

# A-111 ミスプリント訂正のお願い

恐れ入りますが朱線のように加筆訂正致します。

## A-11 流線法による多段軸流圧縮機の空力設計

----- (32)

$$w_z = u_2 - c_{p2}$$

(3頁目)

式(11)~(16)は動翼入口の状態より計算できから動翼出口の状態に関する(17)~(33)の17個の式に対して変数は  $r_2, C_{p2}, C_{r2}, C_{z2}, C_{u2}, \rho_2, P_2, U_2, T'_{02}, P'_{02}, P_{02}, \xi_2, T_w, T_{02}, T_2, W_{u2}, \beta_2, \Delta r_2$  の19個である。したがって式(35)のうち適当な関数関係を一つ追加すると  $r_2$  に対して解が得られる。

$$\Delta'P = \rho \left( \frac{C_u^2}{r} - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} \right) \Delta r \tag{51}$$

流線Mの状態を既知とすると、流線M+1では

$$P_{M+1} = P_M + \Delta P_M$$

$$\Delta P_M = \rho_M \left( \frac{C_u^2}{r} \Delta r - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} \right) \Delta r \tag{52}$$

$$\left( \frac{\partial c_r}{\partial r} \Delta r \right)_{r=r_M} \approx \Delta c_{rM} = c_{z_{M+1}} \tan \alpha_{M+1} - c_{z_M} \tan \alpha_M$$

$\tan \alpha, \frac{\partial c_r}{\partial z}$  は流線M上では既知量である。流線M+1は  $r_{M+1} = r_M + \Delta r_M$  と軸方向の位置Zによって座標が定まるので多項式で近似すると  $\tan \alpha_{M+1}$  は既知量として扱える。結局式(52)は  $c_{z_{M+1}}$  の関数である。したがって式(18)および式(38))を式(52)のように変化させ、仮定した  $c_{z_{M+1}}$  を代入して  $P_{M+1}$  を求める。一方式(18)を除いた式(11)~(35)および式(38)を除いた式(35)~(50)にも仮定した  $c_{z_{M+1}}$  を代入して  $P_{M+1}$  が求まる。逐次近似法によって両者の差が許容範囲に納まるまで計算を繰返すと、 $c_{z_{M+1}}$  と共に流れの状態が求まる。

## インピンジメント冷却の冷却性能改善

\* 静谷 光隆, 川池 和彦, 笹田 哲男(日立製作所)

## 1. 緒言

産業用ガスタービンにおいては、熱効率向上と高信頼性とを限られた冷却空気消費量で達成するため、タービン翼などの高温部品の冷却性能を改善することが重要な技術課題となっている。近い将来の高温ガスタービンの翼冷却は現状の空冷方式を、遮熱コーティングや全面フィルム冷却による外部冷却の強化と、翼内部構造の複雑・微細化による内部冷却の強化に重点をおいて改良がはかられるものと考えられる。

タービン静翼の主要部分の内部冷却には、インピンジメント冷却(以下、インピンジ冷却)が採用されている。この方式は高冷却性能が得られると共にその分布の設定も容易である利点をもっている。著者等はこのインピンジ冷却方式をさらに改良するため、これまで研究・実用例が限られていたリブ・フィンなどの伝熱促進要素を被冷却面に設置する構造に着目した。ここでは、各種の要素を設置した場合の冷却性能の実験結果と、性能改善に有効な構造とその改善量の検討について報告する。

## 2. 実験装置及び方法

## 2.1 供試モデル

インピンジ冷却を採用したタービン静翼は図1のような断面構造をもっている。中空の翼内部に冷却中子が設置され、その側面の噴出孔(インピンジ孔)から冷却空気が翼内表面に高速で衝突して冷却作用を行い、その後は内部流路をクロスフローとして翼弦方向下流に流れ翼外に排出される。翼前縁部では、凹面形状の翼内表面に翼高方向に並べられた1列のインピンジ孔が対応した「凹面インピンジ冷却」構造となっており、一方翼中央部では、ほぼ平面形状の翼内表面に格子・千鳥状配列のインピンジ孔が対応した「平面インピンジ冷却」構造となっている。実験では2種類の冷却構造について別々にモデル化を行った。

## 2.2 凹面インピンジ冷却

図2にこのモデルの実験装置の構成を示す。流量を調整・計量された冷却空気がインピンジ・チューブに供給され、チューブの一側面に1列に並べられたインピンジ孔(孔径  $d_{imp}=2.0\text{mm}$ , 孔ピッチ  $p_{imp}=6\sim 12\text{mm}$ )から、半円弧状の凹面に成形された伝熱板内面(孔・被冷却面の距離  $Z_{imp}=8\sim 24\text{mm}$ , 被冷却面の直径  $D_{cir}=30\text{mm}$ )の中央に噴出され衝突する。その後、中心線の左右に分岐して内面に沿って流れ、チュ

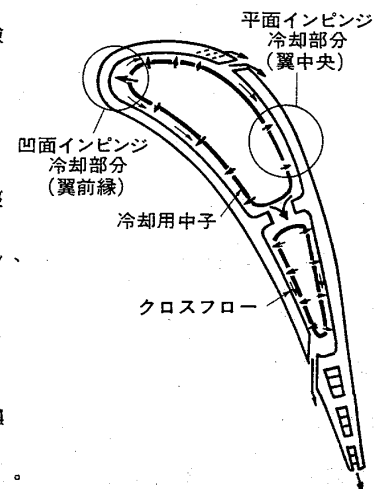
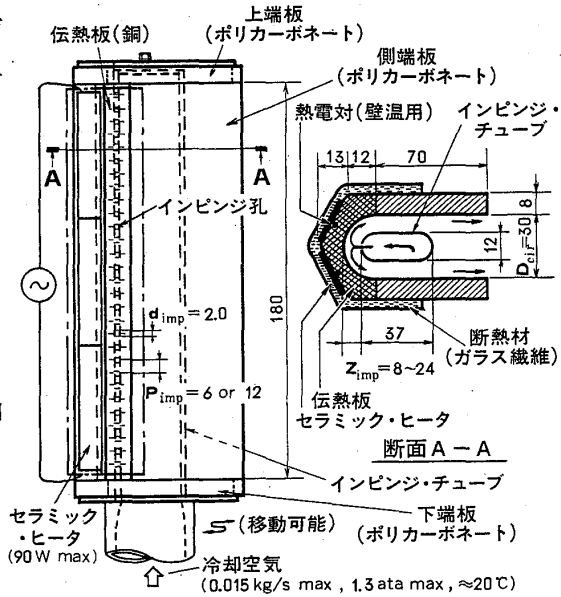


図1. タービン静翼の冷却構造

ーブと側端板間の流路から排出される(流れ方向を「翼弦方向」,流路幅方向を「翼高方向」とする)。伝熱板は凹面状の内面と壁温用熱電対・セラミックヒータ・断熱材が順に設置された裏面とをもつ銅ブロックで、銅の高熱伝導性により内部温度が均一化されるため、内面での平均的な伝熱特性が得られる。各条件での測定は熱的に定常状態に達した時点(保持時間4~10分)で行い、周囲への熱ロスを補正したヒータ出力と伝熱板・冷却空気の温度差から熱伝達率 $\alpha$ を算出した。



伝熱板内面に設置する伝熱促進要素として、図2. 凹面インピンジ冷却の実験装置(単位 mm)

図3に示すリブとフィンの単独・組合せ要素5種類(⑤・⑥の2種が新規の要素)を「平滑面」の他に選んだ。これらの要素(銅製)は高熱伝導性の銀系導電性樹脂(熱伝導率130W/mK)で接着されているため、接着による影響を他の測定誤差程度に抑えながら装置の簡略化をはかることができる<sup>1)</sup>。

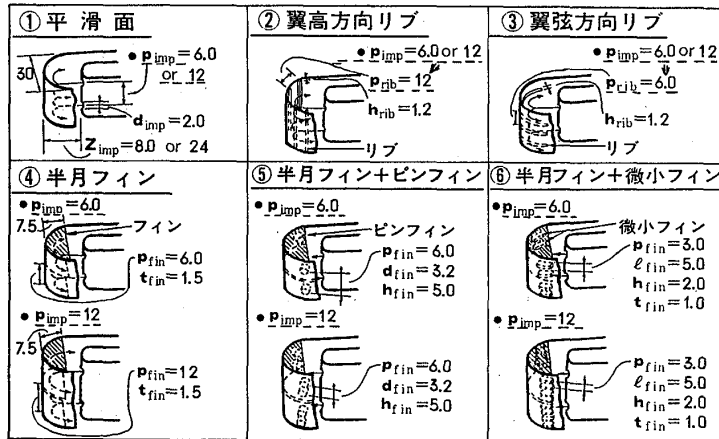


図3. 凹面インピンジ冷却の供試リブ・フィン要素(単位 mm)

伝熱特性に影響する形状パラ

メータとして、「孔ピッチと孔径の比  $p_{imp}/d_{imp}$ 」と「孔・被冷却面距離と孔径の比  $Z_{imp}/d_{imp}$ 」は実機翼の使用範囲にある2種類の値(3.0, 6.0及び4.0, 12)とし、「被冷却面直径と孔径の比  $D_{cir}/d_{imp}$ 」は1種類(15.0)とした。

### 2. 3 平面インピンジ冷却

図4にこのモデルの実験装置の構成を示す。凹面インピンジ冷却の装置と同様に冷却空気は供給され、上部ケーシング中央から整流されながらインピンジ板に達し、インピンジ区間  $L_{imp}$  に設けられた格子状配列のインピンジ孔群 ( $d_{imp}=2.5\text{mm}$ ,  $p_{imp}=6\sim 12\text{mm}$ ) から一定距離 ( $Z_{imp}=8.0\text{mm}$ ) 離れた伝熱板に噴出される。伝熱板に衝突した冷却空気は減速・混合し、クロスフローとしてインピンジ板・伝熱板間の平行平板流路(クロスフロー流路)に沿って一方向(翼弦方向)に流れ外部に排出される。伝熱板は、流路幅方向(翼高方向)に長い銅製の平板 ( $L38 \times W160 \times t5\text{mm}$ ) と低熱伝導性のスペーサが翼弦方向に5枚ずつ並べられ、加熱区間の全長は200mmとなっている。各伝熱

板の周辺構造はヒータが SUS 箱である以外は凹面インピンジ冷却と同様であり、伝熱板毎の平均的な伝熱特性が翼弦方向に順に得られる。測定開始条件や熱伝達率の算出法も凹面インピンジ冷却とほぼ同様である。インピンジ流量は、クロスフロー流路の上・下流の静圧測定値から圧損・合流を考慮して静圧分布を計算し、伝熱板毎にインピンジ孔群の平均差圧を求めて算出した。

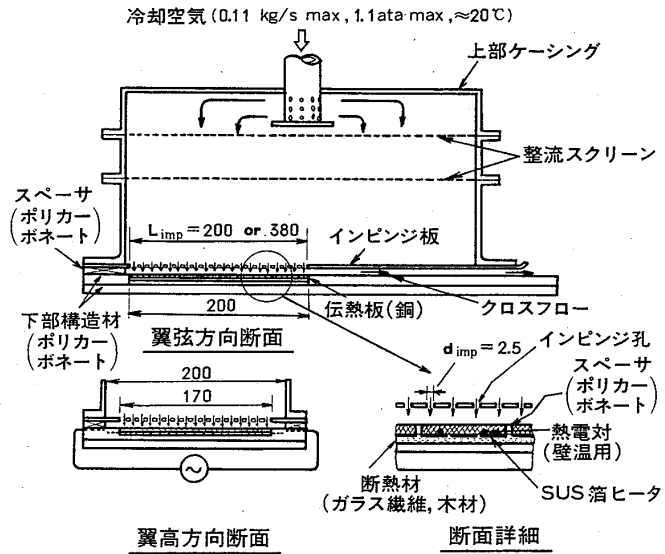


図4. 平面インピンジ冷却の実験装置(単位 mm)

このモデルに対する伝熱促進

要素としては、図5に示すように、「平滑面」と共にリブとフィンの単独・組合せ要素7種類(③~⑧の6種が新規の要素)を選んだ。要素の設置方法は凹面インピンジ冷却の場合と同様である。伝熱特性に影響する形状パラメータとして、「 $p_{imp}/d_{imp}$ 」に2種類(4.0, 8.0)及び「 $Z_{imp}/d_{imp}$ 」には1種類(3.2)の実機翼の使用範囲内の値を選んだ。

### 3. 実験結果とその検討

#### 3.1 凹面インピンジ冷却

このモデルの伝熱特性の測定結果を図6に示す。縦・横軸の無次元パラメータである、凹面内の平均ヌッセルト数  $Nu_{2b,av} (=2\alpha b/k)$  とインピンジ噴流のレイノルズ数  $Re_{2b} (=2Vb/\nu)$  を算出するため、代表長さとしてインピンジ孔列と開口面積が等価な二次元スリット幅の2倍の値  $2b (= \pi d_{imp}^2 / 4 p_{imp})$  を用いた。また、伝熱面積には要素を除いた平滑な凹面の表面積を、空気の熱伝導率  $k$  と動粘度  $\nu$  は膜温度及び孔出口静圧の条件の値を使った。このような定義により、同じ流動・幾何形状条件(インピンジ孔の流量・差圧・ $d_{imp} \cdot p_{imp}$  が同一)での各要素設置の伝熱特性の評価を、同一レイノルズ数でのヌッセルト数の比較により直接行うことができる。

参考のため、Metzger らによる平滑面の評価式データ<sup>2)</sup>を図中に示した。その評価

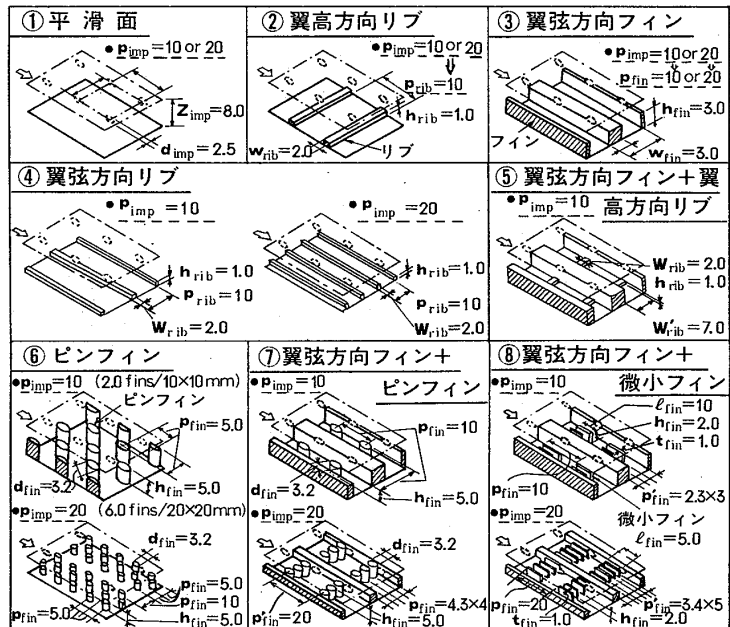


図5. 平面インピンジ冷却の供試リブ・フィン要素(単位 mm)



式は次のように表わされる。

$$(Nu_{2b,av})_{max} = .355 Re_{2b}^{.73} Pr(1/b)^{-.52}$$

ここで、 $(Nu_{2b,av})_{max}$ は $Z_{imp}/b$ の関数となる $Nu_{2b,av}$ の最大値、 $l$ は凹面の半弧長である。形状パラメータと $(Nu_{2b,av})/(Nu_{2b,av})_{max}$ の関係がグラフデータとして与えられている。今回の装置は「 $D_{cir}/d_{imp}$ 」が15.0とMetzgerらのもの(9.42)に比べ大きいため、彼らのデータより「平滑面」のデータは必然的に多少小さくなっているが、レイノルズ数への依存性には変わりがない。

孔配列が密な場合(「 $p_{imp}/d_{imp}=3.0$ 」、白抜き記号で示す)の結果をみると、「半月フィン+ピンフィン(要素設置の場合と「平滑面」との伝熱面積比 $r_A=2.33$ )」、「半月フィン+微小フィン( $r_A=2.26$ )」、「半月フィン( $r_A=1.98$ )」及び「翼弦方向リブ( $r_A=1.40$ )」がほぼこの順で「平滑面」よりかなり優れた特性を示すが、「翼高方向リブ( $r_A=1.20$ )」では「平滑面」と同等か逆に低くなっている。これより一般に凹面インピンジ冷却では、乱れの増大をはかるリブ要素よりも伝熱面積の増大をはかるフィン要素の方が特性改善に有効であるといえる。単独要素の中では $r_A$ の大きい「半月フィン」が「平滑面」の1.4倍近くまで改善可能なのに対し、前者にさらに凹面下流部のフィンを追加した「半月フィン+ピンフィン」と「半月フ

イン+微小フィン」の組合せ要素では1.5倍近くになっている。「 $Re_{2b}=2 \times 10^3$ 」の条件で、要素設置の場合と「平滑面」とのヌッセルト数比 $r_{Nu}$ を縦軸に、伝熱面積比 $r_A$ を横軸にとり整理すれば図7となる。これによれば、2種のリブ要素では「翼弦方向リブ」が優れ、単独・組合せのフィン要素では $r_A$ の大きいものほど良好な特性とな

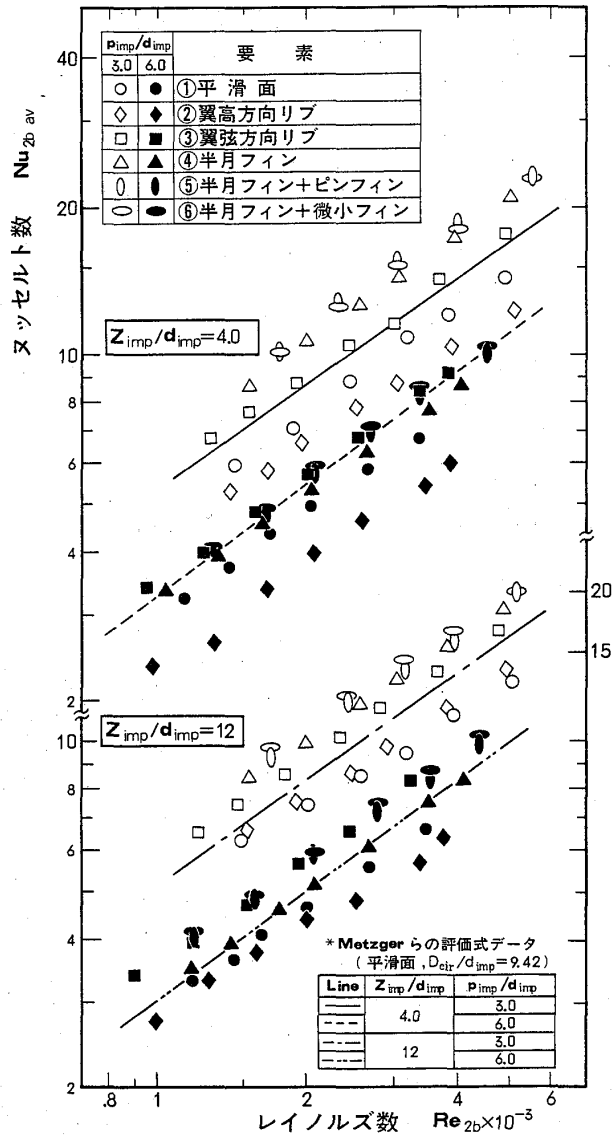


図6. 凹面インピンジ冷却の伝熱特性-I

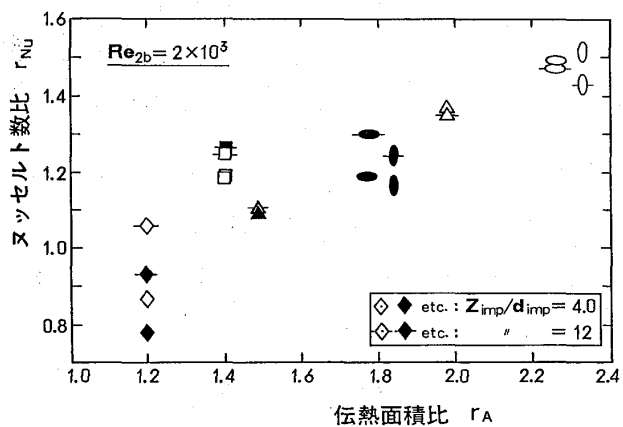


図7. 凹面インピンジ冷却の伝熱特性-II (記号は図6と同一)

っている。インピンジ孔と被冷却面の距離が大きくなっても ( $Z_{imp}/d_{imp}=4.0 \rightarrow 12$ ) 各要素の特性にそれ程変化はなく、「翼高方向リブ」を除き一様に 5~20% 低下する傾向がみられる。

孔配列が粗な場合 ( $p_{imp}/d_{imp}=6.0$ 、黒塗りの記号) にも、密な場合とほぼ同様な傾向となっている。「半月フィン+微小フィン ( $r_A=1.77$ )」、「半月フィン+ピンフィン ( $r_A=1.84$ )」、及び「翼弦方向リブ ( $r_A=1.40$ )」が同等の高い特性をもち、「半月フィン ( $r_A=1.49$ )」がこれに次ぎ、「翼高方向リブ ( $r_A=1.20$ )」は「平滑面」以下となっている。孔配列が粗な場合には、フィン要素が  $r_A$  の減少で特性改善が少なくなるの

に対し、噴流どうしの干渉領域の流れを乱す「翼弦方向リブ」は特性低下が少ないことがわかる。この場合、単独・組合せ要素とも「平滑面」の1.3倍近くまで特性改善がなされる。また「 $Z_{imp}/d_{imp}$ 」増加の影響は密な場合と同様である。

3.2 平面インピンジ冷却  
伝熱特性の測定結果として、流路平均伝熱特性(後述のように「 $p_{imp}/d_{imp}=4.0$ 」ではNo.1~3、「 $p_{imp}/d_{imp}=8.0$ 」ではNo.1~5の伝熱板の平均値をとる)を図8・図9に、流路方向の特性分布を図10に示す。無次元パラ

メータである、各伝熱板の平均ヌッセルト数  $Nu_d (= \alpha d_{imp}/k)$  とインピンジ噴流のレイノルズ数  $Re_d (= V d_{imp}/\nu)$  の算出には、代表長さとしてインピンジ孔径  $d_{imp}$  を用いた。また、伝熱面積及び空気の物性値  $\nu \cdot k$  の評価を凹面インピンジ冷却と同様に行い、ヌッセルト数の比較で各要素の伝熱特性が評価できるようにした。

流路の平均ヌッセルト数  $\overline{Nu}_d$  と

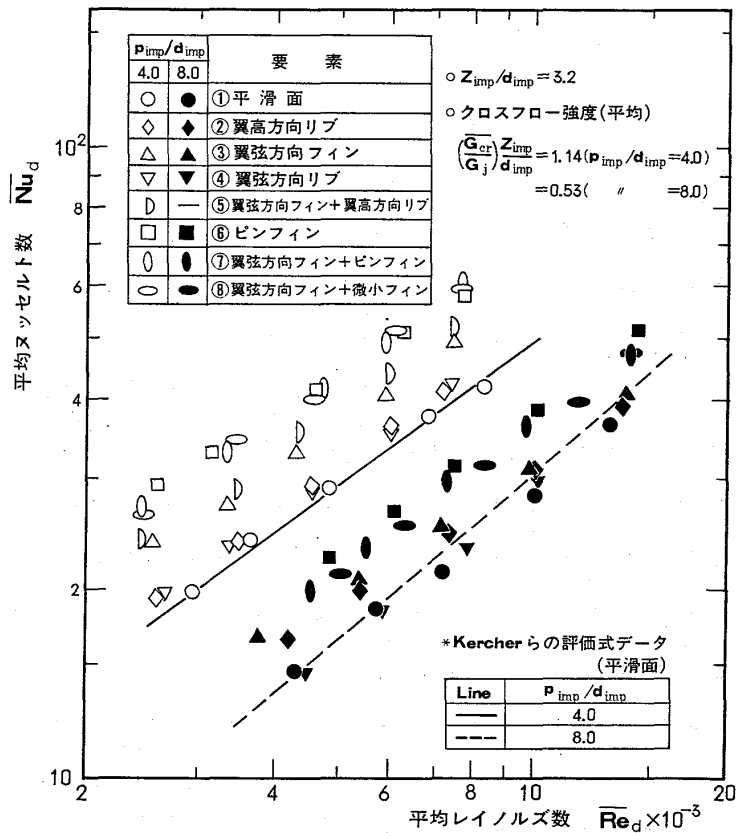


図8. 平面インピンジ冷却の平均伝熱特性-I

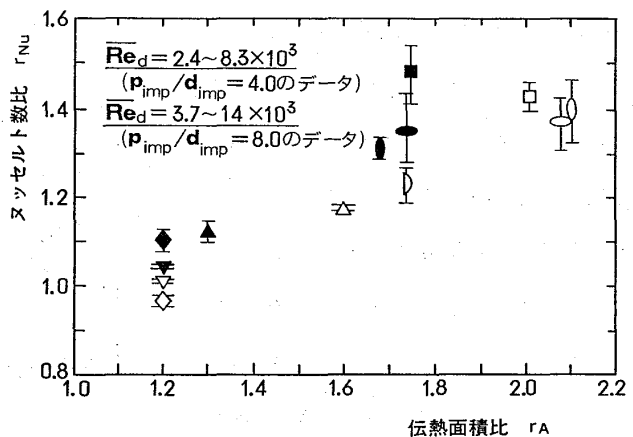


図9. 平面インピンジ冷却の平均伝熱特性-II (記号は図8と同一)

平均レイノルズ数  $\overline{Re}_d$  の関係を整理した図8に、Kercherらによる平滑面の評価式データ<sup>3)</sup>も示した。その評価式は次のように表わされる。

$$\overline{Nu}_d = \phi_1 \phi_2 \overline{Re}_d^m \text{Pr}^{1/3} (Z_{imp}/d_{imp})^{-0.92}$$

ここで、変数  $m$ 、 $\phi_1$  は孔配列と流動条件に、 $\phi_2$  はインピンジ噴流とクロスフローの流動条件に各々依存する量で、グラフデータとして示されている。特に  $\phi_2$  はクロスフローによる伝熱特性の低下割合を示す量で、クロスフロー強度「 $(\overline{G}_{cr}/\overline{G}_j)(Z_{imp}/d_{imp})$ 」の値 ( $\overline{G}_{cr}, \overline{G}_j$  はクロスフロー・インピンジ噴流の単位面積当りの質量流量、 $\overline{G}_j$  は伝熱板内の平均を示す) が 1.7 以下の範囲 (実機翼の使用条件がほぼ含まれる) に対しデータが与えられている。今回の装置では、「 $p_{imp}/d_{imp}=4.0$ 」の場合の伝熱板 No. 4・5 の位置で図10中に示したようにクロスフロー強度値が上限を超えるため、この場合の流路平均ヌッセルト数  $\overline{Nu}_d$  は伝熱板 No. 1~3 の平均値とした。図8において、「平滑面」のデータは Kercher らのデータと比較的よく一致していることがわかる。

孔配列が密な場合 ( $p_{imp}/d_{imp}=4.0$ 、白抜ききの記号) の流路平均特性の結果をみると、図8において、「ピンフィン ( $r_A=2.01$ )」、「翼弦方向フィン+ピンフィン ( $r_A=2.10$ )」、及び「翼弦方向フィン+微小フィン ( $r_A=2.08$ )」が同等の高い特性をもち、「翼弦方向フィン+翼高方向リブ ( $r_A=1.74$ )」、「翼弦方向フィン ( $r_A=1.60$ )」がこれに次ぎ、「翼高方向リブ ( $r_A=1.20$ )」と「翼弦方向リブ ( $r_A=1.20$ )」は「平滑面」より多少改善されるにすぎない。「平滑面」に比べた特性改善は最大で1.4倍以上となっている。これより一般に平面インピンジ冷却では、異種のフィンを適切に組合せるか、ピンフィンのような三次元的な単独要素を密に配置する構造が特性改善に有効であるといえる。要素設置と「平滑面」との流路平均ヌッセルト数比  $r_{Nu}$ 、及びその伝熱面積比  $r_A$  の関係を整理した図9をみると、 $r_A$  を大きく設定できる要素ほど特性が優れていることがわかる。

孔配列が粗な場合 ( $p_{imp}/d_{imp}=8.0$ 、黒塗りの記号) の流路平均特性も密な場合とほぼ同様な傾向を示し、図8において、「ピンフィン ( $r_A=1.75$ )」、「翼弦方向フィン+微小フィン ( $r_A=1.74$ )」、「翼弦方向フィン+ピンフィン ( $r_A=1.68$ )」、「翼弦方向フィン ( $r_A=1.30$ )」、「翼高方向リブ ( $r_A=1.20$ )」、「翼弦方向リブ ( $r_A=1.20$ )」そして「平滑面」

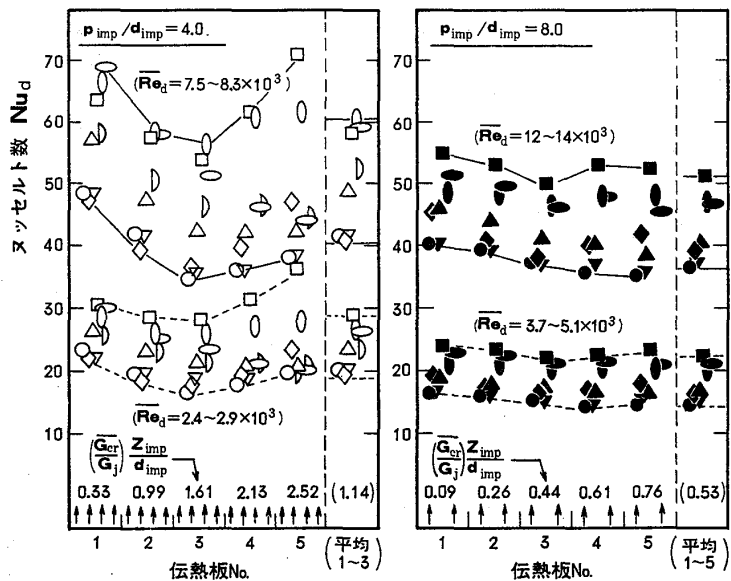


図10. 平面インピンジ冷却の伝熱特性分布 (記号は図8と同一)

の順になっている。この場合、「平滑面」に比べ最大1.5倍以上の特性改善が得られている。一般に孔間隔が広がることで、 $r_f$ 及びフィンへの到達速度の減少する「翼弦方向フィン」の効果が低下しやすいのに比べ、孔周辺の壁噴流を効果的に乱す「ピンフィン」の特性が良好に保たれることが単独・組合せ要素共にいえる。

各伝熱板の伝熱特性の流路方向分布を図10に示す。クロスフロー強度値が上限以下の領域( $r_{pimp}/d_{imp}=4.0$ )の場合の伝熱板No.4・5以外の部分)では、「平滑面」と同様に要素設置の場合でも流路方向に特性が単調減少する傾向がみられる。この領域では、クロスフローが弱いために全体の伝熱特性へはインピンジ噴流の寄与が大きく、クロスフローは単に噴流を拡散しその特性を減衰させる作用を行う。上記の結果は、要素を設置してもそのような状況に大きな変化がないことを示している。しかしクロスフロー強度がさらに大きくなる領域では、要素により特性が漸減ないし増加の異なる傾向が現われてくる。この原因としては、(1)流路内の圧損により下流の伝熱板ほどインピンジ流量が多い(伝熱板No.5, No.1への流量比が高レイノルズ数域で最大1.33となる)こと、(2)クロスフローの対流伝熱による全体特性への寄与が現われ、その効果が要素により変化すること<sup>4)</sup>が考えられる。(1)の流量の偏差は低レイノルズ数では小さくなるが、上記の領域での各要素の特性分布はレイノルズ数にそれほど依存せず一定のため、(2)が主要な原因であるといえる。このようなクロスフローが優勢となる領域では、「ピンフィン」や「翼高方向リブ」などのクロスフローの乱れを増大させる作用の強い要素ほど、下流での特性増加が大きくなっている。

#### 4. 結 言

以上の結果から、次のような結論が得られる。

(1) インピンジ冷却の冷却性能を、リブ・フィンなどの伝熱促進要素を被冷却面に適切に設置することにより、大幅に改善することができる。

(2) 凹面インピンジ冷却では、一般にリブよりもフィンの方が性能改善に有効であり、今回異種のフィンの最適な組合せにより平滑面の1.3~1.5倍の性能が得られた。

(3) 平面インピンジ冷却では、異種のフィンの最適な組合せや単独のピンフィンが性能改善に有効であり、今回平滑面の1.4~1.5倍以上の性能が得られた。

#### 参考文献

- 1) Arora, S.C. and Abdel Messeh, W. : ASME 83-GT-57, 1983
- 2) Metzger, D.E. et al. : J. Eng. Power, Trans. ASME, Vol.91, p.149, 1969
- 3) Kercher, D.M. et al. : J. Eng. Power, Trans. ASME, Vol.92, p.73, 1970
- 4) Trabold, T.A. et al. : ASME 87-GT-200, 1987

## 2次元ガスタービン翼列の熱伝達率

(低レイノルズ数  $k-\epsilon$  乱流モデルを用いた数値解析)

\* デバシス ビスワス(東芝) 福山佳孝(東芝) 荒木達雄(東芝)

1 はじめに

高温ガスタービン用冷却翼の設計では翼材料の温度を均一に許容温度以下とし、必要となる冷却媒体の量を最少にする必要がある。設計で推定すべき量は多くあるが中でも翼外面熱伝達率を正確に知ることは冷却設計のみならず翼寿命の評価のためにも重要な点である。ところが翼外面熱伝達率は流れが層流か乱流か遷移流れかにより数倍も変化する場合があります境界層の遷移を精度良く取り扱える解析方法が必要とされている。

これまで多くの研究者が乱流モデルを用いて層流から乱流への流れの遷移に関する数値解析を行ってきた。乱流モデルは乱流パラメータの輸送方程式の数によって0方程式、1方程式、2方程式等と分類される。Cebeci-Smith [1], Michel [2], Forest [3]等は、0方程式乱流モデルを用いて遷移流れの計算を行った。彼等の計算では、乱流粘性仮定を使用し、乱流粘性か混合長分布を代数的に与え、遷移流れの数値解析でそれらのパラメータを経験的に決定した。ガスタービンのような複雑な流れを精度良く解析するためには、パラメータ決定のために多くの実験データを必要とする。Grundmann-Nehing [4], McDonald-Fish [5]等は、1方程式乱流モデルを用いて遷移流れの計算を行った。彼等の数値解析では、遷移を起こす乱れに対する乱流運動エネルギー方程式とそれに必要な混合長分布を代数的に与えたので0方程式モデルと同様の問題点がある。

一方、より高次の乱流モデルは、経験的な関数をあまり必要とせず複雑な流れにも使用できる。従来の研究 [6, 7]によればLaunder-Jones [8]とLam-Bremhorst [9]の2種類の低レイノルズ数版  $k-\epsilon$  2方程式乱流モデルがガスタービン翼のような複雑な流れの場合に適用できる可能性があると判断される。

本研究では、上記した2種類の低レイノルズ数版  $k-\epsilon$  2方程式乱流モデルのうちLaunder-Jonesモデルを、2次元境界層解析プログラム(STAN5) [10]に組み込み平板境界層の遷移とガスタービン翼外面熱伝達率分布に関する数値解析を行い、従来の実験結果との比較・検討を行った。

2 基礎方程式

2次元定常、境界層近似した方程式は次のようになる。

$$\text{連続の式} \quad \partial(\rho U) / \partial X + \partial(\rho V) / \partial Y = 0 \quad (1)$$

$$\text{運動方程式} \quad \rho U \partial U / \partial X + \rho V \partial U / \partial Y = -dp / dX + \partial / \partial Y [(\mu \partial U / \partial Y - u'v')] \quad (2)$$

$$\text{エネルギー方程式} \quad \rho U \partial I^* / \partial X + \rho V \partial I^* / \partial Y = \partial / \partial Y [(\lambda / c \partial I^* / \partial Y) - \rho i'v' + \mu \partial / (U^2 / 2) \partial Y] \quad (3)$$

ここで、 $I^*$  は全エンタルピ、 $I^* = I + U^2 / 2$ 、 $I$  は静エンタルピである。

式(1)～式(3)を解くために $u'v'$ と $i'v'$ を乱流モデルで置き換える必要がある。ここで、 $u'$ と $i'$ は、それぞれ速度と静エンタルピの変動分である。2次のクローザーモデルによって $u'v'$ と $i'v'$ は次のように書ける。

$$-u'v' = \mu_t / \rho \partial U / \partial Y \quad (4)$$

$$-i'v' = \mu_t / Pr_t \partial I^* / \partial Y \quad (5)$$

ここで、 $Pr_t$ は、乱流プラントル数で本報では $Pr_t = 0.9$ と仮定した。また、 $\mu_t$ は乱流粘性係数で次章で示すように与えられる。

### 3 乱流モデル

本研究では、Launder-Jonesの低レイノルズ数版 $k-\epsilon$ 2方程式乱流モデルを用いて乱流熱伝達のシュミレーションを行った。乱流粘性係数 $\mu_t$ は乱流の状態に依存し、 $k$ と $\epsilon$ の関数となる。次元解析により $\mu_t$ は次のようになる。

$$\mu_t = c_\mu f_\mu \rho k^2 / \epsilon \quad (6)$$

Launder-Jonesの乱流モデルはで計算を簡単にするために散逸率 $\tilde{\epsilon}$ を、 $\tilde{\epsilon} = \epsilon + D$ とし、 $D$ は、壁面で便利な境界条件 $\tilde{\epsilon} = 0$ となるように次式のように選ぶ。

$$D = 2\nu (\partial k^{1/2} / \partial Y)^2 \quad (7)$$

$c_\mu$ は定数で、 $f_\mu$ は分子粘性と壁の影響を表している。壁から十分離れた発達した乱流の場合、 $f_\mu = 1$ となり低レイノルズ版 $k-\epsilon$ 乱流モデルは、普通の $k-\epsilon$ 乱流モデルと一致する。 $k$ と $\epsilon$ の輸送方程式は次のようになる。

$$\text{k方程式} \quad \rho Dk / Dt = \partial / \partial Y [(\mu + \mu_t / \sigma_k) \partial k / \partial Y] + P_k - \rho(\epsilon + D) \quad (8)$$

$$\text{\epsilon方程式} \quad \rho D\epsilon / Dt = \partial / \partial Y [(\mu + \mu_t / \sigma_\epsilon) \partial \epsilon / \partial Y] + c_1 f_1 \epsilon P_k / k - c_2 f_2 \epsilon^2 \rho / k + 2\mu\mu_t / \rho (\partial^2 U / \partial Y^2)^2 \quad (9)$$

$$P_k = \mu_t (\partial U / \partial Y)^2 \quad (10)$$

$P_k$ は、乱流エネルギーの生成項である。

本解析に使用した上式の定数 $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_\mu$ 、 $\sigma_k$ 、 $\sigma_\epsilon$ を表1に、関数 $f_1$ 、

$f_2, f_\mu$  を表 2 に示す。定数のうち  $c_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon$  には標準の値を使用した。 $\epsilon$  の値は  $c_1, c_2$  の定数に非常に敏感であるが、これらは、後述する主流乱れのある場合の平板境界層の遷移解析と実験との比較から表 1 の値を選択した。

#### 4 初期条件と境界条件

##### 4.1 初期条件

**速度分布** 全ての計算は、初期速度分布を、ポールハウゼンの速度分布で与え層流から開始した。

$$U/U_0 = [2y/\delta - 2(y/\delta)^3 + (y/\delta)^4] + \Lambda y/6\delta(1-y/\delta)^3 \quad (11)$$

$$\Lambda = \delta^2 \rho_e / \mu_e \cdot dU_e / dx \quad (12)$$

ここで、 $\delta$  は境界層厚さであり、レイノルズ数の関数として求められる。 $\Lambda$  はポールハウゼンパラメータである。

**温度分布** 温度分布は速度分布に比例すると仮定して次のように与えた。

$$T/T_w = 1 + (T_e/T_w - 1)U/U_0 \quad (13)$$

**乱流パラメータ** 数値解析上の問題点として乱流パラメータ  $k$  と  $\epsilon$  の初期分布の与え形があげられる。これに対する実験結果はあまり無いので、 $k$  と  $\epsilon$  の初期分布は、下記の方法で与えた。

乱流粘性係数は次式の様に見える。

$$\mu_t = \rho c_\mu^{1/4} k^{1/2} l_m = \rho k^{1/2} l \quad (14a)$$

$$\mu_t = \rho l_m^2 (\partial U / \partial Y) \quad (14b)$$

式 (14a) と式 (14b) から  $k$ 、式 (6) と式 (14b) から  $\epsilon$  は、

$$k = (dU/dY)^2 l_m^2 / c_\mu^{1/2} \quad (15)$$

$$\epsilon = f_\mu c_\mu^{3/4} k^{3/2} / l_m \quad (16)$$

乱流レイノルズ数  $Re_t = \rho k^2 / \mu \epsilon$  が大きい場合、関数  $f_\mu = 1$  となる。 $l_m$  は、混合長で次式で与える。

$$Y \leq 0.09\delta/\kappa \text{ の時 } l_m = \kappa Y \quad (17a)$$

$$Y > 0.09\delta/\kappa \text{ の時 } l_m = 0.09\delta \quad (17b)$$

$\kappa$  は、カルマン定数で 0.41 とした。以上の式から初期速度分布と主流乱れの影響を併せて次式のような  $k$  と  $\epsilon$  の初期分布を与えた。 $k_0, \epsilon_0$  は計算開始点の主流の値で次節で説明する。

$$k = (dU/dY)^2 l_m^2 / c_\mu^{1/2} + k_0 Y / \delta \quad (18)$$

$$\epsilon = f_\mu c_\mu^{3/4} k^{3/2} / l_m + \epsilon_0 Y / \delta \quad (19)$$

式 (19) の混合長  $l_m$  は、式 (17a) で与えられる。そして、 $f_\mu$  は、表 1 に

示したように乱流レイノルズ数  $Re_t$  の関数となる。この関数は、剪断力に分子粘性の影響を与えるために使用されるものである。

初期乱流特性量分布の与え形により解析結果に大きな変化を生ずる場合がある。影響は特に遷移開始位置と遷移流れと思われる領域の熱伝達率に現れ、発達した乱流域には影響しない。

#### 4.2 境界条件

境界層の遷移に関して実験結果と数値解析を比較する場合には、主流流速分布、壁面温度分布および乱流パラメータの境界条件を精度良く与える必要がある。

主流乱れのある流れの場合、解析開始点の主流の乱流運動エネルギー  $k_g$  と散逸率  $\epsilon_g$  は、次のように仮定した [6]。

$$k_g = 1.5 (U_g \cdot T u)^2 \quad (20)$$

$$\epsilon_g = f_\mu c_\mu^{3/4} k_g^{3/2} / l_m \quad (21)$$

ガスタービン翼前縁付近の流れは複雑で実験結果もあまり無い。しかし、Bearman [11] の実験結果によると、翼前縁に近い所では速度が低く、翼列入口状態から大幅な乱流運動エネルギーの散逸は生じない。よって、ガスタービン翼の熱伝達率の計算は澱み点から翼面長の約5%離れた点から開始し、ここでは翼列入り口の乱流運動エネルギーが保存されているものとした。

L-Jモデルの壁面境界条件は、

$$y=0 \text{ で } I^* = I_w^* \text{ と } U_w = k_w = \epsilon_w = 0 \quad (22)$$

とし、主流側境界条件は報告されている実験データから与えた。

$$y=\delta \text{ で } U = U_g \text{ と } I^* = I_g^* \quad (23)$$

主流中の乱流パラメータの流れ方向分布は未知であるため次のように単純化した方程式を解く方法を取った。全ての従属変数の境界層厚さ方向の勾配は主流で0となるので、主流側境界の  $k_g$  と  $\epsilon_g$  の変化は、式(8)、(9)から次のように書ける。

$$U_g \cdot dk_g / dX = -\epsilon_g \quad (24)$$

$$U_g \cdot d\epsilon_g / dX = -c_2 f_2 \epsilon_g^2 / k_g \quad (25)$$

本報で使用した乱流モデルでは、主流からの乱れが乱流境界層に移動することによって遷移が起きるので主流の乱れが約1%以上であることが必要である。

#### 5 計算方法

本報の解析では流れ方向の格子分割幅  $\Delta x$  は次のように設定した。

$$\Delta x < 25 \times \mu_w / \rho_w u_\tau \quad (26)$$

この、仮定によって流れ方向の境界層の変化を解析することができる。

境界層厚さ方向の格子分割数は、平板の場合80、ガスタービン翼の計算の場合



9.9とした。壁から最初の格子点までの距離は無次元化し、 $y^+ = y u_\tau \rho_w / \mu_w$ 、 $0.1 < y^+ < 1$ の範囲に入るようにした。

## 6 結果

### 6.1 圧力勾配の無い平板境界層の数値解析

主流乱れの影響で、流れが層流から乱流に移る様子を主流乱れ ( $Tu$ ) が 1.5, 2.5, 5.0% の場合について解析した。図1に平板摩擦係数の流れ方向変化の実験と解析の比較を示す。計算開始点のレイノルズ数は  $1 \times 10^3$  である。同図からわかるように、主流乱れの増加によって遷移点が上流に移動する様子が解析され、実験と計算は良く一致する。図2, 3に主流乱れが2.5%のときの形状係数と運動量厚さレイノルズ数の流れ方向変化を Abu Ghannam [12] の実験結果と比較する。Schlichting [13] に示される様に形状係数は層流域の2.6から乱流域の1.4に変化する様子が解析された。また、運動量厚さレイノルズ数は約200~300を超えると急激に増加することがわかる。これらは実験結果と良く一致する。

### 6.2 ガスタービン翼外面熱伝達率分布の数値解析

図4, 5に示したような2種類の翼形状 [14] について翼外面熱伝達率分布の数値解析を行った。計算条件を表2に示す。図6, 7に、翼外面熱伝達率分布の実験結

表-1 乱流モデルで用いた定数

Model	$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
L-J	0.09	1.55	2.0	1.0	1.3
本計算	0.09	1.48	1.96	1.0	1.3

表-2 乱流モデルで用いた関数

Model	$f_1$	$f_2$	$f_3$
L-J	1.0	$1 - 3 \exp(-Re_\tau^2)$	$\exp[-2.5 / (1 + Re_\tau / 50)]$

$$Re_\tau = \rho k^2 / (\mu \epsilon)$$

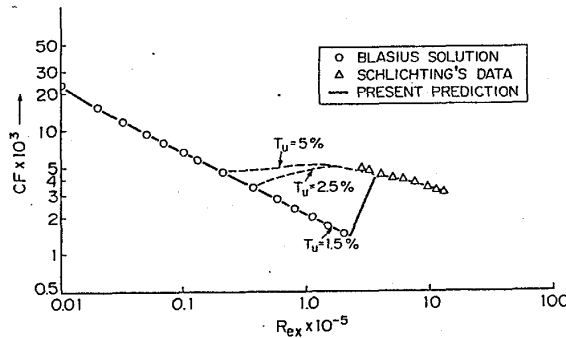


Fig.1 Distribution of friction coefficient in the transitional flow on a flat plate.

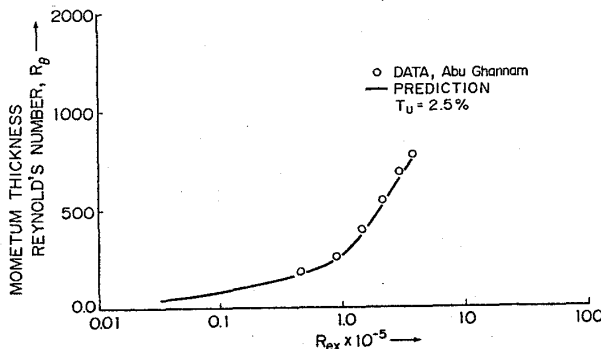


Fig.3 Distribution of the momentum thickness Reynolds's number in the transitional flow on a flat plate.

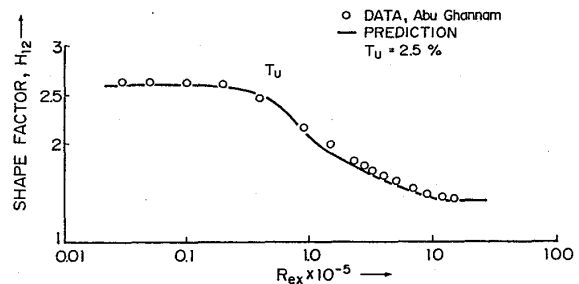


Fig.2 Distribution of the shape factor in the transitional flow on a flat plate.

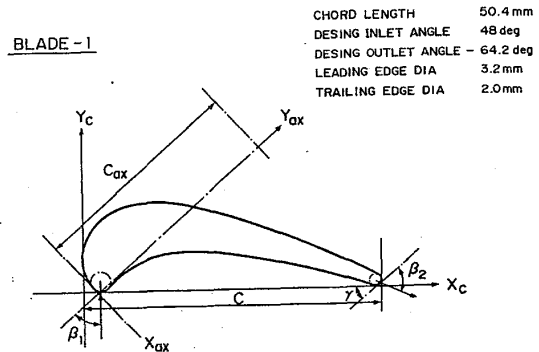


Fig.4 Blade Profile (for case-1)

果（白丸）と計算結果（破線）を示す。熱伝達率  $h_o$  は次式で定義した。  $T_o$  は壁面の回復温度である。

$$h_o = q_w / (T_o - T_w) \quad (27)$$

同図からわかるように、激み点に近いところでは  $h_o$  が急激に減少し実験結果と良く一致する。背側の下流では流れの遷移が起こるため  $h_o$  が急激に増加する。腹側では翼の中間部分から流れは強く加速される。加速係数は再層流化が生じるとされる限界値より約1桁大きく、乱流への発達が阻害され、流れは圧力勾配と主流の乱れの微妙なバランスを取りながら遷移流れとなっている。しかし、さらに下流では加速係数の減少と共に主流の乱れが層流境界層に移動し乱流が発達するため  $h_o$  が増加する。図6、7からこの  $k-e$  乱流モデルを用いた計算結果は実験結果を十分説明することができる。

次に、図8に示した翼について翼外面熱伝達率の解析を行った。計算条件を、表2に、流れ方向の主流速度分布を図9に示す。

図10に翼外面熱伝達率分布を示す。同図は、Launder-Jones の乱流モデルを用いた計算結果と McNally [15] のプログラムで計算した結果（全領域で発達した乱流

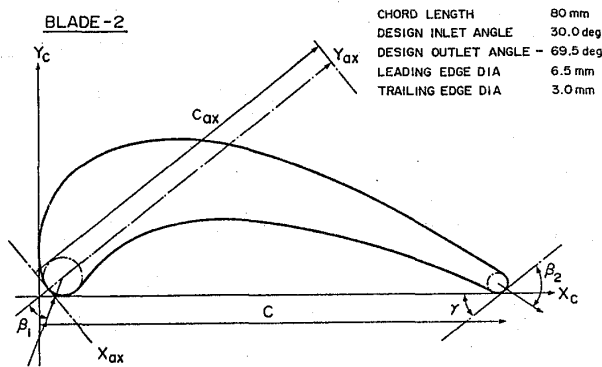


Fig.5 Blade Profile (for case-2)

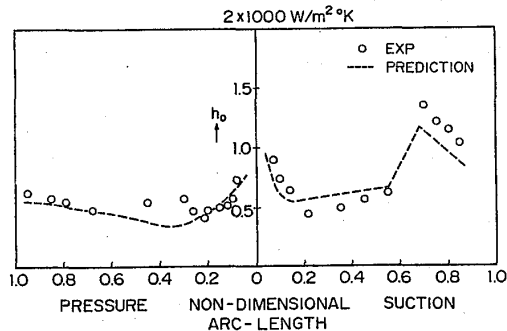


Fig.6 Heat transfer prediction for blade case-1.

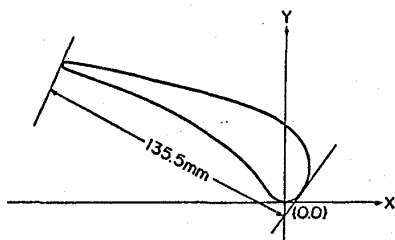


Fig.8 Blade Profile (for case-3)

表-3 計算条件

	入口マッハ数 $M_1$	出口マッハ数 $M_2$	入口全圧 $P^*$	入口全温 $T^*$	翼面温度 $T_w$	主流乱れ $T_o$
Blade-1	0.38	0.94	0.19	423	288	4%
Blade-2	0.24	0.62	1.275	419	296	5.2%
Blade-3	0.13	0.80	0.364	873	523	5.5%

Pressure P: Mpa, Temperature T: K

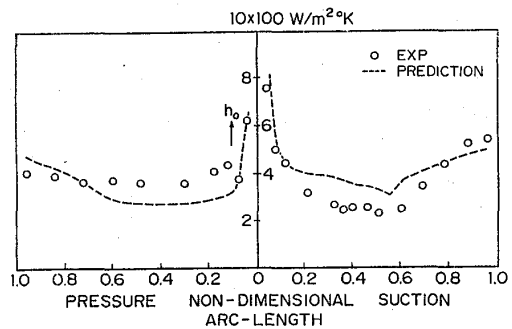


Fig.7 Heat transfer prediction for blade case-2.

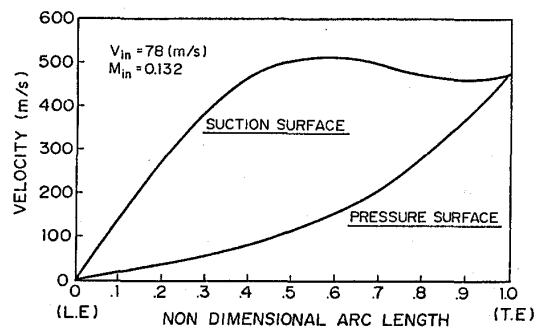


Fig.9 Free stream velocity distribution on the suction and the pressure surface of blade case-3.

を仮定した)と平板乱流熱伝達の整理式 [ 1 6 ] を比較する。同図よりわかるように、McNally のプログラムで計算した熱伝達率は  $k - \epsilon$  モデルで計算した熱伝達率より高く、平板乱流熱伝達の整理式から得られた値は低い。

図 1 1 に翼外面熱伝達率分布に対する主流乱れの影響を示す。同図から主流乱れは熱伝達率分布に、重要な影響を与えることがわかる。これは Beyley と Priddy [ 1 7 ] の結果と一致する。特に、腹側の流れは発達した乱流にならずほぼ全領域で遷移流れとなるので主流の乱れが熱伝達率分布に重要な影響を与える。背側の下流の様に発達した乱流のところでは熱伝達率に主流乱れの影響はあまり見られない。

## 7 結論

Lauder - Jones 低レイノルズ数乱流モデルを使用して、層流境界層に主流乱れの影響を値得る事によって圧力勾配の無い平板境界層の場合層流境界層空乱流に遷移擦るシミュレーションは出来ることが分かった。

代表的なガスタービン翼外面熱伝達率分布の実験結果を数値解析により十分説明することができた。

主流の乱れが約 1 % 以上の場合、この  $k - \epsilon$  乱流モデルでガスタービン翼外面熱伝達率分布を精度良く予測することが可能である。

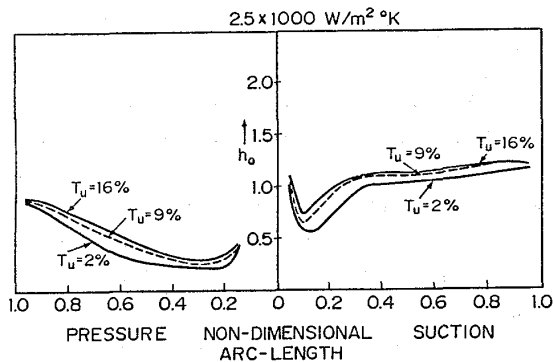


Fig.11 Variation of heat transfer coefficient distribution with turbulence intensity for blade case-3.

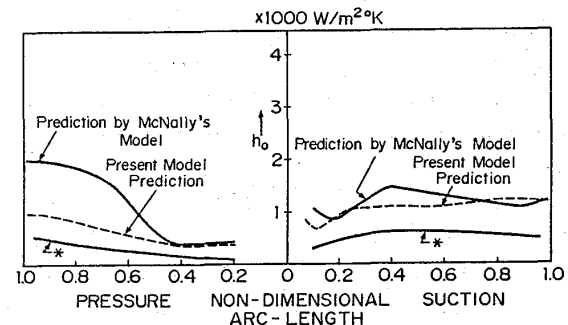


Fig.10 Distribution of heat transfer coefficient on the suction and the pressure surface of blade case-3.

参考文献

- (1) Cebeci, T., Smith, A.M.O., Analysis of Turbulent Boundary Layers, New York, Academic Press Inc., 1974.
- (2) Michel, R., Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution Over the Surfaces of Turbine Vane, NASA CR 168015, May 1983.
- (3) Forest, A.E., Engineering Predictions of Transitional Boundary Layers, AGARD CP-224, 1977.
- (4) Grundmann, R., Nehring, U., Contribution to the Mechanism of Boundary Layer Transition, NACA TN-3489.
- (5) McDonald, H., Fish, R.W., Practical Calculation of Transitional Boundary Layers, Int. J. Heat Mass Transfer, 1973.
- (6) Wang, J.H., Jen, H.F., Airfoil Heat Transfer Calculation using a Low Reynolds Number Version of a Two-Equation Turbulence Model, ASME Paper 84-GT-261.
- (7) Rodi, W., Scheuerer, G., Calculation of Heat Transfer to Convection-Cooled Gas Turbine Blades, Proc., 1983 Tokyo, Int. Gas Turbine Congress, 1983.
- (8) Jones, W.P., Launder, B.E., The Calculation of Low Reynold's Number Phenomena with a Two Equation Model of Turbulence, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.16, pp.1189-, 1973.
- (9) Lam, C.K.G., Bremhorst, K.A., Modified Form of the  $k-\epsilon$  Model for Predicting Wall Turbulence, J. Fluids Eng., Vol.103, pp.450-460. 1981.
- (10) Crawford, M.E., Kays, W.M., STAN5 a Program for Numerical Computation of Two Dimensional Internal/External Boundary Layer Flows, NASA CR-2742, 1976.
- (11) Bearman, P.W., Some Measurement of the Distortion of Turbulence Approaching a Two-Dimensional Bluff Body, J. of Fluid Mechanics, Vol.53, pp.3-, 1972
- (12) Abu Ghannam, B.J., Boundary Layer Transition in Relation to Turbomachinery Blades, J. Mech. Eng. Sci., Vol.22, No.5, pp.213-228.
- (13) Schlichting, H., Boundary Layer Theory, 7th English Edition, McGrawhill Series in Mechanical Engineering, pp.454.
- (14) Daniels, L.C., Browne, W.D., Short Duration Measurement of Heat Transfer to a Gas Turbine Rotor Blade, Int. J. Heat Mass Transfer, pp.871-879, 1981.
- (15) McNally, W.D., FORTRAN Program for Calculating Compressible Laminar Turbulent Boundary Layers in Arbitrary Pressure Gradient, NASA TN D-568T, 1970.
- (16) Camci, C., Arts, T., Short Duration Measurements and Numerical Simulation of Heat Transfer Along the Suction Side of a Film-cooled Gas Turbine Blade, ASME Paper, 85-GT-111.
- (17) Bayley, F.J., Priddy, W.J., Effects of Free Stream Turbulence Intensity and Frequency on Heat Transfer to Turbine Blading, Trans. ASME, Vol.103, pp60-64, Jan., 1981.

## 角度付き乱流促進体の研究

○船崎 健一 (石川島播磨重工業)

D. E. Metzger (Arizona州立大学)

### 1. 緒言

タービン入口温度(TIT)の上昇に伴い、高温部要素を限られた冷却空気量で適正に冷却することが従来以上に必要になっている。特にタービン動翼は $10^5$  G以上という苛酷な遠心力を受け、翼断面温度が $20^{\circ}\text{C}$ 程度上昇するだけでクリープ破断寿命が半減する場合も少なくない。このため精度の高い冷却設計が必要とされ、内部冷却に関する広範な研究が強く求められている。

一般にタービン動翼の冷却流路内面には、伝熱促進のための突起列(乱流促進体)が設置されているが、最近Hanら[1][2]は、乱流促進体の伝熱促進性能の向上をめざし、流れ方向に角度を有する突起列の研究を進めている。Hanらの研究により突起列の角度の有効性が確認されているが、その実用化に際しては、平均熱伝達率の増加と圧力損失の増加とのtrade off、熱伝達率分布の三次元性(熱伝達率の偏り)などについて、形状パラメータの効果とあわせ幅広い研究がさらに必要である。

このような観点から本論文では、タービン動翼の冷却流路に用いられる突起列(乱流促進体)を取上げ、特にその流れ方向となす角度が流路の各面での熱伝達率や圧力損失に与える効果について、簡単な正方形流路(熱伝達率計測用)およびserpentine型モデル翼(圧力損失計測、流れの可視化用)を対象とした実験成果をもとに報告する。

### 2. 熱伝達率計測

#### 2.1 実験装置および計測法

実験装置および熱伝達率の計測法の基本部分はMetzgerとLarsonの実験[3]と同様であるので、以下にはその概略を述べる。

##### (1) 実験装置

図1に実験装置の外観を示す。供試ダクトは板厚 $9.5\text{ mm}$ の四枚のPlexiglasからなり、全長 $736\text{ mm}$ 、一辺の長さ $76.2\text{ mm}$ の正方形断面形状を有する。このダクトは分解でき、突起配列の異なる場合の実験が容易に行なえる。ダクトの対向する二面には、一辺( $e$ )が $3.175\text{ mm}$ (正方形断面形状)バルサ材製の突起が接着されている。突起のピッチ( $p$ )は $23.8\text{ mm}$ ( $p/e=7.5$ )である。また、突起とダクト内部流れとなす角度( $\alpha$ )は、 $90^{\circ}$ 、 $60^{\circ}$ 、 $30^{\circ}$ の三種である。本実験装置では、対向面上の突起列の空間位置関係(ねじれの状態)の効果を調べるため、図2のダクト展開図に示される二種の突起配置での計測が可能である。これにより、ダクト内に発生する二次流れの違いが熱伝達率分布にどのように影響するかを明らかにすることができる。

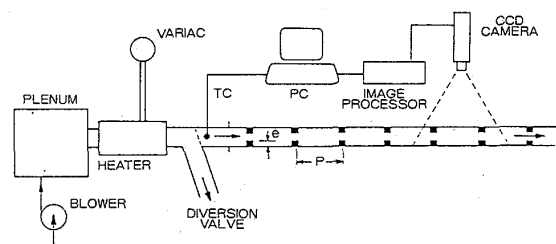


図1 実験装置

## (2) 二次流れ

ここでダクト内に発生する二次流れについて簡単に述べる。矩形ダクトの内部流れはきわめて複雑であるが、境界層内に集中する渦度（渦糸）に着目してこれを考察する。この渦糸はダクトコーナー付近での遅い流れのため図3（a）のように曲り、この渦糸の変形によって流れ方向の渦度成分 b, c が発生する。このほか、たとえばレイノルズ応力による渦度の生成などもよく知られている（Prandtlの第二種の二次流れ）。なお、藤田ら[5]の対向二面に突起列を有する正方形流路内流れの詳細計測（ $\alpha = 90^\circ$ ）によれば、突起側の渦度成分 b が消滅することが知られている。さて、 $\alpha < 90^\circ$  の場合、突起近傍の壁面上の等圧線分布に対応して、壁近くの流れは突起を含む平面に垂直に通過するように振舞うため[6]、流路中央部の渦糸が突起の長手方向に伸び、この変形が流れ方向の渦度成分 a を発生させる（図3（b））。対向二面の突起列がねじれの関係にあるとき、各面上に発生する渦 a の回転方向は同じになり、結局一つの渦に合体する一方、突起列が平行の関係にある場合、各面上の渦 a の回転方向が異なるため、一对の渦がダクト内に発生すると予想される。（なお、これについては今後計測する予定である）。

## (3) 計測法

熱伝達率の計測法について簡単に述べる。計測面に融点  $43^\circ\text{C}$  のコーティング材（Tempil Industries 製）を薄く（約  $50\mu\text{m}$ ）スプレーする。図1に示すように、ヒータで供給空気をコーティング材の融点より高い温度にまで加熱し、その温度が安定した時点でバルブの切替えによって加熱空気を供試ダクトに送り込む。そして、その瞬間から表面のコーティングが溶ける（透明になる）状態を CCD カメラで観察し、その情報を画像処理することにより、表面の非定常温度分布が得られる。

瞬間的に送込んだ”高温”空気に対する壁温の変化は、理想的な場合、半無限固体表面のインディシ

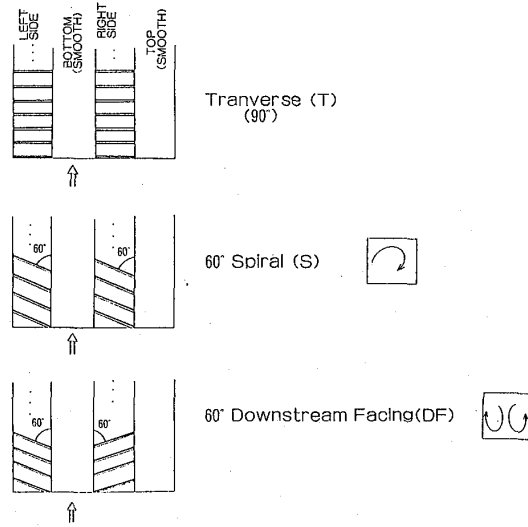


図2 ダクト展開図

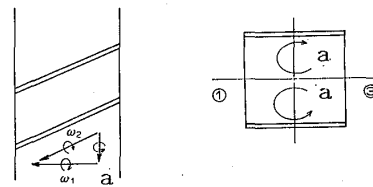
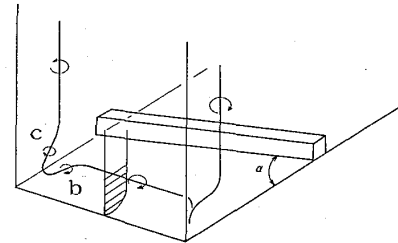


図3 二次流れ概念図

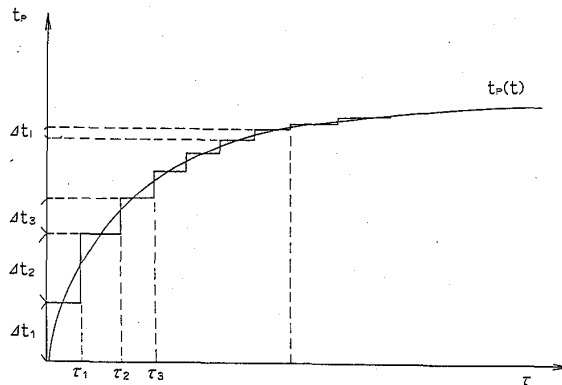


図4 温度変化と近似法

ャル (indicial) 応答となる。しかし実際にはある点でのガス温度はステップ関数的には変化せず、一定温度に達するまで若干の遅れが生ずる。これを図4のような階段状の変化で近似すると、表面温度  $t(\tau)$  は次式で与えられる ( $\tau$ : 時間)。

$$t(\tau) - t_1 = \sum U(\tau - \tau_i) \Delta t_p, \quad t_1: \text{初期温度} \quad (1)$$

ここで、

$$U(\tau - \tau_i) = 1 - \exp\left[-\frac{h_m^2 \alpha (\tau - \tau_i)}{k_m^2}\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h_m \sqrt{\alpha (\tau - \tau_i)}}{k}\right] \quad (2)$$

式(1)(2)に対し、表面温度  $t(\tau)$  およびガス温度の変化  $\Delta t_p$  の計測値を代入したのち、これを  $h_m$  について解くことにより熱伝達率が求まる。なお、本実験では簡単のため、 $\Delta t_p$  をモデル翼入口の温度をもとに算出する。

ここで、式(1)(2)の誘導に際し、表面のコーティングの存在は考慮されていないことに注意する必要がある。即ち、コーティングの融解に伴う熱エネルギーの吸収および表面温度変化の位相遅れが無視されている[4]。この影響も含めた上述の計測法により得られる熱伝達率の誤差については、Metzger, Larson [3] の評価では  $\pm 12\%$  (20:1 odds)、また Saabas ら [4] の比較的詳細な評価では最大  $\pm 10\%$  となっている。一方、一次元熱伝導の仮定の妥当性については、Vedula ら [7] が FEM を用いた解析結果との比較により確認している。

## 2.2 計測結果

図5~図7は  $Re = 3.5 \times 10^4$  の場合の突起面上 ( $\alpha = 90^\circ, 60^\circ, 30^\circ$ ) 及び滑面上の局所ヌセルト数分布をカラー表示したものである (空気は左側から流入する)。なお突起列の配置はねじれの位置関係にある。

$\alpha = 90^\circ$  の場合、よく知られているように流路センタ上、突起間のほぼ中央にヌセルト数のピークが発生している。また、コーナ部を除き突起に沿ってほぼ均一 ( $Nu = 200 \sim 250$ ) なヌセルト数分布が得られている。一方滑面上では、入口効果による比較的高いヌセルト数分布が見られるほか、コーナ部近傍、突起の上部にヌセルト数のピークが発生している。

$\alpha = 60^\circ$  の場合、下流方向左側 (図6では上の部分) に  $\alpha = 90^\circ$  では見られなかった高いヌセルト数 ( $Nu \sim 400 : H$ ) の部分が発生し、一方それと反対側 (図6では下の部分) には、低いヌセルト数 ( $Nu = 150 \sim 200 : L$ )

の部分が見られる。このようなヌセルト数の分布と、後述の油膜法による流れの可視化で確認された突起下流の三次元的な剥離域とは相関関係があると考えられる。また、滑面上のヌセルト数分布については  $\alpha = 90^\circ$  と比べ大きな違いは見られない。

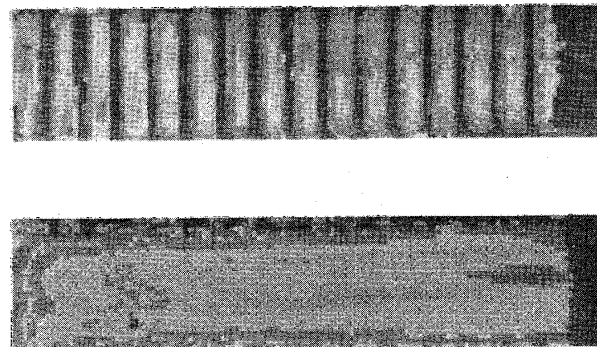


図5 局所ヌセルト数分布 ( $\alpha = 90^\circ$  / 上: 突起面、下: 滑面)

$\alpha=30^\circ$  の場合、ヌセルト数分布の傾向は $\alpha=60^\circ$  の場合とほぼ同じであるが、高ヌセルト数領域がコーナ部近傍に限定され、 $Nu \sim 200$  の比較的低いヌセルト数の領域が流路中央部に広がっている。

図8～図10は、上のヌセルト数分布からスパン（流路幅）方向の平均値を求め、それを表示したものである。なお、ここには予備実験として行われたsmooth duct内の平均ヌセルト数分布および発達管内

乱流熱伝達の式（Dittus-Boelterの式）による予測値（図中FD）が併記されている。 $\alpha=90^\circ$  の場合、突起面上では典型的な剥離／再附着による周期的ヌセルト数分布が得られている。一方滑面上での平均ヌセルト数は流れ方向に比較的一様だが、smooth duct の値よりも入口部を除き高くなっている。

$\alpha=60^\circ$  の場合、 $\alpha=90^\circ$  の結果と異なり突起面上平均ヌセルト数が流れ方向に上昇傾向を示しており、全般的に高目の熱伝達が得られている。なお、流れ方向へのヌセルト数の変動が $\alpha=90^\circ$  の場合よりも小さいが、これはデータの平均操作の段階で突起の存在の効果が小さくなるためと考えられる。 $\alpha=30^\circ$  の場合も $\alpha=60^\circ$  とほぼ類似の傾向にあるが、ヌセルト数の上昇傾向が見られず、また流れ方向の変動も比較的顕著である。

図11には摩擦損失係数  $f$  の計測結果を示す。レイノルズ数の依存性は見られずほぼ一定である。

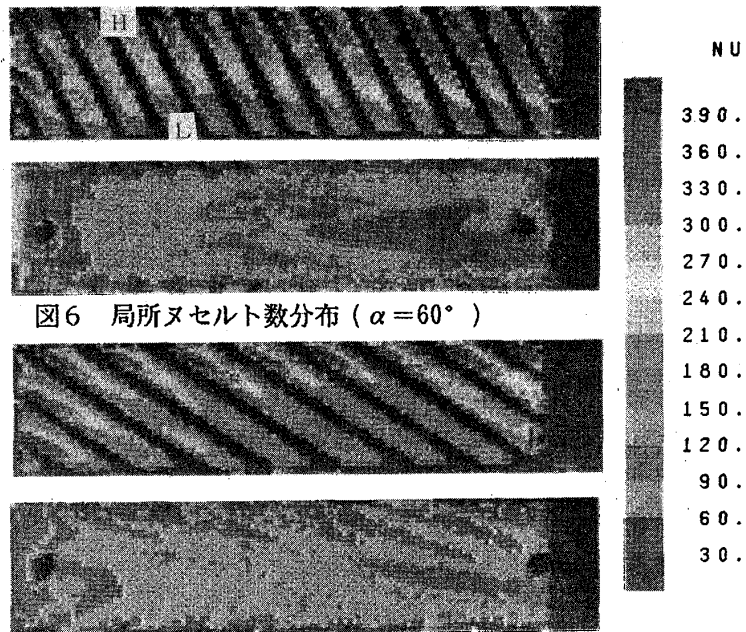


図6 局所ヌセルト数分布 ( $\alpha=60^\circ$ )

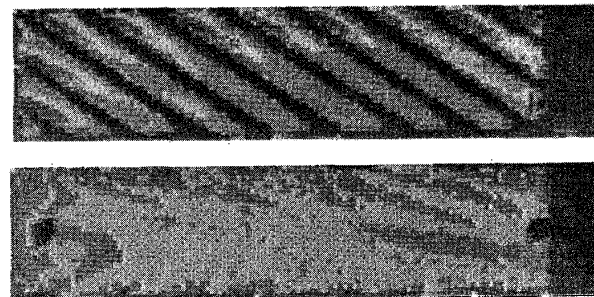


図7 局所ヌセルト数分布 ( $\alpha=30^\circ$ )

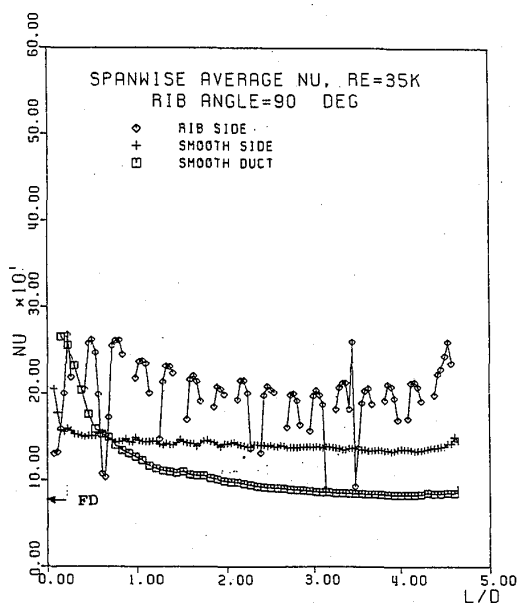


図8 平均ヌセルト数 ( $\alpha=90^\circ$ )

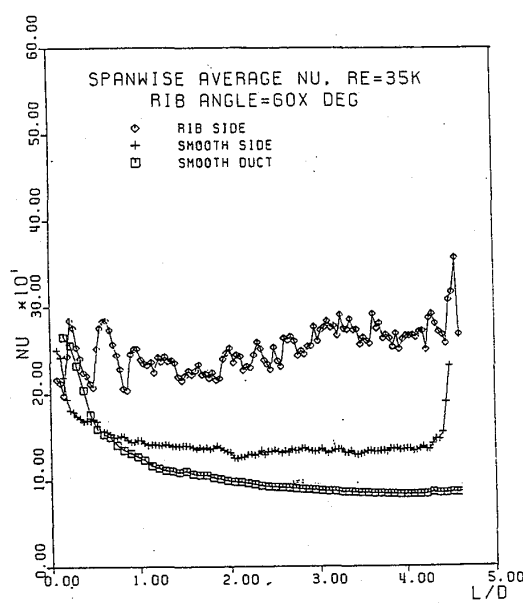


図9 平均ヌセルト数 ( $\alpha=60^\circ$ )



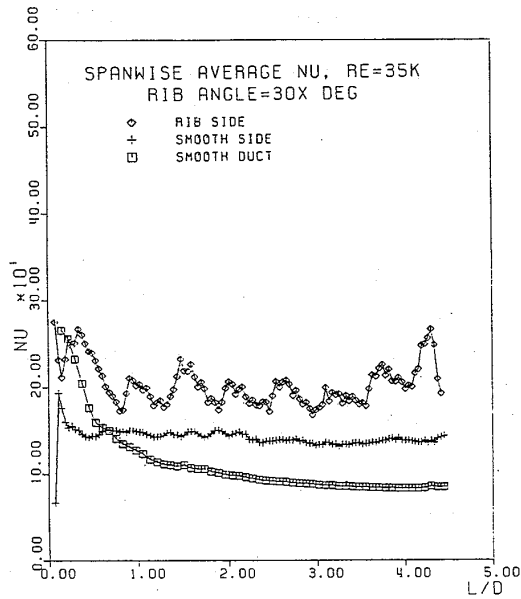


図10 平均ヌセルト数 ( $\alpha = 30^\circ$ )

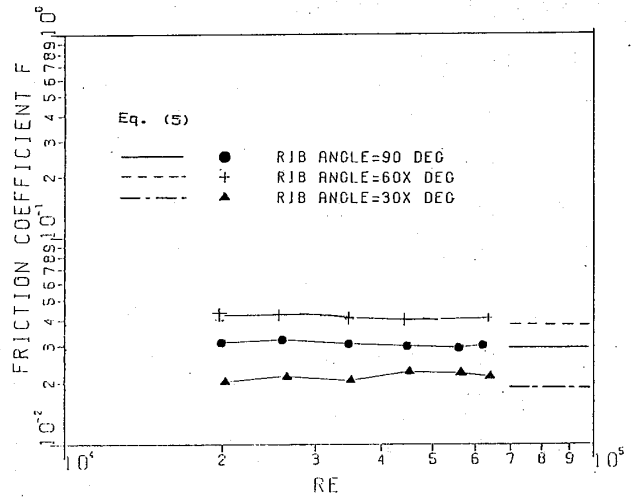


図11 摩擦損失係数

### 3. 冷却翼モデル

#### 3.1 実験装置

図12に案内羽根を装着した状態の亚克力製のモデル翼を示す。作動流体には水を用いた。実験系は貯水槽を介した回流式になっており、モデル翼への流量は十分に上流に位置するバルブで調整され、計水槽で重量法により流量が計測される。

モデル翼は三つの流路から成るSerpentine構造になっている。なお、その流路高さは一定(27 mm)であるが、実機翼の構造を模擬するため流路幅は流れ方向に変化している。また流路の対向面には、流れ方向に45°の角度を有する乱流促進体(突起高さ5 mm、突起間隔37.5mm、断面形状は正方形)が配置されている。

モデル翼は、乱流促進体を含め実機翼で想定される様々な組合せ(Configuration) についての計測が実施できるように設計されている。表1にこのモデル翼で可能な組合せを示す。

#### 3.2 実験条件

静圧計測用の水マンオメータ長さの関係上、モデル翼に流せる水流量に限界があり、実験で得られた最大レイノルズ数(流路入口等価直径基準)は $1.2 \times 10^4$ 程度である。このため計測された圧力

翼下面	翼上面	コーナ曲率	仕切板舌部長さ	案内羽根
T/P 有り ...A	T/P 有り ...A (対向配置)	R=25 ...A	ベース値 ...A	有り ...A
T/P 無し ...B	T/P 有り ...B (千鳥配置)	曲率無し ...B	(A < C)	無し ...B
—	T/P 無し ...C	—	(C < D)	—
			(D < E)	

表1 (T/P ...Turbulence Promotor)

損失係数に若干レイノルズ数依存性が見られるが、全体としてはその影響は小さいと考えられる。なお計測結果の表示の際に、モデル翼内の構造の組合わせを表1の順番に対応させて表している(例えばA-B-A-A-B)。

### 3.3 実験結果

#### (1) 流れの可視化

モデル翼の突起面に油膜(流動パラフィン+酸化チタン)を塗付し流れの可視化を行った。図13にはその結果の一例を示す。上述のヌセルト数分布の計測結果と比較すると、高ヌセルト数を得られた領域に対応する部分(H)では、突起下流に発生する剥離域が突起の極く近傍に限定されているが、逆に低ヌセルト数領域(L)では剥離域が下流の突起近くにまで及んでいることがわかる。

#### (2) 圧力損失

乱流促進体による圧力損失係数 $\lambda$ は、損失分布の直線部の勾配(b)から図式的に求めた。即ち

$$\lambda = \frac{b}{\rho v_m^2 / (2 D_h)}$$

b

,  $v_m$  : 平均流速 ,  $D_h$  : 水力等価直径

表2に、対向配置(in-line)と千鳥配置(staggered)の場合の圧力損失係数を示す。実験では千鳥配置での圧力損失係数が対向配置の場合よりも小さくなっている。Taslim, Spring [8] [9]の一連の研究(ただし $\alpha = 90^\circ$ )でも同様の結果が得られている。

組合わせ	[2-7]	[31-33]
A-A-A-A-B	0.4543	0.3815
A-B-A-A-B	0.3651	0.3681
予測値	0.3324	0.4094

表2

一般に、乱流促進体による圧力損失の増加の機構は、壁近傍の速度勾配の増加と突起自身の形状抵抗の増加によると考えられる。乱流促進体がタービン翼の内部冷却に利用される場合、突起高さ $h$ と流路高さ $H$ との比が概して大きく、従って突起の形状抵抗が全体の圧力損失中に占める割合が相対的に高い。この場合、突起を含む面の有効断面積(突起の投影面積を引いたもの)が圧力損失係数に大きく関与すると予想され、これにより

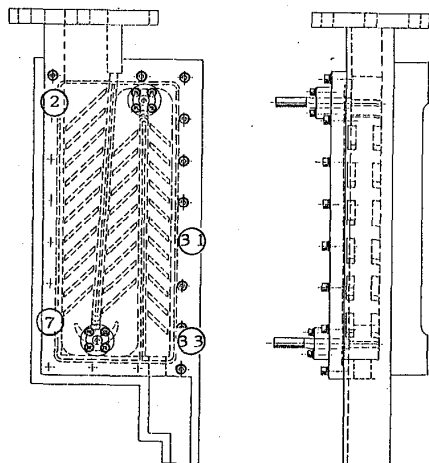


図12 モデル翼(アクリル製)

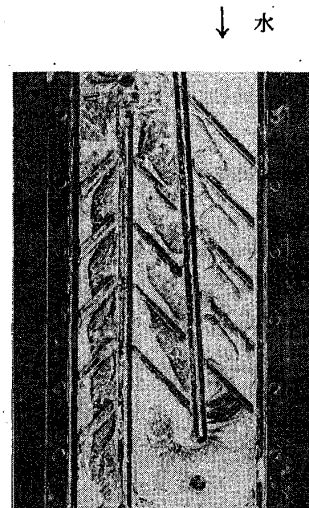


図13 流れの可視化(油膜法)

千鳥配置での圧力損失が小さいという結果が得られたものと考えられる。なおTaslim, Spring の実験では、対向配置よりも千鳥配置が高い平均熱伝達率を与える結果となっている。このことは、突起列の千鳥配置が伝熱促進の立場から優れた構造であると判断されるが、今後この特性を実機へ応用するためには、流れの詳細な計測を含めた幅広い研究が必要である。

Hanら [1] は、角度付き乱流促進体をもつ正方形流路についての実験結果より、乱流境界層速度分布の対数則にもとずき次の圧力損失（管摩擦係数  $f$ ）に関する実験式を得ている。

$$\frac{R(e^+)}{[(P/e)/10]^{0.55} (0.003e^+)^n} = 15.6 - 31.6 (\alpha/90) + 21.1 (\alpha/90)^2 \quad (5)$$

$$R(e^+) = [2/f]^{1/2} + 2.5 \ln[2e/D_h] + 2.5$$

$$e^+ = (e/D_h) R_e [f/2]^{1/2}$$

式(5)による予測値(対向配置)を図11および表2に併記する。図11では推定値が若干小さいがほぼ実験値と一致している。また、[2-7]での予測値も実験値を下回っているが、これには流路のアスペクト比の効果やピッチ比の影響などが関係していると考えられる。

#### 4. 結論

本研究で得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) 乱流促進体に角度を付けることにより熱伝達分布の三次元性が強まり、局所的にかなり高い値を示す。また、この局所性には突起後方の流れの剥離形態が関係していることが、油膜法による流れの可視化により確認された。
- (2) 伝熱促進効果は $\alpha = 60^\circ$ の場合が最も大きい。またこの場合、ダクトスパン方向の平均ヌセルト数が下流方向に増加する傾向が見られた。
- (3) 本実験で用いたパラメータの範囲内で、Hanの実験式は実験値に比較的近い結果を与える。

