

特集：複合発電システムに必要な関連設備

大容量ガスタービン向け排熱回収ボイラ (堅型自然循環 HRSG の特徴)

丸田 得志*1
MARUTA Tokushi

三宅 功*1
MIYAKE Isao

藤田 真*2
FUJITA Makoto

キーワード：排熱回収ボイラ， HRSG， 高蒸気条件， 自然循環， 省スペース， 熱疲労低減， 系統簡素化

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サイクル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。特に天然ガス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、建設期間が比較の短いこと、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。

HRSG (排熱回収ボイラ, Heat Recovery Steam Generator) は、ガスタービンの後流に配置され、ガスタービン排ガスの熱エネルギーを高温高圧の蒸気として回収し、その蒸気を蒸気タービンに供給する装置である。上流側のガスタービンサイクル (トッピングサイクル) に対し、HRSG と蒸気タービンから構成される蒸気サイクルは、一般にボトムサイクルと呼ばれる。

ガスタービンの大容量化および高温化に伴い、HRSG も大容量化、高蒸気条件化、蒸気圧力レベル段数の増加がはかられてきた。ガスタービンおよびボトムサイクルを含めたこのようなコンバインドサイクル全体の開発・実用化により、コンバインドサイクルプラントは高出力化、高効率化を実現してきた。

表 1 に HRSG の一般的な型式を示す。

表 1 HRSG の型式

発生蒸気	ボイラ水循環	ガス流れ方向
単圧式	自然循環型	横型
非再熱・多重圧式		
再熱・多重圧式	強制循環型	堅型

HRSG の型式は、蒸気圧力レベル段数 (単圧, 複圧, 三重圧等) や再熱システムの有無により、幾つかの型式に分類される。また、HRSG はドラム型が一般的であるが、その循環形式により、自然循環型/強制循環型に、

更に排ガスの流れ方向により、横型 (ガス横流れ) / 堅型 (ガス縦流れ) と分類できる。プラントの設計条件、運転条件、ガスタービン或いは蒸気タービンの要求条件、発電所構内の敷地、配置などに応じて最適な HRSG 型式が選定される。

2. 堅型自然循環再熱三重圧 HRSG の特徴

1960年代に建設された初期のコンバインドサイクルプラントでは、小容量の堅型強制循環 HRSG が採用されていた。ガスタービンの出力増加に伴い HRSG も大容量化し、横型自然循環 HRSG が採用されたが、その後、コンバインドサイクルプラント用には、堅型自然循環 HRSG を主に採用している。

コンバインドサイクルプラントに適用される三菱大容量堅型自然循環再熱三重圧 HRSG の主要な特徴を以下に紹介する。

図 1 に堅型自然循環再熱三重圧 HRSG の例を示す。

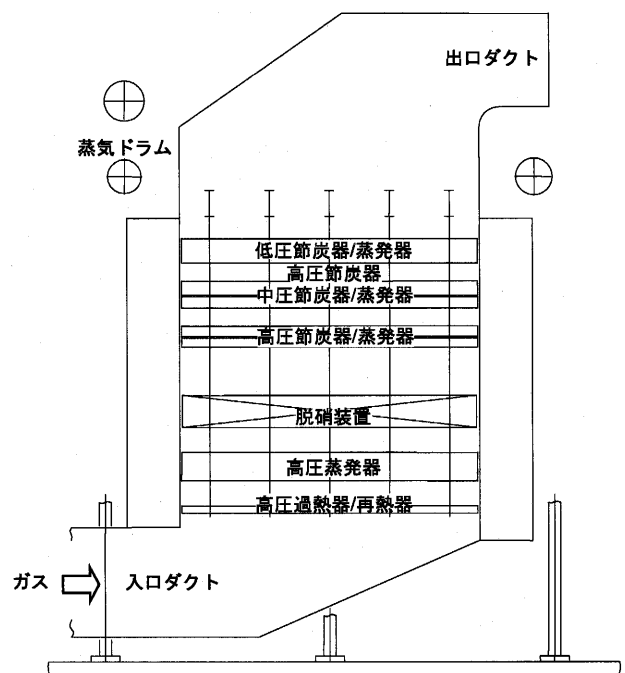


図 1 堅型自然循環再熱三重圧 HRSG

原稿受付 2005年 7月 29日

- * 1 三菱重工業(株) 原動機事業本部 ボイラ技術部
〒220-8401 横浜市西区みなとみらい 3-3-1
- * 2 三菱重工業(株) 長崎造船所 火力プラント設計部

2.1 再熱三重圧式

多重圧式は、単圧式に比べ蒸気・水系統がやや複雑となるが、圧力を多重化することによりガスタービン排ガスから、有効な熱エネルギーをより多く回収できる。また、再熱サイクルの採用により蒸気タービンサイクルの効率が向上する。更に、ガスタービン燃焼温度の高温化に伴い、ガスタービン排ガス温度が600℃前後となると、566℃級の主蒸気・再熱蒸気温度を採用することが可能となり、蒸気タービン効率をより向上させることができる。この為、高効率が求められる大容量発電向けのコンバインドサイクルプラントでは、高いプラント効率を得られる再熱三重圧式が多く採用されている。

再熱三重圧式の HRSG は、高圧/中圧/低圧の三段の圧力レベルを有する。主蒸気（高圧過熱器出口蒸気）を高圧蒸気タービンへ供給し、高圧蒸気タービン排気から戻る低温再熱蒸気と中圧過熱器出口蒸気が合流し、再熱器で加熱された後、高温再熱蒸気として中圧タービンへ導かれる。低圧蒸気は低圧蒸気タービン入口にて混気される。また、ガスタービンの高温化、コンバインドサイクル高効率化に伴い、ガスタービン用冷却蒸気の一部に HRSG からの蒸気を利用し、熱回収を行う回収型蒸気冷却の採用例もある。

2.2 堅型自然循環式

HRSG の型式として堅型（ガス縦流れ）と横型（ガス横流れ）があり、従来から欧州では堅型が、北米では横型が多く採用されてきた。当社では従来から占有面積が小さい、系統がシンプルである等のメリットを考慮して堅型 HRSG を採用してきたが、近年、GTCC に対しては、Cycling Operation など熱疲労の観点から厳しい運用が要求されており、構造的に熱疲労が小さく、各部耐圧部のメンテナンス性も良い堅型 HRSG のメリットが

更に大きくなっていると考えられる。

2.2.1 省スペース

堅型 HRSG の場合、煙突を HRSG 上部に設置する直上煙突方式を採用することができ、煙道を合理化し、占有面積を低減できる。

2.2.2 熱疲労の低減

図 2 に堅型 HRSG と横型 HRSG の伝熱管支持と熱伸びの比較を示す。

横型 HRSG は「ハープ」と呼ばれる数列の伝熱管と上下に接続される管寄せを基本単位として構成される。ハープは上部の管寄せから吊り下げ支持、あるいは下部の管寄せでの自立支持となる。伝熱管は上下方向（垂直方向）に熱伸びするが、上下に配置される管寄せに拘束されるため、管列毎に温度差が生じた場合には伝熱管の管寄せへの溶接部に曲げ応力が発生する。伝熱管の管寄せへの溶接部で発生する曲げ応力を低減するためには、伝熱管に十分なフレキシビリティ（曲げを配置して熱伸び差を吸収する）を持たせる事が考えられるが、伝熱管を密に配置するために管寄せを隣接させる構造上、および、自重を支持する構造上、十分なフレキシビリティを持たせることは、伝熱管長さが長く、伸びの絶対量が多い場合には難しくなる。一方で、堅型 HRSG において伝熱管は水平（缶前後方向）に配置され、コンベンショナルボイラの横置きエレメントと同じくループ（管列の端部が曲げ管によって接続された形状）のある構造となり、上部に配置された支持構造物より吊り下げられる。伝熱管は缶前後方向に熱伸びするが、固定されているのはバンク（伝熱管群）の入口および出口の管寄せ部のみで、バンク内の管は自由に熱伸び出来ること、また、バンクの入口および出口に配置された管寄せ管台もフレキシビリティのある形状と出来ることから、横型 HRSG に比べ起動時に発生する熱応力が小さく熱疲労が低減さ

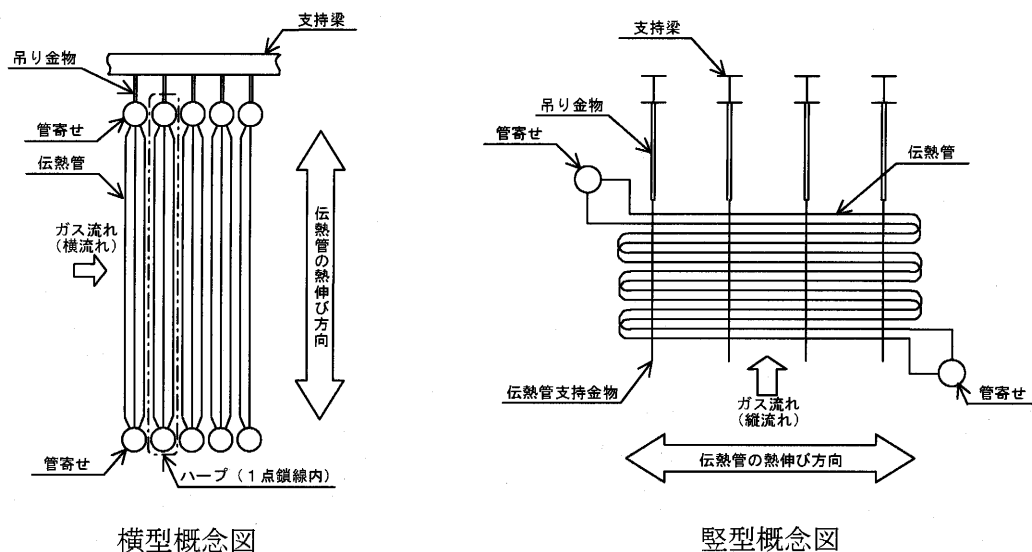


図 2 堅型 HRSG と横型 HRSG の伝熱管支持と熱伸び

れるため、急速起動や DSS 運用に適した構造である。

2.2.3 系統の簡素化

水、蒸気系統の管寄せについて、横型 HRSG では基本的に上・下に多数の管寄せを設置するが、堅型 HRSG では、管寄せは各バンクの入口および出口のみの設置であるため、管寄せ数、連絡管、バルブ等が少なく、また、点検箇所が低減されるためメンテナンスも簡素化される。

2.2.4 横置きエレメントによるメンテナンスの簡素化

炉内の伝熱管などのメンテナンスについて、横型 HRSG では仮設足場が必要となり、管寄せまわりも管寄せが密集した配置となるが、堅型 HRSG では横置きエレメント構造で管寄せが密集していないため、管寄せまわりに広いスペースが確保可能であり、かつ溶接部の目視も容易なこと、また、点検時にも仮設足場を設置することなしにマンホールから炉内や管寄せまわりにアクセス可能であることから、メンテナンス性に優れている。

2.2.5 起動時ドレンの容易な排出

堅型 HRSG の運転面の特徴として、起動時のドレン排出が容易であることが挙げられる。堅型 HRSG では系統がシンプルで、また下部管寄せが地上から高い位置にあり水頭が確保されるので、起動時に発生するドレンを容易に排出することが可能である。

2.2.6 自然循環形式の特徴

HRSG において、以前は循環ポンプを採用した強制循環形式が採用されたが、近年は蒸発器内の水・蒸気の流体密度差による自然循環力を利用するシンプルで信頼性が高く、かつ性能向上（補機動力低減）可能な自然循環形式が一般的となっている。

蒸発管が垂直方向に配置され自然循環形式を容易に採用可能な横型 HRSG に対して、蒸発管が水平方向に配置される堅型 HRSG の自然循環技術の実現には経験と検証の蓄積を要したため、当初は強制循環を採用していたが、技術開発・実用化による堅型 HRSG への自然循環形式適用により、補機動力の低減、循環ポンプ不設置によるメンテナンス性の更なる向上を実現した。

2.3 大容量化、高蒸気条件化

ガスタービンの大容量化、高温化と歩調を合わせて、

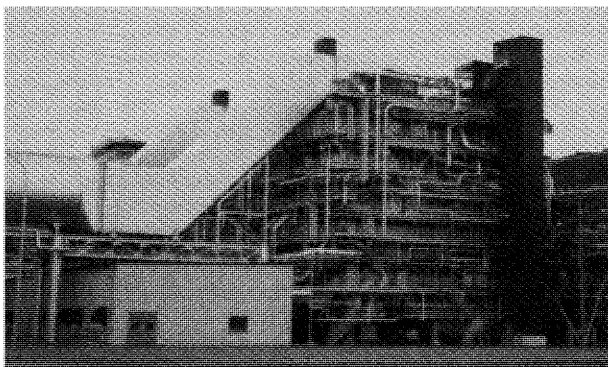


図3 東北電力(株)殿東新潟4-1号系列 M701G 向け HRSG

HRSG や蒸気タービンにおいても大容量化、高蒸気条件化をすすめてきた。この進歩により HRSG 入口ガス流量が増加し、HRSG 入口ガス温度が向上してきている。

東北電力(株)殿東新潟4-1号系列向けの三菱701G 形ガスタービンと組み合わせた堅型自然循環再熱三重圧式 HRSG (図3参照)では、ガスタービンの高温化と共にボトミング側でも高効率化がはかられ、高圧タービン入口蒸気圧力13.9MPa、高圧/中圧タービン入口蒸気温度566℃/566℃、蒸発量(高圧/中圧/低圧)295/75/65 t/h の実績がある。

2.4 環境対策

天然ガス中には硫黄やばいじんなどを含まないため、日本国内向では、天然ガスコンバインドサイクルの環境対策として、排ガス中の窒素酸化物 (NOx) を低減する脱硝装置を HRSG 本体の中に設置している。

2.5 最近の大容量 HRSG

大容量堅型自然循環再熱三重圧 HRSG は、日本国内のみならず、海外の様々な国に納入し実績を積み重ねている。最近の大容量 HRSG を数例紹介する。

国内外に多数納入している F 形ガスタービンを採用したユニットの一例として、M701F (50Hz) 採用のシンガポール Tuas II C/C 向け HRSG (図4参照)、M501F (60Hz) 採用の台湾南部 C/C 4号向け HRSG (図5参照) などがある。両プラントとも1軸1on1 (1台のガスタービン/HRSG と1台の蒸気タービンを組み合わせたプラント) で構成されたユニットで直上煙突方式の HRSG である。要求されるプラントの条件により、複数のガスタービン/HRSG と1台の蒸気タービンを組み合わせた多軸プラントも選択可能である。また、同じ F 形のガスタービンであれば60Hz 機 (M501F) よりも50Hz 機 (M701F) の方が、発電容量が大きく排ガス量も多いため、HRSG の体格も一般に大型化する。

F 形から更に燃焼温度の高温化による高効率化をはかったガスタービンを採用したユニット向けでは、2.3

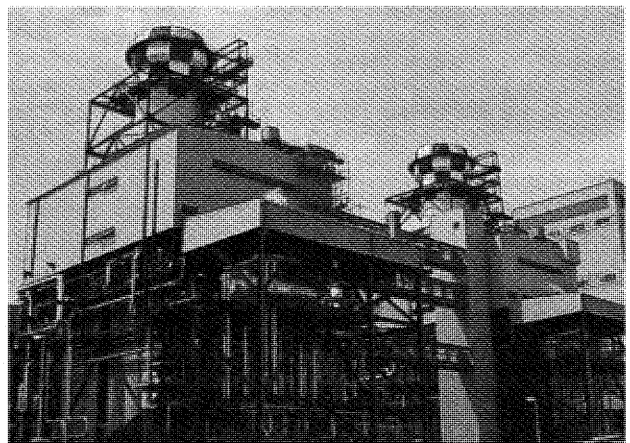


図4 シンガポール Tuas II C/C M701F 向け HRSG

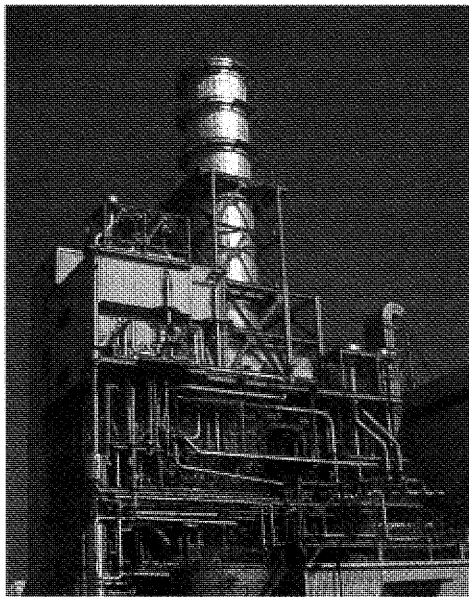


図5 台湾南部 C/C M501F 向け HRSG

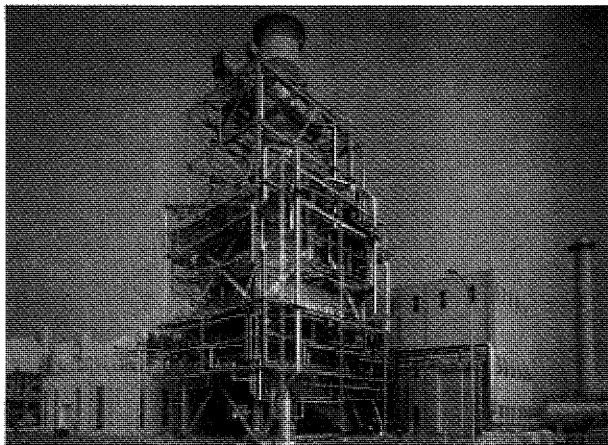


図6 T地点 M501G 向け HRSG

項の M701G (50Hz) 国内最新鋭機である東新潟4-1号系列向け (図3) や、三菱重工業(株)高砂製作所内の実証発電設備 (T地点) 向け HRSG (図6) などがある。これらのユニットには、ガスタービン燃焼器冷却用に HRSG で発生する蒸気を利用し熱回収する系統が設置されている。

3. ブロック化、モジュール化

発電所まで、および、発電所構内での輸送制限内でのブロック化により、HRSG の高品質化および現地据付工事の低減をはかっている。

HRSG は非常に多数の伝熱管で構成されることから、伝熱管の溶接および検査を極力施工環境の良い製作工場内で実施し、現地据付工事時の溶接を少なくすることが高品質化・高信頼性の鍵となり、加えて現地工程の短縮にも大きく寄与する。

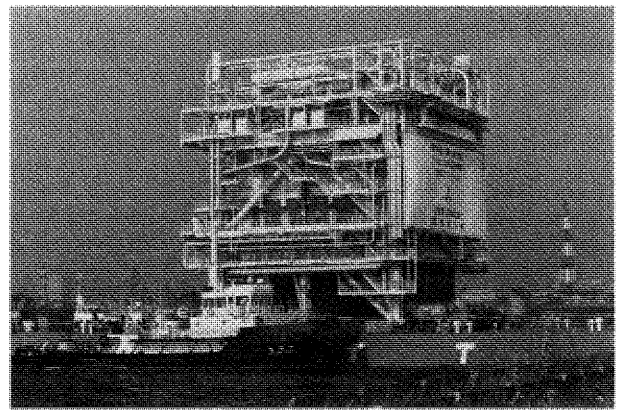


図7 M701F 向け HRSG 一体型モジュール写真

このため近年では、伝熱管群を輸送制限内に収まるよう炉幅方向に数個に分割し、管寄せを工場で溶接して出荷する大ブロックと呼ばれる工法が主流となっている。

また、更なる HRSG の品質向上と現地工期短縮をはかるため、国内プラント向けに HRSG をほぼ完成した形としたモジュールを自社工場で作製し、バージ船により海上輸送、現地最終組み立てを行う一体型モジュール工法を採用した例もある。

図7は、M701F 向けの HRSG を一体型モジュールで輸送した様子を示す。

4. まとめ

高効率かつ負荷追従性に優れたコンバインドサイクルプラントは、火力発電の重要な位置を今後も占めると考える。HRSG はこれまでガスタービンの大容量化、性能向上に対応しながらステップアップをはかってきたが、今後も引き続き大容量化、高蒸気条件化 (コンバインドサイクルの高効率化) が望まれるとともに、経済性も厳しく求められると予想される。

参考文献

- (1) [複合発電] V. 複合発電プラントの機器 — 排熱回収ボイラー, 火力原子力発電技術協会誌, Vol.48, No. 8 (1997年8月), P.83-98
- (2) 塚越ほか, 最新鋭高効率コンバインドプラントの設計と試運転実績 — 東北電力(株)東新潟火力発電所第4-1号系列の建設 —, 三菱重工技報, Vol.37, No. 1 (2000年1月), P. 2-5
- (3) 内田ほか, 三菱重工の大型高性能コンバインドプラント, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, No.3 (2003年5月), P.158-159
- (4) 福泉ほか, 9. 排熱回収ボイラ設備 (HRSG), 火力原子力発電技術協会誌, Vol.54, No.10 (2003年10月), P.78-81

特集：複合発電システムに必要な関連設備

大容量ガスタービン排熱回収ボイラ (横型排熱回収ボイラの特徴と技術動向)

武永 和弘*1
TAKENAGA Kazuhiro

キーワード：排熱回収ボイラ， HRSG， 助燃バーナ， 貫流式

1. はじめに

ガスタービンコンバインドサイクル発電プラントは、熱効率がよく負荷応答性に優れた環境負荷の少ない電力供給設備の一つとして日本をはじめ世界各地で運用されている。

発電用としてのガスタービン需要の高まりにより、ガスタービン性能は年々改良され大容量化しており、それに伴いガスタービンの排ガスから熱回収し発電用の蒸気を発生させる排熱回収ボイラ (HRSG) についても、高効率化、大型化が求められてきた。

本稿では、特に排ガスが水平方向に流れるガス流路内に伝熱管群を垂直に配列した横型の排熱回収ボイラを対象に、高効率化、大容量化に関する設計上の考慮事項や技術動向について述べる。

2. 排熱回収ボイラ大容量化に関する考慮事項

コンバインドサイクル用のガスタービンは、現在タービン入口燃焼ガス温度1300℃級が主流となっている。また1500℃級も採用されはじめており大容量化が進んでいる。

このような高温大容量ガスタービンでの排ガス温度上昇、ガス量増加に対応すべく、排熱回収ボイラでは大型化、蒸気条件の高級化による高効率化が図られている。その設計上の一般的な考慮事項について以下に述べる。

2.1 蒸気システムの最適化

排熱回収ボイラのシステム構成例を図1に示す。

ガスタービンのタービン入口ガス温度が以前の1100℃級から1300℃級、1500℃級に高温化すると、排熱回収ボイラ入口ガス温度も600℃～650℃に上昇する。その際、蒸気システムとしては圧力系を高圧、中圧、低圧の三重圧とし、さらに再熱サイクルを設置した再熱三重圧方式が性能向上に効果的とされ、現在では一般的に採用されている。

また1500℃級ガスタービンを用いたコンバインドサイクルシステムでは、排熱回収ボイラからの蒸気の一部をガスタービンの燃焼器、タービン翼の冷却用として利用することで熱回収をおこない、更なるプラント効率向上を図っている。

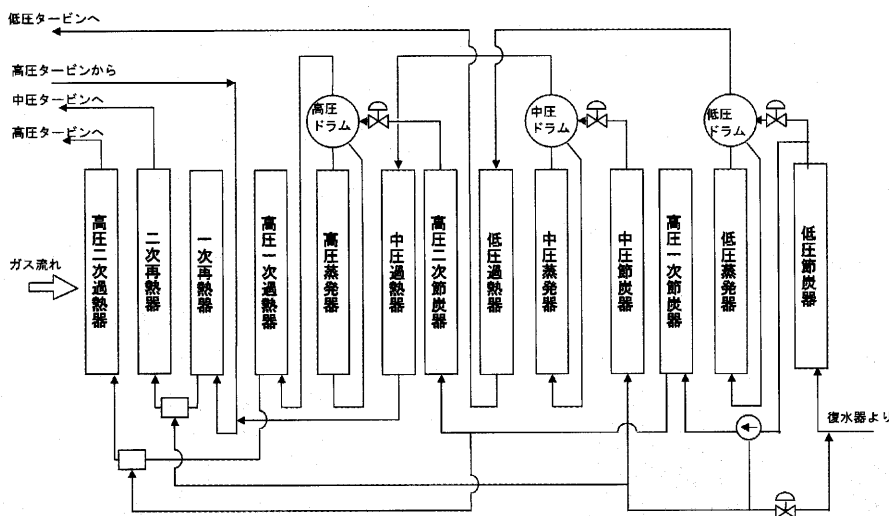


図1 排熱回収ボイラのシステム構成例

原稿受付 2005年8月8日

*1 バブコック日立(株) 呉事業所火力技術本部 HRSG 設計部
〒737-8508 広島県呉市宝町6番9号

2.2 主蒸気条件の高温高压化

高压主蒸気を高温高压化することにより蒸気サイクルでの熱効率は向上する。一方、飽和蒸気温度、過熱蒸気温度とガス温度の温度差が小さくなることにより排熱回収ボイラの伝熱面積が増大し、さらに材料の高級化、チューブ、配管の厚肉化が必要となってくる。そのため、蒸気条件の選定に際しては熱効率向上に伴う運転経費差と排熱回収ボイラでの材料費増加を含めた設備費差を総合的に考慮して選定する必要がある。

2.3 排熱回収ボイラの構造

横型排熱回収ボイラは一般に上部にドラムが設置された自然循環方式が選定されている。

横型排熱回収ボイラの構造例（側断面）を図2に示す。

コンバインドサイクル用排熱回収ボイラの場合、汽力ボイラに比べてガス温度が低く、熱回収は接触伝熱に期待せざるをえないことから、熱交換部には接触伝熱面積が多大に取れるスパイラルフィンチューブが一般に採用されている。図3にその形状を示すが、スパイラルフィンチューブには、ソリッドタイプとセレイテッド（のこぎり歯状）タイプがある。

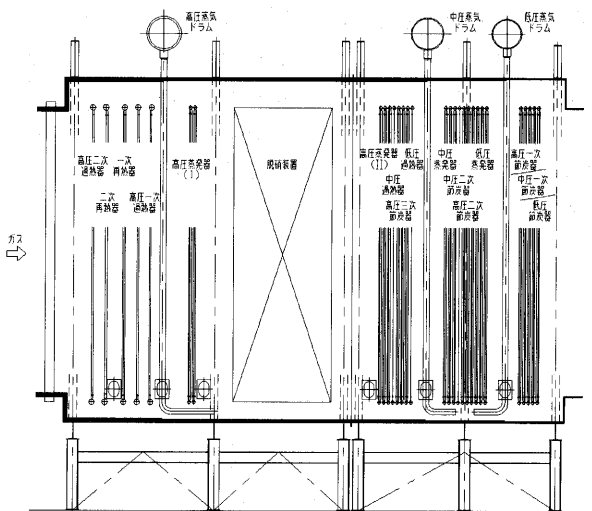


図2 排熱回収ボイラの構造

ソリッドタイプ セレイテッドタイプ

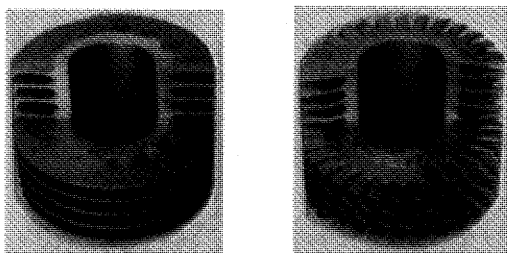


図3 スパイラルフィンチューブ形状

このようなスパイラルフィンチューブが伝熱部としてパネル化され、排熱回収ボイラ内に垂直に配置されている。図4に伝熱管パネルのサポート方法を示すが、横型排熱回収ボイラではボトムサポートまたはトップサポートの2方式がある。ガスタービンの大容量化、ガス量増加による排熱回収ボイラの大型化に伴い、伝熱管パネルも長尺化しており、耐震性や運転時の熱延びに十分配慮した構造となっている。

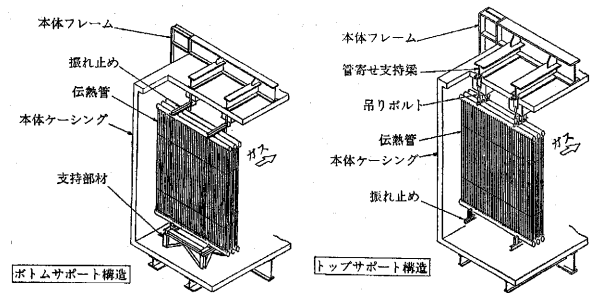


図4 伝熱管パネルのサポート方式

2.4 排熱回収ボイラの輸送・据付

ガスタービンコンバインドサイクル発電設備はプラントを構成する機器が比較的小さく、工場内で完成に近い段階まで組み立てた状態で輸送が可能であることから、他の大容量発電設備に比べ短納期プロジェクトが多い。そのため機器の中で最も大きな排熱回収ボイラについても、製品をあらかじめ製作工場で完成品に近い状態に組み立てて現地に搬入するというブロック化による据付合理化要求が高い。この利点としては、据付期間の短縮の他に現地据付作業の軽減、据付コストの低減があげられる。一方、排熱回収ボイラの大型化に伴い、ブロック化の寸法、重量に対し様々な制約が生じてくる。

排熱回収ボイラの特に伝熱管パネル部に対するブロック化の実施例を図5～図8に示す。

国内の火力発電所においては、建設地点が海岸にあり輸送上の制限を受けにくい図5に示す大型モジュールでの輸送、据付を実施した例が多い。ただし、構内輸

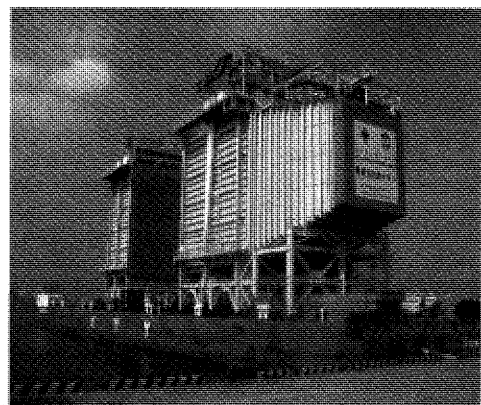


図5 輸送中の大型モジュール

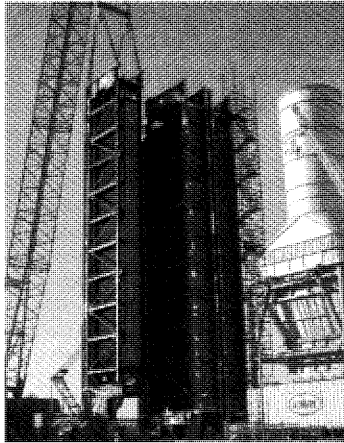


図6 据付中の中型ブロック
(上下側面ケーシング付き, 約180ton)

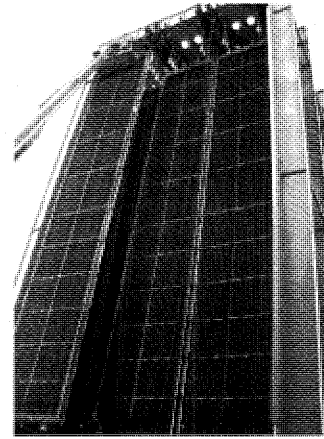


図8 据付中の小型パネル
(約30ton)

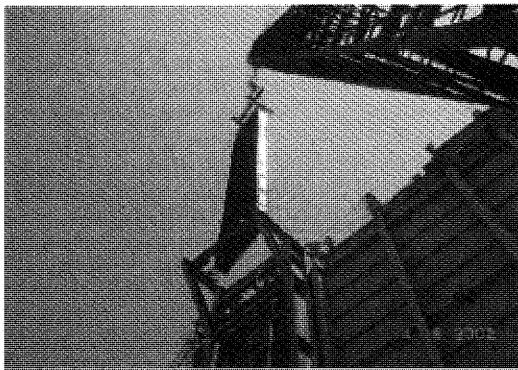


図7 据付中の中型ブロック
(上面ケーシング付き, 約80ton)

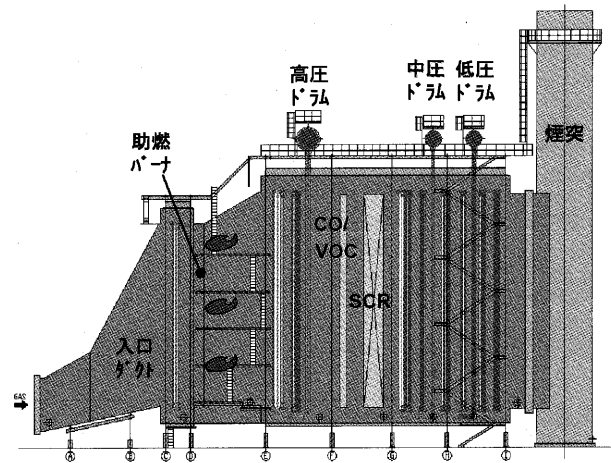


図9 助燃付き排熱回収ボイラの側面図

送や据付時の重機配置によりブロックの寸法, 重量に制約を受ける場合もあり, その場合には図6, 図7に示す中型ブロックでの輸送, 据付が採用されている。

海外の発電所においても上記の利点からブロック化のニーズが強いが, 外洋での海上輸送に加え, 貨車およびトレーラでの内陸輸送による制限を受けるケースが多い。また建設する国によっては据付に使用可能な重機の能力に制約を受ける可能性がある。そのため, 中型ブロックまたは小型パネル(図8)での輸送, 据付が一般に実施されている。

特に寸法, 重量の大きい排熱回収ボイラは, 全コストに占める輸送費, 据付費の割合が高く, 国や建設地によって輸送コストや据付単価が大きく異なってくる。したがって, プラントごとに寸法, 重量に対する制約を含めた輸送, 据付条件を明確にし, コストを含めた評価, 検討を十分に実施した上でブロック化の程度を決定することが重要である。

3. 排熱回収ボイラの技術動向

3.1 助燃バーナ付き排熱回収ボイラ

米国等のコンバインドサイクル発電設備においては, 排熱回収ボイラのダクト内に助燃バーナを設置し, 排熱

回収ボイラでの蒸気発生量を増加させ, 蒸気タービンの出力増加を可能としたものも多く見受けられる。このバーナを運用することにより, 例えば売電価格の高い電力需要のピーク時に出力を増加させる等, 電力需要への柔軟な対応が可能となる。また, コンビナート等に併設される発電所では他のプラントへの蒸気供給で付加価値を増大させるケースや BOG 等の特殊燃料を有効利用する目的で設置するケースもある。一方, 助燃バーナ設置により, 排熱回収ボイラに対しては新たに過酷な条件への対応が要求されることになる。

助燃時における良好な燃焼と効果的な蒸発量増加を行うためには, 助燃バーナ入口での排ガス流速偏差低減, 燃焼スペースの確保, 排ガス温度上昇による蒸気特性変化への対応について考慮する必要があり, 助燃バーナの設置場所が重要な因子となる。図9に典型的な助燃バーナ付き排熱回収ボイラの側面図を示す。

助燃バーナは入口ダクトの中間に設置し, その前流には高圧過熱器, 再熱器の一部が設置されている。これにより, ガスタービンの排ガスは伝熱管群により整流され, バーナ部に送られることから, 安定した燃焼状態が得ら

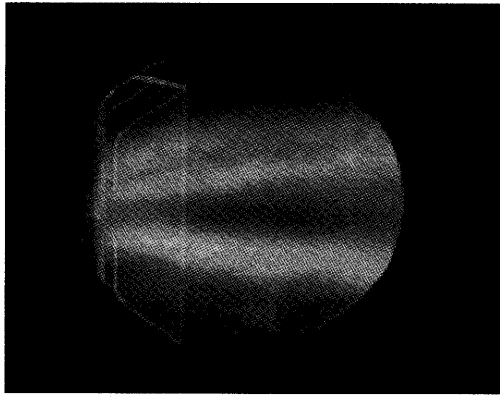


図10 燃焼試験中の助燃バーナ

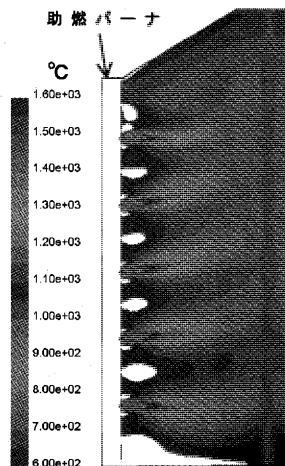


図11 助燃バーナ後流排ガス温度分布（側面図）

れる。また入口ダクトの一部をバーナ燃焼域とし必要スペースの共有化することで、排熱回収ボイラ全体の長さを短縮することが可能となる。更にバーナ前後の高圧過熱器、および再熱器を最適に配分することにより、助燃時に過大な減温水を注入することなく蒸気量を増加させることが可能となる。

助燃バーナ後流側のダクト、伝熱管群の設置にあたっては、バーナ入熱による温度上昇だけでなく火炎長さ、ガス温度分布、火炎からの輻射熱による局所的な温度上昇を考慮する必要があるため、助燃バーナの燃焼試験およびCFD (Computer Fluid Dynamics) 解析等を行っている。図10に燃焼試験中の助燃バーナ、図11にコンピュータによる助燃バーナ後流ガス温度分布のCFD解析結果を示す。これらの試験・解析結果に基づき検討を行い、ダクト内面の保温カバー材質や伝熱管仕様の選定等を行っている。

3.2 貫流式排熱回収ボイラ

コンバインドサイクル発電の更なる高効率化に対応すべく、貫流式の排熱回収ボイラが採用されはじめている。貫流式を採用するメリットとしては、厚肉の高圧ドラムが無くなり高圧化が容易となることや、高圧ドラム削除

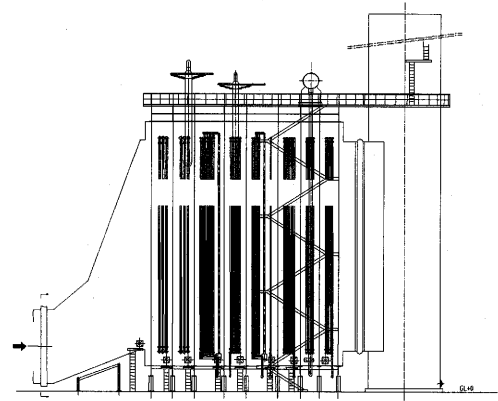


図12 貫流式排熱回収ボイラの側面図

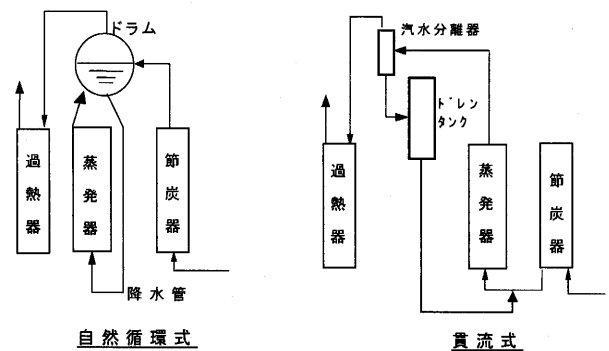


図13 自然循環式及び貫流式排熱回収ボイラの水／蒸気システム

により熱疲労を抑えるための負荷変化率制限が緩和され起動時間短縮が可能となること等が挙げられる。

図12に横型の貫流式排熱回収ボイラの側面図、図13に自然循環式及び貫流式排熱回収ボイラの水／蒸気システムを示す。自然循環式では、節炭器で加熱された給水はドラムに送られる。ドラム内の給水は自然循環により降水管を通して蒸発器に送られ、蒸発器で水／蒸気の混合流体となりドラムに戻り、ドラム内部のサイクロンセパレータ等により水と蒸気に分離された後、蒸気は過熱器へと送られる。

一方、貫流式ではドラムの代わりに汽水分離器及びドレンタンクが設置される。節炭器で加熱された給水はそのまま蒸発器に送られ、蒸発器で蒸気に変換された後、汽水分離器を経て過熱器へ送られる。この際、汽水分離器により回収された微量の水分はドレンタンクを経て蒸発器入口へ再循環される。また、起動時においては入熱量も低く給水が蒸発器内で完全に蒸気に変換することができないことから、ドレンタンクから蒸発器入口への再循環が積極的におこなわれる。

貫流式排熱回収ボイラは図14に示す英国 Cottam 発電所等で既に実用化されており、特に次世代の大容量ガスタービンと組み合わせることでコンバインドサイクルの高効率化に有効な型式として注目されている。

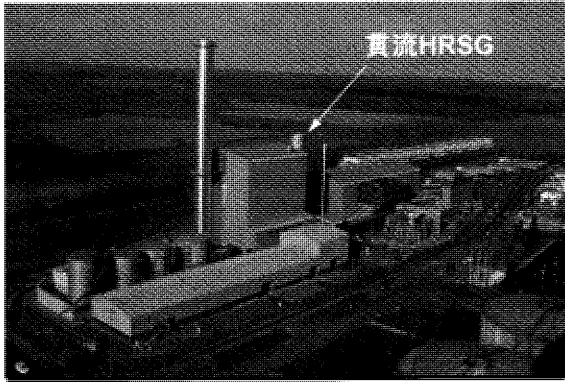


図14 Cottam 発電所 (Printed with kind permission of E.ON UK) (貫流 HRSG はパプコック日立ヨーロッパ社が納入)

4. おわりに

本稿では、特に横型の排熱回収ボイラを対象に、高効率化、大容量化に関する設計上の考慮事項や近年の技術動向について述べた。

排熱回収ボイラはコンバインドサイクル発電設備においてガスタービンサイクルと蒸気タービンサイクルとをつなぐ要の機器として、ガスタービンの高性能化、大容量化やプラントシステムの高効率化といった動きに迅速に対応することが常に求められている。さらに大型機器として、計画から据付・試運転までの工程を合理化し、かつ信頼性の高い製品を供給することが今後も要求される。

参考文献

- (1) 細井, 「特集号: 火力発電所の熱効率向上, 3.7 排熱回収ボイラ設備 (HRSG)」, 火力原子力発電技術協会誌 2003年10月号
- (2) 上廣他 3 名, 「コンバインドサイクル発電用排熱回収ボイラの新技术」, 日立評論2002年 2 月

特集：複合発電システムに必要な関連設備

中小容量ガスタービンコージェネレーション用 排熱回収ボイラ

須惠 元彦*1
SUE Motohiko

キーワード：Co-generation, evaporating pressure, HRSG outlet gas temperature, single pressure HRSG, dual pressure HRSG, 熱電可変システム, 排気再燃ボイラ

1. まえがき

ボイラは、蒸気の力により動力を取り出す機関が発明された17世紀から存在する長い歴史を持つ装置である。しかし、最近までボイラといえば、石油や石炭のような化石燃料を燃焼させて、水を蒸気に変えるものが主役であった。このために、鉄やセメント等の製造過程で発生する熱で蒸気を発生させるボイラは、廃熱ボイラ (Waste Heat Boiler) と呼ばれ、脇役の位置に置かれてきた。昨今、ガスタービンと蒸気サイクルプラント (Rankine Cycle) とを組み合わせたコンバインド発電プラントが、脚光を浴びるようになってきた。この結果、ガスタービンから排出するガスが持つ熱を回収して蒸気を発生させるボイラは、排熱回収ボイラ (Heat Recovery Steam Generator, 以降 HRSG) と称され、燃料焼きボイラと同じような地位を占めるようになってきた。さらに、産業用分野においても、電力と蒸気を供給するコージェネレーションシステム (Co-Generation System, 以降 CGS) が普及し、HRSG が広く使用されるようになってきている。

ここでは、CGS を計画する観点から HRSG に焦点を当てて、その概要を説明し、具体例として最近、川崎重工業(株)が開発した中容量高効率ガスタービン L20A 用 HRSG の設計条件を変えたときの蒸発量・伝熱面積等の変化を説明する。最後に、最近の CGS の技術動向と、それに適した HRSG として川崎重工のガスタービンプラントシステムで採用されている HRSG の概要を紹介する。

2. HRSG の概要

2.1 HRSG 内での熱交換状態

図1は、HRSG の主要要素である蒸発器とそこでの熱交換状態を示したものである。蒸発器は、大きく蒸気ドラム、水ドラムおよび蒸発管から成り立つ。蒸発管は、下降管部分と上昇管部分に分かれる。蒸気ドラムに入った水は、下降管を通して重力により水ドラムに入り、水ドラムから上昇管に入った水は、ガスによって加熱されて水

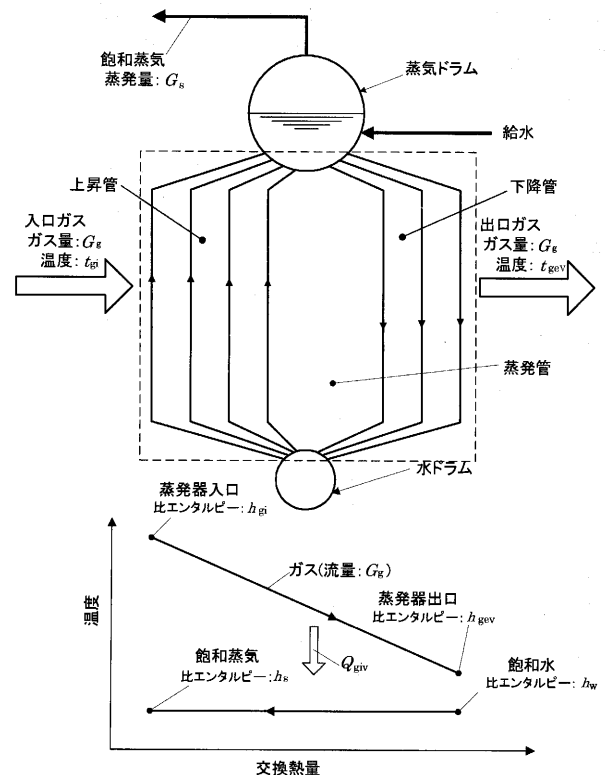


図1 蒸発器における熱交換

と蒸気の二相流体となり、最後は飽和蒸気となって蒸気ドラムに入る。このように自然の水循環により飽和蒸気を発生させる蒸発器 (ボイラ) は自然循環ボイラと呼ばれる。

排ガスが与える熱量 Q_{giv} は、蒸発器入口、出口におけるガスの比エンタルピー h_{gi} , h_{ge} の差と排ガス量 G_g との積である。一方、受熱量は、蒸発器に入った水が飽和温度の水となる熱量とこの飽和水が蒸気となる潜熱 Q_{EV} との和に等しい。もし蒸気ドラムに入る水が飽和温度 t_s の水であると仮定すれば、排ガスの授熱量 Q_{giv} は、蒸発器に入った水の潜熱に等しい。

図2は、蒸気圧力と蒸発潜熱および飽和温度の関係を表したものである。図2より、蒸気圧力つまり蒸発圧力 p_s を高くすれば、蒸発潜熱 Q_{EV} は減少することが分かる。すなわち、蒸発圧力が高い HRSG ほど蒸発器での取熱量は、少なくなる。

原稿受付 2005年7月13日

*1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター
発電プロジェクト部
〒676-8666 明石市川崎町1-1

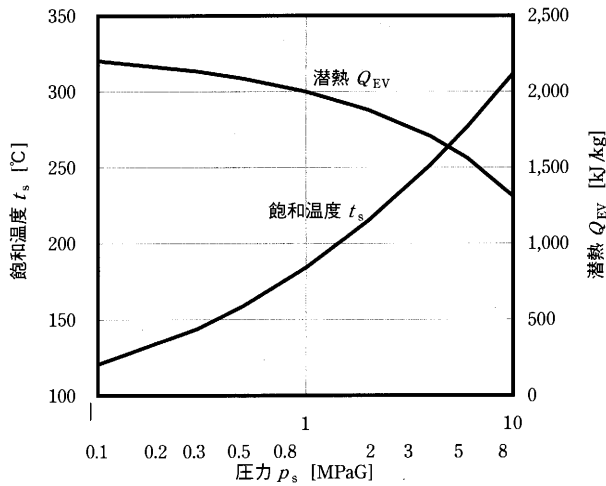


図2 圧力-飽和温度・潜熱

蒸発器入口ガス温度、出口ガス温度を、それぞれ、 t_{gi} 、 t_{gev} としてガス入口、出口における定圧比熱の平均を c_{pm} とすれば、ガス授熱量は、次式で表される。

$$Q_{giv} = G_g c_{pm} (t_{gi} - t_{gev}) \quad (1)$$

もし、蒸発器出口ガス温度 t_{gev} が、蒸発温度 t_s より 10°C 高いと仮定すれば、蒸発圧力 p_s ; 1.0MPaG のとき、 t_{gev} ; 184°C 、 p_s ; 2.0MPaG のとき、 t_{gev} ; 215°C 、 p_s ; 6.0MPaG のとき、 t_{gev} ; 277°C と蒸発圧力 p_s の上昇につれて出口ガス温度 t_{gev} も高くなる。

蒸発器に入る給水温度を飽和温度 t_s まで高め、HRSG 出口ガス温度を下げるために設けられるものが、節炭器 (エコマイザ) である。

節炭器内の熱交換状態を表したものが図3である。節炭器内では、ガスは、水に熱を与えることにより温度は、 t_{gev} から t_{gex} に下がり、一方、給水は熱を受けて温度 t_{wi} から t_{we} になる。このように被加熱流体温度 (ここでは、給水温度) が、変化する熱交換器では、被加熱流体流量が減少すれば、熱交換器出口給水温度 t_{we} が高くなる特性を持つ。

いま、給水流量 : G_{w0} のとき、節炭器出口給水温度 t_{we} が蒸発圧力 p_s の飽和温度 t_s となるように、すなわち $t_{we} = t_s$ に節炭器を設計したとする。もし、給水量 G_w が、 G_{w0} より減少した場合、出口給水温度 t_{we} は、飽和温度 t_s より高くなる ($t_{we} > t_s$)。この結果、節炭器出口付近の管内給水温度は、飽和温度より高くなり、給水は蒸発し始める。このように蒸発が生じる (スチーミングが生じる) と、管内の流体体積が著しく大きくなり (例えば、 3.0MPaG の飽和蒸気と飽和水の体積比 ; 約 50)、節炭器内で給水の流が停滞する (ブロッキングと称する)。このようなブロッキングの発生を防ぐために、設計点では通常、節炭器出口の給水温度 t_{we} を飽和温度 t_s 以下にする。この t_s と t_{we} との温度差をアプローチポイント温度差 $\Delta t_A (=t_s - t_{we})$ と呼び、蒸発量に影響を与える大きなファクターとなる。

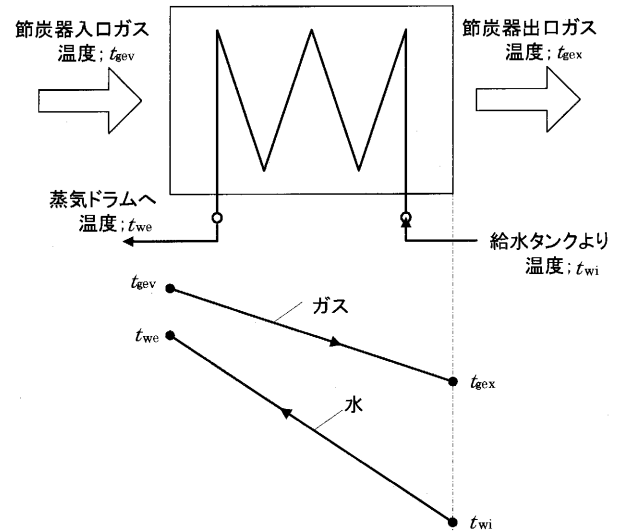


図3 節炭器内の熱交換状態

また、加熱流体温度は、被加熱流体温度よりも、常に高い値である。すなわち、蒸発器出口においては、ガス温度 t_{gev} は蒸発温度 t_s よりも高い。このように熱交換器内における加熱流体と被加熱流体との最小温度差をピンチポイント温度差 Δt_p と称する。ガスタービン排ガスを回収する HRSG では、蒸発圧力 ; 1.0MPaG 程度以下の低圧のものを除き、通常、蒸発器出口ガス温度 t_{gev} と蒸発器の蒸発温度 t_s との差が、最小となる。

上記は、飽和蒸気を発生させる HRSG であるが、発生した蒸気をタービンに供給するコンバインド発電プラントの HRSG では、一般に蒸発器のガス上流側に過熱器 (スーパーヒータ) を設けて過熱蒸気を発生させる。

2.2 蒸気圧力・温度と蒸発量の関係

ボイラと蒸気タービンから構成される汽力発電プラントの熱効率 η_{th} は、ボイラ効率 η_B と蒸気タービンサイクル効率 η_{SC} との積¹⁾であり、蒸気タービン入口 (ボイラ出口) の蒸気圧力、温度を高くするほど η_{SC} は、向上することがよく知られている。化石燃料を燃焼するボイラを用いたプラントでは、 η_{SC} と η_B とは、それぞれ独立して検討してもさしつかえはない。しかし、コンバインド発電プラントでは、蒸気タービンサイクル効率 η_{SC} を高めるために、蒸気タービン入口 (ボイラ出口) の蒸気圧力・温度を高くすれば、ボイラ効率 η_B (HRSG 熱回収率) は低くなる。

図4は、L20A の排ガスを回収する HRSG において、過熱器出口蒸気圧力 p_{SH} および温度 t_{SH} を変化させたときの蒸発量 G_s と節炭器出口ガス温度 t_{ge} の関係を示したものである。図4より p_{SH} 、 t_{SH} が高くなれば蒸発量は減少し、節炭器出口ガス温度 t_{ge} は高くなるのが分かる。いま、HRSG 熱回収率 η_{HR} を次式のように定義する。

$$\eta_{HR} = (h_{gi} - h_{ge}) / h_{gi} \quad (2)$$

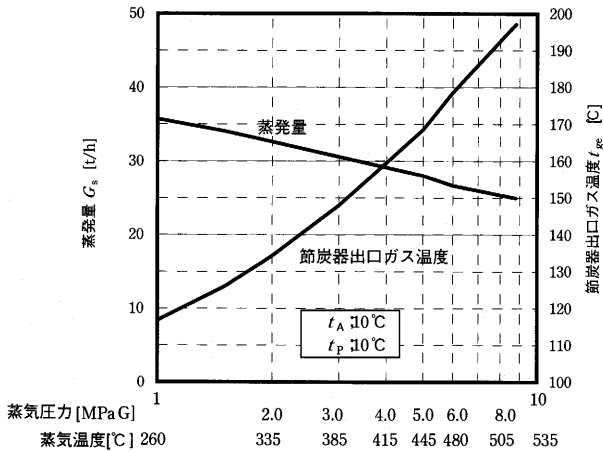


図4 蒸気圧力-蒸発量・出口ガス温度

ここに、 h_{gi} , h_{ge} : それぞれ, HRSG 入口, 出口におけるガスの比エンタルピー [kJ/kg]

L20A の排ガスを例にとると,

p_{SH} ; 3.0MPaG, t_{SH} ; 385°C の場合, $\eta_{HR} = 77.0\%$
 p_{SH} ; 6.0MPaG, t_{SH} ; 480°C の場合, $\eta_{HR} = 71.2\%$
 のように, 蒸気圧力を 3.0MPaG から 6.0MPaG に上げることで, 熱回収率 η_{HR} は, 相対比で約 10% 低くなる。このことから蒸気タービンサイクル効率 η_{SC} は, p_{SH} , t_{SH} を上げることで向上するが, ボイラでの熱回収率 η_{HR} が低くなるので, コンバインド発電システムでは, ある蒸発圧力で, $\eta_{HR} \cdot \eta_{SC}$ の値は最大になることが予想される⁽²⁾。

2.3 複圧式 HRSG

コンバインド発電プラントにおける蒸気プラント (ボトムングプラント) の効率を向上するには, HRSG 出口の蒸気圧力, 温度を上げるのみならず, η_{HR} を大きくする必要がある。その方法として, 図 5 に示すように, ガス下流側に低圧蒸発器を設け, ガスタービン排ガスの熱をさらに低温まで回収する複圧式 HRSG が採用される。最近の事業用コンバインド発電プラントでは, 高圧, 中圧, 低圧の蒸発器を設けた 3 圧 HRSG を採用し, 排ガス温度 t_{ge} ; 約 90°C まで熱を回収している。

図 6 は, カワサキガスタービン L20A の排ガス (温度

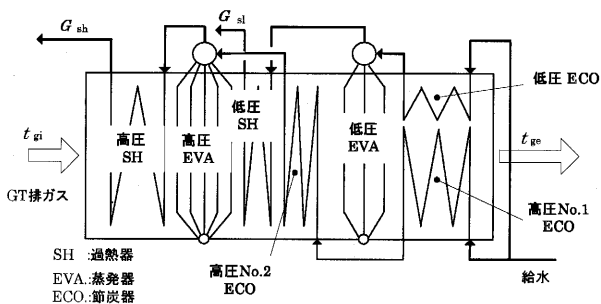


図5 複圧式 HRSG の例

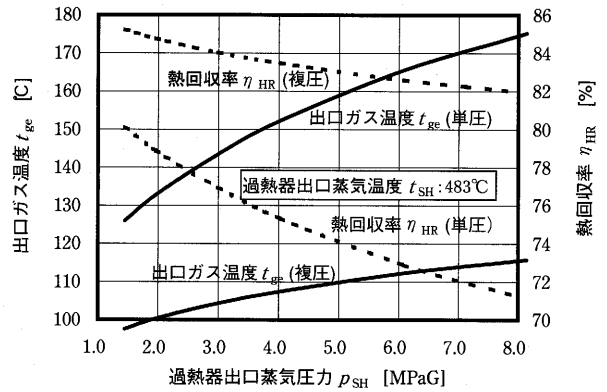


図6 単圧・複圧 HRSG の比較

; 540°C) を回収する HRSG 節炭器出口ガス温度 t_{ge} および式(2)で定義した熱回収効率 η_{HR} の値を過熱器出口蒸気圧力 p_{SH} に対して表したものである。実線: 出口ガス温度, 破線: 熱回収率である。複圧にすることにより出口ガス温度 t_{ge} は, 166°C から 112°C へと低下し, 熱回収率 η_{HR} は, 73% から 83% に (いずれも, 圧力; 6.0MPaG の場合) と大きく向上することが分かる。蒸気圧力が高いほど, 複圧にする効果は大きくなる。

3. L20A 用 HRSG の具体的検討例

図 7 および図 8 は, それぞれ, 下記の条件における蒸発量 G_s および伝熱面積 A の変化を表したものである。

- 過熱器出口蒸気圧力; 3.0MPaG, 同温度; 483°C 一定
- 図 7: ピンチポイント温度差 Δt_p ; 10°C 一定でアプローチポイント温度差 Δt_A ; 0°C ~ 40°C に変化させた場合
- 図 8: アプローチポイント温度差 Δt_A ; 10°C 一定でピンチポイント温度差 Δt_p ; 5°C ~ 40°C に変化させた場合

蒸発量 G_s は, Δt_A または Δt_p の増加に対してほとんど直線的に, また, 伝熱面積 A は双曲線的に減少することが両図から分かる。

ここで, ピンチポイント温度差 Δt_p ; 0 とすることは, 理論上できないが, Δt_A ; 0 とすることは可能である。図 7 から分かるように, Δt_A ; 40°C の場合と Δt_A ; 0°C の場合とを比較すると, 後者では約 2t/h 蒸発量が増加する。上記に示した過熱器出口蒸気条件の場合, 蒸気量; 2t/h の増加により, 蒸気タービン出力は, 約 500kW 大きくなる。一方, 伝熱面積は, 約 3,000m² の増加となり, 発電設備の建設費は大きくなる。アプローチポイント温度差, ピンチポイント温度差をどのように選定するかは, コンバインド発電プラントの稼働時間, 燃料単価, 電力単価等を考慮して決める必要がある。

Δt_A ; 0 としたときのスチーミングを防止する方法としてよく採用されるのは, 節炭器出口の給水系統に蒸発器ドラムの水位制御弁を設け, 節炭器通過給水の圧力を飽和圧力以上に加圧する方法である。

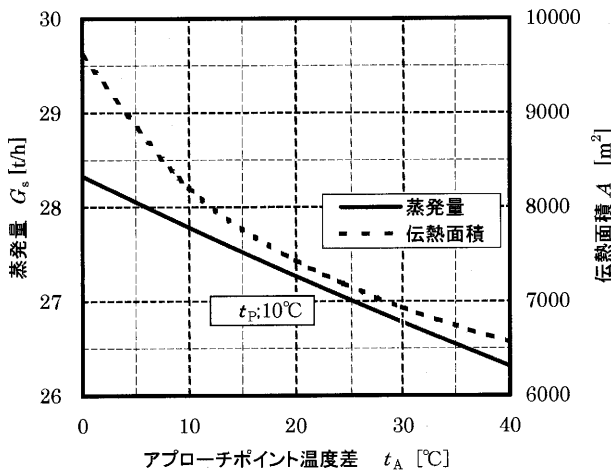


図7 アプローチポイント温度差による変化

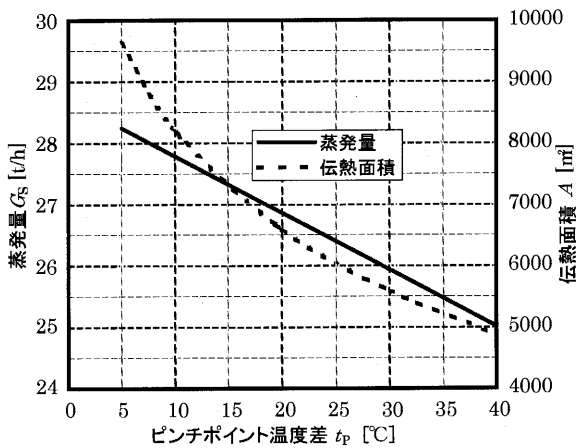


図8 ピンチポイント温度差による変化

4. CGSの技術動向

4.1 最近のCGSに対する要求

省エネルギー化の促進に伴う使用蒸気量の削減，空調機器，OA機器の普及等による電力需要の増加から，蒸気需要と電力需要の割合は小さくなってきた。すなわち，熱電比率は小さい方に移行してきている。さらに，熱電比率は，季節，平日と休日，時間帯により変動するために，これに対応するシステムの要求が増えてきた。すなわち，CGSの最近の動向は，熱電比可変システムの要求と従来のCGSよりも大きな電力が取り出せるシステム（熱電比が小さいシステム）の要求が多くなってきた。

従来，ガスタービンを用いたCGSは，ガスタービン容量があまり大きくなかったこと，システムが簡単になること等から，ガスタービンの排ガスを単圧式HRSGで回収し，発生した飽和蒸気をプロセスに送るシステムが大半であった。しかし，このようなCGSでは，ガスタービン負荷と発生蒸気量とが比例し，熱電比を変えるには，下記のような対応が必要となる。

- (i) HRSGの入口に設けたダンパーの操作により，HRSGに入るガスタービン排ガス量を大気に放出

して調整する。

- (ii) 送気蒸気管の途中に大気放出弁を設け，余剰の蒸気を大気に放出する。
- (iii) HRSGの入口にバーナーを設け，この燃料量を調整することにより発生蒸気量を調整する。

しかし，上記の方法のいずれもは，エネルギーのロス招くシステムである。できる限りエネルギーロスを減らし，熱電比の低下，熱電比可変の要求に対応するシステムの一つが蒸気タービンと組み合わせたコンバインド型CGSであり，もう一つが蒸気噴射型ガスタービンシステムである⁽³⁾。

4.2 コージェネレーション用HRSG

4.2.1 コンバインド型CGS用HRSG

川崎重工(株)は，自社開発のガスタービンと組み合わせたコンバインド型CGS (PUCSシリーズ)，蒸気噴射型ガスタービン (PUC60PLUSまたはPUC70PLUS) をシリーズ化している。

以下に2004年春に納入したL20Aを用いたコンバインド型CGS用HRSGの概要を紹介する。

当HRSGの仕様および伝熱面の配列は，図9に示すとおりであり，数値は設計点の値である。ガスタービン排ガスは，HRSG下部から上方に流れる，いわゆる縦型複圧ボイラである。蒸気管は，高圧，中圧ともに少し傾斜をもたした自然循環形式である。通常，CGSで要求される送気の蒸気圧力は，1.0~1.2MPaG程度であることが多い。本プラントの要求蒸気使用サイド端での蒸気

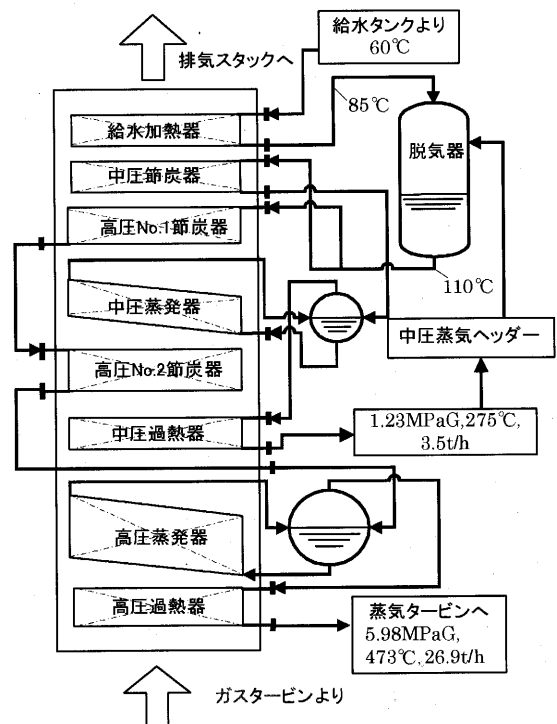


図9 HRSG伝熱面配列

圧力 p_P は、1.15MPaG であり、送気ラインの圧力降下を考慮して、HRSG 中圧蒸気圧；1.23MPaG とした。この蒸気は、蒸気ヘッダーに送られ、そこで蒸気タービンからの抽気蒸気と合流して需要先に送気している。

最近の事業用火力コンバインド発電プラントでは、2.3項に述べたように HRSG の排ガス温度を90℃程度まで下げて熱回収率の向上を図っている。このために、真空脱気器を採用するか、起動時のみ給水を脱気する目的の起動脱気器方式を採用することが多い。

しかし、コンバインド型 CGS では、送気した蒸気が復水となり、溶存酸素量の高い状態で発電プラントに戻ってくる。このために加熱式脱気器を採用することとした。通常、汽力発電プラントでは蒸気タービンの抽気蒸気を脱気器加熱に用いる。しかし、本プラントのようなシステムでは、送気蒸気量の変動により抽気点の圧力が大きく変化し、脱気器々内圧力（通常、0.02MPaG 程度）以下になることがある。したがって、若干のエネルギーロスが生じるが、加熱用蒸気は、中圧蒸気ヘッダーから減圧した蒸気を用いた。

さらに HRSG の熱回収率を向上させるために脱気器の下流に給水加熱器を設置している。給水加熱器へは、給水タンクからの水が送られ、給水タンクには蒸気タービンからの復水と送気した蒸気の復水が入る。このため、蒸気需要側から戻る復水量・温度により加熱器に入る給水温度は大きく変動し、発電用コンバインド発電プラントのように一定ではない。給水入口温度が高くなれば給水出口温度も高くなる。コンバインド型 CGS の場合、送気蒸気の復水の変動幅（流量、温度）を考慮し、脱気器内で給水を脱気するための必要な温度上昇幅（通常25～30℃程度）が採れるような設計が必要である。

4.2.2 排気再燃型 HRSG

最後に、川崎重工業㈱が開発した高効率ガスタービン M7A-02 を用いた CGS に採用した排ガス再燃型ボイラの例を紹介する。

ボイラの仕様は、表1に示すとおりである。

ボイラの伝熱面配列は、ガス上流より、前面に排気再燃バーナーを有し、かつ放射水冷壁をもつ蒸発器、過熱器、対流伝熱蒸発器、節炭器、給水加熱器の順番である。

M7A-02 のみの排ガスで発生する蒸気量は、約15t/時であるので、ガス再燃により約3倍の蒸気を発生させたこととなる。このように、蒸気デマンドが多い CGS では、助燃バーナーや、再燃バーナーを用いて排ガスを加熱し、蒸気量を増やす方法が採用されることがある。しかし、燃料を追加して排ガス温度を上げていくことは、本来のガスタービンコージェネレーションから離れ、ボイラと蒸気タービンとを組み合わせた CGS に近づいていくことを意味する。このとき、発生蒸気量（送気蒸気量）が増加し、我が国でよく使われる総合熱効率が高くなり、一見このシステムの効率が向上したように見える。

表1 排気再燃型ボイラ概略仕様

ボイラ形式	排気再燃式自然循環ボイラ
台数	3基
過熱器出口蒸気圧力	4.15 MPaG
蒸気温度	455 ℃
蒸気流量	8.33 t/h/1 缶
蒸発器出口圧力	4.3 MPaG
蒸気流量	43.33 t/h/1 缶
給水入口温度	56℃
節炭器入口給水温度	105℃
ガスタービン排ガス温度	516℃
流量	75,200m ³ N/h/1 缶
ガスタービン燃料量	1,880m ³ N/h/1 缶
再燃バーナー台数	2/1 缶
バーナー燃料量	1,730m ³ N/h/1 缶
再燃後ガス温度	1,055℃

