# A—1　ガスタービン翼列性能の数値シミュレーション

伊　藤　栄　作　（三菱重工）
森　　秀　隆　（三菱重工）
青　木　素　直　（三菱重工）

## 1. 緒　　言

ガスタービン設計にCAEシステム[1]が導入されて久しい。近年CAEシステムには，流れの数値シミュレーション技術の導入が積極的に行なわれており，いわゆるCFDコードを駆使した翼設計が行なわれている。翼設計に用いられるCFDコードの中で，翼間流れ解析プログラムは最も使用頻度が高い。このため，翼間流れ解析プログラムには，計算時間が短いこと，いかなる翼型及び翼列作動条件に対しても適用可能であること，計算精度が高いこと，などが要求される。

従来，翼間流れ解析には，非粘性流解析プログラムが使用されてきた[2][3][4]。非粘性流動解析では基本的に翼損失の評価は出来ず翼面のマッハ数分布の良し悪しが，設計の判断基準であり，全圧損失の定量的評価は，設計者の経験により推定するか，又は，翼列試験により確認する必要があった。しかし最近，実用性の高い粘性流解析プログラムが開発され，翼列性能の定量的評価が可能となりつつある。そしてこれらのコードを用いて翼損失の最小化を行なう新しい空力設計法が出現すると期待されている。このような背景において，新しい設計法の成否はCFDコードの精度にかかっており，十分な検証が必要である。本論文では，典型的なガスタービン翼を2次元粘性流解析プログラム[5]を用いて解析し，計算格子点数，及び，計算格子の周方向格子間隔の比が，解析結果に与える影響について調べ，全圧損失値を実験データと比較した結果を示すものである。

## 2. 計 算 法

本研究で用いた手法は[5]に基づいている。即ち，ガスタービン翼列の1ピッチ間の領域を多数の要素に切り，その各要素内で保存形で書かれ，かつ粘性項を含めた運動量方程式と連続の式と，エネルギー保存式を解くものである。また，乱流の効果を表現する為，ボールドウィン・ロマックスによる二層混合長モデルを用い，乱流渦粘性係数を求めている。

## 3. 供 試 翼

計算の対象として，ガスタービン動翼の50%スパン位置における典型的な翼型を用いた。本翼型は，文献[3]で用いられたものである。本翼型の諸元を以下に示す。

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

・翼弦長　　C=46.8㎜

・ピッチコード比　　S/C=0.81

・スロート長　　O=14.0㎜

・レイノルズ数　　Re=6×$10^5$

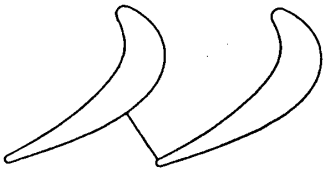


図1　供試翼列

## 4.　計算格子の違いによる比較

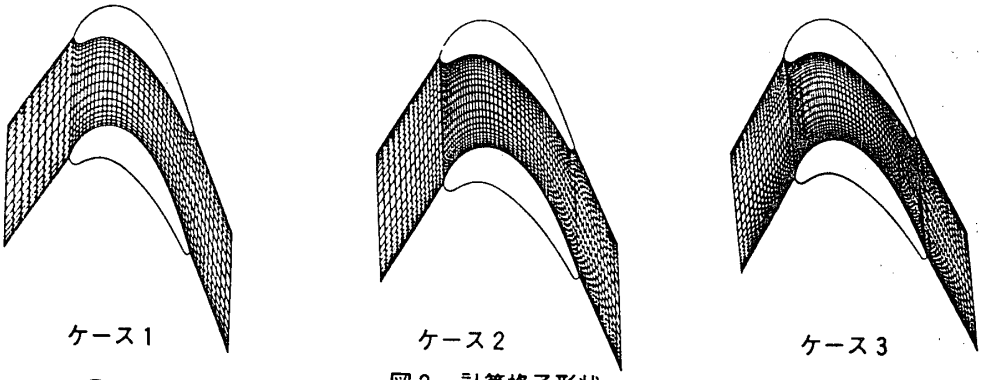
粘性効果を精度良く予測する為には，翼面境界層内に数点の計算格子を入れる必要がある。計算時間を短く保ちつつ，精度良い解を得るように翼面付近で格子を密に，翼間中央付近では粗くする必要があるが，その格子間隔の比が大きすぎると，数値誤差の影響が無視できなくなる。ここではまず計算格子点数による解の違いを調べ，次に格子間隔の比による解の比較を行なった。

### 4.1　計算格子点数による比較

前述のように，翼型の設計では，翼間流れ解析を繰り返し行うため，計算時間はできるだけ短いことが望ましい。ここでは，格子点数が計算結果に及ぼす影響について調べた。表1に，計算格子点数を，翼面境界層厚を翼弦長の約3％と仮定した場合の境界層内の計算格子点数とともに示す。図2に計算格子形状を，図3に翼間マッハ数分布を示す。格子点数が増えるに従い，翼面の境界層がより精度良く捉えられていることがわかる。

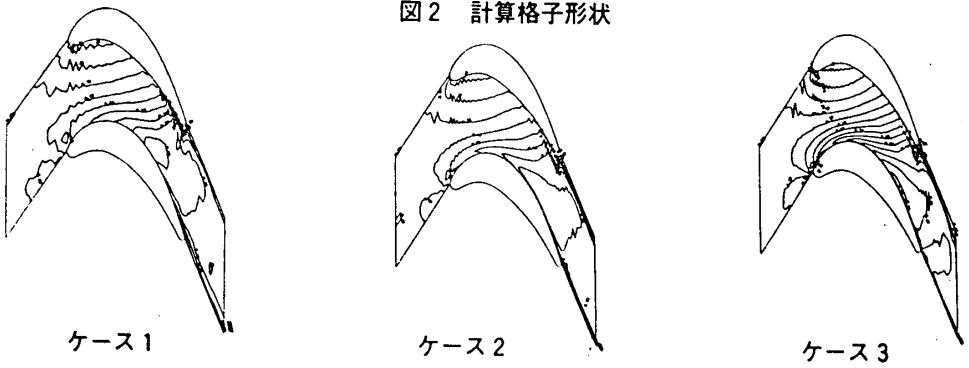
| | 点　数 | 軸方向格子間隔の比 | 周方向格子間隔の比 | 翼面境界層内の格子点数 |
|---|---|---|---|---|
| ケース1 | 50×17 | 1.05 | 1.2 | 1 |
| ケース2 | 75×25 | 1.05 | 1.2 | 3 |
| ケース3 | 100×33 | 1.05 | 1.2 | 5 |

表1　計算格子点数



ケース1　　ケース2　　ケース3

図2　計算格子形状



ケース1　　ケース2　　ケース3

図3　翼間マッハ数分布（出口マッハ数$M_2$=0.8）



Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

以上の結果から，最低限ケース3程度以上の格子点数が必要と思われる。

## 4.2 計算格子間隔による比較

格子点数ケース3の100×33＝3300点の場合に周方向に隣り合う格子間隔の比が解に及ぼす影響を出口マッハ数$M_2$=0.8について調べた。

表2に計算格子間隔を図4に計算格子形状を示す。図5に翼面マッハ数分布の比較を示す。周方向格子点数の比が1.2未満の場合，翼面境界層を正確に捉えられない。

| | 軸方向格子間隔の比 | 周方向格子間隔の比 | 翼面境界層内の格子点数 |
|---|---|---|---|
| ケース ⓐ | 1.0 | 1.0 | 1 |
| ケース ⓑ | 1.05 | 1.1 | 3 |
| ケース ⓒ | 1.05 | 1.2 | 5 |
| ケース ⓓ | 1.05 | 1.3 | 7 |
| ケース ⓔ | 1.05 | 1.4 | 8 |
| ケース ⓕ | 1.05 | 1.5 | 10 |

表2　計算格子間隔
（格子点数100×33）

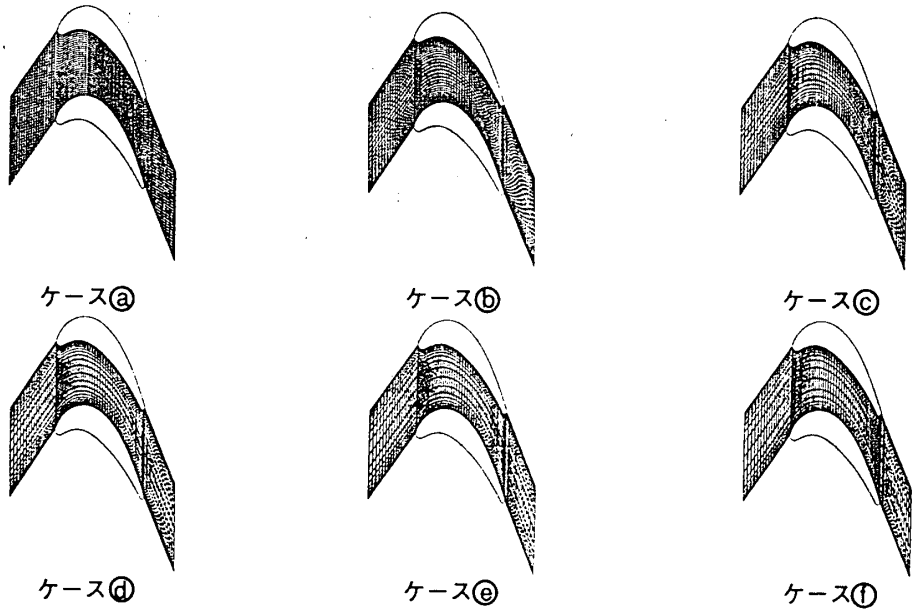



図4　計算格子形状

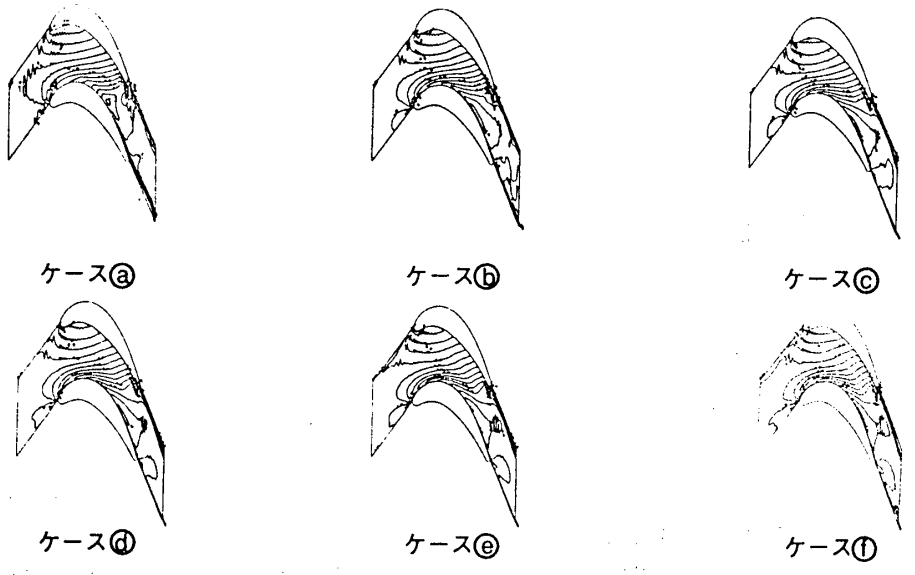



図5　翼間マッハ数分布（出口マッハ数$M_2$=0.8）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図6に，周方向格子間隔の比と全圧損失係数の関係を示す。ここに全圧損失係数は，

$$Y_P=(P_{T1}-P_{T2})/(P_{T2}-P_{S2})$$

図6から周方向格子間隔の比が，1.2～1.3以上，即ち，翼面境界層内の格子点数が，5～7点以上で計算による全圧損失値がほぼ一定となっていることがわかる。実験条件では，翼面上で層流境界層から乱流境界層へと遷移すると思われるが，本計算では全域乱流条件で計算しており，全圧損失係数の絶対値を合わせ込むことは本来困難である。

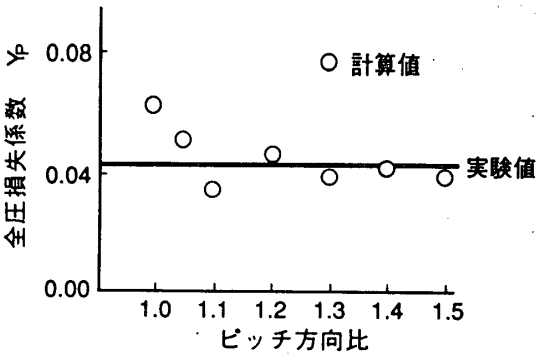



図6　周方向格子間隔の比と全圧損失係数
（出口マッハ数$M_2$=0.8）

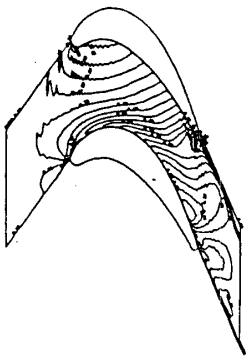
以上の結果より粘性流解析プログラムを，典型的なガスタービン翼に適用して，実用上充分な計算精度を保ちつつ最小の計算時間で解を得る為には，格子点数が最低100×33程度，周方向格子間隔が1.3程度（翼面境界層内に最低約7点）が良いと思われる。この場合の計算時間は，CRAY YMPで3000StepをCPU約4分である。

## 5.　実験値との比較

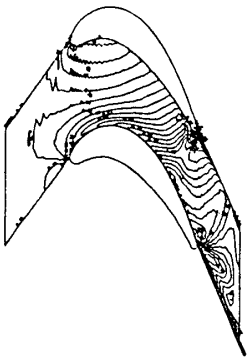
前項で選んだ計算格子を用いて，この翼型のマッハ数特性，インシデンス特性を計算し，実験値と比較した。

### 5.1　マッハ数特性

図7に出口マッハ数$M_2$が1.0，1.2の場合の翼間マッハ数分布を示す。実際の流れでは翼背面の後縁付近から衝撃波が出ていると思われるが，本計算では明確に捉えられていない。出口マッハ数$M_2$が1.0以上では，さらに格子点数を増やす等の手段が必要である。参考の為に格子点数161×51，周方向格子間隔比1.1で出口マッハ数$M_2$=1.2の流れを解いた例を図8に示す。図7と図8を比較してわかるように，衝撃波の表われ方も格子点数などによって異なる。



$M_2$=1.0



$M_2$=1.2

図7　翼間マッハ数分布
（出口マッハ数$M_2$=1.0, 1.2，インシデンス角 i=0.0°）

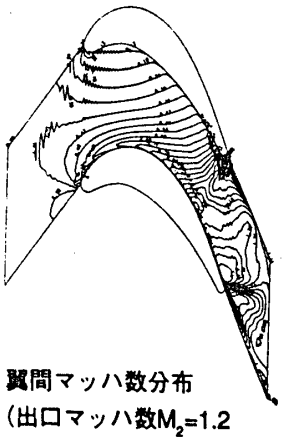


図8　翼間マッハ数分布
（出口マッハ数$M_2$=1.2
インシデンス角 i=0.0°
格子点数161×51）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図９に，インシデンス角i=0.0°での全圧損失係数のマッハ数特性を実験値と比較した。遷音速領域で，実験値とのずれが生じていることがわかる。

## 5.2 インシデンス特性

図10に，インシデンス角i=-15°，+15°の場合の翼間マッハ数分布を示す。i=+15°では前縁背側で流れが急加速し，その後方の境界層が厚くなっていることがわかる。図11に全圧損失係数のインシデンス特性を示すが，実験値との傾向が良く合っている。

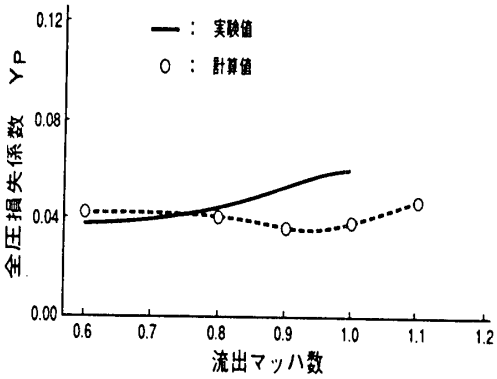
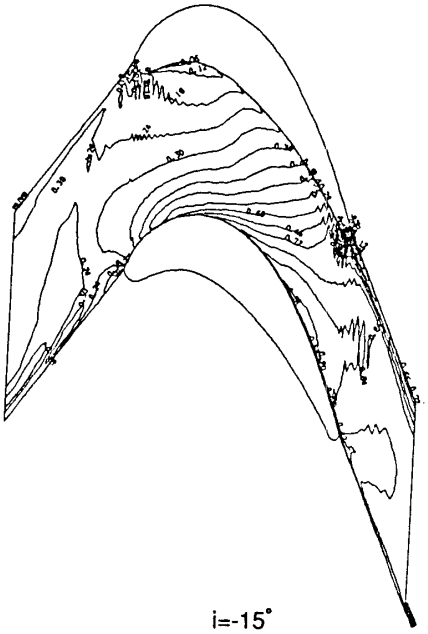



図９　全圧損失値のマッハ数特性
（インシデンス角i=0.0°）



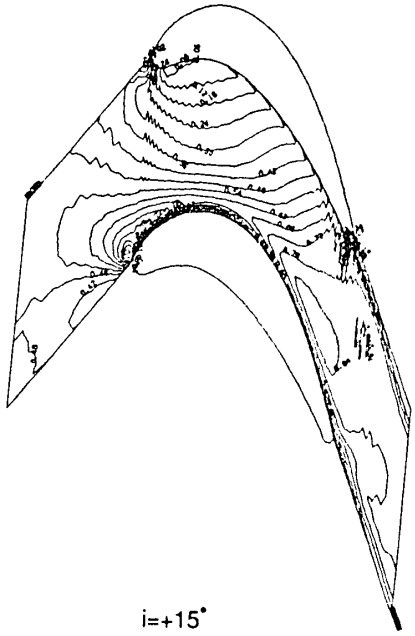




図10　翼間マッハ数分布（出口マッハ数$M_2$=0.8，インシデンス角i=-15°，+15°）

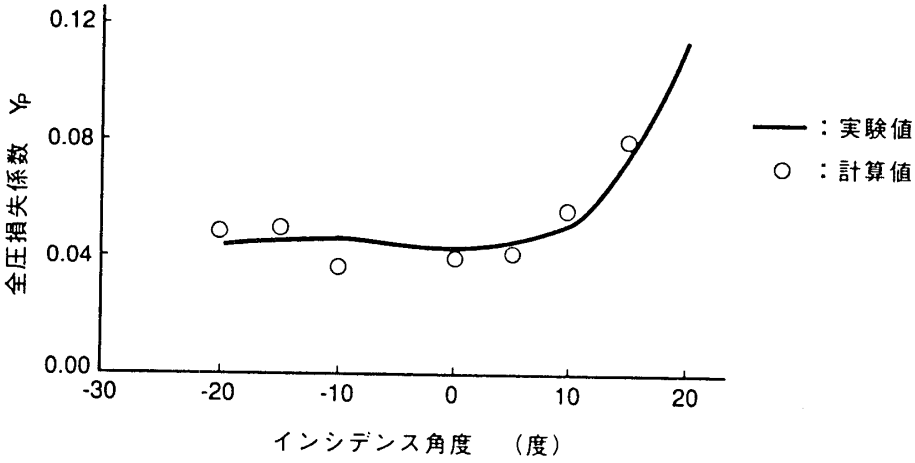



図11　全圧損失値のインシデンス角特性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 結　言

典型的なガスタービン翼に，２次元粘性流解析プログラムを適用し実験データと比較することにより，以下の結論を得た。

(1) ２次元の粘性流解析プログラムを典型的なガスタービン翼に適用して計算格子点数，及び，周方向格子間隔の比が計算結果に及ぼす影響を調べた。その結果，出口マッハ数$M_2$=0.8では，実用上十分な計算精度を保ちつつ，最小の計算時間で解を得る為には，格子点数が最低100×33程度，周方向格子間隔が1.3程度（翼面境界層内部に最低約７点）が良いと思われる。

(2) 上記計算格子を用いて，全圧損失値のマッハ数特性を実験データと比較した結果，出口マッハ数が亜音速領域の場合，全圧損失値を精度良く予測できた。遷音速領域では計算値と実験値が一致しなかったため，計算格子の変更，もしくは，プログラムの改良が必要である。

(3) 上記計算格子を用いて，全圧損失値のインシデンス特性を出口マッハ数$M_2$=0.8にて計算した結果，実験データの傾向を精度良くシミュレートできた。

今後は，遷音速領域での計算方法についてさらに調査するとともに，異なる翼型についても粘性流動解析プログラムを適用する予定である。

## 終わりに

本論文作成に関し，計算，出力図作成に協力してくれた岡本勝己氏に感謝の意を表する。

## 参考文献

(1) Sato. T., Aoki, S., and Mori, H., "A Gas Turbine InteractiveDesign System-TDSYS-for Advanced Gas Turbine," ASME Paper No.85-JPGC-GT-11.

(2) Denton, J. D., "An Improved Time Marching Method for Turbomachinery Flow Calculation," ASME Paper No.82-GT-239.

(3) T. SATO, S. AOKI, and T. NAGAYAMA, "Extensive Verification of The Denton New Scheme from the User's Point of View : Part I - Calibration of Code Control Variables, Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME VOL.108, No.2, Oct. 1986 No.86-GT-57.

(4) T. SATO, S. AOKI, and T. NAGAYAMA, "Extensive Verification of the Denton New Scheme From the User's Point of View : PartII - Comparison of Calculated and Experimental Results", Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME VOL.108, No.2, Oct. 1986 No.86-GT-58.

(5) Dawes. W. N., 1988, "Development of a 3D Navier Stokes Solver for Application to All Type of Turbomachinery", ASME Paper No.88-GT-70.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—2　不均一翼列の非定常空力応答解析
## （後流励振力への影響）

船崎　健一（岩手大学工学部）

## 1．緒　言

フラッタなど翼振動の抑制を目的として翼列の不均一化が検討されているが[1][2]、強制振動に関連しての研究は多くはない。著者は先に、粘性後流による翼励振力の予測法[6]を翼列配置を不均一した場合に拡張した。そして、スタガ角を不均一化した場合について均一翼列の場合との比較を行い、不均一化による後流励振力の変化を解析した[7]。その結果、翼列配置、流動条件等によっては翼励振力の低減が可能であることを確認した。今回は、これに引き続き、翼列ピッチを不均一化した場合について解析を行った。

主な記号

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\bar{C}p, Cp$ | ：定常、非定常圧力係数 | $W_1$ | ：翼列入口速度 |
| $\bar{L}o, L$ | ：定常、非定常揚力 | $x_B, y_B$ | ：翼列Bの座標原点の位置 |
| $\bar{M}o, M$ | ：定常、非定常モーメント | $\beta_1, \beta_2, \beta_0$ | ：流入、流出、ベクトル平均角 |
| tr | ：翼列A、Bのピッチの半分 | $\Gamma$ | ：翼まわりの循環量 |
| tr/ts | ：翼列ピッチ比 | $\bar{\gamma}, \gamma$ | ：定常、非定常渦分布 |
| $U_{ax}$ | ：軸流速度 | $\sigma$ | ：翼間位相差（$=2\pi(tr/ts)$） |

## 2．解　析　法

### 2.1　定常流

**2.1.1　連立方程式の誘導**　二次元非圧縮非粘性流れを解析対象とする。流れ場の線形性より解の重ね合わせが可能となるので、流れ場はピッチが $2t_r$ である二種類の翼列翼面上の渦度分布 $\gamma^A$、$\gamma^B$ で表すことができる。このとき翼面上での誘起速度（$\bar{u}$、$\bar{v}$）は次のように与えられる[4]。

$$(\bar{u}, \bar{v}) = -\frac{\bar{\gamma}^C}{2} + \oint (g_x, g_y)\, \bar{\gamma}^A (ds^A)\, ds^A + \oint (g_x, g_y)\, \bar{\gamma}^B (ds^B)\, ds^B \quad (1)$$

C　：A on airfoil A, B on airfoil B

$$g_x = -\frac{1}{4t_r}\frac{\sin(\pi(y-y')/t_r)}{\cosh(\pi(x-x')/t_r)-\cos(\pi(y-y')/t_r)}$$

$$g_y = \frac{1}{4t_r}\frac{\sinh(\pi(y-y')/t_r)}{\cosh(\pi(x-x')/t_r)-\cos(\pi(y-y')/t_r)}$$

式(1)を翼面上での境界条件

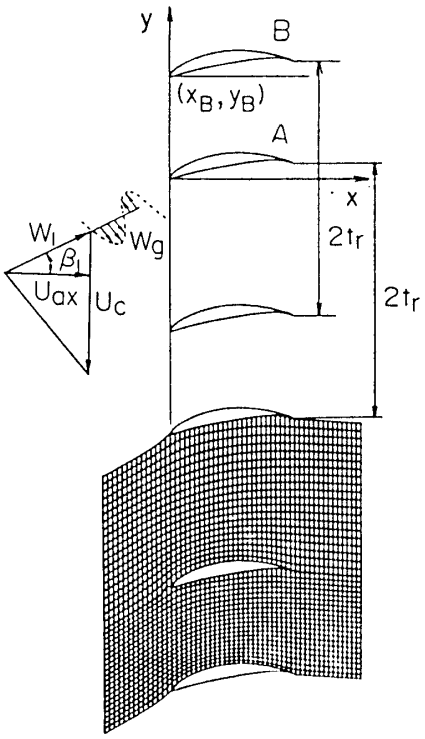



図1　翼列配置、入口速度三角形及び計算格子

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$\bar{\gamma} = (\bar{u} + \bar{u}_\infty)\frac{dx}{ds} + (\bar{v} + \bar{v}_\infty)\frac{dy}{ds} \tag{2}$$

（$u_\infty$、$v_\infty$）はベクトル平均流

に代入することにより$\gamma^C$に関する積分方程式を得る[5]。翼表面をM個のパネルに分割してこの積分方程式を離散化することにより、次の連立方程式を得る。

$$\bar{A}\cdot\bar{X} = \bar{B} \tag{3}$$

$$\bar{A} = \begin{matrix} \{\bar{A}^{AA}\} & \{\bar{A}^{AB}\} \\ \{\bar{A}^{BA}\} & \{\bar{A}^{BB}\} \end{matrix} \tag{4}$$

$$\bar{X} = (\{\bar{\gamma}^A\}\ \{\bar{\gamma}^B\})^T,\quad \bar{B} = (\{\bar{B}^A\}\ \{\bar{B}^B\})^T$$

ここで$\{\bar{A}^{ij}\}$（i.j：A or B）は、j翼からi翼への影響係数行列（M×M）である。この連立方程式を、クッタの条件と併せて解くことにより翼面上渦分布 $\{\gamma^A\}$ $\{\gamma^B\}$ が得られる。実際の計算では、A中のA翼、B翼腹面中央部の点に関する行をクッタの条件式2式で置き換えている。従って、これらの点では境界条件は満足されないことになるが、この操作が定常圧力分布等に与える影響が十分小さいことを確認している。

2.2.2 定常特性の算出　圧力分布係数Cp、翼列流入、流出角$\beta_1$、$\beta_2$はそれぞれ次のように計算される。

$$\bar{Cp} = \frac{P_0 - \bar{p}}{1/2\rho U_{ax}^2} = \left(\frac{W}{W_1}\right)^2 = \left(\frac{\bar{\gamma}}{W_1}\right)^2 \tag{5}$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{\tan\beta_\infty - \Gamma/4t_r}{U_{ax}}\right) \tag{6}$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{\tan\beta_\infty + \Gamma/4t_r}{U_{ax}}\right) \tag{7}$$

$$\Gamma = \Gamma^A + \Gamma^B \text{（反時計回り：正）} \tag{8}$$

$\beta_\infty$：　ベクトル平均流入角

## 2.2 非定常流

2.2.1 計算格子　非定常計算に際して、定常流線から構成される流路内渦度分布計算用の格子を求めておく必要がある。図1中にその例を示す。計算格子はH型であり、入口・出口面は翼列上流・下流側にそれぞれ約 $t_r$ のところに位置する。上面・下面はそれぞれ翼列Aのよどみ点流線である。

2.2.2 非定常流　非定常流の解析法は基本的には均一翼列の場合[6]と同じであるので、以下にはその概略を述べるにとどめる。

非定常速度を渦なし速度（$u^{IR}$.$v^{IR}$）および渦あり速度（$u^R$.$v^R$）に分離する。渦なし速度は、定常流の場合と同様に、翼面上および後流渦面上（翼後縁からのよどみ流線上）の非定常渦度分布$\gamma$、$\gamma_w$で表される。

$$(u^{IR}, v^{IR}) = -\frac{\gamma^C}{2} + \oint (F_x, F_y)\ \gamma^A\ (ds^A)\ ds^A + \int (F_x, F_y)\ \gamma_w\ (ds_w)\ ds_w + \oint (F_x, F_y)\ \gamma^B\ (ds^A)\ ds^B + \int (F_x, F_y)\ \gamma_w\ (ds_w)\ ds_w \tag{9}$$

$$F_x = f(\chi) + f(\bar{\chi}),\quad F_y = f(\chi) - f(\bar{\chi})$$

$$f(\chi) = \exp(j(\pi-\sigma)\ \chi\ \mathrm{cosec}\,\pi\chi),\quad \chi = (y' - y + j(x - x'))/2t_r$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

渦あり速度は、以下のように計算される。計算格子入口面で変動速度 Wg、そして変動渦度 $\zeta_{11}$ を指定することにより、計算領域内渦度分布が次式で計算される。

$$\zeta_{11} = \zeta_{11} \exp(-jk\Delta T_{11}) \tag{10}$$

$$\Delta T_{11} = \int^{s_1} \frac{d(s/C)}{[W(s)/U_{ax}]} \quad : \quad \text{定常流線上} \quad W(s) = (U^2 + V^2)^{1/2} \tag{11}$$

$$k = \omega C/U_{ax} = \pi C/t_r \cdot (t_r/t_s) \cdot (1/\phi)$$

$\phi$ : 流量係数 , $t_s$ : 上流側翼列ピッチ

この渦度分布を用いて、渦あり変動速度（$u^R, v^R$）を次式で算出する。

$$u^R = -\frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} \frac{\zeta \cdot (y-y')\ dx'dy'}{(x-x')^2 + (y-y')^2} \tag{12}$$

$$v^R = \frac{1}{2\pi} \iint_{-\infty}^{\infty} \frac{\zeta \cdot (x-x')\ dx'dy'}{(x-x')^2 + (y-y')^2} \tag{13}$$

これらの式を評価するには、流れ場全領域での積分を行う必要があるが、実際には周方向への位相差を伴う周期性を利用してA－B－A翼間の流路内での積分を行うだけでよい。

（$u^R, v^R$）を翼面上の境界条件

$$\gamma = (u^{IR} + u^R)\frac{dx}{ds} + (v^{IR} + v^R)\frac{dy}{ds} \tag{14}$$

に代入し、結局翼面上非定常渦度分布 $\gamma^C$ に関する積分方程式を得る。

$$-\gamma^C(s)/2 + \oint (K_1(s,s') + K_2(s))\ \gamma^A(s^{A'})ds^{A'} + \oint (K_1(s,s') + K_2(s))\ \gamma^B(s^{B'})ds^{B'}$$
$$= -(u^R\ dx^C/ds^C + v^R\ dy^C/ds^C) \tag{15}$$

ここで、$K_1$ は翼面上の非定常渦度分布に関する核関数、$K_2$ は後流渦に関する核関数を表す[6]。この積分方程式を離散化し、非定常クッタの条件（後縁での圧力差なし）を課して解く。この際、わずかに圧力分布に影響がでることがある。これを防止するため最小自乗法による連立方程式の解法も考えられたが、圧力分布の計算精度の低下が大きかったため、定常流の場合と同様に式を置き換えた形での解法を採用した。

非定常圧力係数 Cp、非定常揚力係数 $C_L$ およびモーメント係数 $C_M$ は、非定常圧力、非定常揚力および非定常モーメントを p、L および M として次式で計算される。

$$C_p = \frac{p}{\rho U_1^2 (W_g/U_{ax})} \qquad C_L = \frac{L}{\rho U_1^2 (W_g/U_{ax}) \cdot C} \qquad C_M = \frac{M}{\rho U_1^2 (W_g/U_{ax}) \cdot C^2} \tag{16}$$

ここで、非定常揚力係数Lは、ｽﾀｶﾞ角を $\xi$、軸方向、周方向の流体力をFx、Fy として

$$L = -F_x \sin(\xi) + F_y \cos(\xi) \tag{17}$$

## 3．数値計算

**3.1 不均一化**　本論文ではNACA65(i8)10（ｿﾘﾃﾞｨﾃｨ1.0、ｽﾀｶﾞ角7°）を基本にし、これを均一翼列（Tuned Cascade）と呼ぶ。そして、座標基準翼列を翼列A（ｿﾘﾃﾞｨﾃｨ2.0、ｽﾀｶﾞ角7° Mistuned Cascade A）とし、これに対して（$x_1, y_1$）の位置に翼列B（ｿﾘﾃﾞｨﾃｨ2.0、ｽﾀｶﾞ角7° Mistuned Cascade B）の座標原点をおくことにより不均一翼列を構成する（図1）。このとき、均一翼列は $x_1 = 0$、$y_1 = 1.0tr$ の不均一翼列と同等になる[7]。ここで、tr は翼列A、Bのピッチの半分である。不均一化の



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

程度は翼列Bの座標原点の移動で変化させる。本論文では、$x_B$ = 0. 、$y_B$ = 0.9tr、0.8tr および 0.7tr（均一翼列の基準位置からのずらし量はそれぞれ 0.1tr、0.2tr および 0.3tr）について計算した。

3.2 定常特性　不均一翼列の定常圧力分布を図２（$y_B$ = 0.9tr）、３（$y_B$ = 0.7tr）に、定常特性（出口角 $\beta_2$、流体力係数 $C_{FX}$、$C_{FY}$ およびモーメント係数 $C_{FM}$）について均一翼列の場合と比較した結果を表１に示す。図２、３から、不均一量が大きくなるほど翼列Ａ翼面上の流速が低下し、逆に翼列Ｂ翼面上の流速が増加している。また、翼に作用する流体力は翼列Ａ、Ｂともに翼背面、腹面の圧力差が減少することにより低下する。一方、翼前縁まわりのモーメントは、均一翼列に対して翼列Ａが減少、翼

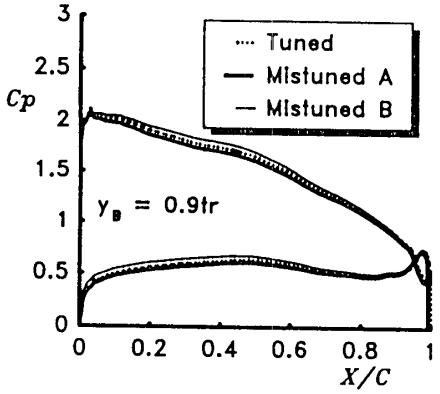



図２　定常圧力分布に及ぼす不均一化の効果（$y_B$ = 0.9tr）

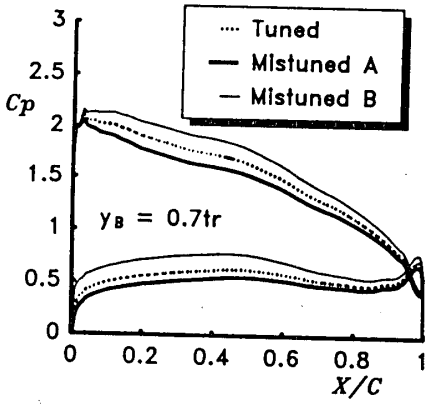



図３　定常圧力分布に及ぼす不均一化の効果（$y_B$ = 0.7tr）

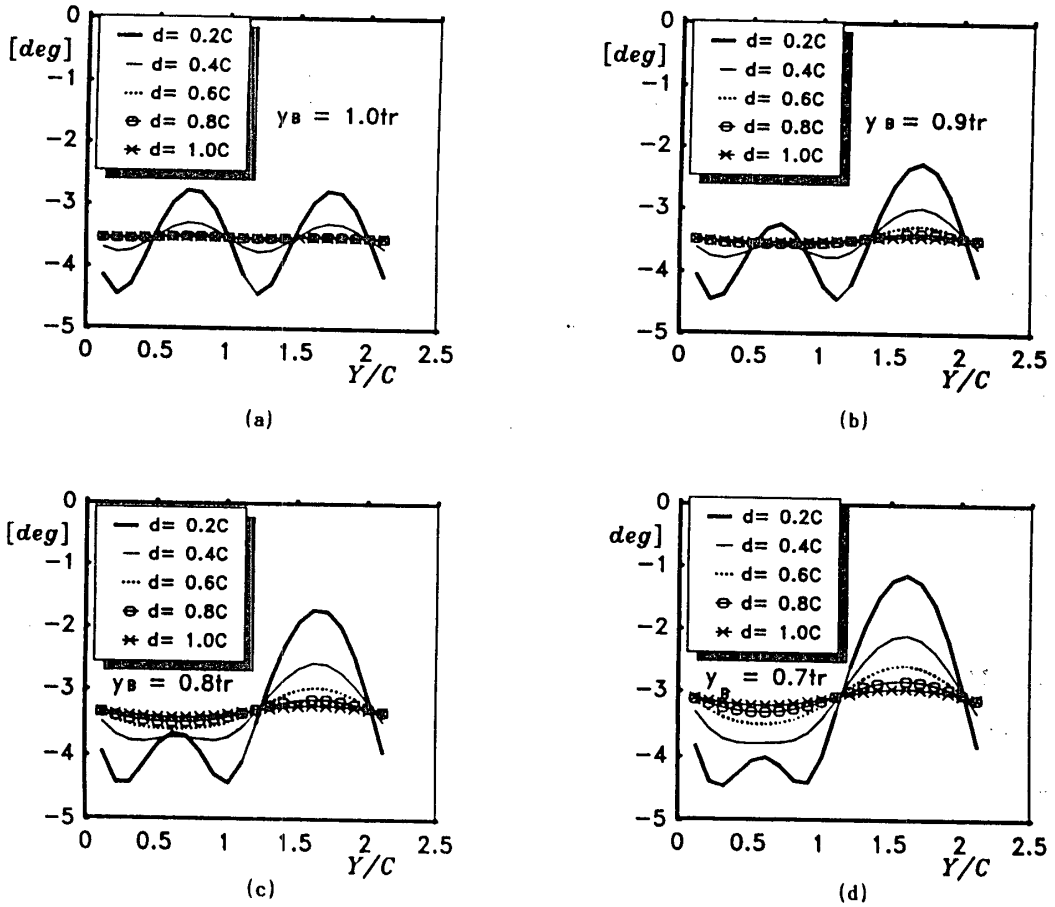



図４　翼列出口面における流出角分布

（(a)　$y_B$ = 1.0tr　(b)　$y_B$ = 0.9tr　(c)　$y_B$ = 0.8tr　(d)　$y_B$ = 0.7tr）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

列Bが増加している。さらに、上述のような不均一翼列での定常負荷の減少に伴い翼列出口流出角の大きさも減少している。

図4には翼列出口面での流出角分布を、翼後縁からの軸方向距離をﾊﾟﾗﾒｰﾀにして示す（$y_B$ = 1.0 はは均一翼列）。不均一量を増すことによって流出角分布が変化し、翼間変動量も大きくなっている。また不均一量が大きい場合、翼後縁より1ｺｰﾄﾞ長下流の位置においても流出角の変動が見られる。

| | | $y_B$ | $\beta_2$ | $C_{FX}$ | $C_{FY}$ | $C_{FM}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Tuned | | | -3.44 | -0.334 | 1.273 | 0.469 |
| Mistuned | A | 0.9 | -3.47 | -0.318 | 1.189 | 0.467 |
| | B | | | -0.313 | 1.204 | 0.476 |
| Mistuned | A | 0.8 | -3.32 | -0.317 | 1.177 | 0.460 |
| | B | | | -0.311 | 1.203 | 0.477 |
| Mistuned | A | 0.7 | -3.07 | -0.317 | 1.165 | 0.453 |
| | B | | | -0.307 | 1.190 | 0.473 |

表1　不均一化による翼列定常特性の変化

### 3.3　非定常特性

#### 3.3.1　非定常圧力差分布

図5～図7に不均一量を三種類変更した場合の翼面上非定常圧力差分布の振幅および位相を、翼列ﾋﾟｯﾁ比（翼枚数比の逆数） tr/ts が 0.5 と 1.0 の場合について示す。ここで、比較のため、均一翼列での結果を併記してある。図5(a)は最も不均一量が少ない $y_B$ = 0.9trの場合（tr/ts = 0.5）の結果であり、均一翼列との違いは振幅、位相とも小さいが、翼列A、Bでの圧力振幅が均一翼列よりも幾分小さくなっている。なお、翼列A、B間の位相差 $\sigma_{AB}$は、定常負荷の影響を考えない場合、均一翼列での翼間位相差を $\sigma$（= $2\pi$ (tr/ts - int[tr/ts])，int[ ] は整数化関数）とすると、

$$\sigma_{AB} = \sigma * y_B/C \tag{19}$$

で与えられるが、計算で得られている結果もほぼこれに近いものになっている。また、このときの翼間流路での後流位置および非定常渦あり速度ﾍﾞｸﾄﾙを図8に示す。図5(b)は tr/ts = 1.0 の場合であり、位相に関しては均一翼列と大差ないが、振幅値は均一翼列の振幅よりも大きく分布形状も違いが顕著である。

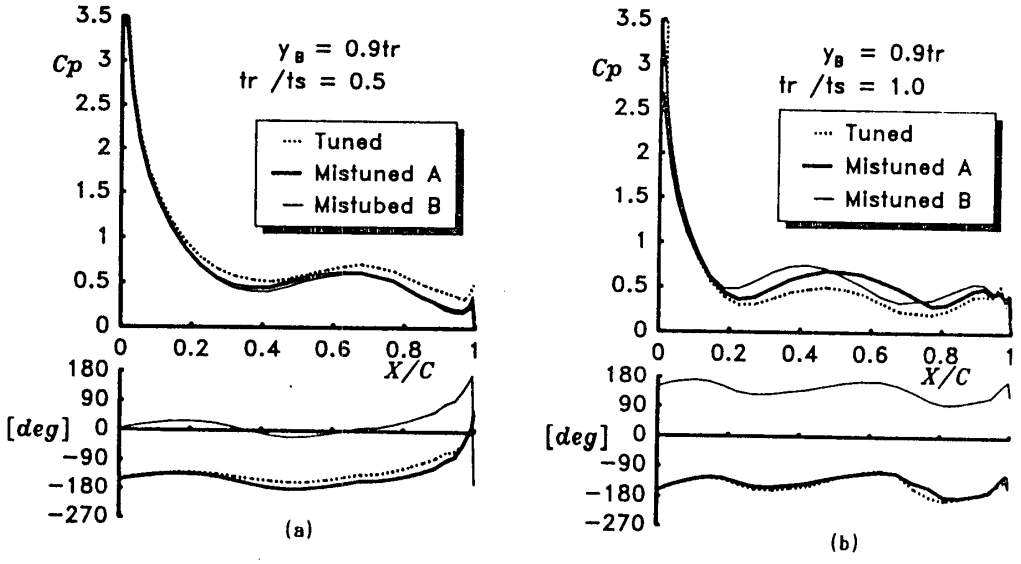



図5　不均一翼列の非定常圧力分布（$y_B$ = 0.9tr:(a) tr/ts = 0.5 (b) tr/ts = 1.0）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

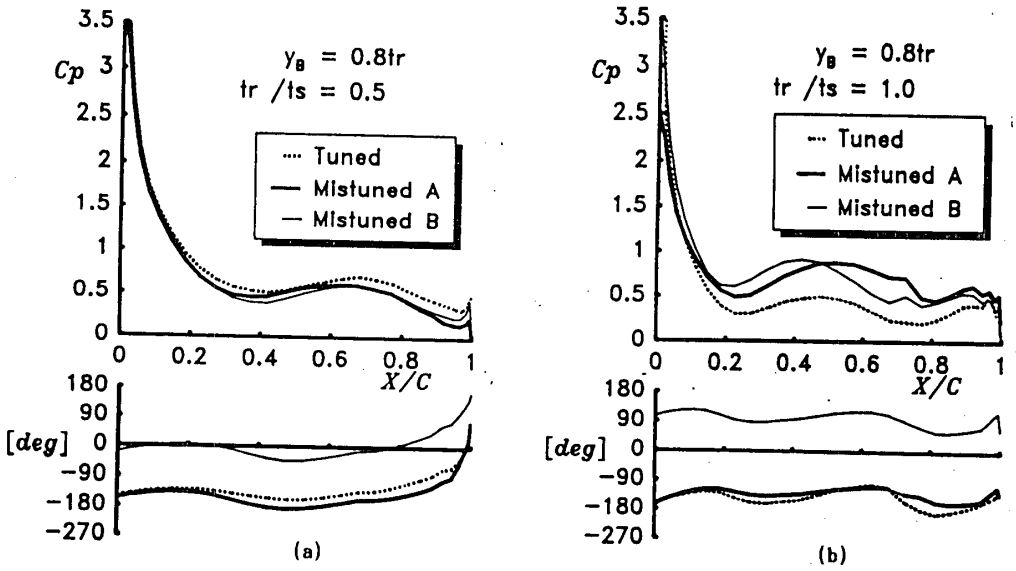



図6　不均一翼列の非定常圧力分布（$y_B$ = 0.8tr:(a) tr/ts = 0.5 (b) tr/ts = 1.0）

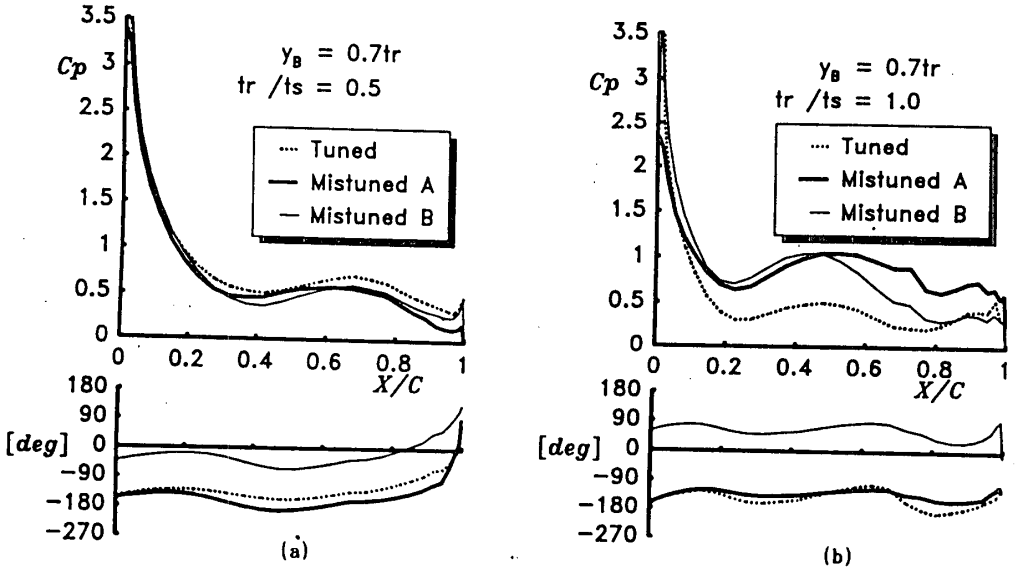



図7　不均一翼列の非定常圧力分布（$y_B$ = 0.7tr:(a) tr/ts = 0.5 (b) tr/ts = 1.0）

さらに不均一量を増加させていくと、tr/ts = 0.5 の場合、翼列Aと均一翼列の位相の違いが次第に顕著になってくるが、振幅に関してはほとんど違いがみられない。一方、tr/ts = 1.0 の場合には、圧力差の振幅が大きく増加していくことがわかる。

3.3.2　非定常揚力　図9、10に tr/ts に対する翼列Aおよび翼列Bに作用する非定常揚力係数 $L_1$ の大きさの変化を示す。また、図11、12には定常揚力 $L_0$ で無次元化された非定常揚力を示す。翼列Aの非定常揚力は、tr/ts = 0.5、1.25 のところでは均一翼列の非定常揚力よりも小さくなるが、翼列Bでは、tr/ts = 0.5 を除いてほぼ全般的に均一翼列での非定常揚力よりも大きな値を示している。また、翼列Bでは不均一量の増加にほぼ対応して非定常揚力が増加しているが、翼列Aでは振幅値の大きな変化は tr/ts = 1.0 近辺で確認されるほかは翼列Bほど明確ではない。定常揚力で除した場合



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

の結果は除す前の結果と傾向的に大きな変化は見られない。この結果は、先に行ったｽﾀｶﾞ角の不均一化の場合の結果（tr/ts = 1.0 での値がほぼ一つにまとまり、非定常揚力が定常負荷と強い相関があることが確認された[7]）とは大きく異なる。差異の理由は明確になっていないが、おなじ tr/ts の値でも隣接する翼間の周期変動流の位相関係が前報と本報で異なっているためと考えられる。

3.3.3 非定常モーメント　図13、14には翼前縁まわりの非定常ﾓｰﾒﾝﾄを示す。翼列A、Bとも不均一量に対する変化の様相は非定常揚力の場合と同様であるが、いずれの tr/ts についても不均一翼列の方が値が大きい。特に、翼列Bでは、tr/ts が大きくなるにつれてﾓｰﾒﾝﾄが増加している。また、翼列Aでは tr/ts = 1.0 で不均一量が小さい方がﾓｰﾒﾝﾄが大きく、他の結果と傾向的に異なる結果となっている。

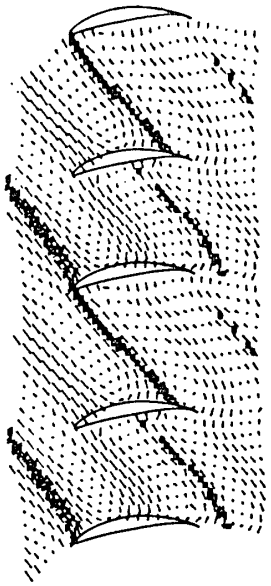


図8　非定常渦あり速度場
($y_n$ = 0.9tr: tr/ts = 0.5)

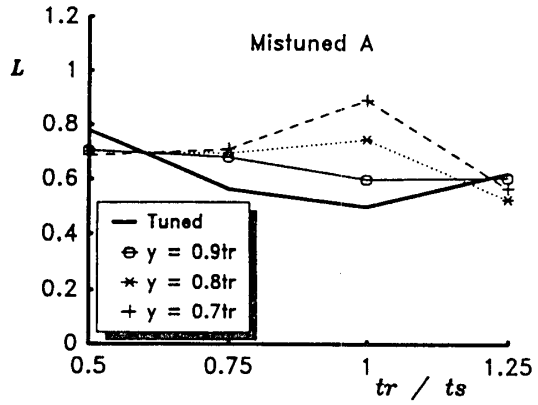



図9　非定常揚力係数（翼列A）

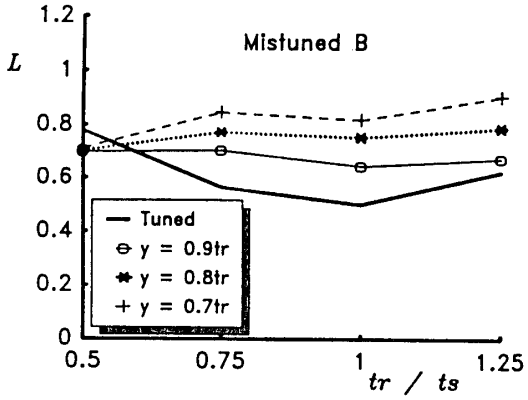



図10　非定常揚力係数（翼列B）

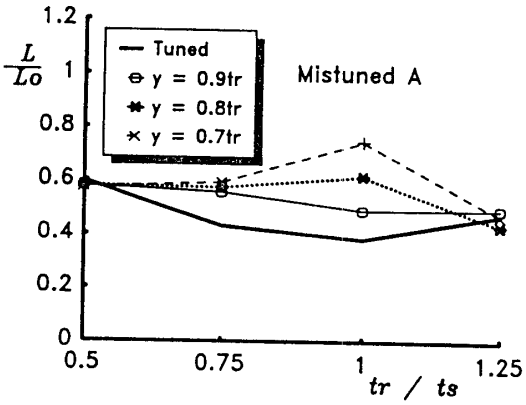



図11　非定常揚力係数と定常揚力係数との比（翼列A）

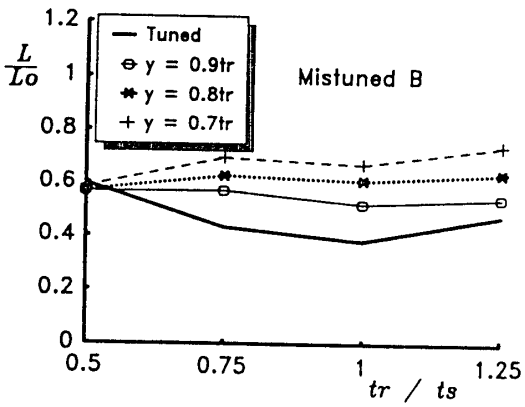



図12　非定常揚力係数と定常揚力係数との比（翼列B）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

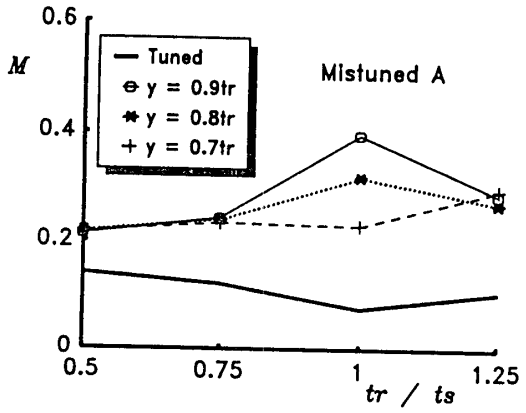



図13　非定常モーメント係数（翼列A）

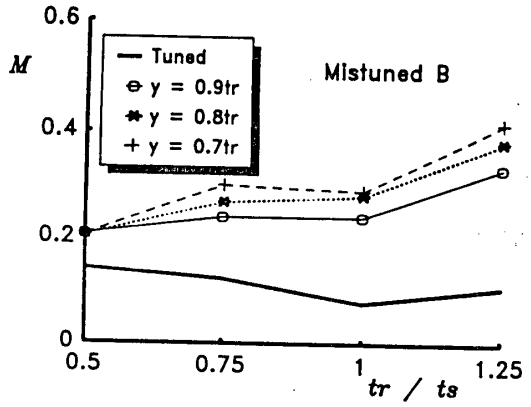



図14　非定常モーメント係数（翼列B）

## 4．結　言

本研究では、先に提示した解析法を用いて翼列ピッチを不均一化した場合の非定常圧力差分布、非定常揚力そしてモーメントを算出した。ここで得られた知見をまとめると以下のようになる。

(1)　定常負荷は不均一量の増加とともに減少し、翼列出口流出角の翼間変動は大きくなる。

(2)　非定常圧力差分布は、tr/ts = 1.0 の場合が最も均一翼列との違いが大きくなり、その程度は不均一量の増加により大きくなる。

(3)　非定常揚力は、ほとんどの場合、不均一量の増加とともにその振幅値が大きくなり、その傾向は翼列Bで顕著である。均一翼列との比較では、tr/ts = 0.5 の場合を除いて全般的な翼励振力低減効果は見られなかった。

## 文　献

(1) Kodama,H. and Nagano,S., ASME Paper 88-GT-54,1988

(2) Cerri,G. and O'Brien,W.F., Trans.ASME, J.Turbomachinery, 1989, pp.

(3) Bendiksen,O.O., J.Propulsion, 4-2(1988),164

(4) 生井、井上、ターボ送風機と圧縮機、コロナ社、347

(5) 西山、矢野目、機論、45-394、B(1979)、763

(6) 西山、船崎、機論、50-454、B(1984)、1476

(7) 船崎、機講論、No.911-1 (1991)、7

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—3　翼列の不均一化によるフラッタ抑制効果

田　中　英　穂　（東海大学）
＊鈴　木　六　郎　（東海大学）
田　中　隆　夫　（防衛庁）
緑　川　敏　雄　（新潟鉄工）

## 1　緒論

近年，圧縮機翼列のフラッタ抑制対策として個々の翼の固有振動数 f などの翼特性を積極的に不均一にすることにより，翼間の空力的干渉を起り難くし，フラッタの発生を抑制する研究が試みられている[1),2),3),4)]．

筆者らはいままでねじりおよび曲げモードの各々の場合において，翼の固有振動数や質量比 $\mu$ [$=2m/(\rho c^2 L_s)$ ：m:翼の質量，$\rho$：空気の密度，c: 翼弦長，$L_s$:翼のスパン長さ] などの翼特性を不均一化することによるフラッタ抑制効果を，種々の不均一翼配列の場合について理論解析結果から検討してきた．その結果，流体は非粘性，非圧縮であり，翼列は二次元翼列からなる無限翼列を考え，非失速状態で作動していると考えた場合，ねじりモードのフラッタに関するフラッタ抑制効果は，固有振動数の異なる2 種類の翼を交互配列した場合において非常に良い結果を得ている[2)]．例えば翼の軽量化と高速化に伴い現実的な使用条件として考えられる質量比 $\mu=300$の場合を検討すると，迎え角 $\alpha=4°$（流入角 $\alpha_1=34°$）においては，交互翼配列の場合のフラッタ速度は均一翼配列の場合より約40%程増大しており，これらの結果については理論解析と実験の両面から確認されている[3)]．

これに対し曲げモードフラッタに関しては，翼の固有振動数を不均一化した場合の結果によると，小さい迎え角 $\alpha=4°$（流入角 $\alpha_1=34°$）の場合には，ねじりモードにおいて非常に良いフラッタ抑制効果が得られた交互翼配列の場合よりも，山形翼配列の場合において良好なフラッタ抑制効果が得られるが[5)]，さらに迎え角が大きい場合の $\alpha=6°$（流入角 $\alpha_1=36°$）と $\alpha=12°$（流入角 $\alpha_1=42°$）についての理論解析結果では，ねじりモードの場合と同様に山形翼配列の場合より交互翼配列の場合において良好なフラッタ抑制効果が得られた[6)]．

そこで本論では，$\alpha=12°$（流入角 $\alpha_1=42°$）の場合の曲げモードフラッタに関する理論解析により得られた翼列の不均一化によるフラッタ抑制効果を実験的に確認する目的で，一例として質量比 $\mu=1000$ における翼の固有振動数比が均一の場合，固有振動数比が不均一で交互配列の場合および山形配列の場合について，フラッタが発生

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

し始める修正無次元フラッタ風速$V_{crm}=V_{cr}/\omega_{(mean)}\cdot c$（$V_{cr}$: 限界風速，$\omega_{(mean)}$: 供試翼の平均固有角振動数，c: 翼弦長），修正フラッタ振動数$\omega/\omega_{(mean)}$（$\omega$: フラッタ発生時の供試翼のフラッタ角振動数）およびフラッタ発生時の翼間位相差$\beta$を実験的に検討した．

## 2　実験装置および方法

### 2.1 実験装置

図1に実験装置試験部の概要を示す．風洞は吹き出し形風洞を用い，縦180mm，幅240mm の断面を有する試験部②に12枚の供試翼列翼③を設置してある．供試翼端ステーは試験部上下壁のガイド溝から突き出ており，供試翼端ステーを支持する2枚のリン青銅製板バネ④に固定され，板バネ中央には2ゲージ方式の歪ゲージが接着してある．試験部側壁⑤の両側は供試翼列翼の後縁まで伸び，供試翼列翼の迎え角変化に伴って可変できるようになっている．局面回転部⑥は迎え角変化に伴って回転する際，風洞試験部内から外へ空気が洩れないように段形突き合わせに加工されている．

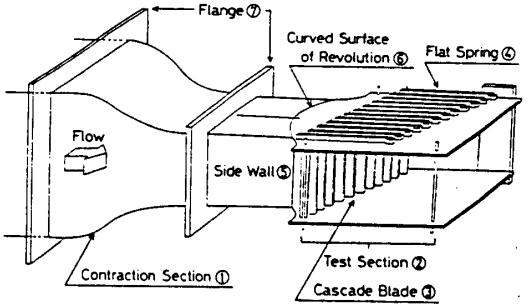



図1　風洞装置試験部の概要

供試翼を図2に示す．供試翼は前縁に1mm の曲率を与えた厚さ2mm の平板翼であり翼弦長c=25mm，スパン長さ=175mm，節弦比(=s/c ; s:翼間ピッチ)=1.0 である．また食い違い角$\xi$は30°に設定し，迎え角$\alpha$は0～20°の範囲で変化させた．

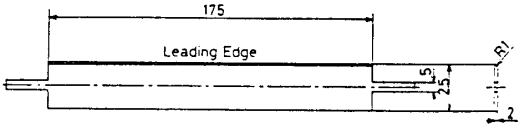



図2　供試翼

### 2.2 実験方法

実験は自由振動法で行なった．翼ー板バネ系一対として予め測定されている各々の固有振動数を持つ供試翼列翼を所定の条件で風洞試験部に設置した後，風洞を運転して風速を5.0m/secから2.5m/sec間隔で上昇させる．各風速下において供試翼列翼12枚を同時に，瞬時に初期変位を与え，そのときの中央3枚の供試翼列翼についてのみ，供試翼を支持している板バネに接着してある歪ゲージから動歪み計を介してビジコーダにより供試翼列翼の並進振動減衰波形を記録し，振動波形から対数減衰率C を求める．フラッタが発生し始める付近においては，風速を1m/sec間隔で上昇させるごとに上記の作業を行なう．フラッタ発生時においては動歪み計で得られた振動波形の信号を高速フーリエ変換器(FFTアナライザ）に入力させて振動数を確認し，フラッタ発生時の限界無次元振動数$k_{cr}$を計算すると共に，フラッタ発生時の翼間位相差$\beta$も計測

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

する．

翼列における固有振動数比の配列様式を図３に示す．本実験において交互翼配列の場合の翼の固有振動数比 $f_{(min)}/f_{(mean)}$ と $f_{(max)}/f_{(mean)}$ の条件は，0.95と1.05の組み合わせで行ない，山形翼配列では理論解析結果において0.95～1.05の組み合わせのときよりも，さらに良いフラッタ抑制効果が得られた0.90～1.10の組み合わせ条件で行なった．

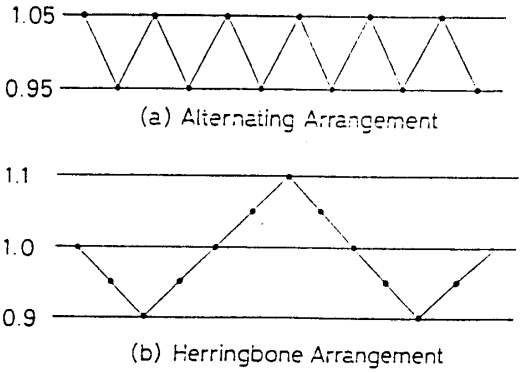



図３　翼列における固有振動数比の配列様式

各翼配列における供試翼列翼の固有振動数 f の組み合わせを表１に示す．均一翼配列における供試翼の固有振動数は6.77Hzから6.80Hzの間にあり，その精度は0.2 %であるので6.786 Hz一定と考える．不均一交互翼配列においては，各翼の固有振動数の精度が0.3 %以内で5.443Hz と5.975Hz の組合わせ，また山形翼配列においては各翼の固有振動数の精度が0.38%以内で図３のように配列されている．

表１　各翼配列における翼の固有振動数

| | | Natural Frequency of Blade (Hz) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Uniform Arrangement | | 6.80 | 6.79 | 6.79 | 6.77 | 6.78 | |
| | | 6.79 | 6.80 | 6.78 | 6.79 | 6.77 | |
| Not Uniform Arrangement | Alternating Arrangement | 5.98 | 5.43 | 5.98 | 5.44 | 5.97 | 5.46 |
| | | 5.97 | 5.45 | 5.98 | 5.45 | 5.97 | 5.43 |
| | Herringbone Arrangement | 5.45 | 5.16 | 4.88 | 5.15 | 5.43 | 5.69 |
| | | 5.97 | 5.68 | 5.43 | 5.16 | 4.89 | 5.18 |

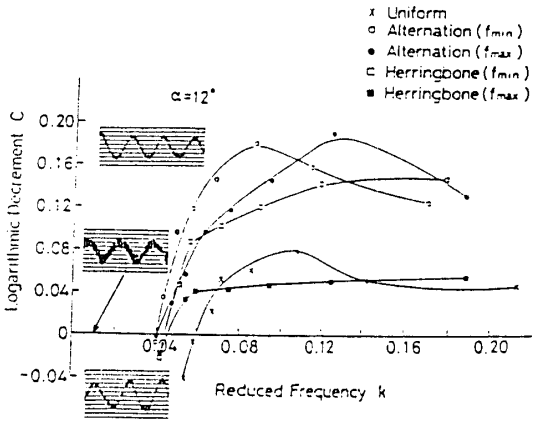



図４　各翼配列の翼の対数減衰率と無次元振動数の関係

## 3　結果

### 3.1 無次元振動数の実験結果

図４は迎え角 $\alpha = 12°$（流入角 $\alpha_1 = 42°$）における各翼配列の供試翼の空力減衰率と本実験装置に固有の機械的減衰率とを含めて実験的に並進振動波形から計測された総合対数減衰率C と無次元振動数k との関係を示す．また図中には翼の振動が減衰する場合（C>0），フラッタが生じ始めたとき（C=0），フラッタ振動が発散している場合

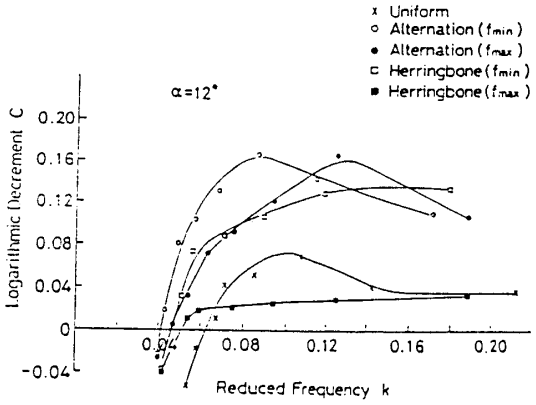



図５　各翼配列の翼の対数減衰率と無次元振動数の関係
（機械的減衰率を差し引いた場合）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(C<0) の各々のときの代表的な翼の振動波形が示されている．

図４によるとC>0 の範囲においては固有振動数を変化させた各不均一翼配列において，翼の固有振動数の違いにより対数減衰率C に差が生じていることが認められる．均一翼配列では風速を増大させる前半において風速の増大と共にC も増加し，フラッタ発生点近くになるとC は急激に減少している．また交互翼配列で小さな風速の場合は$f_{(max)}$の翼の空力減衰が大きいが，風速が増大するのに伴い$f_{(min)}$の翼の空力減衰が大きくなる．山形翼配列ではどの風速でも$f_{(min)}$の翼において空力減衰が大きく生じている．2 種類の不均一翼配列はフラッタ発生点近くになると均一翼配列の場合と同様に対数減衰率C は急激に減少し，C=0 付近になると，同じ翼配列の翼は一定の無次元振動数の値に漸近する．しかしC=0 において，$f_{(min)}$と$f_{(max)}$の翼の無次元振動数は一致せず，交互および山形翼配列共に$f_{(max)}$の翼が，$f_{(min)}$の翼より若干大きな無次元振動数でC=0 になる．すなわち不均一翼配列の場合，フラッタの起こり初めは全ての翼が同時に生ずるのではないことを示している．またフラッタ振動が発散している場合 (C<0) でも，発散の大きさは翼の固有振動数の違いによって多少異なっている．各翼配列でC=0 になる限界無次元振動数$k_{cr}$ の比較によれば，$k_{cr}$ は均一翼配列が最も大きく，山形，交互翼配列の順に減少している．

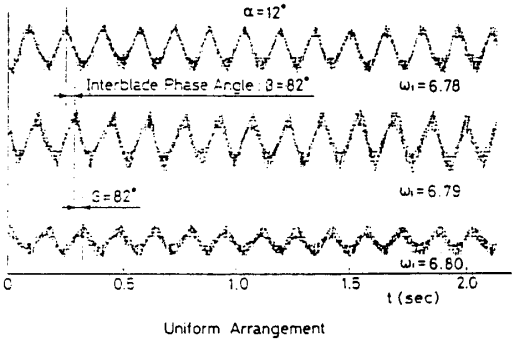



図６　均一翼配列のフラッタ発生時における振動波形

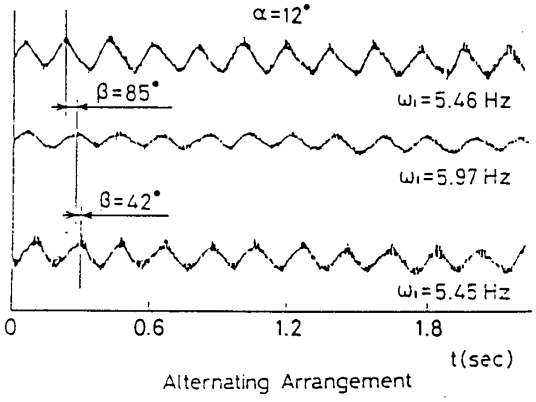



図７　交互翼配列のフラッタ発生時における振動波形

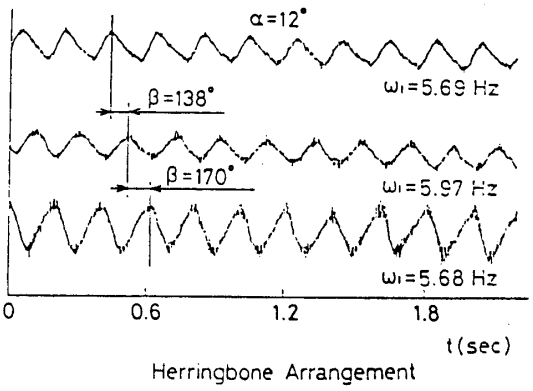



図８　山形翼配列のフラッタ発生時における振動波形

図５は機械的減衰率が０として解析されている理論との比較のため，図４で示されている対数減衰率から個々の翼支持系に固有の機械的対数減衰率を差し引いた減衰率を基に作図仕直したものである．この結果からも$k_{cr}$ は均一翼配列が最も大きく，図４と同様に山形，交互翼配列の順に減少し



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ている．

3.2 翼間位相差の実験値と理論値の比較

図６，図７，図８は均一，交互，山形の各翼配列におけるフラッタ発生時の供試翼の並進振動波形を示す．不均一翼配列の場合でも，フラッタ発生時では翼列の各翼の角振動数ωは同じであるが，各翼間位相差βは異なる．表２には修正フラッタ振動数$\omega/\omega_{(mean)}$，表３にはβを理論解析結果と併せて示してある．ここでβは背面側隣接翼が位相進みの場合を正にとっている．$\omega/\omega_{(mean)}$は実験と理論共に均一翼配列より不均一翼配列の方が減少している．一方βに関しては，均一翼配列における実験値は82°，理論解析結果は72°であり，交互翼配列においては実験値は85°：42°，理論値は 103°：41°であるので，これらの翼配列については傾向的に理論と良い対応をしている．しかし山形翼配列においては実験で3 枚の供試翼についてしか振動波形を測定していないため翼間位相差の比較はできていない．

表２　修正フラッタ振動数の実験値と理論値

$\alpha = 12°$

| Cascade Blade Arrangement | $f_{(min)}/f_{(mean)}$ , $f_{(max)}/f_{(mean)}$ | $\omega/\omega_{(mean)}$ | |
|---|---|---|---|
| | | Experiment | Theory |
| Uniform | 1.00 − 1.00 | 0.957 | 0.836 |
| Alternation | 0.95 − 1.05 | 0.935 | 0.795 |
| Herringbone | 0.90 − 1.10 | 0.897 | 0.798 |

表３　翼間位相差の実験値と理論値

$\alpha = 12°$

| Cascade Blade Arrangement | $f_{(min)}/f_{(mean)}$ , $f_{(max)}/f_{(mean)}$ | Interblade Phase Angle β° | |
|---|---|---|---|
| | | Experiment | Theory |
| Uniform | 1.00 − 1.00 | 82 | 72 |
| Alternation | 0.95 − 1.05 | 85 , 42 | 103 , 41 |

3.3 フラッタ速度に関する翼配列の不均一化によるフラッタ抑制効果の実験値と理論値の比較

表４は図５から得られた$k_{cr}$と表２の$\omega/\omega_{(mean)}$より計算された各翼配列の修正無次元フラッタ風速$V_{crm}=V_{cr}/\omega_{(mean)}\cdot c$を求め，不均一翼配列の$V_{crm}$を均一翼配列の$V_{cr(uniform)}$で除して，フラッタ速度に関する翼配列の不均一化によるフラッタ抑制効果の実験値と理論値を示したものである．

表４　フラッタ速度に関する翼配列の不均一化による
フラッタ抑制効果の実験値と理論値

$\alpha = 12°$

| Cascade Blade Arrangement | $f_{(min)}/f_{(mean)}$ , $f_{(max)}/f_{(mean)}$ | $V_{crm}/V_{cr(uniform)}$ | |
|---|---|---|---|
| | | Experiment | Theory |
| Alternation | 0.95 − 1.05 | 1.35 | 1.13 |
| Herringbone | 0.90 − 1.10 | 1.14 | 1.10 |

交互翼配列における実験値は1.35であるのに対し理論値は1.13である．また山形翼配列における実験値は1.14であるのに対し理論値は1.10である．これらの結果は実験と理論共に，山形より交互翼配列においてフラッタ抑制効果があり，傾向的には良い



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

対応を示している．さらに山形翼配列における理論解析結果では，翼の固有振動数比 $f_{(min)}/f_{(mean)}$ ～ $f_{(max)}/f_{(mean)}$ の組み合わせ条件において，0.95～1.05の場合よりも0.90～1.10の場合の方がフラッタ速度が大きいことが得られている．したがって0.95-1.05 組み合わせ条件の交互翼配列のフラッタ抑制効果の方が，0.90～1.10組み合わせ山形翼配列のフラッタ抑制効果より大きいことから，固有振動数差が±10%の範囲について考えれば，明らかに山形翼配列よりも交互翼配列の場合の方がフラッタ抑制効果が大きいと言える．一方，理論解析におけるねじりモードの交互翼配列の場合との比較では，ねじりモードでのフラッタ抑制効果は約50%であるのに対し，曲げモードでは約13%（実験結果では35%）であり，曲げモードにおけるフラッタ抑制効果は，ねじりモードに比しやや劣るものの，交互翼配列によるフラッタ抑制効果は曲げ，ねじり何れのモードに対しても有効であることが実証された．

## 4　結論

前縁に1mm の曲率を有する12枚の平板翼列翼を用い，迎え角 $\alpha$ = 12°（流入角 $\alpha_1$ = 42°），食い違い角 $\beta$ = 30°，節弦比s/c=1.0，マスレシオ $\mu$ = 1000における均一翼列翼と固有振動数を変化させた不均一翼列翼（交互配列，山形配列）の曲げモードフラッタの実験を試み，理論解析結果から得られているフラッタ抑制効果を実験的に検討した．その結果を以下に要約する．

(1) 均一翼配列，交互および山形の各不均一翼配列における $V_{crm}$ の実験値と理論値の傾向は良い対応を示した．すなわち迎え角 $\alpha$ =12°（流入角 $\alpha_1$ =42°）では，ねじりモードの場合と同様に曲げモードにおいても交互翼配列において良好なフラッタ抑制効果が得られた．

(2) 迎え角 $\alpha$ = 12°（$\alpha_1$ =42°）の交互翼配列において，翼の固有振動数比が0.95と1.05の組み合わせ，すなわち固有振動数差10%程度の翼の組み合わせでも，フラッタ抑制効果は10%以上期待できる．

(3) フラッタ発生時における翼間位相差の実験と理論解析結果は傾向的に良い対応を示した．

(4) 非失速で，或る程度大きな迎え角範囲においては，交互翼配列はねじり，曲げの何れのモードに対しても良好なフラッタ抑制効果を発揮することが実証された．

## 文献

(1) 花村庸治，田中英穂，翼列翼の不均一化によるフラッタ対策，日本機械学会論文集，Vol.46，No.413，(1980)．

(2) H.TANAKA, I.FUJIMOTO, Y.HANAMURA, Analyses of Cascade Flutter as a Multi-



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

Eigenvalue Problem(On Cascade Composed of Two Groups of Blades Having Different Natural Frequencies), Proc.of the 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, Tokyo , Vol.2 , (1983).

