

## 訂正

### B-6 コージェネ用ガスタービン低NO<sub>x</sub>燃焼器の研究開発

#### 6.参考文献

- (1) 森、宮原他、”ガスタービン用低NO<sub>x</sub>燃焼技術の研究（第2報）”、東京ガス技術研究所報告、第35号（1990）
- (2) 宮原、森、佐藤他、”ガスタービン用低NO<sub>x</sub>燃焼技術の開発（第3～6報）”、東京ガスエネルギー技術研究所技報、第2～4号（1992～1994）
- (3) 森、宮原他、”Development of Double Swirler Low NO<sub>x</sub> Combustor for Gas Turbine”、20th CIMAC（1993）、G03
- (4) 石塚、宮原、森他、”Development of A Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor for Cogeneration Gas Turbine”、The First International Conference on COMBUSTION & EMISSIONS CONTROL、THE INSTITUTE OF ENERGY（1993）
- (5) 佐藤、森他、”ガスタービン用低NO<sub>x</sub>希薄予混合燃焼器の研究開発”、第8回ガスタービン定期講演会講演論文集（1993）、P45
- (6) 藤、細井他、”低NO<sub>x</sub>燃焼器の研究”、第8回ガスタービン定期講演会講演論文集（1993）、P39

\*伊藤勝康、古閑昭紀、福山佳孝、大友文雄、渋谷幸生（東芝）  
佐藤 実、小林雄一、松崎裕之（東北電力）

## [1] はじめに

今日のガスタービンの高温化は、冷却技術、材料・コーティング技術の進歩が重要な役割を果たしてきている。現在、発電用のガスタービンの高温部の冷却は、圧縮機の吐出空気の一部を抽気して行う空気冷却が主流である。しかしながらガスタービンの高温化は、高温部品（燃焼器、動静翼等）の冷却空気量の増加を招き、逆に熱効率の低下および低NO<sub>x</sub>化のための燃焼用の空気量不足につながる。今後も更に、ガスタービンおよびコンバインドサイクルシステム高効率化のためには、ガスタービンの高温化を促進する必要がある、空気に変わる冷却媒体による冷却技術の開発が求められている。<sup>(1)</sup>

東北電力（株）と（株）東芝は、空気に変わる冷却媒体としてコンバインドサイクルの排熱回収ボイラで発生する蒸気を用い、翼冷却後の蒸気の熱を蒸気タービンで回収する蒸気冷却コンバインドシステムの検討と、更に本コンバインドシステムに適用可能な回収型蒸気冷却翼の要素研究を進めてきた。<sup>(2)</sup>

本稿では、1500℃級ガスタービン用回収型実機静翼（50MWサイズ）を設計製作し、高温風洞試験で蒸気冷却翼の冷却性能および有効性を確認した結果について報告する。

## [2] 蒸気冷却コンバインドサイクルシステム

ガスタービン高温部の冷却に用いる蒸気として中圧蒸気あるいは高圧蒸気を使用し、冷却後の蒸気をそれぞれ中圧蒸気タービン、高圧蒸気タービンで回収するサイクルが考えられる。また、中圧蒸気として、中圧ボイラからの抽気あるいは高圧蒸気タービン出口蒸気を使用することができる。筆者等の検討では、使用する蒸気圧力によりそれぞれ長所・短所があり、ガスタービンの構造設計および取り扱いの観点からは、圧力の低い中圧蒸気の方が容易である。しかしながら、コンバインドサイクルの熱効率は高圧の蒸気を用いた方が優れる。図1に、今回開発した蒸気冷却翼の適用を想定した、高圧蒸気を用いたコンバインドシステムを示す。

次に蒸気冷却を適用する要素とし

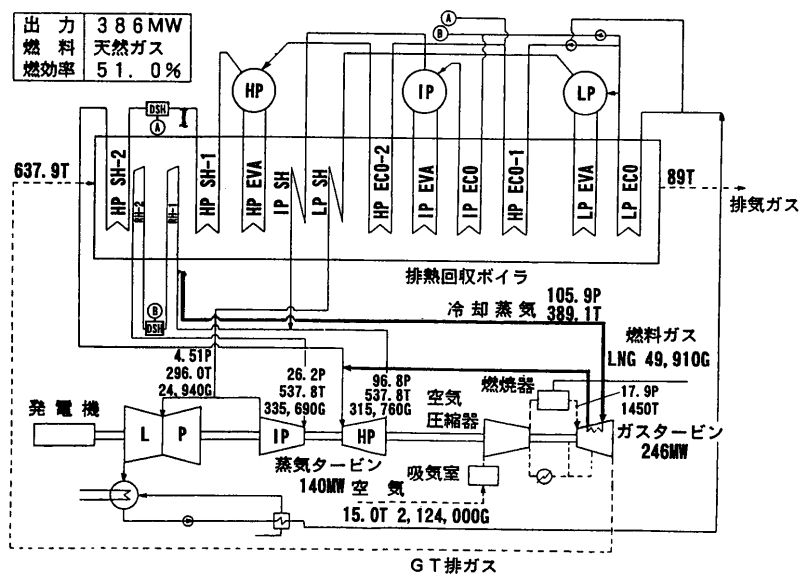


図1 高圧蒸気冷却コンバインドサイクル

ては、タービン動静翼・燃焼器等が考えられる。サイクル性能は、動翼へも適用する事により更に向上するが、回転系へ蒸気を供給する場合、シール構造等の問題がある。筆者等は第一ステップとして、タービン部の冷却空気の半分近くを消費する、初段静翼に回収型蒸気冷却構造を適用する研究を進めてきた。初段静翼を回収式蒸気冷却とすることにより、高温ガス中に吹き出す冷却空気を大幅に低減することが可能なため、ガス温度の低下を小さく抑えることができる。このため、初段動翼の入口ガス温度を基準として従来の空冷と比較した場合、燃焼器での燃焼温度を低く抑えることができ低NO<sub>x</sub>化になる。

### [3] 回収式蒸気冷却静翼の設計と要素試験

回収式蒸気冷却翼が従来の空気冷却翼と異なるのは冷却媒体を通路部中に吹き出さない閉ループ構造となることである。また、蒸気冷却翼としては、使用する蒸気圧力により、冷却構造が大幅に異なる。すなわち、蒸気圧力が2MPa程度の中圧の場合、ガスタービンの作動媒体と同程度の圧力であり、冷却構造としてインピンジメント、サーペンタイン構造を採用できるが、10MPaを越える高圧蒸気を使用する場合、蒸気の内圧を考慮した構造とする必要がある。東北電力(株)と(株)東芝は、既に中圧の回収式ガスタービン初段静翼に関しても、高温風洞試験を実施し有効性を確認している。(3)、(4)

図2に今回開発した高圧蒸気に対応した冷却静翼の構造を示す。翼の有効部周囲に、スパン方向の冷却孔を30数個配置した単純な多孔式の対流冷却構造でありながら、高圧蒸気側の熱伝達率が高いため十分に冷却可能である。表1に本蒸気冷却翼の設計条件を示す。冷却孔の径、ピッチおよび蒸気の流れ方向は燃焼ガス側の条件(温度、熱伝達率等)を考慮して均一な温度分布となるよう最適化を図った。冷却蒸気は、外径側のエンドウォールに供給され、(翼の背側)→(内径側エンドウォール)→(翼の前縁、腹側、後縁)→(外径側エンドウォール)の順番に冷却し回収されるリターンフロー構造となっている。

なお本蒸気冷却翼は、背側の一部に翼内部から少量の冷却空気を吹き出し、翼面を膜冷却するためのフィルム冷却孔を設けてある。これは、高温化により翼面を通過する熱流束が大きくなり、特に翼面の熱伝達率が高い背側で熱応力が増大するのを防止するためである。図3に3次元FEM解析によるメタル温度分布を示す。図4に今回設計製作した50MWサイズの実機精密鋳造

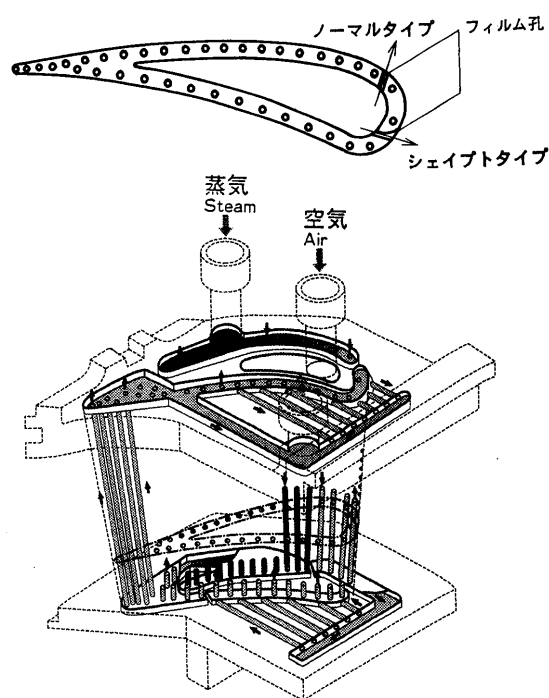


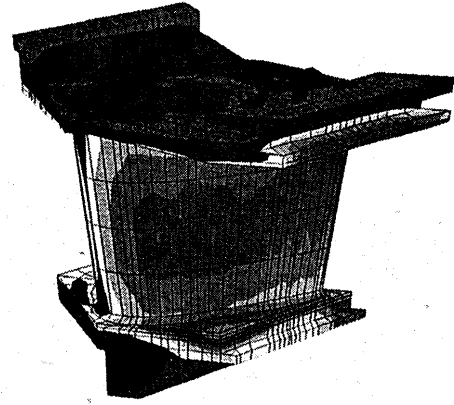
図2 蒸気冷却初段静翼の構造

表1 蒸気冷却初段静翼設計条件

|        |                                    |     |        |
|--------|------------------------------------|-----|--------|
| 翼形状    | コード長(PCD)                          | mm  | 116.6  |
|        | スパン(出口)                            | mm  | 92.4   |
| 主流ガス   | 入口平均全温                             | °C  | 1450.0 |
|        | 入口平均全圧                             | MPa | 1.8    |
| 冷却蒸気   | 供給圧力                               | MPa | 10.3   |
|        | 流量比 G <sub>s</sub> /G <sub>g</sub> | %   | 6.3    |
| フィルム空気 | 流量比 G <sub>f</sub> /G <sub>g</sub> | %   | 1.9    |

翼の外観を示す。

本蒸気冷却静翼の開発にあたって、最適な設計をするために細孔部圧損試験、内部流れ可視化試験、流量配分試験およびフィルム性能試験等の要素試験を実施した。本冷却構造は冷却蒸気のパスが多岐に亘り、かつ長いため、内部の圧力損失および流量配分はそのまま冷却性能に影響をおよぼす。図5、図6に流量配分試験装置および可視化試験の状況を示す。この要素試験により、内部蒸気流れの特性を把握した。また、図7に示す低速風洞によるフィルム効率試験結果は、計画値と良好な一致を示し、設計の妥当性を確認した。



温度レベル（最大温度との差）：℃



図3 第一段静翼 メタル温度分布（背側）

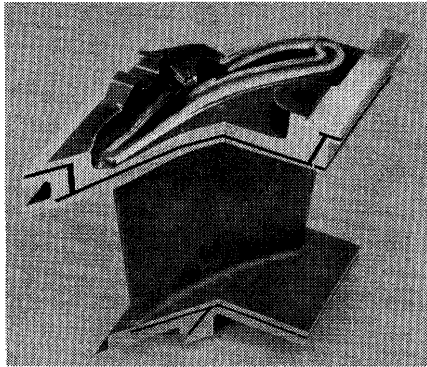


図4 蒸気冷却初段静翼外観

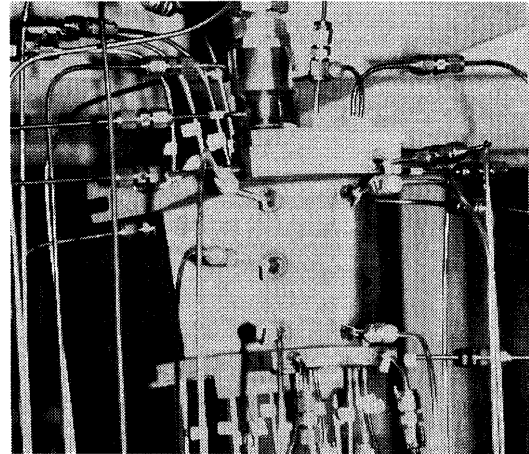


図5 流量配分試験

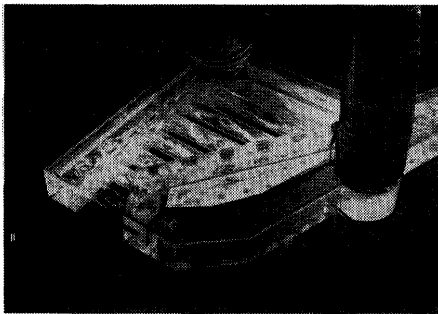


図6 内部可視化試験

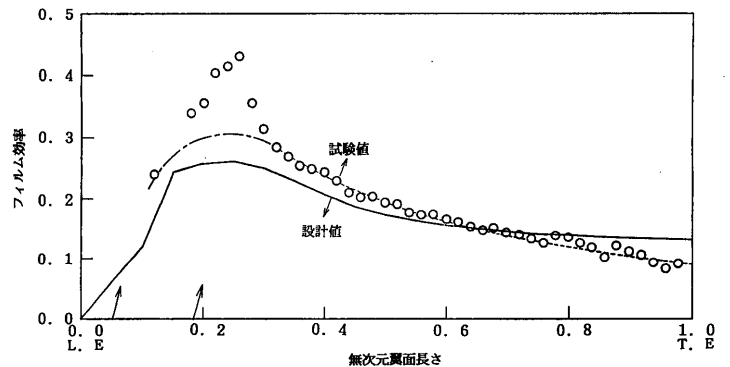


図7 フィルム冷却性能試験結果

#### [4] 高温風洞確認試験

##### 4-1 試験装置

試験装置の系統を図8に示す。高温風洞装置の空気源は、ガスタービンにより駆動される軸流空気圧縮機の吐出空気である。冷却蒸気にはこの駆動用ガスタービン排熱により蒸気を発生する排熱回収ボイラの蒸気を供給し、冷却後の蒸気は風洞の排気系から大気に放出する系統とした。また、フィルム冷却空気は主空気の一部を分岐して供給した。主空気系、冷却蒸気系、冷却空気系ともに

圧力、流量を調整する調整弁が設けてあり、広範囲な試験が可能とした。更に冷却蒸気は静翼の入口および出口部圧力・温度を計測し静翼の内部特性を把握できるよう配慮した。

高温風洞テストリグの構造を図9に示す。テストリグには高温の燃焼ガスを発生する1500℃クラスのドライ低NO<sub>x</sub>燃焼器を設け、この下流に本蒸気冷却静翼の試験翼列があり、燃焼器からの高温燃焼ガスを供給した。翼列は前述の50MWサイズの実機翼5枚で構成しており、図10に試験翼列の外観を示す。

翼列上流には全温・全圧プローブが3本取付けられており、翼列入口の主流ガスの全温分布および全圧分布を計測した。全温は翼スパン方向に各5点の合計15点計測した。また、翼面には平均径断面および半径方向にも熱電対が埋め込まれており、メタル温度分布を計測した。

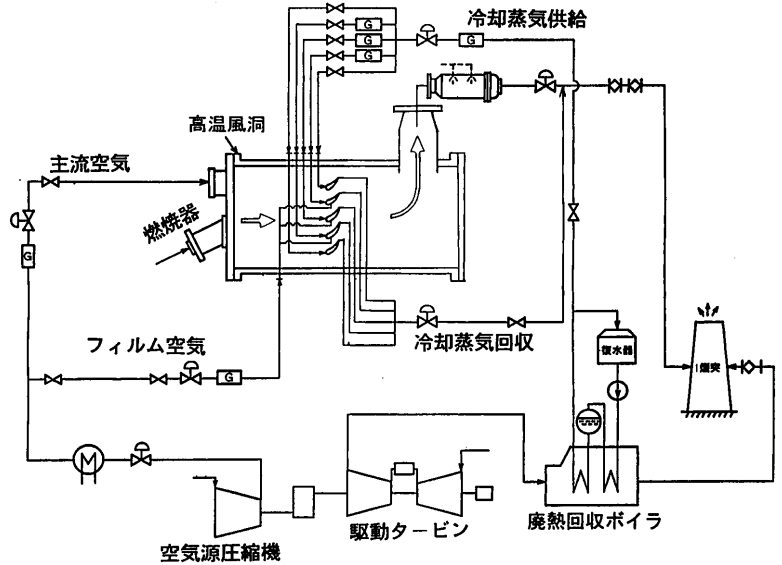


図8 高温風洞試験系統

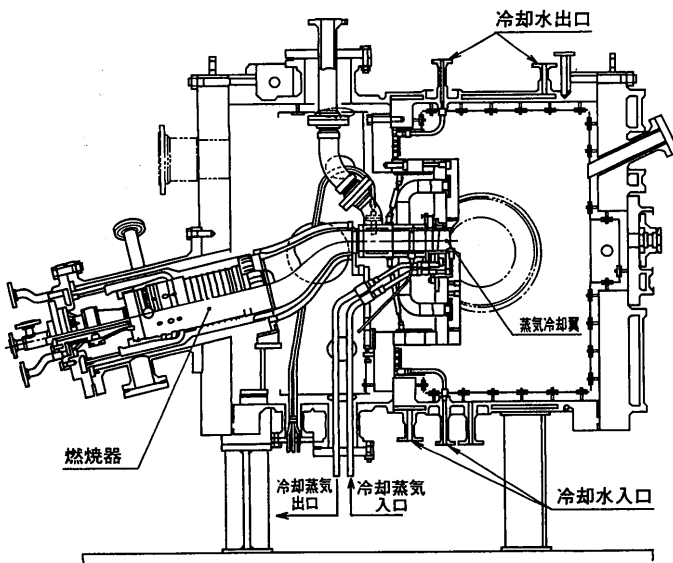


図9 高温風洞テストリグ

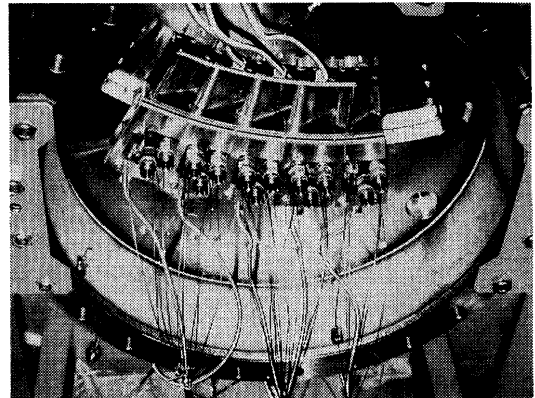


図10 試験翼外観

#### 4-2 試験結果および評価

試験は最大で翼列入口主流ガス平均温度1450℃、同圧力1MPaまで実施した。表2に今回の試験範囲を示す。本試験においては、主流レイノルズ数を除いて、実機設計点の条件を実現できる。主流

表2 試験実施範囲と実機設計点

| 項目            | 試験範囲                          | 実機設計点                 |
|---------------|-------------------------------|-----------------------|
| 主流ガス温度 Tg     | 750℃ ~ 1450℃                  | 1450℃                 |
| 主流レイノルズ数 Reg  | 0.63 ~ 2.61 × 10 <sup>6</sup> | 3.5 × 10 <sup>6</sup> |
| 主流マッハ数 Ma     | ≒ 0.94 (一定)                   | 0.94                  |
| 冷却蒸気流量比 Gc/Gg | 3.4 ~ 7.0 %                   | 6.30%                 |
| フィルム流量比 Gf/Gg | 1.6 ~ 3.0 %                   | 1.90%                 |

レイノルズ数に関しては、現有試験設備の空気源の供給能力から、実機設計点よりは小さな値となる。したがって、試験で得られるメタル温度の結果から、実機条件での翼メタル温度に換算する必要がある。この換算の精度を上げるために、主流ガス温度、主流レイノルズ数、冷却蒸気流量等を主要パラメータとした試験も実施した。これらの試験から翼面上の計測位置において、各パラメータに対する冷却性能の影響を把握した。また、試験計測で得られるメタル温度は熱電対の埋め込まれている部分の雰囲気温度であり、翼外表面に対しては補正が必要となる。

図 1 1 に最大試験条件における計測メタル温度から下記 (1) 式で冷却効率に変換した冷却効率分布と実機設計点にレイノルズ数および熱電対深さ分の補正をした冷却効率分布を示す。

$$\eta = \frac{T_g - T_m}{T_g - T_s} \quad (1)$$

$\eta$  : 局所冷却効率  $T_g$  : 主流ガス温度  $T_m$  : 局所メタル温度  $T_s$  : 冷却蒸気供給温度

実機設計点への換算は外挿となるため、パラメータ試験の結果から各計測位置において、冷却効率の相関式 (2) を求め、この相関式を用いて実機設計点での冷却効率に換算した。なお、この相関式については、今回の一連の高温風洞試験結果に対して適用し妥当性を確認してある。

$$\eta = f(\text{Rec}^n, \text{Reg}^m, \text{Bi}, T_g, T_s, \eta_f) \quad (2)$$

Rec、Reg : 冷却側、燃焼ガス側のレイノルズ数

n、m : レイノルズ数の局所指数

Bi : 翼ビオー数

$\eta_f$  : フィルム効率

実機に換算した場合、背側および腹側の後縁部で冷却効率が小さくなるのが確認できた。また前記、冷却効率の定義式 (1) から実機換算冷却効率を用いて、実機設計点におけるガス温度の最大値 (PCD断面) および冷却蒸気温度より、翼表面のメタル温度分布を求めた結果と設計解析メタル温度分布を図 1 2 に示した。実機条件においても良好なメタル温度分布を示し、解析値とも良く一致することを確認した。

次に本蒸気冷却翼の内部流量特性を調べた結果を図 1 3 に示す。今回の一連の試験において、蒸気流量は蒸気密度と静翼入口・出口の差圧  $\Delta P$  との積の平方根に対して一定の関係を示し、計画通りの流量特性を示すことを確認した。

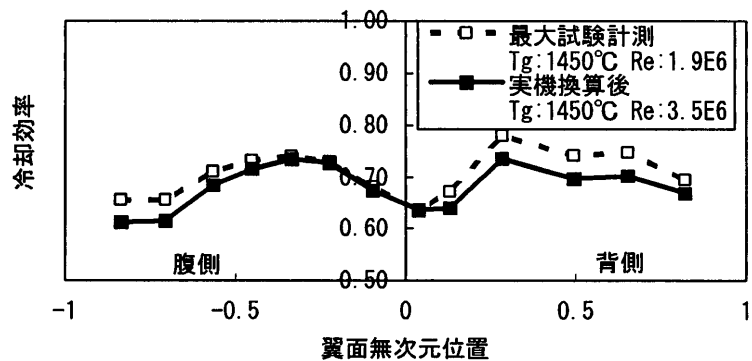


図 1 1 実測による翼面冷却効率分布

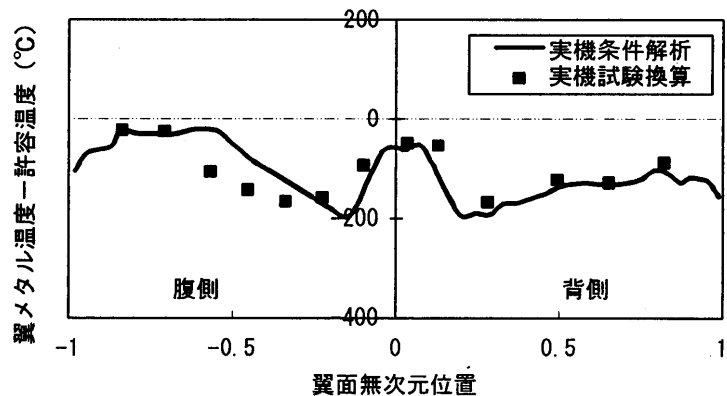


図 1 2 実機における翼面メタル温度分布

## [5] 結論

高圧蒸気に対応した蒸気冷却ガスタービン用回収型初段静翼を開発するために、各要素試験（流量配分、フィルム特性）および解析等を実施した。これらの結果を反映して、1500℃級の実機静翼を設計・試作した。また、この実機翼を用いた高温風洞冷却性能試験において、最大1450℃までの試験を実施した。

今回の高温風洞試験にから得られた相関式により、実機設計点に換算した翼メタル温度は許容値以下であり、本蒸気冷却翼の高い冷却性能を実証した。また、この試験結果は設計解析値と良好な一致を示した。

本研究は東北電力（株）、（株）東芝の共同研究「高効率ガスタービンの開発研究」に基づく研究成果の一部である。

## 参考文献

- (1) 岡村、日本ガスタービンセミナー第21回資料集、1993
- (2) 松崎、他7名、ASME Paper 92-GT-240、1992
- (3) 福山、他4名、日本機械学会第70期全国大会講演論文集、No920-78、1992
- (4) 天笠、他4名、日本機械学会第69期通常総会講演論文集、No920-17、1992

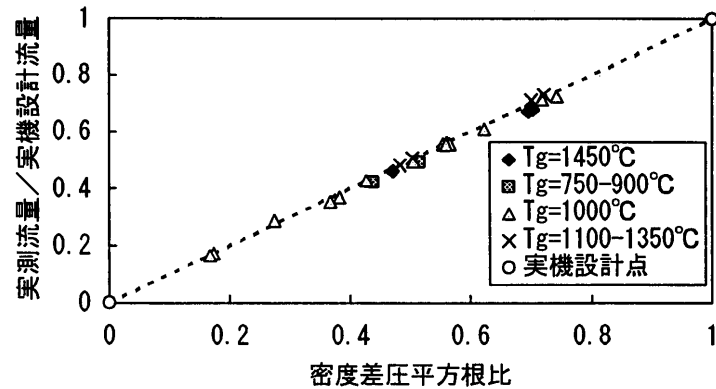


図13 蒸気冷却翼の内部流量特性

\*大友 文雄（東芝）      福山 佳孝（東芝）      中田 裕二（東芝）  
 伊藤 勝康（東芝）      渋谷 幸生（東芝）  
 佐藤 実（東北電力）      小林 雄一（東北電力）      松崎 裕之（東北電力）

## 1. はじめに

コンバインドサイクル熱効率50%（HHV）を目標とする高温・高効率型ガスタービンでは高い冷却性能を持つ冷却翼の開発が重要である。第1段静翼に高圧過熱水蒸気による回収型冷却構造を、第1段動翼に単結晶材を用いた対流冷却強化型空冷リターンフロー構造を採用した1500℃級ガスタービンを提案し、開発を進めてきた<sup>(1)</sup>。

ガスタービン第1段動翼には圧縮機吐出空気の一部を抽気、中間冷却して供給することで冷却空気量低減を図った。より少ない空気量で効率よく冷却するため、3パスリターンフロー（斜め乱流促進壁付き）方式を基本とし、翼前縁にインピンジメント冷却、後縁にマルチホールを形成した強制対流冷却と多列空気フィルム冷却方式を組み合わせた冷却翼構造とした。

本冷却方式を採用した1500℃級ガスタービンをコンバインドサイクルプラントに適用した場合、従来のコンバインドサイクルより熱効率が約1.2%上昇すると予測されている<sup>(1)</sup>。

今回、1500℃級ガスタービン（50MW級）用空冷動翼の開発にあたり、翼の冷却設計解析、冷却性能要素試験、実機翼の高温翼列試験による冷却性能確認試験を実施したので報告する。

## 2. 冷却設計

設計した空冷動翼内部構造を図1に示す。リターンフロー型の冷却要素を基本とし、翼内部の強制対流冷却効果を増強するため、角度付きタービュレンスプロモータ、細孔対流冷却（後縁）、インピンジメント冷却（前縁）を適用、これに多列の空気フィルム冷却を併用した内部構造である。冷却空気は翼根元で3系統に分けて供給され、第1はインピンジメント冷却法による翼前縁の対流冷却、第2は5パス4リターン流路による翼中央部の対流冷却、第3は3パス2リターン流路と細孔流路による翼後縁部の対流冷却を行う。空気フィルム冷却は、翼前縁から4列（千鳥配列：シャワーヘッド）、翼背・腹側から各2列のフィルム吹き出しを行う。また温度条件が厳しい翼高さ中央部分を重点的に冷却するため、フィルム孔ピッチを翼高さ方向に変化させた。

翼の冷却設計では冷却要素を分割したフローネットワークを作成、これに翼メタルの熱伝導要素モデルを組み込み、翼内部の流量配分と翼メタル温度を

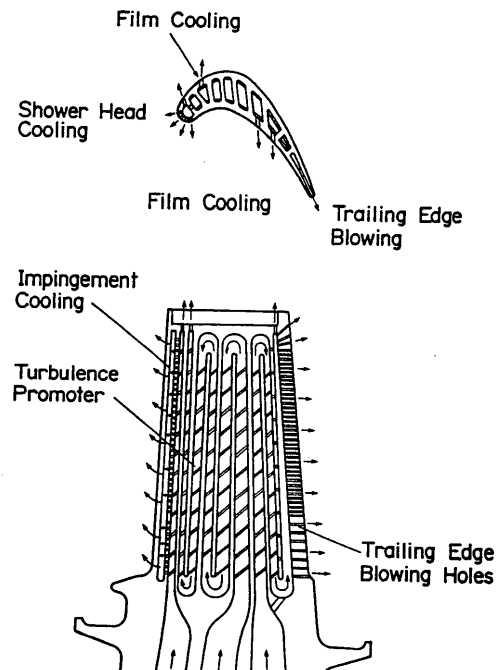


図1 空冷動翼内部構造



同時に算出した。翼外面境界条件は圧縮性非粘性解析（DENTON法）と $\kappa - \varepsilon$ モデルを用いた境界層計算<sup>(2)</sup>によって得た。設計解析で得た翼面に形成される空気フィルム温度および翼メタル温度分布予測値を図2に示す。図2の縦軸は翼メタル体積平均温度による無次元温度、横軸は翼面に沿った無次元長さであり、翼高さ方向に変化する温度範囲をそれぞれハッチングで示した。翼メタル温度は翼前縁と後縁で若干高く予測されるが全般にほぼ一様な分布を示す。設計点の冷却空気流量比（冷却空気流量／主流ガス流量）4.2%で翼面平均冷却効率 $\eta_m (= (T_g - T_m) / (T_g - T_c)) = 0.57$ が予測される。この空冷動翼の2次元モデル翼による高温風洞試験では既報告<sup>(3)、(4)</sup>のように高い冷却性能が得られ、設計解析との一致も良好であった。

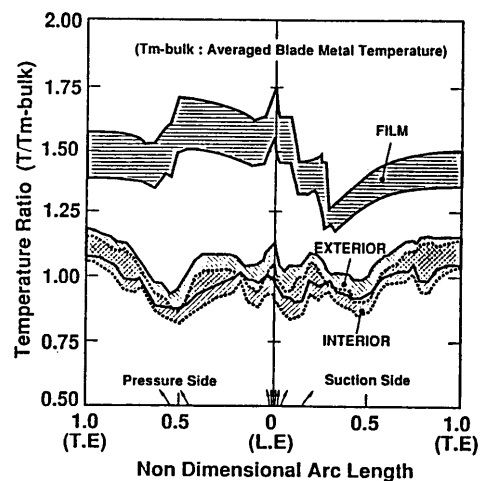


図2 翼周り温度分布予測値

### 3. 翼面空気フィルム冷却性能

冷却翼の冷却性能予測誤差要因のひとつとして翼面からの空気フィルム吹き出し冷却効果予測の違いが考えられ、実機翼と同形状を持つモデル翼（翼面の曲率局率やフィルム吹き出し孔ピッチが同じ）による空気フィルム冷却性能試験を低速風洞で実施した。主流側は常温とし、吹き出し空気を7.0℃前後に温度調整とした温度比逆転の試験である。翼列出口レイノルズ数を最大 $Re = 4 \times 10^5$ まで、吹き出し空気質量を主流の0.3~1.3 [%]（以下冷却流量比）の範囲で翼面フィルム冷却効率（以下フィルム効率）を計測した。今回の試験では冷却流量比とインシデンスに対する膜冷却効率とフィルムの重ね合わせの効果を対象とした。試験翼モデルはベークライト製で実機に較べピッチ数が10倍以上（実機では0.2、試験条件では2.3程度）と大きく、フィルム冷却孔より充分下流では断熱壁と考えることができ、翼表面計測温度（ $T_m$ ）をフィルム温度（ $T_f$ ）とした。翼列は6枚の翼で構成し、中央の1枚がフィルム冷却試験翼で、他の5枚はアルミ製のソリッド翼で構成した。

翼面各部からの空気吹き出しによるフィルム冷却性能試験結果を図3に示す。フィルム効率はいずれも後縁に向かって単調減少する。翼前縁と腹側では主流ガスとの混合が強いためフィルム効率の減衰は大きく、冷却流量比変化には鈍感である。凸面で加速域動翼背側では翼前縁から無次元翼面長さ約0.7まではフィルム効率の減衰が小さく高い冷却性能を示すが、その後流はフィルム効率が急に低下することが示された。インシデンス $\pm 0^\circ$ の後縁近傍背側フィルム効率低下が著しいのは翼面境界層が相当厚くなっているためと考えられる。また吹き出し流量には最適値があり、それ以上ではフィルム吹き出し直後で“吹き抜け”が発生する。インシデンス変化（背打ち方向）によるフィルム効率変化は背側で顕著である。主流流量一定条件ではインシデンスの負の角度が大きくなると主流流速（ $u_g$ ）が低下するため、冷却流量比一定であってもフィルム吹き出しと主流との質量流速比 $M (= \rho_c u_c / \rho_g u_g)$ 、運動量比 $I (= \rho_c u_c^2 / \rho_g u_g^2)$ が大きくなり、これが背側のフィルム効率を低下させていると考えられる。

背側吹き出しにシェイプトタイプを用いた場合のフィルム効率分布と従来タイプの比較を図4に示す。今回の試験では各タイプによる大きな違いはみられなかったが、シェイプトタイプは吹き出

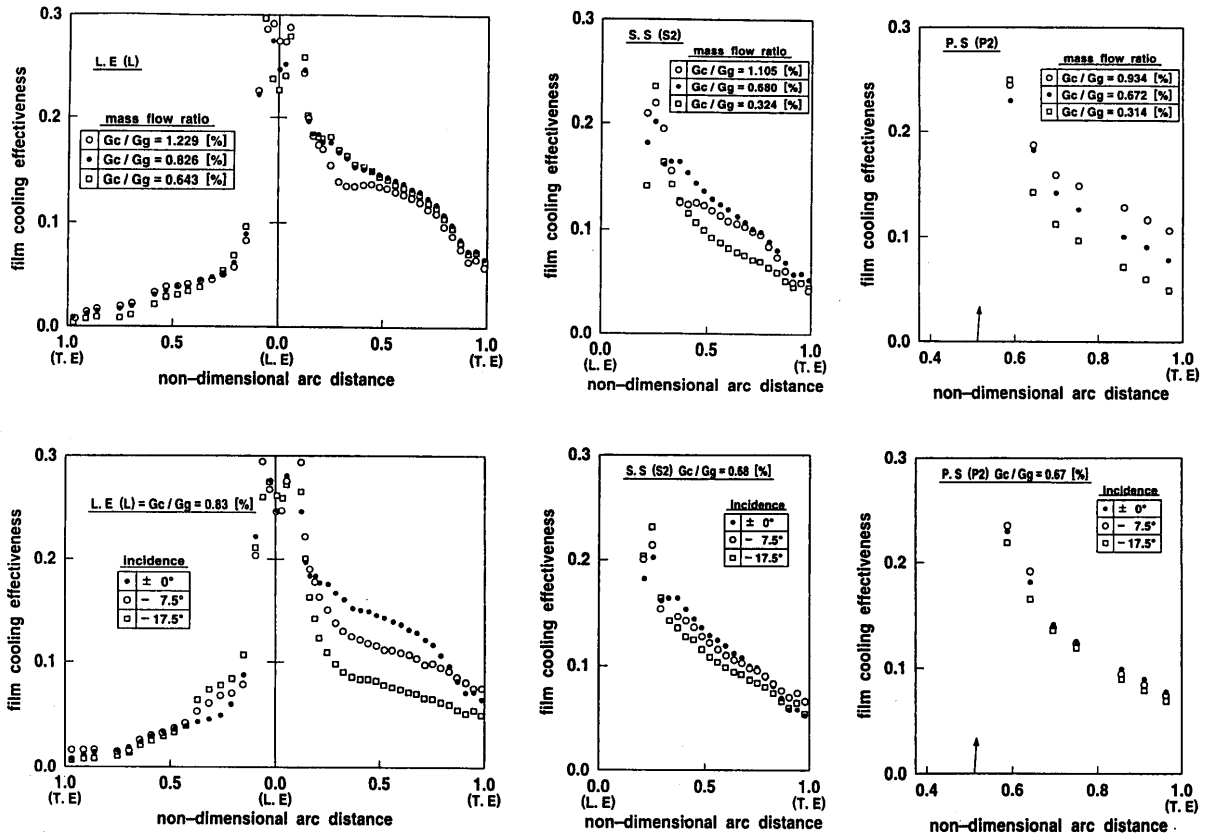


図3 フィルム効率分布（冷却流量比、インシデンス変化の影響）

し直後のフィルム冷却性能向上とラテラル方向平滑化が期待される。フィルムの重ね合わせ効果を図5に示す。単列吹き出しを行ったときのフィルム効率を基にした2列重ね合わせフィルム効率予測値と重ね合わせフィルム効率試験値は良い一致を示しており、単列吹き出しの冷却性能から精度良く多列フィルム冷却性能予測が可能であることが示された。

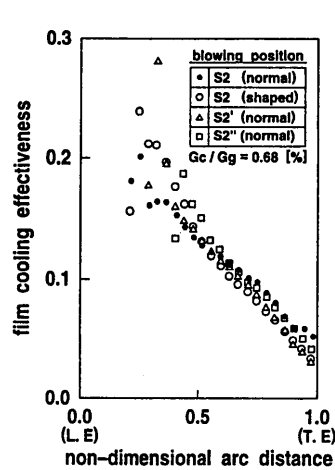


図4 シェイプタイプ別のフィルム効率

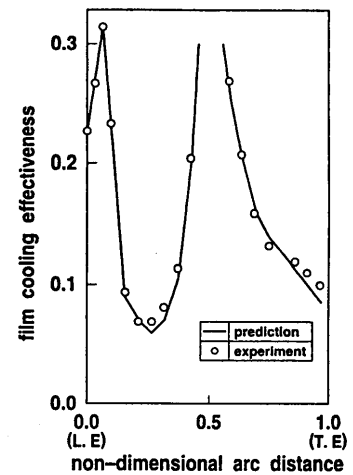


図5 重ね合わせフィルム効率

#### 4. 実機翼試作

要素試験結果を反映させて試作した1500°C級AGT第1段空冷動翼（50MW級）の実翼<sup>(5)</sup>を図6に示す。Ni基の単結晶（SC）翼を精密鋳造し、フィルム吹き出し孔を放電加工法、シャンク部を機械加工によって仕上げた。

#### 5. 流量配分試験

試作完成した50MW級実機空冷動翼の翼内部流量配分特性を把握するため、高圧空気供給装置に実機計測翼を組み込んで翼内部流量分布計測試験を実施した。図7に試験装置外観を示す。本試験では、翼内部流量配分を検出するため、翼面のフィルム冷却吹き出し空気を翼外面に設置した6

カ所×3（上中下）の18個の空気ホルダーで集め、これをコーナータップ型オリフィスで流量計測した。試験パラメータのレイノルズ数設定は翼入口に設けた流量調節弁で行い、オリフィス出口部に設けた背圧調整弁の操作により冷却空気の翼入口圧と翼出口圧の圧力比を実機と一致させた。翼内部通路の平均レイノルズ数（冷却空気供給通路3箇所（前縁部、中間部、後縁部）の平均）範囲は $Re_t = 2.2 \sim 6.5 \times 10^4$ であり、実機のレイノルズ数 $Re_d = 5.7 \times 10^4$ を包含する。試験結果から、翼に供給される全質量流量の試験値と予測値とは±6%で良好な一致を示すことが分かった。翼面局所それぞれのフィルム吹き出し圧力比を合わせた、静止場での空気吹き出し質量流量試験値と予測値

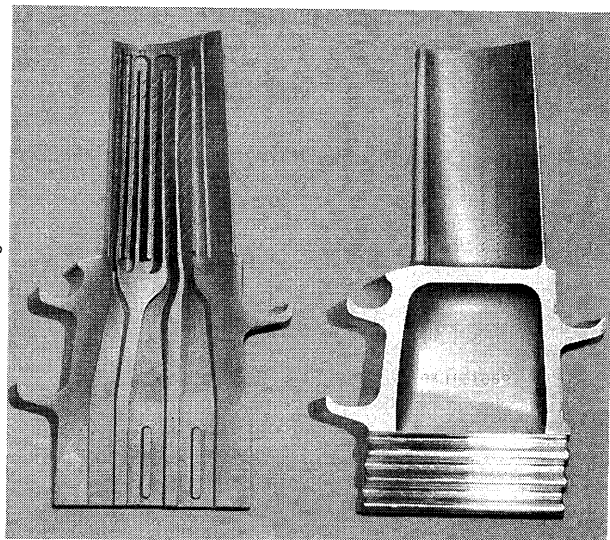


図6 実機翼外観

比較を図9に示す。定性的には試験値（ $G_{wt}$ ）と予測値（ $G_{wc}$ ）の一致は良好である。 $Re_t = 2.2 \sim 6.5 \times 10^4$ の全試験範囲でも翼面局所吹き出しの試験値/予測値比のバラツキは $G_{wt}/G_{wc} = 0.81 \sim 1.31$ にあることを確認した。空気供給3箇所（前縁部、中間部、後縁部）の試験値と予測値比較では翼前縁部と後縁部ではほぼ予測どおり、翼中間部では試験値が予測値より約15%程度少ない吹き出し流量になった。複雑な形状を持つ斜め吹き出し孔入口部、斜め乱流促進壁および屈曲部の総合圧力損失を従来の設計解析では低めに見積もることが示された。

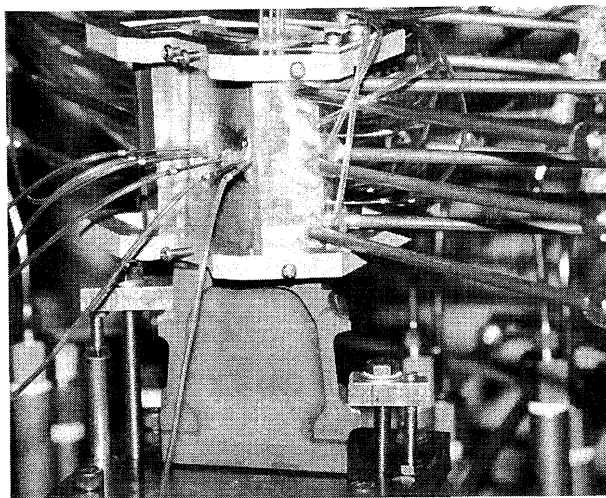


図7 流量配分試験装置外観

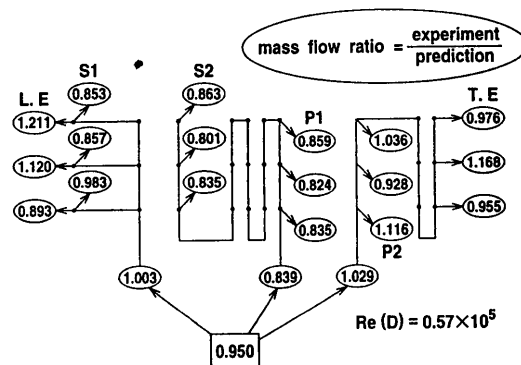


図8 流量配分試験結果

## 6. 高温風洞確認試験

試作完成した50 MW級実機空冷動翼の冷却性能確認のため、この実機翼（SC翼）を高温風洞試験装置へ組み込み、冷却性能確認試験を実施した。高温風洞に組み込んだ試験部の外観を図9に示す。翼の冷却効率 $\eta$ を支配する主要パラメータは下記の6つであると考えられる。

$$\text{冷却効率 } \eta = f(m_c/M, Re, Pr, C_{pc}/C_{pg}, ha, Bi) \quad (1)$$

冷却空気/主流ガス質量流量比( $m_c/M$ )、レイノルズ数( $Re = \rho \cdot u \cdot Cl/\mu$ )

プラントル数( $Pr = Cp \cdot \mu/\lambda$ )

冷却空気/主流ガスの比熱の比( $C_{pc}/C_{pg}$ )

翼内外の対流冷却パラメータ比( $ha = h_i \cdot si/h_o \cdot si$ )、ビオー数( $Bi = h_i \cdot t/\lambda$ )

冷却側と主流側の温度に大きな違いがなければ上述の  $Pr$ 、 $(C_{pc}/C_{pg})$  の変化は小さく、その影響は無視できる。従って冷却性能に影響を与えるのは(1)式の  $m_c/M$ 、 $Re$ 、 $h_a$ 、 $Bi$  の4つのパラメータである。本試験では実機より圧力が低いため試験レイノルズ数が低く翼面熱伝達率が0.6倍程度に低くなる。冷却流量比( $m_c/M$ )一定の条件では対流冷却パラメータ( $h_a$ )もほぼ一定となるがピオ一数が小さくなるため実機条件と冷却性能の差が生じる。このピオ一数変化の影響を試験結果から求め補正すれば実機条件の冷却性能を予測することが可能となる。従って本試験では冷却効率に影響する冷却空気流量比( $m_c/M$ )、レイノルズ数、主流ガス温度をパラメータとして試験を行った。翼面温度計測は実機翼有効部に11点のK型熱電対を埋め込んで、翼列入口温度計測は3重の放射シールドを施した全温管2本(R型熱電対10本)を挿入して実施した。結果を図10に示す。冷却効率は、主流ガスからの熱入力が比較的大きいと考えられる翼前縁と後縁部でやや低くなっているものの全般的に一樣で良好な冷却性能を示す。冷却流量比変化による冷却効率分布形はほぼ線形に変化するが、前縁局所に限っては冷却流量比4.2%以下になると、前縁フィルム吹き出し(シャワーヘッド)流量低下による冷却効率低下が大きくなることが分かった。主流 $Re$ 数変化による冷却効率は主流 $Re$ が増加するにしたがって向上する。これは、今回の風洞試験が乱れの低い条件で行われており $Re < 10^6$ 程度までは翼外面熱伝達率が $Re$ 数の0.5~0.7乗に比例して増大するのに対し、完全に発達した乱流と考えられる冷却側熱伝達率は $Re$ 数の0.8乗に比例して大きくなるためと考えられる。主流側 $Re$ 数一定の場合でも主流ガス温度を変えるとガスおよび翼メタルの熱伝導率が変化し冷却効率が変化する。主流ガス温度が高くなると、ガスの熱伝導率上昇による翼外面熱伝達率増大と翼メタルの熱伝導率上昇とによる熱通過率が高くなっ

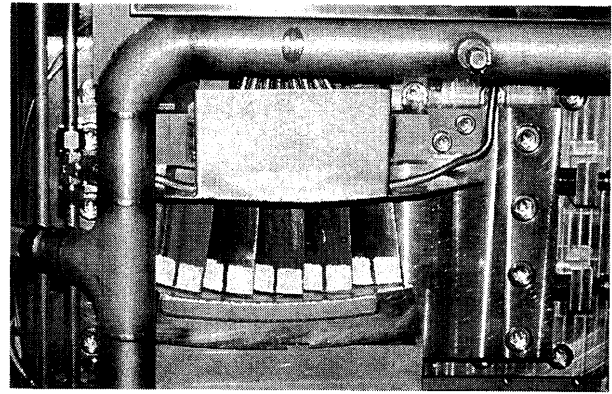


図9 高温風洞試験部外観

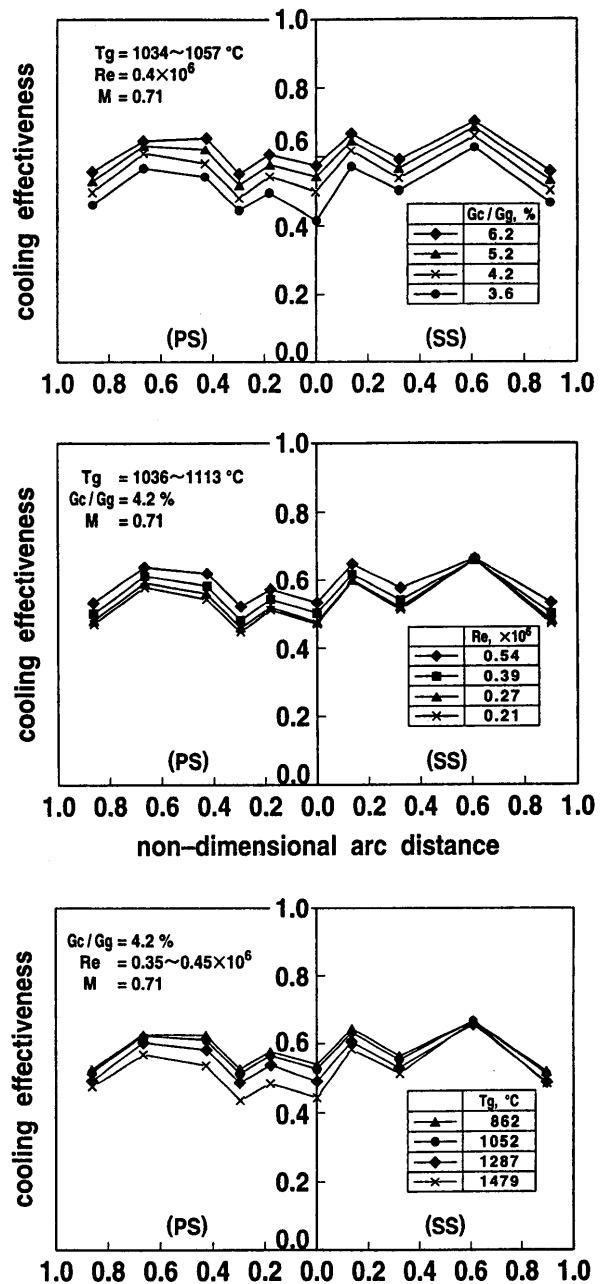


図10 高温風洞試験結果

て翼面冷却効率が低下すると推測される。ピオー数、 $Re$ 数等を試験パラメータとして実施して得られた基本冷却特性結果を基に補正して求めた実機条件の翼面冷却性能を図11に示す。実機条件換算翼面メタル温度分布は良好な冷却性能を示すと共に、冷却設計解析で得られた予測値とは冷却効率で $-0.04 \sim +0.10$ の範囲で良好な一致を示すことを確認した。尚、本試験は静止場での冷却性能試験であり、遠心力効果が無視されるが、ポンピング効果等による冷却効率変化は $0.02$ 程度である。SHINE FANN<sup>(6)</sup>等によって指摘されるような回転場における翼内部サーペンタイン冷却通路の局所熱伝達率変化の影響や、静翼の後流ウエークを周期的に受けることによる翼前縁部冷却性能低下の影響等、動的要因による実機条件下の冷却性能変化は今後の研究課題である。

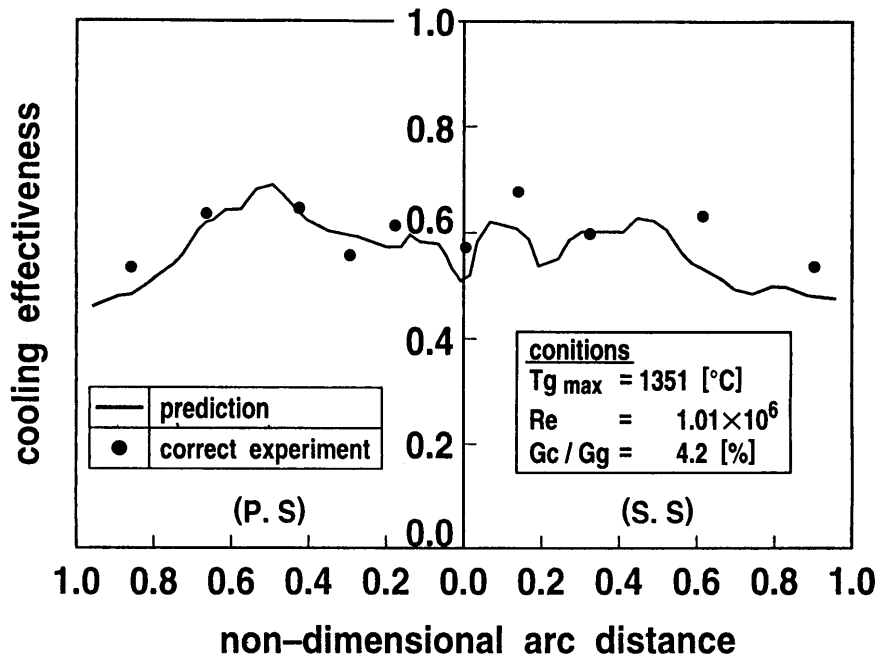


図11 実機条件の冷却性能

## 7. 結論

2次元モデル翼列による高温風洞冷却性能試験、空気フィルム冷却性能・空力性能試験等一連の要素試験結果を反映させて設計・製作した実機精鑄翼による流量配分試験、高温風洞冷却性能翼列試験結果は冷却設計許容値以下であり、本翼が $1500^{\circ}C$ 級ガスタービン(50MW級)用第1段空冷動翼として適用可能であることを検証した。

## 8. おわりに

本研究は東北電力(株) - 東芝との共同研究「高効率ガスタービンの開発研究」の一環として実施されたものであり、関係各位に謝意を表す。

## 9. 参考文献

- (1) 松崎、下村、福山、荒木、石井、山本、渋谷、奥原、ASME Paper92-GT-240、1992
- (2) ヒースマス、福山、ASME Paper93-GT-73
- (3) 福山、大友、松浦、天笠、松崎、JSME70期、NO. 920-78D、1992
- (4) 福山、大友、松浦、青木、門脇、GTSJ講演論文集B-9pp149-pp156、1992
- (5) 山本、山本、今井、宮崎、佐藤、小林、松崎、ASME Paper95-GT-449
- (6) Shine Fann et al, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 37, No. 2, pp. 217-228, 1994

# 1700°C級航空エンジン用 冷却タービン翼の研究

A-3

\*大山 千由紀 (石川島播磨重工業(株))  
山脇 栄道 (石川島播磨重工業(株))  
真家 孝 (石川島播磨重工業(株))

## 1. はじめに

航空エンジンの高効率・高出力化をめざしタービン入口温度は年々上昇する傾向にある。図1にタービン入口温度の推移を示す。タービン入口温度の上昇にともない材料技術の進歩・冷却性能の向上が求められる。

平成元年度に開始された通産省の「超音速輸送機システムの研究開発」<sup>(1)</sup>で考えられているターボジェットエンジン部の目標仕様は表1に示すとおりであり、タービン入口温度1700°Cを想定している。1700°C級冷却タービン翼の研究の第一段階としてタービン入口温度1600°C級タービン翼の研究がおこなわれ1600°C級の冷却構造が得られた<sup>(2)(3)</sup>。この結果を受けて、1700°C級冷却タービン翼の研究をおこなった。1700°C級の高冷却効率の実現に向けてフィルム冷却に着目して冷却設計をおこない、2次元拡大モデル翼によって冷却性能試験を実施したのでその結果を報告する。

| 高性能ターボジェット        |               |
|-------------------|---------------|
| 作動マッハ数            | 0~3           |
| タービン入口温度          | 1700°Cレベル     |
| 燃料消費率<br>(MACH 3) | 約1.5kg/hr/kgf |

表1 エンジン仕様

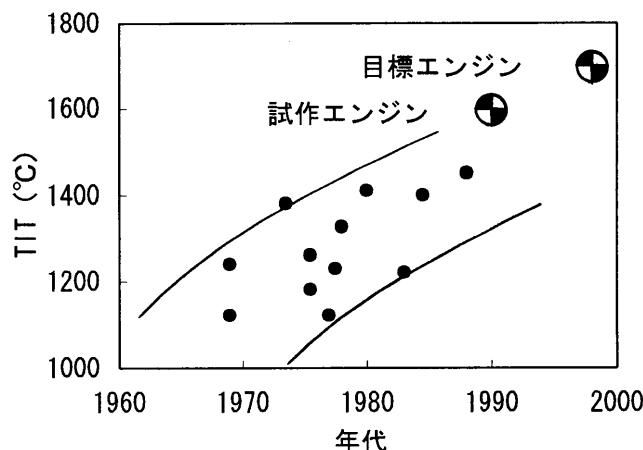


図1 タービン入口温度の推移

## 2. 冷却設計

タービン入口温度1700°Cを想定する高温コアエンジン (HTCE) では、1600°C級試作エンジンと比較してタービン入口ガス温度が約100°C、冷却空気温度が約50°C上昇することが想定されている。しかし、タービン翼材料は1600°C級と1700°C級で同じものを想定しており、翼面温度を同程度に抑える必要がある。すなわち、冷却効率を向上させる必要があるわけである。冷却効率を向上させる方法としては、冷却側の熱伝達率の上昇をはかることと、主流からの入熱量を減らすことがあげられる。先に述べたように、冷却空気の温度は高くなっているため、冷却側の熱伝達率が全体の冷却効率に寄与する割合は小さくなると考えられる。したがって、1700°Cの冷却設計においては主流からの入熱量を低減するのが良策であると考えた。主流からの入熱量を減らす方法としては具体的にはサーマルバリアコーティング (TBC) とフィルム冷却があげられる。最近、高い冷却効率を示す様々

なフィルム孔形状が研究されており、フィルム孔形状の変更によるフィルム冷却効率向上のポテンシャルは高いと考えられる。本研究ではTBCを更なる冷却性能向上の手段として残しておくよう、フィルム冷却性能向上のみで目標を達成する方針とした。

## 2. 1 フィルム冷却孔形状の選定

設計に先立ち、高いフィルム冷却効率を示すフィルム冷却孔形状を見いだす目的で基礎試験を実施した。試験は5種類の異なる形状のフィルム冷却孔列に対して、F.O. Soechtingらと同様な方法でおこなった<sup>(4)</sup>。フィルム冷却効率は次式で定義した。

$$\eta_f = \frac{(T_g - T_{aw})}{(T_g - T_c)}$$

$T_g$  : 主流ガス温度 (°C)

$T_{aw}$  : 断熱壁温度 (°C)

$T_c$  : 冷却空気温度 (°C)

試験時の断熱壁形状には実際のタービン翼を模擬した二次元翼形状を用いた。試験をおこなった5種類のフィルム冷却孔形状を図2に示す。試験により得られたフィルム冷却効率の例を図3に示す。背側では空カロスを低減するために、マッハ数の低い前縁側にフィルム冷却孔を配置するのが望ましいので、冷却孔列の下流側で高い冷却効率を維持するフィルム孔形状を選択する必要がある。このため、背側では長方形ディフューザ孔を用いるのが有効であると考えられる。腹側では、フィルム孔直下から下流にかけて丸孔ディフューザ孔が有効である。特にフィルム孔直下での有効性は高い。

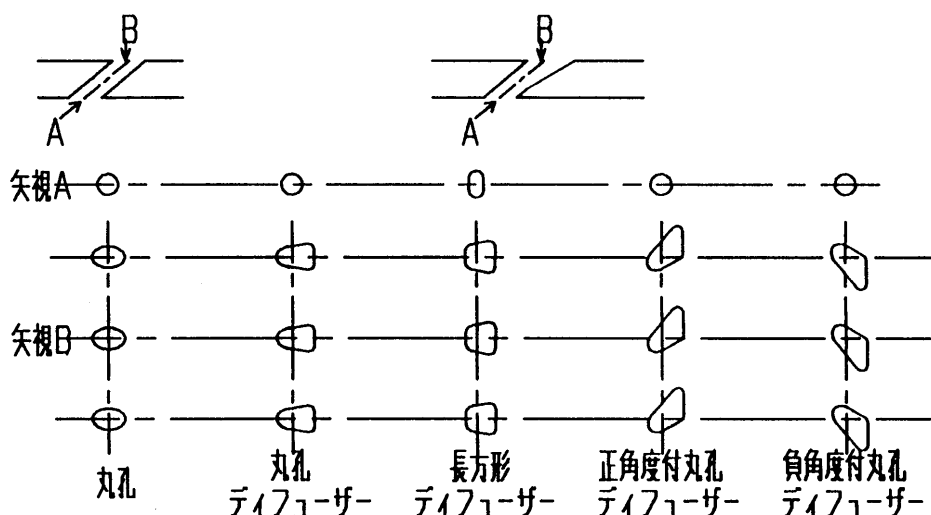


図2 フィルム孔形状

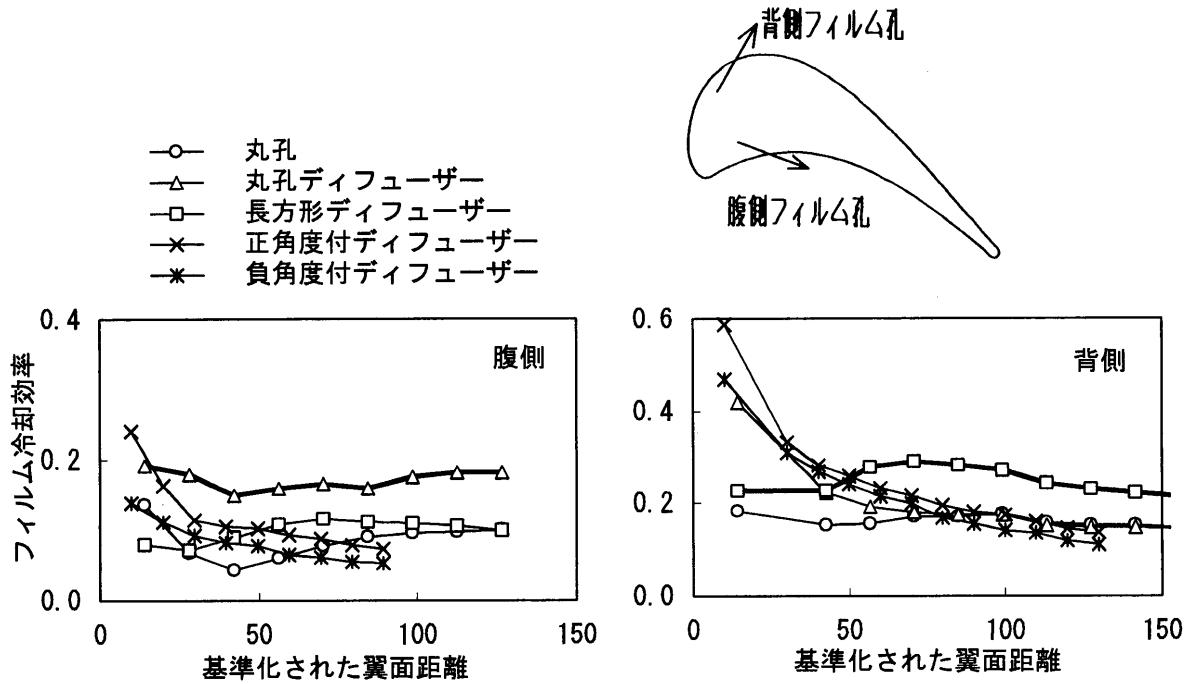


図3 フィルム冷却性能基礎試験結果（例）

## 2. 2 1700°C級タービン翼冷却構造

翼面の背側・腹側で最も高い冷却効率を発揮するフィルム冷却孔形状（背側：長方形ディフューザー孔、腹側：丸孔ディフューザー孔）を選択し、翼面メタル温度分布を平準化するように配置した結果、静翼は図4に動翼は図5に示すような冷却構造を得た。冷却側の冷却構造は1600°C級と同じ構造を取ったので、今回の1700°C級の翼は1600°C級の翼から、フィルム冷却のみを強化した冷却構造になっている。フィルム冷却孔形状の変更点を表2にまとめた。

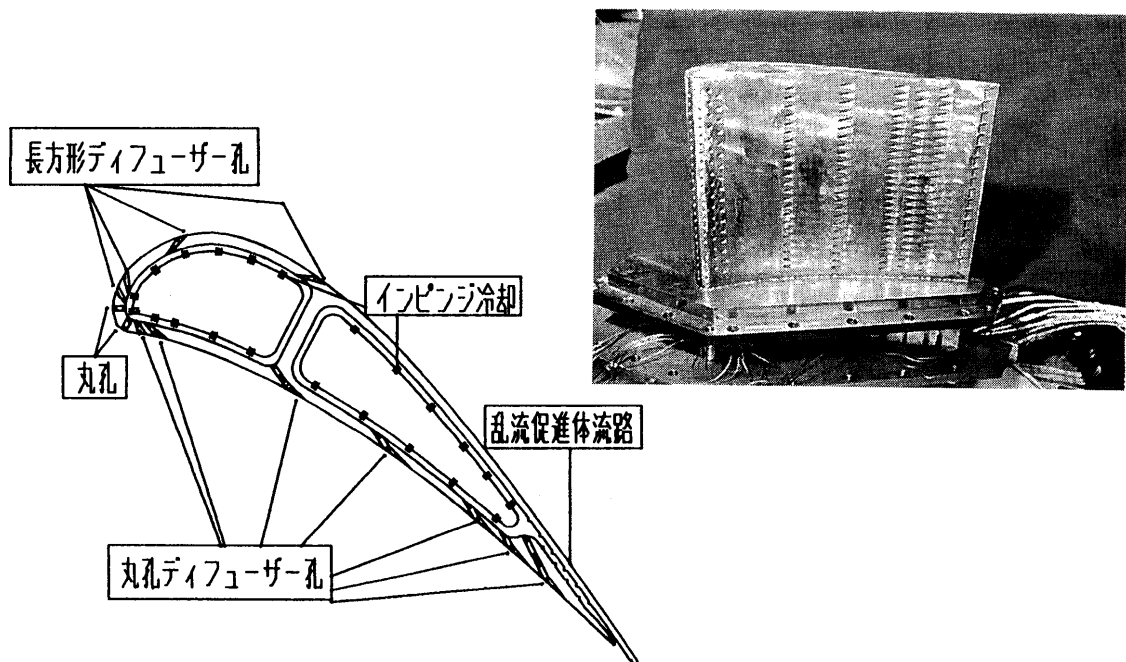


図4 1700°C級タービン静翼冷却構造



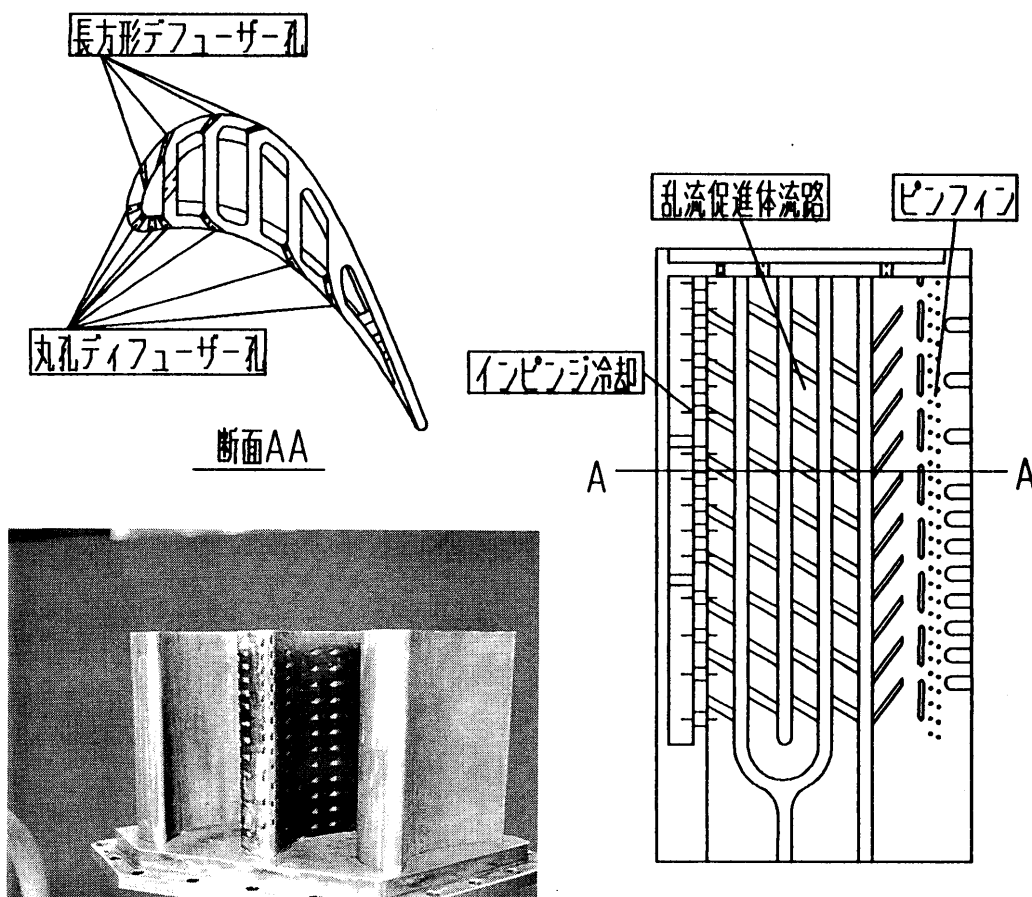


図5 1700°C級タービン動翼冷却構造

|    | 腹側               | 前縁               | 背側                      |
|----|------------------|------------------|-------------------------|
| 静翼 | 丸孔デフューザー<br>(丸孔) | 丸孔<br>(丸孔)       | 長方形デフューザー<br>(丸孔デフューザー) |
| 動翼 | 丸孔デフューザー<br>(丸孔) | 丸孔デフューザー<br>(丸孔) | 長方形デフューザー<br>(丸孔デフューザー) |

( ) 内は1600°C級タービン翼

表2 1700°C級タービン翼フィルム冷却孔形状の変更点

### 3. 冷却性能試験

1700°C級冷却翼の2倍拡大モデルを用いて、2次元翼列試験を実施した。主な試験条件を表3に示す。試験は実機に比べて低い温度・圧力で行うが、拡大モデルを用いることで実機並のレイノルズ数に設定できる。

冷却性能試験の結果図6に示すような平均冷却効率が得られた。静翼では冷却空気流量7.0%で目標冷却効率0.80が得られ、1600°C級よりも0.5%少ない冷却空気流量で1700°C級の冷却性能を達成できた。動翼では冷却空気流量6.4%で目標の冷却効率0.73が得られた。

|                  | 静翼   | 動翼   |
|------------------|------|------|
| 主流ガス温度(°C)       | 500  | 450  |
| 翼列出口マッハ数         | 0.82 | 0.89 |
| レイノルズ数( $10^5$ ) | 8.12 | 4.74 |
| (実機)             | 2.62 | 1.63 |

表3 冷却性能試験条件

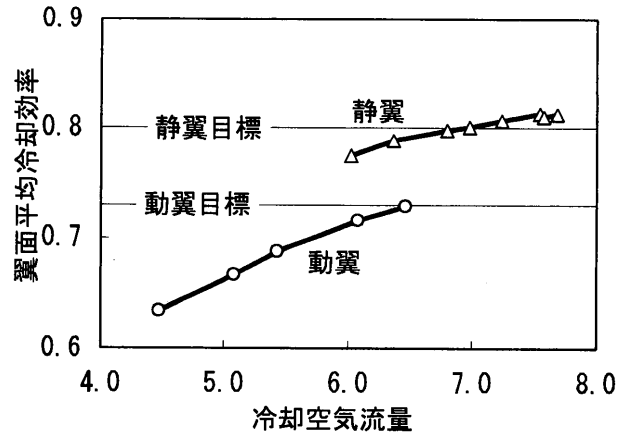


図6 平均冷却効率

### 3.1 静翼

1600°C級タービン静翼モデル翼の試験結果と今回の1700°C級タービン静翼モデル翼の試験結果を図7で比較する。フィルム冷却孔の形状を変更しフィルム冷却効率の向上を意図した背・腹側では冷却効率は向上しており、フィルム孔をディフューザー孔へ変更した効果が確かめられた。前縁部では冷却孔形状を変更しなかったため冷却効率は1600°C級とかわらなかった。

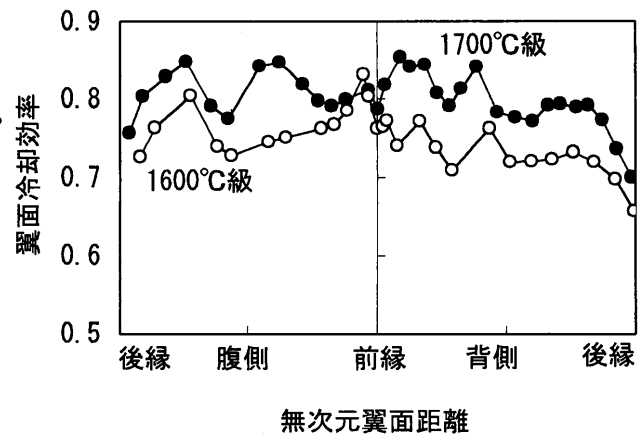


図7 試験結果の比較  
(静翼/1600°C級・1700°C級)

### 3.2 動翼

動翼について1600°C級モデル翼と1700°C級モデル翼の試験結果の比較を図8に示す。背・腹側ともに冷却効率が向上しており、翼面背・腹側でフィルム冷却孔形状の変更の効果が認められる。一方、前縁部ではフィルム冷却孔を単純丸孔から丸孔ディフューザー孔に変更したにもかかわらず冷却性能の向上は認められなかった。主流の流速が非常に遅く翼面の曲率が大きい前縁部ではフィルム冷却効率は小さく、フィルム冷却孔内面の熱伝達による冷却効果が無視できない。したがって、

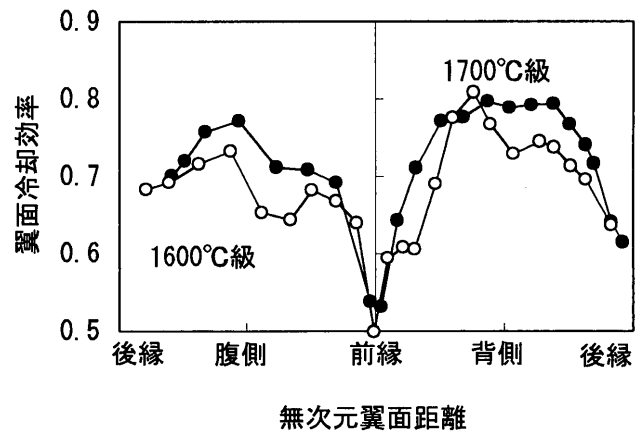


図8 試験結果の比較  
(動翼/1600°C級・1700°C級)

前縁部での冷却性能では冷却孔の表面積が重要な因子になると考えられる。1700°C級の設計では前縁部の冷却孔をディフューザー孔にした一方で冷却孔の数を大幅に削減しているため、冷却孔表面積は1600°C級の設計に比べて30%に減少している。冷却孔表面積の減少によりフィルム冷却孔内面の熱伝達による冷却性能は低下したと考えられるが、全体の冷却性能が変らなかったのはフィルム冷却孔をディフューザー孔に変更した冷却効率の向上のためと考えられる。

#### 4. まとめ

翼面で高いフィルム冷却効率を発揮するフィルム冷却孔形状を調べた結果、翼面背側には長方形ディフューザー孔を腹側には丸孔ディフューザー孔を配置し、フィルム冷却強化の1700°C級タービン動静翼の冷却設計をおこなった。2次元拡大モデル翼を用いた冷却性能試験を実施したところ、静翼・動翼ともに目標の冷却効率を達成することができた。この研究により、ディフューザー孔が丸孔に比べて高い冷却効率を発揮することを実機に近いモデル翼形状の上でも確かめることができた。

#### 5. 最後に

本研究は通商産業省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一貫として、新エネルギー産業技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものである。関係各位に深く感謝の意を表する。

#### 参考文献

- (1) 市丸・黒沢、ガスタービン学会誌、VOL. 20. NO. 80. P. 4 (1992 JUNE)
- (2) 山脇・真家、第21回ガスタービン定期講演会講演論文集 A-12 ('93-5)
- (3) 千葉・真家、大型工業技術国際シンポジウム—超音速輸送機用推進システム—予稿集 T-1
- (4) F. O. Soechting, K. K. Landis, AIAA-87-1913

## 次世代高温高効率ガスタービンにおけるキー・テクノロジーの開発

佐藤 実, 松崎裕之 (東北電力株)

青木素直, 佃 嘉章, 秋田栄司 (三菱重工業株)

### 概要

最近の省エネルギーと環境保全の要求に合致する、効率的でかつクリーンな発電システムの実現が、強く望まれている。LNGを燃料としたコンバインドサイクル発電所はこれに対する最良の解答の1つである。

東北電力株と三菱重工業株は、共同で次世代1,500℃クラス高効率ガスタービンに関する3つのキー・テクノロジーを開発した。この3つのキー・テクノロジーとは、

- (1) 高温ドライ低NO<sub>x</sub>燃焼システム
- (2) 先進的冷却構造をもつタービン第1段動静翼
- (3) 先進耐熱材料

であり、それらを高温回転実証試験設備 (HTDU: High Temperature Demonstration Unit) で検証した。

この論文では、上記6年間の共同開発結果について述べる。

### はじめに

1970年代の石油危機の後、日本では石油への依存度を軽減すべく、原子力、LNG、石炭等の天然エネルギー資源利用の開発が進められて来た。更に、地球温暖化、酸性雨、オゾン層の破壊等の環境問題も、緊急に解決すべき問題として現れて来ている。

この様な状況の下で、コンバインドサイクル発電所は、最もクリーンな化石燃料であるLNGを発電に利用する、最も効率的な方法であるという点で、現在の所上記に対する最良の解答の1つであり、タービン入口温度1,150℃クラスの高効率ガスタービンを用いた場合、従来の汽力発電所と比較し約10%高い熱効率が得られ、更に最新鋭の1,350℃クラスの高効率ガスタービンを用いた場合には、従来汽力より約20%高い熱効率が得られる。その為、日本の電力会社は、コンバインドサイクル発電所をそのベース負荷発電所、又は中間負荷発電所と位置付けて推進している。

さてコンバインドサイクル熱効率には、ガスタービンの入口温度が大きく影響するという特性がある。これに基づき東北電力株と三菱重工業株は、50% (HHV) 以上のコンバインドサイクル熱効率を達成する事の出来る、タービン入口温度1,500℃級の次世代高効率ガスタービン (AGT: Advanced Gas Turbine) 開発に必要なキー・テクノロジーに関し共同研究を開始した。

これらのキー・テクノロジーは、(1)高温ドライ低NO<sub>x</sub>燃焼システム、(2)先進的冷却構造をもつタービン第1段動静翼、及び(3)先進耐熱材料であり、各要素検証の後にそれらはHTDUで検証された。

### 高温ドライ低NO<sub>x</sub>燃焼システムの開発

AGT用の低NO<sub>x</sub>燃焼システム開発の主な目的は、タービン入口温度1,500℃でドライ低NO<sub>x</sub>燃焼を達成し、かつ燃焼器壁面を効果的に冷却する技術を確立する事である。

図1は、燃焼温度 (タービン入口ガス温度) に対して燃焼用空気が占める割合を示している。これより燃焼温度が1,500℃となった場合、燃焼器へ導入される総空気量の70%以上が燃焼用として必

要な事が分かる。NO<sub>x</sub>発生量は火炎温度に大きく依存する為、低NO<sub>x</sub>を維持する為には、空気に燃料を極力予混合して火炎温度を下げる必要がある。それ故、1,500℃の燃焼温度で低NO<sub>x</sub>を実現する為には、燃焼器へ導入される空気量のほとんどを燃焼用空気として使う事になり、燃焼器内筒及び尾筒の壁面冷却に使用出来る空気量は極端に不足する。そこで本燃焼器には、新しい冷却方式を開発する事が必要となった。

燃焼用空気を確保する事他に、1,500℃の燃焼温度で低NO<sub>x</sub>を達成する為には、均一に燃料と燃焼用空気を混合し、かつ全ての運転条件に対して安定した燃焼が持続されなければならない。

高温ドライ低NO<sub>x</sub>燃焼システムを実現する為に必要で、最も重要な基本テクノロジーを、図2に示す。具体的には次の3点である。

- ① 予混合マルチノズル
  - －容易に均一な混合気を生成出来る。
  - －低負荷運転時、燃料の段階的投入を可能とし、安定した低NO<sub>x</sub>燃焼を実現する。
- ② 空気バイパス
  - －低負荷運転時、空気量の段階的な変化を可能とし、安定した低NO<sub>x</sub>燃焼を実現する。
- ③ 燃焼器壁面蒸気冷却
  - －従来の壁面冷却空気を燃焼用に全てまわし、混合気を更に希薄化する事により、低い火炎温度を達成する。

東北電力東新潟3号系列の701D型ガスタービンにおいては、世界で初めて希薄予混合ドライ低NO<sub>x</sub>燃焼システムの開発・実用化を成功させた。本燃焼システムは予混合燃焼器と空気バイパス弁から構成されているが、火炎を安定させる為のパイロット燃焼は拡散燃焼で行い、メイン燃焼は予混合燃焼とする事により75ppmのドライ低NO<sub>x</sub>を達成した。また、1350℃級ガスタービンの701F/501Fではマルチノズル方式を採用し、タービン入口温度の上昇にもかかわらず、更なる低NO<sub>x</sub>を実現している。本燃焼システムについても、この基本概念を受け継いでいる。

図3は、AGT用の燃焼器内筒及び尾筒の壁面に適用される蒸気冷却の概念を示す。大気圧燃焼試験から高圧燃焼試験までを実施する事により、上述の燃焼システムで燃料と空気の均一な予混合及

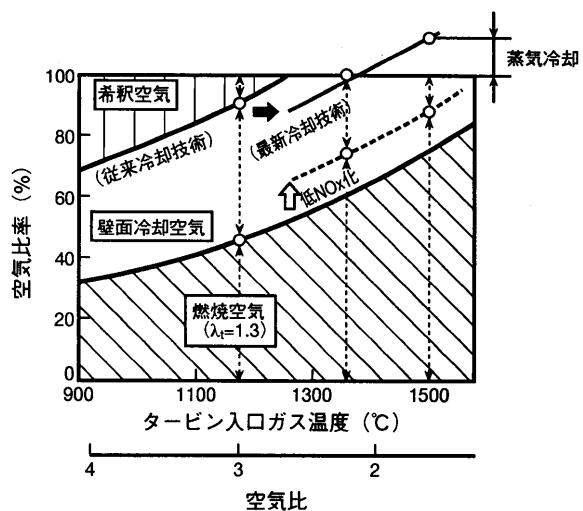


図1 タービン入口ガス温度と燃焼器空気配分

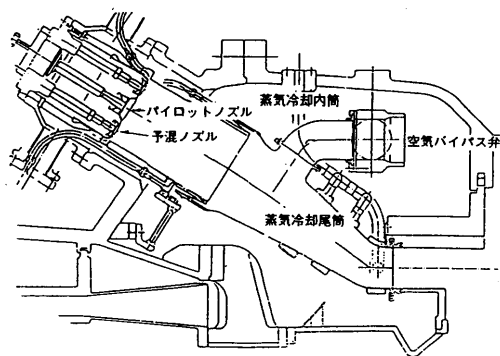


図2 ドライ低NO<sub>x</sub>燃焼システム

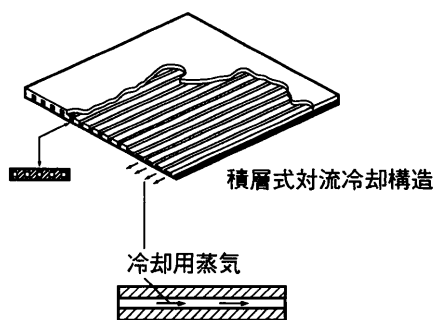


図3 壁面蒸気冷却概念図

び安定した燃焼の維持が達成出来る事を確認した。

### 第1段動静翼の先進的冷却構造

高効率コンバインドサイクル発電所を実現する為には、ガスタービンをも更に高温化する事が不可欠であり、701F/501Fの様な最新の産業用ガスタービンでは、ベースロード運転で航空エンジン並の高いタービン入口温度を有している。図4と図5は、ガスタービン第1段動静翼冷却構造の変遷の例とAGT第1段動静翼冷却構造の一例を示している。

1,350℃級ガスタービンの701F/501Fでは、第1段静翼は3インサート構造で、インピンジメント冷却、フィルム冷却、及びピンフィン冷却を採用している。さらに、翼の前縁部にはシャワーヘッド

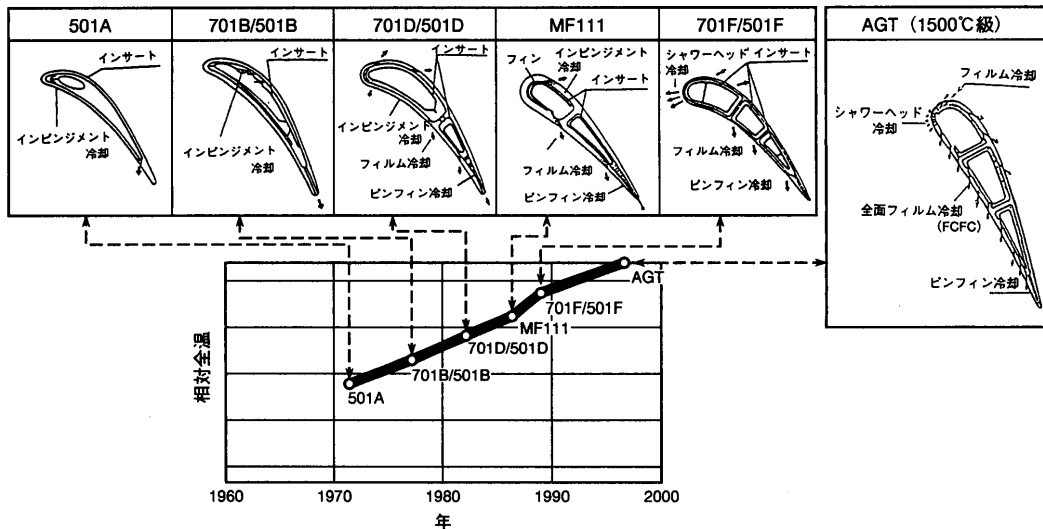


図4 タービン第1段静翼冷却構造の変遷

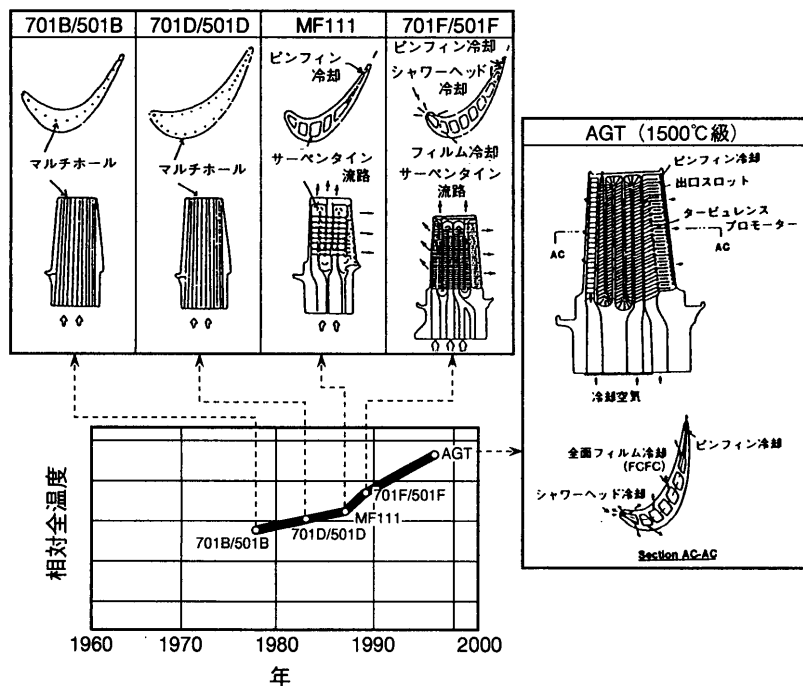


図5 タービン第1段動翼冷却構造の変遷

冷却が適用されている。また、第1段動翼はタービュレンスプロモーター付サーペンタイン流路の対流冷却と翼腹側及び背側のフィルム冷却を採用している。尚、第1段静翼と同様に前縁にはシャワーヘッド冷却を適用している。

冷却空気流量は、ガスタービン単体熱効率だけでなく、コンバインドサイクル熱効率にも大きく影響する為、冷却空気量を最小限に押さえるべく、より効果的な冷却構造を開発する事が必要である。そこで、AGT第1段動静翼には全面フィルム冷却(FCFC)を採用した。図6は、各冷却方法の冷却効率の比較を示す。この図よりFCFCは、従来のフィルム冷却に比べ高い冷却効率を有することが分かる。

図4及び図5に示したAGT第1段動静翼の冷却構造は、第1段階として低速翼列試験により検証した。この試験では、主流中のフィルム冷却穴の流量係数、FCFCを有する動静翼の空力性能、及びFCFCの冷却効率を計測した。

FCFC検証の第2段階として、タービン入口温度1,500℃の条件にて、第1段動静翼それぞれの翼を用いた高温翼列試験を行った。この結果、動静翼はFCFCによって効果的に冷却されており、最高メタル温度も十分に許容値以下である事が検証された。

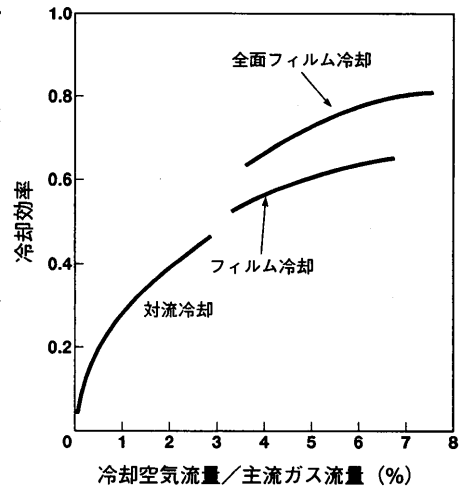


図6 タービン動静翼の冷却効率

### 先進耐熱材料の開発

次世代1,500℃クラス高効率ガスタービンの開発には、タービン動静翼用の先進的冷却構造に加え、優れた高温特性を持つ材料が必要である。この目的の為、いくつかの先進耐熱材料を調査した。

その結果、遮熱コーティング(TBC)を施した一方向凝固(DS)翼が、最も信頼性の高い技術選択であるとわかった。

図7は、耐熱合金のクリーププラプチャー強度を示す。DSのCM247LCは、普通鑄造(CC)のIN738LCより約50℃優れたクリーププラプチャー強度を有していることが分かる。また、単結晶(SC)合金CMSX2は更にクリーププラプチャー強度が優れているが、酸化物分散強化型(ODS)合金MA6000は、950℃以上の温度範囲で最も優れた強度を示している。最終的には経済的検討も含めて、CM247LC(DS)をAGT用翼材料の候補材として選択した。DS材はヤング率が低い為、CC材よりかなり優れた低サイクル疲労強度特性を有する。そこで、クリーププラプチャー強度、低サイクル疲労強度等を含む多くの試験を、CM247LC(DS)の設計データ構築の為に行った。更にこれらの試験に加え、翼高さが400mmを越える大型DS翼の最適精鑄手法を開発した。図8は、10MW級ガスタービン第1段動翼のCC材及びDS材での外観例である。

TBCは、AGTに使用するもう1つの重要な遮熱材料である。TBCはプラズマ溶射で施工され、MCrAlYのボンドコートとZrO<sub>2</sub>・Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>系セラミックスのトップコートで構成されている。ボンドコートの厚みは約100ミクロンで、トップコートは約300ミクロンである。厚さ300ミクロンのトップコートにより、翼のメタル温度は30℃以上低減される。

TBCの実機適用には解決が必要な2つの問題がある。1つはTBCの遮熱特性を向上させる事であり、もう1つはTBCの耐久性を向上させる事である。TBCの遮熱効果は、一般にトップコートであるセラミックスの厚みに比例するが、厚みが増すほど剥離しやすい傾向がある。それ故、耐久性を維持したまま優れた遮熱効果を有する、新しいTBCを開発する必要がある。新しいTBCは当初研究

室レベルで開発されたが、実機ガスタービンと同じ試験環境を作り出す事は極めて難しい為、既設のガスタービンの動静翼にTBCを施工して、TBCの耐久性を検証した。図9は、701D型ガスタービンの第1段静翼へ施工したTBCの例を示す。約10,000時間運転後のTBCの状況は健全であり、現在も更に実績を積み重ねている。

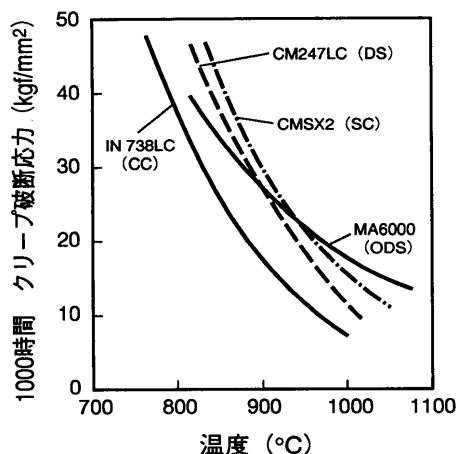
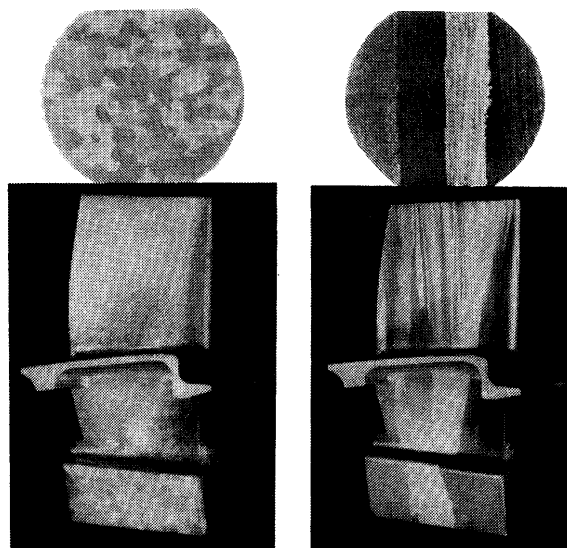
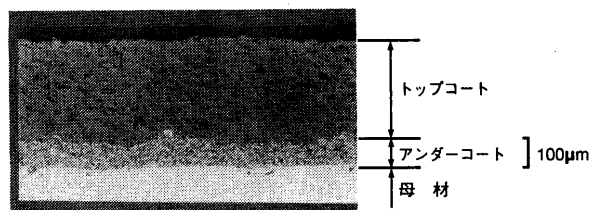
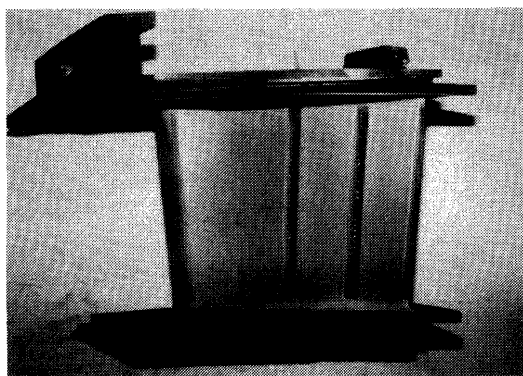


図7 ニッケル基合金のクリープ破断強度



(a) 普通鑄造翼 (CC) (b) 一方向凝固翼 (DS)

図8 10MW級ガスタービン タービン第1段動翼



TBC断面図

図9 701D型ガスタービン第1段静翼へのTBC適用例

### HTDU試験

次世代1,500℃クラス高効率ガスタービン開発の最終段階は、HTDUを使用した実機最高温度条件における新開発要素の検証である。HTDUは、上述のキー・テクノロジーを実証する為に、実機ガスタービンからスケールダウン設計をしたタービン動静翼を持つ、特殊なコアエンジンである。試験は三菱重工業(株)高砂製作所のガスタービン試験設備で実施した。図10にはHTDUの断面図を、表1にはその諸元を示す。HTDUは元来701F/501Fに適用した高温技術を実証する為に製作したもので、701Fのタービン第1段の1/2スケールである。HTDUは16個のキャン型燃焼器、単段タービン(32枚の静翼と72枚の動翼)等で構成されている。タービンから取り出された動力は水動力計にて吸収される。主流及び冷却空気流量とローター冷却空気温度は制御弁及び冷却空気クーラーにより必要な値に調



節される。試験条件は1,500℃クラスのAGT運転条件と同等となる様に設定される。そして先進的冷却構造の冷却効率を調べる為、相当数のAGT用の冷却構造を持つ動静翼を、既設HTDUの動静翼と交換した。

試験は各種の翼を利用して実施し、FCFCの冷却効率、TBCの遮熱特性、DS翼の機械的特性等が検証された。図11は、温度と圧力の計測点を示す。計測されたAGT翼のメタル温度、動翼の最大振動応力等はいずれも許容値内であった。

ここで得られた結果は実際のAGTの設計に利用される。

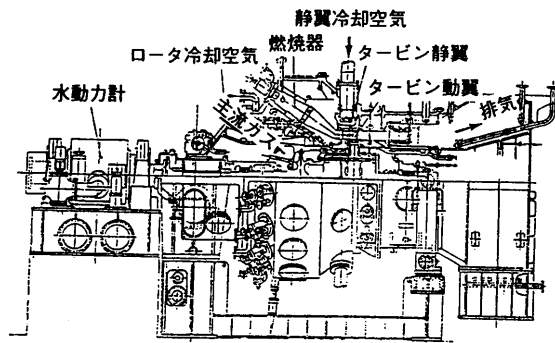


図10 HTDU断面図

表1 HTDU諸元

|          |                                      |
|----------|--------------------------------------|
| タービン入口温度 | 1,500°C (1,773K)                     |
| 回転数      | 6,000rpm                             |
| 主流ガス流量   | 30kg/s                               |
| 出力       | 7,000kW                              |
| 入口全圧     | 3.4kgf/cm <sup>2</sup> Abs (0.33MPa) |
| タービン圧力比  | 1.8                                  |

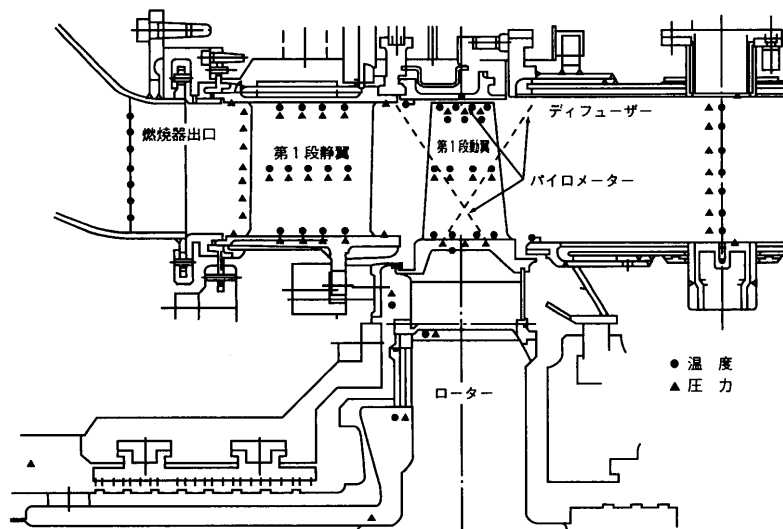


図11 HTDU温度・圧力計測点

## 結 言

東北電力(株)と三菱重工業(株)は、次世代コンバインドサイクル用1,500℃クラス高効率ガスタービンのキー・テクノロジー開発に関する6年間の共同研究を、成功裏に完了した。

この研究達成が、次世代コンバインドサイクル発電所における1,500℃クラス高効率ガスタービンの実現に寄与することを、信じてはばからない。

\*松崎裕之, 須藤義悦, 森國 稔, 佐藤 実, 小林雄一 (東北電力㈱)

1. はじめに

現在, 地球温暖化問題の原因物質の一つといわれているCO<sub>2</sub>の排出量を抑制するため, 国内外でさまざまな取組みがなされている中, 最も現実的な解決策としてクリーンな化石燃料であるLNGを使用し, しかも熱効率が高いコンバインド発電システムがこの地球温暖化問題の解決策の一つとして注目されている。

ここでは, 当社が昭和60年に世界初の大容量コンバインド発電システムとして導入した東新潟火力発電所3号系列運用実績と3号系列で培った知見を基に取り組んだ高効率ガスタービンの開発研究の概要, さらにこの研究の成果を適用した東新潟火力発電所4号系列の計画について紹介する。

2. 東新潟火力発電所3号系列の運用実績

当社は, 昭和60年10月に東新潟火力発電所3号系列で世界初の大容量コンバインド発電プラントを実用化し, 営業運転を開始した。

本プラントは, 出力1,090MWでガスタービン3台, 排熱回収ボイラ3台および蒸気タービン1台を組合わせた多軸型構成を1つの系列とし, プラント全体として2系列から構成されている。

(図1)

本プラントに適用したガスタービンは乾式予混合燃焼器の採用等により, 燃焼温度(以下TITとする)1,150℃を実現し, 熱効率は当時の汽力発電の限界とされた40%(44%)を大幅に上回る44%(48%)台(発電端, HHV:高位発熱量基準, ただし( )内はLHV:低位発熱量基準, 以下同様)の高い熱効率が確認された。営業運転開始以来, プラントの高温条件での運転において設備の損傷等の不具合は発生しておらず, 高稼働率で年平均発電端熱効率も44%(48%)台を継続してきている。(表1)

3. 高効率ガスタービンの開発研究

東新潟火力発電所3号系列の建設, 運転, 保守で培った知見を基に, より一層の高効率化を目指し, 従来からの実績豊富な金属材料によりプラント総合熱効率50%(55%)以上の達成を可能とするTIT=1,500℃級の高効率ガスタービンの開発・研究に着手した。

研究期間は平成元年4月から7年3月までの6年間で, 研究体制としては, 当社と国内ガスタービンメーカーの(株)東芝, (株)日立製作所および三菱重工業(株)それぞれとの共同研究として開発を開始した。

(1) ガスタービンの高効率化技術

ガスタービンおよびコンバインド発電プラントの

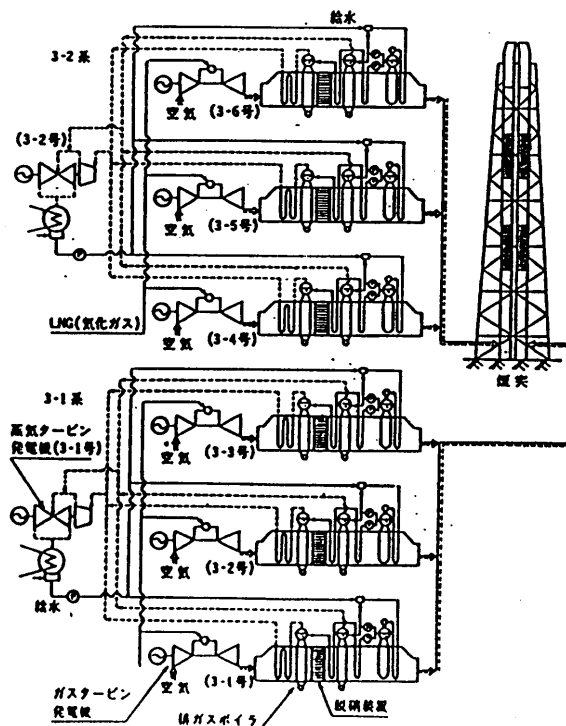


図1 東新潟火力3号系列の系統構成

高効率化、大容量化をはかるためには、TITの上昇が不可欠となる。(図2)

しかし、従来技術のままTIT上昇に対応するためには、高温部品保護のため冷却強化をはかる必要があります。冷却空気量を増加させることになる。その結果、ガスタービンに直結する空気圧縮機の所要動力が増加するために、タービン軸端出力の低下につながり、熱効率向上は期待できない。

したがって、主として高温ガスに晒される1段静翼および1段動翼について、TITの上昇に関わらず従来並の冷却空気量で所用の冷却性能が得られよう冷却性能の向上をはかるとともに、耐熱強度に優れた新材料を採用する必要がある。

また、燃焼器については、高温化に伴い空気中の窒素分が酸化されて発生するいわゆるサーマルNOxの発生量が増加する低NOx化技術の開発が重要な課題である。

このようなことから、本研究では、1,500℃級高効率ガスタービンの実現に必要な要素技術である①高性能冷却翼の開発、②耐熱材料の開発、③高温低NOx燃焼器の開発を行った。

(図3)

(2) 高性能冷却翼の開発

本研究では、TIT=1,500℃級を達成するために、新しい冷却構造と新しい冷却媒体を使った冷却方式について次のような開発を行った。

ガスタービン1段動翼の代表的冷却構造を図4に示す。

本研究では、従来の空気を冷却媒体とした1段静翼・1段動翼について、新しい冷却構造の開発を進めた。

すなわち、翼表面の全面に冷却空気の膜を形成し材料を保護する全面膜冷却や、翼内部の冷却空気流路の形状や構造を工夫することにより翼内部の冷却を強化した新しい冷却技術を開発した。(図5、図6)

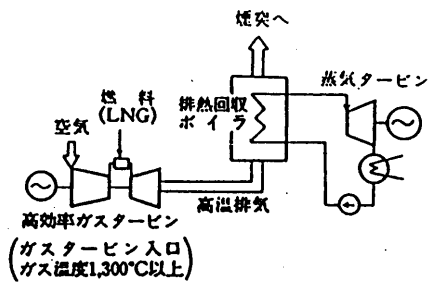
これらの新しい冷却技術について、冷却・空力性能等のデータ取得、検討を行い、モデル翼の設計製作を実施した。

一方、従来の冷却媒体である空気のほぼ1.4倍の熱伝達率特性を有する蒸気を使った冷却方式として、1段静翼に回収式蒸気冷却方式の採用について検討を行い、翼の設計を行なった。こうして設計した蒸気冷却静翼について熱応力解析を行った結果から、フィルム空気冷却の併用等の改良を加え実機翼を試作した(図7)。

以上の開発翼の性能検証としては、静止場における高温翼列試験を実施した他、約1/2スケールながら世界で初めて1,500℃級の燃焼温度下における回転試験(高温部品検証試験)を実施し、実機相当条件下においても計画通りの性能が得られることを確認した。

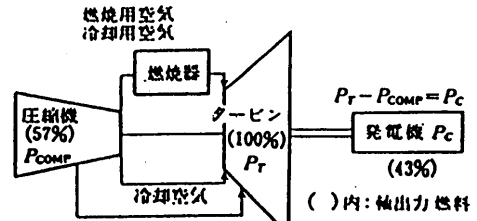
| 年 度                 | 1985  | 1990  | 1993  |
|---------------------|-------|-------|-------|
| 発 電 時 間<br>(hr)     | 8.185 | 8.760 | 8.760 |
| 所 内 率<br>(%)        | 1.6   | 1.4   | 1.4   |
| 利 用 率<br>(%)        | 56.8  | 77.5  | 80.6  |
| 発電端熱効率<br>(%:HHV基準) | 43.32 | 44.20 | 44.17 |
| 発電端熱効率<br>(%:LHV基準) | 47.78 | 48.75 | 48.72 |
| 送電端基準<br>(%:HHV基準)  | 42.63 | 43.57 | 43.54 |
| 送電端基準<br>(%:LHV基準)  | 47.02 | 48.06 | 48.02 |

表1 東新潟火力3号系列の運転実績



| アドバンス型複合発電プラントの熱効率 |                                  |
|--------------------|----------------------------------|
| ガスタービン<br>入口ガス温度   | 複合発電効率 (HHV 基準)<br>( ) 内は LHV 基準 |
| 1,100 °C 級 (現状)    | 42~44% (46~48%)                  |
| 1,300 °C 級 (最新級)   | 約46~49% (51~54%)                 |
| 1,400 °C 級         | 約47~50% (52~55%)                 |
| 1,500 °C 級         | 約48~51% (53~56%)                 |

図2 TITとコンバインド発電プラントの熱効率



現状のガスタービン高温部品 (燃焼器, タービン翼) は, 高温ガスによる焼損を防ぐために空気冷却により保護されている。

1. 高温化によるガスタービン出力の増加  
燃焼空気量の増加  
燃焼器冷却空気量の増大  
タービン翼冷却空気量の増大 } 圧縮機動力の増加
2. 空気圧縮機動力の低減  
圧縮機動力の低減 } 冷却空気量の低減  
・耐熱材料の開発  
・冷却技術開発  
・冷却媒体の選定

(高効率化のキーポイント)

ガスタービンの主要コンポーネントである空気圧縮機・燃焼器・タービンのバランスを考慮して相反する事項を調整し, 高効率化を達成する。

図3 高効率化のキーポイント

### (3) 耐熱材料の開発

ガスタービン翼用材料としては, ガスタービンの開発初期から耐熱超合金の開発が行われ, 航空用ジェットエンジンの進歩とともに発展してきた。

特に第1段階動静翼などの高温の燃焼ガスに直接晒される高温部品について, 従来から大型ガスタービン翼に使用されている普通鋳造合金 (Conventional Cast Alloy: 以下CC) に替えて航空機用ジェットエンジン等の小型翼で既に実用化されている一方向凝固合金 (Directionally Solidified Alloy: 以下DS) や単結晶合金 (Single Crystal Alloy: 以下SC) の産業用ガスタービンへの適用の可能性が高いと考えられる。(図8)

また, 新しい耐熱材料として, 金属材料の表面に優れた耐熱強度を有するセラミックス膜をコーティングし, 高温の燃焼ガスから金属材料を保護する遮熱コーティング (Thermal Barrier Coating: 以下TBC) の開発も有望な技術である。

大型DS・SC翼の実用化のためには, 鋳型の引き抜き速度等の鋳造法案と高温の熔融金属に長時間晒される鋳型の高温強度が大きなポイントとなる。

そこで本研究では, 鋳造法案について検討し, 最初は小型翼の試鋳から始め, 改善を重ね, 段階を経て大型翼の試鋳へと移行し, 大型DS・SC翼の製造技術の開発を行った。また, 鋳型についてもその成分などについて詳細な検討を行い, 高温強度に優れた新しい鋳型の製造法案を開発した。

まず, DS翼については, 200MW級大型動翼を試鋳した結果, 鋳造欠陥や等軸晶等の組織異常が認められず, 結晶配向性も良好で, 引張り・疲労・クリープラプチャー等の強度も良好であり, その製造技術を確立した(図9)。

次に, SC翼については, 50MW級動翼を試鋳した結果, 鋳造欠陥, 異結晶, フレックル等の組

織異常が殆ど認められず、結晶方位も概ね良好で、引張り・疲労・クリープラプチャー等の強度も良好であり、動翼製造の目途が得られた(図6)。

一方、金属材料の表面にセラミックス膜をコーティングして高温の燃焼ガスから金属材料を保護する遮熱コーティング(TBC)の開発を目指し、具体的には厚膜TBCの開発と傾斜機能TBCの開発を実施した。

このTBCをDS合金やSC合金を含むモデル翼に施工し、高温翼列試験や回転場における高温部品検証試験により実機温度条件下で遮熱性能と高温条件での耐熱・耐久性について検証を実施した結果、所期の性能が満足されることが確認された。

また、実機運転環境におけるTBCの耐久性を確認するために、TBC施工翼を既存のガスタービンの一部に装着して運転した結果、約22,000時間経過後も健全であった。

以上の結果より、TBCの実機適用の目途を得た。

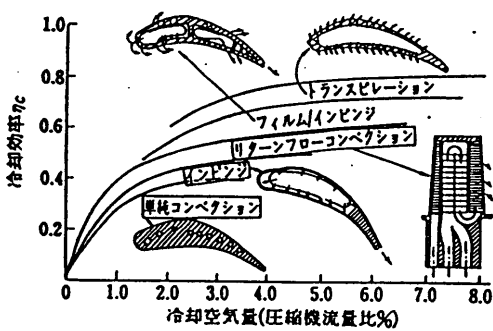


図4 1段動翼の代表的冷却構造

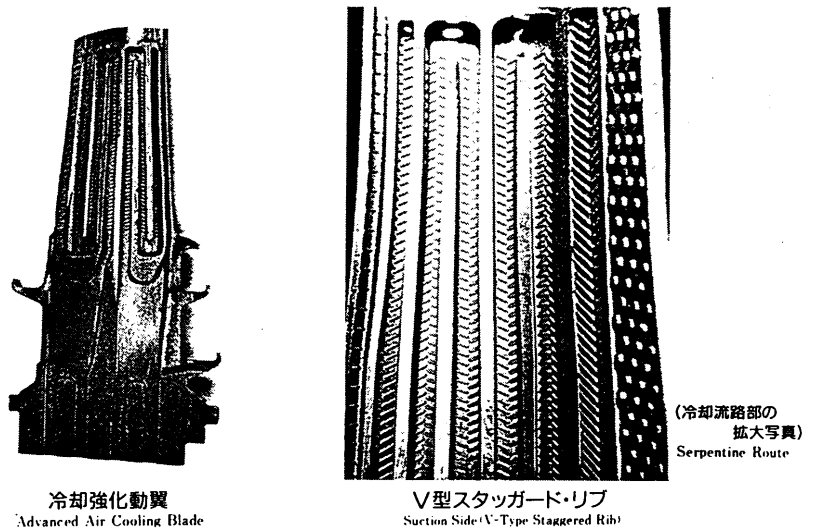


図6 内部冷却強化大型SC翼

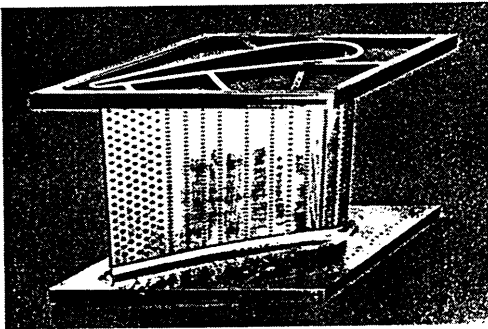


図5 全面膜冷却静翼

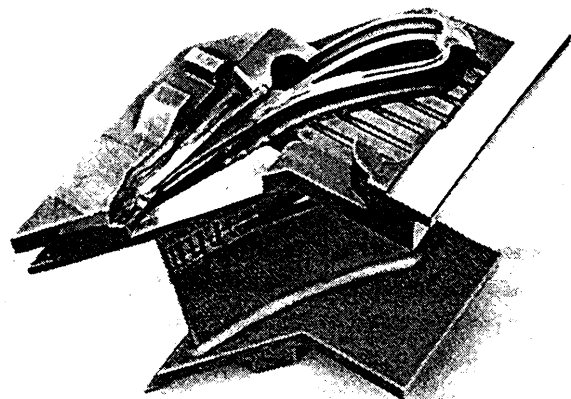
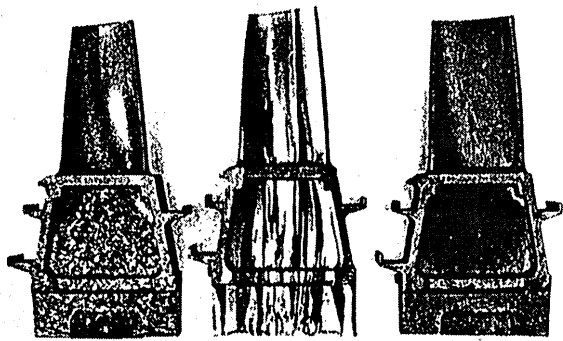


