルタは，粗じん（捕集対象 $5\mu\text{m}$ 以上），中（中高）性能（捕集対象 $1\sim 5\mu\text{m}$ ），高（超高）性能（捕集対象 $1\mu\text{m}$ 以下）もしくはHEPA/ULPAに分類される。これらのフィルタは，捕集対象としている粒子の径が異なることから，異なった性能試験方法で評価される。日本においては，日本工業規格他に規定されているが，この性能試験方法は，2011年に大幅に改定された。しかし，各フィルタメーカーも必ずしも改定された方法で性能を表記しているとは限らないのが現状である。

日本工業規格に規定されている試験方法ほかを理解するために，図1～3に試験装置を，表1～4に試験方法及び試験粉体の概要を示した⁽⁹⁾⁻⁽¹¹⁾。なお，高（超高）性能もしくはHEPA/ULPAフィルタの評価方法は大きな変更はないので省略した。また，本誌では，試験方法の概略の大まかな理解という観点から，必ずしも規格に忠実な用語や表現を使っていないことをご了承願いたい。

図1～3，表1～4に示すように，粗じんおよび中（中高）性能フィルタの試験方法は，試験装置，試験粉体，効率評価方法など，大幅に変更になっている。したがって，各種フィルタの性能を比較する時は，どのように評価された性能であるか確認する必要がある。

Fig.1 粗じんフィルタ（形式3）試験装置（旧試験法）⁽⁹⁾

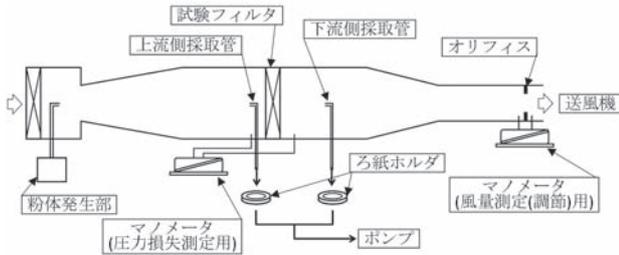


Fig. 2 中 (中高) 性能フィルタ (形式2) 試験装置 (旧試験法) ⑨

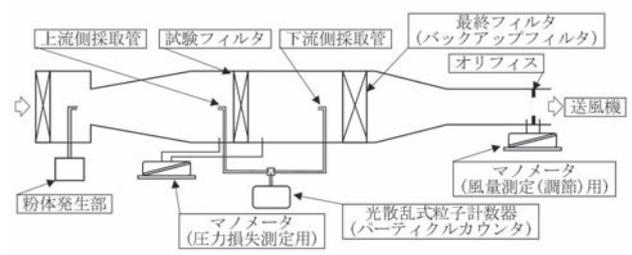


Fig. 3 粗じん・中 (中高) 性能フィルタ (形式2及び3) 試験装置 (新試験法) ⑩

Table 1 粗塵フィルタ (形式3) 性能試験法概要⑨,⑩

| 項目 | 内容 | |
|---------|---|---|
| | 旧試験法 JIS B 9908-2001 | 新試験法 JIS B 9908-2011 |
| 試験粉体 | JIS15種試験用粉体 (Table 3 参照) | JIS11種試験用粉体 (Table 4 参照) |
| 試験濃度 | 70±30 mg/m ³ | 70±30 mg/m ³ |
| 捕集効率 | $E = \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right) \times 100$ E : 効率 (%) W ₁ : 試験用粉体供給質量 (g) W ₂ : バックアップフィルタ捕集粉体質量 (g) | $E = \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right) \times 100$ E : 効率 (%) W ₁ : 試験用粉体供給質量 (g) W ₂ : バックアップフィルタ捕集粉体質量 (g) |
| | 試験手順 | (1) JIS15種試験用粉体を粉体発生部より上記濃度でフィルタに負荷し、上式により効率を求める。 (2) (1)の操作をフィルタの最終圧損に達するまでに少なくとも4回行い、それらの平均を効率とする。(詳細はJIS B 9908-2001を参照) |
| 試験粉体 | JIS15種試験用粉体 (Table 3 参照) | JIS11種試験用粉体 (Table 4 参照) |
| 試験濃度 | 70±30 mg/m ³ | 70±30 mg/m ³ |
| 粉じん保持容量 | 粉じん保持容量 $W = W_1 - W_2$ W ₁ : 試験粉体供給質量 (g) W ₂ : バックアップフィルタ捕集粉体質量 (g) | 上記はフィルタの圧力損失を上げるための粉じん負荷の条件であり、粉じん保持容量試験としての規定はない。 |
| | 試験手順 | 捕集効率の試験手順と同時に進める。 |
| 圧力損失 | フィルタ前後の静圧差 (Fig. 1) | フィルタ前後の静圧差 (Fig. 3) |

Table 2 中 (中高) 性能フィルタ (形式2) 性能試験法概要⑨,⑩

| 項目 | 内容 | |
|---------|---|---|
| | 旧試験法 JIS B 9908-2001 | 新試験法 JIS B 9908-2011 |
| 試験粉体 | JIS11種試験用粉体 (Table 4 参照) | JIS11種試験用粉体 (Table 4 参照) |
| 試験濃度 | 3±2 mg/m ³ | 規定なし |
| 捕集効率 | $E = \left(1 - \frac{OD_{\text{T}}}{OD_{\text{上}}} \right) \times 100$ E : 効率 (%) OD _上 : フィルタ上流側の光学密度 OD _T : フィルタ下流側の光学密度 $OD = -\log \frac{I}{I_0}$ I : 粉体採取後のろ紙の透過光の強さ I ₀ : 粉体採取前のろ紙の透過光の強さ ※上記は比色法の場合。他に光散乱種算法もある。 | $E = \left(1 - \frac{C_{\text{T}}}{C_{\text{上}}} \right) \times 100$ E : 効率 (%) C _上 : フィルタ上流側の個数濃度 C _T : フィルタ下流側の個数濃度 ※ 試験用粉体供給後の効率については、0.4 μmおよび0.7 μmに 対する効率を測定する。 |
| | 試験手順 | (1) JIS11種試験用粉体を粉体発生部より上記濃度でフィルタに負荷し、フィルタ前後の試験粉体をろ紙に捕集する。 (2) 試験粉体を捕集したろ紙に光をあて、その透過光の強さを求め、上式により効率を求める。 (3) (1)、(2)の操作後、JIS15種試験用粉体を70±30mg/m ³ の濃度でフィルタに負荷する。 (4) (1)から(3)の操作を少なくともフィルタが最終圧損値に達するまで4回行う。フィルタが最終圧損値に達したとき、(1)、(2)の操作をさらにを行い、それらの平均を効率とする。(詳細についてはJIS B 9908-2001を参照のこと) |
| 試験粉体 | JIS15種試験用粉体 (Table 3 参照) | JIS11種試験用粉体 (Table 4 参照) |
| 試験濃度 | 70±30 mg/m ³ | 70±30 mg/m ³ |
| 粉じん保持容量 | 粉じん保持容量 $W = W_1 - W_2$ W ₁ : 試験終了時のフィルタ質量 (g) W ₂ : 試験開始時のフィルタ質量 (g) | 上記はフィルタの圧力損失を上げるための粉じん負荷の条件であり、粉じん保持容量試験としての規定はない。 |
| | 試験手順 | 粒子捕集効率試験と同時に行う。 |
| 圧力損失 | フィルタ前後の静圧差 (Fig. 2) | フィルタ前後の静圧差 (Fig. 3) |

Table 3 JIS15種試験用粉体の組成¹⁾

| 使用粉体 | 質量分率 (%) | 粒子径 | | 成分 | |
|---------|----------|----------------------|-------------|--------------------------------|----------|
| | | 分布 | | 関東ローム | |
| 8種粉体 | 72 | 粒子径 (μm) | オーバーサイズ (%) | 成分 | 質量分率 (%) |
| | | 5 | 61±5 | SiO ₂ | 34~40 |
| | | 10 | 43±3 | Fe ₂ O ₃ | 17~23 |
| | | 20 | 27±3 | Al ₂ O ₃ | 26~32 |
| | | 30 | 15±3 | CaO | 0~3 |
| | | 40 | 9±3 | MgO | 0~7 |
| | | 75 | ≤3 | TiO | 0~4 |
| | | 強熱減量 | 0~4 | | |
| 12種粉体 | 23 | 0.03~0.2 μm | | カーボンブラック | |
| コットンリント | 5 | 直径 1.5 μm 長さ ≤1mm | | コットンリント | |

Table 4 JIS11種試験用粉体の組成¹⁾

| 粒子径分布 | | 成分 | |
|----------|-------------|--------------------------------|----------|
| 粒子径 (μm) | オーバーサイズ (%) | 成分 | 質量分率 (%) |
| 1 | 65±5 | SiO ₂ | 34~40 |
| 2 | 50±5 | Fe ₂ O ₃ | 17~23 |
| 4 | 22±3 | Al ₂ O ₃ | 26~32 |
| 6 | 8±3 | CaO | 0~3 |
| 8 | 3±3 | MgO | 0~7 |
| | | TiO | 0~4 |
| | | 強熱減量 | 0~4 |

Table 5 フィルタの捕集効率評価基準概要 *1)

| 項目 | No | 日本 ※2) | | | | フィルタクラス | EU | | | フィルタクラス | 米国 | | | | |
|---|----|---------------|----------------------|---------------------------|-------------------------|---------|---------------------|------------------------------|------------------|-----------------|---------------------|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------|-------------------------|
| | | 質量法効率 (%) ※3) | 光散乱積算法 (比色法) (%) ※3) | 計板法効率 (%) at 0.3μm ※3, 4) | 計板法効率 (%) at 0.15μm ※4) | | 平均捕集効率 (Am) (%) ※5) | 平均捕集効率 (Em) (%) at 0.4μm ※5) | 全捕集効率 (MPPS) ※6) | | 平均捕集効率 (Am) (%) ※8) | 平均捕集効率 (E) (%) at 0.3~10μm ※8) | 平均捕集効率 (Em) (%) at 1~3μm ※8) | 平均捕集効率 (Em) (%) at 0.3~1μm ※8) | 捕集効率 (%) ※9) |
| 粗じんフィルタ Coarse Filter | 1 | - | [<65] | - | - | G1 | Am<65 | - | - | MERV1 | <65 | E < 20 | - | - | - |
| | 2 | - | - | - | - | G2 | 65 ≤ Am < 80 | - | - | MERV2 | 65 ≤ Am < 70 | | - | - | - |
| | 3 | - | [65~80] | - | - | | | | | MERV3 | 70 ≤ Am < 75 | | - | - | - |
| | 4 | - | - | - | - | | | | | MERV4 | 75 ≤ Am | | - | - | - |
| | 5 | - | [80~90] | - | - | G3 | 80 ≤ Am < 90 | - | - | MERV5 | - | 20 ≤ E < 35 | - | - | - |
| | 6 | - | - | - | - | | | | | MERV6 | - | 35 ≤ E < 50 | - | - | - |
| | 7 | - | [90 ≤] | - | - | G4 | 90 ≤ Am | - | - | MERV7 | - | 50 ≤ E < 70 | - | - | - |
| | 8 | - | - | - | - | | | | | MERV8 | - | 70 ≤ E | - | - | - |
| 中・中高性能フィルタ Fine Filter | 9 | - | [60~65] | - | - | M5 | - | 40 ≤ Em < 60 | - | MERV9 | - | 85 ≤ E | E < 50 | - | - |
| | 10 | - | - | - | - | | | | | MERV10 | - | | 50 ≤ E < 65 | - | - |
| | 11 | - | - | - | - | M6 | - | 60 ≤ Em < 80 | - | MERV11 | - | 90 ≤ E | 65 ≤ E < 80 | - | - |
| | 12 | - | [65~85] | - | - | | | | | MERV12 | - | | 80 ≤ E | - | - |
| | 13 | - | - | - | - | F7 | - | 80 ≤ Em < 90 (35) ※7 | - | MERV13 | - | | - | E < 75 | - |
| | 14 | - | [90~95] | - | - | F8 | - | 90 ≤ Em < 95 (55) ※7 | - | MERV14 | - | 90 ≤ E | 90 ≤ E | 75 ≤ E < 85 | - |
| | 15 | - | [95 ≤] | - | - | | | | | F9 | - | | 95 ≤ Em (70) ※7 | - | MERV15 |
| 高超高性能フィルタ EPA Filter HEPA Filter ULPA Filter | 16 | - | - | [90 ≤] | - | E10 | - | - | 85 | MERV16 | - | 95 ≤ E | 95 ≤ E | 95 ≤ E | - |
| | 17 | - | - | [99 ≤] | - | E11 | - | - | 95 | - | - | - | - | - | - |
| | 18 | - | - | [99.9 ≤] | - | E12 | - | - | 99.5 | - | - | - | - | - | - |
| | 19 | - | - | [99.99 ≤] | - | H13 | - | - | 99.95 | MERV17 <Type A> | - | - | - | - | 99.97 ≤ at 0.3 μm |
| | 20 | - | - | - | - | | | | | MERV18 <Type C> | - | - | - | - | - |
| | 21 | - | - | [99.999 ≤] | - | H14 | - | - | 99.995 | MERV19 <Type D> | - | - | - | - | 99.999 ≤ at 0.3 μm |
| | 22 | - | - | - | [99.9995 ≤] | | | | | U15 | - | - | 99.9995 | MERV20 <Type F> | - |
| | 23 | - | - | - | [99.99995 ≤] | U16 | - | - | 99.99995 | - | - | - | - | - | 99.9999 ≤ at 0.1~0.2 μm |
| 24 | - | - | - | [99.999995 ≤] | U17 | - | - | 99.999995 | - | - | - | - | - | - | |

- ※1) 本表の対比は規格ごとに測定方法が異なるため、厳密に一致するものではなく目安である。
- ※2) 日本ではフィルタのクラス分け表記がない。 []内は参考効率として示した
- ※3) JIS B 9908 (2001)No. 1~18⁽⁹⁾ ※4) JIS B 9927 (1999) No. 19~24⁽¹²⁾
- ※5) EN779 (2012)⁽¹³⁾ ※6) EN1822 (2009)⁽¹⁴⁾
- ※7) ()内は最低捕集効率 ※8) ASHRAE STD52.2 (2007)⁽¹⁵⁾
- ※9) IEST-RP-CC001 (2010) (No. 19~23のフィルタクラスにおけるType表記を含む)⁽¹⁶⁾

参考までに、表5には、日本、EU、米国の各種フィルタの捕集効率評価基準をまとめてみた。EU、米国の基準は、明確にフィルタのクラス分けがなされているが、日本においては、クラス分けがなされておらず、フィル

タの性能が理解しづらい要因のひとつになっている。なお、現在ガスタービン用フィルタの国際規格化が進められているが、説明が煩雑になるので、ここでは解説を省略する。

3. 大気環境の概況とその評価方法

ガスタービン用フィルタは、低圧力損失、高効率、堅牢であることに加え、次回の定検までの間にフィルタが寿命にならないことが望ましい。それを実現させるためには、周辺の大気環境を正しく評価して、適切なフィルタを選定することが重要である。

当社では、質量濃度、粒子径別個数濃度、成分分析の測定結果を総合的に分析して、大気環境の評価及びフィルタの選定を実施している。

以下に、これら大気環境の評価方法、大気環境の概況を解説するとともに、これらの測定結果の見方についてまとめてみる。

3.1 質量濃度（浮遊粉じん濃度）

浮遊粉じんを測定する方法は、世界保健機関（WHO）が対照法として提案したハイボリュームエアサンプラ（以下HV）法、現在主流の β 線吸収法などいくつかの方法があげられる。これらの方法は、測定の原理や利用の方法がそれぞれ異なり、同一の試料を対象としても測定値は異なったものになる⁽⁹⁾ので注意が必要である。本報では、最もベーシックで測定値の評価が簡単なHV法によるデータを用いて議論を行うことにする。

図4には、ガスタービン設置サイト（某所A～D）において、ここ10年の間に当社が測定した大気中の質量濃度推移を示した。図4に示すように、多少のばらつきは見られるが、質量濃度はわずかながら減少の傾向にある。これは、以前本誌で紹介した1970～1995（S45～H7）年の間に国設大気環境局において測定された結果^(8),20)と概ね同様の傾向を示している。日本の大気環境は、総じて改善されてきていると判断される。

ただし、この質量濃度は、単位体積あたりの粉じんの量を大まかに評価するには良い方法であるが、各種フィルタの寿命の評価にはあまり有効ではない。

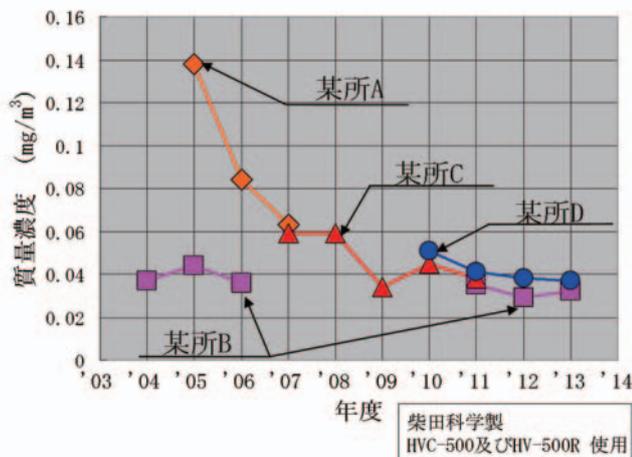


Fig. 4 質量濃度推移

3.2 粒子径別個数濃度

前述したように各種フィルタは、対象としている粒子径が異なることから、大気中の粉じん（ダスト）の粒子径がどのように分布しているかを知ることは重要である。また、各種フィルタは、粉じんの重さ（質量）によってではなく、粉じんの大きさ（体積）によって、目詰まりをおこすので、各種フィルタの寿命を考える場合、前述の質量濃度より、粒子径別個数濃度を知ることがより重要である。

一般にこの粒子径別個数濃度は、パーティクルカウンタ（光散乱式粒子係数器）で測定される。なお、アンダーセンエアサンプラでの測定結果でこの濃度を代用することも行われるが、この方法で得られるデータは、あくまでも粒子径別質量濃度であることに注意する必要がある。

図5には、前述の某所Cの粒子径別個数濃度測定結果の推移を示した。粒子径別個数濃度は、各粒子径区分全てが年々わずかながら低下しているように見える。これは、前述の質量濃度測定結果と同様の傾向である。

最近、PM2.5に関する話題が、取上げられることが多くなったが、我々の測定結果からは、その影響が確認出来なかった。しかし、PM2.5はフィルタの目詰まりを早める可能性があり、今後注目すべきポイントであると考えられる。なお、他のサイトに関しても、ばらつきはあるが、年間平均値で比較するとここ10年間では、特筆すべき大きな変化は見られなかった。

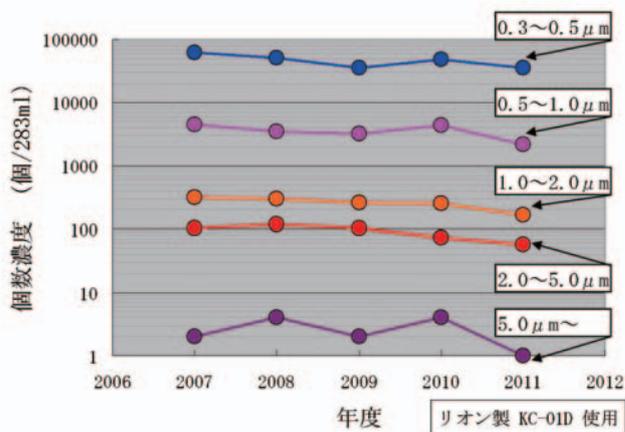


Fig. 5 粒子径別個数濃度推移

3.3 成分分析

成分分析は、得られた質量濃度、粒子径別個数濃度の原因物質を大まかに特定する手段として用いられる。当社においては、熱灼減量、油分、Si、Fe、 NO_3^- などを分析することになっている。

質量濃度、粒子径別個数濃度の場合と同様に、某所A～Dのサイトにおいて、粉じんの成分量の年平均推移を確認したが、各サイトどうしの比較においては、粉じん成分に大きな差があるものの、同一サイトでの年平均値

の推移においては、大きな差が見出せなかった。従って、本報では、データの掲載を省略した。

3.4 大気環境データとフィルタの選定

表6に某所Aと某所Cの質量濃度，粒子径別個数濃度，成分分析測定結果の平均を示した。

表6に示すように、某所Aは質量濃度が高く、一般的に問題のある環境と考えられがちである。ただし、質量濃度が高い原因は、粒子径が大きく、比較的比重が大きなSi、Fe成分が多く存在することと考えられるため、むしろ、フィルタの寿命などに大きな問題のある環境とは言いがたい。一方、某所Cは、質量濃度は低く、一見問題なさそうであるが、粒子径の小さな有機物質（油分やC）が多く存在しており、より効率の高いフィルタを目詰まりさせやすい環境と判断されるため、フィルタの選定や組合せには注意が必要である。

なお、具体的なフィルタの選定や組合せに関しては、希望するフィルタの交換頻度、チャンバの形状や制限、導入コスト及び廃棄コストなどを総合的に勘案して最終的に決定されるべきである。前述のように、大気環境も変化していること、また、後述するが新しいフィルタも

開発されているので、当社としては逐次吸気フィルタの提案をしていきたいと考えている。

4. ガスタービン用フィルタの技術動向

ガスタービン用フィルタは、大気じんを圧力損失の上昇を極小として捕集することが望ましい。そのために、最終段の高（超高）性能には、中（中高）性能フィルタが、中（中高）性能には、粗じんフィルタが、そのプレフィルタとして使用される。

図6には、吸気フィルタの構成及びその変遷を示した。図6に示すように、概ね20年前は、2段式の吸気フィルタが主流であったが、今や3段式、新2段式の吸気フィルタの構成が一般的である。当社は、早くからあらゆる環境に適合できるように、また、ユーザの幅広いニーズに答えるべく、様々なガスタービン用フィルタを開発・提案してきている^{(8),(7),(18)}が、本報では、紙面の関係上、当社がいち早く開発した新2段式の吸気フィルタに用いられる各種フィルタに焦点を絞って、紹介することにする。

Table 6 大気環境測定結果

| 項目 | 結果 [※] | | 方法 | |
|-------------------------------|--|--------------------------------------|---|--|
| | 某所A | 某所C | | |
| 質量濃度 (mg/m ³) | 0.095 | 0.047 | (1) 粉じん捕集用のろ紙を20℃50%RHで24h保管後、秤量。 (2) HVにより大気を0.5m ³ /minにて24h吸引し、上記条件にて保管後、秤量。 (3) 前後の秤量値の差を総吸引量で除した。 | |
| 粒径分布 | 個数濃度 (個/283m ³) | 39,391 4,123 501 178 4 | 46,683 3,541 258 91 3 | |
| | 体積換算濃度 (μm ³ /283m ³) | 1,198 763 742 2,952 848 | 1,420 656 381 1,506 592 | |
| | 合計 | 44,197 | 50,576 | |
| | 体積比 (%) | 17.2 10.7 11.3 46.0 14.9 | 31.1 14.0 8.6 34.2 12.1 | |
| | 合計 | 6,503 | 4,555 | |
| | 体積換算濃度の比 | | | |
| 成分分析 (wt%) | 熱灼減量 | 46.29 | 61.99 | 600℃1時間強熱後の重量減を測定。JIS K 0067に準ずる。 |
| | C | 15.61 | 20.22 | 有機微量元素分析計による。JIS R 2011に準ずる。 |
| | 油分 | 0.87 | 4.14 | n-ヘキサン抽出-赤外線吸収法による。JIS K 0117に準ずる。 |
| | Si | 15.52 | 4.01 | 強熱後、フッ化水素酸で処理し、処理前後の重量減による。JIS R 3105に準ずる。 |
| | Na | 8.38 | 2.18 | 強熱後、塩酸にて加熱溶解。JIS K 0101に準ずる。 |
| | K | 0.35 | 0.61 | |
| | Ca | 3.06 | 1.94 | |
| | Mg | 0.62 | 0.59 | |
| | Fe | 5.96 | 2.52 | 強熱後、塩酸にて加熱溶解。JIS K 0101に準ずる。 |
| | Zn | 0.11 | 0.23 | |
| Al | 1.38 | 0.71 | | |
| Cl ⁻ | 5.44 | 2.81 | 純水超音波抽出-イオンクロマトグラフ法による。JIS K 0101に準ずる。 | |
| NO ₃ ⁻ | 5.09 | 6.16 | | |
| SO ₄ ²⁻ | 15.28 | 12.62 | | |

※ 某所Aは'05～'07の平均値、某所Cは'07～'11の平均値

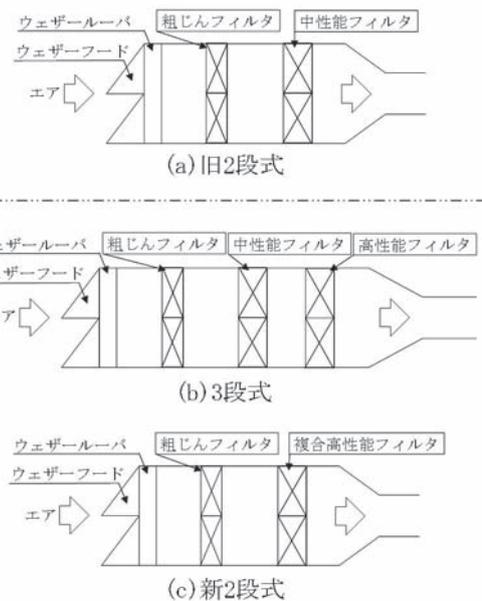


Fig. 6 吸気フィルタ構成

表7に新2段式吸気フィルタに用いられる粗じんフィルタの仕様の一例を示した。

表7のタイプ1は、最もベーシックなフィルタで、低コスト、コンパクトである利点があるが、寿命が短く、交換・廃棄の手間（コスト）がかかる欠点がある。一方、タイプ2は、タイプ1に比較して、長寿命な特徴があり、交換・廃棄の手間が大幅に軽減できる。タイプ3は、奥行き寸法がかなり大きくなるが、タイプ2に比較して、高効率であるとともに、さらに超長寿命に設計されている。タイプ4は、効率のレベルを1ランク上の中（中高）性能レベルに大幅に向上させているが、寿命はタイプ2と概ね同等という利点がある。

これらのフィルタを大気環境に合わせて適宜選定し、後段のフィルタと組み合わせることによって、様々な環境に適合した吸気フィルタを提案することが可能である。特にタイプ4は、高効率であるので、従来の粗じんフィルタでは、出来なかった後段の中高複合高性能フィルタの寿命を数倍に引き上げることなども可能となる。

Table 7 粗じんフィルタ仕様

| 区分 | タイプ1 | タイプ2 | タイプ3 | タイプ4 |
|----------------------------|---|---|---|---|
| 型式 | CMH-Z-REA-R-50G | DS-P-50-90G26 | DS-L-56-98G | LMXL-Z-65G |
| 形状 | パネル形 | ブリーチ形 | 吹流し形 | ブリーチ形 |
| 外観 |  |  |  |  |
| 寸法 (mm) | 594×594×50 | 594×594×95 | 592×592×500 | 594×594×130 |
| 処理風量 (m ³ /min) | 56/70 | 56/70 | 56/70 | 56/70 |
| 圧力損失 (Pa) | 初期 | 98/116 | 88/133 | 69/98 |
| | 最終 | 343 | 294 | 294 |
| 捕集効率 (%) ^{※1)} | 質量法 | 90以上 | 90以上 | 99以上 |
| | 比色法 | 30 | 30 | 40 |
| | 計数法 at 0.3μm | 0~5 | 0~5 | 5~10 |
| 質量 (kg) | 2 | 2.5 | 5 | 3 |
| 寿命 (h) ^{※2)} | 2,000~4,000 | 7,000~14,000 | 12,000~24,000 | 8,000~16,000 |

※1) JIS B 9908 (2001)に準拠

※2) 大気じん質量濃度0.05~0.10mg/m³程度の場合の概算寿命

表8には、最新の中高複合高性能フィルタの仕様の一例を示した。

表8に示すタイプIは、最もベーシックなフィルタである。タイプIIは、効率及び圧力損失を変えずに長寿命にしたフィルタで、タイプIIIは、効率をそのままに、圧力損失を大幅に低減したフィルタである。

これらのフィルタは、前述した粗塵フィルタとの組合せで、色々な寿命、圧力損失を作り出すことが出来る。特にタイプIIIの中高複合高性能フィルタを採用することで、高性能化による発電出力の向上に加えて、低圧力損失化による、発電出力のさらなる向上に寄与できると考えている。

Table 8 中高複合高性能フィルタ仕様

| 区分 | タイプI ^{※1)} | タイプII ^{※1)} | タイプIII ^{※1)} |
|----------------------------|---|---|---|
| 型式 | ADV-45-KLZ-ETG | ADV-45-KLZ-ETGW | ADP-45-KLZ-EG |
| 形状 | セパレータ形 | セパレータ形 | Vバンク形 |
| 外観 |  |  |  |
| 寸法 (mm) | 594×594×292 | 594×594×292 | 594×594×292 |
| 処理風量 (m ³ /min) | 56/70 | 56/70 | 56/70 |
| 圧力損失 (Pa) | 初期 | 383/479 | 353/441 |
| | 最終 | 686 | 686 |
| 捕集効率 (%) | 計数法 at 0.3μm | 97以上 | 97以上 |
| | 質量法 | 97以上 | 97以上 |
| 質量 (kg) | 15 | 16 | 15 |
| 寿命 (h) ^{※2)} | 8,000~16,000 | 12,000~24,000 | 15,000~30,000 |

※1) 99.97%品も品揃え有り

※2) 大気じん濃度0.05~0.10mg/m³程度、前段にタイプ2の粗じんフィルタを用いた場合の概算寿命

5. 新型HEPAフィルタの開発と将来展望

一般にフィルタのろ材は、ガラス繊維を主原料としている。これに対して、ポリテトラフルオロエチレン (PTFE) を主原料としたろ材は、同効率のガラス繊維と比較して低圧力損失であること、さらに、ボロンなどの不純物が少なく、耐化学薬品性に優れていることから、半導体のクリーンルームや露光装置などの製造設備のフィルタとして用いられてきた²¹⁾。しかし、このろ材は、粉じんを保持できる量が小さく、寿命が短い課題があった。

これらの課題に対して、我々研究チームは、ガラス繊維ろ材と比較して、低圧力損失で、捕集効率、寿命が同等な新しいフッ素樹脂ろ材の開発に成功した^{22), 23)}。

表9には、開発したフッ素樹脂ろ材を用いたフィルタと従来のガラス繊維ろ材を用いたフィルタの仕様を比較して示した。また、図7に開発品のフィールド試験品の概況を示した。表9及び図7に示すように開発品は、従来のHEPAフィルタと比較して、大幅な低圧力損失化に成功しており、現在、半導体、製薬などのユーザに対し供給を開始している。また研究レベルでは、更なる低圧力損失化も見えており、近い将来、ガスタービン用として検討を開始していきたいと考えている。

Table 9 新型HEPAフィルタ仕様比較

| 項目 | 従来HEPA | 新型HEPA |
|----------------------------|---|---|
| 型式 | ATMC-56-E48T | BFMC-56-E48T |
| 形状 | セパレータ | セパレータ |
| 外観 |  |  |
| ろ材 | ガラスペーパー | 新フッ素樹脂 |
| 寸法 (mm) | 610×610×290 | 610×610×290 |
| 処理風量 (m ³ /min) | 50/56 | 50/56 |
| 圧力損失 (Pa) | 初期 | 220/249 |
| | 最終 | 498 |
| 捕集効率 (%) | at 0.3μm | 99.99 |
| 質量 (kg) | 16 | 13 |

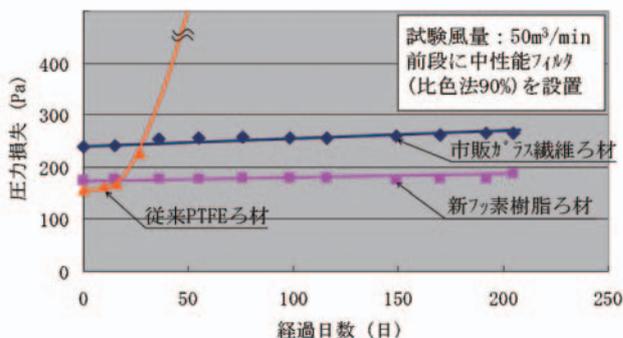


Fig. 7 開発品のフィールド試験概況

6. おわりに

ガスタービン用吸気フィルタの高性能化技術にたずさわって、20年以上の時間が経過しようとしている。その間、多くのガスタービンのユーザ、ガス会社、ガスタービンメーカーおよびパッケージの方々にも多大なるご支援いただいたことに感謝している。

前述のように、今後もフィルタメーカーとして、新たな技術の開発に取組み、ガスタービン発電技術の発展に寄与していきたいと考えている。関係各位の変らぬご支援をお願いする次第である。

7. 参考文献

- (1) 寺澤秀彰, “小型ガスタービンコージェネレーションにおける吸気フィルタシステム”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 99 (1997), pp.46-48
- (2) 藤原親秀, 藤田純一, “遠心式圧縮機をもつガスタービンの高性能吸気フィルタの効果測定事例”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), pp.37-40
- (3) 田村和則, “ガスタービンの操業経験”, 紙パ技協誌, Vol.52, No.11 (1998), pp57-64
- (4) Donle.D.W., Kiefer.R.C., Wright.T.C., ASME Paper, 93-GT-24 (1993)
- (5) 新宮令也, 吉田治彦, 吉竹茂, 上田和夫, 金尾晃, 新沼仁, “大型ガスタービン吸気フィルタシステム改善による性能低下防止技術の開発”, 火力原子力発電, Vol.54, No.557, (2003), pp42-48
- (6) 新沼仁, 小原貴宏, 中島文男, 山崎尚之, 内藤文男, 大谷吉生, 鈴木昇, “複合高性能フィルタの開発とコンバインドサイクルプラントにおける適用効果”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.36, No. 1 (2008), pp.28-34
- (7) 新沼仁, 北川章二, 山崎真幸, “エアフィルタの機能と特性” (分担執筆), 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), pp.16-22
- (8) 新沼仁, “ガスタービン用フィルタの現状”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), pp.31-36
- (9) JIS B 9908 (2001), “一般換気用エアフィルタユニット及び換気用電気集塵機の試験方法”
- (10) JIS B 9908 (2011), “一般換気用エアフィルタユニット及び換気用電気集塵機の試験方法”
- (11) JIS Z 8901 (2006), “試験用粉体及び試験用粒子”
- (12) JIS B 9927 (1999), “クリーンルーム用エアフィルタ性能試験方法”
- (13) EN779 (2012), “Particulate air filter for General Ventilation – Determination of the filtration performance.”
- (14) EN1882 (2009), “High Efficiency air filters. (EPA, HEPA and ULPA)”
- (15) ASHREA STD52.2 (2007), Method of Testing General Ventilation Air-Cleaning Devices for Removal Efficiency by Particle Size.
- (16) IEST-RP-CC001.5 (2010), “HEPA and ULPA Filters.
- (17) 新沼仁, 中島文男, 大野克博, “ガスタービン用吸気フィルタ” クリーンエネルギー, (2002.3), pp75-78
- (18) 新沼仁, 小原貴宏, 中島文男, “ガスタービン用吸気フィルタの種類と性能” クリーンエネルギー, (2007.10), pp69-72
- (19) 渡辺征夫, 遠藤治, 後藤純雄, 田辺潔, 溝口次夫, 松下秀鶴, “β線吸収法とハイボリウムエアサンプラー法による都市大気中の浮遊粉塵の測定値の比較”, 環境化学, Vol.10, No. 3 (2000), pp.557-572
- (20) 大気環境年間地データファイル (環境数値データベース), 独立行政法人国立環境研究所
<http://www.nies.go.jp/igreen/index.html>
- (21) O. Tanaka, Y. Shibuya, H. Aomi, S. Tamaru, “Technical revolution by ultra-high performance PTFE air filter”, Proceeding of ISCC 2000 (2000), Copenhagen
- (22) 新沼仁, 渋谷吉之, 包理, “省エネに貢献可能な新フッ素樹脂材の開発” 高分子, Vol.62, (2013.8), pp.446-447
- (23) Li Bao, Hideyuki Kiyotani, Yoshiyuki Shibuya, Hitoshi Niinuma, Poh Chun Huang, Michael W. Osborne, Zhongping Lin, Yoshio Otani, Kikuo Okuyama, “Performance Evaluation of Energy Saving New Fluororesin HEPA Filter Media.” Proceedings of BUEE 2013, (The 11th International Symposium on Building and Urban Environmental Engineering), Taipei, Taiwan

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

ガスタービン用吸気フィルタの選定とその設置効果

大和田 厚志*¹
OHWADA Atsushi

杉本 明夫*²
SUGIMOTO Akio

澄田 和夫*³
SUMITA Kazuo

キーワード：吸気フィルタ，HEPA，フィルタ選定，大気じん測定，フィールドテスト，タービン出力低下

1. はじめに

2011年3月11日の東日本大震災の影響により、原子力発電所が停止状態に追い込まれたことで、電力構成が大きく変わり、ガスタービン（事業用の大型コンバインドサイクル，コージェネレーション）が電力の安定供給に果たす役割はますます大きくなっている。

1990年代から我が国においてガスタービン吸気系は、高性能化と多段化でのフィルタ選定が進められているが、ここで改めてガスタービン用吸気フィルタの選定方法について本稿で記載する。また、国内において今では常識化している吸気フィルタへのHEPAフィルタ設置が海外においてあまり進んでいない現状、そして、その状況下で当社が現在進めているHEPA化推進の内容とその効果についても紹介する。

2. ガスタービン用吸気フィルタ選定の変遷

当社は日本国内におけるガスタービン創世記よりガスタービン用吸気フィルタに関わりを持ち多数の納入実績を積んでいる。日本では最初に「塩害防止フィルタ」を紹介し、またガスタービンに要求される過酷な条件を克服して吸気フィルタの構成で最初にHEPAフィルタを採用する等、時代の要求に対し敏感に対応してきた。

以下に当社のフィルタ選定の変遷を振り返ってみる。

1974年～海外向け吸気フィルタ室の納入が始まり、当初は乾式自動巻取型のフィルタを組み込んだ製品が主流であった。また、中近東向けのサンドストーム対策として、自動巻取型の前段に慣性分離式ダストルーバを組み合わせた吸気フィルタ室も多数納入された。

1984年～国内事業用発電所向けに国産初のコンバインドサイクル発電設備用の吸気フィルタとして自動巻取型が採用される。その後、設置場所が海岸

近くであることよりタービン翼の腐食の問題が発生し、この問題を解決するために塩害対策を考慮した中高性能フィルタの設置が検討され始めた。

1985年～大型・多軸の国内事業用発電所の建設が始まり、ブレ+中高性能を組合せたフィルタシステムが定番の時代となった。この時期よりガスタービン発電設備の建設が急速に進み、吸気フィルタの大口需要が始まった。

1988年～電力消費量の大きな工場で自家発コージェネシステムの導入が始まり、自動巻取型+中高性能フィルタの組合せで多数納入され始めた。

1993年～タービン圧縮機の効率低下を防ぐ目的でF社自家発用ガスタービン既設機の3段目にHEPAフィルタの追設が初めて行われた。またその費用対効果が顕著に表われたため、その後、他所においても3段目HEPAフィルタ追設が始まるとともに、新規設備においてもHEPAフィルタの採用が主流となる。

2000年～国内事業用発電所向けのコンバインドサイクル発電設備にもHEPA追設の改造が始まる。

2003年～吸気フィルタ室のHEPA追設の改造スペースが確保できないケースもあり、中高性能ろ材とHEPAろ材を組み合わせた複合HEPA、及び中高性能ろ材と準HEPAろ材を組み合わせた複合準HEPAの納入も始まる。

尚、現地に設置したフィールドテスト装置によってフィルタの実証試験性能・寿命が評価された国内事業用発電所にはHEPAフィルタまたは準HEPAが実機に設置され現在に至る。

3. ガスタービン用吸気フィルタの選定

フィルタの選定に当たっては、まず設置場所の環境調査（大気じん濃度，粒径分布，腐食ガス成分等）が必要である。また、運転条件，許容圧損や客先が要求する捕集効率等も考慮してフィルタの選定を行う。

3.1 現地大気じん測定データ分析

以下に示す機器を用いて現地のダスト性状の測定を行

原稿受付 2014年3月3日

*1 進和テック(株) プラント機械統括部
〒530-0005 大阪市北区中之島3-6-32

*2 進和テック(株) プラント機械部
〒530-0005 大阪市北区中之島3-6-32

*3 進和テック(株) プラント機械部
〒164-0012 中野区本町1-32-2

い、最適な吸気フィルタを選定するための基本データを採取する。

大気じん濃度は、季節・気候・時間帯により一定とは言えず、年間を通じて粉じん濃度が3倍以上のバラツキが見られることもあり、年数回の測定が望ましい。

また、機器の設置場所としては実際の吸気フィルタ室吸気口の直近とし、降下煤じんの影響を受けないように配慮し測定を行う。採取された測定データをもとに、フィルタの性能データ並びに蓄積した実績データを用い机上計算にてフィルタの選定を行う。当社が採用している環境測定に使用する機器を以下に紹介する。

3.1.1 大気じん濃度測定

図1に示すハイボリューム・エアサンプラを使用し、空気中のダストをろ紙で捕集し、捕集前後の質量差及びろ過空気量より濃度を求める。



Fig.1 ハイボリューム・エアサンプラ

3.1.2 粉じん粒径分布測定

図2に示すように多孔ジェットノズルを備えたステージと、ろ紙が積み重なった構造のアンダーセン・サンプラにより、9ステージの粒径範囲に分けて捕集し、粒径分布を求める。

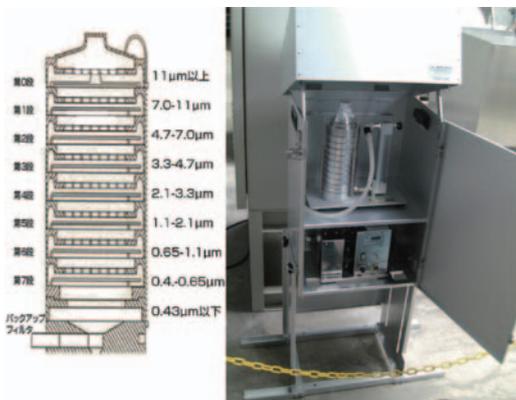


Fig.2 アンダーセン・サンプラ

3.1.3 大気じん成分分析

濃度測定に使用したサンプリングろ紙より各成分（主にC, Si, Na, K, SO₄, Cl, Fe, Cl等）の分析を行うことで、ガスタービンに影響する成分が含まれて

いないか確認を行い適切なフィルタを選定する必要がある。

3.2 フィルタの種類・特徴

当社の代表的なガスタービン用吸気フィルタの種類・特徴について表1にまとめた。

これらの各フィルタについて以下に紹介する。

Table 1 各種フィルタの種類・特徴

| 区分/No. | ろ材材質 | 効率 | フィルタ | 備考 |
|----------|--------------|----------------|---------------|---|
| ① 自動巻取型 | ガラス繊維 不織布 | 『質量法』 | ロール-オ-マツ JSマツ | 一般用と高効率用のろ材にて対応 |
| | | 85% | | |
| | | 『比色法』 | 高効率JSマツ | |
| ② パネル型 | ガラス繊維 不織布 | 『質量法』 | デアマツ | ハットをハネル内に挿入したタイプと、不織布をフリーツ状に織込みしたタイプがある |
| | | 50~90% | デアマツG90 | |
| | | 『比色法』 | JSマツ | |
| 45.55% | | | | |
| ③ ポケット型 | 不織布 | 『質量法』 | デアディーブPF | ポケット状にすることで、ろ材面積を増やし長寿命化に対応 |
| | | 80、90、95% | デアディーブFB | |
| | | | | |
| ④ ポケット型 | ガラス繊維 不織布 | 『比色法』 | ミラディーブ | ポケット部を長くすることで、ろ材面積を増やし長寿命化に対応 |
| | | 65、90、95% | | |
| | | | | |
| ⑤ セハラータ型 | ガラス繊維 | 『比色法』 | ミラセルGT-N | 塩害防止用 長寿命型 超長寿命型 |
| | | W6: 72% | ミラセルGT-W | |
| | | W9: 92% | ミラセルGT-WX | |
| ⑥ セハラータ型 | ガラス繊維 | 『計数法』 | ミラセルGTワイド | 塩害防止用 長寿命型 超長寿命型 |
| | | 97% at0.3μm | | |
| | | | | |
| ⑦ セハラータ型 | ガラス繊維 | 『計数法』 | ミラセルGTワイド | 塩害防止用 長寿命型 超長寿命型 |
| | | 99.97% at0.3μm | | |
| | | | | |
| ⑧ セハラータ型 | ガラス繊維 | 『計数法』 | ミラセルGTデュオ | 塩害防止用 中高性能と高性能の2層構造を持ちコハバ化を実現 |
| | | 97% at0.3μm | | |
| | | | | |
| ⑨ セハラータ型 | ガラス繊維 | 『計数法』 | ミラセルGTデュオ | 塩害防止用 中高性能と高性能の2層構造を持ちコハバ化を実現 |
| | | 99.97% at0.3μm | | |
| | | | | |

3.2.1 プレフィルタ

プレフィルタは、後段にあるフィルタの寿命を延ばすために設置されるもので、当社は表1に示すようなフィルタをラインアップしている。ガスタービン用のプレフィルタとしては、1980年代までは自動巻取型やパネル型が主流であったが、現在ではパネル型とポケット型が主流であり、コスト及び交換頻度を考慮してどのタイプを採用するか選定すれば良い。中でもポケット型のデアディーブPFは長寿命化と高効率化を両立したフィルタである。

3.2.2 中高性能フィルタ

セハラータ型中高性能フィルタとしては3種類の効率品を有し、また、時代の進化に合わせ徐々に長寿命化の進化を遂げ、性能別に3タイプ（N, W, WX）をラインアップしている。

ミラセルGTは特殊ろ材を使用した塩害防止機能を有する中高性能フィルタとしてベストセラー商品である。

3.2.3 高性能フィルタ

HEPAフィルタとしては、効率99.97% at 0.3 μ mのルナセルGTワイドと一般的に準HEPAと呼ばれる効率97% at 0.3 μ mのザナセルGTワイドの2タイプがある。ザナセルGTワイドは初期圧損がルナセルGTワイドよりも大幅に低くランニングコストの低減が可能であり、要求性能とコストからどちらを採用するか選定すれば良い。

高性能フィルタの構造はセパレータタイプを採用している。当社ではプリーツタイプ構造のフィルタも有しているが、プリーツタイプはろ材面積が大きくでき、初期圧損を低くできる利点はあるが、実機運転においてその構造上寿命が短く、また差圧破壊強度がセパレータタイプと比べ約半分と低い欠点があることより、ガスタービン用にはセパレータタイプの構造を当社では標準採用としている。

3.2.4 高性能複合フィルタ

高性能複合フィルタは、前述の中高性能ろ材と高性能ろ材を2層に構成させた複合フィルタであり、その構造を図3に示す。2種類のフィルタの機能を1個で併せ持つ複合フィルタであることから、既設機が2段式のフィルタ構成の場合においてもHEPA化は吸気フィルタ室の大幅な改造をせずに複合フィルタの設置が可能となる。当社では効率99.97% at 0.3 μ mのルナセルGTデュオと効率97% at 0.3 μ mのザナセルGTデュオを有しており、現時点において国内・海外を含め既に50軸以上の大型発電所に採用される商品となっている。

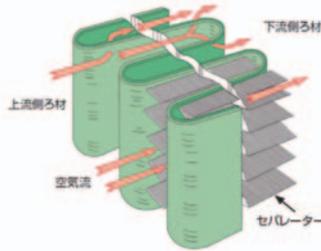


Fig. 3 高性能複合フィルタろ材構成

3.3 フィルタの組合せ事例

近年採用されているガスタービン用吸気フィルタの組合せについて表2にまとめた。

表1の各種フィルタの種類・特徴の区分/No.より、それぞれの組合せについて説明する。

3.3.1 組合せA:

一番標準的なフィルタ組合せであり、1段目フィルタには、プリーツ状に織込んだパネル型のデアクリーンGT、もしくはパッド形状のろ材を型内に挿入したデア

Table 2 フィルタの組合せ事例

| 組合せ | 1段目 | + | 2段目 | + | 3段目 |
|-----|-------|---|----------|---|--------|
| A | ②プレ | + | ⑤中高性能 | + | ⑦/⑥高性能 |
| B | ③プレ | + | ⑤中高性能 | + | ⑦/⑥高性能 |
| C | ⑤中高性能 | + | ⑤中高性能 | + | ⑦高性能 |
| D | ②プレ | + | ⑨/⑧高性能複合 | | |
| E | ③プレ | + | ⑨/⑧高性能複合 | | |

マットG90とし、2段目にはミラセルGT-W、3段目にはルナセルGTワイド/ザナセルGTワイドでの組合せを標準とする。

ともにプレフィルタは2段目フィルタと抱合せて設置できることよりフィルタ室のスペースに無駄がない配置計画が可能である。

フィルタ1個当たりの処理風量は50m³/min.以下になるようにフィルタ設置数量を決定する。

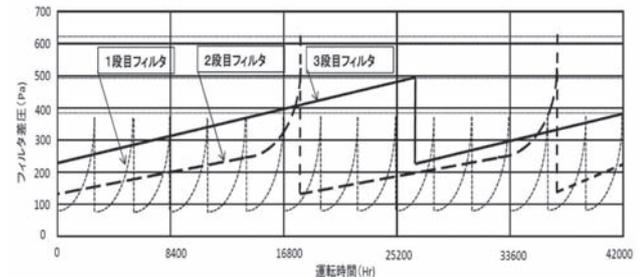


Fig. 4 3段式フィルタの差圧動向イメージ

3.3.2 組合せB:

大気じん濃度が高い、または1段目フィルタに1年以上の長寿命が要求される場合は、ポケット型のミラディープPFを1段目フィルタとする。2段目以降は前記と同じ。

3.3.3 組合せC:

大気じん濃度が高い、または1段目~3段目フィルタすべてに長寿命が要求される場合は、ミラセルGT-W6を1段目とし、2段目にはミラセルGT-W9もしくはGT-W10、3段目にはルナセルGTワイドの組合せとする。

3.3.4 組合せDまたはE:

ルナセルGTデュオ/ザナセルGTデュオの高性能複合タイプを採用する場合、1段目フィルタにはパネル型フィルタのデアクリーンGTもしくはポケット型のデアディープPFを前段に設置するものとする。

粉じん濃度が高い場合は高性能複合フィルタへの負荷を下げるために1段目フィルタには効率の高いものを選定することが望ましい。

中高性能と高性能の2種類のフィルタの機能を1個で併せ持つ複合フィルタであることから、既設フィルタ室

が2段式の場合、大幅な改造をせずに複合フィルタの設置が可能となる。

フィルタ1個当たりの処理風量が56m³/min.以下になるようにフィルタ設置数量を決定する。

3.4 大気じん測定結果からのフィルタ選定及び寿命予測

フィルタの寿命予測は、前述の大気じん測定データをもとに、長年の経験に基づいた独自の計算式にて行うものであるが、ユーザーが計画しているガスタービンの実稼働時間の確認も必要となる。

そして、客先の希望するフィルタ交換周期、効率及び予算をもとにフィルタの種類及び数量の選定を行う。

表3に大気じん濃度、粒径分布の異なる3パターンにおけるフィルタの選定例と、その環境毎での寿命予想計算結果を示す。

また、上記にて選定されたフィルタを実機に設置し一定期間運転後にフィルタを抜取って工場へ持ち帰り、圧損、効率及び粉じん保持量の検査を行い、余寿命の評価を行い信頼性の確認を行う場合もある。

3.5 フィールドテスト装置での現地実証確認

フィルタ選定は3.1項で記載の大気じん測定データをもとにフィルタ性能データと比較し計算して行う方法が一般的であるが、ガスタービンは差圧上昇による停止が許されない背景もあり、フィールドテスト装置を用いフィルタの現地実証試験にて差圧動向の確認を行い選定フィルタの信頼性の確認を得る手法を採っている。

当社は1993年にF社のコージェネ用ガスタービン吸気フィルタに初めてHEPAフィルタを採用することに成功した。これに先立ち、その数年前より既設実機の近傍にフィールドテスト装置を設置し、HEPAフィルタの設置に当たり前段フィルタの見直しを含め最適なフィルタ組合せを模索すべく、F社と共同で試験研究を行った経緯

がある。既設機は自動巻取型+中高性能の2段式であったが、HEPAフィルタを設置するために標準タイプから多風量タイプに何度か変更する経緯を経て、最終的には最適な組み合わせのフィルタ選定することができ、実機へのHEPA採用を成功させることができた。

図5にフィールドテスト装置を示す。これは実機の吸気フィルタ室近傍に設置し、実機と同じ吸込み条件下の供試フィルタで年間を通じた連続運転を行い性能の実証を行うものである。また同時にその期間中に大気じん測定と供試フィルタの質量測定(粉じん保持量測定)も定期的に数回/年行っている。

構造としては、吸込み風量を実機に合わせる為のインバータ制御のファン、サイレンサ、入口吸込み口側にはウェザールーバ及び制御盤を有するもので、供試フィルタは3段取り付け可能である。測定データ(風量・差圧・温度・湿度)は自動採取可能でチャート紙に出力でき連続データの採取ができる。

試験期間としては供試フィルタが最終圧損に達するまで行うため4年程度にも及ぶこともあるが、信頼性の高い選定方法であり、今では大型発電所向けにおいて不可欠な試験となっている。



Fig. 5 フィールドテスト装置

Table 3 大気じん測定結果からのフィルタ選定及び寿命予測 (例)

| 設置地域 | 一般工業地区 | | | 事業用発電所 | | | 製鉄所構内 | | |
|------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 処理風量 | 4,298m ³ /min. | | | 17,300m ³ /min. | | | 13,710m ³ /min. | | |
| 大気粉じん濃度 | 0.08mg/m ³ | | | 0.04mg/m ³ | | | 0.13mg/m ³ | | |
| 粒径分布 | 粒径(μm) | 分布率(%) | | 粒径(μm) | 分布率(%) | | 粒径(μm) | 分布率(%) | |
| | 11.0 以上 | 8.1 | | 11.0 以上 | 2.7 | | 11.0 以上 | 14.5 | |
| | 7.0 ~ 11.0 | 7.5 | | 7.0 ~ 11.0 | 5.2 | | 7.0 ~ 11.0 | 8.6 | |
| | 4.7 ~ 7.0 | 10.2 | | 4.7 ~ 7.0 | 12.1 | | 4.7 ~ 7.0 | 11.2 | |
| | 3.3 ~ 4.7 | 11.9 | | 3.3 ~ 4.7 | 11.3 | | 3.3 ~ 4.7 | 9.9 | |
| | 2.1 ~ 3.3 | 8.0 | | 2.1 ~ 3.3 | 9.0 | | 2.1 ~ 3.3 | 9.0 | |
| | 1.1 ~ 2.1 | 6.7 | | 1.1 ~ 2.1 | 13.6 | | 1.1 ~ 2.1 | 9.0 | |
| | 0.65 ~ 1.1 | 14.6 | | 0.65 ~ 1.1 | 19.0 | | 0.65 ~ 1.1 | 10.4 | |
| 0.43 ~ 0.7 | 12.0 | | 0.43 ~ 0.7 | 10.9 | | 0.43 ~ 0.7 | 8.8 | | |
| | 0.43 以下 | 21.0 | | 0.43 以下 | 16.3 | | 0.43 以下 | 18.7 | |
| フィルタ選定 | 1段目 | 2段目 | 3段目 | 1段目 | 2段目 | 3段目 | 1段目 | 2段目 | 3段目 |
| フィルタ名称 | デアマツG90 | ミラセルGT-W | ルナセルGT | デアクリンGT | ミラセルGT-W | ルナセルGT | デアディーPPF | ミラセルGT-W | ルナセルGT |
| フィルタ個数 | 86個 | 86個 | 86個 | 346個 | 346個 | 346個 | 274個 | 274個 | 274個 |
| フィルタ型番 | DMG-A90 | MGT-W9-FF2 | LGT-W-662 | DHK-X90-FFH | MGT-W9-FF2 | LGT-W-662 | DDF-PF95-FFL | MGT-W9-FF2 | LGT-W-662 |
| フィルタ効率 | 質量法90% | 比色法92% | 99.97% at 0.3 μm | 質量法90% | 比色法92% | 99.97% at 0.3 μm | 質量法95% | 比色法92% | 99.97% at 0.3 μm |
| 粉じん保持容量 | 2,800g/m ² | 2,350g/個 at 56m ³ /min. | 1,400g/個 at 56m ³ /min. | 550g/個 at 56m ³ /min. | 2,350g/個 at 56m ³ /min. | 1,400g/個 at 56m ³ /min. | 3,000g/個 at 56m ³ /min. | 2,350g/個 at 56m ³ /min. | 1,400g/個 at 56m ³ /min. |
| 予想寿命(年間8000時間運転) | 4ヶ月~6ヶ月 | 2~3年 | 3~4年 | 7ヶ月~10ヶ月 | 3~4年 | 3~4年 | 1.5年~2年 | 2~3年 | 2~3年 |

4. 海外におけるガスタービン用吸気フィルタの現状とHEPAの設置効果

2.項に記載したように、国内においては1993年以降にコージェネで、また、大型事業用においても2000年頃よりHEPA化が進んできており、現在においてHEPAフィルタ設置が既に認知され常識化している状況である。

これらの実績をもとに海外向ガスタービン吸気フィルタについて、当社は2010年度より積極的にHEPA化の営業展開を始めている。

当初は商社・代理店経由の紹介から始めたものであるが、吸気フィルタにどのようなシステムが採用されているかもわからない状態からのスタートであり、また後述するようにHEPAフィルタの効果を認識してもらうこと自体も困難を伴うものであった。当項では、当社が主に進めている東南アジア地域における状況、及びその成果であるHEPAフィルタの設置効果について紹介する。

各国を回り各サイトの情報を収集した結果、東南アジア地区においてはどのサイトにおいても1990年代当時の日本と同様にHEPA化が全く進んでいない状況であることが判った。またHEPAフィルタに懐疑的な声が多く、様々な以下の否定的な意見が出ていた。

- 1) 燃料費が安価であり発電効率の低下は気にならない。
- 2) 人件費が安価なため翼洗浄のコストは低い。
- 3) 吸気系が高圧損となることでタービン出力の低下が生じないか、また連続運転時間も短くならないか。
- 4) HEPAフィルタは高価であり、また交換周期も短くメリットが出ないのではないか。
- 5) 売電契約上、任意時期にタービンを停止して翼洗浄が実施可能でありHEPAフィルタの必要性を感じない。

これら否定的意見を受け、海外営業の断念も検討したが、地道に客先への訪問を重ね、各サイトが現状抱えている問題点や課題を収集し、国内と同様に技術営業を主体とした手法を採り他社との差別化を図りつつ、HEPAフィルタ設置のメリットについて国内実績をもとに説明、理解を求めた。

ここで一例として、大気じんの測定を行った結果を表4に示す。東南アジアにおいては一部焼畑が実施されていること等から、比較的高濃度のサイトも見受けられた。当大気じんの濃度・粒径分布の測定結果からフィルタ予想寿命を算出し、先方に提示することでフィルタ寿命への不安感を軽減させることが出来た。

尚、大気じん測定を行うに当たって最適な測定ができ

る現地業者が見つからず、図1、図2で示した測定機器を日本から持ち込む必要も生じ、通関手続きなど様々な手間を要したのも事実である。

海外サイトではフィルタ単品販売のメーカーからの売り込みは多いが、吸気フィルタの改善に関して、各所測定、調査、フィルタ室の強度検討やフィルタ取り付け方法の検討、その他種々改善に関する協議を含め提案できるフィルタメーカーはまれであり、その点において当社は他社と差別化することができ、客先の信頼も得られたと考える。

これら営業活動の結果、HEPA化の理解を得るまでに時間は掛かったが、ようやく1年後には実機に高性能複合HEPAを設置できることになり、その2年後にHEPA未設置号機との比較におけるメリット効果他多数の定量的データを得ることができた。その結果を図6～図10に示す。

図6、図7にHEPAフィルタ導入前の運転開始4ヶ月後の空気圧縮機翼状況を示す。毎日オンライン洗浄を実施しているにも関わらずこのような真っ黒な汚れ状況であった。国内において翼の汚れで出力が低下することは周知されているが、海外においてはあまり問題視されていないユーザーが多いことも分かった。

図8、図9はHEPAフィルタ設置後の運転開始1年後の翼状況である。使用前と同じ光沢が維持されており顕著な効果に驚きと称賛のコメントを得ることが出来た。

図10は、前述の写真のガスタービンの出力推移を示したものである。HEPAフィルタ導入前には運転開始4ヶ月目に1.7MW (2.5%) 低下していたが、HEPAフィルタ設置後にはオンライン洗浄無しの運転においても出力低下は無く安定した状態が継続できており、4ヶ月間で2,500MW-hrのメリットが出ることを証明することができた。他、HEPAフィルタ導入前後の熱効率 (Higher Heat Rate Value) 差よりガス費用削減効果等、種々のデータも得られた。

海外サイトにおけるガスタービン吸気フィルタシステムはブレ+中高性能の組合せがほとんどであるため、吸気フィルタ室の改造を極力少なくするために、既設の中高性能フィルタを高性能複合フィルタへの置き換えを中心とし、また複合フィルタの能力をより発揮できるように前段ブレの見直し (効率アップ及び粉じん保持容量アップ) も合わせた提案にて進めてきている。

海外サイトが国内サイトと大きく異なる点として、HEPA化が決まった後も様々な難題が待ち構えているこ

Table 4 東南アジア地区における大気じん濃度測定結果

| Country | Thailand | Thailand | Vietnam (Dry Season) | Vietnam (Rainy Season) | Japan | Japan |
|--------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|
| Location | Rayong Province | Saraburi Province | Phu My Province | Phu My Province | Industrial area | Industrial area |
| (date) | (2012/4/26-28) | (2011.2/12-14) | (2011/4/26-28) | (2011/9/7-8) | (2011/3/28-30) | (2010/11/2-4) |
| Dust density | 0.0663mg/m ³ | 0.111mg/m ³ | 0.0878mg/m ³ | 0.0487mg/m ³ | 0.065mg/m ³ | 0.031mg/m ³ |

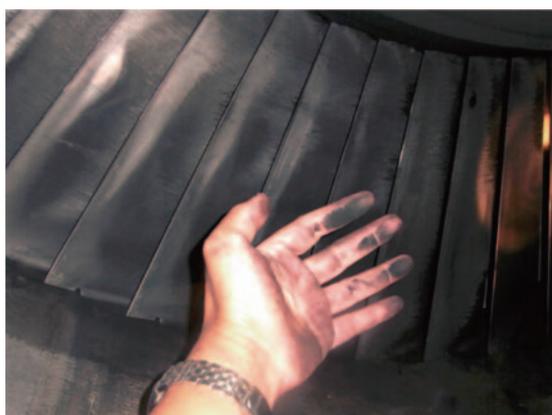


Fig. 6 HEPAフィルタ設置前翼状況



Fig. 7 HEPAフィルタ設置前翼状況



Fig. 8 HEPAフィルタ設置後翼状況



Fig. 9 HEPAフィルタ設置後翼状況

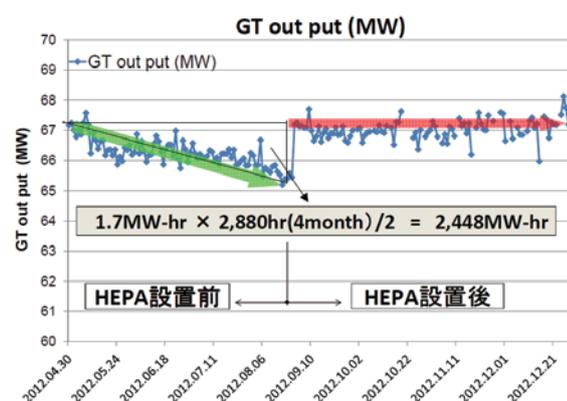


Fig.10 ガスタービン出力推移の変化

とも海外展開では覚悟しておく必要がある。

- 1) 吸気フィルタ室の確認において、図面と実際の寸法に相違がある。
- 2) フィルタ取り付け枠部の寸法が同一フィルタ室内で異なる個所がある。
- 3) 打ち合わせで決定したことが次回訪問時に白紙になっていることもあり交渉のやり直しが多々ある。
- 4) HEPA設置によるメリット計算のための客先データがコンピュータの故障で測定出来ない時期が発生。