本来、熱機関の効率とは、「熱機関に投入された熱量に対する外部に有効に取り出された仕事の割合」である。熱力学第二法則にいうように「熱と仕事は、異なる性質のもの」であり、このような性質が異なるものを加算する場合、エクセルギーで等価にする必要がある⁽⁴⁾。CGS においては、要求される送電出力、送気蒸気量のバランスをよく考え得る限り再燃用燃料を減らす、つまり再燃後のガス温度をできるだけ上げないシステムが効率のよいシステムであるといえる。

5. あとがき

数 MW のガスタービンを用いたコージェネレーションは、ほとんどが1.0MPaG～2.0MPaG の飽和蒸気を送気するものであり、量的にも10t 程度以下のものである。したがって、熱需要を満足するには、他にボイラがあるか、他のシステムから供給された蒸気と合流するものが多い。このために、HRSG は、ガスタービンに比べて補助的な立場におかれてきた。しかし、CGS に使用されるガスタービンも大きくなり、ここで紹介したようなコンバインド型 CGS の場合、発生蒸気量の蒸気タービン出力に与える影響も大きくなり、HRSG システムを構成する重要な装置となる。CGS の効率を上げるには、ガスタービン性能向上は、不可欠であるが、適切な HRSG を計画することは、発電プラントを計画する者にとって非常に大事なことでもある。

参考文献

1. 石谷清幹他、蒸気工学演習、(昭44)、p53、コロナ社
2. 須惠元彦他、日本ガスタービン学会誌、29-6、(2001-11)、p.29
3. 藤井照重編著、須惠元彦他著、コージェネレーションの基礎と応用(2003)、p183、コロナ社
4. 須惠元彦、日本ガスタービン学会誌、27-4、(1999-7)

特集：複合発電システムに必要な関連設備

大容量ガスタービン複合発電プラント用蒸気タービン —コンバインドサイクル用単車室蒸気タービンの特徴—

樽谷 佳洋*1

TARUTANI Yoshihiro

キーワード：蒸気タービン，単車室，高低圧一体，SRT，溶接ロータ，リーフシール，ACC

1. まえがき

近年、エネルギー資源の節約とCO₂排出抑制に代表される環境問題の高まりから、火力発電設備に対して、従来以上に増して高効率化及び建設費低減の要求が高まっている。コンバインドサイクル発電プラントに適用する蒸気タービンについても、蒸気条件の高温・高圧化によるプラント熱効率の向上、長大な低圧最終翼の採用によるユニット容量の増大と構成車室数の低減等の努力が推進されてきた。

このような一般的すう勢の中で、複合発電プラントに対して単車室型蒸気タービンの大容量化、高性能化が積極的に進められてきており、従来は高圧側、低圧側の2車室に分割した高低圧分離型が採用されていた領域である再熱型250MW級においても、単車室蒸気タービンの適用が可能となっている(図1)。単車室タービンを採用した場合、蒸気タービン本体がコンパクトになることはもちろんのこと、タービン建屋の大きさも縮小でき、プラント建設費削減並びに工期短縮などに少なからず効果がある。また、蒸気タービン開放点検時間及び予備品数が2車室の場合と比較して少なく済むので、保守管理上も経済的に有利である。

大型単車室タービンの実現は、それを支える構造設計技術と材料技術双方の向上を図ることにより初めて可能となる。以下の章では、コンバインドサイクル向け単車室蒸気タービンの構造的特徴及びロータ材の開発と、最

新技術動向について示す。

2. 単車室蒸気タービンの型式

単車室蒸気タービンの型式としては、次のような条件で区分できる。

2.1 蒸気条件(再熱/非再熱)

サイクル効率の高い再熱サイクルは、近年コンバインドサイクルにも広く適用されている。従来は、小容量の再熱ユニットにおいても高圧と中圧が一体型の高圧タービンと、複流の低圧タービンを結合した2車室型が主に適用されていたが、再熱プラント向けの単車室蒸気タービンとして単車室再熱タービン(SRT: Single-cylinder Reheat Turbine)が開発され、1996年以降適用されている。SRTの適用により、2車室型に比べて据付面積の低減、据付期間の短期化、運転操作と保守の簡易化、定検期間の短縮が図れる。

2.2 排気方向(軸流排気/下方排気)

単車室タービンでは、復水器を蒸気タービンの排気端に設置することで低圧タービンから軸流方向に排気する軸流排気式が適用できる。軸流排気の適用により、従来型の下方排気に比べて排気の曲がりによる圧力損失がなくなり、排気損失が大幅に低減される。また、復水器を蒸気タービンの下部に設置する下方排気に比べて、復水器を同一フロアに設置できる軸流排気では、タービン室の低床化が可能となり建屋高さも抑えることができる。

2.3 最終段翼長

低圧最終翼として振動特性に優れたISB(Integral Shroud Blade)を開発し標準化している。蒸気タービンのユニット出力の大容量化及び車室数低減に伴い低圧最終翼の長翼化を推進し、50Hz向けはスチール製48インチISB、60Hz向けにはチタン製45インチISBを開発し実用化している。これにより、SRTはユニット出力250MW級まで適用可能となる。

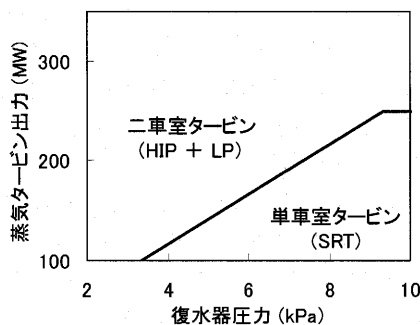


図1 単車室タービンの適用範囲

原稿受付 2005年7月19日

*1 三菱重工業(株) 高砂製作所
タービン技術部タービン計画・推進グループ
〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

3. 単車室蒸気タービン用ロータ材

単車室蒸気タービンの大容量化に伴ってロータ径が大

径化されたことにより、高低圧一体型蒸気タービン向けのロータ材として、高圧側には従来の高圧ロータ材であるCrMoV鋼と同等の高温強度を有し、低圧側には常温強度と靱性を有する材料の開発を実施した。

また、近年は蒸気条件の高温化により、高圧タービン入口部分には高Cr鋼の適用が必要とされる場合があるが、高Cr鋼の適用を高温の入口部のみに限定し、それぞれの部位に適した材料特性を得られる溶接ロータを開発、実用化している。

3.1 高低圧一体型ロータ材

1992年に運転を開始した最終段に40インチ翼を適用した大型の単車室タービンを開発しているが、この大型の単車室タービンの実現に当たり高低圧一体型ロータ材の開発を行った。

3.1.1 合金組成

高低圧一体型蒸気タービンロータ材の開発にあたり、高圧側の開発目標は従来の高圧ロータ材であるCrMoV鋼と同一レベルとし、一方、低圧側の開発目標は最大径2000mmのロータ径の中心において、常温の0.2%耐力が686N/mm²(70kgf/mm²)以上、かつFATT(Vノッチシャルピー衝撃試験片の破面の脆性破面率が50%になる温度)が+80℃以下とした。

ベースとする低合金鋼としては、一般的に高圧用に使用するCrMoV鋼と、低圧用の3.5NiCrMoV鋼があるが、低圧用のNiの高い低合金鋼では、常温強度と靱性は比較的優れているが、高温強度をCrMoV鋼と同一レベルに向上させることは難しいことから、合金組成は高圧用ロータ材であるCrMoV鋼をベースに低圧側の常温強度と靱性を向上するように改良した。蒸気タービンロータのように大型鍛造品においては、常温強度と靱性向上のためにはロータを均一に焼入れし、均一なベイナイト組織として靱性を確保する必要がある。低合金鋼の焼入れ性を向上させる合金元素としてCr及びMoなどがあるが、FATTとCr含有量の影響検討の結果、Cr量を従来の高圧ロータ材CrMoV鋼より約2倍に増加させることで靱性の向上を図った。

3.1.2 実機ロータ製作実績

2¼CrMoV鋼を用いて製作した最大径1950mmの実機ロータの化学組成を表1に示す。本ロータの鋼塊重量は約140t、打上げ重量は約88tである。調質に際しては高圧側は高温強度を重視して焼入れ温度を955℃とし、耐力は588~686N/mm²(60~70kgf/mm²)を目標として焼戻し温度を660℃とした。また低圧側は靱性を重視して結晶粒が大きくならないように焼入れ温度を900℃とし、耐

表1 高低圧一体型ロータ材の化学成分

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
0.25	0.06	0.79	0.007	0.001	0.84	2.31	1.14	0.23

力686N/mm²(70kgf/mm²)以上を目標として焼戻し温度を625℃とした。このように低圧側と高圧側とは焼入れ・焼戻し温度の異なる傾斜焼入れ・焼戻しを行っている。

本ロータについて高圧側と低圧側の各位置における常温引張性質及び衝撃性質を調べた結果を図2に示す。低圧側の0.2%耐力は706N/mm²(72kgf/mm²)、FATTは-36~+14℃であり、高圧側の0.2%耐力は667N/mm²(68kgf/cm²)、FATTは+48℃であった。また、高圧側のクリープ破断性質も従来の高圧ロータ材CrMoV鋼のそれと同一レベルであり、良好な結果を得ている。

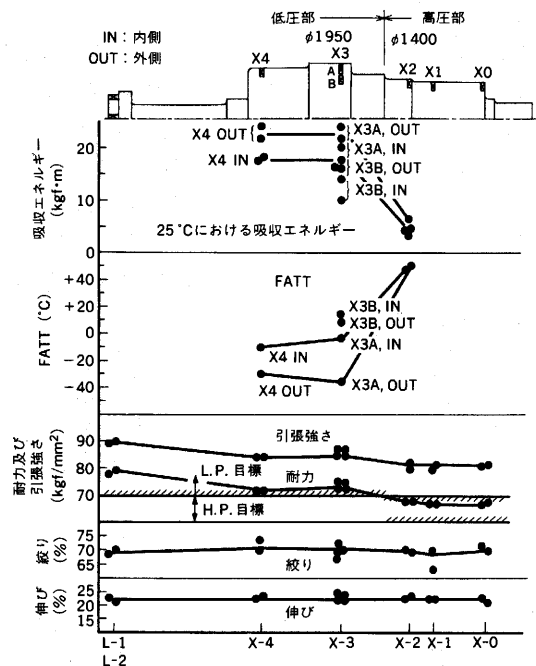


図2 最大径1950mmの高低圧一体ロータの機械的性質

3.2 溶接ロータ

蒸気タービンプラント用ロータ材には、12%Cr鋼や低合金鋼が用いられるが、高温強度が必要となる高低圧一体型蒸気タービンでは高温側の材料(12%Cr鋼)による一体鍛造ロータを用いることが多い。12%Cr鋼は高温強度は優れているため高圧側に使用されるが、中圧、低圧部には12%Cr鋼より靱性の優れた低合金鋼の採用が望ましい。このため、12%Cr鋼と低合金鋼との異材溶接技術を開発し異鋼種溶接ロータの製造を可能にした。

3.2.1 溶接ロータの構造

溶接ロータでは使用温度域に最適の材料を採用でき、高低圧ロータの場合、高温強度の必要な高温域には12%Cr鋼を、靱性が必要な低温域には3.5NiCrMoV鋼を採用することによってロータ全体の信頼性が向上する。(図3)

一体型ロータは中実又は小径ボア構造であるが、溶接ロータの溶接継手は強度上必要な肉厚があればよく、内部を大径ボア構造にすることができる。蒸気タービンの稼働率向上のためには急速起動が必要であるが、一体型ロータはロータ内部に温度差を生じ、熱応力が大きくなりす

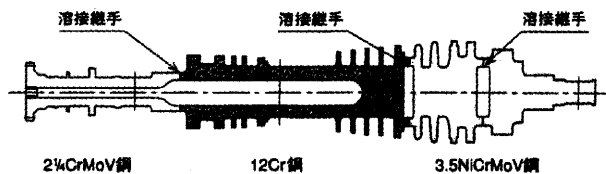


図3 溶接ロータの構成

ぎることから急速起動には適さない。しかし、溶接ロータでは中空部を大きくした大型ボア構造が可能で、発生する熱応力を低減できるため、急速起動を行える利点がある。

3.2.2 ロータの溶接

12% Cr 鋼と低合金鋼とでは焼戻し軟化抵抗が大きく異なり、異鋼種溶接継手の場合、1回の溶接後熱処理で両者の熱影響部の性能を同時に回復するのは困難である。したがって12% Cr 鋼側に適切な中間材を肉盛溶接した状態で、12% Cr 鋼側の熱影響部に適した条件の1次溶接後処理を行って、まず12% Cr 鋼側の熱影響部の性能を回復し、その後低合金鋼との溶接を行い、次いで低合金鋼側に適した条件でロータ全体に対して2次の溶接後熱処理を実施している。ロータの変形を防止するため溶接後熱処理はロータを立てた状態で実施する。

中間材には、1次及び2次の溶接後処理を経過した後に低合金鋼の強度を確保できる材料として9% Cr 鋼を用いている。継手の溶接には異鋼種溶接継手の場合、2 1/4 CrMoV 鋼溶接材料を用い、3.5NiCrMoV 鋼共材溶接継手の場合は、母材に類似の3.5NiCrMoV 鋼溶接材料を用いている。溶接方法には肉盛溶接、継手溶接共TIG溶接を用いている。

3.2.3 機械的性質

それぞれの溶接継手の引張特性（0.2%耐力）及び衝撃特性（室温での衝撃吸収エネルギー及び50%破面遷移温度）は、いずれも同系母材と同等以上であり、ロータの基準を満足する良好な結果を得た。衝撃特性については、経年変化を想定して使用温度上限における脆化傾向を調べたが、溶接部の衝撃特性は保持時間にかかわらず母材と同等以上であり十分安定していることを確認した。

溶接継手の疲労強度は、軸荷重の高サイクル疲労試験と実際の継手形状に合わせた試験片の低サイクル疲労試験により調べた。その結果、いずれの溶接継手共母材と同等でロータの要求基準を満足した。ロータの溶接継手は、袋閉じ構造であるため表面側は機械加工により応力集中を生じないように平滑にできるが、内面側は溶接のまま使用することになる。溶接継手の疲労強度の信頼性を確保するため、内面側に突起を設け内面側に発生する応力を低減した。その結果、疲労試験での破壊は内面側の突起の立ち上がり部（母材部）であり、溶接部では破壊しないことが確かめられた。また、人工欠陥の影響も調べたが、ロータの使用性能上問題ないことを確認した。

3.2.4 溶接継手の組織及び硬さ

いずれの溶接継手部も溶接欠陥は認められず、溶接金

属、熱影響部共に細粒組織で母材より結晶粒は細かく、再熱割れの原因となる粗粒域は認められなかった。また、母材、溶接金属共Vを添加してCを固定しているためフェライト層の生成はなかった。

異鋼種溶接継手の硬さは12% Cr 鋼側の熱影響部が最も高くなる傾向にあるが、応力腐食割れで問題となるレベルに比べると十分低く、かつ異鋼種溶接継手の位置は200℃以上の応力腐食割れが問題にならない乾き域にあることから、硬さ分布も良好と判断された。

4. 高効率化新技術

最新の三次元多段粘性流動解析技術及び非定常流れ場解析技術を駆使し、高効率化を図った次世代高性能反動翼、衝動翼及び低圧最終翼群を開発した。また、グランド部や翼先端からの蒸気リークの大巾な低減によりタービンの効率向上を可能にする次世代高性能シール（リーフシール）を開発した。さらに、これらの新技術に加え、他の最新の高性能化技術や運用性向上技術を採用した高性能新形蒸気タービンを開発し、三菱重工工業㈱高砂製作所内の実証発電設備（T地点）向けタービンを新規製作して既設機と換装し、性能・信頼性の検証を行った。

4.1 高性能新形蒸気タービンの概要

次世代高性能翼や次世代高性能シールは、中小型機からコンバインドサイクル用蒸気タービン、通常火力用大型機に至るあらゆるタービンへ適用可能である。初号機として、T地点実証発電設備用に、これら新技術をすべて適用して開発・製作した高性能新形蒸気タービンを図4に示す。本タービンは定格出力105MWの単車室再熱式蒸気タービン（SRT）である。高圧前方翼列は衝動段、高圧後方と中圧の翼列は反動段であり、衝動段、反動段のいずれにも新開発の次世代高性能翼を採用し高性能化を図っている。低圧翼列は3600rpm—36インチ最終翼群であり、最新の流動解析技術に基づいた翼型設計、フローパス設計により開発されている。また、リーフシールを高圧排気とグランド間のシール部へ適用してリーク蒸気を低減するとともに、高中圧翼列の動翼外周へも適用し翼列性能の向上を図っている。

これらのキーテクノロジーに加え、高性能新形蒸気タービンには、高性能化あるいは運用性向上につながる各種技術も採用している。例として、主蒸気入口部のノズル室はスクロール構造として周方向流れ均一化及び圧力損失低減を図り、高圧排気部、中圧入口部についても数値流体解析に基づき圧力損失の少ない形状としている。また、高圧～中圧間のシール部には、ACC（Active Clearance Control）技術を適用し、可動式のシールセグメントによりタービン停止時・起動停止動作中はクリアランスを大きく保ち、通常の負荷運転時にはクリアランスを狭めることによりシール性能を向上させている。さらに、起動時熱応力低減のためにロータを中空構造とした溶接ロータ（異鋼種溶接）を採用し、急速起動等の運用性を向上させている。

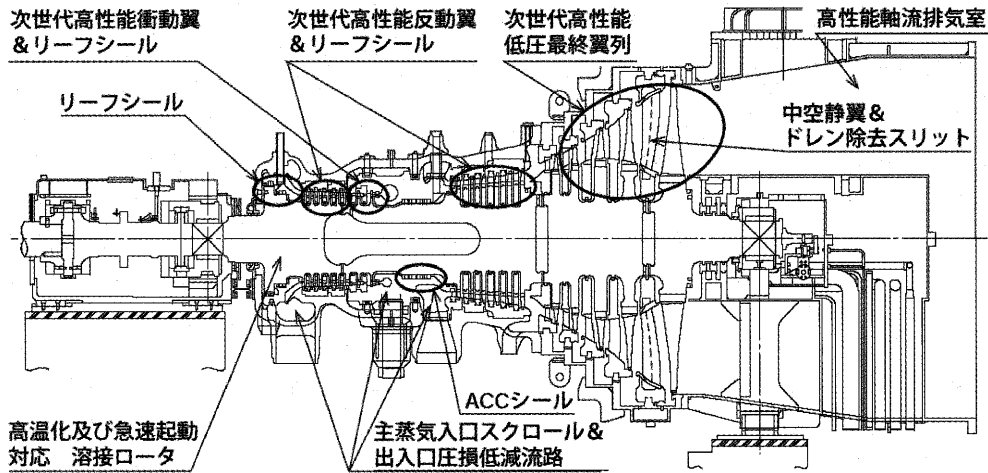


図4 高性能新形蒸気タービン (T地点向け単車室再熱タービン)



静翼 動翼

図5 非定常流動解析例

4.2 次世代新技術

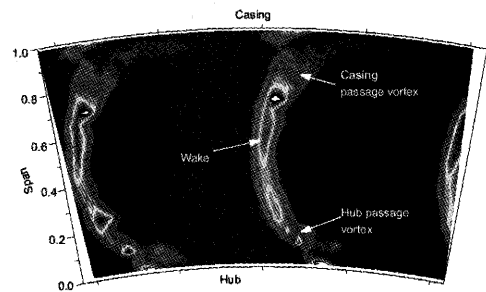
4.2.1 次世代高性能衝動翼

T地点高性能新形蒸気タービンの高圧翼列上流段に採用した衝動段動翼には、非定常損失を低減する新型プロファイルを適用した。非定常流動解析技術を駆使し、従来用いられてきた動翼の非定常損失発生メカニズムが明らかとなった (図5参照)。新型プロファイルは、動静翼干渉によるこの非定常損失の発生に着目し、プロファイルの最適化設計により非定常的な損失低減を図り、空気タービン試験によって飛躍的な性能向上が確認された。

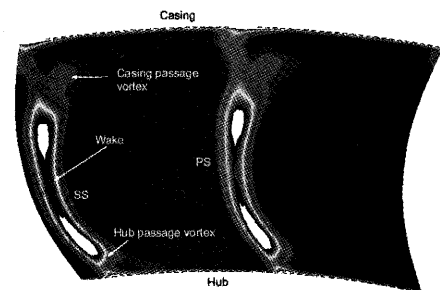
4.2.2 次世代高性能反動翼

当社では従来から、粘性を考慮した多段三次元流動解析と、空気タービンによる検証を行うことで、常に予測効率、内部流動の予測精度向上に弛まぬ努力をしてきた。最近では、従来の定常解析手法に加え、図6に示すような損失発生メカニズムを更に高精度に予測可能な非定常流動解析手法を確立し、これらを用いて次世代高性能反動翼を開発した。

従来翼のフローパターンに対し、反動度、プロファイルの三次元スタッピング分布の最適化を図っており、更なる2次流れ渦の抑制と、かつ、内外壁面にその領域を寄せることで、動翼2次流れ損失を低減させている。また非定常損失に関しては、次世代高性能衝動翼と同様、



(a) 高応答プローブによる損失分布計測例



(b) 非定常粘性解析例 (図aの予測解析結果)

図6 流動解析予測精度向上技術例

動静翼干渉による非定常損失発生を低減させた新プロファイルを適用している。さらに、非定常解析により、内外壁近傍において動静翼間からの蒸気の洩れ出し・流れ込みにより発生する渦が2次流れ渦と干渉し、2次流れ損失を増大させることが定量的に明らかとなり、静翼内周側とロータディスク間及び、動翼シュラウド廻りの流路形状の最適化も図っている。図7にこれら全流路を含む翼流れ場の解析モデルを示す。

このように、次世代高性能反動翼は、最新の解析技術と詳細な内部流動検証により開発され、T地点新形蒸気タービン高圧翼列下流段と、中圧翼列全段に適用している。

4.2.3 次世代高性能低圧最終翼群

低圧最終翼群の性能は、タービン全体に与える影響が大きく、流動解析技術の発展に合わせて種々の改良・改

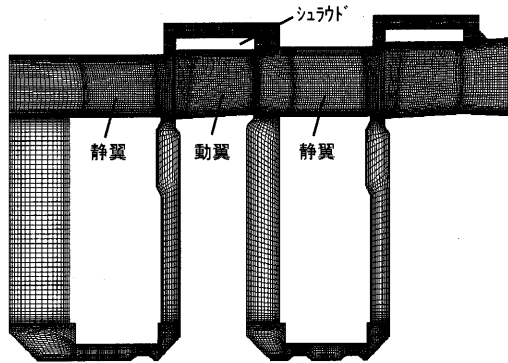


図7 翼列全流路非定常多段粘性流動解析メッシュ図
(高压下流段)

善がなされている。次世代高性能低圧最終翼群として開発された3600rpm-36インチ翼群(図8)は、最新の非定常多段粘性流動解析技術により、従来から実施している段落負荷の最適化、翼高さ方向の負荷分布、高マッハ数領域流れに対する翼プロファイルの最適化に加え、タービン内の流れの実体、すなわち、非定常流れを考慮することで、多段流れ場における静翼後流の動翼列内での挙動、動翼後流の静翼列内での挙動、後流と2次流れとの干渉、衝撃波と境界層あるいは2次流れとの干渉等が、時刻歴で評価可能となることから、時間平均で最大の効率を得るように、更に一歩進んだ性能向上策が折り込まれている。

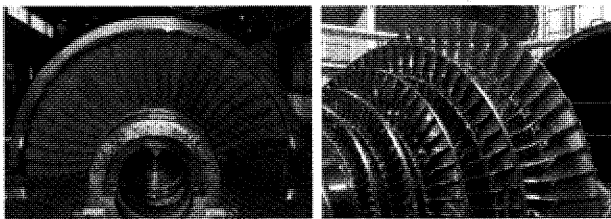


図8 次世代低圧最終翼群(3600rpm-36インチ)

また、流動解析技術の向上により、翼に加わる励振力の予測制度も格段に向上し、耐振動強度レベルも大巾に向上することが可能となったため、フローパス、翼プロファイルのスタッキングの自由度が増え、性能向上のための抜本の見直しを実施している。これにより、最終翼長のみならず上流動翼の基本直径、翼高さ共増大させ、壁形状も合わせて最終翼群全体の流れ場を更に最適化し、静翼スタッキングも、従来のBow形状に加え、軸方向に傾斜させたSkew形状も採用された。

一方、最終翼群に特有のドレンによる損失(湿り損失)に対しても、前述の流動解析技術によりドレン飛跡予測をより正確に行えることから、ドレン抜きのためのスリット位置の改善により、損失の低減が図られている。

4.2.4 シール技術

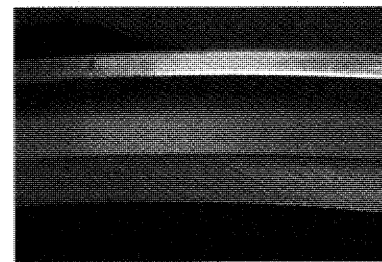
高性能新形蒸気タービンにおいては、翼列性能向上技術と合わせて、シール技術、クリアランス制御技術の開発適用による性能向上にも取り組んだ。本技術は性能向

上ばかりでなく、シール性能を向上させることで、従来のラビリンスシールに対してシールに必要なタービン各部の軸方向スパンを減少でき、軸系設計や翼列設計に余裕を持たせることが可能となる。これらの技術的特徴について以下に説明する。

(1) リーフシール

本シールの構造を図9に、作動原理を図10に示す。リーフシールは、従来のラビリンスシールに代表される非接触式のシールや、近年用途が拡大しつつあるブラシールのような接触式のシールと異なる新しい設計コンセプトのシールである。本シールは、薄板を周方向に傾斜させて多数配置した構造であり、ロータが回転すると薄板先端とロータの間に作用する動圧効果により浮上力が発生し、ロータ回転中は非接触状態となる。このため、ブラシール等の接触式シールと異なり、タービン運転中のシールやロータの摩耗が防げ耐久性が向上するとともに、シール自身が板形状で差圧方向の剛性が大きいので、ブラシールより高差圧域までシールできるという特徴を持つ。

リーフシールの工場試験による性能確認試験結果と浮上特性検証試験(シールとロータ間の導通確認試験)結果を図11に示す。流量は従来のラビリンスシールと比較して約1/3に低減できることを確認した。また、シールの浮上は、シールがロータに対して偏心した場合でも良好であることが導通試験で確認できた。リーフシールは、T地点実証設備既設機で実機検証を開始し、1年間運転後の点検において健全であることが確認された。高性能新形蒸気タービンには、更に改良を加えたものを適用している。



回転方向

図9 リーフシールの構造

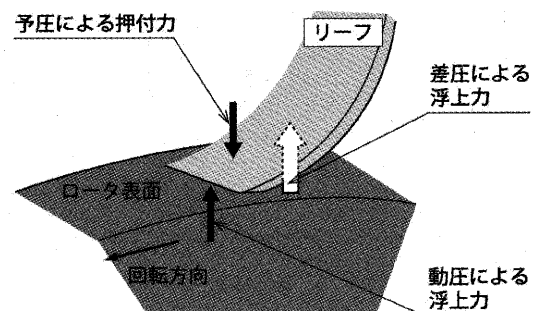


図10 リーフシール作動原理

(2) ACC (Active Clearance Control)

ACC シールの構造を図12に示す。ACC シールは、ラビリンズシールセグメントを半径方向に移動可能な構造としたものであり、起動停止動作中及びタービン停止中にはばね力でセグメントを浮上させてロータとラビリンズシール間のクリアランスを大きく保ち、タービンの負荷上昇時にはシール差圧を利用してシールセグメントを中心方向に所定位置まで移動させ、定負荷運転中にはクリアランスを小さく保つものである。

ACC シールは、既にT地点実証設備における実機検証試験を実施しており、ACC シールセグメントの動きをギャップセンサにより計測し、タービンの起動発停によりクリアランスが拡大縮小を繰り返し、クリアランス制御が確実に行われていることが確認された。また、1年間運転後の点検結果では、隣接する従来設計のセグメントにはシールフィン摩耗跡が見られたのに対し、ACC シールセグメントには接触跡がみられず良好な結果であった。これらの結果を反映して、従来型火力機やコンバインド用蒸気タービンに採用し実機運転を開始している。

T地点新形蒸気タービンでは、ACC シールをHP ダミーリングに4段設置し、各セグメントの圧力分布とバネ力をコントロールすることで、起動及び停止時の車室変形によるシールフィン摩耗を回避し、定負荷運転中にはクリアランスを小さく保ってリーク損失を低減し性能向上を図っている。

4.3 実証検証試験

T地点実証発電設備用に、新技術を適用して開発・製作し、既設機と換装した高性能新形蒸気タービンは、平成15年5月に運転を開始された。検証試験は、高性能化

技術の適用によるタービン全体性能の向上を確認するだけでなく、各新技術要素の性能を確認するためにタービン車室内各部に圧力・温度センサを設置した。さらに中圧翼列、低圧翼列と排気室では、ピトー管のトラバースによる内部流動の計測を実施した。また、シール性能の確認は、シール前後の差圧計測と回転部・静止部間のギャップ計測により行った。

試験結果は、タービン全体性能向上が予想どおりであることが確認された。また、高圧・中圧・低圧最終翼群に適用した次世代高性能翼やリーフシール、ACC シール、出入口損失低減といった各新要素技術の性能についても、計画どおりの性能に達していることが確認された。

5. まとめ

最終段長翼の開発、一体型ロータ材及び溶接ロータの開発、単車室再熱蒸気タービン (SRT) の開発等により、コンバインドサイクル用単車室蒸気タービンの大型化を図られてきた。また、次世代技術として更なる高効率化を推進する新技術も開発・実用化を完了している。今後も需要の見込まれるコンバインドサイクル用蒸気タービンについて、引き続き更なる高効率化、建設費低減が推進されると予想される。

参考文献

- (1) 辻一郎他3名, 高低圧一体型蒸気タービンロータ材 2 1/4 Cr-Mo-V 鋼の開発, 三菱重工技報 Vol.29 No.6 (1992-11)
- (2) 重隆司他4名, 大容量・高性能蒸気タービン溶接ロータの開発, 三菱重工技報 Vol.37 No.3 (2000-5)
- (3) 渡辺英一郎他7名, 高性能新形蒸気タービンの開発, 三菱重工技報 Vol.40 No.4 (2003-7)

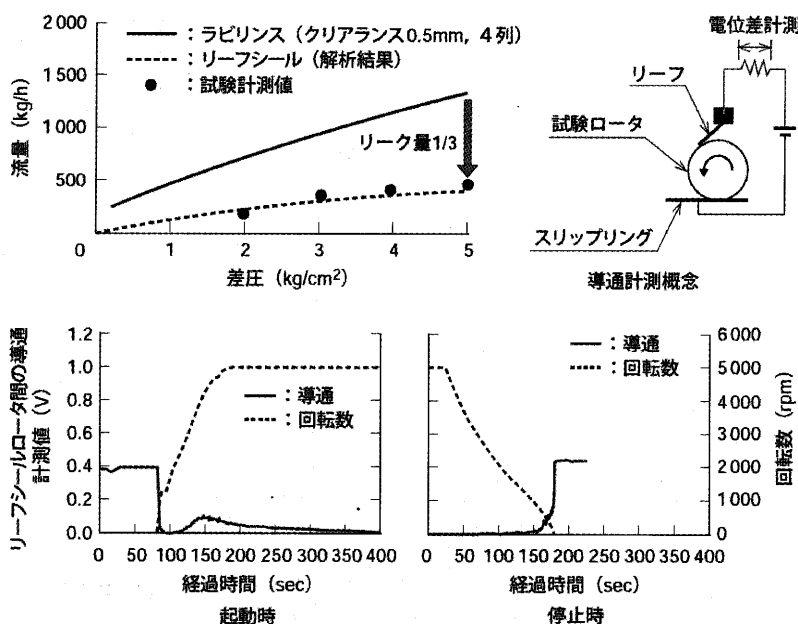


図11 リーフシール性能・浮上特性試験結果

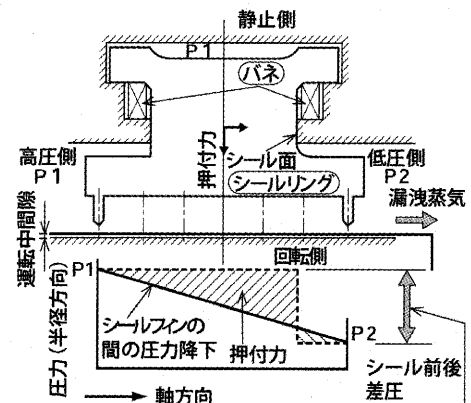


図12 ACC の構造

特集：複合発電システムに必要な関連設備

コンバインドサイクル発電用蒸気タービンの特徴

池田 一隆*¹
IKEDA Kazutaka

佐々木 隆*¹
SASAKI Takashi

キーワード：ランキンサイクル，再熱，再生，コンバインドサイクル，ガバナ制御，ノズルガバニング，スロットルガバニング，ノズルボックス，湿り蒸気，最終段，アドバンスフローパターン，排気損失

rankine cycle, reheating cycle, regenerative cycle, combined cycle, governing, nozzle governing, throttle governing, nozzle box, wet steam, last stage, advanced flow pattern, exhaust loss

1 汽力発電とCC発電のサイクルについて

1.1 ランキンサイクル

汽力発電プラントの最も基本的な蒸気タービン（以下、STと略記）のサイクルとして、図1に示す、ランキンサイクルがあげられる。ランキンサイクルにおいては、ボイラ④で発生した蒸気がタービン①に導かれ膨張して仕事をし、タービンから排出された蒸気は復水器②で冷却されて飽和水となり、給水ポンプ③で昇圧されて、再びボイラに導かれる。

ランキンサイクルを基本として、効率を向上させたものに、再熱サイクルと再生サイクルがある。

再熱サイクルは、図1に示すように、タービン膨張過程の蒸気をボイラにおける再熱器で再熱し①'，再びタービンに戻すものである。

これに対して、再生サイクルは、図1の破線で示すように、ランキンサイクルにおけるタービン内膨張過程で、

一部の蒸気②'を抽気して、ボイラへの給水加熱として利用するものである。ランキンサイクルに比較して、復水器で冷却水に捨てる熱量が減少し、熱効率が向上する。

最近の高温高圧の汽力発電プラントでは、再熱サイクルと再生サイクルを組み合わせた再熱再生サイクルを導入し、熱効率を向上させている。

1.2 コンバインドサイクル

CC発電プラントは、ガスタービン（以下、GTと略記）、排熱回収ボイラ（以下、HRSGと略記）、ST、発電機（以下、GENと略記）の主要機器から構成される。ブレイトンサイクルにおけるGT排熱を、STサイクルの熱源として利用するボトムリングサイクルであり、最新のCCに関しては、プラント効率が53%以上（HHV）のものがある（6章参照）。図2にCC発電プラントサイクルを示す。

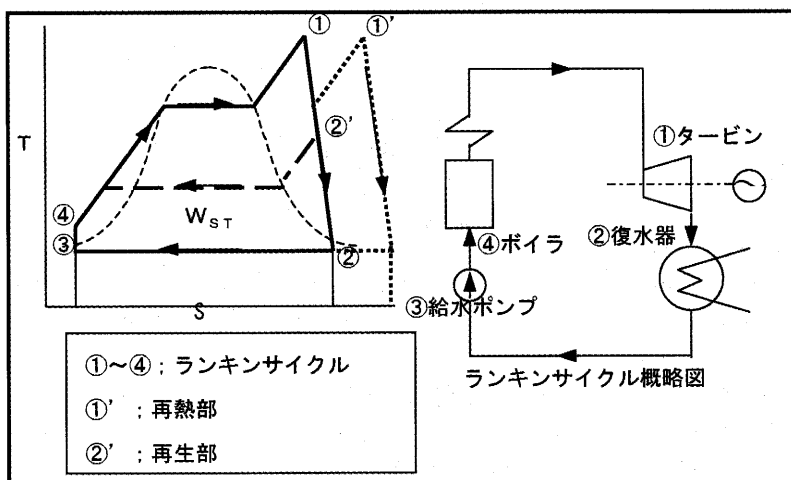


図1 ランキンサイクルと再熱，再生サイクル

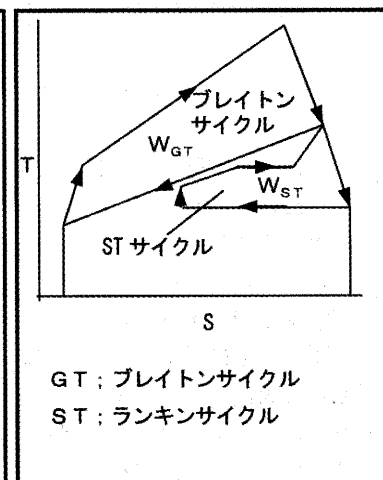


図2 コンバインドサイクル

原稿受付 2005年7月22日

*1 ㈱東芝 電力・社会システム社
京浜事業所 原動機部 タービン設計担当
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2丁目4番地

2. 蒸気条件の変遷

STとGTはタービン入口の圧力と温度が大きく異なる。STの入口圧力はGTの約10倍から20倍と高いが、その作動媒体が昇圧過程においては液体の水であることから、給水ポンプにより高圧状態まで容易に加圧することができる。一方、STの入口温度は600℃程度とGTに比べて低い。これは、600℃以上の温度になると、ボイラ材料コストが増加し、経済性が低下することに起因している。

内部効率に関しては、GT同様入口蒸気条件に依存する。このため、以下に記すように、時代とともに、高温高圧化が進められてきた。

戦後当初、主蒸気圧力は10MPaより低く、蒸気温度も500℃を割っていた。その後、1955年に、国内初の再熱プラント(75MW, 8.6MPa, 538/538℃)が稼働し、1960年頃には、16.6MPa, 566/538℃の100MW超機が建設された。1967年には、24.1MPa 538/566℃の、我が国最初の超臨界圧プラントが誕生している。その後、1980年代に入って、31.0MPa 566/566/566℃の超々臨界圧プラントが運開した。

現在は、欧州をはじめ、630℃クラスの高圧化STが開発されつつある。図3に、我が国の蒸気条件の変遷を示す。

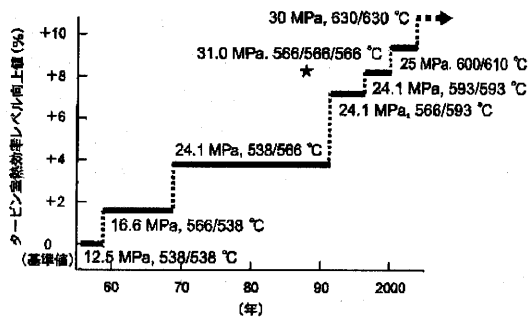


図3 蒸気条件の変遷

3. 汽力発電とCC発電におけるSTの相違

3.1 ガバナ方式の相違

汽力発電とCC発電の大きな相違として、ガバナ方式の違いがあげられる。ガバナ方式には、1個の弁の開度により蒸気流量を制御するスロットルガバナ方式と、第1段ノズルを複数に分割して、分割数に応じた弁の開度で蒸気流量を制御するノズルガバナ方式がある。

汽力発電では、ボイラによる制御の時間応答性が低いから、ノズルガバナ方式が採用される場合が多い。

これに対して、CC発電においては、GTの時間応答性が高いことから、ガバナ制御は、GTの燃料流量と空気流量により制御され、STはスロットルガバナ方式となる。

スロットルガバナ方式では、通常運転中は、弁が

全開であるとともに、全周挿入により円周方向の流れが均一であることから、ノズルガバナ方式に比較して、損失が小さい。

3.2 サイクルの相違に基づく通路部設計の相違

図4に、汽力発電とCC発電のヒートバランスを示す。

汽力発電の場合、図4に示す再熱再生サイクルとする場合が多く、蒸気通路部の設計に関しては、抽気圧力の設定により段落負荷配分の最適化に制約が生じることがある。これに対しては、段落数や通路部の内径および反動度などを調整して、段落負荷配分を最適に近づけることができる。

一方、CC発電の場合は、通常、再生サイクルとはせず、また、プロセス抽気を必要とする場合を除けば、抽気圧力による制約は生じない。このため、汽力発電におけるSTに比較して通路部設計の自由度が高い。

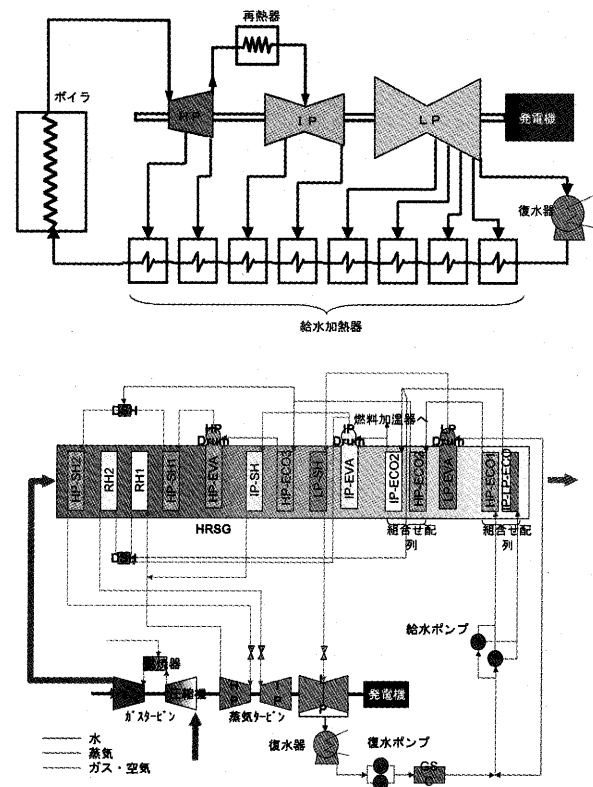


図4 汽力およびCCのヒートバランス概略図
汽力のヒートバランス(上)、CCのヒートバランス(下)

4. CC発電用STの特徴

4.1 コンフィグレーション

一軸型CCは、一般に複数軸により発電プラントが構成されており、各軸を独立に運用できる。従って軸単位の運転が可能であり、プラント全体の部分負荷時には、効率が高い定格負荷運転軸数で負荷調整することで、プラント全体効率を高く保つことができる。

多軸型CCは一般に複数のGT・GENと1台のST・GEN

で構成される。従って、STの容量を大きくできるため、スケールメリットにより、タービン内部損失割合が低く、プラントの定格運転時の効率が高くなる。図5にコンフィグレーションを示す。また、参考として、図6にCC発電用ST・GEN(多軸型)のイメージ図を示す。

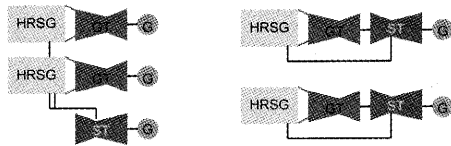


図5 CC発電プラント、多軸型(左)と一軸型(右)

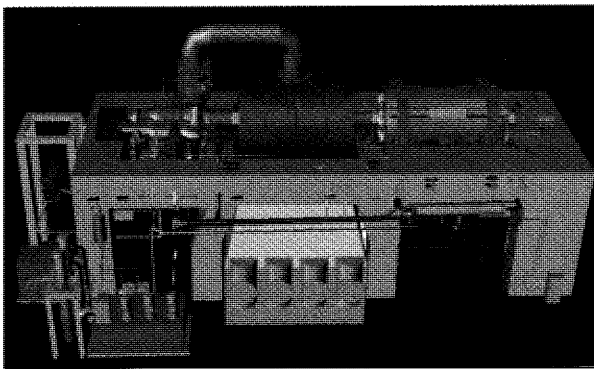


図6 CC発電用蒸気タービン・発電機(多軸型用)

4.2 CC発電におけるSTの型式

以下の項において、しばしばタービン型式に関して記載するため、本項において、タービン型式およびその表記方法について説明する。

TCはTandem Compound(タンデムコンパウンド)の略であり、例えばタービンの高圧部分と低圧部分などが二つ以上、直列に並べられた型式を示す。

これに対し、SCはSingle Casingを意味し、一つのケーシングで構成されるタービンを示す。

また、SF(Single Flow)、DF(Double flow)、4F(Four flow)は低圧タービンの排気流数を示し、それぞれ単流、2流、4流を示す。最後の数字は最終段翼長をインチ単位で示したものである。

したがって、TCDF-48"はタンデムコンパウンドダブルフロー排気、48インチ最終段翼のタービンを意味する。

図7に各型式のイメージ図を示す。

4.3 低圧タービンの設計

4.3.1 湿り損失と湿り蒸気による侵食

CC発電におけるSTに限ったことではないが、STの特徴として、低圧段において生じる湿りがあげられる。火力発電における低圧タービンでは、最終段およびその上流側の2段落程度の範囲で湿り蒸気条件となる。

主要な湿り損失として、以下の4つの損失がある。

- 過飽和損失；凝縮熱による損失

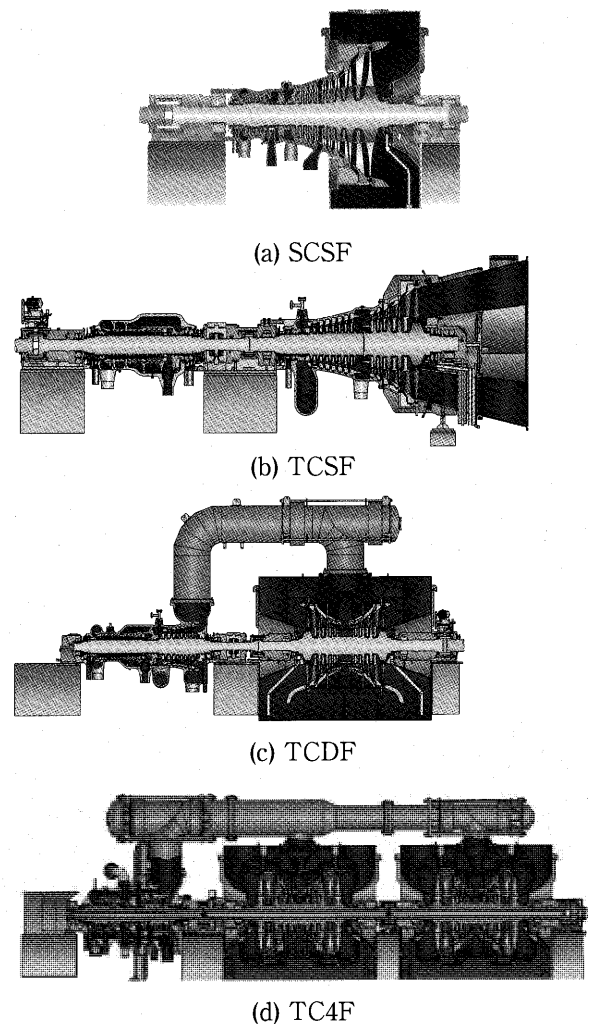


図7 蒸気タービンの型式
(a) SCSF, (b) TCSF, (c) TCDF, (d) TC4F

- ポンピング損失；
水滴の比重が蒸気の比重より大きいためにポンピング効果が大きくなることで生じる損失
- 加速損失；
水滴の速度が蒸気速度より遅いため、水滴速度を加速させるために生じる損失
- ブレーキ損失；
湿り域で発生する水滴のノズル出口における速度が蒸気速度より遅いことにより、図8の速度三角形に示すように、速度 V_0 の水滴が相対速度 W_0 で羽根の背側に衝突するために生じる損失
また、ブレーキ損失が生じる際の、水滴の羽根に対する衝突により、激しい侵食が生じる。図9に侵食を受けた羽根の一例を示す。

侵食による損傷を低減する対策として、図8に示すドレン排除溝構造や、エロージョンシールド(ステライト板)などがある。

4.3.2 低圧最終段シリーズの選定

低圧タービンを設計する上で、出力はもとより、大気

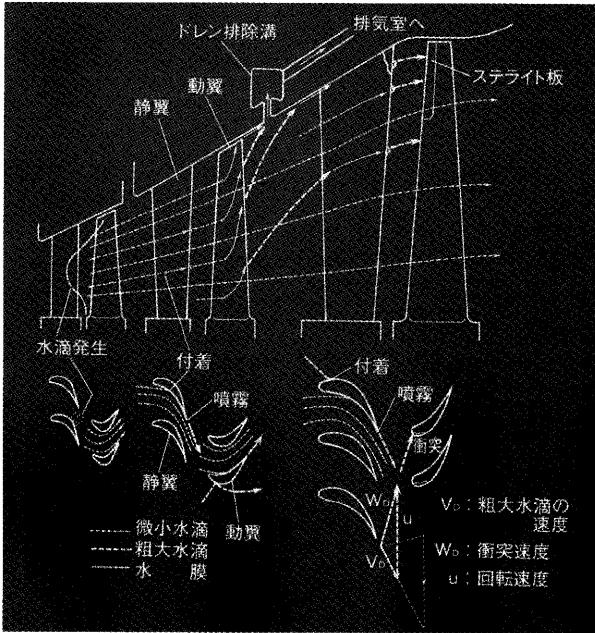


図8 ドレン排除溝構造とエロージョンシールド

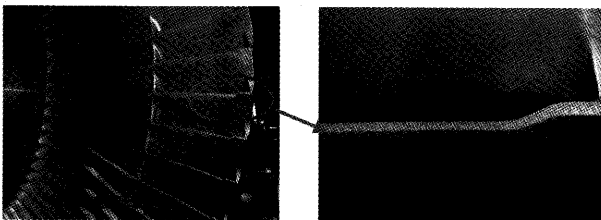


図9 侵食を受けた羽根部 (左), 侵食部拡大 (右)

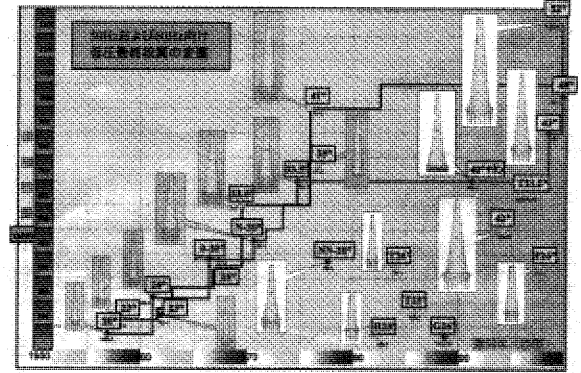


図11 最終段翼の変遷

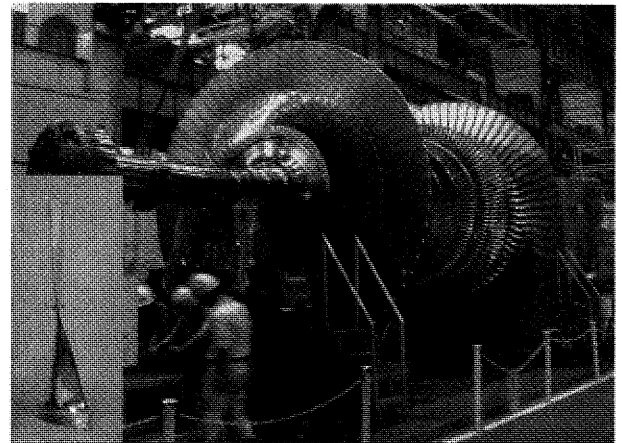


図12 世界最大級の48"最終段翼と低圧ロータ (イタリア案件285MW ST)

温度の影響を考慮する必要がある。これは、大気温度により冷却水温度が異なることで、復水器の真空度が変化し、体積流量が変わるためである。

通常、この体積流量の相違に対しては、最終段をシリーズ化して対応している。図10に最終段の選定例を示す。

蒸気タービンの大容量化を実現するためには、大流量を流せる蒸気通路部が必要となる。特に、低圧最終段動翼の長翼化は、大容量化を実現させるとともに、ST全体のコンパクト化にも寄与する重要な技術である。

製造技術および材料技術が進歩し、流体性能および構造強度の予測精度が向上することにより、長翼化が進ん

でいる。図11に例として(株)東芝 (以下当社と略) の最終段翼の変遷を示す。

当社は、図11に示した長翼シリーズに加え、GE社と共同で40" (60Hz機用)/48" (50Hz機用) の低圧最終段翼を開発した。図12に開発した、48"最終段翼および低圧ロータを示す。

GTメーカー各社において、GTが標準化されていることにより、その排熱を利用するCCでは、STの蒸気条件は、ある決まった範囲となる。これにより、高中圧部に関して、STG容量ごとに標準化することが可能とな

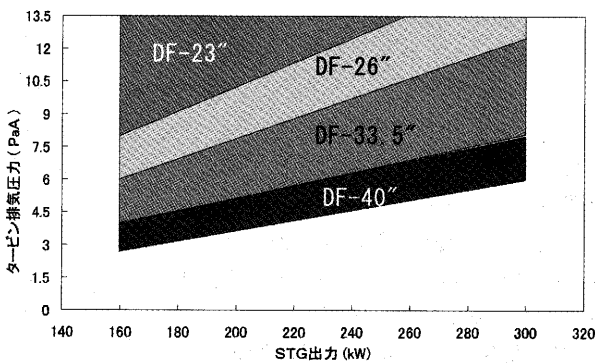


図10 タービン出力、排気圧力と最終段翼の選定例

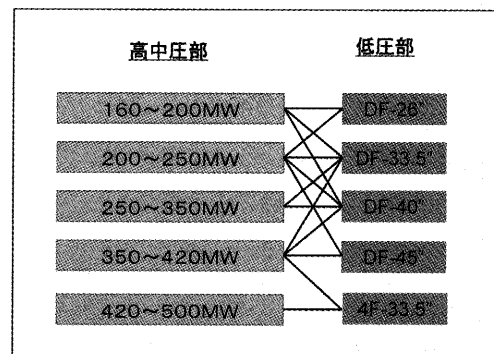


図13 当社蒸気タービン標準機のラインアップ (高中圧部と低圧部の組合せ)

り、低圧部との組合せを変えることで、異なる条件に幅広く対応することができる。図13に、当社の蒸気タービン標準機のラインアップを示す。

5. 高性能化技術

5.1 3次元翼設計を適用したアドバンスドフローパターン (AFP)

動静翼形状を3次元化することにより、通路部の流量分布が最適化され、翼間に発生する2次流れ損失が低減しタービン内部効率が向上する。図14に AFP 翼を示す。

また、図15に AFP による2次流れ損失領域低減に関する CFD 結果を示す。

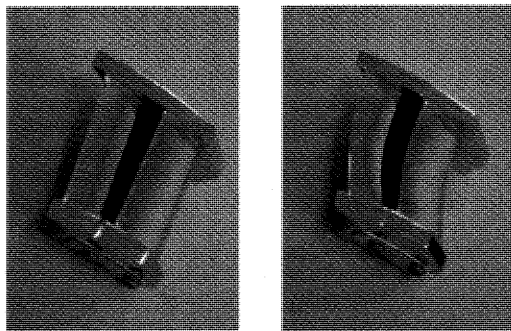


図14 従来ノズル (左), AFP ノズル (右)

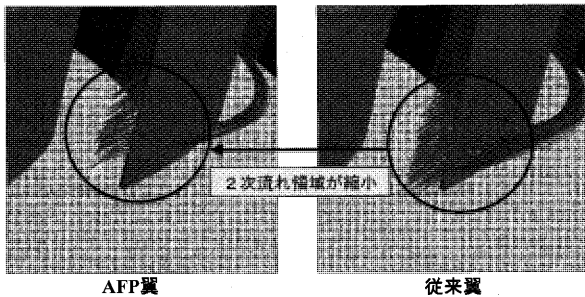


図15 AFP による2次流れ損失領域低減結果 (CFD)

5.2 全周一群構造のスナッパ翼の採用

動翼先端部を隣り合う翼同士で接触・連結させた全周一群構造のスナッパ翼を採用することで、翼先端部のシール形状が改善 (ハイロー型チップフィン) され、動翼先端部の蒸気漏洩量が減少し、タービン内部効率が向上する。図16にスナッパ翼とハイロー型チップフィンを示す。

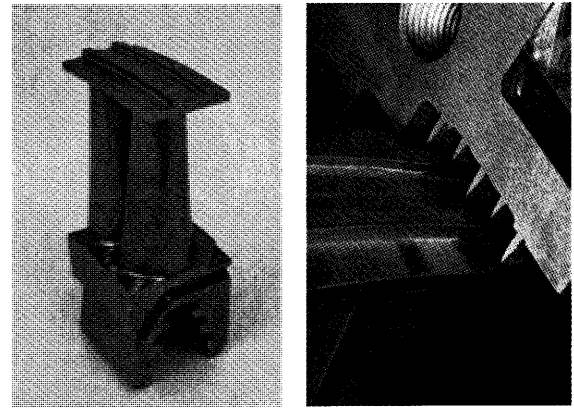


図16 スナッパ翼 (左), ハイロー型チップフィン (右)

翼化することにより低下する。

排気室損失は、排気室の形状や構造による抵抗損失である。低圧排気室は、復水器真空度に耐え得る構造にするとともに、排気室内の流れを最適にする構造としなければならない。これらの構造を達成するために、排気室の内部には、パイプステーやフローガイドなど数多くの内部構造物が必要となる。フローガイドを除けば、これらの構造物は流体損失の原因となるため、構造物を最小化するとともに、最適形状化する必要がある。試験や CFD および FEM を駆使し、性能および構造の最適化を計っている。図17および図18に排気室に関する CFD 結果と FEM 結果の一例を示す。

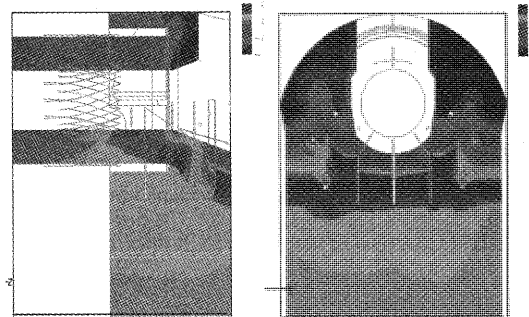


図17 排気室に関する CFD 結果

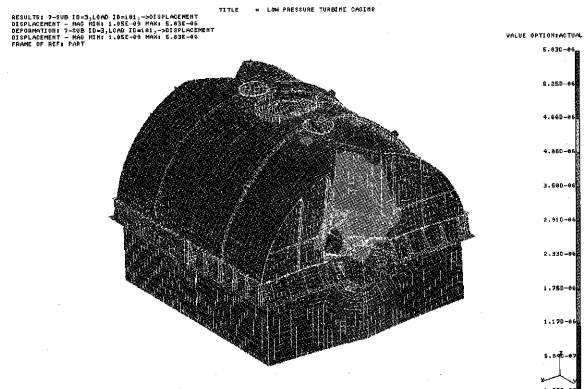


図18 排気室に関する FEM 結果

5.3 低圧排気室の最適化

蒸気タービンの主要な損失として、プロファイル損失や2次流れ損失などの通路部の損失と、上述した湿り損失以外に、排気損失があげられる。

主要な排気損失に、リーピング損失と排気室損失がある。

リーピング損失は、有効仕事に変換されない最終段翼の流出速度エネルギーであり、前述のように最終段を長

6. 最新式 CC H System™(注1) (Hシステム)

向け ST

当社は、米国 GE 社と1500℃級H型 GT を中核とした Hシステムと呼ばれる1500℃級 CC 用パワートレイン機器 (GT, ST, 発電機) に関する製造協業契約を締結しており、同システム用の ST および発電機の設計、製造を担当している。図19にHシステムパワートレインを示す。

H 型 CC の特徴は、高い CC 効率を達成するために、従来より GT 燃焼温度を高くし、それに対応して GT の高温タービン部を、冷却特性の優れた蒸気で冷却することである。その冷却蒸気は高圧蒸気タービン出口から供給され、GT を冷却した後に HRSG の再熱器で再び加

H System™ パワートレイン

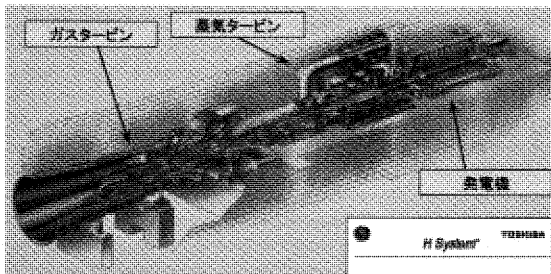


図19 Hシステムの全体像 パワートレイン機器 (GT, ST, 発電機) の構成を示す。

表1 Hシステムに適用する ST の標準ラインアップ

復水器真空度 (PaA)	3.4	5.1	6.8	8.5
9H TCSF-42				
TCDF-33.5				
TCDF-42				
7H TCSF-40				
TCDF-33.5				
TCDF-40				

温され、中圧蒸気タービンに回収される。このためHシステム用の ST は、高効率 CC に見合う高い性能を有するとともに、システム上、GT との統合が計られており適切な冷却蒸気を供給するために、特に高圧部における精度の高い性能レベルが要求される。

表1にHシステムに適用する ST の標準ラインアップを示す。計画真空度が5.1PaA の場合は、TCDF-33.5”が定格点で排気損失が最小となり、プラント熱効率が最大となるため、ベース負荷運用のプラントに対しては最適な選択となる。

7. あとがき

ここでは、コンバインドサイクル発電用蒸気タービンの特徴について紹介した。限られた紙面の中で、全てを紹介できなかったことに関してはご容赦いただきたい。

(注1) H System™ は、General Electric 社 - 東芝の製造協業による製品です。

特集：複合発電システムに必要な関連設備

中小型ガスタービン複合プラント用蒸気ガスタービンの最近の技術動向

徳永 覚*1

TOKUNAGA Satoru

キーワード：蒸気タービン，高効率高速2軸蒸気タービン

1. はじめに

原子力発電を中心とする大規模電源の確保の困難さから、近年電力供給体制の柔軟化策としてコージェネレーションを含む分散型電源の組み入れを図るべく電気事業法の規制緩和が行われた。

その中で近年中小型ガスタービン複合プラント(CCPP)の需要が伸びてきており、1997年の地球温暖化防止の京都議定書による二酸化炭素の総量規制に代表される、環境に優しい発電設備の要求が高まってきた。

本稿ではこの様な市場動向のもと、中小型ガスタービン複合プラントに用いられる蒸気タービンの最近の技術動向について三井造船(株)の蒸気タービンの特長について取り纏める。

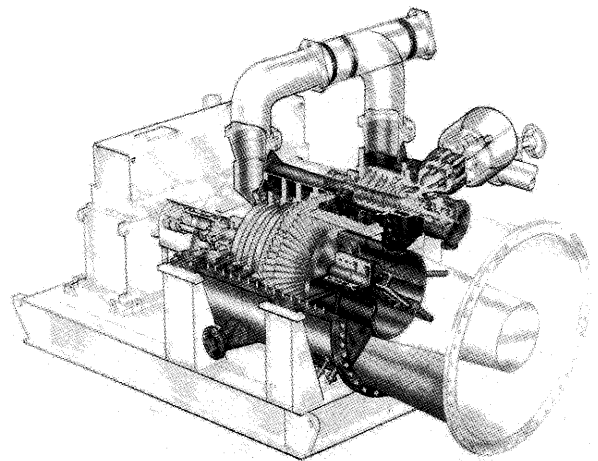


図1 高速2軸蒸気タービン鳥瞰図

2. 中小型CCPP用蒸気タービンの要件

近年CCPP用に蒸気タービン発電設備に求められる要件は以下の通りと考える。

- (1)高効率，高性能
- (2)柔軟な運転適応性
- (3)高信頼性

3. 各種要件に対する最近の技術動向

3.1 高効率，高性能

(1)高速2軸蒸気タービン

三井造船が最近手がけている高速2軸型タービン(TM2)は近年要求されている高効率，高性能を実現したものであり、その特徴は下記のとおりである。図1 高速2軸蒸気タービン鳥瞰図を参照。

近年プラント効率を上げるため、中型蒸気タービンの分野においても入口蒸気条件は高くなってきており、その体積流量はより小さくなってきている。一方復水タービンの排気圧力は、電力回収をより多くするためより高い真空度で計画され、その出口体積流量は大きくなってきている。

従来の1軸式蒸気タービンでは低圧部の長翼の強度上の制約からタービンの回転数が決められているため

1軸式蒸気タービンの高圧部では、不必要に大きな車板に高さの低い翼を用いざるをえず、2次元損失が増え効率を高めることが出来なかった。

そこでTM2タービンは高圧部と低圧部に分け、蒸気の体積流量の小さい高圧部は強度の許す範囲で高速化させ、車板径を小さくし、翼を高くする。一方低圧部は最終段の強度に見合った回転数とし、夫々を減速機を介して被駆動機と結合する構造としている。これによりTM2タービンは高圧、低圧タービン各々に最適回転数が選定することができ、高効率で、コンパクトな蒸気タービンとなっている。

一般的にこのコンセプトは多軸歯車式遠心圧縮機の各段最適化設計(ギヤード化)による高効率化の流れと同じであり、今後中小型蒸気タービンにおいて主流になってくるものと考えられる。

(2)高速，高効率翼列

高速化を計りよりコンパクトな設計とする為に図2に示す高速，高効率翼列が採用され、低圧翼列(図3)にも高速で大容量の蒸気が処理できる標準翼列を採用している。

以前は反動翼列と衝動翼列の得失比較が盛んになされていたが、近年は衝動翼列でもある程度反動度を持っており、現在はその議論は殆どされなくなってきた。又高圧翼列には衝動翼列を使用し、低圧部は反動

原稿受付 2005年7月19日

*1 三井造船(株)

〒706-8651 岡山県玉野市玉3丁目1-1

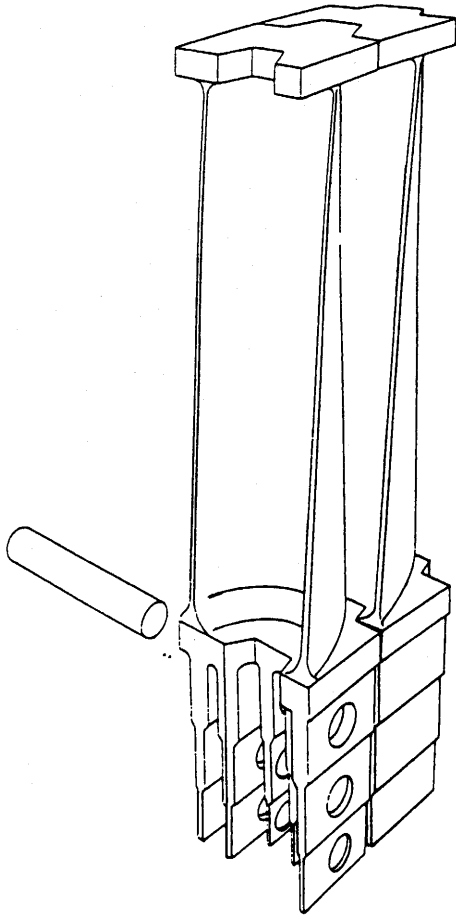


図2 高速、高効率翼列



図3 高速、大容量フリースタンド低圧翼列

翼列を使用した蒸気タービンも出てきている。

(3)軸流排気蒸気タービン

従来復水タービンの排気は下向きで、タービンを2階に設置し、復水器をその下に配置していた。

しかし、ガスタービン用コンバインドサイクル発電

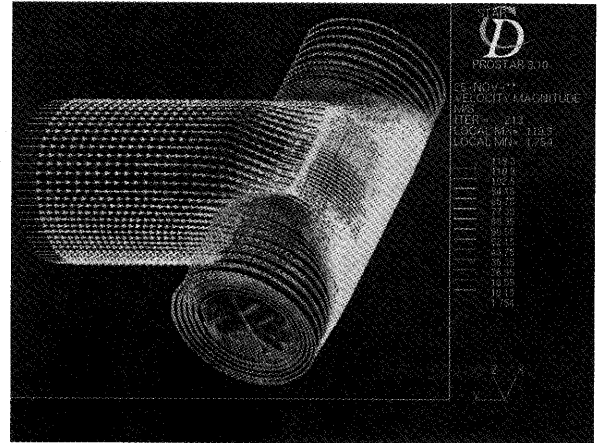


図4 復水器流入蒸気フローパターンの検証

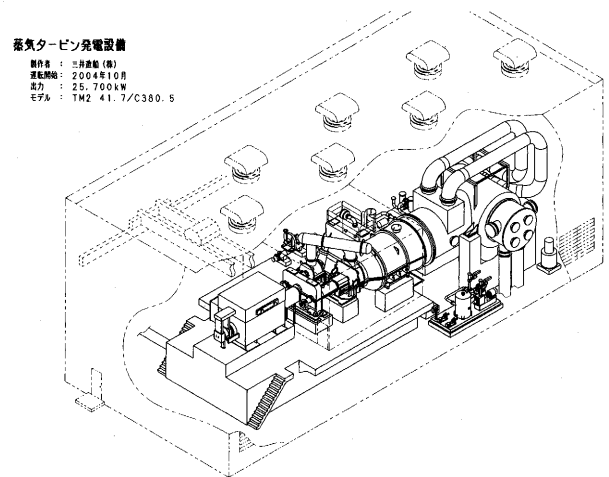


図5 某所向け高速2軸蒸気タービン発電設備鳥瞰図

設備では、ガスタービンと同様蒸気タービン発電設備を地上設置する要求が増え、軸流排気構造を持つ蒸気タービンが使われるようになり、基礎、建屋の費用の低減とともに排気損失の低減が図られるようになった。

