特集：複合発電システムに必要な関連設備（その２）

ガスタービン向け脱硝装置の特徴と最新技術動向

坂本　康一*1　SAKAMOTO Koichi
小柳　俊雄*1　KOYANAGI Toshio
服部　晃*1　HATTORI Akira

キーワード：ガスタービン，発電プラント，脱硝装置，コンバインドサイクル，環境

１．はじめに

コンバインドサイクル発電プラントは発電用ガスタービンに蒸気発電を組み合わせた発電プラントであり，発電効率が高いことで知られている。天然ガス焚コンバインドサイクル発電プラントは天然ガス使用のため環境負荷が比較的低いこと，建設期間が比較的短いこと，初期投資額が比較的小さいことなどから，近年世界各国で多数のプラントが建設されている。

シンプルサイクル発電プラントは，特に夏季の電力重負荷ピーク時対応のために米国等で需要が高まっている。

また，環境規制の強化によりプラントから排出されるNOx（窒素酸化物）の低減が要求されるため，日本国内及び米国での新設プラントにおいては脱硝装置の設置を必要とするケースが増大している。

本書では，ガスタービン向け脱硝装置の特徴，設計上の考慮点と最新の技術動向を紹介する。

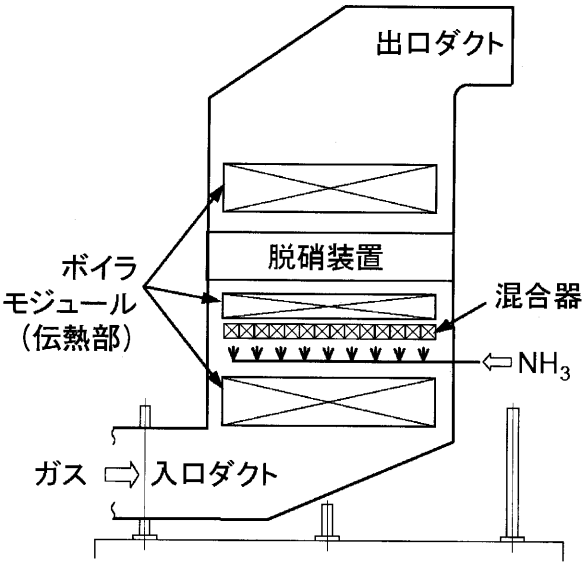


図１　竪型 HRSG 向脱硝装置配置図（例）

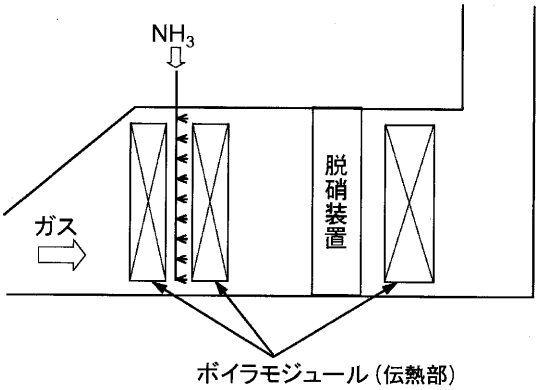


図２　横型 HRSG 向脱硝装置配置図（例）

２．ガスタービン向け脱硝装置の特徴

2.1　脱硝装置の配置

脱硝触媒の最適な脱硝反応が起こる温度領域を考慮し，脱硝装置は排熱回収ボイラ（HRSG）の中の適切な温度ゾーンに配置される。図１に竪型 HRSG の場合，図2に横型 HRSG の場合の典型的な配置図を示す。脱硝装置上流側に NH_3（アンモニア）注入部を設置し，高脱硝率必要時には NH_3 を均一に混合させる目的で NH_3 注入部と脱硝触媒の間に混合器が設置される。

2.2　高脱硝性能触媒

ガスタービン燃焼器の低 NOx 化により脱硝入口 NOx 値も低減されてきているが，環境規制の強化により脱硝出口での NOx 値も 5 ppm（16%O_2）以下が要求され，

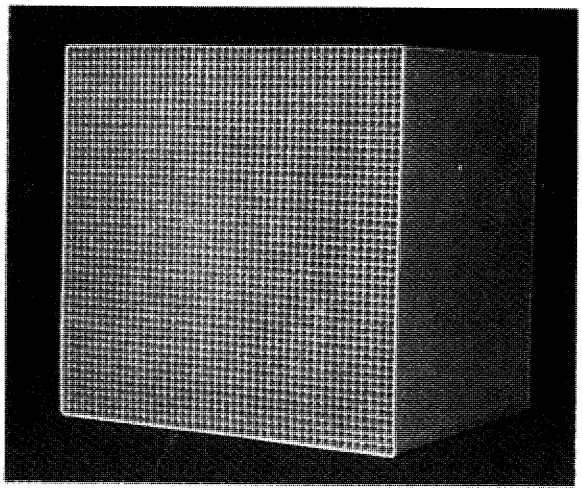


写真１　ガスタービン向小目ピッチハニカム触媒

原稿受付　2006年６月14日
＊１　三菱重工業㈱　長崎造船所
〒850-8610　長崎県長崎市飽の浦町１番１号

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

90%を超える脱硝率を要求される場合もある。

この高脱硝性能を満足するために，当社では写真1に示す小目ピッチハニカム触媒（150mm□）を採用し，設備のコンパクト化及び薄壁化による圧損の低減を図っている。

また，本触媒は単一構造の触媒であるためガスタービンプラント特有の急速起動停止時の熱衝撃に対しても触媒が剥離するようなこともなく十分な耐久性を有している。

2.3　NH_3拡散・混合

高い脱硝効率を達成するためには，排ガス中にNH_3を均一に混合させることが不可欠である。

通常のコンベンショナルボイラと異なり，ガスタービン向け脱硝装置の場合はNH_3注入部から脱硝触媒までの距離が短いため，NH_3の拡散・混合には十分考慮する必要がある。詳細は，3項で述べる。

3．設計上の考慮点

3.1　NH_3の拡散/NH_3注入ノズルの改良

通常のコンベンショナルボイラの場合，NH_3注入部から脱硝触媒まで十分距離があり，また，ベンド部もある場合が多いことにより注入されたNH_3は十分に拡散される。しかし，ガスタービン向け脱硝の場合はNH_3注入部から脱硝触媒まで数メートルの拡散距離しか確保できない。

そこで，ガスタービン向け脱硝の場合はNH_3を噴出するノズルの個数を増加させるとともに，拡散性の高いNH_3注入ノズルを開発・改良した。

図3に従来型NH_3注入ノズルと改良型NH_3注入ノズルのNH_3濃度分布（NH_3の拡散状況）計測値を示す。改良型ノズルを使用することにより，従来型ノズルと比較し拡散巾が約1.5倍となり，NH_3の拡散性の向上が可能となった。

図4は上記試験結果をもとにして各NH_3注入ノズルから噴出されたNH_3の濃度を重ね合わせることにより，NH_3注入点から任意の距離でのNH_3濃度分布をシミュレーションした例（平均濃度が1.0）である。

実機の設計においては，このシミュレーションを用いてNH_3注入点から触媒までの距離に応じてNH_3濃度分布が均一となる様ノズル配置の検討を実施している。

3.2　NH_3の混合／ガス混合器の設置

95%前後の高脱硝率が要求される場合は，NH_3濃度のバラツキを最低限にし脱硝触媒を最大限に有効活用する必要がある。万一，NH_3濃度のバラツキが大きければ，低NH_3部での出口NOxは増加し，高NH_3部でのリークNH_3も増加し，全体性能が低下することになる。

実機においては，NH_3濃度のバラツキの存在は不可避であるため，バラツキを最低限にするためにNH_3注入部と脱硝装置の間にガス混合器を設置する場合がある。

写真2は当社が開発したガス混合器であり，コンパク

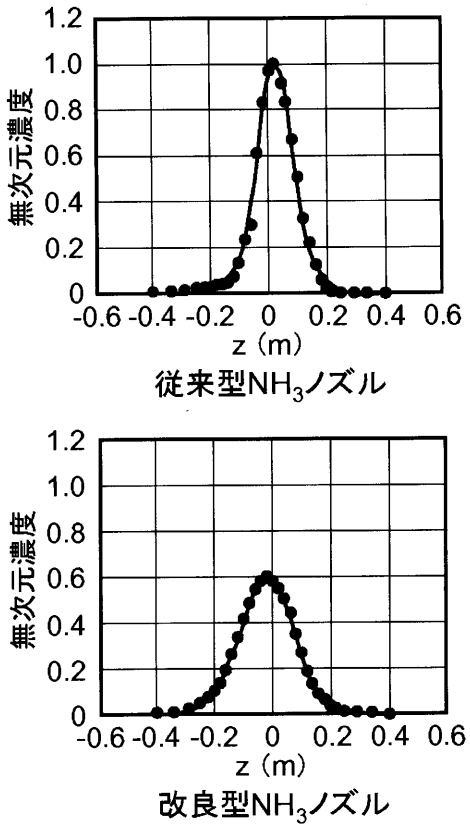


図3　NH_3ノズルからの距離1mでのNH_3濃度分布

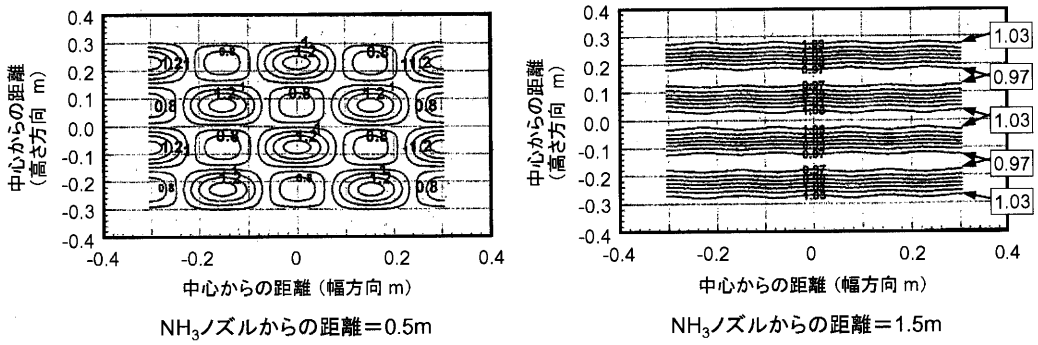


図4　NH_3拡散シミュレーション（例）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

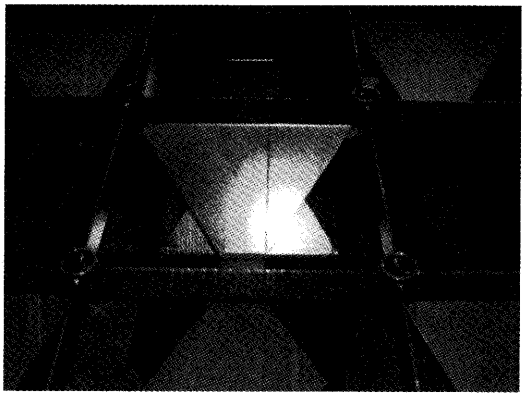


写真2 高効率ガス混合器

トなスペースにて低圧損で均一なNH_3の混合を可能としている。

4．実機での脱硝性能計測結果

4.1 A－プラントの実績

表1に日本国内のA－プラントの仕様および脱硝計画を示す。本プラントは高脱硝率が要求されているため，NH_3注入部と脱硝触媒の間にガス混合器が設置されている。(図1参照)

図5に脱硝出口におけるNOx濃度分布計測値を示す。改良型NH_3ノズル及びガス混合器の効果で，均一な出口NOx濃度分布が得られており，脱硝触媒へ入るNH_3を均一に分布させることが可能となった。

4.2 B－プラントの実績

表1に米国のB－プラントの仕様及び脱硝計画を示す。本プラントでは出口NOx及びリークNH_3とも2ppm(@15%O_2)という非常に厳しい脱硝性能が要求されたため，ガス混合器に加えて，NH_3の拡散及び混合を促進するためにガス混合器から脱硝触媒までの間にブランクスペースを設けている。また，本プロジェクトではNH_3ノズル及びガス混合器を模擬したコールドフローモデルにてNH_3分布が均一であることを確認した。

脱硝性能試験の結果，実機でもNH_3分布状況も良好であり，図6にNH_3注入量（モル比）を変化させた場合の脱硝率及びリークNH_3の関係を示すが，計画値を十分満足していることが確認された。

5．最新技術動向

5.1 シンプルサイクル向け脱硝（高温脱硝装置）

夏の昼間などに訪れる電力ピークの対応策として，スイッチ一つで発電可能なシンプルサイクル発電がある。排熱を回収しないためプラント効率は悪いが，ピークロード対応としてこの種の発電所は必要である。米国の大都市の多くには地域公共発電公社があり，地域に対して電力安定供給の使命を帯びており，そのためシンプルサイクル発電所に対する需要が根強い。近年，米国では

表1 A－プラントとB－プラントの脱硝計画条件

	Aプラント	Bプラント
ガス量（m^3N/h）	2,020,000	1,810,000
ガス流れ方向	縦流れ	横流れ
脱硝入口NOx（ppm）	26(@16% O_2)	50(@15% O_2)
脱硝出口NOx（ppm）	2 (@16% O_2)	2 (@15% O_2)
リークNH_3（ppm）	5 (@実 O_2)	2 (@15% O_2)
脱硝率（%）	92.3	96

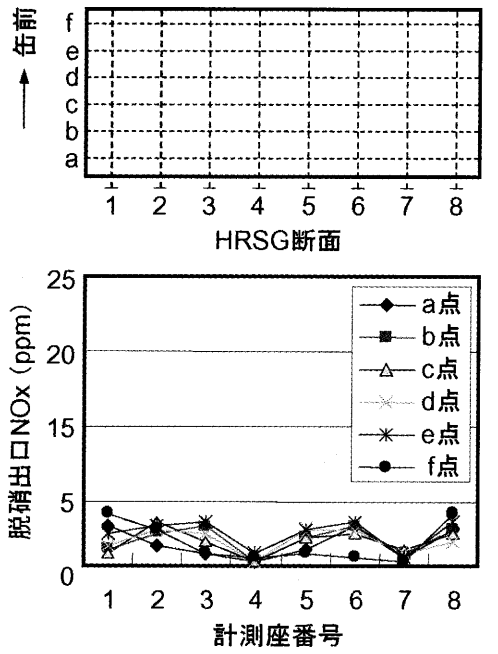


図5 出口NOxおよびリークNH_3分布計測結果

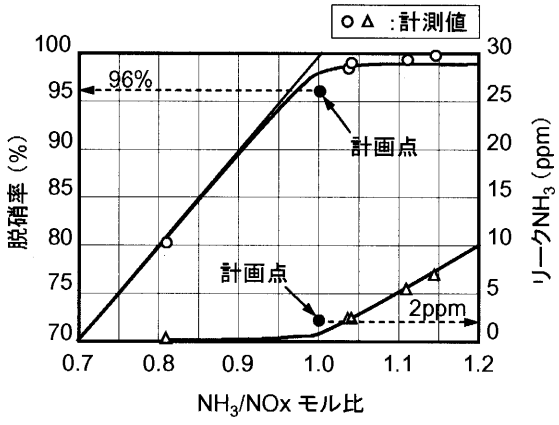


図6 モル比による脱硝特性

NOxの規制が強化されてきており，大都市近郊では排ガス中のNOx低減は当然求められるものとなっている。しかし，GT排ガスは高温であり，通常の脱硝触媒の許容温度以上である。そのような需要に対応するため，当社では高温脱硝装置を開発し，米国市場に供給している

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

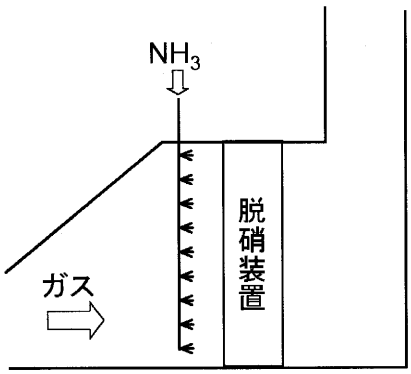


図7　高温脱硝装置配置図（例）

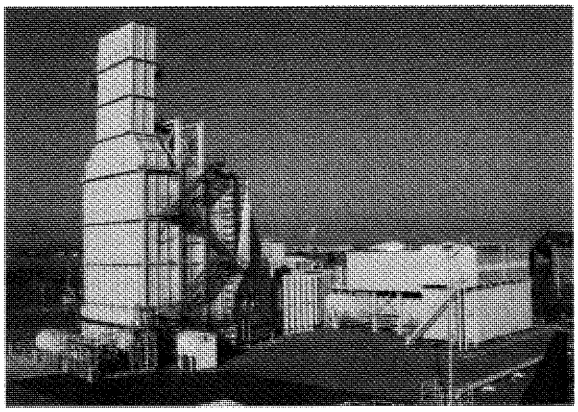


写真3　米国Cプラント

のでここで紹介する。

図7に高温脱硝装置の配置例を示す。

GTを出た排ガスは直接脱硝触媒に導かれ煙突から排出される。脱硝装置はGTの出口すぐに配置され通常の運用はDSS運用であるため，繰り返しの急速な温度上昇（熱衝撃）に耐えるように設計することが必要である。また，脱硝反応に使われるアンモニアは，GT出口から脱硝装置までのごく短い間で注入され，混合させる必要があるためプラント配置には十分留意が必要である。

当社が最近納入した案件をここで紹介する。
発電所名：米国C－プラント（写真3）
排ガス量：840,000m3N/h
排ガス温度：550℃
入口NOx：42ppm@15% O_2
出口NOx：4.2ppm@15% O_2
脱硝率：90%

設計時には本プロジェクトにおいてもコールドフローモデルテストを実施し急拡大する入口ダクトでのガス流れ分布及び脱硝装置上流で注入するNH_3の拡散・混合度を確認した。

本ユニットは2004年5月に無事運開して，現在も順調に運転中である。

6．まとめ

今後もガスタービンプラントは，火力発電の重要な位置を占めると考える。脱硝装置はこれまでガスタービンの大容量化や環境規制の強化に対応しながらステップアップを図ってきたが，今後も引き続き多様化するニーズに答えて技術の開発を推進していく所存である。

7．参考文献

(1) 丸田ほか，大容量ガスタービン向け排熱回収ボイラ（竪型自然循環HRSGの特徴），日本ガスタービン学会誌，Vol.33，No.5（2005年9月），P.391-394

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

特集：複合発電システムに必要な関連設備（その２）

ガスタービン吸気システムへの要求事項と事例

雄鹿　俊一*1 OGA Shunichi　三輪　隆信*1 MIWA Takanobu　佐々木克人*1 SASAKI Katsuhito　矢野　敦之*1 YANO Atsushi

キーワード：ガスタービン，発電プラント，コージェネレーション，コンバインドサイクル，吸気フィルタ，吸気冷却，アンチ・アイシング

１．はじめに

弊社では１MW ～40MW クラスのガスタービンコージェネレーションおよびコンバインドサイクルプラントを数多く納入してきている。ガスタービンを長期間にわたり連続運用していく中で，大気とともに吸い込む塵埃による圧縮機翼の汚れによって引き起こされる出力低下は大きな問題である。このためガスタービン吸気システムの中にエアフィルタを設けている。

ここではガスタービンプラントメーカという視点からガスタービン吸気システム，特にガスタービン用吸気フィルタに要求される機能・性能等を述べるとともに弊社が納入してきたプラントで採用してきた吸気フィルタの事例について紹介する。

２．ガスタービン吸気システムの概要

ガスタービン吸気システムの一般的な構成について述べる。（図１参照）

吸気口には雨滴の侵入防止用としてウェザーフードやウェザールーバー，防虫用金網などを設置する。その後流にフィルタを配置する。フィルタは前段からプレフィルタ，中性能フィルタ，さらに高性能フィルタと配置し

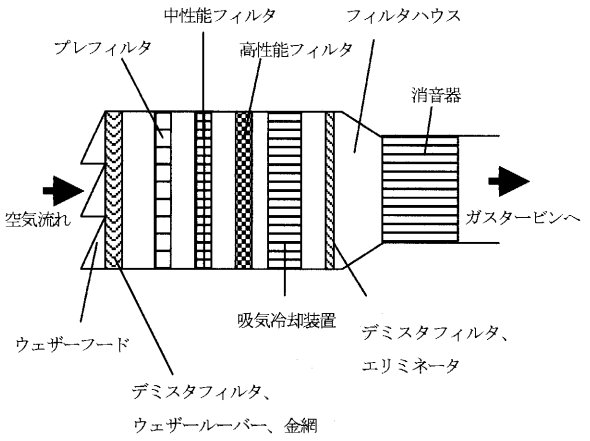
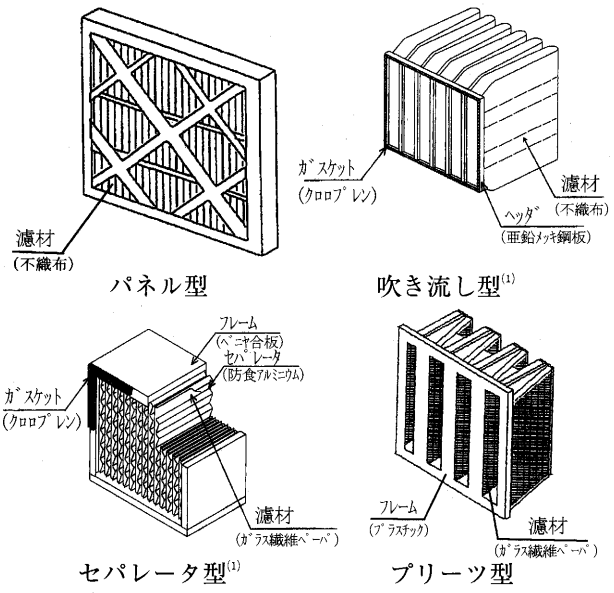


図１　ガスタービン吸気システムの構成（例）

表１　各種フィルタの捕集対象粒径および捕集効率

フィルタ種類	対象粒径	捕集効率
プレフィルタ	5μm以上	90%（重量法）
中性能フィルタ	1～5μm	95%（比色法）
高性能フィルタ	1μm以下	99.97%（0.3μmDOP 法）



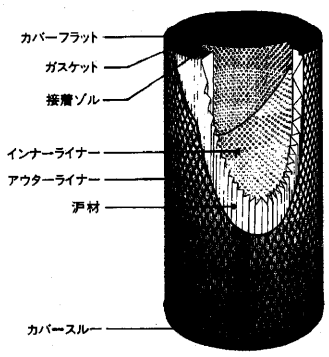


図２　フィルタの形状

原稿受付　2006年５月24日

＊１　石川島播磨重工業㈱　航空宇宙事業本部
原動機プラント事業部　プロジェクト部
〒135-8710　東京都江東区豊洲３－１－１　豊洲ＩＨＩビル

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

ており，後段に向かって捕集対象とするダスト粒径を細かくしている。各種フィルタの一般的な捕集対象粒径および捕集効率を表1，フィルタの形状を図2に示す。

また夏期にガスタービンの吸気温度を下げることを目的とした吸気冷却装置を設置する場合にはフィルタ最終段の後流に配置する。さらに吸気冷却装置の後流には結露水などの水滴を捕集するためのデミスタフィルタあるいはエリミネータを設置している。

これらの機器をフィルタハウスと呼ばれる鋼板製のケーシング内に収納している。

さらにフィルタハウスの後流にはガスタービンで発生する騒音を低減させるための消音器を配置している。

3．ガスタービン吸気システムへの要求事項

ガスタービン吸気システムに要求される項目は多岐にわたってきているが主な要求事項は以下のとおりである。

① ガスタービン吸気空気の清浄化
② フィルタの長寿命・低圧力損失化
③ 耐環境性
④ ガスタービン吸気空気の冷却による夏期での性能向上
⑤ ガスタービン吸気空気のアンチ・アイシング
⑥ 騒音低減

以下に各要求事項について詳細を述べる。

3.1 ガスタービン吸気空気の清浄化

ガスタービン用吸気フィルタとして要求される最も重要な機能としては吸気空気の清浄化である。ガスタービンの吸入空気の清浄度についてはエンジンメーカ各社から要求事項として明確に示されている。弊社ではゼネラル・エレクトリック社（以下GE社）やロールス・ロイス社（RR社）の航転型ガスタービンを原動機としたプラントを扱ってきているが，元々清浄な空気環境で使用することを前提に設計されているため，清浄度に対する要求が厳しい。例えばGE社のLM6000ガスタービンでは粒径1.5μm以上のダスト除去率で90%以上が要求されている。

この要求値を満足させるためにはプレフィルタのみでは達成できず，中性能フィルタによる濾過が必要となる。また中性能フィルタ単段のみの設置ではすぐに目詰まりして交換頻度が高くなってしまうため，プレフィルタと組み合わせて設置している。（図1参照）これは各フィルタで，ダストの捕集対象としている粒径が異なるためである。

さらに最近では中性能フィルタの後流に高性能フィルタ（HEPAフィルタ）を採用するケースが多くなってきている。HEPAフィルタでは0.3μmのダストを99.97%の効率で補集することが可能なものもあり，ガスタービンへのダスト吸い込みをさらに減らすことで圧縮機翼の汚れを低減させ，出力低下を最小限に抑えるようにしている。

3.2 フィルタの長寿命・低圧力損失化

運用コスト削減，エンジン性能向上の要求から長寿命（ダスト保持量が大きい），低圧力損失のものが求められる。これらの要求は捕集効率とは相反するものであり最適な組み合わせを検討・選定し，提案していかなければならない。選定する際はプラント運用パターン（DSS, WSS (Daily, Weekly Start & Stop) または連続運用），メインテナンス間隔およびプラント停止可能時間，設置環境条件（工業地帯，田園地帯，高速道路近隣等々），さらにはコストといった項目を検討する必要がある。

寿命に関してはダスト保持により空気流路がある程度閉塞され，フィルタの差圧が設定値に到達した時点で交換することとなるが，弊社ではプレフィルタで半年（約4,000hr），中性能／高性能フィルタで1年（約8,000hr）毎の交換を標準として設計している。実際に弊社のLM6000ガスタービンプラントでのメインテナンス実績からもほぼ計画どおりの間隔でフィルタ交換が実施されている。

特に1年間まったく停止させることの出来ないような場合にはフィルタエメントの要求寿命を延ばす必要がある。フィルタメーカ各社ではこれら要求に対応するようにダスト保持量が異なるフィルタを数種類用意しており，選択の幅が広がってきている。またフィルタハウスの設置エリアの制約が小さければフィルタの全体数量を増やすといった対策をとることもある。

また運転中においても洗浄できるセルフクリーニングタイプ（図3参照）のものもある。圧縮空気を逆流向きに間欠噴射（パルスジェット）させることで捕集していたダストをフィルタから振るい落としてこれらを排気する。これによってガスタービンを停止させることなく，フィルタを連続的に使用することが可能となる。

次にフィルタの圧力損失に関しては，初期の圧力損失を減らすということであればフィルタ数量を増やすことで対応可能である。

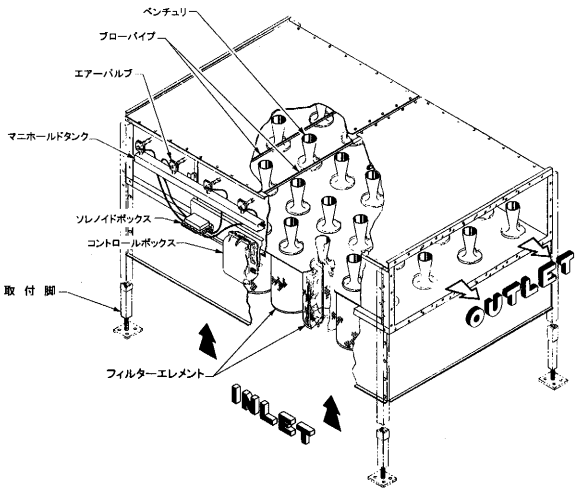


図3　セルフクリーニングタイプのフィルタ（例）[2]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

また最近は高性能フィルタ（HEPA (High Efficiency Particulate Air) フィルタ）を採用するケースが多くなってきている。吸気空気の清浄化という観点からは非常に有効なものであるが，プレフィルタ＋中性能フィルタに追加するかたちでHEPAフィルタを設置することとなるため，同時に圧力損失も大きくなり初期のガスタービン性能についてはHEPAフィルタを入れない場合より悪くなる。

3.3 耐環境性

耐環境性では特に雨滴の浸入防止が重要な検討項目となる。雨滴の浸入によりフィルタで捕集しているダストに水分が吸着し，一時的に圧力損失の上昇が見られるようになる。これらを防止するために，フィルタハウスの入口にはウェザーフード，金網，デミスタフィルタ，ウェザールーバー（図4参照）といったものを装備させている。何種類かを組み合わせて設置する場合もあれば，ウェザーフード＋金網のみの設置としている場合もあり，設置場所の環境条件等から検討・選定されるものである。

これらの雨滴等の侵入防止設備についても小さくはあるが圧力損失があり，ガスタービン出力・性能に影響を与える。よって必要以上の過剰な設備とならないように検討する必要がある。

3.4 ガスタービン吸気空気の冷却による夏期での性能向上

ガスタービンは特に夏期の高温時に出力低下が起こる。これに対応するためガスタービンの吸気空気を冷却させる設備をフィルタハウスの中に収納している場合が多い。設備としてはプレートフィン式の冷却コイル（図5参照）や気化式冷却器（図6参照）がある。

気化式冷却器では一部形式を除いてその原理から湿球温度以下に下げることはできないが設備としてはシンプルである。一方，プレートフィン式の冷却コイルでは湿球温度以下に下げることが可能であるが，冷水を必要と

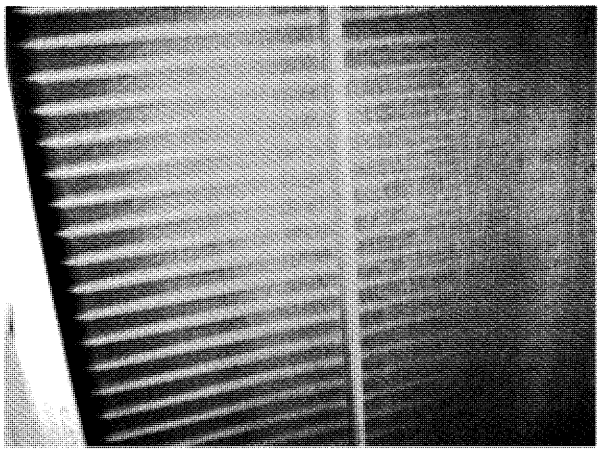
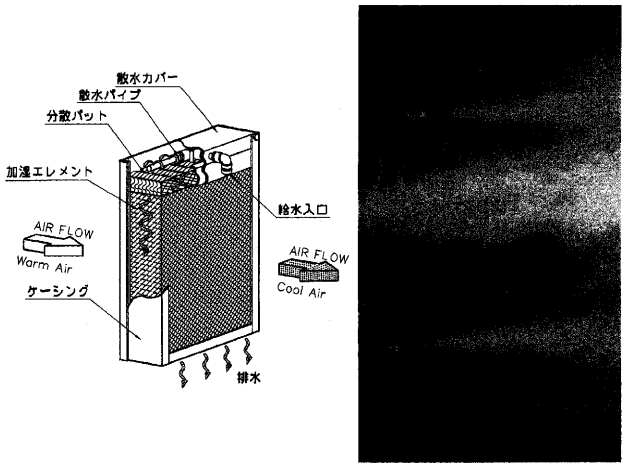


図5 プレートフィン式冷却コイル



(a) (b)ノズル噴霧式

図6 気化式冷却器[3]

