

## 石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の開発 — 空気制御型燃焼器の基本特性 —

\*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)

萬代重実 (三菱重工業(株))

佐藤巨男 (三菱重工業(株))

## 1. はじめに

近年のエネルギー情勢および環境問題に対応し、化石燃料の利用技術としてより高効率で環境保全性の高い石炭ガス化複合発電方式が注目されている。(財)電力中央研究所では石炭ガス化複合発電の実現に向けて国・電気事業とともに開発をすすめており、ガス化炉・ガス精製・ガスタービンなど一連の技術を研究・開発中である。

石炭ガス化ガスはLNG等の既存の燃料と比べて発熱量が低く、フェルNO<sub>x</sub>の生成源となるアンモニアを含む等の特徴があるが、ガスタービン燃焼器の高温化・低NO<sub>x</sub>化を達成できれば複合発電プラントの熱効率・環境適合性を飛躍的に向上させることができる。

著者らは石炭ガス化燃料の広負荷範囲における燃焼安定性の向上を主な目的として、燃焼器内空気比の最適設定が可能な空気バイパス方式(空気制御型)の石炭ガス化用ガスタービン燃焼器を設計・製作した。本報告は、この1300℃・150MW級ガスタービン燃焼器の大気圧下での燃焼実験結果に関するもので、おもに燃焼特性とNO<sub>x</sub>排出特性について述べる。

表1 石炭ガス化ガスの組成例

主な記号		Composition	
$\lambda$	: 空気比	CO	18.3 Vol %
$t_a$	: 燃焼器入口空気温度 °C	H <sub>2</sub>	6.9 Vol %
$t_f$	: 燃焼器入口燃料温度 °C	CH <sub>4</sub>	2.5 Vol %
$\eta$	: 燃焼効率 %	CO <sub>2</sub>	12.9 Vol %
C. R.	: NO <sub>x</sub> 転換率	H <sub>2</sub> O	3.0 Vol %
$t_g$	: 燃焼器出口ガス温度 °C	N <sub>2</sub>	56.3 Vol %
$G_{ac} / G_{at}$	: $\frac{\text{燃焼器流入空気量}}{\text{全供給空気量}}$	NH <sub>3</sub>	1000 ppm V
$\theta$	: 空気バイパス弁開度 degree	HHV	1000 kcal/m <sup>3</sup> N (4187 kJ/m <sup>3</sup> N)
		LHV	944 kcal/m <sup>3</sup> N (3953 kJ/m <sup>3</sup> N)
		$t_f$	360 °C

## 2. 石炭ガス化燃料の特徴

噴流床石炭ガス化ガスの組成例を表1に示す。おもな可燃性成分はCOであり、H<sub>2</sub>や少量のCH<sub>4</sub>を含めても残り約70%は不活性成分である。このため、発熱量は約1000 kcal/m<sup>3</sup>Nと低い。さらに、フェルNO<sub>x</sub>の生成源となるNH<sub>3</sub>を含有している。理論断熱火炎温度の比較を図1に示す。LNGの最高火炎温度2100℃に対し石炭ガス化ガス(LBG)は1660℃と低い。

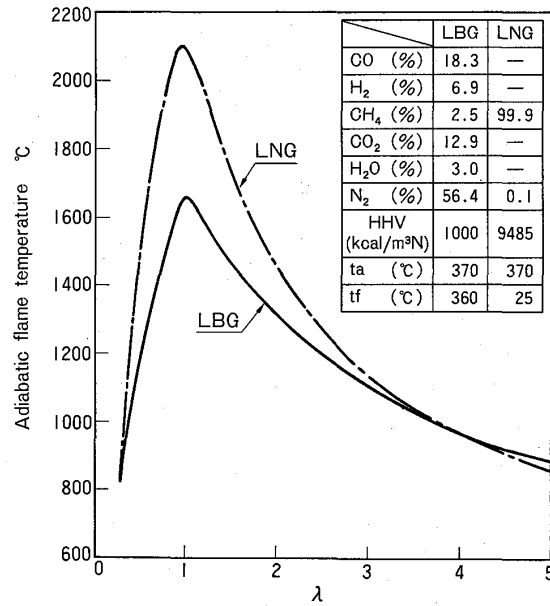


図1 理論断熱火炎温度

## 3. 開発課題と対策

石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の開発課題と対策を以下に示す。

### 3.1 安定燃焼技術

石炭ガス化ガスはLNG等と比べて燃焼性が劣るので、空気バイパス方式を採用することにより、ガスタービンの広い負荷範囲で燃焼器内の空気比を一定に保ち適切な燃焼条件を設定するものとする。

### 3.2 高温化技術

石炭ガス化ガスは低カロリー燃料であるため、一定の熱量を供給するための燃料流量が多くなる。さらに、タービン入口ガス温度の上昇とともに燃焼器の空気比設定が小さくなるため、壁面冷却用空気の絶対量が著しく減少する。このような条件に対応するため、少量の冷却空気でも壁面を効果的に冷却し得る複合冷却構造のプレートフィン<sup>(1)</sup>を採用する。

### 3.3 低NO<sub>x</sub>燃焼技術

石炭ガス化ガスは火炎温度が低いいためサーマルNO<sub>x</sub>の生成量は少ないが、燃料中のNH<sub>3</sub>等からフェルNO<sub>x</sub>が生成する。フェルNO<sub>x</sub>生成抑制のため、燃焼器の一次燃焼領域を燃料過濃にしたリッチ・リーン燃焼法<sup>(2)</sup>を採用する。

## 4. 実験装置および方法

実験設備の系統図を図2に示す。燃料ガスは、C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>・CO<sub>2</sub>・スチームを改質装置で反応させ、発生したCO・H<sub>2</sub>等をN<sub>2</sub>で希釈しさらにNH<sub>3</sub>を加え石炭ガス化ガスと同組成になるよう調整する。空気は、遠心型圧縮機により供給する。

図3に、使用した大気圧燃焼実験スタンドの断面図を示す。本装置の特徴は、空気

バイパス弁により燃焼器に流入する空気量を可変できることにある。図4は、バイパス弁を開閉したときの流量特性を測定したもので、例えば弁開度90度のときは、全空気流量の51%が燃焼器に流入し残り49%がバイパスすることを示している。おもな測定項目は、燃料ガス組成（ガスクロ）、燃焼器壁面温度（K型熱電対）、出口ガス温度（R型熱電対）、燃焼ガス成分（ $O_2 \cdot CO \cdot CO_2 \cdot NO \cdot NO_2 \cdot THC$ ）等である。

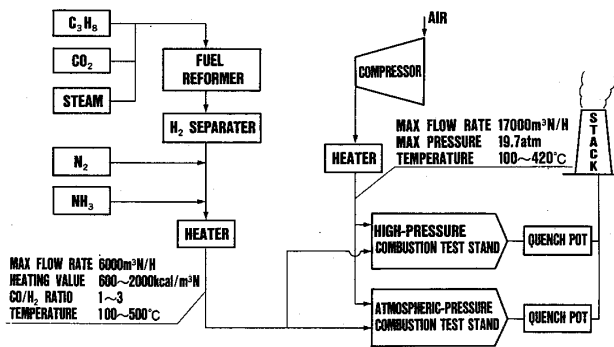


図2 実験装置の系統図

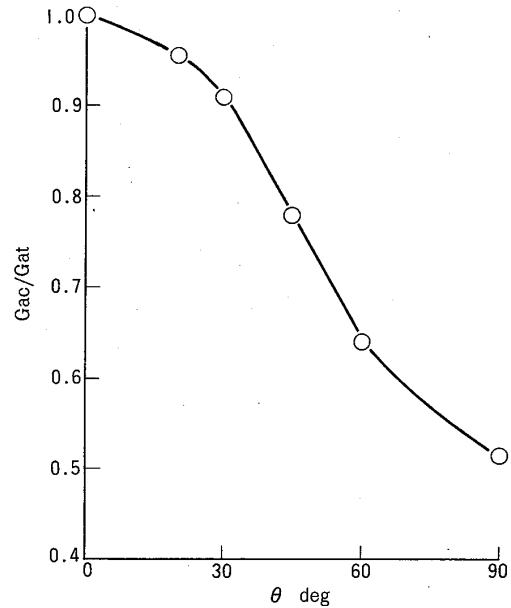


図4 バイパス弁特性

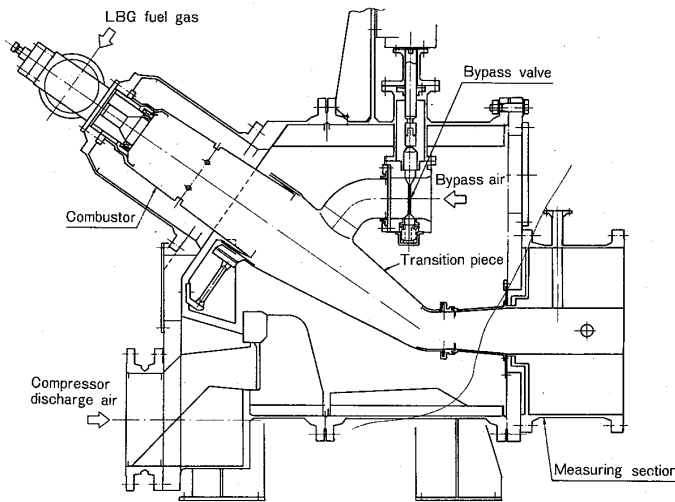


図3 大気圧燃焼実験装置

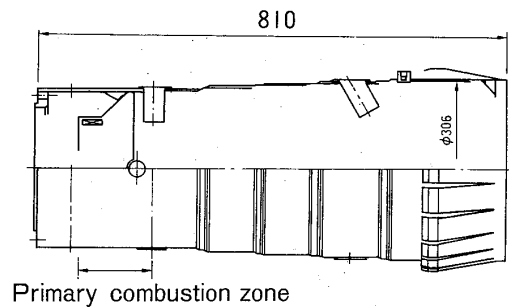


図5 供試燃焼器

供試燃焼器（CMC101～CMC104）の概略図を図5に示す。燃焼器の内径は約300mm、長さは810mであり、1300℃・150MW級燃焼器の一缶分に相当する。定格負荷時の燃焼負荷率は、 $3 \times 10^7 \text{ kcal} / (\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{atm})$ である。冷却方式として複合冷却構造を採用している。CMC101燃焼器は石炭ガス化ガス用に設計したもっとも基本的な燃焼器であり、空気スワロー直後に一次空気孔、燃焼器後部に二次空気孔を設けている。燃焼の安定性を図るため、燃焼器頭部の一次燃焼領域

の空気比（一次空気比、ただし冷却用空気を含まない）を量論空気量に近い0.9に設定している。CMC102燃焼器は、低NO<sub>x</sub>化を目的としてCMC101燃焼器の一次空気孔を閉じることにより、一次空気比を0.5と燃料過濃に設定した。CMC103燃焼器は一次燃焼領域をさらに燃料過濃とするため、空気スワローを閉じ一次空気比を0.3に設定した。CMC104燃焼器は、CMC103燃焼器の二次空気孔の開口面積を増やして二次混合領域の混合促進を図ったもので、一次空気比を0.25に設定した。

## 5. 実験結果および考察

### 5.1 燃焼特性

CMC101燃焼器～CMC104燃焼器の実験結果の代表例を示す。図6はCMC103燃焼器において出口ガス温度を1300℃とし燃料ガス発熱量を低下させたときの燃焼効率を表している。発熱量を650 kcal/m<sup>3</sup>Nまで低下させたが失火には至らなかった。燃焼効率は、発熱量が800 kcal/m<sup>3</sup>Nまでは99.95%以上であったが、その後低下した。このときの燃焼器壁面温度分布の測定結果を図7に示す。発熱量820 kcal/m<sup>3</sup>Nでは燃焼器内の全域にわたって壁面温度はほぼ一定で、安定した燃焼が保たれている。いっぽう、発熱量が740 kcal/m<sup>3</sup>Nに低下すると、燃焼器壁面前半部の温度は低く主たる燃焼領域が燃焼器後部に移っている。この原因としては燃料ガス発熱量の低下に伴う燃焼性の劣化に加えて、燃料流量の増加や設定空気比の減少（たとえば、700 kcal/m<sup>3</sup>Nのときの空気比は1.7）等が考えられる。

つぎに、空気比がCO排出濃度に及ぼす影響について、図8にCMC101燃焼器～CMC104燃焼器の実験結果を示す。1000 kcal/m<sup>3</sup>Nの標準燃料では空気比2の条件が、燃焼器出口ガス温度1300℃とする定格条件に相当する。定格条件下では、一次燃焼領域を燃料過濃に設定したCMC103燃焼器・CMC104燃焼器のCO排出濃度が高い。いっぽう、低負荷時では基本型燃焼器であるCMC101燃焼器・CMC102燃焼器のCO排出が顕著である。図8を、一次空気比でまとめ直したものが図9である。これより、CO排出量は一次空気比に影響され、CO排出濃度がきわめて低いのは一次空気比が0.4～1.8の火炎温度の高い領域であることがわかる。

つぎに、低負荷時の燃焼効率低下の改善策としてバイパス弁を作動した時の結果を図10に示す。低負荷時にCO排出濃度が高かったCMC101燃焼器・CMC102燃焼器は、バイパス弁を開けるにしたがってCO排出量が他燃焼器のレベルまで激減した。これは、燃焼器に流入する空気量が減少することにより一次空気比の設定が適正になったためと考えられる。



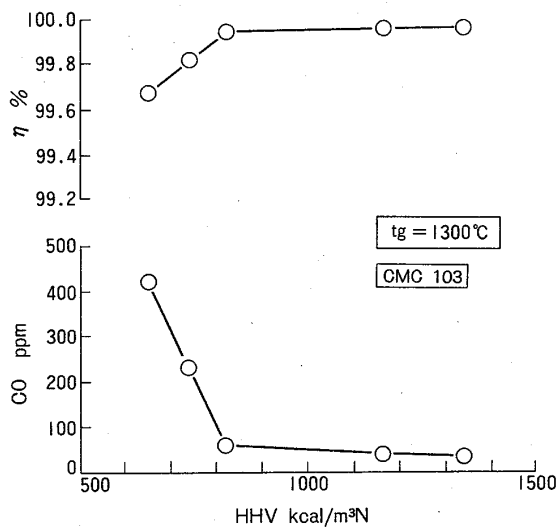


図6 燃料発熱量とCO排出濃度, 燃焼効率の関係

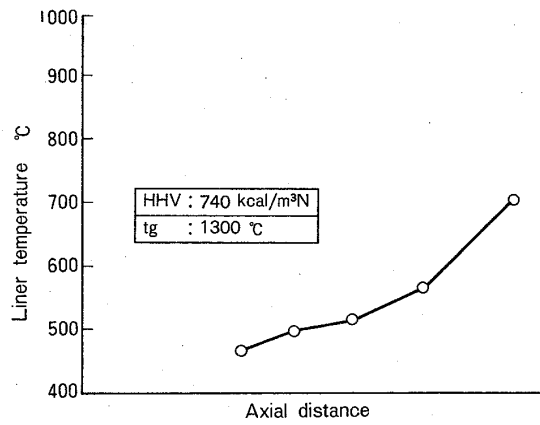
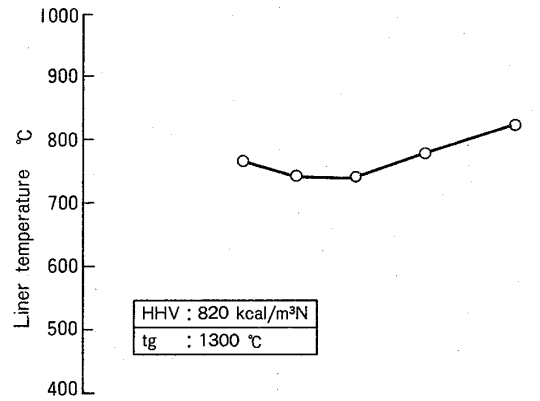
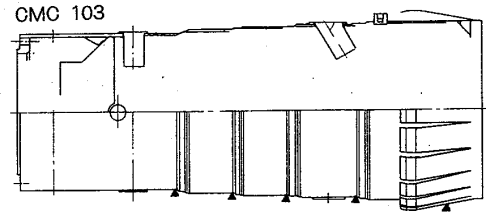


図7 燃焼器壁面温度

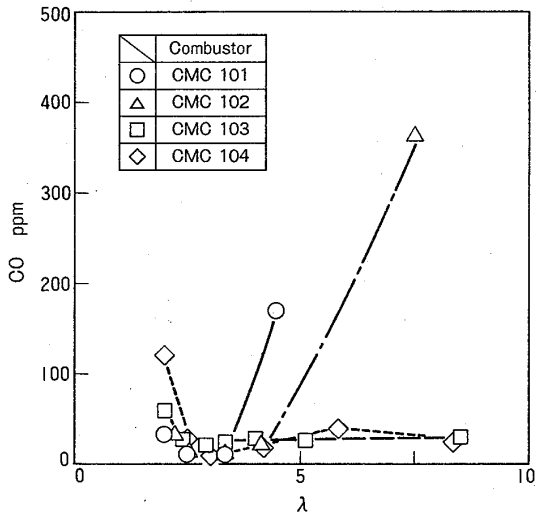


図8 空気比とCO排出濃度の関係

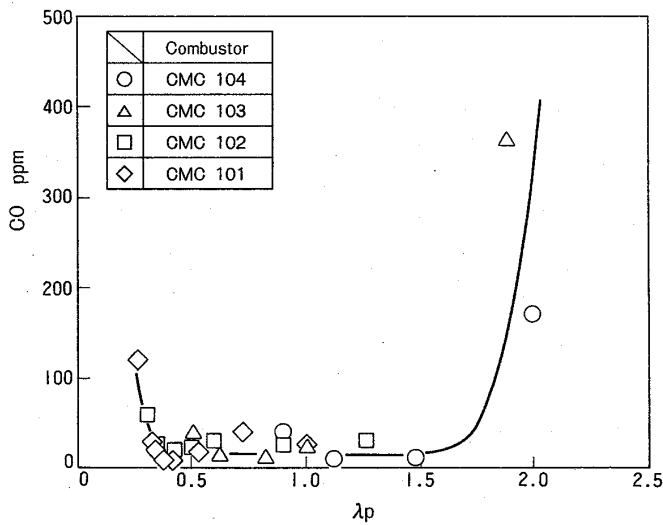


図9 一次空気比とCO排出濃度の関係

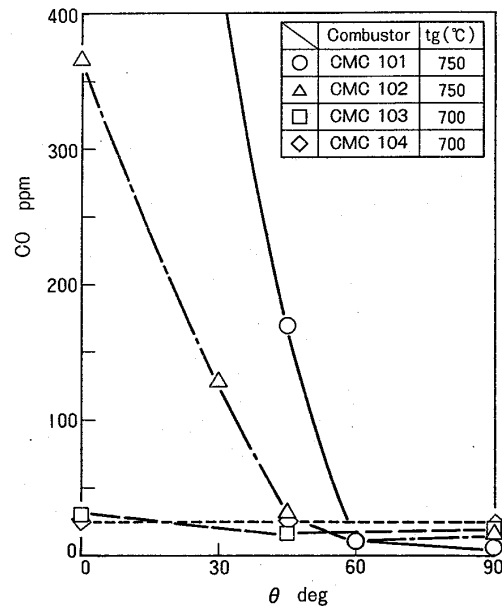


図10 バイパス弁開度とCO排出濃度の関係

## 5.2 NO<sub>x</sub> 排出特性

燃料NO<sub>x</sub> 排出特性の予備検討として、サーマルNO<sub>x</sub> 排出濃度を測定した結果を図11に示す。サーマルNO<sub>x</sub> は定格条件下で最大13 ppmであり、高カロリー燃料に比べて極めて少なかった。

つぎに、燃料中に燃料N分としてNH<sub>3</sub>を標準1000 ppm供給したときの、NO<sub>x</sub> 排出濃度と燃料N分からNO<sub>x</sub> への転換率を図12に示す。全般的に、一次空気比を燃料過濃に設定した燃焼器ほどNO<sub>x</sub> レベルは低く、一次空気比がNO<sub>x</sub> 排出特性に大きく影響する事がわかる。また、CMC101燃焼器～CMC103燃焼器は定格点(λ=2)でNO<sub>x</sub> 転換率が最小値を示し、空気比の増加につれてNO<sub>x</sub> 転換率が増える傾向がある。いっぽう、CMC104燃焼器は傾向が異なり、定格点からやや燃料希薄側(λ=2.5)でNO<sub>x</sub> 転換率が最小値を示した後増加する。

図13は、定格条件下で燃料中のNH<sub>3</sub>濃度を变化させたときのNO<sub>x</sub> 排出特性を示している。NH<sub>3</sub>濃度の増加にともないNO<sub>x</sub> 転換率は減少している。また、CMC103燃焼器はCMC101燃焼器に比べてNO<sub>x</sub> 転換率が幅広いNH<sub>3</sub>濃度範囲で約30%減少しており、リッチ・リーン燃焼法による低NO<sub>x</sub> 化の効果が顕著に表れている。

図14は、一次空気比がNO<sub>x</sub> 転換率に及ぼす影響を、定格条件下で空気バイパス弁を变化させることにより調べたものである。図より、NO<sub>x</sub> 転換率は一次空気比0.4近傍で最小となり、この点より燃料希薄側でも過濃側でもNO<sub>x</sub> 転換率は増加する。このようにNO<sub>x</sub> 転換率を最小とする最適な一次空気比が存在することは、拡散バーナを用いた基礎実験結果<sup>(3)</sup>とも一致する。これは、燃料中に少量含まれる炭化水

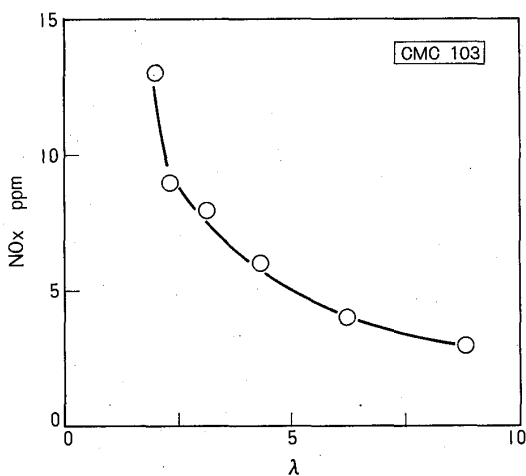


図11 サーマルNO<sub>x</sub>排出特性

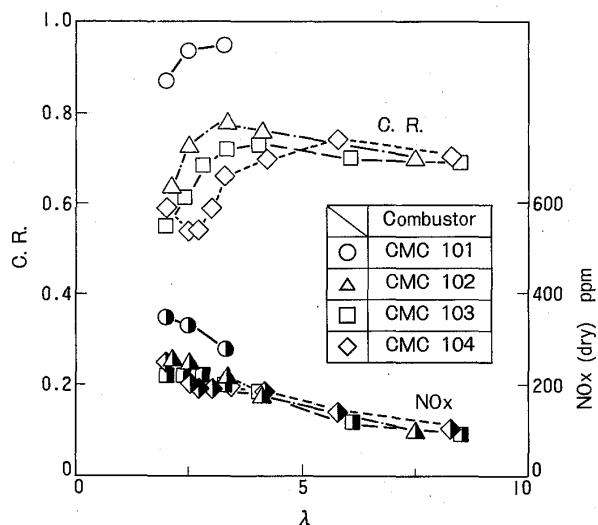


図12 空気比とNO<sub>x</sub>濃度, NO<sub>x</sub>転換率の関係

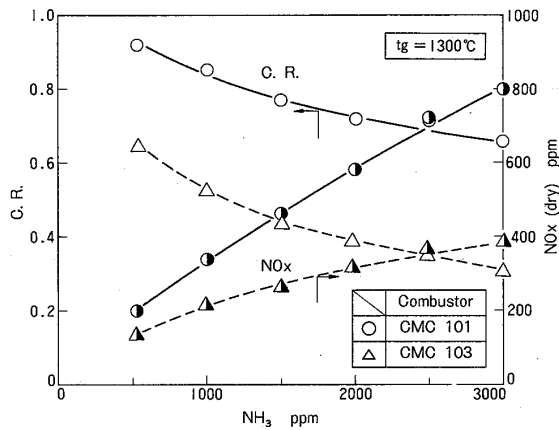


図13 燃料中のNH<sub>3</sub>濃度とNO<sub>x</sub>濃度、NO<sub>x</sub> 転換率の関係

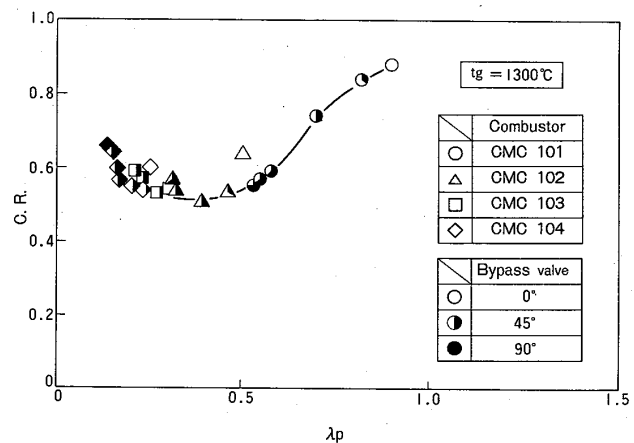


図14 一次空気比とNO<sub>x</sub> 転換率の関係

素 (CH<sub>4</sub>)成分が、CO・H<sub>2</sub>を主体とする石炭ガス化燃料のNO<sub>x</sub>生成機構に影響を及ぼしているためと考えられる。

## 6. むすび

空気制御型の1300℃級石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の大気圧燃焼実験を行い、石炭ガス化燃料の燃焼特性およびNO<sub>x</sub>排出特性を検討した。その結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 燃料発熱量が650 kcal/m<sup>3</sup>Nまで低下しても、燃焼効率99.6%と優れた燃焼特性を示す。
- (2) 一次燃焼領域の空気比は、CO排出濃度およびNO<sub>x</sub>転換率に影響を及ぼす重要な因子である。
- (3) 空気バイパス弁は、一次空気比の適正化を図ることにより、燃料NO<sub>x</sub>の低減および低負荷時のCO排出濃度の抑制に効果的である。

終わりに、本研究は(財)電力中央研究所と三菱重工業(株)で実施している「石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の開発」の共同研究の一環として行ったものである。多大なご協力をいただいた共同研究委員会各委員に感謝いたします。

7. 文献

- (1) 例えば、萬代・ほか 2 名，第16回ガスタービン定期講演会講演論文集(1988)，55
- (2) 佐藤・ほか 7 名，第16回ガスタービン定期講演会講演論文集 (1988)，9
- (3) 山内・ほか 2 名，電力中央研究所報告・研究報告：W88028 (1988)
- (4) Clark, W. D., ほか 3 名，Trans. ASME, J. Eng. for Power, Vol. 104 (1982), 120
- (5) Pillsbury, P. W., ほか 3 名，Trans. ASME, J. Eng. for Power, Jan. (1976), 88
- (6) David. J. W., ほか 3 名，ASME Paper, 83-GT-142

## ターボファンエンジン用環状燃焼器の 初期設計と最終結果に関する考察

田丸 卓

(航空宇宙技術研究所)

### [1] まえがき

ターボファンエンジンFJR710/600Sを搭載したSTOL実験機「飛鳥」の飛行試験はこの3月で無事終了した。ここで運用した条件も含めてこの燃焼器に関する設計上の見直しを行ってみる。

FJR710/600S(以降600Sと略記)エンジン燃焼器はJRシリーズ以来の技術的蓄積を基に1976年頃までの航技研での実績や基礎研究の結果を適用した設計<sup>1)</sup>であった(表1参照)。本エンジン燃焼器設計・開発は労力、費用および期間上の制限から限られた要素試験をベースに初期設計をすすめることとなり、開発の進行上その後に判明した改良策は適用できないケースもあった。また試作の過程で工作上的都合による暫定的設計が最終仕様となったり、若干の特性上の不具合は開発途上各種の手直しで補完することができたが、基本的には初期設計での本質的改良により性能をより容易に向上できるとみなせる点もある。たとえば燃料供給法は気流微粒化方式が排出対策及び出口ガス温度分布調整上極めて有利であることはすでに報告した<sup>2, 3)</sup>。

したがって各種の運転試験と飛行実績を経た現在、初期設計を見なおすことが今後の技術継承上重要であると考え。ここに運用上遭遇した問題点を検討・考察し、今後のガスタービン燃焼器設計のための資料としたい。

### [2] 設計要求と運用時の特性値

エンジン運用上、燃焼器に関して要求が多かった出口ガス温度分布と、機体外観上最も目についた排煙の問題につき検討してみる。

#### (1) 燃焼器出口ガス温度分布

燃焼器の設計は、過渡状態を除いて「離陸」条件が最大燃料量を燃焼させるため、燃焼器出口ガス温度分布が劣化し易く、タービンノズルやタービン動翼およびライナ壁の耐久性などにおいて最も厳しい状況となる。したがって通常、燃焼器の設計点はこの点にとる。原

表1 航技研におけるターボエンジン開発

Engine name	Develop. level	Tests	Year
JR-Series (Lift Eng.)	Performance proof Field tests	Cell tests Lift-off tests	1963-1971
FJR710/10 FJR710/20	Performance proof	Cell tests (including altitude tests)	1971-1976
FJR710/600 FJR710/600S	Performance proof On-board operation	Cell tests Cell tests Flight tests	1977-1982 1982-1989

形となったFJR710/600(以降600

と略記)エンジン燃焼器に対す

る設計点要求値は表2<sup>1)</sup>の如く

である。「飛鳥」搭載用エンジ

ン600Sは、機械構造的には600

エンジンとほぼ同じ仕様である

が、実験機としての苛酷な使用

条件を考慮して、運用上は低圧

系回転速度 $N_1$ を設計最大回転速

度(5850rpm)の95%までに制限

し、この点を最大出力点とした。

この条件に相当する600Sエンジ

ンの燃焼器主要特性値をセル試験結果か

ら求めてみると表3<sup>4)</sup>のようである。こ

こで空燃比はコア圧縮機流量から図1に

示す①～⑦の抽気量が設計通り抽気され

たものとして計算した。

また表4にSTOL機「飛鳥」の代表的な

STOL離陸時(1988年3月23日)のエンジン

特性値を示す<sup>5)</sup>。同表中、Prediction値

はエンジン性能表によるエンジン単体の

予測値<sup>6)</sup>である。原設

計とエンジンのセルで

の値とSTOL離陸時の空

燃比などを比較したも

のが表5である。同表

中、燃焼器出口ガス温

度 $T_5$ は $T_4$ および $P_4$ の条

件より当該空燃比 $n_t$ の

断熱平衡火炎温度<sup>7)</sup>と

して求めたものである。

原形燃焼器CC60H<sup>1)</sup>の設計点空燃比は41.3であるのに、600Sの空燃比はセルデータ

で36.2、STOL離陸条件で39ときわめて厳しい値であった。ここで600Sの燃焼器流入空

気流量は一本の5点ピトー管による局所的値である上、抽気量の精度などにも問題は

表2 FJR710/600エンジン燃焼器の設計要求値

Item	FJR710/600	
Total air pressure	$P_4$ [MPa]	1.91
Total air temperature	$T_4$ [K]	727
Combustion air flow rate	$m_a$ [kg/s]	21.86
Fuel flow rate	$m_f$ [kg/s]	0.529
Fuel pressure loss across nozzle	$\Delta P_f$ [MPa]	1.24
Air/fuel ratio	$n_t$	41.3
Total pressure loss	$\Delta P/P_1$	0.04
Press. loss across liner wall	$(\Delta P)_{liner}/P_1$	0.024

表3 FJR710/600SエンジンT.O.相当条件での燃焼器の実測特性値

Item	FJR710/600S*	
Total air pressure	$P_4$ [MPa]	1.50
Total air temperature	$T_4$ [K]	683
Combustion air flow rate	$m_a$ [kg/s]	17.57
Fuel flow rate	$m_f$ [kg/s]	0.486
Air/fuel ratio	$n_t$	36.2

\* from STE-62-106 (Measured in a test cell),  $N_1=5544$ rpm

Compressor bleed [%]		Combustor bleed [%]	
①	0.043	⑥	8.4
②	0.2	⑦	6.9
③	0.45	Total bleed 21.03	
④	4.3		
⑤	0.74		

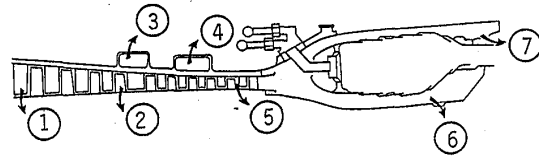


図1 コア圧縮機空気よりの抽気

表4 FJR710/600SエンジンSTOL離陸特性値(機速100kt)

Item		STOL T.O.		Spec. Limit
		Prediction*	Measured**	
Corrected fan speed	$N_1$ [rpm]	5544	5400	5544
Corrected core speed	$N_2$ [rpm]	13555	13400	13820
Fuel flow rate	$m_f$ [g/s]	484	485	
Combustion air flow rate	$m_a$ [kg/s]	18.90		
Total air pressure	$P_4$ [MPa]	1.48		
Total air temperature	$T_4$ [K]	678		
Gas temp. after HPT	$T_5$ [K]	1081	1088	1088
Engine net thrust	$F_N$ [kN]	35.43		
Engine gross thrust	$F_G$ [kN]	44.36		

\* Bare engine,  $T_2=289.5$ K,  $P_2=0.1030$ MPa

\*\* No.2 Engine(with additional air-bleed 2% for BLC)<sup>8)</sup>

あるものの、セルでのこの低い空燃比は燃焼が完全に行われた場合、タービンノズル等を焼損するに十分なガス温度となった筈である。現実にはタービンノズルなどの実験後の点検から平均ガス温度としてはこのように高くはなっていなかったようである。この原因は、燃料微粒化能力低下による燃焼不良と出口温度分布の劣化が主因とみられる。

この推測を確認するため、エンジン5号機により燃料噴霧の改良の影響を試験してみた。表6に示すように600Sにおける最大出力点( $N_1=5544\text{rpm}$ )での燃料噴射弁オリフィス差圧が1MPa程度で、初期設計値1.24MPa(FJR710/20設計点値2.25MPa)と比べてかなり小さいので圧力噴射弁容量を80%に低減した試験を行った。この変更により同量の燃料吐出を行うには噴霧圧力が1.5MPaに上昇し、平均粒径算出式<sup>3)</sup>の上からは、セカンダリ噴霧は $84.4\mu\text{m}$ から $71.7\mu\text{m}$ に減少する。燃料液滴の気化や燃焼は比表面積に逆比例するため、この粒径減少は液滴滞留時間が73%に短縮される効果となる。

エンジン運転試験の結果は図2に示すように高圧タービン出口温度 $T_0$ の値が20K以上の低下をみた<sup>4)</sup>。その他の特性、たとえば $N_1^*$ に対する $N_2^*$ 、エンジン通過総空気量などにはほとんど差がなかった。燃料流量はごくわずか(1%以下)の減少がみられた。燃焼器出口平均温度 $T_0$ が同レベルなら同一燃料投与量に対してタービンがより多くの仕事をしたこと、あるいは $T_0$ が低下したとすればより低い $T_0$ でタービン仕事に有利な温度分布の結果、同等の仕事ができたことになる。いずれにしてもこれは燃焼器出口温度分布の大巾な改善によるタービン仕事の増大があつたことがうかがわれる。なおタービン流入ガス温度の低下は20K程度であつても、タービン等の寿命上きわめて大きな効果となることが知られている。

表5 各エンジン離陸条件での燃焼特性

Engine or combustor	$n_t$	$T_4$ [K]	$T_5$ [K]*	$\Delta T$ [K]
Combustor CC60H (Rig)	41.3	727	1523	796
FJR710/600S (Cell)	36.2	683	1613	930
FJR710/600S (STOL T.O.)	39.0	678	1548	870

\*Estimated value from adiabatic flame temp.