軸流排気採用に当たっては、図4に示すような復水器流入蒸気フローパターンの検証も行い、最適な排気構造の検討も行った。

図5に某所向け100MW級CCPP用高速2軸蒸気タービン発電設備鳥瞰図を示す。この設備は定格出力が25.7MWでありながら、海水を復水器冷却水に使用し高真空とし、動力回収の増大を図った。この為最終段の動翼はこのクラスでは大型の25インチ翼が使用されている。

(4)各種高効率化の技術

上述以外にも高効率化を計る為以下のような技術を採用している。

- ①各部の漏れ損失を低減するため、ハニカム構造を持ったアブレードダブルシール(図6)を用い効率のアップを計っている。
- ②排気流路の形状等についてはCFDを用いて最適設計を行なっている。

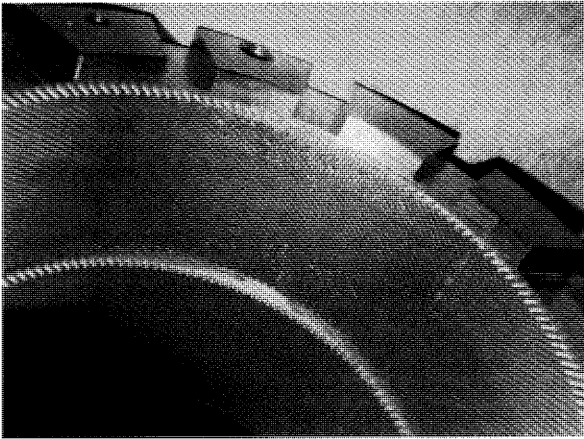


図6 ハニカムシール

3.2 柔軟な運転適応性

中小型CCPPでは高効率化のためデュアルプレッシャ（二重圧式）の排熱回収ボイラ HRSGが使われる事も多く、また、DSSで運用されるものが増えており、これらの要求に柔軟に対応できる蒸気タービンの要求が高い。

(1)デュアルプレッシャ対応の混気タービン

デュアルプレッシャの低圧蒸気は従来型の1軸型蒸気タービンでは限られた車室内部のスペースで、その内部を流れる蒸気と混合されるが、その内部蒸気の温度は負荷によって変化し、混気との温度差が大きい場合、その温度差により車室が異常変形し接触事故等を発生させる危険性がある事より運転に制約が生じる事がある。

前述の高速2軸蒸気タービンでは高圧と低圧タービンの間は、クロスオーバー配管（圧力平衡型伸縮継手を使用）にて連結されており、この配管でのミキシングができることより、この部分でかなり温度差のある混気蒸気も受け入れ可能である。

(2)DSS仕様の蒸気タービン

夜間と昼間の購入電力単価の違いを考慮し、昼間のみ運転し、夜間は停止するDSS（Daily Start & Stop）システムを採用する設備が増えてきた。

このDSSに対応する為には短時間に発停出来る蒸気タービンが要求される。

このような要求の中、三井造船が扱う高速2軸型蒸気タービンは高圧車室を高速小型化し、水平分割面を持たないパレル構造（図7 高速2軸蒸気タービン高圧タービン完成写真参照）としたため、起動時に不均一な熱応力が発生しにくく、起動時間の短縮が可能となった。

(3)1軸型CCPP

ガスタービンが発電機を挟み蒸気タービンと1軸になった設備の要求もあり、図8にその実績を示す。

手前に見えるのが復水器でその向こうに蒸気タービンがクラッチを介して発電機と接続されている。

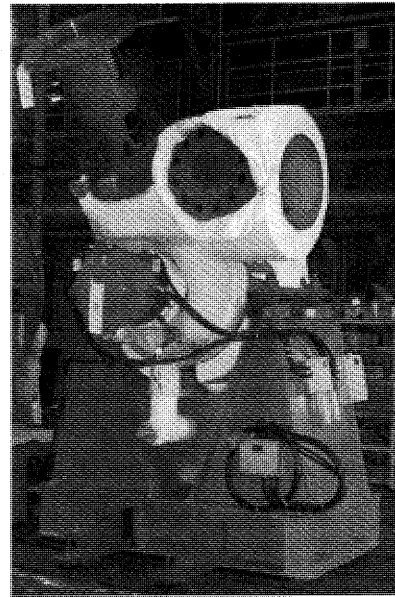


図7 高速2軸蒸気タービン高圧タービン完成写真

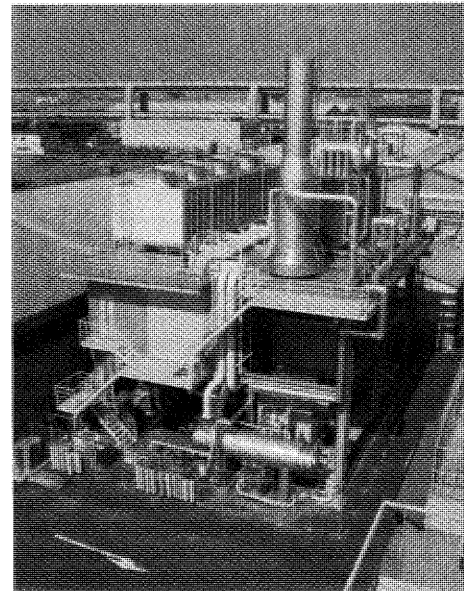


図8 1軸型CCPP完成写真

3.3 高信頼性

ガスタービンCCPPの設置可否は投資効果が重要な判断要素であり、回収期間中安定して運転される事が前提となる。その為にも信頼性の高い、安定運転できる設備を提供する必要がある。

(1)電気式制御装置、保安装置の採用

従来機械式制御装置、保安装置が使われてきたが、近年は機械式の調整の困難さ等から電気式に変わってきている。例えば以前は偏心リングを用いた過速度安全装置が標準であったが、最近は冗長化した電気式が一般的に使われるようになってきた。

又制御装置も遠心振り子を使った機械式から回転数を直接検出し、それを電気ガバナーで制御するシステムとなり、これらの電気式の採用により、遠隔での運

転操作が主体となり、又心臓部については冗長化を採用し信頼性の向上を計っている。

(2) 寿命評価

CCPP では一般的に15年前後を償却期間として計画されるが、この間主要部品については寿命に達しないよう設計当初からその寿命評価（特に DSS 適用機）を行うようになってきた。

(3) 構造面での改善

蒸気タービンの信頼性向上のため各種構造面でも改善がなされている。ここで全てを述べる事は出来ないが、その一つとしては従来動翼の共振回避等のためにリベット止めの囲い輪が用いられていたが、近年インテグラルシュラウド翼が開発され、翼の重大な事故が激減した。前出図2にインテグラルシュラウド翼を示す。

(4) 工場メカランに替わる軸の高速バランス

従来蒸気タービンも工場内での通気（メカニカルランニング）試験が行なわれていたが、最近はその替わりにタービン軸を工場内の高速バランス試験装置で実機の軸受けを使い、定格速度でバランス修正行なう事により軸の動的安定性が確認できる事から、工場内メカランを実施しないのを標準としている。

図9に高速バランス設備内のロータの写真を示す。

4. 今後の課題

以上最近の技術動向を示したが、今後の課題として下記の更なる研鑽が必要と考える。

(1) 更に高効率で安価な蒸気タービンの供給

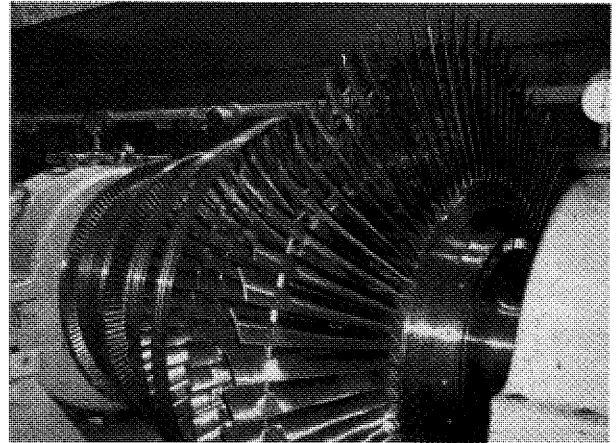


図9 高速バランス設備内のロータ

(2) 多様なシステムへ、効率良く対応できる蒸気タービンシステムの構築

(3) 中型蒸気タービンでの再熱サイクル用蒸気タービンの市場投入。

5. 総め

最近の中小型ガスタービン CCPP 用蒸気タービンの動向について、弊社の特徴の一端を紹介した。この分野の蒸気タービンは、各社独自の開発、改善により顧客にとって高効率で、信頼性が高く、使いやすい物を目指し日々改善に取り組んでいる。この取り組みが地球環境に優しい設備となり、市場のニーズに合ったものとなるよう今後とも努力をする所存である。

特集：複合発電システムに必要な関連設備

最新の純水製造技術

大谷 昌司*1
OHTANI Shoji

キーワード：純水，超純水，ボイラ給水，イオン交換，RO膜，脱酸素，脱気，KM膜，CDI

1. はじめに

純水システムはボイラー給水設備として広く普及している。旧来の純水システムはイオン交換装置を基準として構成されており、当時の純水グレードを示す項目としては、イオンの存在を示す電気伝導度とSiO₂濃度であった。

しかし、最近は求められる水質グレードが変わり、全有機性炭素 (TOC, Total Organic Carbon)、溶存酸素 (DO, Dissolved Oxygen) も低濃度であることが求められている。そのため、今やイオン交換装置は純水製造システムの一部となり、RO装置、脱気装置などとともに純水システムを構成している。(表1)

次章より、純水製造システムを構成する装置と最近の純水製造システムを紹介する。また、純水を更に高純度化した超純水製造システムについても紹介する。

2. 純水製造システム

純水製造システムは大別すると、前処理装置、イオン交換装置、RO膜装置、脱気装置などから構成される。以下にこれらの概要を紹介する。

2.1 前処理装置

前処理は、原水中の濁質や一部の有機物を除去し、1次純水システム構成機器の機能障害を最小限に留めるために必要な装置である。純水製造システムの前処理とし

ては、凝集処理とろ過処理(砂ろ過、二層ろ過)で構成されることが多いが、ここでは、より高度な水質や装置安定性の要求により使用が増えてきている膜前処理の例として、KM膜装置を紹介する。

2.1.1 凝集処理

凝集は、純水の原水である工業用水、河川表流水、井戸水中に負の荷電を持つことで相互に分散している濁質、藻類などを、正の電荷を持つ凝集剤で中和し、相互吸着作用でより大きな塊(フロック)にする技術である。

純水製造システム前処理で凝集剤として使用されるのは、アルミ系凝集剤であるPAC (Poly Aluminium Chloride, ポリ塩化アルミニウム)、硫酸バンド (硫酸アルミ

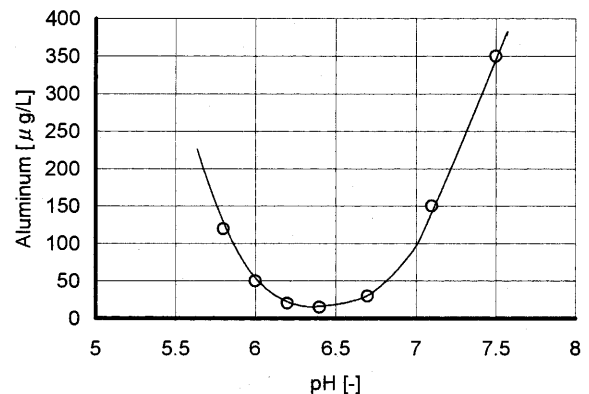


図1 PAC凝集pHとろ過水水質

表1 旧来と最近の要求水質と純水システム

	純水システム	処理水質
旧来	前処理 → イオン交換+脱炭酸 (2床3塔式) カチオン交換塔→脱炭酸塔→アニオン交換塔	電気伝導度 (イオン総量)
最近	前処理 → RO → 脱気装置 → イオン交換 (混床式)	電気伝導度 TOC DO

原稿受付 2005年8月3日

*1 栗田工業(株) カスタマーサービス事業本部
メンテナンス事業部 技術統括部
〒421-0302 静岡県榛原郡吉田町川尻1060

ニウム)が多い。アルミ系凝集剤は、酸性でもアルカリ性でもイオンとして溶解するため、凝集時の pH 条件を適正にしなければならない。図1に、PACで凝集した場合の凝集 pH と No.5A ろ紙のろ過水水質の関係を示す。

これは工業用水を用いた例であるが、やや弱酸性の領域 (pH6~7) の条件が良いことがわかる。中性以上の条件で使用した場合は、未凝集の微細なアルミフロック

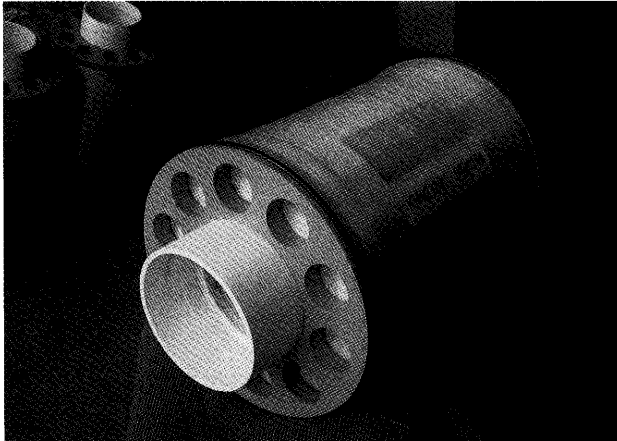


図2 KM膜モジュール外観

が多くなり、ろ過では除去できず後段装置の負荷増大あるいはトラブルの原因となるため注意を要する。

2.1.2 KM (Kurita-Membrane) 膜装置

KM 膜装置は、PTFE 製の膜を特殊なスパイラル構造に巻いた膜モジュールを用いた膜ろ過装置である。図2に KM 膜モジュールの外観写真を示す。また、図3に膜モジュールのスパイラル構造図を示す。

KM 膜装置の特徴を以下に示す。

①透過流束が非常に大きい

$\phi 300\text{mm} \times 500\text{mm}$ の円筒型膜モジュールで 100m^3 / 日の水量が流れる。本性能は、膜面積あたりの透過流束 [$\text{m}^3 / \text{m}^2 \cdot \text{日}$] で、一般的な UF 膜、MF 膜の 5~10 倍程度である。そのため、膜本数が少なく済み、装置も非常にコンパクトとなる。

②高負荷原水に対応可能

膜ろ過では、従来ろ過に比べ懸濁物質を捕捉しておく空間 (砂ろ過で言えば砂間の空隙) が少ないため、給水の懸濁物質濃度を低く設定していることが多い。凝集剤も負荷となるため、注入が全くできないか、十分な量が注入できない。

KM 膜装置では、効率的な空気逆洗 (逆洗が短時間、

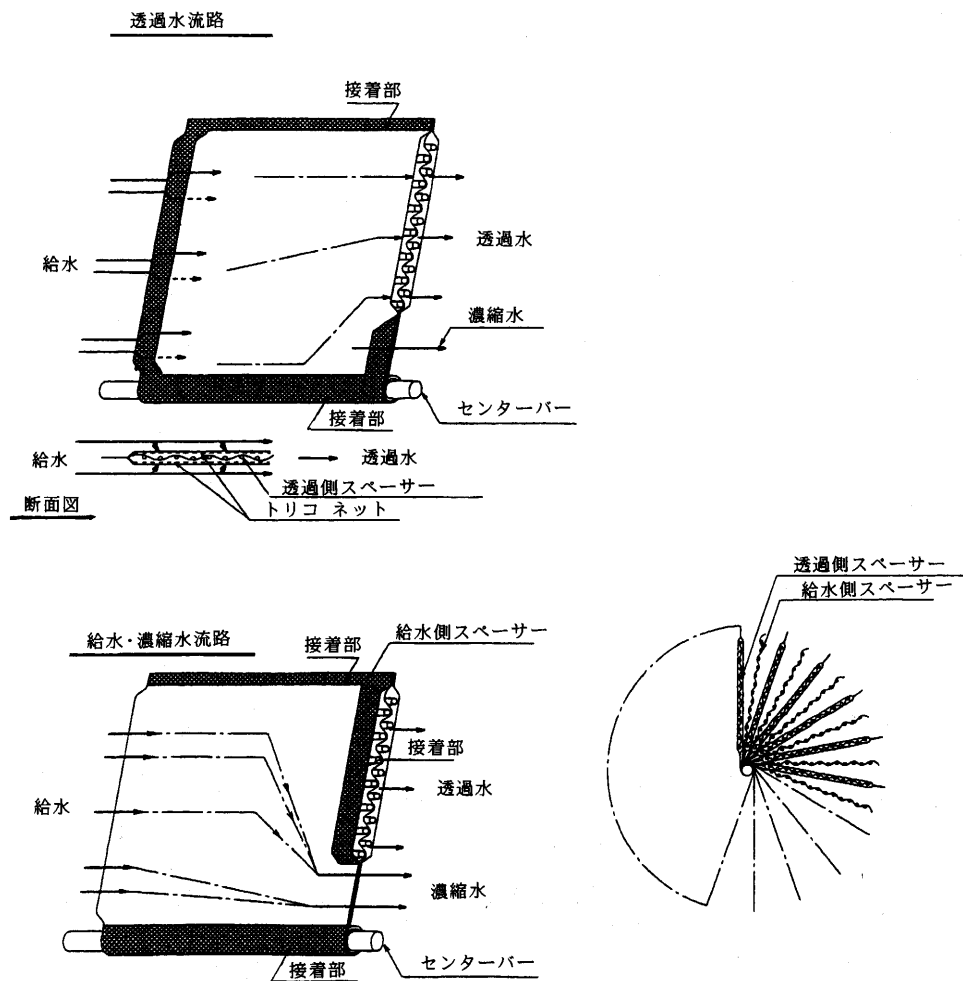


図3 KM膜スパイラル構造 (特許出願済)

排水量が極少で、十分な洗浄性がある)を高い頻度で実施できるため、従来ろ過同等以上の給水の懸濁物質濃度が許容でき、凝集剤も十分な量を添加しながら運転できる。

③完全自動の薬品洗浄を実施

KM膜は材質がPTFE(テフロン系)であるため、耐薬品性が高く、様々な汚染物質に対応した薬品が使用可能である。また、KM膜装置は定期的に自動薬品洗浄を実施しつつ運転するため、手間がかからない特徴を有している。

表2に汚染物質と洗浄薬品の例を示す。

表2 KM膜汚染物質と洗浄薬品例

汚染物質	洗浄薬品
アルミ、鉄	塩酸2%
有機物	苛性ソーダ 1%
	次亜塩素酸ソーダ 1% as Cl ₂
マンガン	重亜硫酸ソーダ 1%

2.2 イオン交換装置

イオン交換装置は多くの方式が開発され、実用化されてきた。その中で代表的なイオン交換装置を紹介する。

2.2.1 2床3塔式純水装置(図4)

2床3塔式純水装置は、強酸性カチオン交換樹脂塔、脱炭酸塔、強塩基性アニオン交換樹脂塔により構成される。水中のイオン成分のうち、カチオン交換塔では

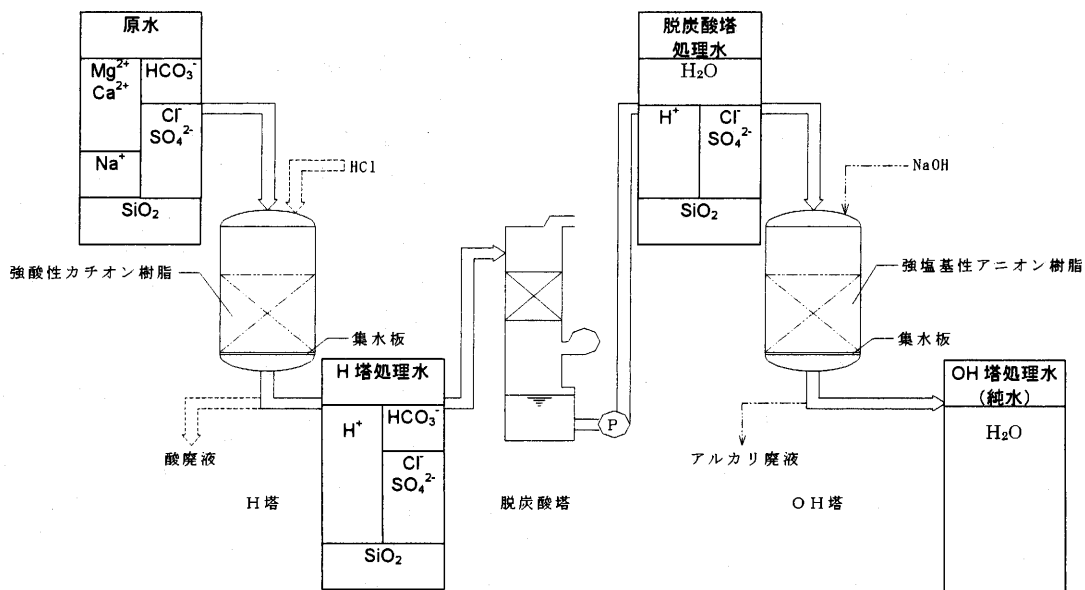


図4 2床3塔式純水装置

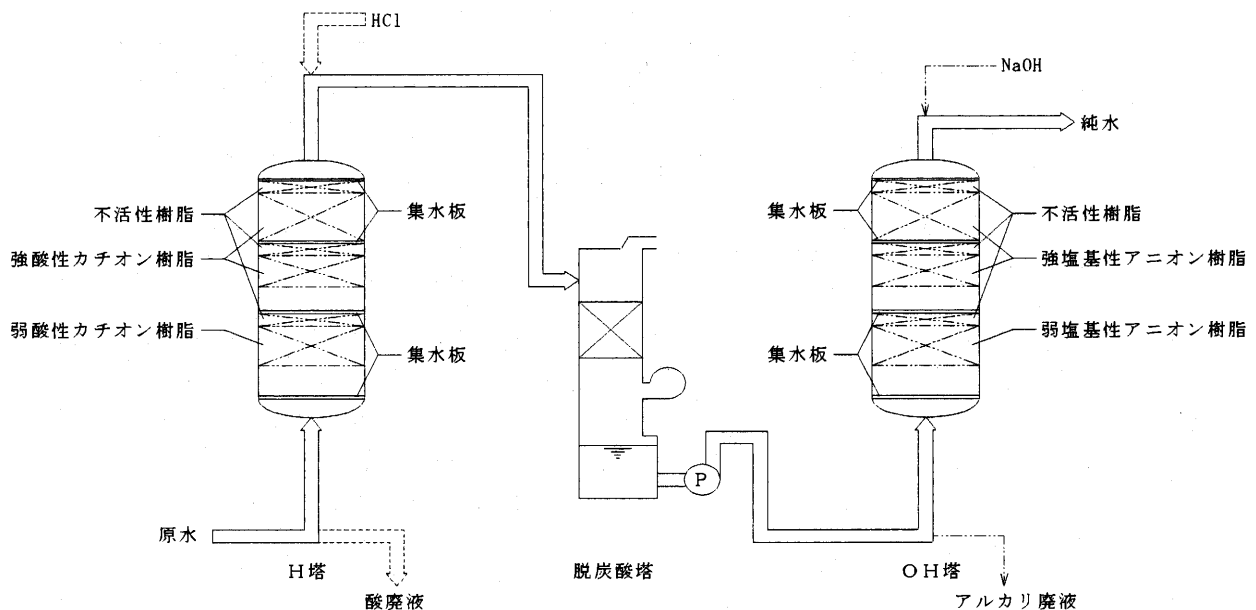


図5 ダブルハイフロー®式純水装置

Ca²⁺, Na⁺等の陽イオンを除去する。次に脱炭酸塔で重炭酸イオンを除去し、アニオン交換塔ではSO₄²⁻, Cl⁻等の陰イオンとSiO₂を除去する。

通水を継続していると、イオン交換樹脂の交換能力が飽和してくるため、酸およびアルカリ剤で再生する。カチオン交換樹脂は2~5% HCl等の酸で、アニオン交換樹脂は1.5~4% NaOH等のアルカリで再生する。

2.2.2 ダブルハイフロー[®]式純水装置 (図5)

2床3塔式純水装置が改良され、効率の良いダブルハイフロー[®]式純水装置が開発された。ダブルハイフロー[®]式純水装置の交換塔は塔内で上下に二分されており、それぞれの塔に強酸性カチオン樹脂と弱酸性カチオン樹脂、強塩基性アニオン樹脂と弱塩基性アニオン樹脂が充填されている。また、薬品再生が向流(通水と逆方向)再生である。これにより、処理水質の向上と100%に近い再生効率を得られ、運転経費も少なく済む特徴がある。

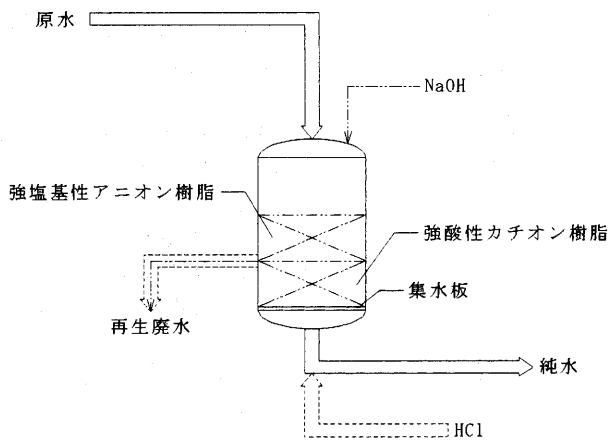


図6 混床式純水装置

また、再生廃液中にはフリーの酸やアルカリが殆ど含まれないため、廃液処理が容易である特徴を有している。

2.2.3 混床式純水装置 (図6)

1塔内に強酸性カチオン樹脂と強塩基性アニオン樹脂を混合充填し、1塔で純水を製造するイオン交換装置である。小流量、低濃度の原水で高純度純水を得るのに適しており、他のイオン交換装置やROの後段に設置しポリリッシャーとして使用する場合が多い。

再生時には比重差によりカチオン樹脂とアニオン樹脂を二層に分離して、それぞれ再生する。再生操作の最後に、両イオン交換樹脂を空気攪拌で均一に混合し、通水工程に復帰する。

2.2.4 純水装置の比較

表3に各純水装置の性能・特徴を比較する。

2.3 RO (Reverse Osmosis, 逆浸透) 膜装置

RO膜は、かん水脱塩、海水淡水化などの高濃度塩類原水を脱塩する技術として酢酸セルロース膜が開発された。その後、より高性能なポリアミド系複合膜が主流となり、純水製造システムでも使用されるようになった。RO膜の各種溶質に対する分離性能を表4に示す。

RO膜は、分離性能を維持したまま、水透過性を向上して操作圧を低圧化する方向に発展してきた。

図7に現在主流となってきている超低圧膜の表面と断面写真を示す。膜表面から分離機能層(スキン層, 約1μm以下)、スポンジ状の支持層(約60μm)および基材(不織布)で構成される。従来はスキン層の薄膜化と表面の親水化で低圧化を図ってきたが、超低圧膜ではスキン層をひだ状構造にすることで膜面積を増やしさらなる低圧化を図っている。

RO膜のスパイラル型膜モジュールの解体図を図8に

表3 各純水装置の性能と特長

名称		従来型2床3塔	混床式	ダブルハイフロー [®] 式
樹脂	カチオン	強酸性	強酸性	弱酸性+強酸性
	アニオン	強塩基性	強塩基性	弱塩基性+強塩基性
再生方式		並流再生	-	向流シリーズ再生
性能	原水水質 [mg/L]	< 200	< 200	< 500
	処理水水質 [mS/m]	5 ~ 10	0.2 ~ 1.0	0.5 ~ 1.0
	処理水 SiO ₂ [mg/L]	0.1 ~ 0.3	0.1 ~ 0.3	0.05 ~ 0.3
再生剤必要量 *H ⁺ , OH ⁻ 交換量 に対し	HCl [倍]	2.5 ~ 3.5	2.5 ~ 3.0	1.0
	NaOH [倍]	3.0 ~ 4.0	3.0 ~ 4.0	1.05 ~ 1.2
維持費 *ダブルハイフロー [®] 式が基準	再生時間 [h/回]	3.5 ~ 4.0	4.0	1.5 ~ 2.0
	運転経費 [%]	300 ~ 400	300 ~ 400	100
	廃液量 [%]	250 ~ 300	300 ~ 400	100
設備費 *ダブルハイフロー [®] 式が基準[%]		80 ~ 90	70 ~ 80	100
特徴		1) 新規設置少ない	1) 低容量, 低濃度原水で高純水を得るのに適す 2) 他の純水装置やROとの併用, ポリリッシャーとして使用	1) ランニングコストが安い 2) 広範囲の水に適用可能 3) 再生廃液少ない 4) 再生時間短い

表4 RO膜の各種溶質に対する分離性能

溶質 (分子量)	ポリアミド系低圧複合RO膜 (操作圧力 1.5MPa)		酢酸セルロース系RO膜 (操作圧力 2.9MPa)	
	除去率 [%]	評価条件	除去率 [%]	評価条件
NaCl(58)	99.5	評価液濃度 0.15% 水温 25℃	98	評価液濃度 0.2% 水温 25℃
MgCl ₂ (94)	99.8		98	
NH ₄ NO ₃ (80)	96		94	
SiO ₂ (60)	99.0		93	
エチルアルコール(46)	53		—	
イソプロピルアルコール(60)	96		48	
ショ糖	99.9以上		99以上	

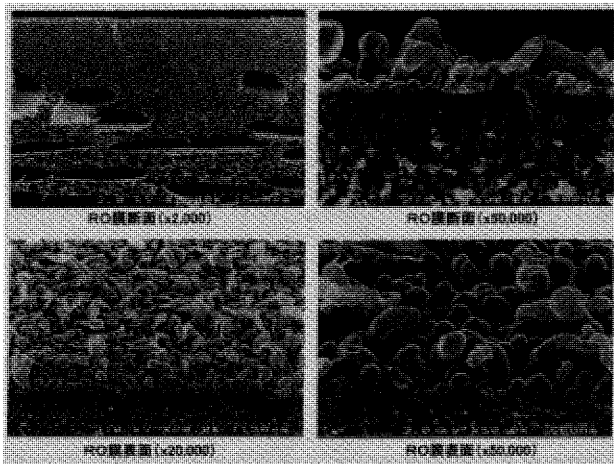


図7 RO膜断面, 表面写真

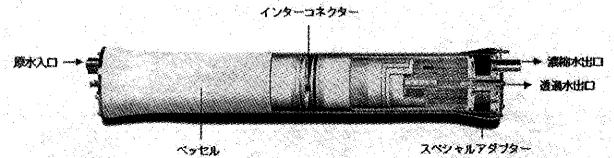


図9 RO膜ベッセル

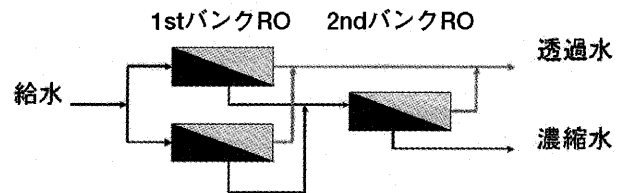


図10 RO膜バンク構成

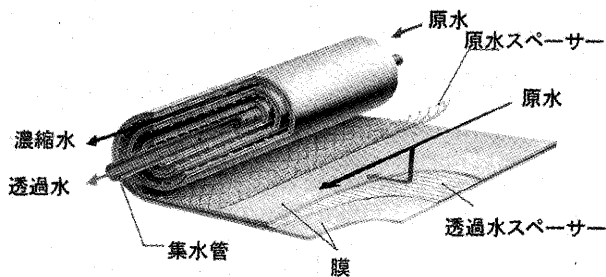


図8 スパイラル型RO膜モジュールの解体図

示す。スパイラル型は、逆浸透膜(平膜)を封筒状に接着し、封筒状の内側に透過水スパーサーを入れ、封筒状の口の部分を集水管(中心パイプ)に接着する。この封筒状と原水スパーサーを交互に配置した複数枚を集水管の周りに巻き込んでスパイラルを成型している。さらに、外側は圧力に耐えるためFRPを巻いている。

原水はスパイラル構造の一端より給水され、原水スパーサー側を流れ、他端より濃縮水が排出される。膜を透過し封筒状内部に入った水(透過水)は中心の集水管に集められる。

実際の装置では、図9のようにRO膜を複数本ベッセルに装填して使用する。また、図10に示すように1stバンクROの濃縮水を2ndバンクROに給水するバンクを構成する。

2.4 脱気装置

脱気装置は、水中の溶存ガスを除去する装置である。純水システムでは主に、DO(溶存酸素)を除去する目的で使用される。表5に各種脱気法の原理と性能を示す。

2.4.1 真空脱気塔

真空脱気塔の構造を図11に示す。密閉容器の塔上部より散水し、塔下部より処理水を取り出す。塔内には充填材を配置し気液接触を十分行えるようにしている。塔上部より真空ポンプで排気し、塔内を真空にして給水中溶存ガスを抽気する。処理水溶存酸素濃度は5~50μg/Lまで処理できる。炭酸ガス、窒素ガスも同程度まで除去できる。

2.4.2 膜脱気

中空糸型脱気膜モジュールを図12に示す。

膜脱気は、疎水性のポリプロピレン膜を隔てて、処理対象水側と真空側に分ける。その際、疎水性膜はガスだけを透過するため、給水中の溶存ガスが真空側へ抽気される。また、膜を透過した水蒸気が真空側で結露し、中空糸内側を閉塞することを防止するため、スイープガス(sweep gass, 窒素ガスを使用)を極微量流す。膜脱気装置は、真空脱気塔や窒素脱気塔に比べコンパクトで装置の高さも低い。最近では膜モジュールも大型化され、中規模ユニット型純水装置に組み込まれることが多くなってきた。

表5 各種脱気法の原理と性能

脱気法	原理と構造	性能
真空脱気塔法	密閉の塔上部より真空ポンプで排気し塔内を真空にした状態で、塔上部から原水を散水して真空中に溶存ガスを抽気する。処理水は塔下部水槽に溜まり、送水ポンプで取り出される。	DO 5~50 μg/L
窒素脱気塔法	密閉の塔下部から上部に向けて窒素ガスを流した状態で、塔上部から原水を散水して、窒素ガスとその他の溶存ガスを置換する。処理水は塔下部水槽に溜まり、送水ポンプで取り出される。	DO 5~50 μg/L
膜脱気法	疎水性の膜を隔てて、原水と真空状態を存在させる。疎水性膜はガスだけを透過するため、原水中の溶存ガスが真空へ抽気される。真空側には、窒素ガスを極微量流し、水蒸気が真空側で結露するのを防ぐ。	DO 5~50 μg/L
触媒樹脂脱酸素法	原水に水素ガスを注入して、触媒樹脂充填塔へ給水する。触媒樹脂の表面に担持されたパラジウムの触媒作用により、溶存酸素が水素と反応して、水になる。 $O_2 + 2H_2 \xrightarrow{(pd \text{ 触媒})} 2H_2O$	DO 1~20 μg/L

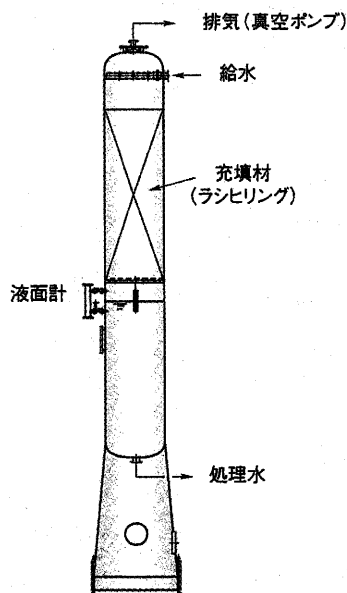


図11 真空脱気塔の構造

2.5 各種純水システム例

純水製造システムは、イオン、有機物、溶存ガス、微粒子等の不純物を除去するが、これら全てを単一の装置で除去することはできない。イオンをほぼ完全に除去するが有機物や微粒子は除去できないイオン交換装置、有機物や微粒子が除去できるがイオンの除去率が100%でないRO膜装置。これらをどう組み合わせるかでシステムの性能が変わってくる。

2.5.1 二段RO方式

図13に二段RO方式の純水システムを示す。RO装置

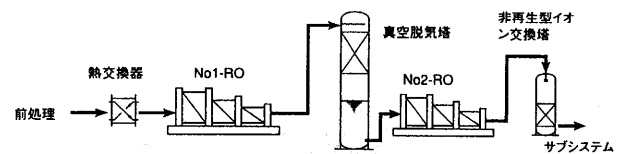


図13 二段RO方式

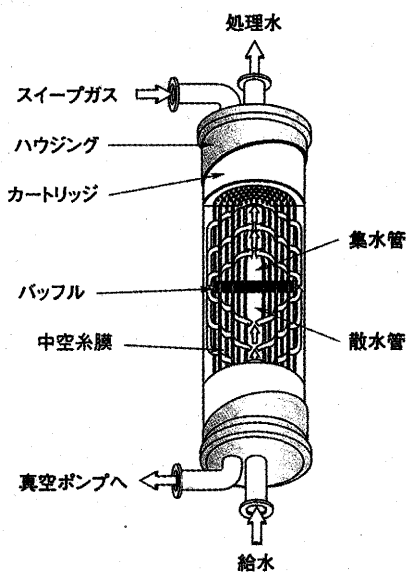


図12 中空糸型脱気膜モジュールの構造

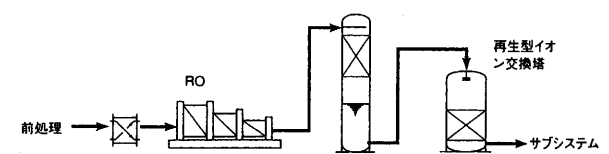


図14 後段イオン交換方式

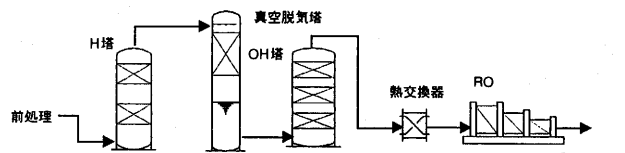


図15 前段イオン交換方式

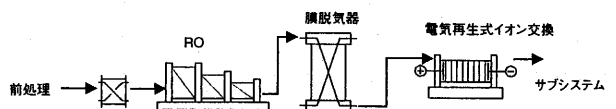


図16 RO膜+連続脱イオン方式

をシリーズ (series, 連続の意) に通水する。長所は、TOC、微粒子除去能力が高い、連続運転 (再生がない) のため水質が安定している点である。一方、原水のイオン濃度が高くなるに比例して処理水質が悪くなる点が短所である。原水導電率100~150 $\mu\text{S}/\text{m}$ 程度で処理水抵抗率5M $\Omega \cdot \text{cm}$ と悪いため、最終段に非再生型のイオン交換ポリッシャーを設置し15M $\Omega \cdot \text{cm}$ 以上になっている。また、pHが中性ではホウ素、炭酸などの弱酸イオンの除去率も低い。

2.5.2 後段イオン交換方式

図14は、前段にRO装置、後段にイオン交換装置を組み合わせたシステムである。RO装置では十分な純度になっていないが、後段のイオン交換で抵抗率10~15M $\Omega \cdot \text{cm}$ まで純度を得ることができる。後段イオン交換への負荷はRO装置で軽減されており、再生頻度は通常3~5日に1回と少ない (前段イオン交換の場合1日1回)。

長所は、イオンを十分除去できることである。短所は、後段イオン交換装置から微粒子や有機物が溶出した場合、除去機能がないことである。したがって、イオン交換樹脂は低溶出のクリーンタイプを使用する。

2.5.3 前段イオン交換方式

図15に前段イオン交換方式を示す。前段にイオン交換装置を設置することで、イオンを十分に除去し、比抵抗10~15M $\Omega \cdot \text{cm}$ と一気に水質を上げる。ホウ素、炭酸などの弱酸イオンも十分に低い濃度まで除去できる。後段のRO装置はイオン除去を要求されず、TOC、微粒子の除去を行う。長所は、イオン除去能が高いことで、原水イオン濃度制限がなく、導電率500 $\mu\text{S}/\text{m}$ でも適用できる。短所は、前段のイオン交換置が大型となり、通常1日1回の再生操作や廃液中和処理などの運転管理が必要になることである。

2.5.4 RO膜+連続脱イオン方式

図16に連続脱イオン装置を利用したシステムを示す。薬品再生型のイオン交換装置の代わりに電気で連続再生しながらイオン交換する装置を使用する。

このシステムの長所は、連続運転のため、水質が安定すること、電気再生式のため再生廃液処理等がなく、運転管理の容易なこと、イオン交換装置にくらべ装置がコンパクトになることである。短所は、再生式イオン交換装置に比べ、弱酸イオンの除去率が若干低い点である。それでも比抵抗は15M $\Omega \cdot \text{cm}$ 以上が得られる。

RO膜+連続脱イオン方式は、上記特徴のために、純水システムの主流になりつつある。次章で連続脱イオン方式について、詳しく説明する。

3. 連続脱イオン装置

近年、純水製造装置において、①薬品使用量の削減、②安定した運転性能、③省スペース化などが要求されており、それにマッチした装置が、KCDI[®] (Kurita Continuous DeIonization) である。

以下に、KCDI[®] の特徴や原理を説明し、KCDI[®] を組み込んだ最新の純水装置例を示す。

3.1 KCDI[®] の原理

KCDI[®] は、電気透析を発展させた技術であり、純水の電気導電性をカバーするために、脱塩室にイオン交換樹脂を充填している。

KCDI[®] の原理図を、図17に示す。陽イオン交換膜 (陽イオンを選択的に通過させる膜) と陰イオン交換膜 (陰イオンを選択的に通過させる膜) を交互に配置し、これらの間にカチオン交換樹脂とアニオン交換樹脂を混合充填して、脱塩室、濃縮室を交互に構成している。脱塩室と濃縮室を交互に構成した部屋群の両端に電極板を設け、最端の部屋を電極室としている。両電極板間に適当な直流電流を印加することで連続脱イオンを行うことができる。

脱塩室では、給水に含まれる Na^+ や Ca^{2+} などの陽イオンはカチオン交換樹脂で交換され、同様に Cl^- 、 SO_4^{2-} などの陰イオンはアニオン交換樹脂で交換されるため脱塩水が得られる。交換されたイオンは直流電圧の電位差で移動し、陽イオンは陽イオン交換膜を、陰イオンは陰イオン交換膜を通過して濃縮室まで行った所で、逆電荷のイオン交換膜に阻まれてとどまる。

脱塩室入口付近で、強電解質を除去された給水は、イオン濃度が低下し電荷不足となって電流が流れにくくなる。この状態になると荷電不足を補おうとする力が働き、水分子の分裂が起こる。この反応によって生じた OH^- との反応によって、二酸化炭素やシリカ、ホウ素がイオン化され、強電解質と同様に除去される。KCDI[®] では、この水分子の分裂が起こるのに十分な電流をかけることで、脱塩室処理水を純水レベルまで高めている。

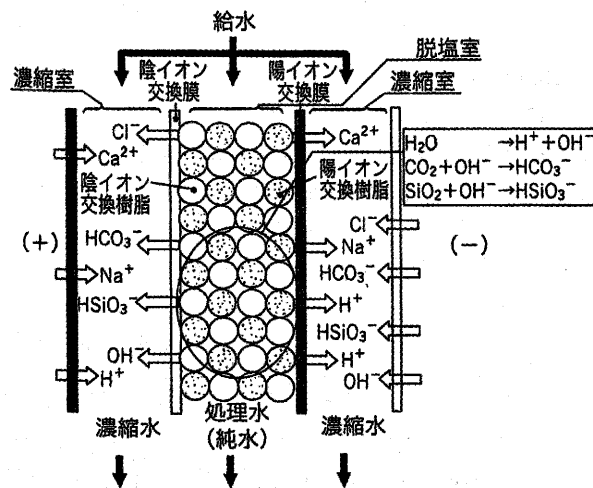
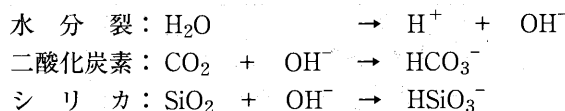


図17 KCDI[®] の原理



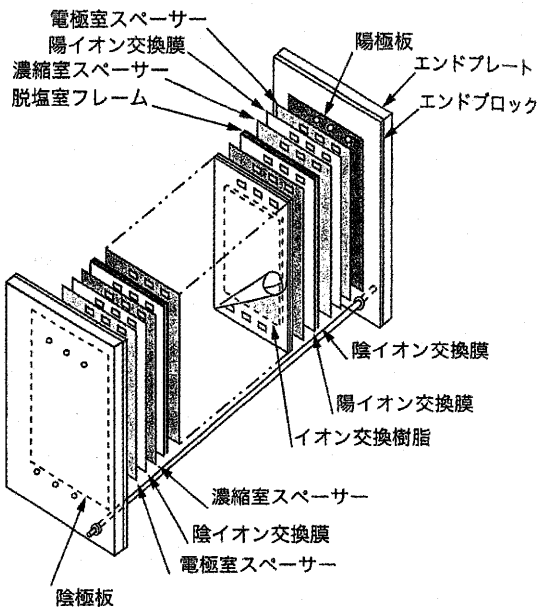


図18 KCDI® モジュール構造

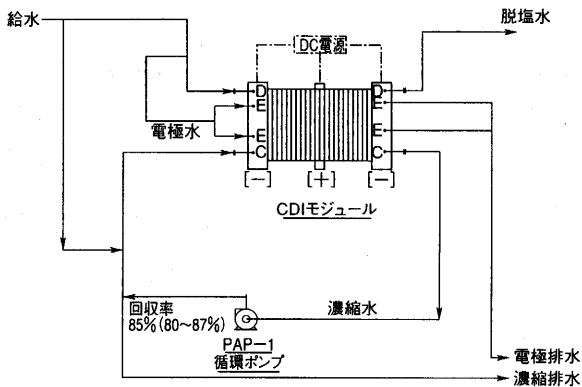


図19 KCDI® のフロー図

3.2 KCDI® の構造

図18に、KCDI® のモジュール構造を示す。脱塩室と濃縮室を交互に組み合わせ、両端に陽極室と陰極室を配置している。その外側から締結用エンドプレートで固定している。

図19にKCDI® のフロー図を示す。給水は脱塩室、濃

縮室、電極室に分水して供給しており、濃縮水は濃縮室内流速を確保するために循環させている。濃縮室内流量が小さすぎる場合は、イオン交換膜面で濃度分極が起こりスケール障害を起こしやすくなる。

KCDI® の濃縮水や電極水は塩類濃度が低く再利用するのが一般的である。

3.3 RO 膜+KCDI® システム

KCDI は、原則的に、RO 膜を前段に置いて使用する。この RO 膜+KCDI® 純水システムは、前述のとおり現在主流になりつつある。

図20に RO 膜+KCDI® 純水装置を示す。RO 装置、KCDI®, 制御盤が整然と組み込まれ、コンパクトな構成となっている。

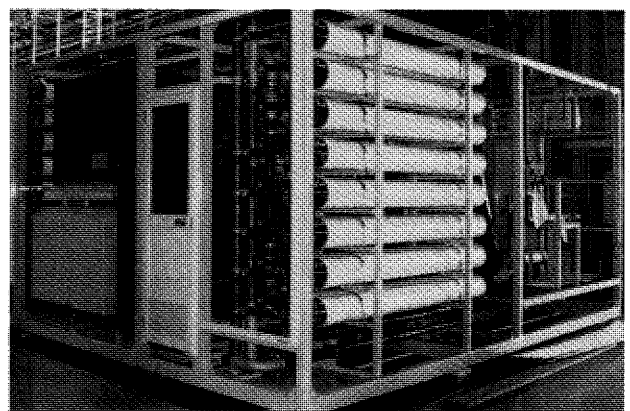


図20 RO + KCDI® 純水システム

4. 超純水製造システム

最近、半導体製造の洗浄水等に超純水が使用されている。超純水には医薬製薬用水における日本薬局方のような統一した基準がなく、その時期の製品の集積度や測定技術の進歩に合わせて設定されてきた。表6にDRAM集積度と超純水への要求水質例を示す。

超純水は純水を更に高純度化した水であり、一般的な水質管理項目は抵抗率（電気伝導度の逆数）、微粒子、生菌、TOC（有機物の指標、Total Organic Carbon）シリカ、重金属、イオンなどである。例えば、最近の

表6 DRAM 集積度と超純水の要求水質

項目	1Mbit	4~16Mbit	16~64Mbit	64~256Mbit	256Mbit ~1Gbit
抵抗率(MΩ・cm)	17.5~18	>18	>18.1	>18.2	>18.2
微粒子(個/mL) 0.1 μm	10~20	<5			
0.05 μm		<10	<5	<1	
0.03 μm				<10	<5
生菌(個/L)	10~50	<10	<1	<0.5	<0.1
TOC(ppb)	30~50	<10	<5	<2	<1
溶存酸素(ppb)	30~50	<50	<10	<5	<1
シリカ(ppb)	5	<1	<1	<0.5	<0.1
重金属、イオン(ppt)	100~500	<100	<10~50	<5	<1

DRAM 集積度である 256Mbit では抵抗率 $18.2\text{M}\Omega\cdot\text{cm}$ 以上 (理論純水は $18.24\text{M}\Omega\cdot\text{cm}$)、微粒子 5 個/ml 以下 (粒径: $0.03\ \mu\text{m}$ 以上)、生菌 0.1 個/L 以下、重金属 1ppt 以下 (1ng/L 以下) のような要求水質となっている。

半導体産業で使用されている超純水製造システムの構成例を図 21 に示す。

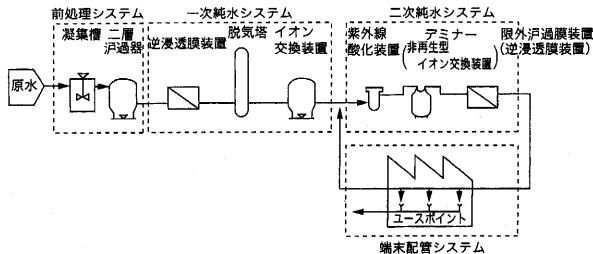


図 21 超純水製造システム

前述の一次純水製造システムの後段に二次純水製造システム及び末端配管システムを置き、一次純水の更なる高純度化と二次純水製造システムで製造した超純水の純度を維持して製造ラインへ送水する役割を担っている。そのため、末端配管システムで製造ラインへ送水された超純水の一部を二次純水製造システムに戻し、純度を維持している。二次純水製造システム構成装置の概要を以下に述べる。

4.1 紫外線酸化装置

紫外線を照射し、微量の有機物を分解する装置である。反応機構は紫外線 (波長 185nm) と水が反応して生成するヒドロキシラジカルが酸化剤として働き、有機物を分解する。分解生成物 (有機酸, CO_2) は後段のイオン交換装置で除去する。

4.2 デミネラ (非再生型イオン交換装置)

非再生型のイオン交換装置である。除去するイオンが極めて微量のために、超純水仕様にコンデショニングされたカチオン及びアニオン交換樹脂が混合充填されている。装置としてはカートリッジポリッシャー型となっており、一定期間使用後容器ごとに取り外し新しいものと交換する。

4.3 UF 膜装置

UF 膜装置に要求される機能は微粒子の除去である。UF 膜装置は一次純水でも使用されるが、ここで使用される UF 膜は膜素材からの発塵が無くクリーンなものが必要である。最近では超純水特別仕様の外圧型 UF 膜 (膜素材: ポリスルホン) が採用されている。

4.4 末端配管

超純水製造装置で製造された超純水は数百メートルの主配管でクリーンルームに送水され、そこで分岐管、枝管で細分化され製造ラインへ送水される。このように長く複雑な配管系では、配管材料からの不純物溶出、配管網での滞留による水質低下などを考慮する必要がある。

二次純水製造システム、末端配管システムで使用される配管材料は、不純物 (金属, イオン, TOC 他) 溶出の少ない超純水仕様の配管が使用されている。現在使用されている配管材料は、クリーン PVC (超純水向けに開発した塩ビ管)、PVDF (ポリビニリデンジフルオライド) が使用されている。

5. おわりに

純水, 超純水は, 電力, 食品, 医薬, 化学, 半導体工場などの製造ラインで使用されている。従来は大規模なイオン交換装置を中心とした純水製造システムを設置し、製造ラインへ大量の純水を供給する方式が主流であった。しかし今後は、環境, 省エネ, 省スペース, 垂直立ち上げなどの要求から、ここで紹介した膜脱気装置, KM 膜装置, KCDI[®] などの装置が組み込まれた, 省スペースなユニット型装置が普及して行くと考えられる。

参考文献

- (1) 水ハンドブック 2003年 3月発行, 水ハンドブック編集委員会編, 丸善出版
- (2) 矢部江一, 本村敬人, 水庭哲夫, これでわかる純水・超純水技術, 2004年11月発行, p73-p162, 工業調査会

特集：複合発電システムに必要な関連設備

純水装置の方式と特徴

岡 俊英*1
OKA Toshihide

キーワード：純水，イオン交換，逆浸透，電気脱塩，RO，EDI

1. 主な水中の不純物と水処理上の障害

製造用水・洗浄水・ボイラ補給水・冷却水の補給水などさまざまな用途に利用されている水は、表1に示すようなさまざまな不純物を含有しており、腐食やスケールなどの障害を起こす場合がある。その対策として、原水の軟水化や純水化などの物理的処理やボイラにおける清缶剤、冷却水におけるスケール防止剤等による化学的処理が行われている。その例を表2に示す。

ガスタービンシステムにおいても、この様な水に起因する障害を未然に防止して効率的な運転の維持と安定運転を行う必要がある。

2. ガスタービンシステムにおける水の用途と要求水質

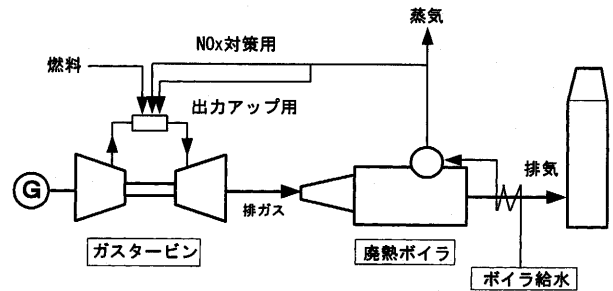
2.1 水の使用箇所

ガスタービンによるコージェネレーションシステムの例を図1に示す。

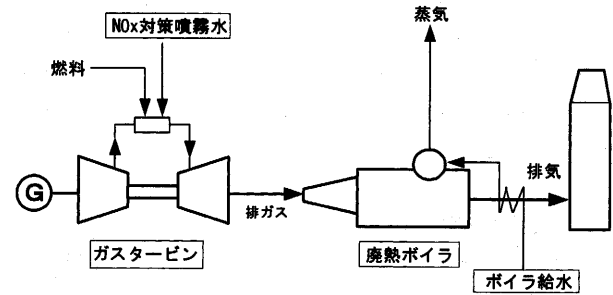
主な水の使用箇所は、ボイラ用水、NOx対策用噴霧水、付随する機器の冷却水が挙げられる。

2.2 ボイラ用水

ガスタービンの排ガスとの熱交換で蒸気をつくる排ガスボイラが設置されている。排ガスボイラは伝熱面積当



(a) 蒸気を吹き込むタイプ



(b) 蒸気を吹き込まないタイプ

図1 ガスタービンシステムにおける水の使用場所

表1 主な水中の不純物

陽イオン		陰イオン		補助項目
カルシウムイオン	Ca ²⁺	重炭酸イオン	HCO ₃ ⁻	
マグネシウムイオン	Mg ²⁺	塩化物イオン	Cl ⁻	
鉄+マンガンイオン	Fe ³⁺ +Mn ²⁺	硫酸イオン	SO ₄ ²⁻	
ナトリウム+カリウムイオン	Na ⁺ +K ⁺	硝酸イオン	NO ₃ ⁻	
全陽イオン		塩構成陰イオン		
		全陰イオン		
		全シリカ	T-SiO ₂	
		遊離炭酸	CO ₂	

原稿受付 2005年7月15日

*1 アクアス(株) 技術開発二部技術課
〒300-2646 茨城県つくば市緑ヶ原4-4
つくばテクノパーク豊里

表2 水による障害と対策

区分	障害	障害発生の原因	処理対策	
			物理的処理	化学的処理
ボイラ系統	スケール	・補給水系統から硬度成分、シリカ等スケール成分の混入 ・ドレン系統から腐食生成物の混入 ・ブローオフ量の過少	軟水装置 純水装置 ドレンフィルター装置 連続ブロー装置	清缶剤 清浄剤
	腐食	・給水中の溶存酸素 ・ドレン系統から腐食生成物の混入	脱気装置 ドレンフィルター装置	脱酸素剤 皮膜型防食剤
	ドレン系の腐食	・給水中の炭酸塩の熱分解で生成する炭酸ガス ・給水中の溶存酸素	脱アルカリ軟化装置 純水装置	復水処理剤
	キャリーオーバー	・ボイラ水のアルカリ過剰 ・ボイラ負荷の急激な変動	脱アルカリ軟化装置 連続ブロー装置	
冷却水系統	スケール	・補給水系統からスケール成分の混入及び、濃縮による塩濃度の増加 ・大気中から土砂、砂塵等の混入	冷却水ブロー装置 軟水装置 純水装置 RO装置 サイドフィルター	スケール防止剤
	腐食	・循環水中の溶存酸素 ・大気中からの亜硫酸ガス等腐食性ガスの混入 ・塩化物イオン、硫酸イオンの増加 ・循環水中の汚染物のデポジット	冷却水ブロー装置 サイドフィルター	防食剤 分散剤
	スライム	・栄養塩類、COD成分の混在 ・大気中から菌類の混入 ・日光の照射	サイドフィルター 日光遮蔽	スライムコントロール剤
冷水系統	腐食	・冷水中の溶存酸素 ・鉄錆等汚染物のデポジット	サイドフィルター	防食剤
	スライム	・補給水、大気中からの菌類の混入		スライムコントロール剤

りの保有水量が少なくコンパクトに設計されており、更にフィンチューブなどで熱効率を上げている。

そのため、水管部で局所的な過熱濃縮が起りやすく、この部分でスケール付着やアルカリ腐食が発生する可能性がある。

また、保有水量が小さいので、負荷変動によりキャリーオーバーが発生しやすく、蒸気の純度が低下するおそれがある。このような障害を防止する為、ボイラ給水は、軟水又は純水を給水とするが、安定運転のためには純水とすべきである。

蒸気を吹き込むタイプでは、排熱を高圧の蒸気として回収し、その蒸気をガスタービンに噴射する事によってタービンの軸仕事を増強し、発電量を増加する。また、

NOx 対策として蒸気をガスタービンに噴射するシステムもある。

このような蒸気をガスタービンに噴射するシステムでは、蒸気中に含まれるシリカによるタービン翼のエロージョンやデポジット、アルカリ金属 (Na, K 等) 塩の付着による高温腐食が発生する可能性がある。

これらの障害を防止する為にも、ボイラ給水は純水を給水する事が望ましい。

また、ボイラにおいては適切な薬剤処理を行い、ボイラ水の過度の濃縮は避けなければならない。

2.3 NOx 対策用噴霧水

燃焼部に水あるいは蒸気を噴射する事によって、火炎

温度を低下させるが、タービンへのスケール付着やアルカリ金属塩による腐食障害の発生を防止するための噴霧水には純水が使用される。

2.4 冷却水・冷水補給水

冷却水の補給水には水道水の他、地下水や工業用水及びその処理水が使用される。ブロー装置による濃縮管理や防食・防スケール剤、スライムコントロール剤などの化学的処理で安定運転を行っている。昨今、工場施設内の余剰純水を用いて冷却水を純水で運転する例もみられ、良い処理効果を得ている。

3. 純水装置の方式と特徴

代表的なイオン交換樹脂による純水装置、逆浸透(RO)式純水装置、電気脱塩(EDI)による純水装置についてその方式と特徴を述べる。

3.1 イオン交換樹脂による純水製造

イオン交換樹脂による純水装置は広く普及している。その方式は、複数の樹脂塔を持つ複床式と1塔で純水を得ることが出来る混床式がある。必要な処理水質、処理水量、原水中のイオンの組成や濃度によって、各種のイオン交換樹脂を充填した樹脂塔に通水する事で純水を得る事が出来る。

原水は通常の市水、井戸水、井戸水・工業用水の処理水を使用する。

表3に複数の樹脂塔の配列を変え多くの方式が実用化されている複床式純水装置の例を示す。

ここでは代表的な複床式である2床3塔式純水装置と混床式純水装置について紹介する。

3.1.1 2床3塔式純水装置

強酸性陽イオン交換樹脂を充填した樹脂塔と強塩基陰イオン交換樹脂を充填した樹脂塔の中間に脱炭酸塔を設置している。樹脂床が2床あり塔が3塔となるのでこう呼ばれている。

水中にはカルシウムイオン(Ca²⁺)、マグネシウムイオン(Mg²⁺)、ナトリウムイオン(Na⁺)、炭酸水素イオン(HCO₃⁻)、硫酸イオン(SO₄²⁻)、塩化物イオン(Cl⁻)、二酸化炭素(CO₂)、シリカ(SiO₂)等が存在している。2床3塔式純水装置では水中の全ての電解質及びシリカを除去する。

2床3塔式純水装置の処理フローを図2に示す。

原水中の陽イオンは、陽イオン交換樹脂塔において水素イオン形(H⁺)の強酸性陽イオン交換樹脂の水素イオンと交換され除去される。脱炭酸塔では陽イオン交換されて酸性雰囲気となり、炭酸水素イオン(HCO₃⁻)が二酸化炭素(CO₂)となった所で空気を吹き込む事で

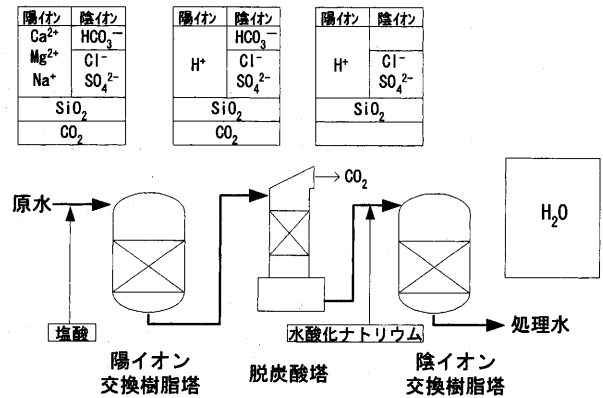


図2 2床3塔式純水装置の処理フロー

表3 複床式純水装置の例

処理方式	特徴
	2床3塔式 純水装置の基本形で、脱炭酸塔で原水中のHCO ₃ ⁻ をCO ₂ として除去する。
	3床4塔式 原水中にCl ⁻ 、SO ₄ ²⁻ が多い時に使用。弱塩基性陰イオン樹脂(W-OH ⁻)で後段の負荷を減らす。 強塩基性イオン交換樹脂の再生廃液で再生する。
	3床4塔式 HCO ₃ ⁻ 、硬度成分が多い場合に使用。弱酸性イオン交換樹脂(W-H ⁺)はHCO ₃ ⁻ と当量の硬度成分を除去出来る。 強塩基性イオン交換樹脂の再生廃液で再生する。
	4床5塔式 再生は陰・陽それぞれ後段から前段に向かって再生する。 処理水質の向上と再生剤を節減できる。
	4床5塔式 再生は陰・陽それぞれ後段から前段に向かって再生する。 イオン量が多い場合に適用する。

除去する。

次に、水中の陰イオン及びシリカ (SiO₂) は陰イオン交換樹脂塔において水酸化物形 (OH⁻) の強塩基性陰イオン交換樹脂により水酸化物イオンと交換されて純水となる。

処理水の純度は、電気伝導率で0.5~1.0mS/m (5~10 μS/cm) 程度で、後述する混床式純水装置に比べ純度は悪い。

陽イオン交換樹脂塔での反応は可逆反応なので、補足し難いナトリウムイオン (Na⁺) が漏洩する。陰イオン交換樹脂塔での反応は不可逆反応なので存在する硫酸や塩酸の強酸液は殆ど吸着し、処理水中に NaOH のみを含む事となり、アルカリ性を示し純度が悪くなる。

再生は、強酸性陽イオン交換樹脂は塩酸 (HCl) で、強塩基陰イオン交換樹脂は水酸化ナトリウム (NaOH) で行う。

再生薬品の通液方式と原水の通水方向などによって、並流再生、向流再生がある。両再生方式の概念図を図3に示す。

並流再生は、採水・再生とも下向流で行うもので、樹脂塔の構造もシンプルで、運転操作も容易なため、もっとも一般的に使用されている方式である。

装置コストが安価であるが、樹脂塔下部の処理水出口付近に未再生の樹脂が残留し、処理水質が悪化する事がある。未再生樹脂の残留を無くするためには、多くの再生剤が必要となり、ランニングコストが高くなる欠点がある。

向流再生は、原水の通水方向と再生剤の流れる方向が逆になる再生方式である。原水を樹脂塔の上部から下

陽イオン	陰イオン
Ca ²⁺	HCO ₃ ⁻
Mg ²⁺	Cl ⁻
Na ⁺	SO ₄ ²⁻
	SiO ₂
	CO ₂

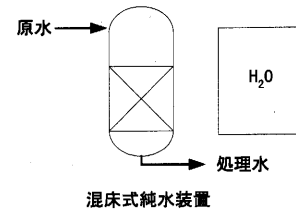


図4 混床式純水装置の処理フロー

流で流し、再生剤は樹脂塔の下部から上部に向かって流す方法と、再生剤を下部から上部に向かって流し、通水は下部から上部に向かって流す方法がある。向流再生では、再生剤量が少なくても処理水出口付近の樹脂が完全に再生されるので処理水質は向上する。

3.1.2 混床式純水装置

1塔に強酸性陽イオン交換樹脂と強塩基性陰イオン交換樹脂とを充填し、均一に混合して、下向流で通水する。図4にフローを示す。原水中のイオンは強酸性陽イオン交換樹脂、強塩基性陰イオン交換樹脂と接触して脱イオンされる。両方の樹脂塔を交互に無限に並べた配列と考える事ができ、混床式1塔で純度の高い処理水を得る事が出来る。

処理水の純度は、電気伝導率で0.1mS/m (1 μS/cm) 程度の純水を得ることが出来る。

この様に高純度の処理水を得る事が出来るため、単独で使用される他、前述した2床3塔式純水装置や後述する逆浸透装置 (RO 装置) の後段にポリシャーとして設け、更に高純度の処理水を得る場合にも使用される。この場合の処理水質は電気伝導率で0.01S/m (0.1

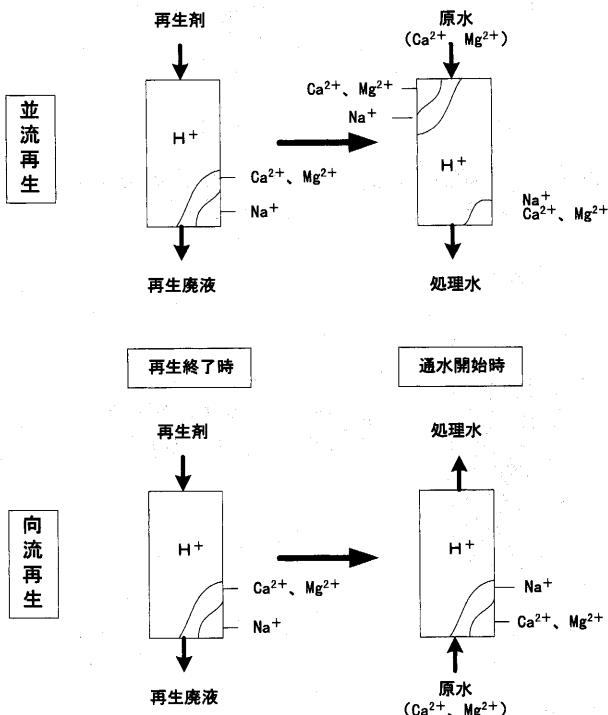


図3 並流再生と向流再生の概念図(陽イオン交換樹脂塔の例)