上記の苦難を乗り越え、HEPA設置2年後には前述に記載の燃料費削減、翼洗浄等のコストメリットが大幅に表れてきたことでユーザーの意識も変わってきた。その後は他号機への展開も順次進み、先方国内でのガスタービンユーザー会にもその成功例をPRしていただくところまでこぎ着けることができた状況である。

これからも同様に海外各国へ展開すべく、営業・PRを重ねているが、現地代理店への教育等まだ解決しなければならぬ問題も多々残っており、引き続き努力しているところである。

5. 将来展望

当社は常に新しいフィルタの研究開発を行ってきている。今回ここで述べたように、現在国内においてはガスタービン用吸気フィルタを高性能化することで発電出力・効率ダウンを防げることが既に実機で実証されているが、今後はさらに多風量低圧損化、長寿命化が強く要求されてくるものと思われ、さらに進化したフィルタシステムの開発に取り組んでいく。

6. おわりに

当社は1970年代からガスタービン用吸気フィルタの受注を受け吸気フィルタの高性能化に取り組んでいるがF社の積極的参画から始まったHEPA化の実証試験を起点とし現在のフィルタ選定の基礎となる研究ができたこと、並びに、その後日本ガスタービンユーザー会にて全国展開頂けたことを感謝するとともに、今後も関係各位と連携を深め、さらなるフィルタ開発に努める所存である。

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

自家発電設備用ガスタービンの吸気系改善事例 (日本ガスタービンユーザー会)

金子 清隆*¹
KANEKO Kiyotaka

岩間 秀司*²
IWAMA Hideshi

寺澤 秀彰*³
TERASAWA Hideaki

キーワード：吸気フィルタ，吸気冷却，性能低下，産業用ガスタービン，自家発電設備，ユーザー

1. はじめに

1990年ガスタービン動翼破断事故を契機に、同じメーカー・機種ของガスタービンを運用する自家発電設備ユーザーが集まり、情報交換を開始したことを起点として、日本ガスタービンユーザー会（以下ユーザー会）が1991年発足した。過去23年間のユーザー会活動概要については学会40周年記念特集に掲載した⁽¹⁾。本会の目的を『ガスタービンユーザーが相互に技術情報交流をすることにより、自社のガスタービンの運用技術の向上と、会員の技術の向上を図る。』と宣言し、ガスタービン自家用発電設備の信頼性向上と経済性向上を両立させるべく、ユーザーおよびメーカーとの交流を進めることで我が国の自家発電設備の運用技術の向上に寄与してきたものと自負している。ユーザー会によって確立した技術は多々あるが、吸気フィルタ及び吸気冷却に関する自家発電設備の最適化についてもその一つである。吸気系特集号を発行するにあたり、ユーザー会で試行錯誤を繰り返した吸気系技術に関して紹介していきたい。

2. ユーザー会での吸気系議論

2.1 吸気フィルタ

学会誌で前回、吸気フィルタ特集号を発行したのは1997年12月号で、この特集号にユーザー会の知見の一部を『ガスタービンにおける吸気フィルタ総論-吸気浄化技術へのユーザーの取り組みと実績-』と題して報告した⁽²⁾。ユーザー会が発足した約20年前は国内外を通じてガスタービン用の空気フィルタは砂じん防止用や塩害防止用のフィルタをそのまま採用するのが一般的で、ガスタービン圧縮機の汚れによる性能維持には翼洗浄を推奨してきた。Cold Wash (Cranking Wash), Hot WashあるいはNuts (Rice) Injectionなどの洗浄液や洗浄剤をガスタービン内部に吹き込むことがメーカー推奨であった。

このような翼洗浄効果は一時的であり、洗浄作業に伴う冷却流路閉塞による二次障害、静翼焼損などの重大被害が複数報告された。

サージマージンの少ないガスタービンにとって、圧縮機の汚れによるサージは運転継続が出来ないアキレス腱である。92年第2回技術交流会において、クリーンルームで使用しているHEPA (High Efficiency Particulate Air) フィルタを使用することでサージマージン対策が初めて報告された⁽³⁾。この報告を契機として、各種事例が技術交流会で報告されることとなる。HEPAフィルタ導入前後でのガスタービン圧縮機開放点検での翼汚れの違いの事例を図1, 2に示す。



Fig. 1 HEPAフィルタ導入前の圧縮機開放点検事例
(翼拡大写真含む)



Fig. 2 HEPAフィルタ導入後の圧縮機開放点検事例

サージマージンのあるガスタービンにとっても吸気フィルタ強化によるガスタービン効率の維持は経済的な効果が大きい。ユーザー会の技術交流会で報告された主な吸気系改善事例の年表を表1に示す。

原稿受付 2014年3月5日

- * 1 JX日鉱日石エネルギー(株) 川崎製造所製造4グループ
- * 2 富士フィルム(株) 富士宮工場 事務部動力課
- * 3 東京ガス(株) ソリューション技術部 コージェネレーション技術グループ

Table 1 ユーザー会技術交流会での吸気系事例推移

| 年 | 技術交流会 | 代表幹事 | 交流会場所 | 吸気系トピックス |
|------|-------|------------|-------|---|
| 1991 | 1 | 住友化学 千葉 | 東京 | ●Cold Wash、Nuts(Rice) Injection各サイト事例紹介 |
| 1992 | 2 | 東北化学 川崎 | 川崎 | ●吸気フィルタHEPA事例初めて紹介 |
| 1993 | 3 | 出光興産 愛知 | 愛知 | ●Hot Wash事例初めて紹介 |
| 1994 | 4 | 旭化成 水島 | 水島 | 湿式洗浄事例と不具合 |
| 1995 | 5 | 東京ガス 浜松町 | 東京 | ●敷水冷却初めて紹介 |
| 1996 | 6 | 富士フィルム 足柄 | 足柄 | 各サイト、実機での最速フィルタ組合せ検証、改造事例紹介 |
| 1997 | 7 | 出光石油化学 徳山 | 徳山 | 各種吸気冷却方式の事例紹介 |
| 1998 | 8 | 日野 日野 | 日野 | |
| 1999 | 9 | 新日石化学 横浜 | 横浜 | |
| 2000 | 10 | 東亜化学 東京 | 東京 | ●日立製作所、三菱重工 (新技術紹介、吸気冷却ほか) |
| 2001 | 11 | 出光石油化学 千葉 | 東京 | 大型自家発電設備での改造事例 |
| 2002 | 12 | 旭化成 水島 | 水島 | |
| 2003 | 13 | 東京ガス 川崎 | 東京 | フィルタ長寿命化検討(再利用含む) |
| 2004 | 14 | 富士フィルム 足柄 | 小田原 | |
| 2005 | 15 | 出光興産 徳山 | 徳山 | ●吸気系課題克服 |
| 2006 | 分科会 | 新日石化学 川崎 | - | 経年化の課題 |
| 2007 | 分科会 | 住友化学 千葉 | - | |
| 2008 | 16 | 東亜化学 川崎 | 東京 | - |
| 2009 | 分科会 | 旭化成 水島 | - | |
| 2010 | 17 | 東京ガス 浜松町 | 東京 | - |
| 2011 | 分科会 | 富士石油 換り浦 | - | |
| 2012 | 18 | 富士フィルム 富士宮 | 東京 | - |
| 2013 | 分科会 | 出光興産 千葉 | - | |

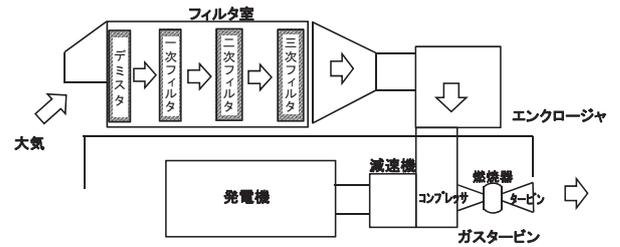


Fig. 4 吸気フィルタ構成例

す可能性がある。その場合、運転中のフィルタ交換が必要になるが、フィルタ交換は非常に危険な作業を伴う。フィルタ1個を外した途端、外した箇所へ集中した空気流入は作業者の所持物を巻き込むほどの勢いを持つ。そのため、フィルタ交換は定期点検時に行うよう最適な1・2・3次のフィルタ仕様の組合せが求められる。各ユーザーは発電設備が置かれた周囲の大気じんについて、年間を通じて計測し、各段のフィルタ圧力上昇を予測し、計画的な交換が可能か検討を行う。このため、フィルタ仕様の構築、フィルタ室の改造、フィルタ仕様の検証までには数年の時間を要する。

次章にてユーザー会で議論された改善事例を紹介していくが、吸気フィルタ系の改善のポイントは①環境に適したフィルタ構成(多段化)、②点検周期での計画的なフィルタ交換を行うための保持量、③老朽化を念頭に置いた保守などに集約される。

ガスタービンの吸込み空気中の油煙などの微粒なダストを除去するため、最終的にはHEPAフィルタを用いるが、砂じんなどの粒径の大きなダストに対してHEPAフィルタは短時間で目詰まりを生じる。そのため、ガスタービンの設置環境に応じて、砂じん用や油煙用など捕集する対象別に吸気フィルタの多段化を行うのが一般的である。捕集するダストの粒径と吸気フィルタの関係を図3、吸気フィルタ構成例を図4に示す。

連続運転を前提とした自家発電設備が大多数のユーザー会では2年連続運用を行うための各種検討(高温部品予寿命評価、補機整備仕様、フィルタ類交換周期など)を行い、現在では多くのユーザーが2年間の連続運転を達成している。万一、吸気フィルタが汚れて許容以上の圧力上昇を生じるとフィルタ破損・異物飛散によるガスタービン損傷やガスタービン性能の劣化などを引き起こ

表1に示す通り、92年第2回技術交流会でのHEPAフィルタ改善報告後、各ユーザーの事例報告が第5回技術交流会頃から始まる。比較的改造が行いやすい小型(1万kW未満)、中型(1-2万kWクラス)の改造事例が第5回~第8回の間にも多々報告された。性能低下抑制が達成されると、次のターゲットは経済的なフィルタ交換に議論が移って行った。第7回頃からフィルタ寿命やフィルタ洗浄などによる費用軽減対策が多数報告された。小型・中型ガスタービン発電設備の吸気フィルタ改善が一回りした第10回技術交流会頃より、大型(3万kWクラス)ガスタービン発電設備での改造検討が報告され始める。大型ガスタービンでも吸気フィルタをHEPA化することによる経済的な効果は十分あるものの、フィルタ室の大幅な改造工事を余儀なくされるため、初期の検討は中性態までの2段化が主流であり、小型・中型に比べると検討に時間を要する結果となっていた。

この頃から吸気系の経年化による錆問題が報告されるようになる。せっかくHEPAフィルタを設置していながら、フィルタ下流の吸気ダクトやサイレンサに発生した錆が吸込み空気中に飛散してガスタービン圧縮機などへ打痕などの損傷を与える現象である。この錆問題はこの後に紹介するダクト内水噴霧方式の吸気冷却システムにおいて顕著である。経年化の問題はダクト錆以外にも多々報告されている。



Fig. 3 捕集するダストの粒径と吸気フィルタの関係

2.2 吸気冷却

ガスタービンの特性上、外気温度が上昇する夏季に出力低下を生じる。工場電力需要は一般的に夏季昼間にピークを迎えるところが多く、自家発電設備としては極力ピーク電力を抑えることで経済効果を最大化すること

が求められる。従来、冷凍機を用いた冷水コイルを吸気室に設置して吸気冷却を行う方式が各メーカーから提案されていたが、冷凍機を含めた設置コストが高額で、メンテナンスを加えた費用対効果がユーザーニーズと合致しないことが多かった。

95年第5回技術交流会にてユーザーが自ら考案した散水による気化冷却の事例が報告された。この報告内容は当時衝撃的なものであり、メーカー及びユーザーからガスタービン圧縮機翼および高温部品の健全性に対する懐疑的な意見の中、第7回技術交流会ではガスタービン開放点検結果などの報告も行われ、現在までに適切な湿度管理を行った各種気化冷却方式の事例が報告されている。複数のガスタービンメーカーもユーザー経験を起点として検討に入り、第10回技術交流会では吸気ダクト内に噴霧する気化冷却方式の提案が行われるに至った。

交流会で報告された吸気冷却方式事例は多種多様であり、散水冷却一つを挙げても吸気フィルタ室上方で放水する方式や吸気口に雨水受けの樋(とい)を設けて水を垂らす方式など、ユニークな方法が提案された。代表的な事例と効果については『3.7吸気冷却改造事例』にて紹介する。

3. ユーザー会での吸気系事例

3.1 圧縮機汚れ、性能低下

前述のとおり、圧縮機の汚れ・性能低下対策として、90年代初期には圧縮機翼を洗浄することがガスタービン製造メーカーより推奨されていた。当時のガスタービンの運転は、DSS・WSSの運用が主流であったため、多くのプラントで設備を停止する機会があり、Cold Washを実施するプラントが主流であった。Cold, Hot 共に翼洗浄は、洗浄直後には圧縮機効率の改善は見られるものの、吸気フィルタが虫などの大きなゴミや約60 μ m以上のダスト捕集程度のレベルであった当時では、翼洗浄後数時間で初期効率低下が起き、タービン出力に影響していた。このため、一度洗浄すれば効率低下を防止できるという実態にはなく、洗浄を続けることで圧縮機効率低下速度を緩和する程度の効果であった。その後、コンビナート等、昼夜を問わずに工場内電力需要が高い事業所では1年間の連続運転を余儀なくされるプラントが多くなり、設備を停止せずに洗浄する、Hot Washの引用が開始された。水によるHot Washにおいては、国内ユーザーではN社が先行して開始したが、洗浄前に発電出力を約10%下げ、洗浄後に各部の温度等が安定した後、出力を戻す操作を必要とするなど、採用当初には発電損失と大きな労力を必要としていた。さらに、Hot WashはCold Washと比較して効果が低く、短い周期で継続して実施しないと圧縮機効率の改善ができないため、頻繁に洗浄する必要があった。また、洗浄方法がノズルからの水噴射によるため、IGV翼前縁部や圧縮機前段の動翼にピッチングコロージョンの発生や、エロージョンによる

摩耗が多く報告された。

このように、洗浄による各部位への影響も多く、洗浄による効率低下防止効果が大きく期待できないため、90年代中期以降は洗浄するという概念から、汚さない工夫、すなわち吸気フィルタの強化へとシフトしていくことになる。図5に翼洗浄実施時と3次フィルタ設置後とのガスタービン出力の差異について示す。

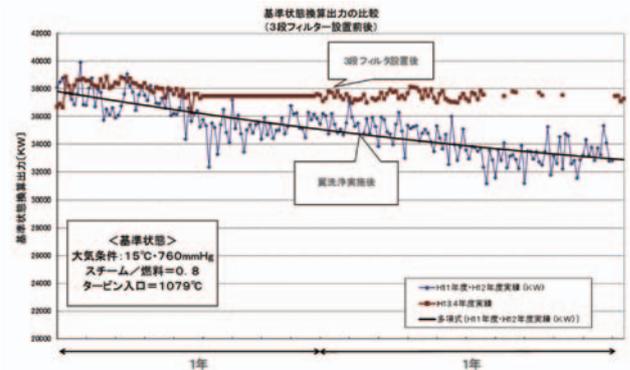


Fig. 5 翼洗浄実施時と3次フィルタ設置後とのガスタービン出力の差異事例

3.2 サージング不具合

91年第1回技術交流会より小型ガスタービンの一部の型式ではサージマージンが少ないために効率の低下にとどまらず、サージングによるトリップを生じるサイトが複数報告されていた。図6はCold Washを1~2ヶ月毎に行なっているサイトの定期点検からの年間圧縮機効率の変化事例である⁽⁴⁾。Cold Washの効果は短期的であり、傾向としては圧縮機効率の低下は避けられず、年次点検を目前にサージトリップが発生した。

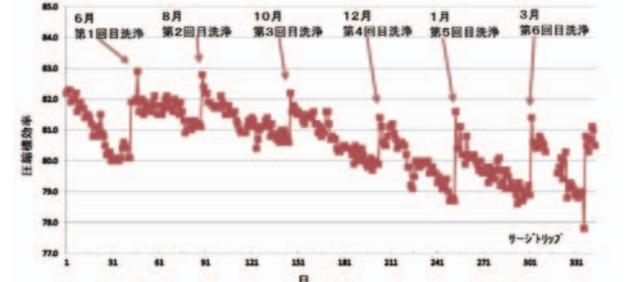


Fig. 6 Cold Wash併用での年間圧縮機効率の変化事例

3.3 Na, K, Sなどによる高温部品損傷

A重油を燃料とするF社において、動・静翼の高温硫化腐食により1年で翼の全数交換が必要となった事例が紹介された⁽⁵⁾。高温硫化腐食の原因は、燃料中のS分と、進入経路が不明なNa,K等により腐食性硫酸塩(Na_2SO_4)を形成し、高温下で腐食損傷に至った(図7参照)。Na,Kの進入経路を調査した結果、大気じん中のNaが大きく影響していることが判明した(表2参照)。



Fig. 7 F社1段静翼腐食状況



Fig. 8 F社フィルタ圧力損失用試験装置

Table 2 F社における腐食成分侵入経路調査結果

| | 燃料 (ppm) | 蒸気 (ppm) | 大気塵 (mg/m ³) | |
|----|----------|----------|--------------------------|-----------------------|
| | | | <0.3 μm | >0.3 μm |
| Na | <0.1 | <0.1 | 14.9 × 10 ³ | 0.5 × 10 ³ |
| K | <0.1 | <0.1 | <1 × 10 ³ | 1 × 10 ³ |
| V | 0.14 | — | <1 × 10 ³ | <1 × 10 ³ |

F社の場合、大気じん中の小粒径 (0.3 μm以下) のNaが多く、当時の中性能フィルタではこれら腐食成分は除去出来なかった。HEPAフィルタを増設し腐食対策を図った。なお、A重油燃料のガスタービンについては燃料中のS分を起点とする大気からの腐食成分進入も考慮しフィルタの選定が必要である。

3.4 吸気フィルタ構成の最適化

自家発電用ガスタービンに関してはどのプラントも1年間 (2年間) 連続で運転することが要求されており、フィルタのメンテナンスでガスタービンを停止させることは本意ではない。図8はF社がフィルタメーカーと協働で行った試験装置を示し、図9は試験装置をガスタービンの横に設置して2年掛かりでフィルタの圧力損失データを採取した実績をそれぞれ示す⁽⁶⁾。これによりHEPAフィルタに関しては2年間の連続使用を達成している。F社のようにフィルタのメンテナンス (交換) 周期がガスタービン連続運転の障害とならないよう、最適なフィルタの構成を机上データだけに頼らず、フィールドデータを基に選定をした事例もある。

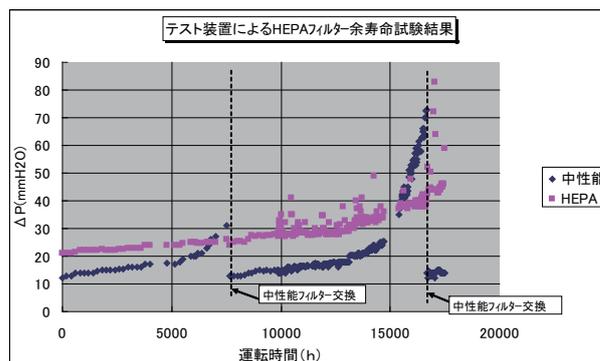


Fig. 9 F社でのフィルタの圧力損失データ

3.5 フィルタ再生利用

多段化フィルタの各段フィルタ仕様 (保持量, 捕集効率, 単価) と定期点検に合わせたフィルタ交換周期 (寿命) を協議する中で、吸気フィルタ洗浄による再利用提案が機械メーカーから行われ、本内容に関する調査・検討が第10回技術交流会で議論された。対象となるフィルタは2次 (中性能) フィルタで、図10に洗浄再利用可能なフィルタと従来からガスタービン吸気フィルタとして使用されている中性能フィルタ外観を示す。

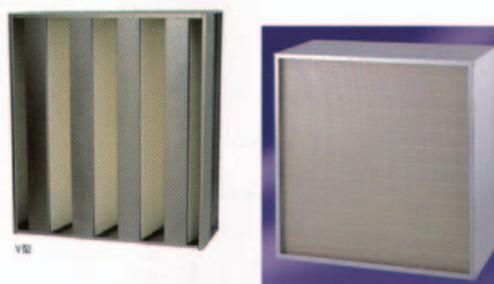


Fig.10 中性能フィルタ (左: 洗浄再利用フィルタ例, 右: 従来吸気フィルタ)

洗浄再利用フィルタは洗浄による強度的な懸念に加え、洗浄することを前提の構成のため保持量が少なく、洗浄が十分行われない場合、フィルタ圧力損失の回復が悪く、運用時間が短くなる欠点がある。ユーザーとしては2次、

3次フィルタの交換は定期点検時に行うことが安全を考えた場合好ましい。また、海塩粒子による潮解現象を抑えるため、フィルタには撥水加工が行われている。このため、洗浄再利用する際には再度撥水加工を行う処理が必要になるなどの課題が交流会で指摘され、再利用は困難との結論に至った。

3.6 吸気フィルタ改造事例

3.6.1 小型ガスタービン

小型ガスタービン（特に航空機転用型）では軸流圧縮機の汚れによる性能低下に悩まされるユーザーが以前から多く、メーカー推奨のもと翼洗浄を行っていたが、効果は短時間であり、毎月水洗浄を行う必要があった。図11に翼洗浄頻度と性能トレンドを示す。そのため、HEPAを含めた多段フィルタの変更・導入が早い段階から積極的に行われた⁽⁷⁾。現在では各メーカーとも新規ガスタービンコージェネレーションの全てがHEPAを含めた多段フィルタ構成を行っているほどの標準化が進められている。

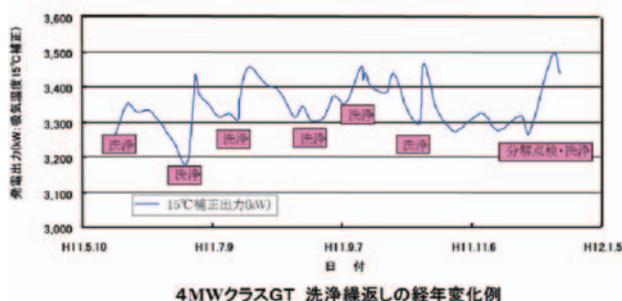


Fig.11 小型ガスタービンの翼洗浄頻度と性能トレンド事例

1万kW未満の小型ガスタービン用吸気フィルタ改善報告は95年第5回技術交流会頃から始まる。『3.2 サージング不具合』で紹介したとおり、サージング対策を検討してきた複数のユーザーがガスタービン圧縮機の性能低下抑制対策として、フィルタ強化を検討した。フィルタ室の改造なくフィルタ強化を図れる2次・3次（中性能・高性能）一体型フィルタの利用やフィルタ室の改造を行って2次、3次独立の多段化フィルタなど、多数のシステムが施行された。

2次・3次一体型フィルタのメリットはフィルタ室の改造を必要とせず、2次、3次独立よりもフィルタ購入費用を軽減できる点である。デメリットとしては、2次又は3次のフィルタ寿命に到達した場合、丸ごと交換をする必要があり、無駄が生じやすく、2次・3次の最適フィルタの組合せの柔軟性について制限を受ける点である。当時の2次・3次（中性能・高性能）一体型フィルタ例を図12に示す。

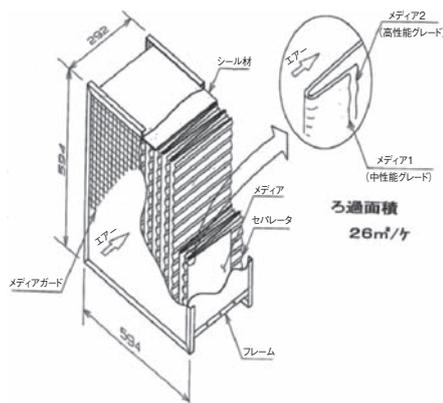


Fig.12 中性能・高性能一体型フィルタ例

3.6.2 中型ガスタービン

『2.1 吸気フィルタ』に記載したとおり、Nuts洗浄による弊害が多く、小型ガスタービンと同様、日本ガスタービンユーザー会の会員でこの方法を採用している事例は殆ど無かった。図13は中型ガスタービンの圧縮機効率低下とNuts洗浄による効果事例、また図14はNuts洗浄直後の圧縮機汚れ写真である。この写真からNuts洗浄では翼汚れの一部しか洗浄効果が無いことがわかる。その後圧縮機翼洗浄は湿式洗浄へとシフトしていくが、小型同様その効果に疑問を持つユーザーが多く、最終的には吸気フィルタ増強へ目を向けるようになっていった。

中型クラスのガスタービンにおいて吸気フィルタを増強（HEPAフィルタ増設）する場合、1次（ロールやパネル式）フィルタと2次（中性能）フィルタが収納され

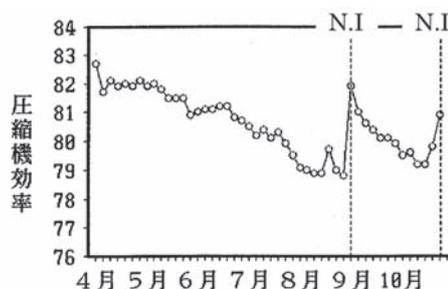


Fig.13 中型ガスタービンの圧縮機効率低下とNuts洗浄による効果事例



Fig.14 Nuts洗浄直後の圧縮機汚れ写真

ているフィルタ室 (ケーシング) を延長し、2次フィルタ後段にそのまま3次 (HEPA) フィルタを増設するケースが一般的であり、フィルタ室全体を支える支柱等の強度さえ問題なければ、改造 (増設) であっても比較的問題は少ない。具体的な改造例を図15, 16に示す。

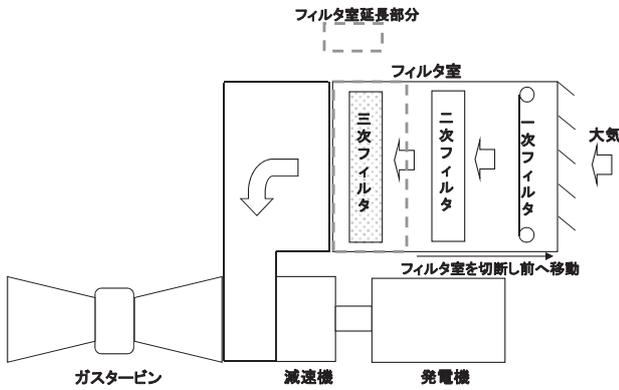


Fig.15 3段増設事例



Fig.16 改造後のフィルタ室外観

一方フィルタ増設による圧縮機汚れ防止の効果は小型同様顕著であり、現在は中型においても国内ではメーカー標準としてHEPAフィルタが採用されている。中型ガスタービンにおける吸気フィルタ増強前後の圧縮機効率推移の事例を図17に示す。

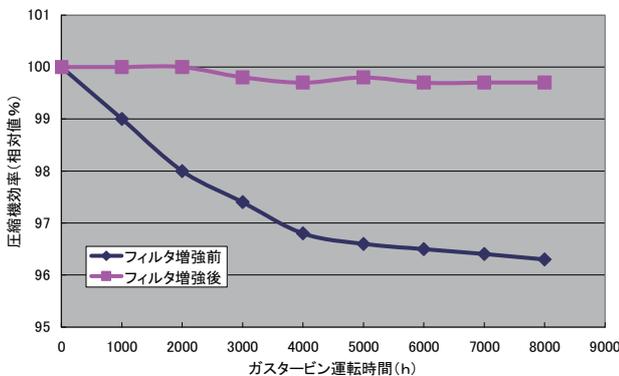


Fig.17 中型ガスタービンにおける吸気フィルタ増強前後の圧縮機効率推移の事例

3.6.3 大型ガスタービン

吸気フィルタの3段化については、吸入空気圧力損失増防止のため、フィルタ個数を2段以上にする必要があり、3万kWクラスではフィルタ取付枠の設置だけでも過大な重量、設置費用がかかるため、フィルタの費用だけでなく多くの課題と大きな設備投資が必要となる。N社のフィルタ室改造概要図を図18、3次フィルタ出側から見たフィルタ室内部の外観を図19に示す⁽⁸⁾。

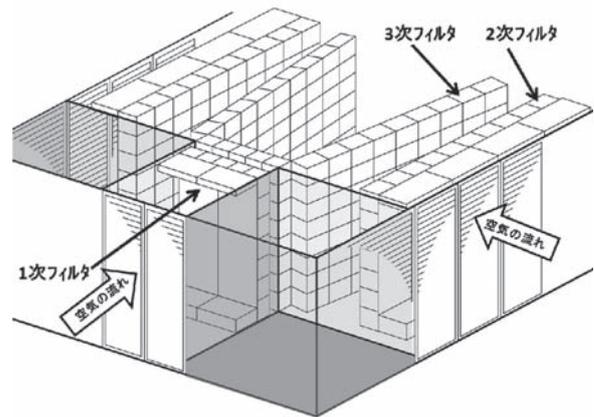


Fig.18 フィルタ室改造概要



Fig.19 フィルタ室内部の外観

図5で示した通り、翼洗浄時に約15%におよぶ出力影響に対し、吸気フィルタ3段化後には、3%程度に抑制できていることで費用対効果の採算性がはっきりと表れている。しかし、吸気フィルタ室改造の可否については、改造にかかる投資費用+ランニングコストと、高効率維持の効果である年間発電量改善分による採算性比較だけではなく、フィルタ室の基礎強度や設置面積などの物理的な問題も重要な要素となってくる。このユーザーは、フィルタ室強度・面積ともに余裕があったので3段化が可能であったが、豪雪地域、砂じん・塩害を受ける地域等、オリジナルのフィルタ室設計がぎりぎりである構築されているプラントも多くある。大型ガスタービンのフィルタ3段化には、このように多くの課題があり、オリジナルが2段であったプラントは、3段化の採用を断念し、2段フィルタに2次・3次一体型フィルタを採用するケースも見られる。

3.7 吸気冷却改造事例

3.7.1 放水方式

ユーザー発案の吸気冷却の発想は、「夏季期間に何とか出力を維持したい。」というユーザーの切羽詰まった対策からである。ユーザーが考案した吸気冷却は、「湿度が高い雨天時は、外気温が低い」という常識から始まった。日本では、夏季は湿度が高く、吸気冷却は効果がないとされてきた。しかし、夏季の晴天時の気温35℃を超える時間帯の湿度を統計的に見ると50%以下であり、十分に冷却効果があると判断できる。

ユーザーが独自で改善できることは、完成された設備の外だけであり、フィルタの後段に熱交換器を設置したり、霧を吹いたりというようなことは不可能である。したがって、フィルタ上流で「あたかも雨が降っているような状況を再現させる」ことや、「冷気をフィルタ付近に送り込む」ことなど、自然界に起こっている事象を再現させる手段であれば、圧縮機やガスタービン本体への影響も発生することなく出力改善を達成できる。

図20はフィルタ室上方で放水することで気化冷却を実施した例を示す。これによる夏季のガスタービン出力改善について図21に示す⁹⁾。夏季2年の放水冷却を実施後、ガスタービン開放点検にて圧縮機及び高温部品の健全性が確認された¹⁰⁾。ガスタービン開放点検の様子を図22に示す。



Fig.20 放水冷却概要

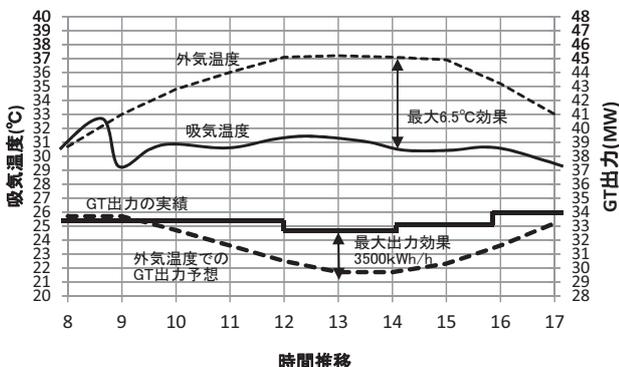


Fig.21 放水冷却による出力改善例



Fig.22 放水冷却実施後のガスタービン開放点検

3.7.2 散水方式

安価に吸気冷却を行う方法が第7回技術交流会で報告された。吸気口上部に雨水受けの樋(とい)を設け、水を垂らして散水を行うというもので、ユーザー自らホームセンターで必要器具を調達して行った日曜大工のシステムである。本方式は外気温35℃程度で吸気温度を5℃程度落とす効果があった。外気温、吸気温度とガスタービン出力トレンド例を図23に示す¹¹⁾。

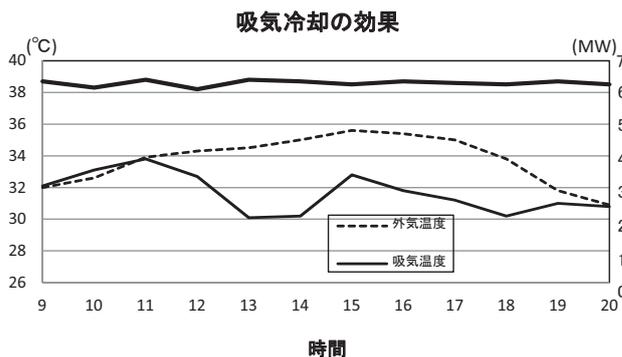


Fig.23 散水による気温と出力トレンド例

3.8 吸気系不具合事例

フィルタ室扉やバイパスドアのシール材劣化による未浄化空気の流入、フィルタ室ドレン管からの未浄化空気逆流やドレン管錆詰りなど、いずれも定期的な点検補修が重要である。

経済性の追求から吸気冷却を増設するユーザーも多く、フィルタの上流に冷却装置を設ける場合には差圧管理が重要である。なお、ダクト内水噴霧方式の気化式冷却装置を使用すると結露水による圧縮機翼へのエロージョンなどにも配慮した設計が求められる。経年化による吸気系での錆発生事例を図24、25に示す。



Fig.24 ダクトなどの錆事例(左:フィルタ枠の錆, 右:フィルタ室扉錆腐食)

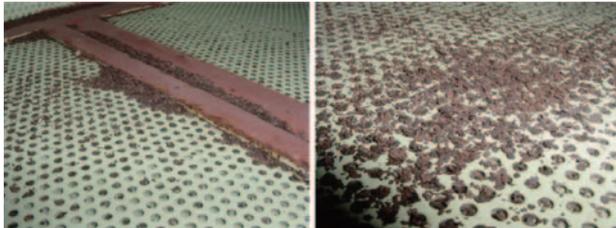


Fig.25 吸気ダクトの内部から発生する錆事例

4. おわりに

約20年前、ガスタービン自家用発電設備ではガスタービン圧縮機の汚れによる性能低下、サージング防止の対策として、ガスタービンメーカーが推奨するCold Wash, Hot WashあるいはNuts Injection方式しか存在しなかった。いずれの方式も効果は短時間であり、洗浄による不具合も多々発生したため、サージング不具合改善に決手を欠いていたユーザーの中から自工場で利用しているクリーンルーム用HEPAフィルタを吸気フィルタに利用するアイデアが生み出された。全てはユーザーの窮地が生んだ知恵と言える。海外ガスタービンメーカーの多くは現在でもHEPAフィルタの採用を行わず、水洗浄方式を推奨しているが、ユーザー会などで広まった吸気フィルタ多段化、HEPAフィルタによる性能低下抑制技術は広く国内ガスタービンメーカーに浸透し、国内ガスタービン自家用発電設備では今や常識であり、最近では事業用大型ガスタービンコンバインド発電にも利用されるに至った。

吸気冷却システムについても、冷凍機を用いる高額なシステムに対して、費用対効果を追求するユーザーの知恵で安価な冷却システムが多数普及した。

東日本大震災以降、国内の自家用発電設備に対する各種期待は高まっている。信頼性、経済性、高性能維持な

ど、数多くのキーワードが並ぶ。長年発電設備を維持管理しているユーザーにとって、日々改善を繰り返し運用技術の向上を目指している。その一例が吸気系システムの改善である。日々の維持管理を行うユーザーにとって、吸気系の経年化と言う新たな課題も発生している。今後ともガスタービンメーカーなどとともに自家発電設備の技術向上・運用技術向上のためユーザー会として情報発信を続けていく所存である。

最後に、技術交流会を通じてユーザー会への支援を賜っている国内外のガスタービンメーカー、吸気フィルタメーカーにこの場を借りて厚く御礼申し上げる。

引用文献

- (1) 池上作三, 金子清隆, 寺澤秀彰ほか, “自家発電設備用ガスタービンの進展と将来展望-日本ガスタービンユーザー会の20年-”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.41, No.1 (2013), pp.72-77
- (2) 三浦千太郎, “特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ総論-吸気浄化技術へのユーザーの取り組みと実績-”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), pp.3-10
- (3) 日本ガスタービンユーザー会第2回技術交流会報告書, (1992)
- (4) 日本ガスタービンユーザー会第2回技術交流会報告書, (1992)
- (5) 日本ガスタービンユーザー会第3回技術交流会報告書, (1993)
- (6) 日本ガスタービンユーザー会第6回技術交流会報告書, (1996)
- (7) 寺澤秀彰, “小型ガスタービンコージェネレーションにおける吸気フィルタシステム-4MWクラスの産業用ガスタービンユーザー実績-”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), pp.46-48
- (8) 日本ガスタービンユーザー会第14回技術交流会報告書, (2004)
- (9) 日本ガスタービンユーザー会第5回技術交流会報告書, (1995)
- (10) 日本ガスタービンユーザー会第7回技術交流会報告書, (1997)
- (11) 日本ガスタービンユーザー会第7回技術交流会報告書, (1997)

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

中小型ガスタービン発電における吸気フィルタ、 吸気冷却システムの事例紹介

中安 稔^{*1}
NAKAYASU Minoru

合田 真琴^{*2}
GOUDA Makoto

田中 克典^{*1}
TANAKA Katsunori

キーワード：ガスタービン、フィルタ、吸気冷却システム
Gas Turbine, Filter, Inlet air cooler

1. はじめに

ガスタービンが大气と共に吸い込む塵埃によって、圧縮機翼が汚れ、ガスタービン出力が低下することは以前から良く知られており、またタービン翼での高温腐食も引き起こされることが分かっている。このような不具合を防止するために、ガスタービンの吸気系統に、吸気フィルタが装備される。

また、ガスタービンは夏場において大気温度が高くなり空気密度が低下すると、発電出力が低下する特性を持っている。このため、夏場のガスタービンの発電出力を回復する方法として、ガスタービン吸気を冷却する吸気冷却システムが設置される。

ここではガスタービン吸気フィルタの変遷や仕様、および、ガスタービン吸気冷却システムの各方式の比較や導入効果について述べてみたい。

2. カワサキガスタービンのラインナップ

当社は自社開発による純国産のガスタービンを搭載した非常用発電装置を昭和52年に納入して以来、ガスタービンの更なる開発・改良を進め、昭和63年より本格的なガスタービンコージェネレーション設備の販売を行ってきた。

非常用も含めると、自社開発ガスタービンの販売台数は平成24年末では10,000台を突破し、ガスタービンコージェネレーション設備は、納入済み及び製造中のものを含めると国内だけで約360件に至っている。

図1にカワサキガスタービンの自社開発の歴史を示す。

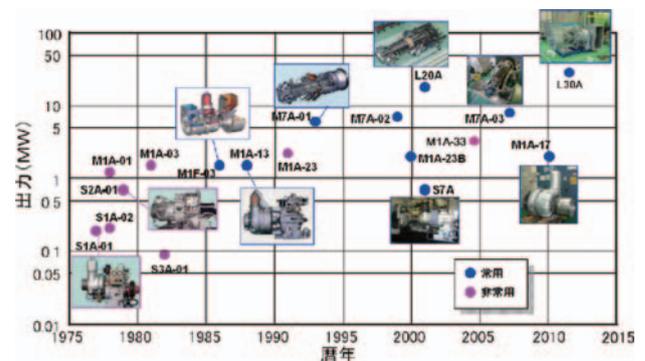


Fig. 1 History of KAWASAKI Gas Turbines

3. 吸気フィルタ

3.1 吸気フィルタ仕様の変遷

ガスタービンの吸気フィルタに対する要求仕様は、コージェネレーション（常用）用途として長期間に渡ってガスタービンの運転実績が蓄積されると共に変化し、ガスタービンの経年性能劣化を防止する有効なソリューションとして、濾過粒径のより細かいものが要求されるようになってきている。また、要求される濾過粒径は、ガスタービンの圧縮機形式によっても差異が見られ、遠心圧縮式の場合は、軸流圧縮式に比べればやや粗めなフィルタでもよいのが特徴である。

ある吸気フィルタメーカーの納入実績に依れば、1992年迄は2段式中性能（例：2 μ m, 90%捕集率）以下のものが全てであり、高性能フィルタは1台も納入されていなかった。しかも、遠心圧縮式ガスタービンへの適用は、単段のプレフィルタ（例：8 μ m, 92%捕集率）のみが74%と圧倒的に多く、残る26%が2段式中性能フィルタであった。一方、軸流圧縮式ガスタービンへの適用は、単段のプレフィルタは11%のみで、残る89%が2段式中性能フィルタであった。

当社の場合も、当時、遠心圧縮式ガスタービンに対しては、吸気フィルタの効果に対する確たるデータが乏しく、かつ、吸気フィルタの価格も高価でもあったことから、吸気フィルタを装備せずに納入して運転していた事

原稿受付 2014年2月19日

*1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター
プロジェクト部
〒673-8666 明石市川崎町1-1

*2 川崎重工業(株) ガスタービン・機械カンパニー
ソリューション技術部

例もあった。当時、圧縮機の汚れは圧縮機洗浄によって洗浄するとの考え方が支配的であったが、サイトでの洗浄結果からは、ひとたび圧縮機に汚れが付着すると、圧縮機翼の一部分しか汚れが落ちず、性能回復が必ずしも十分期待出来ない場合が多いことが徐々に判明してきた。

そこで、当社では吸気フィルタに対する仕様の見直しを行い、まず、相対的に汚れに敏感と言われる軸流圧縮式ガスタービンに対して、1994年度納入分より、高性能フィルタ ($0.3\mu\text{m}$, 99.97%捕集率) を標準仕様として適用してきた。一方で、遠心圧縮式ガスタービンの場合は、フィルタ無しに始まり、プレフィルタのみ、次いで中性能フィルタ装備へと推移し、1996年度より準高性能フィルタ ($0.3\mu\text{m}$, 95%捕集率) を標準仕様として順次適用しており、現在に至っている。

3.2 エンジン出力とフィルタ仕様

現在、当社ガスタービンに標準的に採用している吸気フィルタの仕様を表1に示す。遠心式ガスタービンに97%や99.97%の吸気フィルタを採用するケースもあるが、通常、これらの吸気フィルタを採用することで、各ガスタービンとも安定した出力を維持できている。

Table 1 Filter efficiency applied to each gas turbine

| Gas Turbine | Power Output (kW) | Compressor Type | Filter Efficiency |
|-------------|-------------------|-----------------|---------------------------|
| S2A-01 | 650 | Centrifugal | $0.3\mu\text{m}$, 95% |
| M1A-13A | 1,490 | Centrifugal | $0.3\mu\text{m}$, 95% |
| M1A-17 | 1,690 | Centrifugal | $0.3\mu\text{m}$, 95% |
| M1T-13A | 2,930 | Centrifugal | $0.3\mu\text{m}$, 95% |
| M7A-01 | 5,530 | Axial | $0.3\mu\text{m}$, 99.97% |
| M7A-02 | 6,800 | Axial | $0.3\mu\text{m}$, 99.97% |
| M7A-03 | 7,810 | Axial | $0.3\mu\text{m}$, 99.97% |
| L20A-01 | 18,420 | Axial | $0.3\mu\text{m}$, 99.97% |
| L30A-01 | 30,120 | Axial | $0.3\mu\text{m}$, 99.97% |

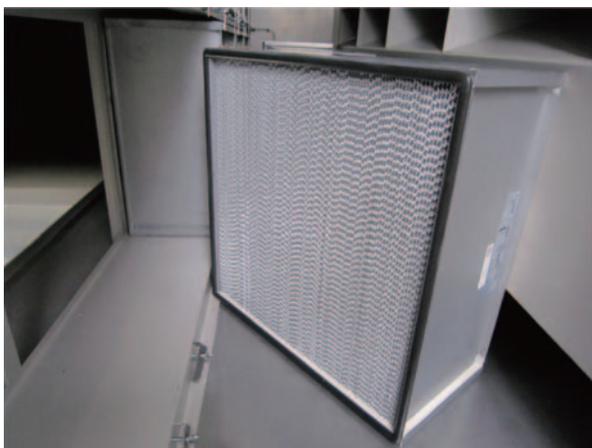


Fig. 2 HEPA filter ($0.3\mu\text{m}$, 99.97%) applied to M7A-03

3.3 設置環境と吸気システム設計

吸気フィルタのエレメントサイズは、メンテナンス時の交換性を考慮し、フィルタメカによらず一定のサイズで設計/製作されているのが一般的である。

従って、吸気フィルタエレメント1枚当たりで濾過できる風量は一定であるため、ガスタービンの大型化により吸気流量が増えるに伴い、吸気フィルタボックスを含めた吸気システムのサイズも大型化する。

通常、ガスタービン本体のサイズに比べて、吸気システムのサイズは大きくなることが多く、ガスタービン吸気システムのコンパクト化は、配置、及びコスト競争力の観点から重要な課題となるが、一方で、吸気システムの圧力損失はガスタービンの性能に大きく影響を及ぼす。

このため、当社ではガスタービン吸気システムの設計に流体解析技術を利用し、コンパクトかつ低圧損な吸気システムを実現するための最適化設計を行っている。図3に、当社の最大出力機種であるL30A-01のガスタービン吸気システム設計における流体解析の例を示す。

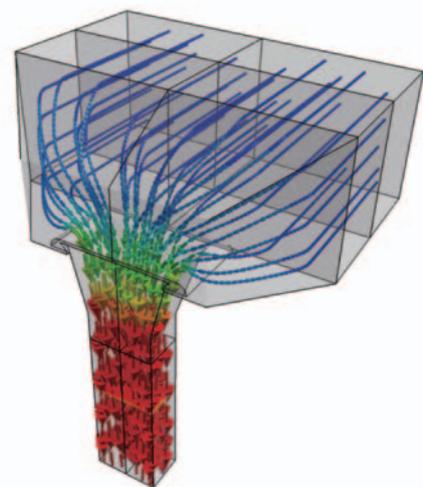
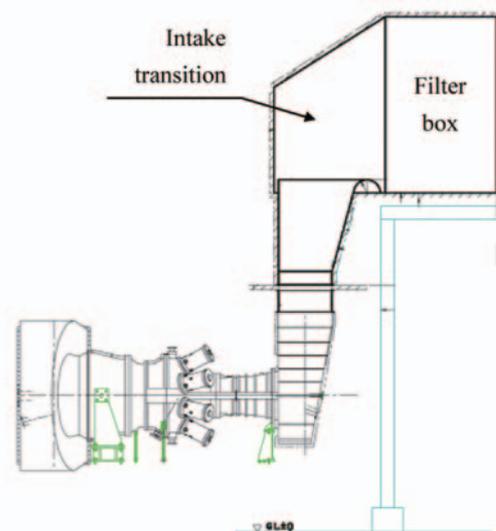


Fig. 3 Sample of gas turbine intake flow analysis

また、吸気フィルタは、運転中のフィルタ差圧を計測しながら、定期的な交換する交換方式（パネル式）が標準的に採用されているが、砂漠地域など、サイト周辺に砂塵が大量に発生するような場合、短期間でのフィルタ差圧上昇によるガスタービンの計画外停止を防止するため、圧縮空気でフィルタエレメントをブローすることによって自動洗浄を行う、セルフクリーニング式フィルタを採用するケースもある。セルフクリーニング式フィルタの設置例を図4に示す。

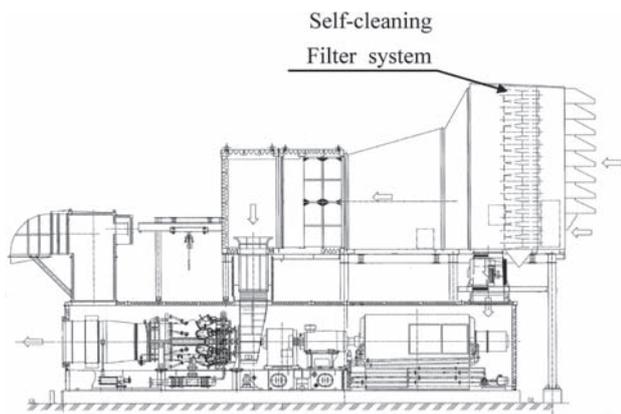


Fig. 4 Typical layout of self-cleaning filter arrangement

3.4 高効率フィルタ採用による効果

当社製ガスタービンに高効率フィルタを初めて適用して以来、約20年が経過しているが、各サイトでのガスタービン運用及び出力維持状況は、極めて良好である。

参考として、遠心式（M1A-17型）ガスタービンの、オーバーホール時における圧縮機汚れ状況の比較写真を図5及び図6に示す。図5が高効率フィルタを適用していないサイトで運用されたガスタービン、図6が高効率フィルタを適用しているサイトで運用されたガスタービンである。

高効率フィルタを適用していないガスタービンでは、1段インペラの汚れが著しく、図5に見られるとおりインペラ表面に黒色の汚れが様に付着している。これらの汚れは圧縮機性能を著しく劣化させる因子である。一方で、高効率フィルタを適用しているガスタービンでは、図6に見られるとおり、インペラ全体が汚れもなくクリーンで良好な状態であることが分かる。

次に、軸流式（M7A-02型）ガスタービンに高効率フィルタを採用しているサイト（4サイトの任意抽出）における、3年間の運用データを図7に示す。図7に見られるとおり、出力、燃料消費量ともに、経年劣化を伴うことなく、計画性能を維持できていることが分かる。

このように、高効率フィルタを採用することにより、サイトでのガスタービン圧縮機の汚れを防止すると共に、ガスタービン性能を劣化させることなく、安定的に運用を継続することができている。



Fig. 5 Compressor condition without high efficiency filter



Fig. 6 Compressor condition with high efficiency filter

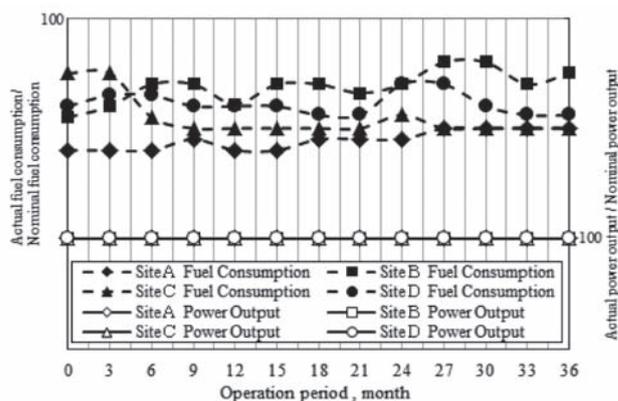


Fig. 7 Site performance of M7A-02 with high efficiency filter

4. 吸気冷却システム

4.1 吸気冷却システムの比較

ガスタービン吸気冷却システムには、様々な方式があるが、当社では、気化式、井水式、冷水式の実績がある。各ガスタービン吸気冷却システムの比較を表2に示す。

Table 2 Comparison of gas turbine inlet air cooling system

| 方式 | 気化式吸気冷却 | 井水式吸気冷却 | 冷水式吸気冷却 |
|-------------------|----------------------------|---------------------|------------------------------|
| システム | 加湿面積の大きいエレメント表面で水を気化させ吸気冷却 | 井水(約15℃)により熱交換で吸気冷却 | 吸収式冷凍機により7℃冷水をつくり, 熱交換器で吸気冷却 |
| 性能 | 35℃ (50RH%) →28℃ | 35℃ (50RH%) →20℃ | 35℃ (50RH%) →15℃ |
| 出力増加量 (PUC17Dの場合) | 9% | 20% | 27% |
| 設置コスト | 小 | 中 | 大 |

4.2 吸気冷却システムの構成と特徴

4.2.1 気化式吸気冷却

構成機器は, 気化式吸気冷却器, ユーティリティは水道水のみとシンプルな構成で安価であるため, 小型ガスタービンでの採用実績が多い。吸気冷却効果は湿度に影響されるため, 湿度が高いと吸気冷却効果は小さくなる。図8にフローを示す。

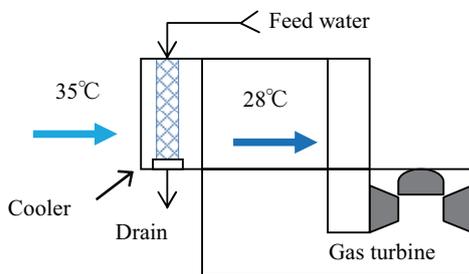


Fig. 8 Diagram of evaporative inlet air cooling system

4.2.2 井水式吸気冷却

ユーティリティとして井水が供給可能な場合に採用される。構成機器は吸気冷却器と井水循環ポンプである。井水温度が15℃であれば夏場でも吸気を20℃まで冷却できるため, 安価で出力増加量の大きいシステムである。図9にフローを示す。

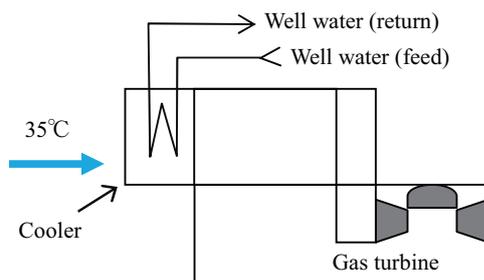


Fig. 9 Diagram of well water inlet air cooling system

4.2.3 冷水式吸気冷却

構成機器は, 蒸気吸収式冷凍機, 吸気冷却器, 冷却塔, 及び冷却水ポンプ, 冷水ポンプである。ユーティリティとして蒸気, 補給水 (工業用水など), 冷却水薬品が必要である。複雑な構成で高価であるが, 夏場でも15℃まで吸気冷却できるため出力増加量が最も大きいシステムである。電気代の上昇に伴い中型ガスタービンでの採用事例が増加している。図10にフローを示す。

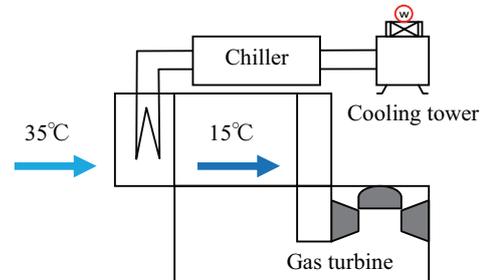


Fig.10 Diagram of cooling water inlet air cooling system

4.3 各吸気冷却システムの構成機器

4.3.1 吸気冷却器 (井水式, 冷水式)

吸気冷却器は, 熱交換器, ケーシング, エリミネータなどから構成される。熱交換器は銅チューブとアルミフィンで構成される。また, 吸気冷却時に凝縮水が発生するために後流に水分が飛散ないようにデミスタが設置される。図11に外観写真 (トーワ熱学製) を示す。

冬季に吸気冷却器のチューブ内に水が残留していると凍結しチューブ損傷の可能性があるので, エアパージにより完全に水を抜いておく必要がある。

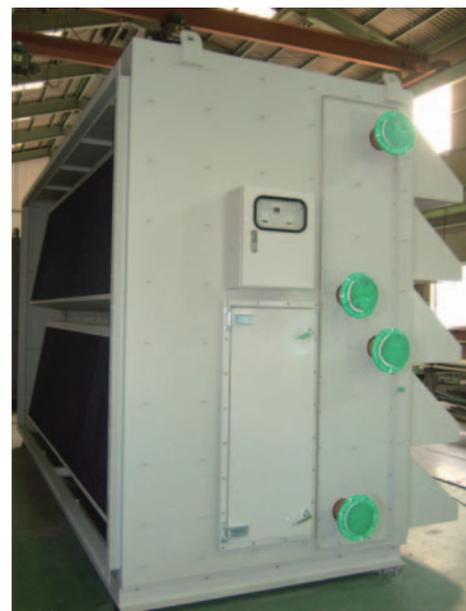


Fig.11 Inlet air cooler for gas turbine

4.3.2 吸収式冷凍機

ガスタービンの排ガスから排熱回収して得られた蒸気や温水を熱源として冷水を製造するのが吸収式冷凍機である。図12に外観写真（川重冷熱工業製）を示す。

電気式のターボ冷凍機の使用例もあるが、節電を目的として蒸気吸収式冷凍機の採用が多い。また、排熱の有効利用方法として、ボイラ出口の排ガスから熱回収した温水を熱源として「温水単効用吸収式」が採用される場合もある。



Fig.12 Steam driven absorption refrigerating machine

4.4 吸気冷却システムの導入効果

PUC80Dガスタービンコージェネにおける冷水式吸気冷却の導入効果を表3に示す。夏場35℃において冷水冷却により発電出力を1245kW増加させることができる。発電出力が増加するため、ガス燃料消費量も増加するが、契約電力を大幅に低減し節電することができる。

経済性はサイトの気象条件、各単価（電力、燃料、蒸気、補給水）、運転時間などの様々な条件が影響するので、案件毎の検討が必要となる。

Table 3 Effect of cooling water inlet air cooling system

| | Without inlet air cooling system | With inlet air cooling system | Effect |
|----------------------|----------------------------------|-------------------------------|-----------------------|
| Ambient temp. | 35℃ | 35℃ | - |
| Inlet temp. | 35℃ | 15℃ | -20℃ |
| Power output | 6365kW | 7610kW | +1245kW |
| Fuel gas consumption | 1806m ³ /h | 2040m ³ /h | +234m ³ /h |
| Amount of steam | 16.2t/h | 15.5t/h | -0.7t/h |

4.5 吸気冷却システムの導入事例

PUC80Dガスタービンコージェネへの冷水式吸気冷却器導入事例を図13に示す。本サイトでは、吸気冷却器を吸気フィルタの手前に設置し、吸気冷却器をバイパスさせて吸気可能としている。これにより、冬季などの吸気

冷却停止時に、ガスタービン吸気圧損を低減させ出力低下を抑えるシステムとしている。

吸気冷却器はコージェネ導入後に追加設置する事例も多く、当社では吸気冷却器を手前に設置する事例が多い。



Fig.13 Cooling water inlet cooling system for PUC80D

5. まとめ

吸気フィルタは、ガスタービン圧縮機の汚れを防止すると共に、ガスタービン性能を劣化させることなく、安定的な運用を継続することができる有効なソリューションである。

また、吸気冷却システムは、夏場のガスタービン発電出力を増加でき、電気代の削減と節電を目的として、採用事例が増えている。

今後も、ガスタービンの高効率運用のため、メーカーとの連携も図り、吸気フィルタ、吸気冷却システムの改良に取り組んでいきたい。

6. 引用文献

- (1) 大概幸雄, 乃村春雄, 井上俊彦, 中安稔, 西谷理, : “社会に貢献する中・小形ガスタービン発電装置－地震対策から新たな電力の自由化に向けて－”, 日本工業出版 (2012)
- (2) 唐沢亘, : “カワサキガスタービンにおける吸気フィルタの変遷と運用事例”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25 No.99 1997.12, pp.41-42.