表6 600Sエンジンの圧力噴射弁特性

Item	600S	80% Reduction Nozzle
Orifice press. loss[MPa]	1.0	1.50
Fuel flow rate [kg/s]	0.478	0.478
SMD (Secondary) [ $\mu\text{m}$ ]	84.4	71.7

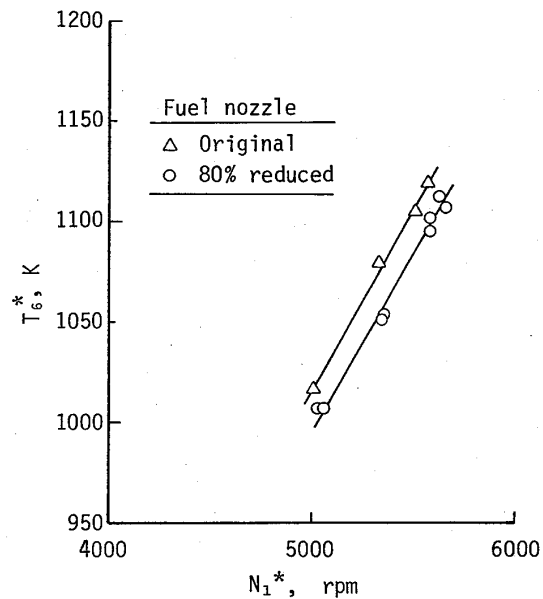


図2 燃料ノズル容量減少による燃料噴霧改善効果

## (2) 排煙

「飛鳥」の離陸の際のエンジンからの排煙は空の具合によつてかすかに見える程度であった。しかししばらくの運用を続けていると翼の上面や胴部を黒く汚す結果となった。これはUSB方式特有の技術課題であるが本方式の機体に用いるエンジンとしては一層の排煙低減が必要であることが認識された。

排煙発生を防止する方法としては、一次燃焼領域の局所、および全体当量比の低減が基礎研究<sup>9)</sup>から有望とみなされる。この燃焼器は燃料全量を燃焼室最上流部へ供給するため、一次燃焼領域の当量比はそこへ流入する空気量で定まる。その空気量の許容最大値は保炎能力によつて決まる。その吹消え限界は、エンジン作動線上最も高圧高温となるいわゆる設計点ではなくて、高空でのWindmill条件が流入空気が低温・低圧となり、化学反応上最も厳しい環境、すなわち高負荷条件となる<sup>10)</sup>。

一次燃焼領域負荷 高空での燃焼器性能、特に吹消え性能に大きな影響をもつ一次燃焼領域の空気負荷率は、Herbert<sup>11)</sup>によると次のように表わせる。

$$L_a = \frac{(m_a)_p}{V_p P^2 \exp(T_i/T_c)}$$

ここで、 $T_c = 220[\sqrt{2} - \ln(\phi_p / 1.03)]$  である。FJR710/600エンジンの高空再着火試験範囲は最高高度9.1km (30000ft)、最大飛行マッハ数は0.8であった<sup>12)</sup>。表7に示す高空ウインドミル条件での空気負荷最大値 $(L_a)_{max}$ は143で、Longwellらの球状燃焼器で求めた空気負荷率限界値にJacksonらの示すLongwell factor<sup>13)</sup> 2.5を適用した値に極めて近い。鈴木(邦)はCC60Hの設計にあたって一次燃焼領域の空気量の初期設計値を別な根拠から算出している<sup>1)</sup>が、ほぼ正しい値を選定したことを示している。

スワローと混合気濃度 排煙低減のためには、一次燃焼領域平均混合気濃度の低減と共に、燃料噴霧領域への高速の気流導入が有効と考えられる<sup>14)</sup>。FJR710/10エンジン燃焼器で小径のスワローを用い、著しい排煙低減が可能となった実績がある<sup>15)</sup>。

FJR710/600燃焼器のスワロー

表7 初期設計値と実現値

Item	Design	#605
Reference velocity $U_r$ [m/s]	16.3	
Air loading $(L_a)_{max}$ [kg/(m <sup>3</sup> s atm <sup>2</sup> )]	143	119
Total press loss coeff. $\phi$	62.8	77
Primary air fraction $(m_a)_p/m_a$	0.26	0.24
Equiv. ratio of pry zone $\phi_p$	1.38	1.49
Reference area $A_r$ [m <sup>2</sup> ]		0.1722
Liner opening area $A_l$ [m <sup>2</sup> ]		0.0317
Outer dia. of air swirler $D_s$ [mm]		46



はJRリフトジェットエンジン、FJR710/10,20および排ガス制御研究用燃焼器EC10A<sup>18)</sup>の実績に基づいた混流形スワーラを用いた<sup>17)</sup>。それらの経験では外径52mm程度の比較的大

表8 スワーラの特長値

Liner	FJR710/600		FJR710/20	
	#605	#601	#15 (#04~#09)	
Outer dia. [mm]	46	48	52	54
Inner dia. [mm]	41	37	43	42.5
Blade angle [degree]	47	45	←	←
Opening area [mm <sup>2</sup> ]	200	431	424	524

きなスワーラが用いられていた(FJR710/20-#15, EC-10A)。しかし上記#12ライナでの外径48mmの混流スワーラによる排煙低減の実績により、FJR710/600では外径48mm(ライナ#601)あるいは46mm(ライナ#605)のスワーラを用いた(表8参照)。このため、スワーラから流入する空気は比較的少なくなったが、耐久性向上も兼ねて遮熱板/隔壁板の空気孔を増加させ、全体的に $(m_a)_p/m_a$ の24%程度までの増加をはかった。排煙生成の限界値として一次燃焼領域の平均当量比を1.5とすると $(m_a)_p/m_a \approx 0.24$ となる(表7参照)。したがってほぼ初期の目標値を達成しており、またこれが排煙低減に大きく寄与したものと考えられる。

したがって、以上の結果からはスワーラ小形化の排煙低減特性は明確ではない。これについては今後の要素試験で明らかにしていくべきものとする。

### (3) まとめ

- (1) 600SではFJR710/600をDerateして部分負荷で用いることとなったため、燃焼器にとっては流入空気温度および燃料噴霧圧力が低下することになり、不利な条件となった。出荷および運用時には初期設計にくらべ燃料過濃な燃焼器作動条件でタービン出力を確保することになった。
- (2) エンジン出荷時や運用時に $T_0$ の値で最大出力が制限されることがあったが燃料噴射圧力の増大、または気流微粒化の採用など、燃料噴霧の改善によってタービンノズル入口条件の改良とその結果 $T_0$ 値の低減が可能で、性能向上が期待できる。
- (3) エンジン作動条件全体をみて一次燃焼領域流入空気量は空気負荷率値が大きくなる高空Windmill条件と排煙発生混合比に対する考慮から定めることが妥当である。更にスワーラによる一層の排煙低減をはかるには、高圧での排煙特性の要素研究が必要である。
- (4) 燃焼器の設計には実寸、実条件で試験できる装置が必要である。特に高空条件および高圧の設計点条件ではそれぞれ化学反応律速による吹消え/再着火特性、および燃料噴霧に関係する出口ガス温度分布などの適確な調整を行うことによりエンジン運転段階でのトラブルを未然に防ぐことができる。

600Sエンジンによる80% Reduction nozzle試験については担当の酒井規行氏(川崎重工)をはじめとするFJR710デザインセンターの方々および中山 普技官(航技研)に協力していただいた。ここに記して謝意を表わす。

#### 参考文献

- 1) 鈴木邦男; 高圧形環状燃焼器模型(呼称CC60H)の設計、航技研資料 TM-356 (1978/7) 1-22
- 2) 田丸、下平; 高負荷なガスタービン燃焼器の設計手法、日本ガスタービン学会誌 16-64 (1989) 70-76
- 3) 田丸 卓、他8名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究、(第5報、環状燃焼器AS260)、航技研資料 TM-335 (1977/10)
- 4) FJR710デザインセンター資料: E05 Fuel nozzle 80%絞りの全体性能に及ぼす影響、STE-62-106 (1987/5)
- 5) NAL飛行解析研究室: 「飛鳥」飛行試験速報資料 GCM-88-5060 (1988/3)
- 6) FJR710デザインセンター資料: FJR710/600Sエンジン性能表、STE-60-017 (1985/2) p.103
- 7) Jones, R.E., et al.; Combustion Gas Properties, I - ASTM Jet A Fuel and Dry Air, NASA TP 2359 (1984)
- 8) 鈴木(邦)、石井; 高圧燃焼器の研究(IV) アニユラ形燃焼器(CC20-2)の実験結果、航技研資料 TM-292 (1976/2) p.3
- 9) Macfarlane, J.J., Holderness, F.H. & Whicher, F.S.E; Soot Formation Rates in Premixed C<sub>2</sub> and C<sub>3</sub> Hydrocarbon-Air Flame at Pressure up to 20 Atmospheres, Comb. Flame, 8-3 (1954) 215-229
- 10) 田丸 卓; ガスタービン等の連続燃焼器における高負荷燃焼、第5回日本燃焼研究会 - JFRC合同研究会 (1989/6)
- 11) Herbert, M.V.; A Theoretical Analysis of Reaction Rate Controlled Systems - Part I, AGARD Combustion Butterworths, London (1957) 76-111
- 12) 田丸 卓、他3名; FJR710/600エンジン用燃焼器のセクタ模型による高空再着火試験、航技研資料 TM-424 (1981/2) 1-12
- 13) Jackson, S.R. & Odgers, J.; Factors Influencing Heat Release in Combustion Chambers and Consideration of the Related Materials and Structures, Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, Smith I.E. ed., Pergamon (1967/4)

- 14) Faitani, J.J.; Smoke Reduction in Jet Engine through Burner Design,  
SAE680348 (1968) 1-11
- 15) 江口邦久、他 8 名；高圧燃焼器の研究 (VII) - 呼称 #12 ライナの要素試験結果 - 、  
航技研資料 TM-358 (1978/7) 1-18
- 16) 鈴木邦男、他 5 名；航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究 (VII)、  
アニュラ型燃焼器模型による実験 - 、航技研資料 TM-355 (1978/7) 1-23
- 17) 田丸、他 9 名；FJR710/600 エンジン用燃焼器、航技研資料 TM-483 (1983/2) p.21

佐藤 幸徳 藤 秀実

\* 米澤 克夫 後藤 聡 (石川島播磨重工業(株))

1. 緒言

最近のガスタービン, 特に航空用ガスタービンにおいては, 推重比の向上の要求が大きく, 燃焼器に対しては小型化すなわち高負荷化が強く求められている。(1)(図1参照)さらに, 燃焼器の高負荷化による小型化は, 燃焼器の被冷却面積を減少させることとなり, 燃焼器入口圧力, 温度, および燃焼器出口温度の上昇の面からも必要な技術の一つに挙げられる。

著者らは, このような背景から現状の1.5倍の燃焼負荷率の達成を目標とする噴流旋回型と呼ぶ高負荷燃焼器の研究を行っている。図1に示すとおり, 従来の燃焼負荷率の向上は主に燃料噴射弁技術の向上すなわち, 燃料と空気の混合技術の向上によるものと考えられ, 著者らも燃料噴射弁についていくつかの研究を進めてきた。(2)-(4)

しかし, 本研究の目標とする燃焼負荷率を達成するためには, 図1に示すとおり,

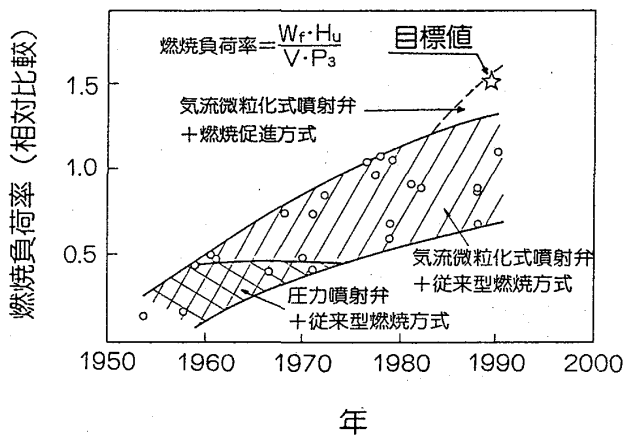


図1 燃焼負荷率の動向

従来の燃料と空気の混合技術に加えて, 燃料の燃焼促進技術が不可欠と考えられる。

この噴流旋回型燃焼器の燃焼促進の概念, 数値解析を用いた初期設計については, 前報で報告した。(5)ここでは, 初期設計の結果を基に, 著者らが従来より蓄積してきた燃料と空気の混合促進技術を加え, 実際に環状燃焼器を設計, 試験した結果について述べる。

(記号)

- |                      |                      |                 |
|----------------------|----------------------|-----------------|
| g: 遠心力の代表値           | SMD: Sauter Mean Dia | $\eta_c$ : 燃焼効率 |
| L: 燃焼器長さ             | Sb: 見かけの燃焼速度         | $\rho$ : 密度     |
| Lp: 1次燃焼領域の長さ        | T3: 燃焼器入口温度          |                 |
| P3: 燃焼器入口圧力          | V: 体積                | 添字              |
| $\Delta P$ : 燃焼器圧力損失 | Wa: 空気流量             | c: 従来型燃焼器       |
| r: 半径                | $\chi$ : 軸方向位置       | s: 噴流旋回型燃焼器     |

## 2. 高負荷燃焼器の設計

図2に、噴流旋回型燃焼器の概念を、従来型燃焼器と比較して示す。噴流旋回型燃焼器の最大の特徴は従来型燃焼器にはない燃焼促進技術を取り入れていることにある。すなわち、燃焼器ライナ内を周方向に旋回する噴流によって発生する遠心力により燃焼促進を図るものである。火炎面に遠心力を作用させると燃焼速度が促進されることはLewisによって提唱された。<sup>(6)</sup> Lewisはプロパンと空気の予混合気を充填したチューブを回転させチューブ先端で予混合気に着火させたとき、見かけの燃焼速度 $S_b$ がチューブに発生する遠心力の1/2乗に比例して増加することを見いだした。(図2参照) 遠心力による燃焼速度促進の機構については基礎的な研究が行われており,<sup>(7)~(8)</sup> 火炎面を境界として存在している燃焼ガスと未燃焼ガスの中に働く大きな浮力の効果によって火炎面が大きく乱されることなどが考えられる。Lewisらはこの燃焼速度促進効果を、保炎性能の向上に応用しSwirl Combustorとよばれる再熱装置を試作し、従来の保炎器を用いたものと比較して優れた特性を有することを実証している。<sup>(9)</sup>

ここでは、まず設計上の基本概念について述べ、次に燃焼器の設計について噴流旋回型燃焼器に特有な点を中心に述べる。

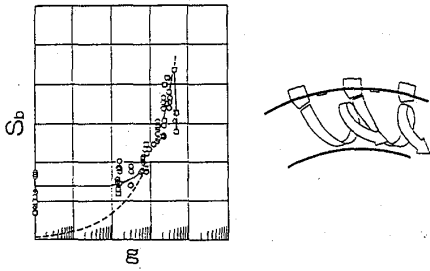
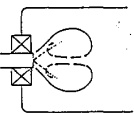
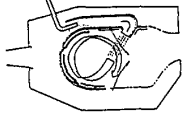
項目	従来方式	本方式
燃焼速度促進		旋回流の遠心力により燃焼速度が促進される。 
燃料と空気の混合促進	低速循環流中での燃料/空気の混合なので混合促進に限界がある。 	高速噴流を利用しているため燃料/空気混合が促進される。 

図2 噴流旋回型燃焼器の概念

### 2. 1 設計概念

噴流旋回型燃焼器の特徴は図2に示すとおりであるが、ここでは燃焼速度促進と混合促進と高負荷燃焼の関係について述べる。

図3に燃焼器の軸方向位置と燃焼効率の関係を模式的に示す。

従来型燃焼器の負荷を単純に1.5倍にしようとするれば、以下の変更のいずれかまたはその組合せによる事となる。

- (1) 燃焼器長さを短縮する。
- (2) 供給する燃料の量を増す。

(1) の燃焼器長さを短縮した場合は、図3に示すとおり燃焼器軸方向位置と燃焼効率の関係はそのままで燃焼器長さが短縮されるので、燃焼効率の低下を招くこととなる。

(2) の供給する燃料流量を増した場合には、1次燃焼領域の空燃比が設計値からはずれることとなり、燃焼器軸方向位置と燃焼効率の関係そのものが図3に示すように変化して、(1) の場合と同じく燃焼効率の低下を招くこととなる。

従って、燃焼負荷率を大きく向上させるためには、図3に示すように1次燃焼領域でほとんど燃焼が完結できるようにする必要がある。1次燃焼領域の燃焼効率は、燃料が蒸発、混合、燃焼するのに要する時間に対して、燃料が1次燃焼領域に滞留している時間を十分に長く取れるか否かに関係する。燃料の蒸発時間は、燃料の物性値として決まり、また他の混合、燃焼時間と比較して短いことにより、設計上は無視し、以下の指標が1次燃焼領域の燃焼効率と相関があるとよいと考えられる。

$$(混合時間 + 燃焼時間) / 滞留時間 \quad (1)$$

(1) 式の指標が小さいほど燃焼に対しては有利であり1次燃焼領域の燃焼効率を大きくすることができると考えられる。

噴流旋回型燃焼器は、(1) 式の分子である混合時間および燃焼時間を図2に示す概念により短縮しようというものである。さらに、噴流旋回型燃焼器では燃焼器頭部を周方向に旋回する噴流により形成されるフローパターン(このようなフローパターンの領域を以後旋回流領域と呼ぶ)により、従来型燃焼器で多くみられるスワローにより形成される小さな循環流のフローパターンよりも長い燃料の軌跡をとることができ(1) 式の分母である滞留時間を長くすることも可能と考えられる。

従って設計上は、燃料の滞留時間を長くとれるフローパターンが形成できるか、噴流により発生する遠心力は燃焼速度を促進し燃焼時間を短縮しうるレベルであるかを評価することが重要となる。混合時間についてはその評価が困難であるが、できるだけ混合のよい燃料供給方法をとることが重要と考えられる。

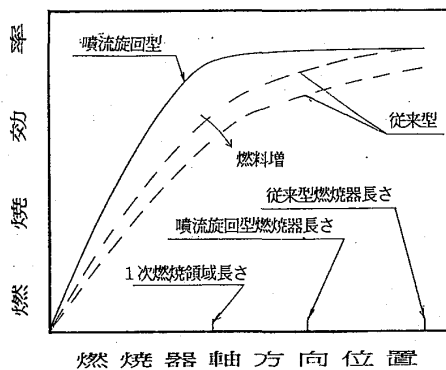


図3 燃焼器軸方向位置と燃焼効率の関係

表1 諸元表

供試体	A	B	C	
燃焼器代表断面積Aref	0.114m <sup>2</sup>			
ライナ	外径	334mm		
	内径	176mm		
	長さ	165mm		
空気ダクト数	18			
開口面積	空気ダクト	8.4×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>		
	希釈空気孔	11.0×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>	13.4×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>	13.4×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>
	冷却空気孔	7.6×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>	7.6×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>	5.4×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>
	合計	27.0×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>	29.4×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>	27.2×10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup>

## 2. 2 燃焼器の設計

### 2. 2. 1 概略設計

まず燃焼器の設計条件を試験のしやすさなどを考慮して、以下のように設定した。

$$P_3 = 0.5 \text{ MPa} \quad T_3 = 500 \text{ K} \quad W_a = 5.9 \text{ kg/s}$$

この設計条件を基に燃焼器の基本的な寸法である、燃焼器ライナの代表断面積（ライナ内外径）、ライナ長さを設定した。更に、噴流旋回型燃焼器の構造上の特徴である空気ダクトの数、ライナの開口面積などを決定した。（表1 諸元表参照）

これらの、パラメータの設定には、燃焼器の圧力損失率  $\Delta P / P_3$  を設定する必要がある。燃焼器の圧力損失率は5%と設定した。

噴流旋回型燃焼器では、燃焼器ライナ内を周方向に旋回する旋回流を形成するため、その混合による損失が大きく、従来型と同様に燃焼器ライナの空気孔で燃焼器の圧力損失が支配されるとして設計すると、圧力損失率を過大に設計する可能性もあるが、概略設計の段階では、従来通りの手法で設計を進めた。

空気ダクトの数は、旋回流が安定してかつ周方向に連続的に形成されることを考慮して18個に設定した。この結果、燃料噴射弁も兼ねる空気ダクトの燃焼器ライナ中心径におけるピッチと、燃焼器ライナ幅の比は0.56となり、従来型の燃焼器に対してかなり小さく設定されている。

### 2. 2. 2 初期設計

概略設計に続いて、空気ダクトの位置、空気ダクトの角度、空気配分、空気孔配置などを決定した。従来型燃焼器の設計に当たってはこの段階で、セクタ模型を用いた可視化試験などの基礎試験を行って最適化を図っていた。しかしながら、噴流旋回型燃焼器では、周方向に噴流を旋回させるため、ライナ内のフローパターンが3次元的で複雑な上、実測困難な遠心力を定量的に評価しなくてはならないため、この段階に数値解析を取り入れた。数値解析を用いた初期設計については、前報で詳しく述べたので、ここでは、要点のみ述べる。（解析ソフトについては参考文献<sup>(10)</sup>参照）

解析の、パラメータは図4に示すとおりである。

各パラメータの初期値（空気ダクトの位置： $L_0$ 、空気ダクトの角度： $\alpha_0, \beta_0$ 、空気孔配置： $H_0$ ）は、図4に示すように燃焼器のドーム半径  $R$  をもとに幾何学的に決定した。

初期設計に当たっては、まず各パラメータを初期値から変化させて、そのフローパターンへの影響を明らかとし、フローパターンの最適化を図った。図5に、空気ダクトの角度のフローパターンへの影響を1例として示す。さらに、最適化した形態について、旋回流領域に発生する遠心力を計算し、Lewisのデータと比較して、燃焼促進効果が期待できるかを検討した。遠心力場における燃焼速度促進効果の指標として何

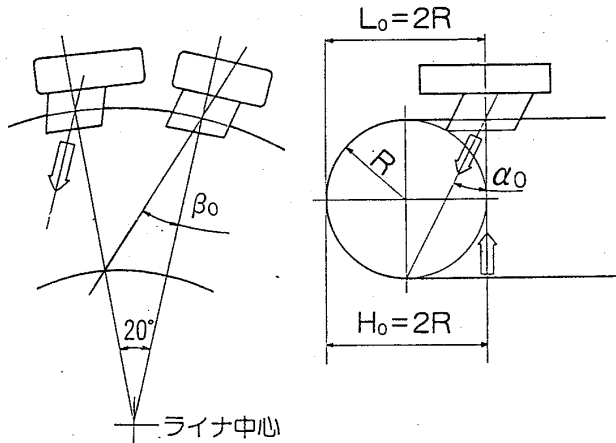


図4 設計パラメータと初期値

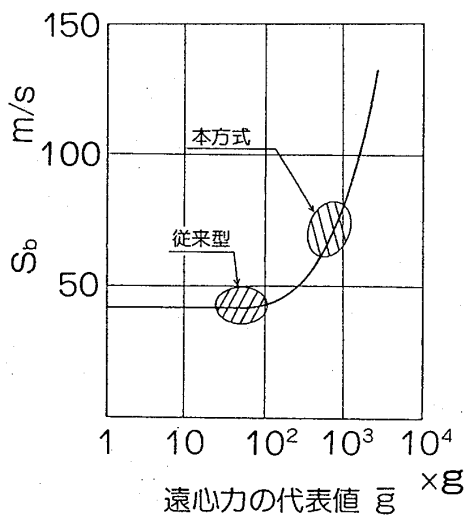


図6 遠心力による評価

を代表値にとるかは議論検討の余地があるが、本研究では検査体積内に発生する遠心力を積分した値を検査体積内の総重量で割った値、すなわち、

$$g = \int \rho r^{-1} u^2 dV / \int \rho dV \quad (2)$$

を代表値として比較した。Lewisらの装置は円盤状の均一な流れとみなし、本燃焼器は検査体積を噴射弁1ピッチ分とし任意の周方向断面ではフローパターンは2次元とみなした。

図6に遠心力の計算結果を示す。図6から、燃焼速度は従来型の約1.5倍程度に促進され、燃焼時間を2/3程度に短縮できると考えられる。(1)式の指標のうち、分母の滞留時間はフローパターンを単純に幾何学的に比較すれば2倍程度になると期待できる。以上の効果に高速噴流による混合促進を加えれば、1次燃焼領域(旋回流領域)で燃焼をほぼ完結させ燃焼負荷率を向上させ得ると判断した。

### 2. 2. 3 詳細設計

前項で述べた初期設計の結果を基に、燃料供給方法、冷却構造、空気配分、空気孔配置などを決定し最終的に供試燃焼器の形状を決定した。

結果を図7に示す。

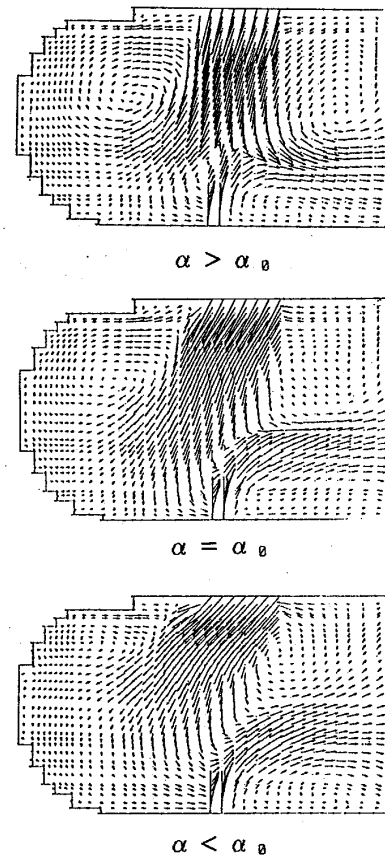


図5 フローパターンの解析例



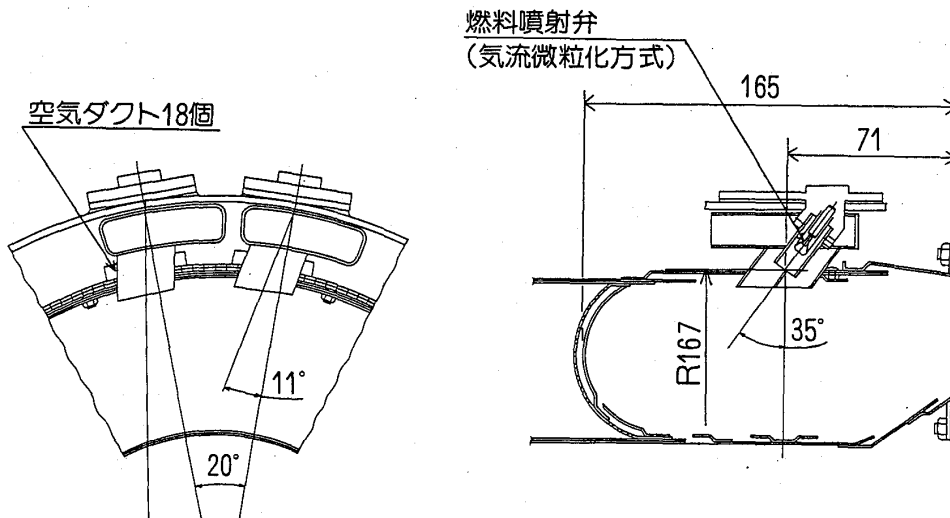


図7 燃焼器の設計結果

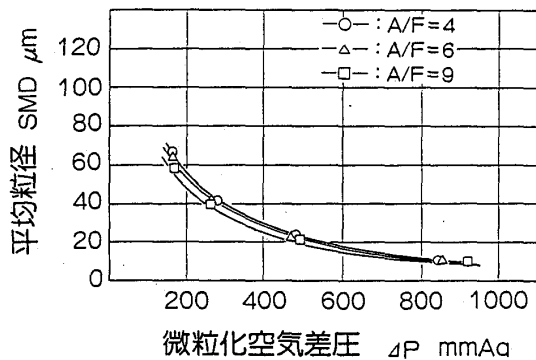


図8 燃料噴射弁の微粒化特性

燃料供給方法は、図2に示す噴流旋回型燃焼器の概念のうちの燃料、空気の混合促進に関わる重要な要素である。燃料供給部には、噴流の流れに追従し得る十分に小さい液滴が形成されること、燃料と空気が混合しつつ噴出できること、微粒化のためのスワール等によりライナ内フローパターンを乱さないこと

などが求められる。本燃焼器では、著者らが従来より研究してきた燃料噴射弁に関する知見をもとに、小型で微粒化特性の良い気流微粒化式噴射弁を空気ダクトに組込むことができた。図8に本噴射弁の微粒化特性を(SMDと微粒化用空気差圧の関係)を示す。

冷却構造は、板金フィルム冷却構造とした。但し、直接噴流火炎に曝されると予想されるドーム部には、インピンジ+フィルム冷却構造を採用した。

空気配分については、噴流旋回型燃焼器と言う新しい概念の燃焼器であるため、他の研究例などの参考とすべきデータがない。そこでまず、従来型燃焼器の研究結果を基に空気配分(特に旋回流領域の空気配分)を設定し、ダミーの空気孔を設けて空気配分を燃焼試験時に調節できるようにした。

空気孔配置は、初期設計の結果を参考として決定した。

### 3. 燃焼試験

#### 3.1 試験装置, 方法

図9に試験装置を示す。この装置に、図6に示した燃焼器を搭載し、燃焼器入口条件を設計条件に合わせて、加圧燃焼試験を行なった。

燃焼試験では、入口条件を一定として燃料流量を変更することにより、燃焼負荷率を変化させて燃焼効率を計測し、燃焼負荷率と燃焼効率の関係を調べた。燃焼効率は、

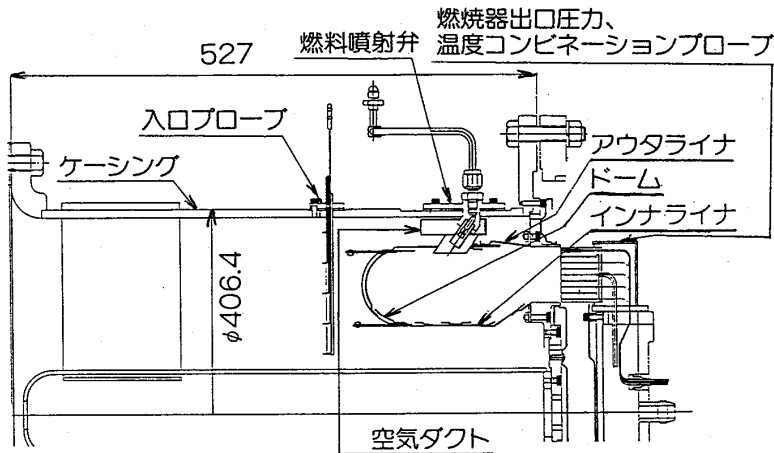


図9 試験装置

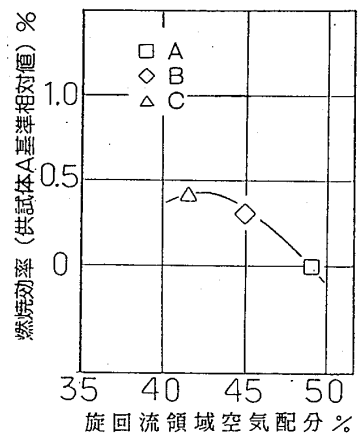


図11 旋回流領域の空気配分の影響

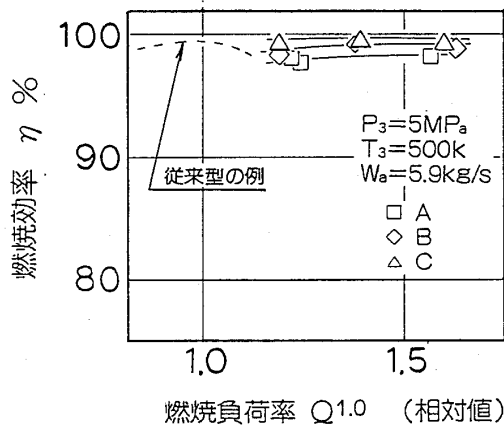


図10 高負荷燃焼特性

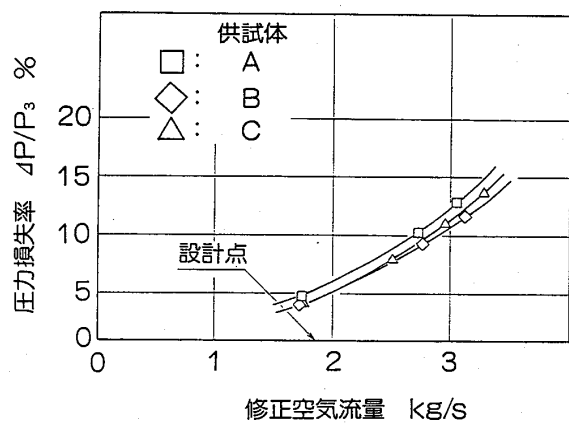


図12 圧力損失の特性

燃焼器出口を周方向にトラバースできるサンプリングプローブにより採取した燃焼器の排気ガス成分より算出した。

供試体は空気配分の異なる3種類を用意した。

### 3. 2 試験結果

図10に燃焼負荷率と燃焼効率の関係を示す。供試体A, B, Cともに燃焼負荷率によって燃焼効率が変わらないフラットな特性を有していることがわかる。さらに燃焼効率の絶対値は約99%となっている。このように燃焼効率が目標負荷率付近で高く燃焼負荷率に対して変化しないということは、図3に示したような1次燃焼領域(旋回流領域)で燃焼がほぼ完結するような本燃焼器の設計概念が達成され、本燃焼器の優れた高負荷燃焼特性が確認されたものと考えられる。さらに、数値解析によるフローパターンの最適化、定量的評価法についてもその妥当性が確認できたと考えられる。

供試体A, B, Cの順に燃焼効率が上昇している。これは、主に旋回流領域の空気配分の差によるものと考えられる。図11に目標燃焼負荷率における旋回流領域の空気配分と燃焼効率の関係を示す。空気配分が42%以下についてはデータを取得できなかったが、空気配分が42%と43%の間に燃焼効率のピークがあるものと予想さ

れる。

2. 2. 2項で述べた通り、燃焼器の圧力損失率の設計について未知の点があった。そこで、図12に燃焼器の圧力損失の特性を示す。供試体間の開口面積に応じて圧力損失率が変化していることがわかる。また、圧力損失率の絶対値は、設計条件で約5%となっており、ほぼ設計通りである。以上の事から、噴流旋回型燃焼器においても燃焼器ライナの圧力損失は、空気孔に於ける絞りが支配的であるとして空気孔の開口面積を設定してよいことがわかった。

#### 4. 結言

燃焼器内を周方向に旋回する噴流を利用して、燃料と空気の混合促進、燃焼速度促進を図る噴流旋回型環状高負荷燃焼器の設計、加圧燃焼試験を行なった結果以下のことが明かとなった。

- (1) 現状の1.5倍という高負荷において、燃焼効率が約99%という高い値で燃焼負荷率に対してフラットな特性を有することが確認でき、噴流旋回型燃焼器の優れた高負荷燃焼特性が確認できた。
- (2) 設計への数値解析の導入を試行し、その有効性、妥当性が確認できた。
- (3) 燃焼速度促進効果に対するフローパターンの定量的評価方法を試行し、設計指標として使える目処を得た。
- (4) 噴流旋回型燃焼器の、圧力損失、空気配分について設計上重要な知見が得られた。

最後に、本研究は(社)日本航空宇宙工業会革新航空機技術開発センターの研究補助金によるものである。ここに関係各位に深く感謝の意を表する。

#### (参考文献)

- (1) 佐藤, 航空宇宙学会誌34-393, (1986), p.519.
- (2) 山中, 佐藤, 藤, 第11回カスタービーン定期講演会講演論文集, (1983), p.83.
- (3) 佐藤, 藤, 渡辺, 第15回液体の微粒化に関する講演会講演論文集, (1987), p91.
- (4) 佐藤, 渡辺, 米沢, 細井, 第16回液体の微粒化に関する講演会講演論文集, (1989), p1.
- (5) 佐藤, 藤, 米沢, 後藤, 第17回カスタービーン定期講演会講演論文集, (1989), p123.
- (6) G.D.Lewis; 14th Symposium (International) on Combustion, (1972), p48.
- (7) 石塚, 第26回燃焼シンポジウム前刷り集, (1988), p88など.
- (8) J. Chomiak, 16th Symposium (International) on Combustion, (1976), p1665.
- (9) G.D.Lewis, et al, J.Energy, vol.1, No.4, July-August, (1977).
- (10) Y.Sato, T.Tagashira, H.Toh, T.Watanabe, AIAA-85-1313, (1985).