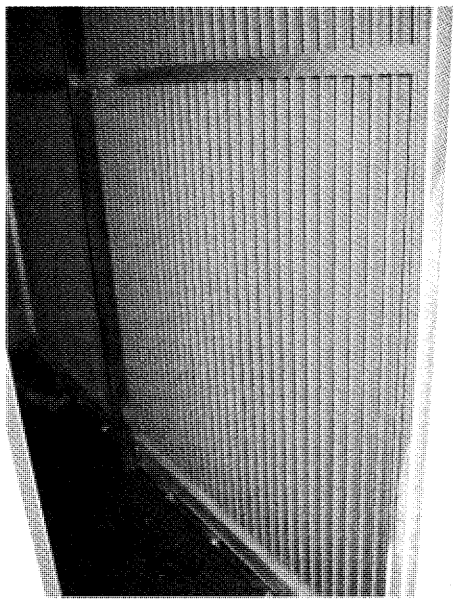


図4 ウェザールーバー（フィルタハウス内側）

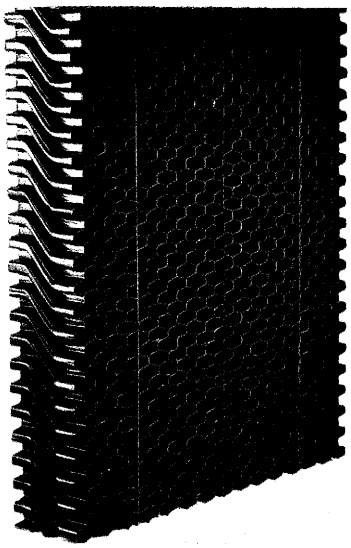


図7 エリミネータ[4]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

するため蒸気吸収式冷凍機やターボ冷凍機といった設備が必要となる。

また飛散する水滴の捕集および排出処理が必要となるため冷却装置の後流にはエリミネータ（図7参照）あるいはデミスタフィルタを設置してガスタービンへの水滴浸入を防ぐようにしている。なお，水滴が溜まったり流れるような部分では発錆を抑えるような対策が必要となる。また，ケーシングの材質や内面への耐水性塗装を考慮する必要がある。

3.5　ガスタービン吸気空気のアンチ・アイシング

冬期の低気温時には湿度にもよるが，ガスタービンの吸気空気が氷結する場合がある。これがガスタービンに浸入すると圧縮機翼の損傷を引き起こす危険性がある。これを防止するために，ガスタービン入口に吸気空気を暖める機能を持たせる場合があり，アンチ・アイシングと呼ばれている。

吸気空気を暖める方法としてはガスタービンの圧縮機出口の高温空気の一部をフィルタハウスの入口側で噴射させて吸気空気と混ぜ合わせるもの，ガスタービンのエンクロージャ内の換気排気空気の一部を同様にフィルタハウス入口に注入するもの，冷却コイルがある場合にはこれに温水を流す事で熱交換させるものなどがある。

3.6　騒音低減

ガスタービンは高回転で運転されるため，吸気口，排気口およびエンジンケーシング廻りでの高周波の騒音が大きい。このため吸気／排気側には空気流路中に消音器を設ける場合がほとんどである。消音器はスプリッタータイプ（図8参照）のものを使用することが多い。

空気流路中への消音器の設置は通風の圧力損失を上げることから出力・効率の低下といった影響を与える。要求される騒音値以内に抑えることは必須であるが過剰な消音装置はガスタービン本来の性能を低下させることとなるため，必要最小限の設備となるよう検討する必要がある。

特にガスタービン吸気側においてはフィルタや冷却コイルといったフィルタハウス内に設置される機器においても消音効果をもっていることを加味すべきだと考える。

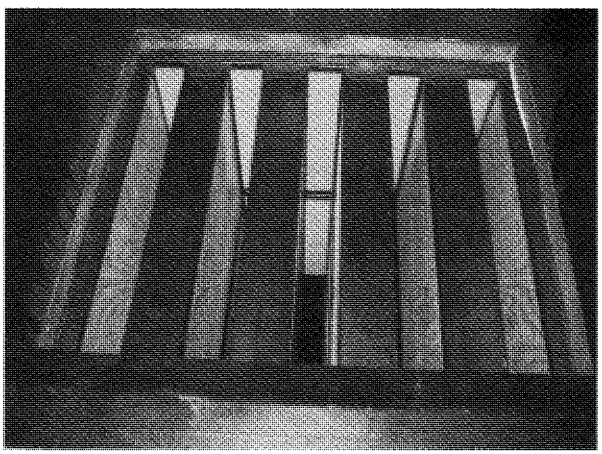


図8　スプリッタータイプ消音器

4．ガスタービン吸気フィルタの事例

弊社で納入していきた2MW，6MW，40MWクラスのガスタービンプラントにおいて採用してきた吸気フィルタの事例を紹介する。

4.1　2MWクラス

ガスタービンおよび吸気フィルタの主要な諸元を以下に示す。またガスタービンの断面図を図9，フィルタハウス断面図を図10，プラント全景写真を図11に示す。

①ガスタービン
- IHI製IM270
- 出力2,000kW
- 遠心式圧縮機2段，軸流タービン3段

②吸気フィルタ
- プレフィルタ　×9個：98%(重量法)
- 中性能フィルタ×9個：90%(比色法)

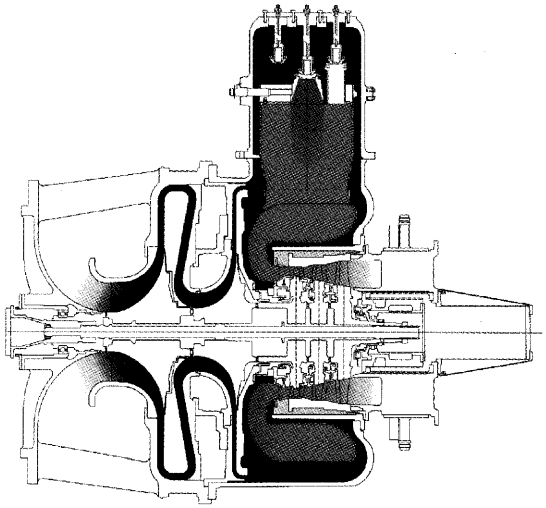


図9　IM270ガスタービン断面図

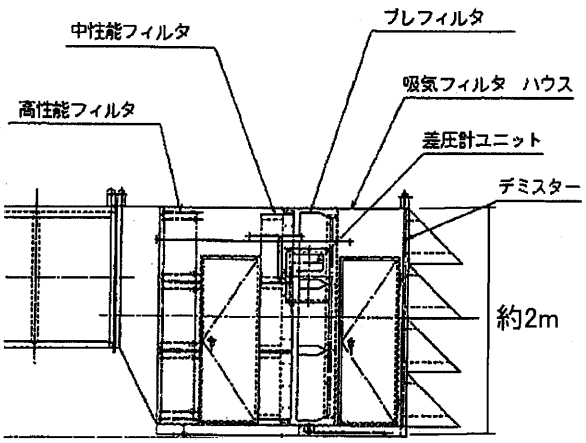


図10　IM270用フィルタハウス断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

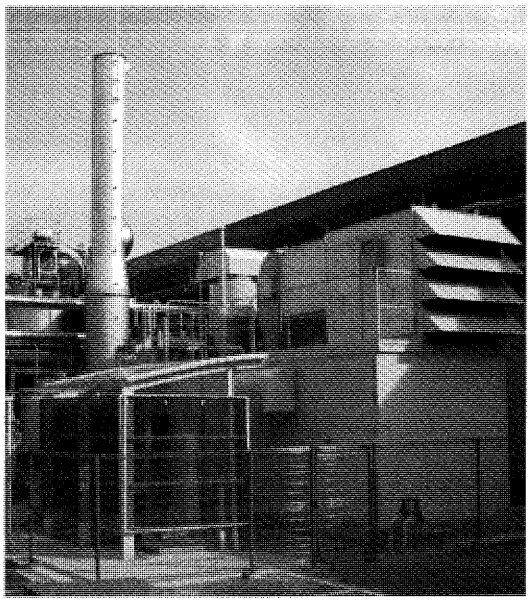


図11 IM270プラント全景

• 高性能フィルタ×9個：99.97%(0.3μm DOP法)

フィルタハウスはガスタービンエンクロージャの上に設置されており，吸気空気はフィルタハウスを通過後，消音器を介してさらにダクト面積を縮小していきながらガスタービンに導かれる。

このIM270ガスタービンは遠心式圧縮機であり，プレフィルタ＋中性能フィルタの2段式を標準としているが，要求によりさらにHEPAフィルタを設けることも可能である。弊社としては設置環境条件に併せてHEPAフィルタの導入を提案している。

4.2 6MWクラス

ガスタービンおよび吸気フィルタの主要な諸元を以下に示す。またガスタービンの断面図を図12，フィルタハウス断面図を図13，プラント全景写真を図14に示す。

①ガスタービン

• RR社製501-KH 5 (IM400 IHI-FLECS)
• 出力6,230kW
• 軸流圧縮機14段，軸流タービン4段

②吸気フィルタ

• プレフィルタ ×20個：90%(重量法)
• 中性能フィルタ×16個：90%(比色法)
• 高性能フィルタ×16個：99.97%(0.3μmDOP法)

前述のIM270ガスタービンプラント同様にフィルタハウスはガスタービンエンクロージャの上に設置されている。入口には雨水浸入防止用としてウェザールーバーを設置している。

なお，プレフィルタのみ数量を20個としているのはプレフィルタ通過後の空気の一部をエンクロージャ内の換気空気として分岐しているためである。

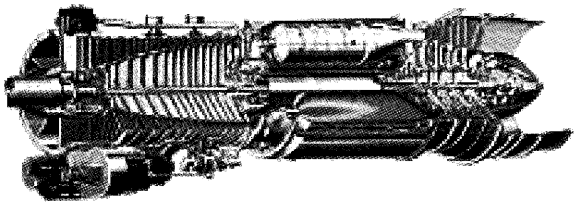


図12 501-KH 5ガスタービン断面図

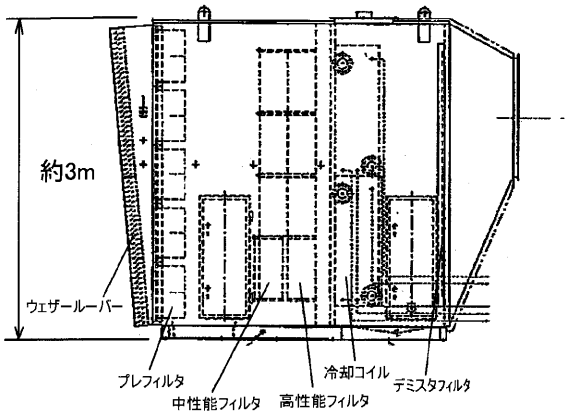


図13 IM400用フィルタハウス断面図

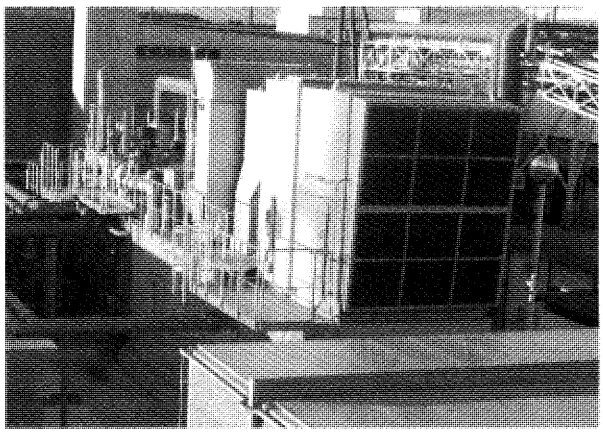


図14 IM400プラント全景

4.3 40MWクラス

ガスタービンおよび吸気フィルタの主要な諸元を以下に示す。またガスタービンの断面図を図15，フィルタハウス断面図を図16，プラント全景写真を図17に示す。

①ガスタービン

• GE社製LM6000PD
• 出力41MW
• 軸流圧縮機 低圧5段，高圧14段
• 軸流タービン 高圧2段，低圧5段

②吸気フィルタ

• プレフィルタ ×132個：90%(重量法)
• 中性能フィルタ×132個：99%(重量法)
• 高性能フィルタ×132個：99.97%(0.3μmDOP法)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

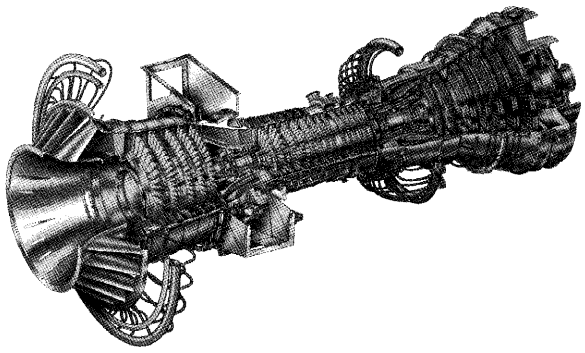


図15　LM6000PD ガスタービン断面図

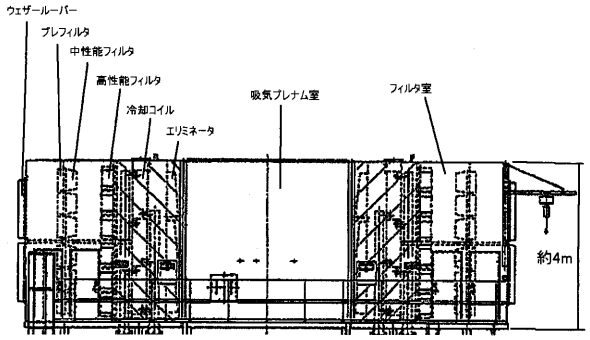


図16　LM6000用フィルタハウス断面図

特徴的なのはフィルタハウスの吸気口が前述の2MW，6MWクラスとは異なり，フィルタの数量が多いため，左右両面からの吸い込みとしている。構造的には両サイドにフィルタ室（冷却コイルを含む）があり，中央に吸気プレナム室と呼ばれるチャンバーケーシングを配置した3分割構造となっている。サイトへは3分割された状態で納入され，それぞれを組み合わせた後にストラクチャーと呼ばれる支柱の上に設置している。なお，このフィルタハウスはサイズ，重量ともに大きいためエンクロージャの上には載せずに自立式としている。

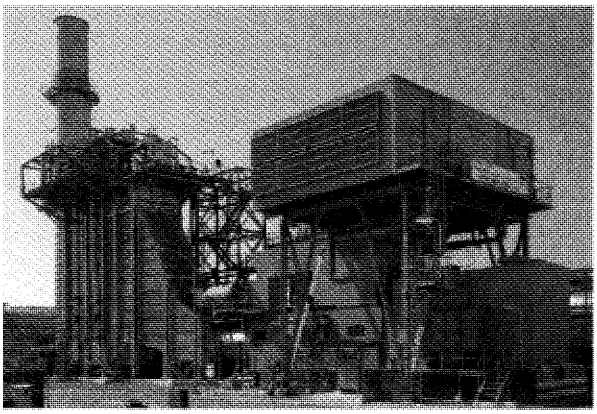


図17　LM6000PD プラント全景

5．おわりに

ガスタービン吸気システムに要求される事項，装備される設備は吸気空気の清浄化のためのフィルタのみならず多岐にわたってきている。これらの要求をバランス良く組み合わせるためにも今後ともフィルタメーカと連携をとりながら取り組んでいく所存である。

参考文献

(1) 新沼 仁，日本ガスタービン学会誌，Vol.25，No.99（1997），pp.35
(2) ロバートマクガイヤ，山崎真幸，日本ガスタービン学会誌，Vol.25，No.99（1997），pp.29
(3) ムンタース株式会社カタログ
DRIFdek-IL ELIMINATORS
(4) ムンタース株式会社カタログ
ガスタービン・インレットエア用気化式冷却システム

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

特集：複合発電システムに必要な関連設備（その２）

ユニット搬入型大容量冷却塔の紹介

安井　洋*1
YASUI Hiroshi

キーワード：開放式冷却塔，密閉式冷却塔，大容量冷却塔，ユニット搬入，充てん材

１．はじめに

最近のガスタービン複合発電設備に多く使用されている冷却塔の技術動向について，当社冷却塔を例に紹介を行う。

冷却塔とは冷凍機等から出る温かくなった冷却水を送風機により強制的に送り込んだ外気と接触させ，さらに水の蒸発潜熱を利用して熱交換し冷却する設備である。複合発電設備においては蒸気タービン復水器の冷却水，付属設備の機器冷却水を冷却する。

冷却塔には冷却水を直接散布して接触させる開放式と冷却水を熱交換器管内に通し，管の外側で散水・蒸発させて熱交換する密閉式がある。密閉式は容積あたりの熱交換能力は劣るが外気との接触による冷却水質への影響がない特徴がある。

冷却塔は原理上湿分を多く含んだ空気を排出するため，高湿度時や冬場の低気温時に排気中の湿分が凝縮して「白煙」として見えることがあり，環境対策上白煙を防止する機能をもった冷却塔も出ている。

当社では一般空調用で使用される標準型冷却搭（送風機口径φ500～φ2,000）と産業用大型冷却塔（送風機φ3,200以上）の中間に位置する冷却塔としてPWR（当社の製品シリーズ名）型開放式冷却塔（送風機口径φ2,200～φ2,800）をラインナップしており一般空調用，産業用問わずご好評頂いている。

しかし，これまでの製品は現地組立方式であり工期短縮の為，標準型で実現しているユニット搬入型への需要が高まってきた。そこで，新型の充てん材を開発し省スペース化を図り搭体寸法（L×W×H）の組合せを従来のPWR型から削減してユニット搬入型の冷却塔を開発した。又，このサイズではなかった密閉式冷却塔も同時に開発を行った。

その結果，開放式では600RT／1セル，密閉式では300RT／1セルでユニット搬入型の03シリーズ（当社の製品シリーズ名）冷却塔が完成した。

RTとは冷却塔の能力を表す単位であり，「冷却トン」と呼ぶ。これは圧縮式冷凍機（冷却塔への入口冷却水温度：37℃，冷却塔からの出口冷却水温度：32℃）に対する１冷却トン当りの冷却熱量を4.535kWとし，これを日本冷却塔工業会（http://www.coolingtower.jp）では冷却塔の公称能力としている。この１冷却トン当りの水量は冷却塔の入口空気湿球温度が27℃の時，13L／(min×冷却トン)となる。

現在の冷却塔では，ユニット搬入方式が主流になって来ており，冷却塔設計の重要な要素となっている。

本稿では，標準型冷却塔以上の容量でユニット搬入型をシリーズ化した03シリーズ冷却塔の特徴を紹介する。

図１に03シリーズ外観を示す。

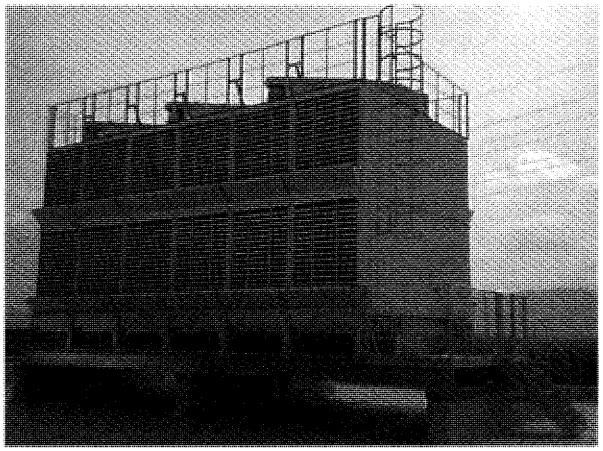


図１　03シリーズ

２．充てん材の開発

充てん材とは冷却塔内で，冷却水と外気空気を直接接触させ，熱交換を効率よく行わせる挿入物のことである。冷却塔内を落下する水滴の落下速度を緩やかにして外気との接触時間を長く保ち，さらに冷却水を塔内に均一に分布させて蒸発現象を促すことを目的としている。

開放式において，従来のPWR型より省スペース化を図るには，充てん材の熱特性の改善を行う事が必要となる。

充てん材の熱特性はエンタルピー基準総容積熱伝達係数Kaによって決まる。Kaは実験により求められるが一般に次式で表される。

$Ka=C\,(L/A_L)^{\alpha}\,(G/A_G)^{\beta}$　　kJ/(m³・h・⊿im)

L/A_L：充てん材断面積当りの水量　kg/(m²・h)

G/A_G：充てん材断面積当りの風量　kg/(m²・h)

A_L：通水方向充てん材断面積　m²

$A_L = L \times W$

A_G：通風方向充てん材断面積　m²

$A_G = W \times H$

C，α，βは係数

原稿受付　2006年５月12日

＊１　空研冷機㈱　技術部
〒823-0013　福岡県宮若市芹田586番地

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

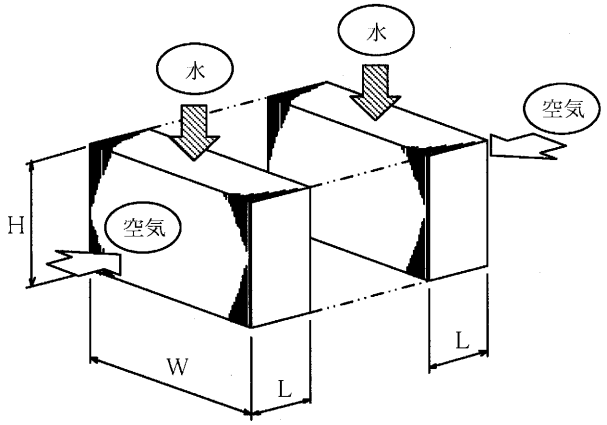
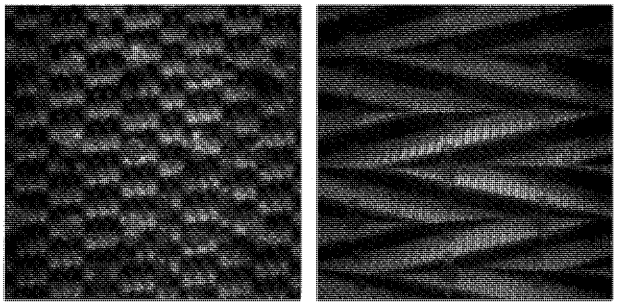


図2　充てん材寸法

今回の開発では充てん材の形状を変更する事で最大L/A_Lを従来タイプの充てん材から約18%大きくする事が出来た。これは1セル当りに流せる水量増を意味する。又，充てん材の圧力損失低減にも成功した。

以上の充てん材性能アップにより，従来のPWR型より設置平面積を最大で約12%減少させる事が出来た。

図3に充てん材の形状比較を示す。



従来タイプの形状　　新開発の形状

図3　充てん材形状比較

3．ユニット化

03シリーズでは極力，現地組立作業を削減する事を主眼に開発を行った。又，トラックに積載出来る寸法を維持しなければならない。

3.1項以降に組立手順の概要を示す事により冷却塔の構造を説明する。

冷却塔は下から冷却水を貯留する下部水槽，熱交換を行う塔体，冷却空気を通風する送付機より構成される。表1にユニット形状諸元を示す。

表1　ユニット形状諸元

部位	形状
充てん材部下部水槽	2ユニット＋ピット部分割
搭体	4ユニット，上下分割
送風機	分割

3.1　下部水槽組立

充てん材部下部水槽の2ユニットを設置する。(図4)

ピット部の骨材を組立てる。

ピットとセル間のライニングを行う。(図5)

図6に作業の様子を示す。

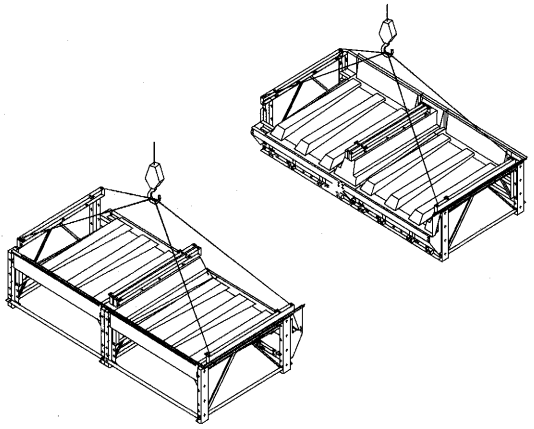


図4　充てん材部下部水槽ユニット

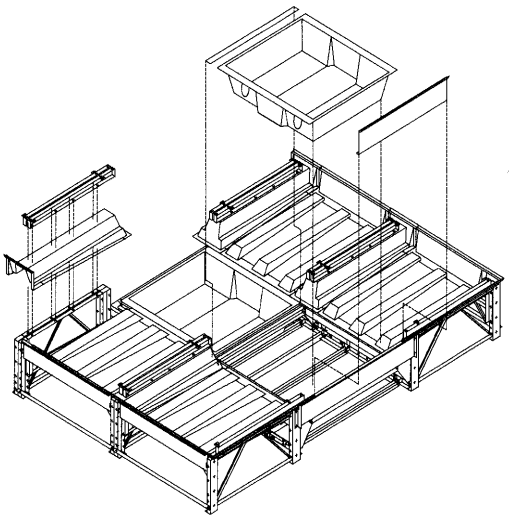


図5　ピット部，セル間ライニング

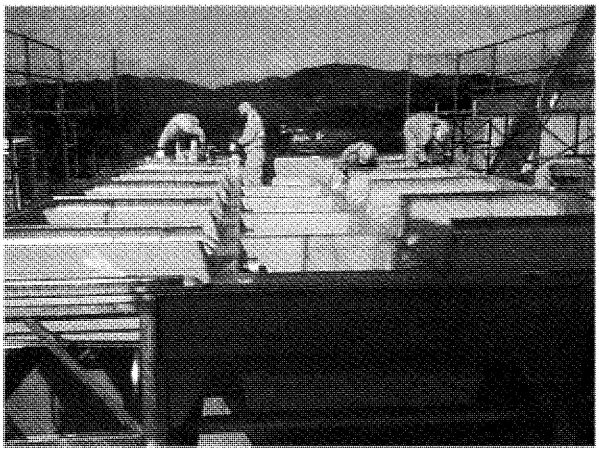


図6　下部水槽組立中

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

3.2 搭体組立

搭体は，1セル当り4ユニットにより構成される。又，搭体下段ユニットと搭体上段ユニットに分かれる。

3.2.1 搭体下段ユニット組立

搭体下段ユニットを吊り上げ（図7），既に設置完了の下部水槽ユニットに設置する。

図8に搭体下段ユニット設置状況を示す。

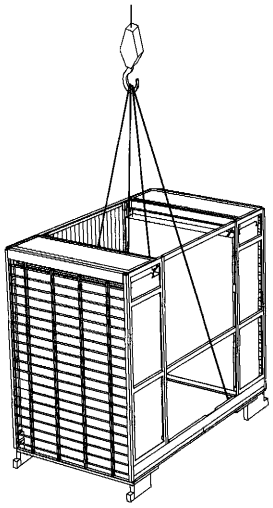


図7 搭体下段ユニット

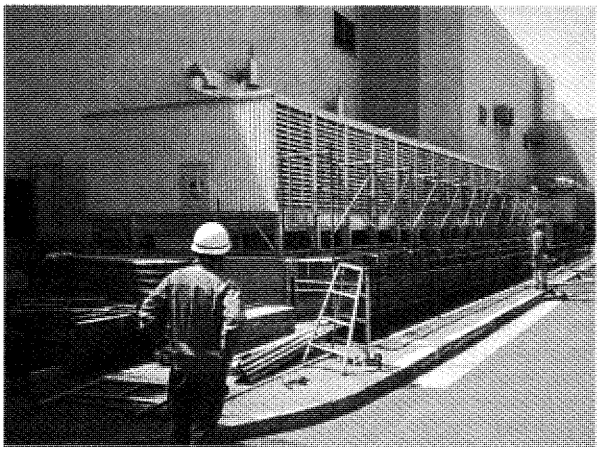


図8 搭体下段ユニット設置

3.2.2 搭体上段ユニット組立

搭体上段ユニットを吊り上げ（図9），既に設置完了の搭体下段ユニットに設置する。

図10に搭体上段ユニット設置中の状況を示す。

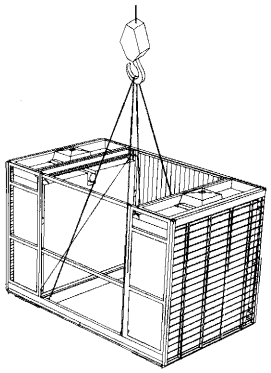


図9 搭体上段ユニット

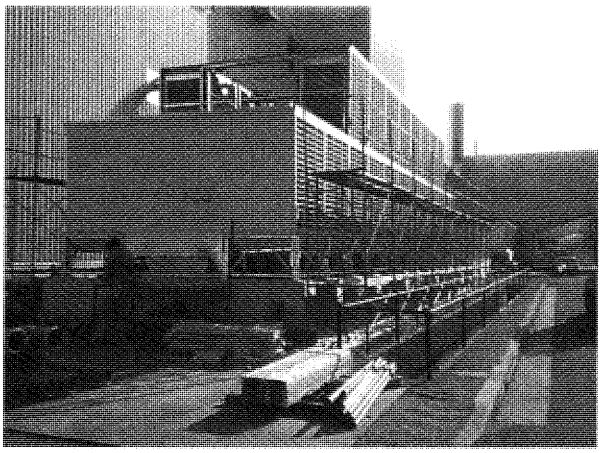


図10 搭体上段ユニット設置中

3.3 送風機組立

送風機を設置する前に搭上手摺，ガード付タラップを設置する。送風機は分割で出荷の為，現地のグランド上でファンスタック（図11），送風機ユニットを組立てる。（図12）ファンスタックを搭上に設置後，送風機ユニットを設置する。

その後，内部配管，手摺，ガード付タラップ等を設置し完了となる。（図13）

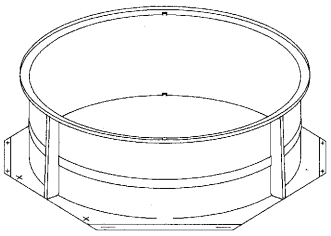


図11 FRP製ファンスタック

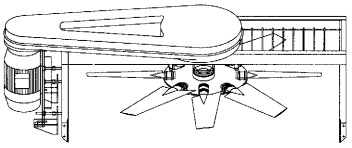


図12 送風機ユニット

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

4．ユニット搬入の効果

3項で記したユニット組立方式によって従来の現地組立方式より格段に現地組立日数が削減された。2,400RTを下記の搭体寸法として比較を行った。（表2）

PWR型（従来型）：塔体寸法…4,530L×19,320W×3,900H
送風機仕様…φ2,400×15kW×6台

03シリーズ：塔体寸法…4,530L×17,200W×4,630H
送風機仕様…φ2,400×15kW×6台

表2　日数比較（作業員8名で組立を行った場合）

	PWR型(従来機)	03シリーズ
充てん材下部水槽	3日	2日
搭体	7日	1.5日
送風機	2日	2日
内部配管，手摺等	1.5日	1.5日
工数合計	13.5日	7日