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

ガスタービン発電設備の吸気フィルタ選定

楠 房雄*¹
KUSUNOKI Fusao

八幡 清正*¹
YAHATA Kiyomasa

西江 俊介*¹
NISHIE Shunsuke

新沼 仁*²
NINUMA Hitoshi

岡島 修*³
OKAJIMA Osamu

キーワード：ガスタービン発電設備，吸気フィルタ，大気塵測定，

Gas Turbine Power Plant, Intake Air Filter, Airborne Particle Measurement

1. はじめに

ガスタービンは大気中から多量の空気を吸い込み，圧縮機で空気を圧縮し，燃焼器で燃料を燃焼させてタービンで動力を回収するエンジンである。タービンは圧縮機を駆動し，余った動力が出力となる。

従って，圧縮機の性能はガスタービンの出力や性能に大きく影響し，圧縮機の翼が汚れると性能が下がることは一般的に良く知られている。圧縮機の性能低下を防ぐため，吸気フィルタの役目が重要となっている。

本稿では，当社が納入したガスタービン発電設備において発生した吸気フィルタ差圧上昇の対策例を紹介する。

図1は，単純サイクルのガスタービンと同軸に蒸気タービンを組み合わせた熱電可変型の7.5MW級コンバインド型発電設備の外観を示す。



Fig.1 ガスタービン発電設備

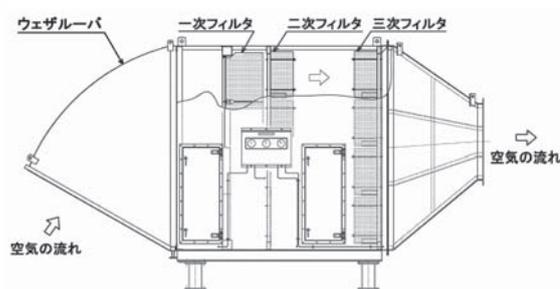


Fig.2 吸気フィルタ取付



Fig.3 二次，三次吸気フィルタ取付例

2. 吸気フィルタの概要

ガスタービンは運転にあたり大気から多量の空気を吸い込むため，大気中のダストが空気圧縮機に付着し，空気圧縮機の性能低下を生じる。それは発電出力低下という形で現れ，その出力低下を小さくする為，図2のようなウェザルーバとフィルタを設置し，三次フィルタには高性能フィルタを採用することが重要である。

ガスタービンの運転時間とフィルタの寿命を考慮し，一般的には表1に示すフィルタを選定することが望ましい。

すなわち，ウェザルーバはガスタービンに対する雨水の侵入とフィルタ差圧上昇を防ぐ目的で設置され，フードまたはデミスタを組み合わせて設置する場合もある。一次フィルタには，主として5 μ mより大きい粒子の除去に用いる粗塵エアフィルタが採用されている。粗塵エ

原稿受付 2014年3月11日

- * 1 三井造船(株) 玉野事業所
機械・システム事業本部 機械工場
産業機械設計部 回転機グループ ガスタービン
〒706-851 玉野市玉3-1-1
- * 2 日本無機(株) 結城工場
〒307-0046 結城市大字結城作415
- * 3 日本無機(株)
〒541-0044 大阪市中央区伏見町4-4-9
オーエックス淀屋橋ビル

Table 1 フィルタの仕様及び捕集塵埃量推定

| 項目 | 一次フィルタ | 二次フィルタ | 三次フィルタ |
|---|---|---|---|
| 区分 | 粗塵フィルタ | 中性能フィルタ | 高性能フィルタ |
| 形式 | DS-L-56-98G | ASTN-56-90 | ATMC-50-P-DTG |
| 外観 |  |  |  |
| 外形寸法 桁×コ×ホウキ(mm) | 592×592×500 | 610×610×290 | 610×610×290 |
| 風量(m ³ /min) | 56 | 56 | 56 |
| 圧力損失 (Pa) | 初期 ^{注1)} 最終 | 167 588 | 289 588 |
| 捕集効率(%) ^{注2)} | 40(比色法) | 90(比色法) | 99.97(計数法) |
| ろ材 | 有機繊維不織布 | ガラス繊維ペーパー | ガラス繊維ペーパー |
| フレーム | 亜鉛メッキ鋼板 | ベニヤ合板 | ベニヤ合板 |
| セパレータ | — | 防食加工アルミ | 防食加工アルミ |
| シール材 | — | ウレタン樹脂 | ウレタン樹脂 |
| ガスケット | クロロブレン | クロロブレン | クロロブレン |
| 1年間に各フィルタが設置段で捕集する塵埃量(g/台/年) ^{注3)} | 約1,730 | 約1,510 | 約530 |
| 計画寿命(h) | (8000) | (8000) | (32000) |

注1) 測定結果の一例

注2) JIS B 9908(2001)準拠

注3) 平成14年3月1~2日に実施した大気塵測定結果をもとに算出した値

アフィルタには重量法で90%前後(比色法で40%前後)の捕集効率を持つエアフィルタを採用する。二次フィルタには、主として1 μ m以上の塵埃除去に用いる中性能エアフィルタを採用し、捕集効率は、比色法で90%前後のエアフィルタを採用する。三次フィルタには、主として1 μ m以下の塵埃除去に用いる高性能エアフィルタを採用し、捕集効率は、計数法(at 0.3 μ mDOP法)で99.97%のHEPA(High Efficiency Particulate Air)フィルタを採用する。以下に捕集効率の各評価方法について示す。

(1) 重量法:

試験フィルタに試験粉塵を負荷させ、捕集した粉塵の重量から効率を求める。

(2) 比色法:

試験フィルタ前後の空気を濾紙にサンプリングし、その濾紙に光をあてた時の透過光量の差によって効率を求める。

(3) 計数法(DOP法):

試験フィルタにラスキンノズルと呼ばれる発生器で発生させた0.3 μ mのDOP(Di-Octyl phthalate)粒子を負荷させ、フィルタ前後の個数濃度をパーティクルカウンタで測定し、効率を求める。

3. 調査項目及び結果

当社が納入したガスタービンの発電設備で約1年間運転した結果、三次フィルタの圧力損失が一次、二次フィルタに比べ上昇しており、原因を調査することになった。

3-1 大気塵測定

各フィルタを目視で確認したところ、異常は見られず

良好であった。差圧計及び差圧管はU字管マンメータを用いて、その健全性を確認した。その結果、U字管マンメータと現場の差圧計に大きな差はなく、問題はなかった。大気塵測定は平成14年3月1日~2日に行い、測定項目及び測定器は下記に示す。

・質量濃度

ハイボリュームエアサンプラHVC-500柴田科学器械工業(株)製(吸引量:400~700l/min)

・粒径別個数濃度(粒径分布)

光散乱式微粒子計数器KC-01リオン(株)製

(測定粒径:0.3~0.5,0.5~1.1~2.2~5.5 μ m以上)

・成分分析

原子吸光分析装置、イオンクロマトグラフィー分析装置、元素分析計他

大気塵の測定方法は図4に示す測定点(地上4mのメンテナンスステージ)で、ハイボリュームエアサンプラを設置し、24時間ろ紙に大気塵を捕集した。

捕集前後のろ紙の質量差から次式によって、大気塵質量濃度を求めた。

$$C = W/V$$

ここに C : 大気塵質量濃度 (mg/m³)

W : 捕集塵埃量 (mg) $W = W_e - W_s$

W_e : 捕集後ろ紙質量 (mg) (ドライベース)

W_s : 捕集前ろ紙質量 (mg) (ドライベース)

V : 吸引空気量 (m³) $V = T(Q_s + Q_e)/2$

T : 吸引時間 (min)

Q_e : 終了時吸引流量 (m³/min)

Q_s : 開始時吸引流量 (m³/min)

・粒径別個数濃度(粒径分布)

図4に示す測定点で、吸引方向を質量濃度測定時と同様の向きに設定し、光散乱式微粒子計数器を用いて測定を行った。

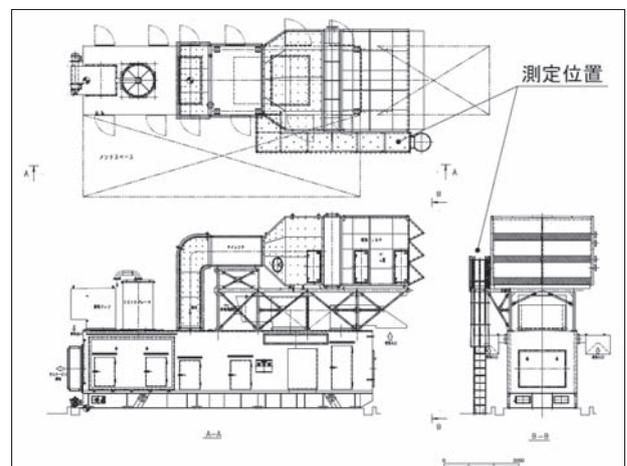


Fig. 4 測定位置(地上約4mのメンテナンスステージ上で測定)

・成分分析

質量濃度測定サンプルを用い、原子吸光分析装置、イオンクロマトグラフィー分析装置、元素分析計等により各成分の定量分析を行った。

3-2 大気塵測定結果

3-2-1 質量濃度

表2に質量濃度の測定結果をまとめる。

Table 2 質量濃度測定結果

| 項目 | | | 結果 |
|---------|----|---------------------|--------|
| ろ紙種類 | — | — | GB100R |
| 測定時間 | T | min | 1560 |
| 開始時吸引流量 | Qs | m ³ /min | 0.500 |
| 終了時吸引流量 | Qe | m ³ /min | 0.500 |
| 吸引空気量 | V | m ³ | 780.0 |
| 捕集前ろ紙質量 | Ws | mg | 884.9 |
| 捕集後ろ紙質量 | We | mg | 994.4 |
| 捕集塵埃量 | W | mg | 109.5 |
| 質量濃度 | C | mg/m ³ | 0.140 |
| 備考 | | | |

3-2-2 粒径別個数濃度 (粒径分布)

表3に粒径別個数濃度の測定結果をまとめる。

平成14年3月1日11時13分から10回、14時38分からさらに10回計測した。翌日の13時14分から10回、13時59分からさらに10回計測し、合計40回計測した。粒径の大きさは0.3~0.5μm、0.5~1μm、1~2μm、2~5μm、5μm以上の5段階に分けて個数を計測した。結果は総平均で0.3~0.5μmが約120,000個、0.5~1μmが約19,000個、1~2μmが約1,100個、2~5μmが約200個、5μm以上が2個であった。この計測結果で粒径の小さな粒子が非常に多いことがわかった。

Table 3 個数濃度測定結果

| 測定日 | | H14.3.1 | | H14.3.2 | | |
|--------------------|---|-----------|---------|---------|---------|---------|
| | | 11:13~ | 14:38~ | 13:14~ | 13:59~ | |
| 天気 | | 晴れ | | 晴れ | | |
| 風向き | | 北北東 | | 南西 | | |
| 個数濃度 (個/0.01cf) | 1 | 0.3~0.5μm | 123,891 | 125,728 | 120,712 | 99,711 |
| | | 0.5~1 " | 28,541 | 17,950 | 18,888 | 9,597 |
| | | 1~2 " | 2,229 | 1,141 | 572 | 462 |
| | | 2~5 " | 264 | 185 | 127 | 132 |
| | | 5~ " | 1 | 2 | 3 | 3 |
| | 2 | 0.3~0.5μm | 104,132 | 139,131 | 121,154 | 101,869 |
| | | 0.5~1 " | 18,442 | 24,110 | 19,126 | 10,154 |
| | | 1~2 " | 786 | 1869 | 631 | 557 |
| | | 2~5 " | 82 | 279 | 167 | 157 |
| | | 5~ " | 0 | 1 | 5 | 5 |
| | 3 | 0.3~0.5μm | 120,432 | 126,049 | 119,503 | 100,661 |
| | | 0.5~1 " | 25,893 | 18,433 | 18,780 | 9,501 |
| | | 1~2 " | 1,830 | 1,244 | 587 | 406 |
| | | 2~5 " | 232 | 202 | 132 | 132 |
| | | 5~ " | 1 | 1 | 1 | 2 |

| | | | | | |
|-------------------|-----------|---------|---------|---------|---------|
| 4 | 0.3~0.5μm | 125,995 | 154,899 | 119,122 | 96,660 |
| | 0.5~1 " | 27,839 | 29,809 | 17,443 | 8,849 |
| | 1~2 " | 1,900 | 2,799 | 589 | 407 |
| | 2~5 " | 257 | 368 | 143 | 139 |
| | 5~ " | 1 | 4 | 3 | 3 |
| 5 | 0.3~0.5μm | 108,421 | 117,073 | 118,706 | 103,954 |
| | 0.5~1 " | 19,693 | 14,953 | 16,806 | 9,453 |
| | 1~2 " | 821 | 707 | 575 | 465 |
| | 2~5 " | 108 | 114 | 142 | 128 |
| | 5~ " | 0 | 4 | 3 | 2 |
| 6 | 0.3~0.5μm | 98,871 | 111,556 | 115,592 | 105,841 |
| | 0.5~1 " | 16,936 | 13,607 | 16,775 | 10,373 |
| | 1~2 " | 586 | 626 | 625 | 553 |
| | 2~5 " | 70 | 126 | 163 | 144 |
| | 5~ " | 2 | 3 | 4 | 4 |
| 7 | 0.3~0.5μm | 100,471 | 132,435 | 114,013 | 105,913 |
| | 0.5~1 " | 16,875 | 14,498 | 16,668 | 11,458 |
| | 1~2 " | 579 | 1250 | 535 | 744 |
| | 2~5 " | 74 | 204 | 133 | 160 |
| | 5~ " | 0 | 4 | 4 | 5 |
| 8 | 0.3~0.5μm | 99,602 | 15,356 | 117,455 | 99,223 |
| | 0.5~1 " | 17,011 | 27,755 | 17,732 | 9,743 |
| | 1~2 " | 661 | 2378 | 654 | 454 |
| | 2~5 " | 89 | 334 | 165 | 145 |
| | 5~ " | 0 | 1 | 4 | 2 |
| 9 | 0.3~0.5μm | 137,940 | 177,344 | 199,376 | 99,181 |
| | 0.5~1 " | 33,807 | 38,841 | 17,176 | 9,408 |
| | 1~2 " | 2,938 | 3,913 | 641 | 431 |
| | 2~5 " | 382 | 492 | 148 | 128 |
| | 5~ " | 2 | 1 | 1 | 4 |
| 10 | 0.3~0.5μm | 135,059 | 167,511 | 131,065 | 96,478 |
| | 0.5~1 " | 32,152 | 34,396 | 18,016 | 8,917 |
| | 1~2 " | 2,696 | 3,221 | 613 | 447 |
| | 2~5 " | 392 | 411 | 184 | 145 |
| | 5~ " | 1 | 1 | 1 | 2 |
| 平均 | 0.3~0.5μm | 115,481 | 140,478 | 119,670 | 100,949 |
| | 0.5~1 " | 23,719 | 23,935 | 17,741 | 9,745 |
| | 1~2 " | 1,503 | 1,915 | 613 | 496 |
| | 2~5 " | 196 | 272 | 184 | 141 |
| | 5~ " | 1 | 2 | 1 | 3 |
| 日平均 (個/0.01cf) | 0.3~0.5μm | 127,980 | | 110,310 | |
| | 0.5~1 " | 23,827 | | 13,743 | |
| | 1~2 " | 1,709 | | 555 | |
| | 2~5 " | 234 | | 163 | |
| | 5~ " | 2 | | 2 | |
| 総平均 (個/0.01cf) | 0.3~0.5μm | | | 119,145 | |
| | 0.5~1 " | | | 18,785 | |
| | 1~2 " | | | 1,132 | |
| | 2~5 " | | | 199 | |
| | 5~ " | | | 2 | |

3-2-3 成分分析

表4に大気塵成分分析の結果をまとめる。

分析方法

- (1)熱灼減量 : 電気炉600℃×1h加熱
- (2)炭素分 (C) : エレメンタルバリオEL元素分析計
- (3)油分 : ヘキサン抽出赤外吸収法
- (4)Si : 乾式灰化後減量法
- (5)金属類 : 乾式灰化-原子吸光法
- (6)塩素イオン (Cl⁻), 硝酸イオン (NO₃⁻), 硫酸イオン (SO₄²⁻) : 純水溶出-イオンクロマトグラフィー法

Table 4 大気塵成分分析結果

| 試料採取日 | 平成 14 年 3 月 1 日～2 日 | |
|---------------------------------------|---------------------|-----|
| 品 名 | ろ材付着ダスト分析 | |
| 熱灼減量 | 83.7 | wt% |
| C (炭素) | 30.9 | wt% |
| 油分 | 20.8 | wt% |
| Si (ケイ素) | <1.00 | wt% |
| Na (ナトリウム) | 6.21 | wt% |
| K (カリウム) | 0.38 | wt% |
| Ca (カルシウム) | <0.10 | wt% |
| Mg (マグネシウム) | 0.25 | wt% |
| Fe (鉄) | 0.74 | wt% |
| Zn (亜鉛) | <0.01 | wt% |
| Al (アルミニウム) | 0.62 | wt% |
| Cl ⁻ (塩素イオン) | 6.50 | wt% |
| NO ₃ ⁻ (硝酸イオン) | 11.9 | wt% |
| SO ₄ ²⁻ (硫酸イオン) | 10.3 | wt% |

Table 6 粒径分布測定結果とその体積比

| No. | 区分 | 粒径 (μm) | 0.3~0.5 | 0.5~1 | 1~2 | 2~5 | 5 | 合計 |
|-----|-----------------------------|---------------------------------|-----------|---------|--------|--------|--------|-----------|
| | | 中位径 (μm) <small>注2)</small> | 0.4 | 0.75 | 1.5 | 3.5 | 7.5 | |
| 1 | 今回計測地 <small>注1)</small> | 粒子数 (個/0.1cf) | 1,191,450 | 187,850 | 11,320 | 1,990 | 20 | 1,392,630 |
| | | 総体積 (μm ³ /0.1cf) | 39,927 | 41,493 | 20,005 | 44,673 | 4,418 | 150,516 |
| | | 体積比 (%) | 26.5 | 27.6 | 13.3 | 29.7 | 2.9 | 100 |
| 2 | 埼玉某所 | 粒子数 (個/0.1cf) | 602,191 | 89,101 | 16,081 | 1,916 | 96 | 718,385 |
| | | 総体積 (μm ³ /0.1cf) | 20,180 | 21,669 | 28,417 | 43,012 | 21,204 | 134,482 |
| | | 体積比 (%) | 15.0 | 16.1 | 21.1 | 32.0 | 15.8 | 100 |
| 3 | 東京某所 | 粒子数 (個/0.1cf) | 500,913 | 105,090 | 17,078 | 1,330 | 24 | 624,435 |
| | | 総体積 (μm ³ /0.1cf) | 16,786 | 23,214 | 30,179 | 29,858 | 5,301 | 105,338 |
| | | 体積比 (%) | 16.0 | 22.0 | 28.7 | 28.3 | 5.0 | 100 |

注1) No.1 は 0.01cf で測定したので、測定結果を 10 倍し、0.1cf 当たりとして、No.2,3 と合わせた。

注2) 中位径とは各粒径範囲の中間値であり、総体積は塵埃がこの中位径の球形であると仮定して算出した。

4. 測定結果の考察

4-1 質量濃度

表2に示すように、質量濃度測定結果は0.140mg/m³であり、この場所の大気塵質量濃度は、表5に示す平成5年から7年の各測定値の結果(0.030~0.091mg/m³)に比べて1.5~4.7倍と非常に高いレベルにあることがわかった。

Table 5 各測定局における大気塵質量濃度測定結果

単位: mg/m³

| 測定局 | 測定結果(平均) | | |
|-----|----------|--------|-------|
| | S45~51 | S59~61 | H5~7 |
| 札幌 | 0.123 | 0.087 | 0.053 |
| 仙台 | 0.147 | 0.070 | 0.041 |
| 鹿島 | 0.166 | 0.071 | 0.076 |
| 市原 | 0.105 | 0.053 | 0.062 |
| 東京 | 0.145 | 0.121 | 0.076 |
| 川崎 | 0.155 | 0.102 | 0.091 |
| 新潟 | 0.166 | 0.053 | 0.041 |
| 名古屋 | 0.129 | 0.073 | 0.064 |
| 大阪 | 0.129 | 0.089 | 0.058 |
| 尼崎 | 0.112 | 0.070 | 0.065 |
| 松江 | 0.069 | 0.034 | 0.030 |
| 倉敷 | 0.129 | 0.058 | 0.053 |
| 宇部 | 0.140 | 0.072 | 0.057 |
| 北九州 | 0.154 | 0.076 | 0.085 |

4-2 個数濃度(粒径分布)

表6に、今回の測定結果の平均値とその値をもとに総体積、体積比を試算した結果を示す。また、他の地域(比較的大気環境の悪い所)での測定結果の一例も併せて示す。

表6に示すようにこの場所の大気環境は、他の地域に比べて、高性能フィルタを目詰まりさせやすい比較的小粒径の小さな粒子が多いことがわかった。

4-3 成分分析

表4に示すように、質量濃度サンプルから塵埃成分として様々なものが確認された。本分析結果の中で特徴的な点は、C(炭素)、油分(鉱物油)が非常に多いことにある。特に油分については、一般に1~5Wt%であるのに対し、この場所では約21Wt%と非常に高い結果となった。

5. 測定結果のまとめ

この場所の大気環境は全国的にみて悪い状況にあるものと判断する。特に大気中には粒径の小さな粒子が非常に多く、その成分には油分が多く存在していることから、網目の粗い一次、二次フィルタではほとんど捕集できず三次フィルタのみが捕集したため、三次フィルタの差圧が他のフィルタに比較して早く上昇している原因になっているものと推定した。

大気塵の測定は2日間と短い、三次フィルタの差圧上昇対策としてフィルタ組合せの変更を検討した。

6. 対策

6-1 フィルタ構成

前項の測定結果のまとめから、対策としてフィルタの負荷配分を変更した。つまり、一次、二次フィルタの網目を従来より細かくして、粒径の小さな粒子を一次、二次フィルタでより多く捕集し、三次フィルタの負荷を下げるような構成とした。一次フィルタは捕集効率40%(比色法)の粗塵フィルタ(形式DS-L-56-98G)から捕集効率55%(比色法)のSaLT粗塵フィルタ(形式SLT-LC-42-55G)に変更した。二次フィルタは捕集効率90%(比色法)の中性能フィルタ(形式ASTN-56-90)から捕集効率95%(比色法)の中性能フィルタ(形式SLTK-70-95DT)に変更した。三次フィルタは捕集効率99.97%(計数法)の高性能フィルタ(形式ATMC-50-P-DTG)

のままとした。この結果、一次、二次フィルタの差圧上昇は、従来より若干早くなると推定されるが、高価な三次フィルタの差圧上昇を遅くすることが出来ると判断した。

表7に対策のフィルタ構成を示す。

Table 7 フィルタの仕様及び捕集塵埃量推定

| 項目 | 一次フィルタ | 二次フィルタ | 三次フィルタ |
|--|---|---|---|
| 性能 | | | |
| 区分 | SaLT 粗塵フィルタ | 中性能フィルタ | 高性能フィルタ |
| 形式 | SLT-LC-42-55G | SLTK-70-95DT | ATMC-50-P-DTG |
| 外観 |  |  |  |
| 外形寸法 貯×ヨ×ホキ (mm) | 592×592×535 | 610×610×290 | 610×610×290 |
| 風量 (m ³ /min) | 56 | 56 | 56 |
| 圧力損失 初期 ^{注1)} (Pa) | 98 | 137 | 289 |
| 最終 | 294 | 588 | 588 |
| 捕集効率 (%) ^{注2)} | 55 (比色法) | 95 (比色法) | 99.97 (計数法) |
| 構成部材 | | | |
| ろ材 | ガラス繊維マット + ガラス繊維フェルト | ガラス繊維ペーパー (2層構造) | ガラス繊維ペーパー |
| フレーム | 亜鉛メッキ鋼板 | ベニヤ合板 | ベニヤ合板 |
| セパレータ | — | 防食加工アルミ | 防食加工アルミ |
| シール材 | — | ウレタン樹脂 | ウレタン樹脂 |
| ガスケット | クロロブレン | クロロブレン | クロロブレン |
| 1年間に各フィルタが設置段で捕集する塵埃量 (g/台/年) ^{注3)} | 約 2,260 | 約 1,170 | 約 340 (現行の64%) |

注1) 測定結果の一例

注2) JIS B 9908 (2001) 準拠

注3) 平成14年3月1~2日に実施した大気塵測定結果をもとに算出した値

6-2 推定寿命

対策後のフィルタ寿命を推定した。寿命を推定するに当たり、大気塵のデータは表8の実測値から予測した。

表8は、今回計測した質量濃度と表6に記載したNo.1 (今回計測地) の体積比を示す。

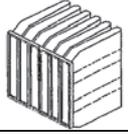
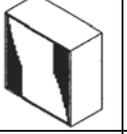
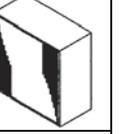
質量濃度が一般的な地域より高く、粒径の小さい粒子が多いことが特長である。

Table 8 大気塵データ

| 項目 | 内容 | |
|---------------------------|---------------------------------|------|
| 質量濃度 (mg/m ³) | 0.140 | |
| 粒径分布 (wt%) | 0.3~0.5 μm [0.4] ^{注1)} | 26.5 |
| | 0.5~1.0 μm [0.75] | 27.6 |
| | 1.0~2.0 μm [1.5] | 13.3 |
| | 2.0~5.0 μm [3.5] | 29.7 |
| | 5.0~10.0 μm [7.5] | 2.9 |

注1) []内は平均径を示す

Table 9 各フィルタの仕様及び捕集塵埃量推定結果

| 項目 | 一次フィルタ | 二次フィルタ | 三次フィルタ |
|----------|---|---|---|
| 性能 | | | |
| 区分 | SaLT 粗塵フィルタ | 中性能フィルタ | 高性能フィルタ |
| 形式 | SLT-LC-42-55G | SLTK-70-95DT | ATMC-50-P-DTG |
| 外観 |  |  |  |
| 推定寿命 (h) | 約 3,200~4,200 | 約 8,900~10,300 | 約 32,000~37,000 |

7. 結言

当社のガスタービン発電設備は、当社標準の一次、二次、三次フィルタで問題なく運用され、最も高価な三次フィルタは約32,000時間の計画寿命で運用されてきた。しかし本発電所の場合は約8,000時間で三次フィルタの圧力損失が従来に比べ高くなってきたため、急遽現地調査をすることになった。調査の結果、粒径の小さな粒子の数が一般的な地域に比べ多いことがわかった。

対策は三次フィルタに比べ安価な一次、二次フィルタの寿命を若干犠牲にして、三次フィルタの寿命を伸ばす方法が経済的であると判断されたので、一次、二次フィルタに捕集効率の高いフィルタを採用した。対策は平成16年4月に実施し、その結果一次フィルタ、二次フィルタの寿命は7,965時間、三次フィルタは31,826時間となり、対策が適切であったことが証明された。

ガスタービン発電設備は昼夜連続運転であり年間約8000時間運転される。大気塵計測は約26時間であったが、26時間の計測でも年間の平均的な値を予測することができる計測結果を得ることが出来たと判断する。

本件以来、ガスタービン発電設備付近に焼却炉、煙突、高速道路がある場合は大気塵計測を行い、その結果から吸気フィルタを選定しているため、フィルタの寿命は計画時間で運用されている。

8. 引用文献

- 1) 日本無機(株), “GT用HEPAフィルタ圧力損失上昇原因調査結果”
- 2) 日本ガスタービン学会, “ガスタービン工学”
1.8.1 空気取入口とフィルタ

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

航空転用型ガスタービンへの吸気フィルタ適用事例

佐々木 克人*1
SASAKI Katsuhito野津 誠*2
NOTSU Makoto

キーワード：ガスタービン，航空転用，コージェネレーション，コンバインドサイクル，吸気フィルタ

1. はじめに

社会情勢の変化を起因とした国内電力供給設備に対する考え方の変化や海外市場における分散化電源のニーズの高まりにより、50～100MWクラスのコージェネ・コンバインドサイクルプラントの需要が増加している。この傾向に伴い、弊社では近年、数多くのLMシリーズガスタービンの納入実績を積みつつある。

特にコンバインドサイクルにおける総合効率重視の傾向が顕在化されており、お客様の運用採算性を向上させるためにも、発電効率重視の要望にこたえていく必要がある。

一方、ガスタービンを長期間にわたり連続運用していく中で、大気とともに吸い込む塵埃（ダスト）による圧縮機翼の汚れは、出力の低下ならびに発電効率の低下を引き起こす大きな問題となっている。

ここではガスタービンプラント製造メーカーという視点からガスタービン吸気システム、特に吸気フィルタに要求される機能・性能等を述べるとともに弊社が納入してきたプラントの事例について紹介する。

2. ガスタービン吸気システムの概要

ガスタービン吸気システムの一般的な構成について述べる。（図1参照）

吸気口には雨滴の侵入防止用としてウェザーフードやウェザールーバー、防虫用金網などを設置し、その後流にフィルタを配置する。フィルタは前段からプレフィルタ、メイン（中性能）フィルタ、さらにHEPA（高性能）フィルタと配置しており、流れの向きに従って粒径のより小さなダストを捕集できるフィルタを配列している。各種フィルタの一般的な捕集対象粒径および捕集効率を表1、フィルタの形状を図2に示す。

また夏期にガスタービンの吸気温度を下げることを目的とした吸気冷却装置（チラーコイル）をフィルタ最終段の後流に配置する。さらにその後流には結露水などの

水滴を捕集するためのデミスタフィルタあるいはエリミネータを設置している。

これらの機器はフィルタハウスと呼ばれる銅板製のケーシング内に収納され、さらにフィルタハウスの後流にはガスタービンで発生する騒音の低減を目的とした消音器が配置されている。

Table 1 各種フィルタの捕集対象粒径および捕集効率

| フィルタ種類 | 対象粒径 | 捕集効率 |
|-----------------------|-------------|-----------------------------|
| プレフィルタ | 5 μ m以上 | 90% (重量法) |
| 中性能フィルタ (メインフィルタ) | 1～5 μ m | 95% (比色法) |
| 高性能フィルタ (HEPAフィルタ) | 1 μ m以下 | 99.97% (0.3 μ mDOP法) |

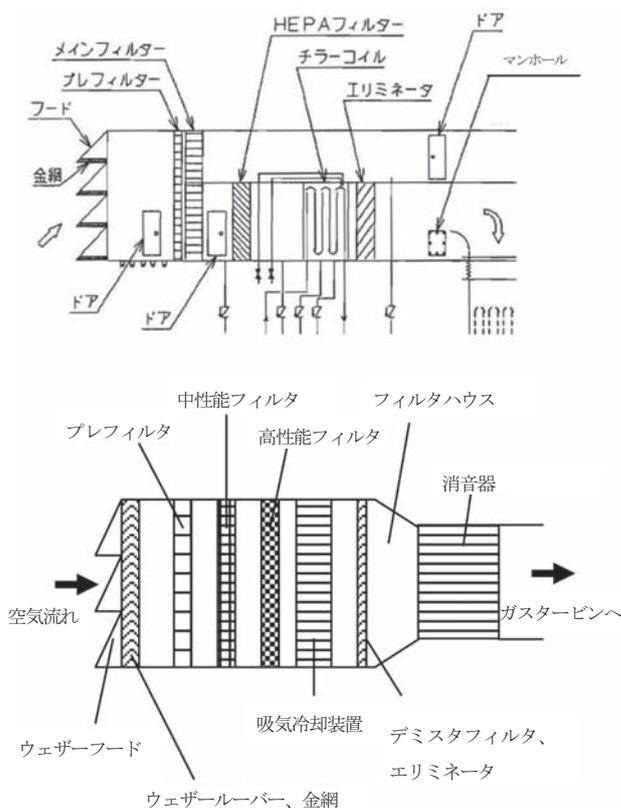
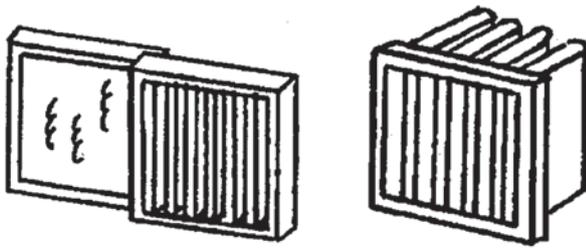


Fig. 1 ガスタービン吸気システムの構成（例）

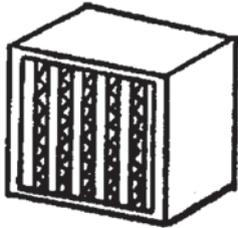
原稿受付 2014年3月11日

*1 (株)IHIエネルギー・プラントセクター 原動機PJ統括部
〒135-8710 江東区豊洲3-1-1 豊洲IHIビル*2 (株)アイ・エヌ・シー・エンジニアリング 技術本部
〒169-0073 新宿区百人町1-15-18 龍生堂大久保ビル

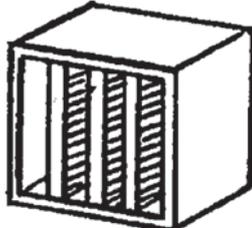


パネル型

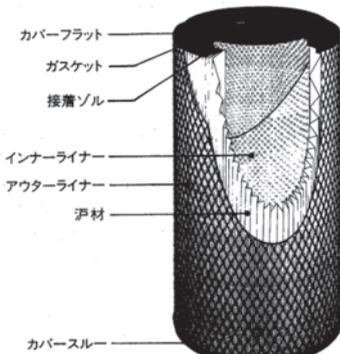
吹き流し型



セパレータ型



プリーツ型



円筒型 (1)

Fig. 2 フィルタの形状

3. LMシリーズガスタービンの吸気フィルタ適用事例

ガスタービンの性能は圧縮機性能の影響が大きく、圧縮機の汚れが性能劣化に対して支配的であるため、高性能なフィルタを設置することを求められる。そこで弊社ではプレフィルタとしてG4グレードを、中性能フィルタとしてF9グレードを採用してきた。さらに連続運用を前提とするお客様には、それに加え高性能フィルタH13グレードを推奨してきた。なおフィルタグレードの規格はDIN EN 779ならびにDIN EN1822に定義されている。一般的な空気ダストの粒径毎の濃度分布を図3⁽⁴⁾に示す。また、この空気ダストの体積濃度分布に対する各フィルタグレードの除去効率を図4⁽³⁾に示す。G4+F9の組み合わせにおいては、83.7%の除去効率が、H13を加えた場合、99.98%以上の除去効率が実現される。弊社ではフィルタ炉材として低圧損タイプとして近年注目を集めているプリーツ型を採用している。このプリーツ型の最大の特徴は炉材表面積を広く確保できることであり、これにより、単位面積当たりの通過風速を小さく抑えることができ、その結果、圧力損失を低く抑えることがで

きる。さらにダスト保持量も多くできることから、使用限界圧力損失に達するまでの時間が長く、フィルタ交換頻度を少なくすることができるため、ランニングコスト低減が達成される。弊社にて標準的に採用しているフィルタを図5⁽⁴⁾～図7⁽⁴⁾に示す。

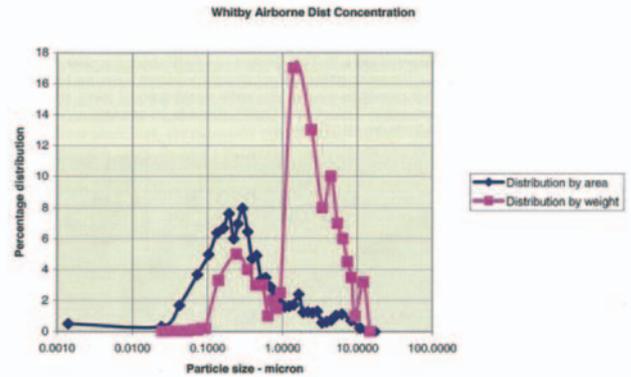


Fig. 3 一般な空気ダストの粒径毎の濃度分布

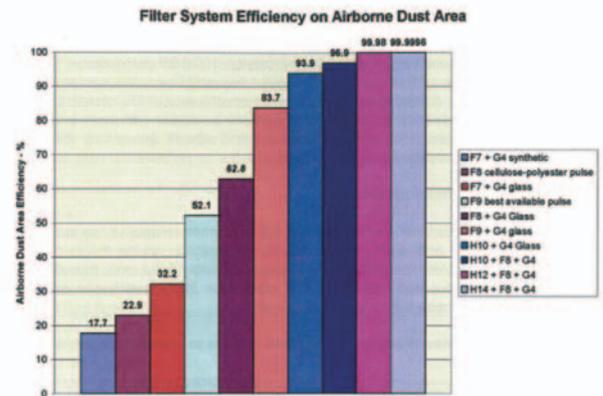


Fig. 4 各フィルタグレードの除去効率

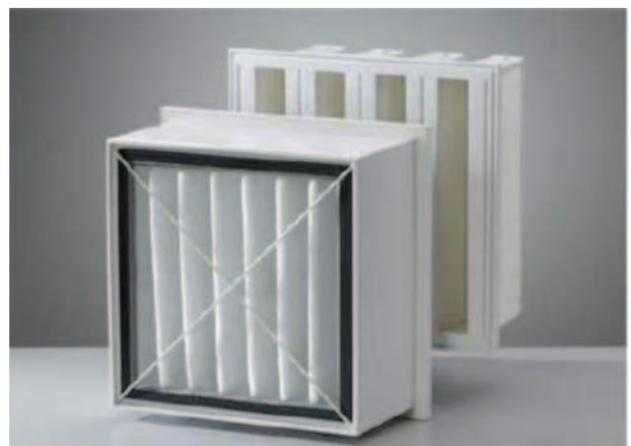


Fig. 5 プレフィルタ (G4) 外観



Fig. 6 メインフィルタ (F9) 外観



Fig. 7 HEPAフィルタ (H13) 外観

4. 吸気フィルタの劣化と交換頻度の実例紹介

弊社にて設計・製造・建設を行い納入した100MWクラスコンバインドサイクルプラントを実例として紹介する。本発電プラントは40MW級LM6000ガスタービン2機、20MW級蒸気タービン1機から構成されている。本プラントはDSS運用との条件であったため、夜間停止中にガスタービン圧縮機水洗浄により、十分なダスト除去が可能であるとの考えにより、ガスタービン吸気フィルタとして弊社標準であるG4+F9の2段式を採用することとした。図8⁽⁵⁾は運用時間に対する吸気フィルタの差圧の推移を示したものである。

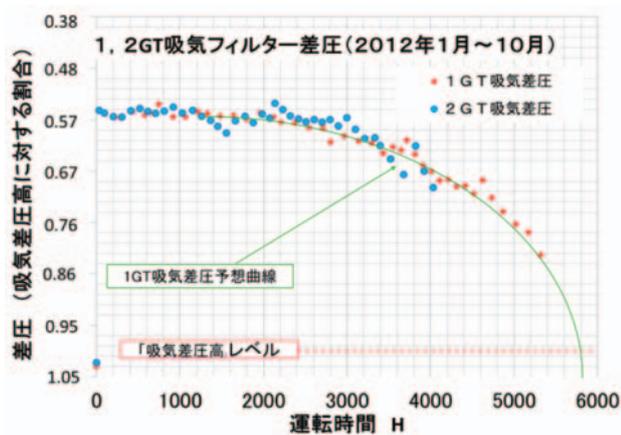
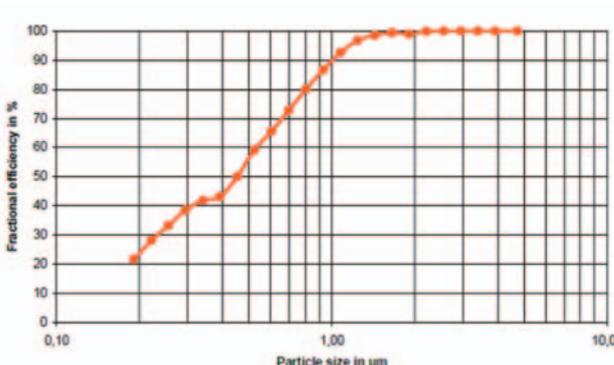


Fig. 8 運用時間に対する吸気フィルタの差圧の推移

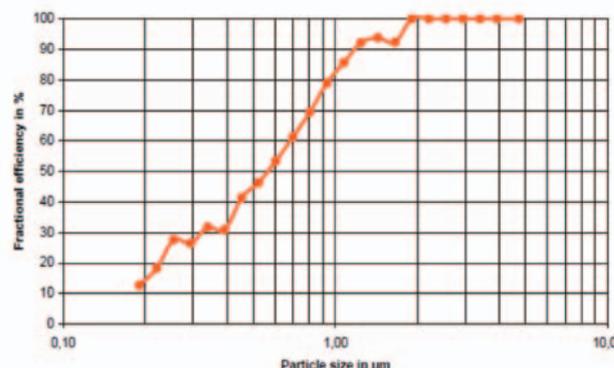
運用時間3,000時間までは、吸気差圧に大きな変化はほとんど見受けられず、その時間帯を超えたあたりから吸気フィルタ差圧の上昇が顕著となる。これは、吸気フィルタがダストを吸着することで除去効率が上昇し、さらに粒径の小さなダストを吸着できたためである。これは実際の試験結果からも明らかである。表2⁽⁵⁾に使用済みフィルタのダスト保持量を示し、図9⁽⁵⁾にプレフィルタG4の新品と使用済みのフィルタの除去効率の比較を示す。使用済みフィルタは約4,000時間運転後のものであり、この図からも2.0 μ m以下の粒径の小さなダストに対し、使用済みのフィルタのほうが明らかに除去効率の高いことがわかる。

Table 2 使用済みフィルタのダスト保持量

| フィルタの種類 | 新品の重量 | 使用済みの重量 | ダストの保持量 | ダストの保持許容量 |
|--------------|--------|---------|---------|-----------|
| プレフィルタ (G4) | 760g | 1,211g | 451g | 195g |
| メインフィルタ (F9) | 7,320g | 7,618g | 298g | 650g |



使用済み(約4,000時間運転後)

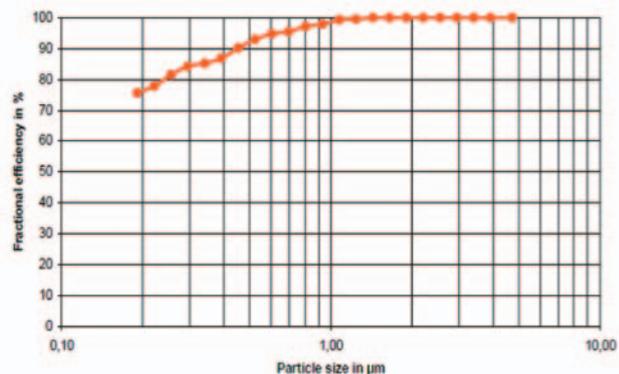


新品

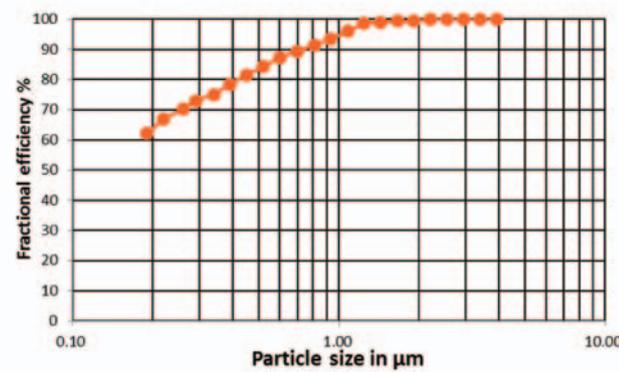
Fig. 9 プレフィルタG4の新品と使用済みの比較

また、図10⁽⁵⁾に約7,000時間使用後のメインフィルタの除去効率を示す。7,000時間運転後にもかかわらず推奨交換差圧やダスト保持許容量に対し十分に余裕のある結果となった。弊社ではお客様の保守点検間隔を考慮して、連続運用プラント想定で、プレフィルタで半年(3,500

時間～4,000時間を想定)に1度の交換,メインフィルタで1年(7,000時間～8,000時間を想定)に1回の交換を推奨しているが,この前提はお客さまの使用環境や運用条件により左右されるため,プラントそれぞれの運用形態にあったフィルタグレードの選定が求められる。この事例のように想定時間運用後においても十分フィルタ機能を維持している例もあるなど,運用を進める中でこまめにデータを取得し,次回点検時期に適切なフィルタグレードの選定を検討することが望ましい。



使用済み(約7,000時間運転後)



新品

Fig. 10 メインフィルタF9の新品と使用済みの比較

5. 吸気フィルタの仕様変更と性能低下の実例紹介

実際に運用開始後にグレードの異なるフィルタへ変更した事例を紹介する。弊社はLM6000発電設備用ガスタービンパッケージを国際空港の地域熱冷暖房事業者へ納入した。吸気フィルタは弊社標準であるG4+F9の2段式を採用した。このプラントにて試運転完了後,納入開始時点においてガスタービンの発電出力低下が顕著となる問題が発生した。国際航空周囲という特殊環境からメインフィルタとして採用したF9グレードでは除去できない非常に細かなダストが多く浮遊しており,それがメインフィルタを透過してガスタービン圧縮機ブレードに付着し出力低下をもたらしたことがわかった。空港周囲であるため飛行機の発着回数が多くジェットエンジン

からの排気ガスならびに近隣的高速道路を通る自動車からの排気ガスにさらされる環境にある。この排気ガスの粒径は0.2μmから1μmであり,通常の大気に含まれるよりもさらに多くの細かなダストが存在していたと推察される。その後,発電プラントに標準的に付属しているガスタービン圧縮機水洗浄装置にてガスタービン内部の清掃を行うことで発電出力低下から回復することができた。図11にガスタービン圧縮機水洗浄前と水洗浄後のガスタービン吸気入口部の写真を示す。煤状の黒い付着物がきれいに除去されていることがわかる。



洗浄前



洗浄後

Fig. 11 GT圧縮機水洗浄前後のGT吸気入口部の写真

また,図12に,水洗浄前と水洗浄後のガスタービン発電出力と発電効率の相関を示す。ともに定格出力および定格出力時の発電効率に対する割合で示した。ガスタービン最大発電出力は,4%～7%程度上昇しており,また発電効率も0.5%～1.0%向上している。このようにガスタービン圧縮機水洗浄により,最大発電出力および発電効率が大幅に回復することが確認された。

しかしながら,水洗浄だけではガスタービン圧縮機のブレード表面に付着したごみは完全に除去することは難しく,また,ガスタービン圧縮機水洗浄にも少なからず

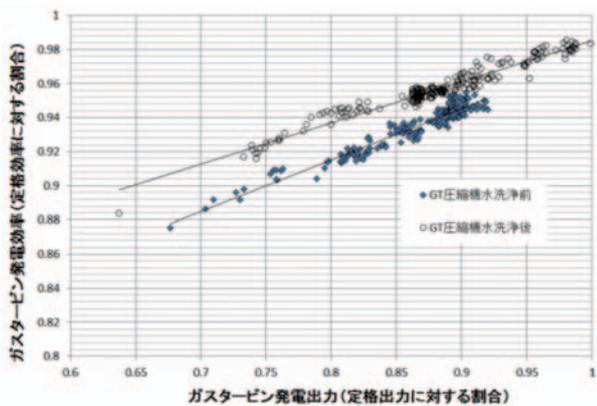


Fig. 12 GT圧縮機水洗浄前後のGT発電出力と効率

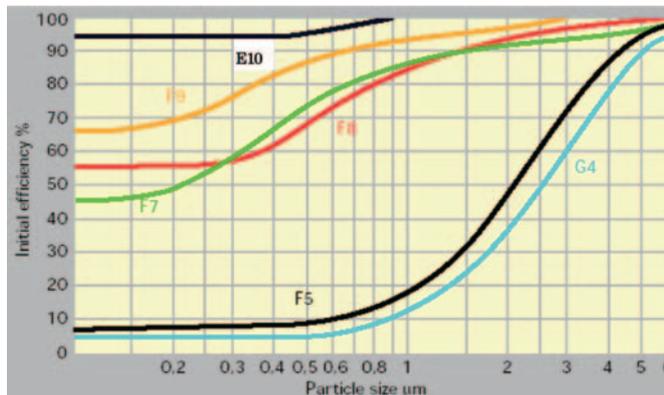


Fig. 13 各フィルタグレード効率の比較

費用が生じる。そこで弊社では表3に示すようなフィルタグレードの変更を推奨し、実際に定期メンテナンスのタイミングでその変更を行った。図13⁴⁾に各フィルタグレードに対する除去効率の分布を示す。発電出力低下をもたらしたと考えられている粒径0.2 μ mから1 μ mの領域でのダスト除去効率を大きく向上させることができる。

図14にフィルタ変更前後のガスタービン発電出力の推移を示す。ある一定の周期にて、発電出力が徐々に低下した後、急激上昇するという挙動を繰り返しており、ガスタービン圧縮機水洗浄の実施周期と連動している。フィルタグレード変更前の周期が3週間程度であるのに対し、フィルタグレード変更後は、発電出力の低下率が改善されたため、その周期は9週間程度まで伸びている。

Table 3 フィルタグレード変更の実例

| フィルタタイプ | 変更前 | 変更後 |
|---------|-----|-----|
| プレフィルタ | G4 | F5 |
| メインフィルタ | F9 | E10 |

このようにフィルタグレードの変更により明らかな発電出力の推移の変化が観察された。

今回の事例のように、ガスタービンを運用している環境や条件に合わせたフィルタシステムの妥当性の検証が必要であり、継続的な見直しが求められる。そのためにはフィルタグレードの変更を可能とするインターフェイスの共通化が不可欠となる。

6. 新型フィルタと今後の展開

前節にて紹介したガスタービン出力低下を防ぐためにも高性能のフィルタ導入への必要性が高まりつつある。弊社ではHEPAフィルタをオプションとして提案し、多くのお客様にご使用いただいているが、フィルタシステムの段数が増加となるため、初期費用が増える傾向にある。この対応策として、弊社では、メインフィルタと高性能フィルタを一つにしたコンバインドフィルタの採用を検討している。フィルタの構造は流れに対して上流側にメインフィルタの炉材を下流側にHEPAフィルタの炉材を組み合わせたものとなる。従来の課題であった初期

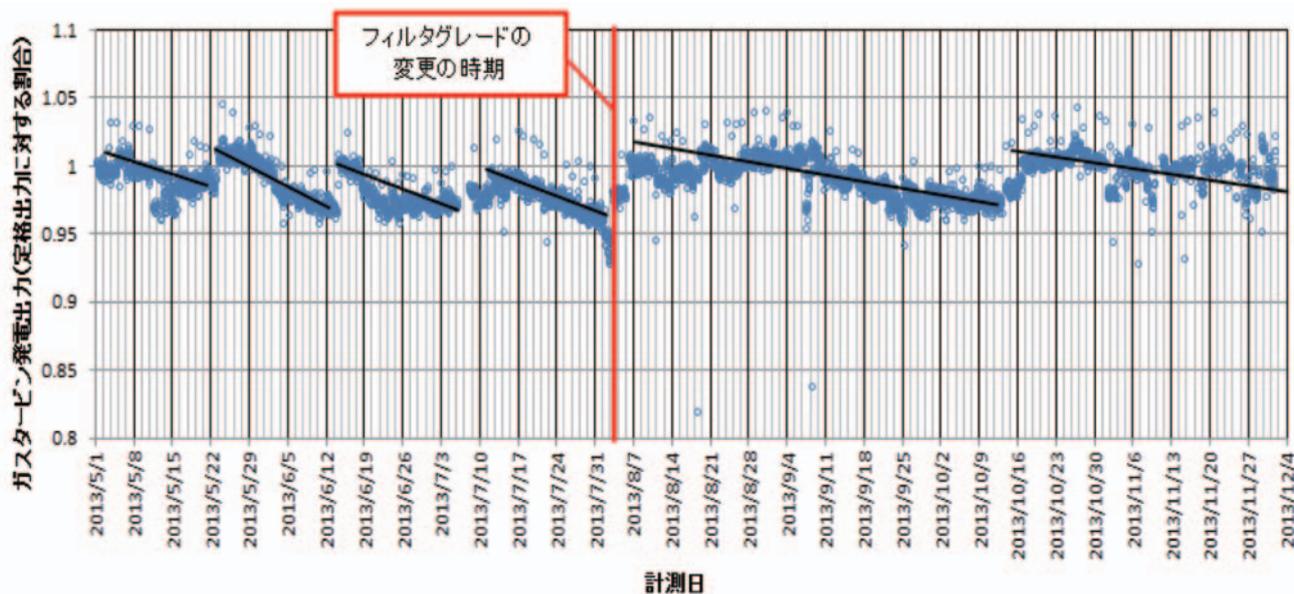


Fig. 14 フィルタ変更前後のGT発電出力の推移

投資を低く抑えられる上に、G4+F9の2段式を採用した既存のプラントに対しても大掛かりな改造を行わずに適用することができる。現在採用を検討しているコンバインドフィルタの外観を図15⁽⁴⁾に示す。さらに図16⁽⁴⁾に粒径に対する除去効率を、図17⁽⁴⁾に風量に対する初期圧力損失の推移を示す。プリーツ型を採用することで表面積を広く確保することができ、初期圧力損失を低く抑えられることが特徴である。



Fig. 15 コンバインドフィルタの外観

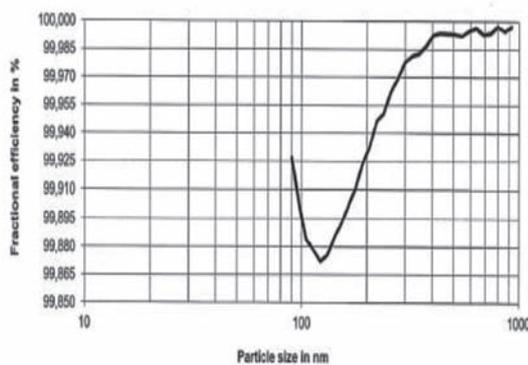


Fig. 16 コンバインドフィルタの除去効率

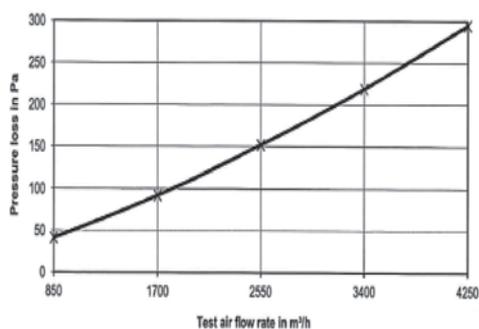


Fig. 17 コンバインドフィルタの初期圧力損失

しかしながら除去効率が向上することでフィルタ寿命が短くなることが懸念される。図18に圧力損失の時間推移を示す。試験の試料としてJIS Z 8901 15種の標準ダストを使用して圧力損失促進テストを行い、その結果を整理したものである。

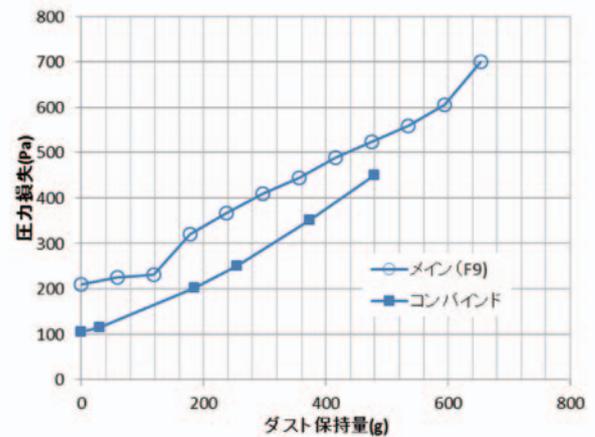


Fig. 18 コンバインドフィルタの圧力損失の時間推移

従来使用しているメインフィルタ (F9) とその圧力損失の推移に大きな差がないことがわかる。このように弊社では、採用実績のある製品と同等レベルの寿命が確保できることを試験により確認している。

7. おわりに

ガスタービン吸気フィルタは、プラント運営の採算性を左右する重要な構成機器の一つである。お客様の様々な使用環境や使用条件に対応するために、さらなる柔軟なエンジニアリングとフィルタ選定・組み合わせの最適化が不可欠である。ガスタービンの性能を最大限に引き出すためにも、今後ともフィルタメーカーと連携をとりながら取り組んでいく所存である。

参考文献

- (1) ロバートマクガイヤ, 山崎真幸, “吸気フィルタの性能と運用例” 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), pp.29
- (2) 雄鹿 俊一, “ガスタービン吸気システムへの要求事項と事例” 日本ガスタービン学会誌, Vol.34, No.4 (2006), pp.263
- (3) EMW社資料
Gas Turbine Combustion Air Its Effect, Treatment And Operational Costs.
- (4) EMW社カタログ
GT Combined (H) EPA Version, 他
- (5) INC社資料

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

ガスタービン発電設備における吸気冷却システムの適用事例

前川 隼人*¹
MAEKAWA Hayato篠原 信之*²
SHINOHARA Nobuyuki

キーワード：ガスタービン，吸気冷却システム，水噴霧式冷却，気化式冷却，熱交換式冷却，Gas Turbine, Inlet Air Cooling System, Water Atomization Cooling, Evaporative Cooling, Chiller Cooling

1. 緒言

ガスタービンは吸気温度の上昇とともに出力が低下する特性があるため，大気温度が高い季節・地域における出力低下対策として，吸気冷却システムの適用が有効である。吸気温度に対するH-25ガスタービンの出力特性を図1に示す。

本稿では，弊社H-15/H-25ガスタービンへの吸気冷却システムの適用事例を紹介する。

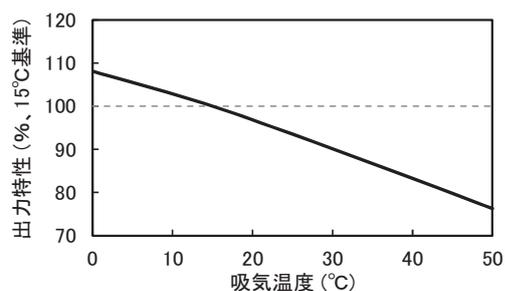


Fig. 1 ガスタービンの出力特性

2. 吸気冷却方式の概要

2.1 分類

ガスタービンの吸気冷却方式は，水の気化潜熱を利用する方式と，熱交換器を使用する方式がある（表1）。

水の気化熱を利用する方式は，水噴霧ノズルを設置し，微粒化した水を吸込空气中に噴霧して混合・気化させる水噴霧式冷却と，水と吸気を直接接触させる冷却エレメントを設置する気化式冷却（Evaporative Cooling）とに分類できる。両方式とも，吸込空気の見当熱を蒸発潜熱に変えて，空気温度を下げるものであり，冷却効果は大気条件（特に大気湿度）に依存する。このため，高温多湿地域では吸気冷却効果が小さく，湿度の低い条件下で吸気冷却効果が大きい。また，原理的に，湿球温度以下

まで吸気温度を下げることはできない。

水噴霧式はさらに，飽和湿度以下で水噴霧を行うフォギング（Fogging）と，飽和湿度以上に水を噴霧し，吸気冷却効果以上の出力増加を得るWater Atomization Cooling（WAC）^{(1),(2)}とに区別される。

熱交換式冷却（Chiller Cooling）は，ガスタービン吸気口にフィンチューブ式の冷却器を設置し，冷水と吸気の熱交換により吸気温度を低減させる方式である。冷水条件および冷却器の仕様により，大気条件によらず，吸気温度を設定することができる。このため，大気条件の変化に対して，安定したガスタービン出力を得ることができる。湿球温度以下まで冷却する場合，大気中の水分が凝縮し，ドレンとして排出される。熱交換方式は，冷却器の他に，冷水を供給するための冷凍機（吸収式／ターボ式）や冷却水ポンプ，冷水ポンプ等が必要であり，構成機器の設置スペースが大きい。吸気圧力損失の増加量も，他の冷却方式に比べて大きい。また，冷凍機の運転動力が大きいことが熱交換方式の課題として挙げられる。

2.2 吸気冷却効果

吸気冷却効果を図2の空気線図上に示す。水噴霧式および気化式では，大気条件により冷却効果が制限されるが，大気温度30°C，相対湿度60%の大気条件においては，約5°Cの吸気温度の低下が見込める。

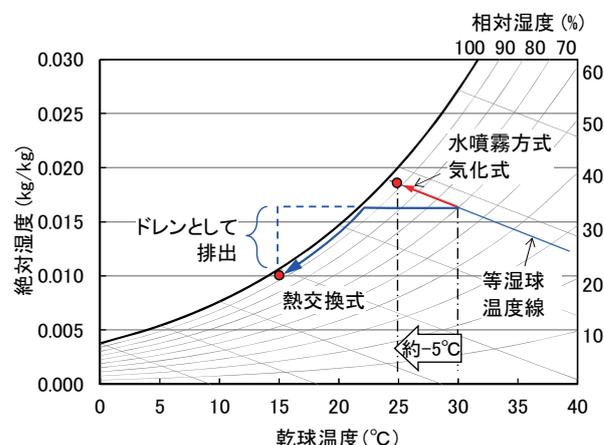


Fig. 2 吸気冷却の原理

原稿受付 2014年3月14日

*1 三菱日立パワーシステムズ(株)
ガスタービン技術本部 日立ガスタービン技術部
〒317-0073 日立市幸町3-1-1*2 三菱日立パワーシステムズ(株)
エンジニアリング本部 電力プロジェクト総括部
電力計画部
〒220-8401 横浜市西区みなとみらい3-3-1

図3は、水の気化熱を利用する方式の吸気冷却効果を示したものである。式(1)で定義する冷却効率を85%として求めた特性である。

$$\Delta T = E \times (DT - WT) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ΔT : 冷却温度差 (°C) E : 冷却効率 (飽和効率)

DT : 入口乾球温度 (°C) WT : 湿球温度 (°C)

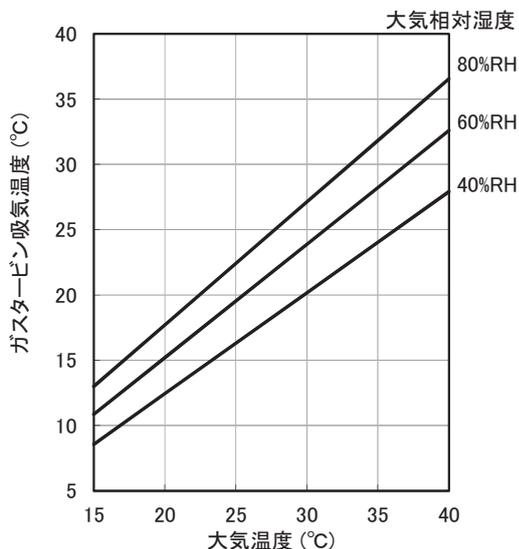


Fig. 3 気化式／水噴霧式の吸気冷却効果

3. 気化式吸気冷却システム 適用事例

3.1 プラント概要

気化式の吸気冷却システムの適用事例として、2010年に営業運転を開始したH-25 (図4) ガスタービン発電設備を紹介する。本プラントの性能諸言を表2に示す。

Table 2 プラント性能諸言

| | |
|----------------|-------------------|
| ガスタービン発電端出力 | 25.6 MW (@40°C) |
| ガスタービン発電端効率 | 31.3 % (LHV) |
| 吸気流量 | 85.2 kg/s (@40°C) |
| 蒸気噴射 (NOx 低減用) | 2 % (吸気流量比) |

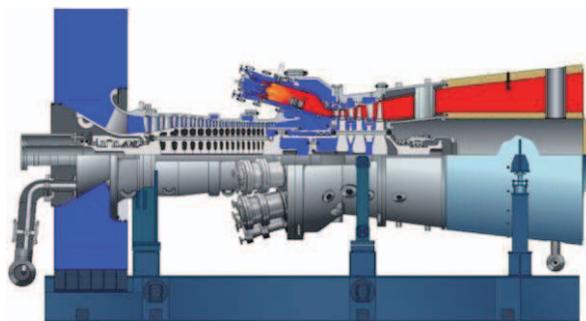


Fig. 4 H-25ガスタービン

3.2 吸気冷却設備

3.2.1 冷却器の原理

気化式吸気冷却器の構造図を図5、図6に示す。冷却器は、散水部 (散水パイプ、分散パッド)、冷却エレメントで構成される。循環ポンプにより水を冷却エレメントの上部へ供給し、散水する。吸込空気が表面積の大きい冷却エレメントを通過する間に、水が気化し、吸気温度が低下する。

吸気エレメントを流れ落ちる水は、吸気エレメント表面の汚れを洗い流す作用もある。蒸発しないまま流れ落ちる水は、水槽に溜まり、再循環するが、循環水が濃縮するのを防ぐため、常に一定量を排水して新鮮な水を補

Table 1 吸気冷却方式の比較

| 方式 | 気化式 (Evaporative Cooling) | 水噴霧方式 (WAC/Fogging) | 熱交換方式 (Chiller Cooling) |
|------|--|--|---|
| 概要 | 水と吸気を直接接触させ、水の気化熱により吸気を冷却する方法。水の気化熱を利用するため、冷却温度は大気条件 (特に湿度) に大きく依存。 | 吸気ダクトまたは吸気フィルタ上流側に水を噴霧し、水の気化熱により吸気を冷却する方法。水の気化熱を利用するため、冷却温度は大気条件 (特に湿度) に大きく依存。 | 冷水をフィンチューブ式の冷却器に通水し、吸気と熱交換を行う方法。熱交換を行う冷却器以外に、冷水を生成するための冷凍機、冷却水ポンプ、冷水ポンプ等が必要。 |
| 冷却原理 | 水の気化熱 | 水の気化熱 | 冷水との熱交換 |
| 冷却性能 | 大気条件に依存。 (湿球温度以下の温度まで冷却することはできない) | | 大気条件によらず目標温度を設定し冷却できる。(湿球温度以下まで冷却可能) |
| 長所 | (1) 構成機器が単純であり、運用が容易。 (2) 誤操作等によるガスタービンへの影響が無い。 (3) 補機動力の増加が小さい。 (給水ポンプ分増加) | (1) 構成機器が少なく、構成がシンプル。 (2) 吸気圧損への影響が小さい。 (3) 補機動力の増加が小さい。 (水噴霧ポンプ分増加) (4) 飽和湿度以上に噴霧する場合(WAC)、増出力効果が大きい。 | (1) 冷水量及び冷水温度の制御により吸気温度を調整可能。 (2) 大気条件による影響が小さい。 (発生電力が安定する) (3) 水の消費量が少ない。 |
| 短所 | (1) 未使用時も吸気圧損がある。 (2) 空気取入室周囲に設置スペースを確保する必要あり。 (3) 大気条件により効果は制約され、特に高湿度時は効果が小さい。 | (1) 吸気フィルタ下流側へ噴霧する場合には純水を使用。 (2) 飽和湿度以上に噴霧する場合(WAC)、以下の懸案がある。 ・水滴による圧縮機翼のエロージョン ・湿分増加による燃焼安定性の低下 (3) 飽和湿度以下とする場合(Fogging)、噴射量の制御が必要。 | (1) 未使用時も吸気圧損がある。 (2) 空気取入室前側にフィンチューブ取付スペースが必要。 (3) 構成機器 (冷凍機等) の設置スペースが大きい。 (4) 冷凍機の運転動力が大きい。 |