## 希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究 (続報)

川口 修 (慶大理工)

畦上 修 (慶大院)

広瀬 裕二 (慶大院)

### 1. はじめに

ガスタービンの排気規制が厳しさを増し、従来にも増して低 $\text{NO}_x$ 燃焼器の開発が望まれている。本研究は、種々の $\text{NO}_x$ 低減方法の中で最も期待される希薄予混合燃焼法に着目し、予混合燃焼器モデルを用いてその基本的な燃焼特性、排気特性およびそれらを支配する燃焼の過程について系統的な実験によって調べている。

前報<sup>(1)</sup>では、モデル燃焼器の部分的な形状、作動条件を変化させた場合のそれらの燃焼ガス組成、温度、可燃限界に与える影響を調べた結果を報告した。本報では希薄予混合燃焼法の短所である安定燃焼範囲の狭さをカバーした希釈空気による、燃焼器出口温度の制御及び振動燃焼・騒音の発生について考察し、当量比、負荷、希釈空気孔条件、空気流量割合等の作動条件が燃焼特性、排気特性等にどの様に影響するかについて得られた結果を報告する。

### 2. 実験装置及び方法

実験に使用したモデル燃焼器は図2.1に示されるように前報と同一のものであり上流に半径流スワローを備え、内径100mmの燃焼筒を持った缶形燃焼器である。希釈空気と燃焼用の一次空気とは別々に調節され計量されて供給される。

予混合燃焼法の場合、その安定燃焼範囲が狭いために広い範囲の負荷の調節が困難であり、空気量の配分を負荷に応じて変化させることによってそれを補う方法が考えられる。本研究では、燃焼領域を安定な燃焼が行われる当量比条件に保ちながら燃焼用の空気と希釈用の空気の配分を変えることによって負荷の調節を行う場合に、希釈空気の導入法、あるいは空気量配分が燃焼特性や排気特性に及ぼす影響について調べた。

本研究においては、希釈空気の供給量を表す値として空気流量割合を用いるが、ま

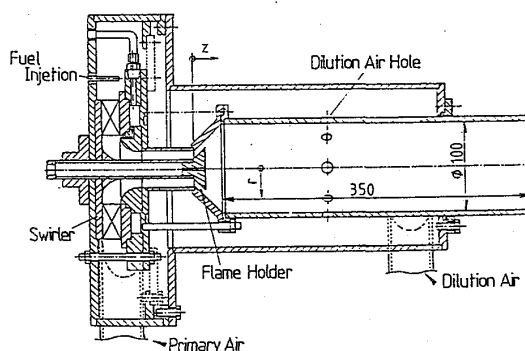


図2.1 供試燃焼器

ず希釈空気孔の設定条件が出口での排気特性に与える影響を調べるために、一次燃焼領域の状態を固定しておく必要があり、一次空気の質量流量を一定としそれに対する希釈空気量の割合として $Ma_2/Ma_1$ を用いた。一方、条件設定後は実際の運転条件に準じて、総空気量に対する一次空気の割合として $Ma_1/Ma$ を用いている。

燃焼騒音の計測に関してはコンデンサ・マイクロホン（日本科学工業 MS-9）および普通騒音計（同社 82-1002）を用いており、騒音計からの出力をFFTアナライザ（TEAC F4000）に入力し音圧レベル、周波数が測定できるようになっている。

測定は燃焼筒出口前方約45°の角度で1m離れた点で行った。また場所の影響及び周辺器具からのノイズは、燃焼騒音に比し十分小さいものと判断し、補正等は行っていない。

循環流領域長さの測定には、塩化ナトリウム水溶液を染み込ませた石綿を内径  $\phi 5$  のステンレス管に入れ、それを燃焼筒後流より挿入し、炎色反応により橙色になった火炎が上流側へ逆流し始める点を循環流後流端と定義した。

### 3. 実験結果

#### 3.1 出口排気温度の制御

##### 3.1.1 希釈空気孔位置の影響

空気孔直径を $d_h=12\text{mm}$ で固定し、位置を $z_h/D$   
 $=1.2, 1.5, 1.8, 2.1$ と変化させ、希釈孔位置の吹き消え限界に与える影響を調べた。図3.1には一次空気量を一定に保ち、希釈空気量と吹き消え当量比の関係を示した。 $z_h/D=1.2$ 及び1.5の場合には、希釈空気を導入しない時の吹き消え当量比0.52に比べ著しく上昇している。図3.2に示した当量比と循環流領域長さの関係から、代表流速4m/s時の吹き消え当量比付近では循環流長さは $L_{Rz}/D=1.8$ 以上まで伸張しており、希釈空気孔位置 $z_h/D=1.2$ あるいは1.5の場合には、循環流領域の中に希釈空気が流入する事によってその温度の低下を招き、保炎性に影響を及ぼしていると思われる。図中の白抜きのプロットは総当量比であり、希釈空気の添加は作動範囲を希薄側に拡張すること示している。

一次当量比 $\phi_1=0.7$ とした時の出口（最高）温度不均一率（図3.3）を見ると希釈空気孔位置 $z_h/D=2.1$ の場合が不均一率が高く、また、空気流量割合を増すに従っ

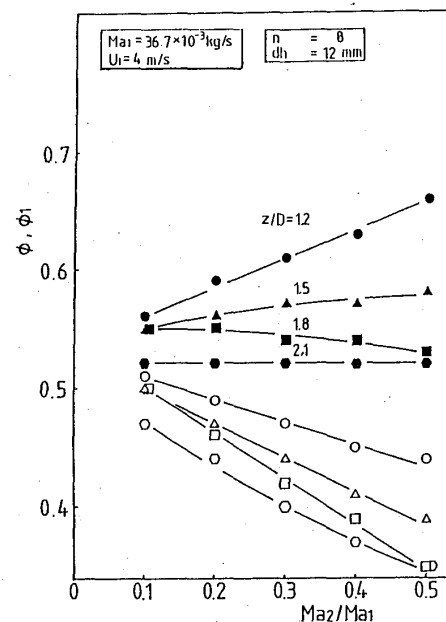


図3.1 吹き消え当量比

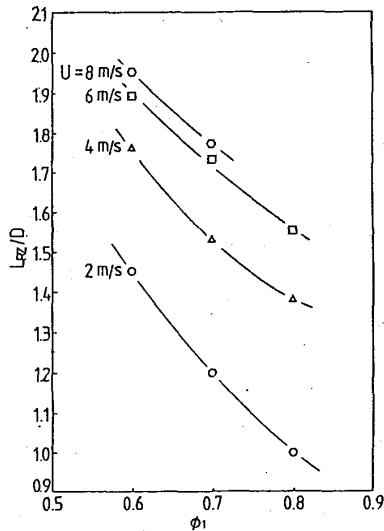


図 3. 2 当量比による  
循環流長さの変化

て上昇してしまう傾向が見受けられる。

半径方向温度分布を示した図 3. 4 を見ると中央付近に比べ管壁近傍の温度低下が著しくなっており、希釈空気は中央付近まで到達できず壁面に沿って排出されている。このことが不均一率の増加を招いている。

以上の結果より、希釈空気が循環流領域内に流入すると著しく保炎性に影響を与え逆に空気孔が下流側に寄りすぎると均一な希釈が期待できないことが明らかになった。従って、希釈空気は循環流領域の後流端直後に導入することが望ましいと思われる。

入口空気条件を常温常圧として行なわれた後の実験では、最も優れた排ガス特性を示す一次当量

比 0.7 を基準条件としており<sup>(1)</sup>、その時、最大代表流速 8m/s での循環流領域の長さが  $L_{Rz}/D=1.77$  であるため、希釈空気孔位置として  $z_h/D=1.8$  を採用した。従って、一次当量比を 0.7 以下に設定した場合には、循環流領域長さが  $L_{Rz}/D=1.8$  以上に伸張するため、前述の考え方からこの希釈空気孔位置は適当ではなくなってしまう。

また希釈空気孔直径  $d_h$  に関しては、前述の実験においては 12mm で行ったが以下の実験では希釈空気量が増すため貫通距離が最適となる 15mm を設定した。

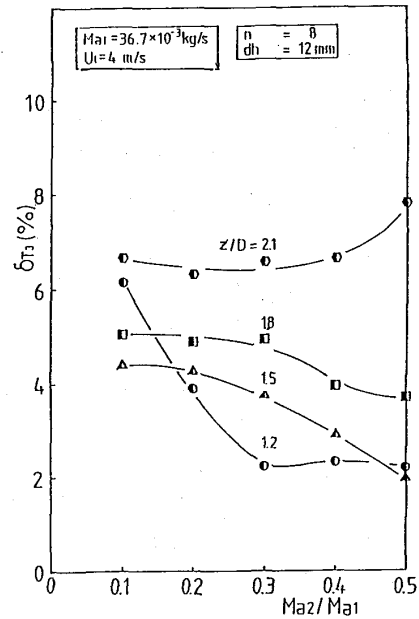


図 3. 3 出口温度不均一率

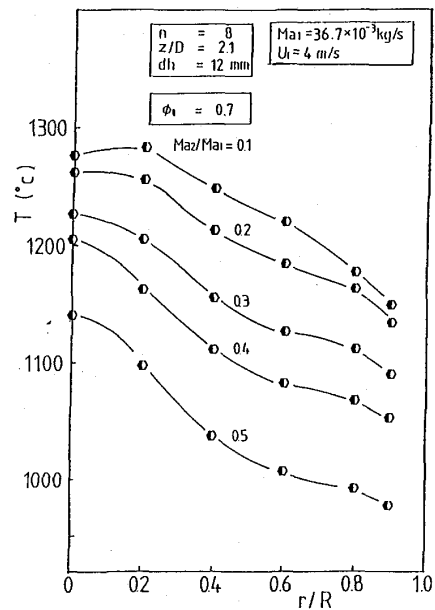
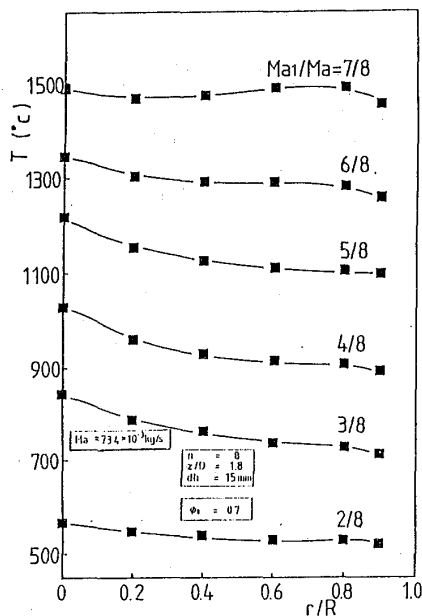


図 3. 4 半径方向温度分布

### 3. 1. 2 出口温度及び排気特性

一次当量比を0.7とし、総空気質量流量を入口空気常温常圧の条件で代表流速 8m/sに相当する  $7.34 \times 10^{-3} \text{kg/s}$  に固定して、一次空気と希釈空気の流量割合を変化させた時の結果を以下に示す。

図3. 5に燃焼筒出口における半径方向温度分布を示す。希釈空気の割合が少ない場合には希釈空気の貫通距離が不足し、中心軸付近が管壁付近に比べ  $100^\circ\text{C}$  程高くなっている。図3. 6に示す温度不均一率は、希釈空気を増すと壁面近傍のガスの温度低下によって急激に上昇するが、さらに希釈空気の割合が増すとともに希釈空気が内部にまで貫通するため、再び低下している。



空気流量配分と燃焼筒出口の平均温度の関係を 図3. 5 半径方向温度分布示したのが図3. 7である。ただし、一次当量比は常に一定になるように設定されている。希釈空気流量の増加に対して、いずれの設定一次当量比の場合にもほぼ直線的に温度が低下しており、広範囲に渡って温度コントロールが可能である事がわかる。

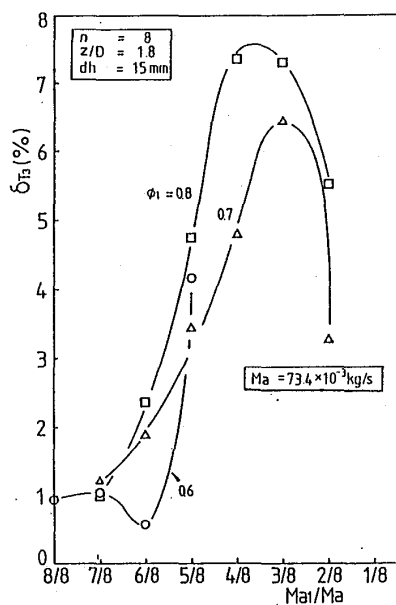


図3. 6 温度不均一率

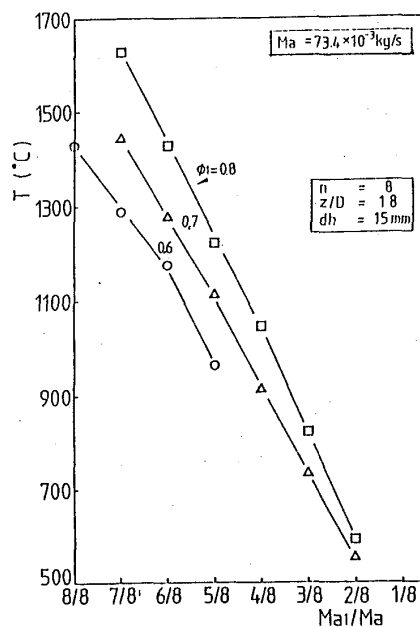


図3. 7 空気流量割合に対する  
出口平均温度

一次当量比0.7の時の空気流量配分と排気組成の関係を図3. 8に示す。空気流量配分にかかわらず炭化水素分(THC)はほとんど排出されず、一次空気量が全量の時以外はCOも500ppm以下となっており良好な燃焼状態を示している。NOxについてもCOと

同じく希釈空気のない状態で高い値を示すが、  
 ほぼ20ppm(5% O<sub>2</sub>)で一定している。希釈空気量  
 によってNO<sub>x</sub>の濃度がほとんど変化しないこと  
 は、一次燃焼領域でNO<sub>x</sub>がほとんど平衡に達し  
 ている事を示唆している。また3/8以降で急激  
 に減少しているのは負荷低減による一次燃焼領  
 域の温度低下に起因するものと思われる。

なお、燃焼効率は作動範囲全般にわたり99%  
 以上を保っており、希釈空気の導入によって若  
 干上昇する傾向がある。

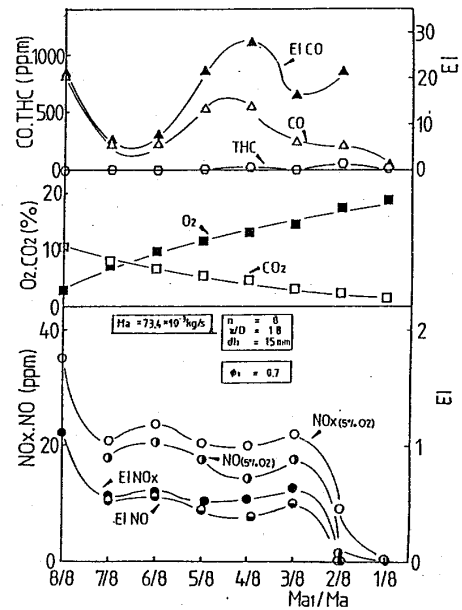


図 3. 8 排気ガス組成

### 3. 2 燃焼特性

空気流量を一定とし、空気流量配分を変えた  
 ときの燃焼特性を図 3. 9 に示す。この中にある低周波騒音及び高周波騒音発生領域  
 におけるピーク周波数はそれぞれ500 Hz, 5 kHzとなっている。そのパワースペクト  
 ラムを図 3. 10 に示す。低周波騒音のピーク周波数は、オルガンパイプ型気柱振動  
 の一次モードに一致する。高周波騒音は、燃焼器上流の保炎器に付着する火炎の不安  
 定現象に起因する微小な圧力変動が燃焼筒内で共鳴しているものと思われる。

希釈空気の流入による燃焼騒音の音圧レベルへの影響を調べ、等音圧線図として空  
 気流量割合と一次当量比の関係図に示したのが図 3. 11 である。なお、この実験は  
 一次空気流量を固定した方法で行っている。一次当量比が希薄側では希釈空気量はほ

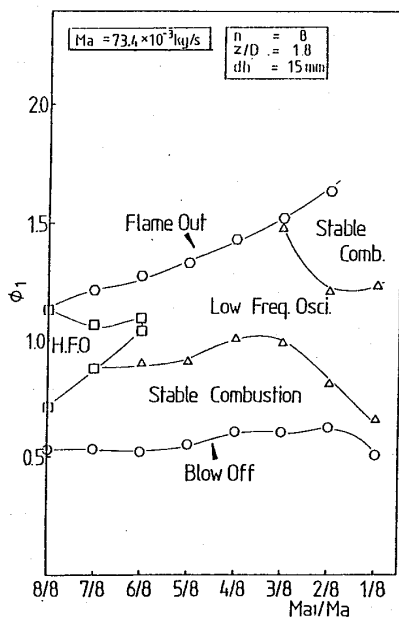


図 3. 9 燃焼騒音発生領域

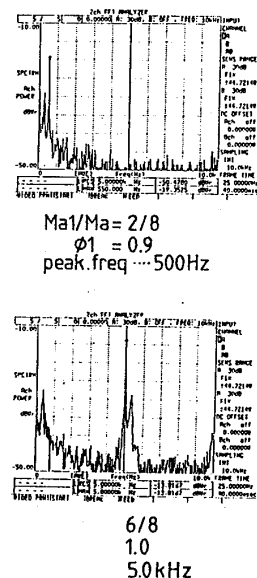


図 3. 10 パワースペクトラム



とんど影響しないが過濃側では強い影響が生じている。これは希薄側では一次領域で燃焼を終了し、希釈空気は燃焼に寄与せず、下流側のガス温度を低下させるのみであるが、過濃側では希釈空気により一次領域の未燃分の二次燃焼が生じ、ガス温度が上昇しているためと思われる。

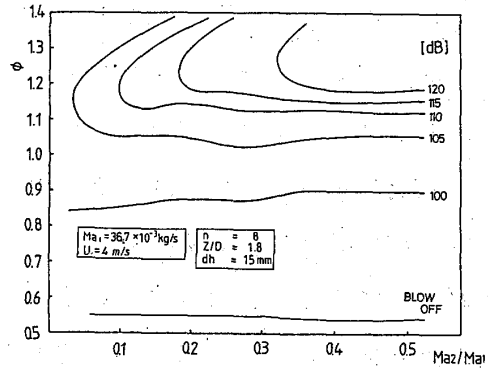


図 3. 1 1 等音圧線図

### 3. 3 燃焼筒内部燃焼状態

希釈空気導入時の燃焼筒内等温度線図を図

3. 1 2 に示す。この上流側の等温線は希釈空気を導入しない場合の等温線とまったく同じで、希釈空気が一次燃焼に何ら影響を及ぼしていない事を裏付けている。

燃焼筒内に環状流路から噴出した予混合気は、保炎器下流の高温循環流によって直ちに着火し、上流側壁面近傍の主流と循環流領域の間の温度勾配の大きい領域に主反応域が形成されている様子が伺える。着火した高温反応ガスの一部は、循環流領域の下流で乱流拡散によってその内部に流入するため、循環流後流端付近が最も高温になっている。循環流領域内はほぼ一様な温度分布となっているが、上流に行くに従って若干温度が低下しているのは保炎器への熱損失のためと思われる。

温度測定条件と同じ

条件で測定された  $CO_2$

及び  $NO_x$  の等濃度線を

示したのが図 3. 1 3

及び図 3. 1 4 である。

$CO_2$  の等濃度線は等温線と類似しており、

循環流領域内で 8.2%

(dry base) 前後の濃

度を示し、ほぼ均一に

なっている。計算平衡値が 8.0%

(dry base) であることを考えると完全燃焼していると言える。

$NO_x$  の等濃度線も等温線ときわめて類似している。循環流領域内

では  $NO_x$  は高濃度を示しており、

特に循環流領域の後流端付近では

$Ma = 734 \times 10^3 \text{ kg/s}$   
 $Ma_1/Ma = 4/E$   
 $n = 8$   
 $z/D = 1.8$   
 $dh = 15 \text{ mm}$   
 $\phi = 0.7$

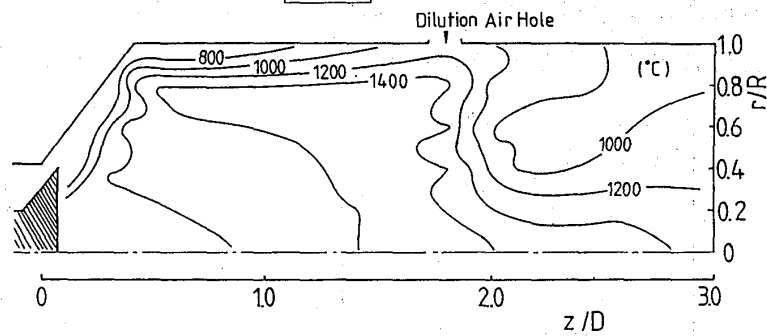


図 3. 1 2 希釈空気導入時の燃焼筒内等温度線図

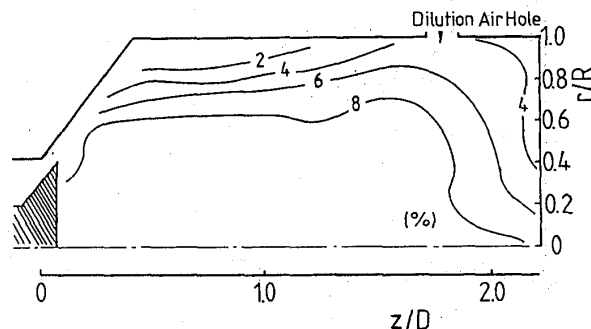


図 3. 1 3  $CO_2$  等濃度線図

18ppm程度の領域が存在するが、上流部の保炎器の背後では13ppm程度で、この領域が低温領域と対応している。この条件における排気中のNOxの平均濃度は9.1ppmである。最も温度が高い循環領域における滞留時間が燃焼器の実質的な全滞留時間の大半を占めるためこれを見積もることが出来れば排気中のNOxを推算することができる。

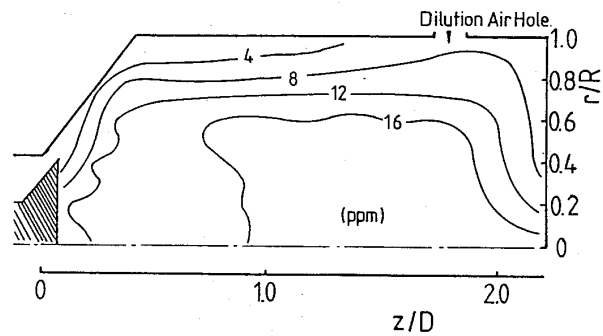


図3.14 NOx等濃度線図

#### 4. 結論

連続流燃焼器の排出NOx低減の一手法として希薄予混合燃焼法に着目し、簡単な構造のモデル燃焼器を使用し、系統的な実験によってその特性を明らかにした。実験によって得られた知見の概要を以下に述べる。

- ・低負荷時には一次モードの気柱振動に対応する燃焼振動が発生し、高負荷時にはそれに加えて高周波燃焼振動も発生する。
- ・循環流領域下流端直後に設けた希釈空気孔により、一次燃焼領域に影響を及ぼすことなく希釈空気を導入することが出来、温度不均一率も良好な値に保つことができる。
- ・一次当量比を希薄条件に保ち、適当な希釈空気を導入することにより広い範囲に排気温度を調節することが出来、負荷の変動に対応出来る。

#### 参考文献

- (1) 川口 他2「希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究」ガスタービン松山地区講演会講演論文集(昭63-11), 145-151

## ハイブリッド触媒燃焼器の研究

原 之義, 土屋 利明 (東京電力<sup>株</sup>), \*山中 矢, 古屋 富明, 早田 輝信  
芳根 俊行, 山田 正彦 (東芝<sup>株</sup>)

## 1 緒言

ガスタービンから排出する $\text{NO}_x$  (Thermal- $\text{NO}_x$ ) は、現在、二段燃焼法や燃焼器内に水あるいは蒸気を噴射して燃焼温度を下げるとともに、排煙脱硝装置により $\text{NO}_x$ を低減し規制値を満たしている。しかしながら、排煙脱硝装置はプラントの初期建設費やランニングコストの増大に加えて、プラントの効率低下をもたらす。さらに発電効率向上を目指してガスタービンの高温化の努力が続けられていることから、 $\text{NO}_x$ はさらに増大する傾向にあり、高性能で経済性に優れた低 $\text{NO}_x$ 化技術が求められている。

そこで、触媒燃焼法が国内外で注目されている<sup>1)</sup>。触媒燃焼法は、通常は燃焼しない希薄な燃料を触媒により燃焼させることができることから、 $\text{NO}_x$ が急増する温度レベル以下で燃焼することが可能となり、 $\text{NO}_x$ が抑制される。

触媒燃焼法をガスタービン用燃焼器に適用する際の問題点の一つは触媒の耐熱性である。触媒燃焼法をガスタービン用燃焼器に適用した場合、触媒の温度は $1300^\circ\text{C}$ 程度となるが、このような高温耐熱性を有する触媒はまだ開発されていない。

著者らは、触媒燃焼と気相燃焼を有効に組み合わせることにより、触媒を従来より低温で使用するというハイブリッド触媒燃焼法を提案し、小規模の試験を行ってきた<sup>2, 3)</sup>。今回は、それらの結果にもとづいて発電用ガスタービンを対象とした触媒径 $300\text{mm}\phi$ の大型のハイブリッド触媒燃焼器を試作したので、その試験結果を報告する。

## 2 ハイブリッド触媒燃焼

## 2-1 ハイブリッド触媒燃焼方式

本燃焼器は触媒部の下流に気相燃焼部を設ける。触媒温度は触媒部へ供給される混合ガスの燃料濃度に依存することから、触媒部へ供給する燃料流量をコントロールすることにより、触媒の温度を触媒の耐熱温度範囲内に設定することができる。燃

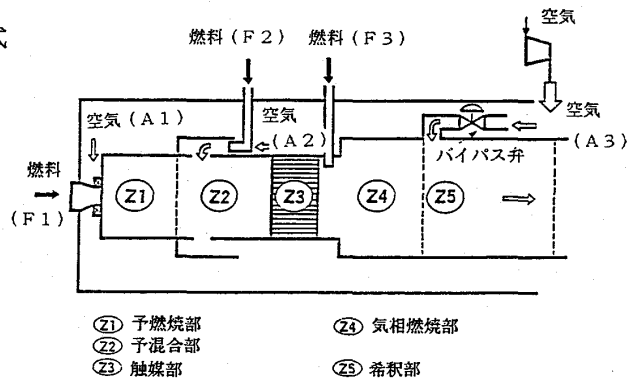


図1 ハイブリッド触媒燃焼器モデル

焼器モデルを図1に示した。焼器は①予燃焼部、②予混合部、③触媒部、④気相燃焼部、⑤希釈部から構成される。空気および燃料はそれぞれ3系統(A1、A2、A3、F1、F2、F3)に分割されている。予燃焼部では燃料F1を燃焼させ、ガス温度を触媒燃焼が開始する温度まで高める。予混合部では予燃焼ガスと触媒燃焼用燃料F2の混合ガスを作り、触媒部に供給する。触媒部で燃料の一部が燃焼する。触媒部での未燃ガスは気相燃焼部へ供給される燃料F3と混合し、完全燃焼する。完全燃焼したガスは希釈部でバイパス弁を介して供給された空気と混合され、所定のタービン入口ガス温度に調節される。

## 2-2 1300℃級ハイブリッド触媒燃焼器のシステム検討

実機プラントの1300℃級を想定し、各部における熱および物質収支により、燃焼器軸方向の温度・流速パターンおよび3次空気比(バイパス比;  $A3/(A1+A2+A3)$ )を解き、操作範囲を検討した。ここで、解析にあたっては、これまでの試験結果を参考に以下の条件設定を行った。

- ①触媒入口ガス温度 = 450℃
- ②触媒出口ガス温度 = 800℃
- ③気相燃焼部出口ガス温度 = 1500℃
- ④気相燃焼部径/触媒部径 = 1.5

図2の(b)に軸方向のガス温度パターンを、(c)に流速パターンを、それぞれの負荷に対して示した。各負荷に対して、触媒入口から気相燃焼部出口までの温度パターンは同一となっている。触媒入口ガス流速は、全負荷に対して14~34 m/sの範囲で変動する。

図3にバイパス比と負荷の関係を示した。負荷0%から100%の変化に対し、バイパス比は約75%から20%変化させることになる。

以上、1300℃級を想定したシステム検討により、ハイブリッド触媒燃焼方式は気相燃焼部出口ガス温度1500℃程度で全負荷にわたり運転可能なことが分かった。そこで、これらの操作範

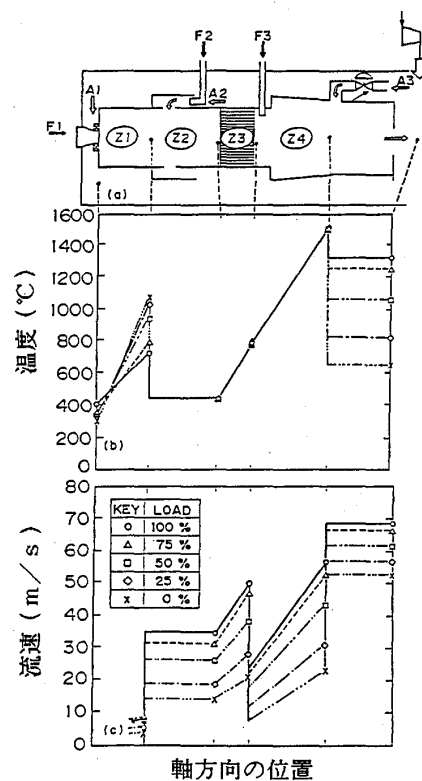


図2 1300℃級の温度・流速パターン

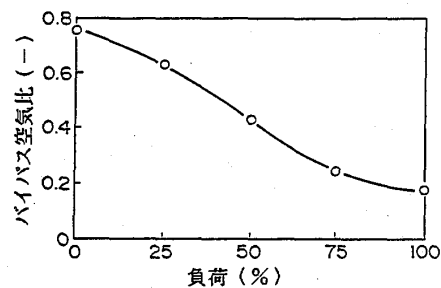


図3 バイパス空気比

囲で燃焼試験を行った。

### 3 試験装置

#### 3-1 試験装置系統

図4に、試験装置の系統図を示した。燃焼試験は大気圧条件下で、LNGを燃料として行った。ブローアから吐出された空気は、燃焼器に流入する前に、実機における圧縮機吐出温度まで空気予熱器で予熱される。予熱された空気は一旦リザーバタンクに入り、通常の大容量ガスタービンと同様に逆流して各空気孔から燃焼器内に入る。燃料F2の供給は、予混合部ダクト内で空気と混合した後ジェット流として噴射する

方式とした。予燃焼部および気相燃焼部の点火には、点火器を用いた。燃焼器からの燃焼ガスは冷却塔に入り、水スプレーにより冷却され、煙突から大気に排出される。図5に燃料F3供給部の概略を示した。この燃料供給部は大口徑での半径方向燃料分布の均一性を高めるためにガス流路を小流路に分流させ、各小流路から燃料が供給される構造となっている。また、気相燃焼の安定化を得るために拡大径構造を用いた。

#### 3-2 触媒

径300mmφのハニカム触媒を用いた。大口徑のハニカム担体を一体成型することは現状では困難であるため、ここでは、半径150mmの1/4円のハニカム4個を接着して製作した。セル数200cps、1個の厚さ50mmの触媒を、試験では2個用いた。触媒の周囲にはセラミックマットを充填し、緩衝材兼断熱材とした。

#### 3-3 計測

##### ① 温度

ガス、メタル温度の計測にはシース熱電対を用い、触媒温度と燃焼器出口ガス温度の計測にはRタイプを、その他はKタイプを用いた。

##### ② 圧力

圧力は次のポイントを計測した。燃焼器入口全圧、触媒部入口全圧、燃焼器出口全

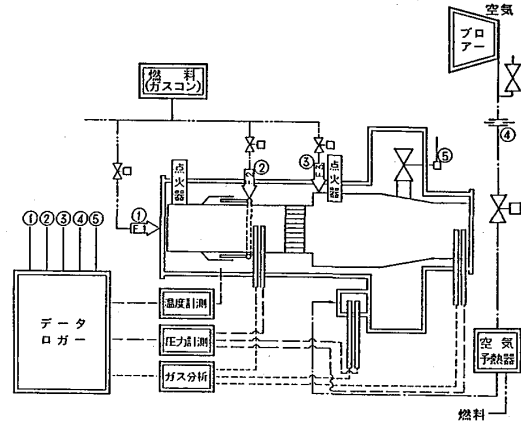


図4 試験装置系統図

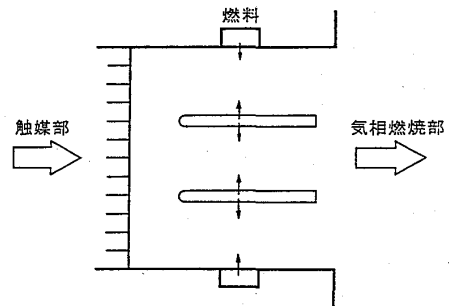


図5 気相燃焼部燃料ノズル概念図

圧、燃焼器入口・出口差圧、触媒部入口・燃焼器出口差圧

③ ガス組成

計測ポイントは、燃焼器入口、触媒部入口および燃焼器出口の3箇所とした。ガスは、NO<sub>x</sub>、CO、CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub>およびUHCをオンラインで計測し、NO<sub>x</sub>の評価は燃焼器出口と入口の差で行った。

4 試験結果

4-1 触媒入口予混合ガスの均一性

触媒入口における燃料と空気の混合が不均一であると、触媒半径方向の温度の分布が生じたり、局所的な高温域が発生する。これらは触媒の耐久性や熱応力上好ましくない。そこで、濃度分布と温度分布を計測し、本燃焼器の予混合部の性能を評価した。

① 燃料濃度分布

図6、7に、

25%、100% 負荷相当条件での濃度分布を示した。図の数値は、各計測ポイントでの体積燃空比を%単位で表したものである。偏差は25% 負荷相当条件で±3%、100%負

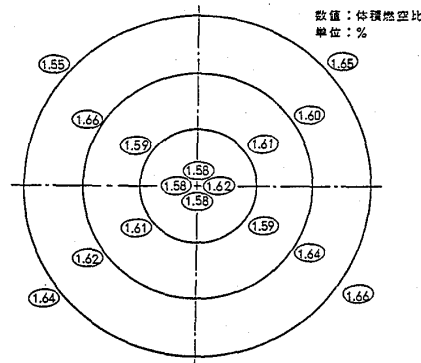


図6 触媒入口ガス濃度分布 (25%負荷相当)

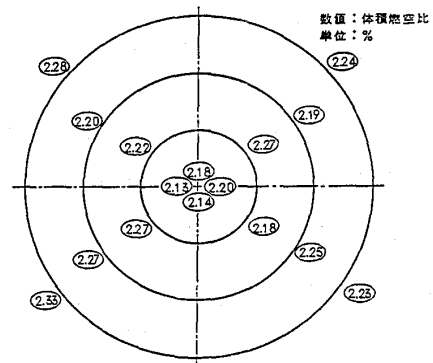


図7 触媒入口ガス濃度分布 (100%負荷相当)

相当条件で±5%程度といづれの負荷でも良好な結果が得られている。なお、濃度分布の計測はトラバーサによってサンプリングプローブの位置を変えて行った。

② 温度分布

図8、9に、

25%、100% 負荷相当条件での温度分布を示した。中心部の温度が高く、周辺部が低くなっている。これは予混合気が充分

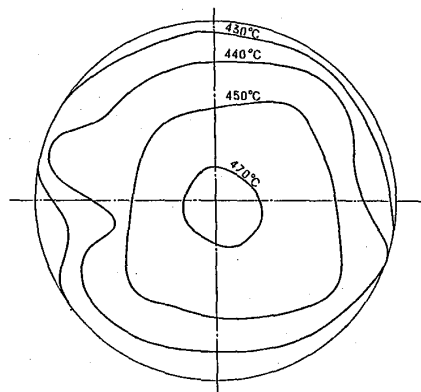


図8 触媒入口ガス温度分布 (25%負荷相当)

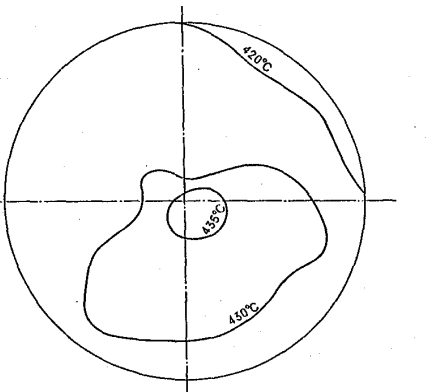


図9 触媒入口ガス温度分布 (100%負荷相当)

貫通しなかったことを示しており、予燃焼部からの高温燃焼ガスが中心部に多く分布しているものと考えられる。負荷の小さい方が温度分布は大きくなっているが、全体的には、平均温度から±30℃程度におさまっていることから良好な結果であると思われる。

①②から、予混合部の性能は広い負荷範囲で良好であると評価される。

#### 4-2 排ガス組成

図10、11に、25%、100%負荷相当条件下での燃焼時の触媒温度と排ガス組成（希釈部出口におけるUHC、CO、NO<sub>x</sub>）の関係を示した。ここで、触媒温度は予混合部への燃料供給量で設定し、予混合部での燃料の増減分は気相部への燃料供給量で調整した。UHC、COは触媒温度に依存し、触媒温度が高いほど低い。これは、気相燃焼部入口ガス温度（触媒出口

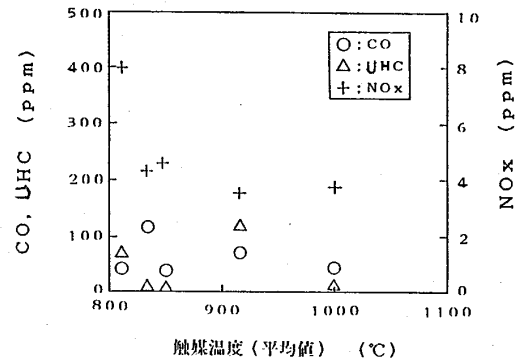


図10 排ガス組成 (25%負荷相当)

ガス温度)が高いほど気相燃焼は燃えやすく安定であることを表す。本燃焼法では、負荷とともに触媒を通過するガス流速が高くなることから、触媒温度が同じ場合、負荷が低いほど触媒出口ガス温度は高くなる傾向にある。同様に、負荷が低いと燃焼器内のガスの滞留時間が長くなる

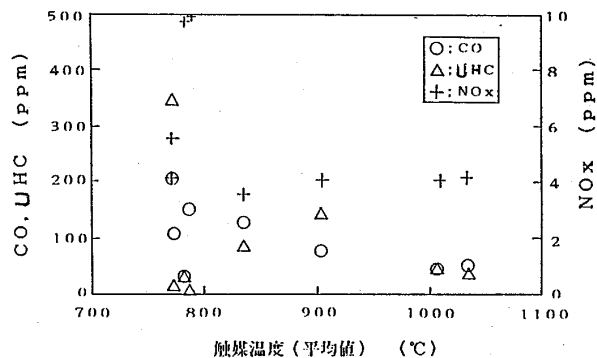


図11 排ガス組成 (100%負荷相当)

とともにバイパス空気による燃焼ガスの希釈割合も大きくなる。したがって、UHC、COは低い負荷の方が低くなると予想されることから、100%負荷条件でUHC、COの排出値が満足いくものであれば、それ以下の負荷でもUHC、COは満足いくものと思われる。そこで、図11の100%負荷相当条件での試験結果から、触媒温度として800℃以上あれば本燃焼器の場合、燃焼効率99%以上が達成できることになる。触媒温度800℃以下でUHC、COにバラツキがあるのは、燃焼が不安定な状態を表している。

NO<sub>x</sub>は25%、100%負荷相当条件でも、4ppm程度の低い値となっている。ここで、負荷が低いほどバイパス空気での希釈が大きいことと気相燃焼部の燃焼温度は負荷に関係なく一定であることから、予燃焼部、触媒部および気相燃焼部での生成NO<sub>x</sub>は負荷の低いほうが高いことになる。これはガスの滞留時間の影響によるもの

と思われる。なお、排ガスNO<sub>x</sub>中に占める予燃焼部で生成するNO<sub>x</sub>は予燃焼部での温度上昇分が100℃以下と小さいこともあり1ppm程度、触媒部での生成NO<sub>x</sub>は無視できる値であった。したがって、排ガスNO<sub>x</sub>中の大部分は気相燃焼部によるものであるが3ppm程度と低い値である。気相燃焼部でのNO<sub>x</sub>が低い理由として、気相燃焼部での燃料均一性が良く、NO<sub>x</sub>が急増する部分的な高温箇所が発生しないような均一な気相燃焼が起こっているのではないかと考えられる。

これらの結果から、触媒温度を800℃以上（大気圧条件下）になるように操作すればハイブリッド触媒燃焼が可能なことが確認され、そのときの本燃焼器の燃焼効率は99%以上、NO<sub>x</sub>は4ppm程度と低いことが分かった。

#### 4-3 圧力損失

図12に、負荷運転時における燃焼器全体の圧力損失（燃焼器出口・入口の差圧と燃焼器入口全圧の比を%表示、以下これを圧力損失と記す）を示した。負荷の増加に伴い圧力損失も増大し、100%負荷運転で16%となっているが、大部分は触媒部によるものである。これは、負荷の増加に伴い触媒内のガス流速が増加するためである。圧力損失は燃焼器入口圧力の増加に伴い小さくなる傾向にあるが<sup>4)</sup>、この傾向を

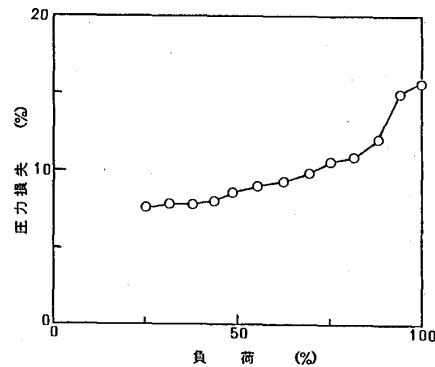


図12 圧力損失

考慮し、大気圧試験結果から実圧下での圧力損失を推定しても、目標としている実圧（1.4気圧程度）で圧力損失5%をクリアーすることは困難と予想される。したがって、圧力損失を減少させることを現在検討中である。

#### 5 結論

発電用ガスタービンを対象とした触媒径300mmφの1300℃級ハイブリッド触媒燃焼器を試作し、大気圧下で燃焼試験を行った。試験結果は、触媒温度800℃以上あれば、排ガス中のUHC、COが少なく、かつ、低NO<sub>x</sub>燃焼であることを確認した。一方、プラントの効率に影響を及ぼす触媒部の圧力損失については、目標値（5%）をオーバーしており、現在改良を検討中である。

触媒の高温下を抑制し、触媒の耐久性向上と高温ガスタービンへの適用を計った本燃焼器の実現性は大と考えられるので、今後更に開発を進めていく予定である。



#### 参考文献

1) 例えば

Beebe, K., et al., "Design and Test of Catalytic Combustor Fuel-Air Preparation System ", 87-TOKYO-IGTC-51, 1987.

2) 伊藤他, "ハイブリッド触媒燃焼器の研究", 第13回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1985年6月.

3) 大越他, "ハイブリッド触媒燃焼器の研究", 日本ガスタービン学会誌, Vol. 15, NO. 60, 1988.

4) Furuya, T., et al., "Hybrid Catalytic Combustion for Stationary Gas Turbine Concept and Small Scale Test Results ", ASME 87-GT-99, 1987.