(3) Y.HANAMURA,H.TANAKA, A modification of flutter characteristics by changing elastic nature of neighbouring blades in cascade, Proceedings of The 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, (1977).

(4) 長井　浩，藤本一郎，田中英穂，平野孝典，石井　進，失速翼列の不均一ねじりフラッタ（固有振動数の異なる2 種類の翼を交互配列する場合），日本機械学会論文集（B 編），Vol.56, No.527, (1990-7), 2000～2007.

(5) 田中英穂，鈴木六郎，緑川敏雄，本堂　誠，望月史裕，並進振動する翼列翼の非定常空力特性，計算機利用報告集　1989年度（第13集），東海大学電子計算センター，(1990-4).

(6) 元田　豊，瀬戸　泰，斉藤雅弘，曲げモード翼列フラッタの研究，東海大学工学部卒業論文，1990年度，1991-3



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A—4

# 曲げ振動する遷音速圧縮機環状翼列に作用する非定常空気力の測定（第２報）

＊小林　紘　　航空宇宙技術研究所
生沼　秀司　　航空宇宙技術研究所

## １．まえがき

ガスタービンの翼列フラッタや空力的強制振動問題を解決するためには、翼列翼に作用する非定常空気力を明らかにすることが必要である[2][3]。このため、著者らは特殊な翼列加振装置を内蔵した環状翼列風洞[4]を開発して、これまでに、遷音速タービンと遷音速圧縮機両翼列の捩り振動モード時の非失速翼列フラッタの研究を行い、多くの事柄を明らかにした[5]-[7]。　これに引続き、翼列翼の曲げ振動高速機械式加振装置（第１報）を開発して[1]、全翼列翼の強制加振実験法にて遷音速から超音速流れの曲げモード非失速翼列フラッタの研究を進めている。　ファンや圧縮機の設計点近傍の作動領域では、曲げモード翼列フラッタが発生する可能性があると理論解析結果[8][9]は予測している。しかしながら、曲げモード時の遷音速翼列の非定常空力特性並びに衝撃波の曲げモードの翼列フラッタへの影響は実験的にあまり明らかにされていない。　今回、翼列の翼間振動位相差 67.5° 一定条件のもとで、流入マッハ数を高亜音速から超音速（M＝0.829～1.064）まで変え、その各々の流速において無次元振動数（1/2翼弦長基準）を0.037 から0.19 まで変化させた。各々の実験条件下で非定常圧力分布測定法を用いて翼に作用する非定常揚力を求め、翼列フラッタの発生限界を明らかにするとともに、翼衝撃波の翼列フラッタへの影響を特殊な測定翼を用いて調べた。　本実験により、高亜音速流入時には、曲げ－自由度の非失速翼列フラッタは発生しないが、超音速流入時には翼列フラッタが発生すること並びに翼列フラッタの発生には、衝撃波による非定常空気力が大きな役割を演じていること等を明らかにした。

《主な記号》

- A　；変動圧力振幅（式(3)で定義）
- C　；翼弦長
- $C_{LT}$　；無次元非定常揚力係数（式(1)で定義）
- △E　：翼素エネルギー（式(2)で定義）
- h　；翼の曲げ振幅（翼背側の変位方向を正、mm）
- i　；入射角
- K　；無次元振動数　$K = c\omega / 2U_1$
- $M_1, U_1$；流入マッハ数と流入速度
- △Pai　；翼面上の変動圧力
- $\beta$　；翼間振動位相差
- $\omega$　；翼の曲げ振動の角振動数
- $\phi$　；翼振動を基準とした変動圧力の位相差

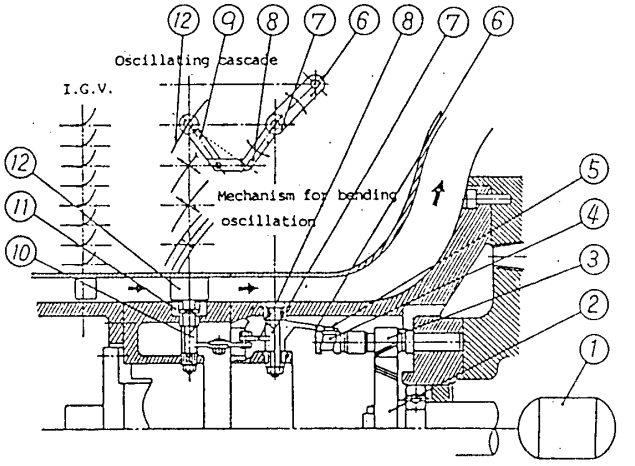



図１．翼列風洞測定部と翼列曲げ振動加振装置

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 2．実験装置と試験翼列

図１に環状翼列風洞の測定部と翼列曲げ加振機構の概略を示す。本風洞は、マッハ数、Re数並びに、無次元振動数を実機と等しい条件で実験できる様に設計された環状翼列風洞である。

広い無次元振動数の範囲にわたり、空力的安定並びに不安定の両領域で曲げ振動時に翼列翼に作用する非定常空気力を測定するために、16枚すべての翼列翼を制御加振出来る高速機械式曲げ振動翼列加振装置を開発した。各々の翼は剛壁内筒ケーシングを通して半径方向に片持ち支持され、ピストンエンジンのクランク軸と連接棒の組合せでピストンの上下運動を軸の回転に変換させるのと逆のメカニズムで、振り運動するトラニオン⑦の腕Ｂ⑧の回転運動をアームＣ⑨並びに⑨と翼軸トラニオン⑩によって翼⑫の並進振動に変換されている。翼の並進運動はスライドガイド⑪によって方向付けられている。

本装置の加振装置性能試験により(1)200Hzまで連続的に並進調和振動を16枚の翼列翼に与えること。(2)強制振動によって翼スパン方向に一様な並進振動変位（振幅0.785mm）を翼に与える。(3)翼列翼を構成する16枚の全ての翼は同一振動数で加振され、それらの振幅と翼間振動位相差はほぼ同一である。等の結果が得られ、本装置は翼列フラッタの実験に必要な性能を有することが確認できた。詳細は、参考文献(1)を参照されたい。

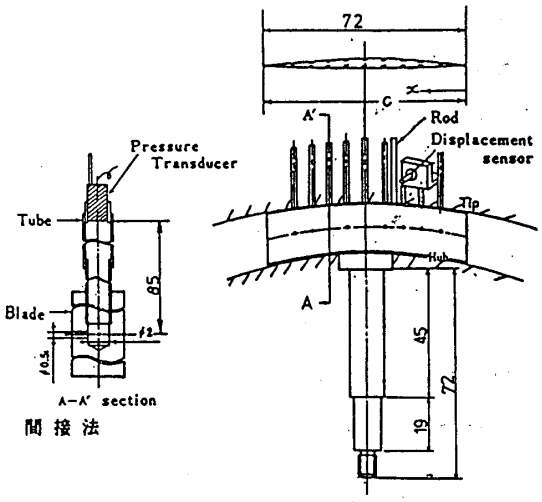



図２．変動圧力測定法

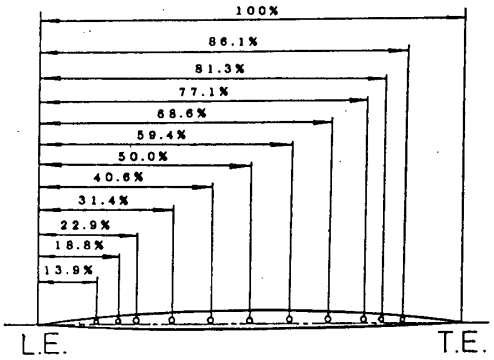
試験翼列の主要諸元を表１に示す。　本翼は、キャンバー角６°の二重円弧翼であり、翼列条件の食違い角、弦節比等は実機圧縮機翼列とほぼ等しくしてある。

## 3．計測とデータ処理

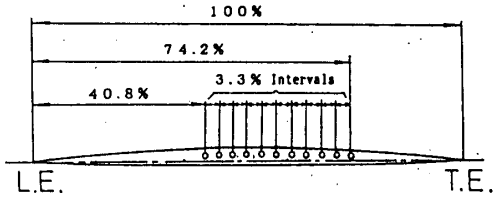
翼列の静特性は、翼列上流及び下流の５孔ピトー管による流れの測定、翼間通路と翼列上流及び下流位置のダクト壁面上での静圧分布測定、並びに翼面上の圧力分布測定によって得られた。

表１．試験翼列の主要諸元

| | |
|---|---|
| Chord length C | ; 72mm , Max thickness ratio 4% |
| Aspect ratio | ; 0.357 |
| Inlet angle 61' | ; Outlet angle ; 55' |
| Stagger angle 58' | ; Camber angle ; 6' |
| Pitch chord ratio | ; 0.873(Tip) , 0.804(Mid) , 0.763(Hub) |




(a)背側と腹側の変動圧力用




(b)衝撃波の変動圧力用

図３．翼面上の圧力測定孔位置



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

時間的変動データに関しては、翼の振動変位と翼表面に作用する変動圧力が測定された。振動時に翼に作用する変動圧力測定は、翼面背側と腹側の各々11点の合計22点（図3(a)）で、翼表面に開けられたφ0.5mmの圧力孔と連結した内径φ1.0の細管に超小型圧力センサーを取付けて行われた（図２）。翼振動にともなう衝撃波の位置変動による非定常空気力測定のために、衝撃波発生点を中心として翼面上3.4％翼弦長間隔で合計11点の測定孔を有する特殊翼（図3(b)）を製作し、翼列翼の一枚として使用した。

この細管系を用いた翼面変動圧力測定においては、細管系、センサーの直流増幅器並びにデータレコーダの周波数応答特性による実測データの補正が必要である。細管系の周波数応答特性はプローブ管周波数応答測定装置並びに翼に直接埋め込まれた超小型圧力センサーを用いて測定され、細管に連結された翼表面圧力孔の開孔端表面の流速と変動圧力振動数の関数として得られている。補正された測定値を用いて、翼列翼の並進振動時に単位翼表面に作用する変動流体力として、変動圧力振幅Ａと翼振動に対する位相遅れφの翼弦方向分布を算出した。

翼弦翼の並進振動に対する空力安定と不安定（フラッタの発生）は、翼振動一サイクルごとに流体力のなす仕事、すなわち非定常揚力係数の虚数部の正負により判定した。非定常揚力係数$C_{LT}$の虚数部が正値の場合、流体力は翼振動を空力的不安定化する作用をなすことを意味している。△Ｅ値が正値の場合はその局所的位置に作用する流体力が翼振動を励振することを表している。$C_{LT}$と△Ｅは次式により算出されている。

(i)無次元非定常揚力係数$C_{LT}$

$$C_{LT} = \frac{1}{1/2\rho U_1^2 Ch} \int_0^C \{\Delta Pai^+ - \Delta Pai^-\}\, dx \qquad (1)$$

(ii)翼素エネルギー△Ｅを単位面積当りのエネルギーとして

$$\Delta E = \Delta Pai^* \sin\phi i / (1/2\rho U_1^2 h) \qquad (2)$$

また、圧力振幅Ａを

$$A = \Delta Pai / (1/2\rho U_1^2 h) \qquad (3)$$

と定義した。

ここで、φは翼振動と変動圧力の位相差、ｈは翼振幅、△Paiは変動圧力成分を表す。＋は翼背側、－は翼腹側を示す。ｘは圧力測定孔のｘ座標であり、座標原点は翼前縁である。*は翼弦長での無次元化された長さを示す。

## ４．実験結果と考察

### ４．１．　圧縮機二重円弧翼列の定常空力特性

図４は、翼スパン中央での翼弦方向局所マッハ数分布を５つの流入マッハ数の場合について示している。　流入マッハ数 1.064, 1.038, 1.007 の時、翼背面上の流れは超音速であり、前２者では翼腹側も超音速流れで



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

2者では翼腹側も超音速流れである。65%～70%翼弦長位置に現われる翼背面上の垂直衝撃波は、隣接翼の前縁衝撃波に連なっており、この垂直衝撃波位置は、図上の大きなマッハ数変化位置に対応している。一方、流入マッハ数 0.941 と 0.908 の時、翼背面上の流れは遷音速であり流入マッハ数 0.829 では亜音速流れである。翼列上流の円周方向及び半径方向流れ計測から、非定常圧力分布が測定されている翼スパン中央付近での流入角及び流入マッハ数の一様性、並びに翼列円周方向の比較的良い周期性が得られている。

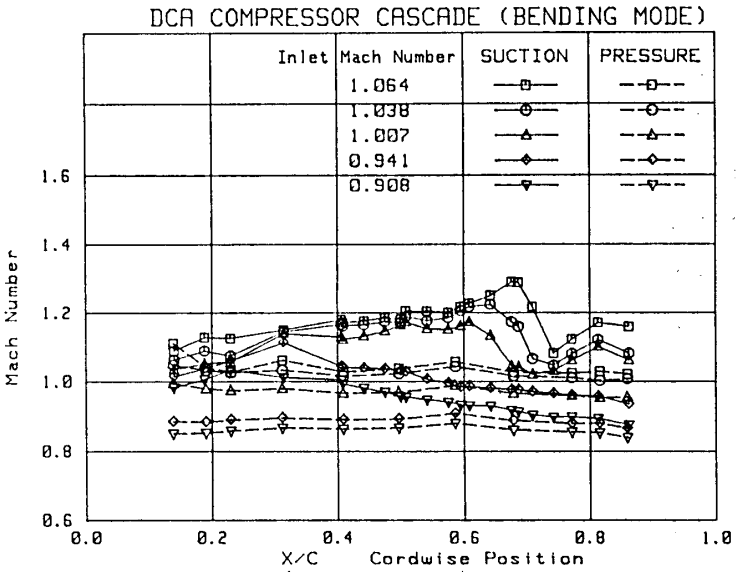



図４．翼面上のマッハ数分布

４．２．　翼面上の非定常圧力分布の流入マッハ数及び無次元振動数に対する変化

翼面上の非定常圧力分布の測定結果の一例として、翼面上の流れが亜音速の場合（$M_1$＝0.829）、遷音速の場合（$M_1$＝0.941）、並びに超音速流れの場合の各々において無次元振動数の異なるものを (a), (b)として図５～図７に示す。図中には、変動圧力振幅Ａ、変動圧力の翼振動に対する位相φ、並びに局所エネルギー△Ｅの翼背側及び腹側の翼弦方向分布が表示されている。

翼表面が亜音速流れである図５の場合には、変動圧力振幅の翼弦方向分布はほぼ一様で背側の値が腹側よりも幾分大きく、特に前縁側で差が大きい。無次元振動数が増加した場合も圧力振幅分布には殆ど変化が見られない。位相差は、背側では位相進みで前縁から後縁にかけて 180°から 0°まで単調に減少しているのに対して、腹側では翼弦方向にほぼ一定であり、無次元振動数の増加につれてその値は 250°から 300°と少し増加傾向にある。流体からの振動エネルギーに関しては翼背側と腹側の前縁部分の一部を除き全体に負値であり、無次元振動数の増加にともない負値が大きくなって

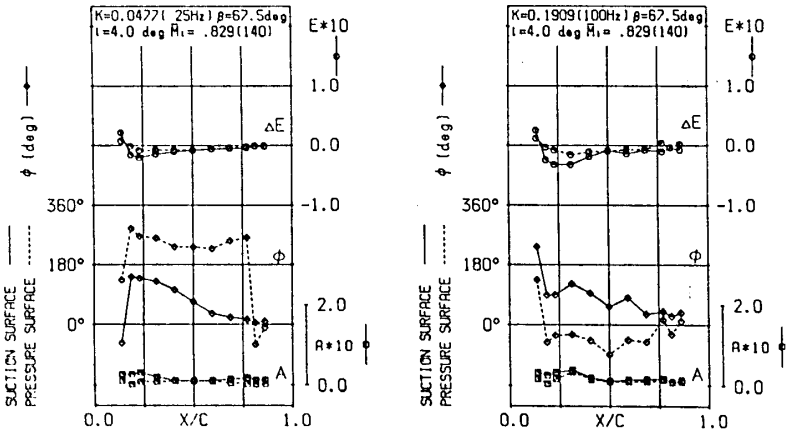



図５．翼に作用する非定常圧力分布
（亜音速流れ）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

いる。これは翼表面に作用する流体力が翼振動を減衰させる働きをなすことを表している。

翼背側の流れが遷音速流れとなる図６の場合には翼背側前縁部分で超音速流れとなる。50％翼弦長付近に発生すると考えられる衝撃波の影響が弱いためか、衝撃波位置変動による影響は変動圧力上に殆ど現われず、振幅、位相差、局所エネルギーの翼弦方向分布の全般的な様子は亜音速流れと類似している。特徴のある点を上げれば、翼背側の 25％～ 50％翼弦長間（超音速から亜音速流れへの変化領域）で位相差が 160°から 0°へと急激な変化をしていることである。Kの増加につれて、翼腹側の局所エネルギーの負値が翼弦全体にわたって小さくなっている。

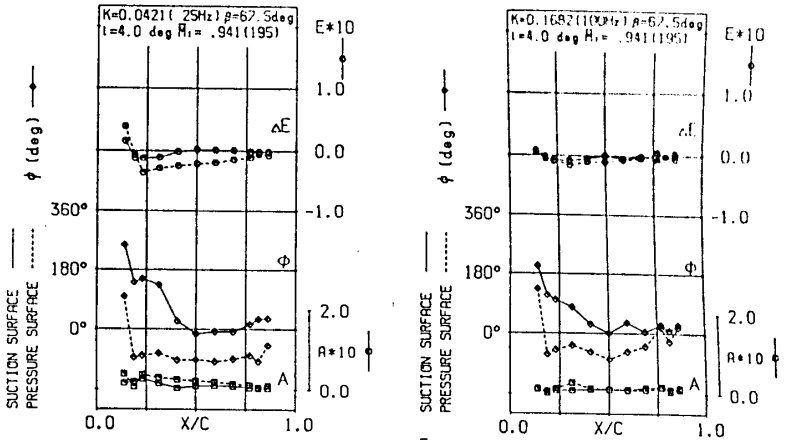



図６．翼に作用する非定常圧力分布
（遷音速流れ）

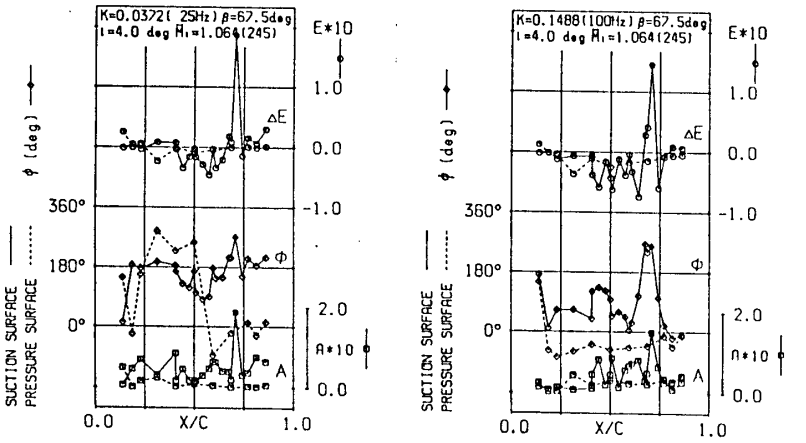
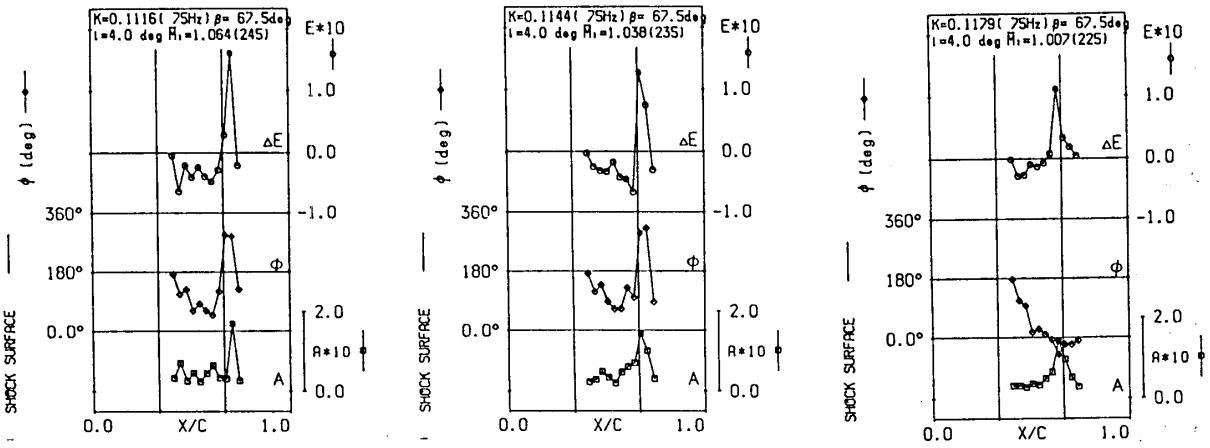



図７．翼に作用する非定常圧力分布
（超音速流れ）

一方、両翼面が超音速流れとなる場合には、背側11点の測定では衝撃波の挙動を十分にとらえることが出来ず、図3(b)に示す翼を用いて衝撃波の挙動を詳細に調べた。それらの結果を結合した非定常圧力分布図が図７(a)と(b)である。　衝撃波の位置する翼背側 70％翼弦長付近での圧力振幅はその近傍の値に比べて５倍と急増し、位相もその近傍において 90°から 270°の値へと大きく変化している。このため、衝撃波の位置変動する翼面上では、流体から翼へのエネルギー流入が生じ、翼振動を不安定化する作用が発生している。加えて、翼背側での変動圧力及び位相分布とも超音速の場合には、亜音速や遷音速流れの場合より圧力振幅値は幾分大きく、位相は 180°前後で翼弦方向に一様であるため、25％～ 40％の間と 75％以上の翼弦長位置は△Eが正値を有している。このためK＝0.0372 では、翼背側と腹側に作用する流体力エネルギーの総和 Σ△E は正値となり、翼列フラッタが発生している。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.




(a)流入マッハ数　M=1.064　(b)流入マッハ数　M=1.038　(c)流入マッハ数　M=1.007

図８．衝撃波によって発生する変動空気力

## ５．３．　衝撃波の翼列翼の空力不安定に及ぼす影響

翼振動にともなう衝撃波の位置変動によって翼面上に発生する変動空気力を図3(b)の特殊翼を用いて測定した結果の一例として、類似した無次元振動数で流入マッハ数が 1.064, 1.038, 1.007 と異なる3つ場合について図8(a)～(c)に示す。図中には、衝撃波発生点を含めた翼背側の変動圧力Ａ、位相差φ、翼素エネルギΔＥが表わされている。この３つの図より、衝撃波位置変動にともなって大きな変動空気力が発生し、その力は翼を励振する作用を生じていることが明らかである。衝撃波の作用は流入マッハ数 1.064～ 1.007 と無次元振動数 0.0372～ 0.1572 の本実験範囲内では同一であり、翼を励振するものであった。同一流入マッハ数では無次元振動数の増加にともない発生する変動圧力振幅は幾分減少するが、翼振動に対する位相差は一定である。流入マッハ数が減少するにつれて翼面上の衝撃波は翼前縁に向かって移動するとともに、衝撃波の強さは減少する。このため無次元振動数が一定で流入マッハ数が減少した場合には、発生する変動圧力振幅は減少するが、その位相差には変化が見られない。衝撃波の位置変動による翼面上の影響領域も流入マッハ数が減少するにつれて 3.4％翼弦長より幾分広がる傾向を示している。

## ５．４．空力減衰力の流入マッハ数及び無次元振動数に対する変化

流入マッハ数をパラメータとして、非定常揚力係数の実数部Ｒｅ($C_{L\tau}$)と虚数部Ｉｍｇ($C_{L\tau}$)の無次元振動数に対する変化を図9と10に示す。これらのデータは本実験２４ケース（流入マッハ数６種×無次元振動数４種）での翼面上の非定常圧力分布を式（１）に代入して求めた非定常揚力係数である。翼が空力減衰力以外の機械的減衰力を有していない時で、非定常揚力係数$C_{L\tau}$の虚数部が正値の場合に翼振動が空力的不安定となり翼列フラッタが発生することを意味している。　図９は、背側11点と腹側11点の合計22点の非定常圧力分布データから非定常揚



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

力係数を計算したものである。 本実験の範囲内では、（流入マッハ数、無次元振動数）の組合せで（1.064, 0.0372），（1.038, 0.0381），（1.007, 0.0393），（1.007, 0.0786）の４点でＩｍｇ($C_{Lt}$)が正値となり翼列フラッタが発生した。すなわち、流入マッハ数が高亜音速においては翼列フラッタは発生せず、流入マッハ数が超音速である Ｍ1＝1.007, 1.038, 1.064 で翼列フラッタが発生しており、低い超音速流入マッハ数においては、より高い無次元振動数で翼列フラッタが発生している。Ｉｍｇ($C_{Lt}$)は無次元振動数が増加するにつれて減少し、大きな負値になっており、この傾向は流入マッハ数が変化しても同様である。 Ｒｅ($C_{Lt}$)値は、無次元振動数に対してほぼ一様であり、流入マッハ数が増加するにつれて、その値は幾分増加傾向にある。

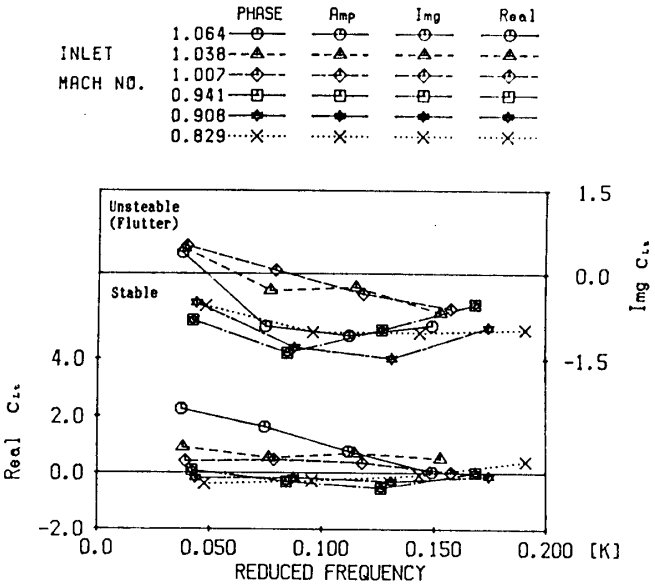



図９．非定常揚力係数の無次元振動数に対する変化

図10は、詳細な衝撃波の影響データを加えた合計３３点の翼面上の非定常圧力分布データから非定常揚力係数を得たもの（流入マッハ数の数字の前にＳ文字をつけたもの）と、上述の２２測定点データから計算した非定常揚力係数を３種類の流入マッハ数について比較したものである。

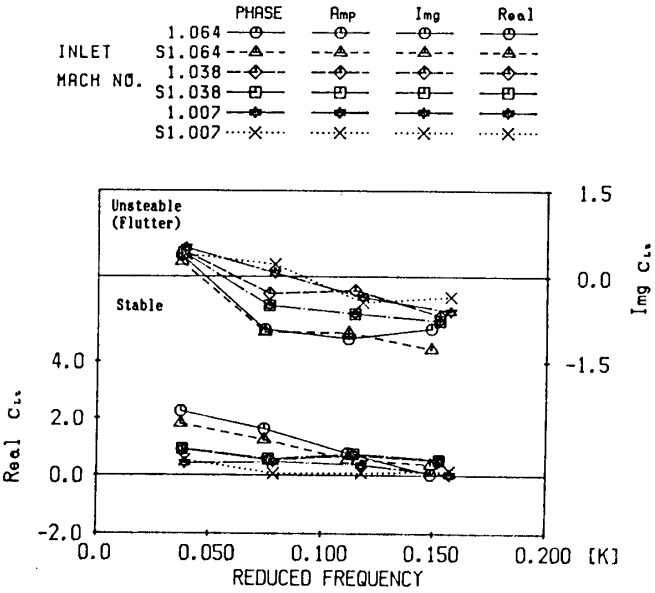



図１０．非定常揚力係数の無次元振動数に対する変化（衝撃波の影響）

Ｉｍｇ($C_{Lt}$)曲線が Ｉｍｇ($C_{Lt}$)＝0.0の曲線と交差する点の無次元振動数の値を曲げ翼列フラッタの発生限界無次元振動数と考えれば、図は衝撃波の詳細なデータを考慮した場合には、その値が変化することを表わしている。 詳細な衝撃波の影響を考慮すると、流入マッハ数 1.064 と1.038 では限界無次元振動数の値が、0.005程度低下する。 しかし、M=1.007 では逆に0.005 程度高くなる。 翼背側11点の変動圧力分布測定では必ずしも衝撃波の影響を考慮出来ず、非定常揚力評価（すなわち、翼列フラッタ発生限界無次元振動数評価）には、衝撃波の詳細なデータを加えて検討する必要があることを表している。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 6．結論

遷音速から超音速流れの曲げ－自由度、非失速翼列フラッタの研究のため、特殊な高速機械式翼列曲げ振動加振装置を内蔵した環状翼列風洞を用いて、振動時に翼に作用する非定常空気力並びに衝撃波の挙動を調べている。今回、圧縮機翼列において、最も翼列フラッタの発生し易い翼間振動位相差 67.5° のもとで、流入マッハ数と無次元振動数をそれぞれ M＝0.829～1.064、並びに K＝0.037～0.19 間で変化させ、翼面上に作用する非定常圧力分布を測定し、翼に作用する非定常揚力を求めた。また、特殊な測定翼により衝撃波発生位置近傍の非定常空気力の様子を調べ、以下の事を明らかにした。

(1) 翼面上での流れが遷音速流れとなる高亜音速流入の場合も含めて、亜音速流入時には、曲げ－自由度非失速翼列フラッタは発生しない。しかし、超音速流入時には、翼列フラッタは無次元振動数 0.0786で発生する。

(2) 翼面に作用する非定常圧力分布の検討から、翼腹側に作用する非定常空気力は本実験の範囲内では全て翼振動を減衰させる作用をなし、一方、翼背側は衝撃波の挙動を含めて、空気力は無次元振動数によって減衰から励振作用へと変化することが明らかになった。

(3) 翼振動にともなう衝撃波の位置変動によって発生する非定常空気力は、本実験の範囲内では、翼を励振する作用を示し、翼列フラッタの発生に重要な役割を演じている。

(4) 衝撃波変動が影響の与える翼面上の翼弦長方向の範囲は 3.4% 翼弦長である。流入マッハ数が低下して衝撃波が弱くなるにつれて、衝撃波の非定常空気力振幅も小さくなるが、翼面上の影響範囲は、幾分増加する傾向が見られた。

本試験遂行には、研修生の山本貴史君の助力があったことを記し、ここに感謝する。

《参考文献》

[1] 小林、生沼、ガスタービン金沢地区講演会講演論文集 PP 99－105(1983)
[2] 小林、日本航空宇宙学会誌、31巻、354号、PP 314-353(1983)
[3] 小林、ターボ機械、12巻、9号、PP 42-51(1984.9)
[4] H.Kobayashi, Bulleten of JSME,Vol.29, No.256, PP 3303(1986)
[5] H.Kobayashi, ASME Trans,Journal of Turlromachinery,Vol.112, No.4, PP 732-740,& PP 768-777(1990.10)
[6] 小林、生沼、日本機械学会論文集、54巻、502号、PP 1273(1988.6)
[7] H.Kobayashi,ASME Trans.,Journal of Turbomachinery,Vo.l.111, No.3, PP 222-230 (1989.7)
[8] M.Namba and K.Toshimitsu, Proceeding of JSME 65th Meeting, Paper No.87-0085A, (1987)
[9] M.E.Goldstein, W.Braun, and J.J.Adamczyk, J.Fluid Mech., Vol.83, No.3, PP 569 (1977)



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—5　空気圧式翼端間隙計測法の研究

*高鷲　敏明
横谷　真一郎　（日本工業大学）
松木　正勝　（日本工業大学）

## 1　まえがき

ガスタービンにおけるコンプレッサー、タービンの効率は、今日の空気力学における理論・解析、実験的手法の進歩により著しく向上し、もはや上記手法のみによる一層の効率向上は非常に困難となってきた。このような状況のもとでさらに高効率化を推進する方法として動翼先端とケーシングの隙間を安全性の許す限り縮小しその隙間を通過する漏れ空気流量を常に最小限に制御しようとする試みが各方面でなされている。

従って、ガスタービンにおける動翼先端とケーシングとの隙間計測は、効率や安全性の向上を図る上で重要な課題であり、各種計測手法の開発が進められているが、標準的な計測手法が確立しておらずいまなお研究中である。[1)]

現在行われている代表的計測手法である、光学法、探針法、渦電流法について述べると、

1）光学的手法による翼端隙間計測[2)]

レーザ光を光学系（送光ファイバ、レンズ系）を介し動翼先端に照射してその反射光を電気的に取り出す手法である。動翼の材質に影響されず、高精度高周波数応答性の良さがあるが、反面、反射光量の減少対策、すなわち煤、油、ほこり等による光学系や翼端反射面の汚損等はフォトダイオードアレイに到達する光量を減少させ、精度の低下や測定寿命の短縮を来たす。高温部に適用は困難である。

2）探針法による翼端隙間計測

探針と動翼先端間の放電を用いて計測する手法である。翼が導伝性の材質であれば、原理が簡単で高温高圧条件下で測定可能である。一方、印加電圧、作動流体の温度、圧力、探針や翼端面の汚損状況により放電状況が影響を受け、測定誤差の原因となる。

3）渦電流法による翼端隙間計測

翼が導伝性の材質であれば、センサは小型・軽量で、高速応答であるが、センサ出力が翼端形状、装着状況、周囲温度によって変化するので校正を必要とすること、センサの耐熱性が低いこと等の難点がある。

以上のように各計測法はそれぞれ特徴を有するが、反面動翼端面の汚損状況に大きく左右されたり、翼端形状や耐熱性に問題がある。従って本研究では、非金属翼材や、

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

動翼の端面の汚損等にも対応出来る高い周速においても適用できる空気圧式翼端間隙測定器を開発し、圧力変換器と組み合せて検出器を作ることを目的としている。そのために検出器の静的、動的特性の理論解析を構築すると共に、実験を通じてその定量的整合性を明らかにする。

## 2　センサノズル

### 1）センサノズル

Fig.1はセンサノズルを示す。構造的には、4本の圧縮空気供給管から流れ込んだ圧縮空気が、2ヶ所の上流オリフィスを経て受圧空間に流入し、切り欠きの入った回転体とセンサノズル先端部との間隔により受圧空間に有する圧力変化をセンサで感知する構造となっている。このセンサノズルは実際にタービンに組み込むことを予定して、できるだけ小型化、軽量化し、またセンサを組み込むため防錆に気をつけ、センサ固定部、オリフィス部はステンレス、その他の部品は黄銅を使用した。

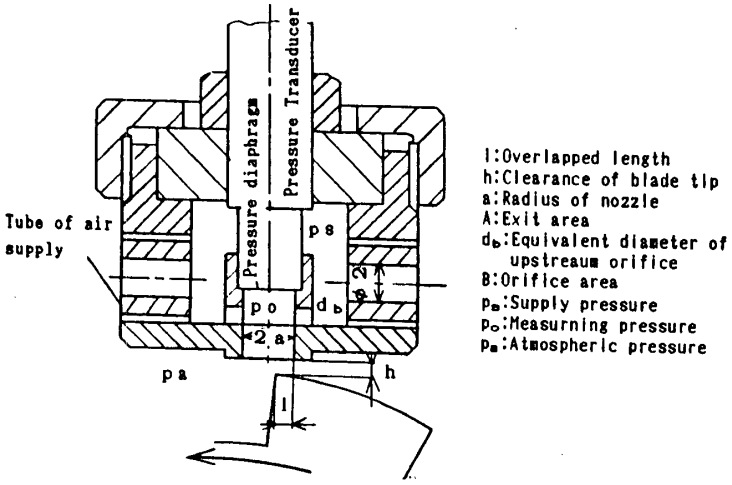



Fig.1 Sensor nozzle

## 3　計算

従来空気マイクロメータの過渡応答については2、3検討されているが[3),4),5)]、受圧室が極めて大きいことおよび入力特性が単純なステップ入力に限定されているため、本研究ではノズルの開閉における開口面積を考慮した非常に速い応答にも追従できる空気圧式センサーをめざして検討した

Fig.2はFig.1を簡略化したセンサーの原理を示す。

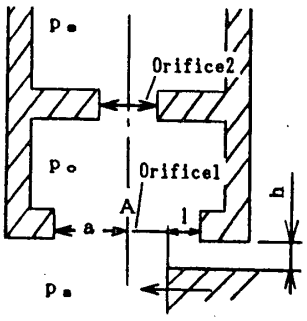



Fig.2 Principle of pneumatic sensor shown in Fig.1,i.e.,nozzle flapper method.



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

上流圧力$p_1$、下流圧力$p_2$のとき孔の断面積をFとすると単位時間に流れる気体の重量は圧力変化が断熱的に行なわれると、

$$G=\alpha F p_1\sqrt{2g\frac{k}{k-1}\frac{\gamma_1}{p_1}\left\{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}}^{\frac{1}{2}} \qquad (1)$$

$p_1$, $p_2$ ： 圧力　　v ： 比容積　　F ： 孔面積

$\alpha$ ： 流量係数　　G ： 単位時間当りの重量

$p_1v_1=p_2v_2=RT=C$　　k ： 気体の断熱指数

F, $p_1$, $p_2$ が微小変化すれば、流量の変化は次の様になる。

$$dG=\frac{\partial G}{\partial F}\Delta F+\frac{\partial G}{\partial p_1}\Delta p_1+\frac{\partial G}{\partial p_2}\Delta p_2 \qquad (2)$$

ただし

$$\frac{\partial G}{\partial F}=\alpha p_1\Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

$$\frac{\partial G}{\partial p_1}=\alpha F\beta\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

$$\frac{\partial G}{\partial p_2}=-\alpha F\gamma\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

流れの連続の式は$\Delta t$秒間にオリフィスから流入する重量はオリフィス1から流出する重量ととどまる重量$\Delta W$に等しいから

$$\Delta G_2\Delta t=\Delta W+\Delta G_1\Delta t \qquad (3)$$

$\Delta t$秒の間にオリフィス2を通って流れ込む気体の重量$G_2$は

$$\Delta G_2\Delta t=-\alpha\frac{\pi}{4}d_b^2\cdot\gamma\left(\frac{p_o}{p_s}\right)\Delta p_o\Delta t \qquad (4)$$

オリフィス2からオリフィス1に気体が流れるさい$\Delta t$秒当り残る重量

$$\Delta W=\frac{V}{k v_o p_o}\Delta p_o \qquad (5)$$

オリフィス1を流れ出る気体重量は

$$\Delta G_1\Delta t=\alpha A\beta\left(\frac{p_a}{p_o}\right)\Delta p_o\Delta t+\alpha p_o\Psi\left(\frac{p_a}{p_o}\right)dA\Delta t$$

$$=\alpha\left(\frac{\pi}{2}a^2-(a-l)\sqrt{a^2-(a-l)^2}-a^2\sin^{-1}\frac{a-l}{a}\right)\beta\left(\frac{p_a}{p_o}\right)\cdot$$

$$\Delta p_o\Delta t+\alpha p_o\Psi\left(\frac{p_a}{p_o}\right)\left(\left(-2\sqrt{a^2-(a-l)^2}-\frac{2ah}{\sqrt{a^2-(a-l)^2}}\right)\cdot\right.$$

$$\left.dl\right)\Delta t \qquad (6)$$



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

以上式（3）、（4）、（5）、（6）をまとめると

$$\frac{dp}{dt}+\frac{1}{T}p=\frac{qL}{T} \tag{7}$$

式（7）で表される。ラプラス変換を用いて各時間における圧力の式は

$t_1$：全開より全閉までに要する時間

$t_2$：全閉より開き始めるまでの時間

$t_3$：閉め始めて全閉を経て全開になる迄の時間

とすると

$0<t<t_1$

$$p=qL_1\left(t-T+Te^{-\frac{t}{T}}\right) \tag{8}$$

$t_1\leqq t<t_2$

$$p=qL_1\left(t_1+T\left(e^{-\frac{t}{T}}-e^{-\frac{t-t1}{T}}\right)\right) \tag{9}$$

$t\geqq t_2$

$$p=qL_1\left\{-t+T-Te^{-\frac{t-t2}{T}}+T\left(e^{-\frac{t}{T}}-e^{-\frac{t-t1}{T}}\right)\right.$$

$$\left.+(t_1+t_2)e^{-\frac{t-t2}{T}}+t_3\left(1-e^{-\frac{t-t2}{T}}\right)\right\} \tag{10}$$

ただし

$$T=\frac{V}{kv_op_oC_1}$$

$$L_1=\frac{L}{t_1}$$

$$q=\frac{C_2}{C_1}p_o$$

$$C_1=\alpha\left(\frac{\pi}{4}d_b^2\gamma\left(\frac{p_o}{p_s}\right)+\left(\frac{\pi}{2}a^2-(a-1)\sqrt{a^2-(a-1)^2}\right.\right.$$

$$\left.\left.-a^2\sin^{-1}\frac{a-1}{a}+2ah\left(\pi-\cos^{-1}\frac{a-1}{a}\right)\right)\beta\left(\frac{p_a}{p_o}\right)\right.$$

$$C_2=\alpha\left(-2\sqrt{a^2-(a-1)^2}-\frac{2ah}{\sqrt{a^2-(a-1)^2}}\right)\Psi\left(\frac{p_a}{p_o}\right)$$

$$\Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=\sqrt{\frac{2g}{C}\frac{k}{k-1}\left\{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}}^{\frac{1}{2}}$$



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$\beta\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=\sqrt{\frac{2g}{C}\frac{k}{k-1}}\left\{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}^{-\frac{1}{2}}\left\{\left(1-\frac{1}{k}\right)\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{k-1}{2k}\right)\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1+\frac{1}{k}}\right\}$$

$$\gamma\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=-\sqrt{\frac{2g}{C}\frac{k}{k-1}}\left\{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}^{-\frac{1}{2}}\left\{\frac{1}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}-1}-\left(\frac{k+1}{2k}\right)\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\right\}$$

$p_2/p_1<0.528$のときΨ、βはそれぞれ

$$\Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=\sqrt{\frac{2g}{C}\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}$$

$$\beta\left(\frac{p_2}{p_1}\right)=\sqrt{\frac{2g}{C}\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}$$

で表される。

## 4　実験

### 4．1　静的な隙間と圧力の測定

Fig.3はそれぞれオリフィス面積、供給圧力をかえたときの静的な隙間と圧力の関係を示したグラフである。どのオリフィス面積、供給圧力、隙間でも右下がりの曲線を描いていることがグラフよりわかる。オリフィス面積０．１５mm²で供給圧力が３．０３３kgf/cm²の実験では、隙間が０．０５mm附近で大気圧近傍の圧力に低下している。従ってこの程度のオリフィス面積では隙間が０．０５mmぐらいまでしか圧力を計ることは出来ない。この結果を応用することによってセンサノズルを移動してセンサが圧力を検出することによって翼端間の隙間が５／１００mm以内であるかどうかを感知する事が出来る。一方オリフィス面積を増大してオリフィス面積２．０mm²、供給圧力が２．０３３kgf/cm²の場合では隙間が０．３mm附近で大気圧近傍の圧力になっている。またオリフィス面積２．０mm²で供給圧力が３．０３３kgf/cm²の場合においては、隙間が０．５mm附近で圧力降下は見られなくなる。つまり、オリフィス面積2.０mm²を使うと０．１５mm²のオリフィス面積とは違い測定範囲が広くなることから測定中の圧力から測定中の隙間を検出可能となる。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

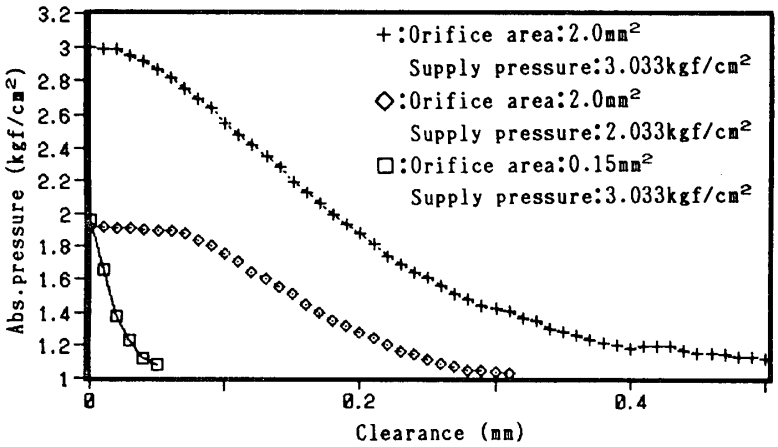



Fig.3 Relationship between clearance and pressure under static condition

## 4．2　周速と圧力の過渡応答

Fig.4は時間経過に対する圧力の波形の一例を示したものである。周速が8．48 m/sの波形を見ると一次遅れの傾向を示している。

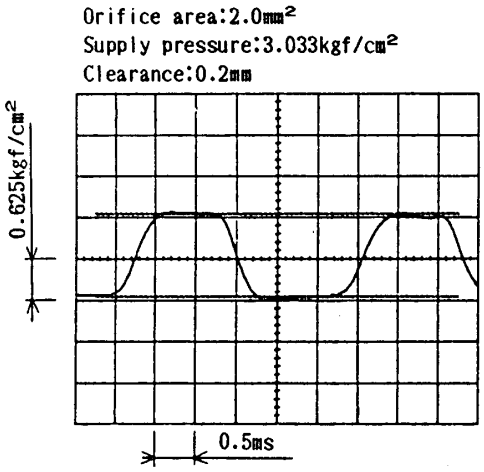



Fig.4 Pressure vs. elapsed time

## 5．実験結果と計算結果の考察

### 5．1　実験結果と計算結果の考察

Fig.5は計算結果と実験結果を比較した結果である。周速が4．71 m/sの結果を比較したが両者が比較的良く一致している。隙間を0．1mmから0．2mmにかえても比較した結果は一致している。従って本研究で構築した計算手法は妥当と思われる。

### 5．2　広範囲の周速における過渡応答

Fig.6は周速度をパラメータとして縦軸に無次元化した圧力比（（$p_o - p_a$）／（$p_s - p_a$））、横軸に隙間で表示している。

隙間が0．2mmまでは周速の差異の影響が明らかであるが、0．2mm以上ではその差異が認められない一つの曲線で表される。すなわち、この図より周速度と圧力比を感知することによって隙間を検出する可能性を示している。この結果を使うことにより、測定圧力から隙間を算出することが出来る。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

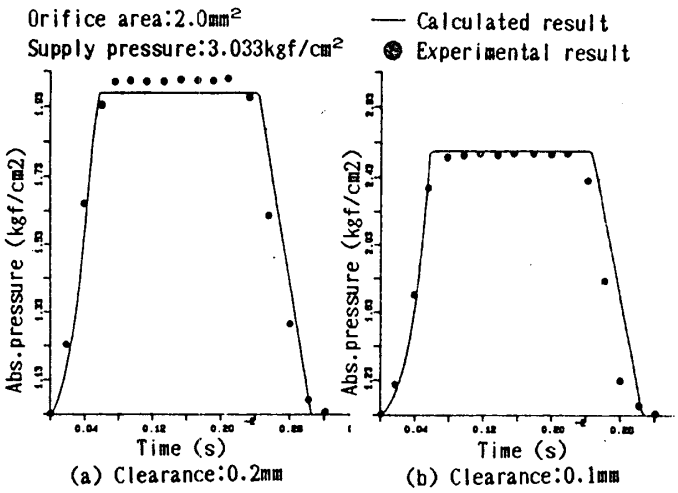



Fig.5 Pressure vs. elapsed time obtained from calculation and experiment

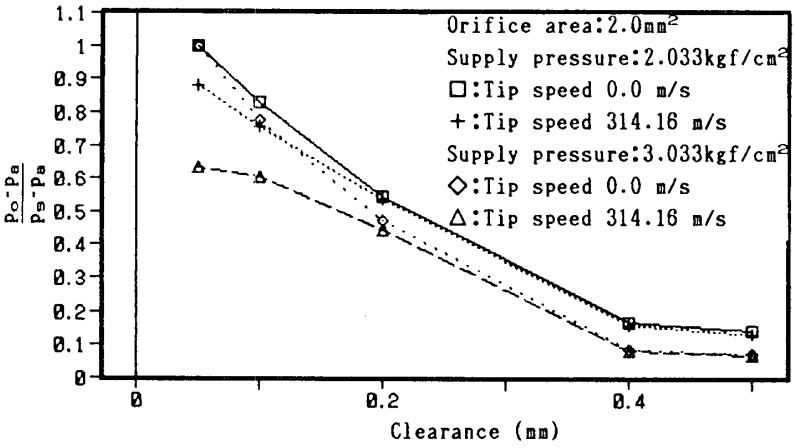



Fig.6 Change of pressure vo. clearance

## 6. 結論

1）オリフィス面積が０．１５mm²を使った実験では、隙間が０．０５mm付近で圧力の変動がなくなる。この考え方でセンサノズルを製作すると、センサノズルを移動しある地点で圧力が検出されたならその翼端間隙は０．０５mm以内であるということが分かる。

2）オリフィス面積が２．０mm²を使うことによって、翼端間の計測できる隙間の範囲が大きくなり、圧力センサで出力される電圧から翼端間隙を算出することができる。この考え方でセンサノズルを製作すると、センサノズルで圧力を測定する事により現在の翼端間隙が計測できる。

3）周速と圧力の過渡応答の計算結果と実験結果は周速０．９m/s～８．５m/sの間でよい一致を示した。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

4）低周速度で実験値と理論値が良い一致を示したので、この理論を実機における高い周速度まで拡張して検討した結果、圧力比と周速度を感知すれば隙間を検出可能である。つまり実機の周速度における翼端間隙間検出法の可能性を明らかにした。

## 7．　参考文献


1）　越沼威：運転中の動翼の先端隙間計測法　日本ガスタービン学会誌　VOL.17 NO.68 MAR.1990　P.33-P.37

2）　翼端隙間最適制御に関する研究　革新航空機技術開発に関する研究調査成果報告書　No.6004

3）　中田孝：自動制御の理論　オーム社　昭和46年5月10日　P.163-P.165

4）　中田孝、池辺洋：空気マイクロメータの過渡現象について　日本機械学会論文集　19巻78号　P.6-P.8

5）　谷口、清水：真空式空気マイクロメータ　機械学会誌　55巻397号（昭27-2）




Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

A—6

# 境界層内の乱れがタービン翼フィルム冷却に及ぼす影響に関する基礎研究

*坂田公夫　航空宇宙技術研究所
進藤重美　航空宇宙技術研究所

## 1．はじめに

高バイパス比ターボファンの高性能化あるいはマッハ2.5から3を巡航速度とする次世代超音速機用の可変サイクルエンジンの実用化に当って、１５００℃以上の温度を目指した超高温タービンは極めて重要な技術開発課題となっている。例えば、マッハ３を目標とする低バイパス比の可変サイクルエンジンの最適サイクル最高温度は１７００℃程度ともなる。これを実現するためには、革新的な耐熱材料を適用するとともに、高度な冷却技術を開発することが不可欠である。中でも実用性の高いフィルム冷却は、空力損失の増大を抑えた上で小流量で効果的な冷却効果を生む手法の開発と確実な設計法の確立などの高度な技術開発が求められている。

本研究は、円孔吹出しのフィルム冷却に関する実験的な研究の一環として進めている回流水槽を用いて行なっている吹出し流と主流の干渉に関する基礎的な実験であり[1][2]、ここでは、タービン翼面上の主流境界層の条件によるフィルム冷却の変化についての技術データを得ることを目的として、境界層内の乱れがフィルムの流れに及ぼす影響を実験的に調べたものである。模型は４５度に傾斜した吹出し円孔を有する平板模型であり、吹出し孔上流に各種の乱流プロモータ(turbulence promoter)を置いて、同一レイノルズ数 ($Re_o=2\times10^4\sim5\times10^4$)で境界層内に異なった速度及び乱れ分布を与えて、吹出し流との干渉の様子を観察した。流れはトレーサ法による流れの可視化ならびにホットフィルムのトラバース計測の結果の計算機処理によるカラー画像可視化の両手法を用いて可視化計測した。結果は、吹出し孔と主流の混合の様子あるいは流れの乱れの変化の様子に着目してフィルム冷却としての特性を考察した。

## 2．実験装置と方法

### 2.1　模型

模型は図１に示すように、巾１００mm、長さ２５０mmの平板に角度４５度に傾けた直径２０mmの吹出し孔を平板前縁から２００mmの位置にあけたものである。平板前縁には境界層の前縁はく離を防ぐため吸込みが出来るようにスリットを設けてある。模型材料には透明アクリルを用いている。図中には、乱流プロモータを設置した位置（前縁から５０mm）を示してある。

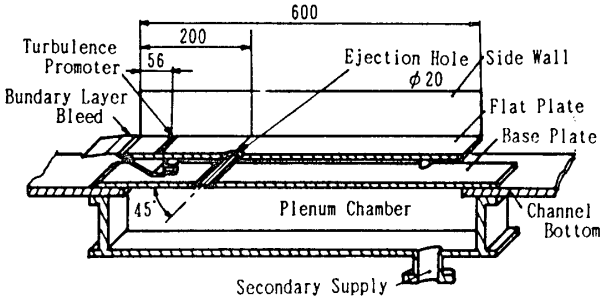



図１　実験模型（平板単孔吹出し）

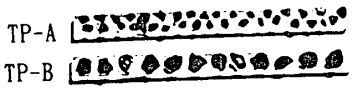



図２　乱流プロモータ

実験に用いた乱流プロモータ(TP)は、適当な大きさの砂粒を敷き詰めたブロックを用いた。図２にその外観を示し、表１にその特徴を示した。１砂粒の大きさは２mm～３mmで砂粒を敷き詰めた部分の流れ方向の巾は８mmである。乱流プロモータの効果は一般に、砂粒の高さと主流

Table 1 Types of Turbulence Promoter

| TP | Material | Reference length k | Rows | Width (mm) |
|---|---|---|---|---|
| TP-A | Sand grain | 2 mm | 2 | 8 |
| TP-B | | 3 mm | 1 | 8 |

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

速度を代表値にとったレイノルズ数によって示されるが、図３は本実験で用いた乱流プロモータの、実験主流範囲におけるレイノルズ数であり、実験条件で２００から４００の間にある。

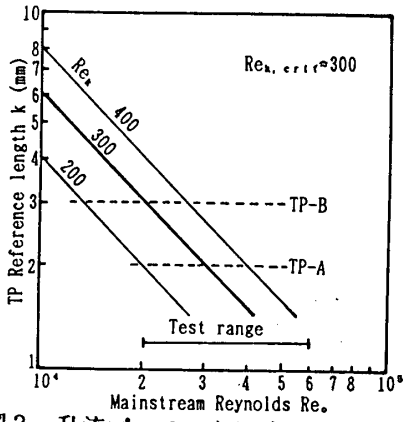


図３　乱流プロモータレイノルズ数 Rek

## 2.2　回流水槽

用いた回流水槽は図４に示す垂直循環型の小型回流水槽であり、試験部はその３方を透明アクリル壁で囲む長さ1200mm、断面200X200mmの直線流路である。試験部の上面は計測や作業の容易さから大気開放されている。水槽の基本性能／仕様は、流速５cm/sec～１５０cm/sec、乱れ強さは１％以下であり、流れの可視化と定量的データの取得にふさわしい特性を有する。

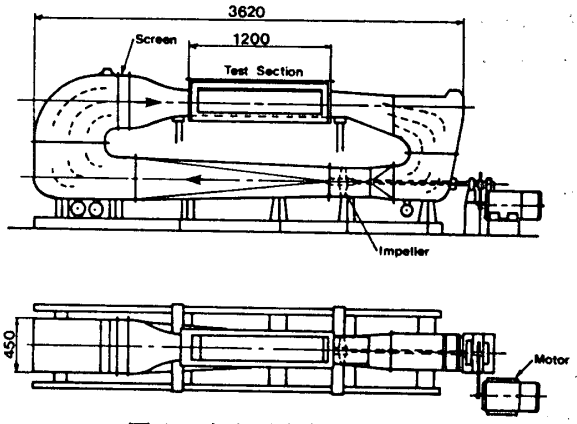


図４　小型回流水槽

## 2.3　可視化および計測装置

(1)画像処理可視化法

流れの適当な断面の流速及び乱れを一次元のホットフィルムでトラバース計測を行なってそれらの分布を求め、パソコンを用いた画像処理によって、１６階調のカラー画像処理を施し、流れのコンピュータ可視化を行ない、流れ解析に供した。図５はトラバース装置とその制御装置、ホットフィルム計測処理装置、および、画像カラー化処理装置からなる計測処理表示装置である。

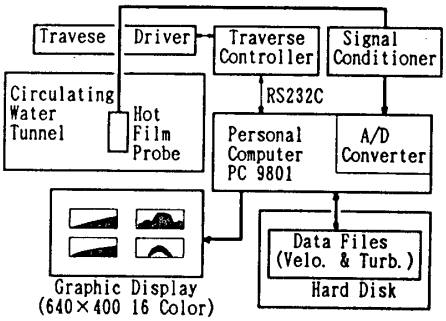


図５　計測、画像処理表示装置

速度および乱れの計測断面は図６に示す様に、吹出し孔中心を通る流れ方向に平行な面（Plane-1）と吹出し孔中心位置から４０mm（２孔径下流:x/d=2）下流の流れに直角な面（Plane-2）との２面である。

(2)色素流脈法

吹出し流そのものあるいは主流との混合や渦の形成を可視化するため、ここでは吹出し流に蛍光性の色素（フルオレセイン）を混合させ、レーザシート光で照明することによって、任意の断面を比較的明瞭に可視化することが出来る。本実験で可視化した断面は図６に示した計測断面（Plane-1,2）とほぼ同一の断面である。レーザ光源には最大出力４MWのＡｒ－ｉｏｎレーザを用い、光ファイバーと円筒レンズによって厚さ約１．５mmのシート光を作り照明に用いた。

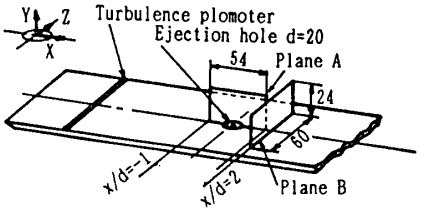


図６　計測断面

## 2.4 実験条件

実験は、境界層の速度分布及び乱れ分布の影響を明らかにするため、吹出しの質量流速比M＝(ρ



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

v)j/(ρU)oを0.5に固定して、主流レイノルズ数（Reo=ρUol/μ）および乱流プロモータ(TP)を変えて行なった。表２は本実験で行なった条件の範囲である。これらのうち、乱流プロモータの効果による主流境界層の状態として図７に、Reo=3x10⁴ における吹出し孔上流の速度分布及び乱れ分布を示す。乱流プロモータ(TP)により、境界層内の乱れが増大し、速度分布も変化していることがわかる。砂粒の小さな TP-A はその代表高さk=2mmで、レイノルズ数は Rek=300であり、砂粒の大きな TP-Bで Rek=500 となる。Rek>300 で乱流プロモータが有効であるとされ、寸法が大きすぎても速度欠損が顕著となり好ましくないとされている[3]が、TP-A およびTP-Bはほぼ適切な条件といえる。

Table 2. Test Condition

| Reo | M | TP-None | TP-A | TP-B |
|---|---|---|---|---|
| 3 x 10⁴ | 0.5 | ① | ④ | ⑤ |
| 4 x 10⁴ | 0.5 | ② | – | – |
| 5 x 10⁴ | 0.5 | ③ | – | – |

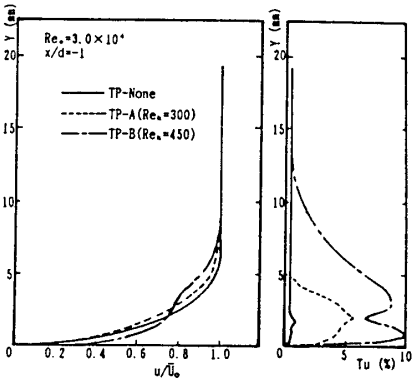



図７　境界層速度／乱れ分布

## ３．実験結果と考察

### 3.1 主流レイノルズ数の影響－乱流プロモータの無い場合

実験はまず、乱流プロモータの影響を考察するための基準データとして、乱流プロモータの無い場合の主流レイノルズ数による吹出し流と主流との混合の様子の変化について確認する実験を行なった。図８は、レイノルズ数 Reo=3x10⁴～6x10⁴ におけるホットフィルムによる速度及び乱れの測定結果であり、各図の左側が吹出し孔の中心を通る流れに平行な面(Plane-1)の分布であり、右側が吹出し孔から2d=40mm下流の流れに直角な面(Plane-2)の分布を計算機によって可視化したものである。どちらも吹出し孔は画面の中央にある。

速度分布の画像から、どのレイノルズ数でも吹出し流のコアの部分で速度がほぼ主流の1/2(0.5x Vo)であり、吹出し流が主流によって曲げられ、混合して行く様が観測できる。流れに直角の面(Plane-2)の結果から、どのレイノルズ数の条件でも中央に吹出し流断面がほぼ半円形に現れ、その両側に主流との干渉によって生じた馬蹄型渦の下流部断面が観測できる。乱れ分布からも同様な現象を観察できるが、特に、馬蹄型渦の内部の乱れが渦状にはっきり現れていることがわかる。また、主な乱れが主流と吹出し流との干渉部分に現れ、吹出し流の直上流の境界層内の乱れはこの範囲のレイノルズ数では極めて小さいことがわかる。

レイノルズ数の効果は、主に、吹出し流の直交断面の形状と馬蹄型渦の形状および乱れの分布に現れている。レイノルズ数が向上するに従って、吹出し流の範囲と考えられる直交断面の半円形の部分の高さが低くなり、吹出し流が主流によって表面に押し付けられるようになることがわかる。これに伴い、馬蹄型の渦の形状がわずかながら変化し、渦周辺の乱れの部分が拡大していることがわかる。これらの結果から、レイノルズ数の向上と共に、吹出し流が壁面に付着するようになり、表面の乱れも徐々に増大することとなると言える。

### 3.2 乱流プロモータの効果

(1) 画像処理による流れの可視化からの考察

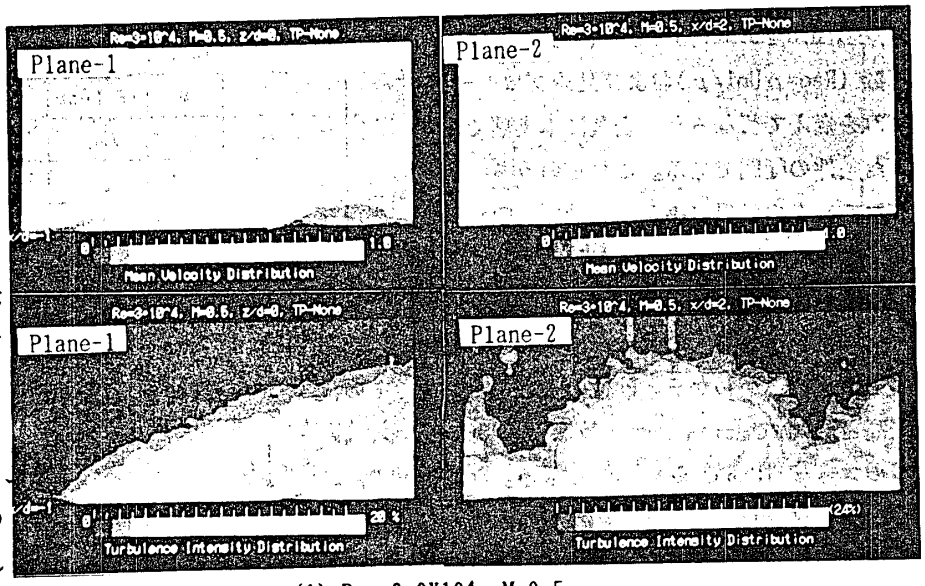
図９はレイノルズ数 Reo=3x10⁴ において、２種の乱流プロモータ(TP-A,-B)を用いた場合の計算機可視化結果である。前掲の図７に示したように境界層内の乱れTuは TP-A で５％、TP-Bで１０％



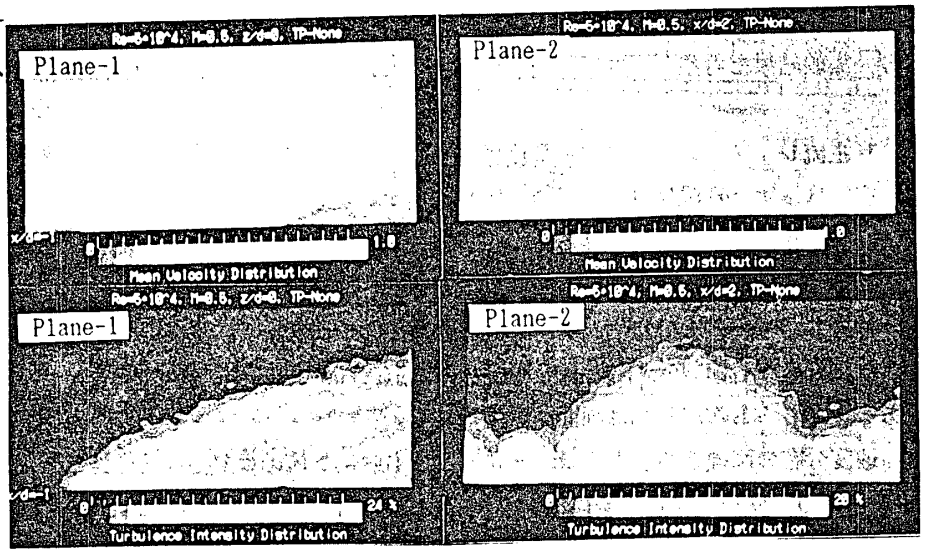
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

であり、速度分布も影響を受けている。このため、吹出し流との混合の様子も異なることとなり、その結果が図に表現されている。

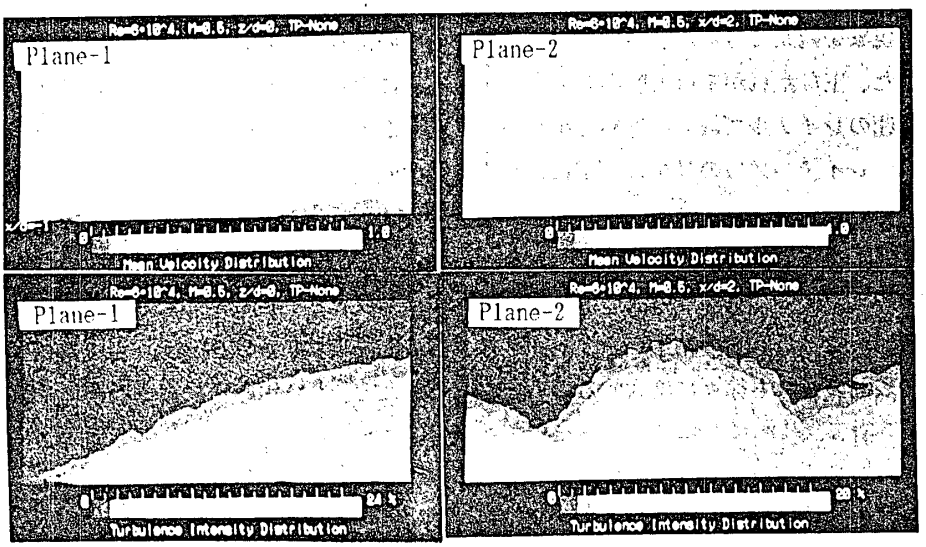
乱流プロモータの存在により、吹出し孔上流の境界層内の乱れが強く現れる様子が図の Plane-1 の結果に現れ、これに起因すると思われる吹出し流との境界に現れる乱れもプロモータの無い場合より強くなっている。プロモータの無い場合に現れている吹出し孔下流端からの乱れよりも、TP-B の場合の主流との干渉部分で生ずる乱れの方が大きくなっている。また、乱れを強くすると共に吹出し流側方に生ずる馬蹄型渦が小さくなり、TP-B ではほとんど見えなくなっている。これは乱れの強度の増大が主に影響し




