論説◆解説

特集：ガスタービン発電設備の経年化対策（点検・補修・改善技術）

# 産業用ガスタービン発電設備の改善プログラム

寺崎　正雄[*1]　TERAZAKI Masao
下村　孝明[*2]　SHIMOMURA Komei
吉田　雅弘[*1]　YOSHIDA Masahiro

キーワード：ガスタービン，熱電併給発電，ライフサイクル，デジタル制御装置，ウォッベ指数

**概要**

1980年代から本格的に導入された熱電併給用ガスタービン発電設備は導入から約30年が経過したユニットが少なくない。これらの設備は性能面では最新機種に見劣りしているが，東日本大震災以降，安定した自家発電設備として見直されている。本稿では産業用の代表機種である三菱MFシリーズを例に取り上げ，設備の競争力回復のための各種改善プログラムを紹介する。

## 1．三菱MFシリーズガスタービンの経緯

MF-111ガスタービンは当時世界最高タービン入口温度1250℃の最新鋭機として開発され，1986年に初号機が商用運転を開始した。1989年にはMF-111をスケールダウン設計した6MWクラスMF-61が商用運転を開始し，1994年にはスケールアップ設計した35MWクラスのMF-221が商用運転を開始した。

MFシリーズは都市ガスやA重油，LPGを始め，化学プラントで発生する様々な副生ガスなど多様な燃料（表１）に対応している。

近年，経済のグローバル化を始めとして産業用ガスタービンのユーザーを取り巻く経営環境が大きく変化し，電力/蒸気比率や燃料など発電設備への要求事項が変化している。一部で高効率設備への代替が進んだが，レトロフィットでの性能改善プログラムや信頼性向上プログラム等，競争力回復に向けた取り組みも行われている。

燃料については，油燃料の価格高騰に伴う都市ガスへの燃料転換や，生産プロセス変更による副生ガス成分の変化や量の減少などに対応するための技術検討依頼が増えている。このように，生産設備の競争力強化の一環として，発電設備の改善が継続的に実施されている状況である。

制御装置についても2000年から保守性・操作性・機能拡張性に優れたDIASYS Netmation®をガスタービンに適用開始し，運転員の負担軽減にも寄与している。

表１　自家発電用ガスタービンの燃料多様性（国内）

| 燃料種類 | MF-111 | MF-61 | MF-221 | M-251 |
|---|---|---|---|---|
| 天然ガス/都市ガス | 4 | 5 | | |
| A重油 | 10 | 3 | | |
| 液化石油ガス | 11 | 2 | 1 | 5 |
| 副生ガス | 8 | 2 | | 2 |
| 灯油 | 4 | 1 | 1 | |
| 重油 | 1 | | | |

注１）高炉ガス，転炉ガスは上記に含めていない
注２）ユニット数はのべ数
　　（デュアル燃料は２件にカウント）
注３）燃料種類は設備設置当初のもの

## 2．ガスタービンのライフサイクルメンテナンス

ライフサイクルメンテナンスとは設備のメンテナンスコストを最小限にするだけでなく，設備が生み出す価値を最大限に引き出す攻めのメンテナンスである。表２に発電用ガスタービンのメンテナンスサイクル概要を示す。ガスタービン発電設備のメンテナンスサイクルは，定期点検とロータ精密点検から成るルーチン的な定期検査と，経年の度合いに応じた更新，設備の競争力回復を目的に行われる最新技術の導入の段階に区分できる。

設備を長期にわたって安定運用するために定期検査が実施されている。定期検査では主に高温部品の検査と交換が実施される。高温部品の補修と交換に要するコストはメンテナンスコストの大きな部分を占めるため余寿命診断技術を駆使した延命化の取り組みが行われている。また，通常の定期検査に加えロータを分解して内部の精密検査を行うロータ精密点検が実施されている。更に，排気車室やダクトには熱サイクルによる疲労亀裂が発生し溶接補修や部分更新などメンテナンスコストが次第に増大してくるので，計画的に更新されている。一方，設備の競争力維持・回復のためには，最新技術導入による信頼性，性能，メンテナンス性などの改善が必要である。以降では更新プログラムと最新技術の導入にロータ精密点検を加えて５つの改善プログラムに分類して説明する。

原稿受付　2013年５月14日
＊１　三菱重工業㈱　原動機事業本部
サービス事業部　横浜サービス部
〒231-8715　横浜市中区錦町12番地　横浜製作所
＊２　三菱重工業㈱　エンジニアリング本部
エンジニアリング統括部　制御システム技術部
〒676-8686　高砂市荒井町新浜２－１－１
高砂製作所



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

表２　ライフサイクルメンテナンス概要（MF-111の例）

| 項目 | 実施内容（例） | 実施目的 |
|---|---|---|
| 定期検査 | 燃焼器点検 | 主に高温部品の検査・交換 |
| | 本格点検 | 上記に加え空気圧縮機部の点検 |
| | ロータ精密点検 | 分解点検・整備 |
| 更新 | 排気車室<br>排気ダクト<br>タービン翼環など | 高経年部品の交換 |
| 最新技術の導入 | 性能アップレイト<br>HEPAフィルター<br>制御装置更新<br>燃料転換 | 燃費・環境性能改善<br>性能劣化抑制<br>機能・操作性向上等<br>安価な代替燃料への転換 |

## ３．信頼性向上プログラム

小型の産業用機種はケーシングの開放が容易であることから本格点検を２年インターバルで実施することが，国内では標準的となっている。定期点検インターバル延長には根強いユーザーニーズがある。その理由としては，定期点検頻度が減ることによる労務費および消耗部品費用の削減と，長期的に見たときに定期検査日数が減り稼働率が向上する経済メリットがあげられる。

ここでは，定期点検インターバル延長の鍵となる高温部品について，その信頼性向上の実例を説明する。定検インターバル延長を実現するためには，実績や今後の運用計画を考慮して高温部品以外の高経年部位の更新もあわせて実施計画を立てることが肝要である。

燃焼器やタービン翼などの高温部品の寿命因子は，概ね表３.１に示す通り高温酸化，熱疲労，高温クリープの３種類である。高温部品の設計は，これらの損傷モードの影響を許容できる範囲で抑制し，所期のガスタービン性能達成と両立させる作業である。従って，寿命因子の発現は設計思想に依存しており，一般的には温度や応力など使用環境と運用形態（連続運用/高頻度発停運用）に依存している。例えば，発停回数が増加すると熱疲労の影響が現れやすい。一方，タービン前方段は後方段に比べ高温であるため高温酸化が主な寿命因子である。尚，腐食やエロージョンなどは燃料や吸気からの個別の影響として表３.１には含めていない。

点検インターバル延長検討の第１ステップは点検実績を精査し最弱ポイントを把握することである。第２ステップは耐久性改善のための設計変更であり，最終ステップは各コンポーネントの実機検証である。設計変更にあたっては類似例の実績調査や設計変更の影響度評価を含めたデザインレビューが行われる。

具体例としてMF-111形への提案例を紹介する。表３.２は改善された高温部品の仕様一覧である。点検インターバル延長にはこれらすべてを新型に交換することが必須である。

図３に尾筒のTBC施工改善例を示す。従来，コーティング剤を吹き付ける際に冷却孔閉塞を防止する目的で冷却孔廻りをマスキングテープで保護していたが，各冷却孔を個別に樹脂でマスキングすることにした。これによって，冷却孔まわりの熱応力が低減され，クラックの発生を抑制することができた。

改良された高温部品は寿命を満了した部品から順次更新され最終的に定検インターバル延長実施の条件が揃う。このようにユーザーは一度に大きな実施予算を確保せずとも定期メンテナンス予算の中から投資費用を捻出することで将来の実施に備えることが可能である。

表３.１　高温部品の主要寿命因子（MF-111の例）

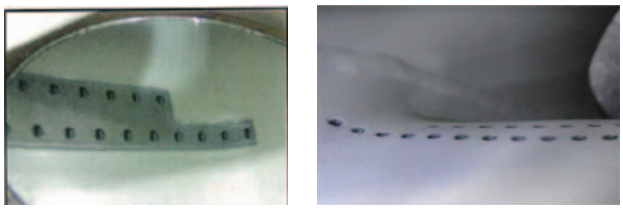
| | 高温酸化 | 疲労 | クリープ |
|---|---|---|---|
| 燃焼器内筒 | ◎ | | |
| 燃焼器尾筒 | | ◎ | |
| タービン１段静翼 | ○ | △ | |
| タービン２段静翼 | | ○ | △ |
| タービン３段静翼 | | | ○ |
| タービン１段動翼 | ◎ | ○ | |
| タービン２段動翼 | ○ | △ | |
| タービン３段動翼 | | | △ |
| １段分割環 | ◎ | | |

凡例　◎強い因子　○中間の因子　△比較的弱い因子

表３.２　高温部品信頼性向上の実例（MF-111の例）

| 部品 | 仕様 | 仕様変更の目的 |
|---|---|---|
| 燃焼器内筒 | 最新TBC*の適用 | 耐剥離性の向上 |
| | 連結管へのTBC適用 | 高温酸化低減 |
| 燃焼器尾筒 | TBC施工方案改善（図３.１） | 熱応力低減 |
| タービン１段動翼 | 一方向凝固翼の採用 | 強度向上 |
| | 最新TBCの適用 | 遮熱性向上 |
| | 鋳造方案：チッププラグ廃止（チッププラグ一体鋳造） | 信頼性向上 |
| １段分割環 | 材料変更 | 高温酸化低減 |

＊Thermal Barrier Coating：遮熱コーティング



旧工法　　新工法

図３　燃焼器尾筒のTBC施工改善例

## ４．ロータ精密点検プログラム

ガスタービンロータの構造は，段ごとの温度差や遠心力による伸び差を吸収する為に全体としてはディスク構造を採用しており，大きな伝達トルクがかかる圧縮機とタービン間のカップリングや，タービンディスク間に工夫を凝らした構造を採用している。また，タービンロー



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

タ部は冷却空気を通す空洞構造となっている。

ロータ精密点検は，図４に示す通り基本的に通常の定期検査では点検できないロータ内部の点検を行うものである。連続運転が主な産業用小型ガスタービンに対しては10万時間で実施することを提案している。多数の実施例に基づいて事前に交換部品を用意するので部品の遅配による工程遅延リスクは低い。ロータ精密点検時に計画される改善・更新項目としては次のようなものがある。

①ロータ内部の堆積物除去
（対象機種：全機種）
②圧縮縮機・タービンディスク劣化更新
（対象機種：M251，MF-221，MF-111，MF-61）
③圧縮機・タービンカップングボルト更新
（対象機種：M251，MF-221，MF-61）
④中間軸部ディスク劣化更新。
（対象機種：MF-111，MF-61）
⑤エアバッフルプレート更新
（対象機種：全機種）

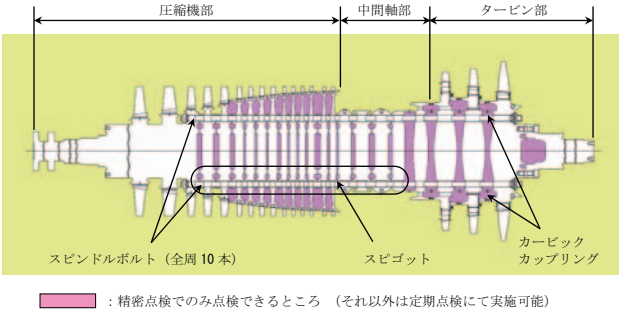



図４　ロータ精密点検での点検範囲

ディスク更新の要否については，硬度計測，寸法計測，外観検査（腐食ピットや錆）など事前の非破壊検査の結果を基に決定している。

ロータディスクの締結用ボルト類やタービンディスク間のシールの役目を担うエアバッフルプレート等はロータ精密点検においては標準的に交換されることになっている。

## ５．性能改善プログラム

図５.１はMF-111ガスタービンについて，ある時点で各ガスタービンの定格出力からの出力低下量をプロットしたものである。空気圧縮機・吸気にHEPAフィルターを装着しない場合，この様に出力は長期的に徐々に低下し，最大約10％低下している。出力低下の大半は空気圧縮機の性能低下に起因していると推定される。

空気圧縮機の性能低下は主に翼の汚れや表面粗度の悪化による。パワーアップ蒸気噴射が行われている場合，出力低下を補うために蒸気噴射量が増やされる。しかし，蒸気噴射量増大は車室圧力の更なる上昇をもたらし圧縮

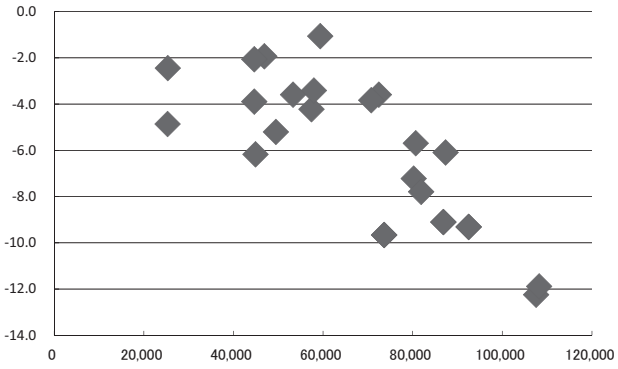



図５.１　長期運転に伴う出力低下（MF-111の例）

機吐出空気温度も上昇する。この様なメカニズムによって周辺のコンポーネントが増々厳しい環境にさらされる。

図５.２に示す通り性能劣化要因は２つの部分に分類される。第１の部分Aは「回復可能な性能劣化」，第２の部分Bは「ガスタービンコンポーネント交換なしには回復不可能な性能劣化」である。第１の部分 は主として空気圧縮機の汚れに起因するものであり，圧縮機効率低下と吸気流量低下によって発電効率と出力の低下をもたらす。

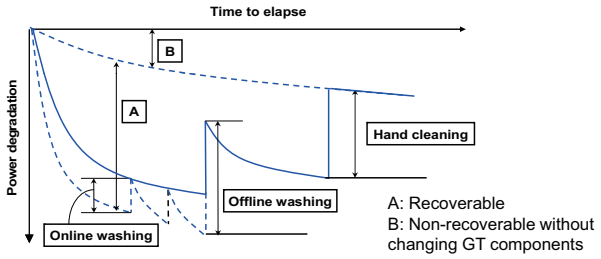



図５.２　ガスタービン性能低下モデル

第２の部分は，空気圧縮機の洗浄だけでは回復不可能な性能劣化要因であり，各部シール劣化やチップクリアランス増加，翼面粗度の劣化などが要因である。性能回復には部品交換を伴う積極的な改善策を要する。

空気圧縮機の洗浄には，運転中に行うオンライン洗浄と一旦停止したのち冷機状態になった後，スピン運転中に行うオフライン洗浄の二種類がある。前者は容易に行えるが洗浄効果は低く，後者は洗浄効果が高いが発電を休止する必要がある。圧縮機を開放して手拭洗浄すれば更に効果は高いが，非稼働時間が長くなる。このように経済的得失を考慮して洗浄方法とタイミングを決定する必要がある。

2000年頃から国内の自家発電設備ではHEPAフィルター（ダスト経0.3μm以上を99.97％以上補足）の普及が進んだ。これによって圧縮機の汚れ具合が改善され性能劣化することなく長期の連続運用が可能になり，翼洗浄も不要になった。

通常のHEPAフィルターは３段構成のフィルターの最終段に適用されるが，２段目と３段目を一体化したコン



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

パクトな“複合”HEPAフィルター（図５.３）も実用に供されている。

図５.３　複合HEPAフィルターの例

図５.４にMF-111の「性能向上プログラム」の例を示す。1990年台に1350℃クラス（F形）用として実績のあるシャワーヘッド冷却を採用した冷却空気低減型の空冷翼の適用や，2000年台に1500℃クラス（G形）で実績のあるロータ冷却空気のプリスワールノズルの例を示している。発電出力増加，発電効率改善，排ガス温度上昇による排熱回収ボイラの蒸気発生量増加，ガスタービン出力アップ蒸気低減などプラント総合効率の改善が期待できる。このように，最新技術を導入することによって，高経年化した設備の経済性を高め競争力を回復させることができる。

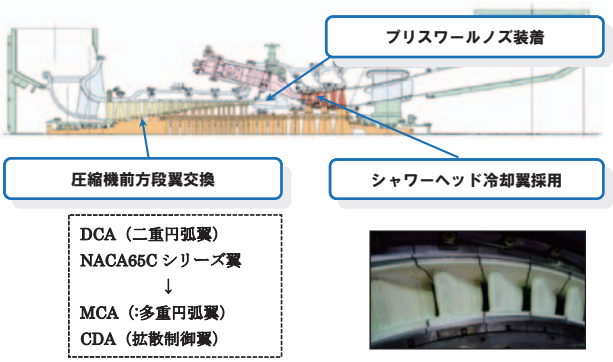



図５.４　性能向上プログラム（MF-111の例）

空気圧縮機についても近年の数値流体力学の進歩によって，圧縮機前方段をレトロフィットで交換するだけで大風量化が可能になった。これによって，夏場に低下するガスタービン発電出力特性をフラットにすることに成功した。適用に際して廃熱回収ボイラ等ボトミングサイクルを含めた検討が必要である。

## ６．燃料転換プログラム

前述の通り産業用ガスタービンの特徴は燃料の多様性にある。近年，油燃料価格の高騰や，生産設備の統廃合に伴う副生ガスの減少，燃料成分変更などへの対応が求められている。いずれの場合も燃料コスト低減と電力と蒸気の安定供給を狙ったものである。

ここでは，ガス燃料成分が変化する場合の検討事項を概説する。一般的にガスタービン燃料ガス供給系統の検討をする時の重要パラメータとして下式で定義されるウォッベ指数（WI：Wobbe Index）がある。一般的なWIの定義では高位発熱量（HHV）を使用するが，ガスタービンの排ガスには水分は水蒸気として存在するのでHHVの代りに低位発熱量（LHV）が用いられている点が一般の定義と異なるので注意されたい。

$$WI = LHV / \sqrt{S}$$

ここで，LHV：低位発熱量　（MJ/m$^3$N）
S：空気に対する比重
（＝ガスの平均分子量/28.964）

成分が異なる二種類のガス燃料でWIが同一とは，燃料ガス供給系統の圧力損失が同一になることを意味している。拡散燃焼ノズルの場合WIの恒常的な変化が±10％程度であれば燃料ガス供給系統は変更をしないで済む場合が多い。表６.１に示す通りメタンを主成分とするガスの場合WIは高次の炭化水素の割合が増えると大きくなり，水素や一酸化炭素の割合が増えると小さくなる。

表６.１　主要ガスのウォッベ指数

| | | $CH_4$ | $C_2H_6$ | $C_2H_4$ | $H_2$ | CO |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 分子量 | kg/kmol | 16.04 | 30.07 | 28.05 | 2.016 | 28.01 |
| HHV | MJ/m$^3$N | 39.86 | 70.42 | 64.02 | 12.77 | 12.64 |
| LHV | MJ/m$^3$N | 35.80 | 64.35 | 59.95 | 10.76 | 12.64 |
| Wobbe Index | MJ/m$^3$N | 48.10 | 63.16 | 60.92 | 40.78 | 12.86 |

（注）火力原子力発電必携（火力原子力発電技術協会編）を基に作成

燃料ガス流量制御弁は，ガスタービンの運転出力範囲で弁開度に応じた安定した制御ができるかどうかのシミュレーションチェックを行って変更の要否を決定している。ガスタービン燃焼器は，バーナで安定的に燃焼可能かどうか，燃料ノズル差圧，断熱火炎温度，燃焼速度などの燃焼パラメータを確認し，必要に応じてノズル孔径のリサイジングなどの変更を行う。

WIの変化幅が大きい場合，以下の点に注意すべきである。WIの増加幅が大きい場合，燃料ガス流量低下に伴い通過ガス量が減少することでガスタービン出力は低下傾向となる。逆にWIの減少幅が大きい場合，燃料ガス流量増加に伴いガス圧縮機が容量不足傾向となるため，ガスタービン出力が制限される場合がある。

その他，燃料ガスの供給圧力が変更される場合，ガス圧縮機のサージングに対する裕度を検討する必要がある。燃料成分が変わることによる窒素酸化物等のエミッションの変化，燃焼器の壁面メタル温度への影響，燃焼振動



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

の発生についても燃料成分変更の影響を評価して，圧力センサや熱電対設置など対応策を準備しておくことが望ましい。表６.２には燃料転換で影響を受ける部位をまとめて示す。

表６.２　燃料転換で影響を受ける部位例

| 部位 | | 処置例 |
|---|---|---|
| ガスタービン | 燃焼器 | ノズル孔径リサイジング |
| | 内圧変動センサ | 燃焼振動防止 |
| 燃料供給系統 | 配管 | 配管径リサイジング |
| | 制御弁 | 弁箱・弁体他リサイジング |
| | 燃料ガス圧縮機 | サージング保護機能追加 |
| 計装・制御 | 計測器 | レンジ変更等 |
| | 制御装置 | ロジック追加 |

これまでの燃料転換工事の実施例を表６.３に示す。

表６.３　燃料転換実績

| 機種 | 転換前の燃料 | 転換後の燃料 |
|---|---|---|
| MF-111A | 石油副生ガス<br>灯油 | LPG（主）<br>灯油（副） |
| | LPG（C3,C4） | 天然ガス |
| | A重油 | 都市ガス（主）<br>A重油（副） |
| MF-111B | メタン<br>A重油 | 天然ガス |
| | A重油 | 都市ガス |
| | A重油 | 都市ガス |
| | A重油 | オフガス（主）<br>A重油（副） |
| | 灯油 | 天然ガス |
| | LPG<br>A重油 | 天然ガス（主）<br>A重油（副） |
| MF-61 | 副生ガス | LPG |
| | 灯油 | LPG |
| M251 | 副生ガス | 副生ガス（成分変更） |

（主）：主燃料　（副）：副燃料

## ７．制御装置更新プログラム

1990年代に導入開始した三菱重工のデジタル制御システムは，図７.１が示す通りDIASYS-UP，DIASYS-UP/Vとバージョンアップし，2000年以降はDIASYS Netmation®を供給している。 DIASYSは現在までに世界58カ国に1650プロジェクトに納入している。

DIASYS Netmation®はOSにマイクロソフト社のWindowsシリーズを採用して使いやすいユーザーインターフェースを実現し，更に2012年にリリースしたWindow7版ではホワイトリスト（White List）によるサイバーセキュリティー（情報漏洩防止・ハッキング対策）を強化している。DIASYS Netmation®の構成は概略，図７.２の通りである。プラントの運転監視を担当するOPS（Operator　Station），主に制御ソフトのメンテナンスとエンジニアリングに使うEMS（Engineering Maintenance Station），ヒストリックデータを保管するACS（Accessary Station），制御装置の頭脳にあたるMPS（Multiple Process Station）から構成されている。

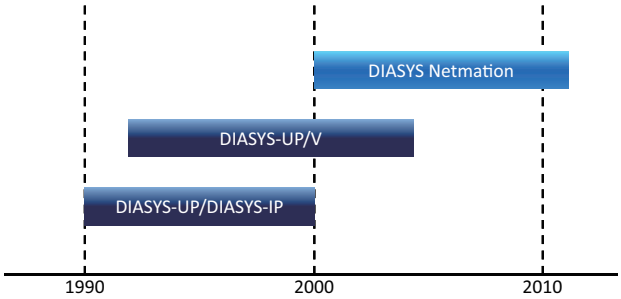



図７.１　DIASYSの開発歴史

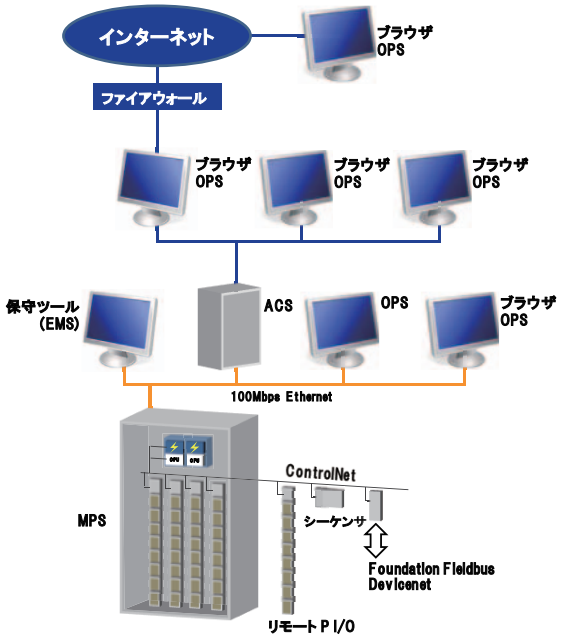



図７.２　DIASYS Netmation®の構成例

最近までDIASYS－UP/Vと初期のWindows NTまたはWindows 2000ベースのDIASYS Netmation®が主流であったが，すでに10年以上経過しており上位系（計算機）の更新が喫緊の課題である。この理由としては，もともと制御装置の中で高経年化とともに故障が発生しやすいことと，CPUを始めとする電子部品の製品サイクルが短くメンテナンス用の電子部品の入手が困難なことがあげられる。制御装置故障の影響は主機の故障と同等に発電事業または生産活動への影響が甚大であるため，計画的な制御装置の更新が必要である。更新工事による停止期間を最小化するために，まず初めに上位系の更新を実施し，その後，下位系（コントローラー）の更新を行うステップ・バイ・ステップの手順（マイグレーション：Migration）が一般的に採用される。上位系と下位系の更新を分割することで実施予算の分割が可能であり，更に下位系のうち必要な部分だけを最新技術のものにレトロフィットに交換することが可能である。



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

図７.３の例は，UP/Vで構成された制御装置のうち上位系のみをDIASYS Netmation®へ更新した場合を図示したものである。

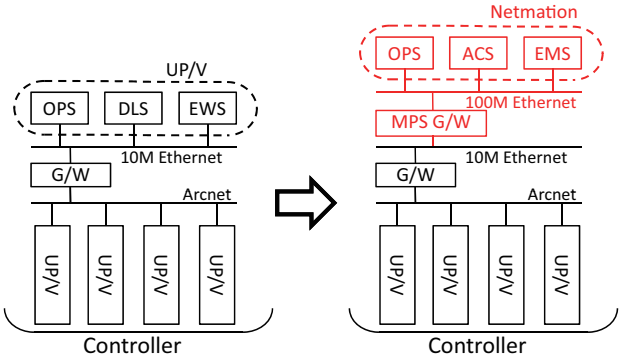



図７.３　マイグレーションの概要

このように更新工事を分割することで大規模な長期停止を行わずに発電プラントの定期点検工程にあわせたスケジュールが組めるメリットがある。基本的に制御ロジックは流用するので，ガスタービンをトラブルに巻き込まず高品質な更新が可能である。

また，前章までに一例を紹介した通り，発電設備のライフタイムを伸ばすための改善プログラムが主機に適用される際には制御ロジックを含めたレトロフィットが必要となり，更新工事のミス防止や工事期間の短縮といった点からも，制御装置更新はOEMにより実施される事は有利である。

近年，制御装置は機能安全への対応が要求されるようになっている。DIASYS Netmation®もガスタービンの保護機能を求めるユーザーの要望に合わせて，IEC-61508/61511などの機能安全規格に対応する装置の開発を実施している。

## ８．結言・謝辞

東日本大震災以降，産業用ガスタービン発電設備は安定した電源として見直されている。しかし，導入から約30年経過したユニットが多く，信頼性向上，メンテナンス性向上と経済性向上が課題である。

本稿ではライフサイクルメンテナンスの視点に立ち，各種施策を信頼性向上プログラム，ロータ精密点検プログラム，性能改善プログラム，燃料転換プログラム，制御装置更新プログラムの５つのカテゴリーに分類して解説した。

本稿が産業用ガスタービンの高経年化対策に悩むユーザー及び関係者の参考になれば有り難い。最後に，本稿執筆のお声をかけて下さったガスタービン学会誌編集委員の方にこの場をお借りして謝辞を表したい。

## 参考文献

(1)　池上作三，金子清隆，寺澤秀彰，佐藤尊道，村重友昭，高山和彦，田辺俊明，村田美紀雄，山田孝士，“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），pp72-77

(2)　寺崎正雄，“ガスタービンの保守整備点検と運転モニタリング”，現場に密着した保守管理・予防保全技術に関する講習会 概要集（2013），pp41-71，火力原子力発電技術協会



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

論説◆解説

特集：ガスタービン発電設備の経年化対策（点検・補修・改善技術）

# KAWASAKIガスタービンの長期メンテナンス実績

辻　幸一郎[*1]
TSUJI Koichiro

山本富士夫[*1]
YAMAMOTO Fujio

高橋　慶州[*1]
TAKAHASHI Keisyu

石井　知成[*1]
ISHII Tomonari

合田　真琴[*2]
GOUDA Makoto

キーワード：産業用ガスタービン，カワサキガスタービン，長期メンテナンス，Industrial Gas Turbine, KAWASAKI Gas Turbine, Long Term Maintenance

## 1．緒言

近年では，2011年に東北地方を中心に発生した震災を受け，災害などによる停電時に電力を供給する非常用発電，および地域電力の安定供給を行う分散型発電が注目されている。川崎重工業では，1970年代より非常用発電設備，および1980年代より常用発電を行うコージェネレーション設備の自社開発，製造販売，アフターサービスを一貫して行い，発電事業に貢献してきた。また，常にガスタービンの新規開発・改良を積極的に行い，発電設備の高効率化，低NOx化による環境負荷低減に努めている[(1),(2),(3),(4)]。

## 2．KAWASAKIガスタービンの経緯

### 2.1　ガスタービン開発の歴史

川崎重工業は，1954年に航空機用ジェットエンジンのオーバーホール整備を開始して以来，ジェットエンジンに関する技術を蓄積し，1976年に災害等の非常時に電力供給を行う非常用ガスタービンとして，わが国で初めての純国産ガスタービンである200kW級S1A型ガスタービン（Fig. 1）を完成した。また，1984年には，分散型発電・自家発電を行う常用ガスタービンとして1MW級M1A型ガスタービン（Fig. 2）を完成した。

引き続き1988年には1.5MW級のM1A-13型ガスタービン，1994年には軸流圧縮機を適用した6MW級のM7A-01型ガスタービン（Fig. 3）を開発し，2012年に完成した最新・最大機種の30MW級のL30A型ガスタービン（Fig. 4）に至るまで，0.6MW ～ 30MW級のガスタービンをラインナップしている。また，M1A-13型の上位機種としてM1A-17型，M7A-01型の上位機種としてM7A-02型，M7A-03型を開発し，より高出力，高効率，低NOx化を達成している。

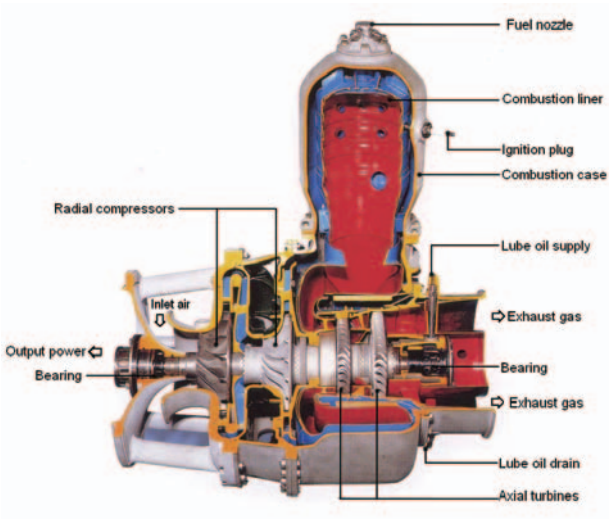



Fig. 1　S1A型ガスタービン

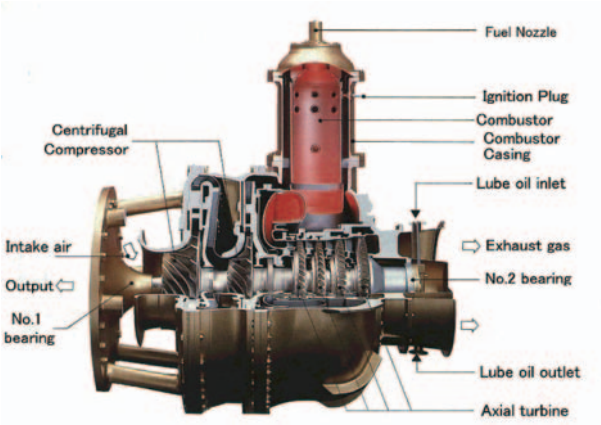



Fig. 2　M1A型ガスタービン

原稿受付　2013年5月29日

＊1　川崎重工業㈱　ガスタービンビジネスセンター
〒673-8666　兵庫県明石市川崎町1－1
＊2　川崎重工業㈱　エネルギーソリューション本部
〒673-8666　兵庫県明石市川崎町1－1



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

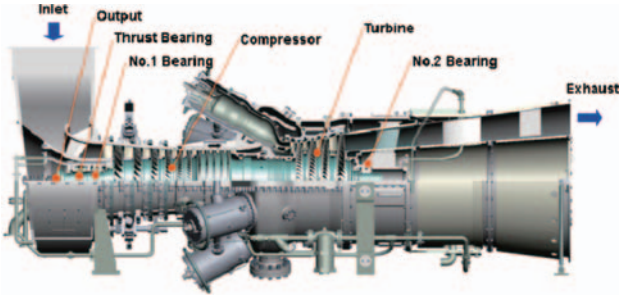



Fig. 3　M7A型ガスタービン

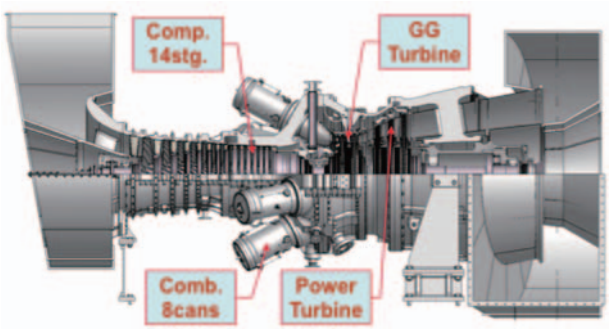



Fig. 4　L30A型ガスタービン

### 2.2　累積台数

ガスタービンの生産台数は，非常用/常用ガスタービンを合わせ，1984年に累計1,000台，1996年に累計5,000台を達成し，現在は累計10,000台を突破している（Fig. 5）。

常用ガスタービンに着目すると，日本国内，海外を合わせ600件を超えるコージェネレーション発電設備を設置している（Fig. 6）。これらの世界各地の発電設備のメンテナンスを実施するために，日本以外にもアジア，ヨーロッパ，アメリカ，他にサービス拠点を配置したメンテナンス体制をとっている。

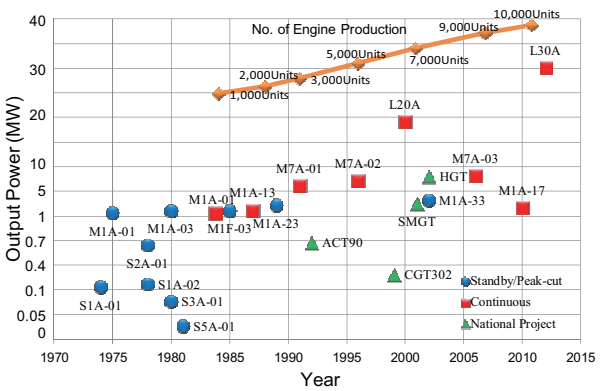



Fig. 5　ガスタービン機種と累計生産台数

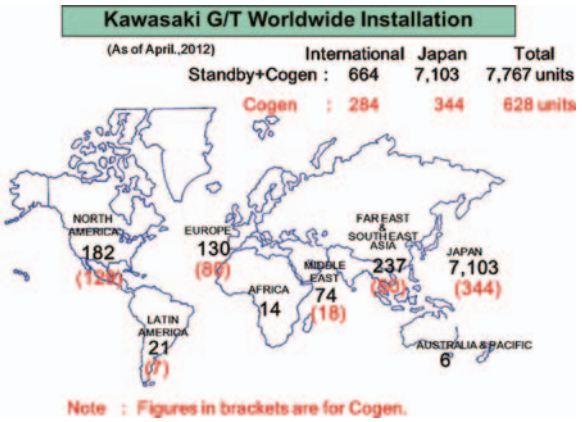



Fig. 6　発電設備の納入台数

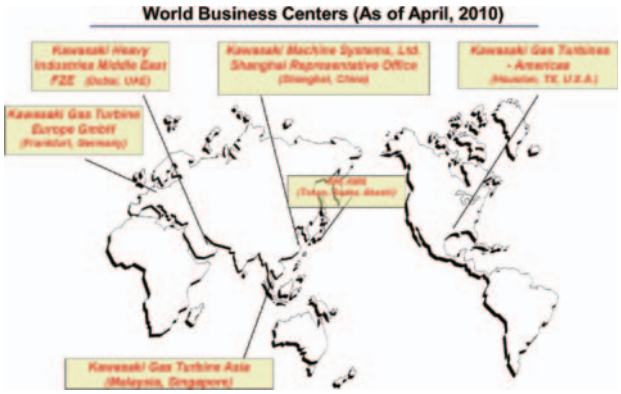



Fig. 7　サービス拠点の配置

## 3．ガスタービンの定期メンテナンス

### 3.1　メンテナンス概要

約30年間にわたる長期のガスタービン発電設備の運用を維持するに当たり，定期的に以下に示す各種のガスタービンの点検を実施している。これらの中でもオーバーホール点検では，長年の航空機用ジェットエンジンの整備で蓄積された高い精度の検査技術や検査設備を用いて高度な点検整備を行っている。

(1)ボアスコープ点検（Bore Scope Inspection，BSI）

工業用内視鏡（ボアスコープ）を用いてガスタービン内部の損傷・劣化状態を点検する。

(2)高温部開放点検（Hot Section Inspection，HSI）

発電設備内で損傷・劣化が進みやすい燃焼器，タービン部等の高温部を開放し，目視検査等を行いガスタービンの損傷・劣化状態を点検する。

(3)オーバーホール点検（Overhaul，O/H）

発電設備からガスタービンを取り出して工場に持ち帰り，部品を分解し，目視検査・非破壊検査・寸法検査等を行いガスタービンの損傷・劣化状態を点検する。



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

### 3.2　オーバーホール点検

ガスタービンのオーバーホール点検では，ガスタービンを発電設備から搬出し工場に持ち帰り，次に示す工程で，点検・整備を行っている。この点検・整備では，ガスタービンの新規製造機と共通の検査・運転設備や同様の工程管理・品質保証体制を適用することによって，新規製造機と同様の機能と品質を復旧し，長期運用による経年劣化を防止している。

⑴工場持ち帰り

ガスタービンを発電設備から搬出し，工場に持ち帰る（Fig. 8）。当社発電装置は，ガスタービンを容易に搬出できるように配慮した構造としている。

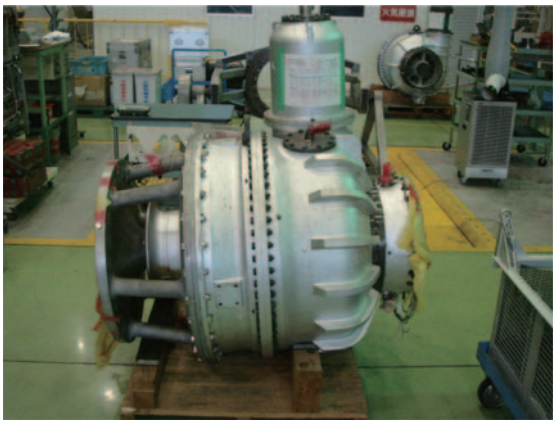


Fig. 8　工場持ち帰り

⑵分解

ガスタービンを各部品に分解する。

⑶部品洗浄

分解した各部品に対し，航空機用ジェットエンジン部品と同様の特殊洗浄や蒸気洗浄（Fig. 9）等にて洗浄を実施する。

Fig. 9　蒸気洗浄

⑷部品検査

各部品に対し，認定検査員による外観目視検査，国際検査規格に準じた超高感度の蛍光浸透探傷検査（Fig.10）や磁粉探傷検査等の非破壊検査，三次元測定機を用いた寸法検査（Fig.11）等を実施する。

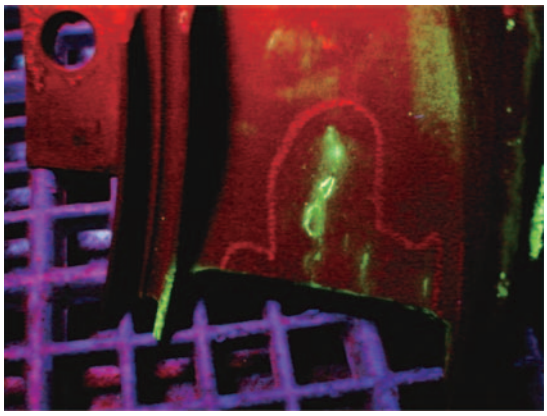


Fig. 10　蛍光浸透探傷検査

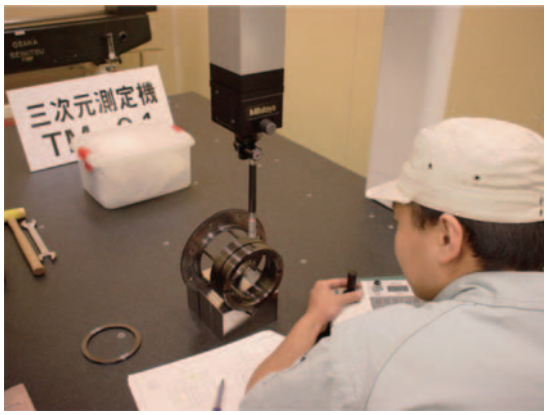



Fig. 11　寸法検査

⑸部品交換

検査結果より部品交換が必要と判定された部品の交換を行う。タービン動翼等の回転部品は時間管理し，所定の運用時間を超えないよう交換を実施する。排気温度センサ等の経年劣化が発生するセンサ類についても定期交換を実施する。

⑹組立

ガスタービンの組立を行う。回転部品であるロータ組立の際は，軸振動を抑えるために専用設備を用いた動的バランス調整（Fig.12）を実施する。

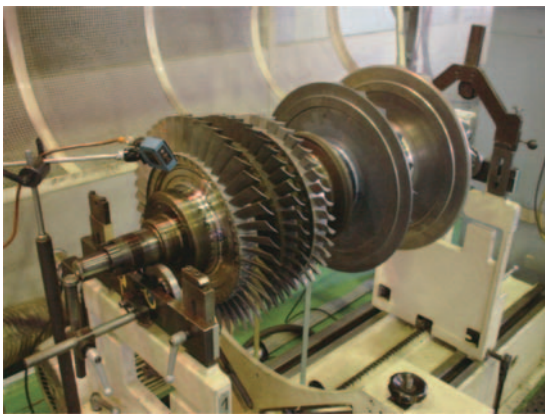


Fig. 12　ロータバランス調整



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

⑺確認運転

組立完了後，新規製造機と共通の社内運転設備を用いて確認運転（Fig.13）を実施し，機能および性能に異常のないことを確認する。

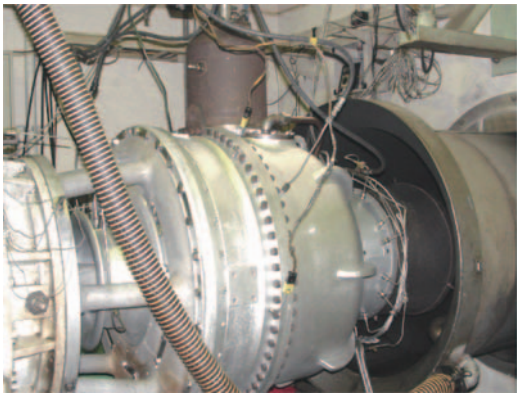


Fig. 13　社内確認運転

⑻出荷

以上の検査・確認運転をすべて合格したガスタービンが工場より出荷され（Fig.14），発電設備に再び設置される。

Fig. 14　出荷

## 4．上位機種への置き換え

### 4.1　互換性

川崎重工業では，最新の要素技術や基盤技術研究の要素を集約し，常にガスタービンの高効率化等に向けた改良研究を進めている。高い信頼性と多数の納入実績，長期の運用実績を持つ既存ガスタービンと基本構造を同じにすることで，信頼性と互換性を有したまま高性能化を実現している。

前述の定期点検にて損傷の進んだ部品を点検交換することで，発電設備の経年劣化を防いでいるが，適宜，互換性を持った上位機種への置き換えを提案・実施することでも，設備の安定運用を実現している。

### 4.2　M1A-13型からM1A-17型ガスタービンへの置き換え

主力機種のひとつである1.5MW級ガスタービンのM1A-13型ガスタービンは1988年の市場投入以来，国内外累計約400台の納入実績を誇っている。近年の高効率化と低エミッション化の市場動向を鑑み，2010年にこのM1A-13をベースに性能，エミッションを大幅に改善したM1A-17（Fig.15・Table 1）を開発し市場に投入した[1]。