図7 蒸気冷却静翼



普通鋳造動翼 一方向凝固(DS)動翼 単結晶(SC)動翼

図8 ガスタービン翼用耐熱材料

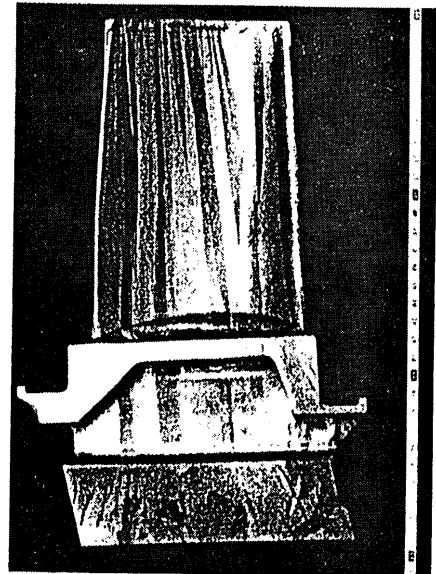


図9 大型DS翼

#### (4) 高温低NO<sub>x</sub> 燃焼器の開発

燃焼温度の上昇に伴い、燃焼過程で生成される窒素酸化物(NO<sub>x</sub>)は指数関数的に急激に増加する。このため、1,500℃級の高温燃焼でもNO<sub>x</sub>の発生量を従来並みに抑制する燃焼方式の開発を行った。

当社は、東新瀉火力発電所3号系列でそれまで実用化されていた蒸気や水の噴霧による低NO<sub>x</sub>化技術に代え、世界で初めて稀薄予混合乾式低NO<sub>x</sub>燃焼器の開発・実用化に成功した。これは燃焼安定性の高い拡散燃焼と、NO<sub>x</sub>が殆ど発生しない予混合による稀薄燃焼を組合わせて低NO<sub>x</sub>化をはかる燃焼方式である。

本研究ではこの乾式低NO<sub>x</sub>燃焼器をベースに稀薄予混合燃焼の割合をさらに拡大し、一層の低NO<sub>x</sub>化をはかるとともに、稀薄予混合燃焼の拡大にとともに、燃焼用空気流量が大幅に増加するため、それまで燃焼器壁面の冷却に用いられていた冷却用空気が不足することから、従来の空気冷却に代わる新たな冷却方式として燃焼器の壁面冷却方式を水蒸気に冷却する方式の開発も行った。(図10)

こうして開発した燃焼器を用いた諸試験や数値解析により、燃焼器内部の気流混合特性、燃焼器系の振動・音響特性、着火・火炎伝播性を確認した。

さらに、大気圧から高圧までの高温燃焼試験によりNO<sub>x</sub>の発生特性・安定燃焼性、パターンファクター、壁面冷却性能について確認し、実機適用の目途を得た。

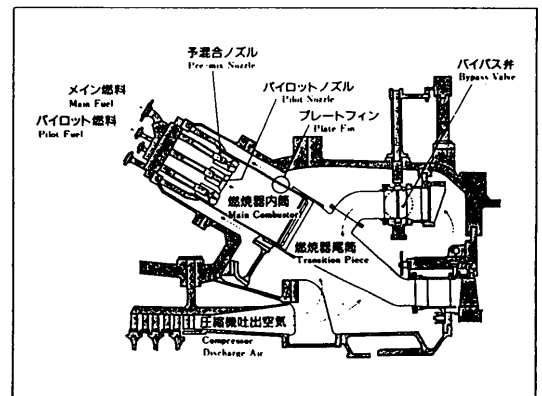


図10 予混合低NO<sub>x</sub> 燃焼器



弘松 幹雄 (株式会社先進材料利用ガスジェネレータ研究所)  
 横井 信哉 (同上)  
 宮川 浩 (同上)  
 \* 関 修一 (同上)

1. はじめに

陸・海・空の全ての分野で広く利用されているガスタービンの開発において、低燃費化、小型・軽量化、環境適合性の向上が重要な研究課題として取り上げられている。これらを実現するためには、ガスタービンのコア部であるガスジェネレータの高温・高圧化を図ることが必要であるが、従来の金属を中心とした材料では自ずと限界があることから、複合材料を中心とした先進材料の導入が必須となる。

以上の経緯から、わが国においても基盤技術研究促進センター及び民間14社の出資の下、株式会社先進材料利用ガスジェネレータ研究所(AMG)を設立し、先進材料を利用した革新的なガスジェネレータの技術研究開発を実施している。

ここでは、AMG研究テーマの一つである「革新ガスジェネレータの概念研究」において設定した先進材料利用ガスジェネレータの目標仕様と、それを適用したガスタービンおよびシステムの有効性について報告する。

2. AMGプロジェクトの概要

AMGプロジェクトでは、将来のガスタービン性能を飛躍的に向上させることを目的に、複合材料等先進材料を利用した低燃費、小型・軽量、低公害の面で革新性を有するガスジェネレータの基盤技術研究を進めている。具体的には、1993年AMG設立時に実用化されている最新技術レベルのガスタービンに比較して、燃料消費率20%改善、重量50%削減、NOx排出量70~80%削減を技術的な目標として取り組んでいる。これら3大目標を実現するには、図1に示すように、耐熱性に優れ、高い比強度を持つ複合材料等先進材料を使用する設計技術、高負荷・高効率を可能とする空力設計技術、ガスタービンの作動範囲を広げる革新的制御・計測技術並びに低NOx燃焼器設計技術が必要となる。

以上に鑑みて、我々は図2に示す研究テーマを設定し、AMG研究を推進している。これらAMG研究テーマの1つである「革新ガスジェネレータの概念研究」では、各研究テーマの整合性をとり具体的な目標仕様を設定している。それについて次項に述べる。

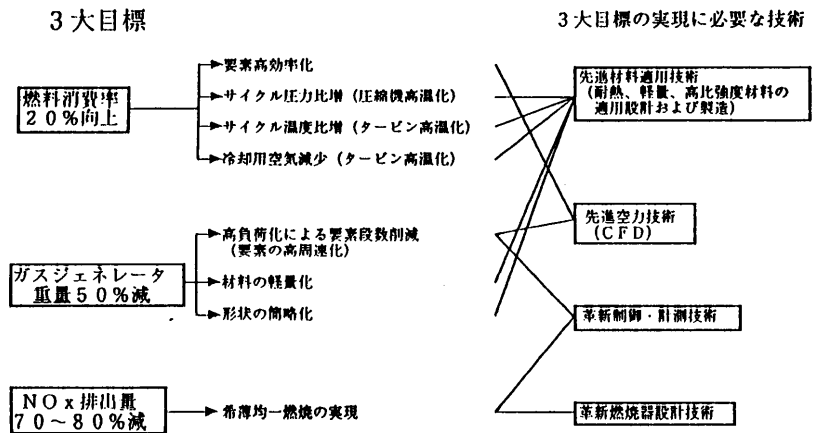


図1 AMG 3大目標の実現に必要な技術



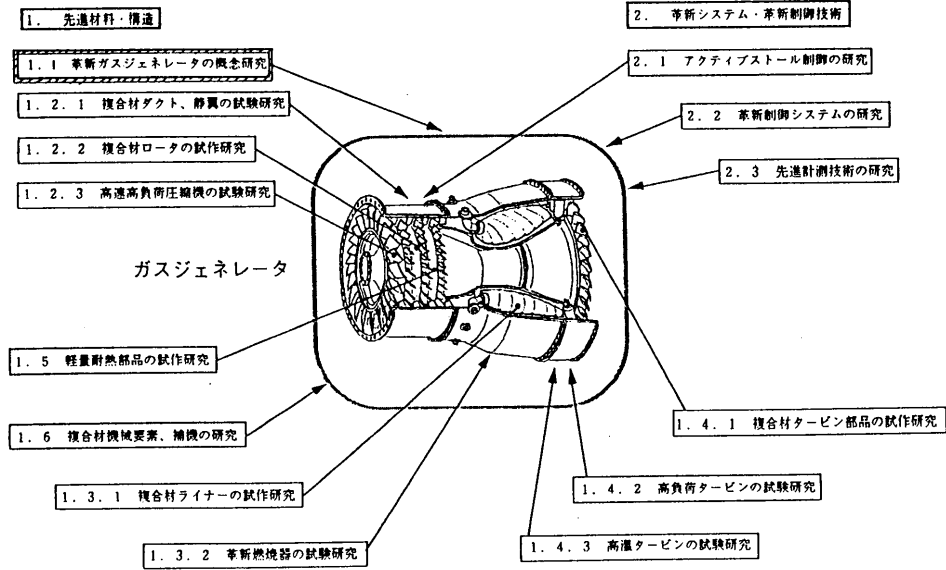


図2 AMG研究テーマ

### 3. 革新ガスジェネレータの目標仕様

革新ガスジェネレータおよびその主要要素・システムに対する要求仕様を設定するために、複合材料等の先進材料を導入したガスジェネレータの概念設計を実施した。ガスジェネレータサイクルの主要パラメータであるタービン入口温度は、タービンブリスク（動翼一体型ディスク）および静翼に繊維強化セラミックス（FRC）を導入した無冷却タービン想定して、1873 Kに設定した（図3）。一方、圧縮機ロータに対しては、繊維強化金属（FRM）を用いることを想定すると、圧縮機ロータチップ周速650 m/sが可能となり（図4）そこに先進空力設計技術を適用すると圧縮機の段当たり温度上昇65 Kが実現できる（図5）。このFRM圧縮機と前述のFRCタービンの間で最適化を行った結果、ガスジェネレータ圧力比は、21.5に目標を設定した。

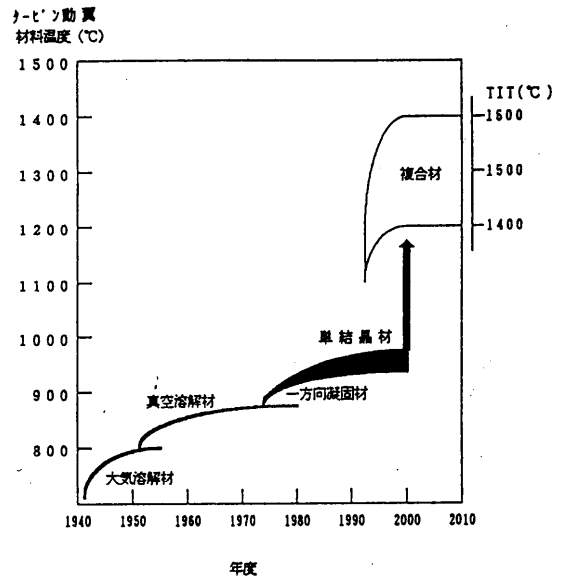


図3 材料の耐熱温度の動向

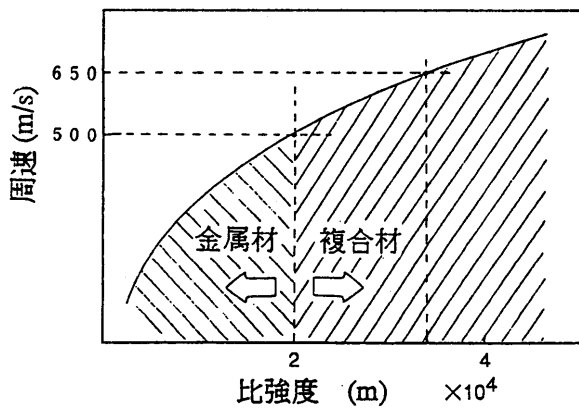


図4 圧縮機の周速と比強度との関係

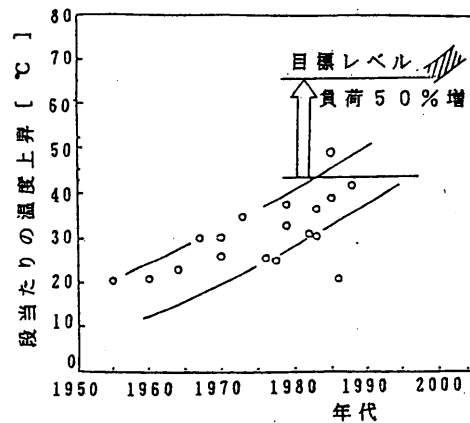


図5 圧縮機の段当たりの温度の動向

また、革新ガスジェネレータ仕様を更に検討するにあたり、上記のタービン入口温度とガスジェネレータ圧力比を前提として、革新ガスジェネレータの代表的な適用例に将来民間航空機用エンジン（大型双発機用 Advanced Ducted Prop を想定）を取り上げた。その概念設計および性能最適化検討の結果、タービン入口温度 1 8 7 3 K に対する最適な全体圧力比としては 6 5 が選択され（これは圧力比 3. 0 のブースト段との組合せを意味する）、これは革新ガスジェネレータ圧縮機の出口温度 9 5 7 K、圧力 2 4 3 4 k P a に相当する。また、ガスジェネレータサイズを代表するパラメータである圧縮機入口空気流量は、大型双発機用エンジンとして十分な推力を得るべく約 4 0 k g / s に設定した。

以上の結果として得られた革新ガスジェネレータの全体仕様を表 1 に、その概念図および候補材料を図 6 に示す。図 6 に見られるように、革新ガスジェネレータの材料・構造面における主な特徴として、圧縮機に関しては、FRM の適用によるリングロータ化、前段側静翼/ケーシングへの繊維強化プラスチック（FRP）の適用、後段側への T i A l 金属間化合物の適用がある。燃焼器に関しては、燃焼器ライナに FRC、ディフューザに T i A l 金属間化合物を適用した低 N O x 燃焼器、更にタービンに関しては、前述の FRC タービンプリスクがある。

以上の結果に基づいて設定した、AMG 各研究テーマに対する目標仕様を表 2 に示す。

表 1 革新ガスジェネレータの全体仕様

|                                       |      |
|---------------------------------------|------|
| AIR FLOW (k g / s)                    | 39.2 |
| COMPRESSOR DISCHARGE TEMPERATURE (K)  | 957  |
| TURBINE INLET TEMPERATURE (K)         | 1873 |
| PRESSURE RATIO                        | 21.5 |
| COMPRESSOR DISCHARGE PRESSURE (k P a) | 2434 |

表 2 各研究テーマの目標仕様

| 要素     | 目標仕様  |
|--------|---|
| 圧縮機    | <ul style="list-style-type: none"> <li>ロータチップ周速 650 m/s</li> <li>段当たり温度上昇 65 K</li> </ul>   |
| 燃焼器    | <ul style="list-style-type: none"> <li>N O x 排出量 70~80%削減</li> </ul>  |
| タービン   | <ul style="list-style-type: none"> <li>タービン入口温度 1873 K (無冷却)</li> <li>ロータチップ周速 570 m/s</li> <li>空力負荷係数* 2.0 以上で効率 91% 以上</li> </ul>                                     |
| 機械要素   | <ul style="list-style-type: none"> <li>軸受 DN 値** 300万~400万 rpm・mm</li> <li>軸受・シール使用温度 573~673 K</li> <li>複合材ファスナ重量 50%削減</li> </ul>                                     |
| 制御システム | <ul style="list-style-type: none"> <li>アクティブストール制御による圧縮機作動領域拡大</li> <li>電動モーター体型複合材燃料ポンプ</li> <li>光計測/光通信適用</li> </ul> <p style="text-align: right;">} システム重量 50%削減</p> |

\* 段当たりの発生仕事/真平均径周速の2乗  
\*\* 軸受の回転数と直径を乗じた値

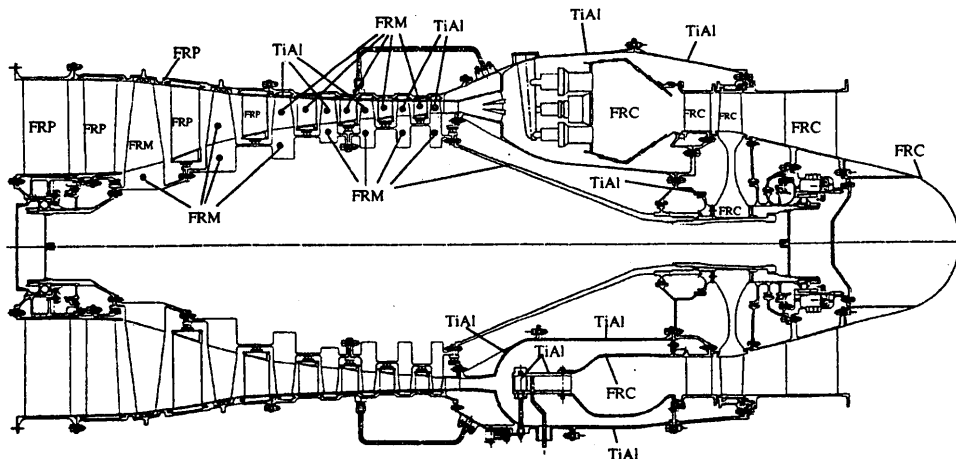


図 6 革新ガスジェネレータ第 1 次概念図および候補材料

#### 4. 革新ガスジェネレータの適用例

ここでは前項により設定した革新ガスジェネレータを、航空用ガスタービンおよび陸上（発電）用ガスタービンへ適用した場合の有効性について述べる。

##### 4. 1 航空用ガスタービンへの適用例

まず、革新ガスジェネレータを先に述べた民間航空機用（ADP）エンジンに適用した場合の、燃料消費率を図7に示す。これによると、現在実用化されている最新技術レベルの民間航空機用エンジンに比べて、燃料消費率で約23%の改善が期待できる。図8に検討対象とした将来民間航空機用エンジンの概念イメージと全体性能を示す。

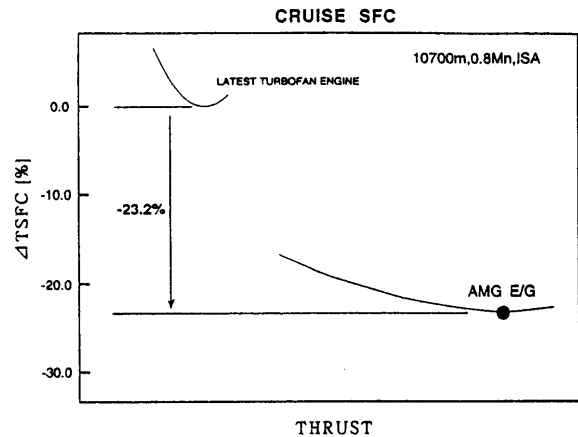


図7 民間航空機用エンジンの燃料消費率に与える効果

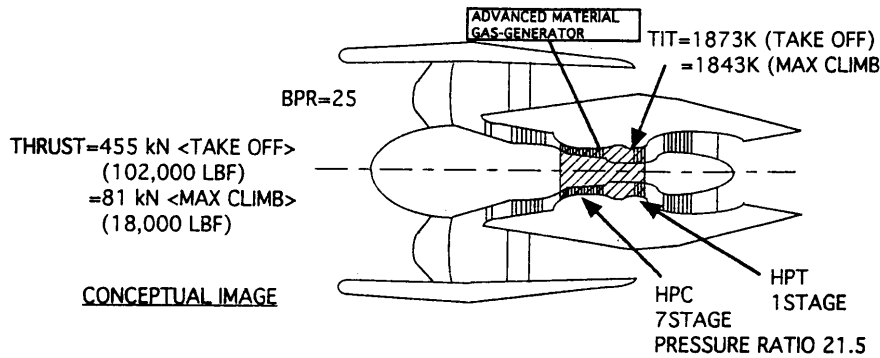


図8 将来民間航空機用エンジンの概念イメージ

##### 4. 2 陸上（発電）用ガスタービンへの適用例

###### (1) 発電プラント

次に、革新ガスジェネレータを陸上（発電）用ガスタービンに適用した場合の、ガスタービン軸端熱効率における効果を図9に示す。これによると、革新ガスタービンの全体圧力比を、58.6程度まで上昇させることにより、熱効率を50%のレベルまで向上させることが可能となり、それはすなわち現在実用化されている最新の陸上（発電）用ガスタービンの熱効率（約40%）に比して、約25%の改善を意味するものである。更に、このガスタービンを現状技術レベルの蒸気タービンと組み合わせたコンバインドサイクル発電システムを想定すると、システム熱効率は低位発熱量基準で60%程度となることが予想される（図10）。この陸上（発電）用ガスタービンを概念図としてイメージ化すると図11のようにな

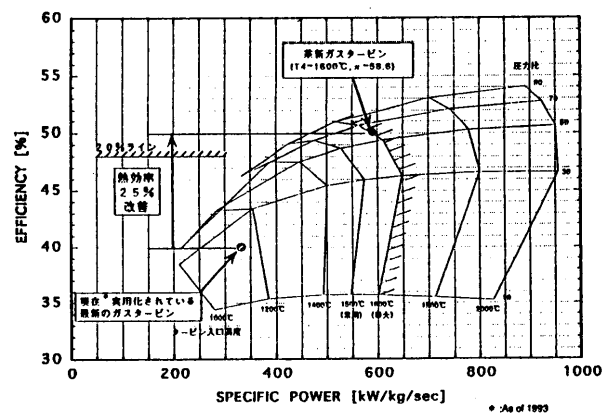


図9 陸上（発電）用ガスタービンの熱効率に与える効果

る。また、図9において更に重要な点は、比出力つまり単位空気流量当たりの出力の飛躍的な増加である。これは同一出力を得るのに小型のガスタービンで対応できることを意味し、コンバインドサイクル発電システムを例にとると占有面積で13%の削減効果(図12)が得られる他、重量軽減に伴う基礎工事の簡素化、吸/排気ダクトの小型化等、多大なメリットを得ることが可能となる。

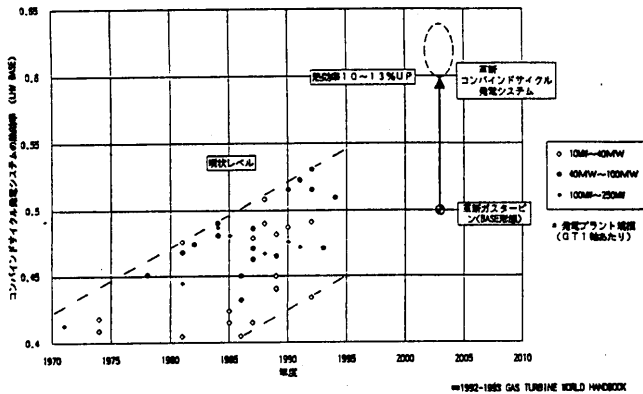


図10 コンバインドサイクル発電システムの熱効率(10MW~250MWクラス)

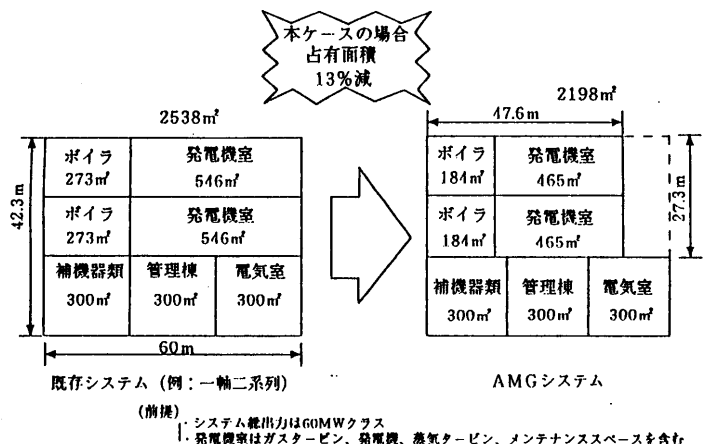


図12 コンバインドサイクル発電システムにおける省スペース効果(例)

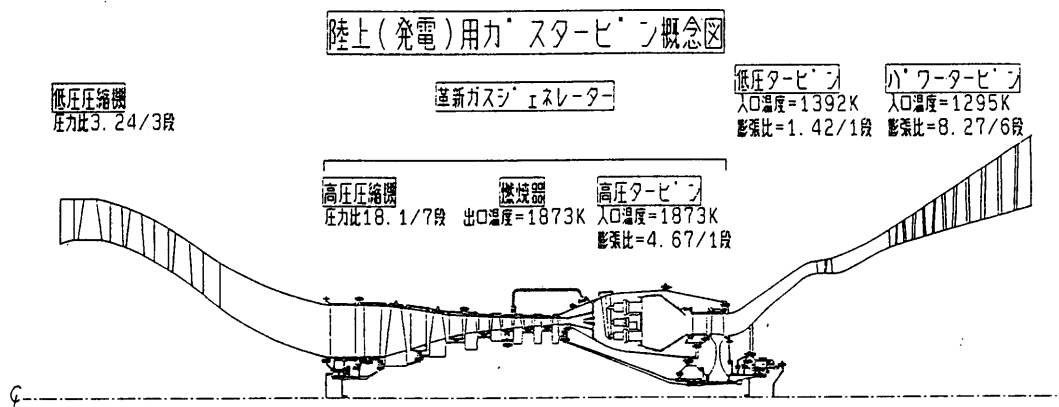


図11 陸上(発電)用ガスタービン第1次概念図

(2) コージェネレーションシステム

次に革新ガスタービンをコージェネレーションシステムに適用した場合の効果について述べる。コージェネレーションシステムとして最も単純なシステム(ガスタービン+熱交換器)を想定した場合、最も高い効率を維持できる熱電比とガスタービンの熱効率との関係は、図13のようになる。これからわかることは、現状のコージェネレーションシステムは、ガスタービンの熱効率が25~30%程度と低いことから、システムの総合効率を高く維持するために、熱電比2程度の需要家に適したものにならざるを得なくなっている。

そこで、革新ガスタービンをコージェネレーションシステムへ適用する時、熱電比要求の比較的低い需要家に対しては、現状のシステムに比べて高いシステム効率を維持できるため、投入燃料の20%削減に相当する省エネルギー効果が期待できる。

一方、熱電比要求の高い需要家(例えば熱電比2程度)に対しては、電気出力が51%増加するので、余剰の電力が売れるという売電効果を得ることができるようになる。

なお、コンバインドサイクル発電システムと同様に、コージェネレーションシステムにおいても省スペース効果が得られ、図14に示すように、本ケースの場合占有面積が17%減少すると予測される。

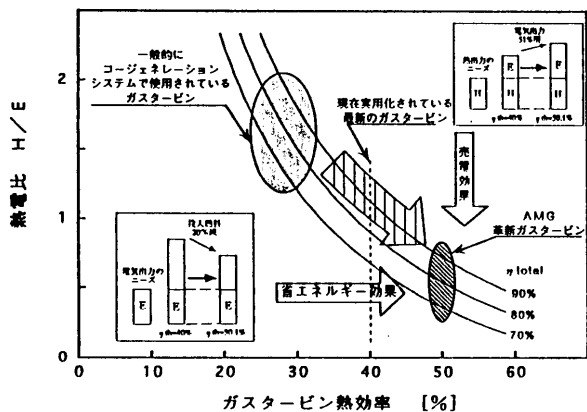


図13 コージェネレーションシステムとして高い総合効率を維持できる  
熱電比とガスタービン熱効率との関係

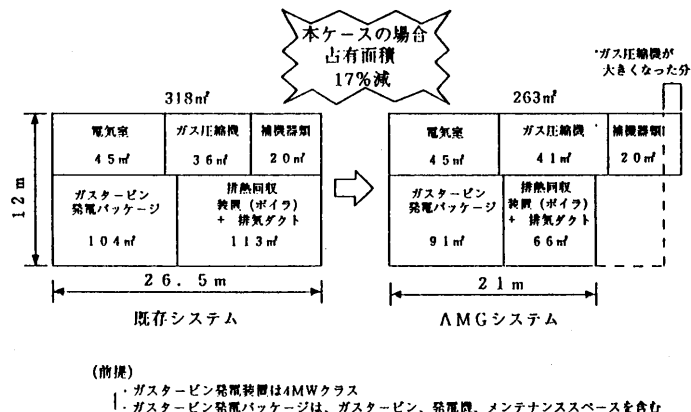


図14 コージェネレーションシステムにおける省スペース効果(例)

### 5. むすび

これまで、革新ガスジェネレータ [ガスジェネレータの将来像] を明らかにし、その優れた有効性を見てきた。AMGではこのガスジェネレータを実現するための基礎研究を目下精力的に進めている。本研究の成果は、ガスタービンの省資源化と環境保全に貢献すると共に、国際的な技術交流や国際共同開発に発展させ、国際貢献にも役立つことを期待している。

### 参考文献

- 1) M. Hiromatsu, et al, "Research and Development Status of Advanced Material Gas-Generator (AMG) Project", ASME 95-GT-287(1995).
- 2) 弘松幹雄, "B-16 先進材料を利用した革新ガスジェネレータの研究", 第34回航空原動機・宇宙推進講演会.

|             |       |      |       |
|-------------|-------|------|-------|
| 石川島播磨重工業（株） | 識名 朝春 | 仲田 靖 | *宮川 浩 |
| 川崎重工業（株）    | 高木 俊治 |      |       |
| 三菱重工業（株）    | 鈴木 理之 |      |       |
| 航空宇宙技術研究所   | 森田 光男 |      |       |

## 1. はじめに

平成元年度から開始された「超音速輸送機用推進システムの研究開発（HYPRプロジェクト）」では、ターボジェット（作動マッハ数範囲0～3）とラムジェット（作動マッハ数範囲2.5～5）を統合したコンバインドサイクルエンジンを対象とした技術開発を進めている。本稿では、コンバインドサイクルエンジンのターボ系エンジン部分の試作試験研究に着目し、試作エンジンの概要、試験プログラムおよび現状までの主要試験結果について報告する。

## 2. ターボ系エンジンの概要

コンバインドサイクルエンジンを構成するターボ系エンジンは、離着陸から飛行マッハ数3までの範囲で作動するエンジンであり、離陸時には低騒音を、高マッハ加速時には高比推力を、また大陸上空における亜音速巡航時には低燃料消費率を求められる。これらの要求を満足させるためには、可変サイクルエンジン（VCE；Variable Cycle Engine）の概念の導入を図る必要があるとともに、低騒音化デバイスの技術開発や高温エンジン設計技術の高度化も不可欠である。本プロジェクトでは、このような技術課題への取り組みとして試作ターボジェットエンジン（HYPR90-T）と超高温ガスジェネレータ（HTCE；High Temperature Core Engine）の試作試験研究を行っている。両エンジンの概要について以下に述べる。

### （1）試作ターボジェットエンジンの概要

試作ターボジェットエンジンでは、可変サイクルエンジンシステムや低騒音システムの技術実証を目標としている。試作ターボジェットエンジンの代表的な飛行条件における性能諸元を表1に示す。エンジンサイクルの主要パラメータであるタービン入口温度（TIT）は飛行マッハ数2.5～3の上昇条件で最高1873K、また圧縮機出口温度（CDT）についてはマッハ数3の飛行条件では900Kを超えるレベルとなっている。離陸時の推力は30kNレベル、排気速度はミキサエジェクタ入口で550m/sと設定している。

表1 試作ターボジェットエンジン代表性能

| 飛行状態    | 高度<br>km | バイパス比 | 圧縮機出口温度<br>K | タービン入口温度<br>K | 比推力<br>Ns/kg | 排気速度*<br>m/s |
|---------|----------|-------|--------------|---------------|--------------|--------------|
| 離陸      | 0        | 0.83  | 622          | 1710          | 555          | 550          |
| M0.95巡航 | 10.7     | 0.88  | 536          | 1340          | 304          | 582          |
| M2.5上昇  | 18.3     | 0.7   | 854          | 1873          | 324          | 1050         |
| M3上昇    | 20.9     | 0.94  | 936          | 1873          | 220          | 1097         |

\*ミキサエジェクタ入口

試作ターボジェットエンジン断面図を図1に示す。本エンジンの基本形態は2軸ターボファンエンジンであり、2段のファン、5段の圧縮機、アニュラー型燃焼器、1段の高圧タービンおよび1段の低圧タービンより構成されている。使用材料としては、ファン部および圧縮機の前段にチタン合金を、圧縮機の後段にはニッケル合金を、高圧タービンおよび低圧タービン翼には先進単結晶材を、さらに高圧タービンディスクには粉末冶金を使用している。また、本エンジンは、可変部位として、圧縮機可変静翼、低圧タービン可変ノズル（LPT VG）、後部可変バイパスノズル（RVABI）およびミキサエジェクタ付きの可変2次元排気ノズルを持っている。なお、ミキサエジェクタとは、離陸時に外部の大気を導入し、混合することにより、推力を保ちつつ排気速度を減速して排気騒音の低減を図るための装置である。低圧タービン可変ノズル（LPT VG）はエンジン高圧系と低圧系の仕事配分を調整するために用いられる。これにより、離陸時、高マッハ加速時および亜音速巡航時等の広範囲な飛行条件で圧縮機の作動点を最適化させることができ、高出力かつ高効率のエンジンサイクルの実現が可能となる。後部可変バイパスノズル（RVABI）はバイパス流とコア流のミキシング条件の最適化を図るべく、バイパス流の出口の状態量を調整するために用いられる。また、可変排気ノズルの採用により、高推力が求められる高マッハ加速時等においては排気速度を上げ、一方燃料消費率が重要となる亜音速巡航においてはエンジンができるだけ多量の空気流量を吸い込むように調整してインタークスピレージ抵抗を低減させるなど、飛行条件に応じた排気システムの形成が可能となっている。圧縮機の変静翼の設定角度は、圧縮機修正回転数のみならず飛行マッハ数に応じて最適化されており、常に圧縮機的能力を最大限に引き出すようにしている。以上の様に試作ターボジェットエンジンでは、4種の可変機構を用いることにより、離陸から飛行マッハ数3までの広い飛行条件で常に最適のエンジンサイクルの実現を図っている。

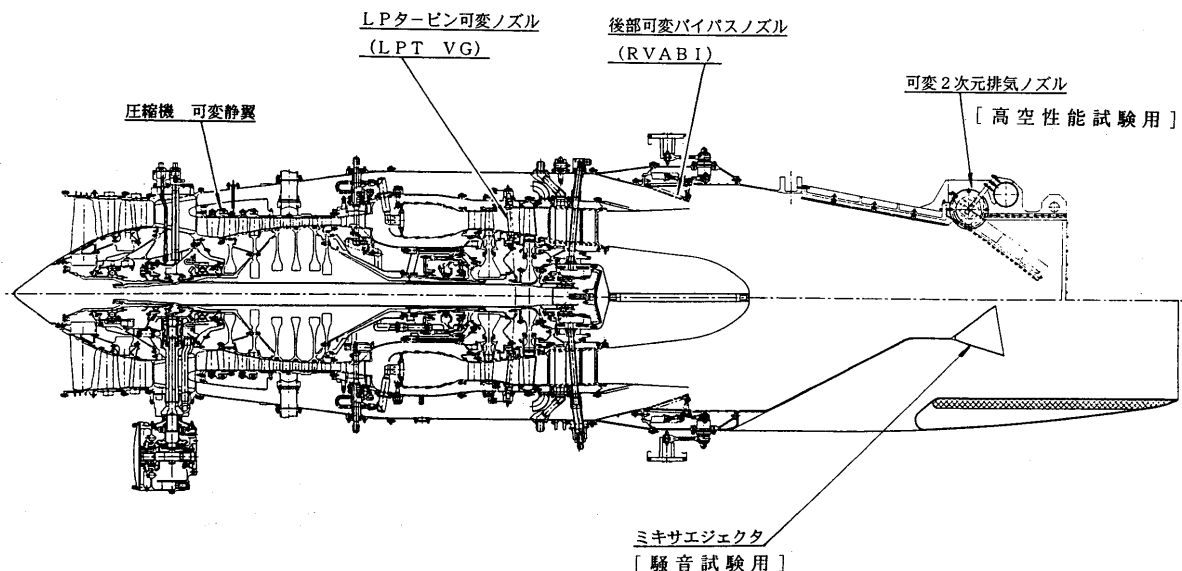


図1 試作ターボジェットエンジン断面図

(2) 超高温ガスジェネレータ

超高温ガスジェネレータ (HTCE) は、試作ターボジェットエンジンの高圧系を模擬したものであり、燃焼器や高圧タービンなどの高温部位の技術実証を行うための1軸コアエンジンである(図2)。なお、本エンジンの構造は基本的に試作ターボジェットエンジンの高圧系と同等であるが、排気部には高温化対策が施されている。本エンジンの技術実証は、次の3段階に分けられている。

- ・フェーズⅠ； 常温大気吸い込み試験による機能実証確認
- ・フェーズⅡ； 高マッハ飛行時の入口空気温度をシミュレートしての  
TIT=1873K (1600℃) 実証
- ・フェーズⅢ； 高マッハ飛行時の入口空気温度をシミュレートしての  
TIT=1973K (1700℃) 実証

ここでは、高温エンジン設計技術の更なる高度化をねらい、前出の試作ターボジェットエンジンより高いTIT (1973K) を目標としている。

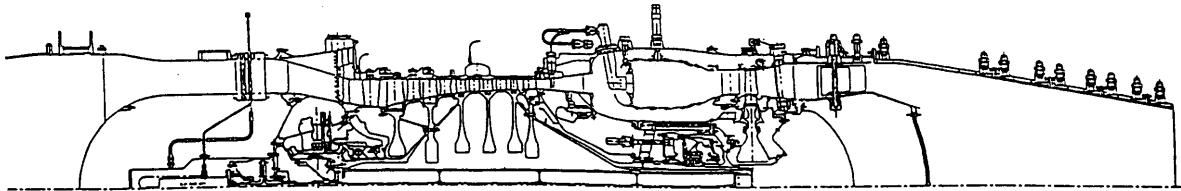


図2 超高温ガスジェネレータ (HTCE) 断面図

3. 試作エンジン試験計画

本プロジェクトにおける試作エンジン試験計画を表2に示す。試作ターボジェットエンジンの高空性能試験が平成8年度に、騒音試験が平成9年度に、それぞれ米国GE社のATF設備および英国RR社の屋外騒音試験設備を利用して実施される計画となっている。HTCEフェーズⅢ (1973K) 実証は平成8~9年度に予定されている。これらターボ系エンジンの成果はラム燃焼器との統合設計を通じて試作コンバインドサイクルエンジン設計へ反映されていくことになる。なお、現状は試作ターボジェットエンジン初回運転試験ならびにHTCEフェーズⅡ (入口加熱) 初回試験を終了した段階であり、次節にてこれらの試験結果の概要を述べる。

表2 試作エンジン試験計画

|                    | 平成5年度 | 6年度 | 7年度   | 8年度    | 9年度   | 10年度   |
|--------------------|-------|-----|-------|--------|-------|--------|
| 超高温ガスジェネレータ (HTCE) | ■     | ■   | ■     | ■      | ■     |        |
|                    | フェーズⅠ |     | フェーズⅡ |        | フェーズⅢ |        |
| 試作ターボジェットエンジン      |       | ■   | ■     | ■      | ■     |        |
|                    |       |     | 機能試験  | 高空性能試験 | 騒音試験  |        |
| 試作コンバインドサイクルエンジン   |       |     |       |        | ■     | ■      |
|                    |       |     |       |        | 機能試験  | 高空性能試験 |

(備考) ■ 実績 ■ . . . 予定



#### 4. 試作エンジンの試験結果

##### (1) 試作ターボジェットエンジン初回運転試験結果

試作ターボジェットエンジン (HYPR90-T) の初回運転試験が、平成6年12月に石川島播磨重工業 (株) 瑞穂工場において行われた (図3)。本運転試験により、地上最高運転状態である低圧系機械回転数100%を達成し、可変サイクルシステム (LPT VG、RVABI) を含むエンジン機械的健全性を確認するとともに、これらの可変要素のエンジン性能上の効果を把握することができた。なお、本試験では固定形状の丸型排気ノズルを使用しており、可変2次元排気ノズルは第2回運転試験で供試される予定である。

HYPR90-T基本形態 (LPT VG= -1deg、RVABI=290%) での地上最大出力運転状態におけるエンジン性能は以下の通りである。

- ・低圧系機械回転数  $N1 = 10970 \text{ rpm}$  (100%)
- ・高圧系機械回転数  $N2 = 11200 \text{ rpm}$  (88%)
- ・排気ガス温度  $EGT = 1170 \text{ K}$
- ・タービン入口温度  $TIT = 1700 \text{ K}$
- ・推力  $F_n = 48.5 \text{ kN}$

エンジン推力と燃料消費率 (SFC) との関係は図4に示す通りで、予測性能と概ね良く一致している。また、本運転試験では、可変サイクルエンジン性能の基礎データとして、LPT VG角度およびRVABI開度を各々独立に変化させた場合のエンジン性能への影響についてのデータを取得した。これらの試験結果を図5、図6に示す。

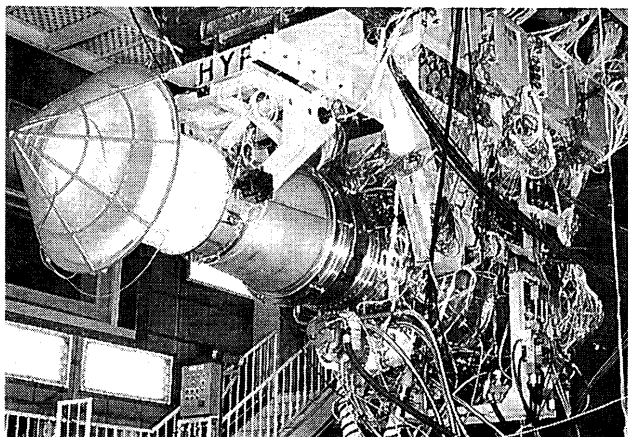


図3 HYPR90-T初回運転試験

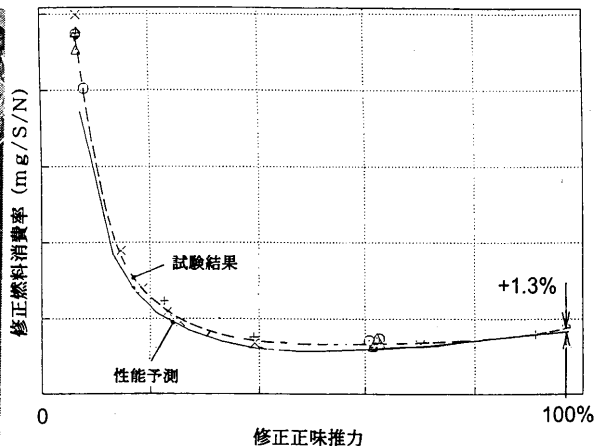


図4 エンジン推力と燃料消費率との関係

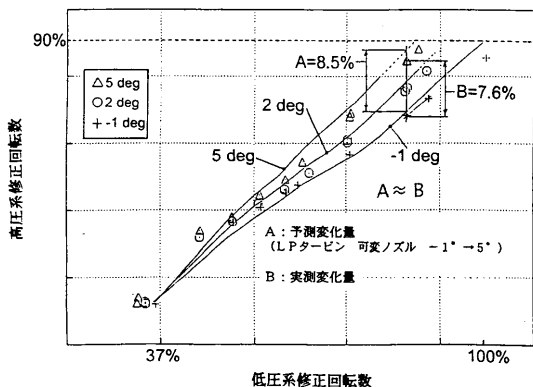


図5 LPT VG 効果確認試験結果

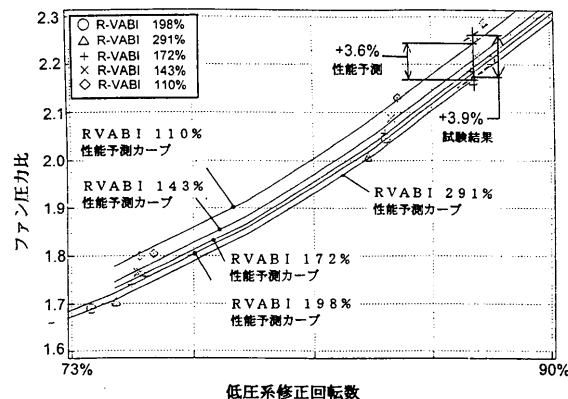


図6 RVABI 効果確認試験結果

まず、LPT VGを閉じる（角度を負の方向に変える）と、低圧タービンに対する高圧タービンの仕事配分が相対的に低下し、高圧系回転数が低下している。LPT VG角度に対する高圧系回転数の変化率（ $\Delta N2 / \Delta LPT VG$ ）は予測値と良く一致している。また、RVABI開度はファン作動線を調整し、RVABIを閉じるとファン作動線は絞り側にシフトしている。RVABI開度に対するファン作動線の変化率（ $\Delta \pi / \Delta RVABI$ ）も予測値と良く一致している。これらの結果から、これら可変要素によるサイクル最適化の可能性を示すことができた。

なお、低圧系機械回転数100%までの全域において、エンジン外殻、軸受、ファンおよび圧縮機翼振動等がいずれも制限値内にあることを確認し、また運転後の分解点検の結果特に重大な損傷は無かった。このことより、エンジン全体として低圧系機械回転数100%までの機械的健全性を確認することができた。

## （２）超高温ガスジェネレータ入口加熱試験結果

超高温ガスジェネレータ（HTCE）はフェーズⅠ（常温大気吸い込み試験）を終了し、フェーズⅡ（入口加熱試験、TIT=1600℃技術実証段階）へと移行しており、初回の入口加熱試験が、平成7年3月に石川島播磨重工業（株）瑞穂工場において行われた。入口加熱テストセルのレイアウトを図7に、入口加熱装置の外観およびエンジン搭載状態の写真を図8、図9に示す。

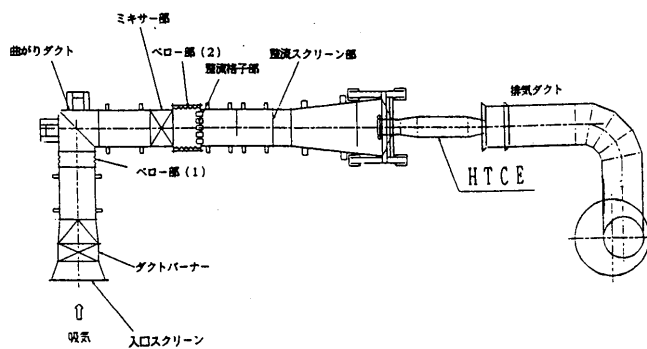


図7 入口加熱テストセル

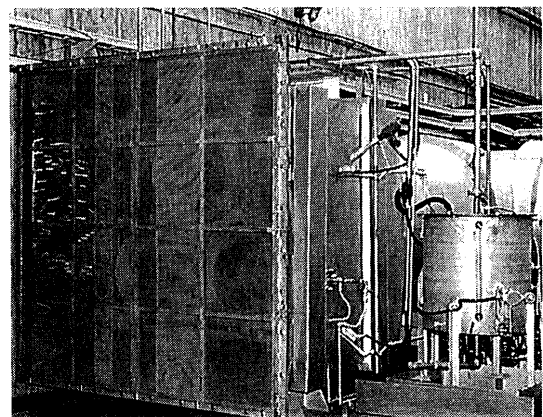


図8 入口加熱装置の外観

入口加熱装置は、地上試験で高マッハ飛行時のエンジン入口温度を模擬するためのものであり、3組のメインバーナ（使用燃料：灯油）とパイロットバーナ（使用燃料：LPG）から構成されるダクトバーナ部を持つ。本ダクトバーナによる加熱空気（ガス）流れを、曲がりダクトにより90度曲げ、さらにミキサ部や整流スクリーンを通過させることにより、エンジン入口圧力分布、温度分布の均一化が図られる。

HTCE初回入口加熱試験では、この入口加熱装置を使用して圧縮機入口温度200～300℃の（飛行マッハ数2.0～2.5に相当する）状態を模擬し

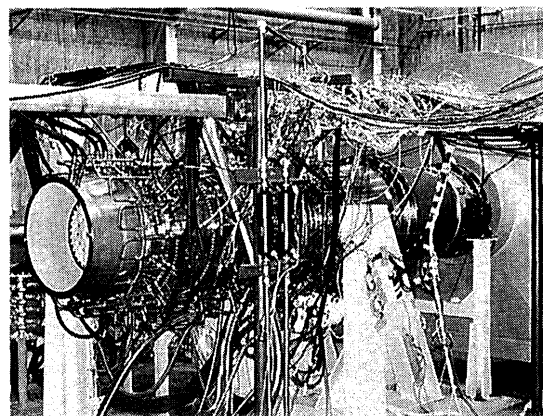


図9 HTCEエンジン搭載状態

たエンジン運転を実施した。本試験結果は図10に示すとおりであり、常温大気吸い込み試験では圧縮機空力的制限のため到達できない機械回転数90%以上の領域の試験を行い、最高到達点では高圧系機械回転数100%とタービン入口温度1600℃レベルを実現した。なお、本試験での最高到達点においてのエンジン性能は以下の通りである。

- ・高圧系機械回転数  $N_2 = 12730 \text{ rpm}$  (100%)
- ・タービン入口温度  $TIT = 1873 \text{ K}$  レベル
- ・排気ガス温度  $EGT = 1370 \text{ K}$  レベル

なお、高圧系機械回転数100%までの全域において、エンジン外殻、軸受、圧縮機および高圧タービン翼振動等がいずれも制限値内であることを確認した。また運転後の分解点検時の高圧タービン動静翼は図11に示すように健全であり、他の部品についても特に重大な損傷は見られなかった。このことにより、HTCE（試作ターボジェットエンジンのコア部分に相当）として、高圧系機械回転数100%（タービン入口温度1600℃レベル）までの機械的健全性を確認することができた。

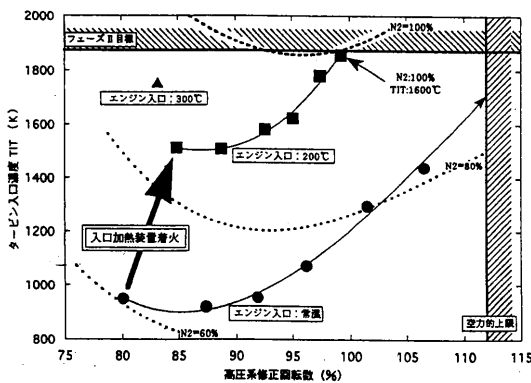


図10 HTCE初回入口加熱試験結果

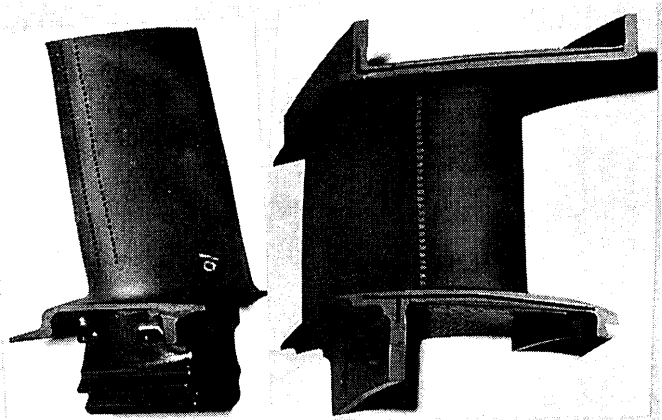


図11 高圧タービン動静翼（分解後）

## 5. おわりに

HYPR試作ターボジェットエンジン（HYPR90-T）初回運転試験および超高温ガスジェネレータ（HTCE）初回入口加熱試験の成功により、今後の高空性能試験、騒音試験ならびにHTCEフェーズⅢ試験（タービン入口温度1700℃技術実証）に向けて確実な第一歩を踏み出すことができた。今後ターボ系エンジンの最終技術実証に向けての取り組みを継続することともに、コンバインドサイクルエンジンの技術課題の解決に向けての研究開発も精力的に進めていく予定である。

本研究は、通商産業省工業技術院の産業技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施しているものである。

## 参考文献

- (1) 大型工業技術国際シンポジウム—超音速輸送機用推進システム—予稿集
- (2) 日本ガスタービン学会誌 第20巻 第77号（小特集「超音速輸送機用推進システムの研究開発」）

## チタンアルミナイドの航空機用エンジン部品への適用

\* 荒井幹也 (石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)  
 正木彰樹 (石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)  
 今村龍三 (石川島播磨重工業 航空宇宙事業本部)  
 松田謙二 (石川島播磨重工業 技術研究所)  
 中川幸也 (石川島播磨重工業 技術本部)

## 1. 緒言

金属同士あるいは金属と半導体元素の化合物を金属間化合物と呼ぶ。金属間化合物は、近年各種金属材料のなかでもっとも活発な研究が進められているものの一つであり、チタンアルミナイド (TiAl) はその中でも実用化の期待が高い軽量耐熱材料である。

一般にTiAlは次のような長所を持つといわれている。a) 比重が約4とNi合金の約半分である。b) 比高温強度がNi合金と同等であり、かつ比剛性が高い。c) Ti合金のような爆燃性がない。

これらはいずれもジェットエンジンには魅力的な特性であり、750°C程度までのNi基合金にかわる軽量耐熱材料として圧縮機後段や低圧タービン部の部品への適用が期待され<sup>(1)</sup>、国内外において活発な研究開発が行われてきた。<sup>(2) - (8)</sup>

この結果構造材料としての資質として最も懸念されていた常温付近での延性の改善や、形状化プロセスについて近年めざましい進展があり、実用化の機運が高まりつつある。そこで本報では casting TiAl 合金として開発された<sup>(5)</sup> Ti-Al-Fe-V-B合金 (合金名: IHI Alloy 01 mod. A; 以下 Alloy 01) の材料特性を取得し航空機エンジンへの適用性を検討した。さらに量産規模でのエンジン部品の試作、評価により実用性の検討を行ったのでその結果を報告する。

## 2. 材料特性

## 2. 1 Alloy 01

TiAlの形状化プロセスとしては一般の金属材料と同様に casting 法、鍛造法および粉末冶金法が用いられる。特に casting 法はコストの点で最も実用化に近いと考えられる。表1に現在公表されている代表的な casting TiAl 合金<sup>(2)</sup>の化学成分を示す。このうち Alloy 01は casting 合金として開発された合金で、Fe、V、Bを加えることにより casting 性を向上させている。またBは凝固中にTiB<sub>2</sub>を晶出し、凝固時の核となり、組織の微細化に寄与する。

casting 法としてはTi合金と同様の真空消耗電極法 (VAR) が用いられることが多い。 casting 後、HIP (熱間静水圧プレス) を行い、引け巣等の凝固欠陥除去して特性を向上させる。HIP後、組織調整のために熱処理を施す。TiAl合金はその組織により特性が大きく変化することが知られて

おり<sup>(2)</sup>、常温延性向上には等軸の $\gamma$ 相粒と $\gamma$ 相と $\alpha_2$ 相からなる層状のラメラ組織との混粒組織が優れているとされている。Alloy 01では $\alpha$ 単相領域直下の1300°C保持後徐冷することにより混粒組織を得ている。

| 合金名       | 成分 (at%)                            |
|-----------|-------------------------------------|
| GE 48-2-2 | Ti-48Al-2Cr-2Nb                     |
| XD        | Ti-45Al-2Mn-2Nb-0.8TiB <sub>2</sub> |
| Alloy 01  | Ti-47.3Al-0.7V-1.5Fe-0.7B           |
| ABB Alloy | Ti-47.3Al-2W-0.5Si                  |

表1. 代表的な casting TiAl 合金

## 2. 2 弾性率

図1にAlloy01(比重=3.85)の比弾性率を代表的な鍛造Ni合金のINCO718(比重=8.22)および現状最も高温強度に優れた耐熱Ti合金であるIMI834(比重=4.59)と比較して示す<sup>(9)(10)</sup>。すべての温度域でNi合金、Ti合金に比べ約60%程度高い比剛性を有している。この特性はたとえばフレームやケースといったクリアランス維持のために剛性を要求される部品に対してメリットがあると考えられる。仮にNi基合金のケーシングをAlloy01に置き換えることにより剛性の面からのみからいけば60%の重量軽減がはかれることになる。

また、高い比弾性率は共振周波数を高周波側にシフトさせることになり一般的には有利といえる。

## 2. 3 引張特性

Alloy01の引張強度は600℃以上でINCO718に比べ、700℃以上でIMI834よりも優れている(図2)。耐熱チタン合金の使用温度はせいぜい600℃が上限であることを考慮すると、引張強度ではそれ以上で利点があることになる。

破断伸びは常温で1.5%程度であり、700℃付近に延性遷移点が存在する。常温の延性は部材の使用条件から要求される性質というよりは加工、検査、補修、組み込みなどの工程で必要とされる特性のひとつであり、設計上の最低の要求値の規定はない。現用の材料はほぼ数%以上の延性を有するが、現用材料でも使用中や使用後の延性が1%以下で問題なく機能している例がある<sup>(8)</sup>。しかし、後述のように、部品成形時の加工や溶接は従来金属と比べ明らかに難しく、注意が必要といえる。

## 2. 4 クリープ特性

図3に1000時間で0.2%のクリープ伸びを発生させる比応力と温度の関係を示す。500℃以上でIMI834より優れるが、対酸化性の面からAlloy01の実用温度域は750℃が上限と考えられ、INCO718の方がクリープ特性は優れている。

## 2. 5 疲労特性

図4には548℃における $10^7$ サイクル疲労限のグ

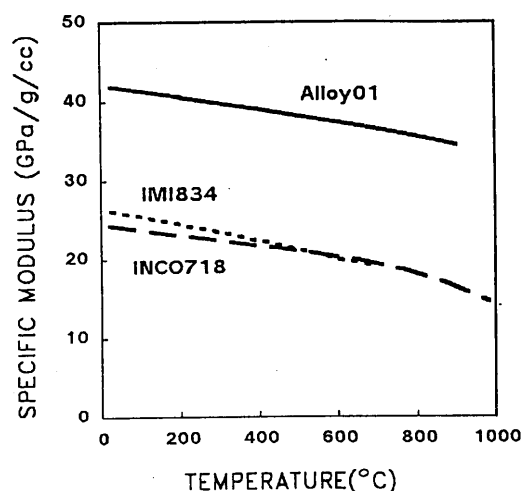


図1 各種合金の比弾性率

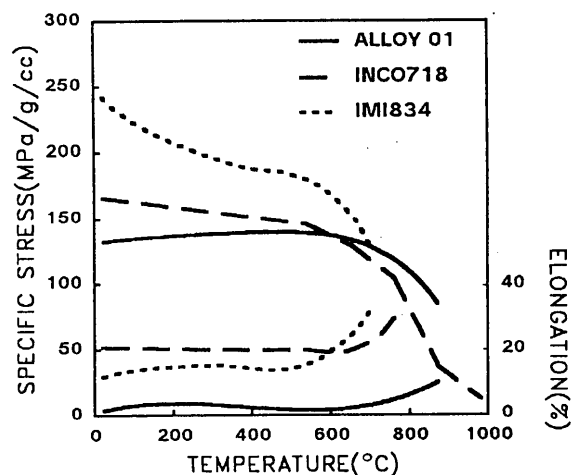


図2 比引張強度および破断伸び

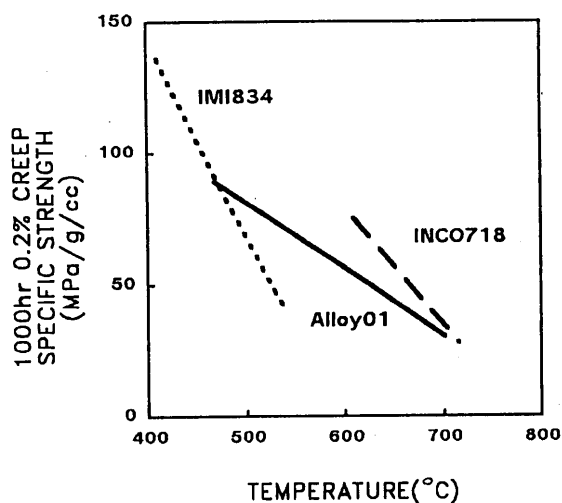


図3 1000時間/0.2%クリープ比強度

ッドマン線図を示す。振動による高サイクル疲労特性を考慮すべき部品として翼部品があげられる。750℃以下でTiAl化による軽量化メリットの大きい部品としては高バイパス比エンジンの低圧タービン翼がある。現用エンジンではNi合金が使われているが、翼形状は空力性能で決まるためにクリープ強度に余裕がある場合があり、Ni基合金に代替できる可能性が高い。

また、圧縮機後段側では、チタンファイアーへの危惧から、比較的低温部でもFe基合金やNi基合金が使われる場合がある。TiAlはTi合金のような爆燃性がないと言われており<sup>(4)</sup>、この点から強度要求を維持し、軽量化する材料として圧縮機静翼への応用も期待できる

## 2. 6 亀裂伝播特性

図5に疲労亀裂伝播特性を示す。亀裂伝播速度は従来金属材料に比べ、1桁以上速い。また、Alloy 01の破壊靭性値は $15 \text{Mpa}\sqrt{\text{m}}$ 程度であり、鑄造欠陥、介在物や、翼などの場合異物による損傷の影響が大きいことが懸念され、設計上十分な考慮が必要であろう。

## 3. 低圧タービンブレードの試作

TiAlの適用候補部品の一つである民間大型機用エンジン用の低圧タービンブレードを対象部品としてAlloy01による製作を試みた。

試作したブレードは全長が320mm、コード幅が45mm程度であり、現状Ni合金が使用されている。

消耗電極として約300Kgの大型のVARインゴットを作成した。Alや酸素は特性に大きく影響を与える可能性があるため、現用のTi合金に比べ厳しい成分範囲が要求されるが、要求値を満たしており量産規模でのインゴット製作でも品質を満足できることが確認できた。

一般に翼部品は精密鑄造で作られ、厳しい寸法精度が要求される翼根部、翼頂部をのぞき、ネットシェイプで鑄造される。しかしTiAl合金はTi合金に比べ鑄造性に乏しく、また鑄造後のHIP、熱処理が高温であり、活性なAl、Tiからなる本合金では表面に脆い脱元素層あるいは酸化層を形成することから、鑄造性の改良と酸化、脱元素層の除去を目的として、鑄造時には翼面に若干の表面余肉層をつけておき、HIP、熱処理後に翼面余肉部を除去するプロセスとし、健全な翼部品が得られるよう工夫した。鑄造時の欠陥としては他の合金に見られる引け巣、ガスホールといったものであるが、鑄造条件によっては表面に開口しHIPによって除去できない引け巣ができる場合が認められた。

表面の余肉はケミカルミリングで除去し必要部分を加工した後、コーティング等を施し、所定の製品形状に仕上げた。加工は従来金属材料と同様の手法が可能であるが、非常に難加工材であり、

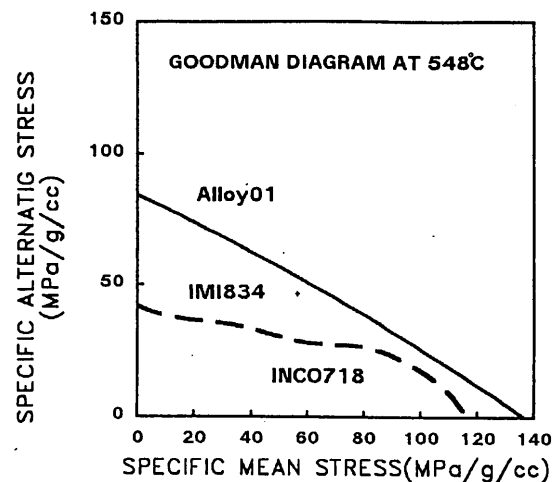


図4 538℃における $10^7$ サイクルグッドマン線図

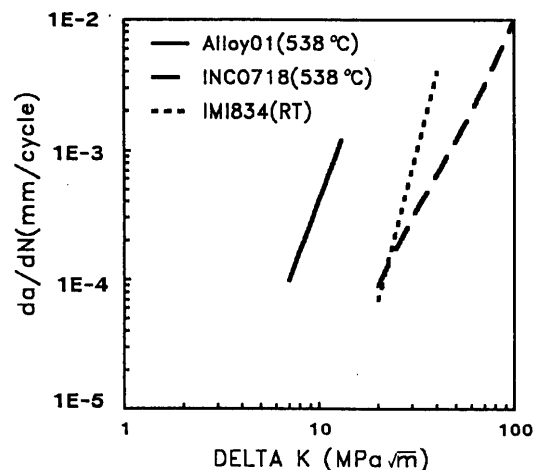


図5 疲労亀裂伝播特性

また加工条件によっては残留応力による遅れ破壊と思われるクラックが認められる場合があり、加工条件の選定には十分な注意が必要である。図6に完成したブレードを示す。

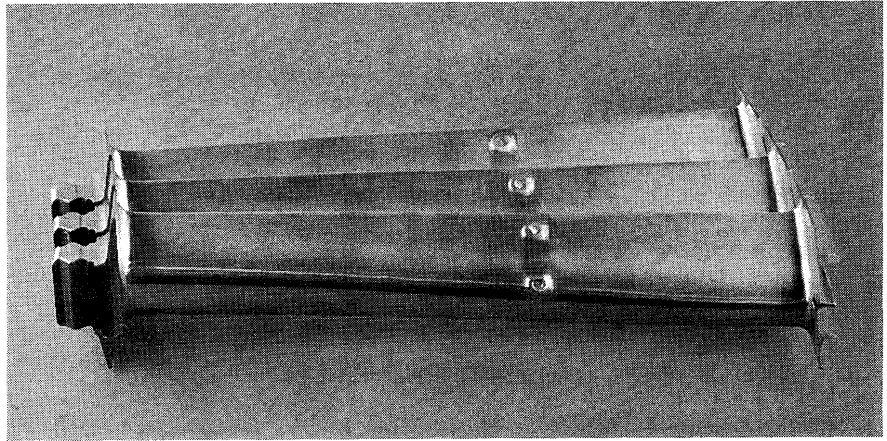


図6 Alloy01による鋳造低圧タービン動翼

#### 4. 試作ブレードの評価

図7に試作したブレードの翼面部、および翼根部の組織写真を示す。

翼根部の組織が翼根部にくらべ粗大となっているが、これは翼根部厚さが翼面部の3倍程度であることから凝固時の冷却速度に起因するものと考えられる。図8には翼面、翼根部それぞれから切り出した試験片による常温引張延性を示す。翼面部では約1.3%であるのに対し、翼根部では1.1%で、常温延性が組織に依存し微細組織が延性に優れることがわかる。

試作した翼は、翼根部の引っ張り、低サイクル疲労試験、翼面部の高サイクル疲労試験といった要素試験を行い要求特性を満足していることを確認した後、実機エンジンに搭載し、地上耐久試験を行った。試験は離陸、巡航、着陸を模擬したサイクルで約500サイクル、時間にして約200時間行い、異常のないことが確認された。試験後には浸透探傷検査をおこなったが、損傷は全く認められず本合金が実際のエンジンで使用できることが確認できた。

TiAlには耐環境性に問題があるとの報告もされており<sup>(3)</sup>、また長時間での評価も終わっていないため、実用化にあたっては、まずリスクの比較的低い部品から適用が始まり、経験をつみながら順次リスクの高い部品へ適用範囲を増やしていくことになる想定される。

しかし、実用化にあたっての最大の障壁はその製造コストにある。鋳造性の悪さは、製造歩留まりや、その後の工程のコストを増大させており、更なる鋳造技術の向上が必要である。また、インゴットのコストが製造コストのかなりの部分を占めており、そのコストダウンは不可欠である。一般に材料のコストはその生産量によるところが大きいことが多く、大量に生産、消費されるようになればコストは下げられる。従って、航空エンジンにとどまらず、広く構造部材として実用化されていくことが望まれる。

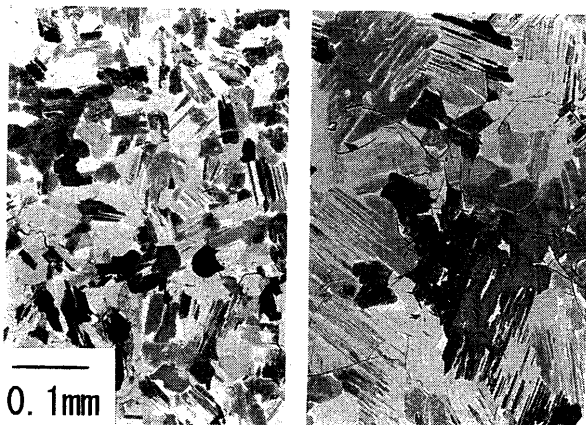


図7 試作翼の組織（左：翼面部、右：翼根部）

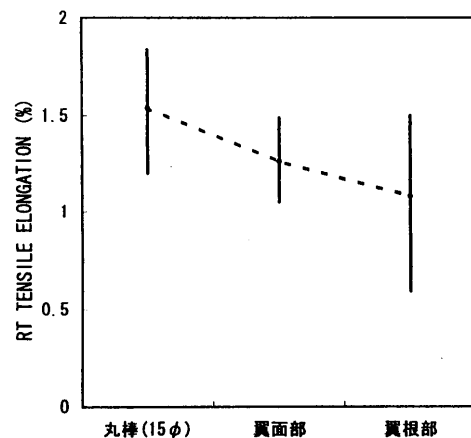


図8 翼実体切出材による常温破断伸び

## 5. まとめ

鋳造用TiAl合金Alloy01を用いて材料データの取得、および低圧タービン動翼の試作評価を行い、以下の結果を得た。

- 1) Alloy01はINC0718、IMI834に比べ比剛性、500℃から750℃での引張強度、疲労特性に優れ、ケーシングや低圧タービン動翼、圧縮機後段翼への適用が考えられる。反面、常温延性、亀裂伝播特性や靱性に問題があり、設計、製造上の配慮が必要である。
- 2) 量産規模での低圧タービンの鋳造、加工を行いAlloy01による部品製造が可能であることが確認できた。
- 3) 要素試験、実機エンジンテストを行い、Alloy01の実用性を確認できた。

## 参考文献

- (1) 「航空エンジン用材料の動向」、石川島播磨技報第34巻第3号
- (2) Y-W Kim, "Ordered Intermetallic Alloys, Part 3: Gamma Titanium Aluminides", JOM7(1994), pp. 30-36
- (3) C.M. Austin and T.J. Kelly: "Development and Implementation Status of Cast Gamma Titanium Aluminides, Proc. Of Int. Conf. On STRUCTURAL INTERMETALLICS, TMS, Sevensprings, Pa, Sept. (1994), pp143-150
- (4) W. Smarsly, "Titanium Aluminides for Gasturbine Applications", MTU FOCUS, 2(1994), pp21-25
- (5) Y. Nakagawa, S. Yokoshima, and K. Matsuda, "Development of castable TiAl alloy for turbine applications", Materials Science and Engineering, SA153(1992), pp722-752
- (6) J.C. Chesnutt, Titanium Aluminides for Aerospace Applications, Superalloys 1992, pp381-389
- (7) M.V. Nathal and S.R. Levine, Development of Alternative Engine Materials, Superalloys 1992, pp329-340
- (8) Y. Nakagawa et. al., "Analysis of Cast TiAl Properties for Engine Materials", to be published in Journal of Metals.
- (9) IMI社カタログ
- (10) AEROSPACE STRUCTURAL METALS HANDBOOK



# 高温ガスタービンディスク用高強度12Cr鋼の開発

A-9

\* 福井 寛(日立製作所 日立研究所)  
 志賀 正男( 同上 )  
 日高貴志夫( 同上 )  
 中村 重義( 同上 )

## 1. 緒言

効率向上を目的にガスタービンの燃焼温度は年々上昇しており、使用される耐熱材料も耐用温度の向上が求められている。ブレードを支持するディスクは高温で回転するため大きな遠心力が負荷されると共に熱応力の繰返しにも耐えねばならない。またガスタービンの大容量化に伴いディスクは大型化傾向にあり大型鋼塊製造技術、及び優れた鍛造性、加工性が要求される。従来のディスク材にはFig. 1に示すようにCrMoV鋼及び12Cr鋼が使用されてきたが燃焼温度が1200℃以上ではFe基合金(A286)あるいはNi基合金が使用される。オーステナイト系のFe基あるいはNi基合金は高価であると同時に熱膨張係数が大きく、また熱伝導係数が小さいのでフェライト系の12Cr鋼に比べ大きな熱応力が発生する。さらに鍛造性、加工性も低く、大型化が困難である。一方、12Cr鋼はNi基合金に比べ耐用温度が約430℃と低いため1200℃級までのガスタービンにしか適用されていない。本報告では12Cr鋼を基本にNb, Moを添加し、耐用温度を475℃に向上させた新12Cr鋼を開発し、1300℃級ガスタービンに実用化するとともに更にCoを添加することで耐用温度500℃が期待できる12Cr鋼開発の可能性を検討した。

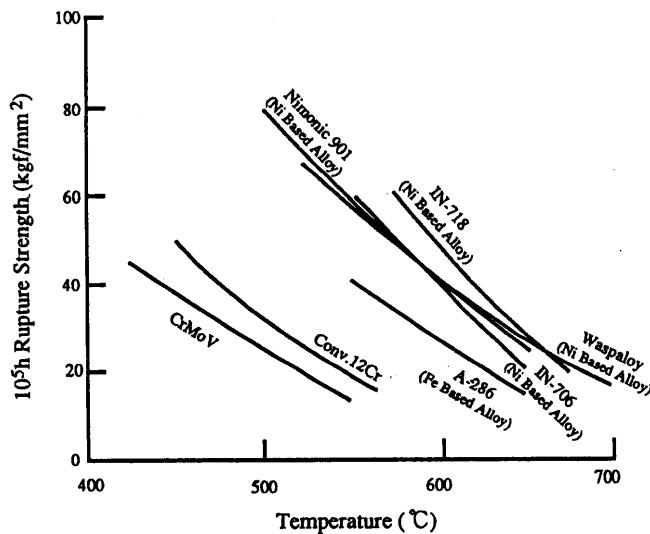


Fig.1. Creep rupture strength of gas turbine disc materials<sup>1)</sup>

Table 1. Chemical composition of the studied steels. (wt.%)

| No.      | C    | Ni   | Mo   | W    | V    | Nb   | N     | Others  |
|----------|------|------|------|------|------|------|-------|---|
| 1        | 0.13 | 1.19 | 1.65 | -    | 0.20 | 0.08 | 0.126 | Cr ≈ 11.7<br>Si ≈ 0.20<br>Mn ≈ 0.70<br>P ≈ 0.005<br>S ≈ 0.011 |
| 2        | 0.12 | 1.67 | 1.63 | -    | 0.20 | 0.08 | 0.098 |   |
| 3        | 0.10 | 2.09 | 1.60 | -    | 0.20 | 0.08 | 0.114 |   |
| 4        | 0.08 | 1.69 | 1.66 | -    | 0.20 | 0.08 | 0.108 |   |
| 5        | 0.15 | 1.69 | 1.62 | -    | 0.20 | 0.08 | 0.125 |   |
| 6        | 0.12 | 1.68 | 1.26 | -    | 0.20 | 0.08 | 0.118 |   |
| 7        | 0.11 | 1.67 | 3.03 | -    | 0.20 | -    | 0.101 |   |
| 8        | 0.12 | 1.54 | 1.65 | -    | 0.31 | 0.08 | 0.122 |   |
| 9        | 0.14 | 1.68 | 1.65 | -    | 0.22 | 0.10 | 0.133 |   |
| 10       | 0.11 | 2.62 | 1.81 | -    | 0.30 | -    | 0.124 |   |
| 11       | 0.12 | 1.70 | 1.34 | 0.39 | 0.20 | 0.07 | 0.109 |   |
| Con-ven. | 0.10 | 2.70 | 1.70 | -    | 0.35 | -    | 0.03  |   |

## 2. 1300℃級ガスタービンディスク材の開発

### 2.1 実験方法

12Cr鋼を基本にディスク材として要求される高温強度(クリープ破断強度)及び靱性(衝撃吸収エネルギー)に及ぼす各元素の影響について検討した。元素範囲はTable 1に示すようにC(0.08~0.15%)、Ni(1.5~2.6%)、Mo(1.6~3.0%)、W(0.4%)、V(0.2~0.3%)、Nb(0~0.1%)、N(0.1~0.13%)とし、5 kg真空溶解インゴットを850~1150℃にて30mm角に鍛造後1050℃焼入れ、590℃×5h、605℃×5hの

焼戻し熱処理を施した。クリープ破断試験は平行部直径6mmの試験片を用い550℃、490MPaにて行い、また衝撃試験は30kg f -mシャルピー衝撃試験機を用い20℃にて行った。

## 2.2 試験結果を検討

Fig. 2にクリープ破断試験結果をFig. 3に衝撃吸収エネルギー試験結果を多重回帰式と共に示す。求めた多重回帰式は実験結果と非常に良い相関性を示す。Fig. 2の回帰式においてクリープ破断強度と元素との関係についてみると強度向上に有効な正の係数元素としてMo, W, V, Nb, Nが挙げられる。その中でも特にNb, Nが有望である。

一方、Fig. 3において衝撃吸収エネルギー(靱性)についてみると正の係数を有する元素としてはC, Ni, Nbが挙げられる。ガスタービンディスク材としては高温強度と靱性の両方の特性が要求されることから両方とも正の係数を有するNbが重要な元素と考えられる。Fig. 4において多重回帰分析結

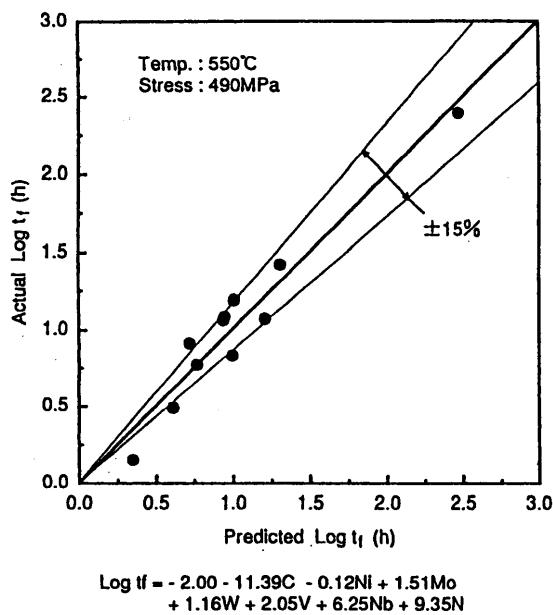


Fig.2. Comparison of the actual and predicted values of creep rupture life.

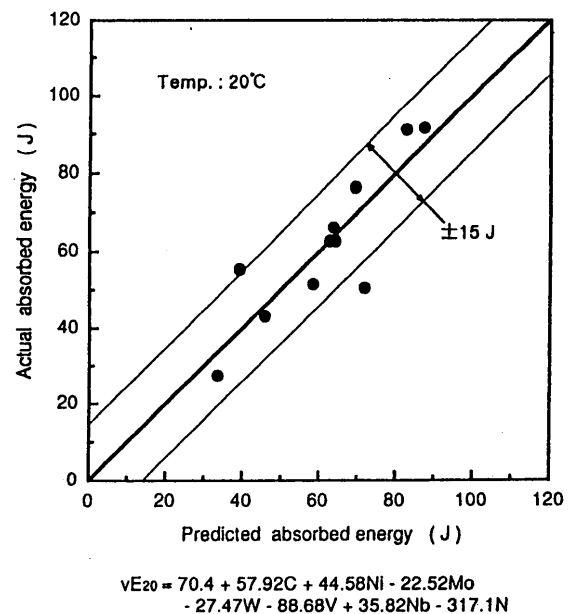


Fig.3. Comparison of the actual and predicted values of absorbed energy.

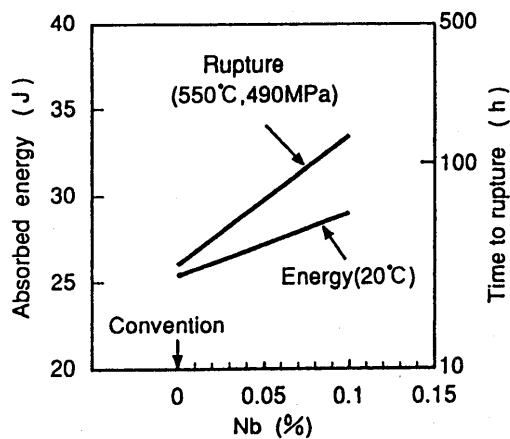


Fig.4. Effect of Nb on fracture toughness and creep rupture life.

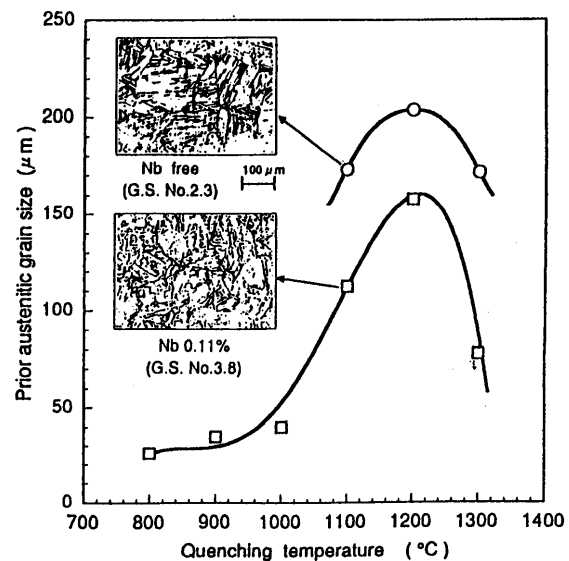


Fig.5. Effect of quenching temperature and Nb addition on grain size.

果をもとにして得られたNbのクリープ破断強度及び靱性に及ぼす影響を示す。クリープ破断強度を向上させる元素は逆に衝撃吸収エネルギーを低下させるがNbを添加すると靱性が向上するのはFig. 5に示すように、結晶粒微細化効果によるためであろう。Nb添加によりオーステナイト化温度に加熱中未溶解のNbC炭化物が結晶粒の粗大化を防止しているものと考えられる。

### 2.3 実機大型ディスクの試作

1300℃、25MW級ガスタービン用ディスクを対象に大型ディスクへの展開を試みた。組成の決定に当たり疲労強度低下及び加熱脆化促進の原因になる有害なデルタフェライト相の析出を防止しなければならない。そのためには次式で示すCr当量を8以下にする必要がある<sup>2)</sup>

$$\text{Cr当量} = \text{Cr} + 6\text{Si} + 4\text{Mo} + 1.5\text{W} + 11\text{V} + 5\text{Nb} - 40\text{C} - 2\text{Mn} - 4\text{Ni} - 2\text{Co} - 30\text{N}$$

Nbは12Cr鋼特性改善に有効な元素であるが、あまり多くすると巨大NbC共晶炭化物の晶出及びCr当量を高めデルタフェライトが生成するため0.1%以下に抑える。VについてもCr当量を高めまた回帰式の係数から判断すると靱性を低下させる元素であることから低くした方がよい。WとMoは高温強度向上に有効であるがMoの方が効果が大きいと考える。またC, Nはいずれの係数も大きく成分コントロールに注意すべき元素である。以上、総合的に判断しディスク材としてはTable 2に示すDeveloped material(HGTD1)を提案した。HGTD1の大型ディスク試作に当たって溶解は成分編析を軽減する

Table 2. Analytical result of Chemical composition for trial disc forgings. (wt.%)

|                                    | C    | Si   | Mn   | Ni   | Cr   | Mo   | V    | Nb   | N    |
|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Developed material (HGTD1)         | 0.12 | 0.09 | 0.28 | 2.59 | 11.4 | 2.11 | 0.24 | 0.09 | 0.04 |
| Conventional material (12Cr steel) | 0.12 | 0.17 | 0.76 | 2.81 | 11.7 | 1.82 | 0.38 | —    | 0.04 |

ためエレクトロslag再溶解法で行い、10ton鋼塊を作製した。鋼塊は6000ton水圧プレスにより直径935mm×厚さ250mmに仕上げた。熱処理は1040℃から油焼入れし、565℃及び570℃の2段焼戻しを行った。HGTD1実体のクリープ破断強度をFig. 6に示す。450℃×10<sup>5</sup>hと比較するとConv. 12Cr鋼が470MPaに対し、HGTD1は568MPaと著しい向上が見られる。またHGTD1の中心部(Core)及び外周部(Girth)では強度の差はなく材質的にも均一な大型ディスクとなっている。ディスクの負荷応力を約500MPaと想定すれば耐用温度は約450℃となる。なおデルタフェライトの析出は見られなかった。

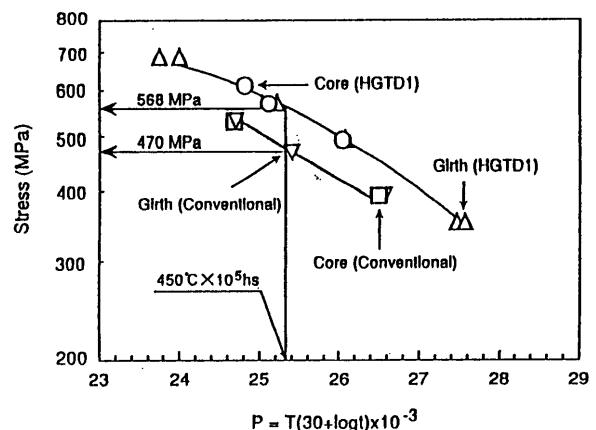


Fig. 6. Creep rupture strength of HGTD1 and conventional 12Cr steel disc forging.

一方、靱性についてはFATT（脆性破面遷移温度）でみるとFig.7に示すように約27℃以下である。Fig.7はHGTD1で製造された16チャージの実ディスク材データである。FATTはSiを下げるとさらに改善される傾向を示し、今後のディスク材の開発に有効な知見を与えている。

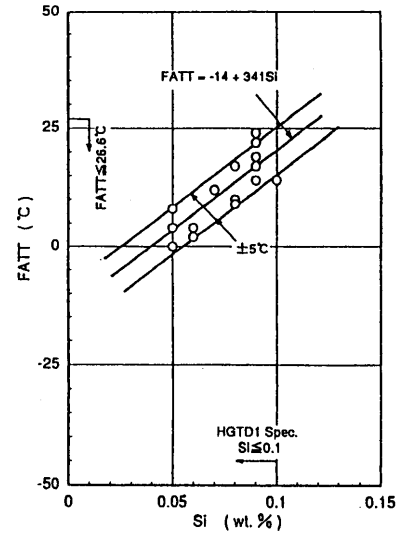


Fig.7. Effect of Si on toughness (FATT)

### 3. 次期高温ガスタービン用12Crディスク材の開発

1300℃級ガスタービンでのディスク温度を約450℃とみなした場合、HGTD1の強度、靱性で示したように12Cr鋼の適用が可能となった。今後、開発が予想される1400℃～1500℃級高温ガスタービンに対応して12Cr鋼ディスク材耐用温度向上の可能性を検討する。

#### (1) 実験方法

Table3は検討に供した材料の化学組成を示す。L～Pにおいて靱性には問題があったがクリーブ破断強度向上に有効であったMo, Wの増加を、又、No.1～4においてはCoの効果を検討した。供試材は20kg真空溶解インゴットを850～1150℃にて30mm角に鍛造した。熱処理はL～P:1050℃×2h, 570℃×5h+590℃×5hあるいは570℃×5h+620℃×5h, No.1～4:1100℃×1h, 650℃×1hとした。クリーブ破断試験は平行部直径6mm、試験温度525℃, 575℃で行った。

Table 3. Chemical composition (wt.%)

| No. | C    | Si   | Mn   | Ni    | Cr    | Mo   | W     | V    | Nb   | Co   |
|-----|------|------|------|-------|-------|------|-------|------|------|------|
| L   | 0.09 | 0.07 | 0.10 | 2.60  | 11.47 | 1.98 | <0.01 | 0.20 | 0.08 | —    |
| M   | 0.10 | 0.06 | 0.10 | 2.58  | 11.46 | 2.78 | <0.01 | 0.20 | 0.08 | —    |
| N   | 0.10 | 0.06 | 0.10 | 2.59  | 11.47 | 3.61 | <0.01 | 0.20 | 0.08 | —    |
| O   | 0.09 | 0.07 | 0.10 | 2.59  | 11.49 | 1.99 | 0.90  | 0.20 | 0.08 | —    |
| P   | 0.09 | 0.06 | 0.10 | 2.59  | 11.44 | 1.00 | 1.92  | 0.20 | 0.08 | —    |
| 1   | 0.10 | 0.06 | 0.32 | 0.52  | 11.44 | 1.97 | <0.01 | 0.20 | 0.12 | 3.05 |
| 2   | 0.10 | 0.06 | 0.03 | 0.50  | 11.39 | 0.97 | 1.86  | 0.19 | 0.01 | 3.04 |
| 3   | 0.14 | 0.06 | 0.03 | <0.01 | 10.21 | 1.40 | <0.01 | 0.18 | 0.01 | 0.01 |
| 4   | 0.09 | 0.06 | 0.03 | 0.49  | 11.49 | 2.96 | <0.01 | 0.19 | 0.12 | 5.06 |

(2) 実験結果及び検討

Fig.8にMo, Wのクリープ破断強度に及ぼす影響をFig. 9にCoの影響を示す。WはMo等価量 = Mo + 0.5Wとして整理した。Fig. 8においてMo等価量が増加するに伴いクリープ破断強度が上昇している。しかし、Mo3.6%では有害なデルタフェライトが見られたため実用的には3.0%以下に抑えておくべきであろう。Tempering温度は590℃の方が620℃よりもクリープ破断強度向上に有効である。Coの影響について見ると3%、5%と増加するに伴いクリープ破断強度の向上が見られる。

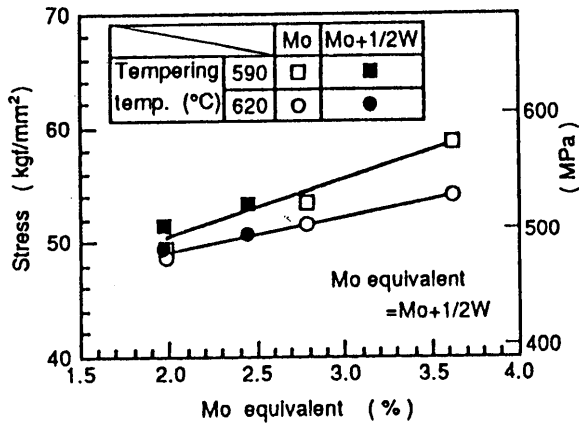


Fig.8. Effect of Mo equivalent on creep rupture strength (475°C, 10<sup>5</sup> h)

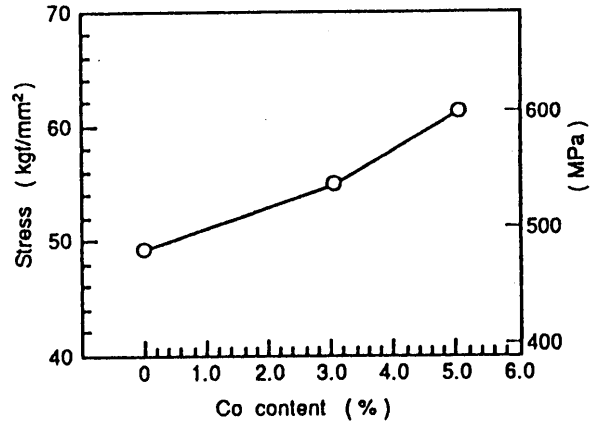


Fig.9. Effect of Co on creep rupture strength (475°C, 10<sup>5</sup> h)

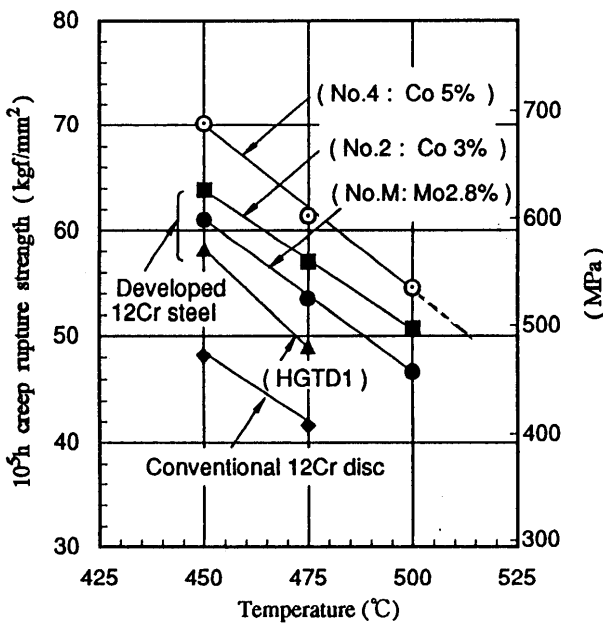


Fig.10. Creep rupture strength of conventional and developed 12Cr steel disc

Fig. 10に今まで検討してきた代表的12Cr鋼のクリープ破断強度を比較して示す。Conv. 12Cr鋼にNbを添加したHGTD1では著しいクリープ破断強度の向上が見られ、Moを2.1から2.8%にまで増加したNo. Mではさらに強度が向上する。新たにCoの添加では強度の向上は著しく、ディスクの負荷応力を500MPaと想定した時の10<sup>5</sup>h耐用温度は約510℃となる。靱性値に関しては未だ検討していないが、Coを3~5%添加した12Cr鋼では耐用温度500℃ディスク材の可能性が期待できる。Fig. 1において50kg/mm<sup>2</sup>, 500℃の位置はFe基合金の強度レベルまで達していることが分かる。

#### 4. まとめ

ガスタービンの高温化、大容量化に伴い使用される耐熱材料への要求も厳しくなっている。ブレードを植込んだディスク材に関しても耐用温度の向上と大型化への対応が重要となる。従来の12Crフェライト鋼に代わり、Ni基合金が適用されつつあるがNi基合金は熱膨張が大きくかつ大型鋼塊化が困難なことから12Cr鋼ディスクの開発を試みた。Nbの添加により約450℃まで耐え得る新しい12Cr系ディスク材を開発することができ、さらにMoの増加、Coの添加により耐用温度500℃ディスク材の適用の可能性が得られた。今後、蒸気タービンロータ材で適用されている低Si等高純度化<sup>3)</sup>スーパークリーン技術による韌性向上も併せた12Cr系ディスク材の開発を期待したい。

#### 参考文献

- 1) 福井 寛：第133回西山記念技術講座，鉄鋼協会(平成2年2月)，P79
- 2) D. L. Newhouse and C. J. Boyle：SATM68th Annual Meeting(1965)
- 3) R. I. Jaffee：Superclean rotor steels-workshop proceeding, Sapporo, Japan(1989)

## その予備的検討

|       |                    |
|-------|--------------------|
| ※小河昭紀 | (航空宇宙技術研究所)        |
| 橋本良作  | ( . . . . . )      |
| 米内山誠  | (都立航空高専 . . . . .) |

### 1. はじめに

極超音速機や宇宙往還機用ガスタービンエンジンの開発には1500℃以上の超高温に耐える材料の開発がキーテクノロジーとされる。そのため、各種新素材の開発研究が進められている。そのなかで、炭素繊維強化炭素複合材料(以降C/C材と略記する。)は、軽量で、2000℃以上の高温強度が高く、熱膨張係数が低い事から超耐熱複合材料として注目されている。特に、タービン部材等の回転部品に適した特性を有している。しかし、基本的な回転強度特性、特に高温回転強度関連の設計データが、殆ど無い状態である。ここでは、C/C材の高温回転強度特性を研究する目的で、高温回転強度試験装置(Hot Spin Tester)の試作を行い、予備実験を実施した。3種類の製造条件の異なるC/C材について高温強度試験を行い、1000℃までの温度範囲でC/C材の回転強度が室温に比較して2割以上増加する結果を得た。また、高温試験に於ける実験上の問題点の検討結果についても報告する。

### 2. 高温回転強度試験装置

高温下の回転要素の回転強度評価を行うためには、Cold Spin Test に比較して、高温化に伴う多くの技術的課題の解決が必要である。これまで、セラミックガスタービン(CGT)の開発のため、高温燃焼ガス雰囲気での高温回転強度確認試験が報告されている。しかし、バーストを前提とした回転強度評価及びC/C材の様な酸化を受け易い材料の高温回転強度評価には直接適用できない。本研究で使用した高温回転強度試験装置を図.1に示す。これは、エアタービン駆動(最大回転数100,000rpm)のコールドスピントスターに高周波誘導加熱装置を付加したものである。その構成図から示される様に、試験ディスクを試験片取付け治具に載せ、取付け治具スピンドルを介して駆動タービンと連結した後、外径6mmの銅パイプを使用した加熱コイルを試験片上下に5mm程度の隙間を隔てて、挟みこむ位置にセットする(図2参照)。電極は絶縁共軸部を経て高周波加熱電源に接続されており、約80kHzの周波数で最大20kWの高周波電流が流され、試験片を加熱する。銅パイプの過熱防止に冷却水が流される。共軸部は可動で上下及び左右の回転調整が可能である。試験ディスク内径面と取付け治具間は最少の拘束で回転力を伝達する状態にセットして試験を実施する。空気抵抗とC/C材の酸化を防ぐ為、内部を減圧(100 Pascal以下)した後、コンプレッサからの圧縮空気によりエアタービン駆動で1定回転数まで回転させ、所要温度まで加熱した後、定角加速度で回転数を上げながらバーストまで試験を行う。正確な破断回転数の検知のため、図1, 2に示す試験槽内に設置したコンテイメント(試験片の2次破壊防止と破片回収用)周りにコイル状に張りめぐらした導線の断線によるバースト検知を行った。その結果は良好で、総ての試験でバースト検知が出来た。

### 3. 試験ディスク模型

回転強度試験に供したC/C材ディスクモデルは前報と同様に内径100mmφ、外径160mmφ、板厚約3mmの中空円盤である。表1に示す様に、本試験では特性の異なる3種類のC/C材を試験対象とした。夫々、カーボン繊維及び製造方法が異なる。C/C-1材はT300繊維プリフォーム法（アクロス社）の一方向配列プリプレグ0/90積層材である。C/C-2材は、東邦レーヨン製のC/C材で高弾性繊維UM46（弾性率460GPa）の一方向配列プリプレグを単位としたものである。C/C-3材料は同じバスマイト系の炭素繊維であるが、PANレカサを耐炎化処理した後、短繊維にカットして紡績/織物にして、その後に炭素化処理した織物である。積層単位は8枚織子織物である。本報告では(0/90)積層材の結果について述べる。

### 4. 試験結果

高温回転強度試験を実施する上で、下記の点について、コールドスピントレストと異なり、又、これまで発表された資料は無いため、実験的検討を行った結果について報告する。

a)加熱方式:高周波誘導加熱によるC/C材の直接加熱方式を採用した。製造方法の異なる3材質のC/C材について試験した結果、この方式による同材料の高温加熱は可能である事がわかった。その到達最高温度は電源容量、ヒータ部の効率と冷却性能およびC/C材質等により異なるが、1000℃程度の加熱は数分で可能と考えられる。しかし、試験片の熱容量が少ないため、加熱停止後、試験片温度が急激に低下した。C/C材表面温度変化を赤外線放射温度計で計測した1例を図3に示す。加熱開始からの数分で800℃に達した後、加熱を停止すると、真空中にもかかわらず、試験片は急激に温度低下し、1分間で300℃温度低下を観察した。このため、当初予定した、バースト時のヒータコイル破損を回避するためのヒータの上方向引揚げの時間的余裕が取れない事が判った。温度保持のため破壊まで加熱を続ける方式に変更した。

b)試験片支持方式:コールドスピントレストと異なり、金属製支持具による直接支持方式は熱膨張差及び金属の高温強度の点から問題があるため、C/C材製の支持ディスクを試験片ディスクと金属製スピンドルの間に介在させる方式を検討した。試験片温度分布勾配及び、金属部の温度上昇を減らすためには、C/C材の取付け治具の割合を増加させた方が望ましい結果を得る事ができたが、振動の点では著しいアンバランスを生じて、破断まで回転数を上げられない事が判った。このため、支持治具における金属部に対するC/C材の重量割合を一定割合以下に抑える事により振動を低減した。

c)コンテイメント:C/C材は回転応力下では、積層方法等により遠心破壊又は剪断破壊等の異なる破壊様式を示す事が観察されている。これにより設計クライテリオンが全く異なって来る為、回転破壊様式を確認する必要がある。2次破壊なしに破片を回収して、破片の再構築をするため、破片回収用の適当なコンテイメントを試験槽内に設置する事が重要になる。緻密なフェルトと自動車用タイヤを併用したコールドスピントレストに比較して、1000℃近くまで加熱された破片を適度の耐熱緩衝材で止める為、セラミックフェルトとグラスウールの多層コンテイメント構造を使用した。図6に見られるように、セラミックフェルトの緩衝性能が充分でなく、破片縁の2次破損が生じている。更に、緩衝材の選定も含めて、コンテイメントの改善が必要である。

d)温度及び振動計測装置:温度計測に関して、600~1700℃までの範囲の温度が計測できる赤外線放射温度計を使用した。ある領域範囲の平均的計測値であるが問題なく計測できた。一番温度の高い外周部と温度の低い内周部の温度差は最大で約70℃あり、ビデオモニターでも輝度差を識別できた(図4)。振動ピックアップは渦電流方式のギャップセンサーが装備されているが、過熱される



と感度の低下更にはセンサーの破損を生じるケースがあった。安定的試験のためには、センサー冷却等の対策が必要である。

e) C/C材の高温回転強度及び破壊特性：C/C-1材（アクロス:0/90積層）の室温破壊回転数は図5に示すように26,500rpmである。一方、同材の960℃に於ける高温破壊回転数は29,700rpmであった。約12%の破壊回転数と26%の回転強度の増加が得られた。内周部にコンテイメントとヒターコイルによる2次破損が生じていて不鮮明であるが、破壊様式には高温による変化が見られなかった（図6）。図7及び8に示されるC/C-2材（東邦レヨンUM46:0/90）の場合、破壊回転数は27,500rpm（室温）から30,800rpm（760℃）へと、同じく12%の増加が観察された。4分割剪断破壊モードはこの温度範囲に於いて変化は見られなかった。両材質のC/C材には加熱による酸化の影響は観察されていない。静試験に於けるC/C材の高温強度の増加について報告されているが、本実験でも同様に高温での回転強度の増加、特に、剪断強度の増加が示された。

### 5. 結論

C/C材ディスクの高温回転強度予備試験を実施して以下の結論を得た。

- (1) 高周波誘導加熱によりC/C材ディスクの1000℃までの加熱は可能であるが、加熱停止後のC/C材の温度低下は著しい。
- (2) 高温回転強度試験用の試験片取付け治具及び2次破損防止用コンテイメントの開発が必要である。
- (3) C/C材の1000℃までの高温回転強度は室温回転強度に比較して2割強増加する。破壊モードの変化は見られない。

### 6. あとがき

本研究は、通産省工業技術院によるプロジェクト『超音速輸送機用推進システムの研究開発』の一環として行われた。

### 7. 参考文献 省略

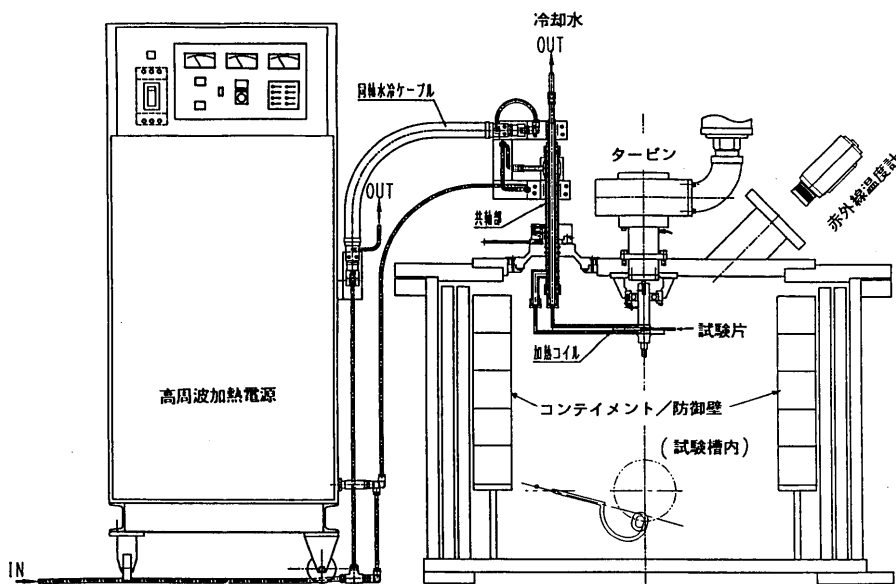


図1. 高温回転強度試験装置

表1. C/C材ディスク・モデル仕様

| N | モデル名  | 強化繊維<br>& 繊維配向   | 積層パターン         | ply数 | Vf<br>(%) | 板厚<br>mm | 比重   |
|---|-------|------------------|----------------|------|-----------|----------|------|
| 1 | C/C-1 | T300/UD材         | $((0/90)_2)_s$ | 8    | 40        | 3.1      | 1.7  |
| 2 | C/C-2 | UM46/UD材         | $((0/90)_4)_s$ | 16   | 58        | 3.1      | 1.63 |
| 3 | C/C-3 | 短繊維紡績糸<br>8枚朱子織り | $((0/90)_2)_s$ | 8    | 42        | 3.7      | 1.45 |

[註] C/C-1 : アクロス社製  
C/C-2 及び C/C-3 : 東邦レーヨン製

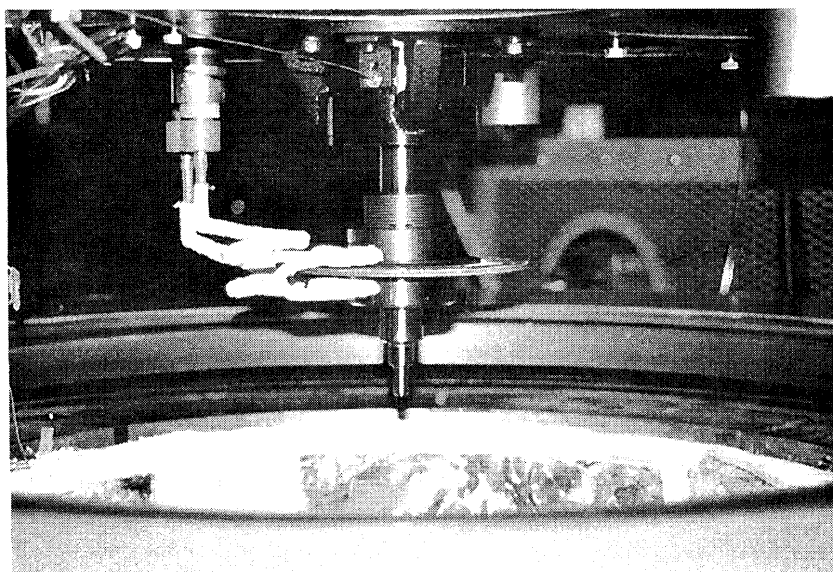


図2. 試験片、加熱用コイル及び破片回収用コンテナ

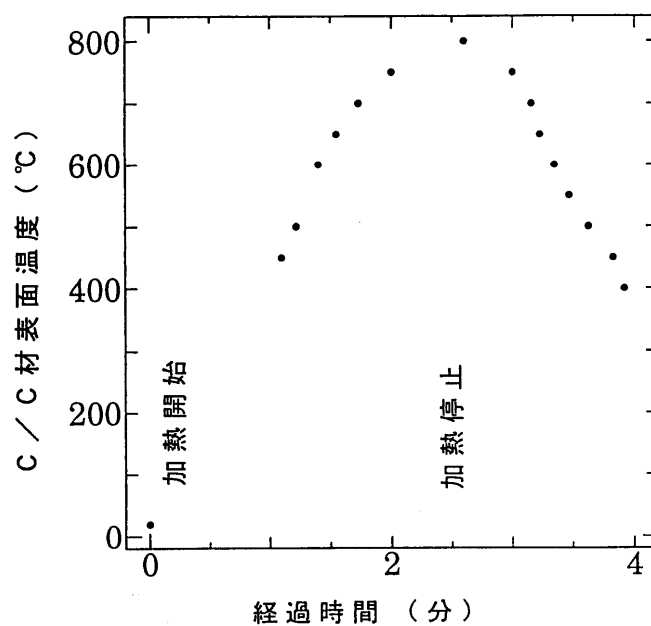


図3. C/C材ディスク試験片の温度変化

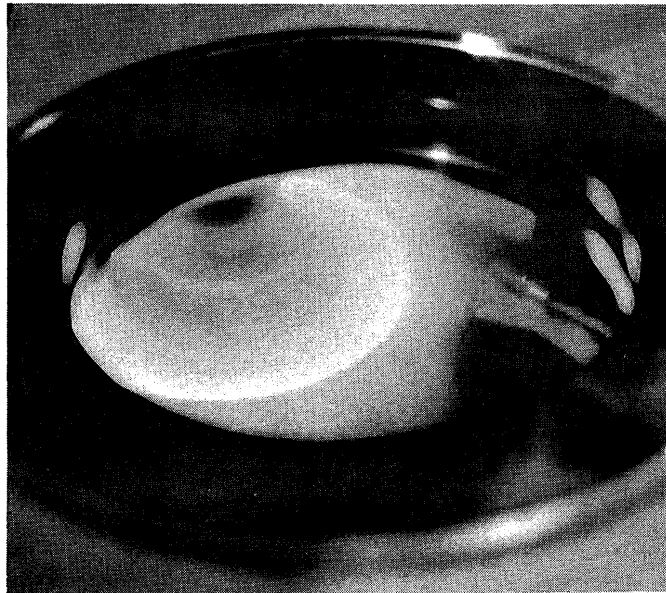


図4. C/C材高温回転試験写真

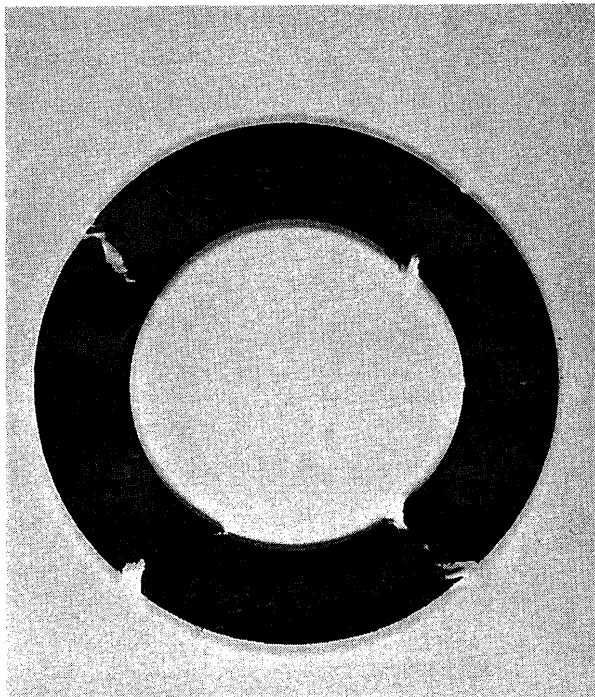


図5. C/C-1 (アクロス) の破壊片  
室温／破壊回転数：26,500rpm

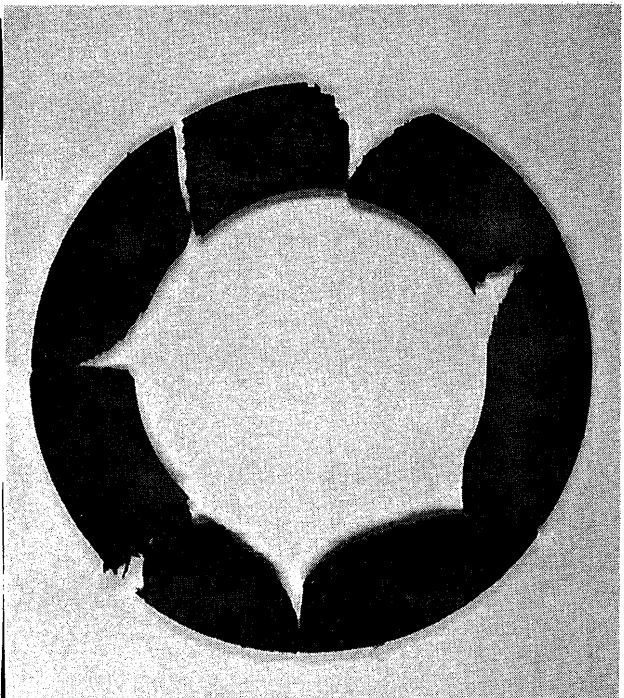


図6. C/C-1 (アクロス) の破壊片  
960℃／破壊回転数：29,700rpm

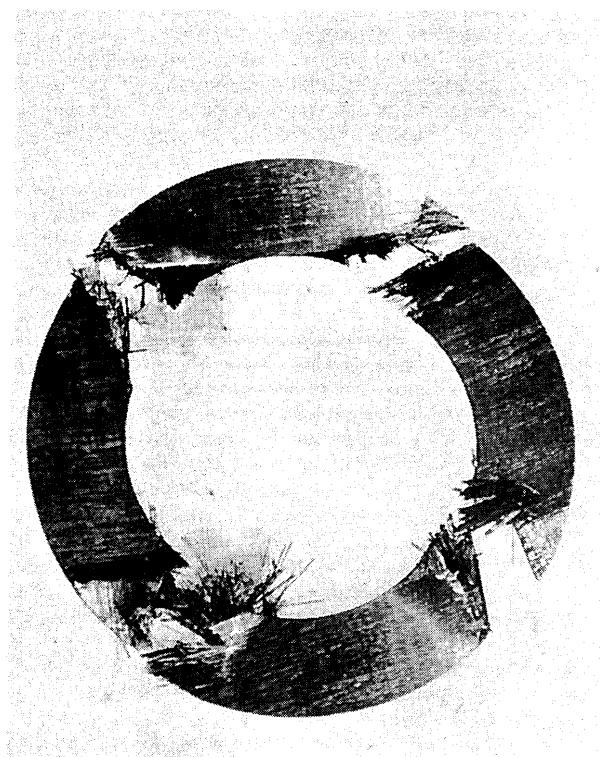


図7. C/C-2 (東邦レヨン) の破壊片  
室温 / 破壊回転数 : 27,500rpm

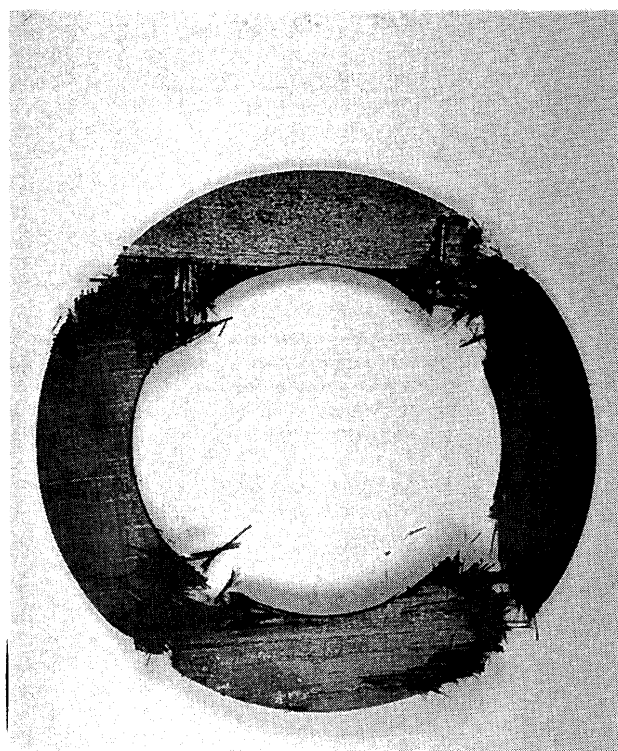


図8. C/C-2 (東邦レヨン) の破壊片  
760°C / 破壊回転数 : 30,800rpm

# 1500℃級高効率ガスタービン用結晶制御合金翼の開発

\*岡田 郁生, 河合久孝 (三菱重工業(株)高砂研究所)  
 高橋孝二 (三菱重工業(株)高砂製作所)  
 佐藤実, 小林雄一, 松崎裕之 (東北電力(株)火力部)  
 下村慶一 (東北電力(株)研究開発センタ)

## 1. 緒言

ガスタービンの熱効率向上には多くの要因が関与しているが、なかでもタービン入口ガス温度(以下、TITと称す)の影響が大きく、それは図1<sup>(1)</sup>に示すとおり上昇の一途であり既に1350℃に達している。現在では更に熱効率の改善を狙って1500℃級高効率ガスタービンの開発を鋭意進めている<sup>(2)</sup>。