(1) Reo=3.0X10⁴, M=0.5




(2) Reo=4.8X10⁴, M=0.5



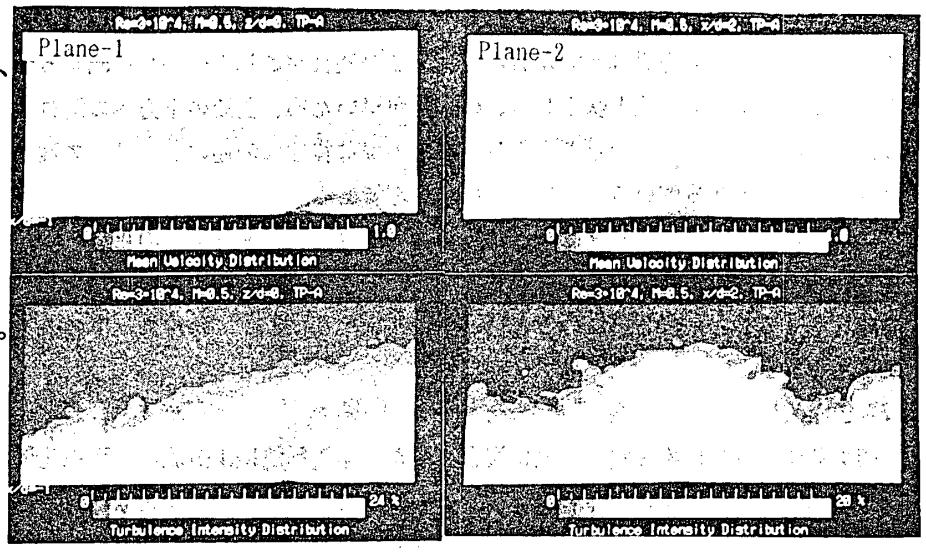

(3) Reo=5.8X10⁴, M=0.5

図8　実験結果－主流レイノルズ数の影響（プロモータなしの場合）

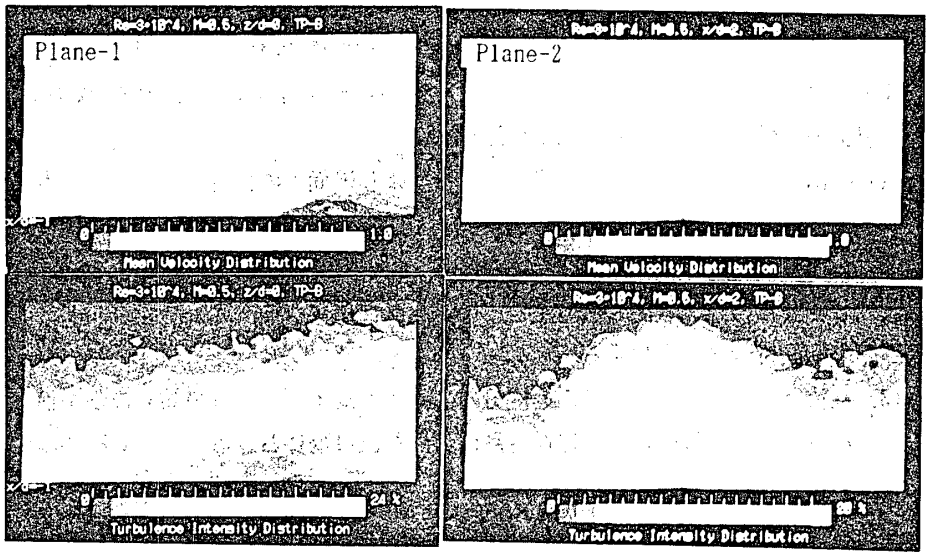


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ているものと思われる。さらに、吹出し流の断面形状が乱れの増大と共に高く、大きく現れ、壁面への付着性が悪くなっている。これは、プロモータの影響により、乱れの強度とスケールが増大し、これに伴って吹出し流との接触領域で両者の相互拡散が促進され、混合が早まるため、早い時期に吹出し流と主流との運動量差が解消され、吹出し流の主流域内への広がりが大きくなるためと思われる。吹出し流両側の一対の渦は馬蹄型渦の下

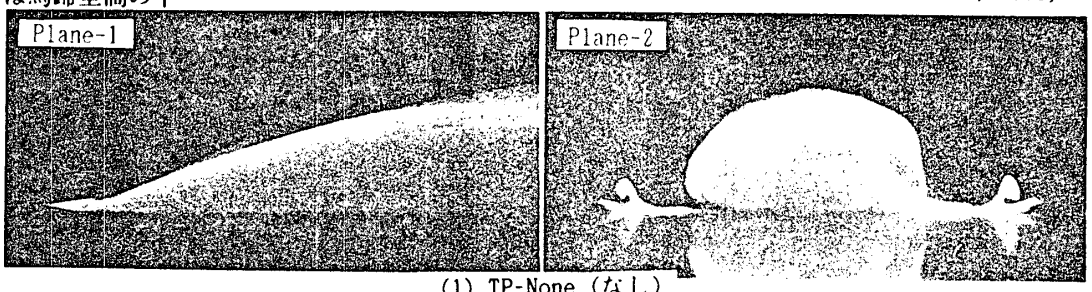



(1) TP-A

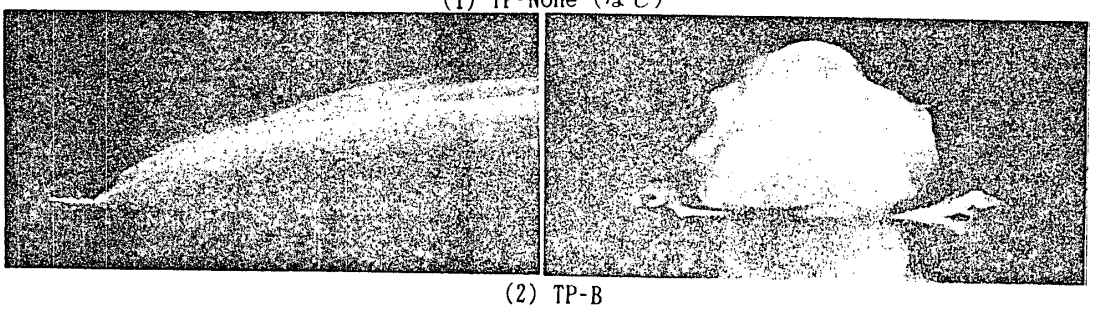



(2) TP-B

図９　実験結果－乱流プロモータで作られた乱れの効果（Reo=3X10⁴,M=0.5）




(1) TP-None（なし）



(2) TP-B

図１０　色素流脈法による吹出し流の可視化



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

流部であり、吹出し流との境界であたかも流れがスリップしているような挙動を見せ、このため高速の主流が吹出し流を乗越えて左右に分れ、この流れがこれらの渦を形成する原動力となる訳であるが、乱れによって主流と吹出し流との混合が早いため、主流の下方への流れが弱められ、結果的に渦の形成が減少したものと考えられる。この様な特性は前述のレイノルズ数を向上させた場合とは異なる結果となっていることにも注目すべきである。

この様に、乱流プロモータは境界層内に強い乱れを生じさせ、このため吹出し流との混合を促進させ、吹出し流の壁面付着を支配する主流の下方への流れと渦の形成が減少し、吹出し流の付着性を悪化させることとなる。このことは、フィルム冷却にとっては冷却効率の低下となるではないかと考えられる。

(2) 色素流脈法による考察

図１０には蛍光色素を吹出し流に混合させた色素流脈法による流れの可視化の結果例を示す。可視化断面は計算機可視化のものとほぼ同様の位置である。レイノルズ数は$Re_o=3x10^4$であり、(a)はTPのない場合、(b)はTP-Bの場合である。この結果からも上記と全く同様なことが観察できる。また、プロモータのある場合には吹出し流の境界が強く乱れていることが分る。

## 4．結論

以上の実験的研究を通じ、以下の知見を得た。

(1) 吹出し流は、その両側に形成される渦により壁面への付着性が保たれ、本実験範囲では主流レイノルズ数の向上と共にその傾向は強まる。

(2) 比較的低いレイノルズ数($Re_o=3x10^4$)の主流条件で乱流プロモータにより境界層内に乱れを生じさせた結果、吹出し流の主流への拡散が促進される一方、馬蹄型渦の形成が弱く、吹出し流の壁面付着性が劣化する。

(3) 乱流プロモータの効果は、速度分布を大きく変えずに乱れの効果のみを検討することが可能となり、乱れが優位にある様な外乱の大きな流れ場におけるフィルム冷却の検討が可能となるものと思われる。

［参考文献］

[1]坂田ほか、第12回GTSJ定期講演会、1984.6
[2]坂田ほか、第13回GTSJ定期講演会、1985.6
[3]田子里、荒川、「流体力学」、東大出版会、1989



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—7　旋回流円錐ディフューザの乱れ特性

＊鄭　孝玟（東大院）　　吉識晴夫（東大・生研）
田代伸一（都立科技大）　遠藤敏彦（東大・生研）
高間信行（東大・生研）

## 1．はじめに

ダーボ機械においてディフューザを取り付ける目的は、その出口部分で持つ動圧成分をディフューザ内部で損失なく静圧に回復させることにある。ディフューザへ流入する流れは旋回流で、このような旋回成分を持った流れが入った場合、ディフューザ内部はかなり複雑な流れ場になる。このような条件下で、ディフューザ内の流れ場（速度、圧力）に関して静圧回復率中心の研究は多いが[(1)-(3)]、ディフューザ内の旋回流の流入による乱れ特性についての研究は少ない。そこで、本研究では静圧回復上昇のメカニズムを究明する一歩として乱れの特性に着目し、旋回成分を持った流れが円錐ディフューザに入る場合について熱線流速計によりディフューザ内部の乱れ測定を行った。以下にその結果の一部を報告する。

## 2．実験装置及び方法

### 2．1　実験装置

実験装置の概略図を図1に示す。

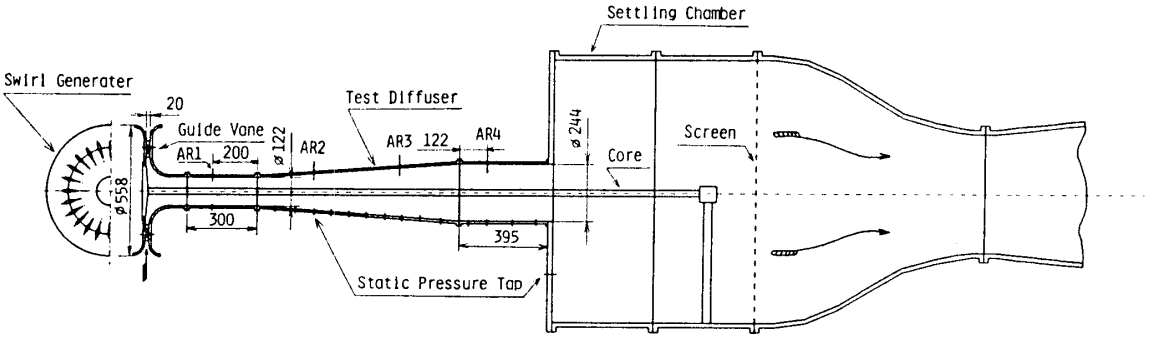



図1　実験装置

実験対象の円錐ディフューザは吸い込み形の風洞につながり、流入空気は周方向に24枚の案内翼を取り付けた自由渦形の旋回流発生装置を経て入口直管部、ディフューザ部、出口直管部、静定室へ入る。図中のAR1,AR2,AR3,AR4 はそれぞれ入口直管部との面積比が心棒がない場合に1,2,3,4 となる位置である。また、実験に用いられたディフューザは入口直径 122mm，出口直径 244mmでディフューザ片広がり角度φが4°，7°，15°の3種類である(すべて面積比は4)。本研究ではディフューザ中心部に直径

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

28mmの心棒挿入を基本にしている。これは、心棒挿入の方が静圧上昇の効果が大きいからである[1]。なお、本実験ではディフューザ出口に直管部（長さ 395 mm）が設けてあり、測定断面AR4は出口から122mmの位置に設けた。

## 2．2　実験方法

入口条件はディフューザ入口の上流200mmのところ(AR1)での測定値を基準にした。本実験では入口直管直径を代表長さとするレイノルズ数$Re=(\overline{U_1}\cdot 2R_{01}/\nu)$は3.0～3.1×$10^5$($\overline{U_1}$はAR1での断面平均軸方向速度、$R_{01}$は入口直管半径、$\nu$は動粘度）であり、$\overline{U_1}$が一定になるように実験した。これらの断面の3次元乱れ測定にはI型と45°傾斜型熱線プローブを軸周りに回転させる方法[4]を使った。また、本実験では以下に説明する旋回流強さに対しての乱流エネルギを中心に検討することにする。

## 3．　実験結果及び考察

### 3．1　入口断面内の乱流エネルギ分布

旋回流の強さ$m_1$は入口直管の軸まわりの運動量と軸方向の運動量の比とした次のような定義を用いた。

$$m_1=\frac{2\pi\int_{R_i}^{R_{01}} UWr^2dr}{R_{01}\cdot 2\pi\int_{R_i}^{R_{01}} U^2rdr}$$

ここでrは半径、$R_i$は心棒半径、Uは軸方向速度、Wは周方向速度を示す。なお、以下に説明する図においては、横軸は入口半径で無次元化した半径位置、縦軸は入口直管部の軸方向流量平均速度の2乗値で無次元化した乱流エネルギである。ここで乱流エネルギkは$(\overline{u'^2}+\overline{v'^2}+\overline{w'^2})/2$である($u',v',w'$はそれぞれ軸方向、半径方向、周方向速度の変動値)。なお、旋回流発生装置の案内翼の取り付け角度$\beta$と$m_1$との関係は、$\beta$が0°,3°,6°,9°,12°,15°はそれぞれ$m_1$が約0,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5に相当する。AR1断面における乱流エネルギ分布を図2.1～2.2に示す。これは$m_1$の変化にかかわらず同じ分布をしている。ま

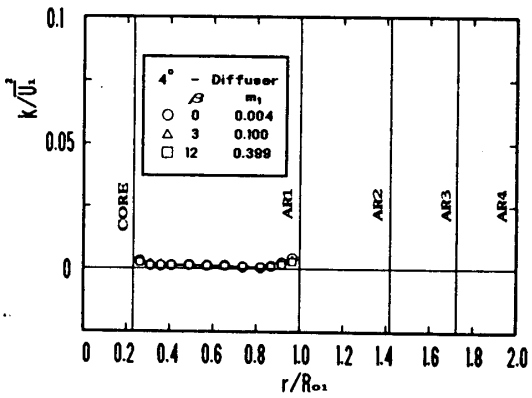


図2.1 乱流エネルギ分布(入口, φ=4°)

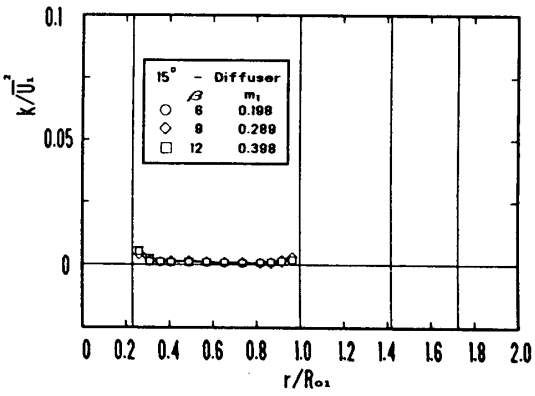


図2.2 乱流エネルギ分布(入口, φ=15°)



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

た、広がり角の違うディフューザについても同じ傾向を示しており、入口では均一な乱れの少ない流れの状態を示している。ただ、ディフューザ壁面と直径28mm心棒壁面上では壁面の影響でやや高い値を示しているが壁面近傍を除いては軸方向速度$\overline{U_1}^2$に対して約 0.3%以下の非常に乱れの少ない流れとなった。

### 3．2　2倍断面内の乱流エネルギ分布

旋回流強さ$m_1$による軸方向成分の乱れと周方向成分の乱れを図3.1～図3.2に示す。弱い旋回流（$\beta$=0°，3°）の場合は周方向成分の乱れは小さいが軸方向成分の乱れは大きい。これは、$m_1$が小さいとき軸方向の速度成分が支配的のためである。$\beta$が 9°以上の場合乱流エネルギが大きく増加することは両速度の乱れが大きく増加するからである。なお、この場合の乱流エネルギはほとんど相似分布を示す。また、前節より乱れの少ない入口流れが

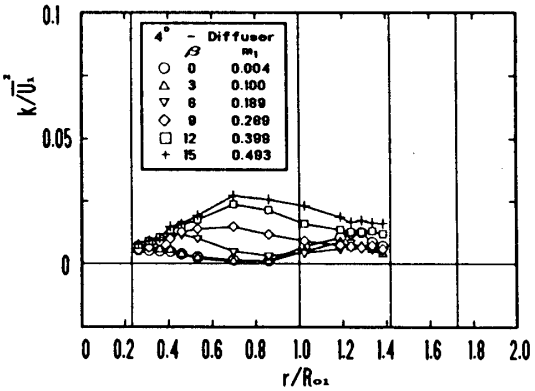



図3.3 乱流エネルギ分布(2倍断面，$\phi$=4°)

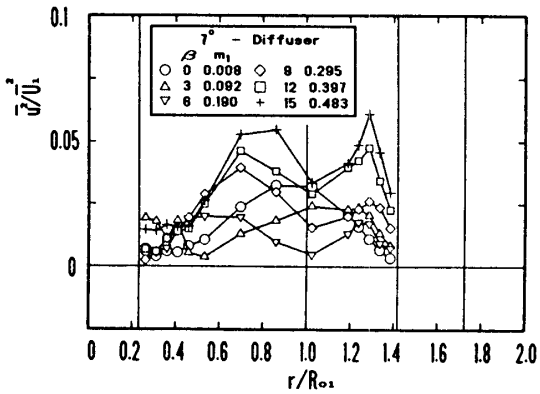



図3.1 レイノルズ応力$\overline{u'^2}$分布
(2倍断面，$\phi$=7°)

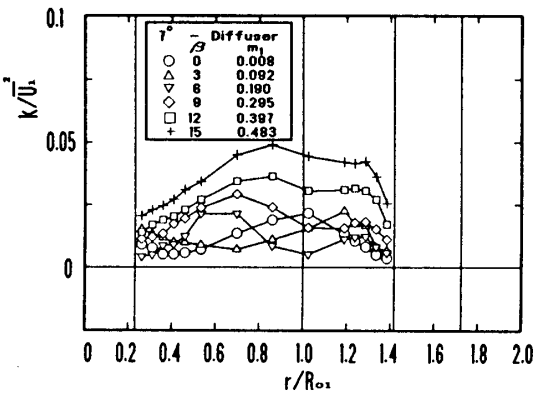



図3.4 乱流エネルギ分布(2倍断面，$\phi$=7°)

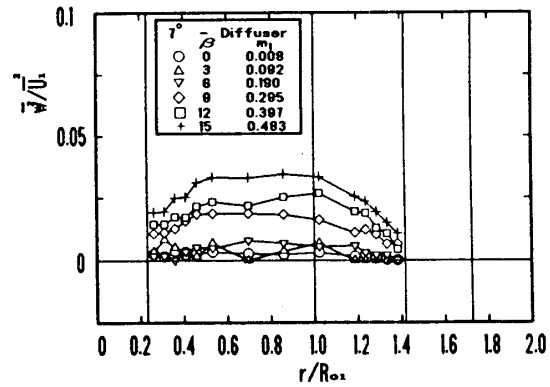



図3.2 レイノルズ応力$\overline{w'^2}$分布
(2倍断面，$\phi$=7°)

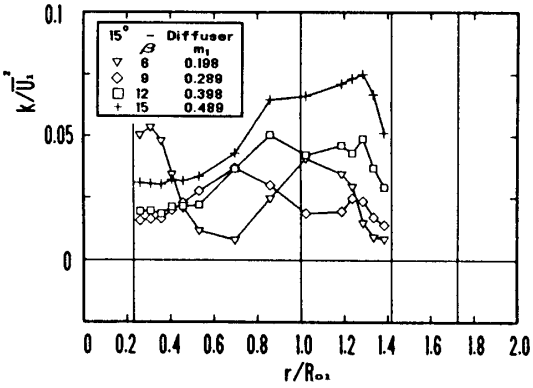



図3.5 乱流エネルギ分布(2倍断面，$\phi$=15°)



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ディフューザ部に流入すると2倍断面で大きな乱れを生じる。2倍断面の状態を図3.3～図3.5に示す。広がり角φについて、φが大きくなると乱流エネルギも大きく増加する傾向を示す。また、βが6°の場合φの変化についてはφが大きくなるとβが9°以上の場合と比べると非常に不規則な形の分布を示す。これは同じ$m_1$(β=6°)についてφが4°の場合はディフューザ壁面の方は剥離等の不安定な要素は見られないが、φが15°になると壁面では完全な剥離の領域に入っていることより不規則な乱流エネルギ分布の様子が解る。例えば、φが15°の場合は弱い旋回流(βが6°以下)と強い旋回流(βが9°以上)での極端な乱流エネルギ分布の差を示す。これはβが6°以下の場合は無次元半径1.0以下の所で最大速度を示しており(この時は壁面で剥離を生じている)、βが9°以上の場合は半径1.0以上の所で最大速度を持つ流れ場になっている。このように$m_1$の変化により流れの様子が大きく変わることが解った。なお、本実験では同種測定を繰り返して行い、その平均値を示してある。例えばφ=7°の場合は軸方向速度$\overline{U_1^2}$に対してkは約0.5%、φ=15°の場合は約1%前後のばらつきがあったが、この平均値は乱流エネルギの分布の特徴を十分表すものと考えられる。特にφが15°の場合は他のφに比べて壁面の剥離、もしくは中心部に逆流等の不安定な流れの影響でやや高いばらつきが生じた。

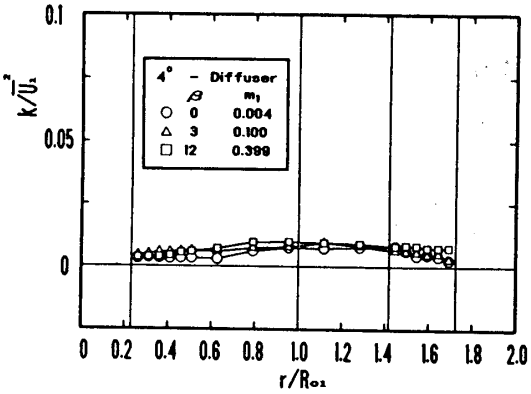


図4.1 乱流エネルギ分布(3倍断面, φ=4°)

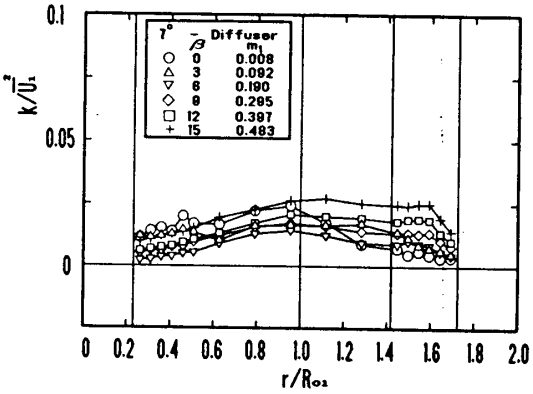


図4.2 乱流エネルギ分布(3倍断面, φ=7°)

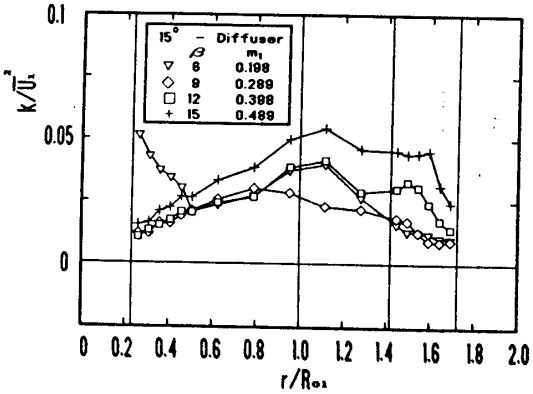


図4.3 乱流エネルギ分布(3倍断面, φ=15°)

## 3．3　3倍断面内の乱流エネルギ分布

図4.1～4.3に3倍断面の各φの変化についての乱流エネルギ分布を示す。2倍断面と同じ傾向でφが小さいほど乱れてない、安定した流れの様子を示す。φが4°の場合はほとんど$m_1$に関係なく一定な分布を示し、このような傾向はφが大



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

きくなると各$m_1$についての乱流エネルギは大きくなる。特に$\phi$が7°で$\beta$が0°,3°と$\phi$が15°で$\beta$が6°のときは他の$\beta$に比べて非常に不安定な分布が見られる。これはディフューザ部入口付近の壁面剥離の影響がこの3倍断面の所まで及んでいることを示す。なお、$\phi$が15°で$\beta$が6°の場合心棒付近で急勾配の乱流エネルギを示すことは2倍断面でも見られることである。

### 3．4　出口断面の乱流エネルギ分布

図5.1～5.3に出口断面の各$\phi$の変化についての乱流エネルギ分布を示す。$\phi$が4°の場合はどの$m_1$の変化にもかかわらず同じ分布を示している。しかし、$\phi$が7°,15°になるにつれて弱い旋回流になると乱流エネルギは大きく増加する。これは弱い旋回流のときは壁面からの剥離がディフューザ出口まで影響を及ぼすことを示す。このような傾向は$\phi$が大きいほど著しい。当然ながら$\phi$が大きくなると同じ$m_1$に対してディフューザ入口付近での部分的な剥離の規模も大きくなり、その影響が出口まで伝播しやすいことを示す。図5.4は$\phi$=4°ディフューザについて各断面ごとの乱流エネルギの分布を示す。これは入口での均一な流れがディフューザ部に入り大きな乱流エネルギを生じさせ、出口に向かうにしたがって乱流エネルギが減衰する。この傾向は$\phi$の大きさには関係なく起こっている。また、各断面での乱流エネルギは、$\phi$が大きくなるにつれて増加していることが解る。

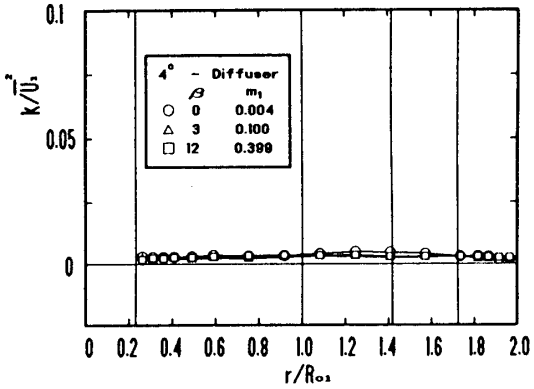


図5.1 乱流エネルギ分布(出口,$\phi$=4°)

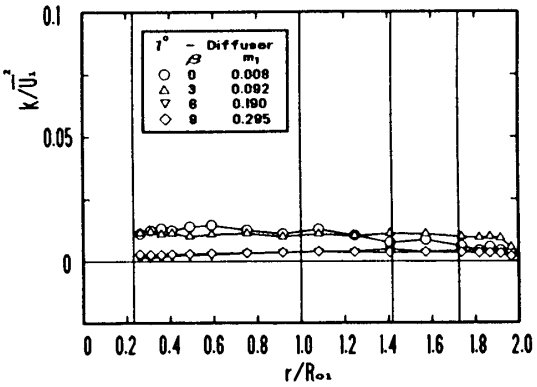


図5.2 乱流エネルギ分布(出口,$\phi$=7°)

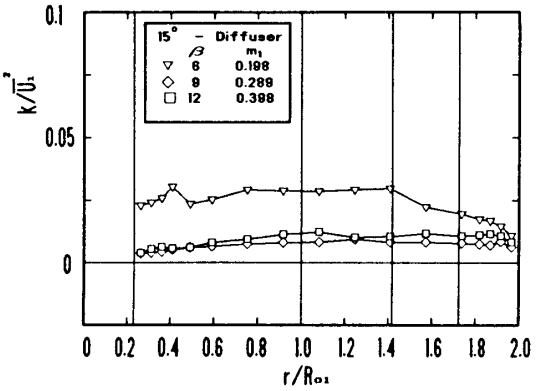


図5.3 乱流エネルギ分布(出口,$\phi$=15°)

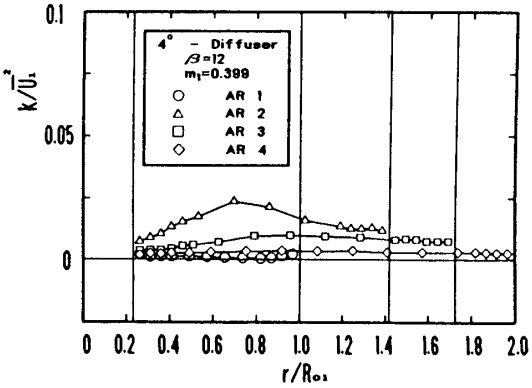


図5.4 乱流エネルギ分布(各断面,$\phi$=4°)



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 4.　まとめ

今回の実験では旋回速度成分を持った流れが円錐ディフューザに入る場合について断面内の乱れ特性を調べた。

これらの一連の実験結果から判明したことを次のようにまとめる。

1)旋回流強さ、広がり角によらず入口直管部では乱れの少ない均一な乱れ分布をする。

2)広がり角にかかわらずディフューザ部入口付近で乱れが一番激しくなり、下流に向かってだんだん小さくなる。

3)広がり角が小さいほど乱れの程度は小さくなる。

4)弱い旋回流の場合は壁面での剥離を生じさせ、大きい乱れを起こす。この傾向は広がり角が大きいほど著しい。

5)この剥離による乱れの影響はディフューザ出口まで伝播する。

## 参考文献


1. 田代; 旋回流円錐ディフューザの静圧回復性能 ; 機論(B偏),51巻,462号,(昭60)

2. R.S.Neve ; Changes in Conical Diffuser Performance by Swirl Addimition ; The City Univ. London Aug. 1978

3. A.T.McDonald ; Effect of Swirl Inlet Flow on Pressure Recovery in Connical Diffuser ; AIAA vol.9 Nov.1970

4. A.Michael ; An Improved Method for Determining the Flow Field of Multidimensional Flows of Any Turbulence Intensity ; DISA Jan. 1978




Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—8　自動車用エンジンにおけるターボチャージャの現状と将来

*會　田　昌　弘　　（日産自動車株式会社）
庭月野　　恭　　（日産自動車株式会社）

## 1．まえがき

自動車エンジン用過給機として主流の座にあるターボチャージャ（以下T／C）は、本来の目的である出力向上と、課題である過渡応答性向上を主眼に、今日まで各種改良が重ねられており、T／C付エンジンは各種車両の高性能仕様として採用されてきている。

しかし最近、地球規模での環境問題が活発に論議され、各国で省エネルギ政策や環境改善政策についての検討が行われており、自動車エンジンにとっても燃費改善技術および排気ガス対策技術の向上が今後の大きな課題となってきている。

そこで本稿では、特に自動車用ガソリンエンジンにおいて、これらのエンジン性能の点から見たT／Cの現在までの技術動向と将来技術の展望について解説する。

## 2．出力性能について

図1にT／C付エンジンの比出力向上の変遷を示す。DOHCとの組合せや、インタークーラの装着、ガソリンのハイオク化等により比出力は段階的に向上しており、近年では、100PS／ℓ（74kW／ℓ）を越えるものが多くなってきている。

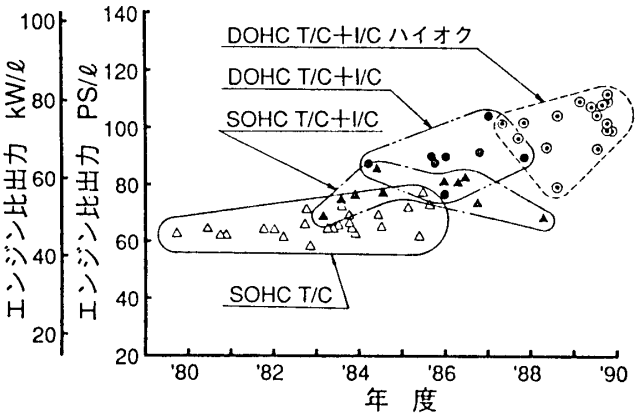



図1　T／C付エンジン比出力向上変遷

次に、T／C付エンジンと自然吸気（以下NA）エンジンの排気量に対する最高出力の比較を図2に示す。T／C付エンジンはNAエンジンと比べて、同一排気量で20～30％出力が向上している。

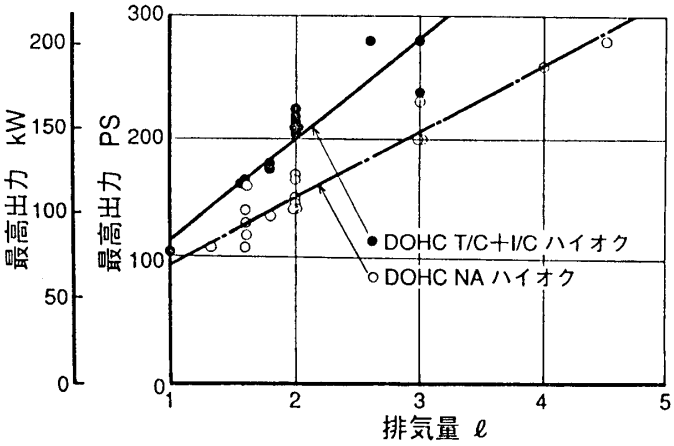



図2　最高出力比較

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

次に、T／C付エンジンとNAエンジンの最高出力に対するエンジン重量の比較を図3に示す。エンジンの気筒数の違い等によるバラツキはあるが、T／C付エンジンはNAエンジンに対し、同一出力で12～14％エンジン重量が軽い。

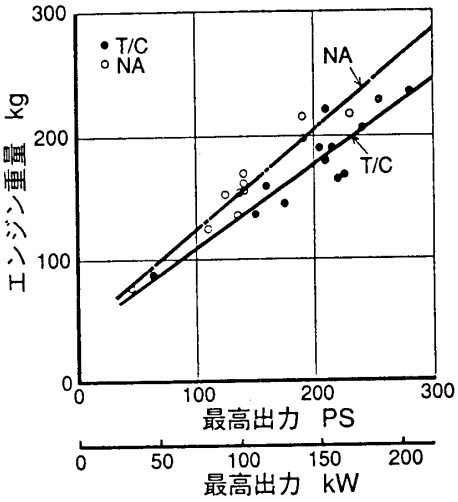


図3 エンジン重量比較

従って、T／C付エンジンは、車両重量の軽減や前後配分の適正化にも寄与でき、また、小排気量にできる分コンパクト化が可能で、車両レイアウトの自由度も大きく取れるため、出力向上手段としては非常に有効である。

しかしながら今後、燃費向上のための車両軽量化と、それに伴うエンジンルームの縮小に対応するために、T／Cとしても小型軽量化が必要であろう。

## 3．燃費について

### 3．1．同一出力NAエンジンとの素質比較

図4に2ℓT／C付エンジンと3ℓNAエンジンの正味平均有効圧に対する正味燃料消費率を示す。また、この結果を軸トルクに対する正味燃料消費率の変化に書き直したものが図5である。

T／C付エンジンは、小行程容積化に伴う冷却損失の増大、及び、高充填効率化によるノッキング回避のための低圧縮比化により、同一平均有効圧では燃料消費率が悪化する。しかし、等軸トルクで比較すると、低負荷では小排気量T／C付エンジンが優れ、高負荷ではNAエンジンが優れる。この低負荷でのT／C付エンジンの燃料消費率が優れるのは、ポンプロスの低減及び、小排気量化によるフリクションの低減によるためである。

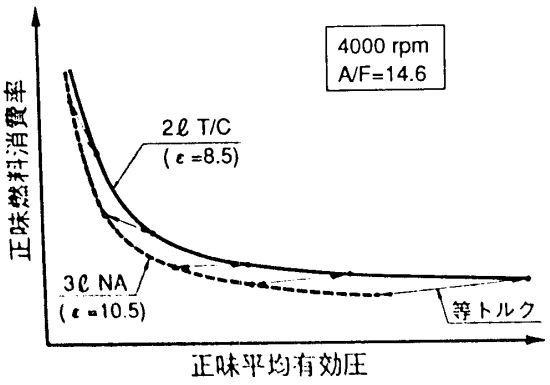


図4 燃料消費率比較

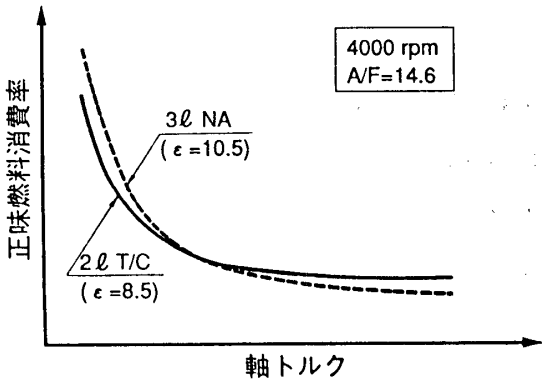


図5 燃料消費率比較



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

### 3．2．エンジンマッチング上の制約

圧縮比と過給圧の関係を図6に示す。前述の通り、T／C付エンジンはNAエンジンに比べて過給している分、ノッキングの制約から低圧縮比にせざるを得ず、その点は燃費に対して不利な要因の一つである。そこで、インタークーラの装着やガソリンのハイオク化により圧縮比の低下をある程度押さえている。

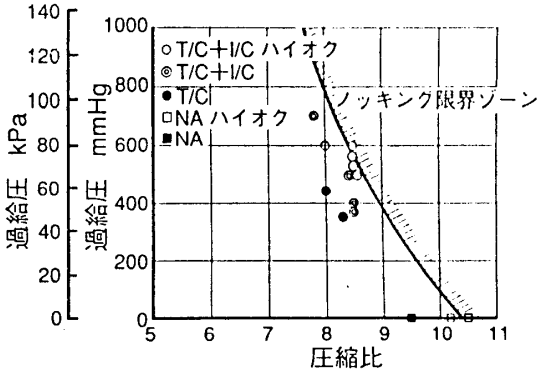


図6 圧縮比と過給圧の関係

次に、T／C付エンジンの高速高負荷域での点火時期と空燃比（A／F）のマッチングを図7に示す。マッチングポイントは、上記ノッキング限界と、排気系部品の耐熱性で制限される排温限界によって規定されている。

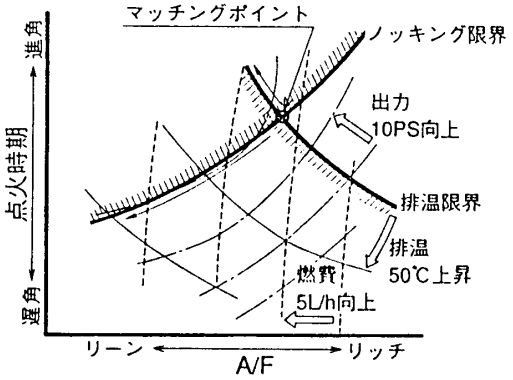


図7 高速高負荷時のA／Fと点火時期のマッチング

これらの要因から、T／C付エンジンとNAエンジンでは、A／Fの分布が異なり、図8に示す通り、T／C付エンジンは高速高負荷領域で、A／Fを濃くせざるを得ない領域が存在し、この領域でのT／C付エンジンの燃費悪化の原因となっている。

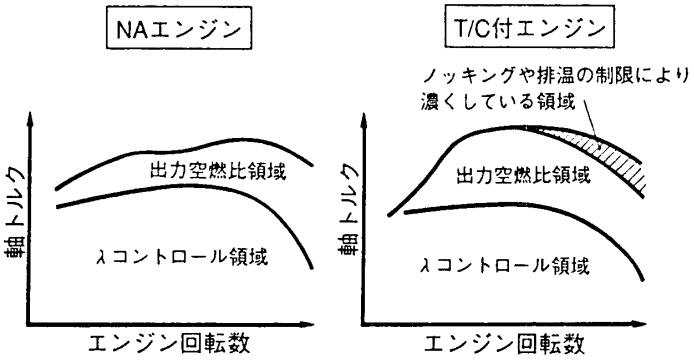


図8 全性能上での空燃比

### 3．3．同一出力NAエンジンとのモード・定地燃費比較

次に、2ℓT／C付エンジンと3ℓNAエンジンのモード燃費、定地燃費での比較をそれぞれ図9、10に示す。

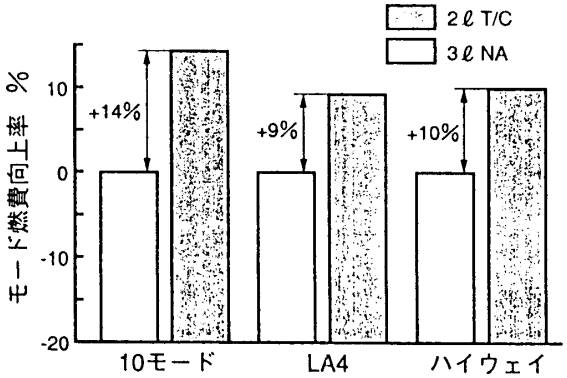


図9 モード燃費比較

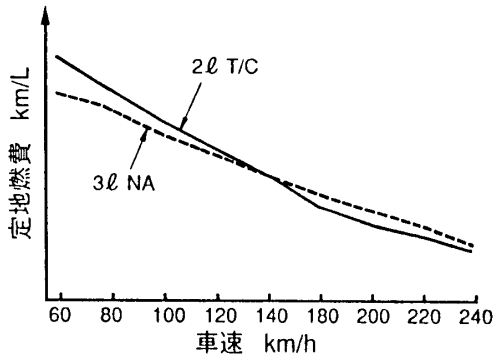


図10 定地燃費比較



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

１０モード、ＬＡ４、ハイウェイとも、低負荷域を多用するモードであるために、Ｔ／Ｃ付エンジンの方が９～１４％燃費が良い。また、定地燃費は、低車速域ではＴ／Ｃ付エンジンの方が１３％良いが、高速になるにつれてその差は縮まり、約１４０km／ｈで逆転している。

３．４．燃費改善の課題

以上の結果より、同一出力では、Ｔ／Ｃ付エンジンの方がＮＡエンジンより低負荷域での燃費は優れていることが分かる。しかし、Ｔ／Ｃ付エンジンは、高性能車への設定が多く、その使われ方の関係上、高速高負荷域の使用頻度が多いため、高速高負荷域での空燃比のリーン化は今後の重要な課題である。従って、Ｔ／Ｃシステムとしては、耐ノック性向上のためのＴ／Ｃ単体効率向上やインタークーラの冷却性能向上、及び耐熱性向上のための材料開発や冷却法の開発が必要であろう。

４．過渡応答性改善について

Ｔ／Ｃ付エンジンにとって、加速初期のＴ／Ｃ応答遅れの低減による過渡応答性の改善は大きな課題である。その改善手法としては、エンジン側でのＴ／Ｃが過給する前のベーストルクの向上と、Ｔ／Ｃ単体でのＴ／Ｃ回転上昇性能の向上の二つに大きく分けることができるが、ここでは、後者のＴ／Ｃ単体での改善を中心に述べる。

Ｔ／Ｃ単体での応答性改善手法としては、

①ロータ慣性モーメント（Ip）の低減、

②タービンノズル面積（Ａ／Ｒ）の減少、

③軸受摩擦損失の低減、

④空力性能の向上

等がある。各項目について以下に述べる。

４．１．ロータIpの低減

これまで、ロータIpの低減には、タービンロータのセラミック化や小型化、ツインＴ／Ｃ化がなされている。

図１１にタービンロータのセラミック化及び小型化によるIpの低減効果を、図１２に加速性能向上効果を示す。タービンロータをセラミック化し、それを小型化することにより、Ipは約５０％低減され、それにより過給圧の立ち上がり時間も約１８％短縮される。

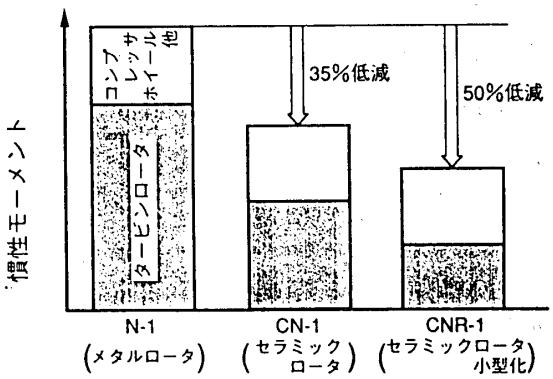



図１１ 回転体慣性モーメント(Ip)比較

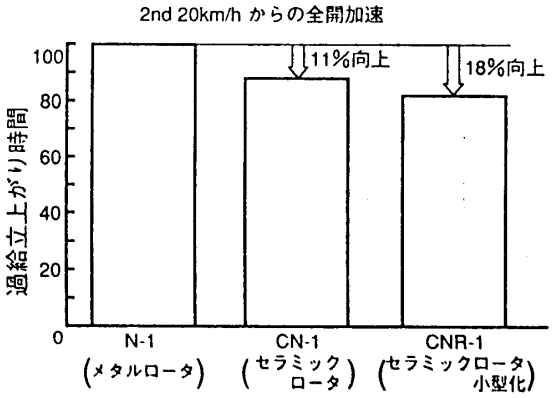



図１２ Ip低減による応答性向上効果



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

次に、シングルＴ／ＣとツインＴ／Ｃの等価Ip（∝Ip・ω²）の比較を図１３に示す。理論的には、ツインＴ／Ｃ化により等価Ipは減少するが、実際には、Ｔ／Ｃは小型化していくと効率の悪化等により等価Ipが理論通り小さくならないため、２５０ＰＳ（１８４ｋＷ）以上でないとツインＴ／Ｃ化による等価Ip低減の効果は現われない。
但し、ツインＴ／Ｃ化は等価Ip低減効果だけでなく、排気干渉低減の効果も大きい。

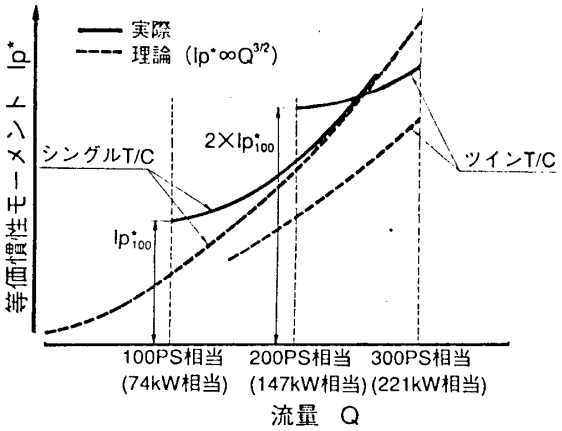


図１３ 流量と等価慣性モーメントの関係

４．２．Ａ／Ｒの減少

Ａ／Ｒを単に小さくするだけでは、過渡応答性は向上するが、高回転時の排圧上昇による性能低下が大きいので、それを改善するため、低空気流量域では小Ａ／Ｒ、大空気流量域では大Ａ／Ｒに変化させる、可変ノズルＴ／Ｃや可変ツインスクロールＴ／Ｃ及びシーケンシャルＴ／Ｃ等が採用されている。

４．３．軸受摩擦損失の低減

Ｔ／Ｃ用軸受としては、通常フローティングメタル軸受が使用されているが、ボールベアリングの採用により、大幅な摩擦損失の低減が、特に低回転域で顕著に達成される。

図１４にボールベアリングＴ／Ｃの加速性能向上効果を示す。ボールベアリング化により、軸受損失は低速域で４０～５０％低減されるが、それにより過給圧の立ち上がり時間も１０％程度短縮されている。

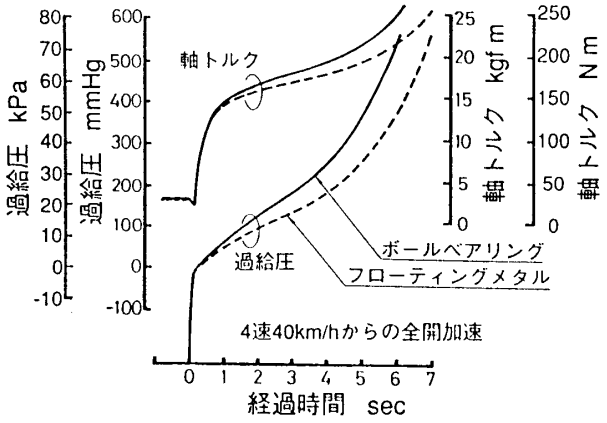


図１４ ボールベアリングＴ／Ｃの応答性向上効果

４．４．空力性能の向上

圧縮機及びタービンの効率を向上させて、圧縮機の駆動馬力を減らし、タービンの出力を増やしてやれば、Ｔ／Ｃの加速余裕馬力が増えるため、過渡応答性は向上する。現在までに、バックワード化、薄翼化、アブレダブルシール化等による高効率化が行われている。

以上の改善策の採用により、Ｔ／Ｃ付エンジンの過渡応答性は実用上ほとんど問題にならないレベルになってきているが、運転性をさらに向上させるため、今後も種々の改善が望まれる。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 5．排気ガス対策について

排気ガスの未燃焼成分および燃焼時に発生するＮＯ$_x$の浄化を触媒で行っているが、触媒が活性化するには入口の排気温度が、約３００℃以上になることが必要であり、冷機始動直後は浄化が不十分となっている。

特に、Ｔ／Ｃ付エンジンの場合、排気系に熱容量の大きいタービンハウジングが付くため、ＮＡエンジンよりも排気温度上昇の立ち上がりが遅い。図１５にＴ／Ｃ付エンジンとＮＡエンジンとの触媒入口排温の上昇特性比較を示す。

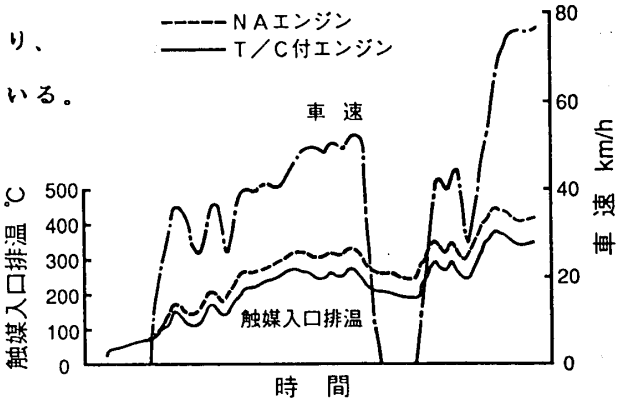



図１５ 冷機始動時の触媒入口温度比較

近年、触媒の活性後の浄化性能がかなり向上しているため、排気規制モード中に排出される有害ガスの内、上記冷機始動時に排出される割合が７０％程度に昇っており、排気温度上昇の立ち上がり特性改善が今後の排気ガス対策の大きな課題となってきている。従って、Ｔ／Ｃシステムとしては、排気系からの放熱量を低減させるために、排気系の熱容量低減（Ｔ／Ｃ小型化、タービンハウジング薄肉化等）や排気系の断熱化（セラミックコーティング等）が必要となってくるであろう。

## 6．将来展望と課題

以上述べてきた通り、Ｔ／Ｃ付エンジンは、同一出力のＮＡエンジンに対し、エンジン重量の軽減や小型化が図れ、低負荷燃費も優れるため、出力向上手段として非常に有効である。しかし、今後の環境問題に起因する低燃費、低公害の要求や、市場の成熟による運転性向上の要求を考慮すると、Ｔ／Ｃ付エンジンは下記課題に対応していく必要がある。

①高速高負荷域での燃費改善のための耐ノック性向上と排気系部品の耐熱性向上

②冷機始動時の排気浄化性能向上のための排気系からの排温上昇特性改善

③運転性向上のための過渡応答性改善

従って、Ｔ／Ｃとしての課題は、

①耐ノック性向上のための単体効率の向上

②耐熱性向上のための材料開発及び冷却法の開発

③排温上昇特性改善のための熱容量低減（小型化、薄肉化）や断熱化

④過渡応答性改善のための更なる改良

等が必要であろう。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 7．参考文献


（1）庭月野；ターボチャージャ付エンジンの利点と問題点、自動車技術会シンポジウム「過給エンジン・システムの現状と将来」資料（1989）

（2）T. Yamane, Y. Sumi ; Recent Development of High-Response Turbochargers for Passenger Cars, I Mech E ; The 3rd International Conference on Turbocharging and Turbochargers (1986-5)

（3）I. Matsuo, F. Nishiguchi ; The Development of Second Generation Ceramic Turbocharger, SAE Paper 880703 (1988)




Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—9　シーケンシャル・ツインターボ方式の開発

大　平　武　邦　（マツダ株式会社）
吉　村　重　剛　（マツダ株式会社）
＊田　所　朝　雄　（マツダ株式会社）
沖　本　晴　男　（マツダ株式会社）

## 1.まえがき

ターボ過給により高出力化したエンジンは、同出力の無過給大排気量エンジンに比べ、省資源（小型・軽量・低燃費）という利点があるが、唯一の欠点として低速過給性能不足（トルク不足と過給遅れ）があるため、市街地での実用走行に於けるアクセルワークに対して俊敏かつリニアな反応の不足という課題が残されていた。

これ迄、マツダ㈱でもロータリーエンジン（ＲＥ）においては昭和57年にターボを導入して以来、上記課題に取組み、ＲＥの排気特性を生かしたターボ方式を開発してきた。即ち、タービンプロフィールやタービンスクロールの独立化等種々の改善を進めてきた。これに対し、この度、現在最も究極と考えられる低速域では１基、高速域では２基の小型ターボ過給機を段階的に使用するシーケンシャル・ツインターボ方式の開発を行い、これにより低速過給性能が格段に向上し、低速走行性の課題を大幅に解消することができた。

以下に、13B形ＲＥ(2ロータ)に適用した当方式の機構概要とその性能特性を紹介する。

## 2.シーケンシャル・ツインターボ方式の概要

### 2.1　原理

当方式は、２基の小型ターボ過給機を低速・高速で２段階に使い分けることで、各領域におけるタービン効率とコンプレッサ効率を同時に改善し、更にターボ回転体の慣性モーメントも低減するシステムである。まず、低速では１基の小型ターボ過給機(Pry-T/C) に排気を供給して作動させ、図１の２点鎖線で示す様な非常に高いエンジントルクを実現する。

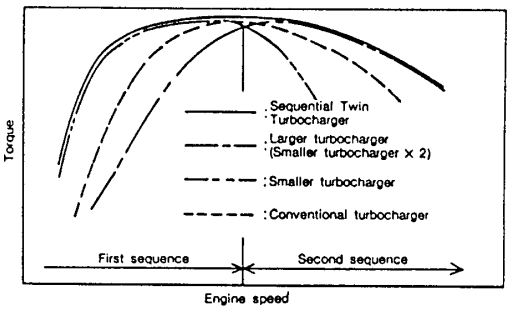



Fig.1-Performance of Sequential Twin T/C

一方、高速域では排圧の上昇とコンプレッサ送風能力の減少により出力低下を来すため、もう１基の小型過給機(Sry-T/C)を追加して、２基の過給機に排気を供給することで排圧を低減し、更に十分な送風能力と相まって、図１の１点鎖線で示す様な最大出力を確保す

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

る.このように各領域での過給効率を高めるために、中速域で過給機の作動を切り替えることで、図１の実線で示す様に低速から高速域まで出力を高めるものである。即ち、従来は低速域と高速域での出力性能のバランスを採る上で大きな制約があったのに対し、当方式では低速域と高速域とで相反する要求を満足させる最適な仕様を組み合わせ、継ぎ合わせることが可能となる.

なお、図１に於いて、１基で過給する領域を第一段過給領域(First Sequence)、２基で過給する領域を第二段過給領域(Second Sequence)としている。

2.2　基本機構

図２に示す様に、両過給機を並列に配置し、そしてターボコントロール弁をSry 側タービン上流に設け、低速域ではPry-T/Cへ排気を全量供給し、高速域ではSry-T/Cにも排気を供給する。更に低速域ではPry-T/C から供給される加圧エアがSry-T/Cへ逆流しない様、そして高速域ではSry-T/C からも加圧エアが供給される様に、過給コンロール弁をターボコントロール弁と連動して開閉させる。

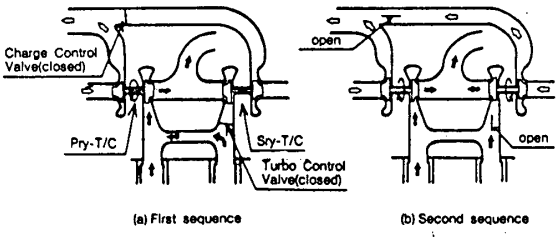



Fig.2-Basic mechanism of Sequential Twin T/C

2.3　技術的課題

当方式を乗用車用ターボ方式として採用するためには、低回転から高回転までスムーズで、しかも高い過給性能を得なければならないため、次の様な課題があった。

(1)低速から高速まで全回転領域に亘る出力特性の最適化

(2)ターボ切替時のトルクショックの低減

3.試験結果及び考察

表１に示す 13B形ＲＥを用いた台上試験により、2.3 で述べた技術課題の解決手法を検討した。

Table.1-Main specifications of test engine (13B)

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Type | | | | Water-cooled 2-rotor in-line |
| Displacement (cc) | | | | 654×2 |
| Compression ratio | | | | 9.0 |
| Intercooler type | | | | Air cooling |
| Fuel supply system | | | | EGI |
| Port timing | Intake | Open | Primary | 58° ATDC |
| | | | Secondary | 32° ATDC |
| | | CLose | Primary | 50° ABDC |
| | | | Secondary | 50° ABDC |
| | Exhaust | Open | | 75° BBDC |
| | | Close | | 48° ATDC |

3.1　全回転領域に亘る出力特性の最適化

(定常状態)

(1)ターボ容量の組合せの最適化

当方式の場合、Pry-T/Cをより小型化すれば低速トルクや過給応答性が向上するが、その反面、中速域でのタービン及びコンプレッサの効率が低下し、第二過給領域への切替え領域でトルクの落込みを生じ易



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

くなる。そこで両タービンの容量をシングルターボ比の約60%にし、更に図3に示す様なコンプレッサ容量の影響調査により、コンプレッサ容量の組合せ適正化を行い、切替え領域でのトルク落込みを解消した。表2に13B-REで適正化を行ったタービン、コンプレッサの主仕様を示す。同表より、Pry-T/C は従来ターボに対して慣性モーメントを75%低減している。図4,5に、上記仕様でのシングルターボ方式と当方式のコンプレッサ運転ラインを示す。これから、当方式は低速域から高速域まで全域にわたり高効率で運転されることが判る。

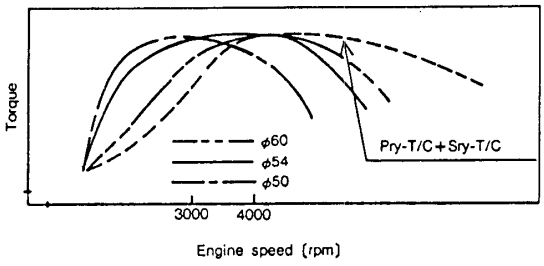



Fig.3-Matching of outer diameter of Pry-T/C's compressor impeller

Table.2-Specifications of turbochagers

| | Compressor | Turbine | | Dimensionless moment of inertia |
|---|---|---|---|---|
| | Outer diameter of impeller [mm] | Outer diameter of impeller [mm] | A/R [mm] | |
| Conventional turbocharger | φ64 | φ56 | 13×2 | 1.0 |
| Primary turbocharger | φ54 | φ47 | 1 5 | 0.25 |
| Secondary turbocharger | φ50 | ↑ | ↑ | 0.24 |

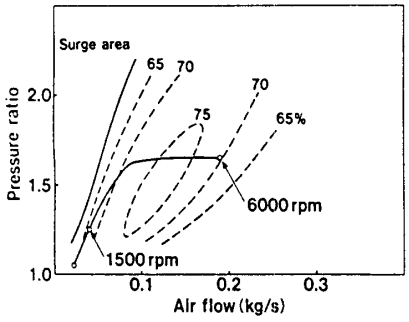



Fig.4-Compressor map of Single T/C

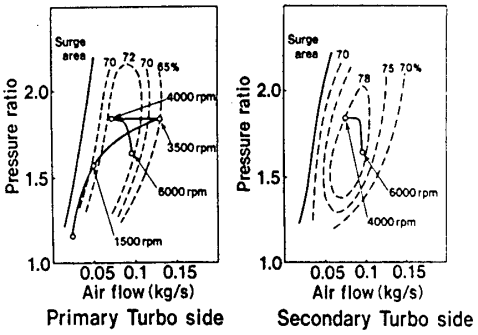



Fig.5-Compressor map of Sequential Twin T/C

(2)排気マニホールドの最適化

小型過給機で過給する場合でも、その過給能力を最大限に発揮させるには、エンジン出口からタービンブレードまでの形状が重要であり、排気脈動を十分に活用できる排気マニホールドが必要である。そこで容積を極力減らして、排気脈動の減衰を抑制するため、図6(b)に示す様に、排気ポートとタービンを結ぶ各排気通路長を80mmにし、更にこの2つの通路をΦ36相当で連結したコンパクトな排気マニホールド構造にすることで、低速過給圧(1500rpm)は30%向上した.更にこの構造は、両ターボ作動時、各ロータの排気脈動を減衰させることなくタービンに導

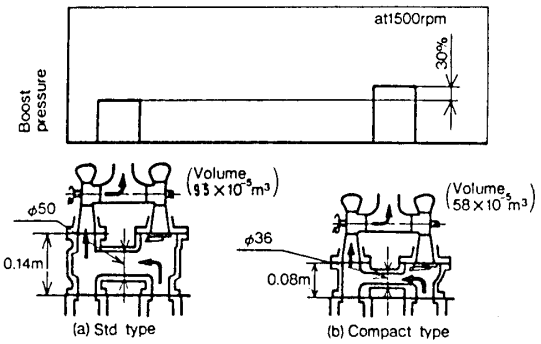



Fig.6-Effect of exhaust manifold structure on boost pressure



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

くため、高速での過給効率の向上にも寄与している。

3.2　ターボ切替え時のトルクショックの低減（過渡状態）

定常運転時には、ターボ切替え時のトルク落込みは両ターボの容量適正化により抑えれるが、過渡運転時には、以下の２つの原因により一時的なトルク落込み(加速息付き感)が発生する。その原因の１つは、切替え作動遅れによりターボ切替え最適条件から外れるためであり、もう１つは、Sry-T/C が第一段過給領域で停止しているため、切替え直後にSry-T/C が瞬時に回転上昇できず、一時的な過給圧の低下が生じるためである。

そこで、俊敏かつ確実なターボ切替え作動とSry-T/C の作動レスポンスの確保のため、切替え機構とターボ過給機制御に関して、以下の改善検討を行った。

(1)ターボコントロール弁機構の改善

ターボコントロール弁は、シール性向上のため排気圧力を背圧として作用させる構造にしているため、開弁圧に打ち勝って確実に作動させる必要がある。そのため図７に示す様にエンジンの過給圧と負圧を利用してアクチュエータの作動力を増大し、更に弁機構２段作動式とした。これは中央に φ20の貫通穴を設けた大型弁と、この貫通穴を塞ぐように配置された小型弁により構成されている。図８に示す様に、第一作動では開弁力が小さい小型弁を開いて大型弁の前後差圧を半減させ、第二作動では要求開弁力が半減した大型弁を開く。これらの機構により小型のアクチュエータで作動が可能となり、作動速度が大幅に向上し、全運転領域で俊敏かつ確実な作動を確保した。

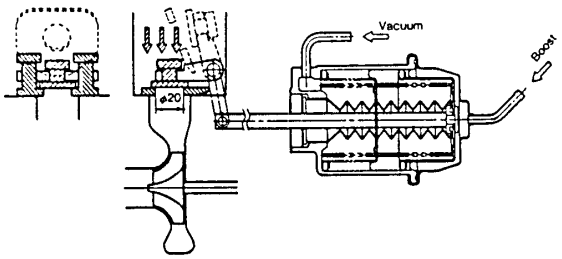



Fig.7-Structure of Turbo Control Valve

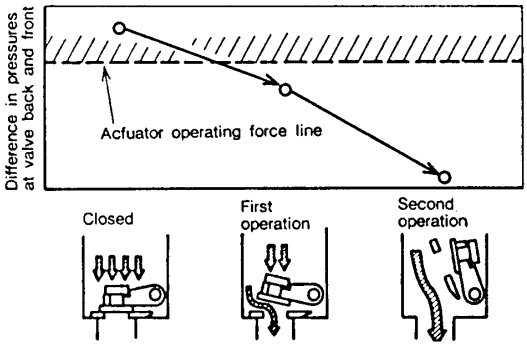



Fig.8-Operation of Turbo Control Valve

(2)排気コントロールによるSry-T/Cの予回転

第一段過給領域で、過給圧を制御するためにPry-T/C をバイパスさせている余剰の排気を、Sry-T/Cのタービンへ供給してSry-T/C をターボ切替前から予回転をさせるため、図９圧縮エア温度の大幅上昇を防ぐためのリリーフ通路と、その通路を開閉制御する過給リリーフ弁を設け

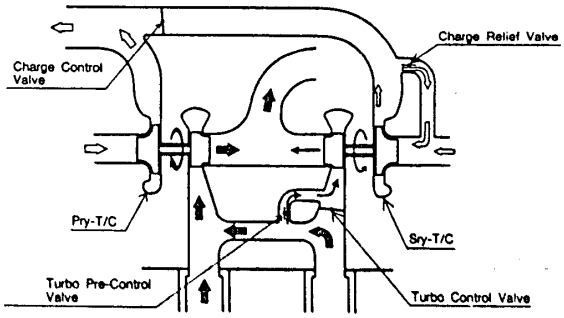



Fig.9-Sry-T/C advanced-rotating system



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

た。このシステムでは、排気バイパス量を増すとSry-T/Cの回転は増大するが、Pry-T/Cへの排気流量が不足して過給圧の低下が生じるため、Sry-T/Cの回転増加に限界がある。即ち、第一段過給領域の維持を条件にすると、ターボ切替え後のSry-T/Cの要求回転速度である約12万rpmに対して、図10の一点鎖線で示す様に８万rpmまで増大させることができた。

(3)コンプレッサ負荷の低減

上記結果から、更に予回転速度を増加させる必要があり、そこでSry-T/Cのコンプレッサ負荷の低減について検討した。そこで、ターボプリコントロール弁でSry-T/Cを予回転させた状態で過給リリーフ弁を遮断すると、図11に示す様にSry-T/C回転速度が14万rpmまで増大し、このことからターボ切替え前にリリーフ弁を閉じると、Sry-T/Cの予回転速度は目標12万rpm を十分確保できることが判明した。しかし、リリーフ弁を閉じると、サージング領域に入るためコンプレッサ出入口のエア温度が350℃まで上昇し、インペラの許容温度を超える問題がある。しかし図12に示す様にサージング領域でもコンプレッサ出入口エアの温度上昇は遅いため、吸気リリーフ弁の閉時間を数秒程度にすれば許容温度を超えないことが判明した。そして、過給リリーフ弁を閉てじてSry-T/C の予回転が十分に確保された後にターボコントロール弁を開けることにより、図10の実線で示す様に過渡時の過給圧低下を解消出来た。

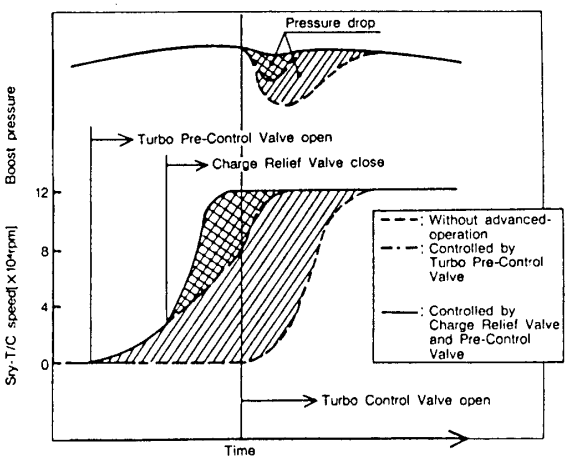



Fig.10-Pressure drop minimization by advanced-peration of Sry-T/C

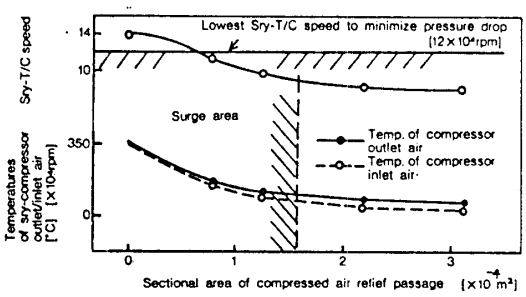



Fig.11-Effect of Sectional area on Sry-T/C speed

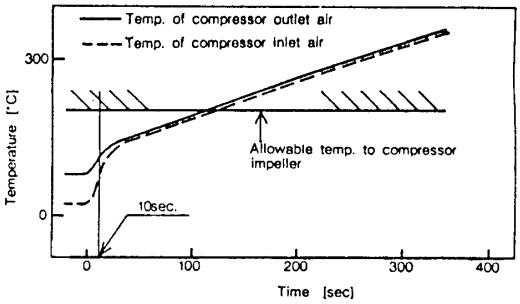



Fig.12-Temperature increase of Sry-T/C compressor outlet/inlet air caused by surge-area operation

## 4.実車搭載のためのターボ構造及び制御システムと実車性能

### 4.1　ターボユニット構造と制御システム

ＲＥは吸排気ポートがエンジンの片側に集中しているため、図13に示すように、２基



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

の過給機のタービン側を対向させることで排気系を集中させ、更にターボプリコントロール弁をSry-T/C に内蔵し、コンパクト化を図った。

システムを図14に示す。低速から高い過給性能を発揮し、全運転条件に於ける最適のターボ切替えによるエンジントルク変動を抑え、更に過給圧を最適に制御するため電子制御を行った。即ち、過給リリーフ弁・ターボコントロール弁・過給コントロール弁を駆動する過給圧や負圧を３方ソレノイド弁で切替え、更に、ターボプリコントロール弁・ウエストゲート弁は共にデューティーソレノイド弁でフィードバック制御を行った。

4.2　エンジンン台上性能と実車加速性能

13B形ＲＥを用いて、ロータ毎にタービンスクロールを独立に有するインデイペンデント・ターボ（シングルターボ）方式と当方式に対し、最大トルクを統一して実機台上及び実車での比較試験を行った。

(1) エンジンン台上性能

図15に、上記２種のターボ方式の実機性能を示す。当方式は1500rpm での過給圧が120%、トルクは20%向上し、しかも中速域からは両過給機が作動することで排圧が低下し、約10%の出力向上が得られた。また低速域で２基の過給機で過給すると、点線で示す様に過給性能が大幅に低下し、常時２基で過給を行う一般的なツインターボ方式では、当方式並まで過給性能を向上させることが難しいことを示している。

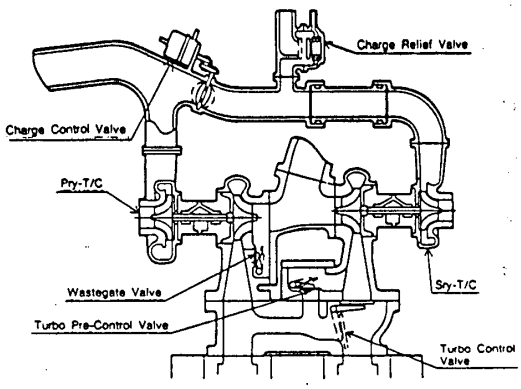
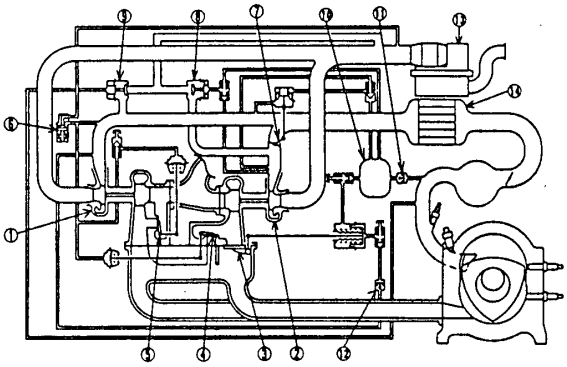



Fig.13-Stracture of Sequential Twin T/C



① Pry Turbocharger
② Sry Turbocharger
③ Turbo Control Valve
④ Turbo Pre-Control Valve
⑤ Wastegate Valve
⑥ Duty Solenoid Valve
⑦ Charge Control Valve
⑧ Charge Relief Valve
⑨ Air Bypass Valve
⑩ Vacuum Chamber
⑪ Check Valve
⑫ Check Valve
⑬ Air Cleaner
⑭ Intercooler

Fig.14-Sequential Twin T/C System

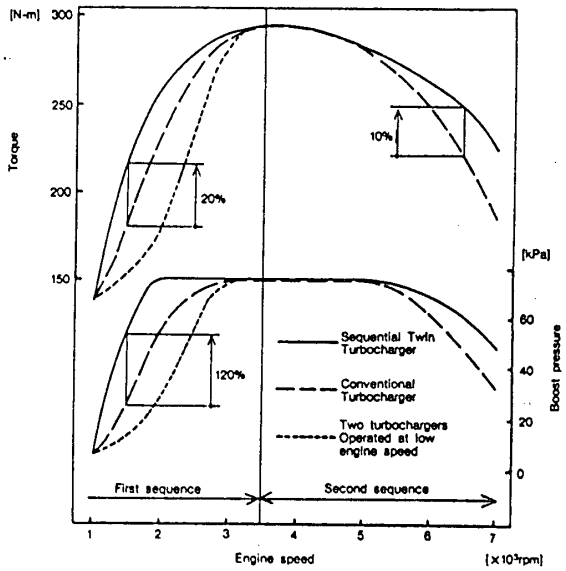



Fig.15-Comparison of engine performance between Squential Twin T/C and conventional T/C



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(2) 実車加速性能

(1) の台上性能を有する２基のエンジンでの実車発進加速性能を図16に示す。当方式は、低速トルクの大幅な向上と、Pry-T/Cの慣性モーメントの低減により、シングルターボでの最大過給圧に到達時間が約40％短縮でき、更に過速Ｇは最大加速Ｇに達するまでの落込みやターボ切替え時の変動も無く、滑らかでしかも俊敏な加速感を実現できた。

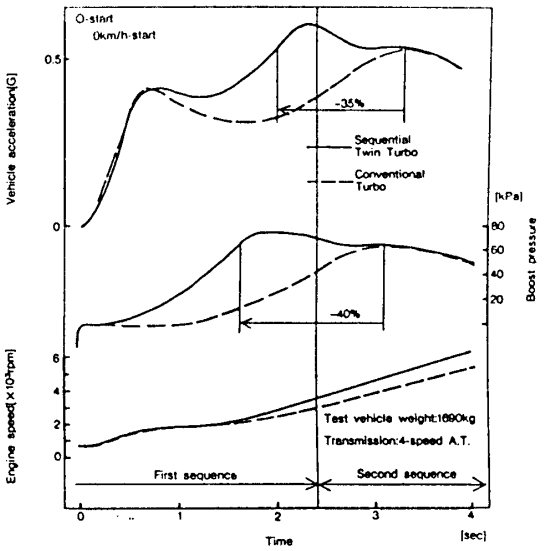



Fig.16-Comparison of vehicle accelerating performance between Sequential Twin T/C and Conventional T/C

5.あとがき

以上、乗用車用ＲＥに適用したシーケンシャル・ツインターボ方式の概要を紹介した。本方式の実用化により、低速過給性能が大幅に向上し、低速トルクと過給レスポンスが格段に改善され、これによりターボ過給における低速走行性の課題を大幅に解消できたと確信している。

今後とも関係各位のご意見をいただきながら、よりクリーン&エコノミ化へ対応する様、一層の技術改良を進める所存である。

最後に、本ターボ方式の開発に当たり多大なるご協力を頂いた日立製作所㈱をはじめとする関係の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

(1)達富・大関・田所・沖本、自動車技術会誌、40-1(1986)、67.

