

A-1 旋回流による管路内気柱共鳴

葉山 貞治 (東京大学工学部)

渡辺 辰郎 (東京大学工学部)

1. ま え が き

管路内流れに旋回流(周速)成分が含まれると管路系全体にわたる激しい圧力脈動が生じることがある。この現象はフランス水車の吸出し管で古くから観察され、研究されている。最近、サイクロン分離機やターボ圧縮機でも、ある強さの旋回流成分が含まれていると圧力脈動が生じることが分ってきた。本研究は案内羽根を持つ半径方向吸込型の旋回流発生装置(以下スワラという)によって管路内に旋回流を起こし、これによって生じる管路内圧力脈動の基本的な性質を調べたものである。その結果、スワラ直後にストロハル数がほぼ一定の圧力脈動源が存在し、その振動数と管路内気柱の固有振動数とが一致する特定の流量範囲(無次元流速で2~3)で管路系に大きな圧力脈動が生じることが明らかになった。

2. 従 来 の 研 究

旋回流励起振動に関する研究では、フランス水車の吸出し管内で生じる水圧脈動に関するものが多い。細井⁽¹⁾は、吸出し管の模型装置を用い、多数の圧力センサで水圧脈動を測定して、この水圧脈動が周方向に位相差を持たない管路全体にわたる一次元波動であることを示している。西ら^(2~4)は案内羽根で旋回流を発生させて実験し、キャビテーションが少ないときには、渦芯の振れ回りに伴って周方向に位相差のある小さな水圧変動が観察されるが、キャビテーションが十分発達すると、周方向に位相差のない大振幅の水圧脈動となることを示している。このタイプの水圧脈動は水車を含む管路系全体にわたるもので、実際に種々の振動問題を引き起こすのは、この一次元水圧脈動である。また、Y. N. Chen⁽⁵⁾は、振れ回る渦心が軸方向に伸縮するために周期的な圧力脈動が生じると説明し、その振動数は渦心の回転数の0.2~0.4倍であると述べている。R. C. Chanaud^(6,7)は接線方向単一流入型のスワラ(渦笛)の他に、4個の流入口を持つマルチ流入型および8枚の案内羽根を持つ案内羽根流入型のスワラを作り、空気と水とを用いて実験し、生じる圧力脈動のストロハル数を、出口管内平均流速を基にしたレイノルズ数の関数として求めている。その結果、単一流入型ではレイノルズ数が増すとストロハル数が増加するが、マルチ流入型と案内羽根流入型ではレイノルズ数が約 2×10^3 以上になるとストロハル数はほぼ一定値(~ 1.0)となること、空気と水とで相似性が非常によく成り立ち、空気でも水でも同様に生じうる振動現象であることを示している。

著者らは先に⁽⁸⁾、旋回流によって生じる管路内気柱振動の基本的性質を知るために、案内羽根流入型スワラを用いて、羽根枚数、羽根角度、管路長などを変えて基礎的実

験を行い、スワラ直後にストロハル数タイプの励振源が存在すること、および旋回流によって管路内気柱共鳴が生じ得ることを確認した。しかし、実験で求めたストロハル数 St は Chanaudの求めたものと同じで、 $St \sim 1.0$ であったが、実際に圧力脈動が生じるときのストロハル数は $St \sim 0.5$ であった。本研究では、このストロハル数の相違の原因を解明するために、スワラ直後で生じる圧力変動の振動数特性をさらに詳細に検討した。その結果、圧力脈動が生じ流量範囲にストロハル数 $St = 0.5 \sim 0.6$ の励振源が存在することが分かった。これによって旋回流による管路内気柱共鳴の存在が一層明らかになった。

3. 実験装置および実験方法

本研究で使用した実験装置と実験方法を簡単に説明する。

3.1 旋回流発生装置 半径方向流入型の案内羽式旋回流発生装置（スワラ）の組立図を図1に示す。案内羽根は前縁と後縁の形状を円弧とし、その中間部を直線とした対称翼で、前・後縁部の2か所で固定されている。後縁部の固定位置を変えることにより、その角度を $0 \sim 60^\circ$ の範囲で 5° 刻みに変えることができる。

3.2 管路部 管路部はスワラ出口管に接続される2 in. の塩化ビニル管で、管路全長 L が変えられるように数本の管を接続して構成する。管路部の終端は非常に大きなタンクに接続されており、管路内波動に対して出口の境界条件が開に保たれる。なお、タンクの他端は流量測定部を介して、送風機の吸込み側に接続されている。

3.3 流量制御部 流量の制御は送風機供給電圧とバイパス弁を調節して行った。流量は層流流量計を用いて測定した。

3.4 管路内圧力脈動の測定 管路内の圧力脈動は管壁に孔を明け、圧電素子型の圧力センサを取付けて測定した。測定位置 L_m はスワラ出口直後の $L_m = 1D$ （ D はスワラ出口管の内径）および管路全長 L の $1/4$ 、 $1/2$ の3ヶ所である。得られた圧力脈動はオシロスコープでモニタすると同時に、データレコーダに記録し、FFTアナライザにより周波数分析を行なった。

3.5 実験方法 スワラ出口からタンク入口までの管路全長 L 、案内羽根枚数 N 、案内羽根角度 α を設定して、流量 Q を変化させ、生じる管路内圧力脈動を管路に沿って前述の3ヶ所で測定し、圧力脈動の振幅特性と振動数特性を調べる。本研究では案内羽根は $N = 24$ 枚、羽根角度は $\alpha = 35^\circ$ に固定し、管路全長を $L = 47D$ 、 $52D$ 、 $62D$ および $72D$ の4種に変えて実験を行った。

4. 実験結果と考察

4.1 スワラの特性 本実験に使用したスワラの特性を調べるために、予備実験として、管路長さを $L = 12D$ とし、流量を $Q = 0.4 \sim 2.7 \text{ m}^3/\text{min}$ の範囲で変化させて、スワラ直後の $L_m = 1D$ および $L_m = L/4$ 、 $L/2$ における圧力変動を測定した。スワラ直後の圧力変動の周波数スペクトルの変化の様子を図2に示す。図中bの線で示すように、スワラ直後の圧力変動には平均流速 $U \{ = Q / (\pi D^2/4) \}$ と共に増加する離散的な

振動数成分が含まれているのが分る。cで示す線はbの2倍成分である。そこで、bの線に沿う振動数 f_v を管路内気柱の1次の固有振動数 f_1 で無次元化して、無次元流速 U/f_1D の関数として表すと図3のようになる。ここで f_1 は管路部の両端を開とし、音速を340m/sとして計算して求めた。振動数比 f_v/f_1 は、一本の直線に乗っているとは言えないが、流速 U にほぼ比例している。各測定流速を基にしてストロハル数 St を求めて、同様に無次元流速の関数としてプロットすると図4のようになる。図4には U と D で定義したレイノルズ数 Re も示している。流速(レイノルズ数)が大きくなるにつれて、ストロハル数はやや減少する傾向を持つが、無次元流速が1.0以上になるとほぼ一定値 $St \sim 0.9$ となっているのが分かる。Chanaud⁽⁶⁾が求めたストロハル数 $St \sim 1.0$ より少し小さいが、ほぼ同じ値であり、本スワラはChanaudの案内羽根式スワラと本質的には同じ特性を持っているものと考えられる。なお、羽根角度 α が大きくなると、また羽根枚数 N が増えると、同じ流速のとき旋回の強さが増加するため、前述のストロハル数が増加することは既に確認している⁽⁸⁾。さらに、羽根角度が大きくなると、スワラ直後に生じる旋回コアが大きくなることも、可視化実験で確認している⁽⁸⁾。

4.2 $L=12D$ の場合の圧力脈動の応答 スワラ直後の圧力変動の振動数と管路の一次の固有振動数とが一致して管路内に気柱共鳴が起こるとすれば、それは図3において $f_v/f_1=1$ となる無次元流速のときで、今の場合は $U/f_1D \sim 1.1$ のときである。図2の $U=11.0\text{m/s}$ は無次元流速 $U/f_1D=1.06$ に当たるので共鳴流速に非常に近い。図2のスペクトルを見ると共鳴が起こっているようにも見えるが、 $l_m=L/2$ における圧力脈動にははっきりした気柱共鳴は観察されなかった。圧力脈動のRMS値は $l_m=1D$ の所が一番大きく、下流に行くにつれて減少していた。また、 $l_m=L/4$ 、 $L/2$ では、 $St \sim 0.9$ の振動数成分は既に減衰しており、含まれる振動数成分は主として固有振動成分であった。なお、管路内で計測される圧力変動は周方向に位相差のないものであることは既に確認している⁽⁸⁾。

4.3 管路を長くした場合の共振応答 短い管路では気柱共鳴は生じなかったのので、管路長を $L=47, 52, 62, 72D$ と長くして実験を行ったところ、いずれの場合にも気柱共鳴が観察された。 $L=52D$ の場合に計測された圧力脈動の振幅特性と振動数特性を無次元流速 U/f_1D の関数として図5に示す。無次元流速が2~3のところでは1次のモードが、また4~6のところでは2次のモードが生じているのが分かる。さらに、無次元流速が6を越えたところから3次のモードが生じ始めているのが分かるが、流量不足で共振ピークには達しなかった。なお、図5の応答特性にはヒステリシス現象は見られず、流量を増加した場合も、減少した場合も同じ応答特性を示した。

ここで、各長さの管路で得られた圧力脈動の共振応答を各モードごとに無次元流速 U/f_nD の関数としてプロットし直すと、1、2および3次の各モードに対して図6、図7および図8のようになる。これより、1、2、3次の各モードとも、無次元流速 U/f_nD が2を過ぎたところから応答振幅が急速に大きくなり、 $U/f_1D \sim 2.5$ で最大となり、 $U/f_1D \sim 3$ を過ぎると応答振幅は再び小さくなっている。長い管路ほど

共振ピークが低くなっているが、これは長い管路ほど共振の起こる流速が低下し、励振エネルギーが小さくなるためと考えられる。

4.4 スワラ直後の振動数特性 圧力脈動が生じ始めるときの無次元流速を2と見ればこれに対応するストロハル数は $St=0.5$ であり、図3のストロハル数よりかなり小さく、ほぼ半分となっている。したがって、長い管路で生じる圧力脈動は $12D$ の管路で得られたストロハル数とは別の励振源によるものと考えられる。そこで、スワラ直後の $lm=1D$ における圧力変動に含まれる振動数成分を詳細に調べてみた。ノイズ成分と思われるものを無視し、管路の固有振動成分と流速に比例する成分のみを拾ってプロットすると、 $L=52D$ の管路の場合図9のようになった。図9でbの線に乗っているのが $St\sim 0.9$ に対応するものであり、 $n1$ 、 $n2$ 、 $n3$ の線に乗っているのが1、2、3次の固有振動数に対応するものである。この他に $a1$ 、 $a2$ の線に乗っているものが新たに見つかった。これはいずれも $St\sim 0.5$ に対応している。 $a1$ 、 $a2$ の線が固有振動数の線 $n1$ 、 $n2$ と交差する流速の近傍を点線で示しているのは、この範囲では固有振動数の中に合体してしまっていて検出できなかったためである。 $a1$ と $a2$ の線が $n1$ と $n2$ の線と交わる点は図5で1次および2次モードが大きくなり始めるところとほぼ一致している。そこで、他の長さの管路についても同様に振動数を調べて、図9に重ねてプロットすると図10のようになる。bの線が $St\sim 0.9$ に対応するもの、 $n1$ 、 $n2$ 、 $n3$ の線が1、2、3次の固有振動数に対応するもの、 $a1$ 、 $a2$ 、 $a3$ がいずれも $St\sim 0.5$ に対応するものである。図10の $a1$ 、 $a2$ 、 $a3$ の直線は原点0を通る直線とは言えないが、原点を通る直線と見なして平均のストロハル数を求めると、それぞれ $St\sim 0.57$ 、 0.56 、 0.51 となっており、 $St=0.5\sim 0.6$ のストロハル数の存在が明らかになった。したがって、図6、7、8の各振動モードの応答は、いずれも無次元流速 U/fnD が2の近傍でこのストロハル数に対応する励振源と固有振動数とが一致して圧力脈動が発生し、 $U/fnD\sim 2.5$ の近くで最大になり、それ以後減少して $U/fnD\sim 3$ を越えると圧力脈動は急速に小さくなる、と解釈される。

4.5 圧力脈動の共振応答についての考察 圧力脈動のピークは無次元流速がほぼ2.5のところであるから、単純な強制振動と見れば、この無次元流速のとき固有振動数と一致したのと考えられる。これに対応するストロハル数は $St\sim 0.4$ となり、図10から求めたストロハル数 $St\sim 0.5\sim 0.6$ と一致しない。この違いはカルマン渦による弾性支持円柱の応答と対比して考えると理解できる。すなわち、静止円柱のカルマン渦のストロハル数は $St\sim 0.2$ であり、これに対応する無次元流速5のところから円柱の振動が大きくなり始め、系の減衰が小さいときは、最大振幅はそれより流速が大きく、無次元流速が7前後のところ⁽⁹⁾で現れる。図6、7、8に示した旋回渦による管路内圧力脈動の応答も、カルマン渦による弾性支持円柱の応答とよく似ており、単純な気柱共鳴ではなく、旋回渦の不安定性と管路内気柱の固有振動との相互干渉の結果としての応答が観察されているものと考えられる。

5. 結 言

半径方向吸込み型の案内羽根式旋回流発生装置を用いて、旋回流によって生じる管路内気柱共鳴について実験的研究を行った結果、次のことが分った。

旋回流成分を含む流れが管路内に流入すると、入口直後にストロハル数がほぼ一定の圧力変動源が生じる。本実験で得られたストロハル数は、その値が0.9～1.0のものと同0.5～0.6の2種類であった。この周期的な圧力変動源の振動数と管路の固有振動数が一致すると共鳴現象が生じる。ストロハル数0.9～1.0に対応する共鳴は本実験では検出されなかったが、ストロハル数0.5～0.6に対応する共鳴現象が観察され、管路の長さに応じて1、2、3次の固有振動モードの激しい圧力脈動が測定された。この圧力脈動は各モードの固有振動数で求めた無次元流速が2前後から大きくなり始め、2.5近くで最大になり、3を過ぎると急速に小さくなる。

旋回流による管路内圧力脈動が管路の固有振動数を基にした無次元流速の特定の範囲で生じることから、ストロハル数タイプの周期的励振源と管路の固有振動との共鳴現象として説明できることが明らかになった。しかし、単純な共鳴現象ではなく、旋回流の不安定性と気柱の固有振動との相互干渉が生じていることが示唆された。

おわりに、本実験を行うに当たりご協力頂いた東京大学工学部機械工学科平成元年3月卒業の長島誠治君に感謝します。

6. 参 考 文 献

- (1) 細井：水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の特性（第1報、相似性の実験的検討）、機論、38-311（昭47-7）、1781-1789；（第2報、水圧脈動の諸代特性）、機論、39-317（昭48-1）、221-230。
- (2) 西ほか3名：曲り吸出し管内の旋回流と水圧脈動に関する研究、機論B、48-431（昭57-7）、1238-1246。
- (3) 西ほか4名：曲り吸出し管内旋回流の流動様式と水圧脈動の特性、機論B、49-444（昭58-8）、1592-1601。
- (4) 西ほか4名：水車部分負荷運転における吸出管水圧脈動の発生機構、機論B、51-467（昭60-7）、2406-2413。
- (5) Chen, Y.N., Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations, Ed. by Naudascher, W. and Rockwell, D., Springer, (1979-9), B7, 265-278
- (6) Chanaud, R.C.,: Observations of Oscillatory Motion in Certain Swirling Flow, J. Fluid Mech. (1965), 21, part 1, (1965), 111-127.
- (7) Chanaud, R.C.,: Experiments Concerning the Vortex Whistle, J. Acous. Soc. Amer., 35-7(1963-7), 953-960.
- (8) 葉山ほか2名：旋回流励起振動に関する研究（第1報、ストロハル数タイプの励振源と管路内気柱共鳴の確認）、機論B、55-511（平1-3）、671-677。
- (9) 船川、馬越：流れによる弾性支持円筒の振動、機論、36-285（昭45）、750-757。

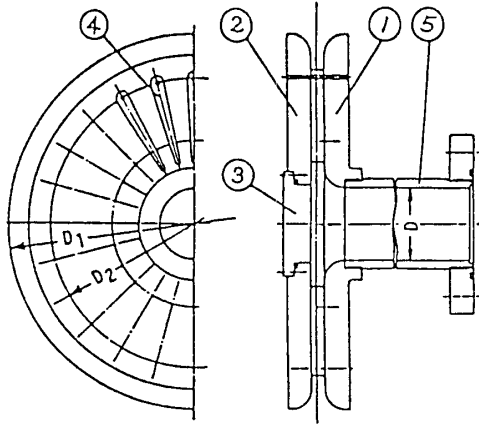


図1 旋回流発生装置

①②案内円板、③可視化窓、④案内羽根
 (長さ65mm、高さ10mm)、⑤出口管
 $D = 270\text{mm}$ 、 $D = 210\text{mm}$ 、 $D = 5.1\text{mm}$

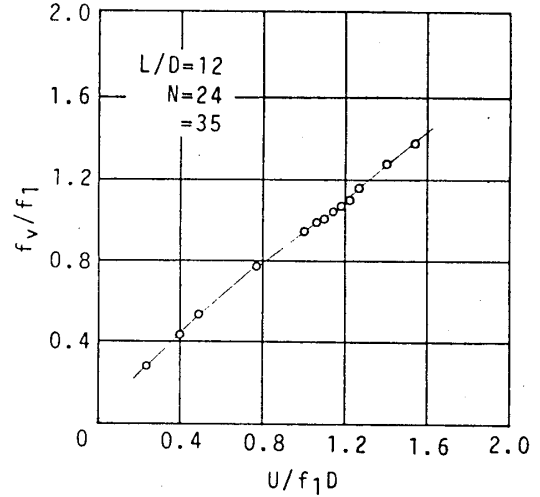


図3 スワラ直後の圧力変動の振動数特性

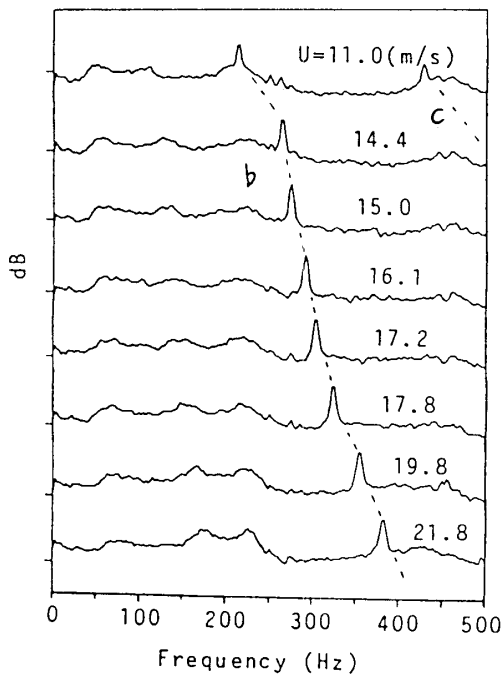


図2 スワラ直後の圧力変動の周波数
 スペクトルの推移

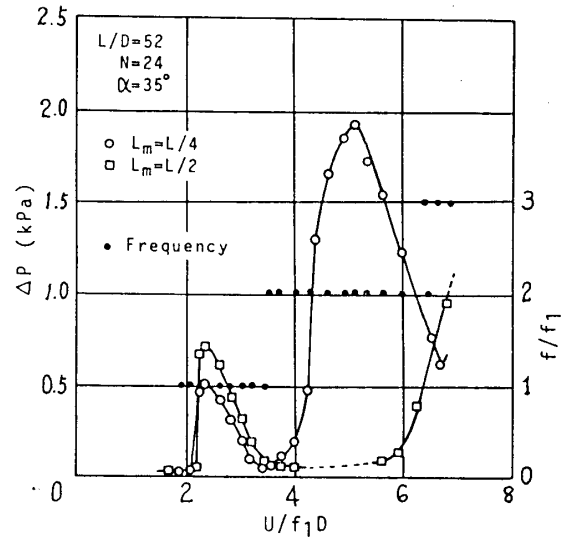


図5 長さ52Dの管路における共振応答

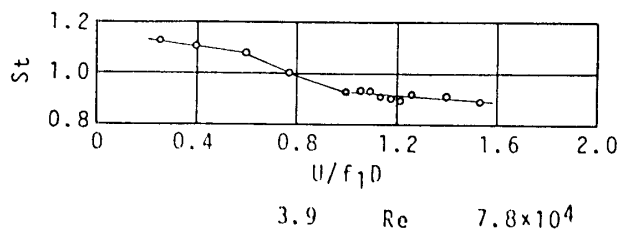


図4 スワラ直後の圧力変動のストロハル数

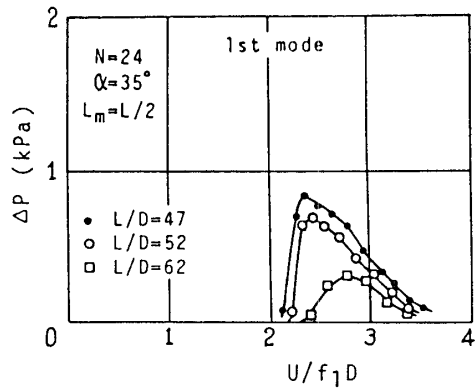


図6 1次モードの共振応答

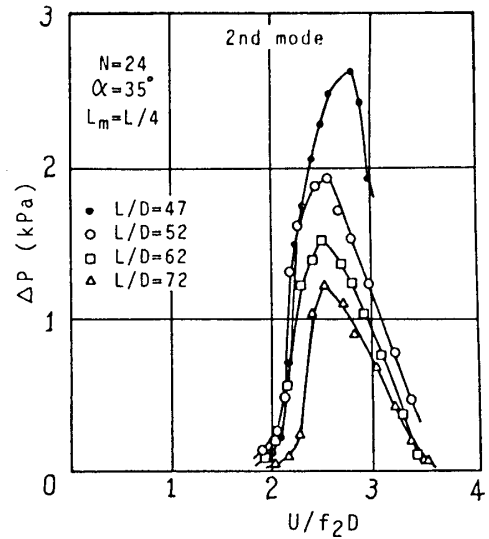


図7 2次モードの共振応答

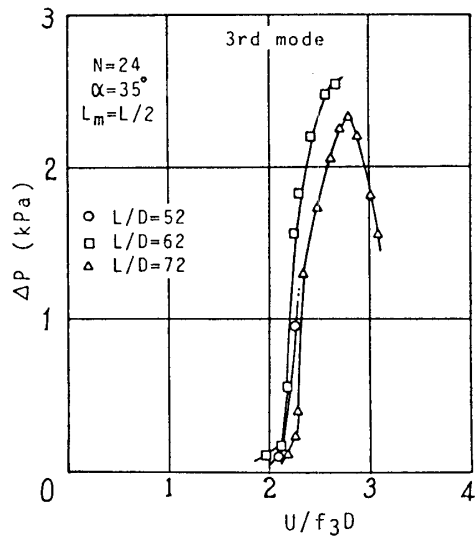


図8 3次モードの共振応答

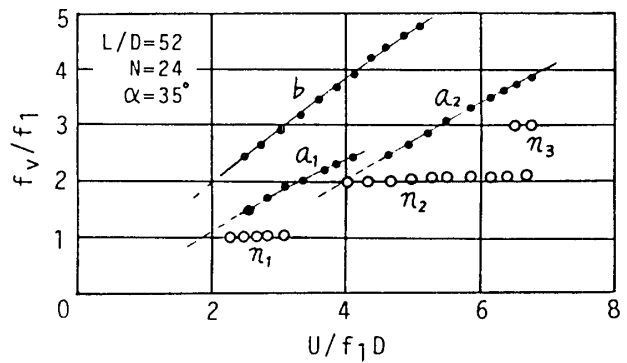


図9 長さ52Dの管路におけるスワラ直後の圧力変動の振動数特性

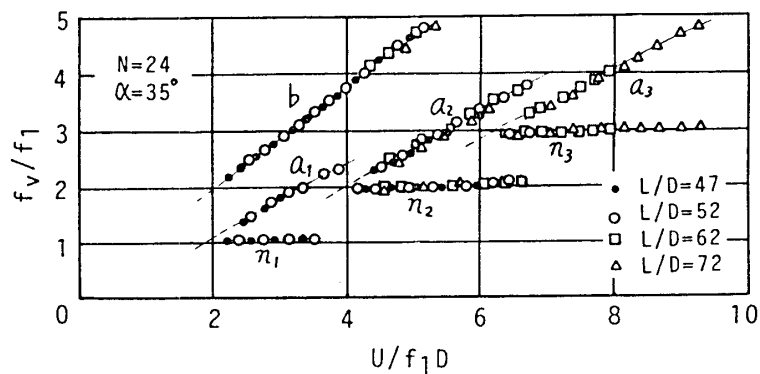


図10 スワラ直後の圧力変動の振動数特性

A-2 回流水路及びフロン風洞による 非圧縮流から超音速流までの翼 列振動時空力干渉に関する実験

*花 村 庸 治 (東京大学工学部) 山 口 和 夫 (東京大学工学部)

1. 序論 翼列フラッタ研究はその重要性から歴史は古いが、従来は主としてその翼列に固有な危険風速や振動モードを求めることに主眼がおかれていた。理論計算では全翼均一な仮定の基に全翼振動時の非定常空気を求める方が定常の場合と同様周期境界条件を用いて計算がかえって容易になるが、実験では特に高速、高振動数の場合、必ずしも得策とは言えない。そこで著者らは、全翼が均一翼間位相差 β で振動している時の非定常空気を各翼の振動振幅が小さいという仮定の基で各翼の振幅に関して次式(1)のように線形分離すなわち β に関してフーリエ展開した時の翼間空力干渉係数とでも言うべきものを求めることにした。

$$C_\beta = C_0 + C_{+1}e^{-j\beta} + C_{+2}e^{-2j\beta} + \dots + C_{-1}e^{j\beta} + C_{-2}e^{2j\beta} \dots \dots (1)$$

上式の C_β は全翼が同一振幅、同一翼間位相差で振動しているときの、また右辺は図1の0番翼を振動させた時単位振幅当たり、0、-1、-2...+1、+2...番翼に誘起される無次元化した非定常空力である(非定常力は $\rho U^2 c l \alpha / 2$ で、モーメントは $\rho U^2 c^2 l \alpha / 2$ で無次元化している。ただし α :振動振幅、 U :翼列出口流速、 ρ :流体密度、 c :翼弦長、 l :翼スパン)。(1)式右辺の係数が求めれば、

均一な翼列のフラッタ速度はもちろん、翼列振動時の翼間空力干渉の仕方を解明することができる。またこれら係数は、一般の固有振動特性の一様でない翼列のフラッタ速度や、積極的翼列不均一化によるフラッタ特性改善策の検討等にも不可欠なものであり、その資料が実機に即したものであればあるほど利用価値も高いということになる。そこで今回は二次元という制約はあるが、翼型は図2に示すように実機に用いられている高転向角タービンのものを採用し、表1のような翼列条件で実験を行った。

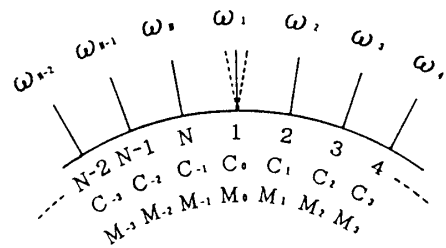


図1 一般翼列モデル

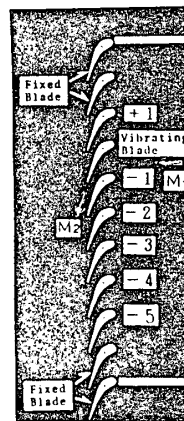


表1 翼列諸元

Straight back type blade	
Blade chord	55.6(mm)
Cascade pitch	40.0(mm)
Stagger angle	54.0°
Inlet angle	0.0°
Cos ² (throat/pitch)	74.2°
Tail thickness	1.0(mm)
Number of blade	11

2. 実験設備及び方法 実験は回流水路⁽¹⁾とフロン風洞⁽²⁾を用いて行ったが、水を用

図2 高転向角タービン翼列

いるのはマッハ数が低くなるとガスでは流体力が小さく精度が得られないためである。またフロンガスを用いるのは圧縮性の影響を調べるのに密度の高いフロンガスは音速が低く、同じマッハ数 ($M=U/a$ 、 U : 出口流速、 a : 音速 $=\sqrt{\gamma p/\rho}$ 、 ρ : 流体密度、 γ : 気体定数、 p : 圧力) を空気よりも低い流速で達成でき、従って無次元振動数を同じくする場合、空気より低い加振振動数で済むと言う利点がある。

図3は回流水路に用いた全翼振動用加振機構である。今回はこのうちの種々な位置の翼一枚だけを加振し、中央の測定翼に誘起される非定常力を測定した。水の場合動粘性係数が低く、 Re 数 (1.4×10^5) に対し流速が低く、従って低い振動数で高い無次元振動数 ($k=c\omega/U$ 、 ω : 円振動数) を達成でき、振動時の翼の慣性力に対し、十分大きな非定常力が得られる。一方圧縮性領域ではガスを用いるためマッハ数に対する流速が高く、同じ無次元振動数を得るのに高い振動数が必要で翼の慣性力が流体力に比べてはるかに大きくなる。このため図4のように加振機の両側に同じ翼を一方は風洞中に、他方は真空容器中にセットし、両翼同時に加振してその出力を反位相で重ね合わせ慣性力を十分相殺した状態で非定常流体力を測定する。図5は軽量化のため一部肉抜きしてバルサを充填した振動翼と、モーメント測定用十字バネ及び法線力測定用ストレインゲージの位置を示す。

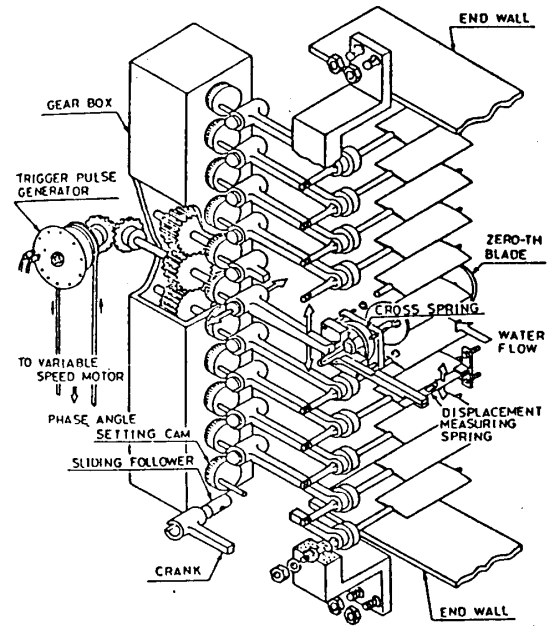


図3 回流水路用翼列加振機構

3. 実験結果 まず図6~8にマッハ数による定常圧力分布及びシュリーレン写真を示す。加振実験は非圧縮流から図8のような後縁衝撃波が隣接翼背面で強く反射する超音速流までマッハ数を変えて行った。図2に示す振動翼一枚だけを24%弦長点まわりに振幅 3° で、ねじり振動させ、その時各翼に誘起される非定常法線力及びモーメントを測定した。以下に諸要素に対するマッハ数の影響について述べる。

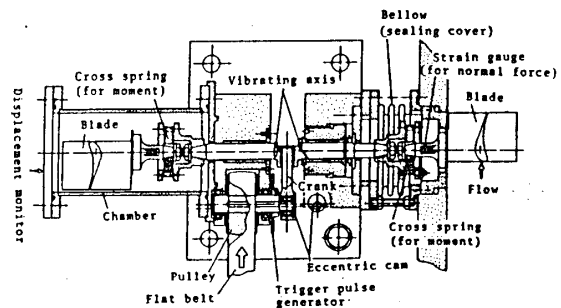


図4 フロン風洞用高速加振機

3.1. 翼間空力干渉の強さ ある翼の振動が他の翼にどのような影響を及ぼすかを無次

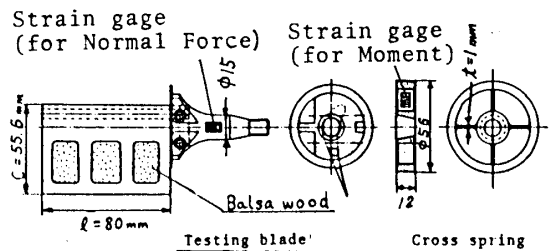


図5 軽量化した振動翼及び十字バネ

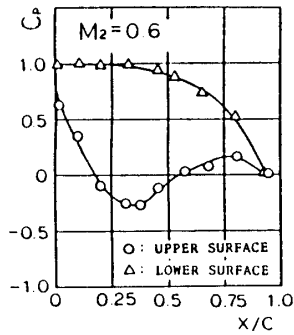


図6 定常圧力分布及びシュリーレ写真(M₂=0.6)

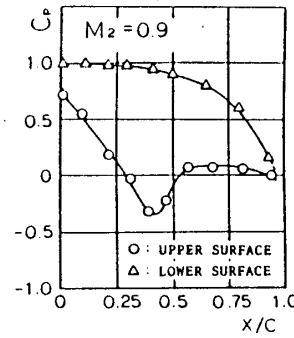


図7 定常圧力分布及びシュリーレ写真(M₂=0.9)

元振動数 $k=0.2$ を例にとってその大きさ及び0番振動翼の変位に対する位相差を示したのが、図9-1~4である。

まず、法線力 C_N (点線) については、一般に0番振動翼のそれが最も大きく、隣接翼については上流側よりも下流側に位置する翼の方が大きい。下流側でもマッハ数 0.9 ぐらいま

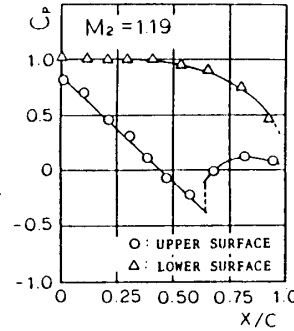


図8 定常圧力分布及びシュリーレ写真(M₂=1.19)

では-1番翼はかなり大きい値が出るがそれ以上離れると急激に小さくなる。上流側は+1番翼でも余り大きくないが、マッハ数0.9以上になると超音速領域が翼間に現れ、擾乱が伝播しなくなるためほとんど変動力が表れていない。マッハ数が上がって図8のように衝撃波が強く隣接翼で反射するようになると他の

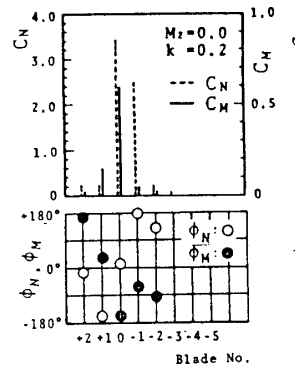


図9-1 M₂=0.0

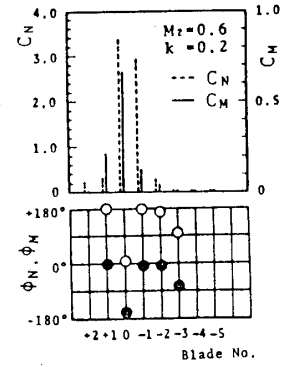


図9-2 M₂=0.6

三例とはだいぶ異なった様相を呈する。上流側の翼に影響が及ばないのはもちろんであるが、下流側翼は-1番翼のみならず測定翼中最も離れている-5番翼においても十分測定可能な変動力が誘起されている。これは明らかに強い反射衝撃波の影響でこれについては後の4項で述べる。

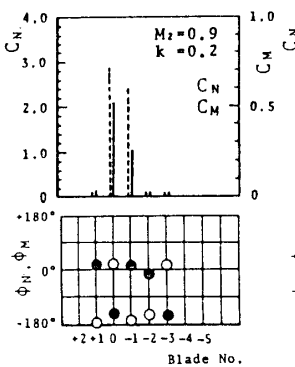


図9-3 M₂=0.9

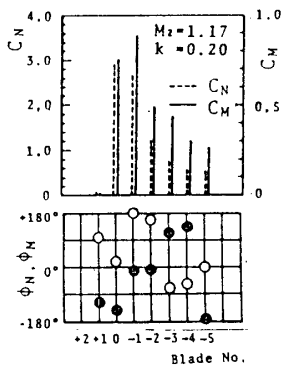


図9-4 M₂=1.17

一方非定常モーメントについては0番振動翼では後縁近くの方が変位が大きく、その法線力中心も翼弦中央近くでありモーメントも大きい。しかし隣接翼についてはマッハ数0

図9 各翼の非定常法線力およびモーメントの振幅と位相差

及び0.6では法線力中心はねじり中心近くにありモーメントは非常に小さく、必ずしも法線力の大きさと一致しない。マッハ数が0.9ぐらいになると弱いながらも振動翼後縁

からの衝撃波が下流側隣接翼に達するが、その影響は-1番翼のモーメントをやや大きくするに止まっている。しかしマッハ数が1.17とさらに大きくなると C_N の場合と同じく C_H も $M_2=0.9$ 以下の場合と大きく異なり下流側-5番翼でもかなりの値が現れ、特に下流側-1番翼のそれは0番振動翼のそれよりも大きくなっている。

次に各翼の C_N 、 C_H の0番振動翼に対する位相差 ϕ_N 、 ϕ_H をみると、ほぼ反位相になっている。これは法線力作用点がねじり中心より後縁よりにあることを示している。これら位相が完全に反位相でないのは本実験で省略している接線力が影響しているためと思われる。

3.2. 均一翼列のフラッタ特性 前項の各翼に誘起される C_N 、 C_H を(1)式に従って合成すると全翼が同時に同振幅、同翼間位相差 β で振動している時の非定常法線力 $C_{N\beta}$ 及びモーメント $C_{M\beta}$ が求まる。例として $M_2=0$ の場合の C_H の合成結果を無次元振動数 $k=0.1$ 、 0.3 についてベクトルで示したのが図10で、各位相差に対するベクトルの横軸(Re:実部)への写影 $C_{N\beta} \cos \phi_{N\beta}$ は振動変位に同相成分で空力剛性を表し、縦軸(Im:虚部)への写影 $C_{N\beta} \sin \phi_{N\beta}$ は空力減衰を示し、これが正なら負減衰、すなわち振動は流体よりエネルギーEを供給され励振されることになる。本実験では翼変位を基準にしているため、 $Im=-E$ の関係にある。なお図中矢印のついたベクトルは0番振動翼自体のもので、これは常に正減衰であり、翼列中一枚だけのフラッタの生じないことを意味しており、このベクトルと各位相差に対する合成ベクトルとの差ベクトルが、他の隣接翼の干渉による誘起モーメントを表す。

図11に $C_{N\beta}$ 、 $C_{M\beta}$ の実数部、虚数部の翼間位相差 β に対する変化を示す。 $C_{N\beta}$ の図中鎖線が前述の0番振動翼自体の励振エネルギーを表し、これと翼列としての励振エネルギーを示す点線との差が他の翼の干渉によるもので、

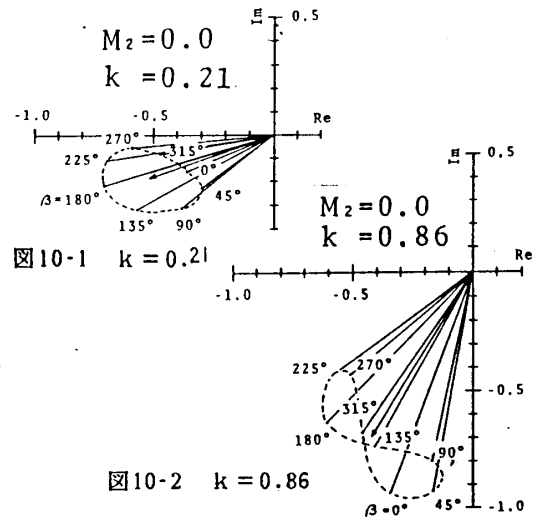


図10 非定常モーメントの合成ベクトル

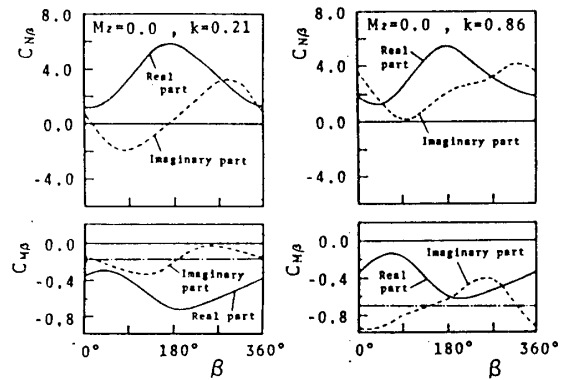


図11 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化($M_2=0.0$)

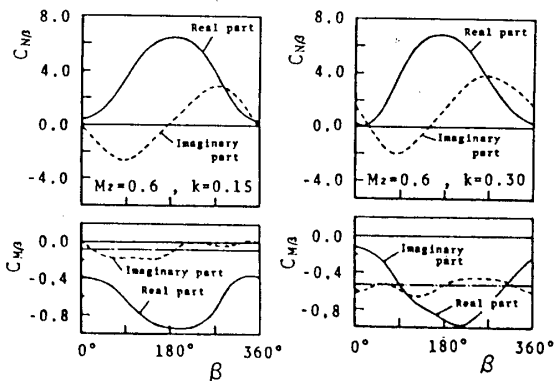


図12 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化($M_2=0.6$)

それは翼間位相差 β に依存する。この図に示した $M_2=0$ の例では全ての翼間位相差に対して正減衰であり、この正減衰の値は無次元振動数 k を増すと増大するが、これは 0 番振動翼自体の正減衰が k の増大と共に大きくなることによる。以下、 $C_{N\beta}$ 、 $C_{M\beta}$ がマッハ数の増大に対してどう変化するかを、図10に相当するベクトル図は省略して、図11に相当する β に対する実部、虚部の変化で示す。

図12はマッハ数 $M_2=0.6$ に対する結果で、 k の小さいところではモーメントの減衰力が0に近くなることもあるがまだ負減衰になっていない。 k が大きくなると減衰力は大きくなる。この場合は大体 $M_2=0$ の場合と同じでまだ圧縮性の影響はほとんど表れていない。

図13はマッハ数を上げて $M_2=0.9$ とした場合で弱い衝撃波も出て(図7) -1番翼の誘起モーメントも大きくなり(図9-3)、 k の小さいところで僅かではあるが負減衰となっている。しかし、これも k を僅か増すと全ての翼間位相差に対して正減衰になってしまう。まだ圧縮性の影響は顕著ではない。

マッハ数をさらに上げて衝撃波が強く隣接翼背面で反射するようになると、図9-4に見られるように-5番翼でもかなりの誘起力が出ている。これまでの例では両隣の翼の干渉が主で、すなわち式(1)の C_p は第一高調波まででほとんど決まっていたのに対し、このような高いマッハ数の場合は高調波成分を含んで翼間位相差 β に対する変化も複雑なものとなる。図14に示すように k の小さいところでは励振エネルギーが大きな負減衰を示し、 k を増しても余り小さくならない。

3.3. 翼列励振エネルギー

図15にマッハ数に対する均一翼列振動時の励振エネルギーの最大値を示している。マッハ数0の時の値は左縦軸に示してある。水の実験では最低振動数に限界があり、 $K=0.21$ と0.43の値が示してある。マッハ数0.9以下ではマッハ数による変化は小さく、 k の小さいところで僅かに励振となるが、 k が増すと正減衰となる。しかしマッハ数が1.0を越

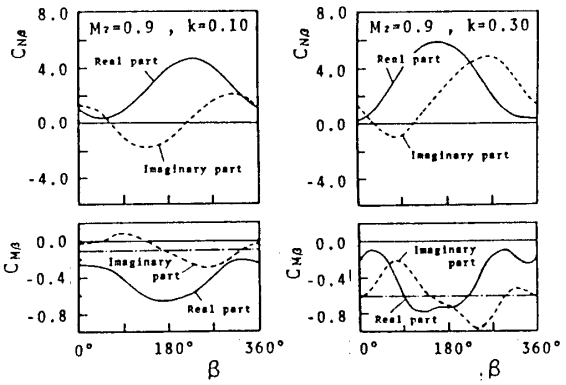


図13 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化 ($M_2=0.9$)

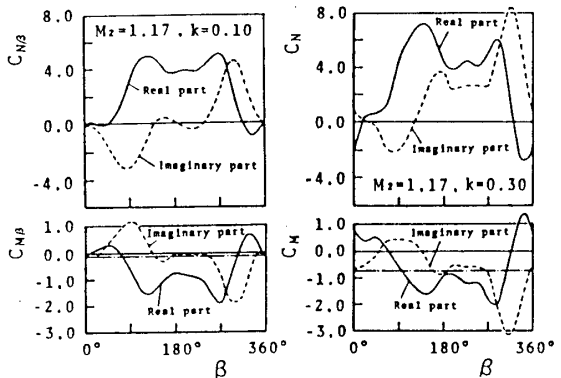


図14 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化 ($M_2=1.17$)

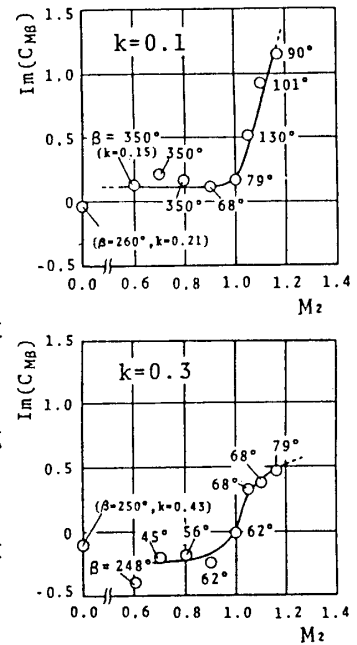


図15 励振エネルギーのマッハ数による変化

えるあたりから衝撃波も強くなりこれに伴い励振エネルギーも急増して、 k の大きい場合でも依然として負減衰となっている。この理由は明らかに強い反射衝撃波の影響で次項で詳しく述べる。図中パラメータとして最大励振エネルギーを与える危険翼間位相差を記してあるが、必ずしも連続的に変化していないのは、図14に示すように β に関する高調波成分が効いて、マッハ数の低い時のように β による変化が一つのピークの単純な形でなく、複数の β に対するピーク値が拮抗しているためである。

4. 反射衝撃波の影響 前述のように、反射衝撃波が出るほどにマッハ数が高くなると翼列としての減衰特性やある翼の振動の隣接翼への影響の仕方などが急変するが、これは後縁から出た衝撃波が下流側隣接翼背面で強く反射し、翼振動に伴いこの衝撃波及び反射点の移動することに起因すると考えられる。翼列中の全翼が同等に振動している時の衝撃波の移動による影響は振幅が小さいと言う仮定の基に次のように二つの要素に分けて考えることができる。一つは振動に伴い衝撃波自体が動き、それを受ける翼の背面は静止している場合と、他方は衝撃波自体は静止していてそれを受ける背面が振動している場合で、前者は図9-4の-1番翼のそれに相当し、後者は0番翼のそれに相当する。

0番翼の場合は衝撃波のない場合でもかなり非定常力やモーメントが出ており、衝撃波による増加分と言う点で見ると-1番翼の方がはるかに大きい。すなわち衝撃波そのものの動きあるいはその反射点の動きの方が、背面の動きよりも非定常力の増大に寄与する割合はより大きいと言える。そしてこのような衝撃波を介しての翼間干渉はその位相差に自由度をもつため時には翼列としての振動に大きな励振エネルギーをもたらす、翼列フラッタの重要な一因になる。図9-4にも見られるように-2番翼以降の隣接翼にも大きな非定常力が誘起されている。この場合-2番以降の翼ではそれ自体はもちろん、その上流に位置する翼も静止しており、流路の大部分は超音速流であることを考えると、非定常力は衝撃波通過後の亜音速域を介して伝播することが考えられる。この際-2番翼以降の背面上で衝撃波反射点の移動しているかどうかは確認されていないが、いずれにしてもある翼の振動による擾乱は下流側隣接翼に反射衝撃波を介して伝播していくことは明らかである。

5. 非定常力作用中心の変化 図16は、0番振動翼とその影響を最も強く受ける-1番翼についてマッハ数による法線力 C_N 及びモーメント C_M の変化を示したものが、両翼の法線力及び0番翼のモーメントは余り顕著な変化を示さないのに対し、-1番翼のモーメントは反

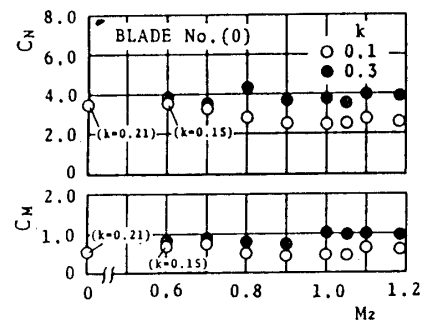


図16-1 0番翼

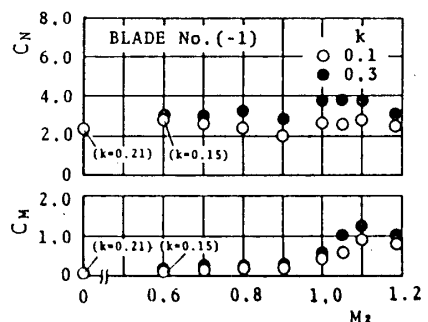


図16-2 -1番翼

図16 非定常法線力及びモーメントのマッハ数による変化

射撃波の強くなり始める $M_2=1.0$ あたりから急増しているのが特徴的である。これは両翼の法線力作用点の変化の違いによるものでこれを示したのが図17である。法線力中心はモーメントの中に接線力の影響も含まれるので、モーメントの法線力に対する反位相成分と法線力との比から求めた。-1番翼のモーメントの変化と法線力中心の変化はよく符合しており、その原因は反射射撃波の移動に起因することは容易に推定できる。

準定常的に考えると、0番翼の頭上げ運動により-1番翼の射撃波反射点は前方に動き高背圧部分が拡大し結果的に頭上げモーメントの増大をもたらす。この場合射撃波反射点がねじり中心より離れているため大きな非定常モーメントを生じる。実際には翼の動きとモーメントの増大には位相差があり、それは図

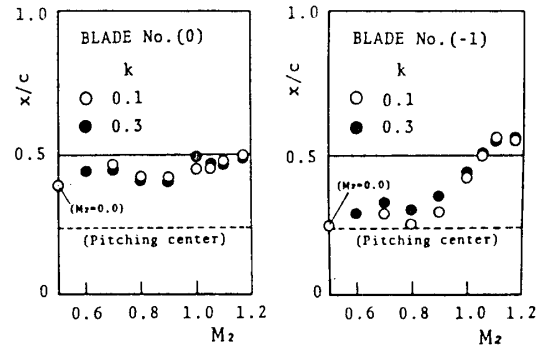


図17-1 0番翼 図17-2 -1番翼

図17 非定常法線力作用点

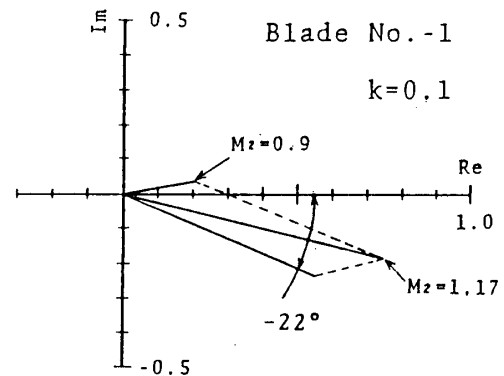


図18 0番翼変位に対する -1番翼モーメントの位相遅れ

18のように、マッハ数が近く($M_2=0.9$ と 1.17)射撃波の有る場合と無い場合のモーメントベクトルの差を採り大略推定できる。この位相差は無次元振動数が増すと大きくなる。

6. 非定常力測定翼枚数の問題 ある翼の振動がどの程度離れた翼まで影響するかと言うことは非定常力の測定において、特に翼枚数に限りがある直線翼列での実験においては重要なことである。図9から分かるように非圧縮流あるいは低マッハ数では振動翼の影響は両隣接翼より離れると急激に小さくなる。しかしマッハ数が上がると翼間流路に超音速域が現れ振動による擾乱は上流側に位置する翼には伝わらなくなる。一方下流側では $M_2=0.9$ 以下では射撃波が立ってもまだ弱く、-2番以降の翼にはまだ大きな非定常力は誘起されていないが、これ以上マッハ数が上がり、射撃波が隣接翼背面で強く反射するようになると、-5番翼でも十分測定可能な大きさの非定常力が誘起されるようになる。従って直線翼列による非定常力測定実験では、特にマッハ数の高い場合は、一翼振動法では振動翼をできるだけ上方に位置させ下流側の測定翼枚数を多くとる必要がある。この場合どれくらいの枚数を測定すればよいかと言うと、遠くの翼ほど翼列全体としての減衰特性への寄与率は低くなることもあって、6~7枚も測れば減衰特性の把握には十分であろう。この問題は全翼振動法でも同じで全振動翼中の測定翼をできるだけ下方に置き、できるだけ上方に位置する翼の影響まで取り入れるように配慮する必要がある。

7. 一般非均一翼列のフラッタ速度 一般の翼列は各翼の固有振動特性は必ずしも一様

でなく多少のばらつきをもっている。今図1のような各翼が独自の固有振動特性をもつ翼列の振動方程式を立てると次式(2)のようになる:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\alpha}_1 + K_1 \alpha_1 &= \alpha_1 M_0 + \alpha_2 M_{-1} + \dots + \alpha_{N-1} M_2 + \alpha_N M_1 \\
 I_2 \ddot{\alpha}_2 + K_2 \alpha_2 &= \alpha_1 M_1 + \alpha_2 M_0 + \dots + \alpha_{N-1} M_3 + \alpha_N M_2 \\
 &\vdots \\
 I_i \ddot{\alpha}_i + K_i \alpha_i &= \alpha_1 M_{i-1} + \alpha_2 M_i + \dots + \alpha_i M_0 + \alpha_{i+N} M_{-1} + \dots + \alpha_N M_i \\
 &\vdots \\
 I_n \ddot{\alpha}_n + K_n \alpha_n &= \alpha_1 M_{-1} + \alpha_2 M_{-2} + \alpha_3 M_{-3} + \dots + \alpha_{N-1} M_1 + \alpha_N M_3
 \end{aligned} \quad \dots (2)$$

ここで $M_0, M_{-1}, M_{-2}, \dots, M_{-1}, M_{-2}, \dots$ 等は 0 番振動翼が 0, +1, +2, \dots , -1, -2, \dots 番翼に誘起する非定常モーメントで本実験で求めたものに他ならない。また i 番翼の慣性モーメント I_i 、ねじり剛性 K_i 、質量 m_i 、固有振動数 ω_i 、無次元回転半径 r_i 、mass ratio μ_i 等の間には次のような関係がある。

$$K_i = I_i \omega_i^2, \quad I_i = m_i c^2 r_i^2, \quad \mu_i = m_i \frac{1}{2} \rho c^2 l$$

この齊次 N (翼枚数) 元連立方程式の解の存在条件がフラッタ方程式と呼ばれるもので

$$\begin{vmatrix}
 A_1 & C_{-1} & C_{-2} & \dots & C_2 & C_1 \\
 C_1 & A_2 & C_{-1} & \dots & C_3 & C_2 \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\
 C_{i-1} & C_i & \dots & A_i & \dots & C_i \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\
 C_{-1} & C_{-2} & C_{-3} & \dots & C_1 & A_n
 \end{vmatrix} = 0 \quad \dots (3)$$

のように表される。ここで

$$A_i = C_0 + k^2 \mu_i r_i^2 (1 - (\omega_i/\omega)^2) = C_0 + k^2 \mu_i r_i^2 (1 - (\omega_1/\omega)^2 \cdot (\omega_i/\omega_1)^2)$$

均一翼列の場合は(3)式で $A_1 = A_2 = \dots = A_N$ であり(3)式は巡回行列となり、

$$\prod_{k=1}^n (A_1 + \omega_1 C_{-1} + \omega_1^2 C_{-2} + \dots + \omega_1^{n-1} C_1) \omega_1^{k-1} \alpha_k = 0 \quad \dots (4)$$

と等価で、どの翼も一様振幅、均一翼間位相 $\beta = 2\pi i/N$ ($i=1 \sim N$) で同時に振れていることになり、結局その際の翼列としての非定常空気力は(1)式の関係になる。

さて一般翼列に対するフラッタ方程式(3)の解であるが、フラッタ振動数 $(\omega_1/\omega)^2$ を固有値として解くとその解は N 個出て、そのうち、正実根の条件を満たすものを拾い出し、さらに最低フラッタ速度 (ω_1/ω) と無次元振動数 $k=U/\omega_1 c$ とから $V_{cr} = U/\omega_1 c$ を求める) に対する解を求めることになり、その際、現実的でない解も求めることになる。これに対し著者らは次のような簡便な方法を提唱する。(3)式の各要素は複素数であるから、二個の未知数 $X=(\omega_2/\omega_1)^2$ 、 $Y=(\omega_3/\omega_1)^2$ を除き他の全ての値を与えれば、(3)式は X 、 Y を含む A_2 、 A_3 に関して次のように展開できる。

$$A_2 A_3 R_1 + A_2 R_2 - A_3 R_3 + R_4 = 0 \quad \dots (5)$$

ここで R_1, R_2, R_3, R_4 は与えられる複素数である。ここで重要なことは本実験の結果(3)式の要素は各行とも低マッハ数の場合は 3 項程度、高マッハ数の場合でも 5~6 項を残してほとんど 0 であり行列の展開もさほど困難でないことと、 $(\omega_1/\omega)^2$ を与える時、フ

フラッタ振動数は翼列各翼のmass ratioが大きいこと及び固有振動数のばらつきもそれほど大きくないことから固有振動数の平均値からそれほど離れないであろうと言う見通しに立って、それほど広範な値を与える必要がないということである。(5)式は各係数の実部、虚部にR、Iをつけて表すと次の二元連立方程式になる。

$$XY \begin{bmatrix} p_R \\ p_I \end{bmatrix} + X \begin{bmatrix} q_R \\ q_I \end{bmatrix} + Y \begin{bmatrix} r_R \\ r_I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} s_R \\ s_I \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

これはX、Yの一方を消去すれば実係数の二次方程式となり、その正実根を求めることは容易である。このようにX-Y平面上に ω_2/ω_1 、及び $k=U/c\omega$ すなわちフラッタ速度 $V_{cr}=U/c\omega_1$ をパラメータとした曲線が描かれ ω_2/ω_1 、 ω_3/ω_1 の希望する値に相当するフラッタ速度が求まることになる。次項、図19の固有振動数の違う三枚の翼一組の繰り返しの場合は最も簡単な具体例である。

8. 翼列翼の積極的不均一化によるフラッタ対策への応用 著者らは、これまでに翼形

や翼列条件の違う非圧縮流の場合ではあるが、翼列の各翼の固有振動特性を積極的に不均一化することによってフラッタ速度を高める効果があることを明らかにしてきた⁽³⁾。非圧縮流の場合は、種々な不均一モードのうち固有振動特性の不均一度の範囲を限定した場合、相隣る翼の固有振動特性を交互に変えるのが最も効果があると言う結果が出ている⁽⁴⁾。これは図9-1なども同様であるが、 $M_2=0$ の場合は振動翼の影響は隣の翼で最も強く、距離が離れると急速に弱くなることから、隣の翼の固有振動数を変えることによって空力的連成(一種の共振)が起こり難くなるためであろう。圧縮流の場合も前述の実験結果から $M_2=0.9$ 以下の場合にはこれと大差ないことが推察される。しかし $M_2=1.0$ 以上のように下流隣接翼数枚まで強い影響が及び、0番振動翼より-1番下流隣接翼の方により大きな非定常モーメントが誘起されるような場合には、 $M_2=0$ の場合と必ずしも同じではないであろうことが予想される。そこで本実験で得られた非定常モーメントを用いて、例として相隣る二枚の不均一の繰り返しの場合と三枚の不均一の繰り返しの場合を比較してみた。本実験例では $M_2=0$ の場合にはフラッタは生じないのでマッハ数の高い場合についてのみ図19にその一例を示す。横軸 ω_2/ω_1 は相隣る翼の固有振動数比、縦軸は ω_1 で無次元化したフラッタ速度 $V_{cr}=U/c\omega_1$ 、パラメータの ω_3/ω_1 は一枚置いた翼の固有振動数比である。この問題は影響要素が多様で複雑なため、詳細に論ずるのは他の機会にして、ここでは強い衝撃波のある場合と非

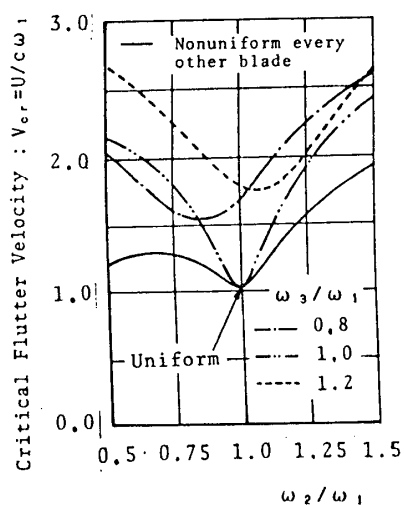


図19 不均一化とフラッタ速度の関係

トの $k > 0.4$ に対する値はそれ以下の値から外挿推定したものをを用いている。

9. まとめ 一翼振動法によって得られた実験結果を基に翼列振動時の翼間空力干渉に対するマッハ数の影響に関して従来の全翼振動法では指摘できなかった幾つかの点が明らかにされた。

- ① 一般に振動翼がそれ自体に誘起する非定常モーメントは常に位相遅れで、無次元振動数が増すとこの位相差の遅れ、すなわち減衰力も増す。これは翼列中の一枚だけの翼のフラッタは生じないことを意味する。また翼列としての減衰特性はこの振動翼自体の正減衰に、同時に振動する他の翼の干渉によって誘起される減衰成分（正の場合も負の場合もある）との競合によって決まり、それは翼間振動位相差に左右される。
- ② ①の翼間干渉はねじり振動の場合、隣接翼に誘起される非定常モーメントの絶対値が大きいほど強くなり、この干渉には翼間位相差という自由度があるため、時には大きな励振エネルギーを誘起することがある。
- ③ この翼間干渉はマッハ数にも依存し、流出マッハ数0.9 ぐらいまでは僅かに負減衰になっても僅かな無次元振動数の増加で正減衰に転ずる。
- ④ しかし、マッハ数が上がって後縁からの衝撃波が隣接翼背面で強く反射するようになると、この反射点がねじり中心から離れている場合、反射点近傍の圧力変動によって大きな非定常モーメントを生じ、これが翼列としての大きな負減衰の要因となる。
- ⑤ 衝撃波移動の影響は、その衝撃波そのものの動きの影響と、それを受ける翼面の動きの影響とに分けて考えた場合、非定常モーメント増加への寄与は前者の方が大きい。
- ⑥ ある翼の振動の影響は背面側（タービンでは上流側）より腹面側隣接翼に強く伝わる。逆に言えば背面側に位置する翼からの影響をより強く受ける。そしてこの傾向はマッハ数の増加と共に、特に衝撃波が強くなると一層強まる。
- ⑦ 従って高マッハ数域でタービン翼列振動時の非定常力を測定する場合、一翼振動法ではできるだけ腹面側の翼の測定翼枚数を増し、全翼振動法では測定翼をできるだけ翼列下流側にセットする配慮が必要である。
- ⑧ 翼列翼の固有振動特性を積極的に不均一にしてフラッタ速度を上げようと試みる場合、マッハ数の低い場合は両隣の翼の固有振動特性を交互に変えて隣の翼との空力連成を抑えると効果があるが、衝撃波が強くなり遠くの翼まで干渉が及ぶようになると必ずしも低マッハ数の場合と同じではない。

参考文献

- (1)花村・田中,機論,32-244(昭41-12),1823 (2)花村・山口,機論,52-482,B(昭61),3428
- (3)Hanamura,Y. and Tanaka,H. Proc. of the 1977 Tokyo Joint Gas turbine Cong., (1977-5), 418 (4)Tanaka,H., Hanamura,Y. and Fujimoto,I., Proc. of the 1983 Int. Gas Turbine Cong., (1983-9), 651

A-3 放電式翼端隙間測定装置の研究

* 渡辺高幸 (日本工業大学)

松木正勝 (日本工業大学)

1. はじめに

放電式翼端隙間測定法は、翼端隙間を直接測定することから基準器としての性格が強く、重要な測定法と考えられる。しかし、この測定法についての基礎的技術資料は少なく¹⁾、英国Rotadata社の測定装置²⁾が市販されているが、その詳細については公開されていない。そこで筆者等は、放電隙間と放電電圧の関係についての実験、及び当装置を試作し、擬似翼端を用いての翼端隙間の測定を行ってきた³⁾。本報告では、近年He, Arガスを作動流体として用いたタービンが使用されるようになったことから、これらのガス雰囲気中での放電隙間と放電電圧の関係についての実験、また空気中における放電隙間と放電電圧の関係において生じた問題点について述べる。さらに、回転翼としてマイクロファンを用いて翼端隙間を測定したが、この時試作した装置、及び測定精度について述べる。

2. Ar, Heガス雰囲気における放電隙間と放電電圧の関係

2-1. 実験装置

Arガス、Heガス中での放電隙間と放電電圧の関係を調べるために図. 1、図. 2に示すような隙間装置と高圧発生装置を用いた。隙間装置は、(+)側電極、(-)側電極、微動装置、ガス

室よりなる。(+)側電極は直径4[mm]、材質はsus-304で、先端角度30[°]、先端部は円弧形状でR0.5[mm]である。先端部を円弧形状とし、直径を1[mm]としたのは、試作した隙間装置に用いた電極形状に合わせたためである。(-)側電極としては、平滑な平面を有し、(+)側電極と材質が同じマイクロメ

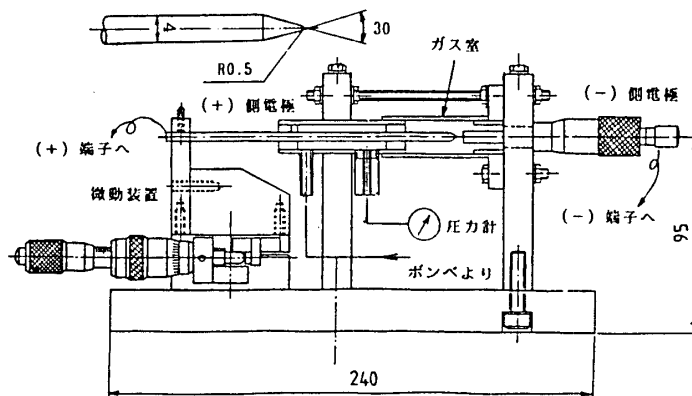


図. 1 隙間装置

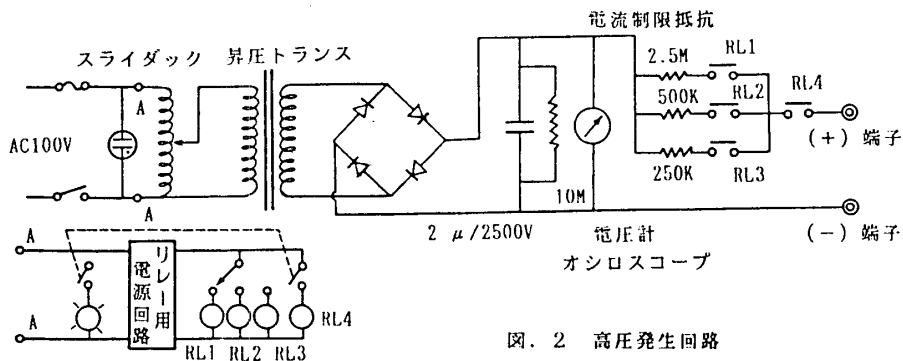


図. 2 高圧発生回路

ータヘッドを用いた。隙間は (+) 側電極を微動装置によって動かすことにより与えられるが、その最小読み取り値は1/1000[mm]である。ガス室は万一破壊しても危険がないように、ビニルチューブにより製作し、供給ガスがたえず両電極部を通過するよう通路を設けた。高压発生回路はスライダック、昇圧トランス、整流回路、電流制限抵抗よりなる。出力は直流0~2500[V]で、電流は10[mA]、5[mA]、1[mA]である。実験中における感電防止のために、出力端子間に出力のあるときは、フラッシュランプが点滅するようにした。

2-2. 実験方法

最初に隙間の全くない零点を確認するために、両電極に数10[V]を加えておき、微動装置を動かし、コンデンサ両端に接続したオシロスコープにより両電極が接触したことを確認する。次に、隙間を与え、ガスを充満し、スライダックにより徐々に印加電圧を上昇させる。放電は上述したオシロスコープにより確認し、この時の電圧を読む。

2-3. 実験結果

図. 3にAr、Heガス雰囲気中での放電電圧と放電隙間の実験結果を示す。実験結果より次のことがわかった。

- (1) Ar、Heガス雰囲気中での放電電圧と放電隙間には、一定の比例関係がある。
- (2) Ar、Heガス雰囲気中では、圧力が高くなると直線の傾きは大きくなり、同じ放電隙間でも放電電圧は高くなる。
- (3) 同じ放電隙間でもArの方がHeより放電電圧は高くなる。
- (4) 同じ放電電圧ならAr、Heガス雰囲気中での放電隙間の方が空気中のそれより相当大きい。従ってAr、Heガス雰囲気中での翼端隙間の測定では、測定値に補正をすることが必要である。

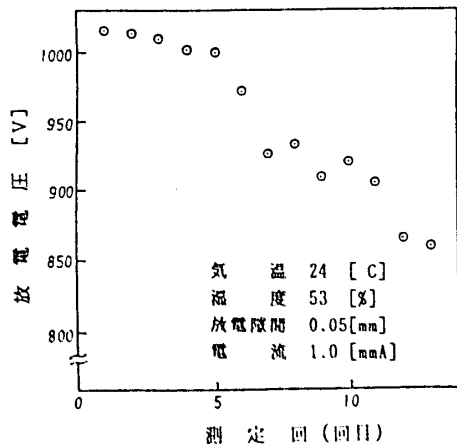


図. 4 同一隙間での放電電圧の変動

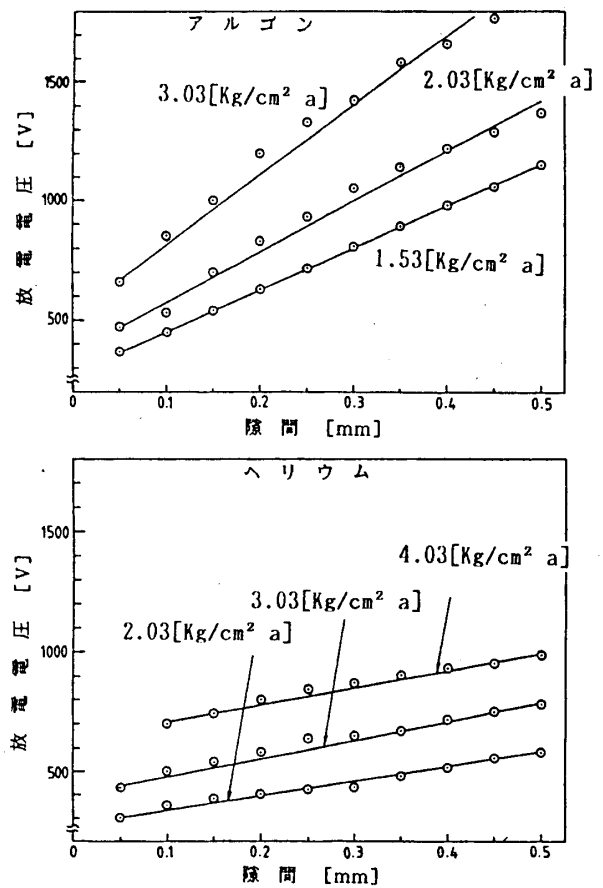


図. 3

Ar、Heガス雰囲気中での放電電圧と放電隙間の関係

3. マイクロファンを用いた翼端隙間の測定

3-1. 探針駆動装置

探針駆動装置を図. 5に示す。探針はステッピングモータの回転力を、ボールネジにより、水平運動に変換して動かされる。ステッピングモータの回転角は1ステップ当たり $0.9[^\circ]$ 、ボールネジのリードは $1[\text{mm}]$ （累積代表リード誤差 $4[\mu\text{m}]$ ）である。従って、1ステップ当たりの送りは $2.5[\mu\text{m}]$ となる。探針は直径 $1[\text{mm}]$ の黄銅棒で、先端を丸くし、ボールネジに取り付けたアクリル板にネジ止めされる。また探針は、図のような基準零点電極板側と翼端側の二方向に先端を有する

3-2. 放電信号取り出し回路

信号取り出し回路の構成を図. 6に示す。信号の発生は放電を伴い、また翼端側では微小時間間隔をもつパルス様の信号である。従って放電による相互入力端子への外乱、連続的信号入力による出力の誤動作を考慮して、バタツキのある信号を一つにおさえ、コンピューターへの出力を確保しなければならない。そのため微小時間信号を確実にとらえるためのヒステリシスコンパレータ、入力信号保持および他入力阻止としてのフリップフロップ回路、出力信号定時間保持としてのワンショットマルチを介して信号をコンピューターへ取り込んだ。

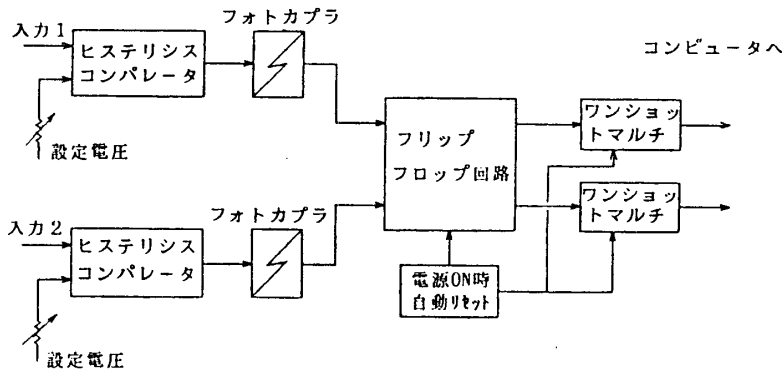
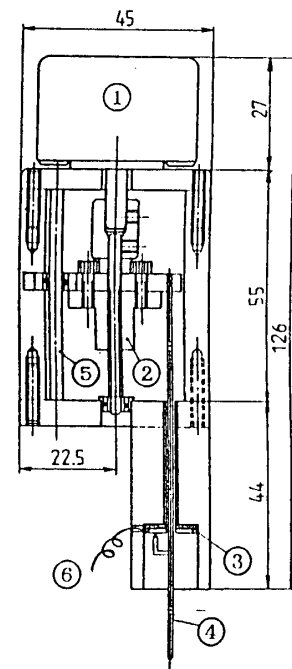


図. 6 信号取り出し回路構成図



- ①ステッピングモータ
- ②ボールネジ
- ③基準零点電極板
- ④探針
- ⑤スライド用シャフト
- ⑥コード

図. 5 探針駆動装置

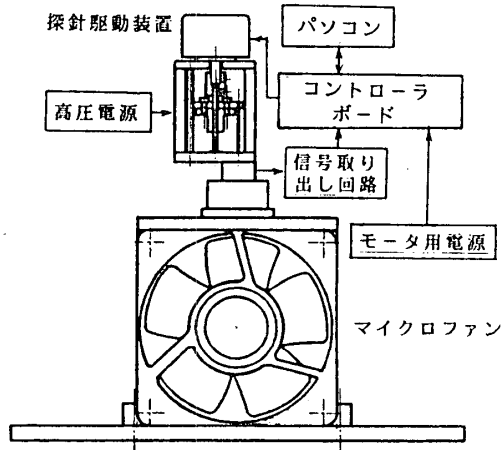


図. 7 隙間測定装置としての構成

3-3. 隙間測定装置としての構成

図. 7のような構成でマイクロファンの翼端隙間の測定を行なった。探針駆動装置は図のようにマイクロファン上に取り付け、直径 $3[\text{mm}]$ の探針用出入孔をファン壁にあけた。探針からの信号は

図. 6の信号取り出し回路、コントローラボードを通してパソコンに入力される。コントローラボードへの命令はマイコンにより行ない、ステッピングモータの正転、逆転の制御と測長値の表示を行なう。長さの単位となるのは、ステッピングモータのステップ数で、あらかじめプログラムにインプットしておき演算表示する。マイクロファンの直径は110[mm]で、回転数は3000[r.p.m]である。探針の移動速度はプログラム上変えることができるが、これを最も遅い速度とした。これはモータ逆転時における慣性を小さくすることと、探針は翼端の最大直径部分で放電するものと予想されることから、この部分が1回転する前に探針が先行してしまうと接触することになるからである。いまステッピングモータの毎秒ステップ数 p [pulse/sec] とロータ回転数 N [r.p.m] は $p < (N/60)$ の関係にあることが必要である。⁽³⁾