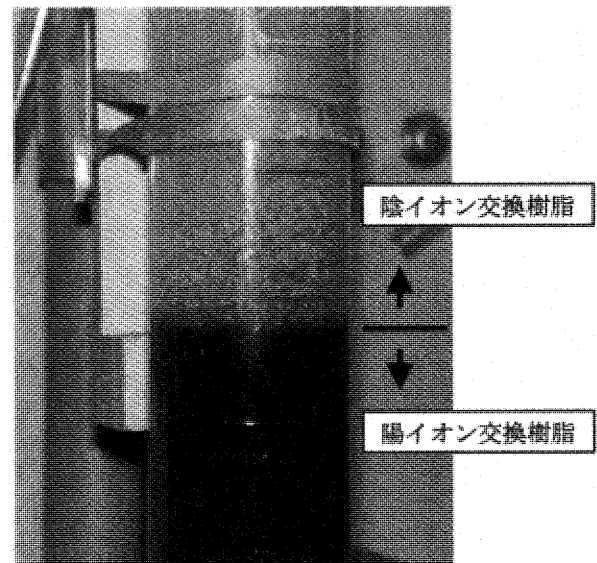


図5 イオン交換樹脂の分離の様子

μS/cm) 程度にまで精製される。

混床式純水装置では、同一樹脂塔内で強酸性陽イオン交換樹脂と強塩基性陰イオン交換樹脂とを充填し均一に混合して使用するため、再生に当っては両方の樹脂を分離する必要がある。強酸性陽イオン交換樹脂と強塩基性陰イオン交換樹脂とでは比重が異なるので、樹脂塔下部から通水、つまり逆洗によって図5のように分離する事が出来る。

逆洗によって強酸性陽イオン交換樹脂が樹脂塔下部に位置し、上部に強塩基性陰イオン交換樹脂が位置する2層構造となる。

混床式純水装置においては、再生時のこの分離が重要である。原水中の有機物質による強塩基性陰イオン交換樹脂への不可逆吸着や樹脂の破碎で分離が充分でない場合がある。このまま再生を行うと、純度の上昇不良や採水量の低下の原因となる。

混床式純水装置の再生法の概要を図6に示す。

所定の採水量が終了した時点で逆洗を行い、強酸性陽イオン交換樹脂を樹脂塔下部に、強塩基性陰イオン交換樹脂を上部に分離する。上層部の強塩基性陰イオン交換樹脂

は水酸化ナトリウムを樹脂塔上部から通液し、同時に樹脂塔の下部から原水(押え水と呼ぶ)し、樹脂の分離面付近に設置してあるコレクターから排出して再生する。

下層部の強酸性陽イオン交換樹脂は塩酸を樹脂塔下部から通液し、同様に上部から原水(押え水)を通水し、樹脂の分離面付近に設置してあるコレクターから排出して再生する。

再生後、水洗、両樹脂を混合した後、通水し純度を確認して採水する。

4. 逆浸透 (RO) 式純水装置

4.1 膜の種類

膜の技術は急速に進み、純水製造の他、精密ろ過、限外ろ過などの技術が浄水処理や排水処理にまで応用されている。

水中に存在する物質を分離処理する方法は次の3つに大別される。

- 精密ろ過膜 (MF, Micro Filtration)
- 限外ろ過膜 (UF, Ultra Filtration)

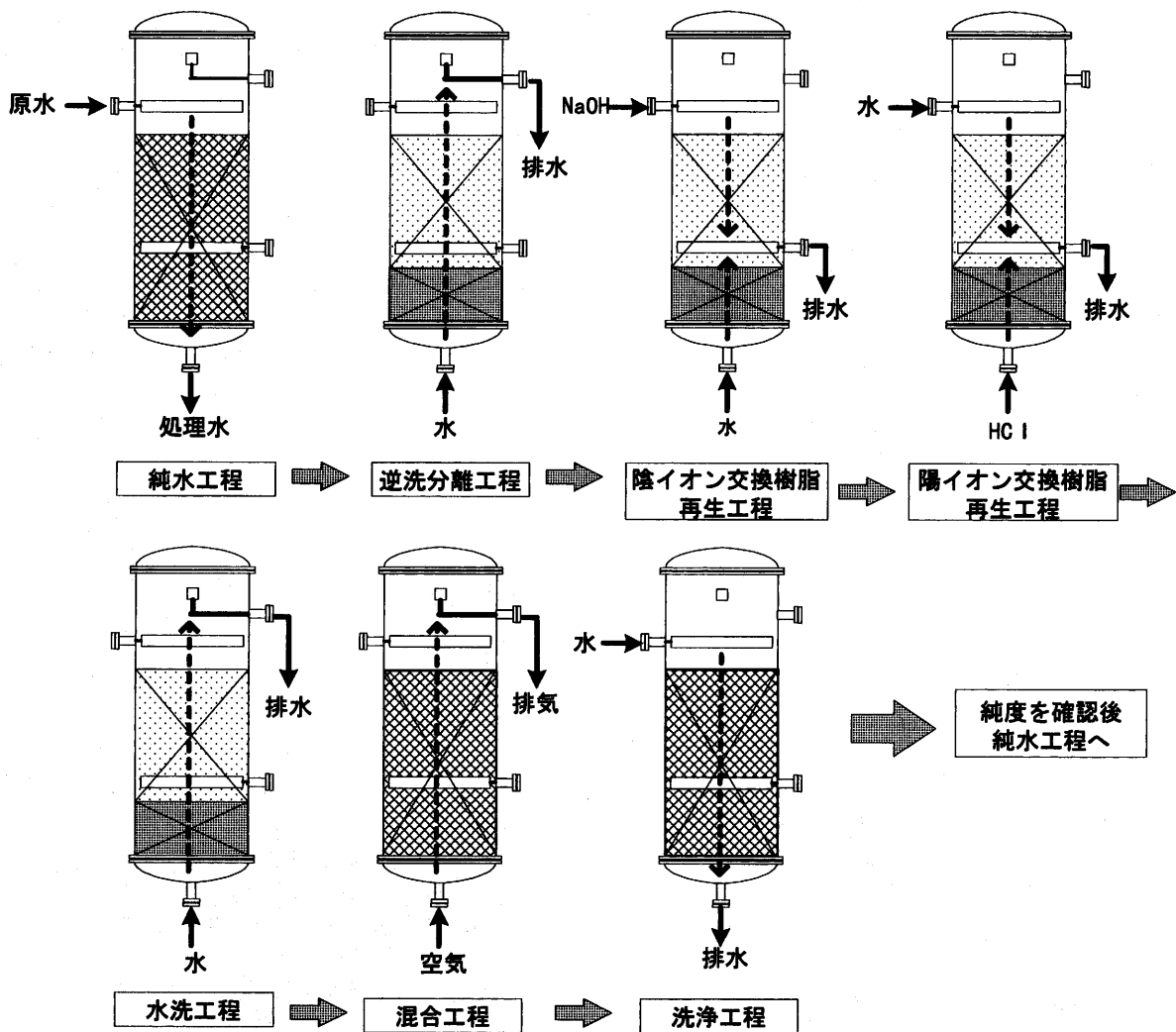


図6 混床式純水装置の再生法の概要

逆浸透膜 (RO, Reverse Osmosis)

それぞれの膜の除去対象物質と大きさを図7に示す。

精密ろ過膜 (MF 膜) は、無菌水の製造・RO や UF の前処理・微粒子の分離・プールろ過などをはじめとして、排水処理における活性汚泥の分離に利用されている。

限外ろ過膜 (UF 膜) は、無菌水製造・食品製造用水製造などに利用されている。

逆浸透膜 (RO) は、純水・超純水の製造や加湿用水・食品調合用水・コージェネレーション用水などの製造、海水の淡水化などに利用されている。

4.2 逆浸透の原理

図8に逆浸透の原理を示す。食塩水と真水の様な濃度差のある溶液を半透膜を隔てた両側に置くと、希薄溶液側の真水は濃厚溶液の食塩水側に移行して行く。この現象を浸透現象と言い、溶媒 (真水) の移行はある一定の水位差になるまで進む。溶媒の移行が止まった水位差をこの食塩水の浸透圧と言う。

これに対して、濃厚溶液側に浸透圧以上の圧力をかけると、逆に濃厚液側の溶媒 (真水) は希薄溶液側に移行して行く。この現象を逆浸透と言う。

逆浸透法は浸透圧以上の圧力をかけて、水中の不純物と水を効率良く分離する方法である。

分類	微粒子領域	高分子領域	分子領域	イオン領域
大きさ	1 μm	10 ⁻¹ μm	10 ⁻² μm	10 ⁻³ μm
除去対象	大腸菌	油エマルジョン	コロイドシリカ	各種ウイルス
分離膜	精密ろ過膜 (MF)	限外ろ過膜 (UF)	逆浸透膜 (RO)	
			卵アルブミン	シヨ糖
				Cl ⁻ OH ⁻ H ⁺ Na ⁺ Ca ⁺ SO ₄ ²⁻ HCO ₃ ⁻
				H ₂ O ₂ CO ₂ H ₂ O

図7 除去対象物質の大きさと膜の種類

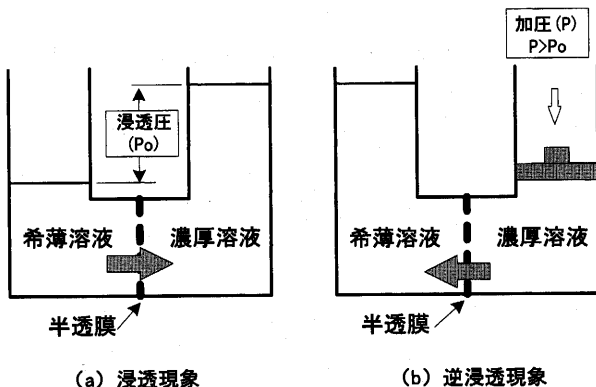


図8 逆浸透の原理

4.3 逆浸透膜の種類

逆浸透膜は素材で分類すると、酢酸セルロース膜とポリアミド系膜の2つに分類されるが、最近には主にポリアミド系膜が使用されている。

酢酸セルロース膜は、緻密 (スキン) 層 (脱塩性能を持つ) と支持層 (多孔質) からなる膜で、いずれも同材質であり、非対称膜と呼ばれている。

耐塩素性に優れ殺菌処理が容易に行えるが、バクテリアに弱い、アルカリ領域で加水分解して性能劣化を起こしやすい性質がある。

ポリアミド系膜は、芳香族ポリアミドからなるスキン層とポリスルホンからなる支持層で構成され、スキン層と支持層で材質が異なるので複合膜と呼ばれている。

低圧で運転でき、合成膜であるためバクテリアに強く、耐 pH 性に優れアルカリ領域でも安定した処理ができるが、酸化剤に弱い性質がある。

また、逆浸透膜を運転圧力で分類すると次の様になり、低圧形及び超低圧形の膜には複合膜が用いられている。

- 高圧形 : 圧力 5 ~ 6 MPa
- 中圧形 : 圧力 2 ~ 4.5 MPa
- 低圧形 : 圧力 1 ~ 2 MPa
- 超低圧形 : 圧力 ~ 1 MPa

逆浸透膜の基本構造としては、スパイラル形、中空糸形、管形、平膜形などがあるが、最近ではスパイラル形が多く使用されている。

スパイラル形は図9に示す様に、集水管を中心として、2枚の平幕を重ねてのり巻き状に巻いてエレメントとしている。

加圧した原水をエレメントに通水すると、スパーサーの間隙を通して流れ、RO 膜を透過して内部に入り、集水管に集まり透過水が取り出せる。

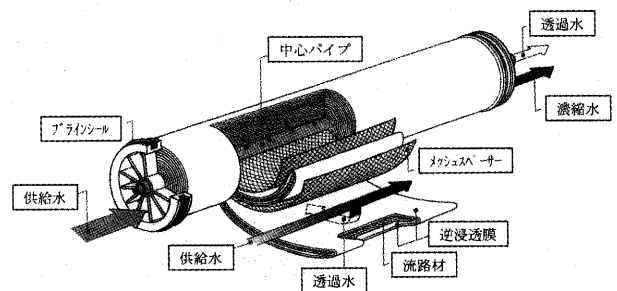


図9 スパイラル形の水の流れ⁽¹⁾

4.4 透過水量と回収率

図10に逆浸透装置の基本的なフローを示す。

原水は通常の市水、井戸水、井戸水・工業用水の処理水を使用する。

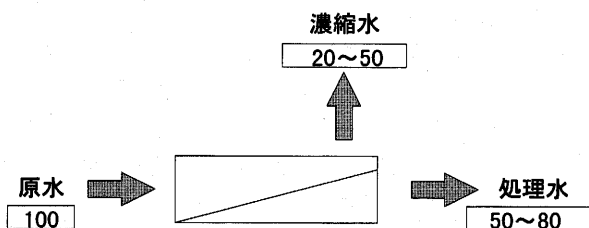


図10 逆浸透装置のフロー

脱塩率 : 99%以上

回収率 : 50~80%

処理水質 : 0.5~2.0mS/m

脱塩率, 回収率は以下の式で求められる。

$$\text{脱塩率}(\%) = \left(1 - \frac{\text{透過水中の各イオン}}{\text{供給水中の各イオン}}\right) \times 100 \text{の平均値}$$

$$\text{回収率}(\%) = \left(\frac{\text{透過水量}}{\text{供給水量}}\right) \times 100$$

回収率をどれだけを設定するかは, 原水の水質と透過水質によって決定されるが, 一般的には, 濃縮水側でのシリカやカルシウムスケールの析出が指標となる。

4.5 逆浸透の障害と対策

逆浸透装置は膜によるろ過であるので, 原水中にバクテリアや粘土, コロイド物質が存在すると, RO膜の表面に微細なコロイドが堆積して圧損が立ち, 膜の閉塞を生じて透過水量の低下が起きてしまう。これをファウリング(コロイダルファウリング)と言う。

逆浸透装置への供給水の水質の指標としてFI(Fouling Index)が一般的に用いられている。測定上, 濁度にも検出されない様な微細なコロイド量を測定する。

原水を孔径 $0.45\mu\text{m}$ のフィルターで 0.21MPa に加圧してろ過し, 初めの 500mL をろ過する時間(T1秒)を測定し, そのまま15分間ろ過した後, 再び 500mL をろ過するのに要する時間(T2秒)を測定し, 次の式から算出する。

$$\text{FI} = \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \times \frac{100}{15}$$

FIが高い場合には, 前処理設備によって水中のバクテリアや粘土, コロイド物質を充分除去した原水を供給する事が重要である。

その他の障害には, 原水中の塩類が濃縮して溶解度をを超えて, 炭酸カルシウムや硫酸カルシウムなどのスケールとなって膜表面を覆い, 透過流速を低下させるスケールリングも大きな障害となる。

炭酸カルシウムスケールの生成は原水水質とpHや水温などからランゲリア指数として算出する事が出来るので, 酸の添加で防止出来る。硫酸カルシウムスケールの

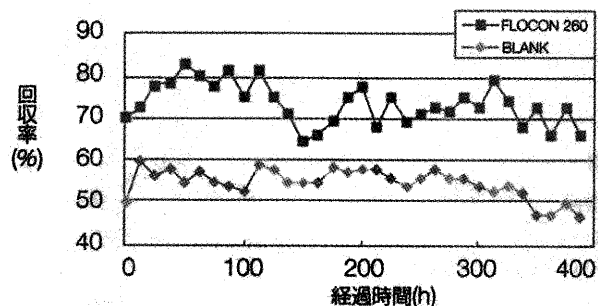
防止にはキレート剤の添加や軟化処理の他, 回収率を下げて濃縮倍率を低くして運転する方法もある。

また, 原水中のシリカ濃度が高いとRO膜の濃縮側にシリカの沈殿が析出するので回収率を下げ, 濃縮倍数を低くして運転する。

その他, 有機物によるファウリング, 酸化性物質による膜の劣化などがある。

逆浸透装置ではこのような障害を防止するため, 定期的に薬品洗浄する事が必要である。クエン酸・シュウ酸, 水酸化ナトリウム, 次亜塩素酸ソーダなどが代表的な洗浄用薬品である。

図11にアクアス(株)(以下当社)で使用するRO膜ファウリング防止剤(FLOCON)の使用例を示す。FLOCON添加では初期の回収率を70%に上げて運転が可能であったのに対し, 無添加(BLANK)では50%から60%に上げて運転した所, 300時間以上の運転時間で回収率が低下する傾向が見られた。

図11 ファウリング防止剤の使用例^{②)}

FLOCONは, カルシウム系のスケールの生成防止や, 硫酸バリウム生成防止, シリカ系コロイド物質による汚れや, 鉄, カルシウム系の汚れを防止し, 回収率を上げて装置を運転する事ができ, 節水が可能である。また, 定期的な薬品洗浄の頻度を減らすことが可能である。

4.6 電気脱塩装置(EDI)

電気脱塩装置(Electric Deionization)は, イオン交換樹脂とイオン交換膜, 電極で構成された純水装置である。電気を利用して連続的に脱イオンしながらイオン交換樹脂を再生するため, 再生剤は不要で, 連続通水出来る純水装置である。

4.6.1 原理

電気脱塩装置の基本構造を図12に示す。陽イオン交換膜と陰イオン交換膜の間にイオン交換樹脂を充填した脱塩室, その両側に濃縮室を持ち, その両端に陽電極と陰電極を配した構造である。

原水は脱塩室に供給し, 原水中のイオンは充填されているイオン交換樹脂によってイオン交換され純水になる。イオン交換樹脂に補足されたイオンは, 電極に電圧を加えると, イオン交換膜を通して濃縮室へ移動する。つま

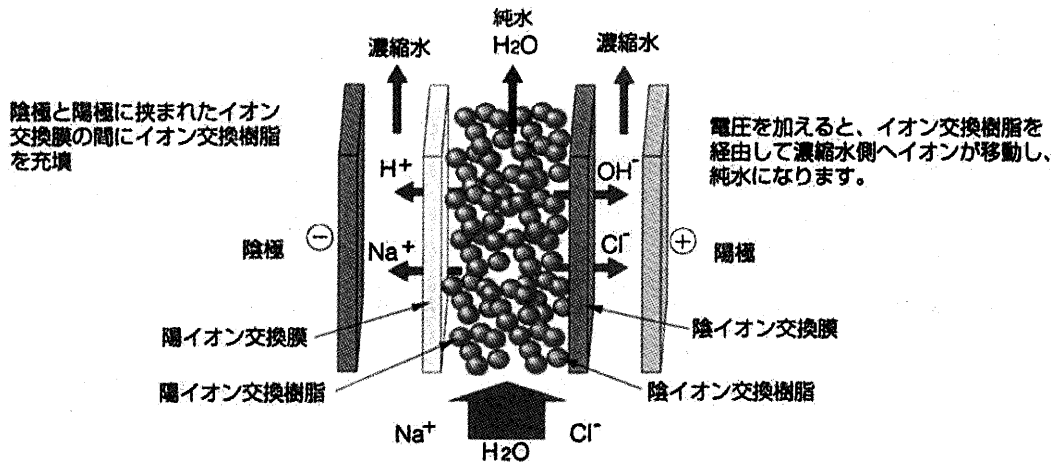
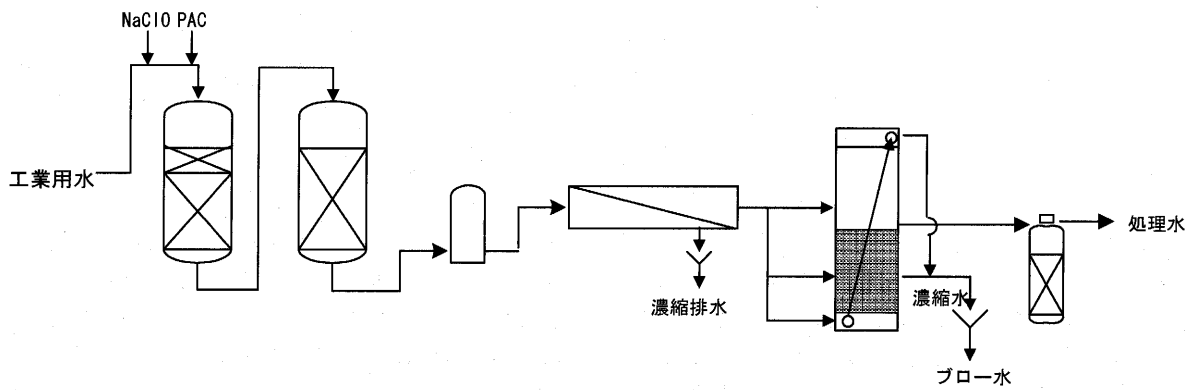


図12 電気脱塩装置の基本構造⁽³⁾



二層ろ過装置 活性炭ろ過装置 プレフィルター ROモジュール EDIユニット カートリッジ純水装置

図13 ガスタービン用噴霧水のフローの例

り、陽イオンは陰極に直流の電気の流れて泳動され、陽イオン交換膜に選択透過されて濃縮室へ移動する。陰イオンは陽極に泳動され、陰イオン交換膜を選択透過されて濃縮室に移動する。

このように脱塩室からイオン交換、イオン選択透過させて濃縮室へ導入される。この濃縮水を排出する事によって連続的に純水を得る事が出来る。

同時に、流れる電流の電位により、脱塩室では水分解が起き、水素イオン (H⁺) と水酸化物イオン (OH⁻) を生成するので、イオン交換樹脂は連続的に再生される。

4.6.2 特徴

- 1) 再生剤や面倒な再生作業が不要で、連続通水が可能であるので、純水タンクが不要である。
- 2) 電気脱塩装置を最適条件で運転するには、スケールなどによる目詰まりや、イオン交換膜とイオン交換樹脂の劣化を防ぐために、硬度、シリカ、残留塩素などをあらかじめ除去しておくことが必要である。
- 3) 原水は、イオン交換膜のスケールによる詰りやイオン交換膜の性能劣化の防止のため、良好な水質である事が求められる。一般的には、逆浸透装置処理水

を原水とする場合が多い。この場合、比抵抗50k Ω・m, 条件によっては理論純水 (約180k Ω・m) に近い150k Ω・m もの純度の純水を得る事ができる。

5. アクアスの純水システム

当社は、イオン交換樹脂による純水装置 (アクアスピュア MAS), カートリッジ式純水装置 (アクアスピュア CAP), 逆浸透装置 (イオセップ RON, RONP), 電気脱塩装置の連続通水式純水装置 (アクアスピュアロン CIM) の他、除鉄・除マンガン装置やろ過装置の前処理装置などの幅広い商品群で、用水に求められるクオリティに対応している。

ガスタービンシステムにおける納入フローの例を図13, 図14に示す。

本分野においては24時間分の連続運転が求められるので、メンテナンス時間の処理水の確保が重要である。処理水タンク容量で確保するかカートリッジ純水装置で対応する。また、原水の水質も重要な要素であり、その水質によっては十分な前処理を行う事によって安定運転を行う事ができる。

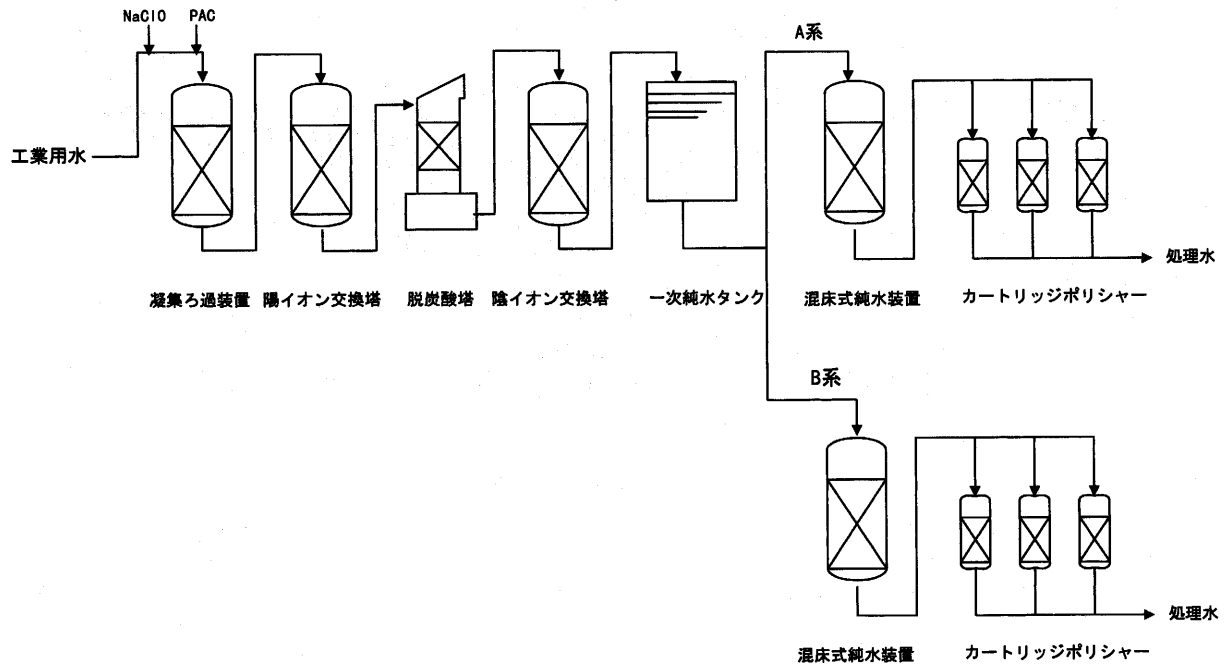


図14 ボイラ給水用純水のフローの例

6. 今後の展開

本分野における純水に求められるクオリティは、ますます高まっている。これらの要求に的確に応えるためには、電気脱塩装置や逆浸透装置の導入は不可欠である。また、混床式純水装置の高い脱塩効率も重要である。

これらの純水装置を安定して運転するためには、的確な前処理設備の設置が重要であり、前処理設備のメンテナンスや運転管理も極めて重要になる。

7. おわりに

当社においてはこれらの純水システムのラインナップを更に充実させると共に、排熱ボイラからのアルカリ性

のブロー水をコージェネレーション設備から排出される排気ガス中の炭酸ガスで中和するシステムも確立し実用化している。本分野におけるこれらの設備の適用は、環境負荷の削減に一層寄与できると考える。

参考文献

- (1) 東レ株式会社, 逆浸透膜エレメントカタログ, 4JSP-00
- (2) アクアス株式会社, RO膜ファウリング防止剤カタログ, 0311FLOCON (Ver.1.0)
- (3) アクアス株式会社, 連続式純水装置, アクアスピュアロンCIMシリーズカタログ, 0208サ2CIM (Ver2.3)

浮動ブッシュ軸受を適用した過給機の 軸受周辺部温度と軸振動の関係

Relation between Peripheral Temperature of Bearings and Rotor Vibration of a Turbocharger with Floating Bush Bearings

岩城 史典*¹
IWAKI Fuminori

三堀 健*¹
MITSUBORI Ken

小池 利康*²
KOIKE Toshiyasu

酒井 勉*²
SAKAI Tsutomu

小幡 正一*³
OBATA Masakazu

Key words : Bearing, Compressor, Turbine, Turbocharger

Abstract

In response to the requirement for higher output of diesel engines in recent years, IHI has recognized that a turbocharger with higher pressure-ratio and volume-flow rate will be required, and has commenced the development of such a turbocharger. One of the important technologies to develop the turbocharger with floating bush bearings is the evaluation of design parameters such as bearing peripheral temperatures and rotational speed of floating bush bearings.

The present paper describes some measurements in a small size marine turbocharger to evaluate the bearing peripheral temperatures, rotor vibration and rotational speed of floating bush bearings by using a slip ring system. Then for the rotational speed of floating bush bearings we compare the prediction by a infinite length theory with measurements. The acquired results will be applied for designing of floating bush bearings.

1. はじめに

近年、船用過給機はディーゼルエンジンの高出力化、地球温暖化・大気汚染の防止などの課題に対処していくための重要な技術となっている。また、過給機ユーザからの性能および信頼性向上への要求は年々厳しさを増しており、メーカーではこれに対処するために現状機種改良および新機種の開発を鋭意進めている。エンジンの高出力化にともない、過給機は高速回転化することにより圧力比と空気量を増大させて対応してきたが、これによりジャーナル軸受にかかる力は増大し、強度的にますます厳しくなる傾向がある。ジャーナル軸受は、このような過酷な作動条件の中で、ロータ軸のアンバランス量の増大、潤滑油中への異物の混入等、いくつかの悪条件が重なると損傷する可能性がある。

ここで、高速回転機械である過給機に対しては、ジャーナル軸受として機械損失が小さく、一般的に振動安定性に優れた浮動ブッシュ形滑り軸受を採用する機会が多い。浮動ブッシュ形滑り軸受の負荷容量等の性能は、その内外周油膜温度および軸方向長さ並びにロータ軸と浮動ブッシュ形滑り軸受の相対回転数・半径隙間等のパラメータに大きく影響される。そのため、これらのパラメータを考慮して軸受を設計することが技術的に重要である。

本報では、小型船用過給機を試験機として用い、スリップリングを用いて回転中の浮動ブッシュ形滑り軸受の内外周油膜温度の計測を行った。また、軸振動および浮動ブッシュ形滑り軸受の回転数計測を行い、無限長幅理論に潤滑油の温度の影響を踏まえた浮動ブッシュ形滑り軸受の回転数の理論と実験値の比較および浮動ブッシュ形滑り軸受の回転と軸振動について検討することとした。

2. 供試過給機

2.1 過給機の構造

Fig. 1に本試験で用いた小型船用過給機の断面図を示す。回転部は、タービンとコンプレッサから成り、軸方

原稿受付 2004年11月17日

校閲完了 2005年8月12日

- * 1 石川島播磨重工業(株)
〒399-0427 長野県上伊那郡辰野町伊那富3934
IHI 回転機械設計部
- * 2 石川島汎用機械(株)
- * 3 金沢工業大学

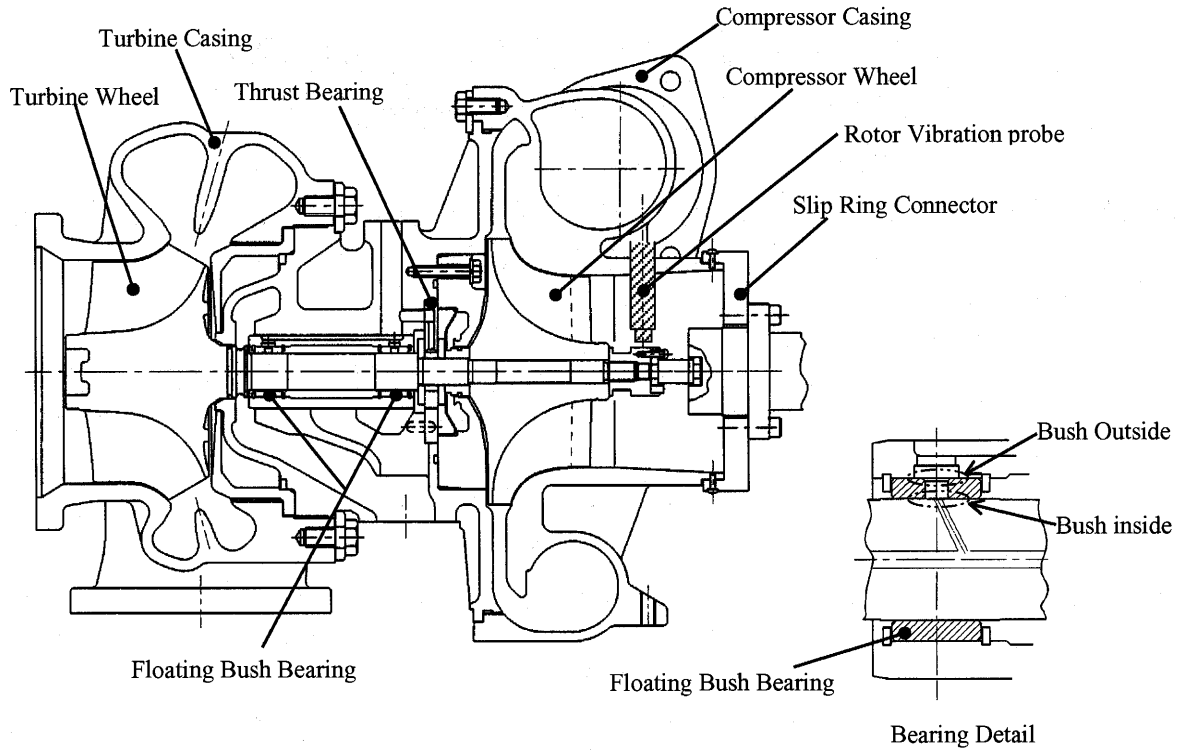


Fig. 1 Floating Bush Bearings Test Machine

向荷重はスラストベアリングによって支えられ、径方向荷重は2個の浮動ブッシュ形滑り軸受によって支えられている。静止部は、タービンケーシング、ベアリングケーシングおよびコンプレッサケーシングから構成されている。軸受間距離は約70mmで軸長さは約300mmである。タービン入口外径およびコンプレッサ出口外径は、ともに約φ100mmである。

2.2 浮動ブッシュ形滑り軸受の形状

Fig.2に本試験で使用した浮動ブッシュ形滑り軸受

(以下、供試ブッシュという)の形状を示す。本試験で使用した供試ブッシュは内周が3円弧、外周が真円であり、供試ブッシュを支える軸受箱の内周は真円である。ここで、供試ブッシュの内周を3円弧形状にしているのは軸振動を安定させるためである。図中、 r は3円弧の半径、 R_1 はロータ軸半径、 R_2 は供試ブッシュの内周の平均半径、 R_3 は供試ブッシュの外周半径、 R_4 は軸受箱半径、 δ はオフセット長さ、 C_b は供試ブッシュの内周組立半径すきまである。

なお、 R_2 は3円弧で囲まれた供試ブッシュの内周部の面積と同じ面積を持つ円の半径として求め、供試ブッシュの内周平均半径を表している。 C_p は供試ブッシュの内周加工半径すきまであり、 m_p は供試ブッシュの内周の予圧係数を示し、次の式で表す。

$$C_p = r - R_1 \quad (1)$$

$$C_b = C_p - \delta \quad (2)$$

$$m_p = 1 - \frac{C_b}{C_p} \quad (3)$$

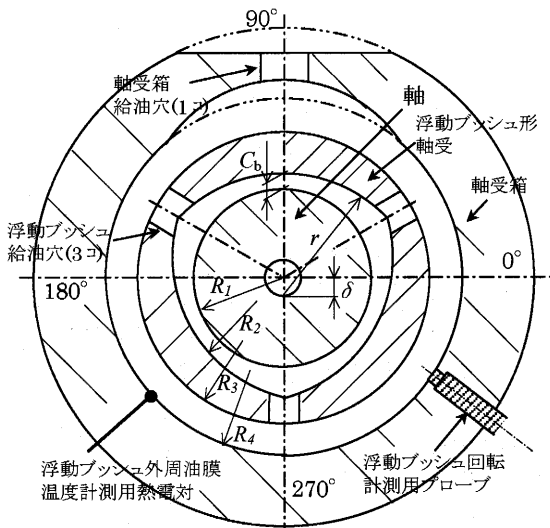


Fig. 2 Geometry and Clearance of Bearing

3. 試験条件

3.1 供試体のパラメータ

Table1に本試験で使用した供試ブッシュのパラメータについて示す。表中、 L/D (内周)・ L/D (外周)は、それぞれ供試ブッシュ内周の軸方向長さとして供試ブッシュ内周側直径との比および供試ブッシュ外周の軸方向長さとして供試ブッシュ外周側直径との比を示している。

試験では、タービン入口温度(TIT)、過給機回転数

Table1 Parameter of Bearings

パラメータ	タービン側	コンプレッサ側
C_p	0.165mm	0.165mm
C_b	0.012mm	0.012mm
m_p	0.925	0.927
L/D (内周)	0.673	0.673
L/D (外周)	0.501	0.501
R_4-R_3	0.034mm	0.035mm

(Nt), 潤滑油入口温度, 潤滑油入口圧力をパラメータとして, 供試ブッシュの回転数, 軸振動, 供試ブッシュの内外周油膜温度等の変化を調べた。

3.2 試験装置

Fig.1の右図に示すように, ロータ軸には回転中の供試ブッシュ内周油膜温度を計測するために, ロータ軸中心に約 $\phi 4$ の軸方向穴を加工し, この軸方向穴から供試ブッシュの軸方向長さが半分となる位置の供試ブッシュ内周油膜を狙って約 $\phi 1.5$ の径方向斜め穴を加工した。

内周油膜温度の計測はこの径方向斜め穴から軸方向穴に熱電対を通し, コンプレッサ側軸端に取付けたスリップリングに接続することで, 回転側の信号を静止側に伝えて行った。また, 供試ブッシュ外周油膜温度の計測はFig.2に示すように, コンプレッサ側から見て, 軸受箱の円周方向約 225° の位置に加工した約 $\phi 1.5$ の熱電対用の穴から行った。なお, 供試ブッシュ内周油膜温度も外周油膜温度も潤滑油の温度をできる限り正確に計測するために熱電対の周りに断熱材を巻付けた。

供試ブッシュの回転数計測は, センサ部直径 $\phi 2$ の渦電流式変位計を使用し, 供試ブッシュの円周方向に等ピッチに加工した3つの潤滑油給油穴を出力信号として数えることで供試ブッシュの回転数を計測した。この供試ブッシュの回転数計測は, タービン側とコンプレッサ側の両方で行ったが, タービン側に装着したセンサについては燃焼ガス運転を行った場合に燃焼ガスから流入する熱流束によって, センサの耐熱温度を越すと考えたため, 空気で強制冷却を行いながら計測した。

軸振動計測は, ロータ軸のコンプレッサ側軸端に取付けた軸端ナットの外周を軸振動が計測できるように研磨し, センサ部直径 $\phi 6$ の渦電流式変位計を使用して行った。

3.3 試験方法

3.3.1 供試ブッシュの回転開始確認試験

潤滑油入口温度を 60°C , 潤滑油入口圧力を 400kPa とし, タービン側作動流体としては空気を使用し, ロータ軸回転数を $2,000\text{rpm}$ から $50,000\text{rpm}$ まで $2,000\text{rpm}$ ずつ上昇させ, その時の供試ブッシュが回り始めるロータ軸回転数, 軸振動, 供試ブッシュの内外周油膜温度等の計測を行った。

3.3.2 供試ブッシュ回転数確認試験

パラメータとして, 潤滑油入口温度を 45°C から 60°C , 潤滑油入口圧力を 300kPa から 400kPa の範囲にとり, ロータ軸回転数が $50,000\text{rpm}$ までの適当なロータ軸回転数で供試ブッシュの回転数, 供試ブッシュの内外周油膜温度等の計測を行った。また, この場合の計測方法としては, 最初にロータ軸回転数を供試ブッシュが回り始める回転数まで上昇させる。ここで, 供試ブッシュは一度, 回りだすとロータ軸が完全に停止するまで回り続けるという特性を利用して, 供試ブッシュが通常, 回り始める時のロータ軸回転数より低いロータ軸回転数で供試ブッシュの回転数計測を行った。なお, タービン側作動流体としては空気を使用した。

3.3.3 静定試験

パラメータとして, 潤滑油入口温度を 45°C から 80°C , 潤滑油入口圧力を 300kPa から 400kPa , TIT を 450°C から 550°C に設定し, ロータ軸回転数を約 $50,000\text{rpm}$ 一定の条件で, 供試ブッシュの回転数, 供試ブッシュの内外周油膜温度等の計測を行った。

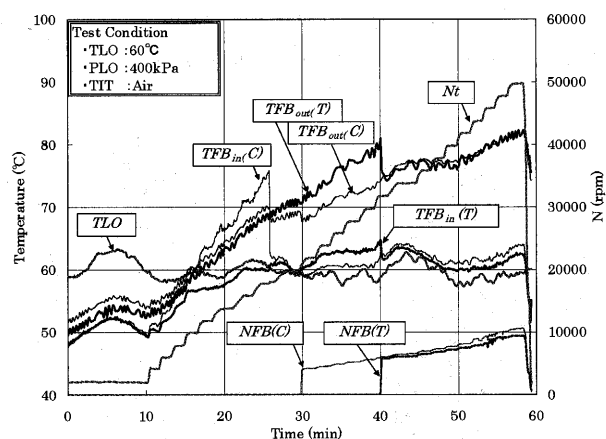
4. 試験結果

4.1 供試ブッシュの回転開始確認試験

Fig.3に供試ブッシュの回転開始確認試験時の軸受部周辺温度, ロータ軸回転数, 供試ブッシュの回転数のトレンドを示す。

ここで, Nt はロータ軸回転数, NFB は供試ブッシュの回転数, TFB_{in} は供試ブッシュ内周油膜温度, TFB_{out} は供試ブッシュ外周油膜温度, TLO は潤滑油供給温度, PLO は潤滑油供給圧力である。

記号のあとに付けた(C)および(T)はそれぞれ, コンプレッサ側の供試ブッシュおよびタービン側の供試ブッシュを示す。図3において, 横軸が約26分, Nt が $18,000\text{rpm}$ の時, $TFB_{in}(C)$ は約 13°C , $TFB_{out}(C)$ は約 2°C 温度が下がった。この現象はコンプレッサ側供試ブッシュが回り始めるのが約30分の時であるから, 温度急降下の原因は供試ブッシュが完全に回りだした影響

Fig.3 Trend Data at $Nt=2000$ to 50000rpm

によるものではなく、供試ブッシュがある角度だけ回って停止したことにより、浮動ブッシュの内周側に供給される潤滑油の流れに変化が起こったためと考えられる。具体的には、供試ブッシュの給油穴の位置が、約26分以前の時間では Fig.4の左図に示す位置にあり、それ以降供試ブッシュが回り始める前までの時間では Fig.4の右図に示す位置に変化したことが、供試ブッシュの回転計測用センサ出力が変化したことから分かった。ここで、供試ブッシュの回転計測用センサは軸受箱の円周方向約340°に装着しており、円周上3コある供試ブッシュの給油穴のいずれかがこの回転計測用センサの位置に来る時、Fig.4の右図に示す状態となり、この時、浮動ブッシュ外周油膜計測用熱電対装着位置にも給油穴がほぼ来ることになる。この給油穴位置が、Fig.4の左図よりも右図にある時の方が、軸受箱の給油穴から浮動ブッシュ内周に供給される潤滑油は流路抵抗が少なくなるために増加し、そのため浮動ブッシュ内周油膜温度は下がったと考えられる。さらに、供試ブッシュの給油穴位置が Fig.4の右図に示す位置に来る場合、浮動ブッシュ外周油膜温度計測用熱電対近傍の給油穴から流れ出す潤滑油流量は、外周油膜温度計測用熱電対に直接あたるようになるため浮動ブッシュ外周油膜温度も下がったと考えられる。

コンプレッサ側の供試ブッシュは Nt を20,000から22,000rpmに上げようとした時に回りはじめた。同時に、コンプレッサ側供試ブッシュの内周側・外周側潤滑油温度もごく僅かに温度を下けている。

一方、タービン側の供試ブッシュは Nt が32,000rpmになると回転をはじめた。同時にタービン側供試ブッシュの内周側・外周側潤滑油温度はそれぞれ約7℃および約3℃温度を下けている。このことからタービン側供試ブッシュについては供試ブッシュの回転による摩擦発熱低減効果が顕著に現れたともいえる。

つぎに、Fig.5に軸振動計測結果をキャンベル線図上にプロットしたものを示す。図の横軸は Nt 、左縦軸は振動周波数、右縦軸は Nt を1とした時の次数（倍数）を示す。この図から、コンプレッサ側の供試ブッシュが回りはじめる Nt (20,000から22,000rpm)の時から、約0.2Nの軸振動成分が現れている。この時、コンプレッサ側供試ブッシュは1Nの軸振動成分が大きく成長して

いるため、軸振動による刺激を受けるのに加え、供試ブッシュの内周トルクがその外周トルクと同等程度まで増加するために回りだしたと考えられる。

タービン側供試ブッシュが回りはじめる Nt (32,000rpm)では、本キャンベル線図上では特に著しい軸振動の変化は現れていない。そのため、コンプレッサ側供試ブッシュとは異なり、タービン側供試ブッシュは、供試ブッシュの内周トルクがその外周トルクに勝る回転数になることによって回りだしたと考えられる。

ここで、Fig.5の中に記載した $i \times NFB(C)$ および $i \times NFB(T)$ は、それぞれコンプレッサ側・タービン側供試ブッシュの i 倍の回転数成分を示す。この図から、コンプレッサ側供試ブッシュが回りだす Nt (20,000から22,000rpm)になった時には、コンプレッサ側供試ブッシュの回転数成分 ($1 \times NFB(C)$) とほぼ同じ周波数成分の軸振動が発生したことが分かる。

しかし、タービン側供試ブッシュが回りだす Nt (32,000rpm)になった時には、特に、軸振動には顕著な変化がみられなかった。また、 Nt が28,000rpmになった時には、コンプレッサ側・タービン側供試ブッシュの回転数成分の約3倍の軸振動成分が発生したことが分かる。約3倍の軸振動成分が発生した理由は、供試ブッシュの給油穴が3つあるため、もしくは内周の円弧が3つあるためのいずれかが考えられ、これにより供試ブッシュは1回転すると3回振動するためと考えられる。しかしながら、 Nt が28,000rpmになった時から、この供試ブッシュの約3倍の軸振動成分が発生した理由および約200Hzの軸振動が発生した理由については不明である。

4.2 供試ブッシュの回転数確認試験

Fig.6にタービン側・コンプレッサ側供試ブッシュについての回転数確認試験結果を示す。図中の記号は Fig.3で示したものと同一である。横軸は Nt 、縦軸は NFB と Nt との比を示す。また、実線はタービン側供試ブッシュを示し、破線がコンプレッサ側ブッシュを示す。全体的な傾向としては、軸受荷重が小さいコンプレッサ側ブッシュの方が、同じ計測条件で比較すると回転数が高い。

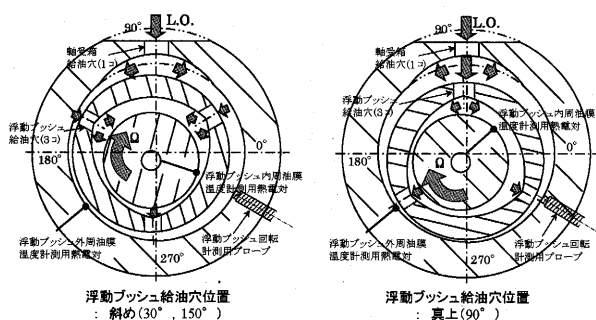


Fig.4 L.O. Supply Holes Location of Floating Bush Bearing

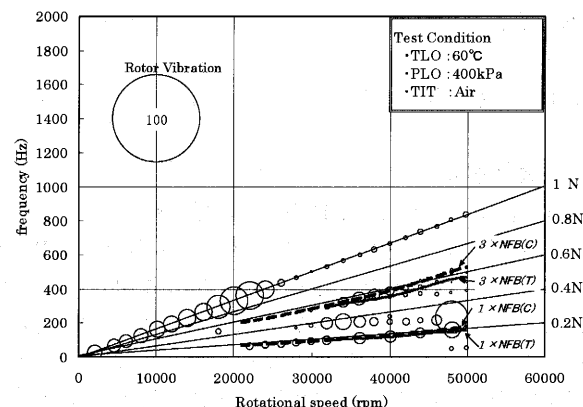


Fig.5 Campbell Diagram of the Rotor Vibration

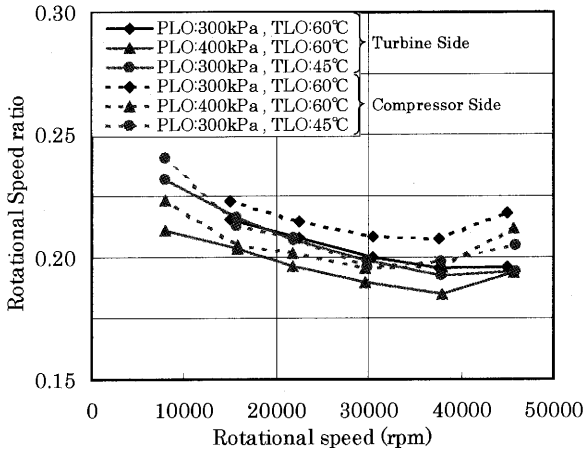


Fig.6 Bush Rotational Speed Measurement

また、給油圧力が高いほど *NFB* は低くなり、給油温度が高いほど *NFB* は高くなる傾向がみられる。

4.3 静定試験

Fig.7に静定試験時の軸受部周辺温度, *Ni*, *NFB*, *TIT*, *PLO*のトレンドを示す。前節までの試験に使用したタービン側作動流体は、空気源で発生させた空気を使用した。この場合の試験は燃焼ガス運転を行った。

ここで、軸受部周辺温度に最も影響を与えるパラメータに注目する。まず、*TIT*については図中③・④から

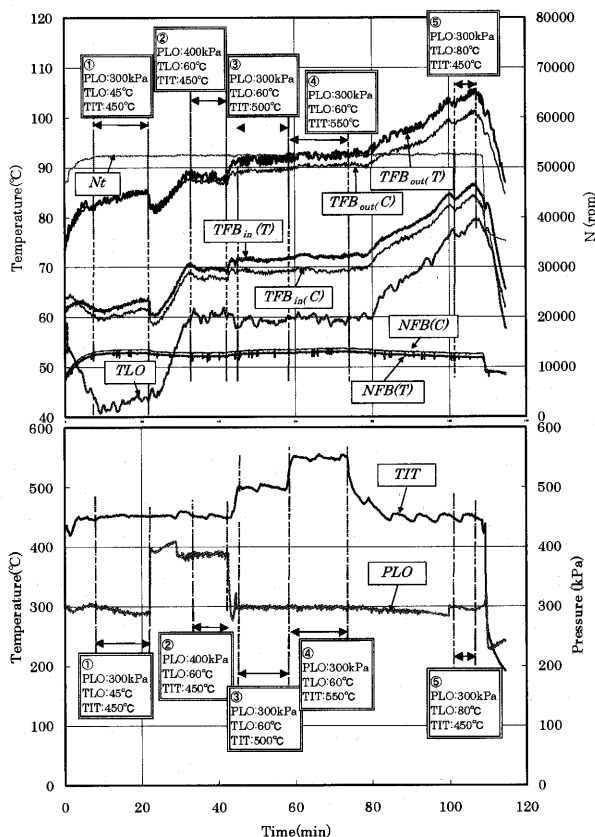


Fig.7 Trend Data at *Nt* = 50000rpm

*TIT*が50°C上昇しても軸受部周辺温度には殆ど影響を与えていない。

*PLO*については②・③から *PLO*が100kPa上昇すると軸受部周辺温度は約2~3°C低下したので僅かながら影響があると考えられる。

これは、ロータ軸と供試ブッシュの回転によって発生するロータ軸と供試ブッシュの間および供試ブッシュと軸受箱の間の摩擦発熱を *PLO*の上昇によって増加した潤滑油が冷却したためと考えられる。

*TLO*については①・⑤から *TLO*が上昇した分、軸受部周辺温度も上昇しているので軸受部周辺温度に与える影響としては、*TLO*が最も大きいことが分かった。

5. 供試ブッシュの回転数計算

本試験では、軸受の内周が3円弧形状をもつ供試ブッシュについてロータ軸回転数、供試ブッシュ回転数、軸受周辺部温度を計測したので、供試ブッシュの回転数について潤滑油粘度を考慮した理論式を求め^{(1),(2)}、実験値との比較を行った。

5.1 供試ブッシュの回転数についての理論式

軸受レイノルズ方程式に対して無限長幅近似を行うと、負荷容量は以下の式で表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} P_{in} &= 6\eta_{in}(U_1+U_2) \left(\frac{R_1}{c_{in}}\right)^2 \chi_1 \frac{\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}}{(2+\chi_1^2)\sqrt{1-\chi_1^2}} \\ P_{out} &= 6\eta_{out}U_3 \left(\frac{R_3}{c_{out}}\right)^2 \chi_2 \frac{\sqrt{4\chi_2^2+\pi^2(1-\chi_2^2)}}{(2+\chi_2^2)\sqrt{1-\chi_2^2}} \end{aligned} \right\} (4)$$

式(4)において、*P*は軸受単位幅あたりの負荷容量、 η は潤滑油粘度、*c*は半径方向すきまを示し、添字の *in* と *out* はそれぞれ供試ブッシュの内周側および外周側を示す。*U_i*は半径 *R_i* (*i*=1 to 3)における速度を示し、 $\chi_1 \cdot \chi_2$ はそれぞれロータ軸および供試ブッシュの偏心率を示す。

つぎに、軸受平均面圧と回転数は以下の式で表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} p_{m,in} &= \frac{P_{in}}{2R_1} \\ p_{m,out} &= \frac{P_{out}}{2R_3} \\ N_i &= \frac{U_i}{2\pi R_i} \quad (i=1to3) \end{aligned} \right\} (5)$$

式(5)において、*p_m*は軸受平均面圧を示し、*N_i*は半径 *R_i*での1秒間における回転数を示す。

式(5)を式(4)に代入すると以下の式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} S_{in} &= \left(\frac{R_1}{c_{in}}\right)^2 \frac{\eta_{in}(N_1+N_2)}{p_{m,in}} = \frac{(2+\chi_1^2)(1-\chi_1^2)}{6\pi\chi_1\sqrt{4\chi_1^2+\pi^2(1-\chi_1^2)}} \\ S_{out} &= \left(\frac{R_3}{c_{out}}\right)^2 \frac{\eta_{out}N_3}{p_{m,out}} = \frac{(2+\chi_2^2)(1-\chi_2^2)}{6\pi\chi_2\sqrt{4\chi_2^2+\pi^2(1-\chi_2^2)}} \end{aligned} \right\} (6)$$

式(6)において、 S は軸受性能を示す無次元量であるゾンマーフェルト数を示す。

つぎに、供試ブッシュにかかる剪断力から供試ブッシュの内周側摩擦トルク T_{in} と外周側摩擦トルク T_{out} を求めると、以下の式で表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} T_{in} &= \frac{\pi \eta_{in} U_1 R_2^2}{c_1} \frac{4 - \chi_1^2}{\sqrt{1 - \chi_1^2} (2 + \chi_1^2)} - \frac{\pi \eta_{in} U_2 R_2^2}{c_1} \frac{5 \chi_1^2 + 4}{\sqrt{1 - \chi_1^2} (2 + \chi_1^2)} \\ T_{out} &= \frac{\pi \eta_{out} U_3 R_3^2}{c_2} \frac{5 \chi_2^2 + 4}{\sqrt{1 - \chi_2^2} (2 + \chi_2^2)} \end{aligned} \right\} (7)$$

式(4)と式(7)において、供試ブッシュの内周側と外周側では、それぞれ負荷容量および摩擦トルクは釣り合っている以下の関係が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} P_{in} &= P_{out} \\ T_{in} &= T_{out} \end{aligned} \right\} (8)$$

なお、式(8)の上式について、供試ブッシュの質量はロータ軸の質量と比較して、約100分の1以下と小さいために、その影響は無視した。

式(8)に、式(9)に示したロータ軸角速度 Ω および供試ブッシュの角速度 ω と速度 U_i の関係式を代入すると、

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= R_1 \Omega \\ U_2 &= R_2 \omega \\ U_3 &= R_3 \omega \end{aligned} \right\} (9)$$

ω/Ω について以下の2つの式を導くことができる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\omega}{\Omega} &= \frac{\eta_{in} \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3 \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right)^2 \frac{\chi_1 \sqrt{4\chi_1^2 + \pi^2(1 - \chi_1^2)}}{(2 + \chi_1^2)(1 - \chi_1^2)}}{\eta_{out} \frac{\chi_2 \sqrt{4\chi_2^2 + \pi^2(1 - \chi_2^2)}}{(2 + \chi_2^2)(1 - \chi_2^2)} - \eta_{in} \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3 \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right)^2 \frac{\chi_1 \sqrt{4\chi_1^2 + \pi^2(1 - \chi_1^2)}}{(2 + \chi_1^2)(1 - \chi_1^2)}} \\ \frac{\omega}{\Omega} &= \frac{\eta_{in} \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3 \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right)^2 \frac{4 - \chi_1^2}{\sqrt{1 - \chi_1^2} (2 + \chi_1^2)}}{\eta_{out} \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right) \frac{5\chi_2^2 + 4}{\sqrt{1 - \chi_2^2} (2 + \chi_2^2)} - \eta_{in} \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3 \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right)^2 \frac{5\chi_1^2 + 4}{\sqrt{1 - \chi_1^2} (2 + \chi_1^2)}} \end{aligned} \right\} (10)$$

これらの2つの ω/Ω が等しいとすると以下の釣り合い方程式が導ける。

$$\left. \begin{aligned} \eta_{in}^2 \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^3 \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right)^2 \frac{4}{\sqrt{1 - \chi_1^2}} + \eta_{in} \eta_{out} \left(\frac{c_{out}}{c_m}\right) \frac{5\chi_2^2 + 4}{\sqrt{1 - \chi_2^2} (2 + \chi_2^2)} \\ - \eta_{in} \eta_{out} \frac{\sqrt{1 - \chi_1^2} (4 - \chi_1^2) \chi_2 \sqrt{4\chi_2^2 + \pi^2(1 - \chi_2^2)}}{\chi_1 (2 + \chi_2^2) (1 - \chi_2^2) \sqrt{4\chi_1^2 + \pi^2(1 - \chi_1^2)}} = 0 \end{aligned} \right\} (11)$$

ロータ軸に対する供試ブッシュの回転数比 ω/Ω を求めるためには、はじめに式(6)の上式に、 R_1 , c_{in} , η_{in} , N_1 , N_2 , $p_{m,in}$ の値を入力し χ_1 を求める。これら入力する値は実測値を使う。これにより式(11)には χ_2 以外の全ての値が入力できるので、 χ_2 を求めることができる。つぎに、 $\chi_1 \cdot \chi_2$, その他実測値を式(10)に代入することによって、 ω/Ω の理論値は求められる。

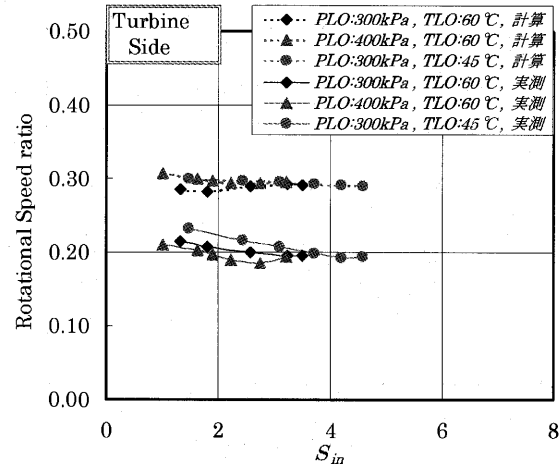


Fig. 8 Calculation and Measurement of Turbine Side Bush Rotational speed

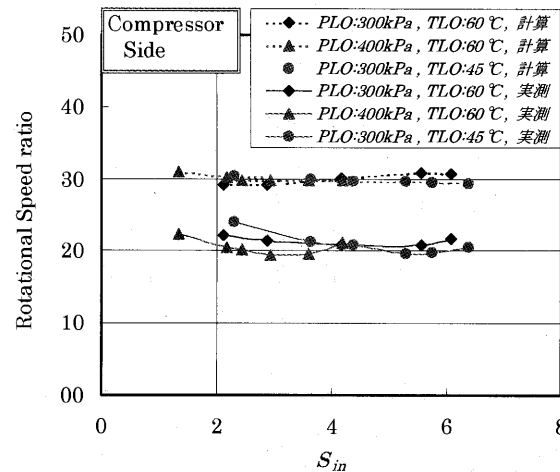


Fig. 9 Calculation and Measurement of Compressor Side Bush Rotational speed

5.2 供試ブッシュの回転数の理論と実測の比較

Fig. 8および Fig. 9にタービン側およびコンプレッサ側における供試ブッシュ回転数の理論と実測の比較を示す。これらの図の横軸は式(6)で示したゾンマーフェルト数、縦軸は ω/Ω を示す。ここで使用した実測値は、4.2節で述べた値を使用した。

実線は実測値を示し、破線は計算値を示す。全体的な傾向としては、計算に比べて実測の方が30ポイント程度低い値となった。

この原因としては、理論式に無限長幅近似をしているため供試ブッシュの軸方向の内周側・外周側圧力分布を一定としていること、供試ブッシュの軸方向・円周方向の温度分布による粘度分布があること、供試ブッシュの遠心力による油膜破断面積が外周側より内周側の方が大きいために内周トルクの減少割合が外周トルクの減少割合よりも大きい等の理由が考えられる^{(3),(4)}。

6. まとめ

供試ブッシュの内周形状が3円弧である供試ブッシュを適用した小型船用過給機にスリップリングを使い、回転中の供試ブッシュの内周温度計測を行うとともに、供試ブッシュの回転数を計測し、軸受部周辺温度、軸振動および供試ブッシュの回転数についての関係を調べた。以下に、本報のまとめを記す。

- (1) 潤滑油入口温度60℃、潤滑油入口圧力400kPaの条件下でロータ軸回転数を上昇させ、コンプレッサ側およびタービン側の供試ブッシュが回りはじめるロータ軸回転数を確認し、供試ブッシュの回転による摩擦発熱低減効果を確認した。また、供試ブッシュの回転により、約0.2Nの軸振動成分が発生することが確認できた。なお、コンプレッサ側の供試ブッシュが回りはじめるロータ軸回転数は20,000~22,000rpmで、タービン側は32,000rpmであった。
- (2) 燃焼ガス運転時に軸受部周辺温度に最も影響を与えるパラメータについて調べた。その結果、タービン入口温度は殆ど影響がなく、潤滑油入口圧力は僅か

に変化が認められた。結局、潤滑油入口温度が最も軸受部周辺温度に影響を与えることが分かった。

- (3) 供試ブッシュの回転数について潤滑油粘度を考慮した理論式を求め、実験値との比較を行った。その結果、計算に比べて実測の方が30ポイント程度低い値となったが、十分、3円弧軸受に対しても無限長幅近似の理論が適用できることが分かった。

参考文献

- (1) 田中正人：浮動ブッシュ軸受のブッシュの回転について、機構論（中国四国支部第7期総会），（1969）pp.25-28.
- (2) 吉岡周明：浮動ブッシュ軸受のブッシュ回転率に関する一考察，潤滑，Vol.37，No.3（1974）pp.217-221.
- (3) 畠中清史，他2名：遠心力の作用を考慮した修正レイノルズ方程式の導出と浮動ブッシュ軸受への適用，機論（C編），Vol.65，No.636（1998-8）pp.363~368.
- (4) 畠中清史，他2名：軸方向油膜破断を生じた超高速すべり軸受油膜の動特性解析と浮動ブッシュ軸受で支えられたロータの安定性解析への適用，機論（C編），Vol.65，No.640（1999-12）pp.252~257.

実機を模擬したマイクロタービン用発電機の実験評価

Performance and Experimental Tests of Microturbine Generator Simulating Microturbine System

佐々木 学*¹
SASAKI Manabu

木村 守*¹
KIMURA Mamoru

小村 昭義*¹
KOMURA Akiyoshi

松信 隆*¹
MATSUNOBU Takashi

井出 一正*¹
IDE Kazumasa

佐藤 修二*¹
SATO Shuji

一瀬 雅哉*¹
ICHINOSE Masaya

井上 知昭*¹
INOUE Tomoaki

坪内 邦良*¹
TSUBOUCHI Kuniyoshi

Key words : Microturbine system, Generator, Stator coil end, Electrical efficiency

Abstract

According to an electricity deregulation, distributed power generations such as microturbines are being considered as playing an important role. We are now developing a prototype 167kW, 51000min⁻¹ generator for a microturbine system. Performance and experimental results of the generator are described in the paper. One feature of the generator is our new stator coil end, which is compacted by adopting special winding structure. As a result of an experimental test, in which the generator is connected to power conversion system imitating microturbine system, electrical efficiencies are 93.5% (including mechanical loss) and 94.5% (excluding mechanical loss).