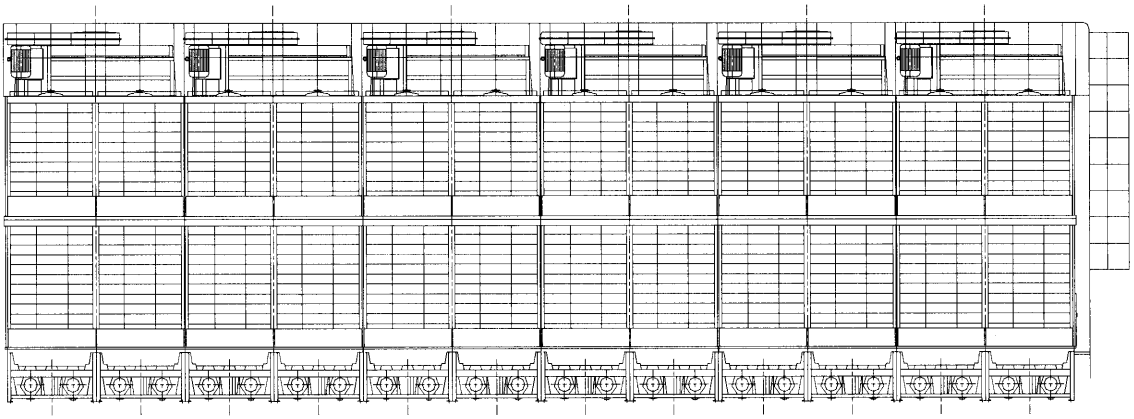
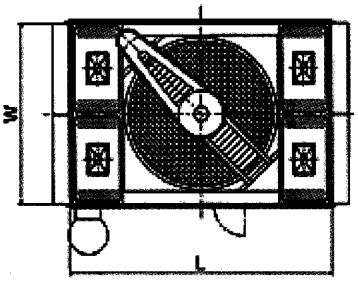
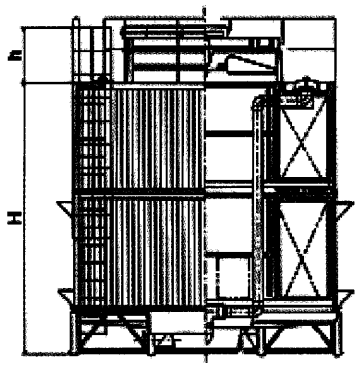


図13　組立完了（ルーバ側より見る）

表3　開放式、密閉式仕様諸元

		入口水温℃	37.0	37.5	外形寸法 長さ L	幅 W	高さ H	送風機高 h	送風機仕様 口径	動力	台数
		出口水温℃	32.0								
		外気湿球温度 WB℃	27.0								
		型式	循環水量 m^3/h		mm	mm	mm	mm	mm	kW	
開放式		SKB-350W	273	255	4,530	2,900	4,030	970	2,400	11	1
		400W	312	291	4,530	2,900	4,630	970	2,400	15	1
		450W	351	328	4,730	3,300	4,630	970	2,600	15	1
		500W	390	365	4,930	4,100	4,030	970	2,800	15	1
		600W	468	438	4,930	4,100	4,630	970	2,800	22	1
密閉式		KMB-175W	136	127	4,530	2,900	4,030	970	2,400	15	1
		200W	156	146	4,730	3,300	4,030	970	2,600	15	1
		225W	175	164	4,730	3,300	4,630	970	2,600	15	1
		250W	195	183	4,930	4,100	4,030	970	2,800	18.5	1
		300W	234	220	4,930	4,100	4,630	970	2,800	18.5	1





注1）送風機はVベルト駆動方式
注2）密閉式では散水ポンプが装備される。（1.5kW×2台／1セル）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

5．ラインナップ

開放式，密閉式の１セルでの仕様諸元を表３に示す。複数セルは基本的に表３の組合せとなる。

6．特　徴

1）ユニット搬入型となり工期が短縮され、廃材の発生も極力抑えられる。

2）密閉式冷却塔の１セルでの容量が増加し選定の幅が広がった。（当社比　標準型の2倍）

3）同容量で比較した場合、標準型冷却塔より設置スペースを小さく、産業用大型冷却塔より低コストで対応出来る。

4）産業用大型冷却塔と比較した場合、熱交換器（充てん材、コイル）は塔内に入ると手の届く範囲にありメンテナンスは非常に行い易い構造である。

5）白煙防止型に容易に対応出来る。

開放型は充てん材を一部変更するだけであり、密閉型は散水配管の一部構造変更だけで対応が出来る。

7．まとめ

03シリーズの開放式は合計で約27,000RT の納入実績があり現地の工数削減に貢献している。

又、プラント関係では冷却塔組立業者以外の業者で組立を行う場合も多い。その様な場合はユニット組立であると都合が良い。

更に、03シリーズの密閉式では1セル当りの容量が標準型の２倍となった事で大容量化が実現した。

選定の幅が広がった事でプラント分野での採用を期待する次第である。

参考文献

(1) 空研工業株式会社　03シリーズカタログ

(2) 井上宇市，空気調和ハンドブック，３版，(1982)，p.255，丸善㈱

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

特集：複合発電システムに必要な関連設備（その２）

高効率空冷発電機GH1550Aの紹介

服部　憲一[*1]　HATTORI Kenichi
岩重　健五[*2]　IWASHIGE Kengo
高橋　和彦[*3]　TAKAHASHI Kazuhiko

キーワード：タービン発電機，効率，騒音，漂遊負荷損，温度解析

1．まえがき

近年，国際的な電力需要の伸びや環境意識の高まりにより，発電設備の出力増や高効率化が図られている。地球温暖化防止や石油価格の高騰もこれに拍車をかけ，従来比で10%効率を上昇させたガスタービンも開発されてきている。一方，発電設備の一端を担う発電機の効率は，すでに98%程度ということもあり，購入SPECで規定されるものの，取り立てて議論されることはなかった。特に，200MW程度以下の出力でしばしば使用される空冷発電機は，操作が簡易で保守費用が安価ということが設備導入の動機であることが多く，大容量発電機のように高効率を追求したものは少なかった。しかし，たとえばIPP（Independent Power Producer：電力卸売業者）向け発電設備として人気の高い150MW級の発電機を例に取ると，効率98%でも損失は3,000kWであり，年間の電力損失量としてはかなりの値となる。また，発電設備は定格負荷，および定格力率で連続運転されることはまれで，効率の低い部分負荷で運転されることも多い。こういった観点から，日立製作所は「部分負荷でも定格負荷でも効率のよい，水素冷却発電機並みの空冷発電機」を目標に開発を進め，このたび工場試験を完了した。

ここでは，タービン発電機高性能化の概要と，高効率発電機GH1550Aを紹介する。

2．GH1550A発電機の概要

2.1　タービン発電機への要求性能

発電設備のユーザからの発電機に対する要求性能としては，

(1)　信頼性が高く，長寿命であること
(2)　初期コストが低いこと
(3)　メンテナンスコストが低いこと
(4)　軽量，コンパクトで輸送，据付が容易であること
(5)　環境に優しいこと

などが要求される。

上記を発電機の技術用語に置き換え，発電機設計のターゲットとして書き換えると下記となる。

(1)　各部の振動値が小さいこと
(2)　絶縁物近傍（具体的には回転子巻線，固定子巻線）の温度が低いこと
(3)　全運転条件にわたって効率が良いこと
(4)　低騒音であること
(5)　低質量であり，運搬据付が容易であること
(6)　コンパクトで据え付けスペースが小さいこと
(7)　外部から異物が混入しないこと

これらの項目毎に定量的なターゲットを決めて，発電機を設計した。

2.2　GH1550A発電機の基本構造

GH1550A発電機の構造を図１に示す。タービンの回転エネルギーを電気エネルギーに変換する発電機は，回転子の発生する変動磁場を電機子鉄心に巻いた電機子巻線を通して電流と電圧の形で外部に取り出す。発電機は，高磁場，大電流で運転されるため，導体に電流を流すことで生じる銅損や，鉄心に磁束を通すことで生じる鉄損，その他の電気損などが機内各部で発生する。これらの発熱を冷却するため，回転子軸端にはファンを設け，冷却風を機内に循環させて各部を冷却する。一般には，巻線を保護する絶縁物の寿命が温度によって決まるため，この部分が許容温度内に収まるように発電機を設計する。

冷却のために機内を循環させる風量は30m^3/sを超え，回転子の最大周速は約200m/sとなる。この周速，およ

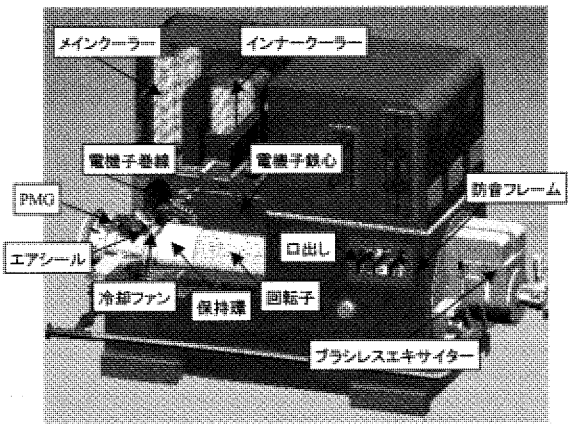


図１　高効率発電機GH1550A（図は全閉型）

原稿受付　2006年５月17日
＊１　㈱日立製作所　日立事業所
〒317-8511　茨城県日立市幸町３－１－１
＊２　㈱日立製作所　電力・電機開発研究所
＊３　㈱日立製作所　日立研究所

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

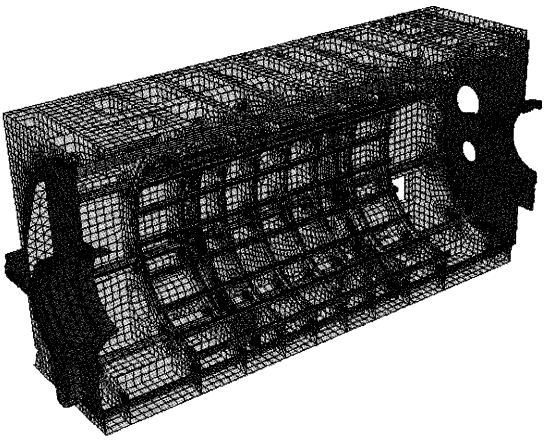


図 2 振動解析

び，通風のためにファンが発生する圧力のため，通風損，摩擦損や，空力音もかなりの値となるため，冷却をするために新たな損失，騒音を発生させていることになる。高性能な発電機を設計するにあたっては，電気的損失低減，通風量確保，巻線温度低減の順に設計を進めることになる。そこで，巻線温度を低く抑え，通風量を減少することが可能となれば，通風，摩擦損を低く抑えることができ，結果として発電機性能を更に上げることができる。

本発電機に特有の構造としては，防音構造軽量ステータフレームを適用したこと，PMG (Permanent Magnet Generator：ブラシレス励磁機固定子への励磁電流供給用発電機) をタービン直結側に配置したこと，全閉型の他に，エアフィルタ/サイレンサーを装備した開放型も提供できることなどがある。

ステータフレームは，輸送制限対応のため，外形をできる限り小さく，軽量化を図った。騒音への影響と，振動への影響を見ながら，板厚と構造部材を最低限にまで削った結果，回転子を含む発電機本体部分の質量が160t未満となり，世界中のほとんどのサイトに向けて回転子を含む発電機を一体輸送できる見通しを得られた。板厚を薄くしたことは，騒音レベルを上げることにつながるが，防音壁の振動絶縁をすることで低騒音化を図った。アジアの某サイト向けには，クーラー BOX を含んだ発電機コンポーネントを一体輸送することが可能であった。この例では，クーラー BOX を含む全体質量が165t であった。

PMG はタービン直結側に配置することで，振動性能を向上し，120%過速度の4,320rpm に至るまで低振動である。

エアフィルタ/サイレンサも低騒音構造であり，発電機組み合わせ時の騒音を評価済みである。

図 2 にステータフレーム振動モデルを示す。

図 3 にプロト機出荷の様子を示す。

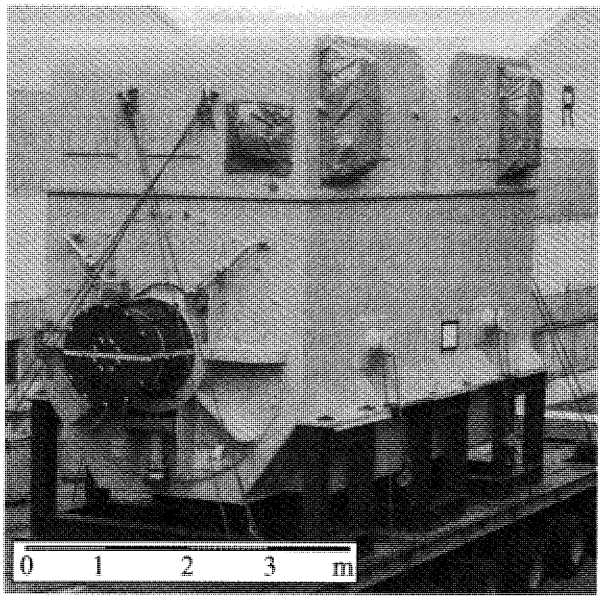


図 3 GH1550A プロト機の出荷

3．GH1550A 発電機の設計

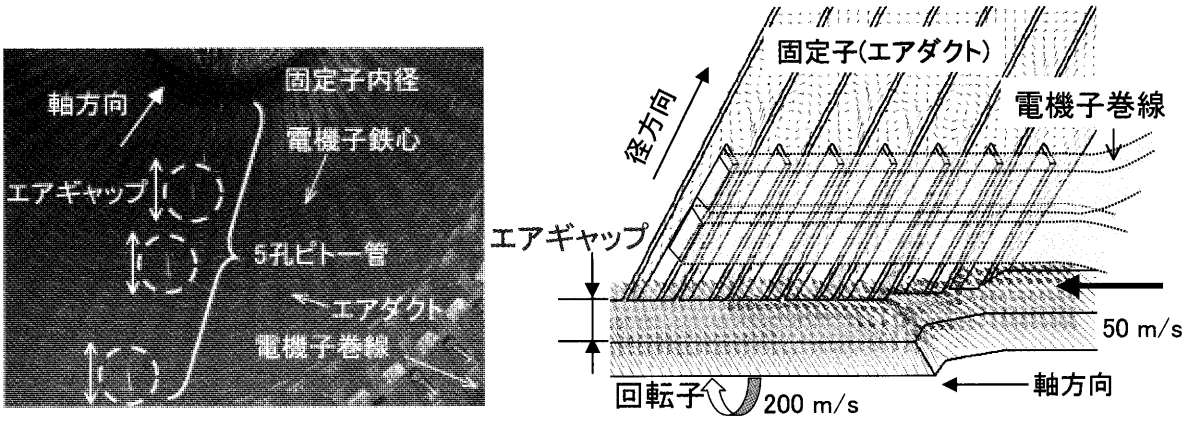
3.1 低損失設計

3.1.1 通風損について

まず，空気冷却発電機に特有の通風に関して説明する。一般に大型の発電機では，密度と粘性が低く，冷却能力の高い水素を冷媒としている。密度，粘性が低いことから回転子の周速にもかかわらず，表面で発生する摩擦損が小さく，冷却効率が良いことから冷却風量も抑えることができ，ファン動力も押さえられる。一方，冷媒としての空気は密度，粘性が高く，冷却能力が小さいため，発電機性能を決める支配的な損失を発生させる。つまり，通風，摩擦損の低減が高効率発電機の重要な技術となる。表面摩擦損を低減するためには回転子を小径にして周速を小さくする必要があり，通風損を低減するには，ファンの圧力，流量を低減する必要がある。しかし，いずれも発電機冷却に悪影響を及ぼすため，通風，摩擦損を低減するには発電機内の電気的損失低減と効率的な冷却が必須となる。

効率的な冷却を実現するためには，発電機各部の通風分布の把握が必要である。従来，固定子のエアダクトやファン周りの冷却風に関する3-D 解析や，測定により，通風設計のデータベースを構築してきた。その中で，エアギャップでの通風，摩擦損と風量分布が固定子温度分布の大部分を決めることが明らかになってきたため，1998年頃からエアギャップの温度分布を測定するようになり，2002年には250MVA 級の発電機でエアギャップ (発電機固定子と回転子の間の空間) における通風分布測定試験を実施した (図4(a)に実機での通風分布測定の様子を示す)。図は，固定子を内径側から見たもので，電機子鉄心の外周からエアギャップに向けて風速センサ (5孔ピトー管) を配置した様子である。5孔ピトー管は，風速を3次元のベクトルとして測定できるセンサで

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.



(a) エアギャップ計測　　(b) エアギャップでの冷却風流れ

図4　エアギャップ通風測定

あり，軸方向に7箇所設けた。また，径方向にも移動をさせ，5点で風速を測定した。これにより，定格回転数までの各回転数で，35箇所ずつの風速ベクトルを求め，エアギャップ内の風量分布を測定した。これにより，エアギャップでの軸方向流速と，周方向流速の分布が初めて明らかになった。実際の速度分布は，図4(b)の3次元流体解析結果に示すとおり，エアギャップの回転子側，固定子側，あるいは軸端部と軸中央部で方向を変える，きわめて複雑であった。この測定により，エアギャップを流れる冷却風と，エアギャップから固定子のエアダクトへ流れる冷却風を定量的に評価できるようになり，発電機の通風設計技術が飛躍的に進歩した。通風摩擦損は，発電機の出力にかかわらず一定の値をとるため，この損失を低減することは，全出力に対する効率を改善することになる。

3.1.2　通風損について

次に，電気損について述べる。電気損としては，固定子，回転子で発生する銅損（いわゆるI^2R損）と，漂遊負荷損，および固定子鉄心で発生する鉄損がある。銅損は巻線の断面積，つまり銅を増やすことで低減できる。また，漂遊負荷損については，磁場にさらされる導体寸法を小さくすること，鉄損については低損失な電磁鋼板を使用することである程度の低減は可能である。しかし，漂遊負荷損と鉄損については，定量的な評価をすることが難しかった（図5に発電機の損失計算モデルを示す）。発電機全体を3Dでモデル化し，各部の電磁界と損失を計算する。全体モデルで計算した電磁界分布を境界条件として，さらに細かい部分をモデル化し，詳細に損失計算する。これにより，漂遊負荷損がどの部分で発生しているかを分析し，各部に応じた損失低減策を図る（図6に漂遊負荷損の発生位置と，その内訳を示す）。このうちの大部分を占める電機子巻線の漂遊負荷損低減方法を，図7に示す。電機子巻線内で発生する漂遊損は，さらに，素線間を循環して流れる循環電流損と，素線内に局所的に発生する渦電流損に分けられる。このうち，循環電流損は素線転位つまり素線同士をよりあわせることで素線

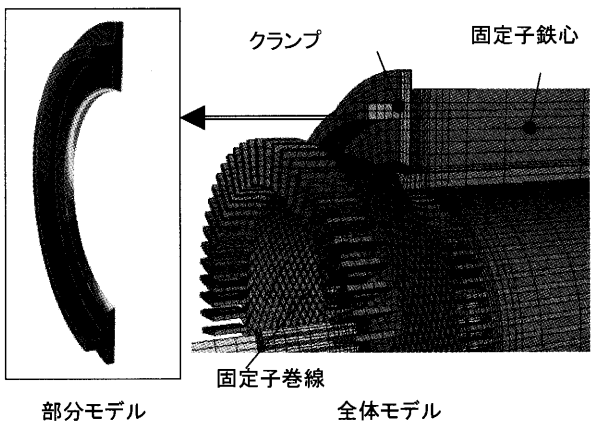


図5　発電機の損失計算

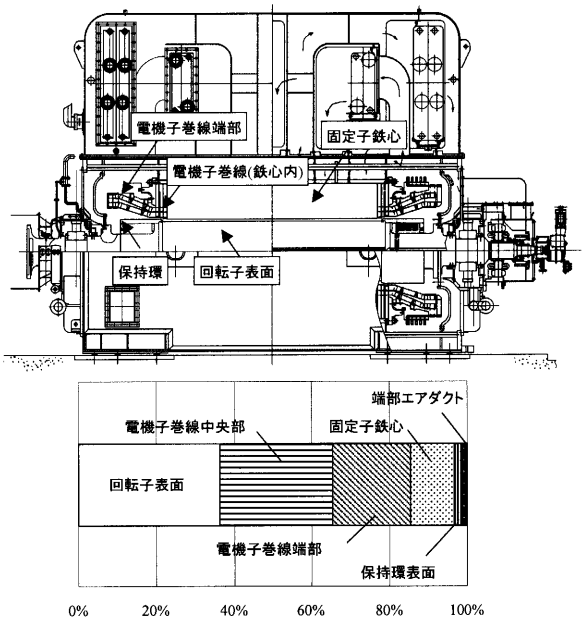


図6　漂遊負荷損内訳

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

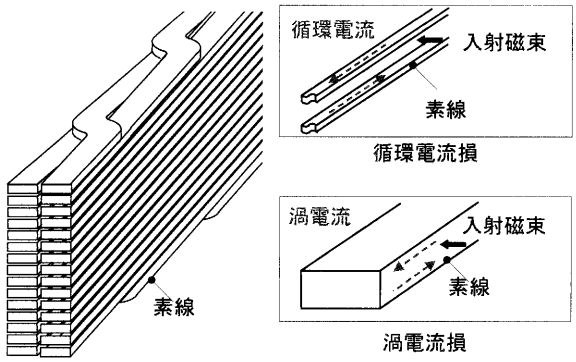


図 7　電機子巻線の損失低減

間に鎖交する磁場を相殺することで低減し，渦電流損は，素線を細分化することで低減する。素線の段数や高さは銅損と漂遊負荷損の合計が最低になるように選択する。

鉄損についても漂遊損と同様，発生メカニズムと発生部位を詳細に分析した。必ずしも低損失の鉄心材料を使用すれば期待通りの損失低減効果が得られるわけではなく，鉄心内に配置する冷却用のエアダクト構造や，その他構造物などで付加的に発生している損失があることがわかったため，これを考慮して低損失化を図った。

3.2 通風，温度設計

通風設計は各部での発生損失を定量化した後に実施する。通風設計の様子を図 8 に示す。固定子は，通風仕切りにより，いくつかのゾーンに分けられており，場所により，外周側からエアギャップに向けて通風し，冷却する。エアギャップへ排出された冷却風は，仕切りを超えて次のゾーンで外周側に排出される。温度を低減，均一化すれば，必要冷却風量を低減できるため，さらに損失が低減できる。各ゾーンの温度の絶対値と，ゾーン間の温度のばらつきを低減するために，タグチメソッドを適用した。まず，各ゾーンの温度のばらつきを δ，全てのゾーンにわたる平均温度を β とおく。設計パラメータ（制御因子）は各ゾーンの長さと，各ゾーンのエアダクト数である。実験計画法でも使用する L 18直交表を使用した直交実験によって各ゾーンの最高温度を出力特性に，

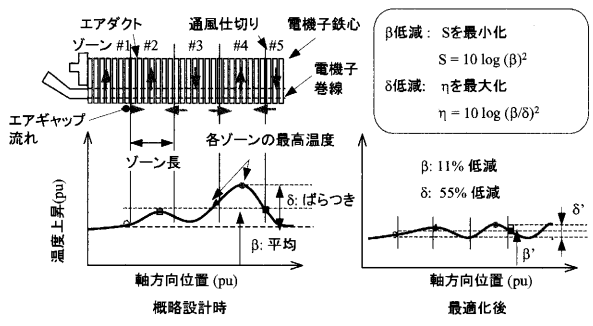


図 8　発電機の温度設計

要因効果図を書いて，図中に示す感度 S を最小に，SN 比 η を最大にするようなゾーン長さとダクト数の組み合わせを求めた。この最適設計により，温度上昇 β を11%，ばらつき δ を55%低減した。この後，通風摩擦損を低減すべく，温度の許す範囲で通風量を低減した。

回転子に対しても同様の手法で温度低減と均一化を図った。

3.3 発電機のバランス設計

前項までは，いくつかのキーコンポーネントに限って紹介した。ここでは発電機全体をみた時の最適設計法について述べる。実際の発電機設計に当たっては，種々の設計パラメータを逐次決定することになるが，特定の要求性能のみに影響するパラメータ，あるいは，複数の要求性能を良くする設計パラメータはごく少数である。ほとんどのパラメータは，特定の性能を向上させるが，一方で他の性能低下を招くことになる。たとえば，銅損を抑えるために回転子導体の断面積を大きくすると，回転子の質量が増加する。その結果，回転子の遠心力が大きくなり，回転子全体の強度を上げるために堅牢な回転子構造が必要となり，発電機全体の重量増加を招く，したがって，おのおのの設計パラメータが効率，温度，質量などにどう影響するのかを定量的に評価して，すべての要求性能をターゲットに入れるためのバランス設計が必要になる。

図 9 に設計パラメータと性能の関係を示す。計算には，L 27直交表を使い，各性能に対する設計パラメータの要因効果図としてまず整理する。ここで x1，x2，...は回転子外径，固定子外径等の設計パラメータ，y1，y2，...は質量や損失等の発電機性能である。x1，x2，...それぞれを第 1，第 2，第 3 水準（たとえば直径大，中，小など）に変化させたときの各性能を表している。つまり，設計パラメータ x1を，第 3 水準にすれば，質量は小さく，損失は大きく，温度上昇は大きくなることを示している。同様に x2，x3，...の y1，y2，...に対する影響度をすべての組み合わせについて求める。目的性能が少なければ，それぞれの要因効果図より設計パラメータの組み合わせを人為的に選ぶことが可能であるが，目的性能の数が多い今回のケースでは，それぞれのパラ

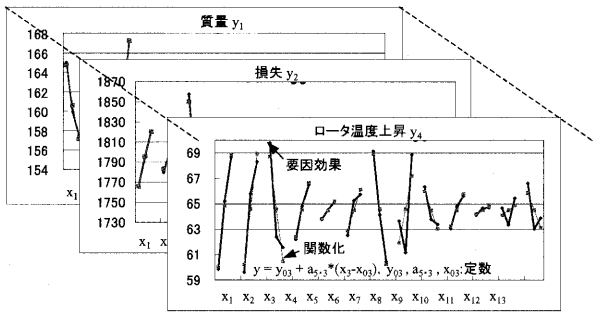


図 9　要因効果図

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

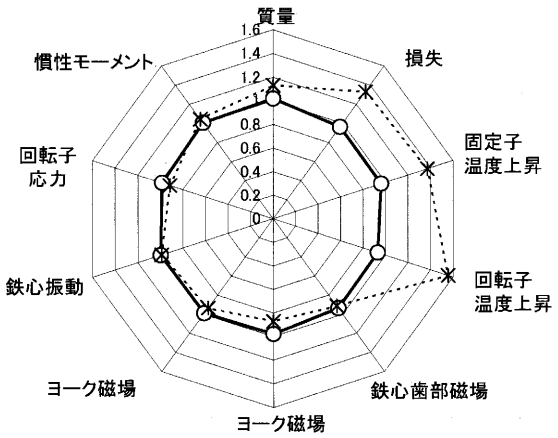


図10　要求性能と開発機性能（設計性能/要求値）

メータと性能の関係を一次関数化した。その後，各要求性能 y1，y2，...がすべて許容値内に入る x1，x2，...の組み合わせを自動計算にて求めた。図10にパラメータを最適化した結果を示す。本図は，y1，y2，...のうちの代表的な性能に関するチャートであり，1.0pu は各性能に対する許容値(目標値)である。ここで，慣性モーメントは1.0以上，それ以外の性能については，1.0pu 以下になることが要求されている。いずれの要求性能に対しても裕度が僅少のバランス設計を実現するとともに，同一運転を仮定した従来機と比較して損失30%減，温度上昇60%減，質量10%減を実現した。なお，開発機は同一構造での50Hz，60Hz 共用設計となっているが，従来機は60Hz 専用機であり，温度限度や定格力率が開発機とは異なることを付記しておく。

3.4　性能および信頼性

3.4.1　性能測定

効率の測定結果は図11となった。高効率発電機 GH1550A の効率測定の結果，136MW，60Hz，力率0.85では98.75%を達成し，110MW，50Hz，力率0.80では98.77%（ともに励磁機損失を含む）を達成した。特に，50Hz，力率1.0では99%を超えるなど，空冷発電機としては非常に高い効率となった。なお，GH1550A は50Hz/60Hz 共用設計としているため，効率値は上記にとどまっているが，50Hz，60Hz それぞれでカスタマイズすればさらに高効率をねらうことも可能である。

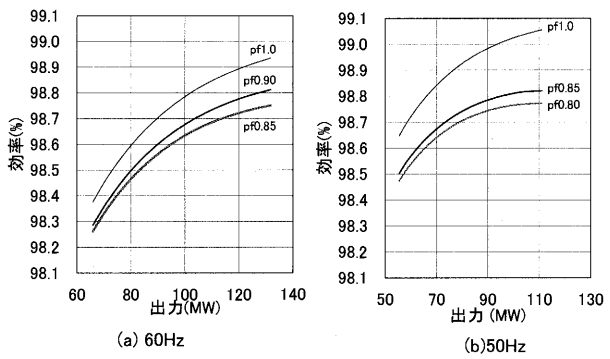


図11　効率測定結果

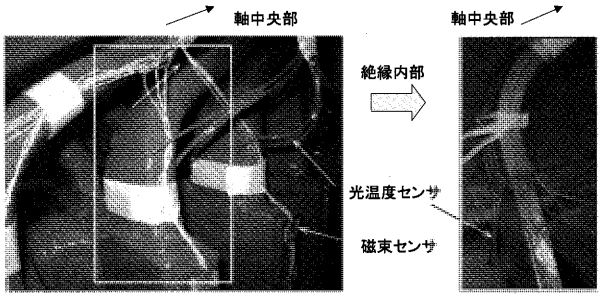


図12　発電機健全性評価例（電機子巻線）

表1　GH1550A 諸元

項目	諸元	
出力	136MW	110MW
電圧	13.8kV	11.5kV
短絡比	0.5	0.5
力率	0.85	0.8
回転速度	3600rpm	3000rpm
絶縁種別	class B	class B
温度上昇	class F	class F
効率	98.75%	98.77%
適用規格	ANSI C50.14	IEC60034-1
騒音	82dB (A)	78dB (A)
冷却方式	全閉型(クーラ付き)あるいは開放型(エアフィルター，サイレンサ付き)	
質量	発電機本体160ton 以下	

発電機の諸元を表1に示す。効率，温度上昇，質量ともに優秀な発電機となった。

3.4.2　発電機信頼性評価試験

発電機信頼性評価試験の状況を図12に示す。この図は電機子巻線端部を示し，絶縁内部に配置した芯線温度測定用の光温度センサ配置の様子である。通常，数 mm の絶縁物で覆われた電機子巻線の温度は，絶縁外部に設置された温度センサによる温度測定で性能を評価するのが普通であるが，GH1550A では軸端部から素線に沿って温度センサを軸中央部付近まで挿入して，運転条件での最高温度を実測値でとらえた。センサは，軸端部と軸中央部に多数挿入し，絶縁物の温度が十分低いことを直接測定した。

4．まとめ

空冷発電機技術は従来の水素冷却発電機を凌駕できる領域に達した。軽量，コンパクト，高効率，高信頼性，低騒音を満たした GH1550A が開発され，確認試験が完了した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

特集：複合発電システムに必要な関連設備（その２）

小型（10MW 以下）発電機の特徴

前田　吉光*1
MAEDA Yoshimitsu

キーワード：同期発電機、励磁機、軸受、回転整流器、効率、自動電圧調整器
S G：synchronous generator, exciter, bearing, rotating rectifier, efficiency, AVR (Automatic Voltage Regulator)

1．はじめに

近年，数 MW 級の発電機の導入が増加する傾向にある。これは電力需要の増加もあるが，エネルギーの有効利用の観点からコージェネレーション等の小型分散型電源の導入が増加していること，および電力自由化の流れから様々な事業者が発電を行う様になってきたことが理由と考えられ，今後もこの傾向は続くものと思われる。

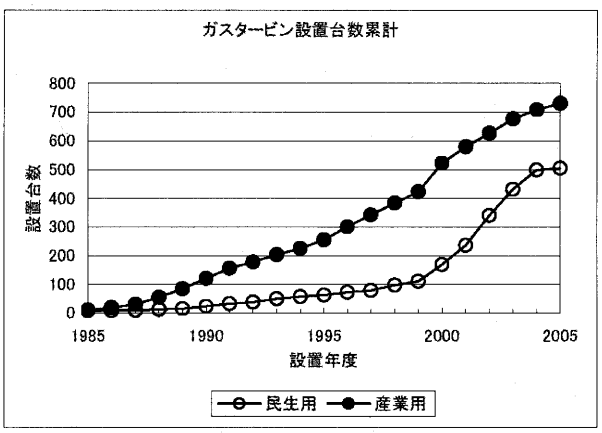


図１　ガスタービン設置台数累計[1]