3-4. 測定

(1) 放電位置の確認

探針は翼端の最大直径部分で放電するものと予想されるが、これを確認する実験を行なった。最初に回転翼を静止の状態にしておき、羽根一枚一枚について測長し、次に回転状態で測定する。この測定結果を表. 1に示す。羽根数は5枚で、静止時における各羽根の測定回数、回転時における測定回数は30回、印加電圧は800 [V]、電流は電極を短絡した時2.1[mA]である。翼端隙間は次ぎのようにして求めた。まず内壁にアルミ箔をはり基準零点電極板より探針がこのアルミ箔まで移動した距離 A (図. 8)を求める。次に探針を基準零点電極板より羽根まで移動して距離 B を求める。放電隙間を δ とすると翼端隙間は、

$$\begin{aligned} \text{翼端隙間}(X) &= (B + 2\delta) - (A + 2\delta) \\ &= B - A \end{aligned}$$

として求めることができる。表. 1の測定結果より、羽根番号3での静止時の測定値平均と回転時の測定値平均が近く、放電は翼端の最大直径部分で行なわれているものと考えられる。この値の差については、マイクロファンの静止時における状態と回転時における状態の差すなわち偏心によるものと考えられる。

(2) 印加電圧の測定値への影響

大気圧中、圧縮空気中において放電電圧と放電隙間は、一定の比例関係にあることを既に報告したが⁽⁴⁾、翼端隙間の計測値にこの影響が現われるかどうか確かめてみた。図. 9は印加電圧を800[V]、900[V]、1000[V]に変えた時の実測値 (B) の変化を示す。電流は電極を短絡した時約9[mA]である。図より、印加電圧を高くすると平均測定値が減少し、放電隙間の影響が現われていることがわかる。また、印加電圧が高いと測定値のバラツキも大きくなる傾向にあり、印加電圧はできる

羽根 No.	静止時の測定値平均 [mm]	回転時の測定値平均 [mm]
1	2.070	1.828
2	2.005	
3	1.981	
4	2.154	
5	2.053	

表. 1 測定結果

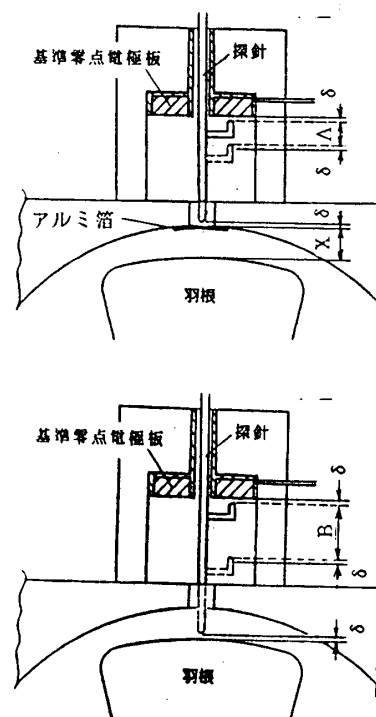


図. 8 翼端隙間

だけ低い方が測定精度が高いといえる。

(3) 電流の影響

経験上、基準零点側では信号取り出しが容易で翼端側では難しいようである。図. 10は印加電圧750[V]、電極を短絡した時の電流2.1[mA]における実測値(B)、印加電圧450[V]、電極を短絡した時の電流4.5[mA]における実測値(B)を示す。ここで平均実測値のちがいは探針の長さの違いによる。危険防止上、電流はできるだけ小さい方が望ましいが、あまり小さいと翼端側においてエラーを生じやすく、測定値のバラツキも大きくなり、適当な大きさがあると考えられる。

4. まとめ

Ar、Heガス雰囲気中での放電電圧と放電隙間の関係の実験、マイクロファンを用いての翼端隙間の測定実験をとうして次の知見を得た。

- (1) Ar、Heガス雰囲気中での放電隙間は空気中におけるそれより大きく、放電式翼端隙間測定法においては補正が必要であることがわかった。
- (2) 放電式翼端隙間測定法においては、印加電圧はできるだけ低い方が測定精度が良く、また測定値のバラツキが小さい。
- (3) 放電式翼端隙間測定法においては、電極を短絡した時の電流値ができるだけ小さい方が安全上望ましいが、あまり小さいとエラーを生じやすく適度な大きさを必要とする。
- (4) 3000[r.p.m.]の回転翼において印加電圧450[V]、電極を短絡した時の電流値4.5[mA]以上で測定した場合測定精度を1/100[mm]にとることができた。

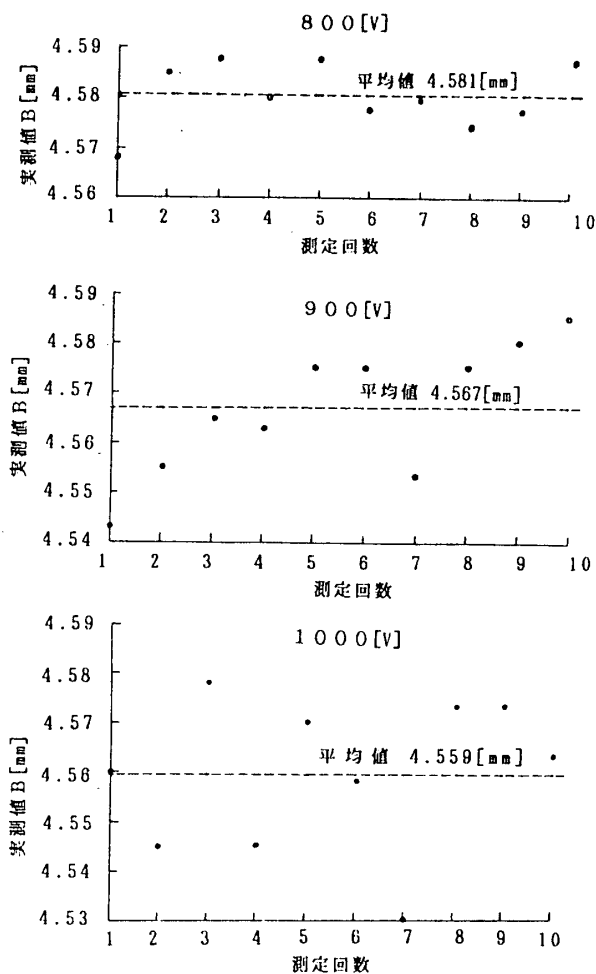


図. 9 印加電圧の影響

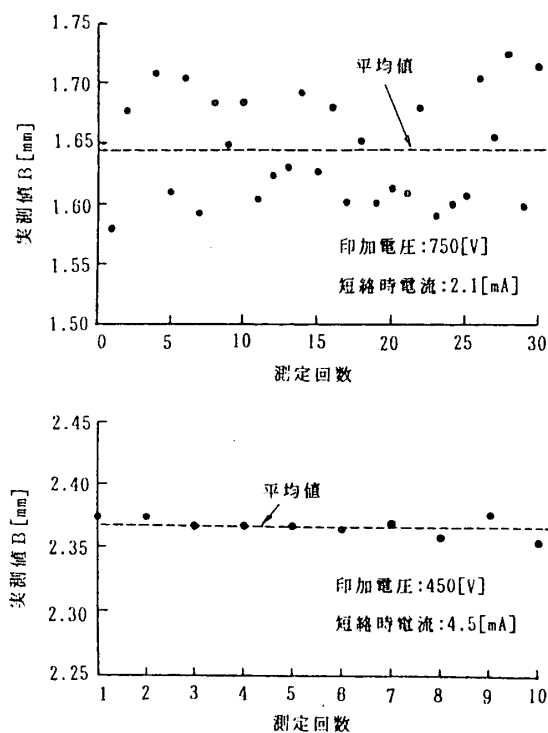


図. 10 電流の影響

終わりに、本実験において装置の製作および実験に携わった日本工業大学学生諸君、放電信号り出し回路の設計に御助力頂きました(株)アートビジネス社技術部、木下孝二氏に感謝いたします。

参考文献

- (1) 革新航空機技術開発に関する研究調査成果報告書 (No.908) : 翼端隙間最適制御に関する研究, I S S N 0910-1500, 日本航空宇宙工業会, 昭60.
- (2) Rotadata Ltd., Clearance Microsystem カタログ(1980)
- (3) 渡辺、松木: 「翼端隙間測定法の研究」, 1986, 第18回ターボ機械講演会講演論文

A—4 ガスタービンシュラウドの熱伝達に関する基礎的研究

熊田雅弥、*浅尾淑人（岐阜大学工学部）

小幡正一、船崎健一（石川島播磨重工業㈱）

1. 緒言

航空機エンジンの高効率・高出力のため、タービン入口温度は上昇する傾向にある。そのため高温ガスタービンの開発においては、動翼 [1]~[3] と静翼 [4] だけでなくエンドウォールやシュラウド（ケーシング） [5][6] おいても効果的な冷却や熱遮断が必要である。現在のところ、これらの冷却は全面膜冷却 (FCFC)、対流冷却などを行っているが、いずれも冷却空気量増加に伴うサイクル効率の低下などの問題を抱えている。また、これらと平行してタービン効率の向上のため翼端隙間の縮小が盛んにおこなわれており、これとの対応における冷却が重要になってきている。そのためには、各要素まわりの主流側熱伝達率の正確な把握が不可欠である。

シュラウド部での流動・伝熱に関する研究は、翼端隙間からの漏れ流れ (leakage flow) とそれに伴う空力損失に関する研究が多くなされているが (例えば [7]~[9])、複雑で非定常な流れ場を反映して現象説明までには至っていない。したがって、熱伝達率の予測は難しく、設計資料となる実験データも乏しい状況にある。

このような背景から、著者らは既報 [10] において、タービンシュラウドの冷却設計資料の蓄積を目的として、遠心過給機を使用してシュラウド部の局所熱伝達率を測定し、既存の結果と比較しその差異を明らかにした。

本報は、引続き試供体として軸流過給機を用いてシュラウド部の局所熱伝達率を測定したものである。なお、負荷の有無についても検討した。

2. 主要記号

C_r : 平均翼コード長	h : 熱伝達率	N : 回転数
Nu : ヌセルト数	q : 熱流束	Re : レイノルズ数
T : 温度	x : 軸方向距離	ΔP : 壁面静圧
δ : 翼端隙間		

3. 実験装置および方法

実験装置は、試供体の過給機を除いて基本的には既報と同じである。過給機はターボプロアからの空気によって回転される。空気流量は既報同様、回転数に対しピトー管による速度分布測定の数式積分として求めた。回転数はホットビックアップからの信号をユニバーサルカウンタに入力して計測した。局所熱伝達率は、アクリル製のシュラウドの内面にステンレス箔 (厚み $30\mu\text{m}$) を接着し、これを直接通電加熱すること

により熱流束一定の条件で計測した。壁面温度はステンレス箱の裏面に、軸方向に9本のCuCo熱電対(70 μ m)を取りつけ測定した。熱伝達率は、次式により算出した。

$$h = q / (T_w h - T_w o) \quad (1)$$

温度差は、ロータを通過する際に生ずる空気の熱落差を考慮して、加熱時と非加熱時の壁温の差を用いた。

図1は、試供体として使用した過給機(IHI-VTR161型)の断面図を示す。なお本実験では基本的には、コンプレッサのインペラを削り落とし、タービンロータをほぼ無負荷の状態に回転させた。したがって、回転数はタービン側出力と軸系の損失との関係で決まる。また負荷の有無による熱伝達率への影響を検討するため、コンプレッサのインペラを取りつけた場合についても検討した。

図2は、シュラウド、ステンレス箱およびタービンロータとの位置関係を示したものである。ステンレス箱はシュラウド部(30mm)に接着され、翼先端投影長(15mm)と対向している。なお翼端隙間の影響を調べるため、内径の異なるアクリル製のシュラウドを数種類製作し実験に供している。また本実験の回転数範囲は、2000~14000rpmである。さらに、シュラウド壁面上の流れの状態を知るために、壁面静圧分布測定を行なった。タービン軸方向一列に9個の測定孔(ϕ 0.8mm)を設けた。

4. 実験結果および考察

4.1 局所熱伝達率分布特性 図3(a)

~(c)に三種類の翼端隙間に対する軸方向局所熱伝達率分布を示す。なお翼端隙間は

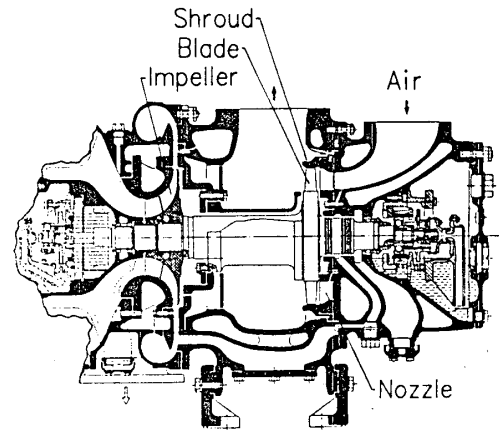


図1 試供過給機(IHI-VTR161)の断面図

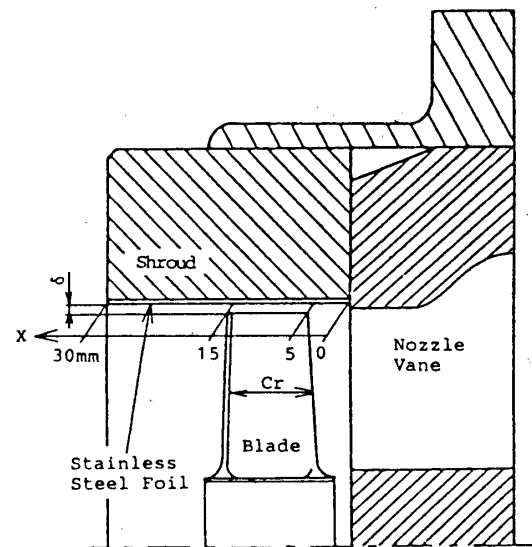


図2 座標系

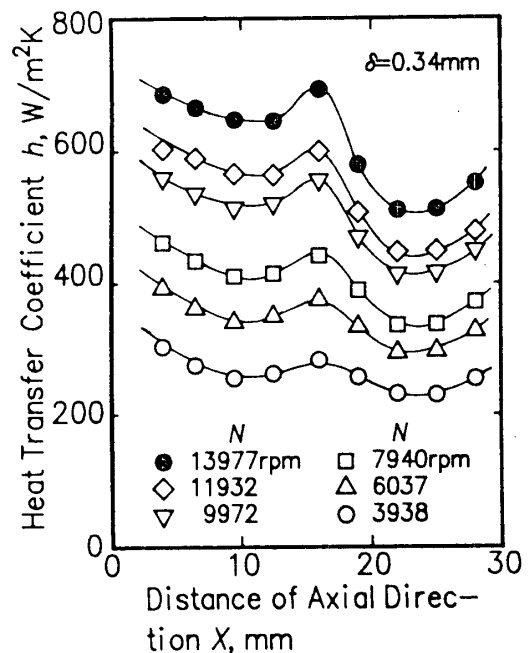


図3(a) 局所熱伝達率 ($\delta = 0.34$)

周方向に多少のバラツキはあるが、ステンレス箔接着状態で静止時に計測したものである。いずれの翼端隙間や回転数に対しても同様の傾向がみられる。熱伝達率はノズル出口から下流方向に減少していき、ロータ直下中央付近から上昇に転じている。その後、翼後端付近で極大に達した後、再び減少していき翼後端より1コード長下流より再度上昇する。図より明らかなように、どの翼端隙間においても回転数の増加に伴い熱伝達率の値は増加している。また翼直下の極大値の位置は回転数の増加と翼端隙間の減少とともに若干下流方向に移行する傾向を示している。これは翼対向面領域の熱伝達率の増大を意味する。また翼対向面での熱伝達率の減少は、既存の結果[4][6]や前報の遠心過給機の結果[10]でも観察されており、シュラウド表面が感ずる絶対速度の軸方向への減少が一因と考えられる。ただ遠心過給機とは翼後端直後に極大値が出現するという大きな相違がある。

さらに翼後端下流で、再び上昇傾向を示すことについては、遠心過給機も同じであるが、その理由は明確でない。ただ漏れ流れなどの二次流れと何等かの関係があると考えられる。

一方、既存の結果[4][6]では、翼前縁、後縁から少し下流の所で熱伝達率のかなり顕著な極大値が出現しており、これは翼端隙間からの漏れ流れが原因の一つとして考えられている。本実験では、試供体の構造的制約から、翼前縁近傍やや上流の位置から壁温度を計測していることにもよるが、このような極大値は確認されなかった。翼前縁から上流への熱伝達率の上昇は、シュラウド面からの加熱開始によるノズル面の非加熱部分の存在効果とも思われ、いずれにしても詳細は不明であるが、翼前縁下流での顕著な極大値は出現しないようである。これらの相違については、速度三角形を含めた流れ場の条件の詳細な検討を要すると思われる。

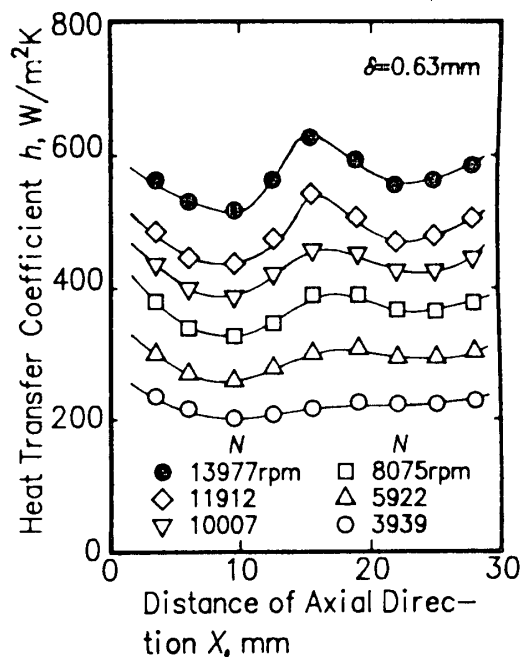


図3(b) 局所熱伝達率 ($\delta=0.63$)

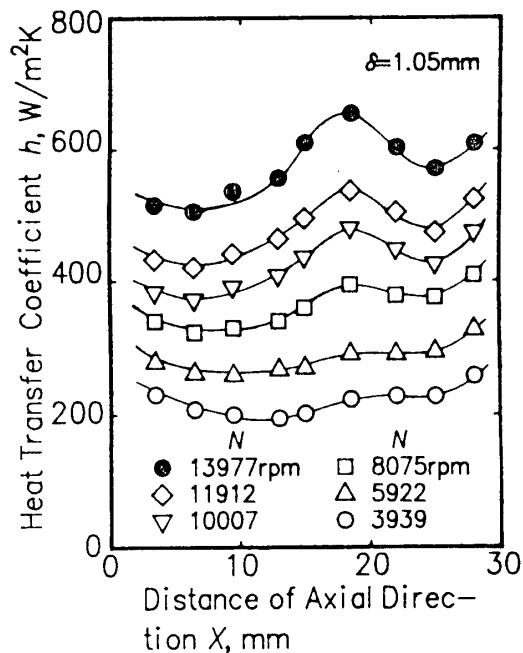


図3(c) 局所熱伝達率 ($\delta=1.05$)

4.2 平均熱伝達率特性 図4は翼端隙間に対する平均ヌセルト数 \overline{Nu} の変化を示したものである。ここで平均熱伝達率は局所熱伝達率分布を翼前縁から翼後端 ($x=5\sim 15\text{mm}$) まで数値積分して算出したものである。代表長として平均直径にて実測した翼コード長を使用した。多少のパラッキはみられるものの、どの回転数においても翼端隙間 δ の増加に伴い \overline{Nu} は減少している。この傾向は、前報の緑心過給機の結果や既存の結果[5] とよく一致している。ただ、 δ の \overline{Nu} に対する影響はこれらに比して、本結果は大きい。本実験では δ が2倍になると Nu は13%ほど減少するが、Karimovaら[5]の実験では9%程度の減少にとどまる。この δ の増加に伴う熱伝達率の減少は、前報で議論したように翼端隙間の流れによるものと思われる。ただ本実験結果とKarimovaら[5]の実験結果の相違は、翼形状や流れ場の相違などがあって両者間の優位性を判断することは困難である。

図5は、平均ヌセルト数のレイノルズ数 Re に対する依存性を δ をパラメータにしたものである。ここで Re に用いた代表長は \overline{Nu} に用いたものと同じである。また代表速度としては平均直径での絶対流入速度と絶対流出速度との平均値を使用した。これら速度は速度三角形により近似的に算出されたものである。なお図中の式(2)は平板乱流熱伝達率に対するColburnの式を積分した次式を示したものである。

$$\begin{aligned} Nu &= 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \\ &= 0.033 Re^{0.8}, \quad (Pr=0.72) \end{aligned} \quad (2)$$

Karimovaらは平均熱伝達率に対して、相対翼端隙間 $\overline{\delta}$ ($=\delta/B$ 、 B は翼高さ)の効果を含めた形の次式を実験的に得ている。

$$Nu = 0.052 Re^{0.8} (1 - 2\overline{\delta}^{0.8}) \quad (3)$$

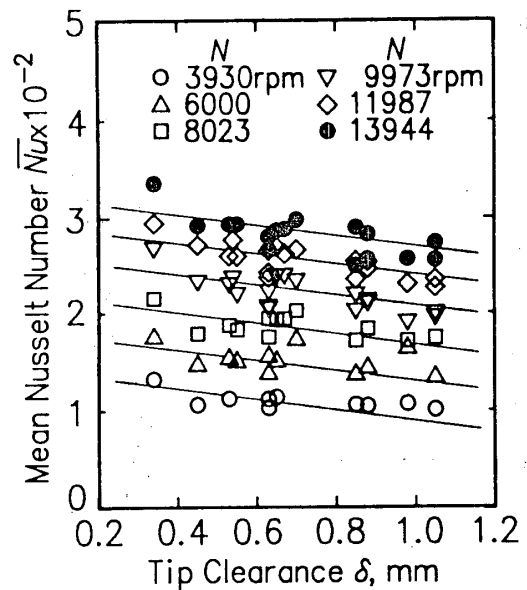


図4 平均熱伝達率に対する翼端隙間の影響

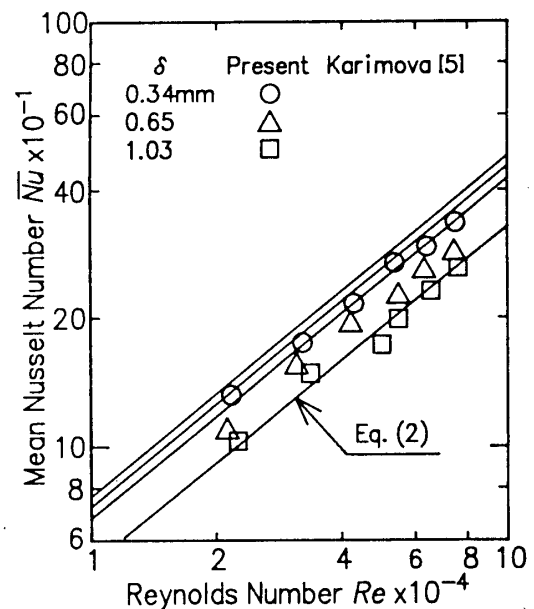


図5 平均熱伝達率のレイノルズ数に対する依存性

Karimovaらの実験式では、レイノルズ数の指数は 0.8で、式(3)の平板乱流熱伝達のそれと同じであり、シュラウド表面流れはオーヴァオールには平板乱流境界層的流れであることを意味している。本実験結果も定性的には式(2)と一致している。翼端隙間 δ の依存性についてもKarimovaらの結果と同じ傾向を示している。ただ定量的には、Karimovaらの結果と比較して20%ほど低くなっている。これは、速度三角形の相違など実験条件の相違に起因するものである。(後述、図8参照)

4.3 壁面静圧分布

図6に局所壁面静圧分布の一例を示す。縦軸の静圧は翼先端の周速度に対する動圧 $1/2 \rho u_t^2$ で無次元化して示してある。壁面静圧は本実験範囲では回転数によらず、ノズル終端から翼後端まで急激に低下している。その後、1コード長下流まで幾分上昇傾向を示した後大気圧に近づく。この静圧の極小値の位置は翼後端にあたり、熱伝達率分布での極大値の位置とほぼ対応している。この傾向は他の翼端隙間においても同じである。

4.4 負荷を付けた場合の結果

以上の結果は、コンプレッサのインペラを付けない状態での結果であり、流れの状態は設計点とかなり相違している。この点を考慮して、同一の過給機でコンプレッサのインペラを取りつけた場合の局所熱伝達特性の一例を図7に示す。無負荷の場合と比較して、全般的な傾向は同じであるが、回転数の減少と共に翼後端直後の極大値は逆に、上流に移行する。ただ同じ回転数に対して絶対値は増加しているが、これは流量の増加を反映したものとも言えるため、必ずしも負荷の有無によるものとは言えない。しかし、基本的に負荷の有無は速度三角形を変化させ、それによってかなり局所熱伝達特性が影響を受けることは興味深いことである。

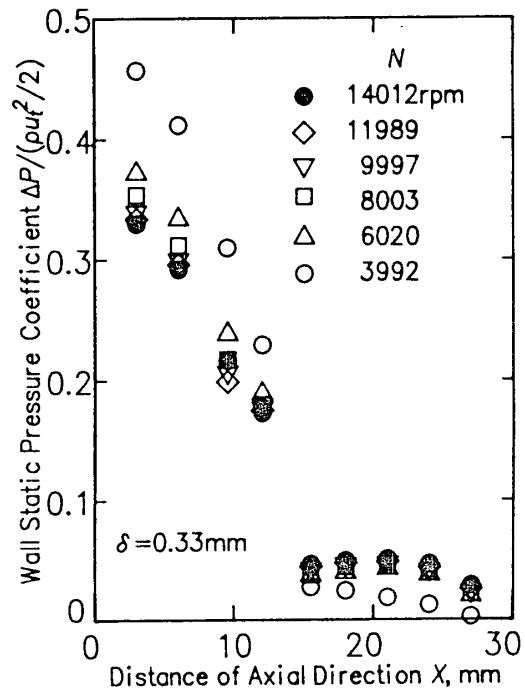


図6 局所壁面静圧分布

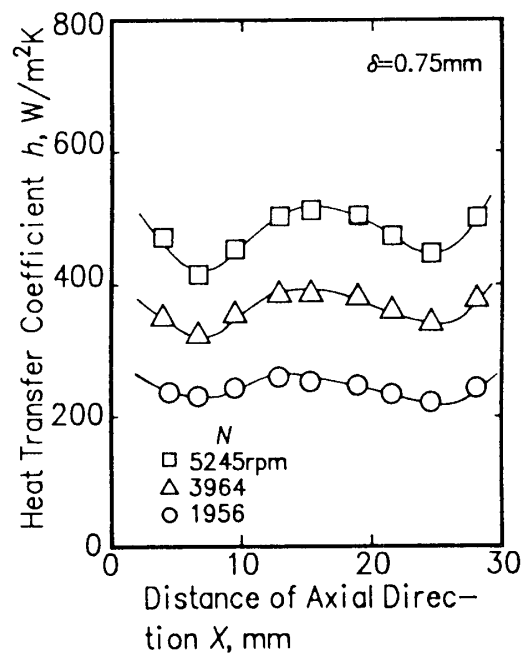


図7 局所熱伝達率(負荷有)

図8は、平均熱伝達特性を示したものである。データの集積が不十分で翼端隙間の影響は明確ではないが、その依存性が減少すること、 Re の依存性がほぼ同じ0.8乗であること、さらに絶対値もかなり増加し、全般的にKarimovaらの結果との一致がかなりよいと言える。ただデータの集積が少ないことに加え、系統的な負荷特性の検討が不十分のため、このような類似性から直ちにKarimovaらの結果との一致を結論づけることはできない。今後さらに速度三角形を含めた流動場との対応の検討が必要と思われる。

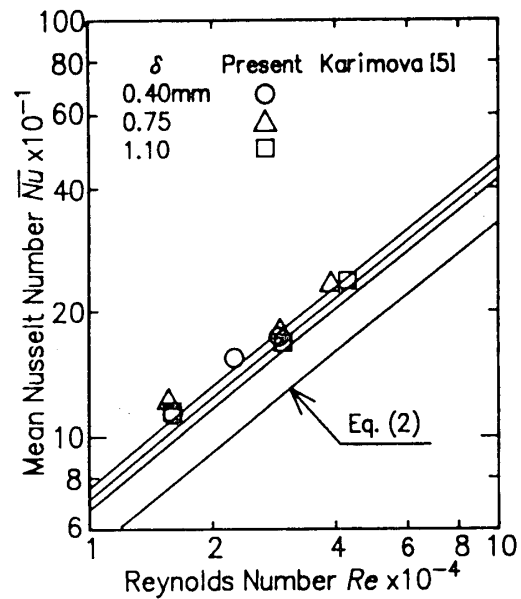


図8 平均熱伝達率（負荷有）

5. 結 論

タービンシュラウド部主流側熱伝達率について軸流過給機を用いて計測し、既存の研究結果との比較を行い、以下の結論を得た。

- (1) 熱流束一定の条件で測定された局所熱伝達率は、翼前縁より下流方向に減少したのち、翼後端近傍で極大値を示し、その後翼後端1コード下流で再び上昇の傾向を示す。これらの傾向は、回転数や翼端隙間によらない。
- (2) 熱伝達率は回転数の増加と翼端隙間の減少と共に増加する。
- (3) 翼先端の対向面上の平均ヌセルト数は、レイノルズ数の依存性は0.8乗と平板乱流熱伝達と類似するが、絶対値はかなりそれよりも高い。
- (4) 既存のKarimovaらの結果と Re の依存性などかなり類似性を示すが、翼端隙間の影響は大きい。
- (5) コンプレッサのインベラをつけた負荷実験において、局所熱伝達率分布はかなりの影響を受ける。
- (6) 局所壁面静圧分布は、熱伝達率分布でみられた極大値と同じ位置、すなわち翼後端付近で急激な落込みがみられた。

参考文献

- [1] Metzger, D.E., et al, ASME J Eng. for Power, 95, (1973), p.180.
- [2] Kumada, M., et al, ASME Paper 81-GT-38, (1981).
- [3] Crawford, M.E., et al, ASME J Eng. for Power, 102, (1980), p.1000.
- [4] Dunn, M.G. & Hause, A., ASME J Eng. for Power, 104, (1982), p.215.
- [5] Karimova, A.G., et al, Izvestiya VUZ Aiatsinnaya Tekhnika, 16, (1973),

p.114.

- [6] Guenette, G.R., et al, AIAA Paper, (1985),p.85.
- [7] Booth, T.C., et al, J. Eng. for Power, 104,(1982),p.154.
- [8] Hah, C., ASME Paper 85-GT-116,(1985).
- [9] Graha, J.A.H., ASME Paper 85-GT-65,(1985).
- [10] Kumada,M., et al, 1st World Conf on Experimental Heat Transf. Fluid Mech. and Thermodynamics, Dubrovnik, Yugoslavia, (1988).

A—5 二分割型タービン冷却静翼の試作と冷却性能解析

航技研 *吉田豊明 熊谷隆王 瀧 將展

日本工大(学) 下田祐司

1. まえがき

航空機用ジェットエンジンや、産業用ガスタービンの高圧タービン冷却翼は、材料技術と冷却技術の着実な進展により、1300～1400℃の高温ガスにも耐えられるようになってきている。¹⁾現用で先端的な冷却翼は、一方向性凝固又は単結晶のように結晶構造を制御する精密鑄造法を根幹とし、周到的対流冷却、フィルム冷却を行う構造を採用した上、耐酸化被膜、遮熱コーティング等を施した形式であるといえよう。近未来の超高温タービン翼の動向としては、酸化物分散強化型や繊維強化型超耐熱合金の適用、冷却効果増大技術の向上、熱応力緩和技術の導入等がある。

著者らは「高効率ガスタービンの研究開発」の一環として、上記動向を踏まえながら、拡散接合を適用した積層型微細冷却構造のタービン静翼²⁾、動翼^{3)、4)、5)}の伝熱試験模型を試作し、これらの冷却特性の特質を明らかにした。しかしながら、積層型タービン冷却翼実用化のためには、拡散接合技術の飛躍的進歩が条件となっている。

本研究は、現用技術のわずかな背伸びを前提として考え得る先端的な冷却翼構造を採り、供試翼を試作して冷却性能解析と冷却空気流量特性解析を行ったものである。

2. 供試翼

本研究のタービン冷却翼は、翼の背側、腹側を別々に加工（機械加工、溶接加工など）した後、二つ合せて拡散接合し、後加工（ワイヤカット加工など）を行う方法で成形するものである。図1に製作法の概念を示す。この方法では、精密鑄造法による一体成形ではできないような冷却空気通路も成形でき、設計の自由度が増して、冷却性能の向上が期待できる。供試翼ではこの特徴を前縁部と後縁部に活用した。図2、図3にそれぞれ前縁部フィルム冷却孔と後縁部冷却空気通路の配置を概念的に示す。前縁のフィルム冷却孔は、内部淀み点領域を入口とし、最初外部淀み点に向う通路が途中で折れ曲って、出口は外部淀み点の後方で主流の平均流方向と対向しないような傾斜角をもって吹出すようになっている。これは内部対流冷却とフィルム冷却の効果をともに増大させるものと期待される。一方後縁は、通常円柱群のベDESTAL構造と

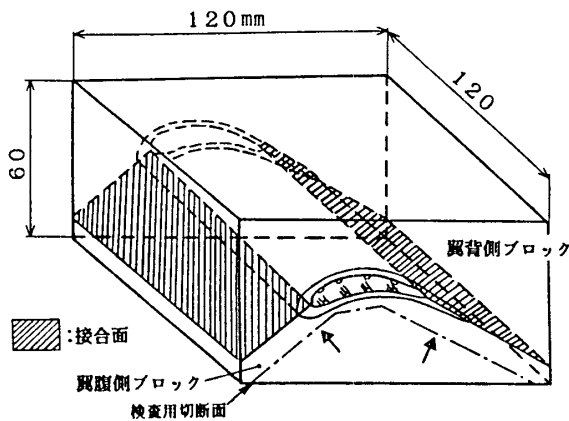


図1 供試翼製作概念図

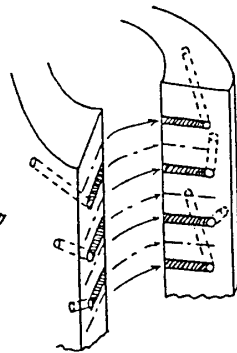


図2 前縁部冷却構造概念図

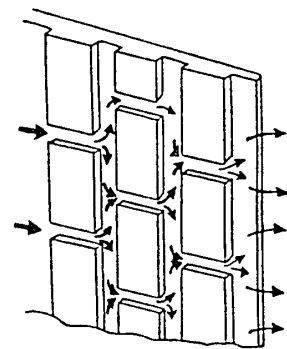


図3 後縁部冷却構造概念図

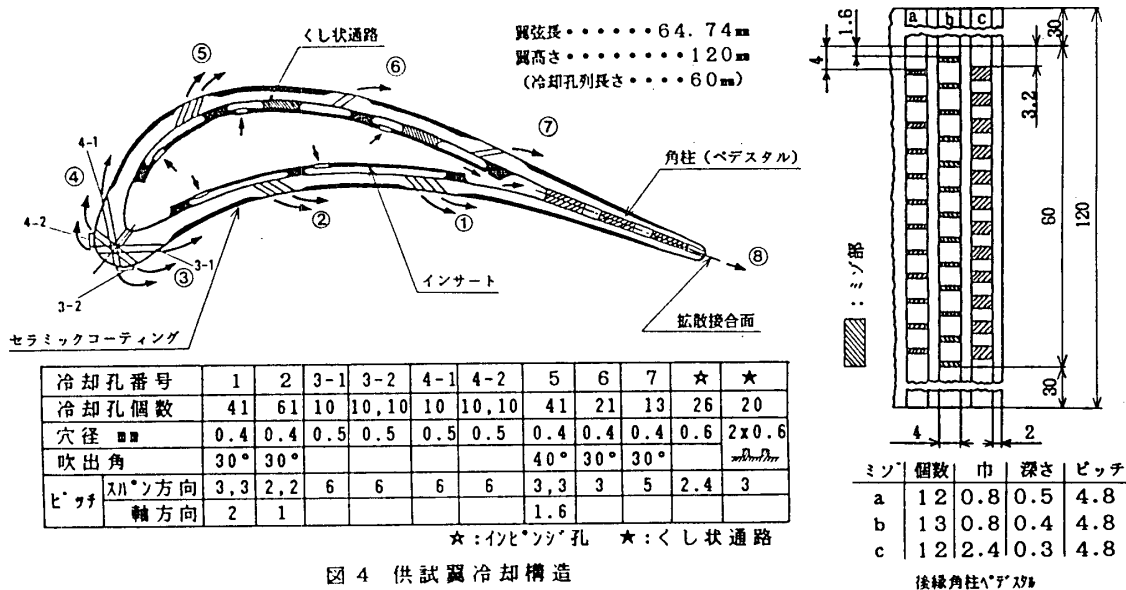


図4 供試翼冷却構造

されるのに対し、境界層の更新の機会を多くする目的などから四辺形のタイルを配置してクランク状の冷却通路を構成させた。

図4に成形後の供試翼冷却構造を示す。翼弦中央部はインピンジ冷却、平行壁面間通路、くし状通路、丸穴通路における対流冷却、およびフィルム冷却の組合せ構造とした。フィルム冷却孔、くし状通路は、冷却空気の入口、出口間圧力差を考慮し、設計冷却空気流量3%の場合に、出口における質量流速比(冷却空気の主流に対する[速度×密度]の比)が、それぞれ背側においては0.5、腹側においては1.0に大略なるように、その穴径、個数などを設計した。さらに翼表面では、フィルム冷却の効果が冷却孔出口から離れるほど低下するのを補うため、遮熱コーティングを施した。はくりの危険性を低減させるためにもよいことから、図示のように冷却孔出口部はコーティングがない。コーティングはプラズマスプレーによる大気溶射で施行され、ポンド層NiCrAlY;0.1mm、セラミック層8%Y₂O₃・ZrO₂;0.2mmとから成っている。なおコーティング層の外表面が規定の翼型になるよう金属基材部(SUS304)をあらかじめ加工した。

本供試翼の翼型、翼配備、大きさは高効率ガスタービンプラントAGTJ-100A,Bの高圧タービン第1段静翼と同じであるが、翼高さ方向中央断面の仕様を有する二次元模型である。

図5は、拡散接合を行った後、接合状況を超音波探傷(超音波探傷映像装置M500)により非破壊検査した結果の画像表示例である。この探傷は図1中に示す矢印位置で行われた。オリジナルの図では反射強度が色で段階的に表示されている。反射

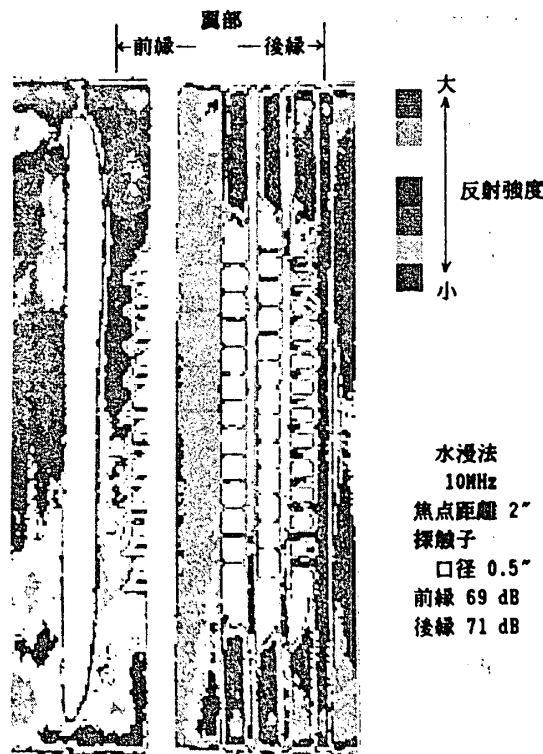


図5 超音波探傷検査結果

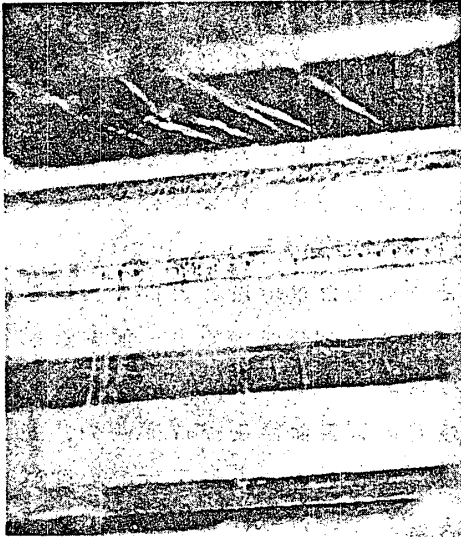


図6 水による吹出流観察（翼背側）

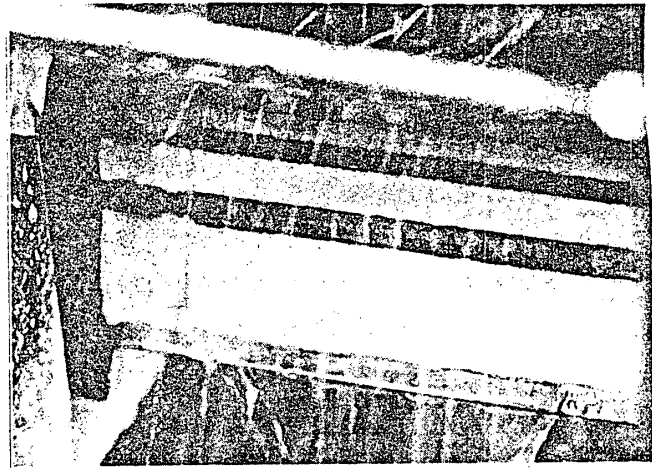


図7 水による吹出流観察（翼腹側）

のない部分（白）は、熱伝導の観点では完全に接合している部分であるとみなされる。この検査によれば、前縁、後縁ともに良好な接合がなされている。

3. 冷却空気通路流量特性

3.1 水流試験 冷却孔出口を大気解放の状態、供試翼の横端面冷却空気入口部より水道水を供給して、吹出流の観察を行った。図6、図7にそれぞれ翼表面背側、腹側吹出孔からの吹出流を示す。写真では、すべての冷却孔列からの吹出流を明確に識別することは難しいが、目視では翼背側、腹側、後縁からの流れは膜状になっており前縁部の六列からは流出角が幾何学的な吹出角とほぼ一致する方向であること、及び何らかの原因で閉塞している少数の冷却孔を確認することができた。この閉塞孔の数は、次節の空気流試験でも再度確認し、解析では考慮した。

3.2 空気流試験 小型空気圧縮機を用い、水流試験と同様に主流なし、大気圧下で各冷却孔列（図4、①～⑧）の流量特性をとった。図8に試験部配備と着目する冷却孔列以外を接着剤で塞いだ状況を示す。供給圧を少しずつかえて、各設定圧力時の空気流量をベンチュリー流量計で計測してP-Q特性をとった。図9は各冷却孔列の

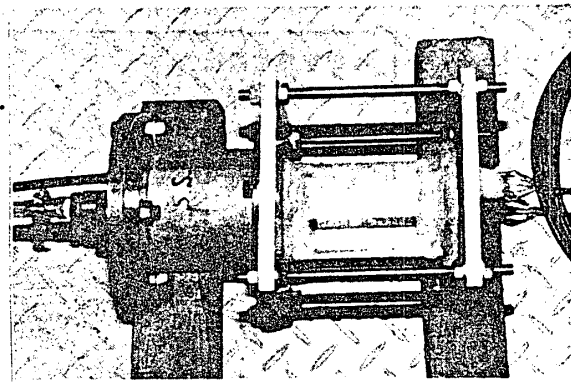


図8 空気による冷却孔流量特性試験の試験部外観

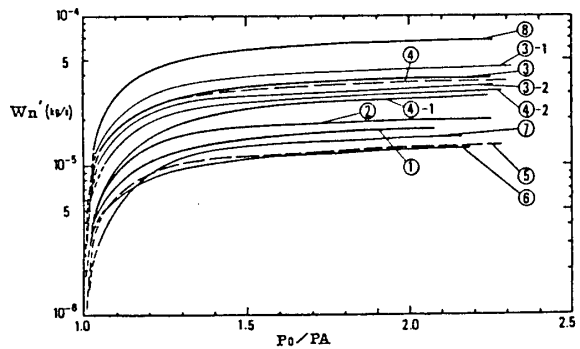


図9 出口冷却孔1ヶ当たりの流量特性（番号：図4参照）

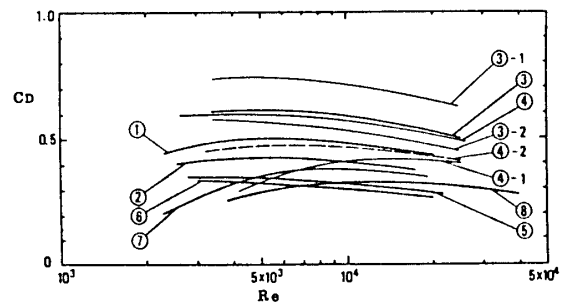


図10 出口冷却孔1ヶ当たりの流量係数

冷却孔1ヶ当たりの流量（15℃、1気圧に換算してある）と入口、出口（大気圧）の圧力比との関係を示す。この図から、冷却空気は後縁、前縁、翼弦中央部の順に流れ易いことが明瞭に区別される。翼弦中央部はインピンジ孔、平行壁面間流路等の影響も含んでいる。設計のねらい通り、腹側の方が背側よりも少し流れ易くなっている。なお図9中の圧力比は個々の冷却孔の局所的な入口、出口をとっていないので単純な通気孔ならばチョークするような値（1.9以上）でも流れは音速に達していない。

図10は、参考データとして冷却孔出口断面積、冷却空気入口供給圧と出口大気圧を用いて算出した総括的な流量係数である。実験レイノルズ数の範囲内で、一部を除きそれほど大きな変化はない。図9と対比して様々な考察ができるがここでは省略する。

この実験で得た流量特性と高温風洞による翼列試験時の翼表面静圧分布データ、主流、冷却空気の圧力、温度データから、冷却性能試験時における各冷却孔列の冷却空気流量配分及び質量流速比が算出できる。代表的な実験条件時について求めた結果は、次節の冷却性能の実験結果・考察で述べる。

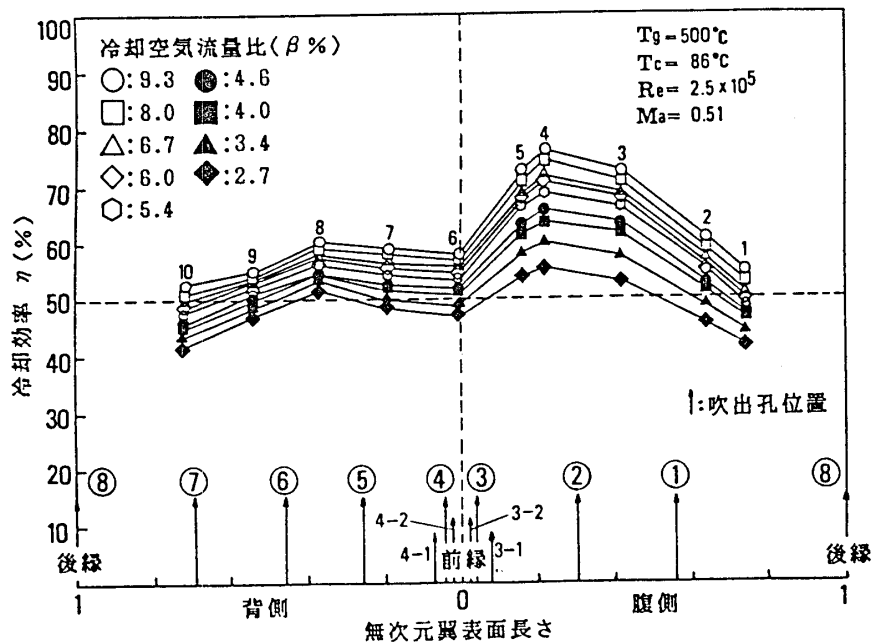


図11 翼弦方向冷却効率分布

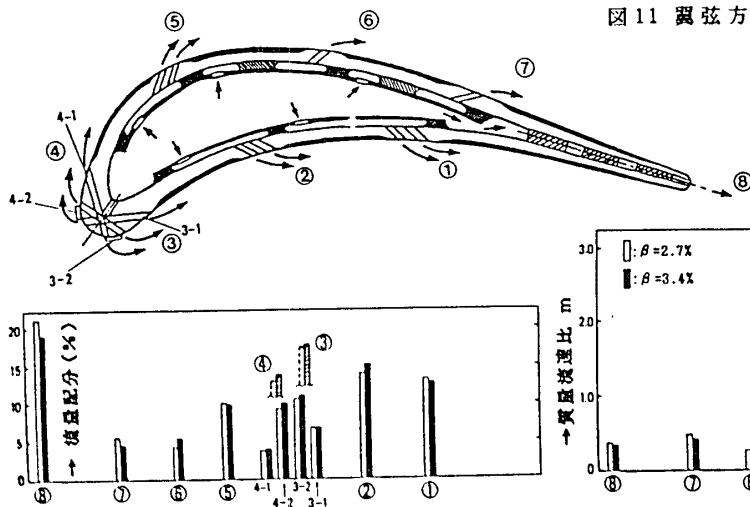


図12 出口冷却孔列の流量配分

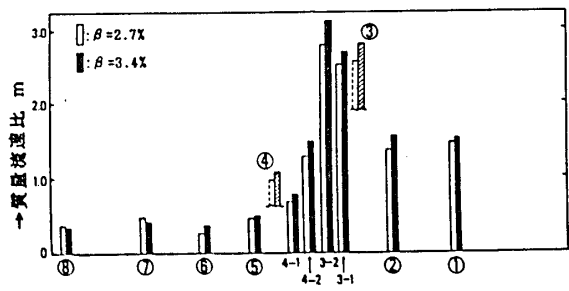


図13 出口冷却孔列の質量流速比

4. 冷却性能

4.1 高温翼列試験

高温風洞⁷⁾による冷却性能試験を行った。代表的な結果を図11に示す。図12、図13はそれぞれ流量配分と質量流速比である。(前節参照)翼弦方向の冷却効率分布は全体に高いものの、腹側上流部(熱電対番号3,4,5)で高すぎる傾向を示している。これは冷却孔列②、③における流量配分、質量流速比がともに予期以上の値となっているためであり、これに費やされた冷却空気余剰分を他の部分へまわすか、冷却空気を節約すべく当該の冷却構造を修正すればよい。通常十分な冷却を行うのが困難な前縁淀み点近傍においても本供試翼は良好な冷却効率を保っている。後縁近傍は温度測定点がないため断定はできないが、フィルム冷却孔①、⑦角柱ペダスタル⑦における流量配分、質量流速比の値とセラミックコーティングの効果を考慮すれば、この部分での冷却効率の急激な低下はないものと推定される。

図14は翼弦方向平均冷却効率を示す。著者らが研究開発した各種の全面フィルム冷却翼(文献4,5)参照)と比較して、特徴的なことは少ない冷却空気流量比で高い冷却性能が得られていることである。これは、図9、図12から考察されるように、主として流量配分の多い前縁部、後縁部の冷却空気通路が流れ易くなっているためである。

4.2 数値検証

高温翼列試験で得られたデータを用いて、遮熱コーティングの効果、冷却空気の内部供給室における翼高さ方向

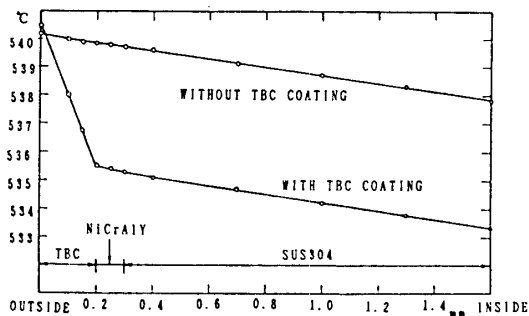


図17 翼材厚さ方向の温度分布 (翼高さ中央位置)

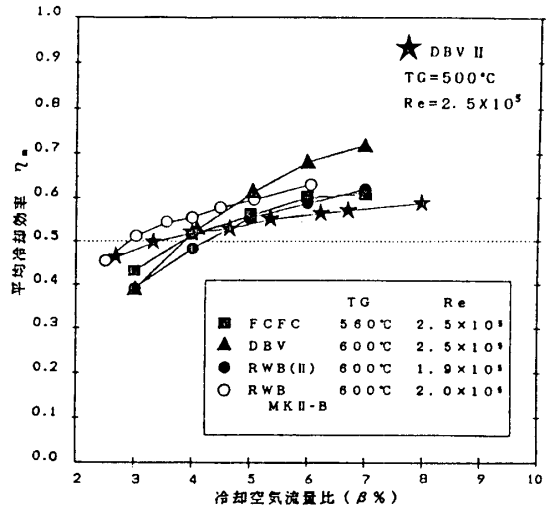


図14 平均冷却効率の比較(文献4,5)参照)

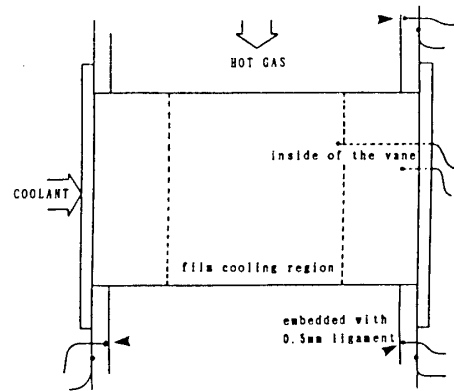


図15 温度測定点の配置

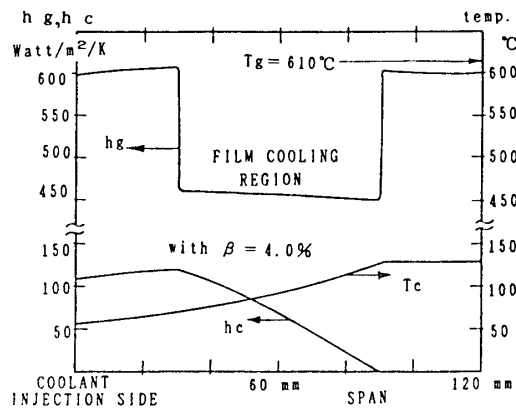


図16 検査領域をとりまく熱伝達率と温度

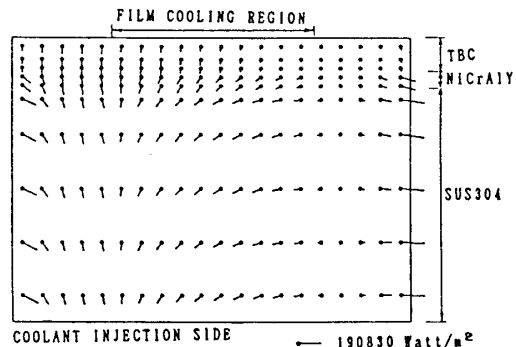


図18 翼材部の熱流束分布

の温度上昇、試験部壁面と翼部間の伝導熱量等を把握するため、供試翼を二次元モデル化し（翼弦方向の変化を平均的な一定値とする）数値解析を行った。図15はこの検討のため、追加実験した時の温度測定点配置を示す。図16は翼外表面熱伝達率 h_g と内表面のそれ h_c を示す。 h_g の評価には Karman のアナログ式⁷⁾を用いた。中央における低下は、フィルム冷却の効果を考慮したものである。 h_c の評価には Dittus-Boelter の式⁸⁾を用いた。内部冷却空気の翼高さ方向温度変化は差分法により算出し、翼材内部の温度は有限要素法により求めた。 T_g 及び 内部冷却空気入口温度は、実験値をそのまま用いている。

内部冷却空気温度の上昇は、数値計算において内部空気の熱伝達を過小評価しているため、実験値に比べかなり低めの値となっているが、本報では、定性的な確認が目的であるので、あえて単純なモデルとした。 h_c は、フィルム冷却部直前で最大となり内部空気の翼外への流出とともに低下する。翼高さ中央位置での翼材温度分布を図17に示す。比較的低 Re 数のシミュレーションであるが、遮熱コーティングによって母材の温度負荷が緩和されていることがわかる。図18は翼材部の熱流束ベクトルを示すが、比較的低 Re 数に対しての熱流動が多く、実験、評価に際しては、翼高さの有限性について考慮する必要があると思われる。翼中央部分 h_c の大なるところでは一次元的な熱流動となる。図19には、冷却空気流量比 β に対する冷却効率 η の計算結果を示した。 η は β の増加と共に向上するが、その勾配は徐々に減少する。また、コーティングの有効性を見るため、それのない場合に対する冷却効率の相対増加量も示した。この増加量の傾向は同時に示したフィルム冷却効率 η_f の傾向と、全く逆になっており、これから遮熱コーティングの効果は、フィルム冷却効果に強く依存していると判断される。

5. あとがき

本研究で扱ったタービン冷却翼は、現状の先端技術を集積すれば製作可能で実用的な形態の一例である。ここに報告した内容が今後の超高温タービンの研究開発において何らかの参考になれば幸いである。

本研究の主要な部分は通産省工技院の「高効率ガスタービンの研究開発」の一環として行ったものである。関係各位に謝意を表します。また支援と有益な討論をいただいた航技研の能瀬原動機部長をはじめ多くの方々、及び供試翼の試作、検査において尽力下さった鈴木精器（機械加工）、フォトカッティング（接合）、東芝総研（遮熱コーティング）、キャノン販売（非破壊検査）の関係の皆様に御礼を申し上げます。

参考文献

- 1) 村島：日本ガスタービン学会誌 V16, N61 (1988.6).
- 2) T. Yoshida, K. Takahara, T. Kumagai: ASME 82-GT-131.
- 3) 熊谷, 吉田, 高原：第24回航空原動機講演会 (1984.2).
- 4) 熊谷, 三村, 吉田, 山岸：第28回航空原動機講演会 (1988.2).
- 5) T. Kumagai, T. Yoshida, M. Matsuki: 9th ISABE (1989.9).
- 6) 下田：日本工大 昭和63年度 卒業論文 (1989.3).
- 7) 航技研資料 NAL TN-488, 489, 490 (1983.6).
- 8) 橋ほか：伝熱論、コロナ社 第6版 (1980).

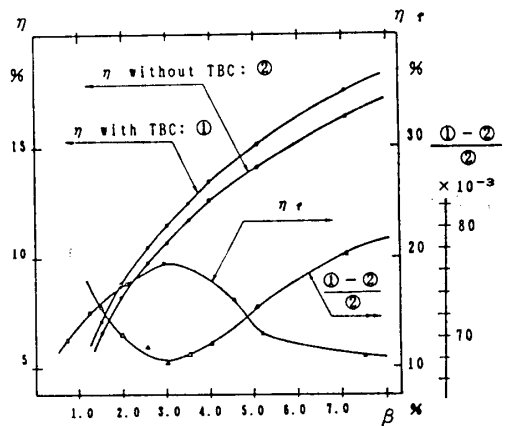


図19 遮熱コーティングの冷却効率に及ぼす影響(翼高さ中央位置)

A-6 高温ガスタービン用セラミック静翼の研究開発 (第2報 耐熱性能および冷却性能に関する実験的検討)

*阿部俊夫 ((財) 電力中央研究所)
久松暢 ((財) 電力中央研究所)
石川浩 ((財) 電力中央研究所)
宮田寛 ((株) 日立製作所)
飯島史郎 ((株) 日立製作所)
中門公明 ((株) 日立製作所)

1. まえがき

我国の高効率火力プラントは今後ガス-蒸気による複合発電プラントが主流になると予想される。複合発電プラントの熱効率はガスタービンの性能に大きく左右され、その高効率化はガスタービンの高性能高温化によって達成される。今日のガスタービンの高性能高温化は主にガスタービン単機の大容量化、および耐熱合金の開発と冷却技術の進歩によるが、金属材料のみを使用する限り、耐熱性の制約からガスタービンの高温化には限界がある。また、高温化にともなってガスタービン翼の冷却空気が増大するため、近い将来熱効率の向上はあまり望めない状況になると考えられる。

一方、ファインセラミックスは耐熱合金に比べて高温強度、および耐食・耐摩耗性に優れ、これがガスタービンの燃焼器および動静翼に適用できれば、ガスタービンの高温化と冷却空気量の低減化が可能になり、複合発電プラントの熱効率を飛躍的に向上させることができる。

我国における発電用大型ガスタービンのセラミックス化に関する研究開発に関しては、通産省のムーンライト計画で取り上げられ⁽¹⁾、また次世代産業基盤技術研究開発の一環として材料開発が進められている。また、民間ベースの研究としては、筆者らおよび東京電力を中心とした研究グループによって要素技術開発が進められている⁽²⁾。

筆者らは発電用大型セラミックガスタービンの実用化を目指し、セラミック燃焼器⁽³⁾の開発を進めており、またセラミック静翼に関しては非酸化系セラミックスの高温耐久性⁽⁴⁾および耐熱衝撃性評価法⁽⁵⁾等に関する研究を行った。また、セラミックガスタービンを実用化するためには、材料技術、設計技術および運転・システム技術の総合的な進展が必要であり、特に設計技術に関しては、部品の分割化およびセラミックスと金属⁽⁶⁾⁽⁷⁾の複合構造化など、セラミックス特有の構造設計概念が必要であることを主張した。

この構造概念に基づき、本研究の第1報ではセラミックス・金属ハイブリッド静翼⁽⁸⁾の構造およびその熱応力シミュレーション評価結果について報告した。本報告はセラミック・金属ハイブリッド静翼の大気圧条件下高温燃焼ガス曝露試験に関するもの

であり、各部の温度について述べる。

2. セラミックス・金属ハイブリッド静翼の構造

図1に20MW級ガスタービンを選定したセラミックス・金属ハイブリッド静翼の断面構造の概略を示す。このハイブリッド静翼は高温ガスに曝され耐熱性が要求される部分をセラミックスとし、力の伝達が必要とされる部分には金属を使用した構造となっている。すなわち、セラミックスから成る翼部（セラミックシェル）内には金属製翼芯（金属コア）が貫通しており、金属コアは静翼取付け構造を有する金属製のサイドウォール支持板を連結している。したがって、サポートリングは金属コアおよびサイドウォール支持板を介して、外部ケーシングに固定されたリテーナリングに締結保持される。また、サイドウォール支持板はセラミックス製のサイドウォールによって被覆されており、サイドウォールはセラミックシェルに結合固定されている。セラミックスと金属の間には変形緩衝層を兼ねた遮熱層が設けられている。

本静翼はセラミックスと金属の複合構造となっているため、金属部、特に金属コアを許容温度以下に維持する必要がある。図2に本静翼における金属コアおよびサイドウォール支持板等の冷却システムを示す。本静翼では金属部のみを効果的に冷却する必要がある。そこで本静翼ではセラミック部と金属部間の遮熱層に若干の冷却空気を流すことによって、極めて良好な熱遮断効果を得る構造を採用した。例えば、セラミックシェルと金属コア間の遮熱層の厚さは約3mmであり、遮熱層としてセラミック長繊維等による多孔質体となっている。さらに、図1および図2に示したように、遮熱層に空気を流すことによってセラミックシェルから金属コアへの熱流を遮断している。

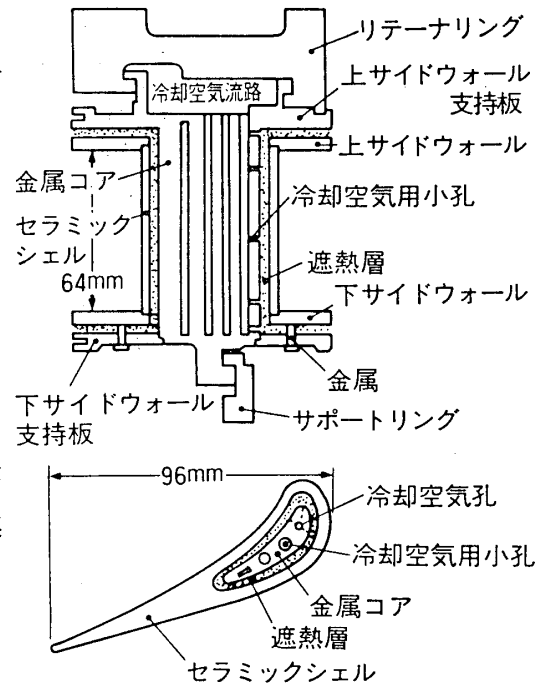


図1 ハイブリッド静翼

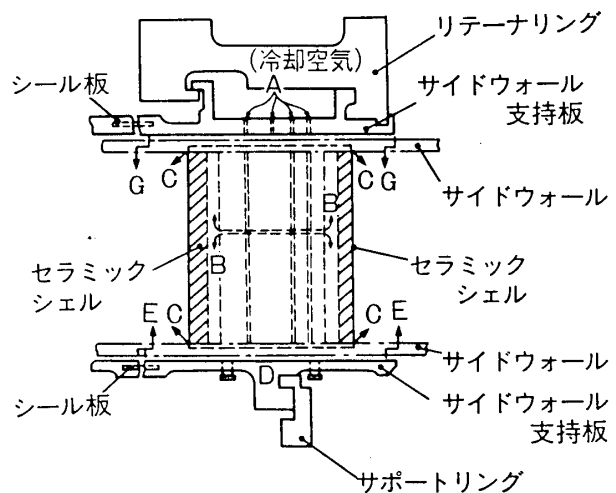


図2 静翼の冷却システム

3. 試験装置と試験条件

翼列試験装置および翼列試験部の概要をそれぞれ、図3および図4に示す。翼列試験装置は空気および燃料の供給・制御系、セラミック高温燃焼器、ガス温度測定用煙道部、翼列試験部、排ガス系、および赤外線温度計等の計測系から構成されている。

(3)
セラミック燃焼器は内径170mm、長さ約1m、尾筒部出口断面50×230mmであり、燃料としてプロパンガスを使用している。

セラミック燃焼器で発生した高温燃焼ガスは、ガス温度測定煙道部で詳細な温度分布が測定され、翼列試験部に導かれる。試験部を通過した燃焼ガスは水冷ダクト、空気希釈部および熱交換器を経た後、スタックより外部に放出される。

翼列試験部の入口部断面形状は高さ64mm、幅326mmの長方形であり、セラミックノズル板等で構成され、その後流に5枚のセラミック静翼が設置されている。静翼の冷却空気は流量、温度、圧力を測定した後、5枚の静翼の上部空間に供給し、それぞれの翼に空気が均等分配されるようにした。

静翼各部の温度を測定するため、5枚翼列の中央の翼には直径1.0mmの白金シースR型熱電対がセラミックシェルに2ヶ所、遮熱層に1ヶ所取付けられており、また、直径0.5mmのステンレスシースK型熱電対が金属コアに3ヶ所、サイドウォール支持板に4ヶ所取付けられている。セラミックシェル、金属コアの熱電対温接点位置はいずれも翼高さの中央断面上にある。

さらに、図2に示した翼列試験装置の覗き窓から赤外線温度計を用いて、セラミック

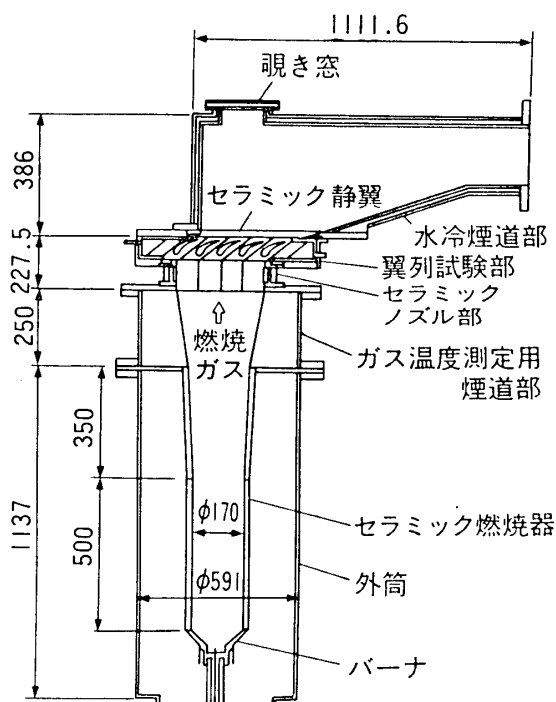


図3 翼列試験装置の概要

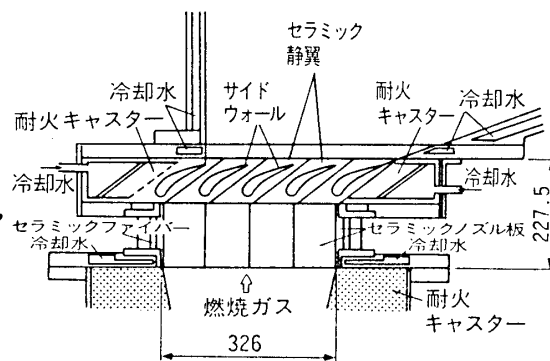


図4 翼列試験部の概要

表1, 主な試験条件

燃焼器供給空気流量	: 1200 Nm ³ /hr
燃焼器入口空気温度	: 220 ~ 250 °C
燃焼器プロパンガス流量	: 9 ~ 29.2 Nm ³ /hr
翼列出口部圧力	: ほぼ大気圧
翼冷却空気温度	: 23 ~ 50 °C

クシエルの背側表面温度を測定した。赤外線温度計による測定法に関しては詳細が文献(9)で述べられている。

なお、本試験で用いた静翼のセラミックシェルとサイドウォールは常圧焼結炭化硅素製であり、また金属コアとサイドウォール支持板はSUS310製である。

本試験における主な試験条件を表1に示す。

4. 試験結果

図5に静翼における冷却空気の圧力損失を示す。図から明らかなように、全圧縮空気量に対する第1段静翼の全数に必要な冷却空気量の比が0.3%の場合で圧力損失が約0.2kg/cm²であり、また0.4%の場合で約0.3kg/cm²である。1300℃級ガスタービンでは燃焼器における圧力損失が0.5～0.6kg/cm²であるので、冷却空気量比が0.4～0.5%程度であるならば、第1段静翼に必要な冷却空気を容易に供給できると考えられる。

図6に金属コアおよびセラミックシェルの温度を冷却空気量比に対して示す。図6の結果は燃焼器出口の平均ガス温度が1300℃の場合であるが、静翼の温度計測位置が燃焼器出口の中心位置に対応しているため、図6にはいわゆる出口ガス温度のピーク値を表示した。図から明らかなように、冷却空気量が増加するにつれてセラミックシェルおよび金属コアの温度はいずれも低下する。しかし、遮熱層による遮熱効果のため、セラミックシェルは金属コアに比べ冷却空気の影響を受けにくい。特に翼後縁付近は金属コアより離れているので、冷却空気の影響はさらに小

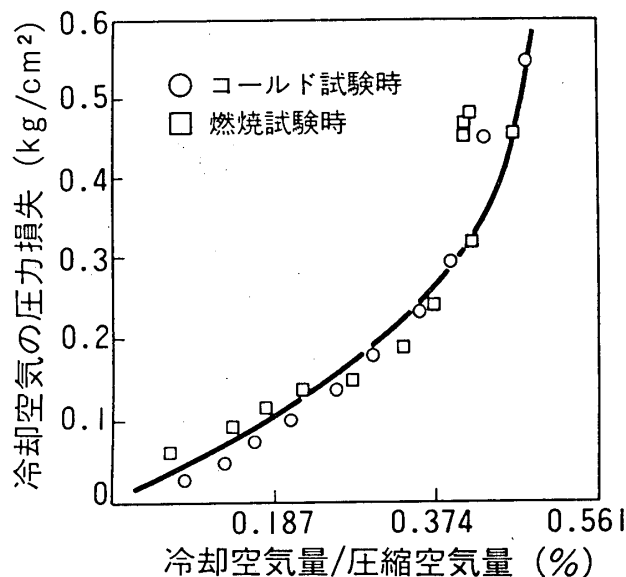


図5 静翼冷却空気の圧力損失

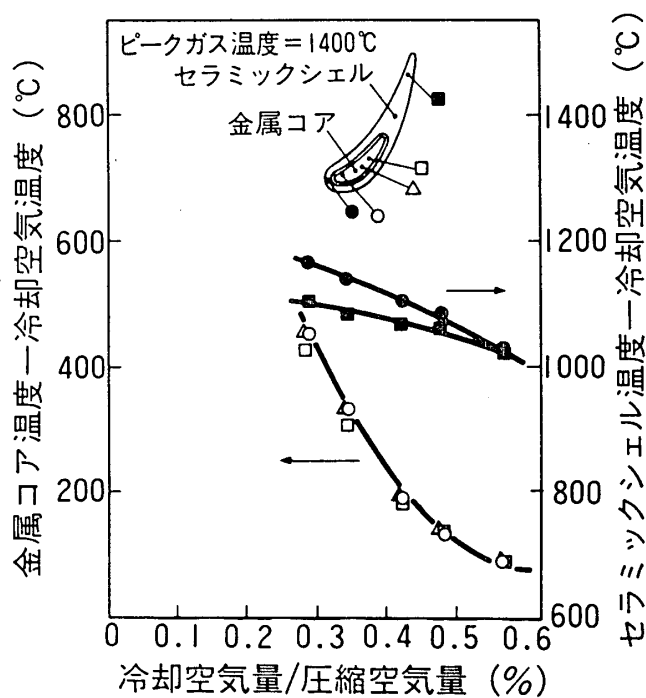


図6 金属コアとセラミックシェルの温度 (冷却空気量の影響)

さくなる。また、金属コアの温度は冷却空気の増加と共に急激に低下することがわかる。実機ガスタービンにおける冷却空気温度は400℃程度であるので、金属コアの材質を通常のスUS材（許容温度550～600℃）とした場合、金属コアと冷却空気との温度差は約200℃以下に保持する必要がある。したがって、図より本静翼を採用する第1段静翼列（翼枚数36枚）に必要な冷却空気量は全圧縮空気量の0.4～0.5%であることがわかる。これは最新の金属製空冷翼に比較して1/10以下と極めて少ない冷却空気量である。

図7は図6と同様の実験結果であるが、燃焼器出口の平均ガス温度が1500℃、ピークガス温度が1600℃の場合である。

図8は冷却空気量を一定とし、ガス温度がセラミックシェルおよび金属コアの温度に与える影響を示したものである。横軸のガス温度は前述したピークガス温度を表示している。図から明らかのように、ガス温度に対応して、セラミックシェルの温度は上昇するが、金属コアの温度変化は極めて小さい。すなわち、本静翼では冷却空気量がある一定値以上確保されれば、金属コアの温度はガス温度、翼表面熱伝達率等の外部条件によって、あまり左右されないことがわかる。また、本実験の範囲でも厚さ3mmの遮熱層でセラミックシェルと金属コアとの温度差は約1000℃に達しており、本静翼の遮熱構造が極めて優れた効果を有することがわかる。

図9に本実験における定常状態の翼背側赤外線温度分布測定結果と燃料遮断後3秒後の温度分布測定結果をそれぞれ示す。また、比較のために図10に前報で実施した高圧条件下におけるセラミックシェルの温度分布解析結果を示す。実験結果と解析結果