M1A-17は，M1A-13とロータやケーシング等の基本構造，回転数等を同じとすることで，システム全体としての高い信頼性を継承している。

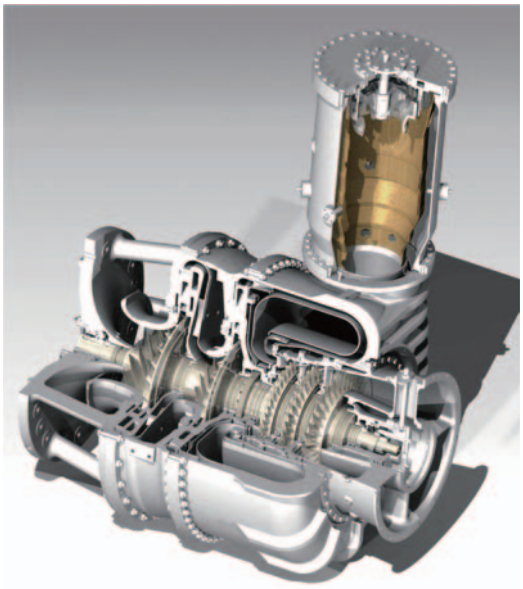


Fig. 15　M1A-17D型ガスタービン

Table 1　M1A-13D/M1A-17D主要性能諸元

| Model | | M1A-13D | M1A-17D |
|---|---|---|---|
| Type of engine | | Single Shaft | |
| Compressor | | 2 Stage Centrifugal | |
| Turbine | | 3 Stage Axial Turbine | |
| Combustor | | Single Can (DLE) | |
| Dimension（L×W×H） | (m) | 1.2×1×1.6 | 1.2×1×1.7 |
| Weight | (ton) | 1.3 | 1.5 |
| Output(at Reduction Gearbox End) | (kW) | 1570 | 1775 |
| Thermal Efficiency(at Reduction Gearbox End) | (%) | 25.5 | 28.0 |
| Rotational Speed | ($min^{-1}$) | 22000 | |
| Air Mass Flow | (kg/s) | 7.95 | 8.04 |
| Exhaust Gas Tempreture | (℃) | 531 | 521 |
| Pressure Ratio | (−) | 9.6 | 10.5 |
| Emission($O_2$=15%) | (ppm) | Nox<25 | Nox<15 |

Condition : ISO condition, Fuel : $CH_4$=100%, Bearing type: Sleeve

M1A-13, M1A-17 : with Diffusion Type Combustor
M1A-13D, M1A-17D : with Dry Low Emission (DLE) Type Combustor



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

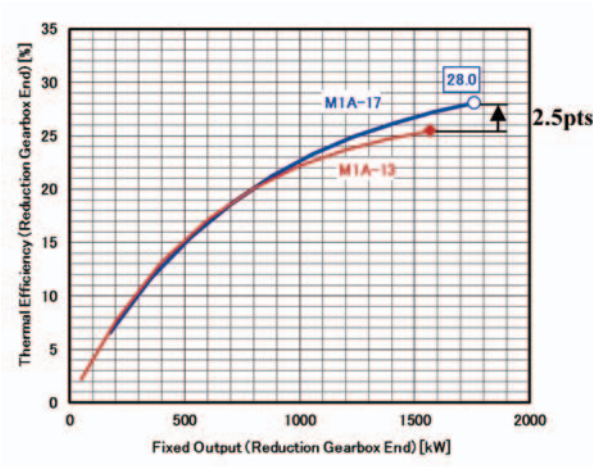



Fig 16　M1A-13/M1A-17性能比較

M1A-17はM1A-13の上位機種であるため，発電設備の改造を行うことでガスタービンをM1A-13からM1A-17に置き換えることが可能となっている。この置き換えによって，長期運用に伴い増大傾向にある交換部品数と費用等が抑制されることや，高効率化（Fig.16・Table 2）によりランニングコストが低減されることなどの利点があり，採算性の向上が可能となる。また，実際に欧州等の複数の発電設備ではM1A-13からM1A-17への置き換えを実施している（Fig.17）。

Table 2　M1A-13D/M1A-17Dコージェネレーション性能

| Generator Model | | GPB15D | GPB17D |
|---|---|---|---|
| Gas Turbine Model | | M1A-13D | M1A-17D |
| Output (at Gen. End) | (kW) | 1450 | 1630 |
| Fuel Consumption | ($m^3$(N)/h) | 617 | 629 |
| Steam Supply | (kg/h) | 5100 | 5000 |
| Thermal Efficiency (at Gen. End) | (%) | 23.6 | 26.0 |
| Thermal Recovery Efficiency | (%) | 56.1 | 54.1 |
| Total Thermal Efficiency | (%) | 79.7 | 80.1 |
| NOx ($O_2$=15%) (Operational Range) | (ppm) | Nox<25 (75～100%) | Nox<15 (70～100%) |

<Condition> Intake Air Tempreture: 15℃
Atmosphric Pressure:101.3kPa (altitude 0m)
Inlet/Exhaust Gas Pressure Loss : 0.98/2.45kPa
Fuel : $CH_4$=100%
NOx Countermeasures : Lean Premixed combustion
Heat Exhaust Boiler : Steam Pressure 0.83MPa
Water Supply Tempreture : 80℃

Fig. 17　M1A-17置き換え

### 4.3　M7A-02型からM7A-03型ガスタービンへの置き換え

1994年に本格的な軸流圧縮機を搭載した6MW級のM7A-01型ガスタービンを市場投入し，続いて1998年に遷音速圧縮機技術等にて出力向上を実現した7MW級のM7A-02型ガスタービンの販売開始，2007年に最新の3D-CFD解析技術等にて性能改善した8MW級のM7A-03型ガスタービン（Fig.18・Table 3）の販売を開始している。現在，これらのM7Aシリーズのガスタービンは，合計で100台以上の納入実績を有しており，常用発電設備の主力機種のひとつである[(2),(3)]。

M7A-02とM7A-03に関しても，基本構造，回転数等を同じとすることで，高い信頼性を保ちながら互換性を残している。

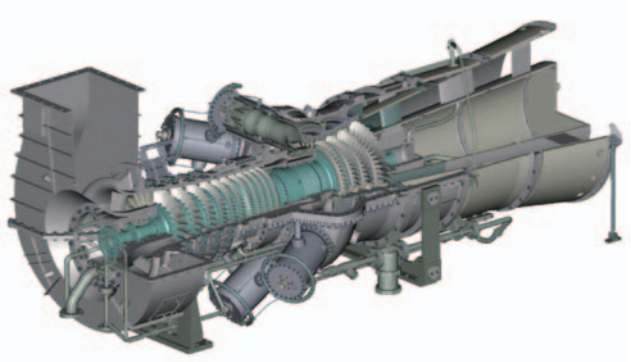


Fig .18　M7A-03型ガスタービン

Table 3　M7A-02/M7A-03主要性能諸元

| | **M7A-03** | M7A-02 |
|---|---|---|
| Rated output | **7,830 kW** | 7,160kW |
| Thermal efficiency | **34.1%** | 31.5% |
| Rotating speed | 13,790 rpm | |
| Inlet airflow | 26.9 kg/s | |
| Pressure ratio | 16:1 | |
| Exhaust gas temp. | 520 deg-C | |
| Emissions(O2=15%) | **NOx<15 ppm** | NOx<25 ppm |
| Type | Open cycle single-shaft | |
| Dimensions | **L 4.2m, H 1.7m W 1.5m** | L 3.6m, H 1.7m W 1.5m |
| Compressor | Axial 11 stages | |
| Combustor | 6 cans | |
| Turbine | Axial 4 stages | |

Conditions: Gear-Box end, Natural Gas Fuel, No Losses



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

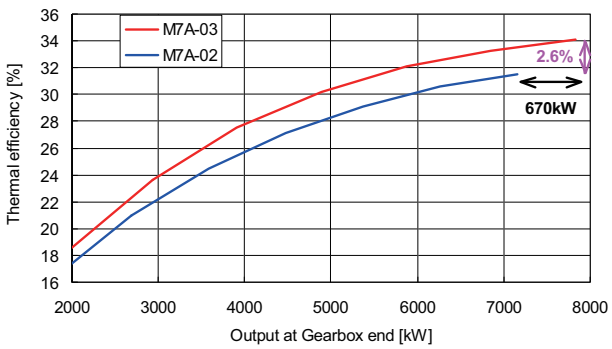



Fig. 19　M7A-02/M7A-03性能比較

M7A-02に関してもM7A-03への置き換えが発電装置の一部改造等で可能であり，高効率化（Fig.19・Table 4）などにより発電設備の採算性の向上につながっている。日本国内の発電設備でこの置き換えを行った実例があり，現在も運用中である（Fig.20）。

Table 4　M7A-02/M7A-03コジェネレーション性能

| Package | **PUC80D (M7A-03)** | PUC70D (M7A-02) |
|---|---|---|
| Rated output | **7,290 kW** | 6,500kW |
| Steam supply | **15,700 kg/h** | 15,880 kg/h |
| Thermal efficiency | **32.7 %** | 29.8 % |
| Heat recovery efficiency | **49.3 %** | 50.9 % |
| Total efficiency | **82.0 %** | 80.7 % |

Conditions:　Generator end, Natural Gas Fuel,

Fig. 20　M7A-03置き換え

### 4.4　電装品の置き換え

ガスタービンの制御や各種データの監視などを行うガスタービン制御盤などの制御盤内には，エンジン制御装置やディスプレイパネルその他の電装品が多く含まれており，経年劣化を防止するために定期的に点検や交換を実施している。しかし，発電設備の長期運用に伴いこれらの電装品に製造中止などに伴う型式変更が行われることが有り，後継機種への置き換えを行う必要が発生する。後継機種への置き換えの際には，制御盤との接続に互換性を持つものを選定し適用することで，設備運用を継続している（Fig.21・Table 5）。

Fig. 21　新旧エンジン制御装置の外観

Table 5　新旧エンジン制御装置の特徴

| | 従来品 | 新型 |
|---|---|---|
| 制御方法 | アナログ | デジタル |
| 接続部取り合い | 互換性あり、置換可能 | |
| 特徴 | − | より複雑な制御に対応可 |

## 5．結言

川崎重工業では，ガスタービン発電設備に対して，新規製造機と同等の高い品質で行うオーバーホール点検や，性能改善した上位機種への置き換えを実施し，経年劣化を防いでいる。これらによって，国内/海外の600台を超える多数の常用発電設備に対し，1980年代より約30年の長期にわたる設備運用をサポートしてきた。今後も，より一層の高い品質の点検整備を推進し，各地の発電事業を支えていきたいと考えている。

## 6．引用文献

(1)　T. Nakasuji, M. Gouda, Y. Yamasaki, Y. Hosokawa, "Development of 1.7MW Class High Efficiency Gas Turbine M1A-17", IGTC2011-0051.

(2)　T. Ikeguchi, N. Murakami, K. Tanimura, A. Matsuoka, K. Ishida, H. Kato, T Sakai, H. Taki, T. Taniguchi, "Development of the M7A-03 Industrial Gas Turbine", IGTC07-ABS-125.

(3)　K. Tanimura, et al., "DEVELOPMENT OF AN 8MW-CLASS HIGH-EFFICIENCY GAS TURBINE, M7A-03", ASME GT2007-28361.

(4)　K. Matsumoto, et al., "Single-digit NOx DLE Combustion System for KAWASAKI M7A-03 Green Gas Turbine", IGTC2011-182.



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

論説◆解説

特集：ガスタービン発電設備の経年化対策（点検・補修・改善技術）

# 航空転用型ガスタービン発電設備の高経年化対策

飯沼　秀靖[*1]　IINUMA Hideyasu
高村　　薫[*1]　TAKAMURA Kaoru

キーワード：ガスタービン，整備，高経年化，設備更新，Compressor, Combustor, Turbine, Control

## 1．はじめに

1990年代から産業向けのガスタービン自家用発電設備が導入されているが，これらの多くは10万時間を超える運用が行われており，各種高経年化の影響が出てきている。設備の安定運用を継続するためには，メンテナンスの強化，機器の更新などの対策が必要である。従来，タービン翼の補修技術[(1),(2)]あるいは配管などの高経年化[(3)]についてはいくつかの論文などが発行されているが，ガスタービンの高経年化についての記事は少ないように思う。ここでは，航空転用型ガスタービン（以下航転型GTと略す）を用いた発電設備の高経年化対策について，特にガスタービン本体の対応，さらに発電設備のもう一つの重要な構成要素である制御システムの高経年化対策について紹介したい。

## 2．発電設備高経年化

ガスタービン発電設備は長期間の運用，あるいは非常用発電設備のように運用時間はあまり長くなくても，時間経過によりいろいろな部分が劣化し，性能の低下や信頼性の低下が発生する。以下に，ガスタービンならびに制御システムの構成要素別に想定される劣化の状況を示す。

1）タービン翼

タービン翼は高温環境にさらされる。特に動翼は高温環境下で遠心力による引っ張り応力を受けるため，クリープ変形を引き起こす。また，高温ガスによる酸化・焼損，あるいは異物の衝突による変形が生ずる場合もある。いずれの場合も性能低下，場合によっては大きなエンジン損傷につながる可能性がある。対策としては，エンジンのボアスコープ点検あるいは分解点検により検査基準を満足できない翼は交換する必要がある。

タービン静翼には遠心力がかからないものの，動翼よりも高温環境下に置かれ，また燃焼器の温度分布が悪い場合には局所的に高温になる可能性が有り，焼損につながる場合がある。これについても，分解点検の際に交換が必要になる。

2）ディスク類

ガスタービンエンジンのディスク類は低サイクル疲労が，寿命を規定する要素となる。航空エンジンでは，軽量化のためディスク類の厚さを薄くする。このため，一般的にディスク類には低サイクル疲労寿命がある。しかしながら，元々航空エンジンは離陸時と着陸時に高出力とするため国際線でも１日２回程度，国内線では１日10回以上も加速減速を繰り返すため，かなりの低サイクル寿命を持って設計されている。GE社のLM6000エンジンの例では最も短い低サイクル寿命は6000サイクル程度であり，毎日起動停止を繰り返したとしても16年以上の寿命を持つ。１日10時間の運用を仮定しても，この寿命の前に分解点検の時期に到達するため，通常の運用であればサイクル寿命が点検時期の支配要因となることは無い。また，非常用発電装置でも起動回数が6000回に到達することは考えにくい。米国などでは，電力ピークに対応して１日に何度も起動停止を繰り返すような運用方法があり，このような場合には低サイクル寿命を考慮する必要がある。すなわち，ディスク類については起動回数が多い運用の場合，部品ごとに疲労寿命を考慮して交換が必要となる場合があり，点検計画において配慮が必要である。しかし連続運用が多い通常の運用の場合には，低サイクル疲労が運用寿命上問題となることは無い。

3）シール類のクリアランス

シールのクリアランスは，運用に伴う接触，熱変形などの影響により運用継続に伴い拡大する傾向がある。このため，その部位により，性能低下あるいは潤滑油の漏れに結び付く可能性がある。潤滑油の漏れが著しい場合には，運転継続が困難になる場合もある。対策としては分解点検時の交換が必要となる。

4）翼端クリアランス

動翼とケースとの間あるいは静翼とロータとの間の翼端のクリアランスは，運用によるラビングやケースの変形などにより増加する場合がある。この場合も，性能の低下につながる可能性がある。対策としては，翼の補修等によるクリアランスの回復が必要となる。

5）ケースなどの熱変形

タービン部，燃焼器部などのケースは運用中長期間高

原稿受付　2013年５月20日
＊1　㈱ＩＨＩ　エネルギープラントセクター
〒135-8710　江東区豊洲３－１－１



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

温環境にさらされるため，変形あるいはクラックの発生の可能性がある。これらについては，発生の状況にもよるが，性能低下，エンジン損傷につながる可能性が有り，分解点検時の修理あるいは交換が必要となる。

6）Oリング類

Oリングの劣化状況は，その周辺環境（温度条件，雰囲気）による要素が大きく，一概に交換間隔を規定することは難しい。航転型GTで多用されているフッ素ゴム系のOリングはメーカ資料などによると保存年限が20年程度とされているが，これは常温の室内環境の条件であり，使用状態では条件にもよるが1－2年でゴムの硬化により機能が低下する場合がある。通常，Oリング類は分解点検時に全数交換となるが，非常用発電設備では運用時間からすると長期間整備が必要な時間には達しない場合がある。このような場合でもOリング類の劣化により，燃料/潤滑油の漏れが発生する危険性があり，最大でも10年程度の間隔での交換が必要である。

7）翼のエロージョン等

発電設備のガスタービンでは，一般的に吸気系統にフィルターを設け空気中の異物を取り除いた空気が供給されるため，翼前縁にエロージョンを引き起こす砂などの成分が入り込む可能性は，通常の航空機エンジンなどよりは低い。しかし，微細な粉末が入り込む可能性はゼロではない。また，吸気に水を吹き込みその気化熱でガスタービン吸気温度を冷やす場合があるが，この場合気化してない水によるエロージョンの可能性もある。エロージョンが進行することで性能劣化があるとともに，劣化の進行によっては翼のストールにつながる可能性がある。GE社のLM6000では，吸気への水噴射を行う場合には，通常より短い間隔での翼の交換を推奨している。

8）制御装置

配電設備の制御装置では，長期間運用に伴い以下に示すような損傷・劣化が発生する可能性がある。

① 基板搭載のコンデンサ損傷
② 基板はんだ付け部の劣化
③ 配線の絶縁低下
④ 搭載要素（IC）の劣化
⑤ コネクタ部接触不良

制御装置の構成（多重化の有無），損傷位置の機能に依存するが，制御装置の損傷は設備の運用停止につながる可能性があり，設備の信頼性の観点から重要な構成要素である。対策としては，損傷部分の交換が必要になるが，制御装置の損傷はそのまま設備の運用停止につながる可能性も高く，損傷発生前に，定期交換が必要となる場合が多い。

以上に示したように，ガスタービン発電設備の高経年化により，発電設備としての性能低下，信頼性低下（整備頻度の増加，計画外停止の発生）が生ずる可能性があるが，それ以外にも新しい機種と比較した場合には，排出ガス等が新しい規制に合わない，性能あるいは操作性が劣るといった問題も有り得る。ここで，これまでに示した各部分の劣化・高経年化とその影響度を一覧にまとめたものを表1に示す。

## 3．高経年化に対する対策（長期間運用のために）

高経年化したガスタービン発電設備で主要構成要素である航転型GTの信頼性を上げるための対応処置としては以下の3種類の対応がある。

1）エンジンのオーバーホール
2）新製エンジン（同形機）との換装
3）新規機種との換装
4）設備の更新

以下に，それぞれの概要について記載する。

また，制御装置の換装についても示す。

### 3.1　エンジンの整備

航転型GTは比較的小型軽量であるため，分解を伴う整備はガスタービンをパッケージから取り外し，工場に搬入しての整備とする場合が多い。

GE社の航転型GTを例に示すと，メーカ側では以下のような点検を推奨している。

1）半年または4000時間運用時の点検
2）25,000時間運用時の点検，修理
3）50,000時間運用時の点検，修理

この内1）は現地で実施。2）は現地でも実施可能であ

表1　ガスタービン発電装置の高経年化部位と影響度の関係

| 項　目 | | タービン翼 | ディスク類 | シール類 | 翼端クリアランス | ケース類 | Oリング類 | 翼のエロージョン | 制御装置 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 信頼性低下 | 運用中断 | ○ | ○ | ○ | △ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| | 保守頻度増加 | ○ | △ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| 性能低下 | | ○ | △ | ○ | ○ | × | × | ○ | △ |
| 性能の見劣り（新型機種との比較） | | ○ | △ | ○ | ○ | × | ○ | ○ | △ |
| 操作性の見劣り | | × | × | × | × | × | × | × | ○ |
| 排出ガス規制強化 | | ○ | × | ○ | △ | × | ○ | ○ | △ |

評価　○：関連あり，△：やや関連あり，×：関連無し



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

るが，環境条件により，ごみ，ほこりなどがエンジン内部に入り込む可能性および治具やクレーンなどが必要となるため工場搬入とする場合も多い。現地で実施する場合でも，パッケージからの取外しが必要である。3）も全分解となるため，パッケージから取り外して工場での点検となる。表2にこれらの点検内容についてのまとめを記載する。

図1にGE社LM6000エンジンにおける整備の際の分解単位を示す。図中に高温部点検範囲と記載した部分は，表2の高温部点検時の分解範囲となる。連続運用であれば，半年ごとにボアスコープによるエンジン内部の点検（おもに動翼対象）を，3年ごとに高温部点検（高圧タービン，燃焼器部対象）を，さらに6年ごとにオーバーホールでエンジンを単品レベルまで分解し，洗浄・検査を行う。オーバーホールの際には，エンジンを取外す際に交換で他のエンジン（お客様の保有する予備エンジンあるいはリースエンジン）を搭載することにより，短期間での運転再開が可能となる。

オーバーホールでの検査基準はメーカでの設計基準ならびに運用実績から，次のオーバーホールまでの正常運用が期待できるか否かで判断される。また，この際Oリングなど経時劣化を伴う部品あるいは分解時に損傷する部品は100%交換部品としてすべて交換される。

航転型GTは，オーバーホールの際に必要な部品交換を実施するため，理論的には寿命の制限無く運用が可能である。しかし，現実には運用が継続するに従い部品の劣化が進み交換部品が増加するため，経済的には，3.2項のエンジン換装の方が有利になる場合がある。

### 3.2　新製エンジンとの換装

航転型GTは3.1節に示したように，通常整備の際にもエンジン換装方式を取ることが多い。そのため，換装の際に新製エンジン（場合によっては，オーバーホール済みの中古エンジン）と換装し使用済みエンジンはメー

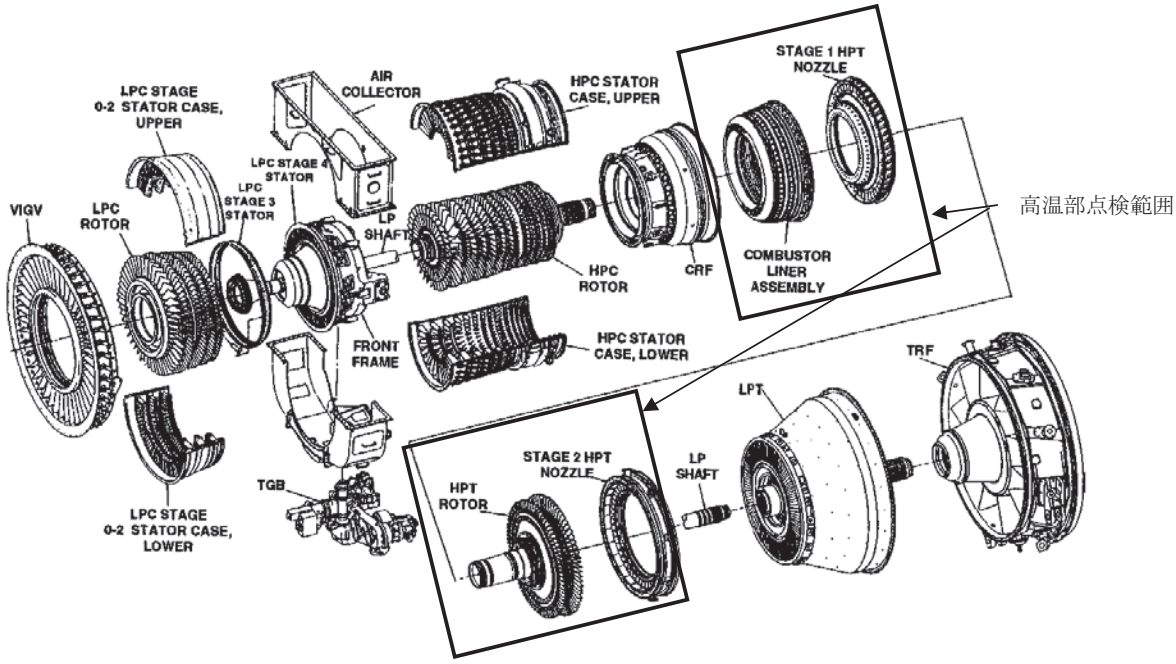



図1　GE社製 LM6000ガスタービンの整備単位

表2　GE社製航転型GTの推奨点検内容

| 点検内容 | 点検部位 | 実施場所 | 実施間隔 | 必要期間 | 点検内容詳細 |
|---|---|---|---|---|---|
| 半年点検 | 動翼，燃焼器等 | 現地 | 半年，または4000時間運転時 | 2－3日 | 寿命計算で評価しにくい，部品の酸化，磨耗，当たり等を確認（1mm程度サイズの欠陥まで判別可能）分解点検時のメンテナンス計画の参考とする。連続運転で止められない場合は回数削減を検討可能。 |
| 高温部点検 | 燃焼器，高圧タービン | 現地/工場 | 25,000時間運転時 | 12日間程度（モジュール交換の場合） | エンジンをモジュール分解し，高温部（図1参照）の点検/修理を実施。高温部は，個々の部品レベルまで分解し，点検/修理を行う。モジュール交換方式でプラント停止期間削減可能 |
| オーバーホール | エンジン全体 | 工場 | 50,000時間運転時 | 75-120日間程度（エンジン換装の場合には10日間程度） | エンジンを個々の部品レベルまで全分解して，点検/修理を行う。<br>エンジン交換方式によりプラント停止期間削減可能 |



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

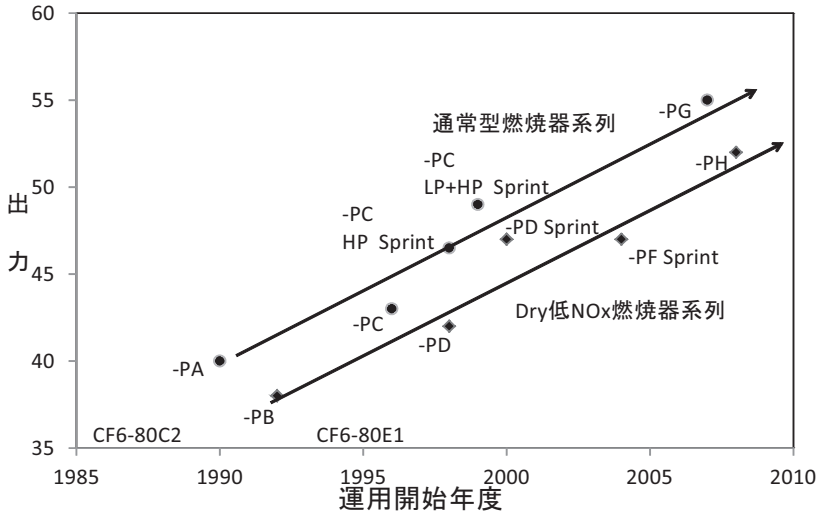



図２　GE社製　LM6000の出力の変遷

カに下取りさせるという換装も可能である。オーバーホールと異なり，新製エンジンとの換装となるため，エンジン本体の性能は新製時と同等に回復できるというメリットがある。また，３.１節にも記載したが，運用時間の長い高経年化エンジンの場合，オーバーホールによる部品交換の範囲が広がり，費用的にも，新製エンジン換装とあまり差が無くなる場合もあり得る。

設備としての運用期限が想定されている場合，予備エンジンも含めての総運転時間を考慮して，換装計画を立てる場合もある。たとえば，年間8300時間で21年間の運用を想定した場合，１台エンジンの運用では，３回の高温部交換と，３回のオーバーホールが必要となる。３回目のオーバーホールとなると，部品の交換範囲も広がり，かなりの費用となることが想定される。初めから２台のガスタービンで運用した場合には，４回の高温部交換と，２回のオーバーホールとなる。オーバーホールと高温部交換の費用差ならびに，３度目のオーバーホールに要する部品交換費用に加え，運用中に何らかのエンジン損傷が発生した場合の予備エンジンが確保できることから，予備エンジンを持つことも有効である。

### 3.3　新規機種との換装

航転型GTでは，同一のベースエンジン（航空機用エンジン）を元に，改良設計が継続，出力増強が続けられている場合がある。図２にGE社のLM6000ガスタービンの出力増加の変遷を示す。初期のLM6000PAから，最新のLM6000PGガスタービンでは，出力が約1.4倍に増強されているが，エンジン外形寸法は，ほとんど変化は無く，ガスタービンパッケージなどはそのまま流用して大幅な出力増加並びに効率の向上が期待できる。出力増強に応じて，発電機，減速機などの変更，燃料供給設備の容量の変更が必要になるが，同一のスペースで，大幅な出力増強が期待できる。また，出力増加が必要ない場合でも，新技術の導入による効率の改善が期待できる。

### 3.4　新規設備との換装

高経年化した発電設備を新規設備と換装する場合には，既存設備の制約などが無く，最新技術での新たな設備を導入できるというメリットはあるものの，当然のことながら設備導入費用のみならず設備の撤去費用も必要となる。大幅な出力増強が必要な場合，あるいは設備全体の高経年化が激しく，部分的な更新では，信頼性向上が期待できない場合には，新規設備への更新が必要となる。

### 3.5　制御装置

制御装置は，一般的に発電装置停止中でも電源を投入している場合が多く，制御装置としての運用時間は機器の運用時間とは一致せず，納入後の経過時間が問題となる場合が多い。

ガスタービン発電設備の高経年化対策としては制御装置の整備も重要である。ＩＨＩはガスタービン制御装置を1988年に自社開発しており，以後2012年までに143台の制御装置を納入している。制御装置は電気・電子製品であり，数ある産業分野の中でも技術革新が最も激しい分野である。ハードウエアもソフトウエアも年毎に進化し，多様化・高性能化している。古いシステムは機能・性能的に陳腐化が進み，部品が故障すれば修理が困難になり，また既に生産中止になっている場合が多く代品交換もままならないケースが多い。制御装置が動かなければガスタービンを運転することができず，ガスタービンを原動機とするプラントの操業もできなくなる。また，進化した技術革新の導入により，制御の高度化や可視化が可能になり，安定した運転と予防保全ができるようになる。このように，制御装置の保全は非常に重要であり，プラントのライフサイクルの中で制御装置の更新を行うことは様々な利益をもたらす。図３はＩＨＩが納入したガスタービン制御装置の履歴を示すグラフであり，1988年から2013年までの実績を示している。

横軸は納入年，縦軸は納入台数を示しており，たとえ



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

ば1988年は２台納入して２台とも更新され，1990年は３台納入してうち２台が更新され１台はまだ現役として使用されている，という見方をする。またいくつかのプラントではプラントそのものが操業を止め閉鎖されている。

更新が行われているのは1988年から2001年まで合計22台であり，2002年以降の制御装置はまだ１台も更新されていない。まさに十年一昔といった様相を示している。図４は更新された22台について新設から更新までの年数を示したグラフであり，修理と陳腐化に耐え得る制御装置の寿命はおおよそ８～15年と考えることができ，平均すると12年になる。プラントの寿命は一般に20年と言われているので，プラントライフサイクルの間に１回は制御装置の更新をすることがガスタービン発電設備の高経年化対策として有効である。

制御更新された22台のガスタービンプラントは常用連続運転が16台と最も多く，DSS（Daily Start & Stop）が5台，非発が１台と続く。一般に制御装置はプラントの運転・休止に関係無く充電されており，運転形態が制御装置の寿命を左右するとは考えにくいが，可動部を持つリレーや電気電子回路の動作レンジなどを考慮すると連続的な運転状態の方が劣化を早めるということもある。プラントの形態としては単純サイクルが９台，コージェネレーションが4台，複合サイクルが９台であり，制御装置の更新に関して特徴的な傾向は認められない。1988～2001年の未更新の制御装置21台のうち13台は既に更新計画が進んでいる。

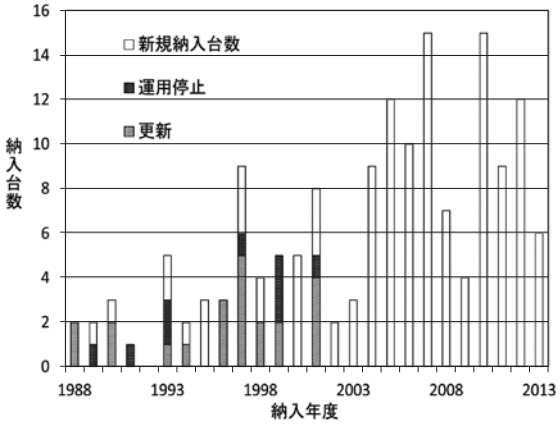



図３　ＩＨＩ納入の制御装置履歴

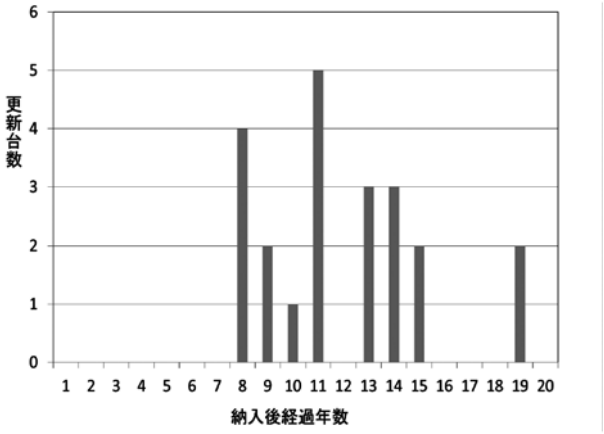



図４　制御装置更新までの運用年数

３章で各種の高経年化対策事例を紹介したが，表３にこれらの対策の有効性を表1で指摘した問題点に対応して示した。表に示すように，航転型GTでは，オーバーホールあるいはエンジン換装により，高経年化に対して有効な対策が取れると考える。また，これに制御装置の更新を加えることで，高経年化した設備においても，信頼性を確保した運用が可能と考える。

## ４．おわりに

航転型GTを用いた発電設備の高経年化対策として，エンジン本体および制御装置の対応策についての実績などについて記載した。航転型GTでは，エンジン換装によるオーバーホールあるいは，エンジンの更新により，エンジンとしての高経年化対策が取れ，さらに制御装置の更新を行うことで，信頼性の確保ならびに最新の技術に基づく操作性の向上が期待できることを示した。

## ５．参 考 文 献

(1)　特集：最新のガスタービンにおける修理・補修技術，日本ガスタービン学会誌, Vol.40, No. 4（2012）pp.1-36.
(2)　特集：ガスタービンの保守管理と信頼性向上技術，日本ガスタービン学会誌, Vol.37, No. 1（2009）pp.1-26.
(3)　Svein G Hellevic, et al. “Cost optimal reliability based inspection and replacement planning of piping”, PLANT SYSTEMS/COMPONENTS AGING MANAGEMENT 1997 ASME PVP-VOL.349, pp119-127.

表３　高経年化対策とその効果

| | | 設備更新 | 新機種導入 | エンジン更新 | オーバーホール | 制御装置更新 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 信頼性低下 | 運用中断 | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| | 保守頻度増加 | ○ | ○ | ○ | ○ | × |
| 性能低下 | | ◎ | ◎ | ○ | ○ | × |
| 性能の見劣り(新型機種との比較) | | ◎ | ◎ | △ | × | × |
| 操作性の見劣り | | ◎ | × | × | × | ◎ |
| 排出ガス規制強化 | | ◎ | ◎ | △ | △ | × |

効果　◎：大いに効果あり，○：効果あり，△：効果のある場合あり，×：効果なし



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

論説◆解説

特集：ガスタービン発電設備の経年化対策（点検・補修・改善技術）

# ガスタービン発電設備の性能・信頼性改善技術

秋田　栄司[*1]　AKITA Eiji
富田　康意[*2]　TOMITA Yasuoki
金箱　篤彦[*2]　KANEBAKO Atsuhiko

**キーワード：**ガスタービン，信頼性改善，プラント寿命延長

**概要**

三菱重工が製造したガスタービン初号機が1963年に商用運転を開始してから50年が経過した。1980年代初めに1150℃級D形ガスタービンを開発し，世界初の大型コンバインドサイクル発電所を設置以来，更に高温化を続け，1350℃級のF形，1500℃級のG形ガスタービンを開発してきた。その後も継続的に改良を実施し，良好な運転実績を上げている。更に，国家プロジェクト“1700℃級超高温ガスタービン要素技術開発”で得られた最新技術の一部をいち早く適用し，最新のJ形のタービン入口温度は1600℃に到達している（表１）。

大型ガスタービンの運用も30年を超える時期に来ており，特にD形ガスタービンのユーザーから，プラント寿命延命対策の立案を求められるケースも増えてきている。ガスタービン発電設備の経年的な劣化は避けられないものではあるが，通常実施するメンテナンスに加えて，プラント寿命を延長するために考慮すべき点について，ガスタービンOEM（Original Equipment Manufacturer）としての取組みを，プリベンティブ・メンテナンス（予防保全：Preventive Maintenance），プロアクティブ・メンテナンス（先手保全：Proactive Maintenance），そしてメンテナンス支援システムの３つの視点から述べる。

表１　三菱重工　大型ガスタービンラインナップ

| 60Hz機種名 | M501D | M501F | M501G | M501J |
|---|---|---|---|---|
| 初号機運転時期（年） | 1980 | 1989 | 1997 | 2011 |
| ガスタービン出力（MW） | 114 | 185 | 267 | 327 |
| コンバインド出力（MW） | 167 | 285 | 399 | 470 |
| 圧力比 | 14 | 16 | 20 | 23 |
| 50Hz機種名 | M701D | M701F | M701G | M701J |
| 初号機運転時期（年） | 1981 | 1992 | 2002 | 2016 |
| ガスタービン出力（MW） | 144 | 312 | 334 | 470 |
| コンバインド出力（MW） | 213 | 465 | 498 | 680 |
| 圧力比 | 14 | 17 | 21 | 23 |

原稿受付　2013年５月17日
＊１　三菱重工業㈱　原動機事業本部
サービス事業部
＊２　三菱重工業㈱　原動機事業本部
サービス事業部　高砂サービス部

## １．プリベンティブ・メンテナンス

### 1.1　事業用ガスタービンのメンテナンス

最近の事業用ガスタービンの特徴の一つは，1300℃を越える高温ガス条件下での運用であり，高温部品は高度な冷却設計を適用することで，一定期間の運用が可能な耐力を持たせている。冷却側と高温側でのメタル温度差により生じる熱応力に加え，回転体では遠心力も作用する。機器の信頼性を高く保つためには，定期的な点検が必要である。

高温部品の材料は，耐熱性に優れた高価な超合金であるが，寿命は運転で消費され，有限である。ガスタービンの予防保全費用の内，高温部品の保守に要する費用（新品購入費用及び補修費用）の占める比率が最も高い。高温部品は運転中に劣化が進行するため，予め決められた運転時間毎に点検し必要な補修を実施して定められた寿命時間に達するまで使い切ることにより，発電設備全体としての保守コストの最小化と，安定した運転の維持が可能となる。

保守の形態としては，以下の２つがあげられる。

⑴ルーティーン・メンテナンス　（日常保守点検）
・運転状態監視　（振動，温度，圧力等の基準値からの逸脱と変化の推移）
・プラントの定期パトロール　（ガス漏れ，油漏れ，異音等の異常の有無確認）
・潤滑油，制御油の補充，劣化調査や，フィルター類の交換

⑵定期点検
以下表２に示す。

表２　定期点検の種類

| 点検分類 | 開放範囲 | 点検方法・項目概要 |
|---|---|---|
| 燃焼器点検（CI） | 燃焼器部のみ取外し | 目視･非破壊検査（燃焼器ノズル・内筒・尾筒・連結管）<br>ボアスコープ検査（タービン動静翼）<br>動作確認（燃焼器点火装置） |
| タービン点検（TI） | タービン車室上半開放 | 目視及び非破壊検査（タービン動静翼）燃焼器点検時の実施項目（燃焼器設備） |
| 本格点検（MI） | 全上半車室開放 | 目視及び非破壊検査(全部品：ロータは組立状態)<br>補機装置点検<br>制御装置点検 |



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

定期点検の期間を短縮するために，交換する高温部品を予め準備しておき，定期点検中に外した部品と準備しておいた部品とを，全数交換するロールイン/ロールアウトというコンセプト（図１）が一般的に用いられるようになった。これにより，定期点検中にガスタービンから取り外した部品を検査し，検査結果に基づいて必要な補修を加えた後に再度装着するという手間が省け，大幅な定期点検期間の短縮に繋がっている。

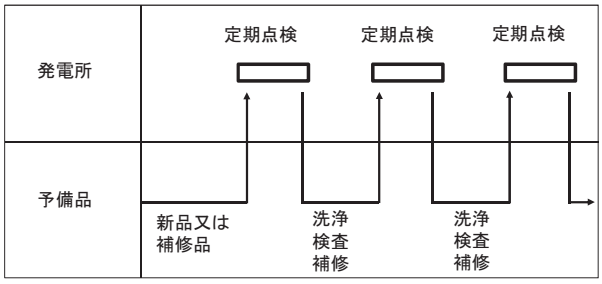



図１　ロールイン/ロールアウトメンテナンスの概念

また，“ユーザーと運用リスクをシェアする”長期保守契約（LTSA：Long Term Service Agreement）という考え方も最近は海外案件を中心に一般的になっており，これは高温部品や補修を都度購入して貰う代わりに，ガスタービンを運用した分だけの費用が発生するというコンセプトで，ユーザーの支払いは，ガスタービン運用時間あたりの金額で算出される。LTSAの契約期間は６年～12年が一般的で，主たるメニューは，高温部品の供給と補修，定期点検の実施であるが，その他オプションとして発電所常駐エンジニアの派遣や運転状態の遠隔監視といったメニューを用意し，ユーザーが必要なものを選択できるようになっている。

定期点検は，これまで１年に一度実施していたが，昨今は運用性の改善が求められている背景もあり，最新の冷却・コーティング技術を用いた高温部品を適用することで，定期点検の間隔を延ばすプログラムの適用も進められている。

### 1.2　信頼性改善の取り組み

定期点検に加えて，ガスタービンの高信頼性を保つために必要な検査として，ロータの精密点検（図２，図３）が上げられる。大型ガスタービンのロータは3,000rpm ～ 3,600rpmの回転で生じる遠心力による高応力に耐えながら，タービンにて発生した高トルクを発電機に伝達する必要がある。ロータは，ディスクをスピンドルボルトで締結する構造が一般的であり，図４に示す通りディスク内面は，外表面からでは検査できない。このため，予期せぬ磨耗などの損傷が発生していないことを定期的に確認することは非常に重要であり，ロータ精密点検では，長期運転後のロータを全分解の上で構成部品の精密点検を実施する。

また，ガスタービンの動翼を冷却するための空気は，ロータ内部を通って動翼の翼根から供給されるため，ロータを分解後，ロータ内部に堆積したダストなどを清掃し，冷却空気の通路をクリーンな状態にすることは，動翼の信頼性を保つための予防保全という観点で重要である。

大型ガスタービンの精密点検には，大型クレーンや分解用スタンド，大型旋盤・バランス装置をはじめとした専用設備に加えて，分解組立や検査に関わるノウハウが必要になるが，輸送期間の短縮などのユーザーからのニーズに応えるべく，世界各地のサービス拠点で実施できるような体制も整えており，これまでに100本を越えるロータ精密点検を世界各地で実施している。

図２　ロータ精密点検

図３　ロータ精密点検（ディスクの状況）

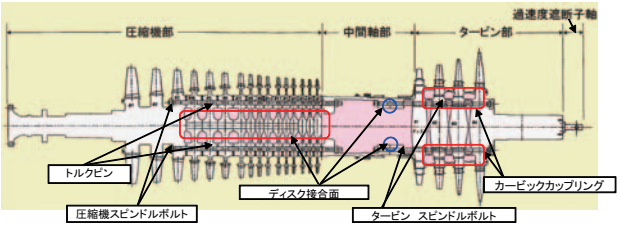



図４　ロータ精密点検でしか確認できない部分



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

## 2．プロアクティブ・メンテナンス

### 2.1　プラント寿命延長の取り組み

高温部品は，ガスタービン部品の中では最も厳しい1300℃を超える様な高温ガスに晒されて運用されるので，定期点検にて計画的に取り外し，必要な補修が施された後に再使用され，寿命が来たら廃却という運用になるため，ガスタービン設備の高経年化という観点では，定期的に取り替えることのないガスタービンの車室などの部品にも着目する必要がある。

これまでの実績から，ガスタービンの中で，長期運用による劣化が最も顕著に現れるのは排気車室および排気室などの排気部品である。排気部品の多くは溶接構造にて製造されているが，大型ガスタービンの排気ガスの温度は600℃を超えており，長期間運用されたユニットでは図５のような高温による熱疲労クラックが発生する。

通常，これらのクラックは，定期点検の度に適切な溶接補修を実施しながら使用していくが，この溶接補修にも限度が有り，20年を越えて運用するユニットでは，交換が必要な場合が多い。交換の際には，更なる長期的な運用を視野に入れ，最新のG形や，J形ガスタービンで開発された技術を適用した更に信頼性が高い構造へとアップグレードすることでプラントの信頼性の向上に寄与できる。

図５　長期間運用された排気車室と発生したクラック

同様に，旧式のガスタービンでは，圧縮機の静翼環にも溶接構造が適用されており，長期に渡る運転で起動停止回数が増えてくると，溶接部にクラックの発生が見られるようになる。最新機種の圧縮機静翼環は，前方段には溶接構造を伴わない組立式，後方段には溶接方式をEBW（Electron Beam Welding）に改良したものが適用されており，圧縮機静翼環を交換する場合には，これら最新構造を踏襲した信頼性の高い構造への変更が可能である。