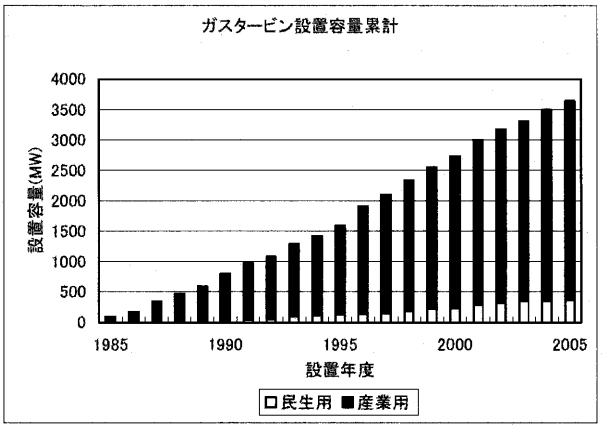


図２　ガスタービン設置容量累計[1]

原稿受付　2006年６月24日
＊１　西芝電機株式会社　発電システム事業統括部
発電・産業システムエンジニアリング部
〒671-1280　姫路市網干区浜田1000番地

図１，図２は，1985年以降のガスタービンコージェネレーションの設置台数および設置容量をグラフ化したものである。[1]民生用はここ数年で設置台数が伸びているが，設置容量で見ると圧倒的に産業用が大きいことが窺える。

西芝電機では，これら数 MW 級の小型ガスタービン発電機を製造，販売しており，国内での新規導入発電機を数多く納入している。この発電機の一例を図３に示す。以下にこれら発電機の概要について紹介する。

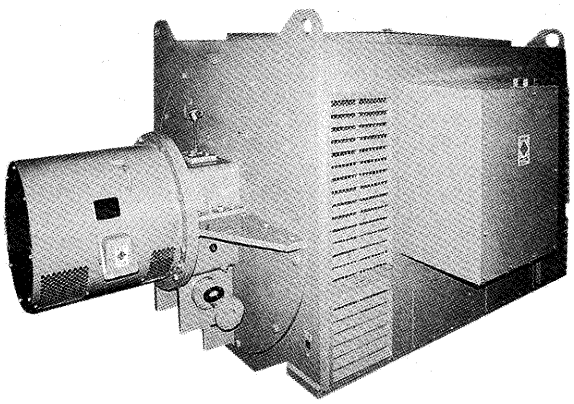


図３　発電機写真

2．発電機の構造

2.1　発電機の構成機器

発電機の構成機器としては，大別して図４(a)のように分類される。図４(b)(c)に，発電機の外観と内部構造を示す。

2.2　保護方式

大別して保護形と全閉形に分けられているが，ガスタービン発電機の場合は，ガスタービンパッケージ内に収納されることが多いことから保護形が多く採用される。稀に設置場所の周囲環境が悪い場合等に，外部空気を発電機本体内に通過させず間接的に冷却する全閉形が採用されることがある。

2.3　冷却方式

大型発電機を含めた冷却方式としては空気冷却式，水素冷却式，水冷式，油冷式などがあるが，小型発電機の

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

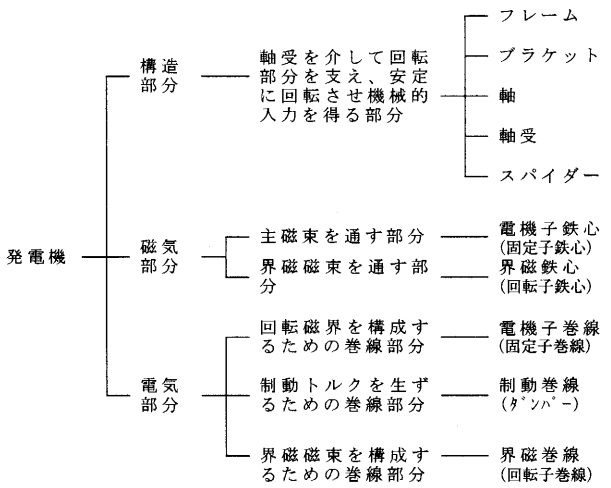


図 4 (a)　発電機構成機器(1)

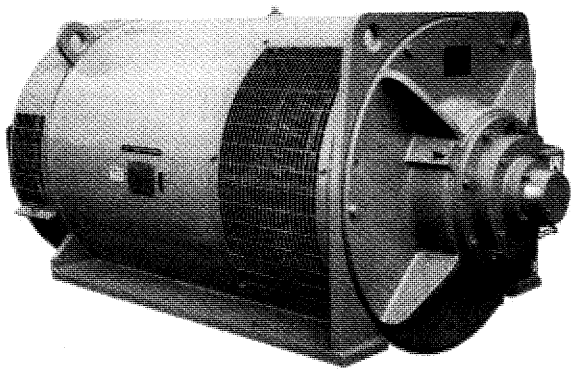


図 4 (b)　発電機構成機器(2)

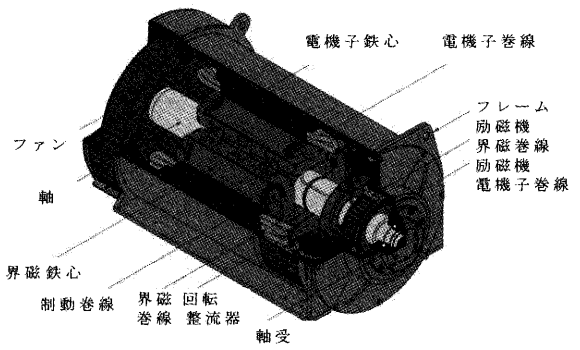


図 4 (c)　発電機構成機器(3)

場合，ほとんどは自己通風式の空気冷却方式が採用される。なお，小型発電機で全閉形の場合には，水冷式が採用される。

自己通風方式の場合，回転子に取り付けたファンにより，両軸方向吸込み・固定子側吐出を採用する。

2.4　回転子

回転子には，円筒形と突極形があるが，10MW 以下の小型発電機ではコスト上の問題から製造者の標準仕様で納入するケースが多く，4 極機では突極形がほとんどである。表 1 に主な特性の比較内容を記す。

表 1　突極形・円筒形回転子の比較

比較項目	突極形	円筒形
波形	良	良
界磁時定数	やや長い	短い
瞬時電圧変動率	同等	同等
電圧回復時間	やや遅い	速い
励磁容量	やや少ない	やや多い
効率	僅かに高い	僅かに低い
耐遠心力	高速機で不利	高速機で有利
回転子鉄心の形状	各極毎型抜	全極分一体型抜
界磁コイルの交換	容易	部分修理が不能

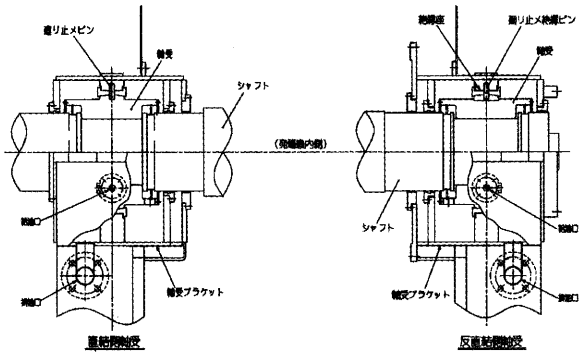


図 5　スリーブ軸受の構造

2.5　軸受

容量に応じて標準採用のころがり軸受，スリーブ軸受が使用される。約 3 MW まではころがり軸受を採用することもあるが，小型発電機の多くは回転子質量，運転時間の関係などからころがり軸受ではなく，スリーブ軸受を採用している。小型発電機で使用されるスリーブ軸受の構造を図 5 に示す。

2.6　回転整流器

励磁機で発電した電源によって，主発電機を励磁して発電するが，この励磁機の電源を整流するための回転整流器が発電機軸上に取り付けられる。モールド型の整流器を軸上に直接取り付ける方法などあるが，一般的には軸に取り付けた円板に整流器を取り付けている。

2.7　その他

発電機のその他付属品としては，結露防止のためのスペースヒータ，軸受および固定子巻線等の温度計測用サーチコイル，比率差動保護用の変流器などが取り付けられている。全閉形の場合はこの他に冷却水と内部空気などの温度計測用サーチコイルも設けられる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

3．発電機の特性

3.1 適用規格

同期発電機には，一般的にJEC-2130(2000)「同期機」を適用している。本規格での冷媒温度（保護型の場合は周囲温度）は40℃であり，温度上昇等の特性は，この冷媒温度を基準として決定される。一方，ガスタービン出力は，吸気温度に応じてその出力が変化することから，多くのガスタービンは吸気温度制御を行っている。つまり，吸気温度が低い時に出力を増加し，高い時に出力を絞って運転する制御を行っている。

JEC-2130(2000)を適用したガスタービン発電機は，冷媒温度が40℃での使用を前提としているため，前述のガスタービンの特性に合致せず，吸気温度が低いときのガスタービン出力に合わせて設計した発電機は，吸気温度が高い時には余裕が有り過ぎた設計となり，結果として不経済な設計の発電機となる。そこで，ガスタービンと協調をとったJEC-2131(1985)「ガスタービン駆動同期発電機」が規定されている。

なお，ガスタービン側で吸気冷却を採用している場合でも，発電機の吸気については冷却をしない場合が多くあり，この場合の発電機についてはJEC-2130(2000)を適用して温度に対する余裕を持たせることも必要となる。

3.2 特性

3.2.1 電圧降下特性

ガスタービン発電装置の運転方法は，系統連系方式がほとんどであり，電圧降下特性等の特性を要求されるケースは少ない。

但し，需要設備側の短絡容量の関係で，発電機の接続によって需要設備の遮断器等の遮断容量を超過するケースがあり，発電機からの短絡電流を抑制するために発電機リアクタンスを大きくした特性の発電機を要求される場合がある。この場合には，特別な設計を行って製作している。

3.2.2 逆相耐量

発電機の負荷に高調波発生負荷が接続されると，回転子の制動巻線に各高調波次数の電流が同時に流れることとなる。これが許容量を超えると発電機が過熱することとなり，この限界を等価逆相耐量と称する。負荷より発生する高調波電流は，系統連系運転ではインピーダンスの逆比例で流れることとなる。発電機容量にもよるが，発電機のインピーダンスは系統のインピーダンスに対して大きいことが多く，高調波は系統側に多く流れることとなる。よって，連系運転を行う発電機で逆相耐量の不足等が問題になることは少ない。なお，系統電源側への高調波流出量は資源エネルギー庁公益事業部長通達にて「高圧又は特別高圧で受電する需要家の高調波抑制対策ガイドライン」によって規制されている。

3.3 高効率化

発電装置の燃費向上のため，ガスタービンの高効率化はもとより高効率発電機の採用が求められる。発電機効率は，入力から各種損失の合計値を引いた値を入力で除ずることで求められる。各種損失低減のための方策を以下に列記する。なお，これらは全て独立したものではなく，一方の損失を減少させると，他の損失が増加する場合があるので，トータルで損失が最小となる設計を行う。

3.3.1 機械損の低減方法

1）回転子の外径を小さくして回転子と冷媒との摩擦損失を低減する。
2）冷却風量を最小限として，効率の良いファンとする。

3.3.2 鉄損の低減方法

1）固定子鉄心の外径を大きくし，鉄心長を長くして磁束密度を低減する。
2）固定子鉄心材料に珪素を多く含む材料で低損失のものを使用する。
3）固定子鉄心材料に板厚の薄い材料を使用する。
4）回転子鉄心材料に板厚の薄い材料を使用して，表面損失を低減する。

3.3.3 固定子巻線銅損の低減方法

1）固定子巻線の銅線を太くし，電流密度を低減させる。

3.3.4 漂遊負荷損の低減方法

1）固定子の素線サイズを小さくして電流が均一に流れる様にする。また，並列回路を増加させ，1巻線の巻数を増加させる。
2）防風板にFRP等非磁性材料を使用することで，渦電流が流れないようにする。

3.3.5 界磁銅損の低減方法

1）励磁機の素線サイズを大きくして，電流密度を下げる。

4．励磁装置

4.1 励磁方法

同期発電機は発電の原理の通り磁極（磁石）を作り，磁極から生じる磁束が巻線（導体）を横切ることによって発電を行う。

この磁極（磁石）に永久磁石を使用する方法や，鉄心

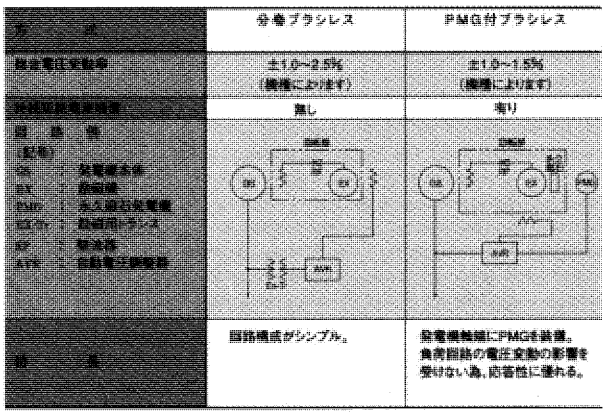


図6 励磁方法の概要

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

に巻線を巻き，この巻線に直流電流を流して磁石を電気的に作る方法により各種の励磁方式に分類される。

以下に現在使用されている代表的な励磁方式について記載する。なお，図 6 に概要を示す。

4.1.1　分巻方式

この方式は図 6 に示す様に，その励磁源を励磁変圧器（EX-Tr）を介して発電機出力電圧から得るものである。

この方式は安定度が良く，発電機本体の大きさも他励磁方式と比べ小さくなるため，タービン発電機を始めとし，あらゆる種類の発電機に多く採用されている。

デメリットとして，励磁源を発電機出力より得ているため，起動時には初期励磁電源として，外部直流電源が必要となることや，系統短絡時に短絡電流を持続して流すことができないことがあるが，近年の発電設備では，初期励磁電源が容易に確保できることや，小型発電機では系統配電線の選択遮断を行えるほどの短絡電流を流すことは不要であることから，この励磁方式が多く採用されている。

4.1.2　PMG 方式

発電機軸端に交流励磁機の一部を構成する永久磁石発電機（PMG）を取り付け，これを励磁源として発電する方式である。交流励磁機の出力電圧は，発電機の出力電圧とは無関係に発生しているもので，全く独立した電源回路を構成している。

よって，この方式では初期励磁が不要であり，外部からの直流電源が不要となる。また，系統短絡時にも短絡電流を持続して供給することができる。

ただし，発電機端に永久磁石発電機（PMG）を取り付けるため，発電機本体寸法が大きくなる傾向がある。

4.2　自動電圧調整器

発電機出力電圧を予め設定した電圧に自動的に調整する装置である。この自動電圧調整器（AVR）は発電機の出力電圧を検出し，予め設定した基準電圧と比較して交流励磁機の界磁電流を調整するフィードバック制御を行っている。

近年では，デジタル制御方式の自動電圧調整器が多くあり，いろいろな機能を搭載した高性能装置により制御の高度化と回路の簡素化などが可能となってきている。AVR の外観を図 7 に示すとともに，その機能の一部を紹介する。

4.2.1　V／F 機能

発電機の端子電圧（V：voltage）を発電機の周波数（F：Frequency）に比例して低下させる機能をV／F機能と称する。発電機の周波数（回転速度）が低下した時に，定格電圧を出力するためには，交流励磁機の励磁電流を増加させないと定格電圧に保てないが，長時間に渡って低速度で運転すると，過励磁になり励磁機を焼損することがある。これを防止するための機能がV／F機能である。周波数（回転速度）が下がるとあらかじめ決められた周波数から，周波数に比例して励磁を抑制することで過励磁を防止している。

4.2.2　保護機能

CPU を用いたデジタル制御の AVR であるため，AVR 内部 CPU の故障検出を行う機能を備えているのが，一般的である。

4.2.3　高機能型 AVR

高機能型 AVR では，前項で記載した項目以外にも以下の機能を付加している。

1）定励磁機能
2）励磁指令ソフトスタート機能
3）自動力率調整機能
4）過励磁，不足励磁，過電流制限機能
5）異常データセーブ機能

5．導入事例

5.1　発電機単体

図 8 は，発電機の工場試験状況の写真である。温度上昇試験には様々な方法があるが，主に等価温度試験法にて実施することが多い。

5.2　ガスタービン発電装置

タービンメーカにてタービン，減速機，発電機を組み合わせしてパッケージングの上，発電装置としての試験

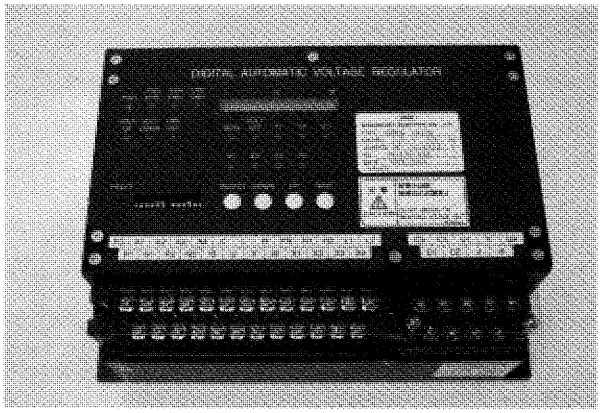


図 7　自動電圧調整器外観

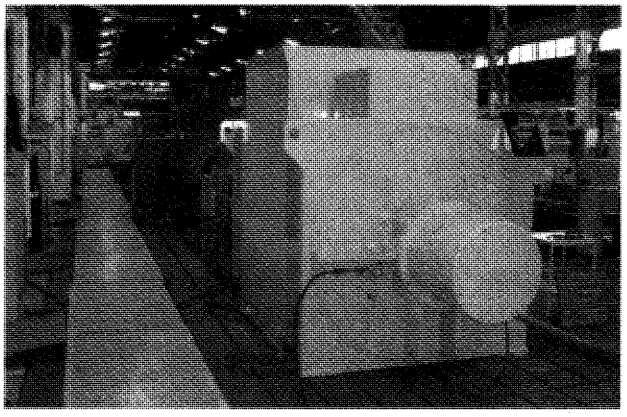


図 8　発電機試験状況

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

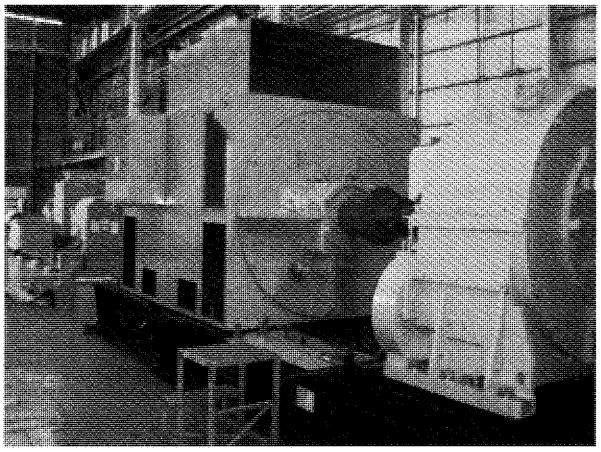


図9 ガスタービン発電装置組立中

を実施して出荷する。

5.3 ガスタービン発電設置

図9はガスタービン発電装置の組立中写真であるが，タービンメーカにてベース上でガスタービンと発電機と直結した後に，パッケージを被せて発電装置として完成する。小型ガスタービン発電機はパッケージに収納されるため，外形寸法はパッケージの設計に合わせることが必要となる。

6．解析事例

6.1 通風熱解析

発電機内の冷却空気の風量分布を最適化し冷却効率を向上することは，発電機の健全性を確保する重要なポイントであり，発電機の小型化や高効率化においてキーテクノロジーの一つである。発電機内通風状態の予測方法として，従来から等価回路網法があり，これは電気回路におけるキルヒホッフの法則を冷却風流路に置き換えたものである。

等価回路網解析により，通風回路毎の風量が算出され，各部の空気温度上昇値や熱伝達率を求めることができる。

最終的には有限要素法を用いた熱解析ソフトで三次元モデルを作成し，上記で算出した境界条件を付加することにより，各部温度を確認している。図10は発電機ロータの解析事例である。

近年はコンピュータの高性能化により，三次元の流体解析も可能になってきている。流体解析では風量分布に加え，冷却風の状態や熱伝達率等を同時に得ることができ，より詳細に精度の高い予測が期待できる。

6.2 振動応力解析

発電機を設計するに際しては，運転中に発電機各部が運転周波数と共振しないように構造検討をすることが重要である。一般に計画段階に各部品および組み立て状態を三次元でモデル化し，有限要素法による固有値解析を行い，運転周波数と共振点が十分離れていることを確認

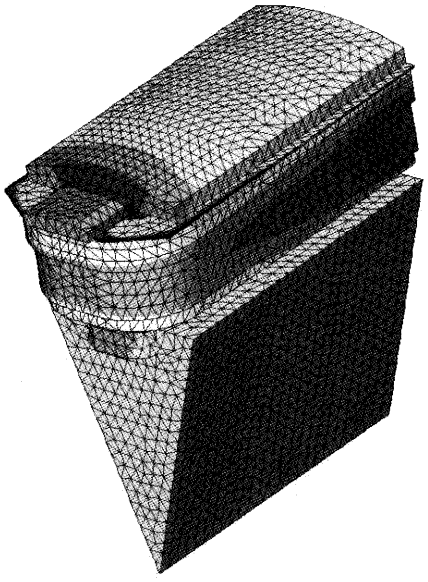


図10 熱解析事例

している。

また，応力集中，ねじり応力，繰り返し応力等がかかる部品については応力解析を実施し，使用する材料の降伏応力に対して十分な安全率を確保するよう設計している。図11に応力解析事例を示す。

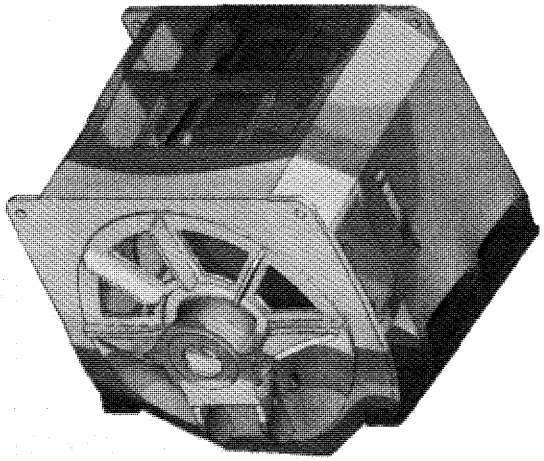


図11 応力解析事例

6.3 電磁界解析

発電機の小型化，高効率化を図る上で，巻線や鉄心に発生する損失を正確に把握し，適切な磁路を形成することが重要となる。従来は経験的に得られたデータにより電気設計を行っていたが，小型化や高効率化を達成するためにはより詳細な部位毎の損失や局部損失を把握することが必要である。

近年ではコンピュータの高性能化により有限要素法を用いた電磁界解析が比較的容易に行えるようになり，複雑な三次元モデルでの評価も可能となってきている。電磁界解析の導入により電気設計の最適化が可能である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

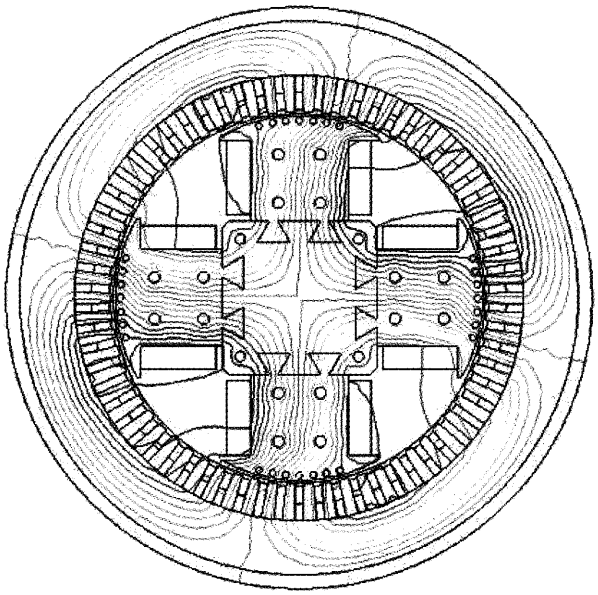


図12　電磁界解析事例

図12に電磁界解析事例を示す。

7．おわりに

エネルギーの有効利用が叫ばれる中，今後とも小型ガスタービン発電機の導入は続くことが予想される。弊社で製作した発電機もこの一助になれば幸いである。

今後はさらに，各種シミュレーションなどを駆使して発電機の完成度をより高めて，優れた製品を普及させていく所存である。

参考文献

(1) 日本コージェネレーションセンター（JCGC）
コージェネレーションシステム実績表（2005年度版）2006年3月31日発行

○ 本会共催・協賛・行事 ○

主催学協会	会合名	開催日・会場		詳細問合せ先
日本機械学会 関西支部	第284回講習会　設計に使える熱流体解析の基礎と応用（各種シミュレーション技術の適用事例紹介とデモ展示付き）	H18/07/20-21 大阪科学技術センター　8階 中ホール	協賛	日本機械学会関西支部 URL：http://www.kansai.jsme.or.jp/
東京大学 生産技術研究所	文部科学省次世代IT基盤構築のための研究開発 第1回「革新的シミュレーションソフトウェアの研究開発」シンポジウム	H18/07/27-28 東京大学　生産技術研究所　総合研究実験棟2階 コンベンションホール	協賛	東京大学生産技術研究所計算科学技術連携研究センター事務局 URL：http://www.rss21.iis.u-tokyo.ac.jp/
ターボ機械協会	第20回フレッシュマン・サマーセミナー	H18/08/24-25 大阪大学豊中キャンパス シグマホール	協賛	ターボ機械協会 TEL：03-3944-8002, FAX：03-3944-6826
日本機械学会 関西支部	第285回講習会　企業の実例に学ぶ設計の勘所	H18/09/14-15 大阪科学技術センター　中ホール	協賛	日本機械学会関西支部 URL：http://www.kansai.jsme.or.jp/
日本流体力学会	日本流体力学会年会2006	H18/09/15-17 九州大学 （筑紫キャンパス）	協賛	日本流体力学会事務局 URL：http://www.nagare.or.jp/nenkai2006/
米国機械学会 日本支部	ASME Japan　20周年記念講演会	H18/10/20 東京電機大学 神田キャンパス	協賛	東京都立航空工業高等専門学校 機械工学科 田村恵万助教授 URL：http://sections.asme.orgapan/
DSECワークショップ実行委員会	2nd Directionally Solidified Eutectic Ceramics Workshop （一方向凝固共晶セラミックスワークショップ）	H18/12/04-06 京都サイエンスパーク	協賛	宇部興産㈱ 超高温材料研究所内 和久芳春 TEL：0836-54-1072, FAX：0836-54-1073 E-MAIL：hqgtwaku@violin.ocn.ne.jp
日本流体力学会	第20回数値流体力学シンポジウム	H18/12/18-20 名古屋大学	協賛	第20回数値流体力学シンポジウム 実行委員会事務局 長谷川達哉 （名古屋大学） http://www.nagare.or.jp/cfd/cfd20/

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

遠心圧縮機のサージ限界流量低減法に関する研究

A Research on the Improvement of Surge Limits on a Centrifugal Compressor

内田 博*1 UCHIDA Hiroshi
岩切 雄二*1 IWAKIRI Yuji
柏本 昭信*1 KASHIMOTO Akinobu

Abstract

An experimental and numerical study on the surge limits of a turbocharger compressor was done. Firstly, we developed an effective casing treatment which has curved wall cavity. Secondly, we tried to use variable inlet guide vane together with the casing treatment. They made synergistic effect on reducing the surge flow rate compared with using them separately. The surge flow rate was 40% less than that of the casing treatment at pressure ratio of 2.5, which was 55% less than that of conventional compressor (without casing treatment) under the condition of VIGV setting angle 80deg. CFD analysis showed that the reversed flow through the tip clearance at surge flow rate was prevented by using of the casing treatment and the variable inlet guide vane.