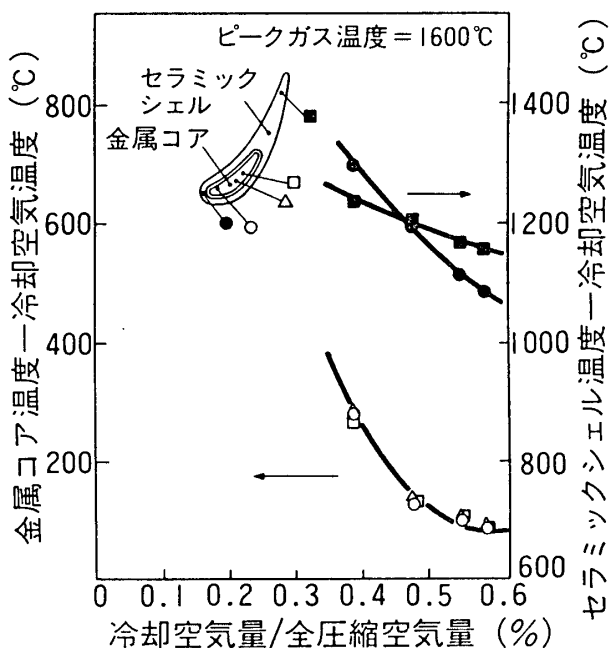


図7 金属コアとセラミックシェルの温度（冷却空気量による影響）

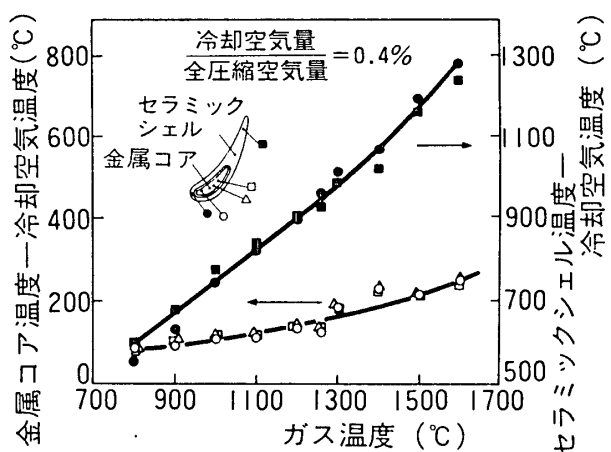


図8 金属コアとセラミックシェルの温度（ガス温度による影響）

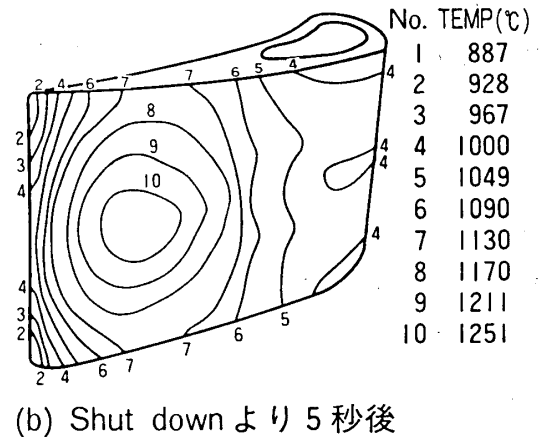
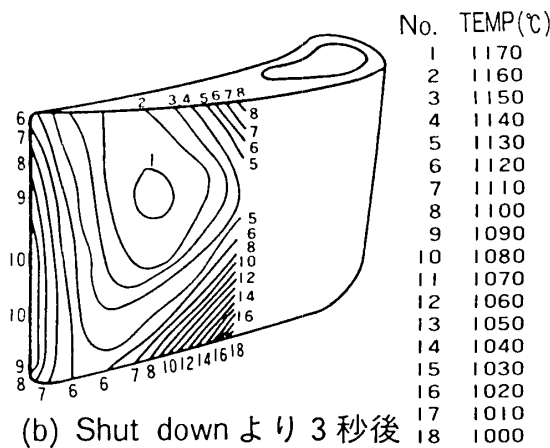
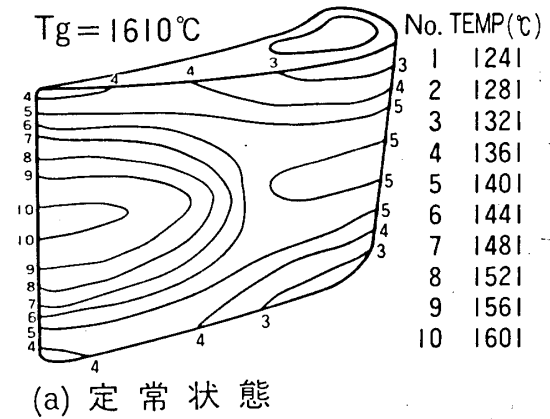
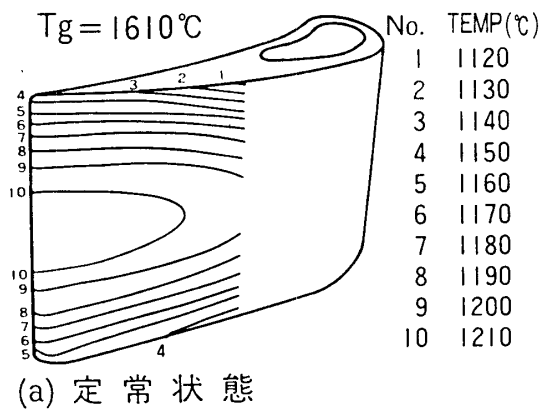


図9 セラミックシェルの温度分布測定結果
(大気圧条件)

図10 セラミックシェルの温度分布解析結果
(高圧条件)

とは条件が異なるので定量的には比較できないが、定性的な温度分布のパターンは良く一致している。すなわち、翼後縁部における等温線が定常状態では燃焼ガスの流れ方向に沿って形成されているが、燃料遮断後、いずれの場合も急速に等温線が燃焼ガス流に対して直角方向に変化することがわかる。このため、前報でも述べたように本静翼では燃料急速遮断時に翼後縁部に最大引張り熱応力が発生する。しかし、最大引張り熱応力の発生位置はセラミックシェルの分割法、および材質特性によっても異なるので注意を要する。

5. あとがき

本報告では前報で設計・試作したセラミックス・金属ハイブリッド静翼の大気圧燃焼ガス流による翼列試験を実施し、主に耐熱性能および冷却性能に関して検討した。その結果、以下の事が明らかになった。

- (1) 本静翼に必要な冷却空気量は従来の空冷ガスタービンの場合と比較して、1/10以下であり、冷却空気の圧力損失も十分に実機に適用できるレベルである。
- (2) 金属コアの温度は冷却空気量が一定値以上確保されれば、ガス温度等の外部条件によってあまり左右されない。

(3) 燃料遮断後のセラミックシェルの温度分布変化は、実験結果と解析結果とは定性的に良く一致する。

なお、本研究計画では平成元年度にここで述べたセラミックス・金属ハイブリッド静翼を若干改良し、実圧条件下における要素実証試験を実施する予定である。

(引用文献)

- (1) 例えば、日本ガスタービン学会誌，Vol.15－59，1987年12月
- (2) 原，他3名，日本機械学会創立90周年記念事業第25回シンポジウム「動力・エネルギー技術の最前線」，講論No.870－10，昭62年11月
- (3) 阿部，久松，ガスタービン広島地区講演会講論，昭61－11，P49
- (4) 阿部，他5名，日本ガスタービン学会誌，Vol.14－54，1986，P20
- (5) 久松，他6名，ガスタービン広島地区講演会講論，昭61－11，P61
- (6) 宮田，他5名，機論（A編），54巻505号，昭63－9，P1700
- (7) 久松，昭和63年度電力中央研究所研究発表会火力部門予稿集，昭63－11，P54
- (8) 阿部，他7名，ガスタービン広島地区講演会講論，昭61－11，P55
- (9) 久松，阿部，電中研研究報告：284058，昭60－5

「特別講演」 ファインセラミックスの現状

奥田 博 (ファインセラミックスセンター)

1 はじめに

ファインセラミックスは、従来の材料にない特性を有することから、その特性を利用した多くの用途に使用されている。特に、電子材料としてはかなりの実績があり、その生産額も全ファインセラミックスの80%にも達している。一方、この10数年来、ファインセラミックスを機械部品材料のような構造材料として使用しようとする試みが多くなってきた。これはセラミックスのもつ高硬度、高弾性率、高温安定性などの特徴を利用して、機械部品の精度、能率、寿命などを高めるとともに高温などの特殊環境下で使用する新技術の確立を期待するものである。

しかし、セラミックスは、一般的にほとんど変形しないで破壊する、いわゆる脆性破壊を示し、この点で従来機械部品材料として使用されてきた金属材料と異なる。これがセラミックスを機械部品として使用するときの最大の問題点であり、また、部品設計上における重要な課題となっている。

このような問題点を抱えながら構造用セラミックスの開発が熱心に進められてきたが、最近、やや見直しの時期に入っているように思える。すなわち、セラミックスの応用面の進展を図るためには、セラミックスの破壊や高温特性についての基礎的な研究が重要であることが認識されてきた。ここでは主として構造用セラミックスの研究開発及び応用面の現状について述べる。

2 ファインセラミックスの研究開発の現状

2.1 材料特性の最近の進歩

構造用セラミックスの材料特性は、ここ数年の間にかかなり向上してきた。これはファインセラミックスの製造における最も基礎的な問題である高性能原料粉末の合成技術、並びに成形、焼結、加工などの生産技術の進歩によるものである。表1に各種構造用の代表的ファインセラミックスの特性を、また、表2には耐熱セラミックスとして最も注目されている炭化ケイ素、窒化ケイ素及びサイアロンについての高温4点曲げ強度を示す¹⁾。これらの結果から知られるように、ムライトのように古くからあるセラミックスにおいても、その高温強度の飛躍的な改善が見られる。また、高靱性・高強度のPZT(部分安定化ジルコニア)あるいはTZP(正方晶ジルコニアセラミックス)の性能も大きく向上し、さらに、ジルコニア-アルミナ系などの高強度複合セラミックスの開発も進んでいる。また、高温強度についても、炭化ケイ素において

1300℃で 60 kgf/mm² (ワイブル係数: 13.6)、窒化ケイ素において1200℃で 98 kgf/mm² (ワイブル係数: 41.6)、サイアロンにおいて1200℃で 75 kgf/mm² (ワイブル係数: 22.2)の値が得られ、さらに、より高い温度においてもかなり優れた特性をもつ材料も開発されている。

最近、セラミックスの強度、靱性、耐食性などを向上させるため、各種の複合強化法や表面処理の研究が増加している。複合化の方法としては、粒子分散強化、ウイスキー又は繊維強化などがあり、表面処理法としてはCVD、PVDあるいはイオン注入などの方法があるが、まだ基礎研究の段階のものが多い。

2.2 製造技術の現状

構造用セラミックスの発展のためには、製造コストの大幅な低減と信頼性の向上が重要な問題である。コストの低減には、従来からの製造技術の高度化と能率化が大きな課題である。ファインセラミックスの成形や焼成について、従来技術の改善の他に全く新しい発想に基づいた幾つかの技術が提案されている。表3にこれらの技術の概要を示す(26)。これらの技術はまだ実用に至っているものは少ないが、今後のファインセラミックスのコスト低減のためにその発展が期待される。

ファインセラミックスの焼結品の研削加工はきわめて高価につき、ファインセラミックス製造コスト低減の最大の問題とされている。最近、我が国において、ファインセラミックスの加工に関する研究が大幅に増えてきた。その結果、加工の高能率化及び高精度化を目標とした研究開発が活発になり、その成果が新しい加工法並びに加工装置の開発の面に現れている。

2.3 特性評価技術についての現状

セラミックスの機械的性質については、最近かなり研究されるようになってきた。しかし、まだまだ各種データの蓄積は乏しい。これには各種特性の測定法の標準化・規格化が重要である。構造用セラミックスの機械的、熱的及び化学的特性の測定法の調査研究が1983年から行われ、それに基づき幾つかのJIS及びその原案が制定されている(表4)。今後、その作業の進行を急ぐ必要がある。特に、クリープ、疲労などの遅れ破壊に関する測定法の標準化が重要である。

構造用セラミックスの信頼性の確保のためには、非破壊検査、ブルーテストなどの保証技術の向上が重要である。セラミックスのような脆性材料においては、その破壊は製品の表面や内部に存在する各種の微小な欠陥に応力が集中し、その欠陥が破壊源となり、亀裂が進展して生じる。この微小欠陥の実用上の大きさの限界は、現状の材料特性レベルから考えて、10~30μm程度とされている。この大きさは一般的な金属材料に比べて1~2桁小さいものであり、ここにセラミックスの非破壊検査の難しさがある。表5にファインセラミックスに適用可能な非破壊検査法の種類と特徴を示

す²⁾。ブルーテストについては、試験片レベルでの研究として、室温及び高温における即時破壊あるいは繰り返し荷重下での破壊についてのブルーテストの効果などの実験が一部行われている。しかし、実験データの数はいくつか、今後、理論的な研究を含めた多くの研究開発を必要とする。

3 応用の現状

構造用セラミックスの応用例を表6に示す。以下にこれらの応用のうち、自動車用部品、工具類、産業機械部品、その他について述べる。

3.1 自動車用部品への応用

自動車用部品としての構造用セラミックスは、1981年に初めてディーゼルエンジン用窒化ケイ素製グローブラグが発売されて以来、副燃焼室、ロッカーアーム、ターボチャージャーロータなどの実用部品が順次増加してきた。これはセラミックスの性能、例えば、耐熱性、耐摩耗性、強度特性などへの信頼性が向上してきたことを示すものである。すなわち、グローブラグでは単に耐熱性を利用したものに過ぎなかったが、動的部品として初めてロッカーアームに使用され、さらに耐熱性と同時に高速回転が必要なターボチャージャーロータとして、耐熱合金に代わってセラミックス部品が実用車に搭載された。

また、ピストンヘッド、シリンダーライナー、バルブ、カムシャフトなどへの応用が試みられている。これらの応用に関して、従来の金属製部品の観点から離れて、セラミックスの特徴を活かした設計思想が重要である。これらの部品の実用化には、まだ少し時間がかかると思われるが、以上のような考え方により各種部品が設計されれば、近い将来セラミックス製エンジンの実用化も夢ではないかも知れない。

将来の自動車用エンジンとして注目されているガスタービンエンジンについては、1970年代初めに米国で研究が始まって以来、多くの研究開発が進行している。我が国においても、昨年度から自動車用ガスタービンの調査研究が開始された。いずれにしても、セラミックスガスタービンの実用化は、構造用セラミックスにおける大きな目標である。すなわち、ガスタービンのような苛酷な条件下で高い信頼性の下に使用できるセラミックスを製作できれば、その波及効果はきわめて大きなものになるからである。

3.2 工具類への応用

アルミナセラミックスの切削工具への応用は早くから行われている。しかし、アルミナは靱性に劣っているため、これを改善するため炭化チタンなどを添加したセラミック工具が開発された。最近、窒化ケイ素系セラミック工具が実用化しているが、さらに、これらの特性を向上するため、表面にアルミナなどをコートしたチップが開発

されている。その他の工具関係にファインセラミックスを使用しようとする試みも多くある。例えば、伸線用ダイスにPSZや窒化ケイ素セラミックスが、また、熱間加工用ダイスに窒化ケイ素系セラミックスが使用されている。

3.3 産業機械部品への応用

各種機械部品への構造用セラミックスの応用は、摺動部品、耐摩耗部品及び耐食部品としての利用が多い。これはセラミックスの特長の最も上手な利用方法といえる。例えば、ポンプ類のメカニカルシール、軸受、インペラなど、あるいは化学機器のバルブ、攪はん器、噴射ノズルなどは摺動や摩耗に耐えることが必要であり、さらに、海水やその他の腐食性液体の圧送用としては耐食性が重要になる。

一方、セラミックスは金属に比べて軽く、剛性が高く、耐食性にも優れていることを利用して、定盤、Vブロック、マイクロスタンド、三次元測定機用ガイドなどの測定機器への利用も進んでいる。

以上の使用方法は、余り温度の上がらない、常温に近い温度で使用される部品であるが、高温の産業機器へのファインセラミックスの利用も行われている。例えば、高温炉用のバーナ、高温ファンの翼、耐熱治具などはすでに実用化し、さらに射出成形機部品、ダイキャストマシン、製鋼機械部品などへの利用が試みられている。

3.4 その他への応用

ファインセラミックスは、以上のような機械部品の他、はさみ、ナイフ、ピンセット、ヤスリ、フライヤなどの日用品に使用されている。また、釣り具、スパイク、ゴルフクラブなどの運動用具にまでも利用されている。これらはファインセラミックスの硬さ、軽さ、耐摩耗性などの優れた性質を用いたものであり、今後も各種の応用が考えられるであろう。

4 むすび

ファインセラミックスはまだ発達途上にある材料である。したがって、その性能は日進月歩の状況にあり、今後その性能はさらに向上することであろう。しかし、その利用面の開拓はまだこれからである。機械設計者とセラミックス材料技術者との交流や各種データの蓄積の上に立って、新しい応用面の開発を行う必要がある。

参 考 文 献

- 1) 日本ファインセラミックス協会：次世代高効率発電システムの石炭ガス利用調査研究、セラミックガスタービン調査研究報告書（1988）p 66.
- 2) 中川威雄，野口裕之：生産研究，39 [6] 261（1987）.
- 3) 石原守，加藤広夫：セラミックス，22 [5]（1987）.

- 4) 栗田澄彦, 江口徹, 福田貴夫: International Symposium on Fine Ceramics Arita '87 (1987) p25.
- 5) ファインセラミックスフェア '89開催協議会: ファインセラミックスフェア '89 (1989) p22.
- 6) 藤原修三: 化学工場, 27 [8] 42 (1983).
- 7) O. Yamada et al.: Am. Ceram. Soc. Bull., 64 [2] 319 (1985).
- 8) 佐多延博, 池内準: 窯業協会誌, 95 [2] 143 (1987).
- 9) 奥田博, 北舘憲一郎: セラミックス 24 [3] 182 (1989).

表1 代表的構造材料用セラミックスの特性

材料名	密度 (g/cm ³)	熱伝導率 (kcal/m.h.C)	熱膨張係数 (×10 ⁻⁶ /°C)	破壊靱性 (MPam ^{1/2})	曲げ強度 (MPa)	
					室温	1200°C
アルミナ	3.9	22	8.0	3~5	350	150
ジルコニア	6.0	1.8	10.5	8~10	1000~ 1500	
ムライト	3.0	3.6	4.4	2.8	360	360
コーディエライト	2.2	1.2	2.2		100	
窒化ケイ素	3.2	25	3.2	4~7	1000	800
炭化ケイ素	3.2	78	4.8	2~4	800	600
サイアロン	3.2	18.9	2.7	4~7	500	600

ジルコニア: Y₂O₃添加PSZ, 窒化ケイ素: ホットプレス品 (Y₂O₃添加),
炭化ケイ素: ホットプレス品 (Al₂O₃ 添加)

表2 窒化ケイ素、炭化ケイ素及びサイアロンの高温4点曲げ強さ(試験片: JIS倍寸法)

No.	材質	焼結法	温度 (°C)	平均強さ (kgf/mm ²)	標準偏差 (kgf/mm ²)	ワイブル係数	密度 (g/cm ³)
001	SiC	常圧焼結	1300	37.1	6.5	6.3	3.14
002		常圧焼結		37.6	9.3	3.8	2.95
003		常圧焼結		26.6	3.3	9.4	3.12
004		HP後熱処理		58.2	5.1	13.6	3.17
005		常圧焼結		45.7	5.3	9.9	3.16
006		HP		60.8	11.8	5.8	3.20
107	Si ₃ N ₄	HP	1200	33.6	2.6	15.0	3.20
108		ガス圧焼結		66.2	4.1	18.7	3.35
109		常圧焼結		98.1	2.8	41.6	3.23
110		常圧焼結		31.1	3.6	10.4	3.14
211	サイアロン	ガス圧焼結	1200	75.4	4.0	22.2	3.24
212		ガス圧焼結・HIP		51.9	6.9	8.8	3.09
213		常圧焼結		45.7	3.9	13.7	3.22

表3 新しいファインセラミックスの製造技術

分類	名称	内容	特長	文献
成形関連技術	凍結射出成形	水との混練物を冷凍金型で圧縮成形し、冷凍体を取り出し真空乾燥して成形体をえる。	高分子バインダーを使用しなくも成形ができる。	2)
	超臨界ガス抽出分離法	超臨界CO ₂ ガスを利用して成形に使用した高分子バインダーを溶解し、脱脂する。	超臨界ガスの大きな物質の溶解性を利用して短時間に脱脂することができる。	3)
	Kプロセス(鋳込み成形)	原型、型及びスリップの結合剤や溶媒として、水や水+エチルアルコールを使用した鋳込み成形法。	水や水+エチルアルコールの凝固点の違いをうまく利用し、鋳込み後の型の崩壊を行う。	4)
	浸透Vプロセス(鋳込み成形)	石膏型を使用せず、粉体をフィルムで真空バックした型にスラリーを鋳込み、着肉完了時に型を崩して成形体を取り出す。	複雑形状、偏肉形状品のニヤ・ネット・シェープ成形に適する。	5)
焼結関連技術	爆発成形・焼結	火薬の爆発を使用し、セラミックス粉末を成形・焼結する。	大型成形品を成形助剤を使用しないで成形し、一部焼結する。	6)
	加圧自己燃焼法	テルミット反応に代表される発熱反応を利用して、加圧下セラミックスの合成と成形を同時に行う。	合成反応を自己増殖的に進行させて、目的とする化合物を自己反応熱によって短時間に合成・成形・焼結することができる。	7) 8)

表4 ファインセラミックスの標準化調査研究の実績と計画

項目	年度	'83	'84	'85	'86	'87	'88	'89	'90	'91	'92
高温曲げ強さ					[JIS原	作成]	JIS R-1604				
高温弾性率						[JIS原案	作成]	JIS R 1605			
引張り強さ							[JIS原案	作成]	(高温を含む)		
破壊靱性(室温)							[JIS原案	作成]			
耐酸化性								[JIS原案	作成へ]		
圧縮強さ								[JIS原案	作成へ]		
熱伝導性(比熱)											
クリープ						調査					
耐摩耗性						調査					
耐食性						調査					
硬さ											
破壊靱性(高温)											
動的疲労											
接合強さ											
耐熱衝撃性											
熱膨張係数											
粒度分布											
粒子密度											
粉体比表面積											

表5 ファインセラミックスの非破壊検査の種類と特徴

試験法	原理	特徴	将来への展望
蛍光浸透探傷法	製品を浸透液中に浸漬し、表面の浸透液を除去した後、紫外線を照射して観察する。	特殊な装置が不用で、表面傷を比較的簡単に検査できる。	改良の余地はあるが、大幅な性能向上の期待はできない。
超音波探傷法 (表面波法)	製品表面に表面波を伝搬させ、表面の欠陥からのエコーを検出し、平面表示する。	装置が簡単で、分解能が比較的良い。平面表示図又はエコー高さから欠陥大きさが測定できる。	自動化が容易であり、オンライン検査に適している。
超音波探傷法 (Cスコープ)	製品内部に超音波を伝搬させ、内部の欠陥からのエコーを検出し、平面表示する。	面状欠陥の検出に適している。	画像処理の発展によって、検出能力、分解能の向上が期待できる。
超音波探傷法 (周波数解析、波形解析)	スペクトルアナライザーを使用し、健全材と欠陥材とは周波数のピーク、帯域幅などが異なることを利用する。	欠陥材か健全材かの区別、マイクロクラックの有無、結晶粒径や気孔率の評価ができる。	今後、データの蓄積が必要。
超音波探傷法 (音速測定、減衰測定)	気孔率の違いによって音速が変化し、また減衰係数が異なることを利用する。	気孔率の管理に利用できる。マイクロクラックの有無を判断できる。	測定精度の高い計測器が必要。
マイクロフォーカスX線法	微小焦点のX線の透過写真から欠陥像を得る。	X線の透過率の異なる介在物の検出に適する。割れのような面状欠陥の検出には劣る。	デジタルラジオグラフィにして、画像処理を行えば、検出能力の向上及び複雑形状品への適用が期待できる。
X線CT	製品の全方向からX線透過データを収集し、その断面内部のX線係数に対応した断層画像を再構築する。	複雑形状品にも適用が可能。現在のところ分解能が低い。	3次元立体画像表示が可能。今後微小焦点X線CT装置などの開発が必要。
中性子ラジオグラフィ	中性子の透過写真から欠陥像を得る。イメージコンバーターが必要。	X線吸収の大きいセラミックスには有効。	熱中性子CTが開発されつつある。
電子線ラジオグラフィ	電子線の透過電子の線量分布又はエネルギー分布から欠陥を検知する。	表面及び内部欠陥、介在物、空孔、傾いた割れも検出が可能である。	信号処理による高感度化が可能。
NMR-CT	核磁気共鳴現象を利用する。	グリーン成形体の欠陥検出に適する。	発展の可能性あり。
超音波顕微鏡 (SAM)	高周波数集束探触子で製品の表面を走査し、欠陥エコー又は透過波を信号処理により拡大映像化する。	表面近傍の欠陥を最も高分解能で検出できる。	高精度測定法、画像処理法の発展により、その利用面の拡大が期待できる。
レーザー走査型 超音波顕微鏡 (SLAM)	製品に超音波を伝搬し、表面での微細な振動をレーザーで検出する。	介在物、気孔、面状欠陥の検出が可能。オンライン化が可能。	データの蓄積が必要であるが、将来への期待は大きい。
光音響映像法 (PAS)	断続光を製品表面に照射したときに生じる熱振動を検知する。	表面近傍の欠陥検出に適する。	3次元映像化などにより、将来期待できる。
打音波形解析法	製品を打撃したときの音を周波数分析し、欠陥の有無などを検知する。	非常に簡単な方法であるが、微細な欠陥の検出はできない。	
アコースティック エミッション (AE)	割れ発生及び割れ進展のときに発生する音を検出し、欠陥の発生位置及び大きさを検知する。	微小割れ検出、割れ位置評定が可能。複雑製品への適用が可能である。	保証試験時の製品のスクリーニング及びモニタリングに利用可。

表6 構造材料用セラミックスの応用製品

分野	機能特性	応用製品
機械材料	高強度・耐摩耗性 ・低熱膨張収縮性	高精度セラミックス旋盤・工作機械、精密測定器、伸線ダイス、摺動機器部品
	高強度・耐熱性	ガスタービン部品、ディーゼルエンジン部品、高温送風器部品、製鋼用機器部品、高温ベアリング
	高弾性	ゴルフクラブ・シャフト、テニスラケット、釣りざお、航空機機体
	超硬性	研削材、切削工具、研磨材、掘削用ビット、はさみ、ナイフ
	潤滑性	軸受け材、高温潤滑材
化学材料	担体性	固定化酵素の担体、触媒担体、生化学反応制御装置
	耐食生	理化学用機器、化学工業用機器部品、化学装置の内張り、原子力関連材料
熱機能材料	断熱性	高温断熱材、スペースシャトル用タイル
	耐熱性	耐熱構造材、核融合炉用材料、原子炉用材料、航空機エンジン部品

石川島播磨重工 伊藤 一人、青木 千明、増本 雄治、^木木村 隆夫
 光洋精工 竹林 博明
 東芝 阿部 豊

1. 緒言

セラミックをころがり軸受へ応用しようとする試みは1960年代より米国を中心に進められている。この種の研究はガスタービンの技術予測に沿って進められたものでDN値と軸受温度の上昇に対処するためである。さらにセラミック軸受の使用は航空機で重要な軽量化を計れる利点もある。筆者らも同様のねらいで研究を進めているが、その第1段階として、軽量化を主体とした実用化を試みた。

対象としたのは航空エンジン用補機駆動ギアボックス(AGB)で、この装置に占める軸受の重量は約10%である。したがってこれら軸受材料を鋼からセラミックに変更することによって重量を約5%軽減することができる。

航空機では安全性が重要であるため、実験では定格値を大巾に上回るよう過負荷試験、過回転試験、潤滑油しゃ断試験なども行った。その結果は極めて良好であり、航空機への実用性の第1ステップをクリアしたものと考えられるので報告する。

2. 供試体及び試験装置

2.1 供試体軸受

航空エンジン用 AGBをモデルとし、その軸受を従来の金属製軸受からセラミック軸受におきかえた。組み込まれたセラミック軸受は、

窒化ケイ素製総セラミック(Si ₃ N ₄)コロ軸受	・・・	5点
窒化ケイ素製総セラミック玉軸受	・・・	3点
窒化ケイ素製コロ(金属製軸受のコロのみ交換)	・・・	11点

の全19点である。なお、リテーナ材料は鋼である。

セラミック軸受の組み込まれた位置を図1に示す。又、セラミック軸受のうち6点については、熱膨張差による昇温時の軸受内輪円周応力の発生量を低下させるため輪にスプライン加工を行った。

2.2 試験装置

セラミック軸受を組み込んだ AGBは架台に取り付けられ、DCモータ、増速機を介

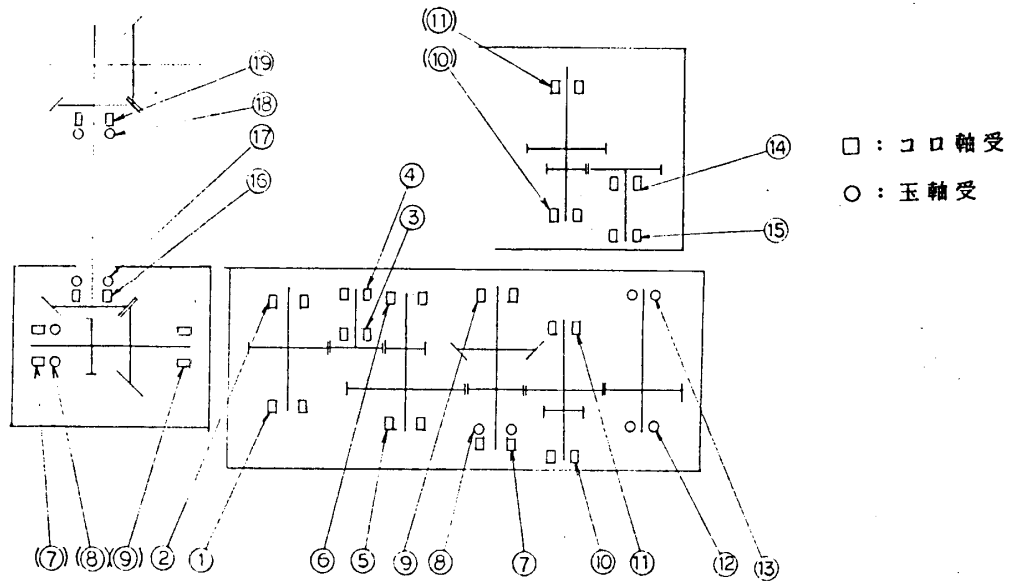


図1 セラミック軸受組み込み位置

して駆動された。又、軸受の荷重は、AGBの補機駆動バットに取付けられた水ブレーキ、及び実機用ハイドロポンプにより負荷された。

3. 試験方法

図1に示すAGBの軸受19ヶ所すべてにセラミック軸受を組み込み、100時間耐久試験、過回転試験などの試験を行った。各試験での軸受の使用条件を表1に示す。

なお、潤滑油は合成油、MIL-L-23699を使用した。試験時にセラミック軸受の異常を検出するため総セラミック軸受の外輪温度及び、AGB外殻振動、AGB駆動軸軸振動を計測した。

3.1 100時間耐久試験

代表的な航空エンジン用AGBの定格回転数、定格荷重、潤滑条件のもとで、100時間の運転を行った。試験は50時間ずつ前後半に分けて行い、50時間終了後に分解検査を

表1 セラミック軸受試験条件

No.	定格運転試験				過回転試験				過負荷試験			低滑量潤滑試験			
	BRG. NO	回転数 RPM	軸受CD=mm値	荷重 kg	回転数 RPM	軸受D=mm値	回転数 RPM	軸受D=mm値	100%	110%	120%	潤滑油量 l/min	潤滑油量 l/min	潤滑油量 l/min	
1	4199	21	8.8	※	4819	9.7	5039	10.6				※	※		
2	4199	25	10.5	※	4819	11.5	5039	12.6				※	※		
3	5325	19	10.1	※	5858	11.1	6390	12.1				※	※		
4	5325	19	10.1	※	5858	11.1	6390	12.1				※	※		
5	9925	48.5	48.1	18	10918	52.9	11910	57.8	67	68	70	※(0.05)	※(0.21)		
6	9925	31	30.8	19	10918	33.8	11910	36.9	67	69	70	0.03	0		
セラミック	7	15136	25	37.8	41	0.28	16650	41.6	18163	45.4	71	71	71	0.07	0.26
セラミック(Ball)	8	15136	25	37.8			16650	41.6	18163	45.4					
				※					※	※	※				
9	15136	45	68.1	75	0.26	16650	74.9	18163	81.7	167	169	171	0.07	0.26	
10	9925	31	30.8	88	0.08	10918	33.8	11910	36.9	126	123	120	0.02	0	
11	9925	31	30.8	55	0.08	10918	33.8	11910	36.9	91	90	89	0.02	0	
セラミック(Ball)	12	12109	44	53.3	※(0.08)	13320	58.6	14531	63.9				※(0.02)	※(0.08)	
セラミック(Ball)	13	12109	44	53.3	※	13320	58.6	14531	63.9				※	※	
14	7006	29.5	20.7		0.26	7707	22.7	8407	24.8				0.07	0	
15	7006	29.5	20.7			7707	22.7	8407	24.8				0	0	
セラミック	16	26855	25	67.1	74	0.42	29541	73.9	32226	80.6	194	197	200	0.11	0
セラミック(Ball)	17	26855	25	67.1	57		29541	73.9	32226	80.6	148	151	153	0	0
セラミック(Ball)	18	26855	30	80.6	29	0.29	29541	88.6	32226	96.7	75	77	78	0.07	0
セラミック	19	26855	30	80.6	81	0.29	29541	88.6	32226	96.7	213	217	220	0.07	0

セラミックはDN値

AXIAL LOAD

油量 25%

実施した。

3.2 過回転試験

AGBの定格回転数に対し、105%、110%、115%、120%の過回転試験を行った。各回転数に対し定格荷重で30分間キープした。

3.3 過負荷試験

回転数100%、110%、120%で、それぞれ過負荷試験を行った。負荷はAGBに取り付けられた水ブレーキにより調整し、約3倍の伝達馬力まで負荷した。なお、AGBの定格負荷は71PSである。

3.4 低流量潤滑試験

AGBの定格回転、定格荷重において潤滑油量を100%～25%まで段階的に絞る低流量潤滑試験を実施した。各給油量で、軸受温度及び排油温度を監視し、温度が安定したことを確認後、給油量を絞った。

3.5 高温潤滑試験

AGBの定格回転において、給油量を100%に設定し、潤滑油温度を70℃から5℃ずつ120℃まで順次上昇させる高温潤滑試験を行った。各温度での保持時間は、軸受外輪温度の安定するまでで、およそ10分程度であった。又、潤滑油給油温度を120℃までとしたのは、潤滑油装置の制限によるものである。

3.6 無潤滑試験

19点の軸受のうち、9点の軸受へのノズルを盲にして潤滑油をカットした。潤滑油をカットした軸受は表1の右欄における潤滑油量0として示されている。

この試験は、次に示す2回に分けて実施した。

- (1) 9点以外の軸受、歯車等への給油量は 100%
- (2) 9点以外の軸受、歯車等への給油量は 50%カット

上記(1)、(2)とも、定格回転数、定格荷重で60分間キープした。

4. 試験結果及び考察

各試験における試験データ及び、試験後の分解検査結果を以下に示す。

4.1 100時間耐久試験

実験中は常時コンピュータにより温度、圧力、回転数等のデータを自動計測した。その1例として AGBの100時間耐久試験での代表的なデータを表2に示す。これらの

表2 100時間耐久試験データ

	14:20:03	14:22:08
モータ回転数 RPM	1964.0	1265.0
消費電力 kW	138.0	139.0
吐出力回転数 RPM	21104.8	21115.5
空温 °C	19.7	18.7
080 回転数 RPM	9920.0	10010.0
060 負荷トルク kg-m	1.240	1.240
080 水入口圧力 kg/cm ²	2.920	2.910
080 水出口圧力 kg/cm ²	1.840	1.760
080 水入口温度 °C	21.8	21.7
080 水出口温度 °C	27.7	27.6
080 BRG(F)温度 °C	52.0	39.1
080 BRG(R)温度 °C	35.8	35.8
060 回転数 RPM	100.0	100.0
060 負荷トルク kg-m	0.930	1.070
060 水入口圧力 kg/cm ²	2.750	2.800
060 水出口圧力 kg/cm ²	0.820	0.800
060 水入口温度 °C	21.7	21.6
060 水出口温度 °C	26.8	26.7
060 BRG(F)温度 °C	34.1	34.6
060 BRG(R)温度 °C	29.5	30.2
N-2 回転数 RPM	21104.8	21115.5
PTO 回転数 RPM	26060.6	26074.3
L&S吐出圧力 kg/cm ²	3.500	3.570
K・給油流量 l/min	15.66	15.70
K・タンク温度 °C	76.9	76.3
AGB給油圧力 kg/cm ²	3.700	3.770
AGB給油温度 °C	69.8	69.5
PTO給油圧力 kg/cm ²	3.590	3.590
PTO給油温度 °C	69.2	68.8
K・排油温度 °C	84.7	83.9
AGBセンプ圧 kg/cm ²	0.100	0.090
駆動軸受温度 °C	76.4	74.7
#3 軸受温度 °C	92.9	91.4
PTO(H)軸受温度 °C	111.2	112.6
PTO(L)軸受温度 °C	92.7	92.7
G/S407軸受温度 °C	85.6	85.1
BSEATH BRG温度 °C	92.8	94.4
PTO外殼温度 °C	0.100	0.100
AGB 振動 (FCU) MIL	0.180	0.200
AGB 振動 (TACIO) MIL	0.100	0.110
PTO 給油圧 μ	30.0	56.0
HYDR0 吐出圧力 kg/cm ²	193.800	193.100
HYDR0 吸入温度 °C	44.4	44.0
HYDR0 吐出温度 °C	46.6	46.2

データにおいて軸受外輪温度の一番高かった軸受No.18の温度測定データの一部を図2に示す。

このように、100時間耐久試験では温度等のデータも安定しており、運転データとして異常はなかった。

4.2 過回転試験

100%、105%、110%、115%、120% 各回転数における軸受外輪温度5ヶ所の測定結果を図3に示す。これによると、回転数の上昇とともに軸受温度も上昇しているが、温度はそれほど大きく上昇しておらず、最も温度上昇の大きかったNo.16の軸受温度上昇でも8℃程度であった。

4.3 過負荷試験

100%、110%、120% の各回転数における各負荷に対する軸受 No.19の外輪温度測定結果を図4に示す。これより負荷の上昇とともに軸受温度は上昇する傾向にあるが、温度はそれほど大きく上昇しておらず、最も上昇した120%回転の場合でも8℃程度であった。又、ここでも回転数の上昇とともに軸受温度が上昇していることがわかる。

次に過負荷運転時の100%、110%、120%の各回転数におけるAGB駆動軸軸振動測定結果を図5に示す。

ここに示したように負荷が大きいほど軸振動は小さくなっているが、これは負荷がかかることによりシャフトが拘束されるためと考えられる。

又、回転数が高いと負荷を大きくしてもシャフトの振動が下がりにくいことがわかる。

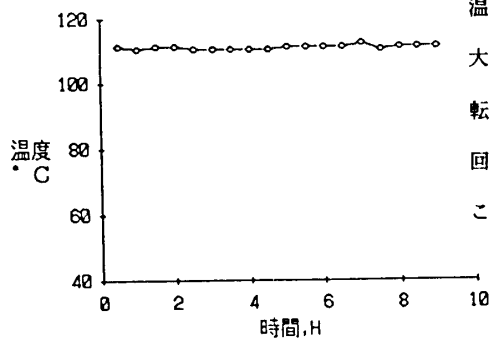


図2 100時間耐久試験での軸受温度(No.18)

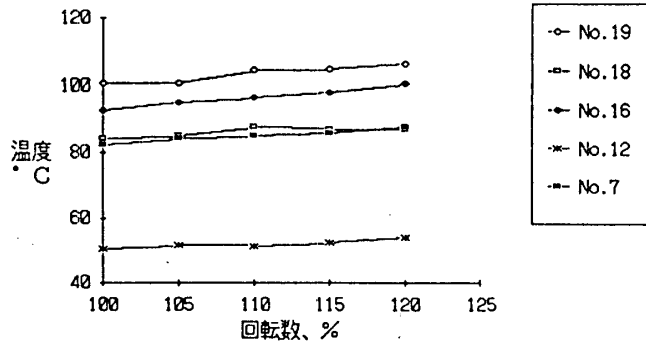


図3 過回転試験軸受温度

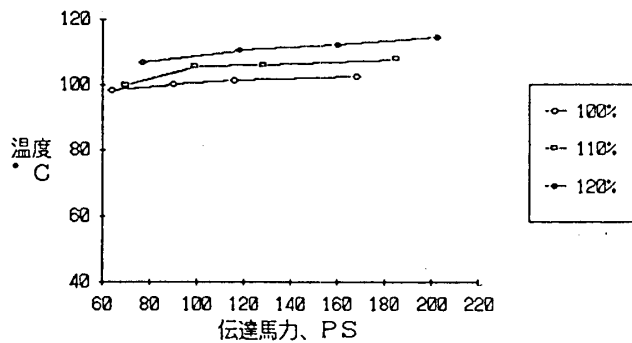


図4 過負荷試験軸受温度

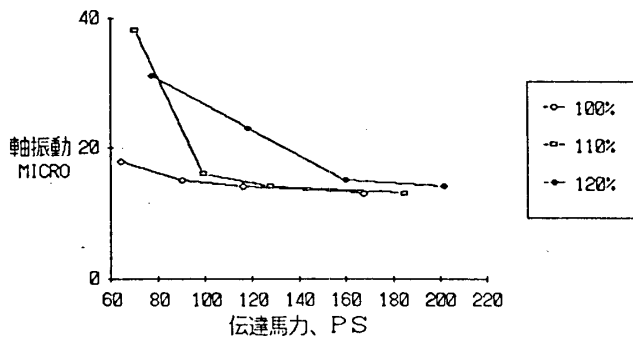


図5 過負荷試験軸振動

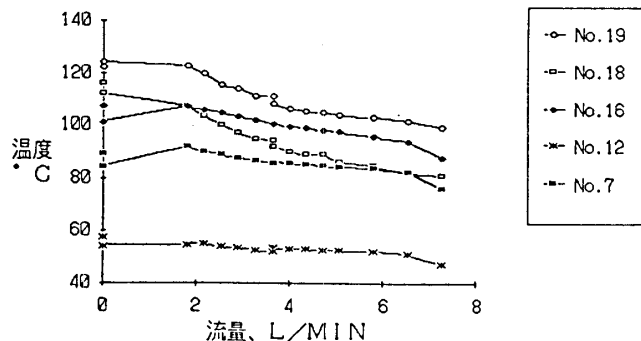


図6 低流量試験軸受温度

なお、その他過回転試験、低流量試験等での軸振動もこの範囲からはずれるものではなく、問題なかった。

4.4 低流量潤滑試験

無潤滑試験

低流量潤滑試験での各給油量における軸受外輪温度測定結果を図6に示す。図の横軸はAGB全体に対する総給油量である。なお、流量0 L/MINのプロットは、No. 6, 10, 11, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 計9ヶ所のノズルを盲にした無潤滑試験での結果である。盲にしていないノズルの流量は50%に設定している。

これより、流量を絞ると軸受温度は上昇する傾向にあることがわかるが、No. 12のように、ほとんど変化のない軸受もある。これは、AGB内のミストの状態等の影響により、ノズルにより直接給油している量にはあまり左右されなかったものと推定できる。

4.5 高温潤滑試験

給油温度を上げた場合の軸受外輪温度測定結果を図7に示す。給油温度が上昇するにつれて、軸受温度は上昇するが、給油温度上昇分より軸受

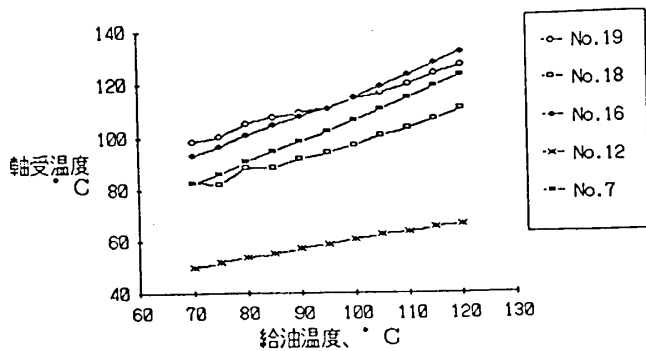


図7 高温潤滑試験軸受温度

温度の上昇が若干低くなっている。これも低流量試験と同様に AGB内のミストの状態等の影響と推定できる。

4.6 試験後の部品検査

100時間耐久試験後及び、その後の過回転～無潤滑試験後の外観、寸法検査で軸受に異常は見られなかった。

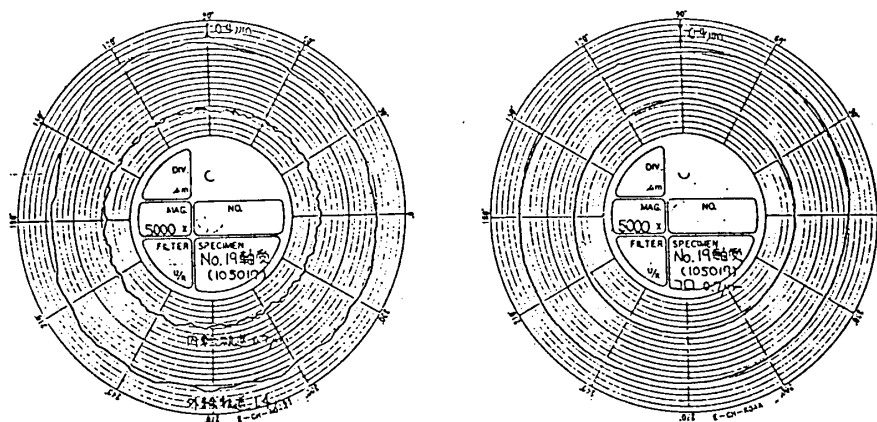


図8 軸受No.19の過回転～無潤滑試験後真円度測定結果

例として、過回転～無潤滑試験後の軸受 No.19の真円度測定結果を図8に示す。

以上のように、100時間耐久試験でのデータ、又、その後の分解検査においてセラミック軸受に異常は見られなかった。これはセラミック軸受が、実機 AGBと同等の条件において実用化の可能性の大きいことを示すものと考えられる。

5. 結言

セラミック軸受を用いて、実機のAGBに搭載しAGBでの100時間耐久試験、過回転試験、過負荷試験、無潤滑試験等を実施した。その結果をまとめると以下のような

- ア. 各試験中の軸受外輪温度及び、振動には異常は見られなかった。
- イ. 試験後の外観及び、寸法検査において再使用に疑問をいだかせるような軸受はなかった。

- ウ. 低流量潤滑試験及び、一部軸受の無潤滑試験においても急激な温度変化は認められず、セラミック軸受の潤滑性は良好と考えられる。
- エ. 軸受のはめあい上の問題も皆無であった。これは従来の軸受の組み込み方式（ストレート軸）では、スチールの軸とセラミック軸受の熱膨張率の差により円周応力が生じるが、軸にセレーション加工をしたことにより、応力緩和の効果があったものと推測される。
- オ. 過回転試験～無潤滑試験は AGBの使用状態としては過酷なものであったが異常なくセラミック軸受が機能することが確認され、セラミック軸受の実機への適用の可能性が大きいと考えられる。

セラミック動翼嵌合方式の研究 (第一報)

*北島秀昭 古瀬 裕 (東京電力)
 小野拓郎 鳥山 彰 (旭硝子)

1. 緒言

東京電力側では、将来の石炭ガス化複合発電の経済性をより一層高めるためガスタービンの高温化と冷却空気の低減を目指し、昭和59年度より備東芝、三菱重工業側、日立製作所との共同研究でガスタービンへのセラミックスの適用に関する研究開発を行っている。⁽¹⁾⁽²⁾ 表1、図1に当面の開発目標としている1300℃、20MW機の仕様、および開発スケジュールを示す。

動翼のセラミックス化において考慮すべき点は、発電用ガスタービンのロータは高信頼性が要求されるので、応力が高く、かつ大型部品であるホイールは現状では金属製とし、高温ガスに曝される翼部のみをセラミックス化するのが妥当であり、したがってセラミック動翼と金属との接合が必要となるが、これにはいくつかの困難な問題がある。

- ・セラミックスが塑性変形を殆どせず破壊に至るという性質から応力集中を出来るだけ小さくする必要がある
- ・セラミックスが物体と接触する場合、接触の仕方が一様でないと局部的に高い接触応力が発生し、ヘルツクランクを生じやすい。
- ・両者の熱膨張率が大きく異なり、熱伸び差を生じやすい。
- ・主に、セラミックスの加工の困難さと塑性変形をしない性質から、接合部の形状に自由度が少ない。

以上の問題点を考慮し、従来様々な方式が検討されているにもかかわらず、いまだに十分な成功例が報告されていない。よく検討されてきた方式として、比較的単純な動翼取付部の形状でセラミック動翼と金属製のディスクの間に薄板等の緩衝層を配置して⁽³⁾、両者の微小な相対位置のずれを吸収するものがある。原理的には上記問題

表1 主要仕様

項目	セラミックガスタービン
出力kW	21,280
比出力kW/kg/sec	864
熱効率(LHV)%	40.3
大気温度℃	15
大気圧力ata	1.033
相対湿度%	60
圧縮機	
吸込空気流量kg/sec	24.64
圧力比	15
出口空気温度℃	422
ガスタービン	
タービン入口ガス温度℃	1300
排ガス温度℃	666
回転数rpm	10,800

	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69
器 具 研 究											
要素技術開発研究 (燃焼器、静翼、動翼)			STEP 1								
支 援 研 究				STEP 2							
組み立て試験研究											20MW, 1300℃

図1 開発スケジュール

点を解決するものだが、実際には緩衝層に柔軟性を要求しているため、緩衝層の強度が低く、また摩擦に弱い欠点がある。したがって耐久性の点で問題が生じている。

一方、これに対し、既に稼働実績を有する高温軸流セラミックファンにおいては、耐摩耗性に富んだ比較的厚肉の金属パッドを使用して、構造上の工夫によってセラミック動翼とディスクの相対位置のずれを吸収するようにしている。この方式は耐久性の点で有利であると考えられるが、緩衝効果としては前述の方法よりも若干不利となるのは避けられないように見える。しかし金属パッドにとっては、高温下でしかもその変形能に比較して高い圧縮応力がかかるため、緩衝層として十分に機能している。これはセラミックファンの開発と運転実績から得られた知見である。

本研究は、上記金属パッドを介在させる嵌合方式について、応力解析、モデル嵌合部品による引張試験、模擬動翼による室温回転試験を実施し、ガスタービン動翼への適用性を検討したものである。

2. 嵌合部形状候補の選定と応力解析

2.1 嵌合部形状候補の選定

第一段動翼の仕様を表2に示す。

現在、ガスタービン動翼の取付部形状としては、クリスマスツリー型が一般的であるが、セラミックスの加工性を考慮すると単純な形状、即ち、T型、ダブル型、またはドラヴァル型が考えられるが、翼側の応力集中および翼の位置決め等を考慮しダブル型を採用することとした。ダブル型の斜面と対称面とがなす角度を肩角度と呼ぶが、これの肩部の応力集中度に及ぼす影響については調べられており、これによれば、肩角度20°～45°において応力集中度が低くなっているため、候補形状として肩角度20°、30°、45°（以後、ストレート型と称する）を選定した。さらに変形ダブル型として翼側の応力集中をより低減させるために肩部およびダブル型の斜面を一つの大きな円弧とした形状（以後、R型と称する）も候補として採用した。4候補の形状を図2に示す。

2.2 遠心応力解析

最終形状を決定するため、FEMによる二次元遠心応力解析を行った。金属パッドと金属ホイール、セラミック翼との間にはギャップ摩擦要素を使用し、接触問題として取扱った。なお、簡略化のため翼プロファイル部はブラットフォームに置換え、遠心力が同一になるよう厚みを調整した。

解析結果のうち、最大主応力（表面応力）を表3

表2 第一段動翼仕様

入口相対全温 °C	1205
入口相対全圧 ata	9.5
翼内径 mm	R335
翼外径 mm	R395
回転数 rpm	10800
翼先端周速 m/sec	447
翼枚数 枚	60

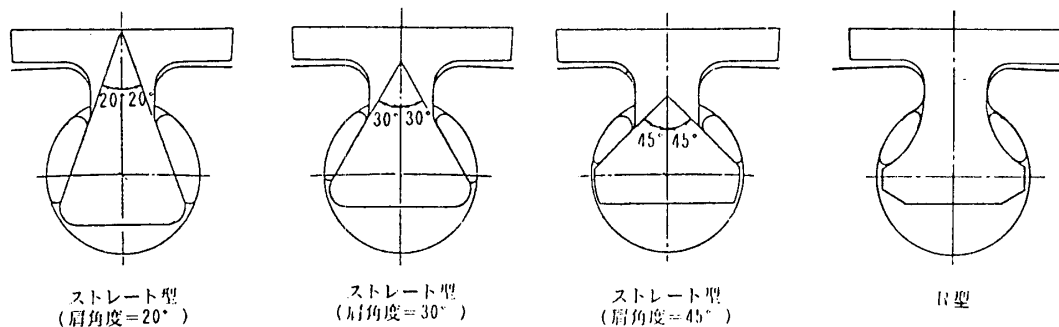


図2 嵌合部形状候補

に、また、代表例としてR型嵌合部の最大主応力分布を図3に示す。優劣の評価はセラミック翼肩部の最大主応力およびパッドとの当り分布がポイントとなる。

ストレート型の場合、セラミック動翼の応力が低いのは肩角度が、 20° と 30° の場合であり、金属ホイールの応力を考慮すると肩角度 30° が望ましい。R型の場合はストレート型に比べ、セラミック動翼、金属ホイール共に最大応力がかなり低減されており、また、パッドとの当り分布もより均一となっている。

以上の結果より、解析上は、R型嵌合部形状が最も望ましいが、実際の動翼嵌合部での滑り条件の不確かさ、およびR型では運転実績を持たないことを考慮し、肩角度 30° のストレート型とR型を最終形状として選定し、次のモデル部品による引張試験に供することとした。

また、二次元モデルによる定常熱伝導解析および熱応力解析も行っており、嵌合部の温度は約 600°C であり、定常時の嵌合部に発生する熱応力は遠心力による応力に比べ、はるかに小さいという結果が得られている。

表3 最大応力の比較

肩角度	最大応力値 (MPa)	
	セラミック動翼	金属ホイール
20°	230	450
30°	230	410
45°	275	410
R	200	310

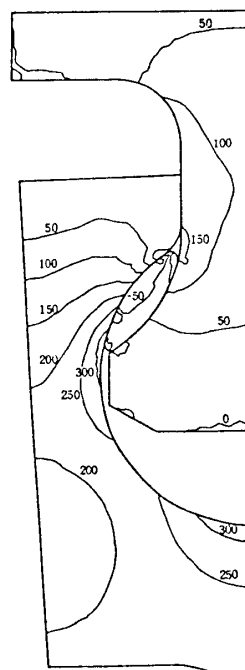


図3 R型嵌合部の最大主応力分布

3. モデル部品による引張試験

3.1 実機のモデル化

嵌合部の強度を確認するため、両端部にダブルテール型取付け部を持った試験片を両端から同一の試験治具を用いて引張荷重をかける試験を行った。

実際のガスタービン動翼に働く遠心力は100%rpmで7ton、120%rpmで10tonであるが、使用する引張試験装置の最大許容荷重が10tonであるため、余裕を持たせた試験が行なえるよう、モデル部品、試験治具の厚み（軸方向長さ）は実機の55mmより若干薄く43mmとした。（一部は20mmで追試験を実施）この時、100%rpmにおいてパッドとの接触部に作用する翼の遠心力に相当する荷重は6.11tonとなる。また、回転場においては、ダブルテール肩部にはこれより上側の部分の遠心力が引張荷重として作用し、下側のダブルテール部分の遠心力は引張荷重として作用しないので、100%rpmにおいて肩部に作用する引張の遠心力に相当する荷重はダブルテール部の遠心力を差引いた5.0tonとなる。試験治具の組立図を図4に示す。モデル部品は図に符号①で示されている。

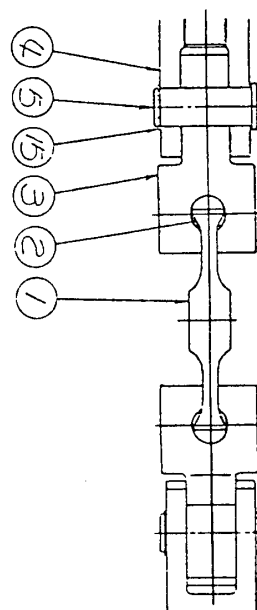


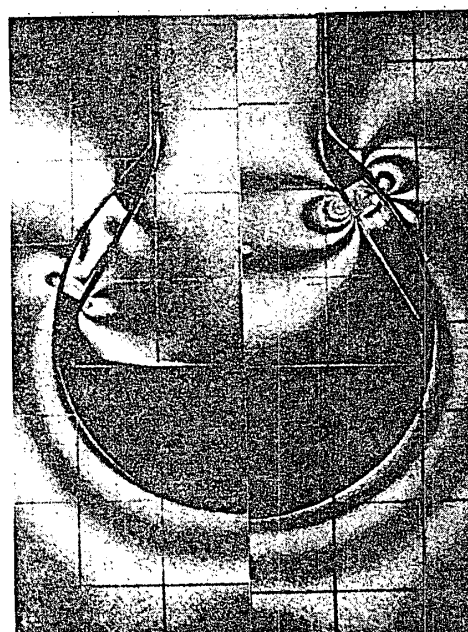
図4 引張試験治具

3.2 引張試験に関する光弾性試験

前述のFEM応力解析結果の妥当性を評価するために、引張試験状態でのFEM応力解析、光弾性試験を行い、両者を比較した。また、接触部においては、摩擦係数が重要なファクターと考えられるので、光弾性試験においては接触面に二種類の状態を与え、試験を行った。

その結果、

- (1) ダブルテール肩部の応力集中係数はFEM解析での $\alpha = 1.9$ に対し、光弾性試験では $\alpha = 1.5 \sim 1.8$ であり、ほぼ妥当な値が得られた。



摩擦小 摩擦大

写真1 嵌合部の等色線

(2) 写真1に示すように、接触面の摩擦状態により、等色線のパターンに顕著な差が現れた。すなわち、摩擦係数が小さい場合には、当りのムラはあるが、パッド全面が接触している。一方、摩擦係数が大きい場合にはパッドが食込む傾向があり、パッド下部は機能していない。したがって、当りの不均一による接触応力を低減するためには、接触面の摩擦係数を小さく保つことが必要であり、潤滑材の使用が不可欠である。

(3) 接触面の摩擦状態が変わっても、肩部の最大応力は殆ど変化しない。

3.3 モデル部品の引張試験

モデル部品のセットの状況を写真2に示す。試験片材質は現時点での候補材料である常圧焼結SiCと高温強度および耐酸化性が向上し、近い将来動翼にも適用できると考えられる常圧焼結Si3N4を選定した。両材質の代表的特性を表4に示す。試験温度は嵌合部温度が約600℃と予想されることから室温と高温(600℃)とし、高温試験には電気炉を使用した。また、試験の前には曲げ成分のチェックを行い、荷重4tonで曲げ成分が±5%以内になるよう調整した。

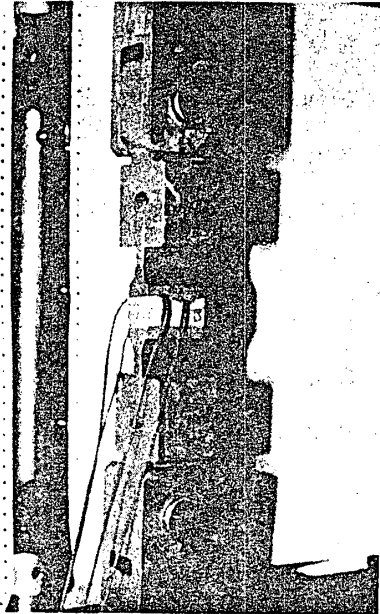


写真2 引張試験状況

3.4 引張試験結果

破断状況の一例を写真3に示す。この場合の破壊起点は発生応力が最大となる肩部であるが、パッドとセラミックスの接触部が破壊起点となっているものも数例観察されている。

表4 セラミックスの代表的特性

項目	材質	SiC	Si3N4
密度	Kg/m ³	3150	3280
ヤング率	GPa	400	290
ポアソン比		0.15	0.27
線膨張係数	1/°C	4.0E-6	3.7E-6
四点曲げ強度(室温)	MPa	470	930
破壊靱性値(室温)	MPa√m	4.2	6.4

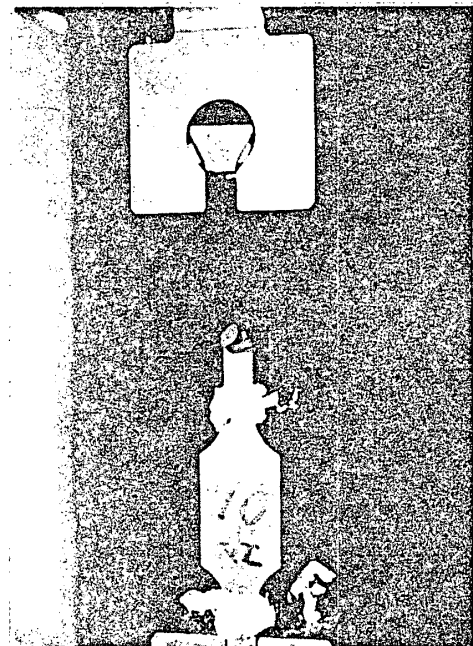


写真3 試験片破断状況

(1) 静的引張試験結果

表5 引張試験結果

室温および高温における静的引張試験結果を表5に示す。

材質	嵌合部形状	試験温度	結果	本数	平均荷重 (Kgf)	相当回転数 (rpm) 肩部 接触部
SiC	ストレート (厚さ・43)	室温	破断	0	9200	135 123
			クリアー	2		
		高温	破断	3	8850	133 120
			クリアー	1		
	ストレート (厚さ・20)	室温	破断	2	4650	141 128
		R (厚さ・43)	室温	破断	0	9200
クリアー	7					
高温	破断	3		9260	136 123	
	クリアー	3				
Si3N4	ストレート (厚さ・43)	室温	破断	0	10000	141 128
			クリアー	5		
		高温	破断	0	10000	141 128
			クリアー	2		

- ・ SiC で試験片厚さが43mmの場合、ストレート型、R型共、室温ではすべて9.2tonの試験荷重をクリアーした。これは肩部に関し、135%rpm、接触部に関し、123%rpmの回転数に相当する。
- ・ 室温での破断強度を見極めるため、厚さ20mmの試験片で追試験を行ったSiCストレート型の場合、破断相当回転数は肩部に関し、141%rpm、接触部に関し、128%rpmとなる。
- ・ SiCの場合、高温時の破断荷重は、室温時のそれより低下する。材料強度はこの程度の温度域では低下しないため、原因は接触（摩擦）状態の変化か、熱伸びの影響と考えられる。
- ・ R型はストレート型に比べ、破断強度が約5%向上する。
- ・ Si3N4 ストレート型の場合、室温および高温において試験片はすべて試験装置の最大荷重10tonまで破断しなかった。これは、肩部に関し141%rpm、接触部に関し、128%rpmの回転数に相当する。

(2) 動的試験結果

- ・ ガスタービンの起動、停止を模擬し、室温および高温にて1ton~6.1tonの荷重サイクルを100回与えたが、モデル部品の破断や損傷は無く、パッドにも大きな変化は見られなかった

(3) 熱サイクル試験結果

- ・ 温度変動場における強度を確認するため、450℃~600℃の熱サイクル試験を50回行ったが、モデル部品の破断や損傷は無く、パッドにも大きな変化は見られなかった。

(4) パッドの機能

- ・ パッドの機能については、緩衝効果が見られたが、高温試験では接触部から破壊したものもあり、高温時の動きが完全でなかったと考えられる。

4. 室温回転試験

室温引張試験において、本嵌合法は理想的な状態では120%rpm相当の遠心力に十分耐え得るとの結果が得られたので、回転場での強度を確認するため、室温回転試験を

実施した。

4.1 回転試験方法

回転試験装置の組立図を図5に示す。ロータを駆動するエアータービンチャンバ上蓋上に固定され、供試ロータはこれから吊下げられている。

回転試験の供試翼は上記引張試験片を中央部で切断し、遠心力が実機と同一になるよう翼高さを調節した試験片4本とプロファイル部を平板とした模擬動翼5本、計9本とした。模擬動翼の厚みは実機と同一の55mmとした。切断した引張試験片および模擬動翼を写真4、5に示す。なお、翼材質

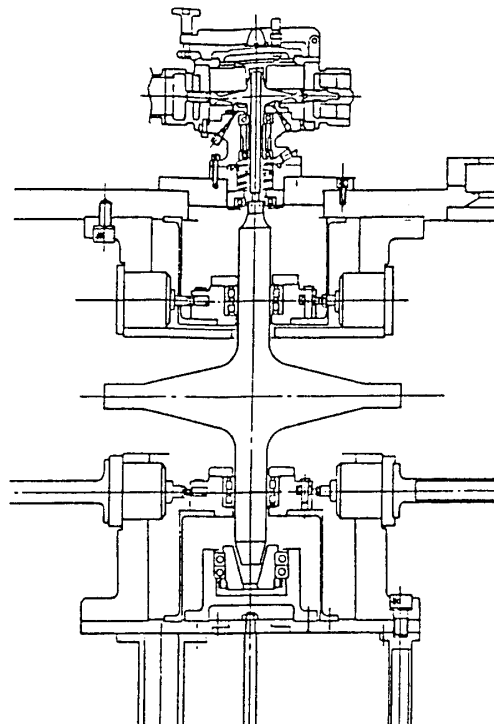


図5 室温回転試験装置

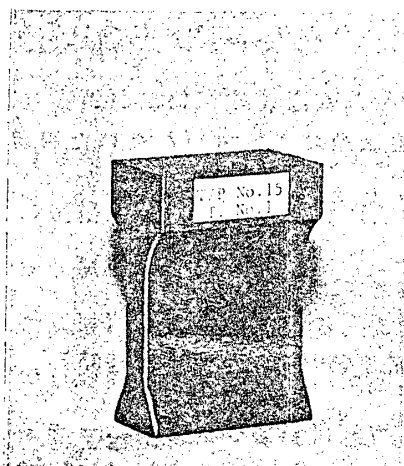


写真4 切断した引張試験片

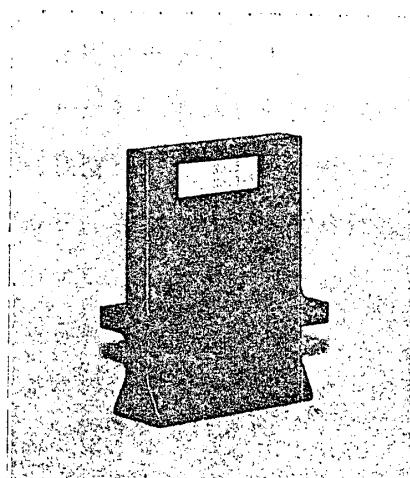


写真5 模擬動翼

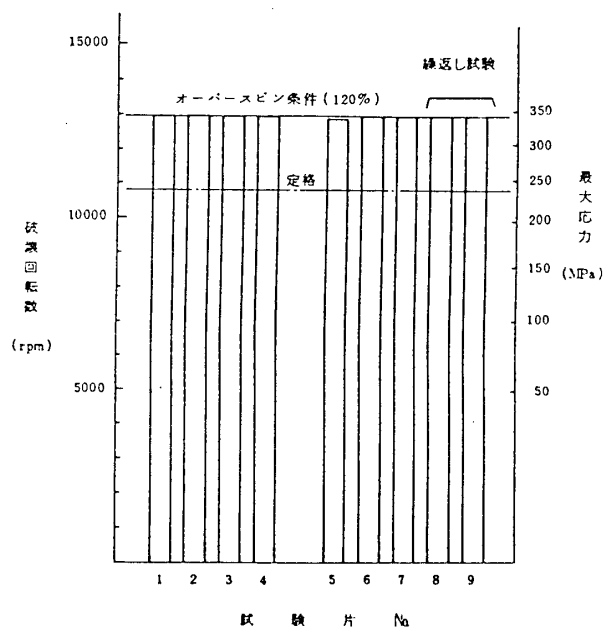


図6 室温回転試験結果

はいずれも前述のSiCである。試験回転数は120%rpmで1分間保持としたが、模擬動翼2枚についてはガスタービンの起動・停止を模擬し、0~120%rpm 10回の繰返し試験を行った。

4.2 試験結果

結果を図6に示す。9本中1本が119%rpmで破断したが、残り8本は120%rpmをクリアし、モデル部品による引張試験結果とほぼ一致する結果が得られた。また、そのうち2本は0~120%rpm、10回の繰返し試験をクリアした。

5. 結言

金属パッドを使用した動翼嵌合方式のセラミックガスターン動翼への適用性を検討した結果、室温回転試験において当初の目標であった120%rpmをほぼクリアすることが出来た。室温回転試験は今後、R型嵌合部、Si3N4翼についてもさらに厳しい条件で試験を行い、本嵌合構造の使用限界を見極める予定である。また、高温下ではパッドの動きが不十分になり、嵌合部強度が低下する傾向があり、この点についても今後検討を進めていく予定である。

最後に、モデル部品による引張試験および室温回転試験にご協力いただいた物新潟鐵工所 材料構造研究室、丸和電機㈱の関係者の方々に謝意を表する。

(参考文献)

- (1) 伊藤、伊東、第13回ガスタービン定期講演会講演論文集、pp71、(1985)
- (2) 原、檢佐、和田、辻、日本機械学会講演論文集、No.870-10、(1987)
- (3) 例えば、G.S.Calvert,W.D.Carruthers, Proc. of Army Mater. Technol. Conf , pp839、(1978)

A-9 セラミックガスタービンの トリップシミュレーション

* 三 卷 利 夫	((財) 電力中央研究所)
阿 部 俊 夫	((財) 電力中央研究所)
久 松 暢	((財) 電力中央研究所)
和 田 克 夫	((株) 日立製作所)
宮 田 寛	((株) 日立製作所)

1. まえがき

耐熱性、耐食性に優れたファインセラミックスをガスタービン翼に適用することにより、ガスタービン入口温度の高温化、冷却空気量の大幅な節減を図り、飛躍的な熱効率向上を図るべく各方面で鋭意研究開発が推進されている。

脆性材料であるセラミックスを、高い信頼性が求められる発電用ガスタービンに適用するためには、多方面からの検討が必要とされる。特に図1に示す電力中央研究所と日立製作所との共同研究により開発中のセラミック静翼設計によれば、ガスタービンの定格運転時(但し過負荷運転条件)においても、その熱応力は翼後縁中央で約290MPa、現状のガスタービンで想定される停止条件のもとでは、過渡的に約430MPaに達している。この応力値は、現在のSiCセラミックスのCIP成形品の平均曲げ強度を越え、セラミックス静翼が熱衝撃により破壊する恐れが大きい。

セラミック静翼の強度信頼性を確保するには、その成立性の基本要因となっているこの熱衝撃応力を、供試セラミックスの破壊強度以下に低減するか、発生応力に耐える高強度のセラミックスの使用が必要である。しかし、前述した熱衝撃応力は、現状の高強度セラミックスにとっても厳しい値であり、当面熱衝撃応力を低減する方策を見出すことで対応することが有効であると考えられる。

従来の金属製ガスタービンの強度信頼性評価には、通常の起動・停止にともなう繰り返し負荷による疲労破壊等が重要視され、緊急停止時等に発生する大きな熱衝撃応力

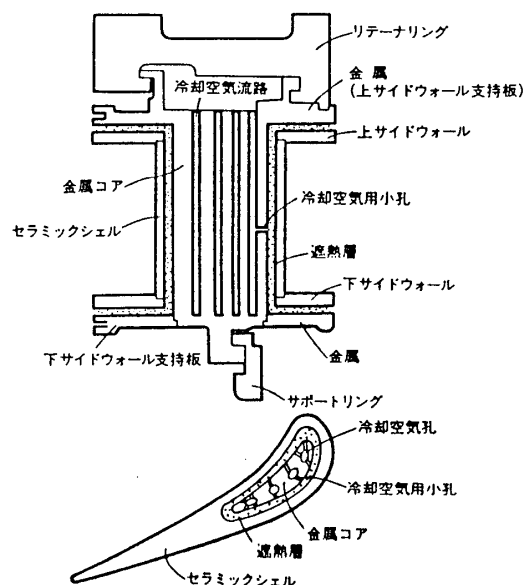


図1 セラミックシェルとサイドウォール

は、設計寿命中数回であるため、それによるガスタービンの損傷は比較的少ないと評価されてきた。そのため、従来のガスタービントリップシーケンスでは、トリップ信号によりガスタービン発電機を瞬時に電力系統から切離し、燃料を遮断するという方法がとられている。これに対し、セラミックガスタービンの場合、前述のように緊急停止時の瞬時燃料遮断による熱衝撃応力がガスタービンにとって致命的な破壊原因となる可能性があるため、セラミックガスタービンに適した緊急停止運転法を確立することが重要であると考えられる。

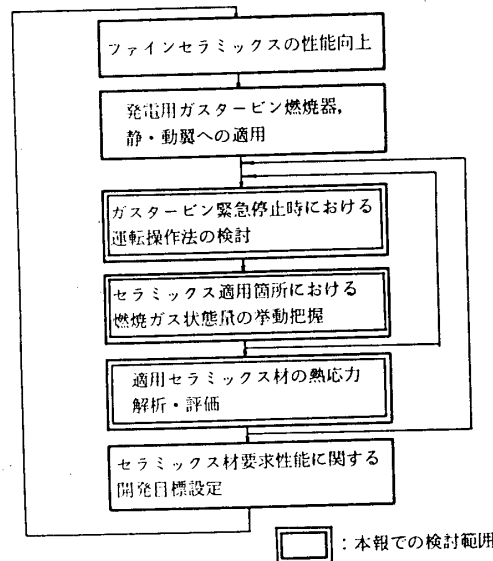


図2 セラミックガスタービンの緊急停止運転法検討手順

本報では、図2に示した手順で著者らが進めているセラミックガスタービンの緊急停止運転法の検討の内、セラミックガスタービンに適した新たな緊急停止法の提案と、本方式を適用した際に予想されるガスタービン各部の諸状態量の過渡的变化をシミュレーションした結果及びセラミック静翼に発生する最大熱応力を有限要素法により解析的に求めた例について述べる。

2. セラミックガスタービンのトリップ時対応システム

通常の発電用ガスタービンでは、一般にトリップ信号発生と同時に、商用電力系統と連けいしている発電機遮断器を開き、燃料遮断弁を閉じて、回転軸のオーバースピンを防止することに大きな関心が払われている。

ここでは、従来のガスタービントリップ信号を、

(1) 瞬時に燃料遮断が必要なトリップ信号

(燃焼器失火、燃料漏れなど燃料システムのトラブル)

(2) 燃料の遮断時間に若干の

余裕が許容されるトリップ信号

(電力システムのトラブルや軸振動などの機械的トラブル)

に分類し、第1ステップとして、(2)に対応するガスタービンの緊急停止法に

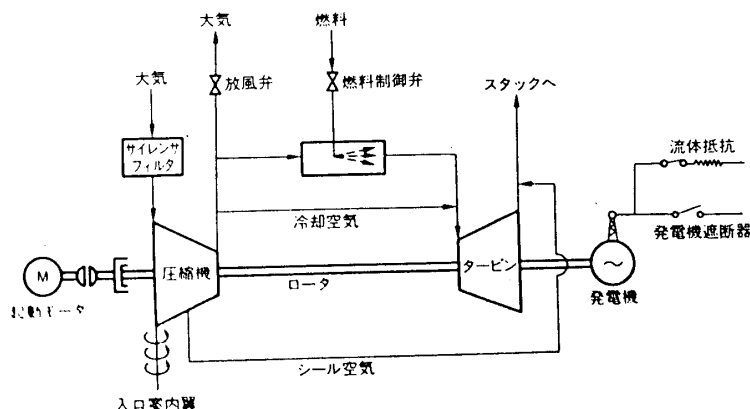


図3 セラミックガスタービンシミュレーション対象システム

ついて検討した（（１）に該当するトリップ信号に関しては、尚今後の検討課題として残される）。ここでは、（２）に分類されるトリップ信号に対処するシステムとして、図３に示すシステムを提案する。すなわち通常のカスタービン発電機と電力系統との接続と並列して流体抵抗器などの負荷抵抗を組込んだシステムである。このシステムでは、トリップ発生と同時に発電機遮断器を開き電力系統と切離すと同時に流体抵抗器を接続し、短時間カスタービン発電機の負荷を吸収させる。本システムは、トリップ発生後、燃料遮断弁を緩やかに閉じてタービン入口温度の急速な降下を防止してセラミック静翼に発生する過渡的な高熱衝撃応力を緩和すると共に、その間に発生するカスタービン負荷を流体抵抗器で吸収して回転軸の過速を防止することを狙ったものである。本報では、本システムと従来のシステムにおけるカスタービントリップ時における状態量の変動を計算機シミュレーションにより比較検討し、本システムの有効性について示した。

3. シミュレーション対象システム

シミュレーションの対象としたカスタービンは、石炭ガス化複合発電プラント用として試設計されている20MW級セラミックカスタービンである。その主な設計主要目を表１に示す。圧縮機の圧力比15、吸込空気流量24.64 kg/s、断熱効率は80%である。タービン入口温度は1300℃、断熱効率は88.7%である。燃焼器の燃焼効率は99.9%、圧力損失は3%となっている。カスタービン用燃料は、空気を酸化剤として石炭をガス化して得られる燃料ガスを想定している。その組成は、可燃性ガスとしてCO、H₂を主成分とするガス燃料で、表２に示すように酸化剤中の窒素により希釈された880 kcal/m³N（HHV, Wet）という低カロリー燃料である。燃焼器は多缶型で、その内・外筒、トランジションピースを含めた容積は、1.19 m³となっている。

表1 主要設計要目

	項目	単位	設計データ
圧縮機	入口圧力	ata	1.024
	入口温度	℃	15
	入口相対湿度	%	60
	吸込流量	kg/s	24.64
	圧力比	-	15
	回転数	rpm	10800
燃焼器	断熱効率	%	80
	出口デフューザ圧損	%	0.8
	入口空気密度	kg/m ³	7.867
	出口ガス密度	〃	3.250
冷却・シール空気	燃焼効率	%	99.9
	圧力損失	%	3.0
タービン	冷却空気流量	kg/s	0.94
	シール空気流量	kg/s	0.44
タービン	排気圧力	ata	1.041
	排気流量	kg/s	41.53
	断熱温度差	deg	715
	断熱効率	%	88.7
容積	燃焼器	m ³	1.19
	冷却空気配管	m ³	0.03
	圧調弁～燃焼器	m ³	0.52
その他	機械効率	%	97.63
	発電機効率	%	97.63
	発電機電圧	kV	6.6
	過渡リアクタンス	%	15
	制動係数	P.U.	4
	発電機定格容量	MVA	23.6
発電機定格トルク	T・m	2000	
	GD ²	kg・m ²	228

表2 燃料発熱量

発熱量	LHV (kcal/m ³ N)	800
		HHV (kcal/m ³ N)

4. 要素機器特性

圧縮機の特性格線を図4に示す。図に示されるように圧縮機の無次元修正吸込流量 G_{1c}^* 及び断熱効率 η_{adc} は、

- (1) 圧力比 φ_c
 - (2) 無次元修正回転数 N^*
 - (3) 入口案内翼角度 ξ
- の関数として与えられる。シミュレーションプログラムでは、 G_{1c}^* 、 η_{adc} を共に φ_c 、 ξ の関数として多項式近似し、 N^* に対して線形補間することにより求めた。

タービンの流量特性は、楕円法則に従うものとし吸込流量 G_{1T}' (kg/s) を膨張比 φ_T の関数として次式より求めた。

$$G_{1T}' = K_T \sqrt{1 - (1/\varphi_T)^2} \quad (1)$$

ここでストドラ係数 K_T は、設計点における値から変わらないとした。またタービン断熱効率は回転数 N^* の関数として与えた。

燃焼器の燃焼効率及び圧損は燃空比の関数として与えた。

システム内のダイナミックスを考慮する式としては、非定常時における

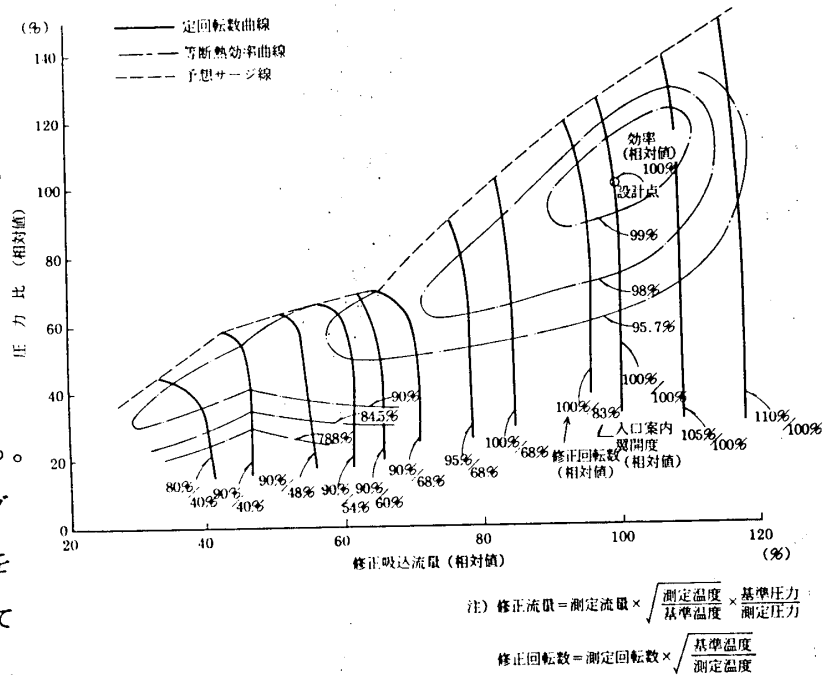


図4 圧縮機特性格線

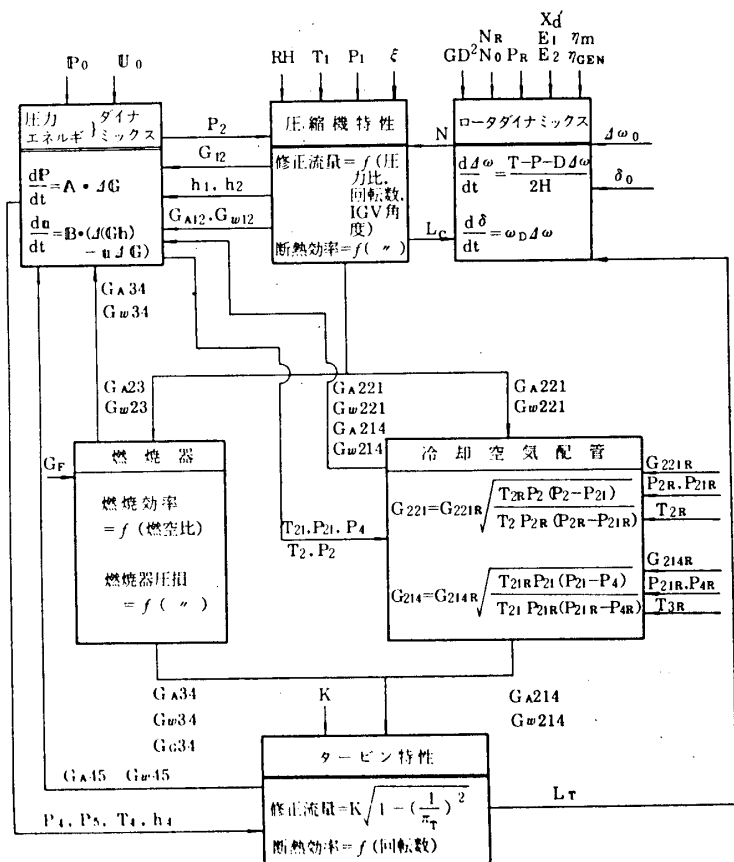


図5 シミュレーションソフトウェア入出力データフロー

流量及びエネルギーの連続の式より導かれる次式を用いた。

$$\text{圧力特性} \quad : \quad dP/dt = (\kappa RT/V) \cdot \Delta G \times 10^{-4} \quad (2)$$

$$\text{エネルギー特性} \quad : \quad du/dt = (RT/PV)(\Delta Gh - u \Delta G) \times 10^{-4} \quad (3)$$

ここでP : ボリューム要素内圧力 (ata), u : ボリューム要素内内部エネルギー (kcal/kg), G : 流量 (kg/s), T : 温度 (K), V : ボリューム要素容積 (m³), κ : 比熱比, R : ガス定数 (kgm/kgK)

なお, ここではボリューム要素として, 燃焼器, 冷却空気配管を考慮している。

回転軸の運動方程式は, 次式で表わされる。

$$\text{ロータ特性} \quad : \quad 2H \cdot d\Delta\omega/dt + D\Delta\omega = TR - PW$$

ここでH : 単位慣性定数 (sec), $\Delta\omega$: 角速度偏差 (p. u.), TR : 回転軸トルク (p. u.), PW : 発電機出力 (p. u.)