圧縮機翼は，長期間運用されると，ほこりなどの堆積物で表面粗度が悪化し，翼面の空気流れの剥離を生じ，圧縮機効率と吸込み流量の低下を招く（図６）。圧縮機の高経年化により静翼を新品に変える際には，動翼も合わせて交換し，圧縮機翼を全て新品とすることで，性能の大幅な回復が期待出来る。新品翼へ交換した際の性能回復の期待効果は，ガスタービンの運用時間，サイト環境などにより，圧縮機性能の低下具合が大きく異なるため，ユニット毎に個別評価していく必要があるが，圧縮

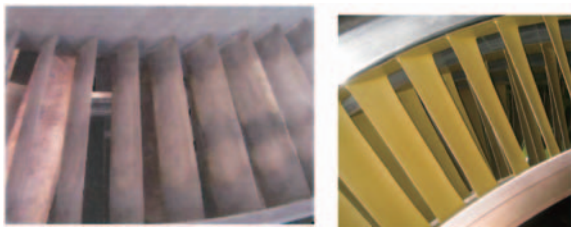


図６　運転後の圧縮機静翼と新品圧縮機静翼との比較

機翼の交換により，２％以上の出力回復も見られている。

劣化した圧縮機性能の回復には，新翼の投入が一番効果的ではあるものの，悪化した表面粗度の回復という点では，再コーティングでも大きな性能回復が期待出来る。

通常，大型ガスタービンには，1,000枚を越える圧縮機動翼がロータに組み込まれているが，定期点検にて全数を抜き，工場に持ち込んで再コーティングをするのでは，定期点検期間に多大なインパクトを与えてしまう。このため，ロータから圧縮機翼を抜かずに，発電所内にて静翼環も含めて再コーティングを実施する“オンサイト・コーティング”の適用を，工場設備が近くに無い海外プラントなどで開始している。

圧縮機翼の交換やオンサイト・コーティングにより，圧縮機性能が回復した際に，吸気フィルターとして高性能のHEPAフィルター（High Efficiency Particulate Air Filter）を適用することで，回復した圧縮機性能の低下を最小化できる。

粒径が0.3μmの粒子に対し99.97％以上の粒子捕集率を持つフィルターをHEPAフィルターと呼ぶが，HEPAフィルターは，効率が良い代りに寿命が短くなる傾向に有るため，取替え頻度を減らすべく，通常は３段式フィルターの３段目として適用される。しかし，多くのプラントは２段式のフィルター構成であり，３段式フィルターへの改造は，フィルターハウスの改造を伴う非常に大掛かりなものとなってしまう。よって，従来の２段式フィルターのプラントへの適用が可能な２段式複合HEPAフィルターを開発し，大規模なフィルターハウスの改造無くHEPAフィルターの適用が可能となった（図７，図８）。

図７　三菱複合HEPAフィルター

図８　２段式HEPAフィルター



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

また，制御装置更新も，プラント高経年化対策の一つとして上げられる。制御装置を構成するパーツの寿命は有限であり，且つ，制御装置はWINDOWSなどのOSのバージョンが上がることにより過去のバージョンの制御装置基盤を供給出来なくなってしまうことや，Windows自体のサポートが終わってしまうことでセキュリティのアップデートが出来ないといった問題もあり，最低でも15年程度のスパンでの制御装置更新が必要になる。

### 2.2　性能向上・運用性改善など追加アップグレードの重要性

ガスタービン発電所にとって，高経年化した機器を換装するなどして，機器の健全性を確保することは重要だが，高経年化対策をした後にプラントを更に運用していく為には，プラントの性能向上や運用性の改善も合わせて実施していくことが重要である。

冒頭で述べたようにガスタービンの高出力・高効率化は日進月歩で進んでおり，せっかくプラントの寿命延長を図っても，他の最新プラントと大きな性能差がある場合には運用機会が減ってしまうといった可能性も考えられる。このため，プラント高経年化対策工事を実施する際に，ガスタービンの経年的な劣化を回復し，性能・運用性を上げるためのアップグレード改造を同時に加えることが，プラント寿命延長の意義と価値を更に高めることに繋がる。大型ガスタービンに対するアップグレードの実例を以下に紹介する。

#### 2.2.1　定期点検インターバルの延長

D形，F形，G形と全ての機種に対して，最新技術を導入した最新仕様の高温部品を投入することによる点検インターバル延長のアップグレードがある。一例として，ここでは，F形の燃焼器を取上げるが，図９に示すように燃焼器内筒を従来のプレートフィン構造から，冷却を強化したMTフィン構造に変え，同時に，燃焼器尾筒を全面に冷却穴を配置した冷却強化型へとアップグレードすることで，点検インターバルを従来の1.5倍に延長することが可能となった。インターバル延長により，ガスタービンの定期点検回数が減少し，プラントのアベイラビリティ向上に寄与できる。

尚，MTフィン構造はF形燃焼器尾筒の冷却に開発され，長期の運用実績がある構造である。

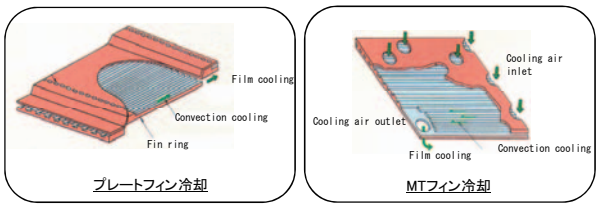



図９　プレートフィンとMTフィン冷却

#### 2.2.2　最新型高温部品適用による出力・効率改善

2010年から2011年に掛けて，海外プラントのM701F形への性能向上を実施した。本ユニットは初期のF形であり，最新技術を適用した最新F形用高温部品（表３）を投入し，冷却空気を適正なバランスで供給するための改造をロータのディスク等に施工することで，タービン入口温度の上昇が可能となり，コンバインドサイクルにて出力約４％，効率約１％の性能向上を達成した。

表３　M701F形向け　性能向上　交換部品リスト例

| 部品 | 仕様変更点 |
|---|---|
| 燃焼器内筒 | 冷却強化 |
| 燃焼器尾筒 | 冷却，強度強化 |
| タービン１段動翼 | 材料変更，冷却強化 |
| タービン２段動翼 | 強度強化 |
| タービン１段静翼 | 冷却強化 |
| タービン２段静翼 | 材料変更 |
| タービン１段分割環 | 材料変更 |

またG形に対しても，1600℃級の冷却設計技術を適用することで，使用する冷却空気を絞りつつ，部品の耐久性は従来部品よりさらに向上させた設計が可能となっている。冷却空気の使用量削減は，タービン部を通過する燃焼ガス流量を増やすこととなるため，タービンでの仕事量が多くなり，出力・効率の増加に繋がる。2010年に，海外のM501G形へこの最新技術を使った最新仕様の高温部品を適用し，タービン入口温度を変えることなく，ガスタービン単体で約５％の出力上昇を達成した。

#### 2.2.3　吸気冷却システムの追加

最後の事例は冷却空気システムであるが，ガスタービンは吸気流量が多くなればタービン部を通過する流量が増えて出力が増加するため，吸気に冷却システムを設置し吸気温度を下げることで，プラント出力の増加が図れる。湿度の増加も出力上昇に寄与する。

吸気冷却システムには，FOGシステム，Evaporative cooler，チラーシステムなど数種類あるものの，チラーシステムは，強制的に吸気の温度を下げられるため，他の吸気冷却システムに比べて，大きな出力増加を得られるというメリットがある（図10）。

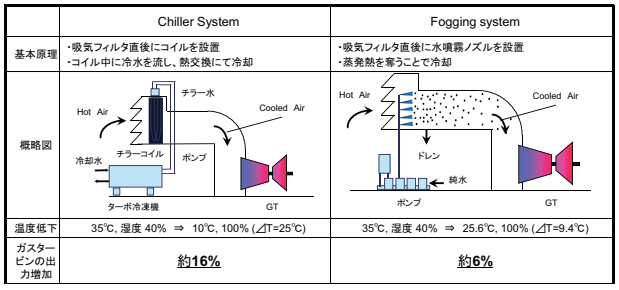



図10　チラーシステムとFOGシステム



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

このため，三菱重工で設計・製造している大型のターボ冷凍機を使ったチラーシステムを開発し，2012年に高大気温度の海外M701Fプラントに納入した。ターボ冷凍機の動力分を差し引いても，大気温度を10～15℃程度にまで下げることで，コンバインドプラント出力で，約10％の出力増加を達成した。

## 3．メンテナンス支援システム

これまで，予防保全のためのメンテナンスと，更なる長期運用を見込んだアップグレードを紹介してきたが，長期間に渡りガスタービンを今まで以上に高い信頼性で運用していくために，ユーザーを支援する仕組みも欠かせない。ここでは三菱重工で実施している取組みをいくつか紹介する。

### 3.1　ガスタービン広報

ユーザーへ必要な情報を的確に且つ迅速に伝えるために，GAS TURBINE TECHNICALL BULLETIN WEBSITEを開設し，三菱重工のガスタービンユーザーに対してタイムリーな情報発信を実施している。全世界のD形以上の大型機種ユーザーに対して共通な情報を同時に届けるというコンセプトに基づき，英語にて以下４つの情報を発信しており，現状のユーザーは約500名，公開している資料数は，約250件にのぼっている。

1）GTB：Gas Turbine Bulletin - プラントの信頼性を向上するために必要な部品や，ガスタービンの改造に関する情報公開。
2）AGTMI：Additional Gas Turbine Maintenance Instruction - 運用・メンテナンスに関する注意事項の連絡や運転マニュアルのアップデート。
3）IR：Incident Report – 万一不具合が発生した場合に他のユーザーへ即座に連絡することで，同様の不具合を未然に防ぐための注意喚起のしくみ。
4）GTU：Gas Turbine Upgrade - プラントの運用改善や，性能向上に関わるアップグレードアイテムの紹介。

### 3.2　REMOTE MONITORING SERVICE（遠隔監視）

プラントの信頼性を高く保つためには，異常の前兆を異常になる前に検知し，予防保全を実施していくことが最善策である。このために，1999年に高砂製作所に，続いて2001年には米国フロリダ州の米国拠点であるMPSA（Mitsubishi Power Systems Americas, Inc.）のオーランドサービスセンターに，遠隔監視センターを設立した（図11）。

電話回線や，専用のインターネット回線を使って，プラントのセキュリティを高く保ちながら，１ユニットあたり約2,000点のデータを取り込んでいる。

以下にガスタービンの代表的な監視項目を示す。

・回転数，発電機出力
・制御信号（CSO: Control Signal output）
・燃料温度/流量，燃料制御弁開度
・空気圧縮機入口/出口温度，圧力
・ブレードパス温度，排ガス温度
・窒素酸化物濃度　（NOx）
・燃焼振動　（燃焼圧力変動）
・軸受振動/メタル温度
・ロータ冷却空気温度，ディスクキャビティ温度

これら運転状態を示すパラメータデータと共に，各種アラーム信号や，弁の開閉などのイベント信号も取り込み，異常の早期検知を目的とした異常診断システムを駆使しながら，専門家が世界中のプラント稼働状況をリアルタイムで常時監視し，蓄積されたノウハウを元に，ユーザーへアドバイスを行っている。

当社の開発した異常診断システムは，MT法（マハラノビス・タグチ法）と呼ばれるパターン認識技術を適用することで，正常パターンからのわずかな逸脱，すなわち異常の“小さな兆候”の検知を可能にしている。MT法では多変量データをもとに正常な集団を単位空間と定義し，対象データの単位空間からの距離（マハラノビス距離）を求めて異常を判定する。これにより，マハラノビス距離という一つの指標のみによってガスタービンの運転状態を総合的に診断することが可能となる。

遠隔監視センターでは，24時間のアンサーサービスも合わせて提供しており，現在は，両方の拠点を合わせて約100台，合計20,000MW以上のプラントの監視を実施している。

図11　Remote　Monitoring　Center

### 3.3　設備診断・予兆発見

長期運用後の実機が示す機器の異常の予兆を発見し，必要な対策を構築していくための，設備診断・予兆発見プログラムも進歩し続けている。

これはエンジニアが現地に赴き，定期点検に立ち会うことで機器の詳細な点検を実施し，確認された結果をも



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

とに，OEMとしての推奨案を検討し，機器の状態に関する詳細な報告と，推奨案を一緒にしてレポートするというものである。特に，同型機種の中で一番運転時間が長い，もしくは起動回数が多いユニットをフリートリーダーと定め，定期点検にガスタービン設計者も含めたエンジニアを派遣し，機器の状態を確認して実機が問題なく設計どおりに動作しているかどうか，今後の長期的な運用において問題になる箇所が無いかを確認している。

これらの活動にて発見された要改善点は，実際に異常になる前に消し込まれるべく対策を立案し，次の点検時の改良提案としてユーザーに推奨され，機器の信頼性を高めている。

定期点検に関わる最近の取組みとしては，ITを駆使した設備診断の高度化が挙げられる。エンジニアの技量に寄らずに，誰でも同じ結果を効率良くユーザーへ届ける為に，図12に示すタブレットPCを活用したシステムを開発し，現在，その有効性の検証中である。今後は斯様なITを活用したシステムにより定期点検の短縮に寄与し，プラントのアベイラビリティの更なる向上が図れることが期待される。

図12　ITを活用した設備診断用システム

### 3.4　信頼性評価結果

以上に述べた取組みにより，三菱重工のガスタービンは高い信頼性を達成してきた。これらは，高砂製作所内にある実証発電プラントをはじめとする実部品検証の賜物であり，他社ガスタービンとの比較でも，その信頼性の高さは実証済みである（図13）。

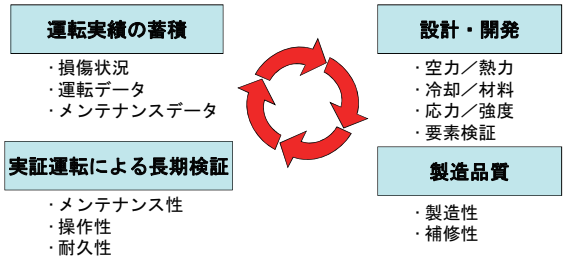



図13　高い信頼性を確保するためのプロセス

図14に示すF形の例ではReliability（年間を通じたガスタービンの信頼性）が，他社を含めたF形ガスタービンの平均より非常に高く，Forced Outage Factor（強制停止率）や，Unscheduled Maintenance　Factor（計画外停止率）も他社に比べて格段に低い結果となっている。

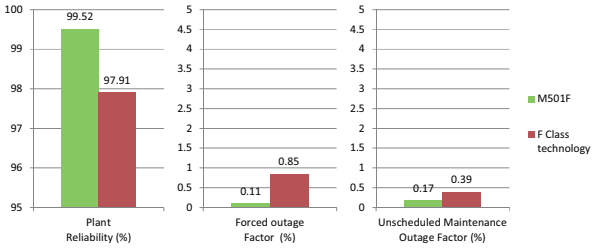



図14　三菱重工　F形ガスタービンの信頼性データ
＊出典: ORAP®; All rights reserved: SPS®

## まとめ

いかなる発電システムも，時間が経つにつれ高経年化による劣化は進む。ガスタービン発電設備を出来るだけ長く，安全に運用していく為には，日々のメンテナンスを含む定期的な保守において予防保全活動を実施し，且つ，長期運用による劣化度合いを確認しながら，更なる運用に向けて，アップグレード適用といったプロアクティブな長期計画を立案・実行していくことが必要になる。

更に，メンテナンスを支援する仕組みを，これら活動の中で上手く活用しつつ，プラントの信頼性を高めることが非常に重要である。

## 参考文献

(1)　羽田哲ほか，世界初の1600℃級　M501Jガスタービンの実証発電設備における検証試験結果，三菱重工技報，Vol.49，No. 1（2012）
(2)　森村弘一ほか，お客様に安心頂けるサービス技術，三菱重工技報，Vol.48，No. 1（2011）
(3)　塚越敬三ほか，　高効率ガスタービンの運転実績と今後の開発動向，三菱重工技報，Vol.44，No. 4（2007）



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

論説◆解説

特集：ガスタービン発電設備の経年化対策（点検・補修・改善技術）

# ガスタービン排気設備機器の改善更新

北山　和弘*1
KITAYAMA Kazuhiro

キーワード：ガスタービン，排気設備，改善技術

## 1．はじめに

ガスタービン（GT）を用いた発電設備は，GTで必要とされる清浄な空気を空気圧縮機へ導くための吸気設備およびGTの排気ガスを排熱回収ボイラ（HRB）あるいは煙突等まで導くための排気設備が設置される（図1）。

吸気設備は，大気中のゴミや砂の粒子等の異物が屋外から空気圧縮機へ侵入するのを防止するための吸気フィルタ，その清浄な空気を空気圧縮機へ導く吸気ダクトおよび吸気プレナムで構成されており，吸気ダクト内には吸気サイレンサやトラッシュスクリーン等が設置される。

排気設備は，ガスタービン出口の排気ディフューザ，排気ディフューザとHRB入口を結ぶ排気システムダクト，排気ダクトで構成されており，ディフューザ，各ダクト間には，熱伸び等を吸収するための伸縮継手が設置される。

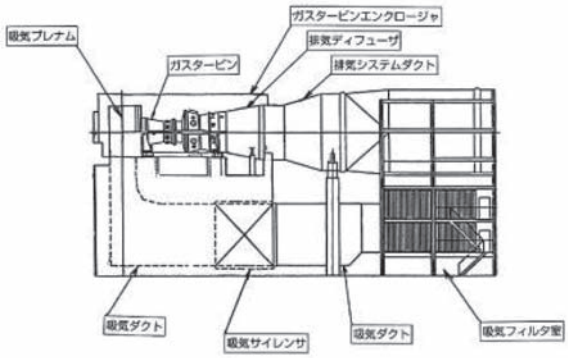



図1　GT吸排気設備の構成例

これらの吸排気設備の機器は，通常，GT燃焼器点検や本格点検の停止タイミングにて外観目視検査を主とする点検を行い，損傷内容に応じた修理を施し継続運転に供されるが，吸気設備機器においては主に腐食進行に伴う経年的な材料劣化，排気設備機器においては主に高温環境下における経年的な材料劣化により，修理後運転の比較的短時間で，き裂等の損傷が再発，拡大するケースが確認されており，プラント安定運用への影響や保守費用の増加が懸念される。

原稿受付　2013年6月7日
＊1　㈱東芝　京浜事業所　原動機部　ガスタービン設計担当
〒230-0045　横浜市鶴見区末広町2－4

東芝はこのようなリスクを最小化するため，補修や改善技術の検討および実機適用に取り組んでいる。ここでは主に排気設備機器での取り組み状況について述べる。

## 2．排気設備機器

ガスタービンの排気設備を構成する排気ディフューザ，排気ダクト等の機器は，負荷運転中の通路面は高温の排ガスに晒されており，また起動・停止時により熱疲労の繰り返しを受けるため，経年的な運用に伴う材料劣化やき裂損傷が多い部品である。特に近年ガスタービンの高温化・大容量化に伴い，これらの機器に対する使用温度の上昇，構造の大型化が求められており，使用環境はさらに厳しくなっている。

排気設備機器に発生したき裂は通常溶接補修を行い，継続運転に供するが，経年運用や溶接補修の繰り返しによる材料劣化が進行し，修理後短時間の運転で，き裂が再発，拡大する傾向が確認されている。さらには，それらのき裂が大きく進展・開口し，き裂開口部からの過剰な排ガスリークが発生した場合，次回定期点検を待たずにGTの停止・補修の実施が余儀なくされる。

### 2.1　FA型排気ディフューザの損傷と改善対策

#### 2.1.1　損傷事象

約10年間運転した1,300℃級GT（FA型）の排気ディフューザ（材質：オーステナイト系ステンレス鋼SUS347）に発生したき裂損傷状況を図2に示す。

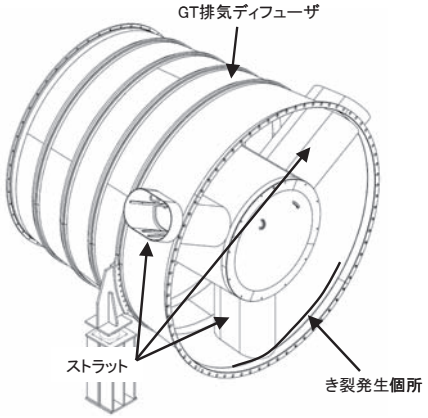



図2　排気ディフューザ損傷状況



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

本排気ディフューザにおいては，下流側フランジ近傍には，外筒と内筒を接続するストラット部を中心に，多数の周方向貫通き裂が発生しており，き裂総長は全周の半分以上に亘っていたものである。

### 2.1.2　損傷の推定原因

排気ディフューザと排気システムダクトのフランジ間には，ガスタービン，排気ディフューザおよび排気システムダクトの熱伸び等を吸収するため伸縮継手が設置されるが，従来プラントにおいては図３(a)に示すようなベローズを使用した伸縮継手が適用されている。

ベローズ構造の伸縮継手の場合，ベローズ取付フランジ部の温度をテフロンで製作されたベローズ耐熱温度（約250℃）以下に抑える必要があるため，内径側の排ガス通路部側から外径側のベローズ取付フランジまで数層の断熱材を取り付けて排ガスからの熱伝達を抑える必要があり，伸縮継手フランジ部の内径側と外径側はGT定格時において数百℃の温度勾配が発生する。そのため，伸縮継手フランジが取り付けられた排気ディフューザ下流側フランジ部近傍の熱伸びは拘束され，本体外面に

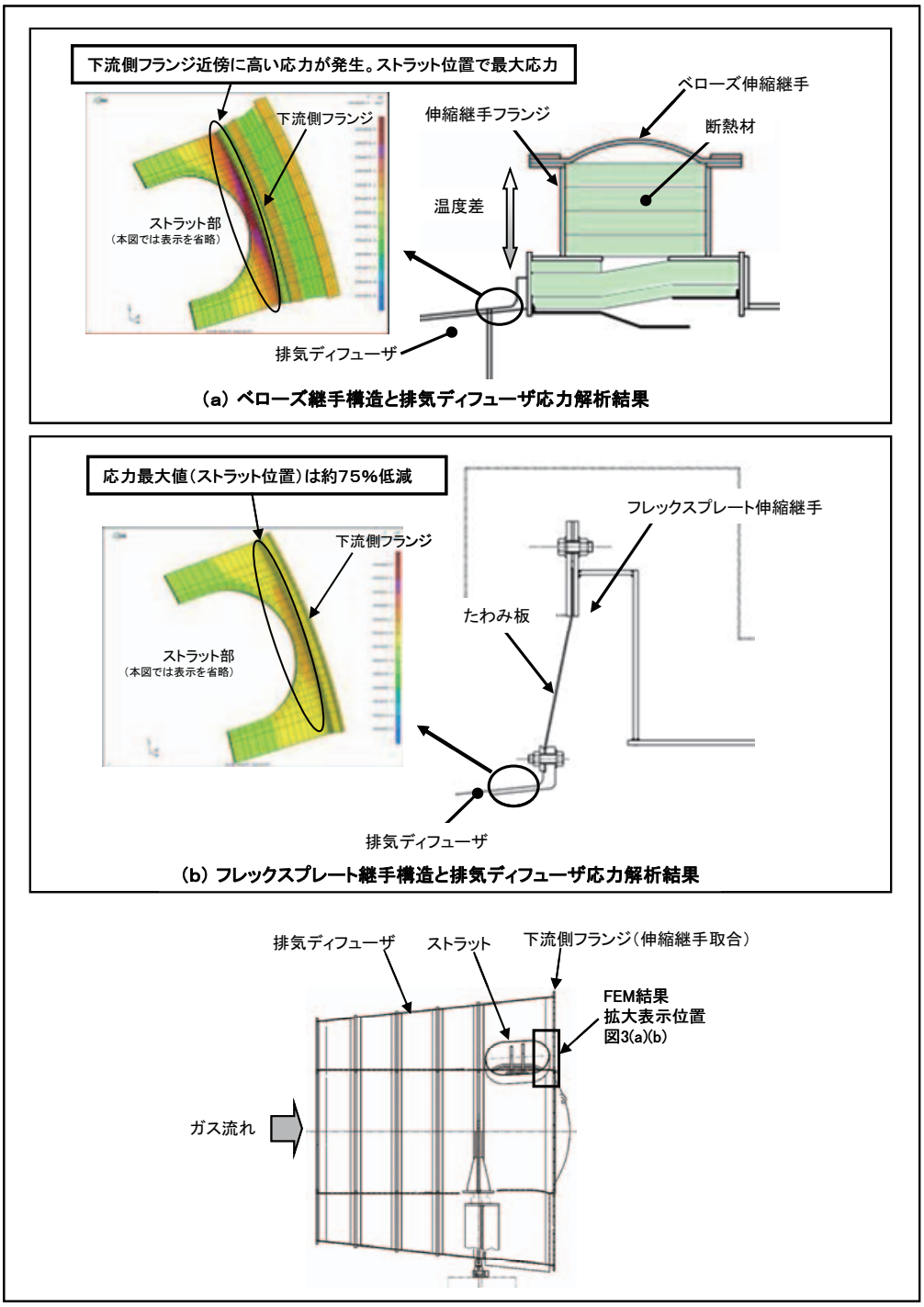



図３　伸縮継手構造と排気ディフューザ応力解析結果



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

は比較的高い引張応力が発生することがFEM解析結果から確認された。図３(a)のFEM応力分布図に示す様に，ストラット位置の下流側フランジ近傍は，ストラットによる拘束も加わり，応力は最大となる。

また，き裂損傷部の組織観察結果，粒界には連結したボイドや連結に近い状態のボイドが多数発生しており，材料劣化が著しい状態にあることが確認された（図４）。

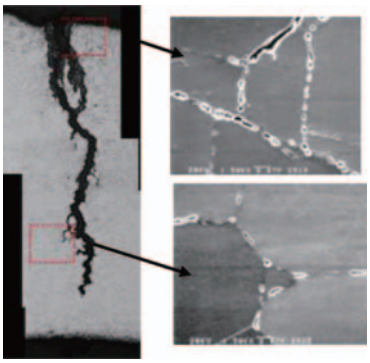


図４　き裂部断面の組織観察写真

経年的な材料劣化に加えて，熱伸びの拘束による比較的高い応力の重畳により，2.1.1項に示すようなき裂まで進展したものと推定される。

### 2.1.3　改善対策

2.1.2項のように材料の劣化が顕著に進行した状態においては，溶接補修を実施した場合，劣化した周辺基材に微細なクラックが発生・進展する可能性が高く，また大きく開口したき裂部を補修する際には，溶接による歪みが大きくなるため，溶接部周辺の残留応力が大きくなる可能性が考えられる。この場合，修理後比較的短時間でき裂が再発，進展することが懸念されるため，今後の安定運用，保守費用の低減等を考慮して，排気ディフューザの新製更新を実施した。また，この更新と合せて，排気ディフューザの熱伸び拘束を緩和し運転時に生じる応力を低減するため，伸縮継手構造の改善検討を行い，従来のベローズ構造からフレックスプレート構造（図５）への改造を実施した。

フレックスプレート構造の伸縮継手は，扇形状の薄いプレートの分割面をずらして数層重ね合わせて配置したもので，軸方向の熱伸び・移動量はプレートのたわみで，径方向の熱伸び・移動量はプレートの差込量で吸収することが出来る。排気ディフューザ下流フランジ部の熱伸び拘束は緩和されるため，FEM解析結果，従来のベローズ構造と比較して，ストラット位置の下流側フランジ近傍で発生する最大応力は約75%低減される（図３(b)）。

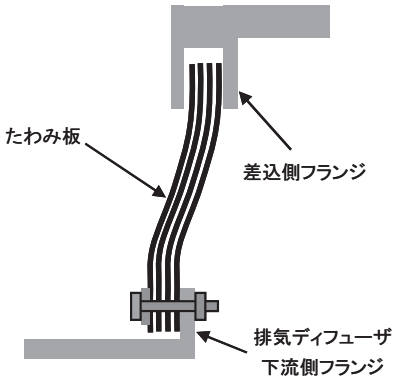



図５　フレックスプレート継手構造

## 2.2　E型排気ディフューザの損傷と改善対策

### 2.2.1　損傷事象

約15年間運転した1,100℃級GT（E型）の排気ディフューザ（材質：オーステナイト系ステンレス鋼SUS304L）に発生したき裂損傷状況を図６に示す。

E型排気ディフューザは排ガス流れを半径方向に変え，排気プレナムを介して横方向へ導くため，コーナーベーンが取り付けられているが，本排気ディフューザにおいては，コーナーベーンの付根付近の大きなき裂が数箇所発生し，ベーン板自体が飛散に至ったものもあった。

またGT５軸分について，総起動停止回数（回）で整理したき裂箇所数のグラフを図７に示すが，き裂箇所は起動停止回数の増加と共に増加傾向にあり，継続運用した場合，保守費用の増加や溶接補修自体が困難になることが懸念された。

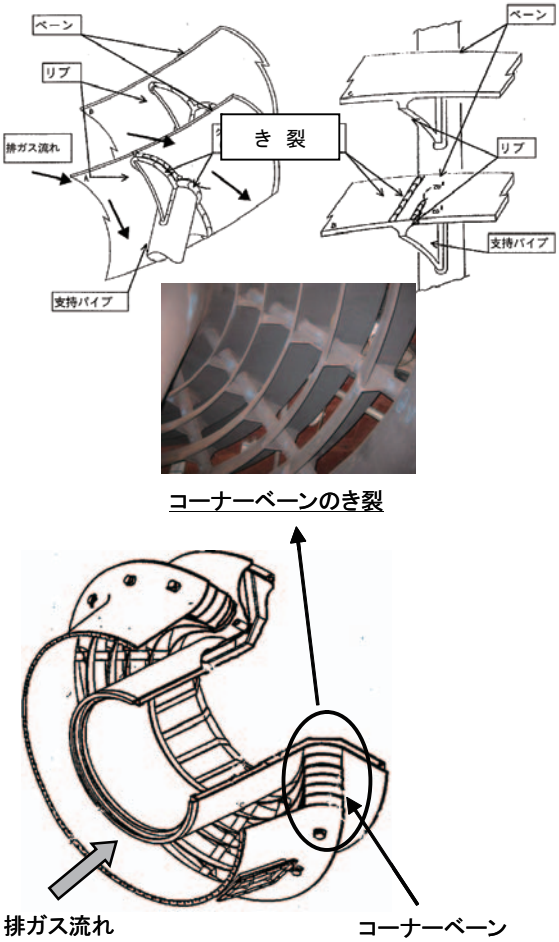



図６　E型排気ディフューザのき裂損傷状況



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

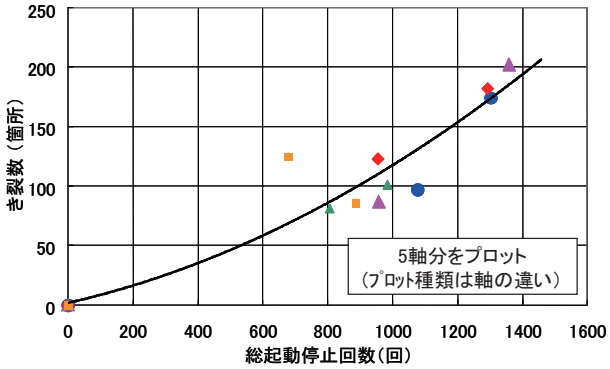



図７　総起動停止回数とき裂総数

### 2.2.2　損傷の推定原因

き裂損傷部の組織観察結果，粒界にはCr炭化物が析出し溝状組織となっており（図８），母材全体の劣化から組織粒界が鋭敏化してき裂進展性が増大したものと推定された。溶接補修を繰り返し実施していることによる溶接残留応力や，経年的な構造自体の変形による応力もき裂発生を増加させた要因と推定される。

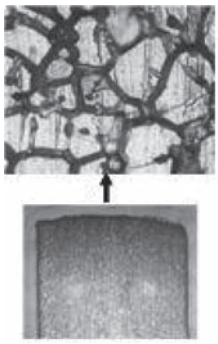


図８　き裂部断面の組織観察写真

### 2.2.3　改善対策

排気ディフューザの新製更新に際しては，き裂発生を緩和し運用信頼性を向上すること，および今後の溶接補修等の保守費用を低減することを目的に，従来材SUS304Lステンレス鋼から，1,300℃級GTの排気ディフューザでも適用実績のある高温強度が高いSUS347ステンレス鋼への変更を行っている。これにより全ひずみ範囲から推定される疲労寿命（繰り返し回数）は，従来材と比較して約1.5倍の延伸効果が期待できる。

また従来機で，き裂が多く確認された部位を中心に，溶接開先変更による溶接強度強化や，構造変更による応力緩和等の設計改善を実施した。

## 3．改善修理の実績

東芝における主な排気設備機器の改善修理実績は以下の通りであり，前述した1,300℃級GT（FA型），1,100℃級GT（E型）の排気ディフューザ改善更新以外に，1,100℃級GT（E型）の排気プレナム新製更新の実績がある。

**排気設備機器の更新実績**

◎1300℃級GT（FA型）
- 排気ディフューザ新製更新
  ･･･　台数：1台，時期：2012年
- フレックスプレート伸縮継手更新
  ･･･　台数：7台，時期：2011～2012年

◎1100℃級GT（E型）
- 排気ディフューザ新製更新
  ･･･ 台数：12台，時期：2001～2008年
- 排気プレナム新製更新
  ･･･ 台数：7台，時期：2006～2009年

1,100℃級GT（E型）排気プレナム（材質：炭素鋼，内部断熱構造）に関しては，従来機において図９に示すような変形やき裂損傷が確認されており，定期点検時のき裂部の溶接補修時間や変形修正・組立作業時間の増加要因となっていた。さらにはき裂部からの排ガスリークによる安定運用への阻害が懸念されていた。

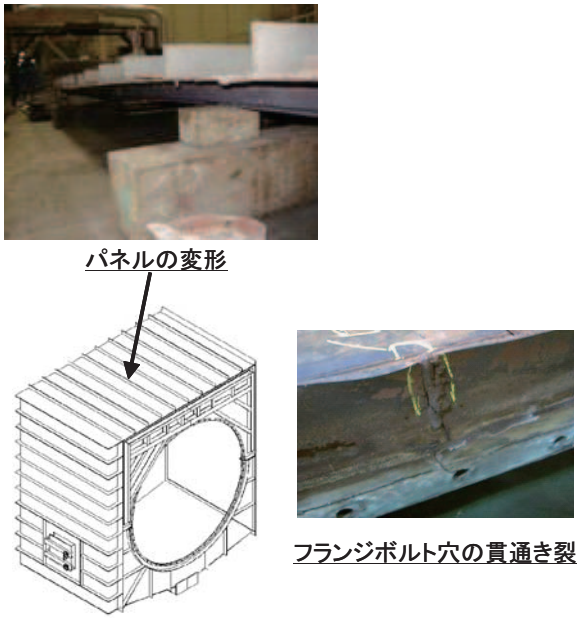



図９　排気プレナム損傷状況

そのため，改善構造として，図10に示すような補強材の位置変更・追加改善や断熱材の取付強化を行い，かつ分解・組立性を考慮した構造変更を行い，運用信頼性の向上および保守費用低減を図ったものである。



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

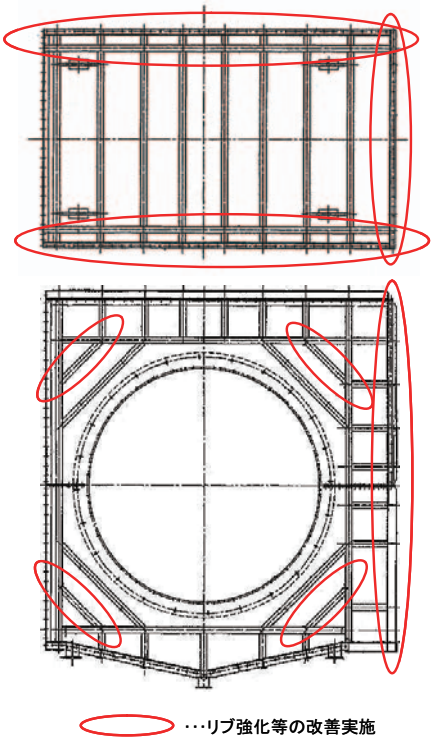



図10　排気プレナム改善設計例

## 4．おわりに

ガスタービン発電設備の高経年化対策として排気設備機器における改善更新の取り組みについて紹介したが，これらの改善技術は，発電設備の運用信頼性を向上し，保守費用の低減をできることから，今後もガスタービンユニット，吸気設備，排気設備およびその他周辺機器について市場要求に沿った開発・改善を進めていく。



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

特集：ガスタービン発電設備の経年化対策（点検・補修・改善技術）

# ガスタービンの保守管理とリプレース技術

市川　国弘[*1]　ICHIKAWA Kunihiro
黒木　英俊[*1]　KUROKI Hidetoshi

キーワード：ガスタービン，予防保全，寿命評価，リプレース，TBC，EBSP
Gas Turbine，Preventive Maintenance，Remaining Life Assessment，Replace

## 1．はじめに

電力の供給の信頼性と経済性を両立させるため，コンバインド発電設備の主機であるガスタービンには高効率化が要求され，タービン入口ガス温度は年々急速に上昇してきている。これに伴い高温部品である燃焼器や動静翼の負荷条件は益々苛酷になっている。

したがって，ガスタービンを高い信頼性で運転するためには，これらの高温部材の損傷を的確に把握して設備の保全管理をする必要がある。

ここでは，まずガスタービンの信頼性向上と長寿命化の観点から，高温部品の保守管理，余寿命診断技術，補修・長寿命化技術について述べ，次に既設設備を最大限活用してH-80タービンのリプレースを行った実績から柔軟な市場ニーズに応える取り組みを紹介する。

## 2．高温部品の保守管理

ガスタービン設備の保守管理の特徴をFig. 1 に示し，保守管理の範囲をFig. 2 に示す。以下，高温部品の保守管理について述べる。

| | 蒸気タービン | ガスタービン |
|---|---|---|
| 主要部品の寿命 | 15～20年 | 5～10年（短寿命） |
| 主要材料 | 低合金鋼 | 超合金 |
| 使用条件 | 多くても<br>毎日起動停止 | 頻繁な起動停止<br>や負荷変動 |
| 点検間隔 | 4　年 | 1～3　年 |
| 補修後状態 | 完全補修 | 欠陥許容 |
| 部品交換 | 稀 | 頻繁 |

・従来の発電設備にはなかった保守管理方法適用
・機器の高効率化、長寿命化の為の頻繁な部品改良に即した保守管理

Fig. 1　ガスタービン保守管理の特徴

### 2.1　高温部品の損傷形態

ガスタービン高温部品の経年劣化とその内容をFig. 3

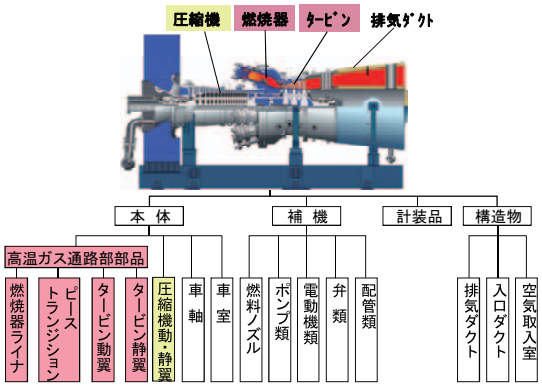



Fig. 2　ガスタービン設備の保守管理範囲

に示す。高温部品は，その使用環境により高温高圧下での酸化・腐食損傷，クリープ損傷，起動停止の低サイクル疲労損傷，振動による高サイクル疲労損傷等，様々な経年劣化の様相を示す。

これらは，定期検査にて状況を把握し，所定の判定基準に従って評価し，ガスタービンの運用に支障をきたさないように部品の取替え・補修等の適切な予防保全措置を講じている。また，点検データ蓄積による損傷傾向監視は，事象の原因やメカニズム解明の一助となり，部品寿命推定や耐力向上策の指針として重要な役割を果す。

### 2.2　高温部品の寿命管理

高温部品の寿命や点検・補修間隔は，運転時間と起動

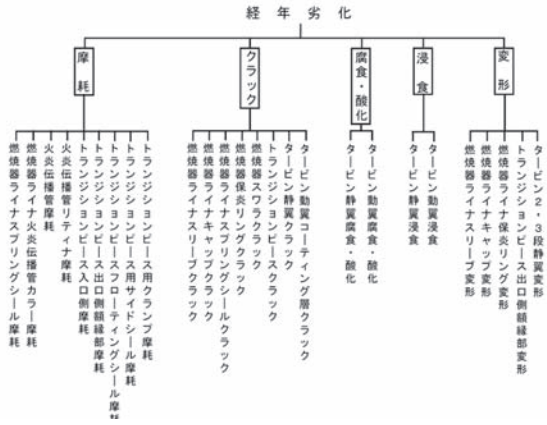



Fig. 3　ガスタービン高温部品の損傷形態

原稿受付　2013年 6 月18日
＊1　㈱日立製作所 日立事業所
〒317-8511　日立市幸町 3 - 1 - 1



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

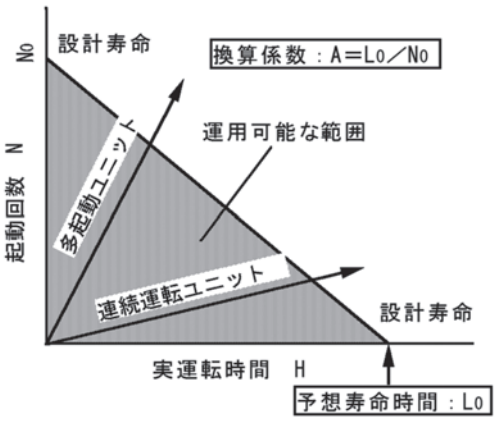



Fig. 4　高温部品寿命管理の概念

回数の両方を加味する必要があり，大きく二つの管理手法が適用されている。一つは，運転時間と起動回数の両方に制限値を設けて個々に管理する手法，もう一つは起動回数による寿命消費を運転時間に換算し，全て運転時間ベースで管理する手法である。後者は，等価運転時間と呼ばれる管理手法であり，その概要をFig. 4 に示す。等価運転時間は，式(1)により算出する。

$$L = H + A \times [N + \Sigma (B \times S)] \qquad \cdot\cdot\cdot(1)$$

L ：等価運転時間
H ：実運転時間
N ：起動回数
S ：負荷変化回数
A ：起動1回当たりの寿命消費換算係数
B ：負荷変化回数(ランバック，トリップ)に対する起動換算係数

等価運転時間Lが，所定の寿命時間に到達した時点で当該部品は消耗したことになる。高温部品の損傷は，各プラントの運転条件・環境条件の影響を受けるため，実機の損傷実績を踏まえて，実態に即した管理値に近づけて見直しを行う。

### 2.3　高温部品の運用計画

高温部品は，寿命の途中で損傷部位を補修しながら運用する部品であるが，専門工場における特殊な補修を要

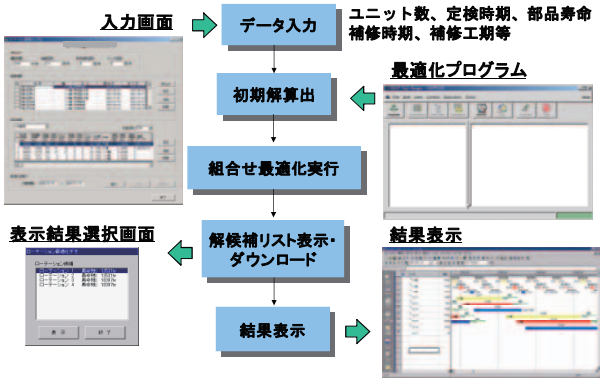



Fig. 5　高温部品のローテーションシステム構成

することから，定期検査の期間内では完了させることは難しい。したがって，定期点検で補修や寿命交換が生じる部品を事前に準備し，取外した部品は補修を施して他軸に組込む必要がある。これらの運用計画を一般に，部品ローテーションと称しており，プラントの軸数，定期検査時期，部品寿命，補修時期，補修工期等を鑑みて最適なローテーションの策定が短時間で行える部品ローテーションシステムを構築している（Fig. 5 ）。

## 3．余寿命診断技術

### 3.1　余寿命診断の概念

高温部品の構成材料は高価であり，また，構造上は複雑な冷却構造が採用されている部品が多い。このため，高温部品の価格は決して安価ではなく，使用環境の苛酷さから交換頻度も高い。このため，余寿命診断は一般に部品の延命化を目的に行われる。余寿命診断の手法はFig. 6 中に示すように(1)～(4)の 4 つに分類される。高温部品の余寿命は，これらの診断結果と部品の特徴を踏まえて，総合的に評価する必要がある。