Key words：Centrifugal Compressor, Surge, Casing Treatment, Variable Inlet Guide Vane, CFD,

1．はじめに

近年，欧州を中心にCO_2対策として，高圧ターボ過給によるエンジンの小型高出力化および低燃費化技術開発が精力的に進められている。乗用車用エンジンの場合，低速トルクおよびレスポンスの向上が直接商品力向上につながることから，ターボチャージャに対しても低速からの高圧過給，レスポンス向上および高圧力比域の効率向上が求められている。エンジン低速域の高圧過給を実現するためには圧縮機のサージ限界流量の低減が必須であり，様々な研究がなされている。[(1)-(4)]

本研究では，ケーシングトリートメントおよび可変入口案内翼（VIGV）が遠心圧縮機のサージ限界流量に及ぼす影響を実験と3次元数値解析で検討した。その結果，ケーシングトリートメントとVIGVを組合せることによる相乗効果が顕著で，それぞれ単独の場合よりも大幅なサージ改善効果が得られた。また，CFD解析により両者を組合せた場合にケーシングトリートメント単独では抑制しきれないインペラ入口近傍の逆流が抑制されることが分かった。

2．記号

G：空気流量	（添字）
N：回転数	ref：基準値
P：全圧	1：圧縮機入口（大気）
T：全温	2：圧縮機出口

原稿受付 2004年11月8日
校閲完了 2006年6月30日
＊1 ㈱豊田中央研究所
〒480-1192 愛知県長久手町

3．供試圧縮機

Fig.1に供試圧縮機の構造を示す。圧縮機の空気流量は可変入口案内翼（VIGV）の上流側に設置されたベルマウス流量計によって計測している。また，サージ限界点は特異なサージ音および圧力変動により検出しており，

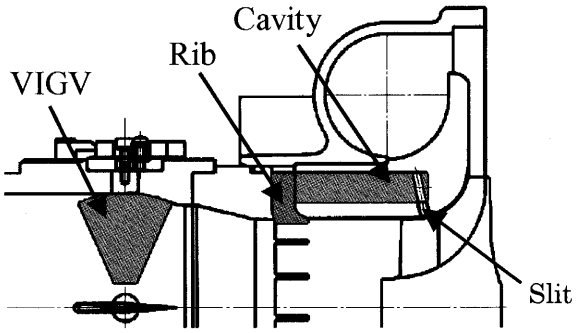


Fig.1 Cross section of tested compressor

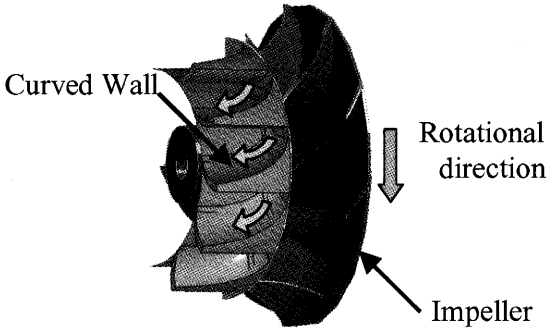


Fig.2 Configuration of cavity

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

その再現性を確認している。ケーシングトリートメントはターボチャージャに一般的に用いられる循環流型であるが，吸込みスリットから流入する旋回流の運動エネルギを効率良く圧力変換させるためFig.2に示すように7個のキャビティの壁面形状をインペラの回転方向に湾曲させた事を特徴としている。また，循環流が噴出口で旋回成分を持たないよう放射状のリブを設けている。組合わされるVIGVは軸流式で7枚の翼を有する。VIGV角度はFig.1の位置を0degとし，インペラ回転方向に予旋回を与える側に最大80degまで回転させる事ができる。

実験に用いたケーシングトリートメントは①ベース形状（CT1），②吸込スリット幅を20%拡大（CT2），③吸込スリット幅拡大＋噴出口リブ位相をキャビティ壁と一致（CT2R）させた3種で，いずれもキャビティ形状は同一である。VIGVとの組合せ（VCT）はスリット幅を拡大したCT2でのみ実施した。これらに加え，比較のためケーシングトリートメント無し（WOCT）の計5種類で比較を行った。なお，いずれの場合も同一のインペラで計測を行っている。

4．CFDモデルと計算条件

圧縮機内の流れ場を把握するため粘性，圧縮性および乱流（k-εモデル）を考慮した3次元定常CFD解析を行った。Fig.3に計算に使用した格子を示す。解析領域にスクロールは含まないが，全周モデルを使用しており，インペラチップクリアランスも考慮している。マルチフレーム陰解法を使用しているため，静止部と回転部との接続面での境界値等の入力はしておらず，流入空気流量と回転数のみを与えて計算している。要素数はVIGVとケーシングトリートメントとの組合せの場合で約102万である。計算条件は回転数=0.88N_{ref}で流量は主に各圧縮機のサージ近傍の少流量域とした。

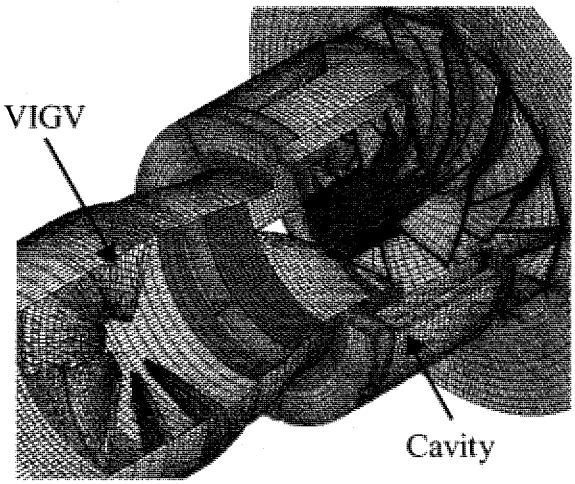


Fig.3　Computing grid

5．結果

5.1　ケーシングトリートメントの効果

Fig.4に圧縮機特性を示す。ケーシングトリートメント付き2種は何れも無しの場合と比較して全ての圧力比

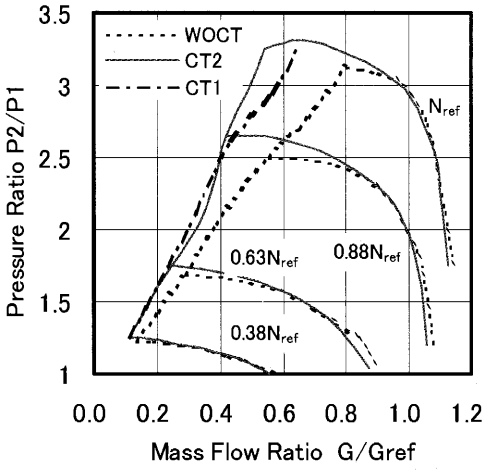


Fig.4　Improvement of surge limit by casing treatment

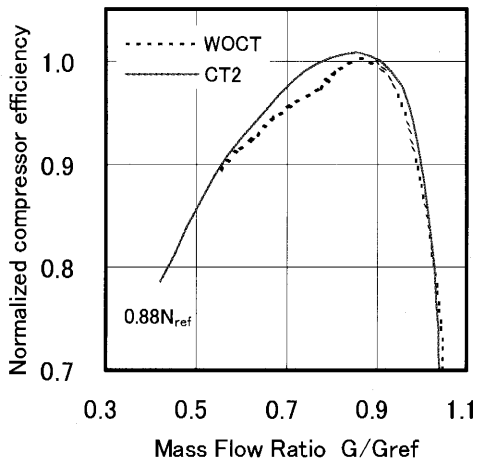


Fig.5　Effect of casing treatment on the efficiency

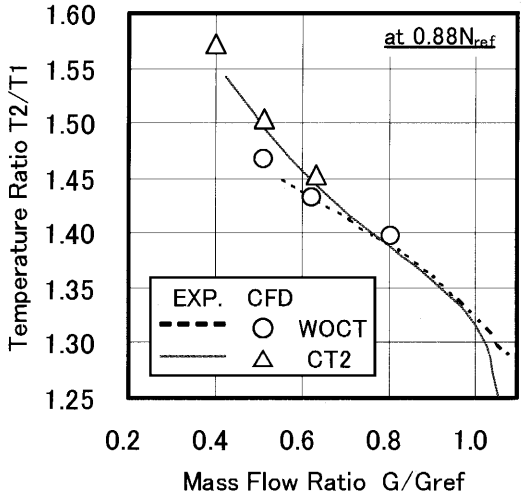


Fig.6　Comparison of calculation and experiment

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

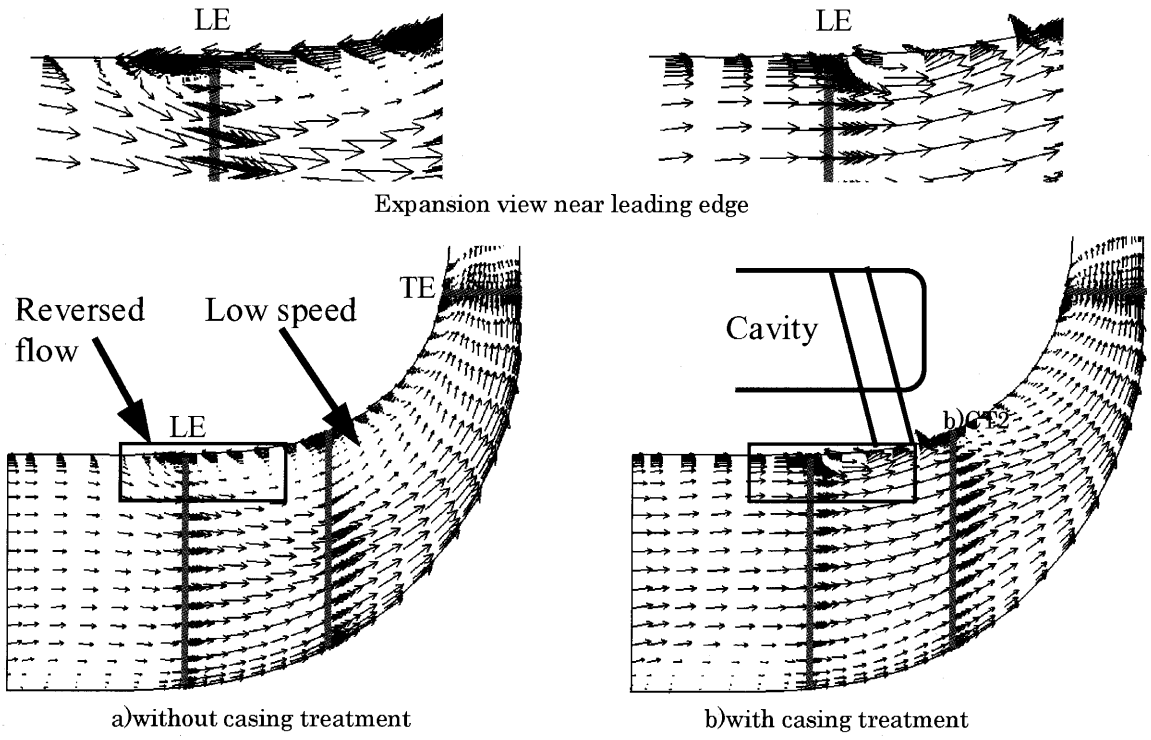


Fig.7 Meridional velocity distributions with and without casing treatment ($0.51G_{ref}$, $0.88N_{ref}$)

でサージ流量が減少している。ベース形状のCT1では圧力比2.5以上で吸込スリット幅を拡大したCT2と比較してサージ流量が増加している。ケーシングトリートメントによるサージ流量の低減率は圧力比3において約34%である。

Fig.5に回転数 $N=0.88N_{ref}$ 一定条件での圧縮機効率を示す。縦軸はケーシングトリートメント無しの場合の最高効率で無次元化している。ケーシングトリートメント無しではピーク効率より少流量側で効率が低下しているのに対しケーシングトリートメント付きでは少流量域を中心に効率が向上している。通常，ケーシングトリートメントを付けることで循環に伴う損失により効率が低下する傾向にあるが，本ケーシングトリートメントは逆に効率が向上している。これは少流量域におけるインペラ内流れの改善による効率向上が循環に伴う損失を上回っているためで，湾曲キャビティにより損失が低く抑えられていることが効率向上の原因と考えられる。

Fig.6に回転数 $N=0.88N_{ref}$ 一定における圧縮機出口と入口の温度比を実験と計算とで比較して示す。ケーシングトリートメント付きの方が無しと比較して少流量域の温度比が高い。これはケーシングトリートメントの循環流によるインペラ入口温度の上昇およびインペラ内流れの改善による出口ブロッケージの減少が起因していると考えられる。インペラ出口ブロッケージが減少すると空気に付与される角運動量が増加し，圧力比も上昇することになる。また，実験と計算との差は全ての計算点で1%以下であり，本CFDが循環流の影響も含めて全体の流れを精度良く計算できていると言える。

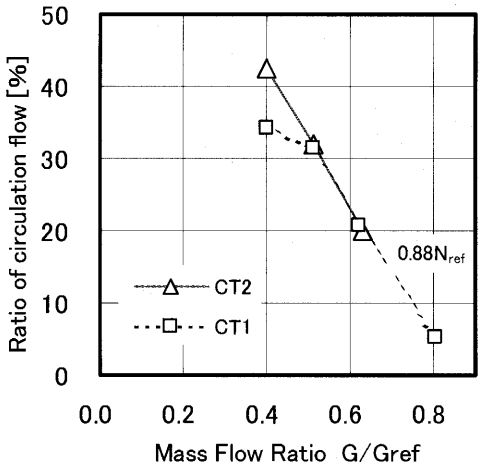


Fig.8 Circulating flow rate through the cavity

Fig.7に空気流量=$0.51G_{ref}$ におけるインペラ内子午面速度ベクトルを示す。検査面はインペラ全翼負圧面と半翼圧力面との中央である。ケーシングトリートメント無しでは半翼入口前後のシュラウド側に低速域があり，クリアランス部の逆流が全翼前縁の上流まで達している。ケーシングトリートメント付き(CT2)ではクリアランス部を逆流する空気がスリットから吸込まれることで全翼前縁での逆流が抑制されている。吸込スリットから上流では循環流により通過する流量が増加するため流れが改善されている様子が明確であるが，その結果下流の流れも改善されることで圧力比が上昇していると考えられる。

Fig.8にCFDで計算した空気流量とケーシングトリートメントによる循環流量の関係を示す。縦軸は循環

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

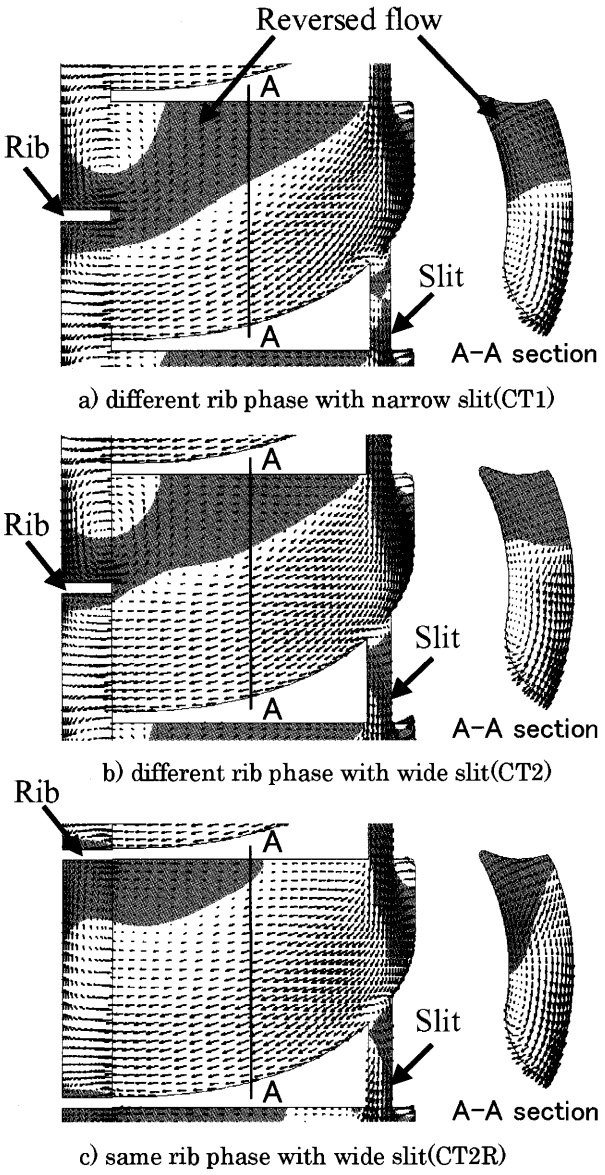


Fig.9 Velocity distributions in cavity ($0.4G_{ref}$, $0.88N_{ref}$)

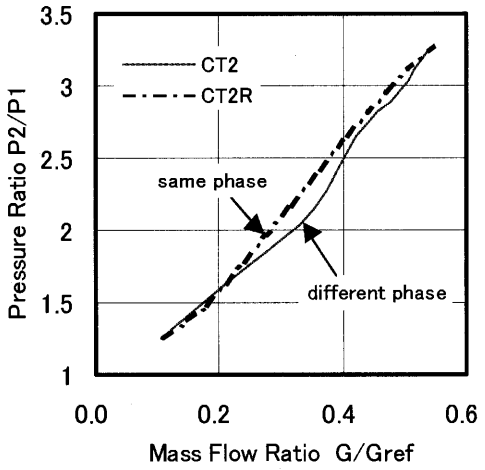


Fig.10 Improvement of surge limit by adjusting rib phase ($0.88N_{ref}$)

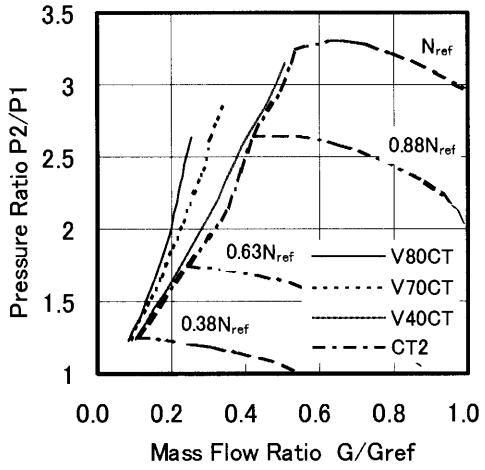


Fig.11 Improvement of surge limit by using VIGV with casing treatment

流量を空気流量で無次元化している。グラフの傾向から大流量域では循環流はほとんど発生しておらず，空気流量の減少に伴い循環空気の割合が増加していることが分かる。実験において圧力比2.5以上でサージ特性が悪化しているCT1では空気流量=$0.4G_{ref}$において吸込スリット幅を20%拡大したCT2と比較して循環流量が少ない。このことから循環流量の増加がサージ流量の低減に効果があることが予測される。$0.5G_{ref}$以上の大流量側では吸込スリットのクリアランス部に逆流が無く，吸込スリット入口部の圧力がCT1よりCT2の方が低くなったため両者の循環流量がほぼ同等になったと考えられる。

Fig.9に空気流量=$0.4G_{ref}$におけるキャビティ内速度ベクトルを示す。検査面はキャビティ最外径近傍の円筒断面である。吸込スリットから流入した空気は湾曲したキャビティ壁に沿って噴出口側へ流れている一方，湾曲していない側の壁近く（影部）では逆流が発生している。CT1に対し吸込スリット幅を20%拡大したCT2はキャビティ内の逆流領域が小さいことが分かる。また，噴出口で循環流の旋回成分を抑制する目的でリブを配置しているが，キャビティ壁面とリブの位相が一致していないために隣接するキャビティからの流入があり，逆流を助長していると考えられる。

循環流量の増加を見込んでキャビティ壁面とリブの位相を一致させた場合の計算結果がFig.9 c）である。逆流領域が小さくなり，圧縮機空気流量に対する循環流量は約48%まで増加している。

Fig.10はキャビティ壁面とリブの位相を変化させた場合のサージ限界を実験で比較したものである。僅かではあるが，CFDで循環流量が増加するという結果を得たリブ位相を一致させた場合の方がサージ特性に改善がみられる。

5.2 VIGVとの組合せの影響

Fig.11にケーシングトリートメント（CT2）にVIGV

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

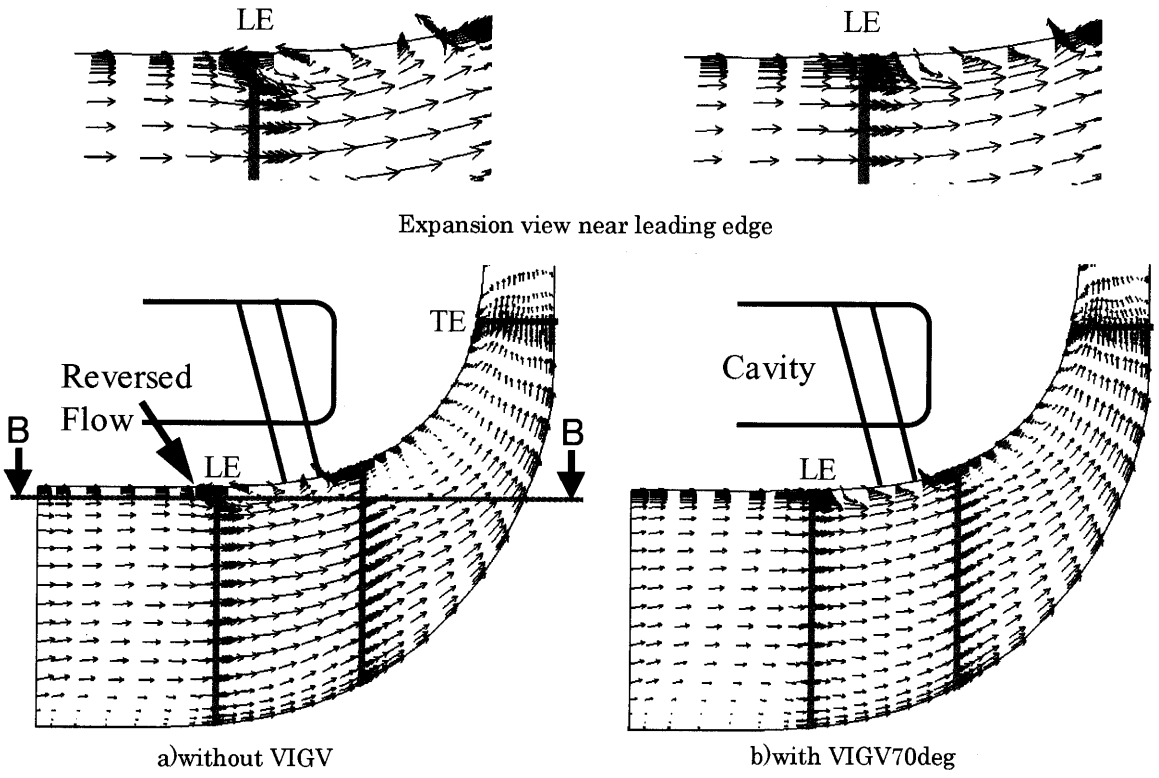


Fig.12 Meridional velocity distributions with and without VIGV ($0.4G_{ref}$, $0.88N_{ref}$)

を組合せた場合の圧縮機サージ特性の実験結果を示す。図中の V40CT, V70CT, V80CT はそれぞれ VIGV 角度40, 70, 80deg との組合せを示す。VIGV 角度40deg ではサージ特性に大きな改善は見られないが，角度の増加に伴いサージ流量が減少している。VIGV 角度80deg ではケーシングトリートメント単独の場合と比較して圧力比2.5においてサージ流量が約40%低減した。これはケーシングトリートメント無しのサージ流量と比べて55%の低減になる。VIGV との併用によるサージ流量低減効果は比較的低い圧力比においても有効で，圧力比1.5においても41.5%低減している。

Fig.12に空気流量=$0.4G_{ref}$ におけるインペラ内相対速度ベクトルの計算結果を示す。この条件はケーシングトリートメント（CT2）単独の場合のサージ発生流量に相当するが，CT2ではクリアランス部の逆流空気を完全には抑制できず一部がインペラ前縁の上流まで達している。一方 VIGV70deg と組合せた（V70CT）場合，吸込スリットより上流側では逆流が存在しない。また，スリットより下流においてもシュラウド側の低速域が減少しシュラウド－ハブ間の流れが比較的均等化されている。

Fig.13はインペラ入口シュラウド近傍の円筒断面（Fig.12 B-B 断面）における速度ベクトルを示している。ケーシングトリートメント単独の場合，インペラ全翼前縁付近において翼間のほぼ全域で逆流が存在するのに対し，VIGV と組合せた場合では全域で逆流は存在しない。

これらの結果からケーシングトリートメントに VIGV を組合せることでシュラウド近傍の逆流を抑制でき，サージ特性が改善されたと考えられる。

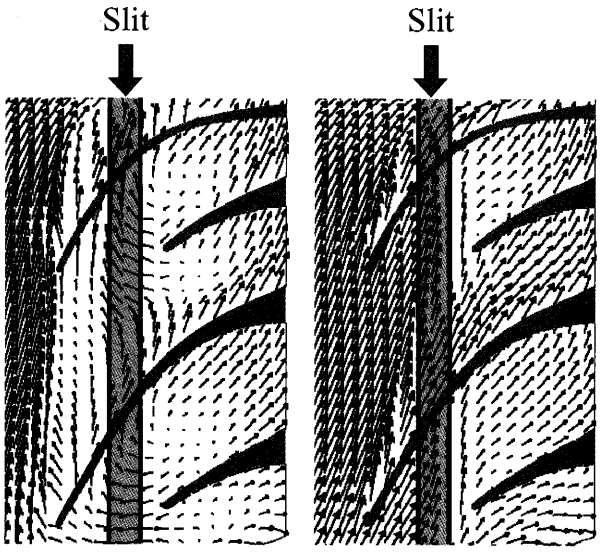


Fig.13 Velocity distributions between blade to blade with and without VIGV ($0.4G_{ref}$, $0.88N_{ref}$)

6．まとめ

遠心圧縮機のサージ限界流量におよぼすケーシングトリートメントと可変入口案内翼（VIGV）の影響を実験および CFD 解析により明らかにした。

(1) ケーシングトリートメントに VIGV を組み合わせ

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

ることによりその相乗効果を引き出すことができ，大幅なサージ限界流量の低減を実証することができた。圧力比2.5におけるサージ限界流量がケーシングトリートメント単独と比較して40%，ケーシングトリートメント無しと比較して55%低減した。

(2) CFD解析により，インペラチップクリアランス部近傍に発生する逆流を抑制することがサージ限界流量の低減に有効であることが分かった。VIGVとケーシングトリートメントを組合せることでケーシングトリートメント単独では抑制しきれない逆流が抑制でき，その結果サージ特性が改善されることが分かった。

(3) ケーシングトリートメントのキャビティ壁面形状を湾曲させ，循環流の流れをスムーズにすることで少流量域の圧縮機効率を向上することができた。これは，循環流に起因する損失よりもインペラ内流れの改善効果が勝ったためと考えられる。

(4) ケーシングトリートメントを通る循環流量が増加するとサージ限界流量が減少する傾向があることが分かった。また，吸込スリット幅の拡大およびキャビティと噴出口リブの位相を一致させることで循環流量が増加し，サージ限界流量を低減することができた。

参考文献

(1) Robert J. McKee, Danny M. Deffenbaugh : Factors That Affect Surge Precursors in Centrifugal Compressors, GMRC Gas Machinery Conference - October 6-8, 2003 - Salt Lake City, Utah

(2) S Yamaguti,et al., : The Development of Casing Treatment for Turbocharger compressor
IMechE C602/016/2002,2002.

(3) Tange, H., Ikeya, N., Takanashi, M.: Variable Geometry of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles, SAE paper No.2003-01-005, 2003.

(4) A.Whitfield, A.H Abdullah : The Performance of a Centrifugal Compressor with High Inlet Prewhirl, ASME Paper 97-GT-182

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

Study on Noise Reduction in Turbofan
(Effects on Performance and Noise by Improving Outlet Angle of Impeller)

HIRANO Toshiyuki* MINORIKAWA Gaku** SUZUKI Shoji**

MIZUKI Shimpei**

ABSTRACT

A turbofan has been widely used in various industrial fields. In recent years, the need for a turbofan with higher pressure ratio over wider operating flow range under quiet condition is arising. However, the noise usually increases as the increase of the pressure ratio and the widening of the operating flow range. In order to solve these contradictions on the performance characteristics, the impeller with different outlet blade angles were manufactured and tested. When the angle was properly chosen, the aerodynamic performance characteristics developed without the increase of the specific noise level.

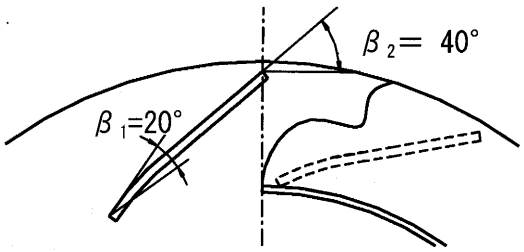
Keywords: Turbofan, Rotating Noise, Impeller, Outlet Angle, Velocity Fluctuations

NOMENCLATURE

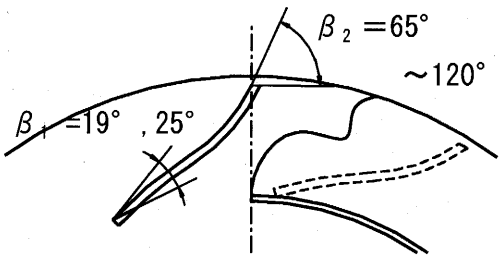
$D/D_2 \times 100$: Clearance ratio between tongue and tip of impeller [%]
D_2 : Outlet diameter of impeller [mm]
β_1 : Inlet blade angle [deg]
β_2 : Outlet blade angle [deg]
ϕ : Flow coefficient [-]
η : Total pressure efficiency [-]
ψ : Pressure coefficient [-]
λ : Power coefficient [-]
L_D (A) : noise level at point D [dB]
L_S (A) : Specific noise level at point D [dB]
e : Non-dimensional position of hot-wire probe along casing width [-]

INTRODUCTION

In recent years, since a turbofan is becoming compact with keeping its performance, the rotating speed of the impeller is increasing. Consequently, the noise from a turbofan is getting louder. Thus, in order to prevent the noise emission, it is important to establish a design methodology for a better



Original (Imp. 1)



Modified (Imp. 2~6)

Fig1. Tested Impellers

Table 1 Blade angle of tested impeller

Impeller No.	β_1(deg)	β_2(deg)
Imp.1	20	40
Imp.2	25	65
Imp.3	25	75
Imp.4	19	75
Imp.5	19	90
Imp.6	19	120

＊この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

＊ Post Graduate School of Hosei University, Mechanical Engineering Course
3-7-2 Kajino-cho, Koganei-shi, Tokyo 184-8584, JAPAN
＊＊ Department of Mechanical Engineering, Hosei University

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

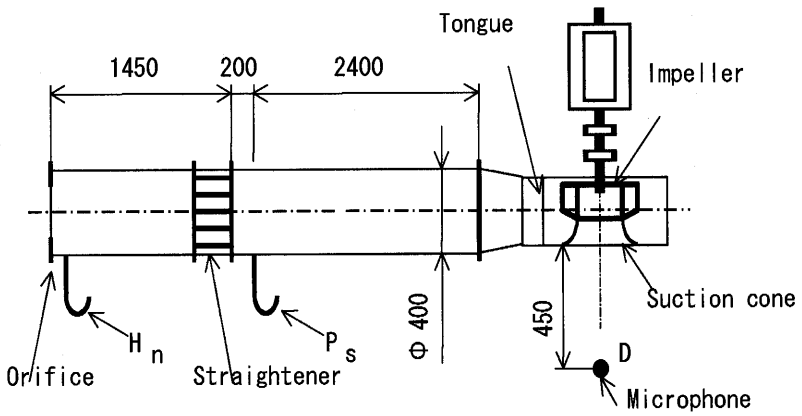


Fig.2 Test apparatus

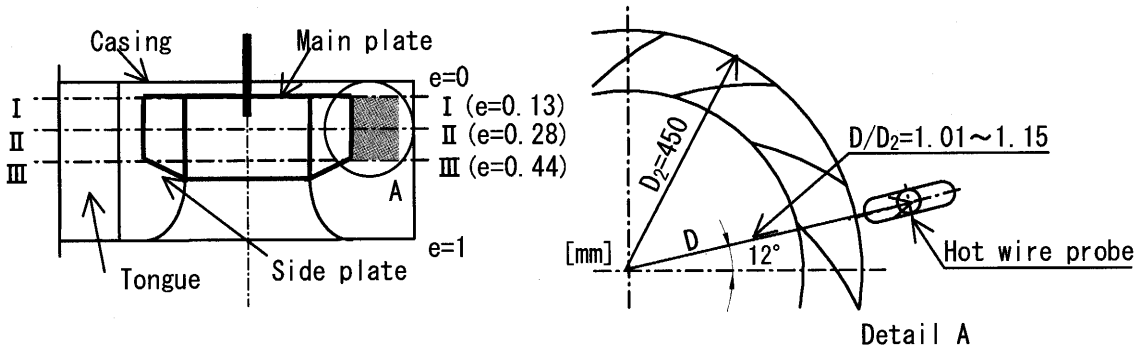


Fig.3 Measurement set up of hot-wire probe

aerodynamic performance and a quieter noise at the same time. Aerodynamic noise generated from a fan is generally classified into rotating noise and turbulent noise. The rotating noise becomes predominant at the blade passing frequency and its harmonics occupies a large portion of the overall noise level. The blade angle is an essential design parameter of the impeller and it affects not only the aerodynamic performance but also the rotating noise caused by the periodic fluctuations of the wake. The present study is an attempt to develop the aerodynamic performance of a turbofan by optimizing the blade outlet angle without increase of the noise level. In order to examine the effects on the improvement for the aerodynamic performance and on the noise, and the fluctuations of the relative velocity in the outlet flow were measured.