(2)Matsuda、I.、ほか３名、SAE Paper、900036(1990).

(3)田島・田所・沖本・丹羽、第8回内燃機関合同ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ講演論文集(1990)、315.

(4)Tashima、S.、ほか3名、JSAE Review、11-4(1990)、24.

(5)田所・生野・田島・清水、内燃機関、29-373(1990)、77、山海堂

(6)喜田・田所・田島・生野、自動車技術会・新開発ｴﾝｼﾞﾝ・ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ講演論文集(1991)、33.

(7)Tashima、S.、ほか3名、SAE Paper、910624(1991).



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—10　小型ターボ過給エンジンの開発


* 柳原　弘道　（トヨタ自動車株式会社）
樋口　新一郎　（　同上　）
高間　建一郎　（　同上　）
大木　久　（　同上　）


## 1. まえがき

運転条件が広範囲に変化する，自動車用小型エンジンにターボ過給機を適用する際，過給機単体開発だけにとどまらず，システム的に開発し，過給機の能力を充分に引き出す事が必要である。このことは，過給機をエンジンの付加装置としてではなく，エンジンの主要コンポーネントの一つとして認識する事を意味し，自動車用過給機への多様な要求を満足する為に必要となる。

ここでは実際に自動車用に開発されているターボ過給機，及びターボ過給機の特性を引き出すためのエンジン側の開発例を報告する。

## 2. 自動車用過給機への要求

自動車用エンジンは低速から高速までの広い回転域で使用され，また負荷変動に対して敏速な応答性が要求される。これらのエンジンの要求を満たすために過給機に要求される特性を図1に示す。

高効率化，小型大容量化とともに，速度形流体機械である過給機と容積型ピストンエンジンの適合をはかるため，過給機としては作動域の広域化が要求される。

## 3. 過給機側の改良 (1) (2)

タービンの小型大容量化はエンジン比出力の増大，搭載性向上，および応答性向上にとって重要な課題である。タービンホィールの入口径は抑えて出口径を増大し，タービン容量の大容量化をはかってきた。　コンプレッサにおいても，タービンと同様広い作動範囲が要求されるためインペラ入口角度分布，入口から出口間の翼形状，出口翼角の改良を行い，図2に示す様にサージ／チョーク間の作

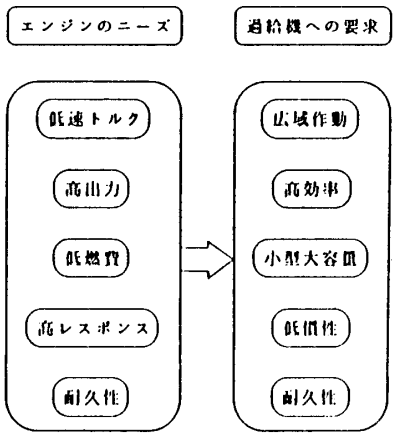



図1　自動車用過給機への要求

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

動域を大幅に拡大することができた。上記コンプレッサ，タービンの組合せにより，同一タービン容量をもつ過給機の回転体慣性モーメントは図3に示す様に40％以上減少している。

又，　セラミックタービンホィールはメタルホィールと較べ回転体慣性モーメントを低減でき，エンジンの応答性向上に有効である。

図4にCT26型セラミックタービンホィールの構成を，図5にタービンホィールを示す。FEM解析による軽量かつ高強度な翼形状の追求と流体力学的性能解析の結果，メタルタービンホィールに比べ，50％の慣性モーメント低減ができ，効率もメタルタービンホィールと同等の性能が得られた。

図6に，このセラミックタービンホィールを用いた車両の加速性能を，メタルタービンホィールを用いた場合との比較で示す。

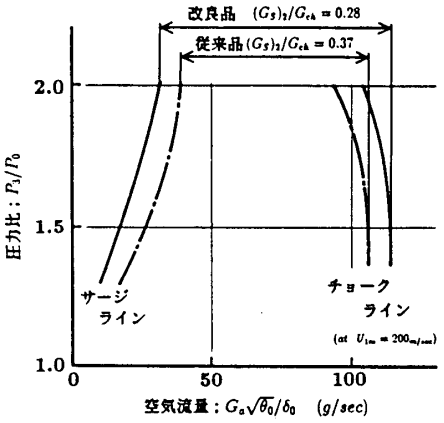



図2　過給機の作動域の拡大例

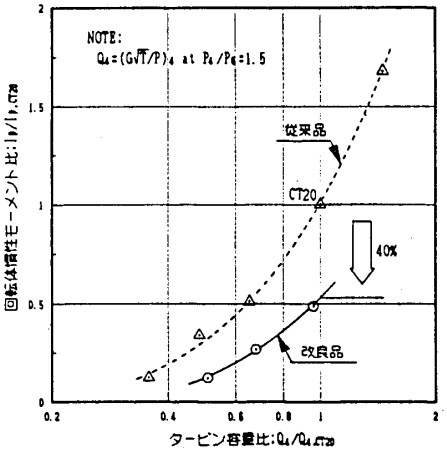



図3　回転体慣性モーメント低減の効果

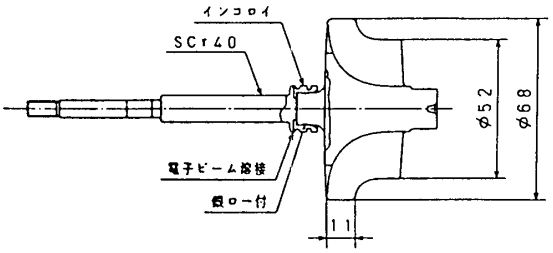



図4　セラミックタービンホィールの構成

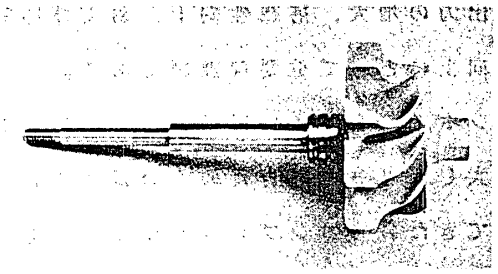


図5　セラミックタービンホィール



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

速度２０km/hからの全開加速で４０kpaまでの過給圧の立ち上がりを比較すると，４０kpaへの到達時間は３．５秒から２．４秒へと約３０％短縮できた。

更に，過給機の効率改善を目的としてコンプレッサーハウジングにアブレーダブル溶射を行った。その構成を図７に示す。又，図８にその詳細を示す。

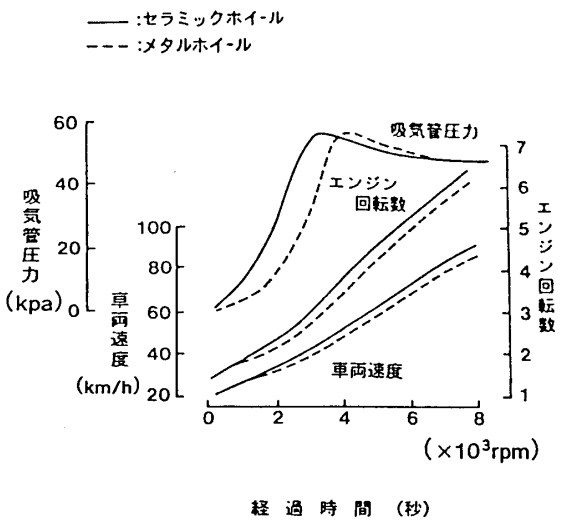



図６　車両の加速特性（セラミックタービンホィール）

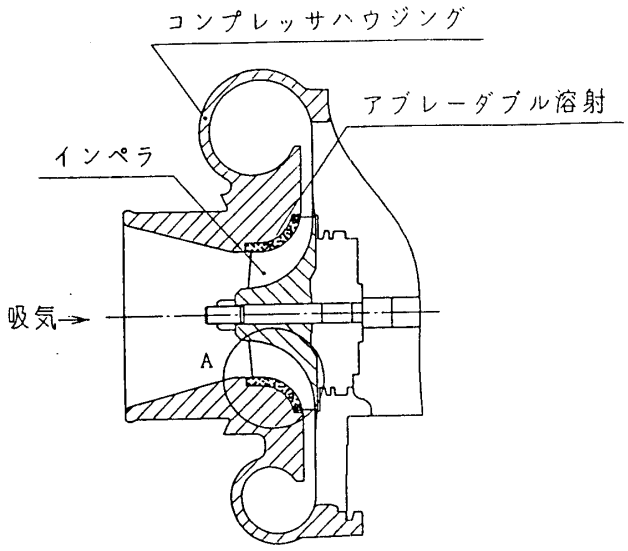



図７　コンプレッサーハウジングの構成（アブレーダブル溶射）

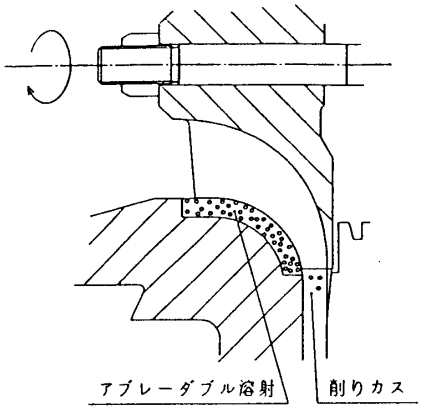



図８　アブレーダブル溶射詳細

被削性に富んだ材料（（Al-Si）＋ポリエステル）をシュラウド部に溶射し，クリアランスをエンジンの排気で駆動できる程度に設定する。回転中に干渉する部分はインペラによって削りとる。この様にしてクリアランスを縮小することができ，ＣＴ２６型ターボ過給機ではコンプレッサ効率は４％向上した。図９にアブレーダブル溶射コンプレッサハウジングによるエンジン低速トルク向上効果を示す。

低速トルクはクリアランス縮小によってエンジン回転数１８００ｒｐｍで約２．７％向上した。

## 4.　エンジン側の改良 (2) (3) (4) (5)

過給機側の改良と並行して，エンジンからの排出エネルギー，及び動圧エネルギー



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

を有効に利用するエンジン側の工夫が一層重要である。ツインエントリタービンハウジングは後述のツインターボと同様，気筒間の排気干渉を避けることにより，動圧エネルギーの有効利用と掃気効率向上を可能とするものである。図１０に排気流れを示すが，４気筒エンジンの例では排気は＃１，４気筒と，＃２，３気筒の２グループに分離されタービンスクロールに入る。ツインエントリはタービンハウジングの構成が複雑であるため，高温雰囲気で使用されるガソリンエンジンでは信頼性，耐久性の確保が難しく，ＦＥＭ解析による徹底した熱応力解析，特殊耐熱鋳鋼の採用等により実用化が可能となった。

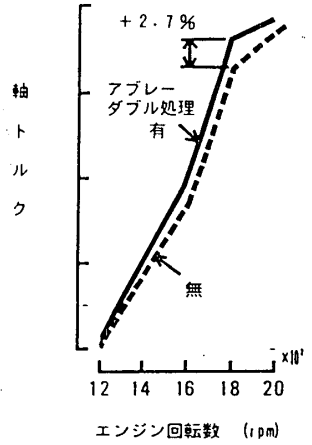



図９　低速トルク特性

（アブレーダブル溶射）

図１１に従来のシングルエキゾーストマニホールド（＋シングルエントリターボ）とツインエントリエキゾーストマニホールド，また後述するが４分割独立ポートエキゾーストマニホールド（＋シングルエントリターボ）の排気脈動の比較を示す。

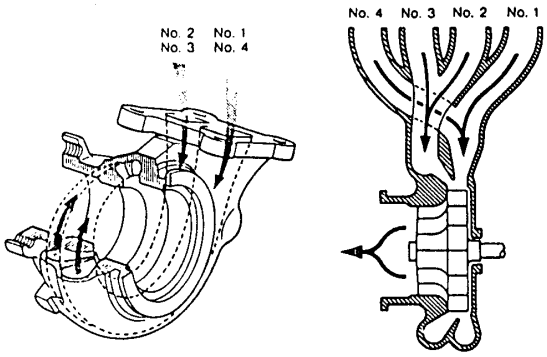



図１０　ツインエントリータービン内の排気流れ

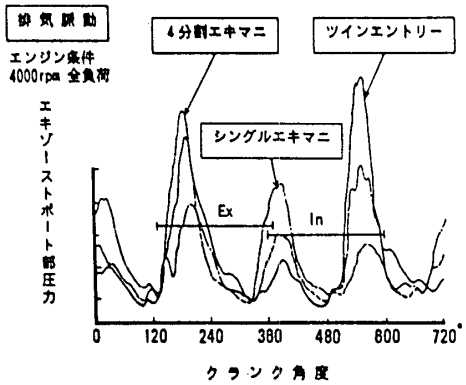



図１１　排気脈動特性（ツインエントリータービン）

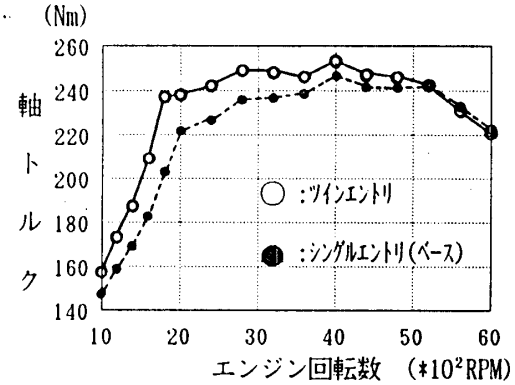



図１２　トルク特性

（ツインエントリータービン）

ツインエントリの場合，吸排気弁オーバラップ時のエキゾーストポート部の排気圧力を低くでき，掃気効率が向上し，またブローダウン時の圧力が高く動圧エネルギー



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

が有効に利用できることがわかる。

図１２にツインエントリーターボと従来のシングルエントリーのエンジントルク特性を示すが，ツインエントリーは最大出力が同一の時，低速，中速域のトルクが大幅向上できる。

図１３は，車両におけるレスポンスを示すもので，ツインエントリにより過給圧４０kpa に達する時間で約２５％向上し，図６に示したセラミックタービンホィールの効果に匹敵するポテンシャルがあることがわかる。又，ターボ過給機を２個装着したツインターボは排気干渉改善に効果的である。図１４に示すように，シングルターボでは全ての気筒から，１つのターボ過給機に排気が流入し，排気行程が重複する気筒で，排気干渉が生じるが，ツインターボではこの排気干渉が大幅に低減できる。この結果，排気効率が向上し，また排気エネルギーが有効に利用できるため，全域にわたり出力が向上する。またツインターボでは，慣性重量の小さい小型ターボ過給機を使う事ができるため，レスポンスが向上する。

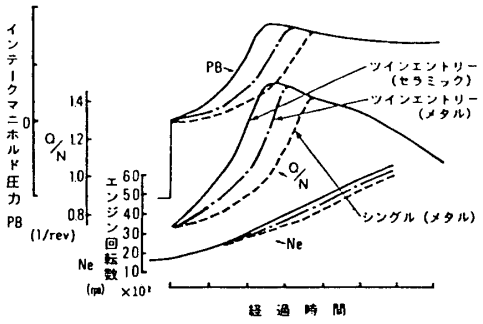



図１３　車両の過渡特性（ツインエントリータービン）

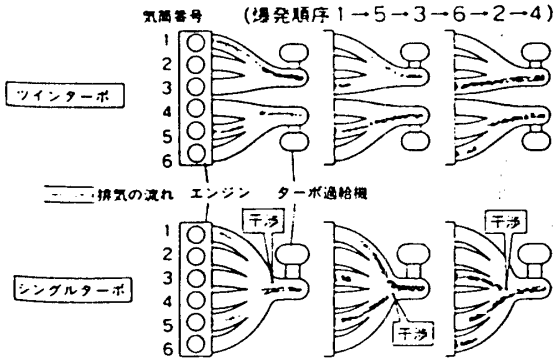



図１４　ツインターボの排気の流れ

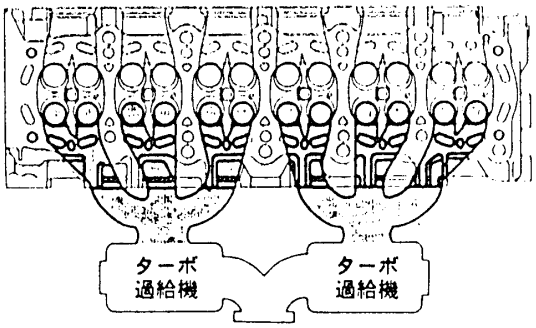



図１５　排気系コンパクト化の例

シリンダヘッドの排気ポートとエキゾーストマニホールドの排気通路を，スムースかつコンパクトに構成する事は，排気エネルギー損失の低減，およびレスポンス改善に大きな効果がある。図１５にその実施例を示す。

図１６に排気系容積と，インタセプト点より低い低回転域のトルクの関係を示すが，



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

排気系容積低減とトルクの上昇が，ほぼ直線的に向上する事がわかる。排気系容積40％低減に対し，トルクが20％向上している。この事により，レスポンスが大幅に向上する。

ツインターボあるいはツインエントリターボより，効果は少ないが簡単な構造で，排気エネルギーを有効に利用する手段として，独立ポートエキゾーストマニホールドがある。図17に示すよう，ターボ過給機の直前まで各気筒の排気通路を独立に構成するもので，これだけでも排気干渉をかなり抑制できる（図11参照）。ツインエントリ型の採用しにくい超小型ターボには，有効な手法といえる。

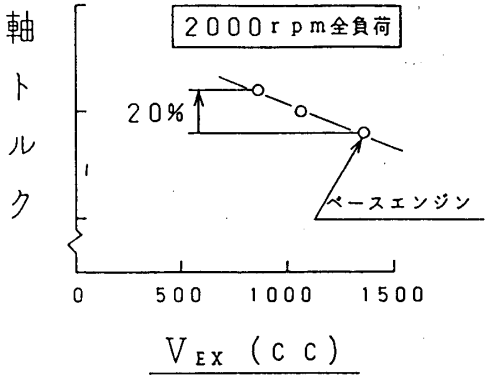



図16　排気系容積低減によるトルク向上

図18は4分割独立ポートエキゾーストマニホールドの効果を示すもので，低速域のトルクで2．5％程度の向上効果が得られている。

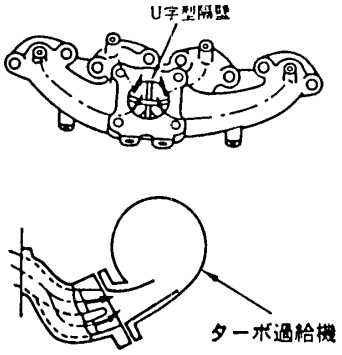



図17　4分割独立ポートエギゾーストマニホールドの例

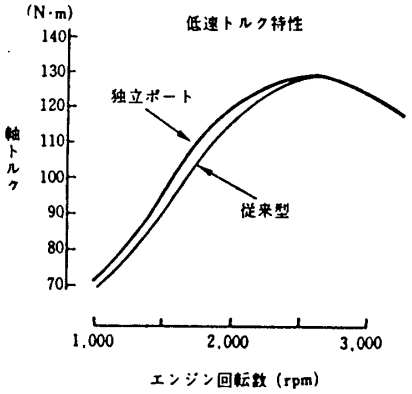



図18　4分割独立ポートエギゾーストマニホールドの効果

## 5.　あとがき

ここで紹介をした数々の例は，特に自動車用過給エンジンで実施されているものであり，主として，エンジンのトルク特性，及びレスポンス特性の改善に有効であった。今後，過給機が，燃費の改善，排気ガス（NOx・パティキュレート）の低減等の環境改善にどの程度貢献できるかが重要となる。ここで述べた技術を基礎として，これらの課題解決に努力したいと考えている。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

参考文献

(1) 柳原　弘道，他：過給エンジンの開発，NO.7（1989），自技会シンポジウム

(2) 高間　健一郎　：CT26型ツインエントリセラミックターボチャージャ開発，第40巻1号（1990），トヨタ技術

(3) 安永　公典，他：1G－GTEUの紹介，Vol.37，NO.3，トヨタ技術の友

(4) 安永　公典，他：トヨタ1JZ型エンジンシリーズの開発，第40巻2号（1990），トヨタ技術

(5) 吉田　俊朗，他：トヨタ1N－T型エンジンの開発，第36巻2号（1986）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—11　フォーミュラ1レース用ターボ過給エンジンの性能

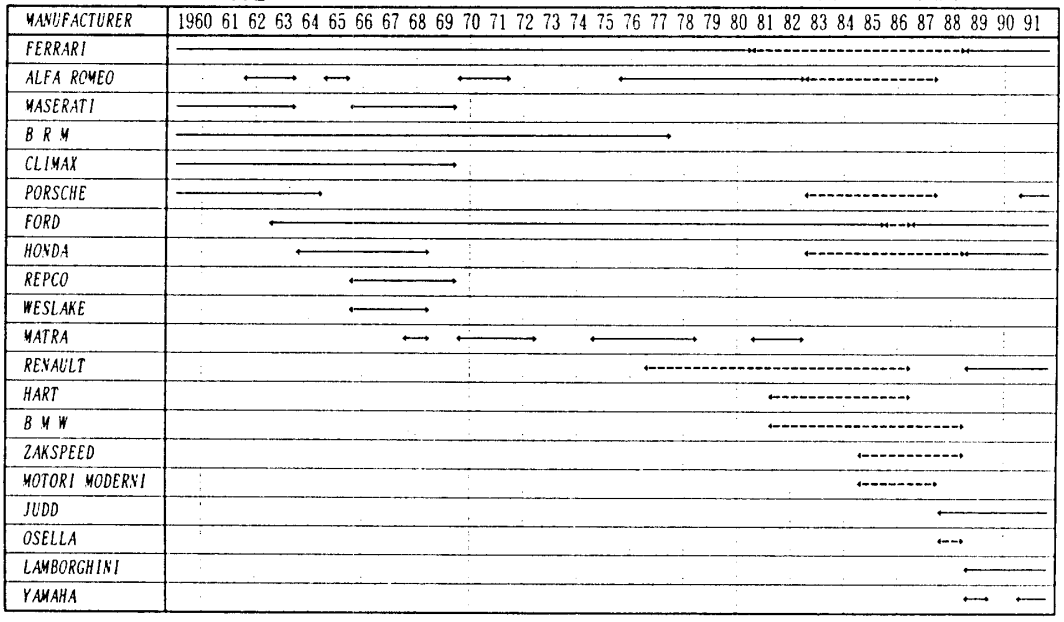
青木朗雄　（本田技術研究所）

## 1．まえがき

フォーミュラ1（F1）レースは、1950年に第1回のレースが英国にて行われて以来、昨年11月のオーストラリアグランプリを以て第500回を数えている。当初はヨーロッパおよびアメリカにて1年間に7レースが開催されたが、現在は世界各国で年間16レースになり、日本でも大変注目を集めるスポーツイベントとなっている。このF1レースに使用されるエンジンは、国際自動車連盟（FIA）により排気量等の諸元が規定されており、かつ年々改訂されている。1989年からは3.5lの自然吸気（NA）エンジンとなっているが、1980年代は小型・軽量で高出力の得られる1.5lのターボ過給エンジンが主流であった。F1レース用ターボ過給エンジンは、1977年にルノー社が初めて採用した。当初は信頼性に乏しく、実力を発揮できなかったが、80年代に入りルノー社が好成績を残す様になると、他社もターボを採用する様になり、結局、そのポテンシャルの高さからターボ過給エンジンが80年代のF1レースを席巻する事となった。（表－1）

当社は、1983年より優れた耐久信頼性のもとに低燃費，高出力F1レース用ターボ過給エンジンを開発し、最終仕様である1988年型では年間16戦行われたレースの内15勝を上げる事ができた。本稿では、この1988年型エンジン"RA168E"を中心に、当社で開発したF1レース用ターボ過給エンジンの出力特性を紹介するとともに、その過渡特性の改善結果についてのべる。

表－1　F1エンジンの変遷




第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 2．エンジン諸元

F1レース用ターボ過給エンジンは、排気量等の基本諸元の規定以外にも過給圧，燃料タンク容量（レーススタート後の給油は禁止されている）の規制を受けている。これらの規制は、年々、出力を抑制する方向に改訂されたが過給圧の制限による出力抑制に加え、特に燃料タンク容量については1985年に対して1986年では10%以上，1988年では30%以上の削減があったため、レース中に使用可能なエネルギが制約され、実質的にレース中に発生し得る出力が著しく制限された。

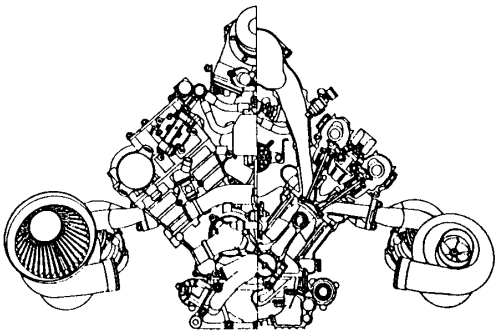
当社では、これらの規制の範囲内で最大限の性能を得るために、表－2に示す様に年ごとに異なった開発目標を設定して開発を行い、従って、V6 1.5l ターボ過給という主要諸元は同一であるものの細部諸元については毎年変更しており、エンジンコードネームも1985年型 RA165E から1988年型 RA168E へと変わっている。

表－2　開発目標の推移

| 年度 | 過給圧 (bar) | 燃料タンク容量(l) | エンジンコードネーム | エンジン主要開発目標 |
|---|---|---|---|---|
| 1985 | 無制限 | 220 | RA165E | 高過給圧・高出力 |
| 1986 | 無制限 | 195 | RA166E | 燃料消費率低減・耐ノック性向上・高比重燃料の開発 |
| 1987 | 4.0 | 195 | RA167E | エンジン回転限界向上 過給圧コントロール精度アップ |
| 1988 | 2.5 | 150 | RA168E | 燃料消費率低減・過渡特性の改善 |

図－1に RA168E の断面図と主要諸元を示す。

シリンダブロックには、強度，剛性の高いダクタイル鋳鉄を使用し、鋳造肉厚を2mm から3.5mm の間で部位に応じ最適に選ぶ事により、小型・高剛性のシリンダブロックとしている。また、オイルサンプ，ヘッドカバー等の多くの部品にはマグネシウムを採用する事により、エンジン全体の軽量化が図られ、全装備重量を 146kgとしている。信頼性を兼ね備えた軽量エンジンは、レースにおける優れた競争力を得る一因となった。



RA168E主要諸元

| 型　式 | 80°　V6 |
|---|---|
| シリンダボア(mm) | 79.0 |
| ストローク (mm) | 50.8 |
| 総排気量 ($cm^3$) | 1494 |
| 燃料噴射システム | 電子制御方式 |
| 過給機 | セラミックタービン翼車 ボールベアリングターボ |

図－1　RA168E 断面図及び主要諸元

高い熱効率を得るためにはコンパクトな燃焼室で高圧縮比が得られる諸元を選定する必要がある。（表－3）　このために、いずれのエンジンもストローク／ボア比を 0.643 とし、通常のレース用エンジンと比較するとやや長いストロークを採用している。RA168E では、さらにバルブ挟角を32° とする事により、ピストン頂部がほぼフラットであるコンパクトな燃焼室を形成しつつ、9.4 の高い圧縮比を得ている。

表－3　圧縮比の推移

| エンジンコードネーム | RA166E | RA167E | RA168E |
|---|---|---|---|
| 圧縮比 | 7.4 | 7.4～8.2 | 9.4 |
| バルブ挟角 | 39° | 39° | 32° |



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

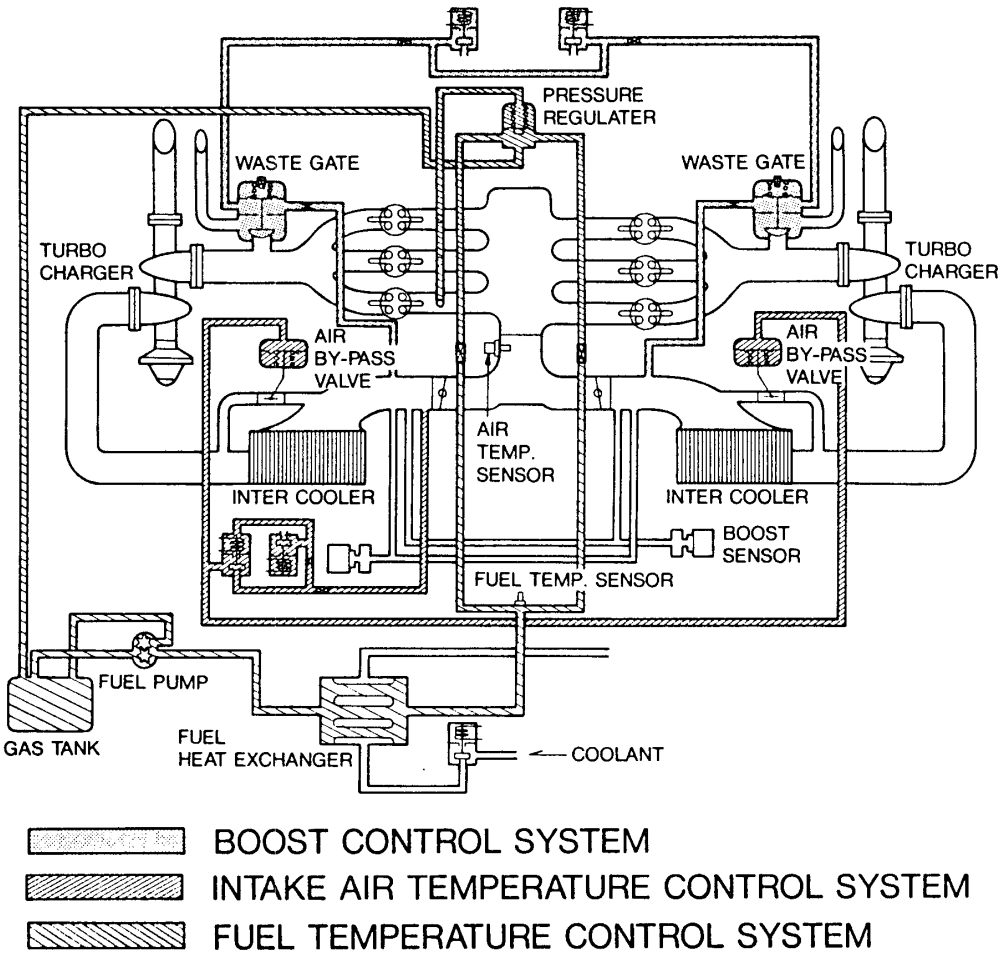
燃料噴射システムは電子制御方式を採用しており、噴射方式は6気筒順次噴射である。インジェクタは気筒毎に2本取り付けられており、必要燃料量に応じて1本のみ、または2本同時噴射と切り換えている。

ターボチャージャは、セラミック製タービン翼車と、ボールベアリングを用いており、回転部の慣性モーメントとフリクションの低減により、良好な過渡特性を得ている。

## 3．コントロールシステム

熱効率向上のためには諸元選定の他、運転条件の緻密なコントロールが不可欠である。RA168Eは過給圧，吸入空気温度，燃料温度，混合気濃度の各運転条件の組み合わせにより出力および燃費をコントロールしている。[1] 図－2にエンジンコントロールシステムの主要部分を示した。

過給圧は表－2に示す様に、1987年から一定値に制限された。過給圧を上昇させるとエンジン出力は増大するが、この時、排気圧力の上昇によるエンジンのポンピング損失及び負荷増大によるエンジンの機械損失は若干増大するが僅かであ




図－2　RA168E コントロールシステム



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

り、従って正味熱効率が向上する。このため、過給圧は精度良く規制上限にコントロールする必要がある。過給圧コントロールはウェストゲートのダイアフラム室の圧力をソレノイドバルブにより調整することで行っている。ソレノイドバルブは過給圧センサの出力をもとにコンピュータで駆動しており、過渡状態においても所定の圧力を得られる様にしている。

吸入空気温度は燃料の噴射後の気化状態に影響を与える。RA168Eの燃料はトルエン84%，ノルマルヘプタン16%であり、初留点 100℃，終点 116℃と常温では通常のガソリンと比べて気化性が低いため、吸入空気温度の上昇は顕著に燃料の気化を促進し、熱効率を向上させる。吸入空気は過給機により加圧されたのち、空冷式のインタークーラを通してエンジンの吸入チャンバに導かれている。インタークーラにはバルブ付きのバイパス通路を設けてあり、ここを通る空気は加圧された高温のまま直に吸入チャンバに導入されている。バイパス通路のバルブの開度を調整することで、インタークーラを経た低温の空気と、インタークーラをバイパスした高温の空気の混合率を変え、吸入空気温度をコントロールしている。

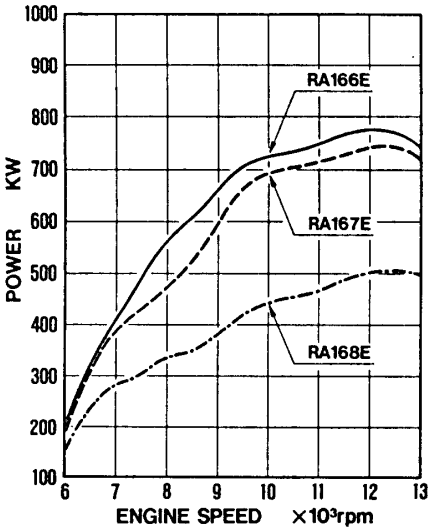
吸入空気温度の上昇が熱効率の向上に効果がある様に、燃料の加熱にも同様の効果がある。RA168EではエンジンVバンク間に熱交換器を設けてあり、エンジンクーラントの熱を利用した燃料の加熱を行っている。燃料の温度はこの熱交換器を流れるクーラントの流量を調整することで所定の温度にコントロールしている。

過給圧，吸入空気温度，燃料温度の他、混合気濃度，点火時期を含め、コンピュータによるコントロールを行っている。

## 4．出力特性

図－3にRA166E，RA167E及びRA168Eの出力特性を示す。点火時期はM.B.T.もしくはノッキングを回避した最大進角であり、燃料はトルエン84%，ノルマルヘプタン16%のものを使用した。

1986年は過給圧が規制されなかったため、レース中に発生し得る出力は主にレース中に使用可能な燃料の量によって抑制された。RA166Eのレース中の最高出力は過給圧4.4barにて776kWである。過給圧4.0bar以上ではピストンの耐熱性不足によるトラブルの発生が見られたので、当量比1.23と、やや過濃な混合




運転条件

| | 過給圧 (Bar) | 吸入空気温度 (℃) | 当量比 |
|---|---|---|---|
| RA166E | 4.4 | 60 | 1.23 |
| RA167E | 4.0 | 40 | 1.23 |
| RA168E | 2.5 | 40 | 1.15 |

図－3　出力特性



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

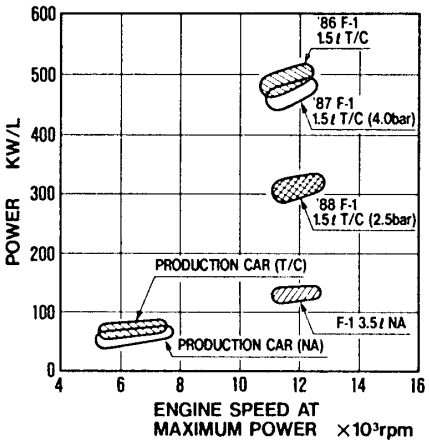
気濃度に設定して温度の低下を図っている。

RA167Eは過給圧4.0barを前提に開発したエンジンであり、吸入空気温度を40℃迄低下させ、当量比1.23にて最高出力は742kW である。制約された過給圧のもとに充填効率を上げるには、吸入空気温度の低下が有効である。しかし、使用燃料の気化性が常温では低いため、吸入空気温度が低いと燃焼状態が不安定となる。このため、RA167Eでは吸気管ポート形状，燃料噴射システムの改良を行い吸入空気温度40℃においても安定した出力を得た。

1988年には過給圧規制が2.5barとなる一方、燃料タンク容量も150lと極めて厳しく規制された。このため、RA168Eは最高出力発生エンジン回転数を12500r/minとし、さらに圧縮比をRA167Eが7.4〜8.2であったのに対し9.4 迄上げ、当量比も1.15とし出力，燃費の向上を図っている。この時の最高出力は504kW である。

レース用エンジンでは高出力，軽量である事が要求されるため、排気量当りの出力を増大する事が重要である。そのためには一般に、エンジンの高回転化及び高い過給圧による吸入空気量の増大が有効であるが、エンジンの高回転化に比べ、レース用エンジンでは高過給化が比較的容易であり、出力増大に対する効果も大きい。

各種エンジンを排気量当りの出力と、最高出力発生エンジン回転数で比較したものを図－4に示した。F1エンジンにおける高過給化による排気量当りの出力増大の効果は著しく、RA166Eでは量産エンジンの2倍の回転領域で通常量産エンジンの約7倍の 517kW/lという高出力を発生している。

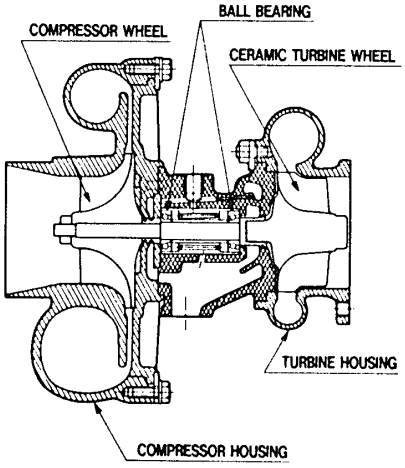



図－4 レース用エンジンの排気量当り出力

5．ターボチャージャ

図－5にターボチャージャの断面図を示す。

1988年のF1レースは、2.5bar制限下のターボ過給エンジンに加え、排気量3.5lのNAエンジンも使用された。このため、ターボ過給エンジン搭載車についてはNAエンジン搭載車に対して、サーキット走行におけるコーナー脱出速度がいわゆるターボラグによって遅れる事が問題となった。RA168Eはセラミックタービン翼車ならびにボールベアリングを




図－5 ターボチャージャ断面図



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

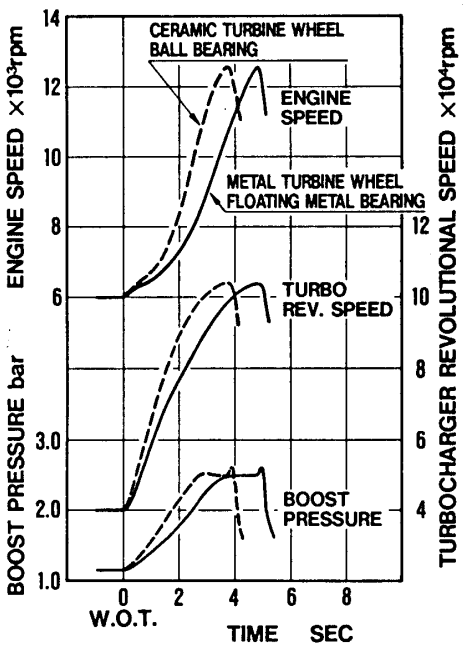
備えたターボチャージャを採用し、過渡特性の改善を行った。[2]

タービン翼車にセラミックを用いることにより、ターボチャージャ回転部の慣性モーメントは、金属性のものに比べて30%以上低減している。一方、回転部のフリクション低減のためにボールベアリングを採用し、セラミックタービン翼車による効果とあわせて大幅に過渡特性が向上した。

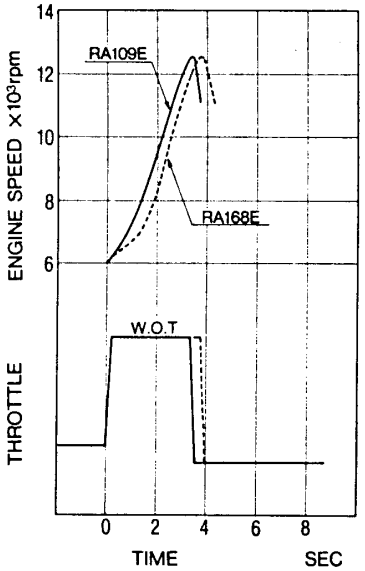
図－6に従来型のターボチャージャと、セラミック翼車，ボールベアリングのターボチャージャを用いた時のエンジンの応答性について調べた例を示す。

部分負荷，一定速度の状態からスロットルを全開にした後の応答性はセラミック翼車，ボールベアリングのターボチャージャの方が良好であり、エンジン回転数12000r/minに達する迄の時間は25%短縮された。

一方、このセラミック翼車，ボールベアリングを採用したRA168Eの過渡特性と、1989年型F1レース用3.5lNAエンジンRA109Eとを比較すると（図-7）、過給圧が立ち上がる迄の間はRA109Eが優れているが、RA168Eは過給圧が2.0 barを越えた全開後2.0秒後付近からのエンジン回転上昇速度すなわち加速が優れている。この事から、サーキットにおける応答性については、過給圧が低下するに至る様なごく低速のコーナー後の加速ではRA109Eが優れるが、過給圧が低下しない中・高速のコーナー後の加速についてはRA168Eが優れている事がわかる。




図－6　過渡特性の改善結果




図－7　NAエンジンとターボエンジンの応答性比較

## 6. まとめ

F1レース用V6 1.5lターボ過給エンジンを開発し、出力特性及び過渡特性について検討を行い、以下の結果を得た。

（1）F1レース用エンジンにおけるターボ過給の採用は排気量当りの出力増大に



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

多大な効果があり、エンジンの小型・軽量・高出力化に対して極めて有効な手段である。

（２）過給圧，燃料消費の規制条件下で、各諸元及び運転条件の最適化を行った結果、1986年仕様のRA166Eでは過給圧4.4barにて776kW,1987年仕様のRA167Eでは過給圧4.0barにて742kW,1988年仕様のRA168Eでは過給圧2.5barにて504kW を発生した。

（３）セラミックタービン翼車及びボールベアリングを兼ね備えたターボチャージャは過渡時の過給圧の上昇を早め、エンジン過渡特性の改善に効果がある。

７．参考文献

（１）青木　他；ホンダＦ１　Ｖ－６　１．５Ｌ　ターボ過給エンジンの開発
自動車技術会学術講演会前刷集No.891003

（２）小池　尚昭；Ｆ１レース用セラミック＆ボールベアリグターボチャージャ
ターボ機械学会　第１５回講演会資料



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# A—12　ターボ過給システムについて

冨田鐵也（石川島播磨重工業（株））

## 1．まえがき

ターボ過給は小さいものは軽自動車のエンジンから大きいものでは数万Kwに及ぶ舶用エンジンにまで普及しており，流体的には性質の異なるターボ機械とレシプロエンジンの二つがよくマッチした例と考えられている．一方用途によっては両者のマッチングは必ずしも完全ではなく，特に車両用の場合は，自然給気エンジンだけしか使用されていない分野があったり，本稿のテーマでもある各種のシステムを利用して両者のマッチングをよくする例がある．いずれにしてもターボ過給にすることによりエンジンの比出力を増大できることに対しては異論はなく自然給気エンジンの300％以上にも及ぶものも実用化されている．燃料消費率の面からもターボ過給機はかなりの役割を担っておりタービン及びコンプレッサの効率の向上が即燃料消費率の改善につながることから流力性能の向上の努力が継続的に実施されており船舶用のターボチャージャではコンプレッサ効率87％タービン効率85％にも及び搭載したエンジンの燃料消費率は157g／kw．hrを下回る例もあり燃費改善に寄与している．

## 2．ターボとエンジンの特性

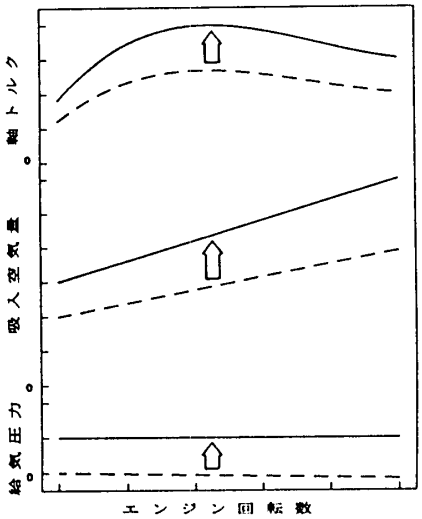
速度変換形のターボ機械と容積式のレシプロエンジンとの間のマッチングであり用途によっては必ずしも両者の特性はマッチしない場合がある．ターボ過給エンジンの必要とされる全負荷トルク特性が，エンジンの全回転域で自然給気エンジンのトルクに対して同じ割合で増加した特性だとすると，ターボ過給によって供給される空気量もまた全回転域で同一比率で増加させなくてはならない．従って今仮にコンプレッサ効率とインタークーラ効率が一定だとすると要求されるブースト圧力は自然給気エンジンの場合と同じくエンジンの全回転域で一定である必要がある（第1図）．　第2図と3図はコンプレッサとタービンの性能曲線であり通常の過給システムの場合のエンジン全負荷時の作動線を記入してある．　この図のようにブースト圧力はエンジン回転速度と共に増加する傾向になり自然給気のようにブースト圧力一定の条件にはならない．第2図において，望ましいブースト圧力が一点鎖線で示されるとするとタービンとコンプレッサのエネルギーバランス（1式）から必要なタービンの膨張比は第3図の一点鎖線のようになる．　コンプレッサマップ上でのエンジン作動線はその作動範囲内にあるがタービンマップ上での作動線は完全にタービンの作動範囲外にあり通常の過給システムでは車両が要求するブースト特性を出すことはできないことを示している．車両の定常走行のみに着目した場合両者のマッチング上の第一の問題点は，タービンの流量特性にあることが分かる．タービンの流量特性はオリフィス等の絞り

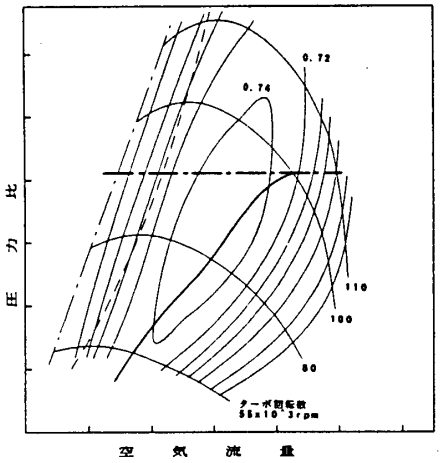
第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



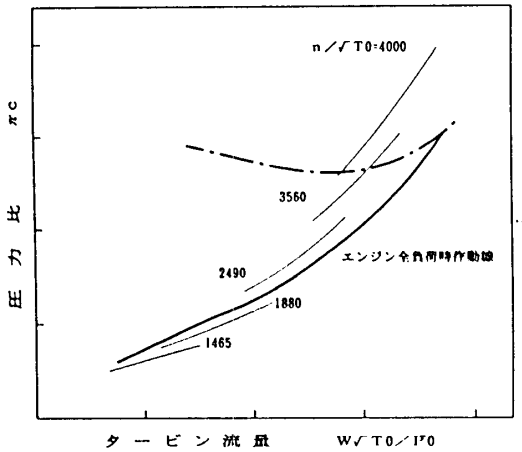
Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

機構の特性で代表され（２式），　その出力比は流量比よりかなり大きくなり（３式）エンジンが要求する出力比＝流量比から外れている．その結果エンジンの低速時の特性にターボをマッチさせると高速時に過大なブースト圧力が出てしまい，高速時にマッチさせると低速時にはブースト圧力不足即ち空気量不足，トルク不足となる．また船用エンジンの場合はその負荷がエンジンの回転数の三乗に比例するいわゆるプロペラ則によることからこのタービンの特性は障害にはならず，特殊用途の船以外は通常のシステムで十分とされているような例もある．




第２図　通常過給システムのエンジン作動線




第３図　タービンマップ上のエンジン作動線

## ３．　過給システム

### ３．１　ウェストゲートシステム

乗用車用エンジンに最もよく使われるシステムでありガソリンエンジン，ディーゼルエンジンの別なく全ての乗用車用ターボエンジンに採用されている．第４図はウェストゲートバルブとそれをコントロールするアクチュエータを示したものであり，バルブはブースト圧力で制御，駆動されるスプリングとダイアフラムピストンよりなるアクチュエータで駆動され，タービンをバイパスする流路面積を可変にするものである．この系を制御するものはタービン及びバイパス流路の流量特性，バルブ及びアクチュエータの力のバランス及びタービンとコンプレッサのエネルギーバランスである．第５図がエンジン全負荷時のブースト特性であり，インターセプト点から以降は圧力一定で望ましい特性がえられている．第６図にそのときのブースト圧力とタービン入口圧力を併記したがエンジンが高速回転になるにしたがって　Pt1＞Pb となりポンピング損失の増大になり燃料消費率の悪化



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$CpT_{b1}(\pi_c^{(\kappa-1)/\kappa}-1) = CpT_{t1}\left(1-\frac{1}{\pi_t^{(\kappa-1)/\kappa}}\right)\left(1+\frac{1}{A/F}\right)(1-B/R)\eta_c\eta_t\eta_m \qquad (1)$$

記号
- Cp：定圧比熱
- T：温度
- $\pi$：圧力比
- A/F：空燃比
- B/R：ウエストゲートバイパス比
- $\eta$：効率
- $\kappa$：比熱比

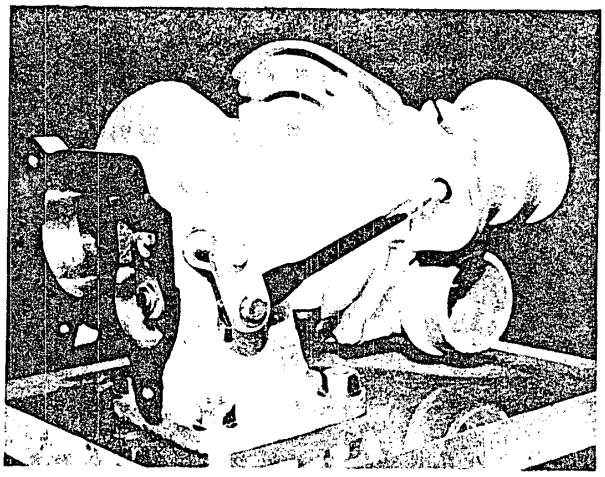
添字
- t1：タービン入口
- t2：タービン出口
- b1：コンプレッサ入口
- t：タービン
- c：コンプレッサ
- m：機械

$$\frac{W\sqrt{T_{t1}}}{Area\,\pi_t\,P_{t2}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)R}\left\{\left(\frac{1}{\pi_t}\right)^{(2/\kappa)}-\left(\frac{1}{\pi_t}\right)^{(\kappa+1)/\kappa}\right\}} \qquad (2)$$

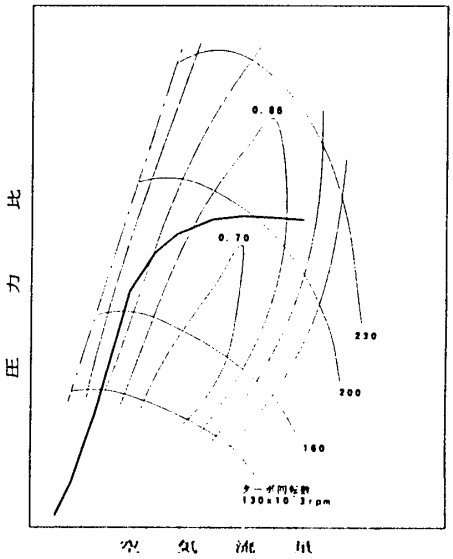
記号
- P：圧力
- L：出力
- W：ガス流量
- Area：面積
- R：ガス定数

$$L_{t2}/L_{t1} > W_2/W_1 \quad (但し\ W_2>W_1) \qquad (3)$$

が懸念される．事実このポンピング損失が0．1MPaにも及ぶものがあり本システムの大きな欠点となっている．一方このシステムを使用することにより同一容量のタービンで（1＋B／R）倍のガス量を処理することが可能であり，言い替えるとバイパスしないシステムに比べて小さいタービンを利用できるからタービンの慣性モーメントも小さくなり，過給エンジンの一つの欠点とされているターボラグの改善に役立っている．全負荷走行の機会が少なく．操縦性とかフィーリングが比較的重視される乗用車に多用される一因となっている．



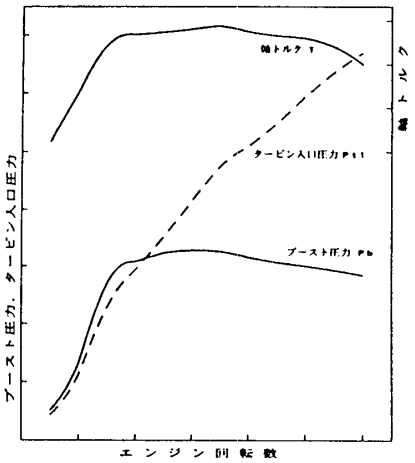
第4図　ウェストゲート



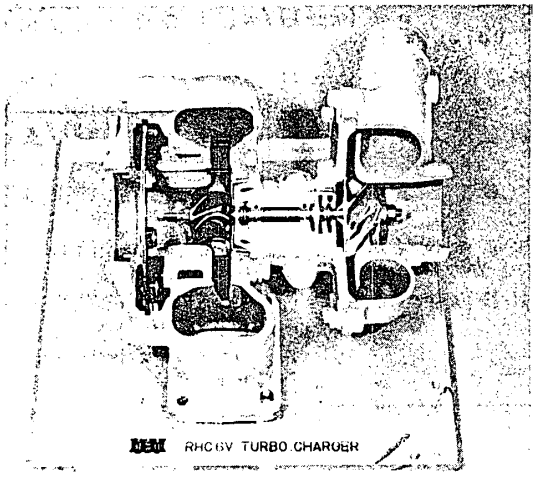

第5図　ウェストゲートシステムのエンジン作動線



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.




第６図　ウェストゲートシステムの特性




第７図　可変容量タービン

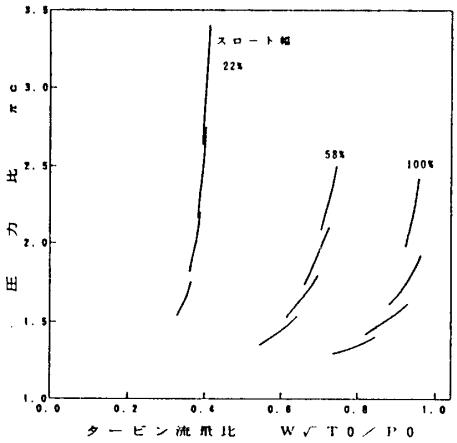
３．２　可変容量過給システム

タービンの流量特性そのものが車両用にターボチャージャを使用するときの障害になることからタービンの流量特性を可変にすることが考えられる．第８図にそのタービン流量特性を示すと共に，第９図にエンジンに搭載した場合のタービン入口圧力とブースト圧力を示す．いまタービン効率を１００％だと仮定するとタービンの圧力比はガス流量に関係なく任意の値を取りうることからコンプレッサに任意のエネルギーを与えることができ，エンジン回転数に関係なく一定のブースト圧力を発生でき自然給気エンジンと同一の特性を得ることができる事になる．現在までに種々の形式のものが考案されているが大別してタービンのスクロールの流路断面積を可変にするものとタービンノズルの取付角度を可変にする方式がある．いずれの方式でもその駆動機構は７００°Ｃにもおよぶ高温のもとで無潤滑で作動する必要があり，かつ車両の運転条件の変化にともない常時動いている条件で数１０万キロの耐久性能が要求されることから実用化が遅れていたが，現在はトラック用に一部実用化されている．その特性は第８図に示すよう自然給気のように一定のブースト圧にはならずエンジン低速時に低くなっており，ガス流量が小さい領域でのタービン効率の低下を示している．効率低下の原因の一つとしてノズルを閉めた場合のノズルとノズル壁面とのクリアランスによる損失が大きいといわれている．またタービンのチョーク流量はタービン翼車のエクスデューサ部のスロートに依って規定されるから，ウェストゲートシステムのように回転部の慣性モーメントを小さくしターボラグを改善することはできない．燃料消費率については，ウェストゲートシステムと比較するとエンジンの中高速域で本システムの方が優れており，通常のシステムと比較するとエンジンの低速域で優れている．通常，車両用ディーゼルエンジンの低速トルクはエンジンから排出されるスモークのレベルで制限されており，従って空燃比の小さい領域で運転されている．第１０，１１図に空燃比とスモークレベル，空燃比と燃料消費率の関係を示す．この図からも

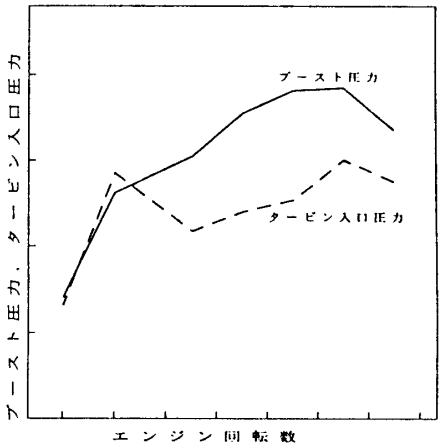


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

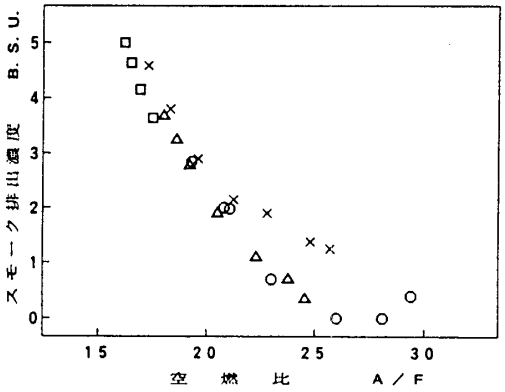
しエンジンが空燃比２５以下の領域で作動しているとすると単に空気量を増加することによりスモークレベルの改善と燃料消費率の改善が同時に可能であり，現状のスモークレベルが許容される場合には，その限度まで燃料を噴けば低速トルクの改善になる．



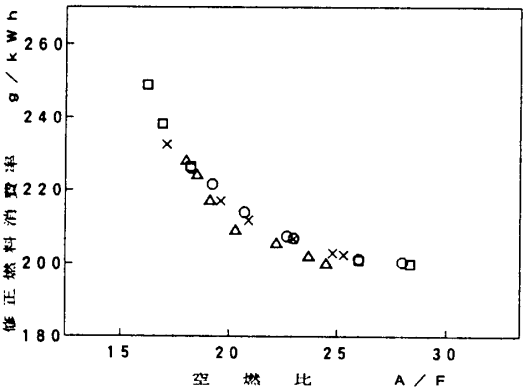

第８図　可変容量タービンの流量特性




第９図　可変容量システムの特性




第１０図　スモークレベルと空燃比




第１１図　燃料消費率と空燃比

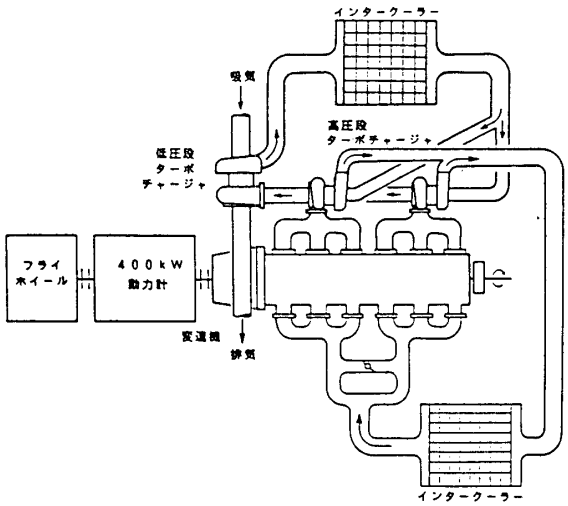
３．３　２段過給システム

車両用ディーゼルエンジンに対する排気エミッションの規制はパティキュレートが新しく追加されて，かつＮＯｘ等の規制も強化されつつありエンジンが必要とする空気過剰率は最低２．０は必要だといわれている．一方エンジンの平均有効圧力も上昇の傾向にあり必要な過給圧力は高くなる傾向にある．現在量産されているアルミ鋳造インペラーの実用圧力比の上限は３．０であり，それ以上の圧力比が必要な場合はより高価な鍛造，機械加工品とかチタニウム材等の使用が必要になってくる．現有のターボで３．０を越える圧力比が必要な場合はインタークーラ付きの２段過給システムの採用が妥当である．第１２図はその一例である．本システムの場合は高圧段の過給機を２台にすることにより慣性モーメントを小さくして加速応答性の改善を計ったシステムになっているが，通常は高圧段，低圧段はそれぞれ１台ずつである．本システムの開発目標は現在市販されているエンジンの仕様を大幅に変更せずに，全作動域で空

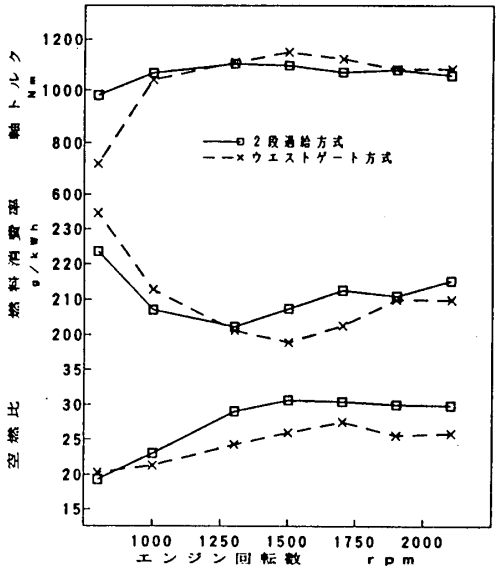


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

気過剰率を２以上にすることであり，燃料噴射量も１０００ｒｐｍ以上の領域でベースエンジンと同じである．またシリンダー内最高爆発圧力は燃料噴射時期を４度リタードすることによりベースエンジンの値より＋１ＭＰａ以内になるようにセットしている．第１３図に全負荷時の性能の一部を示した．燃料噴射量を増やした８００ｒｐｍの作動点以外の全域で空燃比が改善されており，１２００ｒｐｍ以上では空気過剰率２以上の目標性能が達成されている．またターボエンジンの欠点の一つとされる低速トルクの低さも吸入空気量の増加によりベースエンジンの値より４０％の増加が計られている．燃料消費率は噴射時期を４度リタードしたことにより１２００ｒｐｍ以上の回転域で悪化しているが低速域では空燃比の増加によりむしろ改善されている．一方排気エミッションは噴射タイミングリタード及び空燃比の改善によりスモーク及びＮＯｘレベルは改善されており定格点のＮ０ｘで１６％，トルク点で３５％の低減が計られていると同時に８００ｒｐｍでは４０％のトルクの増加が計られたにもかかわらず３４％のスモークレベルの改善がなされている（第１５図）．第１６図に各種過給システムと比較して本システムの加速特性を示した．高圧段の過給機の慣性モーメントを小さくするために２台の小容量ターボを使用した本システムの応答性は可変容量タービンを使用するシステムとほぼ同一であり，特に加速時のスモークレベルの改善にも有効であることを示している．




第１２図　２段過給システム



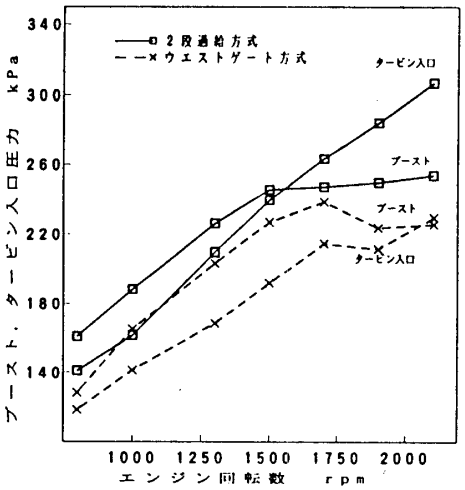

第１３図　２段過給システムの特性

３．４　ハイブリッド過給システム

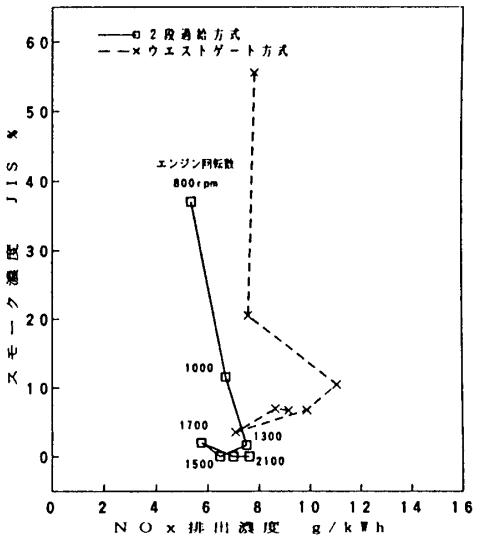
速度変換形のターボ過給機と容積式のレシプロエンジンのマッチングより同じ容積式のスーパーチャージャとのマッチングが容易であることは当然であり，近来乗用車用エンジンの過給機として見直されてきており既に数社が実用化している．一方，トラック用の大型ディーゼルエンジン用として実用化されたシステムはまだ無いが研究用



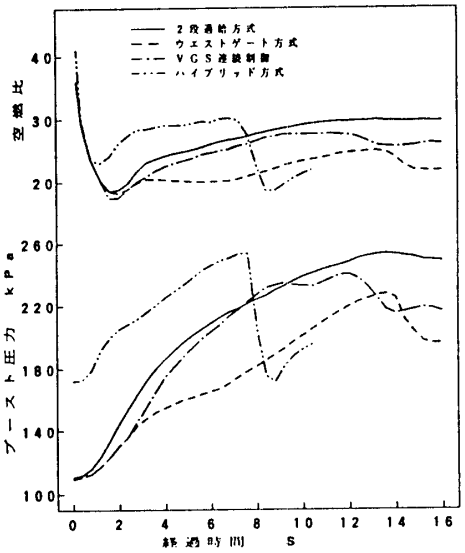
Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.