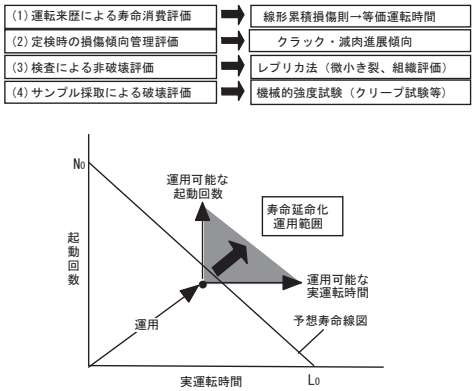



Fig. 6　余寿命診断の概念

以下，各部品の余寿命診断技術の一例について紹介する。

### 3.2　静翼のき裂成長予測

第 1 段静翼は燃焼器からの燃焼ガスに最初にさらされる部位であり，その主損傷は熱応力の起動停止時の繰り返し作用による熱疲労き裂の発生・進展である。静翼には大小複数のき裂が発生する特徴がある。起動停止回数と観察された最大き裂長さおよびき裂の密度の関係を定期検査から求めた結果をFig. 7 に示す。

破壊力学と応力分布の簡易評価により，実機で観察された最大き裂深さとき裂成長予測結果をFig. 8 に示す。予測結果は実機から得られたデータとよく一致しており，余寿命は表面の最大き裂長さから予測ができる。

### 3.3　動翼のコーティング劣化診断

動翼は一般的に母材のき裂は許容されていない。このため動翼では耐食コーティングのき裂発生抵抗評価が重



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

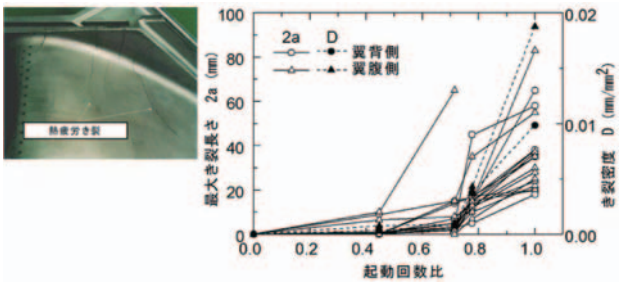



Fig. 7　静翼の熱疲労き裂（左）
起動回数と静翼におけるき裂長さ（右）

要である。き裂発生抵抗を評価する方法として，スモールパンチ（SP）法を用いている。SP法の概要をFig. 9に示す。SP法は，実翼から直接採取した10mm角で厚さ0.5mmの薄肉試験片を用い，硬球を中央に押し当ててその荷重－変位曲線から破壊エネルギを求める手法である。動翼コーティング層の厚さは200～300μmと薄いため，SP法が好適である。室温から高温までのSP試験を行い種々のコーティング材の延性脆性遷移温度（DBTT）を求めた。DBTTと室温でのSP破断延性との関係を求めた結果をFig.10に示す。室温でのSP試験結果を外挿することで長期使用されたコーティング材のDBTTが評価でき，動翼コーティングの劣化を診断できる。

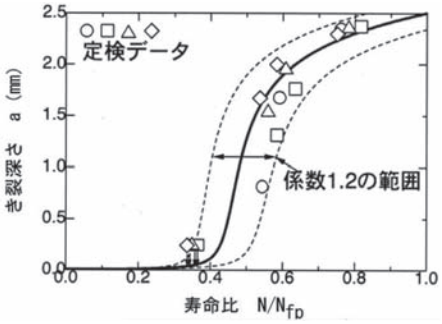



Fig. 8　静翼のき裂深さと寿命比の関係

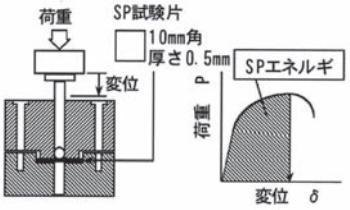



Fig. 9　SP試験の概要

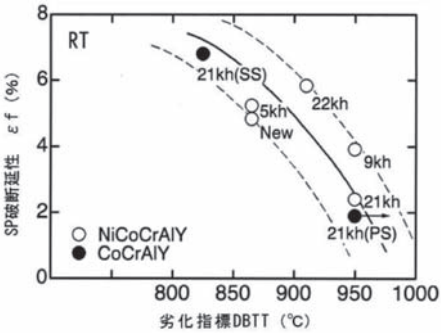



Fig.10　動翼コーティングのSP試験結果

### 3.4　燃焼器の材料劣化と熱疲労寿命評価

燃焼器材については，材料の組織変化を定量的に予測できる速度式を提案しており，これにより実機の温度分布推定，寿命評価を行っている。トランジションピース材N263のγ'相粒径変化とメタル温度の関係をFig.11に示す[1]。熱疲労については寿命初期に発生する数十μm程度の分布微小き裂の最大長さと寿命比の関係を求め，余寿命評価ができることを確認している。一例としてN263の最大き裂長さと寿命比の関係をFig.12に示す[2]。

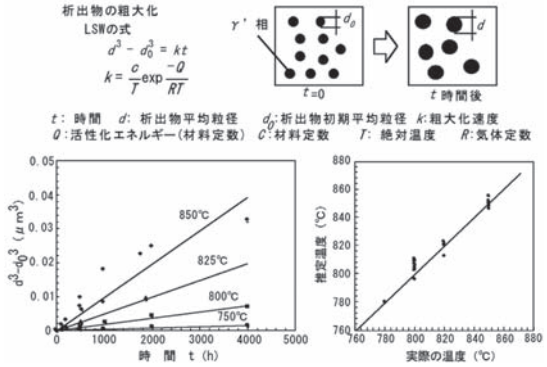



Fig.11　トランジションピース材N263のγ'相粒径変化による
メタル温度推定

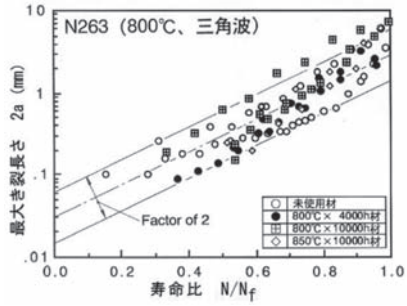



Fig.12　N263の最大き裂長さと寿命比の関係

### 3.5　TBCはく離損傷評価

熱伝導率の低いセラミック皮膜を動翼表面に施工することで，温度を低減するTBCの適用が主流となりつつある。実機環境を模擬した変動温度条件下でのTBC剥離試験を行った[3]。剥離寿命はセラミック層厚さ0.9mmが最も短く，0.3mmと0.6mmはほぼ同様の挙動を示すた

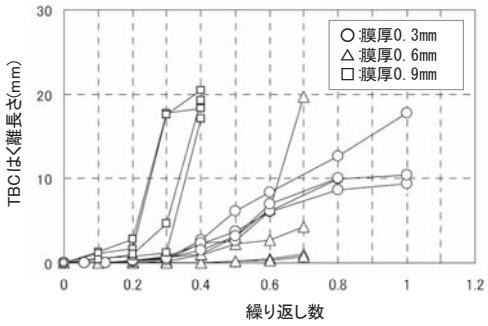



Fig.13　TBCの膜厚によるはく離進展挙動



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

め，冷却向上の観点からは，より厚い0.6mmのセラミック層の適用により，遮熱性と信頼性を両立できるTBCの施工が期待できる。

### 3.6　EBSP法を用いた損傷評価

高精度な材料損傷評価方法として，近年EBSP法（Electron Back-Scattering diffraction Pattern：電子後方散乱図形）を用いた手法の研究開発が行われている[4]。EBSP法は電子線回折パターンを解析することによって，塑性変形した材料中の転位の蓄積を測定し，材料の変形を評価できる。

Fig.14-(a)には，模擬損傷材断面の結晶方位差関数を疑似カラーマップ表示した例を，Fig.14-(b)には，種々の温度，時間でクリープ試験を中断した試験片からEBSP分析で得られた，クリープひずみと方位差関数平均値との関係を示す。両者は，試験温度によらず良い相関を示しており，将来有望な評価法と考えられる。

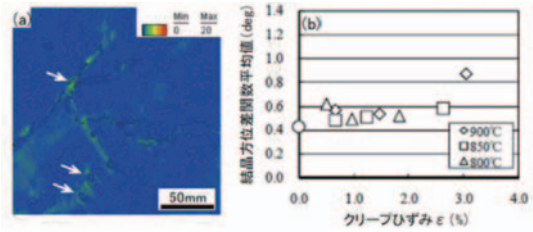



Fig.14　Ni基合金クリープ模擬損傷材のEBSP分析例
(a)結晶方位差関数マップ，(b)クリープひずみと結晶方位差関数平均値の関係

## 4．補修・長寿命化技術

高温部品の長寿命化は，余寿命診断等の損傷評価技術の高精度化（部品の限界使用），損傷部位の耐力向上（材質変更・表面改質・構造変更），補修再生技術の確立により実現される。ここでは，タービン動静翼の最新補修再生技術の一例について述べる。

### 4.1　動翼の補修再生技術

動翼は高温高圧の燃焼ガス中において，遠心力及び高熱応力負荷を受けることから，表面コーティングの劣化が小さく母材の損傷が進行する以前に旧コーティングを剥がし，新コーティングを再度施工する補修が必要となる。

再コーティングは減圧プラズマ溶射にて施工しており，Fig.15に動翼再コーティング補修の概要を，Fig.16に施工中の写真，Fig.17に施工前後の比較写真を示す。

近年は低電流溶接電源の開発により，遠心力の小さい翼先端部に限って溶接補修が可能になっている。

また，動翼材は高温下での長時間使用によりγ'相が粗大化してクリープ強度等が低下する。この組織・強度劣化を再生する手法として，再生熱処理とHIP（Hot Isostatic Pressing：熱間等方加圧）処理の２種類が提案されている。再生処理による組織回復メカニズムを模式的にFig.18に示す。

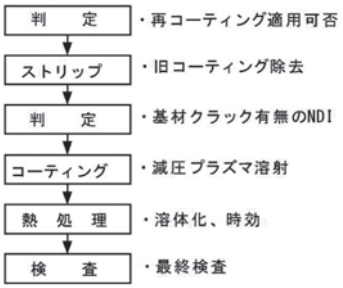



Fig.15　動翼再コーティング補修の概要

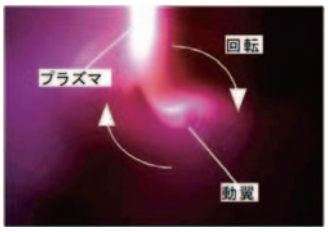



Fig.16　動翼再コーティング補修の施工写真

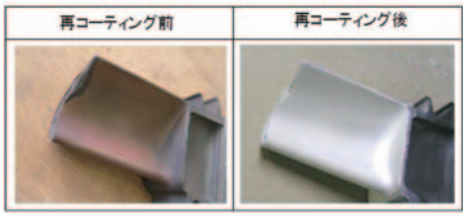



Fig.17　動翼再コーティングの前後比較写真

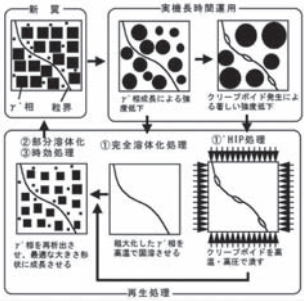



Fig.18　メカニズムの模式図

再生処理の有効性を検証するため，累計運転時間40,256時間，累計起動停止回数1,327回の使用履歴を有する実機使用翼に対して，再生処理を行った[5]。

再生処理後の翼に対し，スモールパンチ（SP）試験で翼表層の延性を，クリープ試験でクリープ損傷を測定し，Fig.19に示す結果より延性，クリープ寿命共に新翼同等に回復することが認められた。

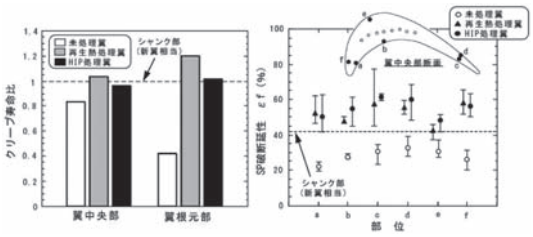



Fig.19　再生処理による組織回復結果（クリープ・SP試験）



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

今回，再生熱処理とHIP処理では，その回復効果に差異がほとんど認められなかったため，費用的に安価でHIP処理と同等の改善効果が得られる再生熱処理が有効であると考える。

### 4.2　静翼の拡散ろう付補修

静翼（特に第１段）は起動停止による熱応力の繰返し作用により熱疲労クラックが発生するため溶接補修を必要とするが，このような補修工数の増加と共に，溶接時の入熱が大きくなり，翼の変形が大きくなる。

これに対し，クラック除去の必要がなく，溶接による入熱もない拡散ろう付け補修はクラック表面を洗浄して，低融点材料を添加した母材とほぼ同成分のろう材をクラックに流し込み，熱処理で補修する方法である。現在，溶接補修との併用により翼の長寿命化を進めている。

## 5．タービンリプレースの概要

建設から約20年を経過した1100℃級ガスタービンを用いたコンバインドプラントでは，最新のプラントと比較し効率が低く，稼働率が低下している。既存の発電プラントの効率向上及び$CO_2$削減のニーズがある一方，ニーズに対応したガスタービンの機種がなかったことから，ニーズにマッチした中容量ガスタービンH-80を開発した。初号機は2009年１月より工場試験を開始し，６月までの期間で性能・設計検証を実施，計画設計に問題無い事を確認した後，九州電力㈱殿新大分発電所１号系列第４軸向けに納入され2010年１月に営業運転を開始した。その後，H-80ガスタービンは現在までに６台が営業運転中である。

## 6．H-80ガスタービンの開発

### 6.1　設計コンセプト

既設コンバインドプラントの性能向上をガスタービン設備のみで実現するということで以下の条件を考慮する必要があった。

⑴排熱回収ボイラ（HRSG），蒸気タービンを流用するため，排気温度と排気流量を既設と同じとする必要があること。

⑵工事を必要最小限とするため，既設のガスタービンの設置スペースに収まるサイズであること。

上記の条件を満たすガスタービンとして，以下のコンセプトにて新たなガスタービンの設計を行った。

⑴性能向上のため，燃焼温度を既設のガスタービンの1,100℃級から1,300℃級に上げると同時に，排気温度の上昇を既設と同等とするため，圧縮機の圧力比を12から17に高めた。

⑵圧縮機は既存の圧縮機をベースに比例拡大設計することとしたが，排気流量を合わせる必要があり，風量がマッチする回転数4,580rpmを採用した。

⑶発電機は系統周波数60Hz（3,600rpm）とする必要があるが，減速機を用いる方法では配置上成立しないため，タービンを高圧と低圧に分け，高圧側を圧縮機と同じ4,580rpm，低圧側を発電機と同じ3,600rpmとする２軸構成を採用した。

Fig.20に今回リプレースを行った範囲を示す。

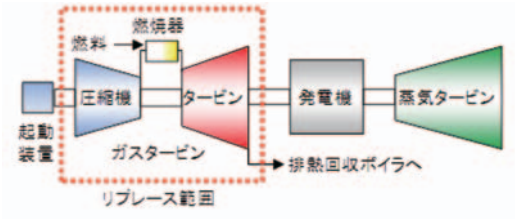



Fig.20　ガスタービンのリプレース範囲

### 6.2　基本仕様

今回開発したガスタービンの基本仕様をTable１に示す。全世界に120台以上の出荷実績のある30MW級H-25ガスタービンをベースに比例拡大にて設計された，ヘビーデューティー形としては世界最大容量の２軸型ガスタービンである。

圧縮機は圧力比17に対応した17段の軸流圧縮機で，低負荷域での可変速運転に対応している。燃焼器・タービンといった高温部品の設計はH-25ガスタービンの比例拡大を基本に類似構造を採用することで信頼性を確保すると同時に最新の技術を適用することにより性能の向上を図っている。

燃焼器は多缶式10缶で，H-25ガスタービン等で実績のある乾式低NOx燃焼器を採用し環境に配慮している。燃焼温度は1,300℃級である。

タービンは軸流式で２軸型４段（高圧側２段，低圧側２段）である。２軸型ガスタービン特有の問題として，負荷遮断時の低圧タービン側の速度上昇が比較的大きくなる点が挙げられるが，これは１軸型では同軸で回転する圧縮機が負荷遮断時にブレーキの役割を果たすために速度上昇が抑えられるのに対し，２軸型の低圧タービンでは圧縮機の軸と切り離されているために，速度上昇しやすい傾向にある。今回は，低圧タービンへの流入ガス量を低減するために圧縮機の吐出空気を系外に排出するラインを設けて負荷遮断後に急速に抽気を行うと同時に，燃料系統も急速に絞り込むといった制御を行うことで速度上昇量の抑制を図っている。

出力は100MW，ガスタービンの単体効率は38%（LHV）であり，ヘビーデューティ型のガスタービンとしては，同クラスでトップクラスの効率となっている。Fig.21にH-80ガスタービンの断面図と上半ケーシングを開放した写真を示す。また，ガスタービンのみのリプレースに対応して，ガスタービンのサイズを同等するほか，補機も流用できるよう配慮している。

### 6.3　工場試験設備

2009年１月より工場試験を開始し，性能・設計検証を



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

Table. 1　H-80ガスタービンの仕様

| 項目 | | 仕様 |
|---|---|---|
| 形式 | | ヘビーデューティー形２軸式 |
| 圧縮機 | | 軸流式 17 段 |
| 燃焼器 | | 多缶式 10 缶 |
| タービン | | 軸流式４段(高圧２段+低圧２段) |
| 出力 | MW | 100 |
| 効率 | %LHV | 38 |
| 定格回転数 | rpm | 4580 / 3600 |
| 圧力比 | - | 17 |
| 燃焼温度 | ℃級 | 1300 |
| 排気温度 | ℃ | 530 |

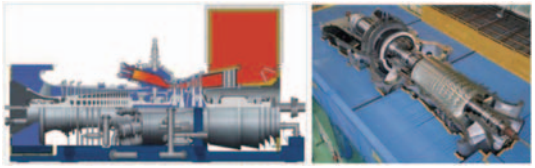


Fig.21　H-80ガスタービン（断面図・ケーシング開放）

行った。工場試験では駆動用負荷として軸流圧縮機と組み合わせることで全負荷までの試験を可能とした。通常の計器以外に数百点の特殊計測点を設け，運転状態を常時監視した。Fig.22に工場試験設備の構成を示す。

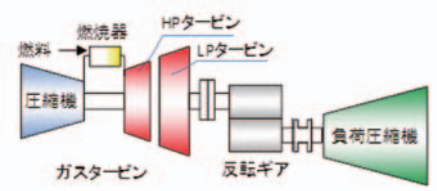



Fig.22　工場試験設備構成

### 6.4　工場試験結果

工場試験および現地試運転における試験検証項目をTable 2 に示す。

Table 2　工場試験及び現地試運転試験項目

| 検証項目 | | 工場試験 | 現地試運転 |
|---|---|---|---|
| 性能 | 出力 | ○ | ○ |
| | 効率 | ○ | ○ |
| | NOx | ○ | ○ |
| | 空気流量 | ○ | ○ |
| 機械的信頼性 | 軸振動 | ○ | ○ |
| | メタル温度 | ○ | ○ |
| | スラスト | ○ | ○ |
| | 燃焼安定性 | ○ | ○ |
| 運転・制御 | 2軸制御 | ○ | ○ |
| | 起動・停止 | ○ | ○ |
| | 過速度試験 | ○ | ○ |
| | 負荷遮断 | (○) | ○ |

工場試験では負荷圧縮機の動力を測定することによりガスタービンの出力を把握し，性能が満足することを確認した。起動・昇速試験，無負荷試験，負荷試験を通じてガスタービン各部の状態量（温度，圧力，振動等）を測定し，運転状態が計画通りであることを確認した。

負荷圧縮機と反転ギア間のカップリングをシェアピン付のカップリングに交換することで負荷遮断の模擬試験を行い，動特性シミュレーションによる予測とよく合うことを確認するとともに現地条件で負荷遮断時の速度上昇が問題ないレベルである見通しを得た。

### 6.5　現地試験

現地の試運転は2009年10月より開始され，プラント定格出力115MW及び計画性能46.3%以上を確認した。環境性能についても，従来のNOxに対して大幅な低減を実現した。また，既設の流用機器（蒸気タービン，排熱回収ボイラ）とのマッチングの確認・調整を行い，プラントとしての運用や信頼性に問題ないことを確認した。Table 3 にガスタービンリプレース後の性能を示す。

Table 3　工場試験及び現地試運転試験項目

| | GTリプレース前 | GTリプレース後 | |
|---|---|---|---|
| | 計画値 | 計画値 | 実機 |
| プラント出力 | 115MW (7℃) | 115MW (28℃) | 116.53MW (28℃) |
| 出力増加量 | ベース | +13.5% (相対値) | +15.0% (相対値) |
| プラント効率 | 43.0 % HHV 47.7 % LHV (15℃) | 46.3 % HHV 51.3 % LHV (15℃115MW) | 46.4 % HHV 51.4 % LHV (15℃115MW) |
| 効率向上量 | ベース | +7.7% (相対値) | +7.9% (相対値) |

### 6.6　負荷遮断

２軸型ガスタービンの最大のポイントである負荷遮断試験は1/4 ～ 4/4の各負荷にて実施され，速度上昇率が問題のないレベルであること，また動特性シミュレーションによる予測とよく合う結果であることを確認した。また過渡的な状況において，燃焼安定性も含め運転状態に問題がないことも確認された。

## 7．おわりに

ガスタービンの信頼性向上と長寿命化の観点から，高温部品の保守管理，余寿命診断技術，補修・長寿命化技術について述べた。また，既設設備を最大限活用してH-80タービンのリプレースを行った実績について紹介した。今後も，高効率，経済性，信頼性の面でより最適に運用するため，ユーザとメーカの相互協力により進めていくことが必要であると考える。

## 参考文献

(1)　金谷，他：ガスタービン燃焼器用γ'相強化型Ni基合金の組織変化と機械的性質，日本鉄鋼協会　定期講演会論文集，Vol. 9 （1996）-1218
(2)　J.Kusumoto, et al：Life prediction method under creep-fatigue loading for gas turbine combustion transition piece of Ni-based superalloy, ASME TURBO EXPO'97, 97-GT-350（1997）.
(3)　吉竹，他：熱機械疲労下における熱遮蔽コーティングのはく離挙動”，材料Vol.58，No. 9，pp.759 ～ 766（2009-10）.
(4)　渡辺，他：EBSP 法を用いた高温材料の損傷評価，日本機械学会論文集（B 編），77 巻，776 号，pp. 949 ～ 954（2011. 4 ）
(5)　吉開，他：ガスタービン動翼の再生処理について，火力原子力発電大会研究発表要旨集，28 ～ 29（2004）



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

技術論文

# NACA0015翼前縁剥離流れ制御に関する大型風洞試験

## Wind Tunnel Experiments on NACA0015 Leading Edge Separation Flow Control

松田　寿[*1]
MATSUDA Hisashi

田中　元史[*1]
TANAKA Motofumi

大迫　俊樹[*1]
OSAKO Toshiki

**ABSTRACT**

Leading edge separation flow control using a non-thermal dielectric-barrier-discharge plasma actuator for a NACA0015 wing of 18cm chord length c was studied experimentally. Wind tunnel experiments were carried out under main velocity conditions of $U$=20, 50, 70m/s ($Re=Uc/\nu$=2.3, 5.5, 7.6×10$^5$), respectively. With changing angle of attack, static pressures around the wing were measured and lift coefficients were obtained for both "plasma actuator off (plasma-off)" case and "plasma actuator on (plasma-on)" case, respectively. It was found even under a high velocity condition of $U$=70m/s, the plasma actuator affects leading edge separation flow and brings higher lift coefficient compared to plasma-off case. Effect of inlet velocity on leading edge separation flow control of NACA0015 wing was discussed.

**Key words**：Plasma actuator, Wind tunnel, Experiment, Separation, Control, Wing

## 1．はじめに

プラズマ気流制御技術は，1）非常に薄い噴流を誘起できる，2）時定数の短い電気的制御が可能である，3）故障の原因となる機械的駆動部を持たない，4）装置をコンパクト化できる等の特長を備えており，各種流体機器の高効率化・差別化に対してブレークスルー的な役割を果たす可能性を秘めている[(1)-(4)]。

プラズマ放電により露出電極近傍に誘起される流れの速度は露出電極直下で1～3 m/s程度のものが多いが，プラズマ誘起流を間歇的（連続放電ではなく流れの変動に同調したパルス変調制御）に活用することが種々の流れ制御に有効であることがこれまでの研究によりわかってきた[(5)]。Fig. 1 にパルス変調制御とDuty比の概念図を示す。基本高周波に低周波のパルス変調を加えてプラズマ放電をON-OFFさせる。全時間に対する放電ON時間の割合をDuty比と呼ぶ。

最近になってこうした非定常制御の優位性の要因を探るCFD研究も進められ，パルス変調Duty制御時には，連続放電時にくらべて翼スパン方向に強い渦が形成されるとともに，放電OFF状態で生成される渦との合体が強化され，強い縦渦が誘起されて境界層内外の運動エネルギーの混合が促進されることによって剥離が抑制されるとの理解が図られている[(6)]。

原稿受付　2012年 9 月11日
校閲完了　2013年 5 月27日
＊1　㈱東芝

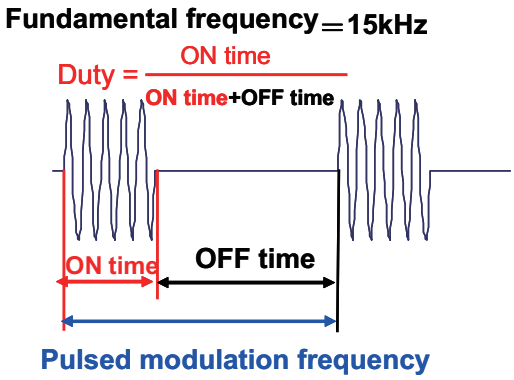



Fig. 1　Pulsed operation mode and duty ratio

航空機の空力騒音低減に本技術が使えるのではないかとの考えから，NACA0012翼後縁から放出される後縁ノイズをターゲットに，主流速度15m/sおよび20m/sにおいて明瞭な騒音低減効果を確認する[(7)]とともに，この時の流れ場変化を詳細なPIV計測によって明らかにした研究も報告されている[(8)]。

また小さな時定数を実現する本技術の電気的制御という特長を活かし，非定常流れに対するプラズマ気流制御技術の最適化研究が進められ，満尾らによって周期的に振動する２次元翼に対する揚力改善効果が明らかにされている[(9)]。さらに松田らにより小型水平軸風車翼前縁に放電電極を取り付けた研究が行われ，低速域の回転流れ場に対しても本技術が有効であり，風車性能を大きく向上できる可能性があることが指摘されている[(10)]。

田中らはその後，本技術を30kW風車（ロータ直径



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

10m）に適用し，プラズマ気流制御が風速風向変動を伴う実風況下においても有効であることを確認している[11]。

このように種々な流れ場においてプラズマ気流制御の効果が得られているが，これらの実験の多くは相対速度が30m/s以下という比較的低速の流れ場を対象としたものであった。本技術の産業応用に向けて，より高速域における気流制御効果検証が望まれる。バックステップ流れに関しては主流速度50m/s（=180km/h）においても剥離流れを制御できることが確認されている[12]が，高速域における更なるプラズマ気流制御効果検証のため，今回NACA0015翼を対象にした風洞試験を実施し，主流速度50m/sさらには70m/s（=250km/h）においてもプラズマ誘起流により前縁剥離流れを制御でき，揚力特性を向上できることを確認したので報告する。

## 2．実験装置

### 2.1　風洞と試験部

実験には定格風量1200m$^3$/min・定格圧力11.8kPaの大型風洞を用い，風洞出口に試験部を設置した。試験部内には翼弦長$c$=180mm，翼スパン400mmのNACA0015翼が設置されている。迎え角を適宜変更できるよう試験部は回転機構を備えている（Fig. 2）。翼の迎角を大きくしたときのブロッケージの影響を避けるため，試験部は上下壁を設けない構造である。実験は主流速度$U$=20, 50, 70m/sで実施した。主流速度と翼弦長に基づくレイノルズ数は$Re=Uc/\nu$ = 2.3, 5.5, 7.6×10$^5$である。ここに$\nu$は空気の動粘性係数である。なお主流速度70m/sにおける主流乱れは0.58%であった。

### 2.2　試験翼とプラズマ電極

試験翼はABS樹脂製である。試験翼のスパン中央周囲にはφ0.5mmの静圧孔が合計40点設けられており，各条件下における翼回りの圧力分布が計測できるようになっている。

本研究では翼の前縁にバリア放電電極を構成した。まず厚さ50μmのポリイミドテープを3枚重ねたものを誘電体として用い，露出電極としてはポリイミドを基材とするエッチング電極（基材厚さ25μm，幅20mm，パターン厚さ21μm，幅：2mm）を，被覆電極として幅5mmの銅テープ（厚さ80μm）を設置した。Fig. 3に電極概略図を示す。露出電極の下流端は翼の前縁と一致するように設置されており，誘起噴流は前縁から翼背側に沿って吹き出される。放電長は380mm程度である。プラズマ電極放電時の様子をFig. 4に示す。

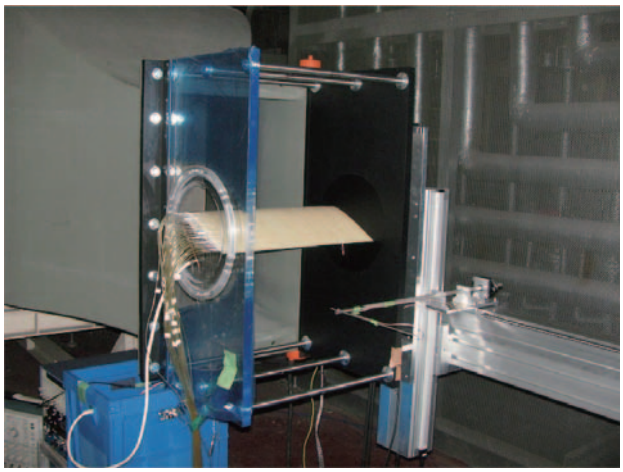


Fig. 2　Model NACA0015 wing with wind tunnel

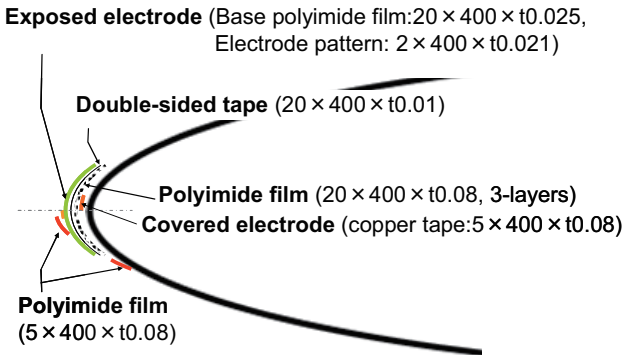



Fig. 3　Configuration of electrode

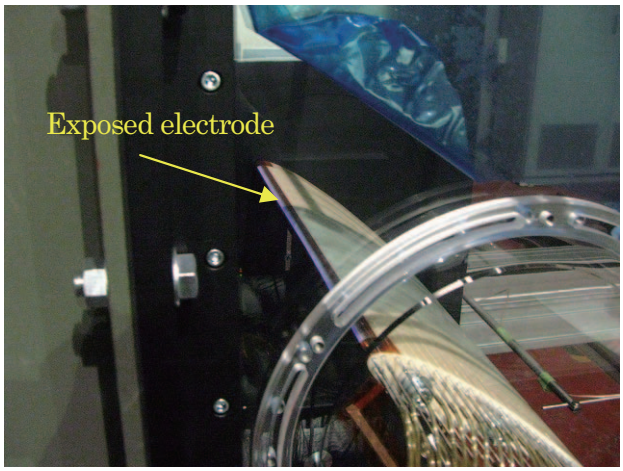



Fig. 4　Operating plasma actuator electrode



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

### 2.3　計測装置

翼面の静圧計測には多点圧力センサZOC33（スキャニバルブ社製）を用いた。500 μs間隔で静圧孔１点あたり256点の計測を５フレーム繰り返し（合計1280個のデータ）測定し，時間平均値を求めた。

また，剥離渦の周波数特性を熱線風速計（Dantec社製Streamline）により計測した。センサーにはI型の熱膜プローブ（HR21）を用い，サンプリング周波数５kHzでFFT解析を実施した。

## 3．試験結果

### 3.1　翼周りの静圧分布

主流速度$U$=20m/sにおける放電OFF時の迎角$\alpha$に応じた$C_p$分布の変化をFig. 5 に示す。$x/c$は翼表面に沿った無次元翼弦方向距離である。圧力係数$C_p$は次式(1)で定義される。ここに$\rho$は空気密度（kg/m$^3$），$P_s$は個々の静圧孔における壁面静圧である。

$$C_p = 2P_s / \rho U^2 \quad \cdots\cdots(1)$$

なお，前縁に設けた静圧孔はバリア電極を設置する際にポリイミドテープによって塞がれているためデータ計測ができない。そこで前縁部の静圧については，前後の静圧孔で計測された静圧の平均値を取って代入している。翼前縁の$C_p$分布は多少いびつな分布となっているが，これは前述したように前後の静圧値の平均値を当てはめているためである。$\alpha$ =10° を超えるとSuction側前縁寄りの圧力が大きく低下した分布となっていくことがわかる。$\alpha$ =16° まではほぼ同様な圧力分布となっているが，$\alpha$ =16.5° になると途端にSuction側の$C_p$分布がほぼ平坦になる。これは16.5° で大規模な前縁剥離流れとなったことを示している。

これに対し，翼背側で計測した熱膜流速計信号をFFT解析した際に認められた200Hzの周期構造に同調して，放電をパルス変調制御した場合（Duty比はこれまでの知見[5],[12]に基づき10%に設定）の迎角の変化に対する圧力係数$C_p$の変化をFig. 6 に示す。パルス変調制御した場合には$\alpha$ =25° を超えてもSuction側前縁寄りの$C_p$分布には負のピークが認められ，$\alpha$ =30° でようやくほぼ平坦な分布となることがわかった。駆動電圧は４kV$_{0p}$（0 to ピーク値），基本周波数は15kHzである。電圧・電流はそれぞれ，高電圧プローブ（Tektronix P6015A）・電流モニタ（Pearson 4100）により測定し，消費電力は，放電時の瞬時の電圧と電流の積から瞬時電力を求め，それをパルス変調周波数１周期分で積分して求めた。典型的な印加電圧と電流波形例をFig. 7 に示す。この際の放電入力は約２Wであった。

続いて主流速度$U$ =50m/sにおける計測を同様に実施した。$U$ =50m/sでは$U$=20m/sのときより失速角度が増大し，$\alpha$ =18.5° になってSuction側の$C_p$分布がほぼ平坦になることがわかった（Fig. 8 ）。50m/sの放電OFF時

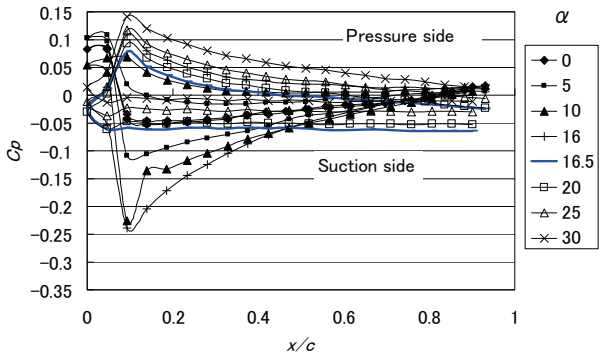



Fig. 5　$C_p$ distributions for various angles of attack
（$U$ = 20m/s, Plasma OFF）

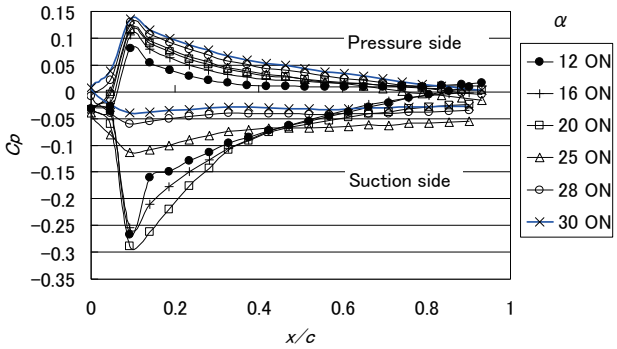



Fig. 6　$C_p$ distributions for various angles of attack
（$U$ = 20m/s, Plasma ON, $f$ = 200 Hz）

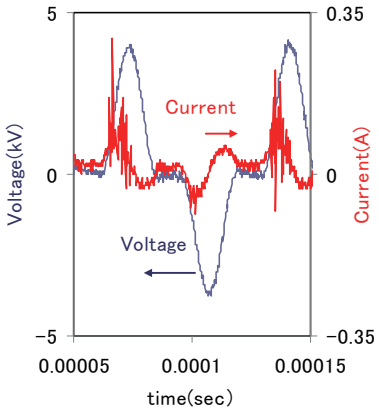



Fig. 7　Typical waveform of voltage and current

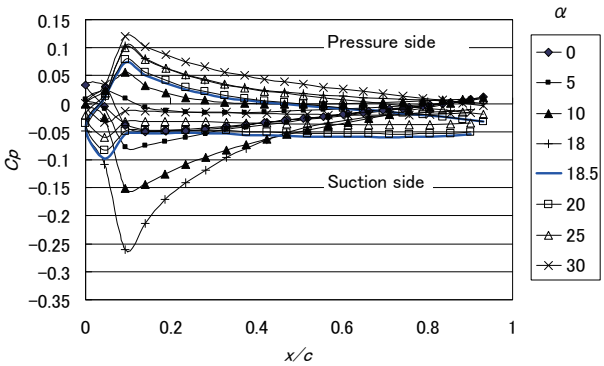



Fig. 8　$C_p$ distributions for various angles of attack
（$U$ = 50m/s, Plasma OFF）



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

における計測した静圧のバラつき誤差は平均4.3Pa（測定した平均静圧の1.5%程度の誤差）であり，十分な精度での計測ができた。

次に放電をパルス変調した場合の迎角の変化に対する$C_p$分布の変化を調べた。なお$U$=50m/sではプローブの振動の影響もあってか翼背側で計測した熱膜流速計信号に明瞭な周期構造が認められなかったため，迎角を$\alpha$＝19°に固定したままパルス変調周波数f を変えて揚力係数（後述3.2項）の変化を調査し（Fig. 9），最も効果的なパルス変調周波数として700 Hz（Duty 10%）を選定した。駆動電圧 4 $kV_{0p}$の時の入力電力は約 2 Wであった。パルス変調制御した場合の$C_p$分布の変化をFig.10に示す。パルス変調制御時の$C_p$分布にはSuction側前縁寄りに負のピークが$\alpha$＝28°に至るまで認められ，$\alpha$＝30°でようやくほぼ平坦な分布となることがわかった。放電によって剥離流れを抑制できたことが明らかである。なお静圧のバラつき誤差は放電OFF時よりも増大し，平均 7.1 Paであった。

次に主流速度$U$ = 70m/sにおいて同様の計測を行った。$U$=70m/sでは$U$=50 m/sのときより更に失速角度が増大し，$\alpha$＝20° になってSuction側の$C_p$分布がほぼ平坦になるのが確認された（Fig.11）。70m/sの放電OFF時における計測した静圧のバラつき誤差は平均11.2Pa（測定した平均静圧の1.8%程度の誤差）であった。

次に放電をパルス変調した場合の迎角の変化に対する$C_p$分布の変化を調べた。$U$=70m/sにおいても翼背側で計測した熱膜流速計信号に明瞭な周期構造が認められなかったため，迎角を失速直後の$\alpha$＝21°に固定したままパルス変調周波数を変えて，揚力係数の変化を調査した（Fig.12）。最適制御条件として，$U$=70m/sではパルス変調周波数900Hz（Duty10%）を設定することにした。なお駆動電圧 4 $kV_{0p}$では十分な剥離抑制効果が認められなかったため，70m/s時は駆動電圧を電源制約上の最大値である 5 $kV_{0p}$に上げて実験を行った。放電入力は約 5 Wであった。パルス変調制御した場合には放電OFFで前縁剥離した$\alpha$＝20°を超えて25°辺りに至るまでSuction側前縁寄りの$C_p$分布には負のピークが認められ，$\alpha$＝28°でようやくほぼ平坦な分布となることがわかった（Fig.13）。70m/sのパルス変調制御時の静圧のバラつき誤差は平均12.7Pa（測定した平均静圧の3.5%程度の誤差）であったが放電OFF時の分布とは誤差範囲を超えて明らかな違いが認められた。70m/s（=252km/h）という新幹線並みの高速域においても誘電体バリア放電によって前縁剥離流れの制御が可能であることが明らかになった。

なお今回の試験ではDuty比10%でプラズマを駆動しているので，$U$=50 m/sおよび70m/s時のパルス変調制御時には，それぞれ2.1周期および1.7周期の電圧波形入力しか無い。従ってパルス変調制御が前縁剥離流れ制御に効果的なのは，プラズマ放電電極から発生する誘起流の影響というよりは，もっと瞬時の擾乱的な働きに拠ると推察される。

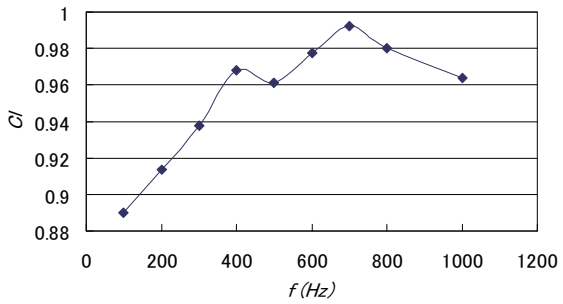



Fig. 9　$C_l$ variation for various pulse frequency
（$U$ = 50m/s, $\alpha$ = 19°）

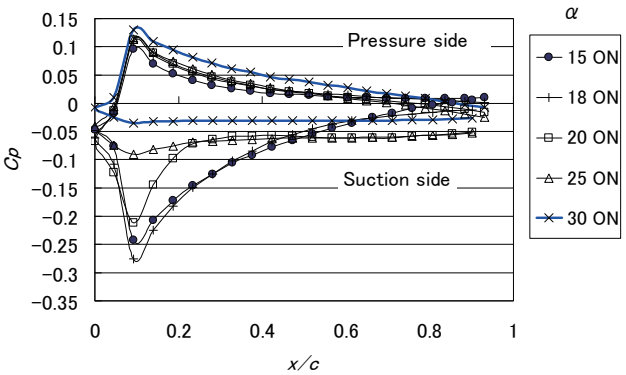



Fig.10　$C_p$ distributions for various angles of attack
（$U$ = 50 m/s, Plasma ON, $f$ = 700 Hz）

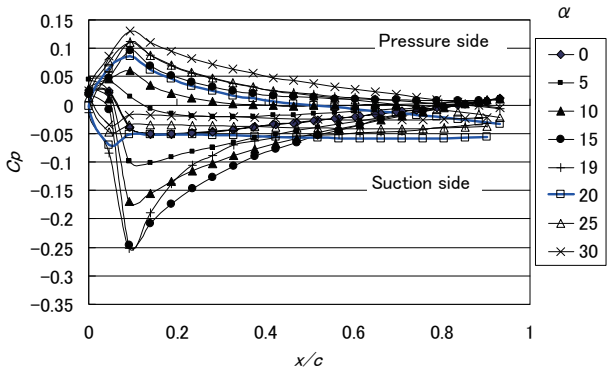



Fig.11　$C_p$ distributions for various angles of attack
（$U$ = 70 m/s, Plasma OFF）



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

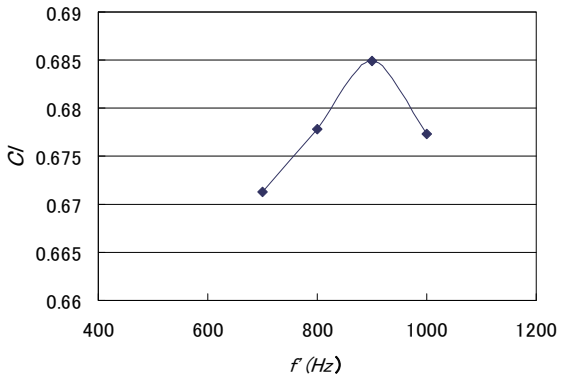



Fig.12　$C_l$ variation for various pulse frequency
（$U$ = 70 m/s, $\alpha$ =21°）

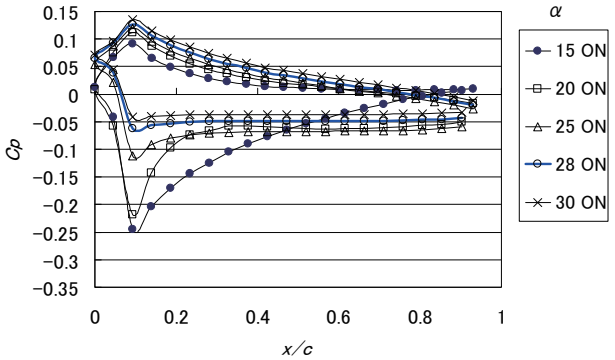



Fig.13　$C_p$ distributions for various angles of attack
（$U$ = 70 m/s, Plasma ON, $f$ = 900 Hz）

### 3.2　揚力係数の変化

前項に示した静圧分布から揚力係数$C_l$を求めた。揚力係数$C_l$ の定義を式(2)に示す。

$$C_l = 2L / \rho A U^2 \quad \cdots\cdots (2)$$

ここにLは揚力，Aは単位面積，$\rho$は空気の密度である。揚力は壁面静圧の鉛直方向成分を翼周り全体にわたって静圧孔間毎に積分することによって，Aは静圧孔間距離$S_i$を積分することによって求めた（Fig.14）。なお翼前縁部の静圧については，Suction側・Pressure側共に最も前縁に近いデータが保持されるものと仮定して算出した。

#### 3.2.1　主流速度の影響

主流速度を変えた場合の迎角の変化に対する揚力係数の変化をFig.15に示す。

前述のように$U$=20m/s（Re=2.3×10$^5$）で放電OFF状態の場合は$\alpha$ =16.5°で失速し急激に揚力係数が低下し，それ以上の迎角では$C_l$=0.5程度に保持されるようになる。一方，放電をパルス変調制御（$f$=200Hz，Duty=10%，ストローハル数St=$fc/U$=1.8）した場合は放電OFF時の失速角を大きく超えて$\alpha$ =22°で最大揚力を取り，その後，迎角の増大とともに緩やかに揚力係数が減少していく。

次に$U$=50m/s（$Re$=5.5×10$^5$）で放電OFFの場合は$U$

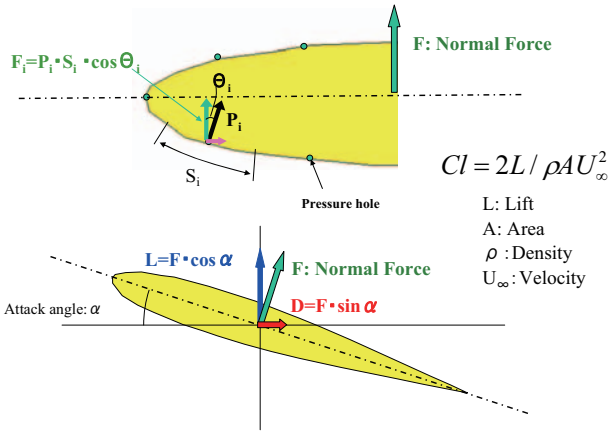



Fig.14　Schematic diagram how to obtain lift coefficient

=20m/sの場合よりも失速角がいくらか高迎角側に移るものの，$\alpha$ =18.5°で失速し急激に揚力係数が低下する。それ以降，揚力係数が0.5程度に保持されるのは$U$=20 m/sの場合と同様である。一方，放電をパルス変調制御（$f$ =700Hz，Duty=10%，St=2.5）した場合は，放電OFF時の失速角を過ぎても揚力係数が急激に低下することはなく緩やかな変化を示すようになる。

$U$=70m/s（$Re$=7.6×10$^5$）の場合も，放電OFF状態の場合は失速角が$\alpha$ =20°付近まで増大すると共に，その後，急激に$C_l$が低下し，それ以降の迎角では$C_l$=0.5程度を示すようになる。これに対して放電をパルス変調制御（$f$ =900Hz，Duty=10%，St=2.3）した場合は，放電OFF時の失速角を過ぎても揚力係数が急激に低下することはなく，迎角の増大に対して緩やかな減少傾向を示すようになる。

なお，これまでの知見ではパルス変調制御条件としてSt=0.5 ～ 1.0程度が好適な制御条件として報告されているが[(5),(9),(12)]，本研究ではSt＝2前後に好適条件が認められた。こうした最適ストローハル数の違いがレイノルズ数の影響によるものなのか，今後PIV（粒子画像流速計）計測などを用いて，より詳細に流れ場を調べていく必要がある。

パルス変調制御した誘電体バリア放電プラズマによって主流速度$U$=50m/s（=180km/h）はおろか70m/s（=252km/h）という速度条件においても，剥離流れの制御ができることが明らかになった。70m/sという速度域は大型風車の先端速度に匹敵する速度であり，航空機の着陸速度に相当する。今回の試験における入力電力は70m/s試験時においても放電電極長１m辺り13W程度であり，こうした小さな電力で高速流れを制御ができることは工業上極めて有効な制御技術であると判断される。



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

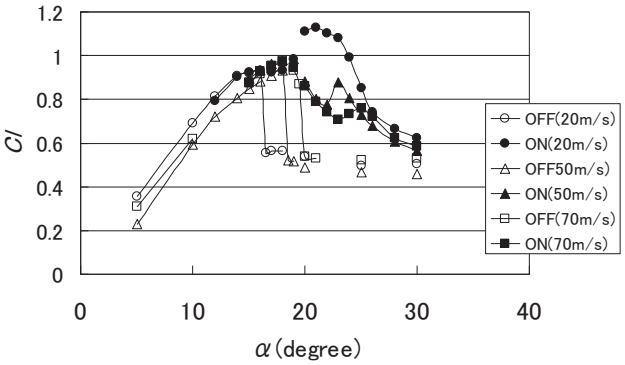



Fig.15　Effect of inlet velocity on lift coefficient
（$U$ = 20m/s, 50m/s, 70m/s）

## 4．まとめ

NACA0015翼前縁に誘電体バリア放電電極を設置し，主流速度$U$= 20, 50, 70m/sにおいてプラズマ気流制御による剥離抑制効果を調べた。実験の結果，次のことが明らかになった。

1）プラズマ放電をパルス変調制御することで翼周り流れに擾乱を与えることにより，主流速度$U$=50m/s（=180km/h），70m/s（=252km/h）という速度条件においても，剥離流れを制御できることが明らかになった。

2）主流速度$U$=50m/sおよび70m/s時でも，プラズマ気流制御により急激な揚力低下を防止でき，プラズマOFF時の失速角を越えても穏やかな揚力変化を保持できる。

3）今回の試験における入力電力は70m/s試験時においても放電電極長１m辺り13W程度であり，小さな入力電力で高速流れを制御できることを確認した。

70m/sという速度域は大型風車の先端速度に匹敵する速度であり，航空機の着陸速度に相当する。今後，風車の効率化応用を含め，自動車や航空機等の高速移動体ほか様々な流体・移動機械への適用にも期待が持たれる。

## 5．謝辞

本成果の一部は独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託業務の結果得られたものである。謹んで謝意を表する。

## 参考文献

(1) Moreau,E.（2007）, Airflow control by non-thermal plasma actuators, Journal of Physics D： Applied Physics, 40, pp.605-636.