また空気及び燃焼ガスの状態量は, ガス組成を乾燥空気, 水蒸気, 理論燃焼ガスで表わし, それぞれの比熱を温度Tの5次多項式近似で与えることにより求めた。

以上の特性式に基づくシミュレーションプログラムの入出力データフローを図5に示す。

5. シミュレーションプログラムの構成

シミュレーションプログラムのマクロな構成を図6に示す。本プログラムは, シミュレーション専用言語DDSLを用いて記述されている。大別して初期値設定等を行うイニシャルディビジョン, 動的繰り返し演算を行うダイナミックディビジョン, 性能計算・図形処理出力などを行うターミナルディビジョンから成っている。まず部分負荷, 動特性解析に必要な設計状態量をヒートバランス計算により求める。次に動特性解析の初期整定値を求めるために任意の部分負荷時におけるヒートバランス演算を行う。この結果を初期値として, 4.で示した各要素機器特性, ダイナミックス特性式に基づいて, 設定した操作量に応じた各部状態量の過渡的な変化をシミュレーション終了時刻まで繰り返し計算する。この結果は, 逐次ディスクファイルに書

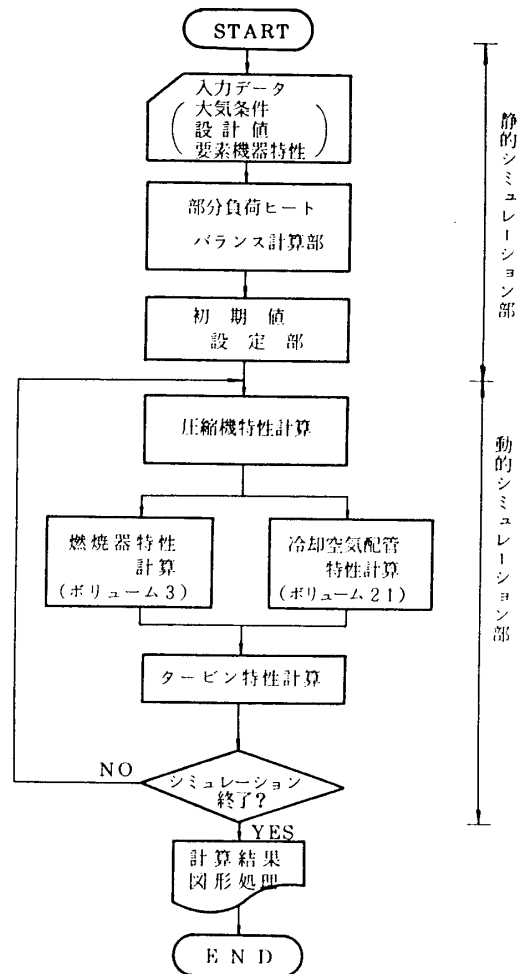


図6 シミュレーションソフトウェアマクロ構造

き込まれ、シミュレーション終了後図形処理演算を行って出力される。

6. シミュレーション結果

図7に、対象としているセラミックガスタービンの定格負荷におけるヒートバランス値を示す。タービン段落数は3段で、その1, 2段静翼及び燃焼器をセラミック化したガスタービンを想定している。タービン入口ガス温度1300°C、出口ガス温度665°C、圧力比1.5、圧縮機吸込空気流量24.5 kg/sで、このとき発電機出力は21 MWとなっている。静翼に対する冷却空気は、耐熱性に問題のある金属製部品で作られた金属コアの周囲、上、下のサイドウォール支持板の周囲に流すのみでよく、従来の空冷静翼に比べ大幅に減少している。

セラミックガスタービンでは、このような定格負荷運転中にプラントトリップ信号により燃料遮断弁が急閉され、セラミック静翼に大きな熱応力が発生することが最も懸念される。ここでは、従来の発電用ガスタービンで一般的に用いられている操作量である、

(1)燃料遮断弁

(2)圧縮機吐出放風弁

(3)圧縮機入口案内翼

に加え、本報で提案する

(4)流体抵抗

を用いて、ガスタービントリップ時のシミュレーションを

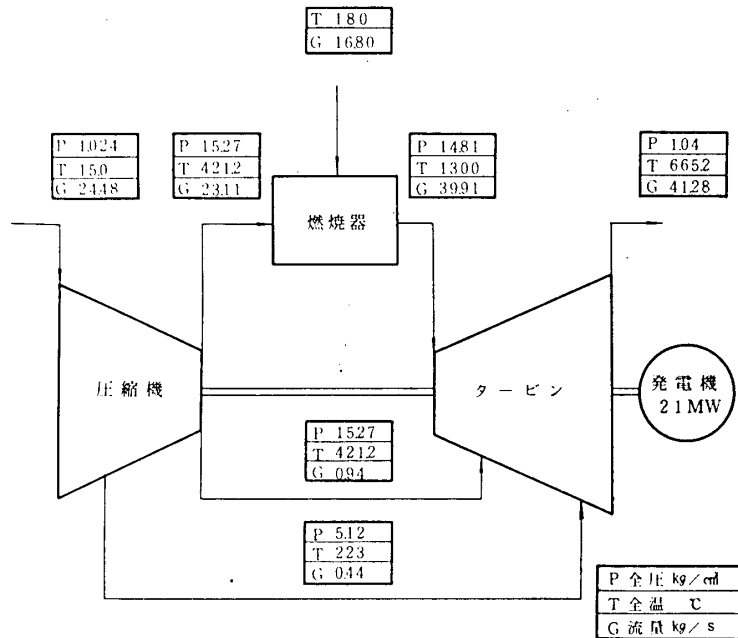


図7 セラミックガスタービン廻りのヒートバランス

表3 シミュレーション条件一覧

No	パラメータ 停止操作機器 単位	流体 抵抗	燃料遮断弁		圧縮機吐出放風弁 注1)			圧縮機入口案内翼		
			むだ時間 秒	遅れ時定数 秒	むだ時間 秒	全開時間 秒	放風流量 kg/秒(%)	むだ時間 秒	遅れ時定数 秒	操作スケジュール
1	圧縮機吐出放風弁 圧縮機入口案内翼	接せ 続	0.13	0.05	0.0	1.0	13.9 (60)	0.0	0.3	トリップ信号と 同時に全開
2	流体抵抗 燃料遮断弁	接せ 続	"	2.5	"	"	6.9 (30)	"	"	"
3	圧縮機吐出放風弁 圧縮機入口案内翼	"	"	5.0	"	"	"	"	"	"

注1) 設計点における状態量に対して計画した放風流量

行った。各操作量の設定値を表3、シミュレーション結果を図8に示す。

シミュレーションケース1は、従来のガスタービン操作量のみを用いた場合である。燃料遮断弁動作の1次おくれ時定数を0.05秒、圧縮器吐出放風弁の全開に要する時間を1秒、圧縮機入口案内翼動作の1次おくれ時定数を0.3秒と設定している。この場合、トリップ発生後、ロータ回転数は約2%過速し、徐々に減少していく。一方タービン入口温度は、急速に圧縮機吐出空気温度と等しくなり、トリップ後1秒間で約1000°Cという大きな温度降下を生ずる。この時、PL-SiC製セラミック静翼に発生する熱応力の過渡的な変化を図9に示す。図に示されるように、トリップ後約1秒で熱応力は最大約375 MPaに達し、定常運転時に比して約150 MPa上昇している。これは、現在のSiCセラミックス部分のCIP成形品の平均曲げ強度に匹敵し、セラミック静翼が熱衝撃により破壊する恐れが大きい。

シミュレーションケース2は、トリップ発生後ガスタービン発電機を電力系統から遮断すると同時に、併設した流体抵抗に接続し、ガスタービン燃料遮断弁を1次おくれ時定数(τ)2.5秒で緩やかに閉じていった場合である。圧縮機吐出放風弁及び入口案内翼の動作時間はケース1と同様である。この時、ガスタービン発電機負荷は、流体抵抗器に吸収され、ロータ回転数は一定に保たれる。同時に、トリップ後約7秒間燃料を徐々に減らしながら供給できるため、ガスタービン入口温度の降下も、約140°C/秒と大幅に低減される。この時、セラミック静翼に発生する最大熱応力も定常時に比して約40 MPa上昇するに過ぎない。

さらにケース3は、燃料遮断弁の遅れ時定数を5秒とした場合で、この時タービン入口温度の降下率は約70°C/秒、セラミック静翼の最大熱応力の増大量は約30 MPaに留まる。因に、この場合でも流体抵抗器の容量としては、約16000 kcalの熱量を吸収できるもので良く、それによりセラミック静翼の保護という大きな効果が期待できる。

— CASE1 — - - - CASE2 — — CASE3

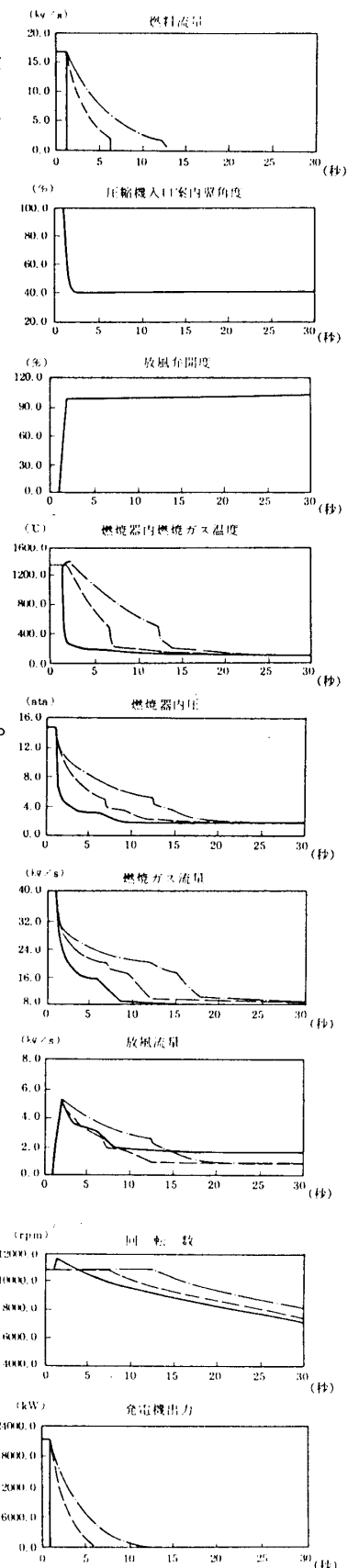


図8 流体抵抗器の接続によるガスタービン状態量の変動

7. まとめ

表4にセラミック静翼に発生する熱応力低減の観点から、ガスタービントリップ時において従来のガスタービン操作量のみで種々のケースについてパラメータサーベイした結果及び流体抵抗器を活用した場合の結果を踏まえ、それぞれのケースについてその効果を評価した結果を示す。表に示されるように、従来のガスタービン操作量のみによる対応では、現状のセラミック強度では、トリップ時に発生する過渡的の最大熱応力に耐えることが非常に難しいと考えられる。一方本報で提案した流体抵抗器を活用したガスタービンの緊急停止法を採用することにより、過渡的な熱応力増大は極めて小さく抑えられ、現状のセラミック強度でも充分トリップ時の熱応力に耐え得るという見通しが得られた。

本システムによる緊急停止法は、ガスタービン本体の機械的トラブルや電力系統のトラブルに基づくトリップに極めて有効であり、セラミックガスタービンの開発に大きな展望を開くものと考えられる。

8. あとがき

本研究は、(財)電力中央研究所と(株)日立製作所で実施しているセラミックガスタービンに関する共同研究の一環として実施したものであり、その遂行にあたり多大の御協力をいただいた共同研究委員会各委員に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 三巻他5名, 電中研 研究報告W87002, 昭和62年8月
- (2) 久松他6名, 電中研 研究報告W86033, 昭和62年6月
- (3) 三巻他4名, 電中研 研究報告W88014, 昭和63年11月

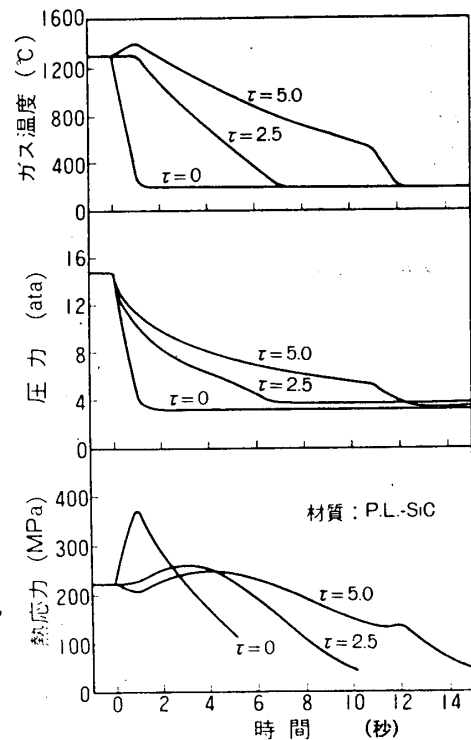


図9 トリップシミュレーション結果と最大熱応力の時間変化

表4 セラミックガスタービンの運転操作法に関する評価結果

操作機器	検討パラメータ	効果	評価
燃料遮断弁	弁操作速度 (タービン効率の変化を考慮)	タービン入口燃焼ガス温度の変化速度は緩やかになるが、ロータの過速の問題	○
	放風弁容量	燃焼ガス流量の減少が若干早まる	△
圧縮機吐出放風弁	放風弁操作速度	ほとんど効果なし	×
	操作スケジュール	燃焼ガス流量の減少がやや早まる	△
圧縮機入口案内翼	約与翼操作速度	ほとんど効果なし	×
流体抵抗器	トリップ信号と同時に電力系統から流体抵抗器へ接続切替	燃焼ガス温度の減少が大幅に低下	◎

◎ 効果大
○ 効果有
△ 効果小
× 効果無

空冷翼の起動・停止時における非定常熱応力

* 梅 沢 貞 夫 (日立 機械 研)
鳥 谷 初 (日立 日立 工場)

1. 結 言

ガスタービンの冷却翼には運転中も熱応力が生じ、それによる寿命消費が問題となるが、起動時や停止時の急激な温度変化によっても過渡的な熱応力が発生する。この非定常熱応力については、ガスタービンの動特性の解析から求められるガス温度などの過渡変化に基づき、有限要素法などの手法を用いて解析的に検討した例は多い¹⁾。しかしガスタービンは蒸気タービンなどにくらべ起動・停止所要時間が短く、過渡状態における流量、圧力、温度などの状態量の変化を精度良く予測することは困難と思われる。一方、これらの状態量の変化を実際のガスタービンで測定し、その結果を用いて非定常熱応力を解析した例は比較的少ない。本報は翼温度を含む状態量の過渡変化を種々の運転条件下で測定して非定常熱応力を求め、それによって運転条件と翼の低サイクル疲労寿命との関係を検討したものである。

2. 測定方法

測定は高効率ガスタービンとして開発された出力25MW、燃焼器出口ガス温度1300℃級一軸型ガスタービンの試運転において実施した。試運転では性能と信頼性の確認、評価を目的として各部の温度、圧力、振動など約800点の計測を行った。そのうち本報に
関係する初段静翼及び初段動翼の非定常温度測定方法を図1に示す。熱電対は外径0.6mmのシース型クロメルアルメルを用い、翼表面に埋設した後ニッケル溶射により固定した。測定位置は図1に示す翼中央断面の10箇所であるが、他の翼も含め合計40点を0.5秒周期で測定するため、冷接点補償とリニアライズはオフラインで実施した。

ガス温度は初段静翼の直前で白金・白金ロジウム熱電対によって測定した。

3. 測定結果

図2に初段静翼入口におけるガス温度と回転速度の一例を示す。時間は着火からの経過時間である。着火後約1分間の暖機運転を行い、その後加速に入って約7分30秒で定格速度に到達し

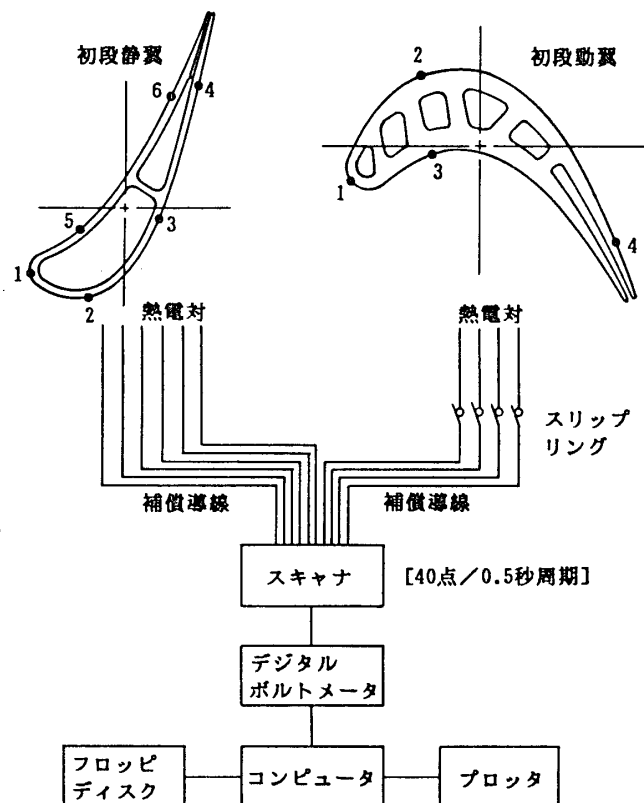


図1 非定常翼温度測定システム

ている。

図3は着火から定格速度に到るまでの初段静翼各部の温度変化の代表例を示す。また図4は初段動翼各部の温度変化を示す。両図とも図中の N_0 は図1に示した測定位置に対応する。動翼の温度はスリップリングを介して測定しているが、同時に放射温度計を用いた非接触測定も行って、測定精度を確認している。

4. 非定常温度解析

熱応力を求めるためには翼の温度分布を知る必要がある。翼表面の限られた点数の実測温度から断面全体の温度分布を求めることは困難なため、翼の内外面の境界条件を見積って熱伝導解析を行った。境界条件のうち、ガス温度と冷却空気温度については、初段静翼入口ガス温度と圧縮機出口空気温度の実測値に、段落に関する補正などを加えた値を用いた。内外面の熱伝達率については二次元翼列の高温風洞実験や、冷却構造モデルを用いた要素実験の結果をベースとした精度の高い解析コードを開発しており、それによって推定を行った。

非定常温度の解析には有限要素法を用いた。解析は翼中央断面を対象とした二次元解析である。図5に初段動翼の解析モデルを示す。内外面の伝熱面積を精度良く評価するため、冷却孔の隅Rも考慮してある。

解析結果を実測値と一緒に図6に示す。測定点1と2について示してあるが、ほぼ実測値に近い解析結果が得られている。

特に断面内の温度差が大きく、従って熱応力が大きいと考えられる、着火後1分間の解析結果は実測値とほぼ一致している。また解析結果から断面の面積平均温度を求めて図6中にプロットしてあるが、測定点2における解析値がほぼ平均温度と一致していることがわかる。

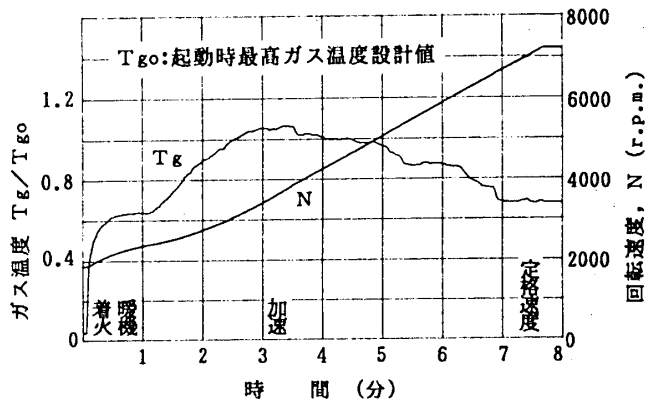


図2 起動時のガス温度と回転速度変化

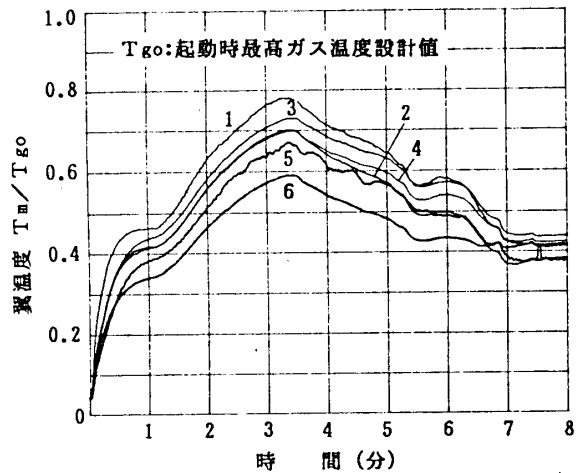


図3 起動時の静翼温度変化

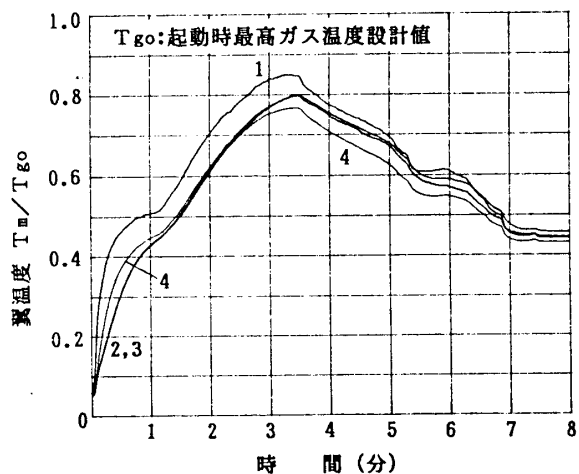


図4 起動時の動翼温度変化

5. 非定常熱応力解析

前節で求めた非定常温度分布による熱応力を、図5と同じ解析モデルを用いて有限要素法によって解析した。翼の損傷例では翼断面に垂直な方向の応力によると推定されるものが多い。そこで二次元解析であるが一般化平面ひずみ条件を用いることにより、翼断面に垂直な方向の応力を評価した。

図7に初段動翼の前縁に発生する断面に垂直な方向の熱応力を示す。着火後約20秒で圧縮熱応力が最大となるが、1分程度で低いレベルに戻り、加速に入ってからほとんど変化が見られない。熱応力は断面内の温度分布によって定まり、たとえば軸対称な温度分布のある円筒の内外表面の温度を T_1 、 T_2 とし、温度勾配を直線形と仮定すれば、外表面の熱応力は、ヤング率を E 、熱膨張率を α 、ポアソン比を ν として(1)式で与えられる。

$$\sigma = \frac{\alpha E}{2(1-\nu)}(T_1 - T_2)$$

$$= \frac{\alpha E}{(1-\nu)}\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - T_2\right)$$

..... (1)

そこで解析によらずに翼前縁の非定常熱応力を推定する方法として、(1)式の $(T_1 + T_2)/2$ の代わりに翼断面平均温度 T_m を用い、 T_2 の代わりに前縁温度 T_e を用いた簡易式によって熱応力を求めてみた。ここで T_m としては図6に示したように初段動翼の場合は測定点2の温度を近似値として用いることとした。初段

静翼の場合は測定点5の温度がほぼ断面平均温度に等しいので、これを T_m とした。図7には上記の方法で求めた簡易計算の結果も示してある。着火直後の最大熱応力を解析値と比較すると、簡易計算では30%ほど高い値となっているが、定性的な非定常熱応力の挙動は簡易計算で把握できると考えられる。そこで以下においては種々の運転条件について簡易計算によって非定常熱応力を求め、運転条件と熱応力の関係を検討する。図8は起動時の熱応力を初段静翼と初段動翼について示したものである。

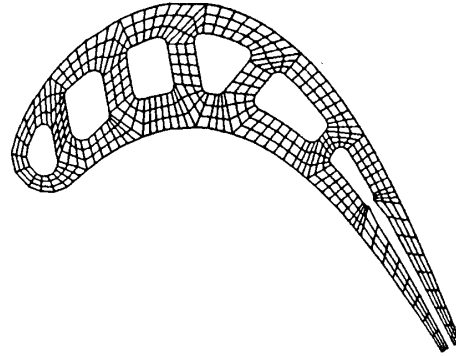


図5 初段動翼の有限要素解析モデル

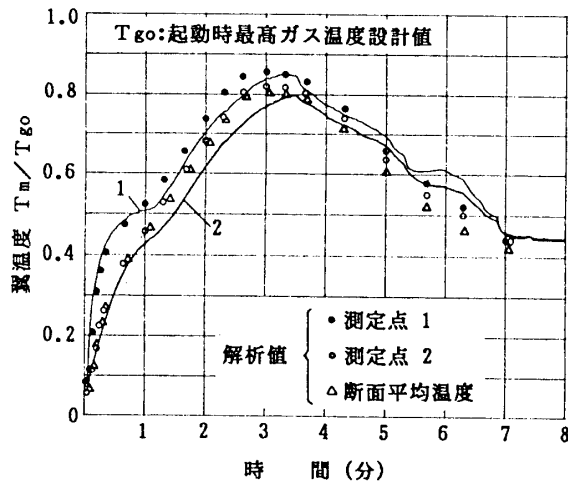


図6 動翼温度の解析と実測の比較

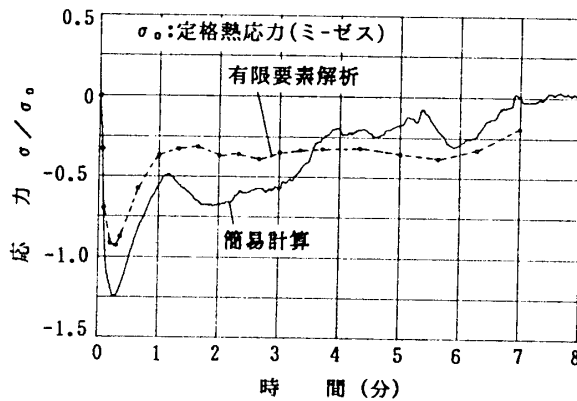


図7 動翼熱応力の簡易計算と有限要素解析の比較

ガスタービンを停止する際は負荷を降下した後、さらに燃料を絞って回転速度が所定の値まで下がったところで消火する。このような標準的な停止を行った時の非定常熱応力は図9のようになる。降速の途中で抽気が行われてガス温度が一時的に上昇するため圧縮熱応力が生じるが、消火の直後に引っ張り側に反転してピークを示した後徐々に減少している。

ピークに達するまでの時間は着火時より短い。消火時の回転速度は燃焼の安定性や、圧縮機の旋回失速特性なども考慮して慎重に決定されるが、低速度で消火すればピーク熱応力は小さくなると考えられる。逆に負荷状態で消火（いわゆるトリップ）した場合は大きな熱応力が生じると予想されるが、定格負荷トリップを実験的に行うことは難しい。そこで無負荷ではあるが翼温度が比較的高くなる加速の途中でトリップした場合の熱応力を調べてみた。図10はその時のガス温度と回転速度の変化を示すものである。

約5100r.p.m.でトリップさせた場合の例であるが、ガス温度はほぼ起動時の最高温度に達している。図11に簡易計算によって求めた非定常熱応力を示す。図9の標準停止の場合と比較すると、消火直後の引っ張り応力は動静翼とも2倍近い大きさとなっている。トリップした時の回転速度は標準停止における消火の回転速度とほぼ同じである。従って熱応力が高い理由は主に消火時の翼温度が高いためと考えられる。

以上のように起動・停止時における非定常熱応力は、着火の直後と消火の直後にそれぞれピークを示す。このピークの熱応力が起動・停止の都度繰り返されて翼の疲労損傷をもたらすが、損傷は応力のほかに翼温度にも依存する。図12は前述の加速途中でトリップした場合を例として、起動から停止までの間における翼前縁温度と熱応力の変化を示したものである。この図からわかるように、起動時、停止時とも翼前縁の熱応力がピークを示す時の翼前縁の温度は、

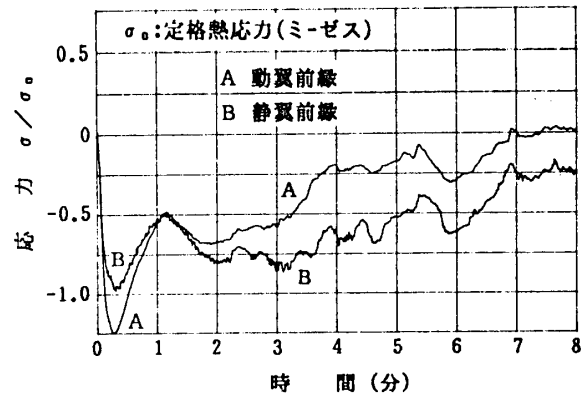


図8 簡易式から求めた起動時熱応力変化

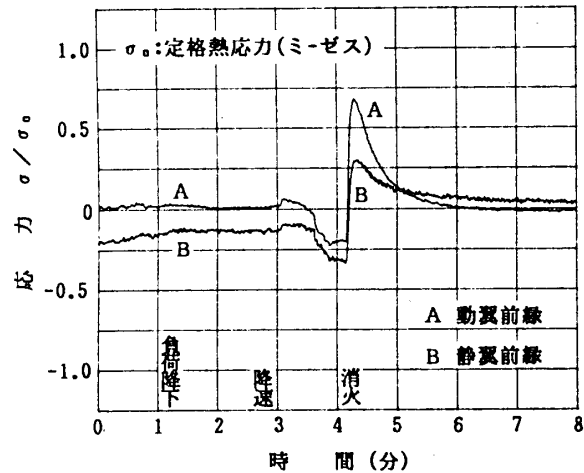


図9 標準停止時の熱応力変化

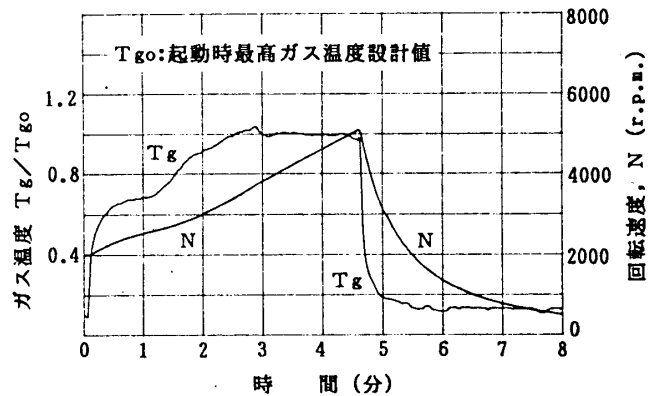


図10 加速途中トリップ時のガス温度と回転速度変化

静翼、動翼いずれの場合も起動時最高ガス温度の50%以下である。

6. 寿命評価

冷却翼には負荷運転中も熱応力が生じており、それによる寿命消費も考慮されなければならないが、ここでは起動・停止時の非定常熱応力による寿命消費についてのみ検討する。非定常熱応力は定格負荷トリップの場合に最も大きいと考えられる。図13は前述した標準停止のほか種々の停止条件で測定した結果も含めて、消火時の翼前縁の温度と熱応力の関係を示したものである。両者の間には静翼・動翼とも比較的良好な相関があり、この関係を定格負荷時の翼温度まで外挿して熱応力を推定することができる。

図12に示したように熱応力がピークになる時の翼温度はクリープ温度以下であり持続時間も短いから、寿命消費としては低サイクル疲労損傷のみを対象とすればよい。起動・停止毎に繰り返される全ひずみ幅 $\Delta \epsilon_c$ は次式で求められる。

$$\Delta \epsilon_c = \frac{1}{E} (\sigma_{sd} - \sigma_{su}) \quad \dots \quad (2)$$

ここで、

σ_{sd} : 停止時の最大熱応力

σ_{su} : 起動時の最大熱応力

E : ヤング率

図14は(2)式で求めた $\Delta \epsilon_c$ と、翼材料の低サイクル疲労寿命データから翼の寿命Nを求め、標準停止の場合の寿命 N_0 との比を種々の停止条件について示したものである。この図から定格負荷トリップは標準停止の10倍程度の寿命を消費することがわかる。

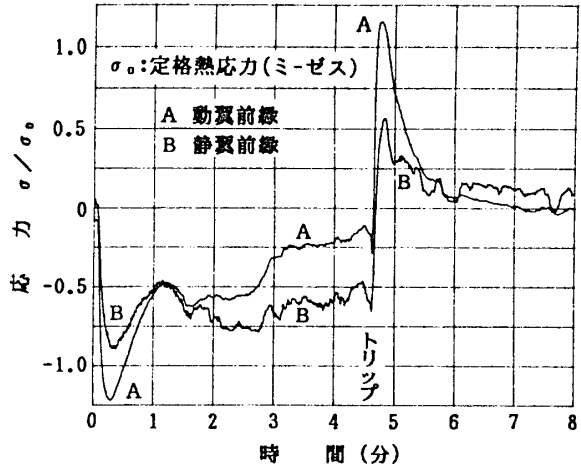


図1-1 加速途中トリップ時の熱応力変化

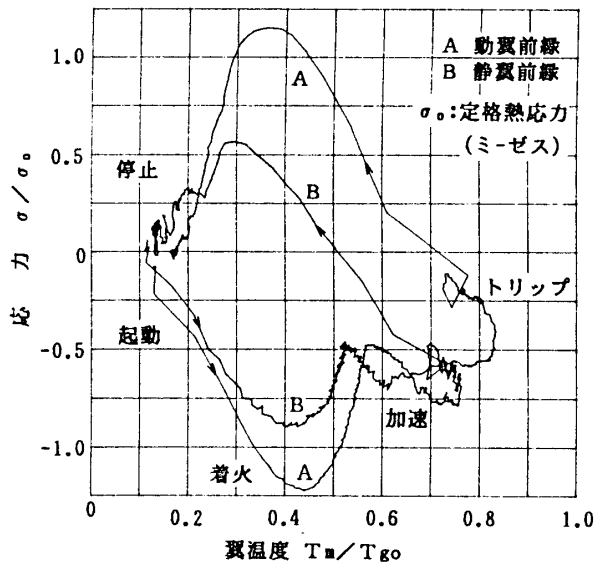


図1-2 翼前縁の温度と応力の変化

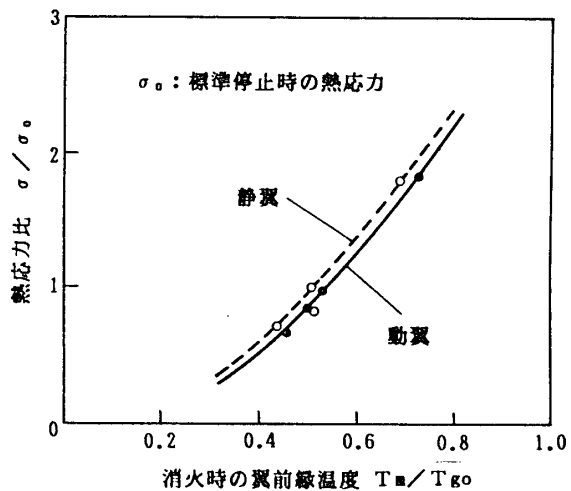


図1-3 停止の条件による最大熱応力の比較

7. 結 言

- 1) 起動時に翼前縁に生じる非定常熱応力は着火直後に最大となる。
- 2) 停止時においては消火直前の翼温度が高いほど熱応力が大きい。
- 3) 定格負荷トリップによる寿命消費は標準停止の場合の10倍程度に相当する。

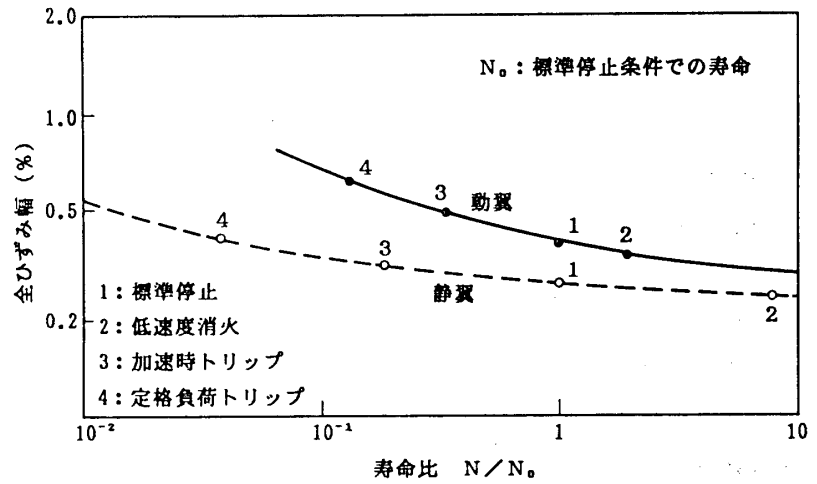


図 1 4 停止の条件による低サイクル疲労寿命の比較

8. 参考文献

- 1) 例えば, 武, 堀川, 柳内, ガスタービン動翼の寿命評価, 内燃機関, 24巻7号 (1985)
- 2) 竹内, 熱応力, 日新出版 (1981)

A-11 蓄熱式熱交換器の要素特性

*酒井逸朗 (三菱自動車工業㈱)

松久忠彰 (日本ガイシ㈱)

1. まえがき

ガスタービンの熱効率向上の有効な手段として、エンジンの排出ガスからの熱エネルギー回収が考えられる。特に用途が自動車用と限定する場合、再生器としては回転蓄熱式熱交換器がコンパクトでかつ性能が優れていることで、開発が進められている。回転蓄熱式熱交換器の蓄熱体ならびに通過する気体の温度変化は何れも非定常の伝熱現象である。この現象を表現する微分方程式の解法については、既に数多くの人々により各種の方法が提示されている^{1)~6)}。

筆者等は基礎方程式である偏微分方程式において、場所 x に関する微分を差分で近似し、連立常微分方程式に変換する方法で近似解を求めた。回転蓄熱式熱交換器の伝熱要素であるハニカムコアの伝熱特性を確定するためにテストマトリックスで実験した結果に対し、当近似解法を適用し整理した。その結果はほぼ妥当であることを確認したので報告する。

2. 仮定・記号

2-1 仮定

計算に先立って次の仮定を置く。

- (1) 作動流体の物性値は温度に無関係に一定とする。
- (2) 蓄熱体内部を通過する作動流体の流れは速度、温度ともに一様流れとする。
- (3) 蓄熱体の熱伝導は無視しえる程度に小さいとする。
- (4) 伝熱面での熱伝達率は流れに沿って一定とする。

2-2 記号

A : 伝熱面積 (m^2)	C : 作動流体の熱容量流量 (kW/K) ($\equiv G c_p$)
c_m : 蓄熱体の比熱 (kJ/kgK)	c_p : 作動流体の比熱 (kJ/kgK)
h : 熱伝達率 (W/m^2K)	L : 蓄熱体の厚み (m)
M : 蓄熱体の重量 (kg)	Ntu : 伝熱単位数 (—) (=式(8))
t' : 時間 (h)	t : 無次元時間 ($\equiv t'/t^*$)
t^* : 時間 ($\equiv M c_m / C$)	x : 座標 (m)
X : 無次元座標 ($\equiv x/L$)	Θ : 蓄熱体温度 (K)
θ : 作動流体温度 (K)	D_h : コアマトリックスの水力直径 (m)
θ_0 : 加熱前の作動流体温度 (K)	θ_1 : 加熱後の作動流体温度 (K)
Pr : 作動流体のプラントル数 (—)	G : 作動流体の重量流量 (kg/sec)

3. 理論解析

3-1 基礎方程式

図1に示すような系において微小体積要素におけるエネルギー収支を考えると、次の2つの偏微分方程式が得られる。蓄熱体の熱収支から

$$M c_m \frac{\partial \Theta}{\partial t'} = A h (\theta - \Theta) \quad (1)$$

作動流体の熱収支から

$$C L \frac{\partial \theta}{\partial x} = A h (\Theta - \theta) \quad (2)$$

が得られ、上記式(1)(2)を連立させて θ 、 Θ を時間 t' 、場所 x との関数として求める。

初期条件および境界条件として下記のものを設定する。

$$t' = 0, \quad \Theta(0, x) = 0 \quad (0 \leq x \leq L) \quad (3)$$

$$x = 0, \quad \theta'(t', 0) = \theta_0 = \text{一定} \quad (t' \geq 0) \quad (4)$$

3-2 解法

式(1)(2)の無次元化を図るため、次のように変数変換をする。

$$X = x/L, \quad t = t'/t^* \quad (5) \quad (6)$$

$$\text{ここで} \quad t^* = M c_m / C, \quad Ntu = A h / C \quad (7) \quad (8)$$

上式(5)(6)(7)(8)を式(1)(2)に適用すると

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = Ntu(\theta - \Theta) \quad (9)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = Ntu(\Theta - \theta) \quad (10)$$

式(9)(10)に対応して、式(3)(4)は、

$$t = 0, \quad \Theta(0, X) = 0 \quad (0 \leq X \leq 1) \quad (11)$$

$$X = 0, \quad \theta(t, 0) = \theta_0 \quad (t \geq 0) \quad (12)$$

となる。

次に図2に示すような関係で式(9)(10)において X に関し、差分 ΔX で近似する。式(10)は次のように近似される。

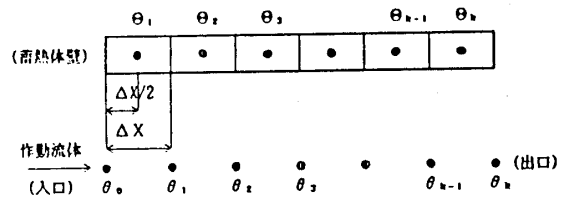


図2 格子点の関係

$$\frac{1}{\Delta X} (\theta_i - \theta_{i-1}) = Ntu \left(\Theta_i - \frac{\theta_{i-1} + \theta_i}{2} \right) \quad (13)$$

上式の両辺を時間 t で微分すると

$$\frac{1}{\Delta X} \left\{ \frac{d\theta_i}{dt} - \frac{d\theta_{i-1}}{dt} \right\} = Ntu \left\{ \frac{d\Theta_i}{dt} - \frac{1}{2} \left(\frac{d\theta_{i-1}}{dt} + \frac{d\theta_i}{dt} \right) \right\} \quad (14)$$

式(9)(10)の関係より

$$\frac{d\theta_i}{dt} = -\frac{1}{\Delta X}(\theta_i - \theta_{i-1}) \quad (15)$$

となる。式(13)に代入し整理すると

$$\frac{(1 + \frac{Ntu\Delta X}{2})}{Ntu} \cdot \frac{d\theta_i}{dt} - \frac{(1 - \frac{Ntu\Delta X}{2})}{Ntu} \cdot \frac{d\theta_{i-1}}{dt} + \theta_i - \theta_{i-1} = 0 \quad (16)$$

となり、対象とする蓄熱体を流体の流れ方向に図2に示すようにk個に分割すると次のようになる。

$$A = (1 + \frac{Ntu\Delta X}{2}) / Ntu, \quad B = (1 - \frac{Ntu\Delta X}{2}) / Ntu \quad (17)(18)$$

$$\left. \begin{aligned} -B \frac{d\theta_0}{dt} - \theta_0 + A \frac{d\theta_1}{dt} + \theta_1 &= 0 \\ -B \frac{d\theta_1}{dt} - \theta_1 + A \frac{d\theta_2}{dt} + \theta_2 &= 0 \\ -B \frac{d\theta_2}{dt} - \theta_2 + A \frac{d\theta_3}{dt} + \theta_3 &= 0 \\ \vdots \\ -B \frac{d\theta_{k-1}}{dt} - \theta_{k-1} + A \frac{d\theta_k}{dt} + \theta_k &= 0 \end{aligned} \right\} \text{ただし } \frac{d\theta_0}{dt} = 0 \text{ とする} \quad (19)$$

式(18)より $B \geq 0$ の条件を満足するような ΔX と Ntu の関係は $k = 1/\Delta X$ より

$$(1 - \frac{Ntu\Delta X}{2}) = (1 - \frac{Ntu}{2k}) \geq 0 \quad \therefore k \geq Ntu/2 \quad (20)$$

となる。作動流体の入口温度 θ_0 の変化をステップ状としラプラス変換により式(19)を解く。

4. 計算結果とその考察

一例として $k=5$ の場合について計算を行った。なお計算において以下の変換を行っている。

$$B/A = \beta, \quad t/A = \tau, \quad (t/A)^n / n! = Z_n \quad (21)(22)(23)$$

θ_i ($i=1 \sim 5$) の計算結果は式(24)~(28)のように求まる。

$$\theta_1(\tau) = \theta_0 (1 - e^{-\tau}) \quad (24)$$

$$\theta_2(\tau) = \theta_0 (1 - e^{-\tau} (1 + Z_1) + \beta Z_1 e^{-\tau}) \quad (25)$$

$$\theta_3(\tau) = \theta_0 (1 - e^{-\tau} (1 + Z_1 + Z_2) + \{2\beta Z_2 + \beta^2(Z_1 - Z_2)\} e^{-\tau}) \quad (26)$$

$$\theta_4(\tau) = \theta_0 (1 - e^{-\tau} (1 + Z_1 + Z_2 + Z_3) + \{3\beta Z_3 + 3\beta^2(Z_2 - Z_3) + \beta^3(Z_1 - 2Z_2 + Z_3)\} e^{-\tau}) \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \theta_5(\tau) = \theta_0 (1 - e^{-\tau} (1 + Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4) \\ + \{4\beta Z_4 + 6\beta^2(Z_3 - Z_4) + 4\beta^3(Z_2 - 2Z_3 + Z_4) \\ + \beta^4(Z_1 - 3Z_2 + 3Z_3 - Z_4)\} e^{-\tau}) \end{aligned} \quad (28)$$

これらの式から明らかなように、当伝熱現象を支配しているパラメータは式(17)に示す Λ および式(21)に示す B/Λ の値である。参考までに式(24)~(28)により計算した $\Lambda=1.0$, $B/\Lambda=0$ の場合の θ_i ($i=1\sim 5$)の計算結果を図3に示す。

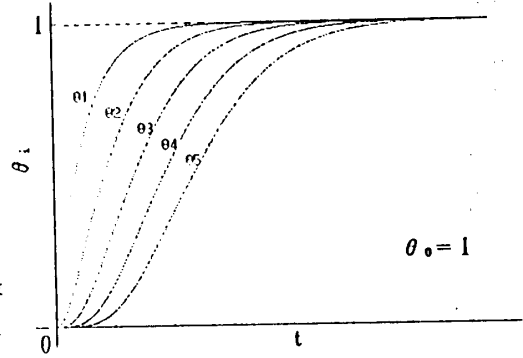


図3 計算結果の例

これらの結果から明らかなように、 $B/\Lambda=1$ の条件としては $\Delta X=0$ 、すなわち蓄熱体の寸法 $L=0$ を意味し、分布系としての取扱いを必要としないことを意味する。式(24)~(28)から明らかなように $B/\Lambda=1$ の場合に θ_i ($i=1\sim 5$)の形は何れも

θ_i ($i=1\sim 5$) $= 1 - e^{-t/\Lambda}$ と示されることから、自明の理といえる。一方 $B/\Lambda=0$ すなわち

$B=0$ の場合には、一次遅れの要素を直列に結合した場合に対応していることは、式(19)からも明らかなことである。ただし $Ntu \gg 1$ の場合において、式(18)から $B \geq 0$ の条件を満足させるため、蓄熱体の分割数 k を Ntu に対応して大きくしなければならないところが本解析法の欠点である。

次に蓄熱体全体のヒートバランスについて考察する。時間0から $\Delta \tau$ 後のヒートバランスは式(29)のように示される。

$$\left[\begin{array}{c} \text{作動流体の} \\ \text{入熱量 } Q_{in} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{作動流体の} \\ \text{出熱量 } Q_{out} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{蓄熱体の} \\ \text{蓄熱量} \end{array} \right] \frac{c_m M}{k} \sum_{i=1}^k \Delta \theta_i \quad (29)$$

$$Q_{in} = c_p G \theta_0 \Delta \tau = C \theta_0 \Delta \tau \quad (30)$$

$$Q_{out} = c_p G \theta_k \Delta \tau = C \theta_k \Delta \tau \quad (31)$$

$c_m M \sum_{i=1}^k \Delta \theta_i$ については $\Delta \theta_i = \theta_i - \theta_{0i}$ として、ここでは θ_{0i} すなわち各蓄熱体の初期温度を0とすれば、

$$\frac{c_m M}{k} \sum_{i=1}^k \Delta \theta_i = \frac{c_m M}{k} \sum_{i=1}^k \theta_i \quad (32)$$

$$Q_{in} - Q_{out} = C \Delta \tau (\theta_0 - \theta_k) \quad (33)$$

θ_i については式(15)から

$$\theta_i = (\theta_{i-1} - \theta_i) \frac{\Delta t}{\Delta X} \quad (34)$$

$$\therefore \sum_{i=1}^k \theta_i = (\theta_0 - \theta_k) \frac{\Delta t}{\Delta X} = (\theta_0 - \theta_k) k \Delta t \quad (35)$$

$$\therefore \frac{c_m M}{k} \sum_{i=1}^k \theta_i = \frac{c_m M}{k} (\theta_0 - \theta_k) k \Delta t \quad (36)$$

ここで $\Delta \tau$ と Δt の関係は式(7)から

$$\Delta t = \frac{\Delta \tau}{t^*} = \frac{C}{M c_m} \Delta \tau$$

$$\therefore \frac{c_m M}{k} \sum_{i=1}^k \Theta_i = c_m M (\theta_0 - \theta_k) \frac{C}{M c_m} \Delta \tau = (\theta_0 - \theta_k) C \Delta \tau \quad (37)$$

従って式(33)=式(37)となり、系全体のヒートバランスはなりたっているといえる。ここで取扱っているモデルは作動流体は気体という前提であるため、蓄熱体の空間に占める気体の熱容量は無視しえる前提のもとに成立するものである。

5. 回転蓄熱式熱交換器の蓄熱体の伝熱特性推定への適用

5-1 実験装置とその方法

(1) 回転蓄熱式熱交換器の蓄熱体の伝熱特性

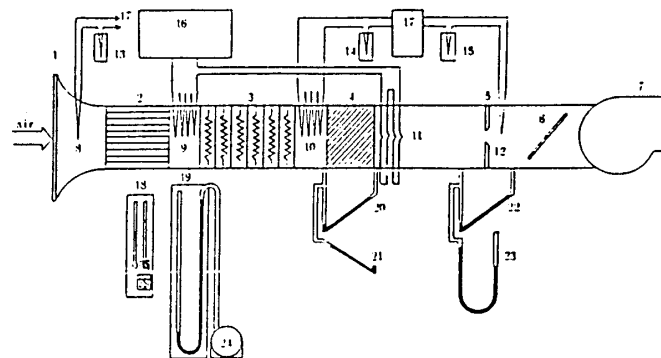
回転蓄熱式熱交換器の蓄熱体の伝熱特性は、レイノルズ数の関数として求められる無次元の Colburn の伝熱因子: J 値および摩擦係数: F 値により評価できる。J 値は蓄熱体に一定温度の層流空気を流し、ある時点で入口側空気流の温度をステップ状に加熱または冷却させた時の出口側空気流の温度変化、即ち蓄熱体の温度変化を測定することにより、F 値は室温状態における蓄熱体の圧力損失を測定することによりそれぞれ求めることができる。蓄熱体の温度変化の測定方法にはシャトルリグテスト法⁷⁾、トランジェントリグテスト法等がある⁸⁾。本実験は後者のテスト法により行った。

(2) トランジェントリグテスト装置⁹⁾

本実験で使用した装置の概要を図4に示す。本装置は空気を流す1本のダクト、空気を吸引するためのブロア、整流用のベルマウスおよびハニカム状のストレーナ、加温用のヒータ、オリフィス板、ゲートバルブおよび温度、湿度、圧力等の測定機器より構成される。加温用ヒータは $\phi 100 \mu\text{m}$ のアルメル線ヒータを6層に重ね用いた。ヒータの入口側および試料の出口側の温度は $\phi 50 \mu\text{m}$ の銅-コンスタンタン熱電対により測定した。

(3) 実験用供試体

実験用供試体は蓄熱式熱交換器用として押出成形により製造したコーゼライト製セラミックス蓄熱体より、 $80 \times 80 \times 80 \text{mm}$ の大きさに切り出し用いた。供試体のデータを表1に示す。



1	ベルマウス	13	冷接点
2	ストレーナー(集流格子)	14	冷接点
3	ヒーター	15	冷接点
4	オリフィス	16	レコーダー
5	オリフィス板	17	デジタル
6	ゲートバルブ	18	アースファン式通風電圧計
7	ブロア	19	U字マノメーター(大気圧測定)
8	cc 熱電対 $\phi 0.3$	20	燃料マノメーター
9	cc 熱電対 $\phi 0.05$	21	燃料マノメーター
10	cc 熱電対 $\phi 0.05$	22	燃料マノメーター
11	cc 熱電対 $\phi 0.05$	23	U字マノメーター
12	cc 熱電対 $\phi 0.3$	24	真空ポンプ

図4 実験装置の概要

(4)測定方法

供試体をダクト中に配置された試料固定部に固定し、常温の空気を流した。導入空気の温度、圧力が定常状態になるのを待ち、ヒータにより導入空気を10℃ステップ加熱し、供試体の出口側温度を測定した。供試体の出口側温度としては、外乱による誤差を抑えるため、ヒータの入口側および供試体の出口側の温度の平均温度差を用い、ペンレコーダにより記録した。加温時の空気量はオリフィスにて測定した空気量を供試体の入口温度およびオリフィス部の温度の平均温度および外気の湿度を用い換算した。測定はレイノルズ数の異なる3つの空気量について行った。

表1 供試体のデータ

セル形状	長方形
セル短辺/長辺比	1/1.9
セル壁の厚さ (mm)	0.109
セル密度 (holes/in ²)	1250
水力直径 (mm)	0.574
伝熱面積 (cm ² /cm ³)	49.3
熱伝導率 (W/mK)	2.5

(5)各伝熱因子の算出方法

まず得られた昇温曲線より1秒毎の温度データを読み取りコンピュータに入力し、ステップ加温後の時間を t 、温度を θ とした時の $t-\theta$ 曲線をCRT上に描かせた。さらに Ntu を変化させ、測定データに最も合致する $t-\theta$ 曲線を示す Ntu を選びだした。温度および時間の各データは式(38)、(39)により無次元化を行った。

$$\theta = \frac{\theta^* - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0}, \quad t = \frac{t^*}{M \cdot c_m / G \cdot c_p} \quad (38) (39)$$

ここで θ_0, θ_1 は昇温前後の空気温度、 θ^* は供試体の出口側空気温度、 t^* は測定時間をそれぞれ意味する。本実験では $k=10$ で計算を行った。また、得られた Ntu より式(39)~(41)を用いて熱伝達率 h 、ヌッセルト数 Nu および J 値を算出した。

$$h = Ntu G c_a / A \quad (40)$$

$$Nu = h D_h / \lambda_a \quad \text{ただし } \lambda_a \text{ は通過空気の熱伝導率 (W/mK)} \quad (41)$$

$$J = Nu / Re Pr^{1/3} \quad \text{ただし } Pr = 0.71 \text{ (室温付近)} \quad (42)$$

従来 Ntu は昇温曲線の最大傾斜での昇温時間を作図的に求めるMaximum Slope法により算出していた¹⁰⁾。本実験ではMaximum Slope法および今回の方法の両方法を用いて Ntu を求め、両者の値を比較した。

5-2 実験結果および考察

(1)装置の加温特性

空気温度が10℃昇温するのに必要な時間は2~2.5秒であるが、所定温度の80%までの昇温時間は0.5~0.6秒と供試体出口の空気流が同じ温度まで上がるのに必要な時間の1/15~1/20であった。従ってこのヒータによる加温速度は供試体の温度変化に比べ充分早く、ステップ入力に対応する応答に近似できる。

(2)測定データと $t-\theta$ 曲線との比較

ペンレコーダにて記録した供試体出口温度の昇温曲線の例を図5に示す。図中の直線はMaximum Slope法により Ntu を算出するための昇温曲線の最大勾配を示す。得られた昇温曲線より1秒ごとの

温度データを読み取り、今回の方法で求めた $t-\theta$ 曲線と比較した。図6に測定データと $t-\theta$ 曲線の一例を示す。前述の方法で最適な Ntu を選ぶことにより測定データと計算より求めた $t-\theta$ 曲線は殆ど一致することがわかった。

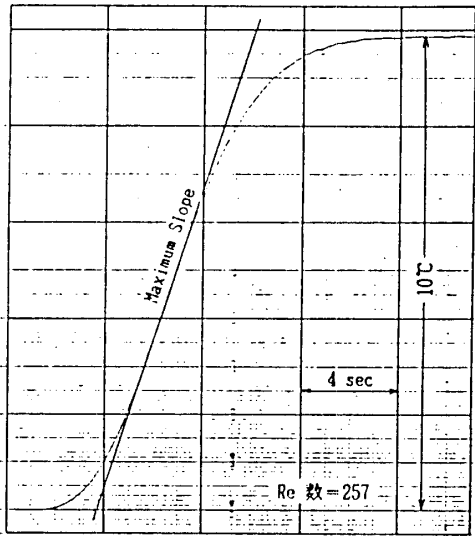


図5 測定した昇温曲線の例

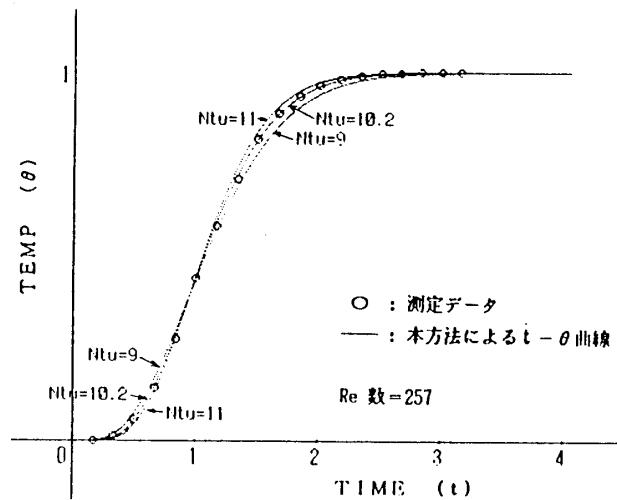


図6 測定データと $t-\theta$ 曲線の例

(3) Ntu の算出と Maximum Slope 法との比較

測定した各々のレイノルズ数における測定データより Ntu を求めた。表2に本方法および Maximum Slope 法により求めた各レイノルズ数における Ntu の値を比較して示す。表2より明らかなように、今回の実験ではいずれのレイノルズ数においても両者の値はほぼ一致した。また今回の供試体の熱伝導率 (λ_m) は小さく、 $\lambda_m \approx 0$ と近似した場合に生じる Ntu 値の誤差は数%以内であった。Maximum

Slope法は作図の際の誤差の影響を受けやすくデータがばらつきやすい。同一の供試体について繰り返し測定を行い、Maximum Slope 法により Ntu を算出した結果、繰り返し精度は 5~8 %であった。これに対し今回の方法では 2~3 %の精度で Ntu が算出でき、本方法を用いることによりデータの信頼性を向上できることがわかった。

表2 Ntu の比較

Re 数	今回の方法	Maximum Slope 法	$Re \cdot Ntu \times 10^3$
257	10.2	10.1/(10.0)	2.62
190	13.2	13.5/(13.3)	2.51
160	16.5	16.2/(16.1)	2.64

Maximum Slope法における()値は $\lambda = 0$ の時の値

(4) 熱伝達率、ヌッセルト数の算出および J 値、 F 値の算出

得られた Ntu を用い算出したヌッセルト数および熱伝達率を表3に示す。ヌッセルト数および熱伝達率のいずれの値もレイノルズ数によらずほぼ一定の値をとることがわかる。一般に長方形流路 (短

表3 h および Nu の算出結果

Re 数	Nu	h (W/m^2K)
257	3.32	154
190	3.19	149
160	3.35	156

表4 J 値、 F 値の算出結果

Re 数	J 値	F 値	J/F
257	0.0145	0.0536	0.271
190	0.0188	0.0712	0.264
160	0.0235	0.0880	0.267

辺/長辺比:1/1.9)の流体力学的に充分発達した層流におけるヌッセルト数は約4.0である¹¹⁾。これに対し、今回求めたヌッセルト数は3.3であった。またヌッセルト数より得られたJ値および摩擦係数であるF値を表4に示す。J値およびF値の比であるJ/Fはレイノルズ数によらずほぼ一定の値をとることがわかる。

6. 結 言

蓄熱回転式熱交換器の蓄熱要素の伝熱特性を明らかにするため、基礎方程式を差分法により連立常微分方程式に変換する方法で近似論理解を得ることができた。自動車用ガスタービンの蓄熱回転式熱交換器の蓄熱体の伝熱特性を明らかにするため試験をし、試験データを本手法で整理検討した結果、従来から求まっている管内の層流熱伝達のデータともほぼ一致することを確認した。また従来から使用されているMaximum Slope法で求めた値とも大きな相違のないことがわかった。

今後はこの解析法により、蓄熱回転式熱交換器の各種の過渡的な熱交換特性を明らかにすることが可能と考えられる。

参考文献

- 1) T. J. London, "Performance Factors of Periodic Flow Heat Exchanger", Trans ASME vol. 80 (1958) PP586~592
- 2) G. D. Bahnke et al., "The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic Flow Heat Exchanger Performance", Trans ASME Paper No. 63-ANGT-16
- 3) A. J. Willmott, "Digital Computer Simulation of Thermal Regenerator", Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 7, pp1291~1302 (1964)
- 4) 泉 亮太郎, "蓄熱式熱交換器の研究", 日本機械学会論文集 (第2部), vol. 32 No. 276 (昭44-8)
- 5) 棚沢一郎, "蓄熱式熱交換器の熱的特性について", 東京大学 生産技術研究報告 vol. 21, No. 1 (1971)
- 6) 梅田章, 葉山真治, "回転蓄熱式熱交換器の動特性 (第1報 静特性の解析)", 日本機械学会論文集, No. 760-16 (1976)
- 7) J. A. Cook, C. A. Fuchinari, et al., "Automotive Gas Turbine Ceramic Regenerator Design and Reliability Program", Final Annual Report for period July 1, 1975 to Sept. 30, 1976, Ford Motor Co., (1976)
- 8) A. J. Wheller, "The Single-Blow Transient Testing Technique for Compact Heat Exchanger Surface at Low Values of NTU", T.R.No.68, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, May. (1968)
- 9) T. Matsuhisa, I. Oda, "Heat Transfer and Flow Friction Characteristics for Fin Geometries of Extruded Ceramic Regenerator Core", Tokyo International Gas Turbine Congress, (1983)
- 10) P. F. Pucci, C. P. Howard, et al., "The Single-Blow Transient Testing Technique for Compact Heat Exchanger Surfaces", Trans ASME, Journal of Engineering for Power, Jan. (1967)
- 11) R. K. Shah, A. L. London, "Laminar Flow Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts", T.R.No. 75, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Nov. (1971)

A-12 高性能・低コストタービン ディスク材の開発

*田中照司 (川崎重工業株式会社)

西山幸夫 (同上)

1、緒言

ガスタービン用ディスク材は、ブレード材と同様にエンジンの性能を左右する重要部材であるが、比較的小型の一体型タービンホイールを除いて、これに鑄造材が使用されるのは極く稀であり、鑄塊鍛造材(Waspaloyなど)や高コストながら高性能の粉末鍛造材(IN100など)が使用されるのが、普通である。一方、最近ではこの流れに対抗して、鑄造の持つメリットを生かした粉末鍛造材並みの性能でそれより低コストのディスク材開発の動きが、米国を中心に活発化しており(VADER, Microcast-X)、実用化の一步前のものもあるようである。これら技術の詳細は不明であるが、いずれも非常に微細な組織のNi基超耐熱鑄造合金を製作するための技術であり、得られた素材は、その後HIP処理・機械加工を経て、ディスク材として使用されるか、または鍛造用素材として使用される。

今回新しく開発した技術は、これら鍛造ディスク材と同類のものであり、本稿では、この新技術の概要、試作材の材料特性及び鍛造性などについて報告する。尚、本プロセスは、開発した著者らの会社の名をとってKawasaki Microcast Processと命名し、以下の文では、本法をKM法と略記する。

2、KM法の説明

Ni基超耐熱鑄造合金の結晶粒微細化法に関する要点と問題点を要約すると、図、1のようである。これらのうち、化学的方法は、化学成分の変更を伴う上に、量産時の再現性に疑問が付きまとうため、KM法開発当初から除外し、残り二つの熱的、機械的方法に的を絞って、種々の試行を繰返した。この結果得られた方法が、図、2に示した方法である。

ジルコニアるつぼ中で溶解して液相線以下に温度設定したNi基超耐熱鑄造合金の溶湯を、鑄鉄製の金型の中へ鑄込み、次に、回転台の回転を開始して偏心遠心による揺動効果を溶湯に与え続けようとするものである。ディスクにとって有害な介在物の生成を防止するため、溶解から凝固完了まですべて高真空中で行った。

このようにKM法の特徴は、①低温鑄込み、②金型鑄造、③偏心遠心による

内部のみの揺動、の3点に集約され、更に電磁攪拌、正逆反転、スクレーパー法などで必要な複雑な装置が不要であることが、一つのメリットとなっている。

3、実験方法

供試した材料の化学成分を表、1に示すが、どれもTi, Alのような活性元素を多量に含んだNi基超耐熱鑄造合金である。鑄型は鑄鉄製の金型とし、製品部寸法は140φ×50H, mmとした。鑄造試料にはHIP処理を施し、次に組織観察、ポロシテイ消滅状態のチェック、引張り、ラプチャー試験を行って、それらの材料性質を調べた。更に、KM材の鍛造性を調べるため、25φ×25H, mmの円柱試験片を用いて各種の鍛造試験を行った。尚、以上の実験に先立ち、最適製造条件を設定するため、鑄込み温度とHIP条件について種々検討を加えた。また、本稿で述べる各種材質は、特に断わらない限りすべて熱処理材とし、その条件は表、2のとおりである。

4、実験結果及び考察

(1) KM材の組織

図、3に、IN713LCを用いた時の金型鑄造だけのものとKM材(両方共鑄込み温度:1360℃)のマクロ組織の比較を示すが、KM法による微細化効果は明らかで、KM法は、柱状晶の全くみられない均一で微細な組織を示している。そして、図、4に示すように、ミクロ的にもほとんどが100μmより小さいセル組織であり、この傾向は、他の材料でも概ね同じであった。

(2) ポロシテイ量に及ぼすHIP処理の影響

KM材は、鑄放しのままでは内部に小さなポロシテイが残存しているので、これを消滅させるため、HIP処理を施した。処理条件の設定は、特に処理温度に注目し、欠陥が消滅し同時に結晶粒の粗大化が生じない温度範囲を、材料毎に予備実験で求めた。図、5に、IN792+Hf/KM材にHIP処理した際のポロシテイ消滅の効果と、HIP処理前後における試料内でのポロシテイ面積率の分布状態の比較を示すが、表面下5mmより内部のところではHIP処理により面積率が0.05%以下迄低減し、大きさでは0.1mmを超えるものは全くみられなくなった。

(3) 引張り性質

表、3に、KM材(IN713LC, CM247LC)と他のプロセスによるものの常温引張り性質の比較を示す。KM材は強度、延性の両面で他のプロセス材よりも優れていることがわかる。

次に、各KM材の引張り性質と従来の鍛造材のそれとを比較した結果を、図、6に示す。KM材は延性面では従来材より劣るものの、強度面では、IN

792 + Hf材のように粉末鍛造材に匹敵するものもみられる。

(4) ラブチャー性質

図、7に、KM材と従来鍛造材とのラブチャー性質による比較を示す。各種KM材のうち、IN792 + Hf材などはラブチャー性質では粉末鍛造材を凌駕していることがわかる。このことは、設計的な実用面ではディスク外周付近の冷却空気量の削減を可能にし、それだけ、エンジンの熱効率を高め得ることを意味しており、その意義は大きい。

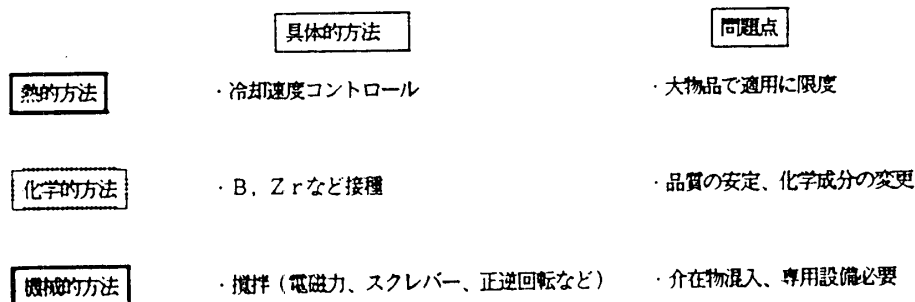
(5) 鍛造性

IN792 + Hf、IN100材の様に γ 生成元素であるTi, Alを多量に含むものは、普通の鑄造のままの鍛造は不可能に近いと一般に考えられているが、結晶粒の細かいKM材ではどうかという点を検討した。種々検討の結果、特殊な鍛造法を用いると、粉末鍛造材の恒温鍛造に適用される鍛造温度より更に約100℃低い1040℃の温度でも亀裂の発生なしに鍛造が可能であることがわかった。図、8に、鍛造後(相当歪:約0.76)の試料断面のマクロ組織と試料の引張り、ラブチャー性質を示すが、ラブチャー性質では、KM + HIP材より低下するものの、引張り性質では著しい改善効果が認められ、ディスク材関連技術の新しい展望を開くものとして期待される。

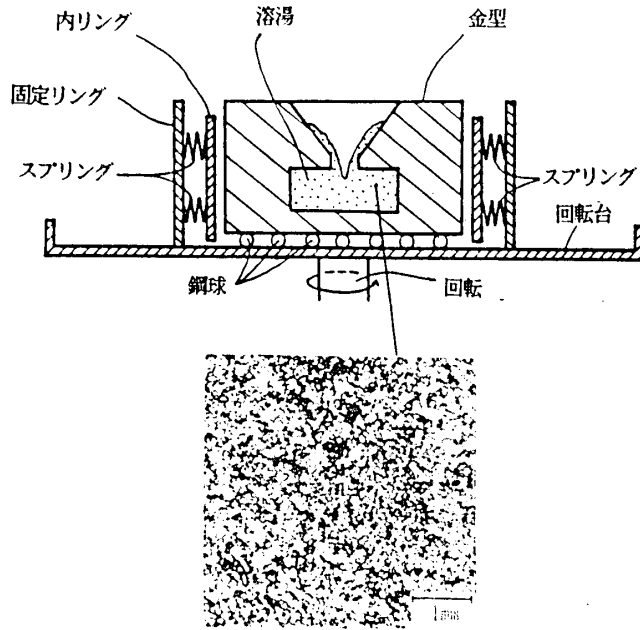
5. まとめ

以上の結果を要約すると、次のとおりである。

- (1) 今回新しく開発したKM法により、ASTM No. 3~6の極めて微細な鑄造組織を持ち、このため、普通の鑄造法では到底得られないほど優れた引張り性質を持つ材料が得られることが、わかった。また、従来鍛造困難であったものも、本プロセスであれば鍛造可能となることがわかった。
- (2) 適用材料としては、IN792 + Hf材が有望で、製造条件をうまく選ぶと、粉末鍛造材並の引張り性質を持ち、ラブチャー性質ではそれを凌駕するものが得られる可能性のあることが、明らかとなった。