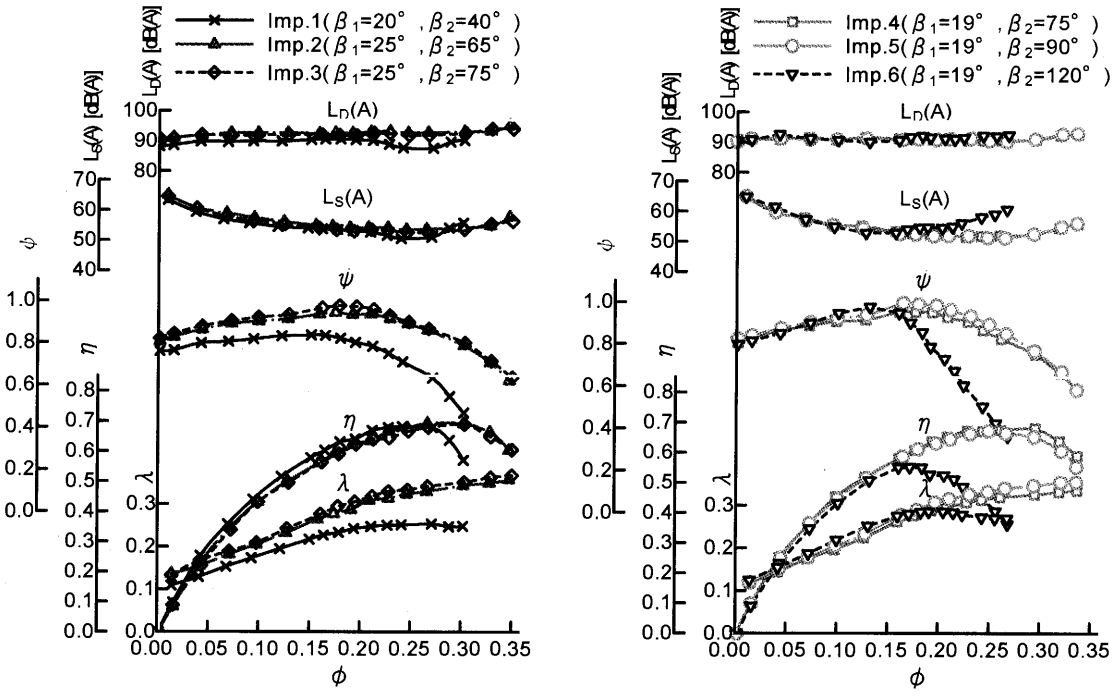
EXPERIMENTAL APPARATUS AND METHOD

The tested fan was a single suction type turbofan having an inlet and outlet impeller diameters of 333mm and 450mm and inlet and outlet widths of 111mm and 151mm with 12 vanes. It was so designed that only the impeller could be replaced. The tested impellers have the circular-arc vanes with the backward-curve as shown in Fig.1. The original impeller (Imp.1) had the blade outlet angle β_2=40°, which was regarded as a conventional value. Generally, the larger blade outlet angle decreases the outlet relative velocity, and as the result, the outlet pressure increases. However, concerning the increase of blade outlet angle, a little work has been reported in a turbofan impeller. In the present study, the modified impellers having larger blade outlet angle than the original one were manufactured (Imp.2-Imp.6). The blade angles of the impellers are shown in Table 1.

The performance tests were carried out in accordance with the JIS B 8330[4] by the apparatus shown in Fig.2. The flow rate was obtained by measuring the pressure difference of the outlet orifice. The rotating speed of the impeller was maintained at 1575 rpm where the specific speed was about 700. The noise level, which is A-weighted sound pressure level was measured at the point D, 450mm away from the center of the suction cone, and the 1/3 octave band analysis was done by using a FFT analyzer.

It is assumed that, when the blade outlet angle is too large, the high blade loading at the trailing edge will generate the strong flow separation and affect to

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.



(a) Imp.1, Imp.2 and Imp.3 (b) Imp.4, Imp.5 and Imp.6

Fig.4 Characteristic curves for tested impellers

the velocity fluctuations of the outlet flow, which is becoming a sound source of the rotating noise. In order to clarify the mechanism of the noise generation and the relationship between the strength of the wake and the noise level, the distribution of the relative velocity and the velocity fluctuations of the outlet flow were measured. A single hot-wire probe was inserted into the casing along the width shown in Fig.3. The position of the probe in the direction of casing width and the radial direction were represented by the symbol e and D/D_2, respectively. In order to observe the time dependent velocity synchronizing with the impeller passage, the signal of the probe was triggered by the magnetic pickup attached to the impeller shaft.

RESULTS AND DISSCUSSION

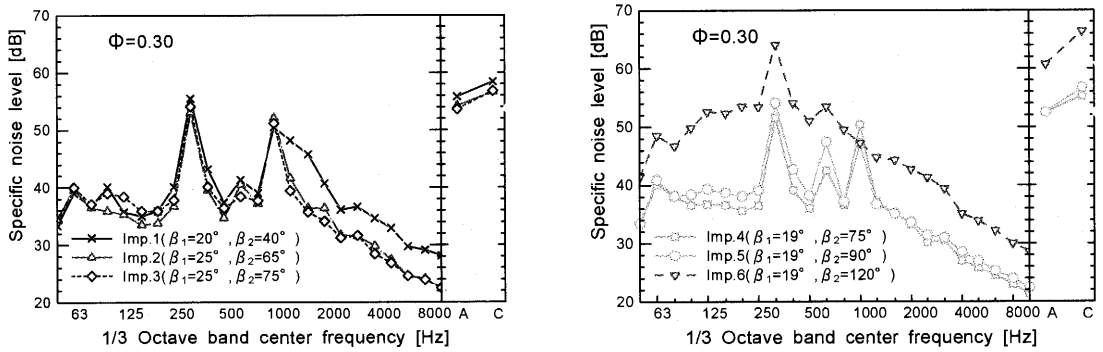
Performance and Noise Characteristics

Fig.4 (a) shows the aerodynamic performance characteristics of the tested impellers. The modified impellers (Imp.2 and Imp.3) have the higher pressure coefficients Ψ than the original one (Imp.1), especially in $\phi > 0.15$. In addition, the maximum flow rate of the Imp.2 and the Imp.3 were greater than the Imp.1 by 10%. Though the efficiencies of the Imp.2 and the Imp.3 were lower than the Imp.1 at the lower flow rate, these were much higher than that of the Imp.1 at the higher flow rate. It is clear that the higher blade outlet angle than the conventional one can improve the aerodynamic performance substantially. However, the power coefficients λ of the Imp.2 and Imp.3 were increased in proportion to the increase of the pressure ratio.

The curves of the modified impellers having much larger blade outlet angles (Imp.4, Imp.5 and Imp.6) are shown in Fig.4 (b). The pressure coefficients increased for the Imp.4 and Imp.5, having the blade outlet angle of $\beta_2=75°$ and $\beta_2=90°$, respectively. However, the Imp.6, having an extremely large blade outlet angle of $\beta_2=120°$, decreased its performance significantly. It is assumed that the Imp.6 caused the strong separation due to the steep curvature at the trailing edge.

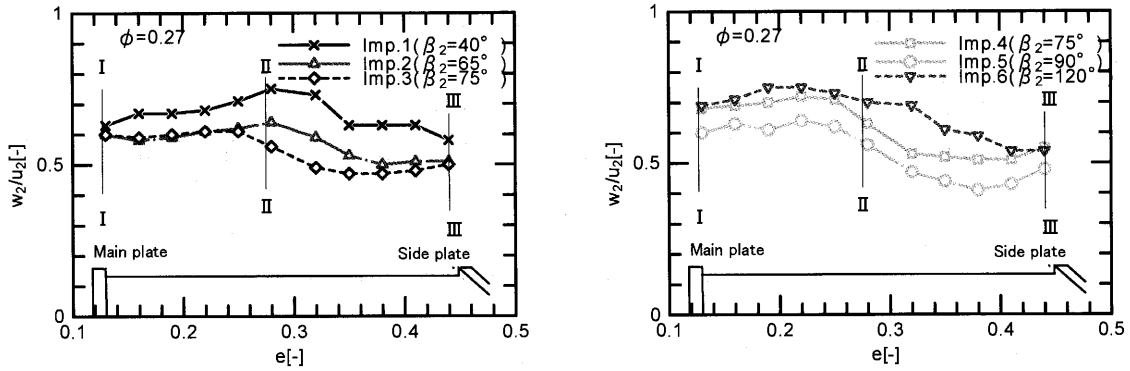
The noise characteristics are also shown in Fig.4 (a) and Fig.4 (b). The overall noise level L_D of the modified impellers with the blade outlet angle of $\beta_2 < 90°$ were larger than that of the original one by a few dB. For the specific noise level L_S, taking into account the aerodynamic performance, there was little difference between the original and the modified impellers. Thus, the modified impellers except Imp.6 attained the improvement of aerodynamic performance without deteriorate the noise characteristics. However, only the L_S of the Imp.6 ($\beta_2=120°$) became much larger than the others with the decrease of the aerodynamic performance. The specific noise spectra of the tested impellers (Imp.1, Imp.2 and Imp.3) at the flow rate of ϕ =0.30 are shown in Fig.5 (a). The rotating noise which has large contribution to the overall noise level

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.



(a) Imp.1, Imp.2 and Imp.3 (b) Imp.4, Imp.5 and Imp.6

Fig.5 Noise spectra of tested impellers



(a) Imp.1, Imp.2 and Imp.3 (b) Imp.4, Imp.5 and Imp.6

Fig.6 Distribution of relative velocity of outlet flow in a direction to casing width

appeared at the 315Hz of the 1/3 octave band center frequency including the blade passing frequency. For the modified impellers except Imp.6, noise reductions up to 4dB in the blade passing frequency, approximately 6dB in the broad band component over 1kHz and up to 3dB in the overall noise levels were obtained. As shown in Fig.5 (b), Imp.4 and Imp.5 had the same trend as in Imp.2 and Imp.3, in the present experiments. A certain relationship between the blade outlet angle and the noise level was not observed. However, Imp.6 increased the specific noise level in all frequency range with the decrease of the aerodynamic performance. Thus, it is clear that the larger blade outlet angle up to 90° can improve both the aerodynamic performance without deterioration of the noise characteristics.

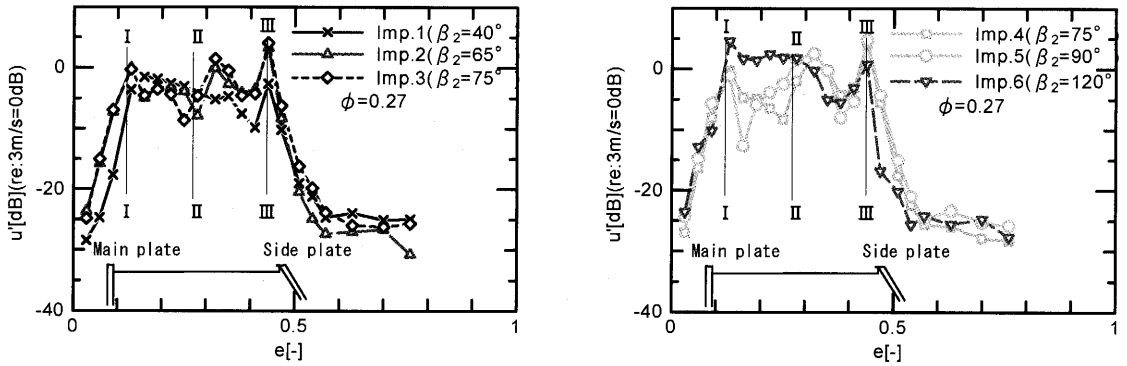
Measurement of Outlet Flow

The modified impellers improved the aerodynamic performance and noise characteristics. That means the larger blade outlet angle is effective. In order to examine the effect of the improvement, the outlet flow of the impeller was measured.

Fig.6 (a) and Fig.6 (b) show the distributions of the relative velocity of the outlet flow measured by the hot wire probe at the flow rate ϕ=0.27. The horizontal axis shows the position of the hot-wire probe along the casing width, represented by the symbol e. Here, e=0 corresponds to the casing wall on the impeller hub side, and e=1 to the casing wall on the impeller shroud side. The outlet of the blade is located from e=0.12 to e=0.46 as shown in the figure. In case of the modified impellers with the blade outlet angle of $\beta_2 \leqq 90°$, the relative velocity becomes small as the blade outlet angle becomes large. These show the same trend as the pressure coefficient in the aerodynamic performance characteristics.

The velocity fluctuations of the outlet flow at the blade passing frequency are shown in Fig.7 (a) and Fig.7 (b). The vertical axis indicates the root-mean-squared value of the velocity fluctuation level denoted by dB. The velocity fluctuation levels were large at the region where the outlet flow directly flows, especially at the impeller side plate. It is due to the flow separation generated from the side plate of the impeller, and it becomes the strong noise source. The velocity fluctuation levels at e=0.28 ～ 0.44 are corresponding to the increase of the blade outlet angle. On the other hand, Imp.6 showed the different

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.



(a) Imp.1, Imp.2 and Imp.3 (b) Imp.4, Imp.5 and Imp.6

Fig.7 Velocity fluctuations of rotating noise of outlet flow in a direction to casing width

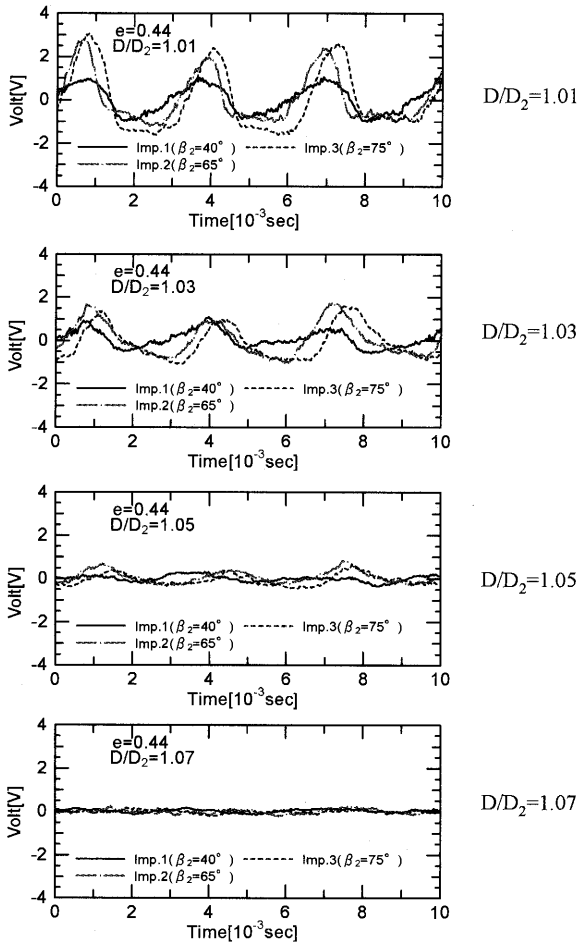
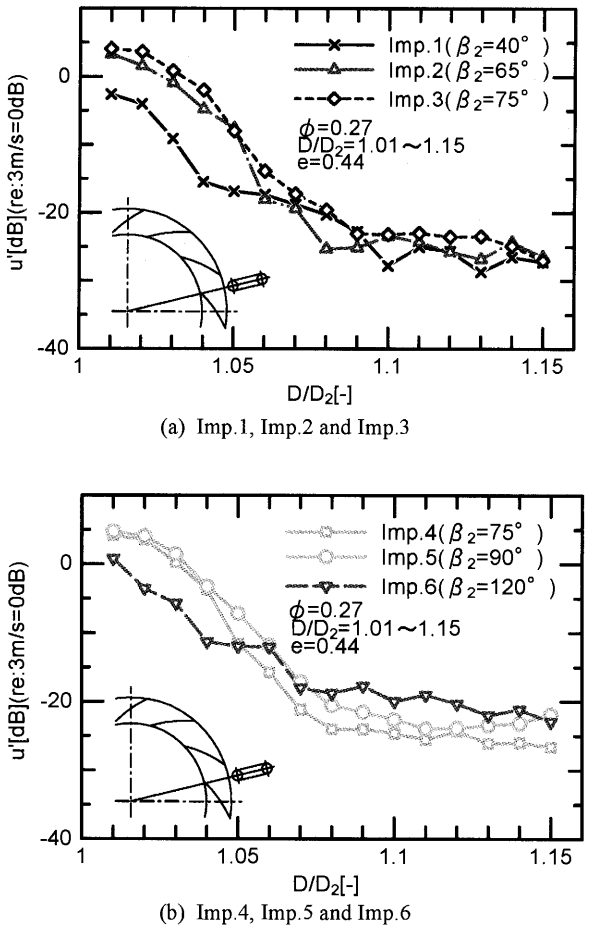


Fig.8 Time histories of velocity fluctuations of wakes (Imp.1, Imp.2 and Imp.3)



(a) Imp.1, Imp.2 and Imp.3

(b) Imp.4, Imp.5 and Imp.6

Fig.9 Variations of velocity fluctuation level in radial direction

tendency from the other modified impellers as shown in Fig.6 (b) and Fig.7 (b).

The time histories and the variations of the velocity fluctuation levels in the radial direction at the side plate (e=0.44) are shown in Fig.8 and Fig.9. When the clearance ratio between the tip of the impeller and the tongue is small (D/D_2=1.01 ～ 1.07), the velocity fluctuation levels of the modified impellers were larger than the original one. It means that the modified impellers gave the larger source of rotating noise [(1)-(3)]. When the clearance ratio became greater, the amplitude of the velocity fluctuations was gradually decreased. When the clearance ratio exceeds 1.07, the levels did not depend on impeller types. The rotating noise is caused by the periodical interference between the outlet flow and the tongue. Thus, it can be

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

estimated that the velocity fluctuations of the modified impellers were larger than the original one, the rotating noise could be reduced by widening the clearance between the tongue and the impeller.

CONCLUSION

In order to gain a higher pressure ratio in a turbofan, the blade outlet angle of the impeller was modified and tested. When the blade outlet angle β_2 was increased up to 90°, the aerodynamic performance characteristics such as the pressure coefficient and the maximum flow rate were improved. In addition, the specific noise level was almost the same as the conventional one. By the measurement of the velocity fluctuations of the wake, it became clear that the rotating noise can be reduced by widening the clearance $D/D_2 \geqq 1.07$ in the case of the modified impeller, having the strong velocity fluctuations.

References

Proceedings

(1) G. Minorikawa, S. Suzuki, S. Hirokawa and N. Kawai. "Study on the Prevention of Rotating Noise Emitted from Turbofan", *Proc. International Gas Turbine Congress 95* (1995), pp.215-220

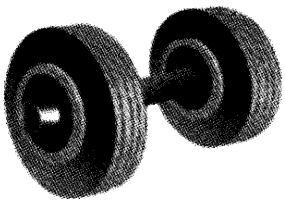
(2) S. Suzuki, T. Nemura, N. Kawai and G. Minorikawa. "Study on the Reduction of Rotating Noise Emitted from Centrifugal Fan", *Proc. Internoise 96* (1996), pp.199-202

(3) S. Suzuki, S. Mizuki, G. Minorikawa, Y. Inayama and H. TO. "Study on the Noise Reduction in a Turbofan", *Proc. International Gas Turbine Congress 99* (1999), pp.887-892

Standards

(4) *Testing Methods for Turbo-Fans and Blowers*, Japanese Industrial Standards JIS B 8330 : 1981 (Japanese Standards Association, Tokyo 1981)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.



熱流体トレーニング（6）

刑部　真弘*1
OSAKABE Masahiro

熱機関および熱力学の基礎となったサヂ・カルノーの唯一の著作である「火の動力，および，この動力を発生させるに適した機関の考察」は，出版後約半世紀もの間注目されなかった。難解だが噛めば噛むほど味が出る。

カルノーは図1に示したようなシリンダピストン機構を考えた。ここで，シリンダは底面のみが熱の良導体であり，側面およびピストンは断熱体であると考える。シリンダ内には適当な気体が入っている。まず，シリンダを高温 T_H で一定のブロックに載せ，平衡に達した状態から始める。高温ブロック上に載せたままで，内圧でゆっくりと（準静的に）気体を等温膨張させる。気体を断熱膨張させると温度が下がるから，等温膨張の過程で気体は Q_H なる熱を吸収する。次いで，シリンダを断熱ブロック上に移し，ゆっくり断熱膨張させて，温度を低温ブロックの温度 T_L にする。次に，シリンダを低温ブロック上に移し，ゆっくり等温圧縮させる。この過程で，気体は Q_L なる熱を低温ブロックに放出する。さらに，シリンダを断熱ブロック上に再び移して，ゆっくり断熱圧縮を行わせて最初の状態に戻し，上記過程を繰り返す。

結局，カルノーサイクルでは，温度 T_H なる高温ブロックから Q_H なる熱を吸収し，温度 T_L なる低温ブロックに Q_L なる熱を捨てて，その差 $W=Q_H-Q_L$ の仕事をすることになる。サイクル効率は以下のように定義される。

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{1}$$

これまでは温度について正しく定義することなく，いわば経験温度に頼ってきた。カルノーサイクルの効率は，高温ブロック温度 T_H および低温ブロック温度 T_L が同じであれば一意に決まることは自明である。このことから，逆に温度 T_H および T_L を次式によって定義する。

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad \text{すなわち} \quad \frac{Q_L}{Q_H} = \frac{T_L}{T_H} \tag{2}$$

この式だけでは，温度の比率しか定まらないので，数値を定めるためには，標準大気圧における水の氷点と沸点の温度差を100と定める。このように定義された温度を，熱力学的絶対温度（thermodynamic temperature scale）と呼び，単位はKである。なお，カルノーサイクルの作動流体が理想気体とすると，状態方程式等を用いて式(2)が導かれる。また，カルノーサイクルは，この世の中で最高効率の理想的な熱機関として認められている。

ゆっくりとした（準静的な）変化過程は可逆であるから，上述したサイクルをまったく逆向きに進めることができる。この逆回りのサイクルでは，外部から仕事を与えることにより，低温熱源から Q_L の熱を吸収し，それに仕事相当分の熱 W を加えた Q_H の熱を高温熱源に捨てることになる。この逆回りのサイクルはヒートポンプに相当し逆カルノーサイクルと呼ばれる。この効率は以下で定義され，ヒートポンプの成績係数（COP, coefficient of performance）と呼ばれる。暖房の場合には

$$\eta = \frac{Q_H}{W} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \tag{3}$$

冷房の場合には

$$\eta = \frac{Q_L}{W} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \tag{4}$$

で定義される。おなじ温度で作動するヒートポンプを考えた場合，$T_H > T_L$ であるので，一般的には暖房のCOPが冷房のそれよりも大きい。

高温熱源温度を1500℃（1773K），低温熱源温度を27℃（300K）としたカルノーサイクルの効率は，式(2)より0.83となる。燃焼ガス温度1500℃級ガスタービンを用いた最新鋭複合サイクルの熱効率は0.5強であり，理想状態の半分を超えている。一方，外気温度35℃，室内温度27℃の間で冷房する電気式ヒートポンプのCOPは3近くのものが増え，家庭用では6を越えるものも増えてきた。この場合，高温熱源温度が308K，低温熱源温度が300Kであるので，逆カルノーサイクルの冷房COPは式(4)より37.5である。排熱利用の分散電源と，ヒートポンプ利用の集中電源の効率比較を考えた場合[1]，現状のCOPは理想状態の半分まで至っておらず，今後の技術革新により更に大きくなる余地がある。ただし，この値は熱源間の温度差に大きく依存し，暖房温度の上昇や冷房温度の低下により大きく低下することを忘れてはいけない。

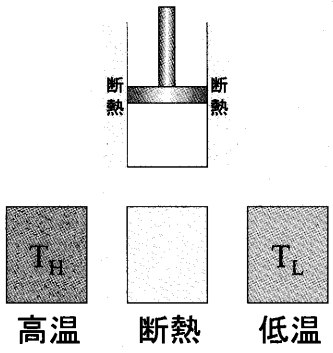


図1　カルノーサイクル

参考文献

(1) SMART研究会編，地域分散エネルギー技術，海文堂，(2004)

原稿受付　2006年3月26日

＊1　東京海洋大学海洋工学部　海洋電子機械工学科
〒135-8533　東京都江東区越中島2－1－6

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

I Mech E　第8回 ターボチャージャ国際会議の参加報告

宮下　和也*1
MIYASHITA Kazuya

キーワード：ターボチャージャ，過給機，タービン，コンプレッサ，エンジン，I Mech E

1．はじめに

I Mech E（英国機械学会）主催の第8回ターボチャージャ国際会議が5月17，18の両日，ロンドンにて開催された。この会議はターボチャージャおよびターボ過給エンジン技術に専門化して4年毎に開かれており，過給技術の世界的な進展を知る上で貴重な国際会議である。

今回は8回目となり30年近くを経たわけであるが，1979年がターボ元年とされる日本でのターボ過給の歴史とほぼ一致し，筆者にも感慨深いものがある。

過給エンジンは，地球環境を守るために自動車の排ガス規制が一段と強化された社会背景の中で，特にヨーロッパを中心としたディーゼル乗用車の伸長とともに，VGターボを始めとする様々な技術開発が加速している。

今回の会議もその様な状況下で，世界の各社・各研究機関の先進的な技術発表が期待された。

2．参加者・発表者の傾向

ターボチャージャの生産量は依然として増加をつづけ，2005年には全世界で1,400万台を超えたと推測され，自動車産業の成長に支えられていると言える。とは言え，国際会議としてはターボチャージャと言う限定された専門分野であるため，かなり小規模の会議である。会場はウエストミンスターに近いI Mech E本部会館に隣接する土木学会（ICE）ビルで，11カ国，149名が参加して行なわれた（写真1参照）。

参加者および発表者の国別人数は，配布名簿によると表1に示すとおりである。英国は地元であり参加人数，発表件数ともに極めて多いが，ドイツ，フランス，スエーデン，スイス，米国からも各々10名以上が参加した。

日本からは5名が参加登録されていた。会社別では，ABB，ハネウェル，BWTS，ホルセット，Volvoが各々7～10名の参加であった。大学・研究機関の参加者は20数名と多くはないが，発表は基調講演・フォーラムを含め10件あり比率は高かった。なお，日本からの発表はIHI，三菱重工の2件であった。

表1　国別参加人数，一般講演発表件数

		参加人数		発表件数	
		今回	前回	今回	前回
ヨーロッパ	英　国	73	77	13	10
	ドイツ	19	25	4	4
	フランス	14	4	0	1
	スエーデン	12	6	0	1
	スイス	11	12	1	4
	イタリア	2	2	1	0
	オランダ	0	9	0	0
	1人参加の国	2	6	1	2
米　国		10	9	0	1
カナダ		1	0	0	0
日　本		5	2	2	1
合　計		149	152	22	24

3．講演発表の傾向

講演は下記に示す順序で基調講演に始まり，5セッション・22件の技術発表と“フォーラム”で行われた。フォーラムは6名のパネリストによる各10分間スピーチ

写真1　I Mech E本部前より本会場のICE会館方向を望む。（手前がIMechE会館，向うがICE会館，遠景はビッグベン）

原稿受付　2006年5月26日
＊1　元IHI過給機設計部，現㈱IHIトレーディング
〒104-0028　東京都中央区八重洲2－9－7

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

と討論で構成された。

"Keynote Address"（基調講演）
Session 1． Compressor and Novel Intake Systems
Session 2． Improved Models for Cycle simulation
Session 3． Electro Boost systems
"Turbocharger Trends and Requirements Forum"
Session 4． Turbines
Session 5． Mechanical Aspects

講演内容は表2に表題（筆者意訳）を示すが，基調講演はターボチャージャの技術動向として高圧力比化，広域化，高効率化などの新技術が紹介された。

一般講演のうち，最初のセッションはコンプレッサ関係であり，ターボ単体での信頼性確保と給気系統での過給性能の改善と言う2つの観点から発表された。このうち圧縮空気の再膨張による給気冷却の発表が2件あり，今後のガソリンエンジン過給化と絡んで興味を引いた。

次のセッションで3件は大学の研究発表であり，タービン・コンプレッサの熱力学的作動原理に基いたシミュレーションモデルの紹介であった。

3番目のセッションでは電動モータ内臓ターボ2件が発表されたが，1社はDCブラシレス，もう1社は誘導モータと異なるシステムを採用しており注目された。

4番目のセッションではタービン非定常流特性に関する発表が5件中3件あり，定常流との流量比較が注目された。また，脈動流発生を含め試験装置の紹介もあった。

最後のセッションはタービン羽根車の熱疲労，翼振動など強度解析・計測に関する4件と，舶用過給機の市場損傷に関する集計分析報告1件の発表であった。特にミスチューン翼振動は前回（4年前）ラジアルタービンで羽根－ボスの連成振動解析が初めて発表されたのに比べて急展開の感がある。これもVG（可変ノズル付）ターボの普及による影響と思われる。

2日目冒頭に行われたフォーラムでは，主にエンジンメーカの立場からターボチャージャへの期待と要求が表明されたが，自動車用は言うに及ばず舶用・産業用においても，排ガスエミッション，CO_2削減に対応した内容であった。特にガソリンエンジン用VGターボへの要求は今後も注目する必要があろう。

4．むすび

3年余り前に開発の第一線から離れた筆者であるが，前回につづき今回のターボチャージャ国際会議にも参加した。4年ぶりに各国の講演発表を聴くことで，進歩つづける過給技術の世界的動向を実感できた。4年に一度の開催ながら，ターボチャージャ分野では最も権威ある国際会議であり続けることを改めて期待し確信した。

過去にターボチャージャ開発に携わった一人として，日本の若手技術者各位に会議の概要を紹介し役立てて欲しいとの一念から，GTSJ会誌に報告の機会をいただいた。編集委員会のご配慮に厚く感謝を申し上げたい。

表2 講演タイトルおよび発表者所属（機関・会社／国）

セッション名	講演タイトル	発表者所属（国名）
基調講演	ターボチャージング・チャレンジ	Concepts NREC（英）
1．コンプレッサ&吸気システム	1）ターボチャージャコンプレッサ羽根車の温度予測と実測 2）ディーゼル乗用車に適用するターボチャージャコンプレッサの開発 3）ディーゼルパワートレーンのためのターボチャージャ「ヒュー音」の低減 4）ターボ過給自動車エンジンの性能に及ぼす搭載パラメータの影響 5）コールドエアタービンとしての遠心コンプレッサの使用 6）過給ガソリンエンジンのターボ膨張によるノック限界の拡張 7）軽負荷車両エンジンに適用されるターボ冷却	1） IHI（日） 2）ハネウェル（英） 3）リカルド（英） 4）フォード（英） 5）ダイムラークライスラー（独） 6）ロータス（英） 7） WDL（英）
2．サイクル計算の改良モデル	8）可変および固定容量ターボチャージャのラジアルタービン一次元モデル 9）ターボチャージャ非断熱性能の解析 10）ターボ過給エンジン部分負荷性能の予測	8）バレンシア工科大学（西） 9）ハノーバー大学（独） 10）ハノーバー大学（独）
3．電動過給システム	11）ディーゼルエンジン用電動アシストターボチャージャの開発 12）HDディーゼルエンジン用電動アシストターボチャージャの設計と試験	11）三菱重工（日） 12）ホルセット（英）
［フォーラム］	ターボチャージャの動向および要求（各10分発表およびパネル討議） フォード（英），ロンドン・インペリアル大（英），ボルボ（スエーデン），イベコ（スイス），シーメンス（英）， バルチラ（スイス） 計6社	
4．タービン	13）入口羽角度を変更によるラジアルタービン性能特性の数値的研究 14）自動車用ターボチャージャの可変容量斜流タービンの性能 15）定常流，非定常流下のターボチャージャ・タービン性能：試験分析と相関基準 16）フレキシブルなターボチャージャ・タービン試験装置 MONA IV 17）自動車用のアクティブコントロール・ターボチャージャ：実験評価	13）ベルファストクイーンズ大学（英） 14）ロンドンインペリアルカレッジ（英） 15）ジェノア大学（伊） 16）ABB（スイス） 17）ロンドンインペリアルカレッジ（英）
5．機械特性	18）CHT計算と計測に基づくターボチャージャ・タービン羽根車の熱機械解析 19）ミスチューンを有するラジアルタービン羽根車の動力学 20）タービンHCF低減のための解析能力の改善 21）Vバンド式締結継手の軸方向荷重容量 22）舶用ターボチャージャの信頼性傾向、運転結果および許容基準	18）ボルグワーナー（独） 19）ホルセット（英） 20）ホルセット（英） 21）ボルグワーナー（英） 22）ロイドレジスター（英）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

資 料

2005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2005年１月から12月の間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。資料提供は，陸舶用ガスタービンについては14社，航空用ガスタービンは３社，過給機は12社に依頼した。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。

１．2005年陸舶用ガスタービン生産統計概要

(1) 総台数は前年の386台に対し437台と，過去３年連続していた減少傾向から一転して増加した。出力区分別では小型が34台，中型が22台増加，大型が5台減少となり，合計では51台（13%）の増加となった。出力ベースでは前年の4,019MW に対し5,171MW と前年から1,152MW（29%）の増加となった。