## ガスタービン燃焼器用触媒の高圧下での反応特性

\* 林 茂, 山田 秀志, 下平 一雄  
堀内 正司, 斎藤 隆 (航技研)

## 1. まえがき

わが国においてもエネルギーコスト削減のため、ガスタービン、ディーゼルエンジン、あるいはガスエンジンにより発電すると同時に、それらの排熱をプロセス蒸気や温風の発生、あるいは給湯、冷暖房に利用するコージェネレーション設備を導入する企業、施設が増えている。このエネルギー利用効率に優れた設備の導入は地球環境保護の点からも好ましい。これらの普及にともなう有害燃焼生成物の排出増大を防ぐために、ガスタービンおよびディーゼルエンジンは、昭和62年10月30日付けをもって大気汚染防止法の適用を受けるばい煙発生施設に追加され、国および地方自治体において排出基準が定められている<sup>1)</sup>。

ガスタービンについては、当面の課題は窒素酸化物( $\text{NO}_x$ )の排出低減である。対策として、水噴射、蒸気噴射はすでに相当の実績があり<sup>2)</sup>、また部分的希薄予混合燃焼も実機に採用されているが<sup>3)</sup>、現在、基準達成に向けより一層の低減をめざし開発研究が進められている。最も厳しい規制値の達成に対しては、大型複合発電設備と同様、排煙脱硝設備の併用も検討されている。排煙脱硝設備は、特に小型ガスタービンの場合には、価格、運用コストの上昇や、ビル等での使用においては占有空間が大きくなるなどの経済的な問題がある。

排煙脱硝設備と同程度の排出レベルの実現の可能性があるのが触媒燃焼である。ガスタービン燃焼器における高温での触媒燃焼では、触媒が直接反応に関与する不均質反応と、その結果生じる高温場での均質反応とが起きていること、それらの寄与の割合は温度に強く依存することが今までの研究により明らかにされている。不均質反応だけでは燃焼負荷が大きい、いかえれば流速がある程度大きい場合には、未反応混合気が吹きぬけ、高い燃焼効率は得られない。燃焼効率に対する圧力の効果については必ずしも明確でなかった。それは不均質反応が支配的なのか、それとも均質反応も起きているのかによって圧力の効きかたが異なるためであろうと予想された。既報の大気圧下での反応特性評価実験<sup>4)</sup>に引続き、0.98~2.9MPaの高圧で反応特性を調べたので、その結果について報告する。

## 2. 反応部および実験装置

反応部

この実験には直径80mm、長さ25mmのハニカム触媒3段で構成される4種類の触媒部（表I）を用いた。これらの触媒部は、便宜上それを構成する触媒の記号を連ねた記号で、例えばSKY-A-Aと呼ぶことにする。SKY-Aはパラジウム系触媒、SKY-BとSKY-B3はパラジウム/白金系触媒、SKY-CとSKY-Dは白金系触媒である。SKY-A-Aの場合は全段100セル/平方インチ、その他の触媒部は前2段が200セル/平方インチ、3段目が100セル/平方インチである。なお、これらのセル数は呼称値であって、実際の値とは10%程違う。

燃料には国産の天然ガスを使用した。この燃料の主成分はメタン（98.5~98.9Vol%）で、その他の成分は0.5~0.8Vol%の空気と炭酸ガスである。

実験装置および方法

図1は反応特性評価用高圧試験装置の概要を示している。この装置は予熱燃焼器、燃料噴射器、混合器、触媒部で構成されている。この予熱燃焼器は高圧自発点火の研究<sup>5)</sup>に用いられたもので、燃空比の大きな条件でも燃焼が安定し、未燃成分は極めてすくない。燃料噴射器はベンチュリーノズル形式である。この装置を当研究所の高圧燃焼実験装置の耐圧ケーシング内に組込んで実験した。高圧燃焼実験装置が供給できる空気温度の上限は400℃であるので、予熱燃焼器で天然ガスを燃焼し、触媒部に入る混合気を予熱した。実験圧力は0.98, 1.9, 2.9MPa、混合気温度は500, 600, 700℃、混合気流速は12, 20m/sである。

触媒部での燃焼割合とその下流での反応の進行を調べるため、図1に示すように触

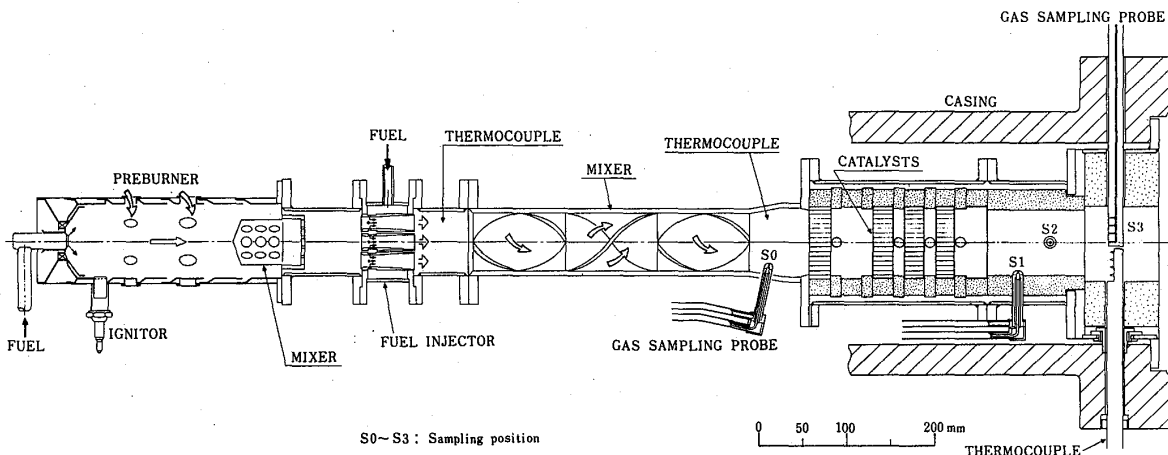


図1 高圧反応特性試験装置

表I 触媒部および実験条件

	前2段	後1段	P (MPa)	Tin (°C)		
				500	600	700
(1) SKY-A-A	SKY-A (100)	SKY-A (100)	0.98 2.0 2.9		○◎	○◎
(2) SKY-B-C	SKY-B (200)	SKY-C (100)	0.98 2.0 2.9	○	○◎	○◎
(3) SKY-B <sup>*</sup> -C <sup>*</sup>	SKY-B <sup>*</sup> (200)	SKY-C <sup>*</sup> (100)	0.98 2.0 2.9	○	○	○◎
(4) SKY-B3-D	SKY-B3 (200)	SKY-D (100)	0.98 2.0 2.9	○	○◎	○◎

(セル数)

・ (1000°C, 1000hr Aging) ○: Ur=12m/s, ◎: Ur=20m/s

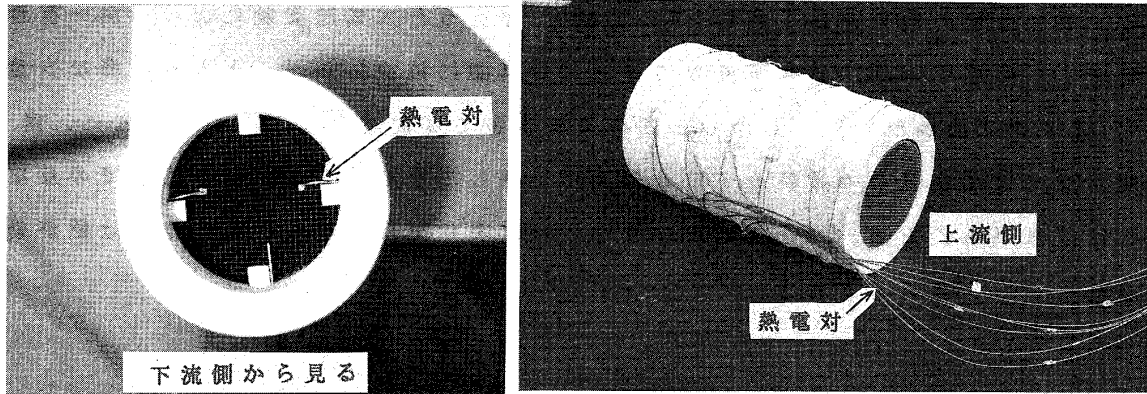


図2 触媒部熱電対取付け状態

媒部上流(位置S0), 触媒部下流端から70mm, 105mmおよび171mm下流のS0, S1, S2, S3の位置で水冷ガス採取プローブを用いて試料ガスを採取し分析した。

触媒担体の温度は, シース熱電対を下流側から担体のセル内に挿入し, 耐火セメントで固定して測定した。また, それらとほぼ同じ半径位置に取付けた熱電対によりガス温度を測定した。これらの熱電対取付け状態を図2に示す。

### 3. 実験結果

燃焼効率に対する混合気温度, 流速, 燃料濃度, 圧力の影響を以下に示す。この実験では未燃混合気空気中の酸素濃度は予熱燃焼器による直接予熱のために通常の空気中より低い ( $O_2$ 濃度18.5~16.5Vol%) のので, 混乱を避けるため従来からの当量比に代え燃空比F/Aを用いて燃料濃度を表す。また, 特別な記載の無い場合, 燃焼効率はS1位置での測定値で, 混合気流速は12m/sである。

#### SKY-A-A

図3はSKY-A-Aの燃焼効率のデータをまとめたものである。Tin=700℃の場合, 燃焼効率は,  $U_r=12\text{m/s}$ では燃空比とともに上昇し,  $F/A=1.15 \times 10^{-2}$ でほぼ完全燃焼したが,  $U_r=20\text{m/s}$ では20%以下である。同図におけるS3の記号を付けて示したデータは高流速での気相均質反応の重要性を示している。この場合採取位置S1からS3までの間で40%を超える燃料が気相均一反応により反応したことを示している。Tin=600℃の場合には燃焼効率は低い。

圧力の影響については, Tin=700℃においては圧力が高いほど燃焼効率は高いが, Tin=600

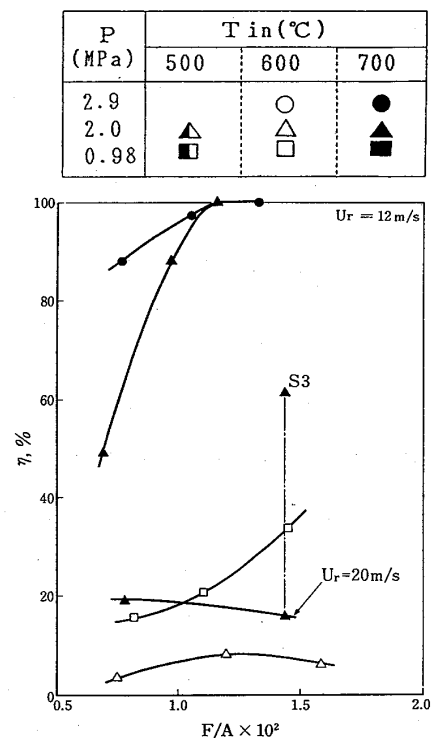


図3 SKY-A-Aの反応特性

℃においては逆の傾向がみられる。Tin ≤ 600℃で行った大気圧実験における同一混合気流速での燃焼効率ηは、燃料濃度の増加に対し単調に減少したが、かなり希薄な当量比0.1以下では高かった<sup>6)</sup>。しかし、この高圧実験では前述のようにかかなり低い。同一燃空比では混合気中の燃料分子数は圧力に比例して増加するが、触媒表面での反応量には限界があるため、均一反応が起きない温度条件では、高圧になるほどは燃焼効率が低下すると考えられる。

### SKY-B-C

図4はSKY-B-Cの燃焼効率のデータをまとめたものである。Ur = 12m/sではTin = 500℃においても  $F/A = 1.7 \times 10^{-2}$  でほぼ燃焼が完了し、Tin = 700℃では Ur = 20m/sでも  $F/A = 1.25 \times 10^{-2}$  で完全燃焼に至る。Tin = 700℃, Ur = 20m/sでのS3位置でのデータが示すように、この条件では触媒部下流における気相均質反応の寄与は全体の50%にも達している。なお、Tin = 700℃, Ur = 12m/sの場合には、触媒入口での混合気温度は数十度上昇した。これは、触媒部入口(S0位置)でのガス分析の結果、CO<sub>2</sub>濃度ではなくCO濃度の変化が検知されていることから、供給された燃料の一部が混合気形成管内で部分酸化したためと考えられる。

圧力の影響についてみると Tin = 500℃においては、同一燃空比での燃焼効率を比較すると0.98MPaのほうが2.0MPaよりもかなり高い。また、Tin = 600℃でのデータも圧力は反応に対して負の因子になっていることを示している。

### SKY-B-C (1000℃-1000hr Aging)

図5は1000℃において1000hr熱処理をしたSKY-BおよびSKY-Cを組合せた触媒部の燃焼効率をまとめたものである。Tin = 500℃では最も燃料濃度の高い条件でも数パーセントの燃料が反応するにすぎない。Tin = 600℃の場合には、 $F/A \leq 1.5 \times 10^{-2}$  の範囲では燃焼効率は20%程度であるが、さらに燃空比が大きくなると急上昇する。Tin = 700℃で

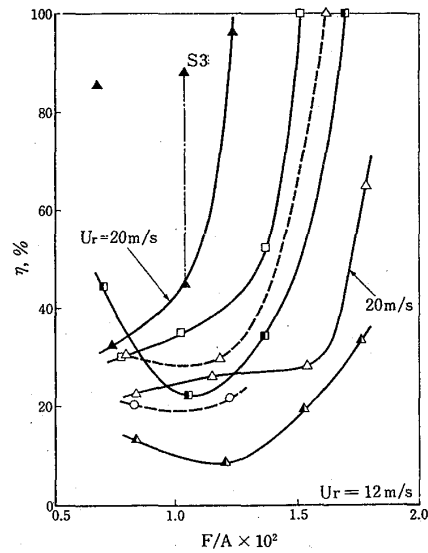


図4 SKY-B-Cの反応特性

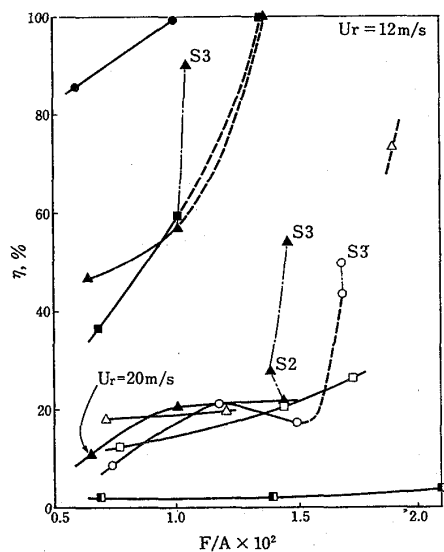


図5 SKY-B-C(1000℃-1000hr Aging)の反応特性

は、 $U_r = 12\text{m/s}$ の時は燃空比がある程度以上になると完全燃焼に至るが、 $U_r = 20\text{m/s}$ では約20%の値に留る。他の触媒部での結果同様、混合気流速の影響の大きいことが分る。気相均質反応が起きる温度条件が確立されないと、高圧下の場合燃焼効率は非常に低い。図中のS2およびS3でのデータは、触媒部の下流において気相均質反応が進行することを示している。

圧力の影響についてみると、 $T_{in} = 700^\circ\text{C}$ では $P = 2.9\text{MPa}$ の燃焼効率は、燃空比の小さい場合でも、より低い圧力での燃焼効率よりは著しく高い。

### SKY-B3-D

図6はSKY-B3-Dの燃焼効率のデータをまとめたものである。 $T_{in} = 500^\circ\text{C}$ における燃焼効率は、 $F/A \leq 1.7 \times 10^{-2}$ では高々20%にすぎないが、 $T_{in} = 600^\circ\text{C}$ では、 $F/A = 1.7 \times 10^{-2}$ においてほぼ100%に達する。さらに $T_{in} = 700^\circ\text{C}$ では、より燃料希薄な条件でも完全燃焼となる。

流速の影響については、 $T_{in} = 600^\circ\text{C}$ 、 $P = 0.98\text{MPa}$ では、 $U_r = 20\text{m/s}$ での効率は $12\text{m/s}$ での値のおよそ半分である。

圧力の影響についてみると、 $T_{in} = 700^\circ\text{C}$ においては、他の触媒部の場合と同様、圧力の高いほど反応が進行しているのがはっきりしている。 $T_{in} = 600^\circ\text{C}$ では、完全燃焼となる燃空比には大きな差はないが、燃焼効率は圧力が高いほうがやはり低い。

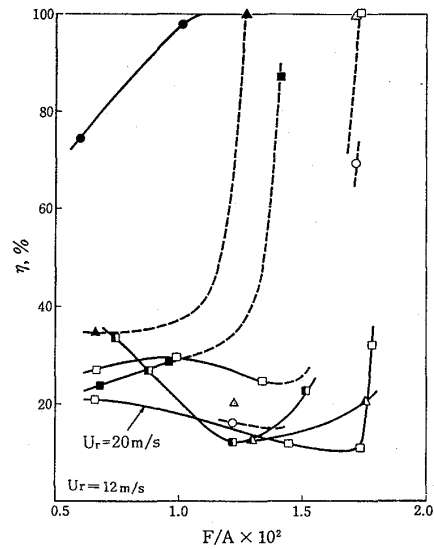
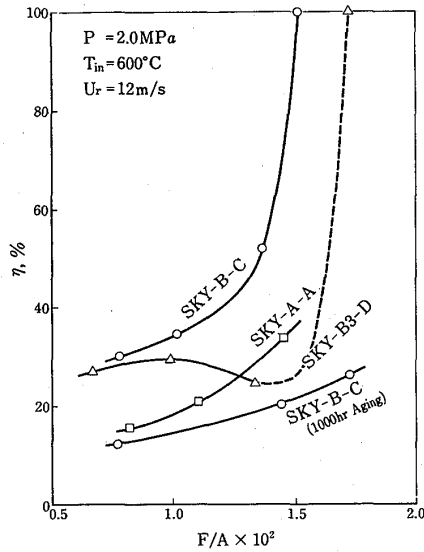


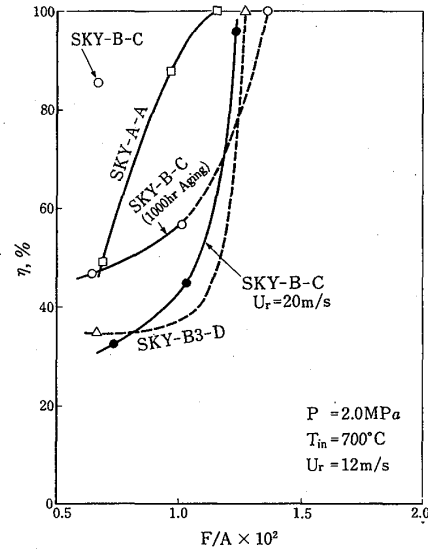
図6 SKY-B3-Dの反応特性

### 触媒部の反応特性の比較

図7(a)(b)は、それぞれ $600^\circ\text{C}$ 、 $700^\circ\text{C}$ における $P = 2.0\text{MPa}$ 、 $U_r = 12\text{m/s}$ での4種類の触媒部の燃焼効率の比較である。SKY-B-Cの燃焼効率は実験した燃空比の範囲において最も高い。 $1000^\circ\text{C}$ において $1000\text{hr}$ 熱処理を加えたSKY-B-C ( $1000^\circ\text{C} - 1000\text{hr Aging}$ )の燃焼効率の結果と比較すると、高温での $1000\text{hr}$ 熱処理によって反応性が著しく劣化することが明らかである。SKY-A-Aは100セル/平方インチの触媒3段で構成されており、触媒表面積は他の触媒部よりも小さいため $T_{in} = 600^\circ\text{C}$ では実験した燃空比の範囲では完全燃焼には程遠いが、 $T_{in} = 700^\circ\text{C}$ では最も活性が高いSKY-B-Cの次に高い効率を示す。また、SKY-B-C ( $1000^\circ\text{C} - 1000\text{hr Aging}$ )は $T_{in} = 600^\circ\text{C}$ においては試験した燃空比の範囲では最も反応性が低い、 $700^\circ\text{C}$ では相対的に希薄な条件ではSKY-B3-D以上の燃焼効率を得られている。以上のことから、 $1000^\circ\text{C}$ での長時間にわたる熱処理は活



(a)  $T_{in} = 600^{\circ}\text{C}$



(b)  $T_{in} = 700^{\circ}\text{C}$

図7 触媒部の反応特性の比較

性をかなり低下させること，その影響は触媒表面での反応が支配的となる混合気温度の低い場合には著しいが，高い場合には気相反応の役割が増すために小さくなることが分かる。

#### 4. まとめ

0.98~2.9MPaにおいて4種類の触媒部の燃焼効率への燃空比，混合気流速の影響を調べた。これらの触媒部はパラジウム系，パラジウム/白金系，および白金系のハニカム触媒（直径80mm，長さ25mm）のうちの1あるいは2種類からなる3段構造である。また，1000℃，1000hrの熱処理による性能劣化についても調べた。主な結果は次の通りである。

- (1) 燃焼効率に対する圧力の効果は混合気温度によって異なる。どの触媒部の場合も，700℃では圧力が高いほど燃焼効率も高いが，600℃以下では逆である。
- (2) 触媒部の下流でガス温度が約900℃を超え，未燃焼分が残る高流速条件では触媒部下流の気相での均質反応が著しい。約3msの間に供給した燃料の50%が燃焼する場合があった。
- (3) 混合気温度700℃，流速12m/sでは混合気形成過程で燃料の部分酸化により発熱が生じた。
- (4) 1000℃，1000hrの熱処理は触媒の活性を著しく低下させた。この影響は混合気温度が低い場合により大きい，混合気中の燃料濃度が高い条件では完全燃焼を達成できる。
- (5) 使用したパラジウム系触媒は，大気圧下では当量比0.1以下の希薄なメタン空気混合気を高い効率で反応させることができる活性を示したが，高圧では低かった。

気混合気を高い効率で反応させることができる活性を示したが、高圧では低かった。触媒の活性点（表面積）が不足する高圧条件では、気相均質反応が十分起きる条件を与えないと高い燃焼効率は得られないことが分った。

(6) 触媒担体の温度はほぼ同じ点のガス温度よりも高く、触媒部で気相反応が生じていない条件では400℃を超えた。

#### 参考文献

- 1) 内藤：公害と対策，Vol.24, No.4(1988)PP.10-19.
- 2) Hilt, M.B. and Waslo, J.: ASME 84-GT-48 (1984).
- 3) 青山，万代：第13回ガスタービン定期講演会論文集(1987)PP.121
- 4) 林，山田：ガスタービン学会誌，Vol.14, No.55(1986)PP.65-73.
- 5) 林，山田，他3名：機械学会論文集（B編），54巻501号(1988)PP. 1145-1149.
- 6) 林：第7回触媒燃焼に関するシンポジウム講演前刷集，(1989)PP.17-20



都市ガス-燃焼排気ガス簡易NO<sub>x</sub>低減装置の試験

吉川英夫	(千葉工業大学)
*林成希	(同上)
橋川功	(同上)
小山正晴	(同上)
平山直道	(同上)

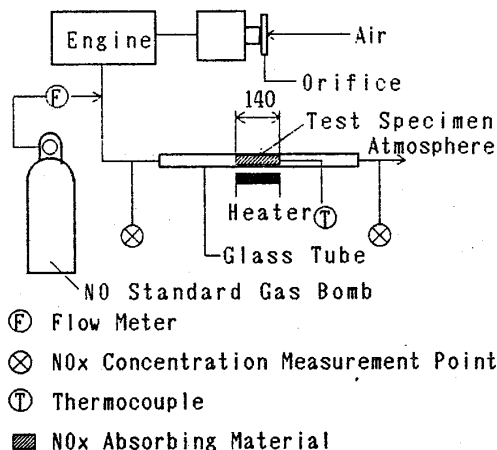
## 1. 緒言

最近、欧米の各国及びわが国では化石燃料の燃焼中に生成される窒素酸化物 (NO<sub>x</sub>) を排気ガスとともに大気に放出すると公害の要因となるため、現在の規制値をさらに酷しくする世論が高まっている。この要請に応えるため、ボイラ及びガスタービンなどの定置用燃焼装置では触媒を用いた脱硝装置や燃焼方法の改良を併用した研究ならびに自動車の原動機では三元触媒及び燃焼ガス再循環の方法を用いて現行規制を達成している。また、希薄燃焼によるNO<sub>x</sub>低減の研究も行われているが、これらの諸対策は熱機関の性能をある程度犠牲にしなければならない。

本研究では現在使用されている貴金属触媒の代替に、ビッチ系炭素繊維のフェルト (CF) を高温燃焼ガスの排気管系にNO<sub>x</sub>吸着材として使用するものである。本研究では高温高速流動燃焼ガス中に生い立ちの異なる等方性及び液晶性炭素繊維を使用して、NO<sub>x</sub>を吸着解離により低減させ、その長期使用の可能性及び健全性などを試験し比較した。その結果、何れのCFも高温排気ガス雰囲気においてNO<sub>x</sub>を化学的吸着と解離作用により処理前の最大約30%程度にまで低下させることができるが炭素繊維の微量が最終生成物CO<sub>2</sub>になって減量する。一方CF自身が高温排気ガス中で酸化減量することと異なる現象であることも試験により確かめ考察を加えた。また、この吸着材を消音器の空間に充填すると、同じ場所でNO<sub>x</sub>と騒音を同時に低減できることを試験したので内容を報告する。

## 2. 試験装置及び方法

2.1 試験装置 (1) 図1にはNO<sub>x</sub> (NO及びNO<sub>2</sub>) 吸着装置の基礎試験装置の概要を示す。本装置はガラス管にNO<sub>x</sub>吸着材を装着し、空燃比を計測した燃焼ガス発生装置 (ガスエンジン) の排気ガスを導入してNO<sub>x</sub>吸着性能及び損耗量を計測した。また、同様にしてNO標準ボンベ (197ppm) を用いて

図1. NO<sub>x</sub>吸着基礎試験装置

空気雰囲気中における試験を実施した。また、試験管内の吸着材を外部からヒータで加熱して吸着性能と温度の関係について試験をした。なお、 $\text{NO}_x$ 濃度は排気ガス中に含まれる $\text{NO}$ 及び $\text{NO}_2$ の中の $\text{NO}_2$ は光により分解して $\text{NO}$ 濃度として測定する化学発光測定方式の $\text{NO}$ アナライザ（柳本製作所製ECL-310S）を用いた。

(2) 図2には表1に示す小型ガスエンジン発電機を用いた $\text{NO}_x$ 吸着試験装置のフローダイアグラムを示す。燃料には都市ガス（京葉ガス13A相当）を使用し、空燃比を測定するため空気及びガスの流量を計測した。また、燃焼装置の燃焼状況は燃料消費量、出力、燃焼ガス温度及び $\text{CO}$ 濃度などを測定して監視した。吸着装置の温度及び排気ガスの温度はエンジン出力と冷却装置を用いて調節した。

2・2. 吸着材及び吸着装置 表2には供試吸着材の主要吸着関係特性値を示す。吸着材には等方性石炭ピッチ系CF1及びACF（繊維状活性炭）ならびに石油ピッチ系CF3及び液晶系石油ピッチ系CF2を使用した。また、参考のためグラスファイバ（GWF）及びロックウール（RW）についても同様の試験をした。

図3には $\text{NO}_x$ 吸着装置を示す。燃焼ガスが入口から吸着材に衝突して、反転するとき吸着材の表面に接触しながら出口管に入って大気中に放出される。吸着材はそれぞれ同重量装着した。

図4には高温燃焼ガス流雰囲気における酸化劣化に基づく飛散試験要領を示す。図(a)はエンジンから高温燃焼ガス吐出口に金網にはさんだ試験片を設置し、一方の金網に20mmの孔を設け飛散開始を目視により観察し、そのときの温度を熱電対で測定した。本装置は燃焼ガスに比較的多くの空気を含む場合のもので、図(b)は蓋の中に同様の金網ではさんだ試験片を設置して、燃焼ガス雰囲気内での飛散開始温度を測定したものである。なお、高温燃焼ガスの流速

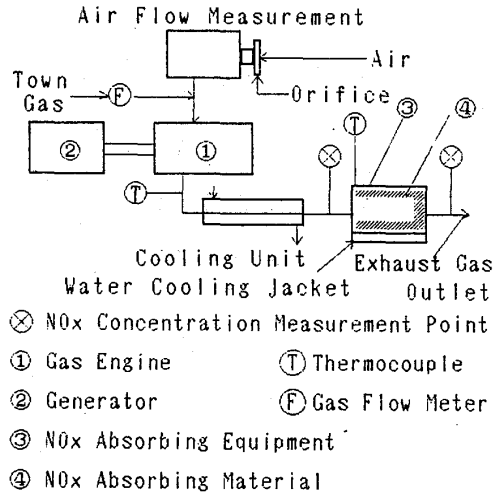


図2. 試験装置フローダイアグラム

表1 燃焼ガス発生装置（小型エンジン）主要項目

名称	空冷4サイクル単筒ガスエンジン
形式	EY-28D
行程容積	273ml
ガス・ストローク	75×62mm
定各出力	4.0kW (3600rpm)
最大トルク	14.7Nm
圧縮比	6.5

表2 炭素繊維フェルトの吸着関係特性値

素材	CF1	CF2	CF3	ACF
	石炭p 等方性	石油p 液晶性	石油p 等方性	石炭p 等方性
単繊維径 $\mu\text{m}$	13	7	14.5	10~15
比表面積 $\text{m}^2/\text{g}$	-	-	-	1000
細孔半径	-	-	-	8
細孔容積 $\text{ml}/\text{g}$	-	-	-	0.5
真密度 $\text{g}/\text{ml}$	1.65	2.13	1.65	1.5~1.8
見掛密度 $\text{g}/\text{ml}$	0.05	0.04	0.03	0.02

pはピッチ系の意味

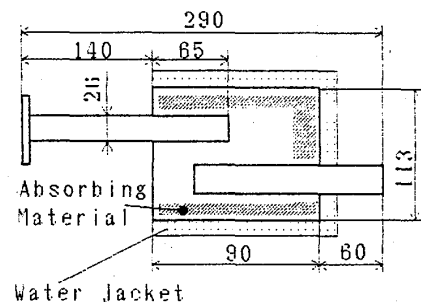


図3.  $\text{NO}_x$ 吸着装置の構造

は5～15 m/sとし、ガス温度はエンジンの負荷及びヒータにより調節した。

2・3 応用試験 燃焼ガス発生装置には表1に示す小型ガス

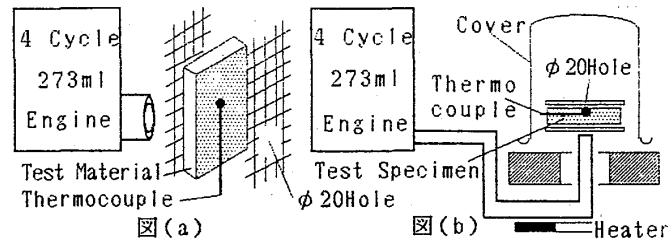


図4. 高温安定化試験装置

エンジンを用い燃料には京葉ガス（CH<sub>4</sub> 88%、N<sub>2</sub> 8%、O<sub>2</sub> 3%、その他1%ガスクロマトグラフで分析）を用いた。エンジン出力は1.6～1.95 kW、回転数は4000 rpm一定にし、その空燃比は10～15と変化させ理論空燃比から希薄燃焼領域までについて、エンジン出口燃焼ガス温度、燃料消費率、吸着材入口ガス温度、NO<sub>x</sub>吸着装置出入口NO<sub>x</sub>濃度及びエンジン出口のCO濃度などを吸着材の材質などを変えて測定した。

さらに出力1.95 kW、空燃比10～15、吸着材入口ガス温度を約340℃の場合について50時間の吸着性能と重量の減少ならびに燃焼状況の一様性をみるためエンジン出口のCO濃度を測定した。また、本試験に用いられている吸着材は吸音効果をもっているため、吸着装置出口排気管から45°方向500 mmのところマイクロホンを設置して全騒音レベルを測定した。

### 3 試験結果

3・1 基礎試験 図5には図1に示すNO<sub>x</sub>吸着試験装置により、各種吸着材のNO<sub>x</sub>吸着性能をNO<sub>x</sub>濃度減少率で示し、温度との関係を示す。NO<sub>x</sub>濃度減少率は（入口濃度－出口濃度）／入口濃度である。この試験結果には空気中にNO標準ガス及びガスエンジンの燃焼ガスを流して測定したものを比較して示した。

3・2 応用試験 図6は図2に示す試験装置で、NO<sub>x</sub>吸着装置にそれぞれの吸着材を12 g装着し、エンジン性能と装置入口と出口のNO<sub>x</sub>濃度の関係を空燃比についてまとめたものである。なお、冷却した場合の結果は図が複雑になるので、傾向をみる目的で代表としてCF2とACFのみを記載した。

図7は出力1.95 kW、回転数を3500 rpmと一定にし、約50時間NO<sub>x</sub>濃度減少率をCF1及びCF2について計測したものである。なお、燃焼状態はエンジン出口のCO濃度を計測して監視した。その濃度は1100～1150 ppmであった。また、それぞれの吸着材の減少割合は、CF1：1

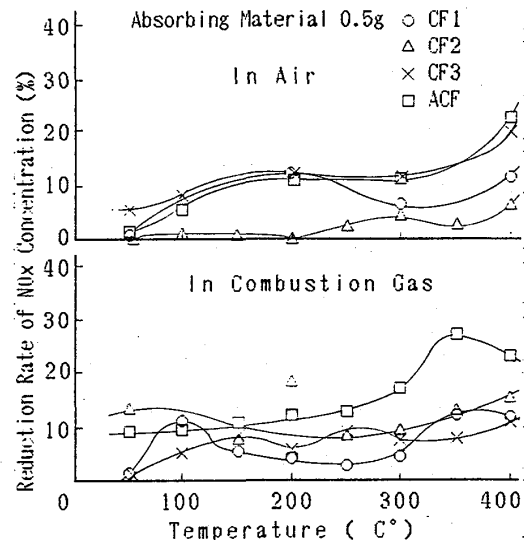


図5. 吸着性能と温度の関係

5. 0、CF 2: 2. 1  $\mu\text{g}/\text{ppm}\cdot\text{h}\cdot\text{kW}$ であった。

3. 3 高温安定化試験 図8は図4に示す試験装置によりCF材の飛散開始温度を求めたものである。図(a)は比較的多く酸素を含む場合で燃焼ガス速度を5及び15 m/sについて、また、図(b)は燃焼ガス流動中で5及び15 m/sについて測定し比較してまとめたものである。

3. 4 騒音低減試験 本試験に用いた吸着材は吉川<sup>1)</sup>らの報告により吸音にも効果のあるものである。図9は出力1. 95 kW、4000 rpm、空燃比11. 5で運転した場合の騒音レベルを精密騒音計(JIS-1505)で計測したものである。なお、装置への装着CF量はそれぞれ12 gとした。図10は等方性と液晶性CFの吸音効果を周波数分析したものである。

#### 4. 考察

最近開発されたピッチ系炭素繊維ACFは、Kr、CO<sub>2</sub>及びCH<sub>3</sub>OHガスなどの物理吸着特性についての研究<sup>2)</sup>が報告されている。また、NO<sub>2</sub>は凝縮ガスのため固体吸着材表面への吸着性は高いが、NOは非凝縮性ガスで吸着が難しいとされている<sup>3)</sup>。一般に高温ガス中には比較的余剰酸素が少ないのでNOが多く生産されているから、この低減について新吸着材の開発が必要である。

本研究ではピッチ系炭素繊維フェルトを用いて都市ガスを燃料とした高温燃焼ガスの流動状態でNO<sub>x</sub>濃度を著しく低下させることを試験により確かめた。そしてこのような現象が化学吸着及び解離によることを基礎ならびに応用試験で明らかにできたので、以下にその考察を述べる。

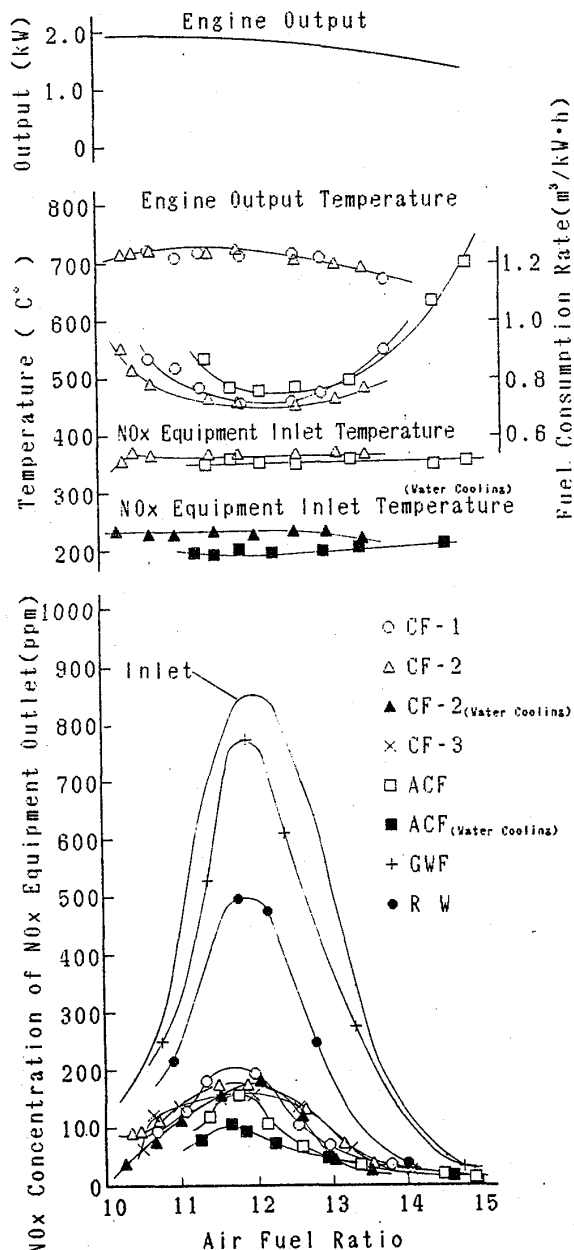


図6. NO<sub>x</sub>吸着材の性能比較

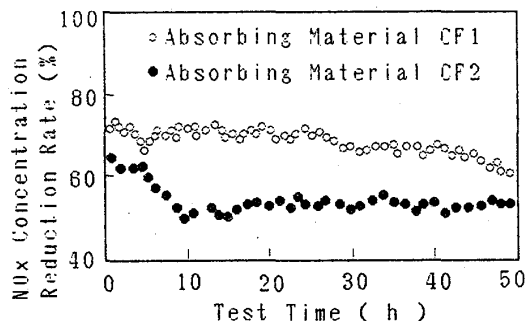


図7. CF材吸着性能の時間変化

4・1 基礎試験 (1) 本試験に使用した等方性炭素繊維CF1とCF3及び液晶性炭素繊維CF2のNO吸着性能は、空気中において200℃以上で向上する。室温付近においては比較的高い吸着性能を示し温度上昇にともなって低下するのは物理吸着を示している。

また、燃焼ガス雰囲気では250℃以上で同様の傾向を示している。空気中では等方性CFの吸着性能が液晶性よりよいが、燃焼ガス中では逆に液晶性の方がよい。ACFは吸着性において直毛性よりやや優れている。以上のことから高温になると、低温領域では物理的吸着が作用し、高温領域では化学的吸着と解離が作用すると考えられる。

(2) 基礎試験装置は各々の吸着材の高温酸化による飛散のないことを目視により確認しながら、温度と吸着性能の関係を測定できる。

4・2 高温酸化安定化試験 従来、炭素繊維フェルトの高温酸化による減量試験結果はその製造各社のカタログや技術資料に記載されているが、本試験では高温燃焼ガス流動中の高温酸化飛散の性能を測定した。その結果、余剰空気の少ない燃焼ガスと空気を多量に含む燃焼ガスでは、前者の方がより高い温度まで耐えることが分かる。しかし、高温燃焼ガスの定常及び非定常の場合を考慮して、空冷フィンまたは水冷却装置を吸着装置に付ける設計が望ましい。