図、1 Ni基超耐熱鑄造合金の結晶粒微細化法



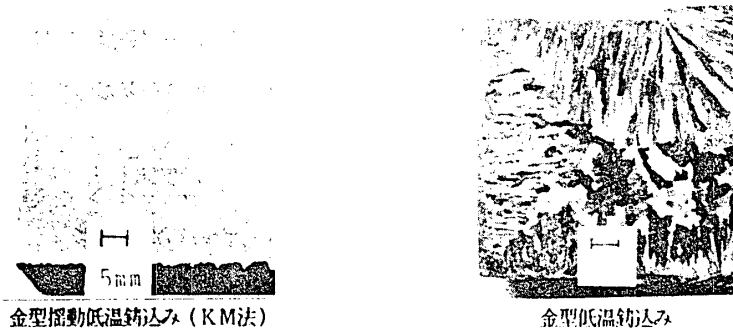
図、2 KM法の原理図

表、1 供試した各種KM材の化学成分

合金	質量%											C	Ni	
	Cr	Co	Mo	W	Ta	Nb	Al	Ti	V	Zr	Hf			B
IN100	12.4	18.5	3.2	—	—	—	5.0	4.3	0.8	0.06	—	0.02	0.07	残
IN792+Hf	12.4	8.9	1.8	4.4	4.0	—	3.4	3.9	—	0.05	0.9	0.010	0.12	残
IN713LC	12.5	—	4.2	—	—	2.0	6.1	0.8	—	0.10	—	0.012	0.12	残
CM247LC	8.1	9.4	0.5	9.5	3.3	—	5.6	0.7	—	0.018	1.4	0.016	0.07	残
Waspaloy	19.6	13.8	4.5	—	—	—	1.4	3.1	—	0.05	—	0.006	0.04	残

表、2 各種供試材の熱処理条件

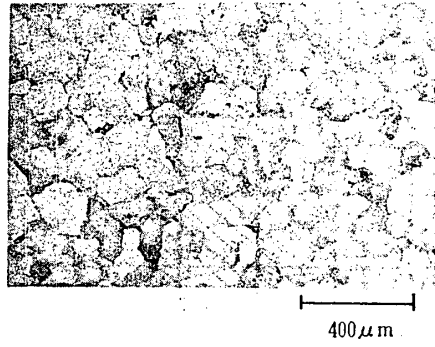
- ・IN100・KM材 : HIP処理 (1,100℃×1,500atm×4h)/1,120℃×4h空冷/925℃×4h空冷/700℃×16h空冷
- ・IN792+Hf・KM材、KM+鍛造材 : HIP処理 (1,200℃×1,200atm×4h)(鍛造)/1,180℃×2h空冷/840℃×4h空冷/760℃×16h空冷
- ・IN713LC・KM材、金型鑄造材、精密鑄造材 : HIP処理 (1,200℃×1,200atm×4h)/1,180℃×2h空冷/760℃×16h空冷
- ・CM247LC・KM材 : HIP処理 (1,204℃×1,190atm×4h)/1,200℃×2h空冷/870℃×20h空冷
- ・Waspaloy・KM材: HIP処理 (1,100℃×1,500atm×4h)/1,040℃×4h水冷/843℃×4h空冷/760℃×16h空冷



図、3 IN713LCにおけるKM材と揺動

なしで金型鑄造したものの試料断面外周
付近のマクロ組織

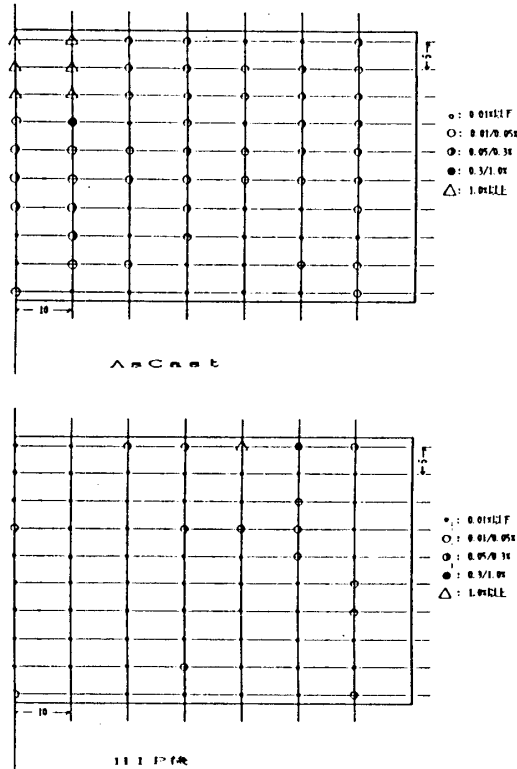
(鋳込み温度: 1360℃)



図、4 IN713LC・KM材のマイクロ組織
(鑄放し材)

表、3 KM材と他のプロセス材の常温引張り性質の比較

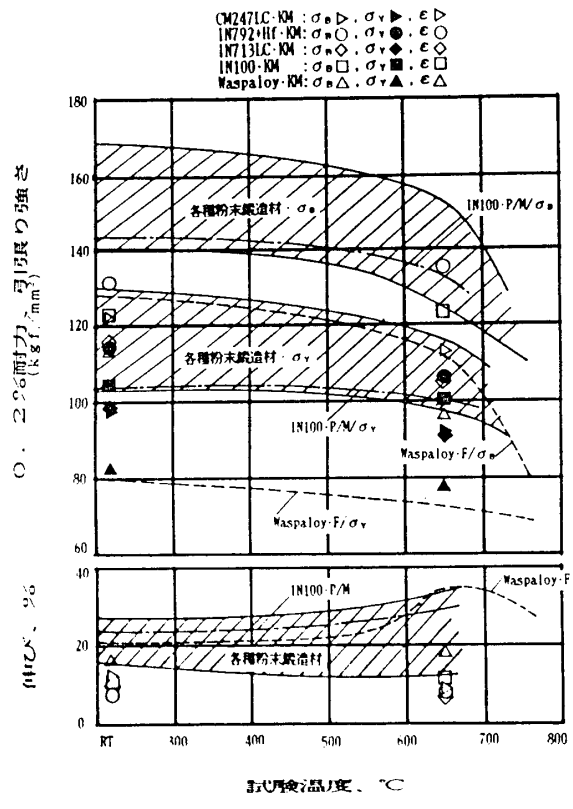
		0.2%耐力 (kgf/mm ²)	引張強さ (kgf/mm ²)	伸び (%)
IN713LC	・精密鑄造材	70.6	78.8	7.4
	・金型鑄造材	80.3	97.9	14.7
	・KM材	97.8	117.2	10.5
CM247LC	・精密鑄造材*	79.1	84.7	8.7
	・Grainex材*	82.3	105.9	11.8
	・KM材	97.0	122.0	12.2



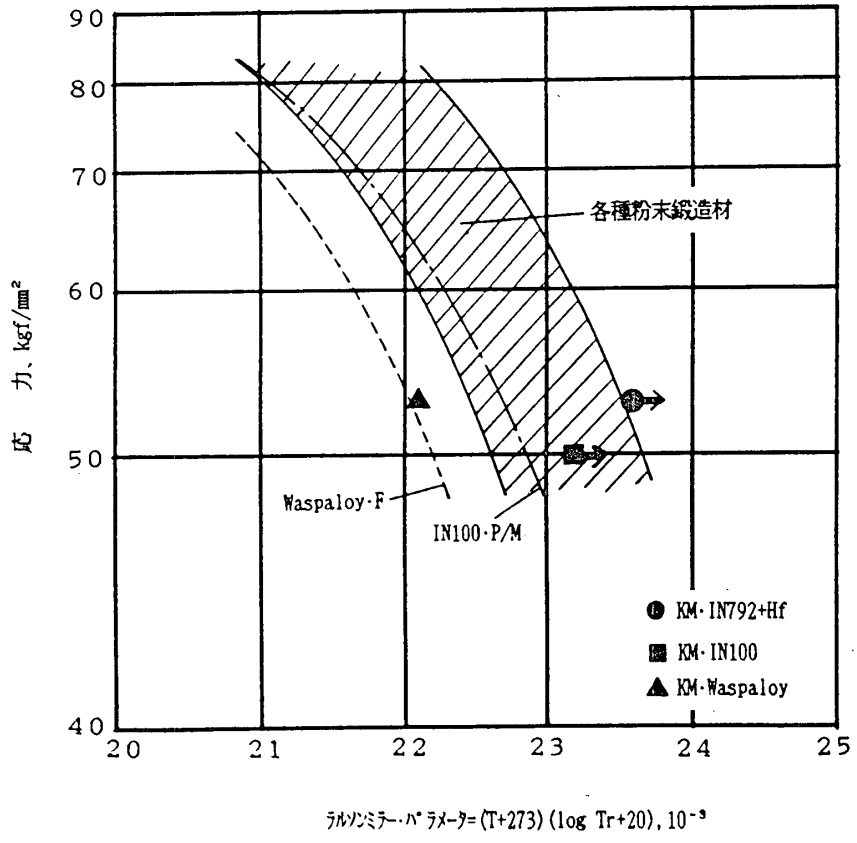
図、5 IN792+Hf・KM素材のポロシテイ面積率に及ぼす
H I P 処理の影響

視野 : 1 × 1 . 2 、 m m

H I P 条件 : 1200℃ × 1500atm × 4hrs



図、6 KM材の引張り性質と各種粉末鍛造材及び鋳塊鍛造材の文献による引張り性質の比較



図、7 KM材のラプチャー性質と各種粉末鍛造材及び鋳塊鍛造材の文献によるラプチャー性質の比較



引張り性質	0.2%耐力	引張強さ	伸び	試験温度
	(kgf/mm ²)	(kgf/mm ²)	(%)	
・KM材	114.3	128.7	6.4	室温
・鍛造KM材	117.9	152.1	12.3	室温

ラプチャー性質 ・応力: 53.0 kgf/mm² ・温度: 760℃

	破断時間	伸び
	(Hr)	(%)
・KM材	>1250	—
・鍛造KM材	76.9	7.6

図、8 特殊な鍛造をしたIN792+Hf/KM材試料断面の
マクロ組織及びその引張り、ラプチャー性質

鍛造温度: 1040℃

相当歪: 0.76

B-1 超音速燃焼に関する基礎研究

(二次元直交噴流の流れと混合について)

航空宇宙技術研究所 江口 邦久 *黒沢 要治 五味 光男
下平 一雄

1. まえがき

スクラムジェットエンジンの燃焼器に要求される性能目標の一つに、燃料と空気の混合促進による燃焼時間の短縮化が挙げられる [1]。この達成によってエンジン自体を機体と一体化して実用的な長さにすることができ、重量軽減による高い推力/重量比が期待できる。しかし超音速流への燃料噴射による燃焼のプロセスは強い干渉流によって生じる複雑な衝撃波構造を伴うため、その流れ場の混合メカニズムを正しく理解することが肝要となる。

本研究はスクラムジェット燃焼器の動作能力にとって1つの重要な律速パラメータとなる燃料と空気の混合速度に注目し、その超音速流れ内の燃料の拡散プロセスを解明することに主眼をおいた。超音速混合メカニズムを容易に知る一方法として、二次元噴流モデルを用いた非燃焼流れの可視化実験を試み [2]、今回の報告はマッハ2の主流中に水素燃料を模擬した高温空気を音速で直交噴射した時の噴流まわりの衝撃波の構造や噴流の混合様式について定量的に解析した結果を述べる。

2. 実験装置および方法

超音速混合試験の空気流路系を図1に示す。空気は、2台の遠心圧縮機(720kW)を用いて超音速混合モデルと空気予熱燃焼器の2系統に供給される。モデルへの主流空気はノズル膨張時の氷結粒子を防止するため、熱交換器により加熱される。この加熱空気

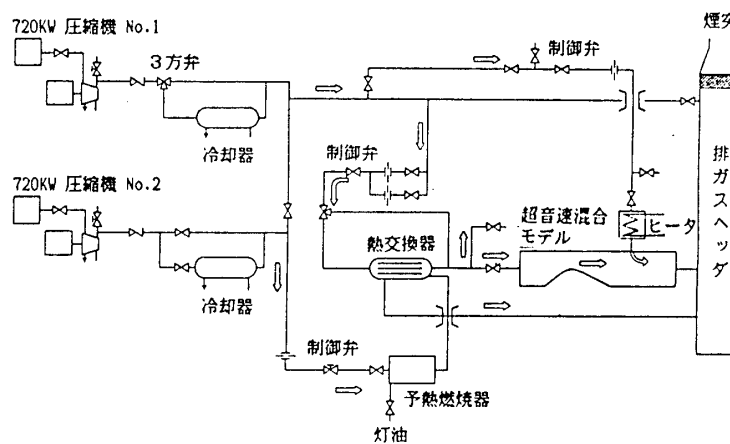


図1 超音速混合試験の流路系

は入口全圧 0.4MPa でスロート (膨張断面積比 1.78) を通して膨張した後、測定部においてマッハ数2、静温 295K の主流条件を得る。一方同じ供給系から常温空気の一部を分岐して2台の電気ヒータ (10kW) により加熱した後、高温空気 (最大 640K) の音速噴流を得る。この二次元噴流モデルは、超音速スロートの下流にある矩形断面 (50×54mm) にスロットノズル (1×45mm) を配した構造である。モデルの両側面に

取り付けた観測用石英ガラス窓を通して、噴流の上流 50mm から下流 190mm にわたってレーザ光を透過させて流れの可視化や温度測定が行なえる。また噴流壁面にはスロットの上流と下流側に 30カ所、対向壁面に 2カ所の静圧孔を設けた。

本実験で流れを可視化する方法として図 2 に示すシャドウグラフによる観察を選んだ。光源にはアルゴンレーザを用い、放物面鏡を介して平行ビームを観測部に導く。この方法で得ら

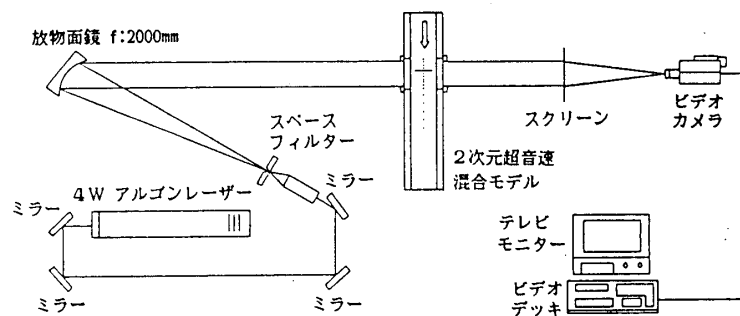


図 2 流れの可視化に用いたシャドウグラフの光学系

れたスクリーン上のシャドウグラフ像は、ビデオカメラに収録し、また同時にカメラで撮影した。

気流の温度測定には当所で開発した簡易 CARS 温度計 [3] を用いた。この装置の光学系と処理システムの構成を図 3 に

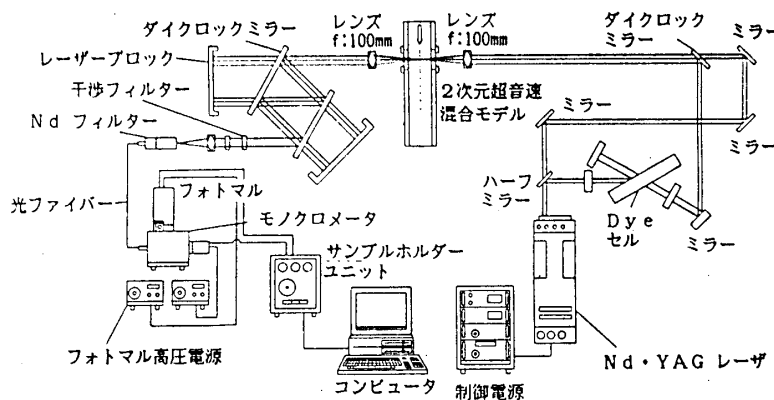


図 3 CARS による温度測定システム

示す。噴流まわりに複雑な衝撃波を伴う超音速流れの静温を測定する場合、従来の熱電対などの使用は難しく、かつ空間分解能も低くなるため、光学的手法の採用が好ましく、そのため CARS 温度計を使用した。今回の温度測定では、レーザを一定周期 (20Hz) で発振させ、1点につき 1,000ショットのデータをサンプルし、 3σ 法 ($\sigma =$ 標準偏差) により統計処理し、算術平均を平均温度、その標準偏差を温度の乱れとして求めた。測定位置の設定は、光学系の焦点を固定させて噴流モデル本体を三次元トラバース装置により移動させて行なった。

4. 実験結果および考察

4. 1 シャドウグラフによる流れの可視化

噴流動圧を上昇させた時の衝撃波の変化を捉えたシャドウグラフ写真を図 4 に比較する。この場合主流マッハ数 2、音速噴流のもとで、噴流と主流の動圧比 q_r ($=[\rho_r U_r^2]/[\rho_\infty U_\infty^2]$) を 1 つの動作パラメータとした。この図から動圧比の 4 つの変化に対し、衝撃波の発生形態が変わることが判る。なお、図中の白線は後述する温度測定的位置を示す。噴流の上流において境界層の剝離に伴う衝撃波や Bow 衝撃波、また噴流自身はブルームと不足膨張によるマッハディスクを形成する [4]。噴流の

強さに応じて広がる高い温度の境界域もシャドウグラフ上に現われている（図5の破線参照）。 q_r が大きくなると剝離衝撃波は対向壁に達し、強い反射衝撃波が生じ、定常反射からマッハ反射へと遷移する。 $q_r=2.0$ になると噴流のブロッキングが強まり主流域に垂直衝撃波の発生が観察される。このように狭い流路にある主流を超音速に保つためには、噴流強度を表わす q_r の値に限界があることが判る。

ここで衝撃波の構造を模式化した図5を用いて、噴流まわりの流れの挙動を定量的に捉えてみる。図6は模式図で定義した剝離衝撃波の発生点 $X_{1.5}$ と、噴流下流の再附着点 X_{at} の変化を示し、図中には壁圧データから求めた主流静圧の1.5倍にある位置を剝離点とし合わせてプロットした。可視化データと壁圧データから得られる噴流から上流剝離点までの距離は良く一致する。この図より $X_{1.5}$ と X_{at} はともに $q_r=1.5$ まで比例した形で直線的に増加する一般的傾向[5、6]をもつが、その値を越えると急な勾配で大きくなる。これは図4からも判るように、噴流と主流との強い流れ干渉に起因する。

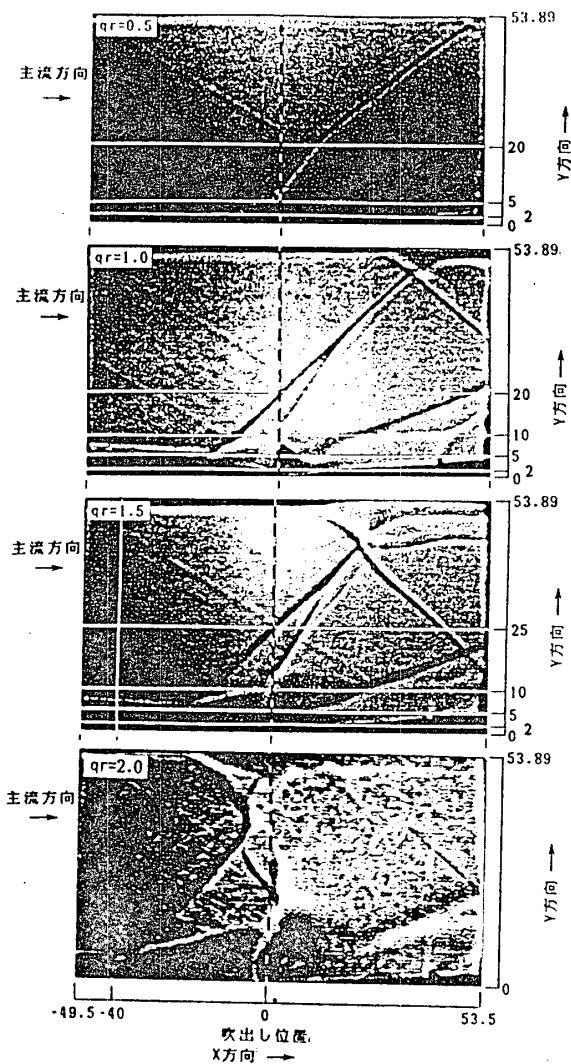


図4 二次元噴流のシャドウグラフ写真

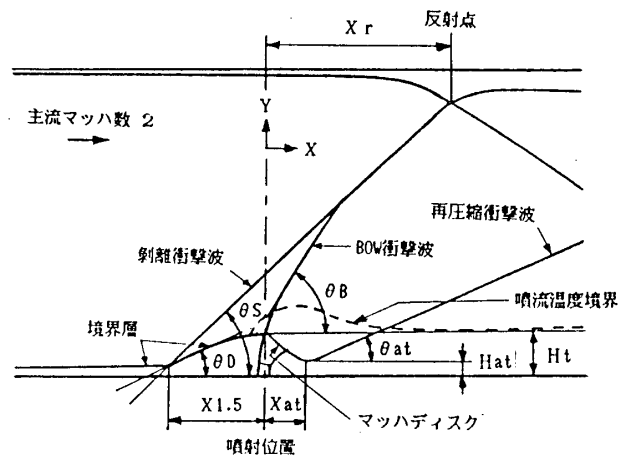


図5 二次元噴流の流れ構造

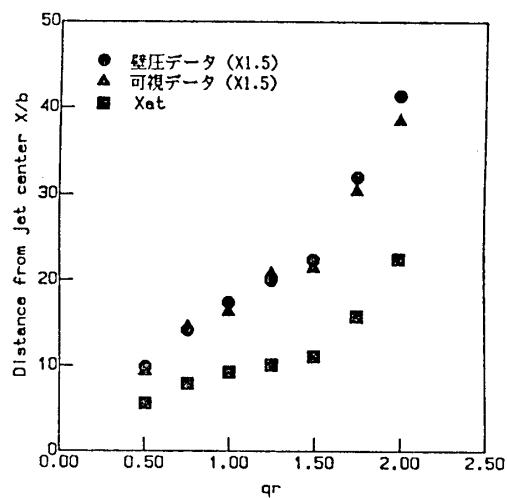


図6 上流剝離と再附着の位置変化 (b:スロット巾1mm)

また、模式図に示す剝離衝撃波の角度 θ_0 は、 $q_r=0.75$ まで 30° （主流のマッハ角に相当）の値を保つが、それ以上の動圧比にある強い噴流では 42.5° まで単調に増加した。一方、Bow衝撃波の角度 θ_b と圧縮衝撃波の角度 θ_{c1} は q_r によって大きく変化せず、それぞれ 41° と 20° 程度にあった。

噴流の貫通高さを表わす値として上流境界層/マッハディスク/Bow 衝撃波が交差する3重点の高さ H_t を選び、シャドウグラフ写真から得た値を図7にプロットした。貫通高さの変化は従来の研究[7]と同様、図中に示す $q_r^{0.5}$ の曲線とほぼよい一致が得られた。この関係は $q_r=1.5$ までの範囲に限って成り立つ。一方、再付着点の高さ H_{at} は、 $q_r=1.5$ 以上の噴流条件を除けば動圧比に比例して増加しており、噴流下流の境界層が厚くなる傾向をもつ。

次に、噴流上流の剝離衝撃波角と、剝離と3重点を結ぶ線の傾き θ_D を流れの偏角とする値を用いて、斜め衝撃波理論[8]の適用により求められる剝離衝撃波後方の主流マッハ数を図8に示す。 q_r の増加とともに衝撃波直後のマッハ数は減少し、 $q_r=2.0$ で約 1.4 の値となる。このこと

は、音速噴流の運動量を上げて貫通高さを増しても、混合域における噴流に対する主流の相対速度は小さくなる傾向にあることを示唆する。

4. 2 壁静圧分布の特性

噴流に接近する主流静圧 ($X/b=-50$) を基準として壁静圧を無次元化した分布を図9に示す。これらの分布の形を見ると、動圧比 q_r の増加とともに噴流上流で急な圧力上昇があり、噴流直後にある低圧域の静圧の最小値は下がる。このように噴流前後にある再循環域は、 q_r の増加に伴って広がる。しかし、 $q_r=2.0$ の場合主流との干渉が強いため、上流の再循環域は大きくなるが低圧域は狭く、その静圧も高くなる。図中に示すシャドウグラフより求めた噴流の再付着点は、 q_r とともに低圧域内で下流に移り、同時に噴流と再付着点の間における圧力勾配も大きくなるため、逆流の強さも増加するものと考えられる。また、反射衝撃波の位置に壁圧の極大値が存在し、その下流に向かって静圧は上昇する。

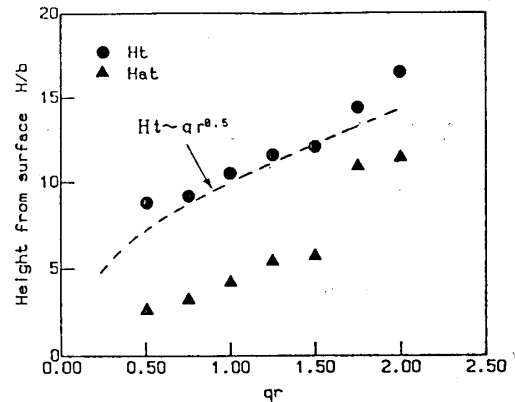


図7 噴流の貫通高さと再付着点高さ

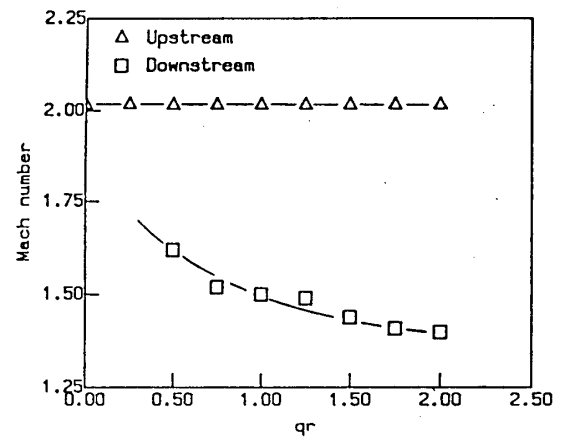


図8 剝離衝撃波前後の主流マッハ数の変化

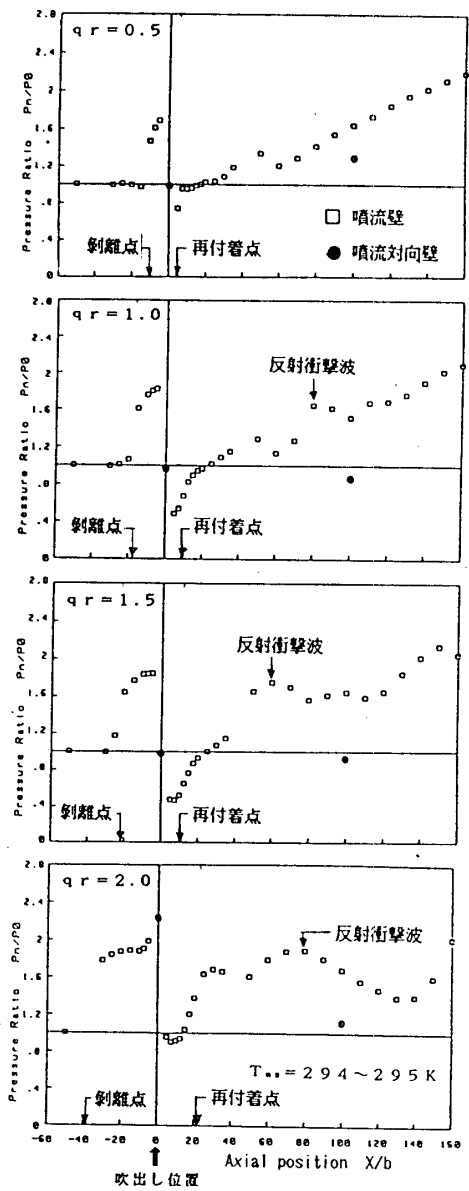


図9 主流方向静圧分布
(P_0 :基準壁静圧 $X/b = -50$)

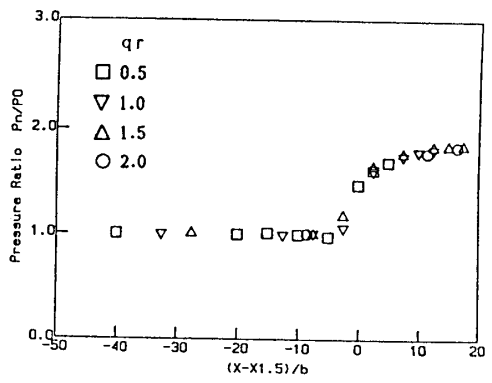


図10 噴流上流側の壁静圧分布の相関

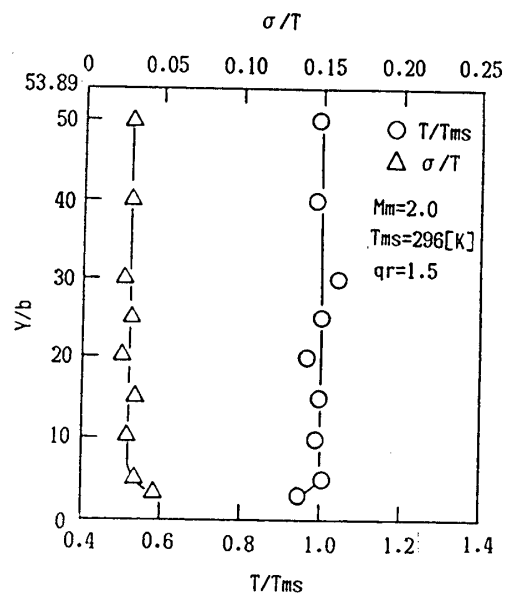


図11 主流の接近温度分布
($X/b = -40$)

次に噴流から上流の剝離点までの距離を基準として噴流上流の壁静圧分布を表わすと図10になる。このように、1つの曲線にいずれの qr のデータも相関づけられ、噴流直前にある壁静圧の最大値は約1.75倍になる[6]。

4.3 二次元噴流の温度分布特性

今回の温度測定では、噴流に接近する主流温度の一様性を確かめた後、動圧比 qr の変化に応じて特徴ある断面について温度分布の違いを調べた。図11に示すように、主流の接近温度($X/b = -40$)は一様な分布となり、乱れ強さは3~4%にあった。噴流側の壁付近では平均温度が下がり乱れ強さが増加する形となり、厚さ4mm程度の温度境界層が存在した。

(1) 動圧比 $qr=0.5$ と 1 における壁近傍 ($Y/b=2$) の平均温度と温度変動の分布を図 1 2 に比較する。なお、平均温度のデータは噴流の吹出し静温と主流静温の差を基準に無次元化した。図中に示した噴流壁上の剝離点と再付着点は 2 つの噴流条件ともこれらの位置で平均温度が不連続的に変化した。すなわち噴流上流の再循環域で主流方向の温度上昇、下流の再循環域 (低圧域) で温度降下が存在し、再付着点下流でゆるやかな温度上昇がある。 $qr=0.5$ と 1 の場合を比べると、噴流前後の再循環域の大小に応じた温度勾配の増減が見られ、噴流自体の温度ピークは両方とも吹出し静温の 0.9 程度にある。再付着点下流の温度変動を比較すると、 $qr=1$ に比べ $qr=0.5$ の方が変動の幅が大きく、噴流と主流の混合が壁面付近で活発に進み、その結果下流方向の平均温度の上昇も大きくなる。

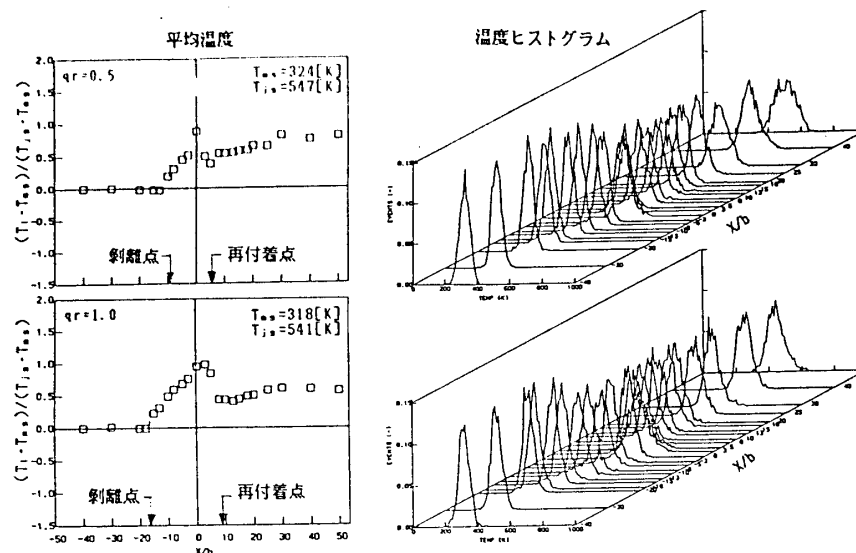


図 1 2 壁近傍に沿う平均温度と温度変動の分布 ($Y/b = 2$)

(2) 噴流壁から主流と直角方向にある 4 つの断面における平均温度と温度変動の分布を図 1 3 ($qr=1.0$) に示す。これらの断面は、可視化データと対応づけるとそれぞれ壁近傍 ($Y/b=2$)、噴流域 ($=5$)、3 重点 ($=10$)、主流域 ($=20$) を代表する位置である。

$Y/b=5$ の断面における噴流上流の平均温度の分布は、剝離衝撃波による温度上昇、再循環域内の一様な温度、噴流の拡散による温度上昇からなる形を有する。噴流位置の温度ピークは吹出し静温の半分になる。噴流下流では膨張による温度降下が生じ、その最低温度の位置も $Y/b=2$ の断面に比べて下流に位置する。その後方で再度主流への拡散による温度上昇がみられ、温度変動の幅も大きい。 $Y/b=10$ の断面にある噴流上流では、再循環域が存在しないため剝離衝撃波の位置から噴流に向かって単調に平均温度が上昇する分布となる。また下流の温度上昇も存在し、そのレベルは噴流に近い断面に比べ低い。このことから図 5 に示した噴流の温度境界付近で拡散混合が進み、

噴流の大部分は壁面に沿って流れるものと理解できる。Y/b=20の断面では平均温度ピークの発生は衝撃圧縮によるもので、その下流に於ける温度降下も又、主流の膨張によるものである。q r = 1.0の貫通高さ(Y/b=10)から判るように、噴流はこの断面に到達しないため、温度ヒストグラムの幅に噴流による主流方向の変化が現われない。以上のように、噴流は一旦主流に貫通するものの、その下流へ膨張しながら噴流壁に湾曲し、再付着点付近から主流への拡散が進む様相となる。ここで、実際の二次元水素噴流の燃焼を考えた場合、理論混合比となる燃料濃度の位置に火炎が生じるとすれば、この濃度に相当する温度レベルは約0.029となる。今回のデータと対応づけると、火炎は噴流直前のBOV衝撃波付近から始まり、噴流の温度境界(図5の破線)に沿って形成されると判定できる。

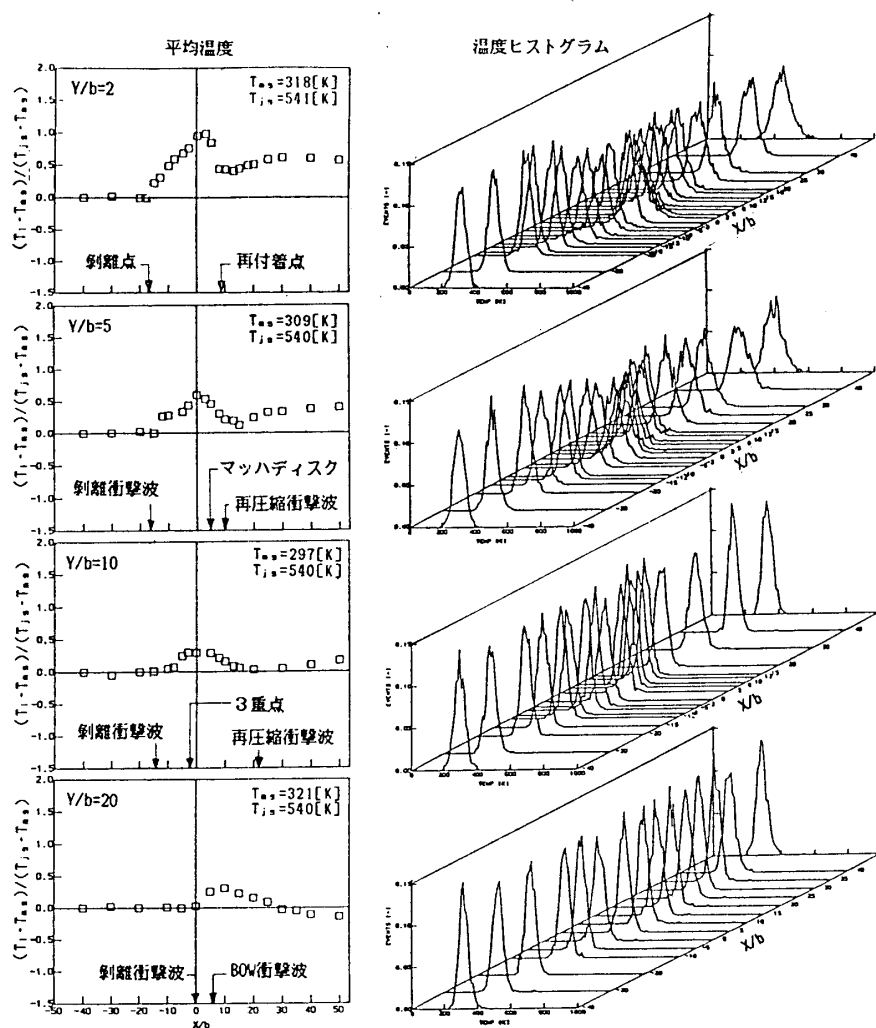


図 1 3 主流断面の平均温度と温度変動の分布 (q r = 1 . 0)

5 結論

今回の実験研究では、流れの可視化、壁静圧分布、CARSによる温度の測定データを基に二次元直交噴流の超音速混合について実験解析を行なった。その主な結論を以下に要約した。

(1) 混合の速さに密接に関係する噴流の貫通高さは、噴流/主流の動圧比の平方根にほぼ比例し増加する。噴流干渉による主流遷移を生じるため動圧比の限界は 1.5 となる。

(2) 温度分布の形は衝撃圧縮と噴流拡散の両方に依存して決まる。噴流はマッハディスクを形成した後、噴流壁側に向け膨張しながら湾曲し、下流に向かって主流と拡散混合する。

(3) CARS より得られた局所的な温度拡散の混合パターンから、二次元噴流火炎の発生位置や形状をかなりの確度で推定できる。

(4) 今回の混合実験は流体の濃度と温度の拡散アナロジーに基づくものであるが、噴流周囲に発生する衝撃波によって生じる流体温度の増減作用を分けて定量的な混合解析を行なう必要がある。

本研究は、「高速機用エアブリージングエンジンの研究」と連携し、大阪府立大学との共同研究のもとで昭和61年度から開始した実験研究であり、現在、単孔噴流の三次元超音速混合流れについて実験を進めている。また、今回の実験及びデータ整理に協力して頂いた研修生の川名尚人、西川正史両君(電機大)に感謝の意を表したい。

参考資料

- [1] 鎮西信夫、升谷五郎、「スクラムジェット - マッハ4~25を目指して-」、日本航空宇宙学会誌 Vol.35, No.400, May 1987.
- [2] 江口邦久、黒沢要治 他、「超音速燃焼に関する研究: 非燃焼の可視化」、第28回航空原動機に関する講演会発表、東京、昭和63年2月。
- [3] 五味光男 他、「実用的なCARS温度計の研究」、航空技術研究所報告 TR-999、1988年10月。
- [4] 川村龍馬、関和希、岩崎信夫、「超音速における測方二次噴射に関する実験的研究」、東京大学航空研究所報告 Vol.5, No.3, Jul. 1969.
- [5] Young, C.T.K. and Barfield, B.F., 「Viscous Interaction of Sonic Transverse Jets with Supersonic External Flows」, AIAA Journal Vol.10, No.10, July 1972.
- [6] Kraemer, G.O. & Tiwari, S.N., 「Interaction of a Two-Dimensional Transverse Jet with a Supersonic Mainstream」, NASA CR-175446, Dec. 1983.
- [7] Sterrett, J.R., et al, 「Experimental Investigation of Secondary Jets flow Two-dimensional Nozzles with Various Exit Mach Numbers for Hypersonic Control Application」, NASA TND-3795, Dec. 1983.
- [8] 生井武文、松岡一泰「衝撃波の力学」、コロナ社、昭和58年。

B-2 水素燃料ラムエンジン燃焼器用保炎形式の実験的検討

* 田丸 卓、 下平一雄、 堀内正司、
齋藤 隆、 山田秀志 (航技研)

1. まえがき

宇宙往還機用のエンジンとして有望とみられるエアターボラムエンジン¹⁾の主燃焼保炎形式に関する実験的研究を報告する。エンジンのシステム検討^{2, 3)}より提示された燃焼器の特徴は、①可燃範囲が広く燃焼速度の速い水素燃料を用いる、②全体当量比がほとんど量論比に近い、③機速マッハ3までの燃焼器流入空気全温が350~650K、マッハ5以上では同温度が1100Kを凌駕する、④入口断面風速は80m/s前後である、などである。したがって高温耐久性の優れた燃焼効率の高い保炎燃焼方式を確立する必要がある。

過去の水素燃焼の研究⁴⁾などによると、高負荷高効率の燃焼には多数の燃料噴出口が必要である。しかし同時に目標とする実機は燃焼室直径が1mを超えるものと見積られ、密度の小さい水素燃料噴流の貫通・分散が大きな課題と予想される。ラム燃焼器の流れを旋回させることも有利という⁵⁾。

そこで本研究は計測手段を主に検討した既報⁶⁾にひきつづき上記の燃焼器入口条件をふまえて保炎器の強制冷却が可能で、かつ保炎・燃焼特性の良好な保炎方式を見出すことを目的として数種の保炎器燃焼試験を行った結果を報告する。

<主要使用記号> D-燃焼筒直径[m]; f-燃空比; L-保炎器よりの燃焼筒長さ[m]; m-質量流量[kg/s]; M-マッハ数; M(A)-ガス成分Aの分子量; p-静圧[Pa]; r-燃焼筒中心からの距離[m]; R-燃焼筒半径[m]; T-静温[K]; V-風速[m/s]; X(A)-ガス成分Aの窒素1モルあたりのモル数; ε-酸素消費効率[%]; η-燃焼効率[%]; φ-当量比
<添字> 1-入口; 2-出口; 0-全; a-空気; av-平均値; c-ガス分析値; f-燃料; i-軸方向位置; j-半径方向位置; l-局所値; s-量論比

2. 試験装置と実験条件

実験条件は、入口空気全温 T_{01} を400Kと600K、中心体上流部での断面平均風速 V_1 を20m/sから80m/sの値とした。当量比 ϕ は1.0まで変化させた。燃焼筒出口は大気開放である。

供試空気は720kW空気圧縮機により連続的に供給した。 T_{01} が600Kのときは供給空気を熱交換器によって加熱した。水

表1 供試保炎模型の分類

		Position of fuel feed		
		Within flow	Wall injection	
Type of flow	No-swirl	G 1	Injection nozzle size	
			φ 5.0	φ 6.8
			I 2	I 2b
	Swirling	S 1	No. of swirling blade	
			16	8
			S 2	S 3b

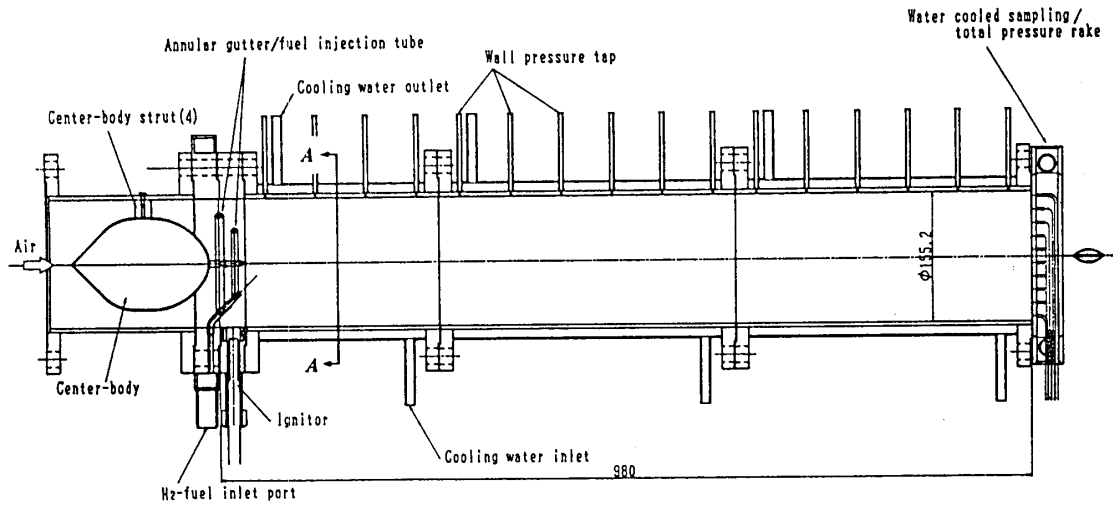


図1 保炎模型G1を組込んだ供試模型

素は高圧充填カードルより減圧して供給した。

各試験条件で燃焼筒出口に設けた全圧管を兼ねたガス採取管で半径方向10点のガス採取を行い、ガスクロマトグラフによる分析を行った。

3. 供試模型

模型はターボ部を模擬する中心体と、その直後に設けた保炎模型部、それに等断面燃焼筒からなる。寸法は実機のほぼ1/10に相当する。保炎部は主として呼称G1、S1およびS2の3種類と、その一部を変化させた計6種について試験した。それらの分類を表1に示す。

模型G1 V型ガッタの直後に燃料噴射管を設けたもの。供試模型全体を図1に、保炎部の詳細は図2に示す。

模型S1 8枚の薄翼（中心軸との傾斜角 30° ）の内部から翼冷却を兼ね燃料を吹出すもので主要部を図3に示す。

模型S2 傾斜角 30° の16枚の旋回翼後の管壁から燃料を中心軸に向けて噴射するもの。主要部を図4に示す。

模型I2 S2より旋回翼を除去したもの。燃料噴射口径は $\phi 5.0$ で8個。

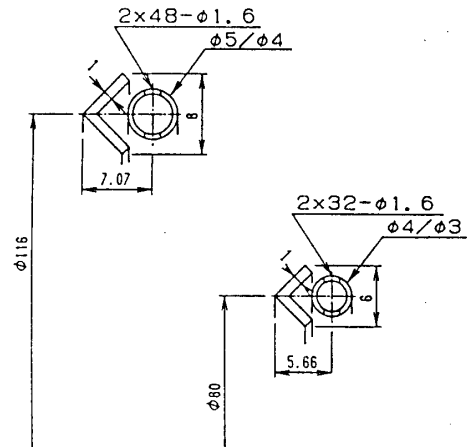


図2 模型G1の保炎ガッタと燃料噴射管

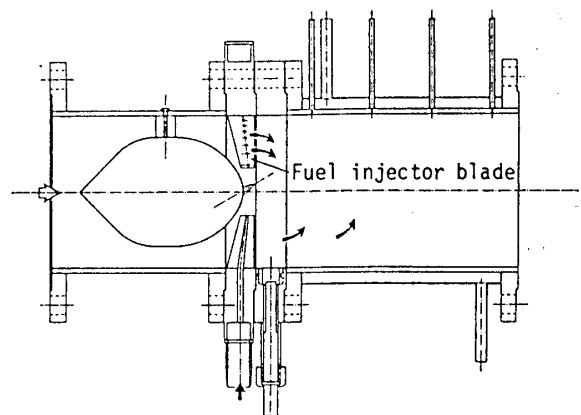


図3 保炎器模型S1

模型 I2b I2の燃料噴射口径を $\phi 8.8$ としたもの。

模型 S3b I2bの燃料噴射口直前に S1の燃料噴射翼を設置したもの。その翼からは燃料を噴射しない。

なお、中心体、点火器、燃焼筒などは全模型で共通して用いた。使用した燃焼筒長さは $L=980\text{mm}$ ($L/D=6.3$)と $L=388\text{mm}$ ($L/D=2.5$)である。

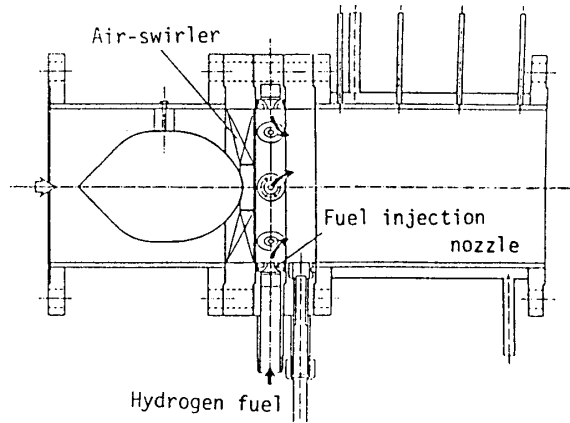


図4 保炎器模型 S2

4. ガス分析による特性値の定義

各模型の性能判断に用いた特性値は次のように定義したものである。

局所当量比 ϕ_{cj} は、

$$\phi_{cj} = f_{cj} / f_s$$

ここで f_s は燃料と空気の量論比、 f_{cj} は半径方向“j”位置でのガス成分から求めた局所燃空比である。

局所燃焼効率 η_{cj} と局所酸素消費効率 ϵ_{cj} は次のようである。

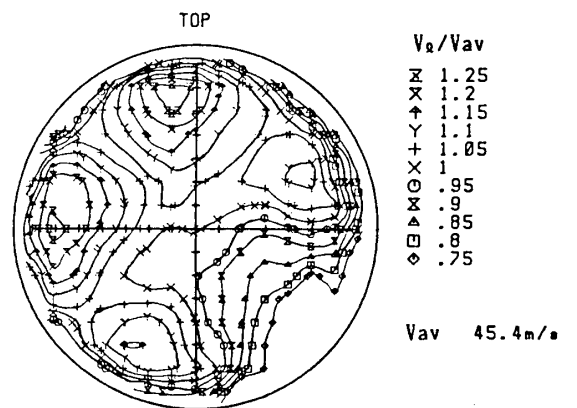
$$\eta_{cj} = \frac{\text{既燃燃料}}{\text{既燃燃料} + \text{未燃燃料}} \times 100$$

$$= \frac{2 \times (0.2683 - X(O_2))}{2 \times (0.2683 - X(O_2)) + X(H_2)} \times 100 [\%]$$

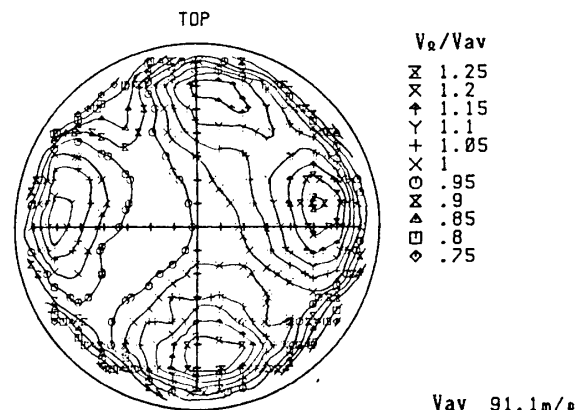
$$\epsilon_{cj} = \frac{\text{消費酸素}}{\text{利用可能酸素}} \times 100$$

$$= \frac{0.2683 - X(O_2)}{0.2683 \phi_{cj}} \times 100 [\%]$$

ここで上式の ϕ_{cj} は $\phi_{cj} > 1$ のとき 1 とする。また、0.2683は空気中の酸素/窒



(a) $V_1=40\text{m/s}$ ときの風速分布



(b) $V_1=80\text{m/s}$ ときの風速分布

図5 中心体後流主燃焼領域の非燃焼時風速分布 (保炎器なし)

素モル比である。

断面上の燃料と全体流量の分布で荷重をつけた総合燃焼効率 η_c は次式で定義する。

$$\eta_{c m f} = \int_0^R \eta_{c j} m_{r j} 2\pi r dr$$

ここで $m_{r j}$ は半径方向の局所燃料流量で、同じ場所の局所全圧測定値、局所燃空比などから求める⁹⁾。なお、積分は出口断面の上下半周に上記局所測定値のそれぞれの分布を適用して行った。

5. 実験結果

5.1 風速分布と各模型の燃焼状況

図1中に示すA-A断面位置での非燃焼時風速分布は図5に示す。それによると、断面上、垂直、水平線から45°傾いた位置にあるストラットの影響で上下と左右に風速の速い領域が生じている。

一般に $\phi > 0.2$ の供試条件範囲で吹消えはなかった。 $\phi > 0.6$ で出口より長く伸びる赤色の火炎が観察できた。主要3模型G1~S2の燃焼状況の特徴は以下のようである。

模型G1 燃焼状況は安定している。希薄時は半径方向の燃料供給管によって周方向8々に区切られた火炎となった。 $T_{01} = 600\text{K}$ ではガッタ部が赤熱した。

模型S1 G1と同等の安定した燃焼である。風速が40m/s以下で $\phi = 0.2 \sim 0.3$ のとき軽い音響振動燃焼をおこした。

模型S2 当量比の小さい時の火炎はドーナツ状である。 $\phi = 0.9$ でラッパのよ

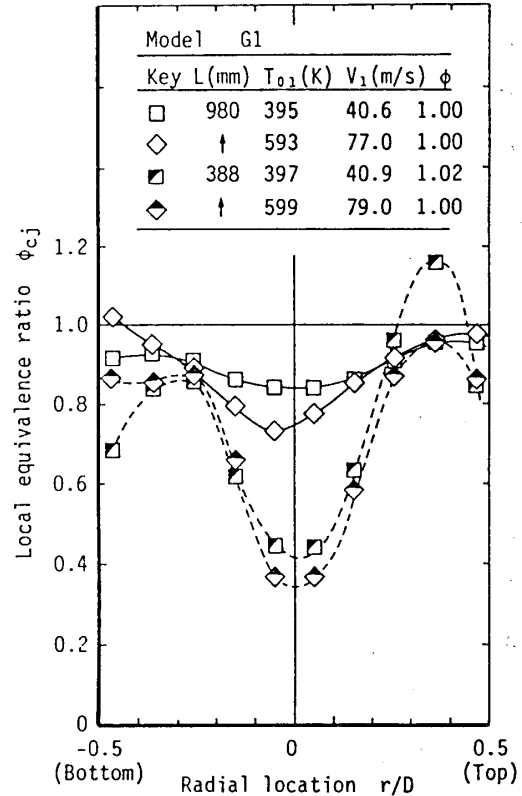


図6 模型G1出口での局所当量比分布

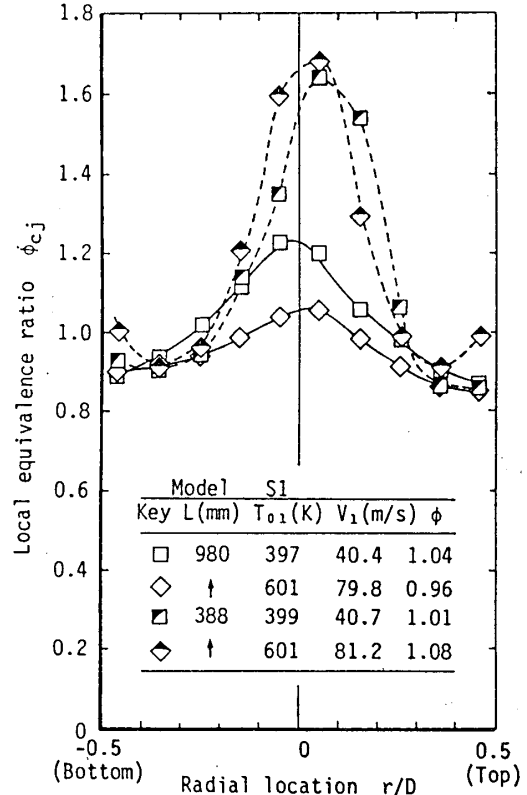


図7 模型S1出口での局所当量比分布

うな音響振動があり、出口フランジ以降で周囲空気と混合し再燃焼する様相をみせた。

模型I2とI2b 出口側から見て右上と右下の中心体支持ストラットに火炎が付着し、中心体を赤熱させた。

模型S3b $T_{01} = 600\text{K}$ 、 $V_1 = 60\text{m/s}$ 、 $\phi = 1$ ではS2同様器外再燃焼の様相を示した。

5. 2 ガス分析結果

各模型の燃焼筒出口垂直方向の燃焼特性値分布を示す。

局所当量比 $\phi_{c,j}$ 図6に示すG1の場合、 $\phi_{c,j}$ が中心部で1より小さいのに対し、S1とS2の場合は図7と8に示すように1より大きい。短い燃焼筒ほどその傾向は著しい。

燃焼効率 $\eta_{c,j}$ G1は図9に示すように全体に比較的高い燃焼効率である。各模型とも局所当量比分布の1より大きい場所ではその分布を反転した形状で燃焼効率が低くなっている。しかし図8の当量比が0.7のように小さい場合には、その分布形にかかわらずほぼ100%の燃焼効率となっている。

酸素消費効率 $\epsilon_{c,j}$ G1の酸素消費効率は図13に示すように中心部でほぼ100%であるが、S1、S2は中心部で低い値である。I2、I2bなど噴流型は図14のように貫通力の大きいものほど中心部で $\epsilon_{c,j}$ が低下している。

各模型の総合燃焼効率を表2に比較して示す。一般的にG1が良好な結果である。

5. 3 圧力損失

既報⁹⁾に従って全圧損失率を燃焼筒内マッハ数に対して示すと図16のように各模型毎の特性曲線となる。実験点がそれぞれの曲線から大きく離れている場合は、器外再燃焼などが起きた場合である。

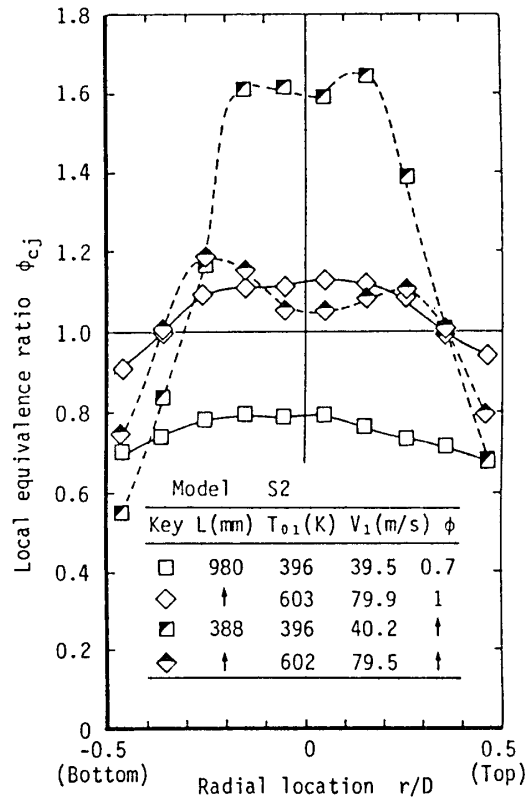


図8 模型S2出口での局所当量比分布

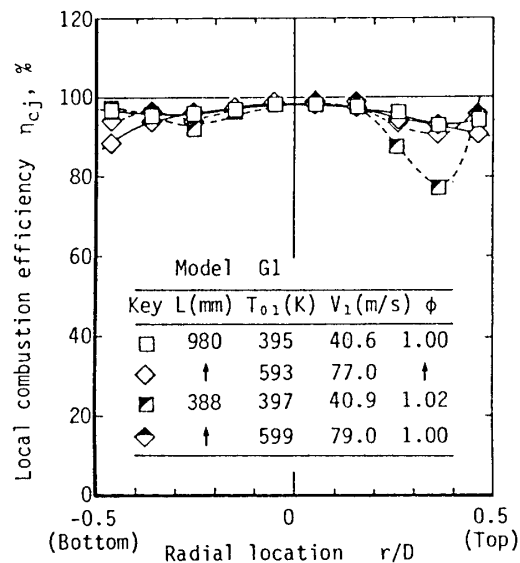


図9 模型G1出口での局所燃焼効率分布

6. 検討

主燃焼領域の風速分布を測定した図5の結果では、使用したピトー管が強度上の考慮から太いものであったため平均値は流量計測オリフィスより求めた値と比較し高めの値となっている。ちなみに中心体を取り外し、同じピトー管で平均風速を測定した場合には質量流量から算出した風速と3.5%の違いにすぎない。細いピトー管を使えば更にオリフィス測定値により求めた平均風速値に近い値となるものと思われる。

図5によると中心体後流部は、ストラット間後方の風速が大きい。そのため図6以降に示す垂直方向で測定した半径方向特性値分布曲線がそのまま全周方向へ適用できると考えるのは正確ではない。しかし各保炎器の特性を比較する現段階の資料としては十分と判断した。

当量比分布は長い筒ほど分布が平坦化される。局所燃焼効率 η_{cj} は局所当量比が1を越えるほど低い。燃料噴流の貫通が大きすぎたI2、I2b、S3bは中心部が過濃であり、また低風速のため、局所燃焼効率は極端に悪い。酸素消費効率をみても中心部でS1、S2は十分酸素を利用し尽くしたとはいえない。I2、I2b、S3bも同様、混合が不良とみなされる。したがって燃料供給は混合の有効な高風速領域中に行うことが最も有利である。I2bはI2より噴流速度が低下したため貫通力は10%ほど小さくなっており、 η_c で14%の向上となっている。

G1の総合燃焼効率 η_c を比較した図15

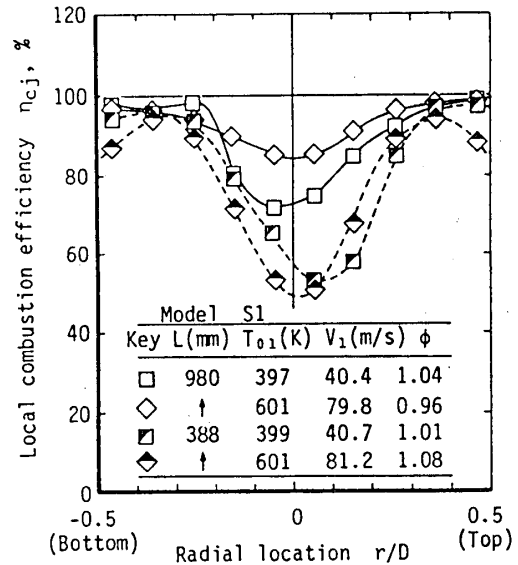


図10 模型S1出口での局所燃焼効率分布

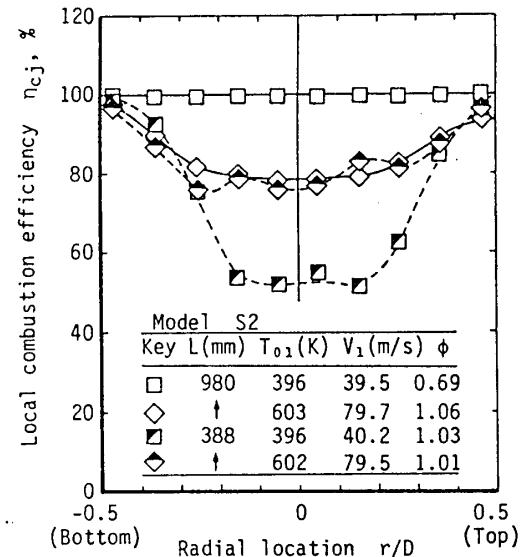


図11 模型S2出口での局所燃焼効率分布

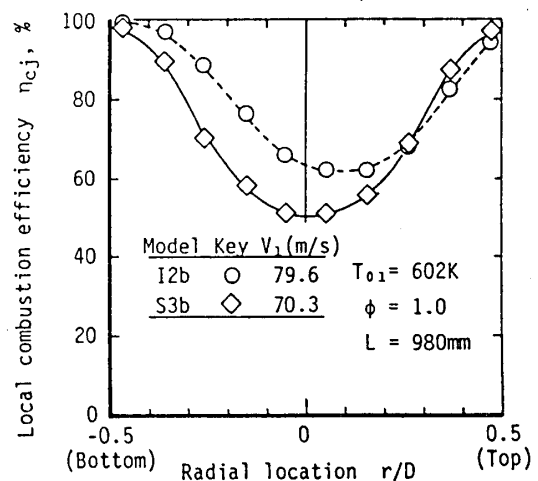


図12 模型I2bとS3bの出口での局所燃焼効率分布の比較

によると、 $T_{01} = 400\text{K}$ では風速の増大とともに燃焼効率が低下する。これは燃焼反応が燃焼筒内で比較的遅く十分完了するに至らないことを示す。 $T_{01} = 600\text{K}$ の場合は混合と燃焼反応が急速であり燃焼筒長さの影響は生じなかったと判断できる。また燃料が希薄な場合も燃焼効率は100%に近い。

拡散燃焼のため数多い燃料供給部があるほど混合が速く有利である⁴⁾。S2も噴流貫通が今回は過大であったが今後燃料噴孔の多孔化による貫通度の最適化により発展性が期待できる。

全圧損失率は基本的に M_1 、 M_2 、 T_1 、 T_2 および f で表現できる⁷⁾。しかし図16に示したように全圧損失率は入口全温が400Kや600Kでも、また f が5倍の範囲で変わっても各模型の値はほとんど1本の曲線上にある。中心体をはずして燃焼試験した結果もやはり同じ曲線に近い値となっていることは興味深い。これは、今後の検討で中心体形状が変化した場合でも、この表現法で圧力損失概略値が推定できることを示す。

7. まとめ

亜音速ラムエンジン主燃焼器の約1/10寸法の模型を用いて、機速マッハ3までに相当する燃焼器入口での温度、風速、当量比条件で水素燃焼試験を行った。その結果、

- 1) 中心体支持のストラット等は周方向の流量分布に大きな影響を与える。
- 2) 出口でのガス分析により保炎模型の特

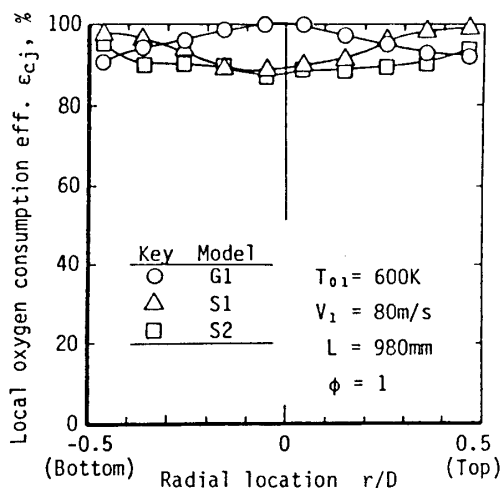


図13 3種の模型の出口面における酸素消費効率分布の比較

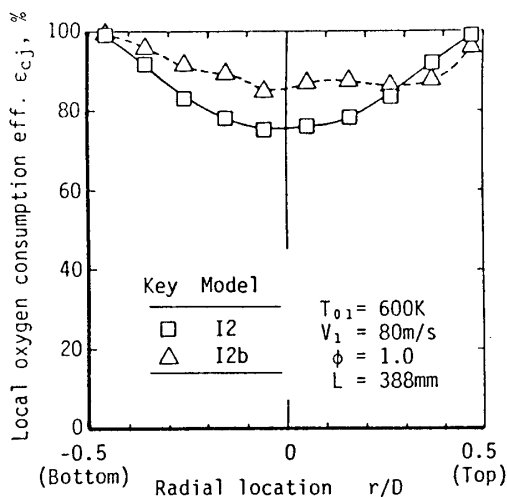


図14 I2とI2bの局所酸素消費効率分布の比較

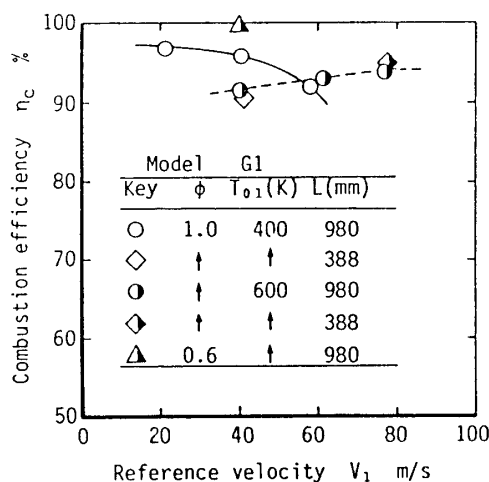


図15 模型G1の総合燃焼効率

性が的確に把握できる。

- 3) 中心体後流部に未燃燃料が達すると、燃料過濃、混合不良をきたし燃焼効率低下につながる。
- 4) 高速の気流内に多数の燃料噴流を形成するガッタ型は最も良い特性を示した。S1やS2の旋回は余り有効でない。噴流形は局所流速分布に留意し貫通度と混合促進を重視して設計する必要がある。
- 5) 本実験範囲での全圧損失率は燃焼筒内マッハ数に対して模型毎にほぼ1本の曲線上に表わすことができることがわかった。

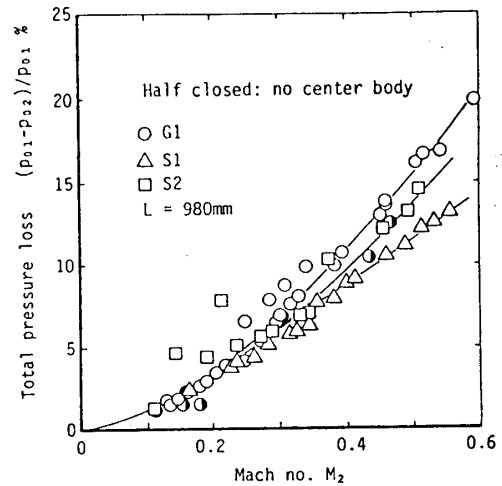


図16 3種の模型の燃焼筒内マッハ数に対する全圧損失率

表2 各供試模型の総合燃焼効率の比較

L [mm]	T ₀₁ [K]	V ₁ [m/s]	G1	S1	S2	I2	I2b	S3b
			[%]					
980	600	80	93.6	95.7	86.9	-	81.8	75.7
388	600	80	94.8	83.8	86.2	51.1	65.1	-
	400	40	90.9	85.9	73.0	-	-	-

参考文献

- 1) 能瀬弘幸；超高速機用エアブリージングエンジンの動向、日本ガスタービン学会誌、16巻61号(1988/6) 37-50
- 2) 義田、他3名；エンジン要素とその課題、同上誌 p.54
- 3) 宇宙往還機用推進系の概念研究、航技研／石川島播磨重工㈱共同研究成果報告書(1987/5)
- 4) Breitweiser, R. & Krull, H.G.; Combustion in Ramjets and After-burners, in NACA RM E57D23(1957/4)
- 5) Buckley, P.L., et al.; The Design and Combustion Performance of Practical Swirlers for Integral Rocket/Ramjets, AIAA Journal, Vol.21 (1983/5) 733-740
- 6) 田丸、他4名；高速エンジン燃焼器研究用模型の水素燃焼試験結果、第29回航空原動機に関する講演会(1989/2) 82-87
- 7) Tamaru, T., et al.; Hydrogen Fueled Subsonic-Ram-Combustor Model Tests for an Air-Turbo-Ram Engine, To be presented for IXth ISABE (1989/9)

B-3 超小型水素ガスタービンの性能試験 (第2報)

齊藤 憲吉 (宇宙開発事業団)
 湯浅 三郎、後藤 登
 西山 正章 (東京都立科学技術大学)

1. はじめに

筆者らが開発した超小型水素ガスタービンについて、前報¹⁾で熱効率は低い十分な比推力と良好な燃料消費率が得られることを明かにし、水素がガスタービン燃料として有効であることを実証した。また、燃焼器の圧力損失が大きいことが熱効率を低くする原因の一つであることを指摘した。そこで今回は、圧力損失が小さくなるように燃焼器を改良し、エンジン性能の向上を試みた。また同時に、水素の燃焼状態を把握するために排気ガス分析を行ったのでそれらの結果を報告する。

2. 全体性能に及ぼす燃焼器圧力損失の影響

本ガスタービンの場合、燃焼器の圧力損失がどの程度全体性能に影響を及ぼすかを見るために、簡単なサイクル計算を行った。計算で用いた圧縮機などの効率やサイクル温度比の値は前報¹⁾で得られた結果を参考にして決定した。図1に燃焼器の全圧損失率に対する比推力と燃料消費率の計算結果を圧力比をパラメータにして示す。この図より、圧力損失が増えるにつれて比推力は低下し、燃料消費率は大きくなるのがわかる。これらの圧力損失率に対する変化の割合は、圧力損失が大きくなるにつれて増加し、本ガスタービンの運転条件に近い圧力比が2の場合には、全圧損失率が17%程度以上になると自立運転すら不可能になる。言い換えれば、圧力比の小さいガスタービンの場合には、燃焼器の圧力損失を少なくできれば大幅な性能向上が期待できることを示している。例えば、圧力比が2の場合に、もし全圧損失率が10%から8%に低下すると比推力、燃料消費率ともに約1割性能が改善されることになる。

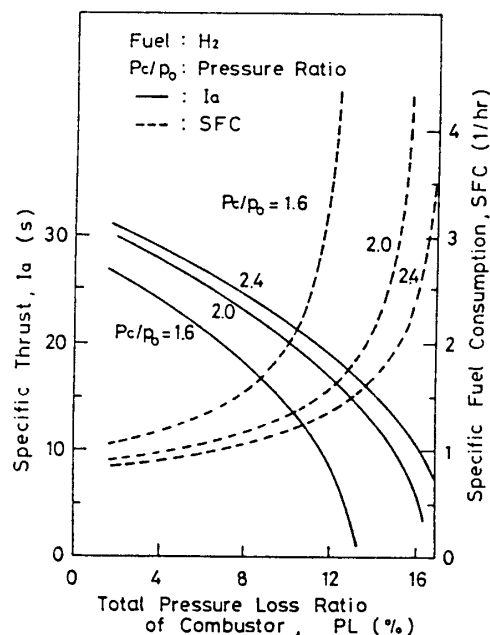


図1 燃焼器の全圧損失率が与える比推力と燃料消費率への影響：サイクル温度比 3.7, 燃焼効率 1.0
 圧縮機効率 0.55, タービン効率 0.75, ノズル効率 0.9

3. 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系統図を図2に、またシステムの構成を表1に示す。システムの構成は基本的には前報¹⁾と同じであるが、燃焼器のみ改良を加えた。その概略を図3に示す。改良した点は、全圧損失率を低減させる目的で圧縮機からの空気流が内筒

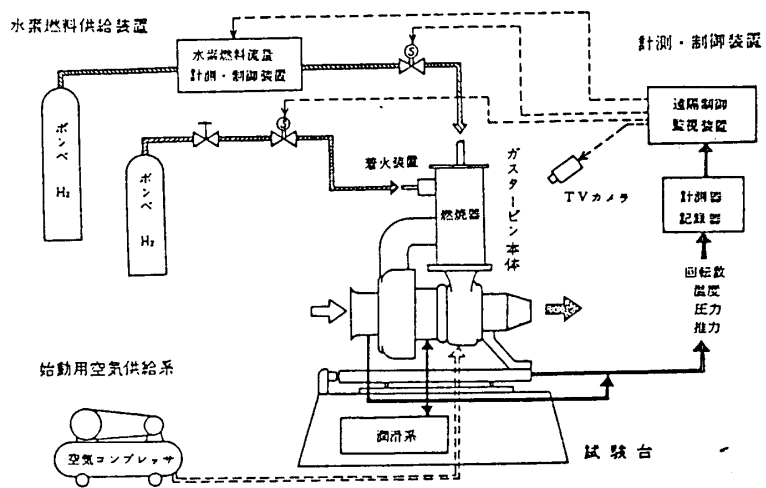


図2 超小型水素ガスタービンシステム全体系統図

に当たる淀点付近の内筒に希釈空気孔を1箇所設けたことである。これにともなう前報で用いた圧縮機からの空気バイパス管は取り外した。この希釈孔の面積は、空気ノズルスロット部と同じである。なおこの空気ノズルをはじめ、燃焼器の他の部分の寸法及び形状は前報の燃焼器と同じにした。全空気流量に対する希釈孔の空気流量配分を知るのに必要なスワラーを通過する空気流量は、予め燃焼器単体試験を行って燃焼器入口と燃焼器内部との圧力差と空気流量の関係を調べておき、この圧力差を測定することより求めた。全体性能の測定方法及び測定項目は前報と同じである。