1. はじめに

規制緩和や電力自由化に伴い、小型分散電源の1つであるマイクロタービン発電設備が注目されている。図1に分散型電源の市場の概要について示す。縦軸は電力比率を、横軸は発電容量すなわち発電システムの出力電力を示す。縦軸の電力比率というのは、比率が低いほど熱を消費していることを意味している。分散型電源の普及が始まっているのは、電力比率の低いところが中心である。マイクロタービンの冷熱利用技術や高効率化により、今後、電力比率が高く冷熱を使用している市場、例えば事務所、スーパーなどへ普及が期待される。

このように、主に温熱を利用している分野から電力比率が高い分野への普及のためには、発電効率の向上が重要となってくる。筆者らは、これらの課題に対応すべくマイクロタービン発電システム用167kW 高効率発電機の開発を行っている。

マイクロタービン用発電機については様々な報告がなされているが、発電機効率を算出する方法がカロリー法

による効率算定のため⁽¹⁾、一般に軸トルクと発電機出力から直接効率を算出する方法に比べて効率が高めに算出することが想定されたり、負荷試験を実施する際、発電機端を直接負荷抵抗器に接続しているため⁽²⁾、電力変換器からの高調波電流が通電されず、マイクロタービンシステムの実機とは異なった試験になっているなどの問題があるが、これらを直接取り上げた報告はない。

これらの問題を解明すべく、筆者らは、開発している永久磁石式高速発電機 (167kW, 51,000min⁻¹) において、マイクロタービンシステムを模擬した回生制御付き

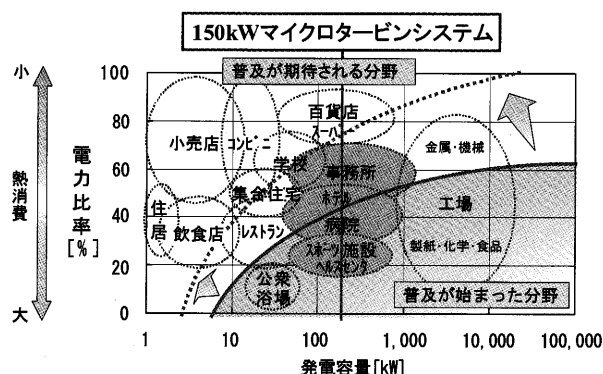


図1 分散型電源の市場の概要

原稿受付 2005年1月28日

校閲完了 2005年7月25日

* 1 (株)日立製作所

〒319-1292 茨城県日立市大みか町7-1-1

表1 発電機の基本設計諸元

項目	設計値
発電機出力(kW)	167
回転数(min ⁻¹)	51000

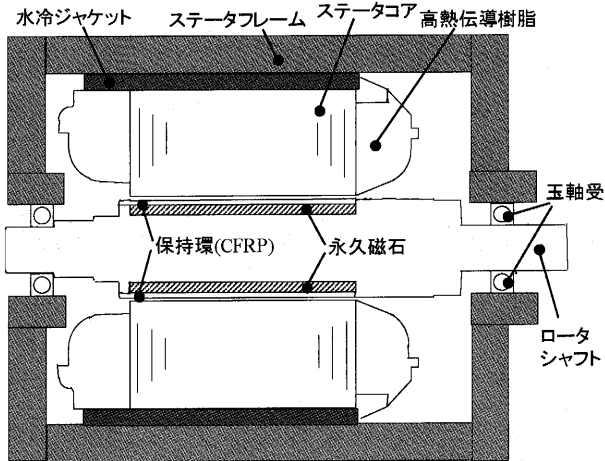


図2 発電機概念図(軸方向断面)

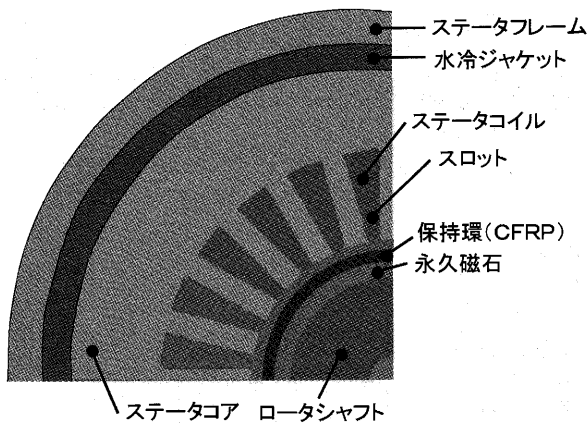


図3 発電機概念図(径方向1/4断面)

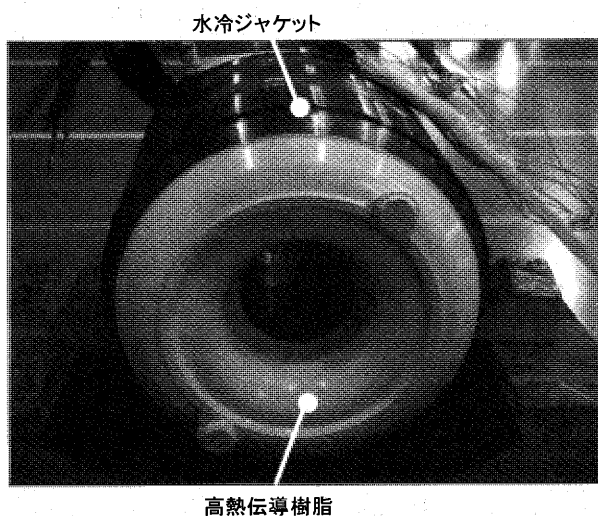


図4 発電機ステータの外観

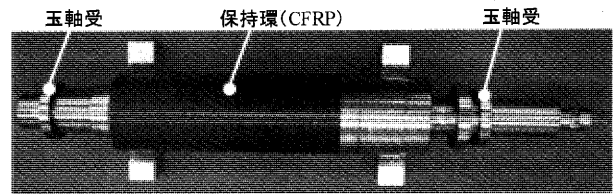


図5 発電機ロータの外観

インバータモータ駆動による発電試験を実施した。発電試験システムにおいては、発電機ロータにトルク検出器を設置することにより軸入力を選定し、効率を算定する。また、発電機端に駆動・回生インバータを接続して高調波電流を含む出力電流を通电することにより、高調波電流の発電機効率に及ぼす影響について測定する。また、発電機端に直接負荷抵抗器を接続した場合との効率比較を行う。このような実機を模擬した発電試験において、定格出力167kWを達成したのでその結果を報告する。

2. 発電機の概要

2.1 ステータ及びロータの構成

表1に発電機の基本設計諸元を、図2に発電機概念図(軸方向断面)を、図3に発電機概念図(径方向断面)を、図4に発電機ステータの外観を、図5に発電機ロータの外観を示す。ステータコアの外径側には水冷ジャケットと呼ぶ銅製の配管が巻かれており、そこに水を流すことによりステータから発生する熱を吸収している。

ステータの巻線には極細の撚り線を採用し、表皮効果による交流抵抗の増加や漏れ磁束によるコイル導体の渦電流損失の増加を抑えている。またステータのコイルエンドを特殊巻構造にし、高熱伝導の樹脂でモールドすることにより、コイルエンド寸法をコンパクト化している。ステータコアには薄厚の電磁鋼板を採用し、鉄損の低減を図っている。

発電機のロータには、永久磁石を界磁に利用する永久磁石式ロータを採用している。発電機ロータは、51000min⁻¹で高速に回転するため、高速での回転遠心力に耐える構造が必要である。永久磁石をロータに配置する際、エアコンや冷蔵庫の圧縮機用モータで使われるような磁石をロータ鉄心内に埋め込む方式は、ロータ周速が200m/sを超える高速回転時に電磁鋼板の強度面から成立が難しい。このため、軽量かつ高強度の炭素強化繊維プラスチック(CFRP)や高強度金属材の保持環による永久磁石保持方式が考えられる。本ロータにおいては、ロータ温度の低減を考慮して保持環にCFRPを採用した。CFRP及び永久磁石とロータシャフトは、締め代を与えることにより一体化している。

試験機において軸受は玉軸受を使用しているが、電気特性計測のための試験的な使用であり、実機システムでは水軸受の使用となっている^{(3),(4)}。

誘導機駆動時に不足した電力は、系統側コンバータにより補充される。

図7の試験装置において、発電機は駆動・回生インバータに接続されているため、ステータ巻線には高調波電流が通電される。すなわち、図6で示したマイクロタービンシステムを模擬した試験を実施することができる。

これに対して図8の構成では、発電機端子が駆動・回生インバータではなく負荷抵抗器に接続されているため、ステータ巻線にはほぼ正弦波状の電流が通電される。このためロータの導電性の部位には、駆動・回生インバータの高調波電流に起因する渦電流が発生せず、図7の構成の試験と比べて発電機効率は向上する。

3.3 運転方法と効率計算

発電機の運転方法は、まず発電機を駆動・回生インバータでモータ駆動し、定格回転数の 51000min^{-1} まで昇速する。その後、駆動インバータにより誘導機の位相を早め、発電機がモータリングから発電運転に移し、定格167kWが出力されるようにトルクを調整する。発電機の効率は、以下の式により算出している。

$$P_{in} = 2\pi \cdot \frac{N}{60} \cdot T \quad (\text{W}) \quad (1)$$

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \cdot 100(\%) \quad (2)$$

ここに、

P_{in} : 発電機入力(W), N : 回転数(min^{-1}), T : トルク(N-m), η : 発電機効率(%), P_{out} : 発電機出力(W)。

トルク検出器ではトルク及び回転数を測定することにより、発電機の入力電力を測定している。発電機端にはパワーメータが接続されており、発電機の出力電力を測定している。これらの実測データを式(1), 式(2)に入力することにより、発電機効率を算出している。

4. 試験結果

図10に発電機の効率特性を示す。図中で示す機械損とは、無着磁状態でのロータを図8の構成(ただし発電機端子は負荷抵抗器には接続せずに開放する)で回転試験を実施した際、トルク検出器によって測定される電力を示している。この値は風損と軸受損により構成される。

図10に示す通り定格出力を達成し、そのとき発電機効率は93.5% (機械損を含む), 94.5% (機械損を含まず)であった。

また、図7と図8の構成で110kW出力時の発電機効率を測定した。その結果、図7では94.5% (駆動・回生インバータに接続時, 機械損を含まず), 図8では98.0% (負荷抵抗器接続時, 機械損を含まず)であり、駆動・回生インバータによって発生する高調波電流の、発電機効率に対する影響が大きいことが明らかになった。

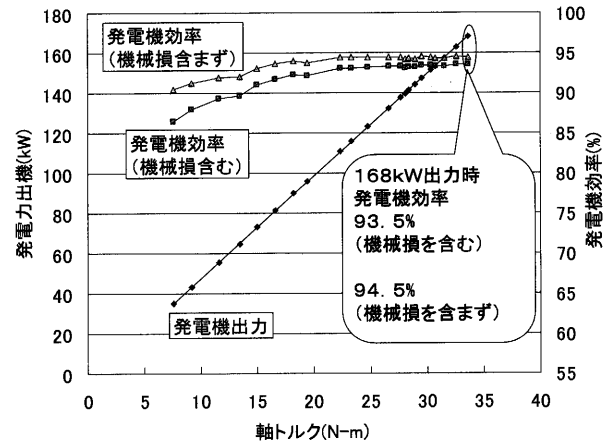


図10 発電機効率特性

5. まとめ

定格出力167kW, $51,000\text{min}^{-1}$ のマイクロタービン用発電機を開発し、マイクロタービンシステムを模擬したインバータ制御による発電試験を実施した。その結果、

- (1) カロリー法でなく、トルク検出器による軸入力と発電機出力により発電機効率を算定した。
- (2) 定格出力を達成し、発電機効率は93.5% (機械損を含む), 94.5% (機械損を含まず)であった。
- (3) 負荷抵抗器接続時の発電機効率と駆動・回生インバータ接続時の発電機効率を比較し、駆動・回生インバータによって発生する高調波電流の、発電機効率に対する影響が大きいことを明らかにした。

今後、更なる発電機効率の向上を図る。

参考文献

- (1) O.Aglen: Back-to-back tests of a high-speed generator, IEMDC'03 (2003), pp1084-1090, Madison, Wisconsin, USA.
- (2) 高橋則雄, 橋場豊, 霜村英二, 橋立良夫, 新政憲: 小型ガスタービン直結用発電電動機, 第31回ガスタービン定期講演会講演論文集 pp.31-34. (2003)
- (3) S. Nakano, S. Dodo, M. Yagi, K. Tsubouchi, Y. Hayasaka, M. Watanabe, T. Inoue, M. Takagi, M. Ichinose, and M. Takahashi: Development of a 150kW microturbine system, International Conference on Power Engineering (2003), vol.2, pp.19-24, Kobe, Japan.
- (4) S. Dodo, S. Nakano, T. Inoue, M. Ichinose, M. Yagi, K. Tsubouchi, K. Yamaguchi, Y. Hayasaka: Development of an advanced microturbine system using humid air turbine cycle: ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea and Air (2004), GT-2004-54337, Vienna, Austria.

二段燃焼型インジェクタを用いた超小型水素ガスタービン用 試験燃焼器の燃焼特性に及ぼす二次空気噴流の影響

Influence of Secondary Air Jets on Combustion Characteristics of a Test Combustor with a Two-Stage Combustion-Type Injector for Hydrogen-Fueled Micro Gas Turbines

皆川 和大*1

MINAKAWA Katsuhiko

湯浅 三郎*2

YUASA Saburo

Key words : 予混合燃焼器, 二段燃焼, 水素, 超低 NOx 燃焼器, 超小型燃焼器, マイクロガスタービン
Premixed Combustor, Two-Stage Combustion, Hydrogen, Ultra-Low NOx Combustor, Micro Combustor, Micro Gas Turbine

Abstract

A two-staged combustion-type injector used in advanced high temperature combustors for hydrogen-fueled micro gas turbines was built. The concept of the injector aimed to achieve ultra-low NOx combustion by impinging the secondary air jets from the small round orifices perpendicularly on the first-stage premixed flame of $\phi = 2.0$. The combustion performance of the combustor of 40cm³ in volume with the injector was examined varying the number of secondary air orifices, N , the injection heights, h , the overall equivalence ratio, ϕ_t , and the total air flow rate \dot{m}_{at} . The findings showed that high combustion efficiencies and low NOx emissions were attained in the combustor and were insensitive to N and h . But the total pressure loss was strongly influenced by N and h . The injector of $N=10$ and $h=10$ mm selected for the practical combustors was confirmed the flame formed to be quite stable having the excellent performance for combustion efficiencies over 99.7%, NOx emissions below 4 ppm @O₂15% and total pressure losses below 4% in the wide range of \dot{m}_{at} at high ϕ_t of 0.7. In addition, the air flow rate and the volume of the practical two-staged combustor with the injectors for a micro gas turbine generating a 3-kW output were estimated.

1. はじめに

マイクロガスタービンを用いた分散型発電システムの導入が進んでいる。このシステムの燃料に水素を用いれば、エネルギー資源の有効利用のみならず、CO₂の排出がなくなることで、地球温暖化の防止にも寄与できると考えられる。水素ガスタービン実現への取り組みとして、著者らは出力が数kWクラスの超小型ガスタービンで用いる予混合型の水素燃焼器の開発研究を行っている^{(1),(2)}。近年、MGC (Melt-Growth Composite) と呼ばれる、高温下でも機械的強度を有する超耐熱材料が開発され⁽³⁾、将来的にはMGCの無冷却超耐熱タービンの出現が期待される。これによって1700℃程度のTITが達成されれば、熱効率の大幅な改善とともに排熱の利用価値

も高めることができる。このような高温作動型ガスタービンの実現には、高当量比条件における火炎安定性と低エミッション性能とを同時に達成する燃焼器の開発が不可欠である。この要求を満足する燃焼方式として、著者らは二段燃焼方式に着目し、水素燃焼器への適用を検討してきた。これは、燃焼器内に安定化させた燃料過濃な水素-空気予混合火炎に対し、二次空気を一気に供給・混合させることで、NOx生成反応の凍結と余剰燃料の完全希薄燃焼とを同時に達成する、いわゆるRQL燃焼 (Rich-Quench-Lean Combustion) と呼ばれるものである。

これまでの研究で、化学反応速度計算によって高燃焼効率と低NOx性能とを満足する過濃予混合火炎 (一次燃焼) の当量比は約2であること、試験燃焼器を用いた実験からは、旋回流を用いた場合では燃焼器内に形成される高温の再循環領域のために、二段燃焼の低NOx効果を得にくいことなどを明らかにした⁽⁴⁾。この点を改善するため、再循環領域を極力小さくする目的で、旋回流れ場は用いず、水素の速い燃焼速度を利用して同軸型イ

原稿受付 2005年1月17日

校閲完了 2005年9月1日

- *1 東京都立科学技術大学大学院
〒191-0065 日野市旭が丘6-6
東京都立科学技術大学 航空宇宙システム工学科
- *2 東京都立科学技術大学

ンジェクタに過濃予混合火炎を形成させることとし、この形式の単一インジェクタ燃焼器（予混合気孔径：4 mm，リム厚：0.9 mm）を試作して、大気圧下における燃焼特性を把握した⁵⁾。その結果、この形式であればRQL燃焼が可能であること、広い流量範囲において安定に火炎が形成されることがわかった。ただ、同軸の空気（二次空気）流速が大きい場合には燃焼効率・低NO_x性能に優れ、また全圧損失率も許容値ではあったが、このときの同軸空気環状孔の幅は0.4 mmと狭く、実機での使用を考えると、クリアランスの確保や目詰まりの問題が予想され実用的な寸法ではなかった。また、1700℃に相当する当量比は常温・常圧において約0.68であるが、この条件におけるNO_xは実測濃度で約15 ppmとやや高く、さらなる低NO_x化も必要と考えられた。

そこで本研究では、過濃予混合火炎に対し二次空気を垂直に噴射するようにインジェクタを改良し、二次空気の孔数、二次空気噴射高さおよび総空気流量を変化させて、NO_x濃度、燃焼効率、全圧損失率の観点からその燃焼特性を把握した。また、本インジェクタを組み込んだ3 kW出力ガスタービン用実機燃焼器の流量およびサイズについて検討した。

記号

AR：面積比（二次空気孔総面積／予混合気孔面積）

h：二次空気噴射高さ，mm（インジェクタ先端面からの距離）

J：運動量流束比（二次空気流運動量流束／予混合気流運動量流束）

$$J = \frac{\rho_a \cdot u_{as}^2}{\rho_p \cdot u_p^2} = \left(\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_p} \right)^2 \cdot \frac{\rho_p}{\rho_a} \cdot AR^{-2} = \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_t} - 1 \right) \cdot \frac{u_{as}}{u_p} \cdot AR^{-1} \quad (1)$$

ここに、 ρ_a ：空気密度、 ρ_p ：予混合気密度で、いずれも未燃焼状態

\dot{m}_{as} ：二次空気流量，g/s

\dot{m}_{at} ：総空気流量，g/s

\dot{m}_p ：予混合気流量，g/s

PL：燃焼器全圧損失率，%

$$PL = \frac{\Delta P}{P_u} \times 100 = \frac{RT}{2A_{as}^2} \frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{\dot{m}}{P_u} \right)^2 \times 100 \quad (2)$$

ここに、 $\Delta P = P_u - P_a$ 、 P_u ：燃焼器上流全圧、 P_a 、

P_a ：大気圧、 R ：気体定数、kJ/(kg·K)、

T ：温度、K、

A_{as} ：二次空気孔総面積、 α ：流量係数、

\dot{m} ：質量流量、kg/s

u_{as} ：二次空気平均噴出流速，m/s

u_p ：予混合気平均噴出流速，m/s

η_b ：燃焼効率，%

$$\eta_b = \left(1 - \frac{\dot{m}_{at} + \dot{m}_{H_2}}{\dot{m}_{H_2}} \cdot \frac{M_{H_2}}{M_b} \cdot X_{H_2} \right) \times 100 \quad (3)$$

ここに、 \dot{m}_{H_2} ：水素流量，g/s、 M_{H_2} ：水素の分子量、

M_b ：燃焼ガスの分子量、 X_{H_2} ：湿り燃焼ガス中の水

素のモル分率

φ_i ：一次当量比（予混合気当量比）

φ_t ：燃焼器全体当量比

λ ：保炎空気流量比（ $\lambda = \dot{m}_{afh} / (\dot{m}_{afh} + \dot{m}_{as})$ 、

\dot{m}_{afh} ：保炎空気流量，g/s）

2. 実験装置および実験方法

2.1 二段燃焼型インジェクタ試験燃焼器

従来の同軸型インジェクタ⁵⁾（中央噴出孔：過濃予混合気を噴出，周囲環状孔：二次燃焼用空気を噴出）では、中心に過濃予混合火炎（内炎）とこれを取り囲む拡散火炎（外炎）とからなる、いわゆるブンゼン火炎が形成されていた。これらの火炎の温度分布計測から、内炎の下流域には、過濃予混合火炎の当量比に基づく断熱火炎温度にほぼ等しい高温場が存在することが確認された⁵⁾。このことは、同軸型インジェクタの場合、環状孔より噴出された二次空気流による希釈・混合の効果が、内炎の下流域には及び難いことを示している。したがって、この領域を直接ねらって二次空気を噴射する方法が、さらなる低NO_x化を図る上で有効と考えられた。

このコンセプトに基づいて、一次燃焼ガスと二次空気との急速混合を達成する条件を見出すことを考えると、混合の速さに影響を及ぼす因子としては、二次空気孔の断面形状や孔数を始めとして、噴射角度、噴射部直径、運動量流束比、混合場における当量比など実に多くのものが予想される。一般的なガスタービン燃焼器サイズにおける一次燃焼流と二次空気噴流の混合に関する実験および数値計算による研究結果が、NASAによってまとめられている⁶⁾。これによると、混合における最も重要なパラメータは、孔数と運動量流束比であるとしている。本研究で考えている混合場の形状は、これに類似しているため、この結果を参考にした。すなわち、運動量流束比に直接関係する面積比ARは、同軸型インジェクタで良好な結果が得られた条件⁵⁾をそのまま用いることとし、孔数をパラメータにすることにした。加えて、本燃焼方式では火炎に二次空気を垂直に衝突させる方式であり、火炎に対する噴射高さが火炎の形態・排ガス性能に影響を及ぼすことも考えられたため、これについても調べることにした。

以上のことを踏まえて設計した二段燃焼型インジェクタ試験燃焼器の概略を図1に示す。予混合気インジェクタ（内径：4 mm，リム厚：1 mm）に過濃予混合火炎（一次燃焼）を形成させ、下流に設置した二次空気噴射板から二次空気を供給する構造になっている。二次空気噴射板には、複数の孔が円周上に等間隔に配置されており、二次空気はこの孔から燃焼筒中心軸に向かって垂直に高速で噴出される。孔の形状は、空気噴流の貫通性と加工の容易さを考慮して円形とした。二次空気噴流の温度を把握する目的で、二次空気噴射板のごく近傍には熱電対を挿入してある。また、火炎基部を囲むパイプには石英ガラス管を用い、火炎基部の様子が直接観察でき

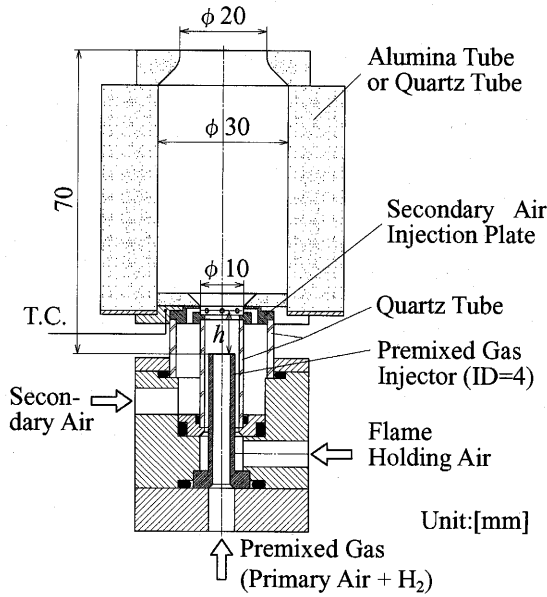


図1 二段燃焼型インジェクタ試験燃焼器

表1 二次空気噴射板の詳細

Name	N4	N6	N8	N10
Num. of Orifices, N	4	6	8	10
Orifice Diameter, d [mm]	1.6	1.3	1.1	1.0
Area Ratio, AR^*	0.64	0.63	0.61	0.63

*: Area Ratio \equiv (Total Area of Air Holes)/(Premixture Port Area)

るようにした。これらのパイプの長さを調節することで、二次空気噴射高さ h を変えることが可能である。火炎基部には予混合気インジェクタと同軸に少量の保炎空気を流して、火炎基部の安定化を図るようにした。保炎空気の流量は、 λ で定義する流量比において、本実験を通じて $\lambda=0.15$ で一定とした。

本実験で使用した二次空気噴射板の詳細を表1に示す。孔数 N の異なる4種類を用いた。孔の直径は、予混合気孔面積に対する二次空気孔総面積の比、 AR が約0.6になるように決めた。二次燃焼領域での急速混合の要求からは AR を小さくし二次空気噴流の運動量を大きくすることが望ましいが、逆に圧力損失は大きくなる。この AR は、その兼ね合いから、同軸型インジェクタ⁽⁵⁾において妥当と判断したものである。

燃焼筒は内径30mmで、 h によらず予混合気インジェクタ端面から燃焼筒出口までの距離が70mmになるようにその長さを調節した。燃焼ガス濃度測定の場合は、燃焼場の熱損失を極力抑えるために、熱伝導率が小さいアルミナファイバ燃焼筒を用い、火炎形状を観察する場合は石英ガラス燃焼筒を用いた。

2.2 濃度計測方法および実験条件

NO_x ・水素の各濃度は、図2に示したリング形の

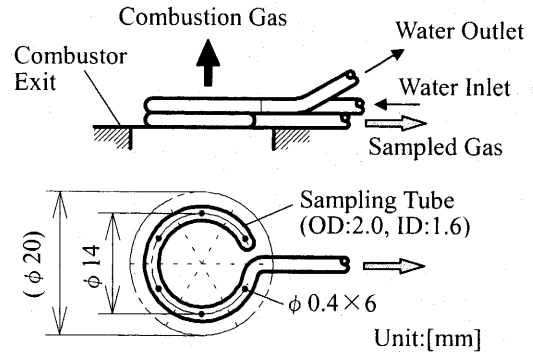
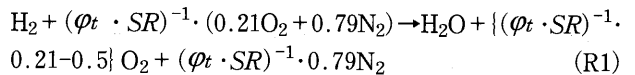


図2 燃焼ガス採取用多孔プローブ

冷多孔プローブによって燃焼器出口における燃焼ガスを採取して水分を除去した後、 NO_x は化学発光法による自動計測器 (ヤナコ: ECL-77A型) を用いて、水素は水素濃度計 (熱線型半導体方式/接触燃焼方式, 理研計器: SP-237H型) を用いてそれぞれ測定した。燃焼器全体としての排出濃度は、燃焼器出口における濃度分布と体積流量分布とから求める必要があるが、このリング形多孔プローブは、燃焼器出口 ($\phi 20$ mmの円) を6個の扇形に分割し、各セクションの面積中心から燃焼ガスを混合採取することで、その平均濃度を簡易的に知ることが意図したものである。予備実験によって、この多孔プローブの妥当性は確認してある。

実測した NO_x および水素濃度は、除去した水分の量を補正するため、湿り燃焼ガス中での濃度に簡易的に換算してデータ化した。すなわち、燃焼反応は次の総括反応式、



(ここに、 SR : 水素-空気反応の理論混合比)

に基づくものと仮定し、反応後の H_2O , O_2 , N_2 の各化学種のモル分率を用いて行った。なお、 NO_x , 水素ともに実測濃度において微量であったため、濃度換算の分母に含まれるこれらのモル分率は無視した。換算した濃度は、湿りガス条件であることがわかるように、その単位

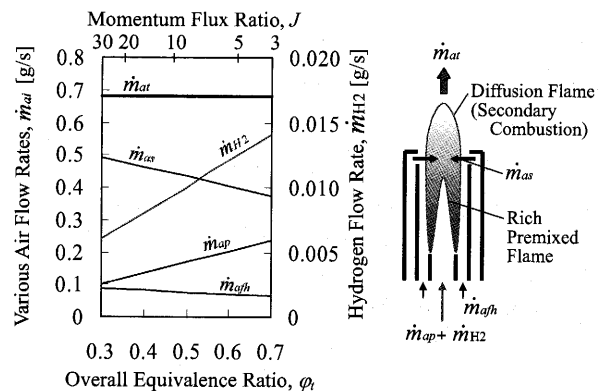


図3 インジェクタにおける各流量配分 ($\dot{m}_{at} = 0.68$ g/s, 縦軸の \dot{m}_{ai} の i はそれぞれ, t, s, p, fh を表す)

を ppmvw (parts per million, volume of wet gas basis) と表記した。なお、NO_x 濃度の残存酸素濃度による換算は行っていない。

本実験では種々の N あるいは h について、過濃予混合火炎の当量比、すなわち一次当量比 ϕ_i は 2 で一定とし、 ϕ_t を変化させた。この ϕ_t は、 \dot{m}_{at} を一定に保ちながら、水素流量 \dot{m}_{H_2} および一次空気流量 \dot{m}_{ap} と二次空気流量 \dot{m}_{as} との配分を操作して変えた。このときのインジェクタにおける各流量を、代表的な条件 $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ の場合について図 3 に示す。また、燃焼器に流入する予混合気及び空気の温度は、それぞれ常温であり、実験はすべて大気圧下で行った。

3. 実験結果と考察

3.1 火炎形状

図 4 に、代表的な条件 (総空気流量 $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ 、一次当量比 $\phi_i = 2$ 、燃焼器全体当量比 $\phi_t = 0.7$ 、二次空

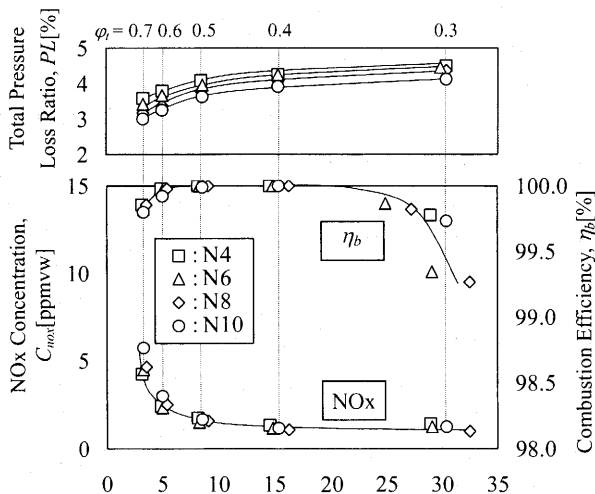


図 5 運動量流束比に対する NO_x 濃度、 η_b 、PL の変化 ($\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ 、 $h = 10\text{mm}$)

気噴射高さ $h = 10\text{mm}$) における燃焼器内火炎の直接写真を示す。いずれの N においても、火炎基部が予混合気インジェクタリムに安定に付着している様子がわかる。二次空気噴射板より下流では火炎帯が不明瞭になっていることから、二次空気噴流の衝突によって乱流混合燃焼が激しく進行しているものと考えられる。上からの写真と併せて見ると、二次空気噴流間の隙間を一次燃焼ガスが一部通過し、この部分にも二次燃焼火炎が形成されていることがわかる。 $N = 4$ の場合には、その隙間に形成される二次燃焼火炎が大きく、燃焼器壁に衝突して赤熱することがわかった。 $N = 6$ 以上では、火炎全体の形状や長さに大きな違いは見られなかった。またこれらの N では、二次空気噴射板より下流において、噴流火炎がやや傾いている。これは、加工精度から生じる孔の間隔や噴射方向の僅かな誤差によって、燃焼筒内の流れ場に偏りが生じたためと考えられる。

どの二次空気噴射板においても、 $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ の条件では、 $0.3 \leq \phi_t \leq 0.7$ の範囲で火炎の吹き飛びや振動燃焼への遷移は観察されず、極めて安定な火炎が形成されることがわかった。

3.2 排ガス特性および全圧損失率

3.2.1 孔数の影響

二次空気孔数 N の違いが、NO_x 濃度・燃焼効率・全圧損失率に及ぼす影響を調べた。結果を図 5 に示す。 h は 10mm とした。各 N によって二次空気孔の総面積が若干異なるため、横軸は運動量流束比 J で整理してある。

NO_x 濃度は、 ϕ_t が 0.6 以上になると急激に増加した。高い ϕ_t になると、 N が大きいほうが NO_x 濃度は若干高くなるが、それほど大きな違いではない。一般的なサイズの水素ガスタービン燃焼器について、二次燃焼領域における燃焼ガスと希釈空気との最適混合問題を扱った研究^{(6),(7)}では、良好な混合を達成する上で、二次空気孔の数は重要なパラメータになっている。しかし、本イン

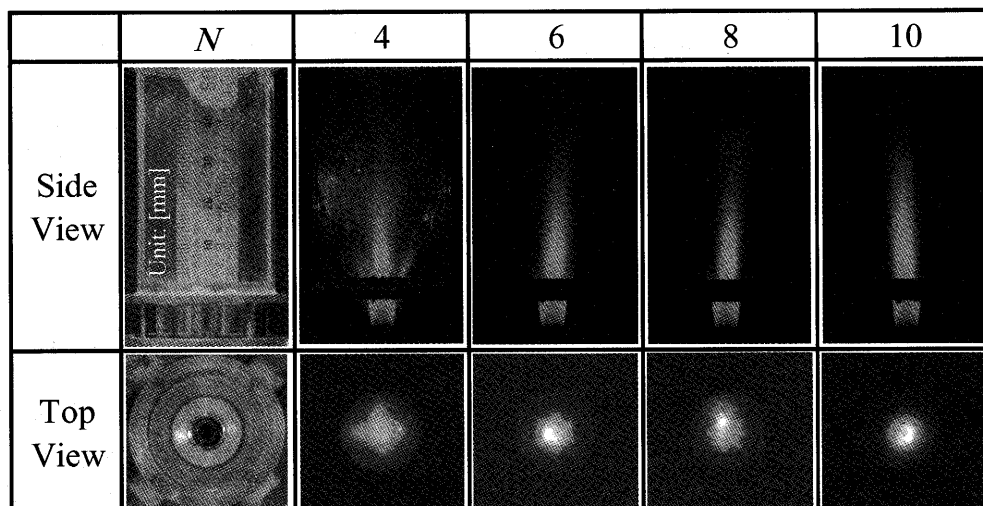


図 4 全体当量比 $\phi_t = 0.7$ における火炎形状 ($\phi_i = 2$ 、 $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ 、 $h = 10\text{mm}$ 、 $u_p = 9\text{m/s}$ 、 $u_{as} = 40\text{m/s}$)

ジェクタのように、非常に狭い領域で混合燃焼が行われる場合には、 N は必ずしも重要でないことをこの結果は示唆している。また、ここには図示していないが、同軸型インジェクタ⁽⁶⁾に比べては、同じ ϕ_t で比較した場合、約半分の濃度に低減されることがわかった。

燃焼効率 η_b は、いずれの N においても $0.4 \leq \phi_t \leq 0.6$ の範囲ではほぼ100%近い値が得られた。 $\phi_t = 0.7$ ではやや低下し、 $\phi_t = 0.3$ の低当量比条件では、大きく低下している。平衡計算により求めた水素濃度を用いて燃焼効率を見積もったところ、 $0.4 \leq \phi_t \leq 0.7$ の範囲では実測濃度による燃焼効率とほとんど一致した。このことは、本燃焼器では燃焼器長さが比較的短いにもかかわらず、二次燃焼領域で水素は完全に反応していることを物語っている。したがって、 $\phi_t = 0.7$ の高当量比条件における η_b の低下は、燃焼ガスの高温化にともなう水素成分の解離によることがわかる。一方、 $\phi_t = 0.3$ 付近では、 J が大きい条件となり、二次空気噴流が火炎面に高速で衝突するために、その火炎面は火炎伸長を受け、局所的な消炎が生じて、燃焼効率が低下したものと考えられる。

全圧損失率 PL は二次空気孔での値を示している。図3に示したように、予混合気流量は二次空気流量の約半分以下であり、かつ予混合気孔で発生する全圧損失率はすべての条件で1%程度であったため無視できると考えた。また、図示した PL と J の各値は、各二次空気噴射板での孔の総面積 A_{as} の違いによる影響をなくすため、N10の場合を基準にして、これに対する各二次空気孔総面積の比の二乗値を実測値に掛けて、補正を施したものである。(孔の総面積の違いは僅かであるため、孔の流量係数 α は変化しないものと仮定した。)

全体当量比 ϕ_t が小さくなるほど、また N が小さくなるほど PL は高くなっていることがわかる。 ϕ_t が小さくなると、図3に示したように二次空気流量は大きくなっている。また、このときの二次空気噴射板温度を調べたところ、N10の場合について $\phi_t = 0.7$ では約330°Cであったが、 ϕ_t の低下にともなって単調に低くなり、 $\phi_t = 0.3$ では約250°Cになっていた。 \dot{m}_{as} と二次空気温度(二次空気噴射板温度と仮定した)の影響を式(2)を用いて評価したところ、 ϕ_t による PL の変化は、これら二つの因子によってほぼ説明できることがわかった。 ϕ_t の変化に対しては、 \dot{m}_{as} のほうが、その変化量が比較的大きくかつ二乗で効くため PL に及ぼす影響は大きかった。

一方、 N が小さくなると、これに伴って二次空気噴射板の温度が上昇することがわかった。この理由は、図4の火炎写真からわかるように、 N が小さいほど二次空気噴流間の火炎にさらされる二次空気噴射板の表面積が拡大しているためである。このため、二次空気噴流温度が高くなって空気密度が低下し、流速が大きくなって PL は増加したと考えられる。よって、本インジェクタ構造では、火炎基部付近における火炎とインジェクタ壁

との距離が近くなるため、流量だけでなく火炎からの伝熱量が PL に大きく影響することが明らかになった。

NO_x と PL 、それぞれの絶対値は N によってそれほど大きくは変わらないが、超小型ガスタービンでは圧力比が小さいこと、実機では燃焼器に流入する空気温度が上昇することを考えると、 PL は極力小さく抑えたい。このような観点から、二次空気噴射板における N は10が適切と考えられる。この場合、二次空気噴流によって火炎はほぼ閉じ込められているため、二次空気噴射板壁への熱損失の観点でも有利と考えられる。

3.2.2 二次空気噴射高さの影響

排ガス性能、全圧損失率および二次燃焼火炎の形状から適切と判断されたN10の二次空気噴射板について、二次空気噴射高さ h の影響を調べた。 h は5, 10, 15, 20mmと変化させた。結果を図6に示す。本実験では、 ϕ_t によって予混合気流量が異なるために、内炎である過濃予混合火炎の長さ L_{pf} mmが変化する。そこで、この予混合火炎に対する二次空気噴射位置がわかるように、 L_{pf} で無次元化した高さ h/L_{pf} を用いて整理・グラフ化した。 L_{pf} は、火炎の直接写真を二値化処理した画像から、予混合火炎頂部と予混合気インジェクタ出口面との距離を測定して求めた。

NO_x 濃度は、 $\phi_t = 0.3, 0.5$ の条件では、二次空気噴射位置が下流になるほど僅かに増加するが、ほぼ一定である。 $\phi_t = 0.7$ では、 h/L_{pf} が大きくなるにつれて NO_x 濃度は緩やかに低下し、 $h/L_{pf} = 1$ 付近、すなわち予混合火炎の頂部において二次空気を噴射した場合が、本実験範囲では NO_x 濃度が最も低くなった。 $\phi_t = 0.7$ の高当量比条件の場合、本インジェクタで超低 NO_x 燃焼を実現するためには、内部の予混合火炎下流での二次空気との急速混合が最も重要であることを、この結果は示している。

燃焼効率 η_b は、 $\phi_t = 0.3$ の条件では、内部の予混合

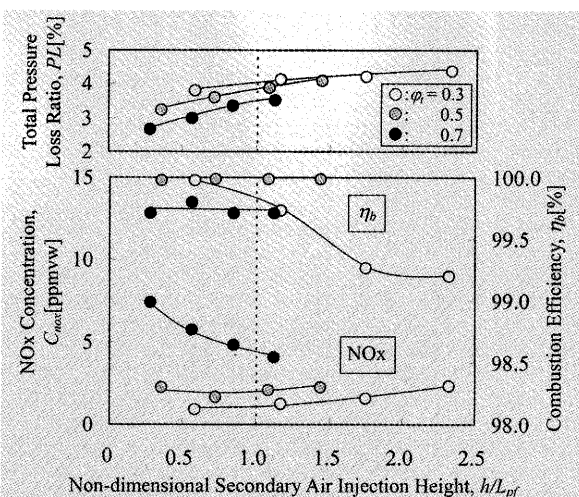


図6 NO_x 濃度、 η_b 、 PL に及ぼす二次空気噴射板高さの影響 ($\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$, $N = 10$)

火炎よりも上流側で二次空気を噴射した場合には十分高いが、下流側で噴射した場合には、大きく低下している。 $\phi_t = 0.5$ と 0.7 の条件では、 h/L_{pf} によらず η_b はほぼ一定であり、かつ完全燃焼することがわかった。

全圧損失率 PL は、いずれの ϕ_t においても h/L_{pf} の増加にともなって単調に増加した。このとき二次空気噴射板の温度は、たとえば $\phi_t = 0.7$ の場合、 h/L_{pf} が 0.28 で 220°C 、 0.56 で 330°C 、 1.1 で 440°C と h/L_{pf} の増加にともない上昇することがわかった。本インジェクタでは、予混合火炎基部を内径の小さい石英ガラス管（以後、単にガラス管と言う）内に形成させている。ガラス管壁と火炎との隙間には、保炎空気が流れるが、同じ ϕ_t では保炎空気流量は一定であるため、 h/L_{pf} が大きくなる、すなわちガラス管長が長くなるほど、二次空気噴射位置より上流までに保炎空気が消費されてしまい、ガラス管ならびに二次空気噴射板壁が高温の燃焼ガスにさらされることになる。その結果、二次空気が間接的に加熱され、流速が増加して PL が高くなったものと考えられる。

$\phi_t = 0.7$ での使用を考えた場合、 η_b はいずれの h/L_{pf} でも問題ないが、 NO_x 濃度と PL とが h/L_{pf} に対してトレードオフの関係になっている。このため、最適な h を一意に決めることはできないが、 NO_x 濃度、 PL の各平均値を与える条件を妥協点とすれば、 $h = 10\text{mm}$ (h/L_{pf} では 0.56) が最もこれに近くなる。このときの NO_x 濃度は約 6ppmv 、 PL は約 3% であり、いずれも問題はないと考えられる。したがって、 $N = 10$ の二次空気噴射板においては、 $h = 10\text{mm}$ が適切と判断した。

3.2.3 総空気流量の影響

実機燃焼器に本インジェクタを組み込む場合には、何本かをまとめてガスタービンの必要流量を確保すること

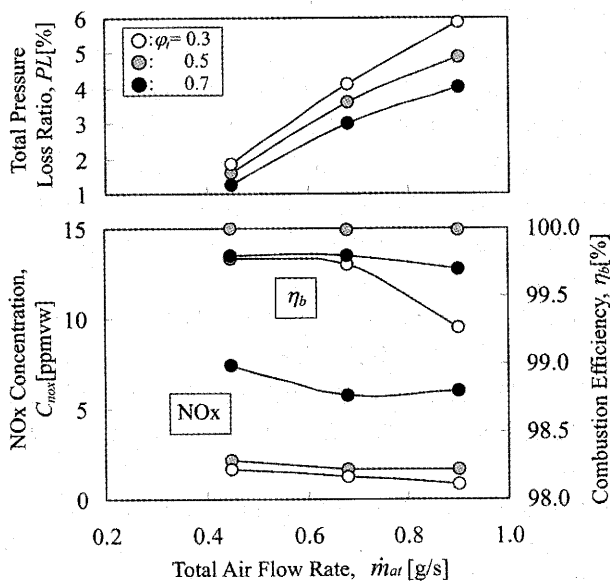


図7 NO_x 濃度、 η_b 、 PL に及ぼす総空気流量の影響 ($N = 10$, $h = 10\text{mm}$)

になる。一つのインジェクタでカバーできる流量範囲が広がれば、実機燃焼器のサイズに対して柔軟な設計が可能となる。そこで、本インジェクタにおいて総空気流量を変化させ、これが NO_x 濃度、 η_b 、 PL の各性能に及ぼす影響を調べた。その結果を図7に示す。インジェクタ条件は、これまでの結果から $N = 10$, $h = 10\text{mm}$ とした。

NO_x 濃度は、 \dot{m}_{at} の違いによってほとんど変化は見られず、いずれも低濃度であることがわかった。 $\dot{m}_{at} = 0.45\text{g/s}$ 、 $\phi_t = 0.7$ の条件では、わずかに増加しているが、これは流量が少ないために、予混合気・二次空気各噴流の流速が遅くなることで衝突による乱れの強さが小さくなり、二次空気の混合が緩慢になること、および燃焼器内の滞留時間が長くなることの二つの理由によるものと考えられる。

燃焼効率 η_b は、 $\phi_t = 0.3$ の場合には、 \dot{m}_{at} の増加に対して η_b は低下したが、 $\phi_t = 0.5, 0.7$ の条件ではいずれの \dot{m}_{at} でも完全燃焼することが確認された。

全圧損失率 PL は、 \dot{m}_{at} に対しては、その二乗に比例して増加すると予想されるが、実際の増加率はそれよりも緩慢になっている。 \dot{m}_{at} の増加によって、二次空気噴射板温度は低下することがわかった。本実験では保炎空気流量比 λ を一定にしているため、 \dot{m}_{at} が大きくなると保炎空気流量の絶対量は多くなっている。このため、火炎基部を囲むガラス管や二次空気噴射板壁温度の上昇が抑えられ、 PL の増加が緩やかになったと考えられる。

本実験の流量範囲、 $0.45\text{g/s} \leq \dot{m}_{at} \leq 0.9\text{g/s}$ においては、火炎の吹き飛びや振動燃焼への遷移は起こらず、極めて火炎安定性の高いインジェクタであることが確認された。また本実験で用いたインジェクタ寸法の場合、 $\phi_t \geq 0.4$ の条件であれば広い範囲にわたって優れた燃焼性能が維持できることから、マイクロガスタービン燃焼器に適用する上では、特別な機構を設けることなく部分負荷運転から最大負荷運転にわたって高燃焼効率・超低 NO_x 性能を達成できる極めて優れた燃焼方式であると言える。

4. 実機燃焼器の流量・サイズの検討

最後に、本インジェクタを組み込んだ実機燃焼器における空気流量および燃焼室のサイズについて検討した。

表2 サイクル計算条件 (単純サイクル)

Cycle calculation conditions	
Output, kW	3
Pressure ratio	3
Combustion efficiency	0.997
Pressure loss ratio of a combustor	0.04
Compressor adiabatic efficiency	0.65
Turbine adiabatic efficiency	0.75
Mechanical efficiency of a generator	0.95
Heat release rate of a combustor, $\text{MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$	2000

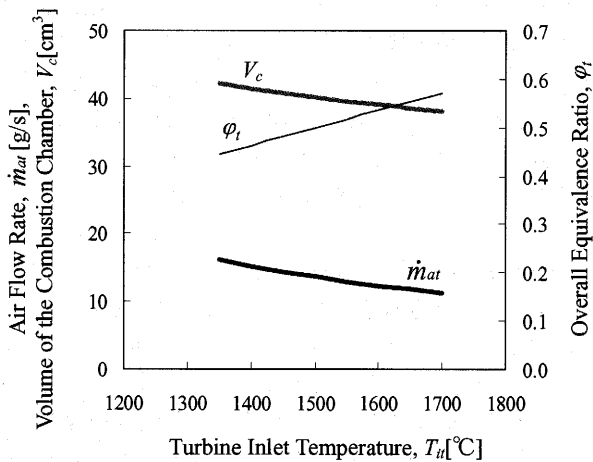


図8 ガスタービン出力3kWにおける空気流量、燃焼室体積、全体当量比

著者らが想定している超小型ガスタービンの出力3kWが得られるような、ガスタービンの総空気流量をサイクル計算（単純サイクル）によって求めた。計算で仮定した各種効率等の条件を表2に示す。圧縮機の圧力比は3とし、タービン入口温度： T_{it} は1350℃～1700℃の範囲で変化させた。また、これまでに著者らが開発した拡散火炎型燃焼器⁸⁾や希薄予混合型燃焼器²⁾と同程度の燃焼負荷率 $2 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ を仮定して、燃焼室の体積： $V_c \text{ cm}^3$ を求めた。計算結果を、図8に示す。

$T_{it}=1700^\circ\text{C}$ の場合、ガスタービン出力3kWが得られる \dot{m}_{at} は11.3g/s、このとき燃焼負荷率 $2 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ を満足する燃焼室体積は 38 cm^3 となった。本実験で確認した空気流量の範囲内であれば、水素が完全に反応するのに要する燃焼室長さは70mmで十分と考えられる。これより燃焼室のサイズは内径 $\phi 26 \text{ mm} \times$ 高さ70mmとなり、この断面寸法に相当する本インジェクタの個数は4個となる。インジェクタ1個あたりの空気流量は実圧条件で約2.8g/s、大気圧条件では0.94g/sに相当し、本実験で確認したほぼ範囲内である。本燃焼器の場合、燃焼ガス中の水素濃度はその温度における平衡濃度に達していたこと、また生成されるNOxはすべてThermal NOに由来することから、大気圧条件と実機条件とで ϕ_t は異なっても、燃焼ガス温度が同じであれば排ガス性能は同等と考えられる。そこで、 $\phi_t=0.7$ 、 $\dot{m}_{at}=0.9 \text{ g/s}$ における各性能を図6から読み取ると、燃焼効率は約99.7%、NOx濃度は約6ppmvwであり、極めて優れた性能を有する実機燃焼器の実現が期待できる。この実測NOx濃度を、ドライ条件で15% O₂換算すると約3ppmであり、高当量比条件であるにもかかわらず法規制濃度⁹⁾を十分に満たしている。PLは、インジェクタの温度によって強く影響を受けることが本実験で明らかになったため、実機条件での値を見積もることは困難であるが、適切な断熱設計を図ることによって低く抑えることは十分可能と考えられる。

$T_{it}=1350^\circ\text{C}$ の場合（これは、セラミックガスタービンの研究¹⁰⁾で達成した T_{it} であることから、現在の技術で実現可能な温度レベルと考えられる）では、 $\dot{m}_{at}=16 \text{ g/s}$ 、 $V_c=42 \text{ cm}^3$ となった。この条件では、同じガスタービン出力条件では \dot{m}_{at} が多くなる。インジェクタの個数を6個と仮定すれば、このときインジェクタ1個あたりの空気流量は実圧条件で2.7g/s、大気圧条件では0.89g/sとなって、本実験で確認した範囲となり、燃焼効率、低NOx性能ともに問題ないと考えられる。インジェクタ6個の場合、燃焼室の直径は $\phi 36 \text{ mm}$ が必要になるが、この T_{it} 条件では ϕ_t が小さいために火炎長さも短いと予想され、燃焼室長さを短縮して、目標の燃焼負荷率を達成できると考えられる。

5. まとめ

タービン入口温度 $T_{it}=1700^\circ\text{C}$ 級までの超小型ガスタービン用燃焼器へ対応させるための、円管リム後流を利用して安定化させた過濃予混合火炎の直下流に、二次空気を高速で垂直噴射する水素燃料用二段燃焼型インジェクタ（予混合気孔内径：4mm、二次空気噴射位置における管径：10mm）を試作した。これを組み込んだ試験燃焼器（燃焼室内径：30mm、高さ：70mm）について、二次空気孔数 N および二次空気噴射高さ h を形状パラメータとして、燃焼器全体当量比を $0.3 \leq \phi_t \leq 0.7$ 、総空気流量を $0.45 \text{ g/s} \leq \dot{m}_{at} \leq 0.9 \text{ g/s}$ の範囲で変化させ、これらが火炎形状およびNOx濃度、燃焼効率、全圧損失率に及ぼす影響を調べた。以下に、得られた結果を示す。

- 本インジェクタに形成された過濃予混合火炎（一次当量比2）は、いずれのインジェクタ形状・流量条件においても極めて安定であった。本実験範囲内ではいずれの孔数 N であっても、二次燃焼領域での急速混合燃焼が達成され、高燃焼効率かつ超低NOxな性能が得られた。
- 二次空気噴射板N10について二次空気噴射高さ h の影響を調べた結果、 $\phi_t \geq 0.4$ の条件では燃焼効率は h に依存せず、水素は燃焼器内でほぼ完全に燃焼した。NOx濃度は、 ϕ_t が低い場合は h によらずほぼ一定であるが、 ϕ_t が高い場合では、内炎の過濃予混合火炎頂部の高さで二次空気を噴射した場合が最も低濃度になった。
- N が小さいほど、また h が大きいほど、二次空気孔で生じる全圧損失率 PL は高くなった。いずれの場合も、火炎によって二次空気噴射板あるいは火炎基部を囲む管を介して二次空気流が加熱されることが原因である。
- 本実験範囲において適切と判断された $N=10$ 、 $h=10 \text{ mm}$ のインジェクタにおいて、 $\phi_t \geq 0.4$ における燃焼効率・NOx濃度は、実験を行った総空気流量 \dot{m}_{at} の範囲内でほとんど変化しなかった。このインジェクタの、 $\phi_t=0.7$ の高当量比条件における性能は、燃焼

効率99.7%以上, 15% O₂換算 NO_x 濃度4ppm 未満, 全圧損失率4%以下の優れた値を達成した。

- 出力3kW, 圧力比3, $T_{it} = 1700^{\circ}\text{C}$ の超小型水素ガスタービンを想定して, 燃焼器の燃焼負荷率 $2 \times 10^3 \text{MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ の条件で試算した実機燃焼器は, 本二段燃焼型インジェクタを4個装備し, その燃焼室体積は約40cm³の超小型となる。

謝辞

本研究は, 2004年度東京都立の大学における傾斜的配分研究費の補助を一部受けた。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- (1) 湯浅三郎, ほか3名, 日本機械学会論文集 (B編), 61-588 (1995-8), pp.3075-3081.
- (2) Minakawa, K., et al., XIV ISABE, IS-7010(1999).
- (3) Waku, et al., *Nature*, 389(1997).
- (4) 皆川和大, 湯浅三郎, 日本ガスタービン学会誌, 31-4 (2003-7), pp.264-271.
- (5) 皆川和大, 湯浅三郎, 日本機械学会論文集 (B編), 71-704 (2005-4), pp.193-200.
- (6) J. D. Holdeman, et al., NASA TM-107185(1996).
- (7) J. T. Kroll, et al., *Journal of Propulsion and Power*, 16-6 (2000), pp. 929-938.
- (8) 湯浅三郎, 後藤登, 日本機械学会論文集 (B編), 58-511 (1992-7), pp.2288-2295.
- (9) Chin, G. et al., California Air Resources Board, (1999).
- (10) 佐々木正史, 日本ガスタービン学会誌, 25-98 (1997-9), pp.25-28.

Heat Transfer Characteristic of a Triangular Channel with Turbulence Promoter

TAKEISHI Ken-ichiro* KITAMURA Tsuyoshi** MATSUURA Masaaki**
SHIMIZU Kunihiro***

Abstract

An experimental and analytical study on the heat transfer and pressure loss of a triangular cooling flow channel with and without turbulent ribs has been conducted for high reliability cooling design of gas turbine blades. In addition, the means of enhancing and controlling the local heat transfer on the surface of a triangular ribbed channel, utilizing the secondary flow from the gap between side-wall and rib, are proposed.

The contours of experimental and analytical Nusselt number on the ribbed channel with the gap show the enhancement of heat transfer by re-attachment flow, swirl flow, and secondary flow from the gap. Optimizing the length of the gap enables the enhancement of the heat transfer around the trailing edge and to assure mean heat transfer in the whole of the cooling flow passage.

NOMENCLATURE

d_e	Equivalent hydraulic diameter
f	Friction factor
L	Distance
Nu	Nusselt number
Δp	Pressure drop
q	Heat flux
Re	Reynolds number ($= \rho v d_e / \mu$)
T	Temperature
v	Velocity
h	Heat transfer coefficient
λ	Thermal conductivity
μ	Viscosity
ρ	Density
δ	Wall thickness

m	Material
w_i	Inner surface of the wall
w_o	Outer surface of the wall

INTRODUCTION

Advanced gas turbine blades are exposed to high heat load and thermal stress. The internal convection cooling with ribbed channels is often adopted in cooled turbine blades to satisfy their life. Many studies of the heat transfer and pressure loss in the square or rectangular ribbed channel have been conducted. (Bargraff et al., 1970 Han et al., 1985 Anzai et al., 1991 Taslim et al., 1994)

However, there are various geometries of the cross section of ribbed channel installed in cooled turbine blades. Therefore, the heat transfer and pressure loss characteristics of various cross-sectioned channels have also been studied. Metzger et al. (1987) investigated the heat transfer and pressure loss characteristics of a triangular channel which simulate the cooling channel at the leading edge. The effect of aspect ratio (height/width) in rectangular channel was reported by Han et al. (1989) and Taslim et al. (1988). The heat transfer and pressure loss characteristics of a thin rectangular channel which simulates the cooling channel around a trailing edge is the subject of the study by

Subscript:

f	Fluid
loss	Heat loss

Copyright © 2003 by GTSJ

Manuscript Received on May 31, 2003

* Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Engineering, Osaka University
2-1, Yamadaoka, Suita, Osaka 565-0871

** Takasago R & D Center, Mitsubishi Heavy Industries Ltd.

*** Nagoya Guidance and Propulsion System Works, Mitsubishi Heavy Industries Ltd.

Kiml et al. (2000, 2001, 2002).

At the trailing edge of cooled turbine blades, the cross section of the cooling channel is a thin triangle. The heat transfer distribution in such a channel is non-uniform and complicated. In addition, it is difficult to cool the trailing edge where the heat transfer area of the gas side is large, compared with that of the cooling side. Therefore, cooling air ejection has often been utilized. Taslim et al. (1997) investigated the heat transfer and pressure loss characteristics of a thin triangular channel with and without air ejection. However, it degrades the aerodynamics performance and cannot be applied to closed circuit steam-cooled turbine blade as shown in Fig.1. To attain high reliability cooling design of the trailing edge, it is indispensable to understand and to predict the local heat transfer coefficient in a triangular ribbed channel precisely.

In this study, the local heat transfer and pressure loss in a triangular ribbed channel is investigated experimentally, and the means of predicting them by CFD (Computational Fluid Dynamics) is investigated. Also, the means of enhancing and controlling the local heat transfer coefficient on the surface of a triangular ribbed channel, by utilizing the secondary flow from the gap between side-wall and rib, is introduced and confirmed the effect experimentally and analytically.

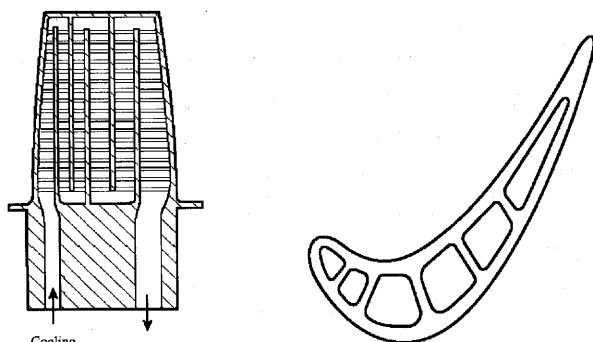


Fig.1 Cross section of steam cooled turbine blade.

EXPERIMENTAL PROGRAM

Experimental Apparatus and Method

Fig.2 shows the schematic drawing of the test section that simulates the cooling channel at the trailing edge. The test channel has a thin triangular cross section whose mean height and width are 17mm and 125mm, respectively. Ribs are installed and staggered on the left and right walls in the channel. The rib height and width are 4mm and 5mm, respectively. The rib pitch-to-height ratio is 12.5 and the attack

angle against flow direction is 60 degrees. Four types of heat transfer test models with different rib lengths are shown in Fig.3. One of the models is no-ribs and the others have the gap between narrow side-wall and edge of the rib, which length is from 0mm to 25mm. The heat transfer model, including the channel wall and rib, is made of low thermal conductivity material, Bakelite.

The local heat transfer is derived from the measured heat flux of an electrically heated thin stainless steel foil adhered to one side of the ribbed walls. Local wall temperatures are measured by approximately 130 thermocouples embedded in the channel wall. The details of the measuring locations are shown in Fig.4. Dry air is used as the test fluid. The Nusselt number Nu is calculated as

$$Nu = hd_e / \lambda_f \quad (1)$$

$$h = (q - q_{loss}) / (T_{wi} - T_f) \quad (2)$$

$$q_{loss} = \lambda_m (T_{wi} - T_{wo}) / \delta \quad (3)$$

Equations (1), (2), and (3) consist of the heat transfer coefficient h , the equivalent hydraulic diameter d_e , the thermal conductivity of test fluid λ_f , the measured net heat flux q , heat loss by heat conduction through the wall to backside q_{loss} , the local wall temperature at the position of thin stainless steel foil T_{wi} , the wall temperature at the outside of the channel T_{wo} , the mainstream temperature T_f , the thermal conductivity of the channel material λ_m and the wall thickness of the channel δ . The mainstream temperature T_f is interpolated from the measured fluid temperatures at the starting and end point of the heated range. The typical measured wall and fluid temperatures are 40~70°C

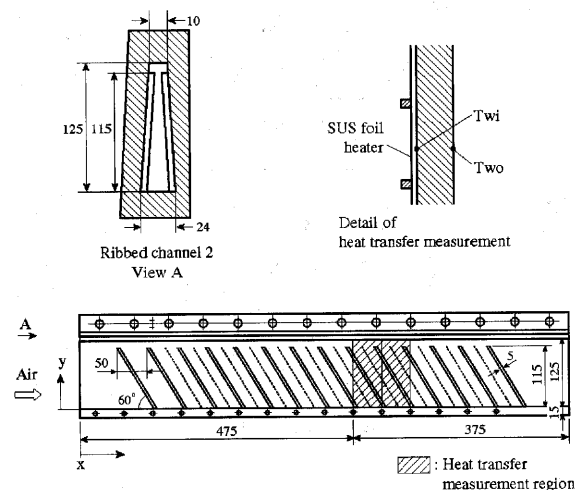


Fig.2 Schematic of test section

and 20 ~ 40°C, respectively. The uncertainty of this data reduction mainly depends on the measurement of the temperature and heat flux. The estimate of the error in calculating heat transfer is at most 10%.

In a fully developed channel flow, the friction factor f can be determined by measuring the pressure drop across the flow channel Δp , the main stream velocity v calculated from the density of test fluid ρ , the equivalent hydraulic diameter d_e , and the distance L between the pressure measuring points at inlet and outlet of the channel. These data are applied to the following equation.

$$f = \Delta p / (4L / d_e) / (1 / 2 \rho v^2) \quad (4)$$

Tests have been conducted at Reynolds number, based on the hydraulic diameter, from 8,000 to 78,000, changing the mass flow rate. Reynolds number range covers typical conditions of air cooled turbine blades.

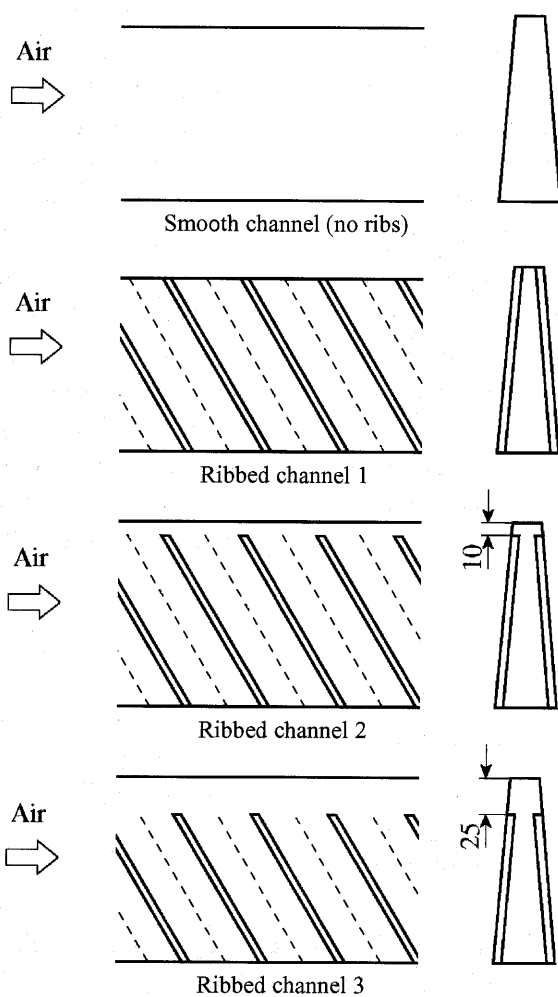


Fig.3 Test channel

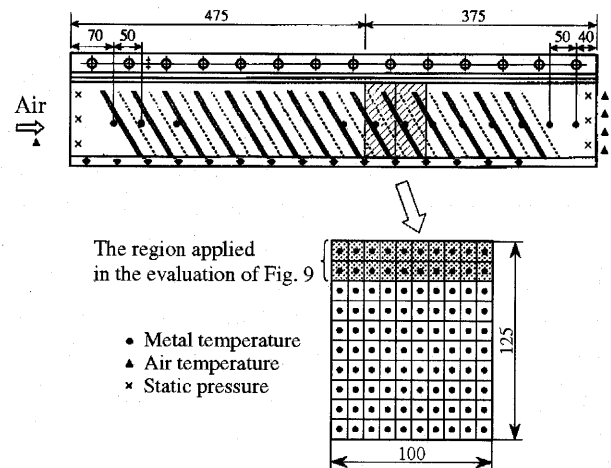


Fig.4 The detail of measuring location

Experimental Results and Discussion

The streamwise distributions of Nusselt number for the smooth channel are shown in Fig.5. The streamwise variation indicates the flow developing in the entrance region of the channel. The Nusselt number decreases with increasing downstream length. It reaches constant value when the flow is fully developed. Intensive measurement region with 100 embedded thermocouples is exposed to this fully developed flow.

Fig.6 and 7 show the variation of the mean Nusselt number, which is the arithmetic average of local Nusselt number at the intensive measurement region, and the friction factor with Reynolds number. The results calculated by Blasius, Kay and Han's Correlation (1984) are presented for comparison.

The mean Nusselt number and the friction factor measured by using the smooth channel model agree very well with Kay and Blasius's correlation. The validity of the measurement with this test section is confirmed.

The mean Nusselt number of the ribbed channel 1 (without gap) is approximately 20% lower than that of Han's correlation. The friction factor of the ribbed channel 1 is, nevertheless, approximately 60% higher than that of Han's correlation. These facts are attributed to the effect of the geometry and aspect ratio in the cross-section of the channel. Friction factor of all ribbed channels increases with an increase of Reynolds Number, although that of Han's correlation is constant. This result, which is similar to that of Kiml et al. (2000), is due to staggered array of ribs on the left and right surface in a thin channel. Concerning the effect of the gap, the smaller the length of the gap is, the larger the mean Nusselt number and the friction factor are.

Experimental Nusselt number contours of the smooth channel and all ribbed channel are shown in Fig.8. The distribution of mass flow rate in the channel affects the heat transfer. The velocity in the thick region may be large, compared with that in the thin region. The contours with all ribbed channels show the heat transfer enhancement by re-attached flow and swirl flow. In addition to them, the heat transfer enhancement is indicated around the downstream of rib edges in the ribbed channel 2 and 3 (with gap). Therefore, the ribbed channel 2 with small gap is effective for cooling the trailing edge. Fig.9 shows the variation of the local Nusselt number around the thin region with Reynolds number. The local Nusselt number of the ribbed channel 1 and 2 are approximately same and the highest compared to all. In particular, the local Nusselt number of the ribbed channel 2 is slightly higher than that of the ribbed channel 1 under comparatively high Reynolds number condition.

Eventually, optimizing the length of the gap enables

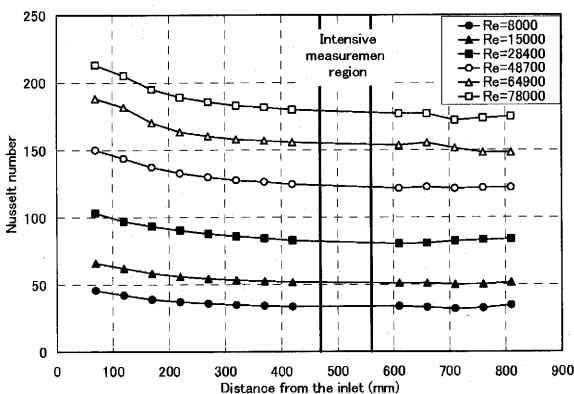


Fig.5 Streamwise distributions of Nusselt number for the smooth channel

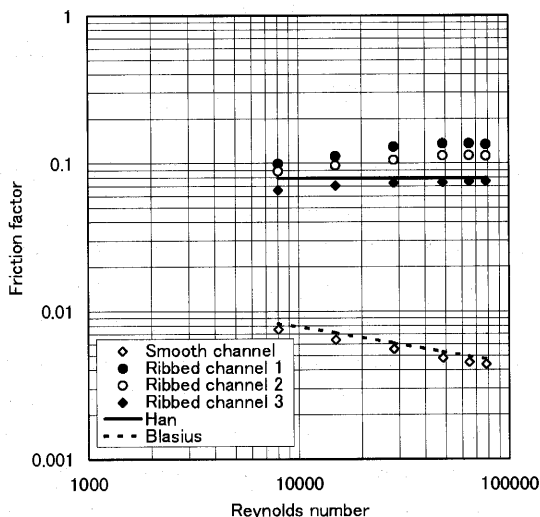


Fig.6 Friction factor versus Reynolds number

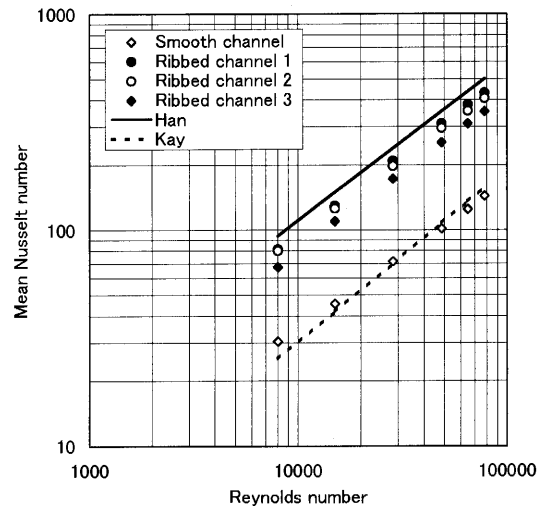


Fig.7 Mean Nusselt number versus Reynolds number

to enhance heat transfer around the trailing edge and to prevent the large reduction of the average heat transfer in the whole of the channel. The optimum gap size is supposed to be between 0mm and 10mm in this experiment.

NUMERICAL ANALYSIS

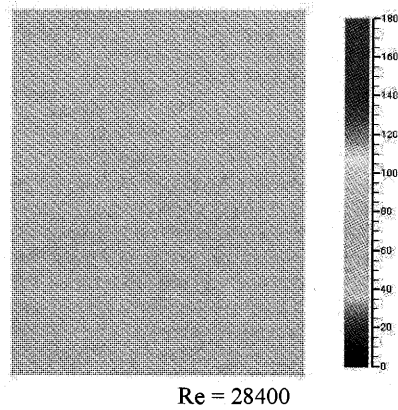
Numerical Process

Three kinds of ribbed channels stated in the previous section are analytical system. The computational domain, as shown in Fig.10, is only one rib-module based with rib position in streamwise direction of the test channel. Fig.11 shows the example of analytical grid with approximately 200,000 cells. Periodic boundary condition is imposed along the streamwise direction. The similar analytical method is adopted in the previous studies (Braun et al., 1999 Ciofalo et al., 1992 Hermanson et al., 1989). Three-dimensional incompressible analysis is performed with Fluent5.0. Eddy-viscosity turbulence model according to Realizable $k-\epsilon$ model (Shih et al., 1995) is used. The analyses have been conducted at Reynolds number, from 28,000 to 65,000, based on hydraulic diameter. The uniform heat flux condition is applied in the heated wall except ribs.

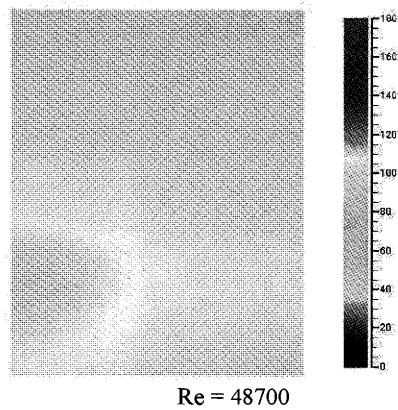
Comparison with experimental data and discussion

Analytical Nusselt contours of ribbed channels are presented in Fig.12. All contours agree with experimental contours shown in Fig.12 qualitatively.

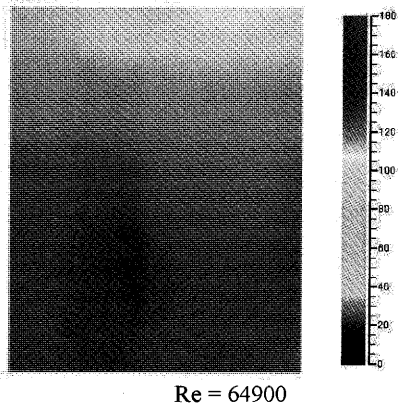
In the ribbed channel 1, the maximum region is moved to the wide region of the channel with the increase of Reynolds number. This tendency is also



Re = 28400



Re = 48700

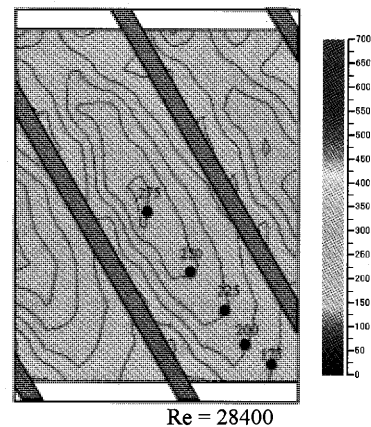


Re = 64900

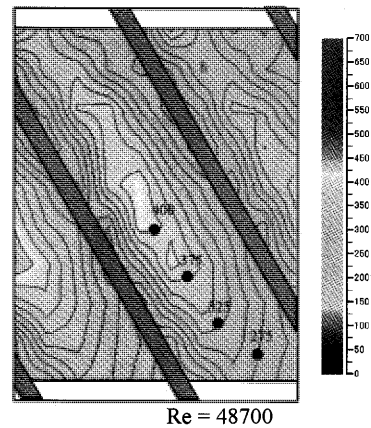
Fig.8a Experimental Nusselt number contour
(Smooth channel)

somewhat indicated in the experimental contour shown in Fig.8. This is caused by the distribution of mass flow rate under each Reynolds number condition. The velocity at the wide region is larger than that at the narrow region. The difference between the two kinds of velocities increases with the increase of Reynolds number.