#### 参考文献

- [1] Han, J. C., et al, ASME J. Eng. Gas Turbine and Power, Vol. 107, pp628-635, 1985
- [2] Chandra, P. R. et al. ASME Paper 87-GT-94, 1987
- [3] Metzger, D. E., Larson, D. E., ASME J. Heat Transfer, Vol. 108, pp48-54, Feb., 1986.
- [4] Saabas, H. J., et al, ASME Paper 87-GT-212, 1987.
- [5] 藤田ほか3名, 日本機械学会論文集B編, Vol. 52-482, pp3491-3497, 昭61.
- [6] 土方, 横井, 日本機械学会論文集B編, Vol. 53-488, pp1176-1181, 昭62.
- [7] Vedula, R. P. et al. to be presented, ASME Winter Annual Meeting, 1988
- [8] Taslim, M. E., Spring, S. D., AIAA Paper AIAA-87-2009, 1987
- [9] Taslim, M. E., Spring, S. D., AIAA Paper AIAA-88-3014, 1988

## 多段軸流圧縮機のサージ限界に及ぼす 抽気の影響

稲垣 詠一

東京理科大学 理工学部

### 1. まえがき

ガスタービンの運転制御を行なうとき、サージは避けなければならない重要な制限である。例えば、ガスタービンの急加速初期に圧縮機流量は逆応答を示し、サージ限界線に急速に接近することは、ガスタービンの動特性から明らかにされている。このため、圧縮機の作動範囲を少しでも広げようとする努力が払われてきた。その方策として、(1) 圧縮機前段付近で余分の空気を取り入れることによって、軸流速度を高める抽気制御、(2) 圧縮機入口付近の流れの方向を変える入口案内翼制御、可変静翼制御、(3) 周速を変えて速度三角形が最適になるように設計された2スプール、3スプール圧縮機の使用 などがある。実機では、以上の方策を組み合わせることで圧縮機の全作動範囲で速度三角形を最適状態に近づけようとしている。

一方、圧縮機の作動範囲に影響するサージ限界線を求めようとする研究も数多く行なわれてきている。なかでも、竹矢<sup>1)</sup>は、圧縮機をいくつかの段に分割して、多段軸流圧縮機の不安定条件を導き、サージ限界線の折れ曲がり現象を明確に説明した。

本報告は竹矢の研究の延長線上に位置するものであり、圧縮機を前段と後段に分割し、前段出口で抽気を行なう形式の圧縮機について、抽気がサージ限界線に及ぼす影響について検討した。また、固有値解析によって、サージ直前の状況もあわせて検討した。

### 2. 基礎方程式

ガスタービンの動特性を表わす微分方程式は、管路モデルに対して導かれる。回転速度一定で作動している場合について、圧縮機を前段と後段に分割して、前段出口で抽気を行なうガスタービンについて考える。管路内の流体は次ぎの微分方程式で表わされる。

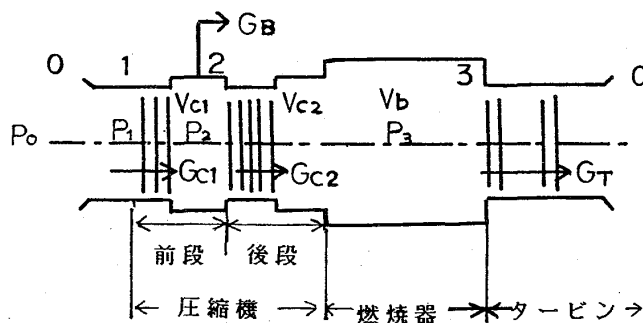


図1. 管路モデル

- P: 圧力    T: 温度    G: 流量
- V: 容積    r: 圧力比関数
- M =      dx: 流路の慣性定数
- 添字
- c1: 前段    c2: 後段    b: 燃焼器
- B: 抽気    T: タービン
- 0: 大気    1: 圧縮機入口
- 2: 前段出口    2: 燃焼器出口

$$\text{圧縮機 低圧部} \quad M_{C1} \dot{G}_{C1} = P_0 - P_2 + r_{C1}(G_{C1}, N_C) \quad (2-1)$$

$$V_{C1} \dot{P}_2 = \kappa R T_2 (G_{C1} - G_B - G_{C2}) \quad (2-2)$$

$$\text{圧縮機 高圧部} \quad M_{C2} \dot{G}_{C2} = P_2 - P_3 + r_{C2}(G_{C2}, N_C) \quad (2-3)$$

$$(V_{C2} + V_B) \dot{P}_3 = \kappa R T_3 (G_{C2} - G_T) \quad (2-4)$$

$$\text{タービン} \quad M_T \dot{G}_T = P_3 - P_0 + r_{TH}(G_T) - r_{TL}(G_T) \quad (2-5)$$

温度一定として、線形化すると、 $\dot{X} = A X$  となる。

$$\begin{pmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \\ \dot{X}_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mu_{C1}/\tau_1 - 1/\tau_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1/\tau_2 & 0 & -(1-B)/\tau_2 & 0 & 0 \\ 0 & 1/\tau_3 & \mu_{C2}/\tau_3 & -1/\tau_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1/\tau_4 & 0 & -1/\tau_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1/\tau_5 & -\mu_T/\tau_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \end{pmatrix} \quad (2-6)$$

点線内はタービンが  
チョークしているとき  
のマトリックスを  
表わす。(  $\tau_5 \rightarrow \infty$  )

ここで、状態変数、係数、時定数は表1の通りである。

表1. 記号の定義

時定数	係数	状態変数
$\tau_1 = M_{C1} G_{C20} / (P_{20}(1-B))$	$\mu_{C1} = G_{C10} / r_{C10} (\partial r_{C1} / \partial G_{C1})$	$X_1 = (\Delta G_{C1} / G_{C10})$
$\tau_2 = V_{C1} P_{20} (1-B) / \kappa R T_{20} G_{C20}$	$\mu_{C2} = G_{C20} / r_{C20} (\partial r_{C2} / \partial G_{C2})$	$X_2 = (\Delta P_2 / P_{20})$
$\tau_3 = M_{C2} G_{C20} / P_{30}$	$\mu_T = 1 - 1 / (1 + r_{TH0})(1 + r_{TL0})$	$X_3 = (\Delta G_{C2} / G_{C20})$
$\tau_4 = (V_{C2} + V_B) P_{30} / \kappa R T_{30} G_{C20}$	$B = G_B / G_{C10}$	$X_4 = (\Delta P_3 / P_{30})$
$\tau_5 = M_T G_{T0} / P_{30}$	抽気率	$X_5 = (\Delta G_T / G_{T0})$
圧縮機出口流量 $G_{C20}$ を 基準にとる	抽気流量はチョークを仮定  $\mu_{C1}$ : 低圧圧縮機の無次元勾配  $\mu_{C2}$ : 高圧圧縮機の無次元勾配	サフィクス $0$ は 定常値

### 3. 安定条件

(2-6)式の安定性はマトリックスAの安定性と等価である。特性方程式は

$$\det(sI - A) \equiv f(s) = s^n + b_1 s^{n-1} + b_2 s^{n-2} + \dots + b_n \quad (3-1)$$

安定条件は  $b_l > 0$  とフルビッツ行列の主座行列式  $H_l > 0$ , ( $l=1-5$ )である。

$$b_1 = a_1 + (1/\tau_5) \mu_T > 0$$

$$b_2 = a_2 + (1/\tau_5) \{ \mu_T a_1 + 1/\tau_4 \} > 0$$

$$b_3 = a_3 + (1/\tau_5) \{ \mu_T a_2 - (1/\tau_4) (\mu_{C1}/\tau_1 + \mu_{C2}/\tau_2) \} > 0$$

$$b_4 = a_4 + (1/\tau_5) \{ \mu_T a_3 + (1/\tau_4) (\mu_{C1} \mu_{C2} / (\tau_1 \tau_3) + 1/(\tau_1 \tau_2) + (1-B)/(\tau_2 \tau_3)) \} > 0$$

$$b_5 = (1/\tau_5) \{ \mu_T a_4 - (1/\tau_4) (\mu_{C1}(1-B) + \mu_{C2}) / (\tau_1 \tau_2 \tau_3) \} > 0 \quad (3-2)$$

$$H_1 = b_1 > 0, \quad H_2 = b_1 b_2 - b_3 > 0, \quad H_3 = H_2 b_3 + (b_5 - b_4 b_1) b_1 > 0$$

$$H_4 = H_3 b_4 - H_2 b_2 b_5 + (b_1 b_4 - b_5) b_5 > 0, \quad H_5 = H_4 b_5 > 0 \quad (3-3)$$

(3-2)式で  $a_i$  はタービンがチヨークしているときの特性方程式の係数である。

$$\begin{aligned}
 a_1 &= -\mu_{c1}/\tau_1 - \mu_{c2}/\tau_2 \\
 a_2 &= 1/(\tau_1\tau_2) + 1/(\tau_3\tau_4) + (1-B)/(\tau_2\tau_3) + \mu_{c1}\mu_{c2}/(\tau_1\tau_3) \\
 a_3 &= -(1/(\tau_1\tau_3\tau_4) + 1/(\tau_1\tau_2\tau_3))\mu_{c1} - \mu_{c2}/(\tau_1\tau_2\tau_3) \\
 a_4 &= 1/(\tau_1\tau_2\tau_3\tau_4)
 \end{aligned} \tag{3-4}$$

さらに、Lienard-Chipartの定理から、タービンチヨークのときの安定条件は

$$\begin{aligned}
 [A] \quad Z_a &= -[\mu_{c1} + (\alpha/(1-B))\mu_{c2}] > 0 \\
 [B] \quad Z_b &= \beta[(\alpha+1)\gamma/(1-B) + \alpha/(1-B)] + \mu_{c1}\mu_{c2} > 0 \\
 [C] \quad Z_c &= -[(\gamma+1)\mu_{c1} + \gamma\mu_{c2}/(1-B)] > 0 \\
 [D] \quad Z_d &= Z_a Z_b Z_c - \beta[\gamma/(1-B)]Z_a^2 - [\alpha/(1-B)]\beta Z_c^2 > 0
 \end{aligned} \tag{3-5}$$

ここで、抽気率  $B = 0$  のときの時定数比を、 $\alpha = \tau_1/\tau_3$ 、 $\beta = \tau_3/\tau_4$ 、 $\gamma = \tau_4/\tau_2$  とすれば、竹矢の導いた安定条件と一致する。(ただし、(3-5)式は無次元表示式にしてある。)

#### 4. サージ限界線

(3-5)式で抽気率  $B$  と慣性係数、容量係数から定まる  $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$  を指定すれば、 $\mu_{c1}$ 、 $\mu_{c2}$  との関係としてサージ限界線を表わすことができる。図2に[A],[B],[C],[D]線とサージ限界を示した。ここで、直線[A],[C]と双曲線[B]は[D]線の漸近線に、さらに、原点で[A],[C]線は[D]線の接線になっている。安定限界はほぼ[D]線が決めていることがわかる。[D]線は総合特性曲線  $(-\mu_{c1} - \mu_{c2} = 0)$  とP点で交わっているから、OP間では、総合特性曲線の傾斜が正でも安定に作動し、サージに対する余裕が最も広い。この範囲はOP間の接線である[C]線の勾配の大小できまり、[C]線の勾配が1より小さければ、交点Pは持たないことになる。OP間以外では、総合特性曲線の傾斜が負でサージに入るが前段が失速している領域 ( $\mu_{c1} > 0$ ,  $\mu_{c2} < 0$ ) と、後段が失速している領域 ( $\mu_{c1} < 0$ ,  $\mu_{c2} > 0$ ) とに分類できる。

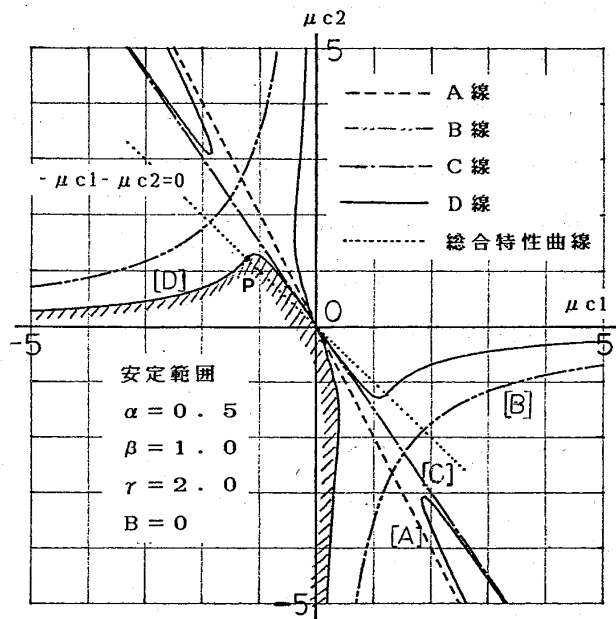


図2. サージ限界線

#### 5. 抽気の影響

まず、(3-5)式によって抽気の影響を概略検討してみる。サージ限界を決めてい

るのは[D]線であるが、これは4次関数になっていて非常に複雑である。しかし、図2からも明らかなように、

[D]線は[A],[B],[C]線の内側にくるから概略の傾向を調べるには、漸近線や接線である[A],[B],[C]線について検討すれば良い。(3-5)式から、抽気を行なうこと( $B \neq 0$ )によって、[A],[C]線の勾配は抽気をしないときに比べて小さくなり、また、[B]線の双曲線の定数項は抽気によって大きくなるから、

[A],[B],[C]線とも、図3の矢印方向に動くことになる。したがって、抽気によって安定域は図の点線から実線の範囲に変化する。すなわち、低圧側(図3の第4象限)の安定域が膨らんで

きている。次に、抽気段の影響について検討する。図4は抽気率を一定(20%)にして、抽気をする段を変えた場合の数値計算例である。抽気段を変えると、(2-6)式の各時定数が変わるから $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$ が変わる。図は抽気前( $B=0$ ;実線)と抽気後( $B=20\%$ ;一点鎖線)を比較して示してあり、安定域はAマトリックスの固有値の実数部が負になっている範囲として直接求めた。(3-5)式から求めても結果は同じになる。図3で検討したとうりの結果になっている。図4の(a),(b),

(c)の比較から、圧縮機入口に近い方から抽気をした方が、安定域が広がっている。また、低圧側の影響が高圧側にも及んでいるのは、低圧側の抽気によって高圧側入口条件が改善されているためである。

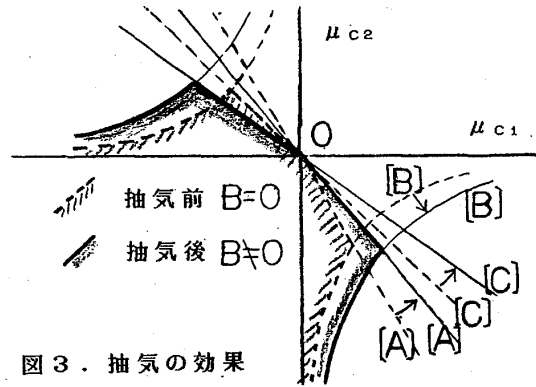
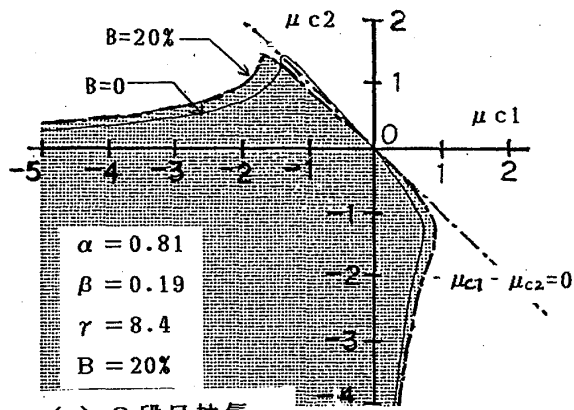
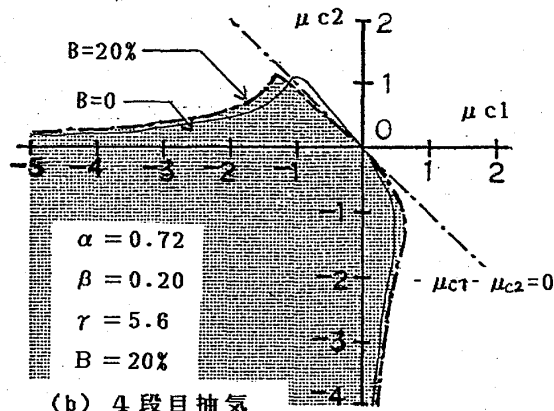


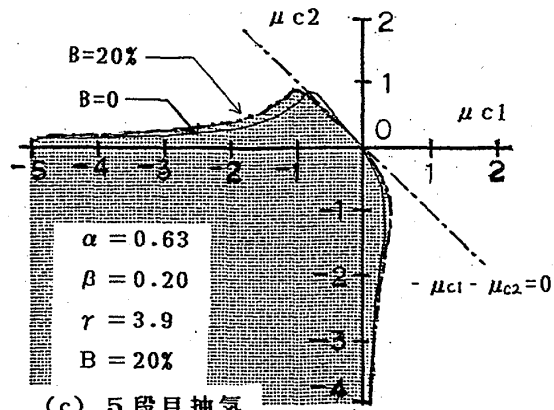
図3. 抽気の効果



(a) 3 段目抽気



(b) 4 段目抽気



(c) 5 段目抽気

図4. 抽気段の影響

## 6. 固有値による解析

図5に回転数一定線（一点鎖線）と共に、[D]線の等高線を示してある。図から明らかに等高線が非常に密になっているところが高回転域と低回転域に存在する。設計点近傍の回転数一定線はこの密な等高線をほぼ直角に横切っている。したがって、この付近ではサージにただちに飛び込むことになり、予測、計測の困難な領域であろう。一方設計点回転数以下のほとんどの回転数が等高線のなだらかな所を横切り、特にR点近傍の回転数では等高線の密な所をほぼ平行に移動するから、むしろサージ直前の状態を予知、計測し易い所であると思われる。

以上のことをさらに確かめるために、各回転数一定線上での固有値を追跡して根軌跡として図示した。図の左半平面内に固有値が存在すれば安定である。まず、97%回転数（Q点近傍）と85%回転数（R点近傍）では、対照的な根軌跡パターンを描いている。図中の数値はサージ直前直後の固有値を示している。97%回転数では後段が失速状態（ $\mu_{c2} > 0$ ）にあり、後

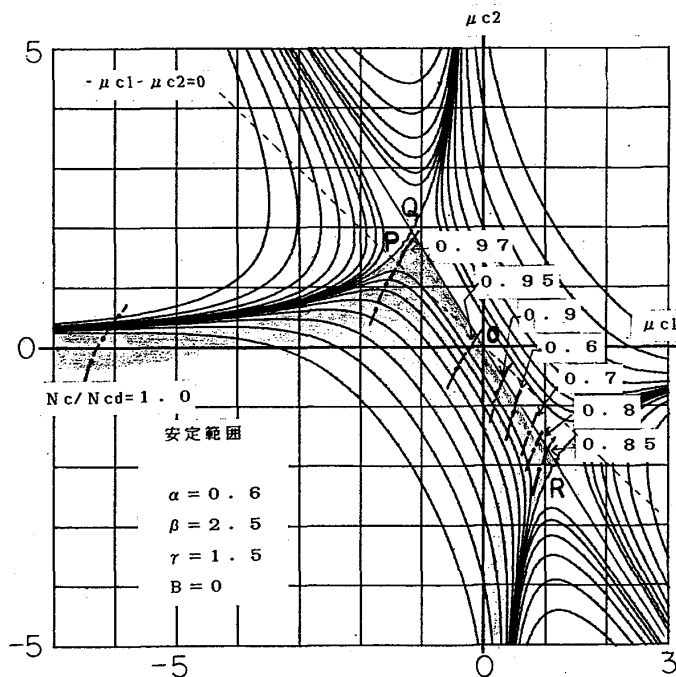


図5. 回転数の影響

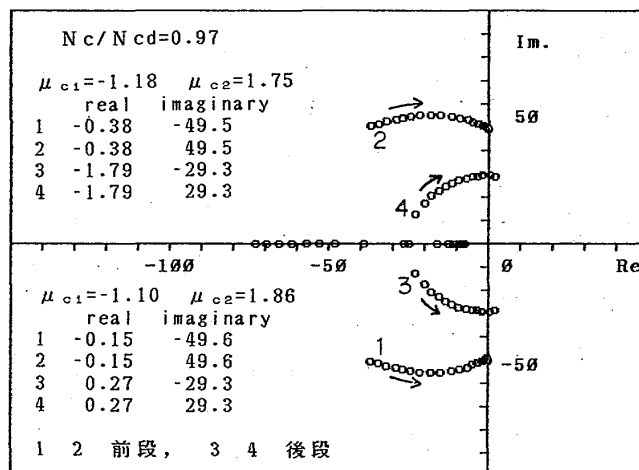


図6. 根軌跡 Nc/Ncd=0.97

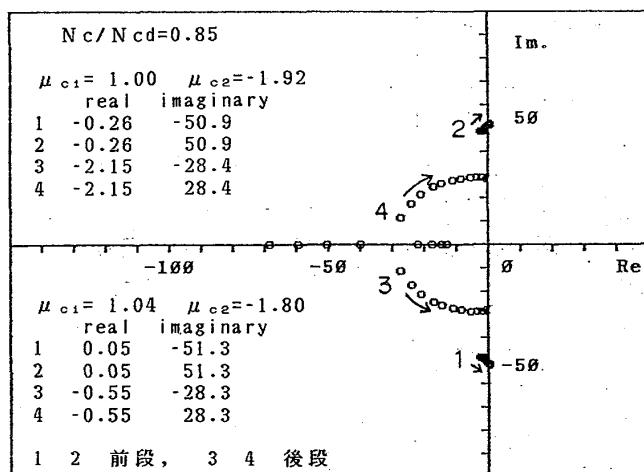


図7. 根軌跡 Nc/Ncd=0.85



段の減衰項が前段より弱い。  
 流量の減少と共に実数部が急速に零に近ずき、後段からサージに入る。一方、85%回転数では前段が失速状態にあり ( $\mu_{c1} > 0$ )、しかも前段の実数部が零に近い状態を保っている。したがって、この付近の回転数では(2-1)-(2-2)式の微分方程式は、減衰

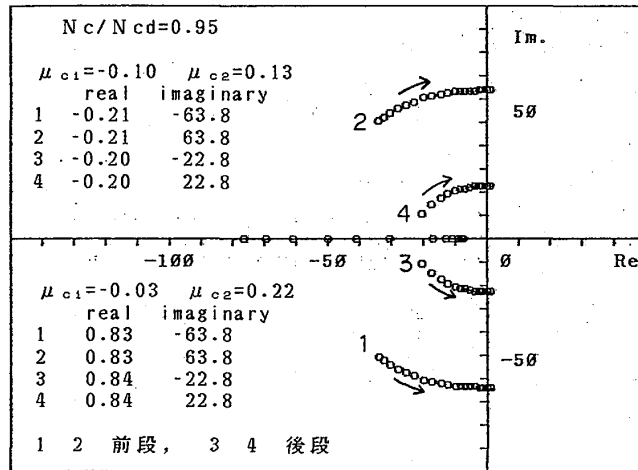


図8. 根軌跡  $Nc/Ncd = 0.95$

項が極めて弱いために振動的になっている。このとき、後段の減衰項が急速に零に接近するが、前段からサージに入り、97%回転数のときと逆である。85%回転数以下では、再び次に延べる95%回転数の根軌跡パターンに近づく。

図8は0点付近(95%回転数)である。初めは後段の減衰項が前段より小さいが、やがて前段の減衰項が後段に追い付き、ほぼ同時にサージに入っている。(厳密には0点、P点を通る回転数でのみ同時にサージに入る。)

## 7. まとめ

多段軸流圧縮機を前段と後段に分割して、前段出口で抽気を行なう場合について、圧縮機の安定条件を導き、次ぎの結論を得た。

- (1) 抽気によって圧縮機の安定範囲が広くなり、特にこの傾向は低圧側で著しい。前段での安定域の改善は後段にも影響するが、この回転数範囲はごくわずかである。
- (2) 抽気によって圧縮機全体のサージ限界線は特性曲線の傾きが零になる方向に近ずき、全体的に折れ曲がり滑らかになる傾向を示す。
- (3) 固有値解析と圧縮機安定限界内での等高線を検討することによって、各回転数でのサージ直前の状況が明確になる。特にサージ直前での周期的圧力変動や吐出弁を絞ったときに突然激しいサージ入ってしまう現象の説明がつくものと思われる。

今後の問題点として、圧縮機を抽気段ごとに分割して解析すれば、どの段からどの程度抽気をすれば良いかという目安が得られるものと思われる。

終わりに、本研究に対してご指導をいただいた東京大学の葉山教授、ならびに流体振動研究会の方々に厚く御礼申し上げます。

## 参考文献

- (1) 竹矢, 機械学会論文集, 27-183(1961), 1809
- (2) 大山, 機械学会論文集, 44-387(1978), 3810
- (3) 甲藤, 機械学会論文集, 26-162(1960), 265
- (4) 藤井, 機械学会論文集, 13-44(1945), 185, 192
- (5) 伊藤, 機械学会論文集, 26-162(1960), 283

ケーシング・トリートメントの失速マージン改善機構に関する研究

(第2報: 翼列出口及び翼間における全圧分布の計測結果と考察)

\* 柳田 光昭 (東京大学大学院)

町田 保男 (東京大学工学部)

高田 浩え (東京大学工学部)

### 1. まえがき

本研究はケーシング・トリートメントによる軸流圧縮機の失速マージン改善機構を明らかにすることを目的とする。一般に、ケーシング・トリートメントによる失速マージンの改善というときには、旋回失速の発生を圧縮機低流量側へ遅延させることを意味する場合が多い。従って、ケーシング・トリートメントによる失速マージン改善機構を解明する場合には、旋回失速の発生と関連付けて考察することが重要である。

著者らは、前報<sup>(1)</sup>において、ケーシング・トリートメントを適用した場合の軸流圧縮機内周方向平均流の計測を行い、それに基づいて二次元の旋回失速発生理論の立場から考察した。そして、その結果、①ケーシング・トリートメントによつて、翼列の全圧損失係数らの特性はケーシング壁面付近で大いに影響を受ける。②二次元理論から予想される旋回失速発生点と、実験から得られる発生点とは、剛壁(Solid)の場合でもケーシング・トリートメントを適用した場合でも良く一致する。③旋回失速発生に関する危険断面の存在が二次元理論から示唆され、この危険断面はケーシング壁面境界層外縁付近に存在し、ケーシング・トリートメントはこの領域に影響を与えることによつて失速マージンの改善を行っている。という結論を得た。しかし、この考察においては、翼列の全圧損失係数としては実験による計測結果をそのまま用い、ケーシング・トリートメントが全圧損失に影響を及ぼす機構についてはブラック・ボックスとして扱つていて、トリートメントが実際流路に対してどういう効果を与えることによつて全圧損失特性を上述のように変化させるかということを議論することができなかった。この議論のためには翼間流路内や翼列出口面における流路の詳細を知ることが必要となってくる。

トリートメントを軸流圧縮機に適用した場合の翼間流路等に対する影響を実際に計測する方法としては、①静止プローブを用いて、動翼後方で動翼の回転に同期させて計測する方法(以下、これを絶対計測という)、②動翼と共に回転するプローブを用いる方法(以下、これを相対計測という)や、③静翼にハブ・トリートメントを適用して絶対流路を計測する方法がある。第2の方法の例としてはCumpsty<sup>(2)</sup>らの報告が挙げられ、トリートメントを適用した場合、トリートメント・スロット後部からスロット内部へ入り込み、スロット前部で高速で吹き出す再循環流をとらえている。第3の方法の例としてはTakata<sup>(3)</sup>ら、Greitzer<sup>(4)</sup>らの報告があり、この場合でもハブ壁面付

近の翼列後縁付近で吸込み、前縁付近で吹出しジェットをとらえている。また、トリートメント・スロット内部の流れについてもいくつかの報告があり、<sup>(3)(5)</sup> いずれも再循環流が重要であることを示唆している。しかしながら、これらの報告ではいずれにおいても旋回失速発生機構に結びつけた考察はなされておらず、従って失速マージン改善機構の明確な説明には至っていない。

本報ではまず前報<sup>(1)</sup>と同じ軸流圧縮機を使用して、全圧管を動翼後方にそう入し、動翼の回転に同期させる方法で圧縮機内部流れの周方向分布を計測した。さらに別の軸流圧縮機において全圧管を動翼と共に回転させて翼間相対流れを計測した。そして、その結果に基づいてケーシング・トリートメントが翼列の全圧損失に与える影響について考察を加えたので以下に報告する。

## 2. 実験装置と実験方法

### 2-1. 全圧管を用いた非定常計測（絶対計測）

前報<sup>(1)</sup>の実験で使用した翼列流路外径500 mm、内径320 mm、翼端すき間0.6 mm、回転数3,000 r.p.m.の低速軸流圧縮機を用いて、ロータ出口における全圧の非定常計測を行った。圧縮機全圧上昇特性や圧縮機内周方向平均流の詳細については前報<sup>(1)</sup>を参照されたい。対象とするトリートメントの形状は斜め溝型(SV-4C)、軸方向溝型(AV-4C)の2種類で<sup>(6)</sup>、各々の失速限界改善率はSV-4Cが10.5%、AV-4Cが9.5%である。全圧管は外径3.0 mmで、先端はすり鉢状(頂角60°の円錐台)に加工を施し、その中央部に外径1.63 mmの小型半導体圧力センサ(KULITE XCS 062)が埋め込まれている。この全圧管を動翼中央から52.5 mm後方の位置に半径方向にそう入し、周方向平均流出角を中心に、±30°の範囲でプローブ軸を回転(15°毎)させて、そのとき各回転角位置で得られる圧力値の最大値をもつて全圧とした。A-D変換器のサンプリング・タイムは5 μsecで、抽出信号を積算平均(2°個のデータの平均値)するため、動翼の回転に同期させて計測を行った。

### 2-2. 動翼と共に回転する全圧管による相対計測

相対全圧計測に使用した軸流圧縮機を図1に示す。翼列流路外径300 mm、内径200 mm、翼端すき間1.0 mmで、ロータ回転数は2,400 r.p.m.である。対象としたトリートメント形状は斜め溝(Skewed Slot)型で、失速限界改善率は15%である。全圧は外径2.0 mmのキールプローブを動翼の平均そり線の接線方向に向けて設定し、これを回転フレーム上で半径方向と周方向にトラバースして翼間流れを計測した。また、

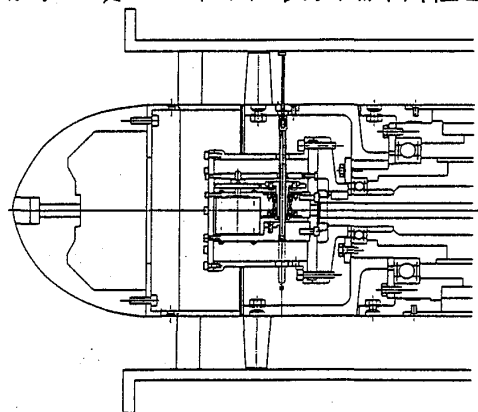


図1. 軸流圧縮機(相対計測用)

このキールプローブは、 $\pm 45^\circ$ の流入角範囲で誤差 $\pm 0.5\%$ 以内の全圧計測が可能であるような角度特性をもっている。キールプローブからの圧力は、圧縮機外部にある圧力センサ(豊田工機製)で電気信号に変換された後、計算機で処理される。抽出信号は20 msec 間隔でA-D変換され、200個のデータが積算平均される。

なお、本報で使用する計測値はすべて15と、101.3 kPa の標準状態を基準とした。

### 3. 実験結果と考察

#### 3-1. 絶対計測の結果と考察

前章で述べた方法によりロータ出口絶対全圧の周方向分布を計測した。その結果を圧縮機流量5.7 kg/s (剛壁の場合の設計点に相当)について図2に示す。剛壁の場合の図に明らかのように、スパン中央( $R = 45\text{ mm}$ )付近では、動翼の後流と考えられる全圧の低い部分が、動翼の通過周期(周波数1.8 kHz)に対応して周期的に現われている。そして、スパン中央から遠ざかるにつれて全圧分布の一樣な領域が失われていき、ケーシング( $R = 90\text{ mm}$ )やハブ( $R = 0\text{ mm}$ )の付近では正弦波のような分布を示す。特にケーシング付近では翼の中間に相当する部分の全圧が低下し、後流に相当する部分の全圧が却って大きくなるような分布形状となる。すなわち、ケーシング付近では二次流れあるいは翼端の渦流れなどの影響が強くなり、翼間中央部の全圧が低下させられているものと考えられる。この点については3-2で再び考察する。

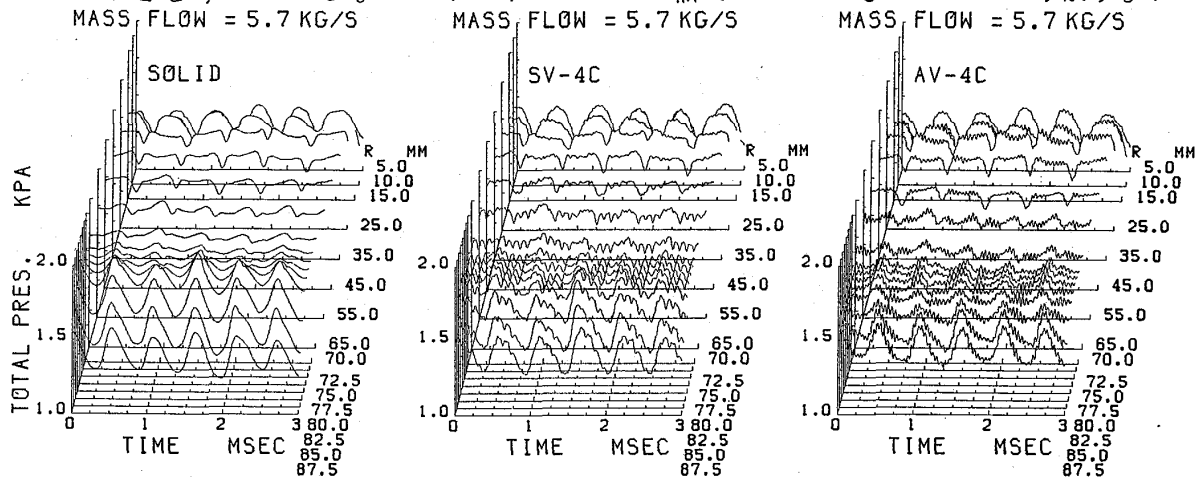


図2. ロータ出口全圧の周方向分布

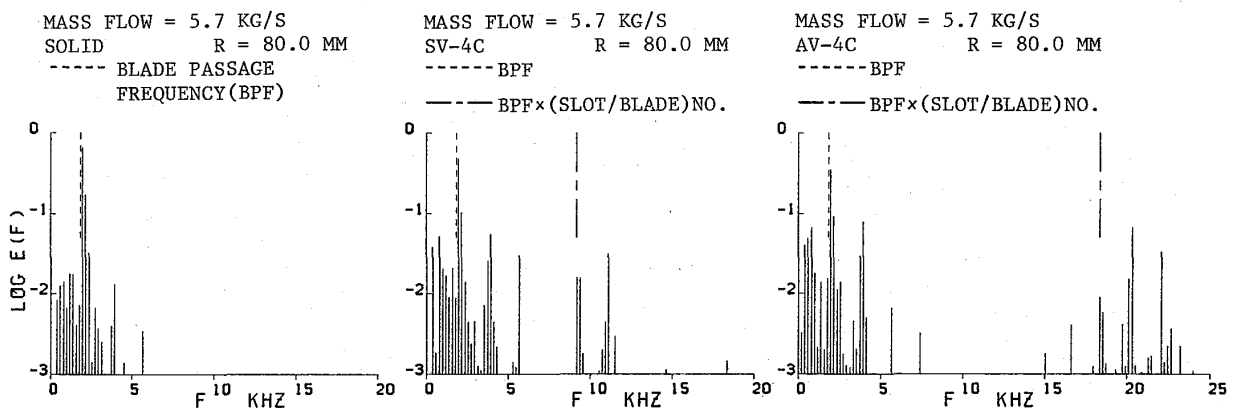


図3. 周波数分析結果

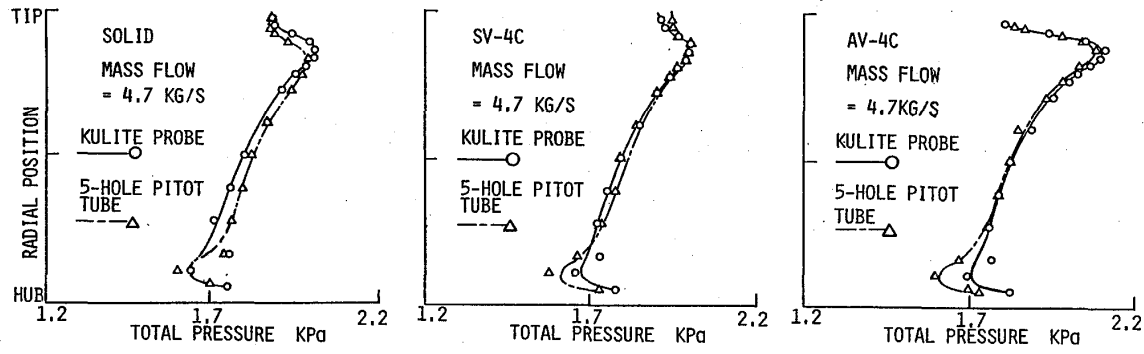


図4. 全周平均全圧の比較

一方ケージング・トリートメントを適用した場合には、図2の全圧分布にかなり高周波の変動が観察される。この全圧分布を周波数分析した結果を  $R = 80 \text{ mm}$  の位置を代表として図3に示す。一般に動翼の通過周波数  $1.8 \text{ kHz}$  に相当する周波数成分が卓越的ではあるが、トリートメントを適用した場合は  $SV-4C$  の場合には約  $11 \text{ kHz}$ 、 $AV-4C$  の場合には約  $20 \text{ kHz}$  を中心とする高周波帯にもかなり大きい成分が現われている。この  $11 \text{ kHz}$  および  $20 \text{ kHz}$  はそれぞれ動翼通過周波数の6次、11次に相当し、トリートメント・スロット数 ( $SV-4C$  の場合が動翼1ピッチ当り5個、 $AV-4C$  の場合で同じく10個) と動翼枚数による干渉を考えた場合、動翼枚数と同じ周方向ローブ数をもち動翼と共に回転する回転1次モードの周波数に相当する。

半導体全圧管によって計測した全圧分布を全周にわたって単純平均した結果を、5孔ピト-管から得た周方向平均全圧の結果<sup>(1)</sup>と比較した例を圧縮機流量  $4.7 \text{ kg/s}$  の場合について図4に示す。剛壁およびトリートメントを適用した場合のいずれについても、周方向分布を全周平均した全圧値は5孔ピト-管の結果と良く一致しており、従って、本報の局所全圧の計測結果に基づく諸考察を、前報<sup>(1)</sup>の圧縮機内周方向平均量に基づく二次元旋回失速発生限界に関する考察に結びつけて議論を進めていくことが可能であると考えられる。

図5は圧縮機流量  $4.7 \text{ kg/s}$  (剛壁の場合の失速点に相当)において、ロータ出口全圧を剛壁の場合およびケージング・トリートメントを施した場合について比較したものである。ただし、トリートメントを行った場合に図2にみられた高周波変動成分は数値的に除去し、かつ全圧値そのものは剛壁の場合の各半径方向位置における全周平均値を基準(零)として比較してある。

これによれば、トリートメントを施すことによりケージング付近において全圧レベル

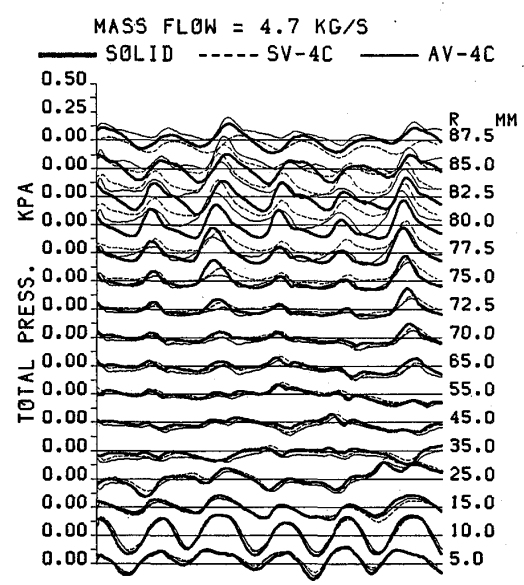


図5. ロータ出口全圧分布の比較

が上昇しており、とくに  $R = 75 \sim 85 \text{ mm}$  付近においてその向上が著しい。また、全圧の分布形状を詳細にみれば剛壁の場合とは少し異なっている。すなわち、これらの諸点にケーシング・トリートメントの効果が見られているわけであるが、本研究ではそれに関するこれ以上の詳細な考察は次項の相対計測の結果に基づいて行うこととする。

### 3-2. 相対計測の結果

相対計測に使用した軸流圧縮機的全圧上昇特性を図6に示す。図中A~Fの記号は計測点を示すが、とくにAは圧縮機設計点、EとFはそれぞれ剛壁および斜め溝型トリートメントを施した場合の失速点を示す。以下圧縮機流量を表わす場合にはこのA~Fの記号を用いる。翼列出口面ぞ計測した相対全圧（翼列入口におけるスパン中央部の静圧を基準として表わす）の分布を図7に示し、それを基に算出した相対全圧損失係数の分布を、剛壁および斜め溝の場合について図8に示す。

図7のA点における結果に明らかなように翼間中央部のケーシング壁面付近には低全圧の領域が周方向に広がっており、その状況は設計点においてはケーシング・トリートメントの有無にあまり影響されない。圧縮機流量を減少させていくに従って、トリートメントを行わないときには、低全圧の領域は次第に内径側へも広がっていき、ついにはE点（失速点）の状態に至る。しかし、トリートメントを行った場合には状況は全く異なり、図にみられ

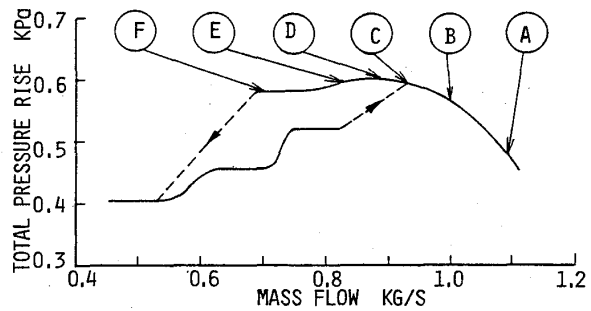


図6. 圧縮機全圧上昇特性

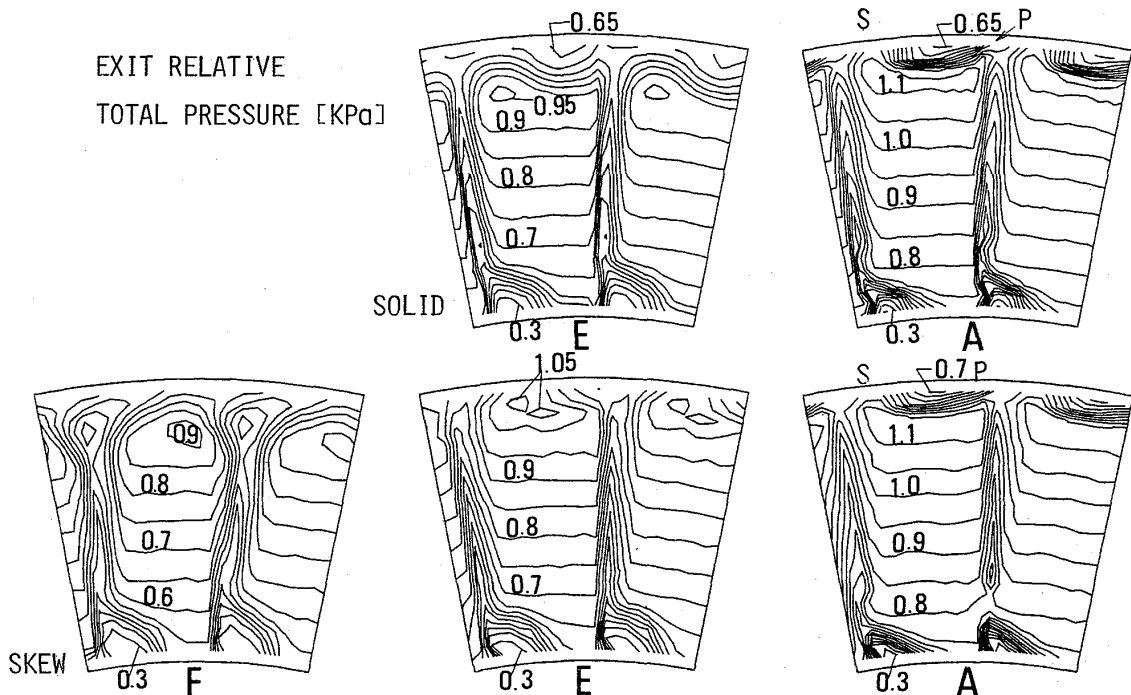


図7. 翼列出口相対全圧分布

るようにEの流量においても低全圧の領域は非常に小さく、翼間中央部壁面付近のほとんどの領域は非常に高全圧の流体で占められている。このケーシング壁面付近の全圧分布の改善は非常に顕著であって、みかけ上全圧損失係数が負となる領域が現われてくる位であり、これは明らかにケーシング・トリートメントの効果である。ただし、ここで全圧損失係数を算出する際には翼列上下流の同一半径位置を対応させて、その2点間の相対全圧の差に基づいて算出した。

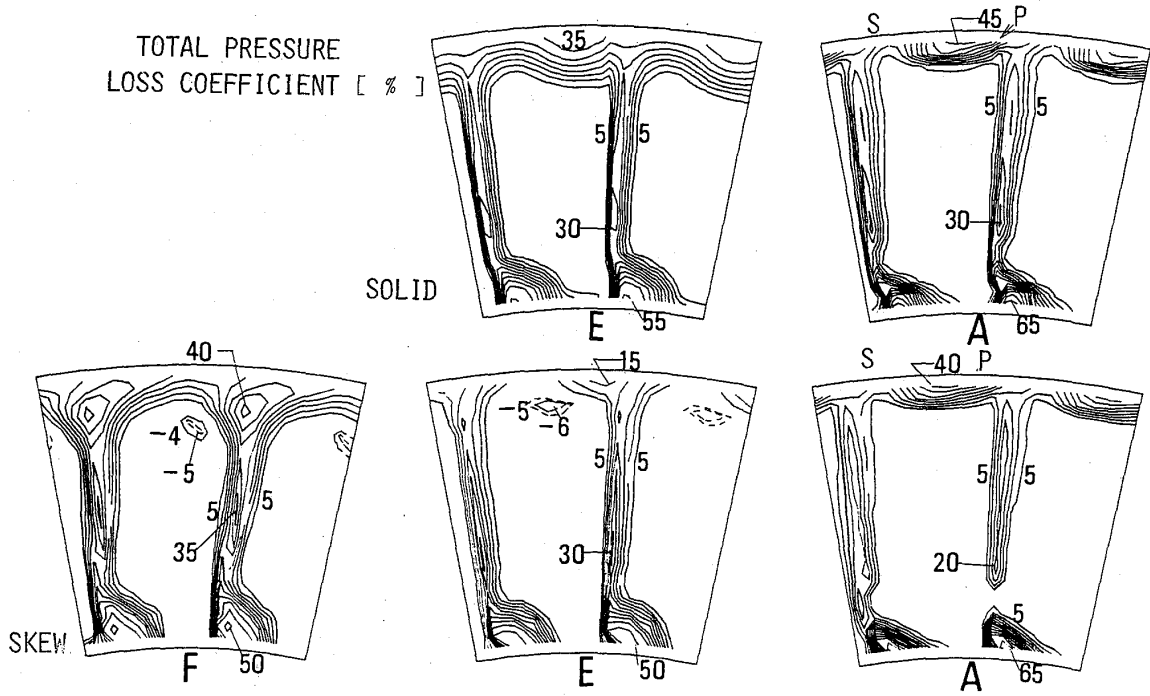


図8. 相対全圧損失係数の分布

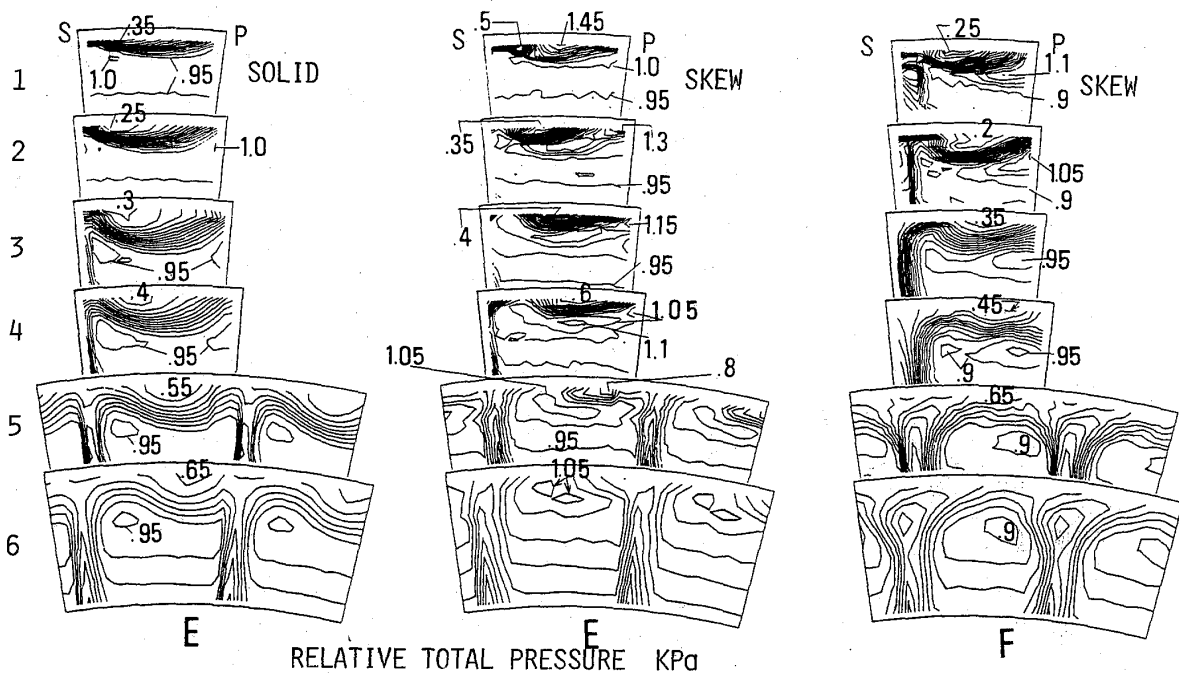


図9. 翼間相対全圧分布

トリートメントを施した場合に、さらに流量を減少させてF点に至ると、壁面付近の全圧分布は後流の壁面部を中心として急速に悪化し、翼間中央部内径側には全圧損失係数が負の領域が認められるにもかかわらず、前者の全圧低下の影響が著しいため旋回失速の発生に至る。

E点およびF点における翼間流路内軸方向各断面内の全圧分布の等高線を剛壁および斜め溝の場合について図9に示す。これによれば、剛壁の場合に、上流側断面の動翼先端部翼背面側に発生した低全圧領域は、下流に向うに従い、周方向に移動して隣接翼の圧力面側に近づきながら、周方向にも半径方向にもその領域を拡大していつていくことがわかる。そしてまた、この流水の機構が図7に示した翼列出口面におけるケーシング付近の低全圧領域を形成する原因となつていくことがわかる。一方、トリートメントを適用した場合にはこの低全圧領域のほかに、周辺部の全圧よりもはるかに高い全圧値をもつ高全圧領域がケーシング付近、翼間流路中の中央部付近に現われる。そしてこの両者は下流へ流されると共に高全圧領域が先行する形で周方向に隣接翼の圧力面側へ移動していく。このとき、低全圧領域は剛壁の場合と同様に翼間上流部の動翼先端付近に発生するが、下流および周方向に移動するとともにその存在範囲はかなり制約されたものとなつていく。すなわち、トリートメント・スロット前縁付近に発生する高全圧領域は下流へ移動しながらその範囲を次第に拡大し、後続の低全圧領域を包み込む形をとつて、全圧の回復を助けると共にその領域の半径方向内側への拡大を抑えている。この結果翼列出口断面のケーシング付近の全圧分布は剛壁の場合に比べて著し

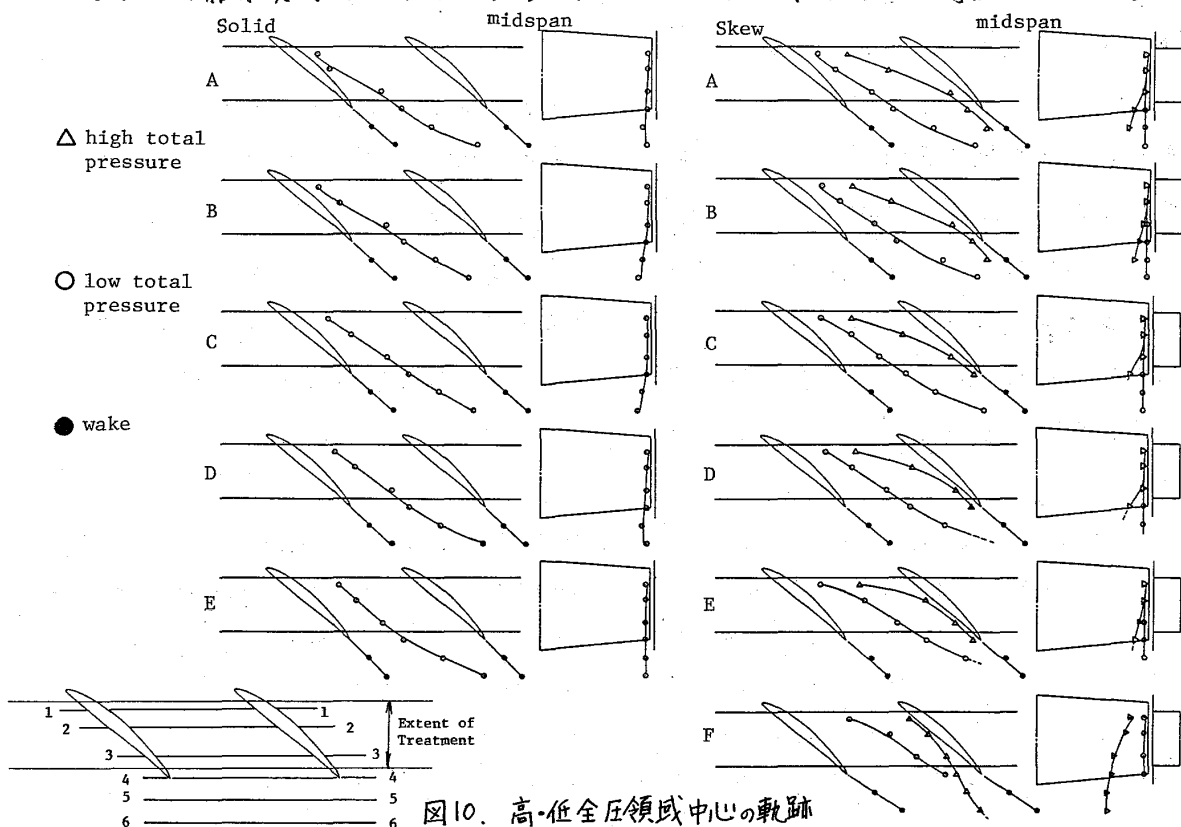


図10. 高・低全圧領域中心の軌跡



く改善されることになる。また、この高全圧領域の存在とそれが低全圧領域の広がり  
を抑制する効果は、剛壁の場合の失速点流量（E点）付近において最も顕著である。

図9における高全圧・低全圧領域の中心の軌跡をA～Fの各流量に対して図10に示  
す。トリートメントを適用した場合の高全圧領域と低全圧領域の中心は明確に区別され  
ている。現在のところ、低全圧領域はその発生位置から判断して、その流れによるもの  
と考えている。また、高全圧領域はトリートメント・スロットから噴出する高速ジェットに  
よるものと考えられ、その中心部の全圧は周辺部全圧に比べて著しく高い。図10には  
高全圧領域が動翼腹面に衝突する様子が明確に示されており、その衝突位置は圧縮機  
流量が小さくなるにつれ動翼前縁側へ移動することがわかる。

図10を考慮しながら再び図9をみると、剛壁の場合、その流れは下流に向うにつれ  
その範囲を広げていくが、その範囲はケーシングから10mm（動翼スパンの20%）程度  
以内に限定されている。一方、トリートメントを適用した場合吹き出しジェットはその  
流れに先行する形で周囲流体中に混合・拡散していき、あるいは一旦動翼腹面に衝突  
した後内径側へまわり込むことによりその流れを包み込む形をとって、①その流れ  
によるケーシング付近の全圧低下を減少あるいは消滅させる。②低全圧領域をケーシング  
壁面近傍に局限させる。という機能を有していることがわかる。また、このとき吹き出  
しジェットの影響する範囲もケーシングから、動翼スパンの20%程度の範囲である。

前報<sup>(1)</sup>において二次元理論の結果から示唆された旋回失速発生に関する危険断面を、  
本報の図5との比較によつて、この吹き出しジェットによつて影響を受ける範囲内の外  
縁よりの領域にあることがわかる。

以上より、ケーシング・トリートメントの失速マージン改善の機構として、ここに  
考えるような軸流圧縮機における旋回失速の発生に際しては、その流れに基づく全圧  
損失が大まか原因しており、トリートメント・スロットからの吹き出しジェットはこの  
その流れに対して上述の（図9，10に関して述べたような）効果を有することによつ  
て失速マージン改善に寄与しているという機構を想定することができよう。これによ  
つて危険断面付近の全圧損失特性を改良し、よつて二次元理論からも予想されるよう  
に旋回失速の発生を遅延させるというものである。

文献 (1) 柳田・高田，ガスタービン広島地区講演論文集（昭61.11）97.

(2) G.D.J. Smith and N.A. Cumpsty, University of Cambridge, CUED/A-Turbo/TR112, 1982.

(3) H. Takata and Y. Tsukuda, ASME (Journal of Engineering for Power), Jan. 1977.

(4) M.C. Johnson and E.M. Greitzer, 86-GT-247, 1986.

(5) D.C. Prince, D.C. Wisler and D.E. Hilvers, 75-GT-60, 1975.

(6) 藤田・高田，機論，49-448(昭58-12)2945.

## 翼端部振りが翼列性能に及ぼす効果と その最適化

\* 佐藤 哲也 (東京大学大学院)

梶 昭次郎 (東京大学工学部)

### 1. 序

流体機械の損失のうち、翼列を通る流れ場の三次元性によるもの、特に翼列先端部における二次流れの研究は従来より盛んになされているが、このような流れを考慮して翼列を設計するには複雑な三次元計算が必要であり、設計法が確立されているとは言い難い。そこで本研究では、アクチュエータディスクを用いて、翼幅方向に負荷分布を変化させることが、流れ場及び翼列性能にどの様に影響を与えるかを調べ、最終的には与えられた流れに対する最適な負荷分布を予測することを目的とした。今回は特に翼幅方向の主流の非一様性に主眼を置いている為、流体は非圧縮、非粘性と仮定したが、主流は翼幅方向に速度分布を持つ平行剪断流とする。

### 2. 理論

図1に示す直線翼列が平行壁内にあり、翼幅方向に流出角 ( $\beta_2$ ) を変化させて負荷分布を与えた時に流れ場及び性能がどの様に変化するかを解析する。翼列はアクチュエータディスクとし、翼弦長 ( $C$ )、ピッチ ( $S$ ) は0、ソリディティ ( $C/S$ ) = 1 とする。また主流はその  $x$ 、 $y$  成分が翼列の無限上流で与えられた速度分布を持つ平行剪断流としている。非圧縮の仮定により主流の軸流速度成分  $U(z)$  は、上下流を通じて変化せず、翼列方向速度成分は翼列上流で  $V^-(z)$ 、下流で  $V^+(z) = U(z) \tan \beta_2$  となる。計算するに当って、長さは翼幅長 ( $h$ )、速度は翼幅中央の軸流速度 ( $U_{z=1/2}$ ) で無次元化している。

#### 2. 1 翼列上下流の流れ場

翼列によって生じる主流からの微小変動分の速度及び圧力を  $u, v, w, p$  とおくと基礎式は次の様になる。但し、定常及びアクチュエータディスクの仮定より ( $\partial/\partial t$ )、( $\partial/\partial y$ ) の項は0となり、微小変動成分の積の項は2次の微小量として無視した。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial u}{\partial x} + w \frac{dU}{dz} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

$$U \frac{\partial v}{\partial x} + w \frac{dV}{dz} = 0 \quad (3)$$

$$U \frac{\partial w}{\partial x} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$

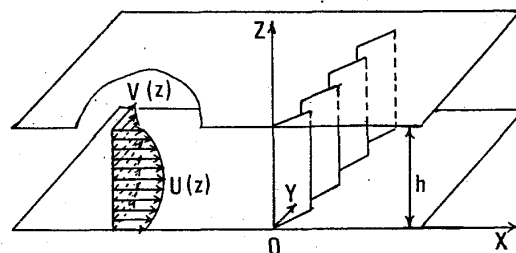


図1. 翼列と座標系

式(2)、(4)より  $p$  を消去して次式が得られる。

$$U \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = w \frac{d^2 U}{dz^2} \quad (5)$$

$U(z)$  が一般的に与えられた場合は  $w$  の固有関数系を数値的に求める必要があるが、

$$U(z) = U_0 \cos a(z-b) \quad , U_0, a, b : \text{定数}$$

で近似される場合、式(5)は式(6)の様になり解析が大いに簡略化される。

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} = -a^2 w \quad (6)$$

式(6)を解いて、さらに式(1)、(3)、(4)に代入すると

$$w^\pm = \sum_{n=1}^{\infty} A_n^\pm \exp(\mp \lambda_n x) \sin \frac{n\pi z}{h} \quad (7)$$

$$u^\pm = \pm \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n^\pm}{\lambda_n} \exp(\mp \lambda_n x) \cos \frac{n\pi z}{h} + f_1^\pm(z) \quad (8)$$

$$v^\pm = \pm \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n^\pm}{\lambda_n} \exp(\mp \lambda_n x) \frac{1}{U(z)} \frac{dV^\pm(z)}{dz} \sin \frac{n\pi z}{h} + f_2^\pm(z) \quad (9)$$

$$p^\pm = \mp \rho_0 U_0 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n^\pm}{\lambda_n} \exp(\mp \lambda_n x) \left\{ a \sin a(z-b) \sin \frac{n\pi z}{h} + \frac{n\pi}{h} \cos a(z-b) \cos \frac{n\pi z}{h} \right\} + f_3^\pm(x) \quad (10)$$

が得られる。但し、 $\lambda_n^2 = (n\pi/h)^2 - a^2$  (添字 -, + は翼列上下流に対応)

ここで、無限上流ですべての変動が消滅することより、 $f_1^-(z), f_2^-(z)$  は 0 となる。

また、式(7)、(8)、(10)を式(2)に代入すると  $df_3^+/dx = 0$  となり、 $f_3^+ = \text{一定}$  となる。

翼列下流においては、次の様に表す。

$$f_1^+(z) = \sum_{n=0}^{\infty} B_n^+ \cos \frac{n\pi z}{h} \quad , f_2^+(z) = \sum_{n=0}^{\infty} C_n^+ \cos \frac{n\pi z}{h}$$

## 2. 2 境界条件 (1)

(1) 軸流方向速度成分の一致

$$U + u^- = U + u^+ \quad \text{より} \quad u^- = u^+$$

(2) 翼幅方向速度成分の一致

$$w^- = w^+$$

(3) 後縁における流出角と速度の関係

$$V^- + v^- = (U + u^+) \tan \beta_2 \quad \text{より} \quad v^- = u^+ \tan \beta_2$$

(4) 翼列における全圧損失

各翼幅位置での局所的な流入角 ( $\beta_1$ ) 及び転向角 ( $\theta$ ) に対し、二次元翼列のデータ (NACA 65-810) (2) を適用して与える (図2)。但し最小損失係数を  $\zeta = 0.015$ 、失速したと思われる時の最大損失係数を  $\zeta = 0.15$  と仮定して用いた。

これらの境界条件から未知係数を決定するには、各係数を第  $N$  項まで打ち切って

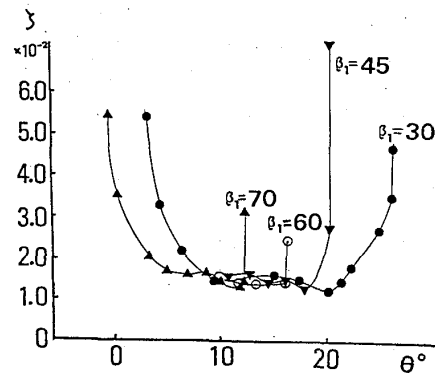


図2. 全圧損失データ

連立方程式を解くことになる。未知数の数は  $A n^{-}$ ,  $A n^{+}$  で  $2 N$  個,  $B n^{+}$ ,  $C n^{+}$  で  $2 N + 2$  個,  $f_{3+}$  を合わせて計  $4 N + 3$  個である。一方境界条件は、(1)が  $N$  個、(2), (3), (4)は各々が  $n = 0$  を含む  $N + 1$  個の境界条件を与えるため、やはり  $4 N + 3$  個存在し、連立方程式を解くことができる。今、 $N = 11$  としている。

### 3. 結果及び考察

翼列性能の指標として、全圧損失係数と、ベルヌーイの法則を用いて計算した理論静圧上昇  $\Delta p = \rho_0 (q_2^2 - q_1^2) / 2$  (但し  $q_1, q_2$  は上下流の速度を表す) を選び、その流量平均値  $\bar{v}$ ,  $\overline{\Delta p}$  について、 $\bar{v}$  を小さく  $\overline{\Delta p}$  を大きくするものを良いとした。

#### 3.1 主流に剪断がない場合

図3に  $U = V = 1$  の場合の  $\bar{v} - \overline{\Delta p}$  を示す。図中の実線は流出角  $\beta_2$  が一定の線で、その他の印が翼幅方向に  $\beta_2$  を変化させた時 (以下振った時と表現) を表している。また全般的に  $\beta_2$  を大きくすると転向角  $\theta$  が小さくなり負荷が減るため、「緩める」と表現し、逆に  $\beta_2$  を小さくした場合を「きつくする」と書くこととする。

全体的に  $\bar{v}$  が小さい時 ( $\beta_2 = 27^\circ$ )、先端部を緩めても  $\bar{v}$  は下がらず、 $\overline{\Delta p}$  だけが小さくなるので良くない (図  $\Delta$  印)。また流れが失速を起しそうな時 ( $\beta_2 = 25^\circ$ ) に先端部をきつくすると  $\overline{\Delta p}$  は多少大きくなるが、先端部で失速を起してしまい良くない。この2点については、主流に剪断がある場合にも言える。 $\bar{v}$  が小さい時に先端部をきつくした場合 (図 + 印) 及び、失速寸前の時に先端部を緩めた場合 (図  $\times$  印) は、ともに実線の左側 ( $\overline{\Delta p}$  が小さい) にあり性能は良くならない。また先端部を振った場合と中央部を振った場合の結果が同じであったこととも併せて、主流が一様である時には、振ることの効果がなく、負荷分布が一定であるのが良いことがわかった。

#### 3.2 主流が剪断流の場合 (但し $V = U$ , 翼幅中央で対称な剪断流 ( $b = h/2$ ))

図4に主流の剪断分布が弱い場合を示す。この図の  $\times$  印は先端部で失速している時 ( $\beta_2 = 25^\circ$ ) に先端部を緩めたもので、A, B, C, (2°緩めた時) は実線部の右側にあり、 $\overline{\Delta p}$  をそれ程落とさずに  $\bar{v}$  を小さくできる。また翼幅の1/11を振ったAよ

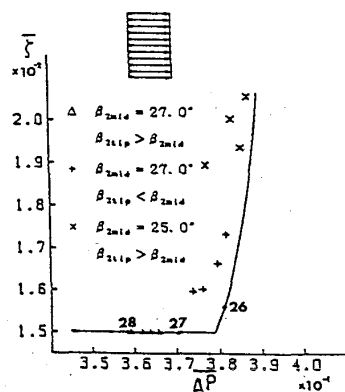


図3. 翼列性能 ( $a=0.0$ )

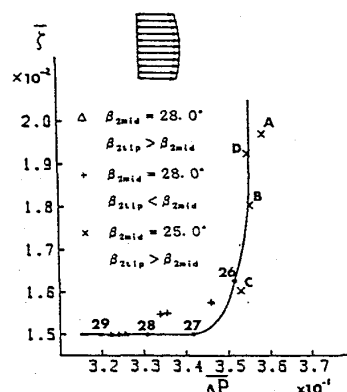


図4. 翼列性能 ( $a=1.0$ )

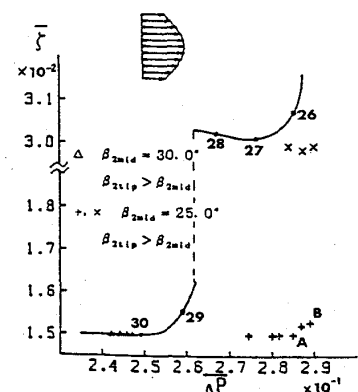


図5. 翼列性能 ( $a=2.0$ )

りも2/11、4/11と内側まで振ったB、Cの方がより $\bar{\zeta}$ を小さくできる。しかしD(4°  
緩めた時)は、 $\overline{\Delta p}$ が下がり過ぎてしまい、振り過ぎであろう。

図5に主流の剪断分布が強い場合を示す。点線部は、先端部で失速を起こしてしま  
ったため $\bar{\zeta}$ が不連続となっている。先端部が失速寸前の時( $\beta_2=26^\circ$ )及び失速して  
いる時( $\beta_2=25^\circ$ )には、先程と同様先端部を緩めると $\overline{\Delta p}$ をあまり落とさずに $\bar{\zeta}$ を  
小さくできる(+印)。この場合少なくとも失速を起こしている部分まで緩めない  
と失速はおさまらない(x印)。さらに全体が失速を起こしている時( $\beta_2=24^\circ$ )には、  
先端部をいくら振っても失速はおさまらない。 $\overline{\Delta p}$ に関しては、負荷が大きい程大き  
くなるので、中央で失速を起こさないでなるべく負荷の大きい $\beta_2=25^\circ$ の時に先端部  
を緩めたものが $\bar{\zeta}-\overline{\Delta p}$ に関しては最も良いと言える。また振り方は、失速領域(2/  
11)ぎりぎりを振ったBでは振った内側で $\bar{\zeta}$ が大きくなってしまうため、もうすこし内  
側(3/11)から振ったAの方がよい。

そこで、(a)全体が失速していない状態( $\beta_2=30^\circ$ ) (図6)、(b)先端部で失速し  
ている状態( $\beta_2=25^\circ$ ) (図7破線)、(c)(b)において先端部を緩めて損失を小さく  
した状態(図7実線)、について比較してみる。

・流入角 $\beta_1$ 、転向角 $\theta$  ( $\theta'=\theta+34^\circ$  目盛りをずらす)と全圧損失係数 $\zeta$  (図左側)

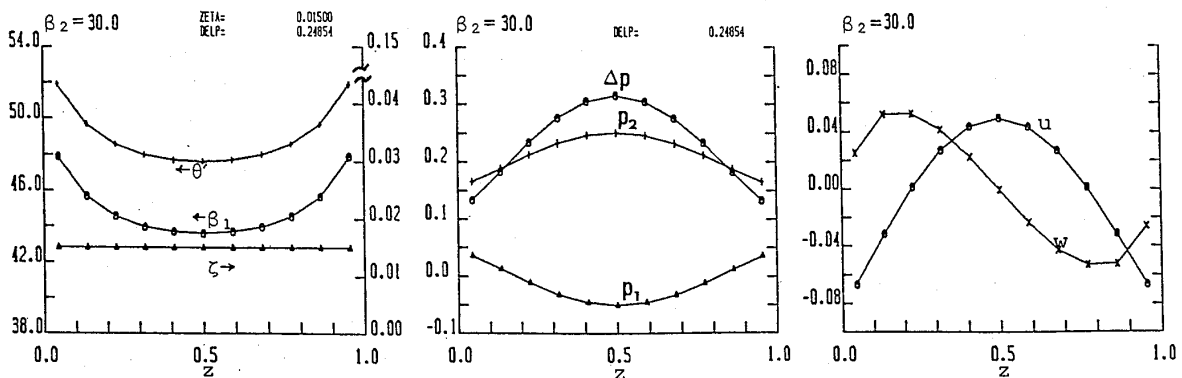


図6. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=2.0, \beta_2=30.0$  const.)

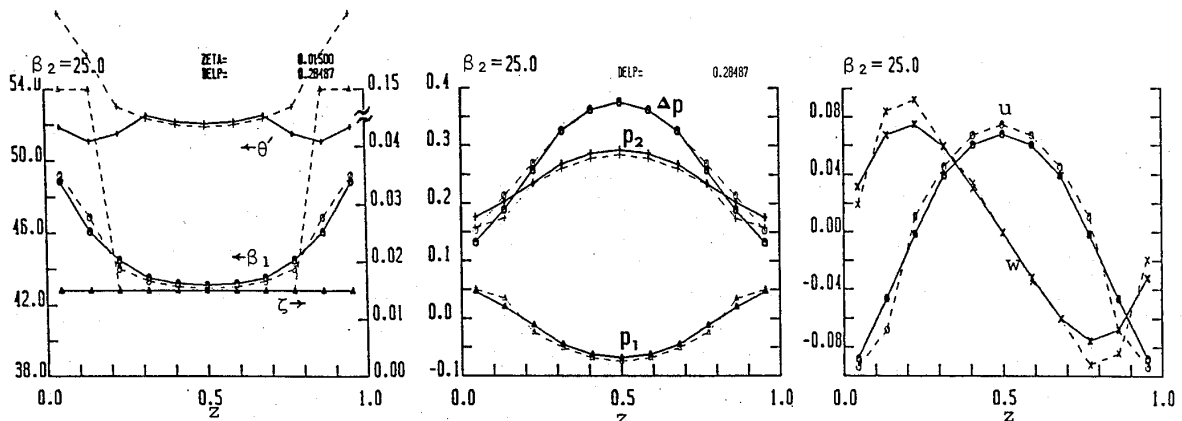


図7. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=2.0, \beta_2(z=1/2)=25.0, \beta_2(\text{tip})=31.0, z_{\text{twist}}=3/11$ , 破線: $\beta_2=\text{const.}$ )

(a)の場合、全体的に $\alpha$ が最小であるが、先端部では $\beta_1$ ,  $\theta$ とも大きくなっている。そして(b)では先端部でさらに $\beta_1$ ,  $\theta$ が増えて失速を起こし、 $\alpha$ も大きくなる。しかし、翼幅中央部では(a)に比べても損失は小さくなっている。(c)では、先端部で $\beta_1$ ,  $\theta$ が小さくなり失速がおさまっている。中央部では、振る前よりも $\beta_1$ ,  $\theta$ はやや大きくなっているがまだ失速には余裕があるため $\alpha$ は大きくならない。

・静圧上昇 (図中央)

いずれの場合も中央部で $\Delta p$ が大きく、先端部では小さい。(b)は(a)に比べて全体的に $\Delta p$ が小さいが、特に中央部で顕著である。(c)では、中央部で $\Delta p$ が(b)と殆ど変わらないため、全体的にもそれほど低下しない。先端部では $\Delta p$ が小さくなっているが、流量が少ないために影響は小さい。

・速度分布  $u$ ,  $w$  (図右側)

(a)、(b)の場合とも翼幅方向速度 $w$ が中央に向かっており(中央より左で正、右で負)その結果、軸流方向速度変動分 $u$ も中央部で大きくなり(流量が増え)先端部で小さくなる。またその傾向は負荷の大きい(b)の方が強い。(c)では(b)に比べて $w$ を抑える方向に働いている。

以上より、主流に剪断のある場合には、翼に振りがなければ翼幅方向に内側向きの流れが生じるため、中央部で流量が増え流入角及び転向角が小さくなり安定になる。しかし、逆に先端部では流量が減り流入角が大きくなるため、流出角を小さくすると失速を起こしてしまう。この傾向は剪断が強いほど顕著に現れる。また圧力上昇は、流出角が小さい程全体的に大きくなる。従って、流量の多い中央部で流出角を減らして $\Delta p$ をかせぎ、先端部で $\alpha$ が大きくならないように緩めた翼が理想的であると思われる。また振り方も剪断が弱いときは、中央部と先端部の差があまりないので小さく内側の方まで振り、剪断が強いときは、中央部でかなり余裕があるため、先端部を大きく緩め、余り内側まで振らない方が良い。但し、少なくとも失速している領域までは振らなければ、図8に示されるように失速がおさまらない。

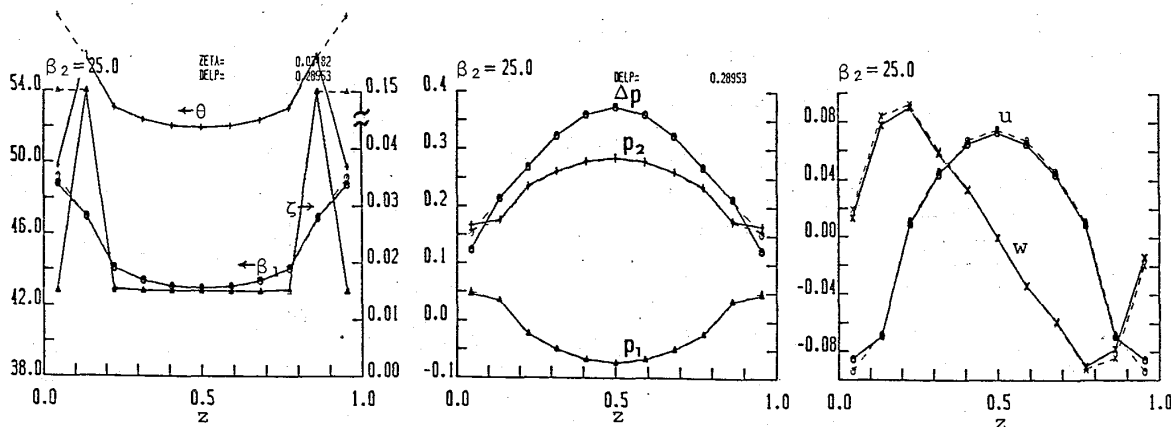


図8. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=2.0$ ,  $\beta_{2(z=1/2)}=25.0$ ,  $\beta_{2(tic)}=31.0$ ,  $z_{twist}=1/11$ , 破線: $\beta_2=const.$ )

3. 3 剪断が非対称の場合 ( $b \neq h/2$ の時)

主流の剪断が非対称の場合も対称な時とほぼ同じことが言える。但し、1つだけ注目すべき事は、翼幅方向の流れが両端から内側を向くのではなく、剪断の大きな方から小さな方へと向いていることである。これによって剪断の小さい方の一端で流入角が減るために緩める必要がなくなる。

3. 4 軸流方向にのみ剪断を持つ場合

軸流方向速度成分  $U$  のみ剪断を持ち、翼列方向速度成分  $V$  が一定 ( $V$  は、翼幅  $3/4$  の位置の  $U$  に等しい) の場合の翼列性能を表1に示す。これは、軸流入剪断流中を  $V$  で走る動翼列を想定している。そこで今後この形を動翼、前の形を静翼と呼ぶことにする。動翼の場合先端部で流入角が大きいため、失速を起こし易くなっている。失速を起こしていない時 ( $\beta_2 = 32.0^\circ$ ) を図9に示す。静翼の場合と異なり、翼幅方向の流れが内側から外側に向かっているのは、翼端での圧力上昇が大きく流れ易いためであり、その結果先端部で流量が増し転向角が小さくなる。しかし、先端部で失速を起こした時 (図10) には、失速部には流れが向かって行かず流量は減少する。動翼の場合も中央部の負荷を大きくし、先端部で緩めることが性能の向上につながるが、静翼の場合よりも先端部と中央部での差が大きいため、振り方も大きく中央まで振る必要がある。このようにして作った翼列の性能を図11に示す。翼幅方向速度が中央を向き、静圧上昇が中央部で大きくなるなど静翼の傾向に近づいていることが判る。以上より、振る前は中央部が殆ど力を出し切るこ

表1. 動翼翼列性能

	$\beta_{2z=1/2}$	$\beta_2 \text{ tip}$	$z \text{ twist}$	$\bar{\zeta}$	$\bar{\Delta P}$	$U_{stall}$	$z_{stall}$
A	28.0	32.0	1/11	0.1550	0.3086	.99	2/11
B	28.0	32.0	2/11	0.1500	0.3053	.98	1/11
C	28.0	32.0	4/11	0.1500	0.2975	.98	1/11
D	28.0	34.0	1/11	0.1543	0.3059	.99	2/11
E	28.0	34.0	2/11	0.1500	0.3005	.92	1,3/11
S	24.0	33.0	4/11	0.1500	0.3203	.96	5/11

が出来ず、大きく振ることによって初めて、中央部で  $\Delta p$  を稼ぐことが出来るのである。

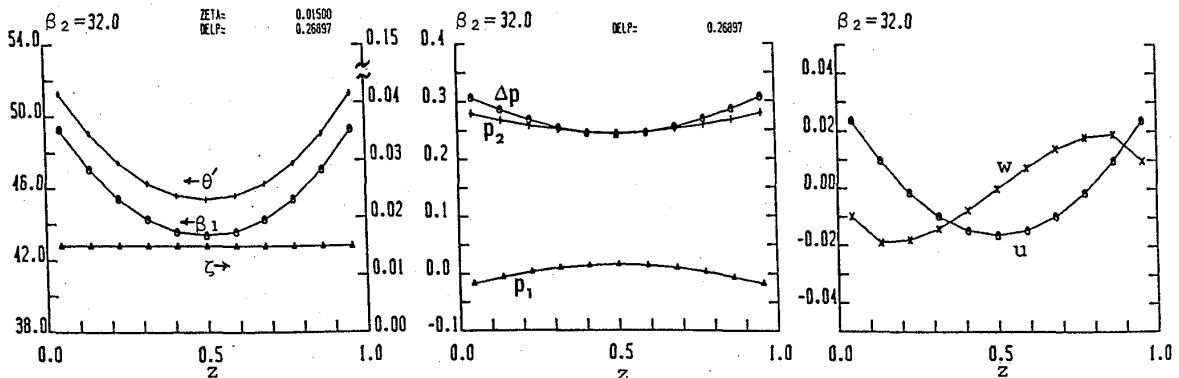


図9. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=1.5, \beta_2=32.0 \text{ const.}$ )

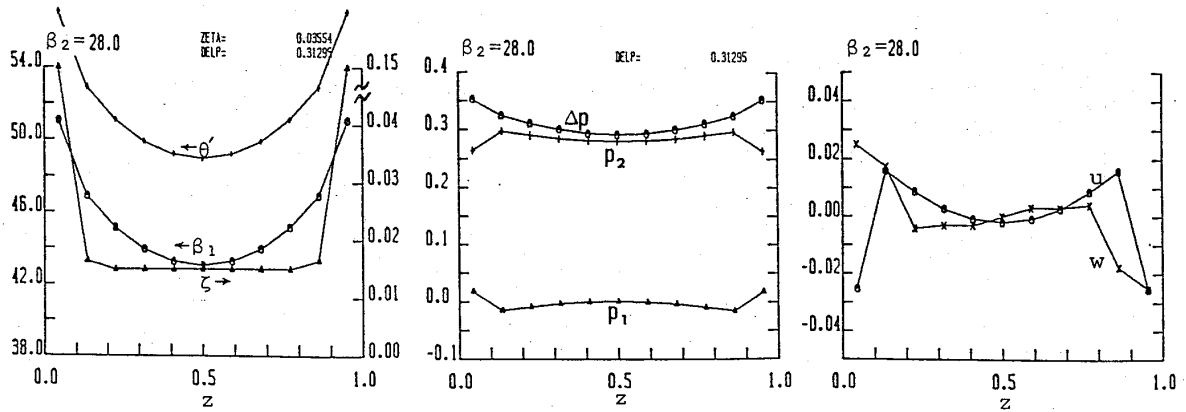


図10. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=1.5, \beta_2=28.0 \text{ const.}$ )

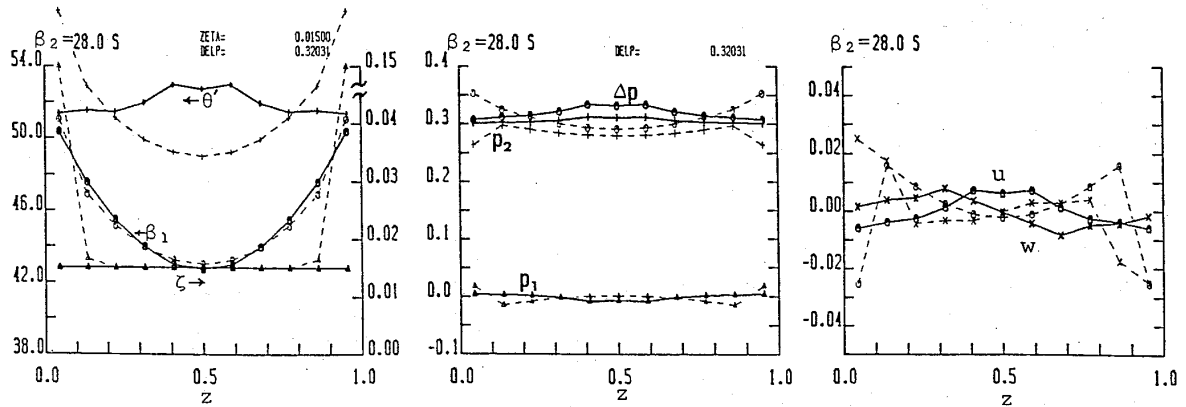


図11. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=1.5, \beta_2(z=1/2)=24.0, \beta_2(t10)=33.0, z_{twist}=4/11, \text{破線: } \beta_2=\text{const.}$ )