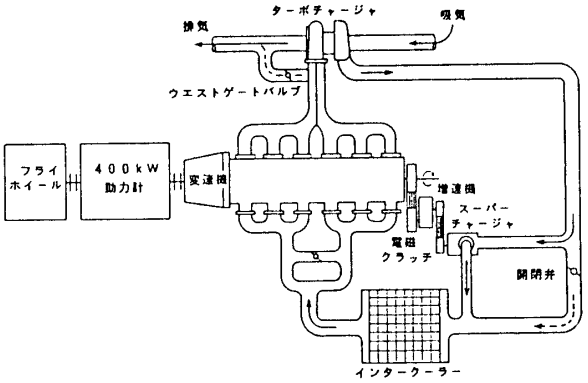

第１４図　２段過給システムの特性




第１５図　２段過給システムの排気エミッションレベル




第１６図　各種過給システムの加速特性



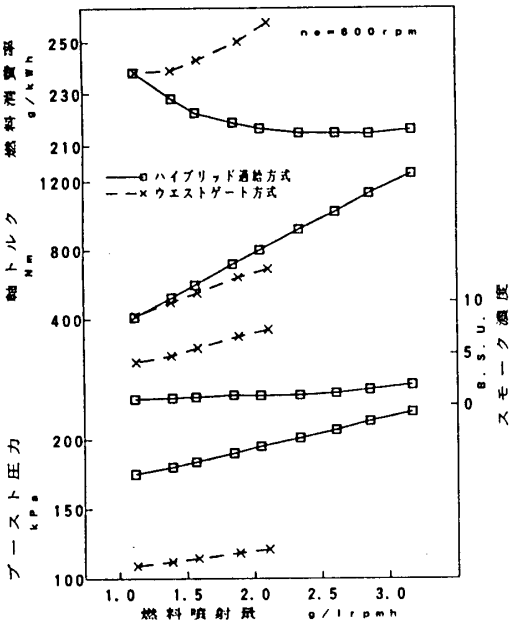

第１７図　ハイブリット過給システム

として開発された一例を１７図に示す．本システムでは内部圧縮のあるスクリュウタイプのスーパーチャージャと通常のターボ過給機を利用するシステムであり，エンジンの低速，高負荷時にはスーパーチャージャとターボチャージャをシリーズに作動させ，ターボチャージャで圧縮された空気はスーパーチャージャで再び圧縮されインタークーラで冷却された後エンジンに吸入され，高速時には内蔵されたクラッチによりスーパーチャージャの駆動を停止しターボチャージャのみで過給するシステムである．ターボ過給の欠点であるエンジン低速時の過給不足をスーパーチャージャで補い自然給気エンジンと同等のトルク特性をもたせてターボエンジンの用途の拡大を目的としたものである．第１８図にエンジン回転６００ｒｐｍでの性能の一部を示す．通常の過給システムではエンジン低速時の燃料噴射量はスモークレベルの上限で制限されるが本システムの場合は，通常のシステムの定格点近傍の領域と同じくシリンダー内最高爆発圧力で制限されている，例えばその値を１１．８ＭＰａとしベースエンジンの



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

スモークレベルの限界を５０％とすると，本システムの６００ｒｐｍの軸トルクは２４０％にもなり，燃料消費率も１０％程度改善することが可能である．燃費の低下は，スーパーチャージャに必要な駆動仕事のマイナスの効果より以上に空気量増大の効果が大きいことを示している（第１１図）．空燃比の改善により定常運転時のスモークレベルの改善はもちろん，加速時の空燃比も他のシステムと比較して格段に大きくスモークレベルの改善が期待できる．




第１８図　ハイブリット過給システムの特性

## ４．　あとがき

排気規制の強化，省燃費への一層の要求にともない燃焼改善等の基本的な問題の解決及び排気エミッションの効率的な後処理法等の開発は必須であるが，その前提条件である十分な空気をエンジンに供給することもまた必要である．比出力の低下が許されないとするとターボ過給することは最も合理的な手段でありターボそのものの性能向上と共にエンジンの全作動域でターボチャージャの性能を十分に発揮するための高性能なシステムが今後益々開発されていくことが期待される．本稿では代表的な４つのシステムについて紹介したが今後の高性能なシステムの開発の参考になれば幸いである．

## 参考文献


1)H.Furukawa,N.Ikeya:"Development of IHI RH Turbocharger of Variable Geometry Nozzle for Automobile Engines" 3rd Conference on Pressure Charging of internal Combustion Engines, ETH '88

2)H.Matsubara,K.Miyashita,etc:"Superior Charging Technology by Screw Super and High Technology Turbocharger for Automotive Use" SAE No.890455 '89

3)N.Ikeya,T.Tomita,etc:"Variable Geometry Turbocharger with Electronic Control" SAE No.890645 '89

4)T.Tomita,N.Ikeya,D.Ishihara,etc:"Hybrid Charging System for Heavy Duty Diesel Engines" SAE No.910419 '91


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

「特別講演」

# 地球環境の変遷

綿抜邦彦（東京大学教養学部）

## 1. はじめに

地球環境の問題はいま単に自然科学の分野のみならず，政治，経済の立場からも論じられている．1989年頃より，地球環境の保護，保全の問題は世界の問題となり，世界的に多くの会合が開かれ対策の検討が国家間の問題として討議されてきた．その理由のひとつは，異常気象と呼ばれる現象が，ここ数年特に著しくなり，多くの人々の関心の的となり，人類生存のため全地球的問題として把握する必要が生じたからである．しかし，地球環境の問題を考えるとき，時として表面的問題のみに注意が集中することが多い．地球には46億年の歴史がある．この歴史を抜きにして論じることはできない．宇宙の中での地球を時の流れと共に考える事により始めてその本質を知ることができるのである．

自然界における多種多様の生命体は，これまで，自然と調和しつつ存在してきた．人類が地球上で火を利用することを覚え，今まで存在しなかった新しい物質を合成するようになった現在，地球はとまどいをみせているように思われる．

また，既存の物質であっても，その移動量が人類活動により大きく変えられると，これも地球のバランスをくずして異常をもたらすのである．

ここでは46億年の中で，地球環境がどのように変遷してきたかをたどることにしよう．

## 2. 地球環境の地球史的考察

宇宙はその出発，ビッグバンから150億年を経過している．そして今から約48億年前，銀河系内の超新星の爆発をきっかけとして，太陽星雲の収縮が起こり，太陽系生成のドラマが始まった．

地球を形成した母天体に隕石が衝突し，地球はしだいに成長していった．太陽から1億5千万kmの距離にあった地球の母天体は，強い太陽風のため，水素，ヘリウムなどの軽い元素が集積せず，重い元素を主体とする惑星となった．地球を形成した始源物質は，水，有機物を多く含むC-1コンドライトが主体と考えられている．

### 2・1 地球大気の生成

C-1コンドライトは多くの揮発性成分を含み，地球生成時の隕石の衝突とポテンシャルエネルギーにより地球は高温になった．このとき揮発性成分は気体として放出されたはずである．化学平衡論から求められた地球の原始大気は意外に酸化的で，$H_2O$，CO，$CO_2$，$N_2$，HCl，$H_2S$，$SO_2$ などであったと考えられている．

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

水蒸気と二酸化炭素は生成合で，その総量は少く見積っても100～150気圧になるという．この厚い大気は著しい温室効果をもたらし，地球は溶体となり，マグマの海を形成した．地球の冷却と共に地球は他の惑星と異なる進化の道をたどった．それは，地球の質量，地球太陽間の距離，地球のアルベドのつり合いで，表面に液体の水をもつ惑星となった．この事が以後の地球環境に大きな効果を持ったのである．

2・2 地球大気の変遷

地球の冷却のプロセスで，原始海洋は中性～弱アルカリ性となり，ここで大気中の$CO_2$は吸収され，海洋中の$Ca^{2+}$と反応し$CaCO_3$を生成した．長い年月の経過のち，大気と海洋の炭酸物質の分配は1：60の濃度になっていった．大気中の$H_2O$，$CO_2$の減少は，相対的に$N_2$の増加をもたらし，地球大気の主成分は$N_2$となった．

大気中に微量しか存在しなかった$O_2$は，水中での光合成による$O_2$の生成により変化していった．最初，光合成により生成した$O_2$は海洋中にある$Fe^{2+}$を酸化し，ここに膨大な褐鉄鉱床を形成した．全ての$Fe^{2+}$を酸化しつくすと，$O_2$は大気中へと放出され，大気中の$O_2$は増加した．この$O_2$と紫外線により生成した$O_3$とが太陽からの強力な紫外線をカットするようになると地表に植物が上陸し，光合成を行った．次に上陸した動物はこの$O_2$を利用し，活動的な生活を行ない，光合成，呼吸のつり合いから現在のような大気，すなわち$N_2$：$O_2$＝4：1が成立したのはせいぜい1億年位の前の事であったと考えられている．

2・3 地球大気の意味

自ら光エネルギーを放出せず，太陽から光を受けている惑星は，宇宙空間で熱収支はバランスしている．これにもとづき，計算すると，完全黒体としての地球の平均温度は5°C，アルベド33％として－20°C，となる．$H_2O$，$CO_2$の温室効果のおかげで地球の平均気温は15°Cとなる．

3・地球環境と人為との関係

地球環境は人為のため乱されている．$CO_2$も大気，海洋－生物－岩石圏のサイクルで，ある幅で一定に保たれていたが，化石燃料の急速な消費で過去100万年の変動幅，150～300 ppmを超え350 ppmを少し上まわっている．また$CH_4$についても，異常な増加をみせている．地球環境に対する人為のインパクトは，自然の流れの中にある時定数を著しく超えていくこと，今迄自然になかった物質の自然界への放出，といった点に問題がある．例えば，石油，石炭は$10^6$～$10^8$年のオーダーで地球が蓄積したものを$10^2$～$10^3$年で放出しつゝあり，U，Thなど$10^8$～$10^9$年のオーダーで蓄積するものを$10^1$～$10^2$年でエネルギーとして放出してしまっている．

今後の地球環境問題は，人口，エネルギーの二大問題と，これをいかに解決するかという戦略にかかっているというべきであろう．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—1　ＦＥＭ解析による高温引張強度試験片形状の検討

※小河昭紀　（航空宇宙技術研究所）
祖父江靖　（　〃　）
橋本良作　（　〃　）
松末勝利　（　〃　）

## １．はじめに

ＳＳＴ／ＨＳＴ（超音速機）や宇宙往還機の開発には高温環境に耐える耐熱材料が必要とされる。このため、従来の金属系材料に加え他にｶｰﾎﾞﾝ／ｶｰﾎﾞﾝ複合材等の各種の新材料の開発が各方面で進められている。これに伴い高温試験評価法も新素材に対応したものにする必要がある。しかし、これまで基礎的な高温引張試験片形状に関しても各研究者ごとに独自の試験片と試験方法で研究が進められていて、相互の関連が明確ではない。新たに高温強度特に引張強度試験を計画する場合、試験片形状等を選択するさい利用できる資料が少ない。この報告では現在まで使用された主な高温試験片から３種類、室温標準試験片１種類を選び、有限要素法(FEM)により解析を行ない応力集中の観点から比較検討した。解析結果は適用材料により影響されるため、耐熱合金ｲﾝｺﾈﾙ718、ｶｰﾎﾞﾝ/ｶｰﾎﾞﾝ複合材及びSiC/LAS複合材について各々解析を実施した。この結果、金属材料を対象とした高温強度試験片を異方性の強い新素材に適用すると標定部以外からの破壊及び実際より低い強度評価結果がでる可能性が有る事等が分った。

## ２．解析モデル

室温引張試験と異なり高温引張試験では一般に掴み用タブを試験片に接着出来ない。このためピン又はジグ等を用いて荷重を試験片に伝達する種々の試験片形状が考案されている。図１(b)～(d)にその代表例を３つ示している。タイプ(B)と(C)は類似の形状であるが加重形式に相違がある。図１(a)はタブを使用する室温用標準試験片を示す。本報告では３種類の高温試験片と１種類の標準試験片を解析モデルとしてとりあげ、有限要素法(Finite Element Method)を使用して異方性弾性応力解析を行なう。図２に境界条件及び要素分割パターンを示す。各試験片の対称性を考慮して１／４領域について計算を行なう。対称軸上の辺に垂直の変位を拘束し、荷重はピンやジグ加重を考慮して変位で指定した。図２(a)の標準試験片のタブを介しての引張荷重はタブの中心を通る断面の一様変位として考える。ピン穴を有するタイプ(A)高温試験片についてはピンと試験片が点接触するとして点荷重指定を行なっている。ジグを介し


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

て引張荷重を受けるタイプ(B)はジグとの面接触部に一定Y方向変位を想定した。タイプ(C)は曲率開始位置にピンによる点荷重を与えた。

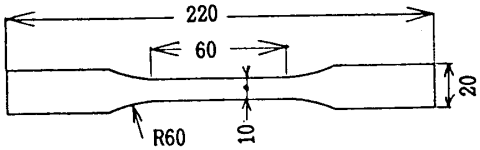



図1 (a) 室温標準試験片

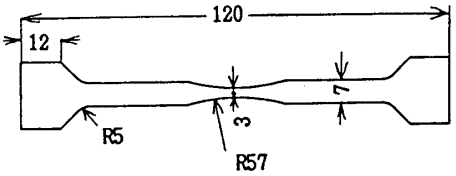



図1 (c) 高温試験片 B

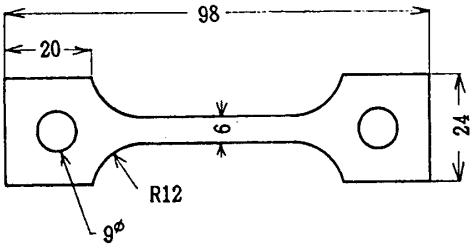



図1 (b) 高温試験片 A

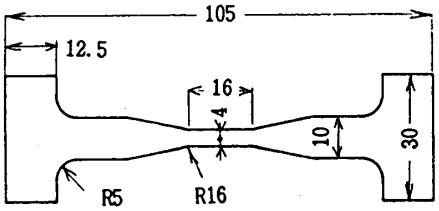



図1 (d) 高温試験片 C

図1. 室温及び高温引張強度試験片形状

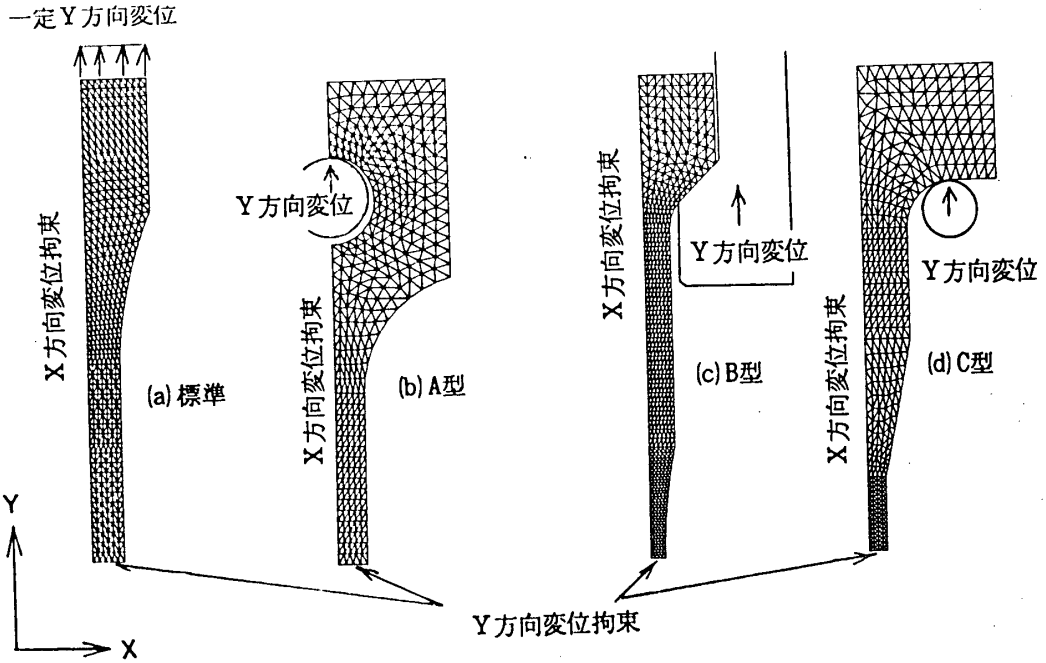



図2. 各試験片の荷重、拘束条件及び要素分割
(1／4領域表示)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表1．材料の機械的性質（室温）

| 材　料　名 | E (GPa) | ν | G (GPa) | 備　　考 |
|---|---|---|---|---|
| インコネル７１８ | 208 | 0.294 | 80.4 | ﾆｯｹﾙ基耐熱合金 |
| ｶｰﾎﾞﾝ/ｶｰﾎﾞﾝ複合材 | 83 | 0.03 | 4 | 平織材 |
| SiC/LAS複合材 | 56 | 0.14 | 24* | ﾆｶﾛﾝ繊維;0/90積層 |

註　＊ 計算値　G=E/2(1+ν)

## 3．耐熱材料仕様

材料による影響を調べるため,表1に示す3種類の耐熱材料を選択した。ｲﾝｺﾈﾙ718ﾆｯｹﾙ基耐熱超合金は等方性弾性の従来材例として選んだ。ｶｰﾎﾞﾝ/ｶｰﾎﾞﾝ複合材料は異方性の高い材料であるが一方向積層材として試験する事は困難で平織又は疑似等方積層材で試験を行なう事が多い。ここでは平織材仕様の弾性定数を使用する。剪断剛性定数はoff-axis試験結果による[1]。この剪断剛性値は等方弾性に比較して著しく低い事が特徴である。SiC/LAS複合材はSiC(ニカロン)繊維をLAS(Lithia Alumina Silicate)ﾏﾄﾘｯｸｽで複合化したものである。ヤング率及びポアソン比は引張試験より求めたが、剪断剛性は不明のため等方弾性による関係式から算出した。

## 4．解析方法と結果

4.1 解析方法　　2次元異方弾性論による平面応力FEM解析を行なった。計算はすべて倍長精度で実施した。自動分割プログラムも含めて計算コードは航空宇宙技術研究所で開発したものを使用した。計算機はYHP9000ｼﾘｰｽﾞ300である。

4.2 主軸応力（$\sigma_n$）に及ぼす試験片形状及び材質の影響

図3（ｲﾝｺﾈﾙ718材）及び図4（C／C材）に最大主軸応力（$\sigma_n$）と評価部最小断面の平均応力（$\sigma_{mean}$）との比を等高線表示で示した。図中の数値はその最大値（応力集中係数に相当）及び最小値等を表す。ｲﾝｺﾈﾙ718の場合、図3-2からピン穴荷重の高温試験片(A)ではピン穴横に高い応力集中が観察される。ﾀｲﾌﾟ(B)はジグとの接触領域先端部に高くはないが応力集中が見られる。ジグ内側先端部に適当な曲率を持たせる等で応力集中を緩和させ得る。ﾀｲﾌﾟ(C)は試験領域曲率部に応力集中が見られるが、曲率等の細部の寸法変更により改善可能であろう。　供試材料がC／C複合材の場合、図4から観察される様に、各試験片の応力集中が増加する傾向がある。標準試験片についても1.3程度の応力集中がR部に発生しており強度試験結果に影響する可能性がある。高温試験片(A)は著しい応力集中がピン穴壁に発生しており、更にC／C材の高温下における強度増加を考慮するとC／C複合材の評価試験片として問題がある。


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ピンのヘルツ接触を考慮してピン集中荷重条件から分布荷重条件に変えて解析しても応力集中は同程度であった。高温試験片(B)の標定部に於ける1.1 程度の応力集中は許容限内と考えられるが、試験部の応力分布の勾配が多少増加する。高温試験片(C)はｲﾝｺﾈﾙ718の場合よりもＣ／Ｃ材ではかなり応力集中が高くなつた。ピン位置を外側に移しても応力集中に影響が見られなかった。

SiC/LAS複合材の場合は｛最大主軸応力（$\sigma_n$）｝÷｛評価部断面の平均応力（$\sigma_{mean}$）｝の等高線表示はｲﾝｺﾈﾙ718と同様になった。剪断剛性係数としてデータが無い為,等方弾性の計算値を採用したが実際にはかなり低い可能性が考えられる。

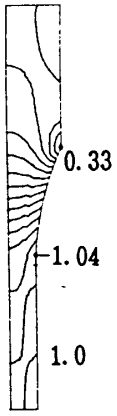



図3-1.標準試験片

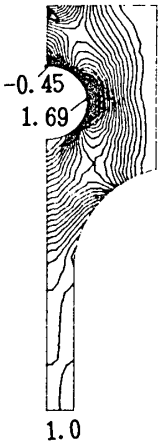



図3-2.高温試験片(A)

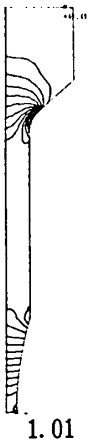



図3-3.高温試験片(B)

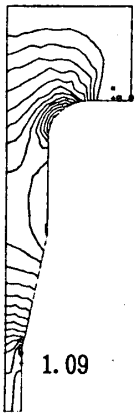



図3-4.高温試験片(C)

図３．　ｲﾝｺﾈﾙ718の$\sigma_n$／$\sigma_{mean}$等高線表示
（等高線間隔　0.05）

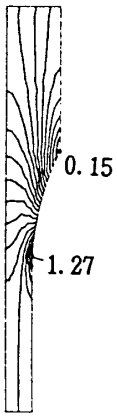



図4-1.標準試験片

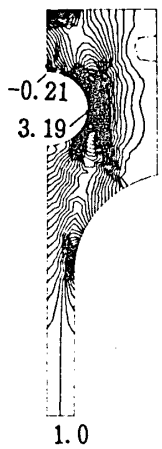



図4-2.高温試験片(A)

図4-3.高温試験片(B)

図4-4.高温試験片(C)

図４．ｶｰﾎﾞﾝ/ｶｰﾎﾞﾝ複合材の$\sigma_n$／$\sigma_{mean}$等高線表示
（等高線間隔　0.05）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

その場合には前述のC／C複合材と同様に試験片形状により応力集中が高くなるケースも充分に考えられる。応力集中に関して、今回の形状を仮定すると、高温試験片はタイプ(B)→(C)→(A)の順に応力集中係数が増加する。

### 4.3 剪断応力（$\tau_{xy}$）に及ぼす試験片形状及び材質の影響

複合材の場合著しくoff-axis（荷重方向と強化繊維配向が一致しない場合）強度が低下する事が報告されている[2)]。原因として層間剪断強度と強化繊維の剪断強度が弱い事が考えられる。

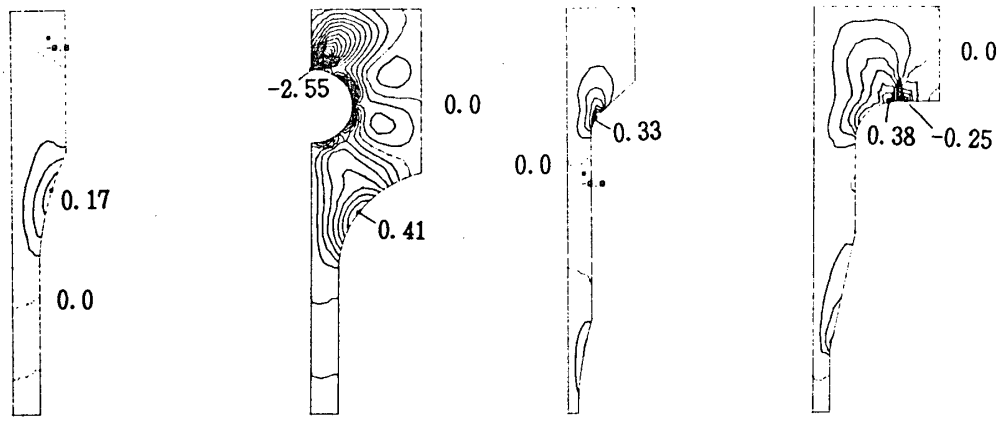



図5-1.標準試験片　図5-2.高温試験片(A)　図5-3.高温試験片(B)　図5-4.高温試験片(C)

図5．ｲﾝｺﾈﾙ718の$\tau_{xy}$／$\sigma_{mean}$等高線表示
（等高線間隔　0.05）

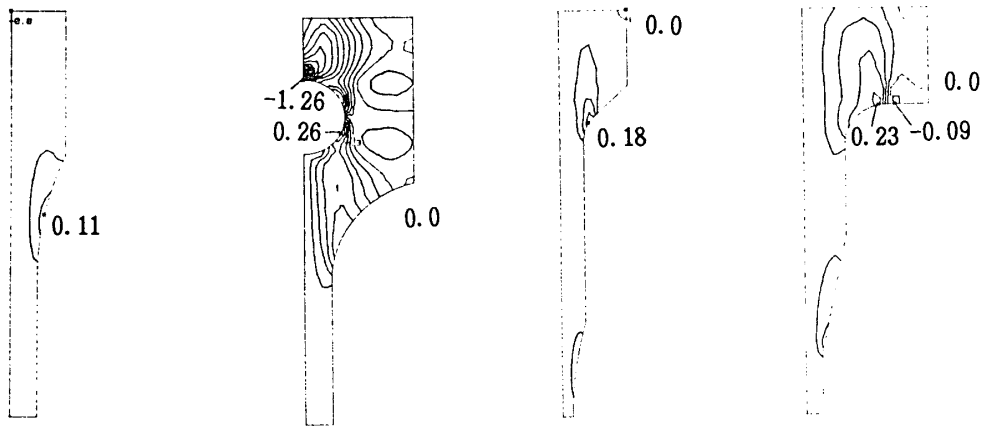



図6-1.標準試験片　図6-2.高温試験片(A)　図6-3.高温試験片(B)　図6-4.高温試験片(C)

図6．ｶｰﾎﾞﾝ/ｶｰﾎﾞﾝ複合材の$\tau_{xy}$／$\sigma_{mean}$等高線表示
（等高線間隔　0.05）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

C／C複合材では剪断強度として20MPaの場合もあるため[1]，剪断応力$\tau_{xy}$について検討を行なった。$\tau_{xy}/\sigma_{max}$の等高線表示を図5（ｲﾝｺﾈﾙ718）及び図6（C／C材）に示す。$\sigma_n/\sigma_{max}$の場合と異なり、ｲﾝｺﾈﾙ718よりもC／C材の$\tau_{xy}$応力集中が緩和している事がわかる。しかしC／C材剪断強度の低下は更に著しい場合もあり得るので、高温試験片(A)(C)では試験材の強度が上がるにつれ（$\sigma_{max}$も上昇するため）注意が必要と思われる。

なを、この研究は通商産業省工業技術院大型プロジェクト「超音速輸送機用推進システム」の一部として行なわれたものである。

## 5．結論

3種類の高温試験片と1種類の室温標準試験片についてFEM解析を行なった結果、次の結論を得た。

1．　従来の金属材料に比較して、ｶｰﾎﾞﾝ/ｶｰﾎﾞﾝ複合材等の新素材は試験片形状の影響を受けやすいため評価試験片の選択は従来材以上に注意をはらう必要がある。

2．　試験材料の剪断剛性が等方弾性からの推定値より低くなると、応力集中係数は増加する傾向がある。

## 6．参考文献

1) 小河、他3名：第34回材料研究連合講演会、日本材料学会，P91-92 (1990).

2) P.W. JACKSON and etc:J. Mech. Solids, 14, P49 (1966).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B—2

# 水素ガスタービン用燃料供給源としての水素吸蔵合金の放出特性（第２報：温度と圧力の影響）

*湯浅三郎・後藤　登・田村　穂　（都科技大）
山村健一　（トヨタテクノサービス）

## 1　はじめに

水素燃料ガスタービンを実用化する上では水素燃料の高密度貯蔵・供給システムの開発が最も重要な課題の一つである。筆者らはこれを解決するための一つの試みとして、水素吸蔵合金を用いた小型で簡便な水素燃料供給システムを開発する研究に着手した。ところが燃料供給システムを設計する上で欠くことのできない吸蔵合金の水素放出速度のデータは殆ど得られていない。そこで前報[1]において、筆者らが開発した超小型水素ガスタービン[2]・[3]の燃料源として適していると考えられる吸蔵合金を選定した後、この吸蔵合金の水素放出速度を測定するための装置を製作し、これによって放出速度特性の計測が可能であることを実証した。今回はこの水素吸蔵合金の放出速度に及ぼす雰囲気温度と圧力の影響について調べたので報告する。

## 2　実験装置と方法

実験に使用した水素吸蔵合金は、前報と同じく希土類金属の合金であるミッシュメタルMm系の$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$である。Mmの組成は質量パーセントではLa:27.6%、Ce:51.8%、Pr:15.8%、Nd:4.6%[4]であり、従ってこの水素吸蔵合金全体の分子量は431.25となる。また比重は8.2、標準的な水素吸蔵量は137ℓH2／kg[5]と報告されている。図1に雰囲気温度が30°Cの時におけるこの合金の平衡圧力－組成等温線図を示す[4]。（横軸の水素組成は合金を構成する元素の総原子数と水素の原子数との比を表している[6]。従って［H／M］＝1.0におけるこの合金の水素吸

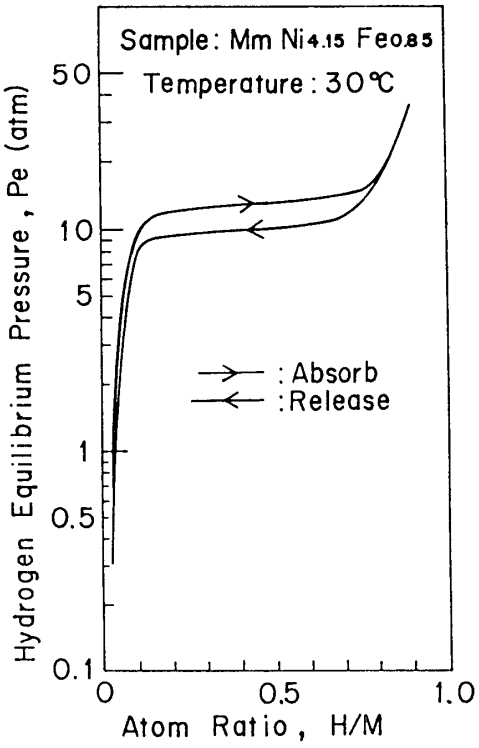



図１　水素吸蔵合金（$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$）の平衡圧力－組成等温線図

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

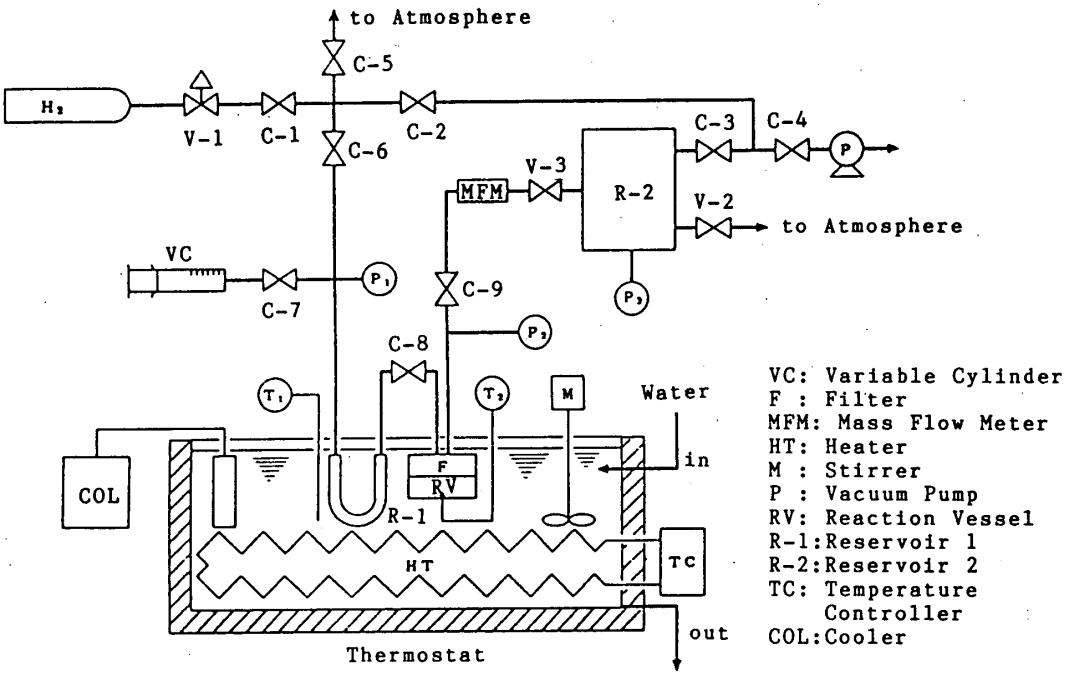



図２　実験装置系統図

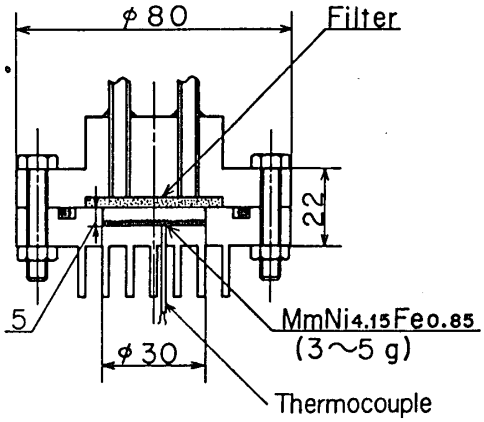



図３　反応容器

蔵合蔵量は１．３９ｘ１０$^{-2}$　ｇH2／ｇMetalとなる。）この合金の場合、雰囲気温度によってプラトー領域の平衡圧力は大きく変化するものの、例えば０°Ｃの時の放出プラトー圧は３～４気圧に低下するが、プラトー圧よりも高い平衡圧力に保ったときの水素吸蔵量は殆ど変わらないことがわかっている[4]。

図２に水素の放出速度の測定を行った実験装置の系統図を、また図３に吸蔵合金を貯える反応容器を示す。これらの装置は基本的には前報の装置と同じであるので、ここではその概略を述べるにとどめる。水素吸蔵合金は反応容器（ＲＶ）に入れて恒温水槽内に設置する。水槽内の冷却器（ＣＯＬ）とヒーター（ＨＴ）はこの容器温度を一定に保つためのもので、０～１００°Ｃの範囲で温度制御ができる。リザーバー２（Ｒ－２）は放出速度測定時の放出雰囲気圧力設定用のタンクで、その容積は反応容器の容積に比べて十分に大きくとってある。さらにこのタンクの圧力は、水素ボンベからの配管のバルブを操作することによって放出速度測定時も一定の圧力に保つことが出来る。水素放出速度は、放出される水素流量を質量流量計（ＭＦＭ）で直接測定することにより求めた。

実験はまず、反応容器に入れた１６メッシュパス粒径のＭｍＮｉ$_{4.15}$　Ｆｅ$_{0.85}$ 試料に対して加熱・真空、冷却・加圧の操作を数回繰り返して活性化処理を行う。続いて活性化した合金試料を所定の雰囲気温度のもとで反応容器内の圧力を１．８ＭＰａに保って平衡状態が達成されるまで水素を吸蔵させる。リザーバー２の圧力を、ボンベから

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

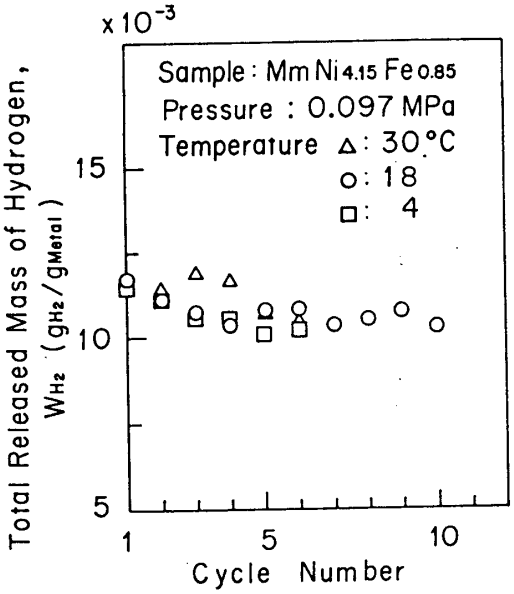



図４　放出回数による水素総放出質量の変化

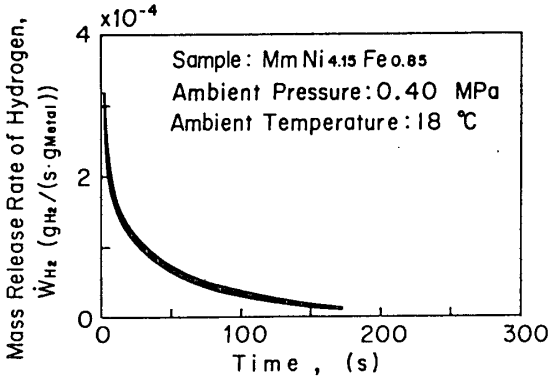



図５　水素放出速度の時間的変化

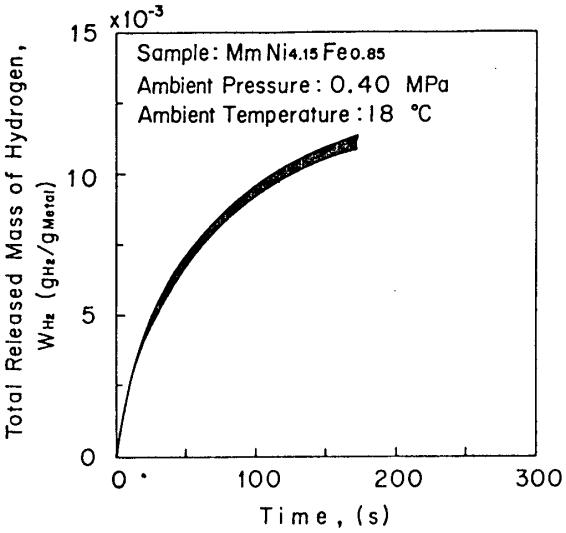



図６　水素総放出質量の時間的変化

の水素ガスを流出させた状態で所定の圧力に設定する。ある時刻においてコックＣ－９を開けて放出質量流量の測定を開始し、放出速度の時間的変化を調べる。今回は雰囲気温度と圧力をそれぞれ４～３０°Ｃ、大気圧～０．６ＭＰａの範囲で変えて放出速度に及ぼす温度と圧力の影響を調べた。

## ４　実験結果と考察

### ４．１　放出時の諸特性

吸蔵合金は一般に水素の吸蔵、放出を繰り返すことによって粒径が徐々に微細になることが知られている[2]。この現象の放出特性に及ぼす影響を把握する一つの目安として、図４に示すように放出回数に対する吸蔵合金の単位質量当りの総放出量の変化を雰囲気温度をパラメータにして調べた。これより放出回数が増えるにつれて総放出量は減少する傾向が見られるが、５回前後でほぼ落ち着くことがわかった。また雰囲気温度が高いほど総放出量が多い傾向が認められるが、顕著ではない。ここで得られた総放出量の値は平衡圧力－組成等温線図から求められる値とほぼ同じであることが確認された（図１参照）。

図５と６に、吸蔵合金の単位質量当りの水素放出速度と総放出量の時間的変化の代表的な例を示す。これらは放出特性が定常状態になった後の同一合金試料の４回分の放出結果の軌跡の幅を示しても



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

のであるが、反応容器内の合金試料を取り替えて新たに活性化した試料を用いた場合には同じ雰囲気温度・圧力であっても、時間変化の全般的な傾向は変わらないものの、実験によっては軌跡が大きくずれて絶対値の再現性が悪い場合も観察された。従って図４や以下における同一図面のデータはすべて同一合金試料に対して比較したものである。さて図５より放出速度は時間に対して単調に減少し、平衡圧と雰囲気圧との圧力差がほぼ一定となるプラトー領域においても放出速度は時間に対して一定値をとらないことがわかる。この傾向は雰囲気の温度や圧力を変えても同じであった。図５を時間積分して求めた図６の水素の総放出量は時間とともに単調に増加し、図４ですでに述べているように最終的には雰囲気温度と圧力とによって決まる平衡水素組成にほぼ等しい水素量を放出するのが確認された。

本実験における放出速度測定は原理的には等温過程を仮定している。このことを確かめるために水素放出時の反応容器内の温度変化を測定し、容器内に水素吸蔵合金を入れずに水素ガスのみを貯えた場合と活性化していない合金を入れた場合の温度変化の結果と比較した。図７は反応容器内の温度の時間変化の代表的な例である。常温の水素ガスが１．８ＭＰａから大気圧まで可逆断熱膨張した場合には約１７０°Ｃも低下する。しかし図７からわかるようにこの反応容器内の水素ガスのみの場合の温度降下は約１°Ｃであり、また活性化していない水素吸蔵合金を入れた場合には反応容器内からの水素の放出による温度降下は殆ど認められず、反応が起こらない場合には等温状態が保持されることが確かめられた。一方、活性化された水素吸蔵合金から水素が放出される場合には、最初大きく温度が低下した後、水素を放出している間中２～１．０°Ｃの温度低下があった。このことは水素放出反応は明らかに吸熱反応であることを示しているが、反応容器を通して合金試料へ速やかに周囲から熱が供給されるため、放出過程の初期の段階を除いては本実験では等温条件がほぼ満足されていると考えられる。

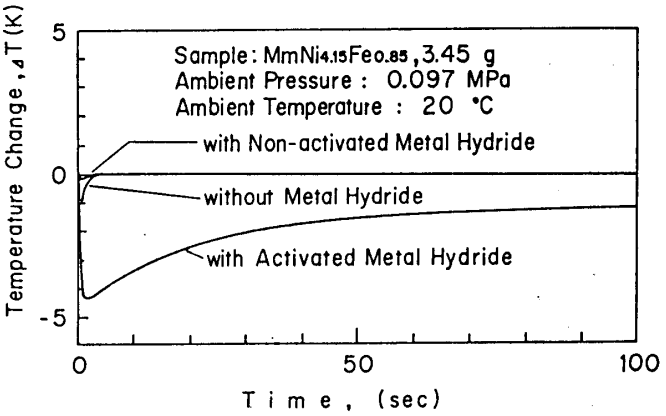



図７　反応容器内温度の時間的変化

４．２　放出速度に及ぼす温度と圧力の影響

雰囲気温度と圧力で決まる平衡組成から水素の放出を開始すると仮定すれば、吸蔵合金の単位質量当りの水素放出速度及び総放出量の時間的変化のデータを用いて水素

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

放出速度と平衡組成との関係を求めることができる。図８と９にそれぞれ雰囲気温度と圧力をパラメータにしたときの水素放出速度と平衡組成との関係を示す。これらの図より、水素放出時の初期と後期を除けば、すなわちプラトー領域においては

$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ の放出速度は

$$\dot{W}_{H2} = a \cdot \exp(b \cdot [H/M]) \qquad ①$$

なる速度式で表すことが出来ることがわかった。ここで$\dot{W}_{H2}$は吸蔵合金の単位質量当りの水素放出速度、ａとｂはそれぞれの温度と圧力によって決まる定数、［Ｈ／Ｍ］は吸蔵合金中の水素の平衡組成である。①の速度式は、ゼルドビッチーロジンスキーの式として知られているニッケル線や金属酸化物への水素の化学吸着あるいは脱離速度式[8]と同じ関数の形をしている。このことは、水素吸蔵合金からの水素の放出過程は貯気槽からの気体の噴出のような単純な物理過程ではなく、気体水素と吸蔵合金表面との複雑な化学反応過程によって支配されていることを示唆している。

さらにこれらの図より明らかなように、水素放出速度は雰囲気温度が高いほど、また圧力が低いほど大きくなる。それにともなって①の速度式の定数ａは、温度が高くなったり、あるいは圧力が低くなると大幅に増大し、逆に定数ｂは減少することになる。従って雰囲気の温度と圧力を一定に保っている限りでは単位合金質量当りの水素放出速度は時間とともに変化してしまうが、温度あるいは圧力を変化させることによって放出速度を一定に保つことが原理的には可能であると言える。（なお図８と９とでは同一試料を用いた結果ではないため、ほぼ同じ雰囲気温度・圧力の条件下にもかかわらず放出速度の絶対値は異なっているが、温度と圧力の及ぼす影響の傾向は同じである。）

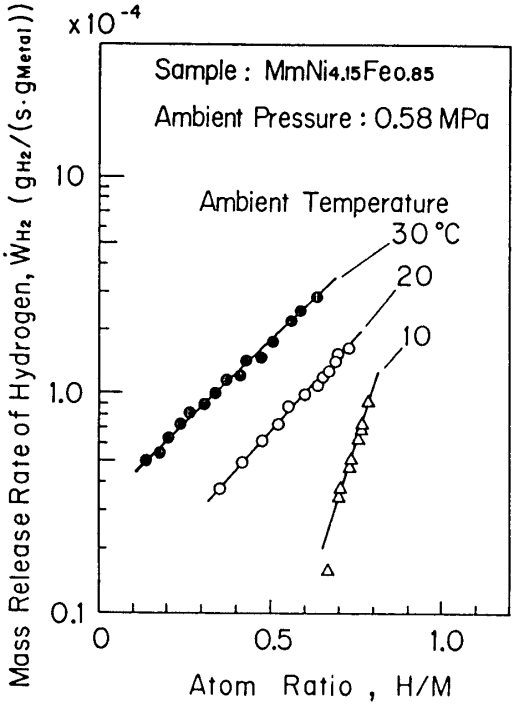



図８　水素放出速度と平衡組成との関係：雰囲気温度による影響

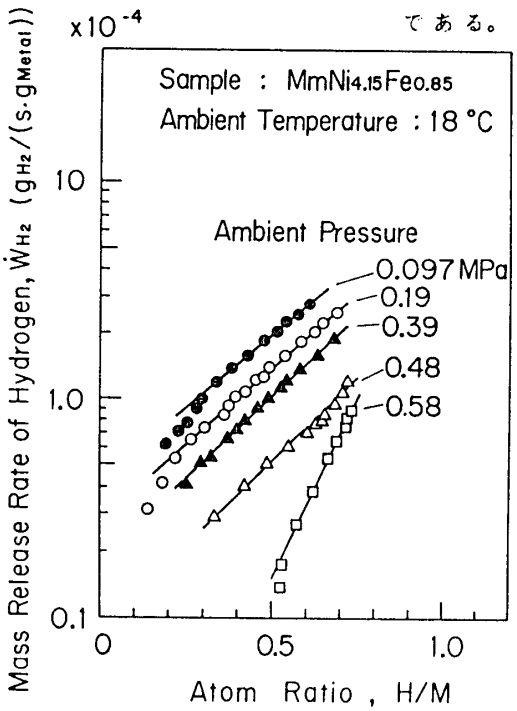



図９　水素放出速度と平衡組成との関係：雰囲気圧力による影響

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 4．3　水素吸蔵合金タンクの容積

前報においても超小型水素ガスタービン用の水素吸蔵合金燃料供給システムの容積の検討を行ったが、その際のデータは予備実験の結果で精度が低く、また雰囲気圧力が大気圧の場合であった。今回再度、得られた放出速度のデータに基づいて、$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ を使った実際の水素吸蔵合金燃料供給システムの容積の見積りを試みた。見積りにあたって吸蔵合金の雰囲気温度と圧力はそれぞれ２０°Ｃと０．５８ＭＰａで一定に保たれ、また吸蔵合金は平衡水素組成が［Ｈ／Ｍ］＝０．９から０．５の範囲で使用するものとした。また水素流量は超小型水素ガスタービンの自立時と最大出力時の流量とほぼ等しくとった[2]、[3]。その結果を図１０に示す。図中の横軸には吸蔵合金に含まれる水素と同質量の液体水素の容積を比較のため併せて示している。例えば $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ が１０ℓ（合金質量で８２ｋｇ）ある場合、１９～３８分間に渡って超小型水素ガスタービンを運転できることになる。この間にこの容積から放出される全水素流量は４６０ｇであり、この量は液体水素の体積に換算すると６．５ℓに相当する（この時点でも吸蔵合金内には［Ｈ／Ｍ］＝０．５に相当する水素がまだ貯蔵されているので、横軸の液体水素の体積はその分も含んで換算してある）。このことは、この水素吸蔵合金を用いた燃料供給システムは同質量の水素を貯蔵する液体水素と容積的にはほぼ同じであり、質量的には不利ではあるものの十分に実用的な大きさに納まると言える。

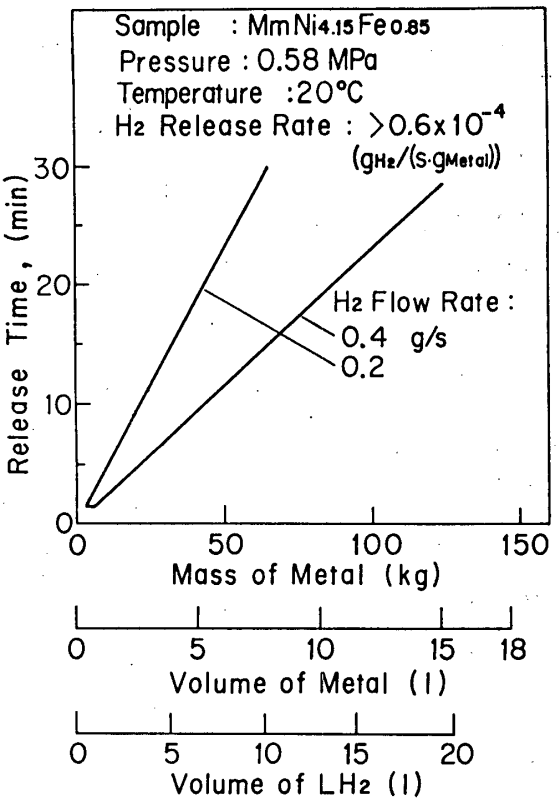



図１０　水素吸蔵合金燃料供給装置の容積評価

## 5　まとめ

超小型水素ガスタービン用の水素吸蔵合金燃料供給装置に使用する $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ の水素放出速度を測定した結果、以下のことが明らかになった。

（１）　$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ の単位質量当りの水素放出速度 $\dot{W}_{H2}$ は、吸蔵合金の平衡水素組成［Ｈ／Ｍ］を用いると

$$\dot{W}_{H2} = a \cdot \exp(b \cdot [H/M])$$

なる速度式で表すことができる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

（２）　雰囲気温度が高いほど、また圧力が低いほど吸蔵合金の放出速度は速くなる。

（３）　$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$を用いる燃料供給装置は、１０～３０°Cの間で雰囲気温度を変えることによって容易に放出速度を制御することが可能であるばかりでなく、その容積は液体水素とほぼ同容積を占め、十分に実用的である。

上記の実験結果に基づき、筆者らは超小型水素ガスタービン用の水素吸蔵合金燃料供給装置を現在製作中であるが、今後はガスタービンと供給システムとのマッチング、水素供給時の吸蔵合金内の温度や圧力の変化など実際の供給装置を用いて吸蔵合金による水素燃料供給上の問題点を明らかにしていく予定である。

本研究を遂行するに当たって、平成２年度の東京都特定学術研究費の補助を得た。ここに記して謝意を表します。

<u>参考文献</u>

(1) 湯浅三郎・後藤登、ガスタービン仙台地区講演会(1990)、109/115.

(2) 湯浅三郎他５名、日本ガスタービン学会誌、第15巻、59号(1987)、122/128.

(3) 湯浅三郎他６名、日本ガスタービン学会誌（投稿中）.

(4) 日本重化学工業社資料、1990.

(5) 日本重化学工業社資料、ハイドマック、1987.

(6) 中村泰・鈴木良一、鉄と鋼、第72年、2号(1980)、10/16.

(7) 大角泰章、金属水素化物－その物性と応用－、1986、化学工業社.

(8) 慶伊富長、吸着、1973、共立出版.



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—3　高温ガスタービン用セラミック静翼の研究開発
## （第３報　実圧燃焼試験結果）

＊久松　暢（電力中央研究所）　中門公明（日立製作所）
森　則之（電力中央研究所）　宮田　寛（日立製作所）
百合　功（電力中央研究所）　和田克夫（日立製作所）

### １．緒言

ガスタービン・蒸気タービンによる複合発電は熱効率に優れ、今後の火力プラントは複合発電プラントが主流になるものと考えられる。

複合発電プラントの熱効率向上にはガスタービンの高効率化が重要であり、そのためには、タービン入口温度の高温化と冷却空気量の低減化が必要である。今日までのタービン入口温度の高温化は、耐熱合金の開発と冷却技術の進歩によるものであるが、金属材料を使用する限り、耐熱性の問題から高温化による熱効率の向上には限界がある。一方、セラミックスは耐熱性、耐蝕性に優れており、これをガスタービンに適用できれば、タービン入口温度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大幅に向上させることができる[1]。

そのため、筆者らは、発電用大型セラミックガスタービンの開発を進めており、その中で、セラミックガスタービンの強度信頼性を確保するための一方策として、セラミックスと金属の複合構造化およびセラミックスの分割化など、脆性材料であるセラミックスに適した構造設計概念の導入を提案した[2],[3]。そしてセラミック静翼の開発に関する本研究の第１報では、この構造設計概念を採用したセラミックス・金属ハイブリッド静翼の構造とその熱応力解析結果について報告した[4]。ハイブリッド静翼ではセラミック翼内部を金属製の翼芯が貫通しているため、翼芯の冷却が必要であり、その冷却性能はハイブリッド静翼成立上重要な問題となる。そこで第２報では、静翼の大気圧燃焼試験を実施し、その冷却特性について検討した[5]。これらの検討結果を基に、1300℃、20ＭＷガスタービン用第１段セラミック静翼を設計・試作し、実圧燃焼試験を実施したので、本報では、その試験結果のうち、主に冷却特性について報告する。

### ２．セラミック静翼の構造

図１にセラミック静翼の断面構造の概略を示す。この静翼は高温ガスに曝される部分のみ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複合構造となっている。すなわち、セラミックスから成る翼部（セラミックシェル）内に金

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

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上・下サイドウォール支持板を連結している。また、セラミックス製のサイドウォールはセラミックシェルにかん合・固定されている。

これらセラミックスと金属との間には変形緩衝層を兼ねた遮熱層が設けられている。特に、セラミックシェルと金属コアの間に挿入される遮熱層の厚さはわずか3㎜であるため、遮熱層の構造および金属コアの冷却法は複合構造成立上重要な問題となる。そこで、遮熱層の内周部をセラミック繊維等による多孔質構造とし、金属コアに開いた空気孔から冷却空気を遮熱層内周部に流すことによって、高温のセラミックシェルから流入する熱を除去する方式を採用した。金属コア周囲の遮熱層を出た冷却空気はサイドウォールとサイドウォール支持板間の遮熱層に設けられた流路を経て放出される。

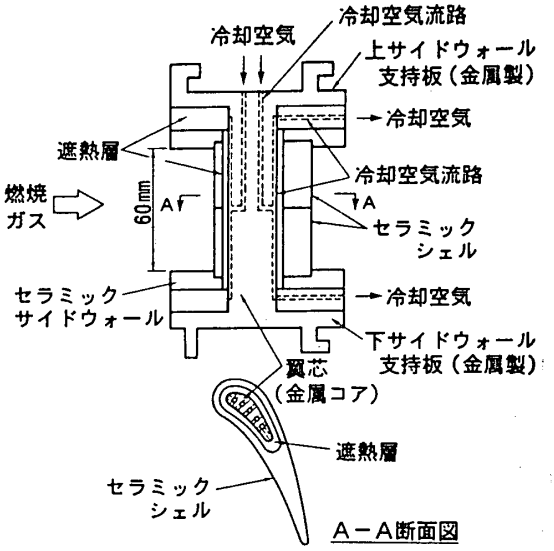



図1　セラミック静翼の構造

表1　供試セラミック静翼の主な仕様

| | |
|---|---|
| ガスタービン出力 | 20MW |
| 入口ガス温度 | 平均1300℃ |
| 入口圧力 | 14.9 ata |
| 静翼枚数 | 32枚 |
| 翼高さ | 60mm |
| 平均径 | φ730mm |

前報で検討した静翼のセラミックシェル（一体型セラミックシェル）では、後縁の翼高さ方向中央部に最大熱応力が発生し、ガスタービン緊急停止時にこの熱応力はさらに増加する。そこで本報では、セラミックシェル後縁中央部の熱応力を低減化し、セラミック静翼の強度信頼性の向上を図るため、一体型セラミックシェルを翼高さ方向で二分割したセラミックシェルを採用した。シェルの分割部は、かん合構造となっている。

表1に供試セラミック静翼の主な仕様を示す。供試静翼は1300℃，20MWガスタービン用第1段静翼であり、セラミックシェルおよびサイドウォールは$Si_3N_4$製とした。

## 3．試験装置と試験方法

### 3－1 試験装置

図2に試験設備の全体概略を示す。試験ではガスタービン実機条件を模擬するため、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

高温ガス源として20MWガスタービン用燃焼器を用いた。燃焼器の燃料（模擬石炭ガス化燃料）は加熱器で所定の温度に加熱された後、燃焼器に供給される。また、コンプレッサーで加圧された空気は加熱器で所定の温度に加熱され、燃焼器の燃焼用空気および静翼の冷却空気としてそれぞれに供給される。翼列試験装置より排出された燃焼ガスは減温器を経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により、翼列試験装置の圧力を調整することができる。

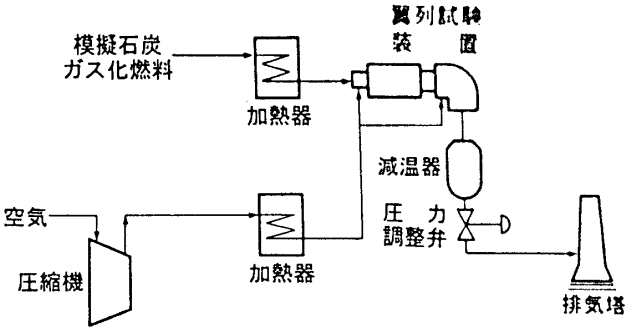



図2　試験設備の系統概略

図3に翼列試験装置の断面概略を示す。燃焼器出口に設けられた計測ダクト（内壁は耐火キャスター製）には、R型熱電対25本を用いた高温ガス温度計と全圧測定用プローブが挿入されており、燃焼ガスの温度分布と圧力が測定される。翼列試験部には5枚のセラミック静翼が円弧状に配置されている。

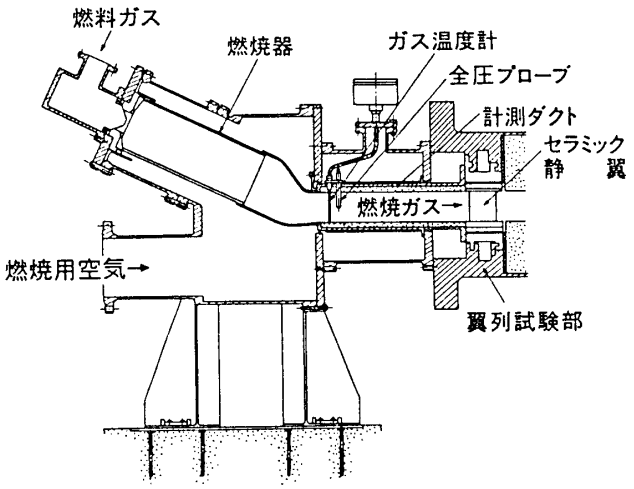



図3　翼列試験装置

静翼の冷却性能を把握するため、図4に示すように、翼列の中央翼の金属コアおよびセラミックシェルに熱電対を取りつけた。熱電対は上支持部側より挿入し、温接点はいずれも翼高さの中央近傍に位置している。

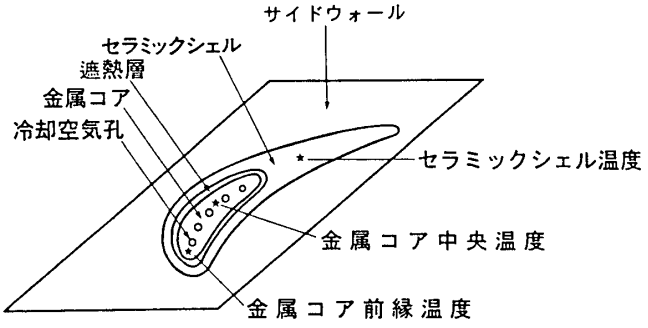



図4　静翼の温度計測位置

3－2 試験方法と試験条件

試験では、静翼の冷却特性を把握するため、冷却空気量、静翼入口ガス温度および圧力が静翼各部の温度に与える影響を検討した。定格条件における静翼入口ガス温度

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

および圧力は、実機ガスタービン定格条件同様、約1300℃、約15ata である。

また、セラミック静翼の強度信頼性を検討するため、ガスタービンの緊急停止を模擬したトリップ試験（定格条件からの急速燃料遮断試験）を実施した。

試験時間は累積約11時間であり、そのうち定格条件における試験時間は累積約3.5時間である。

## 4．試験結果

### 4－1 冷却特性

#### (1) 冷却空気量の影響

静翼入口平均ガス温度1300℃、圧力2ataにおける冷却空気量と静翼各部の温度との関係を図５に示す。図では冷却空気量を、ガスタービン全圧縮空気量(定格時54kg/s)に対する第１段静翼全数に必要な冷却空気量の比で表した。冷却空気量比の増加に伴い、各部の温度は低下するが、遮熱層による熱遮蔽効果のため、金属コアの温度変化に比べてセラミックシェルの温度変化は小さい。また、冷却空気量比が増加するにつれて金属コアの温度変化は小さくなる傾向がみられる。

図６は静翼入口平均ガス温度1300℃、圧力15ata、定格条件における冷却空気量と静翼各部の温度との関係である。金属コア温度は図５同様、冷却空気量比の増加に伴って低下しているが、セラミックシェルの温度は冷却空気量比に依らずほぼ一定であり、ガス温度に近い。実機ガスタービンにおける冷却空気温度は約400℃であるため、金属コアの耐熱温度を約800℃とした場合、金属コア温度と冷却空気温度との温度差を約400℃以下に抑えるだけの冷却空気量が必要である。したがって、図より、本静

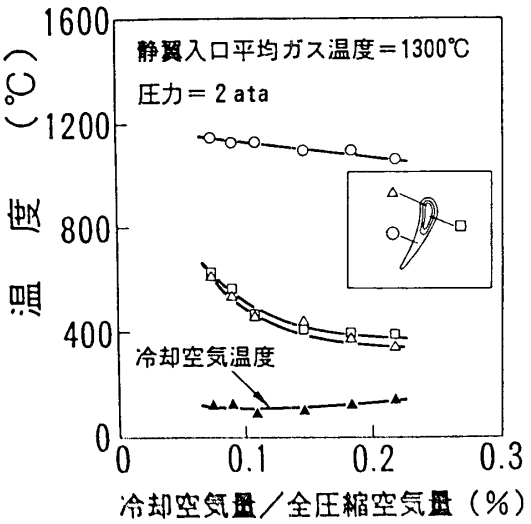



図５　冷却空気量と静翼温度の関係
（低圧条件）

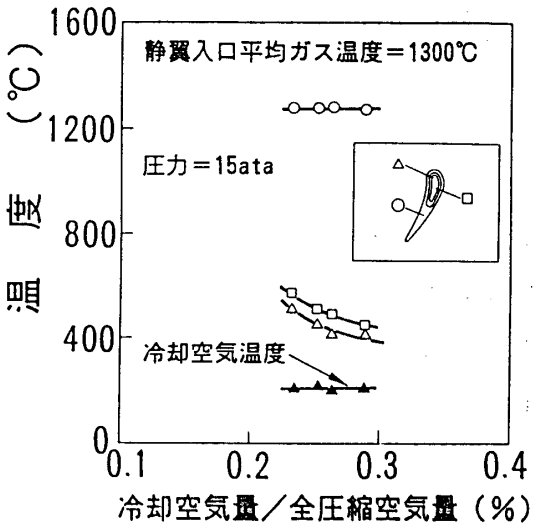



図６　冷却空気量と静翼温度の関係
（定格条件）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

翼に必要な冷却空気量は全圧縮空気量の0.23～0.25%程度であることがわかる。これは最新の金属製空冷翼の約1/20に相当する極めて少ない冷却空気量である。

(2) 圧力の影響

図5および図6より、約0.2%以下の低い冷却空気量比では、圧力が上昇すると金属コア温度も上昇するものと考えられる。しかし、冷却空気量比が増加すると、圧力が金属コア温度におよぼす影響は小さくなる傾向がみられる。

図7は冷却空気量比0.25%（ただし、圧力2ataでは0.22%）、静翼入口平均ガス温度1300℃で一定とし、圧力を上昇させた場合の各部の温度を示したものである。圧力が上昇するとガス側熱伝達率が増加するため、セラミックシェルの温度は上昇し、ガス温度に漸近する。試験時に冷却空気温度が変化したため金属コア温度にも変化が見られるが、金属コア温度と冷却空気温度との温度差は圧力が上昇してもそれほど変化しておらず、冷却空気量比が0.25%では、金属コア温度は圧力の影響をほとんど受けなくなることがわかる。

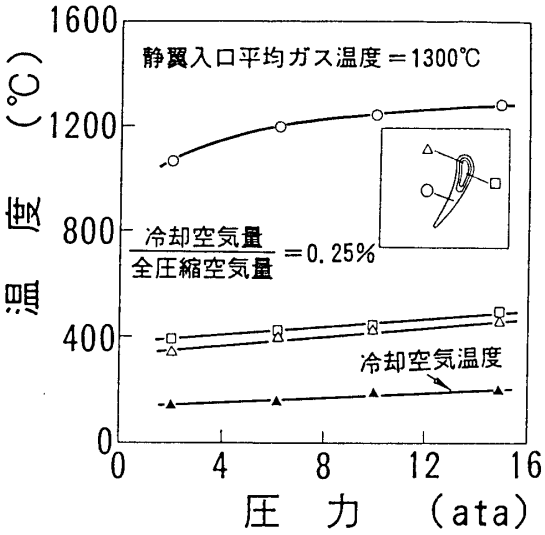



図7　圧力と静翼温度の関係

(3) 静翼入口ガス温度の影響

図8は冷却空気量比0.29%、静翼入口圧力15ata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。セラミックシェルの温度はガス温度の上昇とともに上昇するが、金属コアの温度変化は極めて小さい。また、遮熱層の厚さがわずか3mmであるにもかかわらず、セラミックシェルと金属コアとの温度差は約900℃に達しており、本静翼の遮熱構造が優れた性能を有していることがわかる。

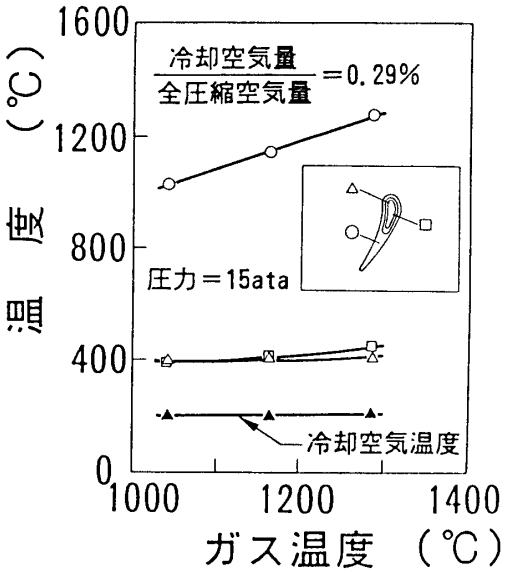



図8　ガス温度と静翼温度の関係

4－2 セラミック部品の状況

定格条件における試験においてセラミックスに損傷は認められなかったため、さらに、ガスタービン緊急停止時を模擬したトリップ試験を実施した。試験後、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

セラミック部品の目視検査および蛍光浸透探傷検査を行ったが、セラミック部品に割れなどの損傷は見られなかった。

## 5．結言

本報告では、1300℃，20MWガスタービン用第1段セラミック静翼の実圧燃焼試験を実施した。その結果、

（1）本静翼に必要な冷却空気量は、金属製空冷翼の冷却空気量の約1/20である。

（2）冷却空気量が一定量以上確保されれば、金属コアの温度はガス温度および圧力など外部条件の影響をほとんど受けない。

（3）ガスタービン緊急停止を模擬したトリップ試験においてもセラミックスに損傷は見られない。

などが確認され、これによりセラミックス・金属ハイブリッド静翼構造の妥当性が検証できた。

（参考文献）


(1)久松・他6名、電力中央研究所報告、W86015、(1987).

(2)宮田・他5名、日本機会学会論文集、54-505、(1988)、1700.

(3)久松・他5名、日本機会学会論文集、57-535、B、(1991)、819.

(4)阿部・他7名、ガスタービン広島地区講演会講演論文集、(1986)、55.

(5)阿部・他5名、第17回ガスタービン定期講演会講演論文集、(1989)、39.


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—4　高温ガスタービン用セラミック燃焼器の研究開発
## （第３報　改良と実圧燃焼試験結果）

久松　暢（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）　岩井一躬（日立製作所）
百合　功（電力中央研究所）　町田隆志（日立製作所）

### １．緒　言

石炭ガス化複合発電は熱効率および環境保全性に優れ、次世代の火力発電の主力として期待されている。複合発電プラントの熱効率向上には、ガスタービンの高温・高性能化が重要であり、耐熱性に優れたセラミックスをガスタービン高温機器に適用できれば、ガスタービンの高温化と冷却空気量の低減化が達成され、石炭ガス化複合発電プラントの熱効率を大幅に向上させることができる。

そこで筆者らは、石炭ガス化複合発電用1300℃，20ＭＷ級セラミックガスタービンの開発を進めている。セラミック燃焼器の開発に関する本研究の第１報および第２報では、セラミックタイルとセラミック繊維を組み合わせたセラミック燃焼器を設計・製作し、燃焼試験によってその優れた燃焼特性を明らかにしたが、その一方で、一部セラミックタイルに損傷がみられ、構造改良の必要性が示された[(1),(2)]。

本報告は、これらの検討結果を基に改良されたセラミック燃焼器の実圧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

#### ２－１ セラミック燃焼器の構造

燃焼器は、金属壁の内面をセラミック繊維で、さらにその内面をセラミックタイルで内張りした構造であり、セラミックスと金属の複合構造化、セラミックスの分割化などの構造設計概念[(3),(4)]を取り入れている。セラミック繊維はセラミックタイルによって高温ガスから保護されると同時に、タイルと金属壁間の遮熱・緩衝層として機能する。このため、タイルは繊維層の弾力によって柔軟に固定され、振動や熱膨張などを吸収できるとともに、組立が容易である。セラミックタイルおよび繊維の固定にはセラミックボルトを使用した。

#### ２－２ 燃焼器の構造改良

前報の燃焼試験結果ではセラミックタイルの燃焼空気孔部に割れが発生し、原因は、燃焼空気によってセラミックタイルの燃焼空気孔部が冷却され、そこに熱応力が発生したためと推察された。また、スワラ近傍では遮熱性能・燃焼ガスシール性能が不充

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

分であったため、金属壁温度の上昇が認められた。

そこで、燃焼器の構造改良においては、セラミックタイルの強度信頼性と燃焼器壁面の遮熱・シール性能を向上させるため、主に以下のような対策を講じた。

① 燃焼空気とセラミックタイルの接触を防止するため、燃焼空気孔にフローガイドを設置する。また、燃焼空気吹き出し流速を約2倍とし、燃焼空気の貫通力を増加する。

② セラミックタイルの熱応力を低減化するため、燃焼器軸方向のタイル分割位置を燃焼空気孔位置に変更する。また、内筒部の軸方向分割数を8分割に増加する。

③ 遮熱性能を向上させるため、セラミック繊維層の厚さを16mmに増加する。また、セラミック繊維層を耐熱温度1400℃の$Al_2O_3$繊維製とし、ここに全空気量の約3%に相当するシール空気を投入する。

また、これらの改良と併せて、セラミックタイルとセラミックボルトの材質を$Si_3N_4$とし、尾筒部形状も実機と同様の形状に変更した。なお、セラミックタイルの熱負荷が大きく変わらないよう、燃焼空気孔位置および空気配分等の燃焼設計は前回とほぼ同一とした。

改良された燃焼器の内筒部の断面構造を図1に示す。燃焼室の寸法は直径160mm、長さは500mmである。

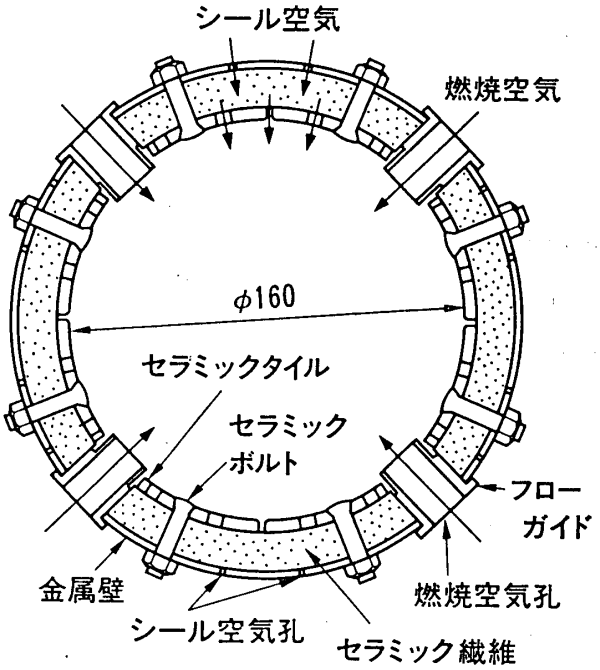


図1 燃焼器の断面構造

## 3. 試験設備と試験方法

### 3-1 試験設備

燃焼試験には図3に示す試験設備[5]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により、燃焼器内圧を調整することができる。

図4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ャスター製計測ダクトには、R型熱電対を用いた高温ガス温度計（測定点数：25点）が挿入されて

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

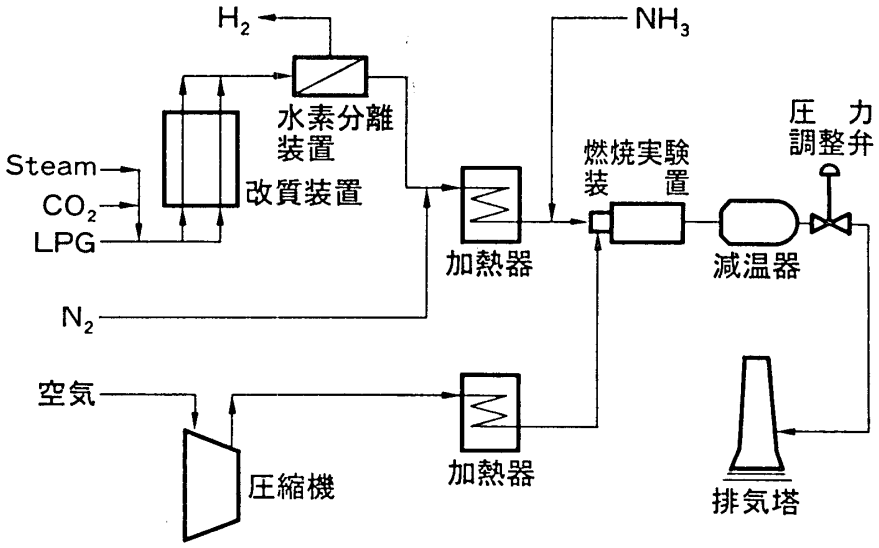



図２　試験設備の系統概略図

おり、燃焼器出口ガス温度分布を測定することができる。また、ガス温度計の後流には排ガスサンプリングプローブおよび全圧プローブが挿入されており、燃焼排ガス中のＣＯ，$CO_2$，$O_2$，$NO_x$，ＴＨＣと燃焼器出口圧力が測定される。

燃焼器各部の温度を把握するため、セラミックタイルにＲ型シース熱電対、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／$Nm^3$（ＨＨＶ）、ＣＯ／$H_2$モル比を３，燃料および空気温度を400 ℃とし、圧力および燃焼負荷率などが燃焼特性に与える影響を検討した。表１に燃料および燃焼空気の供給条件を示す。

セラミックスの健全性を把握するため、試験は開放点検（目視点検）を行いながら、順時、燃焼器内圧力を上昇させて実施した。また、定格条件（1300℃、15 ata）から燃料を急速遮断することにより、ガスタービン緊急停止時を模擬したトリップ試験も実施した。

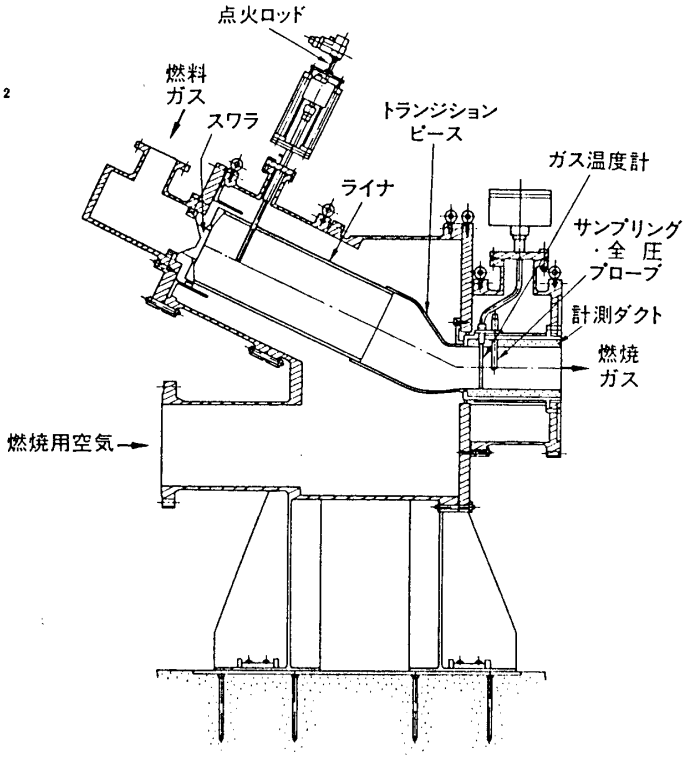



図３　燃焼器試験装置


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

表1　燃料および燃焼空気供給条件

| 項目 | | 条件 |
|---|---|---|
| 燃料 | 発熱量 | 1000 kcal/Nm³ (HHV)<br>931 kcal/Nm³ (LHV) |
| | 燃料組成 $H_2$ | 6.9 vol% |
| | 燃料組成 CO | 18.3 〃 |
| | 燃料組成 $N_2$ | 56.2 〃 |
| | 燃料組成 $CO_2$ | 13.0 〃 |
| | 燃料組成 $CH_4$ | 2.5 〃 |
| | 燃料組成 $H_2O$ | 3.0 〃 |
| | 燃料組成 $NH_3$ | 1000 ppm-vol |
| | $CO/H_2$ | 3（$CH_4$はCOに加算） |
| | 温度 | 400℃ |
| 空気温度 | | 400℃ |

累積試験時間は約26時間であり、そのうち定格条件での試験時間は累積約4時間である。

## 4．燃焼試験結果

### 4－1 燃焼特性

(1) 燃焼効率

図5は燃焼器出口ガス温度を1300℃とし、燃焼負荷率一定で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。高圧条件下では、前報同様、燃焼効率ほぼ100%の高負荷安定燃焼が可能となっている。また、低圧条件下における燃焼効率は、前報に比べ大幅に改善されている。

図6はガスタービン負荷（G.T.L）と燃焼効率の関係を示したものである。ガスタービン負荷の上昇に伴って燃焼効率は上昇し、50%負荷以上での燃焼効率はほぼ100%となる。