(2) 藤井・松野（2007）, DBDプラズマアクチュエータ –バリア放電を利用した新しい流体制御技術，http：//www.jsme-fed.org/newsletters/2007_12/no2.html#ctop

(3) 田中・野田（2008），非平衡プラズマを用いた気流制御技術の動向，電気学会論文誌A, Vol.128, No.12, pp.699-702.

(4) 深潟・瀬川・石川（2010）, プラズマアクチュエータの基礎と研究動向, ながれ, 第29巻, No. 4 , pp.243-250.

(5) 松田・大友・田中・林・野田・水野・内田・青木・新関・野田（2008），非平衡プラズマによる気流制御（パルス変調制御の効果）, 機論B, 74巻, 744号, pp.1667-1672.

(6) 藤井・浅田（2010），DBDプラズマアクチュエータによる翼剥離制御メカニズム–バースト波解析が語るもの–ながれ，第29巻, No. 4 , pp.259-270.

(7) 満尾・浦・小池・加藤・渡辺・伊藤・浅井（2009），プラズマアクチュエータによる二次元翼から発生する空力音の低減，第41回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム.

(8) 小池･満尾・加藤・浦・渡辺（2009）, 騒音低減のためのプラズマアクチュエータ付きNACA0012翼のPIV計測，第41回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム.

(9) 満尾・渡辺・跡部・大久保・内田・田中（2012），プラズマアクチュエータによる２次元動的失速翼の揚力改善，日本航空宇宙学会第43期年会講演会講演論文集, A-05.

(10) Matsuda,H., Tanaka,M., Goshima,S., Amemori,K., Nomura,M. and Osako,T.（2012）, Experimental Study on Plasma Aerodynamic Control for Improving Wind Turbine Performance, Asian Congress on Gas Turbine 2012 – Tradition, Challenge and Future, Shanghai, R.P.China, ACGT 2012-1058.

(11) 田中・松田・雨森・志村・安井・大迫・前田・鎌田（2012）, プラズマ気流制御によるトルク増大効果のフィールド検証, 第34回風力エネルギー利用シンポジウム, pp.360-363.

(12) 松田・田中・五嶋・大久保・跡部・小林（2010）, プラズマアクチュエータを用いた後向きステップ流れの制御に関する実験的研究, ながれ, 第29巻, No. 6 , pp.411-416.



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

技術論文

# Ni基超合金*Inconel*®*706*のクリープおよびクリープ疲労特性に及ぼす環境およびショットピーニングの影響

# Effect of Environments and Surface Conditions on the Creep and Creep-fatigue Properties of Ni-base Alloy *Inconel*®*706*

吉岡　洋明*1 YOSHIOKA Yomei
齊藤　大蔵*2 SAITO Daizo
角谷　利恵*2 SUMIYA Rie
石橋　和利*3 ISHIBASHI Kazutoshi
伊藤　勝康*4 ITO Shoko
小林　大輔*5 KOBAYASHI Daisuke
伊藤　明洋*5 ITO Akihiro
宮部　正道*5 MIYABE Masamichi
鍵谷　幸生*5 KAGIYA Yukio

**ABSTRACT**

Fleet leader machines with non-shot-peened discs made of *Inconel*®*706* were experienced to have cracks in the first stage gas turbine wheels. These were inter-granular cracking and observed to be highly stressed locations with less potential for oxidation, which is thought to be quasi-brittle inter-granular cracking due to stress induced atmospheric oxygen penetration, so called, hold-time cracking. To recognize this phenomenon, creep and creep-fatigue tests with smooth and notched specimens were conducted at 600 and 650°C in air and vacuum and confirmed the environmental effects on those lives and fracture modes. Temperature dependency of this phenomenon was also evaluated by the atmospheric creep tests and found it occurred relatively low temperature below 700°C. Effect of shot peening which was one of the countermeasures for this phenomenon was evaluated and confirmed to extend the creep-fatigue life.

**Key words :** Turbine, wheel, hold-time cracking, fatigue, creep, shot-peening, *Inconel*® *alloy 706*

## 1．はじめに

Ni基超合金*Inconel*®*706*を用いた1300℃級ガスタービンの初段ディスクは，2003年に劣化・損傷事象が発生した。その後の調査により，他のプラントでも同様の損傷が認められたことから，その対策としてショットピーニング等，種々の応力低減策が施されている[1]。

この問題は，その後の調査結果から，ホイール材の粒界酸化の応力加速により生じる粒界脆化現象（ホールドタイムクラッキング）に起因すると結論付けられている。しかし，その調査内容の詳細については報告されていない。

原稿受付　2012年９月11日
校閲完了　2013年４月30日
＊１　㈱東芝　火力・水力事業部　火力改良保全技術部
〒230-0045　横浜市鶴見区末広町２－４
＊２　㈱東芝　電力・社会システム技術開発センター　金属材料技術開発部
＊３　㈱東芝　火力・水力事業部中部・電力技術部
＊４　㈱東芝　京浜事業所　原動機部
＊５　中部電力㈱　技術開発本部　電力技術研究所

Ni基合金の高温における低速き裂進展挙動に関する負荷荷重と酸素の効果については，これまでにも特に低サイクル疲労の分野で多くの研究が行われている。代表的なものとしてChangらの*Inconel*®*718*における研究が挙げられる[2]。ここでは，き裂進展速度は500℃以下あるいは真空下では時間依存性を示さず，き裂は粒内をPlastic-branching機構に基づきstriationを伴い進展するが，大気中のき裂進展速度は，温度と共に，また，１サイクルの時間が長くなるに従い速くなる。すなわち，き裂進展は次第に時間依存性を示し，平滑な粒界剥離の形態を呈するようになることを報告している。Andrieuらも*Inconel*®*718*において，650℃で酸素分圧を10Paから$10^{-1}$Paに減圧することでき裂の成長速度が３桁遅くなること，また，き裂進展経路は粒界から粒内へと変化することを報告している[3]。

一方，Ni基合金の高温疲労強度への酸素脆性の影響に関してはMcMahon等により古くから多くの研究がなされており[4]～[7]，動的な引張り荷重だけでなく静的な荷重においてもその影響は確認されている。



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

このホールドタイムクラッキングのメカニズムに関してはいくつかの理論が提唱されている。Liu等は，Ni-23Al+B+Hf合金の600℃の引張延性が，$10^{-1}$Paから$10^{-2}$Paの酸素分圧では20%であるのに対して，133Paでは0%となることを確認し[8]，この効果はき裂先端の高応力場と高温および酸素吸着の複合効果に起因するものと考え，この酸素の効果をDynamic Embrittlementと命名している[9]。先に述べたAndrieu等もき裂先端の結晶粒界上でのNi酸化物の原子イオンレベルの成長によるボイド形成に起因するとしており，McMahon等も含め同様の考えに至っている。これに対して，Miller，Simmon，Liu等は650℃における*Inconel*®*718*のき裂進展速度の増加はき裂先端部における脆弱なNb酸化物の形成に起因する 応力加速粒界酸化（SAGBO）によるとする見解を主張しているが[10]，Nbを含まない材料における評価でもこの現象が認められており，少なくともこの温度域までは前者の主張が主流をなしているものと思われる。

以上に述べた研究は主として*Inconel*®*718*に対し，温度も比較的高い650℃以上で，しかも，疲労予き裂を入れた試験片を用いた非常に高い応力集中下において行われた評価である。ここでは，この現象が，実機と同一材料である*Inconel*®*706*材においても生じるものなのかを大気中と真空中のクリープおよびクリープ疲労試験を用いて行い評価した。また，この現象の発現する温度及び対策として施しているショットピーニングの効果に関しても評価を行ったので報告する。

## 2．供試材および試験方法

### 2.1　供試材

供試材は，Ni-Fe基超合金*Inconel*®*706*製のディスク材を用いた。本ディスク材の分析結果を表1に示す。各種評価試験の試験片はディスクの外周側より半径方向に採取した。

代表的な室温と600℃における引張性質を表2に示す。ホイールは外周部から中心部まで均質であり，組織的，機械的性質上の特筆すべき違いは認められていない。

Table 1 Chemistry of test material

| Ni | Cr | Fe | Nb | Ti | Al | C |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 41.37 | 16.37 | Bal. | 2.9 | 1.66 | .20 | .015 |

Table 2　Tensile properties of *Inconel*®706 at room temperature and 600℃

| Temp. (℃) | .2% proof stress (MPa) | Tensile strength (MPa) | Elongation. (%) | R.A. (%) |
|---|---|---|---|---|
| RT | 962 | 1265 | 18.2 | 28.1 |
| 600 | 842 | 1062 | 20.8 | 50.4 |

### 2.2　試験方法

平滑試験片および切欠き試験片を用い，各々大気中と真空中（$10^{-3}$Pa）で600℃/750MPaの試験条件下でクリープ破断試験を行った。また，この現象の温度依存性を見るため，500～750℃におけるクリープ試験を破断時間が約1,000時間になる応力に設定し大気中で行った。試験片形状は，平滑試験片の場合平行部径は6 mm，長さは30mm，切欠き試験片は環状U溝で，切欠き部の応力集中係数は1.69，溝底断面径は平滑試験片と同じ6 mmとした。

大気中は単式クリープ試験機を，真空中は荷重容量10tonの電気油圧サーボ式疲労試験（島津EHF-EA10）を用い行った。

低サイクル疲労試験は，真空クリープ試験機と同一の試験機を用い，大気中と真空中で荷重制御，片振り台形波（最小最大応力比0）で行った。当初クリープ破断試験に合わせ温度600℃，保持荷重750MPaとし保持時間は1分と10分で大気中で行った。しかし，前者は22,250回，後者は1,084回までの試験で変形の兆候すら認められなかったことから，試験温度を650℃まで上げ，荷重700MPa，保持時間10分の試験を大気中と真空中で行った。また，この試験条件の変更に合わせて650℃/700MPaの試験条件にてクリープ破断試験も行った。ここでは，この対策として行われているショットピーニングの効果についても，試験片に実機施工と同一処理条件で施行し，評価に供した。

破断試験片の破面および破断面の組織観察は，電解放出電子銃を搭載した走査電子顕微鏡（FE-SEM, FEI XL30/SFEG）を用いて行った。なお，粒界酸化の観察は，反射電子像による探索を行った後，エネルギー分散型X線分光器（EDS, EDAX Genesis）にて酸素の確認を行った。

## 3．試験結果と考察

### 3.1　クリープ破断試験による確認

600℃/750MPaの条件で行った平滑材および切欠き材の大気および真空中でのクリープ破断試験結果を図1に示す。平滑材では，真空中の破断時間は，大気中の732.8時間に対して868時間と若干長い結果となったが，有意差があるといえるまでの差は認められず，また，伸び，絞りの値も小さくほとんど塑性変形は認められなかった。なお，切欠き材の結果は，大気中および真空中とも極端な切欠き強化を示しており，大気の影響による粒界脆化に起因する切欠き弱化は認められなかった。このため，このクリープ破断寿命からホールドタイムクラッキングの現象を確認することはできなかった。

しかし，大気中および真空中でのクリープ破断後の外観観察結果には大きな違いが認められた。真空中では引張り軸に45°方向の破断が生じ，破断部近傍には多数の表面き裂が認められたのに対し，大気中では表面き裂は



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

ほとんど認められず，外部にくびれが生じることもなく引張り軸にほぼ垂直に破壊しており，凹凸の少ない平坦な破面を呈していた。図２および３にその破面および破断面の観察結果を示す。大気中の試験では破面中３箇所に円形状の平坦な破面が認められており，試験片外周との接点が起点となって内部に放射線状にき裂が進展し，最後はせん断的に破壊していた。

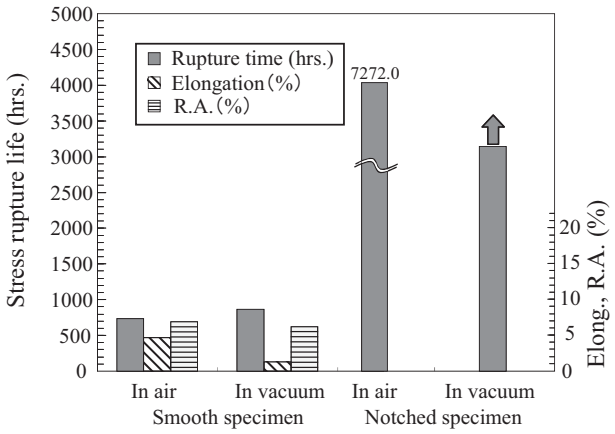



Fig. 1　Smooth and notch rupture test results under the condition of 600℃ /750MPa in both air and vacuum

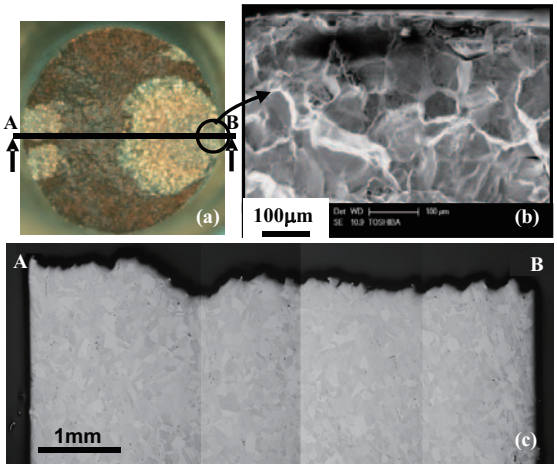



Fig. 2　The fracture appearance of smooth sample crept in air under 600℃ /750MPa. (a)Viewpoint of fracture surface, (b)Initiation at surface（by SEM）, (c)Cross-sectional microstructure

これに対して真空中では，大気中と同様外部くびれ等の塑性変形は生じていなかったが，表面き裂は多数発生していた。しかし，内部へのき裂の進展は認められなかった。また，試験片内部では破断面に沿ってせん断方向の結晶粒界上に多数のクリープボイドの発生が認められた。破断面にも伸長したボイド等が認められており，粒界すべりにより形成されたクリープボイドが連結しき裂となり，最終的に表層き裂と連結し破断に至ったものと考えられる。

切欠き材に関しては，真空中，大気中のいずれの試験においても切欠き強化を示した。大気試験は破断するまで行ったが，平滑材の約10倍の破断寿命を有していた。破断面を観察した結果，破断部近傍にはクリープボイドが均一に分散し発生しており，切欠き底に生じた３軸応力状態の影響が顕著に認められていた。当初切欠き底に生じる応力集中により応力誘起型の粒界酸化が生じ，切欠き強化が弱化に転じることを予測したが，そのような現象は認められなかった。

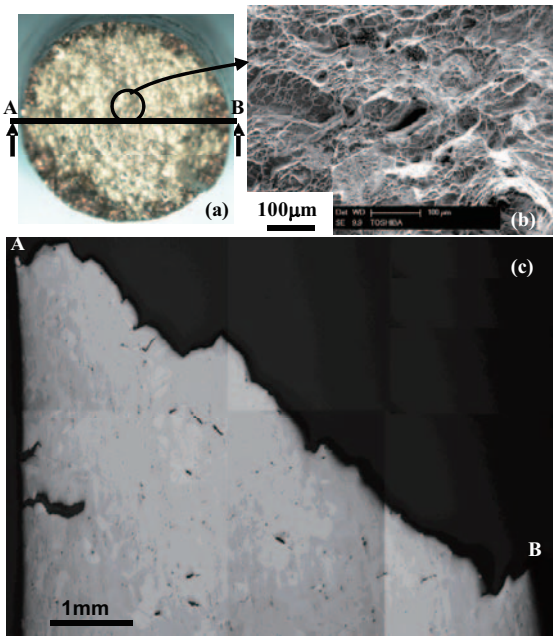



Fig. 3　The fracture appearance of smooth sample crept in vacuum under 600℃ /750MPa. (a)Viewpoint of fracture surface, (b)Initiation at surface（by SEM）, (c)Cross-sectional microstructure

なお，表面き裂および表面に露呈した結晶粒界の粒界酸化の有無については，SEMの反射電子像およびEDS分析による調査を行ったが，き裂が発生した粒界では，き裂面だけでなくき裂先端部においても酸素の濃化が認められており，き裂に先行する形での粒界酸化を確認することができた。

以上，大気試験では平滑と切欠きのいずれの試験材においても表面き裂が応力軸に垂直に内部に進展し破壊に至っており，また，真空中での試験における内部のクリープボイドの連結による破壊とは異なる現象が認められている。これらのことから，ホールドタイムクラッキング現象の発現が破壊形態および断面組織の観察結果から示唆されたと言える。

### 3.2　クリープの破壊形態に及ぼす温度の影響

ホールドタイムクラックキング現象の発現する温度域の評価をクリープの破壊形態の温度依存性を評価することにより行った。試験結果を図４に示す。温度の上昇とともに伸び，絞りとも大きくなり，750℃ではネッキングも認められた。しかし，その値は600℃までは低く，500℃では表面き裂や塑性変形はほとんど認められ



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

なかった。図５に破断試験片の破面および断面組織観察結果を示す。500℃と600℃では円形状の平坦な破断部が認められ，その数は500℃では一箇所であったのに対して600℃の方では複数個認められ連結する傾向が認められた。これらの温度では，き裂は表面で初生し粒界を進展し破壊しており，クリープボイドの形成は認められなかった。

これに対して700℃では円周部の約半分の領域で表面き裂が認められたが内部には進展しておらず，内部で形成したクリープボイドの連結・粗大化による破壊が生じていた。また，750℃では700℃で認められたような表面き裂は認められておらず，クリープボイドの形成と連結・粗大化のみが認められた。これより，ホールドタイムクラッキングによる粒界脆化現象は700℃以上では発現しないことが確認できた。

### 3.3　台形波応力付加試験による確認

650℃において700MPaで10分保持の台形波で行った低サイクル疲労試験結果を図６に示す。クリープ破断試験より試験温度を50℃上げたことにより，負荷応力は50MPa下げたとはいえ，破損繰り返し数は大気と真空のいずれの試験環境下においても極端な低下が認められた。図中に700MPaにおける累積保持時間を合わせて示す。この温度・応力試験条件下におけるクリープ破断時間は97.6時間である。疲労試験における累積保持時間の１時間に対して有意差のある結果が得られており，繰返し負荷の影響による破断寿命の低下が認められた。また，平滑試験片では大気中で６回に対して真空中では17回，切欠き試験片では大気中の15回に対して真空中では226回と，大気試験と真空試験で有意差が認められた。特に，切欠き試験片において，真空中では明確な切欠き強化が認められたのに対して大気中では明確には認められておらず，大気試験による環境脆化の影響を確認することができた。

なお，破断試験片の外観観察では，600℃で行ったクリープ試験とは異なり塑性変形が大気中においても認められ，真空中ではネッキングも生じていた。破面および破断面の観察結果を図７および８に示す。大気中では３

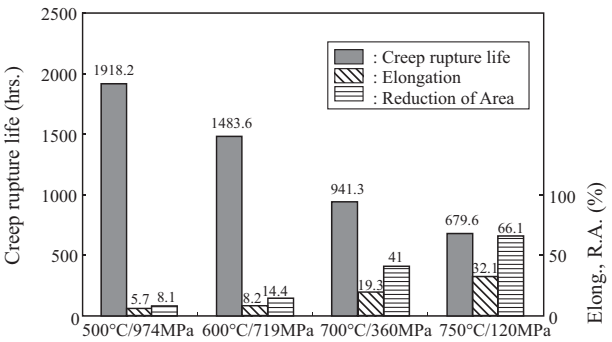



Fig. 4　Creep rupture test results at four different test temperatures from 500 to 750℃ in air

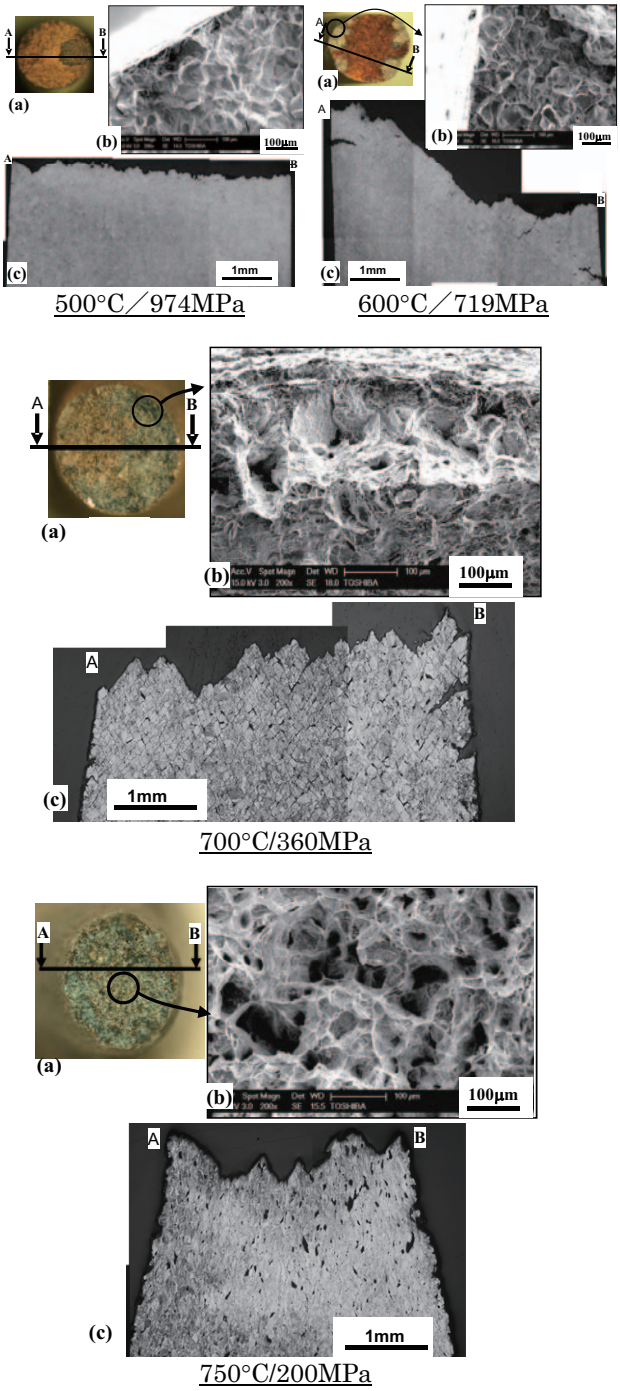



Fig. 5　The fracture appearances crept in air at four different test temperatures between 500 and 750℃ . (a)Viewpoints of the fracture surfaces, (b)Crack initiation sites（by SEM）, (c)Cross-sectional microstructures（A-B section）

箇所で円形の平坦な破面が認められ表面き裂の内部への進展が認められたのに対して，真空中ではネッキングが生じており，試験片中央で３軸応力状態が発生しクリープボイドの形成と連結による内部よりの破壊が生じていた。この破壊形態は切欠き試験片でも同様であり，大気中とは大きな違いが認められた。

以上の結果から，粒界酸化の応力加速現象に起因する脆性的な破壊現象であるホールドタイムクラッキング現象を，本試験条件下で確認することができたと言える。



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

### 3.4　ショットピーニングの効果

図６に，ショットピーニング材の低サイクル疲労試験結果を，無垢材の結果と共に示す。疲労寿命の改善効果が大気中試験において若干ではあるが認められた．しかし，破壊形態はショットピーニングを施していない試験材の結果と同じであり，また，真空中で行った試験にても同程度の改善が認められていることから，ショットピーニングは応力誘起粒界酸化の抑制に直接的な効果があるというよりは，同現象の発現を同処理により付与された表面圧縮残留応力が緩和されるまで遅延させる効果であると言える。

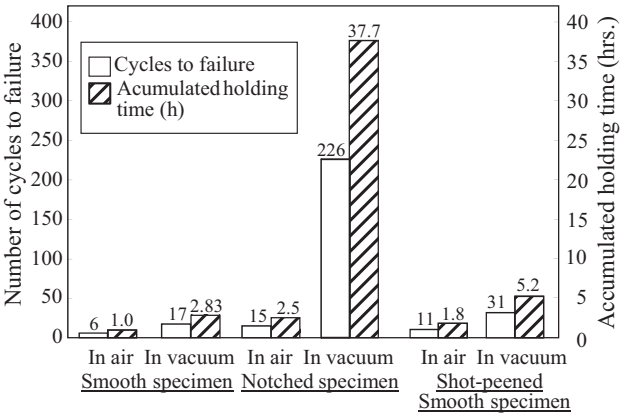



Fig. 6　Fatigue test results at 650℃ / 0-700MPa/10 min. in air and vacuum by using smooth specimens with and without shot peening and notched specimens

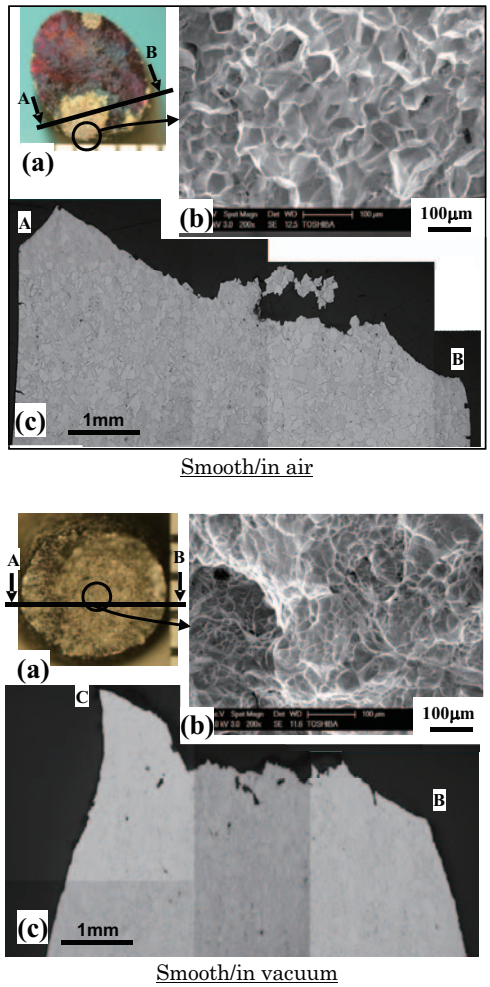



Fig. 7　The fracture appearance of the smooth specimen fatigue-tested in air and vacuum at 600℃ /0-750 MPa/10min. (a)Viewpoints of fracture surfaces, (b)Crack initiation sites（by SEM), (c)Cross-sectional microstructures（A-B section）

### 4．まとめ

実機の事象がホールドタイムクラッキングであることを確認するため，真空中との比較の元に大気中における平滑および切欠き試験片を用いたクリープおよびクリープ疲労試験を実施し以下の結論を得た。

1）平滑クリープ試験の結果では，大気中と真空中で破断寿命における有意差は認められず，また，いずれの環境下でも切欠きは強化に寄与し，応力集中部での粒界酸化の加速による寿命低下は認められなかった。しかし，破壊は大気中では表面き裂の内部への進展が支配的で応力軸に垂直な凹凸の少ない平坦な破面を呈したのに対し，真空中では内部のクリープボイドの形成･連結が支配的であった。また，き裂先端の粒界には，き裂を先導するように粒界酸化も認められており，ホールドタイムクラッキング現象を示唆する結果を得ることができた。

2）１）で認められた大気中における破壊形態は，700℃以上の温度では認められず，ホールドタイムクラッキングはこれより低い温度で発現する現象であることが明らかとなった。

3）650℃における10分間の保持付低サイクル疲労試験において，平滑・切欠きいずれの試験片においても大気中と真空中で，破壊形態のみでなく破損寿命上でも有意差が認められ，応力誘起粒界酸化によりき裂が初生･進展するホールドタイムクラッキング現象を確認することができた。

4）650℃における10分間の保持付低サイクル疲労試験においてショットピーニングの効果を評価した結果，同処理はホールドタイムクラッキング現象の発現を遅延する効果があることが確認できた。

なお，本論文掲載の商品の名称は，それぞれ各社が商標として使用している場合があります。

### 参考文献

(1)　TIL 1539-2, 1540-2.
(2)　Chang, K.M., Henry, M.F., Benz, M.G., 1990, “Metallurgical Control of Fatigue Crack Propagation in Superalloys,” JOM, Vol. 42, pp.29-35.
(3)　Andrieu, E., Hochstetter, G., Molins, R., and Pineau, A., 1994, “OXIDATION MECHANISMS IN RELATION TO HIGH TEMPERATURE FATIGUE CRACK GROWTH



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

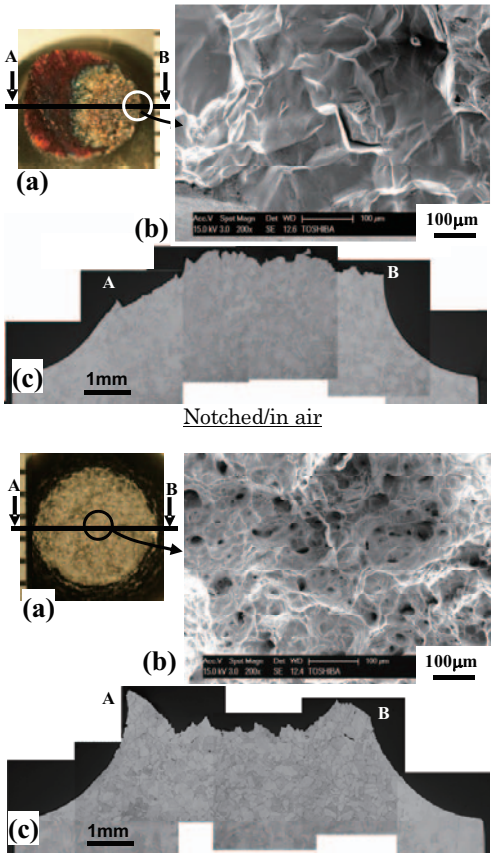



Fig. 8　The fracture appearance of the notched specimen fatigue-tested in air and vacuum at 600℃ /0-750 MPa/10min. (a)Viewpoints of fracture surfaces, (b)Crack initiation sites (by SEM), (c)Cross-sectional microstructures (A-B section)

PROPER-TIES OF ALLOY 718," Proceedings, Superalloys 718, 625, 706 and Various Derivatives., TMS, pp.619-631.

(4) McMahon, Jr., C.J. , 1974, "On the mechanism of premature in-service failure of nickel-base superalloy gas turbine blades," Mater. Sci. Engng., 13, pp.295-297.

(5) Sadananda, K., and Shahinian, P., 1983, "Creep Crack Grawth Behavior of Several Structural Alloys," Met. Trans., Vol.14A, pp.1467-1480.

(6) Krupp U., Wagenhuber P.E.G, Kane W.M., McMahon, Jr. C.J., "Improving resistance to dynamic embrittlement and inter-granular oxidation of nickel based superalloys by grain boundary engineering type processing," Material Science Tec., 2005, 21,11, pp.1247-1254.

(7) Pfaendtner, J.A., McMahon, Jr., C.J., "OXYGEN-INDUCED INTERGRANULAR CRACKING OF A Ni-BASE ALLOY AT ELEVATED TEMPERATURES-AN EXAMPLE OF DYNAMIC EMBRITTLEMENT," Acta Meter., 2001, 49, pp.3369-3377.

(8) Takeyama M. and Liu C.T., "Elevated-temperature environ-mental embrittlement and alloy design of L12 ordered inter-metallics," Mater. Sci. Engng, 1992, A153, pp.538-547.

(9) Liu C.T. and White C.L., "DYNAMIC EMBRITTLEMENT OF BORON-DOPED Ni3Al ALLOYS AT 600℃ ," Acta Mater., 1987, 35, pp.643-649.

(10) Miller C.F., Simmons G.W. and Wei R.P., "MECHANISM FOR OXYGEN ENHANCED CRACK GROWTH IN IN-CONEL 718," Scripta Mater., 2001, 44, pp.2405-2410.



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

技術論文

# 遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究（第２報：低比速度型の入口角度分布による影響）

# Investigations of Performance on Vaned Diffusers for Centrifugal Compressors (2nd Report: Influence by Inlet Angle Distribution of the Diffuser on Low Specific Speed Centrifugal Compressor)

川西　月波[*1]
KAWANISHI Tsukinami

合田　真琴[*1]
GOUDA Makoto

須賀　信也[*2]
SUGA Shinya

金澤　直毅[*2]
KANAZAWA Naoki

**ABSTRACT**

In the previous report, the experimental and analytical investigations were carried out, focusing on the effect of number of diffuser vanes, vaneless ratio and throat area for the vaned diffuser on low specific speed centrifugal compressor. Following the report, this paper presents the results of investigation, focusing on flow angle distribution between hub and shroud at impeller exit. That is, the experiment was performed on some diffusers whose inlet angle distributions were different from each other in order to confirm the matching with flow angle distribution of impeller exit. Also, unsteady fluid analysis was carried out by using Non Linear Harmonic method in order to understand the flow condition in the diffuser channel.