ところで、このTITの高温化はガスタービン高温部品、即ち燃焼器、タービン動翼・静翼の冷却構造及び使用されている材料の改良・開発によるところが大きく、材料面では特に結晶制御化、耐食及び耐熱コーティング等の開発研究が実施されている<sup>(3)</sup>。

よって、1500℃級ガスタービンでも高温部品の信頼性向上を図るために、高温強度に優れる結晶制御翼、即ち一方向凝固翼(以後、DS翼と称す)あるいは単結晶翼(以後、SC翼と称す)を実用化することが不可欠である。但し、これら結晶制御翼はジェットエンジンでは既に多くの実績を有しているものの、産業用ガスタービンでは実用化の例は少なく<sup>(4),(5)</sup>、使用環境(運転パターン、燃料、建設場所)、高温部品の大きさ等がジェットエンジンのそれらと大きく異なることを十分考慮に入れて開発をすすめる必要がある。

そこで、これまでNi基DS合金であるCM247LC合金についてクリープ破断強度等材料特性を異方性を含めて取得するとともに、230MW級ガスタービンの1段動翼及び静翼の試作を行いその鑄造条件を確立した。更に、Ni基SC合金であるCMSX-2合金についても材料特性を取得するとともに、130MW級ガスタービンの1段動翼の試作を行いその良好な特性を確認できたので結果を報告する。

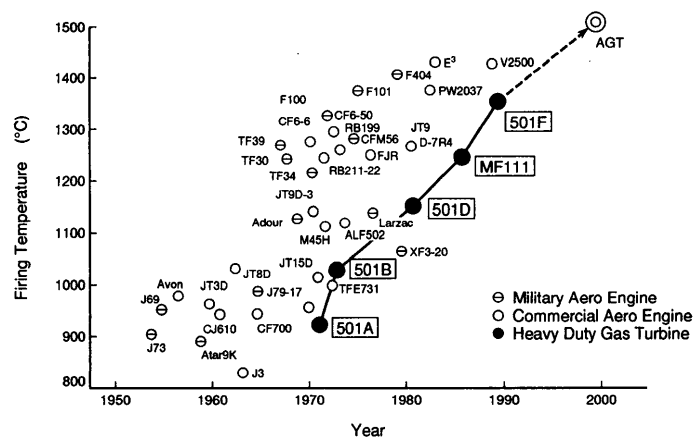


図1 タービン入口ガス温度(TIT)の推移

## 2. DS合金の材料特性

### 2. 1 供試材及び試験方法

供試材にはNi基DS合金であるCM247LC合金(表1)を用い、別鑄込み試験片として直径12mmの丸棒及び90x110x12mmの板状試験片を試作し、更に、230MW級ガスタービンの1段動翼及び静翼を試作した。

表1 DS合金(CM247LC)の化学組成 (wt%)

| Cr  | Co  | Mo  | W   | Ta  | Ti  | Al  | C    | B    | Zr   | Hf  | Ni   |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|-----|------|
| 8.2 | 9.3 | 0.5 | 9.5 | 3.3 | 0.7 | 5.7 | 0.07 | 0.01 | 0.01 | 1.4 | Bal. |

各試作材について所定の熱処理を実施後、丸棒及び板状試験片について表面マクロ組織観察、強度試験(引張試験、クリープ破断試験及び熱疲労試験)及び物性測定試験(ヤング率測定等)を実施し材料特性を把握した。

また、試作した動翼及び静翼についても、別鑄込み試験片と同様に表面マクロ組織観察、強度試験(引張試験及びクリープ破断試験)を実施し材料特性を把握した。

### 2. 2 試験結果

#### (1) 別鑄込み試験片の評価結果

##### ①表面マクロ組織観察

供試材(板状試験片)の表面マクロ組織は図2に示すとおりであり、柱状晶が一方方向に成長し、また引け巣、割れ等の顕著な鑄造欠陥も認められず良好なマクロ組織であることを確認した。

##### ②引張試験

張試験片を結晶成長方向(以後、0°方向と称す)、それに対して45°方向(以後、45°方向と称す)及び垂直方向(以後、90°方向と称す)より採取し、室温から1000℃の温度範囲で試験に供した。結果は、図3に示すとおりであり、0°方向の場合

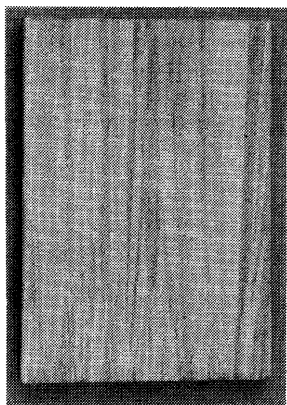


図2 DS合金の表面マクロ組織

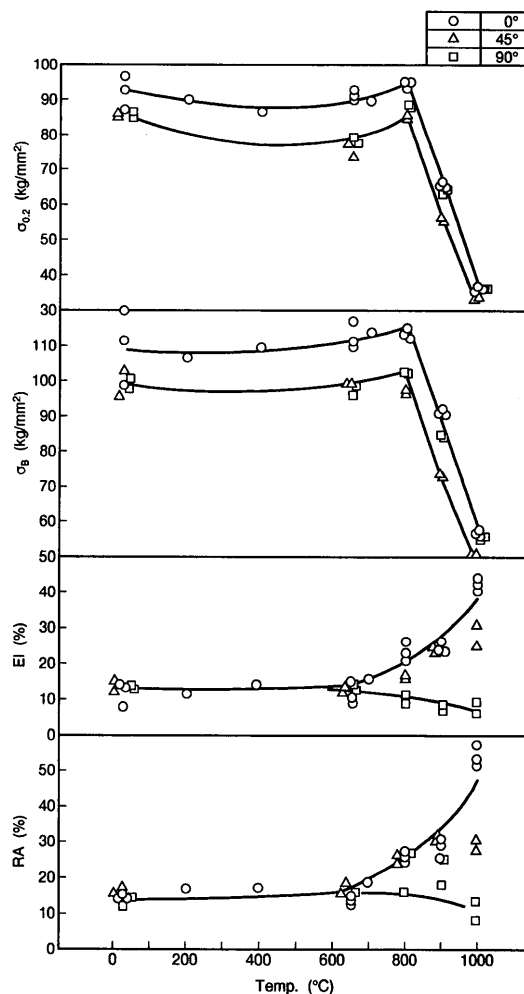


図3 DS合金の引張性質

合、強度は800℃で最高となり、それ以上の高温になると低下した。また、延性は温度の上昇とともに高くなる傾向があり、特に800℃以上で高くなった。

一方、45°方向及び90°方向の場合は、強度は0°方向に比べ若干低く、また、90°方向で高温側の延性が低かった。

### ③クリープ破断試験

クリープ破断試験も引張試験と同様に0°方向、45°方向及び90°方向より試験片を採取し760℃から1000℃の温度範囲で試験に供した。試験結果は、図4に示すとおりであり、クリープ破断性質にも結晶成長方向に対する異方性が存在していることが判る。即ち、0°方向は45°方向及び90°方向に比べ破断寿命及び延性のどちらも優れていた。

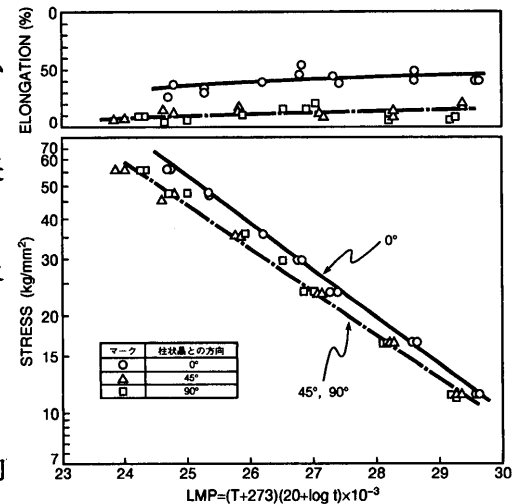


図4 DS合金のクリープ破断性質

### ④熱疲労試験

熱疲労試験片を0°方向、45°方向及び90°方向より採取し試験に供した。その結果、熱疲労強度には結晶成長方向に対して異方性があり、0°方向、90°方向、45°方向の順に強度が低下することが判明した。

### ⑤物性値測定

横振動法によりDS合金のヤング率を室温から1000℃の温度範囲で測定した。その結果、図5に示すとおりヤング率は0°方向、90°方向、45°方向の順に高くなることが判った。このように、ヤング率は結晶成長方向に対して顕著な異方性を有しており、これが先に述べた熱疲労強度に影響していると考えられる。

なお、ヤング率以外の他の物性、即ち、熱膨張係数、比熱及び熱伝導率には結晶成長方向に対する異方性は存在しなかった。

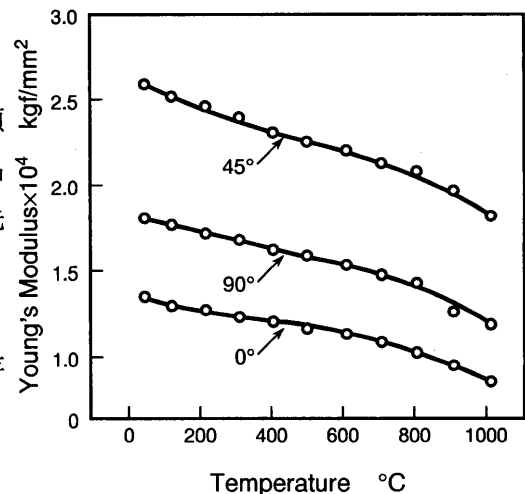


図5 DS合金のヤング率

### (2) 実翼の材料特性

以上のとおり、別鑄込み試験片によりDS合金の基本的材料特性を把握できたので、次段階として大型の動翼及び静翼を試作しその材料特性を評価した。

#### ①表面マクロ組織

動翼及び静翼の表面マクロ組織は図6に示すとおりで、どちらの翼にも粒界割れ、フレックル等

の欠陥は認められず、また、柱状晶が翼の長手方向と概ね平行に成長し結晶粒配向性が良好であることが判る。

## ②強度試験

試作した実翼の翼部およびシャンク部より試験片を採取し室温から900℃の温度範囲で引張試験を実施した結果、先に述べた別鑄込み試験片と同等の特性を有することを確認した。

クリープ破断性質についても同様に試験片を採取し評価した結果、先に述べた別鑄込み試験片と同等の強度を有することが確認された(図7<sup>⑥</sup>)。

## 3. SC合金の材料特性

### 3.1 供試材及び試験方法

供試材には、表2に示すとおりNi基SC合金であるCMSX-2合金を用い、別鑄込み試験片として直径15mmの丸棒及び90x130x11mmの板状試験片を試作し、更に、130MW級ガスタービンの1段動翼を試作した。

各試作材について所定の熱処理を実施後、丸棒及び板状試験片について表面マクロ組織等金属組織観察、強度試験(引張試験、クリープ破断試験)及び物性測定試験(ヤング率測定等)を実施し材料特性を評価した。

また、動翼についても、別鑄込み試験片と同様に表面マクロ組織観察、強度試験(引張試験、クリープ破断試験)を実施し材料特性を把握した。

### 3.2 結果

#### (1) 別鑄込み試験片の評価結果

##### ①金属組織観察

供試材の表面マクロ組織は図8に示すとおりであり、フレックルや引け巣等の顕著な欠陥は認められず良好なマクロ組織を呈している。なお、X線回折により結晶方位を調べた結果、供試材の長手方向は概ね[001]方向であることも確認した。

次に、断面ミクロ組織を走査型電子顕微鏡を用いて高倍率で観察した(図9)。その結果、大きさ約0.5μmの矩形状のγ'相[Ni<sub>3</sub>(Al, Ti)]が均一微細に析出していることが判った。

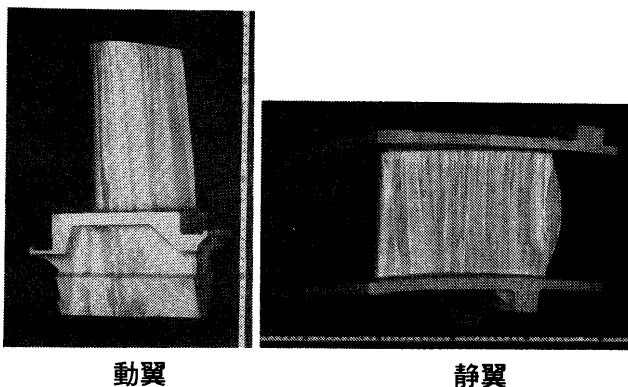


図6 DS動・静翼の表面マクロ組織(出力230MW級)

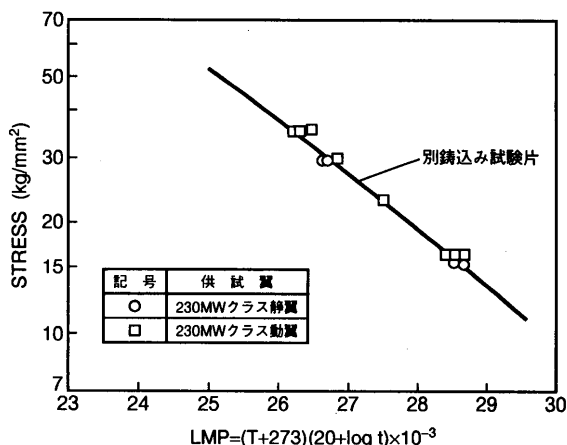


図7 DS動・静翼のクリープ破断強度

表2 SC合金(CMSX-2)の化学組成(wt%)

| Cr  | Co  | Mo  | W   | Ta  | Ti  | Al  | Ni   |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| 7.9 | 4.6 | 0.6 | 8.0 | 6.0 | 1.0 | 5.6 | Bal. |



## ②引張試験

引張試験片を供試材（丸棒）より採取し、室温から1100℃の温度範囲で試験に供した。結果は、図10に示すとおりであり、強度は800℃で最高となり、それ以上の高温になると低下した。また、延性は温度の上昇に伴い高くなるが1100℃では若干低下した。

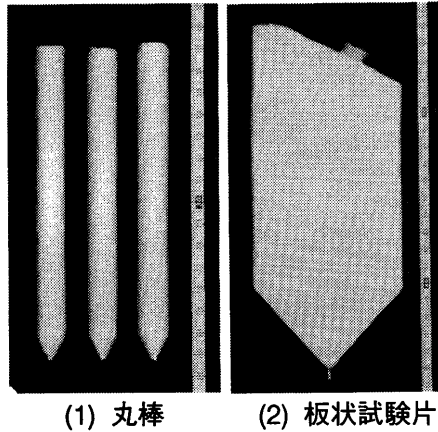


図8 SC合金の表面マクロ組織

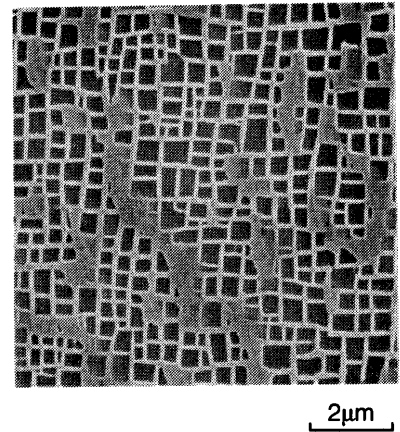


図9 SC合金の $\gamma'$ 相

## ③クリープ破断試験

クリープ破断試験も引張試験と同様に丸棒より採取し800℃から1050℃の温度範囲で試験に供した。その結果、本合金は先に述べたCM247LC合金の0°方向より更に優れた強度を示した。

## ④物性値測定

ヤング率、熱膨張等物性を測定するために各種試験片を方向を変えて採取し試験に供した。その結果、ヤング率には顕著な異方性が存在し、[001]方向で最も低く、[111]方向で最も高いことを確認した。

なお、ヤング率以外の他の物性、即ち、熱膨張係数、比熱及び熱伝導率には結晶成長方向に対する異方性は存在しなかった。

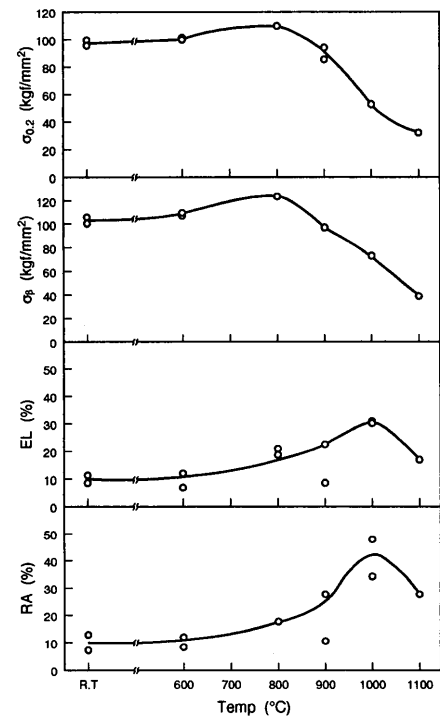


図10 SC合金の引張性質

### (2) 実翼の材料特性

以上のとおり、別鑄込み試験片を基にCMSX-2合金の基本的材料特性を把握できたので、次段階として130MW級ガスタービンの1段動翼を試作しその材料特性を評価した。

#### ①表面マクロ組織

表面マクロ組織は図11に示すとおりであり、フッレクル等の異常は認められず良好である。また、X線回折により結晶方位を調べた結果、翼の長手方向は[001]方向と概ね平行であることも確認した。

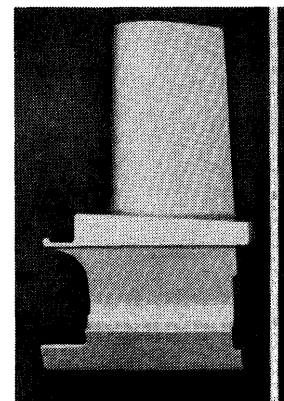


図11 SC翼の表面マクロ組織 (出力130MW級)

## ②強度試験

試作した実翼の翼部およびシャンク部より、翼長手方向から試験片を採取し引張試験及びクリープ破断試験を実施した結果、どちらも先に述べた別鑄込み試験片と同等以上の特性を有することを確認した。

## 4. 結言

1500℃級ガスタービンでは、タービン動翼及び静翼に高温強度に優れた結晶制御合金の適用が不可欠である。そこで、Ni基DS及びSC合金を試作し、その材料特性を評価した。

### (1) DS合金

CM247LC合金を用いて別鑄込み試験片を試作し、クリープ破断強度等材料強度、ヤング率等物性値を異方性を含めて取得した。また、試作した230MW級ガスタービンの1段動翼及び静翼(DS翼)には、鑄造欠陥はなく結晶粒配向性も良好であり、別鑄込み試験片と同等以上の材料特性を有しており、その鑄造条件を確立できた。

### (2) SC合金

CMSX-2合金を用いて別鑄込み試験片を試作し、材料強度及びヤング率等物性値を取得した。また、試作した130MW級ガスタービンの1段動翼(SC翼)の表面マクロ組織及び結晶方位は良好であり、別鑄込み試験片と同等以上の材料特性を有していることを確認した。

## 参考文献

- (1) S. Amagasa, K. Shimomura, H. Kawai, S. Aoki et al, ASME Paper 93-GT-414, (1993)
- (2) M. sato, Y. Kobayashi, S. Aoki, Y. Tsukuda, ASME Paper 95-GT-407, (1995)
- (3) 河合, 岡田, 辻, 高橋, 材料とプロセス, Vol.3,(1990) p1950
- (4) K. Fulton, Gas Turbine World, (July-August 1992) p32
- (5) 河合, 岡田, 辻, 高橋, 鳥越, 三菱重工技報, Vol.31 No.4,(1994) p270
- (6) 河合久孝, ガスタービン学会第23回定期講演会論文集, (1995) p1

# 組織変化に基づく燃焼器トランジションピースの温度解析法の検討

(株)東芝 重電技術研究所 \*吉岡洋明, 岡部永年  
齊藤大蔵, 藤山一成

## 1. まえがき

高温で用いられる機器は、その耐久性や信頼性を確保する上で、高い精度で部材温度解析を行う必要がある。特に機器の寿命を評価する場合には、機器の温度を正確に把握することは、そのまま推定精度の向上につながるといっても過言ではない。しかし、ガスタービンの複雑な流れの影響を受け、しかも冷却構造を有する部材の場合、特にその熱伝達率の評価は非常に難しい。ここではガスタービン燃焼器トランジションピースのメタル温度解析を、用いられている材料であるNi基超合金Nimonic 263の高温使用中に生じる組織変化を利用して推定する手法について検討したので報告する。

## 2. 実験方法

### 2. 1 供試材

表1に試験材の化学組成を示す。板厚20mmの圧延材を、標準熱処理である1150°Cで40min., 800°Cで8hrの溶体化時効処理を施した後、750, 800, 850, 900°Cで24000hrまでの長時間時効処理を施し、組織観察に供した。

また、実機運転に供したトランジションピースの胴長方向の断面の外輪側と内輪側各5ヶ所を組織観察に供した。

### 2. 2 試験方法

組織観察は、HNO<sub>3</sub>, HClおよびグリセリンを1:3:3の割合で配合した溶液によりエッチングを施した試料を用い光学顕微鏡にて、あるいは2段レプリカ法を用い透過電子顕微鏡にて行った。また、析出相は、電子線回折による相の同定およびEDXによる分析を行うと共に画像処理解析装置を用い、平均粒径および針状相の析出相間隔の計測を行った。

表1 供試材 Nimonic 263 の化学組成 (mass%)

| C    | Cr    | Co    | Al   | Ti   | Mo   | Fe   | Ni   |
|------|-------|-------|------|------|------|------|------|
| 0.06 | 20.28 | 19.68 | 0.42 | 2.21 | 5.94 | 0.54 | Bal. |

## 3. 試験結果

### 3. 1 組織変化におよぼす高温時効の影響

時効材の光学顕微鏡による観察結果を図1に示す。24000hrまでの時効処理により結晶粒界を核として針状あるいは板状の相がウッドマンステッテン状に析出している。その析出は800°Cあるいは850°Cで顕著であり、750°Cあるいは900°Cでは偏析帯と結晶粒界が重なった領域近傍に若干量認められる程度である。析出物の同定は、析出物のみを抽出し電子線回折にて、この析出物の同定を行った結果、針状(板状)の析出物はNi<sub>3</sub>Tiからなるη相であり、それに付随するように析出した針状の析出物あるいは結晶粒界上の塊状の析出物はM<sub>23</sub>C<sub>6</sub>型の炭化物であった。

透過電子顕微鏡を用い、本合金の主強化相であるγ相を観察した結果を図2に示す。新材の

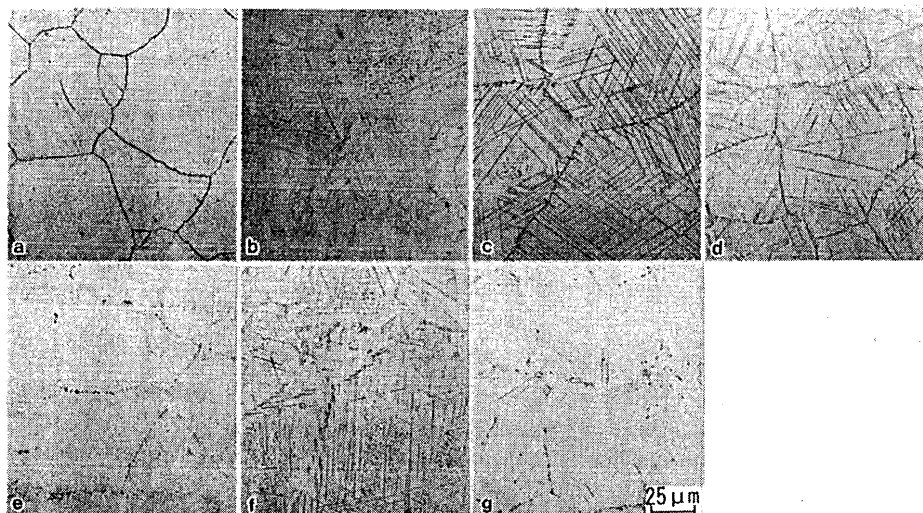


図1 Nimonic 263の a)新材および 850°Cで b) 3000h 時効材, c) 10000h 時効材, d) 24000h 時効材  
および e) 750°C, f) 800°C, g) 900°Cで 24000hr 時効材の光学顕微鏡観察結果

組織は、直径約  $0.06\mu\text{m}$  の微細な球状の $\gamma$ 相の析出が多数観察されるが、長時間の時効処理により次第に凝集粗大化する傾向が認められる。しかし、24000hrでは析出量の顕著な低下が認められており、特に $\eta$ 相の析出の顕著な800°Cあるいは850°Cにおいてその傾向は顕著であった。また、900°Cの時効では3000hrの時効ですでに $\gamma$ 相は消失し検出することができなかった。

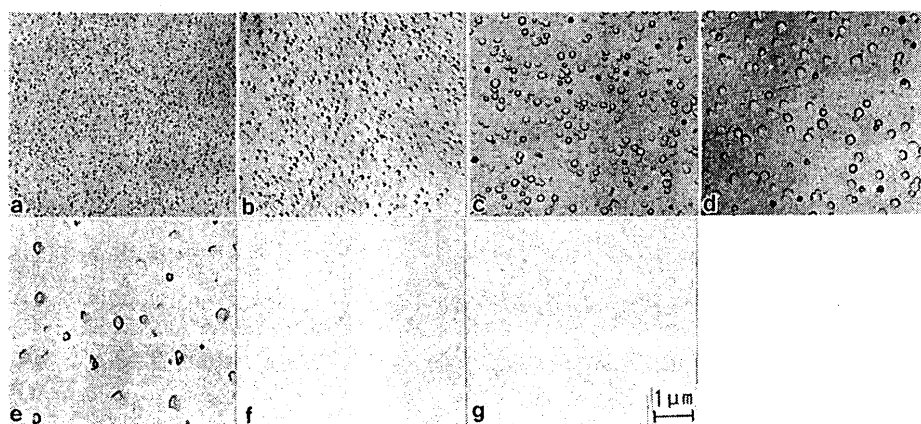


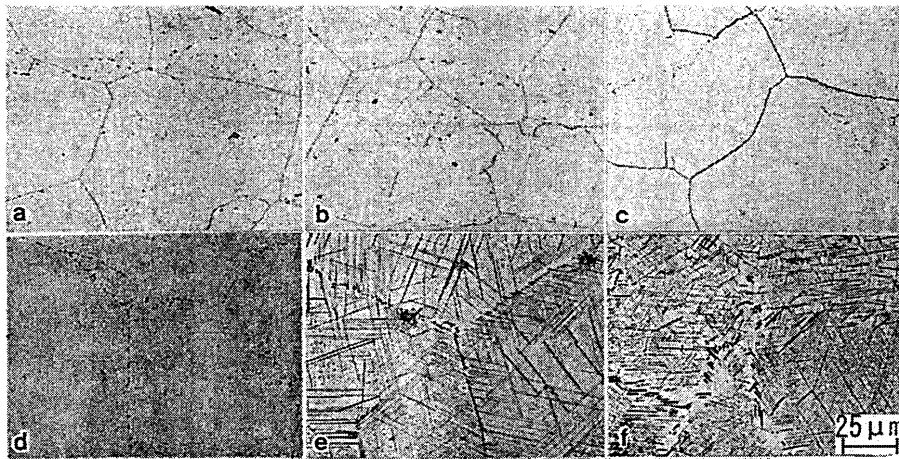
図2 Nimonic 263の a)新材および 750°Cで b) 3000h 時効材, c) 10000h 時効材, d) 24000h 時効材  
および e) 750°C, f) 800°C, g) 900°Cで 24000hr 時効材の透過電子顕微鏡観察結果

### 3. 2実機トランジションピースの組織変化

新材および実機運転に供したトランジションピースの組織観察結果を図3および図4に示す。トランジションピースの外輪側および内輪側共 $\gamma$ 相の粗大化が認められており、外輪側では胴長中央部より下流側で $\eta$ 相の析出も認められた。また、 $\eta$ 相の析出が認められた部位では $\gamma$ 相の析出量が減少する傾向が認められた。

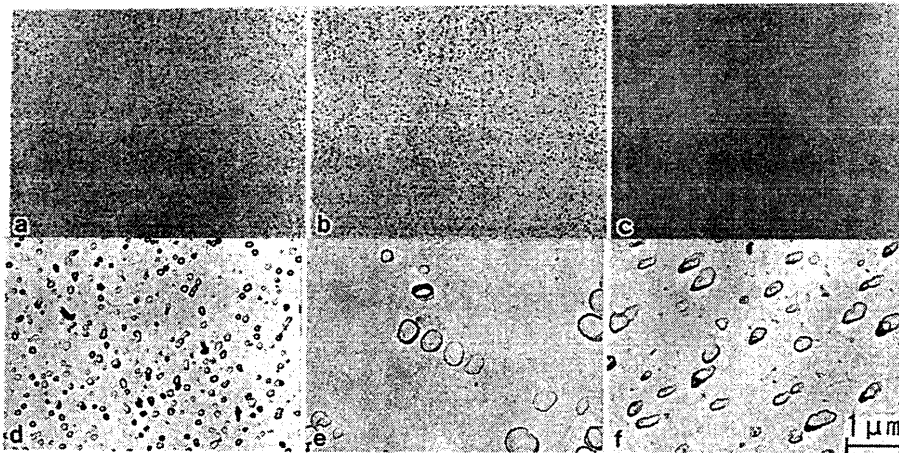
## 4. 考察

### 4. 1 析出形態にもとづく温度推定



a) 未使用品燃焼ガス入口側:1、b) 未使用品中央部:3、c) 未使用品燃焼ガス出口側:5  
 d) 使用品燃焼ガス入口側:1、e) 使用品中央部:3、f) 使用品燃焼ガス出口側:5

図3 新材および実機使用部品の外輪側の胴長方向の光学顕微鏡による組織観察結果



a) 未使用品燃焼ガス入口側:1、b) 未使用品中央部:3、c) 未使用品燃焼ガス出口側:5  
 d) 使用品燃焼ガス入口側:1、e) 使用品中央部:3、f) 使用品燃焼ガス出口側:5

図4 新材および実機使用部品の外輪側の胴長方向の透過型電子顕微鏡による組織観察結果

各時効材の組織観察にもとづき作成した析出相の析出領域図を図5に示す。η相の析出温度域近傍で用いられる場合、本状態図により概略のメタル温度推定が可能である。

#### 4.2 γ相の変化にもとづく温度推定

γ相の粒径の成長速度は、時間の1/3乗に比例し、Lifshitz, Slyozov, Wagnerの体積拡散理論に従うことが報告されている<sup>1), 2)</sup>。図6に、粒径dの3乗を時効時間でプロットした結果を示す。γ相が消失する900℃、η相の析出が顕著となる800℃および850℃で24000hrの時効材の結果を除き良好な直線性が得られており、以下の式で表すことができる。

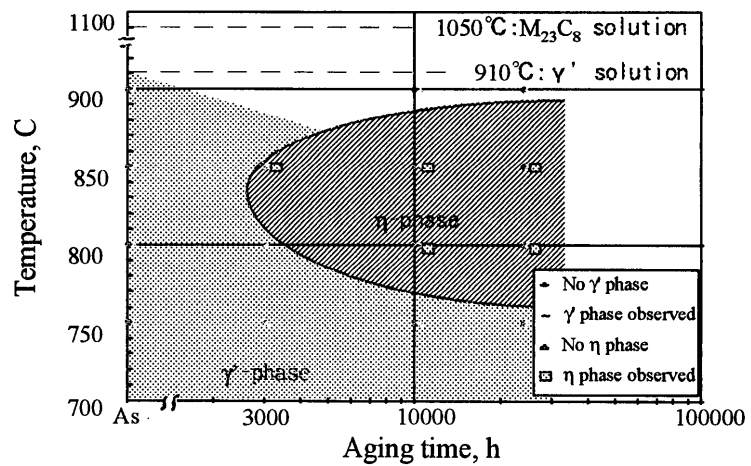


図5 Nim.263の析出相領域図

$$d^3 - d_0^3 = K \cdot t \quad (1)$$

この式における成長速度係数  $K$  は温度依存性を示し、次式で表せる。

$$K = 64\gamma_e DC_e V_m^2 / 9kT \quad (2)$$

$$D = D_0 \exp(-Q/kT) \quad (3)$$

ここで、 $D, D_0$  は  $\gamma$  中の溶質元素の拡散係数、 $\gamma_e$  は  $\gamma/\gamma$  相の界面エネルギー、 $C_e$  は  $\gamma/\gamma$  相の平衡濃度、 $V_m$  は  $\gamma$  の容積率、 $k$  はボルツマン定数、 $Q$  は  $\gamma$  相の溶質元素の拡散の活性化エネルギーである。図7にこの成長速度係数の温度依存性を示す。ここでは、縦軸  $Kt$  を横軸温度の逆数  $T^{-1}$  で Arrhenius プロットしたが良好な直線性が認められている。この直線の傾きから得られた  $\gamma$  相の拡散の活性化エネルギーは  $4.2 \times 10^{-19} \text{J}$  である。Ni-Al 中の Ti あるいは Al の拡散の活性化エネルギーは  $4.27 \sim 4.48 \times 10^{-19} \text{J}$  であり<sup>3)</sup>、ほぼ同等の値を示していることから、Al あるいは Ti の拡散の活性化エネルギーに相当するものと考えられる。

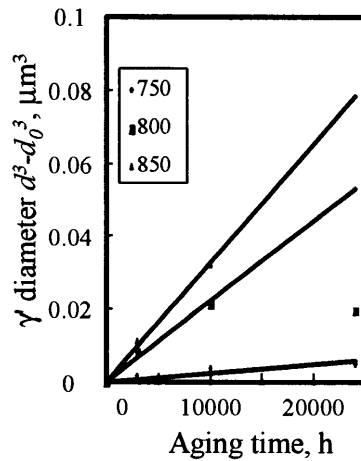


図6  $\gamma$ 相粒径の時間依存性

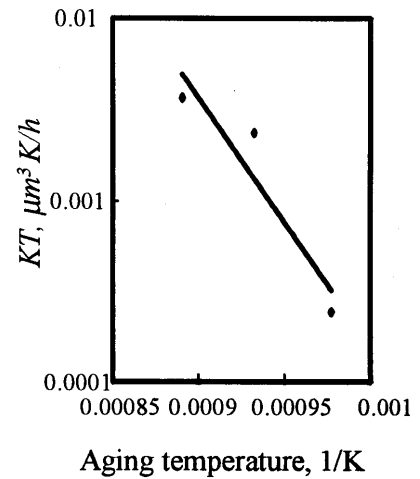


図7  $\gamma$ 相成長速度の温度依存性

#### 4. 3 $\eta$ 相の析出形態にもとづく温度推定法

$\eta$  相の成長に関しては顕微鏡観察結果あるいは画像処理解析による解析結果、その析出間隔あるいは析出相長さの総和共時効時間との顕著な相関は認められていない。ここでは、 $\eta$  相の析出が共析反応型の拡散律速型変態理論に従うとし以下の考察を行った。

拡散律速型変態理論に従う場合、相間隔の逆数  $s^{-1}$  と過冷度  $T_E - T$  の間には下式の関係が知られている<sup>4)</sup>。

$$s^{-1} = \frac{|\Delta H(T_E - T)|}{4\gamma_e^{\gamma-\eta} T_E} = \frac{\Delta H}{4\gamma_e^{\gamma-\eta}} \left| 1 - \frac{T}{T_E} \right| \quad (4)$$

ここで、 $\gamma_e^{\gamma-\eta}$  は変態に伴う単位面積当たりの界面エネルギー、 $\Delta H$  は変態に伴う単位体積当たりのエンタルピー変化、 $T$  は温度、 $T_E$  は平衡温度である。図8に析出相間隔の逆数と時効温度の関係を示す。両者の間には線形の相関関係が認められており、これよりこの間隔を求めることによりメタル温度を推定することができる。

#### 4. 4 実機部品の温度分布計測

4. 2 および 4. 3 節で検討した手法を用いて温度分布を推定した結果を図9に示す。ここでは全体の温度分布の傾向を明確にす

るため平均温度との比で示している。外輪側，内輪側共胴長中央部にてメタル温度が高くなっており，下流側4で一端低くなるが出口端では再度高くなる傾向が認められる。また，外輪側は内輪側に比較し高くなる傾向が認められた。胴長中央部は燃焼器ライナより来た燃焼ガスがノズルに向けて方向を変える部位に当たり，特に外輪側で温度が高くなることが予測される。また，後流側の部位5は冷却空気孔の下流側に当たることから温度が低くなることが予測される。本推定結果は，これらの予想される傾向に沿った分布を示しており，実機温度推定法として活用可能と考えられる。

なお，ここで部位3では $\gamma$ 相を用いて推定した結果が $\eta$ 相を用いて推定した結果と異なり，高めの値を示した。 $\eta$ 相が析出する過程で微細な $\gamma$ 相が消失し粗大な $\gamma$ 相のみが一過的に残り生じた過渡的な現象と考えられる。

### 5. あとがき

Nimonic 263材においても $\gamma'$

相の成長則あるいは $\eta$ 相の変態温度依存性を利用しメタル温度を推定する推定式を提案することができた。また，実機に適用し，その結果が十分に適用可能なレベルにあることも把握することができた。今後本解析結果と実測結果の照合を行うことにより，本手法の検証を行うと共に，温度計測および解析の困難な複雑な流れ場における温度推定手法あるいは解析精度を向上させる手法として活用していきたい。

### 参考文献

- 1) I.M.Lifshitz and V.Slyozov, Phys.Chem.Solids, 19, 35(1961).
- 2) C.Wagner, Zeitschrift fur Elektrochemie, 65, 581(1961).
- 3) 日本金属学会編,"金属データブック",p.27(1984)丸善.
- 4) C.Zener, Trans. Metall. Soc. AIME, 167, 550 (1946).

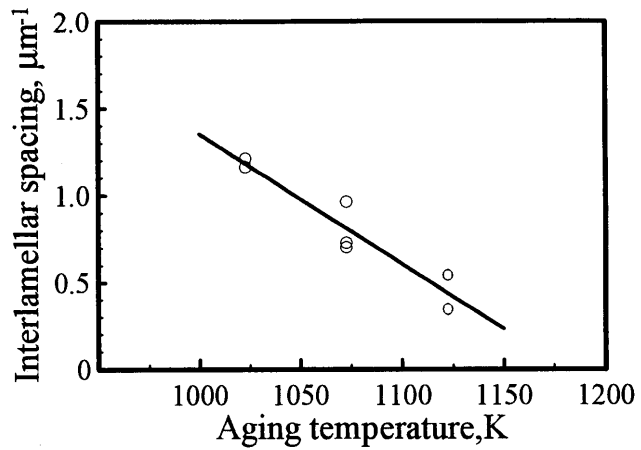


図8  $\eta$  相間隔の温度依存性

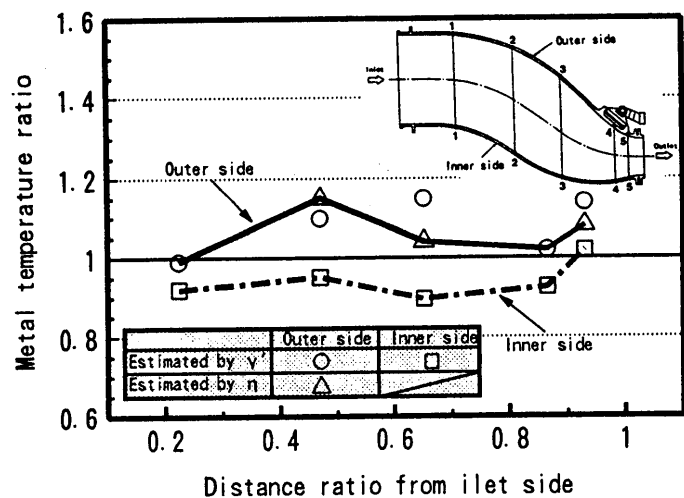


図9 実機部品の組織から求めたメタル温度分布

# 高温耐食コーティング部材の強度特性（第2報）

\* 齊藤 正弘 (株)東芝 重電技術研究所  
 伊藤 義康 (株)東芝 重電技術研究所  
 村上 俊明 (株)東芝 重電技術研究所

## 1. 緒言

ガスタービンでは、燃焼器出口ガス温度が高いほど発電効率が向上するため、タービン入口温度の高温化が進められている。タービン入口温度が1573Kを越える現在、ガスタービンを構成する高温機器・部品、特に動翼・静翼材料の開発、高温腐食や高温酸化のための耐食コーティング技術開発は必須技術である。一般に高温耐食コーティングとしては減圧プラズマ溶射(VPS)等によりMCrAlY合金皮膜(MはNi、Co、Fe等)を形成するオーバーレイコーティングが行われているが、さらに、最近ではタービン入口温度の上昇と共に、MCrAlY合金皮膜の表面にAl拡散浸透処理することで、高性能化を図った複合コーティング技術が研究開発<sup>1)、2)</sup>されている。その他、図1に示すような多層コーティング部材の耐酸化層としても、Al拡散浸透処理の適用が検討<sup>3)</sup>されている。すなわち、第1層は高温での皮膜材料の基材への拡散を防止し、基材特性、皮膜性能の劣化を防止する拡散防止層。第2層はセラミック遮熱層の熱応力制御と、皮膜に生じたき裂の基材への進展を防止するき裂停止層。第3層はセラミック遮熱層の密着性向上と、環境遮断にて耐食・耐酸化性を向上させる耐酸化層。第4層は熱伝導率が低い材料、あるいは気孔率を高めた材料で構成されるセラミック遮熱層。第5層は高温ガス腐食と粒子衝突に対する耐性を有する耐エロージョン層である。

ところで、減圧プラズマ溶射により形成された高温耐食コーティング部材の寿命特性は、耐食、耐酸化特性以外に、皮膜に生じる熱応力や皮膜材料強度等の機械的特性によっても、大きな影響を受ける。しかしながら、耐食、耐酸化特性については、従来より種々の研究<sup>1)</sup>が成されているものの、高温耐食コーティング皮膜の機械的特性については、必ずしも体系的に明らかにされているとは言い難いのが現状である。<sup>4)、5)</sup>特に、Al拡散浸透処理層は脆弱であり、はく離やき裂発生観点から、機械的特性を明らかにすることは重要である。本研究では代表的なCo基やNi基のMCrAlY合金皮膜材料について、Al拡散浸透処理を

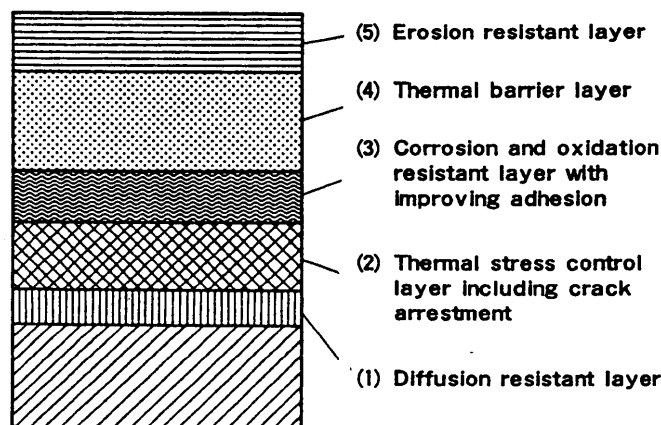


図1 高機能多層コーティングの概念



施すことで形成される反応拡散層の挙動を検討すると共に、ヤング率、ポアソン比、曲げ強度等の機械的特性に及ぼす影響について明らかにした。

## 2. 実験方法

### 2.1 供試材料

供試皮膜材料には、市販MCrAlY合金粉末材料の代表的なCoCrAlY、CoNiCrAlY、CoNiCrAlY+Ta、NiCoCrAlY、NiCrAlY合金粉末の5種類を用いた。表1に用いたMCrAlY合金粉末の化学組成および粉末粒度を示す。溶射粉末はMを基本構成元素とし、それぞれCr、Al、Y等を添加した合金粉末である。

### 2.2 試験片の製作方法

MCrAlY合金粉末のコーティングは減圧プラズマ溶射装置 (Plasma Technik社製) を用いて、プラズマガスAr/H<sub>2</sub>、予熱温度 823~923K、電圧 64V、電流 680A、Ar雰囲気圧 50~80Torr、溶射距離 270mm、粉末供給量 60~80g/minの条件にて施工した。試験片は5mm厚さに形成した皮膜より、機械加工により切り出して製作した。また、切り出した試験片は、Arガス減圧雰囲気中に1396K-2h、1116K-24hrの拡散熱処理を施すと共に、さらに拡散熱処理後に、処理材組成Al+Ni:20wt%、Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>:79.5wt%、NH<sub>4</sub>Cl :0.5wt%中に、1173K、1223K、1273の3条件で10hr保持、H<sub>2</sub>ガス気流中でAl拡散浸透処理を施した。

表1 MCrAlY合金粉末の化学組成

| Materials                 | Chemical compositions (wt%) |       |       |       |       |     |
|---------------------------|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-----|
|                           | Co                          | Ni    | Cr    | Al    | Y     | Ta  |
| CoCrAlY<br>-400 mesh      | Bal.                        | <0.10 | 28.9  | 6.15  | 0.28  | -   |
| CoNiCrAlY<br>-400 mesh    | Bal.                        | 32.08 | 21.22 | 8.33  | 0.39  | -   |
| CoNiCrAlY+Ta<br>-400 mesh | Bal.                        | 9.7   | 24.6  | 7.0   | 0.48  | 5.5 |
| NiCrAlY<br>-400 mesh      | -                           | Bal.  | 31.45 | 11.55 | 0.825 | -   |
| NiCoCrAlY<br>-325 mesh    | 23.23                       | Bal.  | 16.94 | 12.47 | 0.49  | -   |

### 2.3 4点曲げ試験方法

4点曲げ試験は図2に示すような150×W5×t1.5mmの4点曲げ試験片を用い、引張試験機 (オートグラフAG-10T島津製作所製) により、負荷速度0.1mm/minにて行った。この時、4点曲げ試験片に歪みゲージを貼付し、ヤング率、ポアソン比の測定も同時に行った。但し、Al拡散浸透処理試験片のヤング率は、3層積層体を仮定した梁理論<sup>6)</sup>より導かれる(1)式、4点曲げ試験で得られる負荷荷重Pと測定歪みε<sub>1</sub>から算出した。

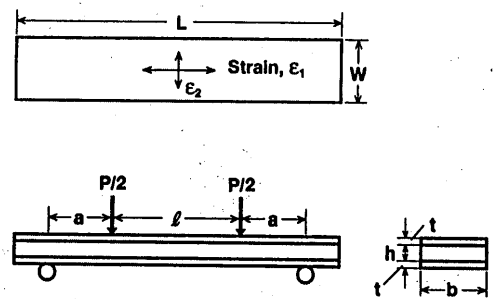


図2 4点曲げ試験方法

$$E_s = (3(P/\varepsilon_1)a(h+2t)-bh^3E_w) / b((h+2t)^3 - h^3) \quad \dots\dots(1) \text{ 式}$$

ポアソン比は、歪みゲージによる測定歪みε<sub>1</sub>、ε<sub>2</sub>から(2)式により算出した。

$$\nu_s = \varepsilon_1 / \varepsilon_2 \quad \dots\dots(2) \text{ 式}$$

ここで、 $E_s$ 、 $\nu_s$ ：表面層のヤング率、ポアソン比、 $E_w$ ：基材のヤング率。

また、4点曲げ強度の算出は、 $Al$ 拡散層の影響を無視した場合として、(3)式を用いた。

$$\sigma_B = 3P(L-l)/2b(h+2t)^2 \quad \dots\dots\dots(3) \text{ 式}$$

さらに、3層積層体を仮定した梁理論<sup>6)</sup>より $Al$ 拡散層の4点曲げ強度を(4)式より算出した。

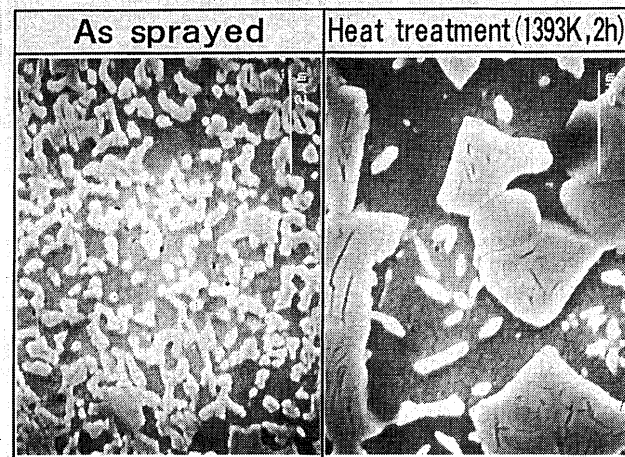
$$\sigma_B = 3Pa(h+2t)/b((h+2t)^3 + h^3) (E_w/E_s - 1) \quad \dots\dots\dots(4) \text{ 式}$$

### 3. 実験結果およびその検討

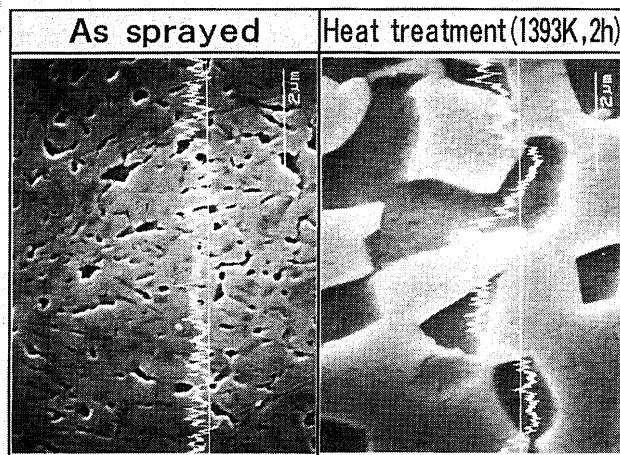
#### 3.1 断面組織観察結果

図3に代表例として、 $Al$ 拡散浸透処理前の $CoCrAlY$ と $CoNiCrAlY$ 減圧プラズマ溶射皮膜の断面SEM観察結果を示す。また、図中にはAs sprayed皮膜の組織と拡散熱処理を施した皮膜の組織を示した。図(b)  $CoNiCrAlY$ 中には $Al$ 元素の線分析結果を示すが、図中の白い部分が $(Ni, Co)Al$ の金属間化合物であると考えられる。図より明らかかなように、As sprayed皮膜の組織においては、溶射過程の急冷凝固により金属間化合物の析出が微細であるが、拡散熱処理を施すことにより、金属間化合物が凝集し粗大化する傾向が分かる。

図4に減圧プラズマ溶射プロセスにより形成した $CoCrAlY$ と $CoNiCrAlY$ 合金皮膜の表面に、1223K、10hr保持で $Al$ 拡散浸透処理を施した場合の断面組織観察結果とEPMAによる各元素の面分析結果を示す。図から明らかかなように、 $CoCrAlY$ 合金皮膜表面には10 $\mu m$ 程度の $Al$ 拡散浸透処理により形成された拡散層が認められる。この拡散層は $Al$ が高濃度で、緻密に均一に分散しており、X線による分析の結果、 $CoAl$ 相が主体の層であることが確認されている。さらにその下層には、 $Cr$ が濃縮した層が観察され、この層中には $CoAl$ 相が島状に析出し、内部に向かうほど島状の $CoAl$ 相が減少し、大きさも小さくなる傾向が分かる。こ

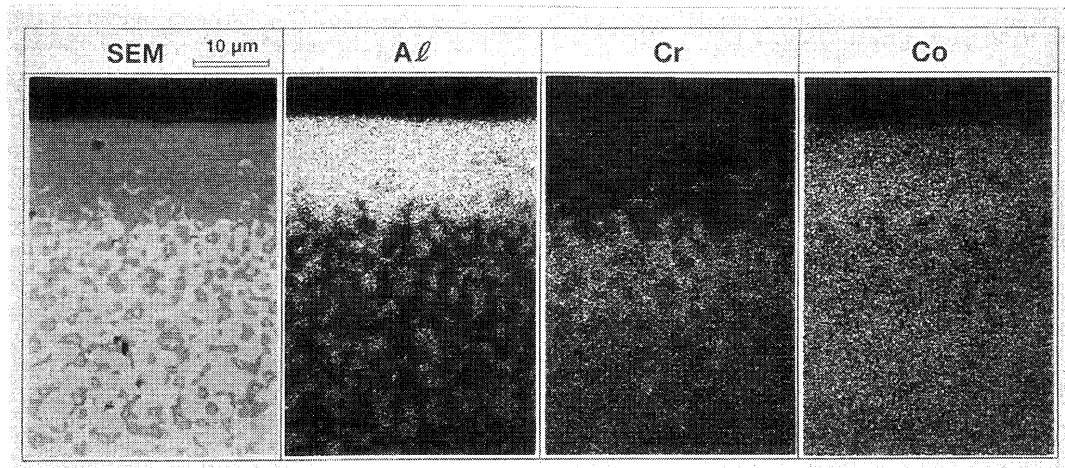


(a)  $CoCrAlY$ 合金皮膜

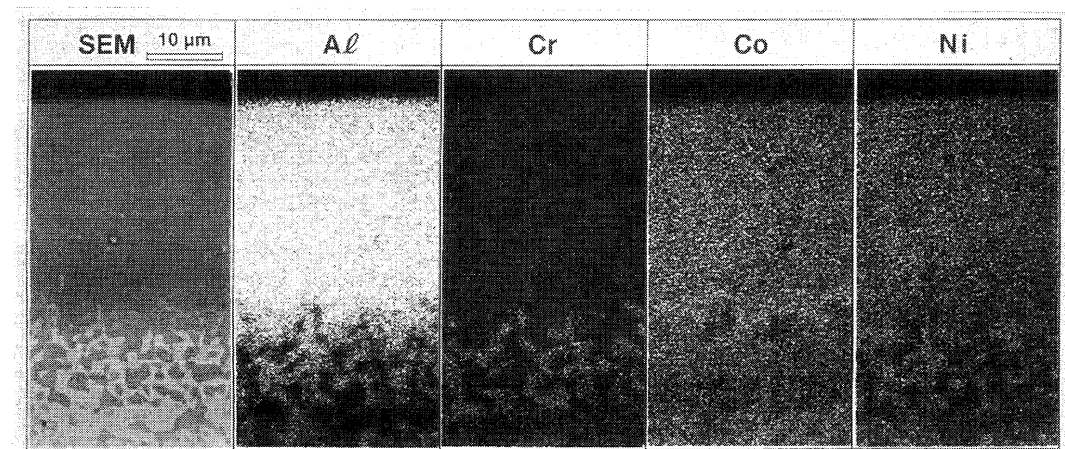


(b)  $CoNiCrAlY$ 合金皮膜

図3  $Al$ 拡散浸透処理前の $CoCrAlY$ 、 $CoNiCrAlY$ 合金皮膜の断面SEM像



(a) CoCrAlY合金皮膜 (Al 拡散浸透処理 : 1223K、10hr保持)



(b) CoNiCrAlY合金皮膜 (Al 拡散浸透処理 : 1223K、10hr保持)

図4 Al 拡散浸透処理後の断面組織とEPMAによる面分析

これは、Al 元素の内方拡散によりCoAl 相が形成され、Co基合金中の固溶限を越えたCrが内層に濃縮されたためと考えられる。

一方、CoNiCrAlY合金皮膜には60μm程度のAl 拡散浸透処理により形成された拡散層が認められる。この拡散層はX線による分析の結果、NiAl が主体の層であることが確認できた。同様にAl 拡散浸透処理条件が1223K以上の場合には、CoNiCrAlY+Ta、NiCoCrAlY、NiCrAlY合金の表面にもNiAl が主体の拡散層が確認できた。しかし、Al 拡散浸透処理条件が1173Kの場合には、CoNiCrAlY、CoNiCrAlY+Ta、NiCoCrAlY、NiCrAlY表面に共にNi<sub>2</sub>Al<sub>3</sub> が主体のAl 拡散層が検出された。

### 3.2 Al 拡散層厚さに及ぼすAl 拡散浸透処理時間の影響

図5に各MCrAlY合金皮膜にAl 拡散浸透処理(保持時間10hr一定)を施した場合の、Al 拡散層厚さとAl 拡散浸透処理時間の関係を示す。図から明らかなように、MCrAlY合金皮膜中のNi量が多いほど、Al 拡散層厚さは大きくなる傾向を示す。すなわち、同じAl 拡散浸透処理条件で各種MCrAlY合金皮膜の試験片を製作しても、Al 拡散層厚さが異

なることが明らかである。

### 3.3 ヤング率、ポアソン比

各MCrAlY合金皮膜とAl拡散浸透処理（保持時間10hr一定）を施したMCrAlY合金皮膜のAl拡散層のヤング率（室温）の測定結果を図6に示す。図の横軸には、MCrAlY合金皮膜中のAl系金属間化合物析出層の体積比率<sup>7)</sup>を示す。Al拡散層のヤング率、ポアソン比はそれぞれ歪みゲージにより測定した値を、(1)式により算出した。図から明らかなように、Co基のMCrAlY合金皮膜に関しては、Al系金属間化合物の析出量の影響は顕著ではないが、Ni基のMCrAlY合金皮膜では、Al系金属間化合物の析出量が多いとヤング率は高くなる傾向がある。Al拡散層のヤング率に関しては、NiAlが主体となるCoNiCrAlY、CoNiCrAlY+Ta、NiCoCrAlY、NiCrAlY合金皮膜の場合には、200GPa程度の高いヤング率を示したが、CoAlが主体となるCoCrAlY合金皮膜の場合には、120GPaと低いヤング率を示した。各MCrAlY合金皮膜とAl拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜のポアソン比の測定結果を図7に示す。図より明ら

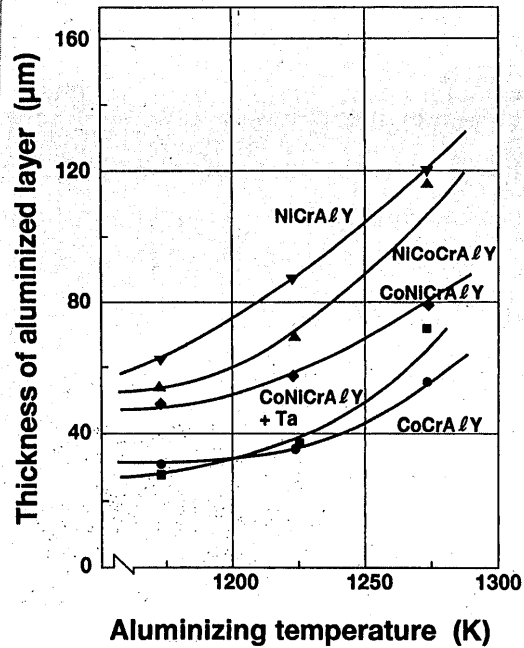


図5 Al拡散層厚さとAl拡散浸透処理時間の関係（保持時間10hr一定）

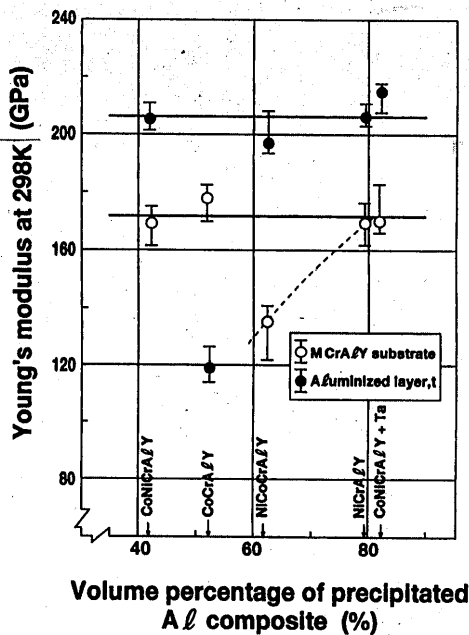


図6 Al拡散層のヤング率（室温）

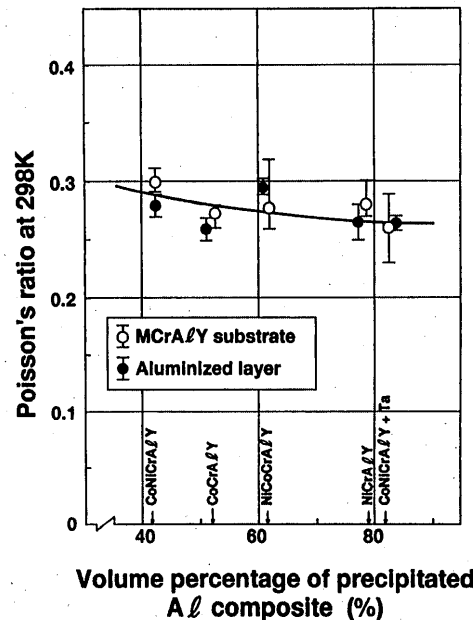


図7 Al拡散層のポアソン比（室温）

かなように、ポアソン比は0.25~0.3の値を示し、若干、Al金属間化合物の析出量が多いと低下する傾向が認められるが、各MCrAlY合金皮膜とAl拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜との顕著な差は認められなかった。

### 3.4 4点曲げ強度

図8に各MCrAlY合金皮膜とAl拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の、室温における4点曲げ試験結果を示す。Al拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の4点曲げ強度は、試験片の破壊荷重から(3)式を用いて算出した。すなわち、MCrAlY合金皮膜とAl拡散層の機械的特性が同一と仮定した見掛上の4点曲げ強度である。

Al拡散浸透処理を施さない各MCrAlY合金皮膜の4点曲げ強度は、CoNiCrAlY合金皮膜のみが最高荷重点を示したが、最終破壊には至っていない。しかしながら、他のMCrAlY合金皮膜の曲げ強度については、いずれも荷重-たわみ関係がほぼ線形の形で破壊に至った。Co基、Ni基のMCrAlY合金皮膜間で、曲げ強度に差があることが認められる。これは、Al金属間化合物の析出量によるものと考えられ、Al金属間化合物の析出量が多いと曲げ強度は低下する。この傾向はNi基のMCrAlY合金皮膜の方がCo基のMCrAlY合金皮膜に比べて顕著である。

一方、Al拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の曲げ強度は、Al拡散浸透処理を施さないMCrAlY合金皮膜よりも見掛上低下する傾向が認められる。前記で最高荷重点を示し、破壊に至らなかったCoNiCrAlY合金皮膜についても、Al拡散浸透処理を施すことで、荷重-たわみ関係がほぼ線形の形で破壊に至った。Al拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の表面に、数十 $\mu\text{m}$ ではあるが脆弱なAl拡散層が形成されることで、曲げ強度は低下する。この傾向は金属間化合物の析出量が多いほど顕著である。MCrAlY合金皮膜自体もCoAl、NiAlなどの金属間化合物を多く含んでおり、CoNiCrAlY合金皮膜を除いて比較的延性であるが、その表面にさらに延性の低いCoAl、NiAl主体のAl拡散層が形成されたためと考えられる。すなわち、低延性のAl拡散層に、比較的低い4点曲げ負荷荷重の段階でき裂が発生し、MCrAlY合金皮膜の強度を低下させるものである。このような観点からは、Al拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜のAl拡散層の機械的特性を明らかにすることは、特に重要である。

また、CoCrAlY合金皮膜の4点曲げ強度は、他の4点曲げ強度データと同じ線上に乗らず、Al拡散浸透処理による曲げ強度の低下は特異である。このような特異挙動は、皮膜に生じた残留応力によるものと考えられる。すなわち、CoCrAlY合金皮膜の場合には、Al拡散層に生じた高い引張残留応力のために、より曲げ強度の低下が顕著に現れたものと考えられる。残留応力の発生は、MCrAlY合金皮膜とAl拡散層との熱膨脹係数差によるものと考えられ、これらの残留応力値については、記述しないがX線応力測定により確認している。

### 3.5 4点曲げ強度の補正

図9のAl拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の4点曲げ強度は、見掛上の曲げ強度のため、3層積層体を仮定した梁理論より、Al拡散層の4点曲げ強度を(4)式によ

り補正し算出した結果を図10に示す。図から明らかなように、(4)式によりAl拡散層に作用する応力から求めた曲げ強度は、先に示した見掛け上の曲げ強度と大きな差は認められないことが分かる。但し、皮膜に生じる残留応力の影響については考慮していないために、さらに若干低下するものの、Al拡散浸透処理により形成されたAl拡散層の曲げ強度は、Al金属間化合物の析出量が多いほど、低下する傾向は変わらないものと考えられる。

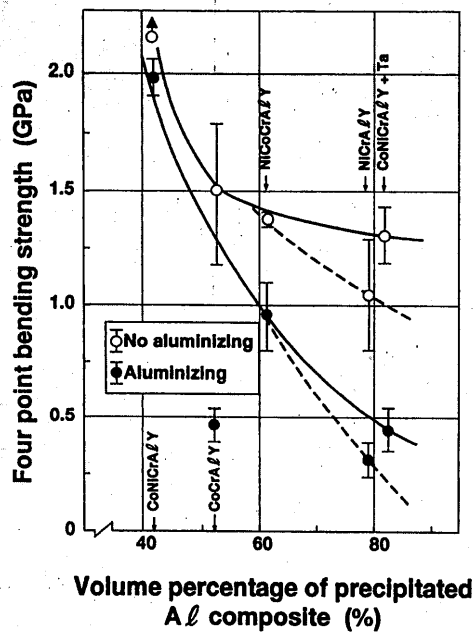


図8 MCrAlY合金皮膜にAl拡散浸透処理した場合の4点曲げ強度

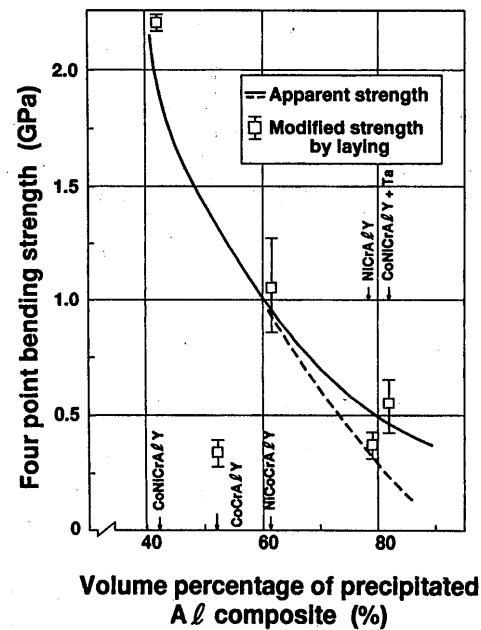


図9 3層積層体を仮定した梁理論より算出したAl拡散層の曲げ強度

#### 4. 結言

代表的なCo基やNi基のMCrAlY合金皮膜材料について、Al拡散浸透処理を施すことで形成される反応拡散層の挙動を検討すると共に、ヤング率、ポアソン比、曲げ強度等の機械的特性に及ぼす影響について検討を行い、以下の結論が得られた。

- (1) 各種MCrAlY合金皮膜にAl拡散浸透処理を施した場合、処理温度が高いほど、またMCrAlY合金皮膜中のNi量が多いほど、Al拡散層厚さは大きくなる傾向を示す。
- (2) Al拡散層のヤング率は、NiAlが主体となるCoNiCrAlY、CoNiCrAlY+Ta、NiCoCrAlY、NiCrAlY合金皮膜の場合には、200GPa程度の高いヤング率を示したが、CoAlが主体のCoCrAlYは、120GPaと低いヤング率を示した。しかし、ポアソン比は皮膜材料による顕著な差は認められず、0.25~0.3である。
- (3) Al拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の曲げ強度は、Al拡散浸透処理をしない場合のMCrAlY合金皮膜曲げ強度より低下する傾向が認められる。この傾向はAl系金属間化合物の析出量が多いMCrAlY合金皮膜ほど顕著である。

(4) Al 拡散浸透処理を施したMCrAlY合金皮膜の曲げ強度に、3層積層体の効果の補正を加えることで、Al 拡散層の曲げ強度を求めた。Al 拡散層の曲げ強度は、Al系金属間化合物の析出量が多いMCrAlY合金皮膜ほど低下する傾向を示す。

## 5. 参考文献

- (1) 伊藤・斉藤・宮崎・本多・杉山、機械の研究、44-2(1992)、257
- (2) 原田、防食技術、31(1982)、281
- (3) 伊藤、溶射、32-1(1995)
- (4) 斉藤・伊藤・宮崎、ガスタービン秋季講演会講演論文集、(1994)
- (5) 伊藤・斉藤・宮崎、日本材料学会講演論文集、(1993)、86
- (6) 中沢・宮川・水野、材料力学1、朝倉書店、136(1967)
- (7) 伊藤・斉藤・宮崎・本多、材料、43、690(1994)

\* 山本 武 (航空宇宙技術研究所)

黒澤要治 (航空宇宙技術研究所)

田丸 卓 (航空宇宙技術研究所)

## 1. まえがき

現在、航技研では極超音速機用エンジンとして、水素を燃料とするラムジェットエンジンの研究を行っている。このエンジンの燃焼器として、高速の流入空気に対する耐久性維持の観点から内部燃料冷却を行う燃料噴出型保炎器が要求特性に応え得ることが報告されている<sup>1)</sup>。一方、近年の計算機性能のめざましい発展にそくして、設計に役立つ可能性をもつ燃焼器特性模擬のための数値計算コードを開発してきた。前回<sup>2)</sup>は2次元で開発した計算コードを用いて燃料噴出型保炎器周りの詳細な計算を行い、その結果とスリット状の燃料噴出口を持つ保炎器について行った実験の結果(ガス分析データ、圧力損失、火炎写真)を比較することにより計算コードの妥当性を証明した。計算コードは解法として、圧縮性流体を取り扱えるように拡張したSIMPLER (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) 法<sup>3)</sup>を用いている。乱流モデルとしては明・笠木の低レイノルズ数型  $k - \epsilon$  モデル<sup>4)</sup>、燃焼モデルとしては渦消散モデル<sup>5)</sup>を用いている。この計算コードを3次元に拡張し、実験モデルと同じ多口の保炎器モデルについて計算を行った。今回はその計算結果とLDV計測<sup>6)</sup>のデータを比較検討したので報告する。また、この計算コードに極超音速機のシステム設計から出された飛行マッハ数5の運転条件を与えて数値予測を行い、その結果に基づいて改良を加えた保炎器モデルの性能向上を計算により確認したので加えて報告する。

## 2. 基礎方程式と計算モデル

### 2.1 支配方程式および解法

燃焼流を計算対象とするため圧縮性を考慮して、連続の式、運動方程式、エネルギー式、乱流エネルギー  $k$ 、乱れの消散率  $\epsilon$  の輸送式、成分 ( $H_2, O_2, H_2O, N_2$ ) の輸送式をたてた。成分の濃度勾配によるエネルギーの移動 (Dufour効果)、温度勾配による物質の移動 (Soret効果)、輻射による熱移動および浮力の影響は無視した。

解法としてはPatankar<sup>3)</sup>により開発されたSIMPLER法を採用した。SIMPLER法とはポアソン方程式を解いて得られた圧力場が連続の式を満足するように速度を補正することを繰返して収束解を得る解法である。コントロールボリューム界面の流束の評価にはべき乗法、ソース項には2次の中心差分を用いた。計算は初期条件を流速、圧力、温度一様の場合として開始した。ただし、境界ではその条件を与え、計算の安定のために燃料噴出量は与えた当量比に達するまで直線的に増加させた。また、計算時間短縮のために時間ステップあたりの繰返し計算を最大10回に制限した。各点の圧力の変動量が十分小さくなったところで収束したとみなした。

### 2.2 乱流モデル

ガスタービン燃焼器内の数値シミュレーションには、乱流エネルギー  $k$  と乱れの消散率  $\epsilon$  の輸送式を解いて渦粘性係数を得る  $k - \epsilon$  2方程式モデルが最も実用的である。 $k - \epsilon$  モデルは標準型 (高レイノルズ数型) と低レイノルズ数型に大別される。前者は境界条件として壁から1つ目のコントロールボリュームに壁関数を適用するため、計算格子の調節が必要である。一方、後者は壁の影響



を壁からの距離を用いて与えるので特別な取扱いを必要としない。また、後者では壁まで解くために、壁付近で多くの格子を必要とすることから前者に比べて大きな計算機容量が必要であるが、剥離などを取り扱うことができる。ガスタービン燃焼器の数値シミュレーションでは、計算時間、計算機容量節約のために高レイノルズ数型モデルのみが用いられているが、今回の計算では流れをより正確に解くために低レイノルズ数型モデルを選択した。いくつかの低レイノルズ数型モデルが提案されているが、比較的新しく理論がはっきりしている、また計算量が比較的少ない明・笠木<sup>4)</sup>のモデルを採用した。入口における $k$ および $\varepsilon$ は、速度の乱れ成分 $u'$ を入口流速の5%、混合長 $L_m$ をダクト高さの1.5%と仮定して、 $k=3(u')^2/2$ 、 $\varepsilon=(C\mu)^{3/4}\times(k)^{3/2}/L_m$ により与えた。 $C\mu$ は $k$ 、 $\varepsilon$ から渦粘性係数を求めるための定義式中に現れる経験定数であり0.09である。この $u'$ 、 $L_m$ の値は、経験的に決めたものではあるが、それぞれの値を50~200%の範囲で変えて計算した結果に大きな差は生じなかった。

### 2.3 燃焼モデル

燃焼反応の計算には、燃焼器の数値シミュレーションに多く用いられているMagnussenの渦消散モデル<sup>5)</sup>を用いた。渦消散モデルは燃料を含む渦と酸素を含む渦が消散し、分子スケールで混合する速度によって燃焼速度が決定されるとするモデルである。本計算では燃料が水素でありかつ導入される空気温度が高いことから、化学反応速度は乱流による混合速度に比べて十分大きいと考えられ、混合が律速条件であると見なせるため、この燃焼モデルが適していると言える。

拡散火炎では、局所時間平均燃料濃度 $\overline{c_f}$ が低いとき、燃料を含む渦の消散が燃焼の律速となり、単位体積、単位時間あたりに燃焼する水素の質量（以下、燃焼速度と呼ぶ）は、

$$R_{f1}=A\overline{c_f}(\varepsilon/k) \quad (A: \text{火炎の構造と燃料と酸素の反応速度に依存する定数})$$

である。逆に、 $\overline{c_f}$ が高く、局所時間平均酸素濃度 $\overline{C_{O_2}}$ が低いとき、酸素を含む渦の消散が律速となり、燃焼速度は、

$R_{f2}=A(\overline{C_{O_2}}/r_f)(\varepsilon/k)$  ( $r_f$ : 燃料単位質量を燃やすために必要な化学量論的な酸素質量) である。予混合火炎に近いときは、燃料と酸素が同じ渦の中に存在し、それらの渦は高温燃焼生成物を含む渦によって引き離されている。このときも燃焼速度は上述の式によって与えられる。しかし、局所時間平均生成物濃度 $\overline{C_p}$ が低いとき、高温渦の消散が燃焼の律速となり、燃焼速度は、

$$R_{f3}=A \cdot B(\overline{C_p}/(1+r_f))(\varepsilon/k) \quad (B: \text{定数})$$

である。渦消散モデルは、局所的な燃焼速度を $R_{f1} \sim R_{f3}$ の最小値 $R_f$ で与えるものである。

### 2.4 計算対象とモデル化

燃料噴出型保炎器は、五角形断面を有し、燃料は内部を流れながら保炎器を冷却した後、下流端面に設けられた多口ノズルより噴出される。実験は全体性能を調べるための円形ダクト( $\phi 155$ )内に配置された2重環状モデル、保炎器周りの観察や詳細な計測のための矩形ダクト( $50 \times 50 \times 272$ )内に流れと直角に配置された部分モデル(図1)について行われている。計算対象は、詳細な内部計測を実施している後者のモデルとした。ダクト入口から高温空気が導入され、出口は大気に開放されている。実験モデルは直径

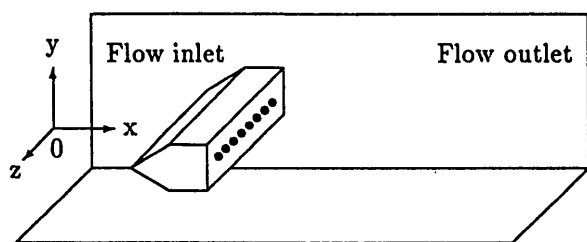


図1 部分モデル

1.6mmの燃料噴射口をピッチ4mmで配置しているが、計算ではこれを同面積の正方形（一辺約1.4mm）の穴で模擬した。ピッチは同じとし、全体の当量比と燃料噴出速度を実験と合わせた。計算領域は計算機容量の制約から、2つの噴出口の中点を通るx y平面から隣の平面までの1ピッチ分とし、両平面をつなぎ周期境界とした。原点はダクト入口にx軸が燃料噴出口中心を通るようにとった。

## 2.5 計算格子と計算条件

本計算に用いた計算格子を図2に示す。格子点数は約10万点である。計算格子を滑らかにとるために、計算領域を保炎器の上方、下方、後方の3つに分割した。本計算コードでは、一般曲線座標から直交直線座標への座標変換を用いている。

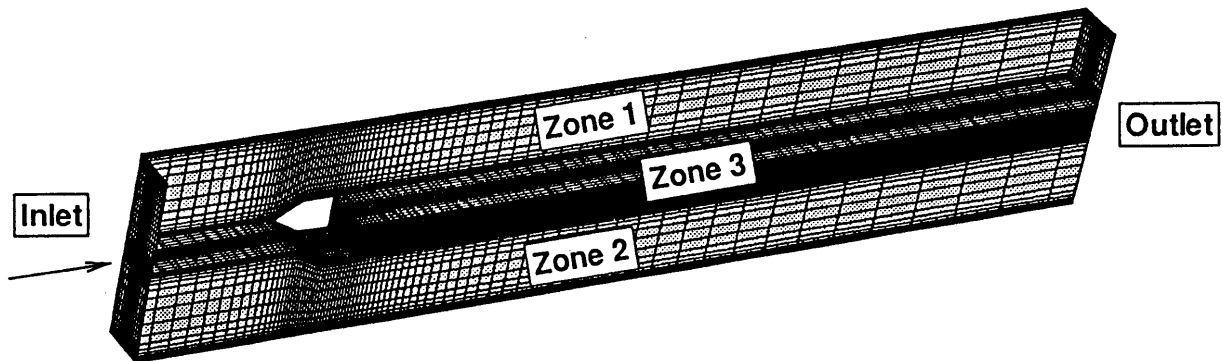


図2 保炎器部分モデル周りの計算格子

計算において計算条件は表1のように与えた。条件1はLDV計測を行ったときの条件である。噴出口における燃料温度は、実験では計測が困難であるため、燃料配管内での実測値を用いた。部分モデルの燃料噴出口1個あたりのダクト面積はブロックage比の違いにより前述の2重環状モデルと異なる。表中に示す当量比は環状モデルに換算した値である。条件2は極超音速機のシステム設計から与えられた飛行マッハ数5のときの運転条件である。

表1 計算条件

| 境界              | 条件   | 1：部分モデル実験条件                         | 2：飛行マッハ5運転条件        |
|-----------------|------|-------------------------------------|---------------------|
| 入口<br>(空気)      | 温度   | 600 K                               | 1192 K              |
|                 | 圧力   | $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$ |                     |
|                 | 質量流量 | 大気圧, 流速80m/s相当                      | 圧力0.9MPa, 流速80m/s相当 |
| 出口              | 圧力   | 大気圧                                 | 0.9 MPa             |
| 燃料噴出口<br>(気体水素) | 温度   | 306 K                               |                     |
|                 | 当量比  | 0.8                                 | 0.98                |
| 保炎器表面           | 速度   | 0 m/s                               |                     |
|                 | 温度   | 400 K                               |                     |
| ダクト内壁面          | 速度   | 0 m/s                               |                     |
|                 | 温度   | 300 K                               |                     |

## 3. 実験結果との比較

### 3.1 LDVによる計測

燃料噴出型保炎器部分モデルについて燃焼場のLDV計測を行っている<sup>6)</sup>。流れが $y=0$ 平面について対称であると考え、 $x$ 方向速度成分 $u$ を $y \geq 0$ についてのみ計測している。計測点は $x$ 方向8断面(燃料噴出口位置 $\{x=0.0565\text{m}\}$ )の下流2, 4, 6, 8, 10, 15, 20, 30mm),  $y$ 方向6断面( $y=0, 1, 3, 4, 4, 7, 10\text{mm}$ ),  $z$ 方向3断面の144点である(図3)。 $z$ 方向断面は燃料噴流の中心を通る面( $z=0, S1$ ), 隣の噴出口中心との中点を通る面( $z=2, S3$ ), 2つの面の中間の面( $z=1, S2$ )である。

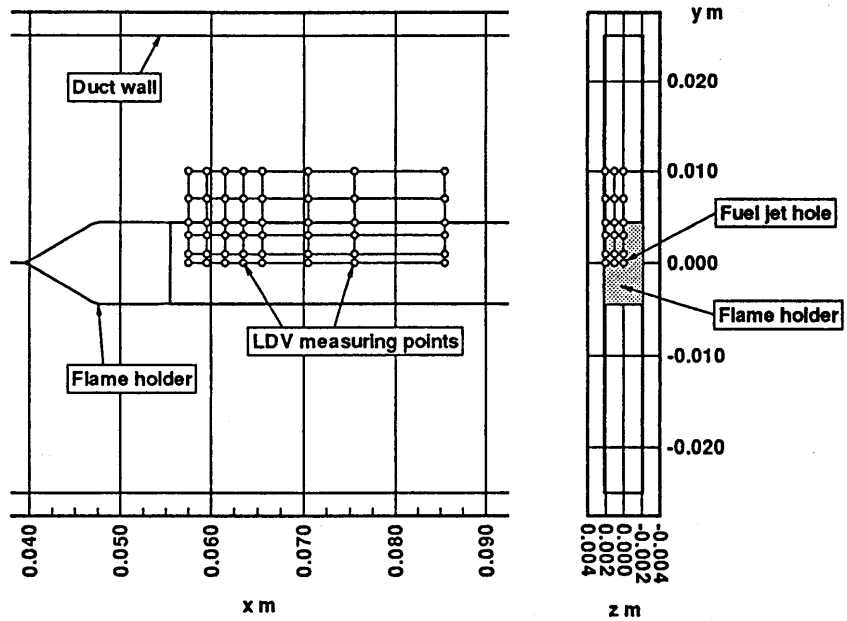


図3 LDV計測位置

### 3.2 計算結果と計測結果の比較

図4は条件1による計算結果と計測結果の比較である。図はそれぞれ保炎器から2, 10, 30mm後流の $x$ 軸に垂直な断面を示している。どの断面を見ても計算値と実験値はオフセットしていることが分

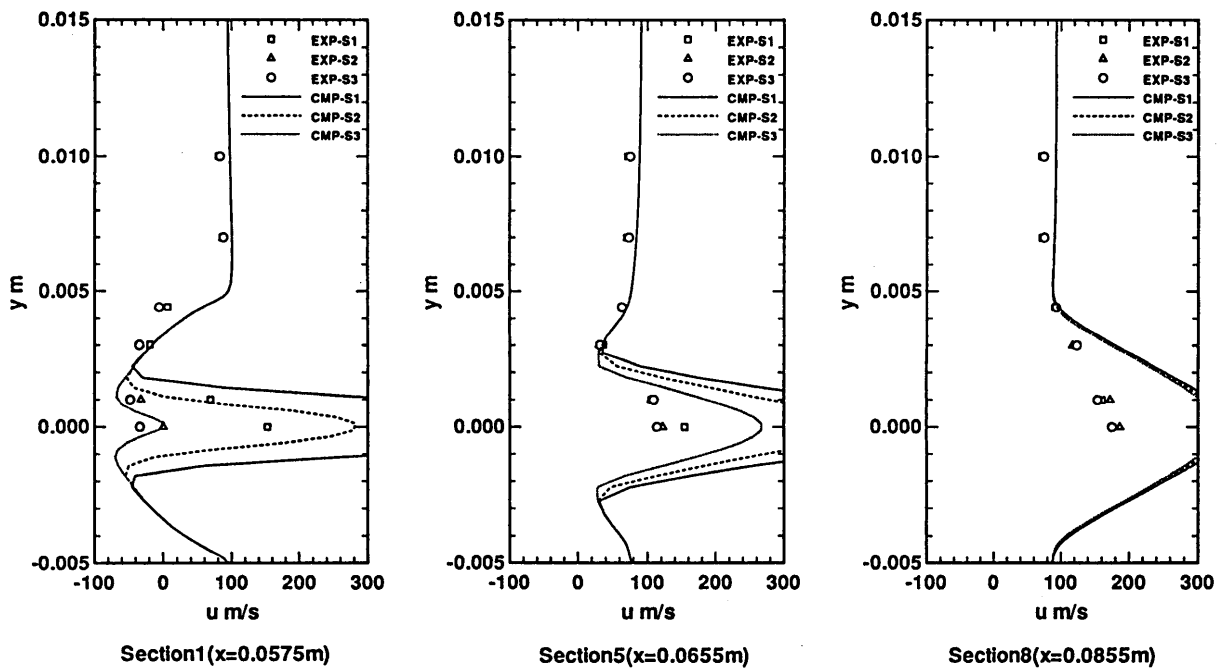


図4 計算結果と計測結果の比較

かる。Section1の $y=0.01\text{m}$ の値に注目すると計測値は約 $80\text{m/s}$ である。ダクト入口流速約 $80\text{m/s}$ , プロダクト比 $17.6\%$ から概算して $97\text{m/s}$ 程度が妥当な値であるが、これに比べて計測値はかなり小さいと言える。計算値は約 $97\text{m/s}$ である。そこで、実験の流量が何らかの原因のために必要な値に達していなかったと仮定し、 $y=0.01\text{m}$ の計測値に計算値を合わせるように入力流速を与え計算を行ってみた。

その結果と計測値の比較を図5に示す。図より主流領域では計算値は実測値と非常に良く一致している。しかし、噴流領域では実験値は計算値よりかなり小さくなっている。噴流領域の速度は高速の燃料噴流と流れ込む低速の主流の間で大きく変動しているものと思われる。LDV計測においてトレーサは主流のみに混入しているため、計測値は主流側流速に大きく偏ったものとなっていると考えられる。実験時の空気流量については再確認を行っている。

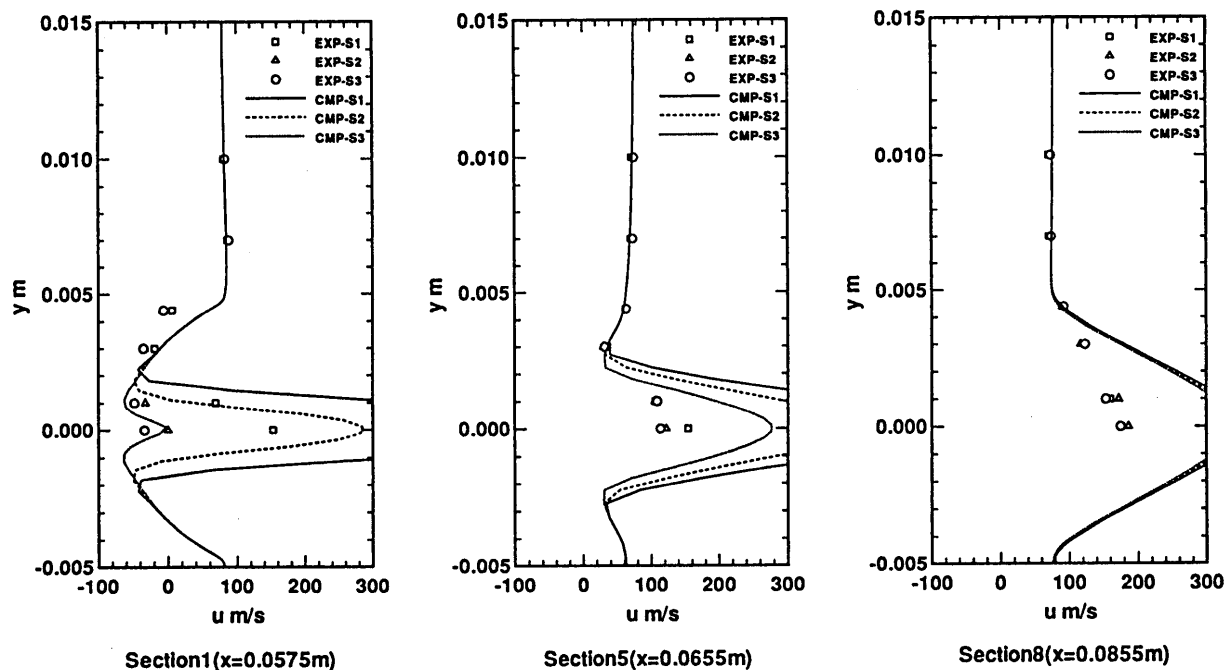


図5 計算結果と計測結果の比較

#### 4. 設計条件での保炎器性能の予測

極超音速機エンジンの燃焼器にはその長さを短縮するために、より速やかに化学反応を完結させることが要求されている。図6は燃焼速度 $R_f$ の分布を示している。図より $R_f$ の高い領域は噴流の上下で二次元的に形成されており、噴流の間では低くなっていることが分かる。図7は局所当量比

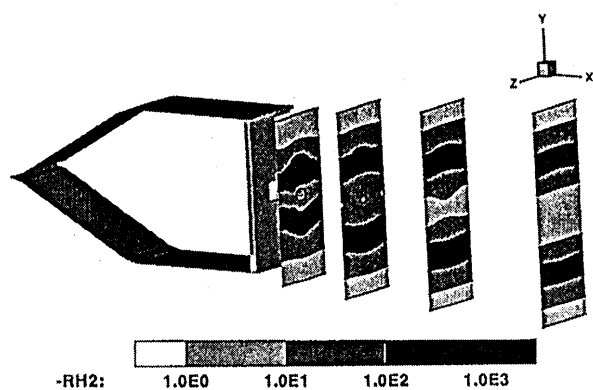


図6 燃焼速度 $R_f$ 分布

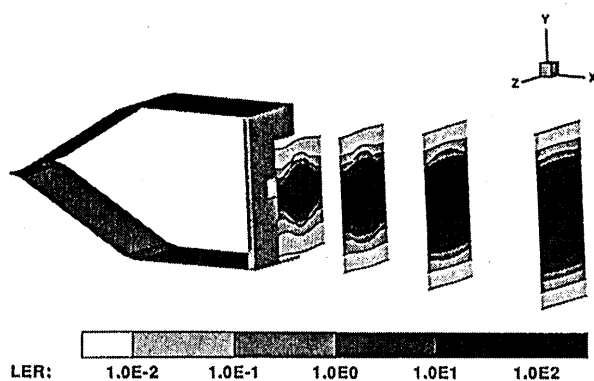


図7 局所当量比分布

分布を示している。図6と図7を見比べると、局所当量比が1の近傍で燃焼速度が大きくなっていることが分かる。噴流の間の領域は燃料過剰となっており、そのため燃焼速度が低くなっていると考えられる。よって燃焼を促進させるためにはこの領域に積極的に空気を導入することが必要である。そこで、保炎器モデルのピッチを大きくして噴流の間隔を広げ空気が入りやすくしたモデル2、そ

れに加えて噴流による空気の導入効果を上げることをねらい噴流流速を高めるために燃料噴出口の面積を2分の1にしたモデル3を考えた(表2)。モデル3の燃料噴出速度はモデル1, 2の2倍程度となる。図8は各保炎器モデルのx軸と垂直な断面で積分した燃料消費割合を比較したものである。モデル2, 3はどちらも元のモデルより高くなっているが, モデル2に比べてモデル3の改善がかなり大きい。これより噴流の高流速化による空気導入の促進が燃焼の促進に大きな効果をもつことが分かった。しかし, モデル3の曲線の傾きがモデル1に比べて大きくなるのは保炎器後方約0.13mの間でそれ以降ではほぼ同じとなっていることから保炎器の改良が効果を示したのはこの間のみであると言える。

## 5. 結論

燃料噴出型保炎器周りの3次元数値シミュレーションを行い, 次のことが明かとなった。

- ・入口流量の補正を行ってはいいるが, 計算結果はLDV計測結果とよく一致しており, 流れについても計算コードの妥当性が証明された。
- ・燃料噴出口のピッチ, 大きさを変えた保炎器モデルについて数値予測を行い, 燃料消費割合の改善を確認した。燃焼の促進には燃料の噴出速度を上げ空気導入を促すことが大きな効果をもつことが分かった。

なお本報告の実験データは共同研究として航技研で行った神戸大学池田らの計測値を用いた。

## 文献

- 1) 齊藤ほか4名, 亜音速ラムエンジン用保炎器の水素燃料噴出法と燃焼特性, 日本機械学会第68期通常総会講演会講演論文集, Vol. B, (1991-3)
- 2) 山本, 黒澤, 田丸, 燃料噴出型保炎器周りの流れに関する数値模擬, ガスタービン秋季講演会(長崎)講演論文集, (1992-11), pp 37-44
- 3) Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, (1980)
- 4) 明, 笠木, 日本機械学会論文集(B編), 54巻507号, (1988-11)
- 5) Magnussen, B. F. and Hjertager B. H., On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, 16th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, (1977), pp. 719-729
- 6) 齊藤ほか5名, 水素ラム燃焼器内の燃焼流れ, 第21回ガスタービン定期講演会講演論文集, (1993-5)

表2 保炎器モデル

| 保炎器モデル   | 1    | 2    | 3    |
|----------|------|------|------|
| 燃料噴出口ピッチ | 4 mm | 8 mm | 8 mm |
| 燃料噴出口大きさ | L    | 2 L  | L    |
| 燃料質量流束   | F    | F    | 2 F  |

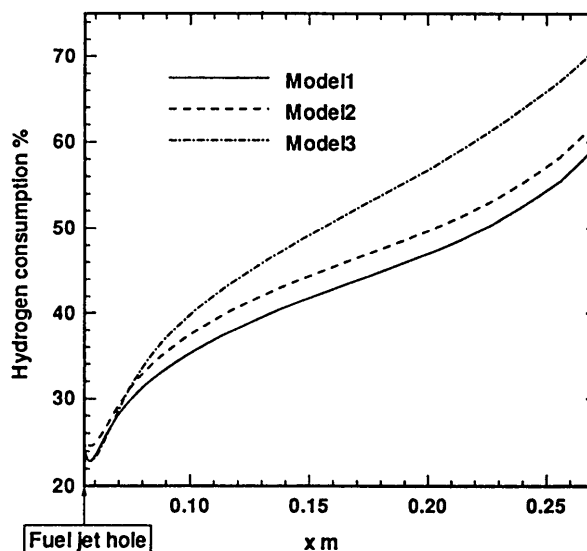


図8 各モデルの燃焼消費割合の比較

\*佐久間 俊一 (慶応大学大学院)  
 青柳 哲之 (慶応大学大学院)  
 畦上 修 (慶応大学大学院)  
 川口 修 (慶応大学)

## 1. 緒言

実際のガスタービンやボイラーなどの燃焼器においては燃焼負荷率を上げ、かつ、原材料コスト削減や設置空間縮小のために限られた狭い空間での燃焼を余儀無くされる。このため、火炎を形成する場合はほとんどの場合乱流場であり、様々な乱流特性を含んでおり、その乱れの形態は燃焼器ごとに、さらには運転状態ごとに異なっている。

従来より乱流予混合火炎の研究では、乱流予混合火炎の諸特性と乱流の諸特性との関係を結びつけようと様々なモデルが考案されてきたが、未だに不明な点も多く、特に、希薄側吹き消え近傍での乱流予混合火炎の諸特性に及ぼす影響因子について合理的に説明できる資料は少ない。<sup>(1)</sup> また、従来の研究においては乱れが火炎面に与える影響について注目したものが多いため、研究の対象も火炎面の乱れが顕著に現れる再循環領域の下流部の現象について注目したものが多く、火炎付着点から再循環領域上流部にかけての保炎器近傍について、乱れとの関係で注目した研究は少ない。

そこで本研究では、保炎器に保持された希薄予混合火炎について、希薄燃焼限界近傍での、流れの持つ乱れ特性と、保炎器近傍の火炎の状態を計測し、火炎の安定限界と乱流特性の関係を調べた。

## 2. 実験装置と実験方法

実験装置概略を図1に、試験部概略を図2に示す。試験部断面は正方形であり、4壁面とも交換可能な構造になっている。温度計測やガスサンプリングの場合は可動式のプローブ孔を設けた側壁を使用し、光学計測の場合は石英ガラス製の側壁を使用した。保炎器は円筒形で、表面の滑らかな黄銅を使用し、側壁の孔に断熱材を介して固定し、ブロックage比は0.2とした。

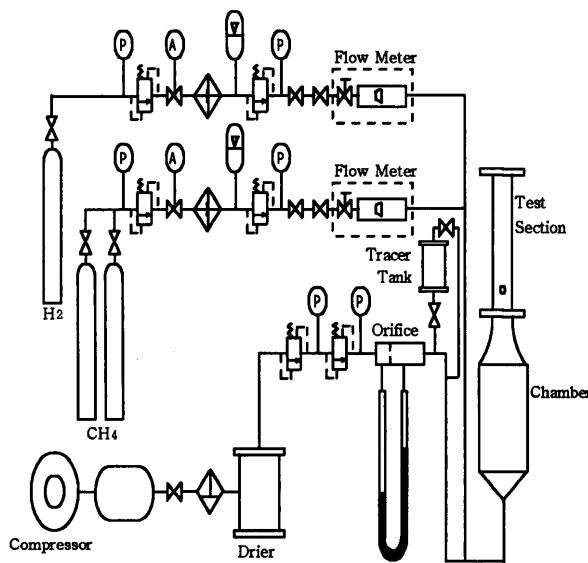


図1 実験装置概略

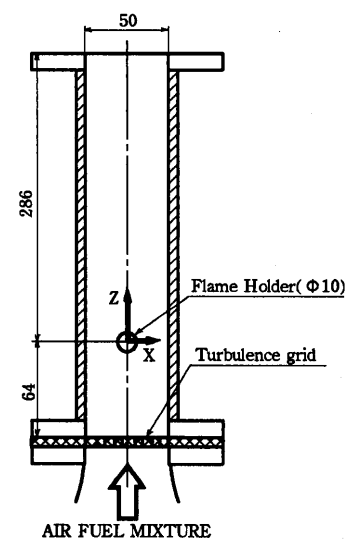


図2 試験部概略

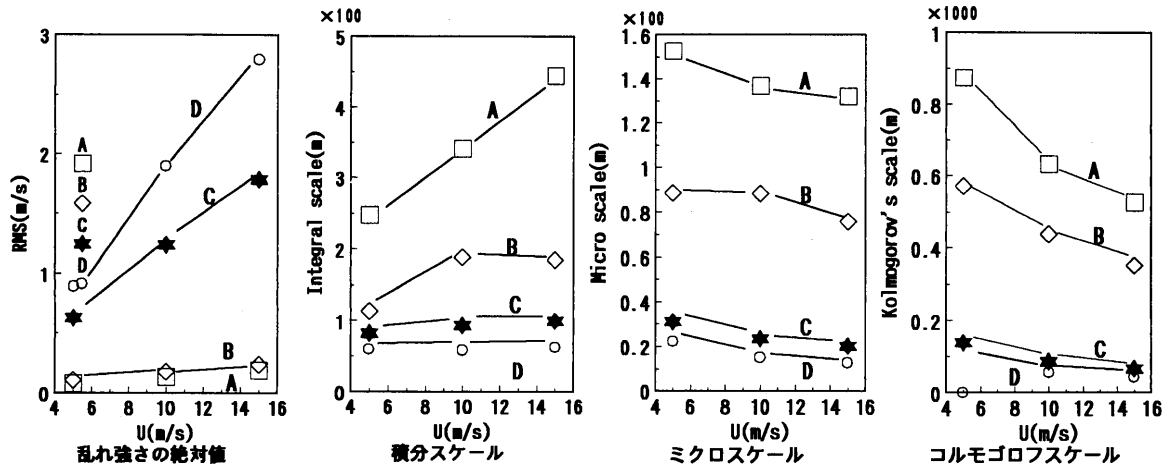


図3 乱流特性

流れ場への乱れは、保炎器上流側の燃焼器入り口に乱流格子やメッシュを設置することにより形成した。本実験で使用したメッシュや乱流格子による非燃焼時における乱流特性を図3に示す。温度計測には線径 $50\mu$ でシリカ被覆を施したPr熱電対を火炎面に沿うように挿入して計測した。静電探針は線径 $0.1\text{mm}$ の感应部長さ $0.5\text{mm}$ の白金単針を用い、一方の電極を保炎器に取り付け、探針電位を $20\text{V}$ とした。熱電対や静電探針からの電圧信号は14bitのA/D変換機能を持つFFTアナライザにサンプリングした後、コンピュータに取り込んだ。ガス分析は、ガスクロマトグラフのTCD法を用い、真空吸引による断熱膨張を利用して反応を凍結する石英プローブを用いてガスをサンプリングした。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 火炎の安定限界

吹き消え直前の状態を観察するに当たって本実験装置での火炎の安定限界曲線を求めた。その結果を図4に示す。これより、実験では吹き消え近傍の代表値として、条件Dの限界点である断面平均流速 $U = 5\text{m/s}$ 、当量比 $\phi = 0.56$ を用いた。この点における各条件下での火炎の様子を図5に示す。図5より、乱れ強さが大きいほど見かけ上の火炎帯厚さで見開き角が増大し、再循環領域が小さくなる

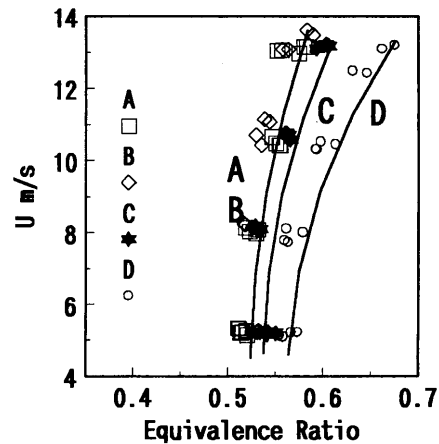


図4 火炎の安定限界曲線

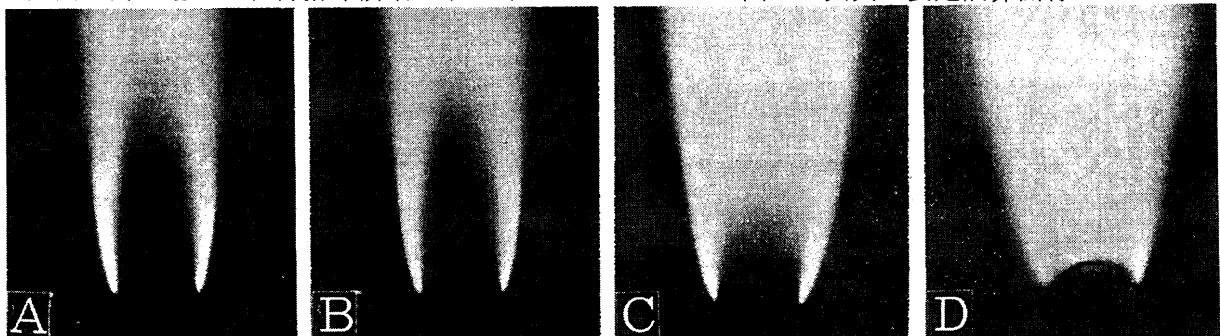


図5 火炎形状

っているのがわかる。火炎が吹き消える場合の火炎の挙動を観察すると、(1)すべての火炎が一瞬で吹き消えてしまう場合、(2)再循環領域周辺では火炎が存在するものの、流速の増加あるいは当量比の減少に伴い、次第にその後流に形成される伝播火炎が不安定な挙動を示し、次いで伝播火炎が消滅し、再循環領域周辺のみ火炎が形成された後に消滅する場合(図6)が確認された。ただし、(2)の現象は条件A、Bの流速の低い場合にしか確認されないことから、乱れの条件によって吹き消えの要因が変化していると推定される。図3、図4より、平均流速 $U=5、10\text{ m/s}$ の吹き消え限界におけるコヴァツネー数と当量比の関係は図7の様になる。図より、条件A、Bはコヴァツネー数0.1以下であり、条件C、Dは1以上で明確に区別される。このことより、条件A、B、すなわち、乱れが弱くスケールが大きい流れ場では、乱れの特性時間が長いために化学反応の特性時間が支配的となり、火炎の伝播性の低下が吹き消えを起こす要因であるのに対し、条件C、D、すなわち、乱れが強くスケールが小さい流れ場では化学反応の特性時間に対し乱れの特性時間が短いために、火炎伝播の速度が既燃ガスと未燃ガスの混合速度に追従できなくなることで燃焼場の急激な温度低下を引き起こすのではないかと考えられる。以下では、このことを詳しく調べていくことにする。

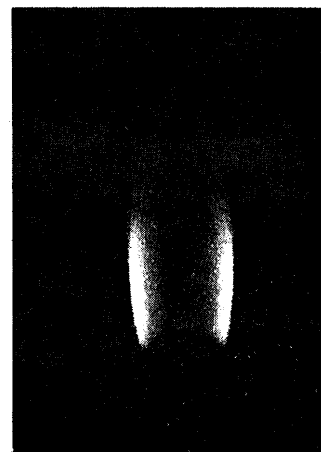


図6 吹き消え直前の火炎

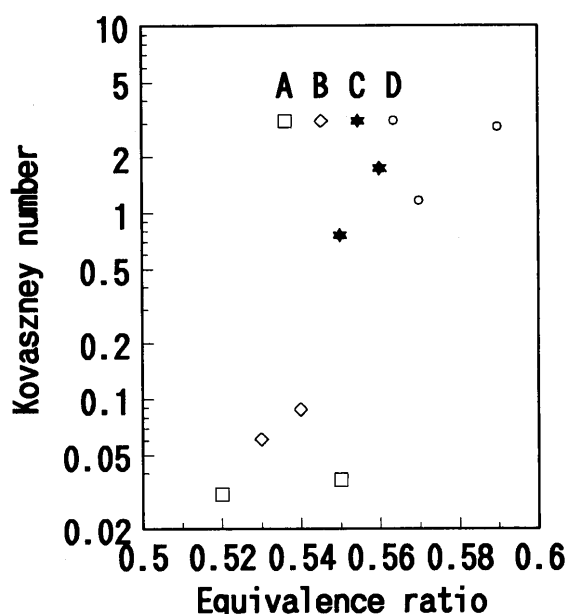


図7 吹き消え限界でのコヴァツネー数

### 3.2 火炎の温度・成分分布

図8に $Z=10\text{ mm}$ の断面における時間平均温度と温度変動度、燃焼ガス成分の分布を示す。温度分布に注目すると、条件AとBには大きな違いは見られない。条件Cは条件A、Bに比べて中心部の高温領域の幅が拡大しているのがわかる。条件Dは、図5での見開き角では条件Cと同様の傾向を示したにも関わらず最高火炎温度領域も小さく、燃焼ガスから未燃ガスへの温度勾配も緩やかになっている。火炎の温度変動では、条件Cは条件A、Bに比べて中心部での変動が有り、条件Dでは、全体領域について温度変動が見られる。燃焼ガスの成分は、条件A、Bでは $X=0\sim 4\text{ m}$ の範囲では未燃成分である $\text{CH}_4$ や燃焼中間生成物である $\text{CO}$ がほとんど検出されないのに対して、条件C、Dではそれらが検出されている。

以上のことより、条件A、Bでは保炎器後流再循環領域には既燃ガスが多く循環しているのに対し、条件C、Dの再循環領域内部では未燃ガスと既燃ガスが混合しながら燃焼していると考えられ、両グループの火炎構造が異なっていると推測される。



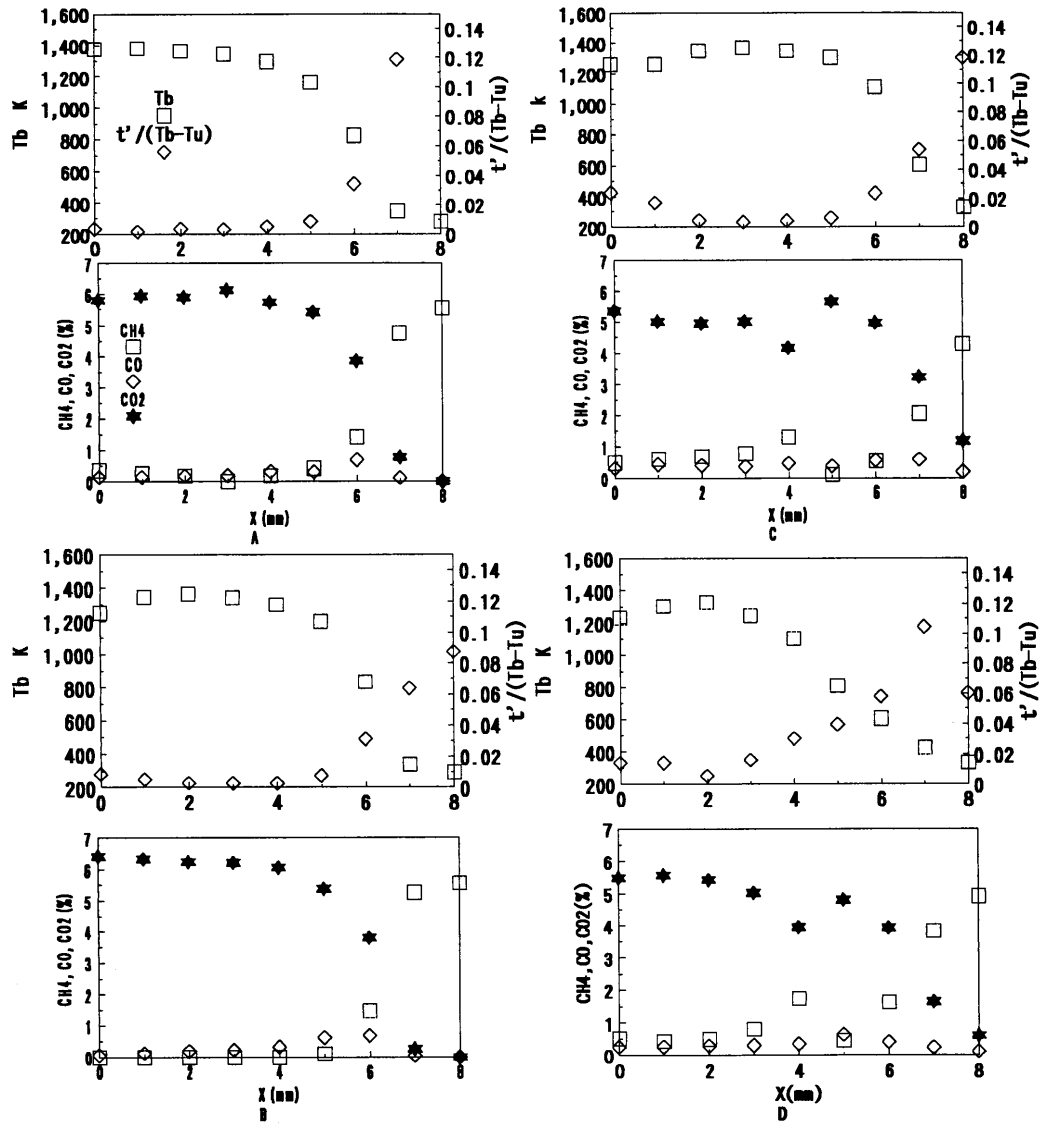


図8 火炎の時間平均温度・温度変動度・成分の分布  
 ( $t'$ :温度のRMS値、 $T_b$ :平均燃焼温度、 $T_u$ :未燃混合気温度)

### 3.3 火炎温度、イオン電流の確率密度分布

図9に $Z = 10$ における条件A、Dの温度の確率密度分布を示す。条件Aでは中心付近からほぼ同じ温度の高温領域に鋭いピークの分布があり、既燃ガスの滞留が見られるのに対し、条件Dではピークがはっきりせず、台形型の分布の領域が広がっている。条件Aでの台形型の分布を示している場所は、火炎面がしわ状になっているためではないかと考えられるが、条件Dについてはその分布が広範囲であることより、分散型火炎の様相を呈しているのではないかと考えられる。

図10に条件A、Dのイオン電流の確率密度分布を示す。条件Aでは、再循環領域の中心部と火炎帯付近だけにイオン電流が検出された。しかし、条件Dでは条件Aに比べ、再循環領域から未燃混合気にかけての全領域で高いイオン電流値を示し、検出される電流値も0 nAから50 nAと幅広い。また、再循環領域中心部から未燃混合気側に向かうに従い、検出される電流値の最大値が次第に小さくなる傾向が見られる。このことから条件Dの場合には再循環領域に燃焼中間生成物が多く存在すると考えられ、既燃ガスと未燃ガス、活性な中間物質が混在している状況が推定される。

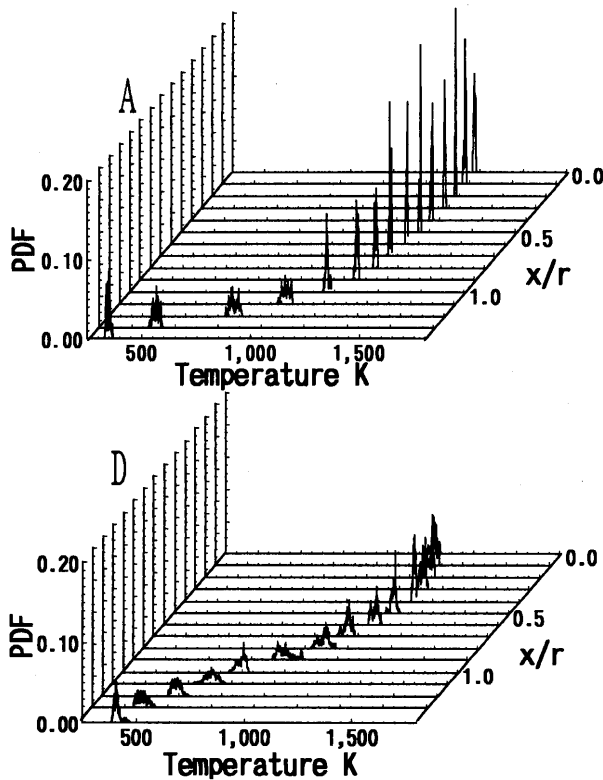


図9 温度の確率密度分布

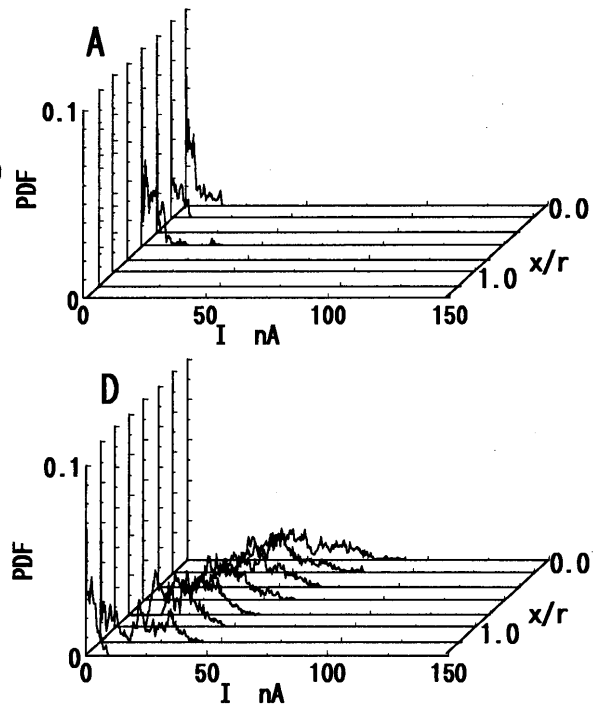


図10 イオン電流の確率密度分布

#### 4. まとめ

保炎器に保持された希薄予混合火炎について、希薄燃焼限界近傍での、流れの持つ乱れ特性と、火炎のガス成分分布、温度分布、温度変動、イオン電流変動を検討することで、火炎形成と乱流特性の関係を調べ、以下のことがわかった。