4・3 応用試験 (1) 13A相当の都市ガスを燃料とした燃焼ガスに含まれるNOxの濃度は、理論空燃比よりやや高い11.5~12付近で最大に達する。しかし、希薄燃焼領域では著しく減少するが、出力も低下する。出力最大付近で、CFを12g装着したNOx吸着装置を設けると、NOx濃度を高温燃焼ガス流動状態で約60%低下させることができる。一般に希薄領域のNOの濃度は酸素との反応速度が低く安定しているので吸着が難しいが、本研究では低減率はほぼ変わらなかった。

(2) CFはGWF及びRWに比較して高温燃焼ガス中のNOx濃度を著しく低下さ

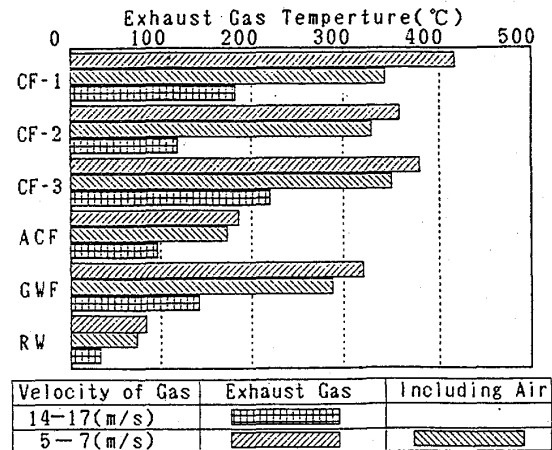
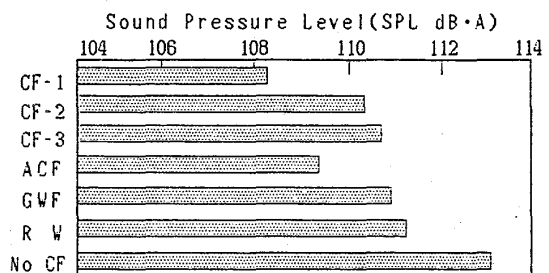


図8 吸着材の飛散開始温度



Engine Output 1.95(kW) Revolution 4000(rpm)  
Exhaust Gas Temperature 400℃(At Muffler Outlet) Weight of Material 12(g)

図9 騒音レベル試験結果

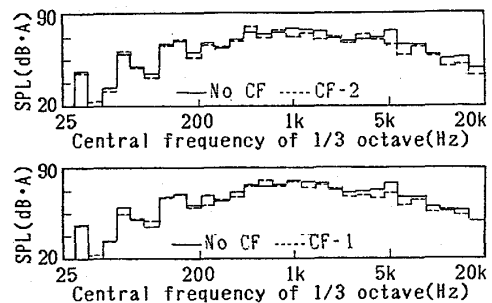


図10 FFT解析結果

せる。GWFはNO<sub>x</sub>吸着材としての効果はほとんどない。また、市販の液晶性CFは等方性CFと比較して350℃以上では最大NO<sub>x</sub>濃度付近で10%以上NO<sub>x</sub>を低下される。CFの吸着性能は220℃と350℃の場合大差なかったが、ACFでは約20%よい性能を示した。これは市販のものに対する評価で両者とも改良の余地はある。

(3) NO<sub>x</sub>吸着性能は、CFと燃焼ガスとの接触面積すなわち反応面積に影響される。CFの装着量を7gと12gの場合、吸着性能=(反応面積)/(ガス流量)で表現すると、4.8m/sと5.0m/sとほぼ等しくなり、NO<sub>x</sub>濃度低減率は71%と70%で変わらなかった。また、図5と図6の吸着性能の相違は基礎試験/応用試験=1/4のためである。

(4) 図6の試験結果より、エンジンの出力及び燃料消費率などを最高条件に維持した場合の希薄燃焼の空燃比は12.5で、これを例にとると、NO<sub>x</sub>濃度は880ppmから250~320ppmに低下させることができる。本試験結果より大気へ放出するNO<sub>x</sub>濃度は空燃比、吸着材の種類と量及び燃焼ガス温度により調節することができる。

(5) NO<sub>x</sub>吸着装置は図9と図10の結果より消音器と兼用もできる。また、マフラにCFを装着してNO<sub>x</sub>低減マフラとすることもできる。等方性及び液晶性とも人間の耳障りな音の周波数を低減し音色を変更できる。

(6) 吸音材は高温燃焼ガス流れの中で使用されるとき、長期間化学的及び物理的に安定していなければならない。図8よりCFの高温酸化による劣化は酸素濃度を考慮しなければならない。

4・4 総合評価 本試験結果より、高温燃焼ガス中の吸着現象は触媒表面で気相酸化反応により窒素と酸素を分離吸着し、酸素は炭素繊維中の炭素と化合してCO<sub>2</sub>になり、窒素はN<sub>2</sub>として解離し気相に戻りガスとともに大気に放出されると推定される。以下に試験結果を考察する。

(1) 図5の試験結果より、NO<sub>x</sub>濃度減少率は時間とともに減少しているが、化学的吸着解離が連続して行われる。しかし、内部に自動的に進行していく速度は緩慢である。

(2) 高温ガス中のCFのCO<sub>2</sub>になって減少するのは、高温酸化による飛散開始温度が500℃以上であり、また、基礎試験結果からも劣化による重量減少と分けて考えてよい。

(3) NOを物理吸着と考えるなら吸着材の重量が大幅に増加していなければならないが、減少していることは化学的吸着と考えてよいことになる。比較的低温においては物理吸着現象を呈するが、高温燃焼ガス中では化学的吸着解離となりCFは還元剤

として作用していると考えられる。

(4) 図6より、NO<sub>x</sub>低減率が約350℃と220℃でほぼ同程度になっている。図5の基礎試験結果ではこの温度範囲の吸着減少率は底の状態では350℃以上で上昇しているためと推定される。等方性CFは炭素が小さな細孔のより集まった空隙のある組織をなしているため離脱しやすく表面に微細孔ができてACFに近い状態になるため両者の性能は接近している。一方液晶性は空隙は少なく細かくからみあった構造で架橋密度も高い構造で離脱しにくいいため、重量減少量も少ないものと考えられる。NO<sub>x</sub>吸着性能は大きな差はないが液晶性がやや優れている。本試験に用いたCFは焼成温度が1000℃の市販品で今後改良の余地はある。

(5) 本試験に用いた石油ピッチ系CF及び石炭ピッチ系CFはともに市販品で特定目的用に製作されたものではないが、液晶性CFは、希薄燃焼領域でNO<sub>x</sub>濃度低減及び減量などの点では優れていた。

#### 5. まとめ

本研究結果より、燃焼ガス発生装置（小型ガスエンジン）の性能を低下させないでCFは高温燃焼ガス中のNO<sub>x</sub>を約30%に低下させることができる。また、CFの損耗は2.1～15μg/ppm・h・kWであるので、使用目的に応じて装着量を決めることができる。CFは密度も低いので全体装置への重量増への影響は少ない。NO<sub>x</sub>濃度低減用のCFは等方性であれば石炭ピッチまたは石油ピッチ系炭素繊維で大きな差位はないが液晶性炭素繊維が性能と長期使用の面でやや優位といえる。また、低減目標値がある場合、接触面積を増加して調節が可能である。また、現在使用の対策の補完用に用いることもできる。

本研究に際し、吸着材及び試験装置の提供を頂いた大阪ガス（株）、（株）ベトカ及び大和工業（株）ならびに千葉工業大学学生和泉豊一、大河原康之、西村雅生、古田吉孝、研究生張軍の諸君の協力に謝意を表します。

#### 参考文献

- 1) 吉川他名 SAE-8900614
- 2) 大谷杉朗 大谷朝男 カーボンファイバ入門 オーム社 P.31.81
- 3) 金子克美 新しいNO吸着剤の開発 現代化学 1987・12 P.18

三井小型ガスタービンの低NOx 燃焼器

米 杉本 富男 (三井造船(株))  
 安部 利男 (三井造船(株))  
 高木 圭二 (三井造船(株))

(1) まえがき

ガスタービン燃焼器に対する燃焼改善の要求は厳しく、かつ急を要するものであり、当社に於ても、直近の課題と中長期の開発課題とに分けて開発を手がけている。ここで取り上げる燃焼改善の主題は、水や蒸気を使用しない乾式の低NOx化であり、燃焼効率を低下させずにNOxの発生を押える技術開発である。現在当社が手がけているNOx低減の手法は、表1に示す分類の中で乾式法(DRY)に属するもので(A)稀薄拡散型、(B)稀薄拡散/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NOx低減方法を選んで開発している。これらのNOx低減方法はそれぞれ特徴がありその長短があるが(表2参照)、開発の優先順位を決めて(A)、(B)、(C)の順序で研究を進めている。本報では既に開発を完了し実機運転に入っている稀薄拡散燃焼型(A)の結果について発表したい。ここに取り上げている燃焼改善は都市ガス(13A)を燃料とした試験結果である。

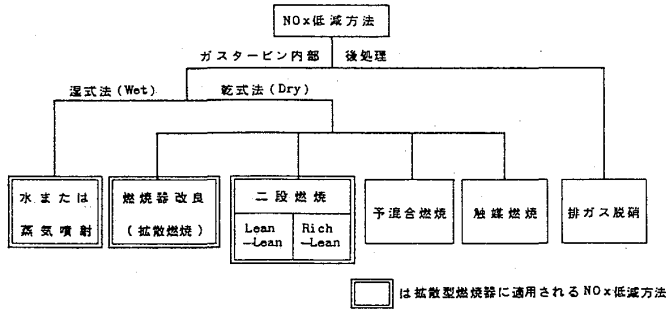


表1 NOx低減方法の分類<sup>1)</sup>

手法	区分	TYPE	呼称	特長
添加剤使用	サームルNOxの生成抑制		水噴射	簡便法、実用化容易 出力増加、燃効率低下 低NOx効果大 耗水消費量大
			水蒸気噴射	燃料多量化に適合 燃効率低下
燃焼技術による	サームルNOxの生成抑制	A	稀薄拡散燃焼	稀薄拡散火炎として火炎温度を低下 燃料多量化に適合 低NOx化には限界 水/蒸気噴射との組み合わせ使用有効
			稀薄予混合燃焼	稀薄予混合火炎として火炎温度を低下 低NOx化のポテンシャル大 安定燃焼範囲が狭い。空燃比制御が必要。
			稀薄拡散・2段燃焼(Learn-Lean型)	2段階燃焼方式採用により、稀薄拡散燃焼を促進。低NOx化を改善。 空燃比制御が必要。
	C	触媒燃焼(ハイブリッド燃焼を含む)	触媒燃焼	2段階燃焼方式採用により、稀薄拡散・稀薄予混合燃焼を組み合わせる。 低NOx化のポテンシャル大。 低NOx、安定燃焼、高燃焼効率の範囲が狭い。 可変燃焼による空燃比制御(空燃比制御)が必要。 燃料多量化への裕度小
			触媒燃焼	稀薄予混合燃焼に触媒を利用して安定燃焼範囲拡大。 超低NOx化が可能 触媒の寿命、耐熱性等が未確立 制御・応答に未知の点がある。 燃料多量化への裕度小
			触媒燃焼	燃料過剰と燃料希薄の2段階燃焼で、 フェーエル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。 燃料過剰域の空燃比制御が必要。

表2 ガスタービンの低NOx手法の分類と特長

(2) 三井小型ガスタービンの低NOx 燃焼器

三井造船(株)で製作している全てのガスタービンは、工場出荷時に灯油燃料を用いて全負荷運転を行い、燃焼排出物、特にNOxの発生量を計測している。これらの全負荷運転の結果を同一条件に補正して比較すると、表3、図1に示す様にNOx排出量は出力規模に対して一定の関係があり、小出力(即ち小型)



燃 焼 器	単 位	A	B	C	D	E	F	G
燃 料	-	灯 油	→	→	→	→	→	→
燃 焼 形 式	-	燃 焼 形	→	→	→	→	→	→
ラ イ ナ ー 径	mm	220	220	546	687	973	916	616
空 気 中 の 絶 対 湿 度	Kg/Kg	0.01531	0.00377	0.0045	0.0087	0.00385	0.0045	0.00361
空 燃 比	Kg/Kg	53	→	→	→	→	→	→
入 口 空 気 圧 力	ata	9.2	10.9	7.18	14.0	6.75	12.2	11.8
入 口 空 気 温 度	°C	213	335	260	390	260	338	342
ラ イ ナ ー 流 速	m/s	18.0	28.1	25.9	21.8	23.1	21.3	21.5
燃 料 NOx 排 出 傾 比	-	1.0	0.9-1.0	1.6	1.6	1.9	2.1	1.6

表 3 燃 焼 器 ラ イ ナ ー 寸 法 と NOx 排 出 傾 向

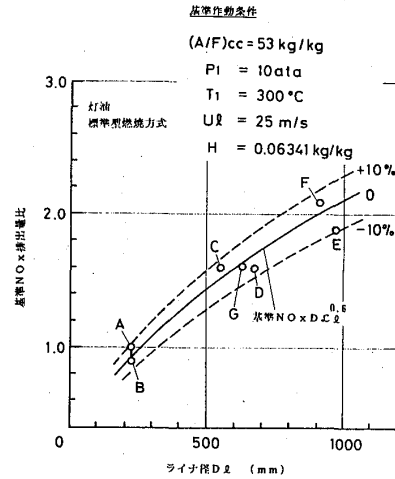


図 1 ライナ径とNOx排出量

の燃焼器の方がNOx 発生量は少ない。三井ガスタービンの燃焼器の設計規準・方法は幾何学的な形状を相似として代表流速を一定の値にそろえて設計されているので、小型の燃焼器では火焰の滞留時間が短くなり、NOx の発生を押えることが出来ている。即ち、燃焼器の代表流速を上げ、滞留時間を減らすことが拡散型燃焼器の低NOx 化の大きな手法の一つである事が分る。

水・蒸気噴射による湿式のNOx 低減はガスタービン排ガスと共に燃料の熱エネルギーが大気に放出され、エネルギーの損失が増大し発電効率を低下させる。又、水・蒸気の流量制御や水質の改善のための設備が必要となり、燃焼の安定性の低下、更には高温部分（タービンや燃焼器内筒など）の部品の信頼性や寿命の低下となり、保守点検作業の増大、保守間隔の短縮など経済的にも信頼性の面においても悪化することになり、好ましいNOx 低減の手法ではない。特に小型のガスタービンの場合には、これらの設備費や保守費の増大の影響は極めて大きくなる。

従って、SB15 (2500 kW)級以下の小型ガスタービンの場合にはNOx 発生量を低減させるための応急かつ簡便な手法として、空気配分の改善（稀薄拡散燃焼）や燃焼器の代表流速を上げ、火焰の滞留時間を短くする。（燃焼器圧力損失の増大ともなる）事が開発の主題となって来る。

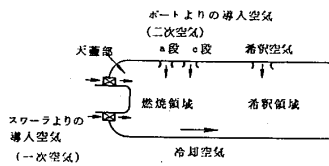
### (3) 常圧モデル試験

既にSB15 (2500 kW)級、SB5 (1000 kW) 級ガスタービンの開発は完了し、実稼動に入っているが、燃焼排出物、主としてNOx 排出量は国の環境規制値以下に収める事が出来ている。これらの成果を得る為に行われた常圧モデル試験について以下述べる。

試験条件やモデル内筒の形状は表 4、図 2 に示す。

#### 3-1) 空気配分の変更によるNOx 低減の影響

燃焼領域の空気量を増大させ、稀薄拡散燃焼を行わせることにより燃焼用空気配分とNOx 低減の関係についてテストした。



注: ① いずれのケースも燃焼効率 99.9%以上

$$\text{② 温度偏差 } \sigma = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\text{mean}} - T_1}$$

	実機	燃焼実験
燃焼器入口空気温度 °C	347	347
燃焼器入口空気圧力 ata	11.489	1.2
代表流速 U <sub>r</sub> m/s	15.8	16.0
空燃比 η	63.6	45~100

表4 燃焼試験条件

燃焼器形状	1	2	3	4
燃焼用空気 (%)	41.4	41.7	41.5	40.6
スワーラよりの導入空気 (%) (一次空気)	14.1 (14.1)	14.0 (28.1)	14.0 (21.1)	13.7 (20.6)
ポートよりの導入空気 (%) (二次空気)	27.3	13.6	13.6	13.3
希釈空気 (%)	24.2	24.1	24.1	34.2
冷却空気 (%)	34.4	34.2	34.3	25.1
NOx 低減効果	-	-24.3	-21.2	-6.2
温度偏差 (%)	7.4(1.0)	45.9(6.2)	13.5(1.8)	15.4(2.0)

表5 燃焼器空気配分と燃焼性能 (NOx 排放量16%O<sub>2</sub>ベース温度偏差比σ/σ<sub>0</sub>)

この稀薄燃焼でのNOxの低減効果は図3に示す。冷却空気配分を一定にしておいて燃焼領域の当量比を0.8から0.4まで下げると、40%のNOx低減効果がある。更に、燃焼用空気配分を一定に保ちつつ、スワーラに導入する空気配分を変化させNOx低減効果を見た。テストに使用した燃焼器及び空気配分並びに燃焼性能の結果をそれぞれ表5、図4に示す。

NOxの低減の効果は図4から分る様にスワーラ空気配分を14%から20%に増加するとNOx低減効果は20%、又、28%まで増加すると25%の低減効果となる。この場合の全体の空燃比が63.6であるが、燃焼用空気として40%の空気配分が維持されていれば燃焼効率は低下せず、99.9%以上が得られている。しかしながら、燃焼器出口温度分布は温度偏差比(σ/σ<sub>0</sub>)で表示すると、σ = 7.4% (σ/σ<sub>0</sub> = 1.0)が46%(6.2)に約6倍悪化し、NOx低減効果と逆の悪い結果となる。

### 3-2) 代表流速の影響

代表流速を増大することによって、高温域に滞留する時間を減じNOxの発生を押えることが出来る。代表流速とNOx発生量の関係は図5に示す。

代表流速を8 m/sから16 m/sに2倍に増大することにより、NOx発生量を35%減ずることが出来る。又、内筒の開口面積を減じ内筒での圧力損失を大きく取ることにより、NOx発生量の低減を計ることが出来る。内筒開口面積を76%に減ずることにより7%程度のNOx発生の低減効果がある。

### 3-3) 燃焼器入口空気温度の影響

NOx発生は火焰温度の影響が大きい。ガスタービンサイクルの違いによって、燃焼用空気の温度が大きく変わり火焰温度が変化する。この空気温度(CDT)の違いは200~400℃と大きな違いがあり、NOx発生量に大きな影響を持っている。常圧モデル試験により、この影響を調べた。図6に、200℃より340℃の入口空気温度の違いによる影響を示している。340℃より200℃に低下することによりNOx低減効果は42%と大きく、NOx低減の最も有効な手段であることが分る。

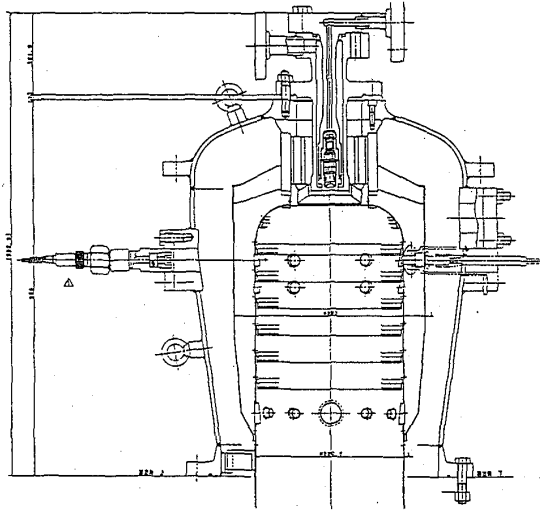


図2 試験用モデル燃焼器

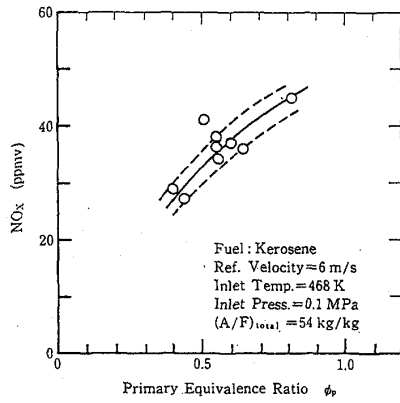


図3 大気圧モデル燃焼テストにおける希薄燃焼によるNOxの低減

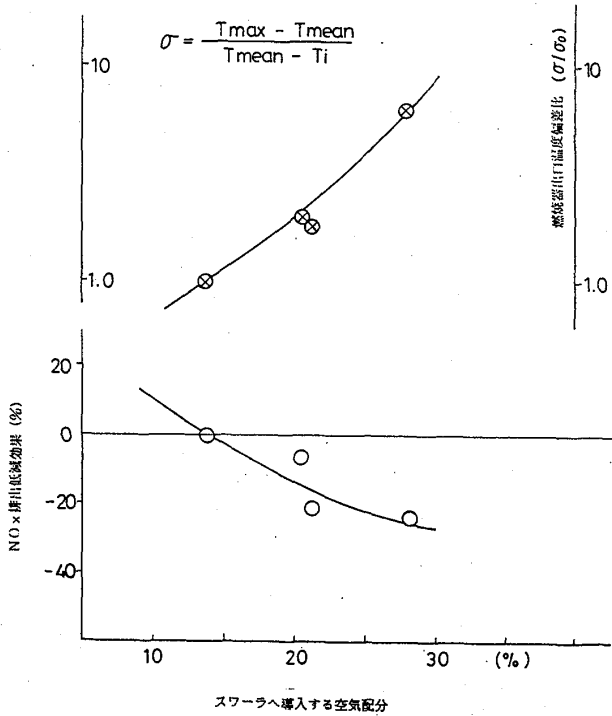


図4. スワローへの導入空気配分とNOx低減効果 及び燃焼器出口温度偏差比

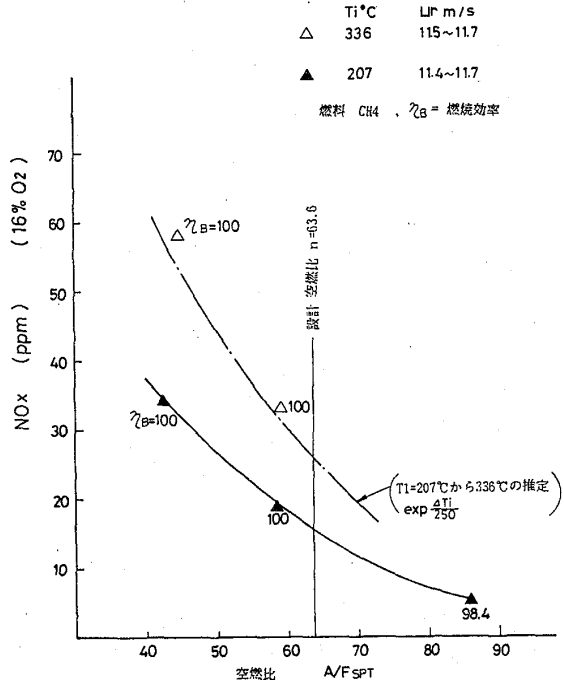


図6. 燃焼器入口空気温度とNOx値の関係

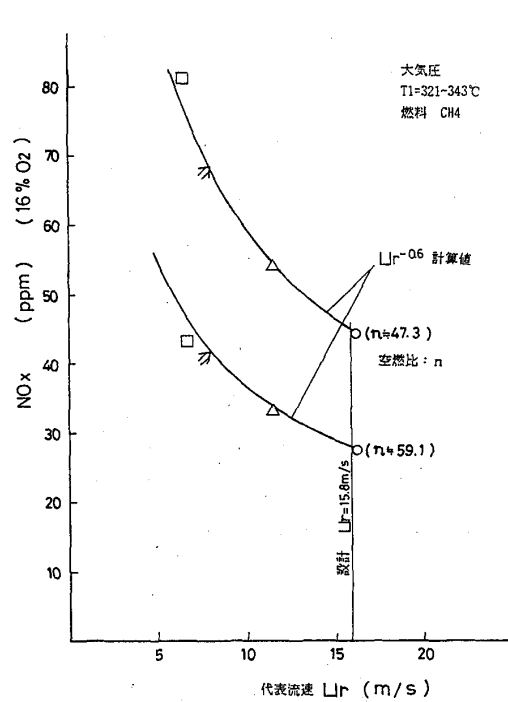


図5. 燃焼器 代表流速とNOx値の関係

(4) 実圧実機試験結果

使用燃料を都市ガス(13A)とした時に1000 kW 級や2500 kW 級実機ガスタービンでの水や蒸気噴射を行わない場合のNOx 発生量は以下の通りである。

4-1) 1000 kW 級では, CDP 9.7 ata, CDT 216℃, 空燃比53, 代表流速 9.6 m/s, 圧力損失率 1.8 %, 空気配分はスワラ導入空気17.2 %, 二次空気23.1 %, 希釈・冷却空気 59.7 % である。このとき, NOx 発生量は65~70 ppm (O<sub>2</sub> 16 %) が得られている。

4-2) 2500 kW 級では, CDP 10.4 ata, CDT 358 °C, 空燃比60.4, 代表流速 15.8 m/s, 圧力損失2.04 %, 空気配分はスワラ19.9 %, 二次空気21.0 %, 希釈・冷却空気59.1 %のときNOx 発生量 70 ppm (O<sub>2</sub> 16 %) である。  
2500 kW 級の場合はCDT が358 °Cまで上昇するので, NOx 発生量を低減させるために内筒断面平均流速を上昇させた上に小型の燃焼器とし, 火焰の滞留時間を減じた。従って, 小型の燃焼器を2缶取付ける構成としている。  
圧力, 温度, 代表流速の影響の換算式は

$$\text{NOx} \propto (\text{NOx})_0 \left(\frac{U_r}{U_{r0}}\right)^{-0.6} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{0.5} \exp\left(\frac{T - T_0}{250}\right)$$

が得られ, 常圧モデル試験及び実機試験結果と良い一致を見せている。

(5) あとがき

NOx 低減の手近な, しかも簡単な方法として稀薄拡散燃焼を手がけ, 当面のNOx 対策を行って来た。従来の技術の延長線上では今後の環境保全の対策として十分でなく, 更に稀薄拡散/予混合二段燃焼や触媒燃焼など, より進んだ技術で対処する必要がある。より複雑な燃料・空気制御技術を組み込んだ燃焼改善の開発を進める必要がある。

今後の技術開発の成果を第二, 第三報として紹介していく予定である。

## ガスタービン燃焼器出口温度測定プローブの製作

\* 松浦 麻子 (東芝)

福山 佳孝 (東芝)

荒木 達雄 (東芝)

### 1 まえがき

高効率発電プラントの実現のためガスタービンの高温化が重要な研究課題となっている。高温化の研究開発では燃焼器やトランジッションピース、動静翼の冷却性能を正確に知る必要があり、その為には高温のガス温度とその空間分布を正確に知る事が重要である。温度計測法には熱電対や光ファイバ温度計(OFT)等を使用する直接計測法とCARSに代表されるレーザを使用した非接触計測法がある。レーザを使用した計測システムは高価なこともありガスタービン用温度計測法としてはあまり使用されておらず、現在でも最も一般的に使用されているのは比較的安価な熱電対をセンサとするプローブであろう。

従来からガスタービンに関連して高温計測法の研究が成されている。熱電対プローブに関して、田丸ら<sup>(1)</sup>は種々の構造のガス温度計測プローブに付いて、放射と熱伝導の計測精度への影響を実験と解析によって検討し、熱電対からの熱損失の評価の重要性を指摘した。佐藤ら<sup>(2)</sup>は熱電対からの輻射冷却を積極的に利用することによって高温まで精度良く計測可能な水冷型のプローブを試作し報告した。又、最近使用され始めたOFTに関して、高橋ら<sup>(3)</sup>は火炎温度の計測と評価を行い、ガス流速が低い条件ではOFTの計測精度は熱電対程度以下となる場合がある事とOFTの応答性が大幅に低下する事を指摘している。

燃焼器や冷却翼試験に使用する平均温度計測プローブには計測精度が高い(或いは補正が容易な)事とともに多点の計測ができ、実験装置への設置が容易で寿命が長いことが要求される。これらの事を考え合わせるとシース型熱電対を使用した櫛形多点プローブが有力な候補に上がる。放射と伝導によるセンサ部の冷却を少なくし、周囲の温度環境に左右され難い温度指示値を得るため無冷却の放射シールド型熱電対プローブを試作し、OFTと共に燃焼器出口でガス温度の計測試験を行ったので報告する。

### 2 温度プローブの設計

温度計測プローブはガスタービン静翼翼列入口、燃焼器出口で共用することを考え、

静翼翼列入口に相当するマッハ数0.15の条件で設計検討を行った。

(1) 温度解析の方法

簡略化した一次元の方法でセンサの温度計測精度とシールドの効果を数値的に検討した。高温ガス中に挿入されたセンサの温度計測では、ガスとの対流伝熱量 ( $Q_c$ )、周囲の壁面との放射伝熱量 ( $Q_r$ ) とセンサ軸方向の伝導伝熱量 ( $Q_s$ ) の釣合いでセンサの温度が決まり、この値が計測される。熱伝導の項を無視すると、

$$Q_c + Q_r = 0 \quad (1)$$

対流伝熱量は平均熱伝達率 ( $\alpha_g$ )、伝熱面積 ( $A$ ) を使用して次のように書ける。 $T$  はセンサ温度  $T_g$  はガス温度である。

$$Q_c = A\alpha_g (T - T_g) \quad (2)$$

放射伝熱量は次のように概略評価した。均一な温度と放射率を持った灰色体を仮定した二つの面 (添字1と2) と簡単化のため放射率1を仮定した周囲を囲む面 (添字3) の間の放射伝熱の釣合いは次のように書ける。

$$\begin{bmatrix} 1 - (1 - \epsilon_1) F_{11}, & -(1 - \epsilon_1) F_{12}, & -(1 - \epsilon_1) F_{13} \\ -(1 - \epsilon_2) F_{21}, & 1 - (1 - \epsilon_2) F_{22}, & -(1 - \epsilon_2) F_{23} \\ 0, & 0, & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_1 E_1 \\ \epsilon_2 E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$Q_i = \frac{\epsilon_i}{1 - \epsilon_i} A_i (E_i - G_i) \quad (4) \quad E_i = \sigma T_i^4 \quad [i=1, 2] \quad (5)$$

$\epsilon$  は放射率、 $F_{ij}$  は形態係数、 $G$  は面の射度、 $Q$  は伝熱量、 $\sigma$  はステファンボルツマン定数である。3, 4式を解いて伝熱量  $Q$  を6式の形に書く。温度の4乗の項の係数は式7~10のように書ける。

$$Q_i / A_i = \sum C_{ij} T_j^4 \quad [j=1 \sim 3] \quad (6)$$

$$C_{11} = \{ \epsilon_1 (1 - F_{11}) [1 - (1 - \epsilon_2) F_{22}] - \epsilon_1 (1 - \epsilon_2) F_{12} F_{21} \} / D \quad (7)$$

$$C_{12} = -\epsilon_1 \epsilon_2 F_{12} / D \quad (8)$$

$$C_{13} = \epsilon_1 \{ F_{13} + (1 - \epsilon_2) (F_{12} F_{23} - F_{22} F_{13}) \} / D \quad (9)$$

$$D = [1 - (1 - \epsilon_1) F_{11}] [1 - (1 - \epsilon_2) F_{22}] - (1 - \epsilon_1) (1 - \epsilon_2) F_{12} F_{21} \quad (10)$$

熱量の釣合い式に対流伝熱量と放射伝熱量を代入し整理すると12式が得られる。

$$\alpha_g (T_1 - T_g) + C_{11} T_1^4 + C_{12} T_2^4 + C_{13} T_3^4 = 0 \quad (11)$$

$$T_1 = (\alpha_g T_g - C_{12} T_2^4 - C_{13} T_3^4) / (\alpha_g + C_{11} T_1^3) \quad (12)$$

面 i の温度  $T_i$  はガス温度  $T_g$  と対向する面の温度  $T_j$  , 周囲の温度  $T_a$  を使用して12式から繰り返し計算によって求める事ができる。もちろん内外両面で伝熱が行われるシールドでは内外の二つの面を合わせて熱量の釣合いを解く必要がある。シールド内部の熱伝導による温度変化、ガスからの輻射熱量は無視した。

熱電対とシールド材料は白金とし、放射率は0.2を仮定した。シールド無しの場合の熱電対外面、最外側のシールドの外面と周囲の壁との伝熱には形態係数 = 1を仮定した。

(2) 解析条件

熱電対周りとしールドの形状は図1を仮定する。熱電対シース外径は1mm、シールドの長さは実験装置の都合から10mmとした。放射シールドの効果を次の二点に付いて比較検討した。

- 1 多重シールド効果 - シールド無し、一重、二重、三重。
- 2 シールド長さ - 無限長、10mm (試作アプローブ)。

解析に使用した各面間の形態係数を表1に示す。形態係数の計算は<sup>(4)</sup>によった。物性値は空気の値<sup>(5)</sup>を使用した。熱電対、シールド表面の熱伝達率はガスの衝突部を考慮せず平板層流の平均熱伝達率の式を使用して求めた。

$$Nu_m = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (13)$$

但し、熱電対は相当熱伝達率が白金に比較して約1/9<sup>(6)</sup>の熱伝達率の低い材料と考えられ、より局所熱伝達率の影響を受けるとして先端部3mmの平均熱伝達率を使用した。一次元計算でどのような熱伝達率を使用すべきかは熱伝導と熱伝達率分布を考慮した解析を行っていないため確かでないが定性的な比較は可能と考える。

(3) 解析結果

大気圧に於ける解析結果を図

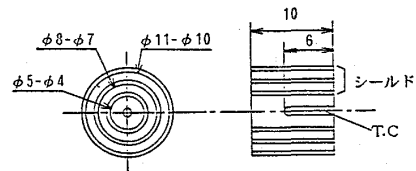


図1 放射シールド検討モデル

表1 解析に使用した形態係数

(a) シールド長さ無限の場合。							
1	2	$F_{11}$	$F_{12}$	$F_{13}$	$F_{21}$	$F_{22}$	$F_{23}$
熱電対	: シールド1	0.0	1.0	0.0	0.1500	0.8500	0.0
シールド1	: シールド2	0.0	1.0	0.0	0.7143	0.2857	0.0
シールド2	: シールド3	0.0	1.0	0.0	0.8000	0.2000	0.0
(b) シールド長さ10mmの場合。							
1	2	$F_{11}$	$F_{12}$	$F_{13}$	$F_{21}$	$F_{22}$	$F_{23}$
熱電対	: シールド1	0.0	0.9144	0.0856	0.1372	0.6930	0.1698
シールド1	: シールド2	0.0	0.9234	0.0766	0.6596	0.2272	0.1132
シールド2	: シールド3	0.0	0.9205	0.0795	0.7364	0.1513	0.1123

(注) 最外面は $F_{13}=F_{31}=1.0$ とした。

2 a と図 2 b に示す。図 2 a はシールドが無限長とした場合で図 2 b は 10 mm の場合である。図中の S0, S1 等はシールド無し、一重シールドの意味であり、図に示すシンボルは周囲温度が 200℃ の場合、縦線で結んだシンボル下方の横線は周囲温度が 800℃ の場合である。放射シールドを設置することで計測誤差が高温域で大幅に減少する事がわかる。シールドが非常に長い場合には二重シールドで 1600℃ のガス温を 6℃ 以下の誤差で計測できる。しかし、10 mm のシールドでは熱電対軸方向の放射冷却の影響により多重シールドを施しても 1000℃ で 20℃ の誤差が生じ、シールド数は二重でほぼ誤差の減少が飽和する。シールドのもう一つの効果は熱電対の計測温度が周囲温度に鈍感になることであるが、この点も 10 mm のシールドでは二重シールドで周囲温度 200~ 800℃ の変化で 8℃ 程度の影響が残る。

図 3 は熱電対周りの熱伝達率の変化の影響を示す。図ではシールド無しと二重シールドのガス温 1200、1600℃ を比較する。熱伝達率の増大は計測誤差の減少に繋がる。但し 10 mm のシールド長さでは 1600℃ では熱伝達率 2500 W/m<sup>2</sup>K でも 20℃ 以上の誤差が生じる事になる。但し、計測温度の周囲壁面温度への依存性はわずか 3℃ 程度であるため熱伝達率が推定できれば補正計算が可能である。又、周囲壁面温度への依存性の低さはシールド型の熱電対がガ

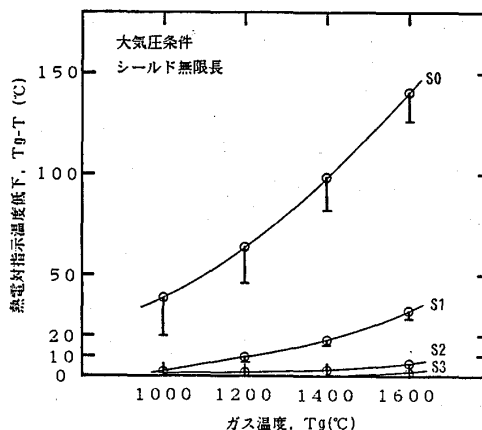


図 2 a 計測温度誤差とガス温度の関係 (シールド長=無限)

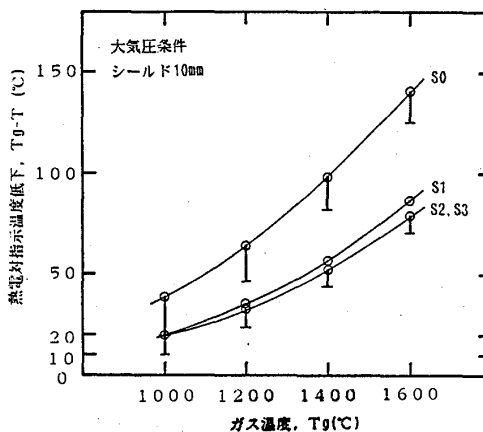


図 2 b 計測温度誤差とガス温度の関係 (シールド長=10mm)

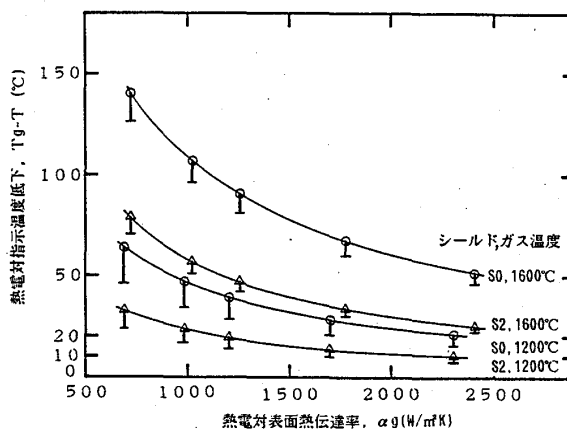


図 3 計測測定誤差と熱伝達率の関係



ス流のどこに設置されても同様の温度を示すことを意味するから重要である。熱電対のサポート部分への熱伝導による指示温度の低下はサポートの温度分布解析と、熱電対周りの放射と対流熱伝達率の変化も考慮した解析によって評価する必要がある。本報ではここまでの評価は行っていない。