給する。このため、冷却器に供給する水量は、気化する水量と排水量（ブリードオフ量）の合計量が必要である。

また、冷却エレメントの下流には、ミストエリミネータを設置し、圧縮機への水滴の流入を防ぐ構造となっている。

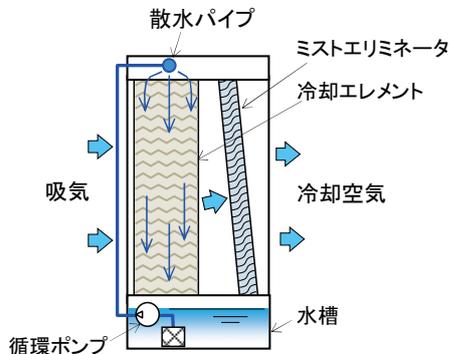


Fig. 5 気化式吸気冷却器の構造図



Fig. 6 気化式吸気冷却器（下流側より見る）

3.2.2 気化式吸気冷却システム構成

本プラントの吸気冷却システムの概要を図7に、気化式冷却器の設計仕様を表3に示す。

空気取入室前に気化式冷却器を設置し、補給水および

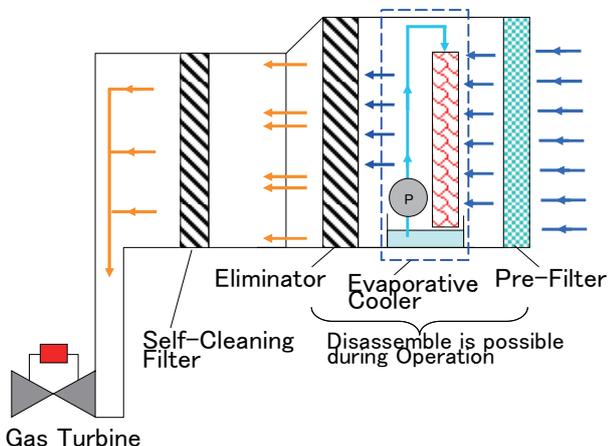


Fig. 7 気化式吸気冷却システム概要図

ドレン系統が接続されている。冷却器の保護用のプレフィルタと冷却器下流に水滴飛散防止のエリミネータを設置し、さらに下流にセルフクリーニングフィルタを設置している。

Table. 3 気化式吸気冷却器仕様

| 冷却器入口空気条件 | | | |
|-----------|-------------------|---------|---------|
| 吸気流量 | m ³ /h | 271,590 | 271,660 |
| 温度 | °C | 46.6 | 40.0 |
| 相対湿度 | %RH | 60 | |
| 飽和効率 | % | 83.1 | |
| 冷却器出口空気 | | | |
| 温度 | °C | 39.8 | 33.8 |
| 相対湿度 | %RH | 91.6 | 91.7 |
| 気化水量 | L/h | 872 | 798 |
| ブリードオフ量 | L/h | 87.2 | 79.8 |
| 給水量 | L/h | 959.2 | 877.8 |
| 循環水量 | L/h | 7,680 | |

※水量等は、空気条件、水質により変わる

3.2.3 吸気冷却の効果

本プラントの大気温度に対するガスタービン性能の計画特性を図8、図9、図10に示す。大気相対湿度60%の条件で、気化式冷却器の適用により、ガスタービン出力は約5～6%増加し、熱効率は相対値で約2～3%増加する。

4. 水噴霧式吸気冷却システム 適用事例

4.1 プラント概要

水噴霧式の吸気冷却システム（WAC）の適用事例と

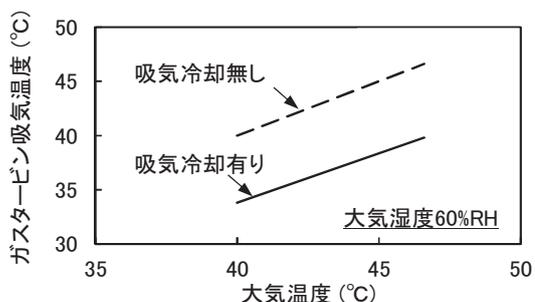


Fig. 8 大気温度に対する吸気温度特性

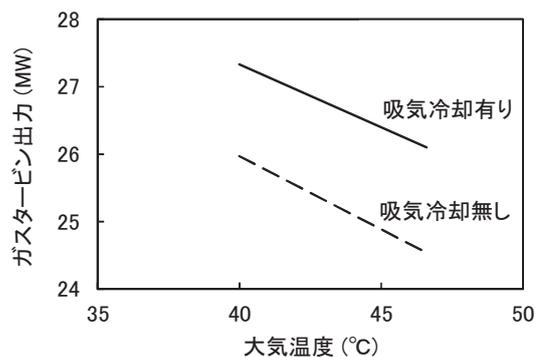


Fig. 9 大気温度に対するガスタービン出力特性

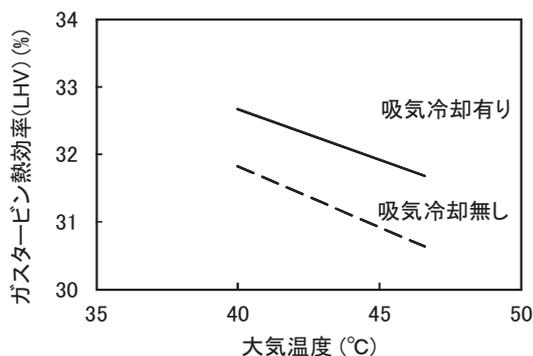


Fig.10 大気温度に対するガスタービン熱効率特性

して、2000年に営業運転を開始したH-15（図11）ガスタービンコージェネレーション設備を紹介する。プラント性能諸言を表4、表5に示す。本プラントは、都市ガス/A重油の2種類の燃料を使用する。

Table 4 プラント性能諸言(都市ガス)

| | |
|----------------|-------------------|
| ガスタービン発電端出力 | 16.2 MW (@15°C) |
| ガスタービン発電端効率 | 32.0 % (LHV) |
| 吸気流量 | 49.3 kg/s (@15°C) |
| 蒸気噴射 (NOx 低減用) | 4.5 % (吸気流量比) |

Table 5 プラント性能諸言(A重油)

| | |
|----------------|-------------------|
| ガスタービン発電端出力 | 15.7 MW (@15°C) |
| ガスタービン発電端効率 | 31.6 % (LHV) |
| 吸気流量 | 49.3 kg/s (@15°C) |
| 蒸気噴射 (NOx 低減用) | 4.5 % (吸気流量比) |

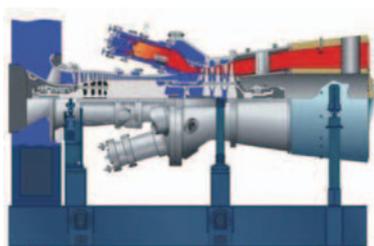


Fig.11 H-15ガスタービン

4.2 吸気冷却設備

4.2.1 WACによる増出力原理

WACシステムの概要を図12に示す。圧縮機につながる吸気ダクト中に常温の水を噴霧する装置を配置し、給水配管ならびに、噴霧水滴を微粒化するための給気配管を接続したシンプルな構成になっている。吸気圧力損失の増加も小さい。

WACによるガスタービン出力の増加には、気化式冷却と同様に吸気流量が増加する吸気冷却効果と、圧縮機動力を低減する中間冷却効果の2つの効果が寄与する。

吸気冷却効果は、微粒化した水滴を噴霧して吸込空気を加湿冷却するものである。空気密度が増加し、吸気質量流量が増加する。噴霧水を微粒化することで気化が促進され、吸気冷却効果が高まる。

中間冷却効果は、飽和量以上に水を噴霧する場合に現れる。過飽和となるため、一部の水滴が気化せずに圧縮機内部まで流入する。流入した水滴は、圧縮機内の昇圧・温度上昇過程で気化し、圧縮空気が冷却され、圧縮機動力が低減する。

ただし、中間冷却効果を狙い、圧縮機内部まで水滴を導入する場合、以下のような課題がある。乾式低NOx燃焼器と組み合わせる場合には、燃焼空気中の湿分増加による燃焼安定性への影響を検証する必要がある。本設備のガスタービン燃焼器は、NOx低減用の蒸気噴射を行う型式であり、WACによる問題は生じていない。また、水滴による圧縮機翼のエロージョンが懸念されるが、本設備の定期点検時の検査結果、圧縮機吸気部や圧縮機翼に損傷はなく、圧縮機の信頼性上も良好な結果が得られている。

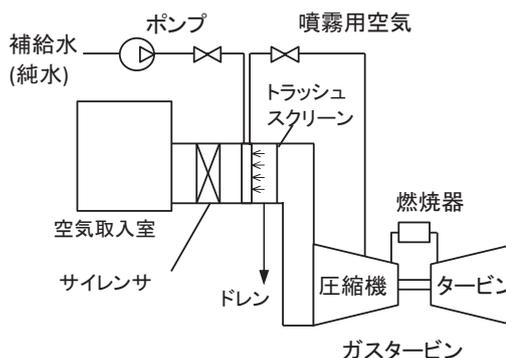


Fig.12 吸気冷却システム概要図

4.2.2 WACシステム構成

本プラントでは、吸気フィルタにHEPAフィルタを採用している。噴霧ノズルを吸気フィルタの下流に配置するため、噴霧水には純水を使用する。

WAC仕様を表6に示す。噴霧用空気として圧縮機中間段からの抽気空気を使用した2流体噴霧ノズルを採用している。圧縮空気の一部を噴霧用を使用することは、ガスタービン出力の低下につながるが、前述の増出力効果が大きく、WACによりガスタービン性能が向上する。

Table 6 WAC仕様

| | |
|--------|-----------------|
| 噴霧水量 | 0.8 wt% (吸気流量比) |
| 噴霧ノズル数 | 63 個 (7列×9段) |
| 噴霧空気流量 | 0.5 wt% (吸気流量比) |
| 噴霧空気圧力 | 0.25 MPa |

4.2.3 吸気冷却の効果

WACによる性能向上効果を図13, 図14, 図15に示す。噴霧水量が少ない飽和湿度以下の領域は、吸気冷却効果によりガスタービン出力が増加する。さらに噴霧水量を増加させると、噴霧水量の増加に対する出力増加の傾きが変化し、この領域が中間冷却効果を表している。

本プラントにおいては、噴霧水量0.8wt%に対し、増出力効果は約7%程度の実績がある。WACの効果は大気条件に依存するが、予想特性と概ね一致する効果が得られることが分かっている。

5. 熱交換式吸気冷却システム 適用事例³⁾

5.1 プラント概要

熱交換式の吸気冷却システムの適用事例として、2006年に営業運転を開始した H-15天然ガスコージェネレー

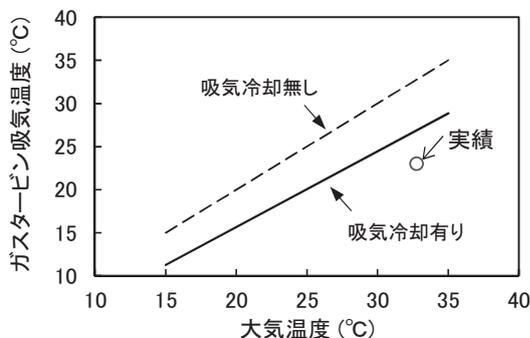


Fig.13 大気温度に対する吸気温度特性

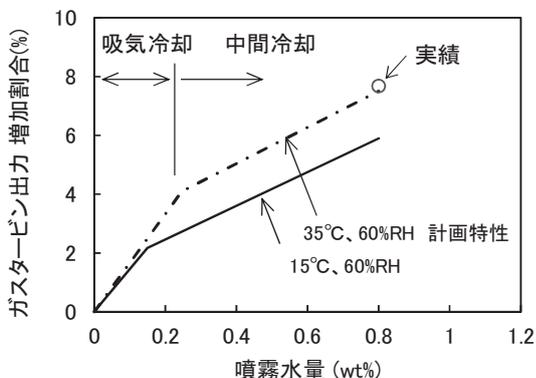


Fig.14 ガスタービン出力増加効果

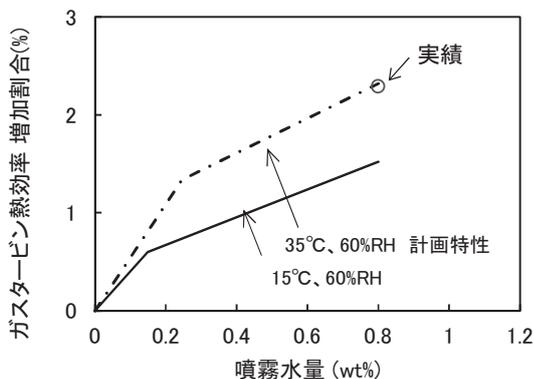


Fig.15 ガスタービン熱効率増加効果 (相対値)

ション排熱利用設備を紹介する。本プラントの性能諸言を表7に示す。

Table 7 プラント性能諸言

| | |
|--------------|-------------------|
| ガスタービン発電端出力 | 15.0 MW (@15°C) |
| ガスタービン発電端効率 | 31.4 % (LHV) |
| コージェネレーション効率 | 84.3 % |
| 吸気流量 | 52.0 kg/s (@15°C) |

5.2 吸気冷却設備

5.2.1 熱交換式冷却方法

吸気冷却システムの概略図を図16に示す。ガスタービン空気取入室に水冷式の吸気冷却器を備え、冷水の冷房源としては吸収式冷凍機を採用している。まず、吸収式冷凍機でガスタービン吸気を冷却する冷水を所定の温度まで冷却し、吸気冷却器に送る。吸気冷却器でガスタービン吸気を冷却後、熱交換により温度が上昇した水を冷水ポンプで吸収式冷凍機に戻す。ガスタービン吸気の冷却媒体は水であり、本冷媒の配管系統を冷水系統と呼ぶ。また吸収式冷凍機には冷却水系統もあり、内部の凝縮器および吸収器で使用される。冷却水は冷却塔から冷却水ポンプで送り込まれる。

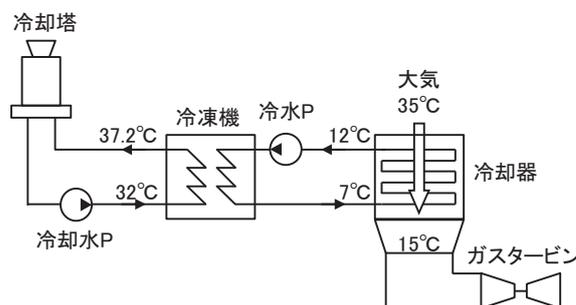


Fig.16 吸気冷却システム概要

5.2.2 熱交換式吸気冷却システム構成

本プラントの吸気冷却性能の計画仕様を表8に示す。

Table 8 冷却系統仕様

| | | |
|----------------|----------|--------|
| 大気/GT 吸気温度 | 35°C | 15°C |
| 冷水温度 冷却器入口/出口 | 7°C | 12°C |
| 冷却水温度 冷凍機入口/出口 | 32°C | 37.2°C |
| 冷凍機冷房容量 | 2,708 kW | |

熱交換式冷却の構成機器 (吸気冷却器, 吸収式冷凍機, 冷水, 冷水ポンプ) それぞれの役割を以下記述する。

1) 吸気冷却器

ガスタービン空気取入室の入口前面に6基の冷却器が設置される。また、吸気冷却運転時には結露によるドレ

ンが大量に発生するため、冷却器および空気取入室下部にドレン対策を施している。

2) 吸収式冷凍機

吸収式冷凍機は、中・大型ビル空調や、都市の大規模地域冷暖房の分野でも幅広く採用されている冷暖房機器で、数多くの使用実績に基づく高い信頼性を有している。本設備でも汎用の吸収式冷凍機(2,708kW)の標準パッケージを採用し、冷房用の冷水を供給する。今回は燃料に都市ガス(13A)を使用し、冷凍機内部の冷媒には水を使用し、吸収液として臭化リチウムを用いている。

3) 冷水、冷却水ポンプ

吸気冷却運転中のガスタービンは吸収式冷凍機にとって冷房負荷に相当する。そのためガスタービン負荷急変が発生した場合、冷凍機は追従できず内部溶媒凍結に至る可能性がある。よって、本条件を監視するとともに冷凍機に対する保護インターロックを設けている。具体的には、吸気冷却運転開始/停止のほか、ガスタービン通常停止/負荷遮断/緊急停止などの状態を判別して、冷凍機自身への緊急停止指令のほか、冷水および冷却水ポンプとの運転協調(連動起動/停止)をとるシステムとしている。

5.2.3 吸気冷却の効果

図17、図18に吸気冷却運転時の大気温度に対するガスタービン吸気温度、出力の計画特性を示す。大気温度約20~35℃においては、吸気温度10~15℃まで低下させることができ、出力は吸気冷却無しに比較して約1000~2000kW(約5~16%)増加する。大気温度約20℃以下では冷房負荷が冷凍機の最低負荷を下回るため冷凍機が自己インターロックにより停止する。また大気温度35℃以上では冷房負荷が冷凍機定格を上回るため冷房効率が落ちている。

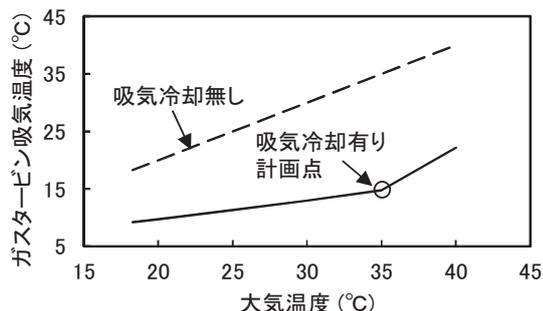


Fig.17 大気温度に対する吸気温度特性

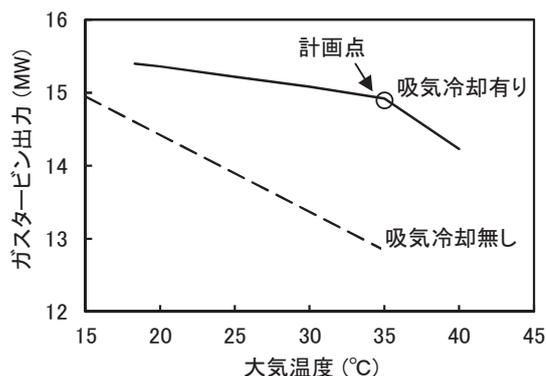


Fig.18 大気温度に対するガスタービン出力特性



Fig.19 ガスタービン空気取入室前面の冷却器外観

6. 結言

各種吸気冷却システムのH-15/H-25ガスタービンへの適用事例を紹介した。ガスタービンの性能は、吸気(作動流体)質量流量の変化の影響を直接受けるため、電力需要の高まる高大気温度での出力低下に対して、吸気冷却システムの効果は大きい。冷却方式の違いにより冷却効果は異なり、水の気化熱を利用する方式は、ガスタービンの吸気温度が大気条件に依存し、熱交換方式は吸気温度を制御することができる。吸気冷却システムを採用する場合には、環境条件、ユーティリティ、設置スペース等の制約条件と運用目的から最適な方式を選定することが重要である。

7. 引用文献

- (1) 宇多村元昭, 唐澤英年, 竹原勲, 堀井信之, “水噴霧を利用したガスタービンの出力増加”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 98 (1997), pp. 99-105.
- (2) 竹原勲, 村田英太郎, “吸気加湿冷却システム”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No. 4 (2000), pp. 10-13.
- (3) 森脇文治, 三島信義, “H15ガスタービン発電設備の紹介”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 34, No. 1 (2006), pp. 3-7.

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

発電用大型ガスタービン向け ターボ冷凍機吸気冷却システムについて

吉田 圭佑*¹
YOSHIDA Keisuke藤井 慶太*¹
FUJII Keita國廣 哲人*²
KUNIHIRO Akihito富田 康意*¹
TOMITA Yasuoki

キーワード：チラーシステム、吸気冷却設備、出力増加、ターボ冷凍機

概要

近年、GDP成長に伴う電力需要の高まりに直面している東南アジア地域や、電源構成において火力発電の比率が高まっている日本をはじめとして、既設ガスタービン発電プラントにおいて、出力増加に対する需要が高まっている。三菱日立パワーシステムズとしてもこのニーズに応え、三菱重工にて設計・製造している大型のターボ冷凍機を使用したチラーシステムを開発した。発電用大型ガスタービンのOEM (Original Equipment Manufacturer) として、そのノウハウを生かし、新鋭ガスタービンの開発に注力するだけではなく、既設発電プラントに対する、プラント全体のトータルソリューションを提供できる。

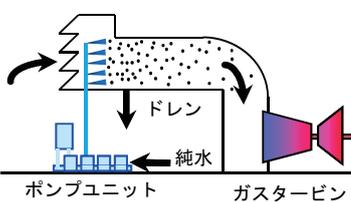
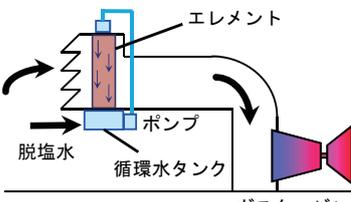
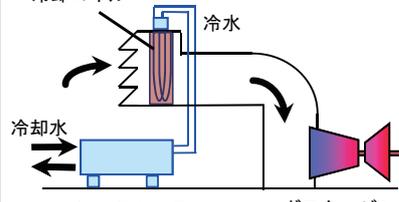
プラント出力を増加させる吸気冷却システムには、チラーシステムの他にも、フォグシステムやエバポレーティブクーラなどの種類がある。本論文では、これら吸気冷却システムを比較する中でチラーシステムの特長を述べ、その機器構成や、実機への設置の経験をふまえて、実際の導入にあたって検討すべき項目を列挙する。

1. チラーシステムの概要

1.1 主な吸気冷却システムとの比較

ガスタービン発電設備の一般的性質として、吸気温度が高くなると、作動流体である空気の密度が小さくなり、燃焼空気の質量流量が小さくなる為、出力が低下する。従って、大気温度が高くなる夏場は、電力需要が高くな

Table 1 吸気冷却システムの比較

| | フォグシステム | エバポレーティブクーラ | チラーシステム |
|-------------|---|--|---|
| 原理 | 吸気フィルタ後流に水噴霧ノズルを設置し、吸気に直接、純水を噴霧。蒸発の際に気化熱を奪うことで冷却。 | 吸気フィルタ後流にエレメントを設置し、脱塩水を流下させる。吸気が通過する際に蒸発熱を奪うことで冷却。 | 吸気フィルタ後流に冷却コイルを設置し、ターボ冷凍機で冷却した冷水を流す。吸気がコイルを通過する際に熱交換により冷却。 |
| 構成 |  |  |  |
| 吸気温度低下量 | 約5°C (大気条件: 30°C, 60%RH) | 約5°C (大気条件: 30°C, 60%RH) | 約15°C (大気条件: 30°C, 60%RH) |
| ガスタービン出力増加率 | 約3% (@30°C, 60%RH) | 約3% (@30°C, 60%RH) | 約9% (@30°C, 60%RH) |

原稿受付 2014年3月12日

- * 1 三菱日立パワーシステムズ(株)
サービス戦略本部 高砂サービス部
- * 2 三菱日立パワーシステムズ(株)
電力プロジェクト総括部 電力計画部

る一方で、電力供給能力が小さくなってしまいます。吸気冷却システムとは、吸気温度を低下させることで、高大气温度時の低下出力を回復させるものである。

吸気冷却システムで広く知られているものとして、以下の3種類が挙げられる。

- (1) フォグシステム
- (2) エバポレーティブクーラ
- (3) チラーシステム

これらは、冷却の手法の違いで2つに分けられる。(1)フォグシステムと(2)エバポレーティブクーラは、吸気中に水分を蒸発させ、気化熱を奪うことで吸気温度を低下させるものであるのに対し、(3)チラーシステムは、熱交換により冷却を行うものである。表1にそれぞれの特徴を比較する。

フォグシステムは、吸気フィルタ後流に霧噴霧ノズルを設置し、吸気に直接、純水を噴霧する。構成機器が簡素で、設置が容易であるが、未蒸発水が極力ガスタービンに流入しないよう、ノズル設置位置やドレン排水に気を配る必要がある。

エバポレーティブクーラは、吸気フィルタ後流に、脱塩水を流下させるエレメントを設ける。吸気がエレメントを通過する際に、エレメントから水が蒸発し、気化熱を奪うことで吸気温度を低下させる。エレメント後流には、エレメントから飛散した水滴がガスタービン内に流入しないよう、ミストエリミネータを設ける必要がある。得られる冷却効果はフォグシステムとほぼ同等であるが、吸気へ直接水を噴霧するフォグシステムの方が若干優れる。

チラーシステムは、吸気フィルタ後流に冷却コイルを設置し、吸気がコイルを通過する際、コイル内に流す冷水との間で熱交換させることで吸気温度を低下させるものである。冷水はターボ冷凍機によって冷却され、冷凍機動力が必要となる。エバポレーティブクーラと同様に、コイルで発生した凝縮水のガスタービンへの流入を防ぐ為、コイル後流にはミストエリミネータを設ける(3.2節参照)。チラーシステムは機器自体が大きいため、フォグシステムやエバポレーティブクーラと比較すると、導入の初期コストは高くなる。しかしながら、チラーシステムの冷却能力は他の吸気冷却システムと比較して大きく、従って高大气温度時の出力増加量も大きい。

フォグシステム及びエバポレーティブクーラと、チラーシステムの冷却手法の違いは、図1を見れば分かり易い。図1の縦軸は大気の絶対湿度(1kgの乾き空気中に含まれる水分量 [kg])を示す、横軸は大気温度であり、点Aを冷却前の大気の状態とする。フォグシステムやエバポレーティブクーラは、吸気中に水を蒸発させて吸気を冷却するので、温度低下と共に絶対湿度が増加し、直線ABに沿って冷却が進む。湿球温度まで温度が低下すると、それ以上空気中に水分を含むことができなくなり、温度低下が止まる。一方、チラーシステムは、

冷水との熱交換で冷却がなされる為、空気中の絶対湿度は一定のまま冷却が進み、冷却曲線は直線ACのような水平な直線を描く。さらに冷却が進み、露点温度まで温度が低下したのちは、空気中の水分を凝縮させながら、飽和曲線に沿って冷却が進む(曲線CD)。凝縮された水分はドレンとして排水される。フォグシステムやエバポレーティブクーラは、湿球温度までしか吸気温度を低下させることができないのに対し、チラーシステムは冷却能力を適切に大きくすれば、露点温度以下にまで冷却を行うことができる。この違いは、相対湿度が高いほど際立ち、日本の夏のような高温多湿の気候条件では、チラーシステムの設置により得られる出力増加量は他の吸気冷却システムと比較して大きくなる。

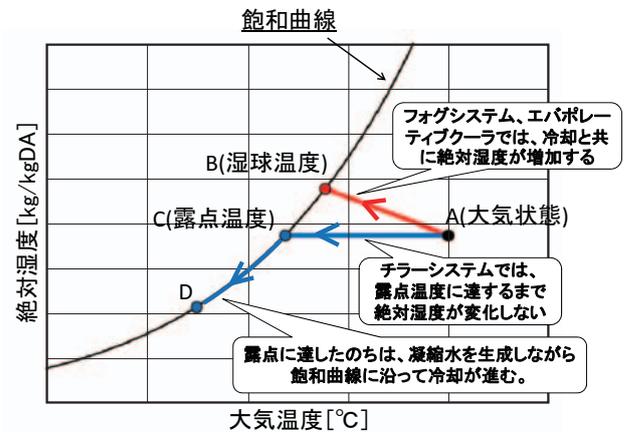


Fig. 1 冷却手法の違い

1.2 チラーシステムの主要機器構成

図2にチラーシステムの概略機器構成を示す。チラーシステムの主要機器は、冷却コイル、ターボ冷凍機、冷却塔の3つである。冷却コイル内を流れる水(以下、チラー水と称す)は、冷凍機にて冷却され、コイルを通過して吸気との熱交換により温度が上がったのち、再度冷凍機に戻る。冷凍機内の冷媒を冷却する為に、冷却水が必要であり、冷却塔を設置する。冷却塔と冷凍機は

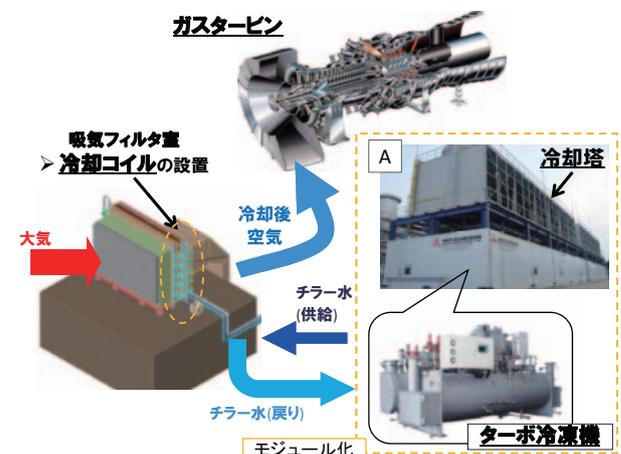


Fig. 2 チラーシステムの主要機器構成

モジュール化しており、図2中の写真Aに示されるモジュールの1階部分に冷凍機が格納されており、冷却塔は2階に設置される。冷却コイル通過前の大気温度を30℃、相対湿度60%、チラーシステムによって15℃まで吸気温度を低下させるとすれば、約9%の出力増加を得られる。このとき冷却コイル後流の相対湿度はほぼ100%となる。

図3はターボ冷凍機の構成を模式的に示したものである。チラーシステムには、チラー水、冷媒、そして冷却水の3つのループがあり、前2者はクローズドサイクル、後者はオープンサイクル（冷却塔として湿式冷却塔を用いた場合）である。

冷媒は、冷凍機内部で以下の順序で循環している。

- (1) 蒸発器で蒸発し、チラー水は気化熱を奪われて冷却される。
- (2) 遠心圧縮機にて昇圧、昇温される。この時点では冷媒はまだ気体のままである。
- (3) 凝縮器に流入し、冷却水によって冷却され、凝縮する。冷却水は温度上昇する。
- (4) 膨張弁にて膨張し、低温、低圧の液体となる。
- (5) 再度蒸発器に流入する。

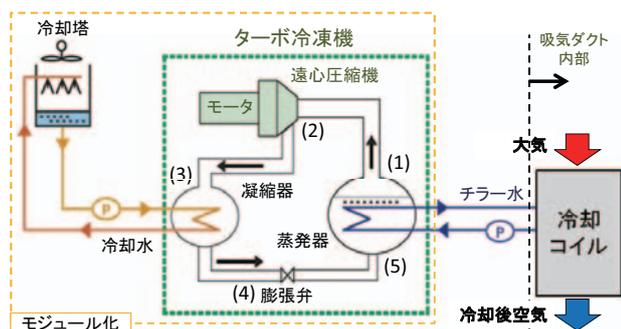


Fig. 3 ターボ冷凍機の構成

ここで、ターボ冷凍機内の圧縮機駆動モーターが消費する電力を Q_1 、その状態で蒸発器にて冷媒がチラー水から奪う熱量を Q_2 として、以下のようにCOP（成績係数）を定義する。

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1}$$

COPは、冷凍機の性能をはかる指標のひとつであり、COPが大きいほど、小さな消費電力で大きな冷却効果を得られ、冷却効率が高い。

2. チラーシステムの機器選定

チラーシステムの設置にあたっては、ユーザプラントのガスタービン、プラント機器仕様や気候条件を加味し、最適な冷却能力を選定する必要がある。

チラーシステムで使用する冷凍機の冷却能力と、冷却後の目標吸気温度を定めると、冷却前のある大気温度に対して、目標温度まで冷却可能である最大の相対湿度を

求めることができる。いま、この相対湿度を、その大気温度に対する冷却限界湿度と呼ぶ。例えば、M701Fガスタービンにおいて、冷却後の目標吸気温度を18℃として、縦軸に大気相対湿度、横軸に大気温度をとったグラフに冷却限界湿度をプロットしていくと、図4中の実線のような曲線Aを描く。この曲線の意味するところは、曲線Aよりも下側の領域の大気条件であれば、吸気温度を目標温度である18℃まで低下させることができる、ということである。冷却後の目標吸気温度を18℃で一定として冷凍機の冷却能力を大きくすれば、曲線Aはグラフ中で上側に移動し、より広い大気温度条件で、吸気温度を18℃まで低下させることができるようになる。

図4中の黒点は、ある地域の1年の気候状況をプロットしたものである。図4からは、この冷凍機冷却能力であれば、年間の8割ほどの気候条件で、目標温度まで吸気温度を低下させることができることがわかる。冷却能力を大きくすればより広い領域で目標吸気温度を得ることができ、大きな出力増加を図ることができるが、その分冷凍機の体格は大きくなり、設備コストが増加する。逆に冷却能力を小さくすれば、初期コストを小さくできる一方で、得られる冷却効果は小さくなる。吸気温度低下による年間供給電力量の増加と、コストとのトレードオフで、最適な冷凍機容量を決めることとなる。

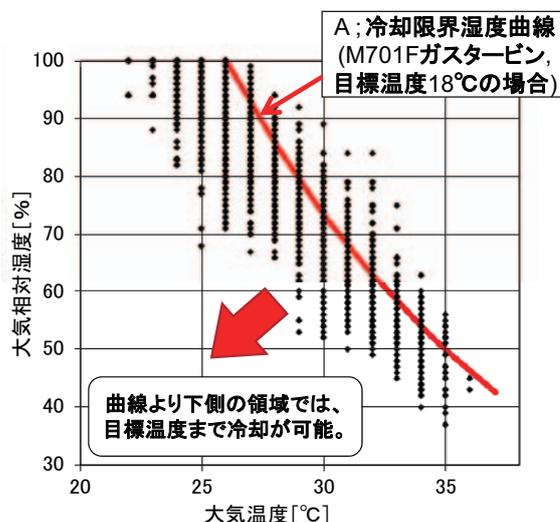


Fig. 4 冷凍能力の選定

3. プラントシステムへの影響と打ち手

吸気冷却システムの原理は単純であるが、実際の適用に際してはガスタービンのみならず、発電機、プラント補機や制御システム等への影響を考慮し、適切な対策を施す必要があり、発電用ガスタービンOEMのプラントエンジニアリングのノウハウが必須であると考えられる。

3.1 チラー水を利用した発電機冷却水の追加冷却

チラーシステムを設置すると、高大気温度条件で大きく出力が増加する為、プラント機器制限にかかってしま

うことがないか、事前によく検討する必要がある。中でも重要なのは、発電機本体、主変圧器、IPB (Isolated Phase Bus: 相分離母線) といった電気機器の容量制限である。これらの機器は、ガスタービンの許容最大出力を規定する。チラーシステム設置によって増加した出力が制限値を超えてしまわぬように、機器の改造や更新を実施するか、もしくはチラーシステムの容量を小さくし、出力増加量を抑えなければならない。

但し、発電機本体の容量制限に関しては、チラーシステムの構成を工夫することで回避できる場合がある。水冷式発電機で、冷却水をラジエータで冷却しているとき、発電機容量は冷却水温度に依存し、冷却水温度は大気温度に依存するので、結局、発電機の容量制限が大気温度によって規定されることになる (図5)。このままの状態ではチラーシステムを設置すると、吸気温度が低下してガスタービン出力は増加するが、大気温度が高いままであるので、冷却水温度が十分に低くならず、出力制限にかかってしまう。そこで、これを回避する為に、冷却コイルへ供給するチラー水を分岐させ、発電機冷却水の追加冷却を行う (図6)。これによって、大気温度が高い状態でも発電機冷却水を低い温度に保つことができ、チ

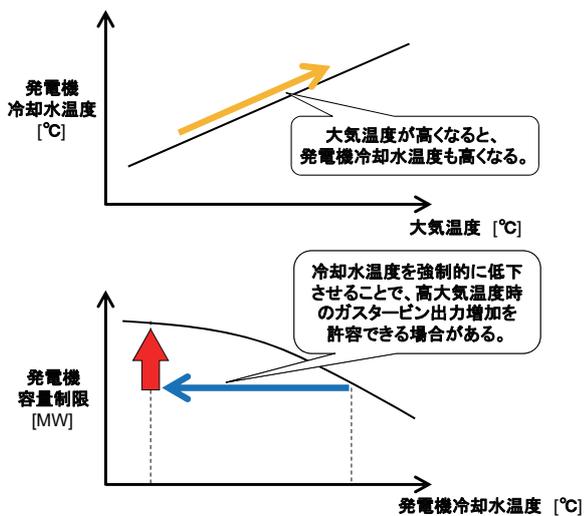


Fig. 5 発電機容量と冷却水温度、大気温度の関係

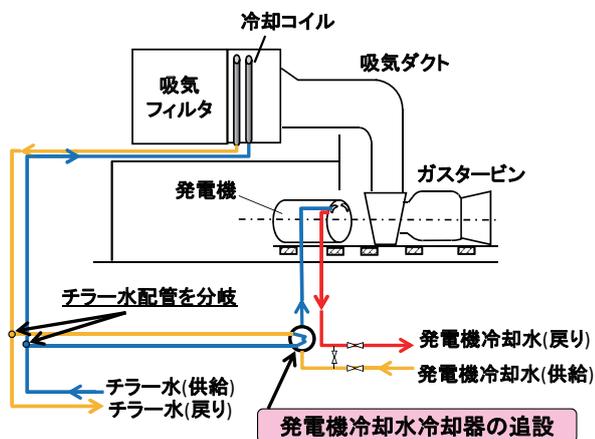


Fig. 6 発電機冷却水の追加冷却

ラーシステム設置による出力増加を許容することができるようになる。

3.2 ガスタービン圧縮機の保護

チラーシステムでは、露点温度以下にまで吸気温度を低下させる為、冷却コイル部で凝縮水 (ドレン) が発生する。粒径の大きな水滴が飛散しガスタービンに入ると、圧縮機動翼のエロージョン等の悪影響を及ぼす懸念がある為、発生するドレンは適切に捕獲し、排出する必要がある。そこで、冷却コイルには2つの対策を施す。まず、吸気の流れに乗って飛散した凝縮水を捕獲する為、冷却コイルの直下流には、ミストエリミネータを設置する (図7)。ミストエリミネータは慣性式で、小さな圧力損失で吸気中の水滴を分離させることができる。そして、冷却コイルとミストエリミネータの下部にドレンパンを設ける。冷却コイルにて凝縮して滴り落ちた水滴、及びミストエリミネータにて捕獲された水滴は、このドレンパンに集積し、冷却塔へと送られて、ターボ冷凍機の冷媒の冷却水として再利用される。

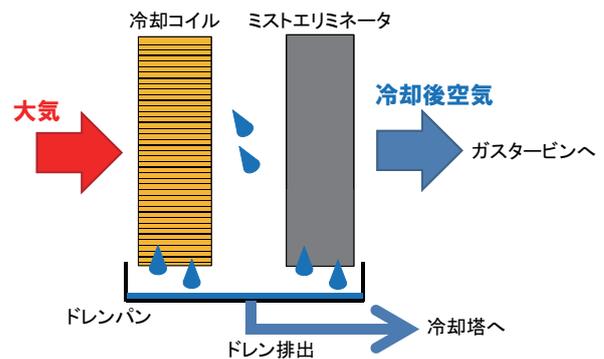


Fig. 7 ドレンパンとミストエリミネータ

ドレンパンとミストエリミネータによって概ねの凝縮水は捕獲できるものの、ミストエリミネータ後流にまで運ばれてしまう微粒凝縮水も存在し、この微粒凝縮水は、吸気ダクト内壁にて集合し、ドレン水に変化する。そこで、吸気ダクトには5か所に2種類の対策を施す (図8)。

ひとつは、ドレン穴、ドレンラインの追設である。追設箇所は、(1)冷却コイル後流、(2)サイレンサ後流、そして(3)吸気マニホールド下部である。ドレン穴は、吸気ダクトの構造上、ドレンが溜まりやすくなっている箇所にて設ける。

もうひとつは、吸気ダクト内側壁面をつたってドレンがガスタービンへ流入することを防ぐ為に、2か所に「とい」を設ける。この「とい」をドレンキャッチャと呼び、(4)サイレンサの直前、及び(5)吸気ダクト途中壁面に設置する。ドレンキャッチャを追設することで、壁面をつたって流れるドレンをせき止め、集積して排出させることができる。

ドレンパン、ミストエリミネータ、ドレンキャッチャの3段階の対策によって、ドレンを適切に回収することができる。図8は上方向吸込み形式の吸気ダクトに対するドレン対策改造例であるが、横方向吸込みや下方向吸込みの場合でも、吸気ダクトの形状に合わせて、最適な箇所にドレン対策を施すよう検討する必要がある。

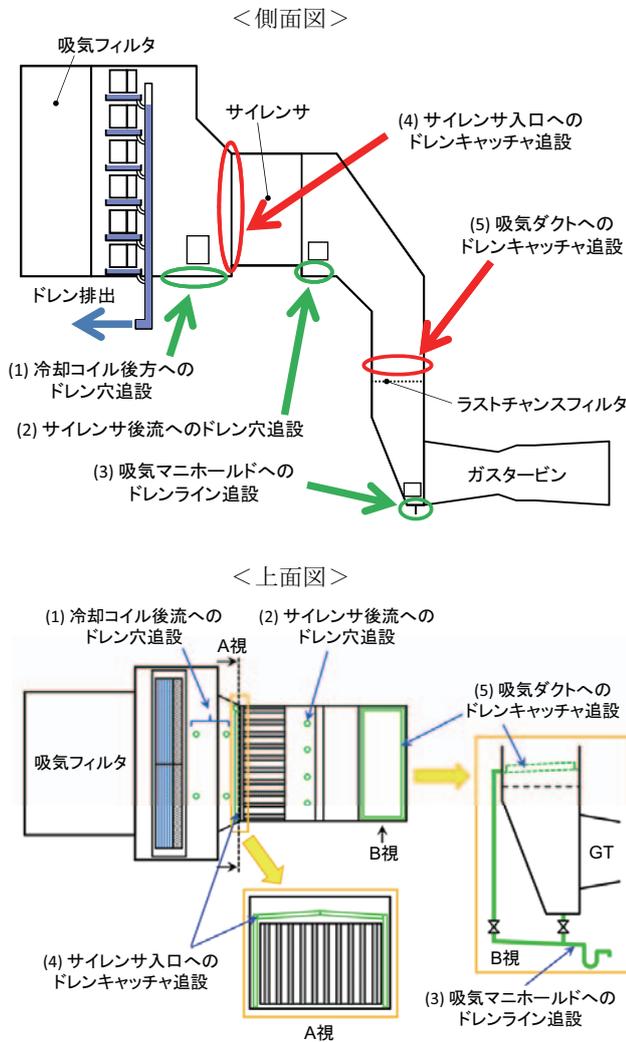


Fig. 8 吸気ダクトに対するドレン対策

3.3 制御システム

チラーシステムは吸気温度を大幅に低下させることができるが、一方で、ガスタービン運転中にチラーシステムが停止した場合、短時間で吸気温度が大きく上昇することになる。従って、吸気温度の急上昇に伴うガスタービンへの悪影響を回避する為、適切な対策を講じておく必要がある。

ひとつは、吸気温度計の応答性改善である。ガスタービンの圧縮機入口には、吸気温度を測定する為の熱電対が設置されているが、チラーシステムを設置する際、この熱電対はある程度応答速度の速いものでなければならない。なぜなら、チラーシステム停止時、過渡的に燃料投入量過多となってしまうのを防ぐ為である。

チラーシステムの通常停止では、チラーシステムによる吸気冷却が行われていない状態、すなわち大気温度条件での出力までガスタービン負荷を降下させてから、チラーシステムを停止させる。このとき、ガスタービンの入口案内翼 (IGV) は、チラーシステムON時の全開状態から一旦閉められる。その後チラーシステムを停止すれば吸気温度が上昇するが、吸気温度が上昇すると空気密度が小さくなるので、ガスタービンの制御システムは、再度IGVを開いて、吸気質量流量を確保しようとする。しかし、熱電対の応答速度が遅い場合、チラーシステム停止直後、実際の吸気温度は上昇しているのに、熱電対の測定温度は低いままとなってしまう。この為、本来であれば開くはずのIGVが閉まったままとなり、吸気流量が正常よりも小さい状態になる。従って、一時的に燃料流量が過剰となり、タービン入口温度 (TIT) が過剰となったり、燃焼振動が発生したりする可能性がある。これらの懸念を回避する為、チラーシステムを設置する際には、吸気温度測定の熱電対は応答速度の速いものを採用する必要がある。

図9は、横軸にチラーシステムOFFからの経過時間、縦軸に以下で表される、熱電対の応答性 y [%] をプロットしたものである。チラーシステムの設置にあたり、熱電対の応答速度が従来の約3倍となるものを採用した。

$$y = \frac{TIC - TIC_0}{T_{amb} - TIC_0}$$

TIC; 熱電対の指示値 [°C]

TIC₀; チラー OFFの瞬間の熱電対の指示値 [°C]

T_{amb}; 大気温度 [°C]

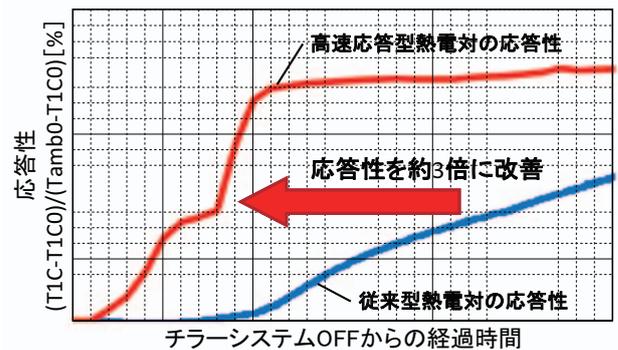


Fig. 9 熱電対の追従性の違い

もうひとつは、チラーシステムの非常停止に伴う吸気温度の急上昇への対策である。チラーシステムの通常停止では、吸気温度測定に応答速度の速い熱電対を使用していたとしても、一旦、ガスタービン負荷を降下させてから、停止操作に入る。しかし、チラーシステムが緊急停止する際は、この負荷降下操作を手動にて行うことができない。そのため、インターロックロジックを導入し、負荷降下が自動で行われるようにする必要がある。

3.4 ワン・ストップ・サービス

三菱日立パワーシステムズ (MHPS) として発電用大型ガスタービンを設計・製造する高砂工場は、大型ターボ冷凍機を製造する三菱重工冷熱事業本部と同一敷地内にある。その為、MHPSとしてチラーシステムを納入する場合、システムそのものだけでなく、3章に述べたようなプラント機器の改造、納入後のアフターサービスも含めたトータルソリューションを、単一窓口で、すなわちワン・ストップで提供することができる (図10)。この点が、発電用大型ガスタービンのOEMとしてチラーシステムを提供するうえでの強みであると言える。

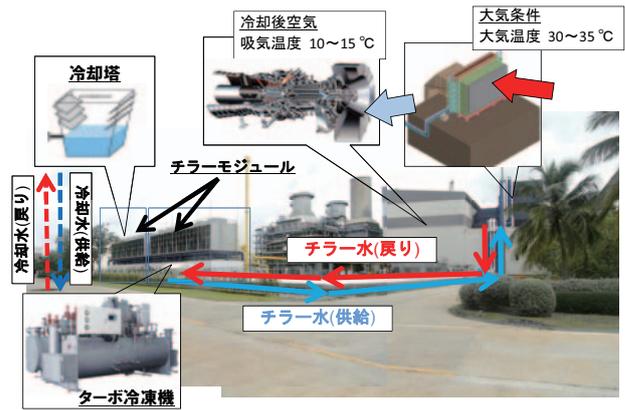


Fig.11 チラーシステム全景

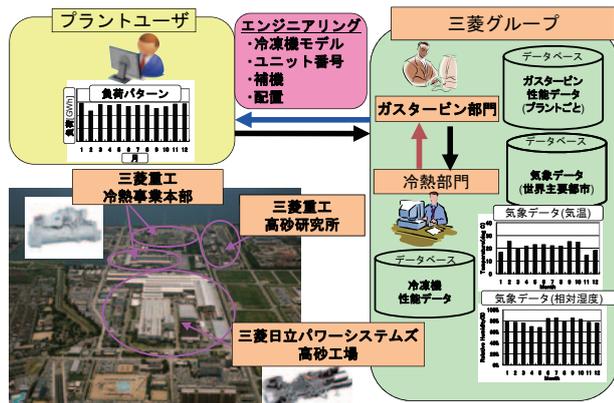


Fig.10 ワン・ストップ・サービス

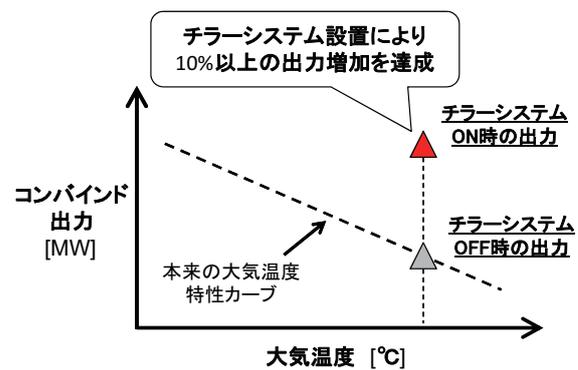


Fig.12 出力増加実績

4. 実績

高温多湿、かつ電力需要の伸びが旺盛である東南アジアは、チラーシステムの持つ、高湿度でも吸気温度を大きく低下させられる点、それゆえ大きなガスタービン出力増加が見込める点、といった性質と非常に相性が良い。実際、東南アジア地域のM701Fプラントにてプラントユーザのニーズが合致し、2012年、三菱重工にて設計・製造している大型ターボ冷凍機を使用したチラーシステムが納入された。図11は、チラーシステムの全景である。ターボ冷凍機の動力としての消費電力を差し引いても、大気温度を10～15℃にまで低下させることで、約10%の出力増加を達成した (図12)。2013年10月現在、システムの累計運転時間はおよそ5000時間となり、健全に運転を継続し、ひっ迫する電力需要に応えている。

5. まとめ

吸気冷却システムは、既設発電プラントの出力増加策のひとつとして有効である。中でも、チラーシステムは、高湿度条件においても吸気温度を大幅に低下させることができ、東南アジアや日本などの高温多湿地域において、

伸びる電力需要への対応策として適したシステムである。

実際のチラーシステム設置にあたっては、チラーシステムそのものの機器選定だけでなく、プラント機器、制御システム等にも様々なエンジニアリング、改造を要し、発電用ガスタービンOEMとしての独自のノウハウが必要となる。また、発電用ガスタービンOEMがチラーシステム設置を取りまとめることにより、設計、製造からアフターサービスまで一体となったトータルソリューションを提供することができる。

6. 引用文献

- (1) 小室隆信, 伊藤栄作, 園田隆, 富田康意, 日高孝平, 澁谷誠司, “外気高温下における吸気冷却によるガスタービン複合発電プラントの出力アップ”, 三菱重工技報, Vol. 47, No. 4 (2010), pp. 49-54
- (2) Akita E., Tomita Y., Fujii K., Yoshida K., “F class Gas Turbine Upgrading Program Development Process”, Transactions of the ASME, PowerGen Asia, Bangkok, Thailand, Oct. 2013

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

コンバインドサイクル吸気散水手法の改良検討と実機試験

梅沢 修一*¹
UMEZAWA Shuichi田中 勝彦*¹
TANAKA Katsuhiko

キーワード：ガスタービン，コンバインドサイクル，増出力，吸気冷却，散水，ノズル

Gas Turbine, Combined Cycle, Output Increase, Suction Air Cooling, Water Spray, Nozzle

1. 緒言

近年，日本においてほとんどの原子力が稼働を停止しており，電力の需給切迫の状況が続いている。また，燃料費の上昇に伴い，産業分野でも燃料節減が急務となっている。そこで本報では，コンバインド火力に対してノズル散水を用いた吸気冷却による出力増について検討したので報告する。コンバインド火力の出力増は，熱効率の比較的低い経年火力の稼働を低減できるため，発電設備全体として燃料節減につながる。従来，当社のコンバインド火力の多くは吸気フィルターの上流から散水する，いわゆる外吹き方式の吸気冷却装置が導入されている。一方，吸気フィルターの下流から散水する，内吹き方式も高い冷却効率が得られることが知られているが，圧縮機動翼のエロージョンの懸念が指摘されている⁽¹⁾。

そこで今回，外吹き方式のさらなる吸気冷却効率向上を目指し，散水ノズルの設置角度の最適化を検討した。実機適用前に，人工環境実験室での試験とCFDによる数値解析を実施し，散水ノズルを吸気の上流に向けた方式が冷却効率が高いことがわかった。この方式は当社のコンバインド火力2ユニットに試験的に適用された。吸気室に多数の熱電対を設置し，冷却された吸気の温度を計測し，冷却効率を算出し，従来方式との比較を行った。

主な記号

A：面積 [m²]

C：比熱 [J/kg・°C]

h：対流熱伝達係数 [W/m²・°C]h_{fg}：潜熱 [J/kg]

m：質量 [kg]

T：温度 [°C]

η：冷却効率 [-]

添え字

Atm：大気，雰囲気

Cooled：冷却

p：水粒子

WB：湿球

∞：連続相

2. 人工環境実験室での試験

2.1 実験装置

図1に実験装置の外観を示す。吸気面は縦2m×横2mであり，縦スリット状のルーバが設置されている。ルーバの下流0.6mの位置に格子状に0.2m間隔で縦9本×横9本=81本の熱電対を設置し，温度計測に用いた。さらにその下流に吸い込み用のファンを設置し，吸気面にいて最大2.5m/sの流速を発生する。図2に吸気面における流速分布のばらつきを示す。横軸は縦4分割，横4分割で16分割した際の場所を示す。吸気面下流の構造を調整することによって，極力流速のばらつきがないようにした。吸気面の上流においては吸気ダクトを設置した。吸気ダクトの断面形状は縦2.17m×横2.08mで，奥行き2.9mである。その中に散水ノズルを設置した。散水ノズルは吸気面との距離は0.5mから2.65mの範囲で調節可能であり，ノズル角度は360°可動である。

表1に使用した2種類のノズルの仕様を示す。共に実機で使用されているものである。タイプAのスプレー形状は中実円錐型，タイプBは平扇型である。両者は噴霧量，粒径とも大きく異なる。噴霧粒子の直径，流速は位相式レーザードップラー粒子径計測システム（Phase Doppler Interferometer）を用いた。



Fig. 1 Outlook of experimental apparatus

原稿受付 2014年3月4日

*1 東京電力(株)

〒230-8502 横浜市鶴見区江ヶ崎町4-1

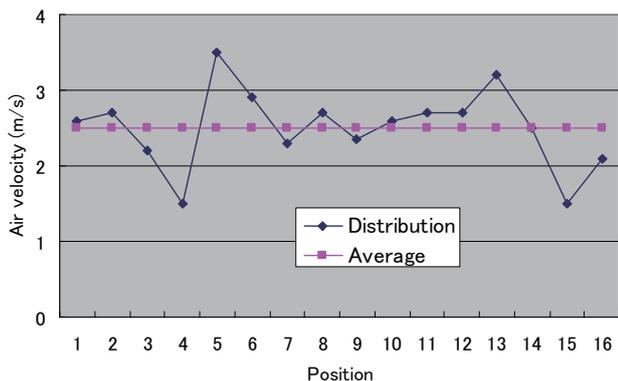


Fig. 2 Distribution of air velocity across the air flow

Table 1 Specifications of spray nozzles

| Nozzle | | A | B |
|------------------------------------|---------------------|-----------|-------------|
| Spray form | | Full cone | Flat sector |
| Spray pressure [MPa] | | 6.0 | 6.0 |
| Spray flow rate [L/min] | | 0.200 | 1.88 |
| Spray angle [deg.] | | 75 | 119 |
| Spray size at a distance of 300 mm | Width [mm] | 270 | 650 |
| | Height [mm] | 220 | 80 |
| Spray size at a distance of 500 mm | Width [mm] | 460 | 800 |
| | Height [mm] | 310 | 120 |
| Particles at a distance of 300 mm | Diameter [μ m] | 37.7 | 70.5 |
| | Velocity [m/s] | 4.4 | 19.1 |
| Particles at a distance of 500 mm | Diameter [μ m] | 43.2 | 89.6 |
| | Velocity [m/s] | 5.8 | 10.5 |

2.2 実験方法

今回の実験では、ノズルの種類、角度、ノズル距離の違いによる冷却効率への影響を明らかにすることを目的としている。各実験条件では、風速は2 m/sに設定した。そして、噴霧水量の総量がほぼ2 L/minになるように、タイプAのノズルの場合は10個、タイプBの場合は1個設置した。各ノズルは吸気ダクトに設置し、内壁にスプレーがかからないように留意した。タイプAの場合は、複数のスプレー同士の間隔がほぼ均等になるように配置した。給水圧力は6 MPaに設定し、ノズル角度は正面を0°とし、45°刻みに360°変化させた。また、ノズルと吸い込み面間の距離は1 mと2 mに設定した。タイプAは1 mのみである。冷却効率は式(1)を用いて算出した。

$$\eta = (T_{Atm} - T_{Cooled}) / (T_{Atm} - T_{WB}) \tag{1}$$

吸気冷却の効果が期待される夏期を想定して、雰囲気温度 T_{Atm} は33℃、湿度は60%とした。散水冷却後の空気の温度は前述した81本の平均値を使用した。湿球温度は空気線図から求めた。

2.3 実験結果

図3にタイプAの配置を示す。上段3個（左から2個目が無い）、中段4個、下段3個（左から3個目が無い）である。図4にタイプAの風上方向へのスプレー状況を示す。スプレー形状が空気の流れによって広がっている様子が観察できる。

図5にタイプBのノズル1個タイプを用いた場合の冷却効率を示す。各ノズル距離で、正面方向の吸気冷却効率が最小値となり、逆方向が最大値となった。この要因としては、逆向きにすることで粒子がルーバに付着するまでの蒸発時間が長くなったためと考えられる。次に、スプレーが広がって、蒸発空間が大きくなったことも関係している可能性がある。ノズル距離2 mで、逆方向の冷却効率が十分に上がっていないが、吸気ダクトの奥行きが2.9 mと十分に長くないことが関係している可能性がある。また、各ノズル角度で、ノズル距離2 mの方が1 mよりも冷却効率が高くなった。この要因も、蒸発時間が長くなったことによるものと考えられる。

図6にAのノズル10個を用いた場合の冷却効率を示す。タイプBと同様に、正面方向の吸気冷却効率が最小値となり、逆方向が最大値となった。また、冷却効率はタイ

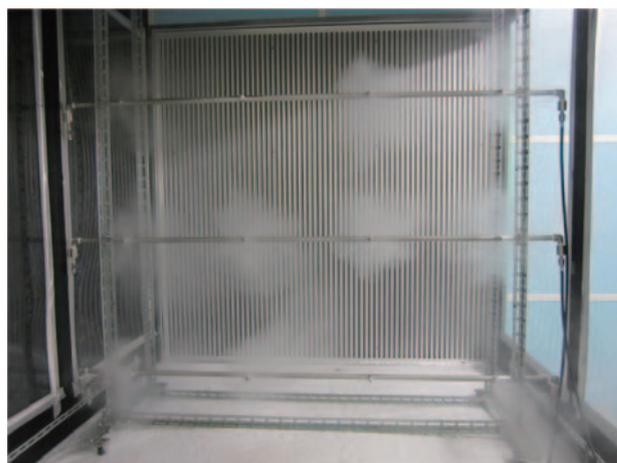


Fig. 3 Layout of type A nozzles

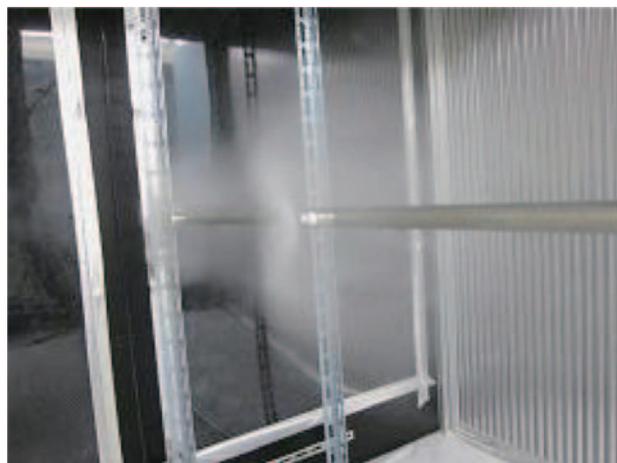


Fig. 4 Spray appearance of type A nozzles

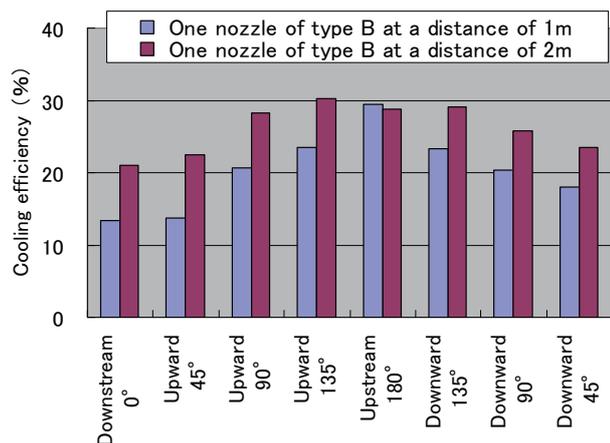


Fig. 5 Cooling efficiency of one type B nozzle

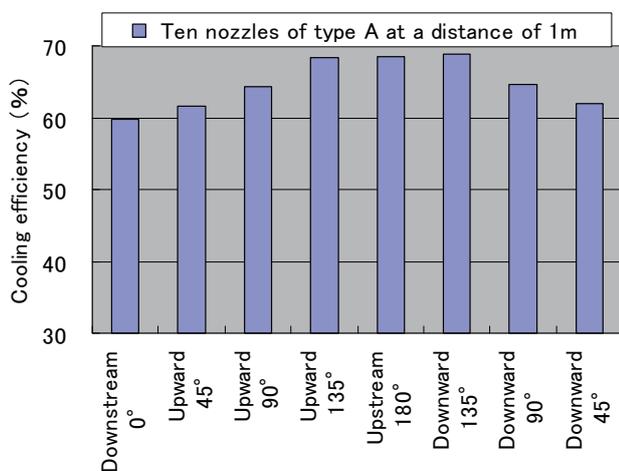


Fig. 6 Cooling efficiency of ten type A nozzles

タイプAのノズル10個の方が、タイプBのノズル1個よりも大幅に改善していることがわかった。これは、タイプAの方が粒子サイズが小さいこと、また、10個をほぼ均等の間隔で配置したことにより、蒸発空間が大きくなったためと考えられる。

3. 数値解析

3.1 解析条件

散水ノズルの角度の違いによる冷却状況や温度分布を確認するため、CFDを用いた数値解析を実施した。計算コードは、汎用熱流体解析ソフトFLUENT (V6.4)を用いた。FLUENTは領域の離散化手法に有限要素法を用いて、圧縮性流体のNavier-Stokes方程式を支配方程式として、流速 (u,v,w) を陰的に解くコードである。モデルはFLUENT標準 (定常/熱間計算/ガス組成考慮) である。形状は3次元にて非構造格子のメッシュをメッシュ Gambitを用いて作成した。メッシュ数は約5万個とした。連続相の物理モデルは定常で、乱流はk-εモデルを用いた。境界条件は、空気の入口/出口は出口側からの吸引とし、壁面は断熱壁で、水粒子が付着した場合はその粒子の計算は停止とした。