- (1) 乱れが弱くスケールが大きい流れ場では、乱れの特性時間が長いために化学反応の特性時間が支配的となり、火炎の伝播性の低下が吹き消えを起こす。
- (2) 乱れが強くスケールが小さい流れ場では化学反応の特性時間に対し乱れの特性時間が短いために、火炎伝播の速度が既燃ガスと未燃ガスの混合速度に追従できなくなることで燃焼場の急激な温度低下を引き起こすので吹き消えを起こす。また、この場合には分散反応型火炎に似た状態を示す火炎帯が形成される。

#### 参考文献

- (1)平野、燃焼の科学と技術、Vol.2、NO.1-2(1994)、pp5~13
- (2)山口、日本機械学会論文集 (B編)、Vol.49、NO.445(1984)、pp1963~1972
- (3)香月、燃焼の科学と技術、Vol.2、NO.1-2(1994)、pp69~76
- (4)水谷、燃焼工学、森北出版(1991)、pp90~pp100
- (5)Andrews.G.E、Combustion and Flame、Vol.20、NO.77-89(1973)、pp77~89

\*岩井一躬 小泉浩美 和田克夫  
前沢一弘 猪瀬博 (日立)

1. まえがき

石炭ガス化複合発電ではガス化炉の運転状態により生成ガスの組成が多少異なる。特に空気を酸化剤とするガス化では種々の制約から燃料の発熱量を高くすることが困難で、ガスタービン負荷に応じてガス化炉運転を制御するシステムにおいては燃料組成の変化によってガスタービン燃焼器の火炎安定性へ影響することがある。

国内ではパイロットプラントの建設、運転研究を行っており、実証プラント建設に向けての運転データを取得している。

本研究では燃料組成が火炎の安定性に及ぼす影響について、水素、一酸化炭素、メタン、窒素からなる混合ガスを用い、燃焼速度、火炎構造などをもとに検討したものである。

2. 試験装置

図1に試験装置系統とバーナーノズル部構造を示す。ボンベに充填された単一ガスを各々所定の流量だけ混合器に導き希望の燃料性状とする。各々のガス流量は質量流量計で計量し、この質量流量計は乾式ガスメーターで校正した。予混合気は電気ヒーターを用いた間接加熱により任意の温度に加熱した。バーナーは二次元層流予混合火炎が形成されるように拡散筒、整流筒およびノズルを設け、整流筒には200メッシュの金網を7枚挿入した。バーナー出口ノズル部は8×50mmの長方形(縦横比6.25)で、絞り比は3対1とし、出口で一様な流れとなるようにした。

燃焼速度の算出には直接写真による角度測定と熱電対による火炎面温度測定から計算した火炎頂角の二者を併用した。熱電対は白金-白金ロジウム素線を用い接点径を50ミクロン程度とした。

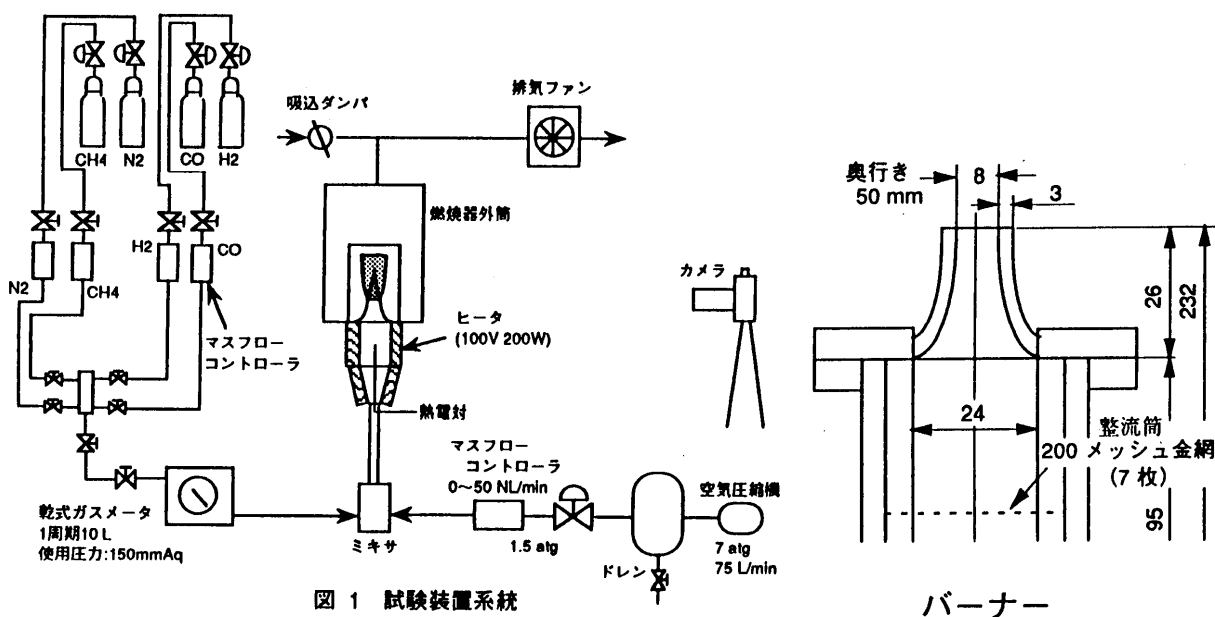


図1 試験装置系統

バーナー

### 3. 試験結果

#### 3-1 燃焼速度

図2は低カロリー燃料の燃焼速度を示したものである。予混合気温度が200℃以下では燃焼速度に及ぼす温度の影響はあまり大きくないが200℃以上では徐々にその影響が表われ、300℃以上では特に顕著となる。低カロリーガスの燃焼速度を本研究で測定したメタンのそれと比較した場合、概略0.7倍程度の値となっているのがわかった。

図3に燃料組成と燃焼速度の関係を示す。単一ガスの体積流量比一定の基で発熱量を変え、予混合気温度は300℃一定とした。流量比が等しい場合（図中上段）は発熱量が高くなるほど燃焼速度は速くなる。三枚の図に示した条件を比べると上段から下段に向けて水素量が減少し、逆にメタン量が増加している。即ち、メタンの含有量が少ない場合は当量比1.2付近に最大燃焼速度が存在し、メタンの含有量が多い場合には当量比1.0付近に最大燃焼速度が存在する。これは水素あるいはメタンの最大燃焼速度と当量比の特性に通じる。

#### 3-2 火炎の安定、不安定

燃料の組成含有率が火炎の安定性に深く関わることから火炎温度及び燃焼速度を調べた。図4は一定の燃料初期組成割合（図中基準ガスと記述）に単一ガスを添加して発熱量を変化させた場合の火炎温度を示したものである。水素を添加した場合、火炎温度が添加量に比例して急激に上昇するのに対しメタン添加では逆に火炎温度が下降している。一酸化炭素の添加では火炎温度が上昇するが水素添加ほど急激ではない。

図5はこの時の燃焼速度を示したものである。同じ燃料発熱量で比較した場合水素添加では極端に燃焼速度が遅くなるのに対しメタン添加ではほとんど変化がなく、添加量が多くなると逆に燃焼速度は遅くなっている。水素添加では添加量の少ない領域で燃焼速度に変化

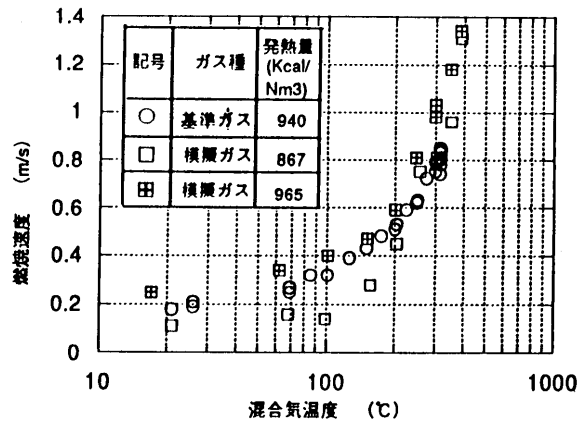


図2 低カロリーガスの燃焼速度

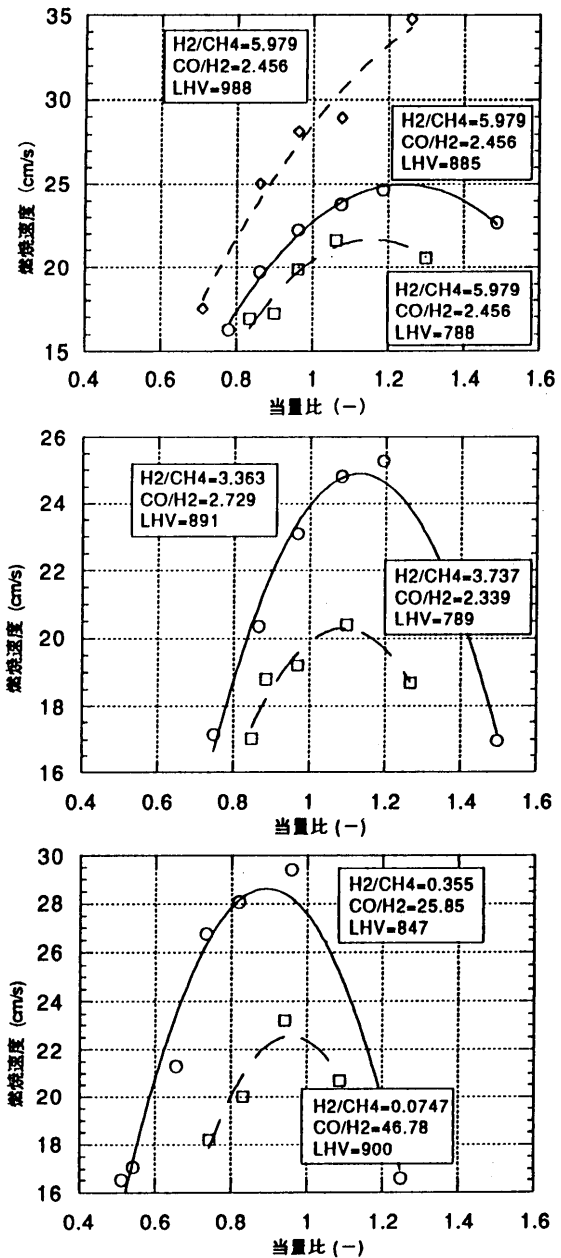


図3 燃料組成と燃焼速度 (2)

がないものの、ガス温度は急激に上昇し火炎の安定化が図られていることがわかる。

図6は燃料組成と安定限界を示したものである。メタン含有率が高くなるにつれて安定燃焼限界となる水素の下限含有率が高くなっている。又、メタンの含有率が低い場合には一酸化炭素の含有率が増加することとなるが、これを安定燃焼させるための最小限の水素含有率が7%程度となっている。

実際のカスターピン燃焼器運転においても殆ど同等の現象が確認された。

図7は燃料発熱量が900 Kcal/Nm<sup>3</sup>で一酸化炭素の含有率が20%一定で、水素の含有率が5%と7%の場合の反応量を素反応解析により求めたものである。水素の含有率が少なくなるにつれて含まれる可燃性ガスの反応開始時間が遅くなっている。ここには紙面の関係で示さなかったが、水素含有率が1%程度では所定の時間内に反応を開始できないことがわかった。

図8に安定燃焼時と消炎限界時のラジカル生成の違いを示す。反応開始とともに急激にHラジカルが生成され続いてOラジカルが生成されその後OHラジカルが生成されている。Hラジカル、Oラジカルともに増加傾向にあるがOHラジカルは反応初期に急激に生成された後はほぼ一定となっている。水素含有量が少ない消炎限界時は反応開始時間の遅れとHとOラジカルの不足が火炎を不安定にするものと思われる。

図9に発熱量が等しく燃料組成割合が異なる場合の安定燃焼時と消炎限界時のラジカル生成解析結果を示す。安定に燃焼している条件では反応がやや進んだ状態でのHラジカル生成量が図8に示した安定燃焼時のHラジカル量とほぼ等しく、OHラジカルにも大きな差はない。また、失火条件時も同様の結果となっている。このことからHラジカルの生成量が安定性に大きく影響しそれを生成するために必要な水素含有量が決まることとなる。

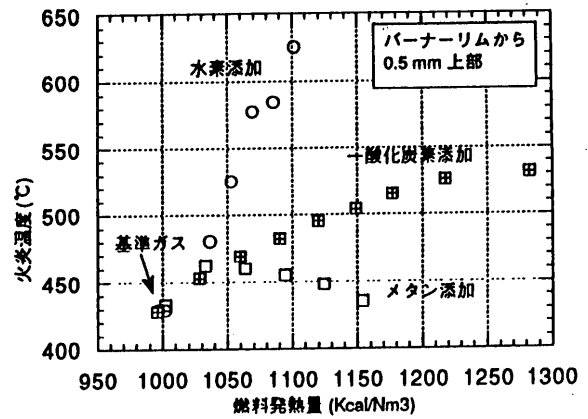


図4 燃料組成と火炎温度

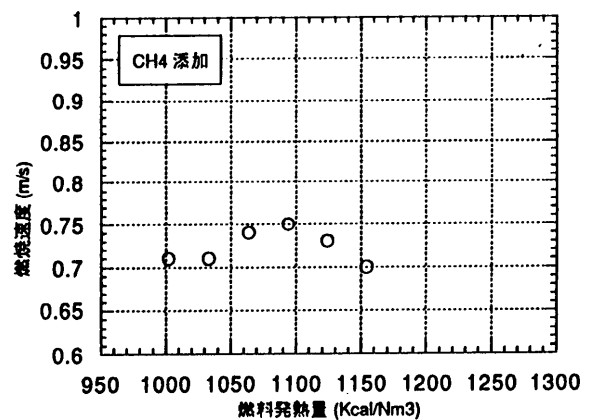
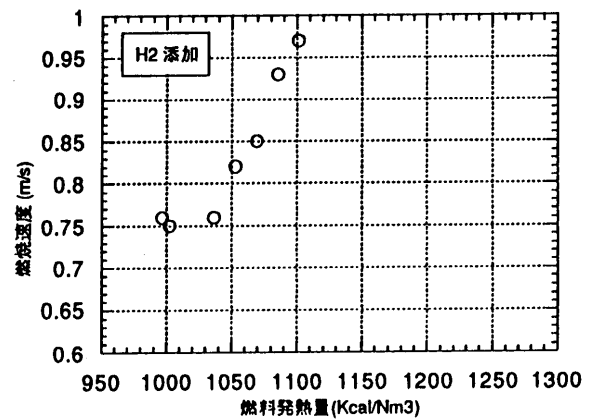


図5 組成による燃料発熱量と燃焼速度

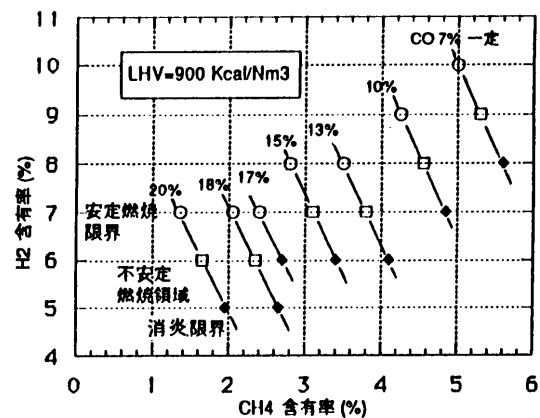


図6 燃料組成と燃焼安定限界

#### 4. 結論

空気酸化石炭ガス化ガスをシミュレートし燃料組成と火炎の安定性について検討をおこなった。その結果火炎安定性には燃料発熱量よりむしろ燃料組成割合、特に水素含有率が大きく影響した。本結果と実際のガスタービン燃焼器で生じた現象はかなり一致した。

#### 5. 参考文献

- (1) 平野 燃焼学 1986 P18
- (2) Iwai : ASME COGEN-TURBO IGTI-Vol.5 1990 P67
- (3) Lewis, Elbe Combustion Flame & Explosions of Gases P395

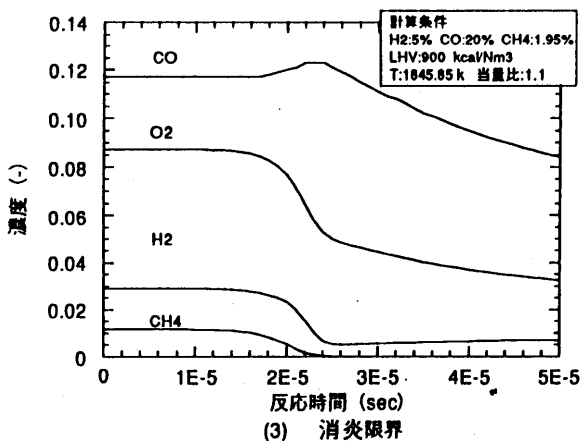
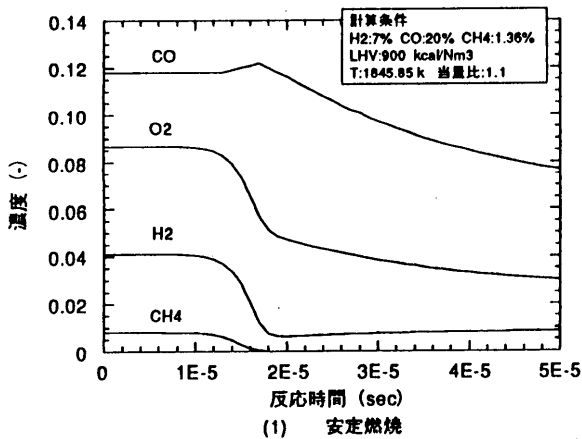


図7 可燃成分の反応量

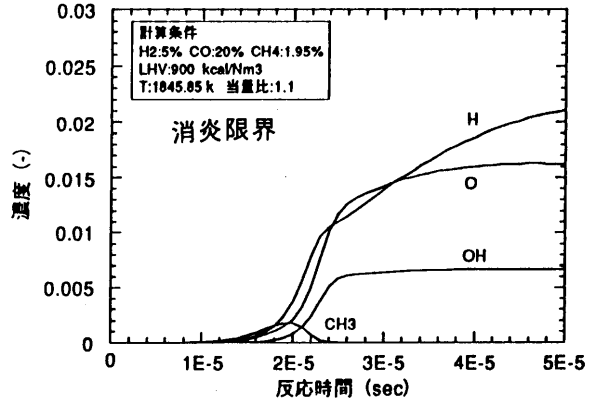
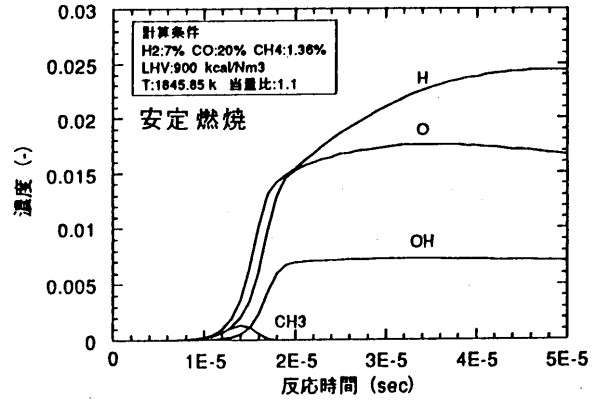


図8 燃焼状態とラジカル生成量

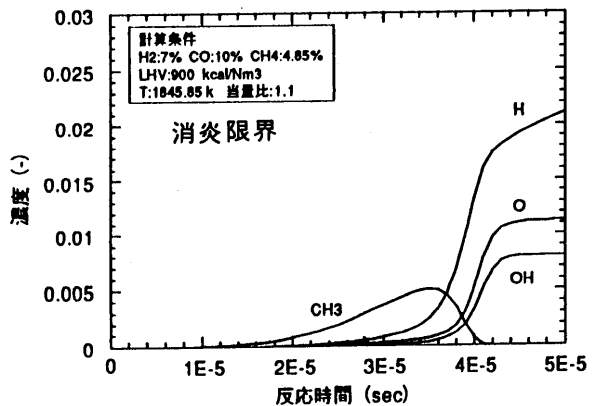
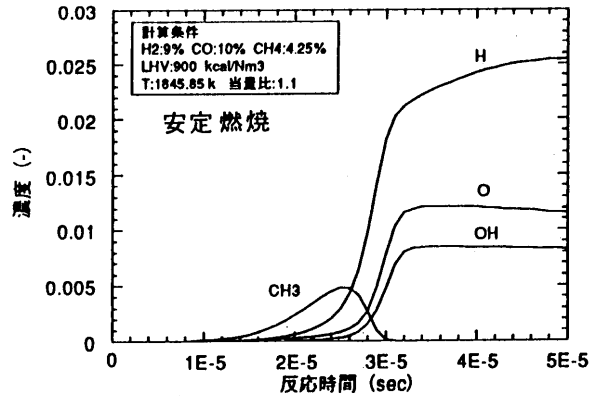


図9 燃料組成とラジカル生成量

\*二宮 徹 (電中研)  
 長谷川武治 (電中研)  
 佐藤 幹夫 (電中研)

1. はじめに

当研究所は石炭ガス化複合発電の一層の高効率化とNO<sub>x</sub> 排出濃度の低減を目指して、1500°C級ガスタービン燃焼器の研究開発を進めている。これまでに1500°C級燃焼器の試作を行い、石炭ガス化低カロリー燃料の安定燃焼、燃焼器壁面温度、NO<sub>x</sub> およびCO排出特性を大気圧燃焼試験により評価した<sup>(1)</sup>。その結果、特にCO排出濃度については約2000ppm (定格時の燃焼効率として98.7%)と高く、CO排出濃度の低減化が今後の検討課題であることが明らかとなった。

CO排出濃度は圧力が上昇すれば低下することがこれまでの1300°C級燃焼器の試験結果から明らかとなっている<sup>(2)</sup>が、大気圧下で2000ppmのCO排出濃度が実圧条件(1.4MPa)下でどこまで低減可能かを確認するため、高圧燃焼試験による燃焼器性能の検証が必要である。

本報告はこれまでに開発した大気圧燃焼試験用150MW、1500°C級燃焼器<sup>(1)</sup>を基に、低CO、低NO<sub>x</sub>燃焼技術や冷却空気の効率的利用を考慮して、1/2寸高圧燃焼試験用1500°C級燃焼器を設計、試作し、燃焼器の実圧条件での性能を評価したものである。

| (記号)  |                          |                                 |
|---|--------------------------|---------------------------------|
| CH <sub>4</sub> : 燃料中のメタン濃度   | Vol %                    | T <sub>g</sub> : 燃焼器出口ガス温度 °C   |
| CO : CO排出濃度   | ppm                      | T <sub>w</sub> : 燃焼器ライナメタル温度 °C |
| C. R. : 燃料中のアンモニアからNO <sub>x</sub> への転換率  | %                        | ギリシャ文字                          |
| HHV : 燃料の高位発熱量  | KJ/m <sup>3</sup>        | η : 燃焼効率 %                      |
| LHV : 燃料の低位発熱量  | KJ/m <sup>3</sup>        | λ : 空気比                         |
| L : 燃焼負荷率   | Kcal/m <sup>3</sup> hata | φ : 当量比                         |
| NH <sub>3</sub> : 燃料中のアンモニア濃度   | ppm                      | φ <sub>1</sub> : 一次燃焼領域の当量比     |
| NO <sub>x</sub> (16%O <sub>2</sub> ) : 燃焼ガス中の酸素濃度を16%に換算したときのNO <sub>x</sub> 排出濃度 | ppm                      | τ : 一次燃焼領域の滞留時間 ms              |
| P : 燃焼器内圧   | Mpa                      | 略号                              |
| DP/P : 圧力損失   | %                        | CGT6001 : 高圧用1300°C級燃焼器         |
| t : 時間  | sec                      | CGT7002 : 大気圧用1500°C級燃焼器        |
|   |                          | CGT8001 : 高圧用1500°C級燃焼器         |

2. 高圧用石炭ガス化1500°C級ガスタービン燃焼器の設計

2. 1 高圧用石炭ガス化1500°C級燃焼器の開発課題

空気吹き噴流床石炭ガス化炉から生成する石炭ガスは、その燃料組成を表1に示すように、発熱量がメタン等の高カロリー燃料に比べて約10分の1と低く、COが主要可燃成分である。また、フェルNO<sub>x</sub>の生成源となるNH<sub>3</sub>を、標準で約1000ppm含むことが特徴である。

この低カロリー燃料を用いて、ガスタービン燃焼器の高温化および高圧化に伴う課題を整理すると、以下ようになる。

- (1) 燃焼性の劣る低カロリー燃料を安定に保炎する、燃焼安定性。

(2) 燃料中のNH<sub>3</sub>に起因するフュエルNO<sub>x</sub>の生成を抑制するための、低NO<sub>x</sub>燃焼技術。

(3) より少ない空気で燃焼器壁面を効率的に冷却する、冷却構造。

(4) CO排出濃度の低減

## 2. 2 燃焼器の設計

高圧用1500°C級燃焼器は、大気圧用1500°C級燃焼器(CGT7002)をベースに縮小して設計した。CGT7002の設計条件を以下に示す。

|            |                      |              |
|------------|----------------------|--------------|
| ・当量比分布     | 副室                   | $\phi = 1.0$ |
|            | rich部                | $\phi = 1.7$ |
|            | lean部                | $\phi = 0.8$ |
| ・rich域滞留時間 | $\tau = 13\text{ms}$ |              |
| ・燃焼器圧損     | DP/P=3.5 %           |              |

表1 石炭ガス化低加圧-燃料の組成

|             |                             |         |
|-------------|-----------------------------|---------|
| Composition | CO                          | 21.3%   |
|             | H <sub>2</sub>              | 8.6%    |
|             | CH <sub>4</sub>             | 1.0%    |
|             | CO <sub>2</sub>             | 12.9%   |
|             | H <sub>2</sub> O            | 2.0%    |
|             | N <sub>2</sub>              | 53.1%   |
|             | NH <sub>3</sub>             | 1000ppm |
| HHV         | 4190 kJ/m <sup>3</sup>      |         |
|             | (1000 kcal/m <sup>3</sup> ) |         |
| LHV         | 3960 kJ/m <sup>3</sup>      |         |
|             | (950 kcal/m <sup>3</sup> )  |         |

燃焼器各部における冷却空気量が確保されているか

どうか検討するため、当量比分布、rich域滞留時間、燃焼器圧損および燃焼負荷率をパラメータとして、試設計を行った。表2に試設計の結果を示す。比較のため、CGT6001とCGT7002の値も示している。

CGT7002と同様の設計条件(TYPE A)では副室で、必要な冷却空気量を確保できるが、リーン部では冷却空気量の割合が大幅に減少し、燃焼器として成立しない。

TYPE Aから燃焼器圧損を2.5%に低減しても(TYPE B)、リーン部での冷却空気量が極めて少ない。

また、TYPE C, Dではリーン部の当量比を0.9、リッチ部の滞留時間を13msとしたものであるが、 $\tau$ を13msとすると2次空気の注入位置がかなり下測側に移動し、リーン部の長さが約180mmとなり、CO排出濃度の増加が懸念される。したがって、燃焼器各部での冷却空気量のバランスや2次空気の注入位置を考慮して、TYPE Eが適当であると考えた。TYPE E(CGT8001)の設計条件を以下に示す。

|            |                      |              |
|------------|----------------------|--------------|
| ・当量比分布     | 副室                   | $\phi = 1.0$ |
|            | rich部                | $\phi = 1.7$ |
|            | lean部                | $\phi = 0.9$ |
| ・rich域滞留時間 | $\tau = 11\text{ms}$ |              |
| ・燃焼器圧損     | DP/P=2.5 %           |              |

図1に高圧用1500°C級燃焼器(CGT8001)の構造図を示す。副燃焼室の燃料割合は全体の15%とし、副燃焼室を含めた燃焼器の全長は580mm、主燃焼室内の内径は200mmである。定格条件における燃焼負荷率は $1.9 \times 10^7 \text{kcal}/(\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{ata})$ である。フュエルNO<sub>x</sub>低減のため、リッチ・リーン燃焼法を採用するとともにCGT7002と同様に、2次空気の貫通力を低減している。

燃焼器壁面の冷却方式として、リーン部にはフィルム冷却を採用し、とくに高温が予想される副室とリッチ部には、インピンジメント冷却とフィルム冷却を組合わせた積層冷却構造を採用している。冷却空気の効率的利用のため、尾筒に二層構造を採用し、尾筒内筒の冷却空気を燃焼器壁面の冷却に再利用している。



CO排出濃度の低減対策として、リーン部に注入する空気を増加させるとともに、2次空気の注入位置を上側に移動し、リーン部の滞留時間を7msから9msに増加している。

表2 試設計の結果

|         | 条 件  |             |                                |             | 比冷却空気流量  |          |          |
|---------|------|-------------|--------------------------------|-------------|----------|----------|----------|
|         | DP/P | $\phi$ lean | L (燃焼負荷率)                      | $\tau$ rich | pilot    | rich     | lean     |
| TYPE A  | 3.5% | 0.8         | 1.7E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 13 ms       | 0.30 m/s | 0.22 m/s | 0.01 m/s |
| TYPE B  | 2.5% | 0.8         | 1.7E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 13 ms       | 0.32 m/s | 0.26 m/s | 0.04 m/s |
| TYPE C  | 2.5% | 0.9         | 1.7E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 13 ms       | 0.32 m/s | 0.27 m/s | 0.20 m/s |
| TYPE D  | 2.5% | 0.9         | 1.9E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 13 ms       | 0.49 m/s | 0.29 m/s | 0.32 m/s |
| TYPE E  | 2.5% | 0.9         | 1.9E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 11 ms       | 0.49 m/s | 0.34 m/s | 0.27 m/s |
| CGT6001 | 2.5% | 0.9         | 2.1E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 7.3 ms      | 0.33 m/s | 0.54 m/s | 0.63 m/s |
| CGT7002 | 3.5% | 0.8         | 1.7E7 kcal/m <sup>2</sup> hata | 13 ms       | 0.86 m/s | 0.45 m/s | 0.66 m/s |

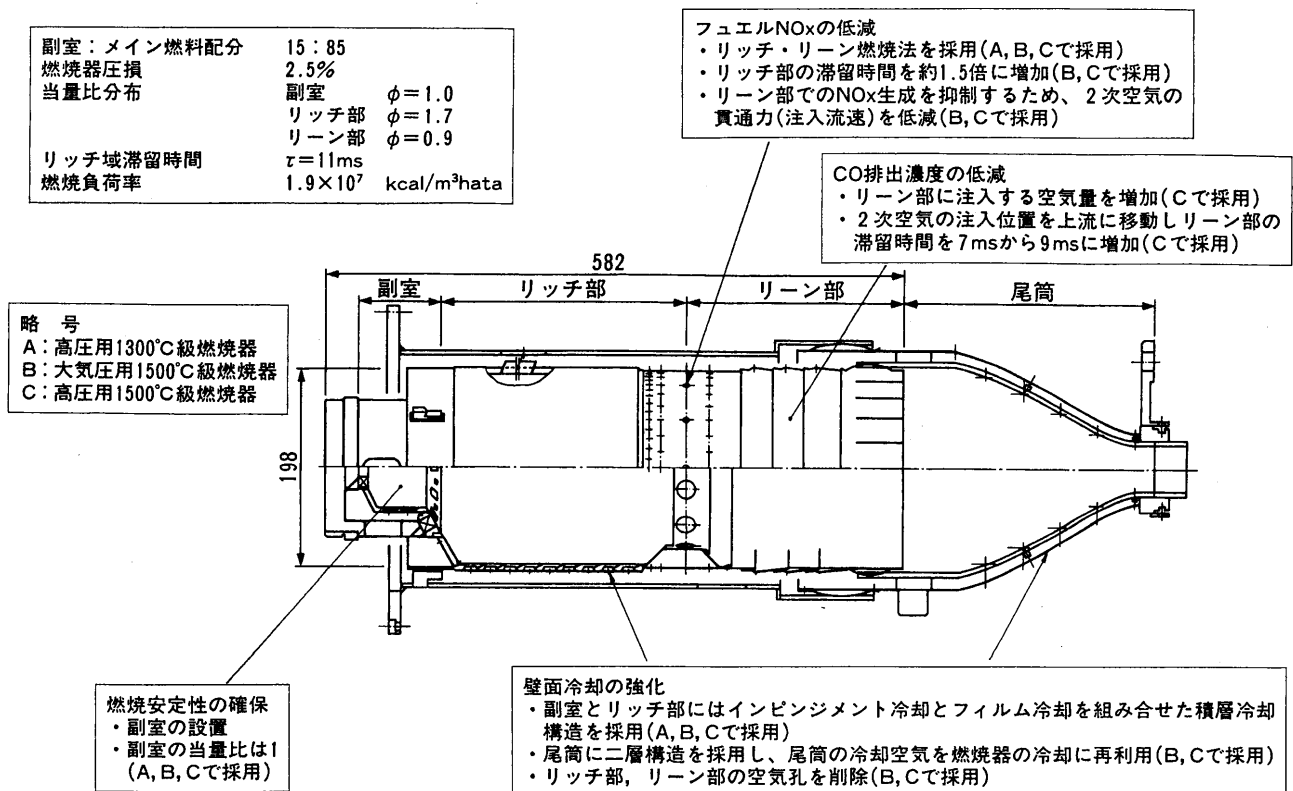


図1 高圧用1500°C級燃焼器の設計ポイント

### 3. 実験装置および実験方法

ガスタービン燃焼器の実験設備の概要を図2に示す。燃料ガスは、空気吹き噴流床方式の石炭ガス化炉の生成ガスと同組成になるように、製造、調整される。まず、原料のLPGを水蒸気とCO<sub>2</sub>でCOとH<sub>2</sub>に改質したあとに、H<sub>2</sub>分離膜を通してCO/H<sub>2</sub>モル比を調整する。さらに、N<sub>2</sub>を添加し、所定の燃料発熱量まで下げるとともに、NH<sub>3</sub>を燃料ガス中に注入する。燃焼器に供給する空気は、電動機出力が2810kWの四段階遠心形圧縮機で2.0MPaまで昇圧する。燃料と空気は、それぞれ予熱器によって所定の温度まで加熱される。

燃焼器の壁面温度は、K形熱電対（20本）で、燃焼器出口ガス温度はR形熱電対（3本）で測定した。高温の燃焼排ガスは、尾筒を通過した後、計測ダクトにて成分とガス温度を測定する。燃焼ガス成分は自動ガス分析計によって、NO、NO<sub>2</sub>、CO、CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub>、UHCなどの各成分が連続分析される。

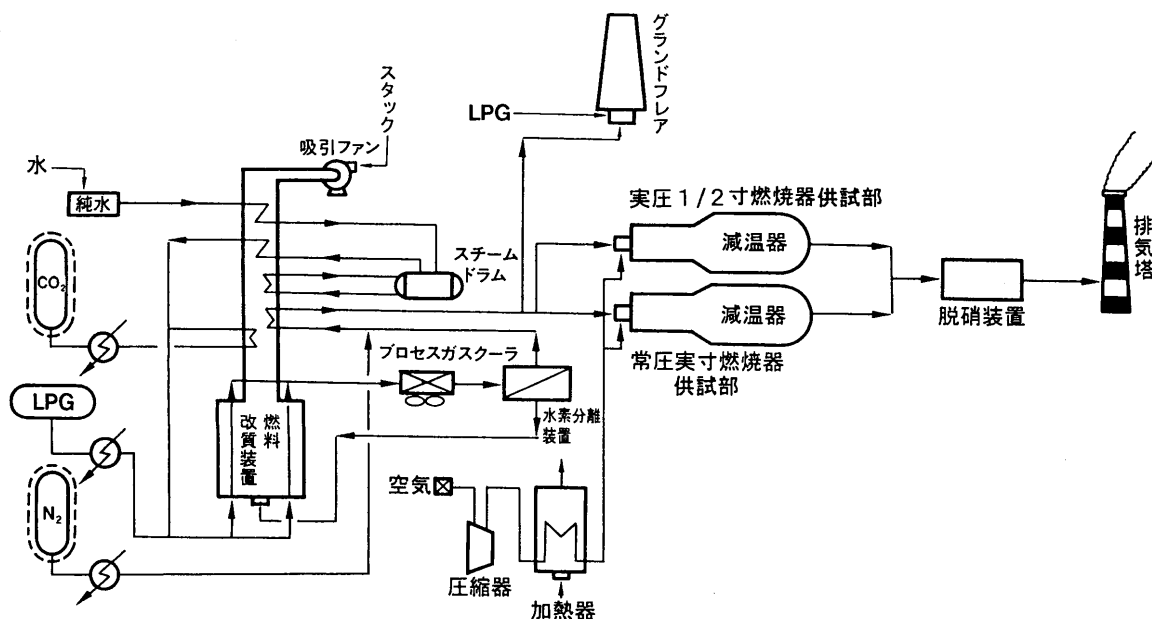


図2 実験装置の系統図

### 4. 実験結果および考察

#### 4. 1 CO排出特性と燃焼効率

図3は燃焼器出口ガス温度1500°Cにおける燃焼器内圧とCO排出特性の関係を示したものである。大気圧下でのCO排出濃度は急激に減少し、実圧下(1.4MPa)で、7ppmとなる。その時の燃焼効率はほぼ100%であった。これは圧力上昇により、反応速度が増大するとともに、COの酸化反応が促進されたことによるものと考えられる。

また、燃料発熱量が800kcal/m<sup>3</sup>に低下しても、実圧下での燃焼性が向上したため、CO排出濃度は大気圧下の3400ppmから13ppmまで顕著に減少し、燃焼効率はほぼ100%であった。

図4は燃料発熱量が1000kcal/m<sup>3</sup>Nの場合の当量比とCO排出濃度の関係を圧力をパラメータとして示したものである。いずれの圧力においても当量比の減少に伴いCO排出濃度は減少した。これは当量比の減少に伴い燃料流量が減少し、一次燃焼領域の火炎温度が上昇したためと考えられる。

#### 4. 2 NO<sub>x</sub>排出特性

図5は燃料発熱量1000kcal/m<sup>3</sup>N、燃焼出口ガス温度1500°C、燃料中アンモニア濃度1000ppmの条

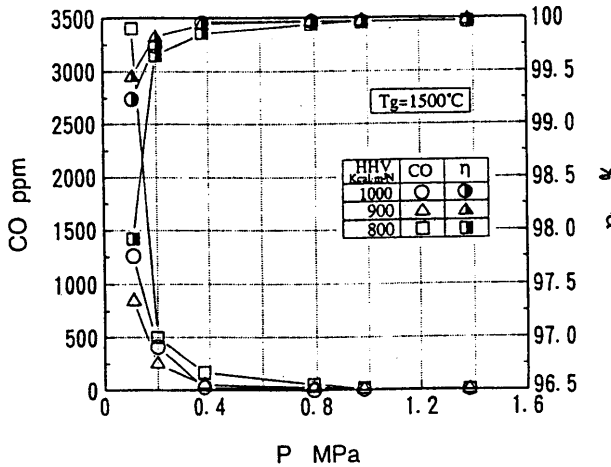


図3 CO排出特性に及ぼす圧力の影響

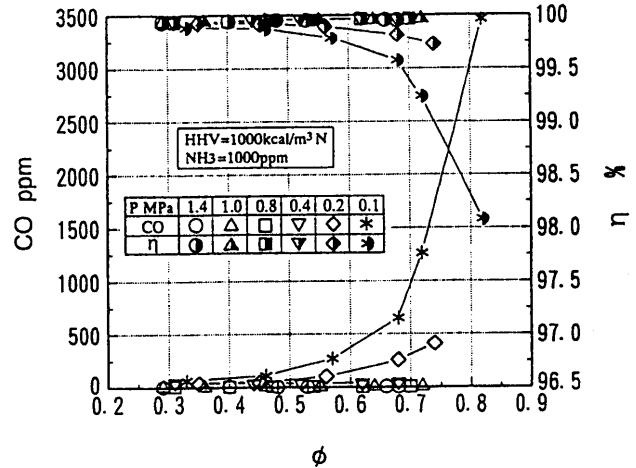


図4 当量比とCO排出濃度の関係

件における燃焼器内圧と燃料中アンモニアからNO<sub>x</sub>への転換率との関係を示したものである。圧力を1.4MPaから徐々に減少していくと、0.4MPaまでは、NO<sub>x</sub>転換率はほぼ一定であり、0.4MPa以下になるとNO<sub>x</sub>転換率は若干増加する傾向にあった。1.4MPaの実圧条件での燃料中アンモニアのNO<sub>x</sub>への転換率は35%であった。

また、燃料発熱量が900kcal/m<sup>3</sup>N, 800kcal/m<sup>3</sup>Nと低下しても、圧力に対するNO<sub>x</sub>転換率の特性は、1000kcal/m<sup>3</sup>Nの場合とほぼ同様であった。

図6は燃料発熱量1000kcal/m<sup>3</sup>N, 燃料中アンモニア濃度1000ppmの条件における当量比と、燃料中アンモニアのNO<sub>x</sub>への転換率の関係を燃焼器内圧パラメータとして示したものである。当量比が0.7から0.4の間は、NO<sub>x</sub>転換率はほぼ一定であり、当量が0.4以下になると、NO<sub>x</sub>転換率は若干増加する傾向にあった。

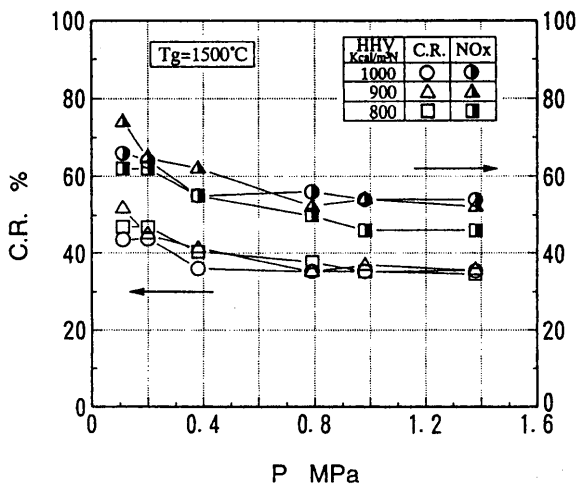


図5 NO<sub>x</sub>排出特性に及ぼす圧力の影響

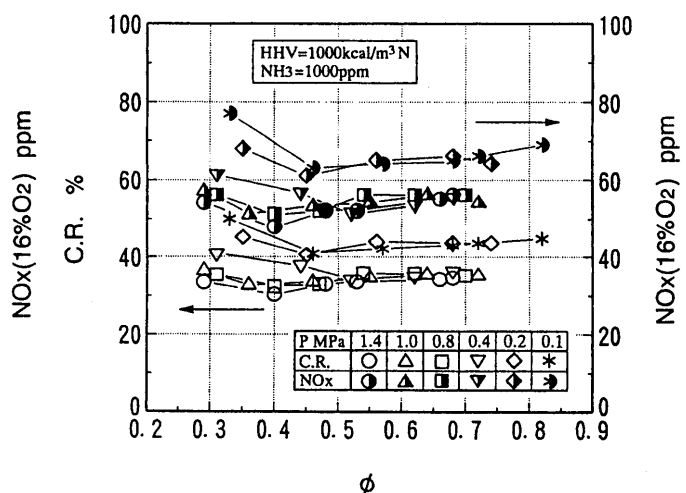


図6 当量比と燃料中アンモニアのNO<sub>x</sub>への転換率との関係

#### 4.3 燃焼器の壁面温度特性

図7は、燃料発熱量1000kcal/m<sup>3</sup>N, 燃焼器出口ガス温度1500°Cにおける燃焼器壁面の温度分布を燃焼器内圧をパラメータとして示したものである。圧力の変化に伴い燃焼器壁面の温度分布の変化

はあまり顕著ではなかった。これは、圧力が上昇すると、火炎放射の伝熱量は増加するが、一方で燃焼壁面での対流冷却も増加する。このため、これらの熱量がほぼ釣り合うことによって、圧力の壁面温度に及ぼす影響が顕著ではなかったと考えられる。また、いずれの圧力においても、燃焼器壁面の最高温度は850℃程度であった。

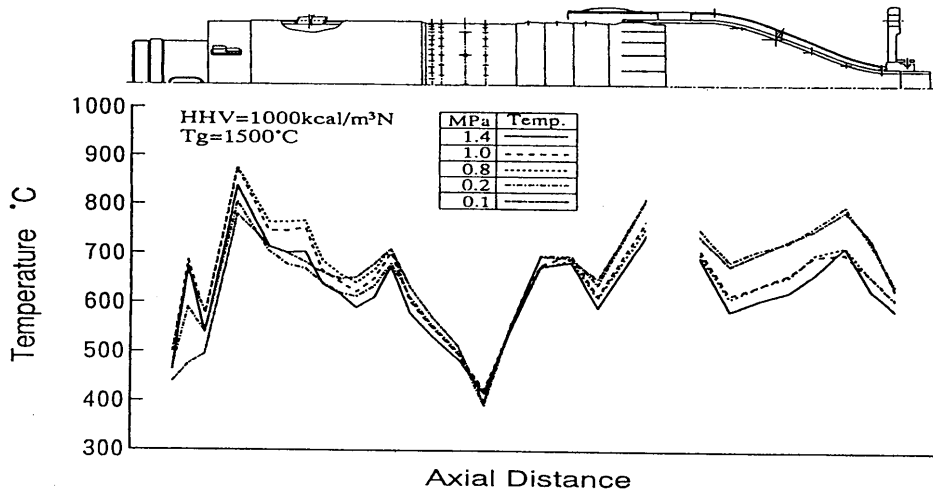


図7 燃焼器壁面温度に及ぼす圧力の影響

## 5. まとめ

これまでに開発した大気圧燃焼試験用150MW級1500℃級燃焼器(CGT7001)を基に、1/2寸高圧燃焼試験用1500℃級燃焼器を設計、試作し、燃焼器の実圧条件での性能を評価した。その結果、以下に示す知見が得られた。

- (1) 実圧下(1.4MPa)での燃焼性が向上したため、CO排出濃度は大気圧下の1200ppmから7ppmまで顕著に減少し、燃焼効率はほぼ100%であった。また、燃料発熱量が800kcal/m<sup>3</sup>Nに低下しても、実圧下でのCO排出濃度は13ppmであった。
- (2) 実圧下においても、燃料中のアンモニアからNO<sub>x</sub>への転換率を35%以下まで低減可能であることを確認した。
- (3) 実圧下での燃焼器の壁面温度は、材料の耐熱許容温度である850℃以下であり、壁面冷却空気の効率的利用の効果が現れた。

## 謝辞

燃焼実験の実施にあたっては、電力中央研究所 川島 健氏、香坂幸雄氏、(株)テクノサービス 垣内智和氏、馬場義照氏、ウエキコーポレーション(株) 清野忠吉氏のご協力を得た。また、燃焼器の設計、製作に関しては、(株)東芝の芳根俊行氏、山田正彦氏、小野田昭博氏のご協力を得た。ここに記して、感謝の意を表す。

## 参考文献

- 1) 二宮 徹他2名, ガスタービン秋季講演会(松江)講演論文集(1994), 123'
- 2) 中田俊彦他4名, 第19回ガスタービン定期講演会講演論文集(1991), 129'

## - 排出に及ぼす燃料噴射方式の影響 -

\*待田 徹 (法政大院)

山田 秀志 (航空宇宙技術研究所)

林 茂 (航空宇宙技術研究所)

## 1. はじめに

わが国では、次世代超音速輸送機用エンジンの技術開発を目的とした研究計画“HYPR”が進められている。そこで想定されているメタン燃焼コンバインドサイクルエンジンのターボジェットにおける燃焼器の温度条件は、入口空気温度1000K、出口ガス温度1800Kである。この温度は、現在の燃焼器と比べて非常に高温なため、従来の燃焼方法ではNO<sub>x</sub>の排出が非常に多くなることが予想されている。現在、コンコルドの巡航時のNO<sub>x</sub>の排出はエミッションインデックスで約18(g NO<sub>2</sub>/kg fuel)程度であるが、ターボエンジンでは約50程度排出されることが予測されている。この超音速機は成層圏を飛行するため、そこで排出されるNO<sub>x</sub>によるオゾン層への影響が懸念されている。そのため、このプロジェクトでは、燃焼器の低NO<sub>x</sub>化が重要な研究課題の一つになっている。

燃焼器からのNO<sub>x</sub>の排出低減には、希薄予混合燃焼法が最も効果大きい。この燃焼器では温度条件が高温なために混合気形成過程における逆火や自発着火など、航空機の安全に関わる危険性がある。そこで、著者らは非予混合燃焼でのNO<sub>x</sub>低減化の可能性を実験的に調べてきた。先の研究において、燃料と空気を燃焼室で急速に混合すれば、NO<sub>x</sub>排出をかなり低減できることが実験的に確認できた<sup>1)</sup>。この実験では、さらなる燃焼器出口温度条件の上昇に対応できる低NO<sub>x</sub>燃焼器を実現するため、すでに排出特性について報告したバーナモジュール<sup>2)</sup>の他に、新たに製作した燃料噴射方式の異なる2種類の非予混合バーナモジュール使用し、完全予混合燃焼によるNO<sub>x</sub>排出レベルにどの程度近づけるかを調べた。

## 2. 実験装置及び方法

実験に使用した3種類のバーナモジュールを図1(a), (b), (c)に示す。(a)のDSバーナモジュールでは、内外の二重の環状通路に旋回羽根を備え、内側の空気噴流中に燃料を噴射し、外側の旋

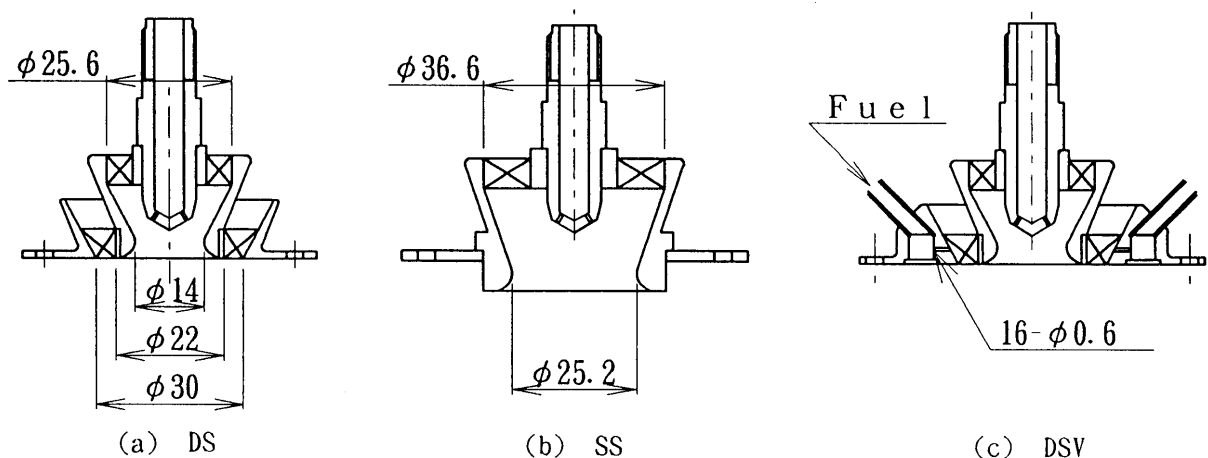


図1 実験に使用したバーナモジュール

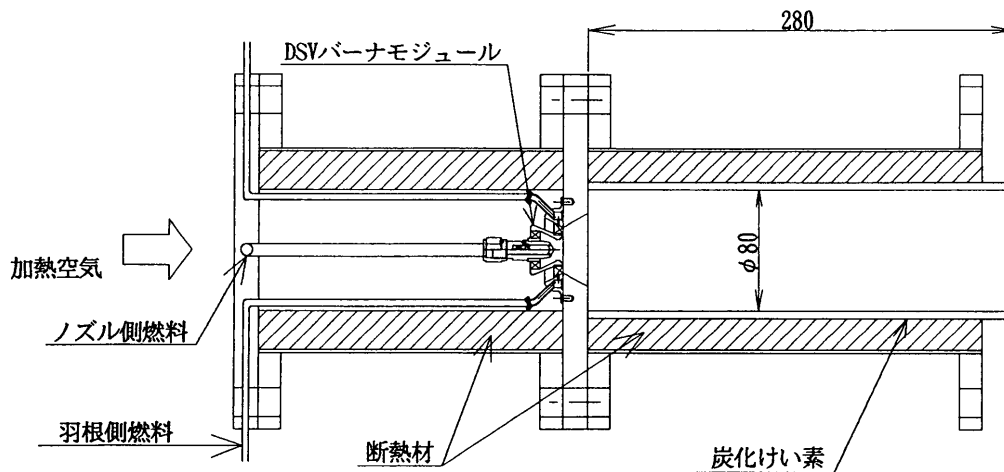


図2 基礎燃焼器模型の概略図

回羽根からは空気のみが供給される。(b)のSSバーナモジュールでは燃焼用空気をすべて巡回羽根を備えた単一の環状通路から供給し、そこに燃料を噴射する。(c)のDSVバーナモジュールの形状は、DSバーナモジュールと同じであるが、外側環状通路にある16個の羽根と羽根の間に外壁側から $\phi 0.6$ の燃料噴射孔がそれぞれ1個ずつ空けられている。燃料はこれらの噴射孔から、空気噴流中に直角に噴射される。各バーナモジュールの中心には噴射孔 $\phi 0.6 \times 16$ 個、噴射角 $60$ 度の、多孔燃料ノズルが取り付けられ、スワーラの巡回羽根角度は $45$ 度である。

図2にDSVバーナモジュールを取り付けた基礎燃焼器模型の概略図を示す。燃焼器ダクトは $\phi 80 \times 280$ の炭化けい素製で、熱損失を防ぐために円筒のまわりは断熱材で覆われている。燃料にはメタン(99%以上)を使用した。圧力は大気圧で、燃焼器入口空気温度は $650\text{K} \sim 1100\text{K}$ 、代表流速 $10\text{m/s}$ (非燃焼時の燃焼器ダクト断面における平均流速)である。図1に示したそれぞれの非予混合燃焼用バーナモジュールについて、全体当量比に対する $\text{EINO}_x$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{THC}$ の排出を調べた。ただし、DSVバーナモジュールについては、ノズルと羽根側の燃料噴射孔からの燃料流量の割合の影響についても調べた。

燃料はボンベから調圧器を通り、マスフローメーターで流量を測定した後、燃焼器へ供給される。燃焼ガスは、スワーラ出口から $200\text{mm}$ の位置において、 $\phi 0.6$ の孔を36個備えた十字形温水冷却集合サンプリングプローブで採取し、排気濃度測定装置で分析した。

理想的な完全予混合燃焼での $\text{NO}_x$ 排出レベルは、DSバーナモジュールを保炎器の代わりにして、ラインミキサーで予混合した混合気を燃焼させて測定した。

### 3. 実験結果

#### 3.1 DSバーナモジュールの排出特性

図3はDSバーナモジュールを使用した場合の $\text{EINO}_x(\text{g NO}_2/\text{kg FUEL})$ と当量比との関係を示している。本報告で用いる当量比はガス分析によるものである。なお、この値と燃料と空気の流量から算出した当量比との差は、最大でも5%ほどであった。同図から分かるように、完全予混合とDSバーナモジュールの $\text{EINO}_x$ は共に、入口空気温度が高いほど増加率が高く、また、DSバーナモジュール

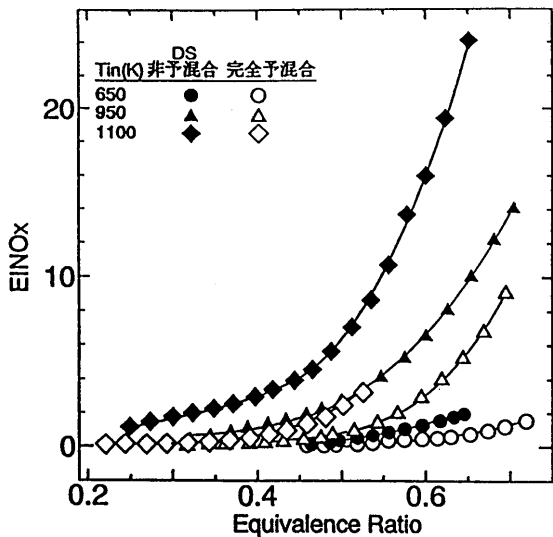


図3 NOx排出に及ぼす入口空気温度の影響(DS)

ルのNOxの排出は完全予混合の場合よりも多い。図4では、平衡計算による断熱火炎温度に対しEINOxを示している。完全予混合燃焼の場合、EINOxは断熱火炎温度によって整理されることから、NOxの生成に対する入口空気温度の影響は小さいことが分かる。これに対し、DSバーナモジュールの結果は、入口空気温度が高いほうがNOxの排出が多く、入口空気温度の影響があることが分かる。今回の実験から完全予混合燃焼のNOx排出レベルと比較すると、DSバーナモジュールにはまだ低減の余地があることが分かる。

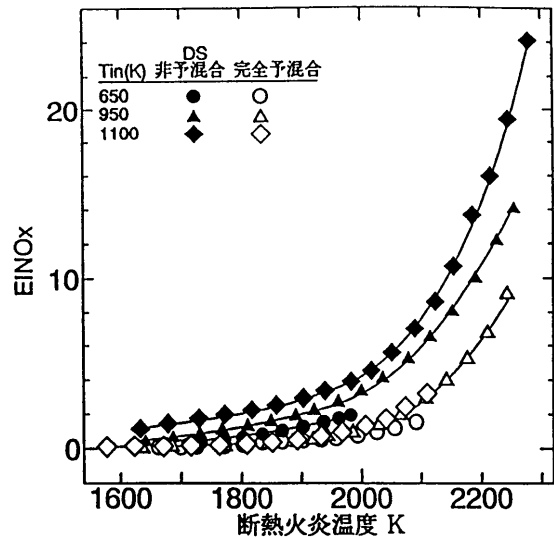


図4 NOxと断熱火炎温度の関係(DS)

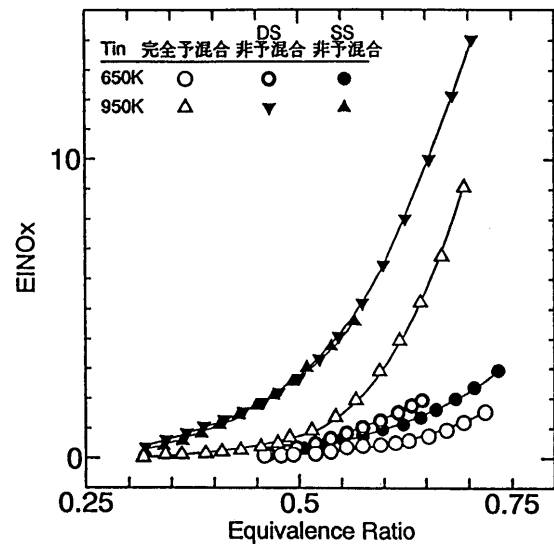


図5 NOx排出に及ぼす入口空気温度の影響(SS)

### 3.2 SSバーナモジュールの排出特性

SS, DSバーナモジュール及び完全予混合燃焼について、それぞれのEINOxと当量比との関係を図5に比較する。燃焼器入口空気温度650Kの時には、SSバーナモジュールのNOx排出特性はDSバーナモジュールよりも完全予混合燃焼に近い。しかし、入口空気温度が高い領域ではDSバーナモジュールと同レベルである。

### 3.3 DSVバーナモジュールの排出特性

DSVバーナモジュールの燃料ノズルと羽根側の燃料噴射孔からの燃料流量の割合を変えて排気特性を調べた。図6はEINOxと当量比の関係を

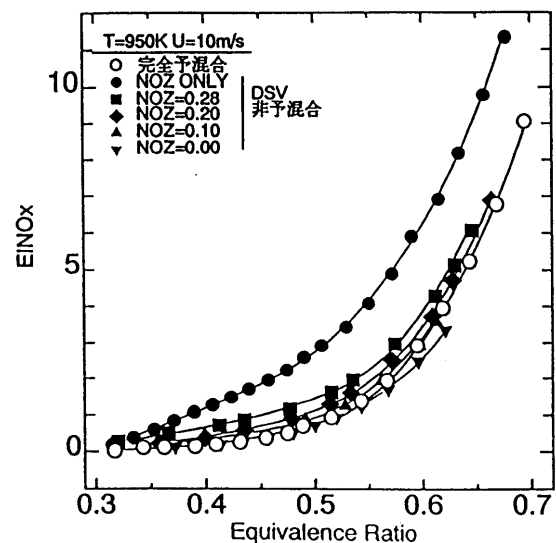


図6 NOx排出に及ぼす燃料配分の影響(DSV)

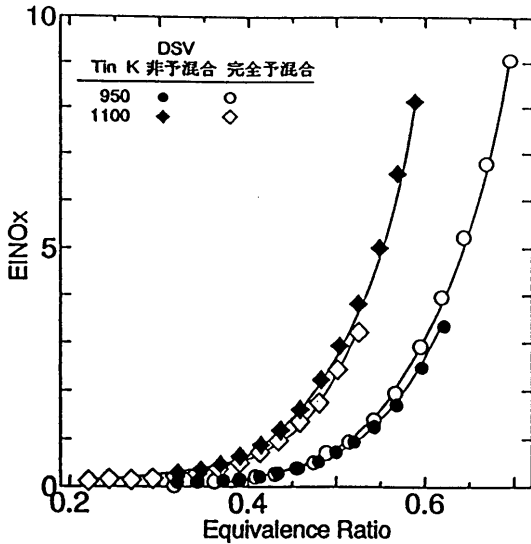


図7 NOx排出に及ぼす入口空気温度の影響(DSV)

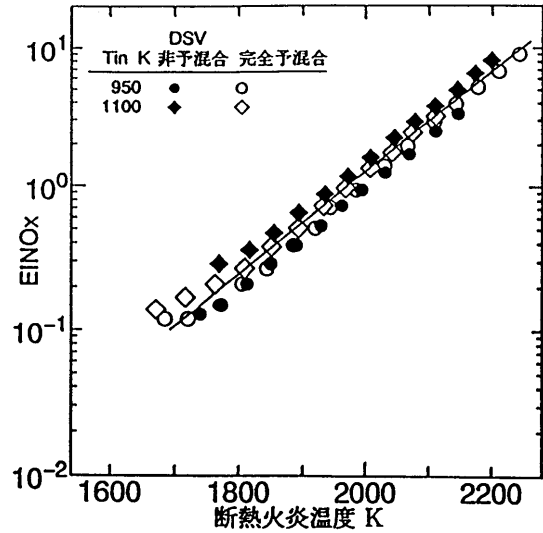


図8 NOxと断熱火炎温度の関係(DSV)

ノズルからの燃料流量をパラメータにして示している。図から明らかなように、ノズルからの燃料を減らすと、EINOxは完全予混合での値に近づくことが分かる。そして、全燃料流量を羽根側の燃料噴射孔から噴射した場合、EINOx排出は完全予混合と同じになる。以下に示す全図は、すべての燃料を羽根側の燃料噴射孔から供給した結果である。図7は入口空気温度によるEINOxと当量比の影響を示している。入口空気温度が1100Kの場合でも950Kと同様に、NOx排出特性は完全予混合の結果とほぼ一致する。図8は平衡計算による断熱火炎温度(Tb)とEINOxの関係を示している。EINOxの排出は、ほぼ1本の直線で表すことができ、次式でまとめることができる。

$$EINOx \propto \text{EXP}(0.008Tb)$$

この傾きは均質予混合衝突燃焼で得られた結果の傾きとも合う<sup>3)</sup>。入口空気温度1100K、出口ガス温度2000KでのEINOxは約1.6(g NO<sub>2</sub>/kg FUEL)であった。

次に燃焼効率の結果について述べる。燃焼ガス中のTHCは非常に少なかったので、燃焼効率はCOの排出量によって決まる。図9に示すように、当量比が大きくなると燃焼効率が低くなるが、これはCOの平衡値が上昇し、それに伴いCO濃度が増加したためである。希薄な領域(当量比0.5以下)では、燃焼効率は99.9%以上である。また、それより濃い領域でも99.5%以上である。

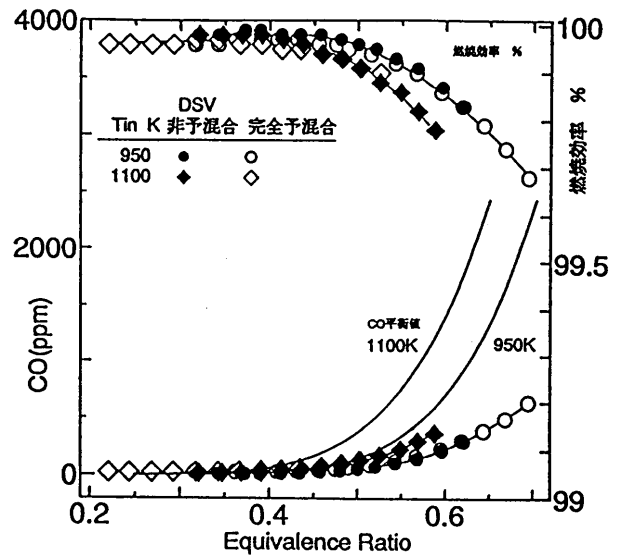


図9 当量比に対するCOと燃焼効率の関係(DSV)



#### 4. 結論

ターボジェット高温燃焼器の低NO<sub>x</sub>化を目的とし、大気圧下において燃料噴射方式の異なる非予混合方式の三種類のバーナモジュールについて燃焼・排気特性を調べ、完全予混合燃焼の結果と比較した。主な結果は以下に示す。

- (1) 内外に二重のスワラを備え、外側の通路の羽根の間に燃料噴射孔を備えた構造のバーナモジュール (DSV) で、全燃料を羽根から供給した場合、NO<sub>x</sub>の排出レベルと燃焼効率は、完全予混合燃焼とほぼ一致した。
- (2) DSVバーナモジュールによるEINO<sub>x</sub>と断熱火炎温度T<sub>b</sub>(K)との関係は以下の式で表される。  
$$EINO_x \propto \text{EXP}(0.008T_b)$$
- (3) DSVバーナモジュールのNO<sub>x</sub>排出は、燃焼器入口空気温度1100K、出口ガス温度2000Kの場合、EINO<sub>x</sub>で約1.6(g NO<sub>2</sub>/kg FUEL)程度である。この値はDSバーナモジュールの約1/3である。

#### 参考文献

- 1) 寺崎, 斉藤, 林; ガスタービンのNO<sub>x</sub>排出低減のための非予混合・希薄燃焼: 排出特性, ガスタービン秋期講演会(盛岡)講演論文集, pp. 31-36, 1993
- 2) 待田, 山田, 林; ターボジェット高温燃焼器の低NO<sub>x</sub>化の研究-パイロット・メインバーナの燃料ステーキング-, 第35回航空原動機・宇宙推進講演会講演集, p 83-87, 1995
- 3) 謝, 林, 広瀬; 高負荷乱流予混合・拡散火炎におけるNO<sub>x</sub>の生成, 第35回航空原動機・宇宙推進講演会(京都)講演集, p 77-82, 1995

# コージェネ用ガスタービン 低NO<sub>x</sub>燃焼器の研究開発

B-6

\* 細井 潤、渡辺 猛、藤 秀実 (石川島播磨重工業株式会社)  
森 雅晶、佐藤 浩、石塚 敦之 (東京ガス株式会社)

## 1. はじめに

近年エネルギーの有効活用という面から、コージェネレーションシステムによる発電が増えている。しかし、大都市圏を中心に環境問題からNO<sub>x</sub>低減の要求が年々強くなってきており、NO<sub>x</sub>低減技術の確立は重要な課題となってきている。

NO<sub>x</sub>低減方法としては大別すると、水あるいは水蒸気噴射によるいわゆるウェット方式と、水あるいは水蒸気噴射を行わないドライ方式に分けられる。ウェット方式については、その方法等ある程度確立しているといえるが、ドライ方式に関してはまだその域に達していない。また、ウェット方式では、水あるいは蒸気供給装置が必要となる。

ドライ方式の低NO<sub>x</sub>燃焼器は主に燃料/空気の予混合化が有望と考えられているが、その達成方法は各メーカー特有の方法をとっている。

著者らは、東京ガスが開発を行ってきた希薄予混合低NO<sub>x</sub>燃焼技術であるダブルスワラ燃焼技術をベースとした<sup>(1-6)</sup>、コージェネレーション用小型ガスタービン燃焼器の共同開発を平成6年度より行っている。この燃焼器は、希薄予混合低NO<sub>x</sub>燃焼を行うダブルスワラ燃焼技術とフィルム冷却空気を必要としない乱流促進外壁冷却構造ライナを特徴とする燃焼器である。

今回は上記燃焼器を試作し燃焼試験を行った結果、従来の低NO<sub>x</sub>燃焼性を維持しながら、広い負荷範囲において高い燃焼効率を確認したのでこれを報告する。

## 2. 供試燃焼器

予混合燃焼はNO<sub>x</sub>低減効果が高い反面、安定燃焼範囲が狭いという欠点がある。これが予混合燃焼器実用化の一つの障害となっている。この障害を克服し広い作動範囲でのNO<sub>x</sub>の低減と安定燃焼を両立することを目指したのがダブルスワラ燃焼器である。ダブルスワラ燃焼器の概念図を図1に示す。燃料系統はパイロット、プライマリ、セカンダリの3系統からな

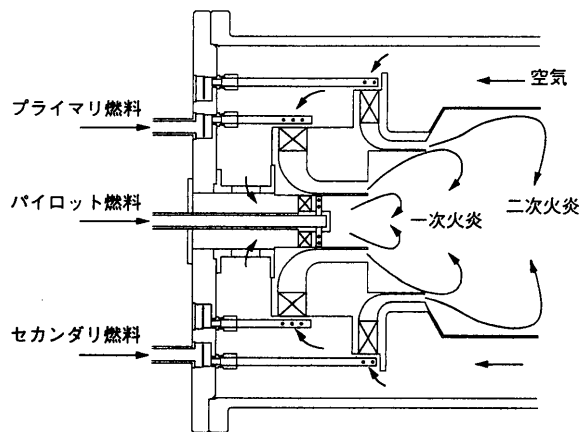


図1 ダブルスワラ燃焼器の概念

り燃焼器中心部に位置するパイロット火炎はプライマリ希薄予混合火炎の燃焼を維持している。このプライマリ火炎は安定燃焼が得られかつ $\text{NO}_x$ 排出量が大きくならない一定の当量比に設定する。プライマリ火炎の周囲に噴出するセカンダリ混合気は、プライマリより更に希薄な当量比範囲に設定される。単独では火炎を伴う燃焼が不可能なほど希薄なセカンダリ混合気は、プライマリ火炎と接触し、熱、活性基などの供給を受けて燃焼反応が可能となる。セカンダリ火炎は非常に希薄なためほとんど $\text{NO}_x$ を生成せず、またプライマリ火炎も希薄なセカンダリに冷やされるため、プライマリ火炎からの $\text{NO}_x$ 生成量も抑制される。これらにより非常に高い $\text{NO}_x$ 低減効果が得られる。

また、ライナ冷却構造には一般的に用いられているフィルム冷却を用いず、台形の乱流促進体による冷却構造を用いている。本冷却方式は本燃焼器が希薄予混合燃焼を行うため火炎からの輻射が小さく、一方でフィルム冷却空気によるクエンチング効果がないため、 $\text{CO}$ の発生を最小限に抑えることができるためこれら希薄予混合燃焼器には最適と考えられる。

さらに点火栓をパイロットノズル中心軸上に配置することにより確実な着火を実現している。

以上の供試燃焼器を図2に示す。

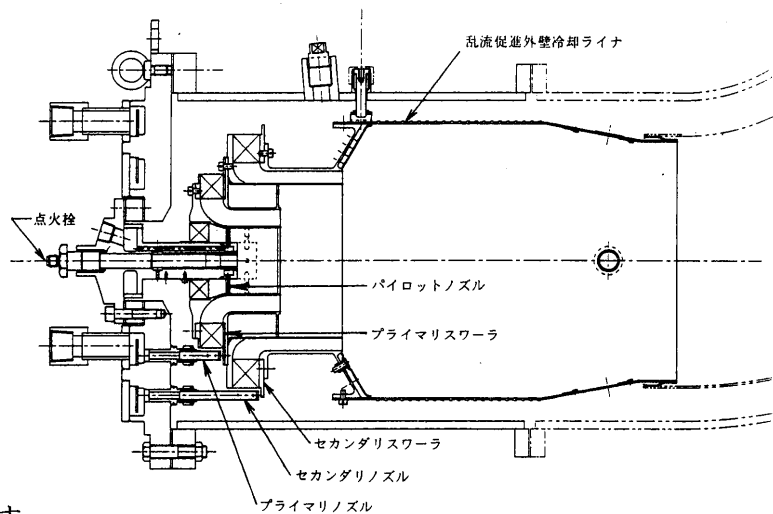


図2 供試燃焼器

### 3. 試験装置 および 試験方法

#### 3.1 試験装置

図3に本研究に用いた試験装置を示す。

空気源より圧縮された空気は、熱交換器により所定の温度まで加熱されオリフィスにより計量され供試体に供給される。また、燃料はパイロット、プライマリ、セカンダリ各系統で計量された天然ガスが供試体に供給される。

供試体より排出された燃焼

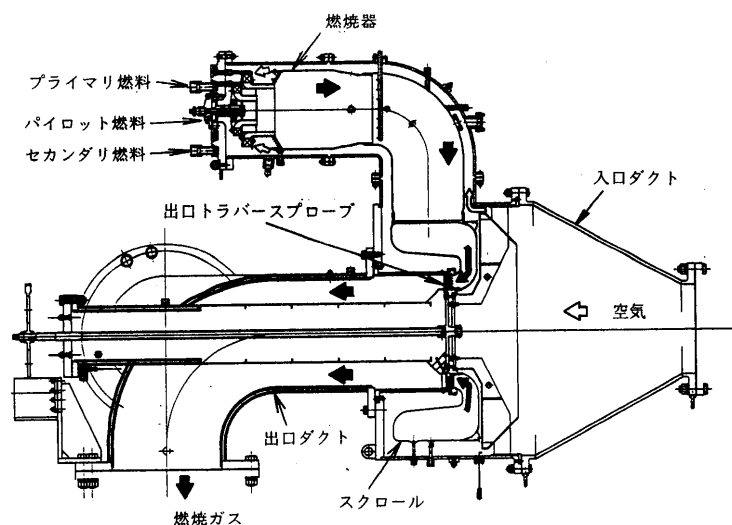


図3 試験装置

ガスは、燃焼器出口から排ガスサンプリングプローブにより採取され排ガス計測装置により測定される。この排ガスサンプリングプローブは、周方向にトラバース計測できる構造となっている。

### 3. 2 試験方法

試験では、所定の試験条件に条件を設定後、前述の排ガスサンプリングプローブにて排ガスをサンプルし、NO<sub>x</sub>、CO、THC等の排ガス分析を行うなどの諸計測を行った。

また、パイロット、プライマリ、セカンダリ各領域への設計点での燃料配分は表1に示すとおりである。

表1 各燃焼領域燃料配分（設計点）

|        | パイロット | プライマリ | セカンダリ |
|--------|-------|-------|-------|
| CASE 1 | 19%   | 35%   | 46%   |
| CASE 2 | 11%   | 35%   | 54%   |

## 4. 試験結果

### 4. 1 着火特性

図4に着火試験の結果を示す。試験はパイロット、プライマリの2系統から燃料を1:1の割合で噴出して行った。図示のように設定目標を満足する良好な結果を得た。傾向としては空気流量が増えるに従って希薄側、過濃側ともに着火範囲が狭くなっている。

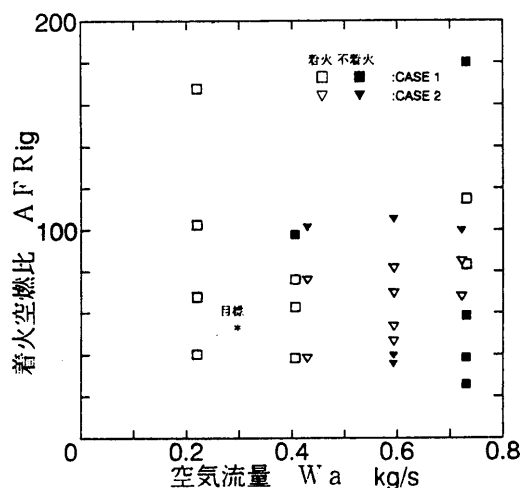


図4 パイロット・プライマリ着火特性

### 4. 2 燃焼効率

図5に本燃焼器の燃焼効率特性を示す。燃料は全体空燃比で約70まではパイロット+プライマリ（以下MODE 1という）、それより過濃側ではパイロット+プライマリ+セカンダリ（以下MODE 2という）に切り替えている。

ケース1、2どちらの燃料配分も各MODEの低空燃比側では99%以上の効率を達成している。また、燃焼効率が厳しい各MODEの希薄側の条件ではパイロット燃料の配分の多いケース1では効率の急激な低下がみられる一方、ケース2ではMODE1で90%以上、MODE2で95%以上という燃焼効率を得られた。

以上によりケース2の燃料配分においてダブルスワラ燃焼器と乱流促進外壁冷却構造ライナにより広い作動範囲にわたり高い燃焼効率が得られることがわかった。

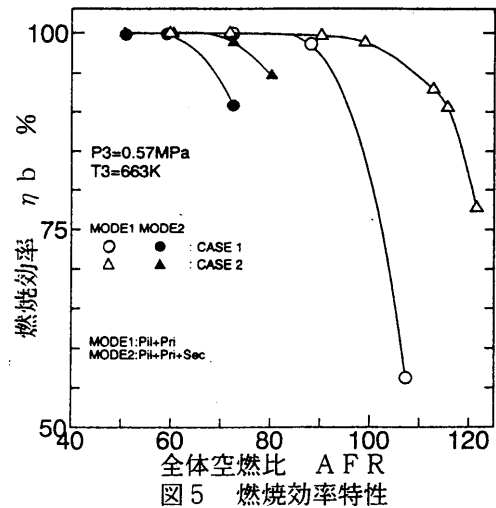


図5 燃焼効率特性

#### 4.3 パイロット、プライマリ燃料配分の影響

図5に示したように燃料配分によりMODE1の希薄側の領域では燃焼効率が急激に低下することが判る。そこで、MODE1の希薄側の空燃比条件において、パイロット、プライマリの燃料配分の燃焼効率、NOxへ及ぼす影響を調査した。

試験結果を図6に示す。燃焼効率に関してはパイロット燃料配分40%を最低としてパイロット燃料を増やしても減らしても効率は向上している。これはパイロット燃料を増やした場合、プライマリ火炎の保炎源となるパイロット火炎の熱量が増加し、逆に減らすとプライマリ火炎の当量比が火炎保持に十分なものとなるためと考えられる。

一方NOxに関してはパイロット燃料を減らすに従い減少している。これはNOx生成量の多いパイロットの拡散火炎の燃料が減るためと考えられる。

以上より燃焼効率とNOx低減を両立するためには、パイロット燃料配分を少なく設定することが必要と考えられる。

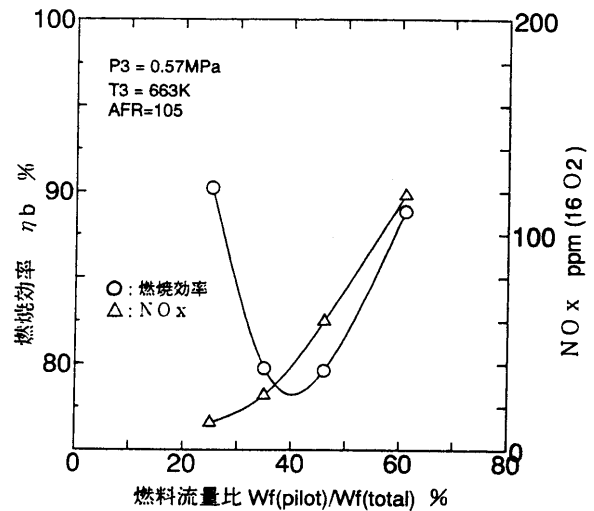


図6 燃料配分による $\eta_b$ , NOxの変化

#### 4.4 NOx

図7にNOx排出特性を示す。低NOxモードともいえるセカンダリ燃料を噴出するMODE2では、全域において非常に低いNOx値を示している。特にMODE2領域では空燃比変化に対するNOxの変化が小さく広い作動範囲に渡りNOxの低減

が可能であることが分かる。

また、ケース1と2の比較ではMODE 2領域においてケース2が1の約1/3の値となっている。これは4.3で述べたようにケース2ではNO<sub>x</sub>の生成量の多い拡散燃焼を行うパイロットの燃料配分が少ないためと考えられる。

以上によりダブルスワーラ燃焼器により広い作動範囲に渡る大幅なNO<sub>x</sub>の低減が可能であることが確認された。

#### 4.5 CO

一般にNO<sub>x</sub>とCOはトレードオフの関係にあり特に希薄予混合燃焼を行う燃焼器ではNO<sub>x</sub>低減を図るとCOが増加する傾向にある。

図8に本燃焼器のCO排出特性を示す。燃焼効率の低下が見られる高空燃比側では増加傾向がみられるものの、低NO<sub>x</sub>を達成しているMODE 2の広い領域でCOが低く抑えられている。これは本燃焼方式の特性にフィルム冷却を用いない冷却構造によるクエンチングの防止効果が付加された結果と考えられる。

以上より、NO<sub>x</sub>とCOの計測結果から本燃焼器がCOの増加を招くことなく、大幅なNO<sub>x</sub>の低減を達成し得ることが確認された。

#### 4.6 ライナ壁温

図9にライナ壁温計測結果を示す。壁温はライナ上流から下流に向かい低くなっているが全体に800℃以下の妥当なレベルに抑えられている。また、フィルム冷却機構にみられる様なクーリングスロットごとに存在する温度分布はみられず温度分布がライナ全体に渡っているため、熱応力的にも有利と考えら

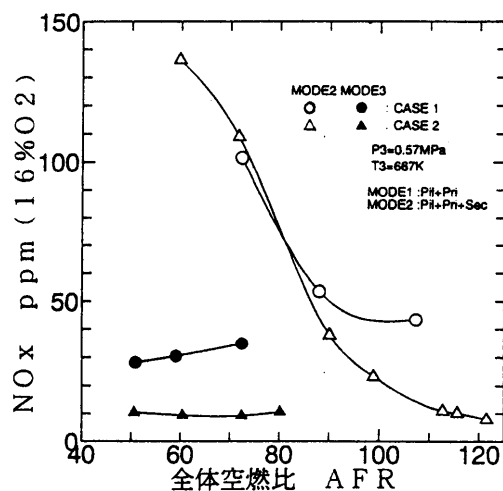


図7 NO<sub>x</sub>排出特性

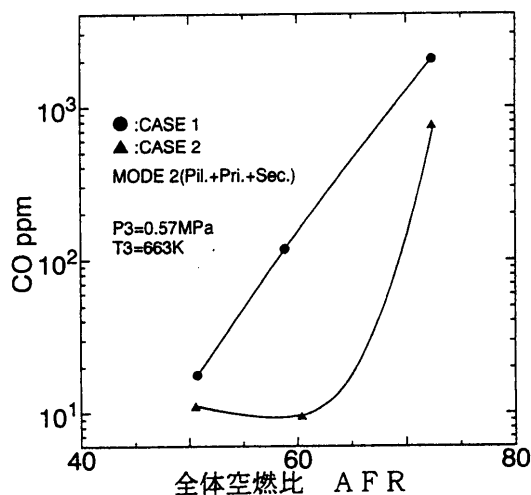


図8 CO排出特性

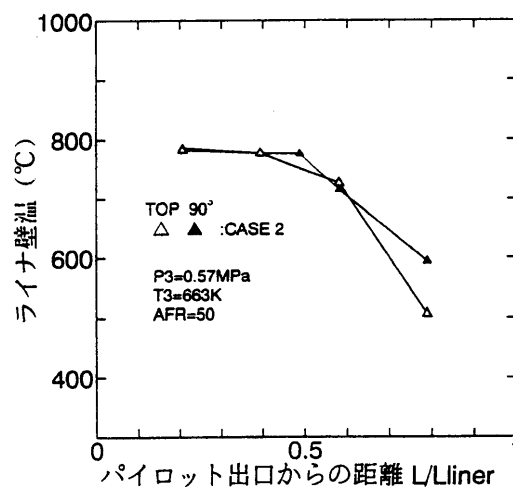


図9 ライナ壁温分布

れる。

以上より乱流促進外壁冷却構造ライナにより、十分なライナ冷却効果が得られることが確認された。

## 5. 結言

ダブルスワラ燃焼器と乱流促進外壁冷却構造ライナを組み合わせた希薄予混合低NO<sub>x</sub>燃焼器により燃焼試験を実施した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 点火栓をパイロットノズルの中心部に配置することにより満足のできる着火特性が得られた。
- (2) パイロット、プライマリ、セカンダリ各燃料配分を的確に設定することにより、ダブルスワラ燃焼器と乱流促進外壁冷却構造を組み合わせた燃焼方式において、作動領域全域に渡り高い燃焼効率を達成できることを確認した。
- (3) 同様に的確な燃料配分設定と、ダブルスワラ燃焼器と乱流促進外壁冷却構造を組み合わせた燃焼方式においても、従来の低NO<sub>x</sub>性能は損なわれないことが確認された。
- (4) 乱流促進外壁冷却ライナ構造により、満足のいくライナ壁温レベルを達成できることが確認された。

## 6. 参考文献

- (1) 森、宮原他、"ガスタービン用低NO<sub>x</sub>燃焼技術の研究(第2報)"、東京ガス技術研究所報告 第35号(1990)
- (2) 宮原、森、佐藤他、"ガスタービン用低NO<sub>x</sub>燃焼技術の開発(第3~6報)"、東京ガスエネルギー技術研究所技報 第2~4号(1992~1994)
- (3) 森、宮原他、"Development of A Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor for Cogeneration Gas Turbine"、The First Internanional Conference on COMBUSTION & EMISSIONS CONTROL、THE INSTITUTE OF ENERGY(1993)
- (4) 石塚、宮原、森他、"Development of Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor for Cogeneraion Gas Turbine"、The First International Conference on COMBUSTION & EMISSIONS CONTROL、THE INSTITUTE OF ENERGY(1993)
- (5) 佐藤、森、"ガスタービン用低NO<sub>x</sub>希薄予混合燃焼器の研究開発、第19回ガスタービン定期講演会論文集(1993)、P.45
- (6) 佐藤、森他、ガスタービン用低NO<sub>x</sub>希薄予混合燃焼器の研究開発、第8回ガスタービン秋季講演会(盛岡)講演論文集(1993)、P.45
- (7) 藤、細井他、低NO<sub>x</sub>燃焼器の研究、第8回ガスタービン秋季講演会(盛岡)講演論文集(1993)、P.39

メタンを燃料とするラム燃烧器のNO<sub>x</sub>排出特性

\*木下康裕 (川崎重工業 明石技術研究所)  
 北嶋潤一 (川崎重工業 明石技術研究所)  
 小田剛生 (川崎重工業 明石技術研究所)

## 1. はじめに

民間用超音速輸送機のラムジェットエンジンは優れた経済性と環境適合性を両方兼ね備える必要があり、その主構成要素であるラム燃烧器には全作動条件で安定して効率良く燃烧すると共に、窒素酸化物 (NO<sub>x</sub>) を中心とするエミッションを低減する燃烧技術の確立が求められている。当社は通商産業省工業技術院が進める「超音速輸送機用推進システムの研究開発」(HYPRプロジェクト)において、飛行マッハ数 2.5～5 で作動するラムジェットエンジンの燃烧器の研究開発を受託し、メタンを燃料とする安定、高効率、低公害燃烧技術の確立を目標に、モデル燃烧器を用いた実験的研究を実施している。

超音速輸送機は成層圏中を長時間巡航するためエミッション、特にオゾン層を破壊するNO<sub>x</sub>が問題となる。一方燃烧の面からは、高速飛行時にはラム燃烧器の入口及び出口の温度がそれぞれ1270K及び2170Kレベルの高温になるため、従来のターボジェットエンジンに比べNO<sub>x</sub>の排出が著しく増加することが予想され、NO<sub>x</sub>の排出量を大幅に低減する燃烧技術の確立が不可欠である。しかしながら、ラム燃烧器が排出するNO<sub>x</sub>に関するデータは、本プロジェクト関連でいくつか報告<sup>(1)</sup>されている以外は世界的に見ても非常に少ないのが現状である。そこで今回、メタンを燃料としてサブスケールラム燃烧器を用いて燃烧試験を実施し、燃烧器の入口条件がNO<sub>x</sub>の排出特性に及ぼす影響を調べたのでその結果を報告する。

## 2. ラム燃烧器及び実験方法

## 2. 1 供試ラム燃烧器

本試験に使用したラム燃烧器の概略を図1に示す。燃烧器は内径 155 mmの円筒型であり、内壁は耐火材にすることで燃烧ガス温度の低下を防止し、その外側に水冷ジャケットを設けて燃烧器全体の冷却を行った。本研究のラム燃烧器では大幅な低NO<sub>x</sub>化を図るために予混合燃烧方式を採用している。従って、燃烧器には上流側から主燃料ノズル及び保炎器が取り付けられているが、その他に着火、保炎用のパイロット燃料ノズルがガッタ内部に設けられている。主燃料ノズルと保炎器の間の混合距離は、予混合気の混合性能と高温燃烧時の自己着火防止の両面から考える必要があり、本燃烧器では $L_{mix}=100\text{mm}$ とした。また、保炎器から燃烧器出口までの燃烧領域長さは $L_{comb.}=1170\text{mm}$ であり、燃烧器全体の長さは $L=1270\text{mm}$ である。

保炎器は断面形状が三角形をした環状のタイプを採用し、高温燃烧試験において変形、焼損しないように水冷構造とした。本保炎器の環状部の幅は20mm、頂角は30度で、そのブローキージ比は38%である。



主燃料ノズルは、均一な予混合気を形成するように、燃料を空気の流れに直交及び並行して噴射する小孔を多数あけたインジェクタを、周上16本均等に取り付けた。

## 2. 2 実験方法

燃焼試験は川崎重工業(株)の高圧空気源燃焼試験設備を用いて実施した。本試験設備は燃焼器入口圧力が最高1 MPaまでの燃焼試験が可能であるが、ガスタービンの排熱を利用する熱交換器と800KWの電気ヒータを併用することにより、燃焼器入口空気温度を最高1070K程度まで変化させることができる。

燃焼器の排ガスは、燃焼器出口に取り付けた9点式水冷ガスサンプリングプローブを用いて、それぞれの小孔から独立に燃焼ガスを採取した後で集合し、連続式排ガス分析計に導いてその組成( $\text{NO}_x$ 、UHC、CO、 $\text{CO}_2$ 、 $\text{O}_2$ )を分析し、その結果から燃焼効率やエミッションの排出指数を求めた。また、燃料としてはメタンを約98%、その他不活性ガスを2%程度含有する天然ガスを用いた。

表1に超音速輸送機用ラムジェットエンジンの燃焼器の作動条件を示すが、本試験においてはラム燃焼器からの $\text{NO}_x$ の排出を詳細に評価できるように、上記作動条件を含む比較的広い燃焼器入口条件(温度に関しては試験設備の能力から1000Kまでとした)でパラメトリックに変化させて燃焼試験を実施した。表2に本燃焼試験における条件を示す。

表1 ラム燃焼器作動条件

| 項目          | 飛行マッハ数3 | 飛行マッハ数5 |
|-------------|---------|---------|
| 燃焼器入口温度 K   | 600     | 1263    |
| 燃焼器入口圧力 kPa | 145     | 460     |
| 燃焼器入口流速 m/s | 98      | 40      |
| 当量比 $\phi$  | 0.3     | 0.43    |

表2 燃焼試験条件

|             |                          |
|-------------|--------------------------|
| 燃焼器入口温度 K   | 600, 700, 800, 900, 1000 |
| 燃焼器入口圧力 kPa | 200, 400, 600            |
| 燃焼器入口流速 m/s | 40                       |
| 当量比 $\phi$  | 0.3, 0.4, 0.5            |

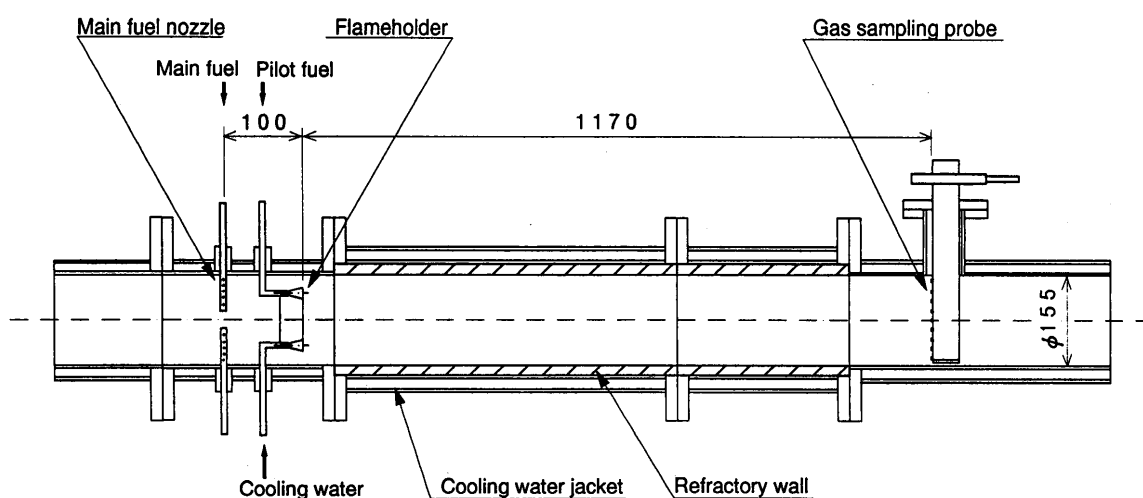


図1 供試ラム燃焼器概略

### 3. 試験結果及び考察

#### 3. 1 入口温度がNO<sub>x</sub>の排出に及ぼす影響

図2に燃焼器入口圧力が $P_6=200\text{kPa}$ の条件において燃焼器入口温度をパラメータとした時の、当量比と燃焼効率およびNO<sub>x</sub>排出濃度の関係を示す。 $T_6=600\text{K}$ の低い入口温度条件では燃焼効率は試験を行った全当量比範囲で低い値を示すが、 $T_6=800\text{K}$ 、 $T_6=1000\text{K}$ と高くなると燃焼効率は最小でも $\eta_b=90\%$ を、 $\phi=0.4$ 以上では $\eta_b=99\%$ を示すようになり特に大きな問題はない。

一方NO<sub>x</sub>に着眼すると、燃焼効率と同様にその排出濃度は当量比の増加とともに高くなっており、また燃焼器入口温度が高いほどその排出値も大きいことがわかる。

次に $P_6=400\text{kPa}$ の場合の燃焼効率とNO<sub>x</sub>排出濃度を図3に示す。全体の傾向としては $P_6=200\text{kPa}$ の場合と同様であるが、 $T_6=1000\text{K}$ の時のNO<sub>x</sub>の排出が他の温度条件に比べ極端に多く当量比が $\phi=0.4$ の条件では870ppm、 $\phi=0.5$ では950ppmの高い値を示している。この結果から、入口温度が高く当量比が大きい条件、即ち火炎温度が高い場合にNO<sub>x</sub>の排出量が増えるが、特に高温時に極端に増加することがわかった。

#### 3. 2 火炎温度、酸素濃度とNO<sub>x</sub>の排出量の関係

それぞれの試験条件における断熱火炎温度に燃焼効率を考慮した火炎温度を算出し、火炎温度とNO<sub>x</sub>排出の関係を検討した。図4は燃焼器入口圧力が $P_6=400\text{kPa}$ の場合の火炎温度とNO<sub>x</sub>

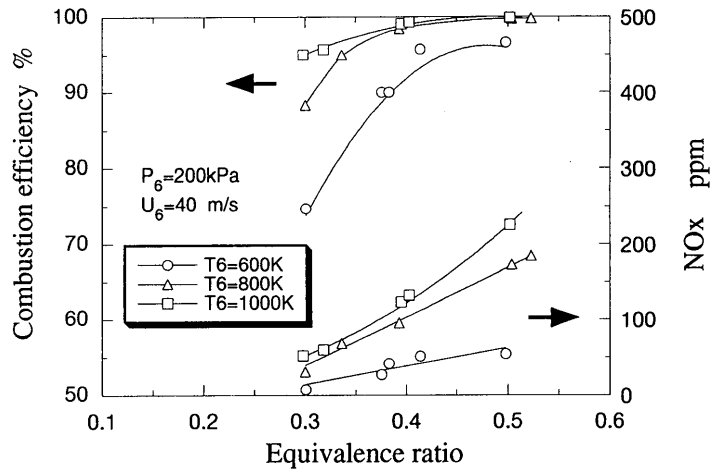


図2 当量比と燃焼効率およびNO<sub>x</sub>排出濃度の関係

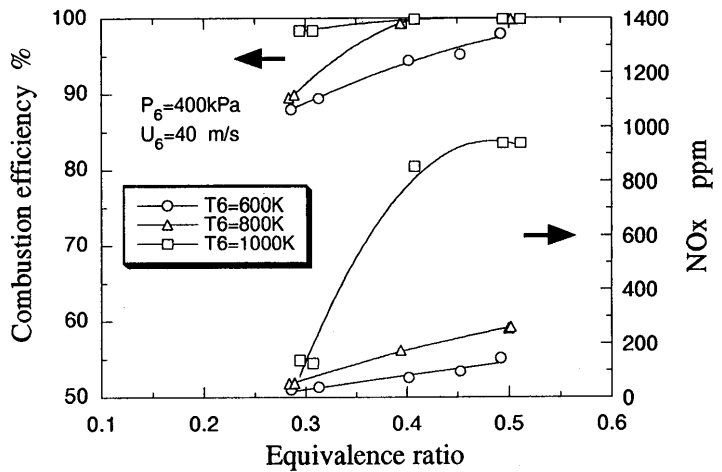


図3 当量比と燃焼効率およびNO<sub>x</sub>排出濃度の関係

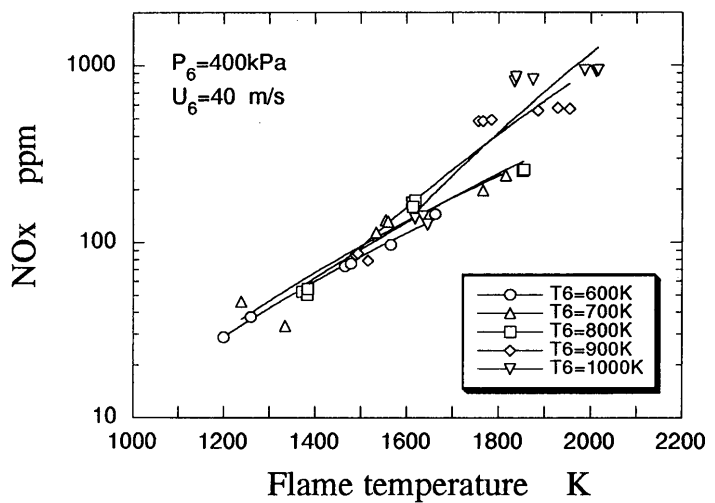


図4 火炎温度とNO<sub>x</sub>排出濃度の関係

の排出濃度を表している。火炎温度が $T_f < 1600\text{K}$ の条件では、 $\text{NO}_x$ の排出値は燃焼器入口温度によらずほぼ火炎温度に対して指数的に変化していることがわかる。しかし、火炎温度が $T_f > 1600\text{K}$ になると燃焼器入口温度の影響が顕著に表れ、 $T_6=800\text{K}$ 以下の入口温度時には $T_f < 1600\text{K}$ で得られる関係の延長上にあるものの、 $T_6=900\text{K}$ 以上の入口温度時には $\text{NO}_x$ の排出は急激に増加し、火炎温度と $\text{NO}_x$ 排出濃度の相関の傾きは大きくなっている。

この原因としては予混合気形成過程における状態変化のような物理的变化も考えられるが、ここでは燃焼ガス中の残存酸素濃度に注目した。図5に火炎温度をパラメータとした時の、ガスサンプリングで得られた燃焼ガス中の酸素濃度と $\text{NO}_x$ の排出濃度の関係を示す。今回は火炎温度一定の条件で試験を行っていないため、図5の火炎温度には $\pm 20\text{K}$ 程度のばらつきがある。

火炎温度が低い $T_f=1530\text{K}$ 、 $1630\text{K}$ の時には、 $\text{NO}_x$ 濃度は酸素濃度の変化によらずほぼ一定値を示し、火炎温度が $\text{NO}_x$ の排出値を決定している。しかし、 $T_f=1770\text{K}$ 、 $1840\text{K}$ と高くなると、酸素濃度の増加により $\text{NO}_x$ の排出値は大幅に増加しており、酸素濃度が11%から13%に増加した場合 $T_f=1770\text{K}$ の時には2倍程度、 $T_f=1840\text{K}$ の時には4倍程度 $\text{NO}_x$ 濃度が増加している。このように、火炎温度により残存酸素濃度が $\text{NO}_x$ の排出に及ぼす影響が大きく異なることが明らかとなったが、このことはラム燃焼器のように高温燃焼を行わせるものでは、 $\text{NO}_x$ の大幅な低減が難しいことを示している。

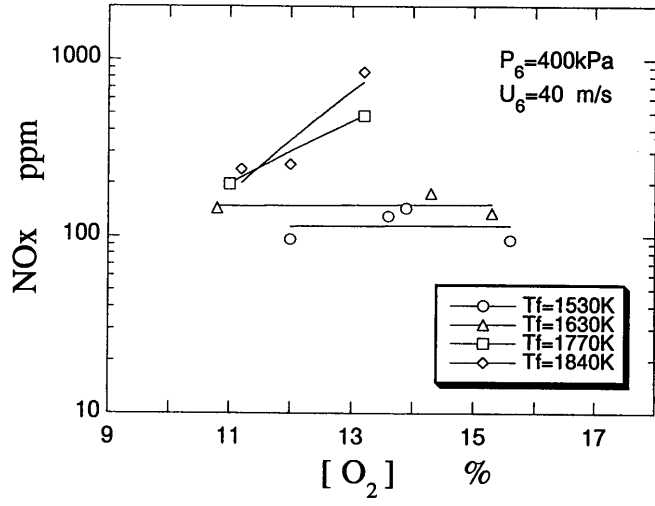


図5 燃焼ガス中の酸素濃度と $\text{NO}_x$ 排出濃度の関係

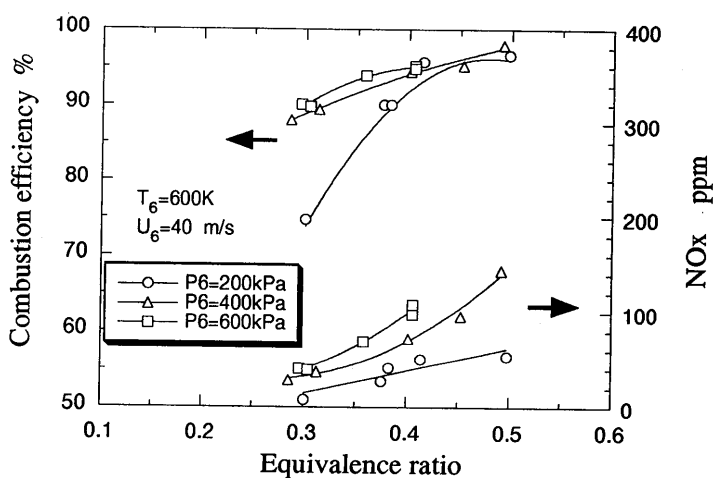


図6 当量比と燃焼効率および $\text{NO}_x$ 排出濃度の関係

### 3.3 入口圧力が $\text{NO}_x$ の排出に及ぼす影響

燃焼器入口温度が $T_6=600\text{K}$ の条件において入口圧力をパラメータとした時の、当量比と燃焼効率および $\text{NO}_x$ の排出濃度の関係を図6に示す。燃焼器入口圧力が低く、当量比が小さい条件において燃焼効率が低い値を示すが、それ以外は燃焼器入口圧力が燃焼効率に

及ぼす影響は小さい。一方NO<sub>x</sub>は、入口圧力の増加に伴ってその排出値は単調に増えていることがわかる。

次にT<sub>6</sub>=1000Kの場合の燃焼効率とNO<sub>x</sub>排出濃度を図7に示す。燃焼効率は一部の条件を除きほぼ99%の高い値を示している。NO<sub>x</sub>に関しては、T<sub>6</sub>=600Kの結果と異なり、入口圧力がP<sub>6</sub>=400kPa、P<sub>6</sub>=600kPaの高い条件においては、火炎温度の上昇とともにその排出濃度は非常に高い値を示すことがわかる。

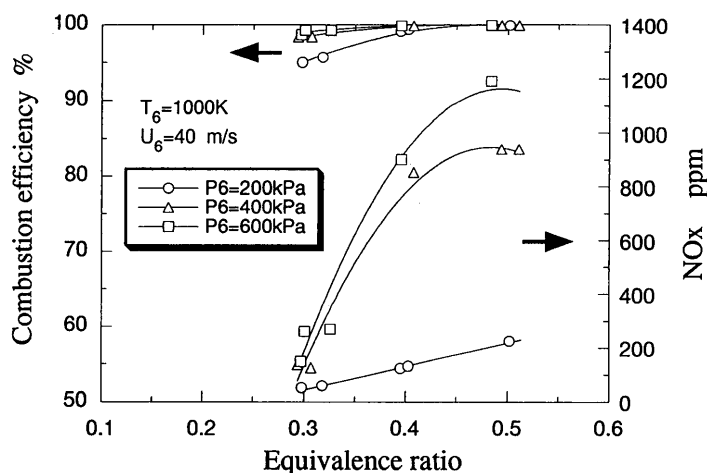


図7 当量比と燃焼効率およびNO<sub>x</sub>排出濃度の関係

燃焼器入口圧力がNO<sub>x</sub>の排出に及ぼす影響についてはターボジェットの燃焼器を対象としてこれまでに多くの報告<sup>(2)(3)</sup>があるが、燃焼器の形態、試験条件等でかなり結果が異なっている。そこで、今回の試験結果を圧力の対数で解析したのが図8である。この図からわかるように今回の結果は、圧力に対し指数的にNO<sub>x</sub>の排出値は変化するが、その乗数としては試験条件によりn=0.5~2.9とかなりのばらつきがあることを表している。

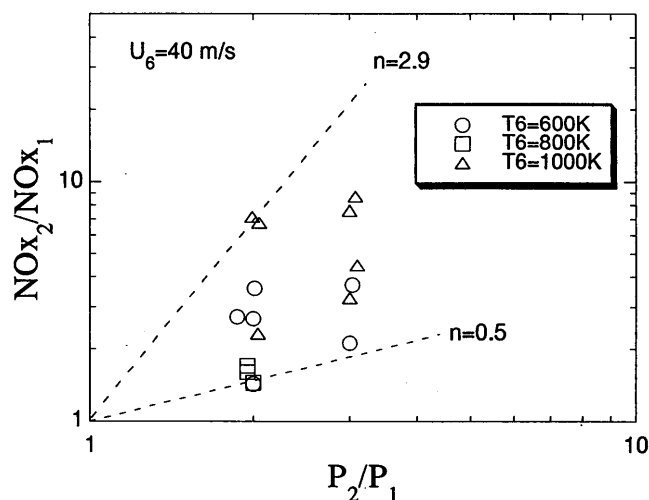


図8 燃焼器入口圧力とNO<sub>x</sub>排出濃度の関係

すべての試験結果を火炎温度でまとめたのが図9である。火炎温度がT<sub>f</sub><1600Kの低い条件においては、試験条件により若干ばらつきがあるもののNO<sub>x</sub>の排出値は火炎温度で整理することができるが、T<sub>f</sub>>1600Kの範囲では上で示したように入口温度（酸素濃度）や入口圧力によりNO<sub>x</sub>値は大きく異なっている。図にはT<sub>6</sub>=1000K試験時の入口圧力および当量比条件を明記しているが、NO<sub>x</sub>の排出値が圧力や当量比に大きく影響され、単に火炎温度だけで整理できないことがわかる。

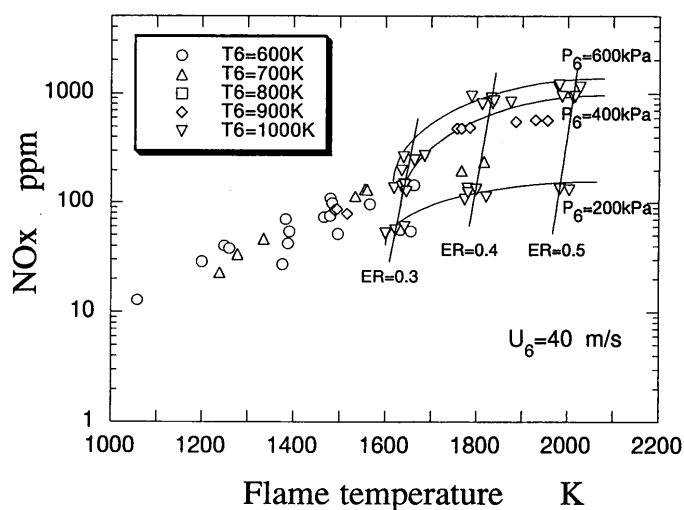


図9 火炎温度とNO<sub>x</sub>排出濃度の関係

#### 4. まとめ

メタンを燃料とするサブスケールラム燃焼器を用いて、燃焼器の入口条件（温度、圧力、当量比）を変化させてNO<sub>x</sub>の排出に及ぼす影響を調べた。その結果以下のことが明らかとなった。

- (1) 火炎温度が $T_f < 1600\text{ K}$ の条件ではNO<sub>x</sub>の排出値は燃焼器入口温度によらずほぼ火炎温度に対して指数的に変化するが、火炎温度が $T_f > 1600\text{ K}$ になると燃焼器入口温度の影響が顕著に表れ、入口温度の上昇とともにNO<sub>x</sub>の排出は急激に増加する。この一因として残存酸素濃度の影響が大きいものと考えられる。
- (2) 燃焼器入口圧力の変化に対しNO<sub>x</sub>の排出値は指数的に変化するが、その乗数としては試験条件により $n=0.5\sim 2.9$ とかなりのばらつきがある。特に火炎温度が高い条件ほど乗数も大きくなる。

今回の試験の結果から、ラムジェット燃焼器のような高温燃焼を行わせるものにおいては、従来のターボジェット燃焼器に比べNO<sub>x</sub>の排出が大幅に増加し、その低減は非常に困難となることが予想される。しかしながら、NO<sub>x</sub>は超音速輸送機自体の存在をも左右するものであり、本研究においては今後もNO<sub>x</sub>の排出に関する基礎的なデータの取得や低NO<sub>x</sub>化に引き続き注力していく所存である。

最後に、本研究は通商産業省 工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO)からの委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝致します。

#### 参考文献

- (1)鈴木ほか：ガスタービン秋季講演会（盛岡）講演論文集、1993、p9
- (2)Neidzwiecki, R. W., et al, NASA TMX-68247, 1973
- (3)Leonard, G., et al, Transaction of the ASME, Vol. 116, July 1994, pp542

\*小林 正 (株)東芝 重電技術研究所  
新関良樹 (株)東芝 重電技術研究所  
奥野研一 (株)東芝 重電技術研究所

## 1. まえがき

エネルギー資源の節約及び炭酸ガス排出量の低減等の社会的要請に対応するため、各所でターボ機械の高効率化が進められている。性能の良いターボ機械を開発するには、設計法と解析法の両者が必要である。最近の計算機の進歩により解析法の精度は著しく向上してきているが、解析法だけで性能の良いターボ機械の幾何学的形状を直接求めることはできない。従って、ターボ機械の開発を更に加速するには、設計法の充実が不可欠である。

一般に、ターボ機械の設計を行う際の目的関数、即ち内部効率や流体特性は多数の独立した設計変数の非線形関数として表される。従来は技術者の勘と経験を頼りに、これら目的関数の最適化を行っていたが、この方法では時間がかかるばかりでなく必ずしも最適値が得られるとは限らない。

近年、制御や構造設計の分野で、非線形最適化手法を用いることにより最適解を求めている例が多い。ターボ機械の設計でも非線形最適化手法を適用した例が既に報告されているが<sup>[1][2]</sup>、これらの例では多段落から成るターボ機械の最適化は扱っていない。

本報では、多段軸流圧縮機の通路部設計法へ非線形最適化手法を適用し、翼列の失速判定パラメータに制限を設け、その制限下で単段落または多段落の効率が最大となる設計変数の組み合わせを、より少ない反復計算回数で求める方法について報告する。

## 2. 圧縮機通路部の設計法

### 2.1 設計変数

本報では、多段軸流圧縮機通路部の一次元設計法と準三次元設計法について扱うこととする。

圧縮機の吸い込み流量、全体圧力比、回転数及び作動流体の入口状態量は設計仕様として与えられる。段落設計を行う際の独立変数として、本報では以下の諸量を選定した。一次元設計法では平均径における値を、準三次元設計法では通路部高さ方向の分布を意味している。

- ・流体変数 : 段落圧力比、段落入口／出口周方向流れ角、翼列入口／出口流量係数(軸流速度／平均周速)、動静翼入射角
- ・幾何学的変数 : 翼列入口／出口代表半径、動静翼列間隔、動静翼弦長、動静翼厚さ、動静翼枚数又はソリディティ、動静翼先端クリアランス

上記設計変数に具体的な値を与えて段落を設計すると、以下の諸量が決定される。

- ・流体的特性量 : 段落効率、翼列全圧損失、翼列出口状態量、動翼出口周方向流れ角、翼列入口／出口速度三角形、翼列失速判定パラメータ、他
- ・幾何学的形状 : 翼列入口／出口環状面積とハブ及びケーシング半径、動静翼スタガ、動静翼キャンバ

## 2. 2 翼列性能計算法

段落設計を行う際に、翼列性能を推定する必要がある。NACA65翼や二重円弧翼(DCA)等の圧縮機翼型に対して系統的な実験がなされている。本報では以下に示すように、これら実験データに基づき経験式を翼列性能計算法として用いた。

- ・翼列全圧損失係数
  - プロフィール損失、入射角損失 ; NASA SP-36の方法<sup>[3]</sup>
  - 漏洩損失、2次流れ損失 ; Lakshminarayanaの方法<sup>[4]</sup>
  - 衝撃波損失 ; 垂直衝撃波損失の式又は実験データ<sup>[5][6]</sup>
- ・翼列流出角(偏向角) ; NASA SP-36及びCarterの方法<sup>[7]</sup>

これらの翼列性能計算法を多段軸流圧縮機の通路部解析法に組み込み、予測精度の検証を行った。図1に、試験を行った圧力比1.2、段落数16の圧縮機を示す。図2に試験結果と計算結果の比較を示す。流量、圧力比、効率ともに1~2%程度の精度で予測されている。

## 2. 3 翼列失速判定パラメータ

翼列の失速判定パラメータとして種々の経験式が提案されているが、本報ではKochのパラメータ<sup>[8]</sup>と、Lieblineの拡散係数<sup>[9]</sup>を採用した。これらのパラメータがある限界値を越えたら翼列が失速するものと判定する。