### 3. 5 設計点外での作動性能

翼列の性能として作動領域の広さということも重要な要素となる。表1は、動翼列において軸流速度  $U$  を一律に減少させていった時に、いつ ( $U_{stall}$ )、どの部分で ( $z_{stall}$ ) 失速が起こるかを示している。先端部 1/11だけを振った A、D では、振りの内側部で主流の変化に弱く (2/11が失速)、 $\bar{c} - \overline{\Delta p}$  においては良好とされた B も作動範囲が狭い。また徐々に小さく振った C よりも、失速し易いところ (2/11) までを大きく振った E でかなり広がっている。また、中央部をかなりきつくし先端部で緩めた S もそれほど弱くはない。図12, 13に E と S の失速寸前の性能を示す。両者とも失速しそうな部分での流量の減少はあるとはいえ、速度分布には殆ど変化がみられない。以上より、一部でも無理があるとそこが擾乱に弱く失速し易いため、その様な箇所を作らないこと、即ち負荷分布を調整してなるべく失速余裕が一樣になるようにすることが作動領域を広げることがわかった。



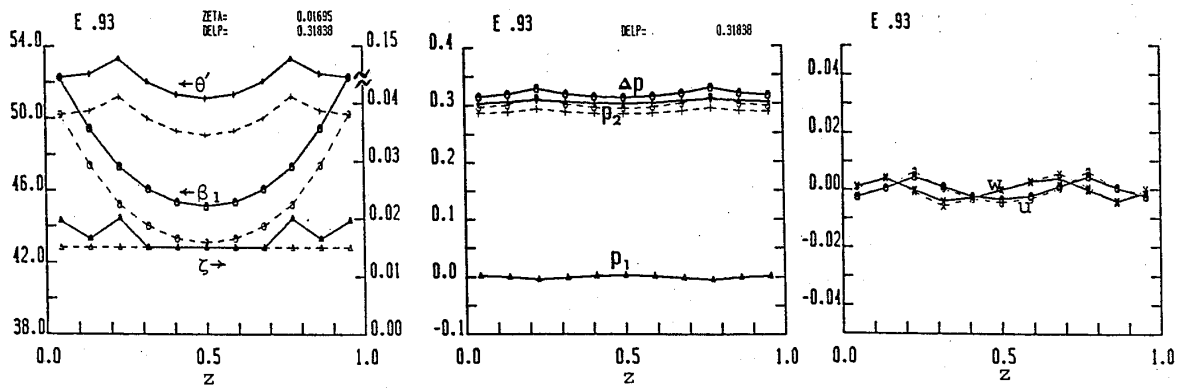


図12. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=1.5, \beta_{2(z=1/2)}=28.0, \beta_{2tip}=34.0, z_{twist}=2/11, U=0.93$ , 破線:  $U=1.0$ )

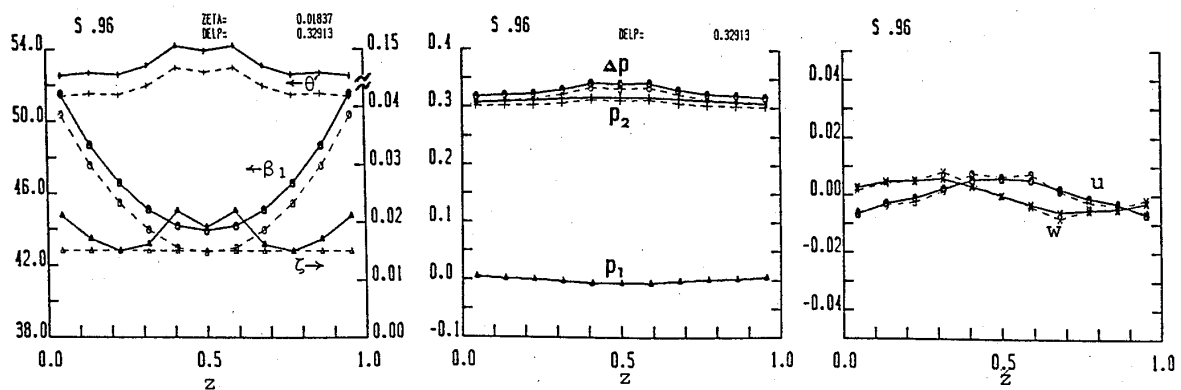


図13. 翼幅方向の性能及び流れ場 ( $a=1.5, \beta_{2(z=1/2)}=24.0, \beta_{2tip}=33.0, z_{twist}=4/11, U=0.97$ , 破線:  $U=1.0$ )

#### 4 結論

限られた形ではあるが、主流速度に剪断がある場合に、翼の負荷分布を変えることによって翼列性能及び流れ場がどの様に変化するかをアクチュエータディスク法により調べ、以下の結果を得た。

- (1) 主流に剪断がない場合には、振ることの効果はみられない。
- (2) 剪断流の場合は、先端部の負荷を軽くするように振ると良く、振り方も剪断が弱いときは全体的に少しだけ、強い場合は失速しそうな領域だけを大きく振ると良い。
- (3) 作動領域を広くすることも考慮すると失速するまでの余裕が全翼幅にわたって同じである方が望ましい。
- (4) 性能の良い翼列を通った流れは、流量の多い方へと集まっていく傾向がある。

#### 文献

- (1) 梶 他 2 名 機論, 47-419, B(昭和 56-7), 1177.
- (2) Herrig, L. J., 他 2 名 NACA TN. 3916 (1957)

## 多段軸流圧縮機の非定常ギャップの解析と実測

\* 服部 敏雄 (株)日立製作所 機械研究所  
加藤 泰弘 (株)日立製作所 機械研究所

## 1. 緒言

ガスタービン、軸流圧縮機などの設計に際しては動翼先端とケーシング内周あるいは静翼先端とロータ外周間の定常ギャップをできるかぎり小さくしつつ、かつ非定常的には両者が接触しない十分な余裕を確保するという性能、信頼性両面からの要求が高くなってきている。本論文は、これらの翼先端ギャップの非定常応答を簡易モデルで予測する方法を提案すると同時に、実際に製作した17段軸流圧縮機の動翼先端ギャップの実測結果との比較を行い、その予測法の妥当性を確認したものである。

## 2. 動翼先端ギャップの予測方法

本予測法におけるロータ及びケーシングの非定常熱解析、応力・変形解析は図1に示す如く、まず両者を各段毎に輪切りにし、かつ、各段毎のディスク、ケーシングを多重の同心リングに分割し、その各々を一様厚さの円板とみなし、これらを接続して円板全体の非定常温度分布、応力・変形分布を求めるものである<sup>(1)(2)</sup>。まず非定常熱解析に関しては、隣接リング要素間の接合点において両要素の温度及び熱流が等しいこと。作動流体からの熱伝達はディスク外周面とケーシング内周面からのみとし、他は断熱とする、などの条件で行なった。ここでこれら熱伝達面での熱伝達率は次のように求めた。

## (a) ディスク外周の熱伝達率

ディスク外周の熱伝達率は動翼がフィンの働きをするため見かけ上熱伝達率は上昇する。この効果も含めた見かけ上の熱伝達率は一般に次式で示される。(図2参照)

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (1)$$

$$h = \frac{L + S_H}{2LS_H} \lambda \cdot Nu \quad (2)$$

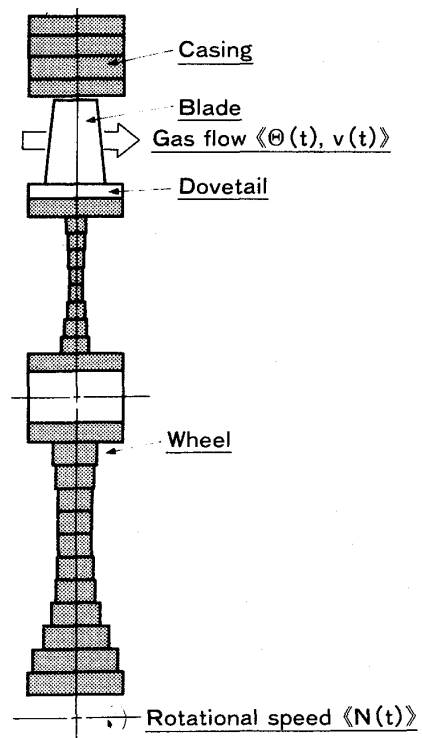


図1 動翼先端ギャップ解析用モデル

$L$ ;プレート高さ(m)      $S_H$ ;ブレード根元でのピッチ(m)

$Re$ ;レイノルズ数

$Nu$ ;ヌッセルト数

$\lambda$ ;熱伝導率(kcal/m hr °c)

$h$ ;熱伝達率(kcal/m<sup>2</sup> hr °c)

$$Re = \left( \frac{2LS_H}{L+S_H} \right) \frac{G/g}{\mu} \quad (3)$$

$G$ ;単位面積当たりの主流ガス流量(kg/fm<sup>2</sup> hr)

$g$ ;重力の加速度(m/hr<sup>2</sup>)

$\mu$ ;粘性係数(kgf. hr/m<sup>2</sup>)

$Pr$ ;プラントル数

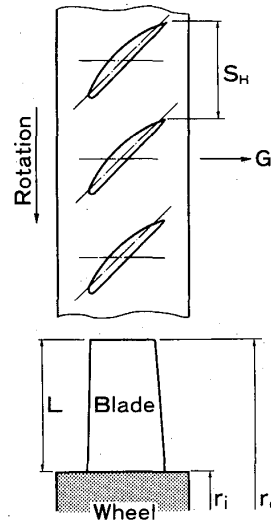


図2 動翼の寸法諸元

(b)ケーシング内周の熱伝達率

ケーシング内周の場合、静翼はケーシング内周にルーズに嵌合していると考えられるため、静翼のフィンの効果を無視して次式

$$Re = 2L \frac{G/g}{\mu} \quad (3')$$

$$h = 2L\lambda Nu \quad (2')$$

を(1)式に代入して求められる。

次にディスクの応力・変形解析は、まず各リング要素内の応力を次のようなつり合い式と適合条件式を組み合わせて求め、

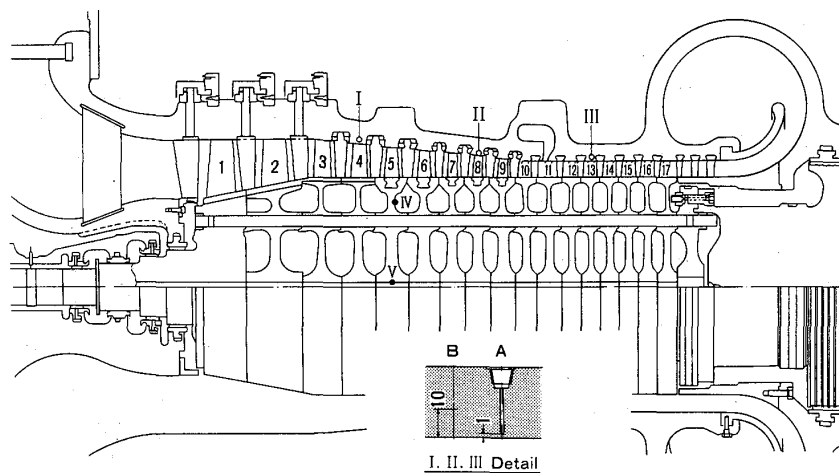


図3 17段軸流圧縮機ロータ、ケーシング温度測定点

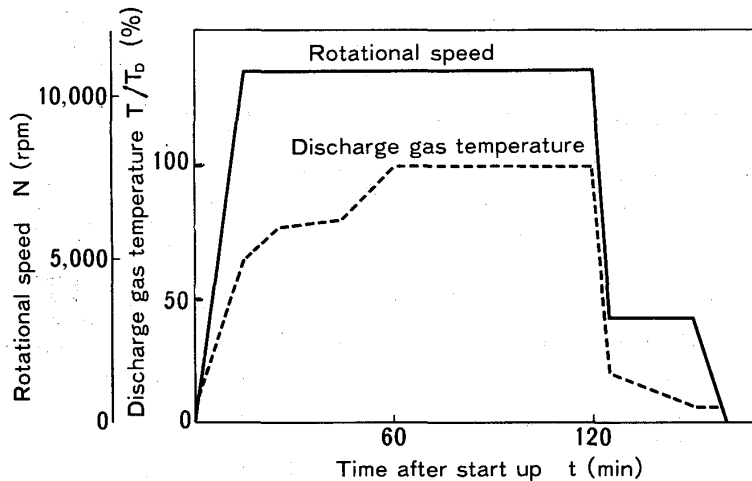


図4 17段軸流圧縮機起動・停止パターン(I)

$$\frac{d}{dr}(r - \sigma_r) - \sigma + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 = 0 \quad (4)$$

$$r \frac{d}{dr}(\sigma_\theta - \nu \sigma_r) - (1 + \nu)(\sigma_r - \sigma_\theta) - E \alpha r \frac{d\Theta}{dr} = 0 \quad (5)$$

$\sigma_\theta, \sigma_r$ ; 周方向及び径方向応力 ( $kgf/mm^2$ )

E; 縦弾性係数 ( $kgf/mm^2$ )

$\nu$ ; ポアソン比

$\alpha$ ; 線膨張係数

$\omega$ ; 角速度 ( $sec^{-1}$ )

$\Theta$ ; 温度

次に各要素接合点における径方向力のつり合いと変位の適合条件よりディスク全体の応力・変位分布を求めた。さらにディスク

部は遠心変形<sup>(3)</sup>、動

翼部は遠心変形と熱変

形を考慮して動翼先端

の変形量を求めた。ケ

ーシング内周の変位量

については先述の熱解

析結果をもとにした熱

変形解析より求めた。

またこの両変位量の差

から動翼先端ギャップ

の変動を予測した。

### 3. 非定常温度の予測

結果と実測結果の比較

先の非定常熱解析の

妥当性を確認するため

に図3に示す如く17段

軸流圧縮機のケーシ

ング、ロータに熱電対を

取り付け実測した。図

4に5段ディスクの温度

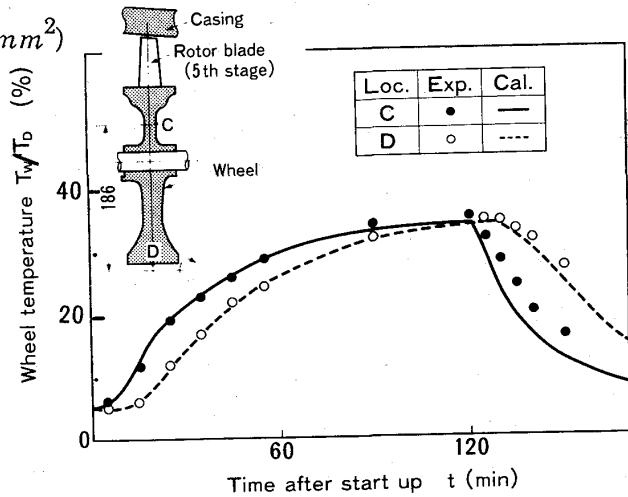


図5 5段ディスク非定常温度

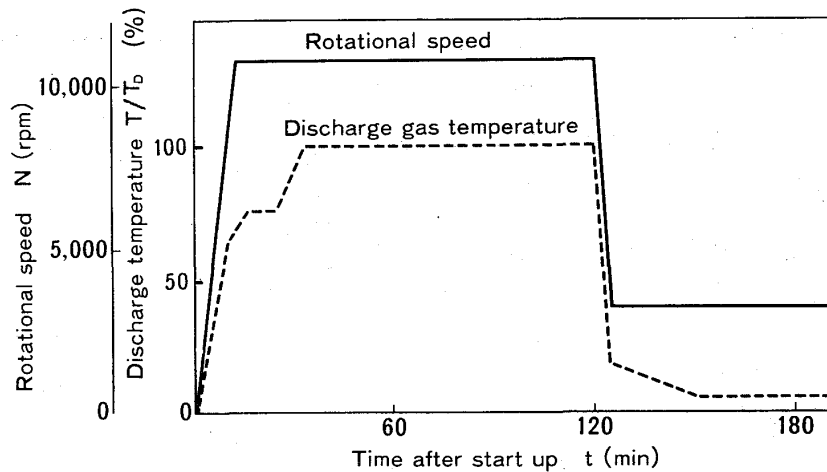


図6 17段軸流圧縮機起動・停止パターン(II)

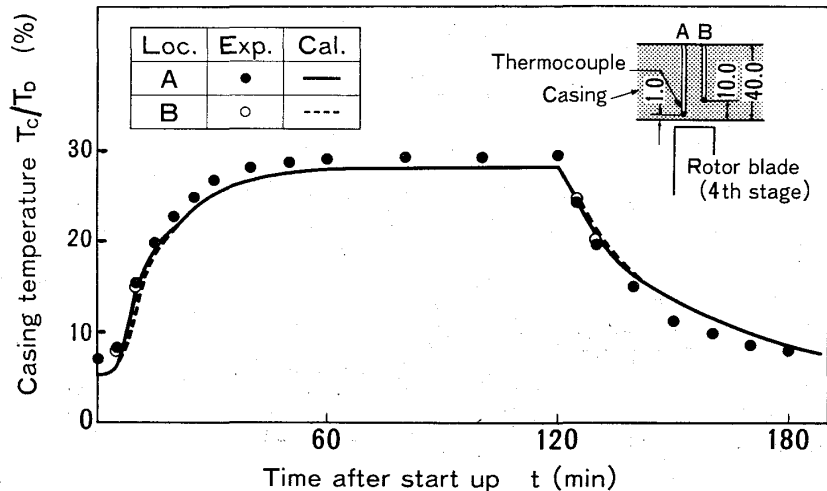


図7 4段ケーシング非定常温度

を実測した時の起動・停止パターンを示す。又、図5に5段ディスク内周、外周ウェブC部の温度変動の実測結果

と熱解析結果の比較を示す。

実測結果と解析結果は起動時・停止時ともに比較的よく一致している。ケーシング

4段部、8段部及び13段部の温度の実測時の起動パターンを図6に、温度変動の実測結果と解析結果の比較を

図7~図9に示す。ディスクの場合と同様起動時・停止時いずれも実測結果と解析結果は比較的よく一致しており、熱伝達率の予測法及び多重リングを用いての非定常熱解析法の妥当性が確認された。

4. 動翼先端ギャップの計測方法

動翼先端とケーシング内周との間のギャップ計測には図10に示す放電式ギャップセンサー(精度±0.05mm、可測範囲10mm)を用いて行なった。センサ本体の先端部を図に示す如くケーシングに設けた孔に固定し、この内部の電極を送りだし、電極先端が回転中の動翼先端に接近し放電するまで

図11 17段軸流圧縮機動翼先端ギャップ測定位置

図10 放電式ギャップセンサー

動翼先端とケーシング内周との間のギャップ計測には図10に示す放電式ギャップセンサー(精度±0.05mm、可測範囲10mm)を用いて行なった。センサ本体の先端部を図に示す如くケーシングに設けた孔に固定し、この内部の電極を送りだし、電極先端が回転中の動翼先端に接近し放電するまで

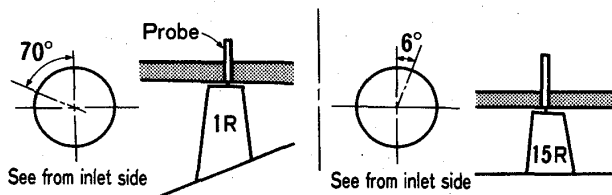


図11 17段軸流圧縮機動翼先端ギャップ測定位置

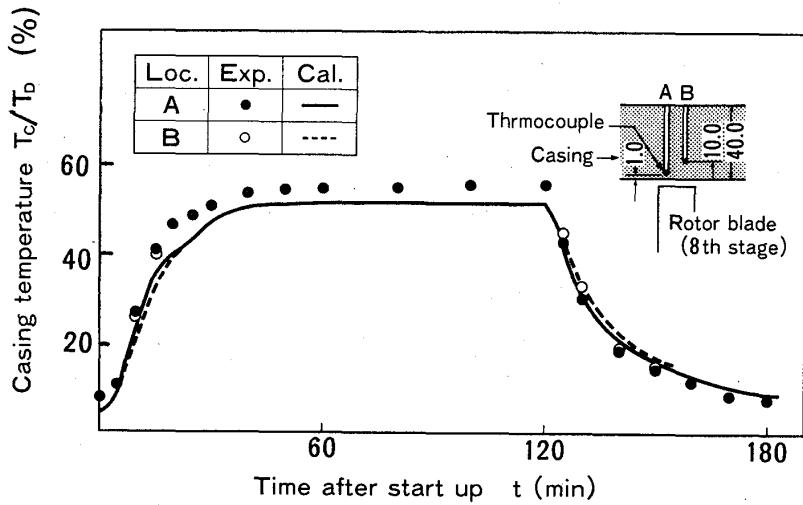


図8 8段ケーシング非定常温度

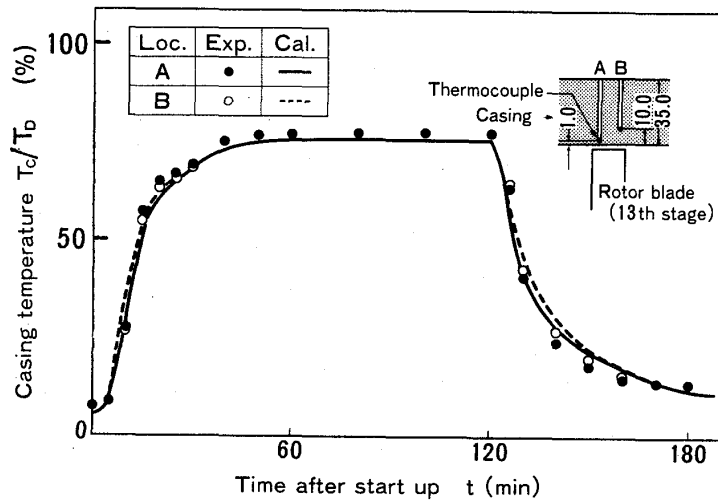


図9 13段ケーシング非定常温度

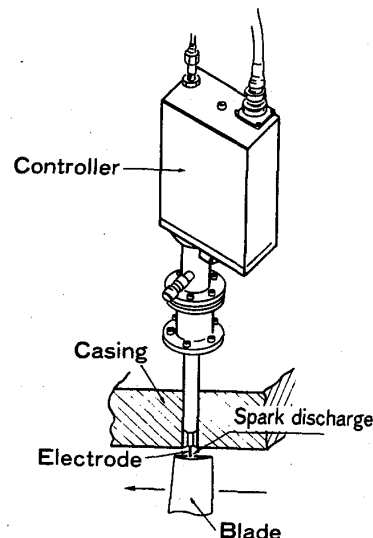


図10 放電式ギャップセンサー

の移動量を逐次自動計測し、ケーシング内周と動翼先端間のギャップの非定常変化を読み取る。本ギャップセンサーを図11に示す如く1段動翼と15段動翼先端部にセットし、これらの段の起動から定格運転、停止までの非定常動翼先端ギャップを実測した。

### 5. 動翼先端ギャップの計測結果と予測結果の比較

図12黒丸に1段動翼先端ギャップ計測結果を示す。この時の起動・停止パターンは図4に示す。起動後1段ディスク、動翼及びダブテールはめ合い部の遠心変形により急激にギャップは縮まり、降速によりまた元に戻っている状況がよくわかる。

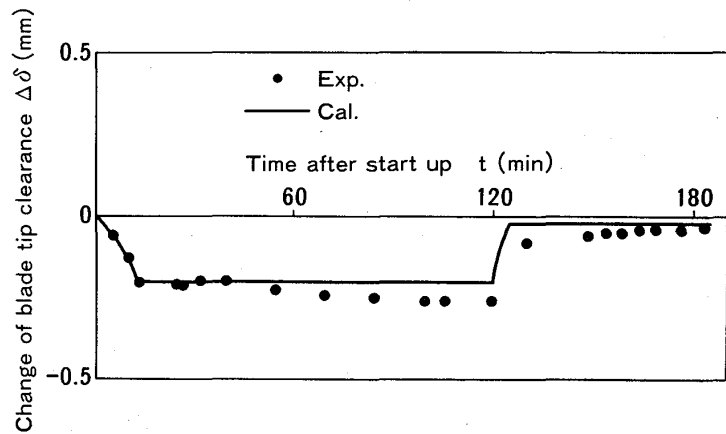


図12 1段動翼先端ギャップの実測結果と予測結果の比較

この実測結果から初段部ではケーシング側、ロータ側ともに温度変化がほとんどないため、ギャップ変化のほとんどがロータ側の遠心変形であることがよくわかる。実線は遠心変形のみを考慮した予測結果であるがかなりよく一致している。

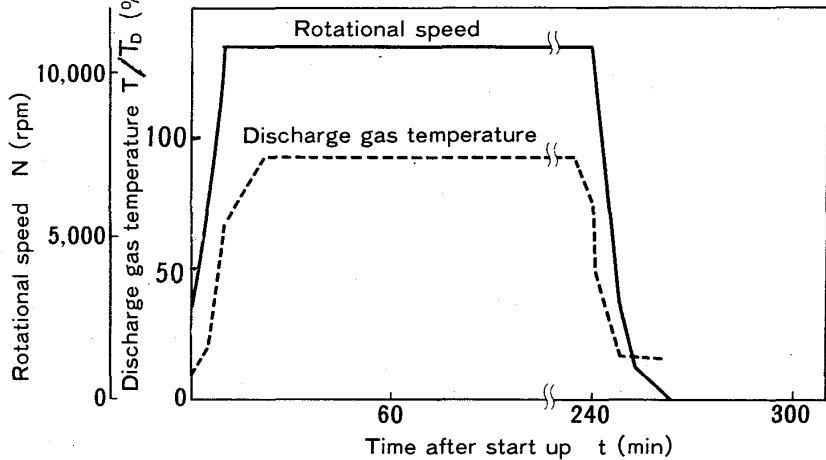


図13 17段軸流圧縮機起動・停止パターン(III)

図13に15段動翼先端ギャップの実測を行なった時の起動・停止パターンを示す。図14黒丸にその時の15段動翼先端ギャップの実測結果を示す。起動直後ロータ側の遠心変形、熱変形によりギャップは急激に減少するが、その

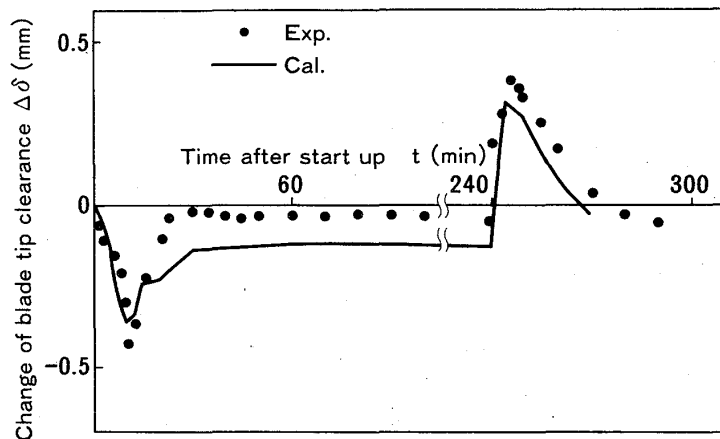


図14 15段動翼先端ギャップの実測結果と予測結果の比較

後ケーシングの熱変形が追従してほぼ元のギャップ量に戻ることがわかる。又、停止時は起動時とほぼ逆の挙動を示すことがわかる。いずれにしても後段部は熱変形を伴うため、初段部と比べかなり複雑なギャップ変動をすることがわかる。予測結果を実線で示すが実測結果との差はせいぜい0.1mm程度の精度で一致している。これらの差は本解析が、各段毎輪切りにして独立して行なっていること、さらにロータの軸受内での偏心、ケーシングのゆがみ変形等によるものと考えられる。これらについては今後より詳細に検討したい。

## 6. 結言

多重リングモデルを用いたケーシング、ディスクの非定常熱解析、変形解析の結果から非定常動翼先端ギャップを予測する方法を試み、17段軸流圧縮機の初段、15段の放電式ギャップセンサーによる実測結果との比較を行なった。両者とも比較的よい一致が見られ、本報告でのシンプルモデルによっても充分前段側から後段側まで動翼先端非定常ギャップが予測できることがわかった。

### 参考文献

- (1)T.Hattori, H.Ohnishi and M.Taneda ; J. Eng. for Gas Turbine and Power, 110 (1988) 41
- (2)T. Hattori, H. Ohnishi and S. Sakata ; 87-Tokyo-IGTC-94 (1987)
- (3)服部、ほか2名、機論(A),52-475(昭61)663

任意形状の振動翼列に働く非定常空気力に関する研究  
(第2報, 三次元非圧縮翼列)

\* 小林 孝雄 (東 芝)  
高田 浩之 (東京大学工学部)

### 1. まえがき

本研究は任意の翼断面形状をもち、任意の翼列配置を有する三次元の翼列が一様流中で微小振動する場合に、それに働く非定常空気力を数値的に求めようとするものである。前報<sup>(1)</sup>において、二次元翼列について、計算格子・境界条件等各種の検討を行い、計算法の妥当性を確認した。本報においてはその検討結果を踏まえ、三次元翼列へ拡張することを考える。

まず、翼列のまわりの定常流の場の解を求め、次いでそれに重畳された翼振動に基づく非定常微小変動の流れ場を、定常流れ場の三次元性や定常後流面のねじれ、翼列配置・振動モードの三次元性などを考慮に入れて計算する。ただし、流れは非粘性、非圧縮としポテンシャル解法を用いている。

三次元振動翼列の非定常空気力に関する研究については、従来2~3の報告がなされている<sup>(2,3他)</sup>。しかし、これらの多くにおいては薄翼理論が用いられ、さらには定常な翼負荷を有しないか、あるいは有っても小さい場合、または平行壁間の直線翼列を想定するなど各種の単純化が行われている。これに対し、本研究は現在のところ非圧縮を仮定する以外は、全く一般的な三次元振動翼列の非定常空気力の計算法を提示する点に特長がある。

### 2. 計算法

問題の対象としては、角速度 $\Omega$ で回転している動翼列を考える(図1)。絶対流れが非圧縮ポテンシャル流れとすれば、その支配方程式は速度ポテンシャルを $\phi$ とするとき、ラプラス方程式 $\nabla^2\phi=0$ である。座標系としては、翼と共に角速度 $\Omega$ で回転す

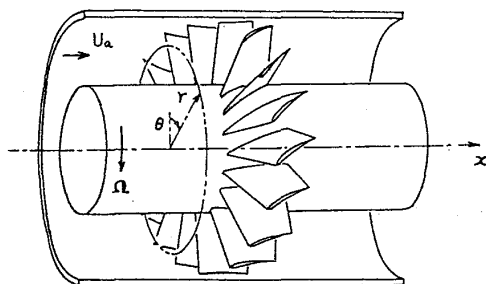


図1 解析対象

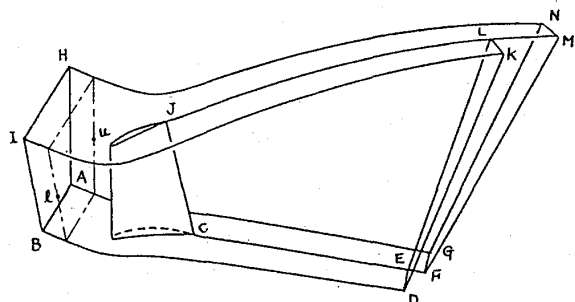


図2 計算領域



る動座標系  $(r, \theta, x)$  を考える。絶対速度  $w$  と相対速度  $w'$  との関係は下記のとおりである。

$$w = \omega + \Omega \times r = w' + u = \nabla \phi \quad (1)$$

ここで、 $r$  は位置ベクトル、 $u$  は周速である。

翼が微小な振幅の調和振動（角振動数  $\omega$ ）を行う場合を考え、 $\phi$  を定常成分  $\bar{\phi}$  と微小な非定常成分  $\phi' e^{i\omega t}$  の和と考えると、 $\bar{\phi}$ 、 $\phi'$  の支配方程式もそれぞれ、 $\nabla^2 \bar{\phi} = 0$ 、 $\nabla^2 \phi' = 0$  となる。また、絶対速度  $w$ 、相対速度  $w'$  もその定常成分  $\bar{w}$ 、 $\bar{w}'$  と非定常成分  $w' e^{i\omega t}$ 、 $w' e^{i\omega t}$  の和となるから、

$$\bar{w} = \bar{w}' + u = \nabla \bar{\phi} \quad (2)$$

$$w' = w' = \nabla \phi' \quad (3)$$

である。運動方程式から得られるベルヌーイ

の式は、

$$\partial \phi / \partial t + P/\rho - u^2/2 + w^2/2 = \text{const.} \quad (4)$$

である。ここで、 $P$  は圧力、 $\rho$  は流体の密度である。各変数を定常成分と非定常成分に分け、2次の微小項を無視すれば定常および非定常のベルヌーイの式はそれぞれ、

$$\bar{P}/\rho - u^2/2 + \bar{w}^2/2 = \text{const.} \quad (5)$$

$$i\omega \phi' + P'/\rho + \bar{w} \cdot w' = 0 \quad (6)$$

となる。ここで、 $\bar{P}$  は定常圧力、 $P'$  は非定常圧力である。

支配方程式の離散化には有限要素法を用い、そこでは直交デカルト座標  $(x, y, z)$  を用いる。なお、離散化に伴って現れる大規模連立一次方程式の解法としては、共役勾配法を用いる。

計算領域を図2に示す。翼後流面 CFMJ は定常解析において繰り返し計算によって得られ、計算領域の一つの境界となっている。計算格子の生成には数値写像を用いる。まず、適当に選んだ回転面上に前報<sup>(4)</sup>と同様にしてC型格子を作成し、次いで翼スパン方向に各対応点を結んで三次元格子を生成する。なお、翼列後縁より下流部分の格子は繰り返し計算において新しい後流面が得られる都度修正される。

## 2.1 定常計算

ここでは、速度ポテンシャル  $\phi$  の定常成分  $\bar{\phi}$  を求め、翼面上の速度と速度の一階微分を得ること、および後流面を決定することを目的としており、その結果はそのまま非定常計算において用いられる。

三次元では一般に翼スパン方向に非一様な負荷（循環）分布が存在するため、後縁から流れ方向に軸をもつ渦が放出される。つまり、後流面両側の対応点の速度は絶対値は等しいが方向は異なり（図3）、実質流れの方向はその両速度のベクトル平均の方向である。従って、後流面を決定する方法としては、近似後流面両側の速度の平均

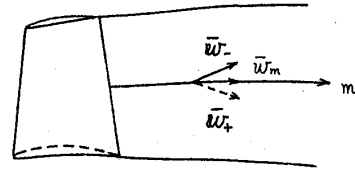


図3 後流面上速度

方向に格子線を逐次修正していくものとする。つまり、後流面上においては流線と一致する格子線が得られる。そしてこの後流面上流線を含む回転面内に新しい格子点があるよう、その  $r$  および  $\theta$  座標を修正する。

境界条件としては、まず上流境界 ABIH は  $x$ -一定の面とし、そこでの絶対流入速度は周方向に一樣で、かつ半径方向速度成分をもたないものとする。絶対流れの渦なしの条件から、周方向絶対速度は  $\Gamma_0/r$  ( $\Gamma_0$ : 定数)、軸方向絶対速度は一樣である。

下流境界は翼から十分下流に設定することとし、二重円筒内の軸対称流れであって、そこでは単純半径平衡の次式が成り立つものと仮定する。

$$\partial(\bar{v}_x)^2/\partial r + (1/r^2) \cdot \partial(r\bar{v}_\theta)^2/\partial r = (2/\rho) \cdot \partial\bar{p}/\partial r \quad (7)$$

ここで、 $\bar{v}_x$ 、 $\bar{v}_\theta$  はそれぞれ軸方向、周方向絶対速度、 $\bar{p}$  は全圧、 $\rho$  は密度である。軸対称の仮定から周方向絶対速度  $\bar{v}_\theta$  は、その後流面両側のポテンシャル・ジャンプ  $4\bar{\phi}$  を用いて、

$$\bar{v}_\theta = \Gamma_0/r - (N/2\pi r) \cdot 4\bar{\phi} \quad (8)$$

と表せる。ここで  $N$  は翼枚数である。よって、(7) 式を積分することにより軸方向絶対速度  $\bar{v}_x$  を得る。なお、積分定数は流量の連続条件から決定する。また全圧  $\bar{p}$  は翼後縁からの後流面上流線をたどることによって決定する。

次に周期境界では、その対応点の  $\bar{\phi}$  をそれぞれ  $\bar{\phi}_A$ 、 $\bar{\phi}_B$  とし、上流境界上でのそれを  $\bar{\phi}_A$ 、 $\bar{\phi}_B$  とするとき、

$$\bar{\phi}_A - \bar{\phi}_B = \bar{\phi}_A - \bar{\phi}_B \quad (9)$$

$$\partial\bar{\phi}_A/\partial n + \partial\bar{\phi}_B/\partial n = 0 \quad (10)$$

となる。ここで、 $n$  は外向き法線方向である。

後流面はポテンシャル不連続面であり、その両側対応点の  $\bar{\phi}$  をそれぞれ  $\bar{\phi}_+$ 、 $\bar{\phi}_-$  とすると、後縁のポテンシャル・ジャンプ  $4\bar{\phi}_{TE}$  は後流面上を流されるから、前述のように定めた流線に沿って、

$$\bar{\phi}_+ - \bar{\phi}_- = 4\bar{\phi}_{TE} \quad (11)$$

である。ここで後縁でのポテンシャル・ジャンプはクッタの条件から得られる。また後流面を横切る流れはないから、

$$\partial\bar{\phi}_+/ \partial n = \partial\bar{\phi}_- / \partial n = 0 \quad (12)$$

である。なお後者の条件は、繰り返し計算においては  $\partial\bar{\phi}_+/ \partial n + \partial\bar{\phi}_- / \partial n = 0$  という条件に置き換え、前述したように (12) 式が成り立つよう逐次後流面を修正していく。

翼面上の境界条件は相対流れの不侵透の条件から

$$\partial\bar{\phi}/\partial n = n \cdot \Omega \times r \quad (13)$$

となる。ここで、 $n$  は外向き単位法線ベクトルである。ケーシングおよびハブにおいては、絶対流れの不侵透の条件から、 $\partial\bar{\phi}/\partial n = 0$  となる。

## 2.2 非定常計算

非定常計算における境界条件は次のようになる。

翼が振動している場合にも、周囲の流れが翼面を過ぎることは在りという条件を振動翼翼面上の $\phi'$ に対する境界条件として翼振動の中央位置において次のように与える。

$$\partial\phi'/\partial n = n \cdot \{ i\omega\zeta - (\zeta \cdot \nabla) \bar{w} - \bar{w} \times \alpha \} \quad (14)$$

ここで、 $\zeta$ は翼の固有値解析で得られる各固有振動モードに対応する翼面変位、 $\alpha$ はその翼面角変位である。

定常流によって定まる後流面上では、その両側対応点で非定常圧力が等しく、また後流面に垂直方向の非定常速度も連続である。従って、これより、両側対応点の $\phi'$ を $\phi'_1$ ,  $\phi'_2$ とすると、

$$4\phi' = \phi'_1 - \phi'_2 = 4\phi'_{TE} \cdot \exp\left(-i\omega \int \frac{1}{\bar{w}_m} dm\right) \quad (15)$$

$$\partial\phi'_1/\partial n + \partial\phi'_2/\partial n = 0 \quad (16)$$

を得る。ここで(15)式の積分は後流面上流線に沿って行うものとし、 $4\phi'_{TE}$ はその流線の始点である翼後縁のポテンシャル・ジャンプである。つまり、翼後縁でのポテンシャル・ジャンプは後流面上を流線に沿って、その定常速度 $\bar{w}_m$ により運ばれることになる。なお、翼後縁でのポテンシャル・ジャンプ $4\phi'_{TE}$ は、非定常的にも後縁両側で圧力差がないという非定常のクッタの条件を用いて決定する。

次に翼列中の各翼の振動の翼間位相差を $\beta$ とすると、境界AGNH, BDKIは位相差 $\beta$ を有する周期境界である。従って各対応点の $\phi'$ を $\phi'_1$ ,  $\phi'_2$ とすると、

$$\phi'_1 = \phi'_2 e^{i\beta} \quad (17)$$

$$\partial\phi'_1/\partial n + \partial\phi'_2/\partial n \cdot e^{i\beta} = 0 \quad (18)$$

となる。

上流境界ABIHでは $\phi'$ は翼列方向に1ピッチ当り $\beta$ の位相差をもち、かつ上流に向かって指数関数的に減衰するポテンシャル関数である。

下流境界は翼列から十分下流にとることにすれば、下流境界付近での $\phi'$ においては定常後流面上を運ばれて来るポテンシャル・ジャンプに基づく変動が支配的である。この変動はグリーン関数を用いる方法によって、あるいは定常計算のときに下流境界を考えた軸対称せん断流上に重畳した $\theta$ 方向に周期的な非定常微小変動を考へる方法によって、より厳密な境界条件として与えることは不可能ではないが、一般に非常に面倒な計算となる。従って、ここでは下流境界を翼列から十分下流に設定した上、そこで $\partial\phi'/\partial n = 0$ と与えることにした。この近似による翼列近傍流れへの影響がほとんどないことは数値計算によって確かめられる。

以上により $\phi'$ の解が求めれば翼面上の非定常圧力 $P'_s$ は次式により得られる。

$$P'_s/\rho = -i\omega\phi' - \bar{w} \cdot \bar{w}' - \zeta \cdot \nabla \bar{P} \quad (19)$$

### 3. 計算結果

数値計算は実験用に設計され実用に供されているある動翼列を対象とした。翼列諸元を図4に示す。翼型は10%厚さのNACA65系圧縮機翼型を用いている(翼枚数36)。ロータ外径は0.50m, 同内径は0.32mで回転速度は3000rpm一定である。この圧縮機は軸方向一様流入のとき, 軸流速度 $U_a = 40 \text{ m/s}$ がほぼ設計点に相当し,  $U_a = 32 \text{ m/s}$ がほぼ失速限界である。本論文では, この2種類の一様な軸方向流入について計算を行った。

計算格子の例を図5に示す。翼前縁付近の形状に適するようC型格子を採用し, 下流境界は流出角が大きい場合にも適するよう食違い状として翼後縁より約3翼弦長下流に設定した。

#### 3.1 定常計算

流入速度 $U_a$ が $40 \text{ m/s}$ および $32 \text{ m/s}$ の場合の相対流入角 $\beta_1$ , 相対流出角 $\beta_2$ , 翼まわりの循環 $\Gamma$ , 下流軸流速度 $w_{x2}$ の半径方向分布を図6に示す。設計点である $U_a = 40 \text{ m/s}$ では負荷は翼幅方向に一様であるが,  $U_a = 32 \text{ m/s}$ では非一様負荷分布を呈している。なお, 本定常計算においては, 翼列下流における後流面の変形や二次流れ分布なども求められているが, 本論文では非定常問題にのみ着目する為, これらの諸点については割愛する。

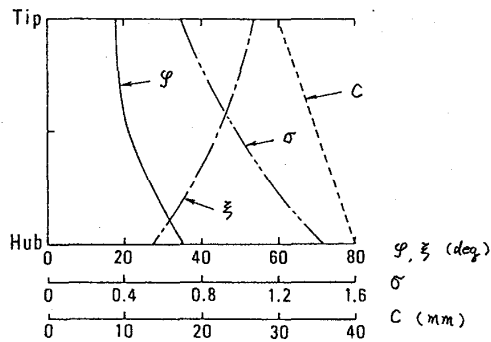


図4 翼列諸元

( $\phi$ : 取り付け角,  $\sigma$ : 食違い角,  $\sigma$ : 弦節比, C: 翼弦長)

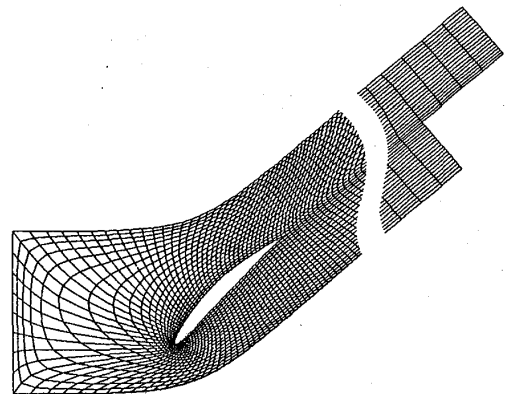


図5 計算格子(スパン中央断面)

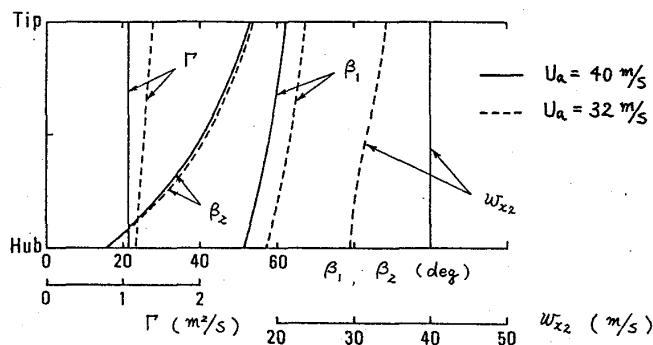


図6 流れ特性の半径方向分布

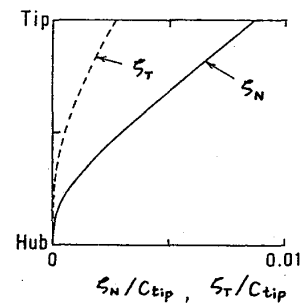


図7 翼変位の翼幅方向分布(一次モード)

### 3.2 振動解析

非定常計算に用いる翼面各点の振動振幅 $\epsilon$ を得るため、翼の固有振動解析を行い、固有振動モードを求めた。ただし、遠心力の影響を無視している。計算法としては、翼を厚肉シェルとみなし、有限要素法を用いた。分割数は翼弦方向4分割、翼幅方向6分割である。一次モード（曲げ一次）の変位の翼弦垂直方向成分 $\epsilon_N$ および翼弦方向成分 $\epsilon_T$ の翼幅方向分布を図7に示す。ただし、最大変位 $|\epsilon|_{\max}$ を翼端翼弦長 $C_{tip}$ の1%として正規化している。一次モードは僅かに断面変形成分を含んでいるもののほとんど並進振動モードである。なお、図7の変位は各スパン位置において翼面上各点の変位を平均したものである。

以下本論文では、非定常計算の結果は一次モードの振動に対してのみ述べる。

### 3.3 非定常計算

非定常空気が振動の一周間に翼に対してなす仕事（全体仕事） $W$ は、単位翼幅当り $\epsilon$ で表して、

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{H} \int_0^{2\pi/\omega} dt \int_S \operatorname{Re} \{ P'_s e^{i\omega t} \} \cdot \operatorname{Re} \left\{ \frac{d}{dt} (\epsilon \cdot n) e^{i\omega t} \right\} dS \\ &= \frac{\pi}{H} \int_S (\epsilon \cdot n) \operatorname{Im} \{ P'_s \} dS \end{aligned} \quad (20)$$

となる。ここで、 $H$ は翼幅、 $n$ は外向き単位法線ベクトル、 $S$ は翼面を表す。同様に、各半径位置において微小翼幅 $4H$ の部分（翼面 $4S$ ）に働く非定常空気が一周間になす仕事（局所仕事） $w$ は、単位翼幅当り $\epsilon$ で表して、

$$w = \frac{\pi}{4H} \int_{4S} (\epsilon \cdot n) \operatorname{Im} \{ P'_s \} dS \quad (21)$$

となる。ここで、非定常全体仕事係数 $C_w$ 、非定常局所仕事係数 $C_w$ を次のように定義する。

$$C_w = W / (\rho U_a^2 \epsilon_{\max}^2 \pi / 2) \quad (22)$$

$$C_w = w / (\rho U_a^2 \epsilon_{\max}^2 \pi / 2) \quad (23)$$

本論文では翼面変位 $\epsilon$ を振動の基準とするため、 $\epsilon$ は実数である。

さらに、各半径位置において翼に働く非定常局所空気が（単位翼幅当り）を $F_N$ （翼弦に垂直方向）および $F_T$ （翼弦方向）とし、非定常局所空気が係数 $C_N$ 、 $C_T$ を次のように定義する。

$$C_N = F_N / (\rho U_a^2 |\epsilon|_{\max} / 2) \quad (24)$$

$$C_T = F_T / (\rho U_a^2 |\epsilon|_{\max} / 2) \quad (25)$$

図8は非定常全体仕事係数 $C_w$ の翼間位相差 $\beta$ による変化の様子を示したもので、無次元振動数 $k_a (= \omega C_{tip} / 2 U_a, C_{tip}: \text{翼端翼弦長}) = 0.02$ 、上流流速 $U_a = 40 \text{ m/s}$ （設計点）の場合の結果である。 $\beta = 60^\circ$ 付近で非定常仕事は正の最大値となっており、

この位相差付近でフラッタが起き易いことを示している。この傾向は二次元解析<sup>(1)</sup>の結果と一致する。

翼間位相差  $\beta$  を  $60^\circ$  に固定した場合の非定常全体仕事の  $k_a$  に対する変化を図9に示す。 $U_a = 40 \text{ m/s}$  の場合には  $k_a = 0.065$  で、 $U_a = 32 \text{ m/s}$  の場合には  $k_a = 0.19$  でフラッタが発生することが示されている。 $U_a = 32 \text{ m/s}$  の場合には  $40 \text{ m/s}$  の場合に比べ、フラッタの発生する限界無次元振動数が著しく大きい、これは主として図6にあるように定常負荷が大きいことによる(迎え角が大きいことに基づく)ものと思われる。

図10に非定常局所仕事係数  $C_w$  の翼幅方向分布を示す。 $U_a = 32 \text{ m/s}$ 、 $k_a = 0.2$  の場

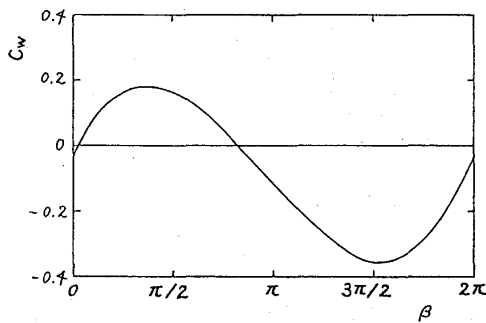


図8 非定常全体仕事の  $\beta$  に対する変化 ( $U_a = 40 \text{ m/s}$ ,  $k_a = 0.02$ )

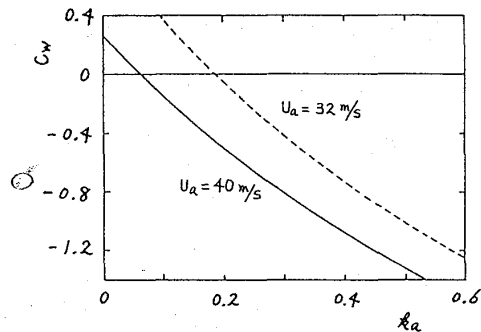
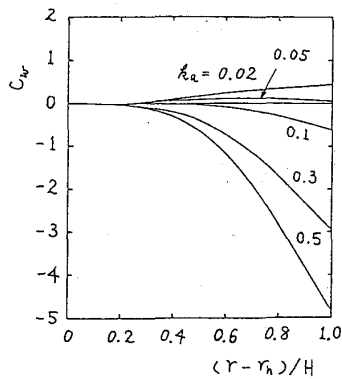
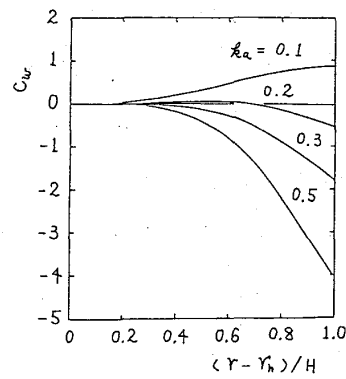


図9 非定常全体仕事の  $k_a$  に対する変化 ( $\beta = 60^\circ$ )

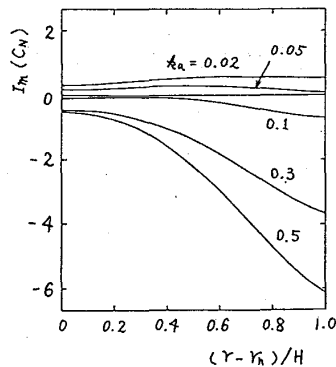


(a)  $U_a = 40 \text{ m/s}$

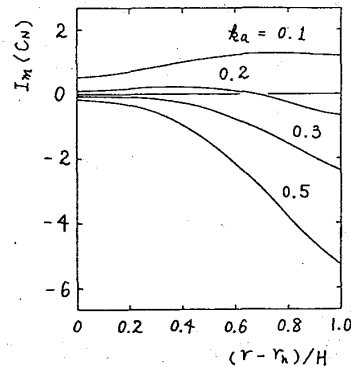


(b)  $U_a = 32 \text{ m/s}$

図10 非定常局所仕事の翼幅方向分布 ( $\beta = 60^\circ$ ,  $H$ : 翼幅,  $r_h$ : ハブ半径)



(a)  $U_a = 40 \text{ m/s}$



(b)  $U_a = 32 \text{ m/s}$

図11 非定常局所空気の翼幅方向分布 ( $\beta = 60^\circ$ ,  $H$ : 翼幅,  $r_h$ : ハブ半径)

合に着目すると、翼幅中央付近は非定常仕事为正であるのに対し、翼端付近では非定常仕事が負になっている。すなわち、フラッタ発生の限界無次元振動数付近では、翼幅中央付近で励振が行われていることになり、注意すべき結果である。 $U_a = 40 \text{ m/s}$ ,  $\epsilon_a = 0.05$ の場合にもこの傾向が認められる。これは結局、フラッタを支配する各種パラメータ、すなわち、局所無次元振動数 $k (= \omega C / 2|u|)$ 、 $C$ :各スパン位置における翼弦長、 $|u|$ :各スパン位置における相対流入速度)を循環、そり角、迎え角、食違い角、弦節比、振動の方向等の翼幅方向分布に関連して生ずる結果であると思われるが、より詳細な検討の為には翼幅方向各断面の二次元フラッタ特性を知る必要がある。

図11に非定常局所空気力 $C_N$ の虚数部分(フラッタ成分)の翼幅方向分布を示す。非定常励振力は翼幅全体にわたって分布しており、振動振幅が零である翼根部においても大きい値を保っており、擾乱の影響が三次元的に現れることを示している。

#### 4. むすび

前報<sup>(1)</sup>の二次元解析での諸検討の結果を踏まえ、振動翼列に働く非定常空気力の計算法の三次元翼列への拡張を行った。この方法によれば、定常計算においては三次元定常後流面の正確な評価を行うことができ、非定常計算においてはフラッタを支配する各種パラメータ:循環、そり角、迎え角、食違い角、弦節比、翼厚等の任意の翼幅方向分布を考慮に入れることが可能である。翼の振動モードとしては振動解析によって得られる固有振動モードを用いている。

計算例は実験用に設計され実用に供されているある動翼列を対象とした。本報においては、設計点および失速限界の各圧縮機流量において翼が一次モードで振動する場合の非定常空気力特性を調べた。その結果、以下のことが明らかになった。すなわち、取り上げた計算例では:

- (1) 翼間位相差 $\beta = 60^\circ$ 付近でフラッタが起き易い。
- (2) 失速限界に相当する流入速度においては、設計点のそれに比べ、フラッタの発生する限界無次元振動数が著しく大きい。
- (3) フラッタ発生の限界無次元振動数付近では、翼幅中央付近で励振、翼端付近では減衰となっている。
- (4) 非定常励振力は振動振幅が零の翼根部においても大きい値を保っており、擾乱の影響は三次元的に現れている。

#### 文 献

- (1) 小林・高田, 機講概, 870-9 (昭62), 26.
- (2) 今成・梶, 機論, 53-496, B (昭62), 3586.
- (3) 難波・利光, 機論, 54-501, B (昭63), 1073.

## 脈動流下における排気過給機用 タービンの性能に関する研究

第3報 脈動波形の影響について

\* 小西 奎二 (東京都立科学技術大学)

吉識 晴夫 (東京大学生産技術研究所)

### 1. ま え が き

中・小型船用ディーゼル機関等には、構造が簡単な上、低流量で高出力が得られるラジアル型排気過給機タービンが多用されている。その中でも、比較的回転速度の遅い機関に用いられている動圧駆動のラジアルタービンは、車両用や航空機用と異なり大きな脈動流の下で動作させられている上、軸流タービンと比較して動翼の流路長が長く、転向角も大きいため、流れの非定常性を強く受け、その性能を正しく予測することは流れの非定常計測の困難さと併せてかなり厄介な問題である。しかしながら排気過給機用タービンを選択し、機関との最適な適合を考える場合、また設計の基礎資料を得るためには、脈動流下でタービンがどのように作動しているかを知り、タービン性能を正しく予測することが重要となる。このようなタービンの非定常性能予測を考えると、まず定常性能に基礎を置いて単体としての性能がどのようになっているのかを知ることが必要である。即ち、定常性能とどの程度異なるのか、また定常性能から非定常時の流量特性や出力特性を見積ることはできないかなどである。

また一般に、タービン性能に影響を与える流れの大きな因子として脈動周波数、振幅、波形の三つが挙げられ、これらがタービン性能にどのように関与してくるのかを明らかにする必要がある。これらに関しては既に多くの報告<sup>(1)~(6)</sup>が有り、著者らも前報<sup>(7)・(8)</sup>で流れの基本となる正弦波波形を用いた場合の流量・出力特性に与える脈動周波数と振幅の影響について報告した。しかし、波形の影響については高圧・大流量の空気流の波形変化が困難なため、わずかに Wallace<sup>(1)</sup>、小菅ら<sup>(6)</sup>のものが見られる程度であり、未だ余り報告されていないようである。

本研究では、このような動圧型過給機用タービンの非定常性能を予測するための基礎研究として、タービン単体性能に与える脈動流との関係を調べたものである。さらにその基礎として本報においては、ディスク型脈動流発生装置を用いて脈動波形を変化させその影響について、定常性能を用いた実験的手法である時間平均法および準定常法の2解析方法により実験的に研究したものである。

#### 主な記号

P:	圧力	bar	T:	温度	K
U:	流速	m/s	M:	質量流量	kg/s



L: 出力	kw	R: 膨張比	
f: 脈動周波数	Hz	N*: 修正回転速度	N*=800
$\theta$ : 速度振幅比		$\delta$ : 圧力振幅比	
Eu: 速度波形率		Ep: 圧力波形率	
$\Delta R^*/R$ : 等価変動幅		Tq: トルク	Nm
添字			
e: 実測値		01: タービン入口状態	
tm: 時間平均法特性		.: 修正状態	
q: 準定常法特性		D: 瞬時値	
n: 理論解析		m: 平均値	

## 2. 実験装置および方法

図 1 に示すように基本的な装置は、前報<sup>(8)</sup> で用いたものとはほぼ同様であるが、脈動流発生装置にディスク型回転弁を新たに製作し用いた。脈動流発生装置の組立概略図を図 2 に示す。基本的には 2 つの固定円盤の間を通風孔を持った回転円盤が流れを断続することにより脈動流を発生させるものである。高压配管系からの空気流れは、整流金網を経てサージタンクを形成するチャンバーに入り流速を落として均一な流れとなり二送入口へと分岐し、回転円盤の 1 回転につき二つの同位相の流れとなってタービンを駆動する。

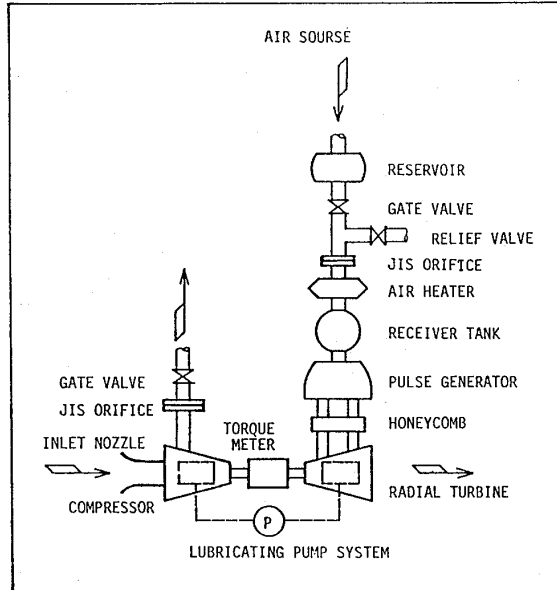


図 1 実験装置全体図

振幅の調節はバイパス弁の開閉により、脈動波形の変化は、固定円盤と回転円盤の開口部形状の組合せを各々変えることにより任意の波形および振幅を持った脈動流を得た。なお、一つの排気過給機で多シリンダーを受け持つ場合、排気波形が重畳され

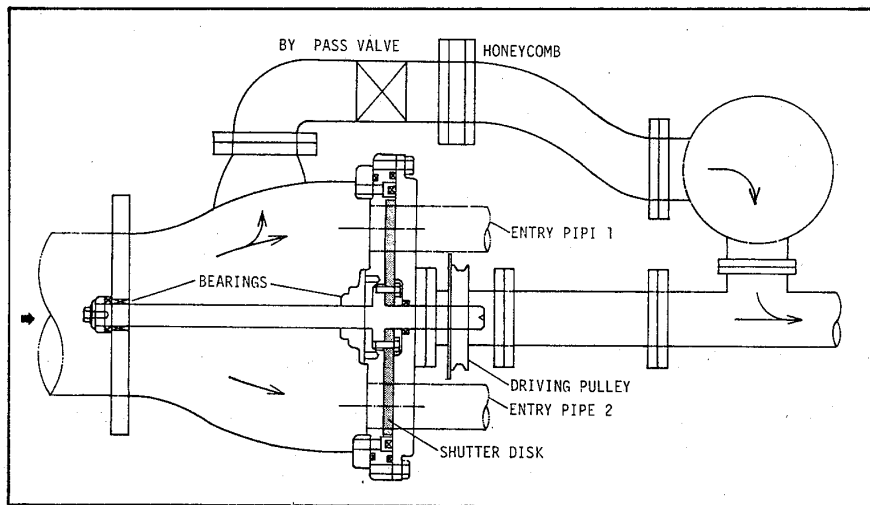


図 2 ディスク型脈動流発生装置

ピーク値を多数持った波形となるが、この場合脈動周波数が高くなるけれども逆に振幅は平滑され流れの非定常性は弱まるものと思われるので、本報では単シリンダーからの流れを基本として考えた。

なお、供試タービンが二送入口型であるため軸受けは全て流路内に配置した構造とした。このため作動流体の外部に対する漏れは、駆動プーリ側のオイルシール部分のみとなり殆ど無視できるものと思われる。固定円盤と回転円盤間の漏れは平均流の大きさに影響を与えるが、最大振幅の大きさに対して全く問題ない程度のものである。

供試タービンは、前報<sup>(7)・(8)</sup>と同じ小型ディーゼル機関排気過給機用ラジアルタービンで、圧力比 2.6、定格回転速度 46,000 rpm、動翼外径 140 mm、円周二分割の部分送入口方式のものを全周送入口として空気運転した。脈動流下での平均流量は整定タンクの前流で標準オリフィスにより、また平均動力は、位相差式トルク検出器と軸受け損失から求めた。その他各部の温度および圧力の平均値は、熱電対温度計およびマノメータなどの計測器によって得た。

変動値として測定したものは、タービン入口部の総圧、総温度および流速、更に動翼入口・出口総圧、並びに軸トルクであり、これらの変動値は一度データレコーダーに記録させた後、14 ビットの精度で A-D 変換を施しパーソナルコンピュータで処理した。サンプリング周期および点数は平均 2 サイクルで、1,350~1,650 点である。流速の検定は、非定常実験の前後に回転弁を止めて定常流実験により行った。

実験は 5 種類波形を変化させ、各波形について脈動周波数を 10~70 Hz と変化させ、更に各々の周波数に対して振幅を 9~10 点変えて行った。全実験を通じタービン修正回転速度は  $N^*=800$ 、さらにタービン負荷は全負荷状態で固定して行った。

### 3. 結果および考察

図 3 に定常流下での流量および出力特性を示す。図中の各点は軸受け損失を考慮に入れた出力、および流量の実測値である。今回の脈動流実験範囲では、瞬間膨張比は 1~1.80 位の間を変化しており、準定常法をタービン性能予測に適用するには、正確で広範囲な定常性能曲線が必要となる。最低膨張比を表す実験点は、ウィンディジ状態での実測値であり、測定点以外の点線で示された膨張比については外挿領域である。

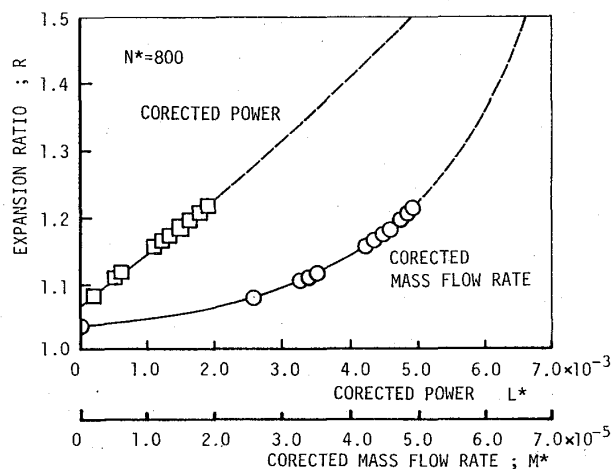


図 3 定常性能曲線

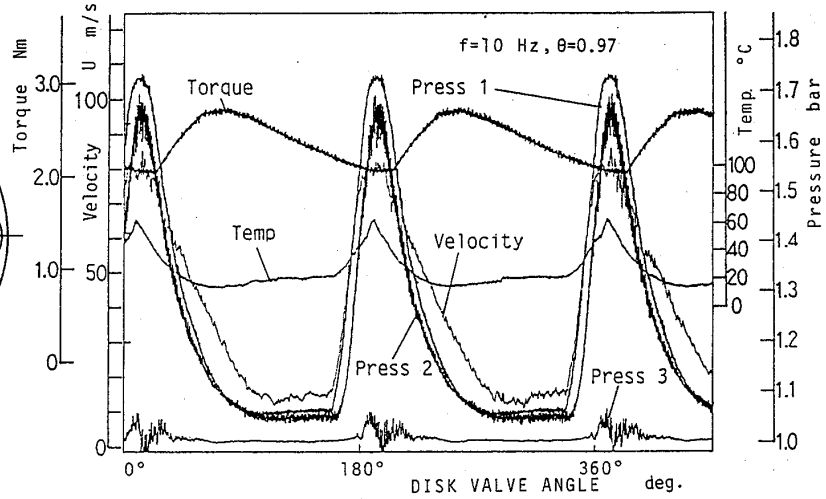
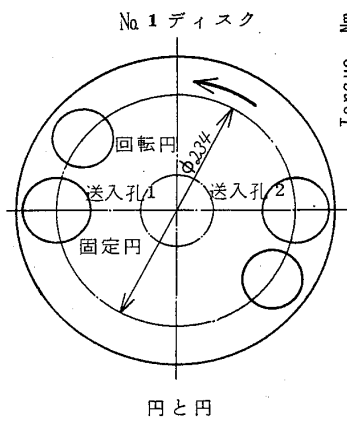


図 4 No.1 波形 (ディスク形状; 円と円),  $f = 10 \text{ Hz}$

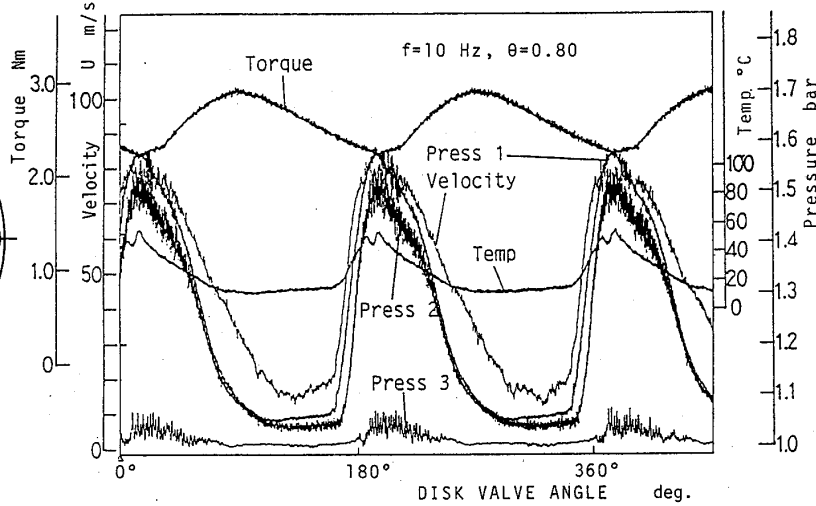
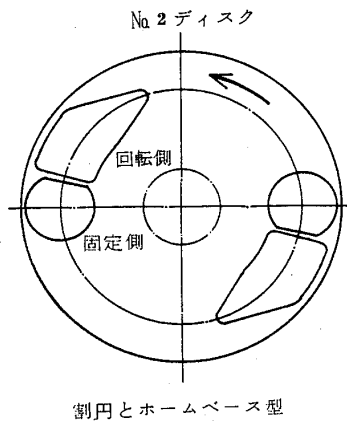


図 5 No.2 波形 (ディスク形状; 割円とホームベース),  $f = 10 \text{ Hz}$

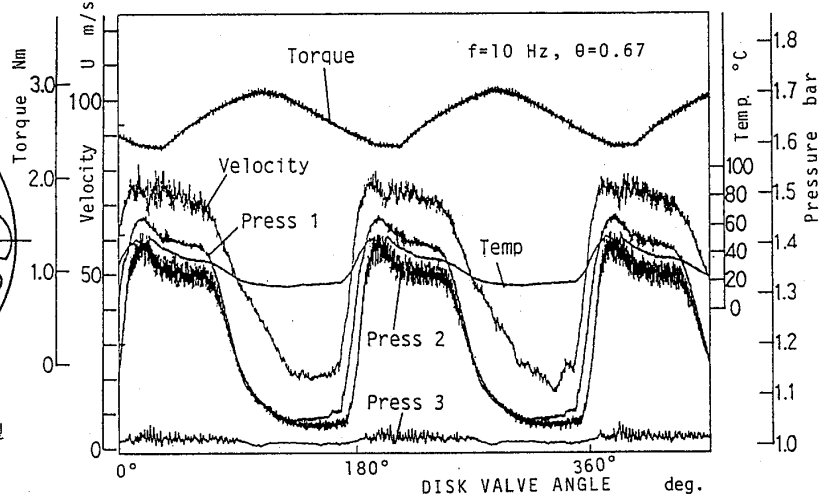
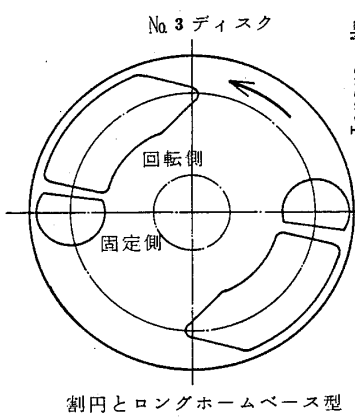


図 6 No.3 波形 (ディスク形状; 割円とロングホームベース型),  $f = 10 \text{ Hz}$

図 4~6 に No.1~No.3 のディスクを用いて得られた波形の代表例を示す。渦巻室入口での脈動周波数  $f=10 \text{ Hz}$  について本装置で得られる最大振幅時のものである。

図中、圧力 1 は渦巻室入口総圧、圧力 2 は動翼入口総圧、圧力 3 は動翼出口総圧を表

す。No.1 ディスク（波形）は回転弁開口部形状が円と円を組み合わせた最も基本的なもので、得られた波形もロータリ弁に対して立ち上がり急峻になっており、膨張波も比較的スムーズに減速しているものである。機関からの排気吹き出しによる急激な管内圧力および流速の増加を考慮して、以下の供試波形は、波形の立ち上がりが全て急峻になるようにした。そのために固定側円を一部塞いで割円とし、更に回転側孔形状を適宜変えて希望の波形とした。

No.2波形は急速な立ち上がり後、ゆるやかに減速し低圧部が長くなるように回転側開口期間を少し多くしたものである。さらに、No.3波形は高圧部をも長くしいわゆる台形波を模したものである。図は割愛しているが、No.4波形は、最大振幅が得られるように開口時間を極力短くし、No.5波形は前記各波形の平均的な波形となり、実機の排気波形に近いものとなるように考えたものである。

図4～6に示した波形はバイパス弁を完全に締め切ったときのものであり、バイパス弁を徐々に開いてゆくと図7に示したように速度振幅比が小さくなって定常成分が多くなり、流れは非定常性が残るけれども連続した定常流に近いものとなる。周波数、振幅および波形の三つを全て加味した非定常性を表せるよいパラメータがない現在、本研究では、トルク変動波形が流れの非定常性を最も反映したものであると考え、振幅が小さくなる程、トルク波形は滑らかになり定常状態に近づくことを示しており、この傾向は脈動周波数が高くなるほど強まる。

今回用いた波形を表すパラメータは、速度振幅比  $\theta$  および圧力波形を基準に

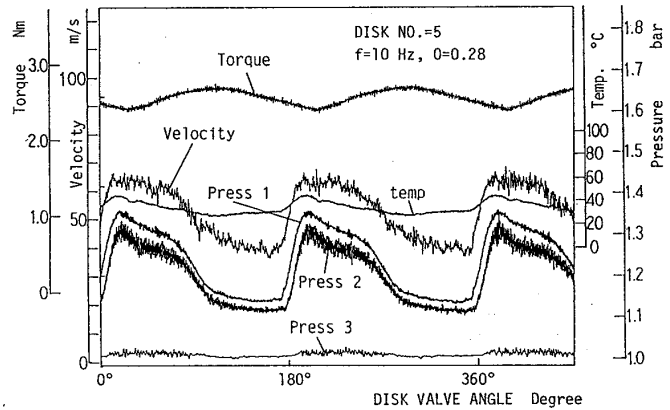


図7 振幅変化による波形例 (No.5波形)

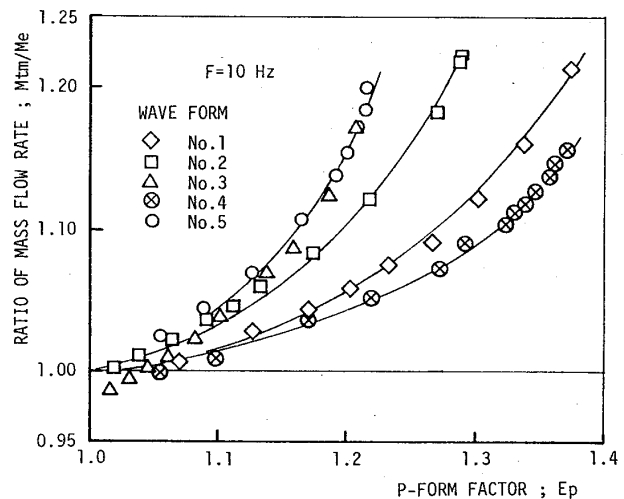


図8 時間平均法流量特性

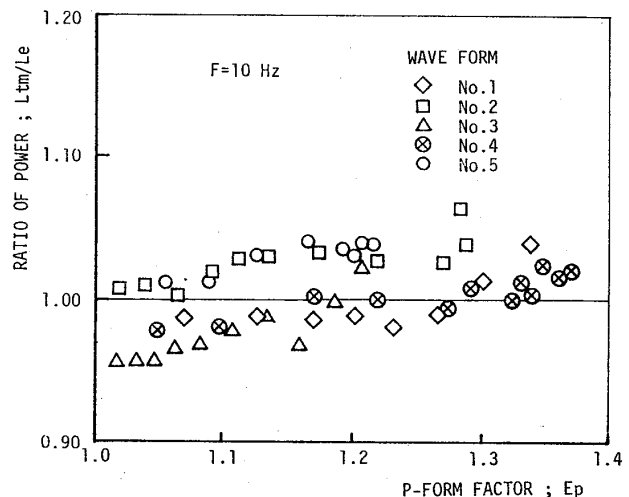


図9 時間平均法出力特性

考えた圧力波形率  $E_p$  (P-Form Factor) である。  $\theta$  は速度振幅の最大値と最小値との差の  $1/2$  を平均流速で除したもので  $1$  を越えると部分的に逆流が起きる。  $E_p$  は圧力振幅の実効値を平均圧力で除したもので Benson (4) が提案しているものであり、また電気工学などで用いられている波形率と呼ばれているものと同一である。  $\theta$  が振幅のみ関数であるのに対し、  $E_p$  は波形の形状を加味することができる。 前報までは、主として速度波形を用いて整理し良い結果を得たが、振幅の大きな流れで、熱線による長時間の計測精度に問題が残ること、および実機計測の便を考えて本報告では圧力波形を採用した。

図 8 および 図 9 は周波数  $10\text{ Hz}$  について時間平均法によるタービン流量・出力予測結果を 5 種類の圧力波形をパラメータとして圧力波形率  $E_p$  で表したものである。 図 8 の流量特性では各波形とも、  $E_p$  が增大するにつれて見積誤差は累進的に増大し、本研究で得られた最大振幅時でも実測値に対して約  $20\%$  以上の過大評価が見込まれ、このことは水町ら (9) の指摘と一致する。 またこの傾向は脈動周波数にほとんど関係なく同一波形では一つの曲線となるが、周波数が高くなるに従って振幅比が小さくなるため予測精度は改善される。 したがって機関が低速、高負荷での運転条件下では、この手法を用いることは適当でない。

同様に 図 9 は出力特性についてのものである。 一見出力予測は推定誤差が約  $\pm 5\%$  の精度で行えるように見えるが、これは修正回転速度を揃えた実験条件を設定してい

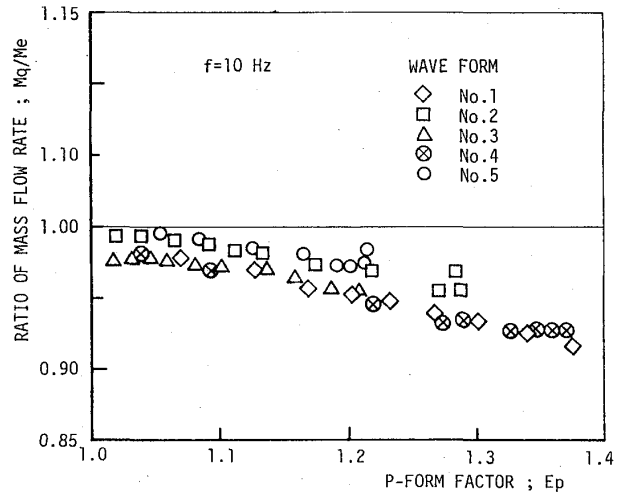


図 10 準定常法流量特性 ( $f=10\text{ Hz}$ )

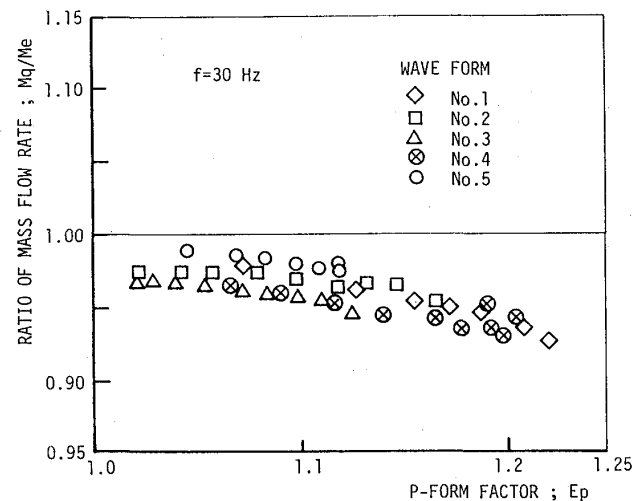


図 11 準定常法流量特性 ( $f=30\text{ Hz}$ )

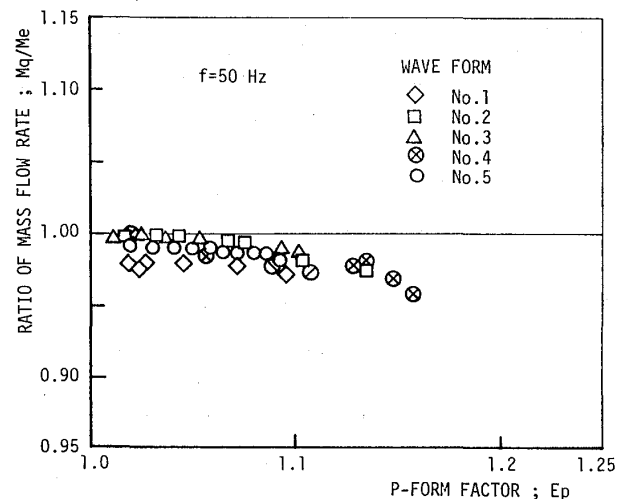


図 12 準定常法流量特性 ( $f=50\text{ Hz}$ )

ることに起因しており、タービン出力は、定常・非定常流のいずれかで駆動されているかは直接関与しないためと思われる。それ故、流量推定誤差の大きさから考えて、動圧駆動時のタービン出力を定常性能曲線と平均膨張比がらのみで予測することは困難である。

図 10~12 に、準定常法を用いて流量特性を予測した結果を示す。実験条件は修正回転速度  $N^*=800$  のときのもので、流量計で測定した時間平均流量  $Me$  を真の値とし、準定常法によって得られた平均値  $Mq$  と比較し、それを圧力波形をパラメータとして圧力波形率  $Ep$  について表したものである。全体の傾向として、過小評価の領域にあり、 $Ep$ が増大すると共にその傾向を強めるが、波形による差異はわずかである。これは小菅ら<sup>(6)</sup>の等価変動幅で表したものと同傾向であるが、見積予測誤差は全周波数領域の最大振幅時でも 7~8% 以下の範囲にあり、実測値をかなり良い精度で見積ることができる。更に脈動周波数が高くなるにれて各波形によるバラつきもなくなり、流量見積精度が良くなる。全体としての予測誤差が小さいことから各波形による違いを判別することは困難であるけれども、図 10 について波形率を固定してみると、

No.4, No.1, No.3, No.2, No.5の波形の順に見積精度は良くなり、トルク変動波形と併せて判断すると波形の非定常性もこの順に弱まり準定常な流れになるものと思われる。

基本的には、準定常法による解析自身流れの脈動周波数による影響を考慮できず、図 10~12 と周波数が高くなるにしたがって予測精度向上の傾向が見られるのは、周波数による影響というよりも振幅比の減少に依存するものと思われる。したがって、本研究範囲では、タービン性能予測に最も大きな影響を与える因子は流れの振幅であり、低周波数域でこの傾向が強まる。

同様に図 13~14 に出力予測結果を示す。全体として過小評価の傾向にあることは流量特性と同一であるが、周波数が高くなっても予測精度はわずかに向上するに留まる。出力特性におい

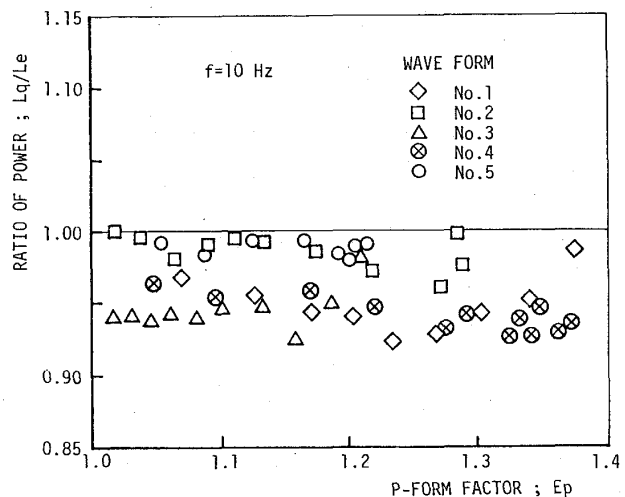


図 13 準定常法出力特性 ( $f=10$  Hz)

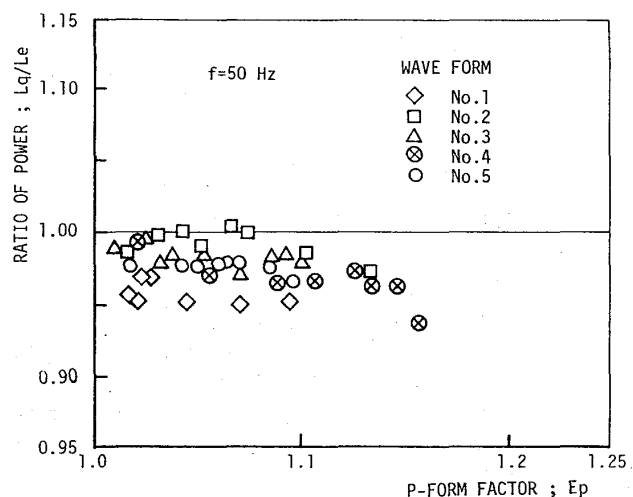


図 14 準定常法出力特性 ( $f=50$  Hz)

ても波形によらず実測値に対する予測誤差は、せいぜい 7~8%の範囲にあり十分準定常流れ仮定を性能予測に適用できるものと思われる。低周波数域でも波形による一連性が見られないのは、軸受け損失の測定などによる実測値の誤差、定常特性の外挿領域に問題があるものと思われ、定常特性については現在実験装置の改良を行っているところである。

次に今回の供試波形のうち、最も実機の排気波形に近いのは、No.5と思われること、および、通常の機関運転時は図 7 に示したように定常流成分の上に、変動流成分が重ね合わせられた比較的穏やかな流れであり、タービンは供試波形の最大振幅域に達するような流れに遭遇し得ないことを考えると、一般の適合計算において全作動範囲にわたり準定常法によりタービン性能予測を行っても差し支えないものと思われる。

#### 4. あとがき

ディスク型脈動流発生装置を用い供試波形を種々変化させ、排気過給機用タービンの性能に与える脈動波形の影響について調べた結果、以下のような結論を得た。

- (1) 回転弁を有するディスク型脈動流発生装置により、実機の排気波形を模擬した種々の波形が得られた。
- (2) 時間平均法による流量予測は、各波形とも実測値に対してかなり大きく過大評価される。出力については現実法では明確ではないが、流量誤差を考えると大きな推定誤差が見込まれる。
- (3) 供試波形のいずれでも、脈動流下でのタービン流量・出力性能予測に準定常流れ仮定を適用しても幾分過小評価されるものの大きな問題はない。
- (4) 波形によらず圧力振幅比は両解析に影響を与える大きな因子として作用する。
- (5) いずれの波形でも準定常法および時間平均法の両解析において脈動周波数の影響は顕著でない。

最後に、千葉工業大学平山 直道教授に有益なご教示を賜ったこと、および東京都立大学森棟 隆昭氏に大変お世話になりましたことを記して深く謝意を表します。

#### <参考文献>

- (1) Wallace, F.J. and Blair, G.P., ASME paper, 65-GTP-21 (1965), 1
- (2) Wallace, F.J., Adgey, J.M. and Blair, G.P., Proc. Inst. Mech. Engrs., vol. 184, Pt. 1 (1969-70), 183.
- (3) Benson, R.S. and Scrimshaw, K.H., Proc. Inst. Mech. Engrs., vol. 180, Pt. 3J paper 23, (1965-66), 74.
- (4) Benson, R.S., SAE paper 740739, (1974, 9-12), 1.
- (5) 宮下・ほか 3 名, 石播技報, 13-3 (昭 48-5), 259.
- (6) 小菅・ほか 3 名, 機論, 44-386 (昭 53-10), 3497.
- (7) 小西・平山, ガスタービン鹿兒島地区講演会講演論文集, (昭 60-11), 31.
- (8) 小西・平山, ガスタービン広島地区講演会講演論文集, (昭 61-11), 76.
- (9) 水町・ほか 4 名, 機論, 44-388 (昭 53-12), 4272.
- (10) 吉識・ほか 3 名, 日本ガスタービン学会誌, 12-47 (1984), 41.