**Key words**：Gas Turbine, Centrifugal Compressor, Impeller, Diffuser, Impeller-Diffuser Interaction, Unsteady Flow, CFD

## １．まえがき

前報[(1)]にて，ガスタービンに用いられる遠心圧縮機の設計諸元とインペラ出口状態量の関係について整理し，インペラ出口状態量に大きく影響を受ける羽根付ディフューザを低比速度型，高亜音速型および超音速型に分類した。そして，特にインペラ出口からの流れの不均一な分布の影響が顕著となる低比速度型ディフューザについて取り上げ，そのベーン枚数，ベーンレス比およびスロート面積等の入口諸元に着目した実験と解析的研究を行い，これらの諸元がディフューザ性能に及ぼす影響について確認した。

本報では引き続き低比速度型にて，インペラ出口のハブからシュラウド間のスパン方向の流出角分布に着目した研究を行った。すなわち，この流出角分布にマッチさせるため，スパン方向の入口角度分布を変えたディフューザを試作して実験を行い，その性能を確認した。さらに，インペラとディフューザを組み合わせた非定常流体解析を行って，ディフューザ流路内の流れの状態を分析して考察した。

原稿受付　2013年１月24日
校閲完了　2013年４月25日
＊１　川崎重工業㈱　ガスタービンビジネスセンター
産業ガスタービン技術部
〒673-8666　明石市川崎町１－１
＊２　川崎重工業㈱　ガスタービンビジネスセンター
要素技術部

## ２．記号および計算式

| | |
|---|---|
| $D$ | 外径 |
| $b$ | 通路幅（高さ） |
| $BL$ | ブロッケージファクタ（＝１－流体力学面積/幾何面積） |
| $Z_B$ | インペラ翼枚数 |
| $\beta_{2B}$ | インペラバックワード角（半径方向から計測） |
| $Z_v$ | ディフューザベーン枚数 |
| $\alpha_{3V}$ | ベーン入口角度（周方向から計測） |
| $A_{th}$ | ディフューザスロート面積 |
| $AR$ | ディフューザ面積比 |
| $P$ | 全圧 |
| $p$ | 静圧 |
| $T$ | 全温 |
| $\rho$ | 密度 |
| $G$ | 質量流量 |
| $Q$ | 体積流量 |
| $\pi$ | 段の圧力比（total-static），$\pi = p_4 / P_1$ |



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

$R$　ガス定数
$\kappa$　比熱比
$C_v$　定容比熱
$\eta$　段の断熱効率（total-static）
$\omega$　回転角速度
$u$　周速
$C_p$　静圧回復率　$C_p = (p - p_2)/(P_2 - p_2)$
$\phi$　流量係数　$\phi = Q_1/(\pi u_2 D_2{}^2/4)$
$\psi$　仕事係数
$\psi = RT_1\{\kappa/(\kappa-1)\}(T_2/T_1-1)/(u_2{}^2/2)$
$\alpha$　絶対流れ角（周方向から計測）
$M$　絶対マッハ数
$S$　エントロピー（インペラ入口in 基準）
$S = C_v \ln\{(p/p_{in})/(\rho/\rho_{in})^{\kappa}\}$
$G'$　無次元流量
$G' = G(RT_1)^{0.5}/(D_2{}^2 P_1)$
$N'$　無次元回転速度
$N' = D_2\omega/(RT_1)^{0.5}$
$h_{ad}$　断熱ヘッド無次元数〔= 断熱ヘッド/$(RT_1)$〕
$h_{ad} = \{\kappa/(\kappa-1)\}(\pi^{\kappa/(\kappa-1)}-1)$
$N_S$　比速度（無次元数）
$N_S = N' G'^{0.5}/h_{ad}{}^{3/4}$

添字
1　圧縮機段入口
2　インペラ出口
3　ディフューザベーン先端位置
4　ディフューザ外径位置（段出口）
th　ディフューザスロート位置

## 3．実験方法および供試部品

実験装置は，図１に示す２段式遠心圧縮機を持つガスタービンエンジンの圧縮機部分を実験用に改造したものである。実験は前報と同様に２段目圧縮機で行い，空気流量は1段目圧縮機の上流側にフローノズルを設置して計測した。圧縮機の入口/出口の温度，圧力は図１に示した位置で計測した。また，インペラとディフューザの性能分離のためインペラ外径比1.01の位置の円周４ヶ所の静圧を測定した。

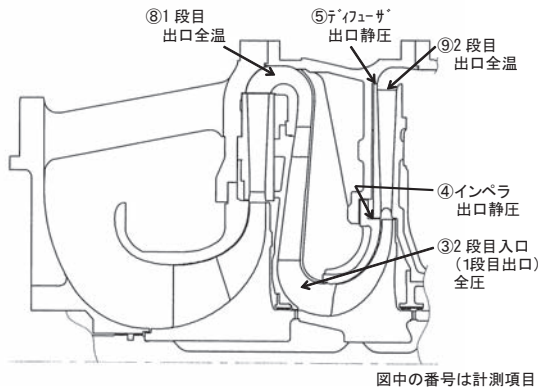



図１　実験装置（２段式遠心圧縮機）

実験に使用したインペラの主要目を表１に示す。インペラは翼枚数22枚のバックワード型インペラである。

ディフューザの主要目を表２に示す。供試ディフューザはスパン方向の入口角度分布が一定のチャンネル型ディフューザ１種（C-1）と，入口角度分布を変えたディフューザ３種（CP-1，CP-2，CP-3）である。これら４種は$Z_v$ と$A_{th}$ は同一で，高さ方向も拡大した３次元拡大型ディフューザである。ディフューザの形状を図２に示す。CP-1，CP-2，CP-3の流路断面形状は矩形断面の隅部をRにしたもので，入口（前縁）形状はパイプディフューザと同様に楕円に近い形状である。そのハブからシュラウド間のスパン方向の入口角度分布を図３に示す。

表１　インペラ主要目

| Model | $Z_B$ | $D_2$ mm | $b_2/D_2$ | $\beta_{2B}$ deg | $\omega$ rad/s | $Ns$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| C | 22 | 419 | 0.038 | 48.5 | 2304 | 0.55 |

表２　ディフューザ主要目

| Model | 入口(前縁)角度分布 | $Z_v$ | $D_3/D_2$ (*1) | $\alpha_{3V}$ (*1) | $A_{th}$ (*2) | $AR$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| C-1 | 無 | 17 | 1.050 | 14.5 | 1 | 4.01 |
| CP-1 | 有 | 17 | 1.059 | 16.5 | 1 | 3.98 |
| CP-2 | 有 | 17 | 1.059 | 18.5 | 1 | 3.90 |
| CP-3 | 有 | 17 | 1.059 | 19.8 | 1 | 3.86 |

(*1): $D_3/D_2$，$\alpha_{3V}$ (deg) はベーン入口(前縁)のミッドスパン位置での値
(*2): $A_{th}$ はC-1 の面積に対する比で示す。

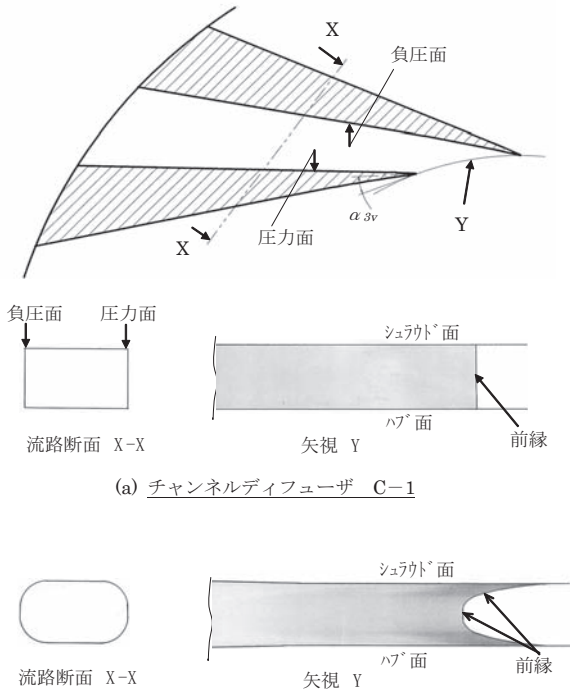



図２　ディフューザの形状



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

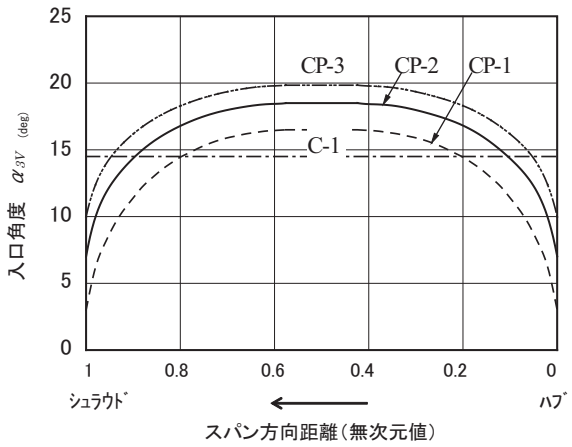



図３　ディフューザ入口角度分布

## ４．非定常流体解析法

非定常流体解析は，前報と同様に市販の３次元，粘性，RANSソルバーを使用して行い，非定常解析法としてNon Linear Harmonic法を用いた。乱流モデルとして１方程式のSpalart-Allmarasを使用した。解析格子は構造格子で，図４に示す。格子数はインペラ部（入口側を含む）106万点，ディフューザ部（出口側を含む）81万点の総計187万点で，翼の１ピッチ分を与えて周期境界条件としている。ハブからシュラウドのスパン方向はインペラ部73点，ディフューザ部57点である。境界条件として，インペラのハブ面と翼面は回転系に，ディフューザのハブ面とベーンおよび全てのシュラウド面は静止系に固定した。また全ての固体壁面に対して，すべりはなく断熱状態とした。入口境界条件として，全圧，全温度および流れ角（予旋回無し）を与え，出口条件として静圧を与えた。

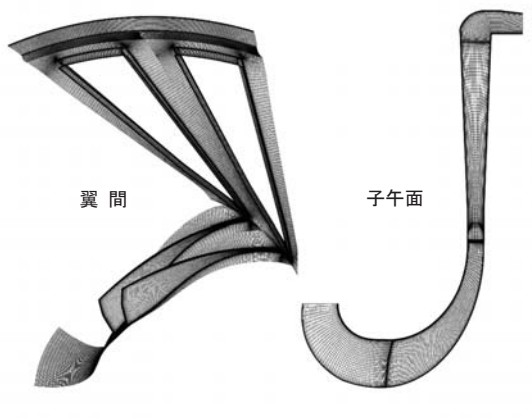



図４　解析格子

## ５．結果および考察

実験結果の整理にあたって，インペラ出口側で測定した静圧$p_2$を用いて連続の式により全圧$P_2$を算出した。ここで，インペラ出口のブロッケージファクタ$BL$は前報と同様に半径方向速度分布の解析結果から求めた値の0.1とした。 以下に述べる非定常解析の結果は時間平均の値で示した。

### 5.1　全体性能と静圧回復率の変化（実験と解析結果）

図５にチャンネル型ディフューザC-1および入口角度分布を変えたディフューザCP-1，CP-2，CP-3で実験した結果を示す。ここで，流量係数$\phi$，仕事係数$\psi$および段効率$\eta$はC-1の設計点（$\phi$=1.0）での値に対する比で表した。これらのディフューザの静圧回復率$C_p$を比較すると，$\phi$=1.0の点でCP-2とC-1が同等で，CP-1が低い結果となっている。$\phi$=1.05，$\phi$=1.1では，CP-2の$C_p$が最も高く，大流量側になる程，C-1とCP-1に対するその差が大きくなっている。CP-3の$C_p$は全体的にCP-2より低い結果となっている。また，段効率$\eta$の差も$C_p$の差に対応している。C-1，CP-1，CP-2に対しては，図５に$\phi$=1.0，$\phi$=1.05および$\phi$=1.1の点での解析結果をプロットしたが，解析結果の傾向は実験結果とよく一致している。

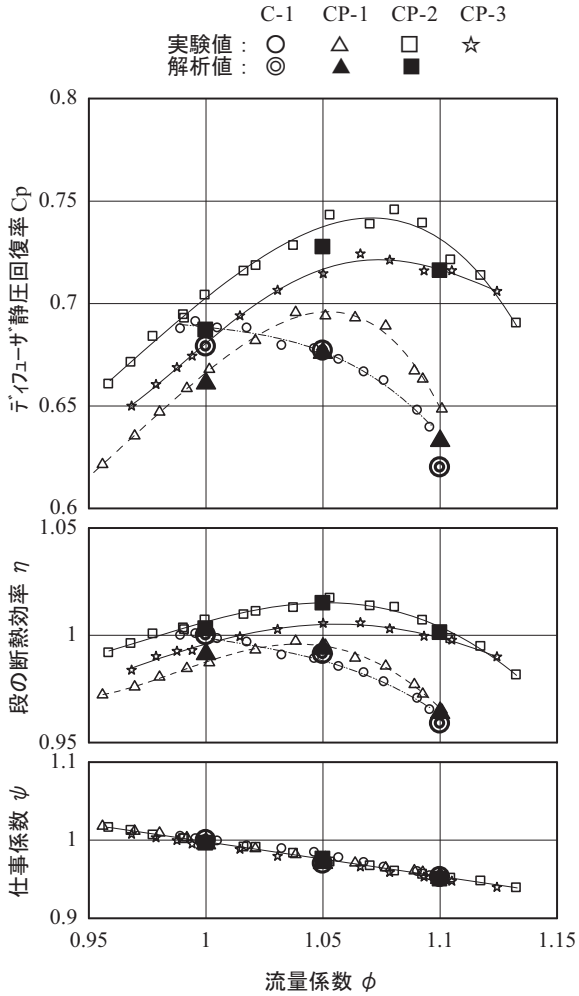



図５　性能結果

図６に，C-1，CP-1，CP-2のディフューザ流路に沿った$C_p$の変化の解析結果を示す。$\phi$=1.0の時，CP-2の$C_p$の変化はC-1と同等であり，これに比べCP-1の$C_p$は流路の前半部まで少し低くなり，その差がそのままディフューザ出口まで続いている。大流量側では$\phi$=1.05と$\phi$=1.1とも，流路の前半部までCP-2のCpがC-1，CP-1



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

のそれに比べ高くなり，その差がそのままディフューザ出口まで続いている。

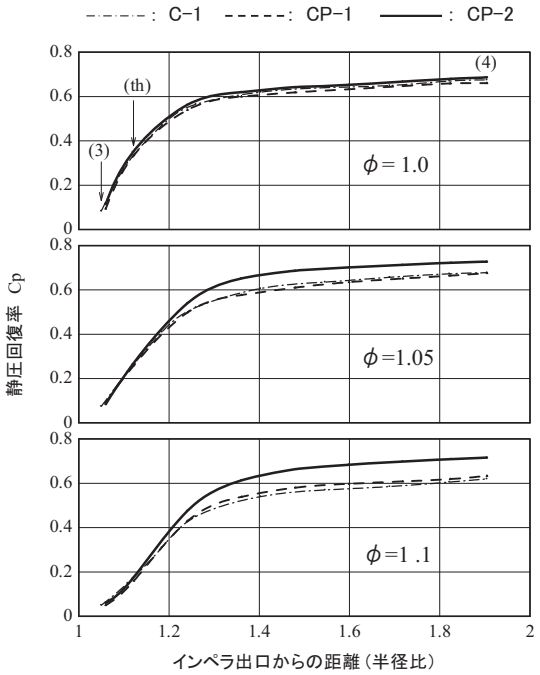



図６　ディフューザ流路に沿った静圧回復率の変化（解析結果）

図７にインペラ出口からディフューザ出口までの流量平均で求めたエントロピー $S$の解析結果についてC-1，CP-1，CP-2を比較した結果を示す。$\phi$=1.0の時，$S$はC-1とCP-2が同等で，CP-1が大きい結果となっている。大流量側の$\phi$=1.05と$\phi$=1.1の時，$S$はC-1とCP-1が同等で，CP-2が小さい結果となっている。すなわち，これらの$S$の傾向は上記の$C_p$の傾向に合っている。

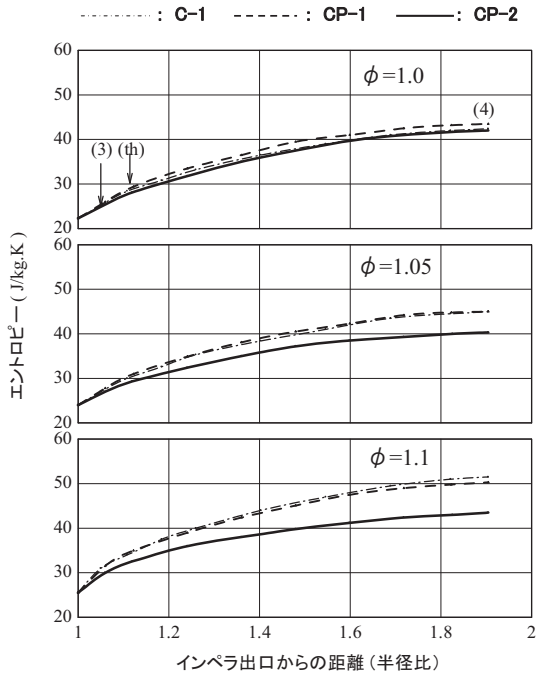



図７　インペラ出口からディフューザ出口までの流路平均のエントロピーの変化（解析結果）

### 5.2　流路断面内の流れの分布（解析結果）

#### 5.2.1　インペラ出口断面内の流れ

インペラ出口の流れはディフューザ性能に大きく影響するので，この流れ場を把握することは重要である。図８にインペラ出口断面の絶対マッハ数$M_2$の分布を，図９に絶対流出角$\alpha_2$の分布を示す。$M_2$は負圧面側が圧力面側に比べて高い分布となっている。$\alpha_2$はピッチ方向（周方向），スパン方向（ハブからシュラウド間）で分布しており，特にスパン方向の変化が大きい。

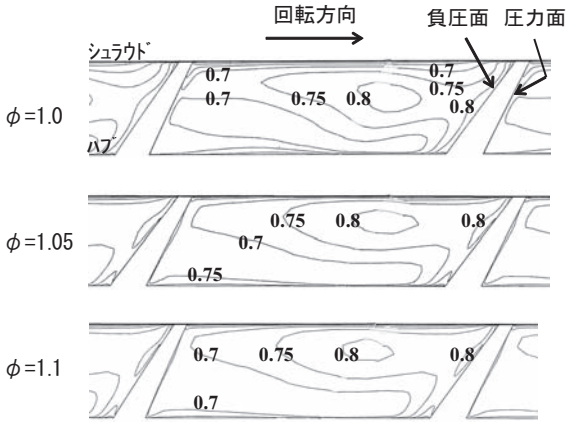



図８　インペラ出口断面内の絶対マッハ数$M_2$の分布

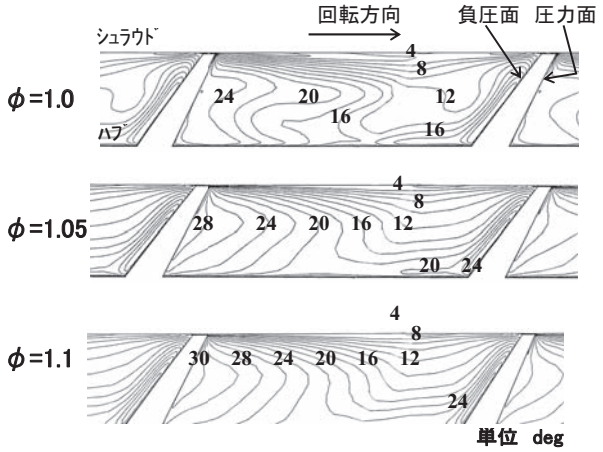



図９　インペラ出口断面内の絶対流出角$\alpha_2$の分布

図10にピッチ方向で平均化した$\alpha_2$のスパン方向の分布を示す。$\alpha_2$はハブ側から60%スパンにかけて大きく，シュラウド側で小さくなっている（流れが周方向に傾いている）。図中にC-1，CP-1，CP-2のディフューザの入口角度$\alpha_{3v}$の分布を示す。C-1，CP-1の$\alpha_{3v}$はスパンの全域にわたって流れの角度分布にマッチしていないが，CP-2の$\alpha_{3v}$は$\phi$=1.0の時，20%スパン位置からシュラウド側に向かって流れの角度分布に比較的よくマッチしている。大流量側の$\phi$=1.05，$\phi$=1.1の時，CP-2の$\alpha_{3v}$は特にシュラウド側の流れの角度分布によくマッチしている。



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

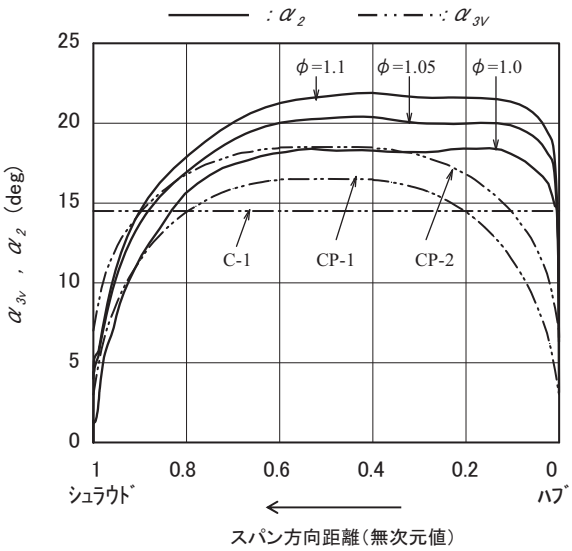



図10　インペラ出口絶対流出角 $\alpha_2$　および
ディフューザ入口角度 $\alpha_{3V}$

### 5.2.2　ディフューザ入口断面内の流れ

図11にC-1，CP-1，CP-2のディフューザ入口断面内（前縁のミッドスパンでの半径位置）の流入角度分布を示す。本図と後述の図12に示す前縁位置でのマッハ数分布をみる限り，ディフューザ入口断面内の流れの分布に関し，これらディフューザに顕著な差は認められない。

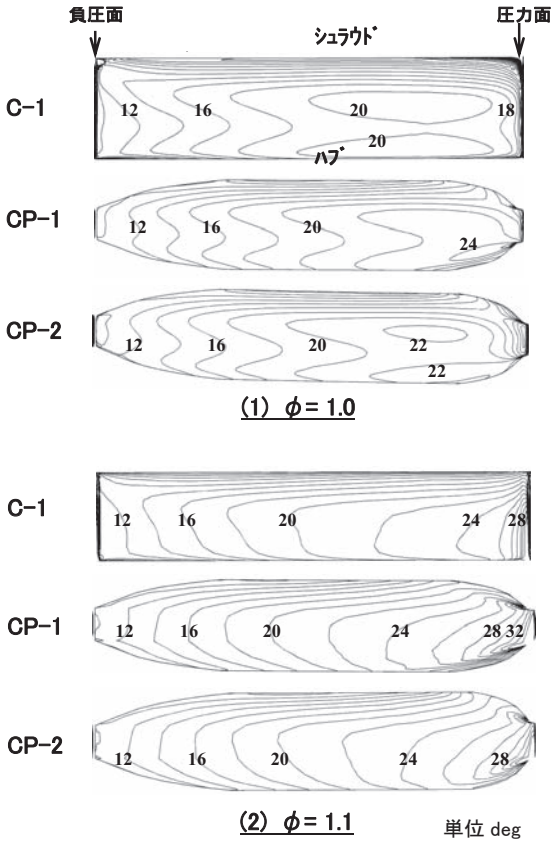



図11　ディフューザ入口断面内の流入角分布

### 5.2.3　ディフューザ流路断面内の流れ

図12にC-1，CP-1，CP-2のディフューザの流路に沿った断面内のマッハ数分布を示す。C-1ディフューザの場合，$\phi$=1.0の時にはハブ側 から80%スパンにかけてインシデンス（ディフューザ入口角度－流れの角度）が負となるため（前述の図10参照），圧力面側では下流側に行くに従って流れが剥離しやすくなり低速域が拡大する。また，これがブロッケージとなってディフューザ内の流れを負圧面側に押し付ける。これによりシュラウド面側では正のインシデンスにもかかわらず負圧面からの剥離はなく，負圧面側のマッハ数が圧力面側に比べ高くなる。大流量側の $\phi$=1.05，1.1の時には，$\phi$=1.0の時と同様な傾向にあるが，ハブ側の負のインシデンスが大きくなるため下流の圧力面側の低速域はハブ側に拡大している。

CP-1ディフューザの場合，$\phi$=1.0の時，20％スパンから80%スパンにかけての負のインシデンスがC-1の場合に比べ小さくなり，C-1の流路の下流側に見られるような圧力面側の低速域はなくなっている。一方，半径位置$R/R_2$ =1.2以降では負圧面のハブ側の流れが流路断面のコーナー $R$に沿ってシュラウド側に向かいハブ側に低速域が現れる。大流量側の $\phi$=1.05，$\phi$=1.1の時には，流れの角度が大きくなり，20%スパンから80％スパンにかけての負のインシデンスが大きくなって，上記のC-1の場合と同様に流路の下流の圧力面側に低速域が現れる。

CP-2ディフューザの場合，$\phi$=1.0の時のディフューザ内の流れはCP-1の $\phi$=1.0の時と同様な傾向にある。ただし，入口角度がより流れ角の分布にマッチしているため，流路の前半部でCP-1に比べ流れの分布が若干改善されている。大流量側の $\phi$=1.05，$\phi$=1.1の時のディフューザ内流れの傾向は $\phi$=1.0の時と同様であるが，流路内の流れの分布が改善されている。これは，ディフューザ入口角度がシュラウド側の流れ角も含め全体的に流れの角度分布によりよくマッチしたからと考えられる。

上記の結果より，C-1，CP-1，CP-2を比較すると，インペラ出口からディフューザ入口までの流れ状態に顕著な差はないが，ディフューザの入口から出口までの流路内の流れに差があり，これが前述の図７に示したディフューザ内のエントロピー $S$の変化に現われ，同じく図６に示した静圧回復率$C_P$ に影響している。すなわち，$C_p$の上昇程度が大きい流路の前半部までの間で低速域がより少なく損失が少なくなったCP-2の$C_p$ が高い結果となっている。低速域の領域と損失の大きい高エントロピーの領域はよく一致しており，その一例を図13に示す。特にCP-2の場合，$C_p$が最高となる点は $\phi$=1.05から1.1の間にあるが，これは80%スパンからシュラウド間でもディフューザの入口角度が流れの角度分布によりよくマッチしたからと考えられる。この場合，ハブから20%スパンの間では角度のミスマッチが見られるが，この領域のミスマッチもなくすことによって更なる$C_p$ の向上が期待できる。



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

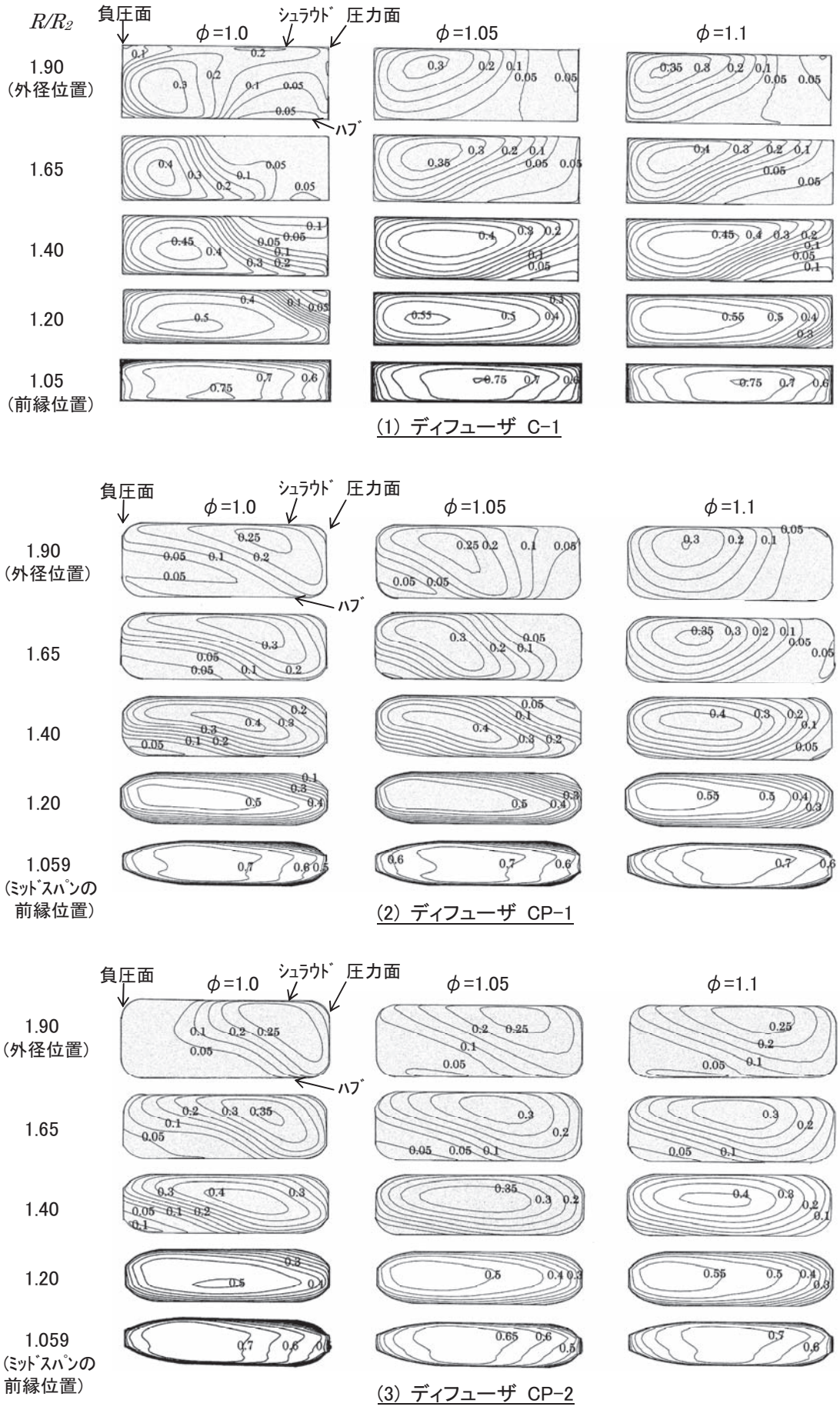



図12　ディフューザ流路断面内のマッハ数分布　$R/R_2$ はインペラ出口からの距離（半径比）



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

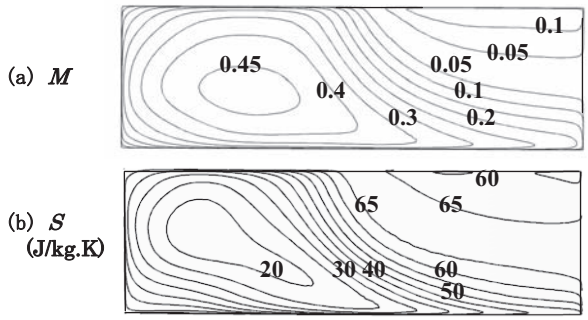



図13　マッハ数$M$の分布とエントロピー$S$の分布の例
ディフューザC-1，$R/R_2$ = 1.4，$\phi$ =1.0

## 6．あとがき

$Ns$が0.55の低比速度型の圧縮機において，インペラ出口での流れ角とのマッチングを考慮して，ディフューザ入口のスパン方向の角度分布を変えたディフューザで実験を行い，ディフューザ入口角度と流れの角度分布とのマッチングがディフューザ静圧回復率に及ぼす影響について確認した。また，Non Linear Harmonic法によるインペラとディフューザを組み合わせた非定常流体解析を行って実験結果とよく一致することを確認するとともに，ディフューザ内の流れの状態を分析し，上記のマッチングと静圧回復率に関連づけて考察することができた。

## 参考文献

(1) 川西，東部，金澤，”遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究（第１報：低比速度型ディフューザ)”，日本ガスタービン学会誌，Vol.40，No.６，2012.11
(2) 吉田，仮屋，川西，”遠心圧縮機用羽根付ディフューザの三次元流れ解析”，日本機械学会第72期通常総会講演論文集（Ⅲ），1995.３
(3) Bourgeois, J.A., Martinuzzi, R.J., Robert, D.,Savory, E., Zhang, C.,”Experimental and numerical investigation of an aero-engine centrifugal compressor”,ASME Paper, GT2009-59808
(4) Krain, H., “Swirling impeller flow”, ASME Paper, 87-GT-19
(5) Koumoutsos, A., Tourlidakis,A., Elder, R.L.,”CFD analysis of unsteady flow interactions in a centrifugal compressor”, ASME Paper, 2000-GT-460
(6) Bennet, I.,Tourlidakis, A., Elder, R.L.,”Detailed measurements within a selection of pipe diffusers for centrifugal compressors”, ASME Paper, 98-GT-92
(7) Kenny, D.P., ” A novel low-cost diffuser for high-performance centrifugal compressors”, Transactions of the ASME, January 1969



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

技術論文

# 内部冷却リブと孔後方突起を有する平板フィルム冷却のロバスト最適化

# Robust Optimizations of Flat Plate Film Cooling with Internal Ribs and a Rear Bump

酒井　英司[*1]　SAKAI Eiji
高橋　俊彦[*1]　TAKAHASHI Toshihiko

**ABSTRACT**

The Taguchi method is employed to achieve a robust design for a flat plate film cooling fed by a ribbed secondary flow channel, a typical arrangement of turbine blade cooling construction. A cylindrical bump is installed downstream of the hole exit to obtain higher film cooling effectiveness. Seven control factors including hole geometry, rib angle, turbulence intensity, and secondary flow velocity are adopted. Noise factors are blowing ratio and bump geometry. The results showed that the hole geometry has a strong influence on the film cooling effectiveness and robustness. A fan-shaped hole showed higher S/N ratio compared to cylindrical and laid-back fan-shaped holes. Computational simulations were performed to clarify the mechanism of the improvement in the film cooling effectiveness by the fan-shaped hole. Span wise velocity distribution at the hole exit was found to play an important role.

**Key words**：Film Cooling, Robust Optimization, Turbine Blade, Internal Rib, Bump

## 1．緒言

近年のタービン翼にはフィルム冷却が広く採用され，高温ガスタービンを成立させる上で最も重要な技術の一つとなっている。フィルム冷却の高性能化の方途としては，孔出口を拡大したシェイプト孔[(1)]や孔周りへの突起デバイスの設置[(2)(3)]等が提案されている。著者らはこれまでに，タービン動翼の内部冷却流路を模擬した二次流流路から供給される平板フィルム冷却を対象として実験と数値解析を行い，フィルム冷却孔の後方に設置した突起により高吹出し比条件下でのフィルム冷却効率が大幅に向上することを示した[(4)]。

しかしながら，製作時や運転時において突起形状や吹出し比を厳密に制御することは困難で，製造時のばらつきや運転時の経年劣化等により設計条件と運用条件が異なることで冷却性能が低下する可能性がある。したがって，こうした誤差を考慮した上での最適条件，すなわちロバスト最適条件を選定することが重要である。

本報では，内部冷却流路と突起を有する平板フィルム冷却に対してタグチメソッド[(5)]を適用し，吹出し比および突起形状の変動に対して安定で，高いフィルム冷却効率を実現できる設計条件の選定を試みた。その上で，内部冷却流路におけるリブ角度や流速，フィルム冷却孔形状がフィルム冷却効率に及ぼす影響について検討を加えた。

原稿受付　2013年２月20日
校閲完了　2013年５月23日
＊1　一般財団法人電力中央研究所エネルギー技術研究所
〒240-0196　横須賀市長坂２－６－１

## 2．実験装置および条件

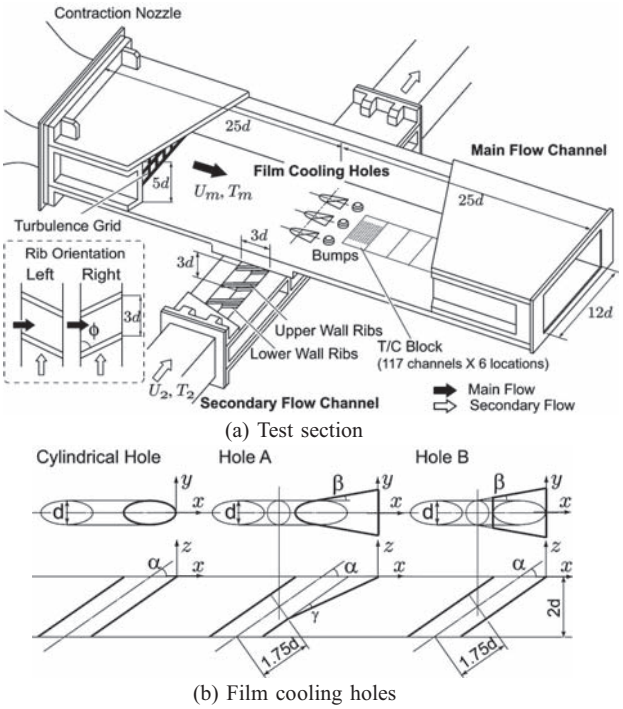
図１(a)に実験装置を示す。流路は主流流路と二次流流路，フィルム冷却孔から構成される。主流および二次流流路はそれぞれ，100mm×240mm，および60mm×60mmの矩形断面を持つ。フィルム冷却孔の径は$d$ = 20mm，長さは3.5$d$ で，主流に対して$\alpha$ = 35度で傾斜している。孔は60mm（=3$d$）ピッチで３孔配置され，中央の孔の下流について計測を行った。孔出口形状として，丸孔と，孔出口を主流方向とスパン方向に拡大したシェイプト孔（A孔），スパン方向のみ拡大したシェイプト孔（B孔）を採用した［図１(b)］。ここで$\beta = \gamma$ =10度である。孔の後縁を原点とし，主流方向を$x$，スパン方向を$y$，高さ方向を$z$とした。

二次流流路はタービン動翼の内部冷却流路を模擬したもので，その上下内壁面それぞれには高さと幅がともに６mmの矩形リブがいわゆる平行傾斜リブになるように60mmピッチで10個（中央のフィルム冷却孔の上流と下流に５つずつ），フィルム冷却孔がリブとリブの中央に位置するように設置される。

リブの向きはフィルム冷却効率に大きな影響を及ぼす[(4)(6)]。左上がりリブの場合［図１(a)］，二次流流路断面内に生じる二次流れに起因してフィルム冷却孔内に旋回流が形成され，その結果として孔下流に生じる二対の双子渦が孔から吹出された二次流のリフトオフを抑制する



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




(b) Film cooling holes

Fig. 1 Experimental apparatus

ため，高吹出し比におけるフィルム冷却効率が比較的高い。他方，右上がりのリブの場合［図1(a)］，二次流流路断面内に生じる二次流れの向きがフィルム冷却孔の傾斜方向と一致するため孔内に旋回流が生じず，その結果孔下流に一対の双子渦が生じて，低吹出し比におけるフィルム冷却効率が比較的高く，高吹出し比におけるフィルム冷却効率が比較的低くなる[4][6]。本報では，空力的損失や流量係数，熱伝達特性の面から有利であると考えられる右上がりのリブ[4]を採用した。リブの角度は$\phi$=45, 60, 75度とした。

フィルム冷却孔の後方には，上端に3 mmのコーナー面取りを施した円筒状の突起を取り付けた。突起径は$D$ = 0.5$d$，$d$，1.5$d$，高さは$H$=0.25$d$，0.5$d$，0.75$d$，取り付け位置（フィルム冷却孔後縁から突起前縁までの距離）は$L_B$=0.25$d$，0.75$d$，1.25$d$とした。

乱流格子により主流乱れを変化させた。$x/d$=−2.5における乱れ強さは$T_u$=0.5%（格子なし），5%，9%であった。ただし格子なしにおいても壁面のごく近傍では$T_u$=10%であり，$z/d$ >0.5で$T_u$=0.5%であった。乱流格子を取り付けた場合，主流乱れと同時に壁面付近の流速分布に違いが生じた。そのため，ここでいう主流乱れの変化にはこの影響も含まれるが，後述するように，本研究の範囲内において，主流乱れおよび流速分布の変化がフィルム冷却効率に及ぼす影響は他の因子に比べて小さかった。

主流流速は$U_m$=20m/s，二次流流速は$U_2$=10，15，20m/s とした。主流温度は$T_m$=293 ～ 298K，二次流温度は$T_2$=331 ～ 333K とした。フィルム冷却孔径を代表長とした主流レイノルズ数は$Re_m$=25,000で，二次流レイノルズ数は$Re_2$=10,500 ～ 21,000である。本研究では二次流の一部をフィルム冷却孔より吹出し，吹出し比はBR=$\rho_2 U_c/(\rho_m U_m)$=0.5, 0.75, 1.0, 1.25とした。密度比はDR=$\rho_2/\rho_m$=0.9である。ここで$\rho_m$，$\rho_2$は主流および二次流の密度で，$U_c$はフィルム冷却孔内の孔軸方向平均流速である。$U_c$は二次流流路においてフィルム冷却孔の上流および下流の流量差を超音波流量計（愛知時計電機，TRX80D-C）により測定し，3つのフィルム冷却孔内の流量は等しいとの仮定の下，算出した。

主流流路の下壁および二次流流路は厚さ12mmのベークライト板（熱伝導率：0.42W/mK）で作製し，断熱条件に近づけた。また熱損失を極力低減するために，二次流流路を厚さ50mmのスタイロフォーム（熱伝導率：0.04W/mK以下）で覆った。本実験では熱損失の補正を行っていないが，熱損失は各条件におけるフィルム冷却効率の差を減ずるように作用することから，ロバスト最適条件を探査する目的からは問題ないと考えられる。

## 3．ロバスト最適化について

タグチメソッドの手法のうち，望大特性により最適化を行った。ノイズが$n$水準あり各特性値を$y_i$とすると望大特性のSN比（単位db）は次式で定義される[5]。

$$S/N = -\log \frac{1}{n}\left(\sum_i^n \frac{1}{y_i^2}\right) \tag{1}$$

ここで$1/y_i^2$の期待値は平均値$\mu=\Sigma y_i/n$と，標準偏差$\sigma=\sqrt{\Sigma(y_i-\mu)^2/(n-1)}$を用いて，

$E[1/y_i^2]\approx(1/\mu^2)(1+3\sigma^2/\mu^2)$ と表わされるから[5]，SN比を改善することで平均値$\mu$を大きくし，出力変動$(\sigma/\mu)^2$を低減することができる。

特性値$y_i$としては3.0<$x/d$<17.5, −1.3<$y/d$<1.3で面平均したフィルム冷却効率$\eta_{spa}=\iint\eta\, dxdy/\iint dxdy$，$\eta=(T_m-T_w)/(T_m-T_2)$ を用いた。ここで$T_w$は壁面温度で，主流方向に5 mmピッチで9点，スパン方向に4 mmピッチで13点のK型熱電対を埋め込んだブロックを6か所トラバースさせて計測した［図1(a)］。サンプリング周波数は100Hzで60秒間の時間平均をとった。フィルム冷却効率の不確かさは約6.7%であった[6]。

誤差因子として，吹出し比（ケース1），突起形状（ケース2）を選定した。ケース1では，制御因子としてリブ角度，二次流流速，主流乱れ強さ，突起径，突起高さ，突起位置，孔形状を選び（表1），第1列を削除した$L_{18}$直交表に割り付けた。誤差因子はBR=0.5, 0.75, 1.0, 1.25の4水準（$N_1$ ～ $N_4$）とし，18×4回の実験を行った。ケース2では，リブ角度，二次流流速，吹出し比，主流乱れ強さを制御因子として（表2），$L_9$直交表に割り付けた。実験回数を減じるため，突起径，突起高さ，突起位置を外側直交表に割り付けたものを誤差因子（$N_1$ ～ $N_4$）として用い（表3），9×4回の実験を行った。



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

Table 1　Control factors and levels（case 1）

| | control factor | level 1 | level 2 | level 3 |
|---|---|---|---|---|
| A | rib angle, $\phi$ | 45degs | 60degs | 75degs |
| B | secondary flow velocity,$U_2$ | 10m/s | 15m/s | 20m/s |
| C | turbulent intensity,$T_u$ | 0.5% | 5% | 9% |
| D | bump diameter,$D$ | 0.5$d$ | $d$ | 1.5$d$ |
| E | bump height,$H$ | 0.25$d$ | 0.5$d$ | 0.75$d$ |
| F | bunp location,$L_B$ | 0.25$d$ | 0.75$d$ | 1.25$d$ |
| G | hole geometry | cyl. | A | B |

Table 2　Control factors and levels（case 2）

| | control factor | level 1 | level 2 | level 3 |
|---|---|---|---|---|
| A | rib angle,$\phi$ | 45degs | 60degs | 75degs |
| B | secondary flow velocity,$U_2$ | 10m/s | 15m/s | 20m/s |
| C | blowing ratio,BR | 0.5 | 0.75 | 1.25 |
| D | turbulent intensity,$T_u$ | 0.5% | 5% | 9% |

## 4．数値解析手法

フィルム冷却孔周りの流れ構造についても考察するため，汎用熱流体解析コードFluent ver12を用いた数値計算を併せて行った。Naら[7]によればSSTモデルの予測精度が比較的高いため，乱流モデルにSSTモデルを用いた定常のRANS計算を行った。既報[4]と同様の格子を用いた。主流流路においてはスパン方向に周期境界条件を課し，フィルム冷却孔１ピッチ分を計算対象とした。主流流路および二次流流路入口には別途のドライバ計算で発達させた流速分布を与え，出口では静圧を固定した。壁面はすべて断熱粘着壁とした。壁面第１層格子における$y^+$が１以下になるようにした。表４にセル数を示す。

## 5．結果および考察

### 5.1　ロバスト最適化

ケース１について要因効果図を図２に示す。図中のA～Gおよび１～３は表１の制御因子および水準に対応する。図２より，孔形状（図中G）および突起高さ(E)の影響が比較的大きく，主流乱れ強さ(C)や突起位置(F)の影響は比較的小さいことがわかる。本報では，SN比を最大にする組み合わせ，すなわちロバスト最適条件として，$A_2B_2C_2D_3E_3F_2G_3$を選定した（最適条件１）。突起による翼面の熱伝達率や空力損失の増大[4]を考慮すれば突起は小さいほうが望ましいと考えられるため，$A_2B_2C_2D_2E_2F_2G_3$についてもロバスト最適条件とした（最適条件２）。２つの最適条件について再現性確認実験を行ったところ，SN比の実験値と要因効果図からの推定値との差は±3db以下であり（それぞれ－1.95db，－0.76db），再現性があると判断された。

図３に２つの最適条件について$\eta_{spa}$とBRの関係を示す。比較として示した現行条件[4]に比べて，最適条件１と２の$\eta_{spa}$が全体的に改善していることがわかる。

なお，最適条件１では最適条件２に比べて高BR条件での$\eta_{spa}$は大きいが，低BR条件での$\eta_{spa}$が小さい。大きい突起は高BR条件でのフィルム冷却効率を改善するものの，低BR条件においては主流と冷却流の混合を過大にして，かえってフィルム冷却効率を低下させる。比較的小さい突起を複数用いれば，低BR条件におけるフィルム冷却効率の低下を防止し，かつ高BR 条件でのフィルム冷却効率を改善することができる。図３には最適条件２に対して孔下流の中心線上（$x/d$=10）に小さい突起（$D$=0.5$d$, $H$=0.25$d$）を追設した結果についても併せて示してあり，最適条件２と比較して高BR条件での$\eta_{spa}$が向上する。

次にケース２について述べる。ケース２ではケース１の結果から孔形状としてはB孔を採用した。要因効果図を図４に示す。図中のA～D および１～３は表２の制御因子および水準に対応する。吹出し比（図中C）とリブ角度(A)がSN比を変化させ，ロバスト最適条件は$A_2B_1C_2D_2$である（最適条件３）。最適条件３におけるSN比の確認実験結果と要因効果図からの推定値の差は±３db以内であり（－0.51db），ケース１と同様に再現性があると判断された。

図５はケース２について，BRをパラメータとして$N_1$～$N_4$の誤差因子における$\eta_{spa}$を示したものである。図４より$\phi$=60度，$U_2$=10m/s，$T_u$=５%とした。タグチメソッドで選定されたようにBR=0.75において，突起形状によらず安定して高い$\eta_{spa}$が得られることがわかる。

Table 3　Outer orthogonal array（case 2）

| noise | $N_1$ | $N_2$ | $N_3$ | $N_4$ |
|---|---|---|---|---|
| bump diameter,$D$ | 0.5$d$ | 0.5$d$ | 1.5$d$ | 1.5$d$ |
| bump height,$H$ | 0.25$d$ | 0.75$d$ | 0.25$d$ | 0.75$d$ |
| bump location,$L_B$ | 0.25$d$ | 1.25$d$ | 1.25$d$ | 0.25$d$ |

Table 4　Number of cells

| grid | number of cells |
|---|---|
| cylindrical hole | $8.3 \times 10^6$ |
| hole A | $8.4 \times 10^6$ |
| hole B | $9.6 \times 10^6$ |

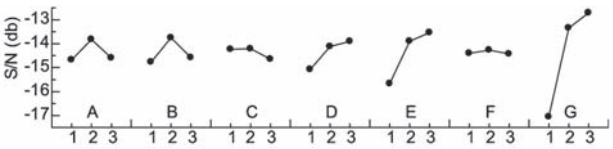



Fig. 2　Plots of control factor effects（case 1）

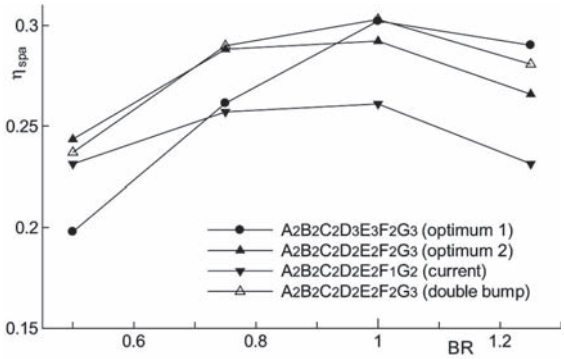



Fig. 3　Relationship between $\eta_{spa}$ and BR（case 1）



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

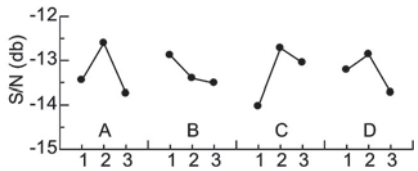



Fig. 4　Plots of control factor effects（case 2）

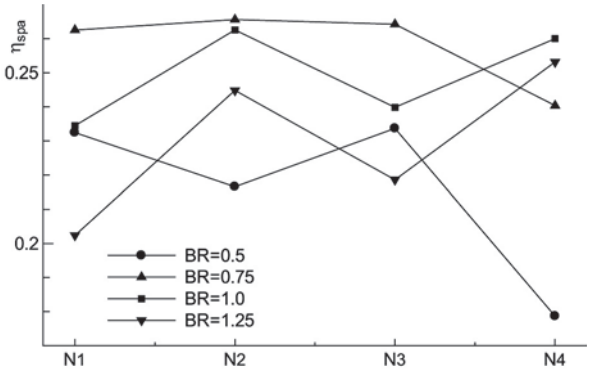



Fig. 5　Effects of bump on $\eta_{spa}$（case 2）

### 5.2　孔形状の影響

ここでケース１においてB孔が選定された理由について考察する。図６に，$\phi$=60度，BR=0.75，$U_2$=15m/s，$T_u$=５%について，$x/d$=2.75における主流直交断面内の無次元温度$\theta=(T_m-T_f)/(T_m-T_c)$の分布を示す。ここで$T_f$は混合流体の温度で，スパン方向に４mm間隔で17ch持つ熱電対プローブを下壁から１mmの位置から２mm間隔で15点トラバースさせて計測した。図７の左側は突起なしの場合，右側は最適条件２の突起を設置した場合に対応する。突起の有無によらず，丸孔では主流直交断面内に丸形の温度分布が見られるのに対して，B孔ではスパン方向に広がった温度分布が見られる。A孔では両者の中間的な分布となっている。こうした違いから$\eta_{spa}$は丸孔＜A孔＜B孔となり，ケース１においてB孔が選定されたと考えられる（図２のG）。