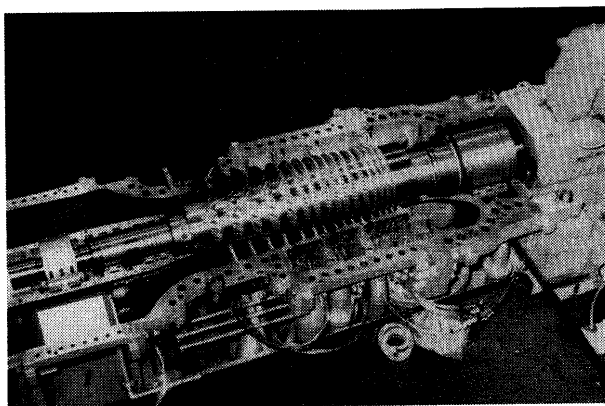


図1 試験用圧縮機

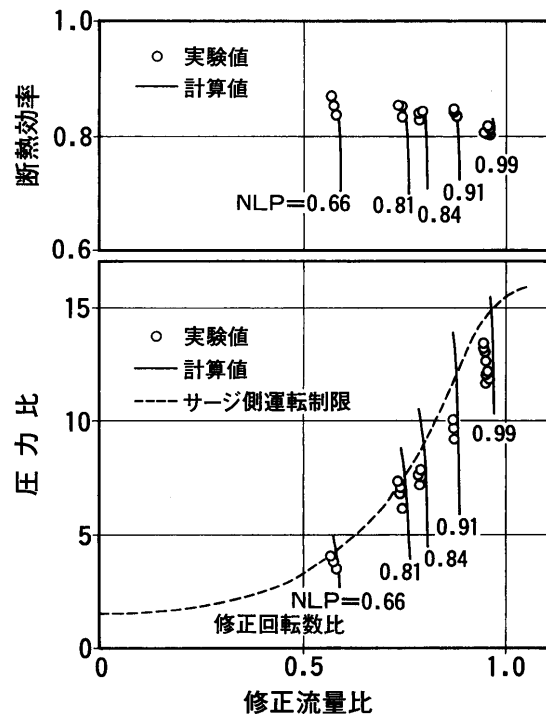


図2 試験結果との比較

## 2. 4 段落設計手順

段落の設計手順を図3に示す。計算面は段落入口、動翼出口、段落出口の3か所である。

段落入口の状態量は前段の計算結果として与えられる。翼列の全圧損失係数と流出角は前節に述べた方法で求める。動翼出口のトータルエンタルピはオイラーの定理より、相対エンタルピはロータールピー一定の関係より求める。静翼出口のトータルエンタルピは動翼出口のそれと等しい。

一次元計算法では各計算面における速度及び静的状態量を連続の式から求めることができる。準三次元計算法では速度及び静的状態量の半径方向分布を連続の式及び半径平衡式を満たすよう求める必要がある。本報に述べる準三次元設計法は、完全半径平衡式を用いた流線法である。

図3の手順を段落毎に繰り返せば、多段落の設計を行うことができる。

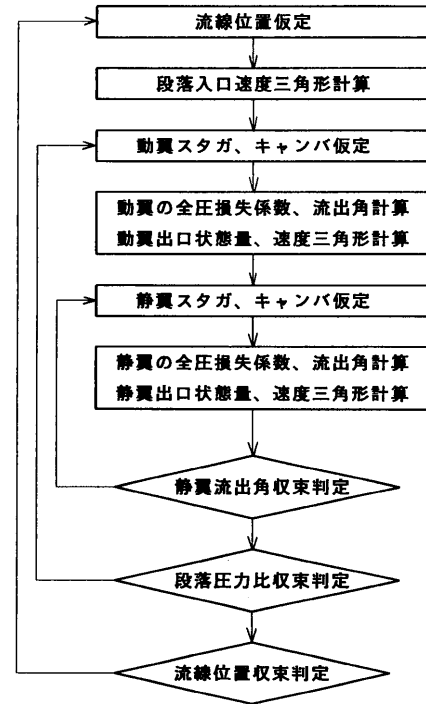


図3 段落設計手順 (準三次元設計法)

## 3. 非線形最適化手法の適用

### 3. 1 各設計変数が目的関数に及ぼす影響

前節に述べたように圧縮機段落の独立設計変数は非常に数が多く、一次元設計法の場合でも21個にも及ぶ。そこで、非線形最適化手法の適用に先立ち、各設計変数が段落効率や失速判定パラメータ等の目的関数に及ぼす影響を調べた。

図4は、他の設計変数を一定値に保ち、動翼の厚さを変化させた場合の例を示す。厚さが減少するにつれて段落効率は単調に増加する。この例のように、目的関数に及ぼす影響が線形な設計変数については、設計変数が取り得る範囲の端点が最適値となるため、反復計算を行う必要はない。

図5は、段落の圧力比を変化させた場合の例を示す。与えた圧力比範囲の中間で段落効率が最大となっている。この例のように、目的関数に及ぼす影響が非線形な設計変数については、反復計算を行わないと最適値を求めることができない。

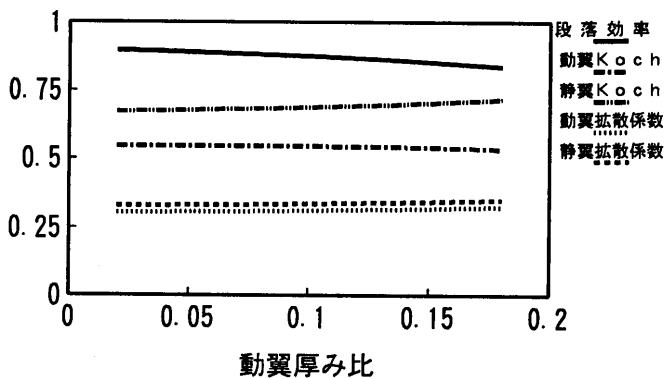


図4 動翼厚さの影響

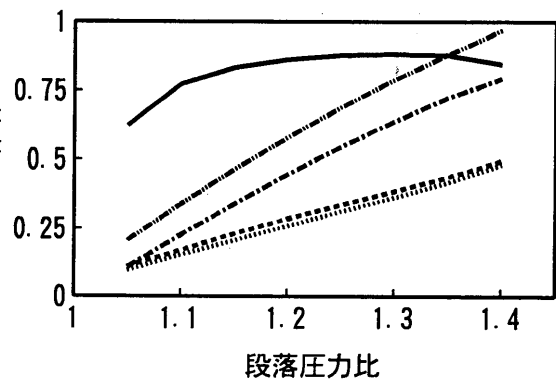


図5 段落圧力比の影響



### 3. 2 目的関数

段落設計を行う際の主要な目的は、最高の段落効率を得ることにある。しかし、機械としての運転特性も考慮した場合は、単に効率のみでなく、各段落で十分な失速マージンを確保しておく必要がある。

そこで本報では、段落効率を  $\eta$ 、動静翼の失速判定パラメータを  $G_k$  ( $k$  はパラメータの総数) で表すとき、以下の形で目的関数 (ペナルティ関数) を定義した。そして、この目的関数を最小化する設計変数の組み合わせを非線形最適化手法で求めることとした。

$$Y(X) = \{1 - \eta(X)\} + \sum_k W_k \{G_k(X) - D_k\}^m \quad (1)$$

ここに  $X = (X_1, X_2, \dots, X_l)$  : 設計変数  
 $D_k$  :  $G_k$  の上限、 $m$  : 指数  
 $W_k = 0$  ;  $G_k \leq D_k$ 、 $W_k > 0$  ;  $G_k > D_k$

### 3. 3 目的関数の最小化手順

設計変数を大別すると、動静翼のソリディティや入射角のように当該段落の特性にしか影響を及ぼさない変数と、流量係数や流れ角のように他の段落特性にも影響を与える変数とに分類できる。

当該段落にしか影響を及ぼさない設計変数については、コーディングが容易かつ確実な Hooke & Jeeves の方法<sup>[10]</sup>で設計変数の探索を行った。この方法 (①と称す) は以下のように要約される。

- I. 各々の設計変数  $X_i$  について  $\pm \Delta X_i$  変化させ、目的関数  $Y$  が減少する方向を求める。
- II. 目的関数  $Y$  が減少する方向に全ての設計変数  $X_i$  を一括して  $\Delta X_i$  変化させ、目的関数  $Y$  が減少する限りこの手順を繰り返す。目的関数が前回の値より増加したら、 $\Delta X_i$  の幅を減少してから I. へ戻る。
- III. 目的関数の変化率および  $\Delta X_i$  が許容値以下となったら計算を終了する。

この方法は 1 次差分による探索であるため、(1) 式の指数  $m$  は 1 とした。

他の段落特性にも影響を与える設計変数については、以下のような探索法 (②と称す) を用いた。図 6 に示すように、上流段落の目的関数  $Y_{j-1}$  の変化から予測される設計変数を  $X_{j+}^{NEW}$ 、下流段落の目的関数  $Y_j$  の変化から予測される設計変数を  $X_{j-}^{NEW}$  とするとき、次ステップの設計変数  $X_j^{NEW}$  は次式で更新した。

$$X_j^{NEW} = (1 - D)X_j^{OLD} + D(X_{j+}^{NEW} + X_{j-}^{NEW})/2 \quad (2)$$

ここに  $D$  : ダンピング係数

$X_{j\pm}^{NEW}$  の予測には Newton-Raphson 法 (2 次差分) を用い、(1) 式の指数  $m$  は 2 とした。

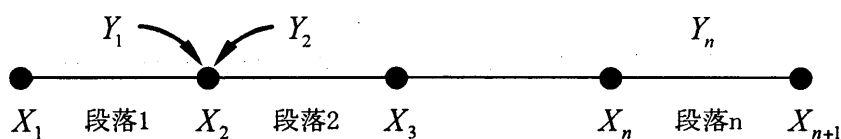


図 6 他の段落特性に影響を及ぼす設計変数

#### 4. 最適化計算例

##### 4. 1 一次元設計法による計算例

動静翼のソリディティ ( $X_1, X_2$ ) と入射角 ( $X_3, X_4$ ) を設計変数に選び、前節①の方法で探索を行った例を図7に示す。この場合、

$$0.8 \leq X_1, X_2 \leq 1.2$$

$$-5^\circ \leq X_3, X_4 \leq 5^\circ$$

と変数の範囲に制限を設け、更に、動静翼のKochパラメータを  $G_1, G_2$ 、拡散係数を  $G_3, G_4$  で表すとき、以下のように制約を与えた。

$$G_1, G_2 \leq 0.8$$

$$G_3, G_4 \leq 0.4$$

この計算例で、設計変数  $X_1, X_2$  は制限範囲の下限に到達している。

次に、5段落の圧縮機について、流量係数を設計変数として選び、前節②の方法で流量係数を最適化した例を図8に示す。破線は初期値、実線は最適化後の結果である。探索は10回程度の反復で収束するが、Newton-Raphson法では2階の微係数を求める必要があるため、実際の計算回数はその3倍である。

##### 4. 2 準三次元設計法による計算例

一次元設計法で通路部平均径における各設計変数を最適化した後、これを基にして、準三次元設計法で半径方向分布の最適化を行う。

予備計算を行った結果、段落特性に強い影響を及ぼす設計変数は段落入口/出口の周方向流れ角分布、即ち段落の渦形式である。

準三次元設計法は計算量が比較的多いため、極力単純なパラメータで流れ角分布を記述できることが望ましい。多項式近似で記述する方法も考えられるが、本報では  $m$  をパラメータとし、以下の式で流れ角分布  $\alpha(r)$  を表した。

$$\alpha(r) = \tan^{-1}(C_{t1}/C_{x1}) \quad (3)$$

ここに  $C_{t1} = a - b/r^m$

$$C_{x1} = \sqrt{C_{x1p}^2 - 2a^2 \ln(r) - \frac{2(2-m)ab(1-r^m)}{mr^m} + \frac{(1-m)b^2(1-r^{2m})}{mr^{2m}}}$$

$$a = (C_{t2p} + C_{t1p})/2, \quad b = (C_{t2p} - C_{t1p})/2$$

$r$  : 半径、添字  $p$  : 平均径における値 (一次元計算で求めた値)

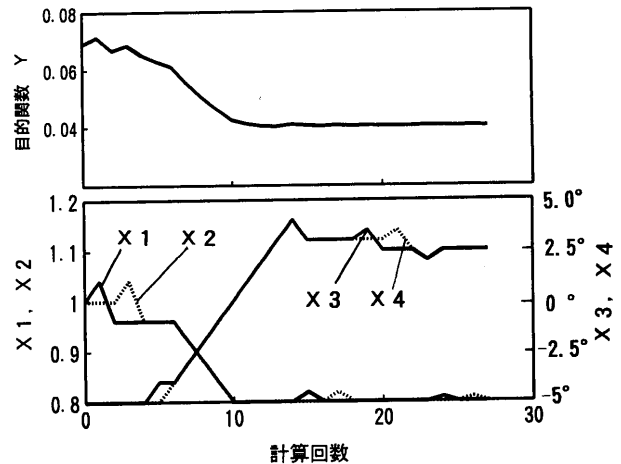


図7 最適化の探索例

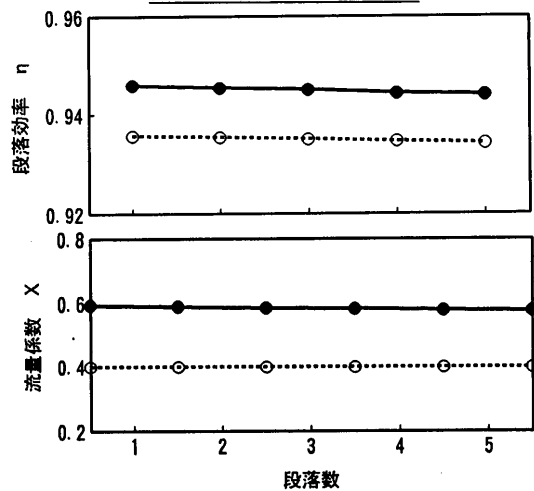


図8 流量係数の最適化例

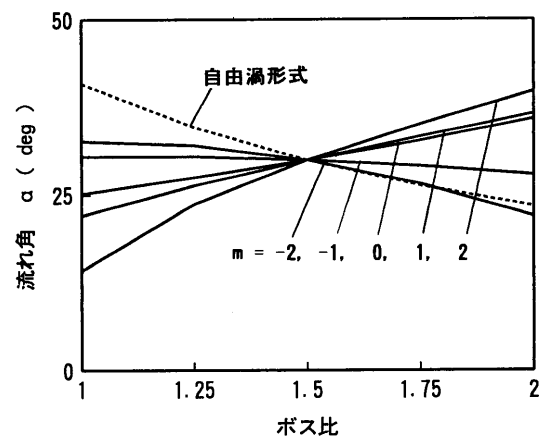


図9 半径方向の流れ角分布

パラメータ  $m$  を変えた場合の流れ角分布の変化を、図9に示す。参考として、自由渦形式の流れ角分布も同図に示してある。

遷音速圧縮機の初段について、設計変数として  $m$  を変化させた場合の段落効率の変化を図10に、動静翼の相対流入マッハ数の変化を図11に示す。 $m$  が増加するにつれて、動翼及び静翼先端の流入マッハ数が減少し、その結果、衝撃波損失が低減するため段落効率が増加する。

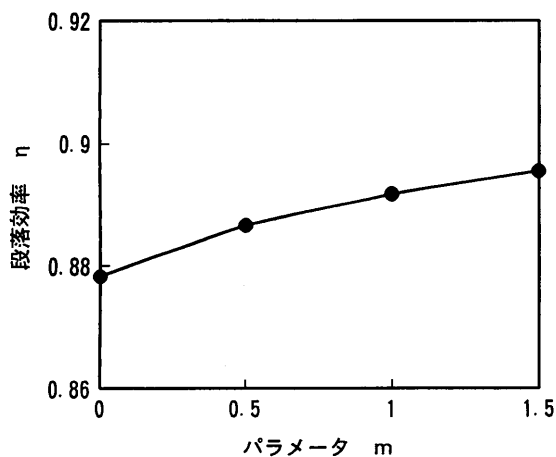


図10 段落効率の変化

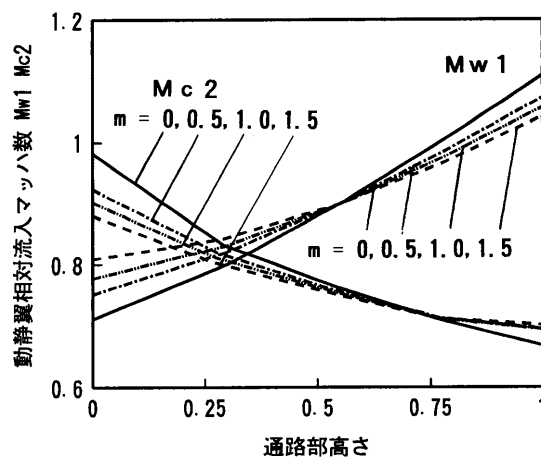


図11 流入マッハ数の変化

## 5. あとがき

多段軸流圧縮機の通路部設計法へ非線形最適化手法を適用し、翼列の失速判定パラメータに制限を設け、その制限下で単段落または多段落の効率が最大となる設計変数の組み合わせを、より少ない反復計算回数で求める方法について提案した。

本手法を用いることにより、多段軸流圧縮機通路部の基本設計を行う段階で、最適化のための広範なパラメータサーベイを短時間で行うことができる。また、本手法で求められた各段落の速度三角形等を、翼型の詳細設計を行う際の設計条件として使用することができる。

従って、本手法は実用上有益な方法であると考えられる。

## 6. 参考文献

- [1] Rao, S. S., Gupta, R. S., Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 102(1980), 782.
- [2] Massardo, A., Satta, A., ASME. Paper, 89-GT-201, 89-GT-202.
- [3] NASA SP-36, 1965.
- [4] Lakshminarayana, B., Trans. ASME. J. of. Basic. Eng., Vol. 92-3(1970), 467.
- [5] 近藤、蓑田、山崎、古川、航空宇宙技術研究所報告、TR152(1967).
- [6] Steinert, W., Fuchs, R., Starcken, H., ASME. Paper, 91-GT-274.
- [7] Carter, A. D. S., "Gas Turbine Principle and Practice", George Newnes Limited(1955).
- [8] Koch, C. C. Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 103(1981), 645.
- [9] Lieblein, S., Roudebush, W. H., NACA TN3771(1956).
- [10] Hooke, R., Jeeves, T. A., J. Assoc. Comput. Mach., Vol. 8(1961), 212.

\*新関良樹（（株）東芝 重電技術研究所）

福山佳孝（（株）東芝 研究開発センター）

岡 明男（（株）東芝 情報システム部）

## 1. まえがき

従来、軸流圧縮機翼列には系統的な実験データにもとづく設計方法が利用できるNACA65翼型や二重円弧(DCA)翼型などの系列化された翼型が広く用いられてきた。これらの翼型は、限定された条件では優れた性能が得られるが、たとえば、NACA65系列の翼型では流入マッハ数0.7を越えると急激に性能が悪化するなどの限界があることが知られている。この問題を解決するため、個々の使用条件に適合するように生成した、いわばカスタムメイドの翼型を用いることが提案されている。ポテンシャル逆解法によって理想的な翼面マッハ数分布が得られるように設計された拡散制御翼型は、流入マッハ数0.8程度までの領域で従来翼型よりも高い性能を示す<sup>[1]</sup>など。

一方、さらに流入マッハ数が高く、翼列内部に衝撃波があらわれる前方段落動翼のような領域では、多重円弧(MCA)翼型が用いられることが多い。多重円弧翼型自体は新しいものではなく<sup>[2]</sup>、形状も単純であるが、上述のような系列翼型に比べて形状の自由度は大きい。また、亜音速翼型と異なり、低速風洞実験によって系統的なデータを整備することが難しいことから、CFDを駆使して個々の仕様にあった翼型を生成する必要がある、最も単純な形状のカスタムメイド翼型といえる。

近年、圧縮性・粘性を考慮したいわゆるナビエ・ストークス式にもとづく数値解析技術は、ターボ機械の流体設計のなかで、標準的に使われるようになってきている。しかしながら、解析法では直接的に理想的なターボ機械の形状を得ることはできず、ターボ機械の性能向上のためは設計法の充実が重要である。

カスタムメイドの翼型を生成するための方法としては、いわゆる純粋な逆問題を扱う方法もあるが、圧縮性、さらに粘性の影響を直接考慮することはまだ困難である。これに対し、本報では、非線形最適化手法を利用し、ナビエ・ストークス式にもとづく順解析と形状修正の繰り返しによって、解析問題を設計問題に帰着させた。この方法により、衝撃波の発生する流入マッハ数に対して、多重円弧翼型を最適化を試みた結果について報告する。

## 2. 翼型の最適化

### 2.1 最適化の手順

非線形最適化手法としては、最も単純な降下法<sup>[3]</sup>を採用した。これは、最適化の過程を操作しやすいこと、最適化1ステップあたりの計算量などを考慮したためである。基本的なアルゴリズムを図1に示すが、設計変数の全て、あるいは一部について、変数毎に翼形状を微小修正して順解析を実施し、その結果得られた目的関数の変化から、各変数の効果を判定し、最も効果的な修正方向を求めて、これを次ステップの翼形状とする。本操作を繰り返し、形状の修正量が十分小さくなるか、すべての目的関数が設定目標値内に収まったときに、解が得られたことにする。

一般に最適化問題は目的関数を最小化する問題となる。最適化の手順を示すと以下のようなになる。

いま、設計変数を  $d_j (j=1,2,\dots,k; k$  は設計変数の総数) とすれば、

$$\Pi = f(d_1, d_2, \dots, d_k) \quad (1)$$

なる目的関数を  $\Pi$  を最小化すればよい。いま、設計変数  $d_j$  を微小変化したことによる  $\Pi$  に対する効果は  $-\partial\Pi/\partial d_j$  で得られる。ここで負符号は  $\Pi$  が減少する操作を意味する。さらに相対的な効果を評価するために、

$$v_j = \frac{\partial\Pi}{\partial d_j} / \sqrt{\left(\frac{\partial\Pi}{\partial d_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial\Pi}{\partial d_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial\Pi}{\partial d_k}\right)^2} \quad (2)$$

とすれば、 $\delta_j$  は各設計変数に対する重みとして、修正方向ベクトルは、

$$\{g\} = \begin{Bmatrix} g_1 \\ \vdots \\ g_j \\ \vdots \\ g_n \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \delta_1 \times v_1 \\ \vdots \\ \delta_j \times v_j \\ \vdots \\ \delta_n \times v_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

後述のように多重円弧翼型の最適化においては目的関数は

一つではない。このような場合には、各目的関数に対する修正ベクトルに重みを与えたものの和を総合的な修正ベクトル  $\{g\}_{total}$  とする。すなわち、 $n$  を目的関数の総数として目的関数  $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_n$  に対する修正ベクトルが  $\{g\}_1, \{g\}_2, \dots, \{g\}_n$  であらわされるとすれば、

$$\{g\}_{total} = \sum_{i=1}^n (w_i \cdot \{g\}_i) \quad (5)$$

ただし、 $w_i$  は各目的関数に対する重みである。

いま、 $m$  を最適化操作の繰り返し回数とすれば、

$$\{d\}^{m+1} = \{d\}^m + \{g\}_{total}^m \quad (4)$$

形状修正によって、 $-\partial\Pi/\partial d_j$  が十分小さくなれば、最適化が完了したものと判定する。

## 2.2 順解析手法と目的関数

翼型の設計条件は通常、準三次元設計法の結果として与えられるが、この流入条件（全圧、全温、流入マッハ数、流入角度）の下で、設計流出角を実現したうえで、最も性能の高い翼型を得ることが最適化作業の内容となる。得られた翼型の流出角と損失の情報は、再び通路部設計法にフィードバックされる。目的関数の選定は、順解析手法の能力や特性と密接に関係する。ここでは、圧縮性および粘性の影響を考慮した順解析手法を用いることで、全圧損失係数と設計値に対する流出角誤差  $\Delta\beta_2$  という直接的な目的関数を採用する。

順解析には、時間平均ナビエ・ストークス方程式にもとづく解析コードを使用した<sup>[4]</sup>。本コードは、直交座標系または円筒座標系における二次元または三次元解析が可能である。計算量の低減の観点から、衝撃波捕獲のための特別なスキームは採用していないが、損失の評価を考慮して対流項には3次精度の上流差分を採用している。また、乱流モデルとしては標準の  $k-\epsilon$  モデルを採用し、壁関数を用いている。

本方法においては、解析格子は頻りに生成する必要がある。このため、できるだけ単純な方法で生成される格子を用いることが望ましい。圧縮機遷音速翼列では、前・後縁半径およびそりともに

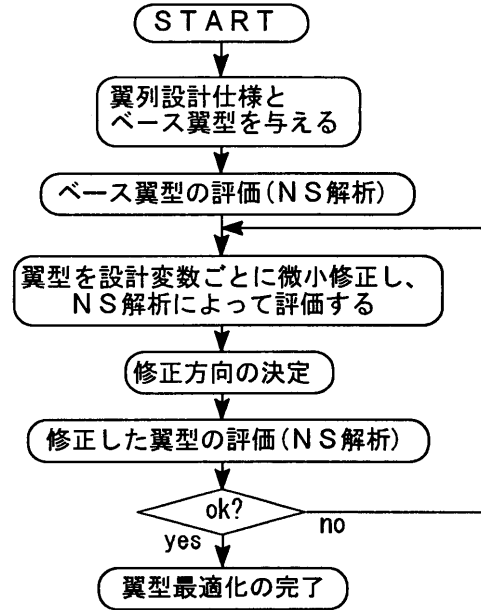


図1 最適化の基本アルゴリズム

小さいことから、生成に手間のかかる直交格子ではなく、単純なH型の解析格子を使用した。また、少なくとも相対的な損失が実用的精度で得られる最低限の格子サイズとして $47 \times 117 = 5499$ [mesh]を選定した。解析格子の一例を図2に示す。このサイズの計算格子を用いて、0 stepから実用的な解を得るまでの実行CPU時間は、高速ベクトル計算機を用いた場合で500[sec]程度であるが、実際にはリスタートを活用して計算量の軽減をはかった。

### 2.3 設計変数

このような最適化手法では、設計変数の数は直接的に作業規模に影響を与える。順解析手法としてナビエ・ストークス解析を採用したうえで、本手法を実用的なレベルとするためには、設計変数の数を極力少なくする必要がある。多重円弧翼は、図3に示すように、前・後縁をあわせて6つの円弧で形成され、 $d1 \sim d2$ の8個の独立な設計変数で規定できる<sup>[5]</sup>。二重円弧翼は多重円弧翼の特殊な場合と考えることができ、次の条件が満足された場合に一致する。

$$d4 \text{ (最大厚み位置)} = 0.5$$

$$\text{かつ } d5 \text{ (そり分布)} = 0.5$$

多重円弧翼型の設計パラメータは、完全な任意形状の翼型を規定することに比べればはるかに少ない。しかしながら、キャンバ線や翼厚み分布があらかじめ規定されているNACA65翼型などの系列翼型が、スタガ角、キャンバ角、翼厚み比、ソリディティの4つのパラメータで規定されることに比べれば、設計の自由度は大きい。

### 2.4 ワークフローシステム

対象として多重円弧翼を選定することで、設計変数の数を限定してはいるが、本方法ではモデルの変更とナビエ・ストークス解析を多数回反復する必要がある、一つの翼型に対して最適化が完了するまでの作業は繁雑であり、また、長時間にわたる。これを実用的なものとするために、ワークフローシステムを利用してソフトウェアシステムを構築した。

ワークフローシステムの概念を図4に示すが、あらかじめ設定された作業フローのユニットに、ツールをあてはめることで、所定の作業を実現できるものである。作業フロー自体も階層化が可能であり、ユニットの中にさらにフ

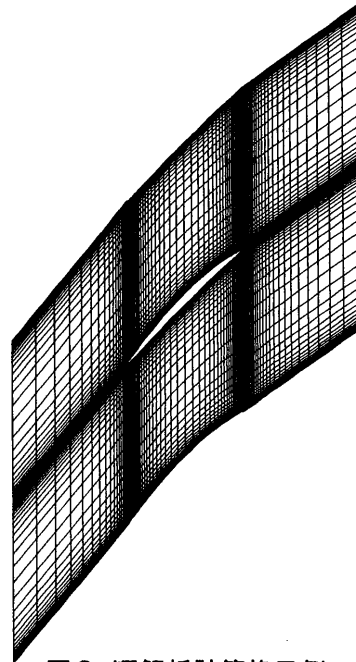


図2 順解析計算格子例

・設計変数：

- d1 :  $t/c$  (厚み比)
- d2 :  $c/s$  (ソリディティ)
- d3 :  $\theta$  (キャンバ角)
- d4 :  $\xi$  (スタガ角)
- d5 :  $c1/c$  (最大厚み位置)
- d6 :  $\theta1/\theta$  (そり分布)
- d7 :  $r_{te}$  (前縁半径)
- d8 :  $r_{le}$  (後縁半径)

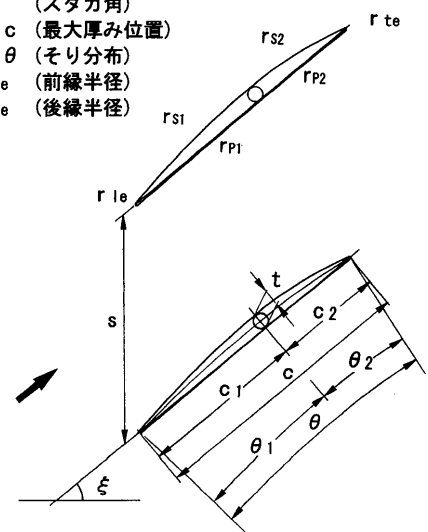


図3 多重円弧翼型

ローを書き込むこともできるが、最下層のユニットの内容は解析コードや各種処理ツールそのものであり、既存のソフト資産をそのまま生かして、より大規模なシステム構築が可能である。

また、実行にあたっては、全ての作業を自動実行することも、あるいは、任意の位置で停止することもでき、さらにデータ管理や上位のシステムとのリンクなどの面でも有利であって、今回のような大規模なシステムを実用的なものとするうえで大きく貢献している。

## 2. 5 準三次元最適化

2次元平面を代表面として翼型を最適化することは比較的容易であるが、実際の圧縮機では、密度変化に対応して翼列出口の通路高さは入口よりも小さく、また、流線の半径方向の位置も入口・出口では異なるため、実際の翼列に適用するためには、これらを考慮する必要がある。前者については、二次元順解析手法、あるいは逆解析手法のなかに取り込むことは可能である<sup>[5]</sup>が、後者については、半径方向成分を考慮にいたれた三次元的な取り扱いが必要となる。いわゆる逆解法を三次元に拡張する方法に比して、本方法を三次元に拡張することは、計算量の増大以外にはほとんど問題はない。エンドウォール近傍についての二次流れの影響などを考慮することが目的でなければ、主流部分に着目し、最適化における順解析の翼高さ方向の解析間隔を極めて粗くしても、十分実用的である。この場合、エンドウォール壁面は、通路部準三次元解析によって得られた境界層排除厚さを考慮し、さらにフリースリップ条件とする。また、主流においては、図3に示す設計パラメータの翼高さ方向の変化を低次の多項式で表現しても実用上は問題なく、これによって、設計変数の増加を最小限とした。図5には、この場合の解析格子を、図6には解析例を示す。

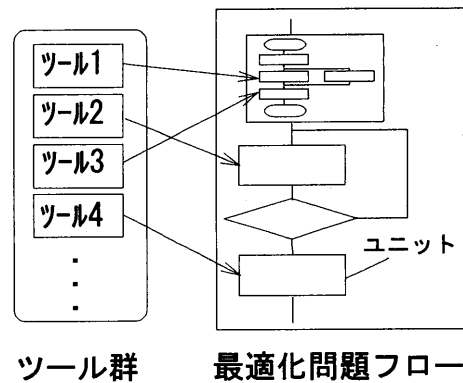


図4 ワークフローシステムの概念

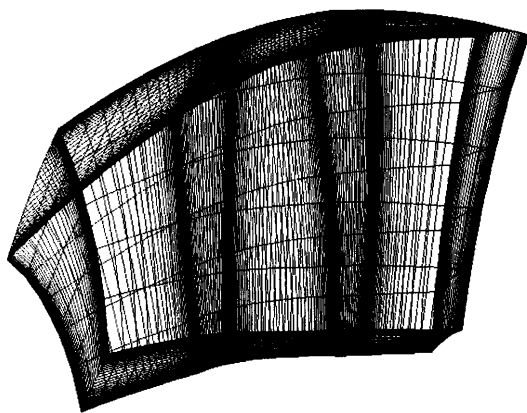


図5 準三次元計算格子

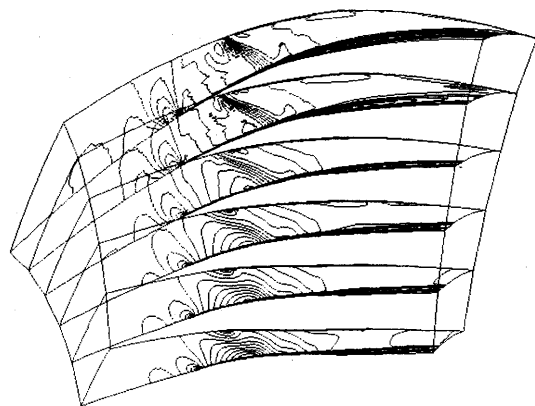


図6 準3次元解析結果(マッハ数分布)

### 3. 最適化例

従来の設計手法によって選定した二重円弧翼を初期形状とし、二次元多重円弧翼型の最適化を試みた例を紹介する。最適化の条件を表1に示すが、図3に示した設計変数のうち、翼厚み比、ソリディティ、前縁半径は構造上の制約などから規定されるため、これらを除いた5つを対象とした。また、実際の最適化には、スタガ角のかわりに幾何学的な流入角を変数として用いた。

基本的な最適化手順は先に述べたが、実際には、一次元探索の結果をもとに修正ベクトルを求める際に様々な制限やノウハウを加味し、明らかな矛盾を回避するなどして効率化をはかっている。また、順解析の直接の流入・出境界条件としては、入口全圧、全温、流入角度および出口静圧を与えるが、最適化における条件としては流入マッハ数を固定する必要があるため、出口静圧の変更と内挿によって設計流入マッハ数における流出角と損失を推定している。

図7には、初期形状の解析結果をマッハ数分布によって示す。流出角が準三次元設計結果に対して0.88 [deg]小さくなっているため、これを設計値と一致させた上で損失を最小化する。

図8には、最適化過程における設計変数および翼形状の変化を示し、図9には、評価関数、すなわち全圧損失と流出角誤差の変化を初期形状の値に対する相対値で示した。

|        |   |
|--------|---|
| 流入マッハ数 | 0.99  |
| 目的関数   | 全圧損失係数<br>流出角誤差   |
| 設計変数   | d3: キャンバ角<br>d4: スタガ角 (幾何学的流入角)<br>d5: 最大厚み位置<br>d6: そり分布<br>d8: 後縁半径 |

表1 最適化条件

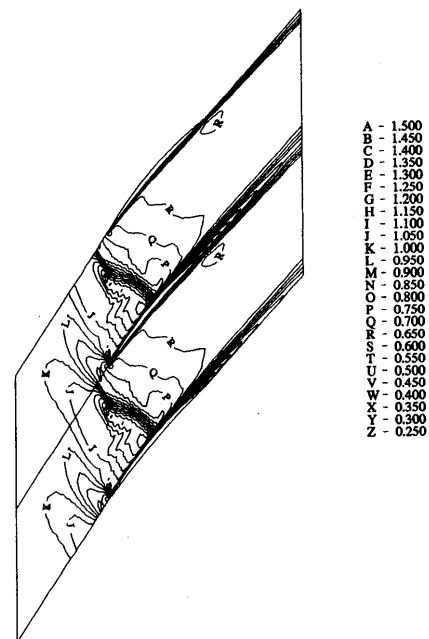


図7 初期形状解析結果(マッハ数分布)

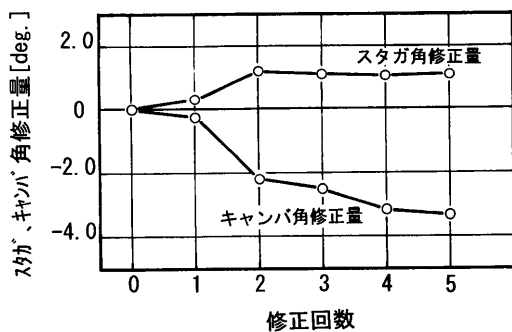


図8 最適化による設計変数の変化

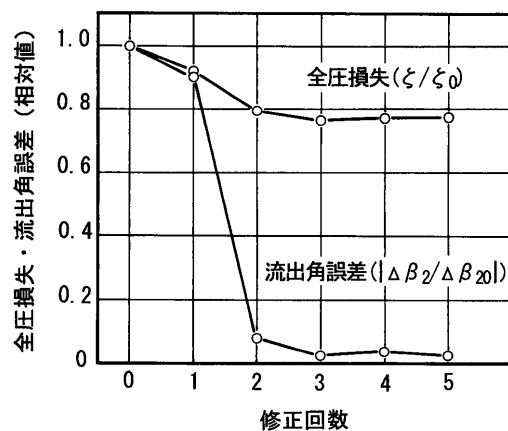


図9 最適化による目的関数の変化



ここでは、5ステップの最適化を実施しているが、初期値の流出角誤差が比較的小さいこともあり、最適化2ステップ目で流出角誤差、損失ともに十分な低減が達成されている。設計変数は以降の最適化ステップにおいても若干修正されているが、実際には、ここで用いた2つの目的関数を用いた以外の評価基準を導入することによって、最終的な翼形状を選定することができものと考えられる。

図10には最適化後の内部流れをマッハ数分布で示す。多重円弧翼を採用し、さらに翼形状を最適化することによって衝撃波が弱まり、衝撃波との干渉による境界層厚さの急増が抑制されていることがわかる。

図11には最適化前後の流入マッハ数に対する損失の特性を、設計流入マッハ数における初期形状の損失係数を基準として示す。設計流入マッハ数における損失が低減するとともに、損失が急増するマッハ数に至るまでのマージンも拡大されている。

#### 4. あとがき

ナビエ・ストークス解析と非線形最適化手法を用いた多重円弧翼型の最適化手法を提案し、具体例について述べた。最適化による翼型の設計は、順解析を多数回反復するために要する時間やコストの問題から、設計変数の数を極端に多くすることは難しいが、基本的にはいわゆる純逆解析による設計手法に比して制約が少ない。目的や条件に応じて最適化手法や順解析手法の選定、目的関数のとりかたなどに工夫をほどこすことや、今後の相対的な解析時間の低下などによって、さらに複雑な形状の設計問題についても十分実用化が可能な手法と考える。

#### 5. 参考文献

- [1] Hobbs, D. E., Weingold, H. D., Trans, ASME, J. Eng. Power, Vol. 106, (1984).
- [2] Seyler, D.R. and Smith, Jr.L.H. : NASA CR-54581, (1967).
- [3] 日本機械学会編, "逆問題のコンピュータアナリシス," コロナ社, (1991).
- [4] Fukuyama, Y., et. al., ASME Paper, 95-GT-25, (1995).
- [5] 生井, 井上, "ターボ送風機と圧縮機," コロナ社, (1988).
- [6] Schmidt, E., Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 102, (1980).

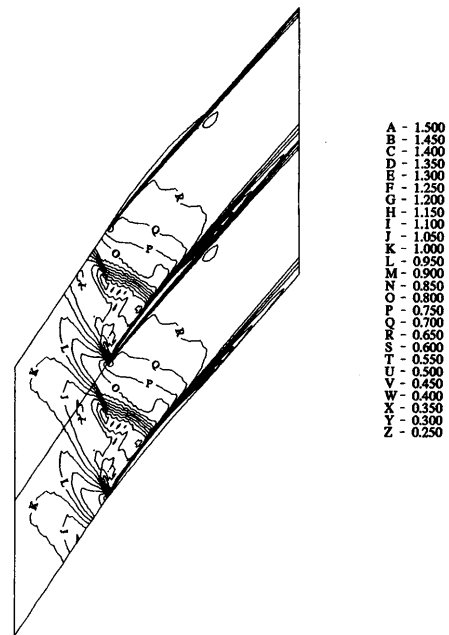


図10 最適化後の内部流れ(マッハ数分布)

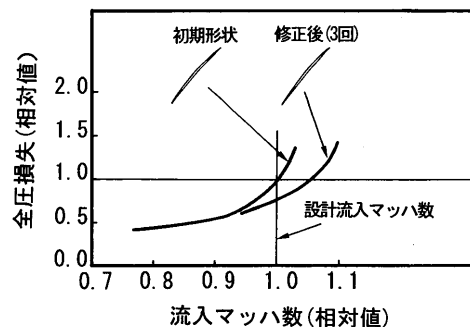


図11 損失特性の比較

# 気体中の二次元柱状体から発生する空力音の低減手法

\* 丸田芳幸(東工大精研) 藤田 肇(日大理工学部)

楨 浩幸(JR 東日本)

## 1. まえがき

小形ガスタービンが実用化するにつれて、ガスタービンを利用した機械や設備がより身近なものになりつつある。人間の活動空間の近くにガスタービンを含む装置や設備が設置されるに従い、ガスタービンは大きな騒音を出す機械であると見做し続けることが困難になってきている。既に大型旅客機に搭載されているジェットエンジンでは騒音低減の技術開発が20年以上前から取り組まれており、幾つかの低騒音形エンジンが実用化している。陸上で利用しているガスタービン設備においても防音ラギング等による騒音低減技術が採用されていることが殆どである。低騒音形への社会ニーズに応えるためにガスタービン設備本体からの騒音発生を押さえることが必要になっている。ガスタービンから発生する騒音には、ギアやベアリングなどから生じる機械力学的発生音と翼列や流路から生じる空力音の2種類があり、後者が支配的になっている。空力音の中でも翼列干渉音が主成分であるが、これらの空力騒音を低減するためには、基本的な空力音発生機構を解明してその制御手法を開発実用化することが不可欠である。本研究では空力音の発生機構を詳細に解明するために、単純な二次元柱状体からの空力音の特性や発生メカニズムを解明し、制御手法を実用化することを目的に実験的研究を進めている。本報では、現在までに得られた代表的な知見に関して報告する。

## 2. 二次元柱状体の空力発生音の特性

**2.1. 実験方法** 基本的な二次元模型として円柱と正方形断面の角柱を対象にして、この柱状体から発生するエオルス音(カルマン渦の放出で発生する音)に関して音圧の計測と物体近傍の速度場変動との関係を調べた。実験は東工大精研に静粛工学(JR東日本)寄付研究部門が新設した小形低騒音風洞で行なった。この低騒音風洞のレイアウトは図1のようであり、低騒音気流の吹き出し口径が200mm×150mmで計測部長さが約1.0mである。図2に示すように開放形風洞計測部の吹き出し口先端から約100mmの気流中心位置に円柱(直径10mm)もしくは角柱(1辺10mm)を設置して、発生する遠距離場音と供試体周囲の速度乱れを計測した。なお、気流(噴流)境界のせん断流と柱状体との干渉による非対象音やスパン方向流れの発生を防ぐために、気流の上下面に多孔質板を端板として取付けて、3次元的な自由音場空間を保ちながら柱状体廻りの流れがより二次元性を維持する

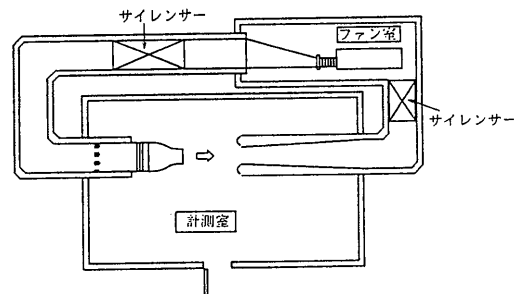


図1 小形低騒音風洞平面図

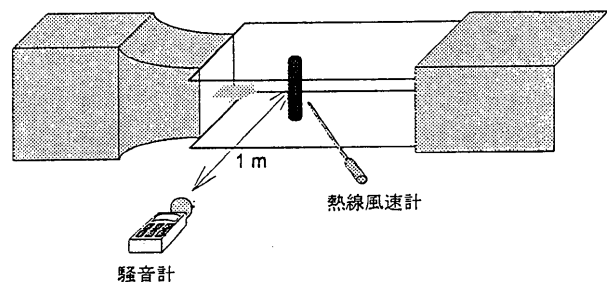


図2 風洞計測部と供試体概略

ようにした<sup>(1),(2)</sup>。

**2.2 発生音の特性** エオルス音に関する実験報告は既に多数あり、本研究でもそれらと同様な結果を得た。柱状体から1m離れた遠距離場で測定した音のスペクトルの一例が図3に示すものである。流速36.3m/sの場合で円柱からは約710Hzの音が発生し、角柱からは約480Hzの音が発生して、角柱発生音の方が卓越性が強い大きな音である。ピーク成分周波数からストロハル数(円柱では直径を代表寸法、角柱では辺長を代表寸法に用いた)を求める、図4に示すようになる。レイノルズ数が $6 \times 10^3 \sim 3.5 \times 10^4$ の範囲(流速が15~42m/sの範囲)でほぼ一定なストロハル数になり、円柱の場合が0.2で角柱の場合が0.125である。これらの値はカルマン渦のストロハル数として既に報告されている結果<sup>(3)</sup>と一致する。

角柱のエオルス音の方が大きい様子は実験した流速範囲では同一であり、角柱から放出する渦列の方が周期性が強いことが分かる。これは柱状体後流の渦を形成するせん断流はく離位置線が、角柱ではスパン方向に一定であるが、円柱ではスパン方向に変動していることに起因している。つまり渦列がスパン方向に示す相関性が大きいほど卓越性の強い大きな音が発生することを示す。

### 3. 円柱を傾斜する効果

**3.1. 実験方法** 前述の結果に基づいて円柱後流のスパン方向相関を弱めるために円柱を流れ方向に傾斜させて、エオルス音の変化と速度乱れ変化との関係を調べた<sup>(4)</sup>。前述と同じ低騒音風洞の計測部において直径10mmの円柱を傾斜角 $\phi$ で取付けた。実験状態の概略は図5に示すようであり、多孔質材の端板を用いた。傾斜円柱の下端と上端は吹き出し口からの距離が異なるが、両者の断面において同一な一様流速分布になっていることをあらかじめ確認した。

**3.2. 発生音変化の評価** 主流速度31.1m/sで測定した傾斜円柱発生音の例が図6に示すものである。傾斜角 $\phi$ を大きくするに従ってスペクトルのピークを示す音圧レベルが小さくなり、そのピーク成分を示す周波数が低周波数側へ移行している。高周波数域での鈍い倍音成分も傾斜角が大きくなると低減し、広帯域成分の中に埋もれて識別できなくなっている。まず、ピーク成分周波数に着目してストロハル数を求めると図7に示すようになる。主流速度条件が変わってもストロハル数が同

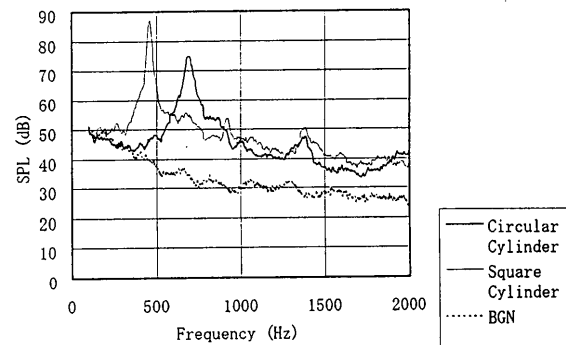


図3 流速36.3m/sの円柱と角柱のエオルス音  
(円柱径10mm, 角柱辺長10mm)

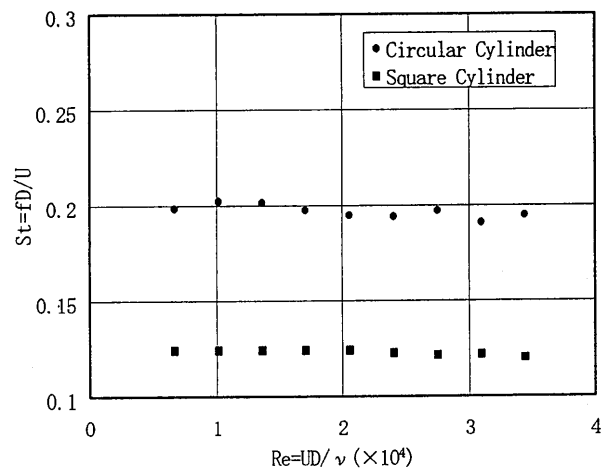


図4 円柱と角柱のストロハル数

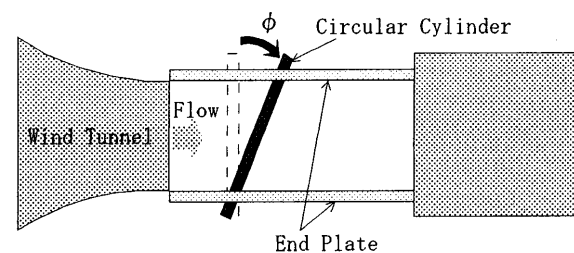


図5 傾斜円柱の実験概観

様に変化し、傾斜角が大きくなるに従ってその値がより小さくなっている。傾斜円柱を回る流れは円柱にぶつかる円柱の軸とはほぼ直角な方向に流れて、円柱を過ぎると再び主流方向に向かって流れることが報告されている<sup>(5)</sup>。円柱から放出される渦の放出周期も円柱のほぼ直角な方向に向かう流れに支配されると考えると、図8に示すような直角速度成分 $U_{\zeta}$ によってストロハル数を整理することができる。このストロハル数を $St_{\zeta}$ とすると主流速度を用いたストロハル数 $St$ との間に次の関係がある。

$$\begin{aligned} St_{\zeta} &= f D / U_{\zeta} \\ &= f D / U \cos \phi \\ &= St / \cos \phi \end{aligned}$$

円柱に直角な方向の流速を用いたストロハル数 $St_{\zeta}$ で整理すると図9のようになり、約0.2で傾斜角によらずほぼ一定になる。

次にピーク成分の音圧レベルに関して整理すると図10のようになる。傾斜角 $15^{\circ}$ までは音圧レベルが低下するが、それ以上傾斜してもピーク成分の音圧レ

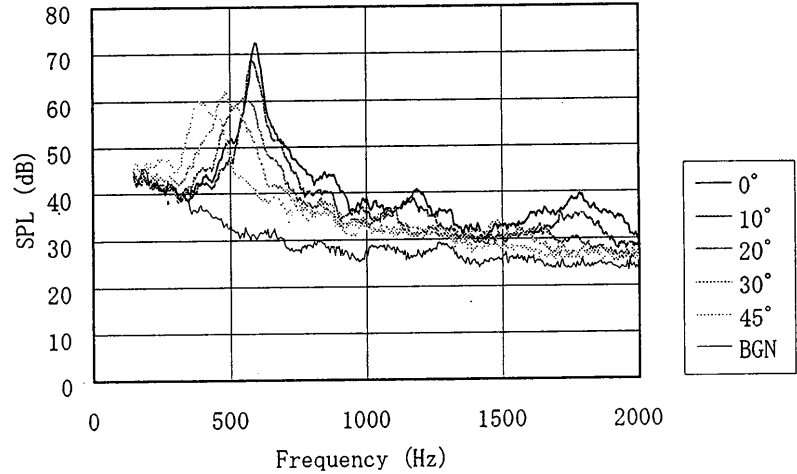


図6 傾斜円柱エオルス音の変化流速31.1m/s)

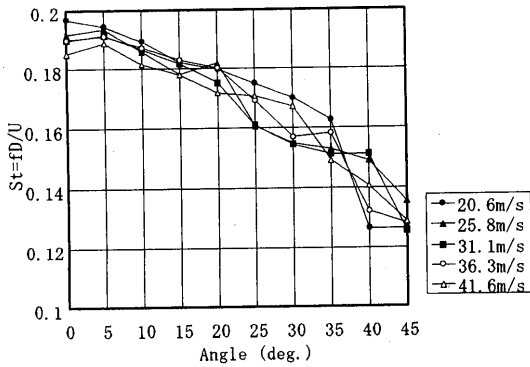


図7 傾斜円柱のストロハル数変化

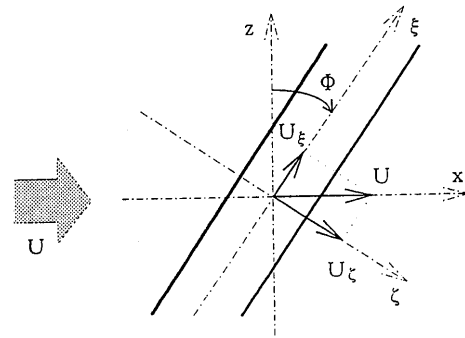


図8 傾斜円柱周りの流れのモデル化

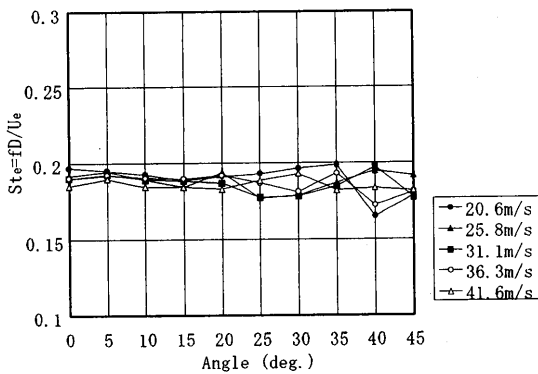


図9 円柱に直角な流速を用いたストロハル数

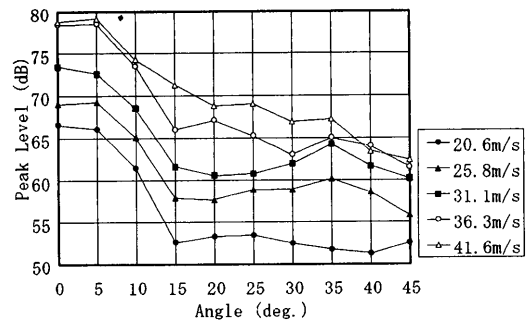


図10 傾斜円柱発生音のピーク音圧レベル

ベルは大きく変化しなくなる。傾斜すれば気流内にさらされる円柱の長さは長くなるので音源領域が大きくなるが、発生音が低下することから円柱が傾斜することで円柱後流の速度乱れが弱まっていることを推察できる。

**3.3 後流速度乱れの構造** 傾斜円柱後流の速度乱れを調べた結果を述べる。流れに直角な水平方向の気流

中心面上の速度分布は、図11に示すようになる。(a)図が平均速度の分布であり、傾斜角に拠る分布形状の変化が小さい。(b)図は速度乱れ強さの分布を示す。傾斜すると乱れの山になる部分が横に広がる傾向があるが、傾斜角45°までは乱れ強さの最大値はあまり変わらない。図11で速度乱れの最大値を示す位置  $x$  において、傾斜円柱の軸方向断面流速分布は図12に示すようになる。平均流速(a図)は  $z$  がマイナスである下側端板近くで大きめで、上側端板近くで少し小さくなるが傾斜角による平均流速の違いはあまり無い。(b)図に示す速度乱れ強さの分布では、傾斜角60°を除いてスパン方向にほぼ一様であり、速度乱れ強さは傾斜角の増加にともなって小さくなる。

この速度乱れのスパン方向の相関関係を解析して測定音のピーク成分周波数における相関係数を求めると、図13に示すようになる。この分布図からスパン方向全体に亘る相関の大きさを推察すると、傾斜角が大きくなるにしたがって相関が小さくなっている。

## 4. 角柱発生音の迎え角による変化

**4.1. 実験方法** 正方形断面角柱からのエオルス音に関して迎え角との関係を調べた<sup>(6)</sup>。低騒音風

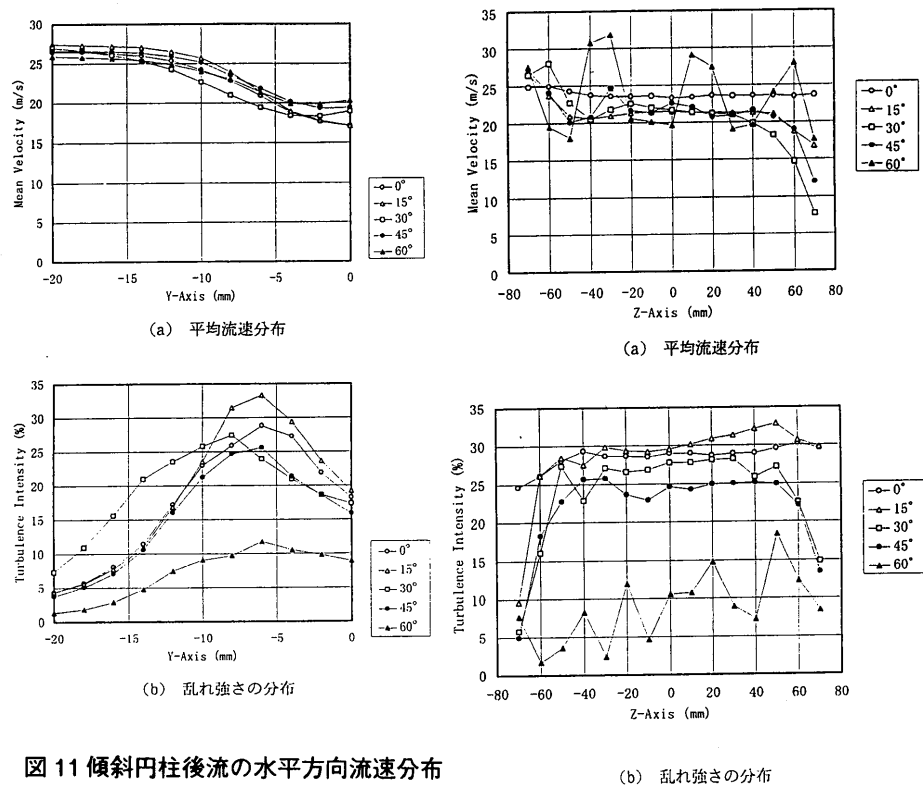


図 11 傾斜円柱後流の水平方向流速分布

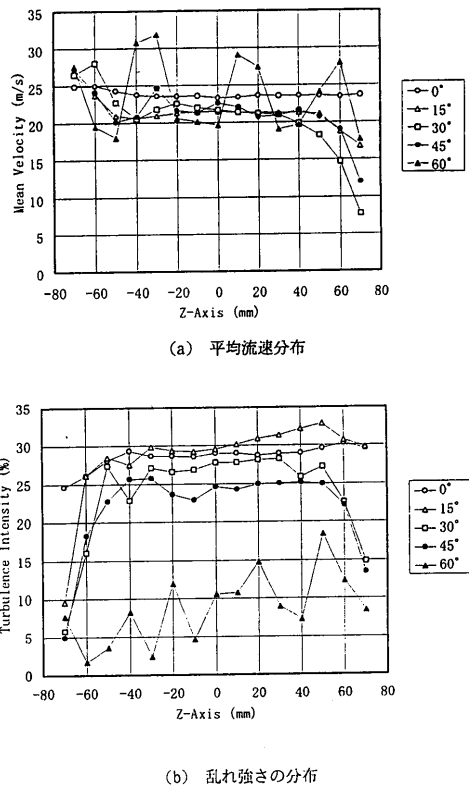


図 12 傾斜円柱後流の軸方向流速分布

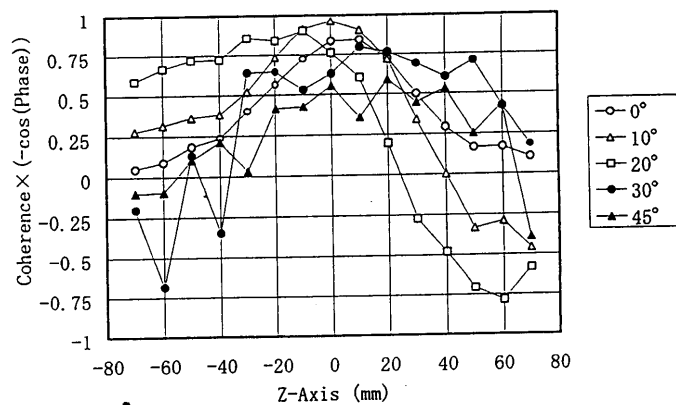


図 13 傾斜円柱後流中の速度乱れの相関

洞に角柱を図14に示すように設置し、角柱下端をターンテーブルに固定して迎え角 $\theta$ を手動で変えて発生音変化を測定した。

**4.2. 迎え角変化の影響** 角柱の迎え角による空力発生音の変化の一例が図15に示すものである。ピーク成分の周波数は迎え角の増加に伴って一度高周波数側へ移行してから低周波数側に移っている。またピークの音圧レベルも複雑に変化しており、ピーク音圧レベルと迎え角の関係を整理すると図16に示すようになる。流速によって音圧レベルは異なるが、相対的な変化の様子が同一である。迎え角が $0^\circ$  から $12^\circ$  までは音圧レベルは低下するが、その後 $15^\circ$  付近までは多少大きな音圧になり、それ以上の角度ではほぼ一定の音圧レベルである。この変化の傾向は角柱の坑力と迎え角の関係<sup>(7)</sup>に類似している。ピーク成分周波数から角柱の辺長を用いてストロハル数を求めると、ストロハル数は迎え角によって図17に示すような変化をする。ピーク音圧レベルの変化特性を逆にした特性と類似し、迎え角が $12^\circ$  付近で不連続な最大ストロハル数を示す。この現象は、迎え角約 $12^\circ$  を境にして渦放出の機構が異なることを意味する。角柱では渦放出の基になるせん断流のはく離位置が明確であるとすると、この角度を境にしてはく離点が前面側両端角部から対角線上の角部へと不連続的に移動するのであろう。よって前者の前面側両端角部にはく離点がある状態では、迎え角を大きくすると角柱周りの流れが滑らかになり、角柱のエオルス音が低減すると判断できる。

## 5. 結言

ガスタービンの低騒音化に必要である空力騒音の低減のために、代表的な空力音を発生する基本形状である円柱と角柱に関して発生音の特性と流れとの関係を実験的に調べた。まだ十分詳細には解明できていないが、次のことがわかった。

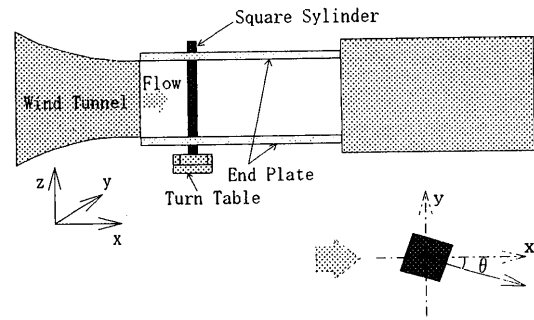


図14 迎え角変化角柱の実験概観

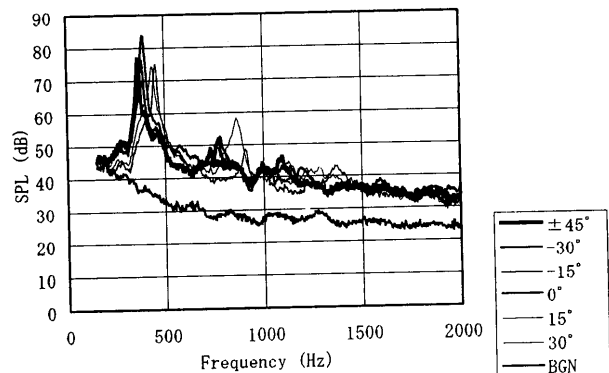


図15 角柱エオルス音の迎え角による変化  
(流速31.1m/s)

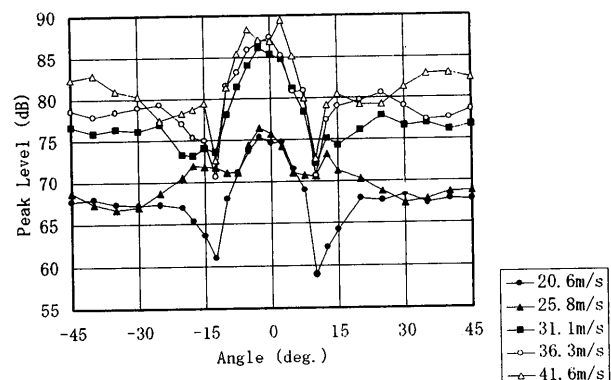


図16 角柱エオルス音のピーク音圧レベルと迎え角

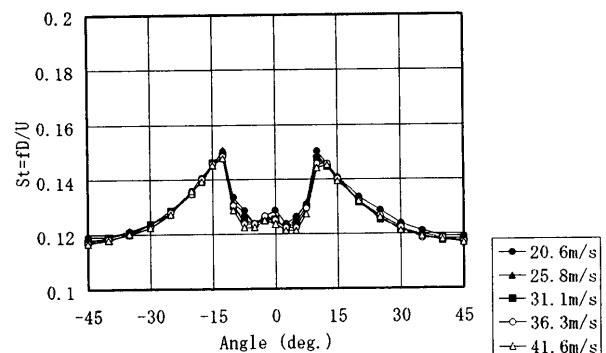


図17 角柱エオルス音のストロハル数

- ・円柱を流れ方向に傾斜するとエオルス音が小さくなり、その周波数も小さくなる。
- ・この現象は傾斜によって円柱後流中における速度乱れのスパン方向の相関が弱まるからである。
- ・傾斜円柱発生音のピーク成分周波数は円柱に直角な流速成分を知ることによって予測できる。
- ・角柱からのエオルス音は迎え角を $12^\circ$  以内で与えると低減する。
- ・この音の大きさは角柱の坑力と迎え角の関係に類似する。
- ・そのピーク成分周波数のストロハル数は坑力の変化特性と逆である。

最後に、本研究を進めるに当たって白石純一氏(現トヨタ自動車)と山田彰二氏(現三菱電機)の尽力に負うところが大きく、ここに感謝の意を表す。

## 参考文献

- (1) 藤田 他3名, 機械学会講演論文集, No.940-53(1994), p.5
- (2) 白石 他4名, 機械学会講演論文集(III), No.95-1(1995), p.83
- (3) 中口 他2名, 航空学会誌, 16巻168号(1968), p.1
- (4) 山田 他4名, 機械学会講演論文集(III), No.95-1(1995), p.85
- (5) 白樫 他2名, 機械学会論文集B編, 51巻468号 (1975), p.2499
- (6) 山田 他4名, 機械学会講演論文集(流体工学), No.95- (1995), (発表予定)
- (7) B. E. Lee, J. Fluid Mechanics, Vol.69, No.2 (1975), p.263

# 前縁剥離を伴う翼列フラッタに及ぼす翼固有振動数の不均一化の影響 (自由振動翼列実験による検証)

藤 本 一 郎 (拓殖大学)  
\*平 野 孝 典 (拓殖大学)  
田 中 英 穂 (東海大学)  
石 井 進 (日本大学)  
長 井 浩 (日本大学)

## 1. はじめに

一般に翼列フラッタの解析では、全翼が均一であるという仮定がなされている。しかし環状翼列による実験では、翼振動振幅や翼間位相差が完全に均一のフラッタモードは観測されておらず、実際の流体機械に於いても同じ状況であると考えられる。このような仮定と実際の現象との相違は、例えば翼列を構成する個々の翼の固有振動数のばらつき等に起因するものと予想される。この種のミスチューニング問題に関しては、従来よりフラッタ抑制の見地から解析が行われており、特に非失速翼列に対する研究では理論と実験の両面から、フラッタ速度に及ぼす翼列の弾性特性の不均一化の影響が詳しく調べられている。例えば、隣接翼の固有振動数の僅かな違いがフラッタ発生速度の著しい上昇をもたらすこと等が示されている<sup>(1)(2)</sup>。更に二種類の固有振動数を有する翼で構成される翼列に限定して、ねじりモードフラッタに及ぼす翼配列の影響を詳細に調べた結果、交互配列の場合に最もフラッタが発生し難くなることも計算により示されている<sup>(3)(4)</sup>。

失速翼列に対しては、フラッタ発生速度が低く危険度が高いため、失速フラッタを回避するための研究が行われているが、剥離現象自体の理論的取扱いが困難である上に、失速フラッタが発生する様な作動条件下では、カルマン渦列や旋回失速等による励振現象もあるため、現実の失速フラッタ現象の解明にはなお多くの研究の蓄積が必要とされている。この失速翼列のミスチューニング問題に対して、著者らは交互配列を代表例として理論計算を行った結果、非失速翼列に比べ失速翼列では、翼固有振動数比の増加に対するフラッタ速度の上昇割合がかなり大きいこと、つまり大きなフラッタ抑制効果があることが判った<sup>(5)</sup>。更に、実機に近い翼固有振動数のばらつきを有する翼列に於いて、翼の配列が翼列フラッタ抑制へ及ぼす影響について調べ、最適な翼配列を示すと共に<sup>(6)</sup> - <sup>(8)</sup>、フラッタ速度の上昇程度を予測できる評価関数を提案した<sup>(9)(10)</sup>。しかし、実験的検証は未だ不十分である。

本報では、前縁剥離を伴う失速翼列のねじりモードフラッタについて、二種類の翼固有振動数を有する翼を交互配列した場合の不均一化の影響を、自由振動法により実験的に調べた。

## 2. 実験装置及び方法

図1に供試翼を、また図2に直線翼列を示す。供試翼は、翼弦長 $C=60\text{mm}$ 、翼幅 $L=300\text{mm}$ 、アスペクト比 $\lambda=L/C=5.0$ のアルミニウム製平板翼を用いた。翼列は9枚の翼で構成されており、吹き出し型風洞に設置される。図中の①、⑨番翼は固定支持されており、②～⑧番翼はスプリング支持された



自由振動翼で、翼弦中心回りのねじり振動が可能となっている。翼列は、食違い角 $G=30^\circ$ 、ピッチ $t=60\text{mm}$ 、弦節比 $\sigma=1.0$ の二次元直線翼列で、翼の迎え角は $30^\circ$ に設定した。図2において、偶数番号翼（B翼）は固有振動数 $\omega_B$ 、奇数番号翼（A翼）は固有振動数 $\omega_A$ の翼配置となっており、B翼の固有振動数 $\omega_B$ を基準翼固有振動数とした。

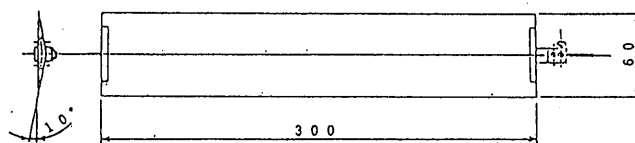


図1 供試翼

図3に、翼列自由振動機構を示す。翼の片側の軸は、風洞壁設置のマイクロベアリングで支持され、他端の軸は図に示すようにバネ及びミニチュアベアリングで支持される。この軸にポテンショメータが取り付けられる。ポテンショメータの出力電圧すなわち翼振動波形は、X-Yレコーダに出力される。

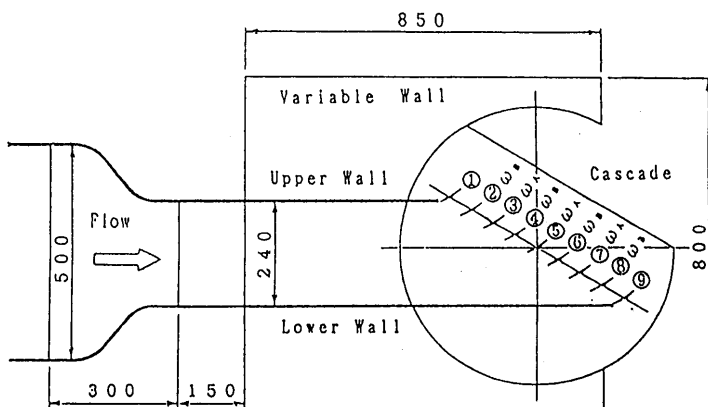


図2 直線翼列

理論計算では、全翼が一斉に振動し始める時をフラッタ発生点としているが、実験では全翼が一斉に振動し始めることはないため、翼列中央付近の翼の振動状態に着目することにする。具体的には基準翼固有振動数 $\omega_B$ を有する2枚の翼（図1中の④番翼及び⑥番翼）が振動し始める時をフラッタ発生点として定義した。本実験では、フラッタ発生点よりも更に風速を上げた場合のフラッタ特性についても検討を行った。

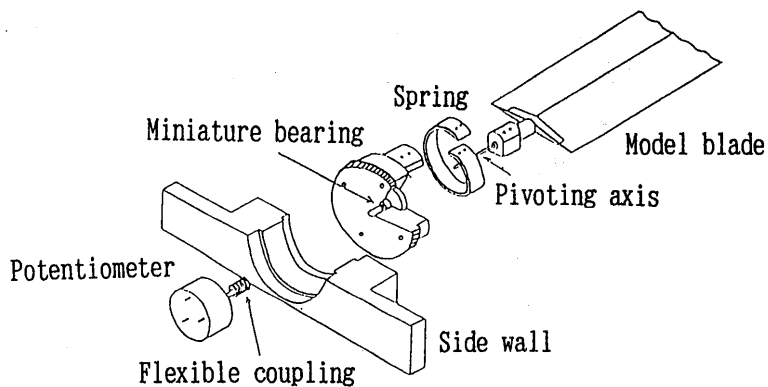


図3 翼列自由振動機構

風速は無次元フラッタ速度 $FV=U/C\omega_B$ で整理する。ここで $U$ は上流速度である。実験条件は以下の通りである。

- (1) 均一翼列実験：全翼の翼固有振動数は $31.75\text{Hz}$ で一定（ $\omega_A=\omega_B$ ）。
- (2) 不均一翼列実験：B翼の翼固有振動数を $31.75\text{Hz}$ で固定し、A翼の固有振動数を、 $32.75, 33.25, 35.00, 36.50\text{Hz}$ と変える。翼固有振動数比で表すと $\omega_A/\omega_B=1.03, 1.05, 1.10, 1.15, \infty$ 。

### 3. 実験結果及び考察

#### 3.1 フラッタ発生速度に及ぼす翼固有振動数比の影響

図4に、フラッタ発生速度に及ぼす翼固有振動数比の影響を示す。図中には理論計算結果<sup>(6)</sup>も示してある。実験値、理論値とも翼固有振動数比 $\omega_A/\omega_B$ が1.05以下の範囲ではフラッタ速度の上昇

を示し、それ以上の翼固有振動数比に対しては均一時のフラッタ速度より大きい、ほぼ一定の値を保つことがわかる。実験値と理論値では絶対値でかなりの差異がみられるが、定性的には同じ傾向を示している。

次に、均一翼列のフラッタ速度を基準とした場合のフラッタ速度上昇率、つまり、翼列の不均一化によるフラッタ速度の増加する割合を図5に示す。翼固有振動数比 $\omega_A/\omega_B = 1.03$ 及び $1.05$ では、実験、理論ともほぼ同じフラッタ速度上昇率を示しているが、翼固有振動数比が更に増すと、両者に差異が見られるようになる。

### 3.2 フラッタ発生時の翼振動

#### (1) 均一翼列の翼振動

図6に、翼固有振動数比 $\omega_A/\omega_B = 1.00$ の均一翼列におけるフラッタ発生時 ( $FV = 0.35$ ) の④、⑤、⑥番翼のねじり振動波形を示す。各翼の振動波形は正弦波形的であることがわかる。図中の $\omega$ は翼の振動数を示すが、各翼とも基準翼固有振動数 $\omega_B$  (31.75Hz) より低く、且つ同一の振動数 (31.50Hz) となっている。

次に、⑥番翼を基準とした場合の各翼 (③~⑦番翼) の振動振幅比、及び翼間位相差を、フラッタ速度をパラメータとして、それぞれ図7(a)及び(b)に示す。実験時には、前述のようにフラッタ発生点より更に高い風速での振動状態も計測しており、その結果をフラッタ速度を増した場合の結果として図示している。図7(a)を見ると、 $FV = 0.25$ とフラッタ速度が低い場合は、③、④、⑦番翼では基準翼 (⑥番翼) に対して振動振幅が大きくなっており、均一状態とはかなり異なっているが、フラッタ速度が高くなると振動振幅比はほぼ1.0に近い値となっている。図7(b)の翼間位相差について見ると、理論値では各翼間位相差とも背面側隣接翼が $\pi/2$ の位相進みであるが、実験ではほぼ0または少し位相遅れとなっている。しかしフラッタ速度が高くなると、翼間位相差は位相進み側へ移行し、さらに均一度が高くなる傾向にあることがわかる。

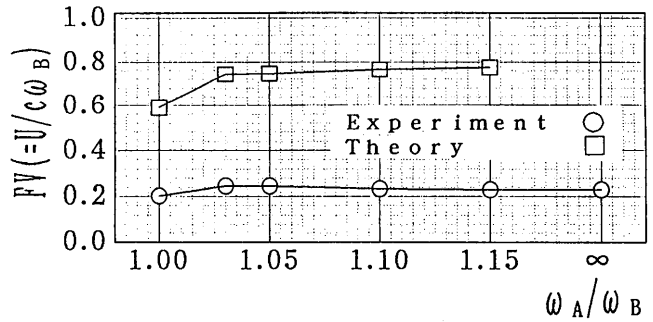


図4 フラッタ速度に及ぼす翼固有振動数の影響

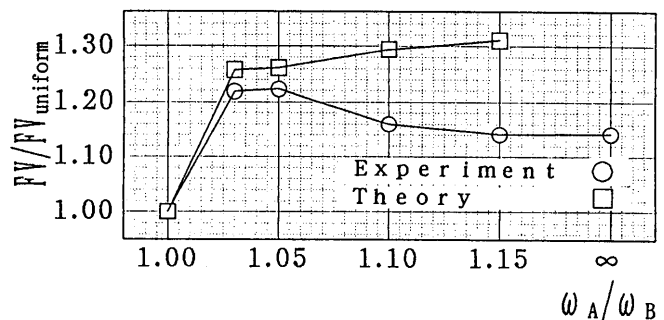


図5 フラッタ速度上昇率に及ぼす翼固有振動数の影響

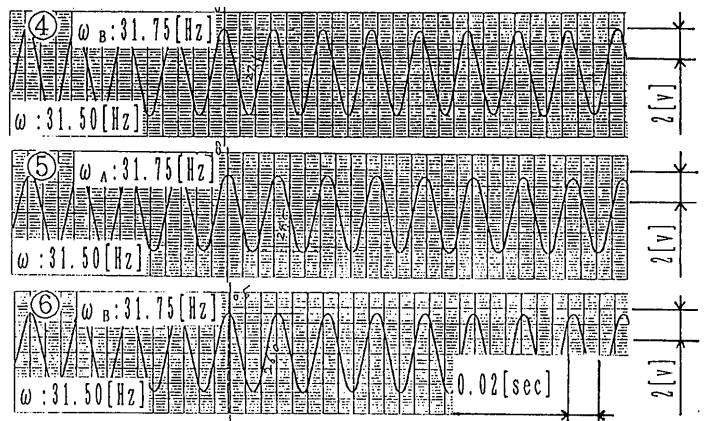
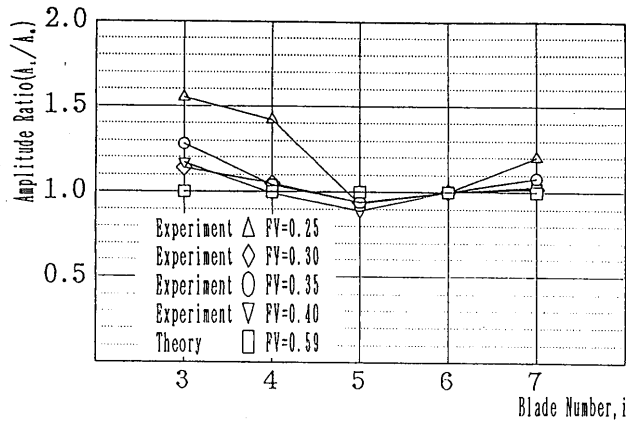
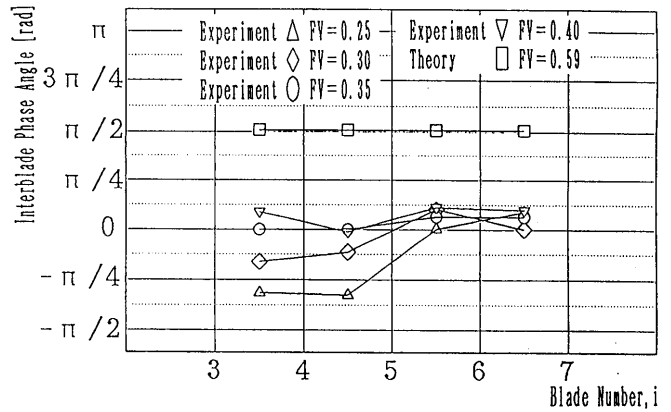


図6 均一翼列の翼ねじり振動波形



(a) 振動振幅比

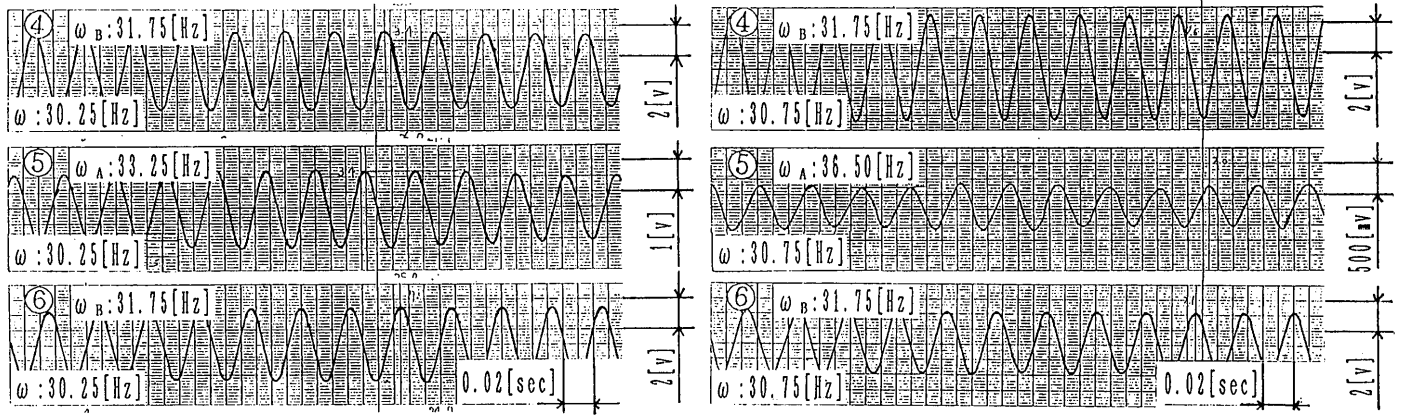


(b) 翼間位相差

図7 均一翼列の翼振動特性

(2) 不均一翼列の翼振動

一例として、翼固有振動数比  $\omega_A/\omega_B=1.05$  及び  $1.15$  の場合のフラッタ発生時の翼のねじり振動波形を④、⑤、⑥番翼について図8(a)及び(b)に示す。双方ともに各翼の振動波形は正弦波的である。各翼とも基準翼固有振動数  $\omega_B$  (31.75Hz) より低く且つ同一の振動数  $\omega$  で振動しており、図8(a)の  $\omega_A/\omega_B=1.05$  では  $\omega/\omega_B=0.9528$ 、 $\omega_A/\omega_B=1.15$  の(b)では  $\omega/\omega_B=0.9685$  となっている。両不均一状態に対する理論計算結果は、それぞれ  $\omega/\omega_B=0.9931$ 、 $0.9921$  となっており、実験値と理論値は比較的近い値となっている。



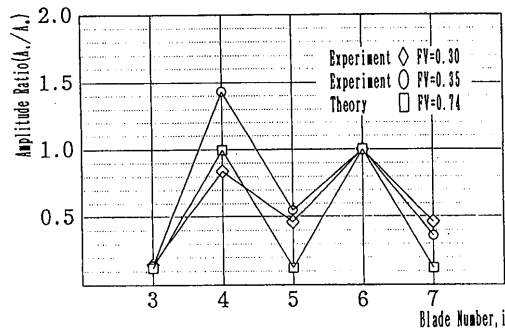
(a)  $\omega_A/\omega_B=1.05$

(b)  $\omega_A/\omega_B=1.15$

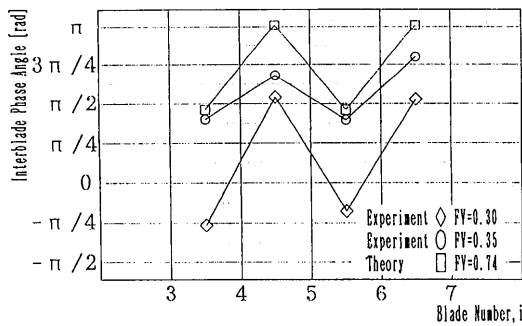
図8 不均一翼列の翼ねじり振動波形

次に、翼固有振動数比  $\omega_A/\omega_B=1.03$ 、 $1.05$ 、 $1.10$  及び  $1.15$  に於いて、図7と同様にフラッタ速度をパラメータとして、⑥番翼を基準とした各翼の振動振幅比及び各翼間の翼間位相差を求め、図9～図12に示す。図9(a)～図12(a)を見ると、翼振動振幅比はフラッタ速度により多少のばらつきはあるものの、理論値及び実験値ともほぼ同じ傾向を示している。詳しく見ると、固有振動数の高い翼(A翼)の振動振幅は基準翼(B翼)の半分以下で、翼固有振動数比が大きくなるほど振幅は0に近づき、理論と実験の定性的一致が見られることがわかる。図9(b)～図12(b)の翼間位相差の

変化の様子を見ると、理論値と実験値は同じ傾向を示しており、またその値は平均的にはほぼ  $0 \sim \pi$  の範囲にあり、翼背面側隣接翼の位相進みとなっている。実験結果を見ると、フラッタ速度が高くなるほど背面側隣接翼の位相進みが大きくなっており、実験値は理論値に近づく傾向がある。

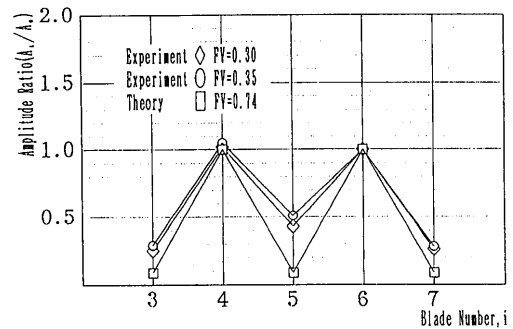


(a) 振動振幅比

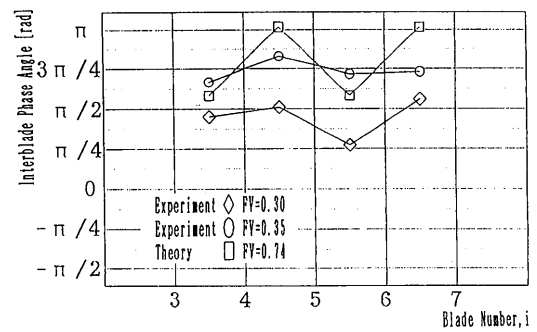


(b) 翼間位相差

図9 不均一翼列の翼振動特性 ( $\omega_A/\omega_B=1.03$ )

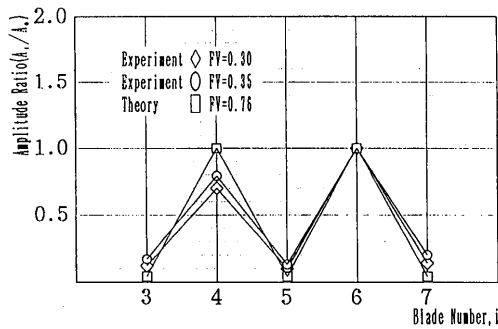


(a) 振動振幅比

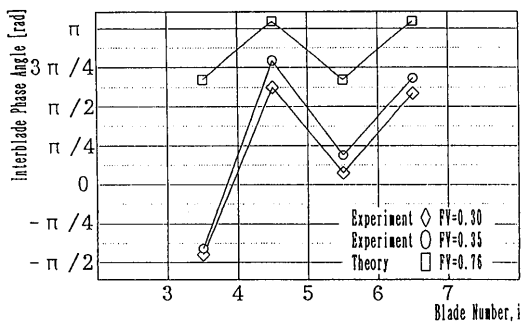


(b) 翼間位相差

図10 不均一翼列の翼振動特性 ( $\omega_A/\omega_B=1.05$ )

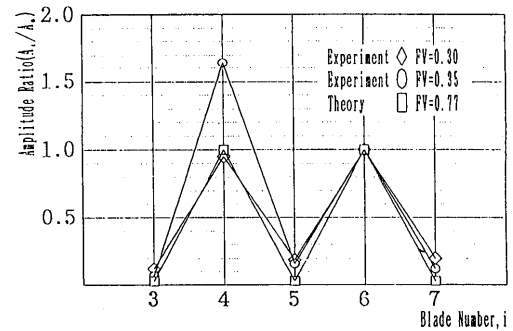


(a) 振動振幅比

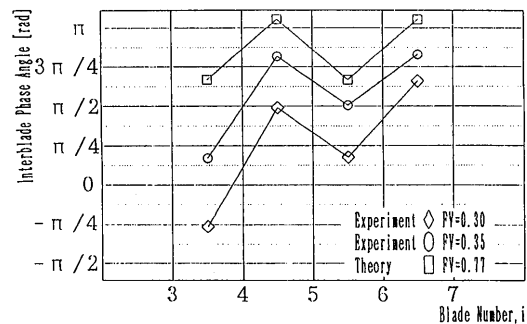


(b) 翼間位相差

図11 不均一翼列の翼振動特性 ( $\omega_A/\omega_B=1.10$ )



(a) 振動振幅比



(b) 翼間位相差

図12 不均一翼列の翼振動特性 ( $\omega_A/\omega_B=1.15$ )

#### 4. 結論

翼周りの流れが完全に前縁から剥離している失速圧縮機翼列において、ねじりモードの翼列フラッタに及ぼす翼固有振動数の不均一化の影響を実験的に調べるために、スプリング支持された翼で構成された直線翼列を用いた自由振動法による解析を行った。以下に結果を示す。

- (1) 非失速翼列と同様に、失速翼列においても翼固有振動数の不均一化によりフラッタ速度は上昇し、フラッタ抑制効果が確認された。
- (2) フラッタ発生速度については理論値と実験値にかなりの相違があるが、フラッタ抑制効果を評価する意味で均一翼列のフラッタ速度を基準としたフラッタ速度上昇率を見ると、不均一の程度が比較的小さい場合（翼固有振動数比 $\omega_A/\omega_B \leq 1.05$ ）に実験値と理論値はほぼ一致する。
- (3) 翼固有振動数比が $\omega_A/\omega_B = 1.03$ 及び $1.05$ と比較的小さい時、フラッタ発生速度の上昇は顕著である。更に翼固有振動数比を増加しても、フラッタ発生速度の変化は少なく、徐々に減少しながら $\omega_A/\omega_B = \infty$ の場合の値に漸近する。
- (4) 不均一の程度によらずフラッタ発生時の翼振動数は、全翼とも基準翼固有振動数より低く、且つ同一となる。
- (5) フラッタモードを表す翼振動振幅比と翼間位相差の特性に関して、実験結果と理論計算結果との間に定性的一致が得られた。

#### 参考文献

- (1) 田中・花村・服部, 機論, 41-345(1975), 1437.
- (2) Hanamura, Y. and Tanaka, H., *Proc., '77 Tokyo Joint Gas Turbine Congr.*, (1977), 418.
- (3) 花村・田中, 機論, 46-403, B(1980), 373.
- (4) Tanaka, H., Hanamura, Y. and Fujimoto, I., *Proc., '83 Tokyo Int. Gas Turbine Congr.*, 2(1984), 651.
- (5) 長井・藤本・平野・田中・石井, 機論, 56-527, B(1990), 2000.
- (6) Fujimoto, I., Nagai, H., Tanaka, H., Hirano, T. and Ishii, S., *Proc., Yokohama Int. Gas Turbine Congr.*, 3(1991), 249.
- (7) Fujimoto, I., Nagai, H. and Tanaka, H., *Proc., 6th Int. Symp. on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers*, (1991), 785.
- (8) 長井・藤本・田中・石井, 機論, 60-572, B(1994), 1275.
- (9) Fujimoto, I., Nagai, H., Tanaka, H. and Ishii, S., *Proc., 7th Int. Symp. on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers*, (1994).
- (10) 長井・藤本・田中・石井, 機論, 61-586, B(1995), 2121.

# 前縁から吹き出しのあるタービン翼列の三次元流動

\* 富永 純一 (早稲田大学大学院)      大田 英輔 (早稲田大学理工学部)  
 山本 孝正 (航空宇宙技術研究所)      池羽 貴之 (青山学院大学大学院)  
 臼井 弘 (航空宇宙技術研究所)      村尾 麟一 (青山学院大学理工学部)

## 1. まえがき

ガスタービンの性能向上のために、タービン入口温度の高温化が盛んに行われている。このタービンの高温化に伴ってタービン翼の冷却化技術を向上させる必要があるが、冷却に使用する二次空気がタービンの空力性能に及ぼす影響については未知のことが多い。最近の研究には、フィルム冷却用二次空気の翼面からの吹き出しによる翼列内での全圧損失の発生模様に関する詳細な実験研究<sup>(1)-(3)</sup>や、非構造格子を用いたNS解法による吹き出し流れの解析<sup>(4)</sup>などがある。一方、熱的な性能に関する研究には、たとえば、翼面上の熱伝達特性を低レイノルズ型二方程式乱流モデルにより解析した研究<sup>(5)</sup>などがある。また、これら熱的かつ空力的な性能を同時に考察した研究<sup>(6),(7)</sup>もある。

本報告では、翼列の前縁より吹き出される冷却用二次空気の翼間での挙動を調べるため、翼前縁から主流と温度の異なる二次空気を吹き出し、その温度分布を翼列前後および翼間で詳細に計測した。供試翼としては動翼模型を用い、とくに動翼への流入状態を模擬するため上流に静止翼列を設置した。そして上流の翼列との相対位置を数種類変えて実験を行い、上流の翼列で発生する後流や二次流れによる影響を調べた。また、上流の静止翼を除いた供試翼列につきNS解析を行い、冷却用二次空気の翼間での挙動に関する本実験結果を理解するための参考とした。

## 2. 実験方法と解析方法

実験には低速の直線翼列風洞<sup>(8)</sup>を使用した。図1に実験に用いた上流の翼列と下流の供試翼列の配置を示す。また表1にはこれら両翼列のおもな仕様を示す。各翼列とも同じピッチとし、ともに6枚配置した。また、両翼列のピッチ方向の相対位置は、上流の静翼列を1/8ピッチずつ移動させることにより変化させた。

供試翼の前縁からの吹き出し空気は、ロータリ式コンプレッサからの空気をドライヤで乾燥させ、サージタンクで脈動を押さえた後、供試翼へ供給する直前のチャンバー内に送る。ここで50℃に加

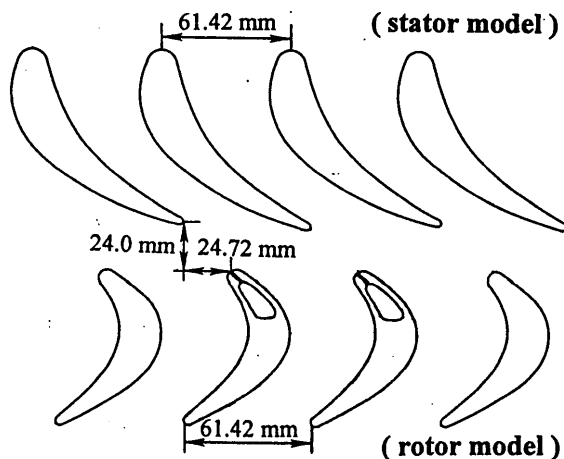


図1 試験の翼列配置図

表1 翼列の主要仕様

|                    |                | Stator    | Rotor      |
|--------------------|----------------|-----------|------------|
| Blade number       | N              | 6         | 6          |
| Blade chord        | C              | 104.4 mm  | 73.5 mm    |
| Blade axial chord  | Cax            | 81.5 mm   | 72.6 mm    |
| Pitch              | S              | 61.42 mm  | 61.42 mm   |
| Span               | H              | 99.5 mm   | 99.5 mm    |
| Blade inlet angle  | $\alpha_{in}$  | 0 deg.    | 49.8 deg.  |
| Blade outlet angle | $\alpha_{out}$ | 50.0 deg. | -63.5 deg. |
| Stagger angle      | $\xi$          | 21.0 deg. | -17.2 deg. |
| Aspect ratio       | H/C            | 0.953     | 1.354      |
| Solidity           | C/S            | 1.700     | 1.197      |

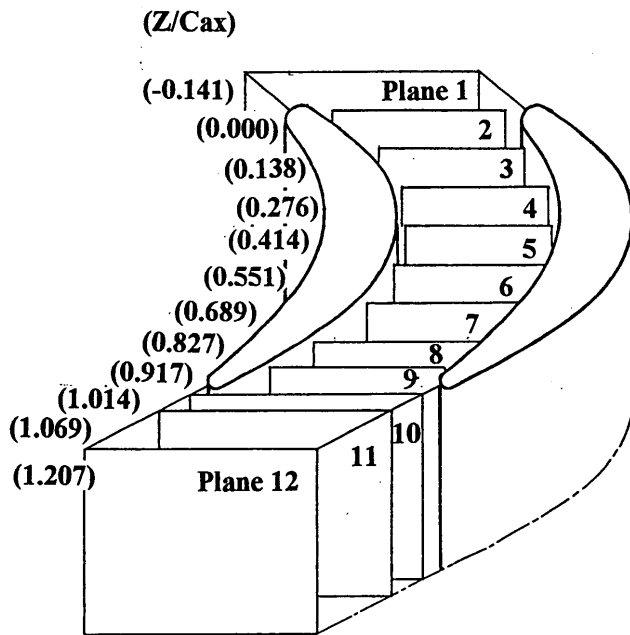


図2 計測断面

熱した後に吹き出し翼に供給した。(なお、今回の実験では実機の場合と異なり、冷却用二次空気側を加熱し温度を高めて実験した)。吹き出し翼は、供試翼6枚のうち中央の2枚とし、その翼の前縁に吹き出し孔としてスリット(翼スパン方向に幅0.5mm、長さ95.0mm)を翼表面に対して90°の角度であけた。吹き出し空気量は浮子式流量計により計測し、主流の流量に対し重量流量比で0.6%とした。主流の流速は、翼列下流に設置したプラントル型ピトー管により32m/sに設定して実験を行った。温度計測は微細のCA熱電対で行った。図2に示す翼列内および前後の計12の断面で詳細に計測した。翼間内では、翼面より約1mmの近傍まで計測した。得られた温度データTは以下のように無次元化して表示する。

$$T^* = (T - T_0) / (T_{ch} - T_0)$$

なお、 $T_{ch}$ はチャンバ内での二次空気の温度、 $T_0$ は主流の温度を示す。なお、本報告では上流の静翼列の時間平均的な影響は8種類の相対位置での結果を算術平均したものとして処理し、考察する。

数値解析には、三次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式を3次精度風上TVD差分にて解く。これを時間方向に積分し定常解を求めた<sup>6)</sup>。乱流モデルとしては、Baldwin-Lomax代数モデルを適用した。今回の実験では上流に静翼列を配しているが、本解析では単独翼列として計算した。主流の境界条件としては、入口で全温、全圧、流れ角を、出口で静圧を与えた。吹き出し流れを有する翼列内流れをシミュレートするために、吹き出し孔(スリット)の位置にある翼面上の1格子線上に、スパン方向に一樣にかつ翼面から垂直方向に吹き出しがあるものとした境界条件を与えた。すなわち、格子の繋ぎ目に当たる翼前縁部の格子点に吹き出し流れの速度および全温を与えた。

### 3. 結果と考察

#### 3.1 吹き出しのある翼列流路での温度分布

図3に各計測断面における温度分布を示す。供試翼列の上流に位置する断面1でも、この断面より下流の供試翼前縁からの吹き出しの影響があり、温度に分布が見られる。翼の前縁に当たる断面2( $Z/Cax=0.000$ )では、吹き出された二次空気の温度の最も高い領域(MAXで示す)が、翼正圧面上かつスパン方向にほぼ一樣に、分布しているのが見られる。断面3( $Z/Cax=0.141$ )および4(同0.276)では、温度の最も高い領域がミッドスパンに見られる。これは翼正圧面近傍に存在する剥離領域(詳細は図7で述べる)に吹き出し空気が流入した結果である。この領域は、断面5( $Z/Cax=0.414$ )より翼列出口に近い断面9(同0.917)にかけて、翼正圧面上を徐々にエンドウォール側へ移動している。また、断面7( $Z/Cax=0.689$ )より断面9にかけては、吹き出し流の一部はさ

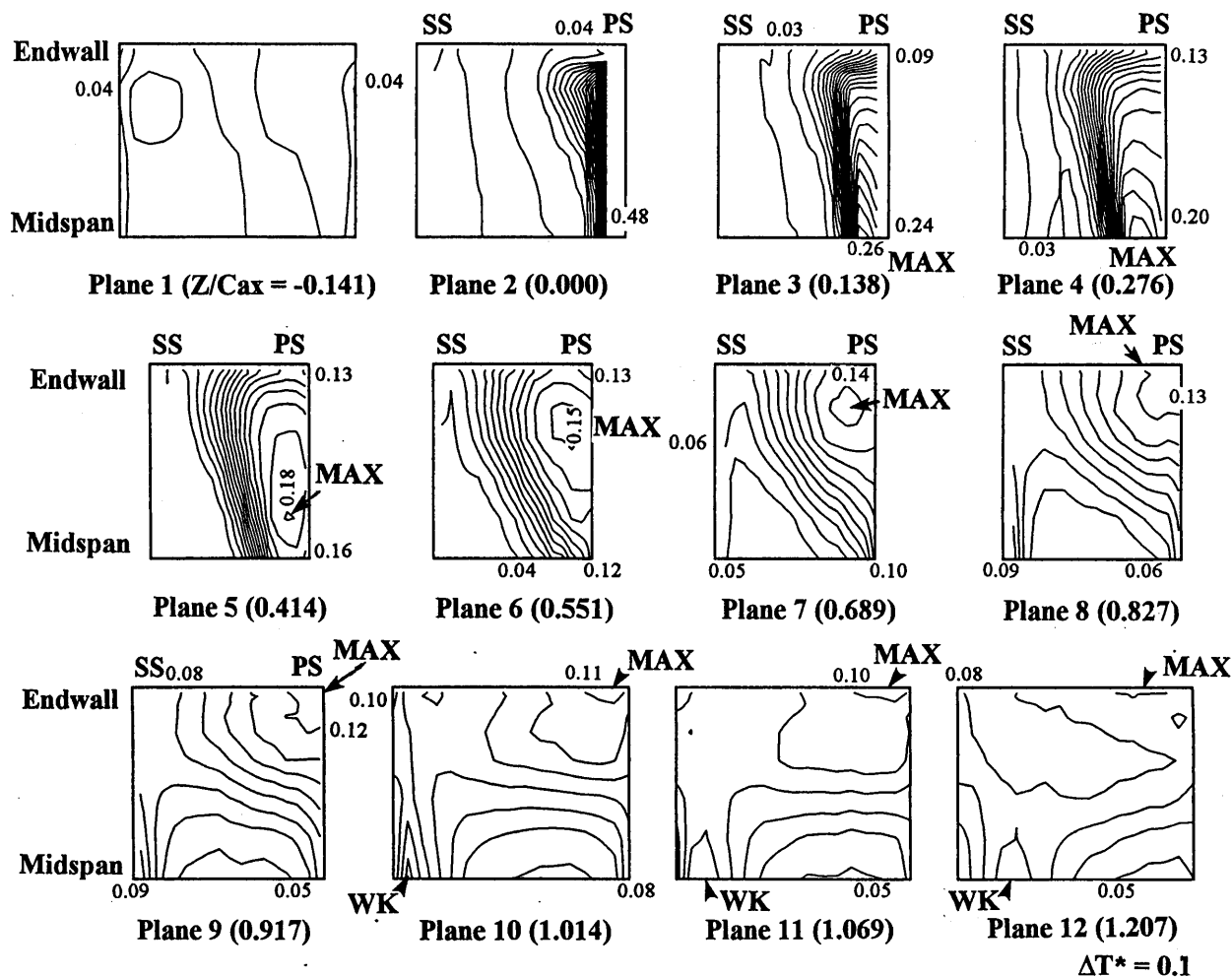


図3 各計測断面における温度分布

らにエンドウォールから負圧面上に移動する。このことは等温度分布線より推察できる。これは翼列流路に生ずる二次流れによるものと考えられる。翼列下流の断面10 ( $Z/Cax=1.014$ ) では、ウエーク (WKで示す) 内で温度が高くなっている。さらに下流の断面11 ( $Z/Cax=1.069$ ) および12 (同1.207) では、翼列内で発生した二次流れ渦により流体のミキシングが促進され、流路全体が次第と均一な温度分布となっていく。

図4に供試翼列の数値解析結果例 (ただし、上流に静翼列を有しないと仮定した場合) を、断面10, 12について示す。計算の温度分布は実験結果とはかなり異なり、孤立したウエーク状の温度分布となっている。実験では、上流の翼列から発生したウエークや二次流れ等により供試翼内の流体のミキシングが激しく、これによって供試翼の下流での温度分布も拡散し、流路全体でより均一になったものと思われる。これに対して、数値解析結果では温度分布の翼内での動きは、いわゆる低エネルギー流体の動きと一致しており、翼正圧面からエンドウォールを通り、翼負圧面へ巻き上がる動きとして見られた。なお、別に行った単独翼列吹き出し実験では数値解析で得たような孤立した温度分布をもつウエークを得ている。その結果例を図

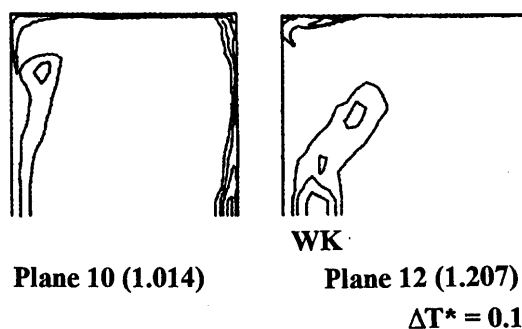


図4 数値解析による温度分布 (単独翼列とした場合)



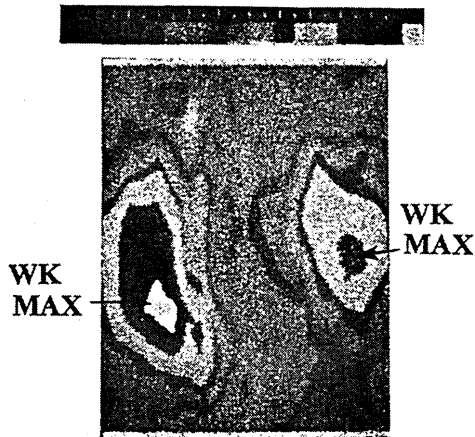


図5 前縁吹き出しのある単独翼列の温度分布

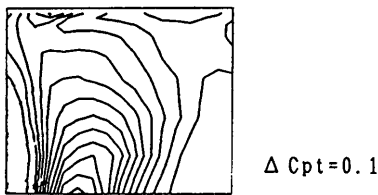
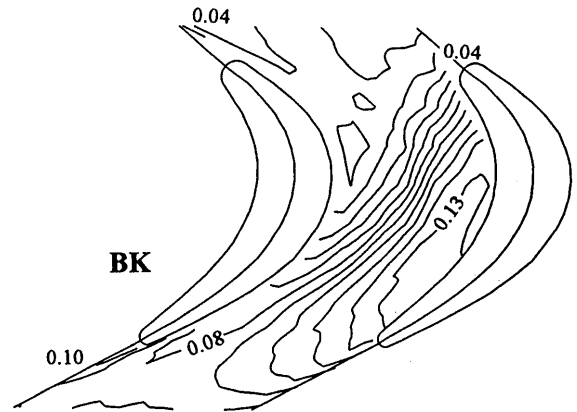


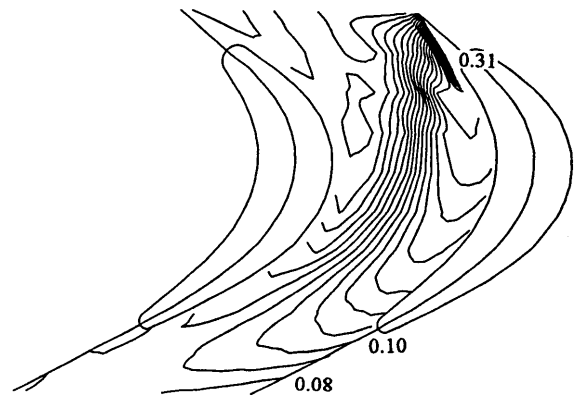
図6 全圧損失分布 (断面1 2)

5を示す。ところで、今回の温度分布の翼間での変化の様子は、上流に翼列を有する場合の低エネルギー流体（全圧損失）の変化の様子によく似ている。断面1 2での全圧損失分布を図6に示す。

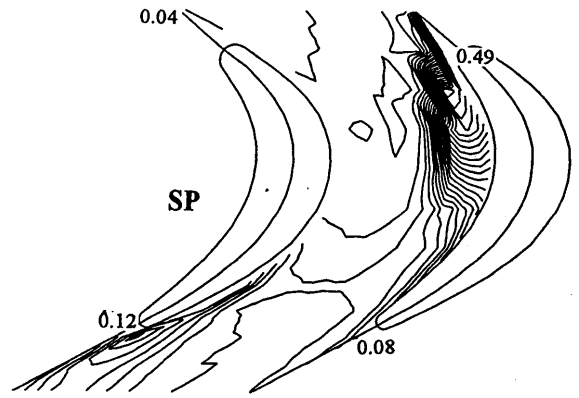
図7にスパン方向からみた温度分布を示す。(a)~(c)は3種のスパン位置での分布である。まず、(a)のミッドスパン位置では、翼正圧面側の翼前縁上流の翼正圧面上に高い温度の領域が見られる。そして翼正圧面に沿って吹き出し流が付着して流れる。この吹き出し空気は翼間中央付近では翼正圧面から剥離し、下流で再付着している様子がわかる。一方、負圧面側の翼コード80%辺りより翼後縁部にかけて高い温度分布流れが生じている。これは、翼列のスロート部から後縁にかけての翼負圧面上に存在する逆圧力勾配領域（剥離泡）内に、正圧面側から後縁を回って移動する吹き出し空気によるものと考えられる。温度の値から判断してエンドウォール上を正圧面側から負圧面側へ移動してきた吹き出し空気によるものとは考えにくい。次に図7 (b)の翼スパン位置が88.2%のエンドウォールの近くでは、吹き出しによる高温領域がミッドスパンと同様に翼前縁で見られるものの、温度拡散が翼間で広範囲に起こっている。さらに、図7 (c)のエンドウォールのごく近傍 (98.5%) では、等温度分布線のはエ



(c)  $Y/H = 0.985$  (Endwall)



(b)  $Y/H = 0.882$



(a)  $Y/H = 0.500$  (Midspan)

$\Delta T^* = 0.1$

図7 スパン方向からみた温度分布

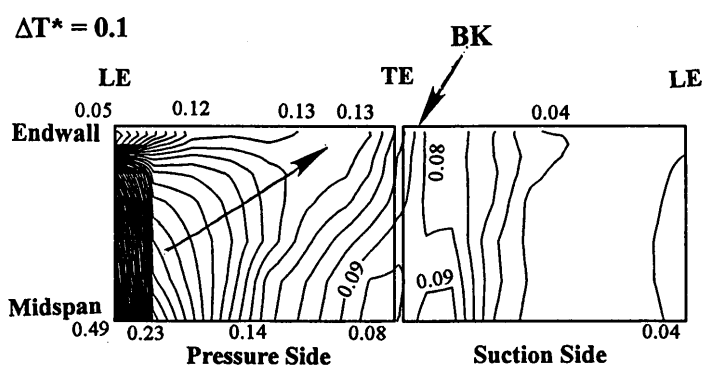


図8 翼面近傍における温度分布

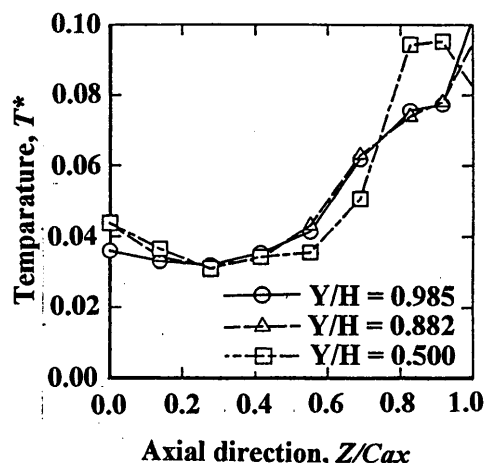


図9 負圧面上の軸方向温度分布

エンドウォール上を翼正圧面から負圧面へと向かっており、これは翼間で生ずる二次流れによることが容易に推察できる。

図9に正圧面および負圧面近傍の温度分布を示す。正圧面近傍では矢印にて記したように、概ね、吹き出し空気はエンドウォールに向かうことがわかる。必ずしも、翼面上を二次元的すなわちスパン方向に一様には流れない。一方、負圧面近傍では下流に向かって温度が逆に高くなっており、これは翼正圧面側から移動してくる吹き出し流が原因であることが前述の図7 (b), (c)から容易に理解できる。しかし、負圧面上ミッドスパン近傍で温度の高い領域が生ずる原因は図7 (a)からは上記と同様には考えられない。すなわち、既に触れたように、正圧面側から翼後縁を回って負圧面上および負圧面近傍の逆圧力勾配領域に逆流する（吹き出し）流れによるものと考えられる。

図8に負圧面上での3種のスパン位置での軸方向温度分布を示す。これによると、今回の前縁からの吹き出しはそのほとんどが翼の正圧面側へ流れ、負圧面側へはあまり流れないこともあって、負圧面側へ流れた吹き出し流による負圧面上の温度分布への影響は30%コード辺りまでわずかに見られるのみである。その後40%コード以降の温度上昇は正圧面側から負圧面側へ翼間を移流、拡散してきた正圧面側の吹き出し流によるものである。ただしミッドスパンでの60%コード辺りから後縁にかけての急激な温度上昇は、前述のごとく、翼後縁を回って逆流する吹き出し流による温度上昇が翼後縁部に加わったためであると考えられる。

### 3.2 数値解析からの考察

図10に翼列内での流れの様態を示す。これは翼負圧面およびエンドウォール上での流れの結果である。これに示されているように翼間には強い二次流れ（とくに流路渦）が生ずる。このため、図4に一部示されたように、吹き出し流による温度分布もエンドウォール上を翼正圧面側から負圧面側へ移動する流路渦に影響される。本数値解析では翼列出口断面で孤立した温度のウエークとなっており、今回の実験の結果とはかなり異なっている。数値解析では実験の条件とは異なり、上流の翼列の影響を除外しているためと考えられる。実際の動翼の場合には上流の静翼列の影響があり、それによって流れが乱されるので、動翼内での冷却用空気の挙動は単独翼列（第1段静翼列等）の場合と異なり、時間平均的には本実験に近いものになるものと思われる。

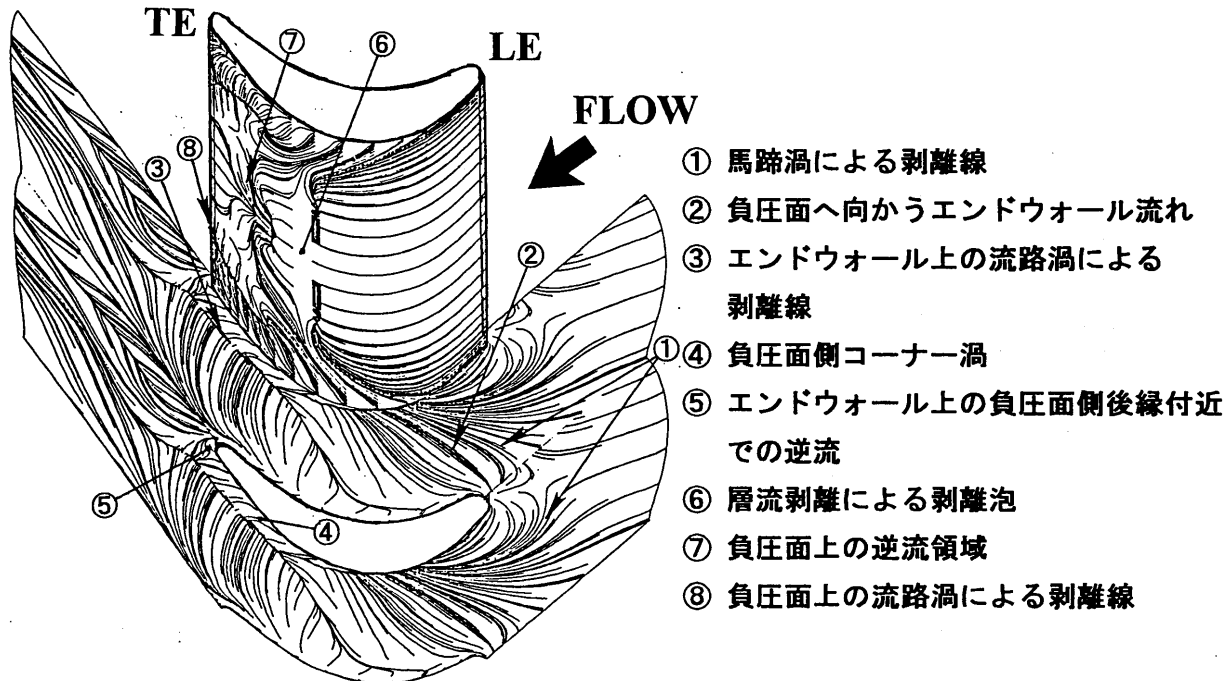


図10 翼負圧面およびエンドウォールでの流れの数値解析結果

## 5. あとがき

前縁から吹き出しのある翼列の流路内での温度分布を実験的に調べた。本実験では、前縁から吹き出された二次空気の大部分が正圧面側に流れる場合にあたる。得られた主な結果は以下の通り。

1) 前縁からの吹き出し流は翼間の二次流れによりエンドウォール上を翼正圧面側から負圧面側へ移動する傾向がある。吹き出し流の温度拡散分布の様子も、翼間の圧力勾配に支配されやすい、いわゆる低エネルギー流体の移動からほぼ理解できる。翼列下流では翼のウエーク内に温度のコアをもつ分布になる。ただし、動翼列では上流に位置する別の翼列のウエークや二次流れ渦などの影響で翼列出口での吹き出し空気による温度分布は、単独翼列のような孤立したウエーク形状を呈さず、流路全体により広がった形を呈する。

2) ミッドスパン付近では翼の後縁を回って正圧面側から翼負圧面側へ吹き出し流が逆流する現象も見られる。

3) 単独翼列と仮定した今回の数値解析結果は吹き出し流の翼間での移動の様子や翼間での温度分布の変化の様子など、単独翼列でのそれらを予測できた。しかし、上流に別の翼列を有する今回の動翼模擬試験の結果とはかなり異なる結果を示した。上流の翼列の影響を考慮した解析を今後行う必要がある。

## 参考文献

- (1) 山本, 機論, No. 51-463, p. 829, (昭60-3).
- (2) 山本, 臼井, 機論, No. 51-463, p. 839, (昭60-3).
- (3) Yamamoto, A., Kondo, Y., and Murao, R., Trans. of ASME J. of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 375-383, (1991).
- (4) Dawes, W. N., ASME 92-GT-193, (1992).
- (5) Choi, D., AIAA 93-0158, (1993).
- (6) Dorney, D. J., and Davis, J., Trans. of ASME J. of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 795-806, (1992).
- (7) Fukuyama, Y., et. al., ASME 94-GT-25, (1994).
- (8) Tominaga, J., Outa, E., and Yamamoto, A., ASME 94-GT-188, (1994).