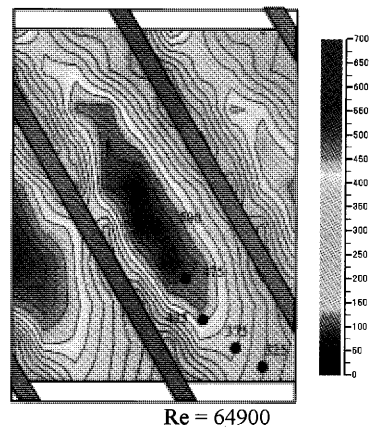
The heat transfer enhancement around the downstream of the rib edges in ribbed channels with the gap is indicated remarkably. The velocity contours at the cross section of channels and the velocity vectors



Re = 28400



Re = 48700

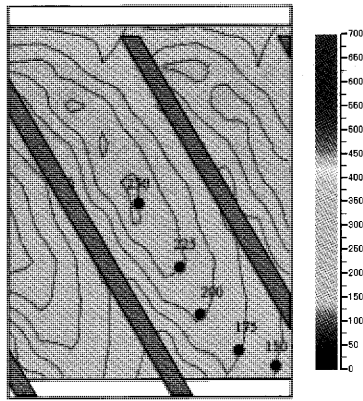


Re = 64900

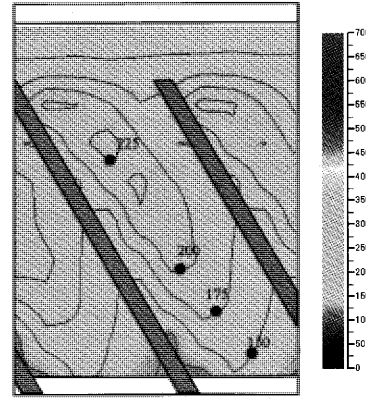
Fig.8b Experimental Nusselt number contour
(Ribbed channel 1)

around the ribbed surface are shown in Fig.13 and 14 respectively. The ribbed channel 1 (without gap) has the high velocity in the comparatively wide region of the channel. However, the ribbed channel 2 and 3 (with gap) have the highest velocity in the narrow region of the channel. Namely, the powerful secondary flow from the gap exists in the ribbed channel with the gap in addition to re-attachment flow and swirl flow.

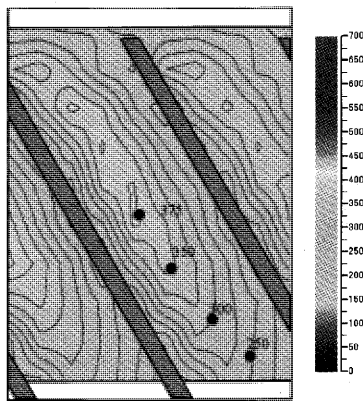
The heat transfer enhancement around the downstream of the rib edges shown in Fig. 8 and 12 is attributed to the secondary flow from the gap, which is



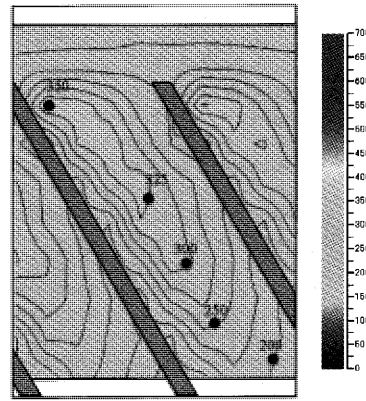
Re = 28400



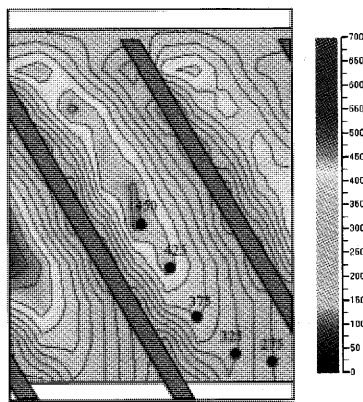
Re = 28400



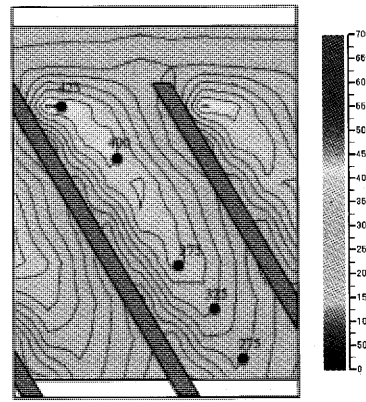
Re = 48700



Re = 48700



Re = 64900



Re = 64900

Fig.8c Experimental Nusselt number contour (Ribbed channel 2)

Fig.8d Experimental Nusselt number contour (Ribbed channel 3)

similar to the result of Kiml et al. (2001). The secondary flow from the gap between the narrow side-wall and the ribs contributes to the enhancement of local heat transfer around the trailing edge in a ribbed channel.

Zhengjun et al. (1996) reported the flow structure in the ribbed channel with the gap. It includes the above-mentioned secondary flows and the longitudinal vortex flow which generates from the top surface of the ribs. In general, the longitudinal vortex flow somewhat, has contributed to the heat transfer enhancement in the whole of the ribbed flow channel with

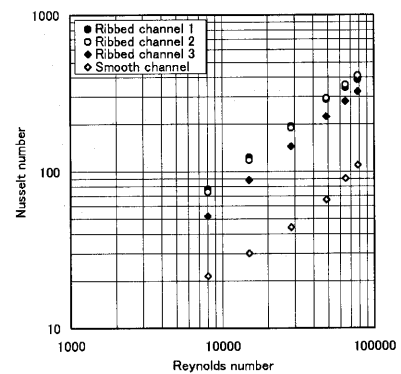


Fig.9 Local Nusselt number around the thin region of channels versus Reynolds number

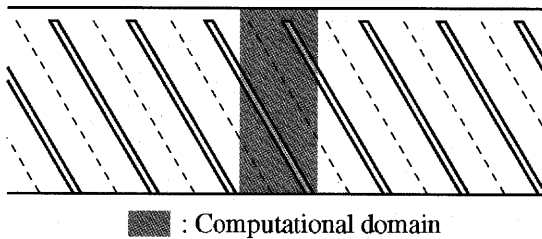


Fig. 10 Computational domain (Ribbed channel 2)

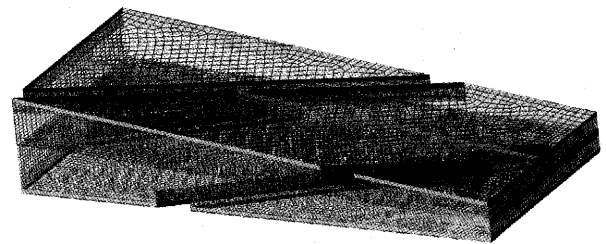
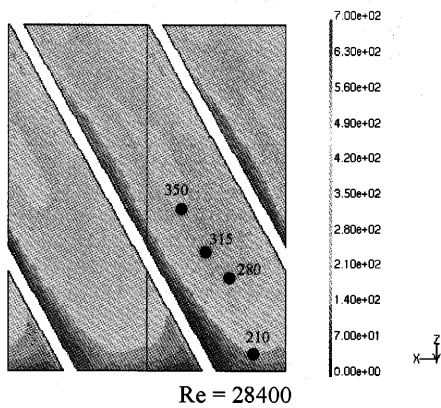
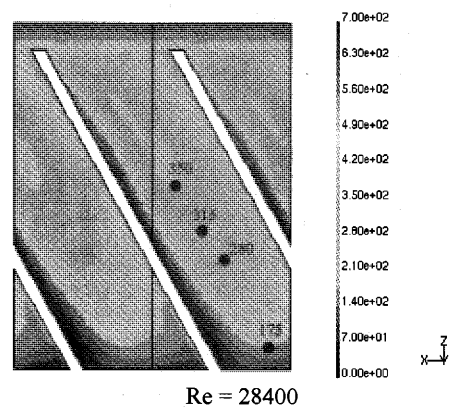


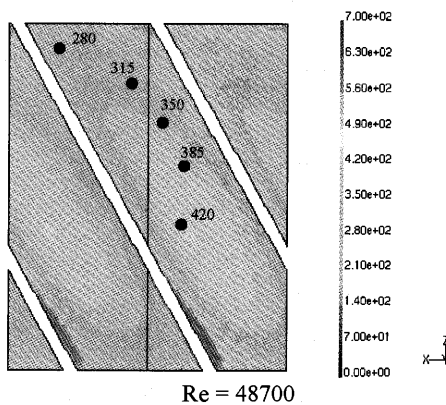
Fig. 11 Analytical grid (Ribbed channel 2)



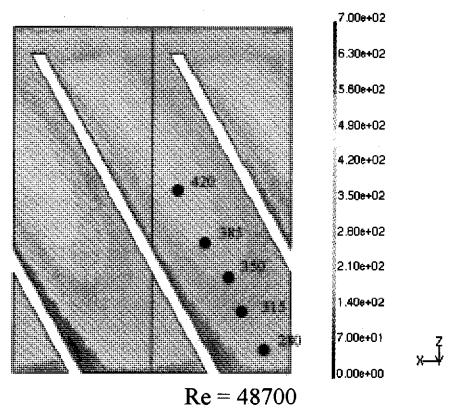
Re = 28400



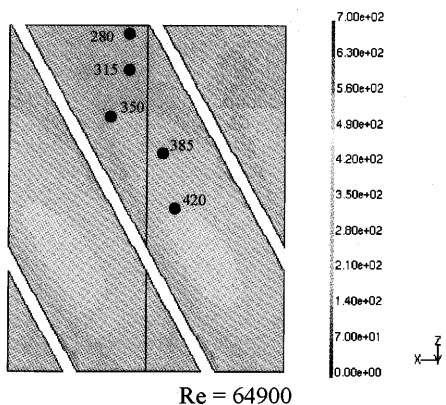
Re = 28400



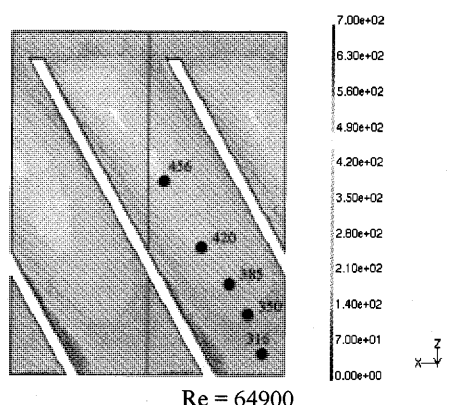
Re = 48700



Re = 48700



Re = 64900



Re = 64900

Fig.12a Analytical Nusselt number contour (Ribbed channel 1)

Fig.12b Analytical Nusselt number contour (Ribbed channel 2)

the gap, too.

Finally, variations of mean Nusselt number and friction factor versus Reynolds number are shown in Fig.15 and 16. The accuracy of numerical analysis re-

lating heat transfer and friction factor are $\pm 20\%$ and $\pm 10\%$, respectively. This analytical method is capable of predicting the heat transfer and the pressure loss in a triangular ribbed channel. We have a confidence to

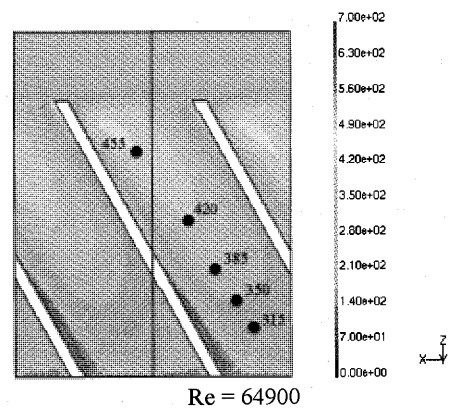
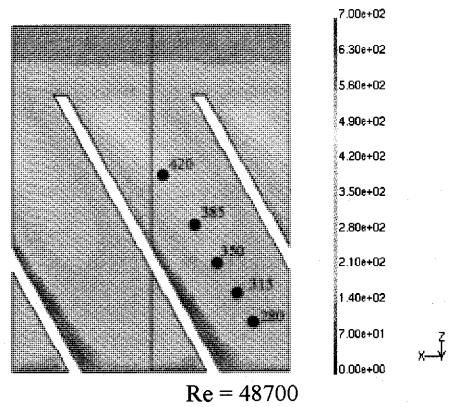
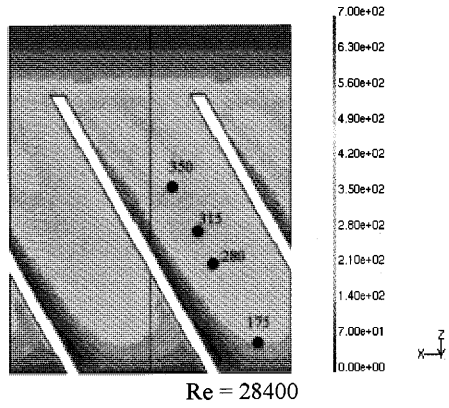


Fig.12c Analytical Nusselt number contour (Ribbed channel 3)

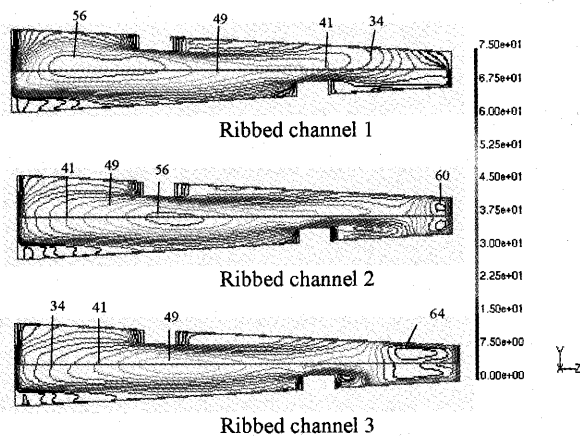


Fig.13 Velocity contour at the cross section of the channel (Re=64900)

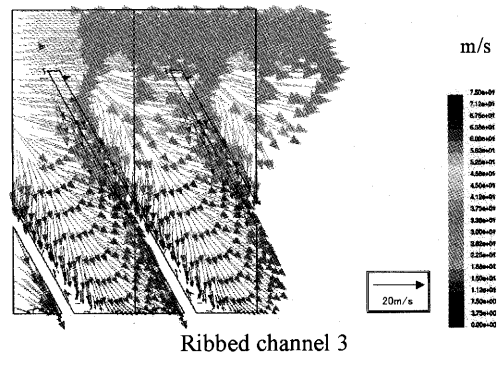
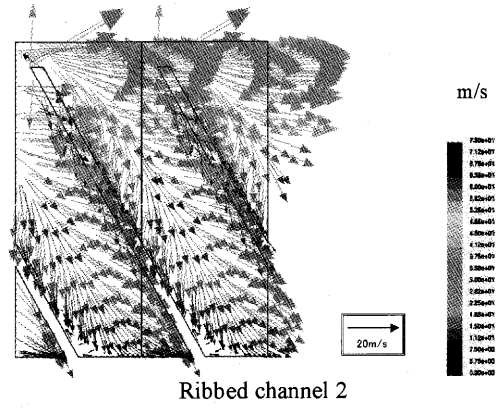
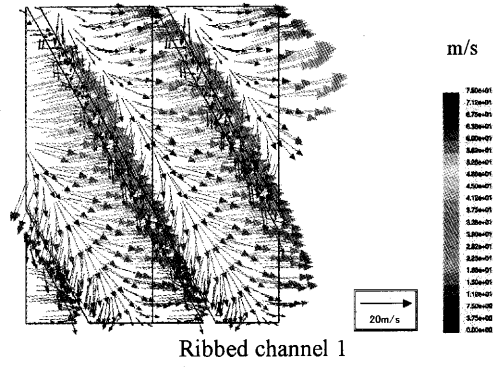


Fig.14 Velocity vector at the ribbed surface (Re=64900)

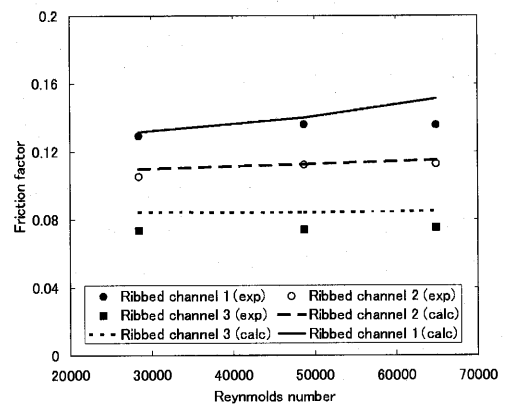


Fig.15 Friction factor versus Reynolds number

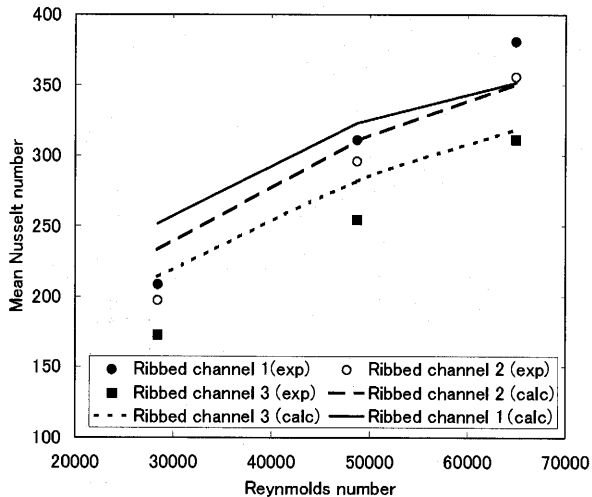


Fig.16 Mean Nusselt number versus Reynolds number

apply CFD as the tool for the design of an enhanced cooling flow channel and to optimize the cooling structure.

CONCLUSIONS

The following conclusions were obtained through the experimental study and prediction by CFD on the heat transfer and pressure loss of a triangular flow channel.

- 1) The secondary flow from the gap between narrow side-wall and ribs contributes to the control of local heat transfer around trailing edge in a ribbed channel. In particular, it enables to enhance heat transfer under comparatively high Reynolds number condition.
- 2) Optimizing the length of the gap enables the enhancement of the heat transfer around the trailing edge and to prevent the large reduction of the average heat transfer in the whole of the cooling flow passage.
- 3) CFD is capable of predicting the heat transfer and the pressure loss in a ribbed channel and can be the tool for fundamental design of a cooling channel with ribs.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors wish to express their gratitude to Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. for permission to publish this paper.

References

- Anzai, S. et al., 1991, "Effect of the Shape of Turbulence Promoter Ribs on Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics" J. of the Gas Turbine Society of Japan, Vol. 19, No 75, pp.65-73.
- Bargraff, F., 1970, "Experimental heat transfer and pressure drop with Two-dimensional Turbulence Promoter Applied to Two opposite Wall of Square Tube" Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer, A.E.Bergles and R.L.Webb. Eds.: pp.70-70. ASME, New York
- Braun, H. et al., 1999, "Experimental and Numerical Investigation of Turbulent heat transfer in a Channel with Periodically Arranged Rib Roughness Element", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 19, No 9, pp.67-76.
- Ciofalo, M., and Collins, M. W., 1992, "Large-eddySimulation of Turbulent Flow and Heat Transfer in Plane and Rib-roughened Channels" Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol. 15, pp.453-489.
- Han, J. C. et al, 1984, "Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoter" ASME paper 84-WA/HT-72
- Han, J. C. et al, 1985, "Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoter" ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Powers, Vol. 107, pp.629-635.
- Han, J. C. et al, 1989, "Augmented Heat Transfer in Rectangular Channels of Narrow Aspect Ratio with Rib Turbulators" Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No 9, pp.1619-1630.
- Hermanson, K. et al, 1989, "Prediction of Pressure Loss and Heat Transfer in Internal Cooling Passage" Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No 9, pp.1619-1630.
- Kiml, R. et al, 2000, "Function of Ribs as Secondary Flow Inducers Inside Trailing Edge Cooling Channel of Gas Turbine Rotor Blade" 37th National Heat Transfer Symposium of Japan, Kobe, Vol. 1, pp.239-240.
- Kiml, R. et al, 2001, "Effects of Rib Arrangements on Heat transfer and Flow Behavior in a in a Rectangular Rib-Roughened Passage", Journal of Heat Transfer, Vol. 123 No. 4 pp.675-681.
- Kiml, R. et al, 2001, "Effects of Gaps between Side-Walls and 60° Ribs the on Heat transfer and Rib induced Secondary Flow inside a Stationary and Rotating Cooling Channel" International Journal of Rotating Machinery, Vol. 7 No. 6 pp.425-433.
- Kiml, R. et al, 2002, "Function of Rib Height on Heat

Transfer Performance inside a High Aspect Ratio Channel with Inclined Ribs" 39th National Heat Transfer Symposium of Japan, Sapporo, Vol. 3, pp.641-642.

Metzger, D. E. et al, 1987, "The Effect of Rib Angle and Length on Convection Heat Transfer in Rib-Roughened Triangular Ducts" Experimental Heat and Mass Transfer, Vol. 1, pp.31-44.

Metzger, D. E., and Veduda, R. P., 1987, "Heat transfer in Triangular Channels with Angled Roughness Ribs on Two Walls", Experimental Heat and Mass Transfer, Vol. 1, pp.31-44.

Shih, T. H. et al., 1995, "A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flow", Computers Fluid, Vol. 24 No. 3 pp.227-238.

Taslim, M. E., and Spring, S. D., 1988, "Experimental Heat transfer and Friction Factors in Turbulated Cool-

ing Passage of Different Aspect Ratios" AIAA-88-3014.

Taslim, M. E. et al, 1994, "Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angled, V-shaped and Discrete Ribs on Opposite Walls" International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, The Hague, Netherlands Jun 13-16.

Taslim, M. E. et al, 1997, "Experimental Study of the effects of Bleed Holes on Heat Transfer and Pressure Drop on Trapezoidal Passage with Tapered Turbulators", Journal of Turbomachinery, Vol. 117 pp.281-289.

Zhengjun, H. et al., 1996, "Secondary Flow and Its Contribution to Heat Transfer Enhancement in a Blade Cooling Passage with Discrete Ribs", ASME Paper 96-GT-313.



第11回教育シンポジウム (2005.7.7/8) 用教材

「ガスタービン」販売のお知らせ

本学会毎年恒例の事業の一つに学生、若い世代の社会人を対象とした教育シンポジウムがあり、2005年度には第11回となりました。従来、教材は各分野担当の講師が独自に準備し、合本して用いてきましたが、今回は、ガスタービン技術継続教育教材作成委員会(委員長 吉田豊明 [東京農工大], 委員14名, 執筆者43名)が教材製作を担当しました。この教材は、ガスタービン技術の基礎編を中心に一部応用編、演習問題を含むもので、近い将来、学会の刊行物として継続教育に相応しい教科書を作成することを目指して試行したものであります。このため教育シンポジウム参加者のみならず広く会員諸兄に入手いただき、有効利用していただくとともに、より良い教科書作りへの建設的なご意見をお寄せいただくことを期待しております。この機会に是非とも購読いただきますようご案内申し上げます。

[教材の概要]

位置付け 学部生、院生、入社～3年程度の教科書、ガスタービン技術者の一般教養書

内 容 第1章 概論、第2章 流体力学、第3章 伝熱工学、
第4章 燃焼工学、第5章 材料工学、第6章 制御工学

体 裁 A4版、約360ページ、オフセット印刷/簡易製本

価 格 一部 5,000円(送料込)

申込方法 学会事務局までTEL、FAX、E-mail等でお申し込み下さい。
(社)日本ガスタービン学会
TEL: 03-3365-0095 FAX: 03-3365-0387 E-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp

Turbocharger Technology for Personal Water Craft

MATSUYAMA Yoshimitsu*¹

MINETA Tomomi*²

FURUKAWA Hiromu*³

FUKUDA Takanori*⁴

Abstract

IHI launched the first production turbocharger for Personal Water Craft (PWC) in 2002.

A 4-cycle petrol engine was desired by the PWC market to meet emissions regulations. However, 2-cycle engines still had the advantage of max horsepower with small package design. The environment required that a 4-cycle engine boosted by turbocharger make much more power. We have been trying to overcome some of the challenges to realize a high-performance turbocharged engine for PWC application.

INTRODUCTION

A 2-cycle engine is usually applied for PWC due to greater power at the same hull size compared to a 4-cycle engine. However, recent emissions regulations for marine vehicles, for example CARB (California Air Resources Board) and the EPA (Environmental Protection Agency) limits approach the same levels as those established for automotive use.

We had to achieve the following targets to satisfy the performance and reliability criteria for PWC use.

- 1) Maximum output higher than 2-cycle engine.
- 2) Quick engine response similar to naturally aspirated
- 3) Durability of water-cooled turbine housing under 1173K gas temperature conditions.
- 4) Corrosion resistance of turbine housing cooling passage and turbocharger exterior under sea water conditions.

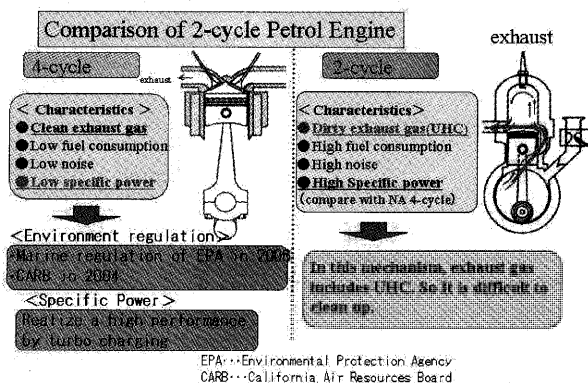


FIG.1 Characteristics of 4-cycle engine

* 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。

* 1 Design Group, Small Sized Turbocharger Division, Ishikawajima Mass-Produced Machinery Co., LTD.

* 2 Engineering Dept. Vehicular Turbocharger Division, Ishikawajimamarima Heavy Industries CO., LTD.

* 3 Production Dept. IHI Turbo (THAILAND) Co., LTD

* 4 Fundamental Research & Engineering Group, Ishikawajimamarima Inspection & Instrumentation CO., LTD.

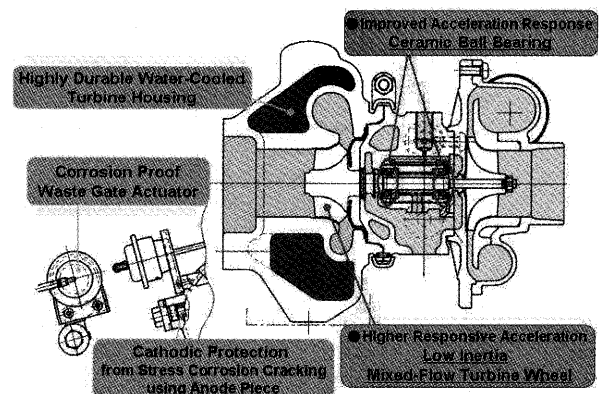


FIG.2 IHI RHF5WB Turbocharger

DESIGN FEATURES

Table.1 Turbocharger specifications

Model	RHF5WB type
Compressor	$\phi 52.5$
Turbine	$\phi 44.5$
Max Turbine Speed	180000rpm
Turbine Inlet Gas Temperature	1173K

DEVELOPMENT

a. To Deliver both High Power and Quick Response —

The mixed flow turbine wheel can make high flow and high performance at the rated power point without losing quick response due to its low inertia design (Minegishi, 1995). The weight of a mixed flow turbine impeller with shaft is 20% less than a radial turbine, and the inertial moment is reduced by 55%. Fig. 4 shows the acceleration response based on the simulation of a 2L petrol engine with an initial speed of 20 kmr. This result shows that the acceleration time with a mixed flow turbine is improved by 20% over a radial turbine.

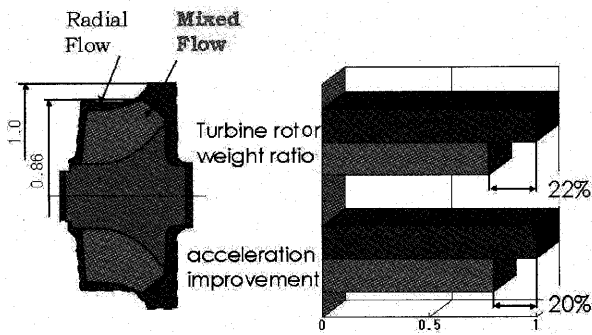


FIG.3 Mixed Flow Turbine

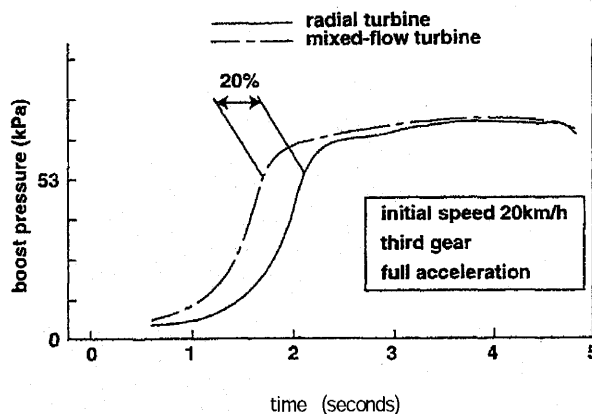


FIG.4 Response simulation of 2L petrol engine (effect of mixed flow turbine)

Ball bearings contribute to quick engine response due to less mechanical loss compared to the typical plain bearing structure (Fig.2). In the bearing section two

angular type ball bearings are arranged to face each other. Bearing inner races are inlaid on the turbine shaft to receive radial force and thrust forces in both directions. The outer races are inserted into the oil film damper placed in the bearing housing (Miyashita, 1987).

Fig. 5 shows that mechanical loss with ball bearings is reduced by about 60% compared with plain bearings. Lastly, we applied ceramic balls to reduce inertia moment and to achieve high durability. The simulation result (Fig.6) carried out with the same condition shows that the response time with ball

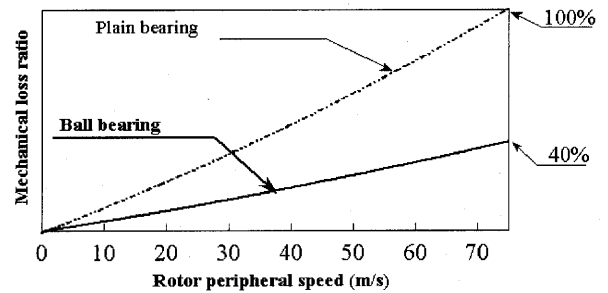


FIG.5 Mechanical loss of bearing

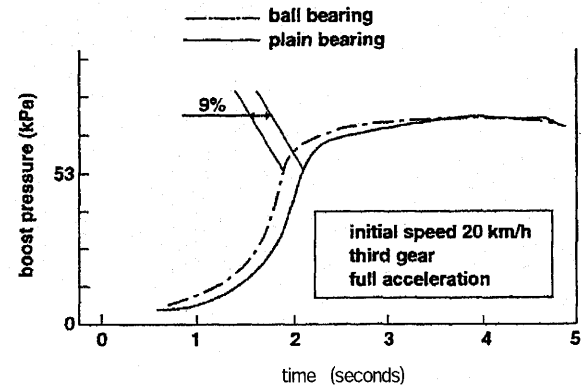


FIG.6 Response simulation of 2L petrol engine (effect of ball bearings)

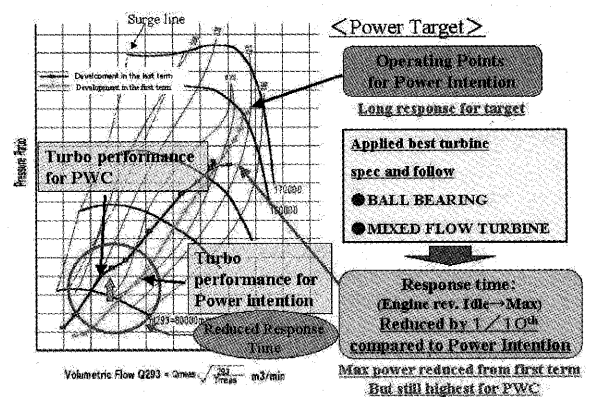


FIG.7 Compressor operation points for PWC relative to power intention

bearings is 9% shorter than with plain bearings.

We optimized the operating point for PWC. Fig.7 shows the difference of the matching point for max power and PWC use. Usually turbochargers for marine petrol engines are matched for max power intention. But PWC performance demands both quick response time and max power, similar to a motorcycle. We optimized the compressor design to reduce the surge-line and peak efficiency.

Using the combination of a mixed flow turbine and ball bearings, we achieved both quick response time, an improvement of one tenth for the first term, and high max power, the highest power in PWC.

b. Development of Water-Cooled Turbine Housing Under the 1173K Exhaust Gas Temperature —

To prevent explosion and for user safety, water-cooled turbine housings are commonly applied in marine engines. However, the maximum gas temperature typical of diesel use is 973K to 1023K, and a waste-gate is not needed for that performance. In the case of PWC, it may

reach 1173K, which can cause tremendous heat stress on the wall between the gas passage and the water passage. Also, to achieve a wide range of operating points, we must apply a waste-gate, which makes water passage design complicated (Fig.8). Thus, we must consider heat stress along with casting productivity.

Fig.9 shows FEM stress analysis of the turbine housing. In this analysis, the stress at the tongue point of the exhaust gas passage is very high. Basically, increasing wall thickness at the tongue point reduces stress. However, performance is very sensitive to the shape of this point. Therefore the water passage design is optimized to minimize the stress on this point while maintaining high performance

Additionally, the design was optimized to prevent casting defects by considering the casting process. We realized both durability and quality with a complex design that has a waste gate port and water jacket.

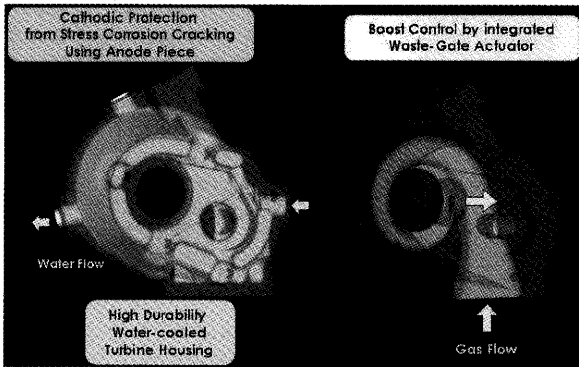


Fig.8 Schematic of gas flow and water flow passage in turbine housing

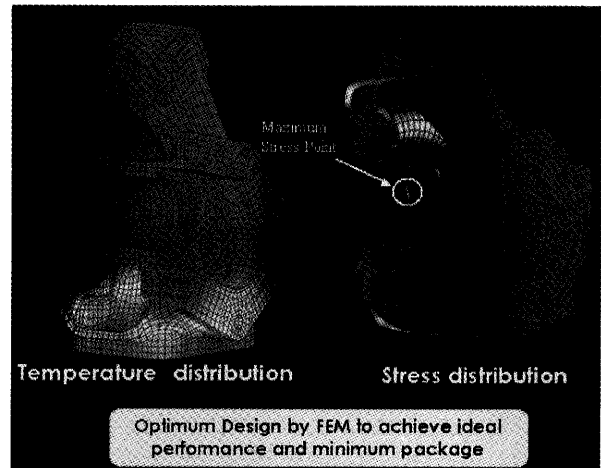


Fig.9 FEM stress analysis of turbine housing

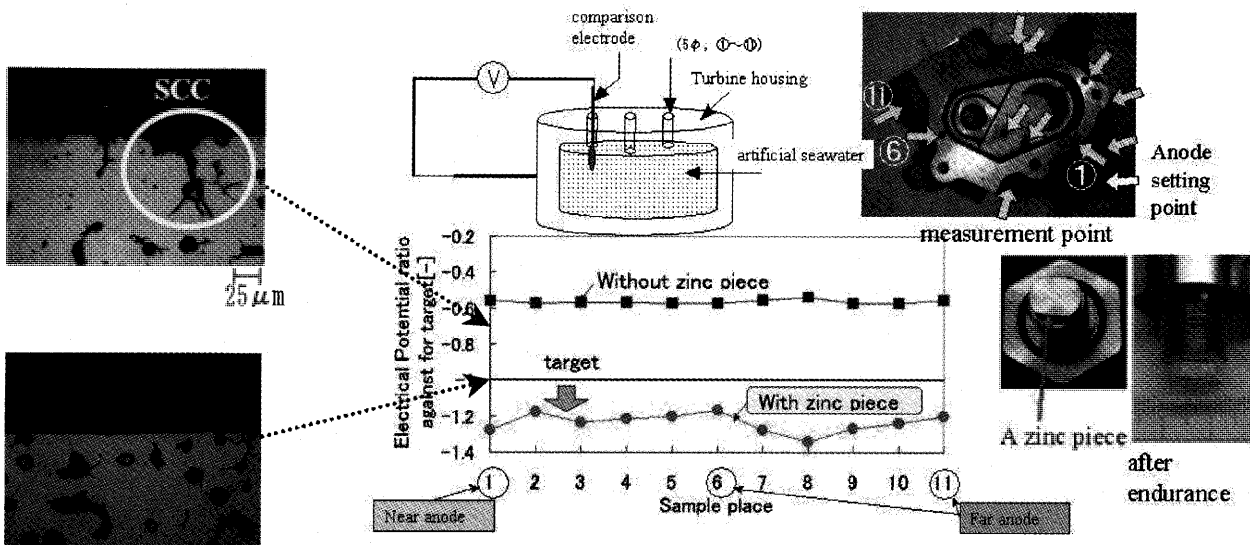


Fig.10 Cathodic protection for turbine housing

c. Countermeasure to Corrosion of Turbine Housing Water Jacket against Sea Water —

Several instances of stress corrosion cracking (SCC) have been experienced in seawater pumps and brine circulation pumps made of the Type 2 austenitic cast iron (Miyasaka and Ogure, 1987). This turbine housing material is the same austenitic cast iron, but with an effective protection method against SCC applied.

A zinc anode piece for corrosion proofing is put on top of a bolt installed outside of the turbine housing and goes through into the water passage. Based on our test result Fig.10, the electric potential values at several points inside of turbine housing were out of the critical range of possible corrosion by using this structure.

CONCLUSION

We were able to meet the requirements for PWC applications with a combination of new technologies. As a top manufacturer in this area, IHI will proceed with development to meet higher targets of performance and durability.

ACKNOWLEDGMENT

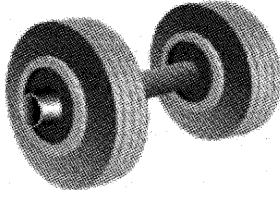
The authors would like to thank HONDA R&D CO., LTD for giving their supports and opportunity.

BIBLIOGRAPHIC REFERENCES

H. Minegishi, et al., 1995, "Development of a small mixed flow turbine for automotive turbochargers," *International Gas turbine and Aero engine Congress and Exposition of ASME*.

M. Miyasaka, and N. Ogure, 1987, "Stress Corrosion Cracking of Austenitic Cast Irons in Seawater and Brine, and its Prevention," *National Association of Corrosion Engineers*.

K. Miyashita, et al., 1987 "Development of High Efficiency Ball-Bearing Turbocharger," *SAE paper NO.870354*.



熱流体トレーニング (2)

刑部 真弘*1

OSAKABE Masahiro

図1に示したのは日本刀の刃である。赤熱した刀を水に付け急速冷却させることにより焼き入れを行うが、その前に刀全体に熱伝導率の低い焼刃土を塗っておくことが行われる。刃先に波型の模様が見えるが、これは焼き入れの前に焼刃土をはがして薄く付着させた場所を表している。面白いことに、刃先を硬くしようということで、急速に冷やすために刃先の焼刃土を完全に除去してしまうと、薄く残っている場合よりもゆっくりと冷えて名刀はできない。

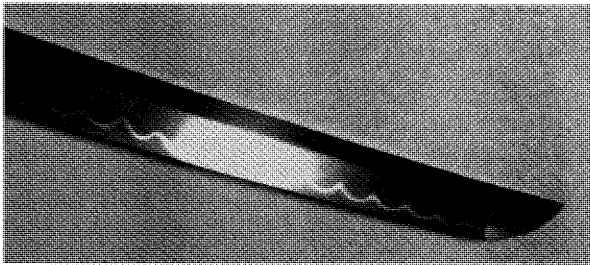


図1 日本刀の刃

刀の焼き入れ時にみられる沸騰について、伝熱面の温度 T_W を上げながら、伝えられる熱流束 q_w との関係調べてみる。横軸に、 T_W と飽和温度 T_{sat} との差 $\Delta T_s = T_W - T_{sat}$ をとり、縦軸に q_w をとってそれぞれ対数目盛りで表すと、図2に示すような沸騰曲線となる。ここで、 ΔT_s を過熱度 (superheat) という。刃先を薄く覆った土表面は温度が低く核沸騰熱伝達となり熱流束が非常に高いが、完全に除去した面では温度が高く膜沸騰となり熱流束は低くなってしまふ。温度が高いほど熱流束が高い普通の伝熱とは逆の現象となるのである。

刃先は急速に冷え非常に硬くなるが、その他の焼刃土が厚く付着した部分はゆっくりと冷え、しなやかな材質となる。硬い刃先によって切れ味が良く、全体としては靱性が保たれるという世界に類をみない、優れたものとなっている。これが、沸騰曲線がまだ発見されていない時代に、刀鍛冶職人によって行われていたことは、物造りの得意な日本人のルーツをみる思いである。

この奥の深い沸騰現象は、浮力の働かない無重力状態でどうなるであろうか？ 沸騰熱伝達式には重力加速度を含んだものが多いことから興味を持ち、北海道上砂川にある地下無重力実験センターの落下坑を用いて、15年ほど前に沸騰実験を行ったことがある。細い白金線を用いて行った無重力沸騰実験では、発生した気泡に浮力が働かないため伝熱面近傍に滞留し、焼き切れ (バーンアウト) が頻繁に起こり伝熱データを取得できなかった。と

ころが、ある日突然、バーンアウトが発生しなくなった。得られたデータは、核沸騰熱伝達には重力の影響が無いという驚くべき結果であった。これは、発生した気泡が浮力で上昇し、伝熱面近傍を乱すために核沸騰熱伝達は良好であるという旧来からの説明を否定するものであった。世間はこれに注目してくれたが、我々は何故バーンアウトしないのか気になって仕方なかった。

これには、実験を繰り返していくうちに白金線表面に生成された炭酸カルシウム等のスケール (水垢) が重要な意味を持っていた。清浄な面では発生した気泡が伝熱面全体を覆いやすくなるが、多孔質で濡れ性の大きなスケール面では、図3のように気泡底部に液体が入り込みやすくなり、比較的小さな気泡が伝熱面から離脱しやすい。すなわち汚れがバーンアウトを抑制するのである。

気泡はきれい好きであると、ある学会で発表したら結構うけた。

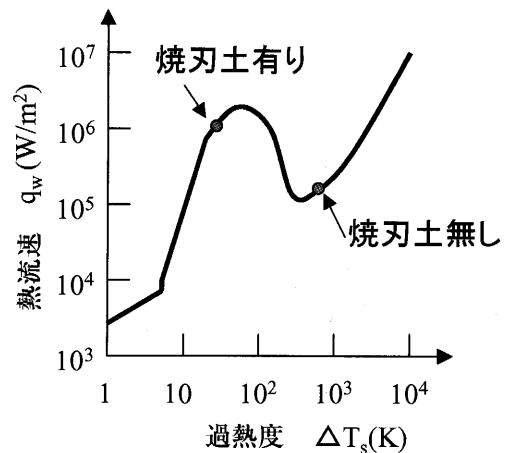


図2 焼刃土の影響

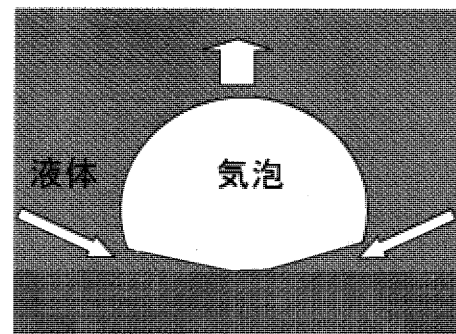


図3 気泡の離脱

参考文献

- (1) 刑部真弘, エネルギー技術者の熱流体トレーニング, 海文堂出版, (2004)

原稿受付 2005年7月11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

東京農工大学 望月・村田研究室における ガスタービン関連研究の紹介

村田 章*1
MURATA Akira

キーワード：伝熱促進，乱流，ラージエディシミュレーション，粒子画像流速計，タービン翼冷却，タービンディスク冷却，コリオリ力，遠心浮力，傾斜リップ

1. はじめに

我々の研究室は、機械システム工学専攻に所属しており、構成メンバーは、教職員4名（望月貞成教授，村田章助教授，J. Hemrle 助手，斉藤博史技術職員），博士後期課程学生4名，博士前期課程学生10名，学部4年生10名，短期留学生2名の総勢30名（2005年7月現在）である。教職員と学生を合わせて外国人が6名（チェコ2名，ルーマニア3名，アフガニスタン1名）と国際色豊かである。研究対象としては熱流体现象全般⁽¹⁾を扱っているが，ここではガスタービンの冷却問題関連テーマについて紹介する。

2. ガスタービンの冷却問題

ガスタービンの高効率化に伴いタービン入口温度は高温化し，材料の高温強度を保つためにタービン動翼の高性能な冷却技術が重要となる。一般に，タービン動翼の冷却には表面でのフィルム冷却と内部流路での強制対流冷却が用いられ，この強制対流冷却は回転場往復冷却流路での複雑な熱伝達現象となる。実機内部冷却流路では，熱的負荷の大きな対向二壁面に乱流促進リップと呼ばれる突起物があり，流れの剥離・再付着，さらにはリップの傾

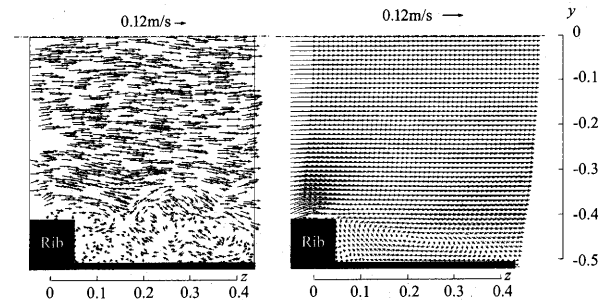


図2 PIVによる90度リップ管での速度ベクトル計測結果（幅方向中央位置($x=0$) y - z 断面，左図：瞬時値，右図：10000時刻での時間平均値， $Re_m=10000$)⁽²⁾

斜により誘起される二次流れにより伝熱促進を行っている。本研究室では，これまでに熱電対数百点の壁温計測による詳細な局所熱伝達率分布計測を，リップ付き回転・静止管に対して行ってきた。また，図1に示す自作の粒子画像流速計^{(2),(3)}（Particle Image Velocimetry (PIV)）を用いて，静止場リップ管での2次元速度計測を行っている⁽²⁾。図2に90度リップ管での速度場計測結果を示す。リップ後方での剥離・再付着の様子が明瞭に計測されている。計測結果は動画としても整理され，その2次元速度ベクトルの時間的変化も確認することができる。一方，数値解析では，回転場での複雑な乱流輸送過程を変動速度場から計算できるラージエディシミュレーション（LES）を用いて，これまでに回転平滑直管，回転リップ付き直管，回転リップ付き2パス往復流路⁽⁴⁾の伝熱促進と圧力損失に関する計算を行っている。図3と図4は，180度急激曲がり部を2つ含む2パス傾斜リップ付き回転流路の全体を600万格子点の解像度で計算した例である。ここで， Re_m ， Ro_m ， Ra_m は等価直径，平均流通，壁面熱流束を用いて定義した。レイノルズ数は，実機動作条件に対応した約 10^4 である。壁面熱伝達率分布（図3）や瞬時の流れ場の様子（図4：第二不変量（渦度のようなもの）で可視化）が再現されている。

上述のガスタービン動翼同様，航空機用ガスタービンエンジンの低圧タービン部でも冷却が必要であるが，その形状は回転するキャビティを複数有する複雑なものであり，熱伝達率分布の推定は困難である。本研究室では，

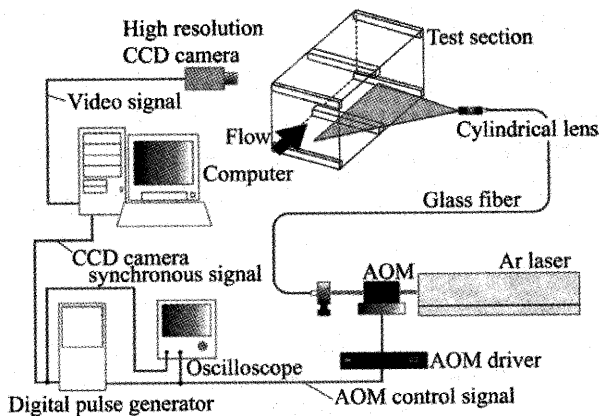


図1 2次元PIV計測システム^{(2),(3)}

原稿受付 2005年7月11日

*1 東京農工大学大学院 工学府 機械システム工学専攻
〒184-8588 小金井市中町2-24-16

2005年第50回 ASME 国際ガスタービン会議

1. 全般

川口 修*¹

KAWAGUCHI Osamu

2005年のASME国際ガスタービン会議(ASME TURBO EXPO 2005)は6月6日から9日の4日間、米国ネバダ州西端の都市リノのReno-Tahoe Intn'l Airportに程近いHotel Reno Hiltonにおいて開催された。ネバダ州といえば大歓楽センターのラスベガスでよく知られているが、リノもカジノが盛んでホテルには派手な装飾に飾られた多数のスロットマシンが無数に並んでいるのに驚かされる。1931年にカジノが合法化されたネバダ州では、衰退しつつあった金・銀鉱山への依存経済に代わってカジノ産業が活況を呈するようになった。1945年以降はカジノからの歳入が高水準で安定し、法人も個人も所得税が免除されている。州名のネバダはスペイン語で「雪をいただく」の意味であり、西隣のカリフォルニア州との境にあるシエラ・ネバダは「雪をいただく山脈」を意味する。

今回のTurbo Expoは第50回記念の会議であったために、会議開催の前日の夜にはホテルの一室に国内外のガスタービン関係者約50名が招かれて記念レセプションと夕食会が開催された。筆者は日本ガスタービン学会の会長として招待を受けて参加させていただいた。夕食会に先立って、司会のD. Ballal教授、IGTI会長のR. Natole氏、ASME会長のH. Armen氏の歓迎挨拶の後、ASME前副会長(IGTI担当)のL. Langston氏の“History & Contributions of ASME Turbo Expo to Gas Turbine Technology”と題する記念講演があり、大変に興味深く拝聴した。続いて夕食会に移り、各テーブルでしばらく歓談が続いた。筆者のテーブルには現在のASME副会長(IGTI担当)であり、IGTC2003におけるASMEとの協力関係回復に尽力していただいたD. Wisler氏夫妻と先の講演者であるL. Langston氏夫妻がおられ、両氏ともIGTC2003に来日されたこともあって日本訪問の際のいろいろな話にしばし花が咲いた。

6月6日から始まったTechnical Sessionはホテルの複数階の会場で並行して行われた。初日の午前中はScholar LectureとKeynote Speechが行われ、一般セッションは午後開始されて627編の論文発表が各講演室で行われたが、この論文数は過去に北米で開催されたTurbo Expoで最高であった。6月7日から始まった展示会の会場にはホテル1階のフロアが使用されたが、会議受付デスクの奥という好位置で足を運びやすく、

多数の参加者がみられた。

なお、来年の第51回ASME国際ガスタービン会議(ASME TURBO EXPO 2006)はスペインのバルセロナで5月8日から11日に開催される予定である。

1. Scholar Lecture

最初に大会委員長のT. Strazisar氏から開会の挨拶があった後、2005年IGTI Scholarに選ばれたジョージア工科大学のD. S. Lewis, Jr.教授により“Smart Combustors - Just Around the Corner”という演題で講演が行われた。ガスタービン燃焼器、特に予混合燃焼における燃焼振動、不安定燃焼の光学的、音響的な感知技術による能動制御について実データを交えて詳細な内容の紹介と今後の技術予測について興味深い講演であった。

2. Keynote Session

Scholar Lectureに続いて同じ会場において、“Gas Turbine Technology : Focus for the Future”と題して、今日のガスタービン技術を支える大企業の5名のトップを迎えてKeynote Sessionが行われた。講演者は下記の通り。

David L. Calhoun氏 (President and Chief Executive Officer of GE Transportation), John G. Rice氏 (President and CEO of GE Energy), Louis R. Chnevert氏 (President of Pratt & Whitney), Sir Ralph Robins氏 (Former Chairman of Rolls-Royce), Randy H. Zwirn氏 (President and CEO of Siemens Westinghouse Power Corporation)

司会進行役はGE Aircraft EnginesのChairman Emeritusであり大会実行委員長でもあるBrian H. Rowe氏が務めた。各方面の興味深い内容の講演後、会場を埋めた多数の参加者との熱心な質疑応答が行なわれた。

3. Technical Session

今回の講演論文数は627編で昨年ウィーンで開催された際の732編には及ばないが、過去に北米で開催されたTurbo Expoでは最も多く、32の会場で並行して行われた168のTechnical Sessionで発表された。また、Panel Discussionも31のsessionで併せて行なわれた。各分野および各セッションにおける講演内容等については、本報告のそれぞれの項目において述べられるので、省略する。

原稿受付 2005年7月5日

*1 慶應義塾大学 理工学部 機械工学科

〒223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1

4. Exhibition

ホテルの1階の会場で行なわれた展示会では、約150の展示ブースにおいて世界各国の100社を若干超えるガスタービンメーカ、部品メーカ、解析ソフト関連企業、

計測器メーカによるパネルや模型、実物の展示が行なわれた。多数の参加者が訪れていたが、大掛かりな展示はほとんどなく、比較的地味な展示が多いように思われた。

2. 航空用ガスタービン

佐藤 篤*1

SATO Atsushi

キーワード：VAATE, 入口温度分布, エンジンと機体の統合

2005年の航空エンジン委員会主催のセッションは、12セッション、48講演で、昨年と同程度であった。このうちVAATE (Versatile Affordable Advanced Turbine Engine) を取り扱うパネルセッションが3つ設けられ、特に注目を集めた。このほか、エンジンと機体の統合、エンジンモデルとシミュレーション、概念設計、運用などに関する論文講演と、入口温度分布、産・官・学による共同研究のあり方に関するパネルセッションが開催された。

VAATEはIHPTETに続く大型プロジェクトであり、米国の陸・海・空軍、エネルギー省、NASA、高等研究計画局および機体、エンジンメーカーなどが参画している。VAATEプログラムの注力分野として、“多用途コア”、“耐久性”、“知的エンジン”の3分野があり、3つのパネルセッションはこれらそれぞれの分野をテーマとしたものであった。

まず、“多用途コア”とは、軍用・民用を問わず様々な用途のエンジンに展開可能なコアであり、これに関するパネルセッションでは、各エンジンメーカーのプロマネが従来の各社における共通コアへの取り組みと、今後の展開について講演した。次に“耐久性”の分野では、フライト・エンベロープの拡大、性能改善、取得価格の低減、整備コストの低減などの要求に応えるべく、単なる部品の耐久性向上だけでなく、整備コスト低減のためのシステム設計、構造設計、新材料開発が進められている。このパネルセッションでも、米空軍と各エンジンメーカーが講演した。最後に“知的エンジン”の分野は、開発予定の多種多様な機体とのシステムとしての最適化を目指しているものであり、このパネルセッションでは機体メーカーおよび米空軍研究所の方々が講演された。この中で、Thermal Management Programという、単にエンジンのヒート・マネジメントではなく、機体システムのThermal Managementの最適化に関する取り組

みの紹介があった。本プログラムは、機体、エンジン、コンポーネントの各メーカーが参画している。

入口分布については、昨年は圧力分布がテーマに取り上げられたが、今年は温度分布がテーマ。温度分布は特に軍用エンジンで問題になるが、このパネルセッションではSTOVL (Short Take-Off and Vertical Landing) 機であるF-35が垂直離着陸する際、地面に当たって巻き上げられる自らの高温排気ガスを、エンジン入口から吸い込む問題に対する取り組みなどが紹介された。

産・官・学による共同研究のあり方に関するパネルセッションでは、航空エンジンの研究開発における企業、政府機関、大学の協体制度について、3者の立場、取り組みについて紹介された。まず企業間の共同開発は、民間エンジンでは常識的だが、最近ではGP7200などでGE社とP&W社が手を組むなど、さらに流動的になってきている他、従来共同開発が少なかった軍用エンジンでもJSF (Joint Strike Fighter) 用エンジンなどでGE社とロールスロイス社が共同で開発を進めるなど活発化している。また、以前はどちらかと言うと無秩序に行われていた産・学の間共同研究も、最近では各社戦略的に進められており、成果を上げている。

エンジンと機体の統合については、2つの論文講演が開催された。1つはいくつかの形態の排気エジェクタに関する発表 (GT-68597など) で、もう1つはCFDを用いたエンジンと機体の統合に関する発表 (GT-68457など) であった。

エンジンモデルとシミュレーションについては、2つの論文講演が開催された。ここでは、空母のカタパルトから発生する蒸気を吸い込むことが圧縮機系に与える影響に関する発表 (GT-68480) のほか、他機種のパネル解析手法 (GT-68536)、エンジン補機 (燃料ポンプ、潤滑油ポンプ、発電機、ギアボックス、ヒドロポンプ) による抽出力のモデルの発表 (GT-68185) などがあった。

航空エンジンの全般に関するセッションでは、3件の報告があった。ジェットエンジンの推力予測のモデルに関する発表 (GT-68418) のほか、工程、セットアップ時

原稿受付 2005年7月8日

*1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
防衛システム事業部 F7プロジェクト部
〒188-8555 東京都西東京市向台町3-5-1

4. Exhibition

ホテルの1階の会場で行なわれた展示会では、約150の展示ブースにおいて世界各国の100社を若干超えるガスタービンメーカ、部品メーカ、解析ソフト関連企業、

計測器メーカによるパネルや模型、実物の展示が行なわれた。多数の参加者が訪れていたが、大掛かりな展示はほとんどなく、比較的地味な展示が多いように思われた。

2. 航空用ガスタービン

佐藤 篤*1

SATO Atsushi

キーワード：VAATE, 入口温度分布, エンジンと機体の統合

2005年の航空エンジン委員会主催のセッションは、12セッション、48講演で、昨年と同程度であった。このうちVAATE (Versatile Affordable Advanced Turbine Engine) を取り扱うパネルセッションが3つ設けられ、特に注目を集めた。このほか、エンジンと機体の統合、エンジンモデルとシミュレーション、概念設計、運用などに関する論文講演と、入口温度分布、産・官・学による共同研究のあり方に関するパネルセッションが開催された。

VAATEはIHPTETに続く大型プロジェクトであり、米国の陸・海・空軍、エネルギー省、NASA、高等研究計画局および機体、エンジンメーカーなどが参画している。VAATEプログラムの注力分野として、“多用途コア”、“耐久性”、“知的エンジン”の3分野があり、3つのパネルセッションはこれらそれぞれの分野をテーマとしたものであった。

まず、“多用途コア”とは、軍用・民用を問わず様々な用途のエンジンに展開可能なコアであり、これに関するパネルセッションでは、各エンジンメーカーのプロマネが従来の各社における共通コアへの取り組みと、今後の展開について講演した。次に“耐久性”の分野では、フライト・エンベロープの拡大、性能改善、取得価格の低減、整備コストの低減などの要求に応えるべく、単なる部品の耐久性向上だけでなく、整備コスト低減のためのシステム設計、構造設計、新材料開発が進められている。このパネルセッションでも、米空軍と各エンジンメーカーが講演した。最後に“知的エンジン”の分野は、開発予定の多種多様な機体とのシステムとしての最適化を目指しているものであり、このパネルセッションでは機体メーカーおよび米空軍研究所の方々が講演された。この中で、Thermal Management Programという、単にエンジンのヒート・マネジメントではなく、機体システムのThermal Managementの最適化に関する取り組

みの紹介があった。本プログラムは、機体、エンジン、コンポーネントの各メーカーが参画している。

入口分布については、昨年は圧力分布がテーマに取り上げられたが、今年は温度分布がテーマ。温度分布は特に軍用エンジンで問題になるが、このパネルセッションではSTOVL (Short Take-Off and Vertical Landing) 機であるF-35が垂直離着陸する際、地面に当たって巻き上げられる自らの高温排気ガスを、エンジン入口から吸い込む問題に対する取り組みなどが紹介された。

産・官・学による共同研究のあり方に関するパネルセッションでは、航空エンジンの研究開発における企業、政府機関、大学の協体制度について、3者の立場、取り組みについて紹介された。まず企業間の共同開発は、民間エンジンでは常識的だが、最近ではGP7200などでGE社とP&W社が手を組むなど、さらに流動的になってきている他、従来共同開発が少なかった軍用エンジンでもJSF (Joint Strike Fighter) 用エンジンなどでGE社とロールスロイス社が共同で開発を進めるなど活発化している。また、以前はどちらかと言うと無秩序に行われていた産・学の間共同研究も、最近では各社戦略的に進められており、成果を上げている。

エンジンと機体の統合については、2つの論文講演が開催された。1つはいくつかの形態の排気エジェクタに関する発表 (GT-68597など) で、もう1つはCFDを用いたエンジンと機体の統合に関する発表 (GT-68457など) であった。

エンジンモデルとシミュレーションについては、2つの論文講演が開催された。ここでは、空母のカタパルトから発生する蒸気を吸い込むことが圧縮機系に与える影響に関する発表 (GT-68480) のほか、他機種のパネル解析手法 (GT-68536)、エンジン補機 (燃料ポンプ、潤滑油ポンプ、発電機、ギアボックス、ヒドロポンプ) による抽出力のモデルの発表 (GT-68185) などがあった。

航空エンジンの全般に関するセッションでは、3件の報告があった。ジェットエンジンの推力予測のモデルに関する発表 (GT-68418) のほか、工程、セットアップ時

原稿受付 2005年7月8日

*1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
防衛システム事業部 F7プロジェクト部
〒188-8555 東京都西東京市向台町3-5-1

間、加工時間、作業者、加工機械、部材などをインプットすると、各加工機械の待ち時間、不作動時間も含めたトータルのリードタイムがアウトプットされる製造工程のシミュレーション・モデルに関する発表 (GT-68309) があった。また同セッションで UEET (Ultra-Efficiency

Engine Technology) に関する講演が行われた (論文はなし)。内容は昨年報告された確度評価の改訂であった。

運用に関する論文講演では、航空エンジンのコンディション・モニタリングに関する発表 (GT-68485) などが行われた。

3. 産業用ガスタービン

富田 康意*1

TOMITA Yasuoki

キーワード：ガスタービンコンバインドサイクル、メンテナンス、石炭ガス化複合プラント、燃料電池

産業用ガスタービン関連の5つの COMMITTEE が開催したセッションは、16のパネルセッションと26のペーパーセッションで構成されています。論文総数は102件で、昨年度と同等でしたが、本年はパネルセッションの占める割合が高く、内容も濃かったと印象を受けたため、それらを中心に報告します。

まず、注目を浴びたものとしては、ガスタービンコンバインドサイクルの将来についてのセッションであり、メーカー各社がプレゼンターとして招かれ、各社のおかれた産業用ガスタービンの状況とそのビジネスのこれからを議論しました。コンバインドサイクルの発電時間の最大化と運用の柔軟性を鑑み、10分台で最大負荷まで到達する急速起動や、低 NO_x への取り組み、部分負荷性能への着目は各社での差別化要因として強調されていました。ガスタービンの新しいラインナップと最新の運転状況としては、GE 社から英国で運転開始されている蒸気冷却ガスタービンの運転状況や、初めて補修工場に帰ってきているタービン翼の写真も、補修のセッションで紹介されていました。最新型の空冷式ガスタービンも北米で累積運転時間を積み重ねています。業界のリーダーである GE 社ではエネルギー部門で開発や環境改善に3ヵ年で25億ドルも投資する点が強調されていました。三菱重工からは、将来の1700℃級の超高温ガスタービンへの具体的施策や、燃料電池と組み合わせたハイブリッドサイクルの構想が紹介されており、これからの産業用ガスタービンの向かうべき方向が示されたといえます。

新しいガスタービンとしては、SIEMENS から蒸気冷却を取り入れたガスタービンの開発がアナウンスされた以外は、大きなトピックスは目立たず、むしろ、現在所有しているプラントのメンテナンスや効率の向上、あるいは、既存のガスタービンの補修やメンテナンスにかかる発表が多かったと思われます。性能改善では、

OEM によるガスタービンのアップグレードのほか、他社製パーツの補修ビジネスへの参入も PRATT & WHITNEY 社や PSM 社などから紹介され、その新しいビジネスプロセスや、北米の電力会社との取り組みも発表されていました。

注目が高まるプラントのスタイルとして、代替燃料を用いた IGCC (石炭ガス化複合プラント) は注目のトピックスとして数多くのセッションが持たれ、OEM 各社から最新の取り組みや運転状況が紹介されました。日本のユーザーとしては、根岸発電所から最新運転状況と運用柔軟性・信頼性が発表されていました。

プラントメンテナンスのセッションではコンサルタントや弁護士を主体とした議論が開催され、ガスタービンメーカー以外からの発表という点からは興味深いものでした。各社の事故例や信頼性改善の動きなどが紹介されたほか、ホットパーツでの最近の問題、ガスタービン全般の信頼性向上の課題、そして、ガスタービンだけでなく、BOP (BALANCE OF PLANT) でのメンテナンスの注意点、LTSA の契約についてなど、技術者の専門外のトピックスが議論されました。

ペーパーセッションでもメンテナンス関係が目立ちました。たとえば、圧縮機の翼洗浄の効率化にかかる論文やメンテナンスコスト低減の手法などは多くのトピックスがあげられました。BOYCE による GT2005-69126 では、方法、回数、吸気フィルターの強化の必然性など、圧縮機翼洗浄のコツを結論付け、多くのユーザーから高い評判を受けていました。新しいサイクルのシステムの開発に目を向けると、DOE による GT2005-68466 では、燃料電池とガスタービンの組み合わせを実際にモデル化し数値計算と比較しながら、実際の運用のシミュレーションが開始されています。実際の起動状況を精度高くモデリングしており、これからの燃料電池とガスタービンを組み合わせたハイブリッドシステムの具体的構築に向かって前進していることを示しています。

ところで、今年で IGTI の会議も50周年となり、ガス

原稿受付 2005年7月27日

*1 Mitsubishi Power Systems, Inc.

2287 Premier Row Orlando, FL 32809

間、加工時間、作業者、加工機械、部材などをインプットすると、各加工機械の待ち時間、不作動時間も含めたトータルのリードタイムがアウトプットされる製造工程のシミュレーション・モデルに関する発表 (GT-68309) があった。また同セッションで UEET (Ultra-Efficiency

Engine Technology) に関する講演が行われた (論文はなし)。内容は昨年報告された確度評価の改訂であった。

運用に関する論文講演では、航空エンジンのコンディション・モニタリングに関する発表 (GT-68485) などが行われた。

3. 産業用ガスタービン

富田 康意*1

TOMITA Yasuoki

キーワード：ガスタービンコンバインドサイクル、メンテナンス、石炭ガス化複合プラント、燃料電池

産業用ガスタービン関連の5つの COMMITTEE が開催したセッションは、16のパネルセッションと26のペーパーセッションで構成されています。論文総数は102件で、昨年度と同等でしたが、本年はパネルセッションの占める割合が高く、内容も濃かったと印象を受けたため、それらを中心に報告します。

まず、注目を浴びたものとしては、ガスタービンコンバインドサイクルの将来についてのセッションであり、メーカー各社がプレゼンターとして招かれ、各社のおかれた産業用ガスタービンの状況とそのビジネスのこれからを議論しました。コンバインドサイクルの発電時間の最大化と運用の柔軟性を鑑み、10分台で最大負荷まで到達する急速起動や、低 NO_x への取り組み、部分負荷性能への着目は各社での差別化要因として強調されていました。ガスタービンの新しいラインナップと最新の運転状況としては、GE 社から英国で運転開始されている蒸気冷却ガスタービンの運転状況や、初めて補修工場に帰ってきているタービン翼の写真も、補修のセッションで紹介されていました。最新型の空冷式ガスタービンも北米で累積運転時間を積み重ねています。業界のリーダーである GE 社ではエネルギー部門で開発や環境改善に3ヵ年で25億ドルも投資する点が強調されていました。三菱重工からは、将来の1700℃級の超高温ガスタービンへの具体的施策や、燃料電池と組み合わせたハイブリッドサイクルの構想が紹介されており、これからの産業用ガスタービンの向かうべき方向が示されたといえます。

新しいガスタービンとしては、SIEMENS から蒸気冷却を取り入れたガスタービンの開発がアナウンスされた以外は、大きなトピックスは目立たず、むしろ、現在所有しているプラントのメンテナンスや効率の向上、あるいは、既存のガスタービンの補修やメンテナンスにかかる発表が多かったと思われます。性能改善では、

OEM によるガスタービンのアップグレードのほか、他社製パーツの補修ビジネスへの参入も PRATT & WHITNEY 社や PSM 社などから紹介され、その新しいビジネスプロセスや、北米の電力会社との取り組みも発表されていました。

注目が高まるプラントのスタイルとして、代替燃料を用いた IGCC (石炭ガス化複合プラント) は注目のトピックスとして数多くのセッションが持たれ、OEM 各社から最新の取り組みや運転状況が紹介されました。日本のユーザーとしては、根岸発電所から最新運転状況と運用柔軟性・信頼性が発表されていました。

プラントメンテナンスのセッションではコンサルタントや弁護士を主体とした議論が開催され、ガスタービンメーカー以外からの発表という点からは興味深いものでした。各社の事故例や信頼性改善の動きなどが紹介されたほか、ホットパーツでの最近の問題、ガスタービン全般の信頼性向上の課題、そして、ガスタービンだけでなく、BOP (BALANCE OF PLANT) でのメンテナンスの注意点、LTSA の契約についてなど、技術者の専門外のトピックスが議論されました。

ペーパーセッションでもメンテナンス関係が目立ちました。たとえば、圧縮機の翼洗浄の効率化にかかる論文やメンテナンスコスト低減の手法などは多くのトピックスがあげられました。BOYCE による GT2005-69126 では、方法、回数、吸気フィルターの強化の必然性など、圧縮機翼洗浄のコツを結論付け、多くのユーザーから高い評判を受けていました。新しいサイクルのシステムの開発に目を向けると、DOE による GT2005-68466 では、燃料電池とガスタービンの組み合わせを実際にモデル化し数値計算と比較しながら、実際の運用のシミュレーションが開始されています。実際の起動状況を精度高くモデリングしており、これからの燃料電池とガスタービンを組み合わせたハイブリッドシステムの具体的構築に向かって前進していることを示しています。

ところで、今年で IGTI の会議も50周年となり、ガス

原稿受付 2005年7月27日

*1 Mitsubishi Power Systems, Inc.