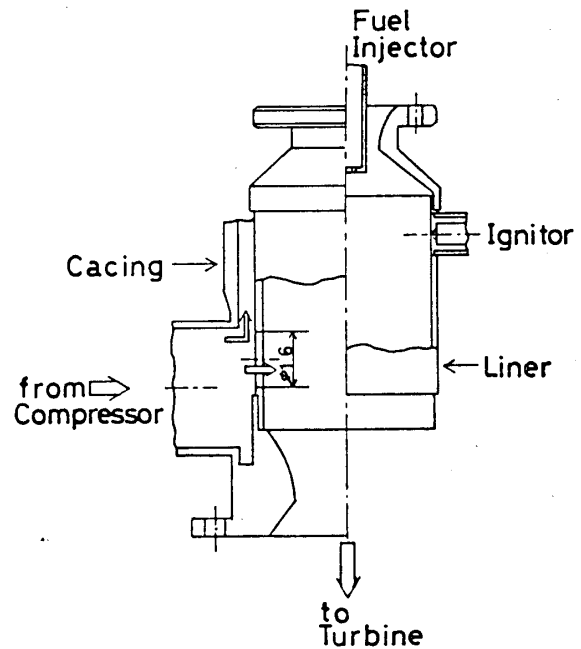


図3 希釈孔付き燃焼器（内筒）

表1 超小型水素ガスタービン試験システム構成

ガ ス タ ー ビ ン 本 体	
圧縮機・タービン	自動車用ターボチャージャーを転用 圧縮機：遠心型、翼車径50mm、羽根数12枚 設計点： 15×10^4 rpmにおいて圧力比2、空気流量98g/sec タービン：遠心型、翼車径47mm、羽根数10枚
燃 焼 器	旋回流型燃焼器：希釈孔付き（ $\phi 16$ mm、1箇所）
推 力 ノ ズ ル	タービン出口に対する面積比：1.0, 0.75, 0.65, 0.55の4種
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	

今回、水素燃料の燃焼状態を調べるために新たに行った排気ガス分析は、推力ノズル出口において外径4mmのステンレスパイプで排気ガスをサンプリングし、水蒸気を除去したのちガスクロマトグラフ（島津 GT-3BT）により行った。分析に用いた吸着剤はモレキュラシーブ5A、キャリアガスはアルゴンである。分析対象とした成分は N_2 、 O_2 、 H_2 とし、 NO_x は測定していない。ガスクロマトグラムはドライベース濃度を示しているため、ウェットベース濃度は原子の保存則を用いて計算で求めた。排気ガス分析を行った実験条件は、推力ノズル面積比1.0の希釈孔付き燃焼器とバイパス管付き燃焼器及び、推力ノズル面積比0.65の希釈孔付き燃焼器に対して行った。

4. 試験結果及び考察

希釈孔付き燃焼器の場合の代表的な例として、推力ノズル面積比が0.75のときの各種運転データと回転数の関係を図4に示す。これらのデータの全体的な傾向は、バイパス管付き燃焼器の場合とほぼ同じである。しかし、絶対値そのものは違いが見られ、特徴的なものではタービン入口温度及び出口温度が、バイパス管付き燃焼器に比べて全回転数域に渡り低くなっており、回転数が増すとともにその差が広がる傾向がある。特に 15×10^4 rpm付近では、タービン入口温度及び出口温度がそれぞれ80K、30Kほど低くなっている。これは、回転数が同じなら希釈孔付きでもバイパス管付きでも空気流量はほぼ同じなため、全体当量比、すなわち、水素流量が希釈孔付きの方が少な

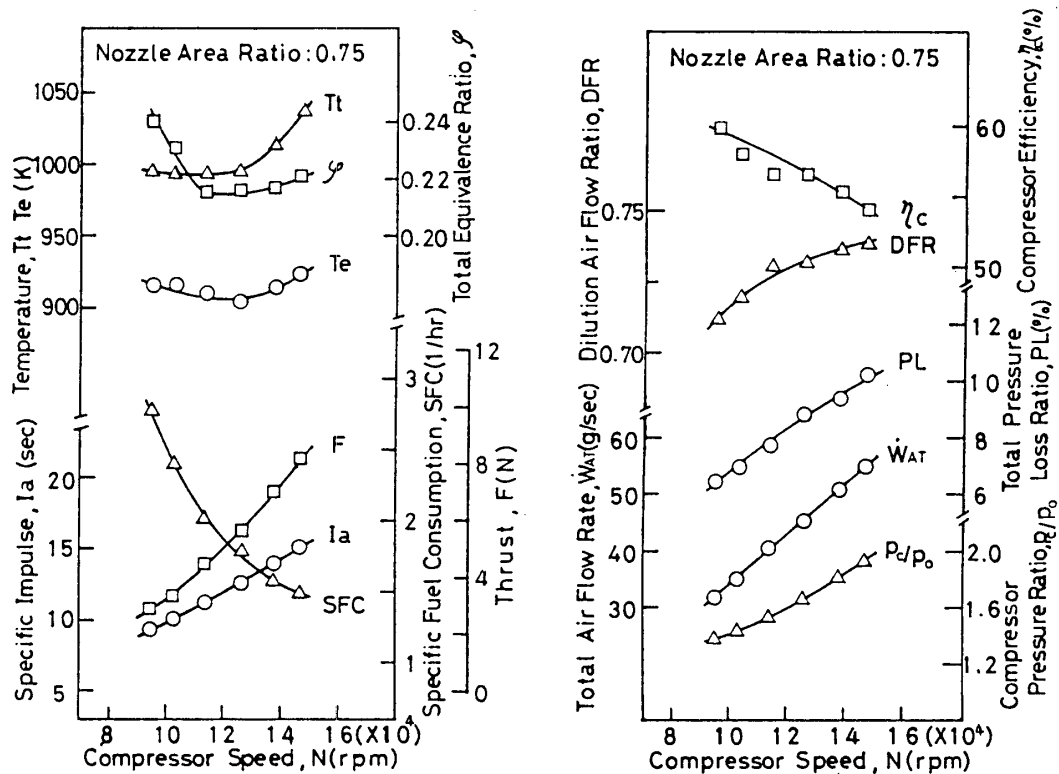


図4 回転数に対する全体性能（ノズル面積比：0.75）

なくなったためである。

図5にこれらの違いが最も顕著にあらわれた推力ノズル面積比が0.55のときのバイパス管付き燃焼器と希釈孔付き燃焼器の場合のガスタービンの全体性能を比較したものを示す。燃焼器の全圧損失率は、改良した希釈孔付き燃焼器の方が明らかに低くなっており、回転数が増すにつれてその差は大きくなる傾向が認められた。これに対応して、推力、比推力、燃焼効率ともに希釈孔付き燃焼器の方が良くなっていることがわかる。例えば、 15×10^4 rpm付近では、圧力損失率が約12%から約9.8%まで低下し、その結果、比推力は20.7から21.3(sec)、燃料消費率は1.34から1.22(1/hr)と性能が向上している。しかし、その大きさは2節のサイクル計算から予想されたほどではなく、これは、本ガスタービンの場合には、推力ノズルを一定にすると圧力損失の減少にもなって上述したようにタービン入口温度が低下し、その結果、サイクル温度比が下がるのが原因と考えられる。このことは言い換えれば、圧力損失を減らせばサイクル温度が高くなるように負荷をかける、すなわち推力ノズルを絞ることが可能となることを示唆している。従って、希釈孔付き燃焼器を用いるとバイパス管付き燃焼器の場合と比較して、より一層性能の向上が期待できる。

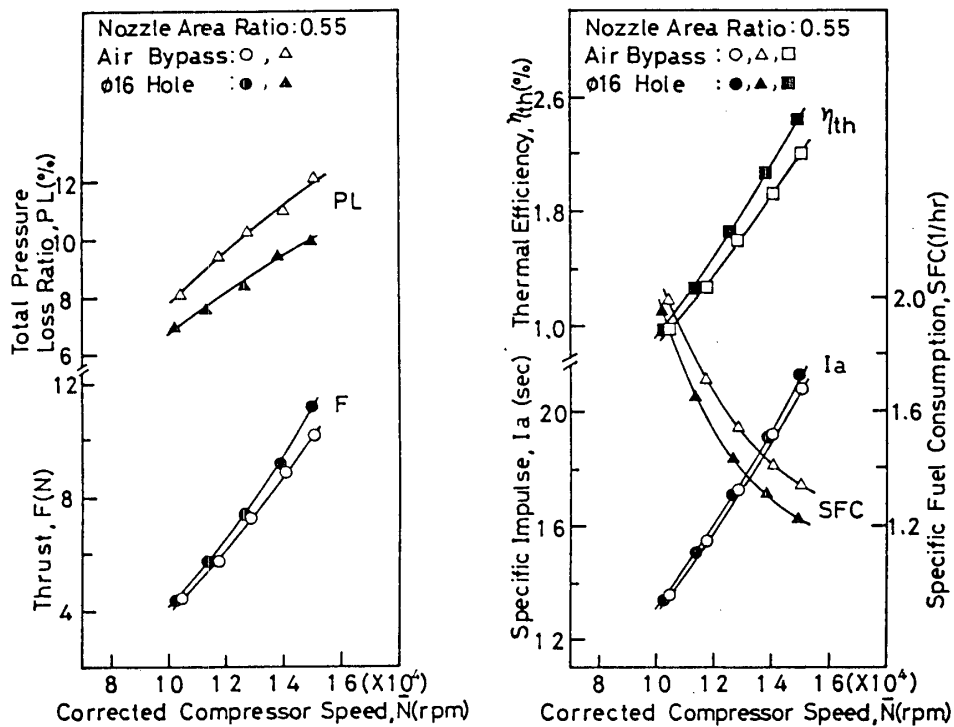


図5 全体性能の比較(ノズル面積比:0.55)

排気ガス分析の結果とこれより求めた燃焼効率を表2-1、表2-2、表2-3に示す。いずれの実験条件でも未燃水素が存在している。この未燃水素濃度の回転数に対する変化を図6に示す。図6より希釈孔付き燃焼器では、推力ノズル面積比の小さ

表 2-1 排気ガス組成と燃焼効率

(希釈孔付き燃焼器、推力ノズル面積比 0.65)

回転速度 × 10 ⁴ rpm	N ₂ %	O ₂ %	Ar %	H ₂ × 10 ⁻³ %	H ₂ O %	燃焼効率 %
9.4	73.75	14.41	0.945	2.8	10.89	99.97
10.2	73.96	14.74	0.948	3.6	10.35	99.96
11.4	73.97	14.76	0.948	2.7	10.31	99.97
12.6	74.03	14.85	0.949	2.8	10.17	99.96
13.9	73.95	14.72	0.948	1.7	10.38	99.98
15.0	73.83	14.53	0.947	1.1	10.69	99.98

表 2-2 排気ガス組成と燃焼効率

(希釈孔付き燃焼器、推力ノズル面積比 1.0)

回転速度 × 10 ⁴ rpm	N ₂ %	O ₂ %	Ar %	H ₂ × 10 ⁻³ %	H ₂ O %	燃焼効率 %
9.2	73.98	14.77	0.948	3.6	10.29	99.96
10.3	74.20	15.11	0.951	4.3	9.74	99.95
11.5	74.28	15.24	0.952	5.7	9.52	99.93
12.7	74.37	15.37	0.953	6.5	9.30	99.92
13.9	74.33	15.31	0.953	5.1	9.39	99.93
15.0	74.20	15.12	0.951	3.4	9.73	99.95

表 2-3 排気ガス組成と燃焼効率

(バイパス管付き燃焼器、推力ノズル面積比 1.0)

回転速度 × 10 ⁴ rpm	N ₂ %	O ₂ %	Ar %	H ₂ × 10 ⁻³ %	H ₂ O %	燃焼効率 %
9.4	74.01	14.81	0.949	2.9	10.22	99.97
10.2	74.20	15.11	0.951	2.9	9.74	99.97
11.5	74.34	15.32	0.953	3.0	9.38	99.96
12.6	74.31	15.28	0.953	2.6	9.45	99.96
13.9	74.28	15.23	0.952	2.1	9.53	99.97
15.1	74.20	15.11	0.951	2.0	9.73	99.98

な方が未燃水素成分が少なく燃焼状態が良いことを示している。また推力ノズル面積比が同じ場合は、バイパス管付き燃焼器の方が未燃水素成分は少ない。これは、バイパス管付き燃焼器の場合には、水素の燃焼反応が完全に終了したのちに希釈空気と混合するのに対して、希釈孔付き燃焼器では希釈空気が火炎形成に影響するためと考えられる。いずれの実験条件でも回転数が高くなるに従い未燃水素成分は最初は増加するが、最大値をとったのち減少する傾向がある。しかし、未燃水素が存在している

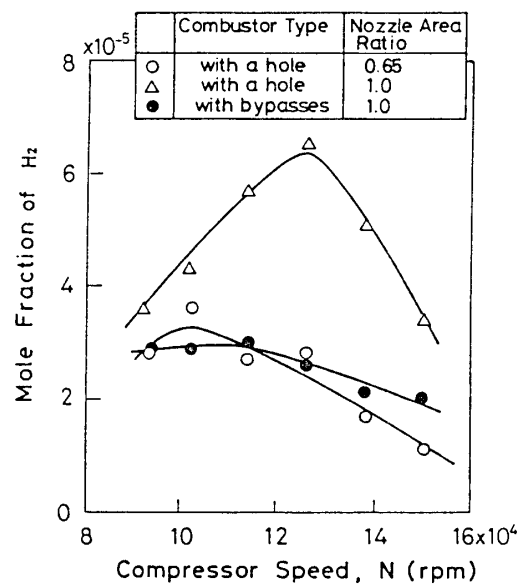


図6 未燃水素濃度

とは言うもののその量は極めてわずかであり、実際この分析より求めた燃焼効率は表 2 に示すように、実験したすべての条件で 99.9% 以上になり、水素は完全燃焼しているといえる。この値は一般の炭化水素系燃料のガスタービンの燃焼効率 95~98% と比べても優れている。

5. まとめ

(1) 圧力損失が小さくなるように燃焼器を改良して性能試験を行った結果、圧力比の小さなガスタービンでは、燃焼器の圧力損失をわずかに減らすだけで性能は大きく向上することがわかった。

(2) 排気ガス分析の結果、燃焼効率は 99.9% 以上になり、水素はほぼ完全に燃焼していることがわかった。

< 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、斎藤憲吉
「超小型水素ガスタービンの性能試験」、ガスタービン松山地区講演会、
(1988)、pp 137-143.
- (2) 例えば 西野 宏、「ガスタービン」、朝倉書店、(1975)、p118.

B-4 噴流旋回型環状高負荷燃焼器の研究

(第1報 設計概念と三次元流れ解析を用いた初期設計)

佐藤 幸徳 藤 秀実

米澤 克夫 * 後藤 聡

(石川島播磨重工業(株))

1. 緒言

最近のジェットエンジンは、推重比を高めるためエンジンの軽量化が要求されている。これを受けて、燃焼器にも小型化、言いかえると高負荷化が求められている。

従来、燃焼器の高負荷化は、図1に示すように燃料噴射弁及びフローパターンの改良による燃料と空気の混合促進技術によって達成されてきた。しかし、混合促進技術だけでは限界があり、今以上の高負荷燃焼を達成するためには新しい概念の燃焼方式が必要である。

Lewisら(1,2)およびHanloserら(3)は燃焼速度を促進させるため遠心力を利用すればよいことを明らかにした。

この概念の具体化には、遠心力場を作るフローパターンを得ることが設計上必要になる。

ところで従来の燃焼器設計では、概念設計を行い、それに基づいた水流可視化等の実験を行って設計の妥当性を確認してきた。しかし、この従来手法では概念の具体化に必要な三次元的なフローパターンの把握が難しく、また最適な設計値を得るまでに数多くの実験が必要である。これらの欠点を克服するために数値実験を概念設計の後に入れることにより三次元的なフローパターンの把握ができ、かつ最適設計の絞り込みおよび設計指針を得ることが机上で可能となる。

本報では、高速噴流中に燃料を噴射することによる燃料と空気の混合促進および噴流の遠心力を利用する燃焼速度促進を特徴とする噴流旋回型高負荷燃焼器の概念を述べる。

ついで数値解析手法および形状パラメータをパラメトリックに変えた場合の解析結果と、それにより得られた設計指針を示す。

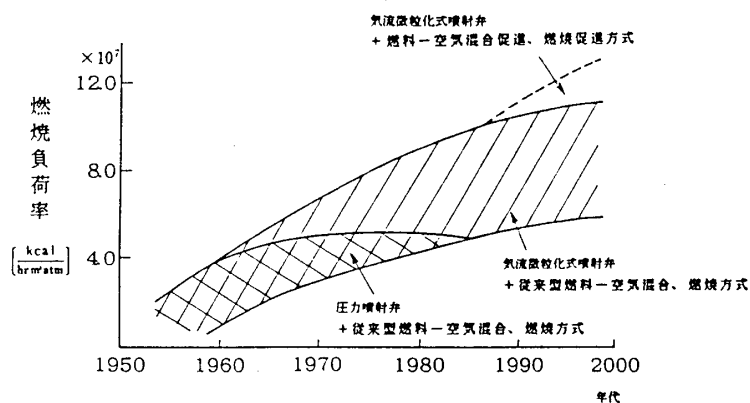


図1 高負荷燃焼化の技術推移

2. 噴流旋回型環状高負荷燃焼器の概念

図2に、噴流旋回型燃焼器の概念図を従来型燃焼器の例と比較して示している。図に示した従来型燃焼器は旋回器と燃料噴射弁を組み合わせており、遠心力場は旋回器近傍の領域に限られる。また、燃料は低速の循環流中に噴射されるため混合促進には限界がある。

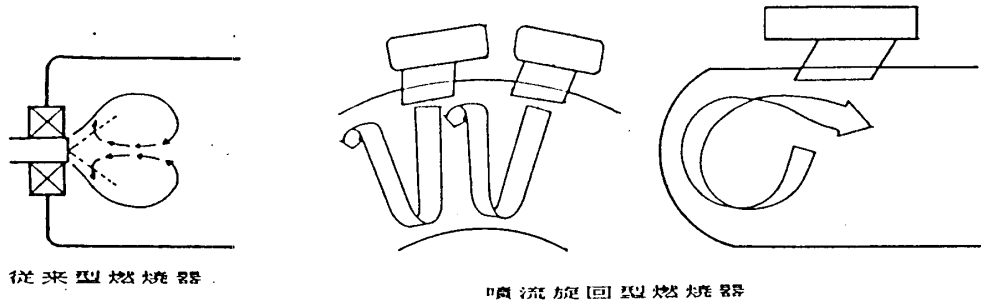


図2 噴流旋回型燃焼器と従来型燃焼器の比較

一方、本方式では空気はライナ頭部の空気ダクトから高速噴流として上流側に導入され、その高速噴流中に燃料が噴射され循環流としてライナ内を周方向に螺旋状に旋回する。燃料-空気の循環流の遠心力により、燃焼速度促進効果が得られ、これに加えて、高速噴流中に燃料を噴射させることによる燃料と空気の混合促進効果を利用している。更にインナ側に空気孔を設け空気ダクトからの噴流を上流側に向けていることと併せて、燃料が遠心力場から流れ去るのを防いでいる。本方式の燃焼負荷率の目標は従来型の1.5倍とした。

この概念を実現させるためには、空気ダクトからの噴流による遠心力場すなわち循環流領域が大きいこと、および燃料が循環流に確実に流入するフローパターンを作ることが必要である。

主な設計のパラメータは、図3に示した空気ダクトの軸方向位置、軸方向および周方向角度、インナライナ空気孔位置である。

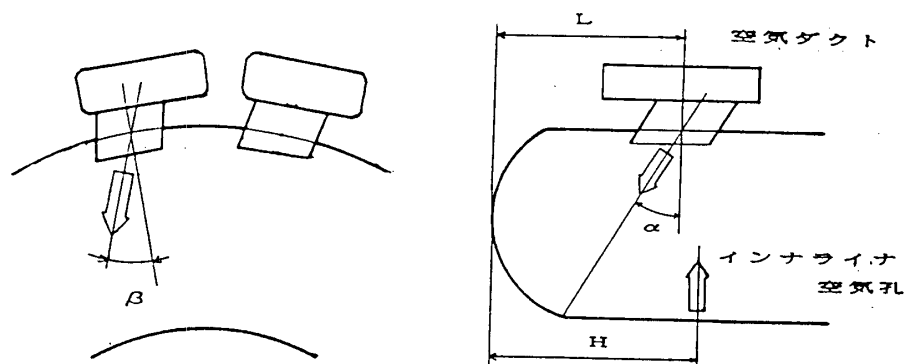


図3 形状パラメータ

3. ライナ内流れ解析手法

3次元定常流の一般式は(1)式のようになる。(4)

$$\begin{aligned}(\rho u \phi)_x + \frac{1}{r}(\rho r v \phi)_r + \frac{1}{r}(\rho w \phi)_\theta \\ = (\Gamma_\phi \phi_x)_x + \frac{1}{r}(\Gamma_\phi r \phi_r)_r + \frac{1}{r}(\Gamma_\phi \phi_\theta)_\theta + S_\phi \quad (1)\end{aligned}$$

ここで ϕ_x は $\delta\phi/\delta x$ を示し、 ϕ は連続、運動量保存、 $k-\epsilon$ 保存により次の変数となる。

$$\phi = f(l, u, v, w, k, \epsilon) \quad (2)$$

Γ_ϕ は有効拡散係数、 S_ϕ はソース項である。

本燃焼器のフローパターンに大きな影響を与える空気ダクトからの噴流の噴出角は、空気ダクトの角度に合わせた。

なお、計算に用いたメッシュは $46 \times 31 \times 32$ のサイズで、周方向は隣あう空気ダクトからライナ内に噴出する噴流間の干渉がわかるように、空気ダクト2ピッチ分の 40° とした。

4. 解析結果

形状パラメータのフローパターンへの影響について調べた。

4.1 空気ダクトの軸方向位置Lの影響

空気ダクトの軸方向位置Lを変えた時の空気ダクト断面のフローパターンを、図4に示す。

空気ダクトが上流側にある $L = 57\text{mm}$ および $L = 77\text{mm}$ の場合、循環流領域は1つであるが、 $L = 97\text{mm}$ と下流側へ移動させるとインナライナ空気孔からの噴流の影響で2つの循環流ができる。空気ダクトを下流側に移動させると、旋回流領域は大きくなるものの空気ダクトからの噴流はインナライナ空気孔からの噴流の影響で循環流に流入しにくくなっている。反対に上流側に移動させると、空気ダクトからの噴流はうまく循環流に流入しているが、循環流領域の大きさは小さくなる。

4.2 空気ダクトの軸方向の角度 α の影響

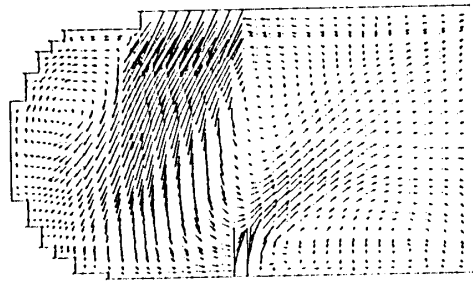
空気ダクトの軸方向の角度 α を変えた時のフローパターンを図5に示す。

空気ダクトの軸方向角度を $\alpha = 26.6^\circ, 39.9^\circ$ と大きくすると、空気ダクトからの噴流は確実に循環流に流入するが、循環流領域の大きさは小さくなる。これに対し、軸方向角度を $\alpha = 13.3^\circ$ と小さくすると、循環流領域の大きさは大きくなるが、空気ダクトからの噴流は循環流に流入しにくくなることがわかる。

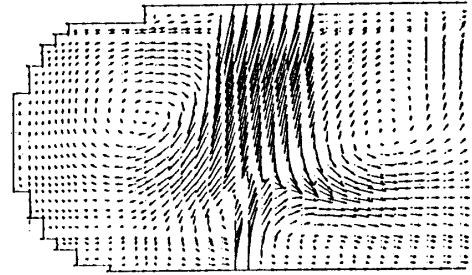
4.3 空気ダクトの周方向の角度 β の影響

空気ダクトの周方向の角度 β を変えた場合の $L = 71\text{mm}$ 断面での周方向断面のフローパターンを図6に示す。

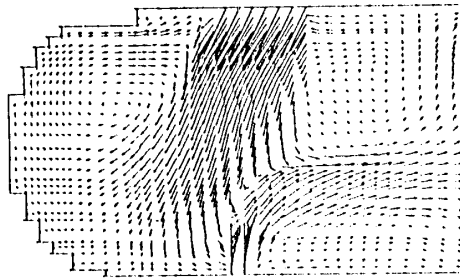
角度を $\beta = 19.7^\circ, 29.6^\circ$ と大きくすると隣あう空気ダクト(間隔 58.3mm)からの噴流



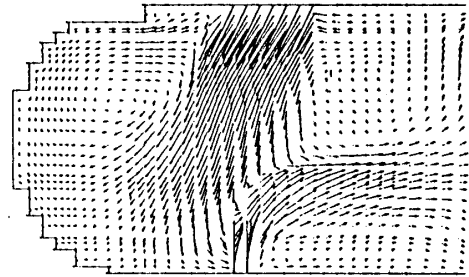
$L = 57 \text{ mm}$



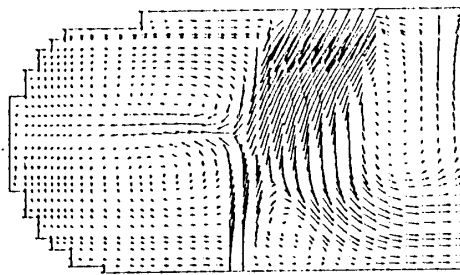
$\alpha = 13.3^\circ$



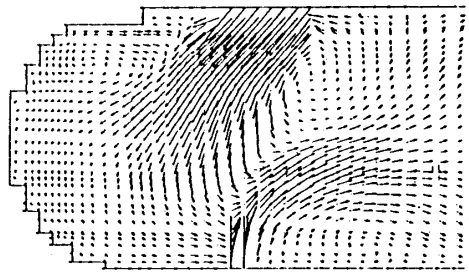
$L = 77 \text{ mm}$



$\alpha = 26.6^\circ$



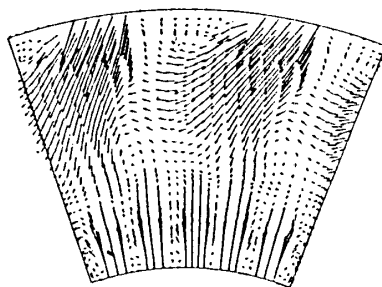
$L = 97 \text{ mm}$



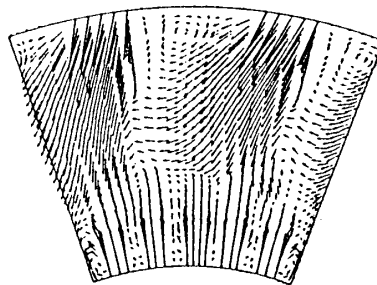
$\alpha = 39.9^\circ$

図4 解析結果（軸方向位置Lの影響）

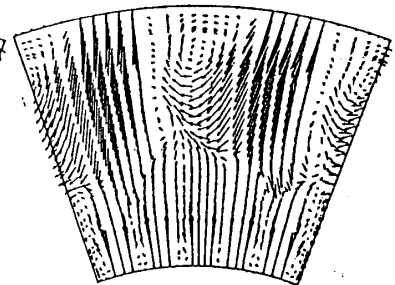
図5 解析結果（軸方向角度 α の影響）



$\beta = 9.8^\circ$



$\beta = 19.7^\circ$



$\beta = 29.6^\circ$

図6 解析結果（周方向角度 β の影響）

同志の干渉が強く、噴流間の遠心力場が小さい。角度を $\beta = 9.8^\circ$ と浅くすることにより、周方向の流れに乱れが少なくなり、大きな遠心力場が形成される。

4.4 インナライナ側空気孔位置Hの影響

図7にインナライナ側空気孔位置Hを変えた場合のフローパターンを示す。

インナライナ空気孔を空気ダクト近くに開口させたほうが、噴流の一部が下流に流れていこうとするのを妨げ確実に循環流に流入させる効果が発揮される。しかし、空気ダクトの対向位置に開口していると、空気ダクトから噴出する噴流とインナライナ空気孔から流入する空気が衝突して逆効果となるため、空気ダクトに対して少し下流側に開口したほうが良いと考えられる。

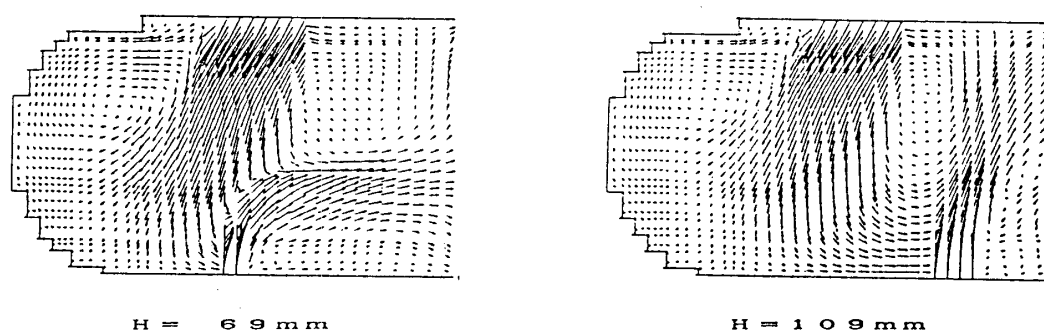


図7 解析結果（インナライナ側空気孔位置Hの影響）

5. 設計指針

数値解析を行い循環流領域を大きくするという観点と、空気ダクトからの噴流を循環流に確実に流入させるという観点から以下のような設計指針が得られる。

- (1) 空気ダクトの位置を下流側に移動し循環流領域を大きくするとともに、空気ダクトからの噴流を確実に循環流に流入させるため空気ダクトの傾き角を大きくする。
- (2) あるいは、空気ダクトを上流側に移動し噴流が確実に循環流に流入するようにし、同時に軸方向角度を小さくして循環流領域を大きくする。
- (3) 隣あう空気ダクトから噴出した噴流が、周方向に螺旋状に旋回する安定した循環流を形成しお互いに干渉しあって周方向の流れを乱さないようにするために、空気ダクトの周方向の角度を小さくする。
- (4) ドーム部に形成される循環流に空気ダクトから噴出する燃料-空気の噴流が流入しなければ、その燃焼速度促進効果と混合促進効果は発揮されない。従って、インナライナ空気孔の位置を空気ダクトより少し下流側として、空気ダクトからの噴流をうまくドーム部の循環流に流入させる。

6. 結言

従来型の 1.5 倍の燃焼負荷率を目標とする噴流旋回型燃焼器の概念設計と数値解析を用いての初期設計を行った。結果をまとめると以下のようになる。

(1) 噴流旋回型燃焼器は遠心力による燃焼速度促進、燃料-空気の混合促進を狙いとして、空気ダクトは、噴流がドーム部で旋回するように軸・周方向に角度をつけている。また空気ダクト中に燃料を噴射する形態とした。

(2) 三次元流れ解析を行い、形状パラメータのライナ内フローパターンへの影響を明らかにし、設計指針を得た。

第二報以降では、今回の設計した燃焼器の燃焼特性を報告する予定である。

最後に、本研究は日本航空宇宙工業会 革新航空機技術開発センターの委託により実施したものであり、ここに関係者各位に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) G.D.Lewis, 'Centrifugal-Force Effects on Combustion',
14th Symposium on Combustion, (1972), p413-p419
- 2) G.D.Lewis, J.H.Shadowen, and E.B.Thayer, J.Energy, Vol.1, No.4,
July-August 1977
- 3) K.J.Hanloser, R.Cullom, AIAA-79-1199
- 4) Y.Sato, T.Tagasira, H.Toh and T.Watanabe, AIAA-85-1313

B-5 高温ガスタービン用セラミック燃焼器の開発 (第1報 構造設計と試作)

阿部俊夫，久松 暢，森 則之 ((財) 電力中央研究所)

* 町田隆志，宮田 寛，中門公明 ((株) 日立製作所)

1. 緒言

石炭ガス化ガスを燃料とするガスタービン燃焼器は，燃料の性質上従来と異なる技術的課題を有しており，それらを解決する手段として燃焼器のセラミック化が検討されている。燃焼器をセラミック化する利点としては，

(i) セラミックスの優れた耐熱性により，高温燃焼への対応と冷却構造の簡素化などが図れる。

(ii) セラミック壁面を利用した高温壁面反応により低カロリーである石炭ガス化ガスの燃焼の安定化を図ることができる。

(iii) 高負荷燃焼が可能である。

等がある。以上のような理由から，セラミック燃焼器は低カロリー燃料を対象とした燃焼器として期待されている。

このような背景のもとに，既にセラミックス・金属嵌合型¹⁾やセラミック繊維型²⁾の燃焼器が開発されており，とりわけセラミックス・金属嵌合型燃焼器は常圧燃焼試験で長時間の燃焼実績を有している。

本研究では，さらに実用化へのステップとして20MW級のセラミック燃焼器の構造設計及び試作を行い燃焼試験に供したので，その結果について報告する。

2. セラミック燃焼器の構造概念

表1に本開発品の設計仕様を示す。燃焼器はガスタービン出力20MWを想定し，燃焼器圧力14.5ata，燃焼器出口ガス温度1300℃とした。燃焼室負荷率は従来燃焼器の約3倍として小型化を図った。以下構造設計について説明する。

セラミック燃焼器の構造については，長時間の燃焼実績を有するセラミックス・金属嵌合型燃焼器¹⁾では，耐熱材であるセラミックスを金属筒の内張りに利用する構造を採用している。遮熱材であるセラミックスをタイル状に分割し，最大破損要因である熱応力の低減を図っていることを特徴としている。しか

表1 本開発品の設計仕様

ガスタービン出力	20	(MW)
燃焼器圧力	14.5	(ata)
入口空気温度	393	(°C)
燃焼器出口ガス温度	1300	(°C)
総空気流量	38	(kg/s)
燃焼器本数	10	(台)
単台燃焼器寸法		
直径	160	(mm)
長さ	500	(mm)
トラピン 長さ	250	(mm)
燃焼室負荷率	4 × 10 ⁷	(kcal/(m ³ ・hr・ata))
総燃料流量	19	(kg/s)

し、タイルの支持構造が複雑であり、部品寸法の精度の要求値が高いことと組み立てが容易でない等の問題を抱えている。また、セラミック繊維型燃焼器²⁾では、燃焼器内面をセラミック織布の積層体で構成するという優れた着想から出発しており、熱応力への考慮は必要なく優れた耐熱衝撃性を有している。積層体内に空気流を設ける浸み出し冷却の利用で高い冷却性能を有しているが、セラミック繊維の高温耐久性等に問題を残している。

本研究では、これらの燃焼器構造の長所を活かした複合型の燃焼器を開発した。まず、ガスタービン燃焼器のセラミック化構造設計において、以下の点に留意した。

(i) セラミックスの破壊は熱応力が主原因と考えられるので、セラミック部品の耐熱衝撃性を高めること。

(ii) セラミック部品の固定に際しては、熱伸びを容易に吸収し、拘束による破壊を防止出来ること。

(iii) 燃焼振動などによる破壊を防ぐため、セラミック部品の固定支持はSoftであること。

本研究で開発した燃焼器は以上の点を考慮して、次のような基本構造を採用した。

(i) 燃焼器内壁はセラミックスの耐熱衝撃性を考慮して、分割されたタイル張りの構造とする。

(ii) セラミックタイルは耐熱衝撃性を高めるためハニカム状の構造とする。

(iii) タイルの固定支持はセラミックボルトによる一箇所とする。

(iv) セラミックタイルの下にはセラミック繊維層を配し、熱的及び変形上の緩衝層を形成する。

図1には試作した燃焼器の概念図を示すが、構造支持体である最外周の金属筒にセラミックタイルを、緩衝層であるセラミック繊維層を介して締結した構造を採っている。ライナーは内径160mm、全長約500mmの円筒構造であり、トラ

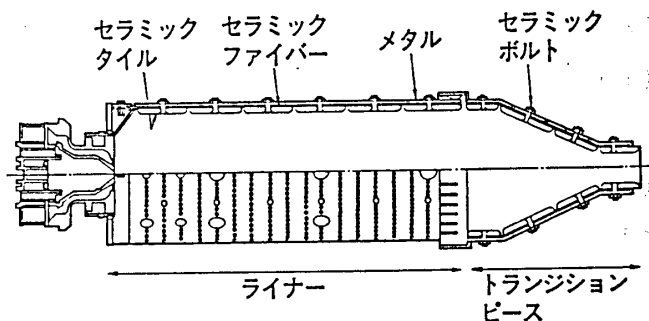


図1 セラミック燃焼器の概念図

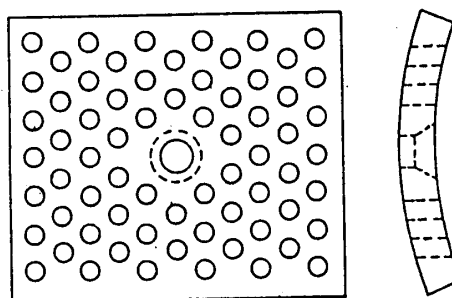


図2 セラミックタイルの基本形状

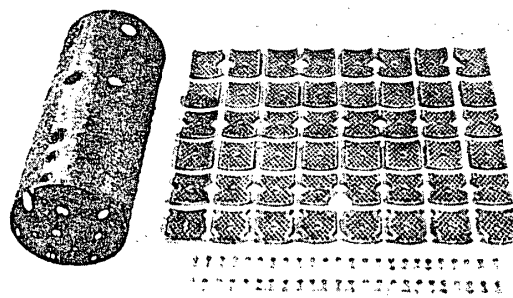


図3 セラミックタイル，ボルト，セラミック繊維層外観

ランジションピースは全長約280mm、入口は内径約160mmの円形断面、出口は318×50mmの矩形断面である。

3. 各部の詳細設計結果

図2にライナー用タイルの基本形状を示す。ライナー用タイルは円周方向8分割、軸方向6分割の48枚から構成されている。セラミック材としては耐熱性に優れる炭化けい素SiCを採用し、さらに耐熱衝撃性を高めるために小さい孔を多数設けてハニカム状とした。各タイルのほぼ中央には締結用のボルト孔があり、また一部のタイルの側面には燃焼空気孔もしくは希釈空気孔を構成するための半円形の切欠きが設けられている。図3にライナー用のセラミックタイルとともにセラミック繊維層、ボルトを併せて示す。

セラミック繊維層は、約1000℃の耐熱性を有する炭化けい素繊維布を縫製した積層体であり、その柔軟性からセラミックタイルを金属筒に締結する際の緩衝層を成すとともに、浸み出し冷却空気の分配径路の機能も有している。

セラミックボルトは、燃焼振動に伴う衝撃破損を防止するため、韌性に優れるサイアロン製とした。要素試験により、予想される燃焼振動に対し十分な耐荷重性のあることを確認した。

図4、図5及び図6には以上の要素により構成した燃焼器を示す。図4は、ライナー部のセラミックタイルとセラミック繊維層の仮組み状態、図5にはランジションピース部の組み上げ状態及び図6にはセラミック燃焼器の全体写真を示す。

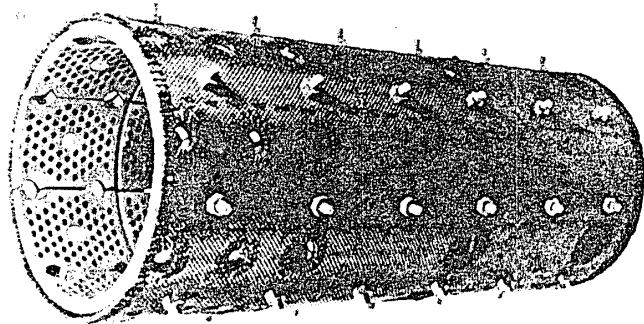


図4 ライナー部仮組み状態

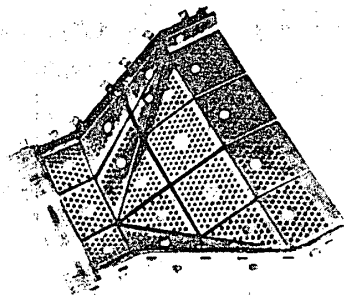


図5 トランジションピース

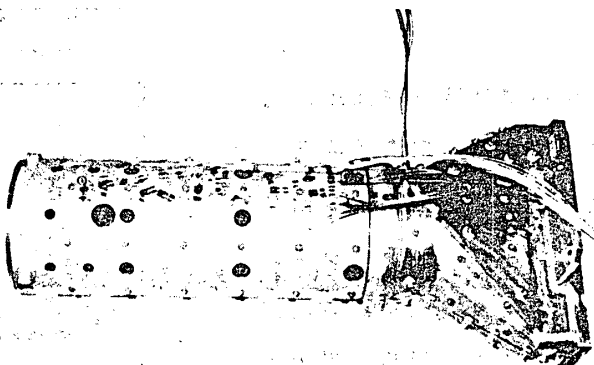


図6 セラミック燃焼器

4. 燃焼試験による強度信頼性の検討

開発したセラミック燃焼器を、信頼性及び燃焼性能を評価するため燃焼試験に供した。試験方法及び燃焼性能については第2報にて詳述するが、試験に用いた燃料ガスはプロパンガスを改質することにより得た石炭ガス化ガスとほぼ同一組成の低カロリーガスである。なお、燃料ガス及び空気の温度は約400℃とした。試験はまず燃焼器圧力1.5ataの常圧燃焼試験を行い、強度信頼性評価の基本となる各部の温度計測及び燃焼特性に及ぼす諸因子の影響について検討した。その結果を踏まえ、燃焼器圧力を14.5ataまで上昇させ同様に温度計測を実施すると共に、高圧条件下での燃焼特性について把握した。また、常圧燃焼試験、高圧燃焼試験の後には詳細な強度信頼性の検討を行うため、開放して詳細な調査を行った。

常圧燃焼試験及び高圧燃焼試験における燃焼器各構成要素の温度分布の例を図7及び図8に示す。図中にはセラミックタイル、セラミック繊維層外周部、金属筒外周部の温度の軸方向分布を示す。常圧試験の結果、タイル温度は燃焼状態をよく反映し、ガスタービン負荷の増加とともに最高温度位置は燃焼器入

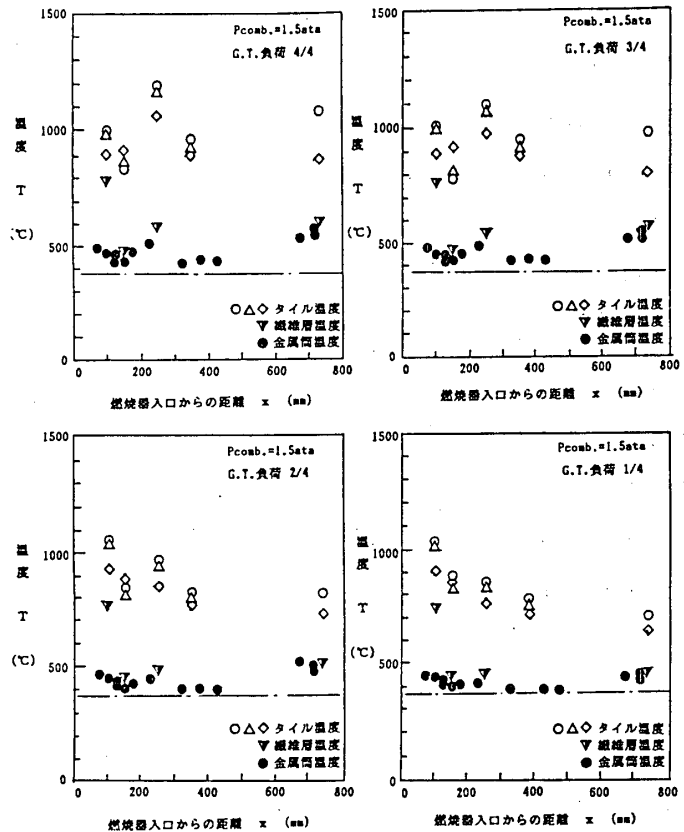


図7 常圧燃焼試験における各要素温度分布

(定格負荷率 $4.0 \times 10^7 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ata}$, H.H.V $1000 \text{ kcal/m}^3 \text{ N}$)

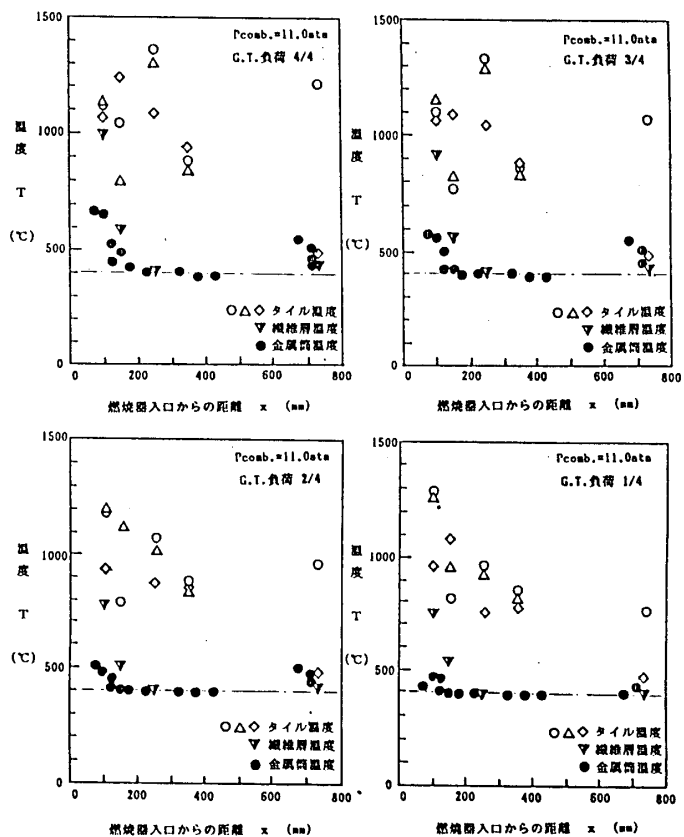


図8 高圧燃焼試験における各要素温度分布

(定格負荷率 $4.0 \times 10^7 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ata}$, H.H.V $1000 \text{ kcal/m}^3 \text{ N}$)

口付近から後方に移動し、図7の全負荷では第3列のタイル付近で最高温度1200℃を記録している。金属筒の温度に関してはガスタービン負荷の増加とともに若干の上昇を示すが、軸方向分布は平坦でありよく冷却されていることがわかる。しかしながらセラミック繊維層については、燃焼器入口付近での空気の供給量不足により若干温度が高いことがわかる。以上の常圧燃焼試験の温度分布は、各要素の耐熱性の許容範囲にあり、試験後の点検においても異常は認められなかった。

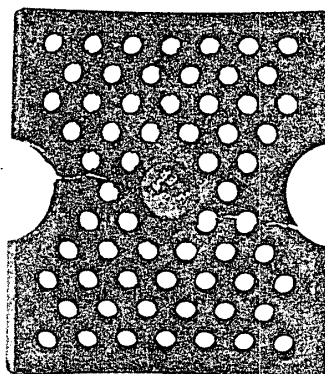


図9 セラミックタイルの損傷状況

図8には、高圧燃焼試験における温度分布の例を示す。セラミックタイルの温度分布は常圧燃焼試験の結果とほぼ同様の傾向を示すが、全負荷の場合、ライナー後部を除く全領域で1000℃を越え、最高温度としては1360℃を記録している。また金属筒に関しては、燃焼器入口付近で顕著な温度上昇が認められた。また、この部位ではセラミック繊維層も1000℃までに達している。このような高温の結果として、高圧燃焼試験の後には各要素に若干の損傷がみられた。セラミックタイルに関しては図9に示すように、一部のタイルにおいて燃焼空気孔もしくは希釈空気孔用の半円切欠き部からのき裂発生が検出された。また、セラミック繊維層に関しては、図8で1000℃を記録した燃焼器入口付近で、最内層織布に脆化がみられた。

5. まとめ

以上から、本セラミック燃焼器は常圧燃焼に対しては耐熱性が確保され、一次試作としては目標を達成できた。また、実機条件に近い高圧燃焼に対しては、今後の開発課題を明らかにでき、燃焼器のセラミック化への見通しが得られた。

6. 参考文献

- 1) 阿部. 久松, 電力中央研究所報告, 285036 (昭61-7)
- 2) 久松. 阿部, 電力中央研究所報告, W87022 (昭63-1)

B-6 高温ガスタービン用セラミック燃焼器の研究開発

(第2報 燃焼試験結果)

*久松 暢 (電力中央研究所) 岩井一躬 (日立製作所)
阿部俊夫 (電力中央研究所) 宮田 寛 (日立製作所)
森 則之 (電力中央研究所) 町田隆志 (日立製作所)

1. まえがき

将来の火力発電プラントとして期待されている石炭ガス化複合発電プラント¹⁾の熱効率向上を目的として、高温ガスタービンの開発が進められている。

石炭ガス化炉が空気吹き噴流床形式の場合、ガス化炉で生成された石炭ガス化燃料は、燃焼反応性に乏しい一酸化炭素(CO)を主な可燃成分とする低カロリーガスである。また、燃料中にはアンモニア(NH₃)が含まれ、石炭ガス化燃料の精製方式がプラント熱効率に有利な乾式精製方式である場合には、燃料中のNH₃はガスタービン燃焼器内で窒素酸化物(NO_x)に変化する。したがって、石炭ガス化複合発電用高温ガスタービンの開発にあたっては、NH₃を含む低カロリーガスを安定かつ低NO_xで燃焼させる高温燃焼器の開発が重要である。

一方、セラミックスは耐熱性に優れ、これをガスタービン燃焼器に適用できれば、燃焼器の耐熱性を損うことなく燃焼器出口温度の高温化とライナ冷却空気の低減化が可能となる。その結果、燃焼室壁面温度は1000℃以上に上昇し燃焼反応が促進されると共に、冷却空気低減化によって空気配分設計の自由度が増加する。したがって、セラミック燃焼器では従来の金属燃焼器よりさらに燃焼の安定化、NO_xの低減化を図ることができると考えられる。

ガスタービン用セラミック燃焼器としては、これまでにセラミックス分割・かん合方式としてタイル型およびリング型燃焼器が開発されており²⁾⁻⁵⁾、また近年では、セラミック繊維方式も検討されている⁶⁾。分割・かん合方式は耐久性に優れ、構造設計によってセラミック部品の信頼性も大幅に改善されているが、重量が重く、製造・組み立てが容易でないなどの問題がある。これに対し、繊維方式は軽量で製造・組み立てが容易である反面、繊維の脆化や剥離が問題となる。

そこで、筆者らは両者の長所を生かして、ハニカム状セラミックタイルとセラミック繊維を組み合わせた複合型セラミック燃焼器を設計・試作し、燃焼試験によってその性能を検討した。本報告は、その中で主に燃焼器の燃焼試験結果について述べたものである。

2. セラミック燃焼器

供試セラミック燃焼器は 1300℃、20 MW ガスタービン用燃焼器である。表 1 に燃焼器の基本仕様を示す。設計燃焼負荷率は従来の約 2 倍とし、高負荷燃焼による燃焼器の小型化を図った。燃料中に含まれる NH_3 の NO_x への転換率を低く抑えるため、一次燃焼領域の空気比を 0.7 以下となるようにした。

燃焼器ライナは、図 1 に示すように、ハニカム状セラミックタイルとセラミック繊維成形体を金属壁内面に内張りした複合構造であり、金属壁に開いた空気孔より流入した冷却空気は、セラミック繊維の空隙とタイルの小孔を通して燃焼室に入る。この冷却構造は優れた遮熱性能を有するため、冷却空気量は全空気量の約 10% とした。

燃焼室の寸法は直径 160 mm、長さ 500 mm で、尾筒の長さは 250 mm である。タイル、繊維、金属壁の厚さはそれぞれ 7 mm、3 mm、3 mm であり、タイルには常圧焼結炭化珪素 (P. L.-SiC)、ボルトには常圧焼結サイアロン (P. L.-サイアロン)、繊維には炭化珪素 (SiC)、金属壁には SUS 材を使用した。

表 1 燃焼器の基本仕様
(定格条件)

ガスタービン出力	20	MW
出口ガス温度	1300	℃
燃焼器圧力	14.5	ata
燃焼負荷率	4×10^7	kcal/m ³ h ata
入口空気温度	393	℃
総空気流量	3.8	kg/s
燃料温度	357	℃
燃料流量	1.9	kg/s
燃料発熱量	950	kcal/m ³ N
燃焼器寸法		
内筒 直径	160	mm
長さ	500	mm
尾筒 長さ	250	mm

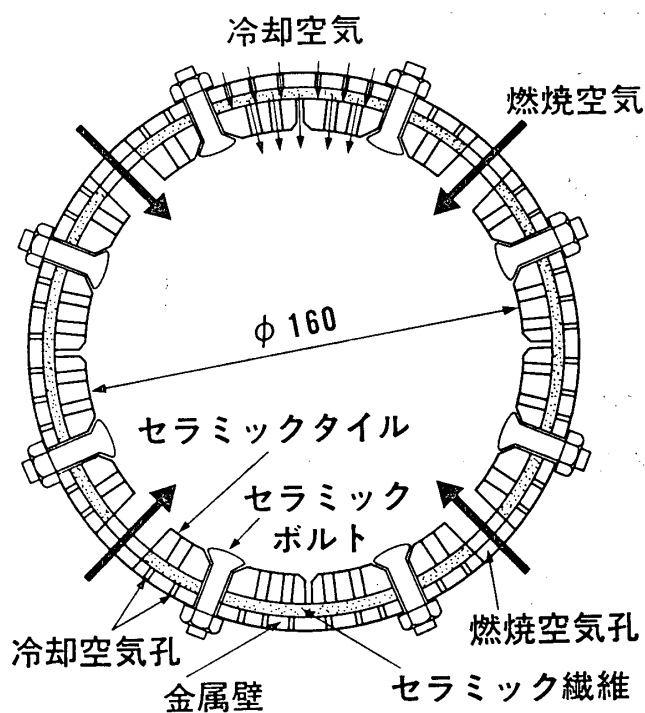


図 1 燃焼器の断面構造

3. 試験設備と試験方法

3-1 試験設備

燃焼試験には図 2 に示す試験設備⁷⁾を使用した。この設備では、プロパンガスを改質することにより、石炭ガス化燃料とほぼ同一組成の低カロリーガス燃料を得ることができる。改質ガス燃料は CO/H_2 モル比、発熱量、 NH_3 濃度、温度などが調整された後、燃焼器に供給される。また、コンプレッサーで加圧された燃焼用空気は所定の温度に加熱され、燃焼器に供給される。燃焼器で発生した燃焼ガスは減温器を経

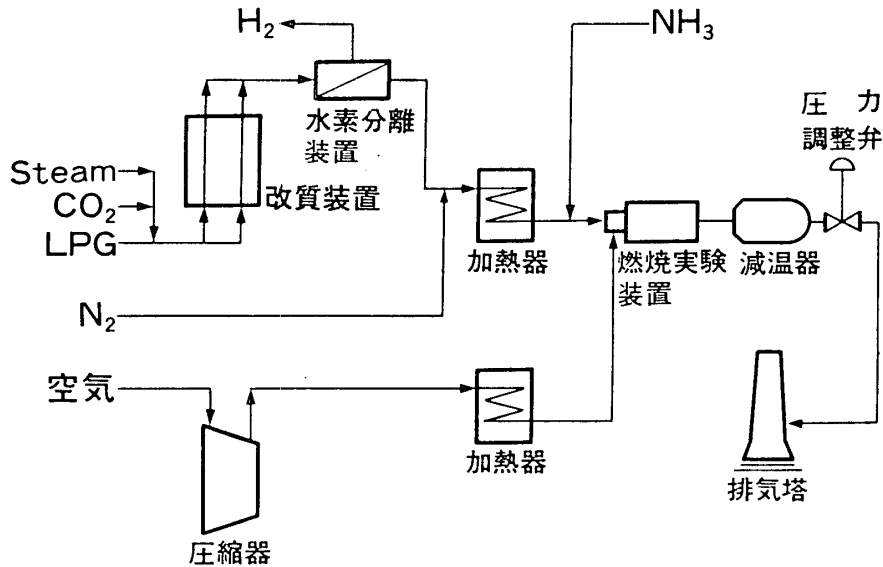


図2 試験設備の系統概略図

て大気中に放出されるが、減温器の後流にある圧力調整弁を調整することにより、燃焼器内圧を大気圧から17 ata まで調整することができる。

図3に燃焼器試験装置の断面を示す。燃焼器出口に設けられた耐火キヤスター製計測ダクトには、排ガスサンプリング用水冷プローブが挿入されており、燃焼排ガス中のCO, CO₂, O₂, NO_x, THC が測定される。また、燃焼器出口ガス温度はR型シース熱電対を用いたガス温度計3本によって測定される。

燃焼器ライナ各部の温度を把握するため、セラミックタイル、セラミック繊維外周部、金属壁にK型シース熱電対を取り付けた。

3-2 試験条件と試験方法

試験では燃料の発熱量を1000 kcal/m³N (HHV)、CO/H₂モル比を3とし、燃料および空気温度を400℃とした。燃焼試験における基本条件を表2に示す。表の条件を基本とし、まず、燃焼器内圧を1.5 ata とし、燃焼負荷率、空気比、および燃料中NH₃濃度の変化が燃焼特性に与える影響を検討した。その後、燃焼器内圧を上昇させ、圧力の変化が燃焼

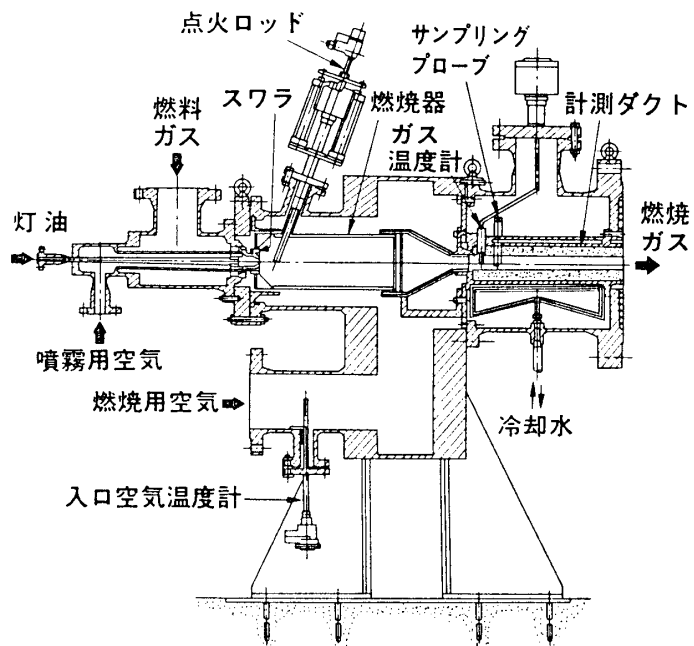


図3 燃焼試験装置

表2 燃焼試験の基本条件

項目	条件	
燃 料 組 成	発熱量	1000kcal/m ³ N (HHV)
	H ₂	6.9 vol%
	燃 料 CO	18.3 "
	N ₂	56.2 "
	組 CO ₂	13.0 "
	成 CH ₄	2.5 "
	H ₂ O	3.0 "
	NH ₃	1000ppm-vol
	CO/H ₂	3 (CH ₄ はCOに加算)
	温度	400 ℃
空気温度	400 ℃	
燃焼負荷率	4×10 ⁷ kcal/m ³ h ata	

特性に与える影響と高圧条件下における燃焼特性を把握した。なお、常圧試験と高圧試験後には燃焼器の点検を行い、セラミック部品の状況を調べた。

4. 燃焼試験結果

4-1 燃焼特性

(1) 燃焼効率

燃焼器内圧力1.5 ata、出口ガス温度1300 ℃における燃焼負荷率とCO排出濃度および燃焼効率の関係を図4に示す。燃焼負荷率の上昇につれて燃焼効率は明らかに低下しているが、燃焼負荷率4×10⁷ kcal/m³ h ataの高負荷燃

焼であっても燃焼効率は約99.8%に達している。

図5は燃焼負荷率を一定として燃焼器内圧力を変化させた場合の圧力と燃焼効率の関係を示したものである。燃焼負荷率4×10⁷ kcal/m³ h ataでは、圧力の増加に伴っ

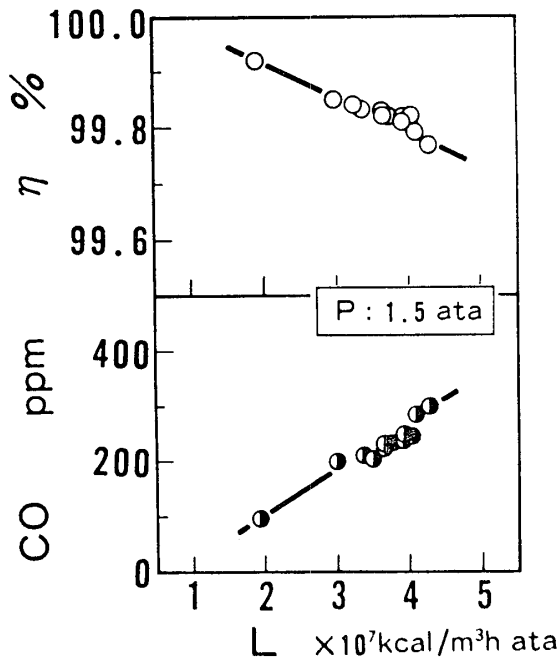


図4 燃焼効率におよぼす燃焼負荷率の影響

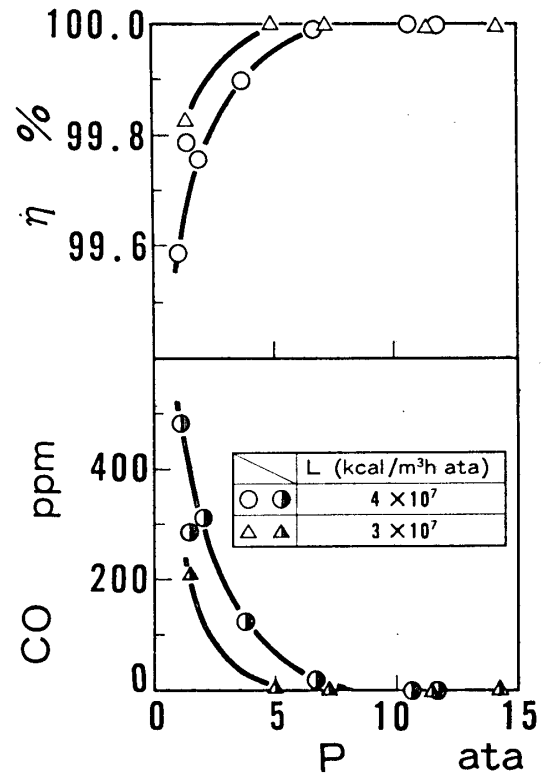


図5 燃焼効率におよぼす圧力の影響

てCO排出濃度は減少し、燃焼効率は急速に上昇している。特に、10 ata以上ではCOおよびTHCの排出はほとんどなく、燃焼効率はほぼ100%に達した。また、燃焼負荷率 3×10^7 kcal/m³ h ataにおいても同様に、圧力の上昇と共に燃焼効率は上昇するが、5 ata付近で燃焼効率は既にほぼ100%となり、燃焼負荷率が低い方が低圧側ではより安定な燃焼となる。

図6は燃焼空気流量を一定として燃料流量を変化させた場合の空気比と燃焼効率の関係である。燃焼器内圧力が1.5 ataの場合、燃焼効率は空気比2~3で若干変化するが、空気比が3以上では燃焼効率はほぼ一定である。これに対し圧力が11 ataでは燃焼効率は空気比に依らず、ほぼ完全燃焼が達成されている。

(2) NO_x 排出特性

供試燃料の発熱量は低いため、その理論断熱火炎温度の最大値は空気比1において約1690℃と低く、サーマルNO_xの発生量は低い。^{4), 8)} 図7は燃焼器内圧力1.5 ata、出口ガス温度1300℃において、燃料中のNH₃濃度を変化させた場合のNO_x排出濃度とNH₃からNO_xへの転換率(以下NO_x転換率と表す)の変化を示したものである。燃料中にNH₃が含まれない場合の発生NO_xはサーマルNO_xであり、図より、サーマルNO_x排出濃度は20 ppm以下と低いことがわかる。また、NO_x排出濃度はNH₃濃度の増加と共に増大するが、NO_x転換率はNH₃濃度の増加に伴って減少している。

試験では燃料中NH₃濃度を1000 ppm

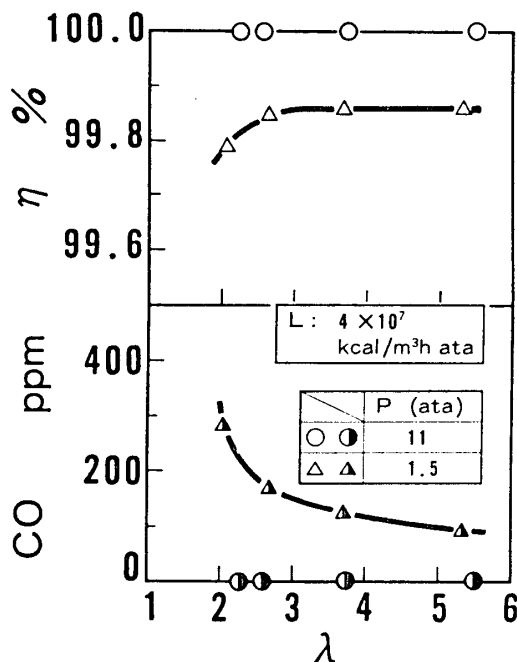


図6 燃焼効率におよぼす空気比の影響

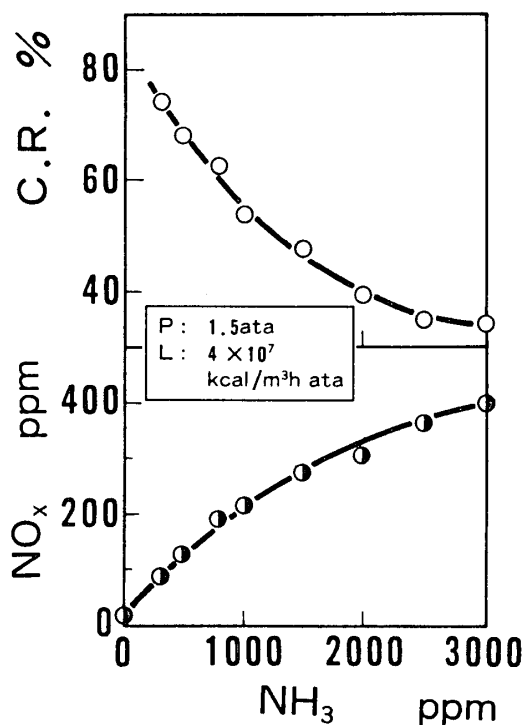


図7 NO_x 排出特性におよぼす燃料中NH₃濃度の影響

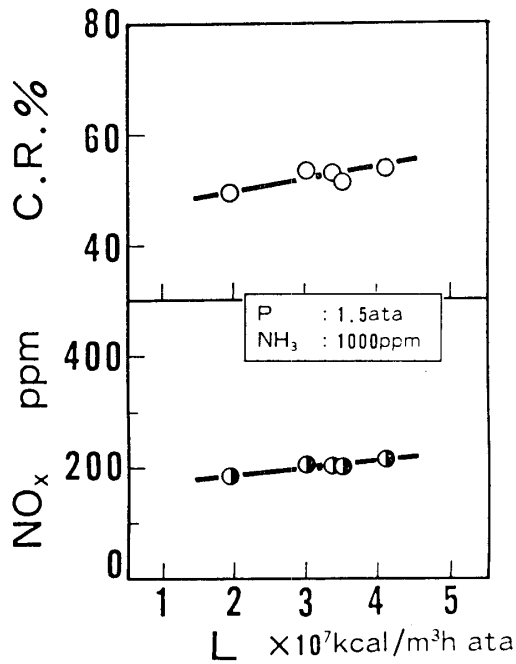


図8 NO_x 排出特性におよぼす
燃焼負荷率の影響

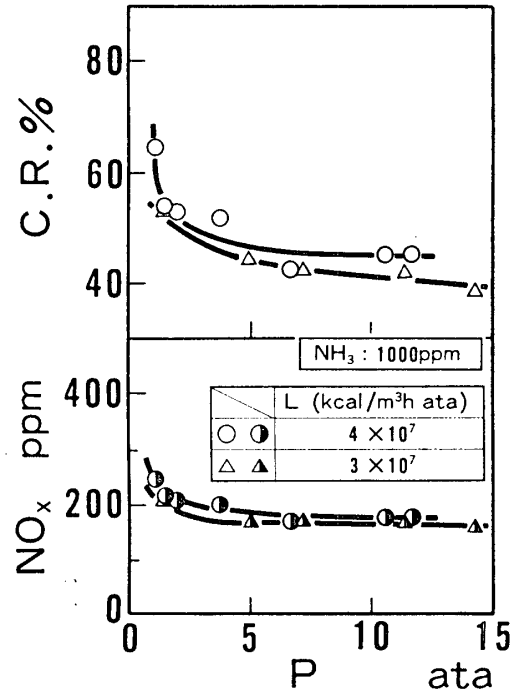


図9 NO_x 排出特性におよぼす圧力の影響

とし、燃焼負荷率、燃焼器内圧力、空気比がNO_x 排出特性におよぼす影響を検討した。

図8に燃焼器内圧力1.5 ataにおける燃焼負荷率とNO_x 排出特性の関係を示す。図では燃焼負荷率が上昇するとNO_x 濃度およびNO_x 転換率はわずかに増加する傾向が見られる。

図9は燃焼負荷率を一定として燃焼器内圧力を変化させた場合のNO_x 濃度およびNO_x 転換率を示したものである。燃焼負荷率 4×10^7 kcal/m³ h ataでは、圧力を1.1 ataから2 ataまで上昇させるとNO_x 転換率は65%から53%まで急激に減少する。その後、圧力の上昇と共にNO_x 転換率は次第に減少し、12 ataでは45%となる。また、燃焼負荷率が 3×10^7 kcal/m³ h ataではNO_x 転換率はさらに低下し、14.5 ataにおけるNO_x 転換率は約39

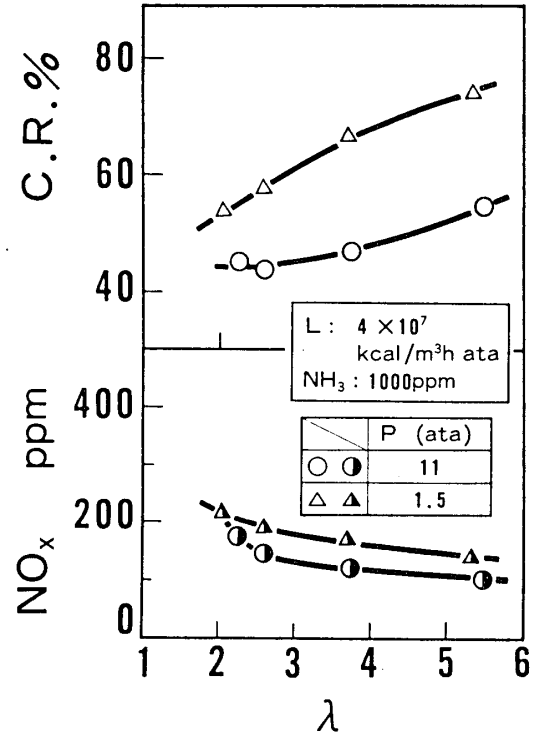


図10 NO_x 排出特性におよぼす
空気比の影響

%となった。

図10は燃焼空気流量を一定として燃料流量を変化させた場合の空気比と NO_x 排出特性の関係を示したものである。燃焼器内圧力が1.5 ata および1.1 ata のいずれの場合も空気比が増加するにつれて NO_x 排出濃度は減少し、 NO_x 転換率は増加するが、圧力が高い方が NO_x 転換率は低く、空気比による変化も小さい。

4-2 ライナ温度およびセラミック部品の状況

ライナ温度の一例として、燃焼器内圧1.1 ata、出口ガス温度1300℃燃焼負荷率 $4 \times 10^7 \text{ kcal/m}^3 \text{ h ata}$ におけるライナ各部の温度分布を図11に示す。セラミックタイル温度は概ね1000℃以上の高温であり、内筒部では最高1360℃に達している。

セラミックタイルの温度が高いにもかかわらず、金属壁温度は低く、入口温度に近い。しかしながら、スワラ近傍では燃焼室内圧力が局所的に高く、ライナ冷却空気量が減少するため、スワラ近傍の金属壁温度は上昇している。また、同じ理由によってスワラ近傍におけるセラミック繊維外周部の温度も高くなっている。

燃焼器内圧力が1.5 ataにおける常圧燃焼試験ではセラミック部品に異常は認められなかったが、高圧燃焼試験ではセラミックタイルに割れなどの損傷が認められた。しかし、セラミックタイルの割れは燃焼空気孔位置に集中しており、燃焼空気によってタイルの燃焼空気孔位置が過度に冷却され、そこに熱応力が発生して破損に至ったものと推察される。このタイルの割れの防止策としては、燃焼空気が直接セラミックタイルに接触しないように燃焼空気孔にフローガイドを設置すること、およびタイル材質を変更することなどが有効と考えられる。

5. まとめ

燃焼試験結果をとりまとめると以下ようになる。

- (1) 燃焼器内圧力が低い場合には、燃焼負荷率の増加によって燃焼効率は低下するが、圧力の上昇に伴って燃焼効率は上昇し、高圧では燃焼負荷率 $4 \times 10^7 \text{ kcal/m}^3 \text{ h ata}$ 、燃焼効率ほぼ100%の高負荷安定燃焼が可能である。

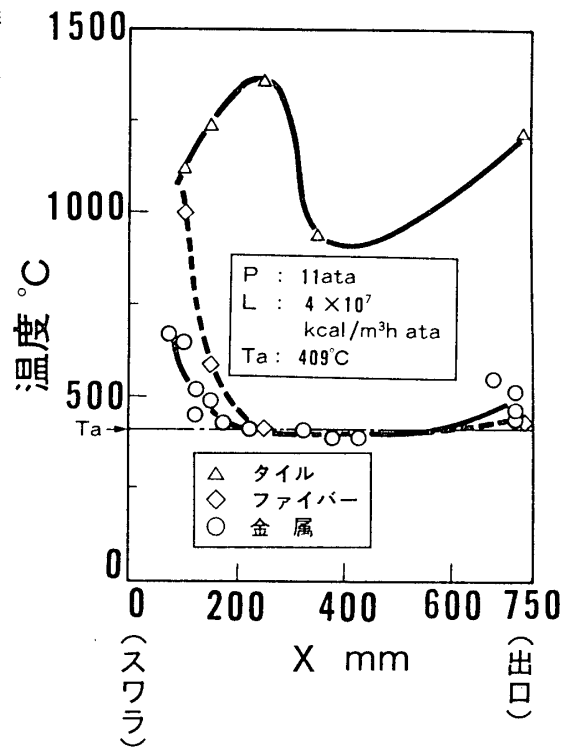


図11 燃焼器温度分布

- (2) 燃料中に含まれる NH_3 の NO_x への転換率は燃焼器内圧力の上昇に伴って減少し、特に 1 ata ~ 2 ata の間で NO_x 転換率の低下は大きい。その結果、高圧では NO_x 転換率 40 ~ 45% の低 NO_x 燃焼が可能である。また、 NO_x 転換率は空気比または燃焼負荷率の増加と共に増大し、燃料中 NH_3 濃度の増加につれて減少する。
- (3) ライナのセラミックタイル温度は 1000℃ 以上の高温となるが、金属壁温度は低く、入口空気温度に近い。しかし、スワラ近傍では冷却空気量が減少するため金属壁およびセラミック繊維の温度は高い。
- (4) 常圧燃焼試験ではセラミック部品に異常は認められなかったが、高圧燃焼試験ではセラミックタイルに損傷が見られた。しかし、今後の構造改良およびタイル材質の変更によってタイルの破損を防止できると考えられる。

6. あとがき

セラミックタイルとセラミック繊維を組み合わせた構造の石炭ガス化複合発電用セラミックガスタービン燃焼器の燃焼試験を実施し、その優れた燃焼性能および耐熱性能が明らかとなった。今後は燃焼器の改良を行ない、より一層の燃焼の低 NO_x 化とセラミック燃焼器の信頼性向上を図る予定である。

- 1) 電研レビュー、(財)電力中央研究所、No. 15, 昭和61年6月
- 2) T. Abe, H. Ishikawa, 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, 83-Tokyo-IGTC-22, P. 167
- 3) 阿部、久松、ガスタービン広島地区講演会講演論文集、P. 49, 昭和61年11月
- 4) T. Hisamatsu, et al., Fossil Fuels Combustion Symposium, PD-vol. 25, P. 169-173, ASME, January 22-25, 1989, Houston
- 5) 原、他3名、日本機械学会創立90周年記念事業第25回シンポジウム「動力・エネルギー技術の最前線」、講演論文集No. 870-10, P. 111-116, 昭和62年11月
- 6) 久松、阿部、電力中央研究所報告W87022、昭和63年1月
- 7) 佐藤、他8名、電力中央研究所報告W87019、昭和62年12月
- 8) M. Sato, et al., Fossil Fuels Combustion Symposium, PD-vol. 25, P. 101-108, ASME, January 22-25, 1989, Houston