# タービン翼前縁膜冷却に及ぼす 主流乱れ及び周期的後流の効果に関する研究 (熱伝達分布及び熱負荷分布について)

\*船崎健一 (岩手大学工学部)  
山脇栄道 (石川島播磨重工業)  
横田雅樹 (岩手大学大学院<sup>1)</sup>)

## 1 緒言

航空エンジンをはじめとするガスタービンの高効率化、高出力化に伴い、タービン入口温度はタービン材の許容温度をはるかに超え、今後さらに上昇する傾向にある<sup>(1)</sup>。このため、タービン翼冷却技術の開発、改良は従来以上に重要な課題となっている。膜冷却は、タービン翼表面にあけた冷却孔から主流よりも低い温度の空気を噴出することにより、翼表面の熱負荷を低減させる方法であり、タービン冷却翼に多用されている。膜冷却では、噴出した冷却空気と主流空気との混合過程を伴うため、冷却孔の大きさや配置、また冷却空気の吹き出し量が冷却性能上重要な要因となる。また、主流乱れや上流側翼列からの周期的後流など、冷却空気と主流空気との混合を促進するこれらの要因も冷却性能に無視できない効果を持つと考えられ、膜冷却の適正化、効率化のためには、主流乱れや周期的後流の効果を定量的に把握する必要がある。このような観点から、著者らは、実機状態のシミュレートが可能な実験装置を用い、主流乱れ及び周期的後流が膜冷却効率に与える影響を調べた<sup>(2)</sup>。その結果、主流乱れ及び周期的後流は、比較的低い吹き出し比の場合に翼前縁のよどみ点に近い冷却孔からの冷却空気の膜冷却効率を大きく低下させることが明らかになった。この研究は、実機状態における翼面上局所冷却空気温度を予測する上で重要な研究であるが、タービン翼の冷却設計に必要な表面熱負荷を評価するには、冷却空気を噴出した状態での表面熱伝達率分布を把握しておく必要がある。

本研究では、冷却タービン翼の前縁を模擬したモデル翼(半円筒の前縁と平板からなる鈍頭供試体)を用い、膜冷却を行っているタービン翼前縁部での熱負荷分布に与える主流乱れ及び周期的後流の効果の解明を目的とする。

## 2 膜冷却時の熱伝達及び熱負荷

2.1 熱伝達 膜冷却を行っている場合の熱流束 $q_f$ を記述する場合、熱駆動源となる温度差の定義の違いにより、次の二つの方法が一般的に用いられる。

$$q_f = h_f(T_w - T_{ad}) \quad (1) \quad q_f = h(T_w - T_\infty) \quad (2)$$

ここで、 $h_f$ は表面温度 $T_w$ と断熱膜温度 $T_{ad}$ (冷却空気と主流空気とが断熱的に混合した場合に得られる温度)との差を代表温度差とした場合の熱伝達率、 $h$ は表面温度と主流空気温度 $T_\infty$ との差を代表温度差とした場合の熱伝達率である。 $h$ は冷却空気と主流空気との混合過程の影響および冷却空気温度の効果を含むが、 $h_f$ は、断熱膜温度の導入により冷却空気温度効果が除去されているため、噴出した冷却空気による熱伝達への影響を理解するには $h_f$ を用いる方が好ましい。そこで、今回の研究では、 $h_f$ を計測することとする。この場合、前報で求めた膜冷却効率に関するデータがそのまま使えるので、熱負荷を評価する上でも都合がよい。

温度場の線形性を仮定すると、 $h$ は次のように与えることができる。

$$h = h(\theta) = h(0) + \frac{h(1) - h(0)}{1 - 0} \theta = h(0) + \{h(1) - h(0)\} \theta = h(0) \left\{ 1 + \frac{h(1) - h(0)}{h(0)} \theta \right\} \quad (3)$$

$$\theta = (T_2 - T_\infty) / (T_w - T_\infty) \quad (4)$$

ここで、 $h(\theta) = 0$ の場合を考える。これは断熱壁条件に対応し、噴出した冷却空気と主流空気とは断熱状態で混合する。従って、この場合の無次元温度 $\theta (= \theta_f)$ は、膜冷却効率 $\eta_f$ の逆数に等しくなる。

<sup>1</sup> 現、三菱重工業長崎製作所

$$\theta_f = \frac{T_2 - T_\infty}{T_{ad} - T_\infty} = \frac{1}{\eta_f} \quad (5)$$

式(3)、(5)より、 $\eta_f = \{h(0) - h(1)\}/h(0)$ となり、これを式(3)へ代入することにより、

$$h(\theta) = h(0) \left\{ 1 - \frac{T_{ad} - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \frac{T_2 - T_\infty}{T_w - T_\infty} \right\} = h(0) \left\{ \frac{T_w - T_\infty - T_{ad} + T_\infty}{T_w - T_\infty} \right\} = h(0) \frac{T_w - T_{ad}}{T_w - T_\infty}$$

$$\therefore h(\theta)(T_w - T_\infty) = h(0)(T_w - T_{ad}) = q_f \quad (6)$$

$$\therefore h_f = h(0) \quad (7)$$

式(7)から、冷却空気と主流空気との温度差がない状態で式(2)に基づいた熱伝達率 $h$ を計測することで、式(1)で定義される膜冷却時の熱伝達率 $h_f$ を得ることができる。

**2.2 熱負荷** 膜冷却を行うことにより、翼表面に対する熱負荷がどの程度軽減されるかを、膜冷却を行わない場合の熱負荷との比で検討する。

膜冷却を行わない場合の熱流束 $q_0$ を次のように表す。

$$q_0 = h_0(T_w - T_\infty) \quad (8)$$

翼表面温度 $T_w$ が膜冷却の有無によらず一定であるとする。このとき、熱負荷の比をとると、

$$\frac{q_f}{q_0} = \frac{h_f}{h_0} \frac{T_w - T_{ad}}{T_w - T_\infty} = \frac{h_f}{h_0} \left( 1 + \frac{T_\infty - T_{ad}}{T_2 - T_\infty} \frac{T_2 - T_\infty}{T_w - T_\infty} \right) = \frac{h_f}{h_0} \left( 1 - \frac{T_{ad} - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \frac{T_2 - T_\infty}{T_w - T_\infty} \right) = \frac{h_f}{h_0} \left( 1 - \frac{\eta}{\phi} \right) \quad (9)$$

ここで、 $\phi = (T_w - T_\infty)/(T_2 - T_\infty)$ は冷却効率と呼ばれ、無次元翼表面温度に相当する。なお、式(10)は、同じ翼表面温度を得るのに内部冷却側で必要とされる熱流束の比、とも考えることができる。

### 3 実験方法

**3.1 実験装置** 図1に実験装置概観を示す。なお、実験装置の詳細は既報<sup>(3)</sup>に譲る。主流側空気はプロアから整流部、ノズルを経て供試部に送られる。後流発生器は、直径400mmの円盤外周に長さ250mm直径5mmの円柱を取り付け、円盤を変速機付きの誘導モータで回転させる構造になっている。ノズルには接続用ダクトが取り付けられ、そこに設けられたスロットを後流発生器の円柱が通過することにより周期的後流が発生する。また、乱流格子をノズル出口に装着することにより主流乱れを受動的に制御する。使用する乱流格子は3種類である二次空気は別の小型プロアで供給される。二次空気は途中加熱部で昇温された後、層流流量計を経て、モデル翼内に送られる。

図2にはモデル翼を示す。このモデル翼はアクリル製で、タービン翼の前縁部を模擬した形状になっており、外側は直径100mmの半円筒部と長さ800mmの2枚の平板部から構成されている。モデル翼前縁部には中心軸から±15° および±40° の位置に直径10mm、ピッチ40mmの冷却孔があけられている。なお、以後前者の冷却孔列を第一列、後者を第二列と呼ぶこととする。冷却孔の軸と翼表面とのなす角度は90°である。実際のタービン翼ではこの角度は30°付近の値をとり、冷却空気は主流に対し斜めに噴出されることが多いが、今回は周期的後流効果の理解という観点から簡単な冷却構造を採用している。冷却空気はモデル翼内部の貯気部に入った後、整流されビニルチューブで冷却孔まで導かれる。ビニルチューブには周囲への熱損失を防ぐため断熱材がまかれている。モデル翼表面には、熱流束一定の条件を得るためのヒータとして、数枚の短冊状のステンレス箔が貼付されている。これらは電極に接続され直列回路を構成し、その両端にスライダックで調整された電圧を掛け、電氣的に加熱する。なお、各ステンレス箔にあげられている冷却孔の数は同じで、各ステンレス箔の抵抗値を等しく保っている。円筒前縁部および流れ方向に向かって左側平板のステンレス箔の下には、温度計測用の熱電対の温接点が合計74個埋設されている。これによりモデル翼スパン中央部付近の冷却孔下流での箔表面温度を計測する。また主流空気温度および二次空気温度は、前縁よどみ線上下端壁近くおよ

びビニルチューブ内に設置した熱電対で計測する。

3.2 実験方法 全ての実験は主流速度20 m/s、供試部入口速度 $U_\infty$ 、モデル翼前縁直径 $D$ に基づくレイノルズ数 $Re_D$ は $1.41 \times 10^4$ である。後流発生器の回転数 $n$ は900、1260および1500rpmの三種類、使用した円柱本数 $n_c$ は3本である。このときの後流通過周波数を

$$S = \frac{nn_c D}{60 U_\infty} \quad (10)$$

定義される無次元数（ストローハル数） $S$ で表すと、それぞれ0.22、0.31および0.37である。

二次空気の流れは、平均吹き出し比（質量流量比） $B$ で表される。

$$B = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \quad (11)$$

ここで、 $\rho_2 U_2$ は冷却孔からの平均質量流量、 $\rho_\infty$ は主流空気の密度である。この吹き出し比は冷却空気量に関する平均的な指標であるが、局所的な吹き出し比は第一列、第二列の冷却孔によって異なる。

3.3 熱伝達率 本研究では、前述のように式(7)に基づいて熱伝達率を求める。しかし、実験装置の関係で、二次空気の温度を主流温度と等しくすることができなかった（押し込み式のプロアを用いているが、二次空気の方が流量が少ないため）。そこで、無次元温度差 $\theta$ を変化させ、式(3)の線形の関係式から $h(0)$ を外挿により求める。熱伝達率は、次式で定義されるヌセルト数または Stanton 数とし

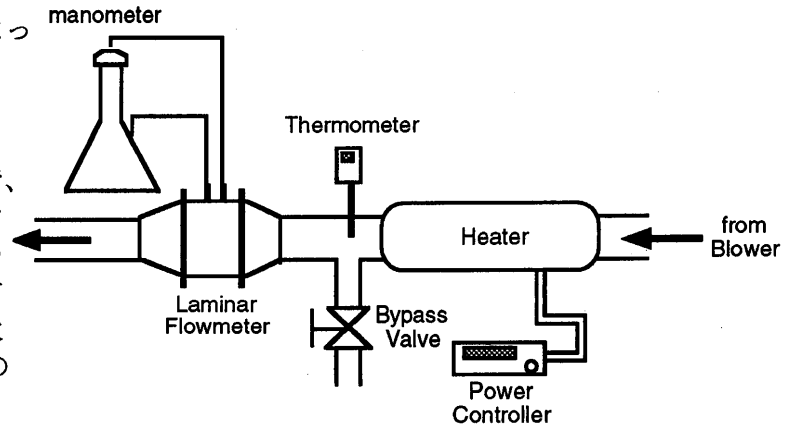
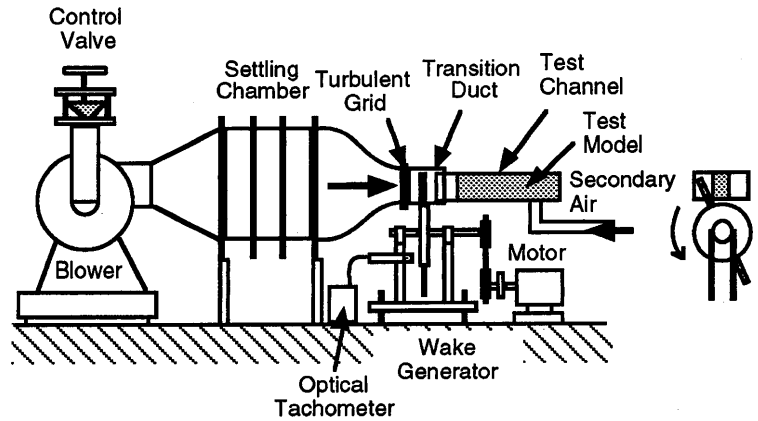


図1 実験装置概観  
(上) 供試風洞 (下) 二次空気系

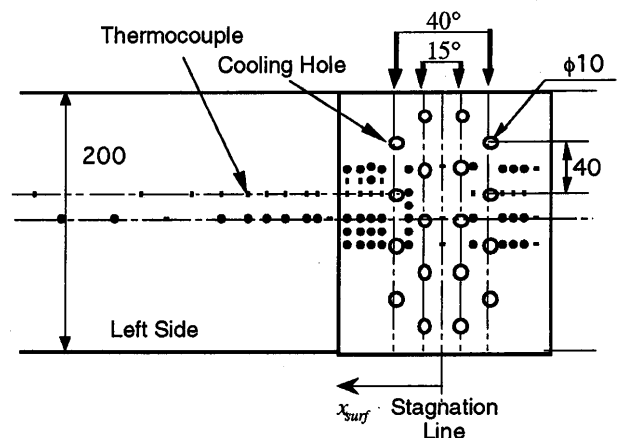
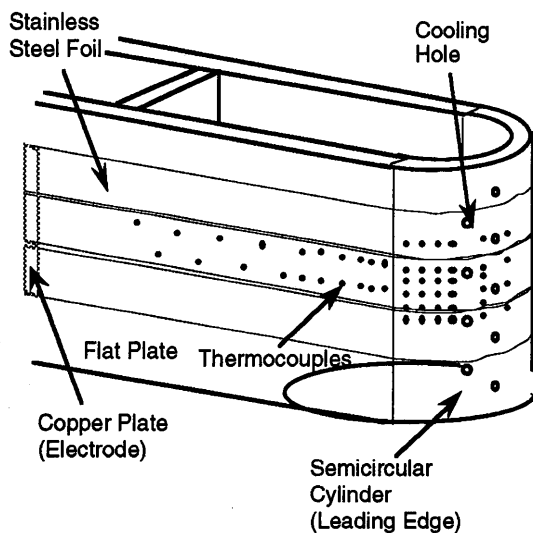


図2 モデル翼  
(左) モデル翼外観形状 (右) 冷却孔位置及び熱電対位置 (展開図)

て表される。即ち、熱伝導率を $\lambda$ 、局所レイノルズ数を $Re_x (= x_{surf} U(x_{surf}) / \nu)$ として、

$$Nu_D = h(\theta) D / \lambda \quad (12) \quad Nu_{D,f} = h_f D / \lambda \quad (13)$$

$$St_f = Nu_{D,f} / Re_x Pr \quad (14)$$

ステンレス箔にあげた冷却孔の存在による熱流束の不均一性の効果について考える。冷却孔付近では、箔の抵抗値が増加し、局所的な熱流束の不均一性が生ずるため、熱伝達率の評価が困難になる。このため、何らかの補正が必要となる。本研究では、箔に冷却孔をあけない状態と冷却孔をあけた状態で計測したスパン方向平均熱伝達率を比較し、熱伝達率に関する補正係数を次のように求めた。

$$k = \frac{\sqrt{Re_{Df}}}{\sqrt{Re_D}} \frac{Q}{Q_f} \frac{A_f}{A} \frac{\Delta T_f}{\Delta T} \quad (15)$$

ここで、 $Q$ は損失分を除いた供給電力、 $A$ はステンレス箔表面積、 $\Delta T = T_w - T_\infty$ であり、添字 $f$ は冷却孔をあけた場合を示す。図3には、補正係数を求めるために計測された熱伝達率分布を示す。この場合、二次空気の吹き出しは行っていない。はじめに、ステンレス箔に冷却孔をあけない状態で熱伝達率を計測し (NoHolesのデータ)、次に冷却孔をあけ、空力的な影響を除くため冷却孔をテープで塞いだ状態で熱伝達率を計測した (WithHoles)。また、参考のため、冷却孔を全くあけていないモデル翼を用いて計測した熱伝達率分布<sup>(3)</sup>を併記している。供試体が同じでないことや冷却孔が存在することが影響して、以前取得したデータと、特に剥離点、再付着点の位置が変化しているが、全般적으로는、補正後のデータは以前のデータに近い値を示している。よって、これ以後示すデータは、ここで得られた補正係数による補正を行うものとする。

図4に、二次空気温度と主流空気温度との温度差を変化させ、それが熱伝達率 $h(\theta)$ に与える影響を示す (No Grid / No Wake)。温度差が増加すると、熱伝達率が低下する状況が明確に現れている。このような計測を、平均吹き出し比やストローハル数等を変化させて繰り返し、各計測位置における無次元温度差 $\theta$ と熱伝達率 $h(\theta)$ との関係を得る。ここで、式(5)から、 $h(\theta) = 0$ を与える $\theta$ として、前報で計測した膜冷却効率の逆数を用いることとする。図5には、モデル翼前縁部での計測結果を示す。今回の実験で得られたスパン方向平均熱伝達率は、式(3)で示した線形な関係をほぼ満足しているとともに、前報で得た膜冷却効率のデータとも整合性を有している。よって、図5の様に得た熱伝達率を外挿することにより、 $h(0) = h_f$ を求めることとする。

図6、7には、乱流格子を装着しない場合 (主流乱れは約0.8%) のスパン方向平均熱伝達特性に対する平均吹き出し比の影響を示している。熱伝達特性は、二列目の冷却孔のすぐ下流で極大値 (極大値A) に達した後急激に減少し、その後再び剥離泡の再付着点で極大値 (極大値B) を示す。なお、 $x_{surf} / R = 3.5$ 以降の熱伝達特性は、スパン方向の熱電対の数が少ないためデータのばらつきが大きい。平均吹き出し比を増加すると、平均熱伝達特性の極大値Aは増加し、それに続く極小値も増加する。このため、特に $B = 1.2$ の場合の熱伝達特性は、極大値Aから下流側にほぼ単調に減少している。また、よどみ点での熱伝達特性に及ぼす二次空気の影響は小さく、二次空気吹き出しのない場合の熱伝達特性(3)とほぼ等しい値を示している。周期的後流は、よどみ点近傍 ( $x_{surf} / R = 0$ ) および第一列の冷却孔近傍での熱伝達特性を増加させ、また再付着点近傍での熱伝達特性を若干低下させる。また、周期的後流は、吹き出し比による熱伝達の差異を減少させている。

図8、9には、乱流格子 (Grid 2) 装着した場合のスパン方向平均熱伝達特性分布を示す。この場合の主流乱れ度は約2.2%である。データのばらつきがやや大きい、主流乱れの増加とともによどみ点近傍での熱伝達促進され、周期的後流が加わること

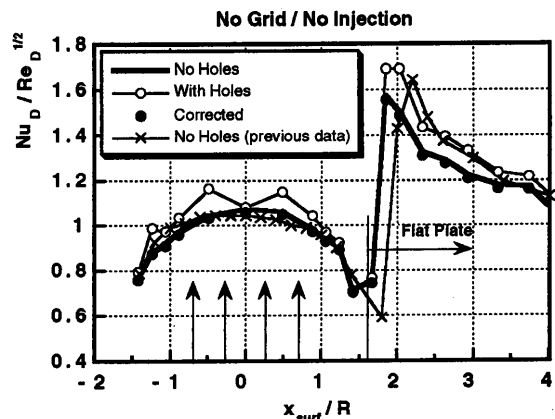


図3 補正係数を求めるための熱伝達特性

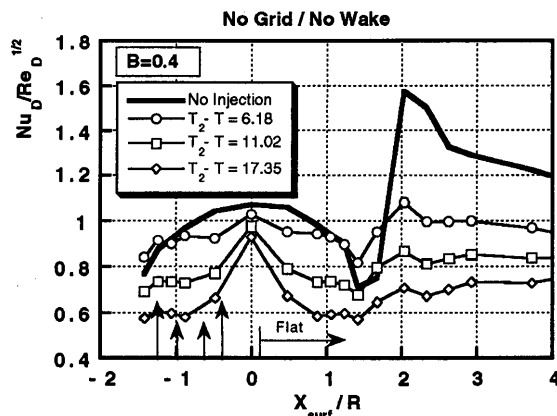


図4 二次空気と主流空気の温度差の変化が熱伝達特性に与える影響

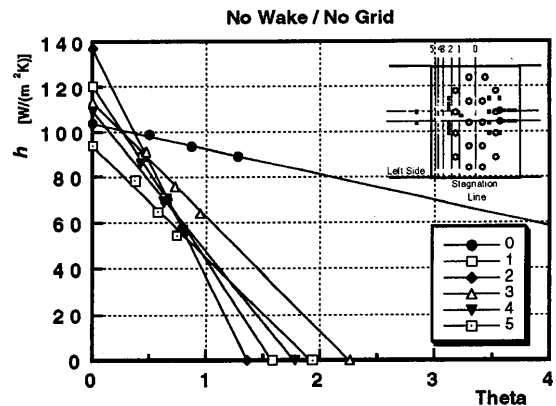


図5 熱伝達率の無次元温度差に対する線形性のチェックおよび外挿によるh(0)の推定

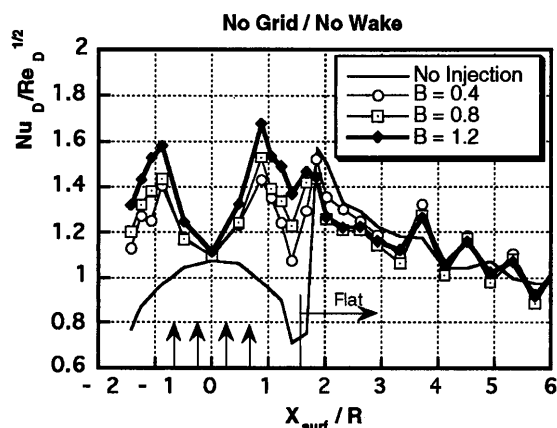


図6 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (No Grid / No Wake)

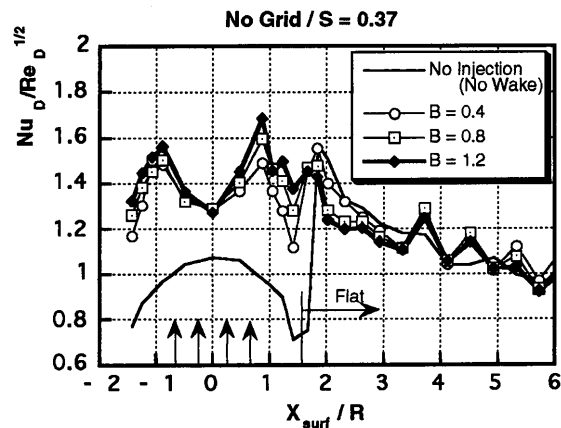


図7 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (No Grid / S = 0.37)

さらに熱伝達が向上している傾向が確認できる。主流乱れや周期的後流により、再付着点での極大値Bの存在は、次第に不明瞭になり、全体として単調減少の傾向を示すようになる。

このことを、スタントン数と局所レイノルズ数の関係で見る(図10、11)。これらの図で、よどみ点近傍の層流および平板乱流境界層に対するスタントン数と局所レイノルズ数の関係式

$$St = 0.57 Pr^{-0.6} Re_x^{-0.5} \quad (\text{層流}) \quad (16)$$

$$St = 0.0307 Pr^{-0.4} Re_x^{-0.2} \quad (\text{乱流}) \quad (17)$$

による結果を併記している。図10、11から、主流乱れの大小や周期的後流の有無に関係なく、吹き出し比が大きくなるにつれて、再付着点での極大値は次第に周囲のデータの中に埋没し、モデルよどみ点近傍を除き、スタントン数分布全体は乱流境界層の式で与えられる結果に近づいている。図12には、熱負荷比分布(式(9))に与える吹き出しの影響を示す(冷却効率 $\phi = 0.6$ )。平均吹き出し比が低いほど熱負荷比が低減し、B=0.4の場合には第二列の冷却孔下流では負の値が現れている。また平均吹き出し比が大きくなると、熱負荷低減という観点からは、膜冷却が有効でない領域も存在する。

### 結論

周期的後流と主流乱れが存在する流れ場において、膜冷却を伴うタービン翼前縁での熱伝達特性及び熱負荷の評価を行った結果、以下の点が明らかになった。

- (1) 翼前縁のよどみ点近傍(膜冷却が施されていない場合)での熱伝達率は、膜冷却の影響は小さく、前報<sup>(3)</sup>の研究成果をもとに評価できる。



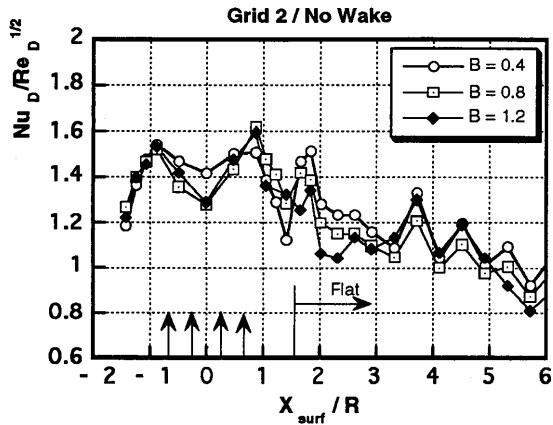


図8 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (Grid 2 / No Wake)

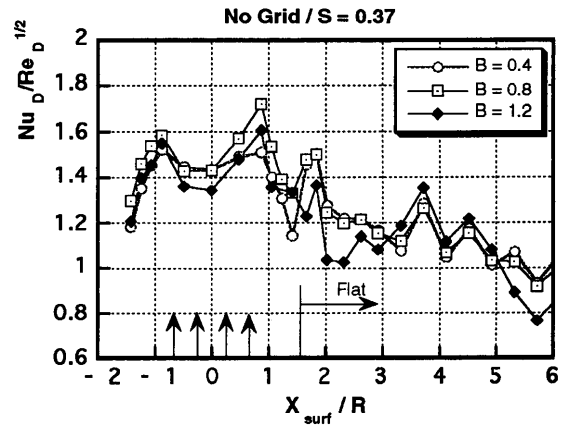


図9 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (Grid 2 / S = 0.37)

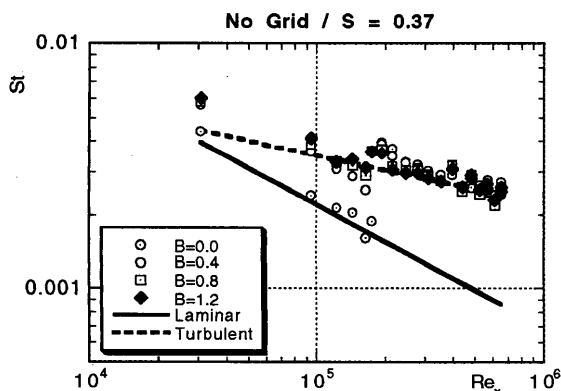


図10 スタントン数分布に対する吹き出し比の効果 (No Grid / S = 0.37)

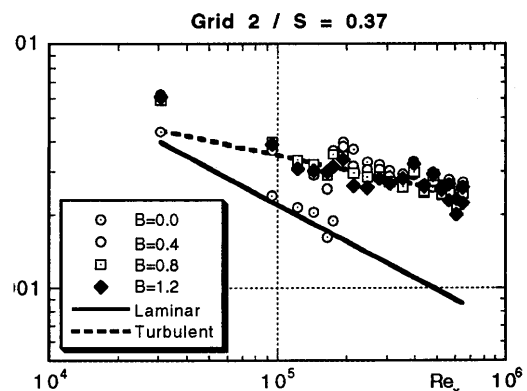


図11 スタントン数分布に対する吹き出し比の効果 (Grid 2 / S = 0.37)

- (2) 冷却孔下流での熱伝達率は、平均吹き出し比が高い場合乱流境界層に対する評価式で評価が可能である。平均吹き出し比が低い場合、層流境界層に対する評価式に似た振る舞いを示すが、値そのものは乱流境界層に近い。
- (3) 前縁での膜冷却は、全般的に熱負荷の低減に有効であり、特に、平均吹き出し比が小さい場合には熱負荷が負になる場合も生ずる。
- (4) 平均吹き出し比が大きい場合には、膜冷却が有効でなくなる領域も存在するが（再付着点付近）、その範囲は限定されている。
- (5) 膜冷却は、翼前縁下流においても有効性を維持している。
- (6) よどみ点では膜冷却による熱負荷低減効果は小さい。

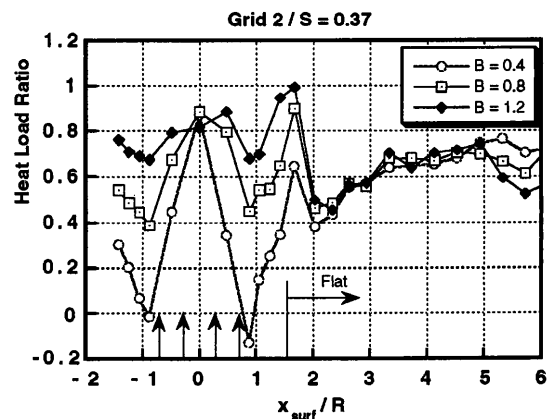


図12 熱負荷比分布に対する吹き出し比の効果 (Grid 2 / S = 0.37)

#### 参考文献

- (1) 吉田、日本ガスタービン学会誌、20-80 (1993)、4
- (2) Funazaki, K., Yokota, M. and Yamawaki, S., ASME Paper 95-GT-
- (3) 船崎、山下、山脇、機論、60-576 B (1994)、267-274

# ガスタービン用プレートフィン熱交換器の非定常加熱特性に関する研究 (その2 実環境模擬試験結果)

\*永盛 和夫 (IHI)  
堀 政義 (IHI)  
大矢 弘史 (IHI)

## 1. まえがき

現在、世界的な環境保護と鉱工業の持続的発展を両立させるために、様々なエネルギー有効利用策が研究開発されている。排ガスで圧縮空気を加熱するいわゆる再生サイクルは、蒸気生成させてエネルギー回収する従来方式に比べてシステムがコンパクトになるので、今後のガスタービン高効率化に期待されている。しかし、ガスタービンの再生サイクル化を実現するためには、高温信頼性のある高性能の熱交換器が必要である。特に、ガスタービン特有の非定常加熱冷却変化に対応できる構造的信頼性の確保が必要である。

本研究では、このために、再生熱交換器として開発しているプレートフィン型熱交換器について、起動と遮断を想定した非定常加熱冷却特性試験を行い、構造的信頼性を評価することを目的としている。前報では、2次元での熱交換器の静・動特性数値解析と非定常加熱冷却試験でのメタル温度特性を検討し、熱交換器の非定常温度特性を模擬するために必要な試験装置性能・条件の検討を行って装置製作し、更に製作後にデータの取得を行った。本報では、前報の熱交換器供試体による非定常加熱冷却試験とその構造解析結果について報告する。

## 2. 非定常加熱冷却試験装置

前報において、ガスタービン再生熱交換器の非定常加熱冷却特性の代表ケースとして起動特性を取り上げて検討した結果、流量変化は熱交換器の過渡変化特性に比べて速く、熱交換器内部の温度変化特性に対する影響が少ないのに対し、排ガス温度の変化は熱交換器の過渡温度変化特性に近く、熱交換器内部の温度変化特性に大きな影響を与えることが明らかとなった。このため、実環境を模擬する試験装置としては、起動特性に優れるガスタービンとの接続状況をシュミレートするために、約10~20秒で設計点に達するこの排ガス温度変化を実現する必要があることが明らかとなった。そこで、流量は一定であるが、燃焼器を用いてこの急激な非定常温度変化を可能とする熱交換器試験装置を製作した。

図-1に試験装置のフローを示す。低温側の流体はライン出口側に設けられた圧力制御弁で所定の試験圧力に設定され、電気ヒータで所定の温度に加熱後、熱交換器に送られる。高温側の排ガスは、燃料ガスの投入量を制御して非定常温度変化と設計定格温度

に調節される。また、装置には各所で熱膨張の逃げを設けてあり、加熱冷却試験時に生ずる試験装置の熱膨張が直接試験体に影響を与えない様に工夫した。試験は、ガスタービン再生熱交換器の非定常加熱冷却特性の評価するために、同様な急激な排ガス温度変化を生ずる遮断特性を含め、起動と遮断を合わせた昇温と降温のサイクル加熱冷却試験を行い、模擬することにした。

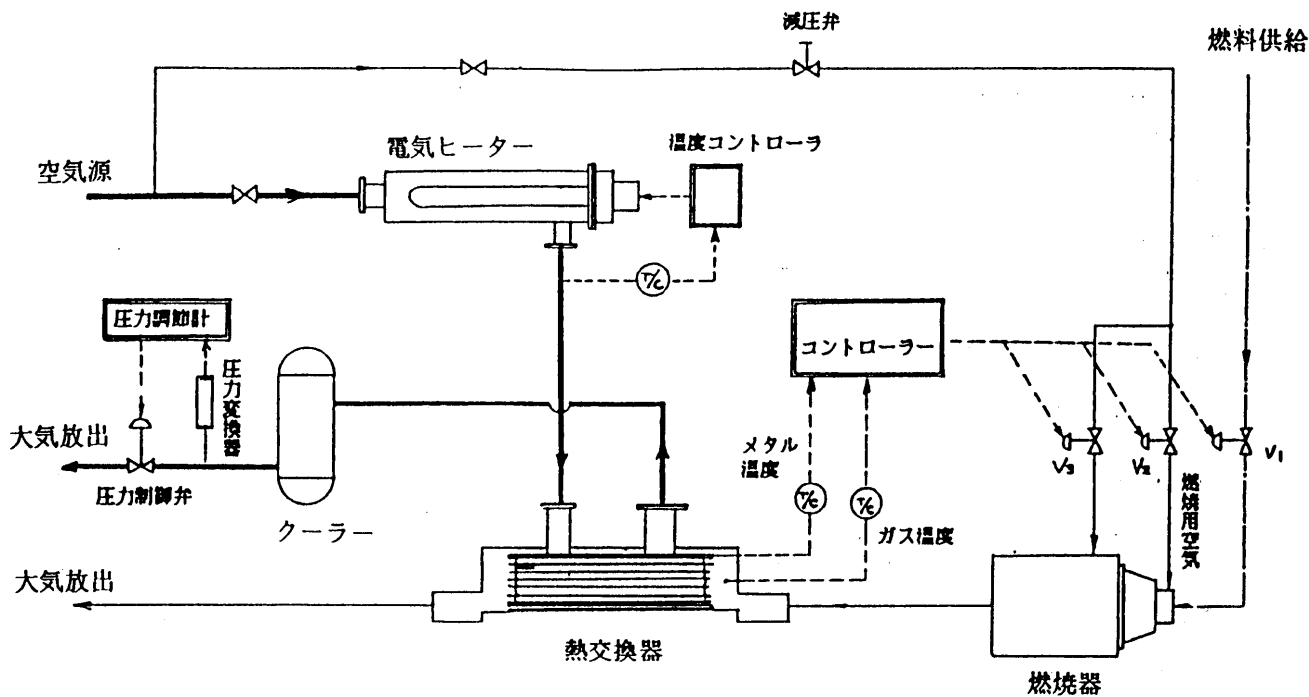


図1 非定常加熱冷却試験装置

### 3. 熱交換器供試体

熱交換器供試体の形状および寸法は、図-2に示す通りである。コンパクト高性能化を図るために、伝熱促進体としてねじり板を採用した。性能は、前報に示す通り、標準ガスタービンに対して、排ガス入口温度  $650^{\circ}\text{C}$ 、温度効率 75% の性能を設定し、その一部の段数をもって供試体を構成した。

供試体の主要設定条件は次の通りである。

- (1) 供試体の最高使用温度は、 $650^{\circ}\text{C}$ とした。
- (2) 標準的なガスタービン用として想定される熱交換器と同サイズ・同形状とし、層毎に高温側と低温側流体が交互に流れるプレートフィン熱交換器の特徴を考慮して、段数を減じて供試体とすることにした。
- (3) 段数は、減少する程、非定常熱応力が厳しくなると推定されるので、性能試験として成立する下限値として、低温側6段、高温側5段の前11段とした。
- (4) ガスタービンの運転時に想定される非定常加熱冷却に伴う温度変化は、 $300^{\circ}\text{C}$ から  $600^{\circ}\text{C}$  まで、約 20 秒で立ち上がる条件を設定した。

試験条件は表-1の様に設定した。供試体には、発生する熱応力を検討するために、各部に熱電対を取り付けて、そのメタル温度と流体温度を測定し、3次元の分布を求めた。各部に取り付けた熱電対位置を図-3および図-4に示す。

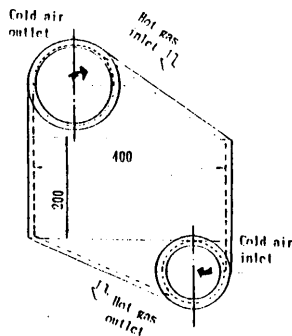


図2 熱交換器供試体

表1 試験条件

|           |              |
|-----------|--------------|
| 試験体       | 11段熱交換器      |
| 流量        | 310~340 kg/h |
| 温度(高/低温側) | ~650℃ / 303℃ |

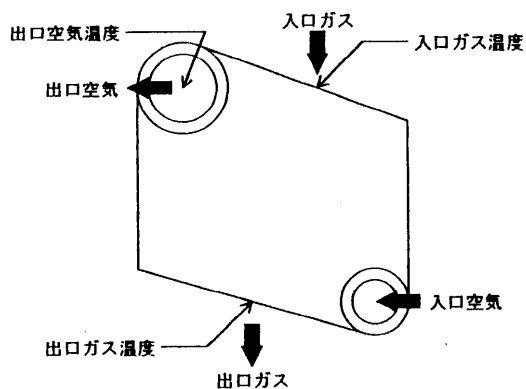


図3 熱交換器ガス温度計測位置

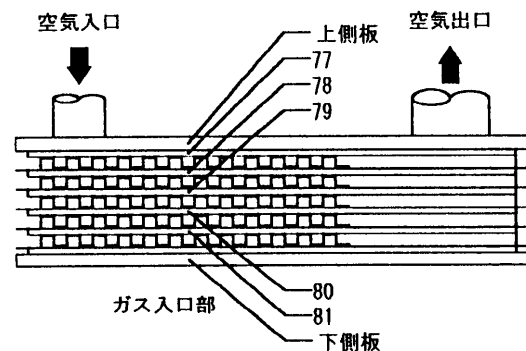


図4 熱交換器メタル温度計測位置

#### 4. 非定常加熱冷却試験結果

##### 4. 1 非定常流体温度変化

上述の供試体を用いてガスタービンの起動・遮断の繰り返しを模擬したサイクル加熱冷却試験を実施した。この結果得られた加熱時と冷却時の排ガス出口温度と空気出口温度の時間的変化を図-5、図-6に示す。これらの図から以下のことが明らかとなった。

- (1) 昇温から降温までの全域に渡って良好な熱交換が行われている。このため、熱交換器の排ガス出口温度変化は入口温度変化に対して著しく小さい。
- (2) 空気出口温度は、入口温度の変化開始から約5秒で立ち上がり始め、50秒で設計点温度の65%に達する。このため、昇温12秒後に最大約230℃に達する排ガス入口と空気出口とに温度差が発生する。
- (3) 降温時の空気出口温度変化は、昇温時と同様により変化が遅く、このため降温4~6秒で排ガス入口温度と空気出口温度が逆転する。この時、温度差は最大100℃前後に達し、50秒後に約50℃になる。

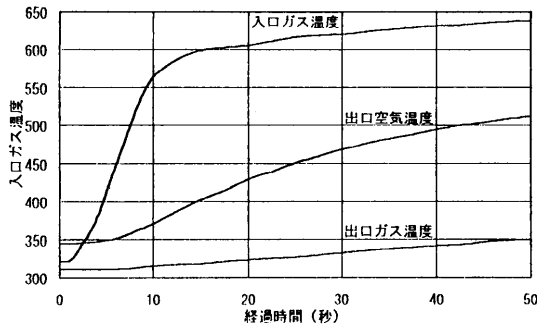


図5 加熱時ガス温度変化

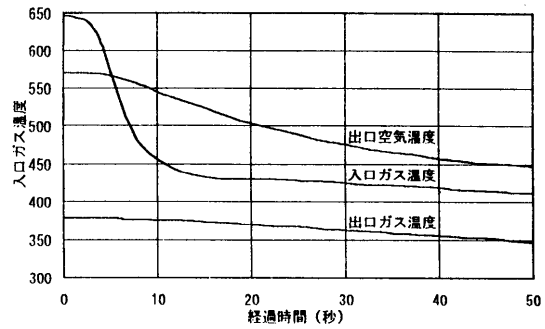


図6 冷却時ガス温度変化

#### 4. 2 非定常メタル温度変化

次に非定常加熱冷却試験時の供試体各部メタル温度変化を図-7、図-8に示す。これらの図から以下が明らかとなった。

- (1) 供試体の中央部分、すなわち熱交換器のコア部は、加熱冷却時共に排ガス入口温度変化に対する追従性が良く、前報の解析で得られた結果にほぼ一致した。
- (2) 上下側板は、コア部の素材に比べて熱容量が大きいために、排ガス入口温度変化に対する反応は鈍く、コア部分との間に大きな温度差が生じる。
- (3) この上下側板とコア部に生ずる温度差が最大となるのは昇温後約30秒、降温後約20秒で、前報の解析結果に一致した。

以上の結果、実用の熱交換器の一部少数段で構成した供試体で、実用の熱交換器の非定常加熱冷却特性を調べる試験が可能であることが明かとなった。これは、プレートフィン型熱交換器が、空気層とガス層が交互に積層されている構造的特徴によるためと言える。したがって、本試験結果から、熱交換器の非定常加熱冷却時の構造信頼性を確保する上で、排ガス温度変化への応答性が良いコア部には、急激な熱膨張収縮に伴う歪の問題、熱容量の大きい側板近接部に対しては、非定常時に発生するコア部との温度差に起因した熱応力の問題が重要と考えられる。これらの問題に対処するためには、フィンプレートで構成される熱交換器に合った構造解析を行い、供試体試験で確認していく必要がある。そこで、今回の試験結果を基に構造解析を試みた。

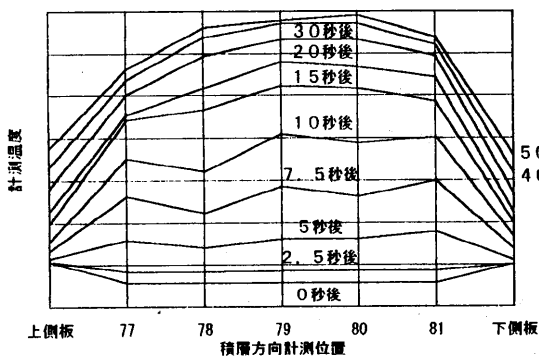


図7 加熱時メタル温度分布

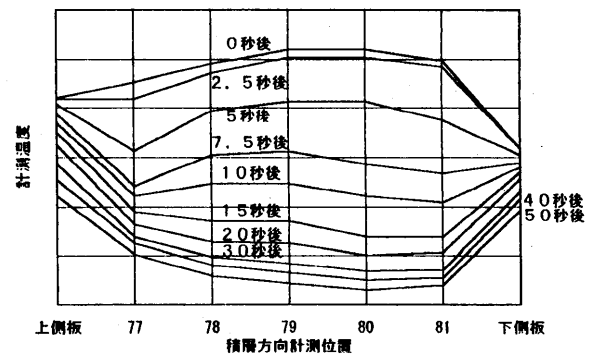


図8 冷却時メタル温度分布

## 5. 構造強度解析

解析は3次元ソリッド要素を用いた3次元解析とし、側板、空気層、ガス層についてフィン部分を直交異方性のある等価剛性としてモデル化し、フィン部分は隔離板中央面間を要素高さとし、汎用解析プログラムNASTRANを使用して行った。解析に用いる供試体各部の温度は計測データを用い、熱交換器供試体の内部などの計測できない部分については、前報の数値解析と試験結果との一致が確認されたので、数値解析でおぎなった。解析で得られた結果を図-9、図-10に示す。

図-9は、熱膨張による供試体の変形状況を解析で求めたものである。排ガスの流入する部分で大きな変形が見られる。空気出口ヘッダーの排ガス流入側には、この変形が残るが、反対側では変形が少ない。図-10は、側板近接の空気層とガス層の境界プレートに生ずる熱応力解析（最大主応力）の結果である。図中には、各応力レベルで等高線表示してあり、ヘッダー近くに応力レベルの高い所が見られる。これは、図-9の熱変形に対応している。

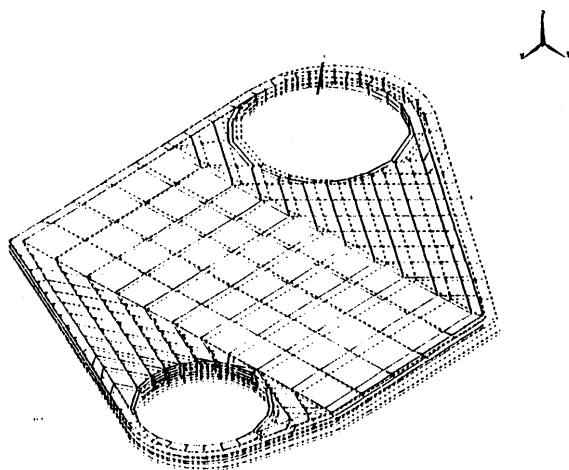


図9 熱膨張による変形

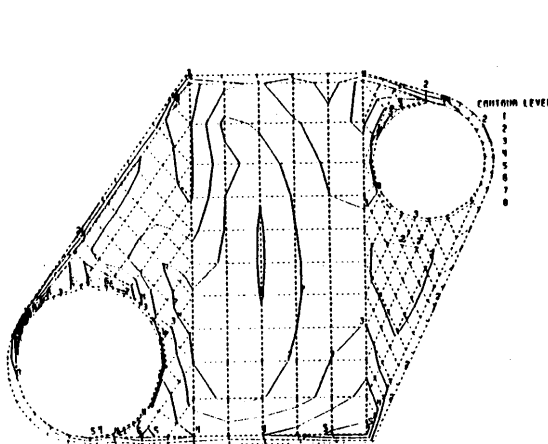


図10 熱応力解析

## 6. 結 論

再生サイクルガスタービン用に開発しているプレートフィン型熱交換器に非定常加熱特性を評価するために、熱交換器供試体を用いて、ガスタービンの起動と遮断を想定した非定常加熱冷却試験を行った。そして、試験から得られた結果を基に熱応力に関する構造強度解析を実施し、以下の結論を得た。

- (1) プレートフィン型熱交換器の場合には、実用の熱交換器の両側板を含む一部少数段で構成する供試体で、ガスタービンの起動・遮断時などで想定される非定常加熱冷却特性試験・評価が可能である。
- (2) 非定常加熱冷却試験で得られた供試体の各部温度変化特性は、前報の解析に一致した。
- (3) 試験の結果、ガスタービンの起動・遮断などの非定常加熱冷却が熱交換器に与える影響は、コア部は排ガス温度変化に対する追従性の良さが、側板近接部は側板の熱容量による遅れに伴うコア部との温度差が起因する。
- (4) フィンプレート構造を等価剛性モデル化した構造解析を行い、供試体の熱変形量、熱応力の解析結果を求めた。その結果、排ガス流入部の空気出口ヘッダー側で熱応力が高くなることが分かった。

以上の結果、前報の試験装置と本報の供試体によるサイクル加熱冷却試験、ならびに、等価剛性モデルによる構造解析によって、ガスタービン再生サイクルに用いるプレートフィン型熱交換器の非定常加熱特性を評価する手法を構築することができた。今後は、この手法の妥当性を検証すると共に、併せて熱交換器の信頼性向上に結果を反映させて行く。

## 7. 参考文献

- (1) 渡辺、二階、大堀他二名：「ガスタービン用環状プレートフィン熱交換器」、第22回日本伝熱シンポジウム講演論文集、P488～490、1985
- (2) K. Ohhori, K. Watanabe, I. Nikai, T. Nakata : Development of High Performance Plate Fin Heat Exchanger on the Selection of Configuration and Performance of Heat Transfer, IHI Engineering Review Vol. 17 No. 2, 1984
- (3) 伝熱工学資料（改訂第4版）、日本機械学会、1986
- (4) 堀、大矢、永盛：「ガスタービン用プレートフィン熱交換器の非定常加熱特性に関する研究（その1 非定常温度特性）」、ガスタービン学会秋季講演会（松江）講演論文集、P283～289、1994

# 等温圧縮過程を用いた ガスタービンサイクルの性能

C-2

西 亮 (宮崎大・工)

## 1. まえがき

カルノーサイクルは最高の効率を持つ理想の熱機関である。理想的な熱交換が仮定される場合、スターリングサイクルとエリクソンサイクルは共にカルノーサイクルと同じ効率となるので、この二つのサイクルも理想サイクルであると考えられている。エリクソンサイクルは、等温過程と等圧過程を組み合わせたサイクルであるので、再生式ガスタービンエンジンを基本として実現することが考えられる。しかるに、過去に於てこのサイクルが十分に研究された経過がみられない。この理由として、等温圧縮と等温膨張過程の実現が困難視されたことが大きな理由と思われる。特に等温圧縮は伝熱を伴うので、長時間を要し装置が大きくなる。軽量、コンパクトを目指すガスタービンの開発過程とは相容れない条件であった。これまでの研究で、等温圧縮過程として大量の水中で気泡を静水圧によって圧縮する水力空気圧縮機(Hydraulic Air Compressor:HAC)を用いることを前提に、得られた冷たい圧縮空気を再生式ガスタービンに供給して高い効率が得られることを示した。<sup>(1)</sup> また、膨張過程に再熱式タービンを併用することで、タービン入口温度が低い場合に高い効率が得られることを示した。<sup>(2)</sup> さらに、このシステムを水力発電に応用すると、従来の水力発電に比して2~3倍の出力が得られることを示した。<sup>(1), (2)</sup>

本報告では、HACを自然の落差を用いる代わりにポンプで駆動すると、ポンプ入力が必要となるが、低温の圧縮空気と等温圧縮過程による必要仕事の減少が期待できる。ポンプ駆動のHACには、海水や河川水を利用するような大量の水を用いる場合と、循環水による少量の水を用いる場合が考えられる。後者では水温が上昇するので、一定水温にするには温水を取り出すコ・ジェネシステムが考えられる。これらのポンプ駆動HACと再生式ガスタービンを組み合わせたシステムの性能について検討する。

## 2. 要素性能とシステムの構成

### 2.1 水力空気圧縮機(HAC)

水力空気圧縮機は図1に示すように可動部のない一種のエネルギー変換機である。水の位置エネルギーを利用して空気を圧縮する。下降水流中に気泡を注入し、気泡が比較的長時間かかって水中で圧縮されるので、昇温する事なく圧縮が行われる。この装置は1900年頃北米やヨーロッパで鉱山用の空気源として用いられていたが、その後忘れられている。1906年に建設された装置の性能を表1に示している。<sup>(3), (4)</sup> この装置に必要な落差は、ポンプによっても与えることが出来る。この場合の等温圧縮効率は、以下のように与えられる。

$$\eta_{HAC} = \frac{\text{空気の等温圧縮仕事}}{\text{水の位置エネルギー} / \text{ポンプ効率}} = \frac{M_a R T_a \ln(P_2/P_1)}{M_w g h / \eta_{pump}} \quad (1)$$



ここに $M_a, M_w$  は空気と水の流量、 $T_a$  は空気の温度、 $P_1, P_2$  はHAC 入口と出口の空気圧力、 $h$  は水の落差、 $\eta_{\text{pump}}$  はポンプ効率である。表1 の性能を、現在の技術水準から考えて、HAC の効率は少なくとも $\eta_{\text{HAC}}=0.80$ が期待できるので、<sup>(6)</sup>以下の計算ではこの値を用いることとする。また、この仮定によって必要落差は $h=20.3$  mとなる。

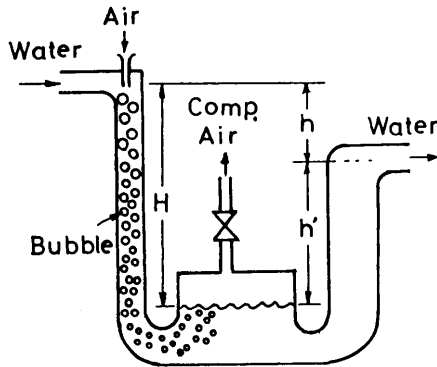


図1 HAC の模式図

表1 HAC の仕様と性能

|                             |                           |
|-----------------------------|---------------------------|
| Down pipe diameter          | D=1.5 m                   |
| Down pipe length            | H=102.3 m                 |
| Return pipe length          | h'=80.8 m                 |
| Available head              | h=21.5 m                  |
| Water mass flow             | $M_w=6119$ kg/s           |
| Water temperature           | $T_w=283$ K (10°C)        |
| Compressed air mass flow    | $M_a=5.43$ kg/s           |
| Compressed air pressure     | P=882.6 kPa               |
| Compressed air temp.        | $T_a=288$ K (15°C)        |
| Isothermal compression eff. | $\eta_{\text{HAC}}=0.753$ |

## 2. 2 熱交換器の性能

このサイクルでは熱交換器の性能がサイクル性能を大きく支配する要因である。現在ニューサンシャイン計画の基に、300 kW級のセラミックガスタービンの開発研究が行われている。この中間及び最終目標値を表2 に示している。<sup>(6)・(7)</sup>これらの値を参考に熱交換器及び燃焼器入口ガス温度を設定する。HAC を圧縮機とし、再熱再生式ガスタービンとの組合せを考えると、制約条件はタービン入口温度、熱交換器入口温度、および再熱燃焼器入口温度である。ここでは熱交換器入口温度 $T_{R1} \leq 973$  K (700°C)、再熱燃焼器入口温度 $T_{B1} \leq 973$  K (700°C) と与える。これらの条件からタービン入口温度 $TIT=T_{max}$ が決定される。一方、熱交換器温度効率 $\eta_R$ は、上記開発研究ですでに高い値が得られているが、ここでの熱交換器は、流入空気温度が低く、温度幅が広いので構造が複雑となる事が考えられるので、 $\eta_R=0.80$ とやや低い値を仮定した。

## 2. 3 システムの構成と作動条件

HAC を圧縮機とし、1段再熱タービンを持つ再生式ガスタービンの模式図を図2 に示している。再熱しないシステムを"HAC-GT"システムと呼び、図2の再熱するシステムを"HAC-R-GT"システムと呼ぶ。

ここで考えるポンプ駆動のHAC を"P-HAC"と表すと、このHAC と再生式ガスタービンの組合せは、"P-HAC-GT"及び"P-HAC-R-GT"システムと呼ぶことが出来る。さらに、循環式HAC を"CP-HAC"と呼ぶと、このHAC を用いたシステムは、"CP-HAC-GT"と"CP-HAC-R-GT"と呼べることになる。

図3 は海中に設置したP-HAC-GTシステムの模式図で、この場合には大量の水が利用できるので、戻り流路を必要としない。図4 は大量の河川水を利用する場合で、戻り流路が必要となり、この中にポンプを設置した例を示している。この場合にはHAC は地中に設置される。また、図5 は循環式HAC を用いるCP-HAC-GT システムの一例である。この場合には、循環水が昇温するので冷水を加え、温水を排出して循環水の温度を一定にする必要がある。排出した温水は別の用途に利用するコ・ジェネシステムとすることが出来る。

これらのシステムの性能計算に必要な作動条件を表3 に与えている。

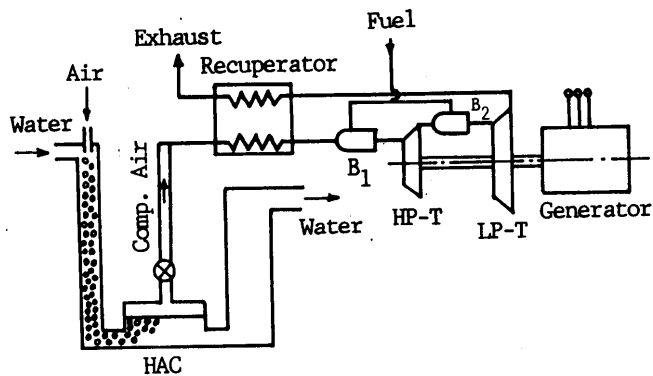


図2 HAC-R-GT システム

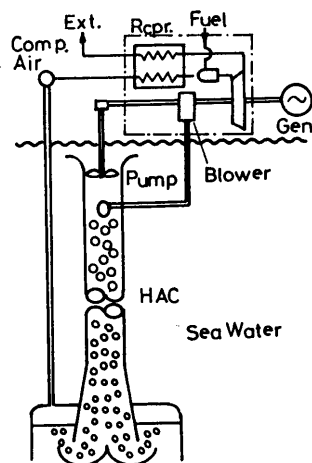


図3 海水を利用したHAC システム

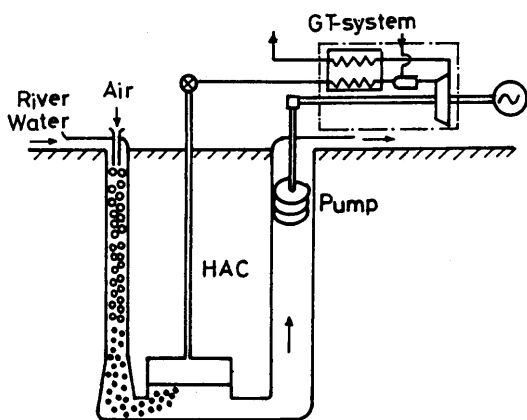


図4 河川水を利用したHAC システム

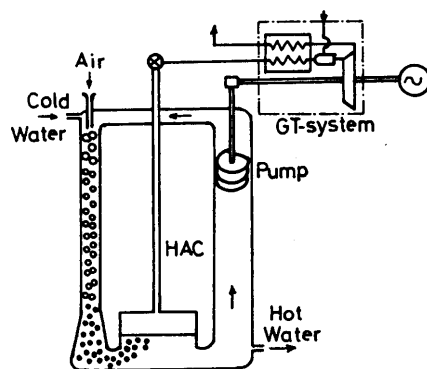


図5 循環式HAC を用いるシステム

### 3. システムの性能

#### 3.1 熱効率とポンプ性能

図3～図5に示すシステムでは、タービン出力でポンプを駆動するので、熱効率は通常のガスタービンと同じ考え方となる。これを以下のように与える。

$$\eta_{P-HAC-GT} = (GT-HP / \eta_{pump}) / Q \quad (2)$$

ここに、GTはガスタービンの出力、HPは水の位置エネルギー、 $\eta_{pump}$ はポンプ効率である。

このシステムに利用するポンプは、次のように考えることが出来る。図3に示すシステムの一例では、通常HACの下降管内の気泡流の流速は4～6 m/s程度であるので（表1の装置では平均6 m/sである）、このポンプの要件としては、大流量(6 m<sup>3</sup>/s)でヘッドは20 m、流速は6 m/s程度である。一方、図4及び図5に示す装置に対するポンプは、戻り流路に設置されている。戻り流路の流速は、小さいほど損失が少なくなるので通常1 m/s以下に設計される。このような流路内にポンプを設置するとすると、特別な形状となる。例えば、スパイラル羽車や、容積型など新しい形状のポンプの開発が必要となる。

表2 セラミックガスタービンの目標値

|  | Middle stage | Final stage |
|--|--------------|-------------|
| Turbine inlet temp. TIT, °C                        | 1200         | 1350        |
| Recuperator thermal eff. $\eta_R$ , %              | over 84      | 84.5        |
| Recuperator pressure loss $\delta_p$ , %           | under 4.5    | 4.5         |
| Recuperator gas side inlet temp. $T_{R1}=T_R$ , °C | 696          | 825         |
| Burner inlet temp. $T_b$ or $T_b'$ , °C            | 678          | 717         |

表3 ガスタービン要素性能

|                                   | CNV-GT | P-HAC-GT | P-HAC-R-GT |
|-----------------------------------|--------|----------|------------|
| Atmospheric pressure(kPa)         | 101.3  | 101.3    | 101.3      |
| Atmospheric temperature °C        | 15     | 15       | 15         |
| Turbine efficiency $\eta_T$       | 0.88   | 0.88     | 0.90 each  |
| Burner efficiency $\eta_B$        | 0.98   | 0.98     | 0.98       |
| Recuperator efficiency $\eta_R$   | 0.80   | 0.80     | 0.80       |
| HAC efficiency $\eta_{HAC}$       | -      | 0.80     | 0.80       |
| Pump efficiency $\eta_{pump}$     | -      | 0.85     | 0.85       |
| Generator efficiency $\eta_{GEN}$ | 0.975  | 0.975    | 0.975      |
| Turbine inlet temp. TIT=T, °C     | 1200   | 1200     | 935        |
| Pressure losses                   |        |          |            |
| Air intake $\delta_1$             | 0.01   | 0.01     | 0.01       |
| Recuperator gas side $\delta_2$   | 0.03   | 0.03     | 0.03       |
| Recuperator air side $\delta_3$   | 0.025  | 0.025    | 0.025      |
| Burner $\delta_4$                 | 0.02   | 0.02     | 0.02       |
| Cooling air rate %                | 2      | 2        | 0          |

これらのポンプの性能は同一ではないが、ここでは  $\eta_{pump}=0.85$  と仮定した。HAC の効率は  $\eta_{HAC}=0.80$  と与えているので、空気圧縮の総合効率は  $\eta_{comp-tot}=0.68$  となり、かなり低い値を与えたことになる。

### 3. 2 P-HAC-GTとP-HAC-R-GTの性能

上述の熱交換器及び再熱燃焼器入口ガス温度の制約条件から、それぞれのシステムの最高温度が決定される。図6にこの関係を示している。この図から、再熱の無いシステムでは、 $TIT=T_b=T_{max}=1473$  K(1200°C)が得られ、再熱システムでは $TIT=1208$  K(935°C) が得られた。式(2) で与えられる熱効率を図7及び図8に示している。比較の意味で通常の再生式ガスタービン(CNV-GTと呼ぶ)の熱効率を図9に示している。この場合の圧縮機効率は  $\eta_c=0.85$  を仮定している。自然の落差を利用する形式に比べ、ポンプ仕事が必要であるので、その分性能が低下するが、HACの利用による低温の圧縮空気が得られる上に等温圧縮による仕事の減少によってかなり良い効率を得られた。P-HAC-GTの場合、同じ条件のCNV-GTと比較して設計点での効率は1.3%程度低下するにとどまる。一方、再熱する場合には、TITが低く、無冷却のタービン翼が使用できる程度となるが、CNV-GTの性能と比較すると、やや低い値となっている。 $r_c=7.8$ に対する性能(設計点性能)の比較を表4に示している。

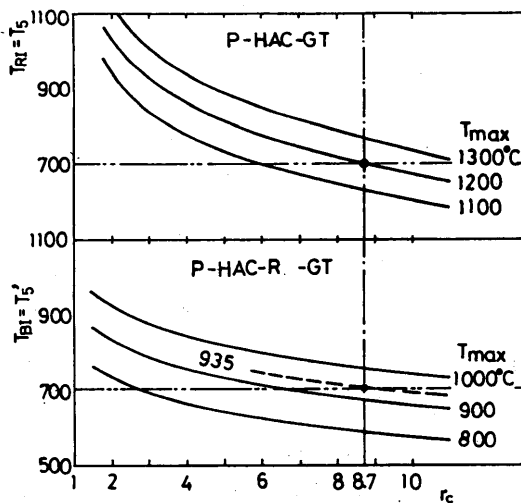


図6 ガス温度の制約条件

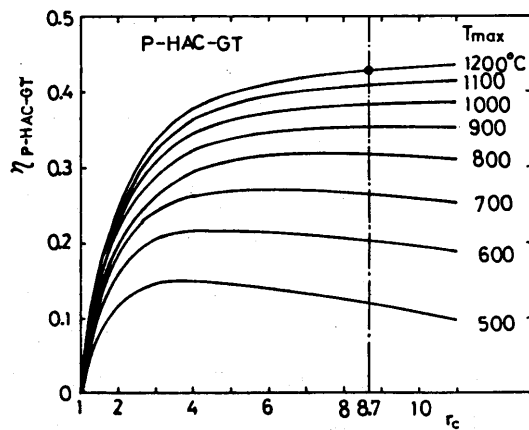


図7 P-HAC-GTの熱効率

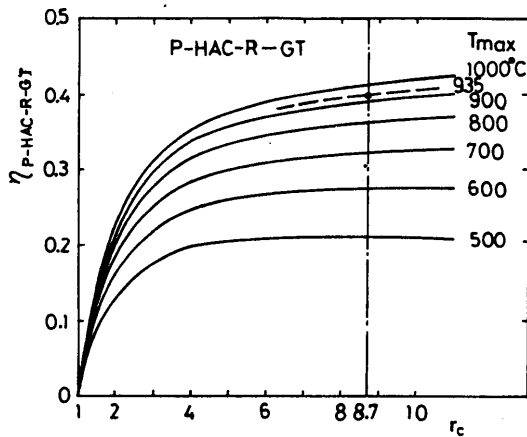


図8 P-HAC-R-GTの熱効率

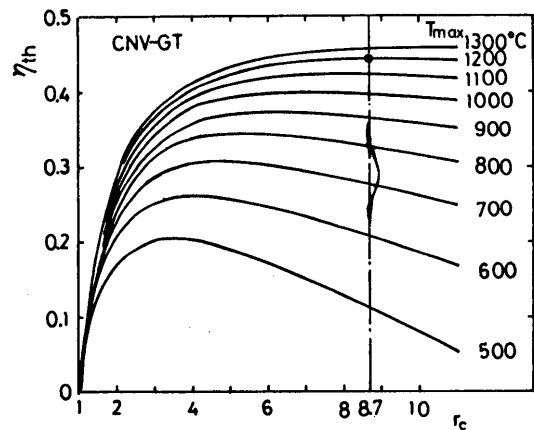


図9 CNV-GTの熱効率

### 3.3 CP-HAC-GT と CP-HAC-R-GT の性能の比較

図5に示す循環式HACでは、水温が上昇するのでその分温水を取り出し冷水を注水する。これは温水供給のコ・ジェネシステムとなる。HACの循環水の温度が上昇すると、同じ温度の圧縮空気が得られることになるので、CP-HAC-GT または CP-HAC-R-GT システムの性能が低下する。それぞれのシステムで、同一のTITを持つ場合で、圧縮空気温度が変化したときの性能の低下を図10に示している。システムの性能は、ほぼ直線的に低下し、低下率は両システムともほぼ同じ値で、1.1%/10 K、すなわち、温度10 K上昇する毎に、約1.1%効率が低下する。

コ・ジェネシステムとして、HACの水温を $T_2=333$  K(60°C)とする場合の両システムの性能を表5に示している。HACから取り出された温水は、毎秒14.5 lで排ガスによってさらに昇温できる。この場合の排ガス温度は約485 K(212°C)でこの排ガスを用いた熱交換器の温度効率を80%と仮定すると、最終温度は344 K(71°C)となる。この場合のコ・ジェネの全効率は $\eta_{c-tot}=0.88$ と高い値となる。

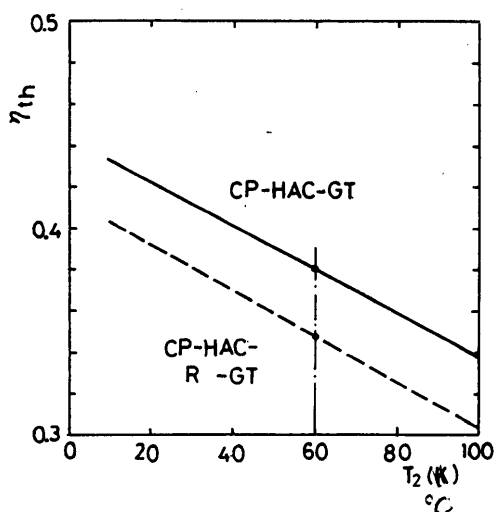


図10 水温上昇による効率の低下

表4 P-HAC-GT と P-HAC-R-GTの性能の比較

|                                  | P-HAC-GT    | P-HAC-R-GT  | CNV-GT      |
|----------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| Turbine inlet temp. TIT=T, °C    | 1200        | 935         | 1200        |
| Thermal efficiency $\eta_{th}$   | 0.429       | 0.398       | 0.442       |
| Output, $P_{out}$ (kW)           | 3,380       | 2,970       | 3,250       |
| Pump work, $E_p/\eta_{pump}$ kW  | 2,630       | 2,630       | -           |
| Pump efficiency $\eta_{pump}$    | 0.85        | 0.85        | 0.85        |
| Recuperator inlet temp. $T_1$ K  | 968 (695°C) | 971 (698°C) | 965 (695°C) |
| Reht. brnr. inlet temp. $T_1'$ K | -           | 967 (694°C) | -           |

表5 CP-HAC-GTとCP-HAC-R-GT性能の比較

|  | CP-HAC-GT   | CP-HAC-R-GT |
|--|-------------|-------------|
| Turbine inlet temp. TIT=T, °C                        | 1200        | 935         |
| Thermal efficiency $\eta_{th}$                       | 0.382       | 0.348       |
| Output, $P_{out}$ kW                                 | 2,970       | 2,560       |
| Pump work, $E_p/\eta_{pump}$ kW                      | 3,040       | 3,040       |
| Pump efficiency $\eta_{pump}$                        | 0.85        | 0.85        |
| Recuperator inlet temp. $T_1$ K                      | 968 (695°C) | 971 (698°C) |
| Exhaust temp., $T_2$ K                               | 485 (212°C) | 486 (213°C) |
| Hot water temp., $T_{hot}$ K                         | 364 (71°C)  | 364 (71°C)  |
| Hot water volume, $V_w$ l/s                          | 14.5        | 14.5        |
| Cogeneration system total efficiency, $\eta_{c-tot}$ | 0.88        | 0.88        |

#### 4. むすび

可動部のない構造簡単なHACによって得られる冷たい圧縮空気を再生式ガスタービンに供給するシステムを考える。HACを駆動するには自然の落差を持つ水流以外に、ポンプを用いることが出来る。後者では、大量の水が利用できる場合と、少量の循環水を用いる場合が考えらる。これらの性能を検討した結果、以下の事柄が明かとなった。

(1) ポンプ効率を $\eta_{\text{pump}}=0.85$ と与え、したがって全圧縮効率が $\eta_{\text{comp-tot}}=0.68$ と低い値を与えたことになるが、大量の水が利用できる場合、P-HAC-GTの性能は通常の再生式ガスタービンCNV-GTシステムに匹敵する効率が得られた。再熱するシステムでは、低温のTITに対して高い効率が得られる。

(2) 循環式HACを用いると、設置場所の制限が少なくなり、HACから取り出す温水を利用するコージェネシステムとなる。この場合、約70°Cの温水が52 ton/hr得られ、全効率が88%と高い値となる。

#### 文献

- (1) 西、等温圧縮過程を利用した高効率ガスタービンの研究、(第1報 性能推定)、機論、59-565, B (1993), 125.
- (2) 西、ガスタービンを用いた水力発電のリパワリング、日本ガスタービン学会誌、22-87, (1994), 73.
- (3) Schlze, L. E., Hydraulic Air Compressors, U. S. Dept. of the Interior, Inform. Circular. 7863 (1952), 1.
- (4) Rice, W., Performance of Hydraulic Gas Compressors, Trans. ASME, J. Fluid Eng., 98-4 (1976), 645.
- (5) 西・宮城・益田・松田、水力空気圧縮機の研究(第1報 実験的研究)、機論、59-588, B (1993), 125.
- (6) 巽、セラミックガスタービン技術開発、NEDO燃料貯蔵技術分科会第12回事業報告、(1992), 25.
- (7) Honjyo K., Hashimoto R., and Ogiyama H., Current Status of 300 kW Industrial Ceramic Gas Turbine R&D in Japan, Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbine and Power, 115 (1993), 51.

## タービン内再熱水素燃焼ガスタービンの研究（第4報）

\*春海一佳 菅 進 平岡克英 井亀 優  
城田英之 森下輝夫（以上 船舶技研）

## 1. はじめに

タービン内で水素を燃焼させて作動ガスを再熱することによって、近似的に等温膨張が可能となる。これを著者らはタービン内再熱と名付け、これを実証するために単段のタービン内再熱水素燃焼タービンを試作し、運転試験を行ってきた。既報<sup>1)~3)</sup>において、設計流量である主空気流量 $2.6 \text{ kg/s}$ 及びそれを約10%下回る $2.3 \text{ kg/s}$ の条件下で水素による再熱運転を行い、水素燃焼効率、排出ガスの組成、タービン出力等を計測し、この条件下においては100%の水素の燃焼効率が得られることを示した。

前報以降我々は、設計流量を約10%上回る主空気流量 $2.9 \text{ kg/s}$ の下で追加実験<sup>4)</sup>を行い、この条件においても、ほぼ100%の再熱水素の燃焼効率を得ることができていることを確認した。また、再熱水素燃焼による運転時間が計11時間35分に達した試験タービンの高温ガス流路部を内視鏡を用いて点検した。

本報では、前報で報告した実験結果に今回行った追加実験の結果を加え、計3種類の主空気流量の条件における燃焼及びタービン出力に関する実験結果をまとめて報告する。また、タービン内部の点検結果についても報告する。

## 2. 試験タービン及び試験装置

図1に試験タービン断面を示す。主空気はタービン下部から入った後、内外ケーシングの間を通過して主燃焼器に入る。主燃焼器の燃料には灯油を使用する。再熱水素はノズル翼ごとに導かれ、翼を内部冷却した後に翼後縁から吹き出されタービン内のガス流中で燃焼する。ノズル翼及びロータ翼の間での水素燃焼によってガス温度が上昇し、ロータで発生する動力が増加する。

主空気の一部は、内部ケーシング冷却後にタービン流路内に、或いは内部ケーシングの接続部から低温のまま直接タービン流路内に流入する。これらは主燃焼器をバイパスするためにノズル翼及びロータ翼を通る主燃焼ガスの温度を低下させる。混入する低温空気は、燃

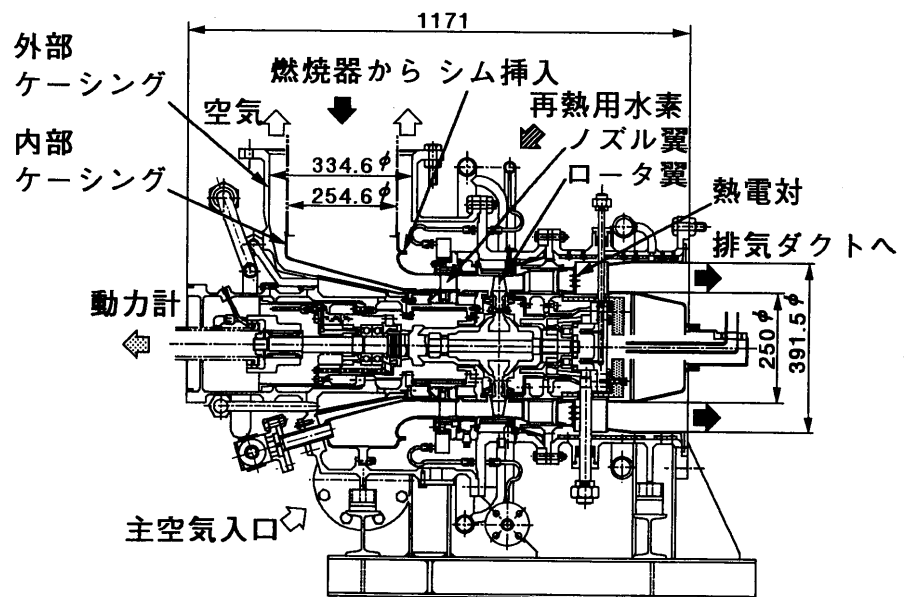


図1 試験タービン断面図

料消費量と燃焼器前後の温度上昇から推算すると主空気流量の16~18%となった。本報告におけるタービン入口温度(TIT)は、図2の試験装置概略図に示されたようにタービン本体入口の高温ガス流路に挿入した放射シールド付きK熱電対6本で計測したものであり、実際にノズル翼を通る主燃焼ガスの温度はこの計測値より低い値となる。

ガスサンプリングは、図2に示すようにL型曲がりをもつ2回経たるロータ翼から約2m下流に位置する排気ダクトの中央に60℃の温水で冷却したサンプリング管を挿入し行った。

サンプリング断面ではガスが既に均一に混合され、有意な濃度分布がないことを予備実験によって確認した。

ノズル翼下流での再熱用水素の燃焼状況は、L型曲がり部に設けた2個ののぞき窓から回転するロータ翼の隙間を通して見る事が可能で、全ノズル翼(翼枚数は25)の約3分の2を観察することができる。火炎の状況はこののぞき窓からビデオカメラで観察した。

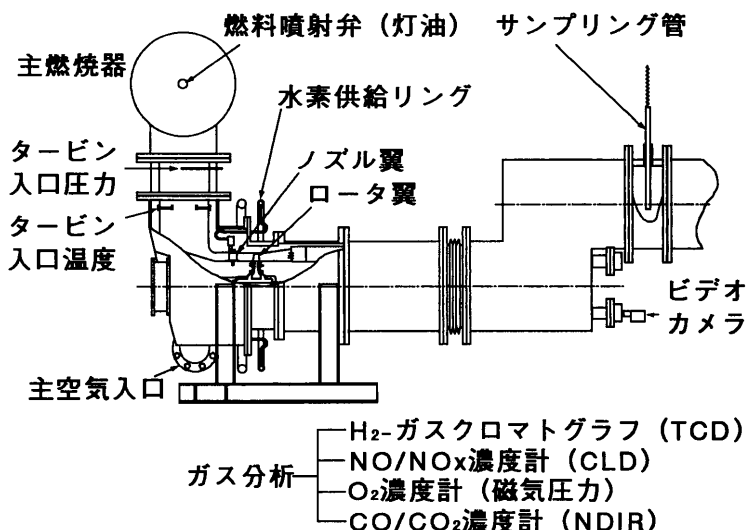


図2 試験装置概略図

### 3. 実験結果

#### 3-1 再熱用水素燃焼効率

本報では主空気流量を2.9kg/sに増加させた実験を行い既報で得られた燃焼効率の改善が有効であることを確認すると同時に、NOxの排出結果についても既報の結果と併せて検討した。

図3に、主空気流量2.3~2.9kg/s、水素流量1.5~3.0g/sとした場合の水素燃焼効率を示す。前報までの結果に加え今回行った追加実験の結果を示す。水素流量の範囲は、水素流量を主空気流量の0.1%としたときに作動ガスの平均温度が100℃上昇することを基準に決定した。

既報で示したようにTIT約940℃の場合、水素燃焼効率は83~95%であるが、TITを970℃程度まで上昇させることにより水素燃焼効率は97~100%まで改善される。主空気流量2.6、2.9kg/sでは水素流量1.5~2.4g/sの範囲で、また主空気流量2.3kg/sでは水素流量1.5~1.8g/sの

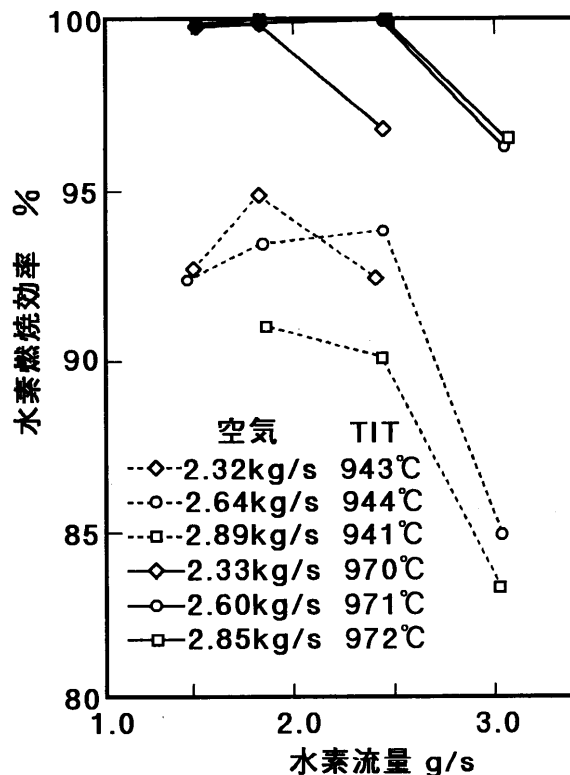


図3 再熱用水素の燃焼効率

範囲で、ビデオで観察することができる範囲のすべてのノズル翼下流で安定した火炎が観察され、水素燃焼効率については99.8~100%の値が得られた。このことは、翼下流中で安定した火炎が存在できる限り、水素は完全燃焼することを示している。

図4にTITが約940°Cの場合のNO及びNOxの計測結果を、図5にTITを約970°Cに

上昇させた場合のNO及びNOxの計測結果を示す。いずれの場合においても、水素再熱によってNOx総量は変化せず、また、水素再熱によって、NOx総量に占めるNOの比率は減少している。図6に再熱時のNO/NOx比の変化と残存水素濃度の関係を示す。前報の実験結果に今回行った結果を加えて示す。前報で得られたのと同様、水素再熱によりNOx中のNOの比率が低下すること、NO/NOx比と残存水素濃度とが密接な関係にあることがわかる。

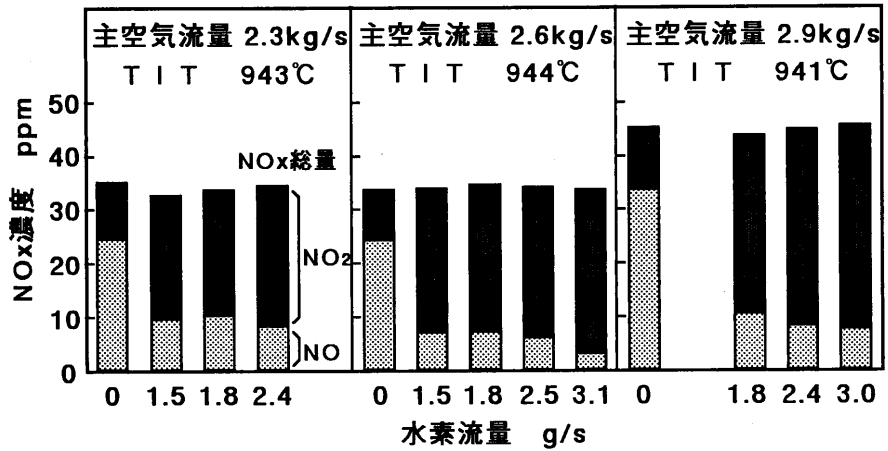


図4 NO及びNOxの計測結果 (TIT 940°Cの場合)

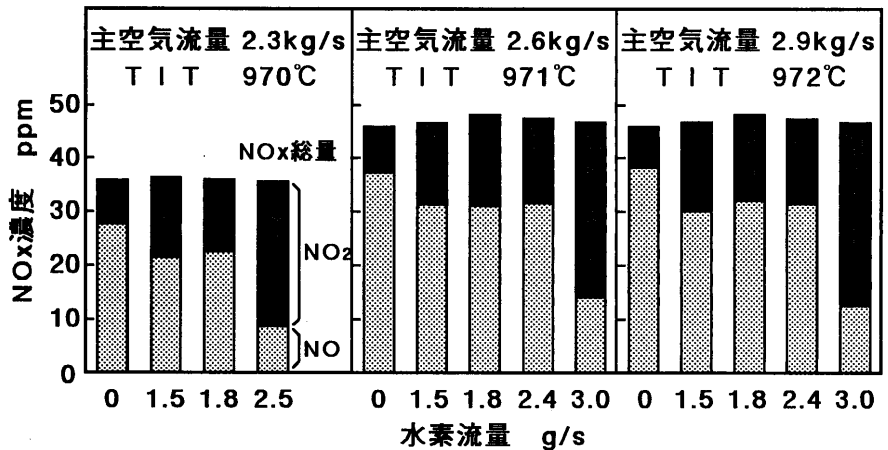


図5 NO及びNOxの計測結果 (TITを970°Cに上昇させた場合)

### 3-2 タービン出力

図7に、TIT 966°Cにおける比出力と回転数の関係を示す。ここで比出力は動力計出力を主空気流量で割ったものである。設計主空気流量2.62kg/sの場合、及び試験タービンの出力挙動をより明確にするために行った設計流量の±10%に対応する2.87、2.33kg/s、それぞれの場合の結果をすべて示す。なお、再熱用水素の流量に対応するパラメータとして水素発熱量を用いた。これは、ノズル翼より主ガス流中に放出した水素を低発熱量換算したものである。すなわち図中の再熱用水素0kWは非再熱を意味する。

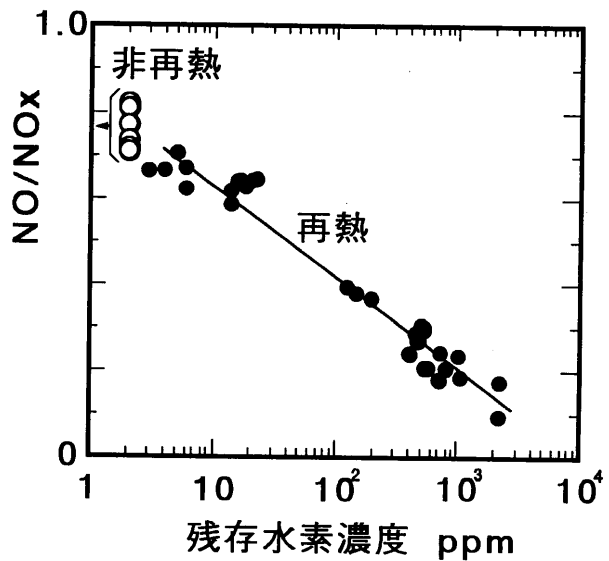


図6 NO/NOx比と残存水素濃度の関係



いずれの主空気流量の場合も、計測したすべての回転数において、非再熱に比し再熱時の比出力は増加する。また主空気流量の増加に伴い比出力は増加する。しかしその値は、第1報に示した主空気流量 $2.6\text{ kg/s}$ 、 $20000\text{ rpm}$ における設計値（約 $155\text{ kW/kg/s}$ ）よりかなり低い値（約 $86\text{ kW/kg/s}$ ）を示している。この主たる原因として、ケーシング内部への流入等、主空気流量の $16\sim 18\%$ に当たる空気がバイパスすることなどにより、試験タービンの膨張比が当初の設計値に至らなかったことが挙げられる。

図8に、実験より得られた主空気流量とタービン入口圧力との関係を示す。主空気流量 $2.6\text{ kg/s}$ の場合、 $0.196\text{ MPa}$ の設計値に対し $0.175\text{ MPa}$ 程度であり、膨張比にすると約 $16\%$ 設計値より低い値を示している。なお図中の実線は非再熱の場合、斜線部の角が再熱時の設計点である。主空気流量 $2.9\text{ kg/s}$ においても入り口圧力は $2.6\text{ kg/s}$ における設計値に達していないのがわかる。

再熱の効果を考察するために簡単な1次元の計算を行い実験値と比較した。図9に水素再熱による熱入力と、再熱による出力上昇（非再熱時の出力を基準）との関係を示す。実線が計算値である。計算において、物性値は空気を仮定し、空気流量及びタービン入口での圧力、温度を実験値より与えた。水素による再熱は、燃焼がノズル翼とロータ翼の間で完全に終了すると仮定し発熱量を与えた。3通りの主空気流量について、いずれの場合も計算結果は投入された再熱熱量の増加にほぼ比例する形で比出力上昇も増加する。一方実験結果では水素投入量の増加と共に出力上昇は増すものの、計算におけるような比例傾向は示さない。この原因として、図3に見られるように水素流量の増加に伴い燃焼効率がわずかな減少傾向を示すこと、あるいは水素流量の増加に伴い燃焼域がロータ翼列内にまで達し出力として回収できない可能性があることが挙げられる。この場合、計算における再熱水素の発熱が $100\%$ 入力されるという仮定は成立しない。

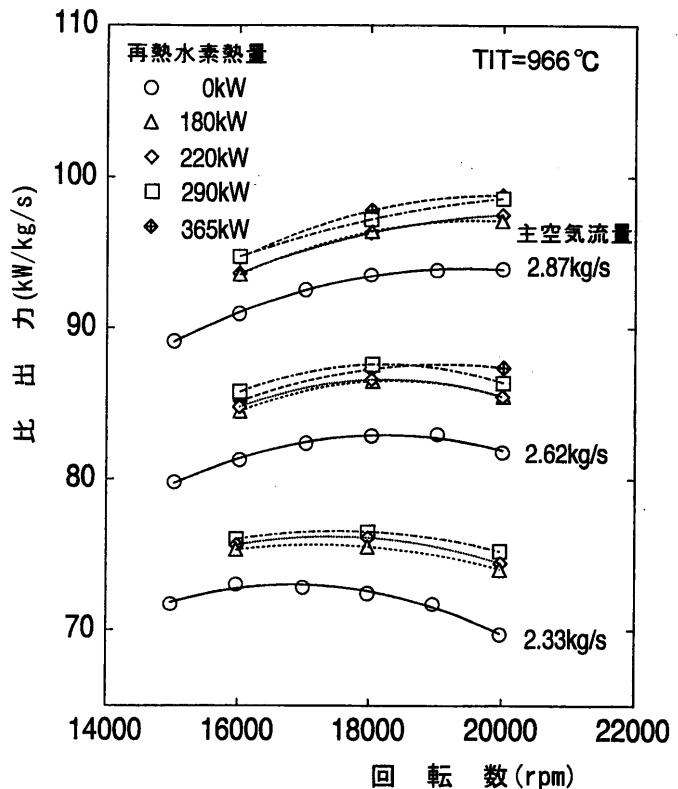


図7 比出力と回転数の関係

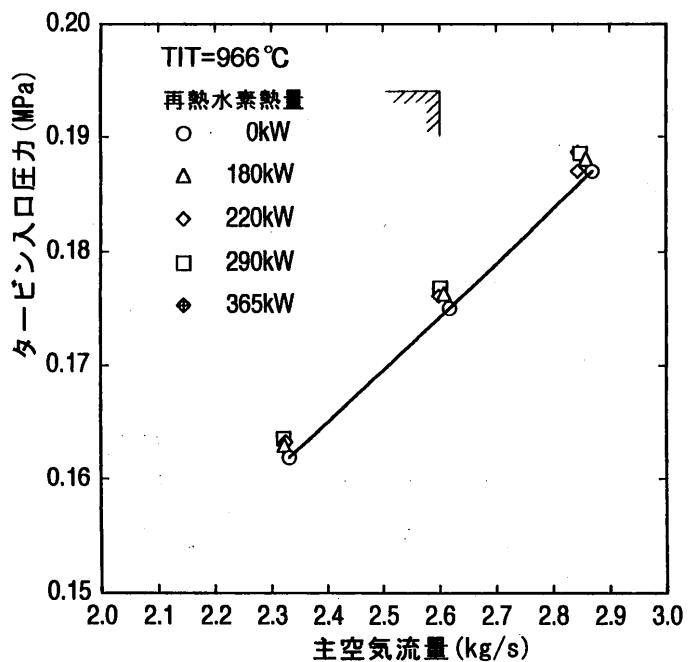


図8 タービン入口圧力

### 3-3 タービン内部の観察結果

水素燃焼に伴うノズル翼  
 或いは高温通路部の焼損の  
 有無を確認する目的で、内  
 視鏡を用いタービン内部を  
 観察した。

図10にノズル翼からロー  
 タ翼までの高温通路部の  
 構造を、写真1にノズル翼  
 を示す。ノズルリングは2  
 5枚のノズル翼から構成さ  
 れる。ノズル翼鋳造時には  
 各ノズル翼後縁に翼高さ方  
 向に7個の再熱用水素の吹き  
 出し孔を設けたが、翼列風  
 洞試験の結果、火炎が内壁  
 を焼損することが予想され  
 たため、試験タービンでは  
 写真1のように外周部の3個  
 の水素吹き出し孔を残して  
 内周側の4個の孔を溶接で  
 ふさいだ。ロータはルート  
 側から翼内部に設けた6本  
 の冷却孔に冷却用空気を  
 供給して冷却を行う。水素  
 燃焼が行われるノズルと  
 ロータ間の高温ガス通路の  
 内外壁は、過熱を防ぐた  
 め、それぞれの内側から  
 低温の冷却空気により  
 インピンジ冷却する。

観察の結果、ノズルの内  
 周側エンドウォールには  
 すべてのノズル翼の後縁  
 から高温の後流を示すと思  
 われる明瞭な変色跡が見  
 られた(写真2)。写真の  
 円形画面左側に上方に濃  
 い影を伴ったノズル翼後  
 縁の一部が見える。その  
 右端から後流状に変色域  
 が広がり、その範囲は右  
 に隣接するノズル翼のエ  
 ンドウォールにまで及ん  
 でいる。ノズル外周側エ  
 ンドウォールにおいては  
 一部のノズル翼に変色跡  
 が見られるが、内周側の  
 変色跡に比し変色の程度  
 はわずかでまたその

範囲も小さい。ノズル翼  
 面及び後縁部、特に再熱  
 用水素の吹き出し孔近傍  
 (写真3)には異常は観  
 察されなかった。ノズル  
 ・ロータ間の内外周壁に  
 関しても、水素の燃焼に  
 よる局所的な過熱跡は  
 見られなかった。ロータ  
 翼にも異常は見られな  
 かった。

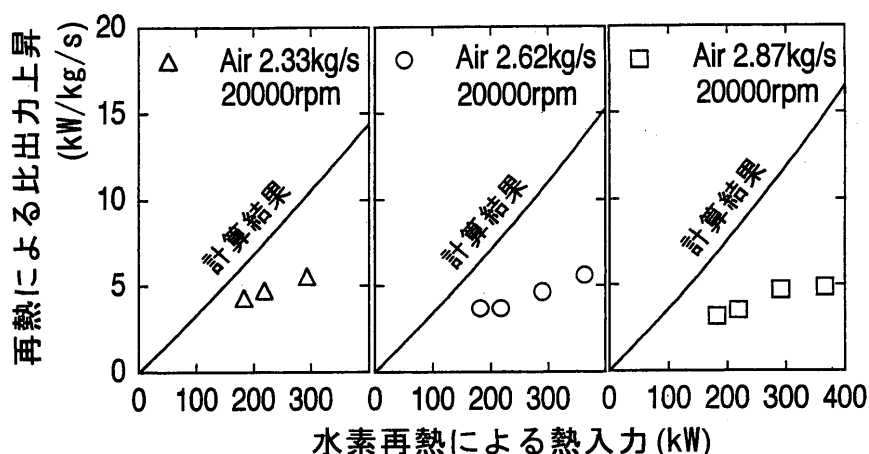


図9 再熱による比出力上昇

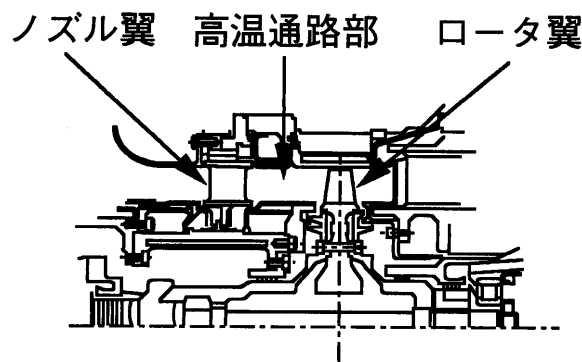


図10 高温通路部概略図

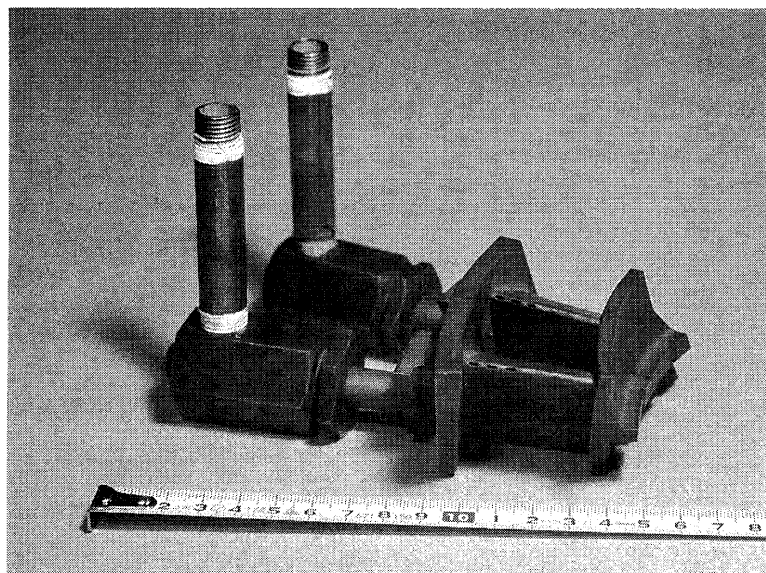


写真1 ノズル翼

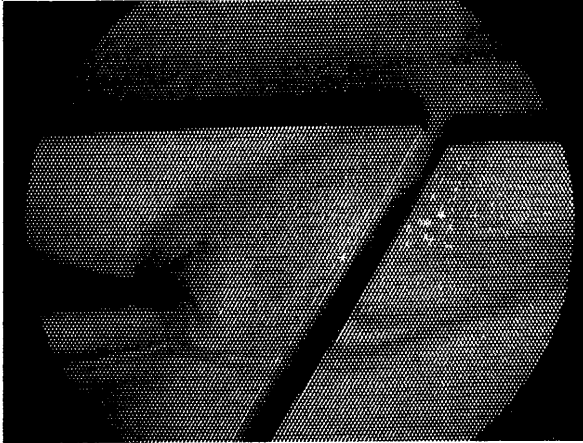


写真2 ノズル翼エンドウォール変色跡

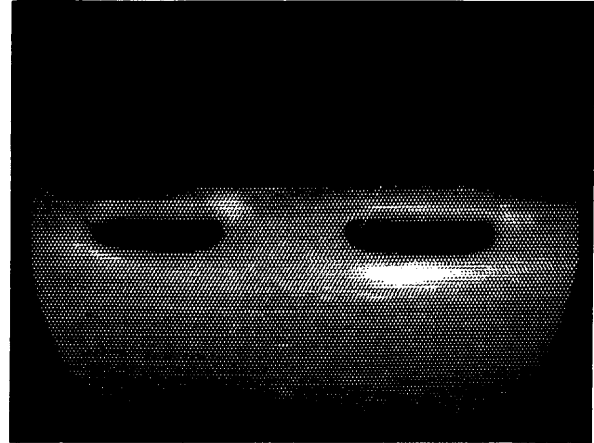


写真3 再熱用水素吹き出し孔

#### 4. まとめ

1) 主空気流量を増加させた実験においても、既報同様タービン入口温度の上昇により、主空気流量、再熱水素流量の広い範囲に渡ってほぼ100%の再熱水素の燃焼効率を得られた。またすべての実験結果から、水素再熱によって、発生するNO<sub>x</sub>総量は変わらないが、NO/NO<sub>x</sub>比は低下し、またその値が残存水素濃度と明瞭な相関関係を有することがわかった。

2) 出力計測の結果、すべての実験条件下において再熱による比出力の上昇が見られる。一方、得られる比出力は設計値よりかなり小さい。その主たる原因として、主空気のタービンケーシング内部への流入に伴うノズル通過流量の減少などにより、設計時の膨張比が得られなかったことが挙げられる。

3) 延べ11時間35分にわたる再熱水素燃焼運転の後に、内視鏡によりタービン内部を観察した結果、水素燃焼による過熱が心配されたノズル翼、ロータ翼及び両者の間の高温通路部において特に深刻な熱的損傷は見られなかった。

#### <参考文献>

- 1) 森下他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1992.11、長崎)
- 2) 菅他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1993.10、盛岡)
- 3) 平岡他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1994.11、松江)
- 4) 城田他、第65回船舶技術研究所研究発表会講演集(1995.6)

# 水蒸気循環型水素燃焼タービンシステムに関する基礎研究

\* 壹岐典彦、濱 純、古谷博秀、高橋三餘（機械技術研究所）  
 山下 巖（東京電機大学）

## 1. 緒論

再生可能な自然エネルギーを利用して水素を製造し、エネルギーの消費地へ輸送することにより、環境への負荷が低いエネルギーシステムを構築するプロジェクトが各国で開始されている。そのなかで将来の発電システムとして水素-酸素燃焼を利用した大型発電システムが注目されている。このシステムの主な排出物は水のみであり無公害のシステムの構築が可能である。本システムについてさまざまなサイクルが提案されているが、なかでもGRAZ工大で提案されたサイクル<sup>(1)</sup>は1200℃と比較的低いタービン入口温度でも約57%の高い効率を得られることで知られている。我々は将来の発電用水素燃焼タービンシステムを最適化していくうえでの知見を得ることを目的として、GRAZ工大の水蒸気循環型複合タービンシステムを対象にサイクル計算を行っている<sup>(2)</sup>。本報ではシステムの各構成要素が正常に機能する作動範囲と抽気の影響についてタービン入口温度等の条件を変えてさらに検討を行った。

## 2. 計算モデルと方法

図1に対象としたシステムを示す。本システムは中圧タービン（GT）と圧縮機（COMP）から構成されるガスタービンシステムに、復水タービン（CDT）と高圧タービン（HPT）を組み合わせた複合タービンシステムであり、作動媒体が水蒸気で共通となっている。高温蒸気の抽気やHPTの採用により動力回収を行い、主な廃熱箇所が復水器（COND）のみであり、熱損失が最小になるように工夫されている。計算には図1、表1に示す仮定や記号、条件を使用した。圧縮機（COMP）側への水蒸気重量流量（ $w_{x1}$ ）に対し、水素と酸素の全供給量（ $w_{x2}$ ）を変化させ、GT入口の温度を収束条件として計算を行った。なお $w_{x1}$ 、 $w_{x2}$ 等の重量流量はGTを通過する重量流量で無次元化してある。

本システムにはGT冷却用の抽気（重量流量 $w_{x4}$ ）やCDTからの抽気（重量流量 $w_{x3}$ ）の

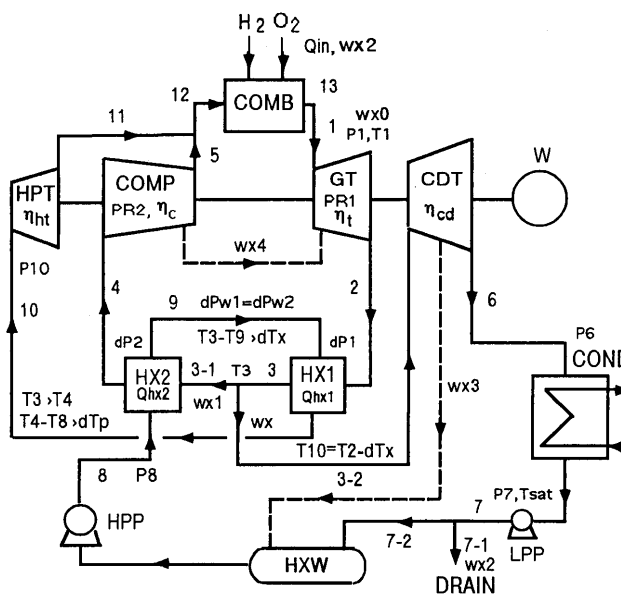


表1 計算条件

|                          |              |
|--------------------------|--------------|
| 中圧タービン入口温度(T1T)          | 1473K, 1873K |
| 中圧タービン入口圧(T1P)           | 4.0~8.0MPa   |
| 中圧タービン圧力比(PR1)           | 10~20        |
| 低圧水ポンプ(LPP)出口圧           | 0.14MPa      |
| 高圧水ポンプ(HPP)出口圧           | 15.0MPa      |
| 熱交換器前後の温度差(dTx)          | 30K          |
| (dTp)                    | 15K          |
| 高圧タービンの効率( $\eta_{ht}$ ) | 0.89         |
| 中圧タービンの効率( $\eta_t$ )    | 0.92         |
| 復水タービンの効率( $\eta_{cd}$ ) | 0.92         |
| 圧縮機の効率( $\eta_c$ )       | 0.877        |
| HPPの効率                   | 0.8          |

図1 水蒸気循環型水素燃焼タービンシステム

経路があり、中圧タービン入口温度 (TIT) が1473Kの場合についてはこれらの抽気の影響を既報<sup>(2)</sup>において示した。さらにTITがより高温の場合やwx4とwx3の抽気を併用した場合については検討の余地があることから、本報ではTIT=1873Kと高温の場合、wx4とwx3を併用した場合、水蒸気の分岐点3の温度T3を変えた場合について、各温度条件での作動範囲や抽気の効果について調べた。

### 3. 計算結果と考察

まず図2に抽気を行わない場合の効率と作動範囲の例<sup>(2)</sup>を示す。システムの各構成要素が正常に機能する範囲において、効率が最大・最小となる 때가wx1・wx2の上限・下限に対応している。図中の添字Uは効率が最大のときを、添字Lは効率が最小のときを示す。図のようにwx1が小さいほどつまりCDTとHPTの作動媒体が多くなるほど効率は高くなるが、 $\eta_U$ はCOMP入口の湿りにより制約される。またwx1が大きくなると熱交換器HX2が機能しなくなり、wx1は最大値wx1<sub>L</sub>となる。TITが高まると、GT出口の温度が高まり、小さいwx1でもCOMP入口が湿り難くなるが、wx1の範囲は狭くなる。

TITが高い場合には効率が上がるが、タービン冷却を行う必要がある。図3にTIT=1873Kの場合のタービン冷却の影響を示す。図横軸はGTの圧力比で、圧力比が高いほど効率が高く、作動範囲もやや広がっている。GT内の蒸気に対する冷却用蒸気の割合 (rwx4) の増大に対してwx1は上昇、効率は低下する。TIT上昇による効率向上 (TIT=1473Kに対し約2.7%) に比べ、この効率低下 (rwx4=0.15に対し約0.8%) は無視できない大きさである。rwx4の増大によるwx1<sub>U</sub>の上昇はwx1<sub>L</sub>の上昇よりもやや大きいため、作動範囲はやや狭くなる。

wx1<sub>U</sub>は圧縮機入口4での湿りにより制約されるので、CDTからのwx3の抽気で水ポンプにはいる水を予熱してHX2の負担を軽減して圧縮機入口4を湿り難くする方法により、wx1<sub>U</sub>

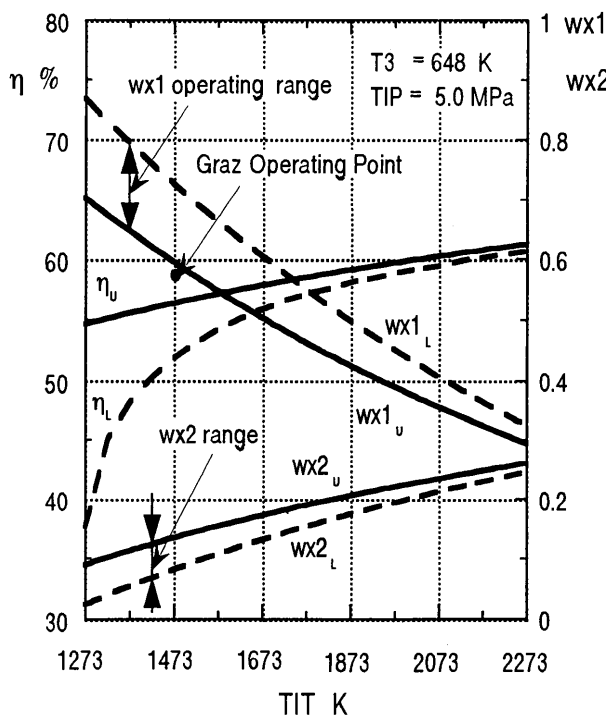


図2 作動範囲と効率<sup>(2)</sup>

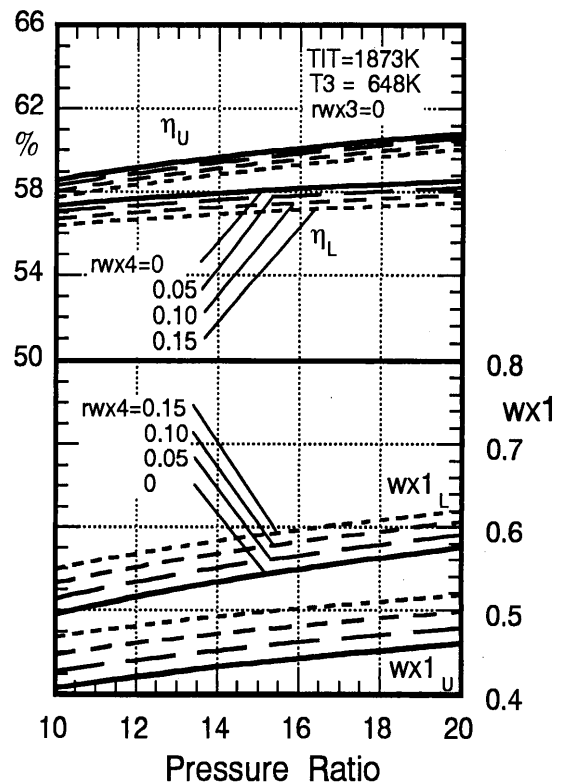
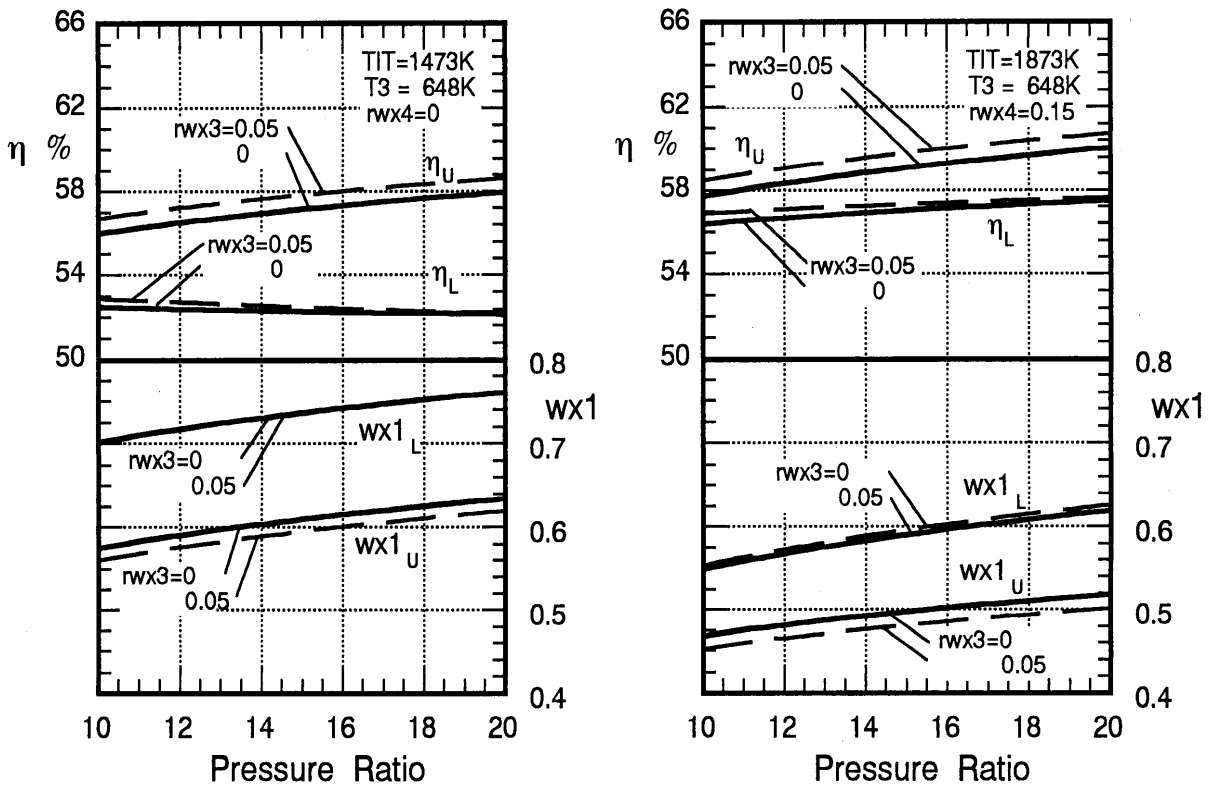