2287 Premier Row Orlando, FL 32809

タービンエンジニアで3世代程度引き継がれてきたことになります。BRULIN ASSOCIATESからの論文(GT2005-68966)は、ガスタービンの動向を考える上で、面白いものでした。今回で50周年を迎えるにあたり、今一度1939年当時のガスタービンの未来像を述べた論文をレビューした上で、2005年の今では予想を超える燃焼温度や高い圧縮機・タービン効率への到達を賞賛していま

した。ホイットルエンジンや、その後の進化も含めて、エンジニアには、これまでの歴史を学び、これからのガスタービンの姿を考えるひとつの良い教材となるのではないかと思います。IGTIもこの後、75周年、100周年を迎えるころには、今、我々が取り組んでいる内容がどのような結果となるのか、大変楽しみといえます。

4. 小型ガスタービンおよびセラミックス

磯村 浩介*1
ISOMURA Kousuke

キーワード：マイクロタービン、超小型ガスタービン、熱交換器、SOFC、ハイブリッド、セラミックス、CMC、EBC

小型ガスタービンおよびセラミックの分野では、企画セッションは昨年と同じテーマと数であったが、一般投稿ペーパーが増えたため、両分野ともに1セッションづつ増え、合計では昨年の10セッションから今年は12セッションに増加した。全ペーパー数が昨年より1割以上減っていることを考慮すると、これらの分野では、昨年より研究が活発になっているものと考えられる。

小型ガスタービンの分野では全部で24のペーパーが発表されたが、今年もマイクロタービン(以降 μ タービンと称す)が中心的話題ではあるものの、11ものペーパーが熱交換器に関するものであり、ペーパー増加の主要因であった。このうちの5ペーパーは米国の国立オークリッジ研究所が2000年から推進している米国エネルギー省の先進 μ タービン用熱交換器研究プロジェクトに関するものである。これらのペーパーでは、HR120、より安価なAl20-25+ Nb、改良型327スチール、あるいはクラッドメタル(異種金属複合材料)による低コスト化(GT-68630, 68927, 68313, 68613)や、蒸気による金属中Crの減少効果の評価(GT-68495)などの材料関係の研究報告のほか、HR120を使った実機での評価試験(GT-68781)結果報告などにより、実用的に有益なデータを提供している。このほか、熱交換器関係では、セラミック熱交換器に関するスタディが3件(GT-68644, 68745, 69143)あったが、いずれの研究でもまだ具体的な実現性の目処は得られていない。

μ タービンを使ったCHP(Combined Heat and Power)などのシステムの開発に関する一般投稿ペーパーは今年度は1件しかなかったが、昨年同様のアプリ

ケーションに関するパネルセッションで主要各社の活動が紹介された。ユナイテッド・テクノロジー社からは、キャプストーン社と共同で、200kW μ タービン2台と各種の排熱から低温の熱を取り出す200kW Organic Rankin Cycle (ORC) 1台のコンバインドシステム化により熱効率40%のCHP製品を開発したことが報告された。Ingersol-Randやキャプストーン社の各社は、ごみ等の各種低カロリー燃料への対応、セラミック化や熱交換材料の変更等による単体効率の向上や、Regulated DC Busによる制御への移行の活動を報告。また、各社とも世界で最も厳しいカリフォルニア州の低エミッション規準であるCARB2003の認定を取得したことを紹介したが、CARBは2003年規準($\text{NO}_x=0.5$, $\text{CO}=6$, $\text{VOC}=1$ [lb/MW-h])を2007年からは($\text{NO}_x=0.07$, $\text{CO}=0.2$, $\text{VOC}=0.02$ [lb/MW-h])に厳しくすることを表明しており、これへの対応は今後の重要な技術活動となる。

小型GT関連のこの他の特筆すべきペーパーとしては、小型無人機用の超小型ターボジェットエンジンの軸受をフォイル軸受に換えて、高温環境下でのオイルフリーの実証運転に成功した報告(GT-68404)、模型用ジェットエンジンでタービンインペラを窒化珪素(SN235)に変えて、タービン入口温度1280°Cの実証運転に成功した報告(GT-68711)、超小型ガスタービンにおいて効率が低くなる原因を解析および実験により明らかにした研究(GT-68715)、太陽光から集熱して μ タービンを駆動するシステムの開発(GT-68122)が挙げられる。

燃料電池(主にSOFC)と μ タービンのハイブリッド化に関する発表は今年も盛んで、サイクル分野セッションで10件の発表があった。そのうち9件はトランジェントでの制御に関するもので、昨年は問題点を指摘する論文であったものが、今年はその制御法に関するものが主流であった。(GT-68102, 68334, 68466, 68467, 68481,

原稿受付 2005年7月15日

*1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
技術開発センター エンジン技術部

〒188-8555 西東京市向台町3-5-1 IHI 空技部

タービンエンジニアで3世代程度引き継がれてきたことになります。BRULIN ASSOCIATESからの論文(GT2005-68966)は、ガスタービンの動向を考える上で、面白いものでした。今回で50周年を迎えるにあたり、今一度1939年当時のガスタービンの未来像を述べた論文をレビューした上で、2005年の今では予想を超える燃焼温度や高い圧縮機・タービン効率への到達を賞賛していま

した。ホイットルエンジンや、その後の進化も含めて、エンジニアには、これまでの歴史を学び、これからのガスタービンの姿を考えるひとつの良い教材となるのではないかと思います。IGTIもこの後、75周年、100周年を迎えるころには、今、我々が取り組んでいる内容がどのような結果となるのか、大変楽しみといえます。

4. 小型ガスタービンおよびセラミックス

磯村 浩介*1
ISOMURA Kousuke

キーワード：マイクロタービン、超小型ガスタービン、熱交換器、SOFC、ハイブリッド、セラミックス、CMC、EBC

小型ガスタービンおよびセラミックの分野では、企画セッションは昨年と同じテーマと数であったが、一般投稿ペーパーが増えたため、両分野ともに1セッションづつ増え、合計では昨年の10セッションから今年は12セッションに増加した。全ペーパー数が昨年より1割以上減っていることを考慮すると、これらの分野では、昨年より研究が活発になっているものと考えられる。

小型ガスタービンの分野では全部で24のペーパーが発表されたが、今年もマイクロタービン(以降 μ タービンと称す)が中心的話題ではあるものの、11ものペーパーが熱交換器に関するものであり、ペーパー増加の主要因であった。このうちの5ペーパーは米国の国立オークリッジ研究所が2000年から推進している米国エネルギー省の先進 μ タービン用熱交換器研究プロジェクトに関するものである。これらのペーパーでは、HR120、より安価なAl20-25+ Nb、改良型327スチール、あるいはクラッドメタル(異種金属複合材料)による低コスト化(GT-68630, 68927, 68313, 68613)や、蒸気による金属中Crの減少効果の評価(GT-68495)などの材料関係の研究報告のほか、HR120を使った実機での評価試験(GT-68781)結果報告などにより、実用的に有益なデータを提供している。このほか、熱交換器関係では、セラミック熱交換器に関するスタディが3件(GT-68644, 68745, 69143)あったが、いずれの研究でもまだ具体的な実現性の目処は得られていない。

μ タービンを使ったCHP(Combined Heat and Power)などのシステムの開発に関する一般投稿ペーパーは今年度は1件しかなかったが、昨年同様のアプリ

ケーションに関するパネルセッションで主要各社の活動が紹介された。ユナイテッド・テクノロジー社からは、キャプストーン社と共同で、200kW μ タービン2台と各種の排熱から低温の熱を取り出す200kW Organic Rankin Cycle (ORC) 1台のコンバインドシステム化により熱効率40%のCHP製品を開発したことが報告された。Ingersol-Randやキャプストーン社の各社は、ごみ等の各種低カロリー燃料への対応、セラミック化や熱交換材料の変更等による単体効率の向上や、Regulated DC Busによる制御への移行の活動を報告。また、各社とも世界で最も厳しいカリフォルニア州の低エミッション規準であるCARB2003の認定を取得したことを紹介したが、CARBは2003年規準($\text{NO}_x=0.5$, $\text{CO}=6$, $\text{VOC}=1$ [lb/MW-h])を2007年からは($\text{NO}_x=0.07$, $\text{CO}=0.2$, $\text{VOC}=0.02$ [lb/MW-h])に厳しくすることを表明しており、これへの対応は今後の重要な技術活動となる。

小型GT関連のこの他の特筆すべきペーパーとしては、小型無人機用の超小型ターボジェットエンジンの軸受をフォイル軸受に換えて、高温環境下でのオイルフリーの実証運転に成功した報告(GT-68404)、模型用ジェットエンジンでタービンインペラを窒化珪素(SN235)に変えて、タービン入口温度1280°Cの実証運転に成功した報告(GT-68711)、超小型ガスタービンにおいて効率が低くなる原因を解析および実験により明らかにした研究(GT-68715)、太陽光から集熱して μ タービンを駆動するシステムの開発(GT-68122)が挙げられる。

燃料電池(主にSOFC)と μ タービンのハイブリッド化に関する発表は今年も盛んで、サイクル分野セッションで10件の発表があった。そのうち9件はトランジェントでの制御に関するもので、昨年は問題点を指摘する論文であったものが、今年はその制御法に関するものが主流であった。(GT-68102, 68334, 68466, 68467, 68481,

原稿受付 2005年7月15日

*1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
技術開発センター エンジン技術部

〒188-8555 西東京市向台町3-5-1 IHI 空技部

68619, 68744, 68774, 68784)。

セラミック分野における中心的話題は、今年も CMC とその高温酸化を防ぐための EBC (Environmental Barrier Coating) である。UEET プロジェクト関係では UTRC より、壁表面温度1482℃のタービンペーンへの適用設計、製作結果が報告された (GT-68229, 68241)。DOE プロジェクト関係では、Solar Centaur50S の燃焼器ライナに SiC/SiC 複合材を適用して1992年から2004年まで継続的に実施された評価試験の結果の知見

が総合的に報告された (GT-68420, 68961) 他、高温での酸化の問題の無い酸化物 CMC による評価試験を行い、1000時間では殆どダメージが無いことが確認されたことが報告された (GT-68496, 69065)。また、Barium Strontium Aluminosilicate (BSAS) 系の EBC コーティングの性能に関する発表が2件 (GT-68491, 69064) あった。この他、米国防省の進める CMC の MIL 規格化に関する活動が報告された (GT-68472)。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.1 軸流関係

松沼 孝幸*1

MATSUNUMA Takayuki

キーワード: Aerodynamics, Axial Flow Fan and Compressor, Axial Flow Turbine

5.1.1 全般

軸流分野では、ファン・圧縮機関係が7セッションで28編、タービン関係が8セッションで35編、ターボ機械の設計関係が3セッションで14編、合計77編の講演が行われた。筆頭著者の国別内訳は、米国と英国が各20編、中国が10編、ドイツが8編と続き、日本は3編であった。ここでは、軸流ファン・圧縮機および軸流タービンの研究動向を述べる。動静翼干渉と数値解析に関しては「5.3 非定常流れと数値流体力学」、境界層遷移に関しては「6. 伝熱関連」に多数の関連論文が含まれているので、そちらもご参照願いたい。

5.1.2 軸流ファン・圧縮機

軸流ファン・圧縮機に関しては、性能向上や失速マージン拡大を図るために様々な研究が行われている。その中でも、影響の大きい動翼先端の流れを扱ったものが多い。

動翼先端のケーシングトリートメントについては、ケーシング部に再循環流れを起こす軸方向スロット (GT-68693, GT-68993)、周方向のスロット (GT-69105, GT-69105) の影響についての報告があった。さらに、ケーシングからのジェット吹き出し (GT-68304) および境界層吸い込み (GT-68699)、ケーシング面へのアブレタブル・コーティングの効果 (GT-68074)、動翼ケーシングへ翼を追加する方法 (GT-68069) なども発表された。

翼列の空力特性については、遠心圧縮機のように翼間へ splitter 翼を追加する方法 (GT-68207)、静翼ピッチを不均一にして動翼との空力的・機械的干渉を弱める方法 (GT-68178)、翼負圧面からの境界層吸い込み (GT-68441)、静翼ハブ壁面からの境界層吸い込み (GT-68483)、翼表面の超研磨の影響 (GT-69132)、流路表面からの熱抽出による空力特性の改善 (GT-68815) など、多彩な発表が行われた。

旋回失速に関しては、short length-scale の旋回失速を1翼間のみで数値解析で捉えるための規準 (GT-68374)、入口流れが不均一な場合の失速開始過程 (GT-68656) の研究があり、どちらも失速現象の理解に役立つと推察する。

設計に関しては、2次元翼列への遺伝的アルゴリズム GA (GT-68385) や多目的遺伝的アルゴリズム MOGA (GT-68303) の適用、3次元多段圧縮機への逆解法の適用 (GT-68271) があった。また、実機の設計について、既存多段圧縮機の再設計による性能向上 (GT-68315, GT-68689, GT-68795) が報告された。

その他の異色な研究として、前縁コーティング厚さの不均一が空力性能に及ぼす影響を数値解析で調べたもの (GT-68091)、雨の吸い込みが圧縮機性能に及ぼす影響を4段圧縮機の風洞実験で調べたもの (GT-68582) が興味深かった。

5.1.3 軸流タービン

昨年の傾向と同様に、低レイノルズ数条件下のタービン翼列の境界層剝離を防ぐ目的で、翼負圧面側の境界層制御に関する発表が多かった。米国では、空軍研究所が

原稿受付 2005年7月10日

*1 産業技術総合研究所 エネルギー技術研究部門

〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1

68619, 68744, 68774, 68784)。

セラミック分野における中心的話題は、今年も CMC とその高温酸化を防ぐための EBC (Environmental Barrier Coating) である。UEET プロジェクト関係では UTRC より、壁表面温度1482℃のタービンペーンへの適用設計、製作結果が報告された (GT-68229, 68241)。DOE プロジェクト関係では、Solar Centaur50S の燃焼器ライナに SiC/SiC 複合材を適用して1992年から2004年まで継続的に実施された評価試験の結果の知見

が総合的に報告された (GT-68420, 68961) 他、高温での酸化の問題の無い酸化物 CMC による評価試験を行い、1000時間では殆どダメージが無いことが確認されたことが報告された (GT-68496, 69065)。また、Barium Strontium Aluminosilicate (BSAS) 系の EBC コーティングの性能に関する発表が2件 (GT-68491, 69064) あった。この他、米国防省の進める CMC の MIL 規格化に関する活動が報告された (GT-68472)。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.1 軸流関係

松沼 孝幸*1

MATSUNUMA Takayuki

キーワード: Aerodynamics, Axial Flow Fan and Compressor, Axial Flow Turbine

5.1.1 全般

軸流分野では、ファン・圧縮機関係が7セッションで28編、タービン関係が8セッションで35編、ターボ機械の設計関係が3セッションで14編、合計77編の講演が行われた。筆頭著者の国別内訳は、米国と英国が各20編、中国が10編、ドイツが8編と続き、日本は3編であった。ここでは、軸流ファン・圧縮機および軸流タービンの研究動向を述べる。動静翼干渉と数値解析に関しては「5.3 非定常流れと数値流体力学」、境界層遷移に関しては「6. 伝熱関連」に多数の関連論文が含まれているので、そちらもご参照願いたい。

5.1.2 軸流ファン・圧縮機

軸流ファン・圧縮機に関しては、性能向上や失速マージン拡大を図るために様々な研究が行われている。その中でも、影響の大きい動翼先端の流れを扱ったものが多い。

動翼先端のケーシングトリートメントについては、ケーシング部に再循環流れを起こす軸方向スロット (GT-68693, GT-68993)、周方向のスロット (GT-69105, GT-69105) の影響についての報告があった。さらに、ケーシングからのジェット吹き出し (GT-68304) および境界層吸い込み (GT-68699)、ケーシング面へのアブレダブル・コーティングの効果 (GT-68074)、動翼ケーシングへ翼を追加する方法 (GT-68069) なども発表された。

翼列の空力特性については、遠心圧縮機のように翼間へ splitter 翼を追加する方法 (GT-68207)、静翼ピッチを不均一にして動翼との空力的・機械的干渉を弱める方法 (GT-68178)、翼負圧面からの境界層吸い込み (GT-68441)、静翼ハブ壁面からの境界層吸い込み (GT-68483)、翼表面の超研磨の影響 (GT-69132)、流路表面からの熱抽出による空力特性の改善 (GT-68815) など、多彩な発表が行われた。

旋回失速に関しては、short length-scale の旋回失速を1翼間のみで数値解析で捉えるための規準 (GT-68374)、入口流れが不均一な場合の失速開始過程 (GT-68656) の研究があり、どちらも失速現象の理解に役立つと推察する。

設計に関しては、2次元翼列への遺伝的アルゴリズム GA (GT-68385) や多目的遺伝的アルゴリズム MOGA (GT-68303) の適用、3次元多段圧縮機への逆解法の適用 (GT-68271) があった。また、実機の設計について、既存多段圧縮機の再設計による性能向上 (GT-68315, GT-68689, GT-68795) が報告された。

その他の異色な研究として、前縁コーティング厚さの不均一が空力性能に及ぼす影響を数値解析で調べたもの (GT-68091)、雨の吸い込みが圧縮機性能に及ぼす影響を4段圧縮機の風洞実験で調べたもの (GT-68582) が興味深かった。

5.1.3 軸流タービン

昨年の傾向と同様に、低レイノルズ数条件下のタービン翼列の境界層剝離を防ぐ目的で、翼負圧面側の境界層制御に関する発表が多かった。米国では、空軍研究所が

原稿受付 2005年7月10日

*1 産業技術総合研究所 エネルギー技術研究部門

〒305-8564 茨城県つくば市並木1-2-1

ジェットの間欠吹き出し (GT-68962) および最新のプラズマ・アクチュエータ (GT-68114) による Active 制御の研究を行う一方で、海軍士官学校は簡単な構造の境界層遷移促進体による Passive 制御の研究 (GT-68969) を進めている。また、英国のケンブリッジ大学は、様々な形状の境界層遷移促進体による Passive 制御とジェット吹き出しによる Active 制御の両方を実験し、ジェットによる Active 制御よりも翼負圧面の微小な段差による Passive 制御の方が高い損失低減効果が得られたと報告している (GT-68892, GT-68893)。

チップクリアランス流れに関しても、多段タービンにおけるシュラウド翼の漏れ流れと主流の非定常干渉 (GT-68065, GT-68156)、オープン翼の翼先端隙間流れの PIV 計測 (GT-68189)、翼先端形状の影響 (GT-68333)、ノズル翼をディスクに埋め込んだ時にハブ側面に生じる翼コード方向の隙間の影響 (GT-68151) など、発表が盛んであった。

一方で、近年研究が盛んに行われていた壁面形状の最適化および翼列のクロッキングについては、それぞれ1件 (GT-68938, GT-68833) だけで、研究動向の変化を感じた。

表面粗さの影響に関しては、実機タービン動翼の表面を模擬した平板モデルを作成して境界層を詳細に計測した研究 (GT-68342)、静翼の表面粗さが損失に与える影

響の風洞実験 (GT-68832) が発表された。実験計測に関しては、2002年に新しく提案された油膜干渉による剪断応力の測定法をタービン翼壁面流れに適用した研究 (GT-68256)、2次元 LDV と3次元 PIV による遷音速タービンの非定常流れの計測 (GT-68579) があった。

設計に関しては、遺伝的アルゴリズム (GT-68094, GT-68280)、逆解法 (GT-68575)、直交配列を用いた新しい最適化法の提案 (GT-68290)、部分負荷での性能予測プログラム (GT-68716) などがあった。低アスペクト比の静翼設計に関しては、3つの翼形状での実験と数値解析 (GT-68548) と、進化的アルゴリズムの1つである進化的戦略 (Evolutionary Strategy, ES) を用いた最適化 (GT-68680) が研究され、どちらも aft-loading の翼面負荷分布が2次流れを防ぐために有効であるという結論であった。タービン翼列の初期設計に利用されている損失予測式については、形状損失 (GT-69077) と二次損失 (GT-68637, GT-68839) の新しい予測式が提案された。また、ターボ機械の CFD へのガス特性の影響の研究 (GT-68478) では、局所の温度と空燃比を考慮したガス特性モデルを用いることにより、冷却空気があるタービン翼列における段効率の CFD 予測値に1.5%の違いが出る事が示された。これらの損失予測式やガス特性モデルは、有益な設計ツールになると考えられる。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.2 遠心関係

坂口 大作*¹

SAKAGUCHI Daisaku

遠心関係では5セッション合計18編の発表が行われ、それらの内容は、1. 運転流量範囲拡大 (4編)、2. 性能改善 (3編)、3. 非定常流動解析 (6編)、4. ディフューザおよびスクロール (5編) に分類される。

1. 運転流量範囲拡大

チョーク流量を大流量側へ、サージ初生流量を小流量側へ移行するための設計指針やケーシングトリートメントの最適形状の検討がなされた。圧縮比8の遠心圧縮機について、11種類の航空機用ガスタービンエンジンの遠心圧縮機を比較するとともに、不安定流動抑制のための設計指針を示したもの (GT-68041)、レイノルズ数を合

わせた拡大モデルの実験装置において流れ計測を行い、羽根なしディフューザの旋回失速初生原因を明らかにしたもの (GT-68713)、シュラウドケーシング壁面に設けられた環状溝の効果を循環流量と入射角に注目して数値解析および実験を行い、設計指針を論じたもの (GT-68675)、PORTED シュラウドと称する循環流形成デバイスの最適位置や幅を詳細な数値計算により検討したもの (GT-68870) などが報告され、特に、運転範囲拡大のためのケーシングトリートメントの有効性が再確認された。

2. 性能改善

最適化手法を用いて設計した羽根車および小弦節比ディフューザを組み合わせることによって高圧力比遠心圧縮機を実現したもの (GT-68006)、超音速圧縮機において衝撃波と境界層の相互干渉および2次流れを詳細に

原稿受付 2004年7月6日

*1 長崎大学大学院生産科学研究科
〒852-8521 長崎市文教町1-14
長崎大学工学部機械システム工学科

ジェットの間欠吹き出し (GT-68962) および最新のプラズマ・アクチュエータ (GT-68114) による Active 制御の研究を行う一方で、海軍士官学校は簡単な構造の境界層遷移促進体による Passive 制御の研究 (GT-68969) を進めている。また、英国のケンブリッジ大学は、様々な形状の境界層遷移促進体による Passive 制御とジェット吹き出しによる Active 制御の両方を実験し、ジェットによる Active 制御よりも翼負圧面の微小な段差による Passive 制御の方が高い損失低減効果が得られたと報告している (GT-68892, GT-68893)。

チップクリアランス流れに関しても、多段タービンにおけるシュラウド翼の漏れ流れと主流の非定常干渉 (GT-68065, GT-68156)、オープン翼の翼先端隙間流れの PIV 計測 (GT-68189)、翼先端形状の影響 (GT-68333)、ノズル翼をディスクに埋め込んだ時にハブ側面に生じる翼コード方向の隙間の影響 (GT-68151) など、発表が盛んであった。

一方で、近年研究が盛んに行われていた壁面形状の最適化および翼列のクロッキングについては、それぞれ1件 (GT-68938, GT-68833) だけで、研究動向の変化を感じた。

表面粗さの影響に関しては、実機タービン動翼の表面を模擬した平板モデルを作成して境界層を詳細に計測した研究 (GT-68342)、静翼の表面粗さが損失に与える影

響の風洞実験 (GT-68832) が発表された。実験計測に関しては、2002年に新しく提案された油膜干渉による剪断応力の測定法をタービン翼壁面流れに適用した研究 (GT-68256)、2次元 LDV と3次元 PIV による遷音速タービンの非定常流れの計測 (GT-68579) があった。

設計に関しては、遺伝的アルゴリズム (GT-68094, GT-68280)、逆解法 (GT-68575)、直交配列を用いた新しい最適化法の提案 (GT-68290)、部分負荷での性能予測プログラム (GT-68716) などがあった。低アスペクト比の静翼設計に関しては、3つの翼形状での実験と数値解析 (GT-68548) と、進化的アルゴリズムの1つである進化的戦略 (Evolutionary Strategy, ES) を用いた最適化 (GT-68680) が研究され、どちらも aft-loading の翼面負荷分布が2次流れを防ぐために有効であるという結論であった。タービン翼列の初期設計に利用されている損失予測式については、形状損失 (GT-69077) と二次損失 (GT-68637, GT-68839) の新しい予測式が提案された。また、ターボ機械の CFD へのガス特性の影響の研究 (GT-68478) では、局所の温度と空燃比を考慮したガス特性モデルを用いることにより、冷却空気があるタービン翼列における段効率の CFD 予測値に1.5%の違いが出る事が示された。これらの損失予測式やガス特性モデルは、有益な設計ツールになると考えられる。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.2 遠心関係

坂口 大作*1

SAKAGUCHI Daisaku

遠心関係では5セッション合計18編の発表が行われ、それらの内容は、1. 運転流量範囲拡大 (4編)、2. 性能改善 (3編)、3. 非定常流動解析 (6編)、4. ディフューザおよびスクロール (5編) に分類される。

1. 運転流量範囲拡大

チョーク流量を大流量側へ、サージ初生流量を小流量側へ移行するための設計指針やケーシングトリートメントの最適形状の検討がなされた。圧縮比8の遠心圧縮機について、11種類の航空機用ガスタービンエンジンの遠心圧縮機を比較するとともに、不安定流動抑制のための設計指針を示したもの (GT-68041)、レイノルズ数を合

わせた拡大モデルの実験装置において流れ計測を行い、羽根なしディフューザの旋回失速初生原因を明らかにしたもの (GT-68713)、シュラウドケーシング壁面に設けられた環状溝の効果を循環流量と入射角に注目して数値解析および実験を行い、設計指針を論じたもの (GT-68675)、PORTED シュラウドと称する循環流形成デバイスの最適位置や幅を詳細な数値計算により検討したもの (GT-68870) などが報告され、特に、運転範囲拡大のためのケーシングトリートメントの有効性が再確認された。

2. 性能改善

最適化手法を用いて設計した羽根車および小弦節比ディフューザを組み合わせることによって高圧力比遠心圧縮機を実現したもの (GT-68006)、超音速圧縮機において衝撃波と境界層の相互干渉および2次流れを詳細に

原稿受付 2004年7月6日

*1 長崎大学大学院生産科学研究科
〒852-8521 長崎市文教町1-14
長崎大学工学部機械システム工学科

数値解析したもの (GT-68092), 翼列ディフューザを用いて性能改善を行ったもの (GT-68679) が報告された。

3. 非定常流動解析

非軸対称流入/流出条件およびインデューサ部のケーシングトリートメントにより生じる羽根車の自励振動問題に関し, 非定常全周計算を行って数値計算上で再現するとともに, 構造解析と組み合わせで応力分布まで求めたもの (GT-68235), 羽根なしディフューザにおいて生じる旋回失速について非定常計算を行い, 文献より引用したセル数および旋回速度を比較して発生メカニズムを追究したもの (GT-68445), 自動車用ターボチャージャの混流タービンについて, 周期的流入条件下での性能評価を実機において行ったもの (GT-68878), 同混流タービンの内部流れを数値解析により求め周期的流入条件を考慮した設計法を提案したもの (GT-68828) などが報告された。また, 船用中速ディーゼル機関のターボ

チャージャについて, 羽根車形状および出口半径比が性能に与える影響を数値解析により評価したもの (GT-68653), 自動車用ターボチャージャの混流タービンについて, 新しいコンセプトのアクティブコントロール装置を付加し, エンジンからの周期的変動流を抑制する試み (GT-68830) が報告された。

4. ディフューザおよびスクロール

羽根なしディフューザの流れ解析において, Dean & Senoo 理論を改良した新しいモデルを提案したもの (GT-68130), スクロール設置に基づく半径力の変化を解析したもの (GT-68822), 新しい形状のスクロールおよび小弦節比ディフューザを組み合わせたスクロールの提案を行ったもの (GT-68894), 小弦節比ディフューザの有用性を実験と数値解析により求めたもの (GT-68974), 可動翼ディフューザによる高効率化 (GT-69036) などが報告された。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.3 非定常流れと数値流体力学

渡辺 紀徳*¹

WATANABE Toshinori

「ターボ機械の空力を支える CFD」という括りで, CFD の多方面の研究14件が3セッションで発表された。翼列の多段解析が全周解析を目論んで進展する中で, 計算負荷を現実的な範囲に合理的に収める方法が種々探求されている。TURBO コードを用いて, 単流路, 多流路, 半周の解析結果を比較検討した研究 (GT-68463), 線形化ナビエ・ストークス方程式で高次のフーリエ成分までを用いた段間 mixing plane 接続を行う非定常解法 (GT-68149), 単流路の非定常段解析で動静翼枚数が整数比でない場合の線形化周期境界条件の工夫 (GT-68670), APNASA コードによる流れ解析と一次元要素流れモデルを組み合わせでエンジン全体のシミュレーションを行う試み (GT-68608) などがなされた。一方詳細な流れ解析として, 多段低圧タービン流れの解析に対する翼端部シールキャビティ等の複雑な幾何形状と流れの影響を調べたもの (GT-68492) などがある。乱流モデルに関しては, 遷音速タービン段の二次流れを Spalart-Allmaras, SST, V2F 各モデルで解析し, 結果を比較したものがあ (GT-68754)。タービン効率についてモデル間で1%程度の差が出ている。

軸流圧縮機の非定常流れに関して2セッションで7編の論文が発表された。衝撃波管から導いた衝撃波を下流側から静止翼に入射させ, 翼後流と衝撃波が干渉して後縁部分に渦が巻き上がる様子をシャドウグラフと DPIV (Digital PIV) により鮮明に捉えた結果が示され, 注目を集めた (GT-68722)。同様の状況が遷音速圧縮機リグ内でも DPIV で捉えられ (GT-69107), CFD でも見出されている。他にも動静翼列間の干渉流れを詳細に調査する研究が種々発表された (GT-68432, 68902, 68801など)。

軸流機の旋回失速に関して, スパイク型擾乱の発生機構を解明するための数値解析が行われ, 2つの発生クライテリアが提案された (GT-68374)。ケーシングトリートメントのセッションもあり, 実用機前進翼ファンの安定性に対するトリートメントの効果をリグ試験と数値解析により調べた結果が発表された (GT-68693)。また遷音速圧縮機を対象に, 動翼列ケーシングで吸込んだ空気を上流で吹き出すタイプのトリートメントの特性を数値的に調べる研究も行われている (GT-68993)。

タービンの非定常流れに関しては2セッション7件の発表があった。後流干渉による低圧タービン動翼表面の圧力変動を LES 解析した研究や (GT-68867), 遷音速タービン段における渦放出と後流同士の干渉を LDV と PIV で計測した結果 (GT-68579) などが報告された。

原稿受付 2005年7月29日

*1 東京大学大学院 工学系研究科 航空宇宙工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

数値解析したもの (GT-68092), 翼列ディフューザを用いて性能改善を行ったもの (GT-68679) が報告された。

3. 非定常流動解析

非軸対称流入/流出条件およびインデューサ部のケーシングトリートメントにより生じる羽根車の自励振動問題に関し, 非定常全周計算を行って数値計算上で再現するとともに, 構造解析と組み合わせで応力分布まで求めたもの (GT-68235), 羽根なしディフューザにおいて生じる旋回失速について非定常計算を行い, 文献より引用したセル数および旋回速度を比較して発生メカニズムを追究したもの (GT-68445), 自動車用ターボチャージャの混流タービンについて, 周期的流入条件下での性能評価を実機において行ったもの (GT-68878), 同混流タービンの内部流れを数値解析により求め周期的流入条件を考慮した設計法を提案したもの (GT-68828) などが報告された。また, 船用中速ディーゼル機関のターボ

チャージャについて, 羽根車形状および出口半径比が性能に与える影響を数値解析により評価したもの (GT-68653), 自動車用ターボチャージャの混流タービンについて, 新しいコンセプトのアクティブコントロール装置を付加し, エンジンからの周期的変動流を抑制する試み (GT-68830) が報告された。

4. ディフューザおよびスクロール

羽根なしディフューザの流れ解析において, Dean & Senoo 理論を改良した新しいモデルを提案したもの (GT-68130), スクロール設置に基づく半径力の変化を解析したもの (GT-68822), 新しい形状のスクロールおよび小弦節比ディフューザを組み合わせたスクロールの提案を行ったもの (GT-68894), 小弦節比ディフューザの有用性を実験と数値解析により求めたもの (GT-68974), 可動翼ディフューザによる高効率化 (GT-69036) などが報告された。

5. ターボ機械の性能と流れ

5.3 非定常流れと数値流体力学

渡辺 紀徳*¹

WATANABE Toshinori

「ターボ機械の空力を支える CFD」という括りで, CFD の多方面の研究14件が3セッションで発表された。翼列の多段解析が全周解析を目論んで進展する中で, 計算負荷を現実的な範囲に合理的に収める方法が種々探求されている。TURBO コードを用いて, 単流路, 多流路, 半周の解析結果を比較検討した研究 (GT-68463), 線形化ナビエ・ストークス方程式で高次のフーリエ成分までを用いた段間 mixing plane 接続を行う非定常解法 (GT-68149), 単流路の非定常段解析で動静翼枚数が整数比でない場合の線形化周期境界条件の工夫 (GT-68670), APNASA コードによる流れ解析と一次元要素流れモデルを組み合わせでエンジン全体のシミュレーションを行う試み (GT-68608) などがなされた。一方詳細な流れ解析として, 多段低圧タービン流れの解析に対する翼端部シールキャビティ等の複雑な幾何形状と流れの影響を調べたもの (GT-68492) などがある。乱流モデルに関しては, 遷音速タービン段の二次流れを Spalart-Allmaras, SST, V2F 各モデルで解析し, 結果を比較したものがあ (GT-68754)。タービン効率についてモデル間で1%程度の差が出ている。

軸流圧縮機の非定常流れに関して2セッションで7編の論文が発表された。衝撃波管から導いた衝撃波を下流側から静止翼に入射させ, 翼後流と衝撃波が干渉して後縁部分に渦が巻き上がる様子をシャドウグラフと DPIV (Digital PIV) により鮮明に捉えた結果が示され, 注目を集めた (GT-68722)。同様の状況が遷音速圧縮機リグ内でも DPIV で捉えられ (GT-69107), CFD でも見出されている。他にも動静翼列間の干渉流れを詳細に調査する研究が種々発表された (GT-68432, 68902, 68801など)。

軸流機の旋回失速に関して, スパイク型擾乱の発生機構を解明するための数値解析が行われ, 2つの発生クライテリアが提案された (GT-68374)。ケーシングトリートメントのセッションもあり, 実用機前進翼ファンの安定性に対するトリートメントの効果をリグ試験と数値解析により調べた結果が発表された (GT-68693)。また遷音速圧縮機を対象に, 動翼列ケーシングで吸込んだ空気を上流で吹き出すタイプのトリートメントの特性を数値的に調べる研究も行われている (GT-68993)。

タービンの非定常流れに関しては2セッション7件の発表があった。後流干渉による低圧タービン動翼表面の圧力変動を LES 解析した研究や (GT-68867), 遷音速タービン段における渦放出と後流同士の干渉を LDV と PIV で計測した結果 (GT-68579) などが報告された。

原稿受付 2005年7月29日

*1 東京大学大学院 工学系研究科 航空宇宙工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

遠心圧縮機については非定常流れと安定性に関するセッションが1つずつあった。ターボチャージャーのインペラ翼振動についてCFD解析と実験から励振力の原因を探る詳細な研究が報告された(GT-68235)。

空力弾性関係ではフラッターと強制振動のセッションがあった。翼列フラッターに関しては、失速点近傍における非定常空力特性が実験および数値解析で調べられている(GT-68221, 68665)。非定常空力と空力弾性の解析を実機ガスタービンに適用した結果が纏めて示された

(GT-68813)。燃焼器からの高温流れがタービン動翼の翼端漏れ渦に巻き込まれ、ホットストリークとなって下流静翼に当たる様子が詳細に捉えられ、これによる励振力が検討された。

ターボ機械騒音に関して5編の論文によるセッションがあり、ノズル排気システムの空力音の検討(GT-68164, 68573)、地上近傍におけるファン流れと騒音のLES解析(GT-68397)などが報告された。

6. 伝熱関係

船崎 健一*1

FUNAZAKI Ken-ichi

概要 まずは簡単な統計値を紹介しながら、伝熱分野全般を俯瞰する。Heat Transfer Committeeが主催した論文109件のテーマ別論文数を見ると、内部流路熱伝達21%、フィルム冷却18%、遷移問題12%、2次空気系12%、インピンジメント伝熱10%、外部熱伝達8%、翼先端伝熱7%となっている。これらを更に分析していくと、欧米それぞれで国家的プロジェクトを立ち上げている関係で、いくつか特徴的な数字が現れてくる。例えば2次空気系の論文の半分以上はEUからの発表となっており、また、外部熱伝達では、高圧タービンノズルのエンドウォールでの熱伝達などを中心に米国からの発表が圧倒的に多い。粗さ関係の発表が引き続き相当数発表されており、この方面への関心が継続していることを示している。遷移問題では、低圧タービン(LPT)上や平板上で発生するはく離を伴う遷移を扱う研究が多い。CFD関係では、LESを用いた解析例が少しずつ増えており、RANSでは遷移モデルの組み込みが進められている。その他の特徴として、実用的な条件や形状についての研究例が多いことが挙げられる。欧米での産学連携が深いレベルで進められていることの現れであろう。計測に関しては、IRカメラを用いた例が多くなっている点も最近の傾向である。

次に各テーマからいくつか論文をピックアップしよう。**フィルム冷却** NASAのGarg氏のメモリアルセッションが催された。同氏は冷却翼の本格的CFDに早くから取り組み、多数の冷却孔からの冷却空気噴出のシミュレーションを成功させた人物であった。Garg氏の研究の流れを組む研究として、(GT-68355)では1.5段HP動翼前縁フィルム冷却のCFDが行われた。動静翼干渉効果、回転数効果などが調査されていた(ただし、空力面

での条件設定に問題があるとの指摘もあった)。翼後縁カットバック部のフィルム冷却に関するDES解析も行われた(GT-68084)。多孔の場合のCFDにおける計算負荷軽減化のため、(GT-68780)ではフィルム孔からの噴き出しのモデル化が行われた。フィルム孔からの流れは、その上流側の流れ場に強く影響されるが、その部分を渦糸モデルにより簡略化するのが目的である。PIVによる実験も(GT-68783)で行われている。実験との比較を見る限り、まだ開発途上といった感じである。

実験的研究では、shaped hole関係が多く。翼面以外への適用も進んでいる(例えば(GT-68036, 69258, 68544))。密度比を実機レベルにしての計測例も増えている。(GT-69002)では、前縁冷却でのshaped holeの効果を調べており、丸穴と比較しnet heat reductionが大きいことを明らかにした。(GT-69045)では、粗さとフィルム冷却との関係を扱っており、噴き出し比が高いとき、粗さがフィルム効率の改善をもたらすことを報告している。また、昨年と同様、PSP(感圧塗料)によるフィルム効率計測例が報告されていた(GT-68344)。PSPの圧力測定原理は、蛍光強度の周囲の酸素分圧への依存性を利用したものだが、従来のCO₂サンプリングと比べサンプリング機構が不要であるなど、その利点は大きい。

粗さの効果 粗さに関しては、Thermal Barrier Coatingでの粗さの効果をIRカメラで計測している(GT-68133)。放射率等に関して、詳細な不確かさ解析が行われている。動翼プラットホーム部の冷却に関する研究(GT-68415)で、実機での状況を模擬するためNi粉末が粗さ要素として用いられた。内部冷却での粗さ要素利用に関する研究も増えている。(GT-68504)では衝突冷却における六角形の突起や単純形状の粗さの効果が報告されている。関連研究として、粗さ要素のfillet Rの効果が調査されている(GT-68186)。同じく衝突冷却で、ディンプルの

原稿受付 2005年7月20日

*1 岩手大学工学部

〒020-8551 盛岡市上田4-3-5

遠心圧縮機については非定常流れと安定性に関するセッションが1つずつあった。ターボチャージャーのインペラ翼振動についてCFD解析と実験から励振力の原因を探る詳細な研究が報告された(GT-68235)。

空力弾性関係ではフラッターと強制振動のセッションがあった。翼列フラッターに関しては、失速点近傍における非定常空力特性が実験および数値解析で調べられている(GT-68221, 68665)。非定常空力と空力弾性の解析を実機ガスタービンに適用した結果が纏めて示された

(GT-68813)。燃焼器からの高温流れがタービン動翼の翼端漏れ渦に巻き込まれ、ホットストリークとなって下流静翼に当たる様子が詳細に捉えられ、これによる励振力が検討された。

ターボ機械騒音に関して5編の論文によるセッションがあり、ノズル排気システムの空力音の検討(GT-68164, 68573)、地上近傍におけるファン流れと騒音のLES解析(GT-68397)などが報告された。

6. 伝熱関係

船崎 健一*1

FUNAZAKI Ken-ichi

概要 まずは簡単な統計値を紹介しながら、伝熱分野全般を俯瞰する。Heat Transfer Committeeが主催した論文109件のテーマ別論文数を見ると、内部流路熱伝達21%、フィルム冷却18%、遷移問題12%、2次空気系12%、インピンジメント伝熱10%、外部熱伝達8%、翼先端伝熱7%となっている。これらを更に分析していくと、欧米それぞれで国家的プロジェクトを立ち上げている関係で、いくつか特徴的な数字が現れてくる。例えば2次空気系の論文の半分以上はEUからの発表となっており、また、外部熱伝達では、高圧タービンノズルのエンドウォールでの熱伝達などを中心に米国からの発表が圧倒的に多い。粗さ関係の発表が引き続き相当数発表されており、この方面への関心が継続していることを示している。遷移問題では、低圧タービン(LPT)上や平板上で発生するはく離を伴う遷移を扱う研究が多い。CFD関係では、LESを用いた解析例が少しずつ増えており、RANSでは遷移モデルの組み込みが進められている。その他の特徴として、実用的な条件や形状についての研究例が多いことが挙げられる。欧米での産学連携が深いレベルで進められていることの現れであろう。計測に関しては、IRカメラを用いた例が多くなっている点も最近の傾向である。

次に各テーマからいくつか論文をピックアップしよう。**フィルム冷却** NASAのGarg氏のメモリアルセッションが催された。同氏は冷却翼の本格的CFDに早くから取り組み、多数の冷却孔からの冷却空気噴出のシミュレーションを成功させた人物であった。Garg氏の研究の流れを組む研究として、(GT-68355)では1.5段HP動翼前縁フィルム冷却のCFDが行われた。動静翼干渉効果、回転数効果などが調査されていた(ただし、空力面

での条件設定に問題があるとの指摘もあった)。翼後縁カットバック部のフィルム冷却に関するDES解析も行われた(GT-68084)。多孔の場合のCFDにおける計算負荷軽減化のため、(GT-68780)ではフィルム孔からの噴き出しのモデル化が行われた。フィルム孔からの流れは、その上流側の流れ場に強く影響されるが、その部分を渦糸モデルにより簡略化するのが目的である。PIVによる実験も(GT-68783)で行われている。実験との比較を見る限り、まだ開発途上といった感じである。

実験的研究では、shaped hole関係が多く。翼面以外への適用も進んでいる(例えば(GT-68036, 69258, 68544))。密度比を実機レベルにしての計測例も増えている。(GT-69002)では、前縁冷却でのshaped holeの効果を調べており、丸穴と比較しnet heat reductionが大きいことを明らかにした。(GT-69045)では、粗さとフィルム冷却との関係を扱っており、噴き出し比が高いとき、粗さがフィルム効率の改善をもたらすことを報告している。また、昨年と同様、PSP(感圧塗料)によるフィルム効率計測例が報告されていた(GT-68344)。PSPの圧力測定原理は、蛍光強度の周囲の酸素分圧への依存性を利用したもののだが、従来のCO₂サンプリングと比べサンプリング機構が不要であるなど、その利点は大きい。

粗さの効果 粗さに関しては、Thermal Barrier Coatingでの粗さの効果をIRカメラで計測している(GT-68133)。放射率等に関して、詳細な不確かさ解析が行われている。動翼プラットホーム部の冷却に関する研究(GT-68415)で、実機での状況を模擬するためNi粉末が粗さ要素として用いられた。内部冷却での粗さ要素利用に関する研究も増えている。(GT-68504)では衝突冷却における六角形の突起や単純形状の粗さの効果が報告されている。関連研究として、粗さ要素のfillet Rの効果が調査されている(GT-68186)。同じく衝突冷却で、ディンプルの

原稿受付 2005年7月20日

*1 岩手大学工学部

〒020-8551 盛岡市上田4-3-5

効果が調査され、最大68%もの熱伝達向上という驚異的な研究結果も示されている(GT-68823)。粗さというには大きいですが、(GT-68087)では5種類の伝熱促進体としての Vortex Generator の効果を感温液晶 (TLC) で調査している。(GT-68644)では LPT への応用を想定しながら、はく離泡に与える粗さの効果が調べられている。粗さの効果を含み遷移モデルも提案されている。はく離制御という観点から、LPT 翼面上にトリップワイヤ、ステップ、ディンプル、jet など様々な粗さ要素の効果を調査した研究が報告された(低速試験は(GT-68892)、高速試験は(GT-68893))。また、離散の小さな二次元円柱や円形ディンプルを粗さ要素として用いた研究もあった(GT-68969, 68050)。伝熱ではないが、ultrapolish された翼 (NASA Rotor67) で効率が0.5pt アップしたという報告があった。この研磨で翼前縁形状に変化はなかったのか? 流体力学的に滑らかである点とどこが異なるのか(そもそもそれは正しいのか?) といった議論が行われていた。

外部熱伝達 エンドウォール (EW) 上の熱伝達を扱った研究が目立った(GT-68340, 68590, 69088, 69091)。(GT-68340)では、misalignment による EW 上の段差や動翼間のつなぎ面からの漏れ流れの効果などを調査している。(GT-68590)では前縁 fillet R が馬蹄形渦やコーナー渦に与える影響(前者は弱まり、後者は強まる)や熱流体的特性などが報告された。(GT-69088, 69091)は

馬蹄形渦などの詳細構造や非定常特性を PIV や TLC (100Hz 程度の時間分解能) で明らかにしており、CFD の検証用としても重要な研究である。

境界層遷移 wake の影響を受ける LPT 関係の研究はまだ多いが、はく離を伴わない境界層遷移の計測に関して一服感がある。一方で、遷移モデルの提案は増加傾向にある(GT-68330, 68375, 68714, 68971; 間欠度モデル)。はく離を伴う境界層に関する研究は多く、(GT-68663)では PIV によるはく離泡の動的挙動を詳細に計測し、K-H 不安定やそれに伴う遷移点(線形安定性理論で予測される指数関数的成長からの逸脱点)などを検討している。また、同様の流れ場を LES で解析している(GT-68666)。K-H 不安定による渦放出周波数が、T-S 波の卓越周波数とほぼ一致することから、K-H 不安定と T-S 波との干渉効果の存在が示唆された。乱流スポットに関する研究として、(GT-68355)では極細線を用いてスポットを発生させ、7ch プロブでその構造を計測している。DNS で予測された挙動はこの場合観測されず、バイパス遷移機構の解明がまだ十分ではないことが示された。(GT-69046)では、三線プロブ(一つは cold wire)で、乱流スポット内でのレイノルズ応力や乱流熱流束を計測し、加速流中での運動量輸送と熱輸送(加速により抑制される傾向を示す)の差異について検討している。

最後に、本文をまとめるあたりご協力頂いた IHI 仲俣千由紀氏に感謝の意を表す。

7. 燃料および燃料関係

藤原 弘*1
FUJIWARA Hiroshi

1. 全般

燃焼及び燃料関係 (Combustion & Fuels) のセッションは、ペーパーセッションが20、パネルセッションが1の合計21セッションが開催され、発表件数としては論文発表が80編(うち1編発表のみ)、パネル講演が5編で全体としては85編であった。発表論文を国別に見ると、アメリカの39編を筆頭に、ドイツ8編、イギリス及びイタリアがそれぞれ6編、中国5編、スイスとスウェーデン4編と続き日本からは3編の発表があった。

発表テーマを分野毎に分けると、燃焼の不安定性に関する15編が最も多く、次いで数値解析・計測11編、燃料ノズル・予混合管、エミッション低減・低 NOx 燃焼器及び燃料多様化・代替燃料がそれぞれ8編、ハイブリッ

ドシステム6編と続く。また燃焼器開発、新しい燃焼コンセプト、燃料の着火・吹消え、反応機構に関してそれぞれ4編、航空エンジンのエミッション3編が報告された。更にここ50年間の燃焼技術の進歩5編が発表された。

2. 50年の燃焼技術の進歩

このセッションでは、航空用ガスタービン燃料の進歩(GT-68171)、ガスタービン燃料噴射弁の技術(GT-68173)、希薄予混合燃焼技術(GT-68269)、燃焼振動のモデリングと制御(GT-68452)及び DoD (米)の燃焼技術ハイライトが報告され、この50年間におけるガスタービン燃焼技術の進歩と現状の技術動向を知ることができる。

3. 燃焼の不安定性及びその制御・解析モデル

今年のスカラレクチャーでは、燃焼に関連した燃焼の不安定性と制御に関するアクティブコントロールシステム (ACS) の全般的な内容 (GT-69138) が発表された。

原稿受付 2005年7月8日

*1 新潟原動機株式会社 技術センター 製品開発グループ
GT 開発チーム
〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港5-2756-3

効果が調査され、最大68%もの熱伝達向上という驚異的な研究結果も示されている(GT-68823)。粗さというには大きいですが、(GT-68087)では5種類の伝熱促進体としての Vortex Generator の効果を感温液晶 (TLC) で調査している。(GT-68644)では LPT への応用を想定しながら、はく離泡に与える粗さの効果が調べられている。粗さの効果を含み遷移モデルも提案されている。はく離制御という観点から、LPT 翼面上にトリップワイヤ、ステップ、ディンプル、jet など様々な粗さ要素の効果を調査した研究が報告された(低速試験は(GT-68892)、高速試験は(GT-68893))。また、離散の小さな二次元円柱や円形ディンプルを粗さ要素として用いた研究もあった(GT-68969, 68050)。伝熱ではないが、ultrapolish された翼 (NASA Rotor67) で効率が0.5pt アップしたという報告があった。この研磨で翼前縁形状に変化はなかったのか? 流体力学的に滑らかである点とどこが異なるのか(そもそもそれは正しいのか?) といった議論が行われていた。

外部熱伝達 エンドウォール (EW) 上の熱伝達を扱った研究が目立った(GT-68340, 68590, 69088, 69091)。(GT-68340)では、misalignment による EW 上の段差や動翼間のつなぎ面からの漏れ流れの効果などを調査している。(GT-68590)では前縁 fillet R が馬蹄形渦やコーナー渦に与える影響(前者は弱まり、後者は強まる)や熱流体的特性などが報告された。(GT-69088, 69091)は

馬蹄形渦などの詳細構造や非定常特性を PIV や TLC (100Hz 程度の時間分解能) で明らかにしており、CFD の検証用としても重要な研究である。

境界層遷移 wake の影響を受ける LPT 関係の研究はまだ多いが、はく離を伴わない境界層遷移の計測に関して一服感がある。一方で、遷移モデルの提案は増加傾向にある(GT-68330, 68375, 68714, 68971; 間欠度モデル)。はく離を伴う境界層に関する研究は多く、(GT-68663)では PIV によるはく離泡の動的挙動を詳細に計測し、K-H 不安定やそれに伴う遷移点(線形安定性理論で予測される指数関数的成長からの逸脱点)などを検討している。また、同様の流れ場を LES で解析している(GT-68666)。K-H 不安定による渦放出周波数が、T-S 波の卓越周波数とほぼ一致することから、K-H 不安定と T-S 波との干渉効果の存在が示唆された。乱流スポットに関する研究として、(GT-68355)では極細線を用いてスポットを発生させ、7ch プロブでその構造を計測している。DNS で予測された挙動はこの場合観測されず、バイパス遷移機構の解明がまだ十分ではないことが示された。(GT-69046)では、三線プロブ(一つは cold wire)で、乱流スポット内でのレイノルズ応力や乱流熱流束を計測し、加速流中での運動量輸送と熱輸送(加速により抑制される傾向を示す)の差異について検討している。

最後に、本文をまとめるあたりご協力頂いた IHI 仲俣千由紀氏に感謝の意を表す。

7. 燃料および燃料関係

藤原 弘*1
FUJIWARA Hiroshi

1. 全般

燃焼及び燃料関係 (Combustion & Fuels) のセッションは、ペーパーセッションが20、パネルセッションが1の合計21セッションが開催され、発表件数としては論文発表が80編(うち1編発表のみ)、パネル講演が5編で全体としては85編であった。発表論文を国別に見ると、アメリカの39編を筆頭に、ドイツ8編、イギリス及びイタリアがそれぞれ6編、中国5編、スイスとスウェーデン4編と続き日本からは3編の発表があった。

発表テーマを分野毎に分けると、燃焼の不安定性に関する15編が最も多く、次いで数値解析・計測11編、燃料ノズル・予混合管、エミッション低減・低 NOx 燃焼器及び燃料多様化・代替燃料がそれぞれ8編、ハイブリッ

ドシステム6編と続く。また燃焼器開発、新しい燃焼コンセプト、燃料の着火・吹消え、反応機構に関してそれぞれ4編、航空エンジンのエミッション3編が報告された。更にここ50年間の燃焼技術の進歩5編が発表された。

2. 50年の燃焼技術の進歩

このセッションでは、航空用ガスタービン燃料の進歩(GT-68171)、ガスタービン燃料噴射弁の技術(GT-68173)、希薄予混合燃焼技術(GT-68269)、燃焼振動のモデリングと制御(GT-68452)及び DoD (米)の燃焼技術ハイライトが報告され、この50年間におけるガスタービン燃焼技術の進歩と現状の技術動向を知ることができる。

3. 燃焼の不安定性及びその制御・解析モデル

今年のスカラレクチャーでは、燃焼に関連した燃焼の不安定性と制御に関するアクティブコントロールシステム (ACS) の全般的な内容 (GT-69138) が発表された。

原稿受付 2005年7月8日

*1 新潟原動機株式会社 技術センター 製品開発グループ
GT 開発チーム
〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港5-2756-3

燃焼の不安定性に関する発表のうち数値解析による研究は、熱音響的解析による研究 (GT-68136, 68393), 火炎伝達関数に関する研究 (GT-68195), CFDを用いた燃焼不安定解析 (GT-68162) などが報告された。また実験的評価及び実用燃焼器に関する発表では、当量比・流量変動の影響 (GT-68373) 及び熱音響的解析 (GT-68797, 69029) などが報告された。燃焼不安定性に関する研究は多岐にわたっており、特に航空用・発電用 (大型) 分野での、燃焼安定性及びエミッション低減における燃焼制御技術の重要性が伺われる。

4. 数値解析モデリング・計測

数値解析モデリング・計測の発表では、乱流モデル・燃焼モデルに関する基礎的な燃焼解析の研究 (GT-68403, 68133, 69038, 68490) 及び数値解析を用いた設計手法 (GT-68924, 68077) などが報告された。また実験的な研究では、スワール特性に関する実験的解析 (GT-69111, 68160) が報告された。近年、数値解析の適用は燃焼器の研究・開発においても浸透してきており、今回も何らかの形で数値解析を適用したものは約1/3ある。今後実用における CFD の精度向上、活用の効率化が望まれる。

5. エミッション低減技術関連/新燃焼コンセプト

エミッション低減に関して、燃焼実験による基礎的研究 (GT-68849), スワール流れの研究 (GT-68152, 68218) 及び LPP バーナの実験的解析 (GT-68949) などが報告された。CFD を適用した予混合燃焼 (GT-68683),

ジェット流の研究 (GT-68150) 及び流れの不安定性 (GT-68072) などが報告された。産業用ガスタービン関連では、低エミッション技術 (GT-68070, 68364, 68779, 68843, 68645), 及び次世代触媒燃焼 (GT-68634) が発表された。また航空エンジンのエミッションに関する PM (Particulate matter)・スート (煤 (スス)) (GT-69112, 69113) 及び航空燃料の燃焼特性 (GT-68540) が報告された。その他新しい燃焼技術のコンセプトに関しても報告された。(GT-68588, 69137, 68382, 68321)

6. 燃料多様化/基礎的研究/ハイブリッドシステム

燃料多様化に関して燃料の代替、 H_2 添加天然ガスの燃焼特性、合成ガス (GT-68752, 68785, 68917) 及び μ タービンの燃料に関する研究 (GT-68777, 68520, 68610) などが報告された。また燃焼の基礎的な研究として、自着火・着火遅れ及び吹き消えの研究 (GT-68405, 68517, 68736, 68907) や、反応機構の研究 (GT-68628, 68829) など、燃焼の基礎として重要な研究が行われている。

次世代の高効率発電システムとして注目される高温作動型燃料電池 (SOFC, MCFC) とのハイブリッドシステムについて燃焼・燃料関連の一つの分野として、技術的、経済的評価 (GT-68762), システムのオプション比較 (GT-68909), SOFC 及び DFC システム (GT-69122, 69119, 69127) 及び 1MWSOFC システム用のエジェクタ設計 (GT-68085) などが報告され、今後の進展が期待される。

8. 制御と診断

井亀 優*¹

IKAME Masaru

制御と診断の分野では10のセッションが開かれた。発表の内訳は制御分野2セッション7件、診断分野5セッション20件、計装分野3セッション10件、合計は37件であり、前年に比べ2割程度少なかった。

制御に関しては、「エンジンモデリングと制御」、「能動燃焼制御」の2セッション、診断に関しては、「知的方法による診断」、「故障診断技術」、「エンジン診断と健全性管理」、「機上エンジン診断法」、「ガスパスアナリシス」の5セッション、計装に関しては、3セッションが生まれ、国別では米国17件、欧州15件、その他5件で、組織別ではメーカー15件、研究機関等8件、大学14件と

いう構成であった。セッション参加者は20人から60人程度で、故障診断関連のセッションの参加者が多かった様に感じた。

制御の分野では、エンジンモデリングと制御に関するものとして、LMI (線形行列不等式) に基づく H_{∞} 制御によるターボファンエンジン制御器の設計 (GT-68124), 産業用2軸ガスタービンの状態空間制御器の設計 (GT-68167), 成層圏プラットフォーム用多体型飛行船の推進システムの位置制御と動力管理 (GT-68395), 3軸ガスタービンについての標準的なゲインスケジューリング制御と逆モデル制御 (RRIM, by Rolls-Royce) の設計手順と性能比較 (GT-68772) の発表があった。また、能動燃焼制御に関するものとしては、2次火炎を利用した H_2/H_{inf} 混合制御による燃焼共鳴音の抑制 (GT-68233,

原稿受付 2005年7月6日

*1 海上技術安全研究所 環境・エネルギー研究領域
〒181-0004 三鷹市新川6-38-1

燃焼の不安定性に関する発表のうち数値解析による研究は、熱音響的解析による研究 (GT-68136, 68393), 火炎伝達関数に関する研究 (GT-68195), CFDを用いた燃焼不安定解析 (GT-68162) などが報告された。また実験的評価及び実用燃焼器に関する発表では、当量比・流量変動の影響 (GT-68373) 及び熱音響的解析 (GT-68797, 69029) などが報告された。燃焼不安定性に関する研究は多岐にわたっており、特に航空用・発電用 (大型) 分野での、燃焼安定性及びエミッション低減における燃焼制御技術の重要性が伺われる。

4. 数値解析モデリング・計測

数値解析モデリング・計測の発表では、乱流モデル・燃焼モデルに関する基礎的な燃焼解析の研究 (GT-68403, 68133, 69038, 68490) 及び数値解析を用いた設計手法 (GT-68924, 68077) などが報告された。また実験的な研究では、スワール特性に関する実験的解析 (GT-69111, 68160) が報告された。近年、数値解析の適用は燃焼器の研究・開発においても浸透してきており、今回も何らかの形で数値解析を適用したものは約1/3ある。今後実用における CFD の精度向上、活用の効率化が望まれる。

5. エミッション低減技術関連/新燃焼コンセプト

エミッション低減に関して、燃焼実験による基礎的研究 (GT-68849), スワール流れの研究 (GT-68152, 68218) 及び LPP バーナの実験的解析 (GT-68949) などが報告された。CFD を適用した予混合燃焼 (GT-68683),

ジェット流の研究 (GT-68150) 及び流れの不安定性 (GT-68072) などが報告された。産業用ガスタービン関連では、低エミッション技術 (GT-68070, 68364, 68779, 68843, 68645), 及び次世代触媒燃焼 (GT-68634) が発表された。また航空エンジンのエミッションに関する PM (Particulate matter)・スート (煤 (スス)) (GT-69112, 69113) 及び航空燃料の燃焼特性 (GT-68540) が報告された。その他新しい燃焼技術のコンセプトに関しても報告された。(GT-68588, 69137, 68382, 68321)

6. 燃料多様化/基礎的研究/ハイブリッドシステム

燃料多様化に関して燃料の代替、 H_2 添加天然ガスの燃焼特性、合成ガス (GT-68752, 68785, 68917) 及び μ タービンの燃料に関する研究 (GT-68777, 68520, 68610) などが報告された。また燃焼の基礎的な研究として、自着火・着火遅れ及び吹き消えの研究 (GT-68405, 68517, 68736, 68907) や、反応機構の研究 (GT-68628, 68829) など、燃焼の基礎として重要な研究が行われている。

次世代の高効率発電システムとして注目される高温作動型燃料電池 (SOFC, MCFC) とのハイブリッドシステムについて燃焼・燃料関連の一つの分野として、技術的、経済的評価 (GT-68762), システムのオプション比較 (GT-68909), SOFC 及び DFC システム (GT-69122, 69119, 69127) 及び 1MWSOFC システム用のエジェクタ設計 (GT-68085) などが報告され、今後の進展が期待される。

8. 制御と診断

井亀 優*¹

IKAME Masaru

制御と診断の分野では10のセッションが開かれた。発表の内訳は制御分野2セッション7件、診断分野5セッション20件、計装分野3セッション10件、合計は37件であり、前年に比べ2割程度少なかった。

制御に関しては、「エンジンモデリングと制御」、「能動燃焼制御」の2セッション、診断に関しては、「知的方法による診断」、「故障診断技術」、「エンジン診断と健全性管理」、「機上エンジン診断法」、「ガスパスアナリシス」の5セッション、計装に関しては、3セッションが生まれ、国別では米国17件、欧州15件、その他5件で、組織別ではメーカー15件、研究機関等8件、大学14件と

いう構成であった。セッション参加者は20人から60人程度で、故障診断関連のセッションの参加者が多かった様に感じた。

制御の分野では、エンジンモデリングと制御に関するものとして、LMI (線形行列不等式) に基づく H_{∞} 制御によるターボファンエンジン制御器の設計 (GT-68124), 産業用2軸ガスタービンの状態空間制御器の設計 (GT-68167), 成層圏プラットフォーム用多体型飛行船の推進システムの位置制御と動力管理 (GT-68395), 3軸ガスタービンについての標準的なゲインスケジューリング制御と逆モデル制御 (RRIM, by Rolls-Royce) の設計手順と性能比較 (GT-68772) の発表があった。また、能動燃焼制御に関するものとしては、2次火炎を利用した H_2/H_{inf} 混合制御による燃焼共鳴音の抑制 (GT-68233,

原稿受付 2005年7月6日

*1 海上技術安全研究所 環境・エネルギー研究領域
〒181-0004 三鷹市新川6-38-1

著者発表), 実験による伝達関数に基づいたナイキスト, H_{inf} ループ整形に基づいて設計された制御器による燃焼制御 (GT-68897), 磁歪式燃料制御弁をアクチュエータとする時間遅れ制御による液体燃料焚きスワール燃焼器の燃焼制御 (GT-68897) の発表があった。

診断の分野では, 知的方法による診断に関連するものとして, 航空用エンジンのガスパスを対象としたニューラルネットワークとラフセットに基づいた故障診断システム (GT-68192), 小型ジェットエンジンを対象としたニューラルネットワークによる診断 (GT-68511), 複合サイクルプラントの遠隔監視と診断 (GT-68710), 産業用ガスタービンの故障診断用の確率的手法 (GT-68739), 非線形主成分分析と曲線成分分析を使った特徴抽出手法に基づくガスタービンの故障検知と診断 (GT-68802) の発表があった。故障診断技術に関連するものとしては, エンジン健全性モニタリングに対するデータの正規化 (GT-68039), 逆動的モデルを使ったジェットエンジン構成要素と変換器の故障診断 (GT-68318), ガスタービン性能モニタリングシステムにおけるデータの検証法 (GT-68429), ジェットエンジン統合モデルの改良のための物理過程に基づく解析因子 (GT-68617) の発表があった。次に, エンジン診断と健全性管理に関連するものとしては, 推進システム用の寿命管理と不測の事態への対処を自動的に行うシステム (GT-68587), 航空用エンジンの健全性管理技術の進展と次のステップの提案 (GT-68625), カルマンフィルタに基づくターボファンエンジン推力推定のための最適直交分解 (GT-68808) の発表があった。機上エンジン診断法に関連するものと

しては, 物理過程に基づく要素と実験に基づく要素を混合したエンジンのモデリング手法 (GT-68169), モデルに基づいた故障検知と適応の研究 (GT-68300), 航空エンジン性能パラメータの推定への定ゲイン拡張カルマンフィルタの応用 (GT-68494), 健全性監視と制御のためのエンジン動特性の把握 (GT-68810) の発表があった。ガスパスアナリシスに関連するものとしては, カルマンフィルタを用いた過渡的エンジン診断法 (GT-68013), 経験に基づいた診断システムのチューニング (GT-68137), タービン入口温度計測における輻射等による不確かさの推定 (GT-68138), ターボファンエンジン性能モデルの試験データに対する確率的マッチング (GT-68201), 最少二乗法に基づいた過渡非線型ガスパスアナリシス (GT-68717) の発表があった。

計装の分野では, 発表を大別するとセンサー自体を取扱ったものとして, 火炎のイオン化現象を利用した希薄吹飛び検知と動的燃焼特性の把握 (GT-68612), セラミック熱線風速計の概念設計 (GT-68521), 導圧管と減衰管を持つ動圧センサーの実験による特性把握 (GT-68733), 触媒を利用した燃料漏れ検知法 (GT-68875), 振動翼への変動圧計測用の変換器装着の影響 (GT-69000), レーザー光学技術 (LIF, LIP) のアフターバーナの特性把握への適用可能性の検討 (GT-69058) の発表, またデータ処理に関するものとして, 遠心式圧縮機のポリトロブ圧縮過程の不確かさ解析 (GT-68381), 適応多次元データサンプリングによる流れ場計測 (GT-68994) の発表があった。

9. 材料・構造および製造技術

藤本 秀*¹
FUJIMOTO Shu

1. 全般

本分野は, 材料・製造技術 (Manufacturing Materials and Metallurgy) 及び, 構造・振動 (Structures and Dynamics) 中の Mechanics and Vibration) の 2 つに分類分けされていた。前者は 4 つの技術セッション (技術論文 12 編), 5 つのパネルセッション, 1 つの教育セッションで構成され, 後者は, 6 つの技術セッション (技術論文 24 編) で構成されていた。