B-7 石炭ガス化燃料の燃焼反応解析

—第1報 サーマルNO_x排出特性—

*中 田 俊 彦 ((財)電力中央研究所)
佐 藤 幹 夫 ((財)電力中央研究所)
山 内 浩 二 ((財)電力中央研究所)

1. 緒 言

現在、国および電気事業が開発を進めている空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電システムでは、1300℃級ガスタービン燃焼器を使用するが、石炭ガス化燃料は発熱量が約1000Kcal/m³Nと従来の燃料(LNG等)に比べて約 $\frac{1}{10}$ と低く、NO_xの生成起源となるアンモニアを含むため、石炭ガスに適したガスタービン燃焼器を新たに開発する必要がある。当所では、昭和62年度より石炭ガス用ガスタービン燃焼器の研究開発を本格的に開始し、これまでに、きわめて低い発熱量の石炭ガス燃料でも安定かつ効率的に燃焼することを実証した⁽¹⁾。現在は、さらにNO_x排出特性に優れたガスタービン燃焼器の開発を重点的に行っている。

石炭ガス用ガスタービン燃焼器の低NO_x燃焼技術を確立するためには、NO_xの生成メカニズムを解明する必要がある。NO_xにはサーマルNO_xと、燃料中のアンモニア等に起因するフュエルNO_xがある。サーマルNO_xは石炭ガスの火炎温度が低いために少ないとされているが、ここでは石炭ガス化用燃焼器におけるNO_x生成機構を明らかにする上から、まずサーマルNO_x生成特性について検討を行った。

本報告では、Zeldovich機構に基づいた素反応式と燃焼器内の温度・濃度履歴モデルを組み合わせ、サーマルNO_x排出特性を反応動力学的に解析した。また、15万kw級ガスタービン燃焼器の試験結果⁽¹⁾と比較・検討を行うことにより本解析モデルの妥当性を検証した。

2. 解 析

2.1 解析モデル

本解析の対象とする15万kw級ガスタービン燃焼器(CGT1001)の外形図を図1に示す。この燃焼器は、当所と(株)東芝が現在共同で開発中の石炭ガス化用ガスタービン燃焼器⁽²⁾のベースとなるもので、最も基本的な形状をした燃焼器である。

一般に、ガスタービン燃焼器内の流れ・燃焼は非常に複雑で、現在の燃焼器のモデ

ル化にあたっては仮定やパラメータの導入を行わざるを得ないとされている。本解析では、 NO_x 生成への流れ等の直接的な影響は温度や当量比の影響に比べて二次的であることが多く⁽³⁾、また NO の排出量を議論する際にはガス塊の経験する温度・濃度履歴が重要な意味を持つ⁽⁴⁾、という考えのもとで以下の仮定を行った。

①空気は、スワローおよびライナ開口部の面積（とその流量係数）より求めた空気配分設計値（図2）に対応して燃焼器内に流入する。

②ライナより流入する空気は、それぞれ燃焼器軸方向各断面で燃料と瞬時に混合する。

③スワロー空気は、器内流入後 1.0 msec 後（定格負荷時）に燃料と瞬時に混合する。

④燃料と空気の初期温度は 400℃ とし、混合後のガス温度は軸方向各断面での当量比より求めた理論断熱火炎温度とする。

この仮定により、燃焼器軸方向における当量比、ガス温度分布および滞留時間が算出される（図3）。また低負荷になるにしたがって滞留時間が増加し、当量比および温度履歴が変化することも考慮する。このモデルに基づいて、次に示すサーマル NO_x の生成反応式に対して、反応動学的解析を行った。

2.2 素反応式と反応速度定数

表1⁽³⁾に、本解析に用いた28の素反応式と、アレニウス形の数式 $k =$

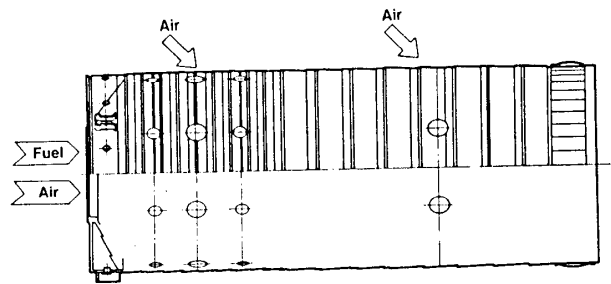


図1 石炭ガス化用ガスタービン燃焼器 (CGT 1001)

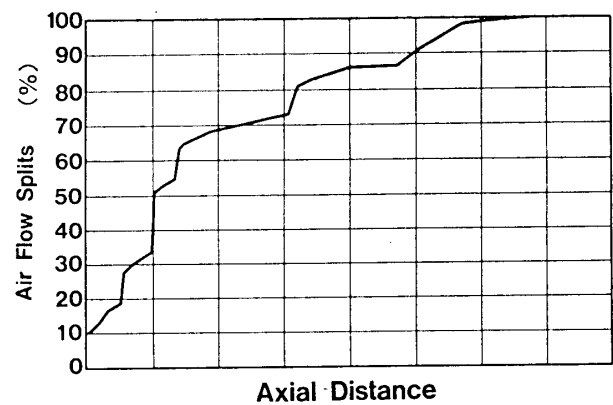


図2 燃焼器の空気配分

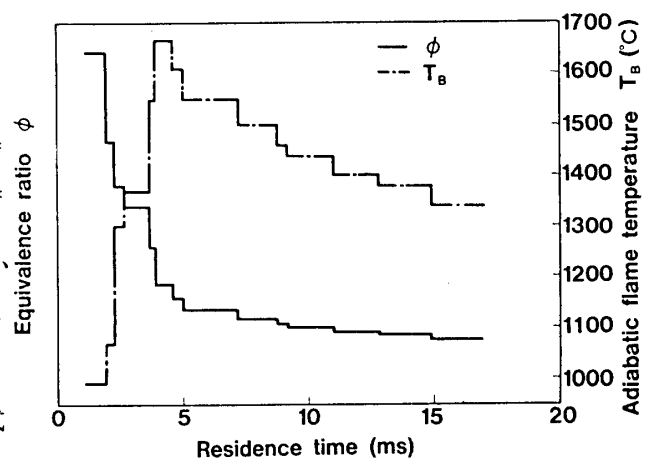


図3 定格負荷時の温度および当量比履歴モデル

表1 反応式および反応速度定数 $k = A \cdot T^n \cdot \exp(-E/RT)$

(単位: mol, s, cm, K)

番号	反応	k_f			k_r		
		A	n	E	A	n	E
1	H + O ₂ = OH + O	2.24 × 10 ¹⁴	0	16 800	1.30 × 10 ¹³	0	0
2	O + H ₂ = OH + H	1.74 × 10 ¹³	0	9 450	7.33 × 10 ¹²	0	7 300
3	H ₂ + OH = H + H ₂ O	2.19 × 10 ¹³	0	5 150	8.41 × 10 ¹³	0	20 100
4	O + H ₂ O = OH + OH	5.75 × 10 ¹¹	0	18 000	5.75 × 10 ¹²	0	780
5	H ₂ + M = H + H + M	2.23 × 10 ¹²	0.5	92 600	3.24 × 10 ¹⁶	-1.2	0
6	O ₂ + M = O + O + M	1.78 × 10 ¹⁶	-1.0	117 960	2.62 × 10 ¹⁶	-0.84	0
7	OH + H + M = H ₂ O + M	8.40 × 10 ¹⁷	-0.46	0	3.52 × 10 ¹⁷	0	118 540
8	CO + OH = CO ₂ + H	5.60 × 10 ¹¹	0	1 080	1.13 × 10 ¹⁴	0	25 120
9	N ₂ + M = N + N + M	1.89 × 10 ¹⁶	-0.85	224 950	5.65 × 10 ¹⁷	-1.06	0
10	N + O + M = NO + M	6.44 × 10 ¹⁶	-0.5	0	7.95 × 10 ¹⁶	-0.35	150 030
11	N + O ₂ = NO + O	8.98 × 10 ⁹	1.0	6 520	1.95 × 10 ⁹	1.0	38 440
12	NO + N = O + N ₂	1.55 × 10 ¹³	0	0	6.63 × 10 ¹³	0	75 050
13	N + OH = NO + H	4.20 × 10 ¹³	0	0	1.20 × 10 ¹⁴	0	48 480
14	NO ₂ + M = NO + O + M	1.41 × 10 ¹¹	-1.31	71 860	1.88 × 10 ¹⁰	-1.63	0
15	NO ₂ + O = NO + O ₂	7.65 × 10 ¹²	0	430	1.90 × 10 ¹²	0	46 630
16	2 NO + O ₂ = NO ₂ + NO ₂	7.95 × 10 ⁹	0	0	3.23 × 10 ¹²	0	26 250
17	NO ₂ + H = NO + OH	3.50 × 10 ¹⁴	0	1 470	5.68 × 10 ¹²	0	30 950
18	NO + HO ₂ = NO ₂ + OH	3.02 × 10 ¹²	0	2 400	1.55 × 10 ¹²	0.5	6 560
19	N ₂ O + H = N ₂ + OH	7.6 × 10 ¹³	0	15 100	2.0 × 10 ¹²	0	78 280
20	N ₂ O + O = NO + NO	5.17 × 10 ¹³	0	26 310	1.55 × 10 ¹²	0	64 680
21	N ₂ O + O = N ₂ + O ₂	5.17 × 10 ¹³	0	26 310	3.27 × 10 ¹³	0	107 750
22	N ₂ O + M = N ₂ + O + M	2.0 × 10 ¹⁵	0	61 000	4.83 × 10 ¹³	0	22 540
23	H + O ₂ + M = HO ₂ + M	1.5 × 10 ¹⁵	0	-990	2.19 × 10 ¹⁶	0	45 790
24	H + HO ₂ = OH + OH	2.5 × 10 ¹⁴	0	1 900	1.71 × 10 ¹³	0	40 460
25	H + HO ₂ = H ₂ + O ₂	2.5 × 10 ¹³	0	695	6.06 × 10 ¹³	0	57 910
26	H + HO ₂ = H ₂ O + O	5.0 × 10 ¹¹	0	1 000	3.55 × 10 ¹³	0	56 810
27	OH + HO ₂ = H ₂ O + O ₂	5.0 × 10 ¹³	0	1 000	5.64 × 10 ¹⁴	0	73 480
28	O + HO ₂ = OH + O ₂	4.8 × 10 ¹⁴	0	1 000	5.21 × 10 ¹³	0	56 230

(備考) M = N₂, R = 1.98726

$A \cdot T^n \cdot \exp(E/RT)$ により表される
反応速度定数を示す。使用した化学種
は、以下の14種である。

CO, CO₂, H, H₂, HO₂, H₂O,
N, N₂, NO, NO₂, N₂O, O,
O₂, OH

素反応式1-7式はO-H系の反応を示す。
8式はCOの酸化反応、11-13式は拡大
Zeldovich 機構によるサーマルNOの
生成反応を示す。対象とした石炭ガス
化燃料の標準組成を表2に示す。

2.3 計算方法

一つの化学反応式

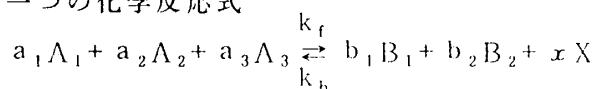


表2 燃料組成

CO	24.0	vol %
H ₂	9.05	vol %
CO ₂	7.55	vol %
H ₂ O	3.0	vol %
N ₂	56.4	vol %
H. H. V.	1000	Kcal/m ³ N
L. H. V.	944	Kcal/m ³ N

を考える。化学種 X の生成速度は、

$$\frac{d\{X\}}{dt} = k_f \{A_1\}^{a_1} \{A_2\}^{a_2} \{A_3\}^{a_3} x - k_b \{B_1\}^{b_1} \{B_2\}^{b_2} \{X\}^x \quad (2)$$

で与えられる。反応式が化学種 X に関して n 種類ある場合は、

$$\frac{d\{X\}}{dt} = \sum_{i=1}^n (k_f \{A_{i1}\}^{a_{i1}} \{A_{i2}\}^{a_{i2}} \{A_{i3}\}^{a_{i3}} x_i - k_b \{B_{i1}\}^{b_{i1}} \{B_{i2}\}^{b_{i2}} \{X\} x_i) \quad (3)$$

となる。

いま、ある化学反応式系を考え、この反応式系には N_i 個の化学種が含まれているとする。このとき、 N_i 個の化学種に対して(3)式を作成すれば、 N_i 個の非線形微分方程式系を構成することになり、問題はこの微分方程式系を数値的に解くことに帰着される。

微分方程式の数値解法は多数あるが、本報告では GEAR 法を採用した。その理由として、この微分方程式系が著しい stiff 性を有しているからである。ここで言う stiff 性とは、連立方程式の最大時定数と最小時定数の比が非常に大きいことを示す。GEAR 法は、陰的な多段階法であり stiff な問題に対して非常に強力な数値解法である。ここでは GEAR 法についての詳しい説明は省略するが(詳しくは文献⁽⁵⁾を参照)、その特徴を挙げれば、①硬安定性を有する、②解析刻み時間を変化の激しい所では小さくゆるやかな所では大きくとることができる、③ stiff な問題に対しては計算時間の短縮が期待できる、のようになる。

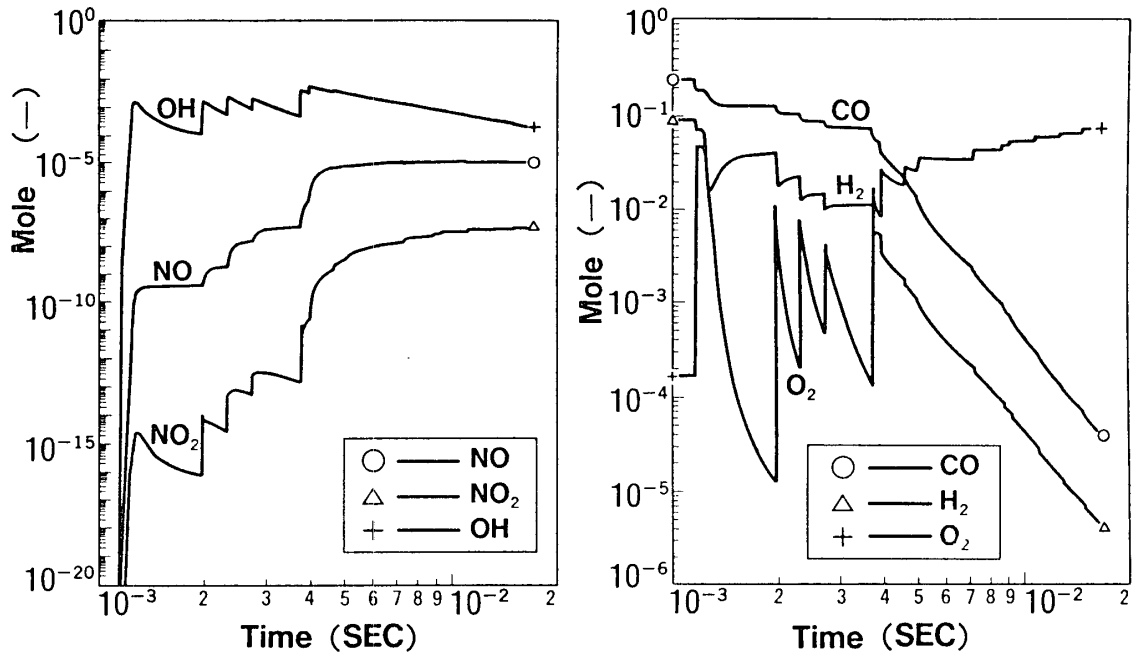
3. 結 果

3.1 ガスタービン燃焼器内の各成分濃度の時間変化

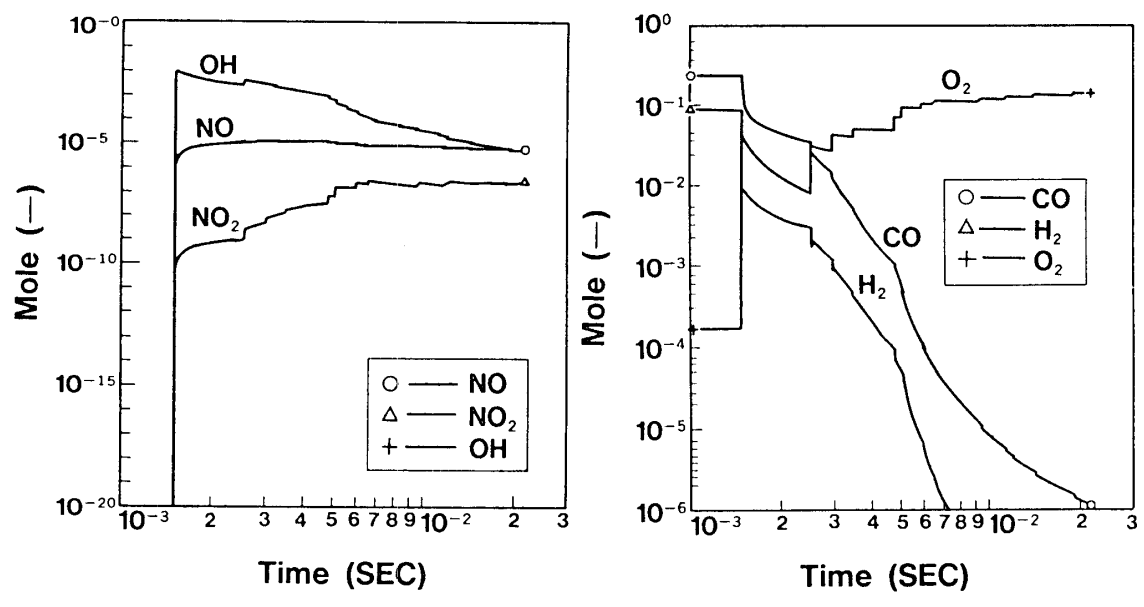
解析結果の代表例として、6 種類の化学種 (NO , NO_2 , OH , CO , H_2 , O_2) の各濃度の時間履歴を図 4 (a), (b) に示す。縦軸は、モル分率を表す。 NO , NO_2 は、定格負荷時では燃焼器頭部のリッチ燃焼領域で徐々に生成するのに対し、低負荷時では頭部がすでにリーン化しているために燃焼器頭部で急激に生成する。また、 OH は NO_x の生成よりさらに早く生成し、この OH の一部が拡大 Zeldovich 機構により NO を生成するものと考えられる。いっぽう、燃料中の CO , H_2 はリーン燃焼領域で急激に反応が進行する。このため、リッチ領域が比較的長くリーン領域の滞留時間の短い定格負荷時では燃焼器出口部において約 40 ppm の CO が残留するが、リーン領域の長い低負荷時では約 1 ppm と優れた反応特性を示す。 H_2 は CO よりも早く反応が進行するため、定格負荷時でも約 4 ppm の排出と微量である。

3.2 ガスタービン燃焼器の NO_x 排出特性

ガスタービン燃焼器出口部における NO_x 排出濃度を図 5 に示す。計算値(反応動



(a) 定格負荷時 ($\lambda = 2$)



(b) 低負荷時 ($\lambda = 5$)

図 4 ガスタービン燃焼器内の各成分濃度の時間変化

力学的解析)と実験値(CGT 1001型燃焼器常圧燃焼試験)の両方を記してある。図より、計算NO_x濃度と実測値は良く一致する。空気比6近傍で計算値がわずかなピークを持つのは、このとき燃焼器頭部の空気比設定が約1となりこれに対応する断熱火炎温度(ガス温度)が最高となるからである。

3.3 ガスタービン燃焼器のCO排出特性

ガスタービン燃焼器出口部におけるCO排出濃度の比較を図6に示す。定格負荷時では計算CO濃度は実測値と良く一致するものの、低負荷減では実測値の方がかなり高い。これは、低負荷時には燃焼器内の燃料と空気の混合が遅れ瞬時混合仮定と相違する等の理由によりCOの反応が遅れるためと考えられる。

3.4 断熱火炎温度における各成分の生成特性

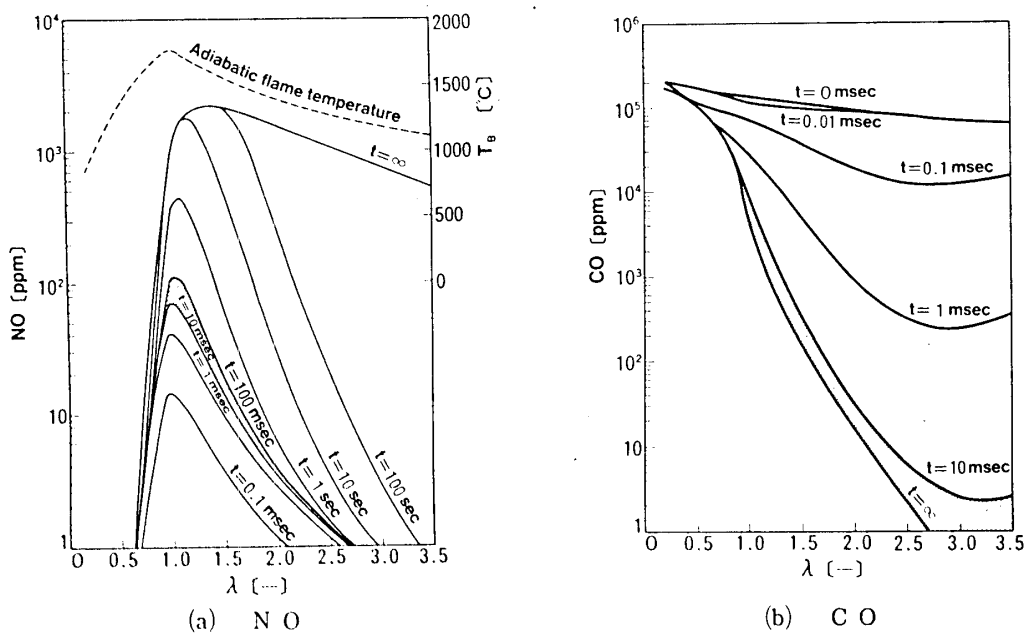


図7 断熱火炎温度における各成分の生成特性

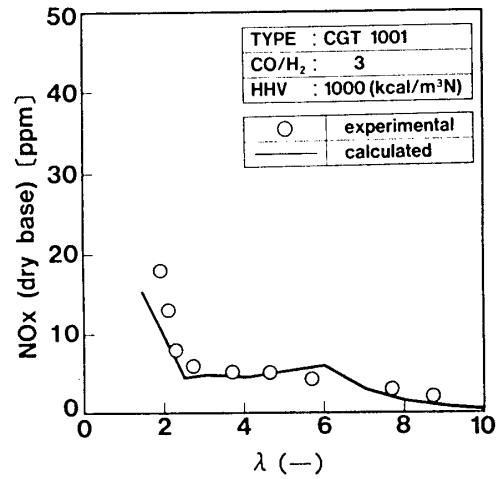


図5 ガスタービン燃焼器のサーマルNO_x排出特性

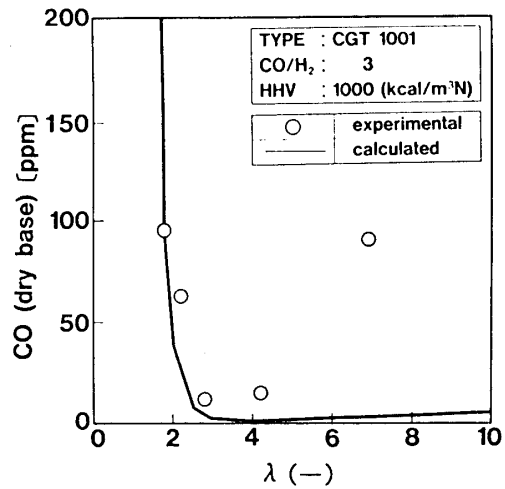
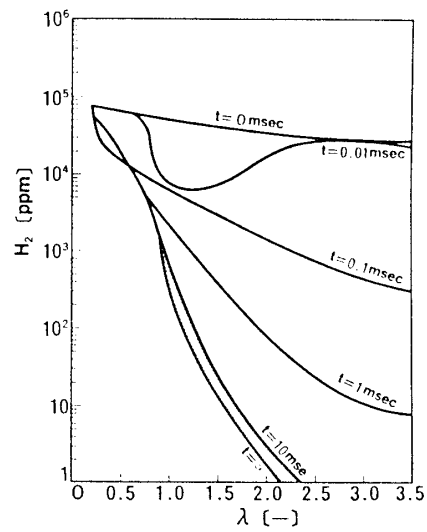


図6 ガスタービン燃焼器のCO排出特性

図7(a), (b), (c)に断熱火炎温度におけるNO, COおよびH₂の各化学種濃度を、時間をパラメータとし空気比に対して示す。斜線部は、ガスタービン燃焼器内のガス滞留時間範囲(10~100msec)を示す。NOは断熱火炎温度の高い空気比1近傍で急速に生成することから、NO生成を抑制するためには空気比が約1となる領域の滞留時間を極力短くすることが重要であるといえる。さらに、COの排出を抑えるためには空気比約2~3前後のリーン領域における滞留時間を充分とる必要があるといえる。



(c) H₂

4. 結 言

石炭ガス化用ガスタービン燃焼器のNO_x生成機構解明の第一段階として、燃料・空気の瞬時混合仮定および28の素反応式群に基づいたサーマルNO_x解析モデルを作成した。この解析結果は実測値と比較的良好一致し、本解析法の妥当性が確かめられた。

今後は、さらにフュエルNO_xの反応機構に基づいた解析モデルを作成し、低NO_x燃焼器の設計に反映させる予定である。

(記号)

HHV	:	高位発熱量	Kcal/m ³ N
LHV	:	低位発熱量	Kcal/m ³ N
λ	:	空気比	
φ	:	当量比	
T _B	:	断熱火炎温度	℃
K	:	化学平衡定数	
k _f	:	正反応速度定数	mol, cm ³ , sec, K
k _r	:	逆反応速度定数	mol, cm ³ , sec, K

(参考文献)

1. M. Sato, T. Abe et. al, "Combustion Characteristics and NO_x Emmissions of Low Btu Gas Turbines in Coal Gasification Combined Cycle Power Generation System", Fossil Fuels Combustion Symposium, ASME, Jan. 22-25, 1989 Houston.
2. M. Sato, T. Abe et. al, "Development of a Low-NO_x LBG Combustor for Coal Gasification Combined Cycle Power Generation Systems", A S M E Paper 89-GT-104, June 1989.
3. 技術資料, 燃焼反応に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制方法, 日本機械学会, 1980.
4. 水谷・香月, 機論, No. 42-355 (1976-3月), 943.
5. A. C. Hindmarsh, "GEAR : Ordinary Differential Equation System Solver", U C I D - 30001, Dec. 1974.
6. J. W. Routh et. al, "Final Report on the Combustion Modeling Project", U C I D - 18867, May. 1981.
7. J. L. Toof, "A Model for the Prediction of Thermal, Prompt, and Fuel NO_x Emissions from Combustion Turbines", Trans. ASME J. of Power, Vol 108, 1986, pp. 340-347

あとがき

本燃焼試験は、(財)電力中央研究所と(株)東芝で実施している石炭ガス化用ガスタービン燃焼器に関する共同研究の一環として行ったものであり、その遂行にあたり多大の御協力をいただいた共同研究委員会各委員に深く感謝致します。

B-8 石炭ガス化燃料組成がNO_x排出特性に及ぼす影響

*佐藤幹夫 山内浩二 中田俊彦 阿部俊夫 (電中研)
芳根俊行 山田正彦 檜佐彰一 長谷川宏 (東芝)

1. 緒言

次世代の火力発電システムとして、環境保全性、発電効率などに優れた石炭ガス化複合発電の開発が進められている。噴流床石炭ガス化複合発電については、昭和61年度より7ケ年にわたり、国、電気事業による200T/Dパイロットプラント開発計画が実施に移され、これを受けて平成5年度以降2000T/D級実証プラントにより合世紀中の実用化を目指す構想がたてられている。

(財)電力中央研究所は、石炭ガス化複合発電の重要開発課題である、石炭ガス化用低NO_xガスタービン燃焼器の開発に昭和62年度より着手した⁽¹⁾⁽²⁾。石炭ガス化燃料は、一酸化炭素(CO)と水素(H₂)が主要可燃性成分であり、発熱量が天然ガスの約1/10と低く、またフュエルNO_xの生成起源となるアンモニアを含有する等の特徴を有しており、従来のガスタービン燃料とは大幅に性状が異なる。

本研究は、ラボラトリースケールの燃焼試験設備と実規模(150MW相当)のガスタービン燃焼器を用いた燃焼試験により、石炭ガス化燃料性状がNO_x排出特性に及ぼす影響を検討したものである。

記号

HHV	: 高位発熱量	Kcal / m ³ N
LHV	: 低位発熱量	Kcal / m ³ N
CO / H ₂	: 燃料中の一酸化炭素 / 水素容積比率	vol % / vol %
λ _t	: 総合空気過剰率	—
λ _p	: 一次空気過剰率	—
C. R.	: 燃料中NH ₃ からNO _x への転換率	%
V _f	: 燃料のノズル吹き出し流速	m / s
θ _f	: 燃料ノズル噴出角度	deg ree
θ _s	: 空気スワラー旋回角	deg ree
d _f	: 燃料ノズル孔径	mm
T _a	: 燃焼器入口空気温度	℃
T _f	: 燃焼器入口燃料温度	℃
T _{ex}	: 燃焼器出口ガス温度	℃

2. 石炭ガス化燃料の特徴

ガス化剤に空気を用いる噴流床石炭ガス化炉で生成される石炭ガス化燃料の主要可

燃性成分は一酸化炭素 (CO) と水素 (H₂) であるが、燃料組成の60%以上は窒素 (N₂) や二酸化炭素 (CO₂) などの不燃性成分である。このため、石炭ガス化燃料の発熱量は約 1000 Kcal/m³ N と低く、上記方式の石炭ガス化炉から生成される石炭ガス化燃料は、流動床石炭ガス化方式のそれと比較して、燃焼速度の遅いCO濃度が高い。また、ガス精製が乾式で行なわれる場合、ガス化炉で生成されたアンモニア (NH₃) は除去されずに、ほぼそのままの濃度でガスタービン燃焼器に供給される。表1に空気吹き噴流床石炭ガス化燃料の組成例を示す⁽⁷⁾。

また、石炭ガス化燃料は不燃性成分を多く含む低カロリー燃料であるため火炎温度は低い。図1は、石炭ガス化燃料とLNGの理論断熱火炎温度を比較したものである。T_a、T_fが400℃の時のLNGの最高火炎温度はλが0.95の時に示され、約2100℃であり、石炭ガス化燃料の場合はλが1.0の時1690℃である。

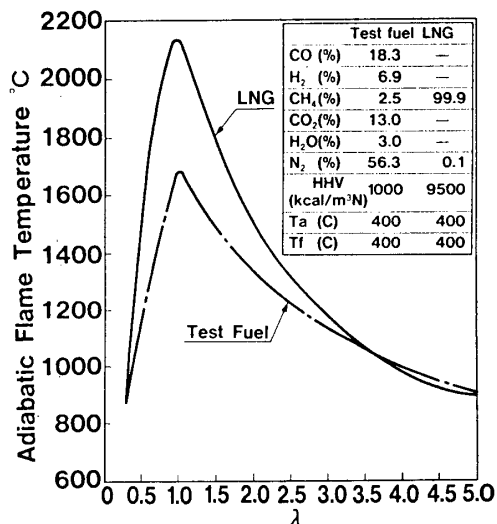


図1 断熱火炎温度の比較

表1 石炭ガス化燃料の組成例⁽⁷⁾

項目	単位	炭種: 国内A'炭	米国B炭	豪州A'炭
炉内空気比	—	0.40	0.41	0.41
CO	vol%	20.0	19.9	20.2
CO ₂	vol%	6.2	5.4	6.1
H ₂	vol%	7.7	8.0	6.6
H ₂ O	vol%	6.8	5.9	3.6
CH ₄	vol%	1.0	0.7	0.2
N ₂	vol%	57.6	59.4	62.6
Ar	vol%	0.7	0.7	0.7
HHV (wet)	kcal/m ³ N	934	911	830
HHV (dry)	kcal/m ³ N	1002	968	861

3. 燃焼基礎実験装置による検討

3.1 実験装置

実験装置の系統概略図を図2に示す。燃焼用空気は空気圧縮器より供給され、圧力調整された後、流量制御弁及びオリフイスにより所定の流量に設定される。燃焼用空気はその後、電気式加熱器により最大500℃までの間で所定の温度に予熱され燃焼器に供給される。さらに、燃焼用空気は燃焼器入口の噴射弁周囲に設けられたスワラから供給される1次空気と、火炉側壁から供給される2次空気とに分けられる。所定の組成割合でポンペに充てんされたCO、H₂、CH₄などから成る燃料ガスはN₂で希釈され発熱量調整がされた後、加熱器により最大500℃までの間で所定の温度に

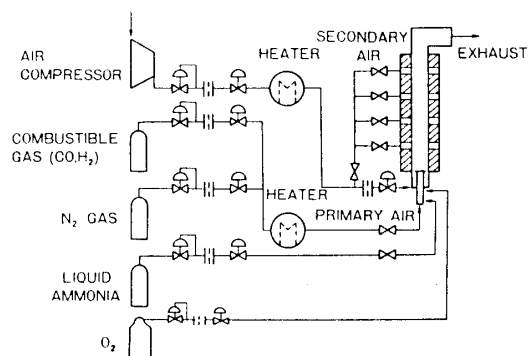


図2 低カロリーガス基礎実験装置系統図

予熱され燃焼器に供給される。さらに、燃焼用空気は燃焼器入口の噴射弁周囲に設けられたスワラから供給される1次空気と、火炉側壁から供給される2次空気とに分けられる。所定の組成割合でポンペに充てんされたCO、H₂、CH₄などから成る燃料ガスはN₂で希釈され発熱量調整がされた後、加熱器により最大500℃までの間で所定の温度に

予熱され燃料噴射弁に供給される。また、燃料中に NH_3 を供給するために、 NH_3 供給装置が設けられている。

図3は燃焼器本体の概要を示す。燃焼器は、空気導入口部、燃料噴射弁および燃焼室から構成される。燃焼室の内壁は耐火材で内張りされており、外側は水冷銅パイプにより水冷されている。燃焼室の寸法は、内径90mm ϕ 、長さ約1mである。燃焼室の側壁には流れ方向に沿って4ヶ所の2次空気注入孔が設けられている。2次空気注入孔の炉内導入部の直径は13mm ϕ であり、1断面について円周方向に12ヶ所の注入孔がある。本試験においては3Dの位置の注入孔を用いた。

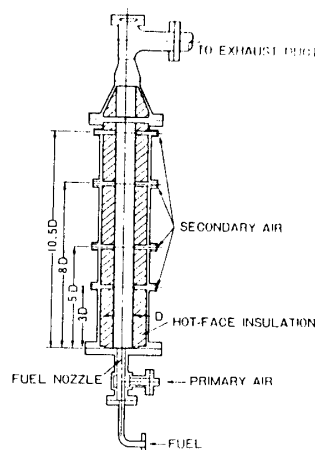


図3 燃焼器の概要

供試バーナの断面を図4に示す。一次空気旋回器は軸方向管内流中に噴射弁が挿入されているスリーブに案内羽根が一定の角度で固定され、案内羽根の外周は管壁に達する構造となっている。本実験では旋回角が 30° のものを用いた。燃料噴射弁はノズル孔径3mm ϕ 、ノズル孔数12ヶ、 θ of 60° のものが用いられた。

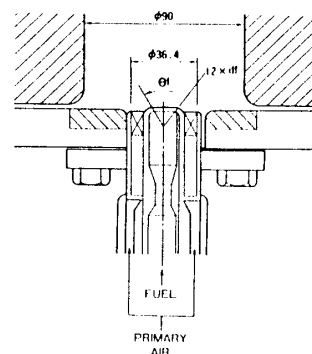


図4 供試バーナ断面図

燃焼ガスのサンプリングは燃焼室出口に設置されたステンレス製の水冷プローブにより行なわれた。また、燃焼ガス中の NO_x 濃度は化学発光式 NO_x 濃度計により、 CO 濃度は赤外線吸収式 CO 濃度計により測定された。

3.2 実験結果

フュエル NO の生成特性は燃焼が進行する反応帯近傍の特性すなわち、温度、当量比とともに、燃料の酸化過程や活性基(O 、 OH 、 H)の濃度等の反応帯近傍の化学動学的に決まる火炎構造によって著しく影響を受けるため⁽³⁾、フュエル NO の排出特性は燃料種の影響を受ける。フュエル NO の排出特性に及ぼす燃料種の影響を検討した例として加藤ら⁽⁴⁾による空気との予混合平面火炎におけるフュエル N (NH_3)の NO への転換率を検討したものがある。彼らの結果によれば、 CH_4 、 H_2 またはそれらを含む火炎での転換率は燃料過濃側になると急激に下がるが CO 火炎では転換率の低下は小さく、空気過剰側では燃料種の影響が少ないこと等が示されている。また、乱流拡散火炎については高城ら⁽⁵⁾が $\text{H}_2 + \text{CO}$ 火炎についてフュエル NO 排出特性を検討している。

これらはいずれも CH_4 、 C_3H_8 、 CO 、 H_2 、を単独にあるいは混合して燃料と

したものを対象としており、本研究の対象燃料であるCO、H₂、CH₄をN₂で希釈した低カロリーガス燃料とは異なる。

3.2.1 CO/H₂ モル比の影響

図5は、空気過剰率に対する燃料中NH₃からNO_xへの転換率を燃料中のCO/H₂モル比をパラメータとして示したものである。燃料の組成はいずれの場合もCO、H₂、N₂である。燃料発熱量(低位)は1000Kcal/m³N一定、燃料中NH₃濃度は1000ppm-v一定とした。また、燃料の噴出流速が9.2m/s一定となるように燃料流量を調整した。

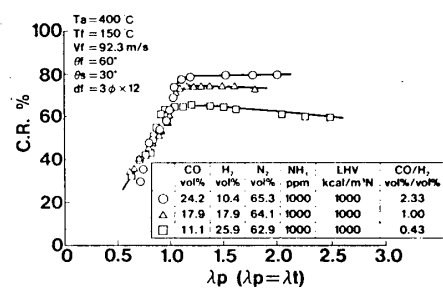


図5 NO_x転換率に及ぼす燃料中CO/H₂モル比の影響(メタンを含まない場合)

空気比λ_pが1以上では、いずれの場合もアンモニアからNO_xへの転換率はほぼ一定であるが、λ_pが1以下になると急激に転換率は低下した。CO/H₂モル比の影響としては、CO/H₂モル比の高い方がλ_pが1以上におけるアンモニアからNO_xへの転換率が高いことが示された。しかしながら、燃料過濃側においては、転換率に及ぼすCO/H₂モル比の影響はほとんどみられなかった。λ_pが1以上の空気過剰側で燃料中のCO濃度が高い方が転換率が高いのは、COの酸化反応がNH₃の分解反応に比較して遅く、O₂残存量の多い領域においてNH₃の分解に伴うNO_xの生成が促進されたためと考えられる。

3.2.2 燃料発熱量の影響

H₂、あるいはCH₄とH₂の混合ガスを不活性ガスで希釈した場合のフェュエルNOの生成特性について検討した例としてFenimoreら⁽⁶⁾の研究があるが、石炭ガス化低カロリー燃料について燃料中アンモニアからNOへの転換率に及ぼす発熱量の影響を検討した例はないようである。

図6は、CO/H₂モル比が2.33のCOとH₂の混合燃料に対して希釈するN₂ガス量を変化させた場合の燃料中NH₃からNO_xへの転換率を示したものである。実験はCOとH₂の混合燃料の流量を一定として希釈するN₂ガス量を変化させておこなった。N₂を含む燃料中のNH₃濃度は1000ppm-v一定とした。

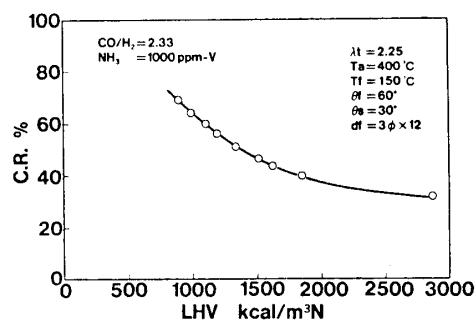


図6 発熱量とNH₃からNO_xへの転換率との関係

図6に示されるように、燃料中NH₃からNO_xへの転換率は発熱量の増加に伴い低下した。すなわち、低位発熱量が1000Kcal/m³Nの時の転換率は65%であったが、N₂による希釈がおこなわれない場合(低位発熱量は2886Kcal/m³N)の転換

率は、35%であった。

3.2.3 燃料中メタン濃度の影響

炭化水素（ CH_4 等）を含む燃料と非炭化水素系燃料（ CO 、 H_2 等）では、燃料中の N 分（ NH_3 等）に起因する燃料 NO_x の生成機構が異なることが知られている。表1に示されるように空気吹き噴流床石炭ガス化燃料中には、最大1%程度の CH_4 が含まれることが予想されるため、燃料中 CH_4 濃度が燃料 NO_x 排出特性に及ぼす影響を検討した。

図7は、全空気比（ λ_T ）を2.25とする二段燃焼時の一次空気比（ λ_p ）の変化に対する燃料中 NH_3 から NO_x への転換率を燃料中 CH_4 濃度をパラメータとして示す。図7においては、燃料中の CO/H_2 モル比を2.33一定、低位発熱量を1000Kcal/m³N一定とした。また、燃料中 NH_3 濃度は1000ppm-vである。 λ_p が1以上の空気過剰側では、燃料中の CH_4 濃度が高いほど、燃料中アンモニアから NO_x への転換率が高かった。一方、 λ_p が1以下の燃料過濃側では、燃料中 CH_4 濃度によって λ_p に対する転換率の特性が異なった。すなわち、燃料中に CH_4 が含まれない場合、 λ_p が低下するほど転換率は低下するが、 CH_4 が含まれる場合は、転換率を最低とする λ_p^* が存在し、しかも、 λ_p^* は燃料中 CH_4 濃度によって変化することが明らかになった。

この結果は、 CH_4 を含む石炭ガス化燃料を用いる低 NO_x ガスタービン燃焼器の空気配分設計において非常に重要である。すなわち燃料中の NH_3 に起因する燃料 NO_x を低減する方法として、Rich-lean燃焼法を採用する場合、一次燃焼域の最適空気比は燃料中の CH_4 濃度によって変化することを十分考慮しなければならない。

図8は、燃料中に CH_4 が2.6%含まれる場合の燃料中 NH_3 から NO_x への転換率に及ぼす CO/H_2 モル比の影響を示したものである。燃料中に CH_4 が含まれない場合は、図5において示されるように空気過剰側では CO/H_2 モル比の高い方が転換率が高かった。しかしながら、燃料中に CH_4 が含まれる場合、空気過剰側お

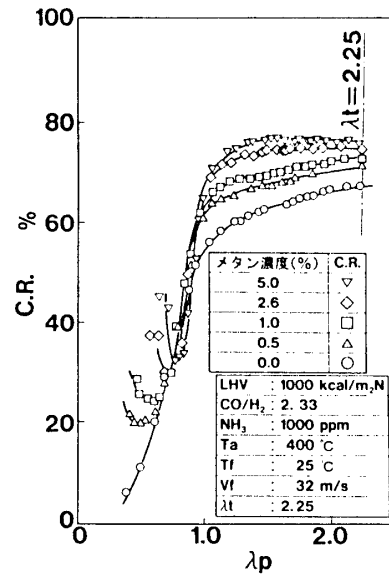


図7 NO_x 転換率に及ぼす燃料中メタン濃度の影響

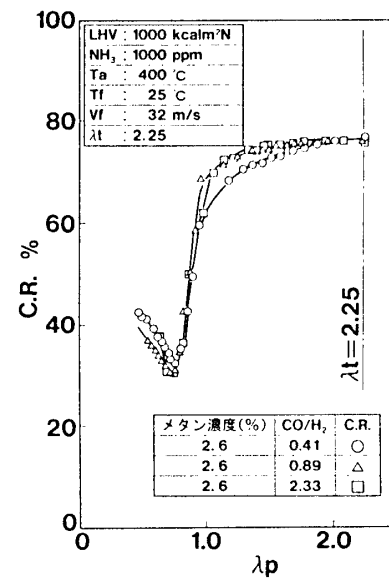


図8 CO/H_2 モル比の影響

び燃料過剰側のいずれにおいても燃料中のCO/H₂モル比による転換率への影響はみられなかった。これは、非炭化水素系燃料では燃料中のNH₃の分解に伴って生成されるHCNが少ないが、炭化水素を含む燃料の場合は高濃度のHCNが生成されること⁽⁵⁾や、炭化水素系燃料におけるプロンプトNOの生成過程などを考えると、燃料中に炭化水素が含まれる場合、NH₃の分解に伴うNOの生成速度が急速になるためと考えられる。

4. 実規模 (150MW相当) 燃焼器による検討

本研究においては、噴流床石炭ガス化燃料とほぼ同組成の低カロリー燃料を用いた150MW相当の燃焼器(1缶分)について常圧燃焼試験を実施した。

4.1 供試燃焼器

著者らはこれまでに、石炭ガス化用低NO_x燃焼器において燃料中のNH₃に起因するフュエルNO_xを抑制するために、Rich-lean燃焼法が有効であることを明らかにしてきた⁽²⁾。Rich-lean燃焼法においては、一次燃焼域を燃料過濃とするほどフュエルNO_xの低減効果は大きくなるが、その時一次燃焼域の保炎性が低下することに留意しなければならない。

今回燃焼試験に用いた供試燃焼器の概観を図9に示す。供試燃焼器は副室を有しており、一次燃焼域を超燃料過濃条件としても、保炎が確保されるよう設計されている。

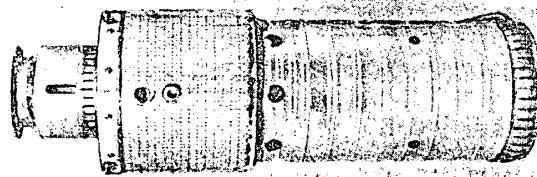


図9 供試燃焼器の概観

4.2 実験結果

実験設備および実験方法等の詳細については前報⁽¹⁾を参照されたい。また、本供試燃焼器の燃焼試験による詳細な検討結果については別途報告する予定である。

4.2.1 副室による保炎性向上の効果

図10はCGT 4005燃焼器の軸方向距離に対するライナメタル温度分布を出口ガス温度をパラメータとして示す。CGT 4005燃焼器の一次燃焼域の空気比(λ_p)は、出口ガス温度を1300℃とする定格条件で0.60(冷却用空気量を含めた空気量から計算した値)と設計されている。

図10より、いずれの条件下においても一次燃焼

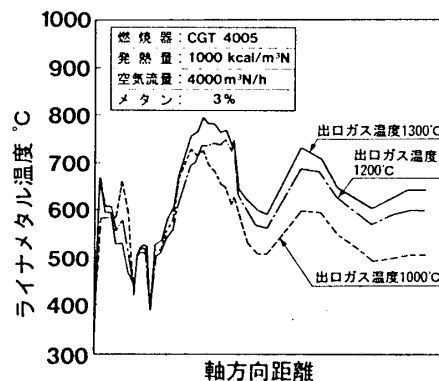


図10 CGT 4005のライナメタル温度特性 (空気温度370℃, 燃料温度370℃)

域における良好な燃焼が保たれていることが、ライナメタル温度分布から推定され副室による保炎性向上効果が確認された。

4.2.2 燃焼器の空気配分設計がNO_x 排出特性に及ぼす効果

図11は、燃焼器出口の全空気比に対するNO_x 排出特性をCGT4005とCGT4007について示したものである。CGT4007はCGT4005の主スワラーの空気孔と一次燃焼空気孔をふさいで λ_p を0.53とし、一次燃焼域をさらに燃料過濃条件としたものである。図11から明らかなように、石炭ガス化燃料中にCH₄が含まれる場合(本条件では3% - vol)、 λ_p を低下させるほど燃料NO_xの生成が抑制されることにはならない。すなわち、Texを1300℃とする定格条件において、CGT4005では燃料中アンモニアからNO_xへの転換率が54%であったが、一次燃焼域をさらに燃料過濃条件としたCGT4007では65%に増加した。このことは、基礎実験結果で述べたように石炭ガス化燃料中にCH₄が含まれる場合、アンモニアからNO_xへの転換率を最低とする λ_p が存在することによると考えられる。

図12はCGT4005について λ_p と燃料中アンモニアからNO_xへの転換率の関係を、燃料中のCH₄濃度をパラメータとして示す。図から明らかなように、転換率はメタン濃度が高い方が全体的に高かった。また、CH₄濃度が3.5%の場合は、転換率を最低とする λ_p は0.7~0.8程度であることが示される。さらに、図7の基礎燃焼実験結果と図12を合わせて考えると、実燃焼器においてもCH₄濃度が低いほど、燃料中アンモニアからNO_xへの転換率を最低とする λ_p は低下する傾向があると考えられる。

図13は、燃料中CH₄濃度に対するNO_x排出特性を示す。燃焼器出口ガス温度を1300℃とする定格条件時において、燃料中CH₄濃度が高くなると、燃料中アンモニアからNO_xへの転換率が増加することが明らかである。

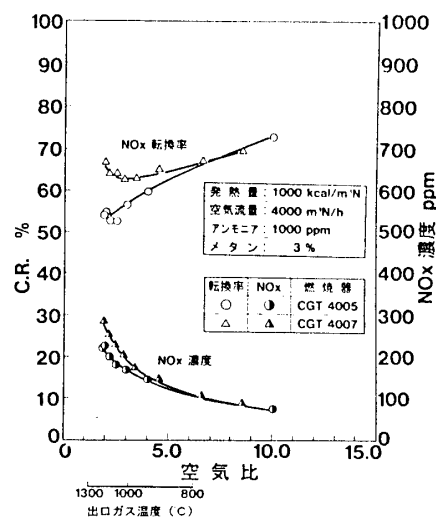


図11 NO_x排出特性比較 (CGT4005~CGT4007)

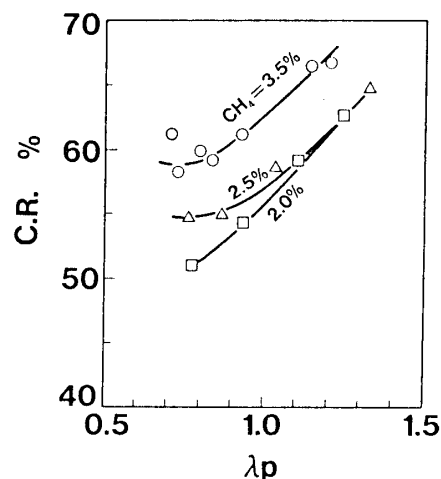


図12 一次燃焼領域の空気比 (冷却用空気を含む)とNO_x転換率の関係 (CGT4005型)

5. 結 言

石炭ガス化用1300℃級ガスタービン低NO_x燃焼器の開発にあたり、石炭ガス化燃料組成がNO_x排出特性に及ぼす影響について、基礎燃焼試験と実規模(150MW相当)燃焼器による燃焼試験により検討を行なった。その結果、石炭ガス化燃料中のCH₄濃度は燃料中アンモニアからNO_xへの転換率に大きな影響を及ぼすことが明らかになった。すなわち、

(1) 石炭ガス化燃料中のCH₄濃度が高いほど、燃料中アンモニアからNO_xへの転換率は増加する。

(2) 石炭ガス化燃料中にCH₄が含まれる場合、アンモニアからNO_xへの転換率を最低とする一次燃焼空気比が存在する。

(3) 石炭ガス化燃料中のCH₄濃度が増加すると、アンモニアからNO_xへの転換率を最低とする一次燃焼空気比が変化し、その値はメタン濃度が低いほど低下する。

謝 辞

燃焼実験においては、(財)電力中央研究所の深沢衛氏、二宮徹氏の協力を得ました。ここに記して感謝の念を表わします。

参考文献

1. 佐藤他、第16回ガスタービン定期講演会講演論文集、pp. 9~16、1988. 6月
2. 佐藤他、第16回ガスタービン定期講演会講演論文集、pp.17~22、1988. 6月
3. 日本機械学会、技術資料、燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制方法
4. 加藤他、機論、42-354(昭51-2)、592
5. Takagi, T. 他、16th Symposium (International) on Combustion, 1977-8、181、The Combustion Institute
6. Fenimore, C. P., 16th Symposium (International) on Combustion, 1978-8、1065、The Combustion Institute
7. 犬丸他、電力中央研究所報告、W88019、平成元年1月

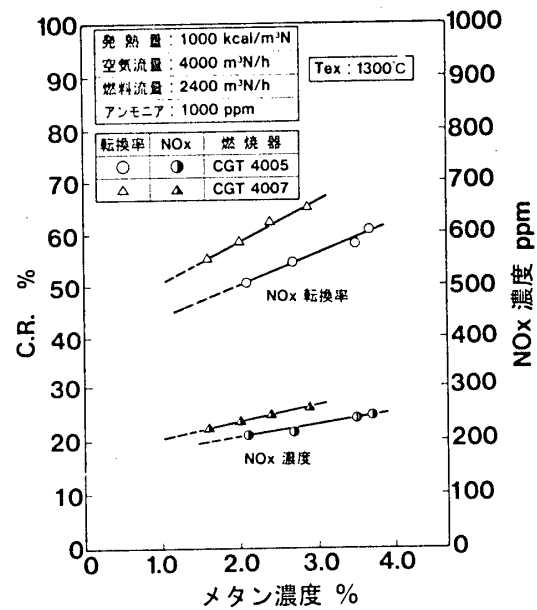


図13 燃料中メタン濃度に対するNO_x排出特性

B-9 ガスタービン排気系のバージ特性

* 近藤卓久 (東 芝)

本間友博 (東 芝)

1. 緒言

ガスタービン燃料として空気より重いLPG燃料を使用する場合、爆発下限界が約2%と低いため燃料供給系の慎重な設計が必要であるが、万が一、停止中に燃料ガスがガスタービン内に漏れた場合でも、本体並びに排気系から起動時確実にバージできることも安全上不可欠である。

筆者らは、LPGを燃料として一部使用する四日市火力四号系列複合発電設備を受注した時点から、万が一、LPGが排気系に流入しても、ガスタービン着火以前にガスタービンの吸込空気で排気系から安全にバージできるシステムを構築するために、実機の1/12スケールの排気ダクトモデルを製作し、滞留した模擬ガスがどのようにバージされるか試験をし、バージ時間実験式を求めて実機のシステム設計に反映した。その後、実機での試験によりその妥当性を確認したので報告する。

2. 記号

D : 拡散係数

D e : 水力直径

t p : バージ時間

F : 無次元時間 = $D \cdot t_p / D e^2$

H : 排気ダクト中の滞留ガス層の厚み (100%濃度)

ϕ : 滞留ガス層の厚み比 = $H / D e$

Re : レイノルズ数 = $U \cdot D e / \nu$

U : 平均流速

ν : 空気の動粘性係数

F r s : 修正フルード数 = $U^2 / [g \cdot D e (M_2 / M_1 - 1)]$

g : 重力加速度

M₁ : 空気の分子量

M₂ : ガスの分子量

Sc : シュミット数 = ν / D

Co : バージ完了時のガス濃度と経過時間によって決まる実験定数

(場所によって変わる)

Pe : ペクレ数 = $U \cdot D e / D$

k, m, n, x : 定数

3. 実験装置と実験方法

本実験装置は、ガスタービン排気系の内、ガスタービン出口から排熱回収ボイラ（HRB）出口までを実機の1/12の寸法にモデル化し、その内部にはカスケード、整流格子、サイレンサーおよびHRBチューブ管束を模擬したスロット板を配置し、内部の流れを目視できるように外壁を透明なアクリル板とした。装置の概略を図1に示す。

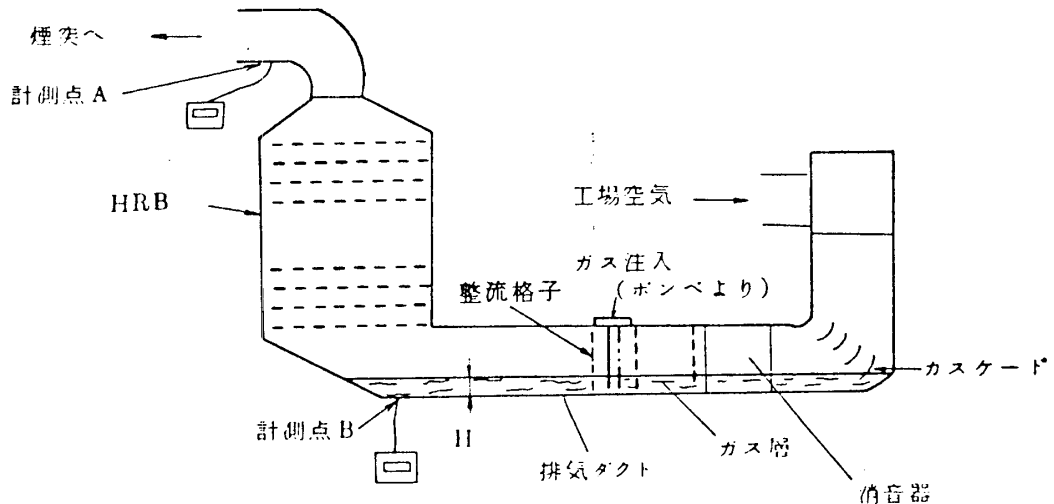


図1 実験装置の概略図（1/12スケールモデル）

タービン排気のディフューザとアンモニア注入グリッドは省略した。スロット板のスロット幅および枚数は、流れに対する管束の影響を精度良く模擬出来るよう次の2点に注意した。

- 1) 過熱器，蒸発器，節炭器のオイラー数（圧力損失／動圧）の近似
- 2) HRB入口の動圧の近似

ダクト中央にガス注入用の導管が取り付けられるようになっている。ガス濃度の計測はHRB出口とダクト底部で行う。

実験は排気ダクトの底部にガスを注入し、注入導管を取り除いた後工場空気で掃気し、計測点A，Bにおけるガス濃度の時間的変化を測定する。

試験ガスはプロパンと同じ比重を有するCO₂を使い、試験範囲はバージ時間に影響を与えるフルード数が実機条件を包含するようにする。また、フルード数の影響を調べるためフロン22を使った試験も行う。

試験条件

CO₂ ガスの場合：

$$5600 \leq Re \leq 1.7 \times 10^4, \quad 0.026 \leq Frs \leq 0.23, \quad 0.01 \leq \phi \leq 1.0$$

フロン22の場合：

$$5600 \leq Re \leq 1.7 \times 10^4, \quad 0.0068 \leq Frs \leq 0.06, \quad 0.01 \leq \phi \leq 1.0$$

4. 実験結果及び考察

CO₂ ガスを使用した実験結果を図2に、フロンガスを使用した実験結果を図3に示す。
濃度はすべて体積%を示す。

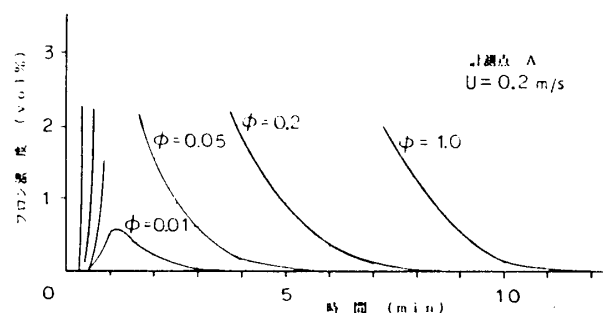
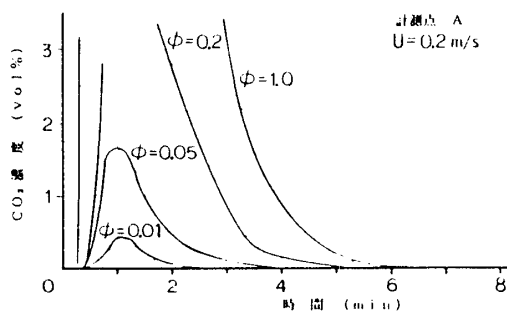
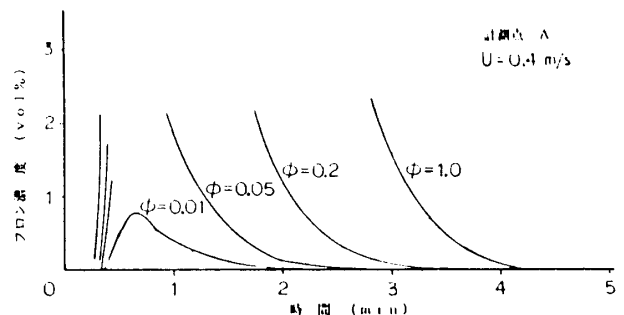
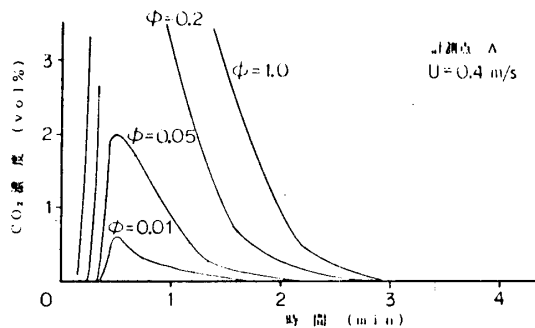
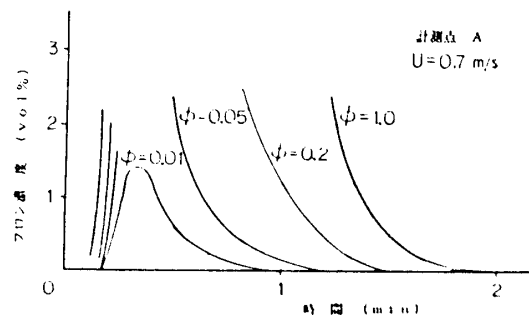
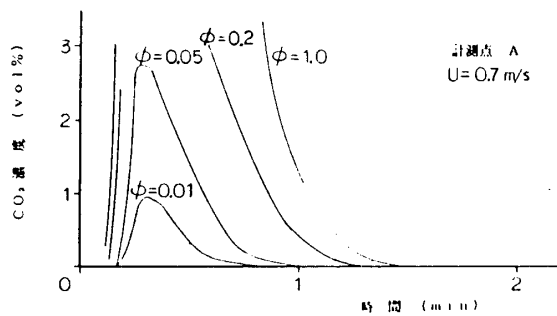
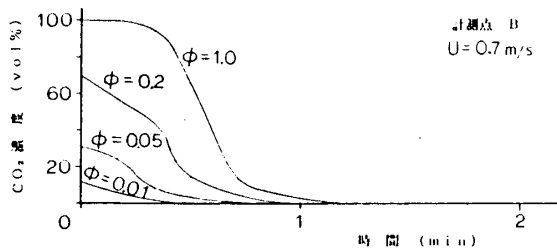


図2 CO₂ の濃度変化

図3 フロン22の濃度変化

これらのスケールモデル実験結果を実機に応用するには無次元で表示された相似則を導き出す必要がある。

バージ特性に支配的な影響を与える物理法則と量に次の5つが考えられる。

- (1) 空気の慣性力
- (2) 空気の粘性力
- (3) ガスの浮力
- (4) ガスの拡散移動
- (5) ガス量

これら5つの物理量を全部考慮した1つの相似則を導くために、これらの性質のいずれかを表す無次元量の組み合わせで表現することとする。空気の慣性力と粘性力を表わす無次元量としてレイノルズ数、空気の慣性力とガスの浮力、拡散移動を表わす無次元量としてフルード数、空気の慣性力、粘性力とガスの拡散移動を表わす無次元量としてシュミット数があるので⁽¹⁾、これらに無次元化したガス量を加えて、ダクト水力直径 D_e と拡散係数 D からバージ時間 t_p を無次元化したバージ時間 F に対し、それぞれが独立変数として作用すると仮定して、次の式を提案する。

$$F = t_p \cdot D / D_e^2 = C_o \cdot \phi^k \cdot Re^m \cdot Frs^n \cdot Sc^x \quad (1)$$

ただし、フルード数は(2)式で示されるようにガスと空気の分子量を組み込んだ修正フルード数 Frs とした。

$$Frs = U^2 / [g \cdot D_e (M_2 / M_1 - 1)] \quad (2)$$

$$Re = U \cdot D_e / \nu \quad (3)$$

$$Sc = \nu / D \quad (4)$$

(1) 式中のべき定数 k, m, n, x は実験結果から決まる値である。また、 C_o は特定場所におけるバージ完了時の濃度と経過時間によって決まる実験定数である。

次に、本実験装置から得られたべき定数 k, m, n, x について紹介する。

まず、滞留ガス層の厚みの影響を図4に示すが、流速 U の広い範囲に渡って、バージ時間 t_p とガス層の厚み ϕ の間に次式の関係が認められる。

$$t_p \propto \phi^{0.20} \quad (5)$$

ダクト流速の影響は、図5より流速 0.4 m/s 以上であれば、 ϕ の広い範囲に渡ってバージ時間 t_p と流速 U の間に次式の関係が成り立っている。

$$t_p \propto U^{-1.5} \quad (6)$$

(6) 式から外れる範囲はレイノルズ数 Re が 5600 と低く粘性の影響を受けやすい領域で、レイノルズ数 Re が 10^4 を超える実機条件からすれば、(6) 式で十分と考える。

修正フルード数 Fr_s の影響は、
 図6に示すごとくガス層の厚み比
 $\phi = 1$ では、分子量の異なる CO_2
 ガス、フロンガスでも同一線上に
 あり、次式の関係が成立している。

$$F \propto Fr_s^{-0.25} \quad (7)$$

ガス層の厚み比 $\phi = 1$ 以外につい
 ても(7)式の関係は、低いレイノ
 ルズ数 Re のデータを除けば十分
 な一致を示した。

(1), (6), (7) 式より、レイノル
 ズ数 Re のべき定数 m を求めると、
 次のごとくなる。

$$m = -1$$

すなわち、バージ時間はレイノル
 ズ数 Re に反比例することを意味
 する。

シュミット数 Sc の拡散係数は
 分子拡散に基づく係数であるが、
 実機やモデルのように乱流が十分
 発達した流れでは、乱流拡散が支
 配的であり分子拡散は無視でき
 るであろう。また、粘性の影響も同
 様に無視できると考えられる。

(1) 式中の分子拡散係数と動粘性
 係数の影響を消去する定数 x は、
 次のごとくなる。

$$x = -1$$

図6
 修正フルード数
 Fr_s の影響

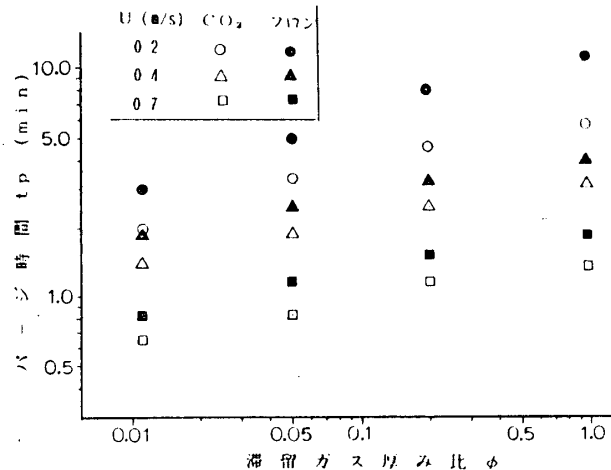


図4 滞留ガス層の厚みの影響

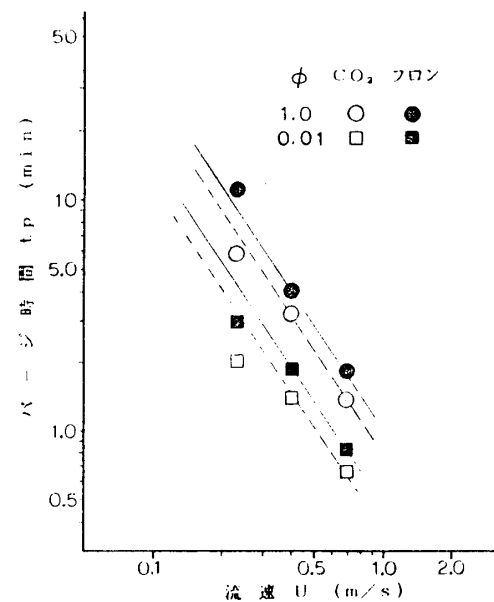
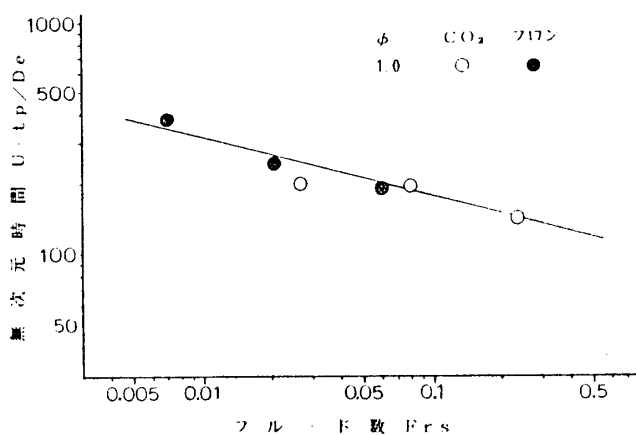


図5 ダクト流速の影響



これらより、(1) 式をまとめると

$$F = t_p \cdot D / D e^2 = C_o \cdot \phi^{0.20} \cdot R e^{-1} \cdot F r s^{-0.25} \cdot S c^{-1} \quad (8)$$

となるが、レイノルズ数 $R e$ とシュミット数 $S c$ の積はペクレ数 $P e$ と呼ばれる拡散に関するバイナンバーであることから、(8) 式をペクレ数 $P e$ で書き直すと、(9) 式のごとなる。

$$F = t_p \cdot D / D e^2 = C_o \cdot \phi^{0.20} \cdot P e^{-1} \cdot F r s^{-0.25} \quad (9)$$

$$\text{ただし、} \quad P e = U \cdot D e / D \quad (10)$$

(9) 式には、拡散の物理的性質がペクレ数 $P e$ により取り入れられているが、拡散係数は右辺と左辺で消去されるため係数そのものはバージ時間に影響を与えないことがわかる。しかし、粘性の影響を無視した式となったため、乱流でもレイノルズ数 $R e$ の低い範囲への適用に限界があると思われる。

5. 実機による検証実験と結果

モデル実験は計測誤差等が極力入らないようにしたが、実験の考え方そのものに落ち度があれば、爆発等の重大事故に直結する可能性が高いため、実機による検証実験を実施した。

実験は、 $\phi = 1.5$ と 0.01 の 2 ケースについて、 $C O_2$ ガスを 4-4 号のガスタービン内へ注入した後、起動モータにてガスタービンを駆動し、その吸い込み空気で掃気して行った。ガス濃度計測は、モデルで計測したポイントを含め計 10 カ所で同時連続計測をした。図 7 に実機における $C O_2$ ガス濃度計測ポイントを示す。

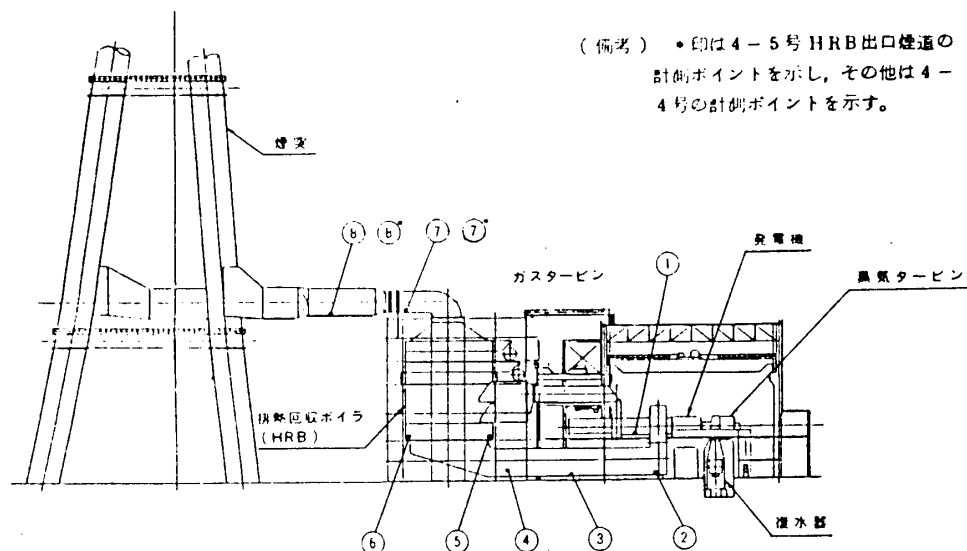


図 7 実機における $C O_2$ ガス濃度計測ポイント

その結果、滞留ガス層の厚み比 ϕ が1.0を大きく越えた場合でも0.01のように小さな場合でも、実験式から計算したHRB出口の濃度と実測値とが良い一致を示した。148参照。また、ダクト底部の濃度も、若干、計算値の方が安全サイドの値となっているが、計算値と実測値は比較的良好一致を示し、場所による影響をほとんど受けないことがわかった。図9参照。

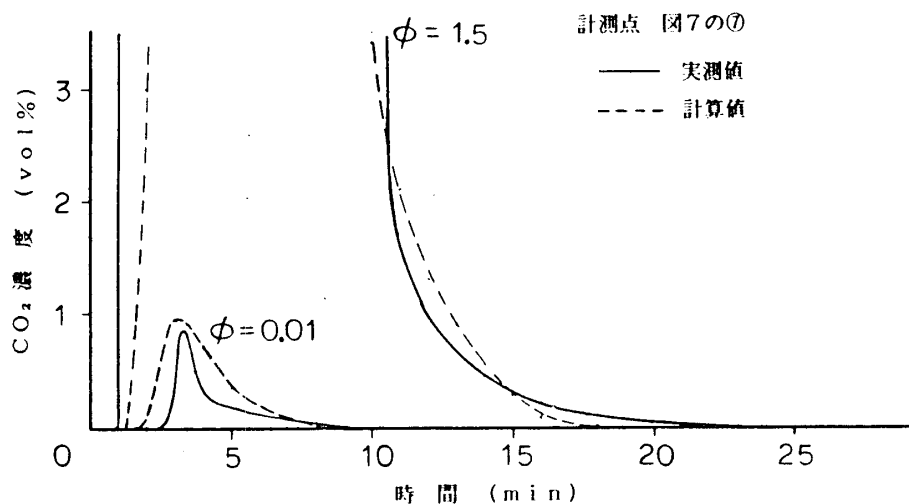


図8 HRB出口の濃度変化

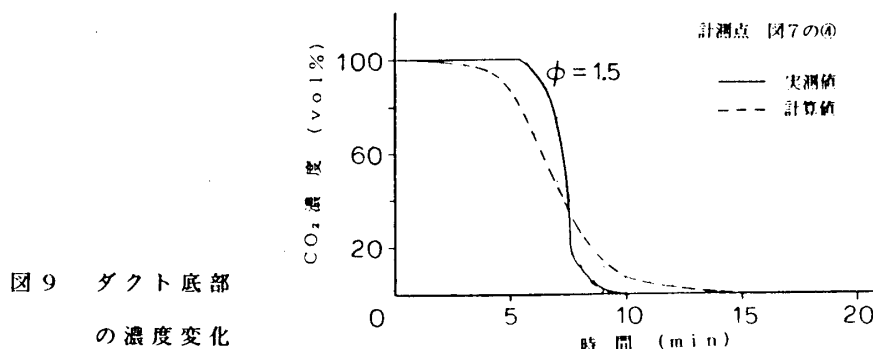


図9 ダクト底部の濃度変化

6. 結言

1/12スケールモデル装置による実験結果から、無次元化されたバージ時間実験式を導き出して実機におけるバージ時間を予測することを試み、条件の極端に異なる2ケースについて実測結果との比較を行った。結果は計算値と実測値との良好一致が見られ、モデル試験から得られたバージ時間の実験式によって十分実機のバージ時間を予測できることがわかり、実験式の妥当性を確認した。

参考文献

- (1) 江守, シューリング 「模型実験の理論と応用」 技報堂

B-10 発電機用可変案内翼付2軸再生式ガスタービン制御系の開発

*熊倉 弘隆 (日産自動車㈱) 松村 利夫 (日産自動車㈱)
 鶴田 栄二 (日産自動車㈱) 渡辺 秋範 (日産自動車㈱)

1. まえがき

防災用非常電源の電源品質は、コンピュータセンターや計算機を利用するインテリジェントビルの増加により、商用電源と同じ電源品質を要求されることが益々多くなってきている。¹⁾ 当社では大型バス用として研究開発を進めてきたガスタービン技術²⁾を応用して非常用ガスタービン発電装置の研究開発を行い³⁾、昭和53年に即時起動長時間運転型の型式認定を取得、運用に入っているが、この度この電源の高品質化に対応すべく、新たなガスタービン発電装置を開発した。

従来、周波数変動に対する要求が厳しい仕様では1軸式ガスタービンが多く用いられてきたが、本発電装置では部分負荷燃費に優れた2軸再生式エンジンを用いて、出力タービン部の可変案内翼(VN: Variable Nozzle)を積極的に出力制御に利用することで優れた周波数特性を実現している。