### 3. プロープの試作

二重放射シールドを持つ多点型櫛形プロープを試作した。計測温度範囲は1700℃を目標とした。融点が1700℃以上の材料は純金属では白金(1772℃) Cr(1890℃) Mo(2610℃) W(3387℃)、耐熱合金ではインコネルX-750(1770℃)等がある。又、セラミックスは耐熱温度は優れているが任意の形状に加工することが困難である。本報では酸化雰囲気で使用される事、加工性、汎用性を考え白金を主材料とした。白金材料はロジウムを添加することで耐熱温度が向上するが1600℃以上では、高速のガス流中に挿入する場合強度が不足すると考えられる。よって、今回はセラミック板補強型プロープとした。補強材には高温強度の高いSiCを使用し、白金とSiCが直接接触しないようにAl<sub>2</sub>O<sub>3</sub>の薄板を挟み込む構造とした。熱電対には外形1mmの非接地型シースB型熱電対を使用し、短時間では1700℃までの計測が可能となる。図4に試作したプロープの構造を示す。計測点はプロープ長手方向に6点。シールドと熱電対の取付け部の詳細は図5に示す。

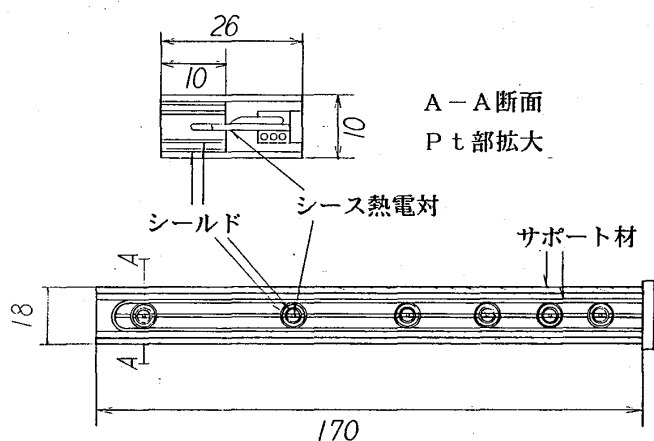


図4 温度計測プロープ断面図

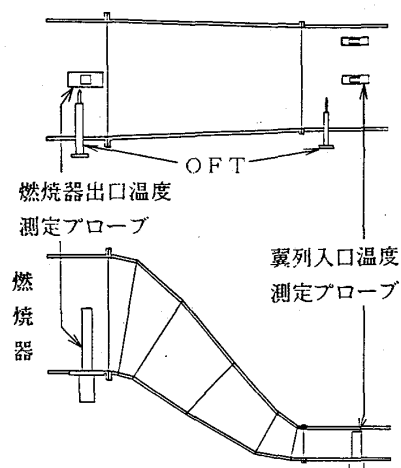


図5 温度計測位置

#### 4 実験結果

東芝機械研究所の高温高速燃焼ガス風洞の燃焼器出口と翼列入口に熱電対温度プローブとOFTを設置して温度測定比較試験を行った。

図5に、熱電対温度プローブと、OFT（アキュファイバ）の挿入位置を示す。プローブ先端とOFTを近接して設置し計測温度の比較を試みた。今回の実験では実際の燃焼器出口の温度を計測している為、ガスの温度は分布を持ち未知の値である。実験圧力は絶対圧で0.39～0.49MPa、ガス流速は8.6～16.4 m/sであった。温度計測部を囲む壁面は50℃程度の空気で冷却されており最高温度は500℃程度である。

図6は放射シールド付き熱電対プローブの指示値と放射シールドの無いOFTの指示値の比較を示す。ガス温度900℃のレベルでは両者の指示温度は良く一致するがガス温度の上昇に従ってOFTの指示温度が熱電対の指示温度より低下し、熱電対指示温度1660℃では差は90℃に達する。これはセンサの受感部が放射伝熱によって冷却されるためである。

プローブの設計に使用した温度評価の方法を使用してガス温度の推定を行った。但し、OFTは放射率0.25<sup>(4)</sup>とし、熱伝達率には円柱外面の平均熱伝達率を使用した。図7に熱電対とOFT両者の測定温度からの推定ガス温度を比較する。熱電対指示値に対する温度補正は最大約130℃、同じ条件でOFTに対する温度補正は220℃に達した。両者から推定されるガス温度はほぼ同じレベルとなる。真のガス温度がどのレベルかは未知ではあるがこの推定値に比較的近いのでは無いかと考える。

放射シールド付き熱電対の指示温度からのガス温度の推定はガス側熱伝達率が推定されれば可能で、現在は十分な誤差評価を行っていないが、熱伝導も含めてラップトップパソコン程度でも補正計算は可能であると思われる。

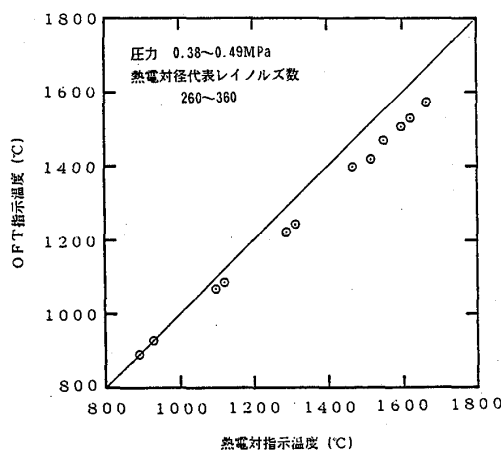


図6 熱電対とOFTの計測温度の比較

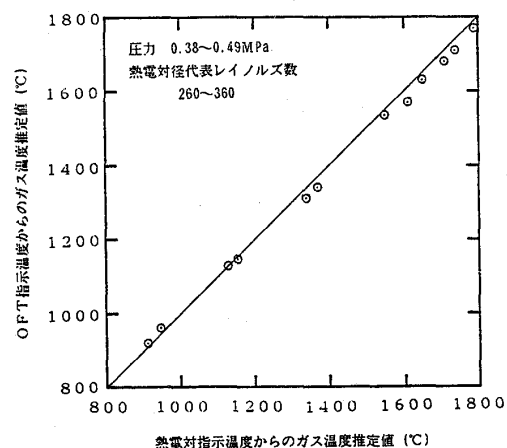


図7 ガス温度推定値の比較

## 5 まとめ

- (1) 有限長さの放射シールドを有する熱電対プローブの温度計測精度を検討した。
- (2) 検討結果を基に無冷却二重放射シールドを採用した多点型熱電対温度プローブを試作し、1800℃レベルまでのガス温度を計測しOFT との比較を行った。  
試作熱電対プローブは試験前後の校正と目視検査で健全性を確認した。
- (3) 熱電対とOFT の指示温度からガス温度の推定を行いほぼ同レベルのガス温度が得られた。
- (4) 現状ではガス温度補正の精度が必ずしも充分ではないが熱伝導の項も含めたより精度の高い補正計算と誤差評価は可能と考えられる。

## 参考文献

- (1) King, W. J. and Lynn, W., Trans. ASME (1943) pp421-430.
- (2) 田丸他、第15回ガスタービン定期講演会講演論文集(1987), A-1.
- (3) 佐藤他、第16回ガスタービン定期講演会講演論文集(1988), A-8.
- (4) 高橋他、日本機械学会論文集(B) 53巻 495号(昭62) pp3417-3422.
- (5) Rohsenow, W. M., Handbook of Heat Transfer(1973) McGraw-Hill, Section-15.
- (6) 伝熱工学資料、改訂第3、4版、日本機械学会。
- (7) 仲田他、石川島播磨技報、第15巻、第1号(昭50), pp34-46.

## 1300℃級高温高効率ガスタービンH-25の開発

漆谷 春雄	(日立製作所 日立工場)
* 笹田 哲男	(日立製作所 日立工場)
川池 和彦	(日立製作所 機械研究所)
福井 寛	(日立製作所 日立研究所)

## 1. 緒言

ガスタービンを用いたコージェネレーション、コンバインドプラントはタービン高温化技術の進捗、発展に伴って、在来発電方式を凌ぐ高い総合効率が達成可能となっており、省資源、省エネルギーの要求のもとにその利用が拡大しつつある。日立製作所では、このような背景のもとに、出力25MWクラス、燃焼温度1300℃級の高温高効率ガスタービンH-25の開発を推進し、その第1号機は昭和63年11月運開以来、現在まで順調に稼働中である<sup>2)</sup>。

H-25ガスタービンは、370台を超える当社のガスタービン設計・製作技術のもとに、高温耐熱材料の開発、最新空冷技術の適用等、各種要素技術の開発成果を盛りこんだこのクラス最高効率の次世代型ガスタービンである。

ここでは、本ガスタービンの構造、要素技術ならびに工場実負荷試験結果等について述べる。

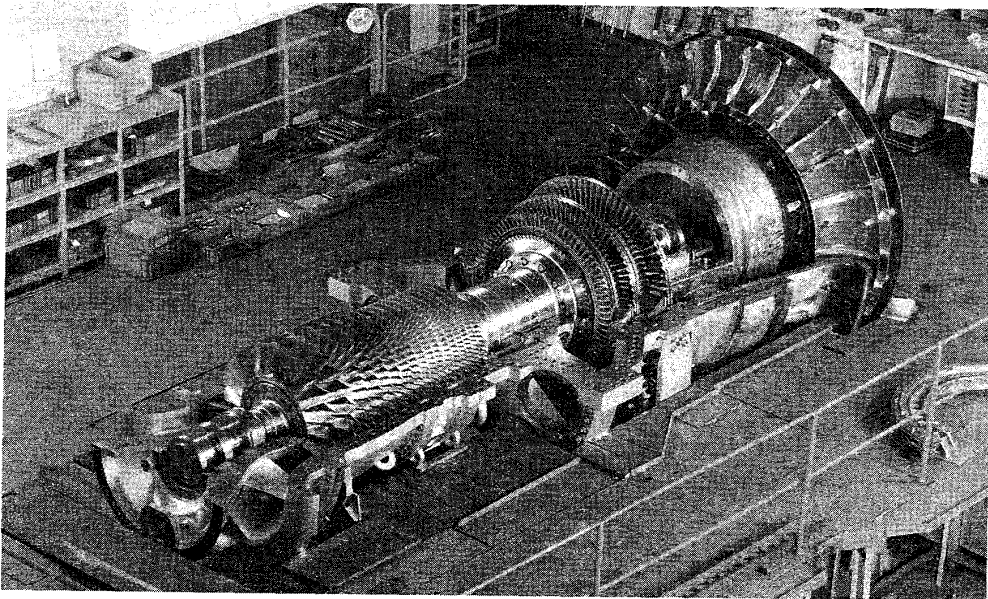


Fig.1 H-25 Gas Turbine Rotor and Casing Assembly

## 2. ガスタービン設計

### 2.1 全体設計

図2に、ガスタービン単独のシンプルサイクル効率及び、蒸気タービン（複温複圧非再熱）とのコンバインドサイクル効率特性のサーベイ結果を示す<sup>3)</sup>。H-25では両サイクル最適点として、燃焼器出口温度1260℃、圧力比14.7を選択し、これを実現すべく各コンポーネントの設計・開発を進めた。

表1にH-25の主仕様、図3に全体断面図を示す。全体構成は17段の軸流圧縮機と3段のタービンから成る一軸構成である。ケーシングは熱的追従性の良い一重ケーシングで、メンテナンスの容易な水平分割構造である。軸受は前後2ヶ所にティルティングパッド軸受を設け、圧縮機側にスラスト軸受を設けている。

回転数は7280rpmであり、減速機を介して発電機と結合されるため、ギヤ比を変えることにより50Hz及び60Hzのいずれの発電機とも組合せ可能である。

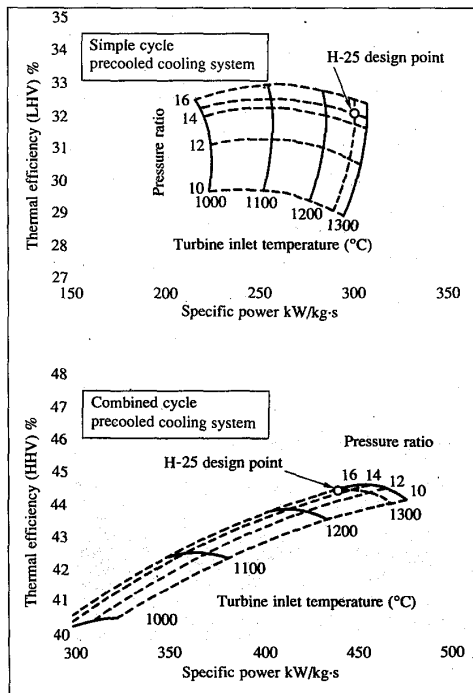


Fig.2 Gas Turbine Performance

表1 H-25型ガスタービン主仕様

型式	ヘビーデューティ	
軸数	1軸	
出力 (kW)	26,200	
効率 (%) (LHV)	32.3	
排気温度 (°C)	550	
入口空気流量 (kg/s)	88	
回転数 (rpm)	7280	
圧縮機	段数	17
	圧縮比	14.7
燃焼器	本数	10
	冷却構造	スロットクーリング方式
タービン	段数	3
	空気冷却翼	1, 2段動静翼
軸受	ジャーナル軸受	2
	スラスト軸受	1
起動装置	モータまたはディーゼルエンジン	

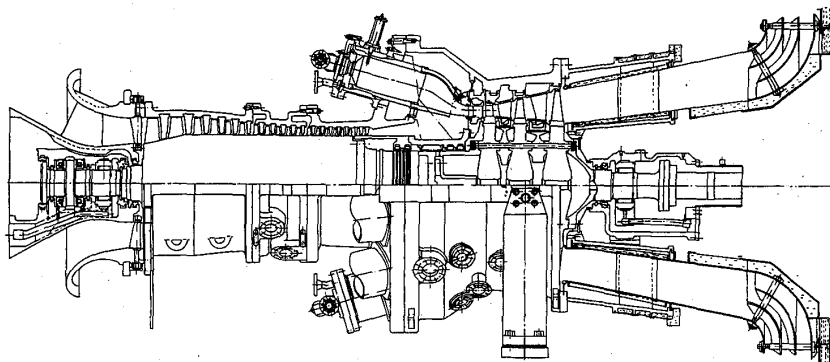


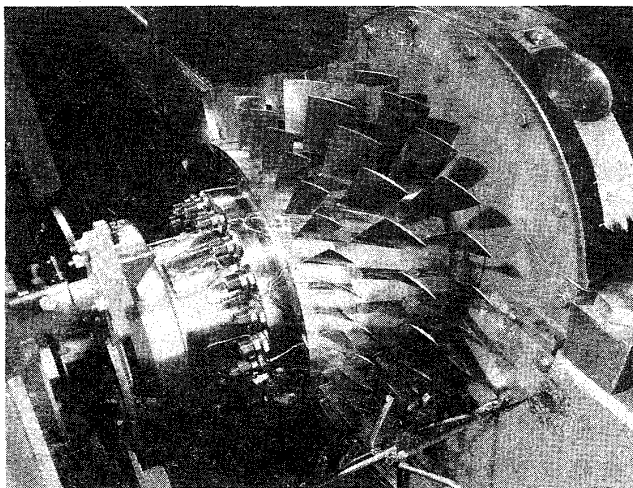
Fig.3 H-25 Gas Turbine Cross-Section

ロータは、圧縮機、タービンともにディスクを重ね合せたスタッキングロータ構造とし、軽量化するとともにディスク形状の最適化により遠心応力の低減を図り、また高いロータ剛性を確保することによりロータ曲げ危険速度を定格回転数に対して十分離している。

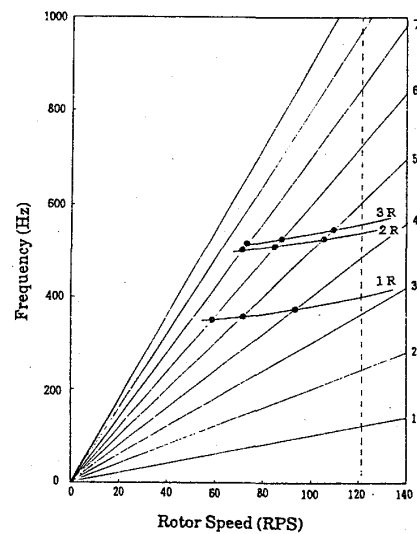
## 2.2 圧縮機

17段軸流圧縮機は、従来機の約1.2倍の高周速化によって、14.7の高圧縮比を達成している。起動時には、圧縮機入口に設けた可変静翼(VIGV)と6段及び11段からの抽気によって旋回失速の増大を抑制している。VIGV及び抽気弁は、修正回転数制御され、大気温度の変化に応じて最適の起動制御が可能である。本圧縮機の開発にあたっては、17段スケールモデル圧縮機を製作し、定格性能、サージマージン、各部の動的応力等を確認した<sup>4)</sup>。本モデル圧縮機は、日立製作所のガスタービン開発センター(GTDセンター)に設置され、燃焼試験設備の空気供給源として5年間の稼働実績を持ち、その信頼性を確認済みである。

圧縮機ロータの1、2、3段動翼については、さらに慎重を期して実物翼によりホイールボックステストを実施した。図4に、テスト装置及び振動測定結果を示す。回転中の振動測定は、テレメータシステムによって実施した。結果はキャンベル図に示すごとく、定格回転数においてはいづれの翼も共振を回避しており、十分な余裕がある。この他に、圧縮機入口の吸気形状についてもモデルテストを実施し、流れの偏流や乱れのないことを確認している。



(a) Full-scale test rotor



(b) Campbell diagram

Fig.4 Compressor Rotor Wheel Box Test

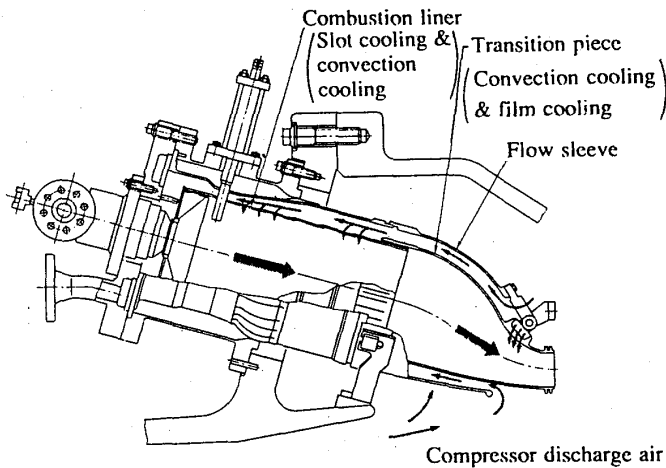


Fig.5 Sectional View of Combustor

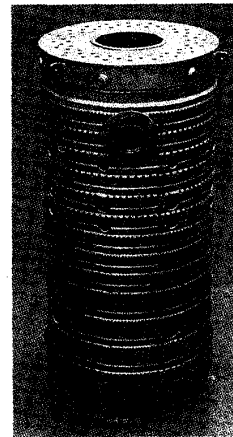


Fig.6 Combustion Liner

### 2.3 燃焼器

燃焼器は、保守性の良いマルチカンタイプであり、全周で10缶を配置している。その構造は、図5に示すように、燃焼器ライナー、トランジションピース、フロースリーブから構成され、1300℃級の燃焼温度に耐える冷却強化構造である。

燃焼ライナーは、従来使用実績が多く、信頼性の高いスロットクーリング構造（フィルム冷却の一種）に、フロースリーブによる対流冷却を加えて冷却強化している（図6）。また、トランジションピースも、フロースリーブによる対流冷却と、特に熱負荷の高い背側サポート部にフィルム冷却を併用し、さらに内面にはセラミックによる遮熱コーティングを施工して、高温化に対処している。

燃焼器端には、油焚き、ガス焚き兼用の2重構造燃料ノズルを設置し、さらに、NO<sub>x</sub>低減対応として効果の高い、エンドカバーからの蒸気噴射もできる構造となっている。

本燃焼器の開発にあたっては、GTDセンターにおける実圧、実温燃焼試験によって、燃焼空気、希釈空気の最適化を計り、良好な燃焼特性の確立と細部のメタル温度や燃焼振動特性等の信頼性の確認を実施した。

### 2.4 タービン

タービンは、低反動度式の3段落構成であり、シンプルな構造と、段当りの熱落差を大きくとることによって、冷却空気量の節減を可能としている。

1段動翼はフリースタンディング、2、3段動翼は翼頂部のZ形シュラウドによる全周一リング構造であり、いづれも翼根元シャンク部に制振ピンを配して、振動減衰効果が高く、高負荷運転に耐える信頼性の高い構造である。

高温ガスに濡されるタービン翼は、1～3段ノズル及び1、2段動翼が空冷翼である。図7に全体の冷却システムを示す。1段ノズル及び1、2段動翼は、圧縮機吐出の空気を中間冷却器によって予冷した空気で冷却されている。2、3段ノズルは各々圧縮機11段及び6段抽気によって冷却され、圧縮機動力の最小化を計っている。ロータの冷却空気は、ロータ外周に設けた導入孔とスリットによって、冷却空気を中心部に送り込まれ、タービンディスクの中心孔及び全体を冷却した後、1、2段動翼に供給される。ロータ内部の冷却空気は、同時に起動時の暖機も兼ねている。

タービン翼のうち特に高温となる1段の動・静翼には、最新の冷却技術を適用している<sup>5)</sup>。図8は、1段静翼の冷却構造を示す。内部インサートコアによるインピンジメント冷却を主体として、熱負荷の高い翼背側と腹側後部には、フィルム冷却を施している。また、後縁部はピンフィンによって冷却を強化した。前縁部は、石炭ガス化ガス等のダーティ燃料による目づまりを防止するため、前縁部に冷却孔を設けず、内部冷却の強化で対応している。

1段動翼は、図9に示すごとく、2パスのリターンフロータイプであり、内部流路に乱流発生用の微小フィンを数多く設けて冷却効果を高めている。後縁部にはピンフィン冷却を採用し、最少の冷却空気流量で強力な冷却を可能としている。

これ等空冷翼は、高温単段タービン試験機やホットカスケードテストにより、冷却効果を確認しつつ開発したものであり、いずれも超耐熱合金材の精密鋳造品である。

## 2.5 材料

ガスタービンの高温化には、クリープ、高温腐食等に耐する材料強度の改善も重要である。

本ガスタービンには、いくつかの新耐熱合金、耐熱処理技術が開発適用されている。

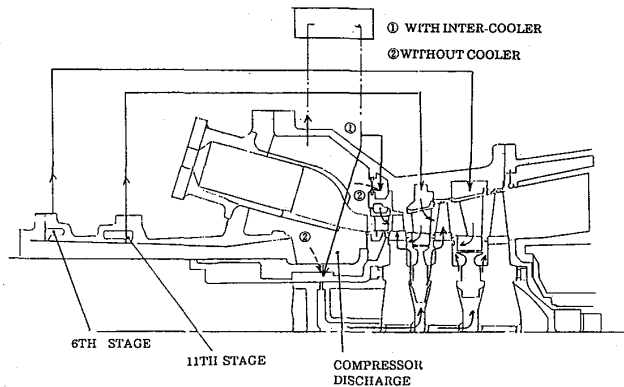


Fig.7 Cooling circuit

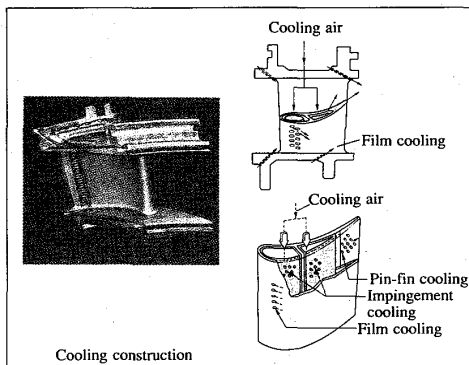


Fig.8 Turbine First Stage Nozzle

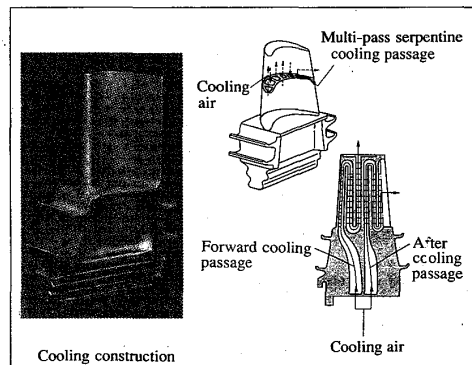


Fig.9 Turbine First Stage Bucket



タービンノズル翼は全段C<sub>o</sub>基合金であるが、特に1段静翼には、Nb、Ti、Zrの複合添加によって炭化物の凝縮を阻止して耐熱疲労性を改善し、同時にクリープ強度を向上させた新C<sub>o</sub>基合金(HGTN-2)を開発・適用した。<sup>6)</sup>

また、1段動翼は、CoNiCrAlY合金を減圧プラズマスプレー処理によって外面コーティングし、耐高温腐食性を強化している。<sup>7)</sup>

タービンディスクには、従来の12Cr鋼のクリープ強度と、400℃以上における耐高温脆性を改良した、新12CrNiMoVNb鋼を開発適用した。<sup>8)</sup>

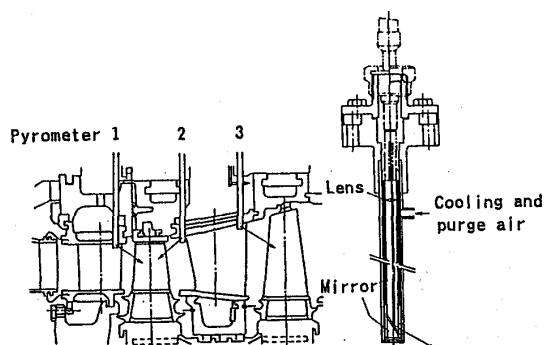
これ等の耐熱新合金の採用により、H-25ガスタービンの信頼性を一段と高めることが可能となった。

### 3. 工場実負荷試験

以上述べた最新技術を結集して完成した初号機は、組立完了後工場内において水動力計を用いた全負荷試験を実施し、性能、信頼性の最終確認を行った。ガスタービン各部には、回転体を含めて800点以上のセンサーを取り付け、全運転範囲にわたって、メタル温度、動的応力、振動等の計測を実施した。工場試験における、総起動停止回数146回、総運転時間は150時間におよび、高温ガスタービンとしての高い信頼性と性能を確認したものである。以下、測定結果の一部について述べる。

図10は、非接触光学温度計パイロメータによる、1、2段動翼のメタル温度測定状況を示す。本装置によれば、図11に示すように、動翼1本1本の温度計測が可能である。メタル温度の測定結果は、設計許容値以下であり、また個々のバラツキも25℃以内と良好な特性であることを確認した。

また、静翼等の静止体は熱電対を埋め込んでメタル温度を計測している。図12は、第1段静翼メタル温度の解析値を実測値の比較を示す。全体として良い一致を示しているが、背側フィルム冷却孔直前部の実測温度が低く、解析との差が大きいのは、本



(a) Installation of pyrometer (b) Sighting tube  
Fig.10 Pyrometric Measurement of Blade Temperatures

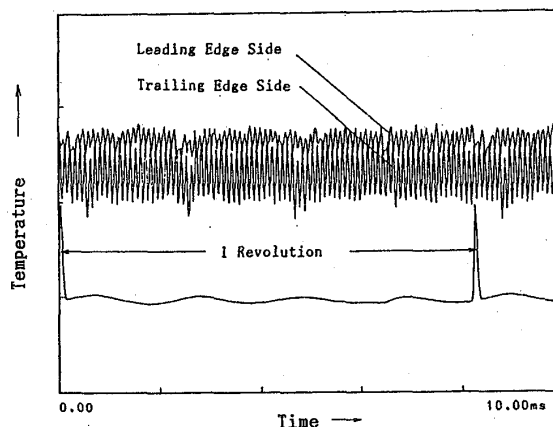


Fig.11 Pyrometric Measurements of Turbine 1st Blade

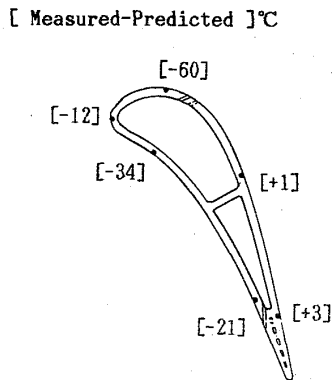


Fig.12 1st-stage Nozzle Metal Temperature

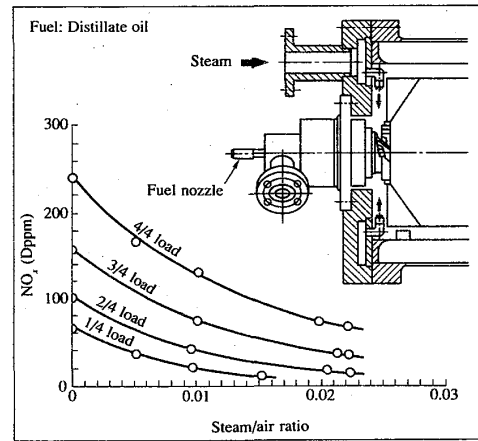
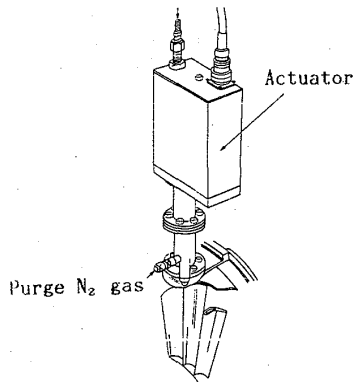
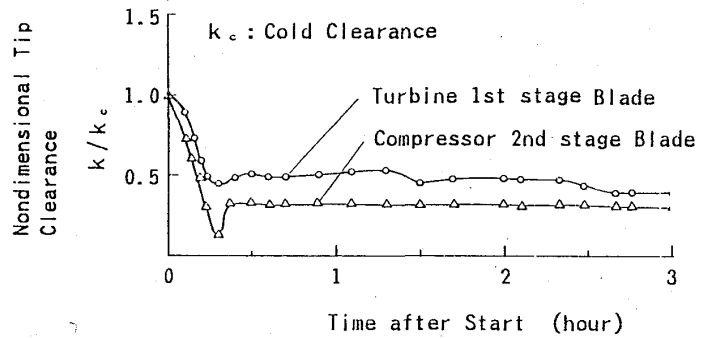


Fig.13 NOx Abatement with Steam Injection



a. Spark Probe Set up



b. Test Results from start up to Full Load

Fig.14 Blade Tip Clearance Measurement

部分の解析に乱流熱伝達を仮定したのに対し、実際は層流からの遷移状態にあるものと推定される。

この他ガスパス内にレーキを挿入し、ガス温度分布、圧力分布を確認した。また燃焼器のメタル温度についても、設計目標値に対し十分余裕のあることを確認している。図13は、燃焼器特性試験の一つとして、蒸気噴射によるNOxの低減効果を示す。本ガスタービンでは2.5%の蒸気噴射で、蒸気噴射無しの状態の約30%にNOxを低減可能である。

圧縮機、タービンの回転翼と静止体間の間隙の最適化は、高性能化のために重要な項目である。工場試験では、放電式ギャップセンサーにより各段の回転中の間隙を実測し、その複雑な挙動をとらえて最適化している。図14aに測定装置、bに測定結果の一例を示す。圧縮機動翼では起動後、定格回転数到達直後に最小間隙となり、その後ケーシングの温度上昇に伴って間隙が増加、安定する。タービン動翼は、負荷と燃焼温度の上昇による翼の熱伸びの影響が支配的で、最大負荷時に間隙が最小となる。

以上各種の試験終了後、ガスタービンを再度開放し、高温部品を中心に詳細な点検を実施した。部品の状況はどれも良好で、実測値に基づいて間隙等、若干の手直しを施して現地試運転にのぞんだ。

#### 4. 現地運転状況

H-25 ガスタービンの初号機は、(株)出光興産 徳山製油所に既設 F5 型ガスタービンのリプレースとして設置され、排熱回収ボイラと組合せたより高効率のコージェネレーションプラントとして昭和63年11月末より営業運転を開始した。現在まで順調に稼動中である。また第2号機はゼネラル石油(株) 殿塚製油所に設置され、石油副生ガスを主燃料とし、排熱回収ボイラと脱硝設備を備えた最新のコージェネレーションプラントとして、平成元年8月初に営業運転を開始した。いずれのプラントも実運転条件において、ガスタービン単体で32%~32.6%(LHV)の効率を記録し、高性能プラントとして現在稼動中である。

#### 5. 結言

燃焼温度1300℃級の高温高効率ガスタービンH-25を開発した。その特徴は

- (1) 信頼性の高いヘビーデューティ形ガスタービンである。
- (2) シンプルサイクルにおいて、32%(LHV)を超える高い熱効率を有する。
- (3) 排気温度が高いことから、排熱回収ボイラとの組合せにより、複合発電プラントとして高い熱効率を得ることができる。
- (4) 広範囲な燃料(天然ガス、LPG、軽油、重油等)に対応が可能である。
- (5) デジタル制御盤により完全自動化し、運転が容易である。
- (6) ガスタービン、補機が一つのベース上に設置されるパッケージタイプであり、据付が容易である。

今後、関係各位の御協力により、本ガスタービンをより信頼性が高く、より高性能な製品として育て、産業界の省エネルギーに寄与したいと念願している。

#### 参考文献

- 1) 寺西、漆谷、日本ガスタービン学会誌、16-64、(1989)、105
- 2) R. FURUKAWAZONO et al., ASME Paper 89-GT-26 (1989)
- 3) K. Kawaike et al., ASME Paper 84-GT-89 (1984)
- 4) Y. Kashiwabara et al., ASME Paper 86-GT-85 (1986)
- 5) M. Shizuya et al., Proc. 1987 Tokyo IGTC III pp 159-166, 87-TOKYO-IGTCD-65
- 6) Y. Fukui et al., Metallurgical Transactions, 12A, (1981), 1033
- 7) Y. Kojima et al., 表面技術, 39-7, (1988), 382
- 8) M. Siga et al., 日本鉄鋼協会 第117回春期講演会, 2-3, (1989), 769

・野村雅宜， 川越陽一 (船舶技研)

1. まえがき

従来、燃料電池は宇宙船用電源等の特殊目的にしか使用されていなかったが、優れた省エネ性と環境保全性から、最近では陸上用パワープラントとしての開発が盛んに行われるようになった。現時点における開発の中心はリン酸型および熔融炭酸塩型燃料電池である。これらのほかに、次世代燃料電池と目されているものにジルコニア固体電解質からなる高温燃料電池がある。この燃料電池については材料が比較的豊富であること、高価な触媒を使用しなくとも電池反応が進むこと、化石燃料の使用が可能であること等の理由で、目下のところ実験室規模の研究が行われている段階である。この燃料電池は作動温度が非常に高いため、実用化に際しては、排気エネルギーの回収を行う必要がある。そこで、この研究ではジルコニア固体電解質からなる高温燃料電池と1/LP/E型ガスタービンとの想定複合サイクルについて性能計算を行い、ガスタービンの具備すべき条件を調べてみた。

2. 想定サイクル及び性能計算法の概略

本報告では図-1に示すような複合サイクルを考える。空気は 15°C, 1 気圧でフィルターに流入し、圧縮機で昇圧、熱交換器で加熱されたのち燃料電池に至る。水素も同様に大気条件下でフィルターに入り、水素圧縮機で昇圧されて燃料電池に至る。燃料電池では当量比 1 の電池反応を起こさせるように過剰燃料流量を与える。従って、ここでは、燃料電池における水素流量を  $f$ 、燃料利用率を  $e$  ( $< 1$ , 本計算では 0.85 と仮定) とすれば、 $ef$  が燃料電池内で当量比反応を起こす。燃料電池を通過した過剰水素  $(1-e)f$  と空気は燃料電池の熱損失分だけすでに高温度になっているが、燃焼器で燃焼してさらに高温度のガスとなり燃料電池に入る空気を加熱する。次いで、タービンにおいて膨張し、熱交換器を通り大気に放出される。

燃料電池としては図-2に示すようなセル構造のモデルを想定した。固体電解質とし

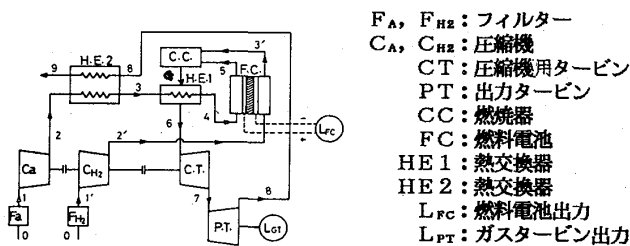


図-1. 想定複合サイクル

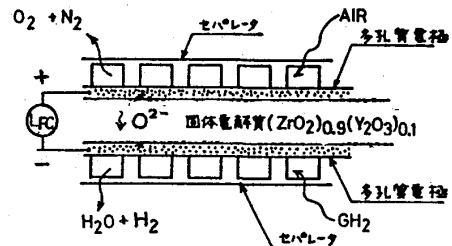
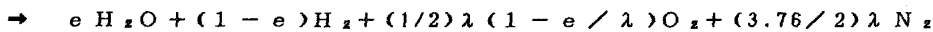


図-2. 燃料電池のセル構造

ては安定化ジルコニア  $(ZrO_2)_{0.9}(Y_2O_3)_{0.1}$  の薄板 ( $w = 0.005\text{cm}$ ) を多孔性電極で挟んだものを考える。このようなセルを多層に重ね合わせてセルスタックとする。電解質は常温付近でイオン導電率が非常に低いため、出来るだけ高温  $T_{FC}$  で作動させる必要がある。  $T_{FC}$  が高温になると酸化物イオン  $O^{2-}$  の導電性が現われ、燃料極 (-極) 側に  $H_2O$  を発生する。本計算では  $T_{FC}$  を  $1000^\circ\text{C}$  に保持するようにした。熱交換器 HE1 は熱交換器 HE2 の出口温度  $T_3$  が極端に低い場合、  $T_{FC}$  の低下を防止するのに役立つが、  $T_3$  が高くなると水素ガス及び空気で電解質を冷却することが不可能となり  $T_{FC}$  を過熱側に押し上げることになる。本計算ではこのような状態を作動不可能範囲とした。

サイクルに供給される水素  $1\text{mol}$  の反応について考えると、空気過剰率を  $\lambda$  とすれば  $H_2 + \lambda(1/2)(O_2 + 3.76N_2)$  が燃料電池に入る。燃料電池では前述のように流量  $e \cdot f$  の水素が当量比反応を起こすから、燃料電池出口では次のような組成になる；