図3 タービン冷却の影響

を低下できる。これはCONDで捨てられている熱の一部を回収していることになり、 $\eta_U$ が上昇する。図4 (a)にTIT=1473K、 $rw_{x4}=0$ の場合の抽気の効果を示す。CDT全流量に対する抽気の割合( $rw_{x3}$ )を上昇させると、 $\eta_U$ 、 $\eta_L$ ともに上昇する。 $w_{x1_U}$ は低下するのに、 $w_{x1_L}$ はあまり変化せず、作動範囲が広がる。TIT=1873K、 $rw_{x4}=0.15$ の場合でも(b)のように1473Kと同様な抽気の効果が見られるが、どちらの条件も $rw_{x3}=0.07$ では水ポンプ入口で水の一部が蒸気となるため、正常に作動できなくなる。

ここまでの計算では分岐点3の温度T3を一定としているが、T3を上昇させたときの影響を図5に示す。T3上昇により $w_{x1_U}$ 、 $w_{x1_L}$ ともに上昇する。 $w_{x1_L}$ の上昇の方が大きいため、作動範囲は広がる。特にタービン入口温度が高い場合の方が $\eta_U$ はわずかに上昇し、 $\eta_L$ は大きく低下する。したがって、効率を考えなければT3を上昇させることで $w_{x1_L}$ を上昇させ作動範囲を広げることが可能である。ただし、T3はGT出口温度により制約される。また、TITが低くT3が高い場合に高い圧力比のところで $\eta_L$ 、 $w_{x1_L}$ がほぼ一定となっている。これは、システムが機能しなくなる原因が、熱交換器の機能不全からガスタービン部分の出力が負になることに変わるためである。

図6に本システムの出力の内訳の一例を示す。GT、CDT、HPT、COMPの出力をそれぞれ $W_{GT}$ 、 $W_{CDT}$ 、 $W_{HPT}$ 、 $W_{COMP}$ とし、燃料で供給する熱量 $Q_{in}$ で除して示した。ガスタービン部分の出力( $W_{GT} + W_{COMP}$ )と、効率 $\eta$ はともに $w_{x1}$ が小さいほど大きくなる。一方、CDTとHPTの $Q_{in}$ 当たりの出力はあまり変化しない。すなわち、 $w_{x1}$ が大きい低効率の条件ほど全出力に対するCDTとHPTの寄与は大きい。 $w_{x1}$ とともに $W_{GT}$ が減少するのに対してガスター



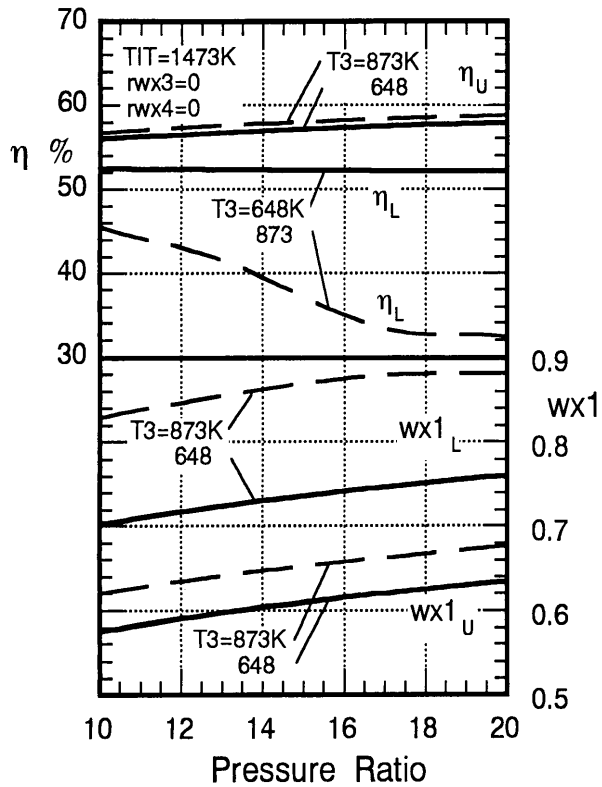
(a) タービン入口温度が低い場合

TIT=1473K,  $rw_{x4}=0$

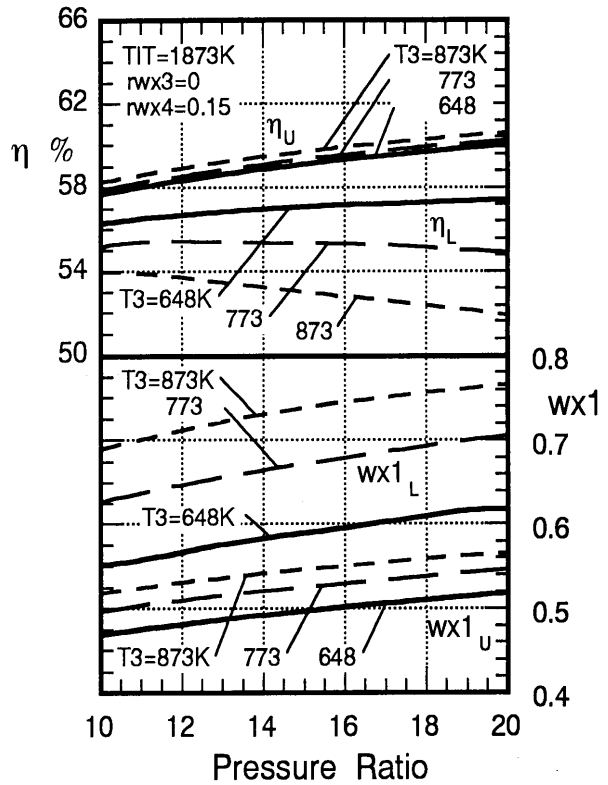
(b) タービン入口温度が高い場合

TIT=1873K,  $rw_{x4}=0.15$

図4  $w_{x3}$ の抽気による予熱の効果



(a) タービン入口温度が低い場合



(b) タービン入口温度が高い場合

TIT=1473K, rwx3=0, rwx4=0      TIT=1873K, rwx3=0, rwx4=0.15

図5 分岐点温度T3の上昇の影響

ピン部分の出力が増大するのは、出力が負の $W_{COMP}$ の負担が軽くなるためである。このように本システムではCOMPの仕事が減らすことが効率向上に有効である。

#### 4. まとめ

水蒸気循環型水素燃焼タービンシステムのサイクル計算を行い、抽気や分岐点温度などの影響を調べた。その結果、圧縮機からの抽気によるタービン冷却により $w_{x1}$ は上昇し、その作動範囲が狭くなること、CDTからの抽気によるHPP入口の予熱により $w_{x1}$ の下限が低下し、作動範囲が広がり、最高効率が上昇すること、分岐点温度T3の上昇により作動範囲が広がることがわかった。

#### 参考文献

- (1) Jericha, H. and Starzer, O. and M. Theissing, ASME COGEN-TURBO IGTI-Vol.6(1991)435-442.
- (2) 壹岐他、日本機械学会茨城講演会講演論文集(1994)28-29

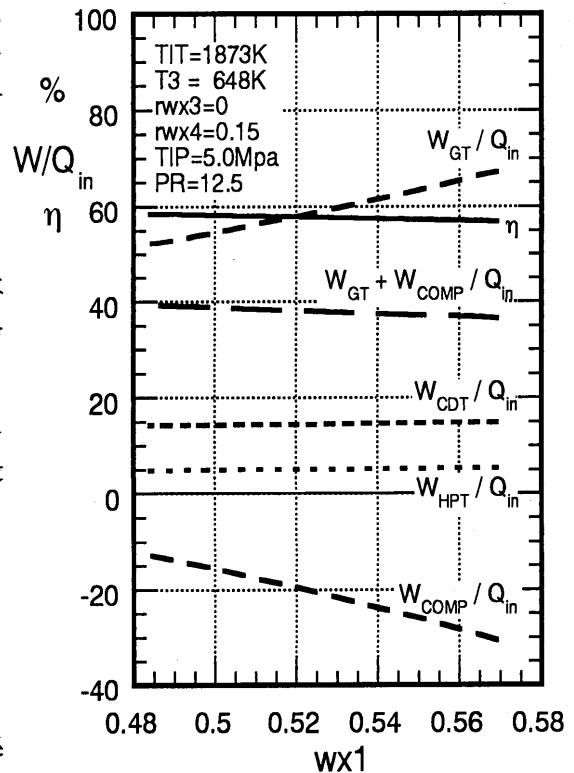


図6 各タービンの仕事と効率

# セラミック／金属嵌合構造におけるチッピングの発生とその破壊機構

\*岡村 隆成（東芝） 土方 常夫（東芝） 古閑 昭紀（東芝）  
 岡部 永年（東芝） 平田 英之（東芝）

## 1. はじめに

ガスタービンは高温部品にNi基やCo基の超耐熱合金の採用と冷却技術の進歩によって高温化が図られ、性能向上が進められてきた。Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> やSiCセラミックは耐熱強度に優れており、これら材料を高温部品として採用できるようになると、高温化と共に冷却空気の大減を行うことができ、ガスタービンの性能向上に大きな寄与が期待できる。ガスタービンにセラミック部材を組込むには、金属材料との接合あるいは嵌合によって構成される。物性値や機械的特性が異なるセラミック／金属材料の異種材料を信頼性を損なわずに使用できることが、セラミック材料のガスタービン部品への適用に当たって大きな課題である。

1300℃級16MWガスタービンのタービン翼へのセラミック適用研究において、動翼はセラミックスリーブと金属芯金から成るハイブリッド構造を採用して、回転試験などの信頼性検証を行いながら、開発を進めている<sup>(1)(2)</sup>。一方、初段タービン静翼は、有効部がセラミック、内外輪が金属ホルダの嵌合方式を採用している。高温風洞による健全性の検証試験を実施して、セラミック翼の健全性は概ね確認されている<sup>(3)</sup>。しかしながら、試験翼の一部にセラミック翼／金属ホルダ接触面でチッピングの発生が見られた。一般に、チッピングはセラミック部材のエッジ近傍で発生する現象であるが、その発生要因とき裂進展形態についてはまだ十分に理解されていない。セラミック部材をガスタービンに適用する上で、チッピングの破壊機構を明らかにすることによって、その発生条件を把握することが重要な課題である。

ここに、高温風洞試験でのチッピング発生状況を調べ、セラミック翼に作用する負荷条件を求めて、チッピングのき裂進展過程についてシミュレーション解析を行った。解析モデルには、接触部の圧縮荷重と共に摩擦力を導入した。シミュレーションは、FEM応力解析による要素を削除しながら繰り返し計算を行う方法を採用しており、その結果、チッピングの発生には摩擦力が大きく関与していることが明らかになった。以下に、チッピングの破壊機構に関する検討結果について述べる。

## 2. セラミック静翼の高温風洞試験

### 2. 1 セラミック静翼 初段セラミックタ

表1 セラミック静翼の仕様

|          |              |      |
|----------|--------------|------|
| ガスタービン出力 | 16           | MW   |
| タービン入口温度 | 1573         | K    |
| タービン入口圧力 | 1.55         | MPa  |
| タービン入口流量 | 43.6         | kg/s |
| セラミック静翼  |              |      |
| 翼高さ      | 63.2         | mm   |
| 翼コード長    | 59.1         | mm   |
| 翼肉厚      | 3.9          | mm   |
| 翼型       | コンパウンドリーン板型翼 |      |

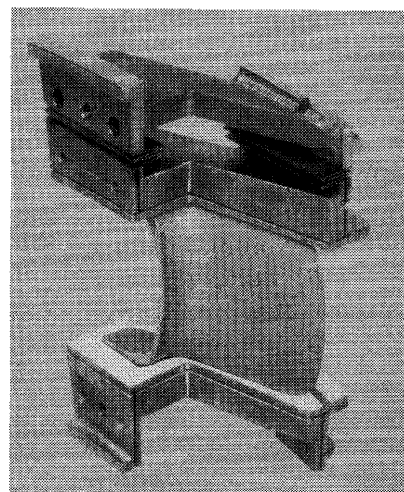


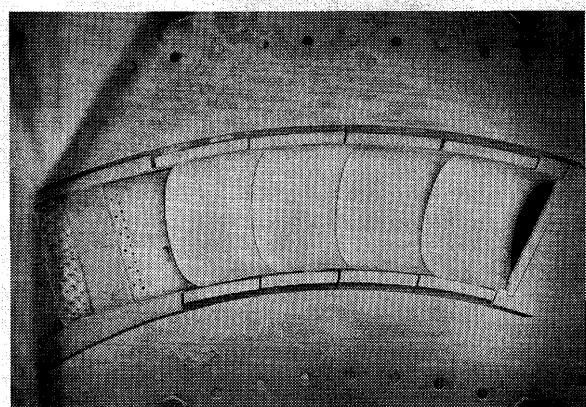
図1 セラミック静翼



ービン静翼の仕様を表1に、構造を図1に示す。本静翼はセラミックの翼有効部と遮熱板および金属の内輪、外輪ホルダから成る組合せ構造である。翼有効部はコンパウンドリーンの薄肉板形翼形状を採用しており、非定常時の翼肉厚方向の温度勾配によって発生する熱応力の低減を図っている。セラミック材はSialonが供試されている。セラミック翼/金属ホルダの嵌合状態を安定して保持するために、金属ホルダには両者の熱伸び差を吸収するためのバネ構造を採用している。また、セラミック翼と金属ホルダの間には、断熱性と耐熱性に優れた繊維強化セラミック複合材であるニカロセラム（日本カーボン(株)製）の遮熱板を挟んで、金属ホルダの温度上昇防止とセラミック翼内の温度勾配の低減による熱応力緩和を図っている。金属ホルダのセラミック翼との接触面には、セラミックへの緩衝効果と金属ホルダの遮熱のために、トップコートが厚さ0.4mmのZrO<sub>2</sub>-8%Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、ボンドコートは厚さ0.1mmのNiCrAlYから成る遮熱コーティングが施工されている。そしてセラミック翼自身は無冷却であるが、金属ホルダにはインピンジメント冷却とホルダ下流側からの冷却空気吹出しによって、所定のメタル温度を確保している。このような構造によって、本静翼の冷却空気流量はガス温度が同レベルの従来のメタル静翼に比べて約1/3まで低減されている。

2. 2 高温風洞試験 高温風洞試験装置は高温ガスを発生するための燃焼器が設けられ、燃料は13Aガスが使用される。静翼翼列は4枚から構成される。試験は平均ガス温度1573Kの定格試験および定格からの燃料遮断によるトリップ試験を実施した。静翼入口圧力は空気供給側の制約により実機条件1.55MPaに対して1.18MPaと多少低い条件である。しかしながら、トリップ試験では、燃料遮断で空気供給系は一定運転としているので、翼周りの熱伝達率は高い状態で維持されるために、本装置でのトリップ試験で発生するセラミック翼の熱応力は、実機のトリップで発生する熱応力とほぼ同等である。風洞試験は2回に渡って実施し、初回試験での燃焼運転時間は19hで、この内、定格運転時間は4hである。第2回試験での燃焼運転時間も同様に19hで、定格運転時間は4.5hで、総燃焼運転時間は38h、総定格運転時間は9.5hである。定格運転からのトリップ試験は初回試験で1回、第2回試験で3回実施している。試験中は翼後方からビデオモニターによって翼の状態を常時監視している。定格運転およびトリップ試験終了ごとに、セラミック静翼が試験装置に組立てられた状態で静翼の上流、下流側から目視点検と染色浸透探傷検査を行い、異常の有無を確認しながら試験を進めた。そして初回、第2回試験終了後にセラミック静翼を分解して詳細な点検調査を実施した。

2. 3 試験結果 全試験終了後に実施した静翼の染色浸透探傷検査の状態を図2に示す。全てのセラミック有効部にはき裂などの損傷は認められず健全であった。分解点検の結果、4枚のセ



(下流側より見る)  
図2 静翼の染色浸透探傷検査

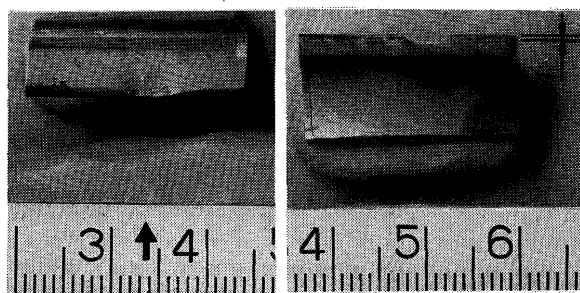


図3 チッピング発生状況

ラミック翼の内、3枚の翼には損傷は認められなかったが、1枚の翼に、図3に示すように内輪側の接触部でチッピングが発生していた。トリップ試験後のチッピング破面の観察の結果、破面には燃焼ガスが通過した痕跡があり、チッピングはトリップ試験前の定格運転時にすでに発生していたことが確認された。チッピングの発生部位は、チッピングの部位と相対する金属ホルダ側の遮熱コーティングの表面には圧痕が観測された。接触部の計画寸法は幅3.0mm×長さ45.0mmであるが、圧痕寸法は幅0.3mm×長さ1.25mmで、運転時に局所的な片当りが生じていた。セラミック静翼の定格条件での温度分布を計算した結果、熱歪によって当該部位で片当りが生じ易いことが分かった。

### 3. 解析

3.1 解析モデル セラミック翼の金属ホルダとの接触部に発生したチッピングをシミュレーション解析するためのモデル化を行う。定格試験条件でのセラミック翼の荷重状態を図4に示す。

●セラミック静翼への主流ガスフォース $F$ (=495N)の反力は内、外輪ホルダで1/2づつ分担し、内輪ホルダとの接触部で遮熱コーティングに残された圧痕と同じ範囲で集中的な圧縮荷重 $1/2F$ を受ける。

●内輪ホルダの上流側の支持部には熱変位を吸収するための間隙が設けてあり、内輪ホルダはセラミック翼からの軸方向の荷重によって、◀印を支点としてモーメントの作用によって矢印の方向に変位する。このとき、セラミック翼の接触部に圧縮荷重に起因する下向きの摩擦力が発生する。

この摩擦力はセラミック翼の応力状態に影響を及ぼすことが予想されるので、Sialon材と遮熱コーティング材であるZrO<sub>2</sub>-8%Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>間の摩擦係数を褶動試験によって計測した。褶動の初期では摩擦係数は0.5程度であるが、褶動回数の増加と共に急激に増大し、0.9を上回ってほぼ一定となる。ここでは摩擦係数は0.92を採用する。なお、外輪ホルダは下流側でホルダサポートと面接触しているため、内輪ホルダのように主流ガスフォースによる傾きの変位は生じにくい。したがって、外輪側ではセラミック翼と金属ホルダとの接触部での摩擦力は、内輪側に比べて小さいと考えられる。

チッピングシミュレーションの解析領域を図5に示す。チッピングは局所的な現象なので、解析領域としてセラミック翼全体を取り扱おうと解析範囲が広範になり過ぎるため、チッピング発生領域近傍に限定して、寸法は厚さ4mm×幅14mm×奥行き20mmの立方体とする。3次元要素分割は形状と荷重条件の対称性から1/2としている。金属ホルダとの接触部近傍の要素分割を細かくし、要素の最小

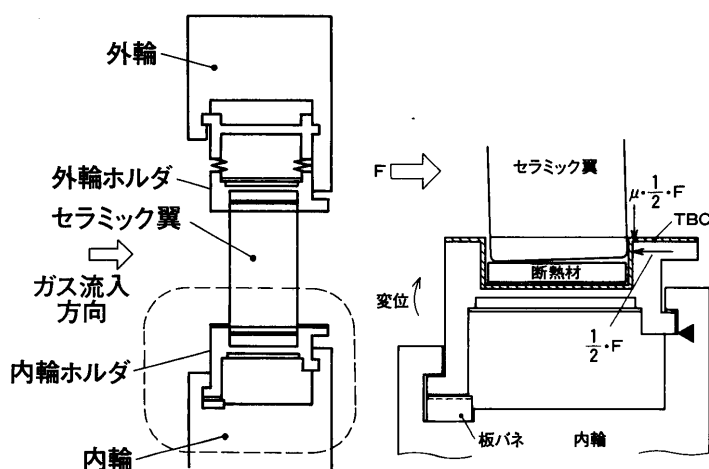


図4 セラミック翼の荷重状態

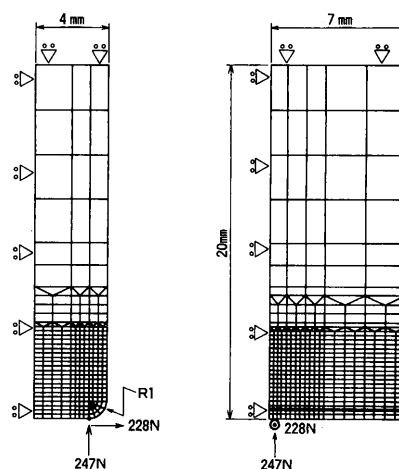


図5 解析領域

形状は $0.25 \times 0.21 \times 0.25\text{mm}$ で、全要素数は5685、節点数は6233である。計算の荷重条件は、金属ホルダの遮熱コーティングの圧痕形状から $1.25\text{mm}/2 = 0.625\text{mm}$ 長さの範囲で、要素に等分布荷重となるように節点に圧縮荷重と摩擦力を与える。

3. 2 解析方法 チッピングのシミュレーション解析の流れを図6に示す。解析領域と境界条件が与えられ、[A] き裂発生有無判定の解析と[B] き裂進展過程の解析は次の通りである。

[A] き裂発生解析：き裂発生に関し、統一の評価法<sup>(4)</sup>で定義される基準化応力がセラミック材料の50%破壊確率強度を越えるか否かによって判別する。基準化応力は累積有効負荷時間と有効体積に換算した応力であり、この応力が材料強度を越える場合は、き裂の発生が起こると判定する。そのとき、要素の中で最大の応力値を示す要素1個を削除する。基準化応力が材料強度を下回る場合は、き裂の発生が起こらないとして計算を中止する。

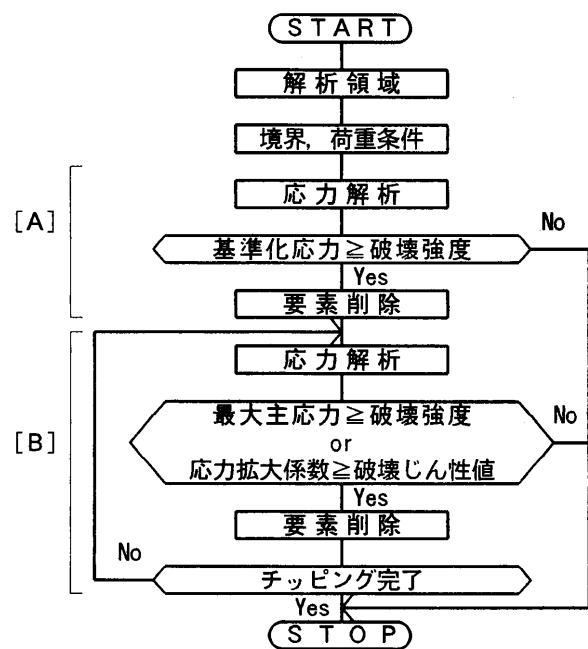
[B] き裂進展解析：き裂進展に関しては、上記と同じ荷重条件の下で応力解析を行い、削除された要素と接し、かつ、最大主応力が材料50%破壊確率強度を上回る要素はき裂が進展すると判定して、この要素を削除する。ただし、1回の計算で削除する要素数は最大2個までとする。最大主応力がこの条件を満たさない場合は、き裂先端部の要素の応力拡大係数が材料の破壊じん性値を越

えると、き裂は進展すると見なしてその要素を削除する。応力拡大係数における引張応力は最大主応力を取り、き裂長さは対象となる要素から荷重点表面までの距離としている。以下、チッピングが完了するまで繰り返し計算を行う。繰り返し計算の途中で、最大主応力と応力拡大係数双方とも判定基準を満たさない場合は、き裂はそれ以上進展しないとみなして計算を中止する。

[A]、[B]での応力計算には、汎用解析コードNASTRANを使用しており、3次元弾性解析を行っている。このように、き裂の進展過程を解析する手法として、応力解析を要素の削除によって繰り返し行う方法は、セラミック材料ではないが、接着継手の引張荷重に対する破壊挙動の解析が行われて、実験結果との一致が報告されている<sup>(5)</sup>。定格試験時のセラミック翼解析対象部の温度は、温度解析および計測からおおよそ $1000^\circ\text{C}$ である。計算に必要なSialon材の物性値および強度特性を表2に示す。

#### 4. 結果

セラミック翼におけるき裂発生に関する解析結果を図7に示す。応力の発生は荷重がかかる部位



[A] : き裂発生解析  
[B] : き裂進展解析

図6 シミュレーション解析の流れ

表2 セラミック材料の物性値と強度特性

|                           |                    |   |
|---------------------------|--------------------|---|
| • Material                | : Sialon           |   |
| • Young's modulus         | : 304G Pa (1000°C) |   |
| • Poason's ratio          | : 0.28             | ↑ |
| • Bending strength        | : 637MPa           | ↑ |
| • Crack growth rate index | : 82.4             | ↑ |
| • Wibull modulus          | : 20               | ↑ |
| • Fracture toughness      | : 4.5MPa√m         | ↑ |

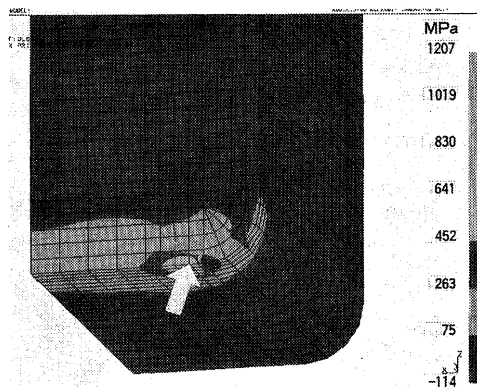


図7 荷重が付加近傍の応力分布

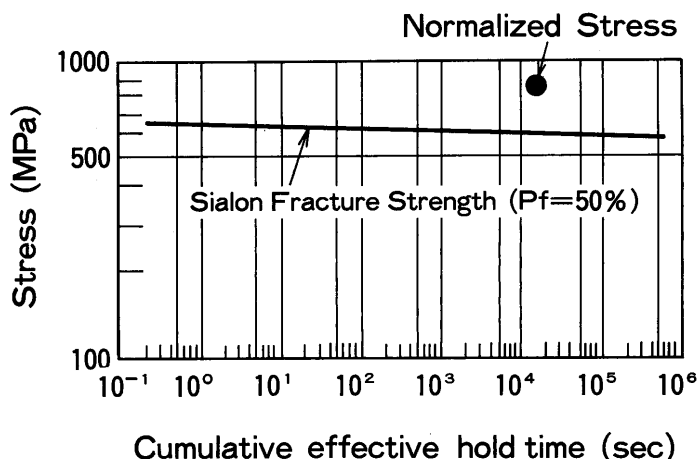


図8 き裂発生時の解析結果

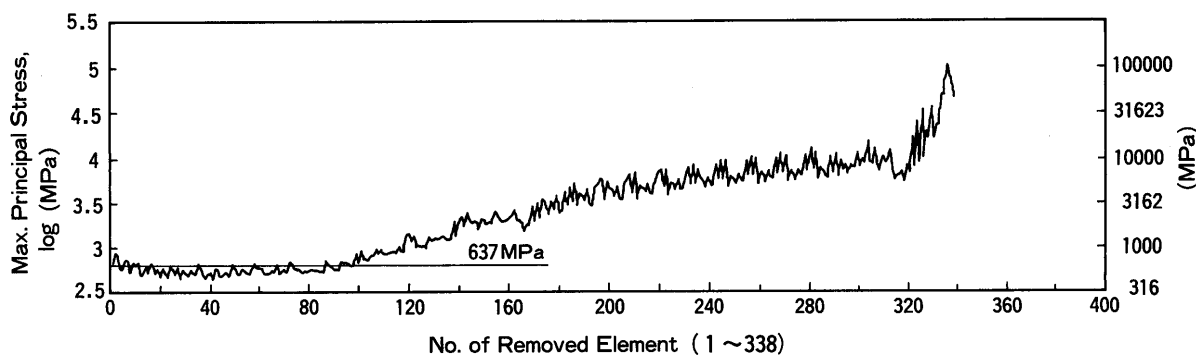


図9 き裂進展時の最大主応力の変化

のごく近傍表層に限定されている。最大主応力が最も高い部位は荷重点に隣接して、解析対称面に接する要素で（図中↑部）あり、摩擦力の作用方向に1207MPaの高い引張応力が発生している。図8に応力が最も高い要素の基準化応力と材料破壊強度との関係を示す。基準化応力は857MPaであり、この値は材料の50%破壊確率強度637MPaを越えているので、き裂が発生すると判定してこの要素1個を削除する。摩擦力を考慮しない場合の解析では、基準化応力は材料強度以下となり、き裂発生は起こらない。

次にき裂進展の解析結果について述べる。削除要素数と最大主応力の変化を図9に示す。き裂の入った要素を削除していくと、き裂の進展に伴って最大主応力が変動しながら変化している様子が見られる。これら最大主応力はき裂面にはほぼ垂直方向の引張応力である。削除数がまだ少ない状態では、最大主応力は削除数の増加と共に徐々に低下している。削除数が4~100程度の間では、ほとんどの応力値が破壊強度637MPaを下回っている。しかしながら、この範囲の応力拡大係数は材料の破壊じん性値を上回っており、き裂が進展するものとみなすことができる。削除数が28で最大主応力は440MPaの最小の値を取るが、この状態での応力拡大係数は43MPa $\sqrt{m}$ で、破壊じん性値4.5MPa $\sqrt{m}$ を大きく上回っている。削除数100当りから、最大主応力は増加傾向を示し、削除数120当りで応力は1000MPaに達し、更に、削除数300当りでは応力は10000MPaに至り、その後、急激な応力増加が起こって、削除数338でき裂は完了して破片が本体から分離する。

要素が削減されてき裂が進展していく様子を図10に示す。き裂進展の初期段階（削除数10）で

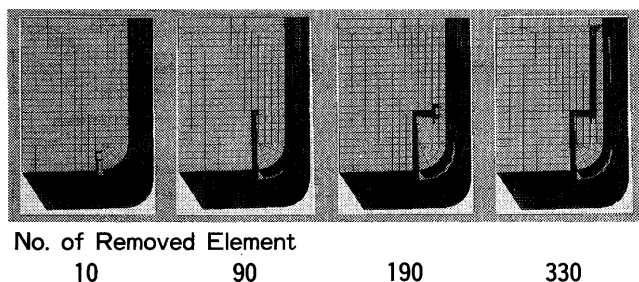


図10 き裂進展過程

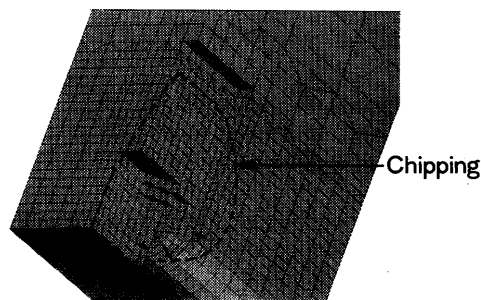


図11 解析による破面形状と実破面との比較

は、き裂は荷重面に対して垂直に内部方向に深く進展して行く様子が見られ、更に内部方向と横方向に進展が見られるようになる（削除数90）。そしてき裂は剥離片が薄くなる方向と表面の方向にも進展が見られるようになる（削除数190）。最終段階（削除数330）では、き裂は更に内部方向と表面で進んで、本体部分と分離した剥離片の形成が明確になる。

き裂進展解析による破面形状とセラミック静翼の実破面（点線で示す）との比較を図11に示す。実破面では、き裂発生点で剥離片の厚さが最も厚く、そこから周囲に破面が進展するにつれて徐々に薄くなっており、シャベル型の形状を呈している。一方、解析での破面形状は、き裂の内部方向への進展過程で階段状となり、滑らかさに欠ける面がみられる。破面の表面での厚さはよく一致しているが、奥行きは実破面よりもやや大きく、逆に幅はやや狭くなっている。全体的には解析で得られた破面形状は実破面とよく一致していると見なすことができる。

## 5. まとめ

セラミック静翼の高温風洞試験を実施し、セラミック翼／金属ホルダ接触部でセラミックのチッピングの発生が見られたため、このチッピングの発生機構を調べるために、き裂進展のシミュレーション解析を行い、以下の結果を得た。

- (1) セラミック／金属接触部の解析モデルにおいて摩擦作用を導入した解析の結果、接触部のエッジ部で高い引張応力が発生し、接触部を起点としたき裂の進展でチッピングが発生する。
- (2) き裂進展の解析によるチッピング破面形状は、高温風洞試験で発生したセラミック翼のチッピング破面形状とよく一致しており、き裂先端部の計算要素の削除によってき裂進展をシミュレーションする解析法の妥当性を確認した。
- (3) き裂進展過程で最大主応力は変動しながら変化し、初期段階では進展に連れて低下傾向を示し、更にき裂が進展する後期の段階で増加傾向に転じており、その要因として、初期にはき裂開口による応力緩和が生じ、後期では開口部が拡大して構造強度が低下するためである。

## 文 献

- (1) Ikeda T., Okuma H., Okabe N., ASME Paper 91-GT-372, 1991.
- (2) 中野, 奥野, 新関, 小林, 古閑, 日本機械学会論文集, 59-557, B(1993), 310.
- (3) 土方, 古閑, 和泉, 朝隈, 日本ガスタービン学会秋季講演会(盛岡), 1993, 299.
- (4) Okabe N., Ikeda T., Okamura T., Koga A., Izumi A., Hirata H., Proc. '91 Yokohama Int. Gas Turbine Cong. IGTC-102, 1991.
- (5) 森, 磯野, 杉林, 日本機械学会論文集, 60-569, A(1994), 71.

## ハイブリッド式セラミックガスタービンの研究開発

石川島播磨重工業株式会社 \*三 上 隆 男  
 " 田 中 真 也  
 " 岡 村 淳 輔  
 " 田 頭 浩 一 郎

## 1. はじめに

ガスタービンは多種燃料への適合性、低公害等優れた特徴を有しているが、小型エンジンにおいては熱効率が低いために普及が遅れている。ガスタービンの熱効率向上にはタービン入口温度：TITの高温化がとくに有効であるが、金属材料では大幅な高温化は見込めない。この問題を解決するための最も有効な方法はセラミック材料を適用することである。ガスタービンはディーゼルエンジン、ガスエンジン等に比較してNO<sub>x</sub>、CO<sub>2</sub>等の排出量が極めて少なく、地球環境保全という観点からも期待が大きい。

このような背景のもと、通商産業省工業技術院のムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として「セラミックガスタービンの研究開発」が開始され、300KW級のセラミックガスタービンにおいて、TIT：1350℃、熱効率42%以上を目標に開発が進められている。石川島播磨重工業(株)は日本碍子(株)、日本特殊陶業(株)と共に「コージェネレーション用再生1軸式セラミックガスタービン」（略称CGT301）の研究開発を担当している<sup>(1)~(4)</sup>。図1にCGT301の断面を、表1に主要目を示す。

CGT301はタービン動翼を軸流式とし、かつセラミック動翼を金属ディスクに植込む方式（ハイブリッドロータ方式）を採用しているが、この度、中間評価の目標であるTIT1200℃での累積運転時間20時間以上を達成した。

本稿では、このハイブリッド式タービンの開発の概要について報告する。

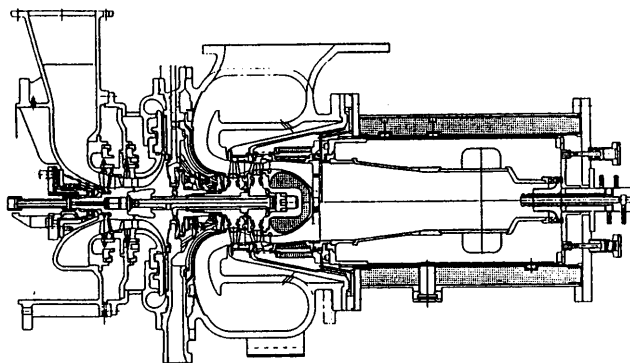


図 1 CGT301の断面（主要部）

| 項目            | 諸元 及び 目標                    | 中間目標        |
|---------------|-----------------------------|-------------|
| 機 関 形 式       | 再生開放一軸式                     | ——          |
| タービン入口温度 (°C) | 1350                        | 1200        |
| 機 関 熱 効 率 (%) | 42                          | (30)        |
| 最 大 出 力 (kW)  | 300                         | ——          |
| タービン          | 形 式                         | 2 段 軸 流 式   |
|               | 効 率 (%)                     | 87.5        |
| 燃 焼 器         | 形 式                         | 単 筒 缶 型     |
|               | 燃 焼 効 率 (%)                 | 99          |
|               | 圧 力 損 失                     | 3           |
|               | NO <sub>x</sub> 排 出 量 (ppm) | 35          |
| 熱 交 換 器       | 形 式                         | 伝 熱 式       |
|               | 温 度 効 率 (%)                 | 84.5        |
|               | 空 気 側 圧 損 (%)               | 1.5         |
|               | ガ ス 側 圧 損 (%)               | 3           |
| 圧 縮 機         | 形 式                         | 軸 流 + 遠 心 式 |
|               | 圧 力 比                       | 7.3         |
|               | 効 率 (%)                     | 81.5        |

表 1 CGT301の主要目

## 2. ハイブリッド式（植込み式）構造の特徴

軸流タービンの構造としては、ハイブリッド形と一体形の2種類がある。図2にハイブリッド形と一体形の比較を示す。セラミック部品を小形化すること、将来の大形エンジンへの適用等を考慮してCGT301はハイブリッド形を採用した。小形化することによりセラミック部品の有効体積が小さくなり高信頼性を実現しうる。

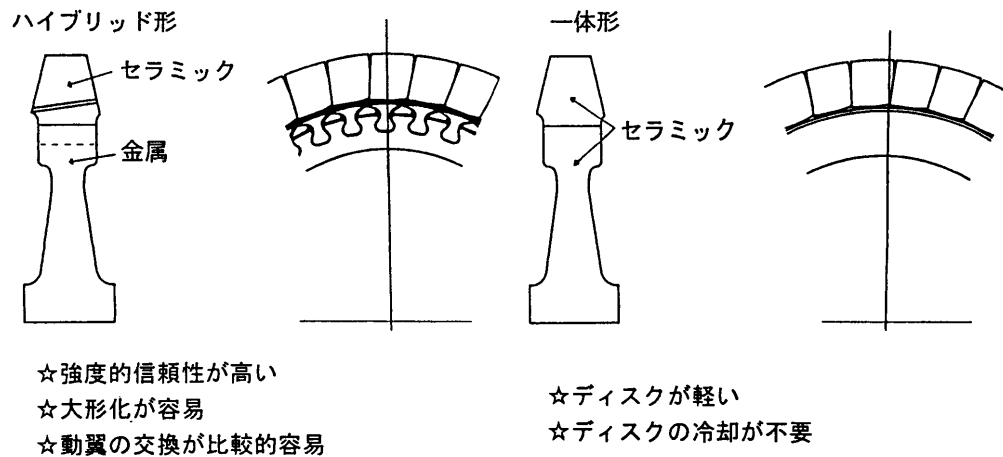


図 2 ハイブリッド形と一体形の比較

## 3. 植込部形状の最適化

セラミックスは塑性変形しないため、局所的なピーク応力が許容値を越えると破壊に到るものと考えられる。そのため、動翼の植込部の形状は応力集中係数： $\alpha$ をできるだけ小さくし、ピーク応力を許容値以下にする必要がある。

植込部形状の最適化のため、FEMによる2次元接触応力解析を行った。その概要を以下に述べる。

### 3.1 基本形状

植込み部の形状は種々考えられるが、代表的な形状であるダブルテイル形とクリスマスツリー形の両方について解析を行った。後者の場合、形状公差等を考慮すると、最悪の場合、応力集中係数が理想状態に比べて1.7倍になり、実用的でないことが明らかになった。

図3にダブルテイル形の場合について、形状公差が応力集中係数に及ぼす影響を示す。最悪の場合でも応力集中係数は理想状態の1.12倍程度であり、ダブルテイル形を採用することとした。

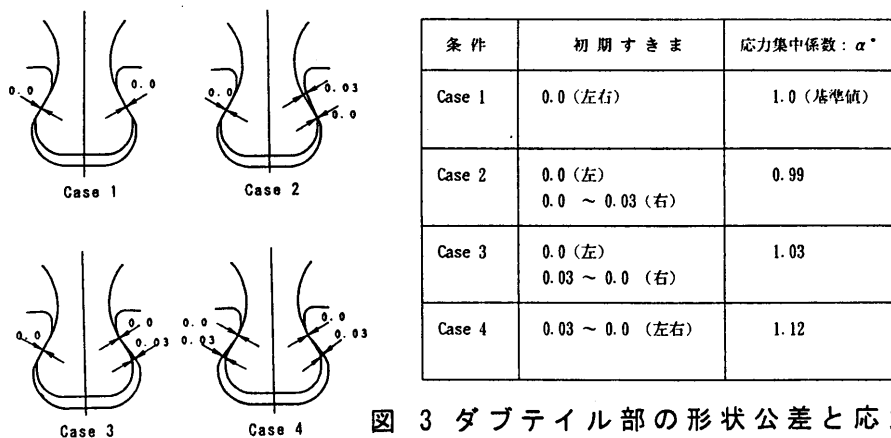


図 3 ダブルテイル部の形状公差と応力集中係数

### 3.2 応力集中係数に影響を及ぼすパラメータのスタディ

タービン動翼植込部がディスクと理想的に接触している場合、応力集中係数に関するパラメータを図4に示す。

これらのパラメータを詳細に検討し、現在CGT301に適用している最適化形状を得た。図5に解析例を示す。セラミック動翼と金属ディスク間の摩擦係数： $\mu$ の影響については4ケース（0.0, 0.15, 0.3, 0.5）の解析を行った。その結果、最もピーク応力の高い危険断面ではほとんど $\mu$ の影響を受けないことがわかった。（図6参照）

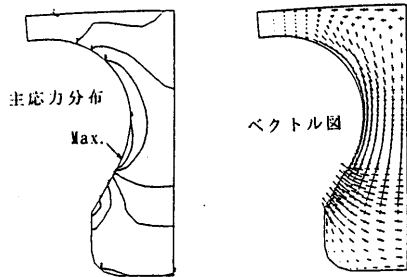


図5 応力解析結果（最適形状）

### 4. ディスク等金属部品的设计

CGT301のタービン部の構造を図7に示す。セラミック動翼を支える金属ディスク及び動翼の抜け止板は高速で回転し、しかも高温に晒されるため強度的に厳しい状態にある。

抜け止板はディスクの負担を軽減するためにボルトレスでディスクに固定する方式とした。ディスクおよび抜け止板の形状は3次元FEM解析により最適化を行った。ディスクの溝形状は前項の2次元解析で得られた最適形状を採用した。

### 5. 緩衝材の選定

セラミック動翼及び金属ディスクの形状並びに加工精度等に起因するダブテイル部での片当りを防止するため、セラミック動翼とディスクの間に金属製の緩衝材を挿入した。Pt, Co, Ni等の候補材について引張り試験（常温、高温）、スピントスト等を行い材料、厚さ、表面処理法等を決定した<sup>(5)</sup>。

図8に引張り試験の状況を示す。セラミックス製のダブテイルモデルに歪みゲージを貼り、引張りの軸力を付加し、左右の応力の違い（応力不均一率）から緩衝効果を評価した。図9に緩衝材の厚さと応力不均一率との関係を示す。厚さが50 $\mu$ m以上であれば十分な緩衝効果を有していることがわかる。

図10にスピントストの状況を示す。ディスクに

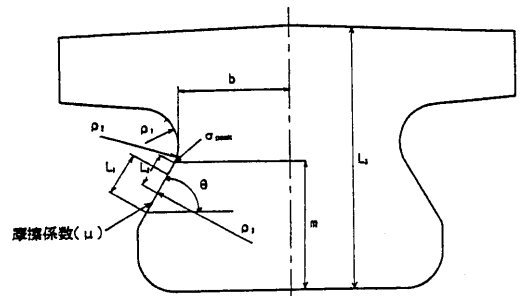


図4 応力集中係数に関するパラメータ

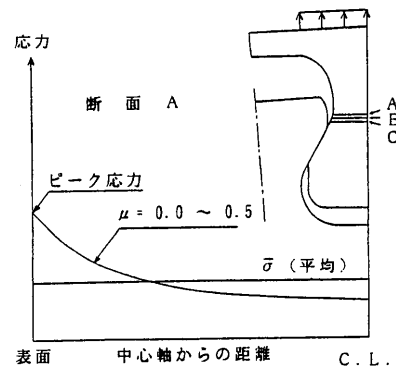


図6 危険断面のピーク応力と摩擦係数の関係

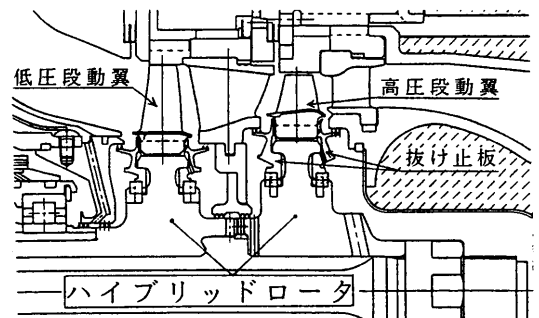


図7 CGT301のタービン部の構造

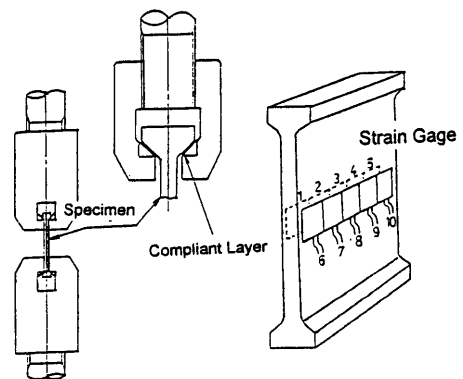


図8 引張り試験による緩衝材の評価



セラミック動翼（2枚）を装着し、テレメータシステムにより高速回転中のディスク表面の応力を計測した。図11に試験結果の一例を示すが、緩衝材の挿入によりA点とB点の応力差、言い換えれば片当たりが大幅に減少していることがわかる。

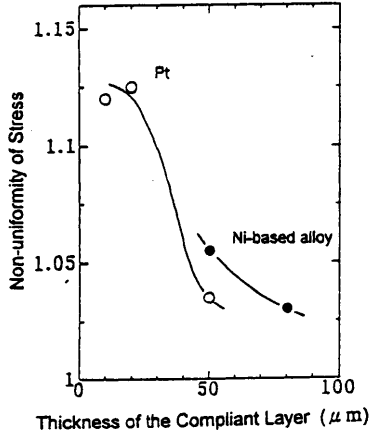


図9 緩衝材の厚さと応力不均一率の関係

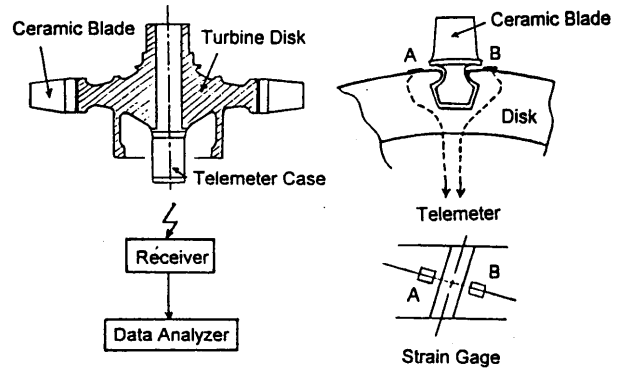


図10 スピンテストによる緩衝材の評価

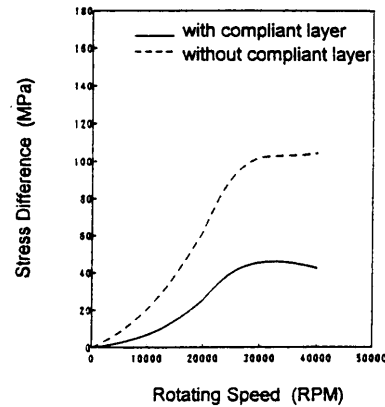


図11 テレメータによる応力測定結果の一例

## 6. 強度評価

### 6.1 セラミック動翼の設計

動翼は以下のようにダブテイル部を最適形状に保ったまま翼面、プラットフォーム形状を段階的に変え、各段階で詳細な構造解析（主に応力解析）を行った。

- Step 1… 2次元翼（プラットフォーム：平面）
- Step 2… 3次元翼（プラットフォーム：傾斜平面）
- Step 3… 3次元翼（プラットフォーム：曲面、スカート付き）

これらの動翼の遠心応力解析はオフセット量（翼面の積重線とダブテイル中心線との距離）を種々変えて行い、最大応力を可能な限り低減させた。図12に現在CGT301に使用されている高圧段動翼の応力解析結果を示す。定常及び非定常熱応力についても詳細な解析を行い、動翼の実動運転状態における応力を求めて当社で開発した設計基準<sup>(6)</sup>により評価した。適用した設計基準は、セラミックスの強度を確率変数として取り扱い、部材全体の破壊確率をある許容値以内におさめることにより強度を保証するものである。

具体的には、動翼の許容応力は次式を満足するように設定されている。

$$\sigma_{\max} \leq Su \text{ (or } St) / (K_0 K_1 \beta \gamma)$$

ただし、 $\beta$ 、 $\gamma$ は応力分布により決まる設計係数であり、 $Su$ 、 $St$ はそれぞれ、動翼材料の設計最小強度及び設計時間最小強度である。 $K_1$ は安全率であり、 $K_0=1.3$ としている。

セラミックスは材料減衰が小さいため、動翼が流体力により励振されて共振すると致命的な損傷を起こす可能性がある。運転範囲内における共振の有無を確認するため、固有振動数解析を行った。図13に解析値と実測値（ホログラフィによる）の比較を示す。

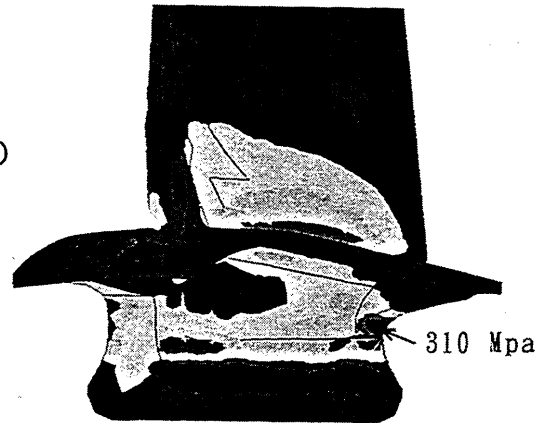


図12 高圧段動翼の応力解析結果



| モード | 実測値 (Hz) | 解析値 (Hz) |
|-----|----------|----------|
| 1次  | 11,708   | 11,042   |
| 2次  | 21,949   | 22,163   |
| 3次  | 28,471   | 28,317   |

図13 高圧段動翼の固有振動数（実測値と解析値）

## 6.2 要素試験

高圧段動翼は日本特殊陶業㈱，低圧段動翼は日本碍子㈱にて120%~143% オーバースピードのコールドスピン試験を実施した。

コールドスピントストによるプルーフ試験を経た動翼についてホットスピントストによる評価を行った。試験は2枚または4枚翼で最高110%定格回転数まで行った。Step1の2次元翼で、FODが原因と思われる損傷が一例あった他はすべて健全であった。

Step3の高圧段動翼については、TIT1200℃、100%定格回転数で累積22時間、発停回数30回の試験を行い、信頼性を確認した。

低圧段動翼については、TIT1200℃、100%定格回転数で試験を行い、信頼性を確認した。これらの試験を通して、動翼のディスクへの固着現象や緩衝材の厚さ変化等に関して様々な知見が得られた。

## 6.3 エンジン試験

試験は6段階に分け、セラミック部品を順次組込んで健全性を評価した（図14）。次に、ハイブリッドロータの長時間運転の積み重ねと全セラミック部品を搭載しての評価を目標に試験を実施した。これまでの累積運転時間を表2に示す。累積運転時間には7時間以上の連続運転が2回含まれ、ハイブリッドロータの健全性が実証された。

図15に熱交換器搭載状態のCGT301の外観を示す。

図16に7時間の連続運転を行った後の高圧段動翼の状況を示す。

図17に全セラミック部品を搭載して1時間の連続運転を行った後の低圧段動翼の状況を示す。

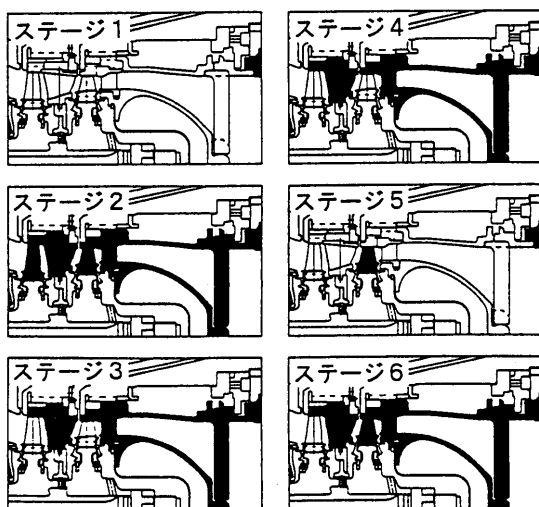


図14 各ステージでの組み込みセラミック部品

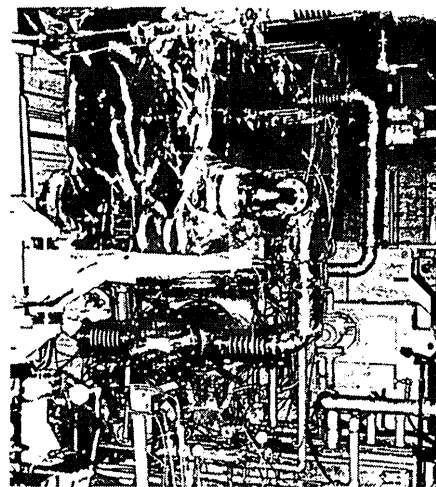


図15 CGT301の外観（熱交換器付き）

|            | 全セラミック | 低圧段が金属  | 総 計     |
|------------|--------|---------|---------|
| 1200℃～     | 1時間 0分 | 22時間58分 | 23時間58分 |
| 1150～1200℃ | 2分     | 52分     | 54分     |
| 1100～1150℃ | 20分    | 3時間51分  | 4時間11分  |
| 1000～1100℃ | 0分     | 1時間39分  | 1時間39分  |
| 800～1000℃  | 0分     | 41分     | 41分     |
|            | 1時間22分 | 30時間 1分 | 31時間23分 |

注) 本表はすべて定格回転数での運転時間を示す

表 2 CGT301の累積運転時間

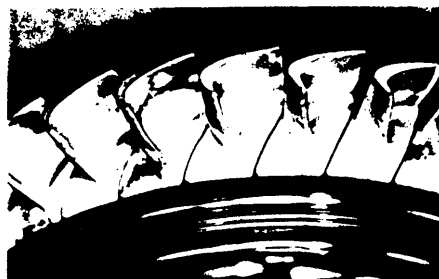


図 16 高圧段動翼（7時間連続試験後）



図 17 低圧段動翼（1時間連続試験後）

## 7. 今後の課題

今後TITがさらに150℃上昇することに伴い、セラミック部品の高温強度のみならずセラミックスと金属との締結部の信頼性の確保がより一層重要となる。とくに、ハイブリッドロータにおいては緩衝材の耐久性・耐熱性等の向上が不可欠である。

## 8. おわりに

昭和63年度からハイブリッドロータの開発を進めてきたが、数々の技術課題を乗り越え、世界で初めてTIT1200℃レベルで累積運転時間20時間以上を達成することができた。今後は、さらに運転実績を積んで、TIT1350℃のパイロットCGTに向けてさらに信頼性を向上させるとともに性能向上を目指す所存である。

本研究は、通商産業省工業技術院ニューサンシャイン計画の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（略称：NEDO）殿の委託研究に基づき実施したものである。

関係各位に感謝いたします。

## 参考文献

- (1) M. Saito 他：「Development of 300 kW Class Ceramic Gas Turbine(CGT301)」, ASME 93-GT-49
- (2) M. Sakakida 他：「300kW Class Ceramic Gas Turbine Development(CGT301)」, ASME 94-GT-125
- (3) M. Tatsuzawa 他：「Development of 300 kW-class Ceramic Gas Turbine(CGT301) Engine System」, ASME 95-GT-201
- (4) 田中, 佐々：「300kW 産業用セラミックガスタービン—CGT301・コージェネレーション用1軸式セラミックガスタービン—」, 日本ガスタービン学会誌 22-87 1994
- (5) K. Tagashira 他：「Applications of Ceramics to Gas Turbine Blades」, CIMAC 95-G01
- (6) A. Suzuki, J. Hamanaka：「Design Guide for Fine Ceramic Components」, Ishikawajima-Harima Engineering Review, 33[2]143-147(1993)

巽 哲男、\* 竹原勇志、市川善浩、藤下健一 (川崎重工)

1. 緒言

環境保護や省エネルギーを目的として、ガスタービンエンジンの高温部にセラミック部材を用いることによって、飛躍的熱効率の向上を狙った研究開発が、国家プロジェクト(ニューサンシャイン計画)として昭和 63 年度から進められている。川崎重工業(株)はこのプロジェクトに参画し、CGT302 (コージェネレーション用再生式 2 軸セラミックガスタービン) の研究開発を行っている。

CGT302 エンジン開発については、これまでに基本型 CGT 開発を終え、平成 6 年度に中間評価がなされた。CGT302 はこれらの目標値をほぼ満足することが出来た。本報では、CGT302 のハイブリッド型タービンロータの開発とエンジン開発の現況についてとりあげ、報告する。

2. CGT302 の概要

エンジンの基本諸元および組立断面図を表 2.1 および図 2.1 に示す。高温部材にセラミックを用い、タービン入口温度 1350℃にて熱効率 42% 以上を達成することを目標としている。CGT302 の大きな特徴は、高効率を実現するため、セラミックの比強度に期待して、ロータのチップ周速を 573m/s (従来の産業用エンジンの金属製ロータでは 400m/s 程度) と意欲的な設計値としたこと、また高い圧力比を採用したことによる金属製熱交換器の搭載である。また、構造上の大きな特徴としては、カーボンファイバーセラミック繊維による締結一体化構造や、セラミックバネを用いた弾性支持構造等である。

これら CGT302 の概要や開発スケジュール等については、既に参考文献<sup>(1-4)</sup>で述べてあるので、ここでは割愛する。

表 2.1 CGT302 の主要諸元

| 項目<br>(使用セラミック材) | 単位   | 基本型 CGT<br>(SN-252) | ハイブリッド CGT<br>(SN-281) |
|------------------|------|---------------------|------------------------|
| タービン入口温度         | ℃    | 1,200               | 1,350                  |
| 熱効率              | %    | 30                  | 42                     |
| 最大出力             | kW   | 140                 | 300                    |
| 空気流量             | kg/s | 0.68                | 0.89                   |
| 圧力比              | -    | 5.9                 | 8.0                    |
| GG タービン回転数       | RPM  | 68,400              | 76,000                 |
| PT タービン回転数       | RPM  | 51,300              | 57,000                 |
| コンプレッサ形式         | -    | 単段遠心式               |                        |
| コンプレッサ効率         | %    | 79                  | 82                     |
| GG タービン形式        | -    | 単段軸流式               |                        |
| GG タービン効率        | %    | 79                  | 84                     |
| PT タービン形式        | -    | 単段軸流式               |                        |
| PT タービン効率        | %    | 82                  | 88                     |
| タービン総合効率         | %    | 82.2                | 85.5                   |
| 燃焼器形式            | -    | 単筒缶式                |                        |
| 熱交換器形式           | -    | 伝熱プレートフィン式          |                        |
| 熱交換器温度効率         | %    | 78                  | 82                     |

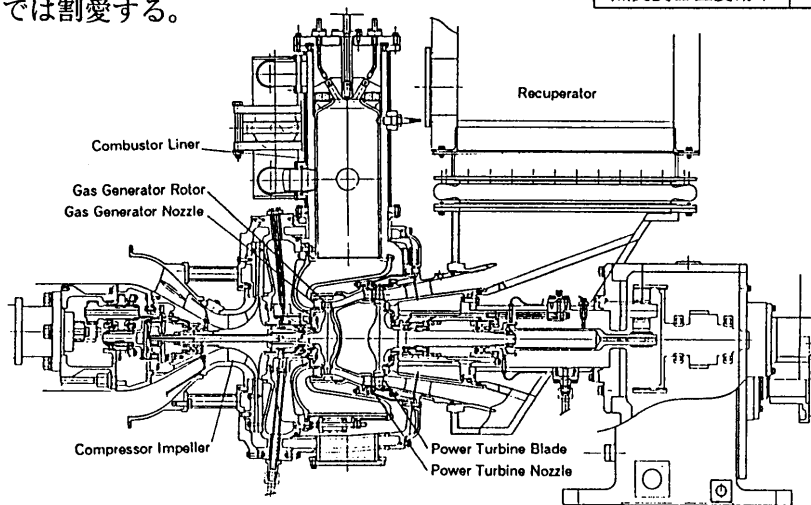


図 2.1 CGT302 組立断面図

### 3. ハイブリッド型タービンロータの開発

#### 3.1 ハイブリッドタービンの構造、設計

CGT302は、パワータービンに金属製ディスクへセラミックブレードを植え込む、いわゆるハイブリッドロータを採用している。パワータービンロータの主要諸元を表3.1に示す。

一般にセラミックハイブリッドロータの構造は、ダブテールと呼ばれるセレーション部を金属ロータに設けたスロット部に植え込む構造が採られる。CGT302のパワータービンの構造図および写真を図3.1に示す。

表 3.1 CGT302 パワータービンロータの主要諸元

| 項目         | Unit               | Pilot CGT | Basic CGT |
|------------|--------------------|-----------|-----------|
| タービン入口温度   | ℃                  | 1,113     | 985       |
| タービン入口圧力   | kg/cm <sup>2</sup> | 3.40      | 2.45      |
| タービン出口温度   | ℃                  | 823       | 797       |
| チップ外径      | mm                 | 192       |           |
| チップ周速      | m/s                | 573       | 516       |
| 翼高さ(入口/出口) | mm                 | 16 / 18   |           |
| 回転数        | RPM                | 57,000    | 51,300    |
| 膨張比        | ---                | 3.4       | 2.4       |

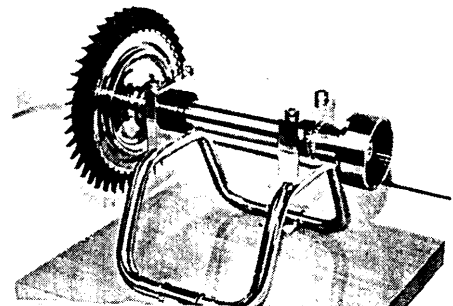
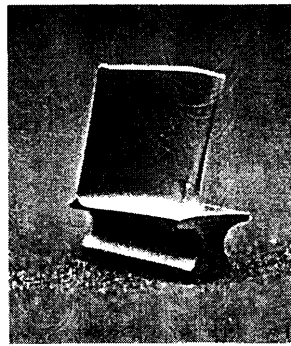
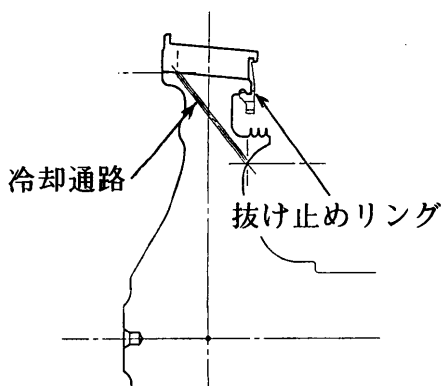


図 3.1 CGT302 パワータービン

#### ①セラミックタービンプレード

ブレードの特徴は、できるだけシンプルな構造でしかも低応力を実現することを主眼としていることである。プラットホームより下部は全て加工面とした。これは、軽量化と滑らかな形状、良好な表面粗度による高強度を得るためである。また、ダブテール形状も最適となるように設計を行った。

図3.2に第1次設計のダブテール形状および最終形状を示す。応力については、第1次設計の39.0 kg/mm<sup>2</sup>から33.5 kg/mm<sup>2</sup>と約14%低減することができた。応力解析については3.2項に詳しく述べる。

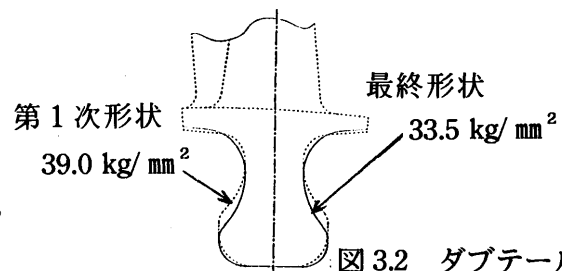


図 3.2 ダブテール形状

#### ②金属ディスク

周速 573 m/s という高周速と、低圧段でありながら金属エンジンの高圧段並の TIT のため、金属ディスクの負荷は非常に大きいものとなっている。このため、ディスク素材には現在入手可能な材料のうち最高レベルの強度を持つ AF-115 (粉末冶金金属) を選定し、さらに応力も出来るだけ低減されるようなディスク断面形状を採用した。しかし、スロットタング部は高温高応力となるため冷却が必須となる。このため、図3.1に示すようにディスク背面よりダブテール部へ直接冷却空気通路を設け、効率的に冷却が行える構造とした。また、セラミックブレードの固定法も大きな

問題点となり、シンプルにかつ軽量化を図った。ブレードの固定は、前面にはディスクに一体加工した抜け止めのあて板を設け、背面についてはスナッピング状のリングを金属ディスクに嵌合せ止める方式をとっている。

### ③緩衝板 (Compliant Layer)

金属ディスクとセラミックブレードの間に緩衝板を挿入するとバースト回転数が増加することが知られている。CGT302では、 $t=0.1\text{mm}$ のCo合金を採用している。

## 3.2 応力検討

セラミック部材における応力集中は、金属材料のように局所的な降伏による応力の再配分を期待できず、破壊につながりやすい。よって、翼付根部やダブテール部の応力集中部位には、特に注意を払い、解析を行う必要がある。このため、翼付け根のフィレット部やダブテールの形状等は正確にモデリングされなければならない。また、ディスクとの接触端で局所的に高くなるダブテール表面の応力の解析および評価が大きな課題となる。

接触部の応力を解析する場合、境界条件の与え方によって解析結果が大きく左右され、特に注意を要する。CGT302のパワータービンロータについて、2次元解析によって境界条件を変えて解析を行った例を紹介する。解析にはFEMおよびBEMを用いた。BEMはFEMに比べモデリングが容易でかつ2次元問題において、同規模の計算時間で比較すると、モデル外表面においてより詳細な要素分割が可能となる利点がある。影響を調査した境界条件は以下の通りである。

- a. 接触問題として扱う
- b. 接触部における摩擦係数を考慮する
- c. 緩衝板を考慮する
- d. 金属ディスク、緩衝板について弾塑性解析を適用する

表 3.2 接触部解析結果

| No. | 解析コード | 材料物性 | 接触解析 | 摩擦係数     | 緩衝板 | 弾塑性 | 最大応力   |
|-----|-------|------|------|----------|-----|-----|--------|
| 1   | BEM   | R.T. | ×    | 0        | ○   | 弾性  | 解析不可   |
| 2   | BEM   | R.T. | ×    | $\infty$ | ○   | 弾性  | 解析不可   |
| 3   | BEM   | R.T. | ○    | 0        | ○   | 弾性  | 281MPa |
| 4   | BEM   | R.T. | ○    | 0        | ×   | 弾性  | 446    |
| 5   | BEM   | R.T. | ○    | 0.3      | ○   | 弾性  | 820    |
| 6   | BEM   | R.T. | ○    | 0.3      | ×   | 弾性  | 861    |
| 7   | BEM   | 高温   | ○    | 0        | ○   | 弾性  | 281    |
| 8   | BEM   | 高温   | ○    | 0.3      | ○   | 弾性  | 757    |
| 9   | BEM   | 高温   | ○    | 0.3      | ×   | 弾性  | 851    |
| 10  | FEM   | 高温   | ○    | 0        | ○   | 弾性  | 277    |
| 11  | FEM   | 高温   | ○    | 0.3      | ○   | 弾性  | 411    |
| 12  | FEM   | 高温   | ◎    | 0.3      | ○   | 弾塑性 | 355    |

解析結果を図 3.3 および表 3.2 に示す。NO.1 および 2 (接触問題としては取り扱わず、滑りを与えた解析) は、接触部位にて解が不連続な特異解となり、解析不可となった。NO.3～12 は接触問題として取り扱った例であるが、境界条件の与え方によって応力値に 3 倍の開きができる結果となった。

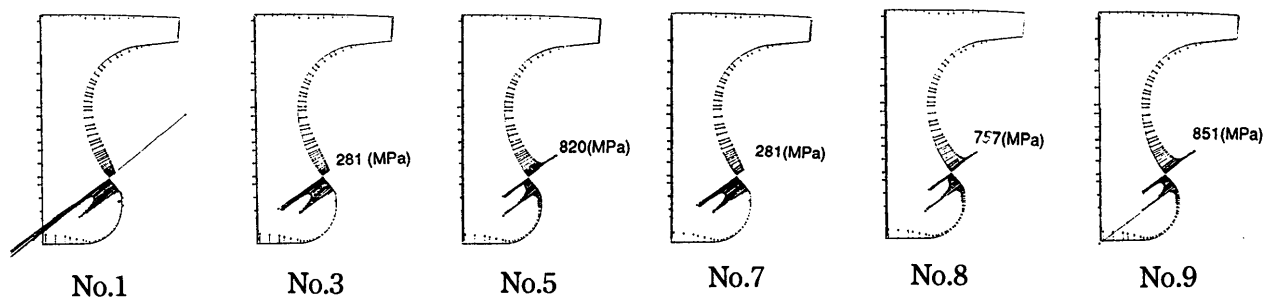
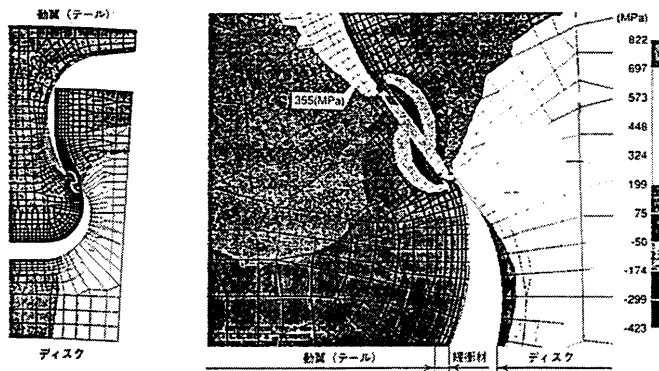


図 3.3 接触部解析結果 1 (BEM)



接触問題解析、 $\mu = 0.3$   
材料特性：高温

接触部拡大図

No.12

図 3.3 接触部解析結果 2 (FEM)

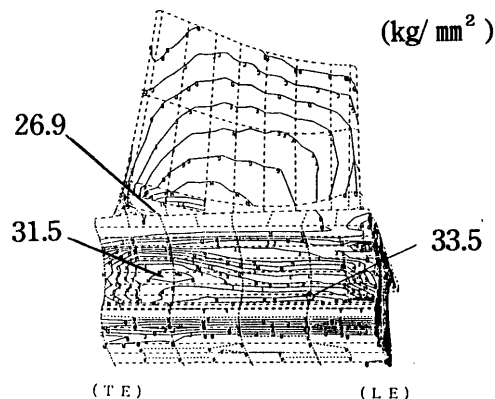


図 3.4

パワータービン 3次元解析結果

FEM と BEM の弾性解析値に差があるのは、ダブテール表面の要素分割の差（BEM は FEM の約 5 倍）の影響によるものと思われる。ディスクあるいは緩衝板に塑性変形が存在すること、また接触問題と弾塑性変形を扱う非線形解析には膨大な計算時間を要すること等を考慮すると、もっとも現実的な解析と思われるのは NO.12 の条件と思われる。

実際の 3 次元タービンの応力解析には、この解析条件が望まれるが、現状での計算機能力から考えると非常に困難な問題となる。図 3.4 に接触部に滑りを与え、3 次元解析を行った例を示す。現実には、2 次元解析に加えて 3 次元モデルによる全体の応力分布と併せて、強度評価を行うのが妥当である。

#### 4. エンジン開発の現況

##### 4.1 エンジン運転

CGT302 のこれまでの運転時間の累積を表 4.1 に示す。表 4.1 には全てのセラミック部品を組み込んだエンジンとパワータービン翼のみ金属製のものをを用いたエンジンとを切り分けて示した。これまでのところ、総運転時間は 78 時間 41 分（起動回数 230 回）となっており、このうち定格値である TIT=1200℃以上は 38 時間 37 分である。

また、同一エンジンでの定格条件における長時間運転実証として、平成 6 年度に、無分解にて 30hr の 1200℃連続運転を行った（総運転時間 33hr 34min、1200℃以上運転 30hr 45min）。この間の運転において、出力、温度、熱効率等の変動はいっさい見られず、エンジンはきわめて安定していた。

表 4.1 エンジン運転時間累計

| 運転温度(TIT)  | 全セラミック      | PTブレッド金属     | Remarks                      |
|------------|-------------|--------------|------------------------------|
| 1200℃～     | 5 min       | 38 hr 32 min |                              |
| 1150～1200℃ |             | 1 hr 52 min  |                              |
| 1100～1150℃ | 16 min      | 3 hr 30 min  |                              |
| 1000～1100℃ | 44 min      | 10 hr 25 min |                              |
| 800～1000℃  | 2 hr 00 min | 21 hr 17 min |                              |
| 総運転時間      | 3 hr 05 min | 75 hr 36 min | 総運転時間:78hr41min<br>起動回数:230回 |

##### 4.2 エンジン特性（熱効率、TIT、出力）

エンジンの特性については、自立、連続定格運転等については特に問題はなく、また性能の個体差に関しても異なったエンジン間や部品間での性能のばらつきはほとんどなく、非常に安定している。エンジンシステムの熱効率を整理したものを表 4.2 および図 4.1 に示す。

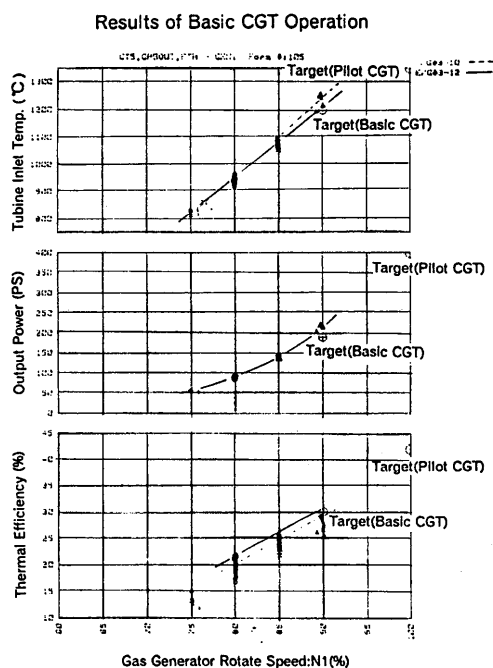


図 4.1 エンジン性能カーブ

これまで得られた最高効率、29.2% が得られており、ほぼ計画値を達成した。このデータは PT のチップクリアランスが適正值でなく、クリアランスが適正化されたエンジンからは、目標である 30% を十分越える性能が予測されている。また、TIT=1117℃ でありながら、28.8% という高い熱効率も計測されている。

エンジン出力に関しては最高値は 232PS が計測されており、目標の 190PS を十分達成している。このときの TIT は 1209℃ であり、熱交換器が十分に暖まっていない非静定条件ではあるが、熱効率は 26.3% が得られている。

エンジン性能が良好な原因としては、セラミックを用いたことによって

- ・内部冷却空気が不要となったこと
- ・部材の熱膨張がきわめて少ないことにより、運転時のタービンのチップクリアランスが小さくコントロールできたこと

などが影響していると思われる。

### 4.3 エンジンでの要素性能

エンジン搭載状態で計測された個々の要素性能を表 4.3 に示す。

表 4.3 エンジン搭載状態での要素性能

| 要素性能     | 目標値  | 達成値  | Remarks |
|----------|------|------|---------|
| 圧縮機断熱効率  | 79.0 | 76.5 |         |
| タービン断熱効率 | 82.2 | 84.0 | GGT+PT  |
| 熱交換器温度効率 | 78.0 | 78.3 |         |
| 燃焼器燃焼効率  | 99.0 | 99.5 |         |

表 4.2 エンジン性能

(max  $\eta_{th}$ が出たとき)

| 修正 (15℃, 1.033kg/cm <sup>2</sup> ) |             |        |        | 実性能 (18/10℃, 1.034kg/cm <sup>2</sup> ) |             |        |        |
|------------------------------------|-------------|--------|--------|--|-------------|--------|--------|
| N1                                 | $\eta_{th}$ | TIT    | Output | N1                                     | $\eta_{th}$ | TIT    | Output |
| [%rpm]                             | [%]         | [℃]    | [ps]   | [%rpm]                                 | [%]         | [℃]    | [ps]   |
| 80.2                               | 23.8        | 984.1  | 108.4  | 81.0                                   | 23.8        | 1010.2 | 109.6  |
| 85.4                               | 28.8        | 1116.5 | 175.7  | 85.9                                   | 28.8        | 1130.4 | 176.8  |
| 89.9                               | 29.2        | 1251.7 | 222.4  | 89.1                                   | 29.2        | 1226.5 | 220.5  |

(max Powerが出たとき)

| 修正 (15℃, 1.033kg/cm <sup>2</sup> ) |             |        |        | 実性能 (22℃, 1.033kg/cm <sup>2</sup> ) |             |        |        |
|------------------------------------|-------------|--------|--------|-------------------------------------|-------------|--------|--------|
| N1                                 | $\eta_{th}$ | TIT    | Output | N1                                  | $\eta_{th}$ | TIT    | Output |
| [%rpm]                             | [%]         | [℃]    | [ps]   | [%rpm]                              | [%]         | [℃]    | [ps]   |
| 79.6                               | 22.2        | 939.7  | 93.0   | 80.5                                | 22.2        | 965.7  | 94.1   |
| 85.1                               | 26.4        | 1069.1 | 157.9  | 86.2                                | 26.4        | 1101.8 | 159.8  |
| 89.9                               | 26.6*1      | 1208.7 | 232.0  | 91.1                                | 26.6*1      | 1250.7 | 235.1  |

\*1 非定常状態

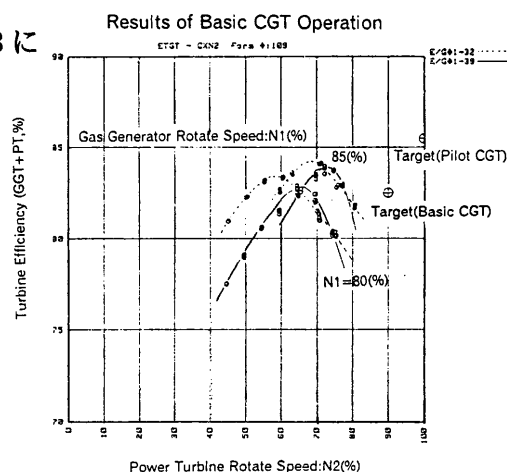


図 4.2 タービン性能 (エンジン搭載)



圧縮機断熱効率について、目標値 $\eta_c=79\%$ （パイロット型では82%）に対して76.5%と、若干下回る値となっている。CGT302のように小型単段遠心式圧縮機では、高い効率の達成は困難ではあるが、現在要素研究等を通じて目標値の達成に向けて改良中である。

タービンの断熱効率に関しては、セラミックエンジン実機において、GGT、PTの各段を切り離し、個々に性能評価をすることはセンサ挿入の都合上、困難である。このため、GGT、PTを合わせた総合効率を計測し、評価を行っている。これまでの運転試験では中間評価の目標値82.2%に対し、84%と十分上回る性能が計測されている。これは先に述べたように、セラミックによるチップクリアランスの改善、冷却空気が不要となったこと、さらに熱交換器搭載による燃焼器における温度上昇が少なくなったことによるタービン入口温度の均一化が図られた、などが影響しているものと思われる。エンジン実機にて計測されたタービン効率を図4.2に示す。

さらに熱交換器、燃焼器についても所定の効率は達成している。

## 5. 結言

CGT302はこれまでにTIT=1200℃における運転安定性を実証し、また熱効率が29.2%と世界最高レベル性能が得られた。現在は、平成6年度に中間評価を終え、最終目標であるパイロット型CGT（TIT=1350℃、熱効率42%）に向けての研究開発を進めているところである。パイロット型CGTの開発にあたっては今後、様々な困難が予想される。我々のいっそうの鋭意努力が要求されるのは当然のことながら、関係各位のなお一層のご支援をお願いしたい所存である。

なお、本研究は通商産業省工業技術院のニューサンシャイン計画の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)から委託を受けて実施しているものである。

## 参考文献

- 1) A.Watanabe, T.Tatsumi, K.Tanimura, I.Takehara, T.Fujii, 1994, "Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT302)", ASME94-GT-19
- 2) K.Nishio, J.Fujioka, T.Tatsumi, I.Takehara, 1995, "Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT302)", ASME95-GT-264
- 3) 渡辺、巽、谷村、竹原、藤井, 1993, "300kW級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発", 日本機械学会 No.930-75-117
- 4) 巽、射延、竹原, 1994, "コージェネレーション用300kW級再生式2軸セラミックガスタービンCGT302", ガスタービン秋期講演会(松江)講演論文集, pp63-70

# 小型セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムの研究 (第一報)

伊藤高根 (東海大学)、石谷久 (東京大学)、住江新 (日本自動車研究所)、蓮池宏 (エネルギー総合工学研究所)、伊藤卓爾、半田統敏 (石油産業活性化センター)

## 1. はじめに

都市における大気環境基準はますます厳しさを増す傾向にあり、米国カリフォルニア州では排気ガスを出さないZEV (Zero Emission Vehicle) を1998年より段階的に導入することをメーカーに義務づける動きとなっている。ZEVは電気自動車を実質的に意味するが、長年の研究開発にもかかわらず航続距離、最高速度、充電のわずらわしさ等の問題があり、ユーザの満足する性能を確保することは容易でない。そこで、排気もきれいで、車両性能にもすぐれた自動車用駆動システムとして、別途開発が進められている小型セラミックガスタービン<sup>(1)</sup>を用いて電池と組み合わせたハイブリッドエンジンシステムを考え、性能シミュレーションプログラムを開発し、これを用いて都市内路線バス、2トン積みトラック、2000cc級乗用車へ適用した場合のガスタービンハイブリッドシステムの特性及び可能性を検討した。第一報として路線バスへ適用した場合の走行燃費についての検討結果を報告する。

## 2. 性能解析プログラムの概要

自動車の燃費、排気特性の評価は、車種によって予め定められた運転モードにしたがって走行したときの燃料流量、排出ガス量によって行われる為、解析プログラムも、ある運転モードを走行したと仮定して時々刻々の必要駆動トルクを計算し、その時の各機器の作動点効率から燃料流量、排出ガス量を算出し積算できるようなものになっている。プログラムは電気自動車用に開発<sup>(2)</sup>したものをベースにハイブリッドシステム用に拡張したもので、比較のためにエンジン単独で駆動する従来方式の車両についても解析できるようになっている。以下にその主要要素機器のモデル化の概要を示す。

(1) エンジン： 加減速を含む運転では正確にはエンジンの過渡性能を考慮する必要があるが、準定常の扱いができると仮定し、回転系の慣性の影響のみを考慮した。したがって、エンジン特性は回転数と燃料流量をインプットとして、その時のエンジン出力 (または軸トルク)、排出ガス量が算出できるような静特性マップを用いている。100kW一軸式セラミックガスタービン (CGT) の出力特性は文献 (1) の設計時の特性を流用した。

(2) トランスミッション： 一軸ガスタービンはトルク特性が右上がり特性のため直接駆動する場合やパラレル方式のハイブリッドシステムの場合には無段変速機 (CVT) が必要で、CVTとしては大馬力に対応できるトラクション式のもの考えた。その具体的構成、性能データは上記のCGT用に検討した英国トロトラック社のトロイダル式IVTシステムを参考にモデル化した。

(3) モータ及び発電機： モータ及び発電機の形式は現在実用化されている誘導式と最近小型で高性能化の期待される永久磁石 (PM) を用いた同期機の二種類をモデル化した。何れもインバータを用いたベクトル制御を行なうことを前提に、等価回路を仮定してこれらの機器の各瞬間の作動点における効率を算出している。損失は負荷 (電流) に影響されないもの (鉄損、機械損等) と、影響されるもの (銅損等) とにわけて計算し、最後にインバータ損失を加味して全体効率を計算するモデルとなっている。

(4) バッテリ： バッテリは種々の方式のものが研究開発中であるが、現状で最も実用的なものとして密閉式鉛蓄電池をモデル化した。電池の特性を充放電を含めて正しく推定することは現状では困難であるが、鉛電池の定常充電特性、放電特性を各放電深度（DOD）毎に実験した実験結果<sup>(3)</sup>を基に、電池の起電力と、内部抵抗をDODの関数として求めた。

### 3. 都市内路線バス用ハイブリッドシステムの解析

自動車用エンジンの内、排気性能改善の面で最も苦慮しているのはディーゼルエンジンであり、また排気問題が最も厳しいのは都市内である。その様な観点から都市内をディーゼルエンジンで走行している路線バスの駆動系に排気特性に優れたガスタービンをを用いたハイブリッドシステムを考え、これを適用した場合の走行燃費について先ず検討した。

(1) ベース車両及び解析対象システム：

表1. 車両及び駆動系の諸元

解析のベースとして現在路線バスで使用されているディーゼルエンジン直接駆動の車両（DIE. D）を選び、そのエンジンを、同一出力のガスタービン+IVTの駆動システム（CGT. D）、ガスタービンをを用いたハイブリッドシステム（シリーズ方式（S. HYB）及びパラレル方式（P. HYB））にそれぞれ置き換えた場合の特性をそれぞれ比較した。解析に用いた車両諸元、駆動系諸元を表1に示す。

| 項目      | 単位             | 直接駆動SYS |        | ハイブリッドSYS |        |
|---------|----------------|---------|--------|-----------|--------|
|         |                | DIE. D  | CGT. D | S. HYB    | P. HYB |
| 車両総重量   | kg             | 13,345  | 13,345 | 14,730    | 13,765 |
| 全面投影面積  | m <sup>2</sup> | 7.00    | ←      | ←         | ←      |
| 転がり抵抗係数 |                | 0.012   | ←      | ←         | ←      |
| Cd値     |                | 0.500   | ←      | ←         | ←      |
| タイヤ有効半径 | m              | 0.508   | ←      | ←         | ←      |
| 変速機形式   |                | 5速手動    | IVT    | —         | IVT    |
| 最終減速比   |                | 6.428   | ←      | ←         | ←      |
| エンジン形式  |                | DIESEL  | CGT    | CGT       | CGT    |
| 最大出力    | kW             | 168     | ←      | 100       | ←      |
| 最高回転数   | rpm            | 2,300   | 6,000  | ←         | ←      |
| モータ形式   |                | —       | —      | PM        | ←      |
| 最大出力    | kW             |         |        | 172       | 80     |
| 最高回転数   | rpm            |         |        | 2,834     | ←      |
| 重量      | kg             |         |        | 425       | 250    |
| 発電機形式   |                | —       | —      | PM        | —      |
| 最大出力    | kW             |         |        | 100       |        |
| 最高回転数   | rpm            |         |        | 6,000     |        |
| 重量      | kg             |         |        | 90        |        |
| 電池形式    |                | —       | —      | 鉛電池       | ←      |
| エネルギー密度 | Wh/kg          |         |        | 42        | ←      |
| 出力密度    | W/kg           |         |        | 200       | ←      |
| 重量      | kg             |         |        | 645       | 420    |

解析のベースとなるディーゼルエンジンは最大出力168kWである。ガスタービン単独駆動の場合のエンジン出力は同じく168kWとしているが、その特性は100kWCGTの空気流量が単純に1.7倍になったとし、その特性はまったく変わらないと仮定した。ハイブリッドシステムの場合はエンジン最大出力、モータ最大出力、バッテリー容量等の選択には最適な関係があると思われるが、今回はシリーズ方式もパラレル方式もエンジン最大出力は100kWとし、前述の100kWCGTの設計時点の特性（図）をそのまま用い、モータ出力等については予め定めた車両の目標走行性能を満足するように概略設計を行い決定した。モータはPM式の同期機とし、最大出力はシリーズ方式では172kW、パラレル方式では80kWとなった。ベースとなるモータ特性を基にそれぞれの容量を考慮して特性を計算した。発電機はエンジン出力に合わせ最大出力100kWである。バッテリーは基本のモジュールを必要個数並べて組電池として使用するが、組電池の定格電圧（基本モジュールの直列個数）はシリーズ方式もパラレル方式も同じく300Vとし、電気容量（電池全重量に比例）は各車種の基本仕様に応じて設定した。

(2) 運転モード： 大型のディーゼルエンジンやバスについては特に定められた走行モードは無く、エンジンに対して定常運転の積み重ねである13モード等が定められている。しかしながら現実には都市内を走る路線バスでは信号、停留所等による加減速の連続であり、実体を表すには定常状態の積み重ねでは不十分であり、またエネルギー回生の効果等の評価もできない。そこで今回は東京都内のある路線を走行して得られた実測値を基に作成した「バス実走行モード」と乗用車用に定め

表2. 各走行モードに於ける各システムの計算結果

| 走行モード     | 駆動システム | 10-15走行モード |         |         |        | バス実走行モード |         |         |        |
|-----------|--------|------------|---------|---------|--------|----------|---------|---------|--------|
|           |        | DIE. D     | DCGT. D | DS. HYB | P. HYB | DIE. D   | DCGT. D | DS. HYB | P. HYB |
| 走行距離      | m      | 4160.5     | 4161.4  | 4160.6  | 4161.4 | 2090.4   | 2089.7  | 2090.2  | 2090.4 |
| 平均車速      | km/h   | 22.7       | 22.7    | 22.7    | 22.7   | 12.5     | 12.5    | 12.5    | 12.5   |
| 必要駆動仕事    | kWh    | 5.251      | 4.894   | 5.275   | 4.998  | 3.443    | 3.036   | 3.199   | 3.039  |
| 燃料消費量     | kWh    | 17.495     | 15.642  | 11.173  | 13.444 | 12.665   | 10.57   | 7.593   | 9.364  |
| 走行燃費      | km/kWh | 0.238      | 0.266   | 0.372   | 0.31   | 0.165    | 0.198   | 0.275   | 0.223  |
| 走行燃費(相対)  |        | 1          | 1.118   | 1.563   | 1.303  | 1        | 1.2     | 1.667   | 1.352  |
| 駆動システム効率  |        | 0.3        | 0.313   | 0.472   | 0.372  | 0.272    | 0.287   | 0.421   | 0.325  |
| 同上(相対)    |        | 1          | 1.043   | 1.573   | 1.24   | 1        | 1.055   | 1.548   | 1.195  |
| エンジン平均効率  |        | 0.25       | 0.392   | 0.404   | 0.403  | 0.213    | 0.375   | 0.394   | 0.39   |
| I/V T平均効率 |        | -          | 0.842   | -       | 0.838  | 0.272    | 0.83    | -       | 0.822  |
| 変速機平均効率   |        | 0.901      | -       | -       | -      | 0.828    | -       | -       | -      |
| モータ平均仕事   |        | -          | -       | 5.977   | 1.315  | -        | -       | 3.921   | 1      |
| モータ平均効率   |        | -          | -       | 0.883   | 0.786  | -        | -       | 0.816   | 0.583  |
| 発電機平均効率   |        | -          | -       | 0.917   | -      | -        | -       | 0.914   | -      |
| 回生可能仕事    | kWh    | 2.596      | 2.268   | 2.468   | 2.32   | 2.256    | 1.877   | 1.948   | 1.854  |
| 回生可能仕事比率  |        | 0.494      | 0.463   | 0.468   | 0.464  | 0.655    | 0.618   | 0.609   | 0.699  |
| モータ回生効率   |        | -          | -       | 0.873   | 0.775  | -        | -       | 0.778   | 0.576  |
| 充電忌避電力量   | kWh    | -          | -       | 0.224   | 0.384  | -        | -       | 0.226   | 0.174  |

られている「10-15モード」を対象に解析を行った。「バス実走行モード」は走行距離約2 km、平均車速12.5 km/hである。なお、走行モードに応じたCGTエンジンの燃料制御は、事前検討の結果、タービン入り口温度一定制御が最も効率が良いそうなので今回はその方式を採用した。

4. 駆動システム効率に関する計算結果と考察

(1) 各駆動システムの比較： 表2及び図1に走行モード別に各駆動システムの単位発熱量当たりの走行距離(走行燃費：km/kWh)をDIE. Dに対する相対比較で示す。ベースとなるディーゼルエンジンの実走行モードに対する計算結果は約1.6 km/lで概ね実際のバス路線で経験されている値と大差無く、シミュレーションの結果はほぼ妥当と判断された。実走行モードの場合、シリーズハイブリッド方式が最もよく、次いでパラレルハイブリッド方式でそれぞれ67%、35%程度の改善結果が得られた。一軸CGTの直接駆動は約20%、良い結果となっている。10-15モードの場合もハイブリッドが良くそれぞれ56%、30%の改善効果が得られている。

上記の指標は通常の車両の評価にはよく使われる走行燃費(km/l)と同じであるが、重量の重い場合は走行燃費は悪くなり車両の総重量の違いが結果に反映されてしまうため、重量の違う各種駆動システムの効率を横並びに評価するには必ずしも適当ではない。そこで新たな指標として次

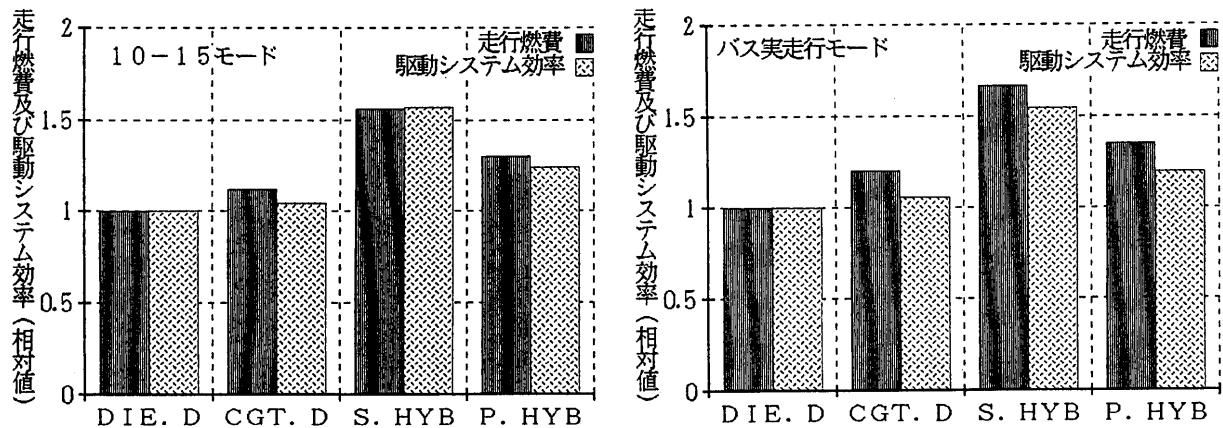


図1. 各走行モードに於ける走行燃費及び駆動システム効率(相対値)

に定義する「駆動システム効率」を導入して比較してみた。

駆動システム効率

$$= (\text{走行モードをその車両が走るとき、車輪が実際に車両を駆動するのに必要とする仕事量}) / (\text{実際に消費した燃料の低位発熱量換算発生エネルギー})$$

表2及び図1に示すように、10-15モードの場合、ベースとなるDIE, Dの駆動システム効率0.3を1とするとS, HYBは1.573、P, HYBは1.242、CGT, SYSの場合は1.043となった。実走行モードでも同じ傾向であるが、10-15モードに比べ少しづつ効率は落ちており、平均負荷が低くなっているためと思われる。

このような結果が得られた理由を明らかにするため、燃料から発生したエネルギーがそれぞれの駆動システムの中でどのように変換されているかを解析した。DIE, DとCGT, Dのように直接車両を駆動している場合は単にエンジン及び伝達系の効率に応じて順次損失分が差し引かれるだけであるから単純である。先ず10-15モードの場合のDIE, DとCGT, Dとを比べてみるとエンジン平均効率はDIE, Dの0.25に対してCGT, Dは0.39と高いが、変速機効率は逆にDIE, Dが0.901、CGT, Dが0.842であり、これらの積はそれぞれ0.225、0.330となり、これが駆動システム効率の差となってあらわれている。

これに対し、ハイブリッドエンジンシステムの場合には、モータへの供給電力はバッテリーからの部分と発電機から直接供給される部分があり、また減速時には運動エネルギーの一部が回生される等極めて複雑になる。例としてS, HYBの場合の熱勘定を図2に示す。左端の矢印はエンジンに供給されるインプットエネルギー、右端の矢印は回生されたエネルギーを示す。なお影の部分はそれぞれの要素での損失エネルギーを示す。回生し得るエネルギーは走行モードによっても、車両重量によっても異なる。このエネルギーの回生はモータを発電機として作動させ回収するため実際に回生され利用されるエネルギーは、その時の発電機効率、バッテリーへの充電効率、バッテリーからの放電効率等が影響する。また、バッテリーが既に十分な充電状態であればいくら回生可能エネルギーがあってもバッテリーに充電することはできない。これらの状況はバッテリーのDOD管理も含めたシステムの総合制御方式にも関係する。先ず最も駆動システム効率の良かったS, HYBについて10-15モードにおけるエネルギーの変換、伝達状況を検討した。エンジンの平均熱効率は0.404と高く、またエンジンによって駆動されている発電機の平均効率は0.917であった。発電機の電気出力はモータを駆動するのに使われるが、同時に一部電池を充電するために使われる。モータの平均効率は0.883であり、エンジン-発電機-モータの経路によるエネルギーの総合伝達効率はこれらの積であるとする0.309となり、この値は直接ガスタービンで駆動しているCGT, Dの効率0.330よりも悪い。しかしながらS, HYBの駆動システム効率が1.5倍も高いのは減速エネルギーを回生している為である。モード走行中、車輪駆動軸が負の

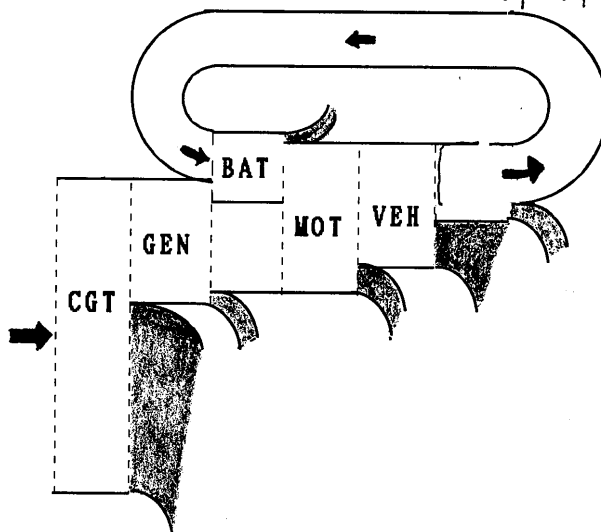


図2. S, HYBの熱勘定

回生し得るエネルギーは走行モードによっても、車両重量によっても異なる。このエネルギーの回生はモータを発電機として作動させ回収するため実際に回生され利用されるエネルギーは、その時の発電機効率、バッテリーへの充電効率、バッテリーからの放電効率等が影響する。また、バッテリーが既に十分な充電状態であればいくら回生可能エネルギーがあってもバッテリーに充電することはできない。これらの状況はバッテリーのDOD管理も含めたシステムの総合制御方式にも関係する。先ず最も駆動システム効率の良かったS, HYBについて10-15モードにおけるエネルギーの変換、伝達状況を検討した。エンジンの平均熱効率は0.404と高く、またエンジンによって駆動されている発電機の平均効率は0.917であった。発電機の電気出力はモータを駆動するのに使われるが、同時に一部電池を充電するために使われる。モータの平均効率は0.883であり、エンジン-発電機-モータの経路によるエネルギーの総合伝達効率はこれらの積であるとする0.309となり、この値は直接ガスタービンで駆動しているCGT, Dの効率0.330よりも悪い。しかしながらS, HYBの駆動システム効率が1.5倍も高いのは減速エネルギーを回生している為である。モード走行中、車輪駆動軸が負の

トルクを受ける期間の仕事量を積算した値を回生可能仕事と定義すると、S. HYBの場合は2.468 kWhであり、このモードを走行するのに必要な必要駆動仕事量5.275 kWhの約47%にも相当する。この割合は走行モードによっても異なりバス実走行モードの場合は61%であった。これ等がすべて回収できるわけではないが回収可能仕事がいかに大きいかかわかる。10-15モードの場合はモータの回生モードの効率は0.873であった。この電力は電池に充電される時の損失、放電する時の損失を差し引いてはじめて有効なエネルギーとなる。また、電池の寿命の観点から充電時の端子電圧が高すぎると良くないため、今回の計算ではその上限電圧を定格電圧の1.25倍に設定し、この値よりも電圧が高くなるような条件の場合にはいくら回生エネルギーがあっても回生できないようにした。10-15モードの場合、この充電忌避電力量は0.224 kWhでありモータで回生された発電電力量の約10%程度であった。加減速のより厳しい実走行モードでは15%を越えている。従ってこの上限電圧を幾らにするかによっても回生エネルギー量は変わり全体の駆動システム効率にも10%以上影響する可能性があることが判った。

(2) シリーズ式ハイブリッドシステムとパラレル式ハイブリッドシステムの比較： 今回の計算では駆動システム効率は直接駆動よりもハイブリッドシステムの方が高く、S. HYBとP. HYBとを比較するとS. HYBの方が良い結果となった。その違いが何によるものかを10-15モードの場合を中心に検討した。先ず駆動システムの違いを見ると表1に示すように、CGTは両者とも100 kWである。P. HYBの場合はエンジンでも直接駆動するためIVTが必要であるがモータの容量、電池容量は小さくて良く、さらに発電機が不要なため車両の総重量は結果的には1 t近く軽くなっている。先ずエンジン平均効率を比較すると表2に示すように0.403と0.404で同じであり、その後接続されているIVTの効率は0.838で、この値はS. HYBの発電機効率0.917とモータ平均効率0.883を掛けた値0.810よりも高い。一方モータによる駆動部分を比較すると、P. HYBのモータ平均効率は0.786で0.883に比べてかなり落ちている。この結果は平均車速のより低くなるバス実用走行モードではさらに顕著であり、P. HYBのモータ平均効率は0.583まで下がっている。両システムではモータの大きさ、使い方が異なり作動点に違いがあるためと思われる。またP. HYBの場合、モータへの電力供給は電池よりなされ、エンジン-IVT-モータジェネレータの経路、または回生エネルギーをモータジェネレータにより回生する経路により電池に充電されたものが使われるからIVTの効率がS. HYBの発電機効率より低い点とモータの回生モードの効率がかなり低い点(図3)は電池への充電

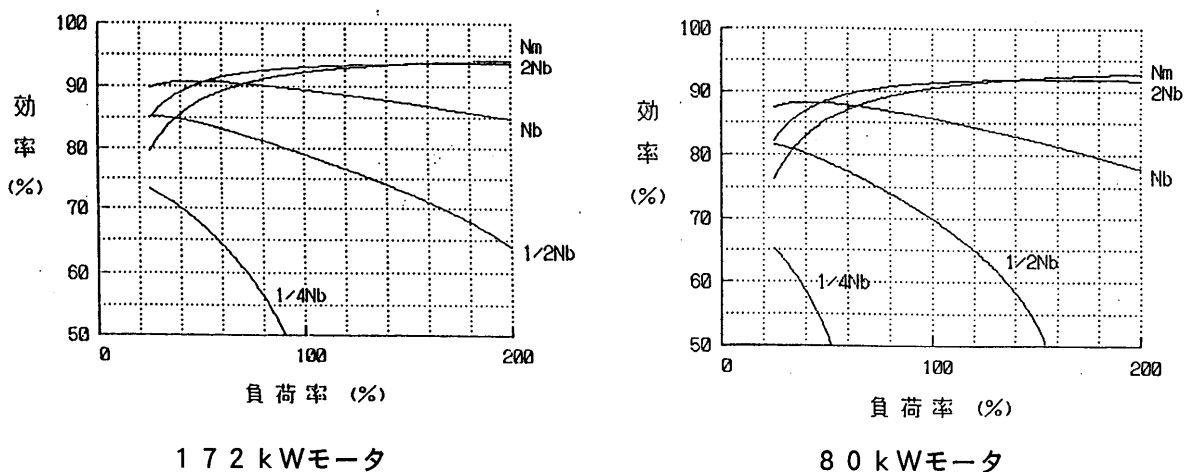


図3. 各モータの回生モード効率特性

効率をかなり悪化させていることになる。次に回生エネルギーについて比較検討した。回生可能仕事量は車体重量が軽い分P. HYBの方が僅かに少ないがこれを電気エネルギーに変換するモータの回生モードの効率がP. HYBの場合は0.775と10ポイントも低く、実走行モードでは0.576と20ポイントも低い。なお充電時の端子電圧の制限に懸かり回生できなかった充電忌避電力量は走行モードにより傾向は逆になった。

以上をまとめると、P. HYBがS. HYBより走行燃費においても駆動システム効率においても悪くなっている原因は、モータ容量が小型になるため駆動及び回生時の効率、特に低回転時の効率が悪化する点、発電機の効率に比べIVTの効率が低い点等があげられる。しかしながらこれらの影響度合はエンジン容量、モータ容量、電池容量等の選定、システム制御の仕方にもよると思われる。今回は同一の出力のCGTを用い最高出力がベースのディーゼル車と同じになるような条件で比較をしたが、今後それぞれのシステムを最適化し、お互いが最適化された条件のもとで比較する必要があると思われる。

## 5. まとめ

最も排気清浄化が期待される都市内路線バスを対象に、現用ディーゼルエンジンよりも排気特性に優れたセラミックガスタービン（CGT）を用いた電池とのハイブリッドシステムを考え、シミュレーションプログラムを開発し、それを用いてモード走行時の走行燃費を中心に従来の直接駆動システムと比較してハイブリッドシステムの燃費向上の可能性を検討した。比較対象とした直接駆動システムは現用ディーゼルエンジンおよびCGTエンジンである。その結果次のことがわかった。

（1）CGTハイブリッドシステムはシリーズ方式でもパラレル方式でも直接駆動システムよりもエネルギー効率に優れている。

（2）ハイブリッドシステムの効率が良いのは減速エネルギーの回生が可能である点が多い。

（3）回生可能仕事の必要駆動仕事に対する割合は、走行モードによるが10-15モードで50%弱、バス実走行モードでは60%以上もあり、回生エネルギーの有効利用の良否が駆動システムの良否を決定する。

（4）ハイブリッドシステムの中ではシリーズ方式の方がパラレル方式よりも良かった。その主原因は減速機（IVT）と発電機の効率の違い、パラレル方式における小型モータの作動点の不適性及び効率の悪化があげられる。

（5）車両重量の異なる駆動システムの性能比較には今回導入した駆動システム効率は有用である。

（6）ハイブリッドシステムはエネルギーの流れが複雑であるから各機器の特性に敏感に影響を受ける。今後はシステムとしての最適化が重要であり、排気特性への影響も検討する必要がある。

## 参考文献

（1）自動車用セラミックガスタービン技術開発報告書（PEC-91C01）、

（財）石油産業活性化センター、1992

（2）石谷他、シミュレーション、第10巻、第1号、日本シミュレーション学会、1991

（3）自動車用CGTハイブリッドシステムに関する報告書（PEC-92C04）、

（財）石油産業活性化センター、1993

# 自動車用セラミックガスタービンの研究開発（第4報）

西山 園 岩井益美<sup>1)</sup>（日本自動車研究所）  
佐々木正史<sup>2)</sup> 中沢則雄<sup>3)</sup>（日本自動車研究所）  
片桐晴郎<sup>4)</sup>（日本自動車研究所）

## 1. まえがき

ガスタービンは、多様な燃料が利用でき、低公害性に優れ、かつセラミック適用により熱効率の向上を図り得るため、次世代の自動車用エンジンの一つとして期待が寄せられている。通産省資源エネルギー庁の支援の下、平成2年度から財団法人石油産業活性化センターにより推進されている自動車用セラミックガスタービン（CGT）開発プロジェクトの中で、財団法人日本自動車研究所はCGTエンジンの開発を担当している。

エンジンの基本設計および各エンジン要素の開発状況に関してこれまでに報告してきた<sup>1)~3)</sup>。本報告では、平成6年度に実施された各エンジン要素の開発とこれらの要素部品をエンジンハウジングに組み込んで行った組合せ試験について述べる。

## 2. エンジンの概要

このエンジンは遠心圧縮機1段、ラジアルタービン1段、缶型燃焼器、回転蓄熱式熱交換器で構成される1軸再生式であり、定格点のタービン入口温度1350℃、圧力比5である。回転数は当初、110000rpmで設計したが、タービンロータ材料の現在の実力に対して十分な余裕寿命を確保するため、100000rpmに変更した。これに伴って空気流量を増したサイクルの検討を行い、目標性能を達成すべく各要素の要求性能の見直しを実施した。

このエンジンは高温部に主としてセラミック部品を用いており、ボルトによる締結が困難なセラミック部品を、部品間からの空気の洩れ防止を図りながら支持するために、各部品を平面で接触させ積み重ねるスタックアップ構造とし、その全体を弾性的に支持するという特徴ある構造を有している。エンジンの構造を図1に、また構成するエンジン各要素の要求性能と主要諸元を、表1に示す。

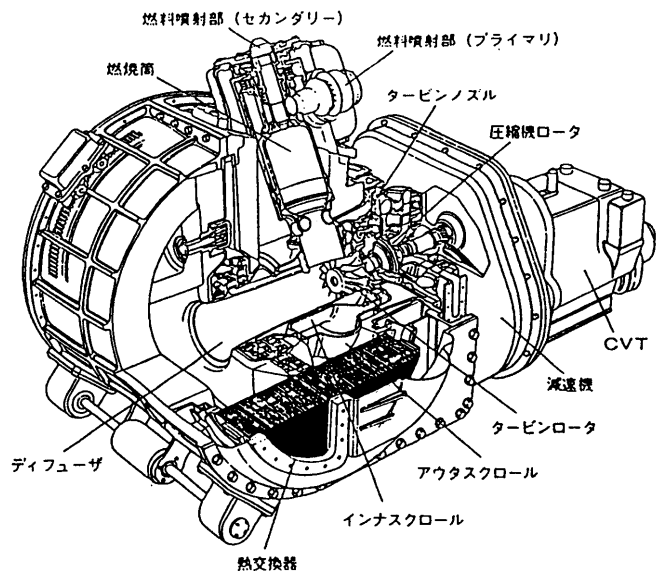


図1 エンジン構造

## 3. エンジン要素の開発

このエンジンは高い熱効率の実現を目

- 1) トヨタ自動車 2) 日産自動車 3) 三菱自動車工業 4) 豊田中央研究所



標としているため、各エンジン要素には高い性能を要求されており、引き続きそれぞれ専用の試験装置により評価と改良が進められた。

### 3. 1 圧縮機

自動車の特徴である大幅な負荷変動に対応できることが重要であるから、インペラは作動範囲の広いバックワード翼とし、さらに可変入口案内翼を備えた構造を採用している。既に報告したように、定格条件にて効率79%、可変入口案内翼を活用することにより部分負荷域にて最高81.5%の効率が得られている<sup>[4]</sup>。

インペラに入る流れの旋回を翼端部で強くすることにより、サージ特性および効率をさらに改善することを目的に、翼根から翼端へひねりを与えた3次元ベーンに置き換えた可変入口案内翼を組み込んで、圧縮機性能試験を実施した。ねらいに反してサージ特性は変わらず、効率はやや低下という結果となった。インペラ入口における流れの周方向の不均一が原因と考えられる。

### 3. 2 タービン

セラミック製タービン部品の単体並びに組み合わせた状態での評価が引続き行われた。

タービンロータは、これまでのタービン入口温度1200℃に加えて、1350℃での回転強度の評価が開始された。引き続き3社の窒化珪素製ロータ（SN88改、SN253、EC157）が供試されたが、材料および製法の改善により高温での強度低下の少ない材料が供給されるようになった。高温タービン試験においては長時間強度の評価を進めており、SN88改ロータを用いて1350℃、100000rpmの連続耐久運転を実施中である。

セラミックロータとノズルを組み合わせた試験において、高負荷条件でロータ翼が共振により破損する現象が発生したことを先に報告したが<sup>[5, 8]</sup>、3次共振点では振動応力が大きく余裕が少ないため共振点を定格回転数100000rpmの外に移すようノズル翼数を21枚から18枚に設計変更した。

セラミック静止部品については、組合せた状態で高温ガスを流して評価を行っており、タービン入口温度1200℃での運転は問題ないことが確認されたので<sup>[6]</sup>、1350℃での評価に着手した。この試験では、タービンノズルの下流に、ロータの代わりに冷却用の空気ノズルを配置して、ロータでの膨張による温度降下を模擬している。25hrの運転の結果バックプレートに破損を生じたが、これ以外の部品には異常は認められなかった。バックプレートの破損については、材料欠陥による可能性もあるが、冷却方法の不適切、あるいはエンジンの運転状態において同様な温度勾配が発生していることも考えられ、原因を調査している。

### 3. 3 燃焼器

乗用車の排ガス規制を満たすことを目標にしており、NO<sub>x</sub>の抑制のために予蒸発予混合希薄燃焼

表1 エンジン要素の要求仕様

| 要素   | 形式     | 主要諸元     |                 |
|------|--------|----------|-----------------|
| エンジン | 1軸+CVT | 出力       | 100 kW          |
|      |        | 熱効率      | 40 %            |
|      |        | 圧力比      | 5.0             |
|      |        | タービン入口温度 | 1350 °C         |
|      |        | 空気流量     | 0.445 kg/sec    |
|      |        | 空気流れ率    | 2.0 % (熱交換器以外)  |
|      |        | 圧力損失率    | 6.7 % (熱交換器以外)  |
|      |        | 動力損失     | 14.6 PS         |
| 圧縮機  | 連心単段   | 入口可変案内翼  | 半径流方式           |
|      |        | 出口流路形式   | 2方向スクロール方式      |
|      |        | 断熱効率     | 81.0 %          |
| タービン | ラジアル単段 | 入口流路形式   | スクロール方式         |
|      |        | 出口流路形式   | ディフューザ方式        |
|      |        | 断熱効率     | 87.5 %          |
| 燃焼器  | 単缶式    | 燃焼方式     | 予蒸発予混合希薄燃焼+拡散燃焼 |
|      |        | 燃焼効率     | 99.5 %          |
|      |        | 圧力損失率    | 3.0 %           |
| 熱交換器 | 回転蓄熱式  | コア個数     | 2               |
|      |        | 支持方式     | 外周リングギア駆動・外周支持  |
|      |        | 温度効率     | 93.0 %          |
|      |        | 空気流れ率    | 5.0 %           |
|      |        | 圧力損失率    | 6.0 % +0.3 %    |