ノズルから水粒子の分散相は、レーザードップラー粒子測定機を用いて実測した粒度分布や速度分布を、Rosin-Rammlerの式およびUDF (ユーザ定義関数) を作成してモデル化した。各水粒子の気流中における挙動計算は、Lagrangeの方程式を利用した。水粒子1滴の蒸発は式(2)の液滴蒸発の熱バランス式を用いて熱的に解き、連続相と連成させた。

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (2)$$

表2に解析条件を示す。解析領域の単位断面積当たりのスプレー噴霧量を同一にするために、断面積と噴霧量の調整を行った。

Table 2 Calculation conditions of CFD analysis

| Nozzle | A | B | Note |
|--|-------|-------|----------|
| Width of analysis space [m] | 1.51 | 1.09 | |
| Height of analysis space [m] | 2.27 | 4.34 | |
| Depth of analysis space [m] | 3.00 | 3.00 | |
| Distance between nozzles and exit | 2.00 | 2.00 | |
| Air velocity [m/s] | 2.3 | 2.3 | |
| Inlet air temperature [°C] | 33 | 33 | |
| Inlet air humidity [RH%] | 60 | 60 | |
| Number of nozzles | 6 | 1 | |
| Total amount of water spray [L/min] | 1.22 | 1.68 | |
| Total amount of water spray per cross section area [L/min/m ²] | 0.355 | 0.355 | The same |

3.2 解析結果

図7にタイプAノズル6個の配置と空気下流に向けたときの水滴の軌跡を示す。各水滴は噴射直後に拡散し、その後、直進している。濃淡は水滴の滞在時間を示す。

図8にタイプAノズル6個を空気下流に向けたときの温度分布を、図9にタイプAノズル6個を上方90°に向けたときの温度分布を示す。いずれも空気が左端から流

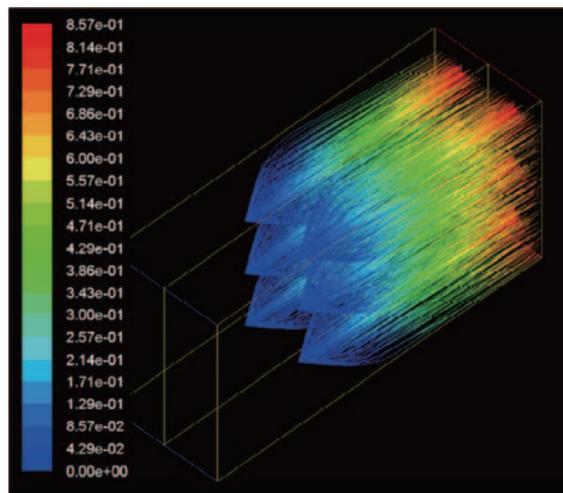


Fig. 7 Layout of six type A nozzles pointing downstream 0° and spray tracks

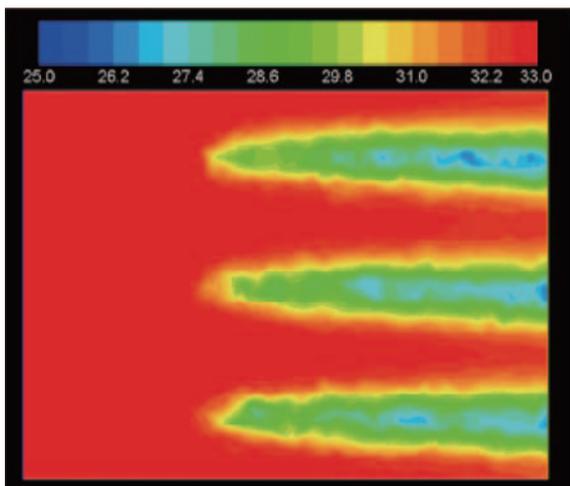


Fig. 8 Temperature distribution of six type A nozzles pointing downstream 0°

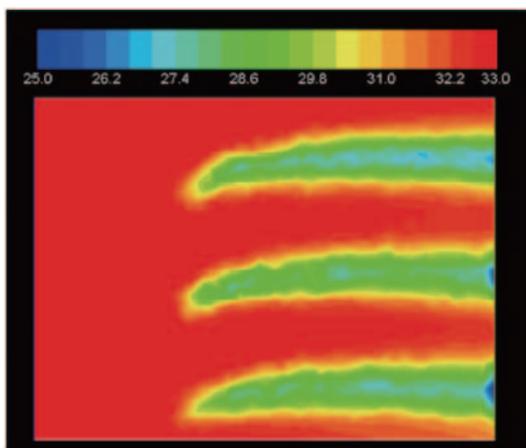


Fig. 9 Temperature distribution of six nozzles type A pointing upward 90°

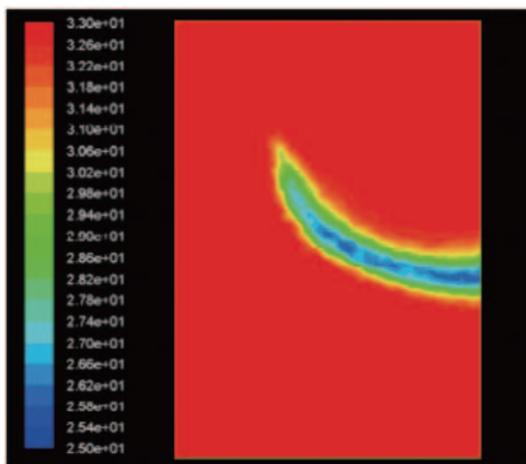


Fig. 10 Temperature distribution of one type B nozzle pointing downward 90°

入し、右端から流出する。ノズル角度90°の方が出口での温度が均一化し、全体として温度が低下していることが観察される。また、図10にタイプBノズル1個を下方90°に向けたときの温度分布を示す。タイプAと比較し

て、温度低下のエリアは極めて局所的であり全体として、温度低下は小さかった。

表3にCFD解析の結果をまとめて示す。まず、Aノズルの方がBノズルよりも各ノズル角度において、温度低下が3~4倍大きかった。また、AノズルもBノズルも下流方向0°に向けたときに、最も温度低下が小さく、90°、135°になるにつれて温度低下が大きくなった。この傾向は人工環境室での試験とほぼ同じになった。

Table 3 Results of CFD analysis

| Nozzle type | A | | | B | | |
|---|-------------|--------|---------|-------------|----------|-----------|
| | Down stream | Up 90° | Up 135° | Down stream | Down 90° | Down 135° |
| Evaporated flow rate [L/min] | 22.0 | 30.4 | 34.3 | 8.1 | 14.0 | 19.5 |
| Water flow rate attached to the walls [L/min] | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Not evaporated flow rate [L/min] | 51.2 | 42.8 | 38.9 | 92.6 | 86.7 | 81.3 |
| Maximum stay time [s] | 0.84 | 1.02 | 1.38 | 0.53 | 0.75 | 0.81 |
| Air temperature at outlet [°C] | 31.3 | 30.7 | 30.5 | 32.6 | 32.3 | 32.1 |
| Related humidity at outlet [°C] | 68.2 | 71.3 | 72.1 | 61.8 | 63.2 | 64.1 |
| Cooled temperature [°C] | 1.71 | 2.28 | 2.55 | 0.39 | 0.70 | 0.87 |

4. タイプBノズルを設置した380MW出力コンバインド火力における散水ノズル角度の最適化

4.1 適用方法

タイプBノズルは比較的初期の吸気冷却装置に用いられている。今回、吸気冷却効率向上を目指し、人工環境室での実験、及びCFD解析の結果を踏まえ、散水ノズル角度の最適化を実施した。図11に当コンバインド火力の正面吸気室を示す。3階建てで高さ約7m、幅約20mである。正面の両側に右面と左面が配置され、各高さは正面と同じで、幅約8mである。380MW全負荷時の風速は吸気面平均で約2m/sである。各階の上部に1段、合計3段の散水ヘッダが設置され、タイプBの散水ノズ

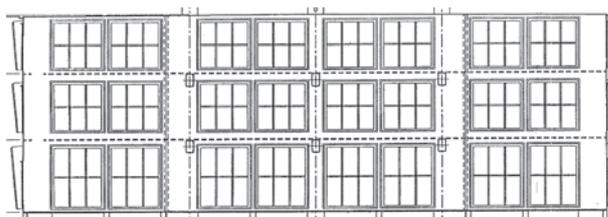


Fig. 11 Front wall surface in suction air flow at the combined cycle power plant

ル合計84個が、従来は下向き90°に設置されている。散水圧力は6.0MPa、ノズルと吸気面の距離は約1mである。

ノズル角度の変更方向は180°対向を基本としたが、現地での風向を考慮し、図12に示すように、事前にセクション毎にノズル方向を調整し、目視にて、最もスプレーが拡散する方向に決定した。

吸気冷却効率の計測のために、正面吸気室、つまりウェザー・ルーバーの下流でフィルター手前に、熱電対を84本、密度が均等になるように設置した。そして、以下に示す①～④の条件の計測を行い、各計測で吸気冷却効率を式(1)を用いて算出した。

- ① ノズル下向き（従来方向、噴霧圧力6.0 MPa）
- ② 吸気室正面の内、左1/4面、右1/4面のみノズルの向きを調整（噴霧圧力6.0 MPa）
- ③ 正面全面ノズルの向きを調整（噴霧圧力5.7 MPa）
- ④ 正面全面ノズルの向きを調整（噴霧圧力6.0 MPa）



Fig. 12 Adjustment of nozzle angle at each section

4.2 適用結果

図13に角度を調整したノズル（左手）と従来の角度のノズル（右手）を示す。矢印は各ノズルの位置を示す。前者はスプレーが空気中に広く拡散し吸気面に流入している様子が確認できる。後者は空気中にあまり拡散しないで、直接吸入されている。

図14に冷却効率の計測結果を示す。各条件の冷却効率はいずれも正の温度依存性があり、それを考慮すると、従来のノズル角度が最も冷却効率が低く、次に左右両端のみノズル角度調整、全面ノズル角度調整（噴霧圧力5.7 MPa）、全面ノズル角度調整（噴霧圧力6.0 MPa）の順に、条件を良くすると共に、冷却効率が向上することがわかった。従来のノズル角度と全面ノズル角度調整（噴霧圧力6.0 MPa）を比較すると、32℃基準で冷却効率は10%程度、冷却温度は0.7℃程度向上した。

図15に同型ユニット間における発電出力の比較を示す。夏期における、各ユニットとも全負荷時の出力である。当ユニットはノズル角度を調整した後であり、同型ユニットA、Bは従来のノズル角度である。当ユニットは他ユニットと比較して、出力は3～4 MW大きいこと



Fig.13 Nozzles of adjusted angle (left) and unadjusted (right)

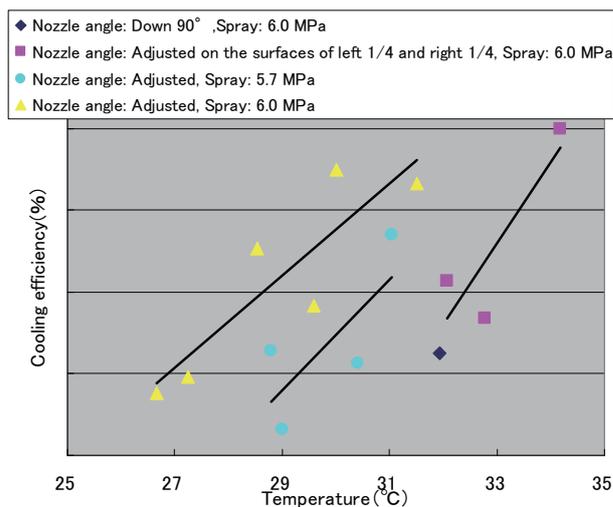


Fig.14 Measurement results of cooling efficiency

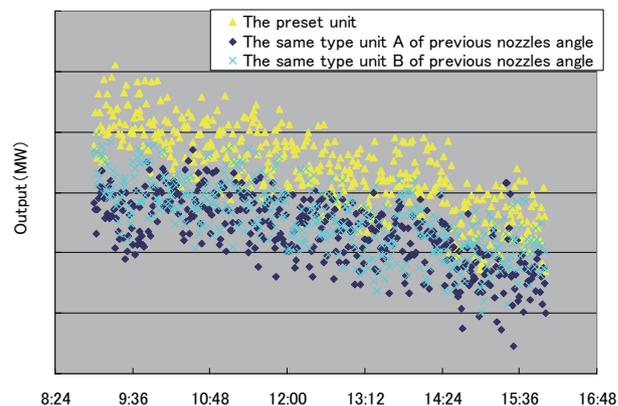


Fig.15 Output comparison among the same type units

が確認された。ただし、これはノズル角度だけの原因ではなく、ユニットの特性等も関係しているものと考えられる。当ユニットがノズル角度を変更する直前の出力比較では、当ユニットは他ユニットと比較して、出力は1 MW程度大きかったため、それを考慮すると、ノズル角度調整の効果は2～3 MWと見積もられる。

5. タイプAノズルを設置した500MW出力コンバインド火力における散水ノズル角度の最適化

5.1 適用方法

当コンバインド火力の吸気室は3階建てで、正面、右面、左面がある。各階に2段、合計6段の散水ヘッダが設置され、タイプAの散水ノズルが合計492個、従来は下流方向に設置されている。500MW全負荷時の風速は吸気面平均で約2 m/sである。散水圧力は6.0MPa、ノズルと吸気面の距離は約1 mである。今回も散水ノズルの角度の変更方向は180° 対向を基本としたが、現地での風向を事前にCFD解析し、ノズル方向を調整した。

吸気冷却効率の計測のために、正面、右面、左面の各吸気室、つまりウェザー・ルーバーの下流でフィルター手前に、熱電対を158本、密度が均等になるように設置した。そして、ノズル角度の調整前後で計測を行い、各計測で吸気冷却効率を式(1)を用いて算出した。

5.2 適用結果

図16に従来の角度のノズル、図17に角度を調整したノズルを示す。前者はスプレーが拡散せず細い状態で吸気面に流入している。後者はスプレーが拡散し太くなり吸気面に流入している様子が確認できる。



Fig.16 Nozzles of unadjusted angle (straight, downstream)



Fig.17 Nozzles of adjusted angle (upstream)

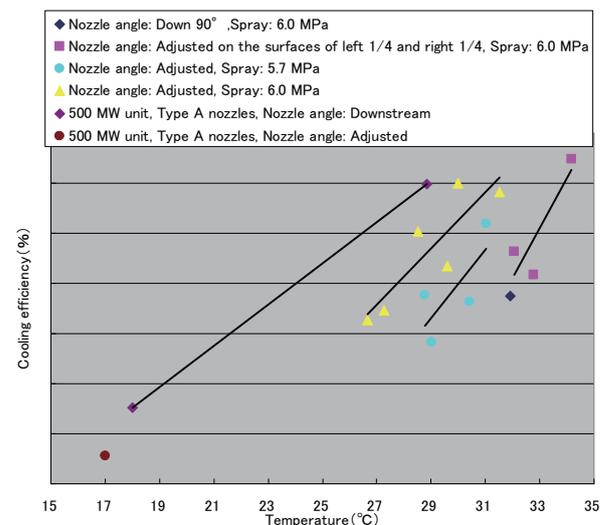


Fig.18 Measurement results of cooling efficiency

図18に今回の500MWユニットの冷却効率の計測結果を示す。380MWユニットの計測結果も併記した。今回のノズル角度変更時の冷却効率も正の温度依存性があり、それを考慮すると、ノズル角度調整後は、調整前より数%程度、冷却効率が向上することがわかった。ただし、データ点数が少ないことや、比較的低温域のため温度変化が小さく、計測誤差の影響も大きくなるため、定量的な判断は現時点では難しいと考える。

今回のユニットのタイプAノズルと前回のユニットのタイプBノズルの比較では、今回の方が冷却効率が高いという結果となった。また、冷却効率の温度依存性の割合については、前回と今回はほぼ同様であった。

6. 結言

- (1) 2種類の散水ノズルを用い、実験室で吸気冷却試験を行った結果、流れと逆方向にスプレーした時が、順方向よりも冷却効率が高くなった。また、噴霧粒径の微細なノズルの方が冷却効率が高くなった。
- (2) CFD解析でも上記と同様の結果が得られた。
- (3) 2箇所のコンバインド火力で、上記の結果を考慮してノズル角度を最適化した結果、冷却効率は数%～10%程度向上した。

7. 引用文献

- (1) Kahn, J. R., Wang, T. and Chaker, M., "Investigating of Cooling Effectiveness of Gas Turbine Inlet Fogging Location Relative to the Silencer", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas turbine and Power, Vol. 134 (2012), pp. 022001-9.

謝辞

数値解析に関し、株式会社いけうちの中井志郎様と谷川喜彦様にご協力を頂きましたので、ここに厚くお礼申し上げます。

特集：ガスタービン吸気系の最新技術

吸気加湿冷却システムのガスタービンへの影響

福武 英紀*¹
FUKUTAKE Hidenori伊東 正雄*¹
ITO Masaoキーワード：吸気加湿冷却，噴霧ノズル，噴霧粒径，圧縮機動翼，エロージョン
Inlet Fogger, Spray Nozzle, Droplet Diameter, Compressor Blade, Erosion

1. はじめに

東日本大震災以降，夏季のピーク電力をいかに確保するかが大きな課題となっているが，ガスタービン発電設備は大気温度上昇により空気密度が低下して空気圧縮機吸込流量が減少し，出力低下してしまう特性が知られている。この夏季出力低下対策の1つとして，吸気に水噴霧し空気温度を下げ出力向上を図れる吸気加湿冷却が，既設機へ適用する場合に改造範囲が最小で比較的短期間に追設可能であることから特に期待されている。

吸気加湿冷却において鍵となる噴霧ノズルへの要求は，空気圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷リスク低減および冷却効率の向上を目的とした微粒化である。

当社にて超高压下での運用においても長寿命で優れた噴霧特性を持つ噴霧ノズルを開発完了しており，更に空気圧縮機翼エロージョン特性の評価試験を完了したので紹介する。

2. ガスタービン吸気加湿冷却

2.1 吸気加湿冷却の原理

図1は典型的な夏季の大気温度・湿度条件にて吸気加湿冷却を実施した場合の状態量の変化を湿り空気線図で表したものである。条件A (T_{1DB}) に示す典型的な夏季の大気温度33℃，相対湿度60%の場合，吸気加湿冷却を行うことにより縦軸の絶対湿度が上昇するため，左上がりの線上に沿って条件B (T_{2WB}) に示す相対湿度100%の点まで状態量が変化する。横軸の空気温度の差が実際の温度低下となり，本条件で露点まで到達した場合は，26℃まで冷却されて約7℃の空気圧縮機吸込空気温度低下を得ることができる。

2.2 噴霧方式と冷却効率

吸気加湿冷却は，図2に示す内吹き方式と図3に示す外吹き方式の2種類がある。

内吹き方式は，吸気ダクト内においてダクト内設置機器の影響を受けない最下流位置から直接水噴霧するため，

蒸発過程を遮るものが無く，凝縮してドレンになる率が低くなることから冷却効率が約98%と非常に高い冷却能力を持っている。したがって典型的な夏季の大気温度33℃，相対湿度60%の場合，コンバインドサイクル出力で約4%/軸もの出力向上を図ることができる。

外吹き方式は，吸気フィルタ室外で噴霧するため設置が容易であるものの，設置場所雰囲気の影響を受けるため冷却効率が内吹き方式よりも低く，ミストを効率良く吸気フィルタ室内に吸込むことができるようなフローパターンの最適化が必要となる。

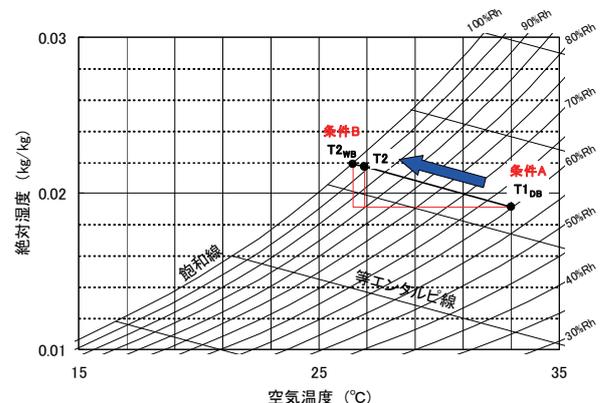


Fig. 1 Psychrometric chart of inlet fogger

噴霧したミストがドレンとなって系外へ放出された水分については，冷却に寄与しない。実際の噴霧量が完全蒸発した場合の理論温度低下に対する実際の温度低下は冷却効率として定義されており，以下の式となる。

$$\eta_c = (T_{1DB} - T_2) / (T_{1DB} - T_{2WB}) \times 100$$

η_c : 冷却効率 (%)

T_{1DB} : 大気温度 (°C)

T_{2WB} : 空気圧縮機入口露点温度 (°C)

T_2 : 空気圧縮機入口温度 (°C)

原稿受付 2014年4月1日

*1 (株)東芝 電力システム社 京浜事業所 原動機部
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4

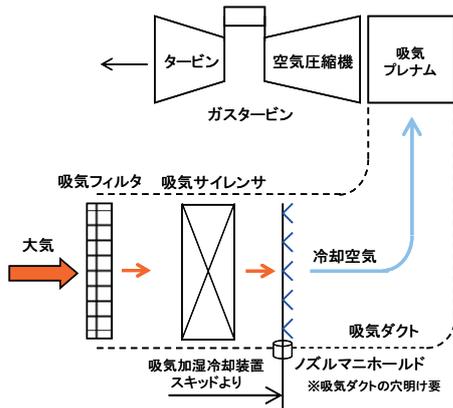


Fig. 2 Schematic of inside fogging

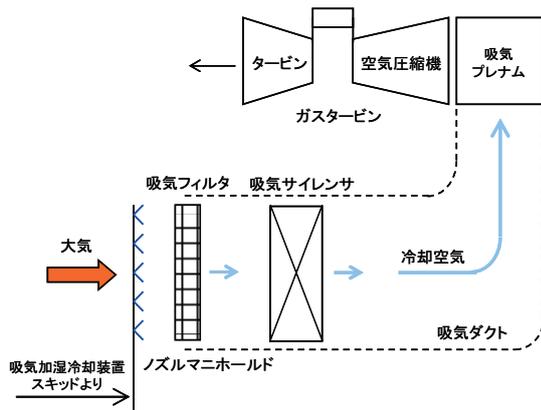


Fig. 3 Schematic of outside fogging

3. 内吹き方式吸気加湿冷却用噴霧ノズル⁽¹⁾

3.1 前提条件

内吹き方式吸気加湿冷却用噴霧ノズルには、以下に示す前提要求を満足する必要がある。

①優れた噴霧特性

空気圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷リスク低減および冷却効率向上のため、超高圧力噴霧により微粒化して噴霧粒径を最小化すること。

②高信頼性

ユニット運転中の噴霧ノズル交換は困難であるため、長寿命であること。

3.2 開発噴霧ノズル基本仕様

3.1項に示す前提要求を満足するため、開発噴霧ノズルの基本仕様は以下とした。

- ①種類：一流体ホロコーン
- ②噴霧量：158mL/min@圧力21MPa
- ③材質：耐摩耗材を使用
- ④構造：噴霧ノズル内部の旋回室流速の最適化

噴霧ノズル種類は確実に微粒化が可能である一流体ホロコーンとし、下流への飛散リスクのあるインパクト等を含まない簡素な構造としている。また、噴霧粒径を最小化するために使用圧力を高圧化して21MPaとし、そ

の際に噴霧ノズル内部にエロージョンが生じないように耐摩耗性を考慮した材質を選定し、旋回室流速を最適化している。図4に開発噴霧ノズル外観を示す。

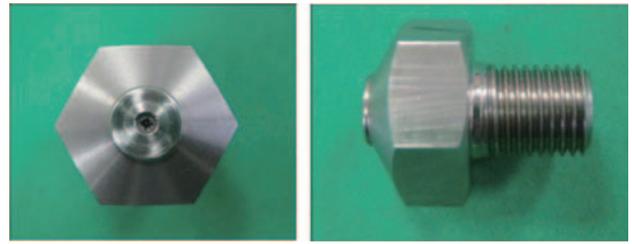


Fig. 4 Spray nozzle

3.3 開発噴霧ノズル信頼性検証

3.2項に示す基本仕様に基づき製作した開発噴霧ノズルの信頼性を検証するために、開発噴霧ノズル5個と従来型噴霧ノズル5個を用いて一定時間経過毎に抜取りサンプル切断調査をしながら純水使用による実圧噴霧寿命評価試験を行った。

図5に噴霧ノズル実圧噴霧寿命評価試験結果を示す。従来型噴霧ノズル内部にはエロージョンが生じており、噴霧ノズルの一部には、旋回室流れの乱れによると考えられる噴霧量の著しい低下が認められた。一方開発噴霧ノズルは4000hr経過後においても噴霧ノズル内部のエロージョンおよび噴霧量の顕著な変化は認められていない。

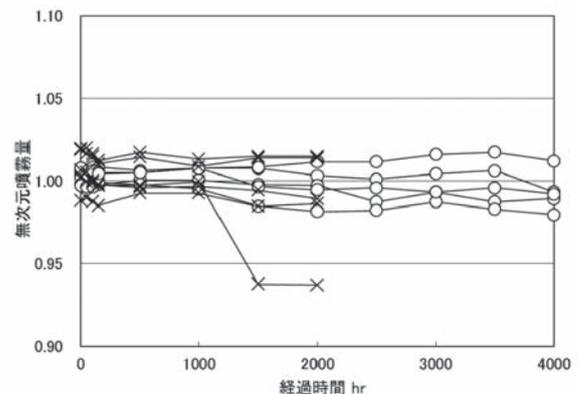


Fig. 5 Test result of spray nozzle life evaluation

4. 吸気ダクト内の噴霧特性検証⁽¹⁾

吸気ダクト内の流れ場において開発噴霧ノズルを配置した場合の噴霧特性について検証した。

4.1 風洞試験装置

実機における吸気ダクト内の流れ場を模擬するために風洞ダクト内にサイレンサを設置した風洞試験装置を図6に示す。装置入口に設置されたインバータ駆動の軸流送風ファンを用いてサイレンサ入口代表流速を実機条件と合わせて設定した上で、サイレンサ下流のノズルヘッドより噴霧し、所定の断面にてPDPA（位相ドップラー

法)を用いた噴霧粒径計測を実施した。なお、流れ場での規定滞留時間経過位置(ノズルヘッド下流からの距離)における噴霧粒径分布を計測可能なように風洞ダクトは1000mmピッチの分割構造としている。

表1に風洞試験装置概要を示す。

Table 1 Specification of wind duct testing apparatus

| | |
|------------|--|
| 軸流送風ファン | 500Pa×3042m ³ /min インバータ駆動 |
| 風洞ダクト高さ mm | 1500 |
| 風洞ダクト幅 mm | 1690 |
| 風洞ダクト長さ mm | 500~7500 まで 1000ピッチで設定可 |

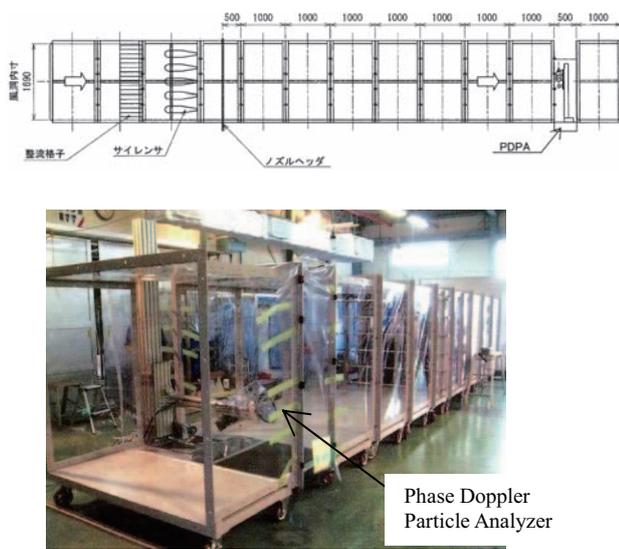


Fig. 6 Wind duct testing apparatus

4.2 流れ場での噴霧特性

流れ場での規定滞留時間経過位置における噴霧粒径の要求値は以下としている。

- ①Dv50 (体積累積分布50%径) : 25 μm未満
- ②Dv90 (体積累積分布90%径) : 45 μm未満

一例としてノズルピッチ250mm用ノズルヘッドより噴霧した場合におけるサイレンサ入口代表流速に対する規定滞留時間経過位置での風洞ダクト中心の噴霧粒径を図7に示す。実機の吸気ダクト内標準流速11m/s近傍において噴霧粒径の要求値を満足していることが分かる。サイレンサ入口代表流速の増加と共に噴霧粒径が小さくなる傾向を示しているが、空気流のせん断力により微粒化が促進されているためと考えられる。

また、飽和近傍条件下におけるサイレンサ入口代表流速に対する規定滞留時間経過位置での噴霧粒径の面計測結果を図8に示す。重力の影響で風洞ダクト床面側に大粒径が分布する傾向が多少認められるものの、ばらつきは少なく、一様な噴霧粒径分布が風洞ダクト内に形成されていると考えられる。

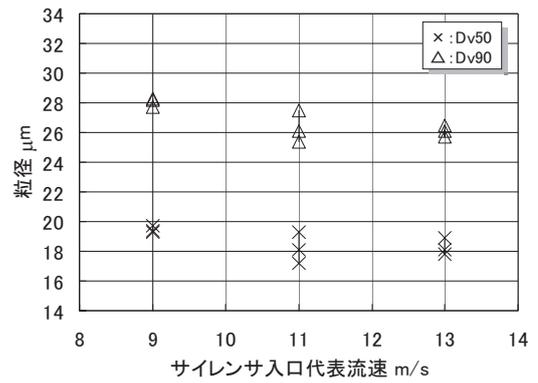
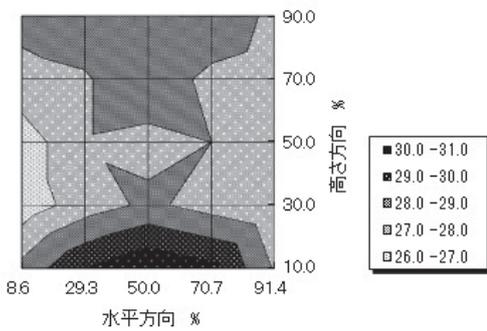
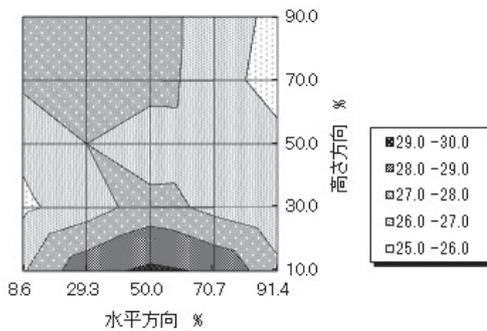


Fig. 7 Droplet diameter of wind duct center after residence time passed

サイレンサ下流側からみたDv90@9m/s



サイレンサ下流側からみたDv90@11m/s



サイレンサ下流側からみたDv90@13m/s

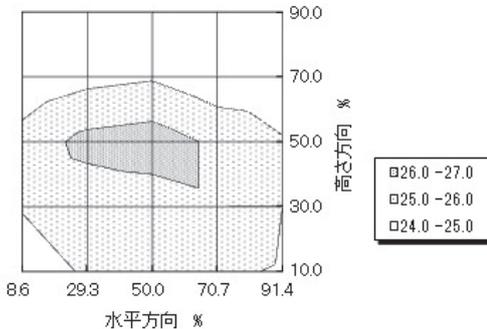


Fig. 8 Droplet diameter after residence time passed (near saturated point)

5. 圧縮機翼エロージョン特性実証評価^{(2),(3)}

内吹き方式吸気加湿冷却は、冷却効率は良い反面、空気圧縮機の直前に水噴霧するため、ミストが完全蒸発せず空気圧縮機に流入した場合、空気圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷を生じるリスクがある。このため、独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) より助成を受け、「省エネルギー革新技術開発事業 実証研究 (電力需給緊急対策) ガスタービン用吸気加湿冷却装置の開発について」として圧縮機翼エロージョン特性の実証評価を実施した。

以下のステップを追ってエロージョンに起因するパラメータを選び出し、モックアップ試験によりエロージョンを再現させ、空気圧縮機翼表面の形状変化を追っていく。

5.1 増速液滴径計測試験

実機の空気圧縮機初段動翼入口と同等の条件における噴霧粒径分布を把握する。

5.1.1 試験装置

実機の内吹き方式吸気加湿冷却では、吸気ダクト内において水噴霧を行い、入口案内翼 (Inlet Guide Vane) を経て空気圧縮機初段動翼に達するまでに吸込空気は流速が10倍以上に増速する。この条件下でミスト粒径がどの程度変化しているかを確認するため、凝縮現象に関わる流速と滞留時間を合わせながら、実機の吸気ダクトから入口案内翼までを模擬した1/300スケールモデルのダクト (図9) を製作した。これにより試験の省力化を図り、噴霧量や空気流量も同様にスケールダウンし、試験用の小型ブローアにより空気を送り込む装置とした。実機と同様に上流側で噴霧ノズルより水噴霧を実施し、図9に示した②~⑥の部位で状態量を計測しつつ、入口案内模擬翼出口部⑦でその下流に高速度カメラを設置して液滴挙動を可視化計測した (図10)。

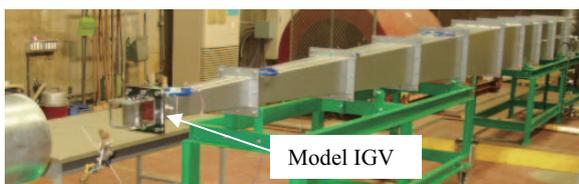
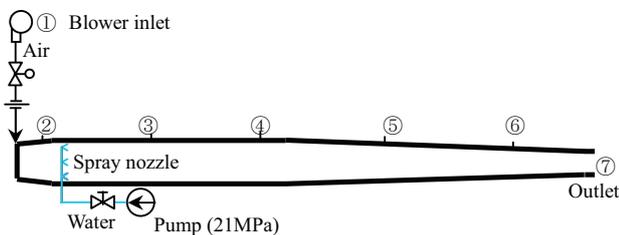


Fig. 9 Scale model duct apparatus

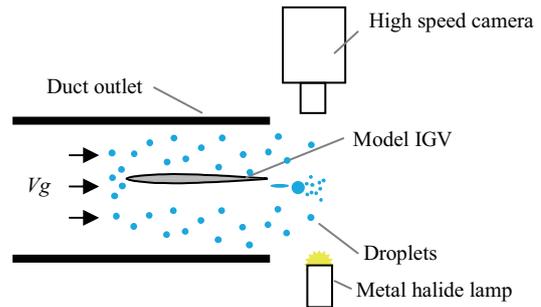


Fig.10 Schematic of experimental apparatus

5.1.2 試験条件および結果

実機圧縮機初段動翼位置でエロージョンに影響を与える液滴径を評価するため、流速を実機流速条件に固定し、計測位置を入口案内模擬翼後縁から下流へ変化させて画像を撮影した。

入口案内模擬翼前縁においてミストが定常的に付着して液滴となり、その液滴が翼面上を軸方向に流れながら最終的に後縁で膜状の水として溜まり、そこから周囲の空気との剪断速度差によりランダムな周期で柱状に引きちぎれて更に微粒化していくことを確認した (図11)。

これらの粒径分布からSauter平均粒径 (D32) を求め軸方向別にまとめたものが図12である。同図より、微粒化初期は180 μm程度の大きい粒径であるが、後縁から50mmよりも下流では80 μm程度まで微粒化され、以後は一定となる傾向を示した。

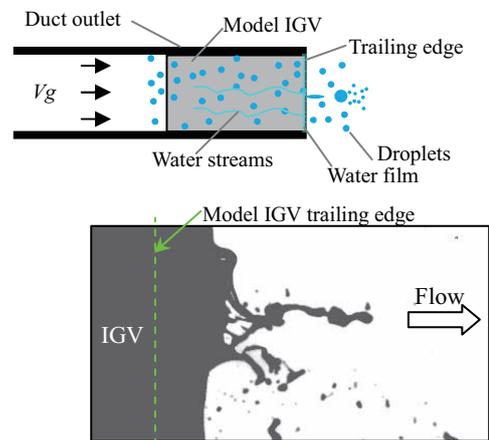


Fig.11 Image of atomization from model IGV

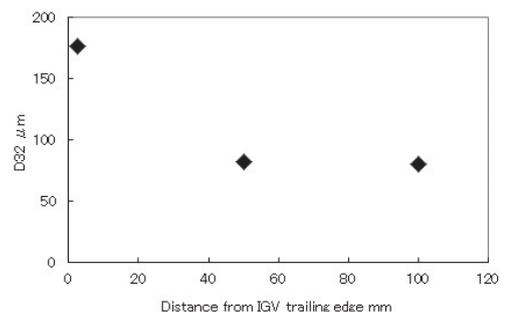


Fig.12 Relation between D32 and distance

5.2 ミストスピントテスト

増速液滴径計測試験にて把握した粒径分布のミストを実機と同等な条件で模擬空気圧縮機初段動翼に衝突させ、エロージョンを再現させる。試験方法や評価方法については文献(4)を参考にした。

5.2.1 試験装置

エロージョン特性を評価するために製作した試験装置の外観を図13に示す。この装置は真空槽内で高速回転するディスクおよび支持翼から成る。実機翼と同材(15%Crを含有するマルテンサイト系ステンレス鋼)の試験片は支持翼の先端に装着され、試験片の回転軌道に取り付けたノズルから噴霧した液滴を衝突させて試験面にエロージョン損傷を与える。

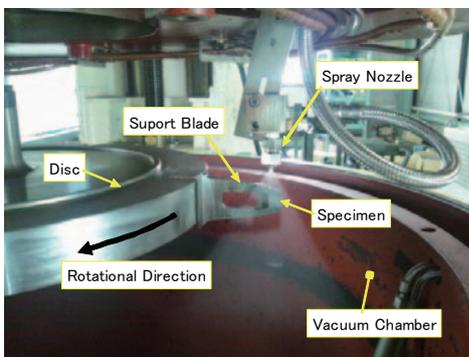


Fig.13 Mist-spin-test apparatus

5.2.2 試験条件および結果

ミストスピントテストは、実機の空気圧縮機初段動翼周速を模擬した400m/sと速度の影響を把握するために480m/sを選定し、表2に示すような衝突速度と増速液滴径計測試験結果を踏まえた液滴径を組み合わせた4条件で実施し、一定時間間隔毎に重量計測した。これら4条件のうち最も試験条件がマイルドなCase 4においても、衝突する水量比では実機の約15倍の加速試験となっている。試験時間は、潜伏期から単位時間あたりの質量変化がほぼ一定となる最終定常期まで継続することとし、最長228時間まで実施した。

Table 2 Erosion rate evaluation test condition

| | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 |
|--|--------|--------|--------|--------|
| Attack Velocity [m/s] | 480 | 480 | 400 | 400 |
| Sauter Mean Diameter [μm] | 180 | 70 | 180 | 70 |

図14に質量減少曲線およびエロージョン速度経時変化を示す。エロージョン速度は、試験片の質量減少量を材料の密度と試験片表面積で除し、さらに試験時間間隔で除して求めた平均速度である。

いずれの試験条件においても、動翼材のエロージョン

挙動は、液滴衝突初期の潜伏期を経た後、急速にエロージョン速度が増大する最大エロージョン速度期が現れ、それ以降エロージョン速度が減少し定常値となる最終定常期を迎える典型的なエロージョン曲線を示した。

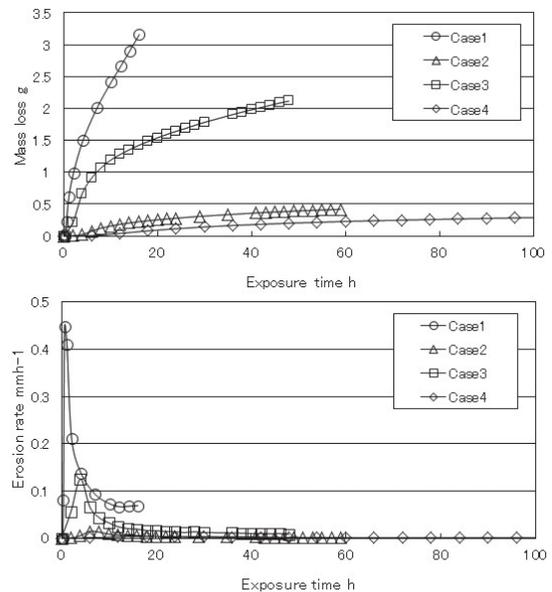


Fig.14 Mass loss curve and erosion rate

実施した4ケースの結果に基づき、エロージョン速度基本式(1)へ代入し、式中の材料定数を決定した後、内吹き方式吸気加湿冷却を長期運用した場合における実機圧縮機初段動翼のエロージョン量を算出した。

$$U = CV^\alpha d^\beta N \quad \text{式(1)}$$

ここで、 U : エロージョン速度, V : 衝突速度, d : 粒径, N : 単位時間単位面積あたりの衝突液滴量, C , α , β : 材料定数である。

この結果、内吹き方式吸気加湿冷却を10年運転時した場合、減肉量リミット以下の1.2mm程度のエロージョンが圧縮機初段動翼前縁に発生する程度であるため、メンテナンスは基本的に必要無いと結論付けられ、定期開放検査にて傾向を監視することが推奨される。

5.3 エロージョン面分析

ミストスピントテスト実施後の模擬空気圧縮機動翼を定期的に取り出し、表面拡大観察およびエロージョン深さ計測を実施し、試験時間に対するデータベースを構築する。

5.3.1 分析結果

図15は最終定常期に達したCase 1 ~ Case 4の試験片の外観と走査型電子顕微鏡(Scanning Electron Microscope)観察結果を示す。

エロージョン面では微細な円錐状の突起が林立した形状が観察され、最終定常期ではこの形状が連続して形成されていることが分かった。

この円錐状の突起の間に形成されるピットの径とノズ

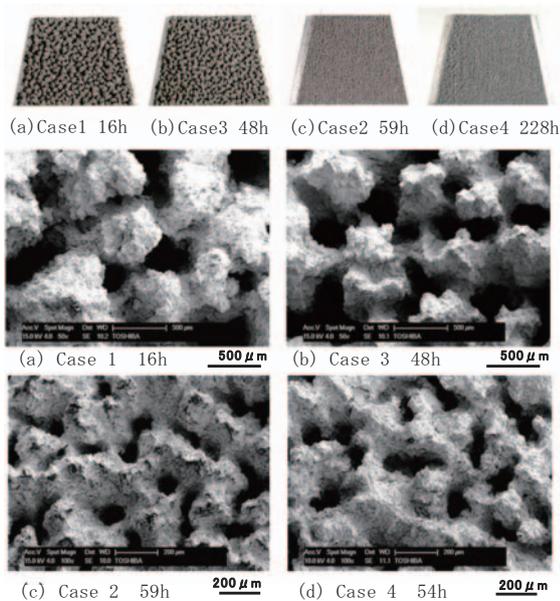


Fig.15 External appearance test specimen after Mist-spin-test and SEM photographs

ル噴霧粒径を比較すると、ピット径はSauter平均粒径よりはるかに大きく、粒径分布の最大径に近いことが分かった。

さらに突起の側面を細かく観察すると、エロージョンが進展する際に疲労現象が生じており、ストライエーションが観察された。

6. まとめ

- (1) 極微細なミストを噴霧した場合、実機の空気圧縮機初段動翼入口に流入するミストで支配的なのは入口案内翼に一旦凝縮付着して離脱するものであり、そのSauter平均粒径は $80\mu\text{m}$ 程度になっていることが分かった。
- (2) ミストの粒径と衝突速度をパラメータとした加速エロージョン試験により、エロージョン速度に対する影響

度を把握し、空気圧縮機初段動翼前縁部のエロージョン量を予測できることが分かった。

(3) 実機で生じるエロージョンは、非常に軽微であり、通常の定期点検インターバルで保守を実施すれば、良好な状態で運用を継続できることが確認できた。

7. おわりに

既設機へ適用する場合に改造範囲が最小で比較的短期間に追設可能である内吹き方式吸気加湿冷却に対し、今回検証した技術成果により、長期信頼性を維持できる装置の開発が完了したことになり、夏場の電力需給問題を解決するために積極的に採用可能な条件が整った。

現在まで当社にて納入した外吹き方式および内吹き方式の運用実績を踏まえ、ニーズにマッチした適用改造を行い、更なる出力確保へ向けた展開を推進していく所存である。

8. 引用文献

- (1) 福武英紀, 伊東正雄, “ガスタービン吸気冷却用噴霧ノズルの開発-第1報-”, 第39回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2011), C-10.
- (2) 内田竜朗, 大友文雄, 福武英紀, 伊東正雄, 鹿目浩正, 奥野研一, “吸気冷却ガスタービン入口案内羽根後縁から噴霧する水滴の挙動と圧縮機動翼の浸食評価”, 第41回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2013), A-21.
- (3) 鹿目浩正, 奥野研一, 伊東正雄, 福武英紀, 内田竜朗, 大友文雄, “ガスタービン吸気冷却噴霧ミスト衝突による圧縮機動翼材のエロージョンと損傷メカニズム”, 第41回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2013), C-19.
- (4) 伊藤洋茂, 岡部永年, “金属材料の液滴エロージョン評価”, 日本機械学会論文集A編 Vol. 59, No. 567 (1993), pp. 2736-2741.

吸気冷却ガスタービン入口案内羽根後縁から噴霧する 水滴の挙動と圧縮機動翼の浸食評価

Behavior of water droplets atomized from the air cooled gas turbine inlet guide vane trailing edge and erosion evaluation of compressor blades

内田 竜朗*¹
UCHIDA Tatsuro

大友 文雄*¹
OOTOMO Fumio

福武 英紀*²
FUKUTAKE Hidenori

伊東 正雄*²
ITOH Masao

鹿目 浩正*¹
Kanome Hiromasa

奥野 研一*¹
Okuno Kenichi

ABSTRACT

This paper describes a gas turbine inlet air cooling system using high pressure spray nozzle. Scale model inlet duct is manufactured within water spray of inlet fogging system, and many testing was conducted on the condition of same level of actual velocity with inlet duct at site. As testing results, droplet size finally reduce to SMD 80 μ m at 1st blade leading edge. Next, water spray adjusting actual attack to blade is provided to test piece of same material with actual compressor blade, and weigh is measured at every constant time period for getting averaged erosion depth. As a result, it is concluded that erosion at leading edge of 1st compressor blade is predicted to be approx 1.2mm at maximum per 10 years less than acceptable limit of depth, and it may have no need for maintenance of blade replacement and so on in 10 years.

Key words : Inlet Fogged Gas turbine, Two phase flow, Combustor, Blade, Erosion

1. はじめに

東日本大震災発生から2年が経過した。発生以降、原子力発電の稼働率は大幅に低下し、電力不足解消のため火力へシフトせざるを得ない状況が続いている。火力発電に使用するガスタービンは熱サイクルの性質上、吸気温度を下げる事で出力を増加する事が可能であるため、気温の高い夏場に吸気温度を下げる事が電力供給逼迫解決の一助になると考えられる。吸気温度を下げる方式にはLNG冷熱利用冷却方式⁽¹⁾、エバポレーティブクーラ方式、チラー方式、フォグ方式など^{(2),(3)}様々な方式が提案されている。この内、フォグ方式は、既設のガスタービンに追設することが容易であり、他の冷却方式よりも経済性に優れているなどの利点がある。フォグ方式を細分類すると、吸気フィルタ室外で水滴を噴霧する外吹き方式と吸気ダクト内で噴霧する内吹き方式がある。外吹き方式の場合、運転中のガスタービンに追設することができる利点があるものの、冷却効率が低い課題がある。一

方、内吹き方式の場合、定期点検時に追設することで外吹き方式よりも冷却効率が高く、大幅な出力増加が期待できるものの、圧縮機初段動翼へのエロージョン損傷リスクの低減が課題となっている。この課題を解決するためにこれまでに高耐久性微細水滴噴霧ノズルを開発⁽⁴⁾し、ガスタービン圧縮機入口部を模擬した風洞内に噴霧して冷却効率を評価してきた⁽⁵⁾。

本稿ではエロージョン損傷リスク低減のため、実機ガスタービン圧縮機入口部と同一条件を再現した水噴霧風洞試験で水滴径を評価し、この径の水滴を実機翼と同材に衝突させた浸食量評価試験を行った。これらの結果について報告する。

2. 水滴挙動把握試験

2.1 試験装置

ガスタービン吸気加湿冷却システム概念図を図1に示す。このシステムは圧縮機の吸気ダクト内にスプレーノズルを配し、このノズルに加圧ポンプを接続した構成となっている。噴霧水滴の大部分は気化して吸気温度を下げることに寄与し、残りのごく一部の水滴はそのまま圧縮機に吸気されていると考えられている。

図1 破線で囲った空気取り込み口からIGV (Inlet

原稿受付 2013年9月3日

校閲完了 2014年4月21日

*1 (株)東芝 電力・社会システム技術開発センター
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4

*2 (株)東芝 電力システム社 京浜事業所 原動機部

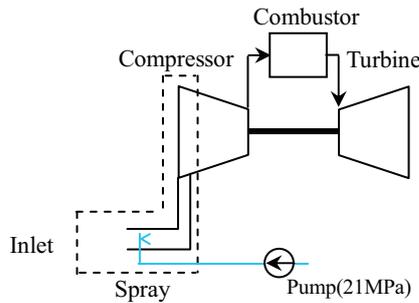


Fig. 1 Wind tunnel experimental apparatus

Guide Vane) までの領域を模擬した1/300 (IGV入口断面積比) のスケールモデル (図2) をプロア (120Nm³/min) に接続し, エロージョン損傷リスク低減を目的に新規開発したスプレーノズル (図3) を取り付けて試験を行う。

この風洞はスプレー水噴霧部, 出口部の流速および水, 空気流量比を実機ガスタービン条件が再現できるように設計製作してあり, 図2に示した②~⑥の部位には温度・相対湿度, 風洞壁面静圧, 流速を計測するセンサを取り付けてある。温度・相対湿度計測センサはVAISALA製HMP110, 圧力計測センサはScanivalve製ZOC33/64Px (圧力レンジ: 34kPa) を使用した。スプレーノズルは供給圧, 供給流量, 直下のザウタ平均粒径がそれぞれ21MPa, 158mL/minの一流体ホロコナータイプである。特徴は噴霧水滴径を最小化するために使用圧力を高圧化し, その際に噴霧ノズル内部に浸食が生じないように耐摩耗材を使用して耐久性を高めた点である。尚, スプレーノズルに供給する水は純水を使用した。

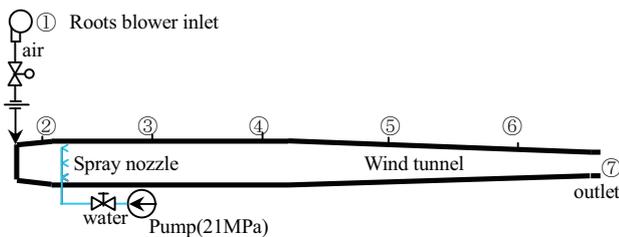


Fig. 2 Wind tunnel experimental apparatus

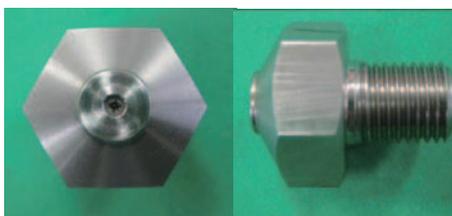


Fig. 3 Spray nozzle

図2風洞出口部⑦の部位には図4に示すようにIGV模擬翼 (コード長c=128.8mm) を取り付け, その下流に高速度カメラ (Photron製 FASTCAM SA-X) を設置して撮像焦点をy=0の面に一致させて水滴挙動を可視化計測した。

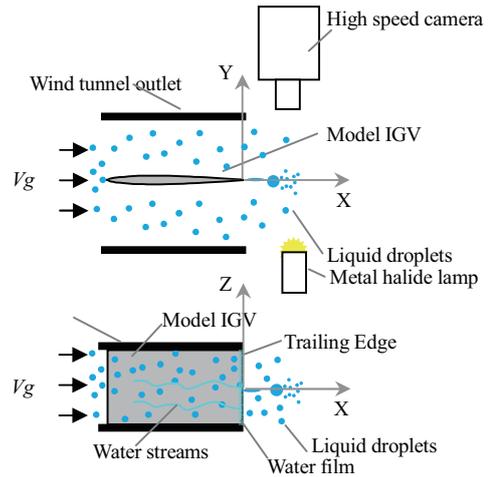


Fig. 4 Schematic of experimental apparatus

2.2 試験条件

水噴霧風洞試験はスプレーノズル, 入口温度をそれぞれ3個, 33℃に固定し, 主流速度が変化した場合の水滴径への影響を評価する試験 (Case 1 ~ 3) と主流速度を実機と同一の条件 (Case 4) に固定して翼後縁からの距離の違い, プロア入口相対湿度の違い, 翼表面の濡れ性の違いが水滴径へ及ぼす影響を評価した。表1に試験条件を示す。表に示すRe数, We数は代表長が水滴径d=100μmの場合の値を示した。

Table 1 Wind tunnel test condition

| | Case1 | Case2 | Case3 | Case4 |
|--|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Ambient pressure[hPa] | 1025 | 1025 | 1025 | 1010 |
| Inlet temperature[°C] | 33 | 33 | 33 | 33 |
| Inlet Humidity H_{in} [%RH] | 29 | 48 | 53 | 48 |
| Normalized velocity $V_g/V_{design-1}$ | 0.4 | 0.8 | 0.9 | 1.0 |
| $Re=V_g d/\nu$ | 4.8×10^2 | 9.7×10^2 | 1.1×10^3 | 1.2×10^3 |
| $We=\rho(v_g-v_i)^2 d/\sigma$ | 9 | 34 | 43 | 54 |

2.3 試験結果

2.3.1 主流速度の影響

まず, 主流速度が変化した場合にIGV模擬翼後縁近傍で水滴径がどのように変化しているかを調べた。Case1の条件で撮影した動画から瞬間の画像を切り出して図5に示す。図に示すようにIGV模擬翼後縁近傍では, 後縁に形成された水膜には周囲の空気流速と水膜が後縁から離脱する際の流速との差により剪断力が働き, 流れ方向下流に柱状に引きちぎれていることがわかる。この結果, 水滴形状は球でなく非球形となっている。また, 水滴は後縁から離れる領域A (IGV模擬翼後縁から下流3mmまでの領域) よりも下流の領域B (後縁から3~5mmの領域) の方が水滴サイズは大幅に小さくなっている事が確認できる。

これらの撮影画像をフローテック製FtrPIA-Shadow⁽⁶⁾を用いて画像の処理を行って水滴径を導出した。頻度比

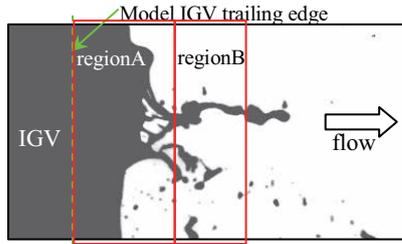


Fig. 5 Image of atomization from Model IGV

と水滴径の関係にまとめた結果を図6に示す。頻度比は全ての撮影領域(2mm×5.8mm)、撮影時間(0.8sec)にカウントした全水滴数で正規化した値である。図6左右の図はそれぞれ領域A、および領域B内の結果を示している。また、(a)~(c)はそれぞれ試験条件Case 1~3を示している。さらに、図中D₃₂は式(1)で定義されるザウタ平均水滴径を示した。

$$D_{32} = \frac{\sum_{i=1}^N n_i d_i^3}{\sum_{i=1}^N n_i d_i^2} \quad \text{式(1)}$$

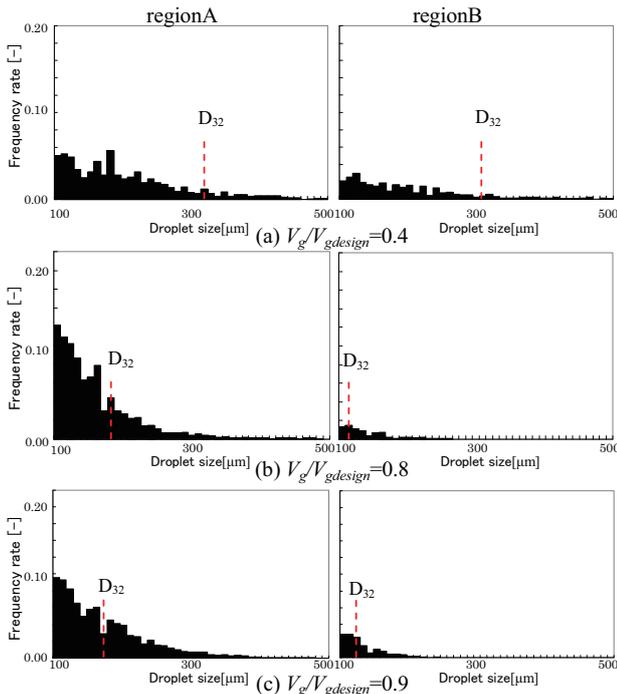


Fig. 6 Case 1~3 result (gas velocity: variable)

図から、全ての試験条件に対して主流速度が高い程、水滴は微粒化し、領域Bの水滴径の方が、領域Aの水滴径よりも小さくなる傾向が顕著である事が定量的に確認できる。尚、本試験条件と同一の条件にて主流中の水滴径を計測したところ、20μm以下であることを確認しており、図6に示したD₃₂へ及ぼす影響は極めて小さいと考えられる。また、領域Aでは広い水滴径範囲に頻度の高い水滴が観測されているにも関わらず、領域Bでは大

きな水滴の頻度が大幅に減少している。これは、質量保存を考慮すると領域Bでは100μm以下に微細化した水滴が多数存在していたものと考えられる。図中に示したD₃₂を正規化流速との関係に纏めると図7のようになる。

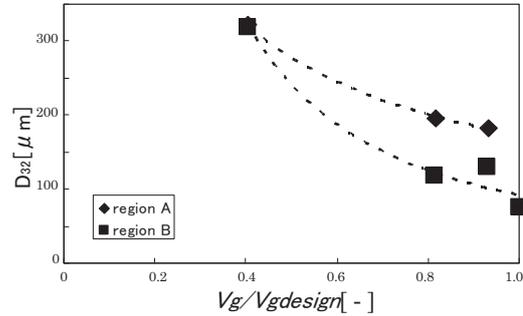


Fig. 7 Relation between D₃₂ and V_g/V_{gdesign}

図からD₃₂と正規化流速との関係は累乗近似で表現することが可能である。

2.3.2 翼後縁からの距離の影響

次に、実機圧縮機初段動翼位置で浸食に影響を与える水滴径を評価するため、流速を実機主流流速条件に、入口相対湿度を48%RHに固定し、計測位置をIGV模擬翼後縁から下流へ変化させた。各位置での結果を図8に示す。これらの3つの図は上から順に、IGVコード長で無次元化した距離x/c=0.04, 0.39, 0.78の結果をそれぞれ示している。

図から、水滴径はIGV模擬翼後縁から下流に流動する

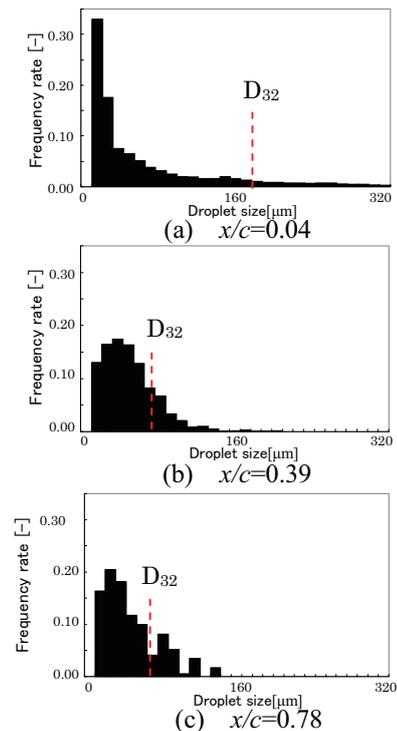


Fig. 8 Case4 result (distance from trailing edge:variable)

につれてウェーク内外の速度差に起因した剪断力が水滴に働いた事によって微粒化が促進される事が確認できる。図中に示した D_{32} をIGV模擬翼後縁からの距離との関係に纏めると図9のようになる。同図より $x/c=0.39$ よりも下流では約 $80\mu\text{m}$ まで微粒化され、以後はほぼ一定となる傾向を示した。

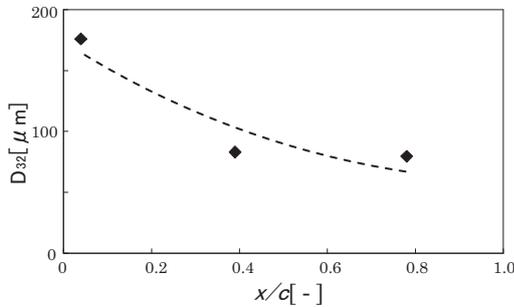


Fig. 9 Relation between D_{32} and distance

2.3.3 相対湿度の影響

吸気冷却システム運用時の相対湿度変化による水滴径への影響を評価するため、流速を実機流速条件に固定したまま、相対湿度条件の異なる2条件に対して水滴径分布を計測した。結果を図10に示す。これらの図は上から順に後縁からの無次元距離 $x/c=0.19, 0.78, 1.55$ の、左から順にブロー入口相対湿度 $H_{in}=24, 68\%$ の条件に対する y - z 面内のザウタ平均水滴径分布を示している。

尚、本試験ではIGV後縁から噴霧した水滴は下流へ流動するにつれて微粒化して非球形から球形になること、および、カメラのスケールファクタを考慮して装

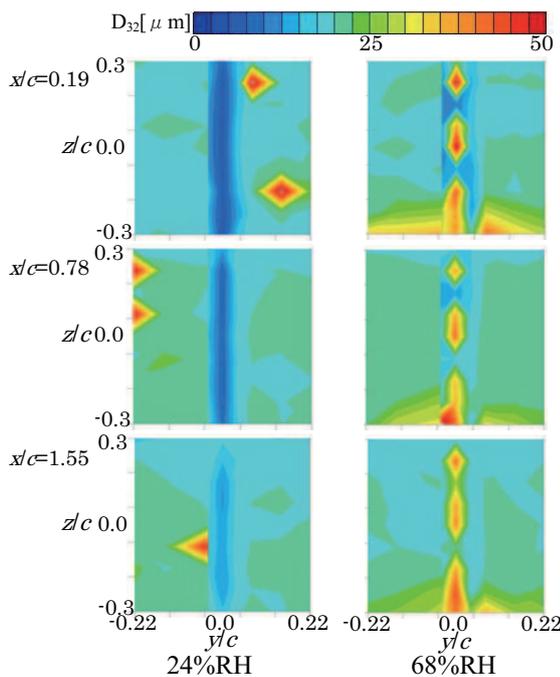


Fig.10 D_{32} distribution in each x/c constant section behind IGV (relative humidity : variable)

置を高速度カメラからPDPA (Phase Doppler Particle Analyzer) に変えて行った。図から入口相対湿度の低い ($H_{in}=24\%RH$) 条件ではIGV後縁下流ウェーク内の水滴径は周囲の径よりも小さく、逆に入口相対湿度の高い ($H_{in}=68\%RH$) 条件ではIGV後縁下流の水滴径は周囲の径よりも大きい傾向である。流れ方向の水滴径分布変化を比較するため、これらの図から原点位置の水滴径を抽出して水滴径と無次元流れ方向位置との関係にまとめると図11のようになる。