ア）小型（735kW 以下）は，台数が前年と比べて16%増加の246台，出力も前年比３%増加の67MW になった。

イ）中型（736～22,064kW）は，台数が前年と比べて16%増加の157台，出力は0.5%減少の404MW になった。

ウ）大型（22,065kW 以上）は，台数が前年と比べて13%減少の34台，出力は前年比32%増加の4,701MW になった。これは，国内向けで単機出力の大きい案件が，前年より増加したためである。

(2) 用途別にみると，台数では61%が非常用発電用，出力では92%がベースロード発電用である。この傾向は前年と同じである。

ア）非常用は，前年に比べ台数で34台増の265台で15%の増加，出力も24MW 増の266MW で10%の増加となっている。区分別にみると，小型では台数で12%，出力で10%の増加，中型では台数で18%，出力で10%の増加となっている。

イ）ベースロード発電用は，前年に比べ台数で35台減の74台で32%減少したが，出力では1,091MW 増の4,777MW で30%の増加となっている。区分別にみると，小型が台数で61%減，出力で33%減，中型が台数は増減なし，出力で0.7%減，大型が台数で18%減，出力で31%増となっている。台数の減少は，小型，大型によるもので，出力の増加は，単機出力の大きい大型案件が増加したことによる。

ウ）その他の用途に区分されたものが，前年に比べ台数で2.2倍となっているが，これは可搬型の小型ガスタービンの大幅な増加によるものである。

(3) 燃料の種類別にみると，台数ではガス燃料が前年比27%減の72台，液体燃料が前年比28%増の365台となっている。出力ではガス燃料が前年比27%増の4,605MW，液体燃料が46%増の566MW となっている。構成比率は，台数でガス燃料が全体の17%に対し，液体燃料が83%，出力ではガス燃料が89%に対し液体燃料が11%となっている。構成比率には大幅な変化は無いが，台数ではガス燃料が９%減少し，液体燃料が９%増加している。

ア）液体燃料では，台数で多いのが重油１種で165台。燃料全体の38%を占めている。出力でも重油１種が一番多く338MW で燃料全体の７%を占めている。重油１種は前年に比べて台数で11%ほどの増加であるが，出力では103%と大幅な増加を示している。これは重油１種を使用する大型案件が出たためである。次に多い灯油は台数で47%，出力で12%増加している。

イ）ガス燃料では，台数で多いのが都市ガスで36台。燃料全体の8%を占めている。出力では天然ガスが一番多く4,053MW で全体の78%を占めている。天然ガスは前年と比べて台数で29%減少しているが，出力では32%の増加となっている。これは輸出の大型案件の影響が大きい。

ウ）燃料別比率を区分別にみると，台数の多い順に，小型は灯油（43%），重油１種（33%），軽油（18%），中型は重油１種（52%），灯油（17%），都市ガス（15%），大型は天然ガス（56%），石油プラントオフガス（18%），高炉ガス／石炭（ガス化）ガス（12%）となっている。全体では重油１種（38%），灯油（31%），軽油（15%）の割合になった。出力でみると，小型は重油１種（52%），灯油（22%），軽油（20%），中型は重油１種（33%），都市ガス（27%），軽油（22%），大型では天然ガス（86%），高炉ガス／石炭（ガス化）ガス（６%），重油１種（４%）となっている。全体では天然ガス（78%），重油１種（７%），高炉ガス／石炭（ガス化）ガス（５%）の割合になった。前年に比べると小型での液体燃料の増加とガス燃料の減少，大型での液体燃料の増加が特徴である。小型での液体燃料は台数で前年比35%増加しているが，出力では前年比６%の増加となっている。これは用途別のところでも述べたとおり，液体燃料を使用する可搬型の小型ガスタービンの大幅な増加によるものである。また大型

原稿受付 2006年６月29日

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

の液体燃料は毎年台数，出力ともに少ないが，今年は重油1種で大型の案件が出たため，大幅な増加となっている。

(4) 地域別納入でみると，台数では国内が前年比60台増の407台，輸出が9台減の30台。出力では国内が前年比761MW増の1,522MWと倍増，輸出が391MW増の3,650MWとなっている。

ア）国内向けは総台数の93%，全出力の29%を占めているが，前年より60台（17%）の増加，761MW（100%）の増加となっている。区分別でみると，小型は台数，出力それぞれ34台，2MWの増加となった。中型では台数，出力それぞれ27台，22MWの増加となった。大型では台数で1台の減少，出力では737MWの増加となっており，この結果は国内において比較的小出力の小型，中型案件が増加した一方で，単機出力の大きい大型案件が出たためである。さらに国内の地域別にみると，台数で大きな変化があったのは北海道で8台，九州で16台の増加，中部で9台，近畿で4台の減少があった程度でその他は前年とほぼ変わっていない。出力では関東で277MW，中部で519MWと大幅な増加を示している一方で，中国で51MW，四国で9MWの減少となっている。関東，中部は台数が減少したものの大型案件が増加したことによるもので，中国，四国の減少は中型物件の減少によるものである。地域別のシェアは台数，出力ともに関東が31%，44%を占めている。全体的なシェアの傾向では前年と比べて上位は変わらないものの，北海道，九州の増加と中国，四国の減少がみられる。

イ）輸出は総台数の7%，全出力の71%を占めている。前年より9台（23%）の減少，391MW（12%）の増加となっている。区分別でみると大型では4台の減少，416MWの増加となったが，中型では5台，24MWの減少となっており，ここでも単機出力の大きい大型案件の影響がみられる。輸出先別にみると，台数ではアジア（43%），アフリカ（20%），中南米，欧州（それぞれ13%）の順になっており，出力ではアジア（46%），欧州（22%），中南米（11%）となっている。アジア向けは前年同様好調であるとともに中南米向けが増加を示しているのが特徴である。中南米は前年の実績は0であったが，今年は4台，409MWで台数，出力で3番目のシェアを占めている。一方で前年9台，555MWで上位のシェアを占めていた中東向けは今年の実績が0となっている。

(5) 被駆動機械別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93%，出力で99%となっている。推進機，水ポンプは前年同様の傾向を示している。

(6) 出力区分別では，小型では出力区分0～146kWが増加，中型では出力区分736～4,412が増加，大型では出力区分22,065～44,129kWが減少，44,130kW以上が増加，となっており，小型，中型それぞれでの小出力傾向と大型での大出力傾向が大きな特徴となっている。台数の多い順では，736～4,412kW，368～735kW，0～146および147～367kWとなっておりこれは前年の傾向とほぼ変わりない。出力の多い順では44,130kW以上，22,065～44,129kW，736～4,412kWとなっており，前年減少がみられた736～4,412kWが増加し，例年どおりの傾向となった。

(7) 発電用ガスタービンの台数と出力を前年と比較すると，事業用では国内は7台，700MWと台数で3台増，出力で536MW増，輸出では19台，2,511MWと台数で15台増，出力で2,393MW増と大幅な増加となった。自家用では国内が371台，755MWと台数で67台増，出力で252MW増と大幅な増加となった一方，輸出は11台，1,138MWと台数で23台減，出力で2,000MW減と大幅な減少となった。

2．2005年航空用ガスタービン生産統計概要

(1) ターボジェット／ターボファン・エンジンは，前年と同じくJ/AQM-1ターゲット・ドローン用のターボジェットTJM3とF-2支援戦闘機用のターボファンF110の2機種のみである。合計台数は前年と同じく26台であるが，F110の減数とTJM3の増数により，合計推力としては前年より半減以下の813kNとなった。

(2) ターボシャフト／ターボプロップ・エンジンは，昨年同様ターボプロップの新規製造はなくターボシャフト・エンジンのみで，MCH-101掃海輸送用ヘリコプター用のRTM322が新たに仲間入りし，本統計上の区分（航空用）で8機種となった。前年に比べ合計台数は4台減の60台，減数となったのはT-62シリーズのみで，合計出力の増加は，T700，RTM322およびT53の増数が寄与し，一昨年と同等の67MWとなった。

3．2005年過給機生産統計概要

(1) 圧縮機翼車外形100mm以下過給機の生産台数は前年比4%増加し，3,329,493台に達した。

(2) 圧縮機翼車外形100mm以上過給機の生産台数は前年比18%増加し，28,558台に達した。

(3) 生産されている型式は前年度に比べ7型式増加し221型式であった。内訳は圧縮機翼車外形100mm以下過給機が5型式増加し（2005年度92型式・2004年度87型式），圧縮機翼車外形100mm以上過給機が2型式増加した（2005年度129型式・2004年度127型式）。

(4) 翼車外形区分別ではClass 2，3，8，9の生産台数が増加傾向にある。近年の造船産業好調により，大形船舶の主機関及び補機関の生産台数が増加したことによるものと考えられる。なお，一般的に大形舶用主機関にはClass 8，9の過給機が，舶用補機関にはClass 2，3の過給機が用いられる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

Ⅱ．統計

1．最近6年間のガスタービン生産推移

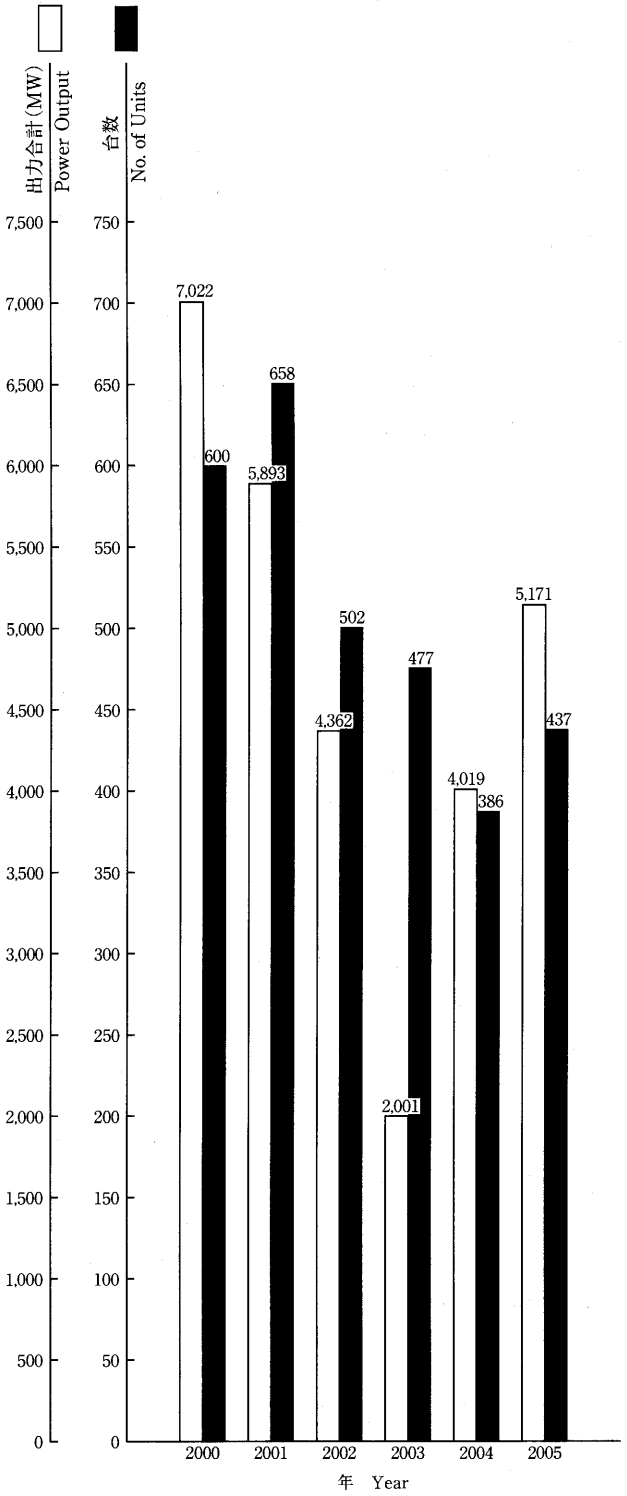


図1　陸舶用ガスタービン

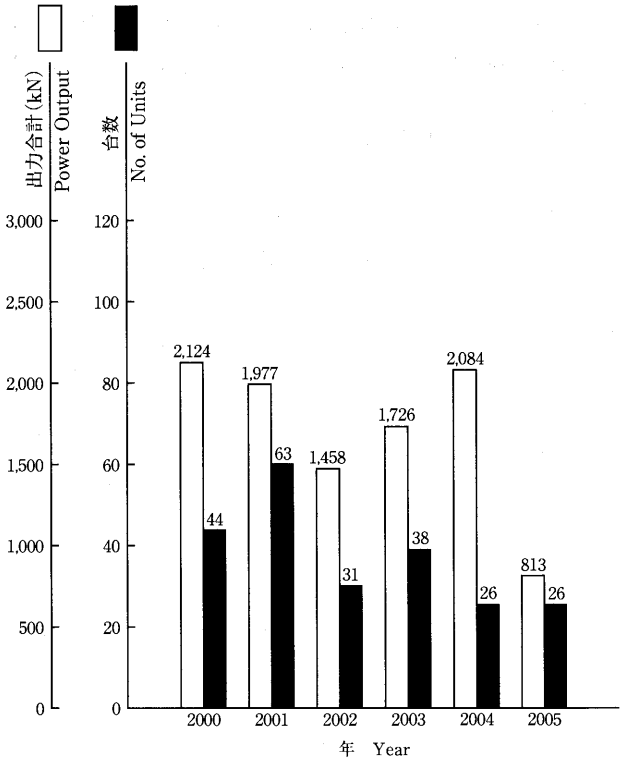


図2　ターボジェット／ターボファン・エンジン

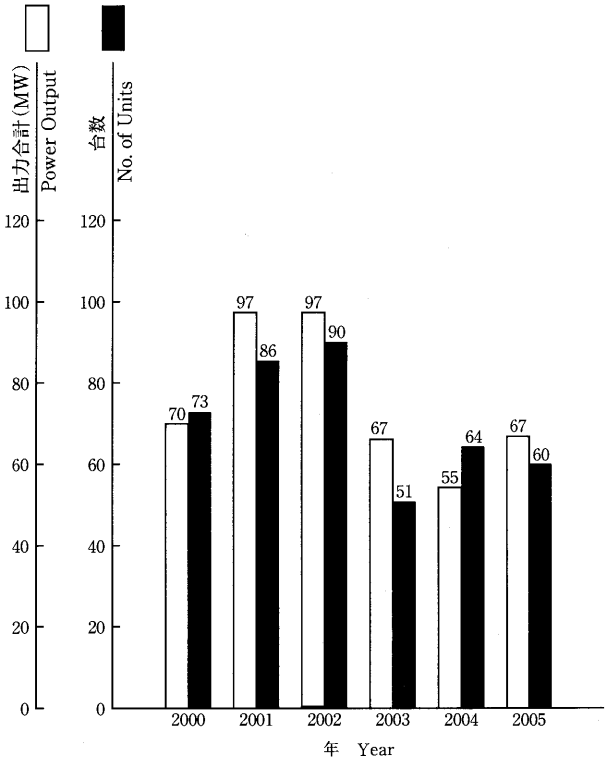


図3　ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

2．陸舶用ガスタービン

表1 2005年用途別生産台数及び出力（kW）

区分 Size / 用途 Application	コード Code	小型 Small Unit ～735kW 台数 Units	小型 出力 Output(kW)	中型 Medium Unit 736～22,064kW 台数 Units	中型 出力 Output(kW)	大型 Large Unit 22,065kW～ 台数 Units	大型 出力 Output(kW)	全出力 Total 台数 Units	全出力 Total 出力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	18	4,392	24	129,610	32	4,642,740	74	4,776,742
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	1	3,200	2	58,580	3	61,780
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	147	55,098	118	210,718	0	0	265	265,816
商船用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦隊用 Military Marine	MM	0	0	4	48,543	0	0	4	48,543
その他のプロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0	0	0	0
教育用 Education	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	81	7,109	10	11,434	0	0	91	18,543
合計 Total		246	66,599	157	403,505	34	4,701,320	437	5,171,424

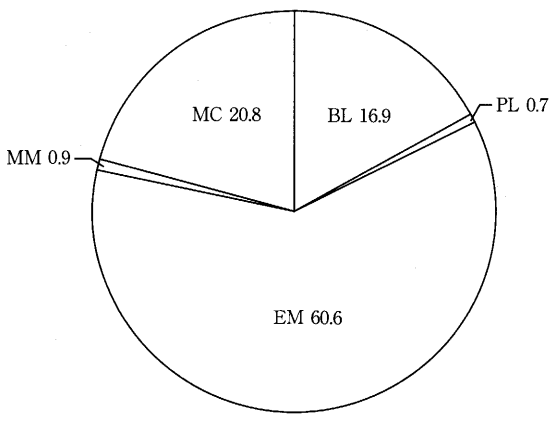


図4 2005年用途別生産台数割合（%）

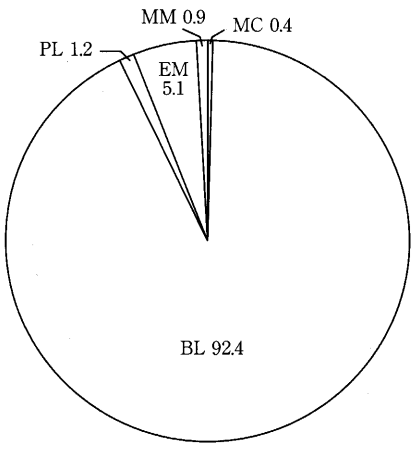


図5 2005年用途別出力割合（%）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

表2 2005年燃料別生産台数及び出力（kW）

区分 Size / 燃料種類 Kind of Fuel		コード Code	小型 Small Unit ～735kW 台数 Units	小型 出力 Output(kW)	中型 Medium Unit 736～22,064kW 台数 Units	中型 出力 Output(kW)	大型 Large Unit 22,065kW～ 台数 Units	大型 出力 Output(kW)	全出力 Total 台数 Units	全出力 Output(kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0	0	0	0	0	0	0	0
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	3	25,920	19	4,026,730	22	4,052,650
	液化石油ガス Liquefied Petroleum Gas	LPG	2	110	2	3,000	0	0	4	3,110
	都市ガス Town Gas	GTW	13	3,863	23	108,290	0	0	36	112,153
	石油プラントオフガス Plant-off-gas	GOG	0	0	0	0	6	161,340	6	161,340
	高炉ガス／石炭(ガス化)ガス Blast Furnace Gas/ Coal Gas or Gasified Coal Gas	GBF/ GCG	0	0	0	0	4	276,000	4	276,000
	ガス燃料 小計 Sub Total		15	3,973	28	137,210	29	4,464,070	72	4,605,253
液体燃料 Liquid Fuel	ジェット燃料1号 Aviation Turbine Fuel No.1	ATG1	0	0	0	0	0	0	0	0
	灯油 Kerosene	T	107	14,851	27	46,875	1	41,000	135	102,726
	軽油 Gas Oil	K	44	13,045	20	86,943	1	25,370	65	125,358
	重油1種 Heavy Oil No.1	H1	80	34,730	82	132,477	3	170,880	165	338,087
	液体燃料 小計 Sub Total		231	62,626	129	266,295	5	237,250	365	566,171
その他の燃料 Miscellaneous Fuel		MF	0	0	0	0	0	0	0	0
合計 Total			246	66,599	157	403,505	34	4,701,320	437	5,171,424

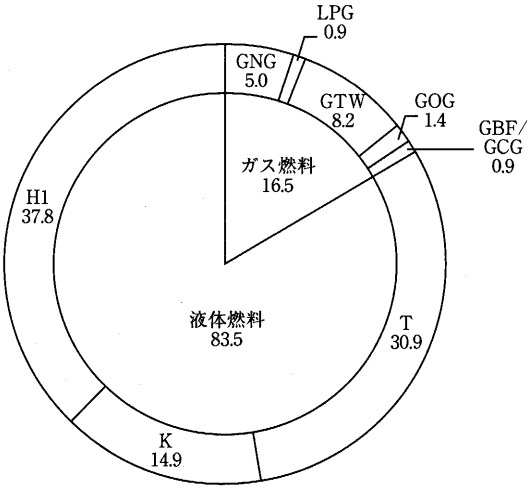


図6 2005年燃料別生産台数割合（%）

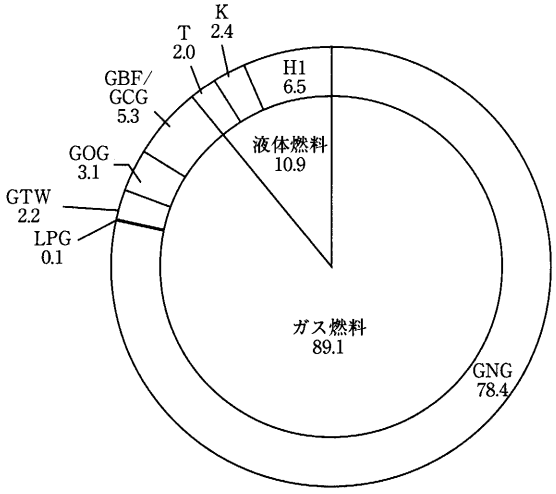


図7 2005年燃料別出力割合（%）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

表3 2005年地域別生産台数及び出力（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	6	2,700	6	6,690	0	0	12	9,390
	東北 Tohoku	18	6,389	2	4,800	0	0	20	11,189
	関東 Kanto	48	18,425	72	129,840	5	528,080	125	676,345
	中部 Chubu	40	13,600	31	103,850	2	540,000	73	657,450
	近畿 Kinki	18	6,604	20	62,375	0	0	38	68,979
	中国 Chugoku	20	7,335	1	1,600	0	0	21	8,935
	四国 Shikoku	4	1,085	2	1,600	0	0	6	2,685
	九州 Kyushu	24	9,774	11	21,523	0	0	35	31,297
	沖縄 Okinawa	2	550	3	3,600	0	0	5	4,150
	舶用主機 Marine Propulsion	0	0	4	48,543	0	0	4	48,543
	舶用補機 Marine Auxiliaries	0	0	0	0	0	0	0	0
	未定 Unknown	66	137	2	2,794	0	0	68	2,931
国内向け 小計 Sub Total		246	66,599	154	387,215	7	1,068,080	407	1,521,894
輸出向け For Export	北米 North America	0	0	0	0	1	264,500	1	264,500
	中南米 South and Central America	0	0	0	0	4	409,400	4	409,400
	アジア Asia	0	0	2	9,790	11	1,682,000	13	1,691,790
	大洋州 Oceania	0	0	0	0	2	306,000	2	306,000
	欧州 Europe	0	0	1	6,500	3	810,000	4	816,500
	旧ソ連 Fomer Soviet Union	0	0	0	0	0	0	0	0
	中東 Middle East	0	0	0	0	0	0	0	0
	アフリカ Africa	0	0	0	0	6	161,340	6	161,340
輸出向け 小計 Sub Total		0	0	3	16,290	27	3,633,240	30	3,649,530
合計 Total		246	66,599	157	403,505	34	4,701,320	437	5,171,424

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

表4 2005年被駆動機械別生産台数及び出力（kW）

区分 Size / 被駆動機械 Driven Machinery	コード Code	小型 Small Unit ～735kW 台数 Units	小型 出力 Output(kW)	中型 Medium Unit 736～22,064kW 台数 Units	中型 出力 Output(kW)	大型 Large Unit 22,065kW～ 台数 Units	大型 出力 Output(kW)	全出力 Total 台数 Units	全出力 Total 出力 Output(kW)
発電機 Electric Generator	G	231	59,627	143	343,528	34	4,701,320	408	5,104,475
推進機 Propeller	PRR	0	0	4	48,543	0	0	4	48,543
水ポンプ Water Pump	W	15	6,972	10	11,434	0	0	25	18,406
合計 Total		246	66,599	157	403,505	34	4,701,320	437	5,171,424

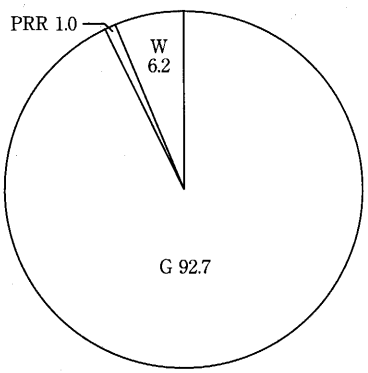


図8 2005年被駆動機械別生産台数割合（%）

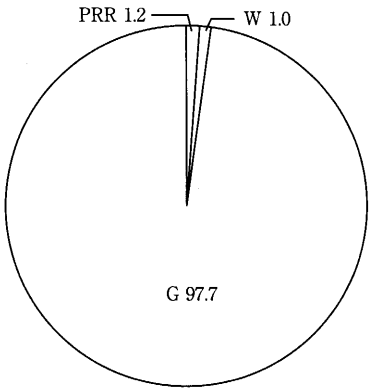


図9 2005年被駆動機械別出力割合（%）

表5 2005年出力区分別生産台数及び出力（kW）

出力区分（kW） Unit Output		台数 Units	出力 Output(kW)
小型 Small Unit 0～735kW	0～146	77	807
	147～367	77	18,975
	368～735	92	46,817
	小計 Sub Total	246	66,599
中型 Medium Unit 736～22,064kW	736～4,412	137	237,152
	4,413～10,296	14	89,230
	10,297～16,180	6	77,123
	16,181～22,064	0	0
	小計 Sub Total	157	403,505
大型 Large Unit 22,065kW～	22,065～44,129	16	477,320
	44,130～	18	4,224,000
	小計 Sub Total	34	4,701,320
合計 Total		437	5,171,424

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

表6 2005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 / 用途 Application		コード Code	小型 Small Unit ～735kW 台数 Units	小型 出力 Output(kW)	中型 Medium Unit 736～22,064kW 台数 Units	中型 出力 Output(kW)	大型 Large Unit 22,065kW～ 台数 Units	大型 出力 Output(kW)	全出力 Total 台数 Units	全出力 Total 出力 Output(kW)
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	3	6,500	4	693,300	7	699,800
国内事業用	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
国内事業用	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	3	6,500	4	693,300	7	699,800
国内自家用	ベースロード発電用	BL	18	4,392	19	110,820	1	316,200	38	431,412
国内自家用	ピークロード発電用	PL	0	0	1	3,200	2	58,580	3	61,780
国内自家用	非常用発電用	EM	147	55,098	117	206,718	0	0	264	261,816
国内自家用	その他	MC	66	137	0	0	0	0	66	137
Domestic/Private Use 国内自家用 小計 Sub Total			231	59,627	137	320,738	3	374,780	371	755,145
国内合計 Domestic Use Total			231	59,627	140	327,238	7	1,068,080	378	1,454,945
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	19	2,511,240	19	2,511,240
輸出事業用	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
輸出事業用	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	19	2,511,240	19	2,511,240
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	2	12,290	8	1,122,000	10	1,134,290
輸出自家用	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
輸出自家用	非常用発電用	EM	0	0	1	4,000	0	0	1	4,000
For Export/Private Use 輸出自家用 小計 Sub Total			0	0	3	16,290	8	1,122,000	11	1,138,290
輸出合計 For Export Total			0	0	3	16,290	27	3,633,240	30	3,649,530
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	3	6,500	8	3,204,540	11	3,211,040
事業用	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
事業用	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	3	6,500	23	3,204,540	26	3,211,040
自家用	ベースロード発電用	BL	18	4,392	21	123,110	9	1,438,200	48	1,565,702
自家用	ピークロード発電用	PL	0	0	1	3,200	2	58,580	3	61,780
自家用	非常用発電用	EM	147	55,098	118	210,718	0	0	265	265,816
自家用	その他	MC	66	137	0	0	0	0	66	137
Private Use 自家用 合計 Total			231	59,627	140	337,028	11	1,496,780	382	1,893,435
総計 Grand Total			231	59,627	143	343,528	34	4,701,320	408	5,104,475

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 18.97.9.172, 2026/09/06.

3．航空用ガスタービン

表7　2005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 No. of Units	26	スラスト合計※1 Thrust	813

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

表8　2005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 Size	0～735kW		736kW～		全出力 Total	
用　途 Application	台数 Units	出　力※2 Output (kw)	台数 Units	出　力※2 Output (kw)	台数 Units	出　力※2 Output (kw)
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	0	0	0	0
ヘリコプタ用 Helicopter	4	2,636	39	63,429	43	66,065
補助機関駆動用 Aux. Drive Units	17	1,147	0	0	17	1,147
合　計 Total	21	3,783	39	63,429	60	67,212

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

4．過給機

表9　2005年過給機生産台数および型式数

区　分 Size		台　数 No. of Units	型 式 数※3 No. of Models
Class	圧縮機翼車外径(mm) Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	0～ 100	3,329,493	92
Class 2	101～ 200	27,137	30
Class 3	201～ 300	615	23
Class 4	301～ 400	115	18
Class 5	401～ 500	122	15
Class 6	501～ 600	189	13
Class 7	601～ 700	223	12
Class 8	701～ 800	21	4
Class 9	801～ 900	136	14
Class 10	901～1,000	0	0
Class 11	1,001～	0	0
合　計※4 Total		28,558	129
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		12	

※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.

※5　圧縮機翼車外径100mm を越す分を示す。
The figure shows the total number of superchargers over 100 mm in impeller diameter.