## 遷音速軸流圧縮機のマッハ特性について

\* 山口 信 行 (三菱重工業(株)高砂研究所)  
小林 信 (三菱重工業(株)高砂研究所)

## 1. 緒 言

ガスタービン用軸流圧縮機は、サイクル効率向上の観点から高圧化しつつあり、その段数の低減とコンパクト化のため、高速化しつつある。このためheavy duty形においても、前方段は高マッハ化しつつあり、そのbladingには二重円弧翼などの遷音速に適した翼形が利用され始めている。二重円弧翼の遷音速圧縮機への適用例の報告は既に数多いが、従来翼と性能比較した例はそれ程多くない。本研究では、既存の軸流圧縮機の前段を二重円弧翼bladingに換装して高マッハ特性を調査し、二重円弧翼の高マッハ数に対するポテンシャルを知る事ができたので、報告する。

## 2 試験装置及び方法

供試軸流圧縮機は9段機で、図1にその写真を示す。表1に示す主要諸元を持つ、在来形の産業用圧縮機として設計された、中程度の負荷を持つ圧縮機である。

本機は、基本プロフィールとして全段動・静翼ともNACA65翼を用いて設計されており、これを「亜音速形」と略称する事にする。さらに今回の試験では、その前方2段の動・静翼を、負荷を多少減らした二重円弧翼に換装し、3段以降はそのままのNACA65翼としたものを調査した。これを「遷音速形」と略称する。これらの2機の性能を比較した。

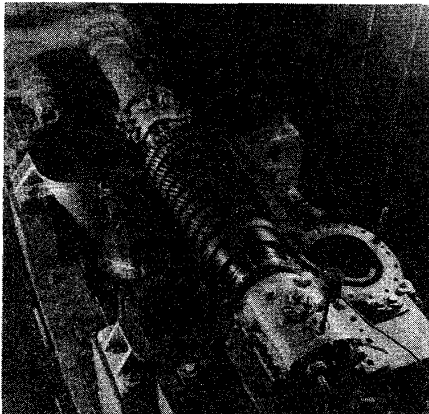


図1 供試軸流圧縮機

表1 供試圧縮機 設計諸元

初段動翼直径	508 mm
◇ ボス比	0.7
段 数	9
設 計 点	
回転数	11300 rpm
周速(初段 tip)	300 m/s
吸込温度	30 °C
吸込流量	11.5 m <sup>3</sup> /s
圧力比	3.82
Reynolds 数	略 $1.6 \times 10^5$ (周速と翼弦長に基く)
翼プロフィール	
亜音速形	動・静翼全段 NACA 65 翼
遷音速形	1,2段動・静翼二重円弧翼
電動機入力	1300 kW (大気圧吐出)



二重円弧翼の設計には  
〔1〕の方法を利用した。

亜音速型動翼の先端の翼型はNACA65(08)07で、その抗力臨界マッハ数は略0.85と評価した。遷音速型動翼の先端の翼型は反り8°、厚み比6%、その抗力臨界マッハ数は0.97程度と概略評価した。前者は反り角で20°相当、厚み比7%である。後者の反りが小さいのは翼負荷を多少減らした事と、マッハ数による設計入射角の変化とによる。ここで「抗力臨界マッハ数」とは、翼断面抗力係数が低マッハ数での値の2倍になるマッハ数として定義し、実用上の目安として我々は利用している。

速度変化は駆動電動機  
の速度変化12100rpm,  
11300rpm, そして10170rpm  
で行った。吸込温度を  
10℃に下げる事で試験  
マッハ数を上げている。  
吸込温度(10℃)は、圧縮  
機吸込側に水冷却器と空  
気タービンを設置し、こ  
れらを通りさせて減温す  
る事で保持した。

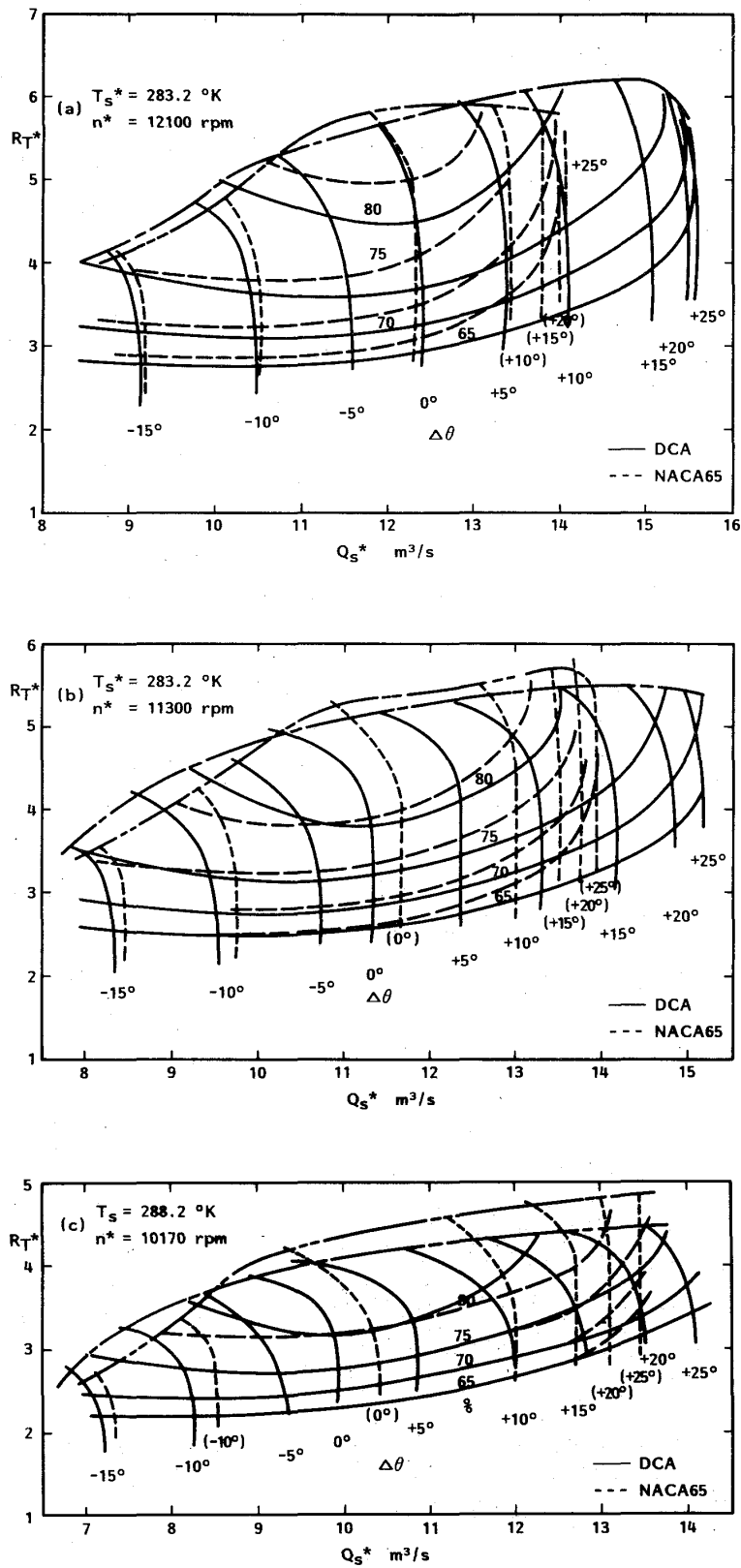


図2 亜音速形及び遷音速形圧縮機の全体性能比較

なお、本機は電動機容量上の問題から、吐出静圧がほぼ大気圧になる如きクローズループ運転をしており、このため、圧力比が高い所ではReynolds数がやや低くなり、その影響が多少出ている可能性もある。

### 3. 全体性能

亜音速形と遷音速形の全体性能の比較を、3種の回転数に対し、図2に示す。各図は静翼可変時のマップを重ねて表わしており、 $\Delta\theta$ が設計取付角度から静翼の変更角度を示す。本図から明らかな如く、概して同等の圧縮機になっているが、流入マッハ数が大きくなる大風量側での流量の伸びと等効率曲線の広がり、亜音速形に比して遷音速形で著しく改善されている事がわかる。

図3に、図2の静翼可変による流量変化の様子を、可変角( $\Delta\theta$ )、回転数( $n$ )、初段動翼先端相対流入マッハ数( $M_{1t}'$ )、をパラメタとして示す。流量は $\Delta\theta=0^\circ$ での流量に対する比( $Q_s/Q_s(\Delta\theta=0)$ )として示す。 $M_{1t}'$ は、全体流量とアニュラス面積、そしてIGV流出角とから算出した初段動翼先端での相対流入マッハ数推定値である。本図より、流量の伸びは、亜音速形(点線)では早目に頭打ちするのに対し、遷音速形(実線)ではかなり高いMach数においても著しく改善されている事がわかる。

図4に、同一静翼角 $\Delta\theta$ での全体断熱効率 $\eta_{ad}$ の最高値の、 $M_{1t}'$ による変化の様子を示す。亜音速型では $M_{1t}'\sim 0.8$ から低下し始め、その低下の様子が著しい事が観察される。一方遷音速型では $M_{1t}'> 0.95$ で $\eta_{ad}$ の低下が目立ち始めているが、その落ち方は亜音速形程急峻ではない。落ち始める $M_{1t}'$ をはっきりと定義する事はできないが、ほぼ抗力臨界マッハ数に対応していると考えられる。

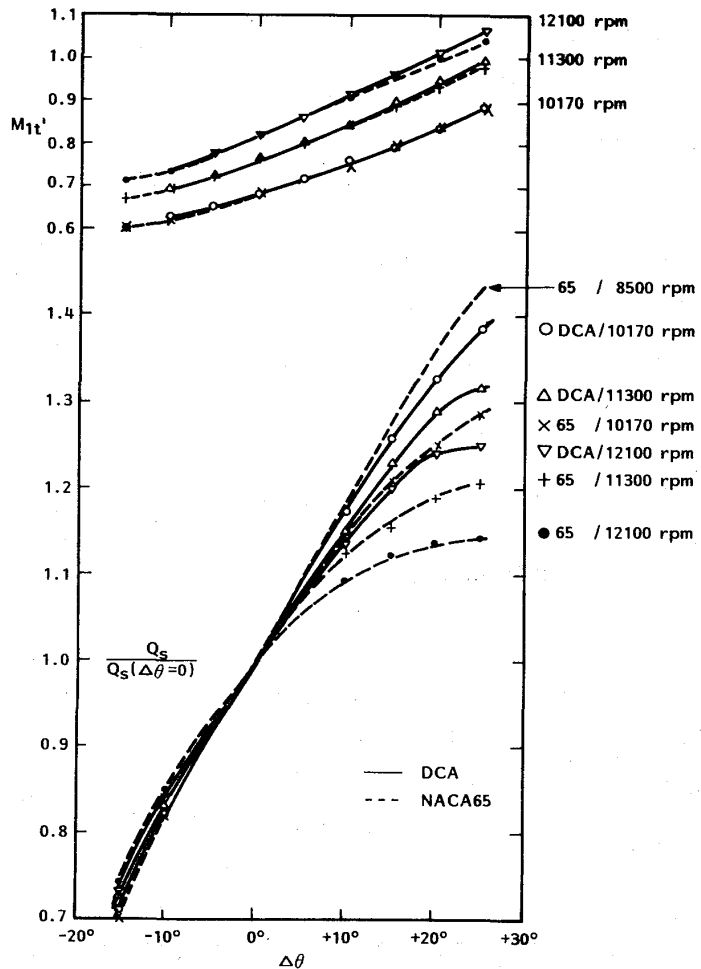


図3 静翼可変時流量変化特性

但し、このMach数による全体効率  $\eta_{ad}$  の挙動には、 $M_{1t}'$  のみならず、多段圧縮機としての各段の間のマッチングのずれの影響も入ってくる事に注意を要する。 $M_{1t}'$  は修正回転数レベルに対応しているので、各点は圧縮機回転数、従って全体圧力比ともに変化し、各段の作動点は互いにずれて来ている。

#### 4 段特性の測定例

この時の全流量、各段間のケーシング壁面静圧そして段間温度の測定データから各段毎の段特性を近似的に一次元的に算出することができる。

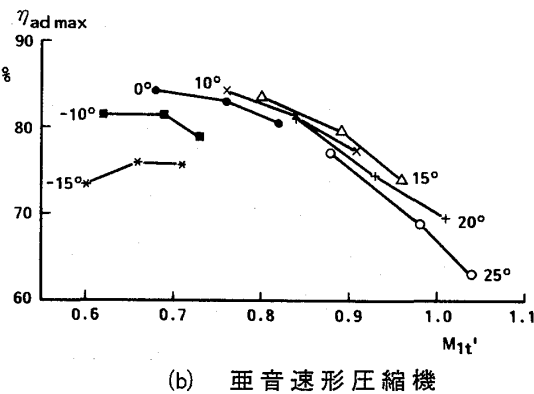
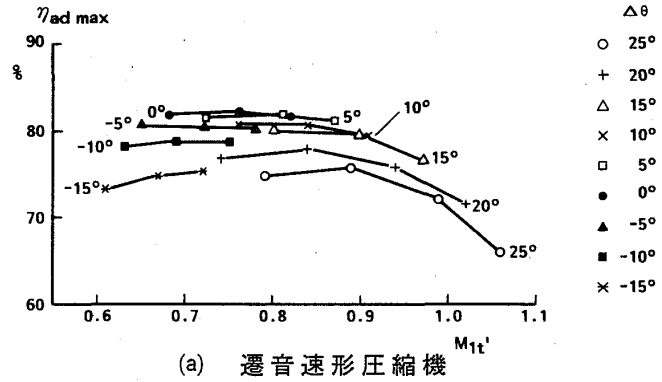


図4 マッハ数による各 $\theta$ での最高断熱効率値の変化

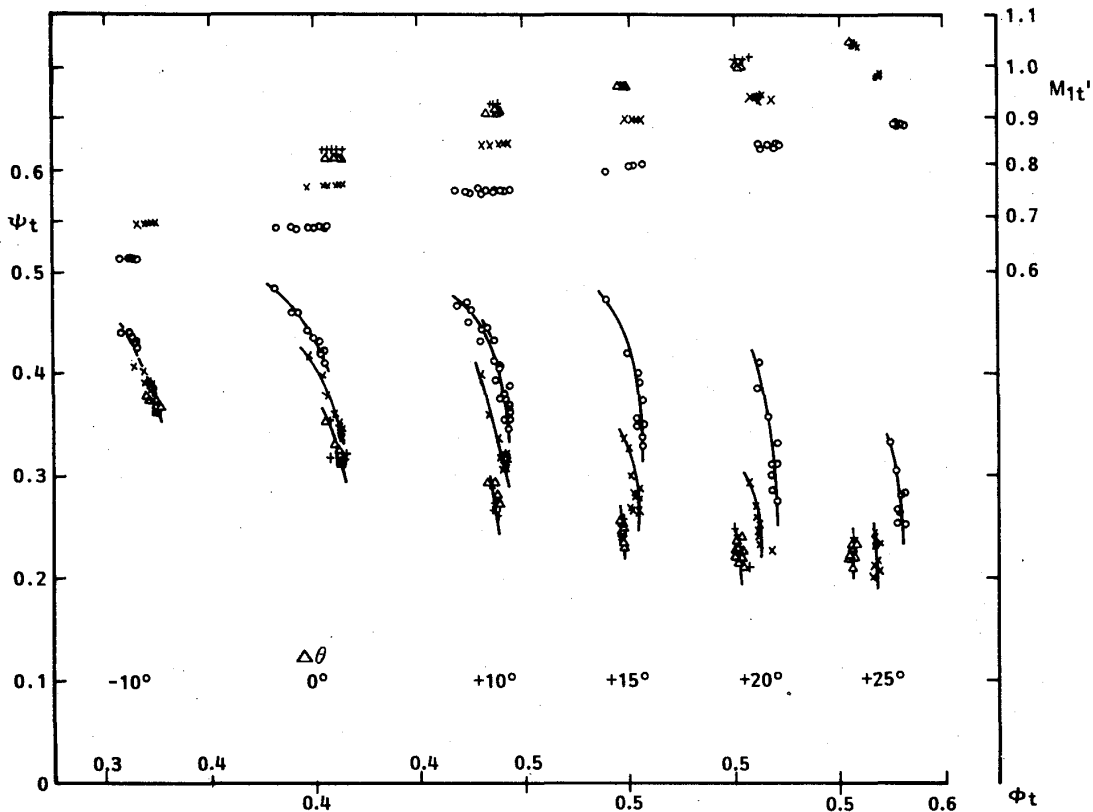


図5に、この様にして算出された亜音速形の初段階特性を、圧力係数 $\phi_t$ 及び動翼先端相対流入マッハ数 $M_{1t}'$ を流量係数 $\phi_t$ に対してプロットしてある。ここで、 $\phi_t = \Delta H_T / \frac{1}{2g} u_t^2$ ,  $\phi_t = G / \gamma A u_t$ ,  $\Delta H_T$ : 段全圧ヘッド,  $G$ : 全体重量流量,  $u_t$ : 初段動翼先端周速,  $A$ : 段アニュラス断面積,  $\gamma$ : 空気比重量。図5にはマッハ数の高い初段のみについて示してあるが、2段以降の特性についても同様な段特性曲線を作ってみると、低マッハ数の範囲では段特性は、回転数によらず $\Delta\theta$ 毎にほぼ一本のカーブにまとまってくる。しかし、マッハ数が高くなると、図5に見られる様に、同じ $\Delta\theta$ でも作動点のずれがはっきりしてくる。

NACA65翼段の、特に大風量側でのマッハ数 $M_{1t}'$ による $\phi_t$ の低下は、顕著である。各段のデータを集めて対比し、 $M_{1t}'$ による亜音速段の圧力係数の低下の極く概略の傾向を推定してみると、静翼角 $\Delta\theta$ にはそれ程関係せず、全体として図6の様になった。 $M_{1t}'$ のか

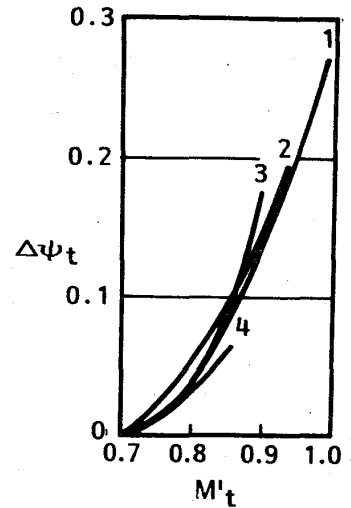


図6 NACA65翼段のマッハ数による圧力係数低下 $\Delta\psi_t$ の様子 (数字は段を示す)

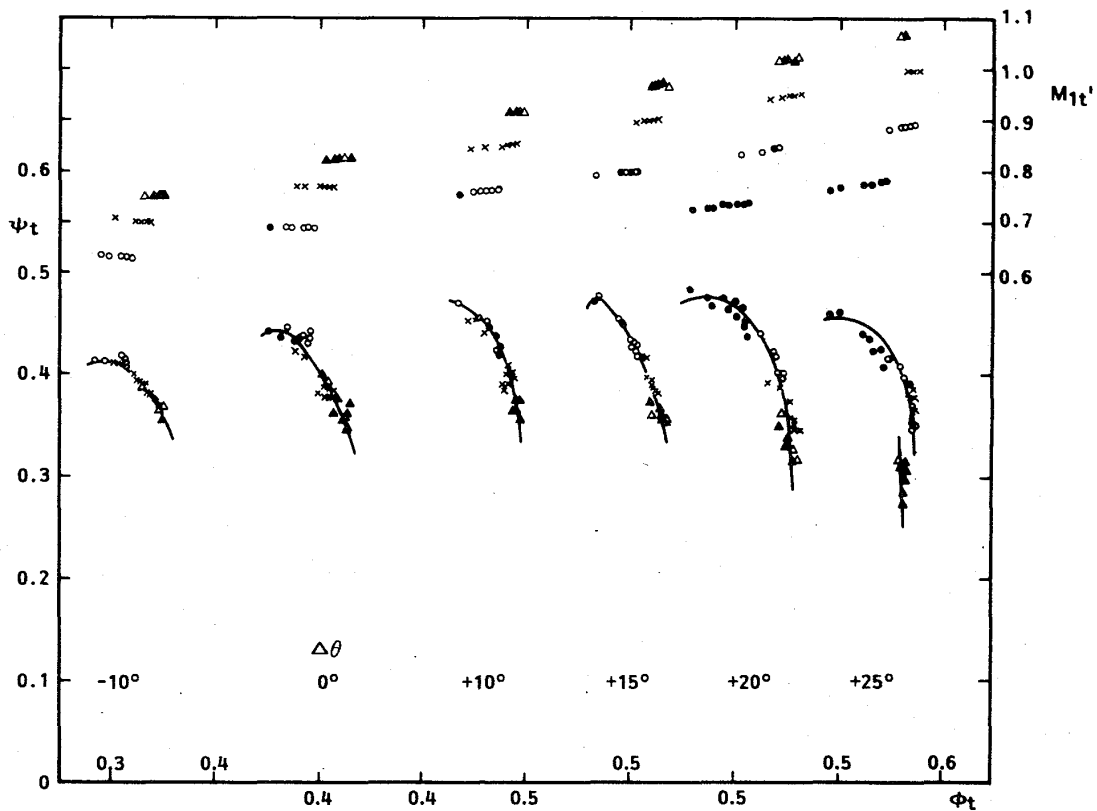


図7 DCA翼段 段特性

なり低い所からでも低下が始まっている様子が見られる。

図7に遷音速形の初段、つまり二重円弧翼段について同様のデータを示す。 $M_{1t}' > 1$ では明らかにマッハ数による $\phi_t$ の低下が見られるが、その低下量もNACA65翼段ほどではなく、 $M_{1t}' < 1$ では顕著な落ちは見られない。図6に対応する傾向は推定しにくいのでここには描いていないが、遷音速段の場合、 $M_{1t}' \sim 1$ 附近から $\Delta\phi_t$ が急に立上るカーブになると考えられる。

これらのデータより、段特性としてみると、NACA65翼段では、推定された抗力臨界マッハ数よりもずっと早くから性能低下が始まっているのに比し、二重円弧翼段では $M_{1t}'$ が1近くまで明らかな低下は見られず、かつ低下の勾配も二重円弧翼段の方がゆるやかである、という両プロファイルのマッハ数感受性の違いが感じとられる。但し、この違いには、プロファイルの違いとともに、翼反りの大きさの違いも大きく影響していると考えられる。

以後の段については省略するが、同様な傾向が観察される。これらの段特性の変化が積重なって、前節に示された全体性能の変化が現われて来ている。

## 5. 結 言

9段軸流圧縮機の前方2段が亜音速翼である場合と、遷音速翼に換装した場合の性能を比較し、二重円弧翼の高マッハ数に対する傾向とポテンシャルを示す事ができた。

## 7. 関連文献

- (1) "Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors" NASA SP-36

# 流線法による多段軸流圧縮機の空力設計

\*大 山 耕 一 (航空宇宙技術研究所)  
 松 木 正 勝 (日本工業大学)  
 鳥 崎 忠 雄 (日本大学)  
 菅 原 昇 (航空宇宙技術研究所)

## 1. 緒言

多段軸流圧縮機の空力設計法に要求される条件は、他の軸流ターボ機械の場合と同様であって、種々の設計条件に対し広く適用できる汎用性、取扱い容易であるとともに高速で計算処理のできる実用性、計画どおりの設計を可能にする信頼性などに優れていることなど特に重要である。

多段軸流圧縮機の空力設計については従来から多くの研究が行なわれてきたが、設計法の汎用性、実用性、信頼性をさらに向上させることが必要である。

本研究は、このような見地から流線法による空力設計について検討し、設計法の汎用性および実用性の向上を試みたものである。設計プログラムの作成では、汎用性および電子計算機による高速の計算処理を考慮して解析手法を検討し、亜音速翼列 ( $M < 1$ ) 使用の場合を対象として設計資料を作成した。翼列の選定に用いた設計資料は主として実験による翼列データを整理、数式化したものであり、その過程でデータの簡素化および近似化が行なわれた。このように簡素化、近似化された部分を含む設計プログラムでは、その信頼性を検討することが重要な課題となる。信頼性については、設計プログラムによる空力試験機の設計試作および試験研究、それを応用した実機での性能試験など実施され、10年余の検討期間を経過した。試験計測の結果はいずれも所期の性能が得られ、ほぼ信頼性の確認ができたと考えられる。本報では、空力設計の主要な部分である流れ場の解析および翼列選定法ならびに設計例などについて報告する。

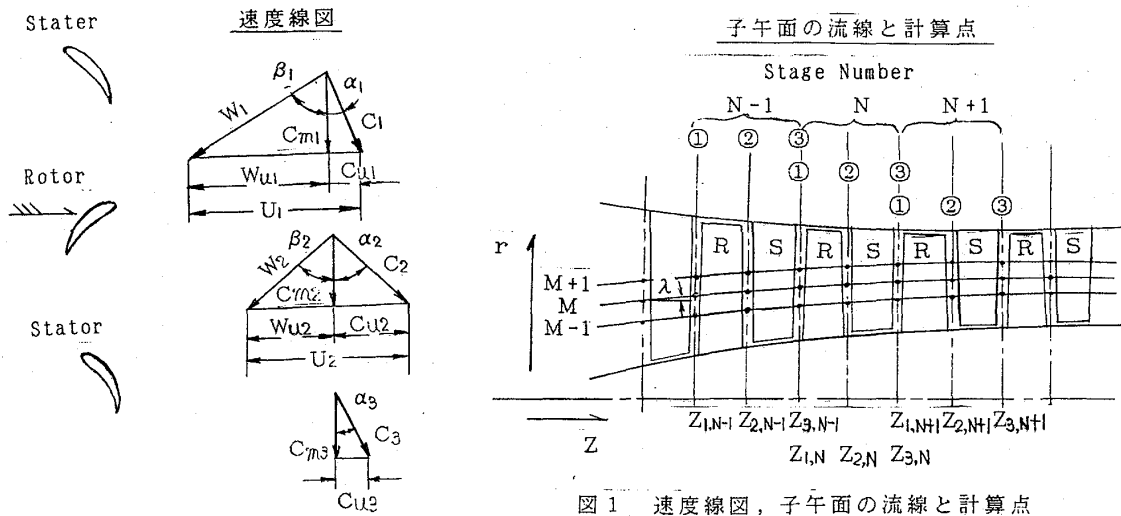


図1 速度線図, 子午面の流線と計算点

- (記号)
- P : 圧力
  - T : 温度
  - $\rho$  : 密度
  - h : エンタルピー
  - S : エントロピー
  - N : 回転速度
  - U : 動翼の周速度
  - M : 流れのマッハ数
  - c : 絶対流れ速度
  - w : 相対流れ速度
  - $\alpha$  : 流れ角度
  - $\beta$  : 相対流れ角度
  - $\lambda$  : 流線が回転軸となす角
  - $\psi$  : 流量係数
  - Re : 翼列に対するレイノルズ数
  - r : 半径
  - z : 回転軸方向の距離
  - $\sigma$  : 翼列の弦節比
  - $\epsilon$  : 翼の食違い角
  - $\theta$  : 翼のそり角

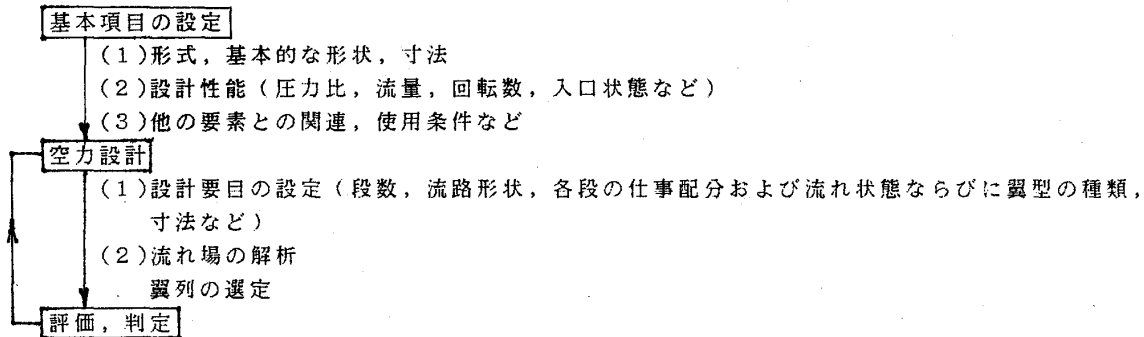
- t : 翼の最大厚さ
  - $C_B$  : 翼弦長
  - $\delta$  : 偏差角
  - $\epsilon$  : 転向角
  - $\zeta$  : 翼列の圧力損失係数
  - rp : 圧力比
  - G : 重量流量
  - $\eta_{ad}$  : 断熱温度効率
  - Tw : 動翼による温度上昇
- (定数)
- $C_p$  : 流体の定圧比熱
  - R : 流体のガス定数
  - $\kappa$  : 流体の比熱比
  - J : 熱の仕事当量
  - g : 重力加速度

- (添字)
- 0 : よどみ点
  - 1 : 動翼入口
  - 2 : 動翼出口, 静翼入口
  - 3 : 静翼出口
  - ' : 相対的な値
  - r : 半径方向成分
  - u : 円周方向成分
  - z : 回転軸方向成分
  - R : 動翼
  - S : 静翼
  - T : 動翼の tip
  - H : 動翼の hub
  - m : 子午面流線方向の成分
  - id : 理想値
  - \* : 設計点
  - s : 静的状態
  - d : 動的状態
  - N : 段の番号
  - M : 流線の番号

2. 空力設計の手順と流れ場の解析

2.1 空力設計の手順

空力設計では、下記の手順に示すように、まず空力設計に必要な要目を定め、次にその設計要目の設計性能を満足する流れ場の解析、およびその流れ場を実現する翼列の選定が行なわれる。



多段軸流圧縮機の空力設計では、設計者の判断により選択される項目が多く、その組合せは多数である。設計者はそれらの中から適当と思われる組合せについて設計計算を繰返し、その結果を比較検討して適正と判定した組合せを選択することになる。したがって、設計プログラムの信頼性および計算の所要時間の短いことが特に重要である。

2.2 計算式

圧縮機内部の流れを定常な軸対称流れと仮定し、粘性の流れへの影響、圧縮機表面の熱伝達、下流の翼列が上流に及ぼす影響などを無視すると、軸対称の微小な流路と回転軸を通る子午面との交わりによって形成される流線に沿って外力の作用しない位置では次の関係が成立つ。

(基礎式)

$$\begin{aligned} \rho J \frac{\partial h}{\partial r} &= \rho J T \frac{\partial s}{\partial r} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial(r c_u)}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_z}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} \quad \text{---(1)} \\ C_p &= C_p(T, P) \quad \text{---(2)} \\ dh &= C_p dT_c \quad \text{---(3)} \\ dS &= C_p \frac{dT}{T} - \frac{R}{J} \frac{dP}{P} \quad \text{---(4)} \\ T_0 &= T + \frac{c^2}{2gJ C_p}; T'_0 = T + \frac{w^2}{2gJ C_p} \quad \text{---(5)} \end{aligned}$$

$$\tan \lambda = \frac{c_r}{c_z} \quad \text{---(6)}$$

$$P = \rho R T \quad \text{---(7)}$$

$$\frac{P_2}{P} = \left( \frac{T_2}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{---(8)}$$

$$2\pi \int_{r_H}^{r_T} \rho c_z r dr = \text{CONST.} \quad \text{---(9)}$$

式(1)~(6)より、  

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} \quad \text{---(10)}$$

(動翼出口状態の方程式)

式(1)~(10) および速度線図より次の関係式を得る。

$$w_{u1} = U_1 - c_{u1} \quad \text{---(11)}$$

$$w^2_1 = c_a^2_1 + w_{u1}^2 + c_r^2_1 \quad \text{---(12)}$$

$$M'_1 = \frac{w_1}{\sqrt{g k_1 R T_1}} \quad \text{---(13)}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{w_{u1}}{c_{z1} \sec \lambda_1} \quad \text{---(14)}$$

$$T'_{01} = T_{01} + \frac{1}{2gJ C_{p1}} (w^2_1 - C^2_1) \quad \text{---(15)}$$

$$P'_{01} = P_1 \left( \frac{T'_{01}}{T_1} \right)^{\frac{k_1}{k_1-1}} \quad \text{---(16)}$$

$$U_2 = 2\pi r_2 N \quad \text{---(17)}$$

$$\frac{1}{\rho_2} \frac{\partial P_2}{\partial r_2} = \frac{c_{u2}^2}{r_2} - c_{r2} \frac{\partial c_{r2}}{\partial r_2} - c_{z2} \frac{\partial c_{z2}}{\partial z} \quad \text{---(18)}$$

$$C_{p2} = C_p(T_2, P_2) \quad \text{---(19)}$$

$$T'_{02} = T'_{01} + \frac{1}{2gJ C_{p2}} (U^2_2 - U^2_1) \quad \text{---(20)}$$

$$P'_{021d} = P'_{01} \left( \frac{T'_{02}}{T'_{01}} \right)^{\frac{k_1}{k_1-1}} \quad \text{---(21)}$$

$$P'_{02} = P'_{021d} - \xi_R (P'_{01} - P_1) \quad \text{---(22)}$$

$$T_w = \frac{1}{gJ} \left( \frac{U_2 c_{u2}}{C_{p2}} - \frac{U_1 c_{u1}}{C_{p1}} \right) \quad \text{---(23)}$$

$$T_{02} = T_{01} + T_w \quad \text{---(24)}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{1}{2gJ C_{p2}} (c_{u2}^2 + c_r^2_2 + c_z^2_2) \quad \text{---(25)}$$

$$P_2 = P'_{02} \left( \frac{T_2}{T'_{02}} \right)^{\frac{k_2}{k_2-1}} \quad \text{---(26)}$$

$$\xi_R = \xi(M'_1, \beta_1, \sigma_R, \beta_2, t_R, C_{BR}, Re) \quad \text{---(27)}$$

$$P_{02} = P_2 \left( \frac{T'_{02}}{T_2} \right)^{\frac{k_2}{k_2-1}} \quad \text{---(28)}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{gRT_2} \quad \text{---(29)}$$

$$\tan \lambda_2 = \frac{c_{r2}}{c_{z2}} \quad \text{---(30)}$$

$$\int_{r_{2H}}^{r_{2T}} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2 = \int_{r_{1H}}^{r_{1T}} \rho_1 c_{z1} r_1 dr_1 \quad \text{---(31)}$$

微小半径  $\Delta r$  の軸対称流管について  

$$\rho_2 c_{z2} r_2 \Delta r_2 = \rho_1 c_{z1} r_1 \Delta r_1$$

$$w_{\theta 2} = U_2 - c_{\theta 2} \quad \text{---(32)}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{w_{u2}}{c_{z2} \sec \lambda_2} \quad \text{---(33)}$$

$$\beta_2 = \beta(M'_1, \beta_1, \sigma_R, \theta_R, \xi_R, t_R, C_{BR}, Re) \quad \text{---(34)}$$

温度上昇の分布  $T_w = T_w(r_2)$   
 流出角の分布  $\beta_2 = \beta(r_2)$   
 フローパタン  $c_{u2} = c_u(r_2)$   
 翼型指定  $\theta_R = \theta(r_2), \xi_R = \xi(r_2)$  } ---(35)

式(11)~(16)は動翼入口の状態より計算できるから動翼出口の状態に関する(17)~(33)の17個の式に対して変数は  $r_2, C_{p2}, c_{r2}, c_{z2}, c_{u2}, \rho_2, P_2, U_2, T_{o2}, P_{o2}, P_{o2}, \xi_2, T_w, T_{o2}, T_2, W_{u2}, \beta_2, \Delta r_2$  の19個である。したがって式(35)のうち適当な関数関係を一つ追加すると  $r$  に対して解が得られる。

(静翼出口状態の方程式)

式(1)~(10) および速度線図より次の関係式を得る。

$$c^2 = c_z^2 + c_u^2 + c_r^2 \quad \text{---(36)}$$

$$M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{\gamma \kappa_2 R T_2}} \quad \text{---(37)}$$

$$\frac{1}{\rho_2} \frac{\partial \rho_2}{\partial r} = \frac{c_{u2}^2}{r_2} - c_{r2} \frac{\partial c_{r2}}{\partial r} - c_{z2} \frac{\partial c_{r2}}{\partial z} \quad \text{---(38)}$$

$$T_{o2} = T_{o2} \quad \text{---(39)}$$

$$P_{o2} = P_{o2} - \xi_2 (P_{o2} - P_2) \quad \text{---(40)}$$

$$C_{p2} = C_p(T_2, P_2) \quad \text{---(41)}$$

$$T_2 = T_{o2} - \frac{1}{2\gamma C_{p2}} (c_{u2}^2 + c_{r2}^2 + c_{z2}^2) \quad \text{---(42)}$$

$$P_2 = P_{o2} \left( \frac{T_2}{T_{o2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{---(43)}$$

$$\xi_2 = \xi(M_2, \alpha_2, \sigma_2, \alpha_2, t_2, C_{p2}, Re) \quad \text{---(44)}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{\gamma R T_2} \quad \text{---(45)}$$

$$\tan \lambda_2 = \frac{c_{r2}}{c_{z2}} \quad \text{---(46)}$$

$$\left. \begin{aligned} \int_{r_{2H}}^{r_{2T}} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2 &= \int_{r_{2H}}^{r_{2T}} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2 \\ \text{微小半径 } \Delta r \text{ の軸対称流管について} \\ \rho_2 c_{z2} r_2 \Delta r &= \rho_2 c_{z2} r_2 \Delta r_2 \end{aligned} \right\} \text{---(47)}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{u2}}{c_{z2} \sec \lambda_2} \quad \text{---(48)}$$

$$\alpha_2 = \alpha(M_2, \alpha_2, \delta_2, \theta_2, \xi_2, t_2, C_{p2}, Re) \quad \text{---(49)}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{フローパターン } c_{u2} &= c_u(r_2) \\ \text{流出角の分布 } \alpha_2 &= \alpha(r_2) \\ \text{翼型指定 } \theta_2 &= \theta(r_2), \xi_2 = \xi(r_2) \end{aligned} \right\} \text{---(50)}$$

式(36)(37)は静翼入口状態より求まるから静翼出口の状態に関する(38)~(48)の11個の式に対して、変数は  $r_2, C_{p2}, c_{r2}, c_{z2}, c_{u2}, \rho_2, T_2, T_{o2}, P_{o2}, \alpha_2, \xi_2, \Delta r_2, P_2$  の13個である。したがって式(50)のうち適当な関数関係を一つ追加すると  $r$  に対し解が得られる。翼型指定の場合、流れは翼列に対し必ずしも設計流入角の状態にはならないが、流出角を算定できるから、流出角分布を与えた場合と同様な取扱いができる。翼型一定振れなし静翼はこの特殊な例である。

### 2.3 流れ場の解析

与えられた設計から圧縮機入口の状態、段数、基準半径における流線(基準流線)の形状、各段の仕事配分、軸流速度、流線の数などを指定できる。まず、この基準流線( $M=1$ )上の各段の流れの状態を初段から最後尾の段まで式(11)~(50)を用いて計算し、翼列の選定も行なう。次に、流線  $M$  の状態を既知として流線  $M+1$  についても同様の計算を行なう操作を繰返すと各流線の流れ状態および翼列の選定と共に空力的な流路形状が決定する。流線に沿って式(11)~(50)を解けば解が得られるわけであるが、そのままでは解きにくいので次のような方法を用いる。

圧縮機内部の圧力  $P$  は半径方向に連続と考え、 $\Delta r$  が充分微小なとき  $r + \Delta r$  での圧力  $p(r + \Delta r) = P(r) + \Delta P$  を TAYLOR 展開して二次以上の微小項を省略すると式(10)は

$$\Delta P = \rho \left( \frac{c_u^2}{r} - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} \right) \Delta r \quad \text{---(51)}$$

流線  $M$  の状態を既知とすると、流線  $M+1$  では

$$\left. \begin{aligned} P_{M+1} &= P_M + \Delta P_M \\ \Delta P_M &= \rho_M \left( \frac{c_{uM}^2}{r} \Delta r - c_{rM} \frac{\partial c_{rM}}{\partial r} - c_{zM} \frac{\partial c_{rM}}{\partial z} \right)_{r=r_M} \\ \left( \frac{\partial c_{rM}}{\partial r} \Delta r \right)_{r=r_M} &\approx \Delta c_{rM} = c_{rM+1} \tan \psi_{M+1} - c_{rM} \tan \psi_M \end{aligned} \right\} \text{---(52)}$$

$\tan \psi, \frac{\partial c_r}{\partial z}$  は流線  $M$  上では既知量である。流線  $M+1$  は  $r_{M+1} = r_M + \Delta r_M$  と軸方向の位置  $Z$  によって座標が定まるので多項式で近似すると  $\tan \psi_{M+1}$  は既知量として扱える。結局式(52)は  $c_{M+1}$  の関数である。したがって式(18)(および式(38))を式(52)のように変化させ、仮定した  $c_{M+1}$  を代入して  $P_{M+1}$  を求める。一方式(18)を除いた式(11)~(35)(および式(38)を除いた式(35)~(50))にも仮定した  $c_{M+1}$  を代入して  $P_{M+1}$  が求まる。逐次近似法によって両者の差が許容範囲に納まるまで計算を繰返すと、 $c_{M+1}$  と共に流れの状態が求まる。

この方法の特徴は、繰返し計算の範囲を各流線に囲まれた狭い流路に限定して計算を行なうので収束は速い。また翼列選定の計算も流れ状態の計算に付随して行なうので全部の流線について計算すると空力設計の計算は終了する。最も内径側の流線および外径側の流線に囲まれた領域が圧縮機の空力的な流路を形成することになり、設計条件に適した流路形状が得られる。したがって、流れ状態、翼列の選定および設計の判断となる諸係数のすべてを含めて、空力設計の計算時間は非常に短い。計算時間は式(35)あるいは式(50)で与える条件によって少し差がある。所要時間の最も短いのは翼型指定の場合である。最も長いのは式(35)の温度上昇の分布を与える条件として、各段の静翼出口における全圧分布を半径方向に指定した場合である。流線の数に25本程度にして、1段(動翼および静翼)当りの所要時間(CPUタイム)は電子計算機によって若干の違いはあるが、本研究で使用した HITIC 5020 あるいは FACOM 230 の場合は4~5秒程度であり、10数段の多段圧縮機の場合も1分程度の計算で終了する。



### 3. 翼列の選定

本報の翼列選定に関する資料は、NACAにより総合的にまとめられた翼列資料を基本としており、経験的な資料および考察を加え、汎用性および電子計算機の使用に重点をおいてその数式化をはかった。翼列性能として、最も整備され豊富なのはNACA65(Cox 10, A10)10 翼形の低速二次元翼列データである。したがって、このデータを基準とし、他の翼形の性能はこれを修正して求める方法が行なわれている。本報の設計プログラムに適用した翼列データの数式化は次のとおりである。

#### 3.1 二次元翼列の性能

(a) 入射角  $i_{ref}$

reference pointにおける入射角は次の式で求められる。

$$i_{ref} = i_0 + n\theta$$

$$i_0 = (K_i)_{sh} \cdot (K_i)_t \cdot (i_0)_{10}$$

ここに

$i_0$ : そり角  $\theta = 0^\circ$  の翼形における入射角

$n$ : 入射角のスロープファクター (slope factor)

$(K_i)_{sh}$ : NACA65系翼形を基準とした翼形による修正係数

$(K_i)_t$ :  $t/C=0.1$  を基準とした翼厚さによる修正係数

$(i_0)_{10}$ : NACA65(0)10の  $i_{ref}$

$(K_i)_{sh}$  は次の値で与えられる。

$$(K_i)_{sh} = 1.0 \dots \text{NACA65系 A}_{10} \text{翼形}$$

$$= 1.1 \dots \text{NGTE-C系統翼形}$$

$$= 0.7 \dots \text{二重円弧翼形}$$

$(K_i)_t$  の近似式

$$(K_i)_t = 338.5417X^3 - 125.0X^2 + 19.11458X$$

$$X = t/C$$

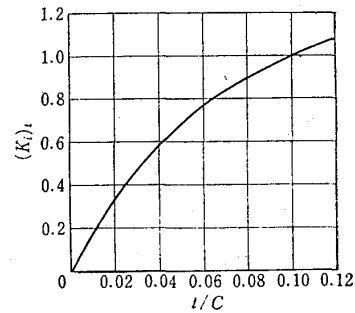


図2 翼厚さによる修正係数

$(i_0)_{10}$  の近似式

$$(i_0)_{10} = A_3 B^3 + A_2 B^2 + A_1 B$$

$$A_3 = -0.0035818X^2 + 0.00082013X - 0.0019574$$

$$A_2 = 0.039062X^2 - 0.035712X + 0.022321$$

$$A_1 = -0.097969X^2 + 0.93309X - 0.06393$$

$$B = 0.1(\beta_1)_{ref}$$

$$X = \sigma$$

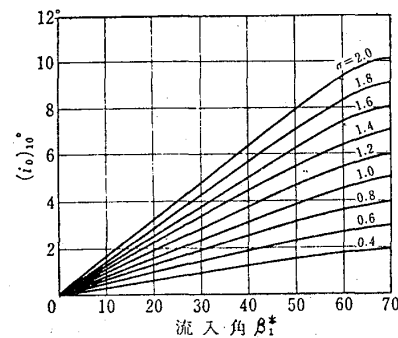


図3 NACA65(0)10の  $i_{ref}$

$n$  の近似式

$$n = A_3 B^3 + A_2 B^2 + A_1 B + A_0$$

$$A_3 = 808.1904X^2 - 2051.733X + 455.1329$$

$$A_2 = -67.4607X^2 + 162.185X - 69.4203$$

$$A_1 = 0.260893X^2 + 1.93725X - 4.43364$$

$$A_0 = -0.005592X^2 + 0.037896X - 0.064634$$

$$B = 0.001(\beta_1)_{ref}$$

$$X = \sigma$$

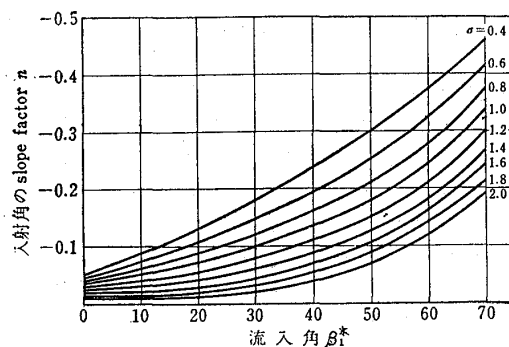


図4 入射角の slope factor

(b) 偏差角  $\delta_{ref}$

reference pointの偏差角は次式で求める。

$$\delta_{ref} = \delta_o + m\theta$$

$$\delta_o = (K_\delta)_{sh} \cdot (K_\delta)_t \cdot (\delta_o)_{10}$$

$$m = \frac{m\sigma = 1}{\sigma^b}$$

ここに

$\delta_o$ : そり角  $\theta = 0'$  の翼形における  $\delta_{ref}$

$(K_\delta)_t$ :  $t/C = 0.10$  を基準とした翼厚さによる修正係数

$(K_\delta)_{sh}$ : NACA65系翼形を基準とした翼形による修正係数

$(\delta_o)_{10}$ : NACA65(0)10翼形の  $\delta_{ref}$

$m$ : 偏差角のスロープファクター (slope factor)

$m$ :  $\sigma = 1$  における  $m$  の値

$b$ :  $\sigma = 1$  を基準とした  $\delta$  による修正係数

$(K_\delta)_{sh}$  は次の値を用いる。

$$(K_\delta)_{sh} = 1.0 \dots \text{NACA65系 A}_{10} \text{翼形}$$

$$= 1.1 \dots \text{NGTE.C系統翼形}$$

$$= 0.7 \dots \text{二重円弧翼形}$$

reference point近傍の任意の入射角  $i$  に対する偏差角  $\delta$  は次式で求める。

$$\delta = \delta_{ref} + (i - i_{ref}) \left( \frac{d\delta}{di} \right)_{ref}$$

$$\left( \frac{d\delta}{di} \right)_{ref} : \text{偏差角の修正係数}$$

$(K_\delta)_t$ の近似式

$$(K_\delta)_t = 182.2917X^3 + 1.56250X^2 + 8.020833X$$

$$X = \frac{t}{C}$$

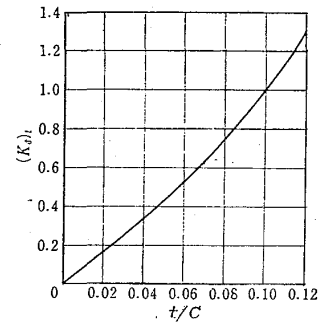


図5 翼厚さによる修正係数

$(\delta_o)_{10}$ の近似式

$$(\delta_o)_{10} = 10(A_3 B^3 + A_2 B^2 + A_1 B)$$

$$A_3 = 0.352992X^2 + 0.288449X - 0.059898$$

$$A_2 = -0.376172X^2 + 0.33760X - 0.055433$$

$$A_1 = 0.0464688X^2 + 0.057625X + 0.049425$$

$$B = 0.01(\beta_{1'})_{ref}$$

$$X = \sigma$$

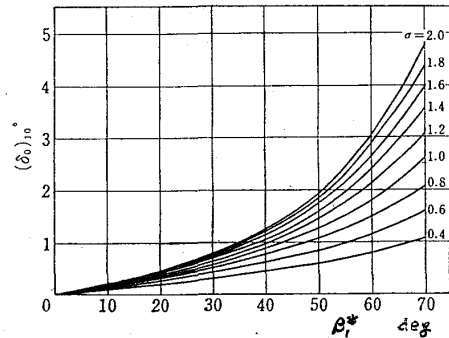


図6 NACA65(0)10翼形の  $\delta_{ref}$

$b$ の近似式

$$b = 10(-0.127930X^3 + 0.0401905X^2 - 0.0253513X + 0.0966143)$$

$$X = 0.01(\beta_{1'})_{ref}$$

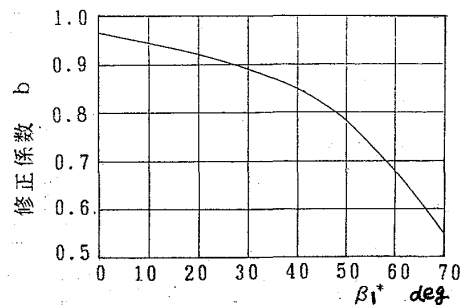


図7  $\sigma = 1$  を基準とした修正係数

$(m_{\sigma=1})_c$ の近似式

$$(m_{\sigma=1})_c = 10(0.0274543X^3 - 0.0109791X^2 + 0.00756061X + 0.0249221)$$

$$X = 0.01(\beta_1)_{ref}$$

$(m_{\sigma=1})_{es}$ の近似式

$$(m_{\sigma=1})_{es} = 10(0.0175156X^3 + 0.0164377X^2 + 0.000165502X + 0.0170121)$$

$$X = 0.01(\beta_1)_{ref}$$

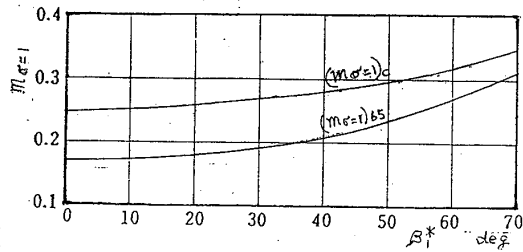


図8  $\sigma = 1$ におけるmの値

$(\frac{d\delta}{di})_{ref}$ の近似式

$$(\frac{d\delta}{di})_{ref} = A_4B^4 + A_3B^3 + A_2B^2 + A_1B + A_0$$

$$A_4 = -1.56292X^2 + 38.5544X + 3120.29$$

$$A_3 = 0.709571X^2 - 18.6725X - 1588.23$$

$$A_2 = -0.107074X^2 + 2.97506X + 306.474$$

$$A_1 = 0.0054925X^2 - 0.161565X - 27.2891$$

$$A_0 = 1.0$$

$$B = 0.1\sigma$$

$$X = (\beta_1)_{ref}$$

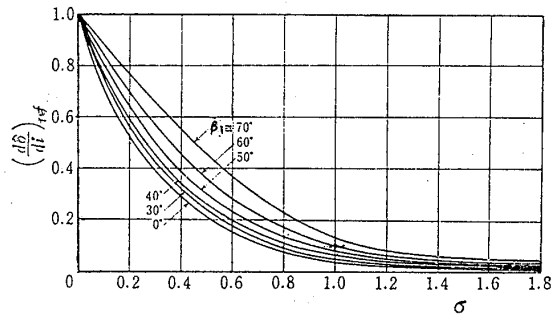


図9 偏差角の修正係数

### 3.2 圧縮機翼列の選定

圧縮機の翼列は環状の翼列であるので、設計に際して二次元翼列の資料を適用する場合は、その相違による影響を考慮する必要がある。環状翼列のreference pointにおける入射角  $i_c$ 、偏差角  $\delta_c$  と二次元翼列の  $i_{ref}$ 、 $\delta_{ref}$  との差をそれぞれ  $\Delta i_c$ 、 $\Delta \delta_c$  とすると

$$\Delta i_c = i_c - i_{ref}$$

$$\Delta \delta_c = \delta_c - \delta_{ref}$$

また、設計入射角  $i^*$  が  $i_c$  と異なる場合は、その差  $\Delta i^*$  は

$$\Delta i^* = i^* - i_c$$

したがって設計点の入射角  $i^*$ 、偏差角  $\delta^*$ 、およびそり角  $\theta$ 、食違い角  $\xi$  は

$$i^* = (K_i)_{sh} \cdot (K_i)_t \cdot (i_o)_{10} + n\theta + (i^* - i_{ref})$$

$$\delta^* = (K_\delta)_{sh} \cdot (K_\delta)_t \cdot (\delta_o)_{10} + \frac{m_{\sigma=1}}{\sigma B} \theta + (i^* - i_{ref}) \left( \frac{d\delta}{di} \right)_{ref} + (\delta_c - \delta_{ref})$$

動翼の場合

$$\theta = \frac{1}{1 - \frac{m_{\sigma=1}}{\sigma B} + n} \left\{ (\beta^*_{1} - \beta^*_{2}) + (\delta_c - \delta_{ref}) - (i^* - i_{ref}) \left[ 1 - \left( \frac{d\delta}{di} \right)_{ref} \right] \right.$$

$$\left. - (K_i)_{sh} \cdot (K_i)_t \cdot (i_o)_{10} + (K_\delta)_{sh} \cdot (K_\delta)_t \cdot (\delta_o)_{10} \right\}$$

$$\xi = \beta^*_{1} - i^* - \frac{\theta}{2}$$

静翼の場合は記号変換する；  $\beta^*_{1} \rightarrow \alpha^*_{2}$ 、 $\beta^*_{2} \rightarrow \alpha^*_{3}$ 。

$\Delta i_c$ 、 $\Delta \delta_c$  については、現在では定量的に明確にされるまでには至っていない。流入マッハ数の増加に応じて若干増大する傾向にあるようであるが、これは翼列形状の影響というよりも、むしろ流入マッハ数による影響と考えるべきと思われる。

$\Delta i^*$  は圧縮機の設計条件および使用条件などを考慮して設計者が判断し決めるものである。

#### 4. 設計例

航空機用ファンジェットエンジンの研究開発の一環として、高圧圧縮機空力試験機の設計試作研究<sup>2)</sup>が行なわれた。表1に示すように、空力試験機は2機種試作された。初めに12段の圧縮機が設計試作され、その1段入口に動翼・静翼を追加して13段とし、圧力比および流量の増大がはかられた。いずれも所要の性能が得られ所期の目的を達したが、ここでは試作研究の中心となった空力試験機HC-20について述べる。

HC-20は本報の空力設計プログラムによって設計された最初の空力試験機であり(図10)、また表1に示すその他の試験機の原型となった。さらに試作ファンジェットエンジンFJR710およびSTOL機「飛鳥」に搭載のファンジェットエンジンFJR710/600の高圧圧縮機として、いずれもそのままの寸法形状で採用され所期の性能を発揮した。

HC-20の空力設計では、エンジン要素としての要求から指定された圧力比、流量、回転数、外径寸法などの条件のもとに、圧縮機の段数、流路形状、各段の仕事配分、流れ様式および翼形などについて種々の組合せの設計解析を試み図11に示す仕事配分および流れ様式を決定した。静翼出口の流れ様式は流出角一定としたが、さらに翼形の簡素化をはかって設計解析を繰返し、10~12段静翼は捩れなし翼形一定とした。動翼については、静翼出口の全圧を半径方向に関係なく一定とする条件を与えて仕事量を決定することとした。翼形は入口案内翼がNACA63系、1~4段動翼が二重円弧翼、その他の翼列はすべて円弧そりにNACA65系翼形の厚み分布を乗せたものとした。

表1 試験機の設計要目

項目	機種 HC-20 HC-20改	HC-020	備考 (両機種と比較)
段数	12	13	0段追加
修正回転速度	13200rpm	13700rpm	3.8%増
圧力比	12.4	15.6	0段圧力比1.26
修正空気流量	19.0kg/s	23.1kg/s	21.5%増
ロータ周速(Tip)	336m/s	362m/s	7.7%増
入口外径	500mmφ	516mmφ	3%増
入口ボス比	0.6	0.55	8%減
可変静翼	入口案内翼 1~4段	入口案内翼 0~4段	

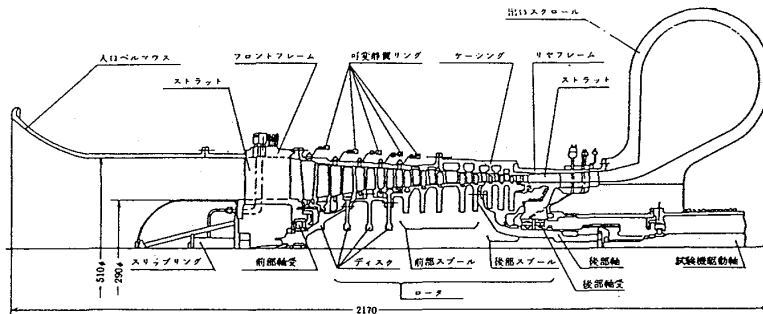


図10 高圧圧縮機空力試験機HC-20

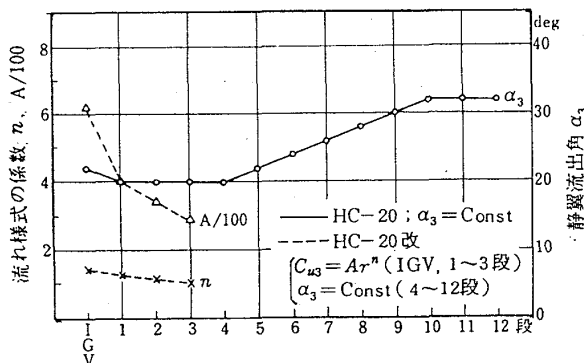


図11(a) 各段静翼出口の流れ様式

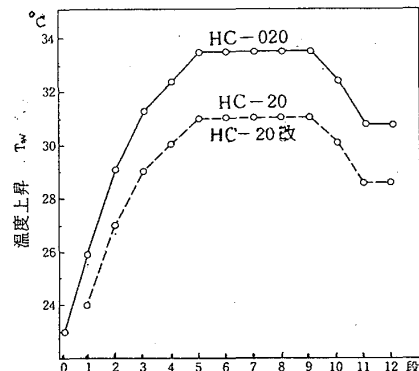


図11(b) 各段の仕事配分

空力試験機HC-20は所要動力が大きいので、試験設備の動力不足を補うために70%N\*以上の高速領域では減圧試験が必要となり、100%N\*では0.2ata程度の入口圧力で試験を実施した。試験結果は図12に示すように圧力比が設計値に達せず、サージングも低い圧力比で発生し作動範囲が狭いことを示した。この原因はレイノルズ数低下の影響のみであるのか、あるいは空力設計に基因するのか、またその両方の影響であるのかの問題を判断しどのように処理すべきかが緊急の課題となった。検討の結果、計測データからの判断では各段翼列のマッチングに問題は見当らず、空力設計として特に疑問となる点は知見されなかった。次にサージ発生点は理論の予測どおり性能曲線の勾配によって定まり、圧縮機内部の失速とは直接の関係はないことが確かめられた。これより、正常な入口圧力の状態で運転を実施すれば計画どおりの性能が得られ設計点性能を満足すると予測され、設計上特に改めるべき点は見出せないとの結論に達した。その結果、HC-20の設計データは修正されることなく、そのまま試作ファンジェットエンジンFJR710用高圧圧縮機の設計に採用されることとなった。エンジン運転の結果は、減圧試験におけるサージ発生点よりも高い圧力比で安全に作動し、所要の性能を発揮することが明らかとなった。このような経緯の後にHC-20の設計データは、短距離離着陸(STOL)実験機「飛鳥」のファンジェットエンジンFJR710/600用高圧圧縮機の設計にもそのまま使用された。エンジン作動線は図12に示すように圧縮機の設計点を通り、圧縮機が順調に作動していることを示した。これによって空力設計の妥当であったことが確認された。

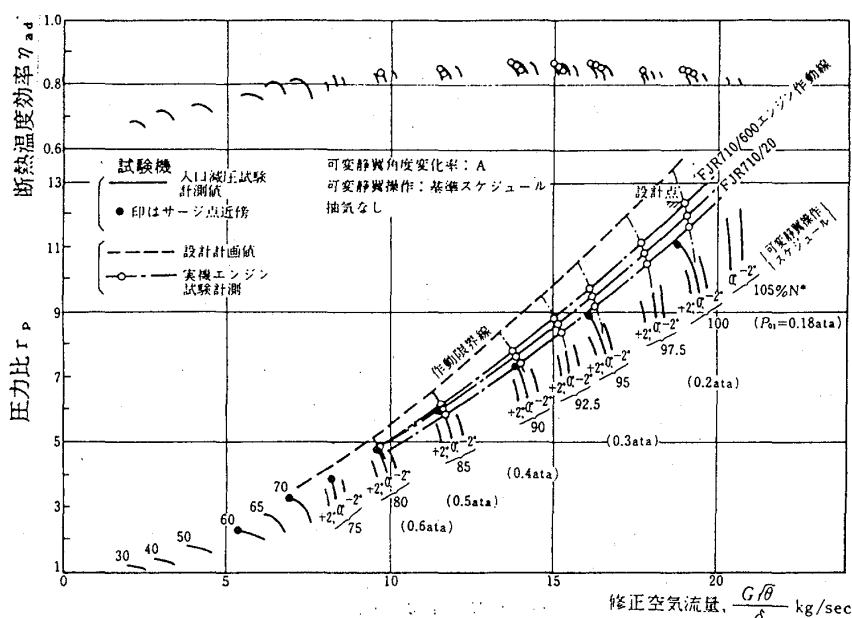


図12: HC-20の全体性能

## 5. 結言

汎用性、実用性に重点をおいて流線法による空力設計法を検討し設計プログラムを作成した。この設計プログラムを用いて設計試作研究を行なった結果は、種々の条件に対して設計可能で汎用性のあること、計算速度が早く実用性に優れていることが明らかとなった。また、空力試験機およびそれらを適用した実機エンジンの試験結果は計画どおりの性能を示した。これによって空力設計法および設計プログラムの汎用性、実用性、信頼性を確認することができた。

## 参考文献

- 1) 'Aerodynamic Design of Axial Flow Compressor', NASA SP-36(1965)
- 2) 大山, 菅原, 斎藤, 他2名; ファンエンジン用高圧圧縮機の研究
  - (3) 空力試験機HC-20の設計; 航技研資料TM-363(1978.8)
  - (4) 空力試験機HC-20の性能試験; 航技研資料TM-506(1983.5)
  - (8) 圧縮機性能に及ぼす流れ様式の影響; 航技研資料TM-510(1983.5)
  - (10) 空力試験機HC-020; TM-512(1983.5)

# タービンスクロール内の二次流れによる逆流現象

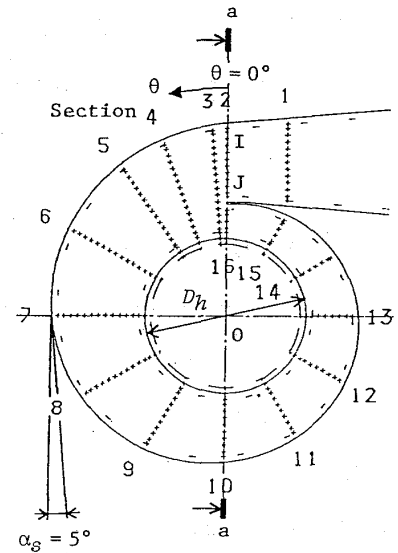
古川 雅人 (九州大学工学部)

原 和雄 (九州大学工学部)

井上 雅弘 (九州大学工学部)

## 1. まえがき

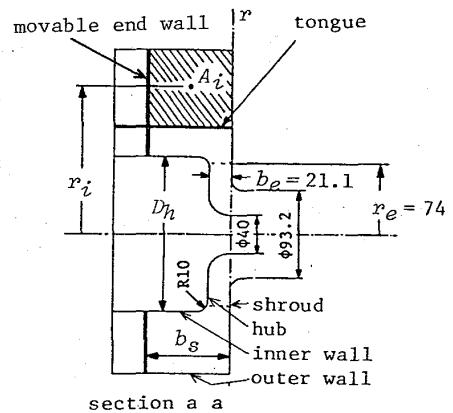
著者らは小形ガスタービンの高比速度化として斜流ガスタービンの開発研究<sup>(1)(2)</sup>を進めてきたが、その際にスクロール出口の流れは複雑な三次元性を呈し、三次元流動現象がスクロール内に生じる強い二次流れの影響であることを確認した。タービンの高比速度化に伴って流路幅の広いノズルが使用される場合、この三次元性はタービン性能に重大な影響を及ぼす。タービンロータの性能が限界に近づいている現状では、ロータとのマッチングを良くしてタービン性能の向上を図るためには、スクロール出口の複雑な三次元流れを考慮する必要がある。このような観点から、著者らはスクロール内での二次流れの発達過程を解明することを目的とし、任意の断面で内部流動の測定が可能であるスクロール試験装置を製作した<sup>(3)</sup>。本報ではその試験装置を用いてスクロールの重要な幾何学的パラメータである  $A_i/r_i$  が二次流れの発達に及ぼす影響を調べた。



(a) 正面図

## 2. 実験装置及び方法

本実験はタービン羽根車を取り除いた状態で行われ、装置に流入した空気はスクロール及び羽根なしのノズル部で膨張後、ディフューザを介して大気へ流出する。本供試スクロールは、図1に示すように平行側壁形で、外壁形状は接線が周方向と5°の角度を成す対数螺旋であり、ら線の内半径(図1(a)中のOJ)は114.7mm、外半径(図1(a)中のOI)は198.8mm、舌部(図1(a)中のJ)の厚さは2mmである。スクロールの内壁は直径  $D_h = 160$  mmの円筒面となっている。スクロール部の断面積  $A$  及び  $A/r$  の周方向分布を図2に示す。ノズル部は一定流路高さ  $b_e = 21.1$  mmの半径流形の羽根なし



(b) 断面図(断面 a a)

図1 供試スクロールの概略図

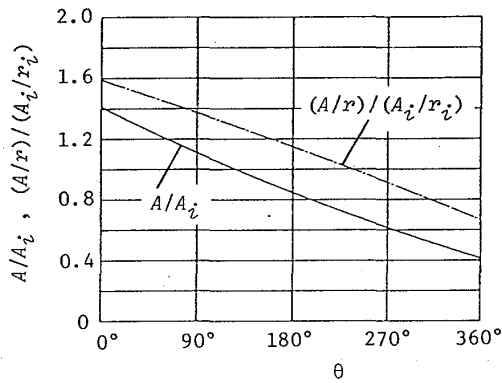


図2 供試スクロールの断面積変化

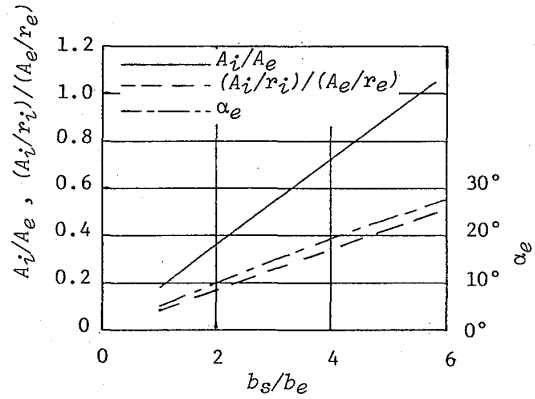


図3 供試スクロールの幾何学的パラメータ

ノズルであり、半径  $r_e = 74.0\text{mm}$  の面をノズル出口と定義する。スクロールに内蔵された可動側壁を軸方向に移動させてスクロール部の流路高さ  $b_s$  を変えることにより、単一の供試スクロールで広範囲の  $A_i/r_i$  値に対する内部流動試験を行える。図3にスクロールとノズルの流路高さ比  $b_s/b_e$  に対するスクロールの入口断面積  $A_i$ 、 $A_i/r_i$  及び理論ノズル流出角  $\alpha_e$  の変化を示す。

本実験では、スクロールの上流よどもみ圧力  $P_{t0}$  を  $4.9 \times 10^3 \text{Pa}$ , gauge (500 mmAq, gauge) に保ち、流路高さ比  $b_s/b_e$  を 1.4, 2.9, 3.8, 5.7 と変化させて、図1(a)に示した16断面における三次元速度ベクトル及び全圧の分布を5孔ピトー管により測定した。断面1以外のすべての測定断面は子午面 ( $r-z$  面) 内に設定された。

### 3. 実験結果及び考察

流路高さ比  $b_s/b_e = 3.8$  の場合における測定断面4の断面内速度ベクトル及び全圧損失係数分布を図4に示す。本実験では測定断面は子午面内に採られているので、断面内速度ベクトルは子午面速度ベクトルである。また全圧損失係数  $\zeta_p$  は次式のように定義された。

$$\zeta_p = (P_{t0} - P_t) / (\rho c_i^2 / 2) \quad (1)$$

ここに、 $P_{t0}$  はスクロールの上流全圧、 $P_t$  は局所全圧、 $\rho$  は密度、 $c_i$  は全流量から求まるスクロール入口(断面2)での平均流速である。図中の等高線の刻みは0.05、一点鎖線は  $\zeta_p = 0.025$  の等高線を示す。壁面近傍の低エネルギー領域は壁面境界

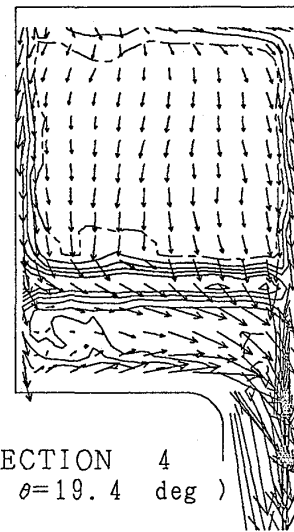


図4 断面4の断面内速度ベクトル及び全圧損失係数分布 ( $b_s/b_e = 3.8$ )

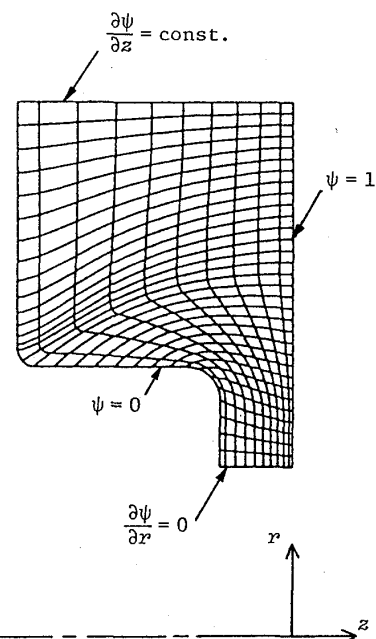


図5 軸対称ポテンシャル解析

層であり、断面中央のやや内壁寄りに位置する低エネルギー流体はスクロールの舌部から放出された伴流である。一定半径線上に沿った半径方向速度成分の分布に着目すると、両側壁面上の低エネルギー流体内で半径方向速度成分が大きくなっており、両側壁近傍で半径内向きの二次流れが生じていることが分かる。しかしながら同図から分かるように断面内速度ベクトルにはノズルの吸込みにより誘起された流れも現れているため、断面内速度ベクトルから二次流れを把握するのは困難である。

そこで、各測定断面において軸対称のポテンシャル流れを基準流れとして求め、この基準流れに垂直な速度成分を二次流れと定義する。本報では、次式を図5に示す境界条件のもとに有限要素法を用いて解くことにより、基準流れを求めた。

$$\frac{\partial}{\partial r^2} \left( \frac{1}{\rho r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{\rho r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) = 0 \quad (2)$$

ここで、 $\psi$  は次のように定義される流れ関数である。

$$c_z = \frac{\dot{G}}{2\pi r \rho} \frac{\partial \psi}{\partial r}, \quad c_r = - \frac{\dot{G}}{2\pi r \rho} \frac{\partial \psi}{\partial z} \quad (3)$$

なお、 $c_z$  及び  $c_r$  はそれぞれ速度の軸方向及び半径方向の成分、 $\dot{G}$  は質量流量である。図6に、このようにして求めた二次流れベクトルを  $b_s/b_e = 3.8$  の場合の代表断面に対して示す。

さらに断面に垂直な渦度成分  $\xi_\theta$  の分布を図7に示す。渦度成分  $\xi_\theta$  は各測定点における速度を数値微分し、次式に従って無次元量として求められた。

$$\xi_\theta = \frac{\frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial r}}{2\pi c_i / (A_i / r_i)} \quad (4)$$

ここに  $A_i$  及び  $r_i$  はそれぞれスクロール入口(断面2)の面積及び平均半径である。図6及び

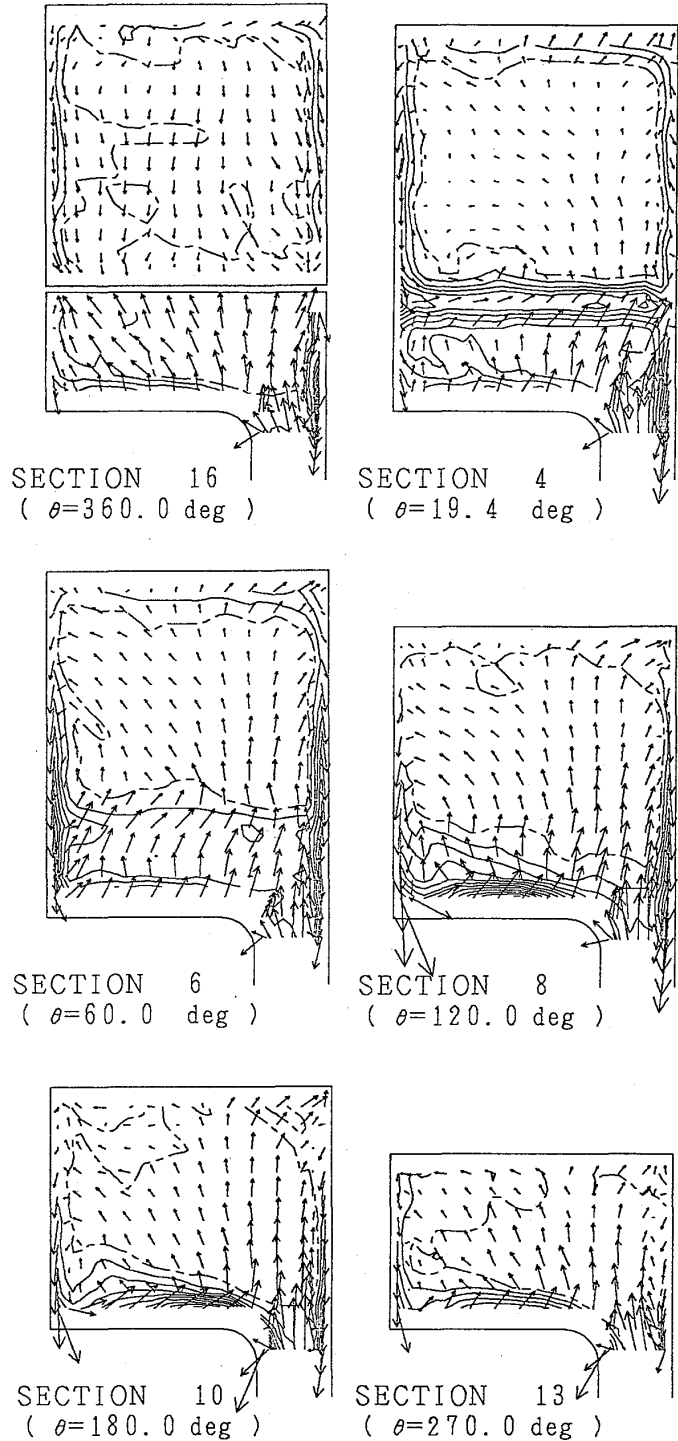


図6 二次流れベクトル及び全圧損失係数分布 ( $b_s/b_e = 3.8$ )



7において断面を通り抜ける流れ方向は紙面の裏から表に向かう方向であり、

$\xi_\theta$  の符号は渦度成分が紙面の裏から表に向かうとき正とし、等高線の実線は正の渦度成分を、破線は負の渦度成分を、一点鎖線は渦度成分ゼロを示す。

また  $\xi_\theta$  の等高線の刻み  $\Delta \xi_\theta$  は 0.025

である。図7の両側壁面上に認められる渦度に対応して、両側壁面上の低エネルギー流体内では半径内向きの二次流れが、主流部では半径外向きの二次流れが図6において認められる。これは、

いわゆる流路渦であり、図6からスクロール内の二次流れではこの一對の流路渦が支配的であることが分かる。特に後部側壁上と内壁上の正の渦度によって誘起された左巻きの流路渦が顕著である。スクロール入口(断面2)から流れが旋回流へと変化するとともに半径方向の圧力勾配が形成され、図7

の断面6から断面8にかけて両側壁面上の渦度成分が著しく発達している。

しかしながらこの渦度成分は、低エネルギー流体内に存在する強い半径内向きの二次流れのため、下流断面に行くにしたがってノズル部へ流出し、その強さは低下する。また全圧損失係数分布に着目すると、スクロール内の順圧力勾配と側壁上に沿った半径内向きの二

次流れの効果のため、比較的下流まで主流と見なせる損失の小さな領域が存在していることが分かる。ここで、さらに二次流れの発達過程を定量的に調べるために、次式で定義される二次流れの運動エネルギー  $\bar{K}$  及び渦度の断面平均値  $\bar{\xi}_\theta$  を図8に示す。

$$\bar{K} = \frac{1}{\alpha_2^2} \iint (c_x^2 + c_y^2) c_\theta dr dz / \iint c_\theta dr dz \quad (5)$$

$$\bar{\xi}_\theta = \iint |\xi_\theta| dr dz / \iint dr dz \quad (6)$$

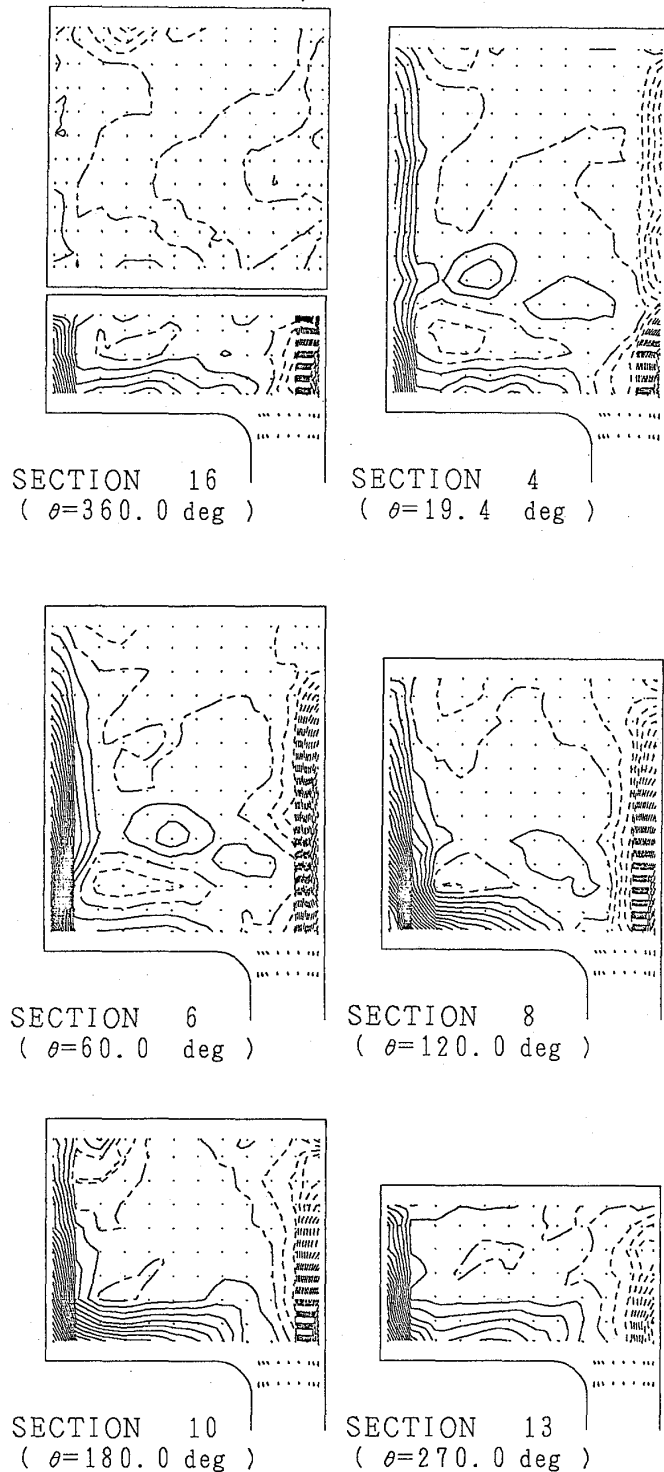


図7 断面に垂直な渦度成分の分布 ( $b_g/b_e = 3.8$ )

次流れの効果のため、比較的下流まで主流と見なせる損失の小さな領域が存在していることが分かる。ここで、さらに二次流れの発達過程を定量的に調べるために、次式で定義される二次流れ

の運動エネルギー  $\bar{K}$  及び渦度の断面平均値  $\bar{\xi}_\theta$  を図8に示す。

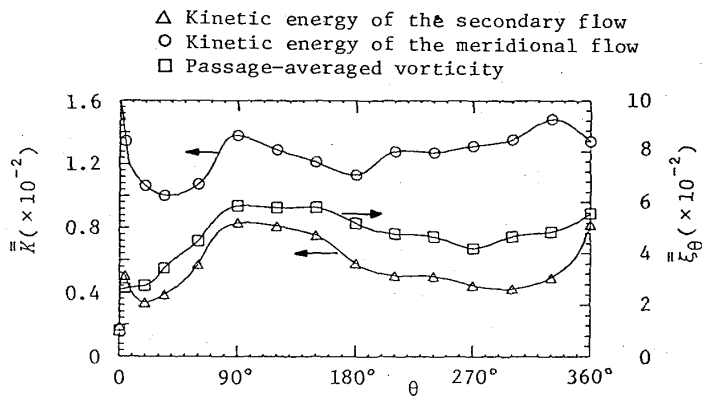


図8 二次流れの運動エネルギー及び渦度の断面平均値 ( $b_s/b_e = 3.8$ )