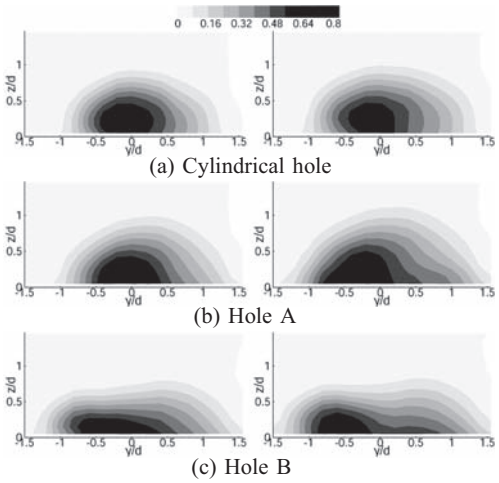



Fig. 6　Non dimensional temperature at $x/d$ = 2.75
（left: no bump, right: bump of optimum 2）

図７に数値解析により得られた$x/d$=2.75における$\theta$分布および断面内速度ベクトルを，孔出口におけるスパン方向流速分布および孔から放出される流線とともに示す（図６とは$y$軸の方向が反転していることに注意）。計算条件は$U_m$=20m/s，$T_m$=298K，$U_2$=15m/s，$T_2$=333K，$\phi$=60度，BR=0.75，突起なしとした。丸孔やA孔と比較してB孔では二次流がスパン方向に広がっており，実験と同様の傾向が見られる。孔出口において，前縁付近のスパン方向流速分布に大きな違いがあり，A孔では$y/d$<0領域において負の，B孔では$y/d$<0において負，$y/d$>0において正の流速が観察される。このスパン方向の流速成分のため，特にB孔では丸孔に比べて二次流がスパン方向に広がって吹出されている。B孔では，孔出口前縁部がスパン方向に拡大していることでスパン方向の流速成分が誘起され，その結果高いフィルム冷却効率が得られることがわかった。

### 5.3　二次流流速およびリブ角度の影響

ケース１とケース２において，リブ角度については$\phi$=60度が，二次流流速については$U_2$=10, 15m/sと比較的小さい流速が選定された。ここではリブ角度および二次流流速がフィルム冷却効率に及ぼす影響について考察する。

図８はリブ角度毎に$\eta_{spa}$とBRの関係を示したものである。(a)は突起なし，(b)は最適条件２の突起を設置したものである。実験条件は，B孔，$T_u$=５%とした。図の各々についてSN比を計算し併記してある。突起の有無によらず$\phi$=60度においてプロットのばらつきが少なく，全体的に高い$\eta_{spa}$が得られる（SN比も大きい）。$\phi$=60度と比較すると，$\phi$=45度の場合，高BRで高$U_2$条件での$\eta_{spa}$が低く（破線の丸），一方$\phi$=75度の場合，低BRで高$U_2$条件での$\eta_{spa}$が低い（破線の四角）。このことか

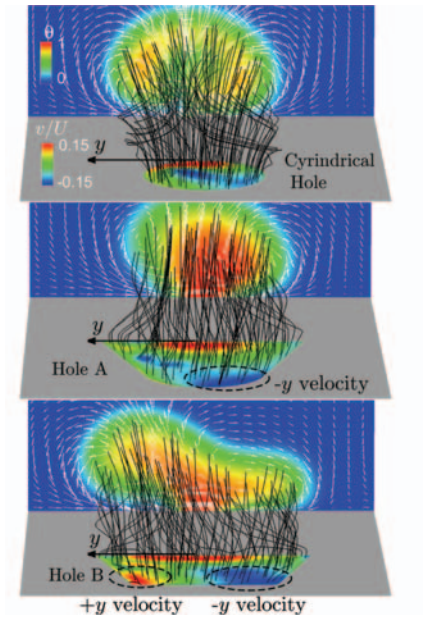


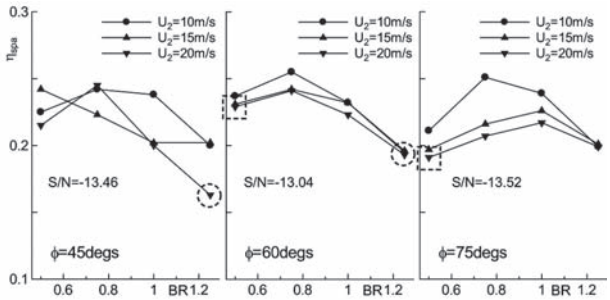

Fig. 7　$\theta$ and spanwise velocity（BR = 0.75）
（top: cylindrical hole, middle: hole A, bottom: hole B）



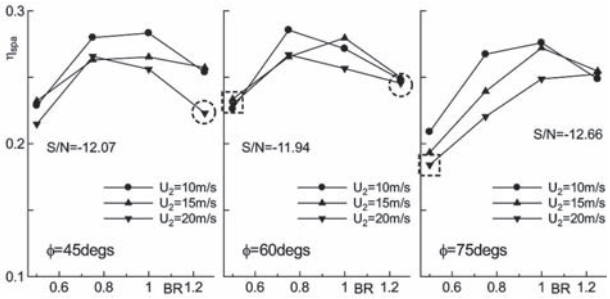
Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

らケース１と２の最適化において$\phi$=60度と比較的小さい$U_2$が選定されたと考えられる。

図９は，図８(a)において破線で囲った丸および四角の条件について，$x/d$= 2.75における主流直交断面内の$\theta$分布を示したものである。図９(a)より，$\phi$=45度では$\phi$=60度に比べて二次流のリフトオフが強くなっている様子が観察される。このため$\phi$=45度では$\phi$=60度に比べて$\eta_{spa}$が低下する。次に図９(b)において$\phi$=75度を見ると，$y/d$=0.5辺りの$\theta$が$\phi$=60度に比べて低く，断面内に２つの温度ピークが認められる。この分布は左上がりのリブやリブの無い場合の分布[6][8]に近く，すなわち$\phi$=75度では，二次流の進行方向とリブのなす角度が直角に近いため，二次流流路断面内における二次流れの形成が弱く，左上がりのリブやリブの無い場合と類似した流れ場が形成されていると推察される。したがって$\phi$=75度では，BRの増加にともなって$\eta_{spa}$が増加する傾向が他のリブ角度よりも強く，低BR における$\eta_{spa}$が相対的に低い（図８）。

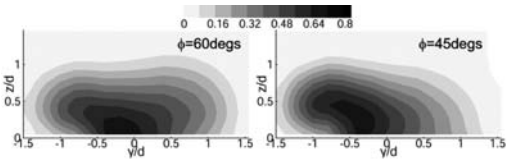



(a) no bump

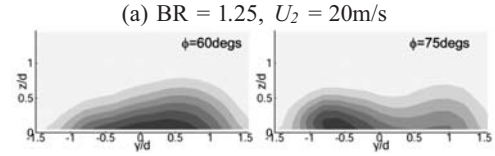



(b) bump of optimum 2

Fig. 8　Effect of rib angle on $\eta_{spa}$




(a) BR = 1.25, $U_2$ = 20m/s




(b) BR = 0.5, $U_2$ = 20m/s

Fig. 9　Comparisons of $\theta$ at $x/d$ = 2.75（no bump）

### 5.4　混合特性とフィルム冷却効率

突起によるフィルム冷却効率向上メカニズムとしては，突起の下流に生じる縦渦が双子渦の形成を抑制することが指摘されている[2][4]。しかしながら突起は同時に乱れを発生させ主流と二次流の混合を促進する作用をもつ。混合の度合いはフィルム冷却効率に大きく影響すると考えられるため，ここでは突起による混合促進とフィルム冷却効率の関係について調べた。

主流と二次流の混合度は，未混合率を表わす$U_s$[9]により評価した。

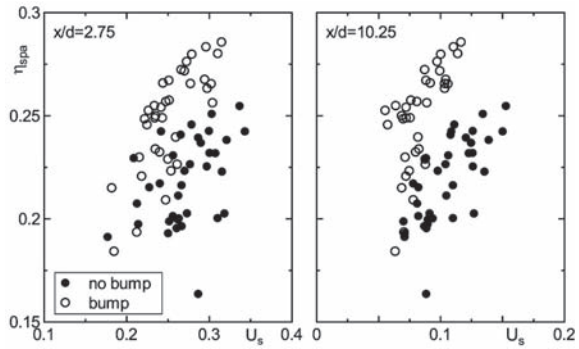
$$U_s = \frac{1}{L_y L_z}\iint u_s dydz \tag{2}$$

$$u_s = \frac{(\theta-\theta_{ave})^2}{\theta_{ave}(1-\theta_{ave})} \tag{3}$$

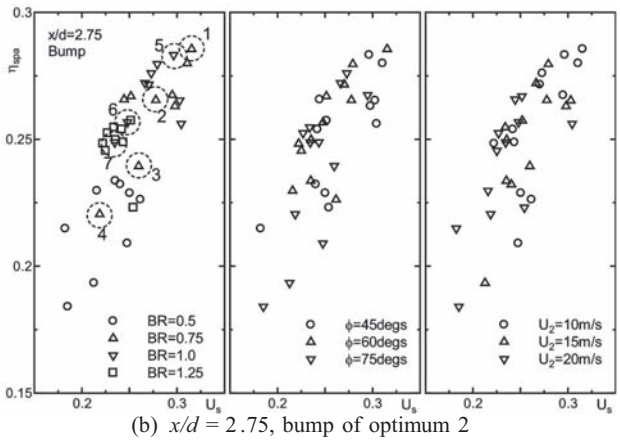
ここで，積分範囲は$-1.6<y/d<1.6$, $0.05<z/d<1.45$とし（$L_y$=3.2$d$, $L_z$=1.4$d$），$\theta_{ave}$はその範囲内の平均無次元温度とした。

図10(a)に$x/d$=2.75および$x/d$=10.25における$U_s$と$\eta_{spa}$の関係を示す。実験は，B孔，$\phi$=45, 60, 75 度，$U_2$=10, 15, 20m/s, BR=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, $T_u$= 5 %について行った。黒丸が突起なし，白丸が最適条件２の突起を設置した場合に対応する。図10(a)では突起の有無のみで結果を整理して示した。$x/d$=2.75で突起ありのデータについては，BR, $\phi$, $U_2$毎に整理して図10(b)に示した。

図10を見ると，$U_s$と$\eta_{spa}$の間にはばらつきがあるものの相関があって，$U_s$の増加にともなって$\eta_{spa}$が増加する。




(a) $x/d$ = 2.75(left), $x/d$ = 10.25(right)




(b) $x/d$ = 2.75, bump of optimum 2

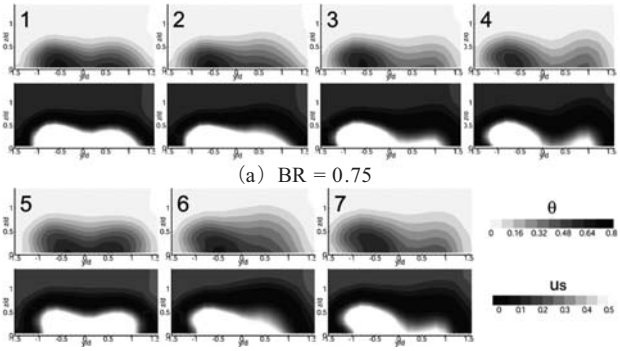
Fig.10　Relationship between $U_s$ and $\eta_{spa}$



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

主流と二次流の混合に関しては，主流中に吹出される円形ジェットのLESの結果から，壁面近傍の混合が促進されることで，高BR条件下でのフィルム冷却効率が向上する[10]ことを示したが，本実験結果においては主流と二次流の混合促進がフィルム冷却効率を低下させている。図11は，結果の代表的な例として，図10(b)において破線で囲んだ１～４（BR=0.75）および５～７（BR=1.25）について，$x/d$=2.75における$\theta$と$u_s$の分布を示したものである。各々における$\phi$（deg）と$U_2$（m/s）は，１で60, 10，２で60, 15，３で75, 15，４で75, 20，５で45, 10，６で60, 20，７で75, 20である。図より主流と二次流の上流側界面（壁面から離れた位置の界面）において$u_s$が小さく混合が促進されていることがわかる。１→４，５→７に向かって特に$y/d$ >0の界面における混合が進んでいる。図12に，１と４，および５と７について$x/d$=4, 6, 12における$\theta$の分布を比較して示す。４および７について見ると，$y/d$>0での$\eta$が１および５に対してそれぞれ低下しており，混合が促進する領域と$\eta$が低下する領域が対応している。本実験結果の場合，壁面から離れた位置において混合が促進されており，吹出された二次流中に主流が取り込まれるため（エントレインメント），混合の促進にともなってフィルム冷却効率が低下する。

図13はB孔，BR=0.75，$U_2$=15m/s，$T_u$= 5 %について$x/d$=10.25における$\theta$分布を示したものである。破線が突起なし，実線が最適条件２の突起を設置した場合に相当する。いずれのリブ角度においても突起なしでは壁面近くにおける$\theta$の等値線の角度が大きく，双子渦が形成していると推察されるが，突起ありの場合には等値線の角度が小さくなって，双子渦の形成が抑制されていることがわかる。




（a）BR = 0.75

（b）BR = 1.0

Fig.11　$\theta$（top）and $u_s$（bottom）at $x/d$ = 2.75

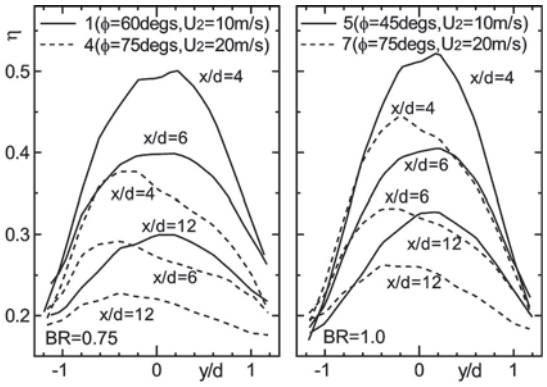
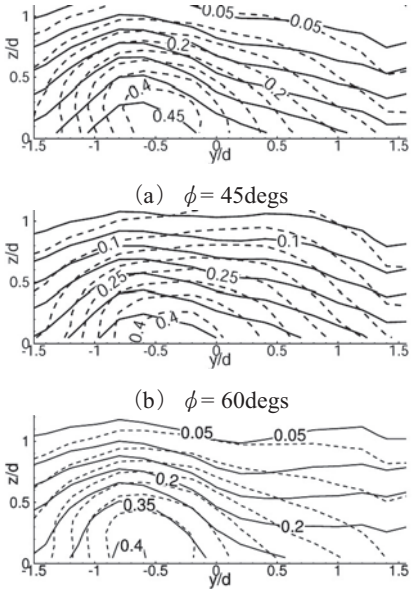



Fig.12　Comparisons of $\eta$




（a）$\phi$= 45degs

（b）$\phi$= 60degs

（c）$\phi$= 75degs

Fig.13　Comparisons of $\theta$ at $x/d$ = 10.25

以上より，突起によるフィルム冷却効率向上は主流と冷却流の混合促進によるものでなく，突起によって双子渦の形成が抑制されることが主要因と考えられる。

## 6．結言

乱流促進リブ付き内部冷却流路と孔後方の突起を有する平板フィルム冷却を対象にロバスト最適条件を探査するとともに，孔形状，リブ角度，二次流流速がフィルム冷却効率に及ぼす影響について調べ，以下の結論を得た。

1．吹出し比を誤差因子とする場合，孔形状および突起高さがロバスト性に大きな影響を及ぼす。孔形状としては出口をスパン方向のみに拡大したB孔が，スパン方向と主流方向に拡大したA孔や丸孔より優れているが，これは孔出口前縁においてスパン方向に広がる流れ成分が形成されることに由来する。

2．突起形状を誤差因子とする場合，吹出し比とリブ角度がロバスト性に大きく影響する。本実験の範囲内では，吹出し比0.75，リブ角度60度において高いSN比が得られた。

3．二次流の流速が比較的大きい場合，リブ角度が45度で高吹出し比の条件，およびリブ角度が75度で低吹出し比の条件下におけるフィルム冷却効率が低下する。このため比較的小さい二次流流速がフィルム冷却効率の高性能化に寄与するが，二次流流速の低下は内部冷却能力の低下を意味するため，フィルム冷却を高性能化する上では内部冷却



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

も含めた総合的な評価が必要となる。

4．突起は主流のエントレインメントを増大させるものの，双子渦を抑制する効果を持つため，フィルム冷却効率を向上させる。

**謝辞**

本実験の遂行にあたり，㈱電力テクノシステムズの小沢祐次氏に多大な協力をいただいた。ここに記して感謝の意を表する。

## 参考文献

(1) Goldstein, R. J. et al., ” Effects of Hole Geometry and Density on Three-dimensional Film Cooling”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.17, (1994), pp.595-607.

(2) Rigby, D. L., et al., ” Improved Film Cooling Effectiveness by Placing a Vortex Generator Downstream of Each Hole”, ASME Paper, GT2008-51361, (2008).

(3) 川端浩和，他３名，” 高圧ガスタービン用フィルム冷却の制御技術に関する研究”，日本ガスタービン学会誌, Vol.40, No. 6 , (2012), pp.67-74.

(4) Sakai, E., et al., ” Experimental Study on Effects of Internal Ribs and Rear Bumps on Film Cooling Effectiveness”, J. Turbomach., Vol.135 (3), 031025.

(5) 立林和夫，入門タグチメソッド，日科技連出版社，(2004).

(6) Sakai, E., et al., ” Experimental and Numerical Study on Effects of Turbulence Promoters on Flat Plate Film Cooling”, ASME Paper, GT2011-45196, (2011).

(7) Na, S., et al., ” CFD Analysis of Film Cooling”, AIAA Journal, Vol.22, (2006), pp. 292-301.

(8) Saumweber, C. et al., ” Comparison of the Cooling Performance of Cylindrical and Fan-shaped Cooling Holes with Special Emphasis on the Effect of Internal Coolant Cross-flow”, ASME Paper, GT2008-51036, (2008).

(9) Liscinsky, D.S., et al., ” Effects of Initial Conditions on a Single Jet in Crossflow”, AIAA Paper, 1995-2998, (1995).

(10) 酒井英司，他２名，” LES によるガスタービンの膜冷却流れ構造と冷却特性の解明”，電力中央研究所報告, M11010, (2012).



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

資　料

# 2012年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会

ガスタービン統計作成委員会は，関係各社の協力を得て2012年１月から12月の間（今年）におけるガスタービン及び過給機の生産状況を調査・集計し，生産統計資料を作成した。資料提供を，陸舶用ガスタービンは15社，航空用ガスタービンは４社，過給機は11社に依頼し，提供を受けた範囲で生産統計資料を纏めた。なお，過給機はすべて排気タービン方式のターボチャージャーであり，機械駆動によるものではない。

## Ⅰ．概要

### １．2012年陸舶用ガスタービン生産統計概要

⑴　生産台数および出力（図１，表１）をみると，台数では前年の318台に対し413台と，前年に比べて100台弱（95台，30%）の増加となり，最近６年間（2007～2012年）で最も少なかった前年から一転して，最多となった。出力区分別の前年との比較では，小型が27台，中型が58台，大型が10台の増加となった。また，出力では前年の5,758MWに対し7,970MWと，前年から2,212MW（38%）の増加で，最近６年間で２番目に多い水準となった。出力区分別の前年との比較では，小型が10MW，中型が130MW，大型が2,071MWの増加となっている。

ア）小型（735kW以下）は前年と比べて，台数は26%，出力は23％の増で，それぞれ130台，52MWとなった。

イ）中型（736～22,064kW）は前年と比べて，台数は31%，出力は23％の増で，それぞれ243台，690MWとなった。

ウ）大型（22,065kW以上）は前年と比べて，台数は33%，出力は40%の増で，それぞれ40台，7,227MWとなった。

⑵　用途別（表１，図２，図３）にみると，ベースロード発電用（BL），ピークロード発電用（PL），非常用発電用（EM），艦艇用（MM）およびその他（MC）の用途向けで占められている。台数で最も多いのは非常用発電用（EM）の319台（77％），出力で最も多いのはベースロード発電用（BL）の6,290MW（79％）である。前年と比べると，非常用発電用（EM）の台数の増加や，前年は実績０であったピークロード発電用（PL）の実績があったこととそれに伴う出力における構成比率の変動はあるものの，全体的な構成は例年と大きく変わっていない。

ア）非常用発電用（EM）は前年と比べて，台数は83台（35％）増の319台，出力は108MW（28%）増の501MWとなった。出力区分別にみると，小型は台数で23％，出力で19%の増加，中型は台数で43％，出力で28%の増加となっている。前年は，小型が台数微減で出力は増加，中型が台数・出力ともに減少となったが，今年は小型・中型ともに台数・出力が増加した。2011年の震災以降，非常用発電のニーズの高まりが，この増加に影響しているのではないかと推測される。

イ）ベースロード発電用（BL）は前年と比べて，台数は４台（７％）増の62台，出力は983MW（19%）増の6,290MWと，台数・出力ともに増加した。出力区分別にみると，小型は台数・出力ともに67%の増加，中型は台数で16%，出力で38%の減少，大型は台数・出力ともに20%の増加となっている。前年は小型が減少，中型・大型が増加し，特に中型の大幅な増加が顕著であったが，今年は小型・大型が増加し，中型は一転して減少している。１台あたりの出力を前年と比べると，小型：前年・今年ともに309kW/台，中型：前年6.0MW/台　今年4.5MW/台，大型：前年・今年ともに 172MW/台となっており，中型における小出力化が見られる。

ウ）前年実績がなかったピークロード発電用（PL）が今年は４台，1,032MWとなっている。⑴で述べたとおり，出力全体で前年から2,212MWの増加となっているが，ピークロード発電用（PL）の増加が，この全体出力の増加分の約半分（47%）を占めている。

エ）艦艇用（MM）は前年と比べて，台数は８台（160%）増の13台，出力は72MW（102%）増の142MWとなっている。

オ）その他用途向け（MC）は前年と比べて，台数は４台（21%）減の15台，出力では13MW（73%）減の５MWとなっている。

⑶　燃料の種類別（表２，図４，図５）にみると，台数ではガス燃料が前年比34%増の71台，液体燃料が前年比29%増の342台となっている。出力ではガス燃料が前年比28%増の6,761MW，液体燃料が前年比161%増の1,209MWとなっている。ガス燃料・液体燃料ともに前年に比べて台数・出力ともに増加しているが，特

※文中の前年との差異や増加率などの出力に関する数値は，後に示す数表に基づきkW単位で算出している。



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

に前々年から前年にかけてほとんど変化がなかった液体燃料の出力における増加が顕著である。構成比率は，台数ではガス燃料が全体の17%に対し，液体燃料が83%で，この比率は前年と変わっていない。一方，出力ではガス燃料が85%，液体燃料が15%で，こちらは前年に比べて，液体燃料の構成比が７%ほど高くなっている。

ア）液体燃料では，台数・出力ともに最も多いのが重油１種（H1）であり，台数は204台で燃料全体の49%を占めている。出力は323MWで燃料全体の４%を占めている。重油1種（H1）は前年に比べて台数は21%，出力は27%の増加となっている。次に台数が多いのは灯油（T）の77台で，前年に比べると93%増となっている。最も少ない軽油（K）は61台で，前年比９%増となっている。出力では軽油（K）が788MW，灯油（T）が98MWとなっており，前年と比べると，軽油（K）が5.4倍（445%）の大幅な増加となり，灯油（T）は52%の増加となっている。前年は台数・出力ともに軽油（K）が多かったが，今年は台数では灯油（T）が多く，出力では軽油（K）が多くなっている。軽油（K）と灯油（T）の出力の差が前年より大きく広がっているが（前年：80MW，今年：690MW），これは軽油（K）の大型の実績の増加によるものである。

イ）ガス燃料では，台数が最も多いのは天然ガス（GNG）の33台で，燃料全体の８%を占めている。出力では液化天然ガス（LNG）が最も多く3,219MWで全体の40%を占めている。台数で次に多いのは都市ガス（GTW）の20台，以下は液化天然ガス（LNG）の17台，高炉ガス（GBF）の１台となっている。出力で次に多いのは天然ガス（GNG）の2,645MW，以下は都市ガス（GTW）の812MW，高炉ガス（GBF）の85MWと続く。ここ数年は台数・出力ともに天然ガス（GNG）が最多であったが，今年は出力で液化天然ガス（LNG）が逆転した。

ウ）燃料別比率を出力区分別にみると，台数の上位３種は，小型は重油１種（49%），灯油（30%），軽油（16%），中型は重油１種（58%），灯油（16%），軽油（15%），大型は天然ガス（45%），液化天然ガス（38%），都市ガスおよび軽油（各8%）となっている。全体では重油1種（49%），灯油（19%），軽油（15%）の比率になった。出力でみると，小型は重油1種（54%），灯油（29%），軽油（13%），中型は重油1種（43%），軽油（29%），灯油（12%），大型では液化天然ガス（44%），天然ガス（36%），都市ガス（11%）となっている。全体では液化天然ガス（40%），天然ガス（33%），都市ガス（10%）の割合となった。前年は天然ガスが出力全体の65%を占めて最多であったが，今年は液化天然ガスが最多となった。また，ここ数年低調であった都市ガスの増加が顕著である。これは，先の震災を経て，災害時におけるガスインフラのロバストネスの高さが認識され，都市ガスが災害時の電源用燃料として寄与するとみられたためと推測される。

⑷　納入地域別（表３）でみると，台数では国内が前年比87台増の368台，輸出が８台増の45台となった。出力では国内が前年比1,158MW増の3,763MW，輸出が1,054MW増の4,207MWとなっている。

ア）国内向けは総台数の89%，全出力の47%を占めており，全体に占める割合は，台数で１%，出力で２%の増加と前年から大きく変わっていない。前年との比較では台数は31%増，出力は44%増となっている。区分別の台数・出力は，小型で25台，９MWの増加，中型で58台，162MWの増加，大型で４台，987MWの増加となっており，前年は小型の台数・出力の減少と中型の台数減・出力増がみられたが，今年はいずれの出力区分でも台数・出力ともに増加となっている。さらに国内の地域別にみると，台数では北海道で16台，東北で17台，関東で34台，中部で９台，九州で12台それぞれ増加，近畿で7台の減少があったのが大きな変化であった。出力については東北で573MW，中部で813MW，近畿で367MWの増加があった一方で，関東で538MWの減少があったのが大きなところである。東北で台数・出力ともに増加している。また，関東で出力の大きな減少が見られるが，関東は前々年から前年にかけて1,500MW増加しており，この影響によるものとみられる。なお，近畿は前年に引き続き出力が増加している。地域別の構成比率は台数・出力ともに関東が最も多く，それぞれ国内全体の45%，32%を占めており，この傾向は前年と同じであるが，上述のとおり，出力は前年に比べて減少しているため，構成比率も減少している（前年：67%）。また，今年は舶用主機向けが前年から５台，70MWの増加となっている一方，舶用補機向けが前年から３台，13MWの減少となっている。

イ）輸出は総台数の11%，全出力の53%であり，前年と比べた全体に占める割合は台数で１%，出力で２%の減少となっている。前年よりそれぞれ8台（22%），1,054MW（33%）増加している。前年との比較を区分別でみると，小型は実績がなかった前年から２台，１MWの増加，中型は台数は変わらず，32MWの減少，大型は６台，1,084MWの増加となっており，出力において中型の減少と大型の増加がみられる。輸出先別にみると，台数ではアジア（53%），欧州（18%），ロシア・NIS諸国（11%）の順になっており，出力ではアジア（56%），中東（15%），北米（12%）となっている。台数・出力ともにアジア向けが最も多くなっているのは例年どおりである。アジア向けは前年と比べて台数は５台（26%）増，出力は929MW（65%）増となっており，中型で減少している（２台，43MWの減少）一方で，大型は増加（５台，971MWの増加）となっている。大きな変動があった地域は，上述のア



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

ジアの他，出力で483MW増加した北米，台数が増加した一方，出力が減少（２台増，616MW減）した欧州，逆に台数は減少したが，出力は増加した（３台減，163MW増）ロシア・NIS諸国などである。ロシア・NIS諸国向けは最近コンスタントに実績が出ている。

⑸　被駆動機械別（表４，図６，図７）では，これまでと同様に，台数・出力とも発電機がほとんどを占め，台数で96%，出力で98％であった。発電機について出力区分別にみると，全ての出力区分で台数・出力ともに前年に比べて増加となっている。それぞれの前年比は，台数では小型が27%，中型が36%，大型が33%の増加である。出力では小型が20%，中型が18%，大型が40%の増加となっている。水ポンプは全体で前年に比べて８台，14MWの減少となっており，出力区分別にみると，小型は１台，２MWの増加，中型が９台，16MWの減少となっている。この他の被駆動機械では推進機が９台，128MWとなり，前年から４台，58MWの増加であった。

⑹　出力区分別（表５）を前年と比べると，小型は全体で台数・出力ともに増加している，さらに詳細な区分別（0 ～ 146kW，147 ～ 367kW，368 ～ 735kW）にみると，0 ～ 146kWでは２台増，0.1MWの減少となっているが，それ以外の147 ～ 367kW，368 ～ 735kWでは台数・出力ともに増加している。中型も全体で台数・出力ともに増加したが，さらに詳細な区分別（736 ～ 4,412kW，4,413 ～ 10,296kW，10,297 ～ 16,180kW，16,181 ～ 22,064kW）にみると，736 ～ 4,412kW，4,413 ～ 10,296kW，10,297 ～ 16,180kW，では，台数・出力ともに増加しているが，16,181 ～ 22,064kWは台数・出力ともに減少（実績なし）であった。大型は全体で台数・出力ともに増加し，さらに詳細な区分別（22,065 ～ 44,129kW，44,130kW以上）でみても，いずれの区分別でも台数・出力ともに増加となった。台数の多い順では，736 ～ 4,412kW，368 ～ 735kW，147 ～ 367kWとなっており，これは前年と変わらない。また出力の多い順では44,130kW以上，736 ～ 4,412kW，22,065 ～ 44,129kWとなっており，こちらも前年と変わらない。

⑺　発電用ガスタービン（表６）の台数と出力を前年と比較すると，事業用は，国内では14台，2,967MWとなり，前年比は台数で4台増，出力で938MW増となった。輸出では7台，254MWとなり，前年比は台数で５台増，出力で165MW増となった。自家用は，国内が332台，650MWとなり，前年比は台数で82台増，出力で161MW増となった。輸出は38台，3,953MWとなり，前年比は台数で３台増，出力で889MW増であった。国内・輸出の事業用・自家用それぞれで，台数・出力ともに増加となった。

⑻　陸舶用ガスタービン向けモジュールは，前年に引き続き2012年も実績がなかった。

⑼　前年の生産統計では，国内大型の出力の増加がみられ，その要因の一つとして，東日本大震災とそれに伴う電力不足への対応を挙げ，今年以降の生産統計において，小型・中型でもその影響が表れてくるものと推察されることを述べたが，今年の生産統計において確かに小型・中型の増加が見られた。また，⑶の燃料別でも述べたとおり，液化天然ガス及び都市ガスを燃料としたものの増加が見られたことも，震災後の一つの動きと推察する。

## ２．2012年航空用ガスタービン生産統計概要

⑴　ターボジェット／ターボファン・エンジンの新規製造状況については，TJM3はデータを収集出来ず，前年に新規製造を終了したF-2用のターボファンF110が無くなり，P-1用のF7のみとなって，合計台数は７台，合計推力は402kNであった。（表７，図８参照）

⑵　ターボシャフト／ターボプロップ・エンジンの新規製造状況については，前年同様にターボプロップ・エンジンの新規製造は無く，OH-1用のTS1が無くなって，SH60J/KおよびUH60J/JA用のT700，MCH-101およびCH-101用のRTM322，ならびに，CH-47JA用のT55で，合計台数は21台，合計出力は34,735kWであった。（表８，図９参照）

⑶　2007年から加わった民間航空機用エンジン向けモジュールの新規製造状況については，A320等用V2500のファンモジュール，CF34の低圧タービンモジュールに，B787用Trent1000の中圧圧縮機（IPC）モジュールおよび燃焼器モジュール，B787/B747-8用GEnXの低圧タービンモジュールが加わり，合計台数は1,367台であった。（図10参照）

⑷　日本の航空用ガスタービン生産全体の動向としては，防衛省向けエンジンの新規製造の減少傾向が続いているが，民間航空機用エンジン向けモジュールの新規製造ではV2500およびCF34用モジュール台数の回復傾向が続き，Trent1000およびGEnXといった新機種用モジュールの量産が始まって，増加傾向が続く見通しである。民間航空機用エンジン向けモジュールに関しては，2007年以降，V2500およびCF34のモジュール生産統計を掲載しているが，部品製造も含めるとGE90，PW2000/4000/6000，GP7200，Trent500/700/800/900，BR710/715など多機種に渡り，その生産規模も相当な額に達しているが，今後さらにTrent1000，GEnX，PW1000G等の新機種用モジュール製造，部品製造が本格化するため，民間航空機用エンジン関連の占める割合が増加する傾向は続くと見られる。（出典：一般社団法人　日本航空宇宙工業会「平成25年版　日本の航空宇宙工業」，ISSN 0910-1527）



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

### 3．2012年過給機生産統計概要

⑴　生産台数（表９）については，主に自動車向けに使用される圧縮機翼車外径100mm以下のClass１過給機の生産台数は前年比3.1%の増加で約365万台と，２年連続で増加した。主に建設機械，陸上発電設備，船舶用機関等向けに使用される圧縮機翼車外径101mm～200mmのClass２過給機の生産台数は前年比28.5%の減少で約3.3万台となった。主に船舶用機関向けに使用される圧縮機翼車外径201mm以上のClass３以上の過給機についてはClassごとの程度差はあるものの，総じて11.4％減少して，約1.6千台となった。

⑵　生産型式数（表10, 図11）は廃止となった型式は無く，新規に14型式が追加となった。これにより195型式（全Class含む）となった。但し2008年以降Class１の主要過給機メーカー１社の報告を得られておらず，集計上型式数は減少している。

⑶　市場動向としては，不況からの脱却傾向が見られた2011年比で生産台数全体では2.7％の微増となり，昨年に引き続き継続的な市場回復が見られた。このうち生産台数の多い自動車向けが主なClass１はほぼ横ばいの+3.1%の増加であったが，主に建設機械向けとされるClass２は28.3%減となり，2011年の増加の主要因となった震災復興需要が安定した可能性がある。乗用車向けが主なClass１の需要は，世界的には増加傾向にある。これは環境性能の高い乗用車用クリーンディーゼルエンジン，過給ガソリンダウンサイジングエンジンの増加が主な理由と考えられる。しかしながら，各社は為替差損対策等の理由で海外生産化を進めており，国内生産の伸びが低く推移している可能性がある。また主に船舶機関向けとされるClass３以上についてはClassにより異なるものの総じて11.4%減となり，造船業界並びに海運市場の低迷や，燃料費の高騰などの影響が現れてきたと考えられる。一方で，Class４については近年リリースされた２機種を中心に約140%増となっており，性能が向上した新機種への関心の高さも伺える。

⑷　製品ラインアップについては，排ガス規制や高圧力比を実現する新機種が各大手メーカーより船舶主機，補機用としてClass４,５,６,７,８,９に14型式追加された。IMOではNOx３次規制の開始時期が2016年から2021年に延期する案が提出され，来年にも採択される可能性があるものの，今後もNOx削減や低燃費化の要求により過給機のラインアップは変化していくと考えられる。

## Ⅱ．統計

### １．陸舶用ガスタービン

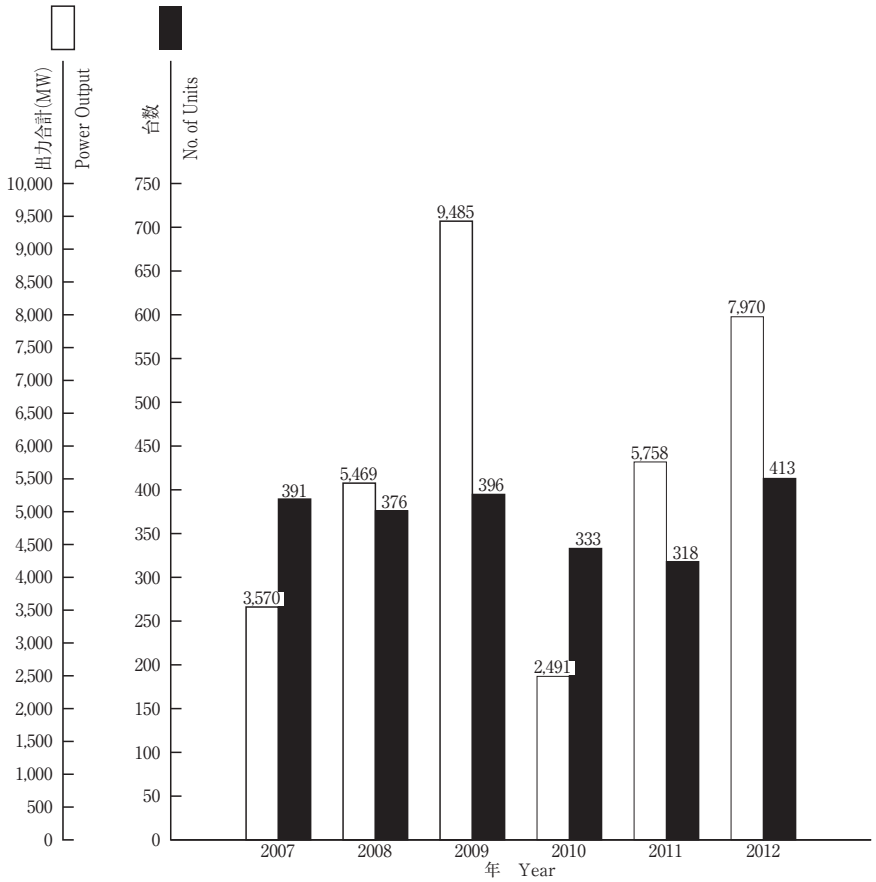



図１　陸舶用ガスタービン



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

表１　2012年用途別生産台数及び出力（kW）

| 区分　Size | | 小型　Small Unit ～735kW | | 中型　Medium Unit 736～22,064kW | | 大型　Large Unit 22,065kW～ | | 全　出　力 Total | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 用　途 Application | コード Code | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) |
| ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load | BL | 5 | 1,545 | 21 | 93,740 | 36 | 6,195,120 | 62 | 6,290,405 |
| ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 1,032,000 | 4 | 1,032,000 |
| 非常用発電用 Generator Drive for Emergency | EM | 111 | 47,220 | 208 | 453,360 | 0 | 0 | 319 | 500,580 |
| 商　船　用 Merchant Marine | M | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 艦　艇　用 Military Marine | MM | 0 | 0 | 13 | 141,744 | 0 | 0 | 13 | 141,744 |
| 石油化学プロセス用 Oil Refinery and Chemical Process | OR | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| その他のプロセス用 Miscellaneous Chemical Process | PR | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 実　験　用 Experimental | XP | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 空　調　用 Air Conditioning | ACD | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| そ　の　他 Miscellaneous | MC | 14 | 3,527 | 1 | 1,400 | 0 | 0 | 15 | 4,927 |
| 合　計 Total | | 130 | 52,292 | 243 | 690,244 | 40 | 7,227,120 | 413 | 7,969,656 |

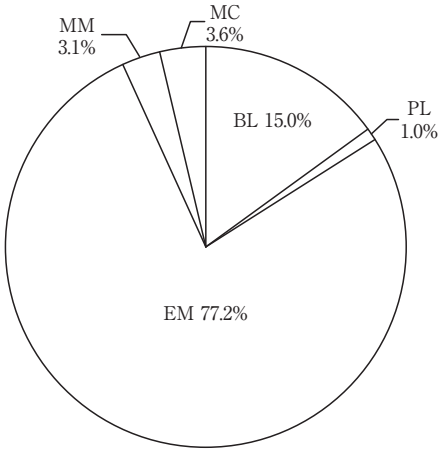



図２　2012年用途別生産台数割合（%）

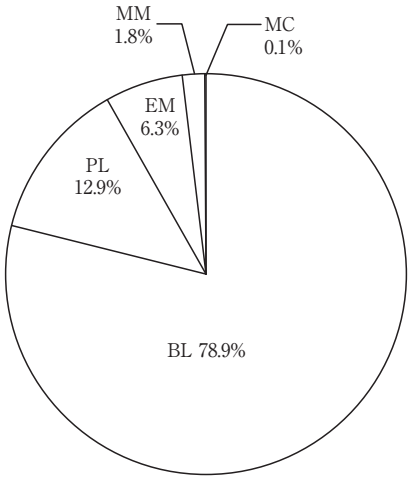



図３　2012年用途別出力割合（%）



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

表２　2012年燃料別生産台数及び出力（kW）

| 区分　Size | | | 小型　Small Unit ～735kW | | 中型　Medium Unit 736～22,064kW | | 大型　Large Unit 22,065kW～ | | 全　出　力 Total | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 燃料種類 Kind of Fuel | | コード Code | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) |
| ガス燃料 Gaseous Fuel | 液化天然ガス Liquefied Natural Gas | LNG | 0 | 0 | 2 | 9,600 | 15 | 3,209,550 | 17 | 3,219,150 |
| | 天然ガス Natural Gas | GNG | 0 | 0 | 15 | 72,850 | 18 | 2,572,170 | 33 | 2,645,020 |
| | 高炉ガス Blast Furnace Gas | GBF | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 84,800 | 1 | 84,800 |
| | 都市ガス Town Gas | GTW | 6 | 2,145 | 11 | 32,590 | 3 | 777,000 | 20 | 811,735 |
| | ガス燃料　小計 Sub Total | | 6 | 2,145 | 28 | 115,040 | 37 | 6,643,520 | 71 | 6,760,705 |
| 液体燃料 Liquid Fuel | 灯油 Kerosene | T | 39 | 14,950 | 38 | 83,000 | 0 | 0 | 77 | 97,950 |
| | 軽油 Gas Oil | K | 21 | 6,840 | 37 | 197,804 | 3 | 583,600 | 61 | 788,244 |
| | 重油１種 Heavy Oil No.1 | H1 | 64 | 28,357 | 140 | 294,400 | 0 | 0 | 204 | 322,757 |
| | 液体燃料　小計 Sub Total | | 124 | 50,147 | 215 | 575,204 | 3 | 583,600 | 342 | 1,208,951 |
| その他 Miscellaneous Fuel | | MF | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 合　　計 Total | | | 130 | 52,292 | 243 | 690,244 | 40 | 7,227,120 | 413 | 7,969,656 |