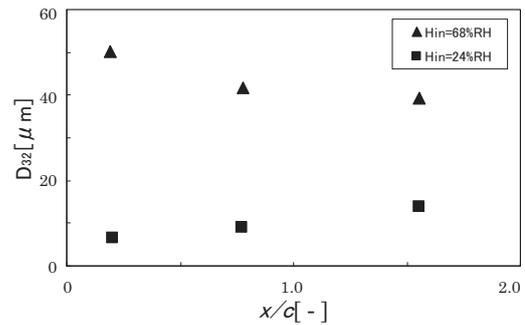


Fig.11 Relationship between D_{32} and x/c

図から入口相対湿度の低い ($H_{in}=24\%RH$) 条件ではIGV後縁下流の水滴径は下流へ進む程、水滴径は大きくなり、逆に入口相対湿度の高い ($H_{in}=68\%RH$) 条件では小さくなる傾向である。これらの結果の内、入口相対湿度が低い条件で下流へ流動する程水滴径が大きくなる傾向は、上流ウェーク内の小さな水滴が下流へ流動するにつれて主流の大きな水滴と凝集することによって水滴径が大きくなったものと考えられる。一方、入口相対湿度の高い条件で下流へ流動する程、水滴径が小さくなる傾向は、ウェーク内の水滴速度と主流速度の差によるせん断力によってウェーク内の大きな水滴が分裂して微粒化したためと考えられる。これらの2つの異なる傾向は入口相対湿度が50%未満の場合と、50%を超える場合に後縁から離脱する水滴の初期の径が異なる事、および、これらの水滴の周囲を流動する異なる径の水滴に起因しているためと考えられる。

2.3.4 翼表面濡れ性の影響

IGV翼表面には図12に示す様に複数の液脈が形成され、後縁で液膜となり、この水膜の流量が一定量を超えると下流へ離脱していく様子がフロントライティング撮影による画像から観察された。流速を実機主流流速条件、相対湿度を45～48%RHの範囲に固定したまま、IGV模擬翼表面の濡れ性によってこれらの液脈の形成が変化し、後縁から噴霧される水滴径へどのような影響を及ぼすかどうかを評価した。結果を図13に示す。

これらの図は上から順に後縁からの無次元距離 $x/c=0.78, 1.55$ の、左から順にIGV模擬翼表面コーティングなし、撥水コーティング (接触角 10° 未満, 膜

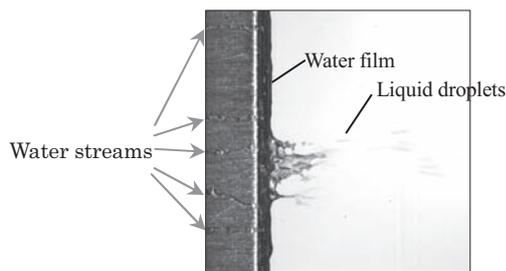
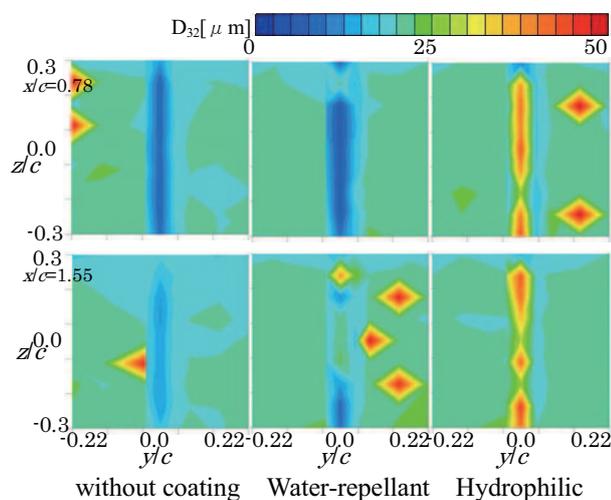


Fig.12 Visualization of atomization from Model IGV (front light)

厚約10nmのフッ素系) , 親水コーティング (接触角 102° , 膜厚約 $0.3\ \mu\text{m}$ の SiO_2 系) を施した場合のy-z面内ザウタ平均水滴径分布 $D_{32}[\mu\text{m}]$ を示した。図の上段($x/c=0.78$)に示す翼表面状態の異なる3つの水滴径分布を比較すると、コーティングなしと撥水コーティングを施している場合、親水コーティングを施している場合と比較して翼後縁近傍の水滴径が小さくなる傾向である。コーティングなしの場合の最小水滴径は $7.8\ \mu\text{m}$ 、撥水コーティングの場合の最小水滴径は $6.0\ \mu\text{m}$ であった。水滴径が入口相対湿度の影響を受ける事から相対湿度の高い条件で計測したにも関わらず水滴径が小さい結果を得たことから撥水コーティングは微粒化に効果があるものと考えられる。

Fig.13 D_{32} distribution in each x/c constant section behind IGV (surface wet condition : variable)

また、図13の上下段($x/c=0.78, 1.55$)を比較すると、下流($x/c=1.55$)の方が翼後縁近傍の水滴径が主流を流動する水滴径に近くなる傾向であることが分かる。

3. 圧縮機動翼浸食評価試験

浸食評価試験では水滴挙動評価試験結果から得られた径の水滴を実機翼と同材の試験片(15%Crを含有するマルテンサイト系ステンレス鋼)に衝突させて浸食量を評価した。試験方法や評価方法については文献(7)を参考にした。

3.1 試験装置

浸食量評価試験装置の概観を図14に示す。

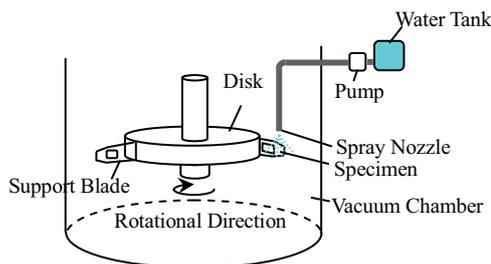


Fig.14 Test apparatus for erosion rate evaluation

この装置は真空槽内で高速回転体の外周部に実機翼と同材の試験片を取付け、加圧水を槽外から供給して実機相当の水滴径が噴霧可能なスプレーノズルを取り付けた構成となっている。

3.2 試験条件

浸食量評価試験は実機周速(400m/s)、水滴径(80 μm)を模擬し、試験片に水滴を衝突させて浸食させ、一定時間間隔毎に重量計測した。水滴径と衝突速度(周速)を表2に示すように変化させて浸食減量を定量的に評価した。

Table 2 Erosion rate evaluation test condition

| | Case5 | Case6 | Case7 | Case8 |
|------------------------------------|-----------|-----------|------------|------------|
| droplet size $D_{32}[\mu\text{m}]$ | approx.70 | approx.70 | approx.180 | approx.180 |
| attack velocity[m/s] | 400 | 480 | 400 | 480 |

3.3 試験結果

図15、16にケース5の条件で得られた浸食量と浸食速度の時間変化の代表的な結果を示す。

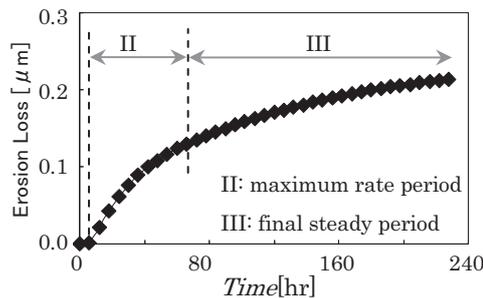


Fig.15 Relation between Erosion loss and time

これらの図から試験片に用いた材料の浸食量の時間変化がほぼ直線的になっている事から、安定期に入っていると見なせる事が分かる。同様の試験結果(Case 6~8)を浸食速度基本式(2)へ代入し、式中の材料定数を決定した後、実機圧縮機初段動翼が長時間運転した場合の浸食量を予測した。

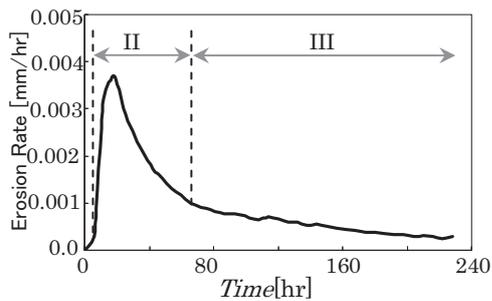


Fig.16 Relation between Erosion rate and time

$$U = CV^{\alpha} d^{\beta} N \quad \text{式(2)}$$

ここで、 U : 浸食速度, V : 衝突速度, d : 水滴径, N : 単位時間単位面積あたりの衝突水滴量, C , α , β : 材料定数である。

この結果、10年で1.2mm程度の浸食量であることが求められた。従って、圧縮機初段動翼強度に影響を及ぼす様な浸食量でないものと考えられる。

4. まとめ

内吹き式吸気冷却ガスタービンの吸気ダクト部からIGVまでを模擬した水噴霧風洞試験およびこの試験から得られた径の水滴を実機翼と同材の試験片に衝突させた浸食量評価試験を行った。以下に結論を纏める。

- (1) 実機流速条件の試験を行った結果、非球形の水滴が後縁から離脱し、後縁直下で粗大であった水滴は下流へ流動するにつれて微細化し、 $80 \mu\text{m}$ 一定になる傾向を示した。
- (2) 主流速度が水滴径に与える影響を調べた結果、主流速度が高い程、下流領域の水滴径の方が、上流領域の水滴径よりも小さくなる傾向が顕著である事が明らかとなった。
- (3) 翼表面に撥水コーティングを施した場合、コーティングなしや親水コーティングと比較して微粒化に効果があることが確認された。
- (4) 入口相対湿度の低い条件 ($H_{in}=24\%RH$) で、後縁下流の水滴径は周囲の水滴径よりも小さく、相対湿度の高い条件 ($H_{in}=68\%RH$) で、大きくなる事が明らかとなった。
- (5) 実機周速、水滴径を再現し、実機翼と同材の試験片

の浸食試験を行い、浸食量評価式を導出した。この式を用いて10年運転時の浸食量を予測した結果、1.2mm程度である事が明らかとなった。従って、圧縮機初段動翼強度に影響を及ぼす様な浸食量でないものと考えられる。

今後、内吹き式吸気冷却システムを実機ガスタービンに適用し、夏場の電力供給逼迫課題を解決して行く所存である。

5. 謝辞

本研究の一部は、独立行政法人新エネルギー・産業総合開発機構 (NEDO) からの助成事業「省エネルギー革新技术開発事業/実証研究 (電力需給緊急対策) ガスタービン用吸気加湿冷却装置の開発について」の成果を利用して頂いた。また、高速度カメラによる画像の撮影は株式会社Photron小泉殿のご協力を、粒子計測は株式会社フローテック・リサーチ武田殿、西野教授、土井殿の協力を、PDDA計測は東京ダイレック株式会社木下殿の協力を得た。ここに付記して関係者に深甚なる謝意を表する。

参考文献

- (1) 吉田圭二郎, 松原亘, 矢嶋春喜, 牧原洋, 徳田雅寛, 小野田 聡, “LNG冷熱を利用するガスタービン吸気冷却システムの開発”, 三菱重工技報 Vol.35, No.6 (1998), pp.402-405.
- (2) Chuck Jones, John A. Jacobs III., “Economic and Technical Considerations for Combined Cycle Performance-Enhancement Options”, GER-4200 (2000).
- (3) 宇多村元昭, 桑原孝明, “ガスタービン増出力用の吸気加湿冷却システム”, 日本ガスタービン学会誌 Vol.28 No.3 (2000), pp.249-251.
- (4) 福武英紀, 伊東正雄, “ガスタービン吸気冷却用噴霧ノズルの開発”, 第39回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集 (2011), pp.239-242.
- (5) 内田竜朗, 大友文雄, 福武英紀, 伊東正雄, “吸気加湿冷却によるガスタービン出力の増強”, 日本機械学会論文集 B編 Vol.79, No.799 (2013), pp.276-28
- (6) http://www.ft-r.jp/service/service_particle_shadow.html
- (7) 伊藤洋茂, 岡部永年, “金属材料の液滴エロージョン評価”, 日本機械学会論文集 A編 Vol.59, No.567 (1993), pp.2736-2741

ガスタービン吸気冷却噴霧ミスト衝突による 圧縮機動翼材のエロージョンと損傷メカニズム

Erosion mechanism of compressor blades caused by water mist droplets using inlet fogging cooling system in gas turbine

鹿目 浩正*¹
KANOME Hiromasa

奥野 研一*¹
OKUNO Kenichi

伊東 正雄*²
ITOHO Masao

福武 英紀*²
FUKUTAKE Hidenori

内田 竜朗*¹
UCHIDA Tatsuro

大友 文雄*¹
OOTOMO Fumio

ABSTRACT

Some mechanical parts may have heavy erosion damages on the surface by liquid droplet impingement, and also gas turbine compressor 1st stage blade has possibly same damages by water mist droplets using inlet fogging cooling system in its suction duct. This paper describes the evaluation of erosion characteristic using compressor material test pieces with several conditions of water mist attack at the mock-up testing, and the surface of erosion material could be observed in detail using SEM by erosion periodic time. As the result, erosion process by water mist droplet was found to be the fatigue fracture phenomena due to further observation of erosion surface from incubation period at the beginning to final steady period of erosion. Furthermore, it is verified that erosion forms peculiar shape on the surface that have many pits strongly corresponds to approximate 90% Mean Volume Diameter at the stage of final steady period. Also it is clarified that cavitation-erosion can be the dominant phenomena on the erosion process grown toward depth direction.

Key words : Gas turbine Compressor, Blade, Liquid Impingement Erosion, Cavitation Erosion, Scanning Electron Microscope

1. はじめに

低圧蒸気タービン翼やタービン排気の直撃を受ける復水器細管、蒸気系配管の曲がり部やオリイス後流など長期にわたって液滴が衝突する部材ではエロージョンによる減肉損傷が発生する場合がある。これら延性を有する金属材料の液滴衝突エロージョンは、潜伏期、最大エロージョン速度期、最終定常期の3過程からなり、浸食速度に及ぼす液滴粒径の影響などについて系統的な研究結果が報告されている⁽¹⁾。液滴衝突エロージョンに関する研究の多くは、エロージョン特性に対する液滴径や衝突速度、材料強度等の影響を評価するため、単一の試料の質量変化を一定期間ごとに計測することに主眼を置いて実施されている⁽²⁾。また、液滴衝突エロージョン過程における材料表面の壊食形態に関する研究では、潜伏期

から最大エロージョン期の初期段階の損傷形態についての報告例はあるが^{(3),(4)}、機械装置の寿命評価に重要な最終定常期にわたってエロージョン特性を評価し、その損傷形態を調査した例は少ない。このため、液滴の衝突を受けた材料表面壊食状態の経時変化については知見が少なく、液滴衝突エロージョンの損傷機構については今だ不明な点が多い。

ガスタービンは熱サイクルの性質上、気温が上昇する夏場は性能が低下することはよく知られており、吸気温度を下げることでガスタービンの増出力が可能な水噴霧による吸気加湿冷却方式が震災以降の電力逼迫対策として注目されている。なかでも、吸気ダクト内に直接水噴霧を行う内吹き方式は、高い冷却効率が期待される反面、圧縮機初段動翼に液滴が衝突することによりエロージョンを生じる可能性が懸念されている。

本研究では、ガスタービン吸気冷却システム開発の一環として、噴霧液滴による圧縮機初段動翼のエロージョン特性評価を目的に回転エロージョン試験（以下ミストスピント）を実施した。液滴を衝突させた動翼材料

原稿受付 2013年9月3日

校閲完了 2014年4月21日

* 1 (株)東芝 電力・社会システム技術開発センター
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4

* 2 (株)東芝 電力システム社 京浜事業所 原動機部

の潜伏期から最終定常期に至るエロージョン損傷面の破壊形態を走査型電子顕微鏡（以下SEM）等を用いて詳細に観察し、エロージョンによる質量減少の経時変化と対応した材料表面の損傷形態観察結果から得られた知見について報告する。

2. 試験方法

図1はエロージョン特性を評価するために製作した試験装置の外観である。真空槽内で高速回転するディスクおよび支持翼から成る。試験片は、支持翼の先端に装着し、試験片の回転軌道に取り付けたスプレーノズル（フラットアトマイジングノズル）から噴射した液滴を衝突させて試験面にエロージョン損傷を与える。ディスクの外径は800mmであり、液滴衝突速度が所定の速度になるよう回転数を調整した。液滴は、粒径の異なる2種類のスプレーノズルから噴射し、それぞれのザウター平均粒径が173μm, 59μmの液滴を使用した。なお、液滴のザウター平均粒子径は、式(1)で定義される。

$$d_{32} = \frac{\sum ni \cdot di^3}{\sum ni \cdot di^2} \dots\dots\dots(1)$$

Ni : 液滴個数, di : 液滴径

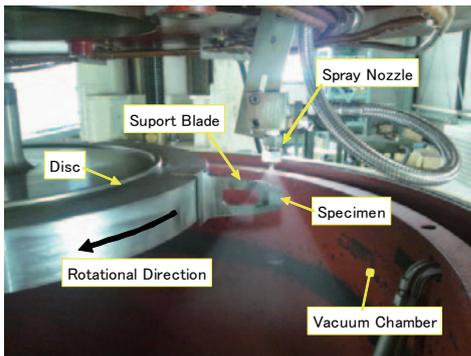


Fig. 1 Apparatus for Mist-spin-test

供試材は、15%Crを含有するマルテンサイト系ステンレス鋼からなる圧縮機動翼材である。表1に化学成分を示す。

Table 1 Chemical composition of test specimen

| Chemical composition (Wt.%) | | | | | | |
|-----------------------------|-----|-----|-------|-------|-----|------|
| C | Si | Mn | P | S | Ni | Cr |
| 0.04 | 0.3 | 0.5 | 0.002 | 0.001 | 0.6 | 14.6 |

図2に試験片形状を示す。(a)の試験片は、一定時間毎に取出して質量計測を行う試験片であり、支持翼と同じテーパ形状に加工した。試験面は鏡面まで研磨した後、精密天秤で初期質量を0.01mgの精度で計測し試験に供した。(b)は、(a)の試験片を均等な幅に4分割したものであり、所定の質量測定時間で一部を取り出して、試験面の破壊形態観察を行うための試験片である。この分割型試験片は、取り出し回数に応じて複数準備し、(a)と同様に鏡面まで研磨した。所定の液滴衝突時間で一部を取出し、同一形状のピースを補充することで、短期間に液滴

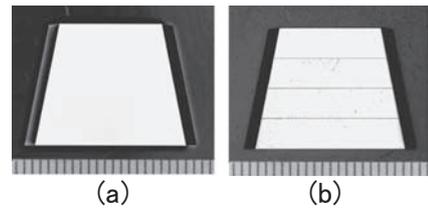


Fig. 2 Shape of test specimen

衝突履歴の異なる試験面を得た。

ミストスピントストは、実機の周速を模擬した400m/sと加速条件として480m/sを選定し、表2に示すような衝突速度と液滴径を組み合わせた4条件で実施した。これら4条件のうち最も試験条件がマイルドなCase4においても、衝突する水量比では実機の約15倍の加速試験となっている。試験時間は、単位時間あたりの質量変化がほぼ一定となる最終定常期まで継続することとし、最長228時間まで実施した。このうち、Case1とCase4では、試験開始直後から質量計測に合わせて、分割型試験片の取出しを行った。

Table 2 Mist-spin-test condition

| | | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 |
|----------------------|-------|--------|--------|--------|--------|
| Attack Velocity | (m/s) | 480 | 480 | 400 | 400 |
| Sauter Mean Diameter | (μm) | 180 | 70 | 180 | 70 |

3. 試験結果

3.1 エロージョン特性

図3に質量減少曲線および浸食速度経時変化を示す。浸食速度は、試験片の質量減少量を材料の密度と試験片表面積で除し、さらに試験時間間隔で除して求めた平均の浸食速度である。

いずれの試験条件においても、動翼材の浸食挙動は、液滴衝突初期の潜伏期を経た後、急速に浸食速度が増大

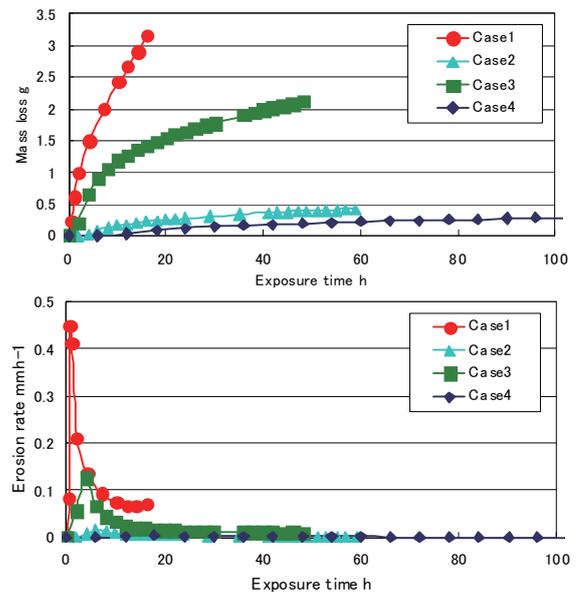


Fig. 3 Mass loss curve and erosion rate

する最大エロージョン速度期が現れ、それ以降浸食速度が減少し定常値となる最終定常期をむかえる典型的なエロージョン曲線を示した。

なお本試験で得られた動翼材エロージョン特性から、実機使用環境下における初段階動翼前縁部の浸食量評価値については既に報告⁽⁵⁾しているのので、ここでは詳細を省略する。

図4は最終定常期に達したCase1～Case4の試験片の外観とSEM観察結果を示す。試験面にはいずれも浸食ピットが形成された特徴的な壊食面を呈しており、ピットの直径は液滴の衝突速度によらず、液滴の粒径に依存した形状を呈することがわかる。

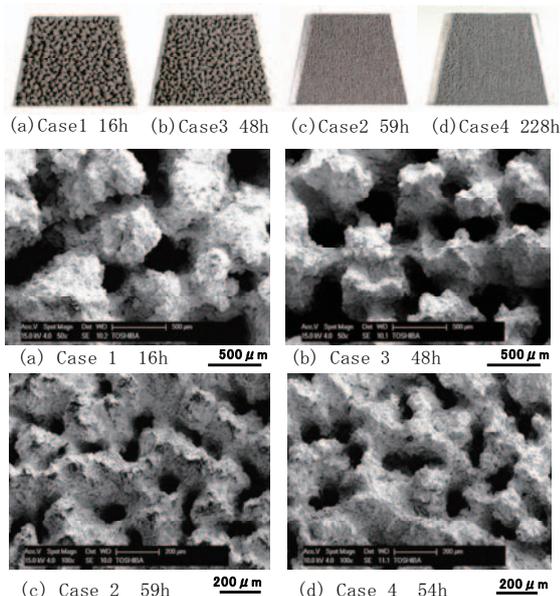


Fig. 4 External appearance test specimen after Mist-spin-test and SEM photographs

3.2 液滴衝突エロージョン壊食面の破壊形態

3.2.1 潜伏期から最大エロージョン速度期

図5は、Case1の試験開始から2時間までを分単位の短時間で計測した質量減少曲線と浸食速度の経時変化である。試験開始から15分後までの間は、質量変化が現れない潜伏期が観察され、25分経過した時点から急速な質量減少が生じ、40～45分で浸食速度の極大値が見られた。

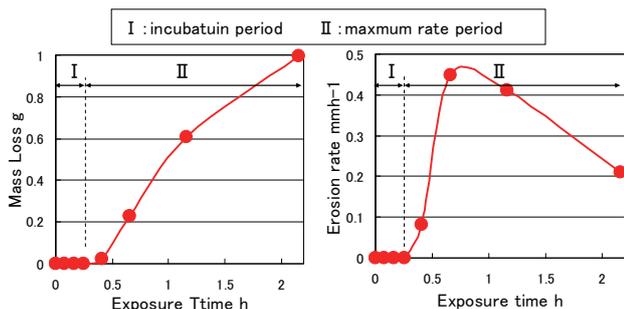


Fig. 5 Mass loss curve and erosion rate of Case 1

図6は、Case1の質量計測時に試験面の同一箇所を光学顕微鏡で観察し経時変化を記録した結果である。

鏡面研磨した試験面は、液滴衝突履歴を経る毎に金属光沢が失われ、15分経過後の試験面には、供試材の金属組織であるマルテンサイト組織に対応した模様が観察されるようになる。潜伏期間中の試験面の変化は、経時的に鮮明さを増すとともに、微細な表面損傷と見られる黒点が現れ、その数やサイズが大きくなっているのが観察された。急速な質量減少が表れる25分以降の試験面では、平滑部はほとんど失われ、顕著な凹凸が形成されていた。

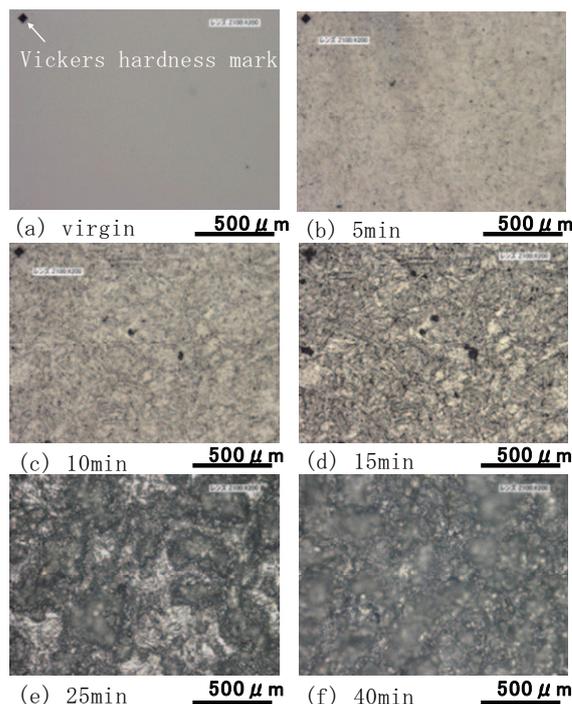


Fig. 6 Microscope observation of the specimen surface

図7は、Case1の液滴衝突開始後10,15,40分で取出した分割型試験片のSEM観察結果である。

潜伏期の試験面には数十 μm の範囲で浅い損傷部が観察され、表層部が欠損した面には高サイクル疲労破壊の特徴を示すストライエーションが観察された。試験面表層の小規模な疲労破壊は、液滴衝突時間とともに増加する傾向を示し、15分後の試験面では、疲労破壊部への液滴衝突により塑性変形してクレータ状の窪みが形成され、その底部には微細な割れ発生も観察された。浸食速度のピークに向かう40分後では、初期の平滑面は失われ試験面全体が起伏に富む表面を呈するようになる。この表面を詳細に観察すると、局所的な凹みの底部にはストライエーションが観察され、その周辺部には延性破壊の痕跡を示すディンプルパターンが観察された。

このように、液滴衝突エロージョン過程の初期に見られる潜伏期においては、液滴が衝突した材料表面で結晶のすべり面に沿った塑性変形が生じる。一般的な延性材料において、すべり面が対向する様な結晶粒界では必ず

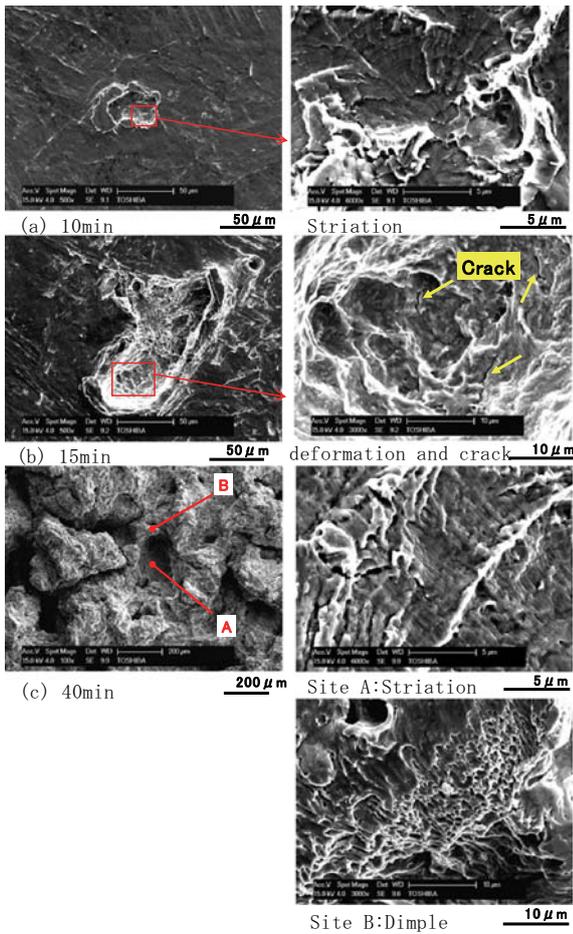


Fig. 7 SEM photographs of damaged surface

みが蓄積され、局所的な応力集中部が形成されるため、疲労き裂の起点になると推察される。この段階の疲労き裂は、液滴衝突によって塑性変形した加工硬化層に沿ってほぼ平行に進展しており、試験面が剥離するような破壊形態を示す。さらに、最大エロージョン速度期においては、試験面全域で疲労破壊が進行し、短期間のうちに100µmオーダーの比較的大きな金属の塊が連続的に離脱することで急速な質量減少が生じる。

3.2.2 最大エロージョン速度期から定常期

図8は、Case4の試験開始から228時間までの質量減少と浸食速度の経時変化を示す。この試験条件は、Case1～Case3と比べて条件がマイルドであるため、試験間隔を6時間とし、長期間のミストスピントストを実施した。試験開始後6時間で減肉速度の上昇が見られ、18時間で極大値に達した。

図9は最大エロージョン速度期から定常期までの間の分割型試験片の試験面SEM観察結果である。試験開始後18時間でエロージョン速度の極大値を示した試験面は顕著な凹凸を呈し、壊食面に直径が100µm前後の浸食ピットが形成されていた。浸食ピットの発生数は経時的に増加する傾向が見られるが、ピットの直径はほとんど変化していないことがわかる。また、いずれの壊食面に

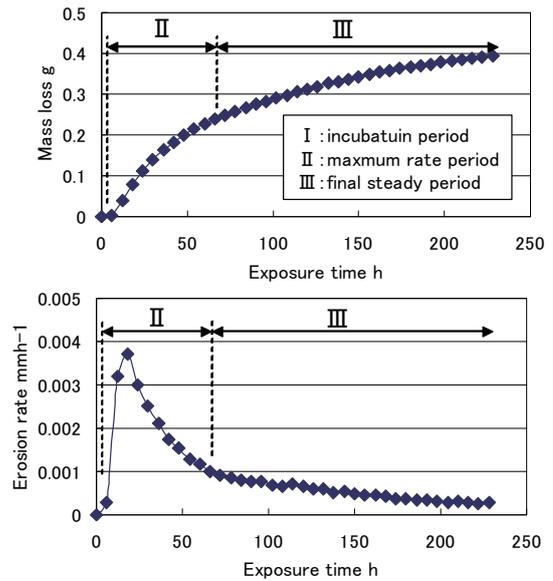


Fig. 8 Mass loss curve and erosion rate of Case4

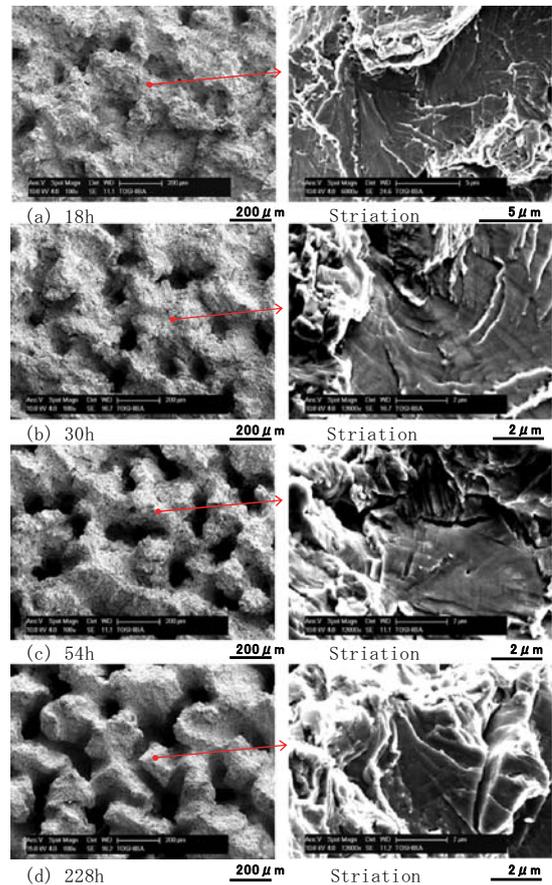


Fig. 9 SEM photographs of damaged surface at Case4

もストライエーションが観察される疲労破面が見られるが、破面領域は経時的に小さくなる傾向が見られ、それともなって壊食面が徐々に滑らかに変化していく様子が観察される。この疲労破面の縮小傾向は、離脱する粒子の微粒化に対応しているものと見られ、単位時間当たりの質量変化が小さくなる定常期のエロージョン過程を

裏付ける現象と推察される。

図10はCase 4で228時間液滴を衝突させた試験片を切断し、浸食ピット内部をSEM観察した結果である。浸食ピットの先端部においても疲労破壊が生じていたことを示すストライエーションが観察された。

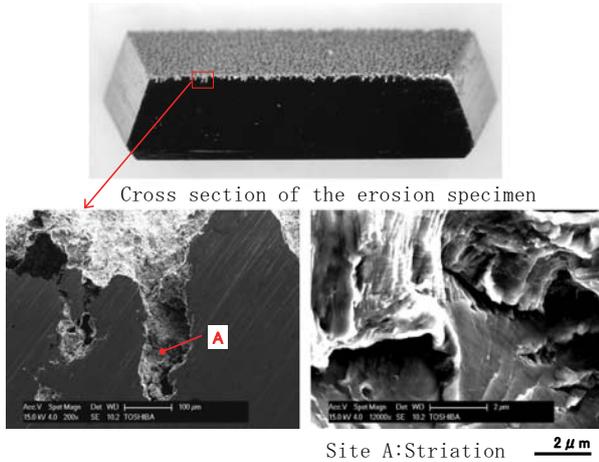


Fig.10 SEM photographs of erosion pit inside-wall

図11は、同じ試験片の断面形態観察結果である。壊食面に生じた浸食ピットは深さ $320\mu\text{m}$ 程度であり、表層部の直径を維持したまま深さ方向に成長し、ピット内部では微細な2次割れを伴っていた。この断面形態の特徴は、服部ら⁶⁾の磁歪振動装置を用いた試験で発生させたキャビテーション壊食面の断面形態に酷似していた。

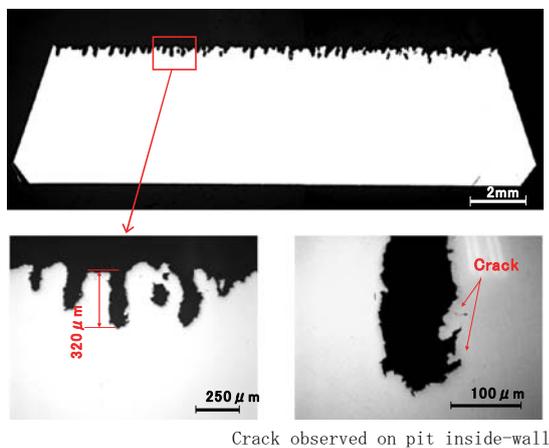


Fig.11 Cross-sectional erosion pits

図12は、Case 1とCase 4の最終定常期の試験面を 30° 斜め上方から観察した結果である。いずれの壊食面にも、先端が鋭角な円錐状の突起が林立した特徴的な形状を呈しているのがわかる。このような損傷形態は、実機使用環境下で長期にわたって液滴の衝突を受けた部材に似た表面形態を示した。

液滴が繰り返し衝突する試験面は、水膜で覆れた状態にあると見られ、壊食面に形成された浸食ピット内部にも水が滞留していると考えられる。この滞留水に高速で

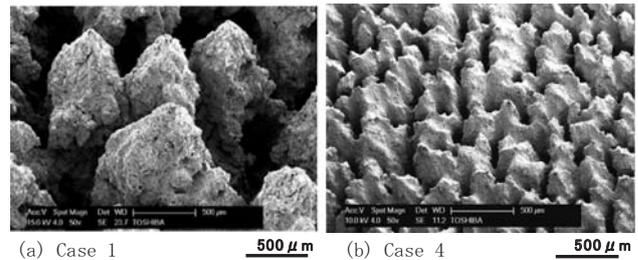


Fig.12 Shape of the damaged surface at final steady period (by inclination of 30°)

液滴が衝突すると、ピット内部に急激な圧力変動がもたらされる可能性がある。

疲労破面や微細な2次割れが観察されたピット内部の破壊形態の特徴から、滞留水に高速で液滴が衝突することで急激な圧力変動が付与され、内部で発生したキャビテーションの崩壊によって生じる衝撃波がピット内壁に疲労破壊を発生させた可能性が示唆される。

図13は、定常期に達したCase 1とCase 4の試験面の一定面積内 (3mm^2) に存在する浸食ピットの直径を計測し、それぞれのスプレーノズルザウター平均径毎にプロットした結果である。ザウター平均径が $173\mu\text{m}$ の液滴を衝突させた試験面には直径が $182\sim 389\mu\text{m}$ (平均 $276\mu\text{m}$)の浸食ピットが形成され、一方 $59\mu\text{m}$ の液滴衝突面では $72\sim 149\mu\text{m}$ (平均 $98\mu\text{m}$)の直径の浸食ピットが形成されていた。液滴衝突によって形成された浸食ピット直径の平均値は、今回の試験で使用したスプレーノズル噴霧水ザウター平均径の約1.6倍に相当し、液滴衝突が長期化してもピットの直径はあまり変化しない特徴を示すことが見出された。

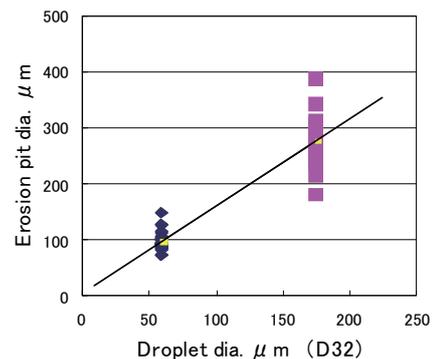


Fig.13 Relation between pit diameter and D32

図14は、各スプレーノズル噴霧液滴径のヒストグラムである。同図中にはD32, DV90 (体積累積分布90%径)および浸食ピットの平均径を併記した。最大エロージョン速度期以降の壊食面に形成された浸食ピット径の平均値は、DV90に相当する液滴径に近似した値であることが判る。

浸食ピットが局所的に深く成長する損傷メカニズムがピット内部で生じたキャビテーションエロージョンであ

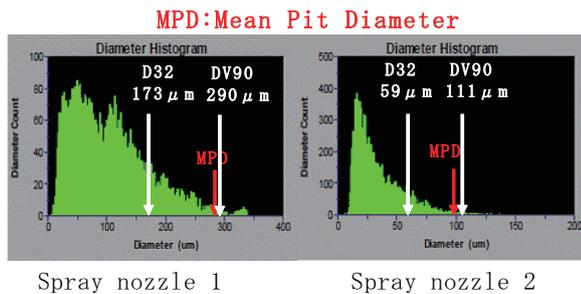


Fig.14 Droplet diameter histogram of spray nozzle

ると仮定すると、ピット内に滞留した水に効果的に圧力変動をもたらす得る液滴は、ザウター平均粒径で代表される液滴ではなく、分布上は極少数であるがDV90に相当するような大きな粒子であると考えられる。したがって、最終定常期のエロージョン速度は、壊食面に形成された浸食ピットの形状と衝突する液滴の粒径分布や密度に依存すると推察される。

4. まとめ

吸気加湿冷却装置の噴霧水による圧縮機初段動翼のエロージョン特性評価の一環として実施した壊食面損傷形態SEM観察の結果、以下の知見を得た。

- (1)液滴衝突初期の潜伏期では、表面の塑性歪が蓄積する結晶粒界等を起点として疲労き裂が生じ、加工硬化層が剥離するような微小領域の疲労破壊が生じる。
- (2)最大エロージョン速度期においては、疲労破壊が液滴衝突面全域に拡大し起伏に富む表面状態を呈し、100 μm オーダーの金属粒子が離脱することで、単位時間当たりの質量減少が増大する。
- (3)最終定常期の壊食面には衝突する液滴粒径に依存した浸食ピットが形成され、局所的に深く成長する損傷機構は、キャビテーションエロージョンが支配的な現象と見られる。

- (4)最大エロージョン速度期から定常期の浸食速度は、衝突する液滴径分布や密度に依存し、浸食ピット深さ方向への成長にはDV90に相当する液滴が影響している可能性が見出された。

5. 謝辞

本研究の一部は、独立行政法人新エネルギー・産業総合開発機構（NEDO）からの助成事業「省エネルギー革新技術開発事業/実証研究（電力需給緊急対策）ガスタービン用吸気冷却装置の開発について」の成果を利用させていただいた。またスピントテストは(株)丸和電機殿に協力を得た。ここに付記し関係者に深甚なる謝意を表す。

参考文献

- (1) J.h.Brunton & M.C.Rochester: "Erosion of solid surface by the Impact of Liquid Drops", Treatise on Materials Science and Technolgy, Vol.16, pp185-247 (1979)
- (2) 伊藤, 岡部, "金属材料の液滴エロージョン評価", 日本機械学会論文集A編 Vol.59, No.567 (1993), pp.2736-2741
- (3) 服部, 他1名, "キャビテーションエロージョン率の液体衝突エロージョン率との比較", Wear, Vol.269, pp310-316 (2010)
- (4) 服部, 早川, "炭素鋼, ステンレス鋼の液体衝撃エロージョンの流速依存性", 日本機械学会論文集 A編Vol.76, No.772 (2010), pp1705-1712
- (5) 内田, 大友, 他4名" ガスタービン吸気冷却システム "第18回動力・エネルギーシンポジウム講演論文集, pp.61-64 (2013)
- (6) 服部, 小木曾, 南, 山田," 長時間のキャビテーション壊食面の形成と進展", 日本機会学会論文集A編Vol.73, No.732, pp912-917 (2007-8)

周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機に及ぼす影響

第1報：全体性能と失速特性の変化

The Effect of Circumferential Single Grooved Casing Treatment on Transonic Compressor Part 1: The Change in Overall Performance and Stall Characteristics

佐久間 康典*¹
SAKUMA Yasunori

渡辺 紀徳*¹
WATANABE Toshinori

姫野 武洋*¹
HIMENO Takehiro

加藤 大*²
KATO Dai

室岡 武*²
MUROOKA Takeshi

周藤 由香里*²
SHUTO Yukari

ABSTRACT

The effect of circumferential single grooved casing treatment on the stability enhancement of NASA Rotor 37 has been examined with CFD analysis. Stall inception mechanism of Rotor 37 was presented first with principal focus on the tip leakage flow behavior, passage blockage, and the vortical flow structures. Detailed observation showed that the combined interaction of the stagnated flow of tip leakage vortex breakdown and the jet-like leakage flow from the mid-chord region leads to the tip-initiated stall inception. The result of numerical parametric study was then demonstrated to show the effect of varying the axial location and the depth of a circumferential single groove. The evaluation based on stall margin improvement showed a higher potential of deeper grooves in stability enhancement, and the optimal position for the groove to be located was indicated to exist near the leading edge of the blade.

Key words : Unsteady Flow, Compressor, Rotating Stall, Stall Inception, Casing Treatment

1. 緒言

ジェットエンジンの高性能化及び環境適合性の向上において、圧縮機の効率改善、段当り圧力比の上昇は、極めて重要な技術項目である。しかしながら圧縮機の翼負荷の増大は同時に旋回失速発生の危険度も高めることとなり、従来の翼形状の空力的最適化や段負荷分布の工夫、VSV（可変静翼）や始動抽気の活用等に加えて追加的なデバイスによる空力的安定性の底上げが期待されている。

圧縮機の失速発生を遅らせるデバイスとして古くからその効果が認められてきたものにケーシングトリートメントがある。これは圧縮機内壁に溝を彫る等の加工を施すことにより動翼の翼端近傍流れ場への干渉を試みるものであり、若干の効率低減と引き換えに失速マージンの拡大が見込めることが過去の研究や実機への適用例から確認されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。一方ではその失速マージンの改善

効果の流体力学的なメカニズムを解明しようと多数の実験的・数値解析的な研究がなされ、また一方ではより少ない効率低下で失速マージンを拡大しようと様々な新規形状の提案がなされた。特に、近年に至って翼形状の最適化のみで圧縮機性能を向上させることが難しくなると以降、優れたケーシングトリートメント形状の開発の重要性は益々増大している。しかし効果的な形状の設計クライテリアについては、特に遷音速圧縮機において未だ一貫した知見が得られていない。遷音速流れは衝撃波境界層、翼端渦などの流れの諸相が関連した複雑なものであるため旋回失速に陥る過程についてそもそも未解明の要素が多い。加えて、ケーシングトリートメントがそれら遷音速流れに及ぼす影響も、旋回失速が抑制される流体的なメカニズムも未だ明らかになっていない。従って、現象的なメカニズムに立脚した設計指針の確立が求められている。

本研究ではこのような状況から、周方向溝型ケーシングトリートメントが施された遷音速圧縮機内の流れ場を数値解析によって調査することにより、溝が流れ場に及ぼす影響及びそれによって旋回失速が抑制されるメカニズムについて知見を得ることを目的としている。その際、溝が一本のみ施された単純な系に着目し、その設置位置、

原稿受付 2013年9月5日

校閲完了 2014年4月21日

*1 東京大学大学院 工学系研究科
航空宇宙工学専攻

〒113-8656 文京区本郷7-3-1

*2 (株)IHI 航空宇宙事業本部

溝深さを対象としたパラメトリックスタディを実施することで基礎的な現象の解明を試みる。本論文は2部構成であり、この第1報では使用した数値解析手法の概要と、ケーシングトリートメントを施していない条件における圧縮機の失速過程、及びケーシングトリートメントが圧縮機の全体的な特性に及ぼす影響について報告する。

主な記号

| | | |
|--------------|----------|----------------------|
| c_x | 翼端軸コード長 | [m] |
| \dot{m} | 流量 | [kg · m/s] |
| P_s | 静圧 | [Pa] |
| P_t | 全圧 | [Pa] |
| PR | 全圧比 | [-] |
| r | 半径方向位置 | [m] |
| R | 気体定数 | [J/(kg · K)] |
| T_t | 全温 | [K] |
| u | 軸流速度 | [m/s] |
| \vec{u} | 相対流速ベクトル | [m/s] |
| \bar{V} | 入口平均相対流速 | [m/s] |
| x | 軸方向位置 | [m] |
| γ | 比熱比 | [-] |
| ρ | 密度 | [kg/m ³] |
| $\bar{\rho}$ | 入口平均密度 | [kg/m ³] |
| $\vec{\xi}$ | 渦度ベクトル | [s ⁻¹] |
| $\dot{\phi}$ | 動翼角速度 | [rad/s] |

下添え字

| | |
|---------|-----------------|
| 1 | 前縁より5% c_x 上流 |
| 2 | 後縁より5% c_x 下流 |
| CT | ケーシングトリートメント有り |
| SW | ケーシングトリートメント無し |
| $peak$ | 最高効率点 |
| $stall$ | 失速点 |
| x | 軸方向成分 |

2. 解析手法

2.1 翼列モデル

解析対象はNASA Lewis Research Centerにて設計された遷音速圧縮機翼列NASA Rotor 37とした。Rotor 37は詳細な設計データが公開されており、さらにCFD検証用にGlenn Research Centerで動翼単体での実験⁽⁴⁾が行われたこともあり遷音速圧縮機内部流の解析対象として広く採用されている。Rotor 37の主要な設計諸元を表1に、パッセージ形状と動翼の子午断面図、及び計測が行われたステーション位置を図1に示す。

2.2 数値解析手法

有限体積法に基づいて空間的に離散化した3次元圧縮性RANS方程式を支配方程式とし、定常解析を実施した。時間進行はLU-SGSスキームを用いたEuler陰解法によ

Table 1 Design specification of NASA Rotor 37

| | |
|-----------------------------|----------------------|
| Number of rotor blades | 36 |
| Blade tip radius [mm] | 252 |
| Tip clearance [mm] | 0.356 (0.45% c_x) |
| Rotation speed [rpm] | 17,188 |
| Relative Mach number at tip | 1.48 |
| Total pressure ratio | 2.106 |

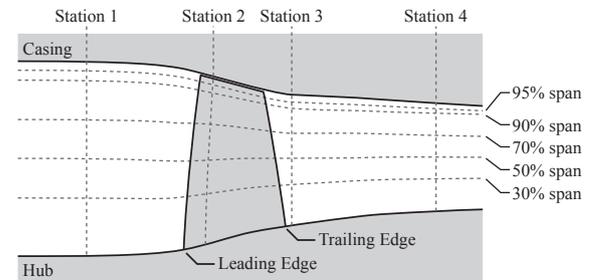


Fig. 1 NASA Rotor 37 experimental measurement locations

て行い、非粘性流束と粘性流束はそれぞれ3次MUSCL補間SHUSスキームと中心差分により評価した。乱流モデルには $k-\omega$ 二方程式モデルを用いた。

ケーシングトリートメントを施した圧縮機は、その複雑な溝付近の壁面形状を再現しつつ十分な解像度を有する計算格子を作成することが難しい。そこで本研究では計算領域を複数の重なり合う格子群により表現する重合格子法を導入した。重なり合う格子間での物理量の交換にはFujii⁽⁵⁾の提案した解強制置換法 (FSA: Fortified Solution Algorithm) を用いた。FSAにおける物理量の伝達は、一方の計算領域における物理量の値を他方から内挿した値 (=強制解) によって置換することで行われる。式(1)にFSAにおける支配方程式を2次元Navier-Stokes方程式に対応する形で示す。

$$\partial_t \hat{Q} + \partial_\xi (\hat{E} - \hat{E}_v) + \partial_\eta (\hat{F} - \hat{F}_v) = \chi (\hat{Q}_f - \hat{Q}) \quad (1)$$

ここで \hat{Q} は保存量ベクトル、 \hat{E} 、 \hat{F} は流束ベクトル、 \hat{E}_v 、 \hat{F}_v は粘性流束ベクトルである。式(1)から明らかなように、FSAにおける支配方程式は、元となる支配方程式の右辺にスイッチングパラメータ χ と強制解 \hat{Q}_f を含む生成項を加えることによって得られる。ここで式(1)の意味するところをより明確にするため、式に時間線形化を施し多少の変形を行うと、式(2)の形が得られる。

$$\hat{Q}^{n+1} = \frac{1}{1+h\chi} \hat{Q}^n + \frac{h\chi}{1+h\chi} \hat{Q}_f \quad (2)$$

$$\hat{Q}_f = \hat{Q}^n - h(\partial_\xi (\hat{E} - \hat{E}_v) + \partial_\eta (\hat{F} - \hat{F}_v)) \quad (3)$$

ここで h は時間の刻み幅を、 \hat{Q}_f は通常のNavier-Stokes方程式を解いたとした場合に得られる $n+1$ 時刻の \hat{Q} を意味する。式(2)より、FSAによって得られる解 \hat{Q}^{n+1} は \hat{Q}^n と \hat{Q}_f の線形和と解釈できる。 $\chi \gg 1$ のとき \hat{Q}^{n+1} は強制解によ

て置換され、 $x=0$ のとき方程式は通常のNavier-Stokes方程式へと帰着する。すなわち x は強制解を受け取るか否かを切り替える働きがあり、対象とする計算領域に合わせて計算セル一つ一つに個別に設定する。本研究では重なり合う計算領域の位置関係が計算中に変化しないことから、強制解を受け取るセル (=被強制点) の設定を解析実施前に行った。また、強制解は最近傍4点からの線形補間によって算出するものとし、その際必要となる参照点のインデックスや補間係数も、予め求めておいたものを解析時に読み込む方式を採用した。

2.3 計算格子

定常解析であることから流れの周期性を仮定し、図1のStation 1～4間の翼列1流路分を計算領域とした。流路部分の計算領域には、翼周りにO型格子、翼間部分にH型格子、翼端間隙部にO型及びH型格子を配置し、計7領域の計算格子を使用した。格子点数は流れ方向148点、ピッチ方向60点、スパン方向112点(うち翼端間隙内28点)の計1,520,960点である。流路格子の概観を図2に示す。

ケーシングトリートメントを施した条件では、この

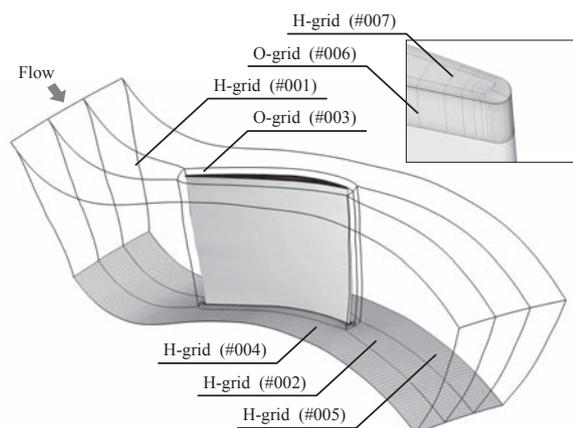


Fig. 2 Geometrical arrangement of the numerical grid in the passage region

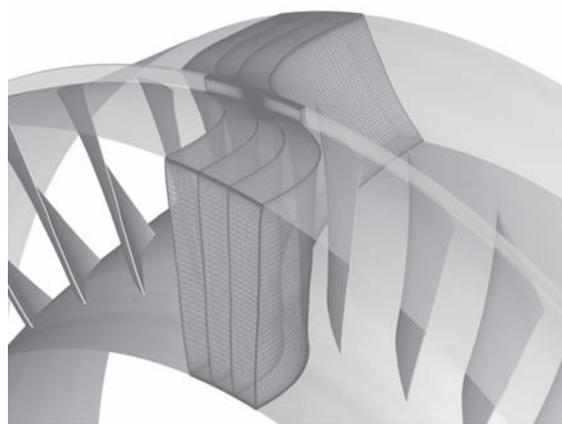


Fig. 3 Overview of the numerical domain and the numerical grid in grooved wall condition

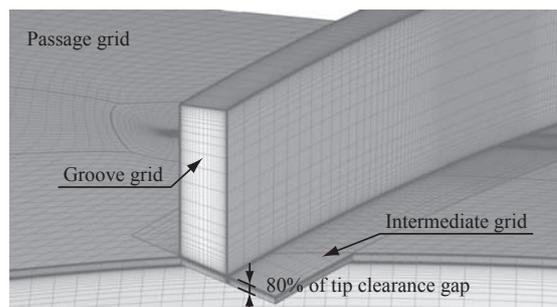


Fig. 4 Numerical grid alignment near the groove

“流路格子 (passage grid)”に“溝格子 (groove grid)”と“中間格子 (intermediate grid)”の2つのH型格子を加えて解析を行った。計算領域全体の概観を図3に、溝近傍の格子配置を図4に示す。“溝格子”はトリートメント溝内部を埋める格子であり、流れ方向40点、ピッチ方向144点、スパン方向40点の計230,400格子点からなる。“中間格子”は溝格子と流路格子の間を取り持つ役割を有し、流れ方向100点、ピッチ方向144点、スパン方向20点の計288,000格子点からなる。中間格子は流路格子と翼端間隙の80%分重なるよう作成・配置されており、格子全体が流路格子内に含まれるが、溝格子は流路格子と重なり合わず中間格子と接合する。FSAによる物理量の受け渡しは流路格子と中間格子の間でのみ行われ、中間格子と溝格子は接合するセル間で直接物理量の受け渡しを行う。中間格子では領域端から2点目までを被強制点に設定した。流路格子では中間格子内部に存在し、かつ循環参照(一方の格子における非強制点を他方の格子が参照すること)とならないような点を被強制点に設定した。

2.4 境界条件

入口境界条件にはリーマン不変量を使用する特性境界条件を用いた。全温・全圧は実験における計測値を基に設定し、流入角は軸方向流入を想定して作動回転数から算出した。また入口境界における乱流エネルギー k の値は、AGARDのワークショップ⁽⁶⁾で課された条件に従い主流の乱れ度を3%として算出した。壁面境界には断熱・滑り無し条件を与え、ピッチ方向には周期境界条件を用い、前述の通り1流路の計算を行った。

出口境界はハブ面における圧力を基準として単純半径平衡条件を適用した。一定回転数における作動負荷の変更はハブ面の設定圧力を変更することにより行い、チョーク条件から少しずつ作動負荷を上昇させ、その都度収束解が得られるまで計算を進めることにより特性曲線を取得した。失速点近傍の設定圧力の刻み幅は基準大気圧の0.1%で統一し、翼面負荷と入口出口流量がいずれも収束する最後の作動条件を失速点と定義した。

2.5 計算法の検証

NASA Rotor 37を対象として行われた実験の結果を

用いて検証を行った。特性曲線及び設計点の流路出口面における全圧比と効率の分布を図5と図6にそれぞれ対応する実験データとともに示す。Rotor 37の設計点に対応するのは図5中の作動点Aであり、図6の分布はこの作動点Aにおける計算結果を示している。図5より、解析結果は実験結果に比べ全圧比が過大に、効率が過小に評価される傾向にあるものの、失速点や全体的な傾向については概ね特徴を捉えているといえる。また図6から、流路内の流れ分布についても実験結果との間に良好な一

致が確認できる。ケーシング近傍とハブ近傍では実験値からの差異が見られるが、全体的には圧縮機内流れの定性的な議論が可能な範囲で解析が行っていると判断した。

3. 数値解析結果

3.1 NASA Rotor 37の失速特性

図5中で示した3つの作動点A, B, Cにおけるスパン方向の全圧損失係数分布を図7に示す。ここで全圧損失係数 ω は式(4)に基づいて、同一スパン断面内で流量平均した物理量を用いて計算した。

$$\omega = \frac{P_{r1}^* - P_{r2}}{P_{r1} - P_{s1}} \quad (4)$$

$$P_{r1}^* = P_{r1} \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_R^2 \{ 1 - (r_1/r_2)^2 \} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}, \quad M_R = \frac{r_2 \dot{\phi}}{\sqrt{\gamma R T_{r1}}}$$

Rotor 37では最高効率点よりも負荷の高い全ての作動点において、翼負圧面上のほぼスパン全域にわたって衝撃波が入射する。図7の翼根から70%スパン高さ付近にかけて損失が増大する領域は、衝撃波と翼面境界層の干渉による剥離領域と対応している。一方、翼端付近に見られる損失が特に高い領域は翼端漏れ流れと翼端漏れ渦による損失と対応する。全圧損失係数分布の作動点毎の違いに着目すると大きく以下の特徴が見出せる。まず、ミッドスパン付近の損失は作動点AからBにかけて増大する。しかしその後は頭打ちとなり、作動点Bと作動点Cの間ではほぼ変化が見られない。一方、80%スパン以上の領域では失速点近傍の作動点Cにおいて急激に損失が増大する。作動点Cにおけるこの高損失領域は、スパン方向に広がりをもつ点でも作動点AやBと異なり、翼端付近の流れ場にそれまでと異なる変化が生じていることが推測できる。

続いて作動点A, B, Cにおける流路内の空間的なブロッキング領域の分布を図8に示す。ブロッキング領域はAPPENDIXに示す手法を用いて判定した。図8はブロッキングであると判定された領域を翼前縁から後縁にかけて翼列回転軸に垂直な複数の断面で表示したものである。まず作動点Aに着目すると、最も目を引くのは翼背側のミッドスパン付近に広く分布するブロッキング領域である。これは翼背側に入射した衝撃波により生じた境界層剥離を示している。このブロッキング領域は作動点Bでは範囲が縮小し、代わりにケーシング近傍のブロッキング領域が拡大する。この時点でのブロッキング領域の大きさは翼背側とケーシング近傍で同程度である。更に負荷が上昇し作動点Cに至ると、ケーシング近傍のブロッキングはスパン方向、ピッチ方向に急速に拡大し、流路内のブロッキングの大部分を占めるほどに卓越する。

以上の、作動点の上昇に伴う全圧損失係数とブロッキング領域の変化はRotor 37の失速の発生要因が翼端近傍の流れにあることを示しており、特に翼端漏れ流れの

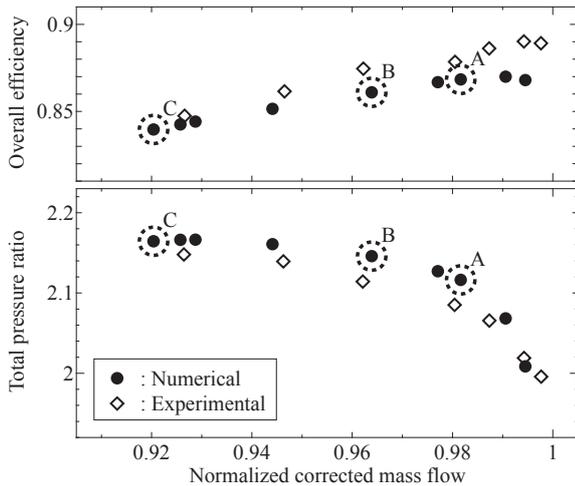


Fig. 5 Characteristics plot of NASA Rotor 37

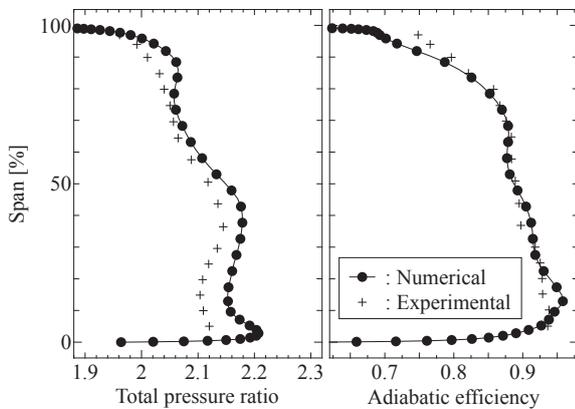


Fig. 6 Comparison of span-wise distribution of total pressure ratio and adiabatic efficiency with experimental data

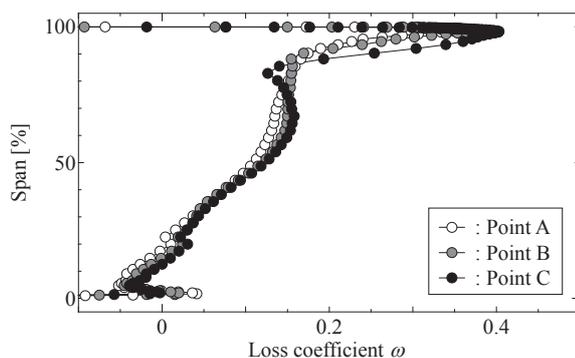


Fig. 7 Span-wise distribution of loss coefficient

関与が強く示唆される。そこで図8と対応する作動点A, B, Cにおける翼端漏れ流れの流線と96%スパン断面のマッハ数分布を図9に示す。それぞれの流線は翼負圧面の延長面上の25%翼端間隙高さ位置に発生点をほぼ一定間隔となるように配置することで作成し、無次元ヘリシティの値に従って濃淡をつけた⁽⁷⁾。無次元ヘリシティは式(5)により定義され、流れに沿った渦度の強さを絶対値で、回転の向きを符号で表す⁽⁷⁾。

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{u}}{|\vec{\xi}| \cdot |\vec{u}|} \quad (5)$$