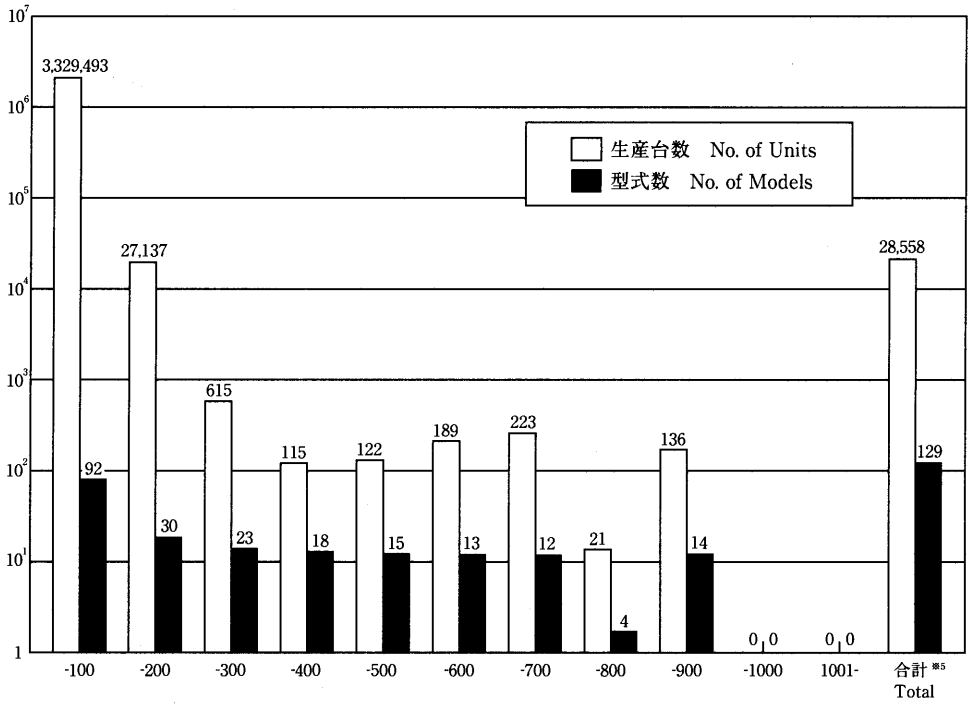


図10　2005年過給機生産台数及び型式数

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

報告

『地方委員会主催：2006年度見学会及び技術フォーラム』報告記

上松 一雄
UEMATSU Kazuo

京都三大祭りの一つと言われる「賀茂御祖神社（下鴨神社）と賀茂別雷神社の例祭」である葵祭りの当日の5月15日に，地方委員会主催の「見学会及び技術フォーラム」を，伝統ある京都大学で29名の参加者を得て盛況の内に開催致しました。なお，当日は初夏の清々しい好天にも恵まれ葵祭りも盛大でした。

全体のアレンジは京都大学大学院工学研究科航空宇宙工学専攻の吉田英生先生にご尽力頂き，大学ならではの広い分野のご講演を「京都大学百周年時計台記念館」の会場にて，また工夫に満ちた研究状況を各研究科の実験室にて見学する事ができました。

最初のご講演は三菱重工業高砂製作所ガスタービン技術部の六山亮昌氏より「大型発電用ガスタービンの最新技術動向」と題して国家プロジェクトで推進中の「1,700℃級ガスタービンの開発」の途中経過を報告頂きました。従来の技術を一歩前進させたコーティング・材料と要素技術，それにガスタービンでの初めての適用を試みる排ガス循環方式燃焼器など将来への期待を持たせる内容でした。

次に京都大学大学院エネルギー科学研究科エネルギー変換科学専攻の塩路昌宏先生より「自動車用エンジンシステムの未来」と題する研究成果をご講演頂きました。自動車を取巻く今後の環境・エネルギー問題は，地域環境問題（NOx他）⇒地球環境問題（CO_2他）⇒エネルギー問題（燃料多様化･燃料電池）と進展し行くであろう中，ガソリンよりDrivabilityの良いディーゼルエンジンの復活を目指すスーパークリーンディーゼルエンジンや，自動車では普及している排ガス循環（EGR），ガスタービン同様に議論の活発な燃料多様化など，日頃ガスタービン関係者には馴染みが薄い自動車の分野でも，ガスタービンにも大変関係の深い数々の知見がある事を新鮮な感覚でお聞きする事ができました。

この他，吉田先生と同じ研究室の岩井裕氏による「固体酸化物形電池：特徴と課題」のご講演を頂きました。各種文献調査・解析モデルによる結果・実験／計測と言った大学ならではの手順を踏んだ推進状況を興味深く聞かせて頂きました。

その後，エネルギー科学研究科と工学研究科の実験室へと向かい，ご講演頂いた内容に則した実験・計測状況を見学させて頂きました。

最後に京都大学の吉田先生他皆様，一般公募の皆様，当日お越し頂きました前地方委員会長辻本先生，新地方委員会長武石先生他地方委員会委員の皆様には，多大なご協力を頂きました点厚く御礼申上げます。

（京都大学百周年時計台記念館）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

報告

2006年度 第2回見学会報告

安部 利男
ABE Toshio

2006年6月9日㈮に茨城県つくば市にある独立行政法人 産業技術総合研究所（産総研）の見学会が開催された。当日は梅雨入りの雨天にもかかわらず，大学・研究所関係，電力会社およびエンジンメーカ等から20名の参加があり盛況であった。

まず，長谷川エネルギー技術研究部門副部門長殿より，産総研のミッションと組織およびエネルギー技術研究部門の研究活動の概要についてご説明をいただいた。
産総研は，1）持続的発展可能な社会実現への貢献，2）産業競争力強化等への貢献，3）産業政策の地域展開への貢献，4）産業技術政策立案への貢献を主要ミッションとしており，常勤職員 約3,200名（研究職員 約2,500名，事務系職員 約700名）で，年間予算は約1,000億円である。

研究分野は，1）エネルギー・環境，2）情報技術，3）バイオ技術，4）ナノテク材料・製造，5）標準・計測・地質調査などである。エネルギー技術研究部門は，1）分散型エネルギーネットワーク技術，2）クリーン・エネルギー技術，3）エネルギー材料・ディバイス技術を主体に23の研究グループと1つの連携研究体で横断的に研究を実施している。概要説明の後，2班に分かれ，各試験設備の見学をさせていただいた。

SOFCスターリングエンジン試験装置：熱機関とそのシステムの高効率化ならびに低エミッション化を目指した研究の一つとして，固体酸化物型燃料電池（4kW）とスターリングエンジン（1kW）のコンバインドシステム（総合発電効率55%）を想定し，これに適用するスターリングエンジンの各種特性を詳細に実験で調べていた。

タービン翼列空力試験装置：環状タービン翼列風洞により，低レイノルズ数域における軸流タービンの静翼，動翼の非定常流れを圧力プローブ（5孔ピトー管），熱線風速計，レーザドプラ流速計を使用して計測している。そして高い精度の測定結果は，CFD解析ソフトの検証にも使用されている。

セラミック材料の衝撃試験装置：本研究所で開発されたディスクトップ型高速粒子衝撃発射装置「μ-SHOT-04」は，発射管の圧力をバルブで設定するだけで，粒子の速度を任意に設定できるので，粉体の衝撃圧縮，打ち抜き試験，衝撃物性評価等，各種の試験に活用されていた。

急速圧縮膨張装置，レーザ着火試験装置：燃料ガス組成や改質率，レーザ強度を変化させた基礎的な着火特性実験に基づいて，低品位ガス燃料の一部を水素に改質し，ガスエンジンの副室に供給し，これを損耗の少ないターゲットブレイクダウンによるレーザ着火をすることにより，ガスエンジンの燃料多様化を目指した研究を行っている。

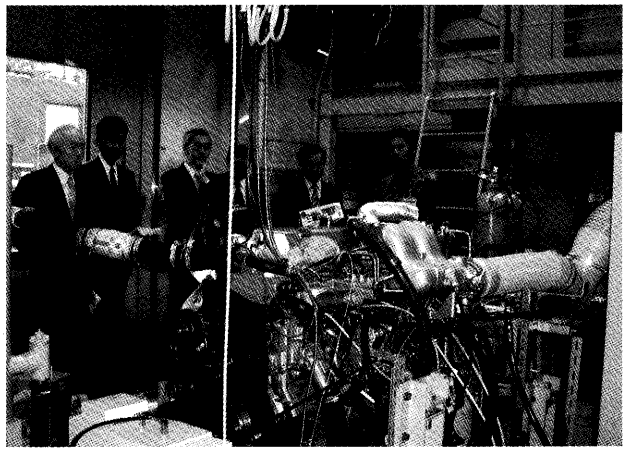
DME（ジメチルエーテル）ディーゼルエンジン試験装置：超低公害ディーゼル代替新燃料として注目されているDMEに関して，中型DMEトラック（軽油燃料とほぼ同等の出力性能を確認）と同一のDME燃料噴射システムを装備した50kW DMEコージェネレーションシステムを開発していた。

マイクロセラミックガスタービン試験装置：市販のマイクロガスタービン（遠心圧縮機1段，軸流タービン1段）のタービン部にセラミックを採用して，液体燃料（灯油にガソリンを30%混入）で実用化研究を行っている。

ガスタービン用材料（セラミックコーティング）試験装置：ガスタービン耐熱材料として1,500℃の耐熱機能を持つナノ構造制御酸化物複合コーティング材料を開発しており，当日も各種の耐熱コーティング加工装置を見学させていただいた。

分散型エネルギーネットワークの構築，これを支える各種研究開発の内容や試験設備等を紹介していただき，見学会は盛況のうちに終了した。

最後に，ご多忙中のところ，見学会の準備及び当日いろいろお世話いただいた産総研 長谷川副部門長，壹岐主任研究員，倉田主任研究員はじめ，関係者の方々に厚くお礼を申し上げます。 （企画担当 三井造船）



DMEディーゼルエンジン試験装置の見学

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

2006年度　特別講演会開催のお知らせ

今年度は，元ガスタービン学会会長で現在，内閣府総合科学技術会議柘植綾夫議員に講師をお願いし，下記のように特別講演会を企画いたしました。奮ってご参加ください。

記

1．日　　時：2006年8月4日㈮　15：00～16：30（受付：14：30～）
2．場　　所：東京大学 薬学部「薬学系研究科総合研究棟」2階　講堂　（東京都文京区本郷7－3－1）
東京大学龍岡門入り150メートル位先左側（http://www.f.u-tokyo.ac.jp/~shomuimu-lst.htm）
1．東京メトロ・都営地下鉄「大江戸線」「本郷3丁目」より徒歩約10分
2．東京メトロ「千代田線」湯島駅より　徒歩約12分
3．東京メトロ「南北線」東大前駅より　徒歩約15分
4．JR上野駅または御徒町駅より学01バス「東大構内」行き龍岡門下車
5．JR御茶ノ水駅（聖橋）より学07バス「東大構内」行き龍岡門下車
3．講　　師：柘植　綾夫氏（内閣府総合科学技術会議議員，日本学術会議会員）
4．テ ー マ：「第三期科学技術基本計画の目指す日本と推進戦略～価値創造型もの創り立国への道～」
要旨：
1．国創りに結実する科学技術創造の観点から，科学技術が実現を目指す政策目標と，その実現への道筋を明確にする第三期科学技術基本計画と戦略重点化について述べる。
2．第三期科学技術基本計画の分野別推進戦略の概要について述べ，特にエネルギー分野の重要な研究開発課題と戦略重点科学技術，及び推進方策について述べる。
3．科学技術的価値を社会的，経済的価値に具現化する，イノベーション創出能力強化について考える。
4．参加要領
（1）定　員　　100名
（2）参加費　　無料
（3）申込方法　　申込書に必要事項をご記入の上，FAXにて学会事務局宛，7月31日㈪までにお送り下さい。
※定員超過でご参加出来ない場合のみご連絡します

特別講演会参加申込

申込締切日（2006年7月31日㈪）
開　催　日（2006年8月4日㈮）

㈳日本ガスタービン学会　行

FAX：03-3365-0387　　**TEL. 03-3365-0095**

氏　名		会員No.	
勤務先			
勤務先 住　所	〒		
TEL		FAX	
連絡先	〒		
E-mail			

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

第13回ガスタービン教育シンポジウム（関西地区）開催のお知らせ

近年ガスタービン技術の発展にはめざましいものがあります。航空機に搭載されるジェットエンジンをはじめ大規模発電やコージェネレーション用としても用途が広がっております。また，ガスタービンは小型高出力・高効率であること，NOx 排出を抑えることが比較的容易である等の理由で，環境に優しい原動機として，将来の人類のエネルギー問題に寄与する大変重要な役割を担っております。

一方，ガスタービンはまだまだ発展途上にあると言われており，高効率化・大容量化等多岐にわたる研究・開発分野で若い技術者の活躍が期待される分野です。そのような状況下で，学生及びガスタービン初心者の技術者を対象とした標記シンポジウムの開催を計画しました。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

1．日　時：平成18年 9 月14日㈭，15日㈮

2．場　所：三菱重工業㈱　高砂製作所
第三菱興ビル（高砂市荒井町新浜 2 － 8 ）
（山陽電車　荒井駅（普通停車駅）下車徒歩 5 分，高砂駅（特急停車駅）下車タクシー 5 分）

3．主　催：日本ガスタービン学会，協　賛：日本機械学会関西支部

4．プログラム：

14日㈭

9 ：30-	受付
10：00-10：10	開会の挨拶
10：10-11：40	「ガスタービン概論」福泉靖史（三菱重工業）
11：40-13：00	昼食
13：00-14：30	「ガスタービンと流体力学」川田　裕（大阪工大）
14：40-15：30	「三菱重工業社におけるガスタービンの開発」六山亮昌(三菱重工業)
15：30-17：45	実証試験設備見学（全参加者），生産設備見学（官学の参加者），三菱重工業のガスタービン技術の紹介（企業参加者）
18：00-19：30	懇親会

15日㈮

9 ：20-10：50	「ガスタービンと伝熱工学」武石賢一郎（大阪大学）
11：00-12：30	「ガスタービンと燃焼工学」北嶋潤一（川崎重工業）
12：30-13：30	昼食
13：30-15：00	「ガスタービンと材料工学」新田明人（電力中央研究所）
15：10-16：40	「ガスタービンと制御工学」黒崎正大（石川工業高専）
16：40-16：50	アンケート記入
16：50-	閉会の挨拶

5．定　員：50名（定員超過の場合は抽選）

6．対象者：大学，大学院，高等専門学校在籍者，技術者

7．参加費（350頁の教材付）：学生（GTSJ 会員：¥2,500，非会員：¥5,500），
社会人（GTSJ 会員・JSME 会員：¥10,000，非会員：¥15,500）
（注：当日入会可，入会金 ¥500，年会費：学生会員(¥2,500)，正会員(¥5,000)）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

8．懇親会：参加費　無料

9．受講修了証の発行：2日間の講義を受講された方は，「ガスタービン教育シンポジウム受講修了証」を発行します。

10．申込方法：申込書に1）所属　学校名（専攻，学年），社名（部課名，入社年度），GTSJ・JSME会員は会員番号，2）氏名，3）連絡先住所，TEL，FAX，E-mail，4）懇親会参加の有無を明記し，学会事務局宛に平成18年8月29日㈫（必着）までに，お申し込み下さい。

11．参加費の支払：当日支払ですが，事前支払いも受け付けます。事前に支払う場合にはその旨学会事務局に連絡下さい。

○昼食：実費弁当申し込みを承ります。（後日注文受付します）
○宿泊施設：斡旋はいたしませんので必要な方は各自手配してください。
○学会事務局：㈳日本ガスタービン学会　〒160-0023　東京都新宿区西新宿7-5-13第3工新ビル402
○振込先：銀行（みずほ銀行新宿西口支店　普通預金1703707）　郵便振替(00170-9-179578)
○会場までの交通機関：山陽電車荒井駅（普通停車駅）下車徒歩5分，同高砂駅（特急停車駅）からタクシーで5分，徒歩15分。山陽電車高砂駅へはJR明石またはJR姫路で山陽電車に乗り換え山陽電車特急で約15～20分。三菱重工業㈱高砂製作所のホームページ（http://www.mhi.co.jp/tmw/）を参照してください。

第13回ガスタービン教育シンポジウム参加申込書

申込締切日（2006年8月29日）
開　催　日（2006年9月14，15日）

㈳日本ガスタービン学会　行
FAX：03-3365-0387 TEL：03-3365-0095　E-mail：gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏　　名		懇　親　会	出　　欠		
所　　属			学　年， 入社年度		
連　絡　先	〒				
電　　話		GTSJ 会員番号(No.　　) JSME 会員番号(No.　　)		非会員	
ファクシミリ		E-mail アドレス			

申込締切日：平成18年8月29日㈫（必着）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

International Journal of Rotating Machinery (IJRM) について

すでに本年1月号でお知らせしたように，日本ガスタービン学会は，これまで国際学術誌 International Journal of Rotating Machinery (以下 IJRM) を発行してきている Pacific Center of Thermal-Fluids Engineering (PCTFE) と共同で装いを新たにした IJRM を発行し，これを日本ガスタービン学会の英文論文誌のひとつとして位置づけることにしました。

IJRM は，いわゆる open access journal といわれるものです。これは，最近学術成果の出版に用いられるようになりつつある新しい方法で，これにより世界中どこからでも，誰もがいつでも自由に IJRM にアクセスし，電子ファイルとして掲載されている論文をオンラインで即座に無料で閲覧し，またコピーすることができます。これにより，著者は研究の成果を日本国内のみならず全世界に広くすばやく発信することが可能になります。

出版にかかる費用は著者側が負担し，1ページあたり50ユーロの原稿処理料を出版社 (Hindawi Publishing Co.) に支払うことになっています。なお，ハードコピー版も刊行され，年100ユーロで購読できます。

概要につきましては，今月号の学会誌とともに同封されている IJRM 案内のチラシをご覧ください。また，最新の詳細ならびに投稿方法につきましては，次の website をご覧ください。

http://www.hindawi.com/journals/ijrm/idex.html

論文投稿を希望される方は，上記 website の Manuscript Submission より Manuscript Tracking System (MTS) を開き，初めての場合には New User Registration において必要事項を入力の上，案内に従ってお進みください。原稿の入力，査読，お知らせなどすべて MTS によりインターネットを通じて処理されます。また，IJRM にすでに掲載されている論文をご覧になりたい場合には，上記 website において Table of Contents をクリックした後，所望の巻をお選びください。

なお，これ以外に，本学会では英文論文集の発刊準備が同準備委員会にてなされつつあります。研究成果をどこに投稿すべきかは著者がご自身で選択して下さい。学会が会員の皆様に複数の選択肢を提供する事により，会員へのサービスの向上につながると考えております。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

編集後記

今年も台風の季節になりました。昨年アメリカ東南部を襲ったハリケーン「カトリーナ」が巨大化したのは，地球温暖化によりメキシコ湾の海面温度が高くなったからという説があり，これまで温室効果ガス削減活動に積極的でなかったアメリカ自らが地球温暖化による被害を被ったことになります。しかしながら，被害は史上最悪であったもののハリケーンの強さで言えばカトリーナ以上のものが20世紀初頭にも発生していますので，このため地球温暖化が主原因と断定するのは無理があるようです。またアメリカには，人類が放出した二酸化炭素が温室効果ガスとして地球温暖化に寄与しているという説自体を否定する向きもありますので，世界最大の二酸化炭素排出国であるアメリカが削減推進派に変わっていくのは難しそうです。今年どんなハリケーンが発生するのか注目されるところですが，大きな被害がないことを願っています。

2005年の9月号では，ガスタービンに蒸気サイクルを組み合わせた複合（コンバインドサイクル）発電システムの関連設備として，排熱回収ボイラ，蒸気タービン，そして水処理システムが特集テーマに採り上げられ，発電効率を高める上で不可欠な蒸気サイクルについて理解を深めることができました。本号では蒸気サイクル関連以外の複合発電システムに欠かせない設備を紹介するため，「複合発電システムに必要な関連設備特集（その2）」と題して，排煙脱硝装置，吸気フィルタ，冷却塔および発電機について特集することになりました。

喫茶室では，東京海洋大学の刑部先生に6回目となる「熱流体トレーニング」をお願いし，カルノーサイクルについて御講義頂きました。さらに見聞記として，IHIトレーディングの宮下様にI Mech E 第8回ターボチャージャ国際会議について御報告頂きました。

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の原稿依頼にもかかわらず快く御引き受け頂き，編集委員一同，心より御礼申し上げます。なお本号の企画編集は，市川委員（東邦ガス），伊藤委員（東芝），塩原委員（東京電力），渡辺理事（石川島播磨重工），そして児玉（石川島播磨重工）が担当致しました。　　（文責：児玉秀和）

〈表紙写真〉

LM6000ガスタービン複合サイクル発電所（中央）

説明；この写真は，石川島播磨重工業㈱が大阪ガス㈱殿姫路製造所に納入した5万kW級複合サイクル発電所である。

航転型ガスタービンLM6000を採用した高発電効率とDSSモードで運用される高信頼性が特長である。

ユニット搬入型大容量冷却塔「03シリーズ」（左下）

説明；この写真は，空研冷機㈱が設計・開発，空研工業㈱が販売を行っているユニット搬入型大容量冷却塔「03シリーズ」の外観を示す。熱交換器である充てん材を新開発し従来型より省スペース化を図り，更に工期短縮の為ユニット搬入が可能な構造とした。03シリーズの詳細については，特集記事を参照されたい。

（提供：石川島播磨重工業株式会社・空研冷機株式会社）

☘事務局だより✉☘

今年の東京は，丁度つくばの産業技術総合研究所の見学会の日に梅雨入りしましたが，今のところ特に大雨が降るでもなく，毎年のことながら温度差の激しい不順な天気が続いています。

この天候も当学会誌発行の7月20日頃には，梅雨明けと共に真夏の太陽がジリジリと照りつける毎日となっていることでしょう。

事務局では，通常業務に加え，来年12月の国際会議の準備がはじまり，なにかと気ぜわしい日々を送っています。

さて，今年も7月6日．7日に恒例の教育シンポジウムが宇宙航空研究開発機構（JAXA）にて開催され，学生さんはじめ，社会人の方々が熱心に受講なさいました。

この教育シンポジウムも今回で12回目となりますが，今年は関西方面の方々も参加しやすいようにと会場を三菱重工業の高砂製作所に移して9月に「第13回教育シンポジウム」が開催されます。（学会誌会告や当学会HPをご参照ください）

8月4日には元当学会会長で現在，内閣府総合科学技術会議の柘植綾夫議員が「第三期科学技術基本計画の目指す日本と推進戦略～価値創造型もの創り立国への道～」の演題で講演をして下さいます。

また，秋の定期講演会は既にご案内していますありますように，今年は「弘前」で第34回目の開催です。「弘前」はこの時期丁度紅葉やりんごの収穫時にあたるそうでそれだけでも楽しみです。また，地元の方にお願いする特別講演は地元で「ミスター三内丸山」と呼ばれている青森県文化財保護課三内丸山遺跡対策室長の岡田康博氏に「三内丸山遺跡」のお話をしていただくことになっております。

このように盛りだくさんの行事ですが，参加申し込みをWEBで出来るようにしましたら，申込者のほとんどの方がご利用なさるようになってきました。また“ホームページを見て”というお問い合わせも増えてきましたので，学会のHPも会員のみならず一般の方々のお目に留まる機会も多くなってきたようです。

このような状況を踏まえ，事務局といたしましても出来うる限り新しい情報に更新していきたいと考えております。

［A］

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

編集後記

今年も台風の季節になりました。昨年アメリカ東南部を襲ったハリケーン「カトリーナ」が巨大化したのは，地球温暖化によりメキシコ湾の海面温度が高くなったからという説があり，これまで温室効果ガス削減活動に積極的でなかったアメリカ自らが地球温暖化による被害を被ったことになります。しかしながら，被害は史上最悪であったもののハリケーンの強さで言えばカトリーナ以上のものが20世紀初頭にも発生していますので，このため地球温暖化が主原因と断定するのは無理があるようです。またアメリカには，人類が放出した二酸化炭素が温室効果ガスとして地球温暖化に寄与しているという説自体を否定する向きもありますので，世界最大の二酸化炭素排出国であるアメリカが削減推進派に変わっていくのは難しそうです。今年どんなハリケーンが発生するのか注目されるところですが，大きな被害がないことを願っています。

2005年の9月号では，ガスタービンに蒸気サイクルを組み合わせた複合（コンバインドサイクル）発電システムの関連設備として，排熱回収ボイラ，蒸気タービン，そして水処理システムが特集テーマに採り上げられ，発電効率を高める上で不可欠な蒸気サイクルについて理解を深めることができました。本号では蒸気サイクル関連以外の複合発電システムに欠かせない設備を紹介するため，「複合発電システムに必要な関連設備特集（その2）」と題して，排煙脱硝装置，吸気フィルタ，冷却塔および発電機について特集することになりました。

喫茶室では，東京海洋大学の刑部先生に6回目となる「熱流体トレーニング」をお願いし，カルノーサイクルについて御講義頂きました。さらに見聞記として，IHIトレーディングの宮下様にI Mech E 第8回ターボチャージャ国際会議について御報告頂きました。

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の原稿依頼にもかかわらず快く御引き受け頂き，編集委員一同，心より御礼申し上げます。なお本号の企画編集は，市川委員（東邦ガス），伊藤委員（東芝），塩原委員（東京電力），渡辺理事（石川島播磨重工），そして児玉（石川島播磨重工）が担当致しました。　　（文責：児玉秀和）

〈表紙写真〉

LM6000ガスタービン複合サイクル発電所（中央）

説明；この写真は，石川島播磨重工業㈱が大阪ガス㈱殿姫路製造所に納入した5万kW級複合サイクル発電所である。

航転型ガスタービンLM6000を採用した高発電効率とDSSモードで運用される高信頼性が特長である。

ユニット搬入型大容量冷却塔「03シリーズ」（左下）

説明；この写真は，空研冷機㈱が設計・開発，空研工業㈱が販売を行っているユニット搬入型大容量冷却塔「03シリーズ」の外観を示す。熱交換器である充てん材を新開発し従来型より省スペース化を図り，更に工期短縮の為ユニット搬入が可能な構造とした。03シリーズの詳細については，特集記事を参照されたい。

（提供：石川島播磨重工業株式会社・空研冷機株式会社）

☘事務局だより✉☘

今年の東京は，丁度つくばの産業技術総合研究所の見学会の日に梅雨入りしましたが，今のところ特に大雨が降るでもなく，毎年のことながら温度差の激しい不順な天気が続いています。

この天候も当学会誌発行の7月20日頃には，梅雨明けと共に真夏の太陽がジリジリと照りつける毎日となっていることでしょう。

事務局では，通常業務に加え，来年12月の国際会議の準備がはじまり，なにかと気ぜわしい日々を送っています。

さて，今年も7月6日．7日に恒例の教育シンポジウムが宇宙航空研究開発機構（JAXA）にて開催され，学生さんはじめ，社会人の方々が熱心に受講なさいました。

この教育シンポジウムも今回で12回目となりますが，今年は関西方面の方々も参加しやすいようにと会場を三菱重工業の高砂製作所に移して9月に「第13回教育シンポジウム」が開催されます。（学会誌会告や当学会HPをご参照ください）

8月4日には元当学会会長で現在，内閣府総合科学技術会議の柘植綾夫議員が「第三期科学技術基本計画の目指す日本と推進戦略～価値創造型もの創り立国への道～」の演題で講演をして下さいます。

また，秋の定期講演会は既にご案内していますありますように，今年は「弘前」で第34回目の開催です。「弘前」はこの時期丁度紅葉やりんごの収穫時にあたるそうでそれだけでも楽しみです。また，地元の方にお願いする特別講演は地元で「ミスター三内丸山」と呼ばれている青森県文化財保護課三内丸山遺跡対策室長の岡田康博氏に「三内丸山遺跡」のお話をしていただくことになっております。

このように盛りだくさんの行事ですが，参加申し込みをWEBで出来るようにしましたら，申込者のほとんどの方がご利用なさるようになってきました。また“ホームページを見て”というお問い合わせも増えてきましたので，学会のHPも会員のみならず一般の方々のお目に留まる機会も多くなってきたようです。

このような状況を踏まえ，事務局といたしましても出来うる限り新しい情報に更新していきたいと考えております。

［A］

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

編集後記

今年も台風の季節になりました。昨年アメリカ東南部を襲ったハリケーン「カトリーナ」が巨大化したのは，地球温暖化によりメキシコ湾の海面温度が高くなったからという説があり，これまで温室効果ガス削減活動に積極的でなかったアメリカ自らが地球温暖化による被害を被ったことになります。しかしながら，被害は史上最悪であったもののハリケーンの強さで言えばカトリーナ以上のものが20世紀初頭にも発生していますので，このため地球温暖化が主原因と断定するのは無理があるようです。またアメリカには，人類が放出した二酸化炭素が温室効果ガスとして地球温暖化に寄与しているという説自体を否定する向きもありますので，世界最大の二酸化炭素排出国であるアメリカが削減推進派に変わっていくのは難しそうです。今年どんなハリケーンが発生するのか注目されるところですが，大きな被害がないことを願っています。

2005年の9月号では，ガスタービンに蒸気サイクルを組み合わせた複合（コンバインドサイクル）発電システムの関連設備として，排熱回収ボイラ，蒸気タービン，そして水処理システムが特集テーマに採り上げられ，発電効率を高める上で不可欠な蒸気サイクルについて理解を深めることができました。本号では蒸気サイクル関連以外の複合発電システムに欠かせない設備を紹介するため，「複合発電システムに必要な関連設備特集（その2）」と題して，排煙脱硝装置，吸気フィルタ，冷却塔および発電機について特集することになりました。

喫茶室では，東京海洋大学の刑部先生に6回目となる「熱流体トレーニング」をお願いし，カルノーサイクルについて御講義頂きました。さらに見聞記として，IHIトレーディングの宮下様にI Mech E 第8回ターボチャージャ国際会議について御報告頂きました。

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の原稿依頼にもかかわらず快く御引き受け頂き，編集委員一同，心より御礼申し上げます。なお本号の企画編集は，市川委員（東邦ガス），伊藤委員（東芝），塩原委員（東京電力），渡辺理事（石川島播磨重工），そして児玉（石川島播磨重工）が担当致しました。　　（文責：児玉秀和）

〈表紙写真〉

LM6000ガスタービン複合サイクル発電所（中央）

説明；この写真は，石川島播磨重工業㈱が大阪ガス㈱殿姫路製造所に納入した5万kW級複合サイクル発電所である。

航転型ガスタービンLM6000を採用した高発電効率とDSSモードで運用される高信頼性が特長である。

ユニット搬入型大容量冷却塔「03シリーズ」（左下）

説明；この写真は，空研冷機㈱が設計・開発，空研工業㈱が販売を行っているユニット搬入型大容量冷却塔「03シリーズ」の外観を示す。熱交換器である充てん材を新開発し従来型より省スペース化を図り，更に工期短縮の為ユニット搬入が可能な構造とした。03シリーズの詳細については，特集記事を参照されたい。

（提供：石川島播磨重工業株式会社・空研冷機株式会社）

☘事務局だより✉☘

今年の東京は，丁度つくばの産業技術総合研究所の見学会の日に梅雨入りしましたが，今のところ特に大雨が降るでもなく，毎年のことながら温度差の激しい不順な天気が続いています。

この天候も当学会誌発行の7月20日頃には，梅雨明けと共に真夏の太陽がジリジリと照りつける毎日となっていることでしょう。

事務局では，通常業務に加え，来年12月の国際会議の準備がはじまり，なにかと気ぜわしい日々を送っています。

さて，今年も7月6日．7日に恒例の教育シンポジウムが宇宙航空研究開発機構（JAXA）にて開催され，学生さんはじめ，社会人の方々が熱心に受講なさいました。

この教育シンポジウムも今回で12回目となりますが，今年は関西方面の方々も参加しやすいようにと会場を三菱重工業の高砂製作所に移して9月に「第13回教育シンポジウム」が開催されます。（学会誌会告や当学会HPをご参照ください）

8月4日には元当学会会長で現在，内閣府総合科学技術会議の柘植綾夫議員が「第三期科学技術基本計画の目指す日本と推進戦略～価値創造型もの創り立国への道～」の演題で講演をして下さいます。

また，秋の定期講演会は既にご案内していますありますように，今年は「弘前」で第34回目の開催です。「弘前」はこの時期丁度紅葉やりんごの収穫時にあたるそうでそれだけでも楽しみです。また，地元の方にお願いする特別講演は地元で「ミスター三内丸山」と呼ばれている青森県文化財保護課三内丸山遺跡対策室長の岡田康博氏に「三内丸山遺跡」のお話をしていただくことになっております。

このように盛りだくさんの行事ですが，参加申し込みをWEBで出来るようにしましたら，申込者のほとんどの方がご利用なさるようになってきました。また“ホームページを見て”というお問い合わせも増えてきましたので，学会のHPも会員のみならず一般の方々のお目に留まる機会も多くなってきたようです。

このような状況を踏まえ，事務局といたしましても出来うる限り新しい情報に更新していきたいと考えております。

［A］

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

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
情報欄記事	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定を定める。
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，当該著作者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
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8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。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.34 No.4 2006.7
発行日 2006年7月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 野崎 理
発行者 吉野 隆
〒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．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168

©2006，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ
本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618 FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp
著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

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
情報欄記事	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定を定める。
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，当該著作者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
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8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。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.34 No.4 2006.7
発行日 2006年7月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 野崎 理
発行者 吉野 隆
〒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．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168

©2006，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ
本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618 FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp
著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

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
情報欄記事	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定を定める。
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，当該著作者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
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8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。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.34 No.4 2006.7
発行日 2006年7月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 野崎 理
発行者 吉野 隆
〒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．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168

©2006，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ
本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618 FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp
著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.

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
情報欄記事	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定を定める。
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，当該著作者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
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168
ニッセイエブロ㈱第二制作部デジタル編集課
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8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。ただし，第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合，および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお，原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.34 No.4 2006.7
発行日 2006年7月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 野崎 理
発行者 吉野 隆
〒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．03-5733-5157 Fax．03-5733-5168

©2006，㈳日本ガスタービン学会

複写される方へ
本誌に掲載された著作物を複写したい方は，㈳日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り，著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL：03-3475-5618 FAX：03-3475-5619
E-mail：jaacc@mtd.biglobe.ne.jp
著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.97.9.172, 2026/09/06.