方式を採用している。1次設計燃焼器の評価の結果、逆火の抑止が課題であり、予蒸発部の改良設計を行ったことについてはすでに報告した<sup>[7]</sup>。燃焼器については、別報で報告されるので詳しくは述べないが、設計変更した燃焼器の評価の結果、逆火特性は大幅に改善され、また希薄燃焼部の空気配分率が増加したため、逆火域からの余裕が増し、同時に圧力損失も改善された。

### 3. 4 熱交換器

熱交換器単体性能試験にて、ガス入口温度1000℃の運転で洩れ率7%以下を達成し<sup>[5]</sup>、また定格条件（ガス入口温度 940℃）にて50hrの耐久試験を行った結果、試験開始時と較べて性能の低下は少なく、後に述べる組合せ試験に組み込んで使用できるレベルにあるものと判断された<sup>[8]</sup>。

熱交換器はエンジンの部分負荷条件においてより高い温度環境に置かれるため、最終目標として1100℃を設定している。この運転条件での摺動部の温度の最大値はインナシール（高温側）で1200℃、アウトシール（低温側）では500℃に達すると推定されるので、この温度条件で摺動材の特性を測定し、摩擦・磨耗特性に優れた材料の選定を行った。

高温の中心部と低温の外周部に起因する熱応力によるクラックの発生を避けるため、コア外周部に応力緩和のためのスロットを設けたことを先に報告したが<sup>[5]</sup>、FEM応力解析によりスロットの数、形状の最適化を行い、1100℃に耐える見通しを得た。

高温での性能向上を図った上述のシールとコアを試作し性能試験を実施し、定格条件において、洩れ空気量が最終目標値を達成する結果が得られた。引き続き高温での試験を進めている。

### 3. 5 エンジンハウジング

エンジンハウジングは、内面に断熱材を配置し、高温化の防止と放熱損失の低減を図っている。断熱構造には、アルミナ・シリカ系の塗り込み型と成形断熱材を併用しており、専用の試験装置を用いて高温ガスを流し評価試験を実施してきた<sup>[5]</sup>。断熱構造については、別報で報告されるので詳しくは述べないが、成形断熱材を適正に配置し、また塗り込み断熱材との境界において剥がれを生じにくい形状とする等、耐久性の改善を図り、ガス温度1200℃にて60hrの耐久試験を終えた。しかし、短時間でクラックまたは浮き上がりが発生する場合があります、まだ安定性に欠ける。

## 4. 組合せ試験

各エンジン要素は、上述のように、最終目標達成に向けて性能向上の努力がなされているが、これと並行して表2に示すように、比較的短時間ではあるが、要素毎の耐久試験が行われた。

評価を終えたこれら要素部品をエンジンハウジングに組み込んで運転し、エンジンに近いアッセン

表2 エンジン要素の耐久評価

| 要素部品                    | 試験装置       | 試験条件                   | 試験時間          |
|-------------------------|------------|------------------------|---------------|
| タービンロータ・ノズル<br>タービン静止部品 | 高温タービン試験   | TIT 1200℃              | 40hr          |
|                         | 静止部品組合せ試験  | TIT 1200℃<br>TIT 1350℃ | 100hr<br>25hr |
| 熱交換器                    | 熱交換器単体性能試験 | RIT 1000℃              | 50hr          |
| ハウジング断熱構造               | 断熱材単体試験    | TIT 1350℃相当            | 60hr          |
| シール支持構造                 | 静止部品組合せ試験  | TIT 1350℃相当            | 25hr          |

ブリの状態での機能の確認を行うため、2種類の組合せ試験を実施した。第1は、高速回転部品とセラミック静止部品を組み合わせた圧縮機・タービン複合試験、第2は、熱交換器と燃焼器を含む全部品を組み込んだ総合組合せ試験である。

#### 4. 1 圧縮機・タービン複合試験

圧縮機・タービン複合試験では、燃焼器および熱交換器なしのアセンブリを外部燃焼器を用いて運転し、圧縮機・タービン高速回転軸系、セラミックタービン部品とその支持・シール機構、エンジンハウジング構造が正常に作動することの確認を目的とした。

既に報告したように、タービン入口温度1200℃、90000rpmまでの運転を実施した<sup>[6]</sup>。累計41hrの運転の結果、軸振動、各部の温度等は正常であり、運転後の分解検査でも特に大きな異常は認められなかった。

性能については、図2に示すように、1200℃、90000rpmにおいて出力は44kWで、この運転条件での目標性能の76%であった。図3に示すように、圧縮機の圧力比が単体試験で得られている値より低く、出力の低下は圧力比の低下に起因するところが多いと考えられる。この試験においては、タービン入口温度1200℃までの機能の確認が主目的であったため、当初翼端すきまを大きく設定して運転した(No. 4, 0.5mm)。そこで、翼端すきまを小さくして運転した結果、圧力比が向上し、出力が49kWに改善された(No. 5, 0.3mm)。さらに翼端すきまを小さくして運転したが、圧力比、出力共に改善は認められなかった(No. 6, 0.1mm)。分解点検の結果、圧縮機シュラウド面のアブレダブルコーティング材が削れており、翼端すきまは実質的に同じ状態で運転されていたものと考えられる。なお単体性能との差が残っているので、原因を明らかにし改善を図る予定である。

#### 4. 2 総合組合せ試験

総合組合せ試験は、さらに熱交換器と燃焼器を組み込んでこれら要素の機能および性能を確認す

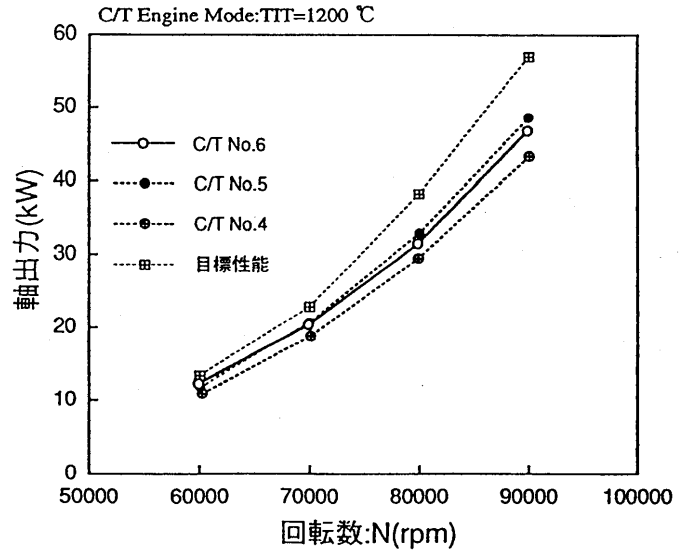


図2 軸出力 (圧縮機・タービン複合試験)

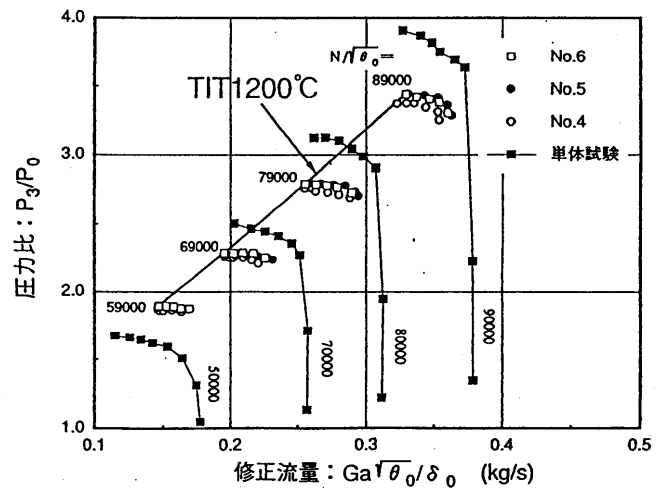


図3 圧縮機特性 (圧縮機・タービン複合試験)

るものである。運転条件を順に変えながら、タービン入口温度1200℃、定格回転 100000rpmまでの運転を実施した。定格回転での運転履歴の一例を図4に示す。累計11hrの運転の結果、特に異常は認められていない。出力は定格回転で57kWが得られた。圧縮機圧力比の向上、熱損失の低減等、組み合わせた状態での要素性能の改善が必要であり対策を講じている。

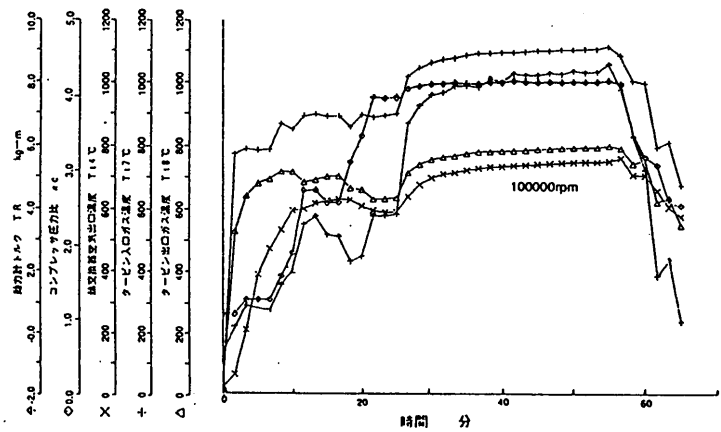


図4 総合組合せ試験運転履歴

#### 4. 3 組合せ試験の課題と今後の進め方

組合せ試験の結果、上述のように1200℃定格回転までの運転実績が得られ、運転後の分解検査においても、特に異常は認められなかったことから、最終的には1350℃での運転の結果を待たなければならぬけれども、このエンジンの基本構造は成立するものと判断された。

ただし、圧縮機・タービン複合試験におけるハウジング周りの温度および変位計測の結果から、1350℃での運転においては、エンジンハウジングの熱変形が当初の推定と異なり、タービン静止部品を支持している高温シール・支持構造の変形吸収能力を上まわる可能性が出てきた。ハウジングの上部と下部の温度差に起因する熱変形が軸受ハウジングに傾きを生じさせ、軸受ハウジングの傾きはこれに押し付けられているローラおよびノズルを介して、タービンディフューザ（インナシュラウド）を傾かせようとする。高温シール・支持構造は、図5に示すように、コイルスプリングとベローズによる空気圧によって支持力を発生させており、軸方向の変位吸収能力は大きいですが、横方向の変位に対する許容量は大きくないため、大きな傾きに対しては対応できない可能性がある。このため、エンジンハウジングの熱変形を解析・計測の両面から把握すると共に、高温シール・支持構造の横方向の変位吸収能力を高める改良設計を開始した。

今後、エンジンハウジングの改善と、アッセンブリに組み込んだ状態で性能を確保できるよう各要素の性能改善により、タービン入口温度1350℃での運転の達成とアッセンブリとしての性能の改善を図る予定である。

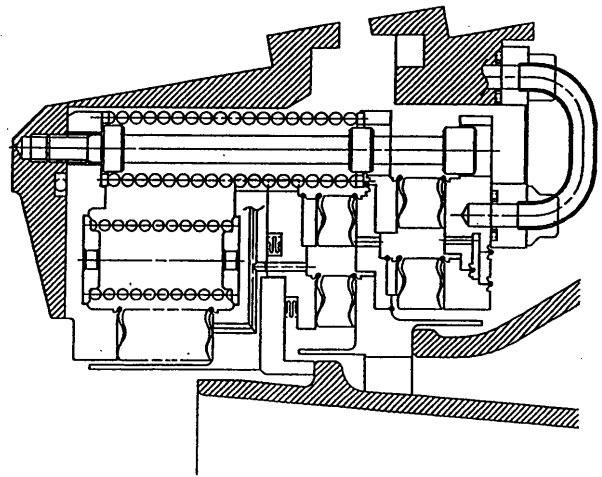


図5 高温シール・支持構造

#### 5. まとめ

##### (1) 各エンジン要素の単体での評価と改良

が、またこれらを組み込んだアッセンブリでの評価が引き続き進められ、各要素毎に一定の耐久性の評価が行われた。

(2) 実験用の外付け燃焼器を用いた熱交換器なしのアッセンブリにより、次いで熱交換器、燃焼器をも組み込んだアッセンブリによる組合せ試験にて、タービン入口温度1200℃、100000rpm(定格回転数)までの運転を試み、本エンジン構造の機能を確認した。

(3) しかし、エンジンハウジングの変形計測の結果から、セラミックタービン部品を弾性的に支持する機構である高温シール・支持構造が、ハウジングの変形を吸収し切れない可能性が出て来たため、改良設計に着手した。

(4) 組合せ試験において、タービン入口温度1350℃運転を達成し機能の確認を行うとともに、アッセンブリに組み込んだ状態で各要素の性能を確保することが、今後の課題である。

#### 参考文献

- 〔1〕伊藤、他：自動車用セラミックガスタービンの研究開発(第1報：エンジンの基本設計)、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1991
- 〔2〕中沢、他：自動車用100kW CGTのタービンコンポーネントの開発、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1992
- 〔3〕伊藤、他：自動車用セラミックガスタービンの研究開発(第2報)、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1993
- 〔4〕内田、他：自動車用100kW CGTにおける圧縮機の開発、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1993
- 〔5〕西山、他：自動車用セラミックガスタービンの研究開発(第3報)、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1994
- 〔6〕和泉、他：自動車用100kW CGTのタービン部品の開発(静止部品)、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1994
- 〔7〕佐々木、他：自動車用100kW CGTにおける低公害燃焼器の開発 第3報、ガスタービン秋季講演会講演論文集、1994
- 〔8〕西山、他：100kW自動車用セラミックガスタービンエンジン開発の現状-、日本ガスタービン学会誌、22-87、1994

# 自動車用セラミックガスタービンの 遮熱構造の開発 第一報

C-10

\*近藤真吾<sup>(1)</sup>、小池哲哉<sup>(2)</sup>、市川浩之<sup>(1)</sup>、  
(財)日本自動車研究所  
伊藤高根(東海大学)

## 1. まえがき

現在開発中の自動車用セラミックガスタービン(CGT)の、タービン入口温度は1350℃であり、しかも排熱を回収するための熱交換器を備えているため、エンジン内部は極めて高温になる。また、CGTはガスタービンとしては小型であり、放熱による損失が相対的に大きくなる。従って遮熱構造は耐久性の面からも熱効率の面からも重要である。そこで、

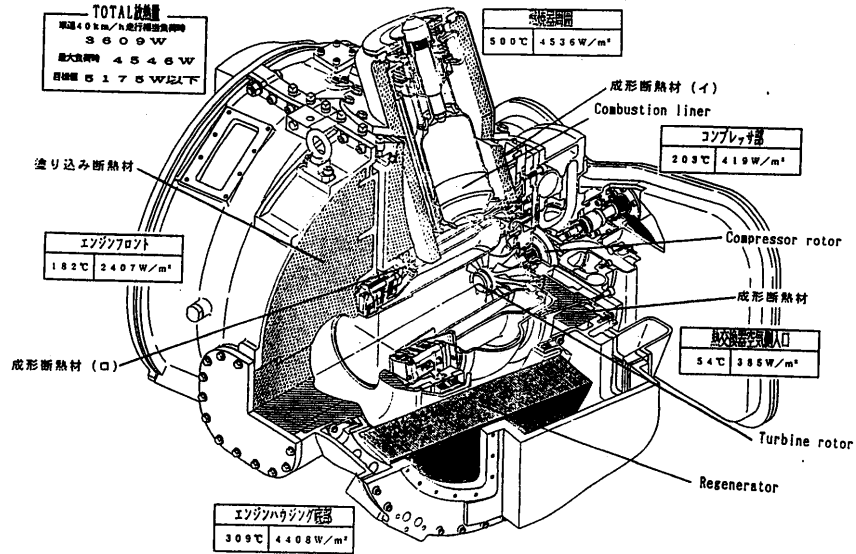


図1 各部温度、放熱量推定

現状で入手可能な材料を用いて遮熱構造を形成し、その高温機能を調べ、実機へ適用する場合の問題点を明らかにするとともに、当面の目標であるタービン入口温度1350℃相当条件にて60時間の耐久性を確保できたので、その開発状況を述べる。

なお、本研究は通商産業省の補助金を得て、(財)石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行われたものである。

## 2. 遮熱構造に求められる要求仕様

遮熱構造の要求仕様は、以下の3項目とした。

- (1) 要求熱効率(40%以上)を達成するため放熱による熱損失は2%以下に抑える。  
ハウジング(鋳鉄を使用)の表面温度を300℃以下に抑える。
- (2) 熱交換器ガス側入口流路の形状は、熱交換器へ入る高温ガスの速度分布に影響を及ぼし、さらに温度効率に影響するので定められた形状精度で流路が形成できること。
- (3) タービンディフューザ出口のガス温度は約900℃、最高流速約120m/sが予想され、この環境下で十分な耐エロージョン性があること。

図1に開発中のCGTエンジンおよび、断熱材の熱伝導率を0.23W/mKと仮定し、エンジンハウジングの金属部材の温度と熱損失がどの程度になるか計算した例を示す。

燃焼器の周囲を除き最高温度は300℃程度であって、また、熱損失は最大負荷時に4546Wで1.8%程度と推定された。

## 3. 断熱材の選定と施工

エンジンへの適用を前提とした場合、使用できそうな断熱材としては、アルミナ・シリカ系のいわゆるセラミックファイバーが主流であり、形態としてはセラミックファイバー

(1) 日産自動車(株) (2) (財)日本自動車研究所

にバインダー（ファイバーの結合剤）その他を混合し可塑性をもたせた不定形の塗り込み断熱材と、あらかじめ焼成したボード状の成形断熱材がある。

遮熱構造としては、コスト的にも有利で形状が容易に形成しやすい塗り込み断熱材を主に、成形断熱材を一部に施工する構造とした。選定した断熱材を表1に示す。施工に当たっては、エンジンハウジングとの熱膨張差を考慮し、一部を除きスタッドボルトは使用していない。また、ガス流路壁面には耐エロージョン性を向上させるためにコロイダルシリカ溶液を塗布し表面硬化処理を施した。

熱交換器ガス側入口流路の形状は塗り込み断熱材で形成されるが、あらかじめ1/2寸法の流路モデルを製作し、流れ実験の結果から熱交換器入口の速度分布が要求仕様に入るよう形状を決定した。その結果かなり複雑な形状になったため、エンジンハウジングへの施工は、モデルの3次元測定を実施し、得られた各断面形状のテンプレートを作成し、断熱材の寸法精度が要求値に入るように施工した。断熱材施工後、エンジンハウジング実機を用いた流れ実験を実施し、速度分布の不均一率が目標値内に収まることを確認した<sup>1)</sup>。図2にハウジングへの施工状況を示す。

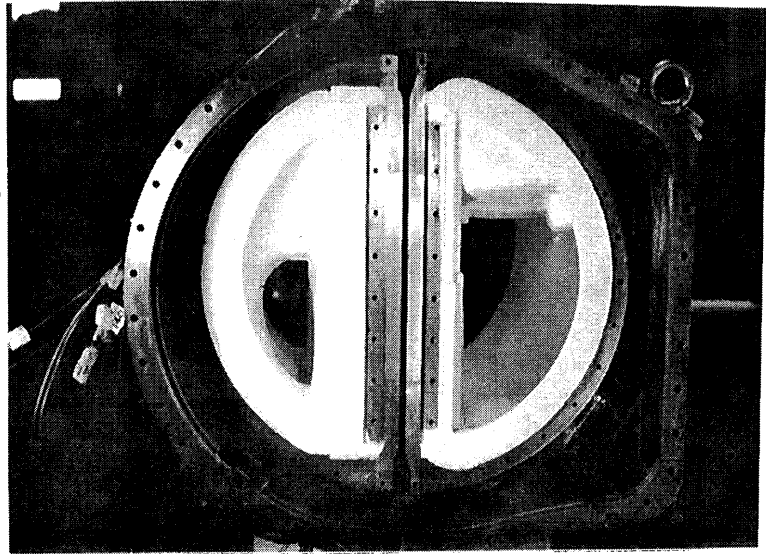


図2 ハウジングの施工状況

|                        | 塗り込み断熱材  | 成形断熱材   |
|------------------------|--|---|
|                        | ファイバーキャスト400AS   | FFB500  |
| 密度(kg/m <sup>3</sup> ) | 400  | 500   |
| 熱伝導率(W/m·K)            | 0.15(800°C)  | 0.19(800°C)   |
| 成分構成                   | Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 67<br>SiO <sub>2</sub> 33 | Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 39<br>SiO <sub>2</sub> 59<br>B <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 2 |

表1 選定した断熱材

#### 4. 遮熱構造評価試験

塗り込み断熱材は、鋳鉄のエンジンハウジングの内側に塗り付けて乾燥させて成形する。一方、成形断熱材はあらかじめ熱処理を施し加工したものをエンジンハウジング内部に塗込む方法と、それ単体で使用するもの2通りの施工方法がある。その機能はエンジンハウジングの形状に強く依存する。

そこでまず複雑形状施工された遮熱構造全体の状況の評価するために、エンジンハウジングに施工した遮熱構造そのものに直接高温ガスを流して遮熱構造の耐久性を中心に評価試験を行なった。図3に試験供試体

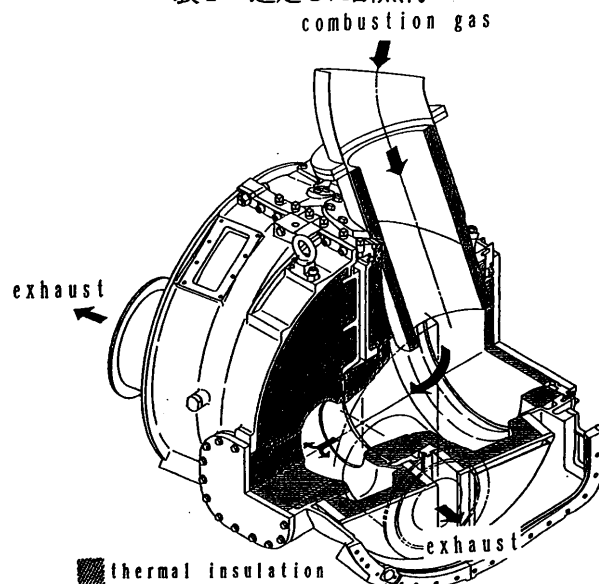


図3 試験供試体

体の断面図を示す。ブロワからの空気は燃焼器で加熱され供試体であるエンジンハウジング内部取り付けフランジから導入され、遮熱構造を加熱後熱交換器ガス側開口部より排出される。

試験条件を以下に示す。

ガス流量： 0.1 kg/s

圧力： 常圧

温度： 1000℃、1200℃

また、これと並行して断熱材テストピースを用いて、温度900℃、流速130m/Sの高温ガスを衝突噴流とするエロージョン特性を別途単体試験装置を用いて評価し、成形断熱材の施工隙間と施工方法の遮熱性に及ぼす影響への指針を得た<sup>2)</sup>。

以下に遮熱構造全体の耐久試験結果の概要を示す。

#### 4. 1 塗り込み断熱材部の高温機能評価

初期評価において、ガス温度1000℃(タービン入口温度1200℃を想定)30分加熱後、クラックの発生が確認され(図4)、1200℃(タービン入口温度1350℃を想定)の加熱では一部に剥離の発生の可能性が推測された。複雑に施工された塗り込み断熱材において、セラミックファイバーの収縮が予想より大きかったことが考えられたため、加熱温度と収縮の関係をテストピースを用いて調べた。セラミックファイバーは非結晶質であり、これを加熱していくとムライト(3Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>・2SiO<sub>2</sub>)結晶が析出し収縮が生じる<sup>3)</sup>ことがわかった。図5に実験結果の一部を示す。図に示すように塗り込み断熱材の加熱温度、加熱時間、収縮率の関係は、1000℃以上の加熱において、数時間のオーダーで急速に収縮が進行し、その後は時間の経過とともに徐々に進行することが分かった。従って、ある程度収縮が進行し亀裂の生じた断熱材には、高温炉等で実績のある目地詰めによる補修が可能と判断された。ハウジン

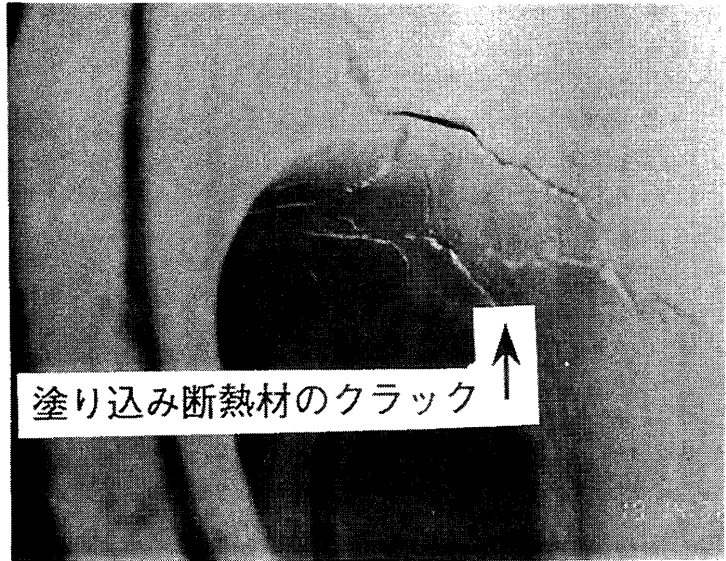


図4 塗り込み断熱材のクラック

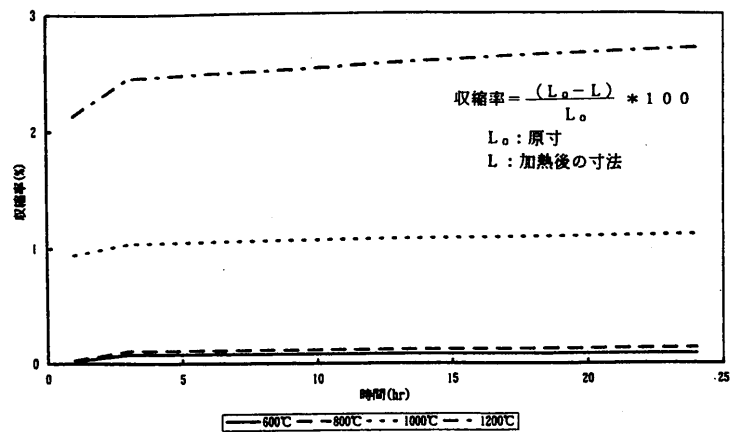


図5 塗り込み断熱材の加熱時間と収縮率の関係

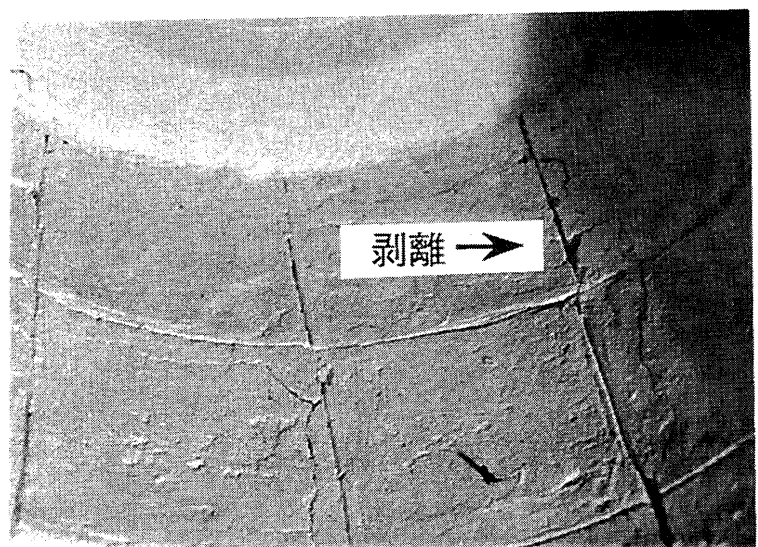


図6 塗り込み断熱材の補修部の剥離



グ内部の断熱材形状は複雑なため、補修が困難な部分もある。従ってクラックをあらかじめねらった部分に発生させるように、断熱材の表面に幅1mm、深さ5mm程度の目地切り（スリット）加工を施した。

ガス温度1000℃で30時間加熱したところ、断熱材の初期収縮にともなうクラックはほぼスリット部に集中し予想外な位置からのクラックの発生はほとんど見られなかった。ガス温度を1

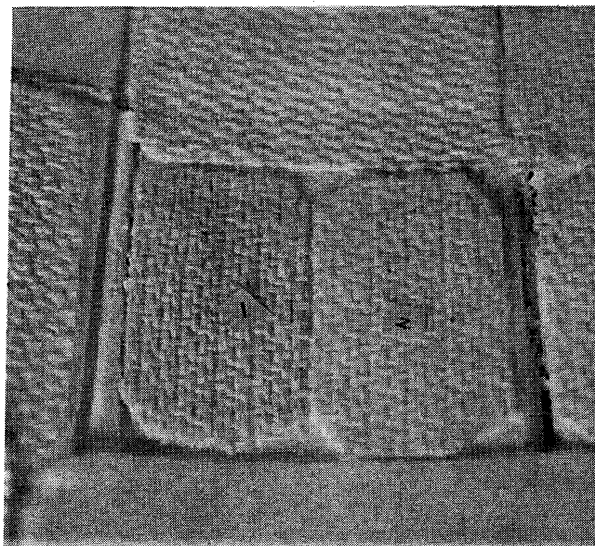


図7 アルミ長繊維の表面補強

200℃に上げて5時間加熱した時点でスリット幅が約5mmに広がり、この時点で目地詰め補修を実施した。補修後更にガス温度1200℃で25時間加熱したところ、補修部に沿ってヘアクラックが発生したが成長速度が緩やかであり、そのまま評価を継続した。さら

さらに、25時間の加熱試験後の分解で一部の補修部の端部に剝離が発生した（図6）。検討の結果、この補修方法は形状が単純かつ体積の大きな部位でなければ有効でないと判断された。目地詰め補修部端部の剝離対策として、アルミナ長繊維クロスを塗込み断熱材の表面に埋め込みテストしたところ（図7）断熱材表面

に発生する小さな剝離を防止できることがわかり、当面の目標である60時間の耐久性は確保できた。

また、施工形状が細長くなる部分やエンジンハウジングの熱膨張の影響を強く受ける部分はこの対策がうまく行かないと判断した。

#### 4.2 成形断熱材部の高温機能評価

成形断熱材は、あらかじめ焼成処理を施しており、塗り込み断熱材と比較すると強度があり、機械

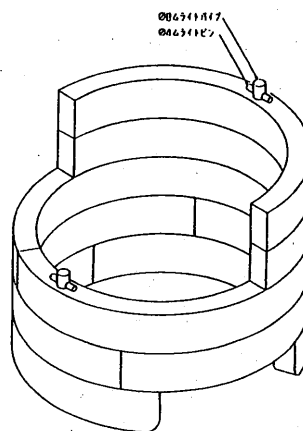
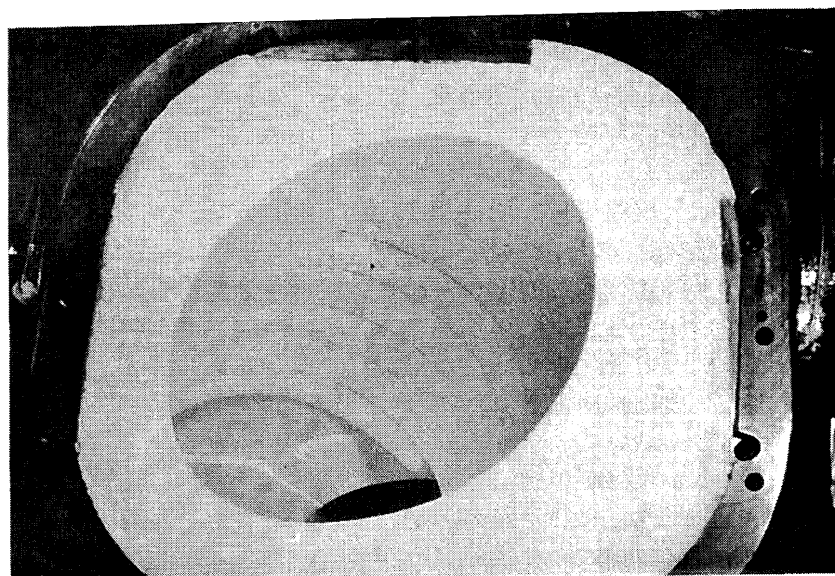


図8 燃焼器周りの成形断熱材（イ）

加工が可能である。しかしながら密度が大きくなるため熱伝導率が大きく、コストが上昇することからエンジン部品の分解に伴い着脱の必要な部分等に優先して使用していた。しかしながら、前節で述べたように、施工形状が細長い部分や、エンジンハウジングの熱膨張の影響を強く受ける部分には、塗り込み断熱材ではうまく行かず成形断熱材に変更を行った。

具体的には図8において、燃焼器回り部の成形断熱材(イ)は、上部下部外周とも塗り込み断熱材に埋め込み施工方法を当初行ったが、下部外周部はセラミック部品との干渉の為、肉厚が取れず施工形状が細長い部分であり剥離の原因となっていた。そのため、上部外周のみ塗り込み断熱材に埋め込み、成形断熱材どうしの締結はムライトピンで吊り下げる構造とした。

また、図9に示す成形断熱材(ロ)はエンジンハウジング内に金属部品の保護用断熱材である。当初は単純なリング形状であったが、この成形断熱材(ロ)の外周部の塗り込み断熱材が、エンジンハウジングの熱膨張の影響を強く受ける部分であったため、これを廃止し、左右の分割ピース形状の一部と一体構造として、取り入れた。さらにエンジンハウジングの熱膨張を吸収するよう段付合わせとした。

成形断熱材は焼成品であるため、加熱による初期収縮が無いが、成形断熱材自身に発生する熱応力や塗り込み断熱材の初期収縮、エンジンハウジングの熱変形の影響を受け、クラックや割れに到る場合がある。成形断熱材自身に発生する熱応力については、当初用いていた成形断熱材では、強度が弱く、割れに対する対策として分割方法の改良等を継続して行ない評価中であったが、その後、新材料(ニチアス(株)製のFFB-500:機械加工できる無機繊維質の高強度、高耐熱断熱材)を用いてからは成形断熱材の大きな破損は発生していない。ただし、ガス温度1200℃、約55時間時点で、表面にヘアクラックが一部に発生したため、塗り込み断熱材の対策で採用した7μm長繊維クロスを表面に接着剤で張り付ける対策を施したところ、さらに継続して行った60時間耐久テストでは、割れや剥離の発生は防止できた。

なお、成形断熱材と塗り込み断熱材の埋め込みに関して、接合部の塗り込み断熱材には、幅、深さ約10mmに約2.5倍の高密度の塗り込み断熱材を使用し、接着力を高める手法が有効であることがわかった。

以上、成形断熱材の適用方法のポイントは

- 1) 熱応力を小さくするために形状の分割が有効である。
- 2) 固定方法は、周りを塗り込み断熱材に埋め込む方法は割れ防止に有効である。
- 3) 成形断熱材どうしの接合には、熱膨張差の少ないムライト部材の使用が有効である。

## 5. まとめ

タービン入口温度1350℃の自動車用セラミックガスタービンの遮熱構造に関し塗り込み断熱材を中心に実機エンジンハウジングを用いて耐熱性の機能試験を実施した。その結果、タービン入口温度1350℃運転時の遮熱構造における中間目標の60時間耐久

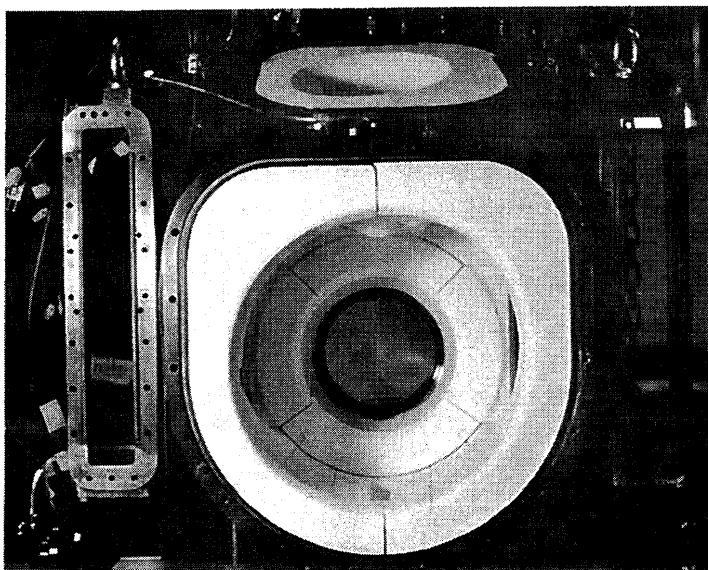


図9 成形断熱材(ロ)の分割方法

性を達成した。具体的には、

- (1) 塗込み断熱材は1000℃では結晶構造の変化のため収縮によるクラックが発生するが、発生したクラック部を目地詰め補修することで長時間の使用が可能なメドを得た。
- (2) 塗込み断熱材の使用に適さない、施工形状が細長い部分やエンジンハウジングの熱膨張の影響を強く受ける部分は、成形断熱材を使用する必要がある。
- (3) 塗込み断熱材の表面剝離には7μm長繊維クロス埋め込みが、有効である。
- (4) 成形断熱材は形状分割と、塗り込み断熱材に埋め込む締結方法が有効である。
- (5) 成形断熱材の表面に発生するヘアクラックにも7μm長繊維クロス接着が有効である。
- (6) 今後は、エンジン試験の中で放熱量を含めた総合評価を継続する。

## 6. 謝辞

本試験を実施するに当たり、ニチアス（株）研究所 朽木氏、中村氏、川崎氏、トヨノセラテック（株）巾嶋氏の協力を頂いたことに感謝いたします。

## 7. 参考文献

- 1) 親川ほか、100kWJ自動車用セラミックガスタービンの流路の性能評価、自動車研究、pp16 (1993-5)
- 2) 小池ほか、自動車用セラミックガスタービンの遮熱構造開発、自動車研究、pp155 (1994-4)
- 3) 堀江ほか、セラミックファイバーと断熱施工 pp36-38

# 自動車用100kWCGT燃焼器の特性

## その1：予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎観察と火炎安定範囲の評価

大久保陽一郎<sup>(1)</sup>，\*井戸田芳典<sup>(1)</sup>（日本自動車研究所）

### 1. はじめに

自動車用100kWセラミックガスタービン（CGT）では燃費を低減するために回転蓄熱式熱交換器で排熱を回収する構成であり，燃焼器入口の空気温度（ $T_{ai}$ ）が約1000K以上の高温になる。この高温空気を利用した予蒸発予混合燃焼器を開発することで，排気触媒等の後処理装置なしでガソリン乗用車の排気規制値をクリアすることを目指している。

ところで，自動車用エンジンとしては冷間時の確実な着火始動を保証する必要がある。そこで， $T_{ai}$ が低い場合には微細な燃料噴霧に着火させて，噴霧燃焼で速やかにエンジンを始動させる。その後，エンジンが暖機して $T_{ai}$ が上昇したところで噴霧燃焼から予蒸発予混合燃焼に移行させるような燃焼器構成にしている。このとき， $T_{ai}$ の上昇により予蒸発予混合燃焼あるいは噴霧燃焼の火炎安定範囲はより希薄な燃空比範囲まで拡大することが予想される。しかし，予蒸発予混合燃焼あるいは噴霧燃焼において，1000K程度までの高温空気条件下で火炎安定範囲は十分に調べられていない。本報告では，CGT燃焼器として開発してきた予蒸発予混合燃焼器（PPL-1）で灯油を燃焼させた場合にその火炎を可視化観察した。さらに，予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎安定性について空気温度，圧力，流速あるいは燃料微粒化用空気の影響を調べた。

なお，本研究は通商産業省の補助金を得て，（財）石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行なったものである。

### 2. 試験装置

#### 2.1 予蒸発予混合燃焼器の構成

CGT燃焼器として第1次設計された予蒸発予混合燃焼器（PPL-1）では着火始動および高負荷運転時にセカンダリ噴射弁を，アイドリングから30%程度の低負荷運転時にプライマリ噴射弁を使用し，低エミッション燃焼を目指す。つまり，プライマリ噴射弁（ $0.2\text{g/s} \leq G_f \leq 3\text{g/s}$ ；ザウタ平均粒径 $SMD \leq 30\mu\text{m}$ ）は予蒸発管に燃料噴霧を供給して予蒸発予混合燃焼させるための燃料噴射弁<sup>[2]</sup>である。セカンダリ噴射弁（ $0.4\text{g/s} \leq G_f \leq 6\text{g/s}$ ；ザウタ平均粒径 $SMD \leq 60\mu\text{m}$ ）は燃焼室入口にあるブラフボディ内に装着して噴霧燃焼させるための燃料噴射弁である。これらの噴射弁は単噴孔のエアアシスト型渦巻噴射弁である。

プライマリ噴射弁で予蒸発管内の高温高速旋回流中に燃料を噴霧する。燃料噴霧が高温空气中で予蒸発予混合しながら旋回室に側方から導入されて，ブラフボディ周囲のスロート部から燃焼室に旋回流となって流入する。ブラフボディの後流渦と旋回流で燃焼室内に火炎が保持される。なお，燃焼室入口の流入スワール数は約1である。希積部では燃焼ガス温度を1623K以下に低下させると共に温度分布を均一化するように希積用空気が導入される。また，燃焼室と希積室の間にはオリフィスを挿入して，燃焼領域と希積領域を分離する構造とした。

(1) ㈱豊田中央研究所

## 2.2 燃焼観察用燃焼器の構造

予蒸発予混合燃焼器内に形成される火炎を観察するために、図1に示す燃焼観察用燃焼試験装置を製作した。この装置では燃焼室内平均燃空比を正確に決めるため、燃焼用空気と希釈用空気をそれぞれ個別に計量して燃焼器に供給している。燃焼用空気は、工場空気源の空気をマスフローメータで計測して、電気加熱器で所定の温度まで昇温する。燃焼器入口で設定の温度まで加熱された燃焼用空気は、予蒸発管部を通過して燃焼室に導入される。一方、希釈空気は工場空気源の空気を計量した後に燃焼室後流の希釈部に直接導入する。この装置では、PPL-1燃焼器の燃焼室を炭化珪素製ライナの代わりに透明な石英ガラス製ライナにするとともに燃焼器ケーシングには対向する2ヶ所の位置に石英ガラス製の観察窓が設けてある。

燃焼試験の手順は、着火始動後、燃焼器入口の空気流量、空気温度、圧力および微粒化用空気の各条件を設定する。燃料流量を設定流量にして、噴霧燃焼あるいは予蒸発予混合燃焼の観察あるいは排ガス分析を実施する。ここでは、燃料として灯油（JIS1号）を使用した。

## 3. 火炎観察結果

### 3.1 噴霧燃焼 (Spray Combustion)

セカンダリ噴射弁から噴射される燃料噴霧により燃焼室の中央領域に形成される火炎は、気流スワールが比較的強いために軸対称で釣鐘形状になる。燃焼室内の平均燃空比  $(F/A)_p$  が小さい条件（大気圧燃焼時に0.022以下）では輝度の高い青白色であり、火炎基部がセカンダリ噴射弁先端の噴孔周囲の平面に付着している。 $(F/A)_p$  がさらに大きくなるにつれて火炎は黄色から輝度の高い黄白色に変化する。噴射燃料流量が増加するにつれて噴霧全体が輝炎に囲まれて火炎径が太くなって下流に伸びる（図2 a 写真中の白い領域が火炎発光）と共に、火炎基部が噴射弁先端の噴孔平面からブラフボディの端面に移行する。さらに燃料流量が増加すると、ブラフボディ端面上にススが付着するようになる。一方、 $(F/A)_p$  の値が小さくなる（希薄になる）につれてブラフボディ端面の近傍に形成される青炎が小さくなり、セカンダリ噴射弁先端面に接していた火炎基部がなくなり、5 mmから10 mm程度離れた浮き上がり火炎となる。この状態の火炎は、燃料流量と空気流量が変動しなければ浮き上がり火炎として定在するが、火炎として不安定であり、供給系の変動で少し希薄になると吹き消える。

### 3.2 予蒸発予混合燃焼 (Lean Premixed-Prevaporization combustion: 略してLPP Combustion)

プライマリ噴射弁から噴射される燃料噴霧の予蒸発予混合気により燃焼室内に形成される火炎は、対向壁が透けて見えるほど輝度の低い希薄な青色であり、噴霧燃焼の火炎に比較して対

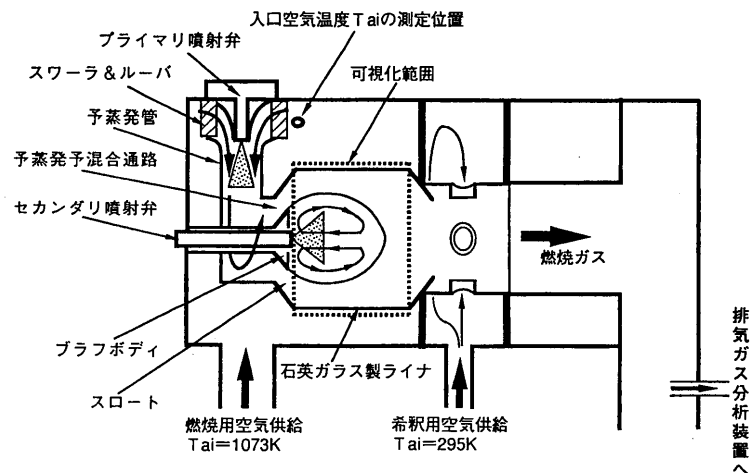


図1 予蒸発予混合燃焼器の燃焼観察試験装置

照的である。(F/A)<sub>p</sub> が大きくなるにつれて、火炎はブラフボディに近く、燃焼室壁面に沿った円環状領域に輝度の高い青炎(図2 b中の白い領域が火炎)を形成する。さらに、(F/A)<sub>p</sub> が0.022程度(当量比0.32)になると燃焼室の一角所(予蒸発管の導入方向)に輝度の高い青白色の領域が形成されて、燃料濃度あるいは温度分布に円周方向の不均一があることがわかる。(F/A)<sub>p</sub> が0.034程度(当量比0.5)になると、燃焼室上流の予蒸発予混合通路に火炎が逆火する様子が観察できる。一方、(F/A)<sub>p</sub> の値が小さくなるにつれて、青炎がブラフボディから徐々に離れて形成されて、より希薄な火炎が燃焼室の後半領域に形成される。吹き消え限界では青炎が燃焼室出口のオリフィス部を通過して、吹き抜けて消える。

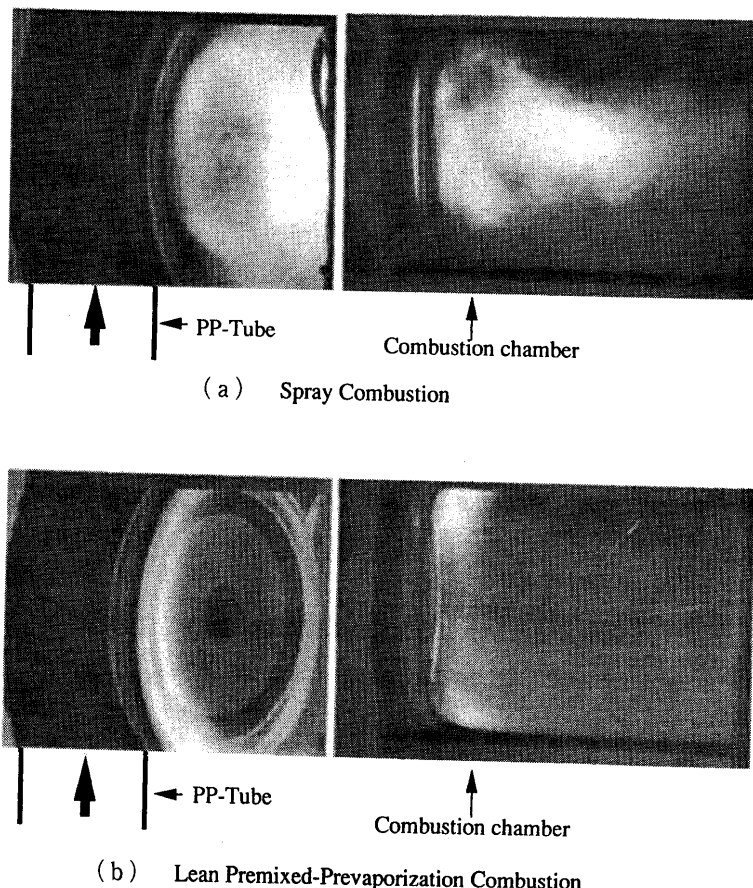


図2 予蒸発予混合燃焼器内の火炎観察

#### 4. 火炎安定範囲

燃焼器入口の空気流量、温度、圧力、微粒化用空気流量と燃料流量の各条件を所定の値に設定して、噴霧燃焼の希薄吹き消え限界、噴霧燃焼のスス付着限界、予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界および予蒸発予混合燃焼の逆火限界を調べた。希薄吹き消え限界を調べる方法は、以下の手順で実施した。一定の入口空気条件にした後、火炎が安定に保持される燃料流量から0.05g/s減少させる。5分から10分程の間、火炎が安定であればさらに0.05g/s減少させて、吹き消えた燃料流量を希薄吹き消え限界とした。噴霧燃焼のすす付着限界については、燃料流量を0.05g/s毎増加させて5分程燃焼させた時に、ブラフボディ端面上にすすが付着しているかどうかを目視で判断した。予蒸発予混合燃焼の逆火限界については、同様に燃料流量を0.05g/s毎増加させて5分程燃焼させて、ブラフボディ周囲のスロート部から上流の予蒸発予混合通路に火炎が逆火したかどうかを目視で判断した。

以下では、燃焼室内径 ( $d = \phi 100\text{mm}$ ) を代表寸法にする平均流速  $U_a$ 、燃焼器入口空気温度  $T_{ai}$ 、入口空気圧力  $P_{ai}$  および微粒化用空気流量  $G_{aa}$  が火炎安定限界に及ぼす影響を比較した。

なお、平均流速  $U_a$  は燃焼器入口の空気条件から式<1>を用いて算出し、データを整理した。

$$U_a = \frac{4 \cdot R_g \cdot T_{ai} \cdot (G_{ai} + G_{aa})}{\pi \cdot P_{ai} \cdot d^2} \dots\dots\dots < 1 >$$

$$(F/A)_p = G_f / (G_{ai} + G_{aa})$$

..... < 2 >

ここで、 $G_{ai}$  : 燃焼器入口空気流量、 $G_{aa}$  : 全微粒化用空気流量 (=  $G_{aj} + G_{as}$ )  
 $G_{aj}$ ,  $G_{as}$  : プライマリおよびプライマリ噴射弁の微粒化用空気流量  
 $T_{ai}$  : 燃焼器入口空気温度、 $P_{ai}$  : 空気圧力、 $R_g$  : 空気のスガ定数、

#### 4.1 燃焼室内代表平均流速 $U_a$ の影響

予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の吹き消え限界は、図3に示すように、燃焼室内代表平均流速の増加につれて希薄側に拡大するが、 $U_a$ が10m/s以上では  $(F/A)_p$  のほぼ一定値に近づく。 $P_{ai}$ が0.11MPaと0.17MPaを比較してわかるように、圧力上昇につれて吹き消え限界は希薄側に拡大している。逆火についても圧力上昇とともに希薄側に移行して、逆火しやすくなる。

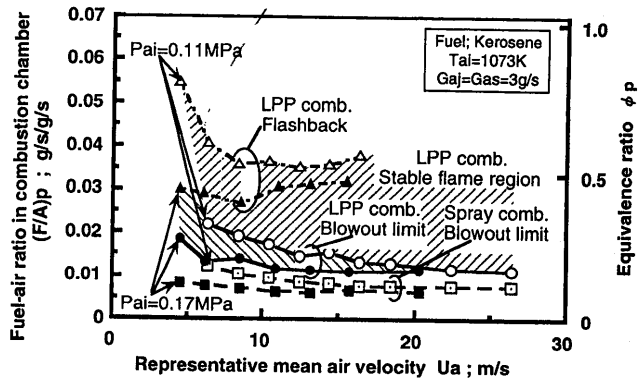


図3 代表平均流速に対する火炎安定範囲

#### 4.2 燃焼器入口空気圧力 $P_{ai}$ の影響

予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界と逆火限界、および噴霧燃焼の希薄吹き消え限界とすす付着限界は、図4に示すように、燃焼器入口空気圧力の増加につれてほぼ直線的に  $(F/A)_p$  の小さな値になり、火炎安定範囲は希薄側にシフトしている。

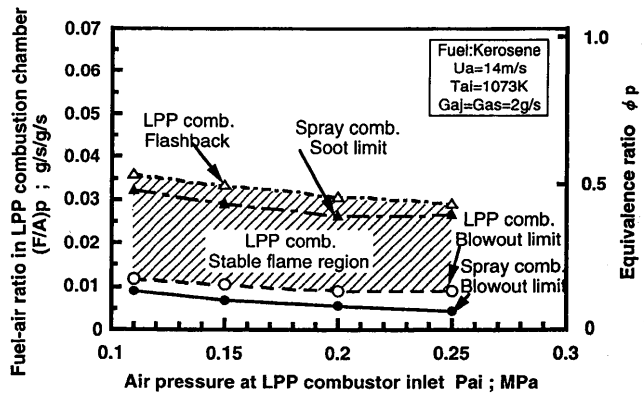


図4 空気圧力に対する火炎安定範囲

#### 4.3 燃焼器入口空気温度 $T_{ai}$ の影響

予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の希薄吹き消え限界は、図5に示すように、燃焼器入口空気温度の上昇につれて直線的に  $(F/A)_p$  の小さな値になり、火炎安定範囲は拡大する。ところが、噴霧燃焼のすす付着限界は温度依存性が少ない。また、予蒸発予混合燃焼では  $T_{ai}$  の上昇で若干逆火し易くなるが今回の結果はそれほど大きく影響しない。

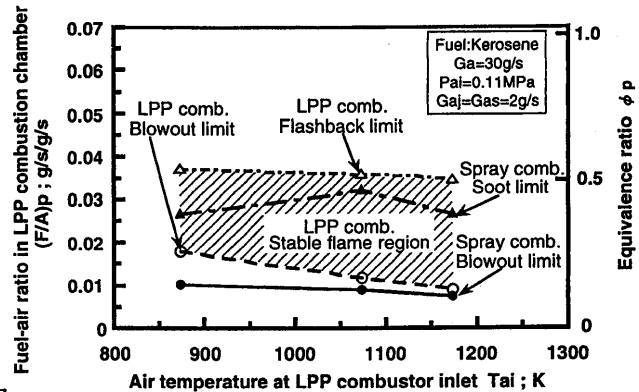


図5 空気温度に対する火炎安定範囲

#### 4.4 微粒化用空気流量 $G_{aa}$ の影響

予蒸発予混合燃焼と希薄吹き消え限界と逆火限界および噴霧燃焼のすす付着限界は、図6に示すように、微粒化用空気流量の上昇につれて直線的に  $(F/A)_p$  の大きな値になる。

一方、噴霧燃焼の吹き消え限界は微粒化用空気流量の依存性が少ない。Gaa（供給空気温度25℃）の増加につれて噴霧粒径が小さくなる効果と平均空気温度が低下する効果がある。噴霧燃焼では両者が重なり合い、結果としてほぼ一定の(F/A)Pで吹き消える。予蒸発予混合燃焼では温度低下だけの効果が表われたものと考えられる。

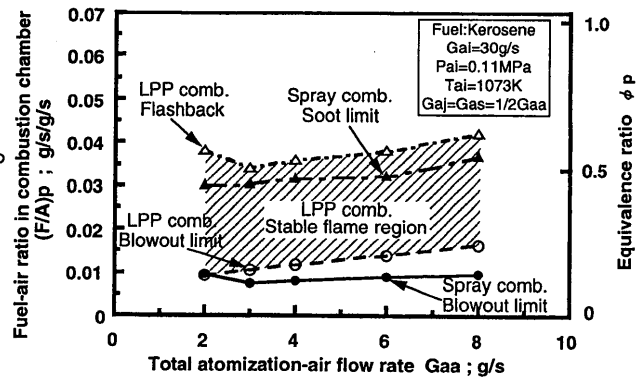


図6 微粒化用空気流量に対する火炎安定範囲

## 5. 考察

### 5.1 逆火限界

予蒸発予混合燃焼では、大気圧下で燃空比が0.034程度（当量比で約0.5）より大きくなると予蒸発通路内に火炎が逆火する。この予蒸発予混合燃焼の逆火限界は、今回の燃焼試験の温度範囲（900K～1200K）では入口空気温度にそれほど影響されないという結果であった。ところで、PPL-1燃焼器では予蒸発管が旋回室（予蒸発通路）の接線方向から接続される構造である。このため、前報<sup>[2]</sup>で報告したように、旋回室の壁面近傍に燃料噴霧が集中し易い。壁面近傍は燃料濃度が高いことと流速が遅いことが重なるために、この壁面近傍の領域から逆火が発生するものと推定している。したがって、このような燃焼器の逆火は流速や燃空比に大きく影響され、燃焼器構造に由来する固有のものであると考えられる。

ところで、上記の結果は、ほぼ定常条件における結果であり、エンジンのような非定常の条件では必ずしも同じではないであろう。そのため、CGT燃焼器としてはこれらの定常の結果から余裕をみて、逆火限界より少し希薄な条件（例えば当量比0.4以下）で予蒸発予混合燃焼をさせるように設計するのが良い。しかし、実際には当量比0.5程度でも逆火しない予蒸発予混合燃焼器構造を採用する必要がある。燃焼室入口のスロート部から空気を導入すると逆火し難くなることもあり、逆火抑止の改良検討を進めている。

### 5.2 希薄吹き消え限界

予蒸発予混合燃焼の火炎は、希薄な条件、つまり燃空比の減少につれて火炎長さが長くなり、燃空比がある値より小さくなると青炎部分が燃焼室オリフィス部まで延びるとともに不安定な振動状態で吹き消える。予蒸発予混合燃焼ではTaiの上昇につれてより小さな燃空比まで火炎が安定するが、燃焼ガス温度が約1500K一定となる燃空比で火炎は吹き消えた。一方、噴霧燃焼の火炎はTaiの上昇にほとんど依存されない。この火炎はブラフボディ後流の領域内にあり、燃料噴射弁の先端面に付着していた火炎基部が燃空比の減少とともに浮き上がり、なんらかの変動で突然吹き消える。このように、噴霧燃焼と予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え状況は異なる。結果として、噴霧燃焼の希薄吹き消え限界の方が予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界よりも燃焼室内の平均燃空比ではより希薄側にある。つまり、希薄作動が要求される自動車用エンジンとしては火炎安定の点では噴霧燃焼の方が適すると言える。

ところで、予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界が燃焼ガス温度でほぼ1500Kで発生するために、燃焼器入口空気温度が1200K程度になれば火炎安定範囲がCGTの要求作動範囲をカバーできるほどに広いものとなる。したがって、CGT燃焼器としては火炎安定の面から燃焼器



入口空気温度が1200 K以上では燃焼室内の当量比0.4以下の希薄な条件で予蒸発予混合燃焼をさせる方式を選択できる。ただし、燃焼室内平均当量比を0.4以下の希薄条件にするためには燃焼用空気と希積用空気との分配比を4 : 6程度以上にする必要がある。しかし、PPL-1燃焼器の構造では分配比が3 : 7程度でも圧損が比較的大きい(最大で6%程度)ため、燃焼用空気の分配を大きくしても燃焼器の圧損が増加しないような構造を採用する必要がある。一方、Taiが1200 K未満では噴霧燃焼との複合燃焼方式にするか、燃焼用空気を可変にして最適な燃空比で予蒸発予混合燃焼を制御する方式にするかを排気特性も考慮して検討する必要がある。

## 6. まとめ

自動車用100 kW CGTで開発している予蒸発予混合燃焼器(PPL-1)を対象に、燃焼室を石英ガラス製ライナにして燃焼室内に形成される予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎を可視化観察するとともに火炎安定範囲について温度、圧力、流速あるいは微粒化用空気流量の影響を調べた。その結果、以下のことがわかった。

(1) 燃焼室入口側の一端に設置したブラフボディ軸上から灯油噴霧を噴射して燃焼させた場合には、燃焼室の中央領域に軸対称な釣鐘状の輝炎または青炎が形成される。一方、予蒸発通路で灯油噴霧を蒸発・混合させてブラフボディ周囲の環状通路から燃焼室に予混合気を供給した予蒸発予混合燃焼の場合は、輝度の低い青炎が燃焼室内壁に沿って円環状に形成される。

(2) 予蒸発予混合燃焼の火炎は、燃空比が減少するにつれて火炎が長くなり、ある値より小さくなると青炎部分が燃焼室出口部のオリフィスに達するとともに振動的に吹き消える。この予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界は、燃焼器入口空気温度が900 Kから1200 Kに上昇しても燃焼ガス温度が約1500 K一定の燃空比であった。一方、噴霧燃焼の火炎は燃料噴射弁の先端面に付着していた火炎基部が燃空比の減少とともに浮き上がり、突如火炎が吹き消える。予蒸発予混合燃焼よりも噴霧燃焼の方が、燃焼室内平均燃空比がより希薄条件まで火炎が安定である。

(3) 予蒸発予混合燃焼では、大気圧下の条件で燃焼室内燃空比が0.034程度(当量比0.5)になると予蒸発通路内に火炎が逆火する。この逆火限界は、今回の燃焼器の温度範囲(900 K~1200 K)では空気温度にそれほど影響されないが、流速や圧力に影響された。一方、噴霧燃焼の場合には燃空比の高い側(当量比0.5程度)で燃焼室に面するブラフボディ端面上にススが堆積する限界がある。これはセカンダリ噴射弁から噴射された噴霧が蒸発・燃焼しきれずに巻き上げられて端面上に付着するものである。

(4) 予蒸発予混合燃焼において希薄吹き消え限界と逆火限界で囲まれる火炎安定範囲は、噴霧燃焼における希薄吹き消え限界とスス付着限界で囲まれる範囲に比較して狭い。PPL-1燃焼器では燃焼器入口空気温度が1200 K以上では吹き消え限界が比較的希薄側に拡大するため、燃焼室内の平均当量比が0.4以下の希薄な条件で予蒸発予混合燃焼させるのが良い。ただし、燃焼室内平均当量比を0.4以下の希薄条件にするためには燃焼用空気と希積空気との分配比を4 : 6程度以上にする必要がある。ところが、PPL-1燃焼器の構造寸法では燃焼用空気の分配を大きくすると圧損が大きくなり過ぎるという課題がある。一方、1200 K未満では火炎安定範囲が十分ではないため燃焼器構造の改良が必要である。

### [参考文献]

- [1] M. Sasaki, H. Kumakura, D. Suzuki, and Y. Ohkubo, ASME 93-GT-63.
- [2] Y. Ohkubo, Y. Idota, and Y. Nomura, AMSE 94-GT-401.

# 自動車用100kWCGT燃焼器の特性

## その2：予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼のNO<sub>x</sub>排出特性

\*大久保陽一郎<sup>(1)</sup>，井戸田芳典<sup>(1)</sup>（日本自動車研究所）

### 1. はじめに

自動車用100kWセラミックガスタービン（CGT）では燃費を低減するために回転蓄熱式熱交換器で排熱を回収する構成であり，燃焼器入口空気温度（ $T_{ai}$ ）が1000K程度以上の高温になる。この高温空気を利用した予蒸発予混合燃焼器を開発することで排気触媒等の後処理装置なしでガソリン乗用車の排気規制値をクリアすることを目指している<sup>[1]</sup>。

ところで，予蒸発予混合燃焼器で低NO<sub>x</sub>燃焼を実現するためには，燃焼室内の燃焼ガス温度を均一にするとともに希薄な条件で燃焼させる必要がある。温度の均一化には液体燃料の蒸発割合や濃度分布が大きく影響する。そこで先ず，CGT用燃焼器として1次設計されたPPL-1燃焼器について灯油噴霧の蒸発率を評価した結果， $T_{ai}$ が1173Kの条件では予蒸発通路出口すなわち燃焼室入口部で噴霧の蒸発がほぼ完了（99%程度）していることを報告した<sup>[2]</sup>。次に，燃焼器に供給される空気は燃焼用空気と希釈用空気に最適に分配される必要があり，燃焼領域（燃焼室）の燃空比をどの範囲に設計するかで排気エミッション性能が大きく変化する。

本論文の目的は，燃焼室内の平均燃空比（ $F/A$ ）<sub>p</sub>に対してNO<sub>x</sub>，COおよびHCの排出特性を把握し，最適な燃空比に燃焼を制御するための設計指針を得ることである。すなわち，CGT燃焼器として開発してきたPPL-1燃焼器で灯油を予蒸発予混合燃焼させた場合の排気特性について，空気温度（900K～1200K程度），圧力（0.1MPa～0.25MPa），流速（8m/s～25m/s程度）あるいは燃料微粒化用空気の影響を噴霧燃焼との比較で調べた。

なお，本研究は通商産業省の補助金を得て，（財）石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行ったものである。

### 2. 燃焼試験装置の構成

PPL-1燃焼器では着火始動および高負荷運転時に噴霧燃焼を，アイドリングから30%程度の低負荷運転時に低NO<sub>x</sub>をねらった予蒸発予混合燃焼をさせる。つまり，予蒸発予混合燃焼では，プライマリ噴射弁（ $0.2\text{g/s} \leq G_f \leq 3\text{g/s}$ ；ザウタ平均粒径 $30\mu\text{m}$ 以下）で予蒸発管に燃料噴霧を供給する。予蒸発管内で燃料噴霧が予め蒸発・混合した後，予混合気が旋回室に側方から導入されて，燃焼室に旋回流となって流入する。ブラフボディ（保炎器）の後流渦と旋回流で燃焼室内に予蒸発予混合燃焼の火炎が保持される。燃焼室入口の流入スワール数は約1である。噴霧燃焼では，ブラフボディ内に装着したセカンダリ噴射弁（ $0.4\text{g/s} \leq G_f \leq 6\text{g/s}$ ；ザウタ平均粒径 $60\mu\text{m}$ 以下）で燃焼室に直接燃料を噴射する。希釈部では希釈用空気と燃焼ガス温度を低下させるとともに温度分布を均一化する。また，燃焼室と希釈室の間にはオリフィスを設置して燃焼領域と希釈領域を分離する構造とした。なお，両噴射弁は単噴孔のエアアシスト型渦巻噴射弁である。

今回使用した燃焼観察用試験装置を図1に示す。この装置では，燃焼室内平均燃空比を正確

(1) (株)豊田中央研究所

に決めるために燃焼用空気と希積用空気をそれぞれ個別に計量して燃焼器に供給している。燃焼用空気は工場空気源の空気をマスフローメータで計測した後、電気加熱器で昇温される。予蒸発管入口で所定の温度まで加熱された燃焼用空気は予蒸発部を通過して燃焼室に導入される。一方、希積用空気は工場空気源の空気を計量した後に希積部に直接導入する。燃料は灯油（JIS

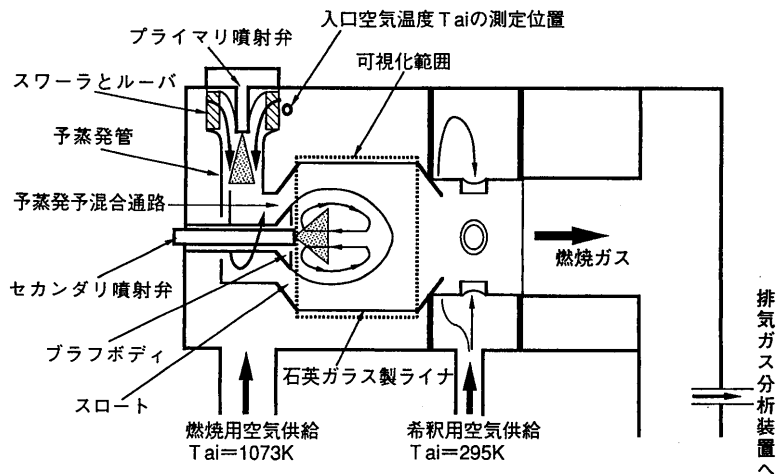


図1 予蒸発予混合燃焼器の試験装置構成

1号) を使用し、重量式燃料流量計で計量した後に燃料ポンプで噴射弁に供給した。この試験装置は、PPL-1 燃焼器の燃焼室を透明な石英ガラス製に変更するとともに燃焼器ケーシングには対向する2カ所の位置に石英ガラス製の観察窓を設けた。これにより燃焼室内に形成される噴霧燃焼および予蒸発予混合燃焼のそれぞれの火炎を目視観察することができる。さらに、燃焼器出口径の約15倍下流の位置で排ガスをサンプリングして排気成分を分析した。

以下では、燃焼室内径（φ100mm）を代表寸法にする平均流速  $U_a$ 、燃焼器入口空気温度  $T_{ai}$ 、入口空気圧力  $P_{ai}$  および微粒化用空気流量  $G_{aa}$  の影響を比較した。なお、燃焼室内径を代表寸法にする平均流速  $U_a$  および燃焼室内平均燃空比  $(F/A)_p$  は前報<sup>[3]</sup>と同様である。

$$E I_{ex} = \frac{M_{ex} \cdot (G_{ai} + G_{ad} + G_{aa})}{29 \cdot G_f} \cdot \langle ex \rangle \cdot 10^{-3} \quad \dots \dots \dots \langle 1 \rangle$$

- ここで、 $G_{aj}$ ,  $G_{as}$  : プライマリおよびセカンダリ噴射弁の微粒化用空気流量  
 $G_{aa}$  : 全微粒化用空気流量 (=  $G_{aj} + G_{as}$ ) ,  $G_{ad}$  : 希積用空気流量  
 $G_{ai}$  : 燃焼器入口空気流量,  $P_{ai}$  : 燃焼器入口圧力  
 $T_{ai}$  : 燃焼器入口空気温度,  $\langle ex \rangle$  : 排気成分 (ppm)  
 $E I_{ex}$  : 排気成分の排出指数 (g/kg-fuel)  $M_{ex}$  : 排気成分の質量

### 3. 試験結果

#### 3.1 NO<sub>x</sub>, COおよびHCの排出特性

空気温度（1073K）、圧力（0.11MPa）、流速および微粒化用空気流量（6g/s）を一定値にしてNO<sub>x</sub>、COおよびHCの排気特性を測定した。

(1) NO<sub>x</sub> 排出特性（図2）；予蒸発予混合燃焼では燃焼室内平均燃空比  $(F/A)_p$  の上昇につれて指数関数的にNO<sub>x</sub> 排出指数が増加する。このNO<sub>x</sub> 排出指数は  $(F/A)_p$  で整理すると良く現象を理解できる。つまり、 $(F/A)_p$  は燃料の発熱割合に比例して燃焼温度を直接表示するためにサーマルNO<sub>x</sub> の排出傾向を示すことになる。一方、噴霧燃焼では  $(F/A)_p$  が0.015程度でNO<sub>x</sub> 排出傾向が変化し、0.015以上では燃空比の依存性が少ない。

(2) CO 排出特性（図3）；予蒸発予混合燃焼では  $(F/A)_p$  が0.02程度まではほぼ指数関数的に減少するが、0.02以上ではCO 排出指数が  $(F/A)_p$  に依存しなくなる。噴霧燃焼では、

(F/A)<sub>p</sub>の上昇につれてほぼ指数関数的に減少する。

(3) HC排出特性(図4)；予蒸発予混合燃焼および噴霧燃焼はほぼ同等のHC排出レベルにある。(F/A)<sub>p</sub>が0.015程度まではほぼ指数関数的に減少するが、0.015以上ではHC排出指数が(F/A)<sub>p</sub>にほとんど依存しない。

(4) NO<sub>x</sub>に対するCO排出特性(図5)；目標の排気レベルに対し、十分に予蒸発予混合燃焼は低い値である。なお、予蒸発予混合燃焼の場合には、NO<sub>x</sub>に対するCO排出の依存性が弱いのに比較して、噴霧燃焼では両者の相関が強いという特徴がある。

### 3.2 温度、圧力、流速および微粒化用空気流量のNO<sub>x</sub>排出指数への影響

#### (1) 燃焼室内代表平均流速U<sub>a</sub>の影響；

U<sub>a</sub>の影響を調べるために、T<sub>ai</sub>=1073K、P<sub>ai</sub>=0.11MPaおよびG<sub>aa</sub>=6g/sを一定にして、燃焼用空気流量G<sub>ai</sub>の値を変化させることでU<sub>a</sub>がNO<sub>x</sub>排出特性に及ぼす影響を調べた。その結果は図2に示した。U<sub>a</sub>に対する予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub>排出特性を図6に整理した。U<sub>a</sub>の上昇につれて予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub>排出指数が増加する。つまり、NO<sub>x</sub>排出指数はU<sub>a</sub>に正比例して増加する。また、NO<sub>x</sub>排出指数の値は(F/A)<sub>p</sub>が大きいのほど高い値を示す。

#### (2) 燃焼器入口空気圧力P<sub>ai</sub>の影響；

P<sub>ai</sub>の影響を調べるために、U<sub>a</sub>=14m/s、T<sub>ai</sub>=1073KおよびG<sub>aa</sub>=4g/sを一定にして測定した

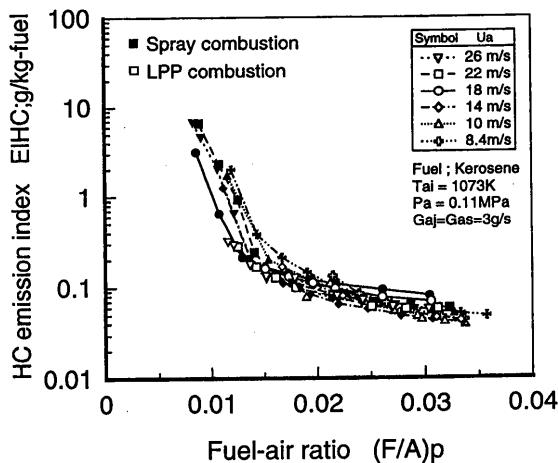


図4 HC排出特性 (U<sub>a</sub>の影響)

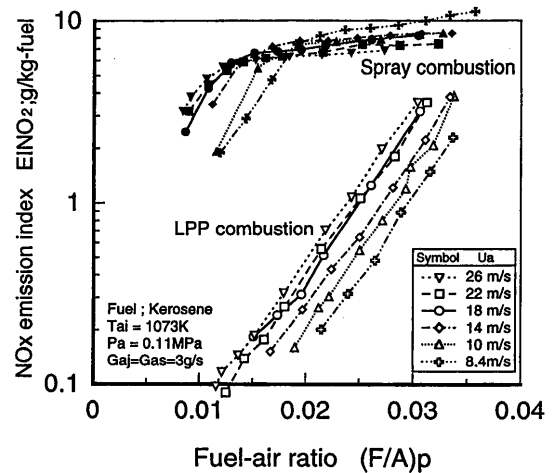


図2 NO<sub>x</sub>排出特性 (U<sub>a</sub>の影響)

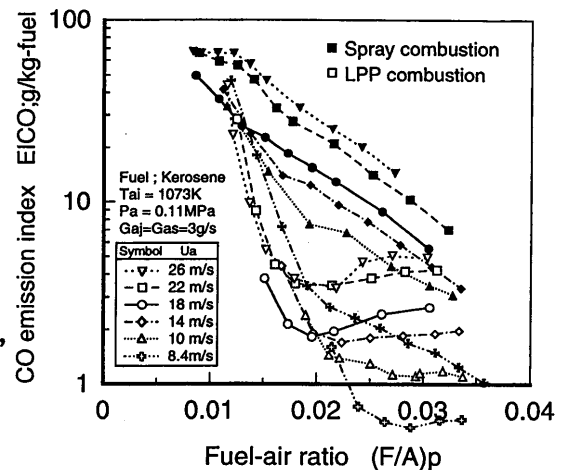


図3 CO排出特性 (U<sub>a</sub>の影響)

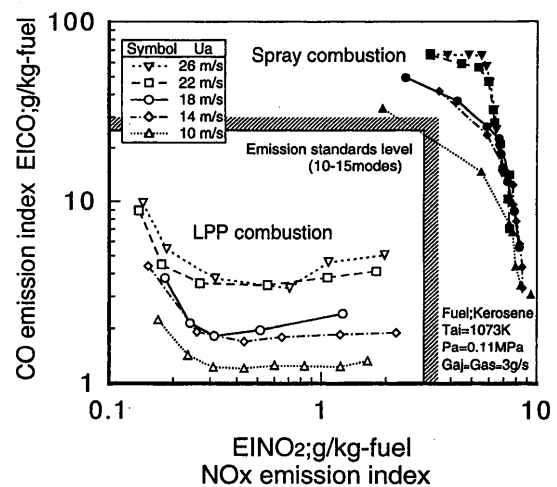


図5 NO<sub>x</sub>に対するCO排出指数 (U<sub>a</sub>の影響)

NO<sub>x</sub> 排出特性を図7に比較した。前項で説明したように排出特性が代表平均速度  $U_a$  に依存するため、ここでは  $U_a$  を一定にして測定した。予蒸発予混合燃焼では、 $(F/A)_p$  に対するNO<sub>x</sub> 排出の傾向は圧力の上昇に対しほぼ同様な傾向を示し、NO<sub>x</sub> 排出指数の値が高くなるだけである。噴霧燃焼では、0.11MPaで  $(F/A)_p$  が0.015以上でほぼ一定のNO<sub>x</sub> 排出指数であるが、0.25MPaでは  $(F/A)_p$  が0.01以上で一旦減少して再び増加する傾向を示す。このように、噴霧燃焼では燃空比に対するNO<sub>x</sub> 排出指数の傾向は圧力の上昇とともに  $(F/A)_p$  に対するNO<sub>x</sub> 排出指数の傾向が変化する。Paiに対する予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub> 排出特性を図8に整理した。燃焼器入口空気圧力の上昇と共に予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub> 排出指数は上昇するが、0.2MPaをピークに一定または減少傾向を示す。一般的に、NO<sub>x</sub> 排出は  $Pai^m$  に比例すると言われているが、今回の評価結果では単純に圧力上昇に比例しない。なお、0.1MPaから0.2MPaまでのNO<sub>x</sub> 排出指数は  $(F/A)_p = 0.015 \sim 0.035$  の範囲に対して  $m = 1.4$  から  $1.6$  の範囲にあり、ほぼ  $m = 1.5$  で表示できる。

### (3) 燃焼器入口空気温度 $T_{ai}$ の影響；

$T_{ai}$  の影響を調べるために、 $P_{ai} = 0.11\text{MPa}$ 、 $G_{ai} = 30\text{g/s}$  および  $G_{aa} = 4\text{g/s}$  を一定にして測定したNO<sub>x</sub> 排出特性を図9に比較した。なお、ここでは燃焼室内平均燃空比  $(F/A)_p$  が一定になることを優先させたために、 $U_a$  ではなく空気の重量流量  $G_{ai}$  を一定にした。予蒸発予混合燃焼も噴霧燃焼も、 $(F/A)_p$  に対するNO<sub>x</sub> 排出の傾向は温度上昇に対して変化せず、NO<sub>x</sub> 排出指数の値が高くなるだけである。 $T_{ai}$  に対する予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub> 排出特性を図10に整理した。 $T_{ai}$  の上昇につれて、予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub> 排出指数は指数関数で増加する。

### (4) 微粒化用空気流量 $G_{aa}$ の影響；

$G_{aa}$  (供給空気温度  $25^\circ\text{C}$ ) の影響を調べるために、 $T_{ai} = 1073\text{K}$ 、 $G_{ai} = 30\text{g/s}$  を一定にして測定したNO<sub>x</sub> 排出特性を図11に比較した。なお、ここではプライマリ噴射弁とセカンダリ噴射弁の各微粒化用空気流量を同じにした。予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼のNO<sub>x</sub> 排出指数は  $G_{aa}$

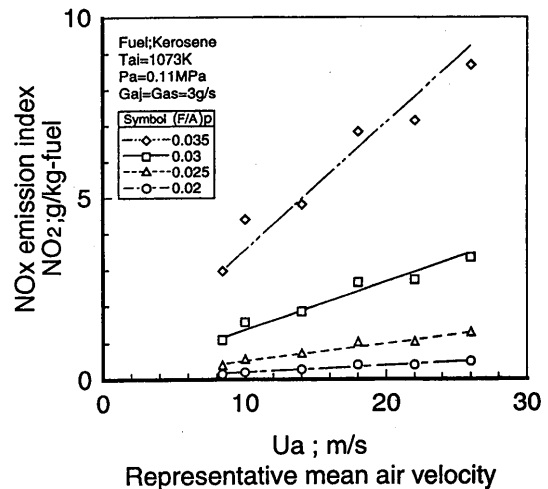


図6  $U_a$  に対するNO<sub>x</sub> 排出指数

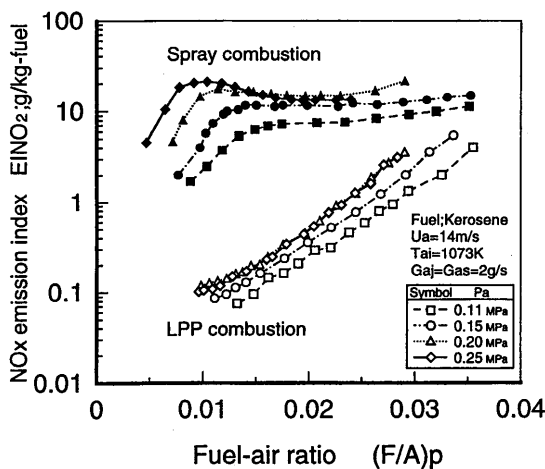


図7 NO<sub>x</sub> 排出特性 ( $P_{ai}$  の影響)

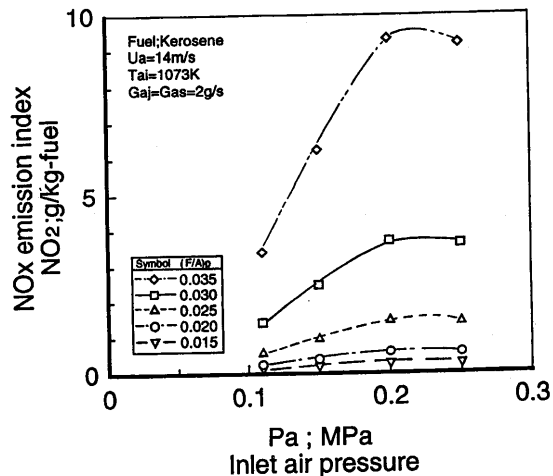


図8  $P_{ai}$  に対するNO<sub>x</sub> 排出指数

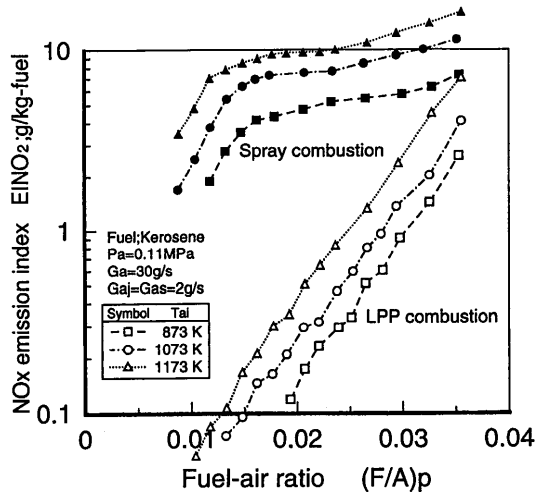


図9 NOx 排出特性 (Taiの影響)

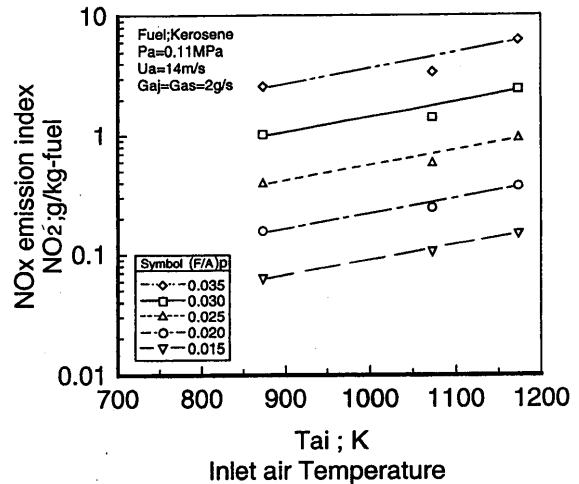


図10 Taiに対するNOx 排出指数

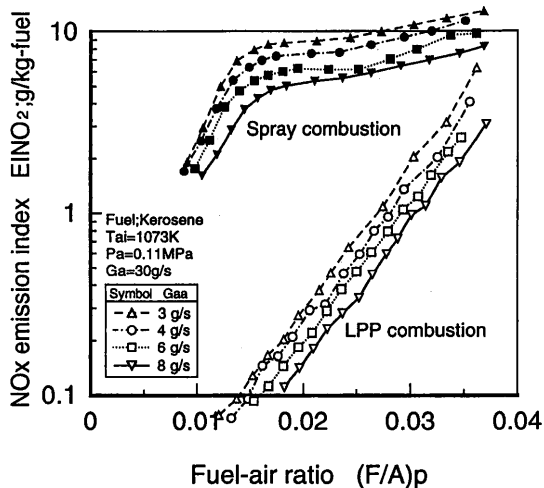


図11 NOx 排出特性 (Gaaの影響)

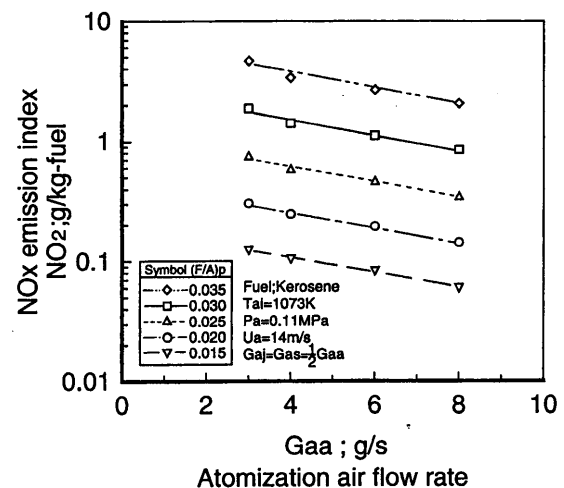


図12 Gaaに対するNOx 排出指数

の増加につれて (F/A)p に対する傾向は変化せず、全体的にその値が減少して図上で右下方に平行移動する。Gaaに対する予蒸発予混合燃焼のNOx 排出特性を図12に整理した。予蒸発予混合燃焼のNOx 排出指数はGaaの増加につれて指数関数で減少する。

### 3.3 NOx 排出指数の実験式

予蒸発予混合燃焼のNOx 排出指数EINO<sub>2</sub> は、図6, 8, 10, 12に示したように、U<sub>a</sub>, P<sub>ai</sub>, T<sub>ai</sub>, (F/A)p およびG<sub>aa</sub>に対して式<2>の関係式にまとめることができる。

$$EINO_2 = k \cdot P_{ai}^{1.5} \cdot U_a \cdot \exp \{0.003 \cdot T_{ai} + 4600 \cdot (F/A)p - 0.15 \cdot G_{aa}\} \dots \dots \dots < 2 >$$

ただし、 $0.1 \text{ MPa} \leq P_{ai} \leq 0.2 \text{ MPa}$ ,  $8 \text{ m/s} \leq U_a \leq 26 \text{ m/s}$ ,  $873 \text{ K} \leq T_{ai} \leq 1173 \text{ K}$ ,

$0.01 \leq (F/A)p \leq 0.04$  および  $3 \leq G_{aa} \leq 8$  の範囲で、ほぼ  $k \approx 0.0012$  となる。

## 4. 考察

燃焼器入口の流量条件を一定にして空気圧力を0.1MPaから順に上昇させた場合に、0.2MPaから0.25MPa程度で予蒸発予混合燃焼のNOx 排出指数が頭打ちになる今回の結果は、従来から理

解されているNO<sub>x</sub>排出傾向<sup>[4]</sup>と異なる結果である。

ところで、PPL燃焼器を構成しているエアシスト型渦巻噴射弁と予蒸発管の組合せで、予蒸発管内における灯油噴霧の蒸発特性を測定した結果では、図13に示すように、0.25MPa程度の圧力で噴霧のザウタ平均粒径が最大値(40 $\mu$ m)を示すことがわかっている<sup>[5]</sup>。この特性は、高温高速気流中の気流微粒化の影響である。つまり、圧力が0.1MPaから0.25MPaに上昇すると灯油噴霧のザウタ平均粒径が約1.5倍大きくなるために、蒸発混合特性が悪化するものと推察される。この結果、一定の燃空比であるにもかかわらずNO<sub>x</sub>排出指数は急激に増加するが、0.25MPa程度以上になるとザウタ平均粒径も減少傾向に転じるため蒸発混合が改善されてNO<sub>x</sub>排出指数が頭打ちになるものと理解できる。

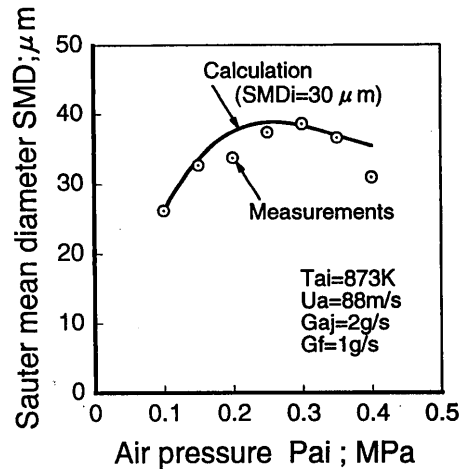


図13 予蒸発管内の灯油噴霧粒径

## 5. まとめ

自動車用100kW級セラミックガスタービンで開発している予蒸発予混合燃焼器(PPL-1)の排気特性について燃焼器入口空気温度、圧力、流速および微粒化用空気の影響を評価した。

(1) 予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub>排出指数は、燃焼室内代表平均流速、燃焼器入口空気圧力、燃焼器入口空気温度、燃焼室内平均燃空比および微粒化用空気流量により式<2>の関係式にまとめることができる。ただし、圧力が0.2MPa程度以上でNO<sub>x</sub>排出指数が頭打ちの傾向を示すことがわかり、これは従来の圧力上昇に対するNO<sub>x</sub>増加の傾向と異なる結果である。これは、予蒸発管内に噴射された噴霧の粒径あるいは蒸発特性が原因であると考えられる。一方、噴霧燃焼のNO<sub>x</sub>排出指数はある燃空比以上ではほぼ一定か、あるいは一旦減少する傾向を示す。この特性は従来の知見<sup>[5]</sup>とほぼ同様な特性である。さらに、予蒸発予混合燃焼のNO<sub>x</sub>排出指数は噴霧燃焼に比較して一桁から二桁低い値となる。

(2) 予蒸発予混合燃焼のCO排出指数は燃焼室内平均燃空比が0.02程度以下では燃空比の増加に対し指数関数で減少する傾向を示し、燃空比0.02以上ではほぼ一定の値となる。一方、噴霧燃焼のCO排出指数は燃空比の増加に対しほぼ指数関数で減少する傾向を示す。

なお、予蒸発予混合燃焼のCO排出指数は噴霧燃焼に比較して一桁程度低い値となる。

(3) 燃空比の増加に対するHC排出指数は予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼ではほぼ同等である。

以上、噴霧燃焼の火炎安定範囲は比較的広い燃空比範囲になるが、NO<sub>x</sub>やCO排出指数が高い。一方、予蒸発予混合燃焼ではNO<sub>x</sub>やCO排出指数が噴霧燃焼より一桁以上低くなるが、火炎安定範囲が比較的狭い。十分な火炎安定性と低エミッション性を両立する燃焼器とするためにはさらに改良が必要である。

## [参考文献]

- [1] H. Kumakura, M. Sasaki, D. Suzuki, and H. Ichikawa, ASME 94-GT-33, 1994.
- [2] Y. Ohkubo, Y. Idota, and Y. Nomura, AMSE 94-GT-401, 1994.
- [3] 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 第10回ガスタービン秋季講演会前刷集C-11, 1995.
- [4] A. H. Lefebvre, "Gas Turbine Combustion", 1983.
- [5] 大久保陽一郎, 学位論文, 1995.

佐々木 正史<sup>(1)</sup> 熊倉 弘隆<sup>(1)</sup>

鈴木 大志<sup>(1)</sup> 市川 浩之<sup>(1)</sup>

(財)日本自動車研究所

### 1. まえがき

1990年度より通産省の補助金を得て石油産業活性化センターが自動車用セラミックガスタービン(CGT)開発プロジェクトを推進している。ガスタービンは多様な燃料を利用でき、低公害性に優れ、かつセラミック適用により熱効率の向上が図れるため、次世代の自動車用エンジンとして期待されている。日本自動車研究所(JARI)は石油グループと共にこのCGTプロジェクトに参画し、CGTエンジンの開発を進めている。CGTエンジンの構成を図1に示す。出力100kW、1軸再生式でタービン入口温度1623K、目標機関効率は40%である。目標排気性能は当面国内ガソリン乗用車の排気規制値(10・15モード)を後処理システム無しでクリアすることである。

CGTは部分負荷燃費を維持するために高効率の熱交換器(リジェネレータ)を備え、燃焼器入口温度 $T_{in}$ が1150~1300Kと著しく高くなる。これによりThermal-NO<sub>x</sub>の生成が促進されるため、NO<sub>x</sub>を抑制することが最も重要な課題となる。

CGT開発プロジェクトではエンジン用燃焼器として予蒸発予混合希薄燃焼(PPL)方式を採用した〔1〕。第1次設計燃焼器(PPL-1)を用いた定常燃焼試験の結果から、低負荷域での安定燃焼範囲を確保すれば排気目標を達成できる目処を得た〔2〕。引続き第1次設計燃焼器(PPL-1)を用いた定常燃焼試験を行い、各部の詳細仕様を決定するとともに、PPL-1燃焼器で明らかとなった問題点を考慮した第2次設計燃焼器(PPL-2)の設計試作を行った〔3〕。

本報においては、第2次設計燃焼器(PPL-2)を用いた定常燃焼性能試験の結果を報告する。

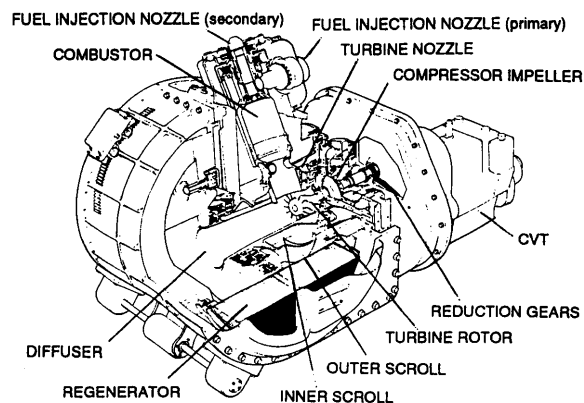


図1 100 kW CGTエンジン

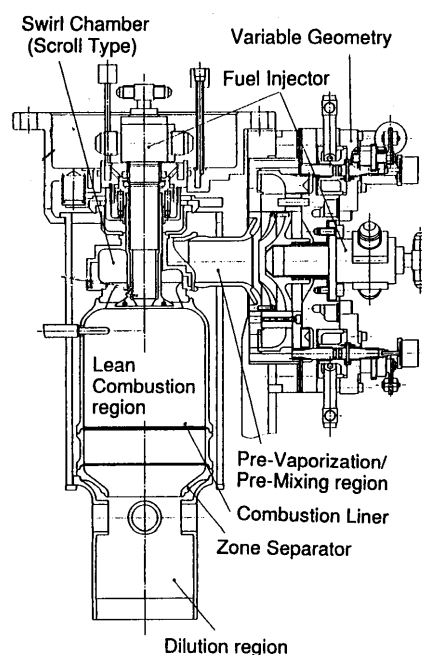


図2 第2次設計燃焼器(PPL-2)の構造

(1)日産自動車(株)



## 2. PPL-2 燃焼器の定常燃焼試験結果

PPL-2ではPPL-1 燃焼器で明らかとなった問題点を考慮し、逆火抑止および回避による安定燃焼範囲の拡大を第一課題として設計を行った。

第2次設計燃焼器(PPL-2)の構造図を図2に示す。主要な変更点はスワールチャンバー形状であり、従来の同軸形状のものをスクロール形状にすることによってスクロール内での旋回発生による圧力損失を低減し1次希薄領域への空気配分率を増すことと、スワールチャンバー出口混合気の流速分布を減らすことによって逆火を抑止しようというものである。この結果保炎器周囲のスロート面積を変えることなく、1次空気配分率 $n_p$ はPPL-1の0.21から0.28へと30%強増加した。

$n_p$ が増加することにより性能低下が懸念される低負荷域の希薄安定性を確保するために、1次空気流量を制御するためのシャッターと、蒸発混合促進用スワールを最適化できるよう可動構造としたボックスワラを備えた空気配分率可変機構(VG)を予蒸発管入口に新たに設けた。

本章ではPPL-2の定常燃焼性能について報告する。

### 2.1 PPL-1とPPL-2の燃焼性能比較(境界層希薄化なし)

図3に燃焼器入口温度:973K、入口圧力:0.17MPaにおけるPPL-1とPPL-2との安定燃焼範囲の比較結果を示す。縦軸に燃焼器入口スロート部における軸方向平均流入流速 $u_{ax}$ を、横軸に予混合燃焼部の空気比 $\lambda_p$ をとったものである。図中左の破線は逆火限界を、右の実線は希薄限界を示す。すなわち、逆火限界と希薄限界ではさまれた領域が安定燃焼範囲である。先に延べた改善項目を盛り込んだPPL-2の逆火限界はPPL-1のそれと比較して大きく改善されて $\lambda_p$ の小さい側へシフトし、安定燃焼範囲が混合気濃度の濃い領域へ広がることを期待していたが、結果として希薄限界は拡大したものの、逆火限界はほぼ同等或は $u_{ax}$ の大きい領域では逆に悪化する結果となった。

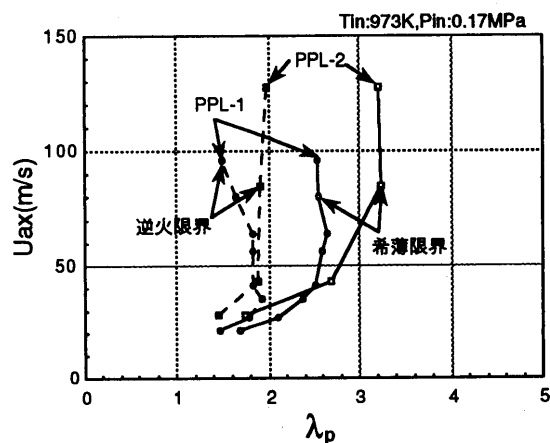


図3 PPL-1とPPL-2の安定燃焼範囲(境界層希薄化なし)

### 2.2 PPL-1とPPL-2の燃焼性能比較(境界層希薄化あり)

PPL-1において逆火限界の改善に効果のあった境界層希薄化部品を組み込んだ状態で安定燃焼範囲を比較したのが図4である。試験条件は燃焼器入口温度:1073K、入口圧力:0.17MPaと若干異なるが、PPL-2においては境界層希薄化部品による逆火抑止効果がPPL-1のそれよりも極めて大きく、PPL-1に対して希薄限界を悪化させずに逆火限界の大幅な拡大を実現できた。これはスワールチャンバー出口、すなわち燃焼器入口部における混合気の流速分布が減ったことによって、境界層希薄化がより均一に行われるようになったためと考える。

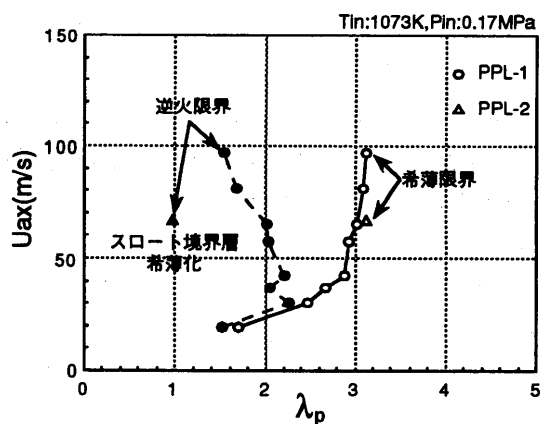


図4 PPL-1とPPL-2の安定燃焼範囲(境界層希薄化あり)

### 2.3 燃焼器入口温度と安定燃焼範囲

自動車用CGT燃焼器では、使用頻度のほとんどを占める30% (30 kW) 負荷までを予蒸発予混合希薄燃焼 (PPL) の単独モード、それより高い負荷では拡散燃焼を併用する複合モード燃焼の運用を計画している。

図5にエンジン負荷30%相当条件における燃焼器入口温度と安定燃焼範囲の関係を示す。縦軸に燃料流量を、横軸に燃焼器入口温度をとったものである。図中の  $G_{a_{NP}}$  は予蒸発予混合希薄燃焼用燃料噴射弁 (プライマリ) の燃料噴霧アシスト用空気流量を、 $G_{fp_{max}}$  はプライマリの最大燃料流量を、また、破線は逆火限界、実線は希薄限界を示す。ここで希薄限界は要求性能のひとつである、燃焼効率が99.5%となる点で定義した。本報では以下、希薄限界を同様に定義する。

希薄限界は燃焼器入口温度の上昇に伴って小燃料流量側、すなわち空気比の大きい側に拡大することが見てとれる。特に逆火限界の燃焼器入口温度に対する変化は著しく、 $G_{a_{NP}}=3\text{ g/s}$  の条件では燃焼器入口温度が1123Kの場合、この負荷で要求される燃料流量 ( $G_{fp_{ENG}}$ ) に対して逆火限界までは十分なマージンがあるが、燃焼器入口温度が1223Kに上昇すると逆火限界は  $G_{fp_{ENG}}$  を下回ってしまい、 $G_{fp_{ENG}}$  をカバーする安定燃焼範囲 (=燃料流量範囲) を確保することができない。 $G_{a_{NP}}$  を増すと逆火限界は大幅に向上するが、これは微粒化空気混入による燃焼用空気温度の低下が主要因と考えられる。

最終的に燃焼器入口温度が1300Kまで上昇することを考慮し、更なる逆火の抑止が必要であることが明らかとなった。

### 2.4 PPL-2燃焼器の燃焼性能

エンジン負荷10~30%の予蒸発予混合単独燃焼領域における、PPL-2の燃焼性能を図6に示す。図は縦軸に燃料流量、横軸にエンジン負荷 (ロード) をとったものである。

予蒸発予混合単独燃焼領域においては、高負荷 (ロード30%近傍) における逆火限界が向上すればエンジンの要求燃料流量 ( $G_{fp_{ENG}}$ ) に対し十分な安定燃焼範囲がとれていることが確認された。また、低負荷 (ロード10%以下) における希薄限界を改善できれば、可変機構なしでエンジンの要求性能を

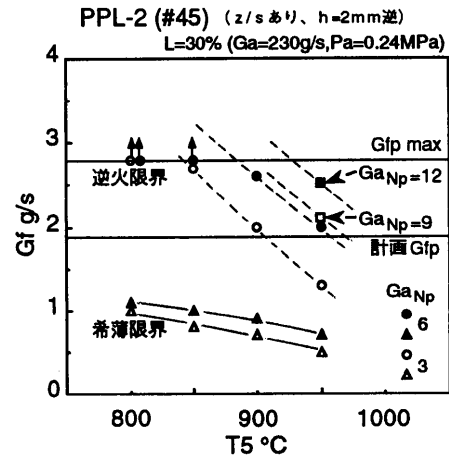


図5 燃焼器入口温度と安定燃焼範囲 (ゾーンパレタあり)

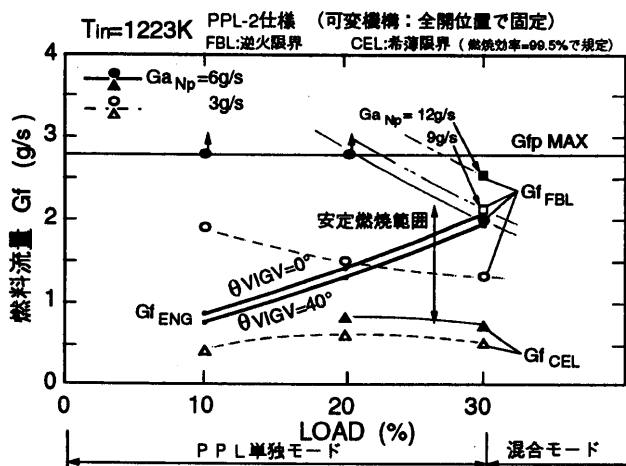


図6 PPL-2の燃焼性能

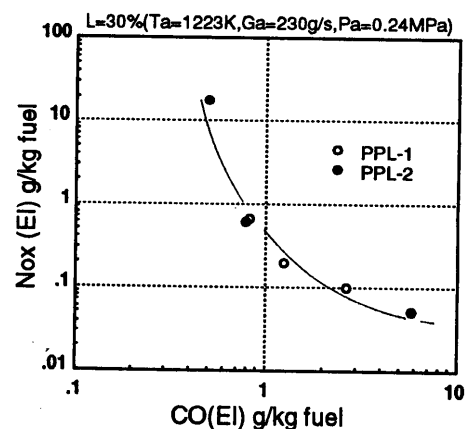


図7 PPL-1とPPL-2の排気性能

## 2.5 PPL-2の排気性能比較

図7にPPL-1とPPL-2の排気性能を比較した結果を示す。図は縦軸にNOxを、横軸にCOをそれぞれエミッションインデックスで示してある。

比較の結果、PPL-2の排気性能はPPL-1のそれとほぼ同等であることから、PPL-2においても排気目標を達成できる目処を得た。

## 3. PPL-2燃焼器の仕様決定

PPL-2の燃焼性能を最適化すべく、燃焼器の各部形状パラメータについて詳細な検討を行った。表1に最適化に当って検討したパラメータと、採用仕様を示す。

逆火抑止に大きな効果のある境界層の希薄化については、境界層希薄化用空気導入部部品 (ORIFFICE-BB) のスリット幅、スリット部旋回方向の異なるものを数種類評価し、逆火抑止効果の一番高かったスリット幅5mm (主流スワール方向と一致) のものを採用した。また、予蒸発予混合用スワール数  $S_{pp}$  については、 $S_{pp}$ を0~0.47まで変化させ、逆火限界、安定燃焼範囲、燃焼器圧力損失率の点で最良性能を示した $S_{pp}=0.2$ を採用した。

なお、保炎器仕様については高負荷燃焼時のカーボン付着特性をも考慮に入れた仕様最適化を実施中である。

以下、保炎器の軸方向位置の最適化、ゾーンセパレータ有無の最適化について、燃焼試験結果を踏まえて報告する。

### 3.1 保炎器軸方向位置の最適化

図8にロード30%相当条件における保炎器軸方向位置と安定燃焼範囲・燃焼器圧力損失率の関係を示す。図は縦軸に燃料流量、圧力損失率、横軸に保炎器軸方向位置をとったものである。ここでは、逆火抑止効果と圧力損失率を考慮し、0mm位置を最適位置と決定した。

保炎器軸方向位置を主燃焼器側 (+方向) に出すほど燃焼器入口スロート部面積は拡大するため、当初、保炎器軸方向位置を主燃焼器側に出すほど圧力損失率は低下すると考えていた。しかし実際には0mm位置で圧力損失率は極小となる傾向を示し、これは非燃焼状態でも同一傾向を示すことが確認された。このような現象は、燃焼室ドーム部の循環領域と、保炎器下流の循環領域の形状が変化することによって、実質的なスロート面積が縮小したために起こったものと推定される。

表1 最適化パラメータ

| パラメータ        | 記号        | 採用仕様   |
|--------------|-----------|--------|
| ゾーンセパレータの有無  | Z/S       | 無し     |
| 保炎器端面仕様      | BB/STD    | 最適化実施中 |
|              | BB/MH 80  |        |
|              | BB/MH 112 |        |
| 保炎器軸方向位置     | $X_{BB}$  | 0      |
| 予蒸発予混合スワール数  | $S_{pp}$  | 0.2    |
| 境界層希薄化用スリット幅 | b         | 5      |

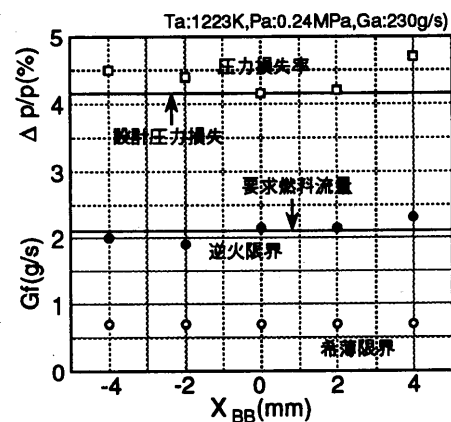


図8 保炎器軸方向位置の最適化

### 3.2 ゾーンセパレータ

前報において、燃焼制御性の観点からゾーンセパレータは必要であり、またこの部品の耐熱性を改善する上でCVD処理が不可欠であることを報告した。

しかしながら、その後の燃焼試験においてCVD処理層が一部剥離・脱落するという問題が発生した。まず拡散燃焼試験で剥離が認められた後、CVDを施す母材の表面粗さとCVD処理層の密着強度の関係を試験し、その結果を用いてCVD層の密着強度を改善した部品を予蒸発予混合希薄燃焼試験に供試したところ、再び剥離が発生した。

現状では、CVD処理以外にゾーンセパレータの耐熱性を向上させる手段がないこと、CVD処理層の剥離片が燃焼器下流のタービンブレードに当たった場合、エンジン全損につながる危険性があることから、ゾーンセパレータなしで燃焼器性能を確保する検討を始めた。

PPL-1ではゾーンセパレータを無くすることによって安定燃焼範囲が大きく変化したので、まずゾーンセパレータが無い状態で燃焼器入口温度に対して安定燃焼範囲がどのように変化するかを試験した。図9にゾーンセパレータがない場合の、ロード30%相当条件における燃焼器入口温度と安定燃焼範囲の関係を示す。図は縦軸に燃料流量を、横軸に燃焼器入口温度をとったものである。

ゾーンセパレータがある場合(図5)と比較すると、燃焼器入口温度が低い領域では希薄安定性が若干悪化するものの、総じて安定燃焼範囲に大きな変化はなく、ゾーンセパレータを取り去っても燃焼性能が十分維持できる可能性が示唆された。

燃焼器入口温度が低い領域では希薄安定性が若干悪化した理由としては、ゾーンセパレータを無くしたことによって希積領域から主燃焼領域への希積空気の巻き込み量が増加し、主燃焼領域の燃焼温度が低下したこと、あるいは希薄化したことなどが考えられる。

また、ゾーンセパレータを無くした場合、燃焼器圧力損失率は5%程度低下した。

以上、安定燃焼範囲と圧力損失率、CVD処理層剥離によるエンジン破損を考慮し、ゾーンセパレータ無しを採用仕様とした。

### 3.3 PPL-2 燃焼器(最適化仕様)の燃焼性能

以上に述べた手順で仕様決定した最適化仕様燃焼器の燃焼性能を図10に示す。図は縦軸に空燃比(A/F)、横軸にロード(負荷%)をとったものである。設計運転点は各負荷における設計A/F、カーボン保証運転点は燃焼器内部へのカーボンの付着無しで運転が可能なA/F条件を示す。図中、逆火限界、あるいはカーボン保証運転点と希薄限界ではさまれた領域がPPL-2の安定燃焼範囲である。つまり、30%負荷の逆火と、全負荷のカーボン付着を除いて現行仕様燃焼器でエンジンを運転するのに要求される燃焼器性能を満たしていることが確認された。

特に60%以上の高負荷領域において懸念された保炎器下流端へのカーボン付着は、1次空気配分率の改善、カーボン付着部位周囲の局所的な希薄化を実施することにより、大幅に改善された。また、燃焼室内壁へのカーボン堆積は皆無であった。

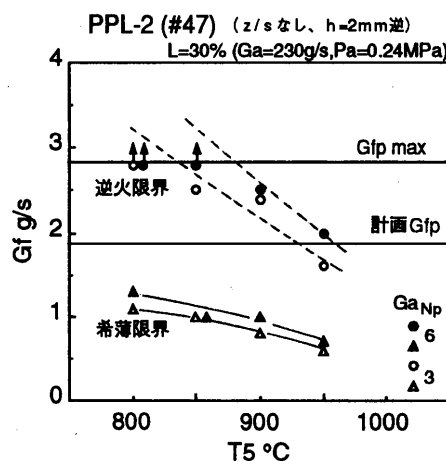


図9 燃焼器入口温度と安定燃焼範囲 (ゾーンセパレータなし)

### 3. 4 P P L - 2 の圧力損失率

図1 1 に P P L - 2 燃焼器の圧力損失率特性を示す。図は縦軸に圧力損失率を、横軸に燃焼器入口空気流量の修正流量の 2 乗をとったものである。(図中、傾きが小さいほど圧力損失率は小さい)

P P L - 2 の初期仕様(#45)では圧力損失率は目標値よりやや高目であったが、最適仕様(#54)でほぼ設計目標値を達成した。

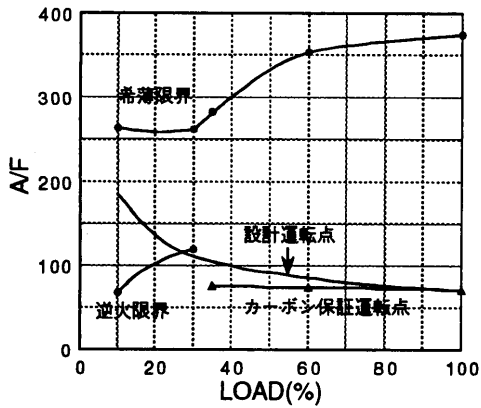


図1 0 最適化仕様燃焼器の燃焼性能

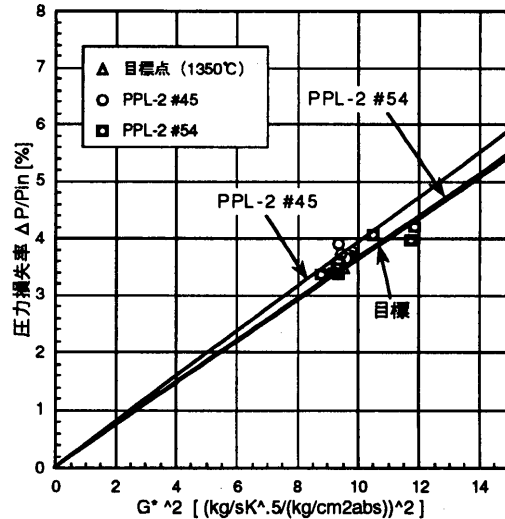


図1 1 P P L - 2 燃焼器の圧力損失率

### 4. まとめ

- (1) 第2次設計燃焼器 P P L - 2 に境界層の希薄化を施すことによって、P P L - 1 と比較して逆火特性を大幅に改善し、安定燃焼範囲を拡大できた。
- (2) P P L - 1 同様、1 0 ・ 1 5 モード排気規制値達成の目処を得た。
- (3) 燃焼器の各部仕様を最適化し、エンジンが要求する燃焼性能をほぼ満足できた。
- (4) 今後予蒸発予混合希薄燃焼領域の逆火特性を改善し、高負荷条件における保炎器下流端へのカーボン付着を皆無となし、過渡排気性能評価を実施する。

### 参考文献

- [1] 佐々木ほか 自動車用1 0 0 k W C G T における低公害燃焼器の開発 第1報  
ガスタービン学会秋期講演会講演論文集 1992
- [2] 熊倉ほか 自動車用1 0 0 k W C G T における低公害燃焼器の開発 第2報  
ガスタービン学会秋期講演会講演論文集 1993
- [3] 鈴木ほか 自動車用1 0 0 k W C G T における低公害燃焼器の開発 第3報  
ガスタービン学会秋期講演会講演論文集 1994

編集・発行 © (社)日本ガスタービン学会 150 1995.8