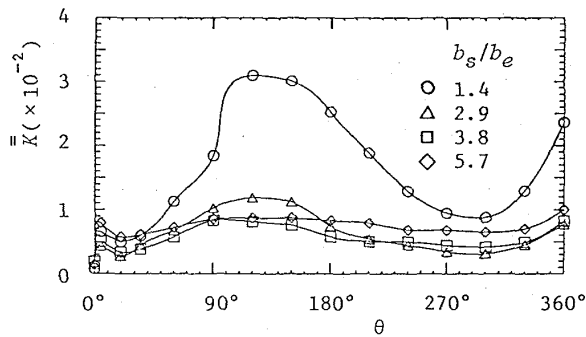
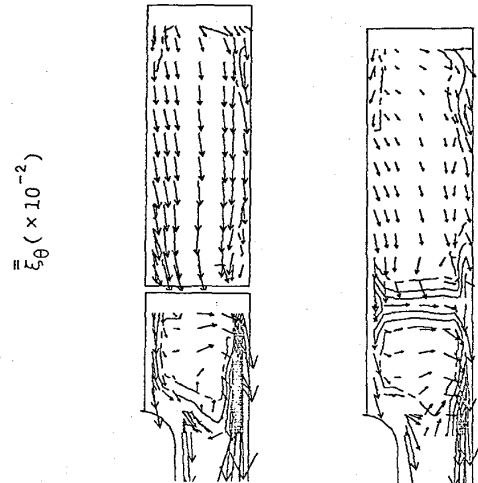
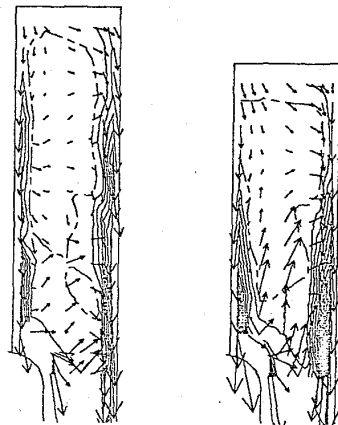


図9 二次流れの発達に及ぼす  $b_s/b_e$  の影響

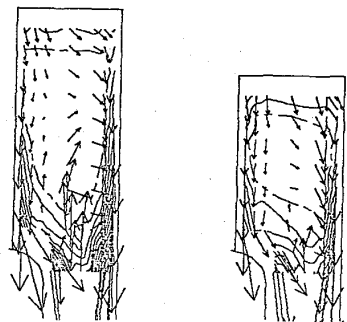
ここで、 $e_x$  及び  $e_y$  は二次流れベクトルの2成分、すなわち基準流れに垂直な面内の速度成分であり、 $e_\theta$  は周方向速度成分である。図8には二次流れの運動エネルギーと同様に定義された子午面流れの運動エネルギーも示されている。二次流れの運動エネルギーは極めて小さく、 $b_s/b_e = 3.8$ の場合、スクロール入口での運動エネルギーの1%以下であることが分かる。二次流れの運動エネルギーと渦度の断面平均値の周方向分布はよく一致しており、前述の渦度分布の発達過程に対応して、流れが旋回流へと移行する断面6 ( $\theta = 60^\circ$ ) 付近から急激に増加して断面9 ( $\theta = 150^\circ$ ) 付近まで大きな値を保ち、それより下流断面では低エネルギー流体が半径内向きの二次流れによりノズル部へ流出するため減少している。このように二次流れは、流れが旋回流へ変化するスクロールの前半部において発達し、発



SECTION 2 SECTION 4  
( $\theta = 0.0$  deg) ( $\theta = 19.4$  deg)



SECTION 6 SECTION 8  
( $\theta = 60.0$  deg) ( $\theta = 120.0$  deg)



SECTION 10 SECTION 13  
( $\theta = 180.0$  deg) ( $\theta = 270.0$  deg)

図10 断面内速度ベクトル及び

全圧損失係数分布

( $b_s/b_e = 1.4$ )

達後は半径内向きの二次流れの効果により低下することが分かる。

図9は  $b_s/b_e$  の変化, すなわち  $A_i/r_i$  の変化が二次流れに及ぼす影響である。  $b_s/b_e = 5.7$  の場合を除けば, いずれの  $b_s/b_e$  に対しても二次流れの発達過程は同じであり, 二次流れは断面6 ( $\theta = 60^\circ$ ) 付近から発達しはじめ, 断面9 ( $\theta = 150^\circ$ ) 付近まで強く, それより下流断面では弱くなっている。しかしながら,  $b_s/b_e$  が小さくなるとともに二次流れは強くなり,  $b_s/b_e = 1.4$  の場合その強さは顕著である。この  $b_s/b_e = 1.4$  における断面内速度ベクトルと全圧損失係数分布を図10に示す。二次流れベクトルと異なり, 断面内速度ベクトルが半径外向きである領域は逆流域であることを意味する。ノズル出口の流路中央部においては, 全周にわたって逆流が発生している。さらにスクロール部の流路中央部にも逆流が生じており, 特に  $\theta = 90^\circ \sim 180^\circ$  において大きな逆流域が認められる。この周方向位置は図9において二次流れが強くなっている断面位置と対応している。このようにディフューザの場合とは対照的に, スクロール内では二次流れの効果により流路中央部から逆流が発生することが分かる。

次に, タービン羽根車の流入条件となるノズル出口の流れについて述べる。図11及び12はそれぞれノズル出口における流れ角  $\alpha_e (= \tan^{-1} c_r/c_\theta)$  及び半径方向速度成分の周方向平均値の分布である。横軸はノズルの流路幅  $b_e$  で無次元化されたハブ面からの距離である。なお図11中のシンボル無しの線は軸対称ポテンシャル流れの解を示す。壁面近傍での半径内向きの二次流れと主流部での半径外向きの二次流れの影響で, ノズル流出角は壁面近傍で大きく, 流路中央部で小さくなっており, 流れは流路幅方向にねじれている。これに対応して半径方向速度成分も壁面近傍で大きくなっており, 流体は壁面側に偏って流れていることが分かる。  $b_s/b_e$  の減少とともに, すなわち  $A_i/r_i$  の減少とともにこの二次流れの影響は顕著になり,  $b_s/b_e = 1.4$  の場合流路

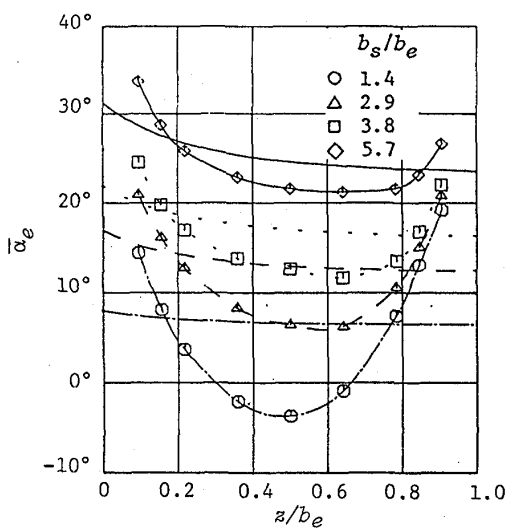


図11 ノズル流出角の流路幅方向分布

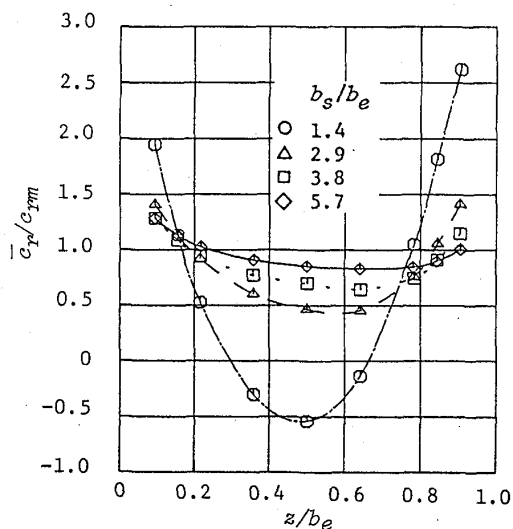


図12 ノズル出口での半径方向速度成分の流路幅方向分布

中央部で逆流が生じている。周方向に平均化されたノズル出口における全圧損失係数の分布を図13に、その全体平均値を図14に示す。 $b_s/b_e$ が小さくなって逆流が発生すると、流路中央部でも全圧損失が増大し、その結果全圧損失の全体平均値が著しく大きくなる。さらに図15に流路幅方向に平均化されたノズル出口における半径方向速度成分の周方向分布を示す。 $b_s/b_e$ の減少とともに、すなわち二次流れが強くなるとともに、周方向への流れの非一様性が大きくなっている。このことは、二次流れがスクロール内の流れの非軸対称性を引き起こしていることを示唆している。したがって、図15において $b_s/b_e$ が変化しても周方向分布に位相差が現れないのは、図9で述べた周方向への二次流れの発達過程が $b_s/b_e$ に依らないことに対応する。また $b_s/b_e = 1.4$ の場合の周方向分布に着目すると、 $\theta = 60^\circ \sim 180^\circ$ の周方向位置において半径方向速度成分、すなわちノズル流出流束が小さくなっているのは、 $b_s/b_e = 1.4$ の場合に $\theta = 60^\circ$ 付近から二次流れが発達しはじめ、 $\theta = 90^\circ \sim 180^\circ$ の断面において大きな逆流域が認められることと対応している。このように二次流れはノズル出口における流れの流路幅方向分布に影響を及ぼすだけでなく、流れの周方向分布にも大きな影響を及ぼすことが分かる。

#### 4. まとめ

外壁形状が巻き角 $5^\circ$ の対数らせんを成す平行側壁形のスクロールの三次元内部流動を詳細に測定し、次の結論を得た。

(1) スクロール内の二次流れにおいては流路渦が支配的であり、壁面近傍の低エネルギー流体内で半径内向きの二次流れが、主流部で半径外向きの二次流れが生じる。

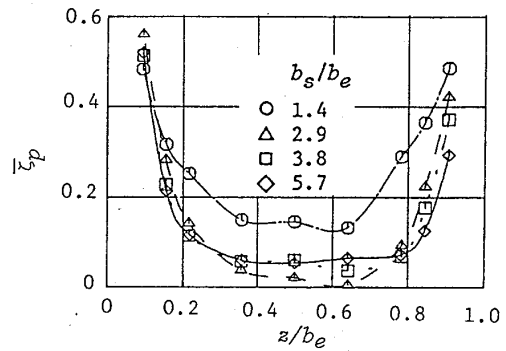


図13 ノズル出口での全圧損失係数の流路幅方向分布

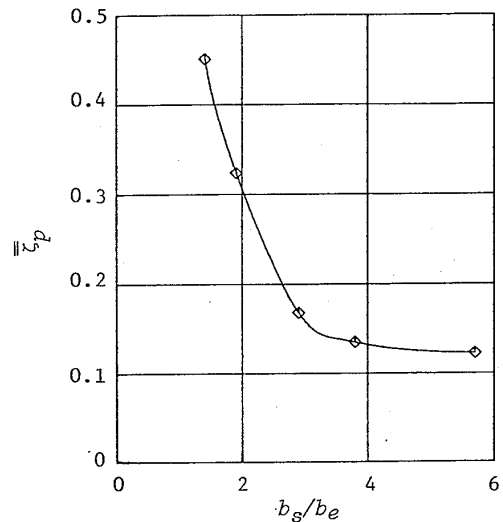


図14 全圧損失係数の全体平均値

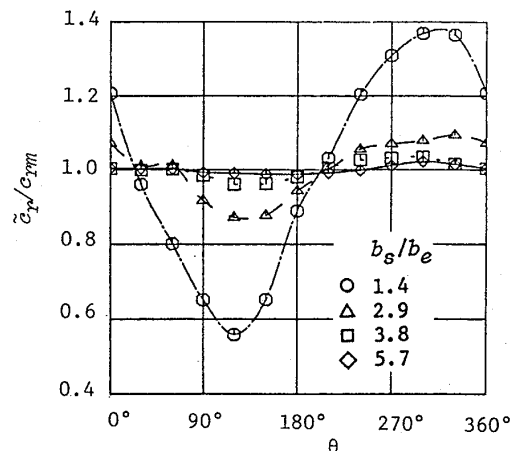


図15 ノズル出口での半径方向速度成分の周方向分布

(2) 二次流れは、流れが旋回流へと変化するスクロールの前半部において著しく発達し、発達後は強い半径内向きの二次流れにより低エネルギー流体がノズル部へ流出するため二次流れは弱くなる。

(3) 順圧力勾配と低エネルギー流体内の半径内向きの二次流れの効果のため、比較的下流まで主流部と見なせる損失の小さな領域が存在するが、二次流れの影響は主流部にまで及んで主流部の流れは壁面近傍の流れよりも周方向に傾き、流れは流路幅方向にねじれる。

(4) 二次流れは流路幅方向の流れ分布に影響を及ぼすだけでなく、その発達過程に起因して周方向の流れ分布にも影響を及ぼし、流れの非軸対称性を引き起こす。

(5)  $b_g/b_e$  が小さくなるとともに二次流れは強くなり、本実験では  $(A_i/r_i)/(A_e/r_e) < 0.17$  (理論ノズル流出角  $\alpha_e < 10^\circ$ ) となると、スクロール内で逆流が発生する。この逆流は、ディフューザの場合とは対照的に流路中央部から生じる。

(6) スクロール内に逆流が発生すると、全圧損失が著しく増大するばかりでなく、周方向の流れの非一様性も大きくなる。

## 文 献

- (1) Ikui, T., et al., Proc. 1983 Tokyo Int. Gas Turbine Cong., vol.2 (1984), 507.
- (2) 井上, ほか3名, 機論, 50-459, B (昭59), 2843.
- (3) 井上, ほか2名, 機論, 52-484, B (昭61), 4001.

平行円錐壁斜流ディフューザ内流れの可視化

(凸壁側壁面に製着したガイドフェンスの効果)

杉浦 慎治 (日本電装株式会社)

\* 佃 康弘 (東京理科大学 大学院)

酒井 俊道 (東京理科大学 工学部)

1. はしがき

平行円錐壁斜流ディフューザでは、流れの旋回による遠心力の流路壁に垂直の方向 (n方向)の成分が存在するため、入口で速度および圧力が一様な流れを与えた場合でも、n方向に静圧力勾配が生ずる。また流路の内壁すなわち凸壁の壁面近傍は境界層の発達が顕著であり、その境界層は下流の高静圧力域とのつり合いからねじれ境界層となり、ディフューザへの流入角度 $\theta_1$ によってはディフューザ内壁近傍に逆流域を形成する。この逆流域の発生はディフューザの静圧力回復を妨げ、その性能を低下させる。

著者らはこのねじれ境界層の発達および逆流域の発生を抑制する目的から、これらの発生しやすい流路の凸壁側壁面上に流路幅の1/10および1/5の高さのガイドフェンスをディフューザ入口から、ディフューザ入口との半径比で1.4の位置まで装着することにより、ガイドを装着した領域内での逆流を抑止でき、図1に示したようにガイドフェンスがない場合と比べて大幅に静圧力回復を高めることができることを明らかにした。(1) またこの程度の低いガイドフェンスを装着した場合、ディフューザはベーンレスディフューザとしての特性を失うことがなく、図2に示したようにガイドフェンスの設定角度(この場合は $\theta = 25^\circ$ の等角螺旋)に鈍感である。また吉永(2)は遠心圧縮機の半径流ディフューザについて、ディフューザ入口のハブ・シュラウド

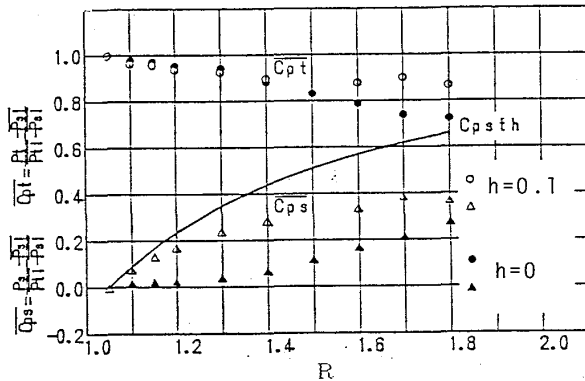


Fig.1 Total Pressure Coefficient and Pressure Recovery Coefficient in the Purely Conical Vaneless Diffuser and the Diffuser having Guide Fence

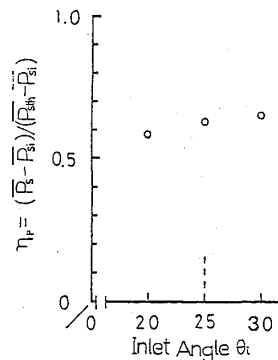


Fig.2 Effect of Incidence Angle Guide Fence h=0.1;  $\theta = 25^\circ$

間で偏った流速分布をもって流入するような場合に、このようなガイドが効果があることおよびガイドの最適高さは流路幅の40%~50%であることを示している。しかしいずれの研究においてもガイドの効果のメカニズムは不明のままに終わっている。

本研究は、スモークワイヤ法によりガイド周辺の流れを可視化し、さらに熱線風速計による乱流値を測定することで、ガイドフェンスが流れに及ぼす影響を明らかにすることを目的とする。

## 2、記号

C : 速度

$P_s$  : 静圧力

$\theta$  : 接線方向から測った流れ角度

$P_T$  : 全圧力

$\phi$  : ガイドフェンスへの入射角

$C_{PS}$  : 圧力回復係数  $= (P_s - P_{s1}) / (P_{T1} - P_{s1})$

$C_{PT}$  : 全圧力係数  $= (P_T - P_{s1}) / (P_{T1} - P_{s1})$

$\eta_p$  : 有効度  $= (P_s - P_{s1}) / (P_{STH} - P_{s1})$

r : 回転軸からの半径

R : ディフューザー入口径を基準とした半径比  $= r / r_0$

b : ディフューザー流路幅 (26mm)

n : 内壁から測定した壁面に垂直方向の距離

h : ガイドフェンス高さ  $= n / b$

## 添字

o : ディフューザー入口

i : ディフューザー入口基準位置 (半径比  $R = 1.05$ )

$\theta$  : 接線方向成分

- : n方向に流量平均した値

m : 子午線方向成分

$T_H$  : 非粘性流れにおける理論値

n : 子午線に直角方向の成分

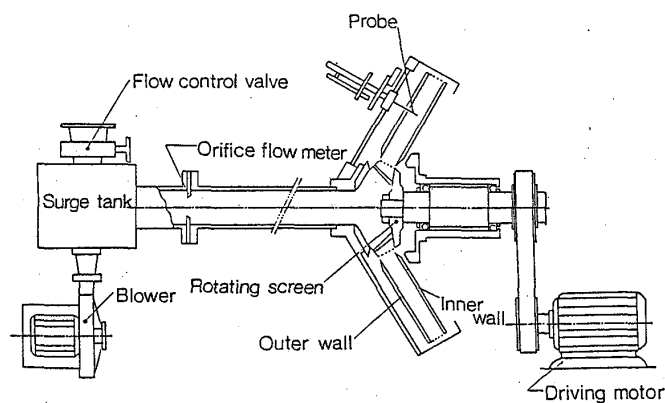


Fig. 3 Experimental Apparatus

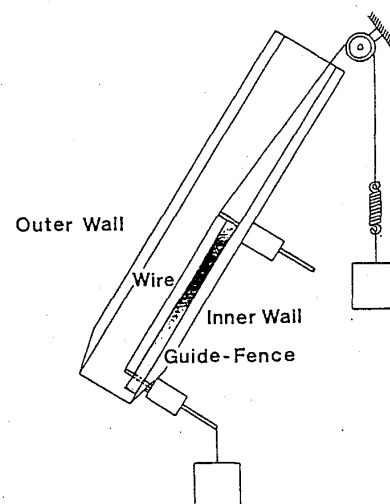


Fig. 4 Smoke Wire Equipment

### 3. 実験装置及び実験方法

実験装置の概略を図3に示す。本研究に用いたディフューザは平行円錐斜流ベーンレスディフューザとその内壁に流路幅 ( $b = 26\text{mm}$ ) の  $1/10, 1/5, 2/5$  の高さで、入り口から半径比  $R = 1.8$  の位置までフェンスを  $\theta = 25^\circ$  の等角螺旋で12枚取り付けたガイドフェンス付きディフューザ (以下、ガイド付きディフューザと呼ぶ) である。主要寸法は入り口中心半径  $104.4\text{mm}$ 、外径  $513.0\text{mm}$ 、流路幅は全域に渡り  $26\text{mm}$  であり、可視化のため外壁を透明アクリル製としてある。ディフューザ入り口に羽車の羽根後流の影響の無い流れを与えるため、羽根車を用いずプロワによる押し込み流れとし、旋回速度成分は回転スクリーンロータにより与えた。ディフューザ出口にはスクリーンを数枚装着し絞りとした。モデル流れとしては入り口流入角  $\theta_1 = 25^\circ$  で流路幅方向に一樣な流れを与えた。また、接線方向速度成分の分布は流路幅方向にほぼ一樣となるよう設定した。ディフューザ入り口の中心直径を代表長さとし、平均流入速度を代表速度としたレイノルズ数は、 $1.8 \times 10^5$  である。

ガイド付きディフューザは、図4に示したような自作のスモークワイヤ装置を使用して、半径比  $1.1 \sim 1.8$  の領域において内壁から  $1\text{mm}$  おきに外壁まで、半径方向にワイヤを設置して写真撮影を行った。ガイド付きディフューザの乱流値はI形の熱線風速計を流れに正対させて、各半径比においてガイド凸面側及び凹面側近傍とガイド間中央を流路幅方向にトラバース測定した。

### 4. 実験結果及び考察

図5にスモークワイヤ法によるガイドフェンス間の流れの写真の一例を示す。図6～図8はこれらの写真をもとにしたガイド間の流れの方向のスケッチである。これらのスケッチの (a) は内壁近傍、(b) はフェンス高さの  $1/2$  付近、(c) はフェンス先端からや、流路中央に近い位置、(d) はフェンス先端から充分離れた位置を示

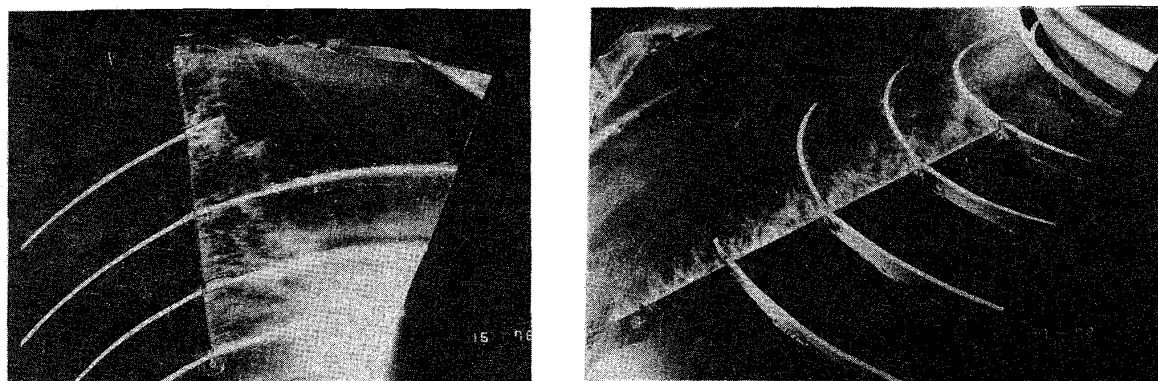
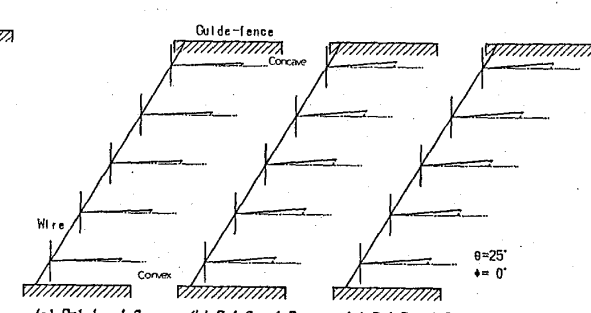
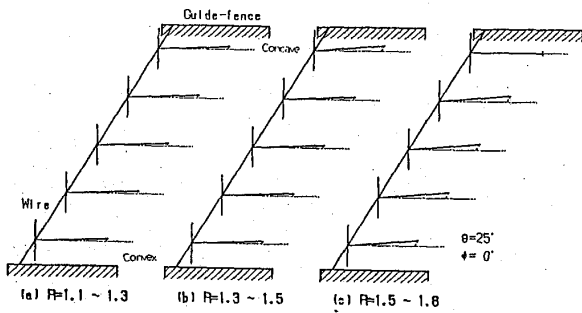
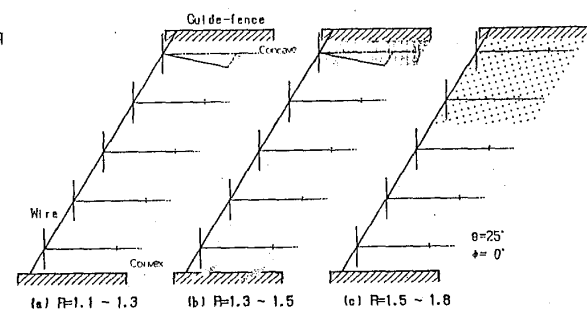
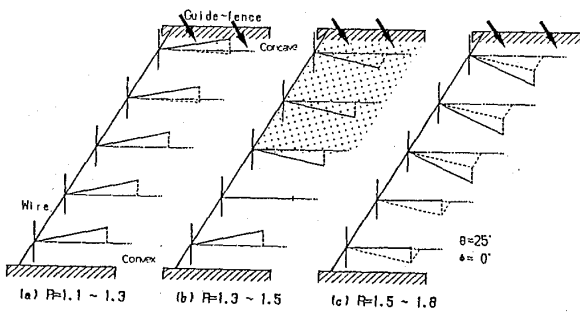
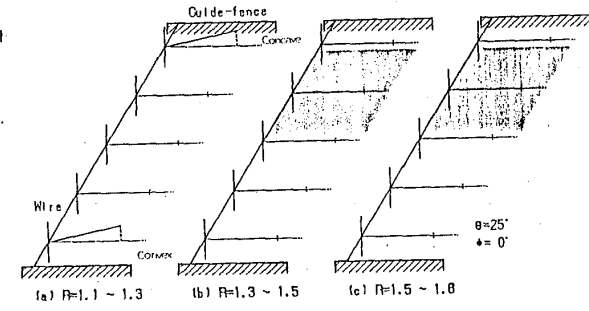
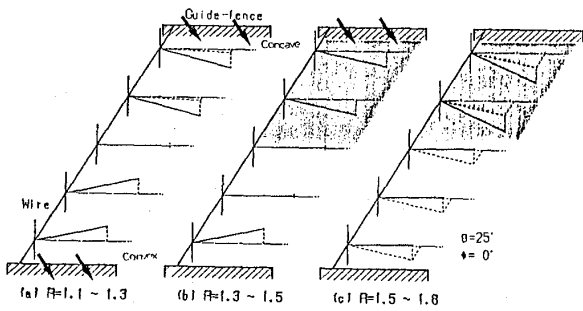
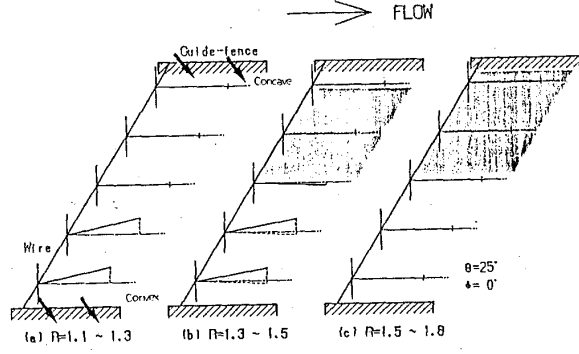
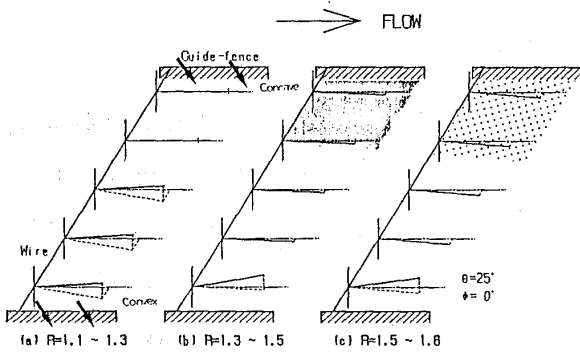
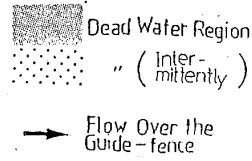


Fig.5 Examples of the Visualized Flow



# Distribution of Flow Angle from Visualised Photo



# Distribution of Flow Angle from Visualised Photo

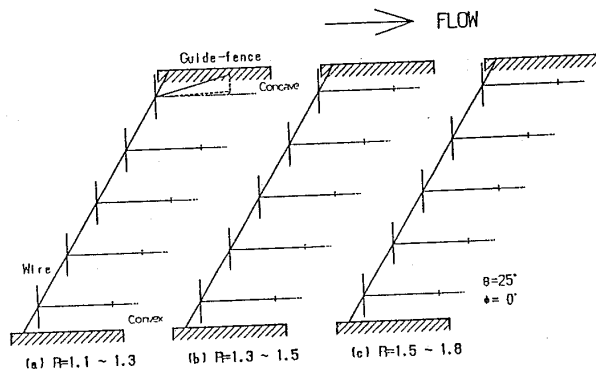


Fig.8(a) ( $h=0.4 : n=3$ )

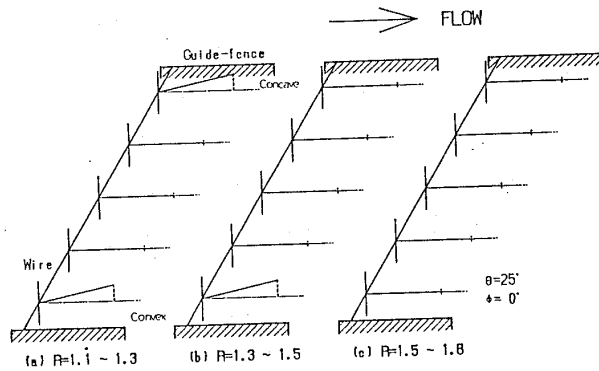


Fig.8(b) ( $h=0.4 : n=8$ )

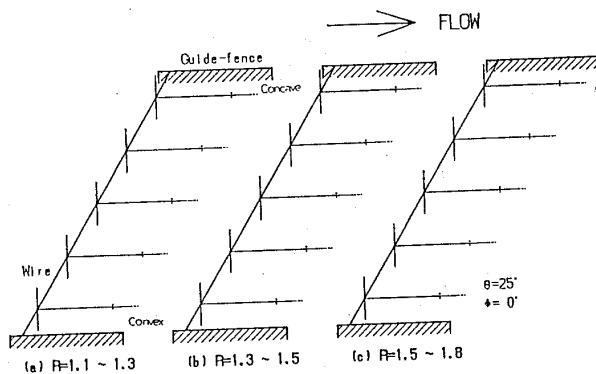


Fig.8(c) ( $h=0.4 : n=11$ )

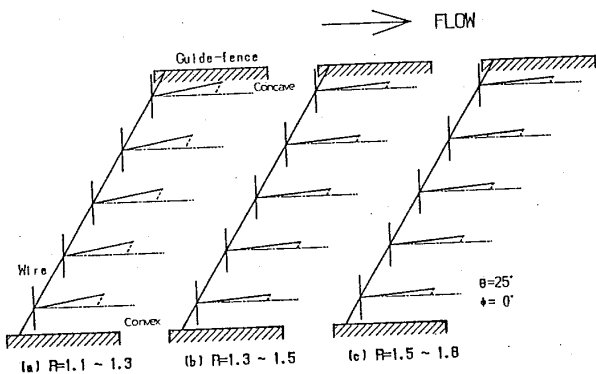


Fig.8(d) ( $h=0.4 : n=18$ )

す。スモークワイヤが放射状にはら  
れている関係上、ガイドフェンス間  
の全流域の観察は出来ないが、多数  
の写真の観察から死水域、間欠的に  
現れる死水域及び凸壁側から凹壁側  
へのフェンスを乗り越えた流れなど  
が判別できた。

ガイドフェンスの高さが流路幅の  
 $1/10$  ( $h=0.1$ ) 及び  $1/5$  ( $h=0.2$ )  
の場合には半径比  $R=1.3$  付近から  
下流で、フェンスの凹壁側に死水域  
あるいは間欠的に現れる死水域が存  
在し、その大きさはフェンス間流路  
の  $40\sim50\%$  をしめる。また、こ  
の死水域はフェンス先端からや、流  
路中央に近いフェンスの無い位置の  
流れにも影響を及ぼし、死水域がフ  
ェンスを越えて、間欠的に放出され  
る様子が分かる。

ガイドフェンスの高さが流路幅の  
 $2/5$  ( $h=0.4$ ) の場合には死水域  
はほとんど見られず、フェンス近傍

Distribution of Turbulence Intensity  
 $\theta=30$

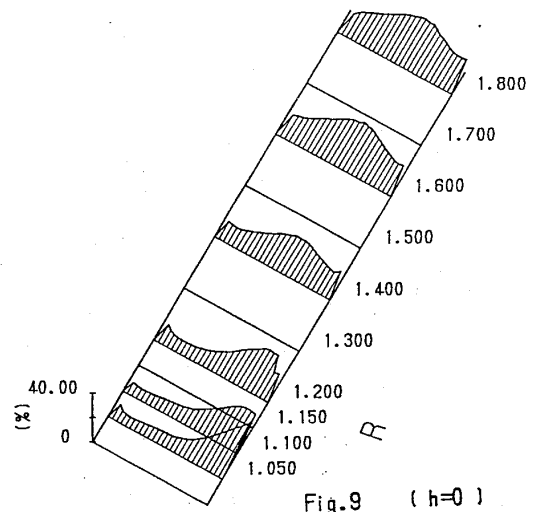


Fig.9 ( $h=0$ )

Distribution of Turbulence Intensity  
 $\theta_i=25$

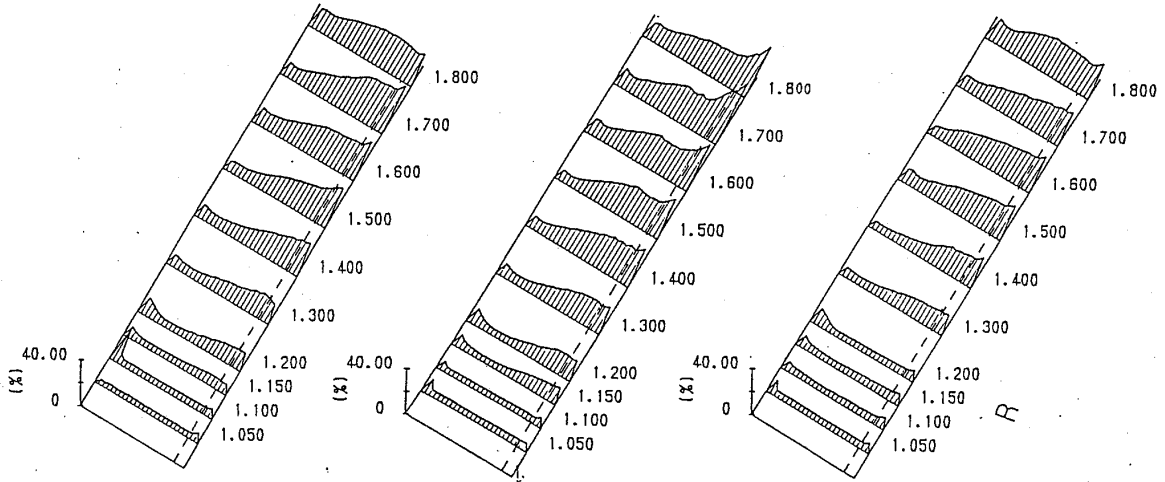


Fig.10 (a) (  $h=0.1$  :Center )

Fig.10 (b) (  $h=0.1$  :Concave )

Fig.10 (c) (  $h=0.1$  :Convex )

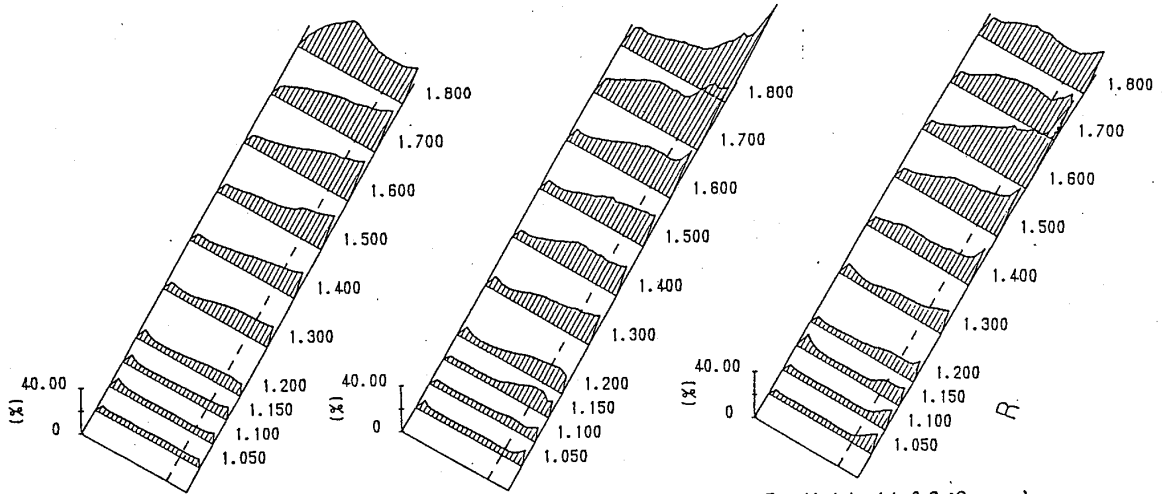


Fig.11 (a) (  $h=0.2$  :Center )

Fig.11 (b) (  $h=0.2$  :Concave )

Fig.11 (c) (  $h=0.2$  :Convex )

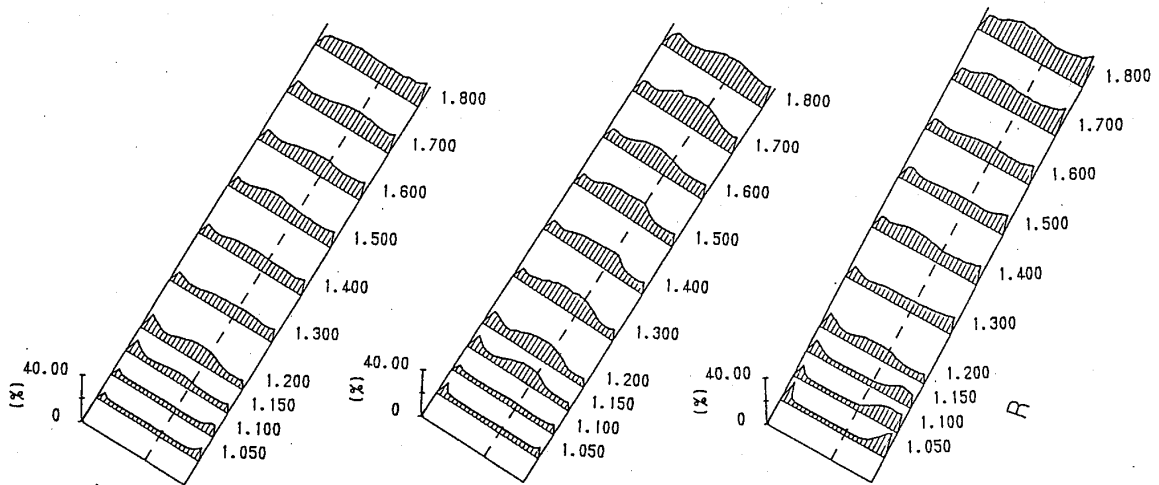


Fig.12 (a) (  $h=0.4$  :Center )

Fig.12 (b) (  $h=0.4$  :Concave )

Fig.12 (c) (  $h=0.4$  :Convex )

で外壁向きの流れが観察されたが、フェンス間のほとんどの領域で流れ角度はフェンスに沿った良好な流れを示した。

内外壁間の流路中央から外壁側にかけては図6(d)、図7(d)及び図8(d)から分かるように、流れ角度は全ての場合流入角度 $\theta_i = 25^\circ$ よりも大きくなる。これは後に等流量線図で示すが、内壁側の子午線方向速度成分 $C_m$ の値が小さく、流れは下流に向かうにしたがい外壁側に寄っていくことが原因となっている。

図9から図12はガイドなし並びにガイド付きディフューザの場合の乱流値を示したものである。ガイド付きディフューザの場合にはガイドフェンス間の中央及び凸壁ならびに凹壁近傍の値を示した。

ガイドフェンスの無いベーンレスディフューザにおいては、ディフューザ内壁側で入り口近傍から急激にねじれ境界層が発達するために、内壁近傍の乱流値は外壁近傍と比べかなり高い値を示した。また、この乱流値のピークは下流に向かうに従い流路中央方向に移動する。また乱流値自体もガイドフェンス付きのディフューザに比べてかなり大きい。これは、円錐平行壁斜流ベーンレスディフューザでは、流路内壁近傍に全面逆流が生ずることと関連が深いものと思われる。

ガイドフェンス付きのディフューザに関しては、入り口付近の内外壁間でほぼ均一の低い乱流値が下流に向かうにしたがって高い値となり、特にスモークワイヤ法により死水域の観察された $h = 1/10$ 及び $1/5$ の $R = 1.30$ 付近の凹壁近傍でその値は急上昇し、これが下流に広がって行く様子が分かる。 $h = 2/5$ のガイドフェンスを持ったディフューザでも、乱流値は下流に向かって高くなっていくが、 $h = 1/10$ 及び $1/5$ に比べて全般的にその値は低い。ガイド先端付近でやや高い乱流値がみられるが、これはガイド先端から発する渦が原因となっているものと思われる。

図13から図16はディフューザ子午断面に写影した等流量線である。ガイドフェンスの無いベーンレスディフューザでは $R = 1.3$ 付近から凸壁である内壁上で全面逆流を生じているが、ガイドフェンス付きのディフューザでは、スモークワイヤ法で確認されたような部分的な死水域は存在するものの、全面的な逆流は生じていない。フェンスの高さの影響は等流線で見ると、スモークワイヤ法による観察あるいは乱流値の測定結果ほど顕著に現れてはいないが、内壁近傍の等流量線を見ると $h = 2/5$ の流れが最も内壁に添った流れとなっていることが分かる。

## 5、まとめ

平行円錐壁斜流ベーンレスディフューザでは、多くの場合凸壁である内壁近傍の下流域に全面的な逆流が生ずる。この逆流は、内壁面上に流路幅の数分の1の高さのガイドフェンスを設定流入角度に等しい対数螺旋形に設置することによって防止できる

## Pattern of Streamlines

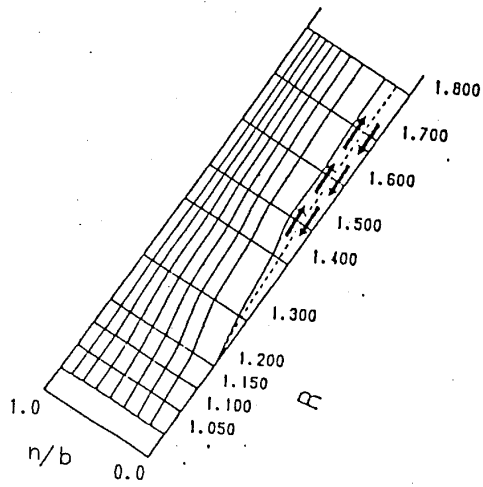


Fig. 13 (  $h=0 : \theta_i=30$  )

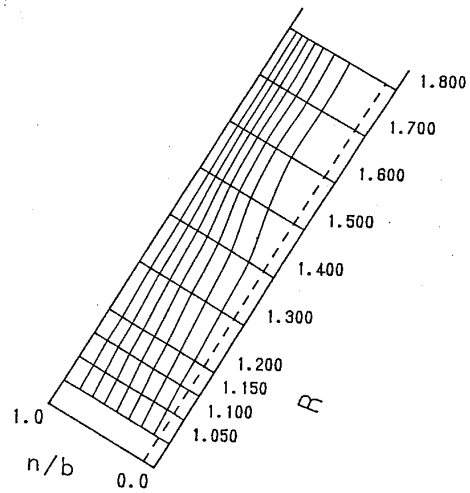


Fig. 14 (  $h=0.1 : \theta_i=25$  )

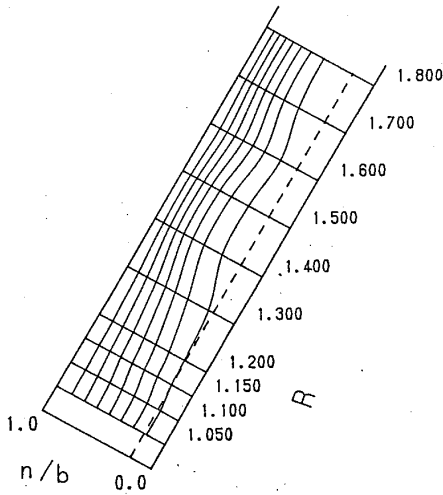


Fig. 15 (  $h=0.2 : \theta_i=25$  )

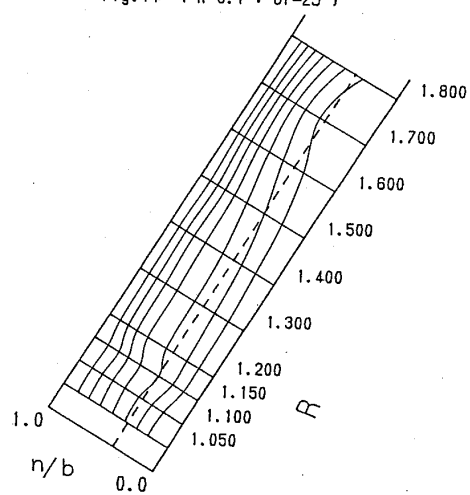


Fig. 16 (  $h=0.4 : \theta_i=25$  )

フェンスの高さは流路幅の10%~20%程度でも効果があるが、この場合にはフェンスの凹面側に死水域が生ずる。フェンスの高さを流路幅の40%程度にすると、死水域はなくなり、良好なディフューザ流れが得られる。

### 文献

- ( 1 ) Sakai, T.、ほか 2 名、Trans. ASME, J. Eng. Power, 101-2 ( 1979 ), 281
- ( 2 ) 吉永洋一、学位論文 ( 昭 61 )

## 140MW級大容量高温ガスタービン501Fの開発

塚越 敬三

(三菱重工業株式会社)

## 1. まえがき

エネルギーの有効利用の観点から、より一層の省エネルギー化が推進されており、最近脚光を浴びているコンバインドプラントの主機となるガスタービンの分野においては、その特性を生かすために、さらに高温化を図った高性能ガスタービンの開発が望まれている。

筆者らは、昭和56年に1150℃級MW701Dガスタービンを開発し、世界最大級のコンバインドプラントである東新潟火力発電所にて、既に20,000時間以上の運転実績を積み、高いプラント効率と信頼性を確立している。その後、引き続いて昭和60年に、次期大容量ガスタービン1350℃級501F形の開発に着手し、米国WH社の協力を得て、既に開発設計を完了し、現在初号機を製作中である。この501Fガスタービンは、世界で初めて実用化し、MW701Dにてその効果を実証した予混合式燃焼器による低NO<sub>x</sub>化技術及び1250℃級MF111ガスタービンの高温化技術をベースに、要素研究で培った漸新(3)な技術を導入したもので、高温・高性能・低公害を特徴とする。(4)501Fガスタービンの計画性能は、シンプルサイクルでの単機出力が140MW級で、熱効率は34%を越え、コンバインドサイクルでは、出力200MW・プラント熱効率51% (LHV基準) 以上となる。

501Fガスタービンの初号機に対しては、来春より工場にて実負荷試験を実施し、性能特性、冷却特性及び機械的特性を実証する。

## 2. 仕様および特長

501Fガスタービンは、190台以上の納入台数と豊富な運転実績をもつMW501シリーズで蓄積した運転経験を基に、予混合式燃焼器による低NO<sub>x</sub>化技術及び最新の高温化技術の導入により、高性能化を図った60Hz用ガスタービンである。

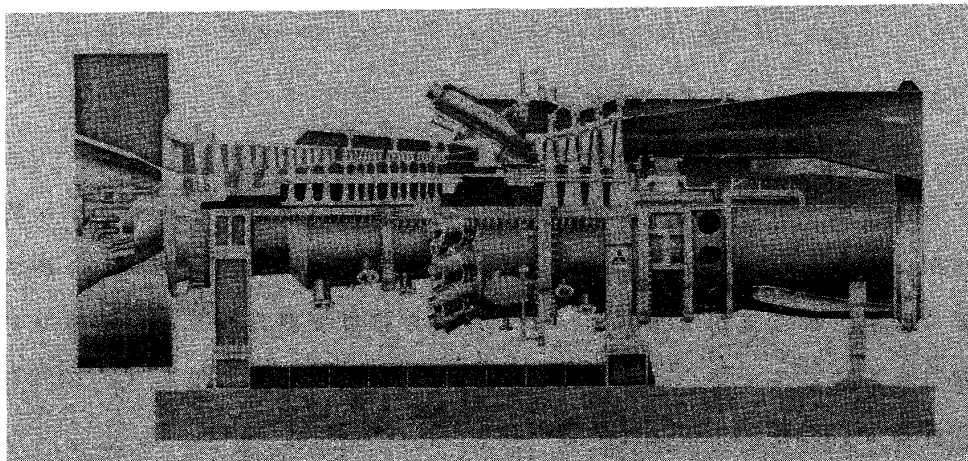


図-1 501F形ガスタービン

図-1に示す501Fガスタービンは、基本的には、従来機種のカスタービンと同一の設計思想に基づいて設計されており、次の特長を持っている。

- ① ロータは、圧縮機軸とタービン軸から成立つ2軸受支持構造
- ② スラスト軸受は、LEG (Leading Edge Groove)タイプによる強制潤滑
- ③ 圧縮機側軸受は、8本のラジアルストラット、タービン側軸受は、6本のタンゼンシャルストラットで支持する構造
- ④ 圧縮機ロータは、スピゴットを持つディスクを12本のボルトで結合、タービンロータは、カービックタイプのディスクを12本のボルトで結合する構造
- ⑤ 燃焼器は16個のキャニユラタイプで、MW501D/701Dと同じ外径・同じ筒長であり、MW701Dで実績のある予混合式燃焼器をさらに改良した燃焼器
- ⑥ 出力軸が、熱的变化の少ない圧縮機側(コールド・エンド駆動)
- ⑦ 排気は、コンバインドの配置に最適な軸流排気方式

501Fガスタービンの主な仕様及び性能を、表-1に示す。501Fガスタービンは、高温部の冷却設計、機械強度設計をタービン入口温度1350℃の条件で設計しているが、初期のエンジン性能は1300℃に基づくものであり、実機運転特性を評価し、確認して目標ベースの1350℃まで順次上昇させる。

定 格	初 期	目 標
タービン入口温度 (1段動翼入口)	1300℃ (1210℃)	1350℃ (1260℃)
出力	138MW	148MW
熱効率 (LHV)	34.5%	34.9%
排ガス温度	543℃	570℃
排ガス量	419kg/s	419kg/s

圧縮機 段数 抽気段数 車室構造	16 3 水平二分割式
タービン段数 強制空冷翼(動静翼)	4 1, 2, 3段
燃焼器(形式×個数)	キャン形×16
ロータ 形式 回転数	二軸受支持方式 3600rpm

(条件: I.S.O., 燃料: 天然ガス)

表-1 501Fガスタービンの計画性能及び仕様

### 3. 501Fガスタービンの開発

#### 3.1 サイクルパラメータの選定

ガスタービンのタービン入口温度は、高温部品(燃焼器及びタービン動静翼)の冷却技術に制約されるため、現状における高温化技術・材料強度レベル及びタービン動静翼の鋳造・鍛造技術を考慮し、また、独自技術で開発した1250℃級MF111の実績をベースにして、501Fガスタービンのタービン入口温度は、1350℃(1段動翼入口温度: 1260℃)に設定した。

このタービン入口温度にマッチするサイクル圧力比は、シンプルサイクルで比出力最大、コンバインドサイクルでプラント効率最大となる条件に基づき、14と決定した。

コンバインドサイクルのプラント効率は、圧力比に対して図-2に示すように変化し、圧力比14の近傍で最大となり、51% (LHV) 以上となる。

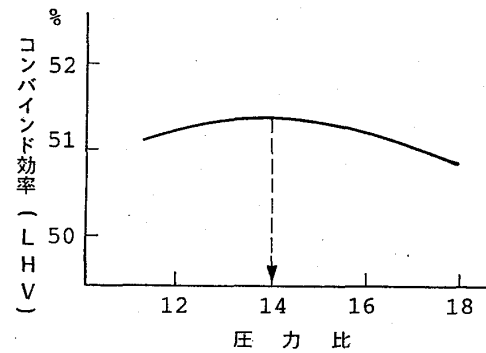


図-2 圧力比の性能に及ぼす影響

圧縮機入口流量は、タービン出口での流出損失の低減と最終段動翼の強度との兼ね合いから決定されるが、信頼性を優先させ、従来の翼高さ及び翼強度相当で設計し、415 kg/s に設定した。

### 3.2 圧縮機の設計

圧縮機は、実績のある高効率圧縮機MW501Dの設計をベースに新設計された16段の軸流形である。圧縮機通路は、MW501Dの圧縮機から流量増加分だけ、平均半径を15%増加している。圧縮機の構造は、ディスクを従来の焼嵌め式からMF111で実績のある組立式に変更することにより、空気圧縮機の高速化を実現し、段数低減と高効率化を図っている。

抽気は、起動時の旋回失速域低減のため6段、10段、13段で行うが、13段抽気は、タービン2段静翼の冷却に使用される。入口案内翼は、可変であり、低速域でのサージング及びコンバインドサイクルにおける部分負荷性能の向上に有効である。

圧縮機動翼の翼形は、高マッハ数流れに対処するために1段から4段まで2重円弧形としており、他段および静翼の翼形は、NACA-65Cを採用している。圧縮機静翼は、半割れのダイヤフラムタイプであり、出口案内翼は、出口でのスワールをなくすために2列にしている。

### 3.3 タービンの設計

タービン入口温度の上昇に伴ないタービン部の負荷が増加するが、周速の上昇と斬新な3次元設計により、高負荷・高効率タービンを開発した。図-3は、精密鑄造により製作されたタービン3段静翼であり、エンドウォールでの損失低減を図るため、半径方向に振られた3次元設計翼である。

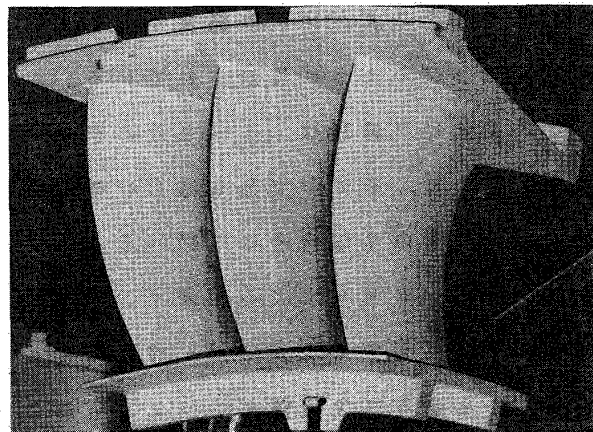


図-3 タービン3段静翼 (3次元設計翼)



タービン動静翼の使用材料を表-2に示す。静翼材料はCo基合金であり、1段動翼は、単独翼、他段の静翼は、セグメントタイプである。動翼材料はNi基合金であり、1、2段動翼は、フリースタANDING翼であるが、3、4段動翼は、CW352形及びMW252形で実績のある“Z”シュラウド付翼であり、シュラウドでの構造ダンピングを増加させ、翼振動特性の改善を図っている。

	静翼	動翼
1段	ECY768	IN738LC
2段	ECY768	IN738LC
3段	X-45	IN738LC
4段	X-45	U520

表-2 タービン翼の材料

### 3.4 冷却空気系統と空冷翼の設計

図-4は、501Fの冷却空気系統であり、タービン動静翼の冷却は、圧縮機の各段からの抽気で行っている。タービン1段静翼は、圧縮機吐出空気で、2、3段静翼は、圧縮機の13段、10段抽気により各々冷却する。4段静翼へは、6段抽気により、静翼下部のキャビティ部を冷却する。一方、ロータ冷却は、圧縮機吐出空気を外部クーラーで

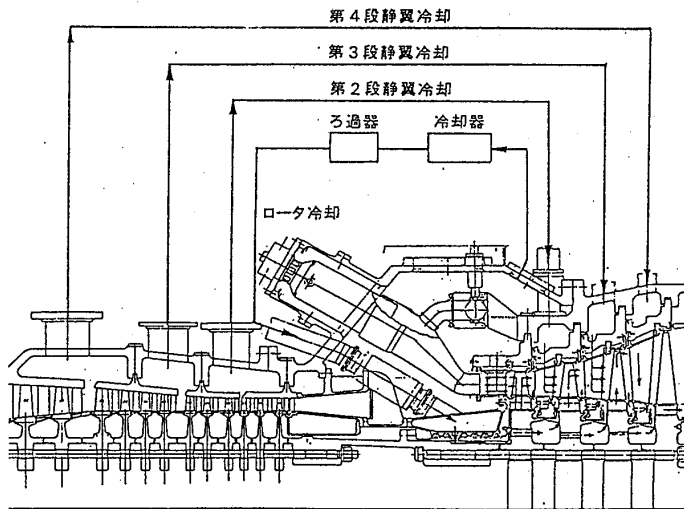


図-4 501F形ガスタービン冷却空気系統

200℃まで冷却し、1～3段動翼の翼冷却及び4段動翼の翼根冷却を行っている。

501Fのタービン空冷翼は、1150℃級(MW701D)、1250℃級(MF111)の運転実績に基づき、さらに冷却効率を高めた翼となっており、図-5に示すように、タービン入口温度の上昇にも拘らず、メタル温度が従来機種と同レベルを保つように設計されている。

タービン静翼は、1～3段に空冷翼を採用しており、その中で最も厳しい条件下にある1段静翼の冷却構造は、図-6に示すように、3インサートによる内面インピンジメント冷却・翼面フィルム冷却・前縁部シャワーヘッド冷却及び後縁部ピンフィン冷却より成立っており、各部の冷却は、従来機種から

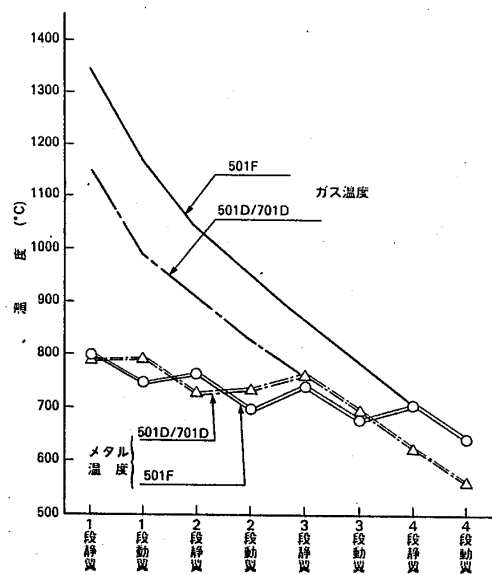


図-5 タービン各段のガス温度およびメタル温度 (501D/701D形と501F形との比較)

一段と強化されている。

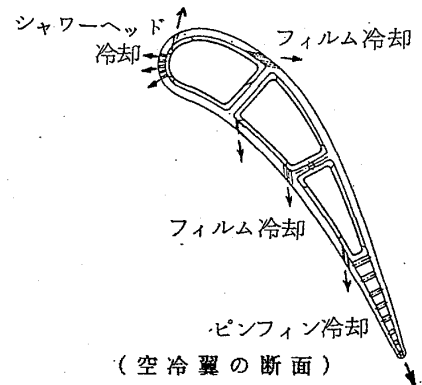
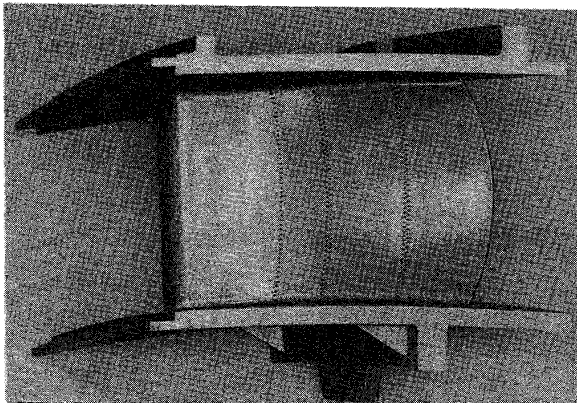


図-6 501F形タービン1段静翼(空冷翼)

タービン動翼も、1～3段に空冷翼を採用しており、1、2段はリターンフロータイプ、3段はマルチホールタイプである。1段動翼の冷却構造は、図-7に示すように、前縁部シャワーヘッド冷却・翼面フィルム冷却及び後縁部ピンフィン冷却より成立っており、構造が複雑となるため鋳造翼で製作し、冷却効率を高めている。

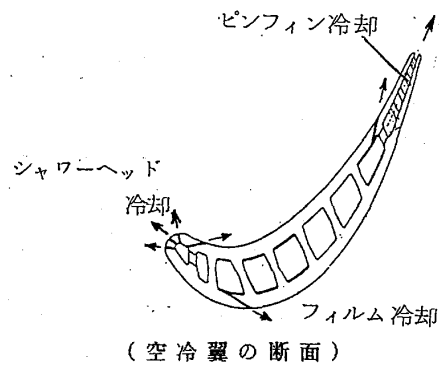
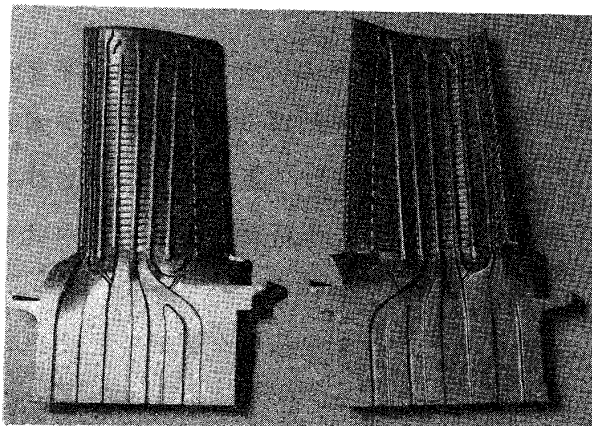


図-7 501F形タービン1段動翼(空冷翼)

空冷翼の設計は、翼の冷却だけでなく、それにより発生する熱応力の低減を図った構造設計及び翼寿命評価の精度の向上を考慮して行っている。冷却技術は、数多くの空冷翼の設計とその実証テストにより、空冷翼の設計技術の精度は高められており、また、寿命評価においても、地道な材料強度データの取得と豊富な運転経験に基づき、精度の高い評価法が確立されている。<sup>(5)</sup>

### 3.5 低NOx 燃焼器の設計

501Fの燃焼器は、世界に先駆けて開発しMW701Dで成功した予混合式低NOx 燃焼器をベースとし、パイロット燃焼器・メイン燃焼器・空気バイパス弁機構を組合わせて、1350℃の温度上昇によるNOx 量の増加及び壁温上昇を抑えるために、従来の予混合式燃焼器をさらに改良したものとなる。図-8に、低NOx 化及び冷却強化を図った501F形予混合式低NOx 燃焼器を示す。低NOx 化としては、MW701Dの開発及び運用にお

いて十分にその特性を把握しており、NOxの発生量の多いパイロット燃焼器を小形化すると共に、火炎安定性や燃焼振動等の問題を、空力及び構造設計の面からも検討して改良している。一方、燃焼器の冷却は、従来のフィルム冷却方式から、MF111で実績のある積層冷却方式（プレートフィン+フィルム冷却）を採用し冷却効率を高めている。

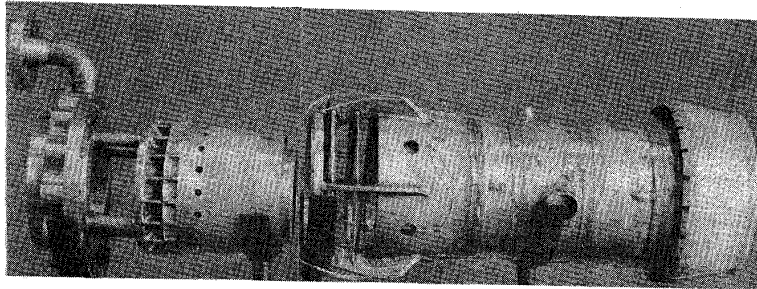
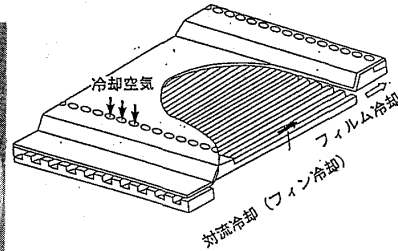


図-8 50F形予混合式低NOx燃焼器



積層冷却方式  
(プレートフィン+フィルム冷却)

#### 4. 要素試験

##### (1) タービン空力性能試験

タービンの空力設計には、斬新な3次元設計を適用しており、その効果を確認するために各種要素試験を実施している。2次元高速翼列試験では、翼の基準断面における翼列性能を計測し、その結果は、計画性能に比べ良好であった。1段静翼の環状翼列試験では、流量特性が計画値と良く合っており、圧縮機とタービンが計画どおりマッチングすることを確認した。

今後、最終段（4段）に対して、回転モデルタービン試験を実施し、3次元設計翼の性能効果を確認する予定である。

##### (2) タービン空冷翼試験

タービン1段動静翼には、産業用ガスタービンとして初めてシャワーヘッド冷却を翼前縁部に適用する。静翼の後縁部は8列のピンフィンを採用しており、図-9に示す伝熱モデルにより、各ピン列の冷却効率を計測した結果は、冷却設計に使用した値より良好であった。タービン1段動静

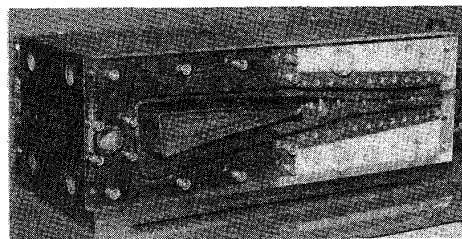


図-9 ピンフィン伝熱モデル

翼に対しては、高温翼列試験により、1350℃の温度条件下で各部の冷却効率を計測する。動翼のフィルム冷却効率は、回転モデルタービンを使用し、CO<sub>2</sub>の分布から算定する。

### (3) 低NO<sub>x</sub> 燃焼器試験

予混合式低NO<sub>x</sub> 燃焼器は、大気圧燃焼試験及び実圧燃焼試験により、火炎伝播特性及び排ガス特性を計測する。また、加振試験・音響基礎試験・流動試験等を実施し、空力及び構造強度の面についても確認する。

図-10は、予混合式燃焼器の排ガス特性を、大気圧及び実圧燃焼試験で求めた結果である。大気圧試験結果は、実圧条件へ換算した結果であり、ベース定格条件におけるNO<sub>x</sub> 値は、60ppm 程度まで低減されている。

### (4) 圧縮機とタービン動翼の振動強度

圧縮機及びタービン動翼は、静的振動試験を全段で実施し、計測した固有振動数と解析結果と比較検討する。特に、圧縮機1, 2, 4, 7段及びタービン1~4段

に対しては、回転振動試験を実施し、非接触方式及びテレメータ方式で固有振動数を計測し、その計測精度を高める。さらに、工場実負荷試験時、実機と同等な運転条件下で、固有振動数及び振動応力を計測し、構造ハーモニクスやノズルウェイクとの共振を避けていることを確認する。

### 5. 工場実負荷試験

501Fの初号機ガスタービンは、来春から工場にて実負荷試験を実施し、図-11に示す各種の特殊計測を行う。実負荷試験は、発電機を501Fガスタービンと結合し、発電された出力は、水抵抗器で吸収する方法で行う。この方法は、既にMW501D/701D, MF111等を実績があり、発電機を結合しているため実機と全く同じ状態で、性能、機械的特性等が精度良く計測出来る。実負荷試験時に実施する特殊計測では、図-11に示す各箇所に対して、温度・圧力・応力等の計器を設置し、総計1500点のデータを取得し、ガスタービン各部の機械的特性・性能特性及び冷却特性を実証する。

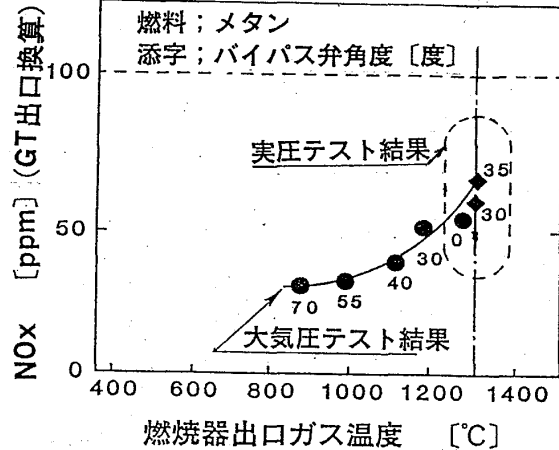


図-10 501F形燃焼器のNO<sub>x</sub> 特性

全体性能	信頼性の検証
<ul style="list-style-type: none"> <li>・吸気：各IGV角度に対する空気圧縮機の入口流量、温度及び圧力 ①②</li> <li>・圧縮機：空気圧縮機の起動時の特性 旋回失速消滅回転数、アイドルサージ突入回転数、段間及び出口の温度・圧力及び圧縮機吐出の温度・圧力 ④⑤⑥⑦</li> <li>・タービン：各翼へ供給する冷却空気量 性能及び空冷翼の冷却効率解析のための通路内のガス温度分布 ⑳㉑</li> <li>・排気：ガスタービン出口の温度及び圧力 ③④⑩</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・圧縮機：1,2,4,7段動翼の振動応力(非接触方式) ⑪⑫</li> <li>・燃焼器：内筒・尾筒のメタル温度分布及び各部の振動応力 ⑬⑭⑮</li> <li>・タービン：1,2,3段静翼のメタル温度分布 ⑯⑰ 2~4段動翼の振動応力(テレメータ試験) ⑰ 動翼のチップクリアランス ⑱ タービン軸端の伸差計による各部の熱伸び ⑲</li> <li>・軸受：ジャーナル及びスラスト軸受のメタル温度 ㉒㉓</li> </ul>

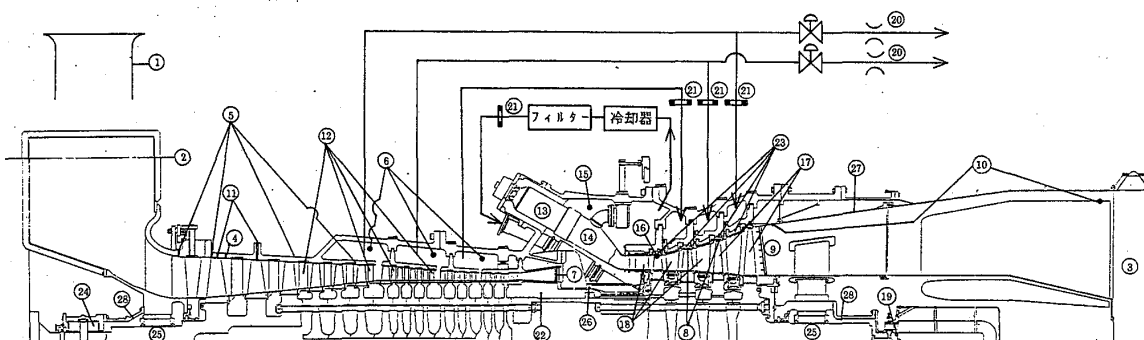


図-11 501Fガスタービン初号機特殊計測箇所と主な項目

## 6. あとがき

エネルギーの有効利用として、発電用大形コンバインドプラントが運用されており、1150℃級 MW701D形においては、20,000時間以上の運転実績により、信頼性が確立されている。筆者らは、その後開発した1250℃級 MF111形に引き続いて、1350℃級 501F形を開発し、初号機に対して工場実負荷試験を実施し、性能・冷却・機械的特性を実証する。本ガスタービンの目標性能は、出力：148MW、熱効率：34.9%であり、世界最高レベルを示しており、今後、次期高効率コンバインドプラントの主機となり、より一層の省エネルギー化に貢献することが期待されている。

### (参考文献)

- (1) 塚越他，東北電力 東新潟火力発電所第3号系列，三菱高性能大容量ガスタービン (MW701D形) 及び新形低NO<sub>x</sub>燃焼器の開発設計並びに1090MWコンバインドサイクルプラントにおける試運転実績，三菱重工技報 vol.22 No.3 -1985
- (2) 矢吹雅男，黒沢満支男，東北電力 東新潟火力発電所3号系列の運転実績，ターボ機械第14巻第9号 (1986-9)
- (3) Aoyama, K. and Mandai, S., "Development of a Dry Low No<sub>x</sub> Combustor for a 120 MW Gas Turbine," ASME Paper No. 84-GT-44.
- (4) Akita, E., et al., "Development and Testing of the 13MW Class Heavy Duty Gas Turbine MF-111." ASME Paper No. 87-GT-37.
- (5) Sato, T., Takeishi, K., and Sakon, T., "Thermal Fatigue Life Prediction of Air-Cooled Gas Turbine Vanes," ASME Paper No. 85-GT-17.