負荷の低い作動点Aでは、翼端漏れ渦は翼端前縁で生じてから下流に流されていく過程でその形状がほぼ変化しないことがわかる。衝撃波を通過する際にも顕著な干渉は起こらず、従って対応するブロックージ領域も小さく、その位置は隣接翼から離れている。これに対して、失速点近傍の作動点Cにおける翼端漏れ渦は衝撃波を通過後に流線がほどけるように広がり、急激にその形状が変化する。流線に沿った無次元ヘリシティは符号が反転し、渦の構造を維持できなくなった領域を中心に低マッハ数領域が形成される。これらの特徴は渦-衝撃波干渉

によって翼端漏れ渦の渦崩壊が引き起こされたことを示している。渦-衝撃波干渉による渦崩壊は、衝撃波による圧力上昇に渦中心部の動圧が耐えられず逆流を起こすために発生するとされ、一般に衝撃波前後の圧力差が大きいほど、また衝撃波と渦の交差角度が直角に近いほど、スワール数と呼ばれる渦のパラメータの値が大きいほど発生しやすいとされる。

上述の翼端漏れ渦の渦崩壊領域が図8の作動点Cにおける広範なブロックージ領域の中核をなす。しかしブロックージ領域と主流との境界部分で直接主流と干渉するのは別の流れである。図9で翼端のミッドコード付近から生じる漏れ流れに注目する。作動点Aでは翼端漏れ流れと翼面のなす角は小さく、ミッドコード付近から生じた翼端漏れ流れは流路内の比較的下流において翼端漏れ渦に合流する。しかし作動点が失速点に向かうに従って翼端漏れ流れと翼面のなす角度は拡大し、作動点Cでは60度ほどにまでなる。これにより翼端ミッドコード付近の、特に30%~40%軸コード長位置(図9作動点Cの矢印で示した範囲)から生じた翼端漏れ流れは隣接翼前縁に向かって進行し、渦崩壊領域とケーシングとの間をすり抜け隣接翼前縁付近に到達する。主流と直接干渉し、

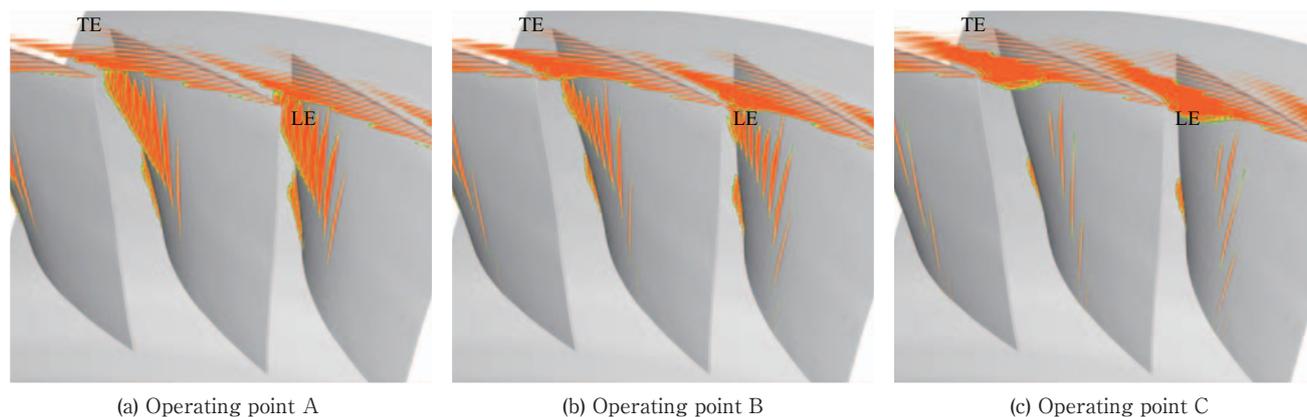


Fig. 8 Blockage region distribution within the blade passage at three different operating points

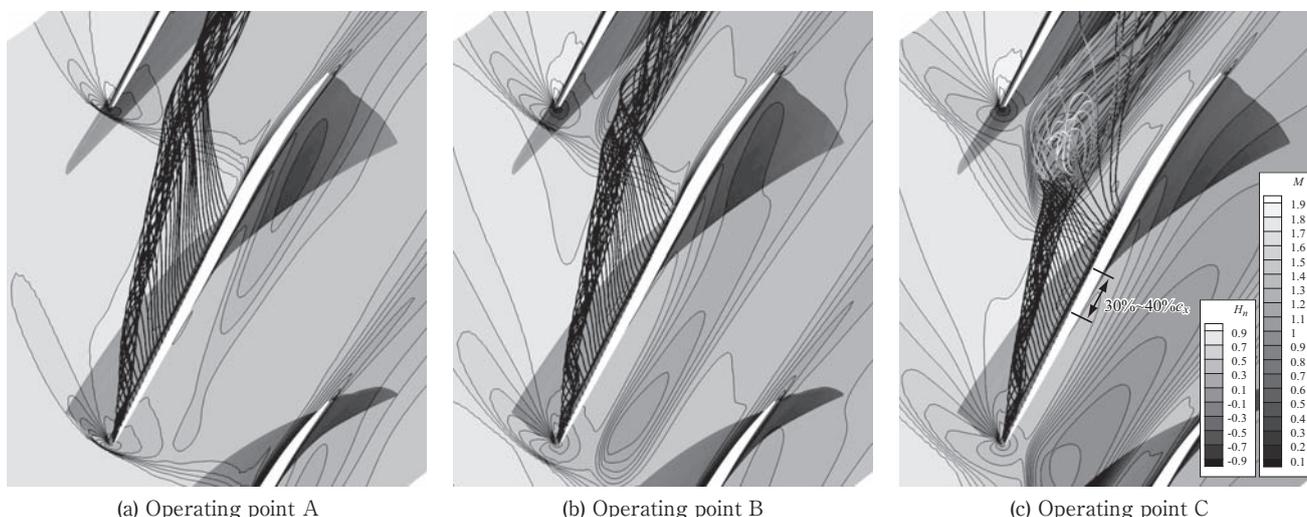


Fig. 9 Mach number distribution at 96% span height and the leakage flow streamlines colored with normalized helicity

ブロッキング効果を及ぼしているのはこの翼端漏れ流れである。図8の作動点Cにおいてケーシング近傍に卓越するブロッキング領域の外縁はこの翼端漏れ流れと主流の干渉により生じる低速流れを表している。以上で述べた、強いブロッキング効果をもたらす翼端漏れ流れとブロッキング領域の位置関係を図10に示す。

このように翼端漏れ流れの挙動が作動点毎に異なる原因がどこにあるのか考察するうえで、翼端間隙付近の流

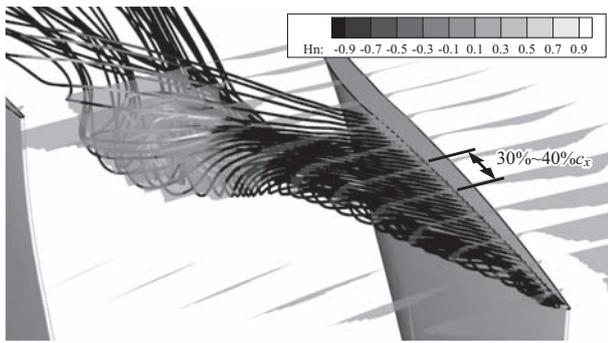


Fig.10 Blockage region distribution and tip leakage flow streamlines colored with normalized helicity

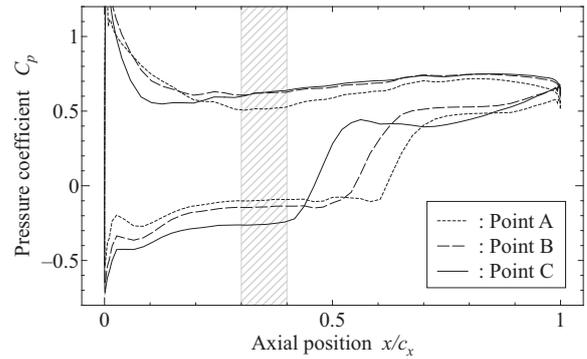


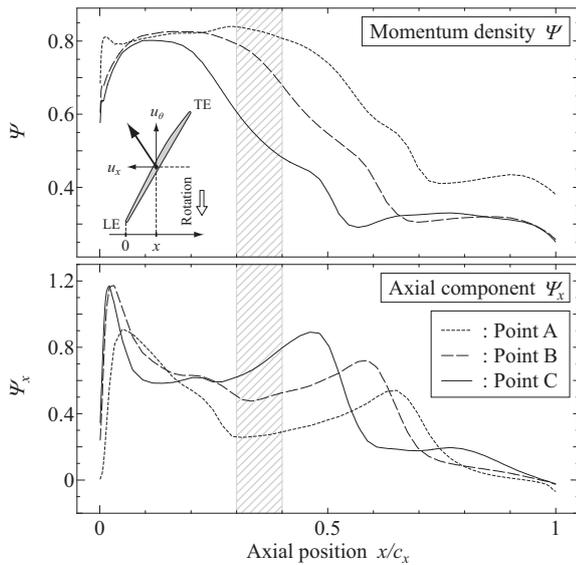
Fig.12 Comparison of pressure coefficient distribution among three different operating points (99% blade height)

れ場に注目する。作動点A, B, Cにおける翼端漏れ流れの相対運動量密度 Ψ とその軸方向成分 Ψ_x 及び流れ角 θ の軸方向分布を図11に、99%翼高さの翼面上圧力係数 C_p の分布を図12に示す。翼端漏れ流れの運動量密度と流れ角はいずれも翼端のキャンバー線を高さ方向に延長した面を検査面とし、高さ方向に流量平均することで算出した。また、運動量密度はそれぞれの作動点における計算領域入口の平均運動量密度によって式(6)の通り無次元化した。

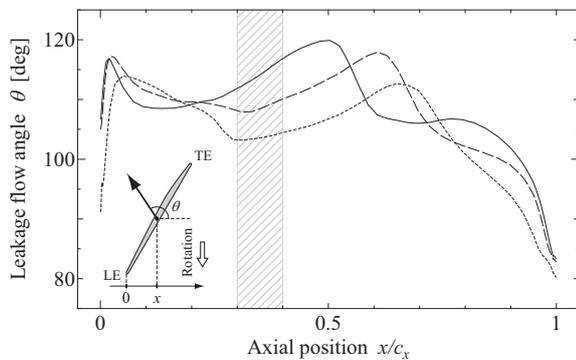
$$\Psi = \frac{\bar{\rho} \mathbf{u} \cdot \bar{\mathbf{u}}}{\bar{\rho} V^2}, \quad \Psi_x = \frac{\bar{\rho} \bar{u}_x \cdot \bar{\mathbf{u}}_x}{\bar{\rho} V_x^2} \quad (6)$$

以降では、作動点Cにおいて隣接翼前縁付近で主流と干渉するような翼端漏れ流れが生じる30%~40%軸コード長位置付近における漏れ流れの挙動に特に注目する。図11, 図12における該当箇所を灰色の斜線部で示す。

図11に着目すると、30%~40%軸コード長位置の翼端漏れ流れの運動量密度 Ψ と流れ角 θ は負荷の上昇に伴ってそれぞれ低下、及び増大することがわかる。この傾向は翼端正圧面近傍の流れの変化と関係している。図13に作動点A, Cにおける翼列流れの運動量密度分布を翼列回転軸に垂直な3つの断面について示す。なお図中でスパン方向の縮尺はピッチ方向の縮尺の約5倍にしている。図より、翼端正圧面に沿った流れの運動量は失速点に近づくにつれて低下することがわかる。これは上流側の隣接翼で生じた翼端漏れ渦とその低速領域が負荷の増大に伴って翼正圧面に接近するためである。この変化は翼端漏れ渦が渦崩壊を起こすことでより顕著となる。作動点Cでは30%軸コード長位置の断面で既に低速領域が翼正圧面付近に到達していることが図から読み取れる。図11aにおいて20%軸コード長位置よりも下流の運動量密度 Ψ が負荷の上昇に対して次第に減少するのは、この低運動量流れが翼端間隙に取り込まれ、翼端漏れ流れを形成するためである。以上のように負荷の上昇に伴って翼端漏れ流れの運動量密度 Ψ が低下する一方で、翼面間圧力差は拡大する(図12斜線部)。これら二つの変化により、この位置の翼端間隙を通過する翼端漏れ流れは負荷が上昇するほど流れの向きを大きく変えられる。その



(a) Leakage flow momentum density



(b) Leakage flow angle

Fig.11 Axial distribution of radially averaged momentum density and flow angle of tip leakage flow

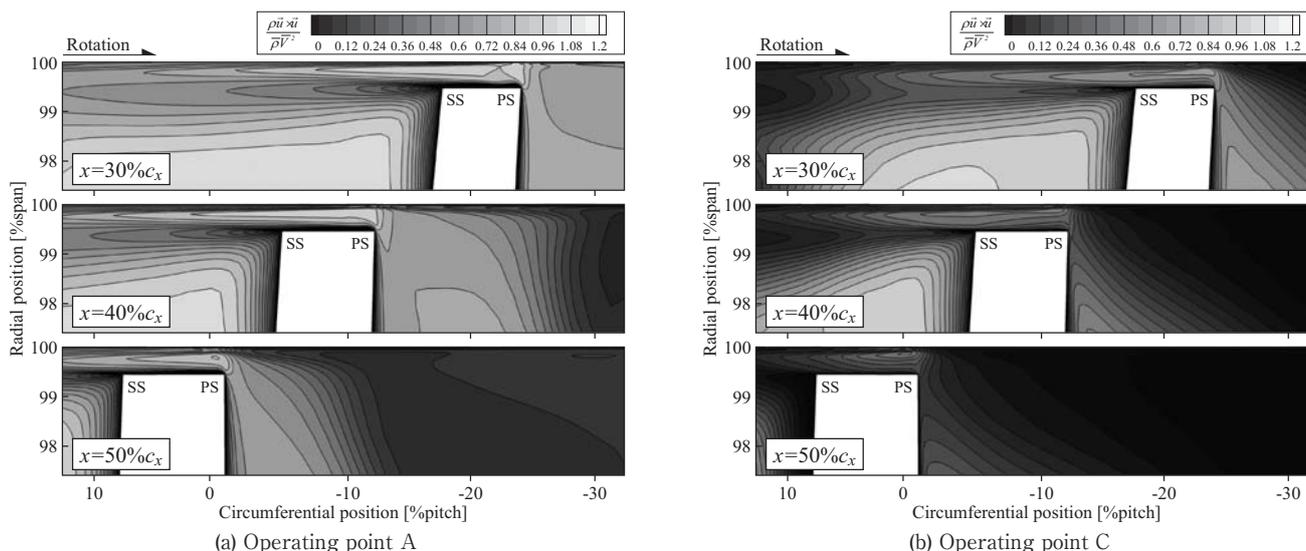


Fig.13 Flow momentum density distribution near the blade tip region

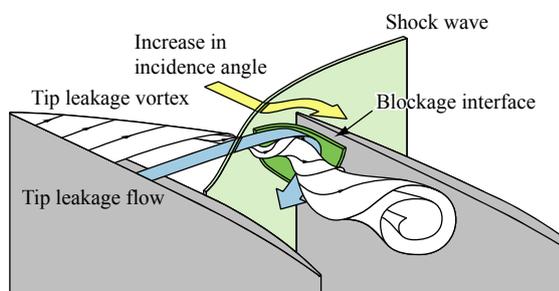


Fig.14 Schematic of near tip flow field in near stall condition

ため失速直前の作動点Cでは、30%～40%軸コード長位置から生じる翼端漏れ流れは運動量 Ψ の絶対値こそ小さいものの、軸方向成分 Ψ_x は主流の軸方向運動量の80%に達する。従ってこの翼端漏れ流れは渦崩壊領域とケーシング壁面の間をすり抜けた先で主流に対して強いブロックージとして作用する。以上より、Rotor 37の失速発生メカニズムは以下のように推察される。

まず、負荷が増大するに従って衝撃波が上流側へと前進し、衝撃波前後での圧力差が拡大する。これにより翼端漏れ渦と衝撃波の干渉が強まり、渦崩壊が引き起こされる。その結果低速領域が流路内のケーシング壁面近傍の広い範囲にわたって形成される。この低運動量流れが隣接翼の腹側付近に接近し、その一部が翼端間隙に取り込まれることでミッドコード付近から生じる翼端漏れ流れの向きや運動量に変化する。特に、30%～40%軸コード長位置から生じる翼端漏れ流れは当該位置における翼面間圧力差が作動負荷の増大に伴って上昇することもあり、翼面に対して約60度の角度にまで翼端間隙内で向きを曲げられる。この翼端漏れ流れは翼端漏れ渦の渦崩壊領域とケーシング壁面の間をすり抜け、隣接翼前縁に向かって進行し、そこで上流から流入する主流と干渉する。このブロックージ効果によって主流が転向され、隣接翼前縁付近の翼負荷が増大し、翼端漏れ渦の崩壊と衝撃波

の前進が更に促進される。最終的に翼端漏れ流れと主流との干渉面が翼端前縁よりも上流へと達することによって失速が引き起こされると考えられ、その際には V_0 ⁽⁸⁾の提唱するspillageのような流れを伴う可能性がある。

過去の研究では V_0 がスパイク型の失速初生について二つのクライテリアを提示した。一つ目は隣接翼前縁を翼端漏れ流れが回り込むspillageと呼ばれる現象の発生であり、もう一つは後縁を回り込む逆流の発生である。このクライテリアは多くの研究結果により肯定され、これら二つの現象を引き起こす流れのメカニズムの追及がなされてきた。NASA Rotor 37に関する研究では、Chima⁽⁹⁾や山本ら⁽¹⁰⁾が翼端負圧面の衝撃波上流から発生するジェット様の流れに着目し、これが隣接翼腹側のブロックージを生成する要因であるとした。一方でYamadaら⁽¹¹⁾は数値解析的手法によって失速点近くで翼端漏れ渦の渦崩壊が発生することを示し、これによる低速領域のブロックージ効果によってspillageが誘発されることが失速発生の原因であると結論付けた。別の遷音速圧縮機を対象とした研究では、Müllerら⁽¹²⁾は翼端漏れ渦によって巻き取られた漏れ流れが形成するinduced vortexがブロックージ領域を構成するとし、これがspillageを誘発すると考えた。本研究で得られた結果は失速の手前で翼端漏れ渦が渦崩壊を起こすという点でYamadaらと共通するが、主流に対するブロックージ効果の直接的な原因に関してはむしろChimaや山本らの解釈に近い。今回見出された失速初生メカニズムは、隣接翼前縁付近におけるブロックージの形成がジェット様の翼端漏れ流れと翼端漏れ渦の渦崩壊いずれかの単独の働きではなく、複合的な作用によって引き起こされるとする点でこれらの研究と異なる。失速点付近の作動条件における翼端近傍流れの概念図を図14に示す。

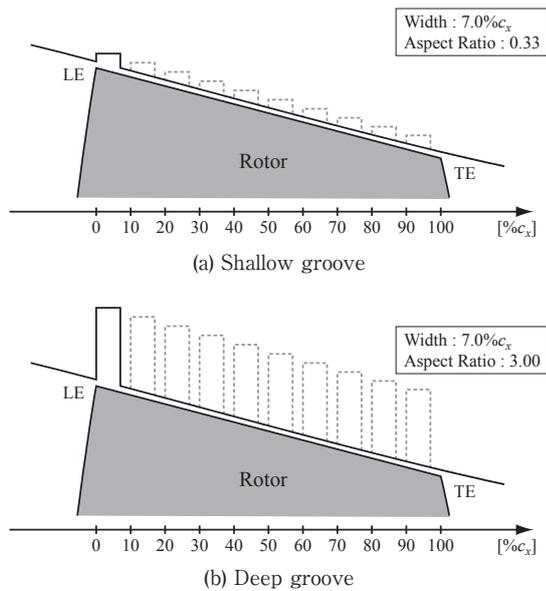
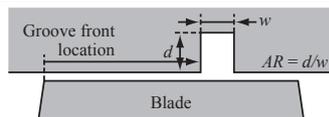


Fig.15 Meridional view of groove alignment in near tip region

Table 2 Casing treatment configurations

| | Groove front location [%cx] | Width w [%cx] | Aspect ratio AR (D: deep, S: shallow) |
|-----------|-----------------------------|-----------------|---|
| Config000 | 0.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config010 | 10.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config020 | 20.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config030 | 30.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config040 | 40.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config050 | 50.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config060 | 60.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config070 | 70.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config080 | 80.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config090 | 90.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |



3.2 ケーシングトリートメントの効果

周方向単一溝型ケーシングトリートメントを対象として、溝の深さと軸方向設置位置を変化させたパラメトリックスタディを実施した。解析を行ったトリートメント溝形状の子午断面図を図15に、寸法の詳細を表2に示す。軸方向設置位置は前縁から後縁にかけて10通り、溝の深さは浅溝 (shallow groove) と深溝 (deep groove) の2通りで変化させ、計20ケースの解析を行った。それぞれの溝位置は翼端前縁を基準とした軸方向の位置 (%cx) に応じて “config ~” と名付けることで区別し、溝の深さは浅溝であれば “S”, 深溝であれば “D” を溝位置の名称の後に付けることで区別する。例えば、前縁から20%cx位置の深溝は “config020D” と呼称する。

浅溝、深溝を施した条件での特性曲線を図16a, 16bに示す。プロットしたそれぞれの曲線の最小流量点は解析における失速点に対応する。また、溝を施していな

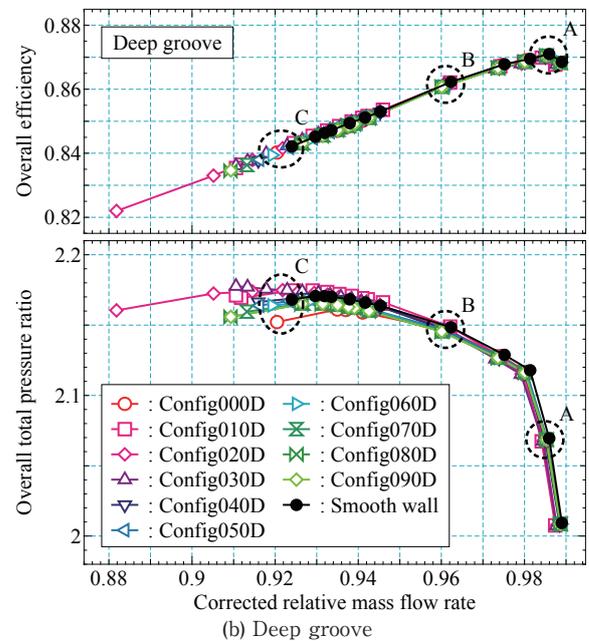
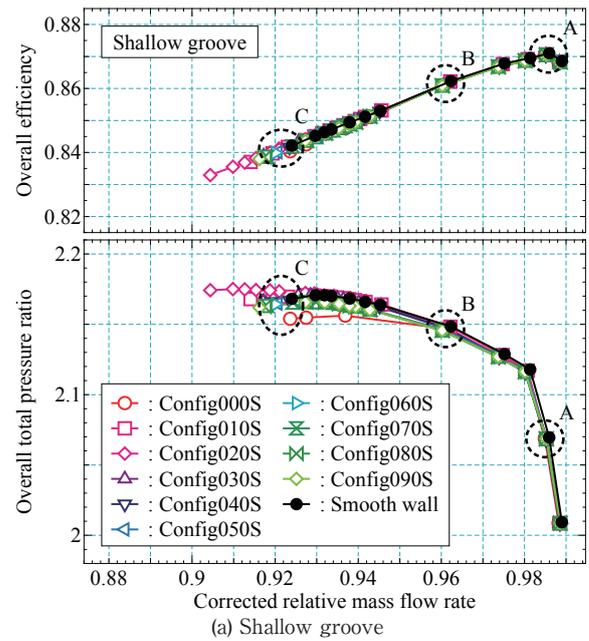


Fig.16 Comparison of characteristics plot among grooved wall conditions and smooth wall condition

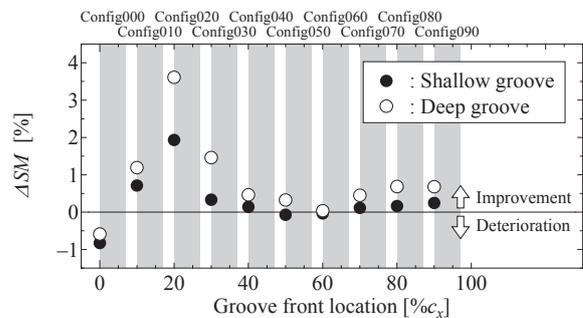


Fig.17 Stall margin improvement in each cases

いsmooth wall条件と比較した失速マージンの改善率 ΔSM を浅溝と深溝のそれぞれのケースについてプロットしたものを図17に示す。 ΔSM はCumpsty¹³⁾によるstall marginの計算法に基づいて次の式(7)のように定義した。

$$\Delta SM = SM_{CT} - SM_{SW}, \quad SM = 1 - \left(\frac{PR_{peak} \dot{m}_{stall}}{PR_{stall} \dot{m}_{peak}} \right) \quad (7)$$

まず図16aの浅溝条件に着目すると、作動点B付近まではいずれの壁面条件においても特性曲線上での明確な差異は見られない。しかしその後config000Sでは圧力比の上昇が頭打ちになり、失速点における圧力比はsmooth wall条件の92%程度にまで低下する。またconfig040S～090Sにおける失速点圧力比もconfig000Sほどではないものの低下する傾向にある。これらの溝条件における失速点はsmooth wall条件に比べて僅かに低流量側にあるが、本解析が定常計算であること、また解析時の背圧の刻み幅が有限であることを踏まえるとこれらの失速点流量の変化がケーシングトリートメントの効果によるものであるかどうか判断することは難しい。これに対し、config010S～030Sでは圧力比が低下することなく失速点が低流量側へ移動し、失速の発生が抑制されていることがわかる。特にconfig020Sは失速点流量の変化が背圧の刻みに対する流量の変化と比較して十分に大きく、失速を引き起こす流れに対して何らかの抑制効果が作用したことが推測される。深い溝を施した際にはこれらの変化が顕著に現れ、特にconfig010D～config030Dでは安定作動域が大きく低流量側へと延長され、より高い失速抑制効果が得られていることが図16bから確認できる。

続いて図17に注目すると溝の位置と失速マージン改善率の関係について次のような傾向を指摘できる。まずconfig000の位置を除くほぼすべての溝位置において、失速マージンが改善する。しかし改善率は位置によって大きく異なり、config010～030付近の溝位置における改善率が特に顕著である一方で前縁やミッドコードから後縁付近にかけての範囲では効果が薄い。

失速発生メカニズムに関する前節の議論より、NASA Rotor 37は翼負荷が限界に達する前に翼端付近のブロッキングを起因として失速に陥ると推測される。Wilke¹⁴⁾はこのような失速形態をtip blockage stallと呼称し、ブロッキングの原因となる現象にさえ作用できれば失速が抑制できることから、翼負荷の限界点が失速点となるような圧縮機に比べてケーシングトリートメントによる失速の抑制が容易であるとしている。今回のケースではブロッキングの原因となる流れは30%～40%軸コード長位置付近の翼端流れと翼端流れ渦の崩壊による低速流れであった。従って、ケーシングトリートメントを施した条件での解析において特に高い失速抑制効果が確認されたconfig010～030の位置の周方向溝は、これら二つの流れのどちらか、あるいは両方に対して何らか

の形で作用したものと推測される。今回の解析において、ケーシングトリートメントを施しているにも関わらず効率の低下がほとんど見られなかった(図16)ことも、翼端流れ渦と翼端流れ渦がRotor 37における主要な損失源であり、その影響を弱めて失速を抑制したことが副次的に溝内のエントロピー上昇を打ち消すだけの損失低減をもたらしたためであると推測される。

周方向単一溝型のケーシングトリートメントが翼端流れ場に及ぼす影響と、それによるブロッキング領域の変化については第2報に記載する。

4. 結論

遷音速圧縮機NASA Rotor 37を対象とした三次元定常解析を実施した。周方向単一溝型ケーシングトリートメントに着目し、その設置位置や溝の深さを対象としたパラメトリックスタディを実施し、ケーシングトリートメントが圧縮機性能に及ぼす影響を失速マージン改善率に基づいて評価することによって、以下のような結論を得た。

- (1) NASA Rotor 37では失速手前で衝撃波との干渉によって翼端流れ渦が渦崩壊を起こす。渦崩壊による低運動量域が翼腹側に接近することにより、低負荷条件時と比較して翼端流れ渦の運動量が低下し、流れの方向が隣接翼前縁へ向かう角度に変化する。この翼端流れ渦が渦崩壊領域とケーシングの間をすり抜けるようにして隣接翼前縁付近で主流と干渉し、インシデンスを増大させることが翼端を起点とした失速発生の引き金であると推測される。
- (2) 一本の周方向溝型ケーシングトリートメントがもたらす失速マージン改善率(ΔSM)は、その深さと位置によって大きく異なる。溝を前縁から10～30%軸コード長下流の位置に設置した際に最も顕著な失速抑制効果が確認され、これらの溝位置では溝を深くするほどその抑制効果が増大する傾向が見られる。
- (3) このケーシングトリートメントを施すことによる効率の低下は、いずれの溝位置、溝深さにおいてもほぼ無視できるほど小さい。
- (4) ケーシングトリートメントによる失速抑制効果は、Rotor 37の失速発生の二つの主要な要因、すなわち翼端流れ渦の渦崩壊によるブロッキング領域と、隣接翼前縁に向かう翼端流れ渦に対して何らかの作用を及ぼしたことによるものであると推測される。

参考文献

- (1) 高田浩之, “Casing Treatment”, GTSJガスタービンセミナー資料集(4)(1977), pp.3-1-3-17.
- (2) 藤田英雄, 高田浩之, “軸流圧縮機のケーシングトリートメント形状に関する研究”, 日本機械学会論文集(B編), 49巻, 448号(1983), pp.2945-2953.

- (3) Osborn, M. W., Lewis, W. G., Jr., and Heidelber, J. L., "Effect of Several Porous Casing Treatments on Stall Limit and on Overall Performance of an Axial-Flow Compressor Rotor", NASA Technical Note, NASA TN D-6537, (1971).
- (4) Suder, K. L., and Celestina, M. L., "Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor", NASA Technical Note, NASA TM-106711, (1994).
- (5) Fujii, K., "Unified Zonal Method Based on the Fortified Solution Algorithm", Journal of Computational Physics, Vol. 118 (1995), pp.92-108.
- (6) Dunham, J., "CFD Validation for Propulsion System Components", AGARD-AR-355 (1998), pp.1-84.
- (7) Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K., Yamada, K., "The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Compressor Rotor Aerodynamics," Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 121, No.3 (1999), pp. 469-480.
- (8) Vo, H. D., Tan, C. S., Greitzer, E. M., "Criteria for Spike Initiated Rotating Stall", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 130, No. 1 (2008), pp. 011023-1-9.
- (9) Chima, R. V., "Calculation of Tip Clearance effects in a Transonic Compressor Rotor", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 120, No. 1 (1998), pp. 131-140.
- (10) 山本一臣, Frank Eulitz, Dirk Nürnberger, Stefan Schmitt, "Rotor 37遷音速圧縮機動翼のチップクリアランス流れと衝撃波の干渉", 日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.5 (1999), pp.354-359.
- (11) Yamada, K., Furukawa, M., and Funazaki, K., "The Behavior of Tip Clearance Flow at Near-stall Condition in a Transonic Axial Compressor Rotor", ASME GT2007-27725 (2007), pp. 1-12.
- (12) Müller, M. W., Schiffer, H.-P., Biela, C., and Hah, C., "Interaction of Rotor and Casing Treatment Flow in an Axial Single-Stage Transonic Compressor with Circumferential Grooves", ASME GT2008-50135 (2008), pp. 1-12.
- (13) Cumpsty, N. A., Compressor Aerodynamics, (1989), p. 367, Longman Scientific and Technical.
- (14) Wilke, I., Kau, H.-P., Brignole, G., "Numerically Aided Design of a High-efficient Casing Treatment for a Transonic Compressor", ASME GT2005-68993 (2005), pp. 1-12.

APPENDIX

ブロッキング領域の定義

圧縮機の高負荷作動域では、壁面流れの剥離や翼端漏れ流れ、翼端漏れ渦などによる流れを妨げる働きがしばしば失速過程を左右する。それらの流れによるブロッキング効果を見積もることは、対象とする圧縮機の失速メカニズムを考察し、ケーシングトリートメントの影響を評価するうえで重要である。本研究では境界層の排除厚さの考え方を導入し、以下の手順によってブロッキングインディケータ Ω の値を判定する。

流路内のある点におけるブロッキングインディケータ Ω の値を判定する状況を想定する。その点を通り、かつ圧縮機回転軸に垂直な断面を検査面とし、それによって切断される N 個の計算セルのうち i 番目のセルの切断面積を A_i 、セル中心が代表する単位面積あたりの流量を $(\rho u)_i$ とする。 N 個の $(\rho u)_i$ を降順に整列した配列を $(\rho u)_j$ と定め、 $A_j(\rho u)_j$ を $j=1$ から順に足し合わせていくものとする。

$$m_j = \sum_{k=1}^j A_k (\rho u)_k, \quad (j=1, 2, \dots, N)$$

このとき、もし注目する断面内にブロッキング流れが存在するならば、 \dot{m} は一度オーバーシュートした後に、断面の全流量 \dot{m} へと収束する(図a-1)。注目する断面で実際に全体の流量に貢献しているのはオーバーシュートする直前までの $A_j(\rho u)_j$ であるため、そこでの単位面積あたり流量 $(\rho u)_{j_crit}$ を閾値として、下式の通りブロッキングを判定する。なお、この手法によって判定された非ブロッキング領域の面積の合計はその断面における有効流路断面積と一致する。

$$\Omega = \begin{cases} 1 & ((\rho u)_i < (\rho u)_{j_crit} : \text{blockage}) \\ -1 & ((\rho u)_i \geq (\rho u)_{j_crit} : \text{non blockage}) \end{cases}$$

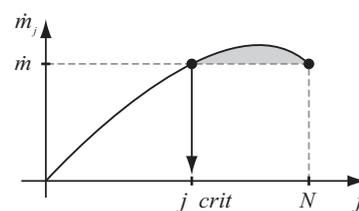


Fig.a-1 Definition of j_crit

周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機に及ぼす影響

第2報：翼端流れ場の変化と失速抑制効果のメカニズム

The Effect of Circumferential Single Grooved Casing Treatment on Transonic Compressor Part 2: The Change in Near Tip Flow Field and Stall Suppression Mechanism

佐久間 康典*¹
SAKUMA Yasunori

渡辺 紀徳*¹
WATANABE Toshinori

姫野 武洋*¹
HIMENO Takehiro

加藤 大*²
KATO Dai

室岡 武*²
MUROOKA Takeshi

周藤 由香里*²
SHUTO Yukari

ABSTRACT

The effect of circumferential single grooved casing treatment on the stability enhancement of NASA Rotor 37 has been examined with CFD analysis. Based on the assumption that the onset of stall in Rotor 37 is initiated by accumulation of blockage flow in the tip region, the effect of circumferential groove on near tip flow field was observed in detail. The reduction of local blade loading and the radial transportation of passage fluid were the primary effects of the groove, which lead to the change in momentum and flow angle of the tip leakage flow. The extent of these changes showed a clear correlation with the groove depth and the local blade loading at the groove location. The result of parametric study on the location and the depth of the groove showed that the stall margin can be improved most effectively by placing the groove 20% axial chord width down stream from the leading edge. This was due to the deflection of tip leakage vortex trajectory caused by attenuation of leakage flow.

Key words : Unsteady Flow, Compressor, Rotating Stall, Stall Inception, Casing Treatment

1. 緒言

航空用ジェットエンジンに対し従来以上の性能改善が求められているなかで、圧縮機においては追加的なデバイスによる空力的な安定性の向上が期待されている。旋回失速抑制効果を有するケーシングトリートメントは、多くの研究が行われるとともに実機への適用を目指した新規形状の提案がなされてきた。しかしケーシングトリートメントによる失速抑制の流体工学的なメカニズムには未解明の点が多い。今後ケーシングトリートメントの失速抑制効果の向上を図るうえでは、より詳細な現象理解に立脚した設計指針を確立していく必要がある。

前報¹⁾では、ケーシングトリートメントを施した遷音速圧縮機NASA Rotor 37の内部流れを解析するために、重合格子法を導入した計算手法を構築した。まず、ケーシングトリートメントを施していない条件における失速

発生メカニズムについて翼端流れ場に着眼した議論を進め、その後一本の周方向溝型ケーシングトリートメントを対象に溝深さと溝位置を変化させたパラメトリックスタディを実施した。その結果Rotor 37は負荷が上昇した際に翼端近傍に卓越するブロッキング領域が失速を引き起こすことが示された。また、ケーシングトリートメントによる失速の抑制効果は溝の位置や深さによって異なり、ブロッキング領域を形成する要因となる流れに対して適切に作用しうる条件を選択することが重要であることが示唆された。

本報では、第1報で紹介したパラメトリックスタディの解析結果の中から代表的なものについてケーシングトリートメントが翼端流れ場に及ぼす影響を報告する。翼端近傍における流れ場の変化や、溝内外の流れ構造を明らかにし、最も大きい失速抑制効果が得られた条件でどのような流れのメカニズムが存在するかを考察する。

原稿受付 2013年9月5日

校閲完了 2014年4月21日

*1 東京大学大学院 工学系研究科
航空宇宙工学専攻

〒113-8656 文京区本郷7-3-1

*2 (株)IHI 航空宇宙事業本部

主な記号

| | | |
|--------|---------|----------------------|
| A | 面積 | [m ²] |
| c_x | 翼端軸コード長 | [m] |
| ρ | 密度 | [kg/m ³] |

| | | |
|--------------|--------|----------------------|
| $\bar{\rho}$ | 入口平均密度 | [kg/m ³] |
| u | 軸流速度 | [m/s] |
| \bar{u} | 流速ベクトル | [m/s] |
| \bar{V} | 入口平均流速 | [m/s] |
| x | 軸方向位置 | [m] |

下添え字

- CT ケーシングトリートメント有り
- SW ケーシングトリートメント無し
- x 軸方向成分
- θ 周方向成分

2. 数値解析手法

解析対象はNASA Lewis Research Centerにて設計された遷音速圧縮機翼列NASA Rotor 37である。Rotor 37の主要な設計諸元を表1に示す。

数値解析は圧縮性RANS方程式を基礎方程式とする計算コードを用いて単流路を対象とした定常解析を実施した。ケーシングトリートメントを施した条件については溝周辺の複雑形状を詳細に解析するために重合格子法を導入し、解強制置換法に基づいて構築したスキームを用いて解析を実施した。数値解析手法の詳細については第1報⁽¹⁾を参照されたい。

3. 数値解析結果

周方向単一溝型ケーシングトリートメントを対象として、溝の深さと軸方向設置位置を変化させたパラメトリックスタディを実施した。解析を行ったケーシングトリートメント溝形状の詳細を表2に示す。軸方向設置位置は前縁から後縁にかけて10通り、溝の深さは浅溝 (shallow groove) と深溝 (deep groove) の2通りで変化させ、計20ケースの解析を行った。それぞれの溝位置は翼端前縁を基準とした軸方向の位置 (% c_x) に応じて “config ~” と名づけることで区別し、溝の深さは浅溝であれば “S”, 深溝であれば “D” を溝位置の名称の後に付けることで区別する。

深溝を施した条件での特性曲線を図1に示す。以降、文中における作動点の呼称は図1中の表記に準ずる。以下では溝を施していないsmooth wall条件と、施しているgrooved wall条件とで翼端近傍流れがどのように変化するか比較を行い、ケーシングトリートメントが圧縮機の失速特性に及ぼす影響を考察する。

3.1 翼端負荷の変化

Smooth wall条件と幾つかの代表的なgrooved wall条件の作動点Cにおける99%スパン高さ断面の翼面圧力係数分布を図2に示す。図より、ケーシングトリートメントを施した位置の周辺に特徴的な変化が確認できる。まず溝前端部から溝の中ほどにかけては翼面間の圧力差が緩和され、翼負荷が低下する。これは溝によって局所的

Table 1 Design specification of NASA Rotor 37

| | |
|-----------------------------|----------------------|
| Number of rotor blades | 36 |
| Blade tip radius [mm] | 252 |
| Tip clearance [mm] | 0.356 (0.45% c_x) |
| Rotation speed [rpm] | 17,188 |
| Relative Mach number at tip | 1.48 |
| Total pressure ratio | 2.106 |

Table 2 Casing treatment configurations

| | Groove front location [% c_x] | Width w [% c_x] | Aspect ratio AR (D: deep, S: shallow) |
|-----------|----------------------------------|----------------------|---|
| Config000 | 0.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config010 | 10.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config020 | 20.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config030 | 30.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config040 | 40.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config050 | 50.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config060 | 60.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config070 | 70.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config080 | 80.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |
| Config090 | 90.0 | 7.0 | D: 3.0, S: 0.33 |

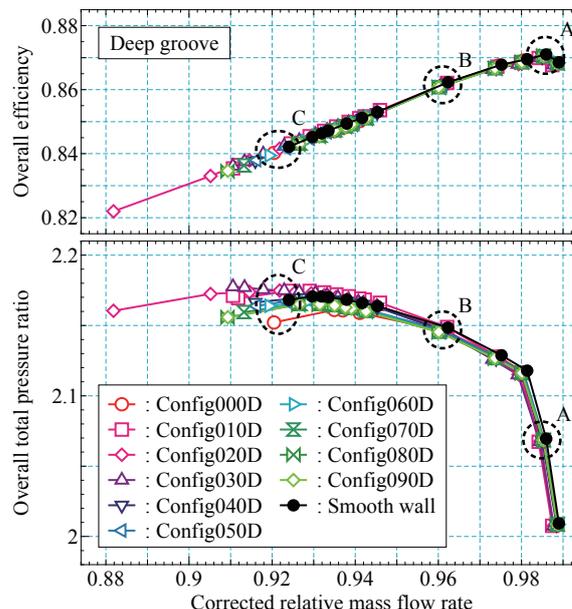
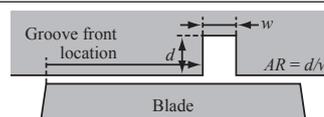


Fig. 1 Characteristics plot (deep groove) ⁽¹⁾

な翼端間隙が拡大したことによる効果として解釈できる。一方、溝の中ほどから後端部にかけての位置では翼負圧面の圧力が低下すると同時に翼正圧面の圧力が上昇しており、翼負荷が上昇している。このうち負圧面の圧力低下については、溝直下から生じる弱い翼端漏れ流れが翼端漏れ渦に似た流れを形成し、その発生点近傍で翼負圧面の圧力が低下するためであると考えられる。翼端漏れ渦が翼に沿って流れることで負圧面の圧力が低下すると

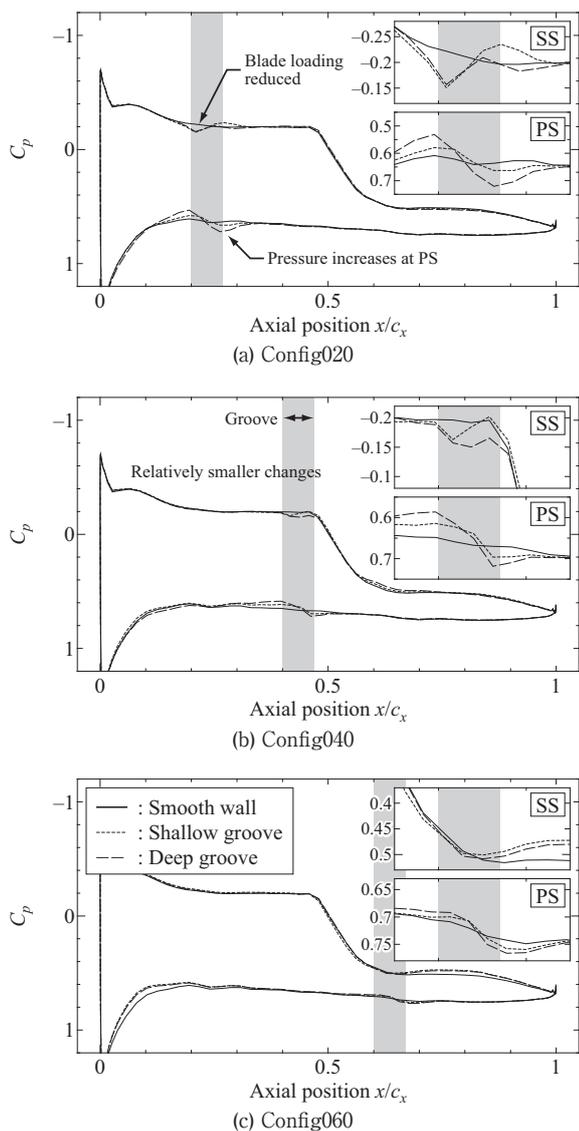


Fig. 2 Pressure coefficient distribution at 99% span height (operating point C)

いった現象は翼端間隙を極端に大きくした圧縮機で確認されており^{(2),(3)}、類似した現象であると推測される。これに対し、圧力面の圧力上昇は局所的な翼端間隙の拡大などでは説明がつかず、ケーシングトリートメントを施した際に特有の現象であると思われる。この変化の原因については溝付近の流れ構造と併せて後述する。

以上の変化はいずれも溝位置における翼負荷が大きいほど顕著である。例えばconfig020とconfig060では圧力係数分布の変化の大きさが明確に異なり、ケーシングトリートメントが翼端流れ場に及ぼす影響の強さは溝を施す位置における翼負荷によって変化すると考えられる。

3.2 溝の下面を出入りする流れ

壁面に施したケーシングトリートメントと流路との間では、溝の下面を通じて流れが出入りする。それぞれのgrooved wall条件の作動点Cにおいて、溝下面を通過する単位面積あたり流量 \dot{m}_r の分布を図3に示す。 \dot{m}_r は溝

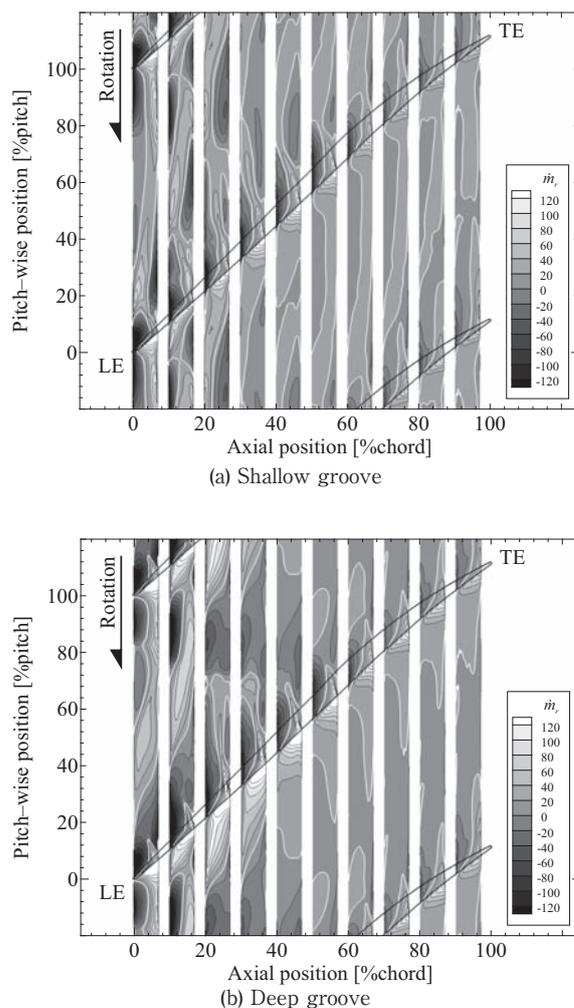


Fig. 3 Radial mass flow rate distribution at the bottom surface of the groove (operating point C)

内に流入する向きを正と定義し、図中では $\dot{m}_r = 0$ の等高線のみ白線により表示している。また、幾つかの代表的な溝条件に対して、微小ピッチ幅の溝下面面積 A を通過する \dot{m}_r の周方向分布をプロットしたものを図4に示す。座標や記号の定義は図中の表記に従う。

両図より、流れの出入りは翼端付近で最も活発となるのがわかる。圧力の高い翼端正圧面側で流路から溝内へと流れが流入し、逆に圧力の低い翼端負圧面では溝内から流路へと流れが流出する。出入りする流量は溝位置における翼負荷が高いほど、また溝が深いほど大きい。

このように溝を出入りする流れが存在する一方で、溝に取り込まれることなく翼端漏れ流れを形成するような流れも溝直下には存在する。このような漏れ流れが通過する翼端間隙はsmooth wall条件におけるそれと比べると溝の影響により広がるが、広がる実質的な割合は施した溝の深さや溝を出入りする流れの流量による翼端漏れ流れの経路の変化によって異なる。以下では有効翼端漏れ面積 A_{eff} を導入することで、溝を施した際の実質的な翼端間隙の大きさを評価する。

前述の通り溝の下面では流れが活発に出入りするが、

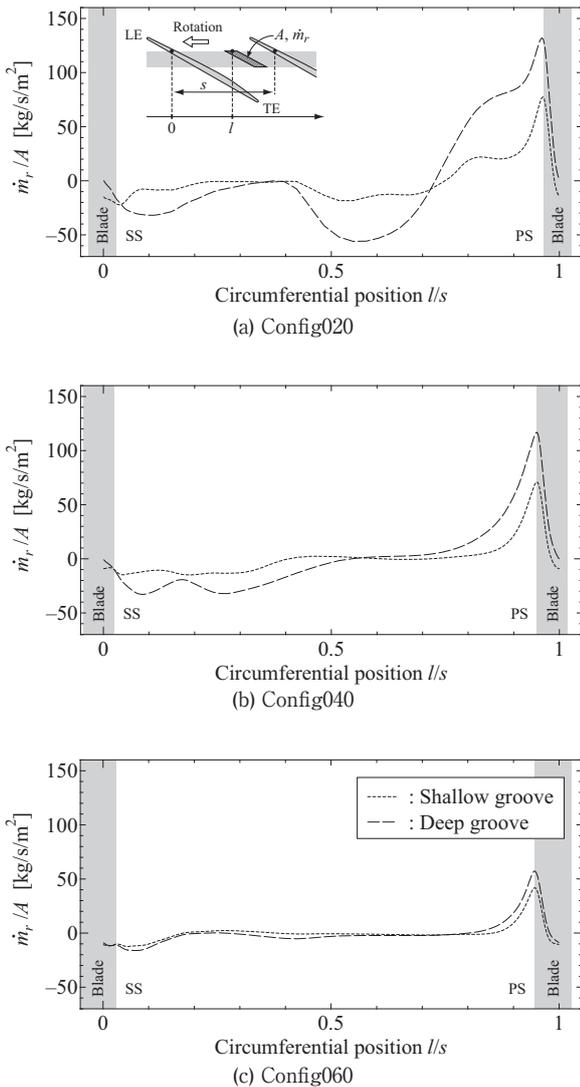


Fig. 4 Circumferential distribution of radial mass flow rate at the bottom surface of the groove (operating point C)

周方向の周期性から溝下面全体を通過する流量の合計はゼロとなる。そこでトリートメント溝の下面に伸縮自在な膜が存在するような状況を想定する。この膜により溝内部の流れと流路の流れとは仕切られており、混ざり合うことがないものとする。図3に示したように、溝下面のある箇所では溝から流路側へ流れが流出しようとし、またある箇所では流路から溝へと流れが流入しようとするため、この膜は場所によって流路側へせり出したり溝内へ入り込んだりする。ここで図5に示すような断面を定め、膜によって仕切られた溝内の流れが占める面積を A_{occu} 、流路側の流れが占める面積を有効翼端漏れ面積 A_{eff} と定めると、 A_{eff} は溝直下を流れる翼端漏れ流れが通過する翼端間隙の実質的な面積と見なすことができる。 A_{eff} の具体的な算出方法については文末のAPPENDIXに示す。

それぞれの溝条件の作動点Cにおける有効翼端漏れ面積 A_{eff} を溝の軸方向設置位置に対してプロットしたものを図6に示す。図より、 A_{eff} の値は溝が深いほど大きく、

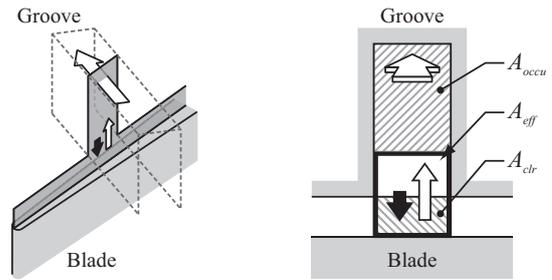


Fig. 5 Relationship between groove location and A_{eff}

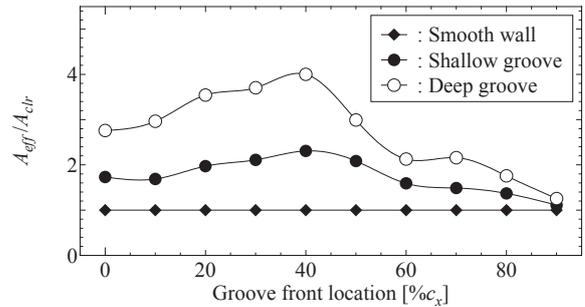


Fig. 6 Relationship between groove location and A_{eff}

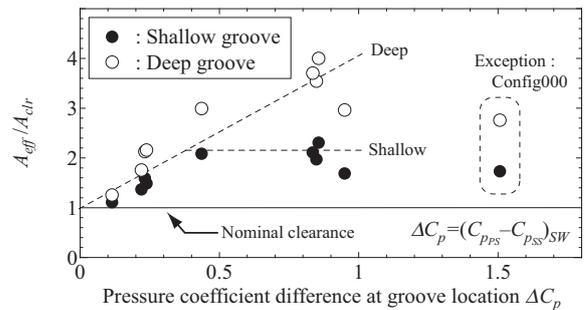


Fig. 7 Relationship between local blade loading and A_{eff}

また同一の溝深さであっても溝の位置によって全く異なる値をとることがわかる。例えばconfig040Dでの A_{eff} がsmooth wall条件における翼端間隙の面積 A_{clr} の4倍に達する一方で、config090Dなど溝を翼後縁付近に施した条件での A_{eff} は A_{clr} とほぼ変わらない。算出法からも明らかであるように、 A_{eff} は翼端付近で溝内に流入する流量が流出する流量と比較して多いほど大きい値をとる。

そこで、作動点Cの各溝条件における有効翼端漏れ面積 A_{eff} を、溝位置における翼面間圧力係数差 ΔC_p を横軸にプロットしたものを図7に示す。図より A_{eff} と翼面間圧力差の間には概ね対応関係が存在し、溝位置における翼負荷が大きいほど A_{eff} が増大することがわかる。しかし深溝条件では ΔC_p に比例して A_{eff} が単調に増大するのに対し、浅溝条件ではある程度 ΔC_p が増大した時点で A_{eff} の値が頭打ちになる。翼端正圧面の圧力が高くなるほど、流路側の流れは溝内部へと流入しようとするが、このとき深溝では十分な空間的余裕があるため、そのような流れを取り込むことができる。一方、浅溝では溝内に流入しようとする流れはすぐに溝の上面にまで達してしまい、その時点で浅溝が内部へと取り込むことのでき

る流量は上限を迎える。Config020Sとconfig020Dの作動点Cにおける翼端間隙と溝内部の流れの様子を図8に示す。図8は翼端のキャンバー線を高さ方向に延長し、その断面内に拘束した流線を引くことにより描いた。断面に垂直な速度成分が反映されていないため実際の流れが図中の流線に沿って流れるわけではないが、翼端から溝内へ流入する流れの陥入深さが浅溝と深溝とで明確に異なることが確認できる。ところで図7に戻ると、他の点と全く異なる傾向を示す2点が存在することがわかる。これらの点はconfig000Sとconfig000Dに対応しており、翼端前縁直上に溝が存在するような条件では翼端前縁を直接乗り越える主流の影響が無視できないことを示している。

3.3 トリートメント溝近傍の流れ構造

溝の下面を出入りする流れの概念図を図9aに示す。図3で示したように、圧力の高い正圧面側では流路から溝内へ流れが流入し、圧力の低い負圧面側では溝内から流路へ流れが流出する。このとき溝に流入する流れは常に溝の後端部を通過して溝内へと流入し（図9a、白矢印）、逆に流出する流れは溝の前端部を通過する（図9a、黒矢印）。ここで、正圧面側から溝内に流入した流れがすぐに負圧面側から流出することはなく、しばらく溝内に留まり周方向に流されていく。同様に、負圧面側で流出する流れも元々溝内に存在していた流れからなり、そのため翼端近傍では溝内の流れの入れ替えが行われている。

続いて、溝下面を出入りすることなく翼端漏れ流れを形成する流れの様子を図9bに示す。溝の真下を流れる翼端漏れ流れ（図9b、白矢印）は、溝の影響によって局所的な翼端負荷が低減され、かつ有効翼端漏れ面積 A_{eff} が本来の翼端間隙の面積 A_{cb} に比べて大きい値をとることにより、smooth wall条件時に比べて運動量が低下する。低い運動量を有するこのような翼端漏れ流れは溝とほぼ平行に流されていくが、一方そのすぐ下流で生じる漏れ流れ（図9b、黒矢印）はsmooth wall条件時と変わらない高さの翼端間隙内を通過するため、溝直下を流れる翼端漏れ流れに比べて翼となす角度が大きい。結果、これら二種類の翼端漏れ流れは翼端間隙内で干渉し、流れが僅かに淀む。図2の圧力係数分布で溝後端の正圧面で圧力が上昇するのは、このような流れの効果によるものであると考えられる。

3.4 失速抑制のメカニズム

以上より、周方向溝型ケーシングトリートメントが翼端近傍の流れ場に及ぼす影響が整理された。溝が流路流れに及ぼす影響の大小は概ね溝位置における翼端負荷によって決まることが明らかとなったが、失速マージンの改善を図るうえでは、これらの変化が失速発生メカニズムに対して効果的に作用することが重要となる。

前報では、NASA Rotor 37において失速発生の原因

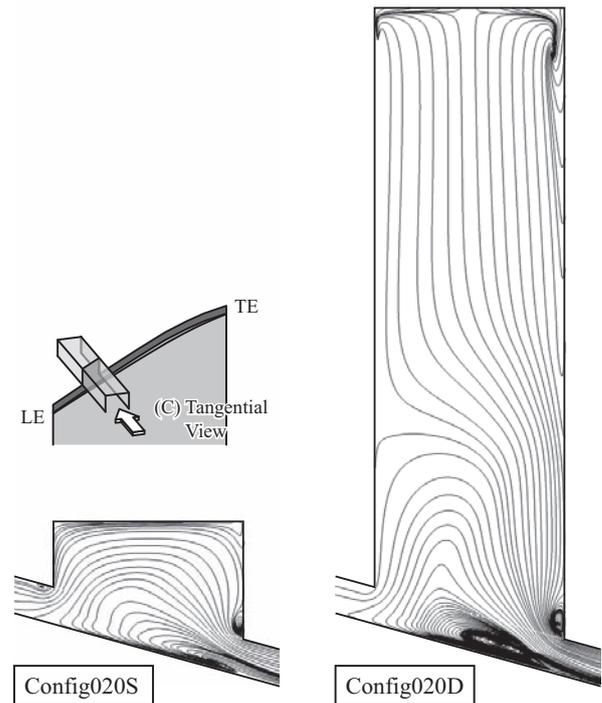


Fig. 8 Streamline of the flow going in and out of the groove (config020S & config020D, operating point C)

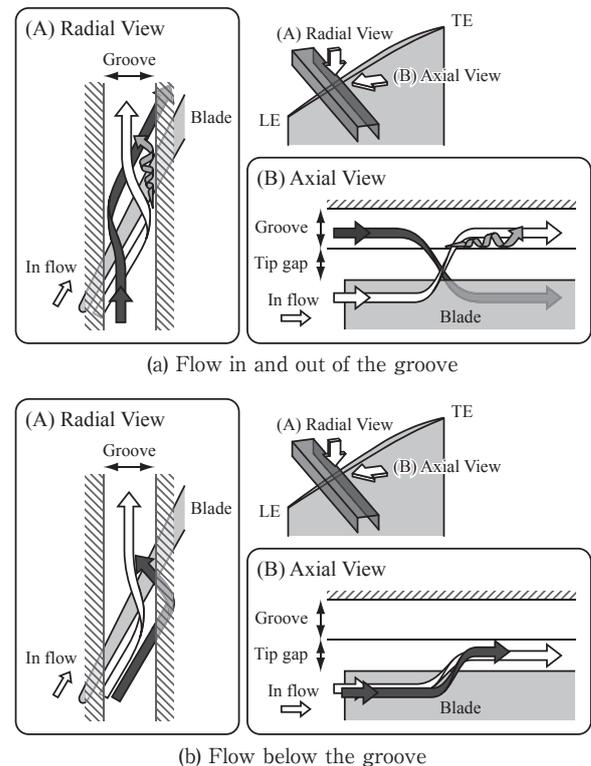


Fig. 9 Schematic of flow structure at the blade tip in the region near the casing groove.