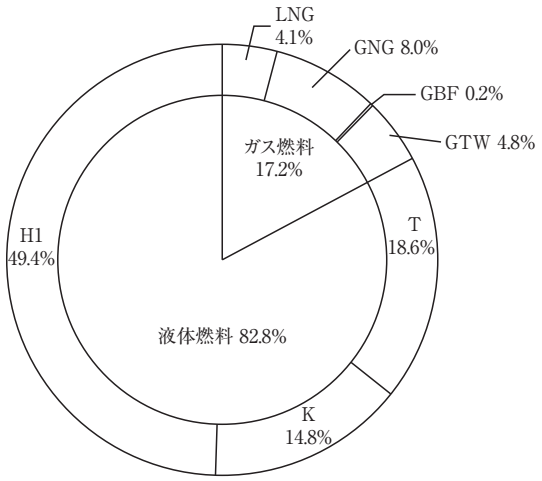



図４　2012年燃料別生産台数割合（%）

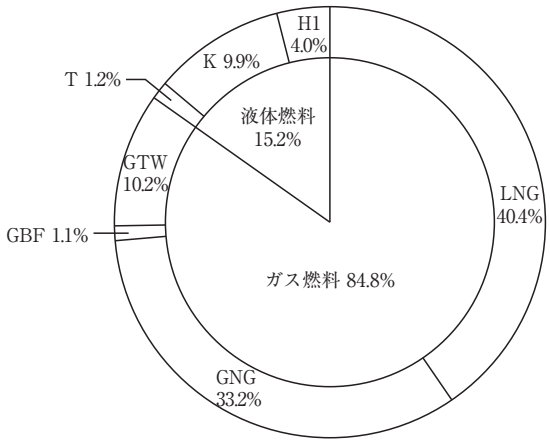



図５　2012年燃料別出力割合（%）



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

表3　2012年地域別納入台数及び出力（kW）

| 地域 Location | 区分 Size | 小型 Small Unit ～735kW | | 中型 Medium Unit 736～22,064kW | | 大型 Large Unit 22,065kW～ | | 全出力 Total | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 台数 Units | 出力 Output(kW) | 台数 Units | 出力 Output(kW) | 台数 Units | 出力 Output(kW) | 台数 Units | 出力 Output(kW) |
| 国内向け Domestic Use | 北海道 Hokkaido | 13 | 3,990 | 12 | 17,600 | 0 | 0 | 25 | 21,590 |
| | 東北 Tohoku | 18 | 7,377 | 9 | 19,800 | 2 | 555,000 | 29 | 582,177 |
| | 関東 Kanto | 48 | 19,385 | 113 | 273,280 | 4 | 914,900 | 165 | 1,207,565 |
| | 中部 Chubu | 23 | 11,150 | 25 | 49,200 | 4 | 818,800 | 52 | 879,150 |
| | 近畿 Kinki | 7 | 3,600 | 25 | 50,300 | 4 | 729,700 | 36 | 783,600 |
| | 中国 Chugoku | 4 | 1,460 | 5 | 6,800 | 1 | 86,450 | 10 | 94,710 |
| | 四国 Shikoku | 1 | 320 | 2 | 3,200 | 0 | 0 | 3 | 3,520 |
| | 九州 Kyushu | 8 | 3,400 | 20 | 43,210 | 0 | 0 | 28 | 46,610 |
| | 沖縄 Okinawa | 1 | 400 | 1 | 2,000 | 0 | 0 | 2 | 2,400 |
| | 可搬型 Movable | 5 | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 10 |
| | 舶用主機 Marine Propulsion | 0 | 0 | 9 | 128,144 | 0 | 0 | 9 | 128,144 |
| | 舶用補機 Marine Anxiliaries | 0 | 0 | 4 | 13,600 | 0 | 0 | 4 | 13,600 |
| | 未定 Unknown | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 国内向け　小計 Sub Total | 128 | 51,092 | 225 | 607,134 | 15 | 3,104,850 | 368 | 3,763,076 |
| 輸出向け For Export | 北米 North America | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 484,920 | 2 | 484,920 |
| | 中南米 South Central America | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 28,600 | 1 | 28,600 |
| | アジア Asia | 2 | 1,200 | 8 | 29,430 | 14 | 2,332,960 | 24 | 2,363,590 |
| | 大洋州 Oceania | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 47,800 | 1 | 47,800 |
| | 欧州 Europe | 0 | 0 | 7 | 38,710 | 1 | 311,100 | 8 | 349,810 |
| | ロシア・NIS諸国 Russia・NIS | 0 | 0 | 3 | 14,970 | 2 | 299,050 | 5 | 314,020 |
| | 中東 Middle East | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 617,840 | 4 | 617,840 |
| | アフリカ Africa | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 輸出向け　小計 Sub Total | 2 | 1,200 | 18 | 83,110 | 25 | 4,122,270 | 45 | 4,206,580 |
| 合計 Total | | 130 | 52,292 | 243 | 690,244 | 40 | 7,227,120 | 413 | 7,969,656 |



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

表4　2012年被駆動機械別生産台数及び出力（kW）

| 区分　Size | | 小型　Small Unit ～735kW | | 中型　Medium Unit 736～22,064kW | | 大型　Large Unit 22,065kW～ | | 全　出　力 Total | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 被駆動機械 Driven Machinery | コード Code | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) |
| 発電機 Electric Generator | G | 122 | 48,835 | 233 | 560,700 | 40 | 7,227,120 | 395 | 7,836,655 |
| 推進機 Propeller | PRR | 0 | 0 | 9 | 128,144 | 0 | 0 | 9 | 128,144 |
| 水ポンプ Water Pump | W | 8 | 3,457 | 0 | 0 | 0 | 0 | 8 | 3,457 |
| 動力計 | DM | 0 | 0 | 1 | 1,400 | 0 | 0 | 1 | 1,400 |
| 合　計 Total | | 130 | 52,292 | 243 | 690,244 | 40 | 7,227,120 | 413 | 7,969,656 |

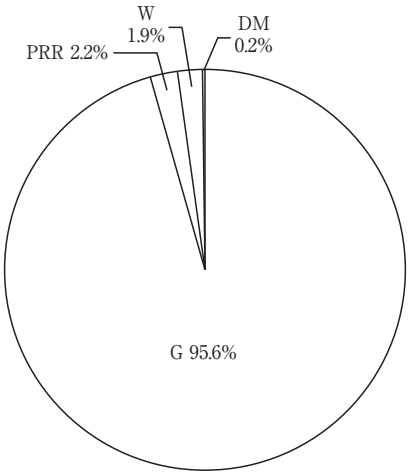



図6　2012年被駆動機械別生産台数割合（%）

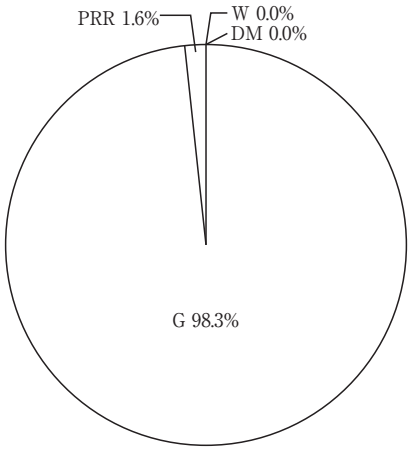



図7　2012年被駆動機械別出力割合（%）

表5　2012年出力区分別生産台数及び出力（kW）

| 出　力　区　分（kW） Units Output | | 台数 Units | 出　力 Output（kW） |
|---|---|---|---|
| 小　型 Small Unit 0～735kW | 0～146 | 6 | 70 |
| | 147～367 | 41 | 10,055 |
| | 368～735 | 83 | 42,167 |
| | 小計　Sub Total | 130 | 52,292 |
| 中　型 Medium Unit 736～22,064kW | 736～4,412 | 213 | 438,790 |
| | 4,413～10,296 | 21 | 123,310 |
| | 10,297～16,180 | 9 | 128,144 |
| | 16,181～22,064 | 0 | 0 |
| | 小計　Sub Total | 243 | 690,244 |
| 大　型 Large Unit 22,065kW～ | 22,065～44,129 | 7 | 212,680 |
| | 44,130～ | 33 | 7,014,440 |
| | 小計　Sub Total | 40 | 7,227,120 |
| 合　計　Total | | 413 | 7,969,656 |



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

表6　2012年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力（kW）

| 区分　Size | | | 小型　Small Unit ～735kW | | 中型　Medium Unit 736～22,064kW | | 大型　Large Unit 22,065kW～ | | 全　出　力 Total | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 用　途 Application | | コード Code | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) | 台数 Units | 出　力 Output(kW) |
| 国内事業用 | ベースロード発電用 | BL | 0 | 0 | 0 | 0 | 10 | 1,934,950 | 10 | 1,934,950 |
| | ピークロード発電用 | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 1,032,000 | 4 | 1,032,000 |
| | 非常用発電用 | EM | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Domestic/Public Use 国内事業用　小　計 | | Sub Total | 0 | 0 | 0 | 0 | 14 | 2,966,950 | 14 | 2,966,950 |
| 国内自家用 | ベースロード発電用 | BL | 5 | 1,545 | 6 | 20,890 | 1 | 137,900 | 12 | 160,335 |
| | ピークロード発電用 | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 非常用発電用 | EM | 109 | 46,020 | 205 | 443,100 | 0 | 0 | 314 | 489,120 |
| | そ　の　他 | MC | 6 | 70 | 0 | 0 | 0 | 0 | 6 | 70 |
| Domestic/Private Use 国内自家用　小　計 | | Sub Total | 120 | 47,635 | 211 | 463,990 | 1 | 137,900 | 332 | 649,525 |
| 国内合計　Domestic Use Total | | | 120 | 47,635 | 211 | 463,990 | 15 | 3,104,850 | 346 | 3,616,475 |
| 輸出事業用 | ベースロード発電用 | BL | 0 | 0 | 0 | 0 | 7 | 253,930 | 7 | 253,930 |
| | ピークロード発電用 | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 非常用発電用 | EM | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| For Export/Public Use 輸出事業用　小　計 | | Sub Total | 0 | 0 | 0 | 0 | 7 | 253,930 | 7 | 253,930 |
| 輸出自家用 | ベースロード発電用 | BL | 0 | 0 | 15 | 72,850 | 18 | 3,868,340 | 33 | 3,941,190 |
| | ピークロード発電用 | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 非常用発電用 | EM | 2 | 1,200 | 3 | 10,260 | 0 | 0 | 5 | 11,460 |
| For Export/Private Use 輸出自家用　小　計 | | Sub Total | 2 | 1,200 | 18 | 83,110 | 18 | 3,868,340 | 38 | 3,952,650 |
| 輸出合計　For Export Total | | | 2 | 1,200 | 18 | 83,110 | 25 | 4,122,270 | 45 | 4,206,580 |
| 事業用 | ベースロード発電用 | BL | 0 | 0 | 0 | 0 | 17 | 2,188,880 | 17 | 2,188,880 |
| | ピークロード発電用 | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 1,032,000 | 4 | 1,032,000 |
| | 非常用発電用 | EM | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Public Use 事業用　合　計 | | Total | 0 | 0 | 0 | 0 | 21 | 3,220,880 | 21 | 3,220,880 |
| 自家用 | ベースロード発電用 | BL | 5 | 1,545 | 21 | 93,740 | 19 | 4,006,240 | 45 | 4,101,525 |
| | ピークロード発電用 | PL | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 非常用発電用 | EM | 111 | 47,220 | 208 | 453,360 | 0 | 0 | 319 | 500,580 |
| | そ　の　他 | MC | 6 | 70 | 0 | 0 | 0 | 0 | 6 | 70 |
| Private Use 自家用　合　計 | | Total | 122 | 48,835 | 229 | 547,100 | 19 | 4,006,240 | 370 | 4,602,175 |
| 総　計　Grand Total | | | 122 | 48,835 | 229 | 547,100 | 40 | 7,227,120 | 391 | 7,823,055 |

Note：Code Explanation　BL：for Base Load　PL：for Peak Load　EM：for Emergency　MC：any other miscellaneous use



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

## 2．航空用ガスタービン

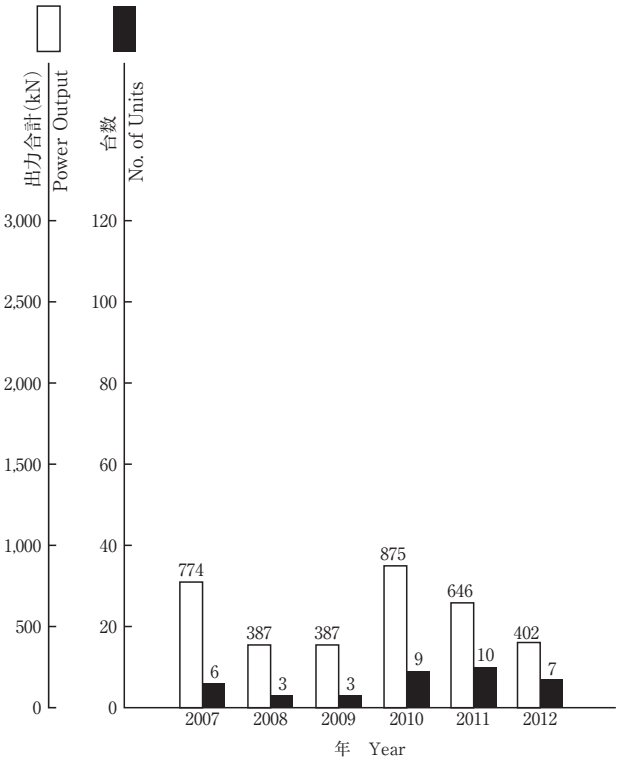



図８　ターボジェット／ターボファン・エンジン

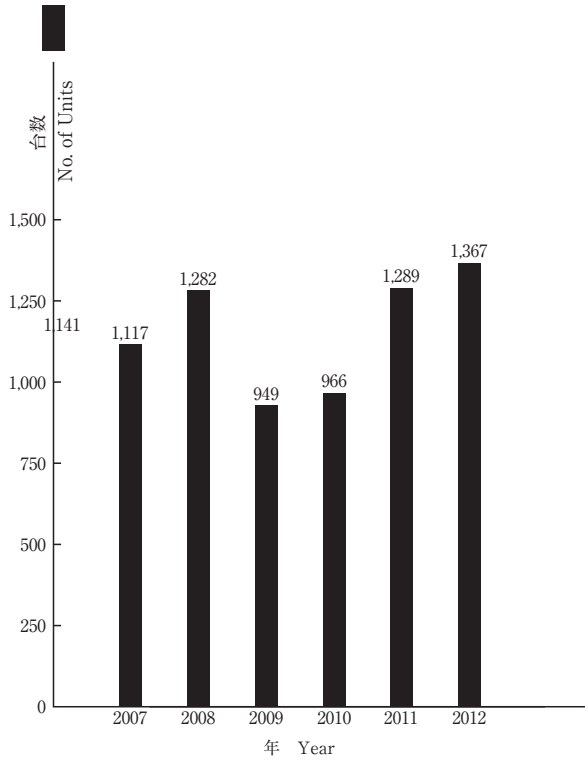



図10　民間航空エンジン用モジュール

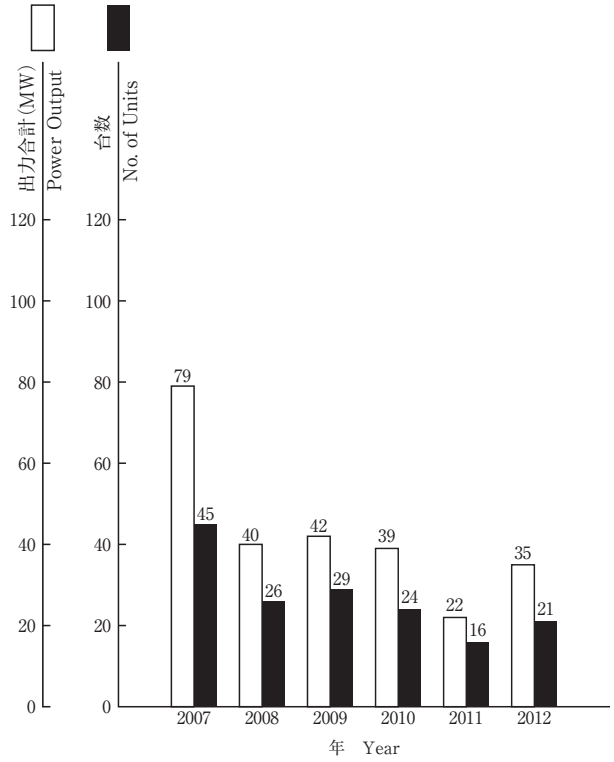



図９　ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン

表７　2012年ターボジェット／ターボファン・エンジン
生産台数及び出力（kN）

| 生産台数<br>Number of Units | 7 | スラスト合計※1<br>Thrust | 402 |
|---|---|---|---|

※１　海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表８　2012年ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力（kW）

| 区　分<br>Size | 0～735kW | | 736kW～ | | 全出力 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 用　途<br>Application | 台数<br>Units | 出力※2<br>Output<br>(kW) | 台数<br>Units | 出力※2<br>Output<br>(kW) | 台数<br>Units | 出力※2<br>Output<br>(kW) |
| 固定翼機<br>Fixed Wing Aircraft | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| ヘリコプタ用<br>Helicopter | 0 | 0 | 21 | 34,735 | 21 | 34,735 |
| 補助機関駆動用<br>Aux. Drive Units | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 合　計<br>Total | 0 | 0 | 21 | 34,735 | 21 | 34,735 |

※２　海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition



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

## 3．過給機

表９　クラス別の年間生産台数

| 区　分 Size | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Class | 圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller | 2007年 | 2008年 | 2009年 | 2010年 | 2011年 | 2012年 |
| Class 1 | 0～ 100 | 約481万 | 約529万 | 約275万 | 約345万 | 約354万 | 約365万 |
| Class 2 | 101～ 200 | 35,284 | 42,225 | 24,918 | 37,723 | 45,680 | 32,774 |
| Class 3 | 201～ 300 | 551 | 508 | 503 | 482 | 643 | 538 |
| Class 4 | 301～ 400 | 238 | 232 | 185 | 134 | 111 | 265 |
| Class 5 | 401～ 500 | 169 | 175 | 131 | 110 | 57 | 73 |
| Class 6 | 501～ 600 | 212 | 303 | 272 | 231 | 294 | 221 |
| Class 7 | 601～ 700 | 249 | 322 | 290 | 282 | 362 | 274 |
| Class 8 | 701～ 800 | 64 | 48 | 47 | 50 | 55 | 74 |
| Class 9 | 801～ 900 | 176 | 205 | 194 | 150 | 214 | 114 |
| Class 10 | 901～1000 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Class 11 | 1001～ | 8 | 0 | 0 | 3 | 24 | 0 |
| 合計 Total※4 | | 36,951 | 44,018 | 26,540 | 39,165 | 47,440 | 34,333 |

※３　型式はいずれも排気タービンである。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.
※４　合計数は，圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。
The figure shows total number of superchargers over 100mm in impeller diameter.

表10　クラス別の型式数※3

| 区　分 Size | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Class | 圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller | 2007年 | 2008年 | 2009年 | 2010年 | 2011年 | 2012年 |
| Class 1 | 0～ 100 | 89 | 61 | 62 | 62 | 64 | 64 |
| Class 2 | 101～ 200 | 26 | 26 | 26 | 29 | 29 | 29 |
| Class 3 | 201～ 300 | 14 | 14 | 15 | 16 | 18 | 18 |
| Class 4 | 301～ 400 | 14 | 15 | 16 | 16 | 15 | 17 |
| Class 5 | 401～ 500 | 11 | 11 | 12 | 12 | 10 | 16 |
| Class 6 | 501～ 600 | 11 | 11 | 12 | 12 | 14 | 15 |
| Class 7 | 601～ 700 | 13 | 13 | 13 | 14 | 17 | 18 |
| Class 8 | 701～ 800 | 5 | 5 | 5 | 6 | 5 | 8 |
| Class 9 | 801～ 900 | 11 | 12 | 12 | 11 | 8 | 9 |
| Class 10 | 901～1000 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Class 11 | 1001～ | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 |
| 合計 Total※4 | | 107 | 109 | 113 | 118 | 117 | 131 |

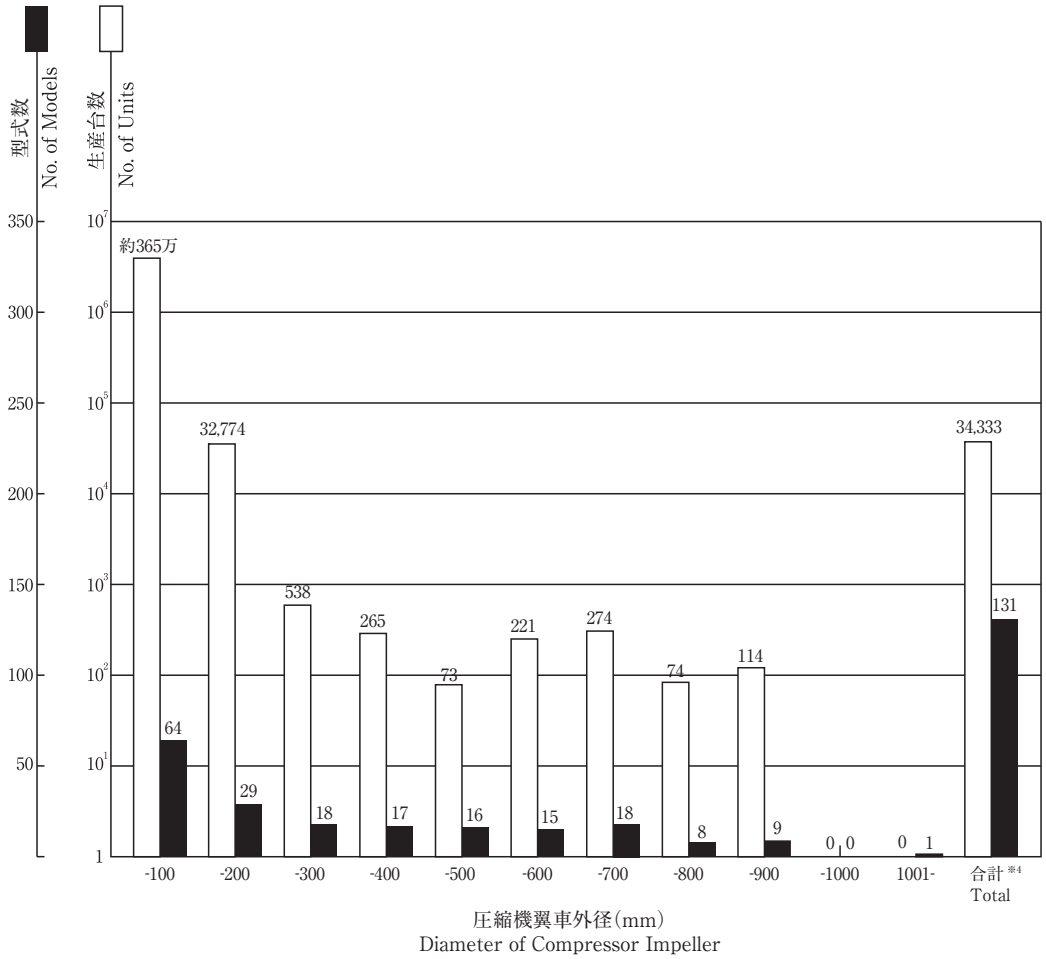



図11　2012年過給機生産台数及び型式数



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

会　告

# 2015年国際ガスタービン会議 IGTC2015 開催のご案内

IGTC2015準備委員会
委員長　渡辺紀徳

1971年に開始された国際ガスタービン会議（International Gas Turbine Congress，IGTC）は第11回を迎え，2015年に東京で開催することになりました。

過去10回にわたり，IGTCは日本のガスタービン技術の発展に寄与してきました。今回は2011年度に日本ガスタービン学会が公益法人化し，カバーする技術分野を「ガスタービンおよびエネルギー関連技術」に広げてから，本格的に準備活動を行う最初の会議となります。日本のガスタービンおよびエネルギー関連技術の発展に資する国際的な情報交換と発信，および人的交流を促進することを主たる目的とし，昨今のエネルギー情勢やガスタービン・航空エンジンの技術状況を反映させて，最新の学術・技術情報を交換するとともに，将来の技術展望や国際協力，また人材育成などを視野に入れた有益な討議を行う国際会議を準備して行きたいと思います。

この度，開催場所および開催期間を決定しましたので，下記の通り概要をお知らせ致します。会員の皆様には是非積極的なご参加とご協力をいただきますよう，宜しくお願い致します。

記

会議名称：　International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo
（2015年国際ガスタービン会議東京大会）

開催場所：　虎ノ門ヒルズフォーラム　（東京都港区虎ノ門一丁目26番地）
http://www.academyhills.com/forum/k2/
（虎ノ門ヒルズフォーラムは現在建設中で，2014年夏に開業予定）

会　　期：　2015年11月15日㈰～ 20日㈮
11月15日㈰　参加登録，歓迎レセプション
11月16日㈪～ 19日㈭　学術講演会，展示
11月20日㈮　見学会
会期中に懇親会を予定

日　　程：　アブストラクト締切り　2015年２月
ドラフト論文締切り　2015年５月
最終論文締切り　2015年８月　（いずれも予定）

そ の 他：　学会ホームページにアナウンスメントを掲載しております。また，今後詳細な情報を随時会議のホームページに掲載して行きますので，ご参照下さい。



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

会　告

# 第41回日本ガスタービン学会定期講演会（沖縄）・見学会のお知らせ（予告）

第41回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会を以下のように開催します。プログラム他詳細は，決まり次第，学会ホームページに掲載いたします。また，９月号にも掲載予定です。

**主　　催**：公益社団法人 日本ガスタービン学会

**協　　賛**：協賛団体はガスタービン学会ホームページ（http://www.gtsj.org/）をご覧ください。

**開 催 日**：
・講演会　2013年10月16日㈬，17日㈭
・見学会　2013年10月18日㈮

**開催場所**：
・沖縄産業支援センター　沖縄県那覇市字小禄1831-１
http://www.okinawa-sangyoushien.co.jp/
Tel：098-859-6234

**講 演 会**：
・一般講演：空力，燃焼,システム,伝熱，材料，タービン，等
・特別講演：未定
・企画：パネルディスカッション「航空エンジンの電動化とエネルギーマネージメント（仮題）」等を予定。

**参加登録費**：
・会員・協賛団体会員　13,650円（ただし，学生は論文集有りで4,200円，論文集無しで1,050円）
・会員外　18,900円（ただし，学生は論文集有りで7,350円，論文集無しで4,200円）

**懇 親 会**：
・第１日目の講演会終了後，市内ホテルにて懇親会を開催いたします。
懇親会参加費：3,150円（予定）

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

**見 学 会**：
・日時　：10月18日㈮
・見学先：吉の浦火力発電所等の見学を予定しています。
・定員　：45名程度，先着順，講演会参加登録者に限ります。
・参加費：6,300円

**参加申込方法**：
・プログラム等詳細決定次第，学会HP（http://www.gtsj.org/）に掲載いたします。ホームページから登録されるか，９月号掲載参加申込書に必要事項をご記入の上，学会事務局宛にお申込み下さい。参加登録は，受付の混乱を避けるため，事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

**関連情報**：
・講演会の前日（10月15日）に市民フォーラムを計画しています。参加自由・無料の予定です。こちらも合わせてご予定ください。



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

# 2013年度役員名簿

| | |
|---|---|
| **会長** | 坂田　公夫（JAXA） |
| **副会長** | 藤谷　康男（日立） |
| **法人管理担当執行理事** | 太田　有（早大），幡宮　重雄（日立），正田淳一郎（三菱重工），山脇　栄道（ＩＨＩ） |
| **公益目的事業担当執行理事** | 畔津　昭彦（東海大），岡崎　正和（長岡技科大），武　浩司（川崎重工），田沼　唯士（帝京大），辻田　星歩（法政大），寺本　進（東大），春海　一佳（海技研），村田　章（東京農工大），山根　敬（JAXA） |
| **理事** | 桂田　健（JAL），高西　一光（関電），新関　良樹（東芝），古谷　博秀（産総研），渡辺　和徳（電中研） |
| **監事** | 塚越　敬三（三菱重工），藤綱　義行（東京農工大） |

# 2013年度委員名簿（順不同）

2013年６月25日現在

○は委員長

**倫理規定委員会**　○幡宮重雄（日立），太田有（早大），山脇栄道（ＩＨＩ），正田淳一郎（三菱重工），山根敬（JAXA），春海一佳（海技研）

**自己点検委員会**　○幡宮重雄（日立），太田有（早大），山脇栄道（ＩＨＩ），正田淳一郎（三菱重工），山根敬（JAXA），春海一佳（海技研）

**運営委員会**　○太田有（早大），幡宮重雄（三菱重工），山脇栄道（ＩＨＩ），正田淳一郎（三菱重工），山根敬（JAXA），村田章(東京農工大)，春海一佳（海技研），笠原公輔（ＩＨＩ），小森豊明（三菱重工），酒井義明（東芝），山田貴哉（東京電力），渡辺紀徳（東大）

**企画委員会**　○正田淳一郎（三菱重工），幡宮重雄（日立），太田有（早大），山脇栄道（ＩＨＩ），山根敬（JAXA），村田章（東京農工大），春海一佳（海技研）

**国際委員会**　○中村良也（アイ･エヌ･シー･エンジニアリング），岡井敬一（東大），太田有（早大），小森豊明（三菱重工），仲俣千由紀（ＩＨＩ），葉狩智子（川崎重工），福田雅文（高効率発電システム研），船崎健一（岩手大），松田寿（東芝），三好市朗（日立），山根敬（JAXA），山本誠（東京理科大），渡辺紀徳（東大）

**学術講演会委員会**　○山本武（JAXA），壹岐典彦（産総研），太田有（早大），斉藤圭司郎（三菱重工），高橋康雄（日立），武田淳一郎（富士電機），東部泰昌（川崎重工），仲俣千由紀（ＩＨＩ），春海一佳（海技研），姫野武洋（東大），平野孝典（拓殖大），渡邊裕章（電中研）

**集会行事委員会**　○山根敬（JAXA），木村武清（川崎重工），酒井英司（電中研），澤徹（東芝），辻田星歩（法政），細川哲也（JALエンジニアリング），中村友行（防衛省），西江俊介（三井造船），西村英彦（三菱重工），浜辺正昭（ＩＨＩ），古谷博秀（産総研），松沼孝幸（産総研），藤井達（日立），水野拓哉（JAXA），山形通史（富士電機），山本誠（東京理科大），吉田征二（JAXA）

**ガスタービン技術普及委員会**　○岡崎正和（長岡技科大），秋山陵（日立），賀澤順一（JAXA），木村武清（川崎重工），齊藤大蔵（東芝），檜山貴志（三菱重工），福山佳孝（JAXA），古川洋之（ＩＨＩ），細川哲也（JALエンジニアリング），宮原忠人（エネルギーアドバンス），村田章（東京農工大），屋口正次（電中研），山本誠（東京理科大），渡辺紀徳（東大）

**学会誌編集委員会**　○田沼唯士（帝京大），荒木秀文（日立），壹岐典彦（産総研），石川揚介（東芝），刑部真弘（東京海洋大），桂田健（JAL），加藤千幸（東大），阪井直人（川崎重工），櫻井一郎（元JAL），佐藤哲也（早大），潮崎成弘（三菱重工），鈴木康文（防衛省），辻田星歩（法政大），寺澤秀彰（東京ガス），寺本進（東大），中野健（ＩＨＩ），新関良樹（東芝），服部学明（三井造船），早田陽一（ダイハツ），北條正弘（JAXA），三鴨正幸（中部電力），山下一憲（荏原），山田貴哉（東京電力），吉野展久（ＩＨＩ），渡辺和徳（電中研）

**論文委員会**　○船崎健一（岩手大），壹岐典彦（産総研），石田克彦（川崎重工），太田有（早大），加藤大（ＩＨＩ），幸田栄一（電中研），柴田貴範（日立），田頭剛（JAXA），寺本進（東大），姫野武洋（東大），山根敬（JAXA），山本武（JAXA），山本誠（東京理科大），吉岡洋明（東芝），渡辺紀徳（東大）

**ガスタービン統計作成委員会**　○武浩司（川崎重工），井出琢磨（ＩＨＩ），澤徹（東芝），恵比寿幹（三菱重工），野村藤樹（ターボシステムズユナイテッド），原田純（川崎重工），山上展由（三菱重工），吉田知彦（日立），米田幸人（ヤンマー）

**産官学連携委員会**　○渡辺紀徳（東大），壹岐典彦（産総研），石井潤治（東芝），岡崎正和（長岡技科大），幸田栄一（電中研），永留世一（川崎重工），西澤敏雄（JAXA），幡宮重雄（日立），平野篤（防衛省），福泉靖史（三菱重工），藤岡順三（物材研），船崎健一（岩手大），古川雅人（九州大），本阿弥眞治（東京理科大），満岡次郎（ＩＨＩ），吉田英生（京大）

**広報委員会**　○村田章（東京農工大），酒井義明（東芝），佐藤哲也（早大），東部泰昌（川崎重工），姫野武洋（東大），福山佳孝（JAXA），松沼孝幸（産総研），山根敬（JAXA）

**表彰委員会**　○藤谷康男（日立），春海一佳（海技研），田沼唯士（帝京大），太田有（早大），幡宮重雄（三菱重工），山根敬（JAXA），村田章（東京農工大）

**情報システム化推進委員会**　○村田章（東京農工大），酒井義明（東芝），佐藤哲也（早大），東部泰昌（川崎重工），姫野武洋（東大），福山佳孝（JAXA），松沼孝幸（産総研），山根敬（JAXA）

**IGTC2015準備委員会**　○渡辺紀徳（東大），井上洋（日立），大石勉（ＩＨＩ），太田有（早大），西澤敏雄（JAXA），松田寿（東芝）

**産業用ガスタービン研究開発プロジェクト調査研究委員会**
○壹岐典彦（産総研），松沼孝幸（産総研），伊藤栄作（三菱重工），岸部忠晴（日立），高橋徹（電中研），合田真琴（川崎重工），米澤克夫（ＩＨＩ），渡辺紀徳（東大）



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

## ○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 |
|---|---|---|---|---|---|
| 日本エネルギー学会 | 第22回日本エネルギー学会大会 | 協賛 | 2013/8/5-6 | 工学院大学<br>新宿キャンパス | 日本エネルギー学会<br>http://www.jie.or.jp/2012/events/120921biryuka_seminar.htm |
| 日本機械学会 | 2013年度計算力学技術者（CAE技術者）認定事業（固体力学分野の有限要素法解析技術者・熱流体力学分野の解析技術者・振動分野の有限要素法解析技術者） | 協賛 | 2013/9/16，12/21 | | 日本機械学会<br>TEL：03-5360-3506<br>http://www.jsme.or.jp/cee/cmnintei.htm |
| 日本機械学会関西支部 | 第327回講習会「設計に使える熱流体解析の基礎と応用（各種シュミレーション技術の適用事例紹介とデモ展示付き）」 | 協賛 | 2013/9/24-25 | 大阪科学技術センター | 日本機械学会関西支部<br>TEL：06-6443-2073<br>E-MAIL：jsme@soleil.ocn.ne.jp |
| 日本航空宇宙学会 | The 2013 Asia-Pacific International Symposium on Aerospace technology（APISAT-2013） | 協賛 | 2013/11/20-22 | サンポートホール高松 | 日本航空宇宙学会<br>TEL：03-3501-0463，FAX：03-3501-0464 |
| 粒子光計測国際会議2014　実行委員会 | 粒子光計測国際会議2014 | 協賛 | 2014/3/10-14 | 産業技術総合研究所<br>臨界副都心センター<br>別館 | 国際会議LIP2014事務局<br>㈱ガリレオ　東京オフィス内<br>TEL：03-5907-3750<br>E-MAIL：lip-mng@ml.galileo.co.jp |
| 日本流体力学会 | 第27回数値流体力学シンポジウム | 協賛 | 2014/12/17-19 | 名古屋大学東山キャンパス　豊田講堂・シンポジオン | 日本流体力学会<br>http://www.nagare.or.jp/cfd/cfd27 |

## ▷入会者名簿◁

〔正会員〕

津野　展康（IHI）　松野　伸介（IHI）　大谷　恭平（IHI）　保坂　春樹（IHI）
飛田　琴美（IHI）　立花　健太朗（エイ・エス・アイ総研）　山田　健三（エコ・クリエーション）　中島　吉隆（ソフトウェアクレイドル）
太田　恭弘（大波機械製作所）　江崎　康一（東芝）　関根　悟（東芝）　岡村　直行（東芝）
圓谷　百合子（東芝）　小澤　豊（東芝）　中西　崇裕（東芝）　行木　裕二（日立製作所）
永口　博昭（ホンダエンジニアリング）　廣田　和樹（ヤンマー）　前田　翔（三菱重工業）　戸田　修平（三菱重工業）
安威　俊重（三菱重工業）　人見　悠太（三菱重工業）　齋藤　敏彦（三菱重工業）　田村　一生（三菱重工業）
吉田　昌浩（三菱重工業）　岩崎　好文（三菱重工業）　永井　宜彦（三菱重工業）　吉野　公太（三菱重工業）
渥美　秀勝（三菱重工業）　坪倉　一孝（三菱重工業）　屋納　光一朗（三菱重工業）　山末　真吾（三菱重工業）
飯島　高善（三菱重工業）　橋本　真也（三菱重工業）　堤　栄一（三菱重工業）　高木　優佳（三菱重工業）
橋本　拓郎（三菱重工業）　村上　彰浩（三菱重工業）　和泉　有祐（三菱重工業）　駒米　勇二（三菱重工業）
松野下　明弘（三菱重工業）　植村　賢次郎（三菱重工業）　中村　聡介（三菱重工業）　佐藤　賢治（三菱重工業）
北川　和樹（三菱重工業）　巽　直也（三菱重工業）　濱名　寛幸（三菱重工業）　桑原　正光（三菱重工業）
西海　高史（三菱重工業）　岡本　真弥（三菱重工業）　根上　将大（三菱重工業）　荒井　正行（東京理科大学）
Rengaraj Balavenkatesh（長岡技術科学大学）

〔学生会員〕

中田　諒大（岩手大学）　加藤　彬（金沢工業大学）　藤木　恭介（金沢工業大学）　井出　光星（早稲田大学）
馬場　創太郎（長岡技術科学大学）　山中　成美（長岡技術科学大学）　林　勇貴（長岡技術科学大学）　李　允台（東京大学）
浦本　悠太郎（東京農工大学）　津郷　光明（東京農工大学）　牧ケ野　大志（東京農工大学）



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

# 日本ガスタービン学会入会のご案内

日本ガスタービン学会は，「エネルギー」をいかにして効率よく運用し，地球規模の環境要請に応えるかを，ガスタービンおよびエネルギー関連分野において追求する産学官民連携のコミュニティーです。

会員の皆様からは，「ガスタービン学会に入会してよかったと思えること」の具体例として次の様な声が寄せられています：

- タテ（世代）とヨコ（大学，研究機関，産業界）の交流・人脈が広がった。
- 学会誌が充実しており，学会・業界・国外の専門分野の研究動向や技術情報が効率的に得られた。
- ガスタービンに熱い思いを持った人達と，家族的雰囲気で階層を意識せず自由な議論ができ，専門家の指導を得られた。

**学会の概要**（2013年３月現在）

会員数：2,056名（正会員 1,968名，学生会員 88名）　　賛助会員：101社

会員の出身母体数：企業・研究機関・官公庁等 約300，学校 約100

**会員のメリット**

個人会員（正・学生会員）：

学会誌無料配布（年６回），学術講演会の論文発表・学会誌への投稿資格，本会主催の行事の参加資格と会員参加費の特典，本会刊行物の購入資格と会員価格の特典，調査研究委員会等への参加

賛助会員：

学会誌の無料配布，学会誌広告・会告掲載（有料），新製品・新設備紹介欄への投稿，本会主催行事参加および出版物購入について個人会員と同等の特典

**入会金と会費（2013年度から）**

| 会員別 | 入会金 | 会費（年額） | 後期入会時 会費（初年度のみ） |
|---|---|---|---|
| 正 会 員 | 500円 | 8,000円 | 4,000円 |
| 正 会 員（65才以上※） | 500円 | 5,000円 | 2,500円 |
| 学生会員 | 500円 | 2,500円 | 1,250円 |
| 賛助会員 | 1,000円 | 一口 70,000円とし，一口以上 | 一口 35,000円 |

※当該年度３月１日現在　　後期・・・９月１日～翌２月末まで

**入会方法**

学会ホームページにて入会手続きができます（http://www.gtsj.org/index.html）。

学会事務局にお電話いただいても結構です。申込書を送付致します。

公益社団法人 日本ガスタービン学会
Gas Turbine Society of Japan
〒160-0023 東京都新宿区西新宿７－５－13 第３工新ビル402
電話番号：03-3365-0095
E-mail: gtsj-office@gtsj.org



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

# 編集後記

７月に入り本格的な夏の到来を肌でひしひしと感じ，節電を意識する生活を送る中で，電力の確保と安定供給の重要性を再認識しております。東日本大震災後，停止中であった火力発電所が再稼働を余儀なくされ，その結果電力源として火力発電への依存性が高まっております。再稼働の発電設備の中には経年劣化したもの，また環境負荷の面においても対策を講じる必要性のあるものも見られます。

震災以前から稼働していた設備についても，90年代に導入された産業向けのガスタービン自家発設備の多くは10万時間を超える運用を行っており，各種の経年化による影響が表れてきております。一方，事業用ガスタービン発電設備においても，1980年代に迎えたコンバインドサイクル時代から30年を超えて運用され続けているものもあり，その耐久性について未知の領域に入りつつあります。また，発電設備全体の維持管理を行うユーザーにとっては，ガスタービンの経年化対策は勿論のこと，制御機器（コントローラー）のレトロフィット更新や発電機，減速機，廃熱ボイラ，蒸気タービン等の付帯設備の更新計画等，行うべき対策項目は多岐に亘ります。したがって，メーカー各社からの経験に基づいた設備全体の経年化対策についての提案は，特にユーザー側が大いに期待するものと考えられます。

本特集ではガスタービン発電設備全体の経年化対策としての点検や補修・改善についての情報を得たいというユーザーからの要望に応えるために，メーカー側が提案できるガスタービン本体や付帯設備などの精密点検やコントローラーなどの電装品のレトロフィット，設備の部分更新や，また効率改善やリプレースによる新規発電などの事例について紹介しました。

また本号には例年通り「ガスタービン及び過給機生産統計」の資料が掲載されております。国内の2012年１月から12月の間に生産されたガスタービンおよび過給機の関連データをご提供頂いた関係各社様，ならびにそれらのデータを正確さを期しながら統計処理し分析頂いた，統計作成委員会の方々にお礼申し上げます。

最後になりましたが，本号刊行にあたり執筆者の方々にはお忙しい中，原稿執筆を快くお引受け頂いたことに編集担当者一同感謝いたします。また，本号の特集の企画に際しましては日本ガスタービンユーザー会の会員の方々のご協力がありましたことを，ここに記して感謝の意を表します。

本号の企画編集は寺澤委員（東京ガス），加藤委員（東京大学），櫻井委員（元 日本航空），中野委員（ＩＨＩ）と辻田（法政大学）が担当いたしました。

（辻田星歩）

（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。


・「KAWASAKIガスタービンの長期メンテナンス実績」……（P.277 ～ 282）
・「ガスタービン発電設備の性能・信頼性改善技術」……（P.288 ～ 293）


# ☘事務局だより✉☘

みなさま，はじめまして。今年１月より，事務局スタッフとして働いております川崎と申します。週２回の勤務で，気がつけば半年以上が経ちました。諸先輩方のご指導のもと，現在は，本会誌の編集・発行に関わる庶務を主たる業務としております。会員のみなさまには，ご理解とご協力をお願いすることになりますが，なにとぞよろしくお願いいたします。

ところで，日本ガスタービン学会事務局は東京都新宿区にあります。新宿区の中でも西新宿・大久保界隈は，大小のオフィスビルとともに飲食店の非常に多いところです。こちらで働く以前は，大久保と言えば韓国料理とラーメン店が多い場所，と思っていたのですが，最近，昼食を「外食」するようになりまして，いろいろと楽しい発見をしております。焼き鳥屋さんの親子丼，さまざまな素材を炭火で焼くお店の焼き魚，決して夜には行くことはできないであろう日本料理店の昼の御膳，「ぐるなび」検索ではなかなか出会えないお店が沢山あります。

お昼休みに事務局を出て，「今日は何を食べようかな」とぶらついているとき，やはりお昼を食べに行くであろう大勢の人と行き交います。あらためて考えてみれば，昼食とは午前と午後の境であり，仕切り直す時間とも言えるかもしれません。昼食をとるということは，午前中のよい緊張感をいったん解き放ち，午後の仕事にあらためて気持ちを集中させるという栄養摂取以上の役割があるのではないでしょうか。短いようでいて実は長い一日の仕事の中で，お昼休みを「有効活用」して仕事に向かいたいと思っております。

（川崎）



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

## 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
ニッセイエブロ㈱ 制作部 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.41　No.4　2013.7**

発行日　2013年７月19日
発行所　公益社団法人日本ガスタービン学会
　　編集者　田沼　唯士
　　発行者　坂田　公夫
　　〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
　　第３工新ビル402
　　Tel. 03-3365-0095　Fax. 03-3365-0387
　　郵便振替 00170-9-179578
　　銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
　　㊔ 1703707
印刷所　ニッセイエブロ㈱
　　〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
　　Tel. 03-5733-5158　Fax. 03-5733-5164

©2013，公益社団法人日本ガスタービン学会

**複写をご希望の方へ**
本学会は，本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。
本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は，一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し，企業等法人による社内利用目的の複写については，当該企業等法人が公益社団法人日本複写権センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては，その必要はございません（社外頒布目的の複写については，許諾が必要です）。

権利委託先　一般社団法人 学術著作権協会
〒107-0052　東京都港区赤坂９－６－41　乃木坂ビル３F
FAX：03-3457-5619　E-mail：info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用，転載，翻訳等）に関しては，㈳学術著作権協会に委託致しておりません。直接，本学会へお問い合わせください。



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