(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[6]。今回の試験におけるサーマル

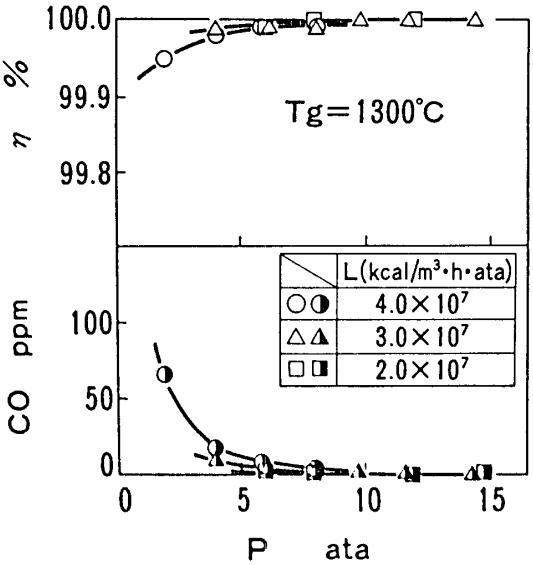



図5　燃焼効率におよぼす圧力の影響

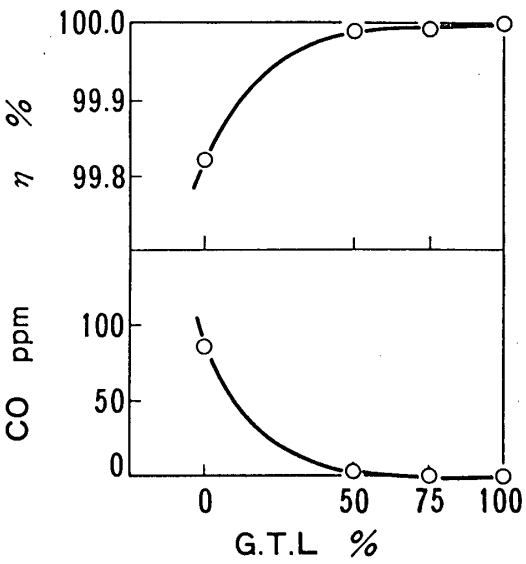



図6　燃焼効率とガスタービン負荷の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$NO_x$ 発生量も定格条件で14ppm と低いため、ここでは燃料中$NH_3$の$NO_x$への転換率（以下$NO_x$ 転換率またはC.R.と表す）はサーマル$NO_x$ 発生量を無視して算出した。

図7は燃焼器出口ガス温度を1300℃とし、燃焼負荷率一定で燃焼器内圧力を変化させた場合の$NO_x$ 排出濃度および$NO_x$ 転換率を示したものである。前報同様、2ata以上では、$NO_x$ 転換率は圧力の上昇と共に次第に減少する傾向が見られ、15ata では39%となっている。しかし、2ata以上での$NO_x$ 排出特性に及ぼす圧力の影響は小さい。その結果、中・高圧条件下における燃焼負荷率と$NO_x$排出濃度および$NO_x$ 転換率の関係は図8のようになる。図より燃焼負荷率が上昇すると、$NO_x$ 転換率はほぼ直線的に増加しており、中・高圧条件下では、$NO_x$ 転換率は圧力よりもむしろ燃焼負荷率の影響を強く受けることがわかる。

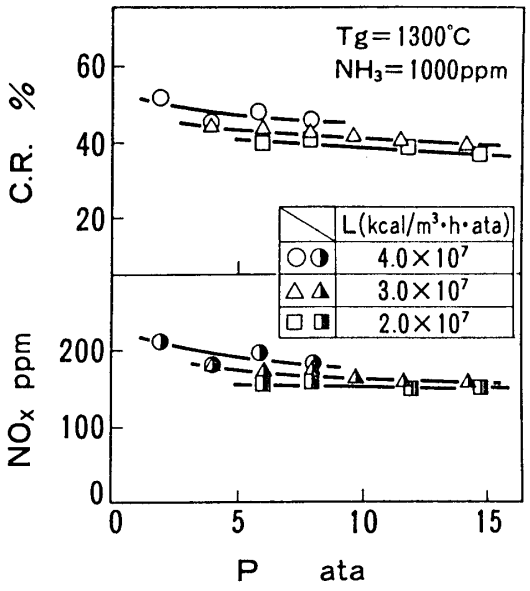



図7　$NO_x$排出特性におよぼす圧力の影響

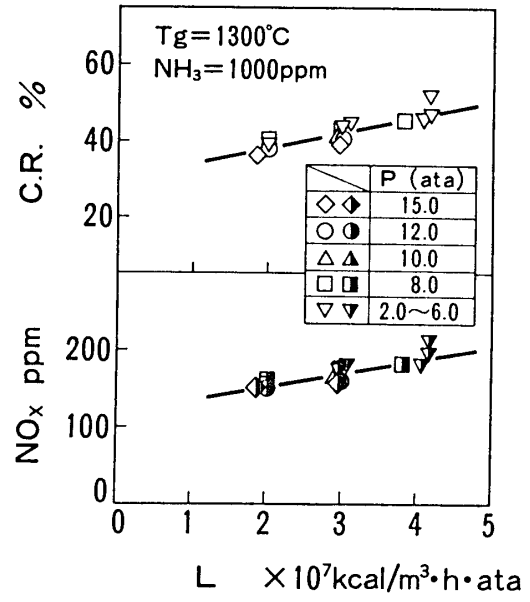



図8　$NO_x$排出特性におよぼす燃焼負荷率の影響

(3) 燃焼器出口ガス温度分布

燃焼器出口ガス温度分布の一例として図9に定格条件におけるガス温度分布を示す。最高ガス温度は出口中央部にあり、出口ガス温度分布はほぼ左右対称となっている。また、定格条件におけるパターンファクターは6.5%（金属製燃焼器の約1/2）と小さく、燃焼器のセラミックス化によってガス温度分布の均一化が可能であることが明らかとなった。これは、セラミック燃焼器では壁面の冷却・シール空気量が減少することに加え、壁面温度が1000℃以上の高温になるためと考えられる。このようなガス温度分布の均一化は、セラミック静翼および動翼の熱応力の低減化をもたらし、セラミックガスタービンの信頼性向上に有効であると考えられる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

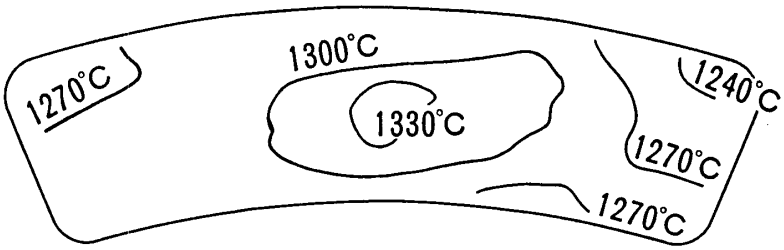



図９　燃焼器出口ガス温度分布（定格条件）

4－2 燃焼器壁面温度

図10は定格条件における燃焼器軸方向の壁面温度分布を示したものである。スワラ近傍では一次燃焼領域での空気比を低く抑えているためセラミックス温度は低いが、内筒部中央では最高温度約1400℃に達している。また、前報の試験結果ではスワラ近傍における金属壁温度の上昇が見られたが、図10では金属壁温度は全て入口空気温度にほぼ等しく、構造改良の効果が認められる。

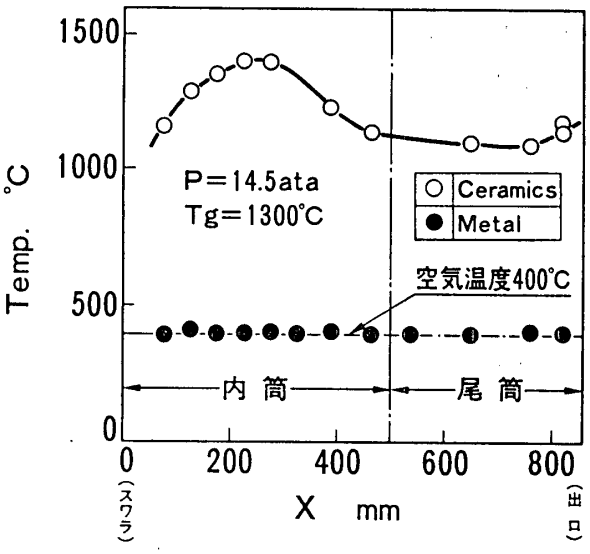



図１０　燃焼器軸方向の壁面温度分布（定格条件）

図11は全試験条件における空気比と燃焼器ライナ壁面温度（平均値）の関係を示したものである。セラミックス温度は空気比の減少によって上昇する傾向を示し、空気比がλ≒４以下では、1000℃以上の高温となっている。これに対し、金属壁温度はほぼ入口空気温度に等しく、本燃焼器の遮熱・シール構造が極めて有効に機能していることがわかる。

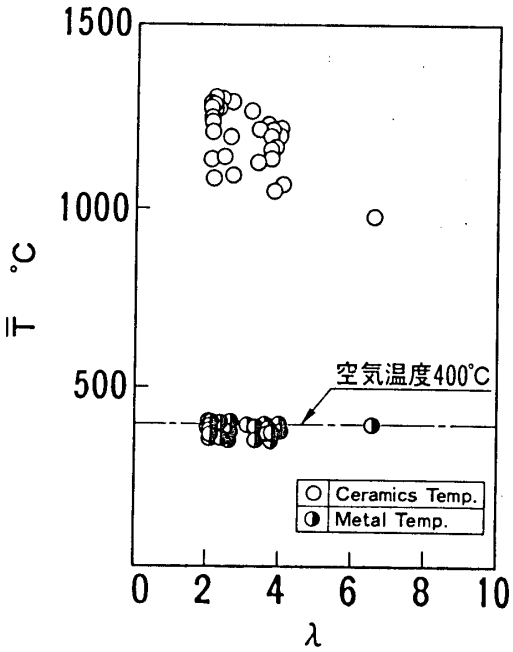



図１１　空気比と燃焼器ライナ壁面温度の関係

図12はガスタービン負荷とセラミックタイルの軸方向温度分布を示したものである。ガスタービン負荷が上昇するにつれて、内筒部後流および尾筒部のセラミックス温度は上昇しているが、スワラ近傍でのセラミックス温度は無負荷条件を除いて、逆に低

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

下している。これは、定格条件に近づくほど一次燃焼領域での空気比が低くなるためと考えられる。

4－3 トリップ試験とセラミック部品の状況

トリップ時のガス温度降下率は実測値で最大400 ℃/secであった。しかし、熱電対の時定数等を考慮すると、実際にはこれよりさらに大きなガス温度降下率であったと考えられる。トリップ試験時におけるセラミックタイルの軸方向温度分布を図13に示す。トリップ前後においてセラミックタイルの温度分布には特に大きな差異はなく、時間経過につれて全体的に温度が低下している。

試験後、セラミック部品の目視検査を行ったが、セラミック部品に割れなどの損傷はみられなかった。

4－4 まとめ

試験結果を取りまとめると以下のようになる。

(1) 燃焼器内圧が低い場合には、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、高圧では燃焼効率ほぼ100 %の高負荷安定燃焼が可能である。

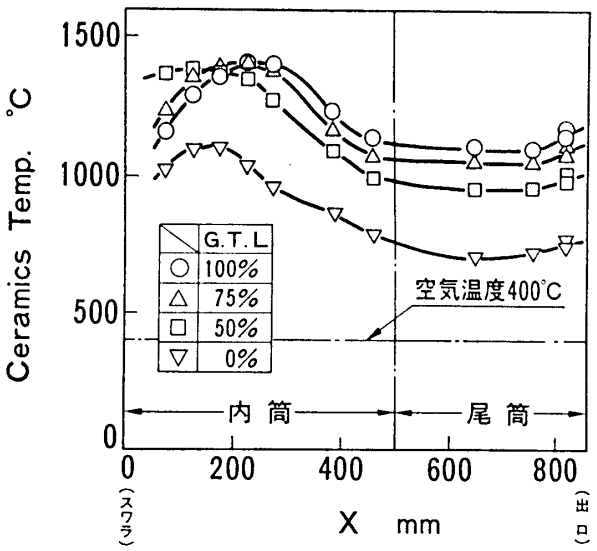



図１２ ガスタービン負荷とセラミックタイル軸方向温度分布の関係

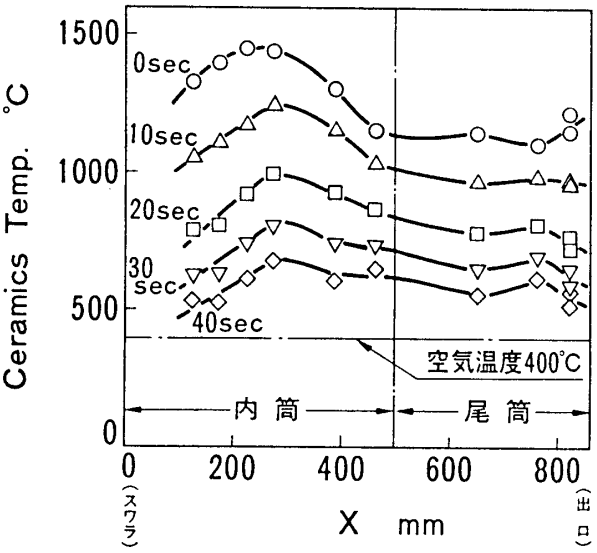



図１３ トリップ試験時におけるセラミックタイル軸方向温度分布

(2) 燃料中に含まれる$NH_3$の$NO_x$転換率は燃焼器内圧の上昇に伴って減少し、定格条件では$NO_x$転換率40%以下の低$NO_x$燃焼が可能である。また、$NO_x$転換率は中・高圧条件下では圧力よりも燃焼負荷率の影響を大きく受け、燃焼負荷率が増加すると$NO_x$転換率も増加する。

(3) 出口ガス温度分布の不均一率（パターンファクター）は、定格条件で６．５％（金属燃焼器の約1/2)ときわめて低く、燃焼器のセラミックス化によってガス温

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

度分布の均一化が可能である。

(4) セラミックタイルの温度は1000℃以上の高温となるが、金属壁温度はほぼ入口空気温度に等しく、本燃焼器の遮熱・シール構造は優れた性能を有している。

(5) 最も厳しい非定常熱応力が発生するトリップ試験においても、セラミックスに損傷は認められず、セラミックスの健全性を確認できた。

## 5．結　言

本報告では、前報での検討結果を基に燃焼器の構造改良を行い、実圧燃焼試験によって燃焼特性と燃焼器の強度信頼性を検討した。その結果、セラミックスを燃焼器に適用することにより、燃焼の安定化およびガス温度分布の均一化など、燃焼性能を向上できると考えられた。また、燃焼負荷率の増加に伴って燃料中$NH_3$の$NO_x$転換率が上昇することが明らかとなった。さらに、遮熱・シール構造の改良効果とセラミックスの健全性を確認できた。

（参考文献）

(1)阿部・ほか５名，第17回ガスタービン定期講演会講演論文集，(1989)，129.

(2)久松・ほか５名，第17回ガスタービン定期講演会講演論文集，(1989)，135.

(3)宮田・ほか５名，機論，54-505(1988)，1700.

(4)久松・ほか５名，機論，57-535，B(1991)，819.

(5)佐藤・ほか８名，電力中央研究所報告，W87019(1987).

(6)中田・ほか２名，第17回ガスタービン定期講演会講演論文集，(1989)，143.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

B—5

# ＳＳＴエンジン用ラム燃焼器の概念設計

＊米澤克夫　（石川島播磨重工業（株））
藤　秀実　（石川島播磨重工業（株））
小幡正一　（石川島播磨重工業（株））

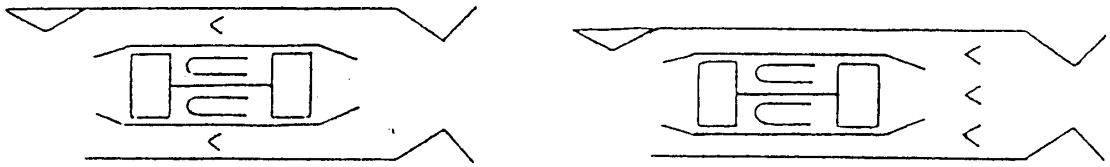
## 1. 緒言

マッハ数3～5で飛行する超音速機（以下ＳＳＴ）用エンジンとしては，地上静止状態から低マッハ数まで使用する高性能ターボファンエンジンに，マッハ数３以上で使用するラム燃焼器を組み合せたコンバインドサイクルエンジンを使用することが検討されている.

ここで使用されるラム燃焼器には，入口温度1350K,入口マッハ数0.1～0.3という作動条件下で，99％以上の燃焼効率と10以下の圧力損失係数の達成が要求されている. これは，ガスタービン用主燃焼器並の高燃焼効率とアフタバーナ並の低圧力損失を両立させることを意味する.

このような要求を満足させるためには，ターボファンエンジンとラム燃焼器の位置関係というようなエンジン全体の構造も含めた，ラム燃焼器に対する詳細な検討が必要である.

本報ではラム燃焼器について，エンジンの成立に直接かかわる燃焼効率，圧力損失に着目して概念検討した結果について報告する. また，概念検討結果を検証するために実施した圧力損失，フローパターンに関するスクリーニング試験結果についても述べる.



ラップアラウンド配置　　タンデム配置

図１　コンバインドサイクルエンジンの構造概念図

記号表

| | | | |
|---|---|---|---|
| Ａref:燃焼器代表断面積 | ｍ２ | ΔＰ1:燃焼器ライナにおける圧力損失 | Pa |
| b:Θパラメータの温度項の定数 | | q ref:燃焼器入口における動圧 | Pa |
| Ｄref:燃焼器代表径 | m | Ｔ３:燃焼器入口温度 | K |
| ｍＡ:空気流量 | Kg/s | Ｖ３:燃焼器入口流速 | m/s |
| Ｐ３:燃焼器入口圧力 | Pa | Θ:Θパラメータ（式（１）による） | |

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 2.ラム燃焼器の概念設計

### 2.1 ラム燃焼器の構想

将来のラム燃焼器について現在予想されている作動条件および要求性能を表１に示す．表中のラップアラウンド配置およびタンデム配置はコンバインドサイクルエンジンにおけるラム燃焼器とターボファンエンジンの位置関係を示している．図１にラップアラウンド配置およびタンデム配置の概念を示す．本研究ではラップアラウンド配置でのラム燃焼器入口条件が作動条件として与えられている．表中のタンデム配置のラム燃焼器入口マッハ数はタンデム配置の燃焼器代表断面積Ａref がラップアラウンド配置の３倍になると仮定して求めた値である．

このようなエンジン全体の構造はこの２種類に限られたものではなく，どの構造にすべきかはラム燃焼器だけでなくエンジン全体の性能，強度などを考慮して決定されるべきものである．

しかし，エンジン全体の構造検討を行うことは本報の趣旨ではない．ラム燃焼器の作動条件から見るとラップアラウンド配置とタンデム配置の最大の違いは，ラム燃焼器入口マッハ数である．ラム燃焼器の設計上は入口マッハ数が重要な設計パラメータとなる．そこで，ここではラム燃焼器入口マッハ数に着目してラップアラウンド配置とタンデム配置を比較検討する．

エンジンサイクル上はラム燃焼器前後の全圧差を燃焼器入口全圧で割った値である全圧損失率が要求パラメータとなるため表１には要求性能として全圧損失率を示した．しかし，ラム燃焼器の設計パラメータとしては全圧差を燃焼器入口の動圧で割った値である圧力損失係数が使用される．表１中の圧力損失率を全圧損失係数になおすと，ラップアラウンド配置では１以下，タンデム配置では12以下となる．

一方，ラム燃焼器自体の形態としては，空気孔を有するライナにより保炎する形態（以下主燃焼器型）とＶガッタのような鈍頭物体により保炎する形態（以下保炎器型

表１　ラム燃焼器作動条件，要求性能

| | | M3.0 68.5kft TOP of Climb | M5.0 90kft |
|---|---|---|---|
| 入口圧力P₃（P₄） | | $1.5\times10^5$ | $4.8\times10^5$ |
| 入口温度T₃（°k） | | 610 | 1350 |
| 圧力損失（%） | | 8 | 0.57 |
| 燃焼効率 | | 99%以上 | |
| 入口燃焼マッハ数 | ラップアラウンド配置 | 0.3 | 0.1 |
| | タンデム配置 | 0.1 | 0.03 |

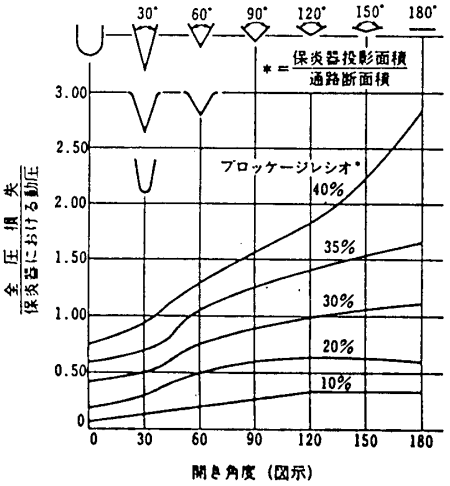



図２　保炎器形状と圧力損失の関係[2]

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

と呼ぶ）が考えられる.

主燃焼器型の場合圧力損失係数が大きいほどライナ内に流入する空気の流速が速くなり，ライナ内での空気と燃料の混合が促進され燃焼効率が高くなる．したがって，主燃焼器型の場合式（１）で定義されるパラメータと燃焼効率の間には良い相関が得られ，99％以上の燃焼効率が得られる最近の主燃焼器の圧力損失係数は20以上になっている．[1]

$$\Theta = \frac{P3^{1.75} A_{ref} D_{ref}^{0.75} \exp(T3/b)}{\dot{m}A} \left(\frac{\Delta Pl}{q_{ref}}\right)^{0.375} \qquad (1)$$

保炎器型の場合，燃焼効率はその後流にできる循環流領域の長さおよび火炎の広がりによって支配される．したがって，保炎器型の燃焼効率はＶガッタの幅およびブロッケージ比に支配される．[2]

また，保炎器型の圧力損失係数はＶガッタのブロッケージ比および形状に支配される．[2] 図２はＶガッタの形状と圧力損失係数の関係の１例を示したものである.

以下では，ラム燃焼器の配置および形態の組み合せのそれぞれについて，表１の条件における要求性能達成の可能性を検討する.

2.2 主燃焼器型ラップアラウンド配置

2.1 項で述べたとおり，ラップアラウンド配置の場合の要求圧力損失係数は1 以下である．ガスタービン用主燃焼器の圧力損失係数は20以上でありこの値以下では燃焼器ライナ内での空気と燃料の混合が不十分となり燃焼効率が低下する．式（１）から主燃焼器の燃焼効率は圧力損失係数の0.375 乗に比例するので，同じ大きさの燃焼器で比較すると圧力損失係数が20分の1 になると燃焼効率は3 分の1 になる．したがって，圧力損失係数が１以下の燃焼器で99％以上の燃焼効率を得るためには同じ大きさで圧力損失係数が20の燃焼器で100 ％以上の燃焼効率が達成できなくてはならないこととなり，実際上圧力損失係数1 以下の燃焼器では燃焼効率を99％以上にすることは不可能である.

したがって，この形態では圧力損失と燃焼効率の両立は困難と考えられる.

2.3 主燃焼器型タンデム配置

2.1 項で述べたとおり，タンデム配置の場合の要求圧力損失係数は12以下である．式（１）から圧力損失係数が20のときに燃焼効率が100 ％となる大きさを有する圧力損失係数12の燃焼器の燃焼効率は83％と予想される.

この形態の場合既存の燃焼方式とは異なる高効率燃焼方式を開発できれば圧力損失と燃焼効率の要求を共に満足できる可能性があると考えられる.

2.4 保炎器型ラップアラウンド配置

2.1 項で述べたとおり要求圧力損失係数は１以下である.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図２からブロッケージ比30％以下であれば充分要求を満足できると考えられる.

一方保炎器型の燃焼効率は火炎の広がりと相関があり，燃焼効率を99％以上にするためには火炎が燃焼器部のダクトの断面積の99％以上に広がらなくてはならないと考えられる.[3]

保炎器後流で火炎が広がっていくと，火炎面とダクト内面の間を流れるガスの流速が加速され火炎の広がりを妨げるため，火炎をダクト断面積の99％以上に広げるには90％以上のブロッケージ比を有する保炎器が必要になると考えられる.

したがって，この形態では圧力損失と燃焼効率の両立は困難と考えられる.

2.5 保炎器型タンデム配置

2.1 項で述べたとおり要求圧力損失係数は12以下となる.

2.4 項の場合と同様に圧力損失の要求は達成できるが，燃焼効率の要求を達成することは困難と考えられる.

2.6 ラム燃焼器の基本形態

2.2 ～2.5 項の検討結果から，要求性能を達成できる可能性が大きいのはタンデム配置の主燃焼器型であることがわかった．ラム燃焼器の形態としては，主燃焼器型は燃焼効率の面では有利であるが圧力損失係数が大きく，保炎器型は圧力損失係数は小さいが燃焼効率の面で不利であるといえる.

そこで，ラム燃焼器の基本形態はこの両者の長所を組み合せることにより圧力損失と燃焼効率を両立できると考えられる．図３にラム燃焼器の基本形態を示す．主燃焼器型燃焼器の下流に保炎器を取り付けた形態とし，空気の一部だけを主燃焼器型燃焼器に流入させ，残りの空気は保炎器部を通過させることにより，ラム燃焼器前後の全圧差すなわち圧力損失率を要求値以下に押えた上で燃焼器入口の動圧を小さくできるので，主燃焼器型燃焼器部の圧力損失係数を20以上に設定できると考えられる.

図４はタンデム配置の場合に主燃焼器型燃焼器部への空気配分と全体圧力損失率を要求値に合わせたときに主燃焼器型燃焼器部に許容される圧力損失係数の関係を計算した結果である．主燃焼器型燃焼器部への空気配分を25％以下にすれば主燃焼器型燃

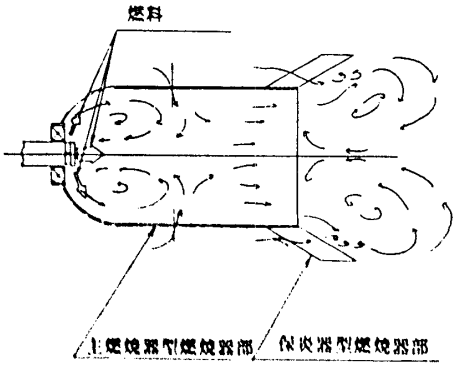



図３　ラム燃焼器の基本形態

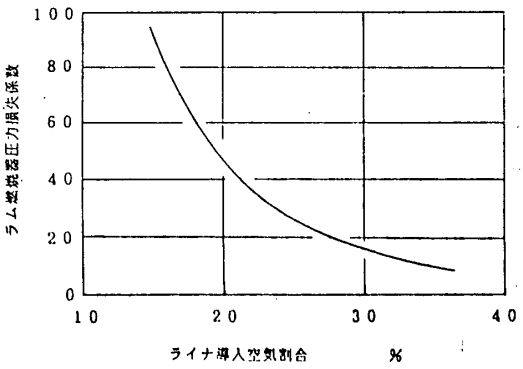



図４　ラム燃焼器圧力損失試算結果

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

焼器部の圧力損失係数を20以上にできることがわかる.

## 3.ラム燃焼器の基礎試験

2 項の検討結果を基にタンデム配置のラム燃焼器を想定し圧力損失, 火炎形状に着目して通風試験および着火試験を実施した.

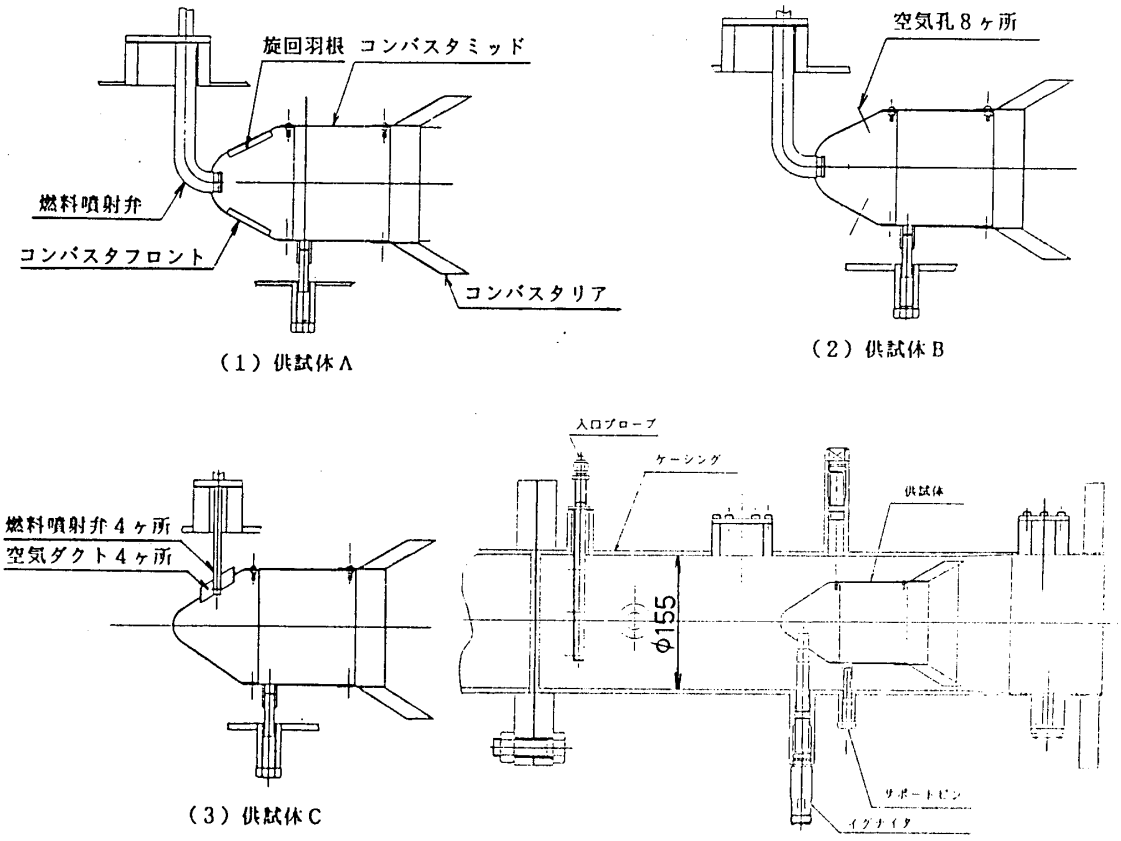
### 3.1 供試体

供試体は, 表1よりマッハ3の条件を設計条件として設計した.

図5に供試体の断面図を示す. 供試体はコンバスタフロント, コンバスタミッド, コンバスタリアの3分割構造とし, それぞれの部分を交換して圧力損失, 着火特性に対する影響を調べることが可能な構造となっている. 本報では, 図5に示すようにコンバスタフロントを変えた3形態について試験した。以後, 旋回羽根を付けたコンバスタフロントを用いた供試体を供試体A, 旋回羽根がなく単純な空気孔が開口しているコンバスタフロントを用いた供試体を供試体B, 空気ダクトを取り付けたコンバスタフロントを用いた供試体を供試体Cとそれぞれ呼ぶ.

### 3.2 試験装置, 試験条件

図6は試験装置の断面図である. 試験装置は内径155mmのカン型である. 実際のエンジンではこのカン型燃焼器を多数連ねたカンアニュラ型になる.




(1) 供試体A

(2) 供試体B

(3) 供試体C

図5 供試体断面図

図6 試験装置

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

試験時には燃焼器入口条件として，空気流量をオリフィス流量計で計測したほか，燃焼器上流に全圧全温プローブを取り付けて半径方向３点で全圧，全温を計測した．燃焼器出口では全圧を半径方向５点周方向４点の計２０点で計測した．

試験は燃焼器出口を大気開放とした常圧試験である．通風試験では入口温度を大気温度として燃焼器入口マッハ数を設計条件付近で変化させた．着火試験では入口温度を設計条件に合わせ、燃焼器入口マッハ数を設計条件付近で変化させた．

燃料はメタンガスである．点火には，火花点火栓を使用した．

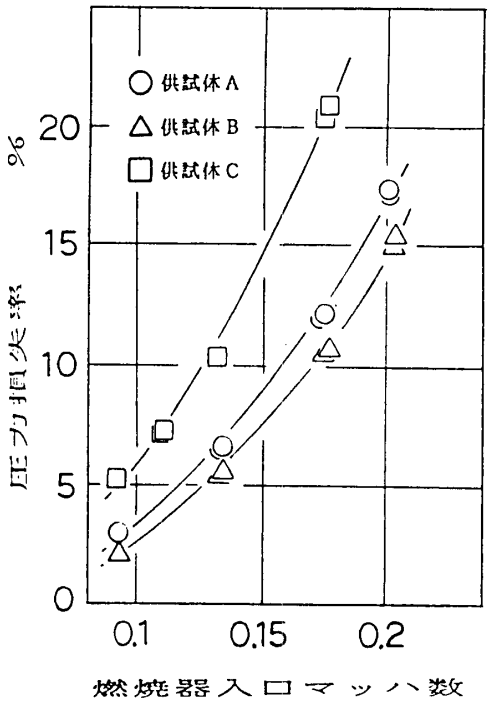



図７　通風試験結果

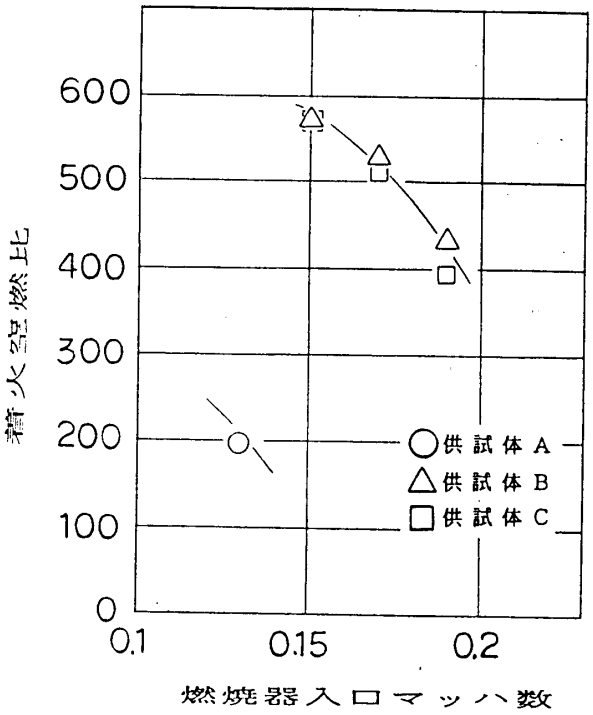



図８　着火試験結果

3.3 試験結果

図７に通風試験の結果を示す．供試体Ｂに対し供試体Ａは圧力損失率が0.5%程度高くなっている．この圧力損失率の差は旋回羽根による流れの偏向および燃焼器内の旋回の影響によるものと考えられる．一方供試体Ｃでは他の２形態に比較して圧力損失率が3~5%大きくなっている．燃焼器頭部で空気が空気ダクトによって偏向されることが圧力損失率を大きくしているものと考えられる．しかしながら，今回試験に供試した３種類の供試体では設計条件での燃焼器入口マッハ数における圧力損失率は最大5%で表１に示した圧力損失の要求値8%を満足している．

図８は着火試験結果である．供試体Ａが最も着火範囲が狭く供試体Ｂと供試体Ｃの着火範囲は同じである．いずれの供試体においても燃焼器入口マッハ数が0.2 以上では着火できず，ラップアラウンド配置では着火が困難であることがわかった．

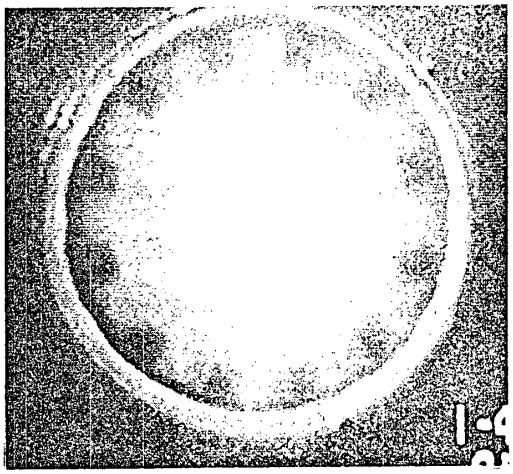
図９は着火後の火炎の様子を燃焼器後部から撮影したものである．供試体Ａの場合，火炎はコンバスタリアの保炎器下流にまで広がっているが，供試体Ｂおよび供試体Ｃ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

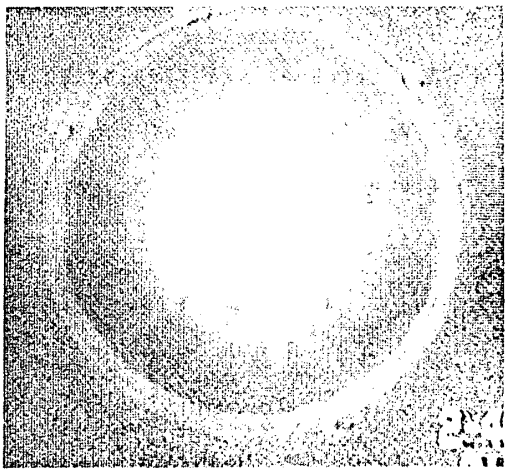
の場合には火炎はコンバスタフロント部の狭い範囲にのみ存在している.

燃焼性能に関しては，燃焼器下流で火炎が広がり主燃焼器部をバイパスしてきた空気と未燃の燃料が混合して燃焼することを期待しており，今回試験した中では供試体Aが最も期待される燃焼形態に近い.

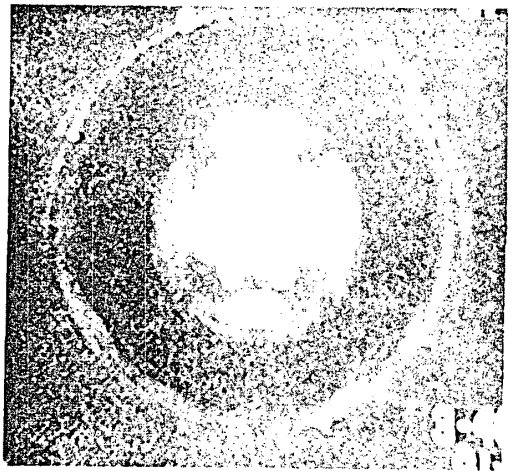
このように着火特性と燃焼形態については，本報の範囲では両立できておらず今後燃焼器の詳細な形態，点火方式，燃料噴射弁の配置というような詳細設計面での最適化が必要と考えられる.



（1）供試体A



（2）供試体B



（3）供試体C

図9　燃焼状態

## 4.結言

マッハ数3～5で飛行するSST用コンバインドサイクルエンジンのラム燃焼器について，その配置および形態を圧力損失および燃焼効率の面から比較検討した．さらにモデル燃焼器を設計製作し，通風および着火試験を実施した.

その結果以下のことがわかった.

（1）　ガスタービン用主燃焼器に保炎器を組み合せた形態を有するラム燃焼器をタンデム配置をするのがラム燃焼器に要求される圧力損失および燃焼効率を両立させる上で有利であることがわかった.

（2）　通風試験により，ガスタービン用主燃焼器に保炎器を組み合せた形態の圧力損失特性を明かにし，圧力損失の要求を満足できることを確認できた.

（3）　着火試験によりガスタービン用主燃焼器に保炎器を組み合せた形態の着火可能範囲および燃焼状態を明かにした.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

最後に本研究開発は超音速機用推進システムの研究開発の一環として，石川島播磨重工業（株）が新エネルギー産業技術総合開発機構から委託を受けて，実施したものである.

また，本研究のための試験の一部は，航空宇宙技術研究所原動機部燃焼器研究室との共同研究として実施したものである.

ここに，関係各位に深く感謝の意を表する.

参考文献

(1)A.H.Lefebre; GAS TURBINE COMBUSTOR; McGRAW-HILL BOOK COMPANY; 1983.

(2)佐藤，柏木；アフタバーナ技術；航空技術 3～6月号；1985.

(3)G.C.Oates, E.E.Zukoski; Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components; AIAA Education Series; 1985

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—6　石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の高圧燃焼器特性

＊中田俊彦　（（財）電力中央研究所）
佐藤幹夫　（（財）電力中央研究所）
二宮　徹　（（財）電力中央研究所）
芳根俊行　（（株）東　芝）
山田正彦　（（株）東　芝）

## 1．まえがき

石炭ガス化複合発電（ＩＧＣＣ）システムは、石炭の新しい利用技術として、欧米および日本において研究開発が進められている。国内では、国および電気事業が中心となって２００トン／日のパイロットプラントによる試験研究が１９８６年から開始されている。石炭ガス化炉から生成する燃料は、発熱量が天然ガス（ＬＮＧ）の約１／１０であり、一酸化炭素（ＣＯ）を主要な可燃性成分とし、さらにフュエル$NO_x$の生成源となるアンモニア（$NH_3$）を含むなどの特徴がある。このため、燃焼の安定性および$NO_x$ 排出特性に優れた石炭ガス用ガスタービン燃焼器の開発が望まれている。

著者らは、空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電システムにおける、１３００℃級ガスタービン燃焼器の研究開発を進めている[(1)(2)(3)]。これまでに、フュエル$NO_x$ の低減方法として石炭ガスのリッチリーン燃焼技術を開発、適用し、$NO_x$ 排出濃度を従来の１／２以下である６０ｐｐｍ（燃焼器出口酸素濃度１６％換算）まで低減することができた。本報では、開発した石炭ガス用ガスタービン燃焼器について、最終性能評価として行った実圧下での燃焼試験結果を中心に報告する。

## 2．石炭ガス用ガスタービン燃焼器の開発課題

１３００℃級石炭ガス用ガスタービン燃焼器の主な開発課題を以下にまとめて示す。

### 2．1　安定燃焼技術

空気吹き噴流床石炭ガス化炉から生成する石炭ガスは、表１に示すように燃料中の可燃性成分の割合が約１／４と少なく、燃料発熱量も１０００ｋｃａｌ／㎥Ｎ（ＨＨＶ）と低い。このために、石炭ガス燃料を安定してしかも効率良く燃焼させる技術の開発が必要である。

表１　石炭ガス燃料の組成例

| | | |
|---|---|---|
| Composition | CO | 18.3Vol % |
| | $H_2$ | 6.9Vol % |
| | $CH_4$ | 2.5Vol % |
| | $CO_2$ | 12.9Vol % |
| | $H_2O$ | 3.0Vol % |
| | $N_2$ | 56.3Vol % |
| | $NH_3$ | 1000 ppmV |
| HHV | | 1000kcal/m³N (4190kJ/m³N) |
| LHV | | 930kcal/m³N (3890kJ/m³N) |


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 2．2　壁面冷却技術

石炭ガス用ガスタービン燃焼器では、出口温度の高温化にともない燃焼器壁面の冷却用空気量が顕著に減少する。図１は、燃焼器の出口温度と、燃料流量、燃焼用空気量（空気比１．２５）、冷却用空気量（全空気量の３５％と設定した）、希釈空気量の各体積割合を表している。石炭ガスはＬＮＧに比較して燃料流量が多く、また冷却用空気量が少ないことがわかる。したがって、燃焼器壁面の高性能な冷却技術が重要となる。

## 2．3　低ＮＯx 燃焼技術

石炭ガスは、最高火炎温度が１６６０℃と低いためにサーマルＮＯx の生成量は少ない。一方、燃料中にアンモニアを標準で約１０００ｐｐｍ程度含むために、このアンモニアがすべて酸化した場合、約１５０ｐｐｍ（$O_2$ １６％換算）のＮＯx が生成する。このため、フュエルＮＯx を大幅に低減する新しいガスタービン燃焼技術の開発が必要である。図２は、排出目標値を２５ｐｐｍ（$O_2$ １６％換算）と想定した場合の、脱硝装置の所要効率と燃焼器でのアンモニアからＮＯx への転換率を表わす。燃料中のアンモニア濃度は、ガス化炉の石炭種や運転条件によって若干異なるために、パラメータとして３００ｐｐｍから１５００ｐｐｍの範囲で変化させた場合を示している。仮に燃料中のアンモニア濃度が１０００ｐｐｍでＮＯx への転換率が１００％の場合、脱硝装置は８３％の効率を必要とするが、ＮＯx への転換率が４０％の場合は脱硝効率は５９％まで軽減でき、脱硝コストの大幅な削減が可能となる。

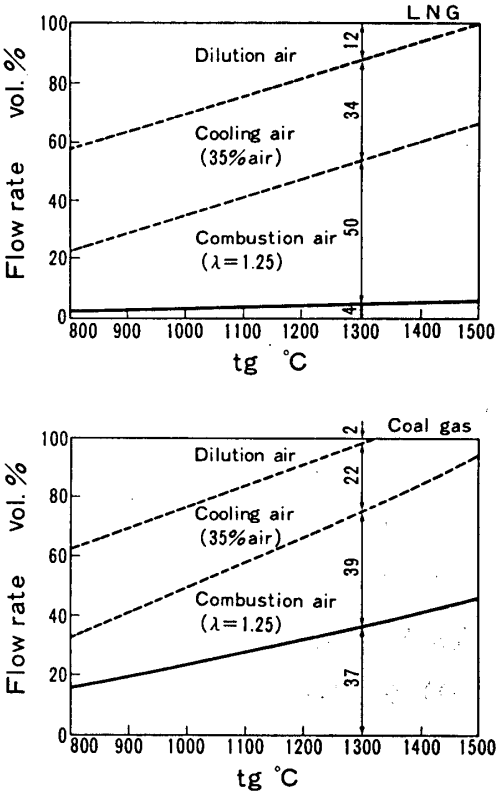



図１　燃焼器出口ガス温度と燃料、空気配分

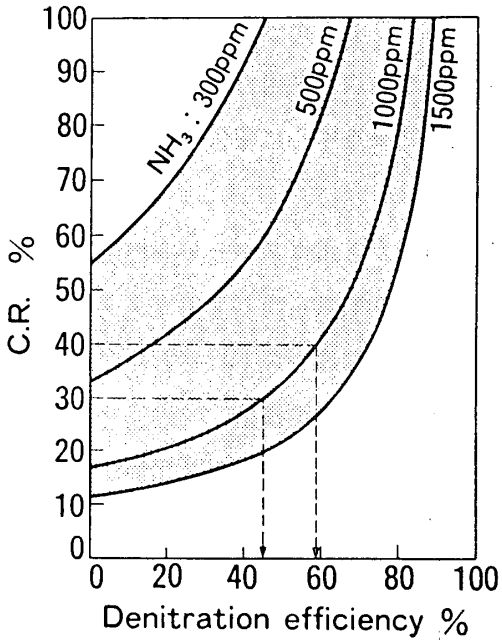



図２　脱硝装置の効率と転換率



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 3．供試燃焼器と試験設備

著者らは、これまで１５０MW級ガスタービンの実サイズ燃焼器を用いた常圧下での燃焼試験によって、石炭ガス用ガスタービン燃焼器の開発を進めてきた。燃焼器内の圧力は、燃焼特性、$NO_x$ 生成特性、壁面温度特性等に影響を及ぼすため、燃焼器性能の最終評価にあたっては、１４ａｔａの実圧条件を含めた高圧下の燃焼試験が不可欠である。

燃焼試験を行った二室保炎強化型燃焼器[3]の概略を図３に示す。ＣＧＴ５００１燃焼器は１５０MW級ガスタービンの多缶型燃焼器の一缶に相当する。ＣＧＴ６００１燃焼器は、ＣＧＴ５００１燃焼器の高圧燃焼特性を把握するために、高圧試験設備の容量の制約で１／２サイズに縮小したもので、２０MW級ガスタービンの燃焼器の一缶に相当する。特徴として、燃焼器は安定燃焼を図るための副燃焼室、低$NO_x$燃焼を行う主燃焼室（一次燃焼室）、二次燃焼室の三室から構成される。定格条件における一次燃焼室の空気比λｐは０．６と燃料過濃に設定して燃料中アンモニアの酸化反応を抑制している。また、燃焼器壁面の冷却方式として、特に高温が予想される副燃焼室と主燃焼室には、インピンジメント冷却とフィルム冷却を組合わせた積層冷却構造を採用している。副燃焼室の燃料割合は全体の１５％とし、副燃焼室を含めた燃焼器の全長は１３２０mm（ＣＧＴ６００１は５８０mm）、主燃焼室の内径は３６０mm（２００mm）である。定格条件における燃焼負荷率は２．２×１０$^7$ kcal／m$^3$ h ataである。

燃焼試験では、空気吹き噴流床方式の石炭ガス化燃料とほぼ同一組成の低カロリーガス燃料が供給可能な実験設備を用いた。本設備は、ＬＰＧ原料を水蒸気で改質することによって石炭ガスと同一組成の燃料を供給できる。

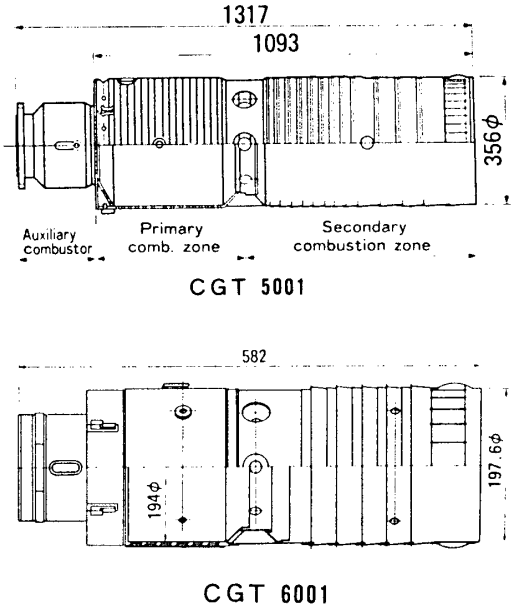



図３　供試燃焼器の概略

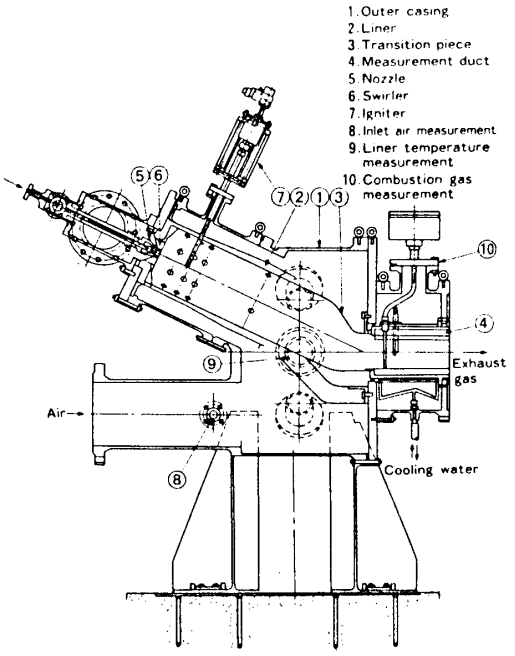



図４　燃焼器の試験設備の概要



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図４に、燃焼器の試験設備の概要を示す。燃焼器の壁面温度は、Ｋ型熱電対（２０本）で、燃焼器出口ガス温度はＲ型熱電対（３本）で測定した。燃料ガスの組成は、高速ガスクロ分析計、メタンガス分析計、アンモニアガス分析計、熱量計、密度計などにより分析し、ＮＯx 、ＣＯなどの排ガス組成はサンプル後、多成分排ガス分析計により測定した。

## ４．試験結果と考察

### ４．１　ＮＯx 排出特性

（１）常圧下におけるフュエルＮＯx 排出特性

これまでの検討で、リッチリーン燃焼を強化することによってフュエルＮＯx 排出量を一層低減することができた。図５は、二室保炎強化型燃焼器（ＣＧＴ５００１）の常圧燃焼試験結果を示している。定格負荷に相当する空気比２．１の条件下では、アンモニアからＮＯx への転換率が４０％と、低ＮＯx 燃焼を行わない燃焼器の８０％台から比較して１／２以下に低減できた。図６は、定格負荷でアンモニア濃度を変化させたときのＮＯx 排出特性を表している。アンモニア濃度が１０００ｐｐｍの場合、ＮＯx 排出濃度（以下$O_2$ １６％換算とする）は６０ｐｐｍ、アンモニア濃度が３００ｐｐｍのときはＮＯx 排出濃度は３０ｐｐｍと低下した。

（２）高圧下におけるサーマルＮＯx 排出特性

１／２サイズ二室保炎強化型燃焼器（ＣＧＴ６００１）の、実圧条件（１４ａｔａ）を含めた高圧下におけるＮＯx 排出特性について検討した。

図７は、燃焼器内圧力を変化させたときのサーマルＮＯx 排出特性を示す。燃焼器の総空気

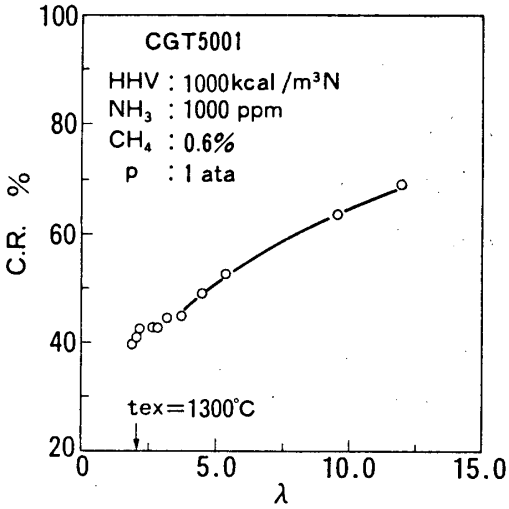



図５　常圧下におけるＮＯx排出特性

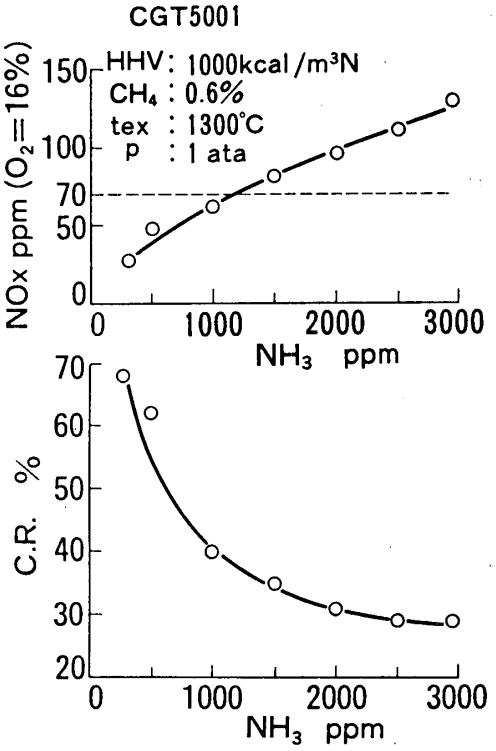



図６　アンモニア濃度とＮＯxの関係

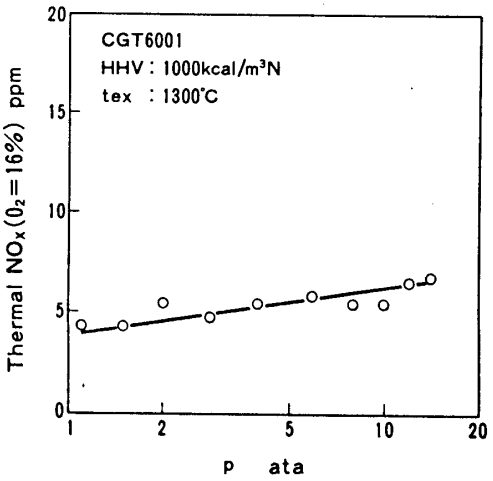



図７　サーマルＮＯx排出特性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

比は、燃焼器出口ガス温度が１３００℃の定格負荷に相当するように２．１に設定した。ＮＯx 濃度は圧力の上昇にしたがって常圧下での４ｐｐｍから徐々に増加し、１４ａｔａの実圧下では７ｐｐｍであった。ガスタービン燃焼器のサーマルＮＯx 排出量に及ぼす圧力の影響として、Zeldovich ＮＯの生成速度（mol/cm³・s)が圧力の１．５乗にほぼ比例することや、ＮＯx 排出濃度が圧力の０．５乗に比例することなどが知られている[4]。また、圧力が高くなるとＮＯの平衡濃度は低下するが、ＮＯ生成速度が増すために、平衡に達していない場合には圧力が高い方がＮＯ濃度が高くなる傾向がある。本燃焼器では、サーマルＮＯx 排出濃度は圧力の約０．２乗に応じて増加し、サーマルＮＯx に及ぼす圧力の影響はＬＮＧに比べて顕著ではなかった。これは、図８に示すように、ＬＮＧの場合は圧力が高くなると理論断熱火炎温度が上昇するのに対して、石炭ガスでは火炎温度の上昇が少ないためと考えられる。

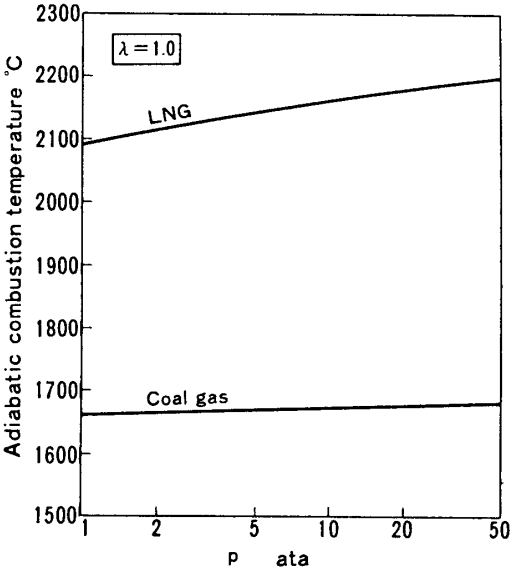



図８　燃焼器内圧力と断熱火災温度

（３）高圧下におけるフュエルＮＯx 排出特性

図９は、燃焼器内圧力を１ａｔａから１４ａｔａまで変化させたときのフュエルＮＯx 排出特性を示す。燃料中のアンモニア濃度は１０００ｐｐｍ一定とした。空気比は、燃焼器出口ガス温度が１３００℃となるように２．１に設定した。さらに、パラメータとして燃料中のメタン濃度を０．５％から２．３％の範囲で変化させた。図９より、燃焼器内圧力がアンモニアからＮＯx への転換率に及ぼす影響は、燃料中のメタン濃度の割合によって異なっている。本試験結果では、燃料中のメタン濃度が低い場合は、転換率は圧力が上がっても変化せずにほぼ一定であった。一方、メタン濃度が高い場合には、転換率は圧力の上がるとともに減少し、とくに圧力の比較的低い４ａｔａ以下でこの傾向が顕著であった。なお、圧力が４ａｔａ以上でメタン濃度の低い条件は、試験設備の制約で設定できないために、データは得られていない。

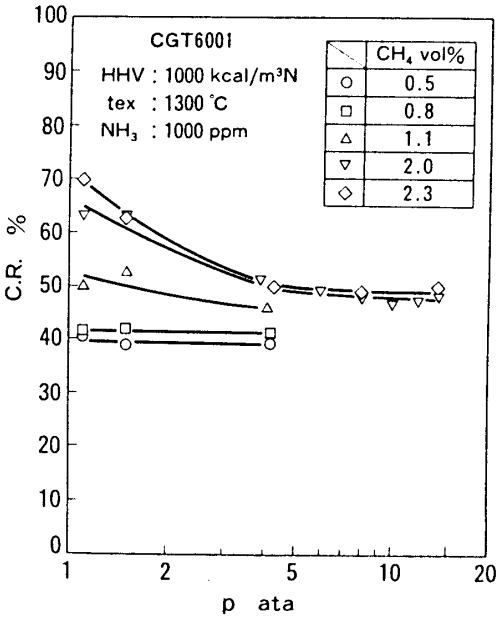



図９　燃焼器内圧力と転換率

次に、フュエルＮＯx 排出量に及ぼす燃焼器



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

内圧力とメタン濃度の影響を図１０にまとめて示す。これより、アンモニアからＮＯx への転換率は燃料中のメタン濃度が増えると直線的に増加する傾向がある。たとえば圧力１ａｔａでは、メタン濃度が０．５％から２．３％に増えると転換率は約３０％増加する。また、転換率に及ぼすメタン濃度の影響は、圧力が高くなると徐々に小さくなり、圧力１４ａｔａではメタン濃度が０．５％から２．３％に増えても転換率の増加は約１０％であった。図１１に、常圧下において燃料中のメタン濃度が転換率に及ぼす影響を示す。燃料中のメタン濃度の影響として、メタン濃度に応じてＮＯx 転換率が最小となる最適な空気比条件が存在することがわかる。これは、メタン成分がアンモニアの分解反応に大きく関与し、とくにアンモニアが分解する過程でＨＣＮ成分などが新たに生成するためと考えられる。これまで、ガスタービン燃焼器のフュエルＮＯx 排出特性に及ぼす圧力の影響については、Zeldovich ＮＯと異なって素反応式系や反応速度定数も充分検討されていない。燃焼器内圧力がフュエルＮＯx に及ぼす影響を明らかにするために、今後ガスタービン燃焼器におけるフュエルＮＯx の生成機構について詳細な検討が必要と思われる。

４．２　ＣＯ排出特性

燃焼器内の圧力を上げたときのＣＯ排出濃度と燃焼効率を図１２に示す。常圧下では１２０ｐｐｍのＣＯが排出されたが、圧力が高くなるとともに顕著に減少する傾向がみられた。また、２ａｔａ以上の高圧下ではＣＯ排出濃度は２０ｐｐｍ以下、燃焼効率はほぼ１００％と良好であった。

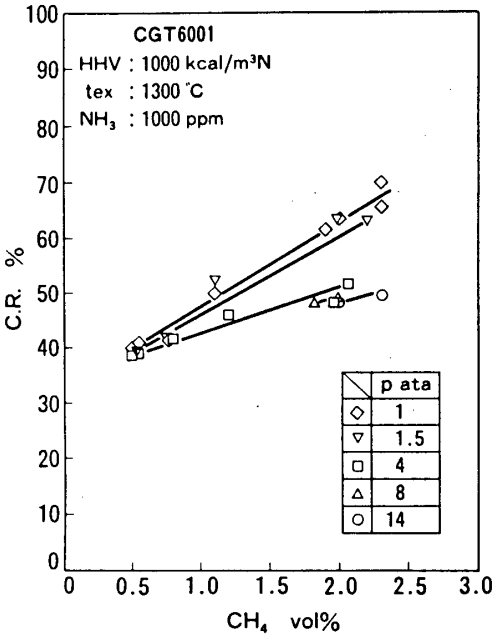



図１０　メタン濃度と転換率

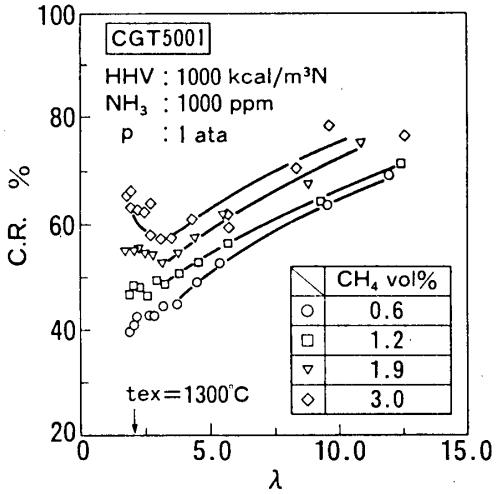



図１１　常圧下におけるＮＯx排出特性（その２）

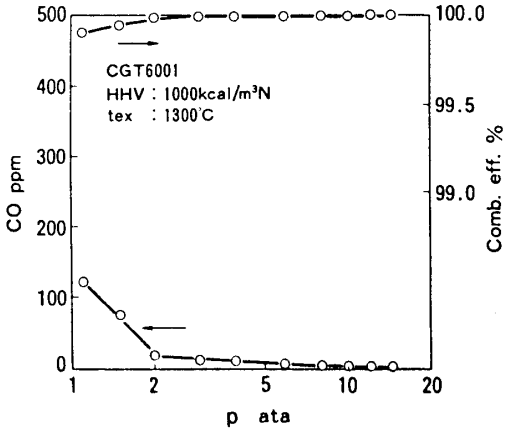



図１２　ＣＯ排出濃度と燃焼効率



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

### 4．3　燃焼器の壁面温度特性

燃焼器壁面の温度分布を図１３に示す。壁面温度から燃焼器内の燃焼状態を推察すると、副燃焼室、一次燃焼室ともに充分な温度上昇がみられ、安定して保炎されていることがわかった。圧力の影響については、燃焼器内圧力８ａｔａ以上の高圧下では、圧力が上昇しても壁温はとくに変化しなかった。圧力が高くなると、火炎輻射による伝熱量は増加するが、一方で燃焼器壁面での対流冷却も増加する傾向がある。このため、これらの熱量がほぼ釣り合うことによって、圧力の壁面温度に及ぼす影響が顕著ではなかったと思われる。

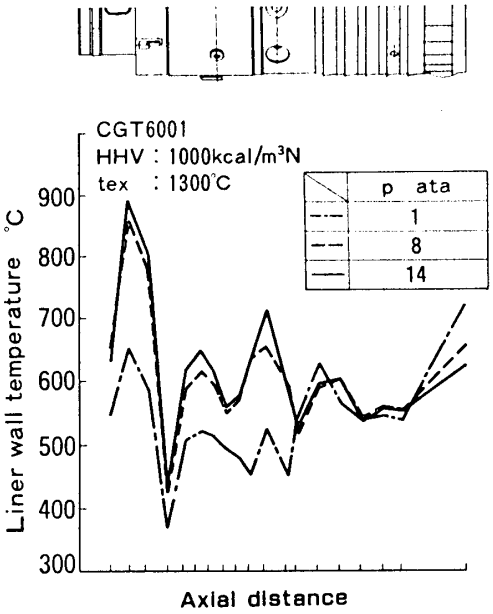



図１３　燃焼器壁面温度分布

燃焼器壁面の温度レベルは、耐熱許容温度である８５０℃以下をほぼ満足し、１３００℃級燃焼器として耐久性を有するものと考えられた。

### 5．むすび

(1) 燃焼試験の結果、開発した石炭ガス用ガスタービン燃焼器は、１４ａｔａの実圧下で１３００℃級燃焼器として優れた排気性能と充分な耐久性を示した。

(2) ＮＯ$_x$ 排出特性としては、燃料中アンモニアからＮＯ$_x$ への転換率を４０％（Ｏ$_2$ １６％換算で６０ｐｐｍ）以下まで大きく低減できた。これによって、石炭ガス化複合発電プラントの排煙脱硝装置の負荷が大幅に低減できることになった。

(3) ＣＯ排出濃度は、実圧下で１０ｐｐｍ以下、燃焼効率はほぼ１００％と良好であった。

### 6．記号

| | | |
|---|---|---|
| ＨＨＶ | ：燃料の高位発熱量 | ｋｃａｌ／ｍ$^3$Ｎ |
| Ｃ．Ｒ． | ：燃料中アンモニアからＮＯ$_x$ への転換率 | ％ |
| ｐ | ：燃焼器内圧力 | ａｔａ |
| ｔｅｘ | ：燃焼器出口ガス温度 | ℃ |

### 7．文献


(1)　佐藤他，機論，56-530，B(1990)，319

(2)　佐藤他，機論，56-532，B(1990)，317

(3)　佐藤他，機論，57-535，B(1991)，25


Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

(4) 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法，(1980)，47,185，日本機械学会

(5) Sato,T.,Hilt,M.B., NOx Abatement Measures for a Combined-Cycle Plant, 87-TOKYO-IGTC-58, (1987).

(6) Becker,B.,Kreutzer,A.,Goebel,K., Combined-Cycle Plants with Integrated Coal Gasification and Low NOx Emissions, 83-TOKYO-IGTC-103, (1983).

(7) White,D.J.,Kubasco,A.J., Combustion Characteristics of Hydrogen-Carbon Monoxide Based Gaseous Fuels, ASME Paper, 83-GT-142, (1983).