となるのは高負荷時に翼端近傍で急速に発達するブロックage領域であるとし、これを形成するのが渦-衝撃波干渉によって渦崩壊を引き起こした翼端漏れ渦と、翼端の30%～40%軸コード長位置から隣接翼前縁へ向かう

翼端漏れ流れであると結論付けた。また、このような失速発生メカニズムを有するRotor 37に対してケーシングトリートメントを施した際の失速マージン改善率 ΔSM は溝の位置と深さによって大きく異なることが示された(図10, 前報¹⁾より再掲)。中でもconfig020, config030, config040の位置の溝は、いずれも失速発生の要因である翼端漏れ渦と翼端漏れ流れの挙動に直接的に作用し得る位置の溝であるにも関わらず、その失速抑制効果には大きな違いが現れた。

そこで本節では、Rotor 37に対してケーシングトリートメントがどの位置でどのような流れ場の変化をもたらすことが失速抑制に貢献するか考察する。以下ではconfig020D, config030D, config040Dそれぞれにおける流れ場の変化をsmooth wall条件と比較する。

3.4.1 翼端漏れ流れとブロッキング領域

Smooth wall条件とgrooved wall条件の作動点Cにおける翼端漏れ流れの流線を図11a, 図12に示す。流線は翼負圧面を高さ方向に延長した面上の25%翼端間隙高さ位置に発生点をほぼ一定間隔となるよう配置することで作成し、無次元ヘリシティの値に従って流線に濃淡を付けた。また図11bにはsmooth wall条件の96%スパン高さ断面におけるブロッキングインディケータ Ω の分布を、図13にはケーシングトリートメントを施したことによる Ω 変化量 $\Delta\Omega$ の分布を示す。本研究ではブロッキング領域を定量的に見積もるために、境界層の排除厚さに類似した考え方をを用いたブロッキング判定法を導入している(cf. 前報¹⁾APPENDIX)。 Ω はブロッキング領域と非ブロッキング領域を識別するために便宜上定義した指標であり、判定結果に応じて下式で示す値を有する。

$$\Omega = \begin{cases} 1 & (\text{blockage}) \\ -1 & (\text{non blockage}) \end{cases}, \quad \Delta\Omega = \frac{\Omega_{gr} - \Omega_{sw}}{2} \quad (1)$$

従って、図11bで黒色の領域はブロッキング領域を、白色の領域は非ブロッキング領域を表している。また、図13で白色の領域はsmooth wall条件においてブロッキングであったのがgrooved wall条件で非ブロッキングへと変化した領域を、黒色の領域はsmooth wall条件において非ブロッキングであったのがgrooved wall条件でブロッキングへと変化した領域を、灰色の領域は Ω の値が変化しなかった領域を示している。なお、図13はいずれも図11bと同じく96%スパン断面における分布を示している。

図11aより、smooth wall条件では翼端前縁からミッドコードまでの範囲で、翼端漏れ流れの角度が概ね一定であることがわかる。漏れ流れの流線が翼面となす角は60度ほどであり、翼から離れていく過程で翼端漏れ渦に合流する。流路内の翼端漏れ渦の経路は、翼端漏れ渦を形成する翼端漏れ流れと主流との運動量比によって決まるとされる。失速点近傍の作動点Cでは翼端漏れ渦は

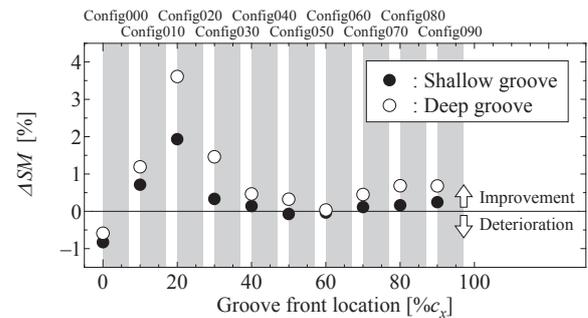


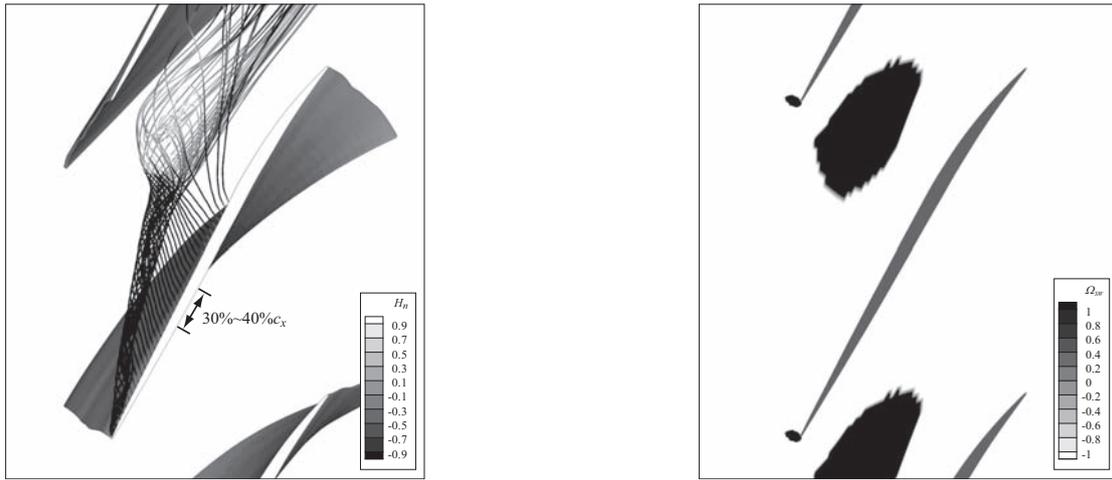
Fig.10 Stall margin improvement in each cases¹⁾

衝撃波との干渉により渦崩壊を起こすため、翼端漏れ渦の形成に寄与し、その経路を決定付けるのは翼端の前縁から30%コード長位置付近の範囲で生じる翼端漏れ流れである。

図12aのconfig020D条件では、溝直下で生じた翼端漏れ流れは周囲の漏れ流れとは異なる角度で下流へ流れていく。これは前述したように溝位置における翼面間圧力差の低下と、溝による有効翼端漏れ面積の拡大によって翼端漏れ流れの運動量が局所的に低減されるためである。この翼端漏れ流れは翼端漏れ渦の形成に寄与することなく下流へと流れてしまうため、smooth wall条件であれば翼端漏れ流れが合流したであろう位置において翼端漏れ渦の経路が翼背側方向に向かって僅かに折れ曲がる。これにより、Rotor 37の失速を引き起こす1つ目の要因である、渦崩壊した翼端漏れ渦による低速流れが、隣接翼から引き離される。図13aからも、失速発生の原因となる隣接翼前縁腹側近傍(図中破線部で囲った領域)におけるブロッキング領域が縮小していることがわかる。

図12bのconfig030D条件でも、config020D条件同様溝直下で生じる翼端漏れ流れの運動量が低減される。しかし、この位置の漏れ流れは本来翼端漏れ渦の形成に寄与しないため、翼端漏れ渦の経路が曲がるといった変化は起きない。一方で、この溝位置はRotor 37の失速を引き起こす2つ目の要因、30%~40%コード長位置から隣接翼前縁へ向かう翼端漏れ流れの発生位置にあたるため、隣接翼前縁付近の主流に対するブロッキング効果が弱まる。図13bから、config030Dにおいても失速を引き起こす破線部のブロッキング領域が縮小していることがわかるが、変化の大きさはconfig020Dに比べると若干小さい。

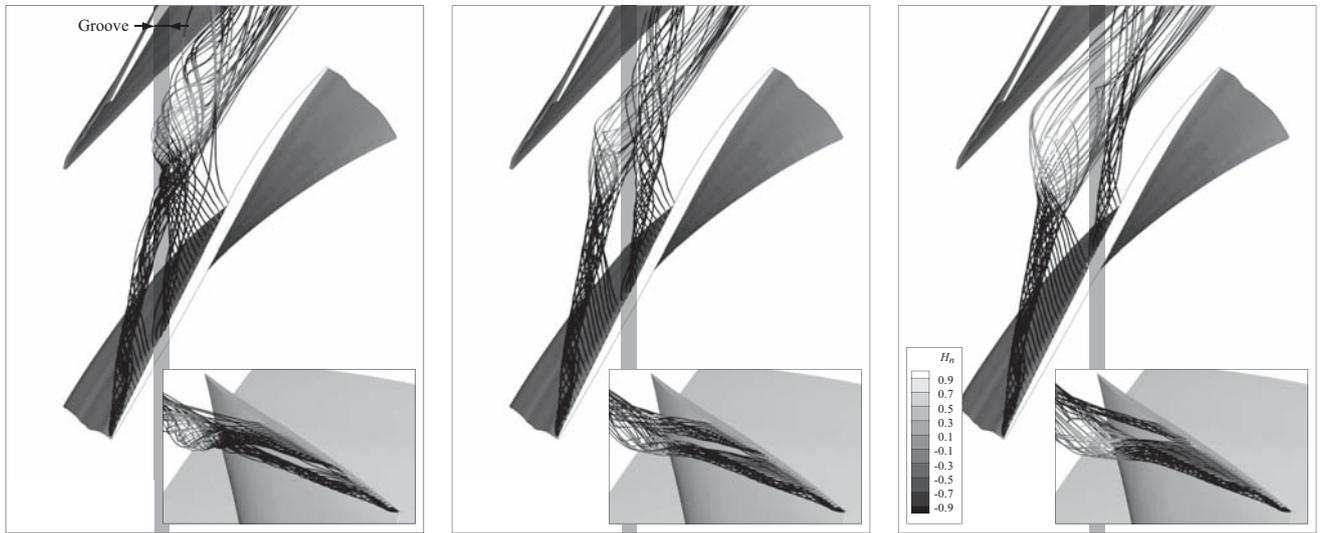
最後に図12c, 13cのconfig040Dでは、溝位置における翼端漏れ流れの運動量低減こそ確認できるものの、ブロッキング領域の分布には有意な変化が現れない。Config040Dは、翼端漏れ渦の形成に寄与する翼端漏れ流れが生じる0%~30%コード長位置や、失速発生の2つ目の要因である翼端漏れ流れが生じる30%~40%コード長位置に比べて溝の位置がやや後ろすぎる。このように、溝による翼端流れの変化が失速発生を引き起こす現象の抑制につながらなかったことがconfig040Dで有意な失速マージン改善効果が得られなかった原因である



(a) Leakage flow streamlines colored with normalized helicity

(b) Blockage distribution at 96% span height

Fig.11 Leakage flow streamlines and blockage region distribution in smooth wall condition (operating point C)

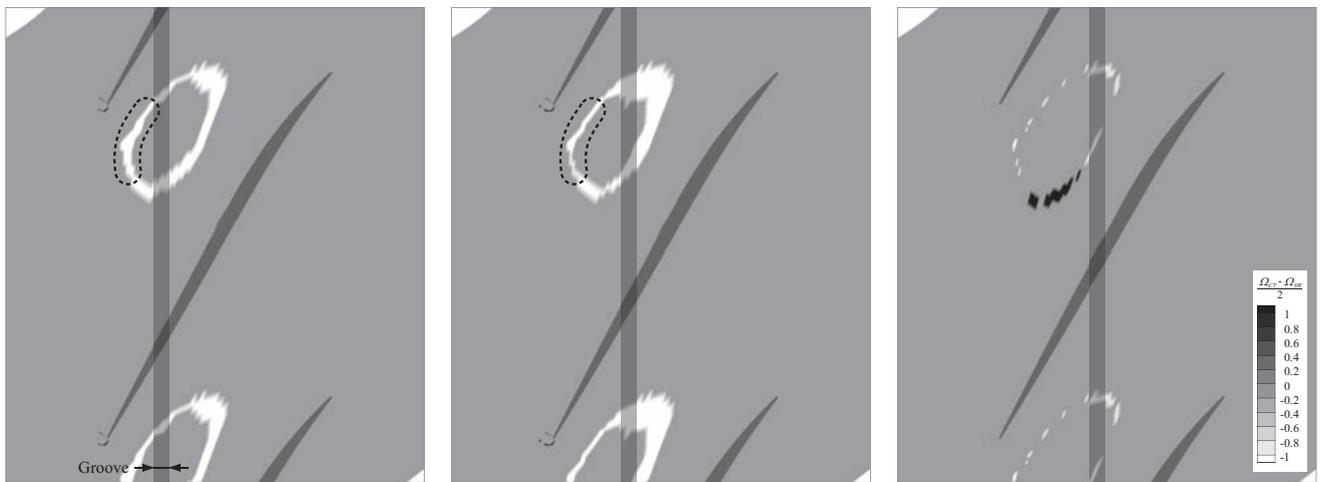


(a) Config020D

(b) Config030D

(c) Config040D

Fig.12 Leakage flow streamlines colored with normalized helicity in grooved wall condition (operating point C)



(a) Config020D

(b) Config030D

(c) Config040D

Fig.13 Changes to the blockage indicator Ω caused by the casing groove at 96% span height (operating point C)

と考えられる。

3.4.2 翼端漏れ流れの運動量と流れ角

作動点Cにおける翼端漏れ流れの相対運動量密度 Ψ とその軸方向成分 Ψ_x 及び流れ角の軸方向分布を config020D, config030D, config040D と smooth wall 条件とで比較したものを図14, 15, 16にそれぞれ示す。翼端漏れ流れの運動量密度と流れ角はいずれも翼端のキャンパー線を高さ方向に延長した面を検査面とし、高さ方向に流量平均することで算出した。また、運動量密度はそれぞれの作動点における計算領域入り口の平均運動量密度によって無次元化した。

$$\Psi = \frac{\rho \bar{u} \cdot \bar{u}}{\rho V^2}, \quad \Psi_x = \frac{\rho \bar{u}_x \cdot \bar{u}_x}{\rho V_x^2} \quad (2)$$

図14, 15, 16より、config020D ~ 040Dのいずれの溝条件においても溝直下では翼端漏れ流れの軸方向運動量密度 Ψ_x がゼロになり、翼端漏れ流れの向きが溝に対してほぼ平行になっていることが確認できる。この傾向はここに示した3通りの溝形状以外でも確認された。翼端漏れ流れの運動量密度 Ψ と流れの角度 θ は翼端負圧面側における流れの運動量や翼端間隙を通過する際に翼面間圧力差によって受ける力積といった条件によって決まる。これらの条件は翼端の位置によってそれぞれ異なるにも関わらず、いずれの位置に溝を設けても溝直下では必ず流れの向きが $\theta = 90$ [deg] となる点は興味深い。また、これらの図によると溝を施した位置以外にも smooth wall 条件と grooved wall 条件とで翼端漏れ流れの挙動に変化が生じている箇所が存在することがわかる。以下では特に30% ~ 40%軸コード長位置の Ψ と θ に注目する。

前報では、Rotor 37が失速に向かう際に翼端漏れ流れに現れる変化の特徴として30% ~ 40%軸コード長位置における Ψ が減少し、 θ が増大することを挙げた。これは負荷が上昇するに従って低速の渦崩壊領域が翼端の腹側へと接近し、その低運動量流れが翼端漏れ流れを形成するためであった。運動量の低い流れが翼端間隙内に取り込まれると、翼面間圧力差による力積の影響をより強く受け、流れの向きが大きく曲げられる。結果として30% ~ 40%軸コード長位置から生じる翼端漏れ流れは隣接翼前縁に向かう方向へ進行し、主流に対してブロッケージとして作用することが翼端漏れ渦の渦崩壊と併せてRotor 37における失速発生の重要な要因であると推測した。

図14より、config020Dの30% ~ 40%軸コード長位置では smooth wall 条件時に比べて翼端漏れ流れの運動量 Ψ が増大し、同時に流れ角 θ が減少していることがわかる。これはブロッケージ領域が翼端腹側から引き離された結果、30% ~ 40%軸コード長位置付近の主流の運動量が増大したためである。高い運動量を有する翼端漏れ流れは翼端間隙を通過する過程で翼面間圧力差によって

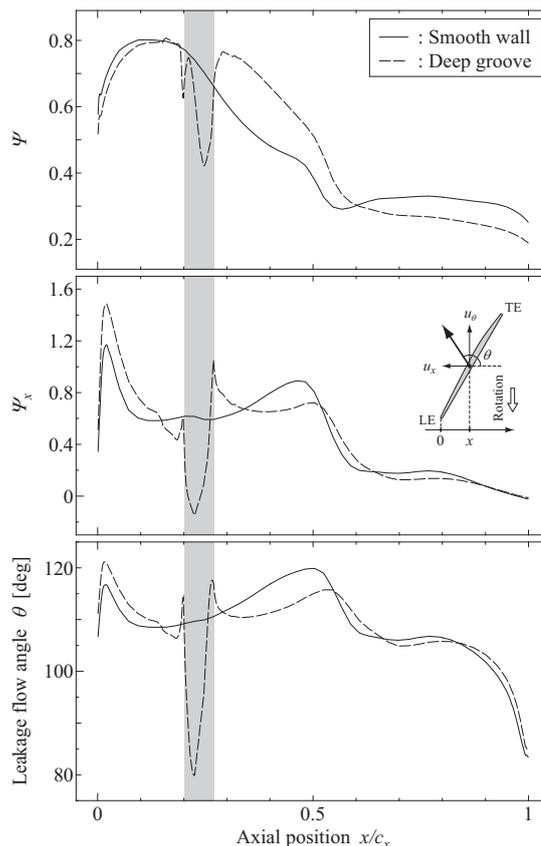


Fig.14 Axial distribution of leakage flow momentum and leakage flow angle (config020, operating point C)

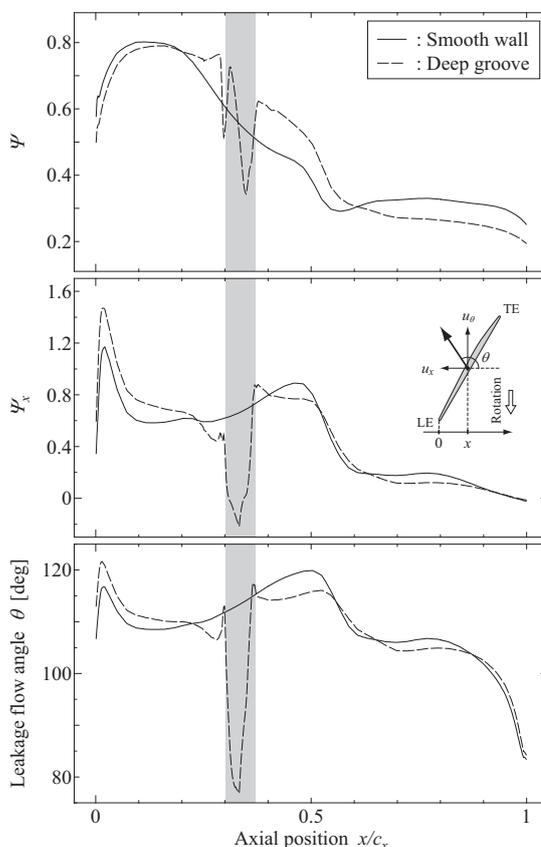


Fig.15 Axial distribution of leakage flow momentum and leakage flow angle (config030, operating point C)

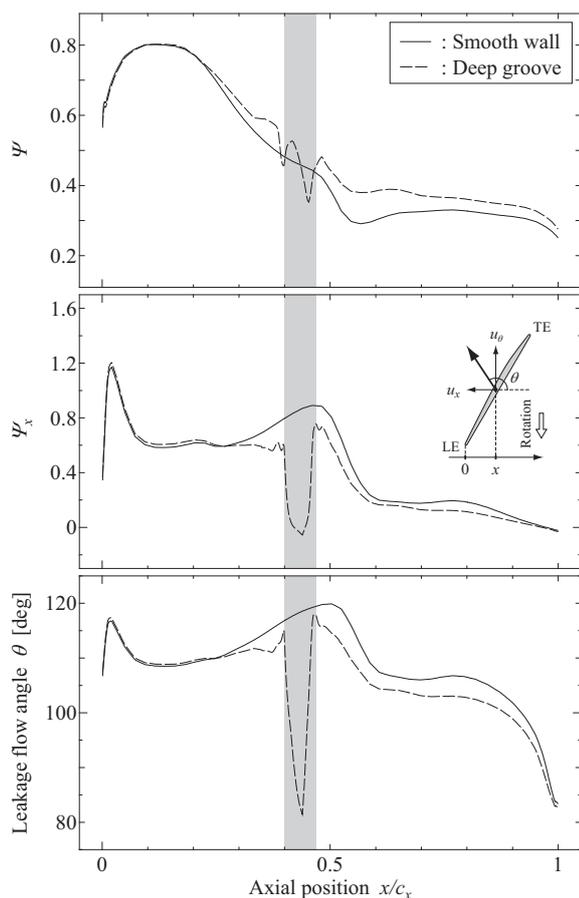


Fig.16 Axial distribution of leakage flow momentum and leakage flow angle (config040, operating point C)

流れの向きを転向されにくくなり、smooth wall時に比べて小さい流れ角で主流へ流れ出す。そのため、漏れ流れの運動量そのものは増大しているが、主流に対抗する運動量成分は減少しており、主流に対するブロッキング効果は低下する。

この変化は、同様にブロッキング領域の縮小が起きる config030Dにおいても確認できるが (図15)、変化は config020Dと比較するとやや小さい。なお、config040Dにおいては、そもそもブロッキング領域が縮小されていないためこのような変化は生じない。

以上をまとめると、NASA Rotor 37で失速を引き起こすブロッキング領域を構成するのは、翼端漏れ渦の渦崩壊領域と30%～40%軸コード長位置の翼端間隙から生じる翼端漏れ流れであることが確認された。前者は翼端漏れ渦の経路を隣接翼から遠ざけることで (=config020D)、後者はその位置に溝を設けることで (=config030D) それぞれ低減することができる。しかし、後者の方法が翼端漏れ流れの影響しか弱めることができないのに対し、前者はブロッキング領域の位置をずらすことで副次的に30%～40%軸コード長位置における翼端漏れ流れの軸方向運動量と流れ角を減少させることができる。従って、config020Dによる失速マージン改善率が config030Dによる失速マージン改善率を上回ったのは、

config020Dが2つのブロッキング源を同時に低減できたのに対し、config030Dが一方しか低減できなかったためであると考えられる。

4. 結論

遷音速圧縮機NASA Rotor 37を対象とした三次元定常解析を実施した。周方向単一溝型ケーシングトリートメントに着目し、その設置位置や溝の深さを対象としたパラメトリックスタディを実施し、ケーシングトリートメントが翼端流れ場に及ぼす影響を調査した結果、以下の結論を得た。

- (1) ケーシングトリートメントは、その施された位置における局所的な翼端負荷を減少させ、かつ有効翼端漏れ面積を増大させる効果がある。これらの変化は溝位置における翼負荷が大きいほど、また溝が深いほど顕著である。
- (2) ケーシングトリートメントによる翼負荷と翼端有効漏れ面積の変化は翼端漏れ流れの運動量と流れ角を変化させ、溝位置によっては翼端漏れ渦の経路や翼端漏れ流れによるブロッキング効果に影響を及ぼす。
- (3) NASA Rotor 37における失速の原因は作動負荷の上昇に伴い翼端前縁腹側付近に発達するブロッキング領域であることが確認された。このブロッキング領域は、衝撃波との干渉によって渦崩壊を引き起こした翼端漏れ渦と、30%～40%軸コード長位置の翼端から生じる翼端漏れ流れによるものであることが明らかとなった。
- (4) 渦崩壊領域を翼端前縁腹側から引き離すか、30%～40%軸コード長位置の翼端から生じる翼端漏れ流れによる主流へのブロッキング効果を低減することでブロッキング領域を縮小させ、失速を抑制できることが明らかとなった。

参考文献

- (1) 佐久間康典, 渡辺紀徳, 姫野武洋, 加藤大, 室岡武, 周藤由香里, “周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機に及ぼす影響 第1報: 全体性能と失速特性の変化”, ガスタービン学会誌, Vol.42, No.3 (2014), pp.226-235.
- (2) Storer, J.A., Cumpsty, N.A., “Tip Leakage Flow in Axial Compressors”, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.113, No.2 (1991), pp.252-259.
- (3) Sakulkaew, S., Tan, C.S., Donahoo, E., Cornelius, C., Montgomery, M., “Compressor Efficiency Variation with Rotor Tip Gap from Vanishing to Large Clearance”, ASME GT2012-68367 (2012), pp.1-14.
- (4) Houghton, T., Day, L., “Enhancing the Stability of Subsonic Compressors Using Casing Grooves”, ASME GT2009-59210 (2009), pp.1-10.
- (5) Chen, H., Huang, X., Shi, K., Fu, S., Bennington, M.A.,

Morris, S.C., Ross, M., McNulsty, S., Wadia, A., "A CFD Study of Circumferential Groove Casing Treatments in a Transonic Axial Compressor", ASME GT2010-23606 (2010), pp.1-11.

- (6) Heinichen, F., Gümmer, V., Schiffer, H.-P., "Numerical Investigation of a Single Circumferential Groove Casing Treatment on Three Different Compressor Rotors", ASME GT2011-45905 (2011), pp.1-11.
- (7) Chima, R.V., "Calculation of Tip Clearance Effects in a Transonic Compressor Rotor", Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.120, No.1 (1996), pp.131-140.

APPENDIX

有効翼端漏れ面積の算出法

図a-1に示すように、周方向位置 θ の溝断面を流れる流量を \dot{m}_θ とする。翼端直上のような激しく溝内に流れが出入りするような状況ではなく、溝と主流との間でほとんど流れの交換がなされないような条件において溝内を流れる流量 \dot{m}_{occu} を想定し、それが式 (A.1) により与えられるものとする。

$$\dot{m}_{occu} = \frac{\int_0^{2\pi/n} \dot{m}_\theta d\theta}{2\pi/n} \quad (A.1)$$

ここで n は動翼枚数である。本研究では、翼端部でこの流

量 \dot{m}_{occu} が占有する面積が A_{occu} であるとし、 $A_{eff} = A - A_{occu}$ として有効翼端漏れ面積を定義した。ここでは、溝内の流れの温度が主流との速度せん断による粘性仕事の影響で主流と比較して高いことを利用して、溝断面を通過する流れのうち温度が高い箇所から \dot{m}_{occu} を構成する流れと判別し、 A_{occu} を算出した。

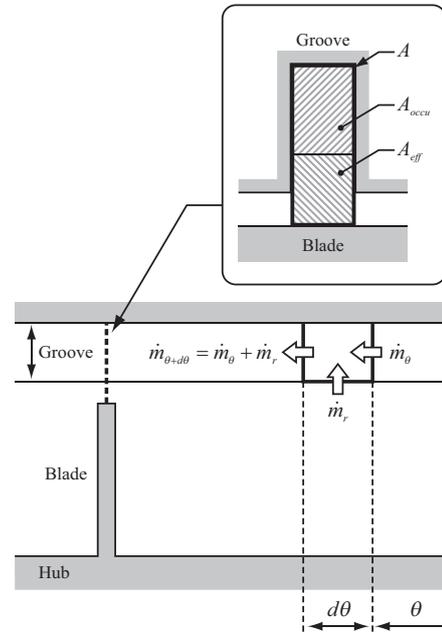


Fig.a-1 Schematic of the coordinate system for calculating effective leakage flow area

日本再興に貢献する日本ガスタービン学会の更なる進化への期待 ～複合GTエネルギーシステム創成とイノベーション・エコシステム形成～

柘植 綾夫*1

TSUGE Ayao

明治維新、戦後復興に次ぐ第三の国創りの重大変革期にある日本は今、その再興の要である「経済産業力」、「財政力」、「社会保障力」及び「教育・科学技術・イノベーション力」という「国創りの4大要素力」の強化課題を掲げ、アベノミクスを中核として国を挙げて取り組んでおります。その取り組みは、短期的な効果だけではなく、21世紀の日本と世界の発展を実現する持続可能なものでなければなりません。

同時に、世界の社会経済の発展に向けた激しく大きな潮流を鑑みると、日本の再興に向けて残された時間は少ないとの危機感の国民的共有も必要です。

日本再興に必須の様々なイノベーションにおいて、科学技術革新を社会経済的価値に具現化する「科学技術駆動型イノベーション」は、人材以外に資源の乏しい日本にとって極めて重要な価値創造であり、その創造能力を支える「社会のための工学、社会における工学」の実践と「教育・人材育成」は、21世紀の日本の持続可能な発展の要と言えます。

まさに、工学における「教育・研究開発・イノベーションの三位一体推進の強化」が、今ほど求められている時は無いとの覚悟が、工学を基盤とする工学者・技術者・教育者・技術経営者に求められています。

日本ガスタービン学会及びその構成員は、すでにその実践を日々されてきていますが、危機的な状況にある現下の日本の再興に貢献するべく、「21世紀の社会のためのガスタービン工学、21世紀の社会におけるガスタービン工学」の一層の進化に向けて、それぞれの社会的立場を活かした協働を強化しようではありませんか。

「21世紀の社会のためのガスタービン工学、21世紀の社会におけるガスタービン工学」の進化の道は、大別すると次の二つの進化のエコ・システムとしての同時実現にあると言えます。

第一の進化の道は、燃焼、伝熱・流動、振動、材料・強度、製造・加工等のガスタービン基幹技術の飽くなき高度化を堅持しつつ、ガスタービン工学を“複合ガスタービン・エネルギーシステム創成エンジニアリング”として、“教育・研究開発・イノベーションの三位一体推進能力の強化”を目指す道です。

特に、大学院教育研究との一体的推進の実践は、博士

課程修了者の世界レベル化達成のためにも必要条件です。同時に、産業側にとっても、世界大競争における競争優位性確保のために必須の条件と言えましょう。

第二の進化の道は、第一の進化を絶えず活性化させる生態系：“エコ・システム”としての“イノベーション・ネットワーク”を、国内及び世界に構築し続ける“イノベーション・エコ・システム・ネットワーク”の構築能力強化の道です。

“イノベーション・エコ・システム・ネットワーク”は、大学を中心とする幅広い先端科学技術基礎研究群と、産業が主に担うイノベーション創出研究開発活動群との間を結ぶ、双方向の非線形で有機的な協働ネットワークと言えましょう。その間には、目的基礎研究ステージや応用研究開発ステージを担う価値の創造もあることを忘れてはなりません。

同時に、オープン・イノベーションの時代の今、“イノベーション・エコ・システム・ネットワーク”は、人材の交流も含めてグローバルな視野を持って絶えず進化せねばならないことは言うまでもありません。

これらの二つの進化の道を、既に日本ガスタービン学会は先見ある先輩方の御蔭で、伝統的に産業界、大学界、公的研究機関、行政機関との優れた連携と、世界のCOE：センター・オブ・エクセレンスとのコラボレーションのもとで、永年に渡り歩んで来たこと誇りに思います。

一方では、冒頭に述べたように、第三の国創りの重大変革期にある今の日本の危機的現状と世界の激しい大きな潮流を鑑みると、今一度、“温故知新”を超えて“温故創新”の思想に立ち、日本ガスタービン学会が辿った進化の道の歴史に学ぶことが必要ではないでしょうか。そして、現状の弱みと、その強化策を会員有志で立て、それを産学官で分担実行に挑戦することが必要なのではないのでしょうか。

おりしも来たる2015年度は、総合科学技術会議を中核とする政府の科学技術5ヶ年計画である第4期科学技術基本計画の最終年度を迎えることになり、科学技術政策とイノベーション政策との両輪が一層強化されると予想されます。

日本ガスタービン学会が第5期科学技術基本計画の「社会のための科学技術、社会における科学技術」の新機軸に「工学：エンジニアリング」の面から先導的貢献を示すとともに、“教育・科学技術・イノベーションの三位一体推進”の実践のロールモデルとなることを期待します。

原稿受付 2014年4月7日

*1 日本ガスタービン学会名誉会員・元会長

前 日本工学会会長、元総合科学技術会議議員

2013年度通常総会報告

公益社団法人 日本ガスタービン学会の2013年度通常総会は、2014年4月18日(金)14時より、三菱重工横浜ビル33階大会議室において開催された。出席者は委任状提出者、議決権行使者を含めて1092名であり、定款に定められた成立要件である総正会員数の過半数1009名を満たし、総会は成立した。

報告事項

2013年度事業報告、監査結果報告、
2014年度事業計画および収支予算
以上について担当理事より報告された。

決議事項

第1号議案：計算書類・財産目録の件 承認
第2号議案：理事選任の件 10名の候補全員を承認
第3号議案：名誉会員候補者の件 承認
第4号議案：終身会員候補者の件 承認
以上の通り、いずれの議案も原案通り承認された。

総会終了後、別室にて第1回臨時理事会が開催された。出席理事の互選により藤谷康男君が新会長に、副会長には田沼唯士君が選定され、また法人管理及び公益事業担当の執行理事13名が決定された。その後、総会会場にて新役員体制が藤谷康男新会長から報告され、新旧会長から挨拶があった。引き続き学会賞授与式、名誉会員推薦状授与式が行われた。

なお、2013年度通常総会添付書類（2013年度事業報告、計算書類および財産目録、2014年度事業計画・収支予算）は、学会ホームページの会員ページに掲載されている。



2014年度役員名簿

| | |
|--------------|--|
| 会長 | 藤谷 康男 (MHPS) |
| 副会長 | 田沼 唯士 (帝京大) |
| 法人管理担当執行理事 | 伊東 正雄 (東芝), 鈴木 健 (IHI), 幡宮 重雄 (日立), 正田 淳一郎 (MHPS) |
| 公益目的事業担当執行理事 | 壹岐 典彦 (産総研), 岡崎 正和 (長岡技科大), 佐藤 哲也 (早大), 武 浩司 (川崎重工), 辻田 星歩 (法政大), 春海 一佳 (海技研), 姫野 武洋 (東大), 山根 敬 (JAXA), 山本 誠 (東京理科大) |
| 理事 | 桂田 健 (JAL), 松崎 裕之 (東北電力), 渡辺 和徳 (電中研), 渡邊 啓悦 (荏原), 藁谷 篤邦 (本田技術研究所) |
| 監事 | 塚越 敬三 (MHPS), 藤綱 義行 (東京農工大) |

2014年度特別講演会報告

山根 敬
YAMANE Takashi

この特別講演会は、4月18日(金)の2013年度通常総会、2014年度第1回臨時理事会、学会賞授与式、名誉会員推薦状授与式に引き続き、16時00分から約1時間にわたって三菱重工横浜ビル33階会議室にて約70人の参加者を集めて開催されました。

今回の特別講演会は、本年2月1日に三菱重工業(株)と(株)日立製作所の火力発電システム事業を統合した新会社、三菱日立パワーシステムズ(株)が誕生し、日本のガスタービン産業にとって大きな節目となったことから、新会社発足とともに取締役社長に就任された西澤隆人氏に、「三菱日立パワーシステムズ(株)の事業概要」と題してご講演をお願いしたものです。

西澤氏は三菱重工業(株)において、主に海外でのEPC事業(設計:Engineering, 調達:Procurement, 建設:Construction)に携わり、台湾新幹線も担当されたとのことで、火力発電事業は約2年前から担当し、事業統合の事務局責任者を経て新会社の社長に就任されました。

まず、今回の統合の難しさは、会社全体の合併ではなく一部分どうしの統合である点との認識のもと、「1+1=無限大」を目指し、お客様ニーズを第一に考え、地球規模の環境問題に取り組む考えのもとに、8条の行動指針と8条の経営方針を定めたことが説明されました。中でも安全はトップマネジメントであることを強調されました。

新会社の中長期的な目標は、2020年度に2兆円の事業規模(2013年度は1.24兆円)を達成し、現在の火力発電事業の売上額で1位と2位のGEとシーメンスを上回ることにあります。ガスタービンに関しては統合前の両社の製品ラインアップが補完関係にあることからシナジー効果が期待でき、現在、10%台後半のシェアを30%以上とすることを目指しているとのことでした。また、環境対策の技術は世界No.1と自負しているそうで、新会社の強みとして期待されます。

最後に、目標達成に向けて初年度に取り組みたいこととして、融合と一体感の創出、事業計画を順守すること、不採算プロジェクトの改善、ライバルに勝つための新しいビジネスモデルへの挑戦、そして未進出市場の開拓をあげて、ご講演を締めくくられました。

質疑応答ではまず、EPCでどのように利益をあげるかという点について質問がありました。これに対して西澤

氏は、海外のライバル企業はハードウェアの販売を重視している一方、EPCはリスクが高いと考えあまり手掛けない傾向にあるので、日本人が得意とするインテグレーション技術において、知財面でも優位に立つエンジニアリングを伸ばすことで、ハードウェアだけに頼らない事業拡大を目指すことができると指摘されました。次に、技術のシナジーに対する考えが質問されると、統合前の2社では技術開発の成果を求めるスパンに違いがあることが紹介されました。そして最初の半年は互いの設備を見て技術の融合の検討を行う期間として設定しており、その際には、「自分が正しいと思うな」と強調しており、その後に会社全体としての最適化を図るとのことでした。最後に、サービスにおける収益の考え方について質問され、ご自身のこれまでの経験で、顧客からの要望に対してリソースがなくて断った経験を紹介され、新規事業だけでなく前の顧客に対するサービスも事業拡大のために必要な安定収益の柱ととらえて、小規模であっても顧客への提案を持ち掛けることを推奨しているとのことでした。

例年の技術的な話題が中心の特別講演会とは異なり、経営面での取り組みをご紹介いただきましたが、非常に力のこもったご講演で引き込まれるように聞き入りました。西澤隆人社長に厚く御礼を申し上げます。

最後に、特別講演会にご参加頂いた皆様、会場準備等にご協力頂きました三菱日立パワーシステムズの皆様にお礼を申し上げます。

(集会行事委員会 委員長)



2013年度日本ガスタービン学会賞審査報告

2013年度学会賞審査委員会委員長 筒井 康賢
TSUTSUI Yasukata

本学会では、ガスタービンおよびエネルギー関連技術に関する工学・技術の一層の発展を奨励することを目的に、優れた論文、技術ならびに若手の著者の業績に対して、2年に一度日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、表彰しています。

2013年度はその表彰の年に当たり、日本ガスタービン学会誌2013年9月号の会告ならびに学会ホームページを通じて学会賞候補を募集しました。論文賞は、2009年11月から2013年10月までに日本ガスタービン学会誌および英文電子ジャーナルに公表された論文で独創性があり工学および技術に寄与したもの、技術賞は、ガスタービンおよびエネルギー関連の技術で画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上、材料開発、制御技術および保守技術の向上に寄与したもの、奨励賞は上記期間に

学会誌および英文電子ジャーナルに独創的な論文を公表した若手の著者個人を対象とし、2013年10月31日を応募期限としました。その結果、自薦・他薦を含めて論文賞は16件（奨励賞対象重複5件を含む）、技術賞は応募2件が学会賞の候補となりました。

学会賞審査委員会では、論文賞・奨励賞に関しては各委員による書面評価結果に基づいた審査を行い、技術賞に関しては書類審査と代表者からのヒアリングによる審査を行いました。厳正かつ慎重な審議の結果、学会賞審査委員会として、論文賞2件、技術賞2件、奨励賞1件を推薦することとし、理事会に報告しました。

理事会において審議の結果、学会賞審査委員会からの推薦内容が承認され、次に示すとおり授賞が決定されました。

論文賞

新しい概念に基づく高温タービンディスク用Ni-Co基超合金の開発

(日本ガスタービン学会誌 40巻2号 2012年3月)

| | | | | |
|------------|----|---|---|---|
| 物質・材料研究機構 | 藤谷 | 岡 | 順 | 三 |
| | 崔 | | 月 | 峰 |
| | 横 | 川 | 傳 | 勇 |
| | 小 | 林 | 忠 | 晴 |
| | 原 | 田 | 敏 | 治 |
| MMCスーパーアロイ | 福 | 田 | 広 | 史 |
| 三菱マテリアル | 三 | 橋 | 正 | 章 |

航空機エンジンの高温タービンディスク用超耐熱合金の耐用温度向上を図るために、新しい概念にもとづいてNi-Co基鍛造合金（TMW合金）の開発を行った。既存合金の中で最強の合金であるU720Liに比べて耐用温度が50℃上昇する鍛造合金を開発することを目標に、TMW合金は2種類の超合金、すなわちニッケル基超合金とコバルト基超合金を混ぜ合わせて設計された。まず設計したいくつかの合金について50kg溶解から出発するサブスケールの鍛造品試作を行ない、U720Liに対し耐用温度が向上し、組織安定性、鍛造性も良好であることを実証した。次に、2ton級トリプルメルトから出発す

る実用規模のディスク模擬形状品の試作製造に成功し、ディスクに求められる結晶粒径10～20μmの微細均一組織を有していることを確認した。これにより、TMW合金が実用プロセスによる量産適合性を有することを実証した。ディスク模擬形状品を評価した結果、TMW合金はU720Liに対して0.2%クリープ強度では58℃～76℃、0.2%耐力では50℃以上の耐用温度向上を示し目標を達成した。低サイクル疲労強度および疲労亀裂伝播特性は同等以上であった。

特許は物質・材料研究機構単独で取得しており、複数の企業にライセンスも行っている。

論文賞

蒸気タービン長翼用高反動度型超音速タービン翼列の設計法

(日本ガスタービン学会誌 41巻2号 2013年3月)

日立製作所* 妹尾 茂 樹
小野 英 樹

*現在の所属は三菱日立パワーシステムズ

発電や産業用として広く用いられている蒸気タービンの高効率化、大容量化のためには、最終段の環帯面積を増加させ、回転動力に使えない排気運動エネルギーを減少させることが有効である。一方、環帯面積を大きくするために、動翼を長くするが、翼長がある限界を超えると、翼先端部で流入、流出速度がともに超音速となる。そのため、適正流量を流すことが難しくなる、また衝撃波損失が発生しやすくなるなどの課題が生じる。著者らは、このような蒸気タービン長翼先端側で生じる流体力学的な課題を解決できる、高反動度型の超音速タービン翼列の設計法を開発した。初めに、流体性能上重要で、翼列の基本体格を決めるピッチ・コード比とスタッガー角の関係に対する設計可能空間を、超音速流が翼間流路で滑らかに加速膨張するための三つの幾何学的拘束条件

より導出した。次に、長翼先端側のように遠心応力の制約より、ピッチ・コード比が0.8以上と大きくなる場合には、理論設計可能空間に解がないことを示し、その場合には、正圧面出口角を理論流出角から約10度大きくすることで、翼間流路出口の等価流出マッハ数を増加させ、後縁衝撃波損失を低減できることを乱流解析により示した。三番目に、前縁形状を尖頭とし、正圧面上流部の角度を流入角に合わせかつ曲率を小さくすることで、上流衝撃波を弱くでき、かつ超音速流入時の流入マッハ数と流入角の一意な関係であるユニーク・インシデンス関係を満足させられることを示した。これにより適正流量の設計が容易となる。開発した設計法の妥当性とその翼列の流体性能は、超音速翼列風洞試験により検証した。

技術賞

ポンプ駆動用大型2軸式ガスタービン装置の開発

新潟原動機 樽井 真 一
渡辺 総 栄
内野 孝 幸
植村 敏 幸

近年の日本では、河川周辺地域の都市化が進んでおり、これらの地域における豪雨や台風への対策が重要となっている。このような背景の中、新潟原動機株式会社は非常用の雨水排水ポンプ施設向けとして、定格出力2,942kW (4,000PS) のポンプ駆動用大型2軸式ガスタービン装置CNT-4002MNを開発した。この定格出力は、純国産横型2軸式ガスタービンとしては国内最大級であり、同社製NGT2BM型2軸式ガスタービン機を、減速機を介して1軸で出力することで大出力化を図ったものである。ガスタービン機関は、2段遠心圧縮機と2段軸流タービンからなるガスジェネレータータービンと、1段

軸流タービンからなるパワータービンで構成され、出力軸回転は700～1000min⁻¹で可変速運転が可能であり、雨水排水ポンプの他、メカニカルドライブ用として種々の用途に適用可能なものとなっている。機関制御装置は全電気式を採用し、運転中の負荷変動に対して出力軸回転速度が安定して追従するよう、2機の2軸ガスタービンの燃料制御を行っている。そのほか、運転中の電源喪失時でも、非常用電源が確保できるまでの1分間の継続運転が可能であることや、停止途中でも再着火させ再始動させることができるなど、非常用ポンプ駆動装置として優れた特長を有している。

技術賞

低濃度メタン燃焼ガスタービン発電装置の開発

川崎重工業 山崎義弘
上村大
細川恭
堂浦康
黒坂司
聡

メタンガスは京都議定書で定義されている温室効果ガスの一つで、その温室効果は二酸化炭素 (CO₂) の約21倍であり、CO₂に次ぎ環境影響負荷が高いガスとなっている。さらに、このメタンガスの総排出量の約6%が炭鉱から大気放出されるメタンガスとなっているが、これら石炭採掘時に湧出する希薄な炭鉱通気メタンなどの低濃度メタンガスを燃料として活用する「低濃度メタン燃焼ガスタービン発電装置」を、川崎重工業(株)は世界で初めて開発した。本「低濃度メタン燃焼ガスタービン発電装置」では、未利用のまま大気放出されている大量の炭鉱通気メタンをエンジン吸気として吸い込んで圧縮し、

熱交換器で触媒反応開始温度まで加温した後、触媒燃焼器で燃焼させ、ガスタービン燃料として利用する。これにより、大量の温室効果ガスの放出量を削減すると同時に、現状大気中に放出されているエネルギー資源を有効活用して発電することにより、天然ガスや軽油等の発電用良質燃料の使用量を削減できる。本ガスタービン発電装置の実証のため、実証試験機を製作し、同社明石工場内で始動試験/負荷試験等を実施し、始動から負荷運転までの安定的な運転が可能で、かつ所定性能(温室効果ガス削減量:48,000ton-CO₂/年、定格出力:800kW)が得られることを確認した。

奨励賞

3次元熱伝導を考慮した過渡応答法による ディンプル面の熱伝達特性の計測 (ディンプル前縁・後縁傾斜の影響)

(日本ガスタービン学会誌 40巻6号 2012年11月)

東京農工大学* 小西 孟
*現在の所属は川崎重工業

ガスタービンの高効率化に伴うタービン入口ガス温度の高温化により翼冷却性能の向上が必要不可欠となっている。内部冷却は翼内部流路に空気を流して冷却する手法で、流路壁にリブなどの乱流促進体を設けることで剥離・再付着や二次流れを誘起させ熱伝達性能を高めている。近年では乱流促進体として凹み形状であるディンプルが注目されており、リブと同程度の熱伝達性能を比較的低い圧力損失で実現できることが報告されている。また、球状ディンプルと比べ、前縁傾斜ティアドロップ形状ディンプルは流れの剥離を抑制し、高い熱伝達性能を示すことも報告されているが、そのメカニズムは解明されていない。本論文ではディンプル前縁または後縁傾斜の違いによる熱伝達性能評価を行うために3種のディン

プル形状(球状、前縁または後縁傾斜ティアドロップ)を用い、3次元熱伝導を考慮した過渡応答法による伝熱計測と油膜法による流れの可視化を行った。壁面近傍での流れの向き、流れの剥離・再付着と関連付けてディンプル面の熱伝達率分布を高精度に調べた。球状、後縁傾斜ティアドロップ形状ではディンプル前縁後方の広い領域における流れの剥離により熱伝達率が低下した。一方、前縁傾斜ティアドロップ形状は流れが剥離するものの再循環領域を小さくすることで高い熱伝達率を示した。また、各形状の同一送風動力での熱伝達性能を比較したところ、前縁傾斜ティアドロップは球状、後縁傾斜ティアドロップに比べてそれぞれ最大17%、53%高い値となった。

第24回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

近年、ガスタービン技術の発展にはめざましいものがあり、航空機用ジェットエンジンをはじめ大規模発電やコージェネレーション用や船舶用エンジンとして幅広く用いられています。ガスタービンは高出力・高効率であることやNOx排出を抑えることが比較的容易であることから、環境に優しい原動機として今日の人類のエネルギー問題に寄与する大変重要な役割を担っております。また、将来の地球温暖化防止に向けてガスタービンの更なる高効率化・大容量化が強く求められており、多岐にわたる研究・開発分野で若い技術者の活躍が期待されます。この様な背景から、学生及びガスタービン開発に携わる新人技術者を対象とした標記シンポジウムの開催を計画しました。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

1. 日時： 2014年7月3日(木)、4日(金)
2. 場所： (株)東芝 京浜事業所 (横浜市鶴見区末広町2-4)
3. プログラム： 3日(木) 9:30- 受付 (株)東芝 京浜事業所
 10:10-10:20 開会の挨拶
 10:20-11:50 「ガスタービン概論」 渡辺紀徳 (東京大学)
 11:50-13:00 昼食
 13:00-14:30 「ガスタービンと燃焼工学」 岩井保憲 (東芝)
 14:40-15:30 「東芝におけるガスタービンビジネスについて」 (東芝)
 15:30-17:45 京浜工場 生産設備見学・試験設備見学 (官学参加者)
 東芝のガスタービン技術の紹介 (メーカー参加者)
 17:50-19:10 懇親会

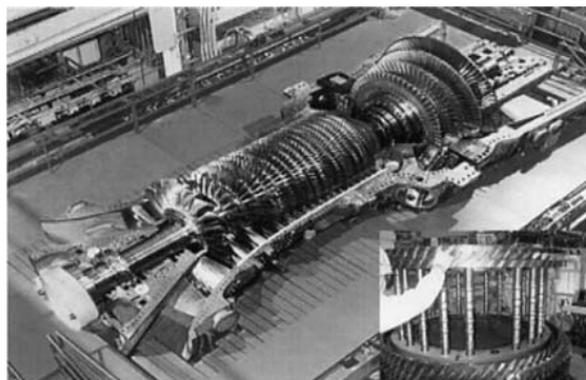
 4日(金) 9:20-10:50 「ガスタービンと伝熱工学」 村田 章 (東京農工大)
 11:00-12:30 「ガスタービンと流体工学」 山本 誠 (東京理科大)
 12:30-13:30 昼食
 13:30-15:00 「ガスタービンと材料工学」 屋口正次 (電中研)
 15:10-16:40 「ガスタービンと制御工学」 古川洋之 (IHI)
 16:40-16:50 アンケート記入
 16:50- 閉会の挨拶
4. 定員：60名
5. 対象者：大学、大学院、高等専門学校在籍者、ならびに技術者 (ガスタービン初心者)
6. 参加費 (税別)：学生 (会員：¥4,000, 非会員：¥7,000), 社会人 (会員：¥10,000, 非会員：¥18,000)
7. 懇親会：参加費 無料
8. 受講証の発行：2日間の講義を受講された方は、「ガスタービン教育シンポジウム受講証」を発行します。
9. 申込方法：下記の申込書に必要事項を明記し、学会事務局宛に、郵便、ファクシミリ、電子メールのいずれかにより2014年6月18日(水) (必着) までにお申し込み下さい。学会ホームページからもお申込みいただけます。
10. 参加費の支払：当日支払いですが、事前の支払いも受け付けます。事前に支払う場合は下記の所に振り込みを行ってください。またその旨を学会事務局にファクシミリ、電子メール等でお知らせ下さい。

注：開催場所案内図及び詳細については当学会ホームページをご覧ください。(http://www.gtsj.org/)

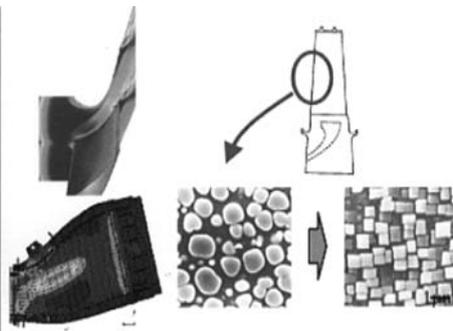
- 参加費には、テキスト（ガスタービン工学）代金が含まれております。
- 京浜事業所見学は官学からの参加者のみとさせていただきますので予めご了承下さい。
- 京浜事業所見学にはカメラおよびカメラ付携帯電話の持ち込みが出来ませんので予めご了承下さい。
- 昼食：当日、食堂は利用不可となるため、各自準備下さい。尚、実費弁当申し込みを承ります（飲物付きで700円程度です）。
- 学会事務局：（公社）日本ガスタービン学会 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13-402
- 振込先：銀行（みずほ銀行新宿西口支店 普通預金1812298）郵便振替（00170-9-179578）
- 今年度は関西地区において 第25回ガスタービン教育シンポジウムを開催いたします。
- 開催日：2014年9月11日(木), 12日(金)
- 場 所：三菱日立パワーシステムズ(株)高砂社員クラブ（兵庫県高砂市）
（詳細は学会誌7月号に掲載いたします）



新設プラント 7FA型GTと低NOx燃焼器



最新鋭機 H-SYSTEM GT本体と製造プロセス



修理再生技術 動翼HIP再生化と寿命評価解析

第24回ガスタービン教育シンポジウム参加申込書

(2014年7月3,4日)

公益社団法人日本ガスタービン学会 行

FAX：03-3365-0387 TEL：03-3365-0095 E-mail：gtsj-office@gtsj.org

| | | | | |
|--------|-----|------|----------|----|
| 氏名 | | | 国籍 | |
| 所属 | | | 学年, 入社年度 | |
| 連絡先 | 〒 | | | |
| TEL | | | FAX | |
| E-mail | | | | |
| 懇親会 | 出・欠 | 昼食申込 | 3日 | 4日 |

注) 外国籍の参加者には、申込書に記載された情報の他にパスポート番号などの情報をお知らせしていただきます。
詳しくは、申込書受付後にご連絡いたします。

申込締切日： 2014年6月18日(水) (必着)

2014年度 第1回見学会のお知らせ

2014年度第1回見学会を、(株)東京ガス横須賀パワーならびに(一財)電力中央研究所にて開催致します。概要は以下のとおりです。なお、詳細は、学会webページに掲載しておりますので、あわせてご覧くださいませよう、お願い申し上げます。

1. 日 時： 2014年6月27日(金) 12:30～17:30(予定)
京浜急行電鉄 追浜駅集合、JR横須賀線 逗子駅にて解散
2. 場所および内容：
 - (1) (株)東京ガス横須賀パワー(神奈川県横須賀市浦郷町5-2931-70)
電力卸供給事業を行っている独立系発電事業者(IPP)のガスタービンコンバインドサイクル発電設備の概要説明及び見学
 - (2) 一般財団法人 電力中央研究所 横須賀地区(神奈川県横須賀市長坂2-6-1)
エネルギー関連の最新研究設備等の概要説明及び見学
3. 参加要領
 - (1)参加資格：会員資格による制限はありません。
 - (2)定 員：25名程度(申し込み多数の場合、お断りする可能性があります。)
 - (3)参加費(税込。送迎用のバス代を含む)：

| | |
|-------|--------|
| 正会員 | 4,320円 |
| 学生会員 | 2,160円 |
| 非会員 | 5,400円 |
| 学生非会員 | 3,240円 |
| 高校生以下 | 1,080円 |
4. 見学スケジュール詳細、申込方法については、学会webページをご覧ください。あるいは学会事務局にお問合せいただければ、詳細をご案内いたします。

第42回日本ガスタービン学会定期講演会・講演募集

下記の日程で、第42回日本ガスタービン学会定期講演会を、熊本県熊本市で開催いたします。講演をご希望の方は、期日までに所定の手続により講演の申込みをお願いします。

主 催 公益社団法人 日本ガスタービン学会
協 賛 協賛団体はガスタービン学会ウェブサイト
 (<http://www.gtsj.org/>) をご覧ください。
開 催 日 2014年10月22日(水)、23日(木)
講演会場 熊本市国際交流会館
 熊本市中央区花畑町4番18号
<http://www.kumamoto-if.or.jp/kcic/>
 Tel: 096-359-2020
見 学 会 10月24日(金)

講演関連日程

講演申込締切 2014年6月24日(火)
 講演採否連絡 2014年8月1日(金)
 論文原稿締切 2014年9月1日(月)

募集講演

「研究報告」及び「技術紹介」に関する講演を募集いたします。「研究報告」の対象は、ガスタービン及びターボ機械等に関する最近の研究で、未発表のものとなります。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限り、既発表の研究のレビューや関連情報(例えば、試験設備、設備運転実績等)の紹介等とします。講演論文集では「研究報告」と「技術紹介」の別を明示いたします。

ガスタービン本体及びその構成要素のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステム、ユーザーの実績等に関する論文、さらに共通する理論や技術を基盤とする技術分野(ターボチャージャー、蒸気タービンなど)の講演も歓迎します。

講演時間

論文1件につき、講演15分、討論5分、合計20分です。

登壇者の資格

原則として、本会会員もしくは協賛団体会員に限ります。(1人1題目の制限はありません。)

講演申込方法と採否の決定

日本ガスタービン学会ウェブサイト(<http://www.gtsj.org/>)で講演申込みを受付けます。FAXで申込む場合は、申込書に必要事項を記入し

て、日本ガスタービン学会事務局宛にFAXしてください。申込書はガスタービン学会ウェブサイトからダウンロードするか、ガスタービン学会事務局にご請求ください。FAXで申込みを行った場合は、ガスタービン学会事務局に電話またはEメールにてその旨をお知らせください。

締切後の申込みは受けません。

講演の採否は日本ガスタービン学会において決定し、8月1日(金)までにEメールにて連絡する予定です。

公益社団法人 日本ガスタービン学会事務局
 電話番号: 03-3365-0095
 FAX番号: 03-3365-0387
 Eメールアドレス: gtsj-office@gtsj.org

講演論文原稿の提出

講演会に先立ち、講演論文原稿をご提出いただきます。講演論文を講演論文集原稿執筆要領(日本ガスタービン学会ウェブサイトに掲載)に従って、A4用紙2~6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。加えて、講演論文集付属のCD-ROMに収録するための講演論文の電子データ(PDF形式)を同期限までに提出してください。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は、講演採否の連絡時にEメールに添付してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

原稿執筆要領に記載の要件を満たす「研究報告」の講演原稿は、著者の希望により、講演会終了後に通常の技術論文として投稿されたものとして受理されます。技術論文としての投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。

日本ガスタービン学会学生優秀講演賞

学生による「研究報告」の内、特に優秀な発表に対して表彰を行います。表彰された発表に対しては表彰状及び副賞が授与されます。エントリー希望者は申込時に所定の欄に○印をつけてください。

学生講演会参加旅費支援について

学生が登壇者として講演会に参加する際の旅費の一部を補助する予定です。審査方法等については学会ウェブサイト等でお知らせします。

○ 本会共催・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 |
|----------------|------------------------------------|-------|--------------|------------|---|
| 可視化情報学会 | 第42回可視化情報シンポジウム | 協賛 | 2014/7/21-22 | 工学院大学 新宿校舎 | 可視化情報学会事務局 http://www.visualization.jp/event/detail/vsjsymp2014top.html |
| 日本機械学会 関西支部 | 第332回講習会「事例に学ぶ流体関連振動（トラブル事例相談会付き）」 | 協賛 | 2014/7/28-29 | 大阪科学技術センター | 日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073, FAX:06-6443-6049 E-MAIL:info@kansai.jsme.ne.jp |
| 日本機械学会 | 「機械の日・機械週間」記念行事 | 協賛 | 2014/8/7 | 早稲田大学国際会議場 | 日本機械学会 http://www.jsme.or.jp/kikainohi/ |



▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

進藤 茂實(ナ サ ダ) 藤本 治貴(G E I I) 武井 義之(タ ス コ) 結城 康弘(東洋エンジニアリング)
 園川 正芳(日本製鋼所) 木村 圭蔵(I H I) 清水 達也(三菱日立パワーシステムズ) 中谷 辰爾(東京大学)

次号予告 日本ガスタービン学会誌2014年7月号 (Vol.42 No. 4)

特集「石炭火力発電」

巻頭言 岡崎 健 (東京工業大学)

日本の石炭火力の動向, 海外の石炭火力の動向 牧野 啓二 (石炭エネルギーセンター)

最新石炭火力の性能 水沼 寿行 (電源開発)

先進超々臨界圧火力発電 (Advanced-USC) 要素技術開発プロジェクト 福田 雅文 (高効率発電システム研究所)

石炭火力用蒸気タービン 野本 秀雄 (東芝)

IGCCの開発状況 橋本 貴雄, 坂本 康一, 石井 弘実 (三菱日立パワーシステムズ)

CO₂回収型次世代IGCC技術の開発状況 沖 裕壮 (電力中央研究所)

Oxy-fuel Combustionと石炭火力 渡部 弘達, 岡崎 健 (東京工業大学)

カライド酸素燃焼プロジェクト 氣駕 尚志, 山田 敏彦 (IHI)

CCSに関する研究動向 植村 豪, 平井 秀一郎 (東京工業大学)

低品位炭利用技術 山内 康弘 (新エネルギー・産業技術総合開発機構)

微粉炭火力のバイオマス高比率混焼 福島 仁 (IHI)

国内炭の生産の現状 松本 裕之 (釧路コールマイン)

石炭火力の運用と震災 古沢 昌二 (東北電力) ほか

※タイトルは変更する可能性があります。

近頃のニュースをみると、船舶の事故、論文の偽造、原子力発電所の老朽化、ウェブブラウザの脆弱性など、科学技術に対する「信頼性」の欠如という問題が浮き彫りになっております。性能、効率や利便性といった、常に注目を浴びて、定量的な評価法が確立されているものとは対照的に、「信頼性」は普段は目に見えず、何かトラブルが起こったときのみ大きく取り上げられ、時間が過ぎると人々の記憶から薄れてしまいがちです。しかしながら、科学技術立国を自負する我が国においては、きちんとした「信頼性」の評価のもと、技術を積み上げていく必要があると感じます。

さて、今月号の特集は、「ガスタービン吸気系の最新技術」と題し、巻頭言を含め12編の解説記事を掲載致しました。詳細は、各記事に委ねますが、大小様々な規模のガスタービンの吸気フィルタと吸気冷却システムに関する最新技術について、メーカー、ユーザー、大学という違った切り口からご執筆いただくことができました。具体的な事例もたくさん盛り込まれ、臨場感のある充実した特集となったと思います。ガスタービンの吸気系技術は、大学の講義や教科書等にもあまり触れられておらず、私自身不勉強なところもありましたが、ガスタービンの性能、耐久性、そして「信頼性」に直結する鍵技術であること、そして、ここ10年間で飛躍的な進歩が成し遂げられたことが伝わってくると思います。

また、柘植元会長より、「日本再興に貢献する日本ガスタービン学会の更なる進化への期待」というタイトルで随筆記事を頂きました。高い信頼性を持つガスタービ

ンのイノベーションに向けて、これまで以上に、産官学一体となった学会活動が必要となってきそうです。本編集委員会も壹岐新委員長を中心とした新体制がスタートしましたが、より一層充実した紙面づくりに向け、努力してまいりたいと思います。

最後になりましたが、執筆者の方々には、ご多忙の中、快くお引き受けいただきましたことを編集委員一同より心から感謝申し上げます。これから夏に向けて、ますますお忙しくなると思いますが、ご健康に留意して、お過ごし下さい。
(佐藤哲也)

- 5月号アソシエイトエディター
佐藤 哲也 (早稲田大学)
- 5月号担当編集委員
加藤 千幸 (東京大学)
櫻井 一郎 (元日本航空)
寺澤 秀彰 (東京ガス)
中野 健 (IHI)

(表紙写真)

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用しております。

詳細については、各記事をご参照ください。

- ・「中小型ガスタービン発電における吸気フィルタ、吸気冷却システムの事例紹介」…………… (P.174 ~ 178)
- ・「コンバインドサイクル吸気散水手法の改良検討と実機試験」…………… (P.202 ~ 207)

だより
♣事務局 ☒ ♣

消費税が4月1日にアップされましたが、会員の皆様はどんな時に増税を実感されたでしょうか。小生は、4月1日にお昼のおにぎりをコンビニに購入に行った時でした。それまでは110円で5円玉のお釣りを貰っていましたが1円玉2枚で戻ってきた時に「あ、そうだ」と実感した次第です。実は、当日朝は、電車賃をSUICAでいつものように支払いましたが、増税をまるっきり忘れていました。まさに電子マネーの便利さの陰にあるリアリティーのなさですね。

4月はガスタービン学会の消費税確定申告の時期でもあります。課税期間は3月1日から翌年2月28日までです。今年度の申告はすべて5%の計算で済みました。しかし、来年度は3月に売り上げた教科書の消費税は150円、4月分以降は240円で処理しなければなりません。また、コピー機の

リース料の消費税は5%のままです。来年度は、まだ税務署から計算指南書が発行されていないので判りませんが、複雑になるのは間違いないようです。

ところで、刊行物の送料手数料を4月より改定し、1冊400円、1冊増えるごとに200円増額といたしました。実は、刊行物を宅急便でお送りする場合、地域によって、冊数によって料金が変わるなど、料金体系が複雑です。今回の改定はこれを単純化して決済の間違いを少なくする目的もございます。ご了解の程、よろしく願いいたします。なお、本号がお手元に届くころ、ペイパルによるクレジットカード決済が可能になっているはずですが、手数料は学会の負担になります。会員の皆様には便利になるかと思っておりますので、ご利用いただけると幸いです。
(平岡克英)

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 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。
 - B. 依頼原稿：本学会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。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿：学会の運営・活動に関する記事（報告、会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、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、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

| | |
|----------|--------|
| 論説・解説、講義 | 6ページ |
| 技術論文 | 6ページ |
| 速報 | 4ページ |
| 寄書、随筆 | 2ページ |
| 書評 | 1ページ |
| 情報記事欄 | 1/2ページ |
3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規程を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。
8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作物の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
ニッセイエブプロ(株) PM部 ガスタービン学会誌担当
〒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

技術論文投稿規定

2010.8.27改訂

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) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.42 No.3 2014.5

発行日 2014年5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 壹岐 典彦
発行者 藤谷 康男
〒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

©2014, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写をご希望の方へ

本学会は、本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。

本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は、一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し、企業等法人による社内利用目的の複写については、当該企業等法人が公益社団法人日本複写権センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては、その必要はございません（社外頒布目的の複写については、許諾が必要です）。

権利委託先 一般社団法人 学術著作権協会
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F
FAX: 03-3457-5619 E-mail: info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用、転載、翻訳等）に関しては、(社)学術著作権協会に委託致していません。直接、本学会へお問い合わせください。