145MW副生ガス焼きコンバインドサイクルプラントの運転実績

天野 忍	(川崎製鉄㈱ 千葉製鉄所)
相馬 冬樹	(川崎製鉄㈱ 千葉製鉄所)
小林 侃二	(川崎製鉄㈱ 千葉製鉄所)
高野 英樹	(川崎製鉄㈱ 千葉製鉄所)

1. 概 要

製鉄所における副生ガスは不活性成分を多く含み、NOxの発生の少ないクリーンなエネルギーである。しかし一方では、カロリーが低いので電力転換効率が相対的に低く、また、燃焼安定性・着火性が劣る欠点がある。この燃焼性確保の為従来の副生ガス焼きコンバインドサイクルプラントの多くはタービン入口ガス温度が低く、効率的にも通常の蒸気サイクルと変わらないものであった。そこで川崎製鉄㈱と三菱重工業㈱は大容量でしかも高効率の副生ガス焼きコンバインドサイクルプラントを実現する為、次のような新しい技術を導入した。(1) (2)

- (i) 副生ガス焼きのガスタービンとして、初めてガスタービン入口ガス温度1,150℃級を達成した。
- (ii) ガスタービン、発電機、蒸気タービン、ガス圧縮機を一軸に配列したコンパクトな配置とし、また機械損失を最小限に抑えた。
- (iii) 空気バイパス弁を設けたマルチチャン型燃焼器を開発し、副生ガスの安定燃焼と更に低NOx化を実現した。
- (iv) エネルギーセンターからの遠隔運転を実施し、発電所を無人化した。

図1はガスタービンコンバインドサイクルプラントの系統図を示す。転炉ガスを上流にて加えた高炉ガスは混合器にてコークス炉ガスを混合して約1000Kcal/Nm<sup>3</sup>(Dry)に調整され、ガス圧縮機で昇圧される。昇圧された燃料ガスは、空気圧縮機により昇圧された空気とともに燃焼器で燃焼されガスタービンへ導かれる。

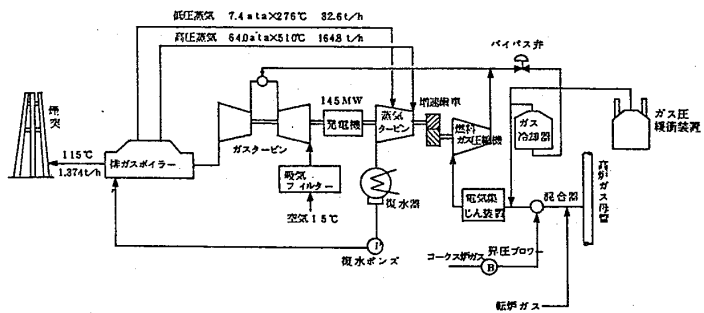


図1 ガスタービンコンバインドサイクル系統図

ガスタービンにより排出されたガスは、排熱回収ボイラーにて熱回収された後、煙突より大気へ排出される。

## 2. 試運転結果

図2にプラント熱効率を示す。プラント熱効率は、145MW時で46%（送電端低位発熱量基準）以上を達成した。これは通常のボイラー・タービン発電プラントと比較すると、相対値で10%程度高い値である。さらにNO<sub>x</sub>濃度についても希薄拡散型低NO<sub>x</sub>燃焼器を採用したため、脱硝装置なしで、20PPM(O<sub>2</sub> 5%換算)以下を確認した。図3に環境試験結果を示す。また、起動から100%負荷までの所要時間は100分以下（ホット状態での起動）であり、これは通常のボイラー・タービン発電プラントの約1/3の値である。

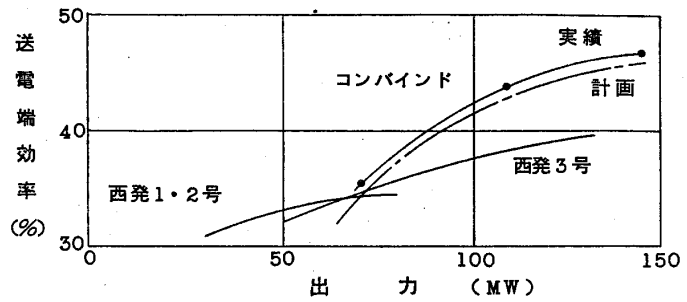


図2 出力とプラント熱効率

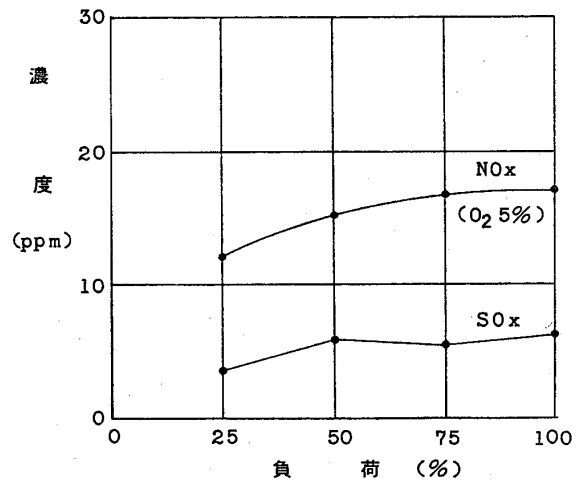


図3 環境データ

## 3. 運転状況

図4は、運転開始後の稼働状況と平均負荷を表わしたものである。計画停止は、高炉の休風に合わせて実施しており約月1回の頻度である。稼働率は、運転を開始した昭和62年12月と中間点検を実施した昭和63年5月を除き90%以上を確保している。ガス需給の関係から、初期は高出力を確保できなかったが、コンバインドサイクルプラントへのガス積極投入により、現在は130MW~140MWの出力を維持している。5月以降は排ガスボイラより高圧蒸気を抽気し工場送気を行っているため、発電出力としては低目となっているが、ガスタービンとしては全負荷運転を継続している。

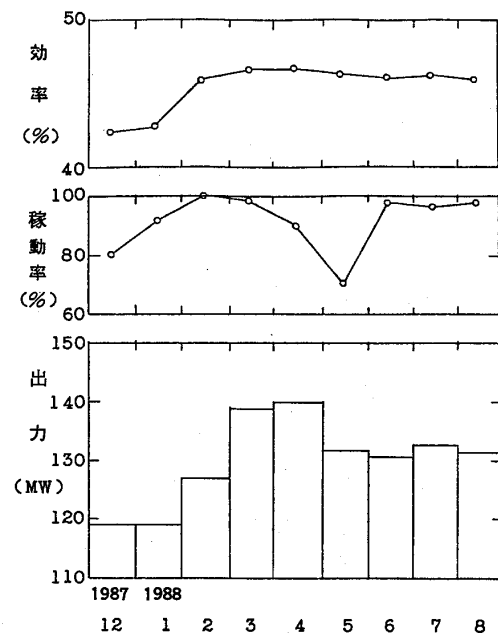


図4 稼働率と平均負荷

運転開始後、冬期の気温の低い時期に高炉ガスにコークス炉ガスを混合する機能が上手く働かない不適合が経験された。調査の結果コークス炉ガス中のナフタリンが気温の低下に伴って凝固し、コークス炉ガス混合ノズルを閉塞させたものであるとがわかった。

混合性を損なわない範囲で混合器ノズル数を減らし、ノズル径を大きくすることにより解決することができた。

また、運転開始後約6ヶ月経過した時点で製鉄所副生ガスを1,150℃級の高温ガスタービンに適用したのがはじめてのことであることから、高温部品の点検のため中間点検を実施した。

表1に点検項目と結果を示すが、燃焼器、タービン静動翼のいずれにも異常は認められなかった。タービン第1段静翼の前縁部にはダストの付着堆積が観察されたが冷却空気孔等につまりの影響は認められなかった。

表1 点検結果

項目	点検内容	結果
燃焼器	目視点検・溶接部PT検査およびサーモペイントによるメタル温度確認。	異常なし
排気ダクト	目視点検	異常なし
タービン 動・静翼	ボアスコープによる目視点検	1段静翼に一部付着物が見られたが他異常なし

#### 4. 出力変化要因と出力維持対策

ガスタービンの出力は、通常圧縮機吸込空気の圧力・温度の条件により変化するが、それに加えて低カロリーガス焚きガスタービンでは燃料ガス流量が、圧縮機吸込空気量と比較して約30%と相対的に大きい割合をしめ燃料条件（温度組成、発熱量等）の変化による出力に対する影響も大きい。

この燃料組成及び発熱量は製鉄所内のガスバランスにより変動するが計画燃料ガスカロリを1,000Kcal/Nm<sup>3</sup> (Dry)とし、900～1,100Kcal/Nm<sup>3</sup>での運用を可能とするように計画した。またガス温度はBガス母管の配管が長いため気温+5℃程度となり気温に依存して変化する。

これらの条件を勘案した上で年間通じて計画出力145MWがほぼ確保できフレキシ



ブルな運用が可能ないようにガスタービン空気圧縮機及び燃料ガス圧縮機の容量選定を図5に示す様に行い夫々IGV(入口案内翼), VV(可変静翼)の動作により吸込流量を可変とできるものとした。また蒸気需要の変動に対応できるように排ガスボイラの高圧蒸気を抽気し, 工場送気が可能ないように配慮した。

これらにより, 製作所の運用形態に応じた運転が可能となり順調に稼働を続けている。

一方圧縮機は運転の継続とともに, その翼の汚れにより性能が劣化してくることが知られている。

本プラントにおいてもガスタービンが製鉄所の雰囲気の中で運用されること, および主燃料となる高炉ガスにはダストが含まれていることから, 圧縮機翼汚れによる影響を受けて性能が劣化することが懸念された。この対策として空気圧縮機には湿式の洗浄装置, 燃料ガス圧縮機には乾式の洗浄装置を設置した。

また, 復水器汚れによる蒸気タービンの出力低下対策としては逆洗ボール洗浄装置を設置し, 長期間の運転継続化の性能損失を最大にくいとめる計画とした。

### 出力劣化要因と影響

出力劣化要因が及ぼす影響について定量的に評価してみた。今ガスタービン入口側の圧力, 温度を $P_1, T_1$ , 出側を $P_2, T_2$ とすると, 断熱膨張した場合の出側温度 $T_{th}$ は比熱比を $\gamma (C_p / C_v)$ として,

$$T_{th} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

で表現できる。今, タービンの効率を $\eta$ とすればタービン出側の温度は $T_1, T_{th}$ を用いて以下のように表される。

$$T_2 = T_1 - \eta \times (T_1 - T_{th})$$

タービン入側, 出側のエンタルピー $H_1, H_2$ は

$$H_1 = \int_{T_0}^{T_1} C_p dT, \quad H_2 = \int_{T_0}^{T_2} C_p dT$$

となる。ただし,  $T_0$ は基準温度とする。ガス流量を $m$ としてタービン出力 $L$ をも

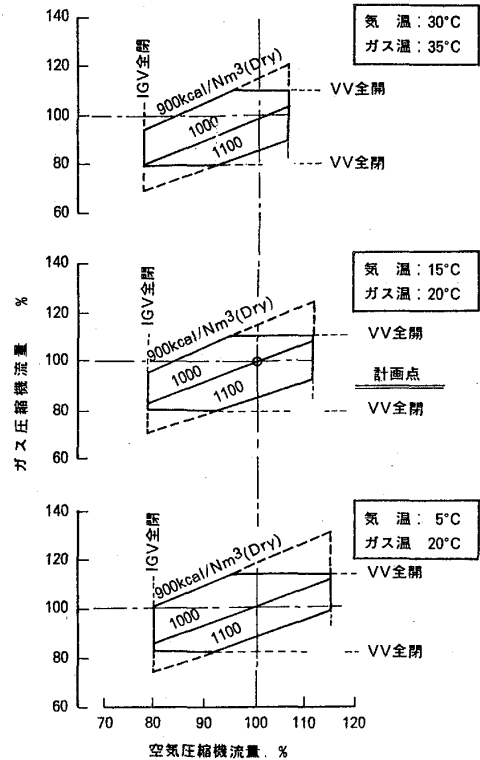


図5 空気圧縮機とガス圧縮機の容量選定

とめれば次式のようになる。

$$L = m t (H_1 - H_2)$$

圧縮機についても同様に計算できるので、通過流量及び圧力比がわかれば、ガスタービン空気圧縮機とガス圧縮機を合わせた出力変化と効率の関係・および燃料発熱量・流量と出力の関係をすることができる。<sup>3)</sup>

表2 出力変化要因と変化量

変化要因	変化率	プラント 出力変化量 (kW)	定格出力に対する割合
ガス圧縮機効率	△1%	△ 400	△ 0.3%
空気圧縮機効率	△1%	△1,100	△ 0.8%
空気圧縮機流量	△1%	△1,500	△ 1.0%
大気温度	+5℃	△2,500	△ 1.7%
燃料ガスカロリー	△50kcal/Nm <sup>3</sup>	+2,000	+ 1.4%

図6、7はそれぞれガス圧縮機及び空気圧縮機の効率変化がプラント出力に及ぼす影響を表したものである。空気圧縮機の動力はガス圧縮機の約2.5倍に相当するため効率低下による出力低下も同様に約2.5倍となる。一方図8は、大気温度とプラント出力の関係を示したものである。空気圧縮機の吸込量は実体積で一定であるから、大気温度の上昇とともに標準状態に換算した流量は減少してくる。この為ガスタービン入口ガス温度が一定となるよう制御を行うと大気温度上昇に伴って燃焼可能ガス量が減少し、プラント出力も減少してくる。これに対し燃料ガスカロリーを低下させるとガス圧縮機に余裕があれば、同じ空気量でも燃料ガス量を増加させることができ出力を増加できる。これは空気圧縮機が汚れ、流量が減少した場合も同様である。図9は燃料ガスカロリーとプラント出力の関係を示したものである。表2は出力変動要因と出力変化をまとめたものである。これよりわかるように空気圧縮機の汚れによる出力低下量が大きいため、翼洗浄による効率維持と吸込空気量の確保が重大である。また燃料ガスカロリーの低下は出力向上の有効な手段なため特に夏期のようにガスタービンに余裕がない場合には燃焼特性を損なわない範囲で利用できる。

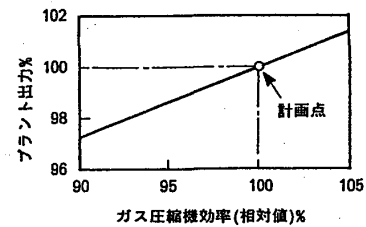


図6 ガス圧縮機効率と出力

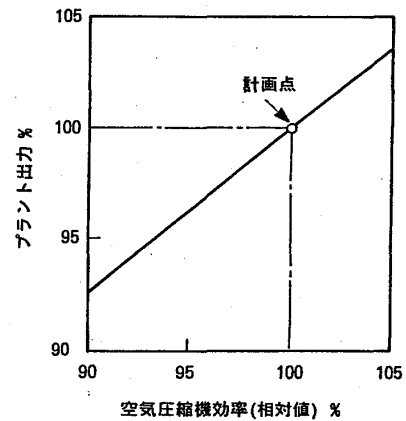


図7 空気圧縮機効率と出力

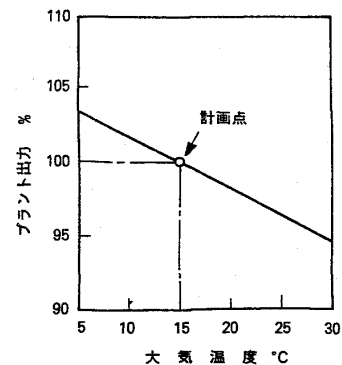


図8 大気温度と出力

### 翼洗浄効果

翼の汚れは、上述のように出力低下に大きく影響するため翼洗浄を定期的実施し効率及び風量を回復させた。本プラントでは、ガス圧縮機には乾式洗浄装置、空気圧縮機には湿式洗浄装置を取りつけている。図10に圧縮機の効率の相対変化と洗浄の効果を示す。矢印が洗浄を実施し日を示しており一回の洗浄で、ガス圧縮機、空気圧縮機とも約1.0~1.5%の回復が見られる。

尚、ガス圧縮機は高炉ガス中に含まれるダスト付着による効率低下が大きくしかも汚れてくると洗浄後の効率回復が十分でないため、2週間に1度程度の洗浄は必要と思われる。

### 復水器洗浄効果

復水器の汚れも蒸気タービンの出力低下に結びつき、プラント出力低下にもつながる。この為本プラントでも逆洗及びボール洗浄を実施しており、図11はその効果を表したものである。これによると1回の逆洗とボール洗浄で約5 mmHgの真空度上昇が見られる。1 mmHgの真空上昇は約100kWに相当するため、夏期は週1回の頻度で洗浄を実施している。

## 5. 結 言

川崎製鉄千葉製鉄所では、大容量・高効率の副生ガス焼きガスタービンコンバインドサイクルプラントを建設し、現在順調に稼働している。試運転結果と運転状況をまとめると以下ようになる。

- (1) プラント送電端熱効率は46%（低位発熱量基準）以上を達成し副生ガス焼きプラントとしては画期的な効率を実現した。

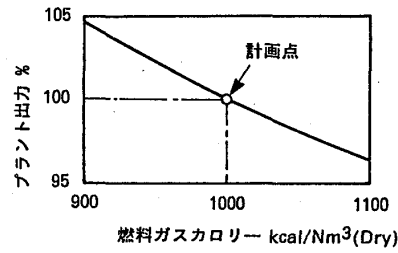


図9 カロリーと出力

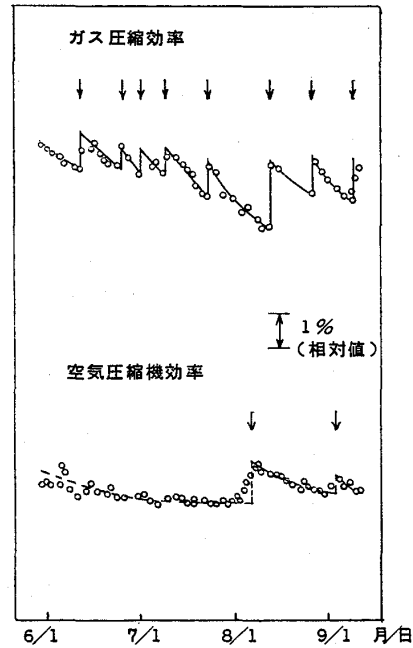


図10 翼洗浄効果

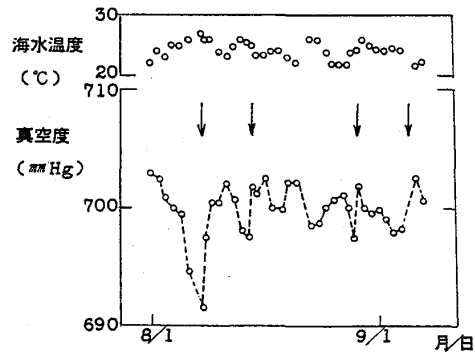


図11 逆洗ボール洗浄効果

(2) 運転開始 6 ヶ月後中間点検を実施したが、高温部品に異常は見られなかった。

(3) 圧縮機の翼洗浄は空気圧縮機、ガス圧縮機とも 1 回の洗浄で約 1% 効率が向上し、これはプラント出力のそれぞれ約 0.8% 及び約 0.3% に相当し、性能の経時変化を最少にするためには洗浄を効果的に実施することが重要であることがわかった。

(4) 燃料ガスカロリーも低下させると  $50\text{Kcal}/\text{Nm}^3$  で約 1.4% の出力向上が可能であり、ガスタービン高気温で余力の少ない夏期に有効な出力向上手段である。

(5) 復水器ボール洗浄及び逆洗は 1 回あたり約 5 mmHg の真空上昇が認められる。

以上の知見のもとに、翼洗浄、復水器洗浄を適宜実施し、試運転時と同様の高効率を維持している。今後さらに運転実績を蓄積し、更に効率的な運転を実施してゆきたい。

#### 参考文献

- 1) 森ほか：川崎製鉄㈱千葉製鉄所納入低カロリーガス焚き 145MW コンバインドプラントの設計と運転実績 三菱重工技報, 25 (1988) - 7
- 2) 高野ほか：川崎製鉄㈱千葉製鉄所殿向低カロリーガス焚き同軸式 145MW コンバインドサイクルプラント, 日本ガスタービン学会誌, Vol.15, No.60 (1988)
- 3) ガスタービン作動流体の熱力学的性質を表わす計算式とその用法, 日本ガスタービン学会誌, Vol.13, No.52 (1986)

## 製油所向けガスタービン・コージェネレーションプラントの概要

団 美 次 (太陽石油(株)菊間製油所)  
 \*高橋直人 (三菱重工業(株)広島製作所)  
 三角康正 (同上)

## 1. まえがき

過去2度に及ぶオイルショックを経て、我国産業界では今日までエネルギーの有効利用に対するたゆみなき努力が続けられている。石油精製業においてもボイラと蒸気タービン発電機の組合せによる自家発電設備は長い歴史を持っており、所謂コージェネレーションの先駆者である。コージェネレーションの形態を区分する指標の一つに「電力/蒸気比」がある。これは工場のエネルギー負荷が電力多消費形か、熱(蒸気)多消費形かを示す。前者は製鉄業等が代表であり、製油所は後者に属しており、背圧形タービンを使用した自家発電が多数を占めていた。然るに近年の省エネルギー諸策により従来の電力/蒸気比に遷移が生じており電力/蒸気比が高まる傾向が生じている。

一方現在、ガスタービンの信頼性向上と高効率化は著しいものがあり、大形事業用電力をはじめ多数のコンバインドプラントが建設されており、勝れた成果が得られている。

この様な背景の基に、太陽石油・菊間製油所では昭和63年8月にガスタービンを主機としたコージェネレーションプラントが稼動し、所期の性能を達成することができた。

本稿ではこのプラントに関する技術及び運転実績を報告する。

## 2. プラント概要と特長

## 2.1 プラント概要

全体機器配置及びプラントフロー図を、各々図-1、図-2に示す。

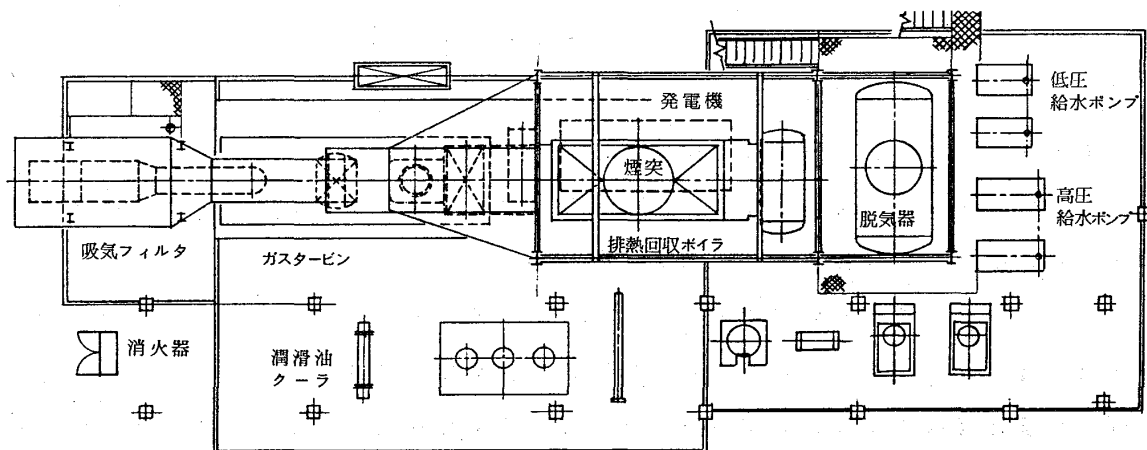


図-1 全体機器配置図

主要機器の諸元を表-1

に示す。

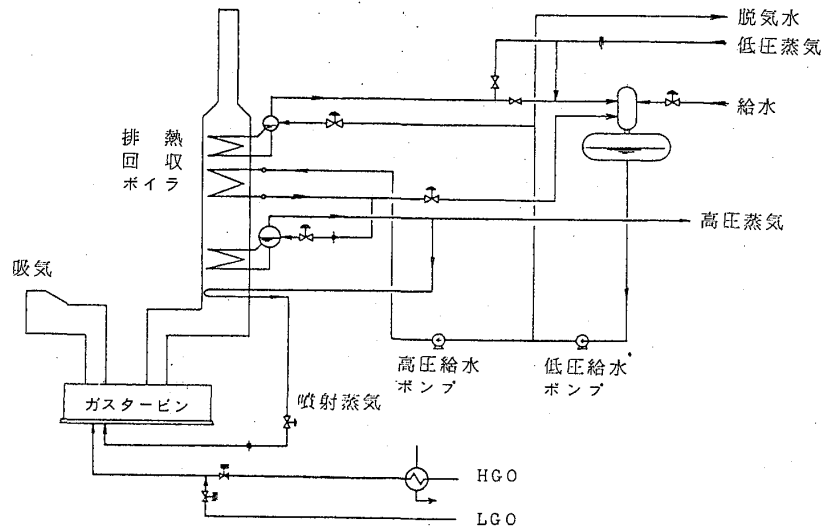


図-2 プラントフロー図

主要機器	項目	仕様
ガスタービン	形式	開放単純サイクルー軸式
	出力(発電機端)	6,760 kW (大気温度 5℃)
	タービン入口ガス温度	1,000℃
	回転数	11,109 rpm
発電機	形式	円筒回転界磁空気冷却式
	容量	7,510 kVA
	電圧	3,300 V
	回転数	1,800 rpm
排熱回収ボイラ	形式	水管形自然循環複圧式
	蒸発量	12.9 t/h (高圧) 1.7 t/h (低圧)
	圧力	31 kgf/cm <sup>2</sup> (〃) 1.75 kgf/cm <sup>2</sup> (〃)
	温度	236℃ (〃) 130℃ (〃)

表-1 主要機器の諸元

2.2 プラントの特長

本プラントの特長を以下に列記する。

(1) ガスタービン排熱回収プラントとし、プラント効率を高めた。また排熱回収装置は効率を上げる為複圧式とした。

(2) 燃料は2種類が使用できる。すなわち軽質軽油 (LGO; Light Gas Oil) 及び重質軽油 (HGO; Heavy Gas Oil) に対応可能な設備とした。

(3) 排熱回収ボイラから得られた高圧蒸気は製油所内プロセス (水素化分解装置等) へ送られ有効に利用される。またこの高圧蒸気の一部をガスタービンの燃焼器へ

噴射しNO<sub>x</sub>低減の用途に供すると共に電力出力を増加させている。

(4) 通常の運転制御は製油所内の中央操作室から1名の運転員で安全に行える全自動システムとした。制御装置はマイクロプロセッサによるタービンコントロールモジュールと分散形デジタルコントローラで構成されており、マンマシンインタフェースはCRT主体の構成とした。

### 3. 設備の特長

#### 3.1 ガスタービン

主機であるガスタービンは、英国ラストン社製造「トルネード」型を採用した。

##### (1) 特長

- 1) 高い熱効率。総合効率が30%以上である。
- 2) 高い信頼性とメンテナンス性。入口ガス温度1000℃のヘビィビュティ形でありながらコンパクトな構造で、メンテナンスが容易である。また全ての機器がスキッド上に配置されており据付の作業性も良い。
- 3) 操作が容易。全ての運転操作はワンプッシュ方式で、遠隔の管理室から簡単に行なえる。

なお本プラントで使用する重質軽油に対し運転実績がなかった事、及び蒸気噴射に対するNO<sub>x</sub>低減効果、燃焼安定性を確認する意味で、実燃焼器を使用し、実燃料による事前検証のための燃焼テストを実施した。その結果、運転目標値を達成する事が確認された。

##### (2) 構造

全体外形を図-4、断面構造を図-5に示す。

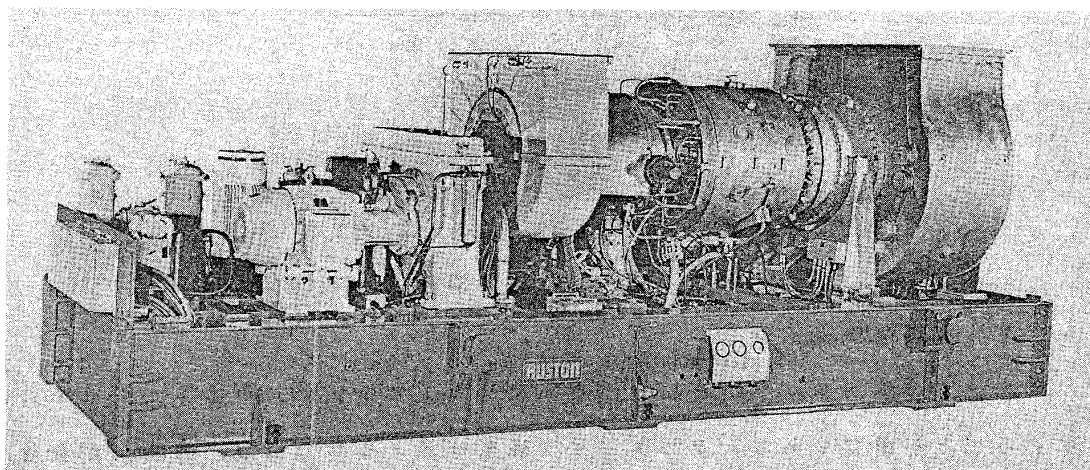


図-4 全体外形

- 1) 圧縮機とパワータービンは独立した軸系で、フレキシブルカップリングを介して接続されている。
- 2) 圧縮機は15段、内上流5段は可変静翼を採用し、サージング防止と効率向上を図っている。パワータービンは反動式4段である。
- 3) 燃焼器は8個、点火プラグ2個のキャニュラ型を使用している。

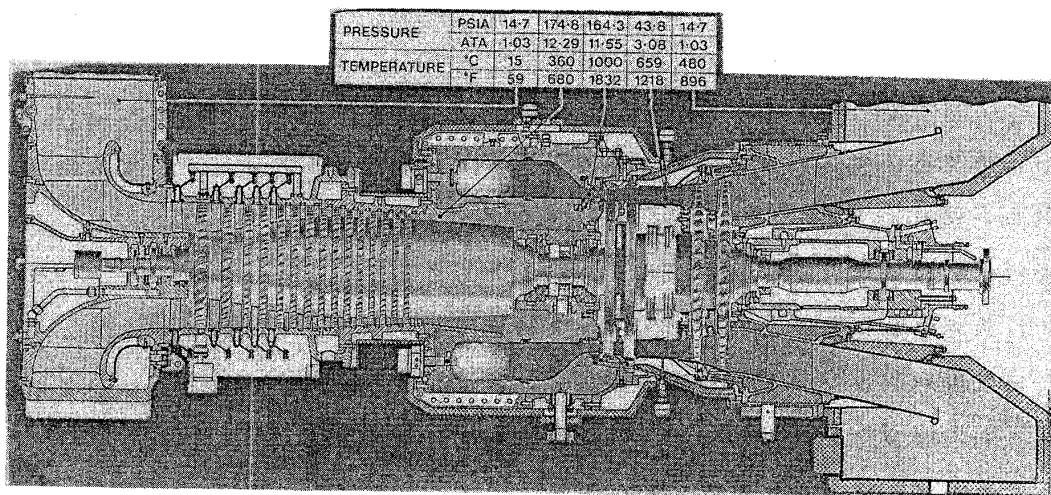


図 - 5 断面構造図

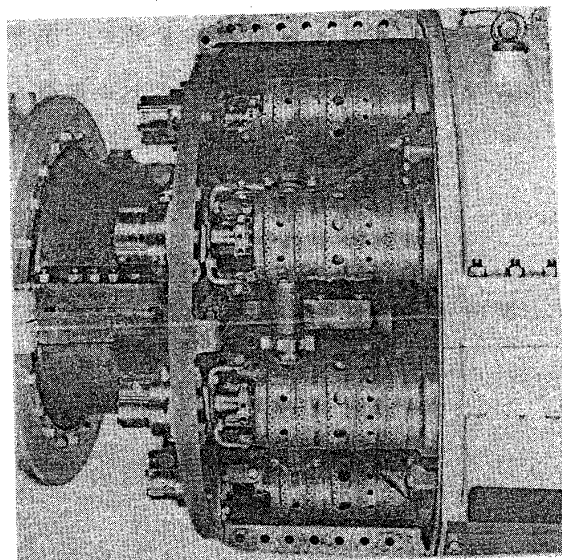


図 - 6 燃焼器外観

### 3. 2 排熱回収ボイラ

プラントの熱効率向上の為には、ガスタービンの排気ガスのエネルギーを有効に回収することが重要である。ガスタービン排気はガス条件（温度、流量）が負荷、大気温度によって変化するので、ボイラ側では各熱交換エレメントの部位を適切に配置する必要がある。またガスタービン起動停止の場合ボイラには短時間に大量の熱負荷



が増減するので、鋼材の熱応力及び保有水の膨出等を配慮し計画した。以下に本排熱回収ボイラの特長を記する。

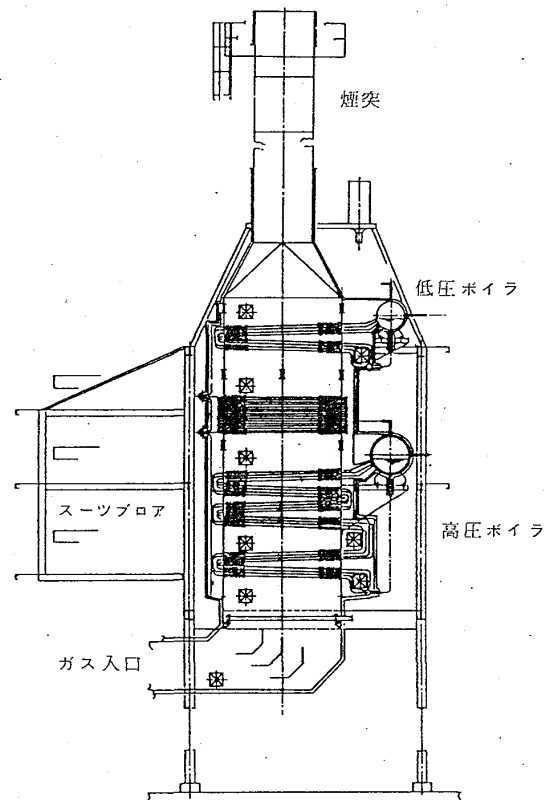
(1) 高圧及び低圧の2種類の蒸気を発生する複圧式を採用し、排ガス温度152℃とし、極力熱回収を図った。

(2) 自然循環式を採用して循環ポンプを排し、構造の簡素化、動力の低減を図った。

(3) スパイラルフィン付チューブを採用して伝熱面のコンパクト化を図った。

(4) ブロック工法を採用。大型ブロック(4個)を製作し、現地据付期間の短縮と品質向上を図った。

(5) 重質軽油燃焼を考慮し、ボイラ伝熱面清掃用にスーツブロア(煤吹器)を配置した。

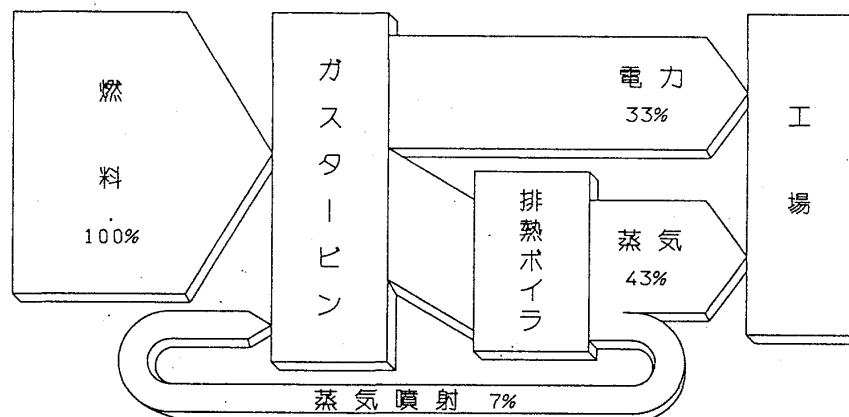


ボイラ外形図

#### 4. 運転実績

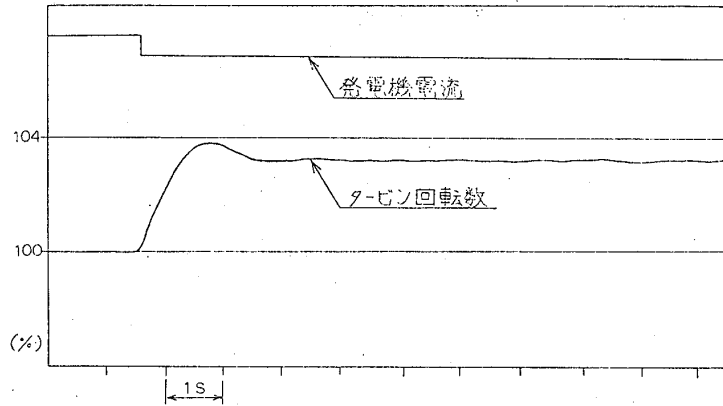
##### (1) プラント性能

プラント熱効率は77% (発電端, 低位発熱量基準) であり、計画値を上回る良好な結果であった。



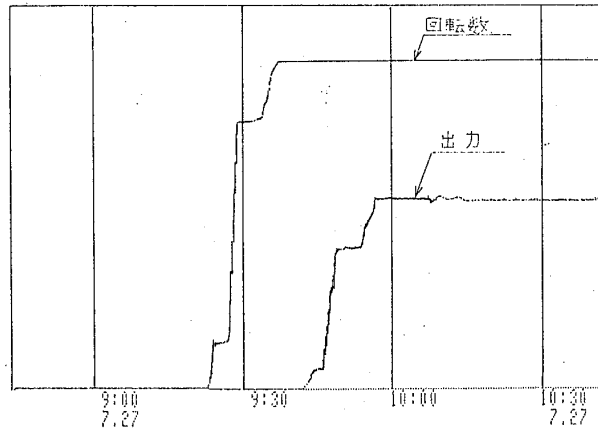
(2) 負荷遮断試験

100%負荷遮断試験結果を示す。最大速度上昇率は104%であり、デジタル式調速装置の制御性は良好であった。また着火性も安定しており、吹き消えやブレードバスの異常温度偏差も生じていない。



(3) 起動特性

冷態起動の特性を示す。



(4) 排気ガス状態

排気ガスNO<sub>x</sub>値は排出基準を大幅に下廻る、良好な結果が得られた。

5. あとがき

本プラントは昭和63年8月に電気事業法に基づく官庁検査に合格し、現在まで順調に運転されている。製油所に於けるエネルギー運用の最適化を目的に建設された本プラントは使用燃料の選択の柔軟性と蒸気噴霧の運用と相まって、良くその目的を達成し関係各位の高い評価を受けている。

今後この分野に於けるガスタービン適用を研究される諸兄の一助に供されれば幸甚と拙稿を呈する。

自動車用ガスタービンエンジンの開発  
 — 熱交換器特性について —

\* 佐山 純一 (トヨタ自動車(株))  
 樋口 新一郎 ( " )  
 郡司 善寿 ( " )

1. はじめに

ガスタービンエンジンは本質的に多種燃料が使用可能であり、セラミックの実用化による高熱効率のポテンシャルを持っている。米国・欧州・国内の主要自動車メーカーで開発が進められている。



図1 ガスタービンバス

図1はトヨタ自動車が開発を進めているガスタービンバスの外観を示す。搭載しているエンジン(型式名:GT31)の主要諸元を表1に、構成を図2に示す。エンジン型式は2軸再生式で、熱交換器はセラミック製のハニカム状コアを2個左右に装着している。

表1 GT31 エンジン 主要諸元

型式	2軸再生式	
出力	330 PS	
回転数	5400/4200rpm	
出力軸回転数	2650rpm	
コンプレッサ	圧力比	6.0
	空気流量	1.5 kg/sec
タービン	型式	遠心式
	入口温度	1050℃
	可変機構	バリエブルノズル
燃焼器	缶型	
熱交換器	回転蓄熱式(Dual)	

本論文はこのGT31エンジンの開発の中で、熱交換器の開発・改良によるエンジン性能の向上について述べる。

部分負荷での使用が大部分を占める自動車用ガスタービンにとって熱交換器は部分負荷燃費向上のため不可欠なコンポーネントであるが、エンジンと組み合わせる場合にはエンジンとのマッチング特性が非常に重要となる。

蓄熱式熱交換器の特性は一般に以下のように表される(添字は図3参照)。

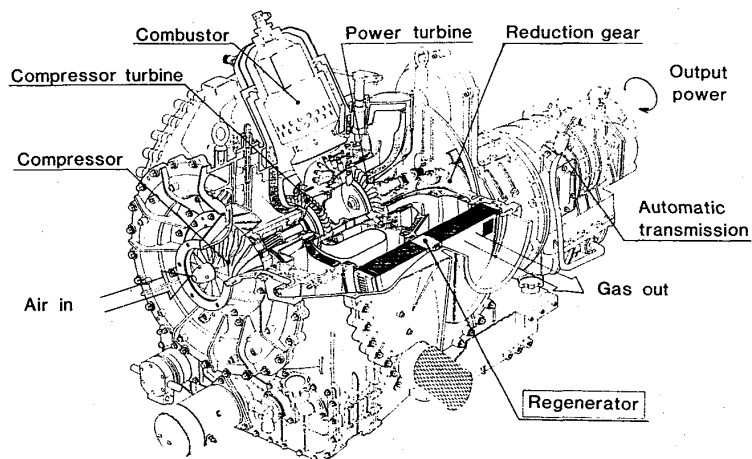


図2 GT31 エンジン

(1)温度効率:

$$\eta_{HE} = (T_{35} - T_3) / (T_6 - T_3)$$

(2)圧力損失:

$$\text{Air 側 } \Delta P_a = P_3 - P_{35} \text{ (mmAq)}$$

$$\text{Gas 側 } \Delta P_g = P_6 - P_7 \text{ (mmAq)}$$

(3)洩れ割合:

$$G_L / G_a = (G_3 - G_{35}) / G_3$$

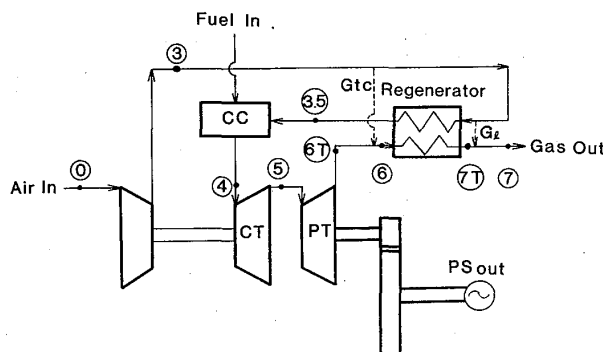


図3 2軸再生式 GTエンジンシステム図

温度効率が高く、圧力損失(圧損)、

洩れ割合の低い熱交換器が望ましいが、限られたスペースの中で(温度効率を上げるために)コアの長さを増したり、メッシュを細かくする事は一般に圧損の増加を伴う。したがって熱交換器にはエンジンとのマッチング上最適なコア形状(コア長さ、セル密度etc.)が存在する。

本研究ではこのマッチング検討を行うために必要なコア形状と熱交換器特性との関係について実験的に検討を行った。また、この結果をもとに熱交換器コア形状の最適化を行い、エンジン性能の向上を得た。

## 2. 熱交換器 圧損特性

熱交換器のコア単体での圧損 $\Delta P$  (mmAq)は以下の如く、コア形状(マトリクス諸元、長さetc.)より計算する事ができる〔1〕～〔7〕。

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_t \quad \text{----- ①}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P_L = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\gamma \cdot v_i^2}{2g} \end{array} \right. \quad \text{----- ②}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P_t = K \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{2g} \end{array} \right. \quad \text{----- ③}$$

ここで  $\Delta P_L$  : 層流圧損 (コア流路内での圧損) mmAq

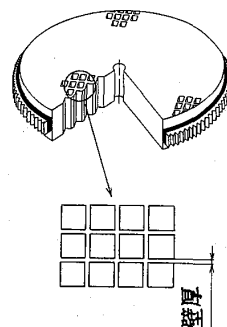
$\Delta P_t$  : 乱流圧損 (コアの出入口部における急縮小・拡大による圧損) mmAq

$f$  : Fanning's Friction Factor,  $L$  : コア流路長さ mm

$d$  : 水力直径 mm,  $\gamma$  : 比重量  $\text{kg/m}^3$

注. コアのマトリクス諸元は以下の4つのパラメータで表され、このうち2つが定まれば他はこれより幾何学的に計算される。

- ① 水力直径 :  $d \equiv 4 \text{ (セル面積) } / \text{ (セル周長)}$
- ② 開口率 :  $\sigma \equiv \text{ (開口部面積) } / \text{ (コア前面面積)}$
- ③ セル密度 :  $n$  1 inch<sup>2</sup> あたりのセル数
- ④ 壁厚 :  $t$  セラミック壁の厚み



- v : 流速 m/sec (添字 i はコア内を示す)
- K : 乱流圧損係数 (=ft.(マトリクス of 形, 開口率)) (7)

しかし実際の熱交換器のコアは以下に示す条件下で使用されるため、式①～③による計算値より圧損は大きくなる傾向がある。

- (i) コア流路に沿って大きな温度勾配がある (図4参照)。
- (ii) 熱交換器としての性質上、コア面に沿って温度分布を持つため、圧損にも分布が生ずる (図5参照)。
- (iii) エンジンでは熱交換器に流入する Air/Gas に速度分布の不均一がある。
- (iv) コアによる圧損以外にコアの直前直後のエンジンダクト系に起因する圧損がある。

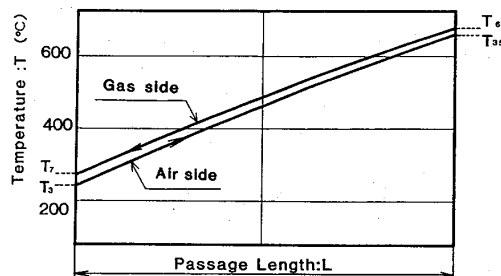


図4 コア内温度分布計算例

これらの影響を定量的に把握し、コア形状からエンジンにおける熱交換器の圧損が計算できるように熱交換器単体試験・エンジン試験を行ない、上記 (i) ~ (iv) の要因について検討した。

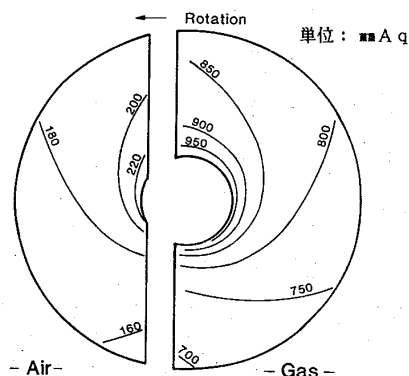


図5 圧損分布計算結果 (一様流入)

### 2-1 熱交換器 単体試験

コア内に温度勾配がある場合の層流圧損  $\Delta P_L$  は式②より次の式で計算できると予想される。

$$\Delta P_L = 4 \cdot \int_0^L (f_z / d) \cdot (r_z \cdot v_z^2 / 2g) dz \quad \text{----- ④}$$

ここで  $r_z, v_z$  はコア入口からの距離  $Z$  の関数,  $f_z = C_f / Re$  ( $C_f$  : マトリクスの形により定まる定数 (7))。

さらに図5のようにコア表面に沿って圧損の分布があるため、式④で得られた値をコア表面に沿って積分・平均すればコア全体の平均の層流圧損が得られる。

しかしこの方法は実用上不便であり、またシュミレーションによる検討の結果、コア出入口部での平均の物性値を用いた次に示す式⑤で実用上十分な精度がある事が予想された。(添字 m は平均を表す)

$$\Delta P_L = 4 \cdot f_m \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{r_m \cdot v_m^2}{2g} \quad \text{----- ⑤}$$

これを確認するために、熱交換器単体ベンチにより熱交換器作動状態の圧損の計測

を行った。単体ベンチのシステム図を図6, 外観を図7に示す。

圧損の実験値と式⑤による計算値の比較を図8に示す(乱流圧損は式③により計算)。両者は比較的良く一致しており, 前期の要因(i), (ii)がある場合でも熱交換器圧損は式③, ⑤により実用上十分な精度で計算できると考えられる。

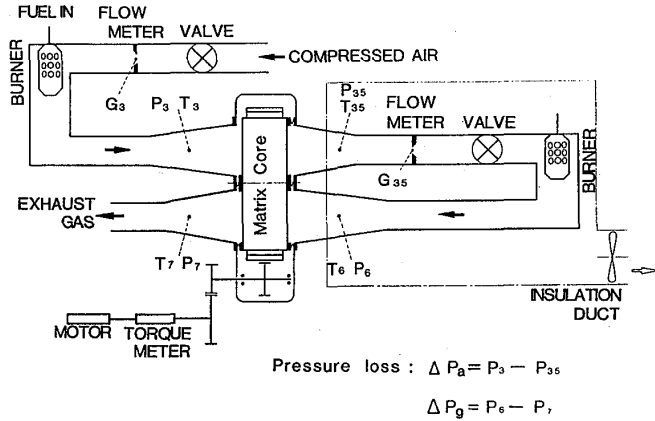


図6 熱交換器単体ベンチシステム図

### 2-2 エンジン試験

エンジンでは熱交換器に流入するAir/Gasに分布の不均一があるのみでなく(図9参照)コア直前・直後のエンジンダクト系に起因する圧損がある(前記の要因(iii), (iv))。したがってエンジンでの熱交換器の圧損は①コア流路内での層流圧損, ②コア出入口部での(急縮小・急拡大に伴う)乱流圧損, ③エンジンのダクトに起因する乱流圧損の3つを含んでいる。

コア単体の場合と同様にエンジンでの熱交換器の圧損を層流成分(添字:l), 乱流成分(添字:t)の2つに分離して考え, 熱交換器のAir/Gas側の圧損の計測値をそれぞれ下記の式で表した( $\alpha_a, \beta_a, \alpha_g, \beta_g$ は実験定数であり, GT31エンジンデータより解析して求めた)。

Air側:

$$\begin{aligned} \Delta P_a &= (\Delta P_a)_l + (\Delta P_a)_t \\ &= \alpha_a \cdot \left( \frac{T_{am}^{1.44}}{P_1} \right) G_1 + \beta_a \cdot \left( G_1 \sqrt{\frac{T_{am}}{P_1}} \right)^2 \dots \text{⑤} \end{aligned}$$

Gas側:

$$\begin{aligned} \Delta P_g &= (\Delta P_g)_l + (\Delta P_g)_t \\ &= \alpha_g \cdot \left( \frac{T_{gm}^{1.44}}{P_1} \right) G_1 + \beta_g \cdot \left( G_1 \sqrt{\frac{T_{gm}}{P_1}} \right)^2 \dots \text{⑦} \end{aligned}$$

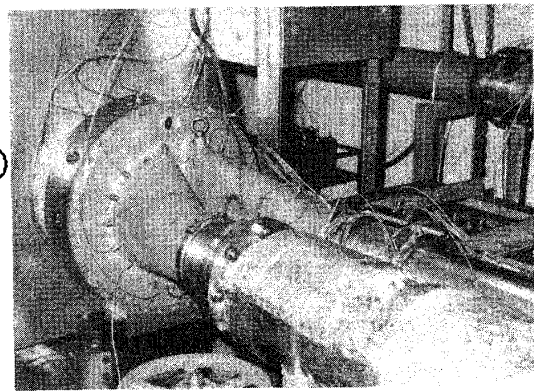


図7 熱交換器単体ベンチ

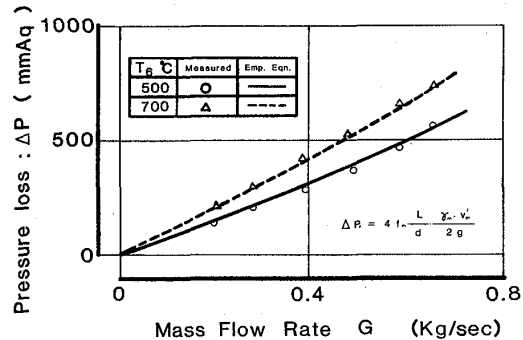


図8 圧損 計算値・実験値比較

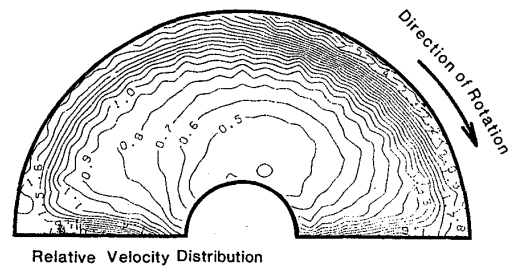


図9 Gas側出口速度分布計測結果

ここで  $T_{am} = (T_3 + T_{35}) / 2$ ,  $T_{gm} = (T_6 + T_7) / 2$ ,  $G$ : 流量 (kg/sec), 添字は図3. 参照。

式⑥, ⑦において  $(\Delta P_a)_l$ ,  $(\Delta P_g)_l$  はコア流路における層流圧損を表し,  $(\Delta P_a)_t$ ,  $(\Delta P_g)_t$  はコア出入口部での急縮小・急拡大及びエンジンダクト系に起因する乱流圧損の和を表していると考えられる。

前記要因 (iii), (iv) による圧損の増加分を明確にするためにコア単体の圧損特性値 ( $C_f = f \cdot Re, K$ ) を式⑥, ⑦の表記法 ( $\alpha, \beta$ ) に換算したものと, GT31エンジンベンチ試験より解析して求めた  $\alpha, \beta$  と比較して表2に示す (Gas側のみの比較)。これより以下の事がわかる。

表2 Gas側圧損特性値比較

	$\alpha$	$\beta$
Measured in Engine	0.020	2.24
Core Characteristics	0.018	0.156

(1)  $\alpha_{engine} / \alpha_{core} = 1.11$  でエンジンにおける圧損がコア単体より11%大きい。これが速度 (温度) 分布不均一 (図9参照) による層流圧損の増加分を示していると考えられる。

(2)  $\beta_{engine}$  と  $\beta_{core}$  の差がエンジンのダクト系に起因する乱流圧損を示していると考えられる。

したがって  $\alpha_{engine} / \alpha_{core} = 1.11$ ,  $\beta_{engine} - \beta_{core} = 2.084$  で前記の要因 (iii), (iv) の影響を補正する事により, GT31エンジンでの熱交換器Gas側の圧損が計算できる (Air側も同様)。

以上をまとめると <コア形状> → <コア単体の圧損特性値> → <作動状態の熱交換器圧損> → <エンジンにおける圧損> というプロセスで, エンジンにおける熱交換器の圧損がコア形状の関数として計算可能になった。

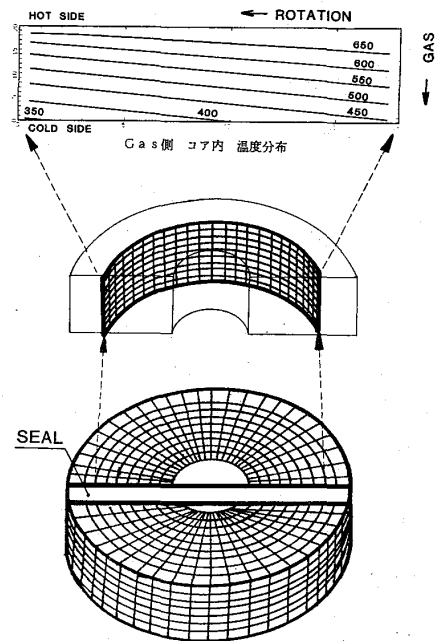


図10 熱交換器シュミレーション分割モデルとコア内温度分布計算結果

### 3. 熱交換器の伝熱特性

微小要素に分割したコアの各要素での伝熱・ヒートバランスを計算する事によりコア内のAir/Gasの温度分布が得られ, この結果をAir/Gasの各出口で積分・平均する事により熱交換器の温度分布は計算できる (図10, 11) (8)。

しかしエンジンでは熱交換器に流入するAir/Gasの分布不均一, 洩れ等の影響のため計算値より温度効率は低い値を示す。実際の熱交換器の温度効率を予測するためには上記の温度効

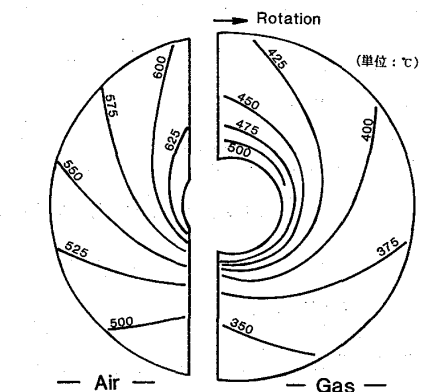


図11 コア出口部 温度分布計算結果

率の計算値を補正する方法もあるが、本研究ではより実際的な方法としてエンジンベンチでの温度効率の計測値を実験式化し、この中の実験定数をコア形状（コア長さ、セル密度etc）の関数として与え、コア形状を変えた時の温度効率を予測する方法について検討した。

単体ベンチ試験結果及びシュミレーションの結果等を参考にしながらエンジンベンチ試験のデータを解析した結果、熱交換器の温度効率は以下の式で表せた。

$$\frac{1}{\eta_{HE}} = 1 + a \cdot \frac{G_{35}^n + b}{T_M^m} \quad \text{⑧}$$

ここで a : 実験定数 (コア形状の関数), n, m, b : 実験定数,  $T_M = (T_3 + T_6) / 2$

実験定数 a とコア形状との関係を実験的に把握しておけば (例 :  $a \propto 1 / \text{コア長さ}$ ), コア形状を変えた時の温度効率についても推定できる。

#### 4. 熱交換器とエンジンとのマッチング検討

以上の結果を用いてGT31エンジンと熱交換器のマッチング検討を行った。GT31エンジンの熱交換器の諸元を表3に示す。

表3 GT31エンジン 熱交換器諸元

Core Diameter	430 mm
Core Length	71 mm
Cell Density	1100 cell /in <sup>2</sup>
Wall Thickness	0.13 mm
Rotational Speed	20 rpm

##### 4-1 セル密度の最適化

コアの壁厚 t を一定としてセル密度 n (cell /in<sup>2</sup>) を変えた時のエンジンの出力・燃費を計算した結果を図12に示す。(出力・燃費は現状のセル密度 n = 1100 の時を 1.0 として指数で示してある。(7))

セル密度を大きくしてゆくと伝熱面積の増加により温度効率  $\eta_{HE}$  は向上するが、これに伴い圧力損失  $\Delta P_g$  も増加する。したがってセル密度 n = 400 ~ 800 の範囲ではセル密度の増加により燃費は向上するが、n = 800 を境としてこれ以上の n の増加は却って燃費の悪化を招く事がこの図よりわかる。

セル密度を現状の n = 1100 から n = 800 にする事により燃費の向上とともにエンジン出力の増加も期待できる。

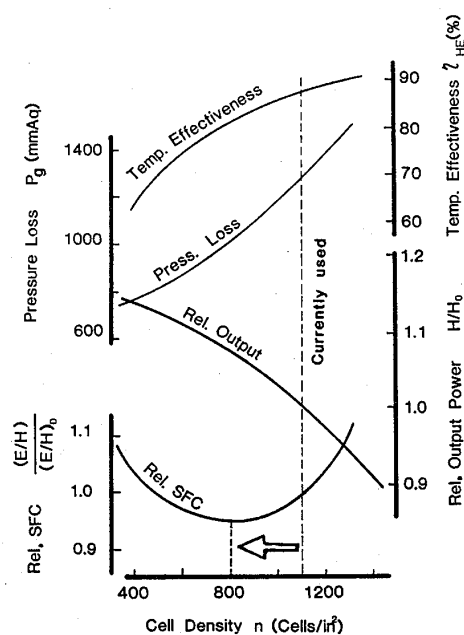


図12 エンジン性能 vs. コアのセル密度



#### 4-2 コア長さの最適化

コア長さLを40~100mmの間で変化させた時のエンジンの出力・燃費を計算した結果を図13に示す。コア長さL=65の時に燃費が最少になるが、これ以上のコア長さの増加は圧損の増加の悪影響が大きく、燃費の悪化を招く。

エンジン出力も考慮に入れるとコア長さL=50が最適と考えられる。同図に示すコア長さL=50,71mmについて

のエンジン実機での実験結果は計算値と良く一致しており、またコア長さを現状の71mmから50mmにする事により燃費に悪影響を与える事なく、エンジン出力の向上ができた事を示している。

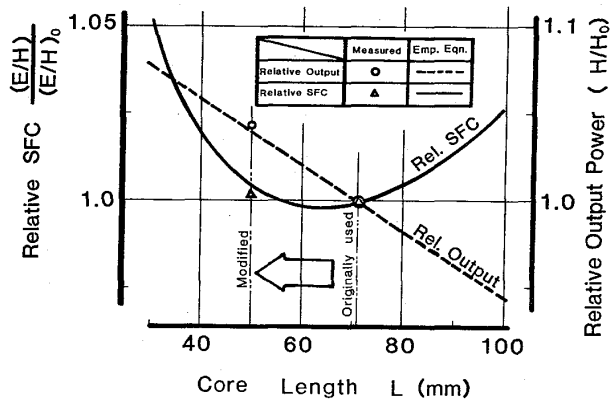


図13 エンジン性能 vs. コア流路長さ

#### 5. エンジン性能

図14はバス用ガスタービンエンジンの開発経緯(出力・燃費の経緯)を示す。以上述べてきた熱交換器の開発の他に、熱交換器シールからの洩れ低減、圧力比上昇、流力コンポーネントの性能向上等により、エンジン出力は当初の3.3倍となり、燃費も向上した。

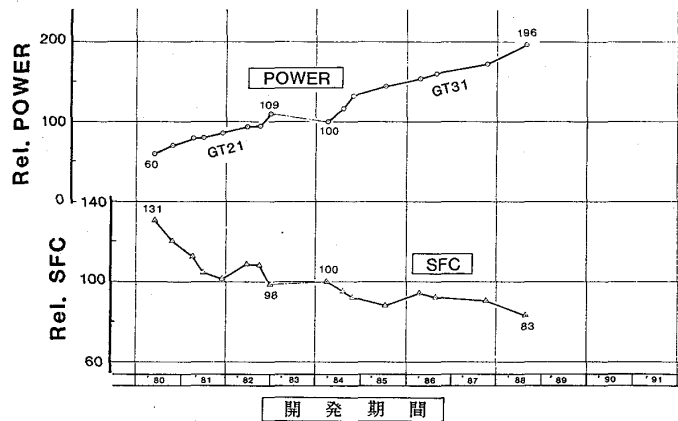


図14 GT エンジン/開発経緯

#### 6. まとめ

自動車用ガスタービンエンジンの熱交換器特性について実験的に検討を行い、この結果を応用して熱交換器コア形状の最適化を行った。結果を以下に要約する。

- (1) 熱交換器単体試験, エンジンベンチ試験を行い, 熱交換器の圧損を層流成分と乱流成分に分離して考察した。この結果, <熱交換器コア形状>→<コア単体圧損特性値>→<作動状態の熱交換器圧損>→<エンジンにおける熱交換器圧損>というプロセスで, エンジンで実際に作動状態にある熱交換器の圧損をコア形状の関数として求める事が可能となった。
- (2) 熱交換器の伝熱特性についても同様に検討を加え, 上記の圧損特性と合わせて, 熱交換器特性をコア形状の関数として求める方法を示した。

- (3) この結果を熱交換器とエンジンのマッチング検討に応用し、コアのセル密度及びコア長さの最適化を行った結果、エンジンの出力・燃費の向上を得た。

#### 参考文献

[1] Sparrow, E.H., "Flow and Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Shape with Arbitrary Thermal Boundary Conditions.", Journal of Heat Transfer 88c, November 1966, pp 351~358

[2] Golub, G.H., " Numerical Methods for Solving linear least squares problem," Num.Math.7,1965,pp 206 ~ 216

[3] Shah,R.L., "Laminar Flow Friction and Forced Convection Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Geometry.", Int.J. Heat Mass Transfer, Vol.18,1975, pp 849~862

[4] London,A.L., "laminar Flow Gas turbine Regenerators. The Influence of Manufacturing Tolerances.", Trans. ASME, Jrl enrg Power, Vol.92. Series A, 1970, pp46~56

[5] London,A.L., "Glass Ceramic Hexagonal and Circular Passage Surfaces Heat Transfer and Flow Friction Design Characteristics.", SAE Paper 730100, January 1973

[6] London,A.L., Young,M.B.O. and Stung,J.H., "Glass Ceramic Surfaces, Straight Triangular Passages Heat Transfer and Flow Friction Characteristis.", Tans. ASME, Jrl. Enrg. Power, Vol 92, Series A, 1970, pp381~389

[7] M.IWAI, J.SAYAMA, A.ISHIMARU "Effects of Regenerator Performances on an Automotive GT Engine.", 87-Tokyo-IGTC61

[8] T.J.Lambertson, "Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger", Trans.ASME, NO.57-SA-13, June 9-13,1957

## エキスパートシステムによるFJR710エンジンの故障診断

関根 静雄、森田 光男（航空宇宙技術研究所）

\* 小林 英夫、川勝 英寿（石川島播磨重工業株式会社）

## 1. はじめに

AI（人工知能）を用いた故障診断エキスパートシステム（以下ES）は、近年盛んに各産業分野に取り入れられ、その応用例も増えて来た。一方、航空エンジンの分野では、ようやく一部メーカーで、故障診断システムを試作した程度で、他の分野に比べその取り組みは遅れている。これは、一つには多品種少量生産であるがゆえに、知識ベースが多岐、多様にわたり、かつ、利用者も限定され利用頻度が低い事、さらにライセンス生産が多い為、故障に関するノウハウが少なく、知識が集めづらいこと等に起因している。

この点、ここで対象としたFJR710/600Sエンジンは、航空宇宙技術研究所及び国内エンジンメーカー3社が通産省の大プロ制度のもとで共同開発し、さらにSTOL実験機「飛鳥」（図1）に搭載され、実際に運用されているもので、開発から実用段階まで様々な故障、不具合等を経験、解決して来ている。これらのノウハウは各報告書はもちろん、勘どころ、目のつけどころなど故障診断の為のポイントをつかんでいる経験豊富な技術者らの頭の中にも蓄積されている。このように知識として収集、データベース化を図る上での環境は整っていたと言える。

更に、STOL機「飛鳥」の運用面からみると、機体、エンジン共に開発されたばかりのものであり予期せぬ故障等が発生すると、その都度経験者の衆知を集め、過去の事例を検索し、解決に当たっており、故障診断システムの利用の面でもその効果をもたらす場があった。

エンジンの故障診断システムの開発を手がけるにあたり費用対効果、運用現場での使用の利便さの観点からパソコン上で汎用ソフトを利用することにし、プロトタイプの試作にとりかかった。

筆者らはES用語で言う所の技術専門家であるが、ESに関するスタディーも含め、このような小規模システムでどこまで、エンジン故障に



図 1 STOL 実験機「飛鳥」

関する知識を整理し、また診断できるか等を探求することも一つの狙いとした。又、実用面も考慮して診断対象は同エンジンの機体搭載運用時の故障に限定した。本稿ではこのプロトタイプの試作について、その概要を述べる。

## 2. システム稼働環境（STOL実験機運用現場の環境）の検討

システム構築に際して、その稼働される環境を検討した。本システムは、STOL実験機運用現場（航空自衛隊岐阜基地内、航空宇宙技術研究所岐阜飛行実験センター）において、現場整備スタッフ及び、エンジン関係駐在員らが使用することを前提とした。その為、エンジンメーカーでの運転に比べ、次のような点で異なる。

### （1）情報量と質

航空機から得られるエンジン情報は、回転速度、排気温度、燃料流量等の限られた記録の他はパイロット、航空機関士らオペレータの記憶に頼ることになる。たとえば、音の確認事項でもその大きさ、トーン等受ける感覚は個人差があり、不確定で信頼性に欠けたものになる。従ってこれらの情報だけでは故障診断はきわめて雑なものであり、表面に表れた事象だけでなく他に判断材料を求める必要がある。

### （2）エンジン運用環境

エンジンは機体に搭載されて戸外に保管されている場合が多く、温度、湿度等の変化はもちろん、天候、4発のエンジンの搭載ナセル位置によっても故障箇所、故障確率に影響を及ぼす。また、実験機の特殊性から、長期間運転しない場合もあり、運転間隔も不規則である。さらに、定期点検、交換、調整等も多く、人為的なミスが入り込む余地も多い。これらの影響は実際に運用してデータを収集、整理してみないと明確にはならない事項が多いが判断材料として貴重なデータとなる。

### （3）トラブルシュート

エンジン故障に際して早急に明らかにしなければならないのは、故障箇所及びその程度、他エンジンへの波及問題か否かであり、これらがクリアーされれば即刻運用が再開される。従って、故障箇所を特定する最小単位はエンジン搭載状態で交換可能な部品ベースとなり診断結果もこれに沿った形でなければならない。知識もこの様な部品単位で整理することになる。

### （4）診断結果の位置付け（図2参照）

診断結果が得られてもその通りに処置されるとは限らない。実際の運用は実験スケジュール、故障部品の入手性、故障程度の認識の差等から、マネジメント上の調整が必要となる。従って診断結果は図中対策会議等の参考資料、判断補助として扱われる為、過去の故障事例等も含めできる限り多くのデータを提供する必要がある。

## 3. 知識の収集と故障解析

通常ESは図3に示すようなステップで開発されるが、（ロ）の知識収集、整理が

重要なポイントを占めており（ハ）以降は主にツールの問題と言える。本項ではこの知識収集、整理について述べる。

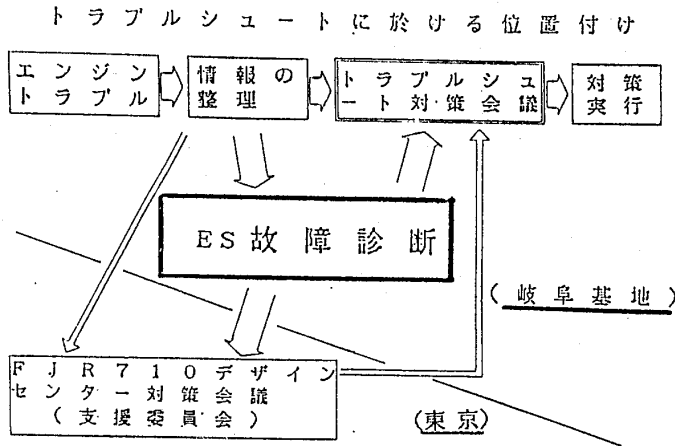


図 2 ES故障診断の位置付け

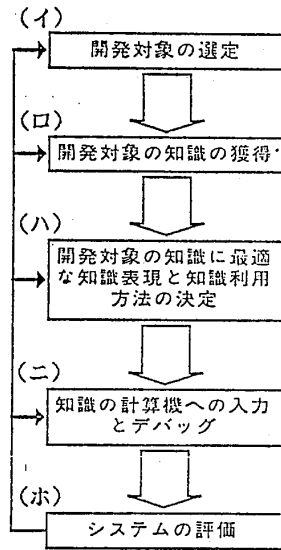


図 3 エキスパートシステム開発のステップ

(1) 故障の分類と事象のリストアップ

運用時故障を発生時期別に3つに分類し、各々の時期に起こり得る故障事象を表1に示す様にリストアップした。これら27の事象について検討を加えた。

表 1 故障分類と故障事象

始動時の故障	1 N2（高圧系回転速度）が回らない 2 着火しない 3 スロットルを出す回転数（30%）まで上がらない。 4 着火後、G/I（グランドアイドル）まで到達しない 5 N2が静定しない 6 異音がする 7 EGT（排気温度）が高い 8 振動が高い 9 油圧 ポップアップスイッチが点灯した
加減速時の故障	1 スロットルを進めても、全く加速できず、G/I以上回らない 2 スロットルを進めても途中迄は加速するがそれ以上は回らない 3 スロットルを戻しても、スロットルポジション位置迄、減速出来ない 4 エンジンカット出来ない 5 加速が、異常に遅い（F/I～MAX 6sec以上） 6 加速が、異常に速い（F/I～MAX 4sec以内） 7 サージする 8 減速時、フレームアウトを起こす 9 オーバーシュートする 10 加速時、振動が高い 11 G/I～F/I加速時、EGTが下がらない
定常運転時の故障	1 回転の不安定現象が時々または、ひんばんに起きる。 2 他エンジンと比べ、同じスロットルに対し性能が出ない。 3 振動が高い。 4 異常音がする。 5 油圧が異常に高い > 85 psi 6 油圧が異常に低い。55 PSI 以下 7 TG（EGT）が他のエンジンに比べて高い

(2) 故障事象の分析

次にこれらの各故障事象につき、フォールトツリーにより故障の解析を行ない原因候補を網羅した。その一例を表2に示す。この様に、一つの事象から特定の故障原因を結び付けるには多くの確認事項がある。しかし故障発生後ただちに確認できる事項

は極めて少なく、多くの部品点検、機能試験、分解等さらに調査を進めなければ明らかにならない。一方これらの故障が起きるには特有の背景、環境が考えられる。たとえば、天候等の環境、点検整備等の人的要因、エンジン使用経歴等を考慮すればさらに原因を絞り込むことが出来る。このような観点から故障原因-背景について原因別に表3に示すような形に整理した。

次に、ある1つの機器が故障した場合を想定し、現象として現われる事象と運用者が気付く事象とを結びつけ、故障事項に対する故障事象の形で整理した。この資料例を表4に示す。

以上に述べた事項が故障診断に対する知識ベースとなる。これらの知識は、技術資料、経験者からの聴取の他、運用実績からも取り入れた。

表 2 フォールトツリー

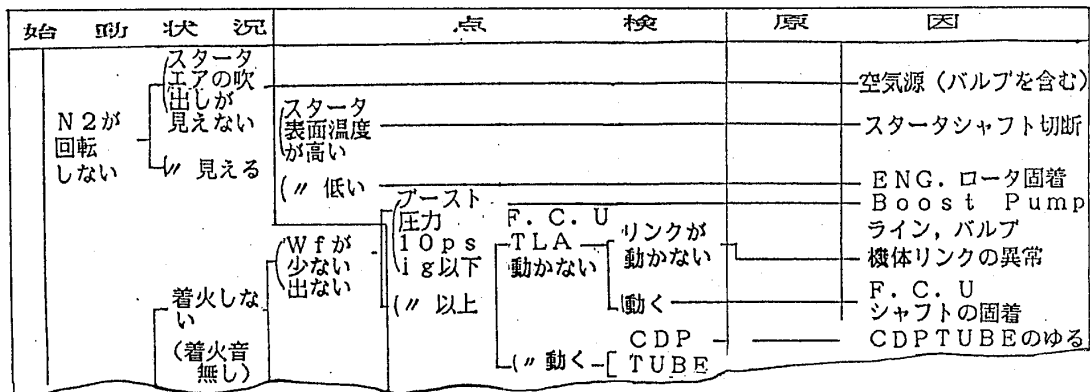


表 3 故障原因-背景

始動失敗	エンジンローターの固着	
エンジン事象 1	N2 が回らない	
エンジン事象 2	手回しできない	
原因 1	HEAVY RUBBING	
原因 2	FOD	
原因 3	BRG FAILURE	
環境 (気温)	環境 (天候)	環境 (保管)
時期 (点検後)	時期 (調整後)	時期 (交換後) 長時間保管
兆候 1 HIGH VIB	兆候 2	兆候 3
運転 1 HIGH POWERからのCUT	運転 2 大きなFOD後	運転 3
寿命 1	寿命 2	寿命 3
過去不具合例 1	クリーニングサイクル不足でカットした場合、数時間ローターが回らなくなる。 1/10分必要	

表 4 故障事項-故障事象

故障事項	エンジン故障事象							
	回転		燃料		EGT			
	~30%	~59%	~G/I付近	着火	加速時	着火	~59%	~G/I付近
スタータにエアが行かない	回らない	—	—	—	—	—	—	—
スタータシャフトの破断	〃	—	—	—	—	—	—	—
ENG ROTOR 系の固着	〃	—	—	—	—	—	—	—
F. C. U 並 燃料がない	正常	—	—	燃ない	—	—	—	—
スロットルリンク機構の異常	N2が30%で停滞	—	—	燃ない	—	—	—	—
	〃	—	—	燃ない	しない	—	—	—
				音	振動	観察		
								始動トラブル
								N2 回らない
								〃
								〃
								着火しない

### (3) 故障模擬試験

以上述べた知識ベースの構築の段階で特定の故障に対してエンジンにどのような事象が表れるか不明な点がいくつか残った。このような知識不足の点をカバーする目的で実機エンジン及び補機を使用して表5に示す様な故障の模擬試験を行ない運用サイトで観察できる事象を調査した。

これにより、故障箇所と事象を定性的にも定量的にも結びつけることが出来た。

#### 4. ESプロトタイプの構築

##### (1) 使用ソフト、ハードの選定

ESプロトタイプの構築にあたっては、次のことを条件とし、表6に示すソフト及びハードを選定した。

- ・ポータブルなシステムとしてまとめること
- ・ESの素人でも取扱ができること
- ・推論スピードが速いこと
- ・取扱ルール容量が大きいこと
- ・他の汎用ソフトとリレーショナルであること

##### (2) ルール、質問の作成

故障事象に対する故障原因はフォールトツリーからリストアップされる。これら原因候補と事象を結びつけるのがルールであり、ルールの選択を行なう為に質問を設定する。故障事象にたいする質問は表7の様にして設定した。

知識ベースからこれらのルール、質問の形に置き換える過程はソフトの仕様に従って行なったものなので、本論では省略する。但し本システム構築の際考慮したことは次の様な点である。

##### ・無駄な質問の排除

故障事象に適合した質問のみが原因絞り込みに有効な順に設けられ推論のスピードを上げられるよう配慮した。この為、比較的複雑なルールの構成をとらざるをえなかった。これは後のメンテナンスの面からみると不利な点となる。

##### ・故障原因の絞り込み

可能性のある候補を最大限拾い、インプット情報から原因の絞り込みを行なうが、その際極端に候補を限定せず、複数候補を確信度付で表示した。原因の絞り込みが出来ないことは、知識不足、故障情報不足であり今後の知識データの拡充によりアップツウデイトされるべきものとして認識される。

表 5 故障模擬試験

故障事項	故障模擬試験結果
・VSV全閉不良の始動	特定回転速度でストールに入る
・スタータカット回転数ミス	回転上昇が遅く排気温度が上昇
・FLOW DIVIDER不良	着火までに時間がかかる
・始動抽気弁不良	他の条件によってはストールに入る
・圧縮機入口温度計不良	アイドル低下、VSVスケジュール開側シフト
・抽気配管破損	中出力以上で排気温度上昇

表 6 使用ソフト、ハード

ソフト	名称	EXSYS (米国製)
	ルール	プロダクションルール (前、後向) 最大5000ルール取扱
	作動	MS-DOS上で作動
ハード		NEC PC9801

・ 確信度

確信度は、専門家の感覚的な値として与えておいた。今後経験的なデータにより見直されるべき値と考える。

表 7 故障事象 - 質問の作成

故障事象	加速状況	確認事項
F.C.U 不良 (加速スロットルに乗らない)	①スロットルを進めても、まったく加速できない。	G/I 次上上げない。スロットルに対する応答が、まったくない。質問
T.S.V が動かない (F.C.U 不良又は TSV ACT 不良又は LINE の 曇り)	G/I → F/I 途中で停滞する N2 ≒ 10300, N1 ≒ 1700 rpm	T6 が、55 ・始動後 G/I 次上、全くパーマが来ないのか ・スロットルの動き(硬さ等)は異常無いか ・始動は正常であったか ・スロットル F/I 位置で(28°) F/I 次上しないか ・N1 ≒ 1700~1800, N2 = 10300~10500 rpm で停滞か ・T6 が高い。550°C 次上か

5. 試作プロトタイプの概要

(1) 構成

本システムのフローと機能を図4に示す。

入力 CRT 画面上で対話式に問診し続いて診断部で原因を推定し画面表示後、故障事例を検索し表示する。知識データ部はルール数 163、結論数 92、事例数約 100 (インプット中) から成り立っている。図5~7にルールチャート、故障診断画面、事例表示画面をそれぞれ示す。

(2) システムの特徴

このシステムの特徴は ES ソフト及び、知識等が全て 5 インチフロッピーディスク 1 枚に収納出来、一般的なパソコンがあればどこでも稼働できる点にある。さらに問診回数も 5~6 回程度、診断時間も数秒で表示され短時間に終了する。この為、ケーススタディーを何度でも繰り返すことが可能である。

しかし本プロトタイプは、パソコン上で汎用ソフトを使用した小規模なシステムの為ルール、質問等、構築上の制約があること、また、現場の運用環境を前提としている為、得られる情報が少ないこと、さらにシステム完成後間近で運用データ等の知識ベースへの取り込みが充分出来ていないこと等から、診断精度は限界があり診断結果は充分絞り込みが出来ない場合が多い。又、知識ベースのメンテナンス性、画面表示のセンス等にも不満な点が残る。これら問題点を表8に示す。



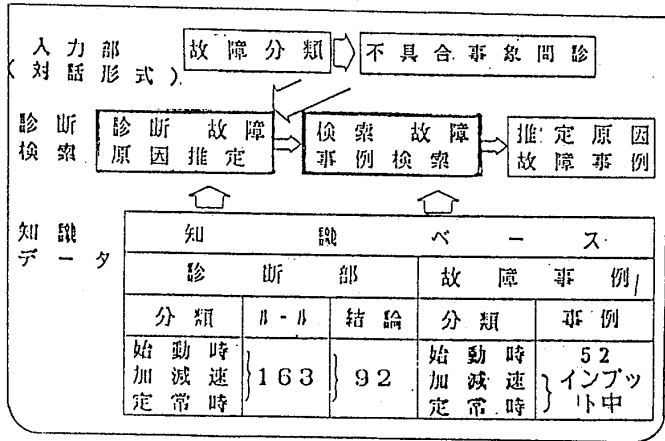


図 4 システムのフローと機能

診断結果	確信度
-100から+100を確信度とするシステム	
1 FCU スタートスケジュール過少	70
2 CDPラインの圧力漏れまたはラインの閉塞	60
3 スタータエアの不足	50
コメント	
4 C=診断1では交換したFCUの加速スケジュールが不良と思われる。	
5 C=診断2ではFCU交換した際にCDPラインの圧漏れが生じたと思われる。	
6 C=スタータトルクが不足していることも考えられます	

図 6 故障診断例 (始動失敗)

コート NO 11 故障事象名 IGNITION / UNIT の異常

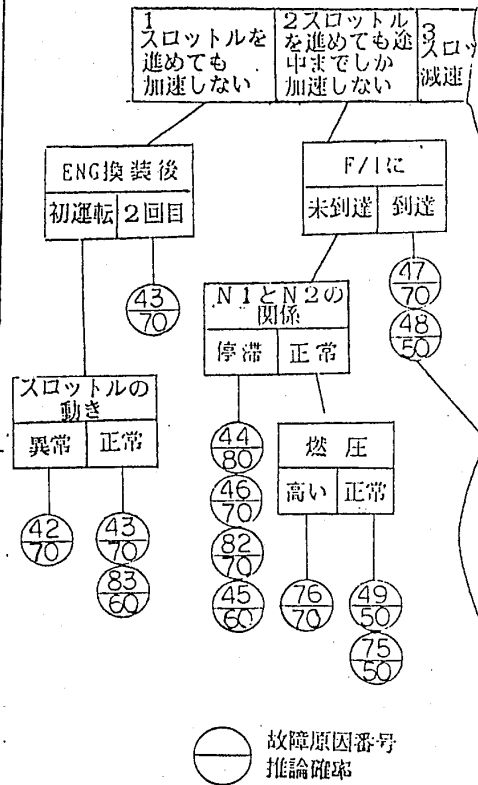
REPORT NO STE-62-169

S/NO E04, S/N009 S62/07/17

4J系統イグニッションが作動しなかった。  
原因はトランスの1次巻線側と2次巻線側の絶縁紙が絶縁破壊を起こしたものと判明した。  
この事象は極めて偶発的なものと考えられ、対策は採っていない。

図 7 故障事例検索例

加速時のトラブル



故障原因番号  
推論確率

故障原因一覧

- 42 スロットル-FCU対応不良 (リギング不良)
- 43 FCU不良により加速スケジュールに乗らない
- 44 FCU不良によりVSVが全く動かない
- 45 ACT不良によりVSVが全く動かない
- 46 LINE閉塞によりVSVが全く動かない
- 47 AMP設定値不良
- 48 機体BOOST PUMPの故障
- 49 FCU不良 (FUEL PUMPの異常)
- 50 FCU不良 (スロットルポジション)
- 51 FCU不良 (シャットバルブインサ)
- 52 F/DIVIDERの不良 (ドレン)
- 53 FCU不良により加速スケジュールが
- 54 ゲミー
- 55 CDOが洩れている
- 56 FCU不良

図 5 ルールチャート

表 8 問題点の整理

検討事項	問題点	対策
1. 故障診断システム構築 プロトタイプA(現地支援用)	◎知識が多岐に亘っており、質問の種類が多くしかも相互に因果関係を持っている。(知識データ整理の結果) ◎ルール数が多く、構成が複雑。(無駄な質問を排除、効率良い推論を優先した) ◎質問の内容が比較的単純、選択肢の数も少ない。	そのまま使って 現地評価、データ更新実績等から再考する。
2. 知識データの整理	◎曖昧な質問(感覚的、感情的)があり人によって答えが異なる可能性あり ◎確信度は専門家の感覚で決めた。(調整、点検箇所、作業者によって変わるはず) ◎数値データ、トレンドデータの質問、ルールの簡素化が難しい。	ファジィ理論の導入 そのまま使って評価を待つ 他のソフトを調査
3. 使用したソフト について	◎文書入力機能が劣る。 ◎図形、チャートが旨く取り込めない。 ◎ルールのフローチャート作成機能が無い。 ◎結論付きの解説がつけられない。 ◎フォーム機能が使いづらい。 ◎数値計算機能が不足。	ソフトのバージョンアップを期待

## 6. 評価

以上のシステムは、知識収集から約1年間で、しかも専任チーム等を組まずに行なって来たものである。プロトタイプとしては一通りのエンジン故障に対して答えを出せる様になったが、その推論精度、表現、質問の適否等まだ充分検討の余地を残している。また、エンジンの個性、履歴、運転データ等をフレーム構造を取り入れてさらに致密な推論が出来る様発展させることも可能と考えている。

一方、本システムを現地で試用した限りではきわめて平均的な答えが出る、との評があり長年整備に携わっている経験者にはもの足りないものと思える。しかし、教育的な面からみれば知識が実際に即した形で引き出せる、等、知識整理統合の手段としてきわめて有効な方法として評価出来る。

## 7. まとめ

ESを用いたエンジン故障診断システムの試作、試用を通じて

- (1) 知識の収集、ESへの知識整理の方法等の経験、ノウハウを得ることが出来た。
- (2) 小規模なシステムでも一通りの故障診断システムがその特徴を持って構築できることを確認した。
- (3) エンジン故障診断システム開発の際の今後の問題点、改善点等を明らかにすることが出来た。

## 超小型水素ガスタービンの性能試験

湯浅三郎、後藤 登、桜井忠一、白鳥敏正

田代伸一、西山正章 (都立科学技術大学)

斎藤憲吉 (宇宙開発事業団)

## 1. はじめに

水素の持つ単位質量当りの高い発熱量、広い可燃範囲、速い燃焼速度という燃料としての優れた特長は、ガスタービンの高効率・高性能化にとって有利に作用する。特に燃焼器においては燃焼器の高負荷・小型化が可能となり、ひいてはガスタービン本体の小型軽量化を図ることが出来る。この水素を現実のガスタービンの燃料として実用化する一つの試みとして、我々は、高負荷燃焼器を具備した超小型水素ガスタービンシステムの開発を行い、前報<sup>(1)</sup>においてそのシステムの概要と自立確認のための試験運転の状況を報告した。本報では、推力ノズルによって負荷を与えたときの本ガスタービンの性能試験を実施し、水素燃料の有効性について検討を加えたので報告する。

## 2. 超小型水素ガスタービン試験システム

超小型水素ガスタービンのシステム全体の系統図を図1に示す。このシステムは基本的には前報<sup>(1)</sup>と同じであるので、ここでは概略を簡単に述べる。本システムはガスタービン本体と水素燃料供給装置、始動用空気供給装置、運転制御・計測システム、試験台及び潤滑装置とから構成されている。ガスタービン

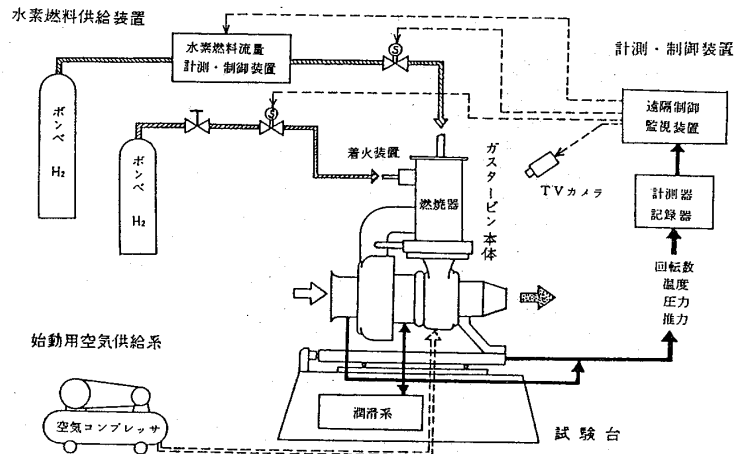


図1 超小型水素ガスタービンシステム全体系統図

本体のうち圧縮機・タービンは自動車用ターボチャージャー(圧縮機:遠心性、翼車径50mm、羽根数12枚。圧縮機的设计点:  $15 \times 10^4$  rpmにおいて圧力比2、空気流量98g/s。タービン:遠心性、翼車径47mm、羽根数10枚。ウエストゲートなし)を転用したが、燃焼器は供試圧縮機・タービンに適合させて新規に開発したものである(旋回流型燃焼器:2次空気用開口なし、冷却熱交換用外筒付き、内容積125cm<sup>3</sup>。圧縮機出口部からタービン入口部へバイパスする空気流路設置:バイパス流路の面積は燃焼器の空気ノズルスロート

部と等しい。前報参照)。その燃焼負荷率は最大で  $3 \times 10^3 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{atm}) [3.5 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})]$  と非常に高い値が得られた。ガスタービンの始動は、外部のコンプレッサーからの高圧空気をタービンに直接吹込み、所定回転数に到達した時点で空気吹き込みを遮断して自立運転状態に移行させる方式で行った。

今回の実験に際して、新たに出力を推力の形で取り出すための先細ノズルを図2に示すようにタービン出口に取り付けた。これによって本ガスタービンは一種のターボジェットエンジンとなる。出口面積の異なるノズルを使うことでガスタービンの負荷を変えた運転ができるが、

今回はタービン出口に対する面積比が 1.0、0.75、0.65、0.55 の四種類のノズルを用いて性能試験実験を行った。全体性能を把握するために必要な主な計測項目および使用機器などを以下に記す。また圧力と温度の測定位置を図3に示す。タービン入口の温度は前報と同じく燃焼器出口下流 140 mm でスクロール壁から 8 mm 流れに入った位置で計測した。

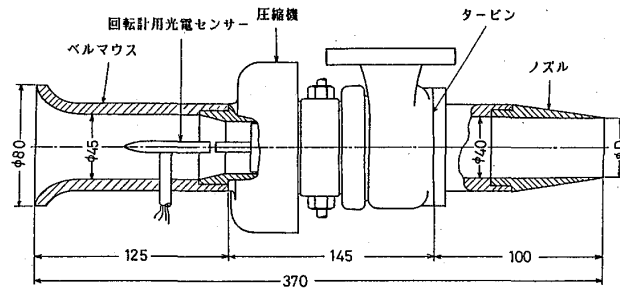
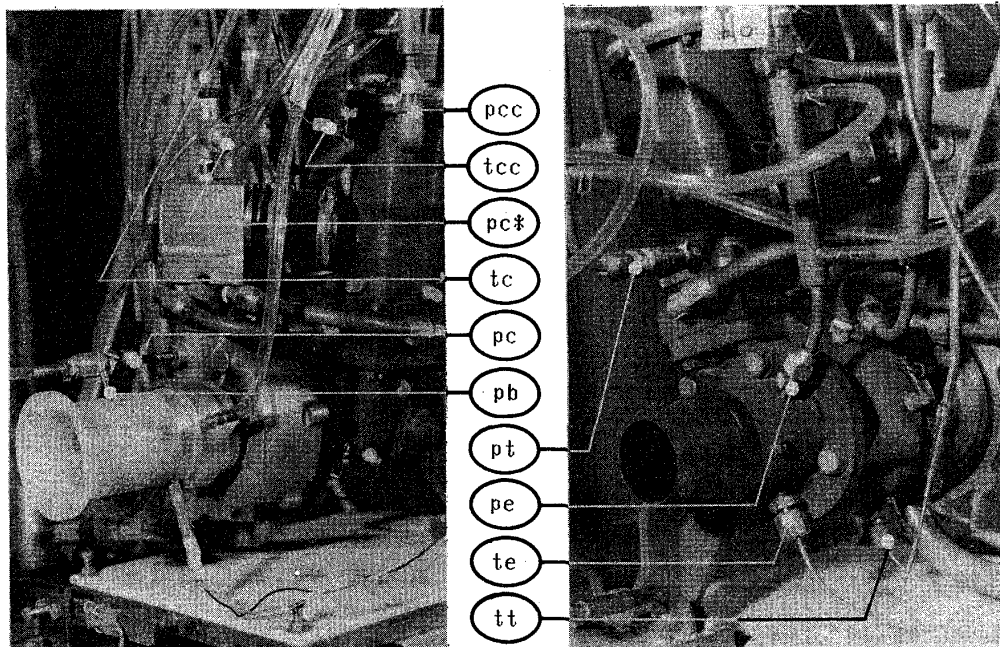


図2 ベルマウスとノズル



pb : ベルマウス圧力  
 pc : 圧縮機出口圧力 1  
 pc\* : 圧縮機入口圧力 2  
 pcc : 燃焼機入口圧力  
 pt : タービン入口圧力

pe : タービン出口圧力  
 tc : 圧縮機出口温度  
 tcc : 燃焼機入口温度  
 tt : タービン入口温度  
 te : タービン出口温度

図3 圧力・温度測定位置

- \* 吸入空気流量 (ベルマウス部静圧 ( $p_b$ ) 測定 → 流量換算)
- \* 水素燃料流量 (オリフィス流量計差圧測定 → 流量換算)
- \* 燃焼器通過空気流量 (圧縮器出口と燃焼器入口との差圧 ( $p_{c*} - p_{cc}$ ) 測定 → 流量換算)
- \* 圧縮機出口圧力 ( $p_c$ )、タービン入口/出口圧力 ( $p_t, p_e$ ) (歪みゲージ式 圧力変換器)
- \* 圧縮機出口温度 ( $t_c$ )、タービン入口/出口温度 ( $t_t, t_e$ ) (K 熱電対)
- \* ガスタービン推力 (ロードセル)
- \* ガスタービン回転数 (反射型フォトセンサー、図 2 参照)

### 3. 試験結果

表 1-1 ~ -4 にノズルの面積を変えて運転したときの性能試験結果を示す。また図 4 に、代表的な例としてノズル面積比が 0.75 の場合のこれらのデータと回転数との関係を示す。この図より、回転数を増加すると空気流量はそれにほぼ比例して増加し、その結果、全圧損失率も回転数とともに単調に増加することがわかる。同一回転数における空気流量は、圧縮比は殆ど同じにもかかわらずノズル面積比が小さいほど若干少なくなっているが、これは圧縮機の特性格線<sup>(1)</sup>から説明できる。本ガスタービンの全圧損失率は 5~11% 程度であり、高負荷燃焼器付きガスタービンとしては妥当な値である<sup>(2)</sup>。しかし圧縮比の小さい本ガスタービンにとっては、この影響は著しく大きい。もしこの損失率が半減できれば、後述するガスタービンの性能は大幅に向上することが期待できる。全空気流量に対するバイパス流路通過空気流量の割合で定義される空気バイパス比は、バイパス流路と燃焼器の空気ノズルスロート部面積とで決まる流路面積比に等しい 0.5 付近の値をとるが、回転数とともに増加する。このことは、空気流量が増えるにしたがってバイパス流路の方が流れ易くなることを示している。また圧縮機効率は実験を行った範囲では回転数とともに減る傾向が見られる。この傾向も圧縮機の特性格線<sup>(1)</sup>から容易に理解できる。さらに、表には示していないが、測定されたデータからタービン効率を算出すると 1.0 を越えることがわかった。これはスクロール壁から離れた位置にピークを持つタービン入口の温度分布<sup>(1)</sup>から推測されるように、測定したタービン入口温度が平均のタービン入口温度よりも高くなっているためと考えられる。上述した各性能因子の回転数に対する全般的な傾向は、表 1 に示されているようにノズル面積を減らして負荷を増しても変化せず、また値そのものも大きくは違わない。

表1-1 性能試験結果1 (ノズル面積比: 1.0)