(8) ガスタービン燃焼器に関する諸問題とその対策のための事例，日本ガスタービン学会誌，16-61, 16-62, 16-63, (1988).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—7　ハイブリッド触媒燃焼器の研究

原之義（東京電力）　古瀬裕　土屋利明
*古屋富明（東芝）　芳根俊行　山中矢　山田正彦

## 1．緒言

近年、発電プラントとしてコンバインドサイクル発電が注目され、高効率化のためのガスタービン入口温度の上昇が進められている。タービン入口温度の上昇は燃焼器のＮＯｘ増加の要因であり、その対策は従来にも増して重要になってきている。図１に発電用ガスタービンのＮＯｘ対策の進展を示した。最新鋭のＬＮＧ焚コンバインドサイクル発電プラントでは、燃焼器への蒸気噴射と接触還元方式の排煙脱硝装置とを組み合わせることによりＮＯｘを１０ppm(16%$O_2$）以下にすることが可能となっている。しかし、排煙脱硝装置の設置による発電コストの上昇と蒸気噴射によるプラント効率の低下を余儀無くされており、本質的な低ＮＯｘ化技術の確立が望まれている。そこで近年、ＮＯｘの発生が極めて少ない触媒燃焼法が注目され、国内外で研究開発が行われている[1)2)]。著者らも、１３００℃級ガスタービンを用いるコンバインドサイクル発電プラントのthermal ＮＯｘを排煙脱硝装置が不要となるレベルまで削減することを目的として触媒燃焼器の開発を進めている。

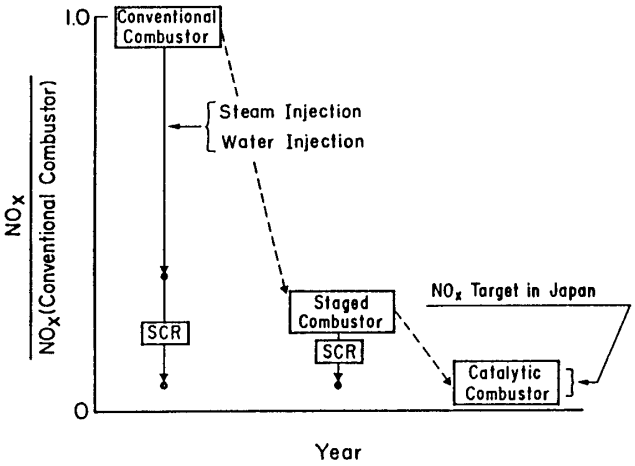



図１　低ＮＯｘ化技術の進展

著者らは、触媒の下流域での気相燃焼を併用することにより触媒の熱負荷を軽減することを特徴とするハイブリッド触媒燃焼器を提案し、１００～２００ＭＷ級ガスタービンへの適用性について検討を進めてきた[3)~8)]。今回、実サイズの触媒燃焼器を製作し大気圧下での燃焼試験を行うとともに、小規模試験と計算機シミュレーションにより加圧下での特性を検討し実機圧力での性能を推定したので報告する。

## 2．ハイブリッド触媒燃焼器の構成

図２にハイブリッド触媒燃焼器の概念図を示した。燃焼器は、予燃焼部(PRE COMBUSTION ZONE)、予混合部(PRE MIXING ZONE)、触媒部(CATALYST)、気相燃焼部（GAS PHASE COMBUSTION ZONE)、バイパスバルブ(BYPASS VALVE)から構成される。この燃焼

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

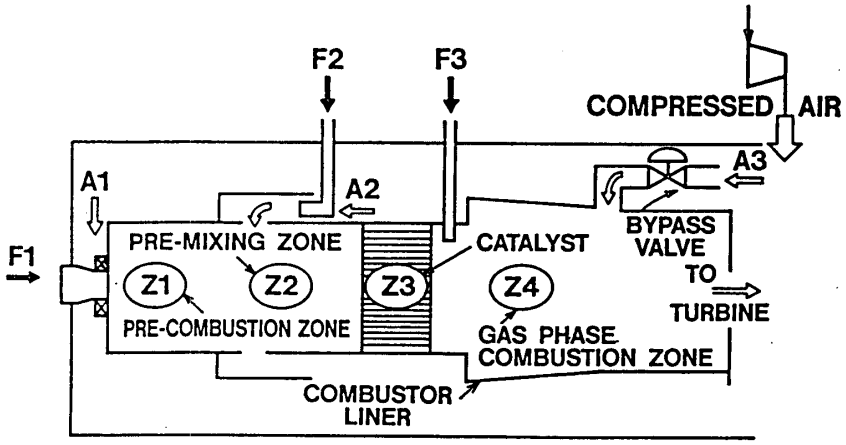



図 2　ハイブリッド触媒燃焼器の概念図

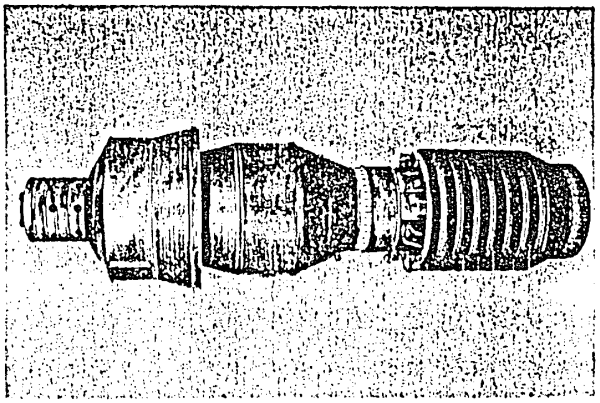


図 3　ハイブリッド触媒燃焼器（本体）

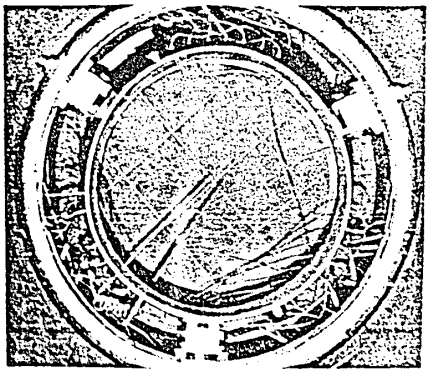


図 4　触媒

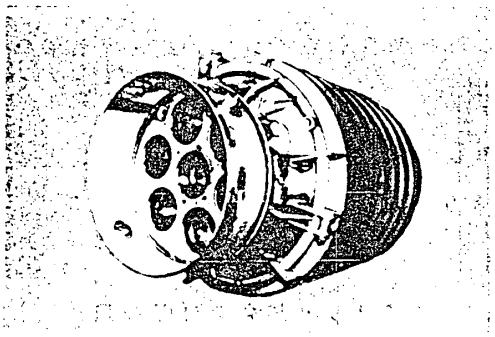


図 5　気相燃焼部



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

器は触媒層の下流域での気相均一系燃焼を積極的に利用することにより、触媒の使用温度の低下と燃焼器出口温度の上昇を狙ったものである。1300℃級のＬＮＧ焚ガスタービンに適用することを目的としているが、触媒の使用温度は1000℃以下を考えている。気相燃焼部と希釈空気用のバイパスバルブを設けたことが構造上の特徴である。また、燃料は予燃焼部、予混合部（触媒用）、気相燃焼部の各々に供給される。予燃焼部では触媒反応が開始する温度まで空気が予熱され、触媒部では燃料の一部が燃焼してガス温度が上昇する。気相燃焼部では触媒部からの未燃燃料と追加される燃料とが混合されると共に完全燃焼される。気相燃焼部の燃焼温度はthermal ＮＯｘの抑制と燃焼安定性を考慮して設定される。出口ガス温度はガスタービンの負荷に応じてバイパスバルブによって制御される。

今回の大気圧燃焼試験用に製作したハイブリッド触媒燃焼器本体を図３に示した。また、図４に試験に供した触媒を示した。触媒は直径４５０ｍｍ、長さ９０ｍｍのコーディェライト製ハニカム担体にパラジウムを主成分とする触媒成分をウオッシュコートしたものである。なお、ハニカム担体は１６個のセグメントを接着して直径４５０ｍｍのものを得た。気相燃焼部は燃料噴射ノズルとライナーから構成されている。燃料噴射ノズルは直径３００ｍｍの触媒を用いた大気圧燃焼試験で良好な燃焼性能を示したマルチノズルタイプ[9]のものを採用した。図５に試験に用いた気相燃焼部を示した。点火器は予燃焼部、気相燃焼部の各々に設置されている。

## ３．大気圧燃焼試験

試験はガスタービンの各負荷における運転条件を想定し、空気流量、燃料流量を圧力を大気圧に換算して行った。表１に大気圧下での燃焼器運転条件の設定値を示した。表１に基づいて、空気を空気予熱器で所定の燃焼器入口温度まで予熱して触媒燃焼器に供給した。供給された空気は運転条件に応じて、バイパスバルブから燃焼器の尾筒部に希釈空気として流入するものと触媒部上流側の予燃焼部、予混合部に流入するものとに配分される。燃料としては１３Ａ都市ガスを用い、予燃焼部、予混合部、気相燃焼部の各々に配分した。

表１　燃焼器運転条件の設定値（大気圧）

| LOAD | % | 37.5 | 50.0 | 62.5 | 75.0 | 87.5 | 100.0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| TOTAL AIR FLOW | NM3/H | 6174 | 5759 | 5522 | 5286 | 5236 | 5186 |
| TOTAL FUEL FLOW | NM3/H | 141 | 161 | 181 | 200 | 204 | 208 |
| INLET TEMPERATURE | K | 595 | 602 | 608 | 614 | 632 | 650 |
| EXIT TEMPERATURE | K | 1198 | 1323 | 1436 | 1548 | 1587 | 1625 |

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図６に各負荷における燃焼器入口温度、触媒温度、燃焼器出口温度の測定値を示した。同様に、図７に排ガスの測定値を示した。触媒温度（最高測定値）が８００℃前後と低いのにもかかわらず１３００℃級の燃焼器出口温度が得られ、ハイブリッド触媒燃焼器の特徴が示されている。排ガス中の未燃成分はやや多いが、従来方式の触媒燃焼器の試験結果[10]に比較して大幅に低くなっている。これは、触媒部の下流域の気相燃焼部が燃焼の安定化に寄与しているためである。また、未燃成分濃度も今後充分改善できるレベルに達していると考えている。ＮＯｘは数ｐｐｍであり、大気圧下の試験であることを考慮しても従来方式の燃焼器より低ＮＯｘである。今回の試験で、ＮＯｘが生成するのは予燃焼部と気相燃焼部である。ＮＯｘ生成が少ないのは、予燃焼部では通常の燃焼方式を採用しているものの温度上昇が１００℃以下と少ないこと、気相燃焼部では燃料が良く混合され予混合稀薄燃焼が行われて局所的な高温域が少ないことが考えられる。

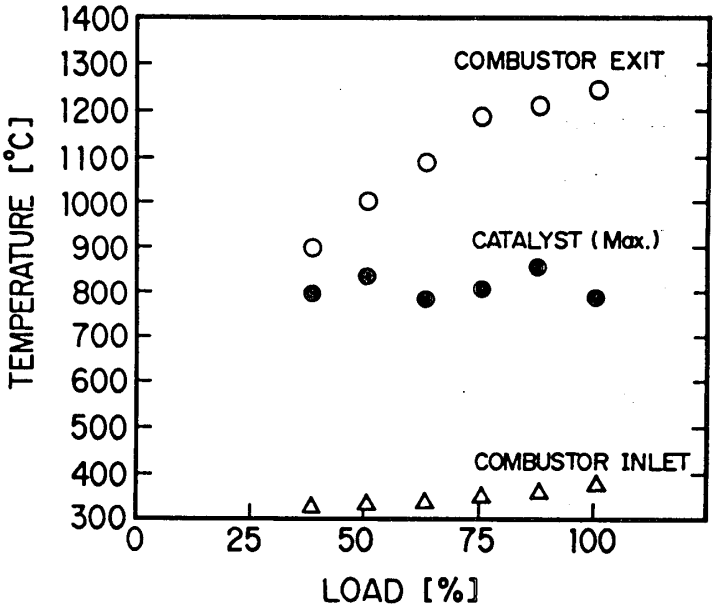



図６　燃焼器各部の温度測定値

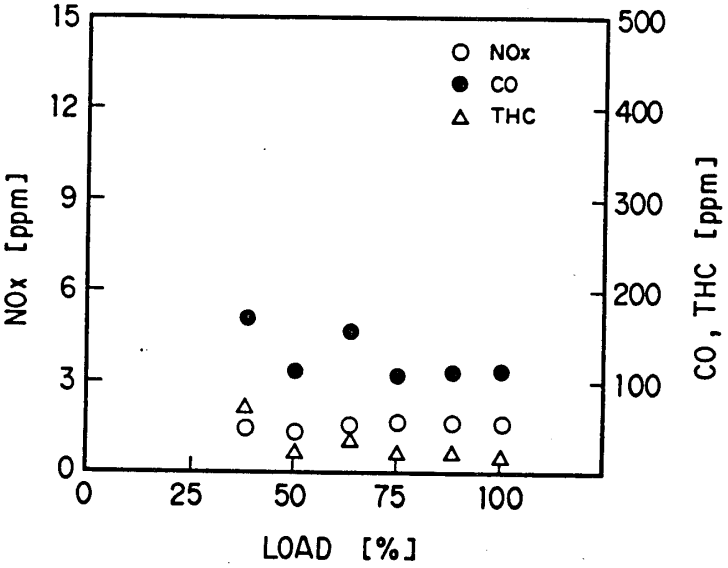



図７　排ガス測定値

図８に各負荷相当における圧力損失を示した。ハイブリッド触媒燃焼器では、燃焼安定性を維持するために気相燃焼部での燃焼温度を負荷にかかわらず高く設定している。そのため、負荷の上昇とともに触媒部を通過するガス流速が増加し、圧力損失も増加する。　また、圧力損失のほとんどが触媒部で発生しており、触媒部が燃焼器全

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

体の圧力損失特性を支配している。今回の試験では100%負荷相当で6%前後であり、ほぼ満足できる値であった。

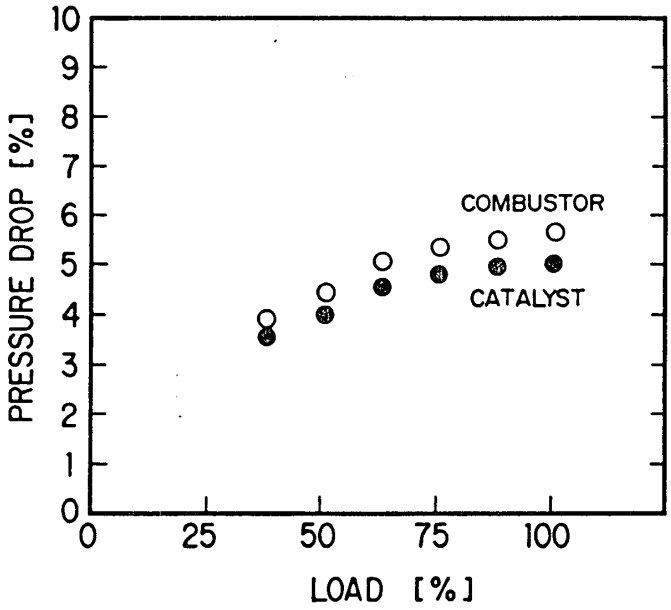



図8　圧力損失測定値

4．実機性能の推定

今回の大気圧燃焼試験の結果が実機相当の圧力下ではどの様に変化するのかを知るため、小規模試験および計算により加圧下での特性を検討した。

ハイブリッド触媒燃焼器の燃焼性能は、触媒部出口の触媒およびガス温度、気相燃焼部の断熱火炎温度、気相燃焼部の形状などに依存する[9]。これらの因子の内、触媒部出口の触媒およびガス温度は圧力の影響が予想されるため、小口径触媒（直径30mm）を用いた試験を行った。図9に各圧力での触媒出口温度とF/A（体積流量比）との関係を示した。試験を行った圧力範囲では、圧力が上昇しても触媒温度の変化は少ないことが分かる。触媒出口ガス温度に関しても同様な試験結果であった。そこで、さらに圧力が実機相当まで上昇するときの触媒およ

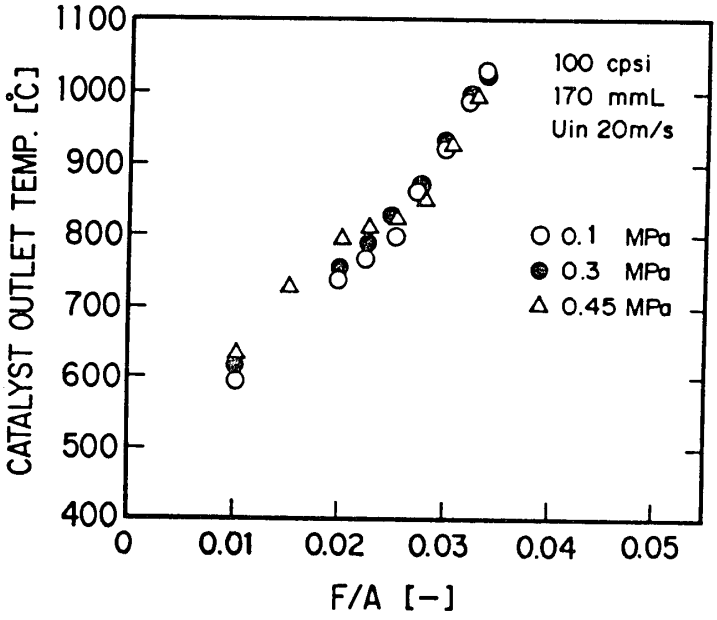



図9　触媒出口温度の圧力依存性（実験値）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

びガス温度のプロファイルについて、計算機シミュレーションによって検討した。結果の一例を図１０に示した。触媒およびガス温度とも圧力による変化が少なく、0.45MPa程度の試験結果から実機圧力下の触媒およびガス温度を予測できることが分かる。これらのことから、実機圧力下でも触媒部の燃焼性能が低下せず、気相燃焼部の燃焼性能を維持することが可能であると考えられる。

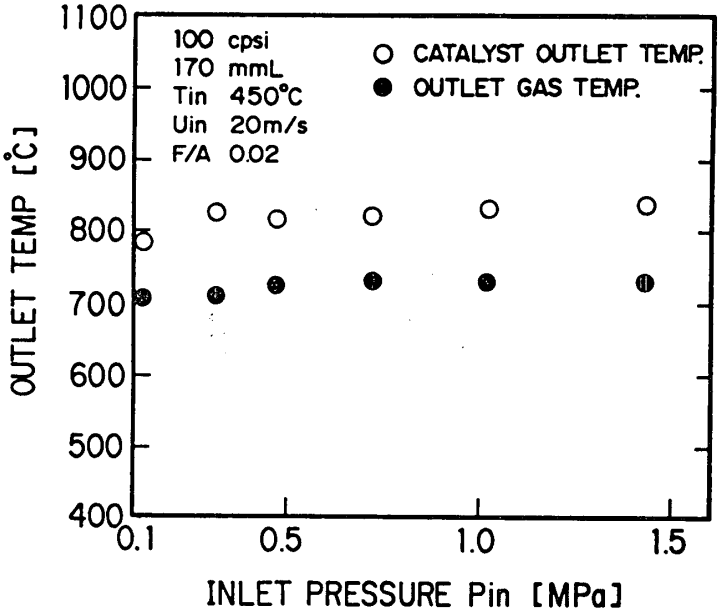



図１０　触媒出口温度の圧力依存性（計算値）

図１１に小口径触媒を用いてハイブリッド触媒燃焼を行ったときのＮＯｘ測定値を示した。圧力に対する依存性はほとんどないことが分かる。また、図１２に気相燃焼部のＮＯｘ生成に関する計算機シミュレーション結果を示した。燃焼温度が高いケースではＮＯｘ濃度は圧力のほぼ0.5乗に比例し、通常の燃焼器と同様な圧力依存性プロファイルを示している。燃焼温度がハイブリッド触媒燃焼器で想定している程度に低いケースでは、図１１に示した試験結果と同様に圧力依存性はほとんどないことが

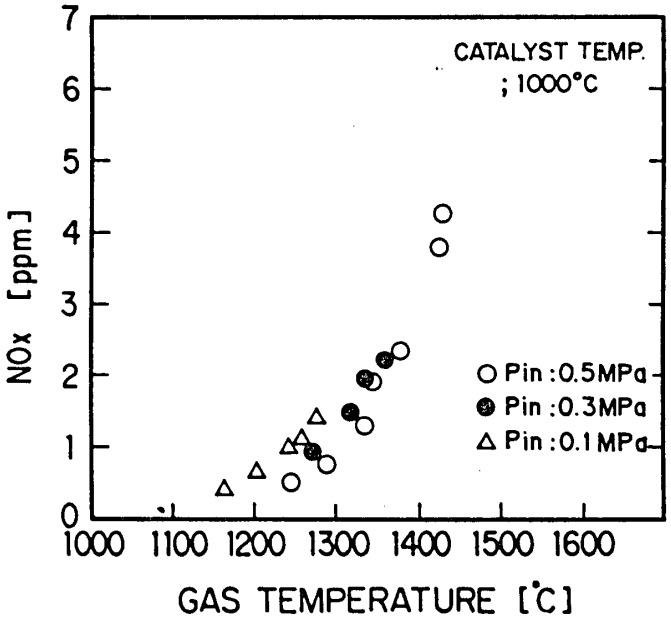



図１１　ＮＯｘ生成（気相燃焼部）の圧力依存性（実験値）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

分かる。これらのことから、実機圧力でも実サイズ燃焼器の気相燃焼部で生成するＮＯｘは大気圧燃焼試験と同様に低く、数ｐｐｍのレベルであると推定される。予燃焼部は基本的には通常の燃焼方式を採用しているので圧力上昇に伴って増加すると予想されるが、大気圧燃焼試験での生成濃度がもともと少ないため実機圧力でも数ｐｐｍのレベルにあると考えられる。したがって、実機圧力でもハイブリッド触媒燃焼器には排煙脱硝装置が不要となるレベルの低ＮＯｘ化が期待できると考えている。

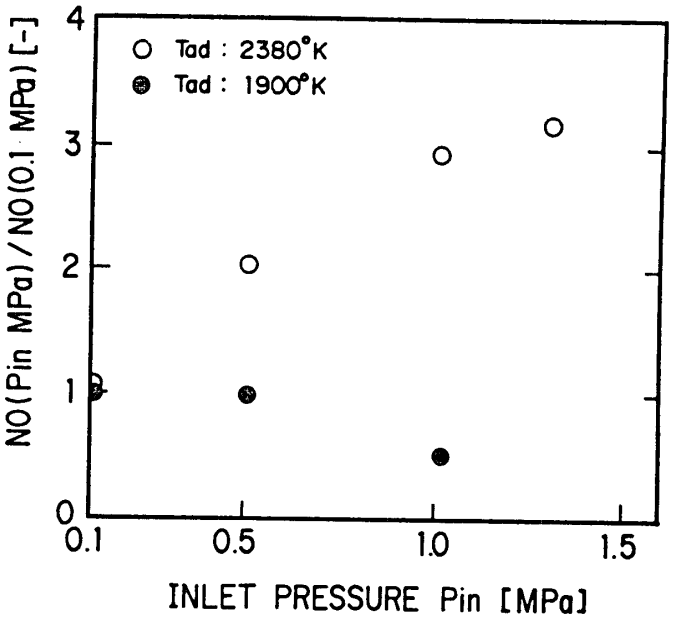



図１２　ＮＯｘ生成（気相燃焼部）の圧力依存性（計算値）

図１３に圧力損失の圧力依存性を小口径触媒を用いて測定した結果を示した。圧力の上昇に伴って圧力損失（％）が減少し、高圧ではほぼ一定値となることが分かる。これは触媒内の流れが層流から乱流に変化するためであり、触媒部の計算機シミュレーションからも確かめられている[1]。これらのことから、圧力損失が小さいハイブリッド触媒燃焼器の設計が可能であると判断している。

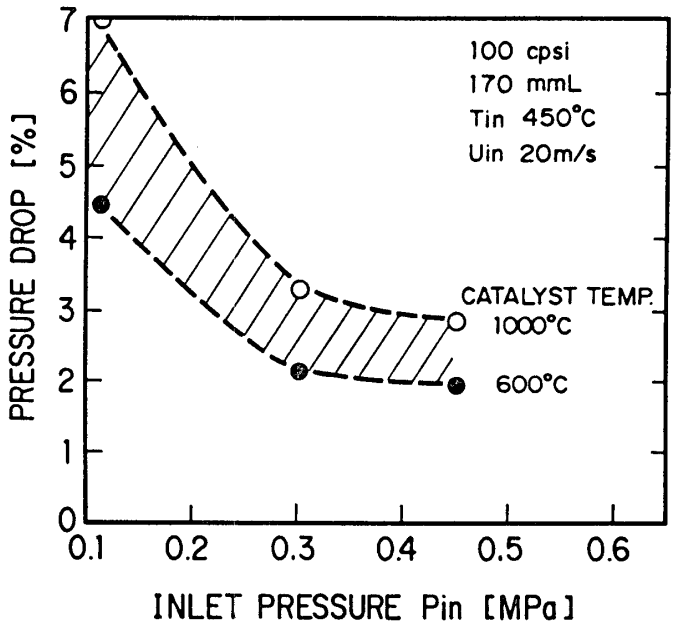



図１３　圧力損失（触媒）の圧力依存性（実験値）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 5．結言

大型のガスタービンを想定した実サイズのハイブリッド触媒燃焼器を設計・製作し、大気圧下での燃焼試験を行った。製作した燃焼器は燃焼性、ＮＯｘ生成、圧力損失に関して良好な性能を示した。また、小規模試験および計算により加圧下での特性を検討した結果、実機圧力下でも低ＮＯｘ、低圧力損失、高燃焼効率が期待できることが分かった。今後は、これまでの成果に基づき実機圧力下での性能検証を計画している。

### 参考文献


1) Beebe, K., Ohkoshi, A., Radak, L. and Weir, A. Jr., Proceedings of the 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress, Ⅲ-53(1987)

2) 小沢靖、山中亨、雑賀幹夫、岡畑征弘、第10回触媒燃焼シンポジウム、27(1990)

3) 伊東正道、古屋富明、芳根俊行、山中矢、前田福夫、肥塚淳次、第１３回ガスタービン定期講演会講演論文集、115(1985)

4) Furuya, T., Hayata, T., Yamanaka, S., Koezuka, J., Yoshine, T. and Ohkoshi, A., ASME Paper 87-GT-99, (1987)

5) 大越昭男、山中矢、古屋富明、芳根俊行、早田輝信、肥塚淳次、日本ガスタービン学会誌、15, (60), 83(1988)

6) Yoshine, T., Furuya, T., Yamanaka, S., Hara, Y. and Hoshino, M., Prodeedings 18th International Congress on Combustion Engines, Tianjin China, T15, 210(1989)

7) 原之義、土屋利明、山中矢、古屋富明、早田輝信、芳根俊行、山田正彦、ガスタービン学会金沢地区講演会講演論文集、33(1989)

8) Kawakami, T., Furuya, T., Sasaki, Y., Yoshine, T., Furuse, Y. and Hoshino, M., ASME Paper 89-GT-41, (1989)

9) 原之義、土屋利明、古屋富明、山中矢、早田輝信、芳根俊行、熱工学講演会講演概要集、155(1989)

10) Pillsbury, P. W., Scheihing, P. E., Toof, J. L. and Burns, K. R., Proceedings of the EPA 5th Workshop on Catalytic Combustion, San Antonio, Texas, 368(1981)


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—8　希薄予混合型燃焼器における火炎安定の機構と排気特性について

＊川　口　　修　（慶応義塾大学理工学部）
広　瀬　　裕　二　（慶応義塾大学大学院）

## 1．はじめに

著者らは、前報において希薄予混合型燃焼器における火炎の安定性を、実験によって得られた主流と循環流領域間の物質交換速度と関係付けて論じた[1]。本報では、火炎の安定性と両者の間の熱交換速度との関連について議論を進め、一連の実験で得られた知見から、燃料の供給方法を変えることによって希薄側での火炎の安定性を高めることを試みた。

## 2．実験装置及び方法

### 2．1　供試燃焼器

実験に用いた燃焼器は、図1に示すように前報までのものと同一で、内径がφ100の缶型の燃焼筒を備えており、今回は希釈空気の導入は行なっていない。供給された空気は、燃料であるメタンと混合された後、半径流スワーラを通り外径42mm、内径20mmの環状流路を通って保炎器の周囲から燃焼筒内に噴出する仕組になっている。また、火炎安定化試験のため根元の部分に12箇所のφ1.5の燃料噴射口を設けた保炎器も用いた。

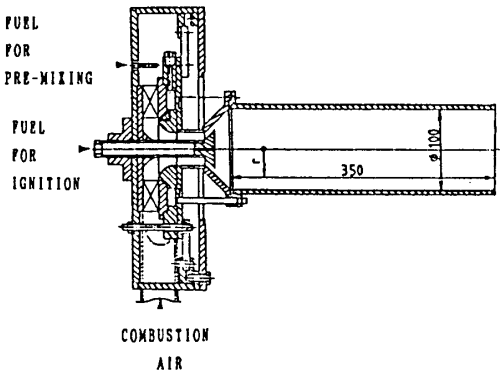



図1．燃焼器モデル

### 2．2　熱交換速度及び熱交換割合の計算

主流と循環流領域間で単位時間当りに交換される熱量を熱交換速度と定義する。また循環流領域内の代表温度は加算平均によって求めたものを用いている。

$$H_{exc} = \dot{m}_e \cdot c_p \cdot T_{rc} \qquad (kJ/s) \qquad (1)$$

ただし、$\dot{m}_e$：物質交換速度(kg/s)、$c_p$：定圧比熱(kJ/kg・K)、$T_{rc}$：循環流領域内平均温度(K)とする。

また、燃焼筒内で混合気が燃焼することで発生する熱量に対する主流と循環流量域の間で時間あたりに交換される熱量の比として、熱交換割合を次式で定義する。

$$\alpha_H = \frac{H_{exc}}{H_{out} - H_{in}} \qquad (-) \qquad (2)$$

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$H_{out} = (M_a + M_f) \cdot c_{pg} \cdot T_3 \quad (kJ/s) \qquad (3)$$

$$H_{in} = (M_a + M_f) \cdot c_{pu} \cdot T_2 \quad (kJ/s) \qquad (4)$$

ただし　$T_2$ ：入口空気温度(K)　　$T_3$ ：出口燃焼ガス温度(K)

$M_a$ ：空気質量流量(kg/s)　　$M_f$ ：燃料質量流量(kg/s)

$c_{pg}$, $c_{pu}$：燃焼ガスおよび混合気の定圧比熱(kJ/kg・K)

## 2．3　実験条件

実験で用いたパラメータと、その操作範囲を以下に示す。

| | |
|---|---|
| 設定当量比 $\phi$ | 0.54 ～ 0.8 (0.7) |
| 代表流速　U | 4.0 ～ 8.0 (4.0) m/s |
| 燃料供給割合（直接噴射流量／総流量） | 0 ～ 1.0 |

なお、保炎器は直径40mmのものを用い、混合気のスワール数は0.83、入口空気温度、圧力は、それぞれ常温、常圧である。燃料供給割合と火炎安定性との関係を求める実験は、設定当量比は 0.54～0.6、代表流速は4.0(m/s)で行なった。

## 3．実験結果

### 3．1　熱と物質の交換

図2に作動条件の変化による、主流と循環流領域との間の質量交換速度の変化を示す。U＝4.0 m/s を除き当量比の増加に従い質量交換速度は増加しているが、当量比 0.7を越えた辺りから、ある値に漸近する傾向がみられる。これは当量比の上昇による温度上昇が流速の上昇を招き、速度勾配を増加させるが、逆に粘性をも増加させるので、交換速度を高める循環流領域周辺の乱れへのそれらの効果が相殺されているためと思われる。

当量比0.58～0.59を境に質量交換速度が急減している。これは、当量比の低下に伴う燃焼速度の低下、温度の低下によって循環流領域の周囲の火炎の一部が吹き消えて、循環流領域の温度をも一層低下させ、循環流領域の体積を減少させて

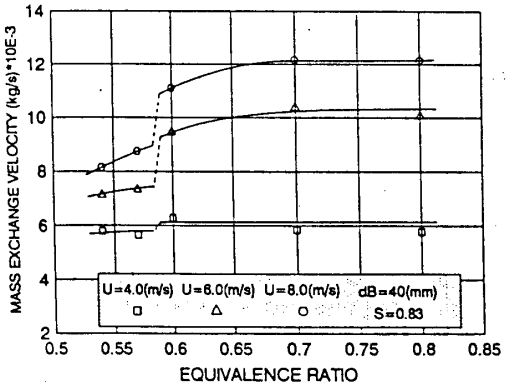



図2．当量比と質量交換速度の関係

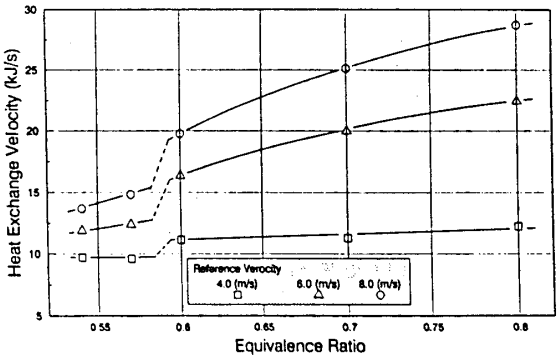



図3．当量比と熱交換速度の関係



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

いることによる。

主流と循環流領域との間における熱交換速度を図3に示す。交換される熱量は当量比と流速の上昇に伴い増加することがわかる。これは質量交換速度はほぼ一定であるが、温度上昇による比エンタルピが増加するためである。また、熱交換速度も質量交換速度と同様に当量比が0.6を下回ると急激に低下する。

次に、燃焼室における単位時間あたりの発生熱量に対する、主流と循環流領域の間の熱交換速度の比で定義された熱交換割合を図4に示す。当量比 0.6以上では、どの流速においてもほぼ一定で、18～21%の値となっている。このことからこの範囲では保炎機構が同じであることをが推測される。逆に 0.6以下では急激に減少しており、特に流速が高い場合にはその減少割合も大きい。この領域では火炎の存在範囲が後流側へ伸びることからも、質量交換速度の急減について述べたように、循環流領域の温度が低下し、保炎器周辺近傍において混合気の反応初期に循環流領域が十分な熱量を供給しないため、火炎の一部が吹き消え、一層循環流領域の温度低下を来すためと考えられる。

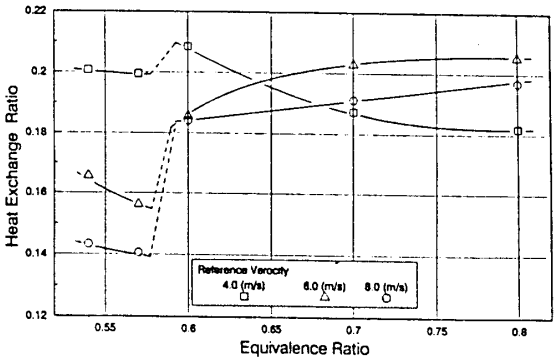



図4．当量比と熱交換割合の関係

図5に、設定当量比の変化に対する燃焼筒出口における未燃成分濃度を示す。この図からどの流速においても当量比0.6を境に希薄側ではCO、THCが急激に増加する。またその傾向も流速が高いほど大きくなっている。これは、循環流領域が主流に対し反応に十分な熱や活性基を供給していないために完全な保炎が行なわれていないことと、特に流速が高い場合には反応に十分な時間が得られないためであり、熱交換割合の結果に対する説明と符合している。

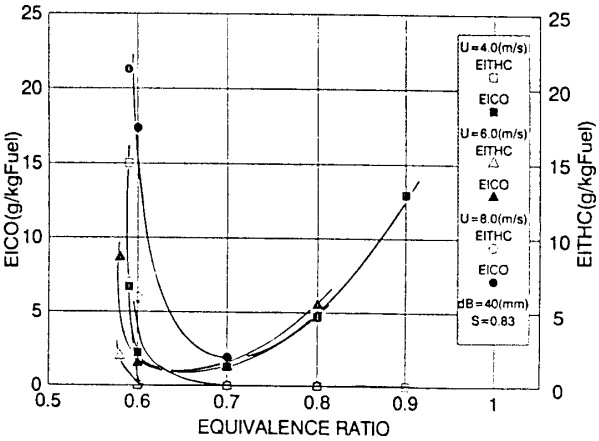



図5．当量比と未燃成分排出の関係

循環流領域と主流の境界付近では、速度勾配が非常に大きいため流れに非常に強いせん断力が生じる。伝播過程にある火炎はこの速度勾配によって伸張され、高温の反応帯から予熱帯へフィードバックされる単位質量あたりの熱量が減少するので、反応帯の温度の低下が生じる[2]。従って、過度の速度勾配の存在によって火炎伸張が起



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

きる場では、燃焼反応の維持が困難となり可燃範囲が狭くなる。循環流領域の存在は、主流に対し境界面を通じて乱流交換によって熱や活性基等を供給するので、主流の着火、火炎伝播を助成する。そのメカニズムの詳細を以下に述べる。

上流から流入してきた未燃ガスは、保炎器の縁に達したときに循環流領域から熱や活性基の供給を受け始め、着火に必要とされる熱量を受け取った時点で初期火炎が発生する。更に熱や活性基を供給されながら火炎は隣り合う未燃ガスに順次伝播して行き、やがて主火炎となる。一方循環流領域へは、主流へ流出した物質と同量のものが、未燃ガス若しくは不完全燃焼ガスといった形で流入すると考えられる。このガスが循環流領域内に滞留している間に燃焼反応を継続し熱発生するために、循環流領域内温度は一定に保たれる。しかし流速が著しく増加した場合や、当量比が希薄燃焼限界付近にある場合には、排気中の未燃成分の増加、そして火炎の吹飛びや吹き消えが生じる。これは循環流領域から火炎伝播に必要な熱や活性基が供給されないと、壁面近傍の速度勾配の大きな主流内を火炎が伝播せず、そこの未燃成分がそのまま下流に流出してしまうためである。また、さらに当量比が下がったり、流速が増加すると、燃焼温度の低下とともに熱や活性基の供給量が一層少なくなり、初期火炎自体も発生しなくなり、火炎全体が吹き消えてしまう。

以上のことから火炎の安定性を高めるには、次の方法が考えられる。

1．主流との間で行なわれる時間あたりの物質交換、熱交換をなるべく大きくするとともに、反応時間を上回る滞留時間を持つような大きな循環流領域を設ける。

2．循環流領域の温度を上昇させ、主流に対する熱供給量を増加させる。

強力な循環流領域を設けることによって、安定性が高まることは著者の過去の実験[3][4]によって確認されている。しかし、強力な循環流領域を設けることは、同時に圧力損失を高めることとなり、全体性能を損う。また、図6に示した様に、混合気の当量比がある設定当量比以上になると、滞留時間の増加と共に循環流領域内のＮＯｘ濃度が上昇し、それが排気中のＮＯｘの増加をもたらしてしまう。

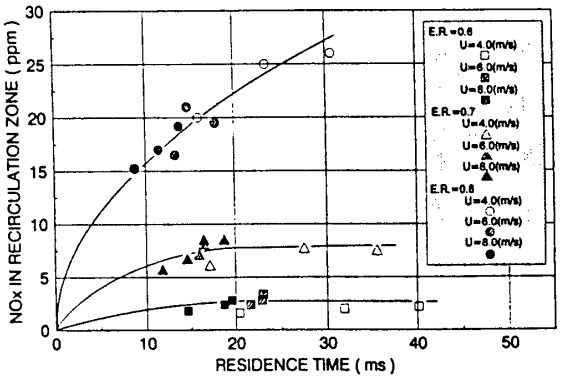



図６．循環流領域内の滞留時間とＮＯｘ濃度の関係

従って、循環流領域の寸法、循環強さをそのままに、循環流領域の温度のみを上昇させる２の方法が有効であると思われ、これを検証するために若干の実験を行なった。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

### 3．2　火炎の安定化のための実験

燃料と空気を完全に混合すると、その希薄燃焼限界はある当量比以下には下げられない。そこで、燃料の一部を保炎器根元の噴射孔から供給することとし、安定燃焼限界を広げる実験を行なった。噴射された燃料は、環状流路の流速が非常に大きいため、十分に流れの中に拡散せず、保炎器背面付近に過濃な領域を形成しながら、循環流領域に流入（図７参照）し、循環流領域と主流の境界領域付近の実質当量比が上昇する。このため、この領域のみならず、循環流領域内温度も上昇し、結果的に主流への供給熱量も増加し、設定当量比が希薄の状態でも主流の温度低下を防ぎ、火炎の安定化を助けると思われる。そこで、総燃料流量（$M_f$）に対する保炎器根元から噴射する燃料流量（$M_{fs}$）の割合を、燃料供給割合（$M_{fs}/M_f$）と定義し、燃料希薄時の火炎の安定性と燃料供給割合との関係を求める実験を行なった。$M_{fs}/M_f=0$の時は、すべての燃料をスワーラ前より供給し、1.0のときは保炎器根元からの供給になる。また、全ての実験は当量比が0.6以下の希薄条件において行った。

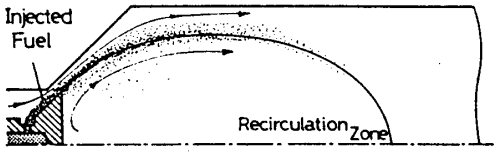


図７．保炎器根元からの噴射燃料の拡散

保炎器の縁から循環流領域と主流との境界付近を下流に向う、燃料を再添加された混合気流は、循環流領域から熱および活性基の供給を受けて燃焼を開始し、上流からの希薄な混合気の燃焼温度より温度が高く、燃焼速度の早い燃焼領域を形成する。生成された高温燃焼ガスは、乱流拡散で循環流領域内に流入し、直接流入した燃料とともに、循環流領域も高温に維持し、火炎安定に寄与する。図８に全燃料をスワーラ前で噴射した場合と、保炎器根元で噴射した場合の、代表速度に対する吹き消え当量比を示す。保炎器根元の場合は、スワーラ前の場合に比べ、吹き消え限界が希薄側に移行している。保炎器根元の噴射の場合、流速に対し吹き消え限界が上昇するのは、流速の増加にともなって混合が促進されるためと思われる。

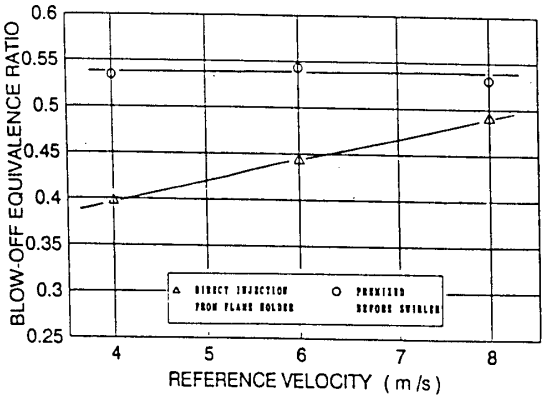


図８．燃料供給位置による吹き消え限界当量比の相違

次に総当量比を0.6で一定とし、燃料供給割合（$M_{fs}/M_f$）を0～1.0に変化させたときの軸方向位置z／D＝0.4（z：軸距離、D：燃焼筒直径）における温度分布を



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図９に示す。中心軸上の温度は燃料供給割合の増加（保炎器根元の噴射量の増加）と共に上昇し、全燃料をスワーラ前から噴射した時（予混合）と、全燃料を保炎器根元から噴射した場合では約100K程度の差が生じている。ｒ／Ｒが0.7以上では燃料供給割合が増すにつれ、温度の上昇が著しくなる。炎色反応を用いた可視化法で推定される循環流領域と主流との境界位置ｒ／Ｒ＝0.84では、温度差は約300Kに達している。このように保炎器根元から燃料の一部を供給することによって循環流領域、および主流との境界付近での局所的な当量比が増加し、温度が上昇することが確認された。この温度上昇とともに混合気の燃焼速度が増加し、循環流領域から主流に供給される熱量の増加で、主火炎の壁面近傍の速度勾配の大きい領域への伝播も可能となって、希薄域における火炎の安定化と未燃分の排出低減がもたらされているものと思われる。

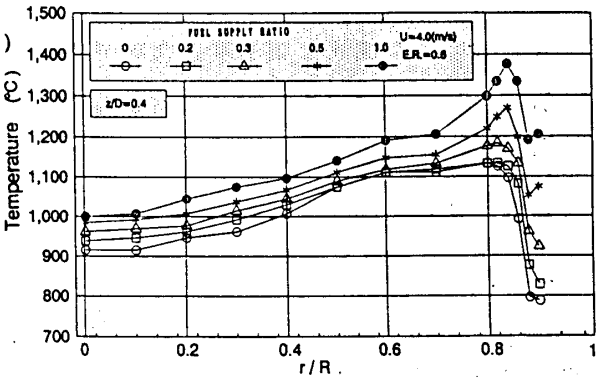



図９．燃料供給割合による温度分布の相違

図１０に、希薄燃焼限界に近い総当量比 0.54におけるＣＯ、ＴＨＣ（未燃全炭化水素）の排出指数、そして燃焼効率を示す。燃料供給割合の増加に伴い、ＣＯ、ＴＨＣの排出は共に急減し、燃焼効率も急速に改善されている。これは先に述べた通り熱供給量が増加したため、壁面近傍まで火炎の伝播が可能となり、壁面近傍を通り抜ける不完全燃焼成分や未燃燃料成分の酸化反応が促進された結果であると思われる。

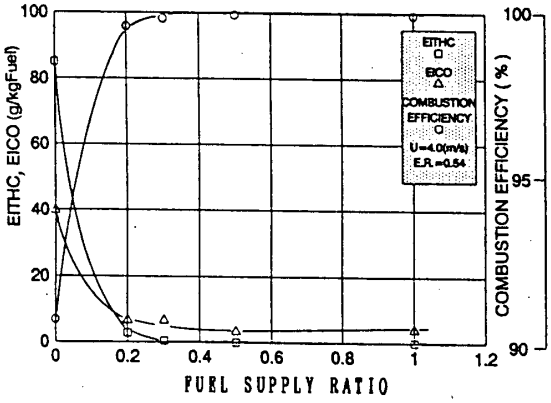



図１０．燃料供給割合と排出未燃成分、燃焼効率の関係

予混合気のための燃料の一部を燃焼筒入口の直前で噴くことで、保炎領域に部分的に過濃な領域を作って火炎の安定化を図る手法は、希薄予混合燃焼による低ＮＯｘ化に逆行するものである。燃料供

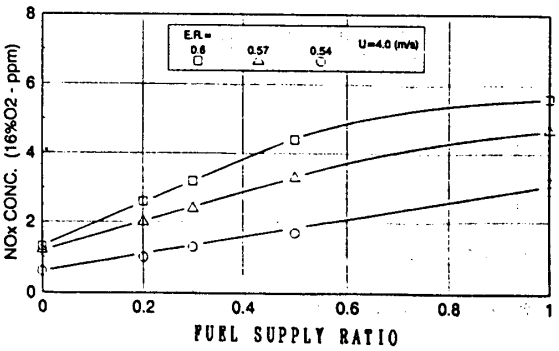



図１１．燃料供給割合と排気中のＮＯｘ濃度の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

給割合と排気中のＮＯx濃度との関係を図１１に示す。何れの総当量比においても燃料供給割合の増加と共にＮＯx濃度が上昇する傾向にあり、すべてスワーラの上流で噴射した最も予混合度の高い場合と保炎器の根元で噴射した予混合度の低い場合を比較して、ＮＯx濃度は約６倍になっている。従って、火炎の安定化を図り、未燃分の排出を抑える目的を満たすことを考えれば、燃料供給割合は 0.2～0.3 程度に抑える必要があると思われる。

## ４．結論

本研究では希薄予混合燃焼法を、ガスタービン燃焼器に応用した際に問題となる、希薄燃焼限界付近での火炎の安定性に関して、主流と循環流領域間で生ずる物質や熱交換過程に着目し、その検討を行なった。また、循環流領域内での滞留時間がＮＯx排出量に与える影響と、希薄燃焼限界の拡大の手法とを調べ、以下に示すような知見を得た。

１．燃焼場における循環流領域と主流間の熱交換速度は、代表流速の増加と理論空燃比に満たない範囲での、当量比の増加とともに上昇する。また、当量比が0.6を下回る場合には、急激な減少が見られる。

２．燃焼の状態を表わすひとつの指標である燃焼効率は、希薄燃焼限界付近では物質交換・熱交換量と強い相関がある。これは交換量が主火炎の混合気内の伝播に強く影響するためで、交換量を増加させることにより、燃焼効率を上昇させることが可能である。

３．燃焼筒内に強力な循環流領域を形成することにより、循環流領域内における滞留時間が増加すると、当量比０．８以上（燃焼場の温度が約１７００Ｋ以上）の条件では循環流領域内のＮＯx濃度は上昇し、排気のＮＯx濃度も増加するが、その温度以下では影響されない。

４．燃料の一部を循環流領域又はその境界領域に直接供給し、局所的な当量比を増加させることにより希薄燃焼限界を更に低当量比側へ拡大することができる。これに伴い希薄燃焼条件での不完全燃焼ガスの排出量を低減出来る。

本研究は三井造船㈱の委託研究として、同社より研究費の一部の提供を受けて行なわれたものである。また、本報告における実験は、当時学生であった小川武利君の協力によって行なわれたものである。併せて謝意を表する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

参考文献

(1)広瀬、川口；「希薄予混合型ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ燃焼器に関する研究（第３報）」ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ秋季講演会（仙台）(1990-11),143.

(2)G.von Elbe and B.Lewis; Combustion, Flames and Explosion of Gases, Third Edition, 237, Academic Press.

(3)川口、河野、畦上；「希薄予混合型ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ燃焼器に関する研究」ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ松山地区講演会(1988-11),145.

(4)川口、畦上、広瀬；「希薄予混合型ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ燃焼器に関する研究（続報）」ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ金沢地区講演会(1989-10),25.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—9　予混合火炎の安定化法とＮＯx特性

*谷口 正行（日立）　村上 忠義（日立）　小豆畑 茂（日立）
黒田 倫夫（日立）　石橋 洋二（日立）

## １．結言

ガスタービンのＮＯx低減技術としては、過剰の空気で燃焼させる稀薄予混合燃焼法が知られている[1]。この方法は火炎を安定に形成できる条件が狭いのが欠点であり、実用化には火炎安定化技術の確立が課題となる。ブラフボディは代表的な予混合火炎の安定化技術の一つであり、これまでに多くの研究がなされている[2-4]。我々はこれまでに、このブラフボディのガスタービン燃焼器への適用を検討してきたが、この過程で、ブラフボディを用いることで安定な予混合火炎が形成され、かつＮＯxが低減されることを明らかにした[5,6]。本研究では、燃焼器を設計する上での指針となるブラフボディ周りの流れを測定し、燃焼器内に形成される逆流領域の大きさとＮＯx排出特性との関連性を検討した。さらに、実用上問題となる燃焼振動の発生に関し、その発生条件と燃焼振動発生時の火炎形状とＮＯx排出特性の変化について調べた。

## ２．実験装置

使用した燃焼器の構造を図1に示す。燃焼器は円筒形であり、燃焼器中心軸上に設けたノズルより、充分に混合したメタンと空気の混合気体を噴出した。ノズル開口面より10mm下流にブラフボディを設置し火炎を形成した。燃焼器側面に観測窓を設け、この窓を通して流速、温度、及びガス組成を測定した。また、高速度カメラにより火炎形状の時間変化を撮影した。

本研究ではノズル断面形状の異なる2種類の燃焼装置を用いた。図1Aの燃焼器はノズル断面形状が円形であり、燃焼器の内径($d_1$)は200mm、ノズル口径(D)は50mmである。使用したブラフボディは円盤形であり、直径($d_2$)

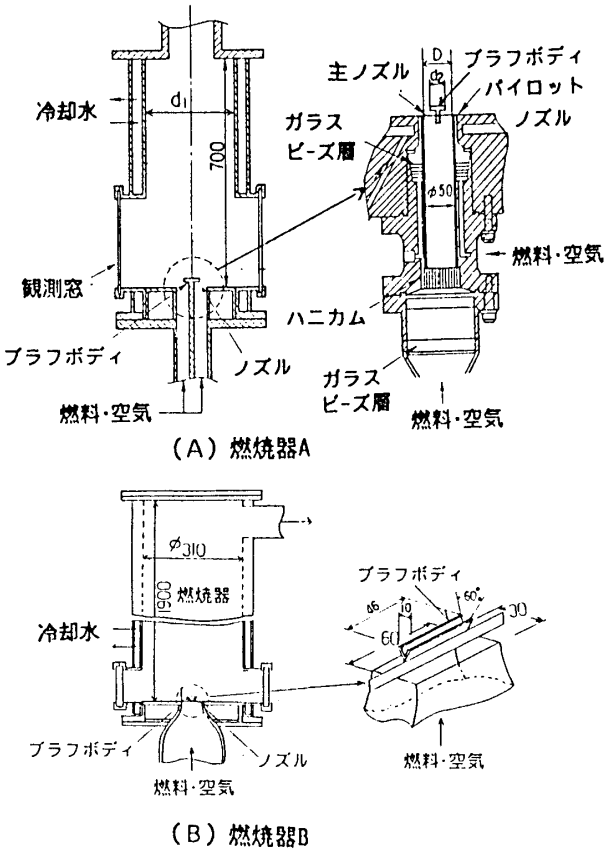



図1　燃焼器構造。

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－5）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

の異なる5種類のブラフボディを用いてＮＯx排出特性に与えるブロッケージ比(ブラフボディ断面積/ノズル断面積)の影響を検討した。また、燃焼器の内径の異なる燃焼器も一部使用して燃焼器寸法の影響についても検討した。

図2Bの燃焼器はノズル断面形状が縦60mm、横30mmの矩形であり、断面がＶ字形のブラフボディを用いた。ブロッケージ比は0.28である。この燃焼器を用いて火炎形状を撮影し、また燃焼振動の発生条件を検討した。

流速の測定にはレーザドップラ流速計を用いた。温度は、素線径50μmのPt/Pt-Rh(13%)熱電対により測定し、アナログ回路により熱慣性の補償を施した。ガス組成の分析には、ガスクロ、及び化学発光式のＮＯx分析計を用いた。

## ３．結果と考察

### 3.1 ＮＯx排出特性

図2に使用した燃焼器から排出されるＮＯx濃度と空気比との関係を示す。それぞれの燃焼用空気の予熱温度Ｔinの値が異なるため、(1)式を用いてＴin=573Kのときの濃度に換算した[7]。

$$[NOx^*] = [NOx]\exp\{(573-T_{in})/250\} \quad (1)$$

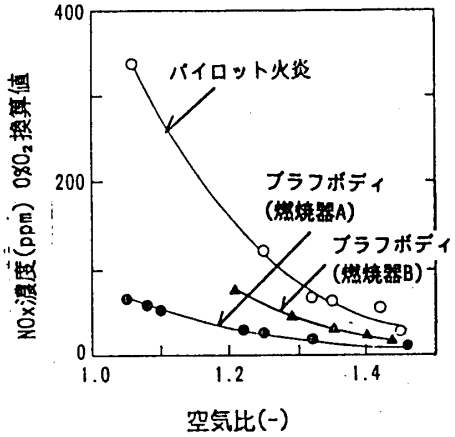



図2　予混合火炎から排出されるNOx濃度と空気比の関係。噴出速度20~60m/s

ここで[ＮＯx]は、予熱温度がＴinのときの測定値であり、[ＮＯx*]は、Ｔin=573Kに換算したときのＮＯx濃度である。ＮＯx排出濃度に与える火炎安定化手法の影響を調べるため、図2にはパイロット火炎を用いて形成した予混合火炎[5,6]から排出されるＮＯx濃度も同時に示した。これは、混合気噴流の周囲にパイロット火炎を形成し、これからの熱により主流の予混合火炎を形成するものである。この結果から、ブラフボディを用いることでＮＯxが低減されることがわかる。

### 3.2 流速、温度、ガス組成分布

図3に、燃焼器Aを用いて得られた、予混合火炎内の流速、温度、及びガス組成分布を示す。混合気の噴出速度(ノズル出口での流速)は12m/s、空気予熱温度は323K、空気比は1.22である。

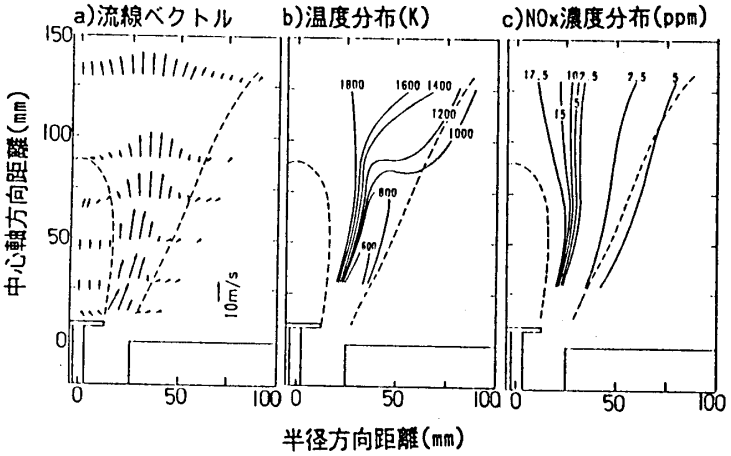



図3　予混合火炎中の速度、温度、及びNOx濃度の分布。(燃焼器A)
噴出速度12m/s、空気予熱温度323K、空気比1.22

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

図3aは流線ベクトル図であり、図中の破線は噴出方向速度がゼロの等流速線を表わす。ノズルから噴出された混合気体噴流は流線に沿ってしだいに発達し、速度勾配のない一様な流れにしだいに近づく。対象とした火炎では、燃焼器中心軸付近と噴流の外周に逆流領域が形成される。図3bに火炎内の平均温度(T)の分布を示す。平均温度は燃焼器中心軸上で最も高く、外周側で低くなる。ブラフボディ下流の逆流領域中には、高温(約1800K)の気体が循環する。この逆流領域の外側には平均温度が急激に変化する領域があり、ここに火炎が形成される。火炎外周の流速の速い領域で温度は最も低くなる。ここを未燃混合気が通過する。噴流外側の逆流領域中には、温度の低い(900K)気体が循環する。

図3cにＮＯx濃度の分布を示す。ＮＯx濃度は、燃焼器中心軸付近で高く、外側で低い。温度分布と対応させると、火炎近傍の高温領域で変化が大きく、このようなＮＯxの濃度変化の傾向はZeldovich-ＮＯxが発生するときに一般的に見られる[9]。流速分布と対応させると、逆流領域ではＮＯx濃度はほとんど変化せず、ここではＮＯxの生成は進まない。ただ、中心部の逆流領域中のＮＯx濃度は噴流の外周の逆流領域中の濃度の約3倍であり、噴流の外周側で燃焼する気体から発生するＮＯxは少ない。

図3に示したように対象とした燃焼器では、ブラフボディ下流と噴流の外周に逆流領域が形成され、これらの逆流領域の形成がＮＯxの低減に関与することが予想される。図4に、燃焼器Aを用いて、燃焼器の内径($d_1$)とノズルの口径(D)との比がＮＯx濃度に与える影響を調べたものである。$d_1/D$が大きいほど噴流の外周に形成される逆流領域が小さくなり、$d_1/D=1.0$のときにはこの逆流領域は形成されない。図4の結果から、噴流の外周に形成される逆流領域を大きくすると、ＮＯxが低減されることがわかる。この原因は、噴流外周の逆流領域中を循環する燃焼気体が噴流中の未燃気体を反応前に希釈するため、燃焼温度が低下するためと考えられる[5,6]。

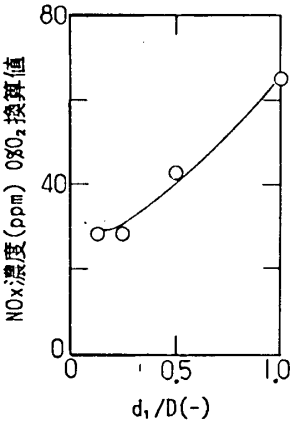



図4 燃焼器寸法がNOx排出濃度に与える影響。(燃焼器A)
空気予熱温度523K
噴出速度20m/s
空気比1.2
ブロッケージ比0.36

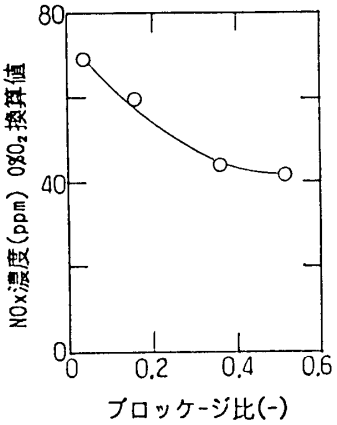



図5 NOx排出濃度に与えるブロッケージ比の影響。(燃焼器A)
空気予熱温度523K
噴出速度20m/s
空気比1.1
$d_1/D=0.25$

燃焼器Aを用いて、ブラフボディのブロッケージ比がＮＯx濃度に与える影響を調べた結果を図5に示す。ブロッケージ比が大きくなると、ＮＯxが低減される。一般に、ブラフボディ下流に形成される逆流領域の大きさはブラフボディの大きさに影響され、

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ブロッケージ比が大きくなるとこの逆流領域は大きくなる[4]。図5の結果から、ブラフボディ下流の逆流領域の大きさもまた、NOx濃度に影響を与え、この逆流領域を大きくすることでNOxが低減されることがわかる。

図3の温度分布に示したように、燃焼気体の温度はブラフボディ下流の逆流領域で最も高くなる。燃焼器A及びBを対象に、この逆流領域中の温度と燃焼器から排出されるNOx濃度との関係を調べた結果を図6に示す。この結果から、本研究で対象としたブラフボディを用いた燃焼器から排出されるNOx濃度は、逆流領域中の温度によりほぼ決定されることがわかる。

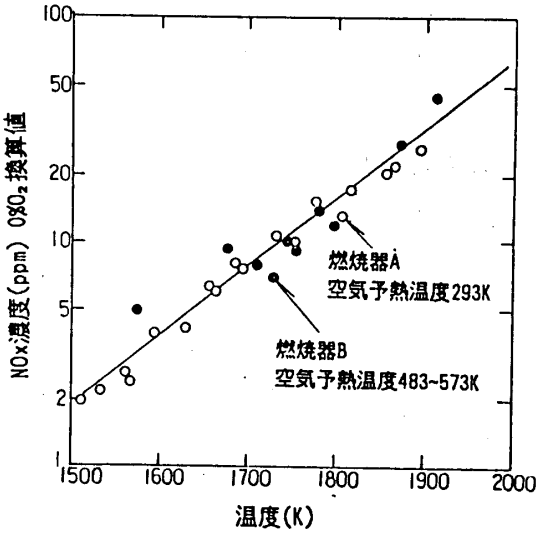



図6 逆流域中のガス温度とNOx排出濃度。との関係。

以上述べたように、本研究で対象とした予混合火炎では、ブラフボディ下流と噴流の外周に逆流領域が形成され、これらの逆流領域の形成がNOxの低減に関与する。しかしながら、このような流れ場での燃焼時の流速を測定した例は少ない。そこで本研究では、燃焼時と非燃焼時の流速を測定し、燃焼時の流れの特徴を検討した。

図7にノズルの下流、30mmの位置で測定した火炎断面の平均流速(u,v)、速度変動の自乗平均値(u',v')の分布を示す。比較のため、同じ位置で測定した、非燃焼時の分布も同時に示した。

非燃焼時の速度をみると、内側と外側のせん断層でそれぞれ速度変動が大きくなる。また、速度変動が大きくなるのは、主流方向、半径方向ともにほぼ同じ位置である。逆流領域中の速度変動をみると、中心部の逆流領域中では比較的強い速度の乱れが観測されるのに対し、外周の逆流領域中での乱れは小さい。

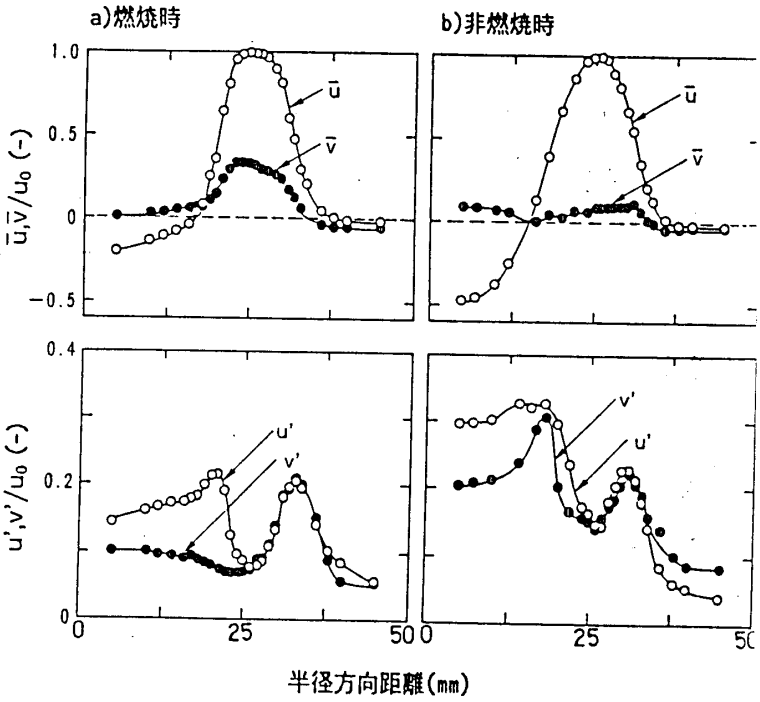



図7 燃焼時と非燃焼時の速度分布の比較。(燃焼器A)
ノズルの下流30mmの位置で測定
燃焼条件は図3と同じ
$u_0$は主流方向速度の最大値

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

燃焼時の速度をみると、中心部の逆流領域中で主流方向速度が小さくなる。また、噴流中の半径方向の速度が大きくなり、外周側に向かう速度成分が増える。内側のせん断層では火炎が形成されており、ここで気体が急激に熱膨張する。この熱膨張の影響が噴流を外周方向に広げるように働くものと考えられる。

燃焼時の主流方向の速度変動は、非燃焼時と同様に、平均速度の勾配の大きい内側及び外側のせん断層の中心付近で大きくなる。外側のせん断層では、半径方向の乱れも同様に、せん断層の中心付近で大きくなる。一方、内側のせん断層では、半径方向の乱れは小さい。非燃焼時の速度変動と比較すると、内側のせん断層では、火炎の形成により乱れが抑制される。この傾向は半径方向の乱れに顕著にみられる。一方、外側のせん断層では、乱れが大きくなる位置、変動の大きさともに大きな差は見られない。

### 3.3 振動燃焼の発生条件

図8に、燃焼器Bで測定した、空気比とNOx濃度との関係を示す。ここでは、混合気体の噴出速度を19m/sと一定とし、燃料の供給量をしだいに減少させて測定した。一般的には、空気比を増加させると、NOx濃度は連続的に減少する。しかし、対象とした火炎では、特定の空気比条件下では、空気比を大きくするとNOx濃度が不連続的に増加した。図9は、同じ火炎を対象に、気比と循環流温度との関係を調べたものである。循環流温度も、特定の空気比条件下では、空気比を大きくすると循環流温度が不連続的に増加し、循環流温度が不連続的に変化する空気比は、NOx濃度が変化する空気比と同じである。対象とした火炎では特定の空気比のもとで燃焼状態が不連続的に変化する。一方、燃焼器Aではこのような燃焼状態の変化は観測されなかった。

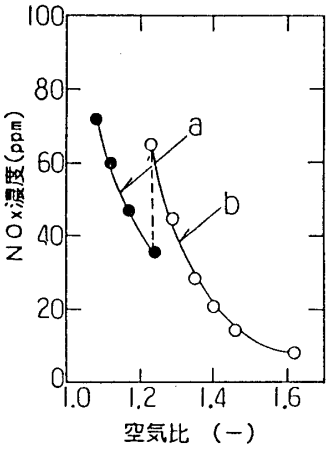



図8 空気比とNOx排出濃度との関係(燃焼器B)。

噴出速度19m/s
空気予熱温度523K

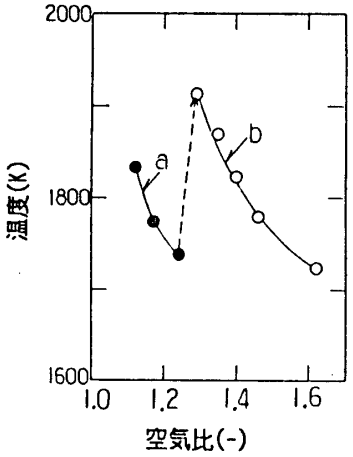



図9 空気比と逆流域中のガス温度との関係。(燃焼器B)

噴出速度19m/s
空気予熱温度523K

なお、空気比が小さくNOx排出特性が図8aで示される曲線となる場合には燃焼音が発生したが、空気比が大きくNOx排出特性がbで示される曲線となる場合には発生しなかった。そこで、ここでは、NOx排出特性が図8aで示される曲線となり燃焼音

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

が発生したときを振動燃焼、ＮＯx排出特性がbで示される曲線となり燃焼音が発生しないときを安定燃焼とし、以下検討を進める。

図10は、燃焼前の空気の予熱温度を523Kと一定とし、空気比と噴出速度を変えて、振動燃焼火炎と安定燃焼火炎が得られる条件、及び火炎の吹き消え条件、逆火条件を調べたものである。図中の破線は振動燃焼から安定燃焼へ変化するときの条件を示す曲線であり、振動燃焼は空気比が1.0に近いとき及び噴出速度が大きいときに発生しやすい。

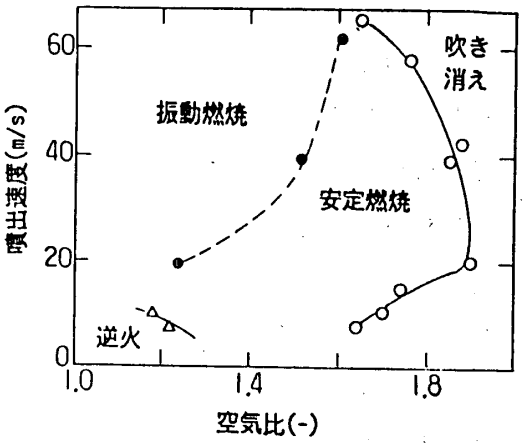



図10　安定燃焼範囲。(燃焼器B)
空気予熱温度523K

図11に、高速度カメラで1ms毎に撮影した、振動燃焼時の瞬間の火炎形状を示す。これは、火炎像を画像処理したものであり、図中の白、または灰色で示される領域が火炎の発光部である。火炎発光部の外側には、未燃混合気体及び燃焼後の低温気体が存在する。図中に示した番号順に時間が経過する。図11に示すように、振動燃焼時には火炎形状は時間的に大きく変化し、1、6のように火炎の広がりが小さい形状と、3、4、7のように燃焼器全体に大きく広がる形状が交互に現われる。また、2のように火炎が大きなスケールで変形する形状も現われる。火炎形状の時間変化をみると、2と8の比較からわかるように、一定の間隔で同じ形状が現われる。1000枚の画像を解析し、同じ形状が現われる時間間隔調べたところ、火炎形状は一定の周波数で変動し、変動周波数は約180Hzであることがわかった。また、空気比を変えて、火炎の変動周波数を求めたが、空気比による変

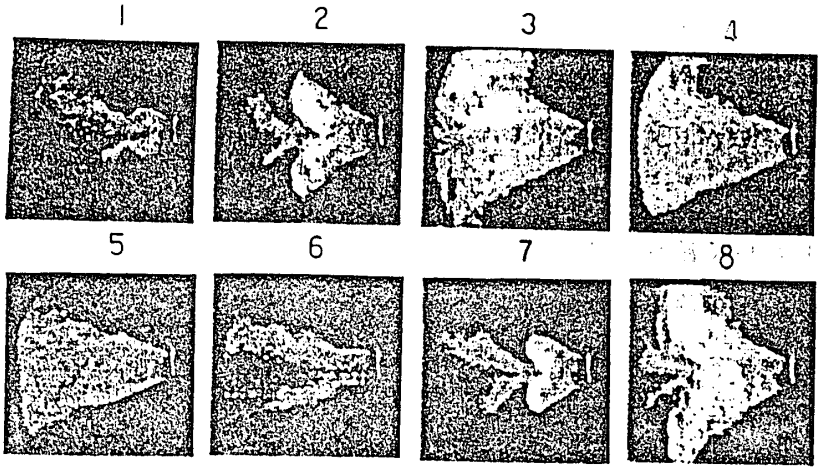



図11　振動燃焼時の火炎形状の時間変化。(燃焼器B)
空気比1.13
空気予熱温度613K
噴出速度36m/s



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

動周波数の変化はほとんどなかった。

安定燃焼時にも、火炎形状は時間的に複雑に変化たが、火炎は常に中心部にのみ形成され、燃焼器全体に大きく火炎が広がることはなかった。

火炎断面での温度分布を振動燃焼時と安定燃焼時で比較した結果を図12に示す。どちらの火炎も中心軸上の平均温度が高く、ここがNOxの発生しやすい領域である。その外側では温度が急激に減少する。ここを、燃焼前の混合気が通過する。外周では温度は再び高くなる。この領域には、燃焼後、温度の低下した気体が循環する。ただし、温度分布曲線の形状は、振動燃焼時と安定燃焼時で異なり、振動燃焼時には平均温度の位置による変化がゆるやかであり、平坦な温度分布に近い。また、振動燃焼時には変動温度は広い範囲にわたり高い。乱流火炎帯中で温度を測定すると、温度の変動が大きくなることが知られており[8]、このことから、振動燃焼時には燃焼器内に広く火炎が広がることがわかる。このように、燃焼器内に広く火炎が分散し、一様な温度分布になりやすいことが、振動燃焼時にNOx排出濃度が低くなる原因と考えられる。

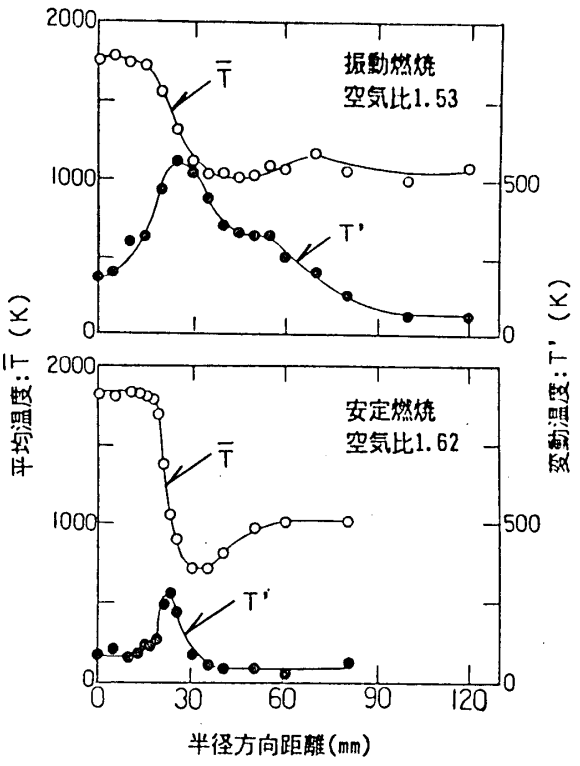



図12　火炎温度の分布。(燃焼器B)
ノズルの下流80mmの位置で測定
空気予熱温度613K
噴出速度36m/s

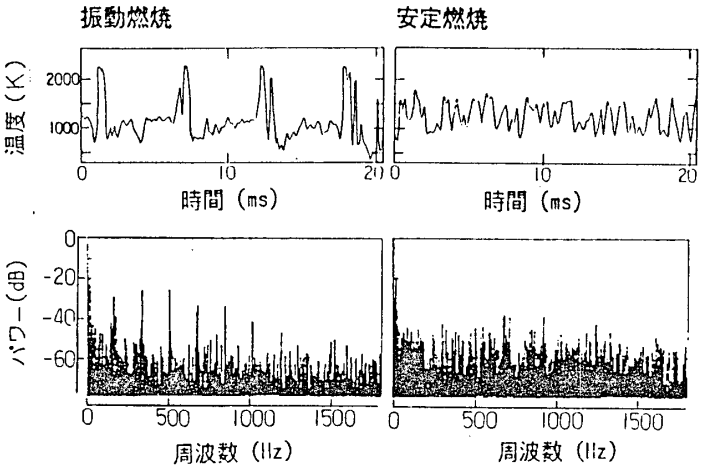



図13　温度の時間変化と変動のパワースペクトル。(燃焼器B)
燃焼条件は図12と同じ

図13は、図12の変動温度が最も大きくなる位置で測定した、振動燃焼時と安定燃焼時の温度の時間変化と、変動周波数を解析した結果である。振動燃焼時には、温度は一定の時間間隔で急激に変化する。この変動の周波数を解析すると、約180Hzの周波数、及びそのn倍波の周波数に明確なピークがみられる。温度の測定位置



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

を変えて変動を測定したが、温度変動の周波数のピークは変化しなかった。一方、通常燃焼時には、1500Hz以下には特定の周波数のピークはない。この結果から、振動燃焼時には火炎の形状が変化する周波数と温度変動の周波数の間に良い相関が見られることがわかった。

## 4．結言

本研究の結果、以下の結論を得た。

1)ブラフボディを用いたときにはブラフボディの下流と混合気体噴流の外周に燃焼後の気体が循環し、これらの燃焼気体の循環領域の形成がＮＯxの低減に寄与する。

2)噴流と循環流との間に剪断層が形成される。噴流の外周側に形成される剪断層中では火炎が形成され、火炎が形成されると半径方向の速度の乱れが抑制される。一方、外周側の剪断層は反応の生じない剪断層の特徴を有する。

3)対象としたブラフボディ火炎には、約180Hzの周波数で振動燃焼する火炎と、振動しない火炎の二つの形状があり、燃焼状態は不連続的に変化する。

4)振動する火炎ではＮＯx排出量が少ない。

## 文献


1) 黒田、石橋 日本ガスタービン学会誌 16 37 (1989).

2) Ballal,D.R., T.H.Chen, and W.J.Schmoll ASME paper 88-GT-13 (1988).

3) Banhawy,Y.El., S.Sivasegaram and J.H.Whitelaw Combust. Flame, 50,153 (1983).

4) Carmody,T. J. Basic Eng., 869 (1964).

5) 谷口、村上、小豆畑 第28回燃焼シンポジウム前刷集 122 (1990).

6) 谷口、村上、小林、小豆畑 化学工学論文集 投稿中

7) Sullivan,D.A. ASME paper 76-GT-5 (1976).

8) Yoshida,A. and H.Tsuji 17th Symp. (Int.) Combustion, 945 (1979).