燃焼器出口では



サイクルの各段における状態量はこれらの成分比を考慮して求めた。

計算では空気過剰率  $\lambda$  を 1, 2, 4, 6, 8 の 5 種類変化させた。燃料電池の性能計算式の要約を以下に示す。

$$\text{可逆電位差} \quad V_r = -4.187 \Delta G / nF \quad (1)$$

$$\text{ギブスの自由エネルギー} \quad \Delta G = \Delta H - T \Delta S \quad (2)$$

陽陰両極の活性化過電圧  $V_{act}$ , 濃度過電圧  $V_{conc}$ , 抵抗過電圧  $V_{ohm}$  は次式から求めた。

$$V_{act} = (0.21 + 0.043 \log i) T / 1283 \quad (3)$$

$$V_{conc} = -(RT / nF) \log(1 - (i / i_L)) \quad (4)$$

$$V_{ohm} = i \cdot w \cdot R_i \quad (5)$$

$$R_i = \exp(9.51(1000/T) - 5.135) \quad (6)$$

ここで、  $i$  ; 電流密度,  $i_L$  ; 限界電流密度, 本計算では  $i_L = 1$  と仮定した。(5)式は文献<sup>(1)</sup>の実験データから推定した。電流  $i$  が流れている場合の起電力損失  $V_{loss}$  は次式で与えられる；

$$V_{loss} = 2(V_{act} + V_{conc}) + V_{ohm} \quad (7)$$

(7)式から総過電圧  $V_{loss}$  を求めると、単位面積当たり電流  $i$  が流れている場合の燃料電池の出力密度  $L_{FC}$ , エネルギー損失(放熱量)  $Q_{FC}$ , エネルギー変換効率  $\eta_{FC}$  はそれぞれ(8),(9),(10)式により求めることが出来る；

$$L_{FC} = i(V_r - V_{loss}) \quad (8)$$

$$Q_{FC} = i [(-4.187T \Delta S / nF) + V_{loss}] \quad (9)$$

$$\eta_{FC} = (nFV / 4.187) / (-\Delta H) \quad (10)$$

ここで  $n=2$ ,  $F=96500\text{C/mol}$ ,  $\Delta H$ ; 水素  $1\text{mol}$  の反応熱,  $\Delta S$ ;  $\text{J/mol}^\circ\text{C}$ ,  $T$ ; 作動温度である。セルは電極の外側を流れる空気と水素によって対流伝熱で冷却される。このとき

の単位時間，単位面積あたりの伝熱量は，それぞれの電極面において次式で表わされる。

$$Q_{FC,A} = \alpha_A (T_w - T_g)_A \quad (11), \quad Q_{FC,H_2} = \alpha_{H_2} (T_w - T_g)_{H_2} \quad (12)$$

$$\text{ここで } Q_{FC} = Q_{FC,A} + Q_{FC,H_2} \quad (13)$$

平均熱伝達率  $\alpha$  は空気及び水素側の流路の形状を設計していないため，物質移動に関する Reynolds 流モデル<sup>(2)</sup>から推定する。すなわち，図-3 に示したモデルにおいて電極面近傍で検査面を考えると，検査面に電極面から流入する物質の単位時間，単位面積あたり移動量  $\dot{m}''$  は Reynolds Flux  $g = \alpha / C_p$  ( $C_p$ : ガスの比熱) と推進力  $B$  を用いることによって次式で与えられる；

$$\dot{m}'' = g \cdot B \quad \therefore \alpha = (\dot{m}'' / B) C_p \quad (14)$$

$$\text{ここで } B = (m_{j,G} - m_{j,S}) / (m_{j,S} - m_{j,T}) \quad (15)$$

$m_{j,k}$ : 状態  $k$  における当該単体ガスの質量分率，  
例えば空気中の酸素では  $m_{O_2,G} = 0.232$ 。燃料電池が電流密度  $i$  A/cm<sup>2</sup> で作動しているとき，電極面に拡散移動する水素量は  $\dot{m}''_{H_2,T} = i / n F \text{ mol/cm}^2 \cdot \text{s} = 0.3764 i \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 。この水素と酸素が当量比 1 の反応を起こし  $\dot{m}''_{H_2O,T} = 9 \dot{m}''_{H_2,T}$  の水蒸気を生成する。この水蒸気量は電極面から検査面に流入する。主流 (G 状態) 中の水素流量は燃料利用率  $e = 0.85$  を考慮すると  $\dot{m}''_{H_2,G} = \dot{m}''_{H_2,T} / e$

$= 0.4428 i \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$  となる。水素極側の入口における主流の水素質分率は  $m_{H_2,G} = 1$  であるが，出口では過剰水素と生成水蒸気の混合ガスになるので，これらの算術平均値をとって  $m_{H_2,G} = 0.5096$ 。S 面の水素の質量分率は  $m_{H_2,S} = 0.01923$ 。水素が電極に検査面から流出し水蒸気が流入するから，移動物質の相対的な流入量  $\dot{m}''$  を考えると  $m_{H_2,T} = -0.3321$ ，従って  $B_{H_2} = 1.396$  となり (14) 式から水素極側の熱伝達率  $\alpha_{H_2}$  が推定出来る。空気側では  $\dot{m}''_{A,G} = 34.3 \lambda \cdot \dot{m}''_{H_2,G}$ ，電極に拡散移動する酸素量は  $\dot{m}''_{O_2,T} = 8 \dot{m}''_{H_2,T}$ ，これらを考慮すると，水素側と同様な方法により空気側の熱伝達率  $\alpha_A$  が推定出来る。本計算では電解質，電極いずれも一定温度  $T_{FC}$  で作動すると仮定した。従って，式 (11)，(12) の電極表面温度  $T_w = T_{FC} = 1000^\circ \text{C}$ 。また， $T_g$  についてはそれぞれのガスの出入口における算術平均値を使用し，ガスの出口温度は  $T_w$  に等しいとした。水素圧縮機の出口温度  $T_2$  はガスタービンの圧縮比  $R_c$  を与えれば求められるから (13) 式の関係より  $Q_{FC,H_2}$  が計算できる。また，(9) 式で  $Q_{FC}$  が別途与えられているので，(11) 式を用いて燃料電池の入口空気温度  $T_4$  が求められる。燃料電池のセル面積  $1 \text{ m}^2$  を基準にしたガスタービンの性能計算は図-1 の各点でのエンタルピー  $h$  を用いて次式から求めた。

$$\text{空気圧縮機入力；} \quad L_{CA} = \dot{m}''_{A,G} (h_2 - h_1)_A \quad (16)$$

$$\text{水素圧縮機入力；} \quad L_{CH_2} = \dot{m}''_{H_2,G} (h_2 - h_1)_{H_2} \quad (17)$$

$$\text{圧縮機用タービン出力；} \quad L_{CT} = (\dot{m}''_{A,G} + \dot{m}''_{H_2,G}) \times (h_6 - h_7) \quad (18)$$

$$\text{出力タービン出力；} \quad L_{PT} = (\dot{m}''_{A,G} + \dot{m}''_{H_2,G}) \times (h_7 - h_8) \quad (19)$$

$$\text{ガスタービンの入力エネルギー；} \quad Q_{GT} = Q_{FC} + Q_{CC} \quad (20)$$

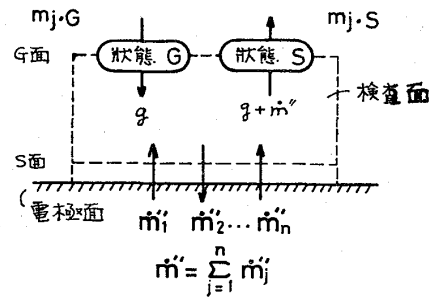


図-3. Reynolds流モデル

燃焼器の熱発生量；  $Q_{cc} = (1 - e) \dot{m}_{H_2, g} (-\Delta H / 2.016)$  (21)

ガスタービンの  $-\Delta H$  に対する熱効率  $\eta_{GT}$  ならびにサイクル全体の熱効率  $\eta_{total}$  は (22), (23)式より求めた；

$\eta_{GT} = L_{PT} / (-\Delta H / 2.016) \dot{m}_{H_2, g}$  (22),  $\eta_{total} = \eta_{FC} + \eta_{GT}$  (23)

計算に用いたその他の諸数値は次の通りである： 圧縮機入口条件  $15^\circ C$ , 1気圧, 圧縮機効率  $\eta_{c, \Delta} = \eta_{c, H_2} = 0.85$ , タービン効率  $\eta_{ct} = \eta_{pt} = 0.9$ , 機械効率  $\eta_m = 0.98$ , フィルター圧力損失 0.015, 熱交換器の圧力損失 0.02(空気側), 0.05(ガス側), 燃料電池の圧力損失 0.05, 燃焼器及び空気加熱器圧力損失 0.05, 熱交換器の温度効率 0.9.

3. 計算結果及び考察

燃料電池本体の性能を図 - 4 および 5 に示した。ガスタービンの圧力比を  $R_c = 2$  に固定して電流密度  $i$  を増加すると電圧  $V$ , 効率  $\eta_{FC}$  が低下し放熱量  $Q_{FC}$  は増加することがわかる。 $R_c$  を固定したため燃料電池の出入口における温度差  $T_1 - T_4$  は一定となるから, この値を保持するには, かなり大きな空気過剰率  $\lambda$  を与えなければならないことも図-4 から明らかである。出力  $L_{FC}$  にはピーク値が存在する。

図 - 5 の場合, 全体の傾向は  $R_c = 2$  のときと類似であるがタービンの膨張比が大となった影響で  $T_4$  が低下するため  $\lambda$  は相対的に少なくなる。 $L_{FC}$  のピーク値が  $R_c = 2$  のときよりわずかに高くなっているが, これは圧力の増加によってエントロピーが減少し, ギブスの自由エネルギーが増加したことによる。

図 - 6 に  $R_c = 8, \lambda = 6$  の場合の計算結果を示した。この結果は図 - 5 において  $\lambda$  を出力最大の位置における値に等しくして作動させた場合に相当する。図-6の結果によると, 作動可能な  $i$  は  $0.72 A/cm^2$  まで採れることがわかる。サイクル全体の熱効率は約 0.66 の高い値を保持していることも明らかである。燃料電池の熱効率  $\eta_{FC}$  が  $i$  の低い範囲で

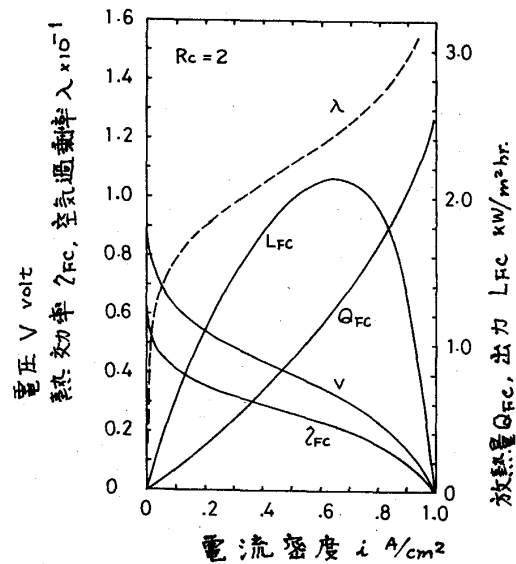


図 - 4. 燃料電池の性能 ( $R_c = 2$ )

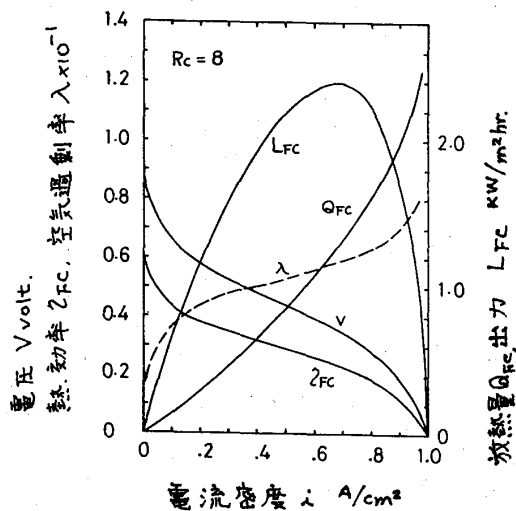


図 - 5. 燃料電池の性能 ( $R_c = 8$ )

急激に低下しているが、これは主として活性化過電圧の影響である。燃料電池の出力は  $i = 0.66 \text{ A/cm}^2$  でピーク値  $L_{FC} = 2.4 \text{ kW/m}^2\text{hr}$  に達し、この  $i$  以上では低下するが、ガスタービンの出力は  $i$  の増加に伴って急激に増加してゆくことがわかる。

図 - 7 に総熱効率  $\eta_{total}$ 、本サイクルの総出力  $L_{total}$  及び作動可能電流領域とガスタービンの圧力比  $R_c$  の関係を示した。本計算では燃料電池の温度  $T_{FC} = 1000^\circ\text{C}$  一定の条件で計算を行っている。従って、 $R_c$  が低い領域ではタービン段における作動ガスの膨張仕事は十分に取れず、排気温度  $T_e$  が高くなる。結果として熱交換器 HE1 の入口温度  $T_3$  が上昇し、 $T_3$  は燃料電池の冷却に必要な温度に近づく。 $R_c$  が高い領域では燃料電池の最大出力時における電流値以上で作動させる必要がない。この様な状態に達したときの電流密度を冷却不可能となる限界電流値及び最大出力の得られる電流値として示した。総出力  $L_{total}$  は  $R_c = 7.4$  以上になると減少の傾向を示していることがわかる。 $\eta_{total}$  は  $R_c$  の増加とともに減少するが計算の範囲では  $0.55$  以上の値となった。

#### 4. 結論

固体酸化物高温燃料電池と I/LP/E 型ガスタービンの複合サイクル機関において、燃料電池に過剰水素と空気を与え、余剰分の燃焼熱で燃料電池に入る空気を加熱するサイクルの性能を計算した結果、以下の結論が得られた。

- 1) 電流密度を増加させると、燃料電池の放熱量が大きくなるため、燃料電池の温度を一定に保持するには空気過剰率を大幅に増減できるような圧縮機が必要である。
- 2) 空気過剰率一定の条件下では、圧力比を増加させると取れる電流密度は高くなる。しかし限界値があり、この限界圧力比以上で作動させても総熱効率、総出力は増加しない。

#### 5. 参考文献

- (1) Bockris, J.O., et al., "Fuel Cell", McGraw Hill, (1969).
- (2) Spalding, D.B., "Convective Mass Transfer", McGraw Hill, (1963).

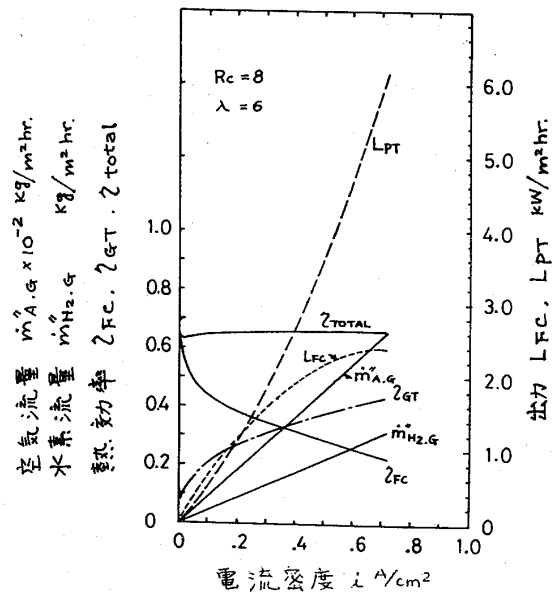


図 - 6.  $R_c = 8, \lambda = 6$  におけるサイクル全体性能

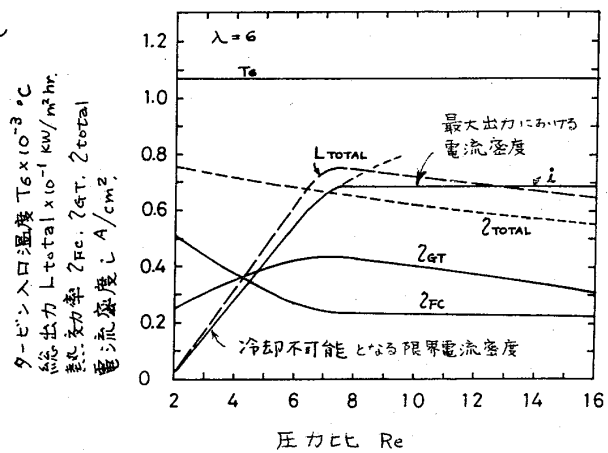


図 - 7. 圧力比と全体性能の関係



翼端間隙を有する振動翼列の非定常空力特性

(理論解析、定常負荷がある場合)

\* 渡辺 紀徳 (東京農工大学)  
梶 昭次郎 (東京大学)

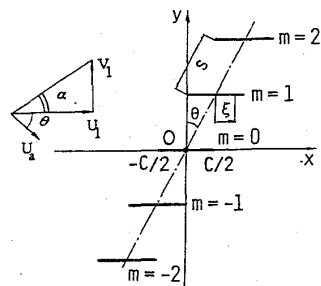
1. 緒言

翼端間隙を有する振動翼列の非定常空力特性を、三次元的に把握するための基礎研究として、これまで、振動する直線平板翼列に働く非定常空気を実験的に調べ<sup>(1)</sup>、また、翼に定常負荷が働かない場合について理論的に解析し<sup>(2)</sup>、実験結果と比較検討して来た。解析手法としては、ポテンシャル理論に基づく渦格子法を用いた。その結果、翼端間隙が大きい場合については計算で求めた空力減衰力が実験結果とよく一致すること、間隙が小さい場合には翼端の境界条件に工夫が必要なこと等が分かった。

本報告では文献(2)で提示した解析手法を、翼列翼に定常負荷がかかる場合に拡張し、翼端間隙を有する翼列の非定常空力特性を理論解析する。実験結果からは、定常負荷がある場合、非定常空気力分布に対する翼端間隙の影響は打ち消される傾向にあり、間隙によって減少する空力減衰力が回復することなどが分かっている。また、定常負荷がかかる場合に生じ得る翼列フラッタが翼端間隙によってどのような影響を受けるかも明らかにする。

定常負荷が働く場合、翼端からは翼端渦が放出される。本解析法ではこの翼端渦の経路を理論的に求めることができない。そのため、

ここではこの経路を実験結果<sup>(3)</sup>を援用することによって決定した。



2. 理論

2.1 モデル

図1に示すように、非圧縮非粘性ポテンシャル流におかれた無限平板翼列を考える。  $z = h_T$  の翼端と  $z = h$  の壁との間にすき間  $\delta$  がある。  $U_1$ 、  $V_1$  はそれぞれ無限上流の  $x$  方向および  $y$  方向速度、  $U_0$  は軸流速度、  $\alpha$  は迎角である。定常負荷が働く場合、翼列の各翼面上には図1に示すような  $z$  方向に軸を持つ定常束縛渦  $\Gamma_z$  が存在し、また、下流の

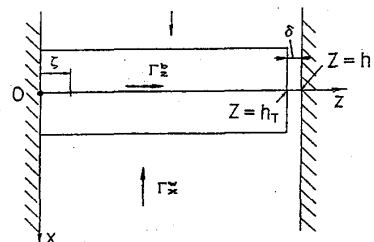


図1 翼列モデルと定常渦

場には x 方向に軸を持つ定常渦  $\Gamma_z^w$  が存在する。翼はその平均位置まわりに角振動数  $\omega$ 、隣接翼間位相差  $\tau$  で微小な調和振動を行っている。この振動は定常渦の変位として捉えられ、これによって場には非定常渦が誘起される。更に、定常負荷とは無関係に翼振動により誘起される非定常渦があり、これら3種類の渦が定常流れ場および1次微小擾乱の流れ場を支配している。なお、非定常渦は翼面上にあって z 方向に軸を持つ束縛渦 ( $\Gamma_z^b$ )、x 方向に軸を持つ渦 ( $\Gamma_x^b$ )、翼列下流にあって z 方向に軸を持つ渦 ( $\Gamma_z^w$ )、x 方向に軸を持つ渦 ( $\Gamma_x^w$ ) からなっている。

定常負荷があると、翼から翼端渦が放出される。この渦の軌跡は翼弦に沿わず、本理論では定まらない。そこで、ここでは実験結果を援用してこの軌跡を定める。図2に示すように、翼端渦は翼端の前縁 L から角度  $\beta$  で翼を離れ、点 A ( $\xi_A, \Delta$ ) まで直線上を進む。点 A で一様流の方向に折れ曲がり、以後は無限下流までこの方向に延びる軌跡を描く。

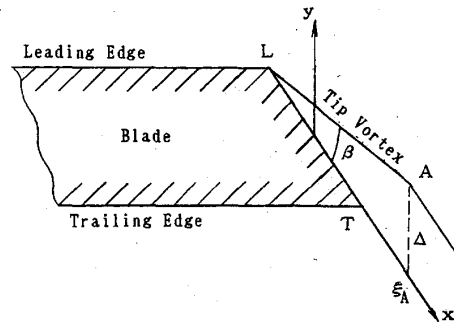


図2 翼端渦の経路

$x = \xi_A$  は5孔ピトー管で翼端渦の速度ベクトル分布を測定した位置であり、 $\xi_A = 5c/6$  である ( $c$ :翼弦長、60mm)。 $\Delta$  は実験から分かっている値を用いる。 $\alpha = 5^\circ$  のときは実験した範囲で翼端渦が観測された2mm~5mmの  $\delta$  についてほぼ2.5mm、 $\alpha = 6^\circ$  のときは約5mmである。翼端渦経路の z 座標は翼端 L T と等しく取っており、翼によって転向する流れと、間隙を漏れる流れとの境界面に翼端渦が位置している。翼端から放出される定常渦も非定常渦も共にこの軌跡に沿って流れると考える。また、放出される渦の強さは束縛渦の翼端における大きさと等しいとする。

## 2.2 計算の手順

場に存在する定常渦  $\Gamma$ 、定常渦の変位にもなつて生じる非定常渦  $\Gamma_K$ 、翼振動により誘起される非定常渦  $\gamma_a$  は、それぞれが翼面上に誘起する y 方向速度をビオ・サバールの法則から算出し、翼面の定常および非定常不浸透条件を課すことによって得られる積分方程式から求められる。この際、未知の渦度は翼面上の束縛渦 ( $\Gamma_{z0}^b$ 、 $\Gamma_{z\kappa}^b$ 、 $\Gamma_{x\kappa}^b$ ) のもののみに行うことができる。

翼幅方向位置 z における無次元非定常空気力係数は、次のように算出される。

$$C_F(z) = \frac{F(z)}{\rho c U_0} = \int_{-\frac{c}{2}}^{\frac{c}{2}} [ -r_{z\alpha}^b + \kappa ( -r_{z\kappa}^b - u_0 (r_{z\alpha}^b + \epsilon_\alpha) + u_\alpha \Gamma_{z0}^b ) + \kappa^2 ( -u_0 (r_{z\kappa}^b + \epsilon_\kappa) + u_\kappa \Gamma_{z0}^b ) ] dx$$

ここで  $u_0$ 、 $u_\kappa$ 、 $u_\alpha$  は各々  $\Gamma_{z0}^b$ 、 $\Gamma_{z\kappa}^b$ 、 $\Gamma_{x\kappa}^b$  によって誘起される x 方向速度、 $\epsilon_\alpha$ 、

$\epsilon_k$  は翼面上を翼に沿って下流に流れる自由渦であり、いずれも算出した束縛渦から求められる。 $\kappa$  は定常負荷の大きさを表すパラメータである。無次元空気力係数  $C_F(z)$  は実部  $C_r$ 、虚部  $C_i$  に分けて表示する。 $C_r$  は翼の振動速度と同位相の成分で、空力励振力を表す。 $C_i$  は  $C_r$  より  $90^\circ$  位相の進んだ成分である。

### 3. 計算方法

各渦を求める積分方程式を解くには、渦格子法を用いる。翼面の格子分割の様子と各格子における束縛渦の位置、境界条件を満足させる標点の位置を図3に示す。翼端渦を扱うため、翼端には幅の狭い格子を1列設けている。

各格子の束縛渦を  $\zeta$  の2次関数で近似する。第  $(i, j)$  要素の定常渦を一例として示すと、

$$\Gamma_{z_{01j}}^b(\zeta) = \Gamma_{i,j} + \Gamma'_{i,j}(\zeta - \zeta_j^*) + \frac{1}{2}\Gamma''_{i,j}(\zeta - \zeta_j^*)^2$$

となる。ここで、

$$\zeta_j^* = (\zeta_j + \zeta_{j+1})/2$$

である。ただし、翼端の格子についてはこれを1次

関数で近似した。図4に離散化した翼端渦のモデルを示す。翼端における各束縛渦の位置から放出された渦は先に設定した翼端渦経路に次々に加わって行く。翼端から離れて行く角度は翼列の作動条件、翼端間隙の大きさ、翼型等に支配されると思われるが、計算では  $45^\circ$  と仮定した。

用いる境界条件は翼面における不浸透条件の他、次のようなものである。

- (1) 各格子の  $z$  方向境界で渦度が連続。
- (2) 同様に渦度の  $z$  方向1階微分が連続。
- (3) 翼根(壁面)で渦度の  $z$  方向1階微分が零(壁の不浸透条件)。

以上の条件で閉じた連立方程式系が得られる。

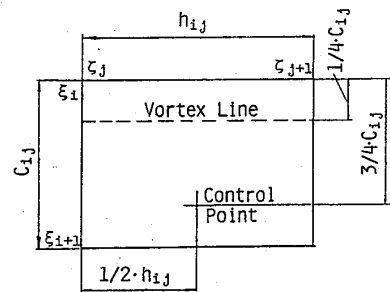
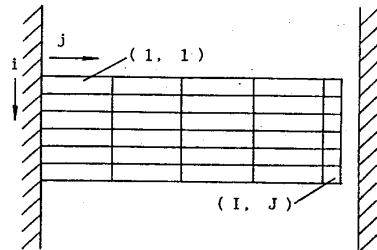


図3 渦格子

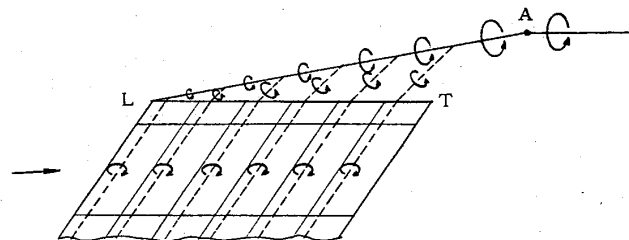


図4 翼端渦の離散化モデル

格子分割数は翼弦方向に6、翼幅方向に5である。翼弦方向は等間隔に分割し、翼幅方向には翼端の格子幅を0.055hとし、残りを等間隔に4分割した。

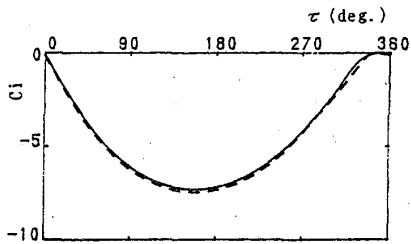
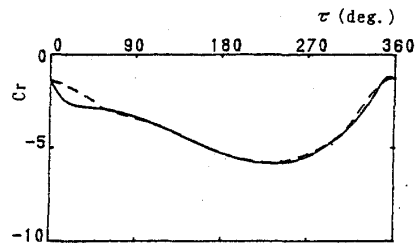
#### 4. 結果および考察

##### 4.1 予備計算

はじめに2次元の場合について予備計算を行い、結果をWhiteheadの計算結果<sup>(4)</sup>と比較した。図5は非定常空気力係数の実部  $C_r$  と虚部  $C_i$  を隣接翼間位相差  $\tau$  に対してプロットしたものである。両者の結果はほとんど一致する。わずかにずれが生じているのはWhiteheadの計算したケースが少ないためと思われる。

##### 4.2 実験結果<sup>(2)</sup>との比較

実験と同じ  $\alpha = 5^\circ$ 、無次元振動数  $k = 0.27$  (翼弦長、軸流速度基準) という条件で  $\delta = 0$  (二次元) および  $5\text{mm}$  の計算を行い、結果を比較した。翼列はソリディティ1、食い違い角  $45^\circ$  の圧縮機翼列、翼弦長は  $60\text{mm}$ 、翼幅は翼端間隙を含めて  $180\text{mm}$  である。計算結果を図6に、また、対応する実験結果を図7に示す。各図は  $C_r$  と  $C_i$  の翼幅方向分布を示している。 $\tau$  をパラメータに取っている。定常負荷が無い場合の解析<sup>(1)</sup>と同様に、 $\tau = 0^\circ$  では  $\delta$  による空気力の差が小さく、



----- Whitehead

図5 非定常空気力 (既存結果<sup>(4)</sup>との比較)  
(二次元、 $\alpha = 20.48^\circ$ 、 $k = 0.2$ 、 $s/c = 1$ 、 $\theta = 45^\circ$ )

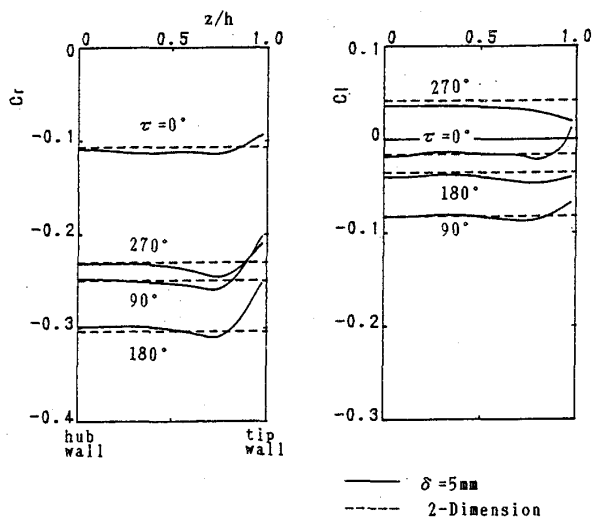


図6 非定常空気力翼幅方向分布  
( $\alpha = 5^\circ$ 、 $k = 0.27$ 、 $s/c = 1$ 、 $\theta = 45^\circ$ )

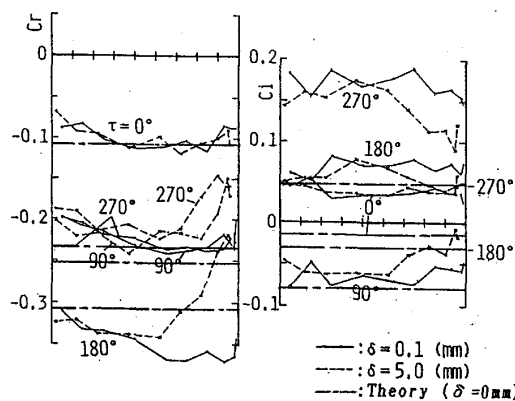


図7 非定常空気力翼幅方向分布 (実験および理論)  
(図6と同じ条件)

$C_r$  は  $\tau = 180^\circ$ 、 $C_i$  は  $270^\circ$  で  $\delta$  による差が大きい。また、定常負荷によって  $\delta$  による空気力の変化が抑制される効果も現れている。したがって、計算結果は定性的には実験結果とよく合っていると云える。

図7には  $\delta = 0\text{mm}$  の計算結果を実験結果と共に示してある。一点鎖線で示した計算結果を実線の実験結果 ( $\delta = 0.1\text{mm}$ ) と比較すると、 $C_r$  は両者でほぼ一致しているが、 $C_i$  は値がかなり異なっている。これも定常負荷が無い場合と同じ傾向である。

以上、実験値と理論値を比較した結果、定常負荷が無い場合と同様、空力減衰力はよく一致するが、これより位相が  $90^\circ$  進んだ成分はあまり合わないことが分かった。

#### 4.3 翼列フラッタに及ぼす翼端間隙の影響

定常負荷がかかる翼列では、無次元振動数の小さい範囲で振動が不安定となる可能性がある。図8は二次元の場合について、無次元振動数  $k$  が 0.01 および 0.02 のときの  $C_r$  を、隣接翼間位相差に対してプロットしたものである。  $k = 0.01$  のとき、約  $25^\circ$  から  $125^\circ$  の範囲の  $\tau$  で振動が不安定になることが分かる。

図9では、二次元の場合と  $\delta$  が  $5\text{mm}$  の場合について、図8と同じような  $C_r$  の計算結果を比較した。  $k = 0.014$  の場合は、振動が不安定になる  $\tau$  の範囲が、 $\delta = 5\text{mm}$  の方がかなり狭くなっている。また、 $k = 0.015$  のときは  $\delta = 5\text{mm}$  の場合、 $C_r$  は常に安定側にあるのに対し、二次元の場合には不安定な  $\tau$  の範囲がある。これらのことは、翼端間隙があると、翼振動が安定化されるということを示唆している。

そこで、この翼列のフラッタ限界が、翼端間隙によってどの様に変化するかを調べてみた。結果を図10に示す。図はフラッタ限界無次元振動数  $k_{or}$  と、それを与える隣接翼間位相差  $\tau_{or}$  とを、翼端間隙に対して示している。翼端間隙の増加につれて振動は安定化され、フラッタ限界振動数が低く抑えられることが分かる。このように翼端間隙に基づく翼端流れは翼

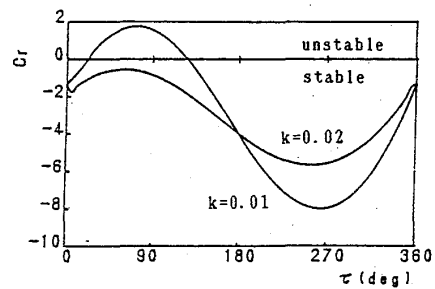


図8  $C_r$  の翼間位相差による変化 (二次元、 $\alpha = 5^\circ$ )

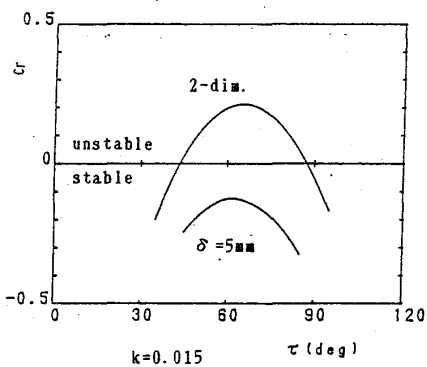
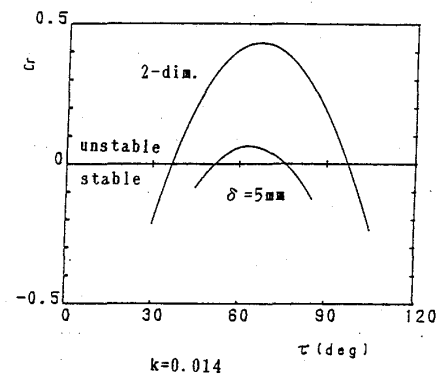


図9  $C_r$  の翼間位相差による変化 (二次元および  $\delta = 5\text{mm}$ 、 $\alpha = 5^\circ$ )

振動に対して減衰力を与えることが分かった。

定常負荷が働かない場合の実験及び理論解析の結果では、翼端間隙が増加すると空力減衰力が減少したが、実験結果から定常負荷が働く場合、このような間隙による空力の変化はかなり抑制され、空力減衰力が回復することが分かっていた。本解析結果は、この傾向が振動の不安定限界付近で更に顕著になることを示している。また、翼端間隙の増加による翼振動の安定化は、文献(5)においても実験的に示唆されている。

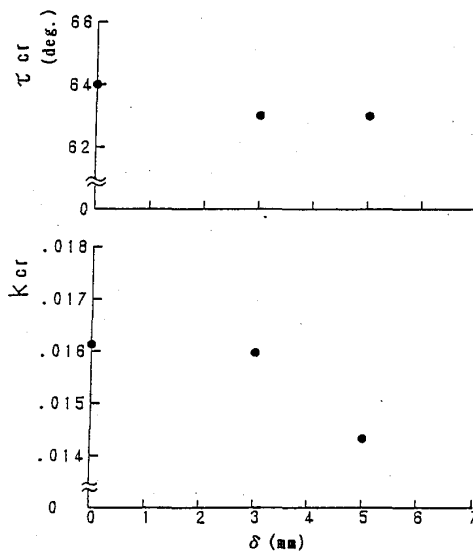


図10 フラッタ限界の翼端間隙による変化 ( $\alpha = 5^\circ$ )

図11にはフラッタ限界振動数近傍における、空気力係数の翼幅方向分布を $\delta = 5\text{mm}$ について示す。振動の安定・不安定が入れ替わるにも関わらず、空気力分布は $k$ の変化にとりなって平行移動するような変化の形態を示す。また、振動が不安定化する場合には、翼端側が先に不安定となることが分かる。これらの傾向は、図12の $\delta = 3\text{mm}$ の場合にも同様に見られる。

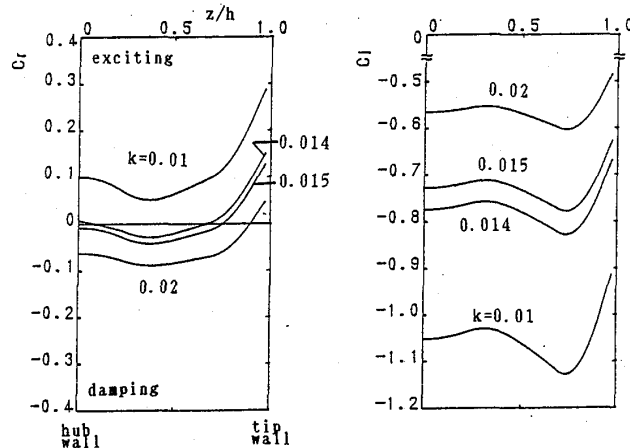


図11 非定常空気力翼幅方向分布 (フラッタ限界近傍) ( $\alpha = 5^\circ$ 、 $\delta = 5\text{mm}$ 、 $\tau = 63^\circ$ )

更に、迎角が変化したときフラッタ限界振動数がどう変わるかを調べた。図13は迎角 $\alpha$ が $5^\circ$ および $6^\circ$ のときの $k_{cr}$ と $\tau_{cr}$ を、二次元と $\delta = 5\text{mm}$ の場合とについて同時に示したものである。図から $\alpha$ が $6^\circ$ でも $5^\circ$ のときと同様、間隙があるとフラッタ限界振動数は低く抑えられることが分かる。また、図14に示した翼幅方向空気力分布も $\alpha = 5^\circ$

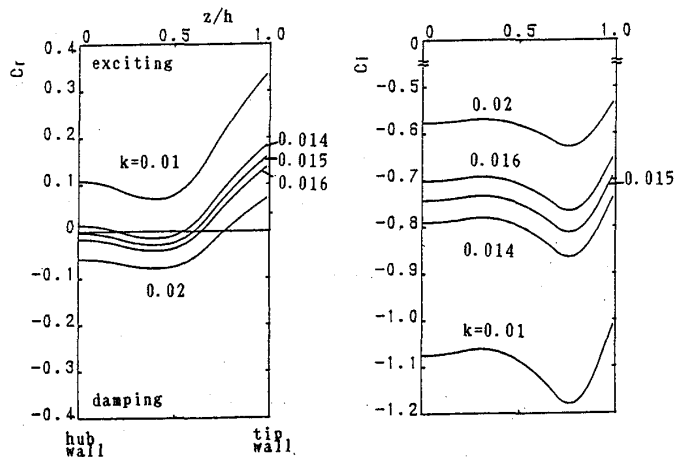


図12 非定常空気力翼幅方向分布 (フラッタ限界近傍) ( $\alpha = 5^\circ$ 、 $\delta = 3\text{mm}$ 、 $\tau = 63^\circ$ )

の場合と同じように、振動の安定、不安定に関わらず同様の分布形状を示し、また、不安定化する際は、翼端側から先に不安定になるという性質を持っている。

### 5. 結論

翼端間隙を有する振動翼列の非定常空力特性を理論的に解明するため、既報で提示した渦格子法に基づく解析手法を拡張し、翼に定常負荷が働く場合について、振動する直線平板翼列に働く空気力を調べた。解析モデルでは、翼端渦の軌跡を実験結果を援用して定めた。得られた主な結論は次のようにまとめられる。

(1) 定常負荷が無い場合と同様、ポテンシャル理論解析により、実験で得られた翼端間隙の非定常空気力分布に対する影響が、定性的によく表現される。

(2) 空力減衰力は、定量的にも理論と実験とでよく一致する。しかし空力減衰力より位相が $90^\circ$ 進んだ成分は合わない。これも定常負荷が働かない場合と同様である。

(3) 定常負荷が働く場合、翼列フラッタの限界振動数付近では、翼端間隙があると翼振動が安定化する。

(4) 翼振動が安定状態から不安定状態に移行するときには、翼端側が翼根側よりも先に不安定になる。

(5) そのとき、非定常空気力の翼幅方向分布は、振動の安定・不安定が入れ替わるにも関わらず、無次元振動数の変化にともなって、平行移動するような変化の形態を示す。

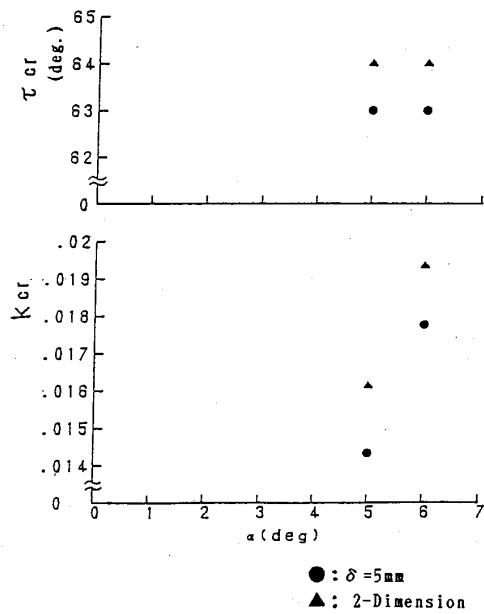


図13 フラッタ限界  
(二次元および $\delta = 5\text{mm}$ )

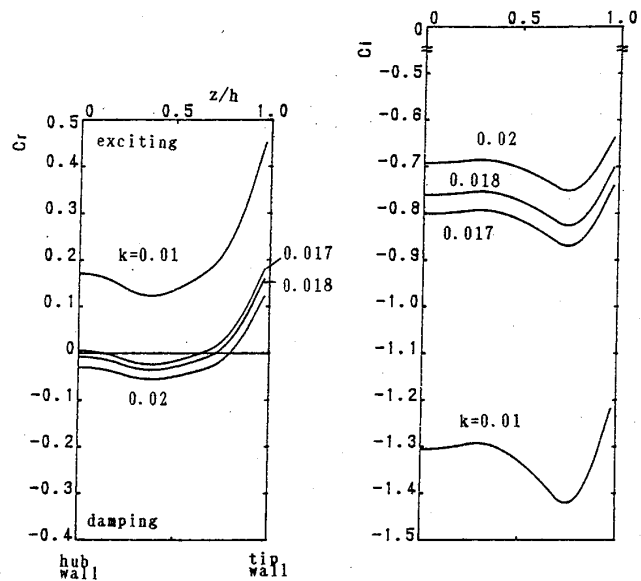


図14 非定常空気力翼幅方向分布 (フラッタ限界近傍)  
( $\alpha = 6^\circ$ ,  $\delta = 5\text{mm}$ ,  $\tau = 63^\circ$ )

文献

- (1) 渡辺・梶、機論、53-495、B(昭62)、3158.
- (2) 渡辺・梶、機論、54-499、B(昭63)、533.
- (3) 渡辺、学位論文、東京大学工学部航空学科、(昭61).
- (4) Whitehead, D. S., ARC R&M 3386, (1962).
- (5) Hu, Z. A. ほか3名, Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbo-machines and Propellers, Proceedings of the Fourth International Symposium Held in Aachen, (1987), 657.