大気圧  $p_0 = 101.8 \text{ kPa}$  気温  $T_0 = 276 \text{ K}$

運転 番号	回転数 N	圧縮機出口		燃焼器入口	タービン入口		タービン出口		水素流量 W <sub>H2</sub>	空気流量 W <sub>Air</sub>	空気 ノズル面積比	推力 F(N)
		圧力	温度	温度	圧力	温度	圧力	温度				
No	(10 <sup>4</sup> rpm)	p <sub>c</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>c</sub> (K)	T <sub>cc</sub> (K)	p <sub>t</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>t</sub> (K)	p <sub>e</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>e</sub> (K)	(g/s)	(g/s)	BPR	F(N)
1	8.7	1.35	319	358	1.26	1018	1.040	934	0.228	30.7	0.498	1.79
2	9.2	1.39	321	348	1.30	1003	1.039	908	0.244	33.3	0.499	2.02
3	10.3	1.49	329	353	1.39	983	1.040	882	0.264	38.2	0.501	2.62
4	11.4	1.61	343	363	1.47	993	1.040	884	0.290	43.5	0.500	3.50
5	12.6	1.74	357	384	1.58	1007	1.041	886	0.319	49.3	0.511	4.51
6	13.8	1.90	370	390	1.72	1023	1.040	890	0.362	55.2	0.516	5.52
7	15.0	2.07	386	406	1.85	1062	1.041	908	0.418	60.8	0.526	7.08
8	16.1	2.23	404	426	1.98	1104	1.043	935	0.466	65.7	0.536	8.55

運転番号	圧縮機圧力比	圧縮機効率	全圧損失率	全体当量比	断熱火炎温度	比推力	燃料消費率	熱効率
No	p <sub>c</sub> /p <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	PL (%)	γ	T <sub>a</sub> (K)	I <sub>sp</sub> (sec)	SFC (l/hr)	η <sub>th</sub> (%)
1	1.32	0.535	6.19	0.256	1076	6.0	4.49	0.19
2	1.37	0.572	6.35	0.252	1066	6.2	4.25	0.21
3	1.46	0.598	6.59	0.238	1030	7.0	3.56	0.28
4	1.58	0.574	8.24	0.230	1007	8.2	2.93	0.40
5	1.71	0.567	9.56	0.223	990	9.3	2.50	0.54
6	1.87	0.574	9.54	0.226	997	10.2	2.31	0.63
7	2.03	0.564	10.43	0.237	1027	11.9	2.08	0.82
8	2.19	0.542	11.22	0.244	1046	13.3	1.92	0.99

注.  $BPR = \frac{W_{Air} - W_{AC}}{W_{AT}}$ ,  $PL = \frac{p_c - p_t}{p_c}$ ,  $I_{sp} = \frac{F}{W_{AT}}$ ,  $SFC = \frac{W_{H2}}{F}$

表1-2 性能試験結果2 (ノズル面積比: 0.75)

大気圧  $p_0 = 101.8 \text{ kPa}$  気温  $T_0 = 276 \text{ K}$

運転 番号	回転数 N	圧縮機出口		燃焼器入口	タービン入口		タービン出口		水素流量 W <sub>H2</sub>	空気流量 W <sub>Air</sub>	空気 ノズル面積比	推力 F(N)
		圧力	温度	温度	圧力	温度	圧力	温度				
No	(10 <sup>4</sup> rpm)	p <sub>c</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>c</sub> (K)	T <sub>cc</sub> (K)	p <sub>t</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>t</sub> (K)	p <sub>e</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>e</sub> (K)	(g/s)	(g/s)	BPR	F(N)
1	9.4	1.43	324	348	1.34	1019	1.047	917	0.260	33.7	0.493	3.04
2	10.4	1.50	332	359	1.40	1014	1.049	913	0.275	37.7	0.501	3.77
3	11.4	1.60	344	370	1.48	1023	1.052	912	0.298	42.6	0.507	4.60
4	12.6	1.75	357	383	1.59	1036	1.056	913	0.336	48.5	0.512	5.98
5	13.8	1.89	373	398	1.71	1063	1.061	926	0.374	53.8	0.521	7.59
6	14.9	2.04	389	415	1.84	1103	1.066	952	0.422	58.7	0.530	9.34
7	15.6	2.13	400	426	1.92	1125	1.070	965	0.453	61.9	0.536	10.58

運転番号	圧縮機圧力比	圧縮機効率	全圧損失率	全体当量比	断熱火炎温度	比推力	燃料消費率	熱効率
No	p <sub>c</sub> /p <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	PL (%)	γ	T <sub>a</sub> (K)	I <sub>sp</sub> (sec)	SFC (l/hr)	η <sub>th</sub> (%)
1	1.40	0.581	5.85	0.265	1101	9.2	3.02	0.44
2	1.47	0.576	6.54	0.251	1064	10.2	2.57	0.57
3	1.57	0.562	7.65	0.241	1037	11.0	2.28	0.69
4	1.72	0.570	8.97	0.238	1030	12.6	1.98	0.91
5	1.86	0.551	9.33	0.240	1033	14.4	1.74	1.20
6	2.00	0.536	9.62	0.248	1055	16.2	1.60	1.47
7	2.09	0.522	9.68	0.252	1066	17.4	1.51	1.66

注.  $BPR = \frac{W_{Air} - W_{AC}}{W_{AT}}$ ,  $PL = \frac{p_c - p_t}{p_c}$ ,  $I_{sp} = \frac{F}{W_{AT}}$ ,  $SFC = \frac{W_{H2}}{F}$

表1-3 性能試験結果3 (ノズル面積比: 0.65)

大気圧  $p_0 = 101.1 \text{ kPa}$  気温  $T_0 = 278 \text{ K}$

運転 番号	回転数 N	圧縮機出口		燃焼器入口	タービン入口		タービン出口		水素流量 W <sub>H2</sub>	空気流量 W <sub>Air</sub>	空気 ノズル面積比	推力 F(N)
		圧力	温度	温度	圧力	温度	圧力	温度				
No	(10 <sup>4</sup> rpm)	p <sub>c</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>c</sub> (K)	T <sub>cc</sub> (K)	p <sub>t</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>t</sub> (K)	p <sub>e</sub> (10 <sup>2</sup> kPa)	T <sub>e</sub> (K)	(g/s)	(g/s)	BPR	F(N)
1	9.2	1.38	324	356	1.31	1073	1.047	971	0.253	31.6	0.503	3.22
2	10.2	1.47	333	365	1.36	1064	1.051	966	0.271	35.5	0.504	4.09
3	11.5	1.60	347	376	1.46	1067	1.057	958	0.302	41.7	0.510	5.66
4	12.6	1.74	360	387	1.57	1079	1.064	961	0.338	47.0	0.514	7.13
5	13.9	1.88	378	404	1.70	1111	1.072	978	0.383	52.6	0.522	8.97
6	15.1	2.06	395	416	1.84	1156	1.082	1004	0.443	58.0	0.531	11.27

運転番号	圧縮機圧力比	圧縮機効率	全圧損失率	全体当量比	断熱火炎温度	比推力	燃料消費率	熱効率
No	p <sub>c</sub> /p <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	PL (%)	γ	T <sub>a</sub> (K)	I <sub>sp</sub> (sec)	SFC (l/hr)	η <sub>th</sub> (%)
1	1.37	0.565	5.31	0.276	1128	10.4	2.77	0.54
2	1.46	0.571	7.33	0.263	1095	11.8	2.34	0.72
3	1.58	0.563	8.58	0.250	1061	13.8	1.89	1.06
4	1.72	0.566	9.60	0.248	1055	15.5	1.67	1.33
5	1.86	0.540	9.89	0.251	1063	17.4	1.51	1.66
6	2.04	0.535	10.94	0.263	1096	19.8	1.39	2.06

注.  $BPR = \frac{W_{Air} - W_{AC}}{W_{AT}}$ ,  $PL = \frac{p_c - p_t}{p_c}$ ,  $I_{sp} = \frac{F}{W_{AT}}$ ,  $SFC = \frac{W_{H2}}{F}$

表 1-4 性能試験結果4 (ノズル面積比 : 0.55)

大気圧  $p_0 = 99.8 \text{ kPa}$  気温  $T_0 = 30.3 \text{ K}$

運転 番号	回転数 N ( $10^4 \text{ rpm}$ )	圧縮機出口		燃焼器入口		タービン入口		タービン出口		水素流量 W <sub>H<sub>2</sub></sub> (g/s)	空気流量 W <sub>A<sub>T</sub></sub> (g/s)	空気 n <sup>th</sup> 比 BPR	推力 F (N)
		圧力 p <sub>c</sub> ( $10^2 \text{ kPa}$ )	温度 T <sub>c</sub> (K)	温度 T <sub>cc</sub> (K)	圧力 p <sub>t</sub> ( $10^2 \text{ kPa}$ )	温度 T <sub>t</sub> (K)	圧力 p <sub>e</sub> ( $10^2 \text{ kPa}$ )	温度 T <sub>e</sub> (K)					
1	9.7	1.37	347	378	1.32	1098	1.038	995	0.236	29.6	0.477	3.54	
2	10.8	1.46	359	391	1.36	1090	1.044	991	0.254	33.8	0.498	4.32	
3	12.1	1.58	373	405	1.46	1095	1.052	993	0.281	38.1	0.487	5.74	
4	13.2	1.70	386	416	1.56	1110	1.061	997	0.317	42.9	0.501	7.35	
5	14.4	1.84	401	430	1.67	1138	1.071	1012	0.354	47.1	0.512	9.15	
6	15.3	1.94	415	443	1.74	1169	1.080	1033	0.403	50.2	0.511	10.66	

運転番号	圧縮機圧力比	圧縮機効率	全圧損失率	全体当量比	断熱火炎温度	比推力	燃料消費率	熱効率
No	$p_c/p_0$	$\eta_c$	PL (%)	$\phi$	T <sub>a</sub> (K)	I <sub>sp</sub> (sec)	SFC (l/hr)	$\eta_{th}$ (%)
1	1.37	0.655	3.58	0.274	1123	12.2	2.35	0.75
2	1.47	0.627	6.71	0.259	1086	13.1	2.08	0.91
3	1.59	0.610	7.76	0.253	1070	15.4	1.72	1.28
4	1.71	0.605	8.64	0.254	1071	17.5	1.52	1.66
5	1.85	0.593	9.06	0.259	1085	19.8	1.37	2.09
6	1.95	0.563	10.20	0.276	1104	21.7	1.29	2.43

注:  $BPR = \frac{W_{AT} - W_{AC}}{W_{AT}}$ ,  $PL = \frac{P_t - P_t}{p_c}$ ,  $I_{sp} = \frac{F}{W_{AT}}$ ,  $SFC = \frac{W_{H_2}}{F}$

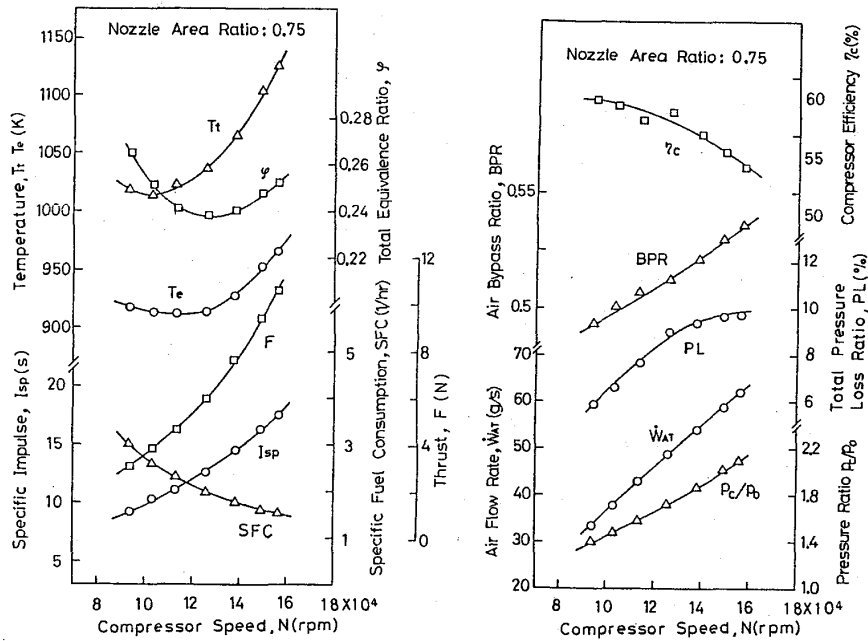


図 4 回転数に対する全体性能 (ノズル面積比 : 0.75)

一方、タービン入口温度と出口温度はともに回転数に対して最小値を持ち、回転数が  $10 \sim 12 \times 10^4 \text{ rpm}$  あたりで最も低くなっている。水素と空気 (バイパス空気も含む) との全体当量比も温度と同様に最小値を持つ。ところが当量比は  $13 \times 10^4 \text{ rpm}$  付近で最小となり、タービン入口温度が最小となる回転数とは一致していない。このことは回転数とともにタービン入口温度分布が変化している可能性を示唆している。本ガスタービン稼動時の全体当量比の範囲は  $0.22 \sim 0.28$  である。この当量比範囲を燃空比に換算すると  $0.0065 \sim 0.0083$  となる。この燃空比範囲は石油系の燃料を用いた

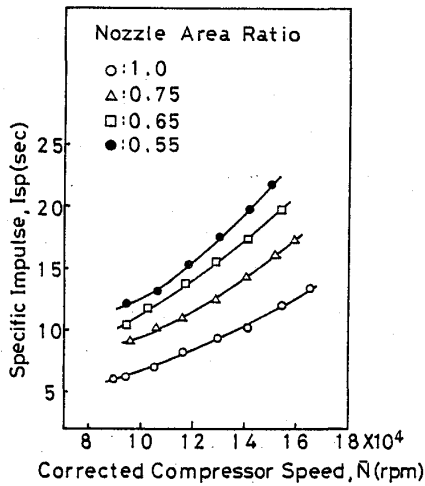


図5 比推力の負荷特性

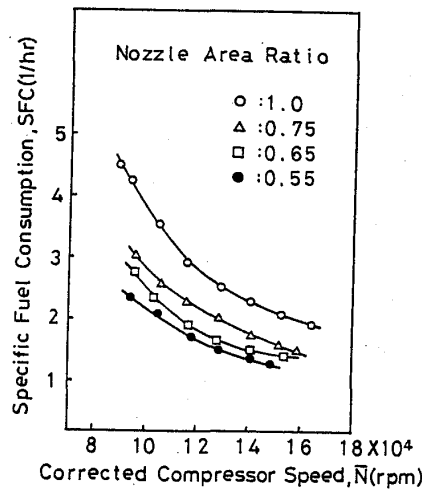


図6 燃料消費率の負荷特性

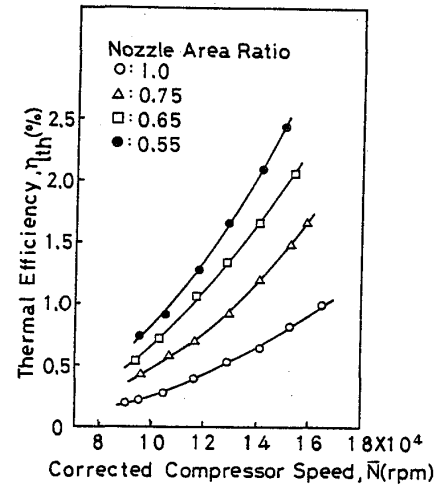


図7 熱効率の負荷特性

通常のエンジンに比べるとかなり小さい（例えば本学が所有するJ3ターボジェットエンジンでは燃空比が0.0105～0.0120の範囲で稼働している<sup>(3)</sup>）。これは水素燃料を使った場合の特長の一つであり、水素の単位質量当りの発熱量が高いためである。負荷を増した場合、これらの温度や当量比の回転数に対する傾向は変わらないが、タービン入口、出口温度の値はともに大きく上昇する（表1参照）。

今回の性能実験で負荷の影響を特に強く受けたのは推力、比推力、燃料消費率、熱効率であった。図4に示すように、推力は回転数とともに急激に増大する。これと対応して比推力と熱効率も増加し、逆に燃料消費率は減少する。図5～7に比推力と燃料消費率、熱効率の負荷特性を示す。これらの図から分かるように、いずれの量もノズル面積を小さくして負荷を増すと、性能が上昇する方向に向かう。とはいえ、最もノズルを絞ったときの最高回転時においても推力は11N程度、熱効率に至っては数パーセントしかなく、本ガスタービンをそのままの形で直ちに実用化できるものではない。熱効率が低い最大の原因は、本来出力を取り出す目的で設計されていないターボチャージャを圧縮機・タービンに転用したためであると考えられる。にもかかわらず、前述のJ3ターボジェットエンジンと比較してみると、圧力比はその2/3程度と低いが、比推力は2/3程度、燃料消費率も同程度の性能が得られている<sup>(3)</sup>。一般的に比推力、燃料消費率ともに圧力比の影響を強く受け、圧力比が高いと比推力は増加し燃料消費率は減少することを考慮すれば、本ガスタービンの性能はJ3に比べて劣っているとは言えず、言い替えれば水素がガスタービン用燃料として優れていると言える。

#### 4. まとめ

我々が開発した超小型水素ガスタービンに、出力を推力の形で取り出すためのノズルを取り付けて性能試験を行った。その結果、本来出力発生用ではないターボチャー



ジャを圧縮機・タービンに用いているため熱効率はかなり低いものの、十分な比推力と良好な燃料消費率が得られることを明らかにし、水素がガスタービン燃料として有効であることを実際のガスタービンを用いて実証することが出来た。今後は、性能低下のもう一つの原因である高い全圧損失率を低減させるために圧力損失の少ない燃焼器の開発を試み、これによって超小型水素ガスタービンの高性能化を図る予定である。

< 参考文献 >

- (1) 湯浅三郎、後藤 登、桜井忠一、白鳥敏正、田代伸一、西山正章、「水素を燃料にした超小型ガスタービンシステムの試作研究」、ガスタービン学会誌、15-59 (1987)、pp.122-128.
- (2) 鈴木邦男、「ガスタービン燃焼器の設計」、内燃機関、21-259 (1982)、pp.77-85.
- (3) 三浦安帆、後藤 登、「ジェットエンジン構成要素の出力に応ずる熱力学的状態量について」、東京都立工科短期大学研究報告、3 (1975)、pp.29-39.

## 希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究

川口 修 (慶大理工)

河野 学 (慶大院)

畦上 修 (慶大院)

### 1. はじめに

ガスタービン燃焼器の排気清浄化、特に $\text{NO}_x$ のより一層の低減に対する要求が高まってきており、各種の $\text{NO}_x$ 低減方法が実機の中に取り入れられてきた。しかしながら、希薄予混合燃焼は、有効な $\text{NO}_x$ 低減方法と言われながら、いくつかの問題点の為に実機には応用されておらず、二段燃焼法、予蒸発・予混合燃焼法などの中で希薄燃焼が図られている程度である。

そこで本研究では、希薄予混合燃焼の排気、安定性について基本的な特性を調べ、ガスタービン燃焼器への応用方法について、研究を行なっている。すなわち、一般性を欠かない程度まで単純化したモデル燃焼器を用い、旋回羽根角度、保炎器直径等の燃焼器の細部寸法、及び当量比、空気流量、入口空気温度などの作動条件をパラメータとして、排気温度、排気組成などを測定することにより、各々のパラメータがこれらに及ぼす影響を明らかにした。

### 2. 実験装置および実験方法

図2.1に実験に用いた燃焼器を示す。本研究では、燃焼器の細部寸法の燃焼に及ぼす影響を調べられるように、燃焼器の一部を変えられるような構造にした。

燃焼筒は、缶型を用い、燃焼筒内径は、寸法効果による影響がないと考えられる最小の寸法<sup>(1)</sup>として、 $\phi 100\text{mm}$ とした。

一次空気と希釈空気は別々に供給され、それぞれの空気量は独立に設定できるようになっている。又一次空気のみ流入の場合には、外筒を取外し、石英ガラス製の燃焼筒を取り付け、燃

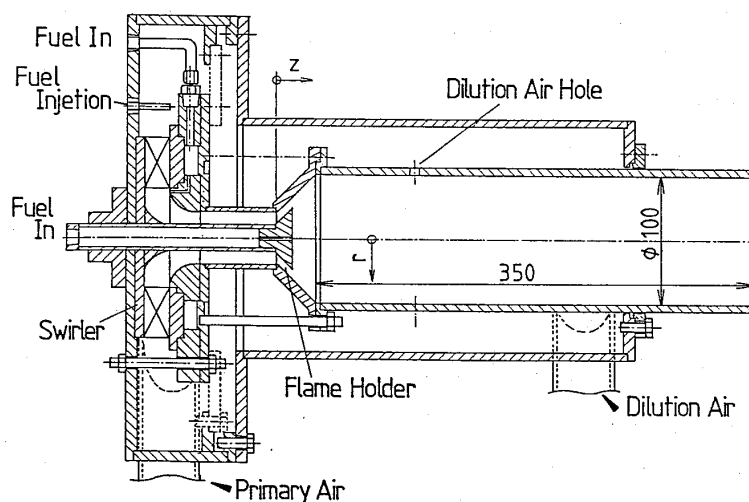


図2.1

焼状態を観察できるようになっている。

実用燃焼器における燃料を天然ガスと想定し、その主成分であるメタンを燃料として用いた。燃料は、その供給法による完全予混合気の生成の良否を調べるために、スワラ上流及びスワラ下流の2箇所から供給でき、また拡散燃焼も可能なように保炎器中心からも供給できるようになっている。しかしながら、予備実験の結果より、スワラ上流で燃料を空気中に噴射する方法で、均一性の高い予混合気が供給できることが確認されたので、以下の報告は、この燃料供給法による。

燃焼器におけるパラメータを表2.1に示す。

スワラとしては、容易に旋回強さを変えることのできる、羽根枚数8枚の旋回度可変型半径流スワラ（旋回羽根角度 $\alpha_s$ ）を使用した。羽根角度を、45~90°に変えることができ、これは形状スワール・ナンバーで0.29~3.00に相当する。

表2.1

形状パラメータ	基準条件	実験条件
旋回羽根角度 (スワール・ナンバー) ( $\alpha_s$ )	80 0.83	45~90 0.29~3.00 (°)
予混合部長さ ( $L_p$ )	25	25, 50, 75, 100 (mm)
スワラコーン角度 ( $\theta_s$ )	90	90, 180 (°)
保炎器直径 ( $d_b$ )	40	20, 30, 40, 50, 60 (mm)
保炎器突出し長さ ( $z_b$ )	5	(0), 5, 10, 15 (mm)

また、スワラ出口から燃焼筒入口までの長さを予混合部長さ ( $L_p$ ) とし、混合気生成への効果を調べるためにこの長さも変えられるようにした。

燃焼筒入口のスワラコーン角度は、保炎器と同じ開き角度90度のものと、180度のものを用意した。保炎器の火炎安定への影響を調べるために、保炎器のない状態 ( $d_b=20\text{mm}$ ) に加えて、4つの異なる直径 ( $d_b$ ) の保炎器を用意した。

さらに、保炎器の位置を上流側から下流方向へ動かして、燃焼筒入口環状口面積を変え、燃焼筒内への予混合気の噴出速度を変えられるようにした。 $z_b$  は保炎器の燃焼筒内部への突出し長さであり、 $d_b=40\text{mm}$  の場合の環状口面積とライナー断面積との比は、 $z_b=5\text{mm}$  の時が0.06、 $z_b=10\text{mm}$  の時が0.13、 $z_b=15\text{mm}$  の時が0.20となっている。

次にパラメータとした作動条件について、表2.2に示す。

表2.2

入口空気温度 ( $T_2$ ) の燃焼安定性、排気特性への影響を調べるために、別置の燃焼器と熱交換器を用いることにより入口空気温度を変化させた。

作動条件	基準条件	実験条件
当量比 ( $\phi$ )	0.7	0.6~1.0
代表流速 ( $U_d$ )	4	2~8 (m/s)
入口空気温度 ( $T_2$ )	常温	常温~300 (°C)

### 3. 実験結果

#### 3.1 燃焼器細部寸法の影響

図3.1は、旋回羽根角度を変化させ、予混合気流の旋回の強さを変えた場合の安定燃焼範囲を示したグラフである。 $\alpha_s \geq 45^\circ$  の旋回羽根角度の設定では、希薄安定燃焼限界も過濃安定燃焼限界もほぼ一定となる。メタンと空気の予混合気の大気圧、常温での希薄側の可燃限界は、 $\phi = 0.54$  であるので、本研究に用いた希薄予混合燃焼器においては、保炎器 ( $d_b = 40\text{mm}$ ) があれば、ある程度流れに旋回をかけて予混合気を希薄限界近くにおいて燃焼させることが出来るということがわかった。

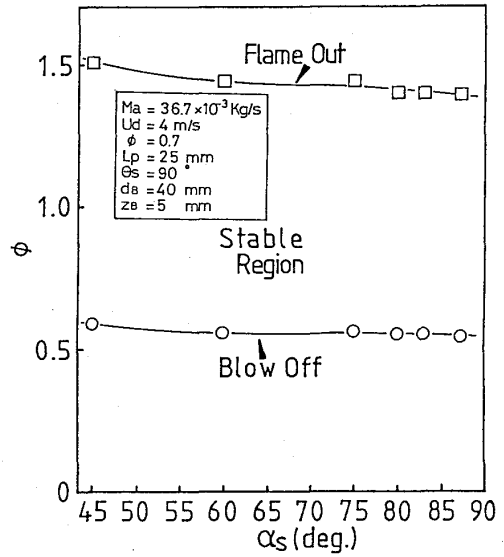


図3.1

次の図3.2のグラフは、旋回羽根角度と排気組成の関係を示したものである。 $\text{NO}_x$  の排出量は、角度が大きくなるとともに減少していき、 $\alpha_s = 80^\circ$  付近で最も少ない値となり、それを境に再び増加している。またCOの排出量は旋回強さの増加に伴わずかに減少する傾向にあり、THCは、排出されなかった。

燃焼器における圧力損失は、強い旋回をかけるように、スワラの羽根角度を大きくしても、実験の範囲では、4.8%以下となり十分に実用範囲に収まっている。

これらの予備実験より、旋回羽根角度は、 $\alpha_s = 80^\circ$  を基準条件とした。また、予混合部長さ、スワラコーン角度、保炎器直径、出口幅についても同様に予備実験を行ない、前掲のような基準条件を決めた。

予混合部長さは、スワラから燃焼筒入口までの間に設けた助走路の長さを示している。実験結果より、スワラ上流より燃料を供給した場合には、十分に混合が行なわれており、燃焼器の小型化のために、予混合部長さは、一番短い  $L_p = 25\text{mm}$  とした。

スワラコーン角度は、開き角度90度の保炎

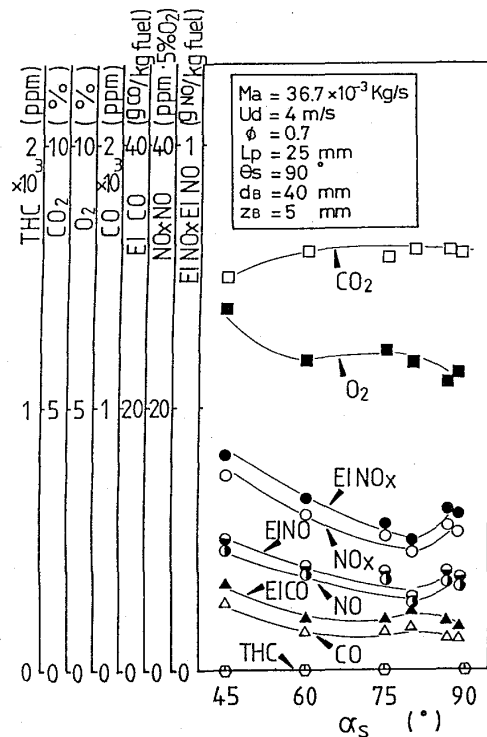


図3.2

器を中心軸上に設置するために、90度を基準条件とした。

保炎器直径は、循環流形成に大きな影響があると思われ、それにより安定燃焼範囲、排気組成等にも影響があらわれるが、特に燃焼安定性を考慮してこれを40mmとした。

保炎器突出し長さは、なるべく燃焼筒内へ90度方向に噴出する予混合気の流れを速くし、強力な循環流を形成させるために、 $z_b=5\text{mm}$ とした。

### 3.2 作動条件の影響

#### (1) 当量比の影響

図3.3は、基準条件における当量比と排気組成との関係を示したものである。

当量比を大きくしていくと、温度上昇と共に $\text{NO}_x$ は指数関数的に増加する。 $\phi=0.6$ の時には、 $\phi=0.9$ の時に示す最高濃度の約10%の3.7 ppm (5% $\text{O}_2$ )という値になり、希薄化を図ることにより確かに $\text{NO}_x$ は低減する。

$\text{CO}$ も希薄化により低下しているが、 $\text{NO}_x$ の場合と異なり吹き消え当量比に近いところにおいては、逆に増加している。そしてその条件においては $\text{THC}$ も排出される。このように希薄可燃限界に近づきすぎると燃焼状態は悪化して未燃物質が排出する。

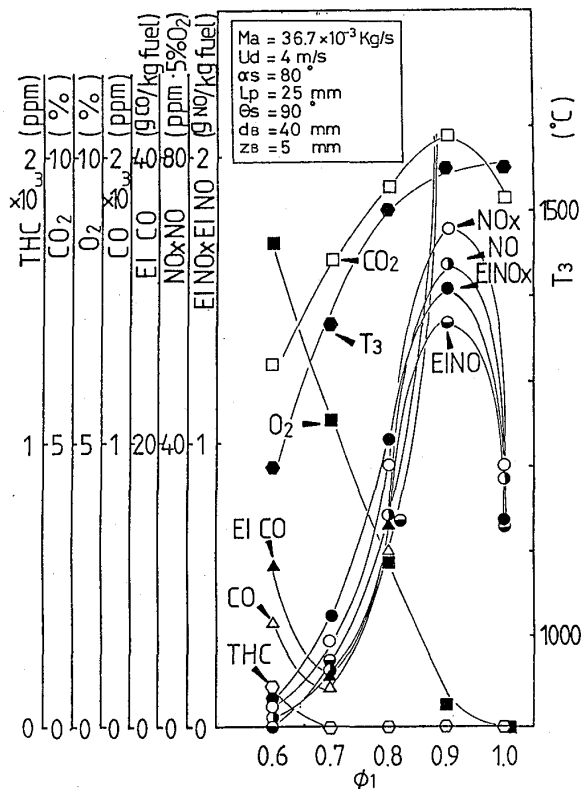


図3.3

#### (2) 代表流速（流量）の影響

図3.4は、代表流速（流量）を変化させた場合の安定燃焼範囲を示したグラフである。代表流速上昇により、吹き消え当量比は、わずかに下がり希薄側の安定燃焼範囲は広がる。しかし器内燃焼の限界当量比の低下により安定燃焼範囲は、流速が増すと狭くなる傾向がある。さらに代表流速が4m/sを越えたあたりから、高周波の音が聞える領域が広がるようになる。

次の図3.5は、代表流速を変化させた場合の（当量比一定において流量を変化）排気組成を示したものである。

代表流速を増加すると、燃焼負荷の増加と共に燃焼ガス温度も上昇し、 $\text{NO}_x$ の排出濃度が増加する。しかし、高速側においてその増加傾向はにぶる。代表流速の増加

により循環流領域の滞留時間が相対的に減少<sup>(2)</sup>し、NO<sub>x</sub>の排出量の傾向に影響を与えていると思われる。

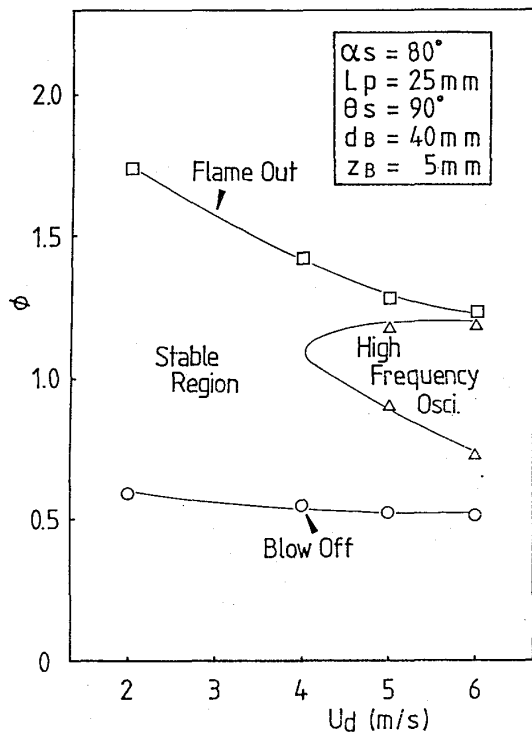


図 3. 4

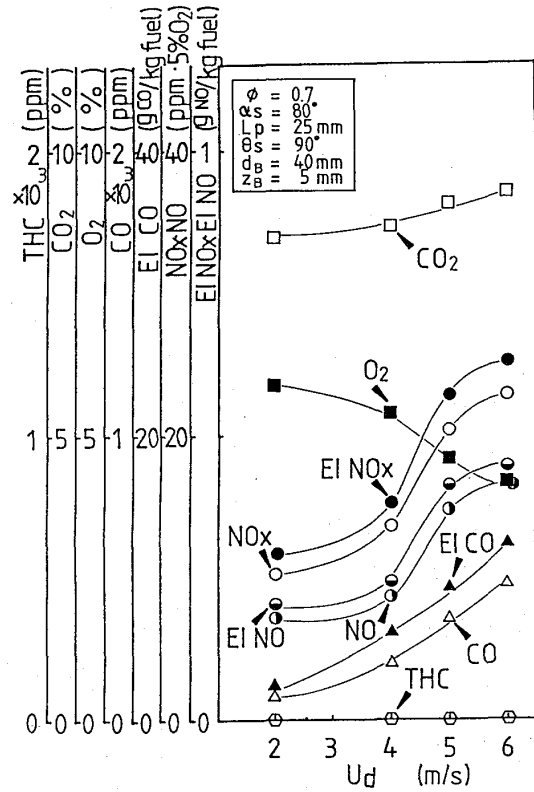


図 3. 5

### (3) 入口空気温度の影響

図 3. 6 は、入口空気温度を変化させた場合の安定燃焼範囲を示したものである。吹き消え限界当量比は、入口空気温度の上昇と共に低下している。入口空気温度の上昇による、燃焼速度の増加と燃焼場の温度上昇による反応速度の上昇によって、保炎性が向上したと思われる。また過濃側において、代表流速を上昇させた場合と同様に高周波の音が聞える領域が発生する。しかし、入口空気温度を上昇させた場合には、それぞれ高、低両周波の騒音が支配的になる2つの領域にわけられることがわかった。これについては入口空気温度上昇による流速増加と燃焼場の温度上昇が影響していると思われる。

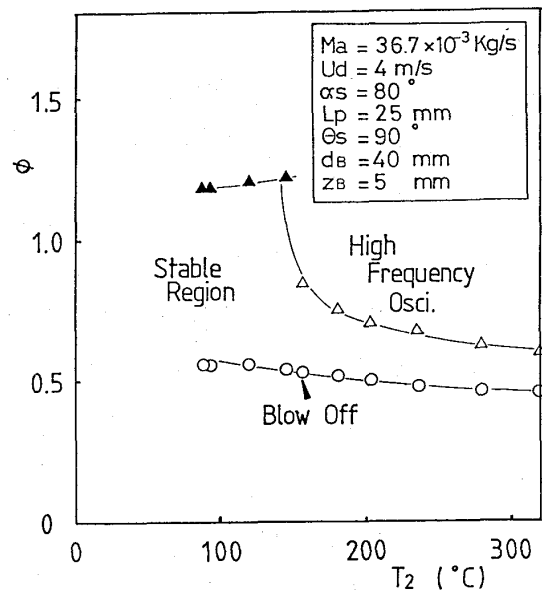


図 3. 6

図3.7は、入口空気温度を変化させた場合の排気組成を示したものである。NO<sub>x</sub>は、入口空気温度の上昇と共に増加し、THC、COは温度の上昇と共に低下して、100℃あたりからはほぼ一定の値を示している。

#### 4 結論

NO<sub>x</sub> 排出濃度の低減化の一手法として希薄予混合燃焼法を取上げ、単純化したモデル燃焼器を用いて実験を行なった。

燃焼器の細部寸法と作動条件の各々のパラメータが及ぼす影響を明らかにすると共に希薄予混合燃焼器の実機への応用に対する評価を行なった。そして排気温度、排気組成、安定燃焼範囲を測定した結果、次の結論を得た。

- (1) 保炎器を用い、予混合気 to 適度なスワールを与えることにより、希薄可燃限界当量比近くまで安定に燃焼させることができる。
- (2) 予混合気の希薄化を図ることにより、燃焼場の温度は低下し、NO<sub>x</sub> の排出量を十分低減することが出来る。

(図3.8, 図3.9)

- (3) 代表流速を増加すると器内燃焼限界の当量比は、極端に下がり、また高周波の音の発生する領域があらわれる。
- (4) 代表流速を増加すると、NO<sub>x</sub> の排出量は増加するが、ある程度代表流速が増加するとNO<sub>x</sub> の増加傾向はにぶる。

- (5) 入口空気温度を上昇させると、振動燃焼の発生によって安定燃焼

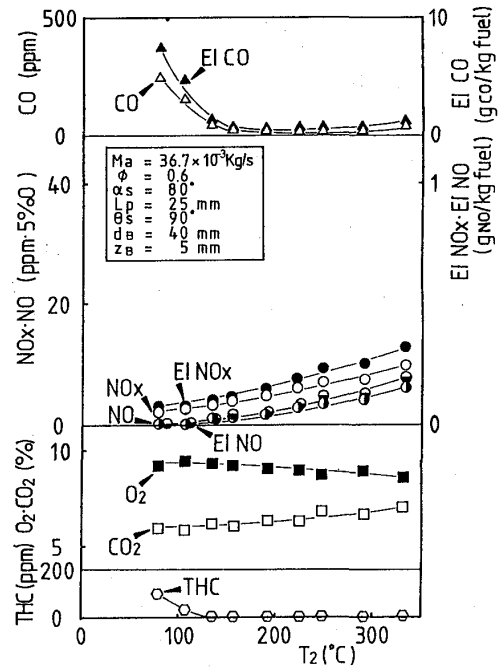


図3.7

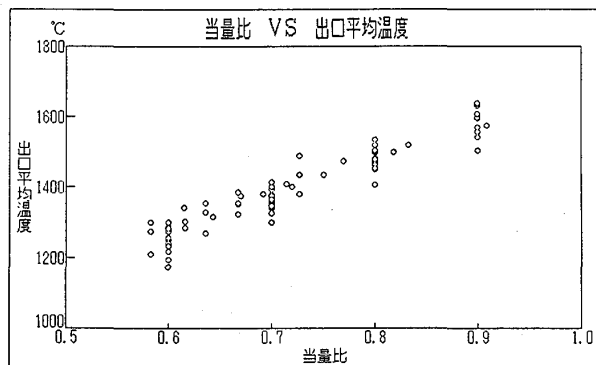


図3.8

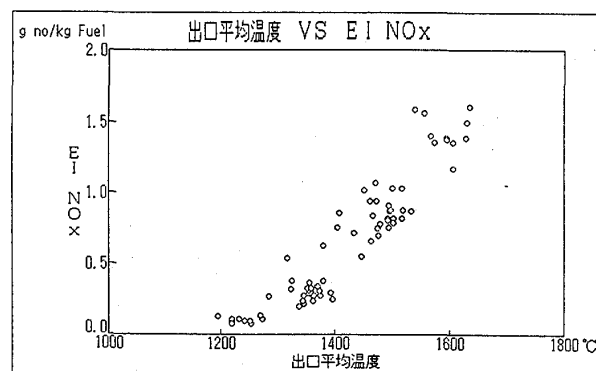


図3.9

範囲は非常に狭くなるが、より希薄側まで燃焼させることができる。

- (6) 入口空気温度上昇のために、  
NO<sub>x</sub> の排出量は増加するが、低当量比条件においてはNO<sub>x</sub> の増加率を低く抑えることが出来る。

(図3.10)

- (7) 燃焼筒出口温度が低くなると  
NO<sub>2</sub> のNO<sub>x</sub> に占める割合は、  
大きくなる。

(図3.11)

### 5. 参考文献

- (1) 日本機械学会研究協力部会  
研究分科会 RC-SC29  
燃焼寸法効果研究分科会研究  
成果報告書, 1975
- (2) 中村 直, 「ガスタービン型  
連続流燃焼器の一次燃焼領域の  
燃焼に関する研究」, 慶應義塾  
大学学位論文, 1983

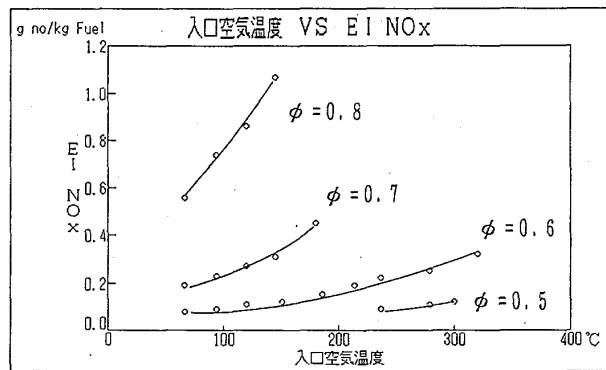


図3.10

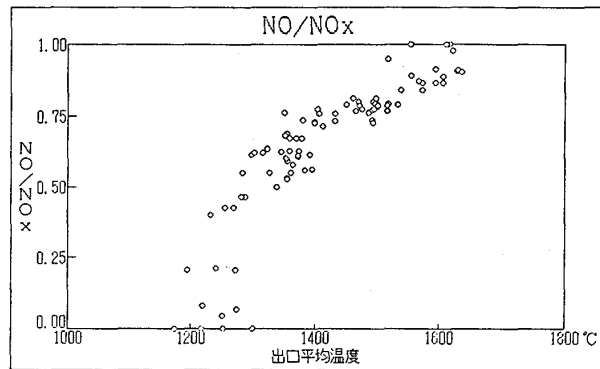


図3.11



## タービン後流ガス温度分布におよぼす燃料噴射弁の影響

田丸卓、佐々木誠、森田光男（航空宇宙技術研究所）

小林英夫（石川島播磨重工業株式会社）

\* 酒井規行（川崎重工業株式会社）

## 1. はじめに

ガスタービンの燃焼器出口温度分布の良否は、タービンの耐久性を大きく左右するとともに、エンジン性能にも影響する。その分布は燃料噴射弁特性と流入空気量に影響される。航空用ガスタービンの多くは環状燃焼器を採用しているが、実際の場合においては、燃焼器上流部の構造に起因する種々の原因から、必ずしも要素開発で想定した円周上の均等な燃焼器入口空気分布が確保されていない。特に、燃焼器より上流部に位置するストラットのウェーク（後流渦）や燃焼器内で円周方向に不連続的に存在する噴射弁/保炎器、およびそれらの相互干渉など、燃焼器出口温度分布に悪影響を及ぼしている要因が数多くある。

実機エンジンの最高出力は、タービン入口温度の最高値によって制限されるため、燃料噴射弁のいくつかの吐出流量を調整することによって、温度分布の平坦化がはかれれば、エンジン出力の増大が可能となる。

実機エンジンでは、計測温度計の耐久性の観点から、燃焼器出口に当たる高圧タービン入口部ではガス温度を計測しておらず、高圧タービン以降に設置した温度計で、燃焼器出口温度レベルを推察し、出力レベルの限界をモニターしている。このモニター用の温度計は数も少なく局所温度を測定しているにすぎないため、その燃焼器出口温度分布を真に代表しているか不明であった。

そこで、ここでは、低圧タービン入口ノズルに多数の温度計を設置し、燃料噴射弁の一つに流量低減したものをを用いることによるガスタービンの性能の変化、その燃料噴射弁の影響、すなわち、燃焼ガス温度分布の変化が低圧タービン入口位置までどのように旋回して現われ、モニター位置でどのような値として把握できるか、そのレベルはどうであるかなどについてFJR710/600Sエンジンにて試験を行った。

これらの結果は、実機エンジン燃焼器出口温度分布の改善を可能とし、従来不明であったモニター温度の信頼性を評価できるもので、既製エンジンの一層の性能向上と耐久性のある運用のために極めて有用なものである。

## 2. 温度計測位置

## 2・1. エンジンのモニター温度計位置

FJR710/600Sエンジンのモニター温度計は、図1に示すように、高圧

タービン出口温度を計測するため、タービンミッドフレームに設けられた、8箇所の計測座のうちの6箇所を用いて、図2に示す4点櫛型の温度計で計測している。全部で24点の計測位置は図3に○印で示すとおりである。また、図3には、燃料噴射弁の円周方向位置を□印で、燃焼器チャンバーのストラットの円周方向位置を◇印でしめす。

2・2. 低圧タービンノズル熱電対位置

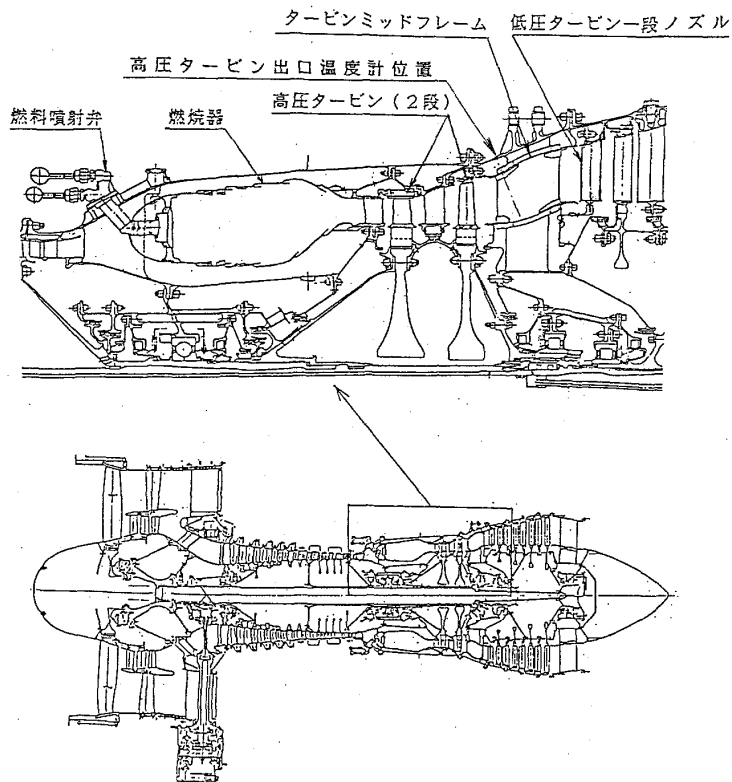


図1 FJR710/600Sエンジン断面図

エンジン監視モニター温度計の24点評価の

妥当性を検討するため、このモニター温度計位置と、ほぼ状態が温度的に等価の位置と考えられる低圧タービン一段ノズル前縁部に、熱電対を埋め込んだ。低圧タービン一段ノズルは、全周で28枚のセグメントに分割されている。各セグメントに、図4に示すように、4本の熱電対を埋め込み、全部で112点の温度計測ができるようにした。112点の計測位置は、図3中にモニター温度計位置と対比して、●印で示す。

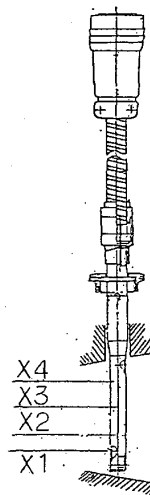


図2 エンジン監視用モニター温度計 (4点櫛型先端露出熱電対)

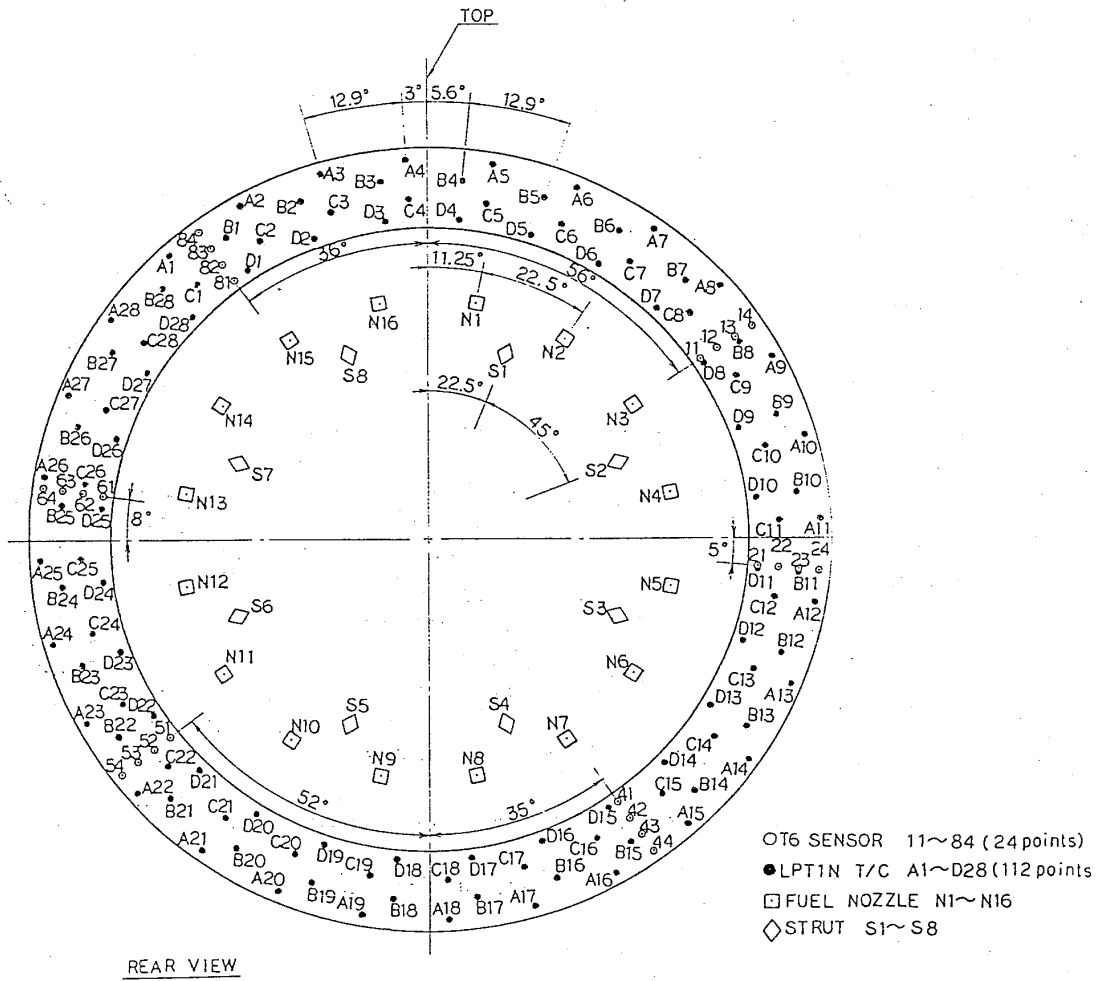


図3 温度計測点 (周方向)

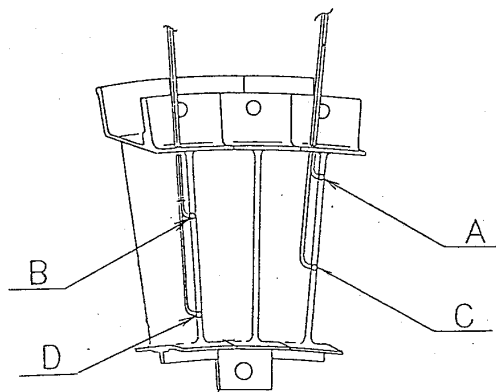


図4 低圧タービン一段ノズル  
前縁部熱電対取付図

### 3. 試験方法

試験は、まず、標準の燃料噴射弁を全数（16本）取り付け、エンジンの高圧タービン出口温度の基準としての温度分布を計測した。温度分布のエンジン回転数に対する変化を見るため、地上アイドルから最大回転数まで、低圧系（ファン）回転数を500回転毎に、階段状に設定して計測を行った。また、圧縮機の最終段からの抽気に対する変化を見るため、抽気のない場合と抽気のある場合（圧縮機空気流量の4%および7%）について試験を実施した。次に、高圧タービンによって、ガス流がどの程度旋回されているのかを調べる試験として、16本の燃料噴射弁のうち1本を、大幅に流量低減した燃料噴射弁（セカンダリー流量を約40%に流量低減したもの）に取り替えて、同様な温度分布測定を実施した。流量低減した燃料噴射弁位置により当該局所温度が、高圧タービンを経過して、高圧タービン出口温度分布として、どの程度の温度の低下となるかを調査した。さらに、円周方向位置の相違による、高圧タービンでの旋回の強さの差異の有無を調べるため、流量低減した燃料噴射弁を円周方向いくつかの位置に移し換えて計測した。また、大幅に流量低減した燃料噴射弁を配置することによる、エンジンの性能特性への影響の有無を調査した。

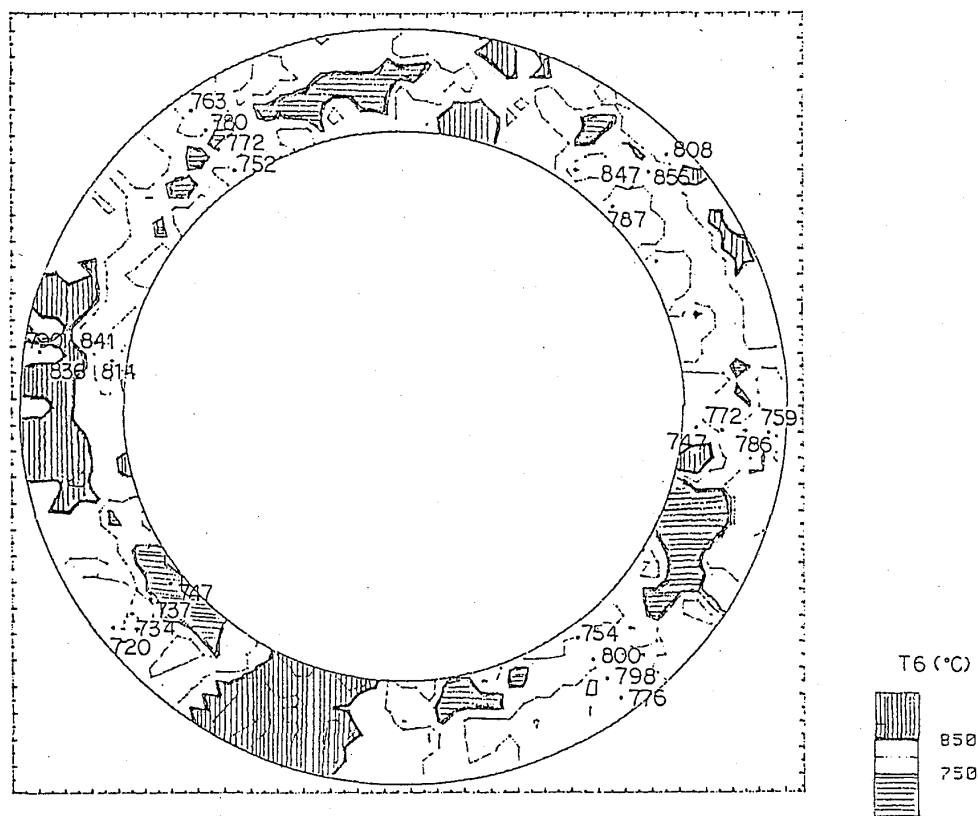


図5 モニター温度計と低圧タービン一段ノズル熱電対温度の対応(1) - MAP (抽気なし、 $N_f \approx 5200 \text{ rpm}$ )

#### 4. 試験結果

##### 4.1. モニター温度計と低圧タービン一段ノズル熱電対の対応

図5と6はモニター温度計と低圧タービン一段ノズル前縁部熱電対温度指示値の対応を調査した一例である。両温度指示値はほぼ一致しており、他のエンジン運転条件でも、この傾向は同様であるので、モニター温度計断面の温度分布と熱電対の取り付け断面相当位置の温度分布レベルはほぼ同等であると判断した。なお、図6の実線は、図4のA、CおよびB、Dの、それぞれ高い側の温度を示したものである。

##### 4.2. エンジン回転数に対する温度分布の傾向

エンジンのファン回転数に対する温度分布の変化を図7に示す。地上アイドルのような低回転域では、高温指示部が後視150°位置から300°位置にかけて、大きな領域で存在しているが、回転が上昇するにつれて、高温指示部は210°位置および270°位置のみとなり、次第に領域が縮小し、温度偏差は向上する傾向を示している。但し、全体的な温度分布のパターンは概ね変わっていない。

##### 4.3. 圧縮機最終段抽気量に対する温度分布の傾向

圧縮機最終段抽気量を変えた試験結果を、地上アイドルおよびファン回転数が約4500rpmの場合について図8および図9に示す。図8でもわかるように、いずれの条件でも、高温部分は後視150°位置から300°位置までの広い領域に

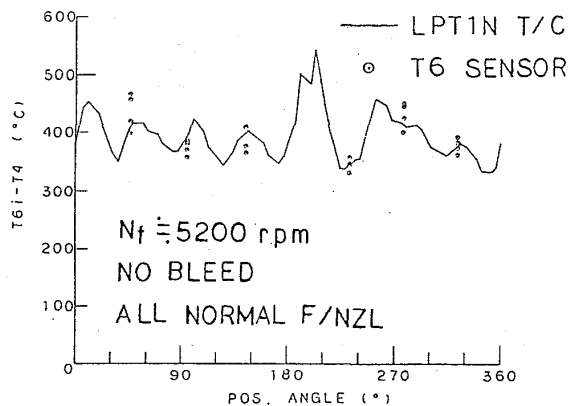


図6 モニター温度計と低圧タービン一段ノズル熱電対温度の対応(2)

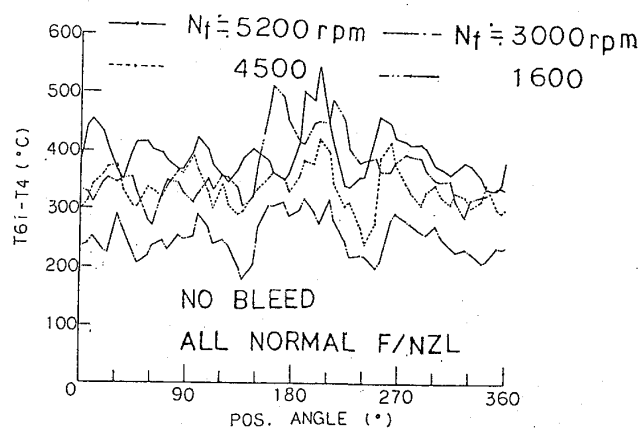


図7 エンジン回転数変化に対する温度分布の変化

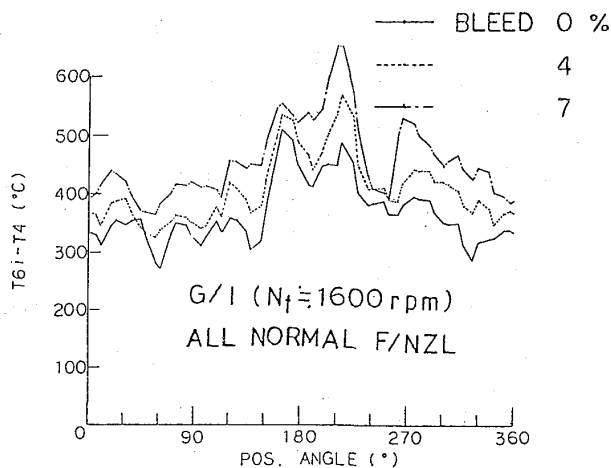


図8 地上アイドルにおける抽気量変化に対する温度分布の変化

渡って存在しており、抽気量の変化に対しては、温度分布のプロファイルはほとんど変わらない。また、図9の高回転域でも、高温部分は、75°位置、195°位置および270°位置に存在し、温度分布のプロファイルはほぼ同様である。以上のことから、圧縮機最終段抽気は温度分布に対してほとんど影響を及ぼさない。但し、抽気により温度偏差は拡大している。

#### 4.4. 燃料噴射弁流量の温度分布への効果

燃料噴射弁16本のうち1本を、流量低減した燃料噴射弁に交換して、その効果を調べた。図10、図11、図12は、それぞれ図3中の燃料噴射弁N2、N8およびN9を流量低減燃料噴射弁に取り替えた時の温度分布の変化を示したものである。これらの図はエンジン高回転域の例であるが、図10では45°位置に、図11では180°位置に、図12では210°位置に、標準の燃料噴射弁を使用した時の温度分布に比べて、温度上昇レベルが70～80%の領域が表われている。一方、試験の前後で燃料噴射弁の流量点検をした結果と、試験中に計測した燃料の噴射圧力から、各燃料噴射弁の流量は、図13に示すとおりであり、標準の燃料噴射弁の流量はほぼ均等で、低減した燃料噴射弁の流量は標準の燃料噴射弁の約50%の流量であった。以上のことから、燃料噴射弁の流量制御による温度の制御は、流量の変化割合のほぼ50%程度が、温度改善効果となることが判明した。

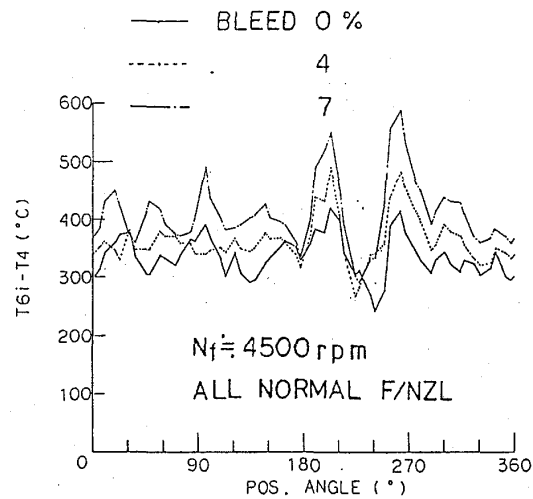


図9 高回転域における  
抽気量変化に対する温度分布の変化

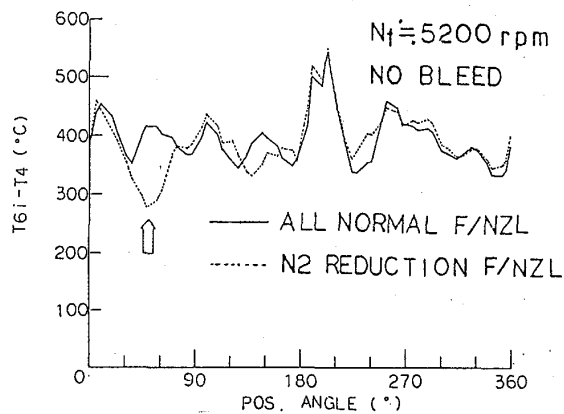


図10 燃料噴射弁N2を流量低減した場合の  
温度分布の変化

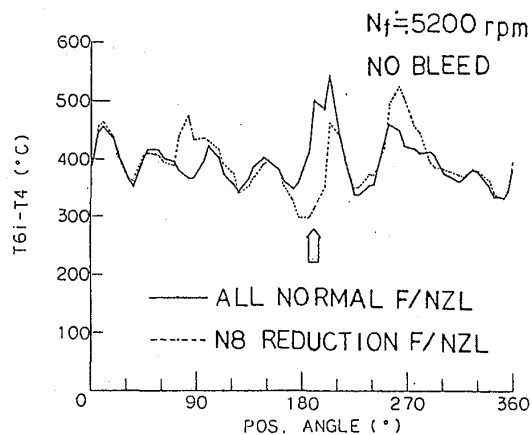


図11 燃料噴射弁N8を流量低減した場合の  
温度分布の変化

#### 4・5．高圧タービンによる旋回量

燃料噴射弁の流量を制御して、温度分布を調整する場合、温度に対応する燃料噴射弁を把握するため、高圧タービンでの旋回量を知る必要がある。図10、図11、図12では、それぞれタービンの旋回量は、当該燃料噴射弁位置より約16°、21°、14°であった。この旋回量は、エンジン回転数にはほとんど影響を受けない。すなわち、高圧タービンによって、燃焼器出口温度分布は、15°～20°旋回されて高圧タービン出口温度に表われている。また、図14に示す速度三角形による高圧タービンの旋回量の計算によると、今回の試験の空気流量などのデータを用いて、高圧タービン間で16°程度との結果であり、実測結果の旋回量とほぼ良好な一致を示した。

#### 4・6．流量低減燃料噴射弁使用時のエンジン性能

図15は、流量低減燃料噴射弁を使用した時の燃料流量と推力の特性を示す。大幅に流量低減した燃料噴射弁を使用しても、エンジン性能に変化のないことを確認した。

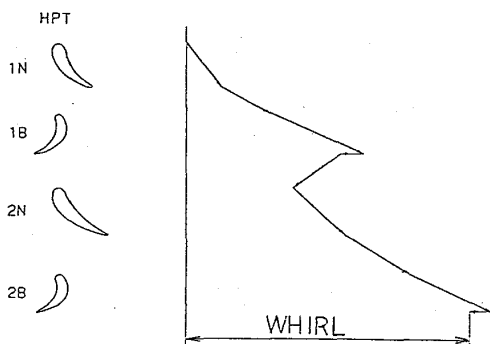


図14．速度三角形による旋回量の計算

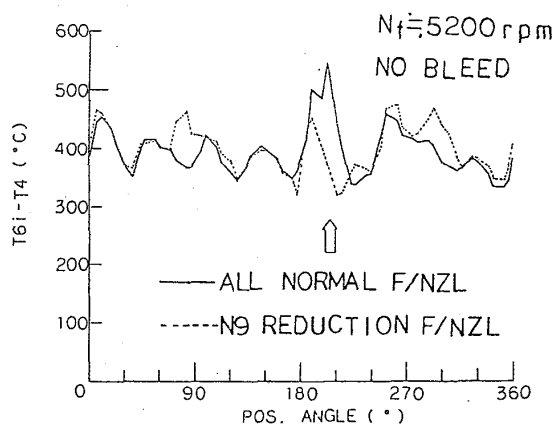


図12 燃料噴射弁N9を流量低減した場合の温度分布の変化

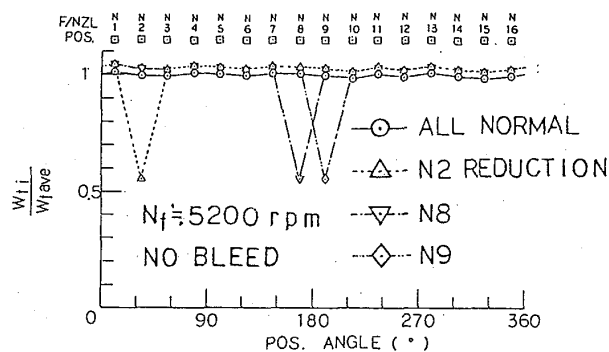


図13 流量低減燃料噴射弁の低減割合

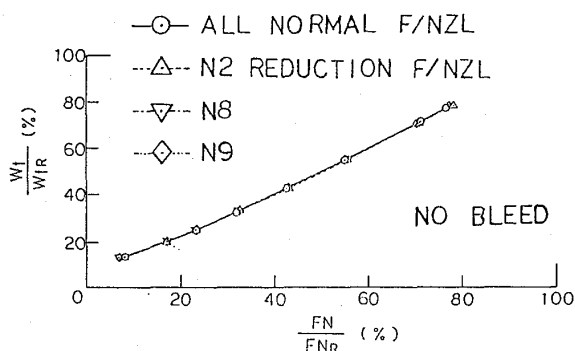


図15 流量低減燃料噴射弁を用いることによるエンジン性能への影響

## 5. まとめ

- ① 燃焼器出口温度分布は、そのエンジンによって、エンジン回転数、抽気量などに対して、あまり変化しない特徴的な温度分布が存在する。エンジン組付け後に燃料噴射弁の流量調整によって、タービン入口温度分布を平坦化することで、エンジンの最高温度による温度制限の緩和ができ、出力増大がはかれることがわかった。また、この方法は、エンジン性能を損なうことがないことも確認できた。
- ② 燃料噴射弁1本の流量低減に対する、高圧タービン出口部温度の低減効果は、平均温度上昇値に対し燃料流量低減割合の約半分の割合であった。
- ③ 燃料噴射弁の位置に対して、その影響する高圧タービン出口温度位置は、本エンジンでは、後視時計回り方向15°～20°旋回した場所にある。これは、速度三角形で計算した場所にほぼ一致する。
- ④ モニター温度計は①～③を考慮したうえで、設置場所を選定すべきであることが判明した。

現在STOL機に搭載されているFJR710/600Sエンジンでは、本方法を採用して、温度分布の均一化をはかっている。

なお、本エンジン運転試験の実施に当たり、航空宇宙技術研究所の中山普、関根静雄両氏他、関係者の多大の協力をえた。



# 燃焼器の性能に関する多変量解析

## 第3報 ライナー形状とNOx生成量の関係分析

\* 野村 雅 彦 (船研)

川 越 陽 一 (船研)

### 1. まえがき

前報<sup>(1)</sup>では燃焼器出口における温度分布とライナー形状を表わす諸数値ならびに入口設定条件の関係を多変量解析によって調べた。本報告では燃焼器出口におけるNOx排出量を中心に、ライナー形状条件及び入口設定条件との関係を調べた。供試ライナー数を前報の2倍に増したため、改めて温度分布を調べ直すとともに、燃焼効率についても検討を加えた。

### 2. 実験装置と実験方法

図-1に実験に用いた逆流缶型のモデル燃焼器を示す。燃焼器ライナーとしては、肉厚1mm、内径 $\Phi = 116\text{mm}$ のものを用いた。スワラー出口から計った距離 $l = 40, 65, 90\text{mm}$ の位置に直径 $d = 10.1, 13.1, 16.0, 18.5\text{mm}$ からなる空気孔を設けたもの、合計12種類のライナーを使用して実験を行った。表-1にライナー空気孔中心位置 $l$ と $d$ 、個数 $N$ の関係を示した。ライナー空気孔の総面積は全て $\frac{\pi}{4}d^2N = 1605\text{mm}^2$ 一定とした。スワラーとしては内径40mm、外径60mm、角度45°の直線翼列(枚数10枚、肉厚1mm)からなるものを用いた。

図-2に噴射弁の形状を示した。本研究では燃料として純度99.996%以上の水素ガスを使用している。水素は噴射弁を通過したのち、スワラー出口面で半径方向に噴射

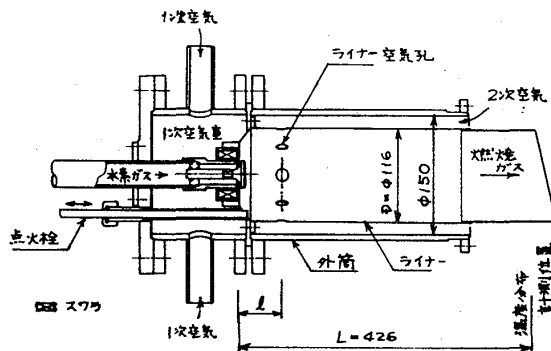


図-1 モデル燃焼器

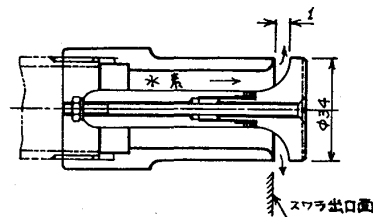


図-2 水素噴射弁

表-1 ライナー寸法諸元

ライナー番号		14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
ライナー空気孔中心位置 l mm		40	65	90	40	65	90	40	65	90	40	65	90
同上無次元距離	l/D	0.345	0.560	0.776	0.345	0.560	0.776	0.345	0.560	0.776	0.345	0.560	0.776
ライナー空気孔数	N 個	8	8	8	20	20	20	6	6	6	12	12	12
ライナー空気孔直径	d mm	16	16	16	10.1	10.1	10.1	18.5	18.5	18.5	13.1	13.1	13.1

する構造としてある。

NO<sub>x</sub> 排出量はスワラー出口から  $l = 871 \text{ mm}$  下流の流れに直角な断面内に水冷採集管 4本を互いに  $90^\circ$  の位置から挿入固定して測定した。採集管はそれぞれ前縁に直径 2 mm の開孔部を 2 箇所設けてある。従って、同一断面内 8 点のガス分析を独立に行うことが可能である。但し本実験では採集ガスを燃焼器外部で集合管により混合し、さらに  $3^\circ\text{C}$  まで冷却して脱水の後、ケミルミ法により濃度計測した。求めた NO<sub>x</sub> 濃度は主流中の NO 換算値に直した。同じ分析ガスを熱伝導度型のガスクロマトグラフに導びき、残留水素濃度 H<sub>2</sub> PPM を求め、燃焼効率の代表値とした。

燃焼器出口温度分布は前報と同様にライナーから  $l = 426 \text{ mm}$  下流のライナー軸に直交する断面内において、10 mm ピッチで 11 本の熱電対をくし型に配列したものを角度  $30^\circ$  あき回転させて求めた。熱電対としては直径 1.5 mm のシースからなる CA 型を用いた。先端をセラミック保護管で被覆して使用した。

今回も前報同様に 1 個のライナーについて総空気流量  $G_{at} = 0.11 \text{ kg/s}$ 、水素流量  $G_{H_2} = 7 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  に設定し、スワラーを通る 1 次空気流量割合  $G_{a1}/G_{at}$  を 4 段階変化させて実験した。実験はすべて大気条件下で行った。

### 3. 実験結果及び考察

本実験に関与する特性要因図を図-3に示す。今回は目的変数として NO 濃度のほか、未燃水素濃度、温度分布を考へる。温度分布は 66 点の燃焼ガス温度  $T_g$  分布より求める

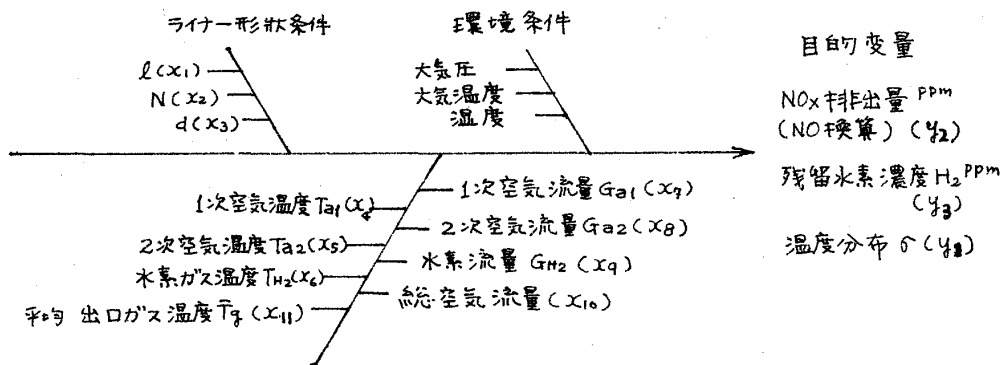


図-3 実験に関与する特性要因図

未燃水素濃度, 温度分布を考える。温度分布は燃焼ガス温度分布の平均値  $\bar{T}_g$  と個々の値より求まる標準偏差  $\sigma$  で表わす。環境条件である大気圧, 湿度, 湿度は目的変量に大きな影響を与えていないと考え, 今回も対照から除いた。ライナー形状条件としては  $N, d$  を指定変量として扱い,  $X_1, X_2, X_3$  で表わす。1次及び2次空気と水素の温度  $T_{a1}, T_{a2}, T_{H_2}$  は実験装置の構造の影響で燃焼器入口では大気温度より若干上昇しているので  $X_4, X_5, X_6$  として考慮する。前述したように本実験では12個のライナーについて, それぞれ  $G_{a1}/G_{a2}$  を4段階変化させ  $X_1 \sim X_{11}$  のデータを記録した。従って全体で48組の説明変量を得たことになる。

多変量解析は以下の手順で行った。

- (1) 説明変量  $X_i$  間の相関係数  $r$  を求め,  $r > 約0.8$  の値をとる  $X_i$  は新たな代替変量に置換して多重共線性をなくす。
- (2) データの平均値が0で分散が1となるように基準化し, 互いに次元の異なる説明変量間の量的比較を可能とする。
- (3) 主成分分析を行い,  $Z_j = \sum l_{ij} X_i$  で表わされる主成分  $Z_j$  の固有ベクトル  $l_{ij}$  と,  $Z_j$  と  $X_i$  の相関係数  $r(X_i, Z_j)$  すなわち因子負荷量, ならびにバリマックス回転の因子負荷量の大きさを調べて, 燃焼器の特性を表わす  $Z_j$  の適切な式を選ぶ。
- (4) 重回帰分析を行い,  $\hat{y} = \sum a_j Z_j$  で表わされる推定式と  $y$  との相関  $r = (y, \hat{y})$  を調べ, 寄与率が大となる  $\hat{y}$  を求める。

3-1. 変量相互の相関係数 説明変量  $X_1 \sim X_{11}$ , 目的変量  $y_1 \sim y_3$  の相関係数を求めると表-2のようになった。この結果によれば,  $X_2$  と  $X_3$  の相関  $r$  は  $-0.969$  で  $-1$  にきわめて近い。この理由はライナー空気孔総面積を  $\frac{\pi}{4} d^2 N = \text{一定}$  としてあるため,  $d^2$  と  $N$  は反比例の関係にあることに基づく。 $X_2$  と  $X_3$  はこのように多重共線性を持つので, 以下

表-2 生データ間の相関行列

	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X10	X11	Y1	Y2	Y3
X1	1.000	-0.000	-0.000	0.326	0.283	0.351	0.018	-0.018	0.201	0.005	0.057	0.005	0.620	-0.458
X2	-0.000	1.000	-0.969	0.663	0.441	0.661	0.026	0.005	-0.192	0.071	0.661	0.594	0.637	0.129
X3	-0.000	-0.969	1.000	-0.579	-0.412	-0.579	-0.044	-0.006	0.183	-0.114	-0.662	-0.606	-0.605	-0.163
X4	0.326	0.663	-0.579	1.000	0.774	0.977	-0.177	0.163	0.164	-0.079	0.276	0.125	0.604	-0.279
X5	0.283	0.441	-0.412	0.774	1.000	0.854	0.323	-0.351	0.380	0.035	0.407	0.241	0.479	0.053
X6	0.351	0.661	-0.579	0.977	0.854	1.000	-0.010	0.004	0.220	-0.015	0.368	0.214	0.643	-0.165
X7	0.018	0.026	-0.044	-0.177	0.323	-0.010	1.000	-0.900	0.164	0.486	0.538	0.556	0.116	0.683
X8	-0.018	0.005	-0.006	0.163	-0.351	0.004	-0.900	1.000	-0.116	-0.057	-0.529	-0.508	-0.111	-0.677
X9	0.201	-0.192	0.183	0.164	0.380	0.220	0.164	-0.116	1.000	0.143	-0.050	-0.118	0.062	-0.223
X10	0.005	0.071	-0.114	-0.079	0.035	-0.015	0.486	-0.057	0.143	1.000	0.171	0.255	0.043	0.207
X11	0.057	0.661	-0.662	0.276	0.407	0.368	0.538	-0.529	-0.050	0.171	1.000	0.955	0.673	0.406
Y1	0.005	0.594	-0.606	0.125	0.241	0.214	0.556	-0.508	-0.118	0.255	0.955	1.000	0.595	0.476
Y2	0.620	0.637	-0.605	0.604	0.479	0.643	0.116	-0.111	0.062	0.043	0.673	0.595	1.000	-0.150
Y3	-0.458	0.129	-0.163	-0.279	0.053	-0.165	0.683	-0.677	-0.223	0.207	0.406	0.476	-0.150	1.000

の検討では  $X_2(N)$  を除いた。温度に関する  $X_4, X_5, X_6$  についても 0.77 以上の強い相関がある。従って、ここでは流量、温度、比熱より求まる混合気温度  $T_{mix}$  でライナー入口温度を代表させ、 $X_4, X_6$  を削除する。 $G_{a1}$  と  $G_{a2}$  の相関が -0.9 で大きいのは、本実験では  $G_{at} = G_{a1} + G_{a2} = \text{一定}$  の条件を保持したことによる。従って、 $X_5$  以下は除くこととする。このように多重共線性のあるものを整理し、新たな説明変量として  $X_1(l/D), X_2(d/D), X_3(G_{a1}/G_{at}), X_4(G_{a2}/G_{at})$  を用い、目的変量として  $Y_1(\sigma/(T_g - T_m)), NO$  と  $H_2$  についてはそのまま  $Y_2(NO), Y_3(H_2)$  として、各変量間の相関係数を求めると表-3 のようになった。この結果によれば、 $X_1 \sim X_4$  の相関は  $|r| < 0.25$  の弱い相関しかないことがわかる。目的変量  $Y_i$  と説明変量間の相関を見ると  $Y_2(NO)$  は  $X_1(l/D), X_2(d/D)$  と  $|r| > 0.58$  の高い相関がある。また  $Y_1(\sigma/(T_g - T_m))$  は  $X_2(d/D)$  および  $X_3(G_{a1}/G_{at})$  との間に高い相関があり、 $Y_3(H_2)$  については  $X_1(l/D)$  および  $X_3(G_{a1}/G_{at})$  との間に高い相関があることも明らかである。

表-3 新変量間の相関係数

3-2 主成分分析 新変量		$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$Y_1$	$Y_2$	$Y_3$
量 $X_1 \sim X_4, Y_1 \sim Y_3$ を基準化して	$X_1$	1.000	0.000	0.012	0.012	0.008	0.620	-0.458
	$X_2$		1.000	-0.017	0.127	-0.608	-0.605	-0.163
	$X_3$			1.000	-0.252	0.547	0.108	0.700
	$X_4$				1.000	-0.267	-0.027	-0.218
$X_1 \sim X_4$ に関する主成分分析を行うと表-4a および 4b の結果が得られた。	$Y_1$					1.000	0.582	0.488
	$Y_2$						1.000	-0.150
	$Y_3$							1.000

表-4a 主成分分析結果

主成分 $Z_j$	固有値 $\lambda_j$	固有ベクトル				累積寄与率
		$l_{1j}$	$l_{2j}$	$l_{3j}$	$l_{4j}$	
$Z_1$	1.290	0.0014	0.3440	-0.6281	0.6980	0.322
$Z_2$	1.003	0.9503	0.2559	0.1749	0.0294	0.573
$Z_3$	0.984	-0.3053	0.8561	0.4141	-0.0488	0.819
$Z_4$	0.984	-0.0613	-0.2884	0.6352	0.7138	1.000

表-4b 主成分分析結果

主成分 $Z_j$	因子負荷量				バリマックス回転による負荷量			
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$
$Z_1$	0.0015	0.3907	-0.713	0.7926	-0.0254	0.3833	-0.7179	0.7914
$Z_2$	0.9516	0.2563	0.1752	0.0294	0.9513	0.2673	0.1549	0.0519
$Z_3$	-0.3029	0.8494	0.4108	-0.0484	0	0	0	0
$Z_4$	-0.0521	-0.2453	0.5402	0.6071	0	0	0	0

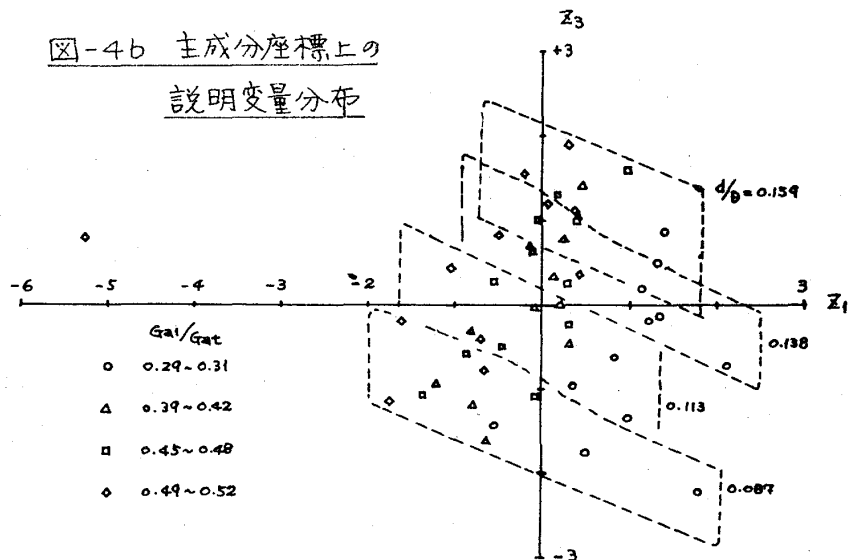
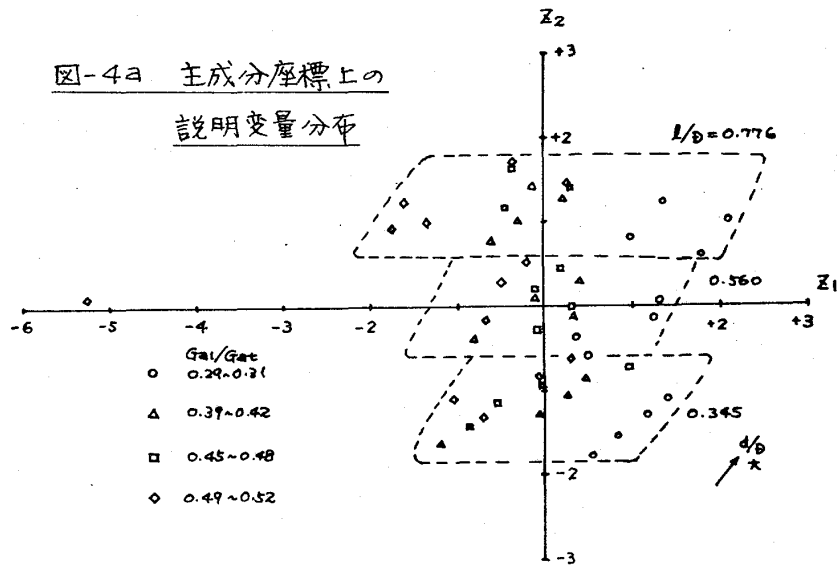