このエンジン構成を図1に、エンジン性能諸元を表1に示す。

本報では、厳しい周波数制御を行う際の1軸式と2軸式の得失の検討結果と実際の制御実験結果について報告する。

2. システムの検討

本発電装置においては高い周波数制御性能と燃費性能の向上を目標とした。

この燃費向上のためにバス用として開発実績のある回転蓄熱式熱交換器を用い、排熱回収を行う再生式エンジンとした。これにより全負荷域の燃費向上と排気温度低下が同時に達成され、耐熱性の高い排気設備を必要せず既設建屋内への設置が容易となった。

エンジン形式の選定項目として1軸式を選ぶか2軸式を選ぶかは重要な項目である。当社が先に開発した発電システムでは2軸式を採用したが、それは次のような理由による。

① 急速始動が可能: 2軸式は、始動時に慣性モーメントの小さいガス発生機部のみをまず急激に加速し多量の高温ガスをパワータービンに吹き付けることで1軸式では不可能な急速始動が可能である。このため停電時に早く非常用電力を供給する用途に適している。

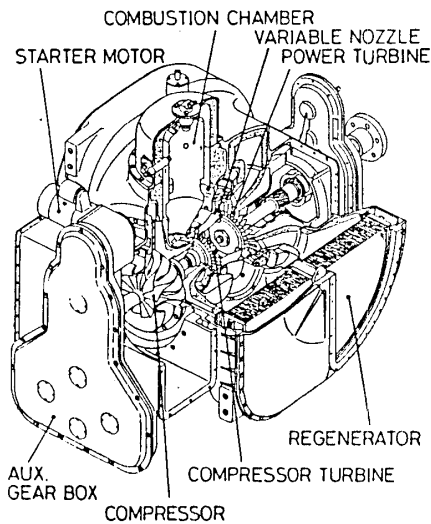


図1 エンジンの構成

表1 エンジン性能諸元

形式	2軸再生式
圧縮機	遠心式(1段)
圧縮機タービン	軸流(1段)
パワータービン	軸流(1段:可変案内翼(VN)付)
ガス発生機回転数	40,000rpm(定格)
パワータービン回転数	26,500rpm
出力軸回転数	3,000rpm
熱交換器	回転蓄熱式(2基)
定格出力	300ps
発電出力	150kW

② 大きな負荷投入が可能：1軸式ではある値以上の負荷が一度に投入され軸回転数が下がってしまうとTIT(タービン入口温度)が急上昇して運転中止に至る可能性があるが、2軸式ではエンジン容量内の負荷投入であれば必ず出力軸回転数は定格回転に復帰する。

またバス用エンジンで使用した2軸可変案内翼(VN)付エンジンでは、

③ 良好な部分負荷燃費：部分負荷時のTITを高く保て、エンジン熱効率の低下が小さい。といった利点も有する。

しかし従来、本システムのように負荷の変動に対する周波数変動を極力小さく押さえる用途においては出力軸回りの慣性モーメントが大きい1軸式でないとなし難いとされてきた。

そこで上述の2軸式の長所を生かしつつ、1軸式に匹敵する高い周波数制御性能が得られる可能性がないかについての検討を行った。

3 周波数一定制御に関するポテンシャル評価

発電機とガスタービンエンジンの出力軸とは一体に結合されているため、発電周波数とエンジン回転数とは同じ意味となる。そのため今回の課題はエンジンにとって、負荷運転時にいかに優れた出力軸一定回転制御を行うかというものである。

先の発電システムで採用した固定ノズルの2軸ガスタービンは負荷に応じてガスジェネレータ(GG: Gas Generator)軸回転数を上下して出力を制御するものであったが、このタイプはGG軸の加速に遅れを生ずるため極端に厳しい出力軸一定制御には不向きである。そこで2軸エンジンとしてより制御自由度の高い2軸VN付エンジンを候補として想定した。

図2に1軸式の制御ブロック図を、図3に2軸式の制御ブロック図を示す。

2軸式において高い応答性を必要とされる出力軸回転数制御ループのアクチュエータにはVNを選び、GG軸回転数は燃料流量によって定格回転数近く(95%)に一定制御する。この運転方法は2軸式として燃費の良い運転方法とは言えないが、まずポテンシャル評価用として、応答性向上が最も望めるVNにエンジンレスポンスが強く依存するモデルを選定した。

この評価を行う際に重要な点は、各形式の出力軸の慣性モーメントをどの程度に見積るか、制御ゲインをどう選ぶかという問題である。

この300PSクラスのエンジンとして、2軸式は当社の実績値より約 2.0kgm^2 ：3000rpm相当($GD^2=8\text{kgfm}^2$)、1軸式は典型的エンジンの形状より推定して約 6.0kgm^2 ：3000rpm相当($GD^2=24\text{kgfm}^2$)の出力軸回りの慣性モーメントを想定した。

制御ゲインに関しては、当社がこのクラスの1軸式エンジンの制御実績を持たないため、従来実績を持つ2軸式エンジンで制御実験を行い、その結果から推定することとした。実際に2軸式エンジンで使用している制

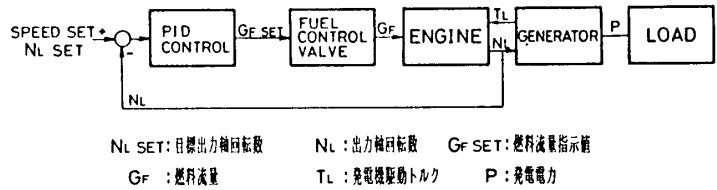


図2 1軸式ガスタービンの制御ブロック図

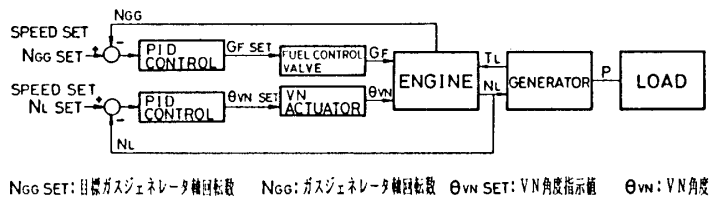
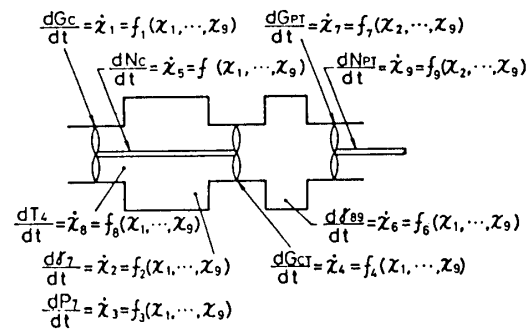


図3 2軸式ガスタービンの制御ブロック図



Gc: コンプレッサ流量 f_7 : 燃焼室内のガス比重量 P7: 燃焼室内の圧力
GCT: コンプレッサタービン流量 Nc: ガスジェネレータ回転数 f_{99} : インターステージダクト内のガス比重量
GP1: パワータービン流量 T4: 熱交換器空気出口温度 NP1: パワータービン回転数

図4 エンジンのシミュレーションモデル

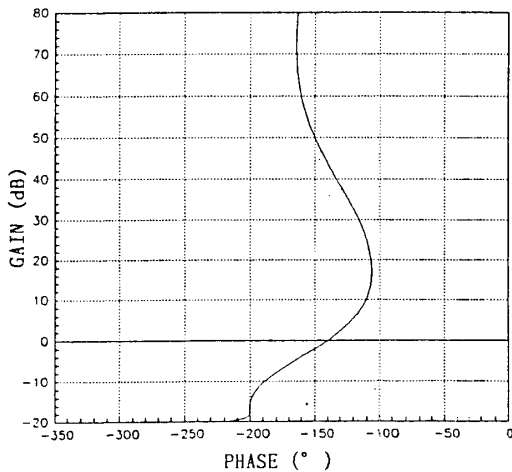


図5 VN角度-出力軸回転数制御系のNichols線図

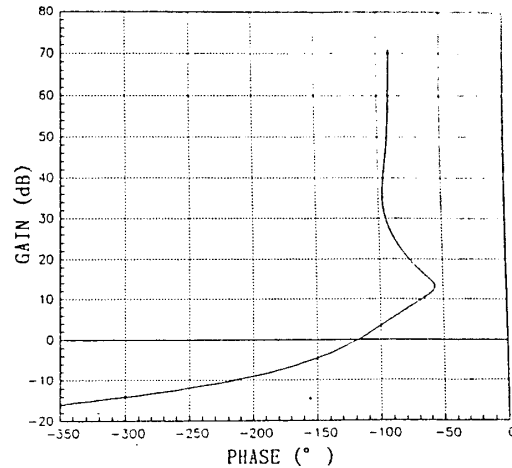


図6 燃料-ガスジェネレータ軸回転数制御系のNichols線図

御ゲインが、どの程度のゲイン余裕と位相余裕を持っているかを評価し、それをもとに1軸式エンジンのコントローラを設計する。

図4にはゲイン余裕の算出に使用したエンジンのシミュレーションモデルを示す。2軸再生式エンジンを9次元のモデルで表わし、2入力の遅れはそれぞれ単体実験より求めた結果を(むだ時間+1次遅れ)で近似した。1軸式はパワータービン部及びその前の空間を省略した6次元のモデルを使用している。

図5、6に2軸式エンジンで実際に使用した制御ゲインをいれて、定格点近傍のニコルス線図を書かせた結果を示す。これよりVNによる出力軸回転制御はゲイン余裕が約8 dB、位相余裕が約40度、燃料によるGG軸回転制御はゲイン余裕が約7 dB、位相余裕が約60度と無難なゲイン選定をしていることがわかる。

図7に図5をもとに1軸式ガスタービンのコントローラを設計した結果を示す。

以上の検討で得られた制御ゲインを使って負荷投入のシミュレーション計算を行った。

1軸式ガスタービンは燃料流量変化に対するエンジン出力変化の定常ゲインが比較的一定であるが、2軸式ガスタービンのVN角度変化に対するエンジン出力変化の定常ゲインは非線形性が大きい。この特性を図8に示す。そこで本報ではVN系の制御ゲインをGG回転数とVN角度の関数として持ち、VNの開き側の制御ゲインをきつくしてこの非線形性を補正している。

図9に0-70%の負荷投入を想定した計算結果を示す。

今回のゲイン評価の際のモデル化は1軸、2軸とも出力軸回り(3000rpmを想定)の慣性モー

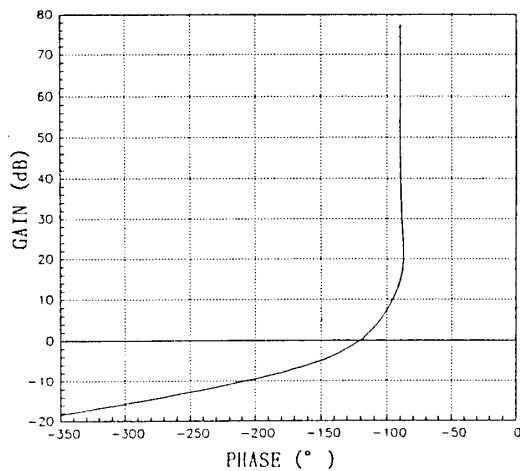


図7 1軸式GT回転数制御系のNichols線図

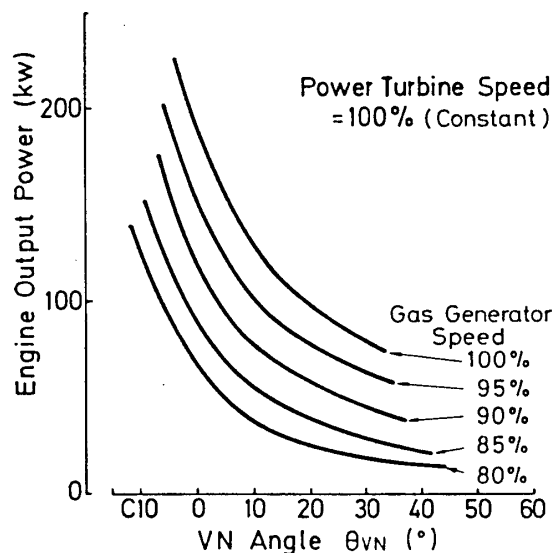


図8 2軸VN付エンジンの出力特性例

メントが 15kgm^2 の点で行った為、この点を大きく離れると制御ゲインの再検討を必要とする。そこで慣性モーメントの影響検討はこの点近傍にとどめた。

図より出力軸回りの慣性モーメントが 15kgm^2 の所では1軸、2軸とも周波数変動は約0.8%に押えられている。しかし1軸式はエンジン自体が持つ慣性モーメントが大きい分だけ小さな発電機ですむ。2軸式で1軸式と同程度の発電機を付けたとすると図で外挿した結果は約0.9%の周波数変動だが、実際には制御ゲインを下げる必要がありこれ以上の変動となろう。

また2軸式に於てVNの速度に $200^\circ/\text{s}$ 、 $500^\circ/\text{s}$ のリミットをかけた際の変動を計算したが、あまり差がない。最高速度よりも制御ゲインを上げられないのが問題である。

定常時の回転変動を考慮すると、1軸、2軸ともさらに周波数変動を押え込む必要がある。もしフィードバック制御だけでやるのであれば後は制御ゲインを上げるしかないが、前述の検討より、現状のゲイン余裕がそう大き過ぎるわけではない。

そこで次に制御系の応答性をさらに向上させるために、フィードフォワード制御を含む制御系を検討した。

発電機負荷の変化を高速でセンシングして、予めマップ化してある負荷に対応したエンジン入力の値をコントローラから出せれば、制御性能はさらに向上する。1軸式の場合には入力である燃料流量を負荷投入を検出して負荷に応じた量だけ噴射すればよく、2軸式の場合には目標GG回転数やVN角度を変化させればよい。

本エンジンで採用している燃料供給系は、燃料調整弁にPWM式のインジェクタを使用している。燃料として灯油と軽油(JIS2号)を考え、环境温度の変化も考慮した際のインジェクタ同一Dutyに対する実燃料流量の振れ幅を図10に示す。

図のように、同一Dutyに対して約30%実燃料流量が変化する。このためこれを補正可能な応答性の良い燃料調整弁がないと正確なフィードフォワードはかけられない。

これに対して2軸式の場合は図11のような制御ブロック図が書け、回転数と角度という正確な計量が可能な制御量に対してフィードフォワードがかけられる。またGG軸回転数もVN角度も修正量としての処理が可能なため、コンプレッサ入口状態に対しての補正も行える。

図12には図9にVN系のフィードフォワードを加えた場合の出力軸回転数とVNの挙動の差を示し、図13にはその際の周波数制御性能の改善効果を示す。図のように大幅な改善が可能で、この際に

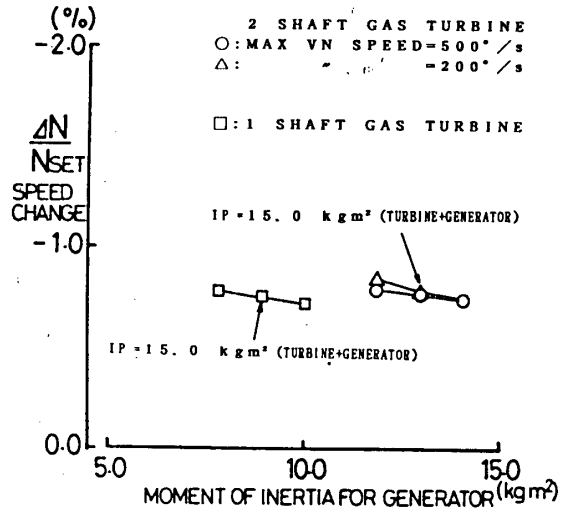


図9 発電機の慣性モーメント量と周波数変動との関係(予測計算)

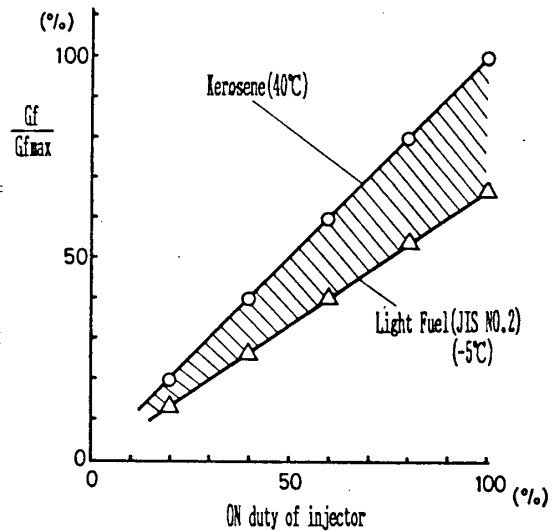


図10 燃料弁開度指示に対する燃料流量の振れ幅

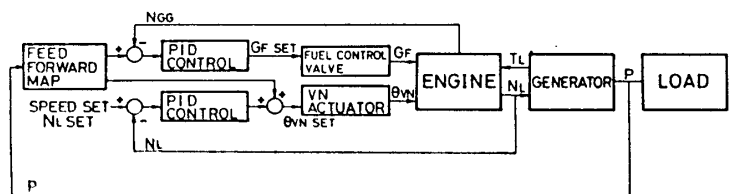


図11 フィードフォワード制御を含む制御ブロック図

はVNの最大速度の影響が大きい。200°/sから300°/sへは改善効果が大いだが、400°/sから500°/sと高速になるとその改善効果は小さくなって行く。

以上検討したように厳しい周波数制御性能を満足するためには、慣性モーメントを大きくして制御ゲインも上げるか、負荷変化を高速で検出してフィードフォワード制御により対応するかしかないが、2軸VN式においては正確なフィードフォワードをかけられるため、発電機慣性モーメントをそう大きくせずとも優れた周波数制御を行えるポテンシャルを有する。

4. 燃費に関するポテンシャル評価

図14に1軸式ガスタービンと2軸VN付ガスタービン及び固定ノズルの2軸式ガスタービンとの燃費特性の差を示す。

図中の破線は1軸式の典型的燃費特性を示し、1点鎖線は固定ノズルの2軸式ガスタービンの典型的燃費特性を示す。図に示すように2軸VN付ガスタービンはVN角度を変えることで様々な運転点設定が可能である。

図より、前節で行ったようなGG軸回転数を定格回転数一定としてVN角度だけにより出力調整する制御方法は1軸式と比較しても燃費が悪いことがわかる。燃費を良くするためには部分負荷においてGG軸回転数をできるだけ下げることが必要がある。しかしあまり下げすぎると制御性は固定ノズルの2軸ガスタービンに近づいてしまう。そこには周波数制御性能と燃費性能を両立する領域が存在するはずである。

ここではエンジンのシミュレーションを用いて、アイドル燃費と0-70%投入時の周波数変動値とのトレードオフを明らかにする。制御系としては図11のタイプを用い、VN系に対するフィードフォワードだけでなく、負荷に対する目標GG回転数のマッピングも行っている。

図15に計算結果を示す。本計算において、VN系は新開発された高速タイプの実験結果をモデル化して用いている。

図のように本エンジンではGG軸回転数を80%弱まで下げた

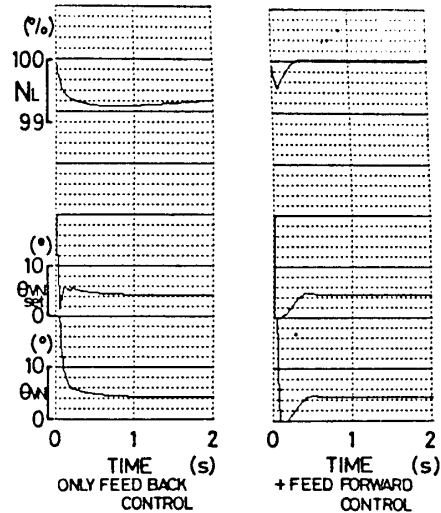


図12 2軸VN付GTにフィードフォワード制御を付加した際の挙動(予測計算)

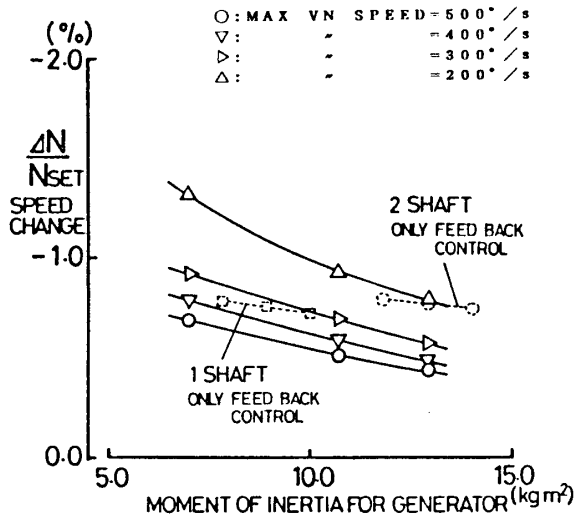


図13 2軸VN付GTにフィードフォワード制御を付加した際の改善効果(予測計算)

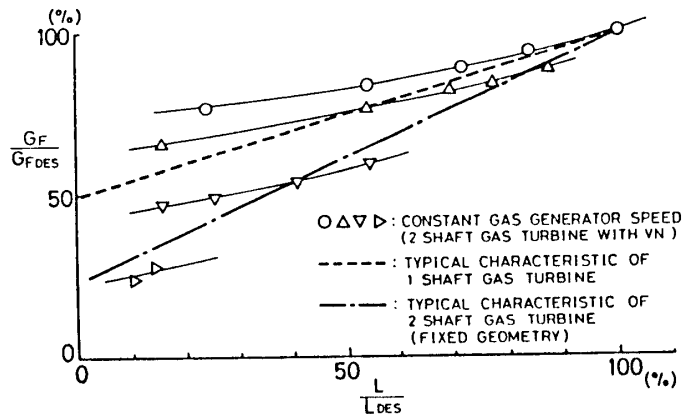


図14 1軸式GTと2軸VN付GTとの燃費特性の差

としても制御性能の悪化は起こらない。このため本発電システムでは定格燃料流量の40%弱のアイドル燃料流量でも1%以下の周波数変動で運転が可能である。これは同じ熱交換器を有する再生式1軸エンジンと比較した場合に約20%少ないアイドル燃料流量である。

GG軸回転数を更に下げるとGG軸の加速の遅れが支配的となるため制御性は急激に悪化する。この領域ではエンジン加速時のTIT上限値が制御性能に大きく影響する。

本エンジンはバックワード付コンプレッサの採用により高い効率を確保しつつ十分なサージマージンも持っている。図15から標準状態ではサージよりも温度限界が先に来ることが判る。

また図には参考値として固定ノズルの2軸ガスタービンを想定した際の制御結果も示している。出力制御をNGGの制御のみで行っているため、アイドル時にはNGGは65%程度まで低下する。このためアイドル燃料流量は少なくすむが、制御性能は落ちる。

このように2軸VN付エンジンでは、(高い周波数制御性能+妥当な燃費)という組合せも、(優れたアイドル燃費と標準的周波数制御性能)という組合せも、同じ発電装置で状況に応じて選択可能である。

この3、4節の検討結果より、今回目標とする厳しい周波数制御性能は、2軸式のメリットを出しながら十分達成が可能であると判断した。

5. 信号検出部およびアクチュエータの開発

以上のような検討の結果、本発電装置においてはその厳しい周波数性能を満足するために、高速な負荷変動の検出と高速なエンジンの対応とが要求される事が判った。そこで従来の検出部およびアクチュエータでは能力不足を生じたため次のような開発を行った。

5.1 信号検出部

閉ループ制御により出力軸回転数を精度良く制御するためにはまず回転数検出精度を十分に向上させておく必要がある。そのため従来は電磁ピックアップにより歯車の歯数を周波数計測していた回転数検出法を、今回歯車の回転周期計測法へと改め精度の向上を図った。この方式変更により定格3000rpmの出力軸回転数を0.1rpm刻みで検出することが可能となった。

また負荷電力変化を直接検出しフィードバックによって対応をとるためには、応答性の良い電力センサが必要とされる。通常の発電装置は電力検出用として電流センサを代用しているものが多いが、本発電装置は制御系の応答性が優れるため負荷力

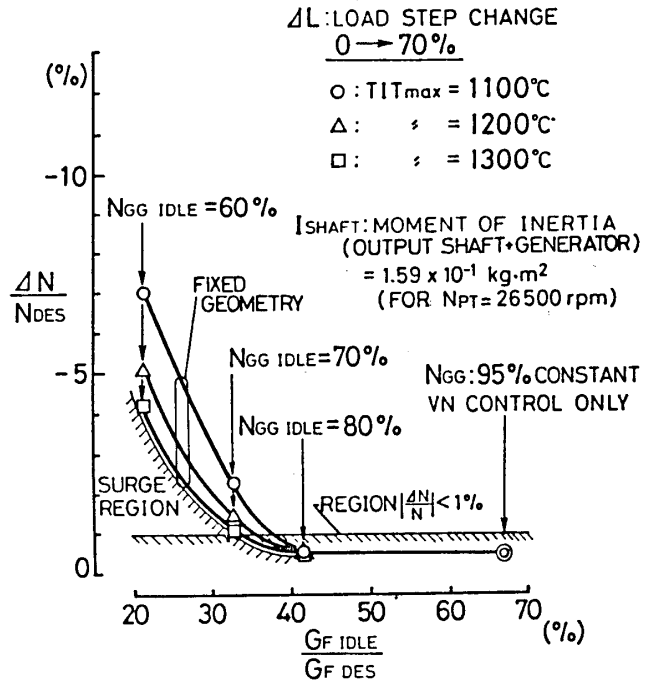


図15 アイドル燃費と周波数変動量との関係(予測計算)

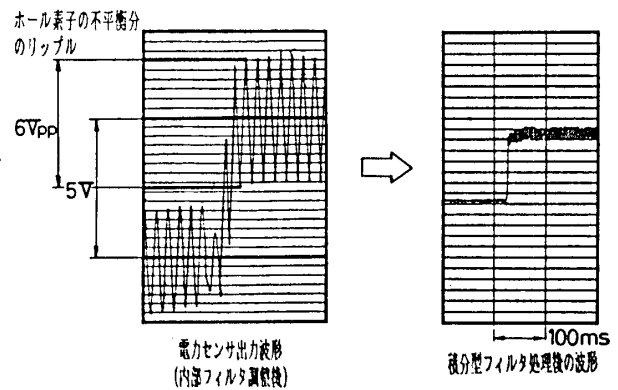


図16 電力センサの高速化

率が低い場合における瞬時の電力値と電流値とのずれが制御に悪影響を及ぼす可能性があり、ホール素子型の電力センサを用いた。

市販の電力センサはホール素子からの信号を平滑化するとノイズ対策のために内部に何重ものフィルタが入っている。このためその応答時間（ステップ入力を入れた際に最終定常値±1%に納まる時間）は500ms程度である。本制御仕様にとってこれでは遅すぎ、フィードフォワードとしての役をあまりなさない。そこで本開発では、シミュレーション計算より必要応答時間を検討しその目標を20ms以下とした。

ノイズによる問題が生じないぎりぎりの所までローパスフィルタの周波数を高めていくと、応答時間そのものは目標値に達するがホール素子の不平衡分が発電周波数で出力信号ののってくる。その値は信号変化自体が5V程度のときに約6Vppとかなり大きい。その様子を図16（左図）に示す。

応答性を落とさずしかも精度良くこの不平衡分を平滑化するため今回は電源周波数の周期による積分処理を行った。この結果を図16（右図）に示す。これによって高速でしかも安定した信号処理が可能となり、目標を満足することができた。

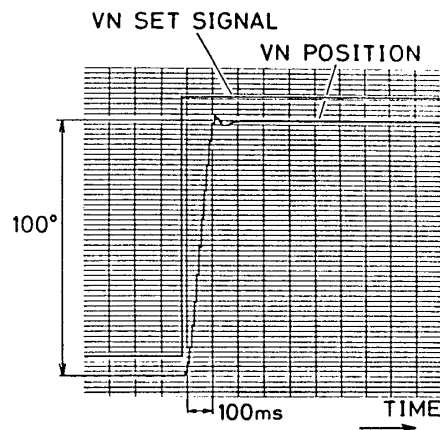


図17 高速型可変翼 (VN) の応答性

5. 2 アクチュエータ

これまで述べたように、検出した負荷変動に対してエンジンが迅速に応答するためには燃料系およびVN駆動系のレスポンス向上が必須である。

燃料系はその流量調整装置として、自動車用インジェクタを流用したパルス幅変調 (PWM) 方式の制御弁を用いた。本方式は低コストで応答性に優れるため非常用ガスタービン発電装置に続いて今回も採用した。

VN系については前述のシミュレーション計算により必要な応答性(500°/s以上)を予め求め、それを目標として主として油圧回路の変更を行った。油圧回路は従来よりも駆動油圧を高めるとともに配管の低圧力損失化、流量制御弁の大流量化を行った。図17に今回開発したVN系の応答性を示す。

6. 実験結果

図18に本発電装置のシステム図を示す。発電装置のコントローラは、ガスタービンエンジンの制御を主として行う部分と、発電機の制御を行う部分の2つのモジュールからなる。負荷投入遮断の実験はこのシステムをベンチ内に組み、別室の実験用負荷と結合して行った。

図19には負荷投入遮断実験時の主要な値の時間変化を示す。

本実験はアイドル時のガスタービン回転数 (NGG) を80%に設定したものである。

負荷投入時 (左側) においては、負荷検出

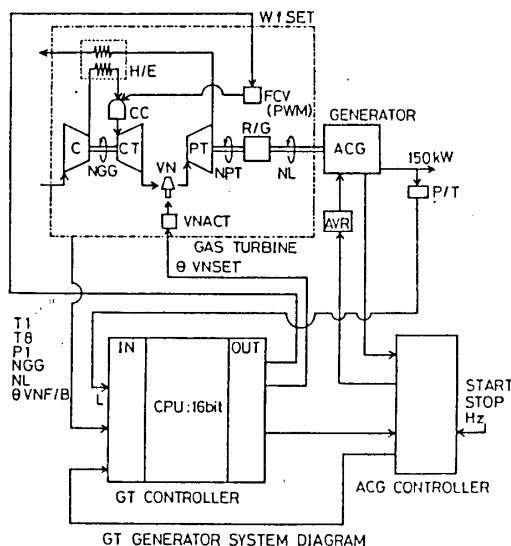


図18 発電装置のシステム図

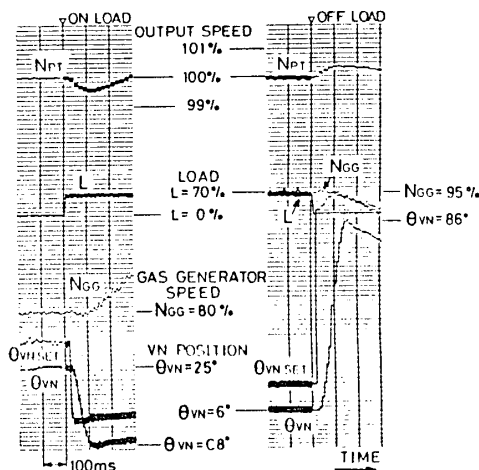


図19 負荷投入遮断実験結果 (0 ↔ 60%)

をセンサが敏速に行いそれに対応してV Nが急激に締まり、同時にNGGが加速を始めるのが判る。ただしこの負荷領域においてはエンジンレスポンスの主体はV Nであり、NGGの加速前に出力軸回転数は復帰し始めている。

負荷遮断時(右側)においても同様であり、負荷遮断の検出を行った直後にV Nが設定開度まで大きく開くと、出力軸回転数のオーバーシュートは復帰に向かう。その間NGGは緩やかに回転を下げ、それに追従する形でV N角度も閉まって行く。

図20には、負荷投入遮断の実験結果と、シミュレーションによる投入時の変動予測結果とを示す。

図のように実験値はシミュレーションと良く対応しており、期待通りの性能が得られている。

本エンジンの良好な制御性能を確保する上でV N系の耐久性は極めて重要な点である。⁴⁾⁵⁾この耐久性を確保するために、高温ガス周辺の可動部における最適なクリアランスの選定、摺動部における溶射材の適用、使用材料の最適化などを行って耐久性を確保するとともに、アクチュエータ本体の耐久性向上も図った。これらの対策を行ったV N系に対して、エンジン定格TITにおける10°回の摺動耐久実験を既に終了しており、摺動部の異常摩耗や位置検出用のポテンショの異常といったトラブルは全く見られなかった。

7. まとめ

以上のような検討を行い、以下の知見を得た。

1. 2軸V N式ガスタービンは、高い周波数制御性能のポテンシャルを有する。その理由はV N角度やガスタービン回転数という正確に検出可能な値に対して、フィードフォワード制御を有効に利用可能なためである。
2. フィードフォワード制御を有効に行うために、負荷検出とアクチュエータ応答性の高速化を実施した。負荷検出は20ms以下を、V N最高速度は十分な耐久性を維持しつつ500°/s以上を達成できた。
3. 2軸V N式では制御性能を犠牲にせずに、部分負荷の燃費低減が可能である。0-70%の負荷投入で1%以下の変動を考えると、本システムでは定格燃料流量の40%弱のアイドル燃料流量に設定しても、制御性能は落ちない。

参考文献

- 1) 糸井：コンピュータセンタ用非常用ガスタービン、日本ガスタービン学会誌、Vol.14、No.53、pp26-33、1986/6.
- 2) 伊藤、他：自動車用ガスタービンエンジン制御装置の開発、日本ガスタービン会議後援論文集、pp167-172、1974/6.
- 3) 小林、他：非常用ガスタービン発電装置の開発、日産技報、第18号別冊、pp142-154、1982/12.
- 4) R.G.Cadwell et al:The ford turbine- An engine designed to compete with the diesel, S A E 720168
- 5) D.L.Carriere et al:Variable power turbine nozzle system mechanical development, A S M E 77-GT-105

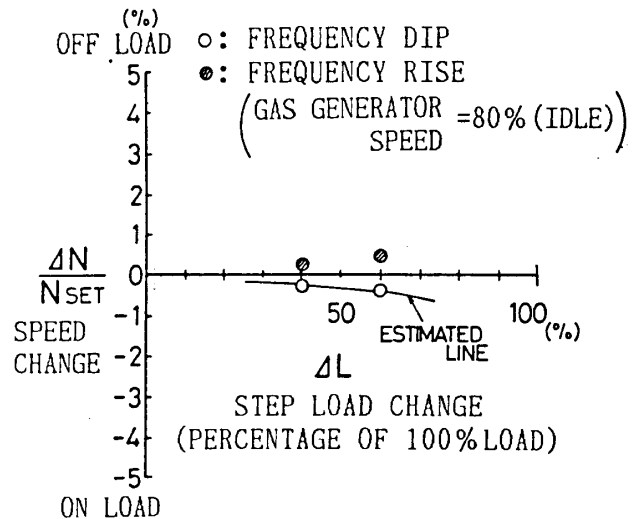


図20 負荷投入遮断時の周波数変動

B-11 高効率ガスタービンコージェネレーション発電設備

表 義 則	三井造船(株)
杉村章二郎	三井造船(株)
雨喜山 惇	三井造船(株)

1. 開発に至る経緯

石油ショックに端を発した省エネルギー施策は世界的規模で拡大し続けているが、我が国にても今後のこの傾向は変わることなく続くものと予測される。

省エネルギーの具体策は、燃料の節約という形でとられ、石油、鉄鋼等の熱エネルギー多消費企業でのめざましい効果は周知のところである。

一方、現実的には需要予測をみると、電気エネルギーは今後増々その需要が高まることが判っている。

このような背景から最近では熱エネルギーの有効利用のみならず、電気エネルギーの有効利用との組合せによる省エネルギー、さらには省マネーシステムとしてのコージェネレーションシステムの実用化が次々と進められている。

御存知の如く、最近のコージェネレーションシステムの主たる対象は多分野にわたる中小規模エネルギー消費業界、即ち、薬品、食品、製紙、電子機器等の工業用分野、また、病院、ホテル、学校、レジャー施設等の民生用分野に変化して来ている。

コージェネレーションシステムに使用される原動機はそのシステムの特性により、ディーゼルエンジン、ガスエンジン、ガスタービンが選択され、それぞれの長所、短所をここであらためて述べるまでもないが、上述した如く、都市型産業に適した形態を考えると発電効率も高く廃熱温度も高い(蒸気利用率も高い)システムでなくてはならず、このような条件を加味し、熱電比の小さいガスタービンシステムが採用され、市場調査を行った結果、発電規模 1MW、回収蒸気量 2~3T/hのクラスが適切との結論に達した。

しかしこの様に時代のニーズがきわめて高いにもかかわらず、その時点で入手可能な機種としては、国産、輸入を問わず 3MW以上でないと目標とする高効率は得られなかった。

たまたま時期を同じくして、同様の企画を持たれていたガス事業者 3社の東京ガス株式会社、大阪ガス株式会社、東邦ガス株式会社との共同開発がスタートすることとなった。

2. システムの構成

本システムは次の機械により構成されている。

- (A) ガスタービン発電設備
- (B) 排熱回収ボイラー
- (C) ガスタービン用燃料ガス圧縮機
- (D) NOx 低減用水噴射又は蒸気噴射装置

基礎、建屋工事等を除き、構成要素は標準化を行い納期の短縮、コストの低減をしている。

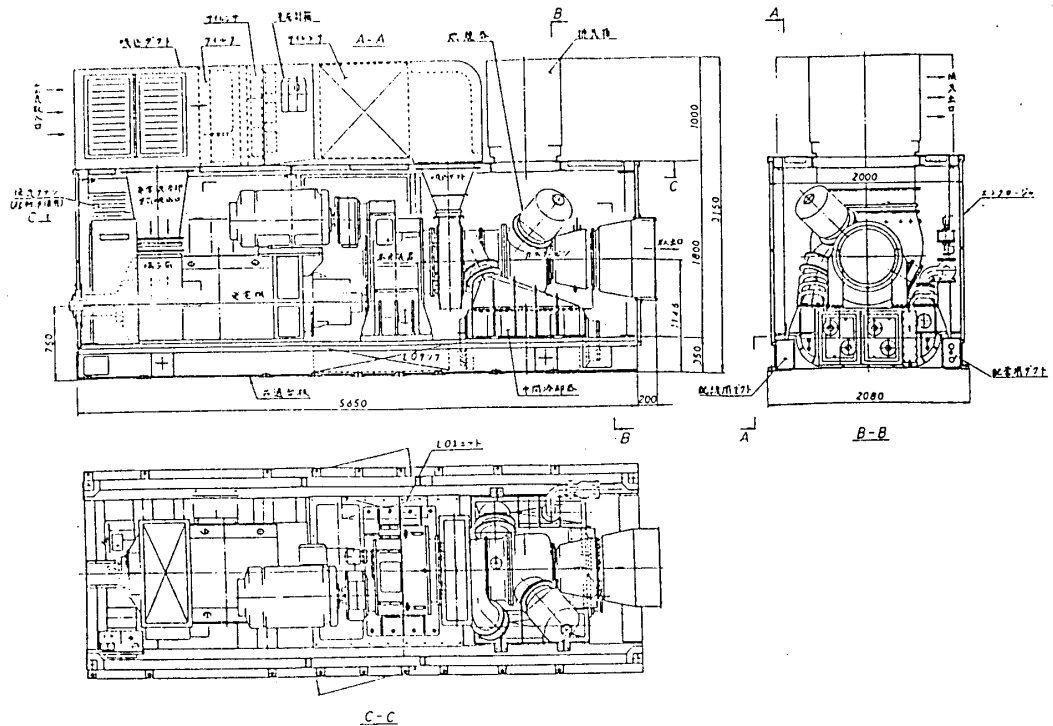


図-1. ガスタービンユニット配置図

ガスタービンユニットは次の機器で構成され防音エンクロージャ内に納められている。図-1参照。

- (a) ガスタービン本体
- (b) 減速歯車装置
- (c) 発電機（ガス圧縮機駆動用軸付）
- (d) 起動装置
- (e) 潤滑油装置
- (f) 燃料供給系統

排熱回収ボイラは要求に応じてバイパスダンパ、NOx低減噴霧過熱蒸気用スーパーヒーター部、脱硝装置、追い焚き装置等が追加できる。

燃料ガス圧縮機は台板上にユニット化し、エンクロージャ無しの屋外型としている。

ユーザー側の仕様に従って、NOx低減噴霧水用純水設備、計装空気源設備、冷却塔水設備等がオプションとして追加できる。

3. システムの特徴と構造

(A) 高効率で省エネルギー

従来の1MW級のガスタービン発電設備では発電効率20%弱の非常用発電をベースとしたものであったが、これを25%にまで大幅に向上した。

中間冷却器にボイラー給水を利用することにより、熱回収が中間冷却部でも行なわれ発電効率の向上のみならず総合熱効率を向上させることができる。

(B) 連続定格運転仕様

長期連続定格運転を可能にするために種々の配慮がされている。

タービン高温部に高Ni鋼使用し信頼性と長期間寿命の向上をはかると同時に従来はこのサイズのタービンには使用されていなかった空冷翼を動・静翼に採用した。又軸受は強制給油式としてブレンベアリングを使用している。

(C) 容易な保守管理

タービン本体は従来大型機に使用されていた様なケーシングを水平面で分割する構造ではなく、リング構造で構成されたケーシングを軸方向にあわせて組立てる方式を採用し熱変形を最少とし、かつ低価格を実現している。

(D) コンパクト化

発電設備としてパッケージ型にまとめ、据付スペースも従来型非常用発電設備に比較しても約70%ですむものとなっている。

又燃料圧送用ガス圧縮機は従来は独立駆動機で駆動されていたが発電機軸端より直接駆動することにより一層のスペース削減が可能となっている。

(E) 排ガス対策

NOx 低減用の水噴霧装置もしくは蒸気噴霧装置がエンクロージャー上に標準装備可能である。

さらに、必要に応じて脱硝装置を廃熱回収ボイラに組み込むことも可能である。

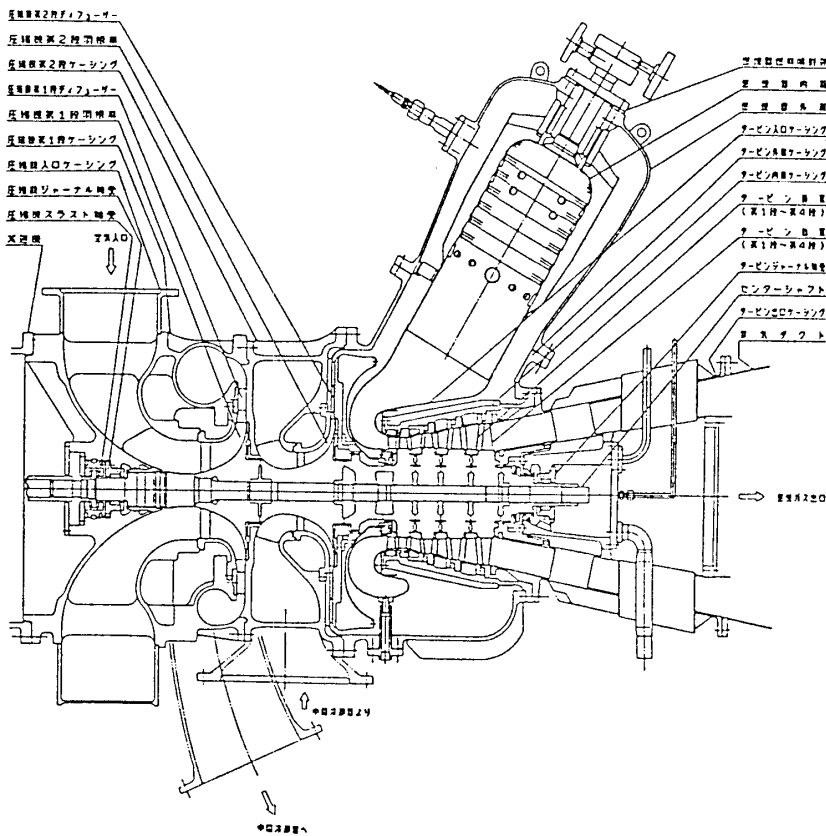


図-2. 組立断面図

以下に主として今回開発されたガスタービン本体についてのべる。図-2参照。

a. 圧縮機部

燃焼用空気はパッケージ上部に取付けられた吸込フィルターを通して吸込まれる。

圧縮機羽根車はオープンシュラウドバックワード型の遠心式で2段で圧縮し、中間に空気冷却器を持っている。

第1段圧縮機入口には可変式のインレットガイドベーンをオプションとして設置できる構造としており部分負荷特性を改良できる様にしている。

圧縮機羽根車と静止部壁面の間隙は、圧縮機性能に大きな影響を与えるので可変構造にしている。

又、羽根車と壁面が万一接触しても羽根車に損傷を与えない様に壁面側にアブレーダブルシール（被削造隙材）を施工し性能向上を計っている。

圧縮機各段は翼付のディフューザーをもっており第1段は渦巻室を通して中間冷却器へと空気はみちびかれ、第2段は翼付ディフューザーから出た空気は軸方向に曲げられてタービンケーシングへとみちびかれる。

b. 燃焼器部

単缶式で内筒外部にフローガイドを取りつけた順流式としている。燃焼器ノズルはNOx低減のための水噴射ノズルもしくは蒸気噴射ノズルをそなえている。

c. タービン部

タービン翼はタービン入口温度を従来機よりも高い値（1000℃）にしているため第1段、第2段に空冷翼を採用している。第2段から第4段静翼は強度上一体リング方式を採用した。

タービン動翼先端はthinningをして動翼が静止部に接触を万一おこしても損傷を少なくすると同時に小さな間隙で動翼先端の漏れ損失を減らすことを試みた。

d. 軸系

軸系全体としては圧縮機羽根車板、タービンディスク類を軸方向にセンターシャフト（センターボルト）で油圧を利用して締結する方式を採用しており、分解組立を容易な構造としている。

各ディスク、車板の接合部は特殊な歯車結合（CURVIC COUPLING カービックカップリング）を使用した。

圧縮機タービンの流体性能を最適に選定するためには軸系は高速回転にせざるを得ず軸系の危険速度（固有振動数）は第3次と第4次の間に選定され、そのためにより慎重な約合（バランスング）が施工された。

各ディスク、車板の単体バランス

組立後の低速バランス

加熱状態でのホットバランス

定格回転数での高速バランス

の手順が取られた。

e. ケーシング

ケーシングは圧縮機ケーシングNo.1、No.2とタービン外側ケーシング、内側ケーシング、タービンディフューザー部ケーシングの5つのケーシングより成立っており、これらは熱による変形を防止するためにすべてリング構造を採用した。従って、タービンケーシングは軸に直角な垂直分割構造となっている。

f. 軸受

軸受は長期連続運転を考慮してスベリ軸受が使用されており、ジャーナル軸受はティルティングパッド型が採用され、スラスト軸受は高速軸受としての機械損失（メカニカルロス）を減らすためオイルバス方式ではなく直接噴霧方式が使用された。軸受はいずれも強制給油方式がとられている。

g. 中間冷却器

コージェネレーション設備は蒸気利用が前提であることから、水の使用が可能となり中間冷却器をガスタービンの圧縮機部に使用することができる。また、発電効率向上のためには圧縮機所要動力の節減が効果的であるが、開発期間に制限があったことおよび流体要素効率はすでにかかなりの高いレベルにあったことから中間冷却器を採用することとした。

4. 性能・仕様

A. ガスタービン性能

高効率コージェネレーションシステムの効率の選定は慎重に検討されて必要なガスタービン性能が決定された。タービン入口温度と圧縮機の圧力比の種々の組合せのうちで経済的に実現可能な値で選ばれた。

タービン入口温度としてこのサイズでは従来機より 100℃以上高い1000℃が選ばれ、その温度に対してほぼ最適な圧縮機圧力比が選ばれた。

本機は工場で性能計測が行なわれその結果次の様な性能値が得られた。

出力	1100 kW
発電端効率	25.1 %
排気ガス量	5.07 kg/s
排気ガス温度	498 ℃
圧縮機出口圧力	10.3 ata
但し、	
入口空気温度	15 ℃
入口相対湿度	60 %
入口圧力損失	50 mmAq
出力圧力損失	200 mmAq
使用燃料	灯油

以上はタービン入口温度1000℃換算値である。

図-3に各負荷に対する特性値を示す。

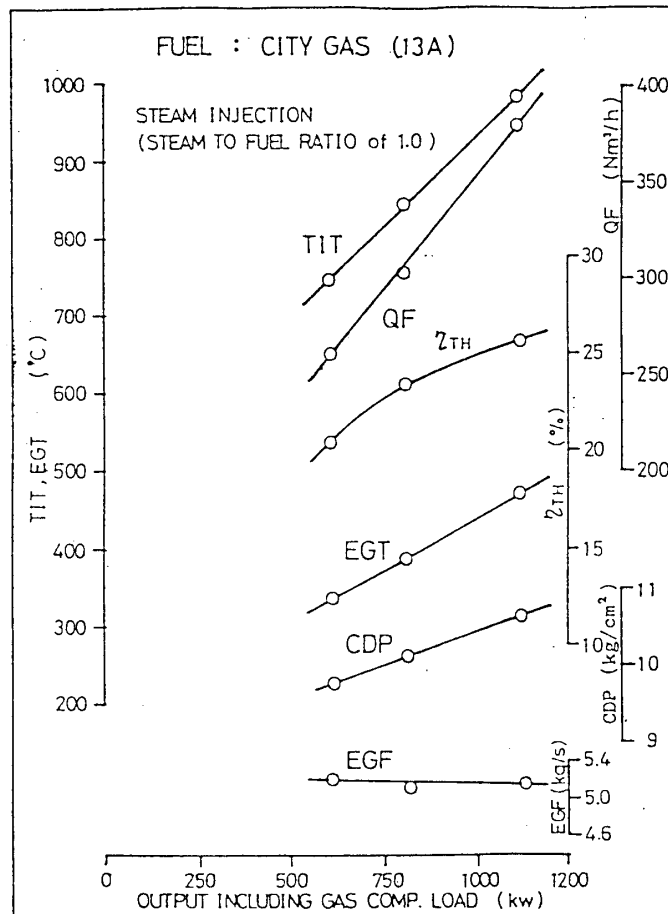


図-3. ガスタービン性能曲線

本ガスタービンは水冷式の中間冷却器を装備しているが、中間冷却器の運転条件がガスタービン性能に影響を及ぼす。

B. NOx 排出量

ガスタービンから排出されるNOx 値は各負荷に対してNOx 低減対策の有無両方について計測され良好な値が得られた。定格負荷における値は次の通りである。

NOx 低減対策なしで 70 ppm で

63年2月の大気汚染防止法の規制値に対して充分対応できる値が得られた。

対燃料比 1:1 の蒸気噴射ではそれをさらに40%に減少できる。

但し、16%O₂ 換算値である。

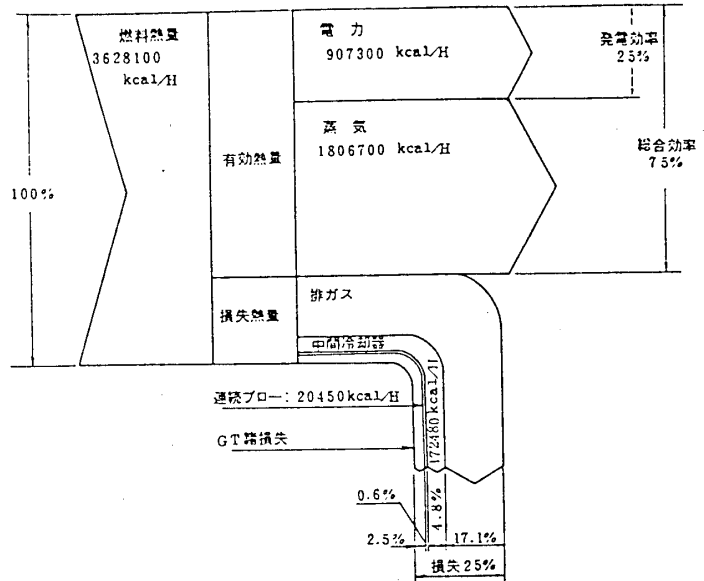


図-4. 熱収支

C. システム仕様

機器要目表に標準的なシステム仕様を示す。

圧縮機に中間冷却器をつけることにより圧縮機動力が節減され全体システム効率が約1ポイント上昇する。

システム総合効率を向上させるために中間冷却器での冷却に排熱回収用ボイラーの給水を利用して給水予熱を行い熱の回収をはかり総合効率の向上をはかっている。

図-4. 熱収支に示す様に、発電効率を従来の20%から25%に向上させ、廃熱回収は 8 kg/cm² の蒸気で50%とすることにより、総合効率75%となる。

また、ガスタービンユニット化及びガス圧縮機軸端駆動を採用し従来に比較して70~80%の設置面積になっていると共にガス圧縮機駆動電動機を省くことにより省エネルギーを図っている。

機器要目表

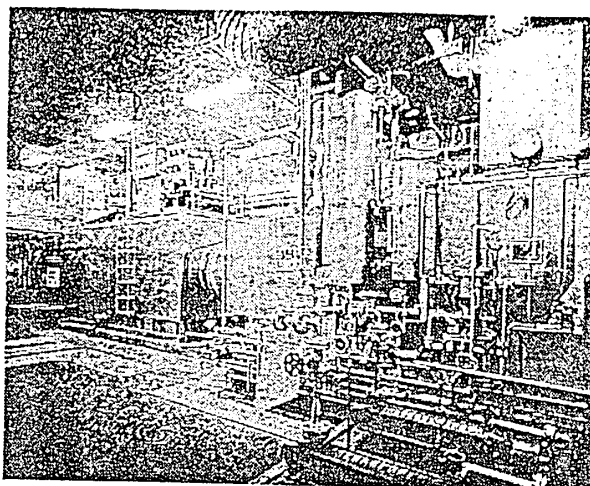
形 式	単 位		
発 出 力	kW	1,055	
電 圧	V	3,300/3,000	
電 周 波 数	Hz	50/60	
電 相 数		3	
設 燃 料 消 費 率	Nm ³ /H	365 (13A ガス)	
設 起 動 時 間	sec	240	
備 発 電 効 率	%	25	
発 形 式		自己通風復調形	
電 容 量	kVA	1,250	
電 回 転 数	rpm	1,500/1,800	
機 極 数		4	
機 力 率	%	80	
機 励 磁 方 式		ブラシレス	
名 称		SB5	
形 式		中間冷却器付単軸開放サイクル	
ガ 機 圧 縮 機		2段逐心	
ス 燃 焼 器		単筒缶式	
タ タービン		4段軸流	
ガ ガバナ		電子式	
タ 出 力	PS	1,545	
機 燃 料 消 費 率	kcal/PSH	2,354	
機 主 軸 回 転 数	rpm	26,600	
燃 料		ガス	
潤 滑 油		タービン油	
機 関 乾 燥 重 量	kg	1,200	
減 速 機		2段平行歯車/遊星歯車	
中 間 冷 却 器		水冷多管式	
起 動 方 式		ACモーター 液体離手方式	
ボ 型 式		貫流ボイラ	
イ ラ 蒸 気 圧 力	kg/cm ² G	設計10.0 常用9.0	
能 力	kg/H	2,900	
エ コ ノ マ イ ザ ー		水平曲管式	
ガ ス 型 式		スクリュウ式	
圧 吸 込 圧 力	kg/cm ² G	1.0	
力 吐 出 圧 力	kg/cm ² G	15.0	
ガ ス 量	Nm ³ /H	430 (13A ガス)	
機 軸 動 力	kW	55	
機 駆 動 型 式		ガスタービン軸端駆動	

13A ガス燃料基準 (LHV = 11830 kca/kg)

標準仕様による。(空気条件: 15°C, 60 XRH, 吸/排気損失: 50/200 mmAq)

5. 実績

屋内設置例



すでに稼働中のシステムの数例を以下に紹介する。

設 置 例	A	B
NOx 低減対策	水/蒸気 なし	蒸気 1:0.5
燃 料	都市ガス13A	同 左
実 運 転 負 荷 率 (%)	97.2	96.8
発 電 出 力 (kW)	1064	1127
発 電 効 率 (%)	25.0	25.7
排 ガ ス 温 度 (℃)	489	486
排 ガ ス 流 量 (kg/s)	5.0	5.1
蒸 気 圧 力 (kg/cm ² G)	9.0	17.6
蒸 気 流 量 (kg/h)	2997	2566
給 水 温 度 (℃)	60	19.5
総 合 効 率 (%)	74.3	70.0
NOx 値, O ₂ 16% (ppm)	70	42

以上は、大気温度15℃への換算値です。

6. おわりにあたって

1980年代後半の世界のガスタービン市場において、500~1,500kW クラスの小型機種は、その台数比率では全設置実績台数の50%以上を占めてはいるものの、そのうちの90%以上が発電用かつ、スタンバイ、ピーク用である。コージェネレーション用途はまだまだ数える程しかないが、米国、欧州、日本等では急速に拡大する機運にある。

特に我が国においては、燃料消費の抑制および省エネルギーの政府基本方針と、それにインセンティブを与える低利融資制度、税制優遇施策があいまって、最近では産業用分野のみならず、業務（民生）用分野にも実施例が急増している。この様な産業界、民生部門でのコージェネレーションブームにあつて、基本設計からフィールドテストまでわずか2年という短期間での高効率ガスタービンコージェネレーションシステムの開発は、まさに時代のニーズに答える画期的な成果と云える。

B-12 コンバインドサイクルプラントによる効率改善

— 丸善石油化学鶴千葉工場 —

*時 田 正 徳 (丸善石油化学株式会社)

1. まえがき

我が国では、昭和48年及び昭和53年の2度にわたる石油危機を契機として、石油の安定供給、石油代替エネルギーの開発、省エネルギーの推進がなされてきた。その結果、エネルギーの石油依存度は第一次石油危機直前には78%あったものが、昭和61年には55%まで低下してきた。しかしながら、石油の99.6%を輸入し、しかも輸入原油のホルムズ依存度は50%を超えている我が国のエネルギー供給構造は依然として脆弱なことから、今後も省エネルギーを徹底していく必要がある。

石油化学業界（特にエチレンプラント業界）においては、省エネルギーの思想の通り、排熱回収、高効率コンプレッサーの導入、運転条件の見直しを実施し、エネルギー原単位を昭和48年度の70%にまで低減してきた。

丸善石油化学鶴千葉工場においても、ナフサ分解炉の排熱回収、蒸留塔の運転条件の最適化等を実施し、エネルギー原単位は昭和48年度に比較して60%以下となっている。このため、エチレン製造装置で発生する副生油や副生ガスが余剰となってきた。これらを有効に利用し、さらに、丸善石油化学五井コンビナートの強化を図る目的で、これまで近隣各社へ安価な蒸気をボイラーの余力のある範囲で供給してきた。それでもなお、燃料として利用可能な副産品が余剰の状況であった。

近年になり、石油精製並びに石油化学工業で採用するのに適した規模である10MW級の高効率ガスタービン発電設備が開発され、実用化されてきた。一方、当社の自家発電率は、他のエチレンセンターに比較して、極めて低い状態であった。そこで、省エネルギーにより余剰となっていた燃料を有効に利用できるとの期待と、高温のガスタービン排ガスをボイラーに投入することで、総合効率を改善できるとの判断を基に、ガスタービン発電設備の導入に踏切った。

ガスタービン導入にあたり、採用機種を選択を行ない、検討時はまだ実運転には入ってはいないが、10MW級では最高の燃焼温度1250℃で運転可能な、三菱重工業㈱のMF-111形に決定した。本機種は、ガスタービン単体での熱効率でも従来機種を上回る30%となっている。現在までに国内では当社を始め既に11社に採用され、順調に稼働されている。

このガスタービン(MF-111)排気は550℃もの高温で、しかも、酸素濃度が15vol%もあるため、排熱回収をすることが総合効率を向上させる結果となる。多くの場合、排熱回収ボイラーを設置し中圧又は低圧の蒸気を発生して、熱回収を図っている。エチレンプラントでは、通常蒸気タービンの抽気や排気で中低圧の蒸気を発生しているため、排熱ボイラーを設置する意味があまりない。そこで、敢えて排ガス再燃ボイラーの導入を決意し、高圧蒸気を発生させる方法を採用した。この方法は、四国電力(株)坂出発電所や丸住製紙(株)川之江工場で過去に採用された例はあるが、新鋭ガスタービンと組合せた例は初めてである。しかも、コンビナートの中核をなすエチレン装置での使用だけに、万一のトラブル時にも装置の運転に支障を及ぼさない様な対策を講じた。

本プラントは、昭和61年春より詳細設計に入り、翌年6月より現地試運転を開始し8月14日に東京通産局使用前検査に合格した。その後、昨年の5月に第1回目の開放点検のため一度休転した以外は、全く休止せず連続運転を継続している。

本稿では、当ガスタービンコンバインドサイクルプラントの設計概要と、運転実績を中心に紹介する。

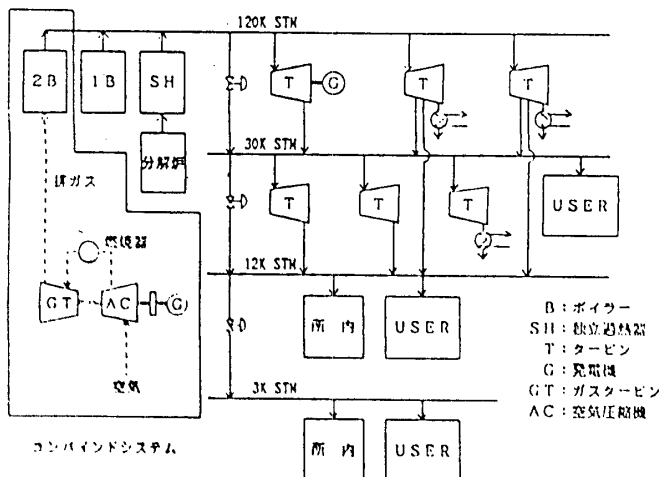
2. ガスタービンコンバインドサイクルプラントの概要

2.1 丸善石油化学㈱千葉工場の蒸気・電気設備

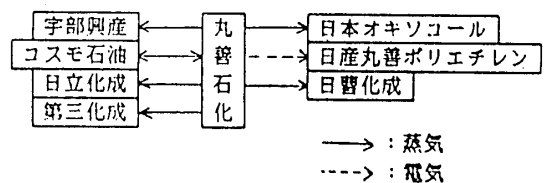
図-1に千葉工場の蒸気・電気設備の概要を示す。当工場のボイラーは、エチレンプラント用大型コンプレッサタービン及び自家発用タービンに蒸気を供給する目的で設置されている。この内、2号ボイラーがガスタービン排気を導入している排気再燃型ボイラーである。電気設備としては、蒸気タービン及びガスタービンを駆動源としている自家発電設備があり、買電と並列運転されている。

この蒸気・電力の一部は近隣各社へ供給され、各社のエネルギー源となっている。特に電力については、共同受電及び特定供給という形で供給されている(図-2)。

(図-1) 蒸気・電気系統図



(図-2) コンビナート各社との繋り



2.2 ガスタービン発電設備

当社のガスタービンは、燃料としてエチレン装置より発生するメタンを主成分とする副生ガスを使用する一軸開放サイクル形で、外気温度20℃の場合に入口温度1212℃で10MWの出力を出すことが可能である。外気温度が真夏に相当する35℃でも10MWの出力は可能であるが、その場合の入口温度は設計温度の1250℃になる。

表-1に主な仕様を示す。

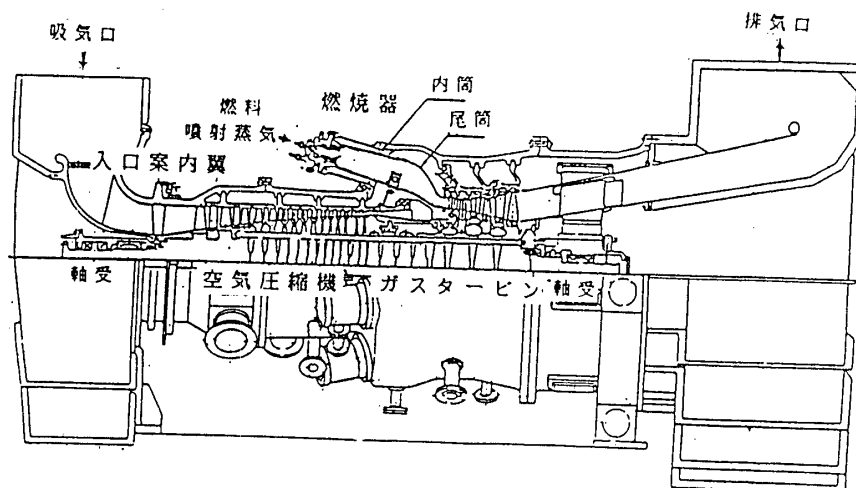
なお、当ガスタービンは、小改造により液体燃料も使用可能な設備となっており、将来液体燃料が余剰となった場合には、ガスタービンでも液体燃料を使用する計画である。

ガスタービン	
種類	一軸開放サイクル形
出力	10 MW
入口圧力	10.0 kg/cm ²
入口温度	1212 ℃
排気温度	547 ℃
外気温度	20 ℃
回転数	9675 rpm
空気圧縮機	
出口圧力	10.4 kg/cm ²

(表-1) ガスタービン仕様

構造上の特徴としては、次の様なものがある(図-3)。

- (1) 燃焼器は拡散燃焼方式のキャニュラー形で、タービンの軸を中心として8個が等間隔で配列されている。
 - (2) 空気圧縮機入口には可変式の入口案内翼が取付けられており、低負荷時でも排気温度を高いレベルに維持するよう、空気量を調整している。
 - (3) 排気はボイラーに導入され、燃焼用空気の代替として使用されている。
- なお、構造上の詳細は「三菱石油(株)水島製油所におけるMF-111形ガスタービンを利用した産業用コージェネレーションシステム」(GTSJ 15-60 1988)を参照願う。



(図-3) ガスタービン構造図

2.3 排気再燃型ボイラー設備

ガスタービン排ガスの熱回収を目的として、排気再燃型ボイラーを同時に建設した。当ボイラーは、ガスタービンの高温・低酸素濃度の排ガスを燃焼用空気の代替としている。しかし、万一、ガスタービンが停止した場合にでもボイラーの運転の継続が可能な様に押込通風機が併設されている。バーナーの採用にあたっては、酸素濃度として15%（乾き）でも燃焼に支障のないよう三菱重工業㈱にてテストを繰返し実施した。その結果、着火性も問題のないバーナーの採用に至った。

表-2に主な仕様を示す。

その他、付属設備としてアンモニアを使用する排煙脱硝設備がボイラー排ガスダクトに組込まれており、大気汚染防止対策となっている。

ボイラー	
種類	二胴水管式 自然循環型
蒸発量	100 T/H
出口圧力	122 kg/cm ²
出口温度	535 ℃
燃焼方式	重油・ガス混焼 及び各専焼
排煙脱硝設備	
種類	乾式有触媒 脱硝設備

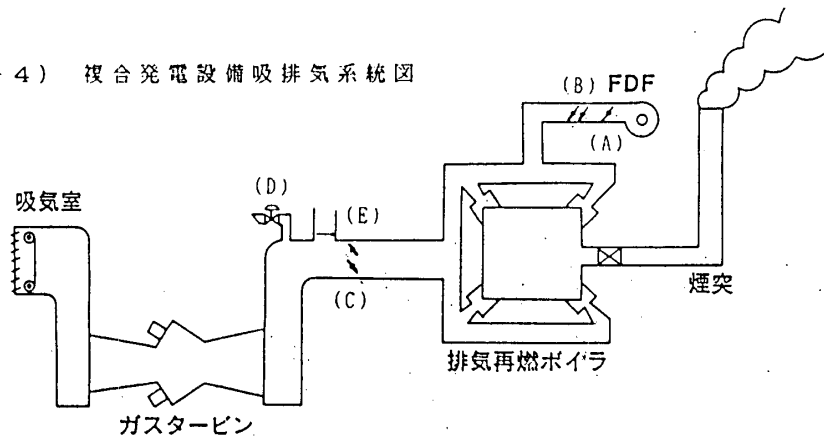
(表-2) ボイラー仕様

2.4 ガスタービンとボイラーのコンバインドのための設備

当社でのガスタービンとボイラーのコンバインドに於て最も重要な点は、ガスタービンが突然停止した場合にもボイラーは停止させないことでした。そのための設備上の配慮点を図-4に示した。

- (1) ボイラーにバックアップ用押込通風機の設置とその自動起動
 - (2) 風道・ガスタービン排気ダクト内に取付けた4箇所のダンパー及び調節弁とそれらのDCSによる切替制御
 - (3) ガスタービン保護のための緊急放出ダンパーの設置
- である。動作については、3-2で説明する。

(図-4) 複合発電設備吸排気系統図



3. 現地試運転結果

現地試運転では、ボイラー及びガスタービンの単独運転と複合運転を約2ヶ月間にわたって実施し、期待通りの性能を得ることができた。さらに、複合運転中にガスタービンがトリップしてもボイラーの運転を継続できる確信を得た。以下、試運転時の性能テストを中心に報告する。

3.1 ガスタービン単独運転

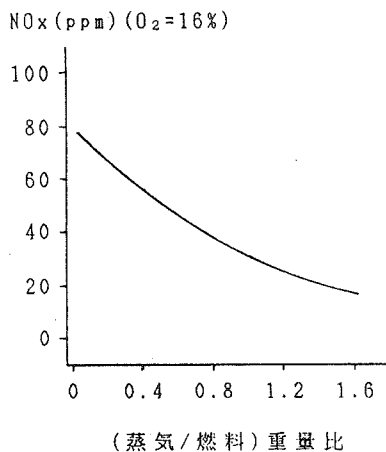
ガスタービン単独運転のデータを表-3に示す。定格出力(10MW)では発電端効率は29.5%あるが、3/4 負荷では26%となり、当然のことながら部分負荷の効率は悪い。しかし、これはガスタービン単独の場合でありコンバインドシステムの場合、排ガスの熱回収がなされるため総合効率ではほとんど差がなくなる。この効率は空気圧縮機の汚れとともに低下していくため1回目の定期検査時に粉碎クルミ殻による乾式の翼洗浄装置を取り付け、高効率を維持できるように改造した。

出力 (MW)	7.5	10.0
外気温度 (℃)	25	25
排ガス温度 (℃)	505	525
燃焼室温度* (℃)	1130	1225
燃焼室圧力(kg/cm ²)	9.5	10.3
蒸気投入量 (T/H)	2.5	2.5
排ガスO ₂ (dry) (%)	15.8	15.5
NO _x (O ₂ =16%) (ppm)	25	35
発電端効率 (%)	26.0	29.5

(*注) 排ガス温度からの換算値

(表-3) ガスタービン性能

また、試運転時に燃焼室への蒸気投入がどの程度NO_x低減に効果があるかをチェックを行なった。その結果を図-5に示す。



(図-5) 蒸気投入によるNO_x変化

定格時(10MW)に蒸気を投入しない場合にはO₂=16%換算で約80ppmあったものが、対燃料重量比で1.6倍の蒸気投入により20ppm以下と1/4にまで低下しており、蒸気投入が極めて有効であった。これはNO_x低減には火炎温度を低下させることが最も効果的であるからである。なお、蒸気投入量は失火を防止する目的から対燃料重量比で1.6倍を最大としている。さらに、極低負荷時にはやはり失火を防止する目的から、蒸気投入はシーケンス上不可能となっている。この蒸気投入は若干ではあるが、出力アップにも繋がっている。

千葉工場では、ガスタービン排ガスはボイラーの燃焼用空気として利用するので、排ガス組成(特に酸素濃度)が重要である。表-4に定格運転時の排ガス組成をしめす。この場合の湿り排ガス中の酸素濃度は13.9%と非常に低い濃度になっている。このような条件下ではあるが、バーナーの点火、燃焼の継続には何ら影響を及ぼしてはいない。

	湿り	乾き
H ₂ O	10.2	
O ₂	13.9	15.5
CO ₂	2.4	2.7
N ₂	73.5	81.8

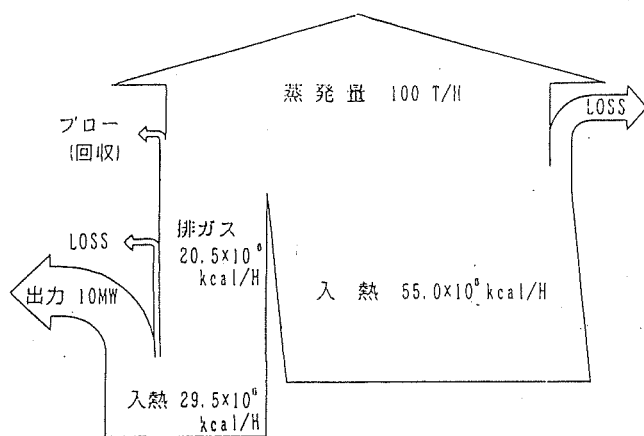
(単位 vol %)

(表-4) 排ガス組成

3.2 ガスタービンとボイラーの複合運転

ガスタービン単独の発電端効率は定格運転時で約30%だったが、ボイラーを含めた

総合効率では93%となった。ここで言う総合効率とは、ガスタービン・ボイラーの燃焼熱量合計に対する蒸気量と発電量の合計(熱量評価)を百分率で示した値である。図-6に代表的な熱バランスを示す。ガスタービンの入熱の約70%は排ガスとしてボイラーに導入されている。これはボイラーで必要とされる熱量の25%



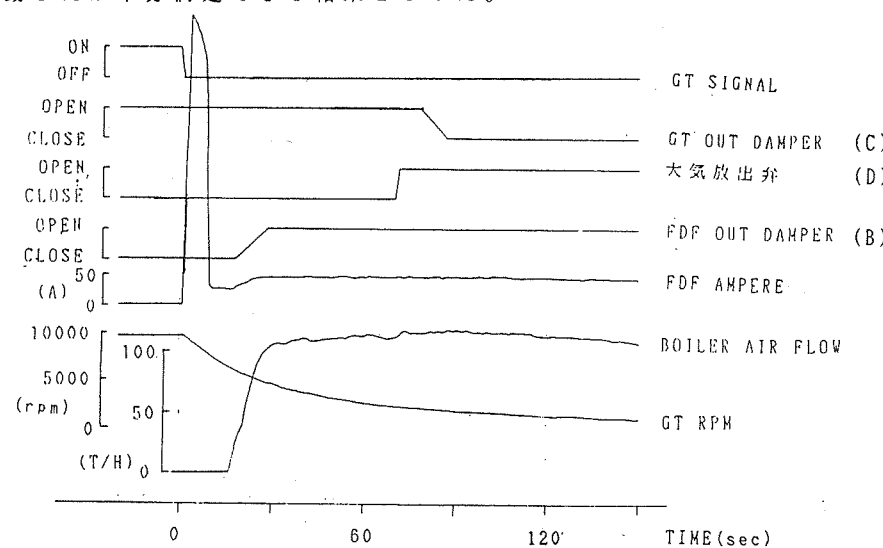
(図-6) 熱バランス

%強を占める。工場全体では、燃料使用量は発電のために若干増加したものの、受電量が減少し自家発率が60%から75%に上昇したことで、大きなメリットになった。

さて、ここで前述したガスタービンのトリップ対策について若干記述する。ガスタービントリップ信号が入力されると、1秒後に押込通風機が起動する。15秒後には(A)及び(B)のダンパーが開き空気がボイラーに導入される。なお、(B)ダンパーはガスタービンの高温排ガスが、押込通風機に流れ込まないように二重構造となっており、冷却用空気を投入してダンパーの歪を抑制している。この時点では、ガスタービン回転数はまだ6,000rpmありガスタービン側に空気が逆流することはない。70秒後、ガスタービン背圧が風箱ドラフト圧力近くまで低下した時点で(D)の弁が

開きガスタービン排ガスを大気に逃し、80秒後に(C)のダンパーが閉となる。このため、空気がガスタービンに逆流することはなくなり、ガスタービン本体への影響を避けることができる。(C)ダンパーには焼損防止策が施してあるが、万一作動しない場合には押込通風機を直ちに停止させ、ボイラーをトリップさせる。さらに、誤動作によりガスタービン運転中に(C)ダンパーが閉じはじめれば、ガスタービンは直ちに停止する。しかし、タービンの慣性により排ガスダクト内圧は上昇するので、(E)の大気放出ダンパーが瞬時に開となる。(図-4)

これらの動作のデータロガーによる記録を(図-7)に示す。ここでは、約100点のデータのうち代表的なデータを示してある。この動作では、蒸発量で瞬時約5トン変動したが十分満足できる結果となった。



(図-7) ダンパー切替時の特性

4. あとがき

現在、ガスタービン発電機を所内の電気バランス・蒸気バランス上定格出力では運転していない。しかし、ガスタービン発電設備が完成し、しかも約2年間全くトラブルもなく運転を継続していることから、安価な電力を安定して供給できている。

ガスタービンは苛酷な条件で運転されているので、高温部の定期点検は絶対に必要ではあるが、十分な点検がなされていれば安心して使用できると確信を得た。しかも起動・停止が蒸気タービンと比較して非常に簡単であり運転員に好評である。

今後、産業界では、ますますガスタービン発電設備が導入されていくものと思われる。その場合には、いかにガスタービン排ガスを有効に利用できるかが重要になる。当社の事例が、今後のガスタービンの使用の拡大に貢献できれば幸いである。