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—10　ガスタービン用低ＮＯｘ燃焼法に関する研究


*宮原忠人　（東京ガス株式会社）
森　雅晶　（東京ガス株式会社）
石塚敦之　（東京ガス株式会社）


## １．はじめに

地球規模のグローバルなＮＯｘ問題と大都市における環境基準の未達成等から、その発生源に対する排出規制が厳しくなりつつある。コージェネレーションや複合発電により普及が進みつつあるガスタービンについても，大気汚染防止法による排出規制に加え，東京，大阪などの大都市圏においては、さらに厳しい排出指導が行われている。例えば東京都においては，1992年 4月からの2000 KW 未満のガスタービンについてのＮＯｘ排出指導値は150ppm（02=0% 換算）となる。このような状況下でガスタービンメーカ各社においては，低ＮＯｘ燃焼器の研究開発を盛んに行っている。東京ガスにおいてもコージェネレーションの普及を促進する立場から，ガスタービン用低ＮＯｘ燃焼器の研究を開始した。今回は、従来のガスタービン用燃焼器である拡散型燃焼器と、低ＮＯｘ燃焼法として有望とされる予混合型燃焼器の燃焼特性の比較および低ＮＯｘ燃焼器の実用化のための問題点を把握することを目的として、予混合型の燃焼器を試作し，燃焼器内部の温度分布、ガス組成分布の計測を含めた燃焼試験を実施した。また、燃焼試験の結果から実機条件下におけるＮＯｘ排出濃度を予測する場合に必要な圧力影響について、実験と反応計算による検討を行った。さらに、予混合燃焼を実用化する場合の課題である、希薄燃焼時の燃焼範囲の拡大を目的として，モデル燃焼器を試作し一次燃焼領域についての燃焼試験を実施した。

## ２．実験装置および実験方法

燃焼試験装置の概略系統図を図.1に示す。ブロワーから送出される燃焼用空気は，流量計測後，熱交換器で所定の温度まで予熱されて燃焼器へ供給される。燃料ガスには、都市ガス13A（LHV=9940kcal/h ）を用いた。燃料ガスは，必要に応じて２系統のラインによって供給できるようになっており、それぞれ流量を計測後，燃焼器へ供給される。燃焼排ガ

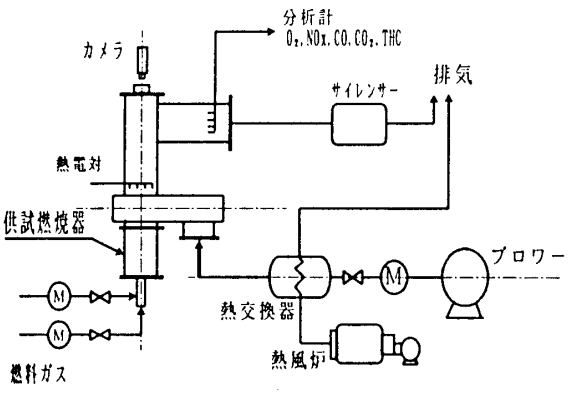


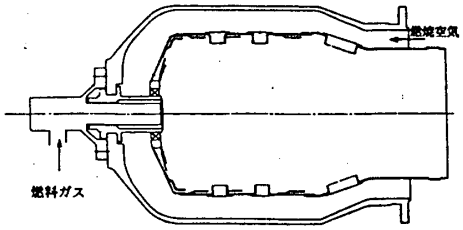

図.1　燃焼試験設備系統図

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）

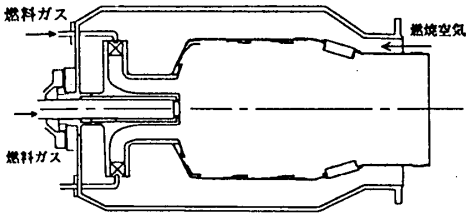


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

スは、4点式のステンレス製水冷サンプリングプローブで採取され、加熱導管で連続式分析計へ導かれる。ここでは$O_2$, NOx, CO, $CO_2$, THCの5成分について分析測定した。燃焼器出口の温度測定は、燃焼器下流ダクトに設けた複数の熱電対によって行なった。また燃焼器下流側ダクトには、覗き窓を設け、カメラで火炎の状況を観察しながら燃焼条件の設定を行なった。なお今回の燃焼試験はほとんど大気圧条件下で行なったが、一部NOx生成への圧力影響を調べるために3 ata までの加圧試験を行なった。図.2に供試燃焼器として用いた2種類の燃焼器の構造を示す。(a) は拡散型の供試燃焼器で、(b) は燃焼器内筒径を(a) と同一にした予混合型の試作燃焼器である。予混合燃焼器では、燃料ガス噴出ノズルは2系統設けてある。中心部のものは着火およびパイロット火炎用として用いた。予混合用のガス噴射弁は、複数から構成され、その先端をスワラーの羽根の間に置いている。図.3に燃焼器内部の温度計測および燃焼ガスのサンプリングに用いたプローブの構造を示す。サンプリングプローブは5点式で、また燃焼器内部が高温であるため水冷構造とした。温度プローブでは，先端をシリカコーティングしたRタイプの熱電対を用い、プローブ本体は水冷と一部空冷の2重構造とした。

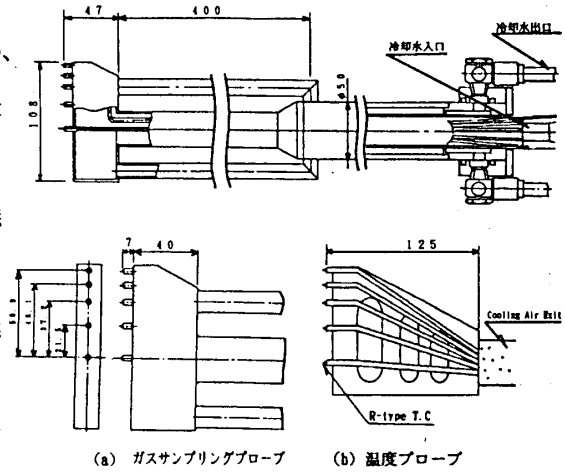



(a) 拡散型燃焼器




(b) 試作予混合型燃焼器

図.2 供試燃焼器




(a) ガスサンプリングプローブ (b) 温度プローブ

図.3 燃焼器内部計測プローブ

## 3. 拡散型燃焼器と予混合型燃焼器の燃焼特性の比較

図.4, 図.5に拡散型燃焼器と予混合型燃焼器の排ガス特性を示す。拡散型燃焼器の場合、NOxは空気比の変化によらずほぼフラットな特性を示している。拡散型燃焼器のこのようなNOx排出特性は，燃料ガスと空気の混合状態による影響を受けるが，空気比の変化によるNOx排出濃度の変化は大きくないと考えられる。また，この図から分かるように、空気比の変化によるCO濃度の変化も小さい。これと比べ予混合型燃焼器の場合はNOxおよびCO濃度は，空気比によって大きく変化する。空気比



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

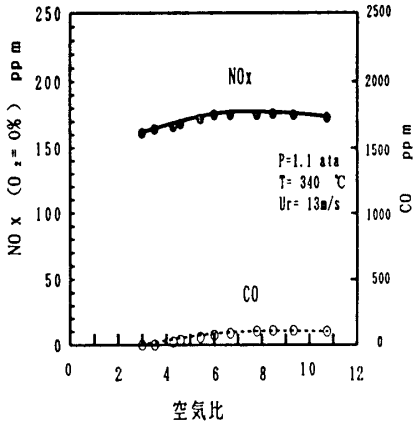



図. 4　拡散型燃焼器のNOx ,CO 特性

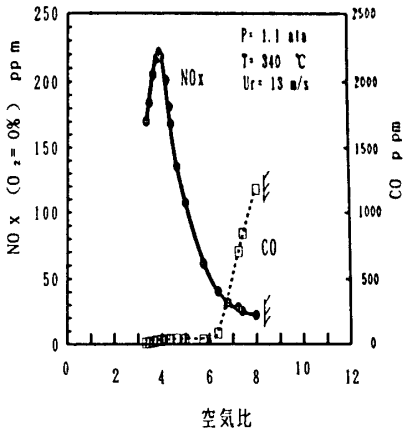



図.5　予混合型燃焼器のNOx 特性

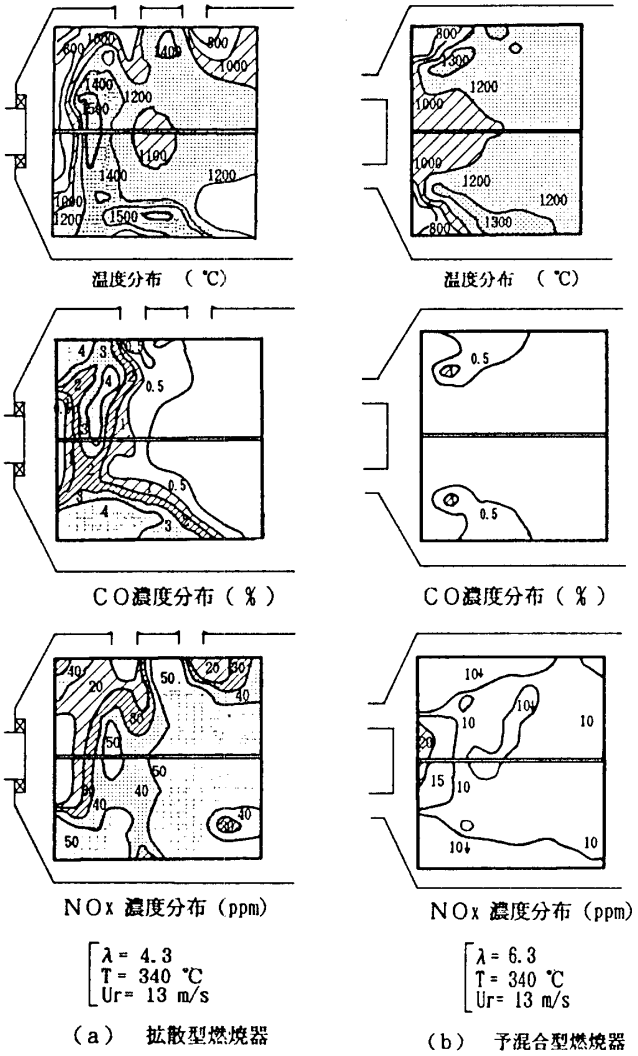


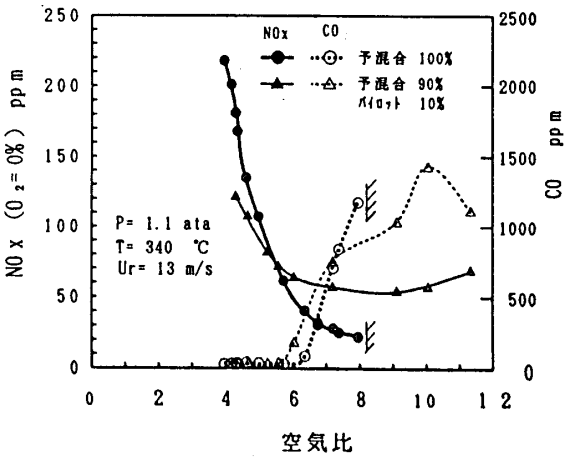

図.6　燃焼器内の温度 ,CO ,NOx　濃度分布



Download service for the GTSJ　via 216.73.216.124, 2025/08/23.

が大きくなり希薄化されていくと、ＮＯｘは急激に減少し，拡散型燃焼器の1/5以下の値まで低下している。一方，ＣＯは空気比が6 を越えると急激に上昇し，さらに希薄化すると失火している。このように予混合型燃焼器は、希薄な状態で燃焼させればＮＯｘを大幅に低減できることが分かるが、ＮＯｘが充分に低下する希薄領域では未燃分の増加や燃焼安定性が悪いことが確認された。

図.6に拡散型燃焼器および予混合型燃焼器について、燃焼器内部の温度分布、ＣＯ濃度分布、ＮＯｘ濃度分布の測定結果を示す。温度については輻射の補正は行っていない。拡散型燃焼器の結果は、全体空気比が4.3 の場合の結果であり、図の上半分が空気孔のある断面、下半分が空気孔のない断面の測定結果である。予混合型燃焼器の場合は空気比6.3 の場合の結果で、図の上半分と下半分は測定断面を30° ずらした場合の結果を示す。拡散型燃焼器の温度分布は、ガス噴射弁下流側と空気孔のない燃焼器内筒壁側に高温領域があり、最も高い温度を指示したのは内筒壁側高温領域の中心付近であった。また高温領域とそれ以外の領域での温度差が大きい。ＣＯ濃度は、濃度の高い領域がガス噴射弁の下流側と空気孔のない燃焼器内筒壁側および内筒の肩の部分に存在しており、温度分布の結果と似たような分布を示している。このことから火炎は、ガス噴射弁下流側から燃焼器内筒壁側へコーン状に広がった形状となっていることが推測される。予混合型燃焼器の温度分布は、予混合気の噴出ノズル下流側から燃焼器内筒壁へかけての領域に高温部があるが、拡散型のような際だった高温領域は存在せず、全体的にほぼ一様の温度分布を示していることがわかる。熱電対の最高温度指示値も拡散型の場合に比べると約200 ℃低い。拡散型の結果は、空気比4.3 の場合のものであるが、空気比8.0 の場合でも一部測定を実施しており、この場合の最高温度と比べても約150 ℃低い。ＣＯ濃度も温度と似たような分布を示しているが、その値は拡散型に比較すると、両者の測定時の設定空気比が異なることを考慮しても充分小さい。予混合燃焼の場合は、火炎帯で燃料ガスの燃焼反応が速やかに行われている事が予想される。ＮＯｘ濃度は拡散型燃焼器の場合、火炎の後流で高い値を示している。後流側は２次空気や冷却空気の流入で希釈された濃度であることを考慮すると、ＮＯｘは火炎後流側で多く生成しているものと考えられる。予混合型の燃焼器の場合、ＮＯｘ濃度の高い領域は上流部のセンター付近にあり、それより後流側はほぼ均一な濃度となっている。空気導入による希釈の影響を避ける




図．7　予混合燃焼におけるパイロット拡散火炎の影響



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ためにＮＯｘ排出指数 EI(NOx)で整理しても、最も濃度が高いのは同じ領域であり、後流側での濃度はそれほど高くない。どの領域でＮＯｘが生成されるかはこれらの情報だけからははっきりしないが、循環流領域でのＮＯｘ生成が多いことが推測される。

図.7に予混合型燃焼器の希薄領域での燃焼安定性を改善することを目的に、パイロット拡散燃焼を付加した燃焼実験の結果を示す。図からわかるように、空気比8.0付近で吹き消えていた火炎が、拡散燃焼を付加することで火炎の吹き消え特性は大きく向上している。しかし希薄側でもＮＯｘ濃度は充分には低下せず、またＣＯの排出濃度も低下していない。これらの特性は、燃焼器構造や拡散燃料割合等によって異なると考えられるが、単純に拡散燃焼を組み合わせた予混合燃焼だけでは大幅なＮＯｘの低減と広い範囲での燃焼安定性の達成は難しいものと考えられる。

図.8にＮＯｘ生成への圧力の影響を、1 ata から3 ata までの範囲で試験した結果を示す。燃焼器は試作予混合型燃焼器で、空気比3.8 の場合の結果である。ほぼ圧力の0.62乗に比例する関係が得られている。空気比を変えた場合の圧力指数を散型燃焼器の圧力指数とともに図.9に示す。拡散型燃焼器の場合、空気比による変化は大きくなく0.40～0.47の値が得られた。この値は、他の文献[1]で一般に報告されている0.5 より多少小さいものの、それに比較的近い値となっている。予混合燃焼器の結果は、空気比によって値が異なり、しかも同じ条件でもばらつきが大きい。特に空気比6.0 の場合はばらつきが大きいが、この条件は未燃分の排出が認められる条件であったため今回の試験では大きくばらついているものと考えている。また予混合燃焼の場合は、空気比など燃焼条件の違いによりＮＯｘ排出濃度が大きく変化するため、これらの影響を充分排除できていないことも考えられる。ただ今回の試験において、どの空気比においても圧力指数が0.5 より大きい結果が得られている。この原因については、圧力が高いと反応速度が増加することによる影響だけでなく、火炎温度が変化することによるＮＯｘ生成への影響が重なっているものと考えた。そこで反応計算によって、ＮＯｘ生成への圧力の影響を火炎温度の変化による影響も加味して検討した。表.1に、考慮した素反応と反応速度定数を示す。計算ではThermal NOのみ考慮し、流

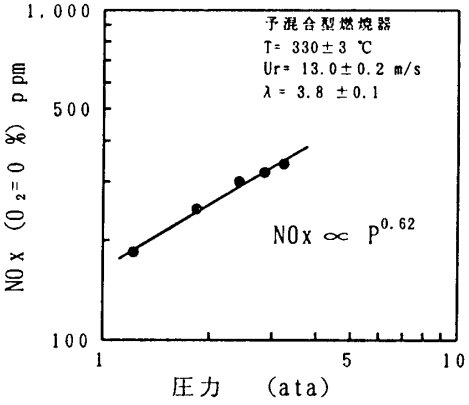



図.8　圧力の影響

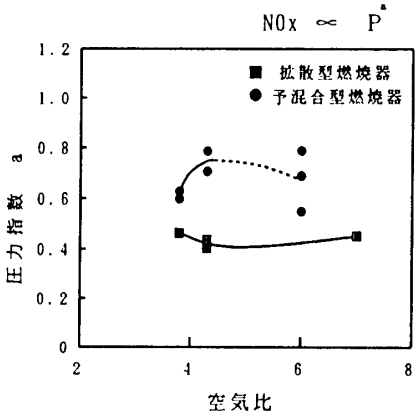



図.9 圧力指数の比較



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

れは1次元とした。火炎温度は各圧力、各空気比における断熱火炎温度を使用し、NおよびNO以外の各化学種の初期濃度は各火炎温度での平衡濃度、またNおよびNOの初期濃度は0とした。図.10に空気比1.3と1.5の場合で、圧力を10 ataまで変化させた断熱温度を用いた場合の計算結果を、火炎温度一定とした場合の計算結果と比較して示す。なお空気比1.3の場合、圧力10 ataでの断熱火炎温度は1 ataの場合に比べ約50℃高く、また圧力の変化による温度変化は圧力が低い方が大きい。NOの生成に関しては，図.10からわかるように、各圧力での断熱火炎温度を用いた計算の方が圧力の影響が大きい。また断熱火炎温度を用いた場合は，僅かではあるが圧力の低い場合における上昇の方が大きい。NOの圧力影響についてNO∝(P)$^a$の関係が成り立つとして，1ataでのNOと10ataでのNOの値だけを用いて圧力指数aの値を計算すると，空気比1.3の場合で0.60，空気比1.5の場合で0.54である。なお、一定火炎温度で計算した場合はいずれもほぼ0.5となる。これらの結果から、予混合燃焼の場合は，圧力指数aの値は、一般に提唱される0.5より多少大きくなることが考えられる。ただしその値は、予混合気が希薄になるほど0.5に近づき、また拡散燃焼を併用する場合は拡散燃焼の数値に近づくものと推測される。

表. 1　素反応と反応速度定数

$k = A \cdot T^n \exp(-E/RT)$ [mol, cal, cm$^3$, K, s]

| No. | Reaction | A | n | E | Reference |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $N_2 + O = NO + N$ | 1.84E+16 | 0 | 76250 | (2) |
| 2 | $N + O_2 = NO + O$ | 6.40E+09 | 1 | 6280 | (2) |
| 3 | $N + OH = NO + H$ | 3.80E+13 | 0 | 0 | (2) |
| 4 | $CO + OH = CO_2 + H$ | 5.60E+11 | 0 | 1080 | (3) |
| 5 | $H + O_2 = OH + O$ | 2.20E+14 | 0 | 16600 | (3) |
| 6 | $O + H_2 = OH + H$ | 1.74E+13 | 0 | 9450 | (3) |
| 7 | $H_2 + OH = H_2O + H$ | 2.19E+13 | 0 | 5150 | (3) |
| 8 | $OH + OH = H_2O + O$ | 5.75E+12 | 0 | 780 | (3) |
| 9 | $H + H + M = H_2 + M$ | 3.24E+18 | −1.2 | 0 | (3) |
| 10 | $O + O + M = O_2 + M$ | 2.62E+16 | −0.84 | 0 | (3) |
| 11 | $OH + H + M = H_2O + M$ | 1.50E+16 | 0 | 0 | (3) |

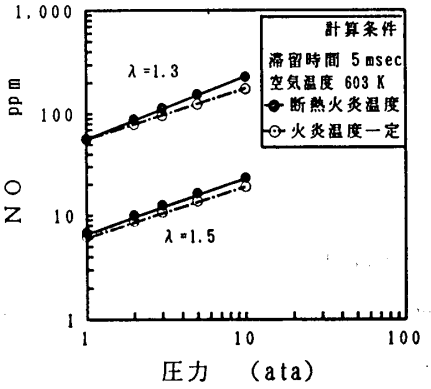



図.10　圧力の影響(計算値)

4．新型予混合型燃焼器の燃焼試験結果

予混合型燃焼器の実用化のためには，希薄燃焼時の火炎の安定性を向上させることが重要である。そこでバーナ部の要素試験を行い，これらの結果を基にモデル燃焼器を試作して一次燃焼領域についての燃焼試験を行った。図.11にその概略構造図を示す。燃焼器径はφ140であり，ヘッド部に環状の予混合ガス噴射ノズルを同軸で2重に設け、上流側にはそれぞれの噴射ノズルに対応するスワラーを設けている。燃料ガスは、スワラー直上流で複数のガスノズルから噴射するよ

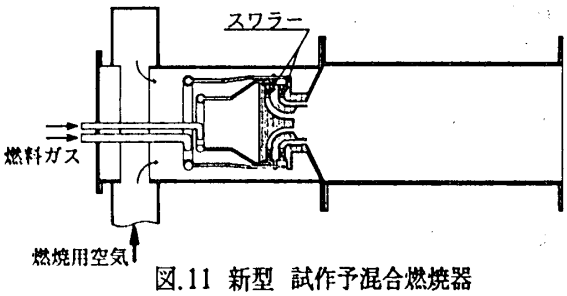



図.11 新型 試作予混合燃焼器



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

うにし、それぞれの予混合ガスノズルに対応するガス流量は独立して制御できるようにした。2つの予混合ガス噴射孔の隔壁には、それぞれの火炎がその根元部で干渉し合わないようにつばを設けた。図.12 にこの燃焼器のＮＯｘ，ＣＯの排出特性を示す。この場合の燃焼器代表流速は3.2m/s、内側と外側の空気量配分は約1:4 で内側の燃料ガスは常に一定流量供給した。すなわち内側噴射ノズル内の予混合ガスの空気比は常に約1.1 で一定であり、燃料制御は外側の燃料ガスのみで行なった。代表流速が小さいため、これを増加させた場合燃焼ガス温度の上昇によりＮＯｘの排出濃度が増加することが予想されるものの[4]、空気比2.0 でＮＯｘ排出濃度が約20ppm と低い値を示している。またこの時、ＣＯの排出もほとんどなく、かつ空気比が3.0 を越す超希薄側までＣＯが排出されない特性を示している。内側の空気比が約1.1 にもかかわらず全体のＮＯｘ排出濃度が低いのは、内側の予混合ガスが外側の希薄な予混合ガスによって適度に希釈され、かつ半径方向に濃度分布が形成されるためであると考えられる。この燃焼器は一次燃焼領域モデルであるため、冷却空気孔、希釈空気孔を必要とする実機型の燃焼器にすると燃焼安定範囲はこれより狭くなるものと考えられるが、広い範囲でＣＯの発生を抑えた超低ＮＯｘ燃焼が可能になるものと考えられる。

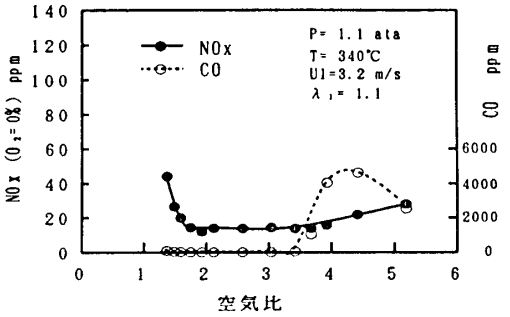


図.12 NOx, CO 特性

## 5．結言

拡散型燃焼器と試作予混合型燃焼器を用いて，燃焼器内部の温度分布，ガス組成分布の計測を含めた燃焼試験を実施し，その燃焼特性を比較した。また予混合燃焼器のＮＯｘ生成への圧力影響を実験と計算によって考察した。さらに新しい希薄予混合のモデル燃焼器を試作して一次燃焼領域についての燃焼試験を実施した。その結果以下に示すことが明らかになった。

(1) 予混合型燃焼器は，希薄領域で燃焼させると拡散型燃焼器に比べ1/5 以下というＮＯｘの大幅な低減が可能である。この理由は，燃焼室内に拡散型燃焼器のような高温領域がなく，ほぼ均一な温度分布が形成されるからであると考えられる。

(2) ＮＯｘの圧力影響について，一般的にはＮＯｘ∝ $(P)^a$ の関係があり，ａの値として0.5 が多くの研究者によって提案されているが，予混合燃焼においてはこの数値が0.5 より多少大きくなるものと考えられる。

(3) 予混合燃焼は大幅なＮＯｘの低減が可能であるが，希薄領域での未燃分の排出，失火等燃焼安定性が不足している。実用化のためには，希薄領域での燃焼性を向上す


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

る燃焼方法の開発が必要である。

(4) 予混合ガス噴出ノズルを同軸の二重環状ノズルとし，一方を一定空気比で燃焼させる燃焼器構造および燃焼方法で，燃焼の安定性を向上し，広い範囲でＣＯの排出を抑えると同時にＮＯｘの排出濃度を低減できることを示した。

参考文献

(1) Sullivan,D.A.,ASME Paper ,NO.76-GT-5(1976)　他

(2) Glarborg,P.,Miller,J.A.and Kee,R.,J.,Combuster.and Flame,65,(1986),177

(3) 森，大竹，中村，日本機械学会論文集,42-357

(4) 川口，河野，畦上，ガスタービン松山地区講演会講演集



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—11　ガスタービン用低ＮＯｘ燃焼器の研究開発（第２報）

木村武清　北嶋潤一　（川崎重工業株式会社）
梶田真市　大賀信一　（川崎重工業株式会社）

## １．まえがき

予混合希薄燃焼方式は大幅なＮＯｘ低減が期待でき、かつ開発要素が比較的少ないためガスタービン用低ＮＯｘ燃焼器の開発に多く採用されている。しかし、予混合希薄燃焼は低ＮＯｘかつ安定燃焼する範囲が狭いため、負荷変動によらず最適な空燃比で作動させるための空気流量制御機構（可変機構）を設けるか、予混合燃焼器を多数に分割しモジュール毎のＯＮ－ＯＦＦ制御を行うなどの工夫が必要である。

当社では、1500kW級ガスタービン燃焼器を対象にガス焚き用予混合希薄燃焼方式低ＮＯｘ燃焼器（モジュール方式）の開発を行っており、中圧燃焼試験(3ata)によりＮＯｘ＜35ppm($O_2$=16%換算)の見通しを得たことは前報で報告した。[1-4] 本報ではその低ＮＯｘ燃焼器を用いてエンジン運転を行い、良好な結果を得たのでその概要を報告する。

## ２．試験装置及び試験方法

中圧燃焼試験装置は燃焼器入口の空気予熱器と出口のバタフライ弁式圧力制御弁を備えているため燃焼器の入口空気温度及び入口空気圧力をそれぞれ独立に設定でき、圧力以外の燃焼器入口条件は実機エンジンと同一条件にできる。[1]

実機エンジン試験では 1500kW級ガスタービン・エンジン（単缶式燃焼器）を用いて行った。実機運転の燃料供給系統を図１に示す。燃料は２系統に分かれており、着火用の固定オリフィスを持ったプライマリラインと燃料制御弁を持った主燃料ラインより供給される。本燃焼器には１つのパイロットバーナと８つの予混合バーナが有り、対角の予混合バーナの燃料配管を一組にしてあるためパイロットバーナ用も含めて５つの電磁弁がある。

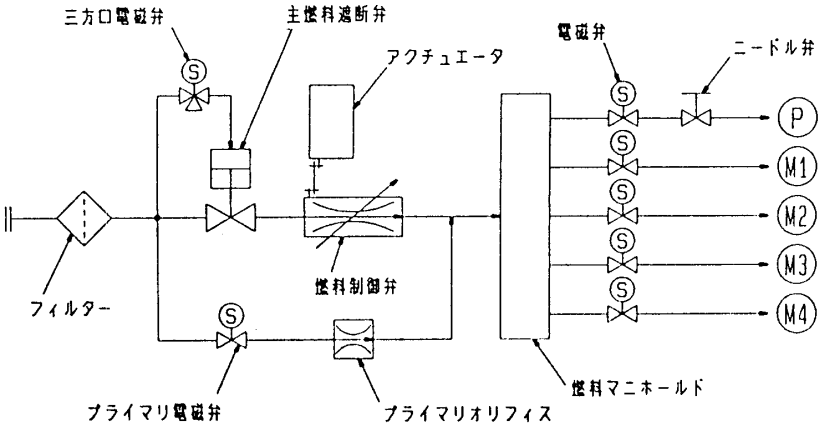



図１　燃料供給系統図

第19回ガスタービン定期講演会講演論文集（'91－５）



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

実機エンジン起動時のバルブ制御方法を図２に示す。エンジン回転数：Ｎ＝８％でパイロット：ＰとＭ１の電磁弁を開け、着火確認後Ｎ＝22％でさらにＭ２を開け、パイロットバーナと４つの予混合バーナにより立ち上げる。Ｎ＝95％で燃料流量が減るためＭ２を閉める。負荷変化に対するバルブの切り替えは以下のように行った。

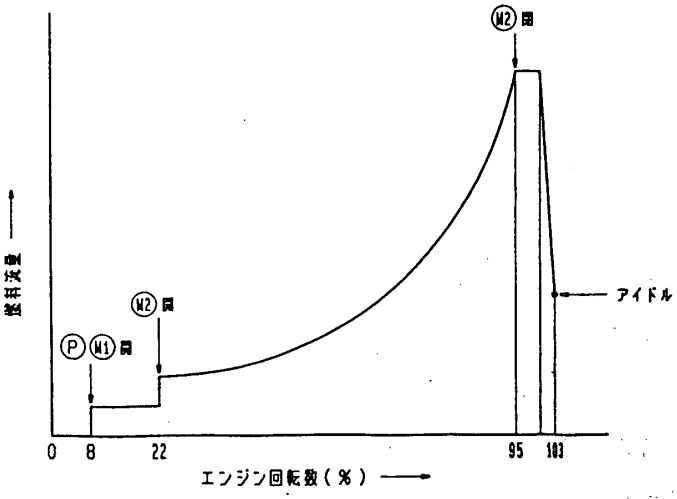



図２　起動時のバルブ制御方法

0　～　1/4負荷　：　Ｐ＋Ｍ１

1/4　～　2/4負荷　：　Ｐ＋Ｍ１＋Ｍ２

2/4　～　3/4負荷　：　Ｐ＋Ｍ１＋Ｍ２＋Ｍ３

3/4　～　4/4負荷　：　Ｐ＋Ｍ１＋Ｍ２＋Ｍ３＋Ｍ４

## ３．ガス焚き用低ＮＯｘ燃焼器

中圧燃焼試験及び実機エンジン試験に用いた予混合希薄燃焼方式燃焼器（ロータス・コンバスタ）を図３に示す。本燃焼器は保炎用のパイロットバーナを中心に置き、その周囲に８個の予混合バーナをアニュラ状に配置してある。予混合バーナ用ガスノズルは中圧燃焼試験結果より逆火が起こりにくい分散型を用いた。

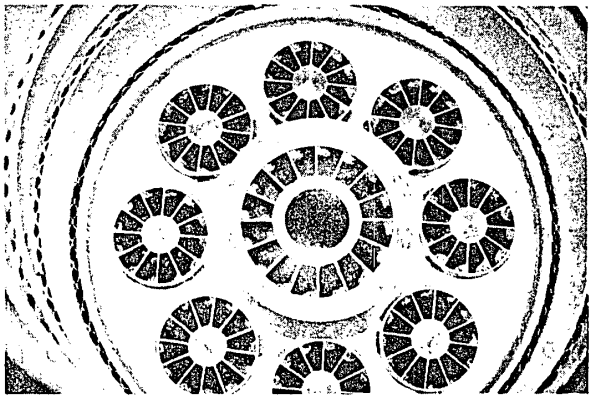


図３　低ＮＯｘ燃焼器内面

低ＮＯｘ燃焼器（標準型）の空気配分割合をリーン型と比較して表１に示す。標準型では予混合バーナ（Ｍスワーラ）にほぼ50％の空気を配分しており、リーン型では希釈孔を盲にすることによって相対的に56％まで増やした。

表１　低ＮＯｘ燃焼器の空気配分

（単位：％）

| 燃焼器の種類 | Ｐスワーラ | Ｍスワーラ | 希釈孔 | 冷却空気 |
|---|---|---|---|---|
| 標準型 | ３．３ | ４９．７ | １１．０ | ３６．０ |
| リーン型 | ３．７ | ５５．９ | ０ | ４０．４ |



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

## 4．中圧燃焼試験結果

### 4.1 基礎燃焼特性

本低ＮＯｘ燃焼器の基礎的な燃焼特性を把握するため実機モデル試験装置（燃焼器の入口流れをシミュレートした装置）を用いて燃焼器入口圧力：$P_1$＝３ata で燃焼試験を行った。$P_1$ 以外の燃焼器入口空気条件を実機条件に合わせて行った試験結果を図４に示す。負荷を横軸に、実機条件に換算した($O_2$=16%)ＮＯｘ排出量及び燃焼効率：$\eta_b$を縦軸に示す。試験は①パイロットバーナと全ての予混合バーナで燃焼した場合：(Ｐ＋８Ｍ)、②パイロットバーナと６つの予混合バーナで燃焼した場合：(Ｐ＋６Ｍ)、③(Ｐ＋４Ｍ)、④(Ｐ＋２Ｍ)の４条件でそれぞれ負荷（空燃比）を変えて行った。ＮＯｘ及び$\eta_b$ は拡散燃焼方式とは異なり空燃比（負荷）の影響が大きく、空燃比を増加していくと（燃料ガスを減らす）ＮＯｘは大幅に減少するが予混合バーナの当量比がある値($\phi$<約0.6)以下になるとＣＯ、ＴＨＣが急激に増加し、燃焼効率が低下しはじめる。この結果より本燃焼器は高負荷範囲において低ＮＯｘで高い燃焼効率である見通しが得られた。

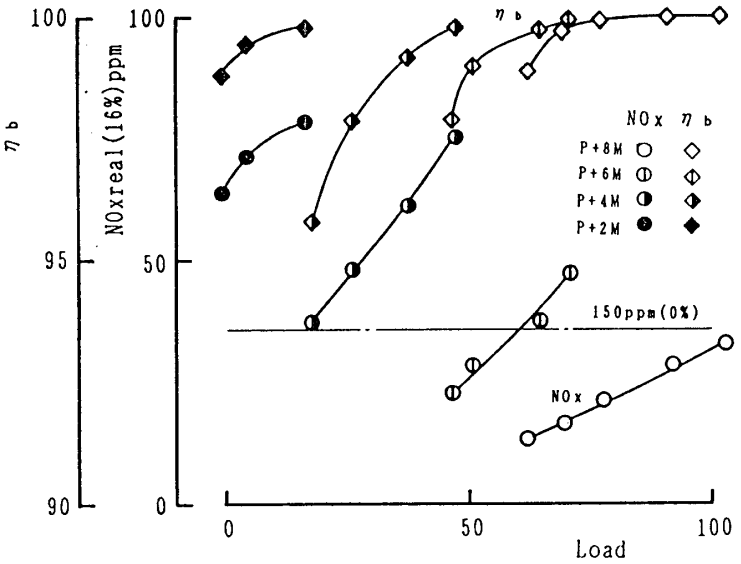



図４　標準型燃焼器の燃焼特性

### 4.2 蒸気噴射の効果

予混合燃焼における蒸気噴射のＮＯｘ低減効果を調べるために標準型低ＮＯｘ燃焼器を用いて$P_1$＝３ata で燃焼試験を行った。蒸気はパイロットバーナボディの中央付近から放射状に噴射した。負荷＝100、85、

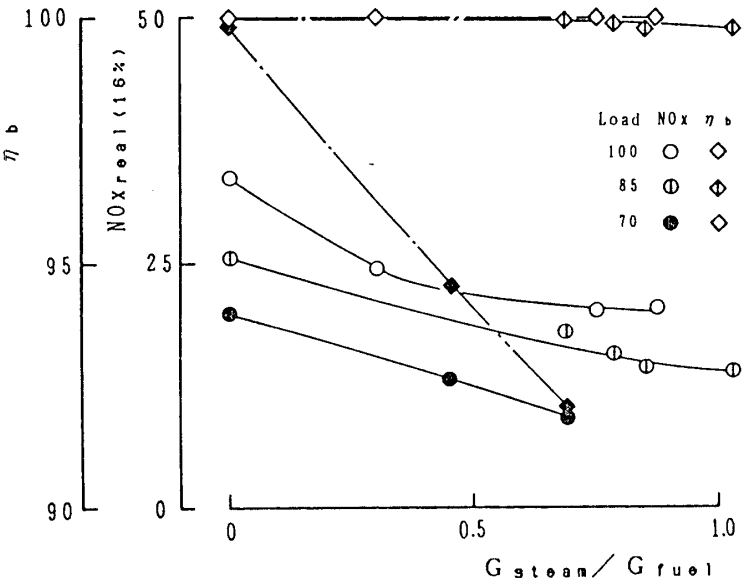



図５　予混合燃焼器の蒸気噴射効果



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

70%の3条件について蒸気噴射効果を調べた結果を図5に示す。負荷が 100～85%の範囲では、Gs/Gf=1.0でも$\eta_b$の低下は見られないがNOx低減率はせいぜい40～50%であり、拡散燃焼の場合に比べてNOx低減効果がかなり低下している。負荷が70%の場合、Gs/Gf=0.5 で40%程度のNOx低減効果が見られたが、燃焼効率も大幅に低下した。。これは拡散燃焼の場合とほぼ同程度NOx低減効果であるが燃焼効率の低下によるNOx発生量の低下を考慮すると予混合燃焼のウェットによるNOx低減効果は小さいと思われる。

5．実機エンジン試験結果

中圧燃焼試験（$P_1$= 3 ata）の結果より実機エンジンでNOx＜35ppm($O_2$=16%) の見通しが得られた標準型燃焼器を用いて 1500kW級ガスタービンで確認試験を行った（図6）。運転は①パイロットバーナの空燃比を約1000一定：（P＋M）、②予混合バーナのみ：（Mのみ）の2条件で行った。高負荷範囲では両条件とも差異はないが、低負荷範囲では（Mのみ）の方がNOx、燃焼効率とも高くなっている。これは、同じ負荷条件において（Mのみ）の方が予混合バーナの当量比が相対的にリッチになっているためと思われる。

負荷変化によるNOx及び燃焼効率の変化割合は中圧燃焼試験とほぼ同傾向であるが、 100%負荷時のNOxは約100ppm($O_2$=16%)であり中圧燃焼試験結果からの推定値の3倍程度になっている。この差はNOx発生にかかわる圧力指数の誤りではなく予混合バーナに流れる空気割合が減少したためと思われる。燃焼器出口温度不均一率については従来型の拡散燃焼器と同程度であり、問題なかった。

次に、予混合バーナの当量比を相対的にリーンにするため希釈孔を盲にしたリーン型燃焼器を用いてエンジン試験を行った。運転は無負荷条件から徐々に負荷を上げていき 1/4負荷毎に

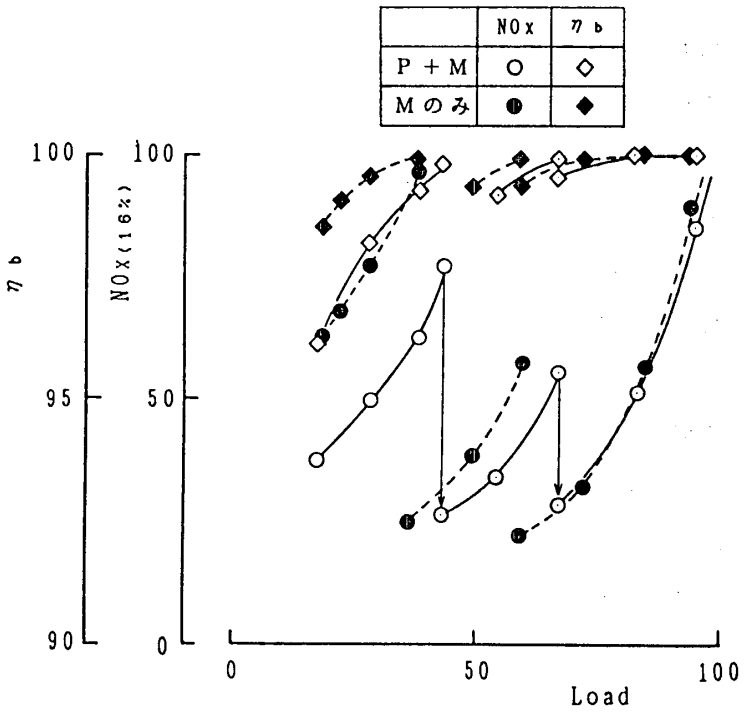



図6　標準型燃焼器のエンジン試験結果



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

予混合バーナを２本ずつ増やしていく。負荷を上げるとＮＯｘ及び燃焼効率は増加する。予混合バーナを２本追加して開けるとＮＯｘ、燃焼効率とも大幅に低下する。このような操作を繰り返すことにより低負荷範囲で多少の燃焼効率の低下は見られるが全負荷範囲の運転が可能であり、かつ一般的に使われている高負荷範囲で低ＮＯｘ運転が可能であることが確認された。負荷が 70～100％の範囲で東京都、大阪府などの地方自治体のＮＯｘ規制値（150ppm($O_2$=0%)）をほぼ満足した。一部、定格負荷付近で規制値を越えているが、予混合バーナの空気配分を僅か増やすことにより規制値をクリアできると思われる。

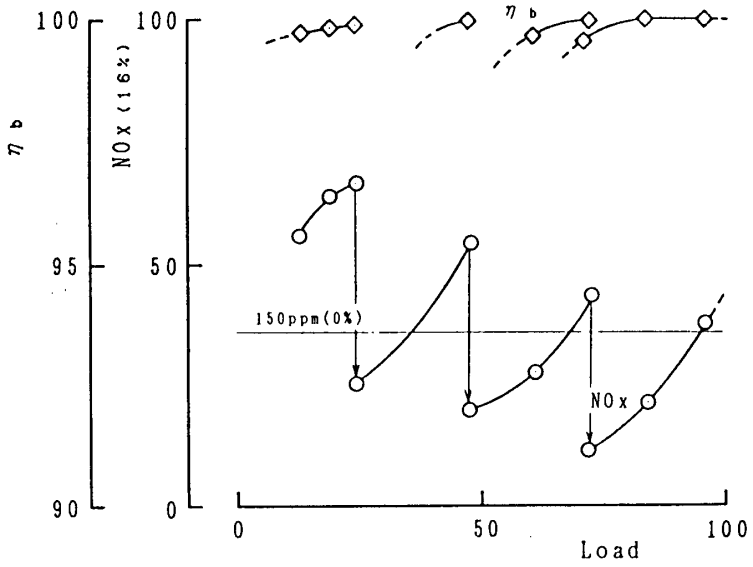



図７　リーン型燃焼器のエンジン試験結果

また、実機エンジン試験で最も心配していた逆火は全く起こらなかったが、希釈孔を盲にしたため燃焼器出口温度不均一率は２倍程度悪化した。

## ６．あとがき

予混合希薄燃焼方式（燃料スケジュール方式）によるガス焚き用低ＮＯｘ燃焼器の中圧燃焼試験及び実機エンジン試験によりＮＯｘ＜35ppm($O_2$=16%換算）を満足する燃焼器の実用化の確信を得た。

今後は、予混合バーナの空気流量割合を多少増加すると共に希釈孔用空気量を確保することによりＮＯｘ以外の燃焼性能も満足させ、量産仕様を決める予定である。

## 参考文献


(1) 木村、北嶋：ガスタービン用低ＮＯｘ燃焼器の研究開発、ガスタービン秋期講演会（仙台）、P151-157, 1990

(2) 星野、梶田、森、木村、日本ガスタービン学会誌、7-25、1979

(3) 森、木村、北嶋：ガスタービン燃焼器の排ガス制御の研究（第１報）、川崎技報、No.69, Jan.1979

(4) K.Mori, J.Kitajima, et al.; ASME Paper NO.87-GT-62 (1987)




Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

# B—12　液体燃料用低ＮＯｘ燃焼器の開発

## －第一報　高圧噴霧微粒化燃焼による低ＮＯｘ化について－

*嬉　一雄，高木　圭二，安部　利男
杉本　富男　（三井造船㈱）
遠藤與志郎　（富士石油㈱）

### 1．まえがき

ガスタービン燃焼器に対する低ＮＯｘ化の要求は、近年増々厳しくなってきており、現在でも表．１に示すような、様々なＮＯｘ低減方法が実用化或は開発されている。

従来の低ＮＯｘ化は、主として水噴射や蒸気噴射によって行われているが、これらの方式はイニシャルコストの点もさることながら、熱効率の低下やメンテナンスに問題を残している。そこで、上記の方式に頼らず燃焼改善のみで低ＮＯｘ化を計るために、現在当社が手掛けている手法は、表．２に示す分類の中で乾式法(DRY）に属するもので、（Ａ)希薄拡散型，（Ｂ)希薄拡散／予混合二段燃焼型（ハイブリッド燃焼），（Ｃ)触媒燃焼型（ハイブリッド燃焼）の３種類の方法である。これらのＮＯｘ低減方法はそれぞれ特徴があり、一長一短があるが（表．２参照）、（Ａ)については、既に開発を完了し実機運転に入っている。これに対して、（Ｂ)の技術については、現時点ではまだ、開発途上にあるといえるが、近年ガス燃料を用いたものが一部実機運転に入っている。一方、液体燃料については、液滴の微粒化、空気との均一な予混合、予蒸発等の課題が残されているためか、ガス燃料に比べると、その開発、実用化が遅れている。

そこで、著者らは液体燃料を、予混合、予蒸発状態に近づけ低ＮＯｘ化を計る一手段として、比較的揮発性の小さい重質油、分解軽油etc.の液体燃料に適している高圧噴霧による液滴の微粒化を考えた。微小噴孔を有する単孔ノズルから燃料を高圧で噴射し、予混合気を希薄燃焼させたときの

表１　$NO_x$低減方法の分類

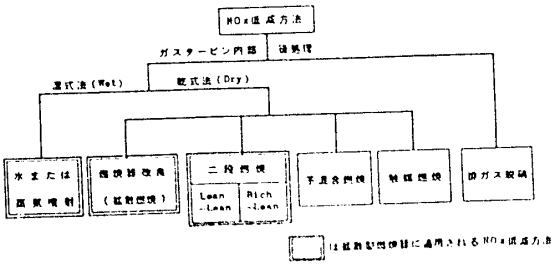



表２　ガスタービンの低ＮＯｘ手法の分類と特長

| 手法 | 区分 | TYPE | 呼称 | 特徴 |
|---|---|---|---|---|
| 添加剤使用 | サーマルNOxの生成抑制 | | 水噴射 | 燃焼器，実用化容易<br>出力増加，熱効率低下<br>低 NOx効果大 |
| | | | 水蒸気噴射 | 純水消費量大<br>燃料多様化に適応 |
| 燃焼技術による | サーマルNOxの生成抑制 | A | 希薄拡散燃焼 | 希薄拡散火炎として火炎温度を低下<br>燃料多様化に適応<br>低 NOx化には限界<br>水／蒸気噴射との組み合せ使用有効 |
| | | | 希薄予混合燃焼 | 希薄予混合火炎として火炎温度を低下<br>低 NOx化のポテンシャル大<br>安定燃焼範囲が狭い。空燃比制御が必要。 |
| | | B | 希薄拡散・2段燃焼（Lean-Lean 型） | 2段燃焼方式採用により、希薄拡散燃焼を安定，低 NOx化を改善。<br>空燃比制御が必要。 |
| | | | 希薄拡散・予混合2段燃焼（ハイブリッド燃焼） | 2段燃焼方式採用により、希薄拡散，希薄予混合燃焼を組み合わせる。<br>低 NOx化のポテンシャル大。<br>低 NOx，安定燃焼，高燃焼効率の範囲が狭い。<br>可変機構による空気量制御（空燃比制御）が必要。<br>燃料多様化への適度小 |
| | | C | 触媒燃焼（ハイブリッド触媒燃焼を含む） | 希薄予混合燃焼に触媒を利用して安定燃焼範囲拡大。<br>超低 NOx化が可能<br>触媒の寿命，耐熱性等が未確立<br>制御・応答に未知の点がある。<br>燃料多様化への適度小 |
| | フューエル NOxの低減 | | 2段燃焼・還元燃焼（Rich-Lean 型） | 燃料過剰と燃料希薄の 2段燃焼で、フューエル NOxの低減に有効。燃料過剰域でのスモーク生成，壁面冷却等解決すべき問題がある。<br>燃料過剰域の当量比制御が必要。 |

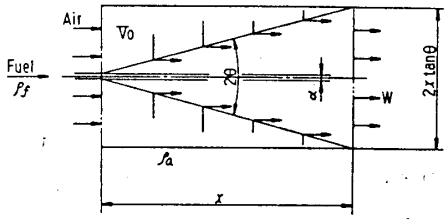


Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

ＮＯｘ発生量から予混合特性を評価する基礎試験を行い、更に、この結果をもとにモデル燃焼器を製作し燃焼試験を行った。本報では、その結果の概要を報告するものである。

## 2．混合ガス濃度

高圧噴霧による燃料と空気の混合ガス濃度と混合距離の関係は、図．１の噴霧模型を考えると任意距離χ地点の空燃比を求めることにより算出される。




図．１　噴霧模型

到達距離χと噴口径ｄの比χ／ｄをδ、燃料油と空気の密度比$\rho_f/\rho_a$をσとし、油粒子と噴霧を構成する空気との相対速度をＶとすると以下の如くなる。

噴口よりχとなる距離すなわちδ＝χ／ｄなる断面を１秒間に流れる噴霧中の空気重量は、

$$Ga = \pi d^2 g \rho_a \left[W\left(\delta \tan\theta + \frac{\sqrt{c}}{2}\right)^2 - \frac{c}{4} Vo\right] \quad \text{----------} \quad (1)$$

ｃ：収縮係数

又、同じ断面を１秒間に流れる噴霧中の燃料量はδに関係なくどこの断面でも一定で、

$$Gf = \frac{\pi}{4} c d^2 Vo g \rho_f \quad \text{----------} \quad (2)$$

Ｖｏ：χ＝0に於ける油粒と噴霧を構成する空気との相対速度

従って、

$$\lambda = \frac{1}{Lth}\left(\frac{Ga}{Gf}\right)$$

$$= \frac{1}{Lth}\left(\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{\sigma - 1}{\sigma}\right)^2 + \frac{4}{c\sigma}\left(\delta \tan\theta + \frac{\sqrt{c}}{2}\right)^2} - \left(\frac{\sigma + 1}{2\sigma}\right)\right) \quad \cdots \quad (3)$$

Ｌｔｈ：理論空燃比

σ＝900～60でδが大きい領域では近似的に次式が成り立つ。

$$\lambda \fallingdotseq \frac{2\delta \tan\theta}{Lth\sqrt{c\sigma}} = \frac{2\tan\theta}{Lth\sqrt{c}}\sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_f}} \cdot \frac{\chi}{d} \quad \text{----------} \quad (4)$$

従って、当量比φは、

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \fallingdotseq \frac{Lth\sqrt{c}}{2\tan\theta}\sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}} \cdot \frac{d}{\chi} \quad \text{----------} \quad (5)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

$$\phi / \phi_o = \sqrt{\frac{\rho_{ao}}{\rho_a}} \cdot \frac{d}{do} \cdot \frac{\chi_o}{\chi} \quad \text{------} \quad (6)$$

但し、 $L_{th}=L_{tho}$, $\tan\theta=\tan\theta_o$, $c=c_o$

$\phi=\phi_o$となる、 $\chi$, $d$, $\rho_a$の関係は、

$$\chi = \chi_o \sqrt{\frac{\rho_{ao}}{\rho_a}} \cdot \frac{d}{do} \quad \text{------} \quad (7)$$

$\rho_a/\rho_{ao}=2$, $d=do$のとき、 $\chi=\chi_o/\sqrt{2}$

$\rho_a/\rho_{ao}=2$, $d=\sqrt{2}\,do$のとき、 $\chi=\chi_o$

## 3. 高圧噴霧による微粒化特性

燃料を高圧にて微小口径単孔ノズルから噴出、微粒化を計るので粒径データが重要となる。受け止め法により粒径特性を計測し、ザウター平均粒径(S.M.D.)、算術平均粒径、及び粒径分布を求めた。計測結果を表. 3に、代表的な粒径分布を図. 2に示す。

表. 3　S. M. D. の計測結果

単位: μm

| ノズルNo. | ノズル内径 (mm)実測値 | 噴霧流体 | 噴霧差圧 50kgf/cm2 | 噴霧差圧 200kgf/cm2 |
|---|---|---|---|---|
| GN2 | 0.154 | 水 | 183 | 91 |
| GN2 | 0.154 | 灯油換算 | 128 | 64 |
| 118－4 | 0.126 | 水 | 136 | 67 |
| 118－4 | 0.126 | 灯油換算 | 95 | 47 |
| GN1－2 | 0.098 | 水 | 169 | 52 |
| GN1－2 | 0.098 | 灯油換算 | 118 | 36 |

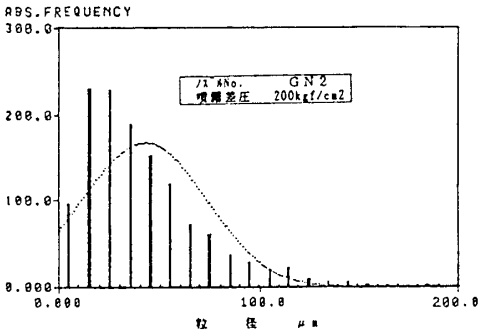



図. 2　噴霧粒径分布ヒストグラム

## 4. 高圧噴霧微粒化燃焼実験

### 4. 1　実験装置及び方法

図. 3は高圧噴霧微粒化燃焼試験装置の概要を示している。燃焼用空気は、ブロアより空気加熱器を経て燃焼部に供給される。燃料（灯油）は、油圧ポンプで加圧され、単孔ノズルより一定の圧力で噴射される。燃焼部に噴射された燃料は微粒化し、噴霧が形成される。噴霧内で燃料の微小滴が蒸発し、空気と燃料蒸気との混合が行われる。時間が経過するのにともない、すなわち燃焼部の下流に行くにしたがい、噴霧内への空気流入量は増加し燃料と空気との混合が促進されて、燃料濃度の均一な予混合気ができる。そして、保炎用発熱体によりこの予混合気に強制着火させ、燃焼ガス中のNOx, O2, CO2, CO, HC濃度及び燃焼ガス温度を測定した。

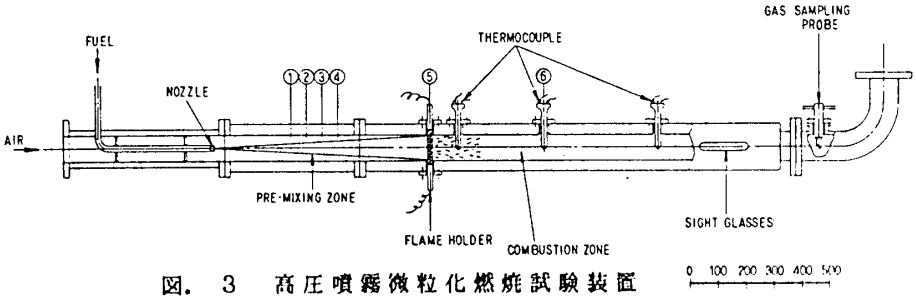
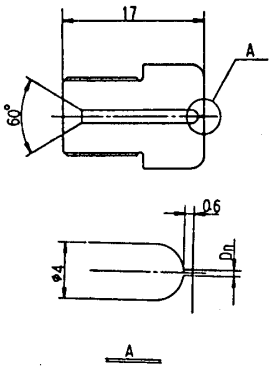



図. 3　高圧噴霧微粒化燃焼試験装置



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

実験パラメータは、燃料と空気との当量比、燃料噴射圧、噴射ノズル径、燃焼用空気温度、ノズルからの保炎用発熱体の距離(Flame Holder's Distance from Nozzle=F.H.D.)、及び燃焼用空気圧力である。図中の符号①～⑥は、実験した保炎用発熱体の位置を示し、ノズルからの距離はそれぞれ、265,320,375,430,750,1150mmである。燃焼試験用に製作したノズルは図．4に示す。

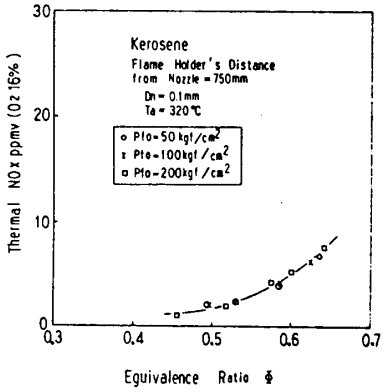



図．4　試験用単孔ノズル

## 4．2　実験結果

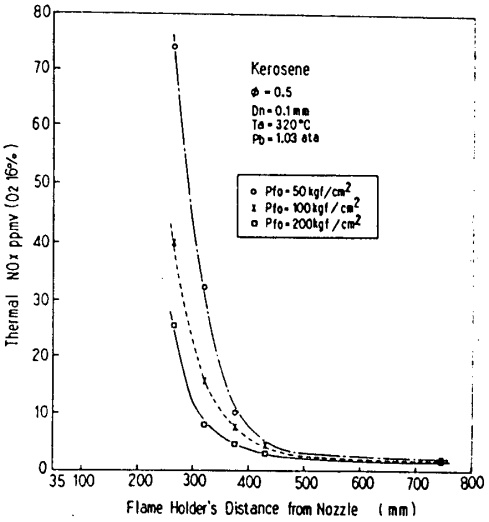
### (1)　保炎用発熱体位置の影響

灯油を燃料とし、保炎用発熱体位置をノズル先端から750mm,ノズル径Dn=0.1mm，燃焼用空気温度Ta=320°C(593K)，雰囲気圧力大気圧一定とし、燃料噴射圧力、当量比を変化させた場合のＮＯｘ濃度を図．5に示す。当量比が減少するにしたがってＮＯｘが減少しており、予混合燃焼に近い燃焼が行われたことがわかる。すなわち、微小噴孔から高圧噴射することによって、燃料濃度のほぼ均一な予混合気が形成されたことを示している。保炎用発熱体がこの位置では、S.H.D.は120 ～40μm であるが十分蒸発混合の両方が進んでおり、燃料噴射圧力の影響は認められない。




図．5　保炎用発熱体位置750mm における ＮＯｘ濃度変化

図．6は、当量比を0.5 一定にし、保炎用発熱体のノズルからの距離を変えたときのＮＯｘの変化を示す。同図から、保炎用発熱体の位置が上流側すなわちノズルに近くなるほどＮＯｘは増加し、噴射圧力の差によるＮＯｘ排出濃度の差が大きくなることがわかる。これは、ノズルに近いほど燃料と空気の混合が不十分で、均一な予混合状態になっていないことが原因と考えられる。又、燃料噴射圧力が高くなるほど燃料




図．6　当量比0.5 におけるＮＯｘ濃度変化



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

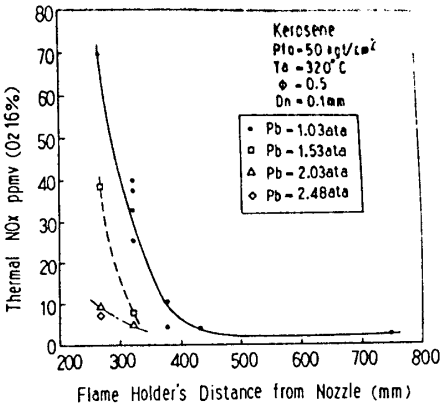
の微粒化が行われ、燃料と空気との混合が速く行われて、混合状態が改善されたものと考えられる。本図より、保炎用発熱体のノズルからの位置が430mm 以降ではＮＯｘ濃度はほとんど変化していない。このことから、本実験条件（燃料：灯油、ノズル径Dn=0.1mm）での均一な予混合気の形成に必要な助走距離は、ほぼ430mm といえる。

（２）　供給空気圧力の影響

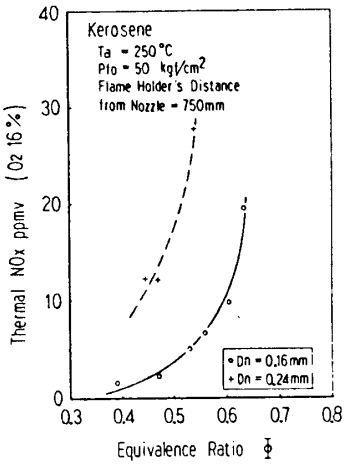
灯油を燃料とし、ノズル径Dn=0.1mm，燃焼用空気温度Ta=320°C(593K)，当量比0.5一定とし、燃料噴射圧力を50kgf/cm²(4.9MPa)で、雰囲気圧力、及び保炎用発熱体位置を変化させた場合のＮＯｘ濃度を図．７に示す。保炎用発熱体をノズル先端から400mm以内の位置に設置した場合、ＮＯｘ濃度は雰囲気圧が高くなるほど低くなっている。これは、雰囲気圧が高圧になるほど燃料噴霧内部に取り込まれる空気の量（重量割合）が増加し目的の混合が短距離で達成されるので、噴霧中の局所的な当量比の低下が速くなるためと考えられる。

（３）　ノズル径の影響

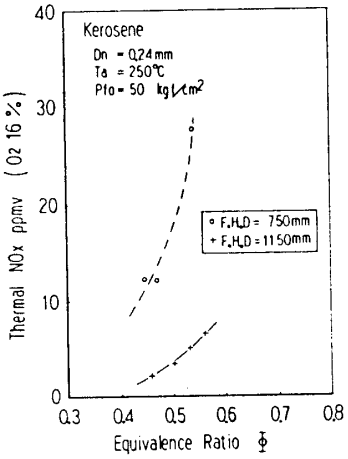
ノズル径を変化させた場合のＮＯｘ濃度の違いについて実験した結果を図．８に示す。図．８（ａ）は、保炎用発熱体の位置をノズルから750mm,燃料噴射圧力50kgf/cm²,(4.9MPa)，燃焼用空気温度Ta=250°C(523K)で、ノズル径及び当量比を変えたときのＮＯｘである。ノズル径Dn=0.24mm のほうがＮＯｘ濃度が高くなっている。ノズル径が大きくなるにしたがって、平均粒径も大きくなり燃料と空気との均一な予混合気を形成するための助走距離も長くなる。




図．７　供給空気圧力の影響




図．８（ａ）




図．８（ｂ）

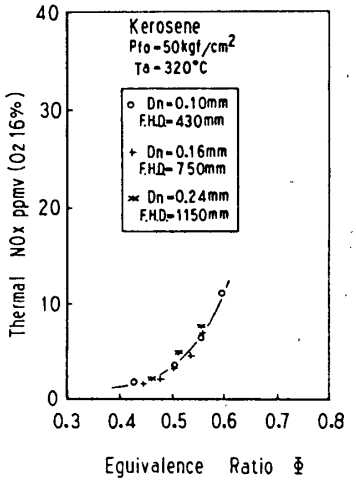
図．８　ノズル径とF.H.D.の組み合せによる比較



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

Dn=0.24mm の場合保炎用発熱体の位置が750mm では、距離が十分でなく、噴霧粒子の蒸発も十分でないので、均一な予混合気になる前に、燃焼が行われたと考えられる。

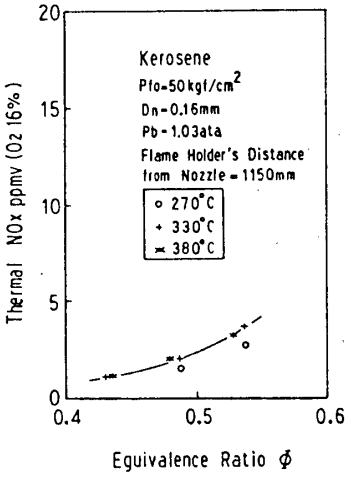
図．８（ｂ）は、ノズル径Dn=0.24mm のときの、保炎用発熱体の位置の違いによるＮＯｘの比較である。この図よりノズル径が大きくなっても、助走距離を十分長くしてやれば、燃料と空気との均一な予混合気が形成され、ＮＯｘを減少させることができる。図．９はノズル径と保炎用発熱体の位置との組合せを変えたときの、ＮＯｘ濃度を示す。ノズル径に対する助走距離が十分であれば、ＮＯｘはほぼ同等であることがわかる。




図．９　ノズル径とF.H.D.を組み合せた時のＮＯｘ濃度変化

（４）　燃焼用空気温度の影響

図．10はノズル径Dn=0.16mm,保炎用発熱体の位置1150mm，燃料噴射圧力50kgf/cm²(4.9MPa)で、燃焼用空気温度Taと当量比を変えた場合のＮＯｘ濃度を示す。Taが高くなるとＮＯｘが増える傾向にはあるものの、実験範囲の温度範囲では蒸発も混合も十分行われているので大略的にはＮＯｘは変化していないと言える。




図．10　燃焼用空気温度の影響

## ５．高圧噴霧式モデル燃焼器による燃焼実験

### ５．１　モデル燃焼器

高圧噴霧微粒化燃焼による基礎試験結果を踏まえ、ガスタービン実機燃焼器に適用するためのモデル燃焼器の設計を行った。図．11に高圧噴霧式モデル燃焼器の断面図を示す。燃料はパイロット燃料とメイン燃料に分けて供給される。パイロット燃料は通常の渦巻型圧力噴霧により噴射し、拡散型燃焼を行わせる。ガスタービンの着火から最少負荷までの運転は、このパイロット燃料による拡散燃焼によって行われる。メイン燃料は、最少負荷以上で高圧噴霧方式により噴射され、予混合気形成管の内部で予蒸発，予混合気を作りパイロット燃料による燃焼領域にこの予混合気を供給し、希



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

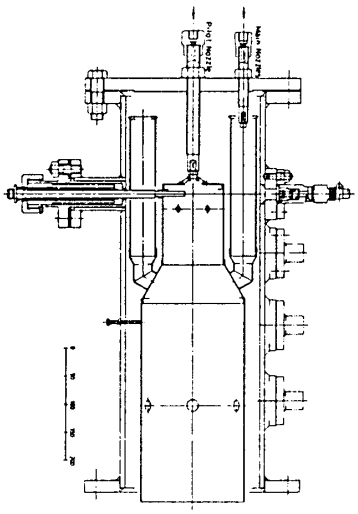


図. 11 高圧噴霧燃焼試験装置

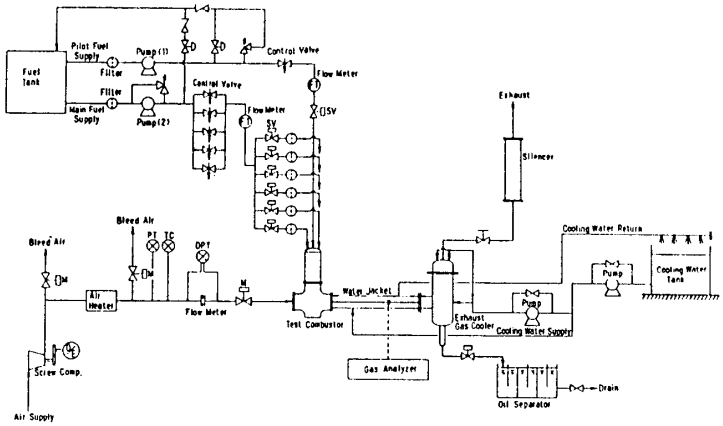



図. 12 燃焼制御系統図

薄予混合燃焼が行われる。メイン燃料ノズル及び予混合気形成管は、それぞれ6本の対になってパイロット内筒の周囲に配置されている。このように、高圧噴霧式燃焼器は、予蒸発予混合気を主燃焼とする拡散予混合二段燃焼方式により、ガスタービン用低ＮＯｘ燃焼器として設計されている。

## 5．2 実験装置及び方法

（1） 供試燃焼器に対して、メイン燃料とパイロット燃料は独立した燃料ラインとなっており、各々に流量を制御している。高圧側の分配ラインには、電磁遮断弁を設け各高圧ラインへの燃料供給を制御できる。燃料制御系統を図. 12に示す。

（2） 供試燃焼器は予混合気管の長さ並びにパイロット燃焼領域のスペースを容易に変更出来る構造とし、ＮＯｘ発生量、燃焼効率、火焔の安定限界等を計測できるようにしている。

（3） 高圧噴射用の噴孔ノズル径はφ0.12mmであり、予混合気管6本で構成されている。この噴射ノズルの微粒化特性は噴射圧力50,200kgf/cm²(4.9,19.6MPa) に対してS.M.D.はそれぞれ95,47μm（灯油ベース）である。

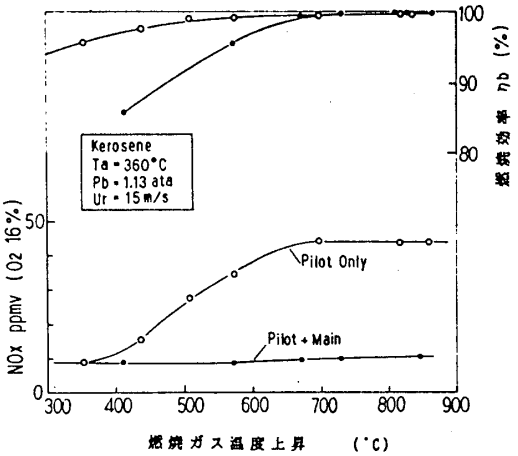
## 5．3 実験結果

燃焼器入口空気温度Ta=360°C(633K)，入口圧力を大気圧とし，代表流速Ur=15m/sとしたときの、供試燃焼器のＮＯｘ排出特性及び燃焼効率を図. 13に示す。パイロット燃料のみで燃焼を行った場合、通常の拡散燃焼であるので燃焼温度の上昇とともにＮＯｘが増加している。これに対して、燃焼ガスの温度上昇ΔT=350°C(350K) より高温の領域で、高圧噴霧式のメインノズルから燃料を供給し、パイロット＋メインの拡散予混合二段燃焼を行うと、メイン燃料を増やして燃焼温度を上げていってもＮＯｘは、ほとんど増加しない。これは、予混合気管内での燃料と空気が十分均一に混合さ

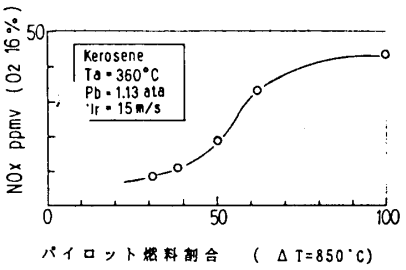

Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.

れ、予混合気となって燃焼領域に供給されていることを示している。又、燃焼効率は、ΔT>700°C(700K) では99.9% 以上ある。通常の拡散燃焼であれば、ＮＯｘの低減と燃焼効率の向上（すなわちCO、HC等の有害排出物の低減）はある意味で背反する結果となるが、高圧噴霧式燃焼では燃焼効率を下げることなく、ＮＯｘの低減が可能である。

図．14は温度上昇が同じ（ΔT=850°C）場合の、パイロットとメインそれぞれに供給される燃料割合の違いによる、ＮＯｘの排出特性の違いを示している。パイロット燃料のみで拡散燃焼を行う場合に比べ、高圧噴霧による拡散予混合二段燃焼を行えば25% までＮＯｘを低減できることがわかる。




図．13 高圧噴霧式燃焼器ＮＯｘ排出特性




図．14 パイロットとメインの燃料配分とＮＯｘ排出特性

## 6．まとめ

液体燃料に対する低ＮＯｘ化の一手法として、高圧噴霧微粒化燃焼実験を行い、更にガスタービン実機燃焼器に適用するための高圧噴霧式モデル燃焼器を製作し、実験によりＮＯｘの排出特性を調べた。

その結果、以下のことが確認された。

（１）高圧で噴霧され微粒化された液体燃料と空気とが、十分均一に混合するだけの助走距離を予混合気管に与えてやることによって、液体燃料の予混合による低ＮＯｘ燃焼が可能である。

（２）予混合に必要な助走距離は、噴孔径、噴射圧力、供給空気圧力、燃料の種類等によって異なるが、十分な距離をとることでＮＯｘはある一定の値に低減される。この時の(Thermal) ＮＯｘ値は、著者らの実験範囲では、供給される空気の温度、圧力及び燃料の種類によらず一定となる。

（３）ガスタービン用燃焼器に適用するためのモデル燃焼器の実験より、高圧噴霧による拡散予混合二段燃焼は、低ＮＯｘ燃焼に有効である。

今後の開発成果については、引続き紹介していく予定である。

最後に、本研究は通商産業省補助金による（財）石油産業活性化センター技術開発事業の一環として実施したものである。ここに、関係各位に深く感謝の意を表する。



Download service for the GTSJ via 216.73.216.124, 2025/08/23.