2. 材料・製造技術

材料・製造技術の技術セッションは, 「酸化・高温腐食・TBC」, 「材料評価・劣化・寿命予測」, 「修理・製造技術」, 「高温部材の非破壊検査技術」に分かれて行われた。

「酸化・高温腐食・TBC」では, 金属部材に適用されるアルミナイド拡散皮膜の生成技術である蒸気相スラリーアルミナイドコーティング (vapor-phase slurry aluminide coating) の研究 (GT-68132) について報告があった。当技術を用いた場合, 従来技術に比べ厚みが一様な皮膜が生成されるとのことである。他には, TBC 適用技術の研究 (GT-68942) と, LPC 翼の腐食に関する研究 (GT-68819) の報告があった。

「材料評価・劣化・寿命予測」では, Pratt & Whit-

原稿受付 2005年7月20日

* 1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
技術開発センター

〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

著者発表), 実験による伝達関数に基づいたナイキスト, H_{inf} ループ整形に基づいて設計された制御器による燃焼制御 (GT-68897), 磁歪式燃料制御弁をアクチュエータとする時間遅れ制御による液体燃料焚きスワール燃焼器の燃焼制御 (GT-68897) の発表があった。

診断の分野では, 知的方法による診断に関連するものとして, 航空用エンジンのガスパスを対象としたニューラルネットワークとラフセットに基づいた故障診断システム (GT-68192), 小型ジェットエンジンを対象としたニューラルネットワークによる診断 (GT-68511), 複合サイクルプラントの遠隔監視と診断 (GT-68710), 産業用ガスタービンの故障診断用の確率的手法 (GT-68739), 非線形主成分分析と曲線成分分析を使った特徴抽出手法に基づくガスタービンの故障検知と診断 (GT-68802) の発表があった。故障診断技術に関連するものとしては, エンジン健全性モニタリングに対するデータの正規化 (GT-68039), 逆動的モデルを使ったジェットエンジン構成要素と変換器の故障診断 (GT-68318), ガスタービン性能モニタリングシステムにおけるデータの検証法 (GT-68429), ジェットエンジン統合モデルの改良のための物理過程に基づく解析因子 (GT-68617) の発表があった。次に, エンジン診断と健全性管理に関連するものとしては, 推進システム用の寿命管理と不測の事態への対処を自動的に行うシステム (GT-68587), 航空用エンジンの健全性管理技術の進展と次のステップの提案 (GT-68625), カルマンフィルタに基づくターボファンエンジン推力推定のための最適直交分解 (GT-68808) の発表があった。機上エンジン診断法に関連するものと

しては, 物理過程に基づく要素と実験に基づく要素を混合したエンジンのモデリング手法 (GT-68169), モデルに基づいた故障検知と適応の研究 (GT-68300), 航空エンジン性能パラメータの推定への定ゲイン拡張カルマンフィルタの応用 (GT-68494), 健全性監視と制御のためのエンジン動特性の把握 (GT-68810) の発表があった。ガスパスアナリシスに関連するものとしては, カルマンフィルタを用いた過渡的エンジン診断法 (GT-68013), 経験に基づいた診断システムのチューニング (GT-68137), タービン入口温度計測における輻射等による不確かさの推定 (GT-68138), ターボファンエンジン性能モデルの試験データに対する確率的マッチング (GT-68201), 最少二乗法に基づいた過渡非線型ガスパスアナリシス (GT-68717) の発表があった。

計装の分野では, 発表を大別するとセンサー自体を取扱ったものとして, 火炎のイオン化現象を利用した希薄吹飛び検知と動的燃焼特性の把握 (GT-68612), セラミック熱線風速計の概念設計 (GT-68521), 導圧管と減衰管を持つ動圧センサーの実験による特性把握 (GT-68733), 触媒を利用した燃料漏れ検知法 (GT-68875), 振動翼への変動圧計測用の変換器装着の影響 (GT-69000), レーザー光学技術 (LIF, LIP) のアフターバーナの特性把握への適用可能性の検討 (GT-69058) の発表, またデータ処理に関するものとして, 遠心式圧縮機のポリトロブ圧縮過程の不確かさ解析 (GT-68381), 適応多次元データサンプリングによる流れ場計測 (GT-68994) の発表があった。

9. 材料・構造および製造技術

藤本 秀*¹
FUJIMOTO Shu

1. 全般

本分野は, 材料・製造技術 (Manufacturing Materials and Metallurgy) 及び, 構造・振動 (Structures and Dynamics) 中の Mechanics and Vibration) の 2 つに分類分けされていた。前者は 4 つの技術セッション (技術論文 12 編), 5 つのパネルセッション, 1 つの教育セッションで構成され, 後者は, 6 つの技術セッション (技術論文 24 編) で構成されていた。

2. 材料・製造技術

材料・製造技術の技術セッションは, 「酸化・高温腐食・TBC」, 「材料評価・劣化・寿命予測」, 「修理・製造技術」, 「高温部材の非破壊検査技術」に分かれて行われた。

「酸化・高温腐食・TBC」では, 金属部材に適用されるアルミナイド拡散皮膜の生成技術である蒸気相スラリーアルミナイドコーティング (vapor-phase slurry aluminide coating) の研究 (GT-68132) について報告があった。当技術を用いた場合, 従来技術に比べ厚みが一樣な皮膜が生成されるとのことである。他には, TBC 適用技術の研究 (GT-68942) と, LPC 翼の腐食に関する研究 (GT-68819) の報告があった。

「材料評価・劣化・寿命予測」では, Pratt & Whit-

原稿受付 2005年7月20日

* 1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
技術開発センター

〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

ney (P&W) 社で開発された耐熱材料である PWA1437 (DS 材) と PWA1432 (CC 材) について発表があった (GT-68882)。いずれの材料も同社で開発された PWA1483 (SC 材) の派生品であり、共に従来の DS/CC 材に比べ、LCF 強度・クリープ強度・耐酸化性などが向上しているとのことである。なお铸造性も問題なく、既に本材料を実機のタービン翼に適用しているとのことである。他には、Toshiba 社及び National Institute for Materials Science (NIMS) で開発された TMS-82+ (SC 材) という耐熱材料に関する発表 (GT-68787) と、低価格な耐熱材料である Haynes 230 などの長時間高温下における物性変化について研究報告があった (GT-68959)。

「修理・製造技術」では、翼などの複雑な形状の部品を溶接肉盛修理する際の作業の自動化について報告があった (GT-68193)。本報告によると、ダメージのある翼の形状を計測器で自動スキャン、本来あるべき翼形状に合わせて溶接・仕上げ加工を実施するというシステムを構築し、実際に修理の現場で運用されているとのことである。他には、航空用チタン製ディスクの供給プロセスのシミュレーションに関する報告があった (GT-68310)。

「高温部材の非破壊検査技術」では、CT (Computed Tomography) スキャンによるタービン翼の評価技術についての報告 (GT-68112) があった。本評価技術では、3D CT を用いた新しいシステムが使用されており、冷却翼内部の寸法検査や欠陥発見に威力を発揮するとのことである。

パネルセッションでは、「铸造技術」、「高温部品の寿命管理」、「修理技術」、「高温部品修理戦略」、「部品調達」について討論された。この中の「高温部品修理戦略」のセッションは、GE, Progress Energy, Wood Group, Mitsubishi の4社のパネラーによる発表であった。高温部品はある程度の期間内で修理交換が要求されるので、メンテナンススケジュールに対するインパクトが大きいことが問題である。この点の各社の取り組みについて報告があった。

3. 構造・振動

構造・振動の技術セッションは、「疲労・破壊・寿命予測」、「構造」、「確率的寿命予測」、「動翼ラビング」、「ディスク振動」に分かれていた。

「疲労・破壊・寿命予測」では、O-ring の構造解析を Finite Element Analysis (FEA) により実施したという報告があった (GT-68434)。溝の幅などの各種パラメータが O-ring の変形に与える影響や、O-ring の破壊モードについて調査されている。

「構造」では、MATLAB や MSC-Working Model 2D によるエンジンマウントの最適化設計に関する研究 (GT-68959) の報告があった。エンジンマウントは、FBO (Fan Blade Out) のようなクリティカルな状況下でも健全である事が要求されているが、これを計算コストが高い FEA によらない簡易手法で設計したとのことである。

「確率的寿命予測」では、使用中のガスタービンエンジンの検査データを蓄積し、それらのデータからタービン翼のクラック進展速度を与えるコリレーション式を求める研究 (GT-69124) の報告があった。

「動翼ラビング」では、動翼チップとアウトershroud で発生する翼振動についての研究報告が多くなされ、FEA による動翼振動の解析 (GT-68217)、動翼振動の実験的研究 (GT-68560) などの発表があった。

「ディスク振動」のセッションでは、ブレード付きディスクの振動過渡特性の研究 (GT-68128) に関して報告があった。この研究発表によると、Transient Fundamental Mistuning Model (Transient FMM) というミスチューニングモデルを用いて、ブレード付きディスクをモデル化、数値シミュレーションを実施し、18枚ブレードローターを用いた実験結果 (GT-68127) と比較したところ、振動過渡特性がよく一致したとのことである。この他にも、FMM を使用した解析の研究報告が幾つかあった。これら以外には、シュラウド付きタービンブレードの3D FEA による振動解析に関する研究発表があった (GT-69062)。

10. 展 示

幡宮 重雄*1
HATAMIYA Shigeo

展示は会議会場である Reno Hilton Hotel・Hilton Pavilion で行われた。展示会場の隣に参加登録の受付があり、その奥に ASME の出版物や販売コーナー、Turbo EXPO 50周年の展示コーナーが設置されていた。会議初日はまだ準備をしており、2日目から4日目まで展示が開催された。出展は大小のブースを合わせて120社・団体が参加したが、ASME 関連が約10団体あり実質110社であった。

最近ではガスタービンメーカーよりも、ガスタービン関連機器・装置メーカー、メンテナンス・運転のユーザーサービス、計測・制御装置分野の展示が多くなる傾向があり、今回もこの傾向は一層顕著になっている。流体構造解析の CD-adapco, Fluent, Concepts, ANSYS といった解析・CFD の展示はスペースも比較的大きく積極的に PR に努めていた。ガスタービンメーカーでは Pratt & Whitney が最も大きなスペースの展示をしていたが FT8 の模型、パネル展示で構成され、GE は制御装置およびパネル展示、三菱はパネル展示であった。日本に関係した展示としては、Advanced Design Technology, OLYMPUS が出展していた。また、アイコアルファは日本からの説明者が常駐して対応にあたっていた。展示会場に隣接した Heritage Stage では展示企業、特に解析・CFD のプレゼンテーションが実施されていたが聴衆は少なく寂しいものであった。

展示関係者の話では今回の展示は開催直後は多くの参加者で賑わったが、それ以降は静かとのことである。

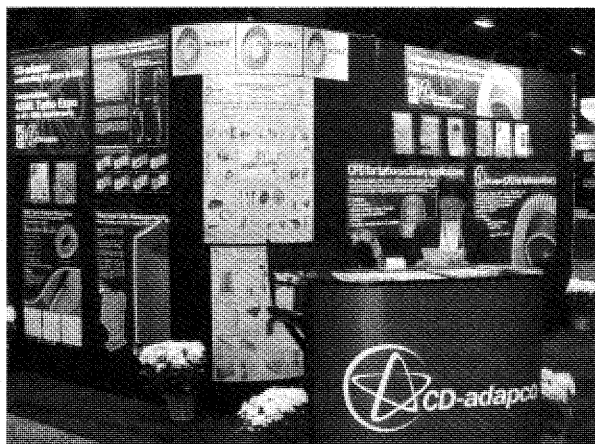


図1 CD-adapco のパネル展示

原稿受付 2005年8月8日

*1 株式会社製作所 電力・電機開発研究所
〒319-1221 茨城県日立市大みか町7-2-1

Turbo EXPO の展示は参加者が多い割には展示が質素になってきており、ガスタービンのユーザ向けを目的とした POWER-GEN との役割分担が進みつつあるように感じた。



図2 Pratt & Whitney のブース

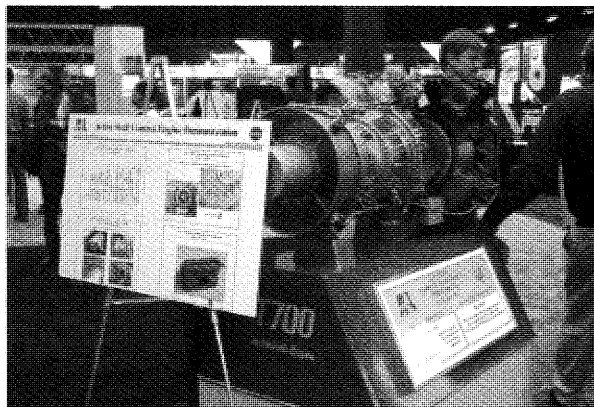


図3 NASA のジェットエンジン最先端技術



図4 Concepts NREC の展示

2004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（委員11名，アドバイザー1名）は，関係各社の協力を得て2004年1月から12月の間におけるガスタービン及び過給機を生産状況を調査・集計し，生産統計資料を作成した。資料提供は，陸船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11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であり，機械駆動によるものではない。

1. 2004年陸船用ガスタービン生産統計概要

- (1) 総台数は前年の477台に対し386台と3年連続して減少した。出力区分別では小型が44台，中型が69台減少し，大型が22台増加となり，合計では91台の減少となった。出力ベースでは前年の2,001MWに対し4,019MWと前年と比べて2倍と大幅な増加となった。これは主に大型案件の増加によるものである。
 - ア) 小型（735kW以下）は，台数が前年と比べて17%減少の212台，出力も前年比17%減少の65MWになった。
 - イ) 中型（736～22,064kW）は，台数が前年と比べて34%減少の135台，出力も24%減少の405MWになった。
 - ウ) 大型（22,065kW以上）は台数が前年と比べて2.3倍の39台，出力も前年比2.6倍の3,548MWになった。これは，輸出向けの大型案件が前年より大幅に増加したためである。
- (2) 用途別にみると，台数では60%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が，出力割合でベースロード発電用が14%増加している。
 - ア) 非常用は前年に比べ台数で67台減の231台で22%の減少となっており，出力でも同様な傾向を示している。各区分では小型で15%減少，中型では30%減少と中型の方の減少幅が大きくなっている。
 - イ) ベースロード発電用は，全体では台数で11%減少したが，出力では2.4倍と大幅な増加となった。区分別にみると小型が台数で33%減，出力で57%減，中型が台数で35%減，出力で13%減と，小型，中型

とも減少となっている。一方で大型は台数で2.3倍，出力で2.6倍の増加となっている。台数の減少は，小型，中型によるもので，出力の急激な増加は，大型が増加したことによる。

ウ) その他の用途では，ポンプ駆動用が，台数で前年に比べて11%増の42台となっている。

- (3) 燃料の種類別にみると，台数ではガス燃料が前年比11%減の99台，液体燃料が前年比22%減の286台となっている。出力ではガス燃料が前年比2.4倍増の3,630MW，液体燃料が18%減の388MWとなっている。構成比率はガス燃料が全体の26%に対し液体燃料が74%，出力ではガス燃料が90%に対し液体燃料が10%となっている。構成比率には大幅変化は無いが，出力では，ガス燃料が14%増加している。

ア) 液体燃料では，台数で多いのが重油1種であり148台。全体の38%を占めている。出力でも重油1種が一番多く166MWで全体の4%を占めている。重油1種は前年に比べて台数で24%，出力で10%減少，軽油は台数で38%，出力で39%減少している。

イ) ガス燃料では，台数で多いのが都市ガスで54台。全体の14%を占めている。出力では天然ガスが一番多く3,073MWで全体の76%を占めている。天然ガスは前年と比べて台数で20%増，出力で2.3倍と大幅な増加。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，小型は重油1種（38%），灯油（31%），都市ガス（17%），中型は重油1種（50%），灯油（19%），軽油（15%），大型は天然ガス（62%），都市ガス（15%），石油プラントオフガス（13%）となっている。全体では重油1種（38%），灯油（24%），都市ガス（14%）の割合になった。出力で見ると，小型は重油1種（56%），灯油（26%），軽油（9%），中型は重油1種（32%），都市ガス（19%），軽油（19%），大型では天然ガス（85%），都市ガス（7%），石油プラントオフガス（4%）となっている。全体では天然ガス（76%），都市ガス（9%），重油1種（4%）の割合になった。前年に比べると小型，中型での液体燃料の減少と大型でのガス燃料の増加が特徴である。小型，中型での液体燃料は前年比22%減少しているが，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非常用発電用の減少によるものである。また大型のガス燃料は出力で前年比2.6倍の増加となっており、これが全体を出力でみた場合のガス燃料の出力増加要因となっている。

(4) 地域別納入でみると、台数では国内が前年比106台減の347台、輸出が15台増の39台。出力では国内が前年比67MW増の761MW、輸出が1,951MW増の3,258MWとなっている。

ア) 国内向けは総台数の90%、全出力の19%を占めているが、前年より106台(23%)の減少、67MW(10%)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44台、13MWの減少となった。中型では台数、出力それぞれ66台、122MWの減少となった。大型では台数で4台の増加、出力では202MWの増加となっており、小型、中型が減少する一方で大型案件が増加している。さらに国内の地域別にみると、台数では中国で3台、四国で3台の増加、関東で55台、近畿で16台、中部で11台、の減少となっている。出力では関東で100MW、中部で75MWの増加、沖縄で15MW、九州で13MWの減少となっている。関東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ので、沖縄、九州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37%、52%を占めている。全体的なシェアの傾向は前年と大きく変わっていない。

イ) 輸出は総台数の10%、全出力の81%を占めている。前年より15台(63%)、1,951MW(2.5倍)の増加となっている。区分別でみると大型では18台、1,955MWの増加となったが、中型では3台、4MWの減少となっており、大型案件の増加傾向がみられる。これは国内外ともにみられる傾向である。輸出先別にみると、台数ではアジア(38%)、中東(23%)、欧州(15%)の順になっており、出力ではアジア(46%)、欧州(26%)、中東(17%)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東向けが増加を示しているのが特徴である。前年好調だったアフリカ向けは、今年は低調で前年比5台、610MWの減少となっている。大型の増加傾向を前年比で見るとアジア向けの台数で6台(2.5倍)、出力で946MW(2.7倍)の増加、前年実績がない中東向けで7台、529MW、欧州向けで5台、843MW、旧ソ連向けで5台、134MWと増加している。ここ数年のアジア経済の活況が世界的に広がりを見せている結果ともいえる。

(5) 被駆動機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98%となっている。台数構成比に比べて出力構成比が増加しており、大出力化傾向が見られる。推進機、水ポンプは前年同一の傾向を示している。

(6) 出力区分別では、出力区分4,412kW以下が減少傾

向を、4,413kW以上が増加傾向を示している。大型で22,065~44,129kWのクラスが前年比13台、447MWの増加、44,130kW~のクラスは前年比9台、1,710MWの大幅な増加となっていることと、中型で736~4,412kWのクラスが前年比75台、159MWと大きく減少していることが特徴である。台数の多い順では、736~4,412kW、368~735kW、147~367kWとなっておりこれは前年の傾向とほぼ変わらないが、出力の多い順では44,130kW以上、22,065~44,129kW、4,413~10,296kW、となっており、736~4,412kWの減少により前年に比べて若干の変動がみられる。

(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8台/146MW→4台/164MWと台数で4台減、出力で18MW増と、輸出では3台/93MW→4台/118MWと台数で1台減、出力で25MW増となった。自家用では国内が413台/420MW→304台/503MWと台数で109台減、出力で83MW増となった。輸出は21台/1,214MW→34台/3,139MWと台数で13台増、出力で1,925MW増となった。特に台数は前年比62%増、出力2.6倍と大幅に増加した。

2. 2004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、前年に比べて合計台数で約32%減少したが、合計推力で約21%増加した。この台数の減少はターゲットドローン用のTJM3の減少による。合計推力の増加はF-2支援戦闘機用エンジンであるF110の増加による。
- (2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは、前年に比べて合計台数で約25%増加したが、合計出力では約18%減少した。台数は小型の補助機関駆動エンジンであるT62が増加したが、大型のT700が減少したことにより、その結果合計出力の減少となった。

3. 2004年過給機生産統計概要

- (1) 圧縮機翼車外径100mm以下過給機の生産台数は前年比11%増加し、3,190,771台に達した。
- (2) 圧縮機翼車外径100mm以上過給機の生産台数は前年比55%増加し、24,229台に達した。また、各圧縮機翼車外径区分に対する過給機の生産台数は各区分ともほぼ増加しており、特に、圧縮機翼車外径101~200mm過給機の生産台数増加(前年比58%)と、圧縮機翼車外径601~700mm過給機の生産台数増加(前年比44%)が目立った。
- (3) 生産されている型式は前年に比べ4型式増加し214型式であった。内訳は圧縮機翼車外径100mm以下過給機が3型式減少し(2004年87型式、2003年90型式)、圧縮機翼車外径100mm以上過給機が7型式増加した(2004年127型式、2003年120型式)。生産台数と同様、圧縮機翼車外径601~700mm過給機が伸びており、3型式増加して13型式となった。

II. 統計

1. 最近6年間のガスタービン生産推移

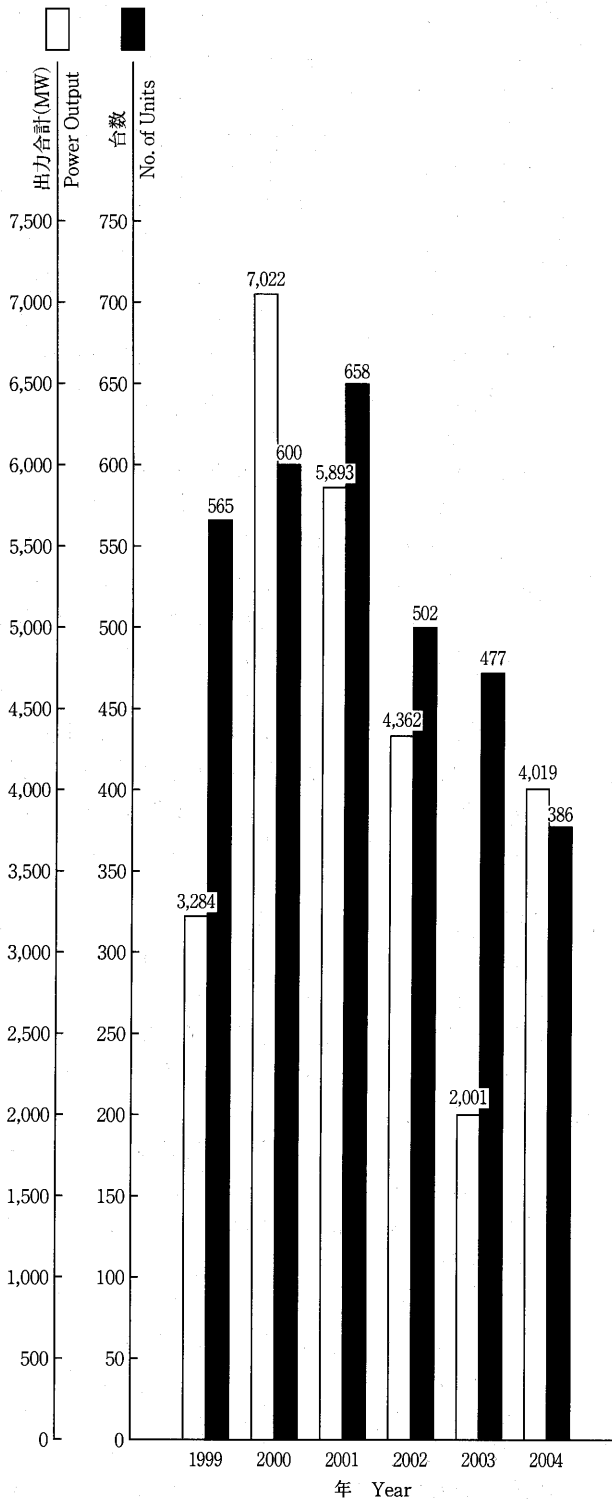


図1 陸船用ガスタービン

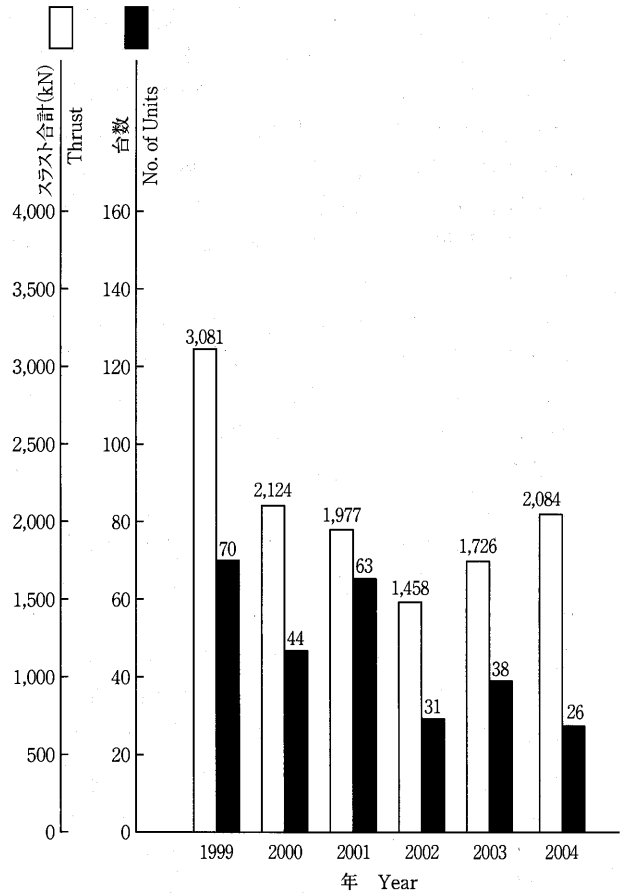


図2 ターボジェット/ターボファン・エンジン

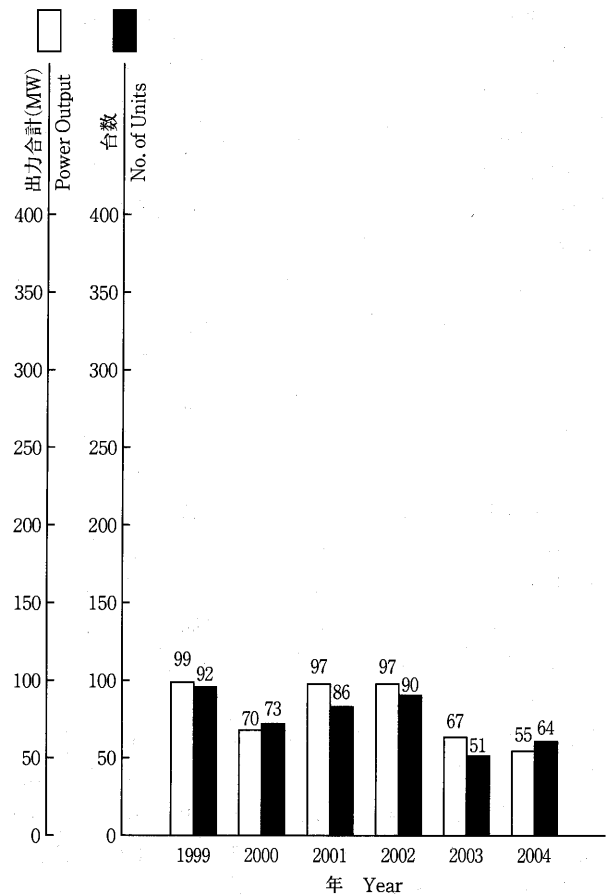


図3 ターボジェット/ターボプロップ・エンジン

2. 陸船用ガスタービン

表1 2004年用途別生産台数及び出力 (kW)

用途 Application	区分 Code	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)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	46	6,583	24	130,508	39	3,548,440	109	3,685,531
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	131	50,159	100	191,868	0	0	231	242,027
商船用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦隊用 Military Marine	MM	0	0	4	49,772	0	0	0	49,772
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	35	8,128	7	33,300	0	0	42	41,428
合計 Total		212	64,870	135	405,448	39	3,548,440	386	4,018,758

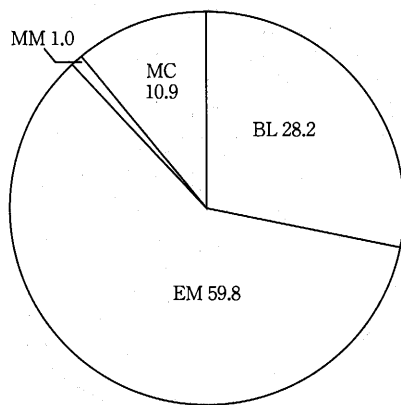


図4 2004年用途別生産台数割合 (%)

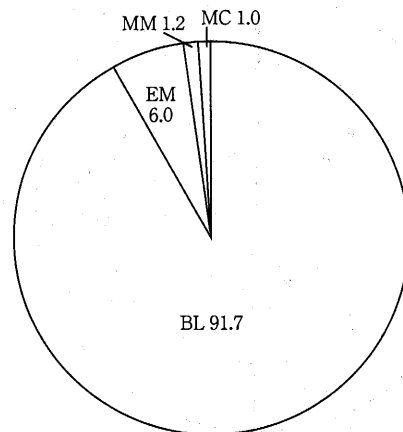


図5 2004年用途別出力割合 (%)

表2 2004年燃料別生産台数及び出力 (kW)

燃料種類 Kind of Fuel		区分 Size コード Code	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)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0	0	1	6,190	0	0	1	6,190
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	7	40,000	24	3,033,060	31	3,073,060
	液化石油ガス Liquefied Petroleum Gas	LPG	6	330	0	0	0	0	6	330
	都市ガス Town Gas	GTW	35	5,252	13	78,118	6	264,000	54	347,370
	石油プラントオフガス Plant-off-gas	GOG	0	0	0	0	5	147,740	5	147,740
	天然ガスと石油プラントオフガス Natural Gas and Plant-off-gas	GNG&GOG	0	0	0	0	2	55,220	2	55,220
	ガス燃料 小計 Sub Total			41	5,582	21	124,308	37	3,500,020	99
液体燃料 Liquid Fuel	ジェット燃料1号 Aviation turbine fuel No.1	ATG1	1	100	0	0	0	0	1	100
	灯油 Kerosene	T	66	17,185	26	74,141	0	0	92	91,326
	軽油 Gas Oil	K	23	5,602	20	75,826	2	48,420	45	129,848
	重油1種 Heavy Oil No.1	H1	81	36,401	67	129,873	0	0	148	166,274
	液体燃料 小計 Sub Total			171	59,288	113	279,840	2	48,420	286
その他の燃料 Miscellaneous Fuel		MF	0	0	1	1,300	0	0	1	1,300
合計 Total			212	64,870	135	405,448	39	3,548,440	386	4,018,758

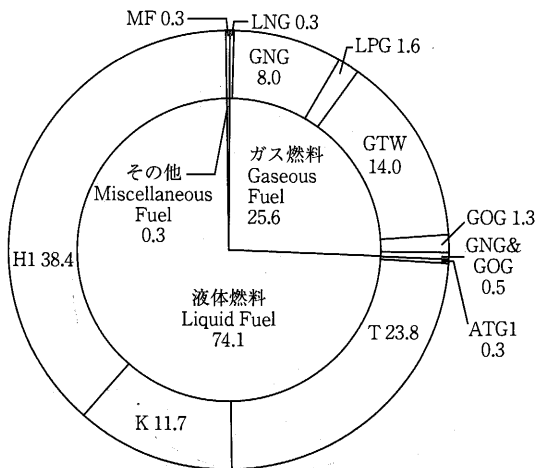


図6 2004年燃料別生産台数割合 (%)

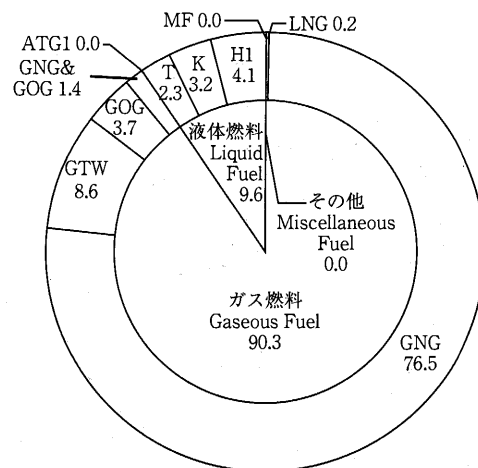


図7 2004年燃料別出力割合 (%)

表3 2004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		3	1,500	1	1,600	0	0	4	3,100
	東北 Tohoku		18	5,355	3	5,200	0	0	21	10,555
	関東 Kantoh		73	24,596	48	110,559	6	264,000	127	399,155
	中部 Chuubu		53	15,177	29	123,603	0	0	82	138,780
	近畿 Kinki		15	5,069	26	38,080	1	32,920	42	76,069
	中国 Chuugoku		14	6,341	5	19,314	1	34,150	20	59,805
	四国 Shikoku		4	1,293	6	10,120	0	0	10	11,413
	九州 Kyuushuu		14	5,456	5	6,500	0	0	19	11,956
	沖縄 Okinawa		0	0	0	0	0	0	0	0
	船用主機 Marine Propulsion		0	0	4	49,772	0	0	4	49,772
	船用補機 Marine Auxiliaries		0	0	0	0	0	0	0	0
	未定 Unknown		18	83	0	0	0	0	18	83
	国内向け 小計 Sub Total			212	64,870	127	364,748	8	331,070	347
輸出向け For Export	北米 North America		0	0	0	0	0	0	0	0
	中南米 South and Central America		0	0	0	0	0	0	0	0
	アジア Asia		0	0	5	13,000	10	1,488,730	15	1,501,730
	大洋州 Oceania		0	0	0	0	1	141,870	1	141,870
	欧州 Europe		0	0	1	1,300	5	843,420	6	844,720
	旧ソ連 Fomer Soviet Union		0	0	0	0	5	133,960	5	133,960
	中東 Middle East		0	0	2	26,400	7	528,720	9	555,120
	アフリカ Africa		0	0	0	0	3	80,670	3	80,670
輸出向け 小計 Sub Total			0	0	8	40,700	31	3,217,370	39	3,258,070
合計 Total			212	64,870.36	135	405,447.5	39	3,548,440	386	4,018,758

表4 2004年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

被駆動機械 Driven Machinery	区分 Size コード Code	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)
発電機 Electric Generator	G	195	56,825	124	322,376	39	3,548,440	358	3,927,641
推進機 Propeller	PRR	0	0	4	49,772	0	0	4	49,772
水ポンプ Water Pump	W	17	8,045	7	33,300	0	0	24	41,345
合計 Total		212	64,870	135	405,448	39	3,548,440	386	4,018,758

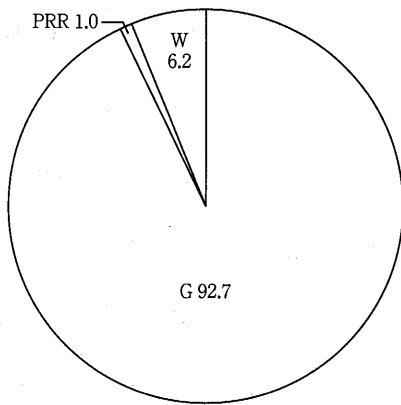


図8 2004年被駆動機械別生産台数割合 (%)

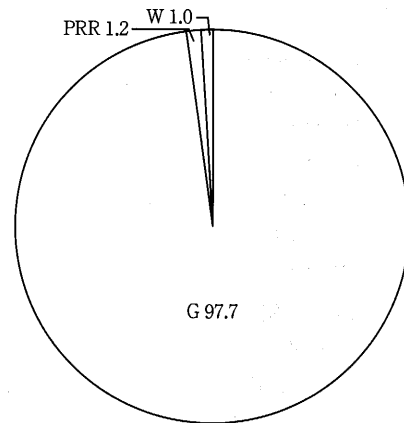


図9 2004年被駆動機械別出力割合 (%)

表5 2004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 ~735kW	~146	54	2,368
	147~367	70	17,586
	368~735	88	44,916
	小計 Sub Total	212	64,870
中型 Medium Unit 736~22,064kW	736~4,412	103	151,768
	4,413~10,296	25	162,538
	10,297~16,180	7	91,142
	16,181~22,064	0	0
	小計 Sub Total	135	405,448
大型 Large Unit 22,065kW~	22,065~44,129	25	774,270
	44,130~	14	2,774,170
	小計 Sub Total	39	3,548,440
合計 Total		386	4,018,758

表6 2004年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

区分		Size	小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total	
			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)
用途 Application	コード Code									
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	4	164,000	4	164,000
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Public Use 国内事業用 小計 Sub Total			0	0	0	0	4	164,000	4	164,000
国内自家用	ベースロード発電用	BL	35	4,296	18	96,308	4	167,070	57	267,674
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	131	50,159	98	185,368	0	0	229	235,527
	その他	MC	18	83	0	0	0	0	18	83
Domestic/Private Use 国内自家用 小計 Sub Total			184	54,538	116	281,676	4	167,070	304	503,284
国内合計 Domestic Use Total			184	54,538	116	281,676	8	331,070	308	667,284
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	4	117,940	4	117,940
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Public Use 輸出事業用 小計 Sub Total			0	0	0	0	4	117,940	4	117,940
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	5	32,900	27	3,099,430	32	3,132,330
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	2	6,500	0	0	2	6,500
For Export/Private Use 輸出自家用 小計 Sub Total			0	0	7	39,400	27	3,099,430	34	3,138,830
輸出合計 For Export Total			0	0	7	39,400	31	3,217,370	38	3,256,770
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	8	281,940	8	281,940
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Public Use 事業用 合計 Total			0	0	0	15,000	8	281,940	8	281,940
自家用	ベースロード発電用	BL	35	4,296	23	129,208	31	3,266,500	89	3,400,004
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	131	50,159	100	191,868	0	0	231	242,027
	その他	MC	18	83	0	0	0	0	18	83
Private Use 自家用 合計 Total			184	54,538	123	321,076	31	3,266,500	338	3,642,114
総計 Grand Total			184	54,538	123	321,076	39	3,548,440	346	3,924,054

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

3. 航空用ガスタービン

表7 2004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	2,084
----------------------	----	--------------------	-------

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

表8 2004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	~735kW		736kW~		全出力(kW) Total Output	
	台数 Units	出力*2 Output	台数 Units	出力*2 Output	台数 Units	出力*2 Output
用途 Application						
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	0	0	0	0
ヘリコプタ用 Helicopter	4	2,636	30	50,062	34	52,698
補助機関駆動用 Aux. Drive Units	30	2,015	0	0	30	2,015
合計 Total	34	4,651	30	50,062	64	54,713

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

※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.

4. 過給機

表9 2004年過給機生産台数および型式数

区分 Class	Size	台数 No. of Units	型式数*3 No. of Models
	圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	~ 100	3,190,771	87
Class 2	101~ 200	22,779	29
Class 3	201~ 300	498	21
Class 4	301~ 400	276	20
Class 5	401~ 500	104	15
Class 6	501~ 600	205	12
Class 7	601~ 700	225	13
Class 8	701~ 800	18	4
Class 9	801~ 900	123	11
Class 10	901~1,000	0	0
Class 11	1,000~	0	2
合計*4 Total		24,229	127
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		11	

※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.

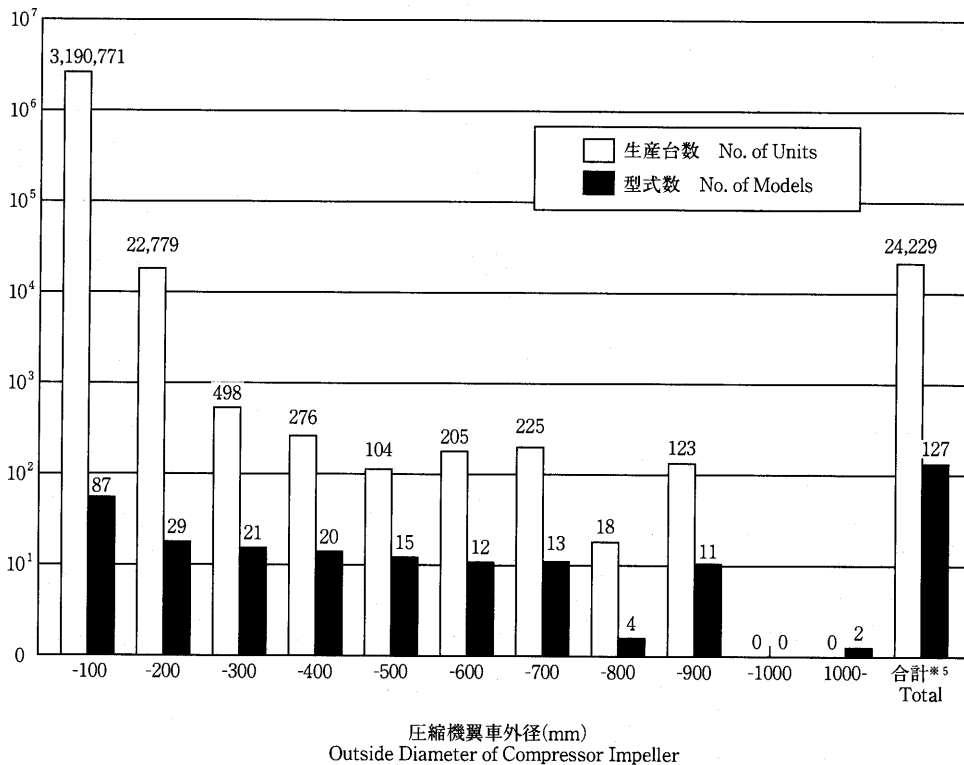


図10 2004年過給機生産台数及び型式数

『地方委員会主催：2005年度第2回見学会 および技術フォーラム』報告記

上松 一雄
UEMATSU Kazuo

7月15日金曜日の午後に兵庫県高砂市にある三菱重工業(株)高砂製作所にて『地方委員会主催の2005年度第2回見学会および技術フォーラム』が開催されました。当日は猛暑の中、36人の方々(含川口GT学会会長と地方委員会辻本委員長及び各委員の方々)にご参加頂き大変盛況でした。

主催側代表前川の挨拶の後、紹介ビデオを使い、高砂製作所の主力製品である「ガスタービン・蒸気タービン・水車・ポンプの回転機械」の開発・設計・生産を主体としたご紹介、こうした主機を使った発電向け各種プラント(原子力・ガスタービンコンバインド・火力)の設計・製造・建設のご紹介と、高砂研究所の以上でご紹介した高砂製作所製品の他、原子力、航空 etc の最先端技術の研究推進状況のご紹介をご覧頂きました。

ちなみに、高砂製作所は、神戸造船所(神戸市内)のタービン専門工場として発足し1962年10月に操業を開始し、1964年5月に神戸造船所より独立し高砂製作所となりました。現在、112万m²の敷地に社員のみのカウントで高砂製作所約3000人、高砂研究所約500人が業務に従事しています。

その後、高砂製作所タービン技術部六山より「発電用大型ガスタービンの最新技術および将来技術動向について」と題する講演を行いました。内容は次の様なものでした。

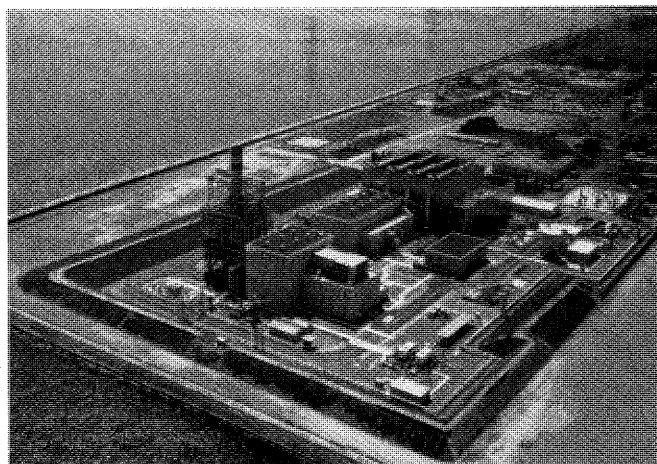
世界の発電設備発注状況の推移として、北米市場のバ

ブル後の2002年の急落、2003年から中国市場の発展による回復基調、こうした中、CO₂問題の切り札としてガスタービンプラントの紆余曲折を挟みながらの堅調な伸長。この市場ニーズに応えるべく鋭意続けられる高温技術を主体とした最先端技術の開発。技術検証のために高砂製作所内に建設し1997年6月から運転開始した「ガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備」による技術開発への貢献。燃料多様化に伴うIGCCや「BFG 焼きGTCC」の展開状況。将来を見据えたさらなる高温化(1700℃)への国家プロジェクト等での研究開発の動きなどです。

講演の後、2班に分かれて、9年間に亘ってガスタービンの様々な改良の実証を続けている「ガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備」のご見学を頂きました。日中の猛暑の中でしたが、「1500℃級 M501G ガスタービン」を主機とし、「ガス縦流れ方式の三重圧自然循環式排熱回収蒸気発生器」、「排煙脱硝装置」、「蒸気タービン」、「瀬戸内海の海水へ影響を与えない空冷復水器」から成る出力330MW コンバインドサイクル設備をご見学頂きました。ご見学中及びその後の質疑時間を含めた長時間に亘って大変熱心なご質疑を頂きました。

最後に、ご多忙な中、一般応募者の方々、川口GT学会会長、辻本地方委員会委員長、委員の皆様には交通不便な高砂の地まで足を運んで頂き厚く御礼申し上げます。

(三菱重工業)



三菱重工業(株)高砂製作所「実証設備」全景

第11回ガスタービン教育シンポジウム報告

橋本 良作

HASHIMOTO Ryosaku

2005年7月7日、8日の2日間にわたり、「第11回ガスタービン教育シンポジウム」が東京都調布市の独立行政法人宇宙航空研究開発機構（JAXA）航空宇宙技術研究センターにて開催された。航空宇宙技術研究センターでの開催は3年連続であり、参加人数は社会人35名、学生34名の69名であった。昨年に比べて参加人数が若干少なかったのは学生の参加者が減ったためである。

本シンポジウムは、ガスタービンの初心者を対象に、ガスタービンの基礎知識を学んで頂く目的で、実際のガスタービンとその関連の製造及び研究開発施設等の見学と第一線で活躍されている各専門家による講義を併せた企画であり、年1回開催している。1日目に講義2テーマと「JAXAにおけるガスタービン研究に関する特別講義及び航空宇宙技術研究設備の見学会」、2日目は講義4テーマを実施した。

1日目は、企画委員会の佐藤幹夫委員長による開会の挨拶に引き続き、(1)ガスタービン概論（渡辺紀徳先生）の講義が行われ、昼食後、(2)ガスタービンと流体工学（本阿弥眞治先生）、JAXAにおける航空用エンジン研究の現況（林茂氏）について講義が行われた。その後、4班に分れて見学した。ガスタービン関連の研究設備としては最大推力5トンまでのジェットエンジンを地上状態で運転可能なエンジン運転設備、小型超音速エンジンを高空状態で運転試験が出来る超音速エンジン運転施設（写真）の見学を行った。ガスタービン以外の研究施設としては遷音速風洞と三次元可視化装置の見学を行った。研究施設見学会後、展示室においてJAXAの研究全般について見学した。

見学終了後、JAXA 航空宇宙技術研究センター厚生棟で懇親会が開催された。企画委員会の武石賢一郎理事の挨拶、ガスタービン技術継続教育教材作成委員会の吉田豊明委員長長の乾杯により進行した。JAXAからは航空環

境技術開発センターの林茂センター長とエンジン試験技術開発センターの柳良二センター長の歓迎の挨拶があった。見学中に小雨がふりちょうど良いお湿り状態になり気温も若干下がったが、暑さでのどが渴いていたのでビールの味はまた格別であった。シンポジウム参加者の中には都合で出席されなかった方があったが、各所で議論の輪が出来、真剣な議論や相互交流が図れ、盛り上がり、当初の予定を30分以上超過し午後8時頃まで、良い交流が出来たようである。

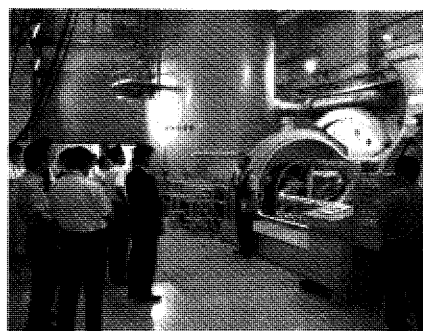
2日目は、前日に引き続きガスタービン関連の4テーマの講義、(3)ガスタービンと伝熱工学（船崎健一先生）、(4)ガスタービンと燃焼工学（山中矢氏）、(5)ガスタービンと材料工学（桜井茂雄氏）、(6)ガスタービンと制御工学（園尚弥氏）が行われた。講義はガスタービンの基礎だけではなく、最新の技術動向も専門家の立場からの説明が含まれ、受講者にとっては、盛り沢山の内容であったが皆熱心に耳を傾けていた。

教材及び講師の先生方については、昨年度と同様に、「ガスタービン技術継続教育教材作成委員会」で編集された教材とその執筆者の先生方をお願いした。教材は基礎編と応用編が含まれていたが時間の関係で本シンポジウムの講義は基礎編のみであった。さらに、練習問題も有り講義の復習及び応用編でさらにガスタービンの知識の向上は図られるものと思う。また、今回から2日間受講された方に受講修了証が発行された。参加された方々に当シンポジウムの運営及び教材に関するアンケートのご協力を頂いた。この集計結果は次回以降の企画及び教材の改訂に反映したいと考えている。

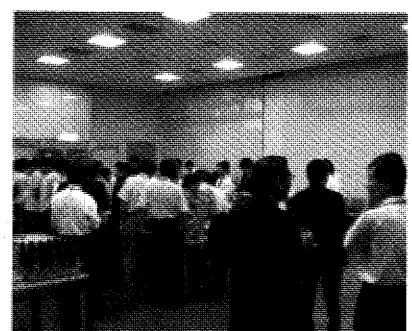
最後に、講義、資料等の準備に貴重な時間をさいて頂いた講師の先生方に感謝すると共に、会場の提供、見学会及び懇親会についてご協力を頂いた独立行政法人宇宙航空研究開発機構の関係者各位に深く感謝します。（企画委員）



講義風景



施設見学の様子



懇親会風景

日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切：2005年11月30日

日本ガスタービン学会では、2年毎に学会賞（論文賞、技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。今年度は、第13回目の学会賞募集を下記要領にて行うことになりましたのでお知らせ致します。

応募要領

1. 日本ガスタービン学会賞の目的

本学会は、ガスタービンおよび過給機に関連する工学および技術の発展を奨励することを目的として、優れた論文、技術ならびに新進会員個人の業績に対し、それぞれ日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、これを表彰する。

2. 対象となる業績

- (1) 論文賞 2001年12月以降2005年11月迄に公表された論文のうち、日本ガスタービン学会誌に掲載された技術論文、2003年国際ガスタービン会議東京大会 Proceedings に掲載された論文および Asian Congress on Gas Turbines 2005の Proceedings に掲載された論文であって、独創性があり工学および技術に寄与したもの
- (2) 技術賞 ガスタービンおよび過給機に関連し、同上期間に完成した新技術であって、画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上あるいは生産性の向上、材料開発、制御計測および保守技術の向上等に特に寄与したもの
- (3) 奨励賞 2001年12月以降2005年11月迄に公表された論文のうち、日本ガスタービン学会誌に掲載された技術論文、2003年国際ガスタービン会議東京大会 Proceedings に掲載された論文および Asian Congress on Gas Turbines 2005の Proceedings に掲載された独創的な論文であり、いずれも本人が中心的役割を果たしたもの（萌芽的研究を含む）

3. 受賞者の資格

- (1) 論文賞 受賞者は本会会員*（正会員、学生会員）とする
- (2) 技術賞 受賞者は本会会員*（正会員、学生会員、賛助会員）とする
- (3) 奨励賞 受賞者は本会会員*（正会員、学生会員）で1970年4月2日以降生まれの個人とする
ただし、奨励賞は、論文賞、技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞、技術賞内定者は受けることはできない。
*本会会員とは、応募時点で既に本学会の会員資格を有するものを言う

4. 授賞件数 論文賞2件、技術賞2件、奨励賞2名程度とするが、該当なき場合もありうる

5. 表彰の方法 審査の上、表彰状および賞牌を授与する

6. 表彰の時期 表彰は、2006年4月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う

7. 応募の方法 公募によるものとし、論文賞、技術賞は推薦または本人よりの申請、奨励賞は推薦による尚、一度申請して受賞しなかったものでも、再度応募して差し支えない

8. 提出書類 推薦または申請には、本会の所定用紙（本会ホームページ掲載または事務局より送付）に必要事項を記載して、1件につき正1通、副2通（コピー可）の計3通を提出する

9. 提出締切日 2005年11月30日(水) 17時必着

10. 提出先 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
(社)日本ガスタービン学会
学会賞審査委員会 宛

「国産ガスタービン・過給機資料集」

統計・生産実績・仕様諸元[2004年版]発行のお知らせ

(社)日本ガスタービン学会では、日本国内のガスタービンおよび過給機関係各社のご協力を得て、毎年国内で生産されるガスタービン（陸船用および航空用）および過給機の資料を収集し、統計を作成して会誌に掲載してきております。これまで、これらの資料を集大成し、広く会員の皆様の便に供するため「国産ガスタービン・過給機資料集」を1979年、1984年、1989年、1994年、1999年に発行し、好評を得ました。それから5年が経過し、今回も豊富で有益な生産統計データを再び集大成し、「国産ガスタービン・過給機資料集」[2004年版]を発行することに致しました。

この資料は約200頁（A4版）で、内容は次の3章で構成されています。

第1章 統計

毎年日本国内で生産された陸船用および航空用ガスタービンの動向ならびに出力、台数（全体、地域別、用途別、被駆動機械別、燃料別）などの統計資料を豊富に掲載。特に最近5年間の分を中心に過去5年間の経過もわかるように図表にし、説明をつけて掲載。過給機については、この5年間の生産動向、台数・型式数の統計資料を掲載。

第2章 生産実績

最近5年間に日本国内で生産された陸船用および航空機用ガスタービンの納入先、用途、仕様などを表にして掲載。

第3章 仕様諸元

各社で生産されるガスタービンおよび過給機の標準仕様諸元を表にして掲載。

ガスタービンおよび過給機関係者にとって、日本国内で生産されたガスタービンおよび過給機の実績統計や、納入先・現地定格出力・使用燃料等の生産実績や、仕様諸元等が網羅されているこの資料集は、製造者・使用者・研究者等を含め広くご利用いただけるものと確信しており、個人会員ならびに賛助会員各位のお申込をお願い致します。

記

1. 発行時期：平成17年6月29日
2. 価 格：1冊6,000円（送料手数料500円）
3. 申込方法：申込書でお申し込み下さい。

国産ガスタービン・過給機資料集 [2004年版] 購入申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

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

氏 名			
連絡先 〒			
T E L		F A X	

希望部数

部数	単価	計
部	¥6,000	¥

【事務局への連絡事項】

* 送金方法（○印をつけて下さい）

送金予定日： 月 日

1. 銀行（みずほ銀行新宿西口支店 普通預金1703707）
2. 郵便振替（00170-9-179578）
3. 現金書留

* 請求書の発行について

1. 要 宛名（ ）
2. 不要

* 領収書の発行について

1. 要 宛名（ ）
2. 不要

Asian Congress on Gas Turbines 2005開催のお知らせ

国際委員会

4年毎に開催しております国際ガスタービン会議(IGTC)の中間に実施することになりました標記国際会議がいよいよ本年11月にソウルで開催されます。会議の運営の中心である韓国ターボ機械協会(Korean Fluid Machinery Association:KFMA)のご尽力により順調に準備が進んでおります。日本、韓国、中国から多数の論文発表が予定されているとともに、3件のKeynote Speech, 2つのフォーラムを企画しており、アジアを中心とする国際的な情報発信・交換の場となることを期待しております。多数の会員の皆様には是非ご参加いただきますよう、宜しくお願い申し上げます。

1. 会議概要

名 称: Asian Congress on Gas Turbines 2005
(ACGT2005)

会 期: 2005年11月16日(水)~18日(金)

場 所: ソウル国際大学 Hoam 国際会議場

主催学会: 日本ガスタービン学会(GTSJ),
韓国ターボ機械協会(KFMA)

協賛学会: 日本機械学会, 日本航空宇宙学会, ターボ機械協会, 韓国機械学会, 韓国航空宇宙学会,
韓国推進工学会, 韓国空調冷凍工学会, 中国工程熱物理学会

使用言語: 英語

2. 講演概要

Keynote Speech: 3件

柘植綾夫氏(総合学術会議議員, 元GTSJ会長)

Prof. Reza Abhari (Swiss Federal Institute of Technology Zurich)

他1名

フォーラム: 2件

“Energy Strategy of Korea, Japan, and China”

“The Role of Gas Turbines in Distributed Generation and Possibilities for International Cooperation”

一般講演: 約90件

3. スケジュール概要

11月15日(火)

18:00~20:00 Reception

11月16日(水)

9:00~17:30 一般講演およびKeynote Speech 1

11月17日(木)

9:00~17:30 一般講演およびKeynote Speech 2

18:00~21:00 Banquet

11月18日(金)

9:00~13:00 一般講演およびKeynote Speech 3

15:00~17:00 見学会(ソウル国立大学を予定)

なお、詳細プログラムは著者からの論文提出後にACGT2005公式ウェブサイト(<http://www.acgt2005.org/>)に掲載されます。

4. 参加登録, 宿泊などの詳細情報

事前登録や宿泊についての詳細情報も公式ウェブサイト <http://www.acgt2005.org> をご覧ください。

なお、日本から参加される方への追加情報は、http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/2005/acgt2005_1.html に掲載いたします。

第34回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

第34回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたします。

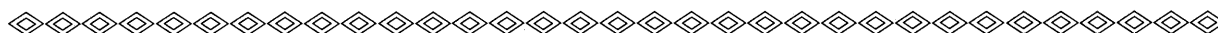
今回は、「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」をテーマとしています。

最前線で活躍されている方々の講演を通して、最新のガスタービン技術開発動向および保守管理技術を学ぶと共に、今後のガスタービンシステム開発の将来展望について知見を高める内容としました。

(詳細につきましては、11月号学会誌、ホームページ等で後日お知らせいたします)

1. 日 時：2006年1月26日(木) 9:30~17:00
27日(金) 9:30~17:00
2. 場 所：東京ガス(株) 本社2階大会議室
3. テ ー マ：「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」
4. 参加要領：11月号学会誌、当学会ホームページに掲載いたします。

(<http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/>)



○ 本会共催・協賛・後援行事 ○

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279回講習会 応力計測の基礎とその応用 (計測デモンストレーション付き)	H17/10/20-21 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 TEL: 06-6443-2073 FAX: 06-6443-6049 E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
日本液体 微粒化学会	第14回微粒化シンポジウム	H17/11/17-19 八戸グランドホテル	協賛	日本液体微粒化学会 http://www.ilass-japan.gr.jp
日本流体力学 会	第19回数値流体力学シンポジウム	H17/12/13-15 国立オリンピック記念 青少年センター	協賛	第19回数値流体力学シンポジウム 実行委員長 榎山和男 (中央大学) TEL: 03-3817-1803, FAX: 03-3817-1808

2005年の猛暑も峠を越し、幾分か涼しくなってきましたが、安堵する間もなく、ハリケーンや大型の台風が米国や日本を狙う9月がやってきました。地球温暖化の影響を受けてか、年々大型化し勢力も増しているようです。強風や大雨による災害を目の当たりにしたりし、テレビニュースを見たりすると、地球温暖化抑制のためのCO₂削減への取り組みに、ますます真剣さを増さざるを得ません。

ガスタービンは、CO₂のほか、NO_xなどの排出物が少なく、発電所の設備として使用されています。燃料のエネルギーを効率良く電気に変えられるため、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）発電設備が数多く運転されています。これら複合発電設備を見学してまず目に入るのは、70%近くの電気を発生させているガスタービンそのものではなく、大きな空間を占めている多くの蒸気サイクルの設備です。発電設備を理解するには、ガスタービンの知識だけではなく、蒸気サイクルの知識が役に立つのではと考へ、9月号は、排熱回収ボイラ、蒸気タービン、および、水処理システムを特集し、ガスタービン専門技術者を対象に一般的な特徴を解説いただきました。

喫茶室では、東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレーニング」という題で、伝統的な日本刀の製作技法について、伝熱技術面から紹介いただきました。材料技術と組合せて考えると、より面白く読めたと思います。

また、研究だよりとして、東京農工大学の村田先生に、ガスタービン動翼内部の伝熱を促進する複雑な二次流れの熱伝達率分布や流れ場の数値解析および瞬時の可視化について紹介いただきました。

さらに、見聞記として、「2005年第50回 ASME 国際ガスタービン会議」を取り上げました。資料としては、念願の「2004年ガスタービン及び過給機生産統計」を記載することができました。

最後になりますが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中、急な原稿依頼に対して快くお引き受けいただきありがとうございました。編集委員一同、こころよりお礼申し上げます。なお、本号の企画編集は、市川委員（東邦ガス）、伊東委員（東芝）、塩原委員（東京電力）、そして、青山（三菱重工業）が担当しました。

（文責：青山邦明）

〈表紙写真〉

①KM膜モジュール外観

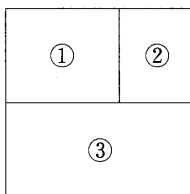
説明：この写真は、栗田工業(株)製スパイラル型ろ過膜モジュールのKM膜である。近年の純水製造では水質の要求レベルが高く、従来より過剰な処理水水質の良い膜式前処理が使われることが多くなった。（提供：栗田工業株）

②T地点 M501向け HRSG

説明：この写真は、三菱重工業株高砂製作所内の実証発電設備（T地点）向け型自然循環 HRSG を示す。回収形蒸気冷却燃焼器を採用したG形ガスタービン（M501G）とともに1997年から順調に運転を行っている。（提供：三菱重工業株）

③スチール製48"最終段翼および低圧ロータ

説明：この写真は、株東芝・京浜事業所で製作した、世界最大級のスチール製48"最終段翼を組み込んだ低圧ロータであり、イタリア案件の蒸気タービン（出力285MW）向けに出荷したものである。（提供：株東芝）



だより

♣事務局

歳と共に暑さを感じるのか、毎年毎年暑さが酷くなっていくような気がします。

ここ新宿はまさにヒートアイランド。

ジリジリと焼け付くような暑さで、事務局の狭い部屋では、OA機器の影響もあって冷房も思うように効かず過しにくい夏の日々でした。そんな中、鋭気を養うには少々短かった3日間の夏休みを終え、事務局も平常の業務に戻りました。

前号でもお知らせいたしましたように当学会では、7月5日より10月2日まで上野にある国立科学博物館において「ガスタービンってなんだろう？」の展示をおこなっております。

常設の「FJR710ターボファンエンジン」と「高効率ガスタービン」に加え、各企業・研究所の展示が2週間ごとに入れ替わっています。国立科学博物館の名に恥じない、他の展示物となんら遜色のない展示と自負してお

りますので、是非一度ご覧下さい。

一ヶ月の来館者が12万人とのことですが、最近は夏休みということも手伝って来館者が多く毎日大勢の見学者でにぎわっております。

さて、夏休みに入る前に年会費未納の方に納入お願いの葉書をお出しました。お手元に葉書が届いた方で、まだお送りいただいていない方は速やかにお送りくださいますようお願いいたします。また、送金の手間を省くためや再請求の経費軽減のため銀行口座引落しをしておりますので、是非ご協力いただきますようお願い致します。

この学会誌がお手元に届く頃は伊勢市での定期講演会が終っておりますが、今後の学会の行事は、11月韓国でのACGTやセミナーなど学会誌会告とともにホームページにも掲載しておりますので、くれぐれもお見逃しなく。 [A]

2005年の猛暑も峠を越し、幾分か涼しくなってきましたが、安堵する間もなく、ハリケーンや大型の台風が米国や日本を狙う9月がやってきました。地球温暖化の影響を受けてか、年々大型化し勢力も増しているようです。強風や大雨による災害を目の当たりにしたりし、テレビニュースを見たりすると、地球温暖化抑制のためのCO₂削減への取り組みに、ますます真剣さを増さざるを得ません。

ガスタービンは、CO₂のほか、NO_xなどの排出物が少なく、発電所の設備として使用されています。燃料のエネルギーを効率良く電気に変えられるため、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）発電設備が数多く運転されています。これら複合発電設備を見学してまず目に入るのは、70%近くの電気を発生させているガスタービンそのものではなく、大きな空間を占めている多くの蒸気サイクルの設備です。発電設備を理解するには、ガスタービンの知識だけではなく、蒸気サイクルの知識が役に立つのではと考え、9月号は、排熱回収ボイラ、蒸気タービン、および、水処理システムを特集し、ガスタービン専門技術者を対象に一般的な特徴を解説いただきました。

喫茶室では、東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレーニング」という題で、伝統的な日本刀の製作技法について、伝熱技術面から紹介いただきました。材料技術と組合せて考えると、より面白く読めたと思います。

また、研究だよりとして、東京農工大学の村田先生に、ガスタービン動翼内部の伝熱を促進する複雑な二次流れの熱伝達率分布や流れ場の数値解析および瞬時の可視化について紹介いただきました。

さらに、見聞記として、「2005年第50回 ASME 国際ガスタービン会議」を取り上げました。資料としては、念願の「2004年ガスタービン及び過給機生産統計」を記載することができました。

最後になりますが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中、急な原稿依頼に対して快くお引き受けいただきありがとうございました。編集委員一同、こころよりお礼申し上げます。なお、本号の企画編集は、市川委員（東邦ガス）、伊東委員（東芝）、塩原委員（東京電力）、そして、青山（三菱重工業）が担当しました。

（文責：青山邦明）

〈表紙写真〉

①KM膜モジュール外観

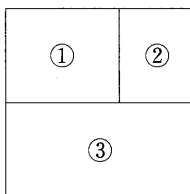
説明：この写真は、栗田工業(株)製スパイラル型ろ過膜モジュールのKM膜である。近年の純水製造では水質の要求レベルが高く、従来より過剰な処理水水質の良い膜式前処理が使われることが多くなった。（提供：栗田工業株）

②T地点 M501向け HRSG

説明：この写真は、三菱重工業(株)高砂製作所内の実証発電設備（T地点）向け型自然循環 HRSG を示す。回収形蒸気冷却燃焼器を採用したG形ガスタービン（M501G）とともに1997年から順調に運転を行っている。（提供：三菱重工業株）

③スチール製48"最終段翼および低圧ロータ

説明：この写真は、(株)東芝・京浜事業所で製作した、世界最大級のスチール製48"最終段翼を組み込んだ低圧ロータであり、イタリア案件の蒸気タービン（出力285MW）向けに出荷したものである。（提供：(株)東芝）



だより

♣事務局

歳と共に暑さを感じるのか、毎年毎年暑さが酷くなっていくような気がします。

ここ新宿はまさにヒートアイランド。

ジリジリと焼け付くような暑さで、事務局の狭い部屋では、OA機器の影響もあって冷房も思うように効かず過しにくい夏の日々でした。そんな中、鋭気を養うには少々短かった3日間の夏休みを終え、事務局も平常の業務に戻りました。

前号でもお知らせいたしましたように当学会では、7月5日より10月2日まで上野にある国立科学博物館において「ガスタービンってなんだろう？」の展示をおこなっております。

常設の「FJR710ターボファンエンジン」と「高効率ガスタービン」に加え、各企業・研究所の展示が2週間ごとに入れ替わっています。国立科学博物館の名に恥じない、他の展示物となんら遜色のない展示と自負してお

りますので、是非一度ご覧下さい。

一ヶ月の来館者が12万人とのことですが、最近は夏休みということも手伝って来館者が多く毎日大勢の見学者でにぎわっております。

さて、夏休みに入る前に年会費未納の方に納入お願いの葉書をお出しました。お手元に葉書が届いた方で、まだお送りいただいていない方は速やかにお送りくださいますようお願いいたします。また、送金の手間を省くためや再請求の経費軽減のため銀行口座引落しをしておりますので、是非ご協力いただきますようお願い致します。

この学会誌がお手元に届く頃は伊勢市での定期講演会が終っておりますが、今後の学会の行事は、11月韓国でのACGTやセミナーなど学会誌会告とともにホームページにも掲載しておりますので、くれぐれもお見逃しなく。 [A]

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
ニッセイエブプロ(株) 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

2003.8.29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12,000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.33 No.5 2005.9

発行日 2005年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒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
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2005, (株)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、(株)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。

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
ニッセイエブプロ(株) 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

2003.8.29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12,000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.33 No.5 2005.9

発行日 2005年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒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
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2005, (株)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, (株)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。

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
ニッセイエブプロ(株) 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

2003.8.29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12,000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.33 No.5 2005.9

発行日 2005年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒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
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2005, (株)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, (株)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。

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
ニッセイエブプロ(株) 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

2003.8.29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12,000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.33 No.5 2005.9

発行日 2005年9月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒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
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2005, (株)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, (株)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。