表-4aにおいて累積寄与率が82%となる第3主成分までを採用すると、与えられた主成分の式は以下のようになる；

$$Z_1 = 0.0014 X_1 + 0.3440 X_2 - 0.6281 X_3 + 0.6980 X_4 \quad (1)$$

$$Z_2 = 0.9503 X_1 + 0.2559 X_2 + 0.1749 X_3 + 0.0294 X_4 \quad (2)$$

$$Z_3 = -0.3053 X_1 + 0.8561 X_2 + 0.4141 X_3 - 0.0488 X_4 \quad (3)$$

表-4bに示した因子負荷量を見ると明らかなように、第1主成分 $Z_1$ は主として $X_4$ の方向に正の大きなベクトルを持ち、 $X_3$ の方向に負の大きなベクトルを持つ。換言すれば $Z_1$ は1次空気流量割合 $G_{a1}/G_{at}$ が増加すると正の方向へ増加し、燃空比 $G_{H_2}/G_{at}$ が増加すると負の方向へ増加する主成分である。同様に第2主成分は主として $X_1$ ( $1/d$ )に、また第3主成分は $X_3$ ( $d/p$ )に関係のある主成分であることもわかる。

図-4aに $Z_1$ と $Z_2$ を、図-4bに $Z_1$ と $Z_3$ をそれぞれ座標軸にとって、標準化された実験データ

から求まる  $Z_2$  をプロットした。表-4bによれば、 $Z_2$  軸は  $X_1 (l/d)$  と因子負荷量0.95の強い相関があるが、これを図-4aで見ると同じ  $l/d$  のデータ群が  $l/d$  を変化すると  $Z_2$  軸方向に動く結果となって表われていることがわかる。同様なことが図-4bの上でも観察され、 $Z_3$  軸は  $d/d$  に関する軸と考へても良さそうに思われる。式(1)によれば  $X_3 (G_{a1}/G_{at})$  が増加すると  $Z_3$  は負の方向に大となるが、この傾向は図-4において  $\circ \triangle \square \diamond$  の順で実験点が左方向へ移動する結果となって現われる。

3-3. 重回帰分析 主成分分析の結果、第1主成分は  $G_{a1}/G_{at}$  と  $G_{H_2}/G_{at}$  に関する量であることがわかったが、その形は明らかでない。ここでは、 $Z_1 = X_1 (l/d)$ 、 $Z_2 = X_2 (d/d)$  とし、 $Z_3 = X_3 (G_{a1}/G_{at})$ 、 $Z_4 = X_4 (G_{H_2}/G_{at})$  と改めて置きなおし、重回帰分析を行うこととした。得られたNO濃度の推定式  $\hat{Y}_2$  を以下に示す。

$$\hat{Y}_2 = 0.6187 X_1 - 0.6125 X_2 + 0.1075 X_3 + 0.0703 X_4 \quad (4)$$

この式の寄与率は0.765であるから、およその傾向は表わしていると思えてもよいように思われる。式(4)の右辺各項の係数を見ると  $X_1 (l/d)$  が大になると  $\hat{Y}_2 (NO)$  は増加し、 $X_2 (d/d)$  が大になると符号が一であるため  $\hat{Y}_2 (NO)$  は減少することと示している。  $X_3 (G_{a1}/G_{at})$  が大になると  $\hat{Y}_2$  は正方向へ増加するが、 $X_1, X_2$  の影響より少ないこともわかる。図-5に実験値と推定値の比較を示した。

NO濃度と同様にして、 $\hat{Y}_1 (O_2/(T_1 - T_m))$  及び  $\hat{Y}_3 (H_2)$  の重回帰式を求めると次式が得られた。

$$\hat{Y}_1 = 0.0021 X_1 - 0.5914 X_2 + 0.5221 X_3 - 0.0608 X_4 \quad (5)$$

$$\hat{Y}_3 = -0.4670 X_1 - 0.1492 X_2 + 0.7000 X_3 - 0.0170 X_4 \quad (6)$$

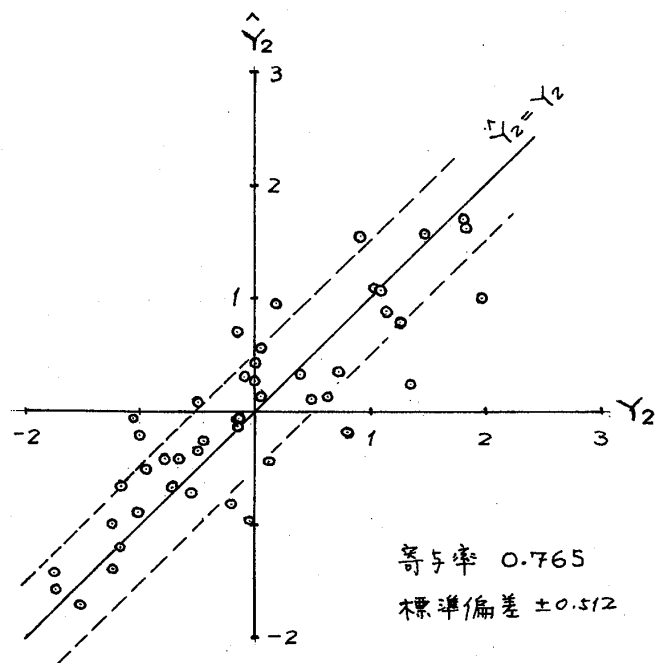
(寄与率0.662)  
(寄与率0.733)

#### 4. 結論

空気孔径と位置の異なる燃焼器ライナーを用いて、水素燃焼実験を行い、NOx排出量との関係を多変量解析によって調べた。得られた重回帰式によればライナー空気孔の位置と孔径の影響が大きく、1次空気の影響がこれに次ぐ傾向を示した。

#### 5. 参考文献

- (1) 野村, 川起, 第15回ガスタービン学会定期講演会講演論文集 ('87-6)



寄与率 0.765  
標準偏差  $\pm 0.512$

図-5 式(4)と実験値の比較

## 石炭ガス化用ガスタービン燃焼器におけるライナ壁温の予測手法

\*山内浩二((財)電力中央研究所)

阿部俊夫( )

佐藤幹夫( )

## 1. 諸言

次世代の石炭利用型発電として、石炭ガス化複合発電の実用化が期待されており、(財)電力中央研究所では、石炭ガス化複合発電の開発の一貫として、石炭ガス化用1300℃級ガスタービン燃焼器の開発を手がけている。石炭ガス化燃料は、発熱量が天然ガスの約 $\frac{1}{10}$ と低いため、燃焼器ライナの冷却に使用できる空気量に制約を受ける。また、低NO<sub>x</sub>化、および燃焼の安定性等の燃焼器性能の向上を図るためには、極力少ない空気量で、ライナ壁温をその材料の許容温度以下に維持しなければならない。これには高性能な壁面冷却方式の採用とともに、ライナ壁温を精度よく予測し、最適なライナ壁冷却空気配分設計を行なう必要がある。ガスタービン燃焼器ライナ壁温の計算は、KRETSCHMER<sup>1)</sup>やLEFEBVRE<sup>2)</sup>、林ら<sup>10)</sup>によってなされている。また燃焼ガスからの熱ふく射や膜冷却のような対流伝熱形態についても多くの研究がなされており、いろいろな理論および実験式が与えられている。<sup>8)</sup>本報告では、これら従来の考え方を基に、燃焼ガス温度の推定に、燃料と空気が瞬時に混合する場合と、混合遅れがあるとした場合について、石炭ガス化用ガスタービン燃焼器のライナ壁温を計算し、空気吹き噴流床石炭ガス化燃料を用いる1300℃級ガスタービン燃焼器を開発する目的で設計、試作した燃焼器の試験結果との比較・検討を行なった。

## 2. 試験設備と試験方法

## 2-1 試験設備

当所では、噴流床石炭ガス化複合発電におけるガスタービン技術を開発する目標で、広範囲な条件のガスタービン要素研究が可能な設備を設置している。

図2-1にその設備系統図を示す。

本設備は、石炭ガス化ガスと同一組成を有する改質ガスを製造する機能を備えたものであり、以下に示すような特徴を持っている。

- (1) 燃料ガス供給系は、LPGオキソ改質法を採用しており、空気吹き噴流床石炭ガス化炉で生成

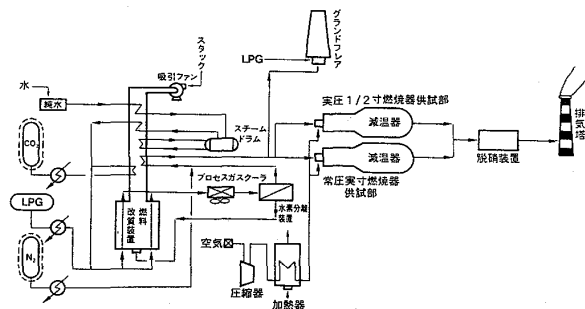


図2-1 設備系統図

される石炭ガス化燃料の組成をベースに、燃料ガスの発熱量・組成(CO/H<sub>2</sub>濃度

比)が容易に変更可能である。

(2) 15万KW級ガスタービン燃焼器について、常圧実寸燃焼試験および実圧 $\frac{1}{2}$ 寸燃焼試験が可能である。

常圧燃焼試験用供試部の断面を図2-2に、高圧燃焼試験用供試部の断面を図2-3に示す。ケーシング胴部には、それぞれ燃焼器壁面温度計測用熱電対の取り出しフランジが設置されている。

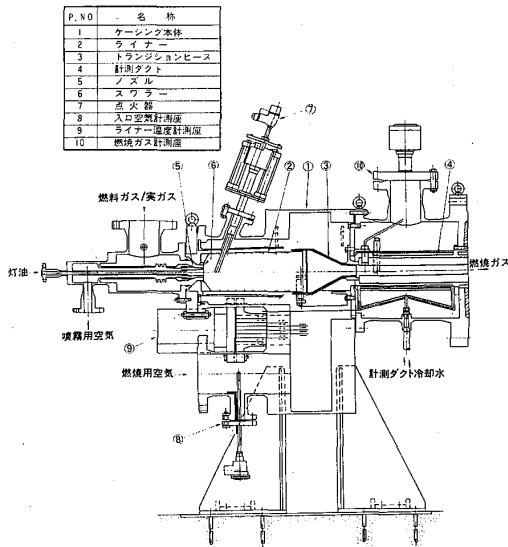
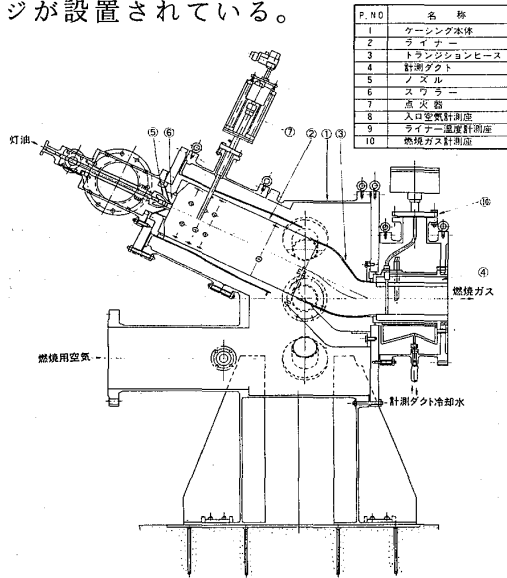


図2-2 常圧実寸燃焼試験用テストセクション

図2-3 高圧 $\frac{1}{2}$ 寸燃焼試験用テストセクション

常圧燃焼試験に供した燃焼器の形状は、ストレート型であり、Rich-Leanの空気配分にした。また高圧燃焼試験用燃焼器は、従来の高カロリー燃焼器をベースに、空気配分設計を石炭ガス化ガスに適用するように変更し、寸法を $\frac{1}{2}$ に縮小したものである。

図2-4、図2-5にライナ構造を示す。冷却構造は両方とも膜冷却構造を採用している。

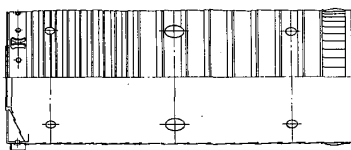


図2-4 常圧燃焼器ライナ

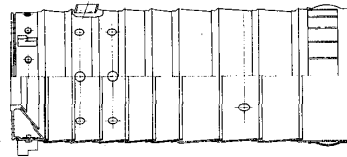


図2-5 高圧燃焼器ライナ

## 2-2 試験方法

表-1に試験に使用した燃料ガスの基準性状を示す。常圧燃焼試験においては、空気温度、空気流量、燃料温度一定のもとで燃料流量を変化させた場合、また高圧燃焼試験においては、各器内圧について器内平均断面流速が一定となるよう条件を調整して、圧力変化がライナ壁温に及ぼす影響を検討した。なおライナ壁温の検出にあたっては、常圧・高圧燃焼器とも、燃焼器

表1 供試燃料の基準性状

組成

CO	: 18.3vol%
H <sub>2</sub>	: 6.9 "
CH <sub>4</sub>	: 2.5 "
CO <sub>2</sub>	: 13.0 "
H <sub>2</sub> O	: 3.0 "
N <sub>2</sub>	: 56.3 "
HHV	: 1000Kcal/m <sup>3</sup> N
LHV	: 930Kcal/m <sup>3</sup> N



ライナ外壁軸方向にそれぞれ18点および9点の直径1.6mmのk型シース熱電対を溶接し、測定した。

### 3. ライナ壁温の予測・解析

図3-1にライナの冷却構造を示す。このような冷却構造においては、壁が薄いためライナ壁内の熱伝導を無視すれば、ライナ壁温は、

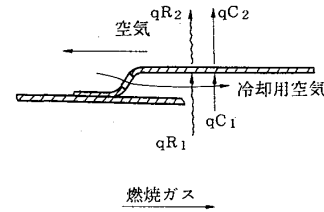


図3-1 ライナ冷却構造

- (1) 燃焼ガスからライナに入射するふく射熱流束  $qR_1$
  - (2) 冷却膜からライナに伝わる熱流束  $qC_1$
  - (3) ライナ外壁からふく射によって射出される熱流束  $qR_2$
  - (4) ライナの外側を流れる空気によって奪われる熱流束  $qC_2$  の熱バランスにより求まる。
- $$qR_1 + qC_1 = qR_2 + qC_2 \dots\dots\dots (1)$$

#### 3-1 燃焼ガスからライナへのふく射伝熱

石炭ガス化ガスは、CO、H<sub>2</sub>を可燃主成分としたガスであり、燃焼ガスは不輝炎であるため、不輝炎燃焼ガスからライナに入射するふく射熱流束は、Lefebvreら<sup>2)</sup>によれば、

$$qR_1 = \sigma \frac{(1+\epsilon_w)}{2} \epsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_w^{2.5}) \dots\dots\dots (2)$$

で与えられる。ここに、 $\sigma$  : ステファンボルツマン定数  $\epsilon_w$  : ライナ内壁のふく射率  
 $\epsilon_g$  : 燃焼ガスのふく射率  $T_w$  : ライナ壁温度  
 $T_g$  : 燃焼ガス温度

これらの計算を行なう上で、まず燃焼ガス温度  $T_g$  を求める必要があるが、燃焼現象はきわめて複雑なため、推定することが非常にむづかしい。ここでは燃焼器内部の燃焼現象を以下の2つの仮定のもとで検討した。

- (1) 燃焼器軸方向の各断面において、燃料と空気が瞬時に混合する(瞬時混合仮定)とし、その混合気の理論断熱火炎温度を燃焼ガス温度とする。
- (2) 燃料と空気の混合遅れを考慮するため、ライナ空気孔からのジェットが、ライナ中心軸と交わるまでの軸方向の遅れを混合遅れ距離とすることにより、そこでの混合気の理論断熱火炎温度を燃焼ガス温度とする。

#### 3-2 膜冷却による対流伝熱

D. KRETSCHMERら<sup>1)</sup>によれば、膜冷却構造である Splash-Cooling の冷却効率  $\eta$  は、

$$\eta = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c} = 1.0 - 0.02506 X^{0.65} \dots\dots\dots (3)$$

$$X = M^{-0.8} \left[ \frac{T_g}{T_c} \right]^{0.6} \frac{X}{S} \cdot k \dots\dots\dots (4)$$

$$k = 1.0 (0.8 < U_g / U_c) , \quad k = [U_g / U_c + 0.2]^{-1.25} \quad (0 < U_g / U_c \leq 0.8)$$

で表わされる。膜冷却の熱伝達率は、断熱壁温度  $T_{aw}$  を使って定義され、

$$qC_1 = \alpha (T_{aw} - T_w) \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる。熱伝達率を与える式としては、以下に示す Ballal ら<sup>3)</sup>の式を用いた。

$$NU_x = \frac{\alpha \cdot X}{\lambda_T} = 0.1 \left( Res \cdot \frac{X}{S} \right)^{0.7} \cdot Pr \quad (M < 1.3) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$NU_x = \frac{\alpha \cdot X}{\lambda_T} = 0.146 Res^{0.8} \left( \frac{X}{S} \right)^{0.44} \cdot Pr \quad (M > 1.3) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、 $T_c$  : 冷却用空気温度       $M$  : 質量流速比       $X$  : スロット出口からの距離  
 $S$  : スロット高さ       $U_g$  : 燃焼ガス流速       $U_c$  : 冷却空気流速  
 $\alpha$  : 熱伝達率       $NU_x$  : ヌッセルト数       $\lambda_T$  : 熱伝導率  
 $Res$  : レイノルズ数       $Pr$  : プラントル数

なおこの式中の物性値は  $(T_w + T_{aw})/2$  での値を採用した。

### 3-3 ライナ外側のふく射伝熱

缶型燃焼器では、ライナはフローガイドと同心で収められている。ライナ外壁からフローガイドへ射出されるふく射熱流束は、同心円柱のふく射伝熱の関係から、

$$qR_2 = \sigma (T_w^4 - T_c^4) \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{dl}{dc} \left( \frac{1}{\epsilon_{fg}} - 1 \right)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

となる。 $\epsilon_2$ 、 $\epsilon_{fg}$ の値は、酸化したステンレスとして、伝熱工学資料<sup>12)</sup>より0.67を採用した。ここに、 $\epsilon_2$  : ライナ外壁のふく射率       $\epsilon_{fg}$  : フローガイドのふく射率  
 $dl$  : ライナ外径       $dc$  : フローガイドの内径

### 3-4 ライナ外側の対流伝熱

ライナとフローガイド間を流れる空気の強制対流による冷却には、平板の乱流熱伝達式を用いた。

$$NU_x = \frac{\alpha \cdot y}{\lambda_T} = \frac{0.0296 Rey^{0.8} \cdot Pr}{1 + B Rey^{-0.1} (Pr - 1)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$Pr \text{ が } 0.5 \sim 5.0 \text{ のとき } \quad B = 1.58 Pr^{-\frac{1}{5.3}}$$

(9)式中の  $y$  は、一段上流側の冷却用空気孔からの距離をとり、物性値は  $(T_w + T_c)/2$  での値を採用した。

## 4. 実験結果との比較

### 4-1 瞬時混合仮定による比較

図4-1、4-2は、常圧燃焼器ライナ全体の温度分布の計算値と実測値の比較を示す。図から、ライナ壁温の瞬時混合仮定による計算値と実測値の最大値はほぼ一致している。しかし、特に  $\lambda = 2$  でのライナ壁温の最大値は、計算値が実測値に比べてライナの上流側で発生している。これは、瞬時混合仮定の採用により、燃焼器内の

燃料と空気の混合遅れや、燃焼の遅れ等の影響が考慮できていないためと考えられる。また、ライナ下流部では、ライナ壁温の計算値と実測値が比較的よく一致している。これは、燃焼がかなり進んでおり、さらに燃焼ガスの混合も促進されるので、瞬時混合仮定による計算上の燃焼ガス温度と実際のそれとの間に大きな差が生じないためと考えられる。

#### 4-2 燃料と空気の混合遅れを考慮した場合の比較

相波(1967)<sup>7)</sup>の実験によると、1孔の空気噴流の貫通距離 $y$ は、次式で示される。

$$\left(\frac{y}{d_j}\right)^n = k \cdot \frac{\rho_j U_j}{\rho_g U_g} \left(\frac{X}{d_j}\right)^{0.5} \dots\dots (10)$$

- ここに、 $y$  : 貫通距離                       $d_j$  : 噴流直径                       $n$  : 定数 (1.25)  
 $k$  : 定数 (0.65)                               $\rho_j$  : 噴流密度                       $U_j$  : 噴流流速  
 $\rho_g$  : 主流密度                               $U_g$  : 主流流速                       $X$  : 噴流からの軸方向距離

図4-3に常圧燃焼器における空気噴流の流れの計算結果を示す。図より、 $y$ がライナ中心までの距離となる $X$ を混合遅れ距離とみなし、燃焼ガス温度 $T_g$ を計算する。

図4-1より、混合遅れを考慮することにより、 $\lambda = 2$ でのライナ壁温度計算値の最大値の発生位置が実測値と同じ位置になっている。

図4-2の $\lambda = 5$ の条件下では、混合遅れ距離 $X$ が $\lambda = 2$ の場合に比べて短いため、瞬時混合仮定による計算結果との差はあまり現われていないが、混合遅れを考慮することにより、ライナ壁温分布の予測値の精度が向上する。

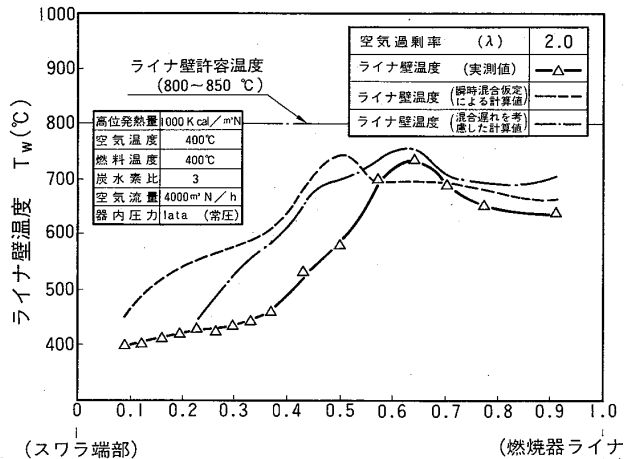


図4-1 ライナ壁温度分布

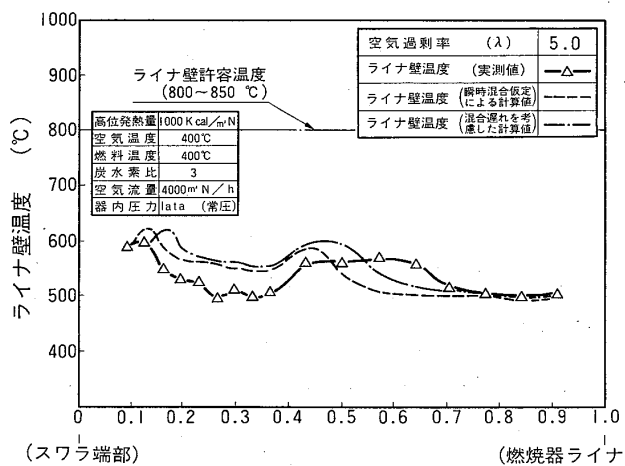


図4-2 ライナ壁温度分布

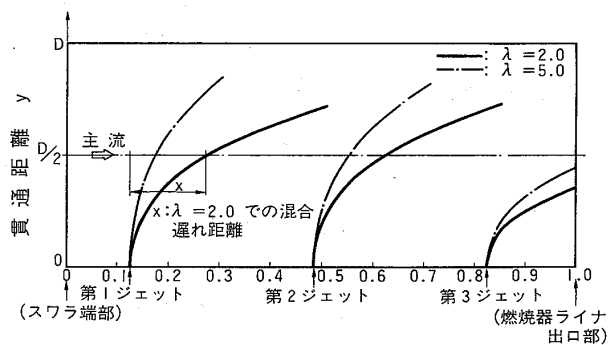


図4-3 空気噴流の流れ

### 4-3 ライナ壁温度に及ぼす燃焼器器内圧力の影響

図4-4に高圧燃焼器ライナ壁温の計算値と実測値<sup>13)</sup>の比較を示す。燃焼器出口ガス温度1300℃一定条件のもとでは、圧力が5, 10, 14 [ata]の3ケースとも、ライナ壁温計算値の最大値は、常圧での試験結果同様実測値とほぼ一致している。またライナ壁温の最大値は、計算値が実測値に比べてライナの上流側で発生している。これは、常圧燃焼器の場合同様、燃焼ガス温度の推定にあたり、瞬時混合仮定を採用したことによるものと考えられる。

更に図より、ライナ壁温の計算結果および実測値のいずれの場合もライナ壁温は圧力によりほとんど影響を受けていない。この理由として、図4-5に示すライナ壁での熱バランスの計算結果より、低カロリーガスの火炎温度が高カロリーガスに比べて低いこと等により、器内圧力の上昇による燃焼ガスからのふく射熱量( $qR_1$ )の増分と冷却膜からの対流による伝熱量( $qC_1$ )の増分の総和が、ライナ外面の対流による伝熱量( $qC_2$ )の増分とほぼつり合うため、ライナ壁温が圧力によりほとんど影響されないことがわかった。

一般の高カロリーガス燃料においては、燃焼ガスの温度自体が石炭ガス化ガスに比べてかなり高いため、燃焼器内圧力の上昇による燃焼ガスからライナ壁へのふく射伝熱量が大きく増加し、結果的にライナ壁温の高い所で熱バランスすることにより、ライナ壁温が上昇するものと考えられる。

### 5. 結言

燃焼器設計に反映できるライナ壁温の予測手法を用いて、石炭ガス化ガス用缶形燃焼器ライナ壁温を計算し、実測値と比較した結果、以下の結論を得た。

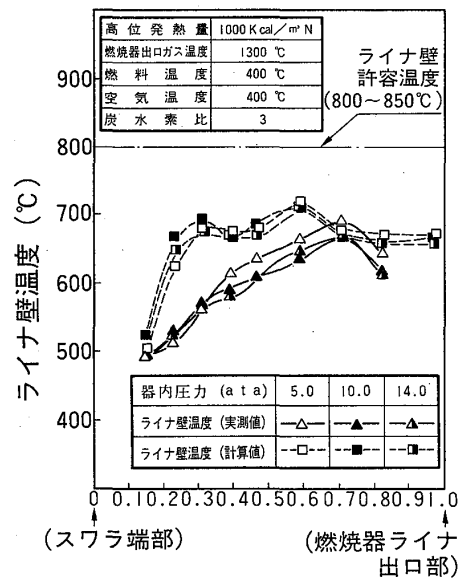


図4-4 ライナ壁温度分布

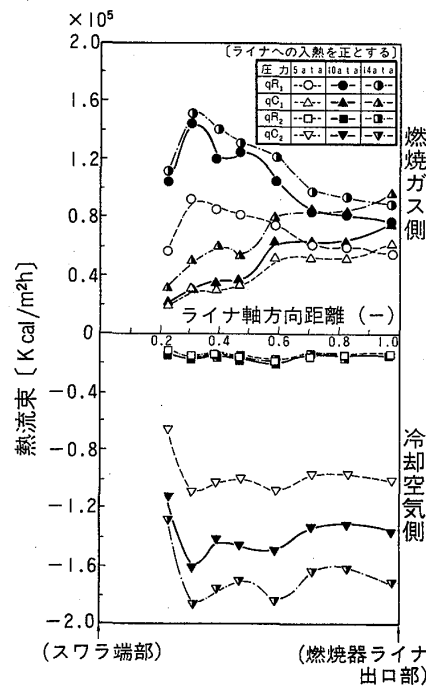


図4-5 ライナ壁面熱流束分布の計算結果

- (1) 燃焼ガス温度を、瞬時混合仮定から求めた壁温の計算結果では、ライナ壁温の最大値は計算値と実測値がほぼ一致した。
- (2) 燃焼ガス温度の計算に、燃料と空気の混合遅れを考慮することにより、瞬時混合仮定から求めた場合より、ライナ壁温分布予測の精度が向上した。
- (3) 石炭ガス化用ガスタービン燃焼器のライナ壁面温度は、圧力により影響を受けないことをライナ壁での熱バランスの計算により明らかにした。

最後に、本論文作成にあたっては、(株)東芝京浜事業所新エネルギー機器部の山田氏に多大なる助言を頂きました。ここに記して謝意を表します。

#### 参 考 文 献

- (1) D. KRETSCHMER et al. ASME 78-GT-90
- (2) A. H. LEFEBVRE et al. Proc. Instn Mech Engrs vol. 174 No. 12
- (3) D. H. BALLAL et al. ASME 72-WA/HT-24
- (4) R. J. GOLDSTEIN vol. 7 Academic Press (1971)
- (5) E. R. G ECKERT et al. ANALYSIS OF HEAT AND MASS TRANSFER  
MCGRAW-HILL
- (6) E. R. G ECKERT et al. REPORT 1182 NAC FOR AERONAUTICS
- (7) 相波哲郎 TM116
- (8) 相波哲郎 NAL TR-296
- (9) 鈴木邦雄 機械技術研究報告 110号
- (10) 林 則之ら 第12回ガスタービン定期講演会講演論文
- (11) E. F. WINTER FUEL vol. 34(1955)
- (12) 伝熱工学資料
- (13) 佐藤ら 第16回ガスタービン定期講演会講演論文

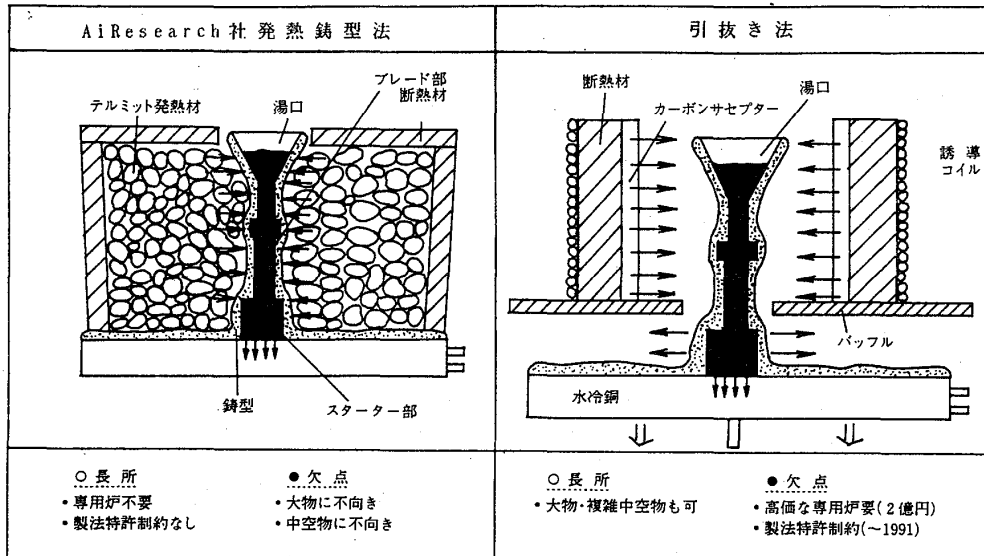
## 改良発熱鋳型法を用いた結晶制御タービンブレード製造技術の開発

\*田中照司 (川崎重工業株式会社)

1、緒言 ガスタービンエンジンの中核部品であるタービンブレードの結晶を一方向(DS)あるいは単結晶(SC)に制御して、その耐熱特性を向上させようとする結晶制御技術は、精密鋳造技術の抱える重要技術の一つと考えられる。著者は、いくつか開発されている結晶制御技術のうち10年程前米国AiResearch社等の手で開発された発熱鋳型法に着目し、その実用化研究を推し進め、いくつかの改良を加えることにより、本法をDS, SC材の量産化技術として確立することに成功したので、その概要を報告する。

2、AiResearch社発熱鋳型法 発熱鋳型法の原形が考案されたのは30年程前のFlemingsによる研究が最初であるが、これをDS, SCブレード製造用の量産可能な技術として確立したのは約10年程前の米国AiResearch社、Jet-shapes社、Detroit Diesel Allison社等のメーカーである。(以下この方法をAiResearch社発熱鋳型法と呼ぶ。)これは、高価な専用炉を必要とせず、普通の精密鋳造用真空鋳造炉で製作でき、従って比較的小さな生産規模では一般の引抜き法に比べてコスト的に有利である事を一大特徴としており、技術的には長さ50mm程度の中実DS, SCブレードの製作を目的としたものとなっている。

このAiResearch社発熱鋳型法の原理図を、引抜き法のそれと比較して図、1に示す。どちらも、鋳型を高温で予熱した状態でこの中に溶湯を鋳込み、鋳型底にセットした銅製のチルプレートから溶湯の熱を奪うことにより、一方向に伸びた組織の材料を得ようとする方法である。両者の最も大きな違いは、発熱鋳型法では鋳型予熱に用いられる熱エネルギーが有限で、発熱体着火後は時間経過とともにこの熱エネルギーが系外へ放出されるため型温が徐々に低下していくのに対して、引抜き法では型予熱に必要な熱エネルギーは外部の熱源から連続的に供給されるため、型温のコントロールがいつの時点でも自在にできる点にある。



図、1 AiResearch社発熱鋳型法と引抜き法の原理および特徴の比較

著者は、開発研究の初期においてはAiResearch社の文献を中心に種々検討を進めてきたが、その過程で次の問題点が明らかになった。

(1) ブリケット状専用発熱体が高価である上に、その種類が一つだけである。

米国Exomet社がAiResearch社等と共同で開発した専用の発熱体ブリケットは、本法の鍵を握るものであり、高純度・無煙性を特徴としているが、そのコストは予想以上に高い上に、種類が一種類に限られており、そのためコスト高の問題や技術上の制約が生まれてきた。例えば、高歩留りでDS、SC材を得るためには鋳型温度を1540℃以上に保つ必要があるが、1モールド当りのブレード組込み数を多くしてコストダウンを図ろうとする場合には、組込み数の増加に伴って鋳型温度は急激に低下し、その結果DS化歩留りが逆に低下するというジレンマに陥り、この問題打開のためには購入発熱体の性能では不十分である事が分かった。

(2) 鋳造技術が定量的に一般化された形で確立されていない。

公表されている文献をみる限り、長さ50mm程度の中実DS、SCブレードの開発における試行錯誤の経緯が詳細に記されているものの、最終的に技術が定量的に一般化されておらず、そのため新しい製品への対応あるいは適正な見積りが困難で、製品が変わる毎に試行錯誤の繰返しを余儀なくする状況にある。

3、本改良発熱鋳型法の概要

本法は、AiResearch社発熱鋳型法を基本にしつつ、同時に先の各種問題点の克服を図り、それにより量産技術として本法を完成させる事を目標として開発を進めてきた。具体的内容は次のとおりである。

・ AiResearch社発熱鑄型法の適用範囲を拡げ、100mm長さまでの中実、中空のDS, SCブレードが製作出来る技術を確立する。

・ 上記範囲のものであれば、コスト的には引抜き法によるものより安く、品質的には同等なものが製作出来る事。

これら二つの目標を達成するため、AiResearch社発熱鑄型法の技術内容に大幅な改良を種々加え、その結果目標をほぼ満足する技術の確立に成功した。本法の主な技術的特徴を次に示す。

#### (1) 発熱体の自社開発・自社製造

本プロセスによる製品およびコストは発熱体の品質およびコストに左右される事は言うまでもないが、このように重要な材料の入手を輸入に頼っている状況は、色々な面で好ましくないことは明らかである。そこで研究の半ばでこの発熱体の自社開発に着手し、種々検討の結果、輸入発熱体の必要特性(無煙性など)を変えることなく、その温度特性を材料中のフィラ量を変えることで自在にコントロールできる発熱体の開発に成功した。図、2にその結果を示すが、発熱体の最高到達温度および着火後30分経過時の温度は、材料中のフィラ量を変えることで調節できる事がわかる。この発熱体は、輸入品コストの1/3で製造でき、DS, SC材の大幅なコストダウンに寄与したことは言うまでもない。

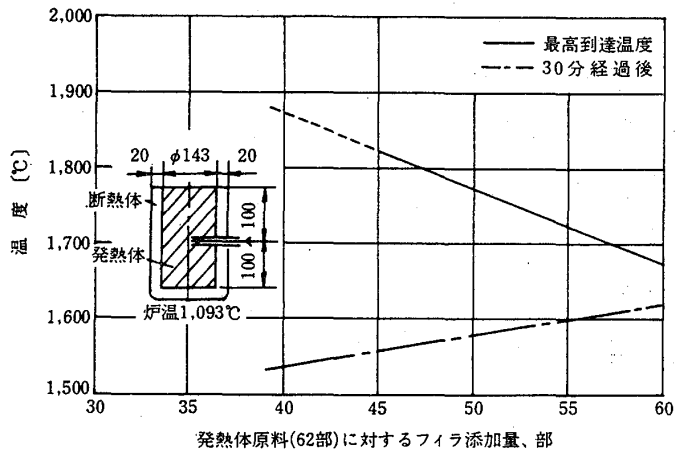
#### (2) 各種鑄造条件の定量的標準化

本研究においては、鑄型温度の予測とそのコントロール法、鑄型内でのブレード配置方法などといった重要な要因については独自の計算法を考案して出来るだけ定量化した形で技術の標準化を図り、新しい製品に対する対応をよりやりやすくした。

これら成果の一例を、当社産業用ガスタービンM1-01S型エンジン一段ブレード(中実品)の開発例をもとに表、1に示す。これは、1モールド当りのブレード組込み数とDS化合格率の関係について、本改良発熱鑄型法とAiResearch社発熱鑄型法とで比較したものであるが、両方の優劣の差は明らかである。本法においては、薄肉ながらも低比重、高強度の鑄型を用いており、更に自社製造の発熱体と明確な鑄造方設定基準の組合せで条件の最適化を図っており、このことが両方の歩留りの差として現われている。

4、開発例 これ迄各種の中実、中空のDS, SCブレードを試作してきたが、図、1に最近開発した量産型の中実ブレードの外観を示す。これは、複雑な冷却構造を持つ産業用ガスタービンエンジン用DSブレードであり、品質的にもコスト的にも量産可能なことがすでに確認されている。

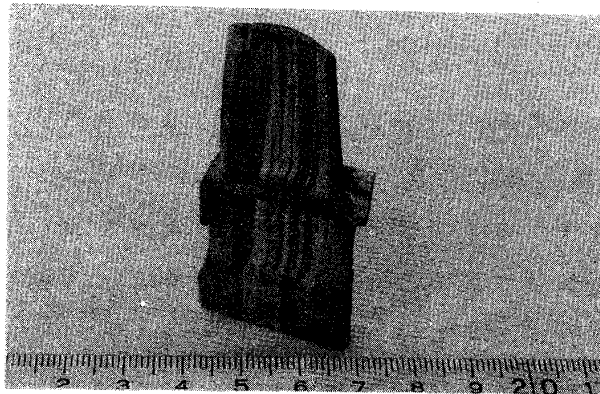




図、2 自社開発・自社製造発熱体における発熱体原料へのフィラ添加量と温度特性の関係

表、1 本改良発熱鑄型法とAiResearch社発熱鑄型法とによるD S ブレード（中実）試作結果の比較

No.	方法	鑄型		1モールド組込数(ヶ)	使用発熱体			結果	
		材質	厚み(mm)		内容	$T_{MAX}$ (°C)	$T_{30分}$ (°C)	合格数(ヶ)	歩留り(%)
1	AiResearch社法	A	6.5	15	Exomet社製	1,725	1575	15	100
2	"	"	"	18	"	"	"	13	72
3	"	"	"	20	"	"	"	7	35
4	本 法	B	5.5	25	開発品	1,860	1,565	24	96



図、3 量産鑄造試験で成功を取めた産業用ガスタービン用中空D S ブレードの外観

\*橋本良作 (航空宇宙技術研究所)

小河昭紀 (航空宇宙技術研究所)

大竹邦彦 (航空宇宙技術研究所)

夏村 匡 (石川島播磨重工株式会社)

1. まえがき

A T P (Advanced Turbo Prop) 翼に代表される大型翼では比剛性, 比強度の優れた材料が求められている。この比剛性, 比強度の優れた材料として現在, FRP が有力視されている。しかし, FRP は静的強度, 疲労強度では優れているが衝撃強度では問題がある。FRP の耐衝撃性向上のひとつの方法としてハイブリッド化<sup>1)</sup>が試みられている。本報では, ハイブリッド複合材料の耐衝撃性評価のため, カーボン, ケブラー及びガラス繊維を組合わせたハイブリッドFRP 平板について衝撃試験を行い, 貫通限界速度の推定, 超音波探傷による損傷領域の観察から複合材料の耐衝撃性について検討した結果について報告する。また, 翼にスパーを使用した場合を想定して板の中央部にアルミ板を積層した試験片についても実験を行った。

2. 試験装置及び試験方法

試験方法および試験装置は既報<sup>2)</sup>の通りであるが, 一部変更したので, 図1に衝撃試験装置のブロック図

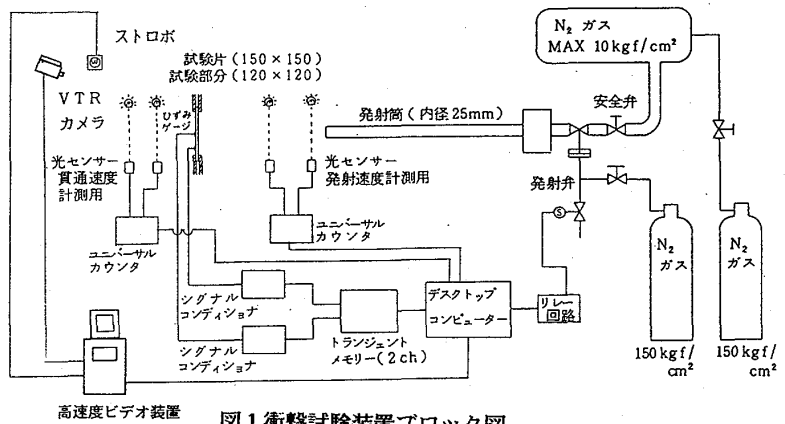


図1 衝撃試験装置ブロック図

を示す。弾丸は図2に示した形状で, ABS樹脂製 (平均重量8g) である。

3. 供試体

試験片はガラス/ケブラー, ガラス/カーボン及びケブラー/カーボンのハイブリッド材である。そのうちガラス/カーボンハイブリッド材については翼にスパーを使用した場合を想定して板の中央部にアルミ板を積層したものを追加した。また, プリプレグとして一方向プリプレグとクロスプリプレグ (平織)

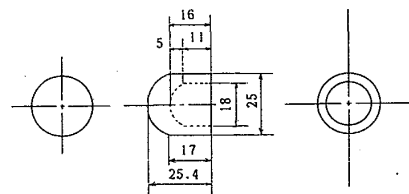


図2 弾丸の形状 (ABS樹脂製)

	Eガラス	カーボン T-300	ケブラー-49
引張強度 (MPa)	1471.	2746.	2746.
引張弾性率 (GPa)	72.57	225.56	130.4
破断伸 (%)	4	1.2	2.4
密度 (kg/m³)	2.54×10³	1.74×10³	1.45×10³

表1 繊維特性

を用いた。表1に試験片の繊維特性を示す。表2にA, B, Cの各層の積層構成を示す。試験片はA, B及びC層をA/B/A/B/C/B/A/B/Aと対称積層したものである。試験片の種類は八種類である。一方向プリプレグを0°/90°と交互に積層した試験片を0°/90°材, クロスプリプレグを積層したものをクロス材と以後表示する。

図3に試験片の形状, 繊維方向等を示す。試験片は150×150mmの平板であり, 周辺を固定するので試験領域は120×120mmである。図4に三点曲げ試験結果を示す。曲げ

強さはGCA1とKCCが強く, GKKが一番弱い。プリプレグの違いで見ると曲げ強さは0°/90°材の方がクロス材より強かった。

#### 4. 実験結果

衝突速度80m/s~280m/sの範囲で実験を行った。実験では弾丸の衝突速度, 残留速度について計測した。さらに, 試験後超音波探傷により試験片内部の損傷領域(剝離領域)の観察も行った。歪応答も計測したが別の機会に報告する。使用した超音波測定装置は日本クラウトクレマー・フェルスター(株)製の超音波探傷装置(ドルフィンシステム)である。

##### 4-1 貫通限界速度

図5に衝突速度と残留速度の関係を示す。貫通限界速度は281m/sの衝突速度でも貫通しなかったGKK(0°/90°)が最も大きく以下, GCA1(0°/90°), GCC(0°/90°), GCA1(クロス), GCC(クロス), GKK(クロス), KCC(0°/90°), KCC(クロス)の順に

試験片の種類 記号	積層材		
	A層	B層	C層
GKK(0°/90°)	繊維	G(0°/90°)	K(0°/90°)
	積層数	3	3
	方向	0°/90°/0°	90°/0°/90°
GKK(クロス)	繊維	G(クロス)	K(クロス)
	積層数	4	4
	方向	0°/90°	
GCC(0°/90°)	繊維	G(0°/90°)	C(0°/90°)
	積層数	3	2
	方向	0°/90°/0°	90°/0°
GCC(クロス)	繊維	G(クロス)	C(クロス)
	積層数	4	3
	方向	0°/90°	
KCC(0°/90°)	繊維	K(0°/90°)	C(0°/90°)
	積層数	3	2
	方向	0°/90°/0°	90°/0°
KCC(クロス)	繊維	K(クロス)	C(クロス)
	積層数	4	3
	方向	0°/90°	
GCA1(0°/90°)	繊維	G(0°/90°)	A1
	積層数	3	1
	方向	0°/90°/0°	90°/0°
GCA1(クロス)	繊維	G(クロス)	A1
	積層数	4	3
	方向	0°/90°	

- 1) 試験片の記号付けは各試験片のA, B, C層の積層繊維の記号で示した。
  - 2) 積層構成は図に示した様に対称積層でA/B/A/B/C/B/A/B/Aである。
  - 3) 繊維含有率(Vf)は55%~60%
  - 4) 成形法はオートクレーブ
- 記号  
G: Eガラス, K: ケブラー49, C: カーボン(T-300)  
A1: アルミ板(A2024)  
(0°/90°): 一方向プリプレグを0°/90°方向に積層したもの  
(クロス): クロスプリプレグを積層したもの

表2 積層構成

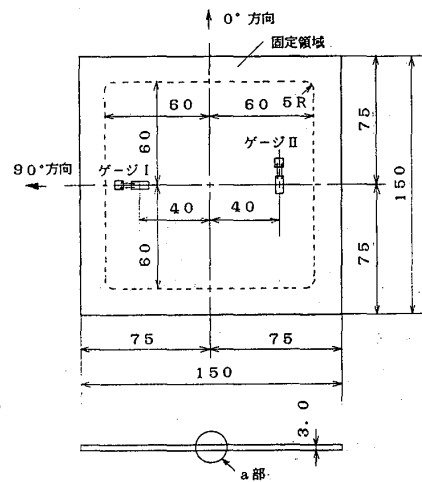
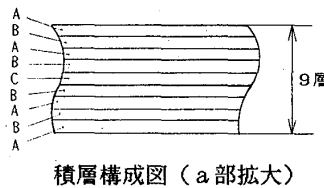


図3 試験片形状

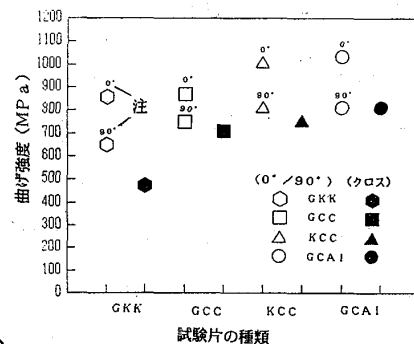


図4 三点曲げ試験結果

注) 図中の0°, 90°は曲げ試験片表面の繊維方向を示す。

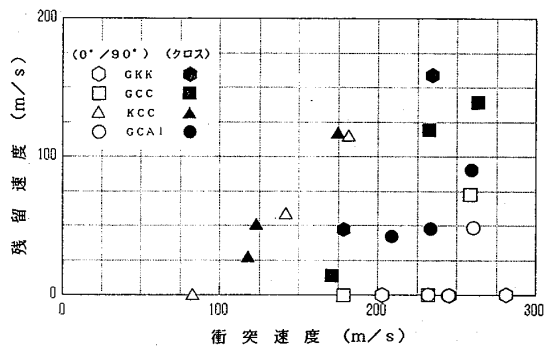


図 5 衝突速度と残留速度

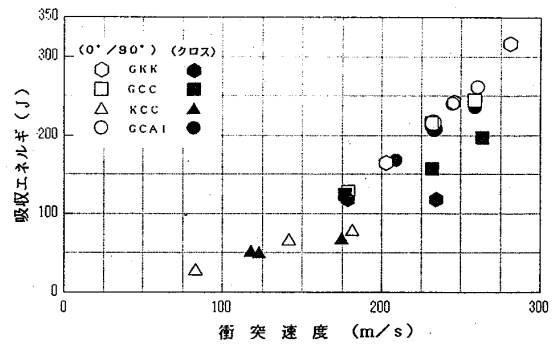


図 6 衝突速度と吸収エネルギー

小さくなる。したがって、 $0^\circ/90^\circ$ 材の方がクロス材より耐貫通性は優れている。また、アルミ板を積層することにより耐貫通性は若干向上する。

#### 4-2 吸収エネルギー

試験片の吸収エネルギーは、衝突貫通する前後の弾丸の運動エネルギーの変化 ( $E$ ) より求めた。

$$E = 1/2 \times m \times (V_i^2 - V_r^2) \quad (1)$$

$m$ : 弾丸の質量(g)  $V_i$ : 衝突速度(m/s)

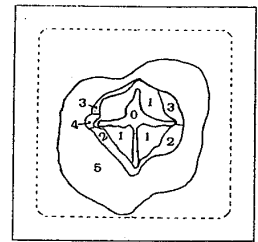
$V_r$ : 貫通後の速度(m/s)

図 6 に衝突速度と吸収エネルギーの関係を示す。貫通しなかったものについては衝突エネルギーを示した。エネルギー吸収量は KCC ( $0^\circ/90^\circ$ ) と KCC (加入) が一番少なく以下 GKK (加入), GCC (加入), GCAI (加入), GCC ( $0^\circ/90^\circ$ ), GCAI ( $0^\circ/90^\circ$ ), GKK ( $0^\circ/90^\circ$ ) の順には大きくなる。したがって、エネルギー吸収量は  $0^\circ/90^\circ$ 材の方がクロス材より多い。また、アルミ板を積層することにより若干エネルギー吸収量は増加した。

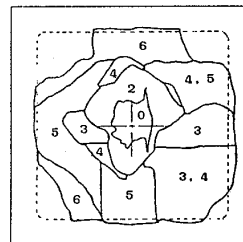
#### 4-3 損傷領域の観察

図 7 に超音波探傷の観察結果の例を示す。図中の 0~6 までの数字は表面から剝離面までの距離 (深さ) を示している。GCC ( $0^\circ/90^\circ$ ) は多くの層でしかも広い範囲で剝離している。クロス材は  $0^\circ/90^\circ$ 材より剝離領域が小さかった。いずれの場合も板厚中心より深いところで剝離面積が最大になっている。

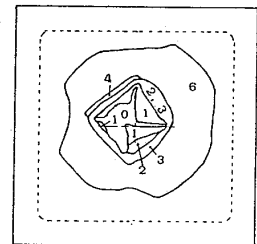
表面から剝離面までの距離 (深さ)  
 0 へこみ, 貫通孔  
 1 0.0mm~0.4mm  
 2 0.4mm~0.8mm  
 3 0.8mm~1.2mm  
 4 1.2mm~1.6mm  
 5 1.6mm~2.0mm  
 6 2.0mm 以上



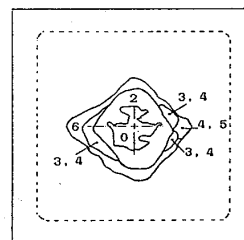
a) GKK (加入)  
 $V_i = 178.5 \text{ m/s}$   
 $V_r = 47.5 \text{ m/s}$



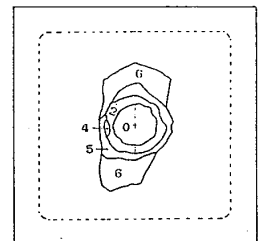
b) GCC ( $0^\circ/90^\circ$ )  
 $V_i = 178.4 \text{ m/s}$   
 $V_r = 0.0 \text{ m/s}$



c) GCC (加入)  
 $V_i = 177.1 \text{ m/s}$   
 $V_r = 15.0 \text{ m/s}$



d) KCC ( $0^\circ/90^\circ$ )  
 $V_i = 181.7 \text{ m/s}$   
 $V_r = 114.7 \text{ m/s}$



e) KCC (加入)  
 $V_i = 174.7 \text{ m/s}$   
 $V_r = 116.9 \text{ m/s}$

図 7 超音波探傷結果 (Cスコープ)

図 8 に衝突速度と剝離面積の関係を示す。

KCC (0°/90°) と KCC (クロス) の剝離面積はともに小さかった。GCC (クロス) の剝離面積は貫通速度によらずほぼ一定値を示した。ガラス繊維を含んだ 0°/90° 材は試験領域全面で剝離している例が多かった。また、アルミ板を積層したことによりクロス材では剝離領域が広がった。

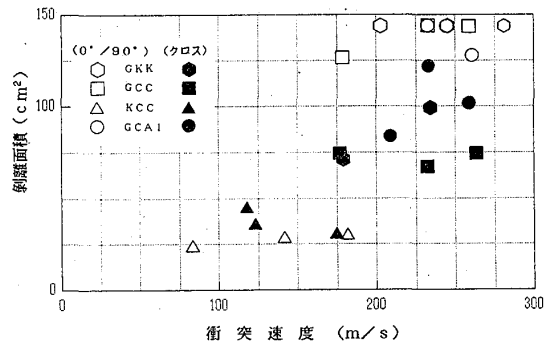


図 8 衝突速度と剝離面積

## 5. むすび

カーボン、ケブラー及びガラス繊維を用いたハイブリッド複合材料について衝撃試験を行った結果、今回の実験の範囲で以下のことがわかった。

- 1) 耐貫通性は一方向プリプレグを 0°/90° 積層したガラス/ケブラーハイブリッド材が一番優れている。
- 2) ケブラー/カーボンハイブリッド材の耐貫通性は他の材料と比較して劣っている。また、剝離領域も小さく、エネルギー吸収量も少なかった。
- 3) プリプレグの違いからみると耐貫通性は一方向プリプレグの 0°/90° 積層材の方がクロスプリプレグ積層材より優れている。また、剝離領域、エネルギー吸収量とも一方向プリプレグの 0°/90° 積層材の方が大きい。
- 4) アルミ板を積層することによって耐貫通性は若干向上した。また、剝離領域、エネルギー吸収量とも増加した。

## 6. 謝辞

本研究は昭和62年度科学技術庁官民特定共同研究制度のもとで関係各位の協力を得て行われた。また、超音波探傷検査は日本クラウトクレマー・フェルスター株式会社の協力のもとに行った。ここに感謝します。

## 参考文献

- 1) 例えば、河田幸三他 2 名：第 25 回構造強度に関する講演会講演集(1983)pp174-177
- 2) 橋本良作他 3 名：第 29 回構造強度に関する講演会講演集(1987)pp158-161

## 石炭ガス化実ガスを用いたタービン静翼デポジット試験

穂積 重友 (石炭技術研究所) 藤沢 由幸 (電源開発)  
 \* 武石 賢一郎 (三菱重工業) 山尾 裕行 (三菱重工業)  
 笠井 剛州 (三菱重工業)

## 1. まえがき

石炭ガス化複合発電システムは、高効率、高経済性、環境適合性ゆえに、2000年代の発電システムとして実用化が期待されている。本発電システム開発の最も重要な技術課題としては、石炭ガス化燃料の製造技術とこの燃料を用いることが出来る高温ガスタービンの開発が上げられる。中でも、現在運用のタービン入口温度1150℃級のLNG焚コンバインド発電並の熱効率を石炭ガス化複合発電システムで得るには、タービン入口温度1300℃以上の石炭ガス焚高温ガスタービンと乾式クリーンアップの開発が必要である。クリーンアップ技術は、脱硫技術と脱塵技術の組合せからなりたっている。湿式クリーンアップは、生成ガスの顕熱損失に基づく熱効率の低下があるが、色々な分野で実績を有する既存技術である。一方乾式クリーンアップは研究が始まったばかりの技術である。

石炭ガス化複合発電に用いる、タービン入口温度1300℃級の高温ガスタービンの開発では、乾式クリーンアップで生成したガス燃焼を用いてもデポジット付着の少ないかつエロージョン、コロージョンを生じにくい高信頼性、長寿命のタービン翼の開発が重要である。将来の実発電システム開発のためには、こういったタービン翼を開発する必要があるが、そのためには、炭種、クリーンアップ方式、翼型、冷却方式等に依存したタービン翼へのデポジット付着のデータの蓄積が必須である。本報では、その第一ステップとして(財)石炭技術研究所・夕張試験場の40T/日の石炭ガス生成装置による実ガスを用いて、新たに開発試作した1300℃級タービン第一段静翼翼列にて行なった100時間連続デポジット付着試験の概要につき報告する。

## 2. 試験装置および供試翼

## 2.1 試験装置

試験装置の系統図を図1に示す。石炭ガス化装置は、(財)石炭技術研究所・夕張試験場内に据付けられた流動床式ガス化炉、循環流動床方式の脱硫装置およびグラニューラフィルタ方式の脱塵装置から成る。

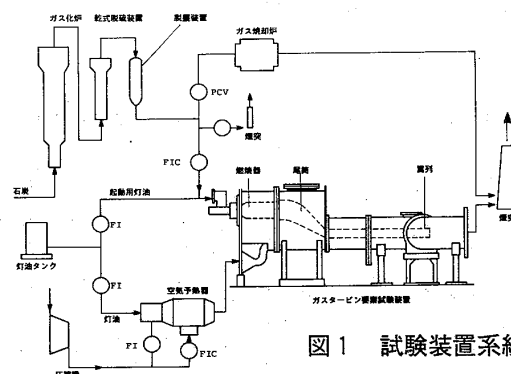


図1 試験装置系統図

ガスタービン要素試験設備は、ガス化装置で得られたガスを用いて、ガスタービン用燃焼器、材料およびタービン翼の試験が出来るように石炭ガス化装置の後流側に設置されている。本試験装置は、図1に示すごとく燃焼器テストスタンド、空気圧縮機、空気予熱器および翼列テストスタンドから成り立っている。

燃焼器の後流に設置した翼列部の構成を図2に示す。翼列は、供試タービン第一段静翼3枚、4通路より成り立っている。それぞれの翼前縁150mmの地点には、翼列入口における主流のガス温度分布を測定する目的で、セラミックス全温管<sup>(1)</sup>を装着している。デポジット付着試験中に、翼面の付着状況が外部から観察出来るように、図2に示すごとく二箇所内部観察窓を設けた。翼の冷却空気は、空気予熱器の上流側で分岐した圧縮空気(3 ata)を用いた。

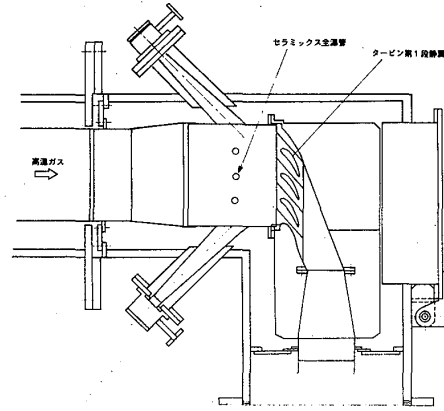


図2 翼列部の構成

## 2.2 供試翼

石炭ガス化ガス焚ガスタービンのタービン翼をTDSYS<sup>(2)</sup>システムを用いて設計した。デポジット付着翼列試験に用いた第一段静翼の代表寸法を表1に示す。石炭ガス化ガス焚1300℃級の第一段静翼の冷却設計は、以下の考え方に基づいた。

表1 翼の基本寸法

翼高さ	H = 113.5mm
翼ピッチ	S = 94.0mm
翼コード	C = 119.76mm
翼前縁半径	R <sub>L</sub> = 9.08mm
翼後縁半径	R <sub>T</sub> = 1.40mm

- 既存1300℃級の空冷翼の設計思想を生かし、冷却空気量を必要最少限に留める。
- フィルム冷却孔の目詰り問題を避けるため、翼前縁部のフィルム冷却を採用しない。
- コロージョン防止の為、最高メタル温度を翼材料のコロージョン許容温度以下とする。

前縁にフィルム冷却を採用しないため、内面インピンジメント冷却を強化したブラントノーズを採用した。平均径断面における供試第一段静翼の冷却構造を図3に示す。

1300℃級高温ガスタービン用第一段静翼では、翼面と同様、内外シュラウド面の冷却が必要となる。このため、内外シュラウドには、インピンジメント冷却と細孔による対流冷却を行なうとともに、ガスに接する面にはTBC (Thermal Barrier Coating)を施工するといった冷

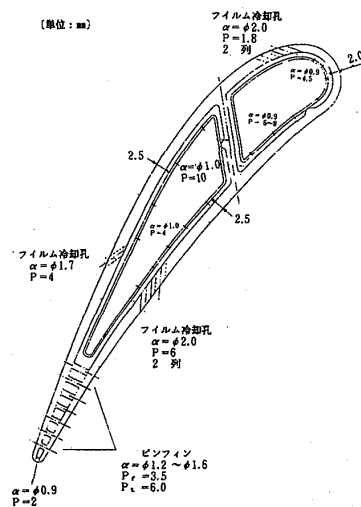


図3 第一段静翼冷却構造

却構造を採用した。精密鋳造よりもより微細な冷却構造が形成出来る方法として接合翼<sup>(3)</sup>があり、将来の空冷翼製法として研究開発されている。本供試翼では、図4に示すごとく、タービン第一段静翼を構成する部材を機械加工で製作し、ニッケルロー付けにて一体化する手法により製作を行なった。このような接合翼による製作により、寸法精度、材質、冷却性能の向上が計られる。製作した第一段静翼を用いて、翼列を構成した写真を図5に示す。

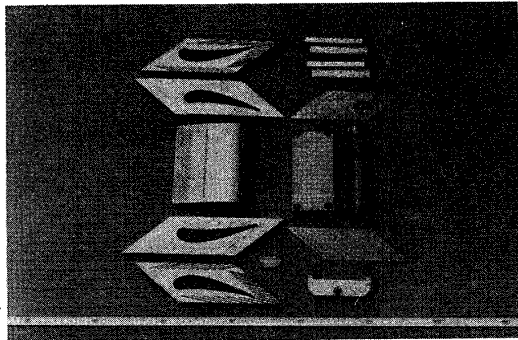


図4 第一段静翼製作の構成部品

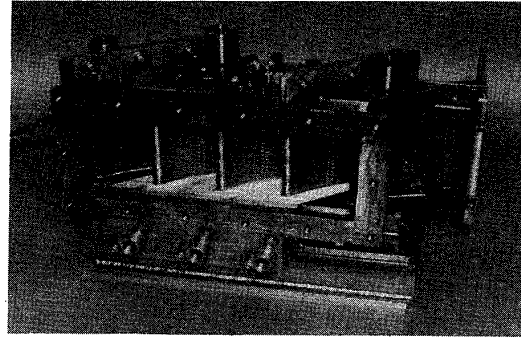


図5 第一段静翼翼列

### 2.3 計測方法

第一段静翼へのデポジット付着の状況を運転状態の変化から推定する目的で、各種の計測を実施した。前述したセラミックス全温管で、翼列に流入する高温ガスの温度分布を計測した。この全温管は、サポートにSiCを、また熱電対の放射シールドには $Al_2O_3$ を用いた無冷却の構造から成り立っており、B型熱電対を用いることにより、高温領域で精度の良い計測が可能である。翼面へのデポジット付着により翼間流路が狭められると、入口圧力が上昇することが予想される。そこで、主流流量、翼列入口全圧、翼列出口静圧および翼面静圧を計測した。なお、翼面静圧は、3枚の翼から構成される翼列中央の翼に相対した翼の背面および腹面に取り付けた静圧タップで計測された。

1.0 $\phi$  K型シース熱電対を中央翼の平均径断面およびシュラウドに合計29点埋め込み、翼およびシュラウドのメタル温度計測を実施した。また各翼に供給する冷却空気量と供給圧力を計測した。

### 3. 実験結果および検討

100時間に亘るデポジット付着試験に用いた炭種はリスゴー炭である。連続デポジット付着試験の直前に計測した石炭ガス化燃料の燃焼器入口での性状を表2に示す。

表2 試験に用いた石炭ガス化ガスの性状

成分	測定法	値
H <sub>2</sub> % wet	TCD	10.85
CH <sub>4</sub> % wet	TCD	1.10
CO % wet	TCD	10.18
CO <sub>2</sub> % wet	TCD	10.57
N <sub>2</sub> % wet	TCD	53.21
H <sub>2</sub> O % wet	重量法	12.80
O <sub>2</sub> % wet	TCD	0.0
NH <sub>3</sub> ppm wet	イオンメータ	1657
低位発熱量 Kcal/Nm <sup>3</sup>		678



### 3.1 冷却性能試験

デポジット付着連続試験に先立ち、供試第一段静翼の冷却性能を把握する試験を実施した。燃焼器出口の平均ガス温度を約1100℃に保った状態で、冷却空気量比  $G_c/G_g$  をパラメータ ( $G_c/G_g=8.8\%$  が設計点) に翼に埋め込んだ熱電対で、メタル温度を計測した。メタル温度の計測結果を図6に示す。図6より、翼背側の前縁寄りのフィルム冷却部でメタル温度が低くなっている。これは背側におけるフィルム効率が非常に高いためである。一方、翼後縁近傍でメタル温度がやや上昇している理由は、翼列試験では、設計圧力比が取れずこのため、後縁のピンフィン部の冷却空気流量割合が設計値より少なくなったためである。実機条件では、翼部はほぼ均一なメタル温度が期待される。

翼面の平均メタル温度  $T_M$  を用いて、平均冷却効率  $\eta_c$  と冷却空気量比  $G_c/G_g$  の関係を図7に示す。

デポジット付着連続試験開始直前に、燃焼器出口ガス平均温度1300℃ (翼列入口ガス平均温度1260℃) の条件で翼部および内外シュラウドのメタル温度を計測した結果をそれぞれ図8、図9に示す。翼部は、ガス温度1100℃の試験結果より推定されたごとく、燃焼器出口ガス平均温度1300℃においても、メタル温度の最高許容温度870℃より充分低く、試験用としての設計要求を満たしている。

一方、図9に示した内外シュラウドのメタル温度分布では、前縁近傍に900℃前後の高い領域が存在する。この理由は、実機では、尾筒と第一段静翼の接続部からもれ空気が流入し、前縁近傍のシュラウド面をフィルム冷却するが、本試験では、第一段静翼は、計測ダクトと接続し、その間がシールされており、フィルム冷却が期待出来ないためである。

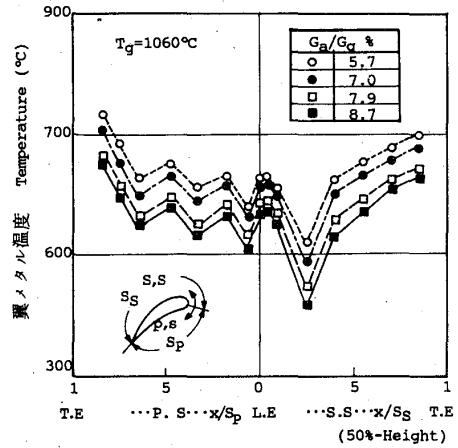


図6 第一段静翼のメタル温度分布

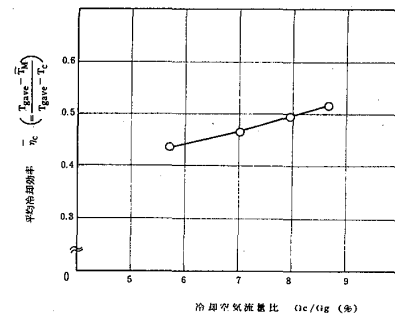


図7 第一段静翼の平均冷却効率

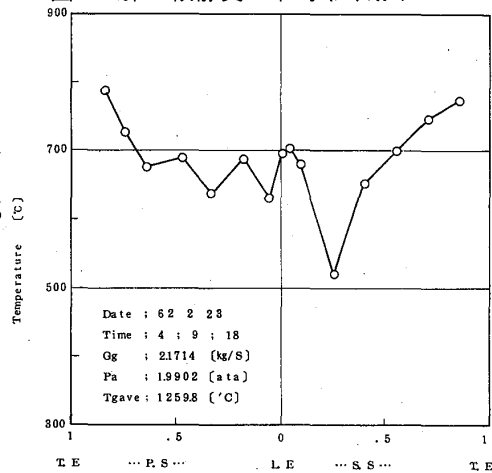


図8 第一段静翼のメタル温度分布

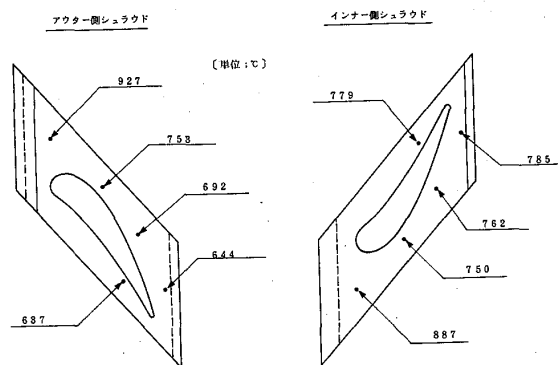


図9 シュラウドメタル温度 (燃焼ガス温度1260℃)

### 3.2 デポジット付着連続試験

燃焼器出口平均ガス温度を1300℃（翼列入口平均ガス温度 $T_g=1260℃$ ），主流ガス流量 $G_g$ および冷却空気量 $G_c$ の比をほぼ一定に保ちながら100時間に亘る，石炭ガス化実ガスを用いたデポジット付着連続試験を実施した。連続試験中，試験条件を把握するため，1時間毎に各種計測を行なった。代表的な計測結果として，連続試験開始直後，中間および終了直前の主要計測結果を表3に示す。

主流ガス流量 $G_g$ ，翼列入口における燃焼ガス平均温度 $T_{gAVE}$ および翼列入口で測定した主流の全圧，静圧の経時変化を図10に示す。主流流量が設定値となるよう制御弁で調整しているため，デポジットの付着により通路が狭められると翼列入口圧力の上昇となって現れる。図10に示した翼列入口全圧，静圧は，時間の増加に伴って若干上昇する傾向にあるが，デポジット付着で大きく通路を狭められた形跡は無い。

冷却空気流量比 $G_c/G_g$ の経時変化を図11に示す。図10，図11に示した実験条件により，主流ガス流量，燃焼ガス温度および冷却空気流量比とも多少変動しているが，試験条件を満す範囲でほぼ一定に保れている。

以上の条件でデポジット付着の連続試験を行なった場合，翼に設けた静圧タップで翼面静圧の経時変化を測定した結果を入口全圧で無次元化した圧力比の形で図12に示す。図12より，時間の経過に伴って

表3 デポジット付着連続試験の試験状条件

計測項目	日時	1987.2.23 4:09	1987.2.26 12:00	1987.2.28 9:00
主流ガス温度 $T_g$ ave °C		1260	1262	1247
主流ガス全圧 $P_o$ ata		1.952	—*	—*
主流ガス流量 $G_g$ kg/s		2.17	2.13	2.11
等価流量 $G_g \sqrt{T_g/P_o}$		45.0	44.9	43.7
冷却空気温度 $T_c$ °C		94.0	96.0	94.0
冷却空気量 (1枚当り) $G_c$ kg/s		0.0482	0.0460	0.0454
冷却空気流量比 $G_c/G_g$ %		8.88	8.62	8.59

\* 詰まりにより計算出来ず

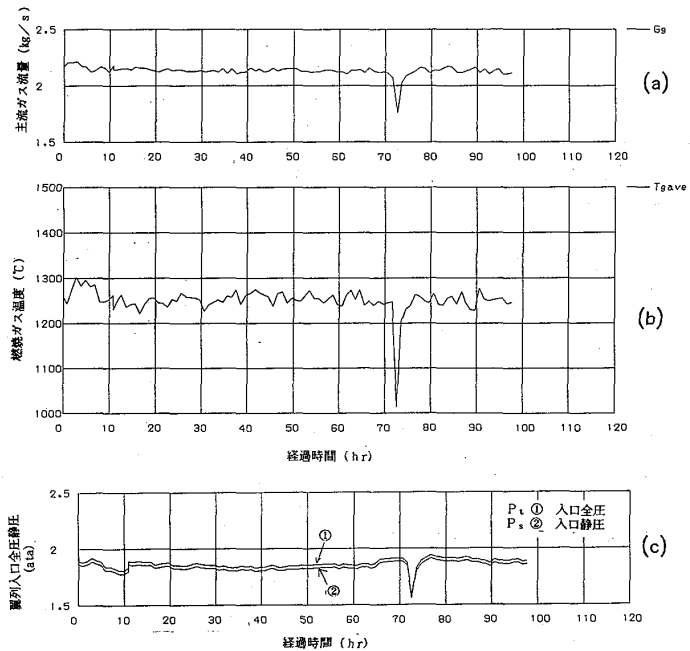


図10 主流ガス流量，燃焼ガス温度および翼列入口全圧・静圧の経時変化

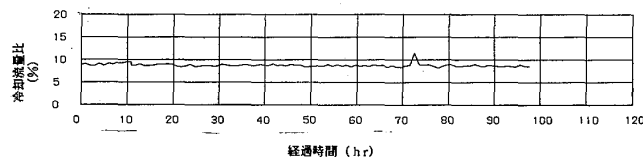


図11 冷却流量比の経時変化

て翼背面，翼腹面とも圧力比が上昇し，主流が流れにくくなっている事実を示している。翼部の局所冷却効率の経時変化を図13に示す。図13より翼部の局所冷却効率は，時間の経過に伴って減少することが明らかである。特に後縁近傍の効率低下が著しく，この理由は，後述する後縁部冷却孔の目詰りによるものである。

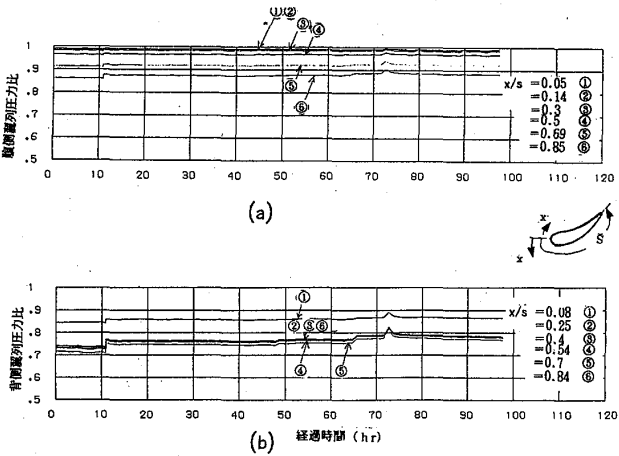


図12 翼部圧力比経時変化

より詳細にこれらの現象を明らかにするため，翼面静圧分布および翼面局所冷却効率の試験開始時および100時間運転終了直前の計測結果を比較して，それぞれ図14，図15に示す。翼面静圧の上昇は，特に翼背側で著しくこの原因は，背側に付着したデポジットの影響と考えられる。図15において，冷却空気流量比が一定にもかかわらず，翼前縁近傍の対流冷却域で若干冷却効率の低下が見られるのは，デポジット付着により表面粗さが増加し翼面の主流側の熱伝達率が増加したためと考えられる。一方  $x/s=0.5$  付近から翼後縁にかけての著しい冷却効率の低下は，翼後縁に設けた細孔のデポジット付着による目詰りが生じ，後縁ピンフィン部の冷却空気量が減少したためである。

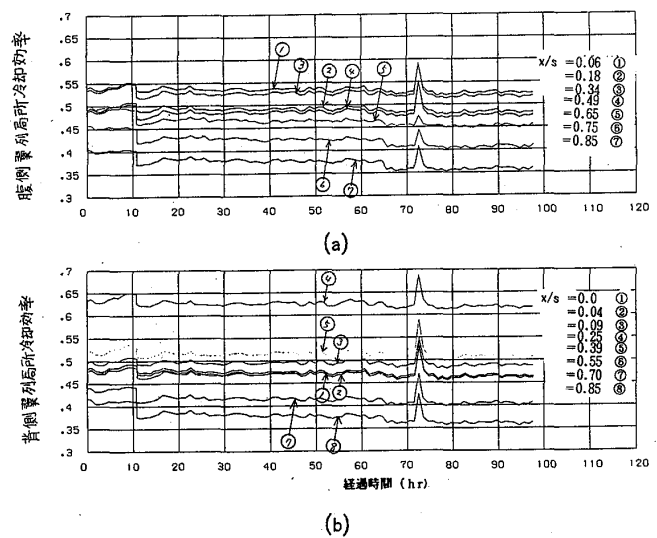


図13 翼部局所冷却効率経時変化

100時間に亘るデポジット付着連続試験の後，翼列部を解放しデポジットの付着状況を観察した。タービン翼部を目視観察したところ以下の事項が明らかになった。

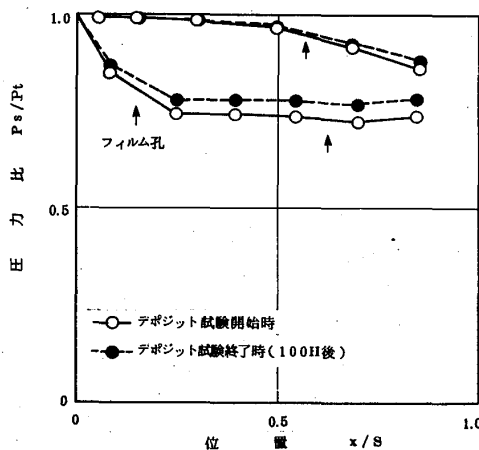


図14 翼面静圧分布

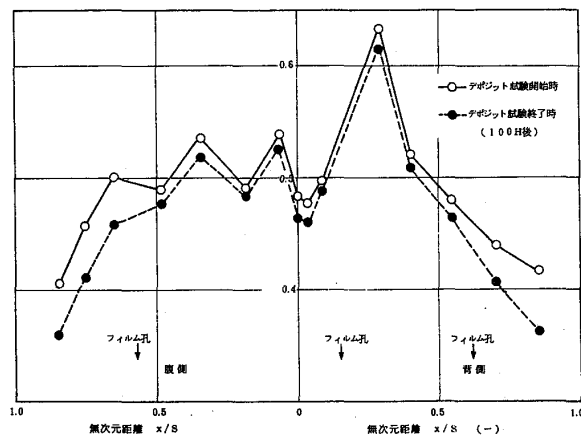


図15 翼部冷却効率 (平均径断面)

- 翼前縁部，翼腹面には，デポジットの付着は見られない。
- 翼背部は，前縁寄りのフィルム冷却孔付近から後縁まで全面に渡り，赤褐色付着物が見られた。この付着物は，指で押すと指紋が付くような，うっすらしたチョーク状の物であった。
- 翼腹面，翼背面に設けたフィルム冷却孔の目詰りは，いずれも生じていなかった。
- 翼後縁部の冷却孔の回りには，盛り上がりが見られる程度の赤褐色の付着物があり，一部の冷却孔においては，目詰りを生じていた。

翼部への付着状況を示す代表的な写真として，翼腹面，翼背面の写真を図16，図17に示す。

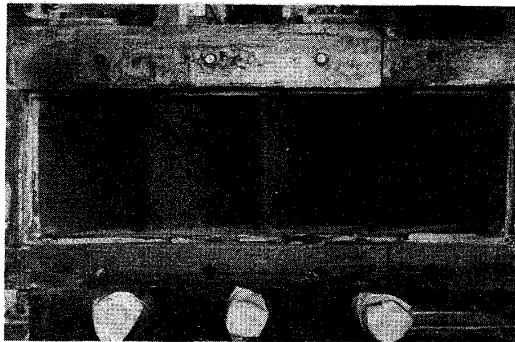


図16 翼腹面のデポジット付着状況

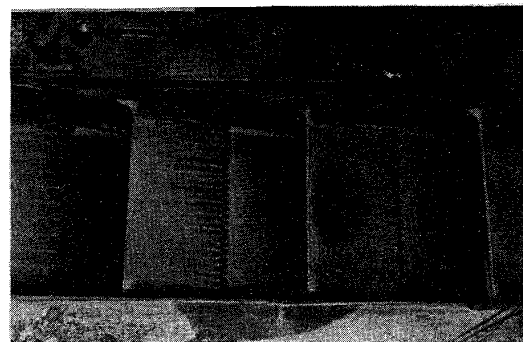


図17 翼背面デポジット付着状況

デポジットの翼への付着機構を考察すると，燃焼ガス中の粒子が $1\mu\text{m}$ 以上では慣性衝突によって翼腹面に付着する頻度が大きくなる。本試験では，翼腹面への付着は，ほとんど無く，従って粒子直径が $1\mu\text{m}$ 以下であると予想される。粒子径が $1\mu\text{m}$ 以下の場合熱泳動による付着が支配的となるが，本試験では翼腹面，翼背面とも同程度のメタル温度となっているため，熱泳動の駆動力となるガス温度と翼表面温度の差が特に翼背面で大きいとは考えられない。従って，本試験におけるデポジットの付着は，熱泳動とは考えにくい。付着物が多く見られる箇所の流れ場を検討すると，翼背面では速度の減速域であること，また後縁はウェークの循環域であることがわかる。すなわち，流れのよどみ点にデポジットが多く観察されることから，デポジット付着速度は不純物の濃度に関連が強いと推定され，その機構は蒸気拡散機構に似ていると考えられる。

翼一枚当たりの付着量は約 $100\text{mg}$ であった。デポジットの比重量を $2000\text{kg}/\text{m}^3$ と仮定し，翼全面に均等に付着したとしてデポジット厚さを求めると約 $5\mu\text{m}$ となる。実機の圧力および運動時間で補正 ( $14.8\text{ata}/2\text{ata}=7.4$ および $1\text{年運転}/100\text{Hr}=87.6$ ) すると実機翼への付着量は，本試験の650倍となり，デポジットの厚さは平均で $3\text{mm}$ 程度となる。付着量の多いところは，これ以上のデポジット付着が考えられるため，デポジット付着および目詰りの生じない空冷翼を開発していくとともに，付着物の運転時に取り除く方

法についても検討していく必要がある。

翼部および試験装置の種々の箇所から採取したデポジットの成分分析を実施し、その結果を表4に示す。脱硫剤の分析結果も参考のため表4に記入した。表4より翼面に付着した赤褐色の付着物は、脱硫材の $Fe_2O_3$ が主成分と考えられる。翼面付着物中のSi, Alは脱硫剤よりも増加しており、石炭ガス燃料中のものと考えられる。

表4 石炭ガス化デポジット試験付着物分析結果

分析項目	試料名	翼採取 スケール (3枚分)	脱硫剤	ケーシング 内	ガスノズ ル前面	燃焼器 ドーム	サンプリ ングプロ ープ前面	サンプリ ングプロ ープ側面	サンプリ ングプロ ープ後面
Si as $SiO_2$ (%)		37.2	4.22	20.4	58.0	52.0	3.80	4.90	19.4
Ca as CaO (%)		0.35	0.67	41.7	0.34	0.29	0.28	0.21	0.31
Hg as $HgO$ (%)		0.18	0.08	0.53	0.07	0.07	0.03	0.03	0.07
Fe as $Fe_2O_3$ (%)		37.9	83.4	8.39	11.4	26.1	38.6	17.8	35.4
Al as $Al_2O_3$ (%)		13.4	2.45	8.40	19.9	17.7	3.50	2.23	8.40
Ni as $NiO$ (%)		1.95	0.41	0.05	0.03	0.38	3.08	1.31	0.87
Cr as $Cr_2O_3$ (%)		2.63	< 0.01	0.04	0.21	0.78	4.09	3.91	1.67
Na as $Na_2O$ (%)		0.11	< 0.01	0.94	0.07	0.03	0.07	0.13	0.11
K as $K_2O$ (%)		0.38	< 0.01	0.60	0.52	0.23	0.29	0.33	0.54
$SO_4$ (%)		1.75	< 0.1	0.50	0.52	0.50	26.4	48.6	19.2
Ig-Loss (%)		—	3.46						
試料量 (mg)		200	500	500	103.7	203.2	189.5	77.5	201.6

試験終了後蛍光探傷検査を実施し、試作したタービン第一段静翼のクラックの有無を調べたが、異常は認められなかった。

#### 4. 結 論

石炭ガス化ガスの実ガスを用いて、1300℃級タービン第一段静翼のデポジット付着100時間連続試験を実施し、下記の主要結果を得た。

- (i) デポジット付着は、翼背面および翼後縁部冷却孔回りに多く見られる。一方翼前縁、翼腹面には全く付着がない。
- (ii) フィルム冷却孔の閉そくは全く見られない。
- (iii) デポジット付着成分としては、脱硫剤主成分の $Fe_2O_3$ が最も多く、この成分を減らすことにより大巾な付着量の低減が期待出来る。
- (iv) デポジット付着の観点から、翼冷却構造を改良する手法として、よどみ点を少なくする設計が必要である。

以上、1300℃級のタービン静翼へのデポジット付着試験によりデポジット付着に関する多くの知見が得られた。デポジット付着に関しては、理論的解析が困難であるので、今後も実ガスを用いた試験・研究を積み重ねることにより、21世紀の発電システムとして期待される石炭ガス化複合発電に適用出来る1300℃級の石炭ガス化ガス焚ガスタービンの開発が可能となると考える。

参考文献：(1) 佐藤，武石，第12回ガスタービン定期講演会，1984，6  
 (2) 青木，間瀬，武石，日本ガスタービン学会誌，11，pp.29-36，1983  
 (3) Sellers, Ro et. al. AIAA Paper, 77-948, 1977