## 前縁剥離を伴う翼列フラッタに及ぼす不均一効果に関する一実験

藤本一郎	(拓殖大学)
田中英穂	(東海大学)
*平野孝典	(拓殖大学)
石井進	(日本大学)

## I はじめに

一般に翼列フラッタの理論解析においては、簡略化の為に個々の翼が同一であり従って翼列全体が均一であるという仮定がなされてきた。しかし、環状翼列を用いた実験では、翼振動振幅や翼間位相差が均一のフラッタモードは観測されてはおらず(1)、実際の流体機械においても状況は同じであると考えられる。このような理論での仮定と実際の現象との相違は、例えば翼列を構成する個々の翼の固有振動数のばらつき等によるものと予想される。このばらつきを所謂ミチューニング問題として捉え、実際の流体機械の翼列モデルのフラッタ限界を求めた報告もある(2)~(4)。

著者らは、翼周りの流れが付着している場合について、上述の不均一翼列のフラッタ問題をフラッタ抑制の見地から積極的に捉えた解析を行っており、理論と実験の両面から隣接翼の固有振動数の僅かな違いがフラッタ速度のかなりの上昇をもたらすことを示した(5)。更に、二種類の固有振動数をもつ翼で構成される翼列に限定して、フラッタに及ぼす翼配列パターンの影響を詳細に調べ、二種類の翼を交互に配列した場合に最もフラッタが発生し難くなることを計算により示した(6)。しかし、以上は全て流れ場に剥離が存在しない場合の解析であり、翼周りの流れが剥離する場合については、現在迄のところフラッタ特性に及ぼすこのようなミチューニングの影響は明らかにされていない。

本報告に於いては前縁剥離を伴う流れを対象とし、前述の交互配列翼列のねじりフラッタ特性に及ぼす翼固有振動数の不均一化の影響を実験的に調べるため、付着迎角から完全剥離を呈する迎角までの範囲において、スプリングにより支持された翼で構成された直線翼列を用いた自由振動手法により解析を行っている。

## II 実験装置及び方法

図1に示す様に、乱れ強さ 0.2%の吹出し形低速風洞に直線翼列を設置した。直線翼列は図2の様に10枚の翼で構成される。供試翼として図3の様な、翼弦長50mm、翼幅 1

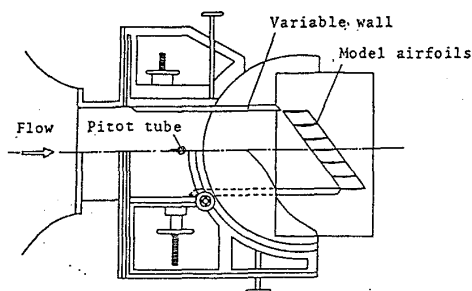


図1 吹出し風洞測定部

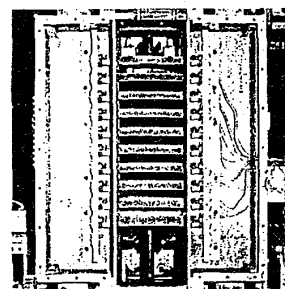


図2 直線翼列

80mm、アスペクト比 3.6、転向角 $16^\circ$  のアルミニウム製二重円弧翼を用いた。フラッタ発生時の状況を調べるために所謂自由振動手法を用いており、翼端自由支持機構を図4に示す。図の様に各翼はC形スプリングとベアリングにより支持され、任意の位置にねじり中心を設定できるが今回は翼弦中心回りの振動のみを対象とする。翼の振動変位はC形スプリングに貼付されたストレインゲージにより検出される。又、文献(6)によると二種類の固有振動数の翼を交互に配列する場合に最もフラッタが発生し難くなることが判っており、この為本実験においてもフラッタ抑制の見地から代表例として交互配列を選び、図5に示すような翼列構成とした。

先ず、全翼の固有振動数を $\omega_a = \omega_b = 30.2\text{Hz}$ と一定にした均一翼列の実験を行った。次に、一枚置きの $\omega_a$ のみを変化させて、固有振動数比 $\omega_a / \omega_b = 1.04, 1.10, 1.16$ の条件下で不均一翼列実験を行った。翼の固有振動数はC形スプリングを調整し変化させた。実験に際しては、全翼が静止している状態から徐々に風速を上げて、全翼が一斉に振動し始めるときをフラッタ発生点とする。その際の風速を無次元のフラッタ速度、即ち $FV = U / c \omega_b$ で整理する。この時、 $U, c, \omega_b$ はそれぞれ上流流速、翼弦長、基準翼固有振動数とする。

本実験条件は、くい違い角 $G = 0^\circ$ 、迎角 $\alpha = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ とする。タフト法を用いた流れの可視化によると、比較的low迎角の $\alpha = 0^\circ, 10^\circ$ では流れは翼面にほぼ付着しているのに対して、高迎角では翼背面上に流れの剥離が見られ、特に $\alpha = 30^\circ$ になると翼周りの流れは完全に前縁から剥離するようになる。又、レイノルズ数は、フラッタ発生時の流速を基準にすると $Re(=Uc/\nu) = 0.3 \times 10^5$ から $1.0 \times 10^5$ となる。

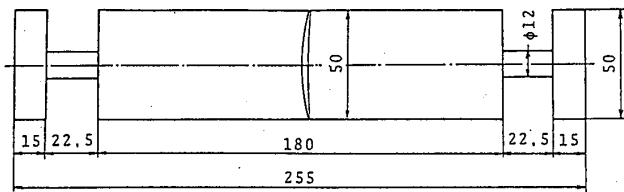


図3 供試翼

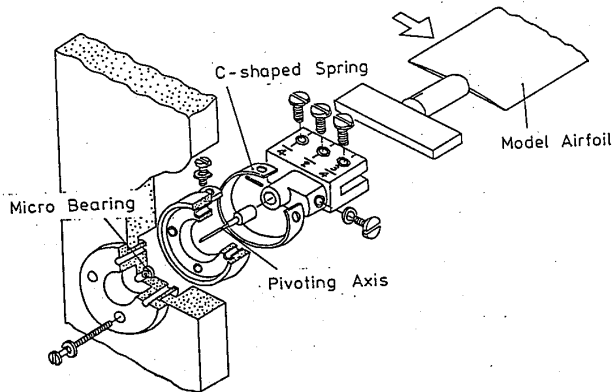


図4 自由振動翼支持機構

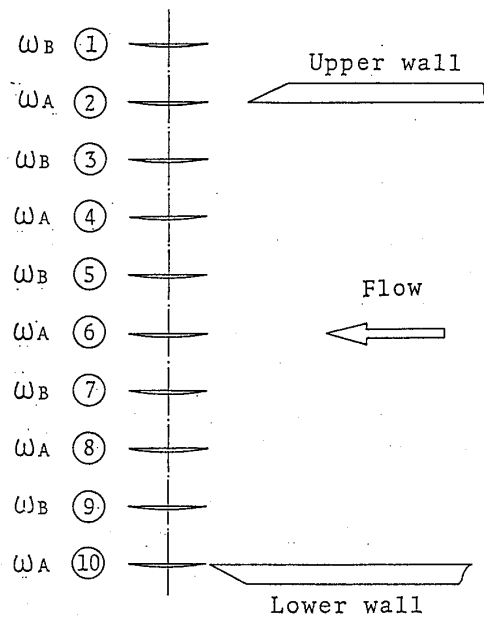


図5 翼配列(交互配列)

### Ⅲ 結果及び考察

#### Ⅲ・1 フラッタ発生時の翼振動

翼周りの流れが付着している迎え角  $\alpha = 0^\circ$  の場合について、フラッタ発生時の翼列中央付近の数枚の翼のねじり振動波形を図6.1 と6.2 に示す。図中左端にはその際の各翼の実際の振動数及び図5で設定した翼番号を記す。図6.1 は固有振動数比  $\omega_a / \omega_b = 1.0$  の均一翼列の結果を示しており、翼振動数は各翼とも固有振動数より低く且つ同一の振動数となっている。即ち、この場合固有振動数は前述の様に全て30.2Hzに設定されているが、翼振動数は全翼とも26.5Hzとなっている。又、各翼の振動波形は極めて正弦波的である。固有振動数比を増加させても、この様な状況は  $\omega_a / \omega_b = 1.10$  近く迄維持される。しかし、 $\omega_a / \omega_b = 1.16$  になると図6.2 の様に、A翼とB翼は全く異なる振動数でそれぞれ独立に振れることになる。更に、翼振動波形は隣接翼間の空力干渉により正弦波的ではなくなっている。

次に、翼周りの流れが剥離している  $\alpha = 30^\circ$  の場合に対して、フラッタ発生時の翼の振動波形を図7.1 と7.2 に示す。図7.1 は固有振動数比  $\omega_a / \omega_b = 1.0$  の均一翼列の結果を示しており、図6.1 の場合と同様に、各翼とも正弦波的に同一の振動数(29.6Hz)で振れている。しかし、固有振動数比が増加し  $\omega_a / \omega_b = 1.04$  近くになると、それぞれの翼は独立にほぼその翼の固有振動数で振れるようになる。更に固有振動数比を増加させてもこの様な翼振動の状態は続くが、図7.2 には図6.2 の迎え角  $\alpha = 0^\circ$  の場合との比較の為に、 $\omega_a / \omega_b = 1.16$  の結果を示す。前縁剥離時に於いては、迎え角  $\alpha = 0^\circ$  の場合とは異

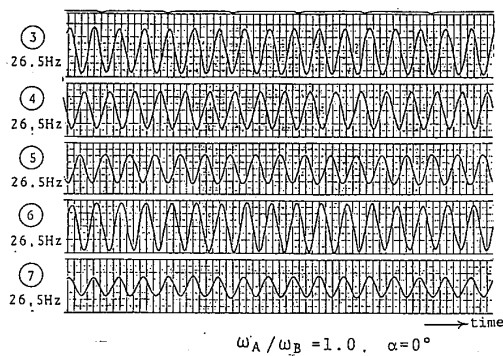


図 6.1 翼振動波形

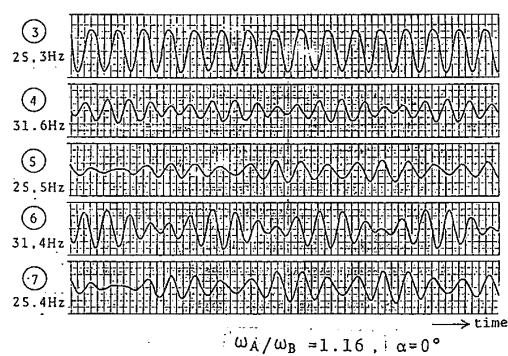


図 6.2 翼振動波形

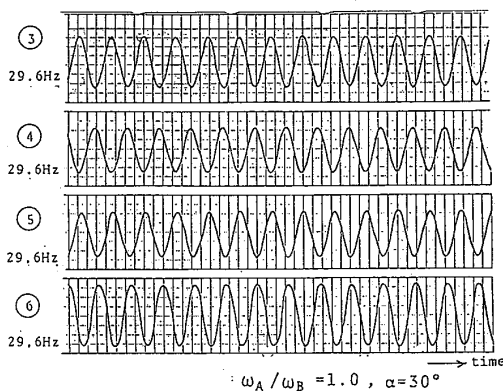


図 7.1 翼振動波形

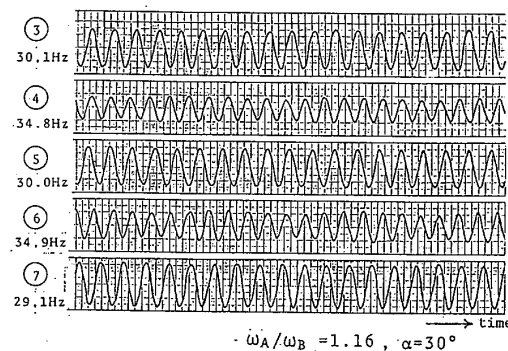


図 7.2 翼振動波形

なり、フラッタ発生速度が低くなるため隣接翼間の空力干渉が比較的小さくなり、従って翼振動波形は⑥番翼に僅かな歪みが見られるもののほぼ正弦波的となる。

### Ⅲ・2 フラッタ速度に及ぼす翼固有振動数比の影響

フラッタ発生速度に及ぼす翼固有振動数比の影響を図8に示す。縦軸は無次元のフラッタ速度  $FV (= U/c\omega_a)$  で横軸は固有振動数比  $\omega_a/\omega_b$  である。実験は  $\omega_a/\omega_b > 1.0$  の範囲で行い、その結果を用いて  $\omega_a/\omega_b < 1.0$  の範囲の値を算出している。つまり、無次元化の基準値として  $\omega_b$  の代わりに  $\omega_a$  を用い、横軸の値  $\omega_b/\omega_a$  に対して縦軸の値  $U/c\omega_a$  をプロットしている。実線は、Ⅲ・1節で述べているように、全翼が同一振動数で振れている状態を示し、又、破線は各翼が独立に異なる振動数で振れている状態を示している。

迎角が  $\alpha = 0^\circ, 10^\circ$  と低い場合は、翼周りの流れは殆ど付着しており、フラッタ速度は比較的高く保たれている。固有振動数比  $\omega_a/\omega_b$  が 1.0より増加しても減少してもフラッタ速度はかなり上昇する。更に、固有振動数比の広い範囲で、全翼が同一振動数で振れていることが判る。一方、迎角が  $\alpha = 20^\circ, 30^\circ$  と高くなると、翼周りの流れ場は剥離流が支配的となり、失速フラッタとして典型的な比較的低いフラッタ速度を示す。固有振動数比  $\omega_a/\omega_b$  が 1.0より増加しても減少してもフラッタ速度は上昇するが、低迎角時に比べてその上昇量は少なく、更に、全翼が同一振動数で振れている固有振動数比の範囲は極端に狭くなり、固有振動数比が 1.0の近傍を除いては各翼が独立に異なる振動数で振れることになる。

図9は、フラッタ発生速度に及ぼす翼固有振動数比の影響を別の観点から捉えたもので、不均一翼列 ( $\omega_a/\omega_b \neq 1.0$ ) のフラッタ速度を同一翼列条件下の均一翼列 ( $\omega_a/\omega_b = 1.0$ ) のフラッタ速度で除したものを縦軸としており、フラッタ速度上昇の割合を表して

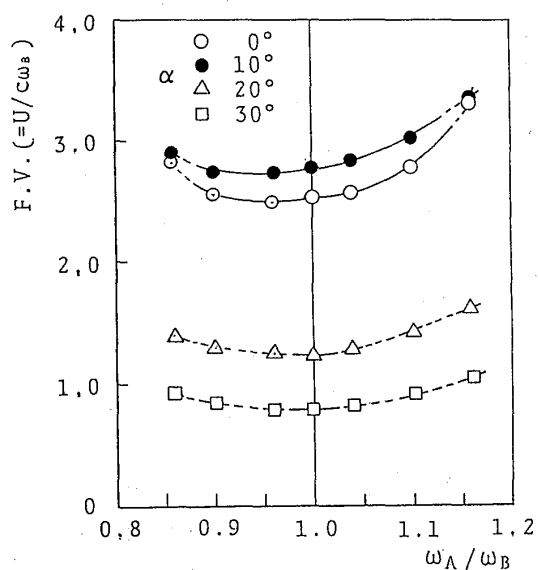


図8  $G=0^\circ, \alpha=0^\circ \sim 30^\circ$

図8 フラッタ速度

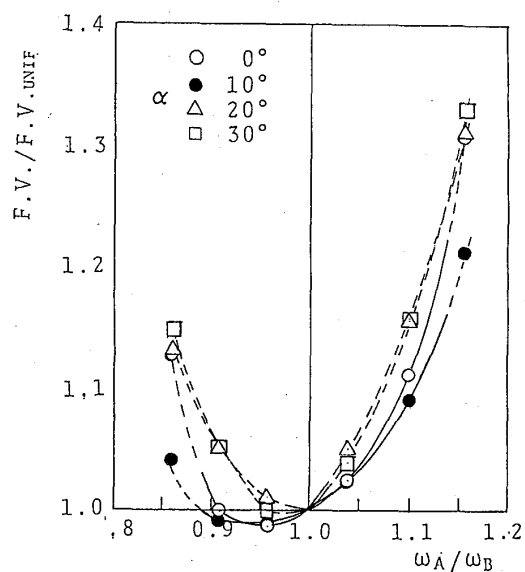


図9  $G=0^\circ, \alpha=0^\circ \sim 30^\circ$

図9 フラッタ速度比

いる。図より明らかに、各迎角に対する曲線は全てほぼ重なっており、フラッタ速度上昇の割合で見ると、翼固有振動数の不均一化に伴うフラッタ抑制効果は迎角によらず従って翼周りの流れの状態にもよらずほぼ同傾向を示すのが判る。

#### IV おわりに

前縁剥離を伴う流れ場において、ねじりモードの翼列フラッタに及ぼす翼固有振動数の不均一化の影響を調べるために、直線翼列を用いた自由振動法による実験的解析を行い以下の結論が得られた。

1. 付着域から剥離域までの広い迎角範囲において、翼固有振動数の不均一化によりフラッタ速度は上昇する。本実験範囲では、隣接翼間固有振動数比を増加させても減少させても、フラッタ速度の上昇が認められる。
2. 迎角が増加し、翼周りの流れが付着から剥離に移行すると、翼固有振動数の不均一化に伴うフラッタ速度の上昇量は減少する。
3. 不均一翼列 ( $\omega_a/\omega_b \neq 1.0$ ) のフラッタ速度を同一翼列条件下の均一翼列 ( $\omega_a/\omega_b = 1.0$ ) のそれで除して得られるフラッタ速度上昇の割合で見ると、翼固有振動数の不均一化に伴うフラッタ抑制効果は迎角によらず従って翼周りの流れの状態にもよらずほぼ同傾向を示す。

#### [文献]

- (1) 小林、田中；機論、40-334、1974、P. 1615.
- (2) Whitehead, D. S. ; J. of Mech. Engg. Sci., Vol. 8, No. 1, 1966, pp. 15-21.
- (3) Srinivasan, A. V. and Frye, H. M. ; NASA CR-165137, Aug. 1980.
- (4) Kaza, K. R. V. and Klieb, R. E. ; AIAA J., Vol. 20, No. 8, 1982, p. 1120.
- (5) 花村、田中；機論 B編、46-403、1980、p. 373.
- (6) Tanaka, H., Hanamura, Y. and Fujimoto, I. ; Proc. of the 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, Vol. 2, Apr. 1984, pp. 651-658.

## 曲げ振動する遷音速環状翼列に作用する 非定常空気力の測定

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

### I. まえがき

高速ターボ機械のフラッターや空力的強制振動は翼の振動疲労破損を引き起こし、機械の運転不能や破損をもたらす。この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。翼列フラッターの理論的あるいは実験的研究は数多く行われているが、殆ど、亜音速流れに関する研究であり、遷音速あるいは超音速流れに関する研究、特に、実験的研究は装置製作や測定の困難さのため数少ない<sup>[1][2]</sup>。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<sup>[3][4]</sup>を開発して、遷音速や超音速流れのなかで作動している翼列翼の非定常空力特性を明らかにする一連の研究を進めている。これまでに、開発した翼列翼ねじり振動加振装置を用いて、遷音速タービンと遷音速圧縮機、両翼列のねじり振動モードの非失速翼列フラッターの研究<sup>[5]-[7]</sup>を行い、(1)翼列フラッターへの流れの圧縮性の影響、(2)非失速ねじり翼列フラッター発生限界の流速(流入あるいは流出速度)に対する変化、(3)翼列フラッターへの非定常パラメーター(無次元振動数と翼間振動位相差)の影響、(4)翼面上の非定常空力力分布とフラッター発生メカニズムとの関係、並びに(5)翼列フラッター発生への衝撃波の影響<sup>[8][9]</sup>等を明らかにした。

ところで、もう一つの重要な翼列翼の振動モードとしては曲げモードがある。この振動モードは、これまで行ったねじりモードと異なる翼列の非定常空力特性を持つものと予想される。また、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ーが発生する可能性があるとして理論解析結果<sup>[10][11]</sup>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ーへの影響は実験的に殆ど明らかにされていない。

そこで、翼列翼の強制加振法によって翼に作用する非定常空気力を測定するために、翼列翼の曲げ加振機構を考案・試作し、これと先に開発した高速機械式翼列加振装置を結合して、翼列曲げ加振装置を開発した。本装置は、翼列翼を構成する16枚全翼を一定振幅、一定翼間振動位相差で最高振動数 200Hzまでの曲げ振動(翼弦に垂直方向の並進振動)を可能としている。

現在、翼列翼の曲げ振動時に翼に作用する非定常揚力やモーメントを、直接的ある

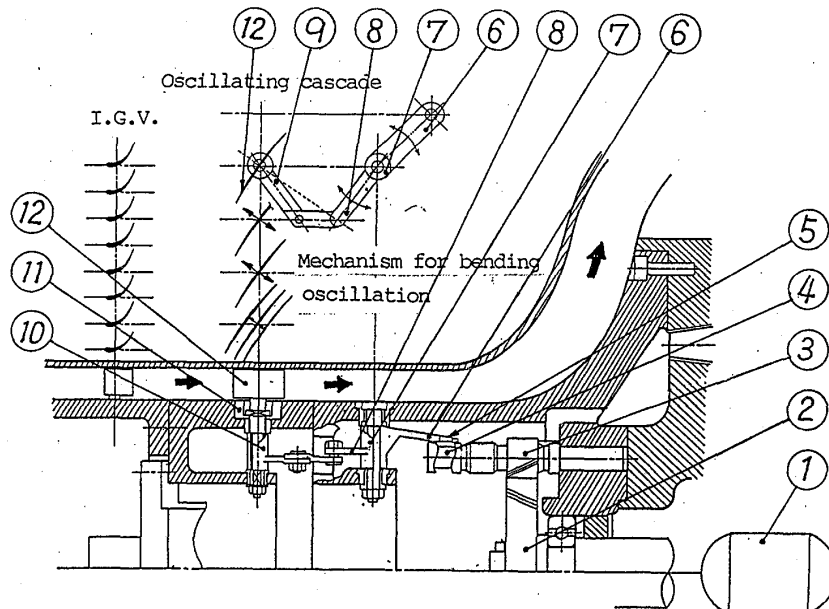
いは間接的変動圧力測定法を用い、種々の条件（流入・流出マッハ数、翼間振動位相差、並びに無次元振動数）にて計測すると共にシュリーレン法による環状翼列翼間内の流れの観察を合せて行い、翼列翼の振り振動時と曲げ振動時の非定常空力特性の相違点及びそれぞれの特徴、非失速曲げ翼列フラッターの発生領域の明確化、並びに翼列内で発生する衝撃波の挙動とフラッターへの影響を明らかにすることを目的として研究を進めている。ここでは、翼列曲げ加振装置の機構と性能並びに非定常空気力の測定法について報告する。

## II. 実験装置と測定方法

### 2.1 翼列風洞と翼列曲げ加振装置

図1に環状翼列風洞の測定部と翼列曲げ加振装置の機構概略を示す。本風洞は、マッハ数、レイノルズ数並びに、非定常流れでは重要なパラメータである無次元振動数  $K$  ( $K = b\omega / U$ ,  $b$ : 半翼弦長、 $\omega$ : 翼の角振動数、 $U$ : 主流の速度) を実機と等しい条件で実験できる様に設計された翼列風洞である。試験翼列（振動翼列）に必要な流入流れを与えるため、5翼弦長上流に入口案内羽根が設定されている。整流部を通過した流れは、ノズル部で軸流方向に加速され、続いて、入口案内羽根にて超音速流れへ加速されると同時に流れ方向に転向が与えられる。

環状翼列翼の加振機構としては、主に、電磁式加振機構を用いて翼または翼の支持系の固有振動数と共振させて振幅を得る方法が用いられている。この場合、固有振動



- ① 15Kw Variable speed motor
- ② Gear wheel
- ③ Pinion
- ④ Female barrel cam
- ⑤ Cam follower
- ⑥ Arm A
- ⑦ Torsional trunnion
- ⑧ Arm B
- ⑨ Arm C
- ⑩ Bending trunnion
- ⑪ Slide guide
- ⑫ Blade

図1. 翼列風洞測定部と翼列曲げ振動加振装置

数以外の振動数では振幅は非常に小さく、また翼振動が空力的不安定となる領域においては振幅と振動数を一定に保つことが困難となるため、無次元振動数の広い範囲にわたって翼に作用する非定常空気

力を測定することは出来ない。そこで、一定振幅で25Hzから最高500Hzまで翼列翼を連続的に強制加振できる特殊なねじりモードの機械式加振装置を開発した<sup>[3]</sup>。

今回、新たに考案した曲げ加振機構と上述の機械式加振装置を結合して、翼列翼の曲げ振動加振装置を開発した。本装置は、翼列翼を構成する全翼16枚を一定振幅、一定翼間振動位相差で曲げ振動（翼弦に直角方向の並進振動）することを可能としている。

15KWの駆動モーター①の動力は、駆動軸に固定されたギヤ②から、その円周上に各々独立して翼と対をなしている16個のピニオン③と深みぞカム④の集合体に伝達される。この深みぞカムとピニオンはスプラインを介して連結され、このスプラインの組合せ方によって翼間振動位相差を $2n\pi/16$ （ $n$ は任意の整数）と任意に変化できる。

ねじり軸の腕A⑥と一体となっているカムフォロワーピン⑤の運動を、両軸受で支持されたねじり軸⑦が軸の回転運動に変える。カムフォロワーピンに変位を与える深みぞカムは円周上3個の正弦波形みぞを有しているため、カム一回転に対してねじり軸は3サイクルの調和ねじり振動する。この軸⑦のねじり運動は、ねじり軸の腕B⑧にピンジョイントで連結されたアームC⑨に伝達される。このアームCと結合された翼軸⑩はガイドされた方向のみ移動可能であるため、ねじり軸⑦のねじり運動は翼⑫の並進振動に変換される。翼は剛壁ダクト内筒を通して半径方向に片持ち支持されている。

この機構により、16枚の全ての翼は同一振動数で振動されることが出来る。翼の

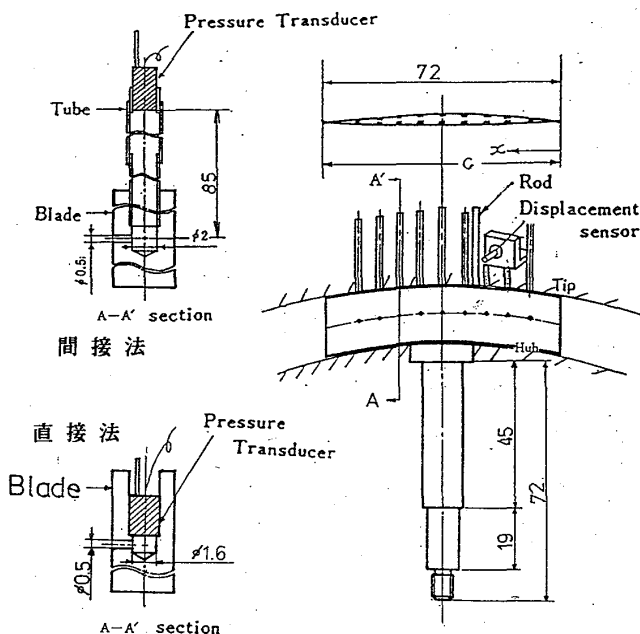


図2. 変動圧力測定法

並進振動の振幅は、深溝みぞカムの正弦波形みぞのふれ幅とアームAとアームBの腕の長さによって制御されており、翼の並進振幅は0.785mmである。翼の振動数はモータの回転数を変えることによって得られている。全ての加振機構は内筒ダクトに内蔵されているため、風洞測定部の外側より翼列まわりの流れを観察することが出来る。

## 2.2 非定常空気力の測定

試験翼列の静特性は、翼列上流および下流の5孔ピトー管による



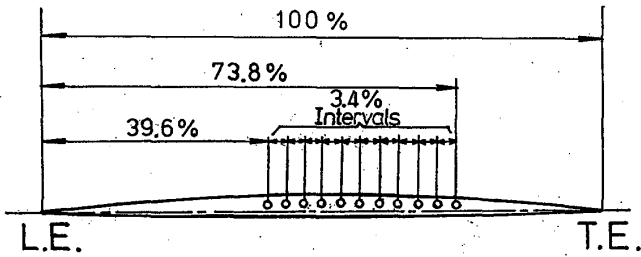


図3. 翼面上の圧力測定孔位置 (衝撃波の変動圧力用)

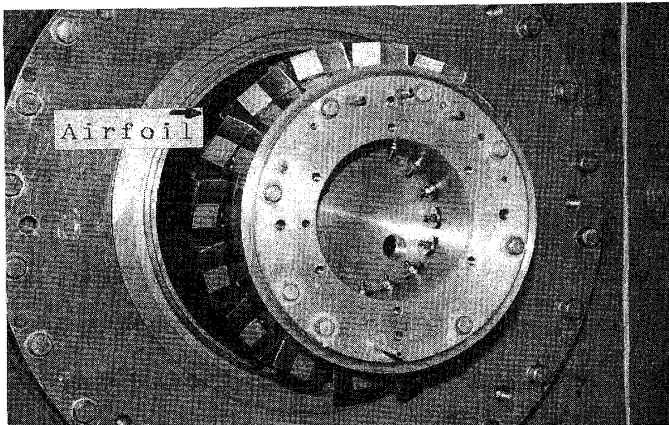


図4. 環状圧縮機二重円弧翼列

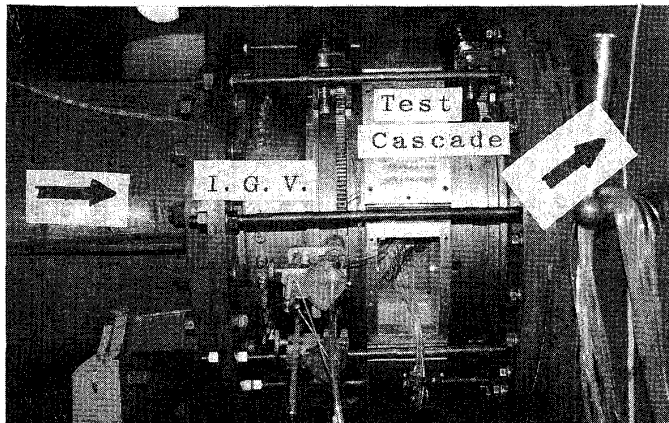


図5. 風洞測定部外観図

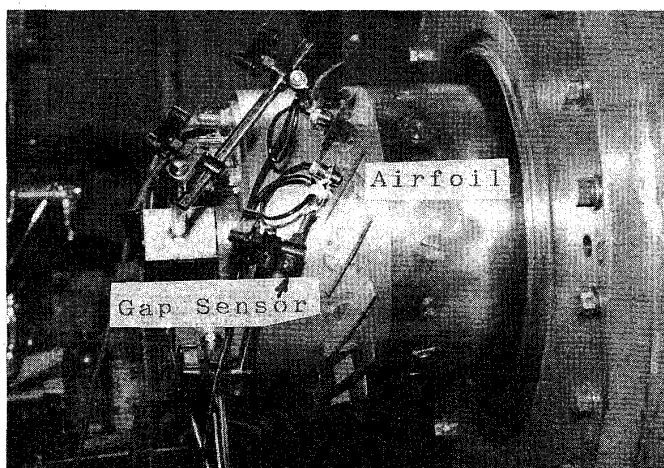


図6. 翼振動測定状況

流れの測定、翼間通路と翼列上流および下流位置のダクト壁面上での静圧分布測定によって得られている。振動時に翼に作用する非定常空気力は、翼表面の翼弦方向の変動圧力分布測定から計算される。変動圧力分布測定は、翼面背側と腹側の各々11点の合計22点で、翼表面に開けられた $\phi 0.5$  mmの圧力孔と連結した内径 $\phi 0.7 \sim 1.0$  mmの細管に超小型圧力センサーを取り付けた間接的変動圧力測定法にて行われている(図2)。この方法によつて得られた実測データは細管系の周波数応答特性(主に、圧力孔表面を流れる流速と変動圧力周波数の関数)によつて補正されている。また、翼面上に発生する衝撃波の翼振動に伴う位置変動によつて、翼面上に誘起される変動圧力を詳細に測定するために、上記の翼面静圧力分布の測定結果に基づき、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翼(図3)を製作し、風洞に組込んである。

### III. 結果と考察

圧縮機2重円弧翼列を曲げ加振装置に取り付け、内筒ダクト上に配列した様子を図4に、また、本翼列並びに入口案内羽根を設定した風洞測定部の状況を図5に示す。

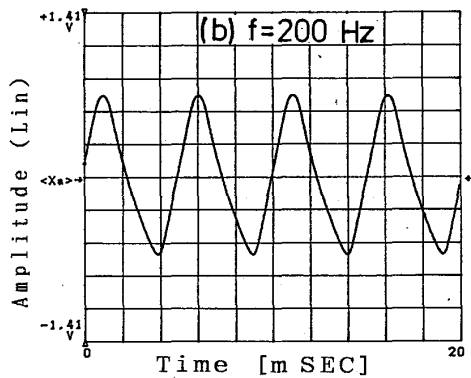
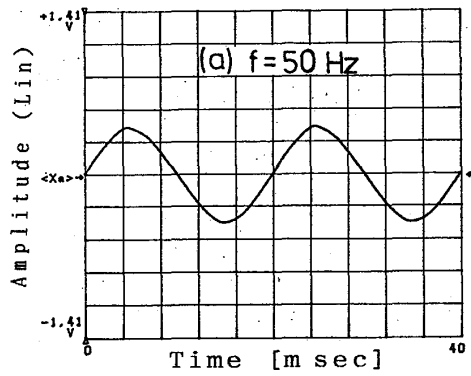


図 7 . 翼の並進振動変位の時間的变化

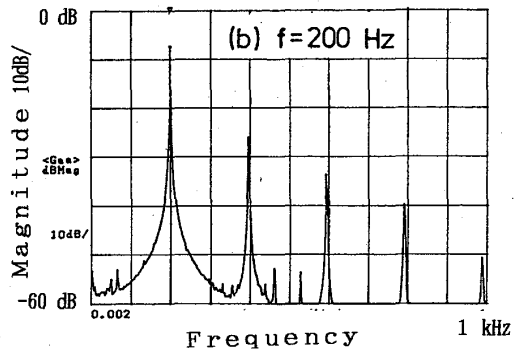
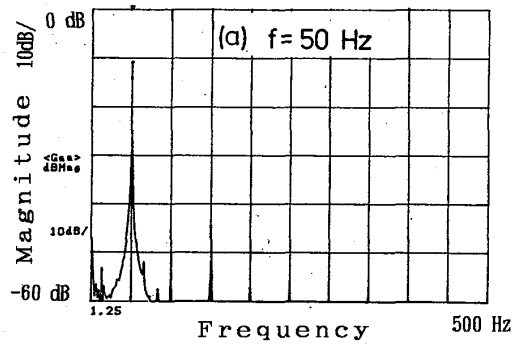


図 8 . 翼の振幅スペクトル

翼軸は内筒ダクトを半径方向に貫いているため、翼の並進振動中に翼軸とダクト表面との間に隙間が生じる。そのため、翼軸に笠を取り付けて翼の振動中、常に隙間を覆うようにして翼周りのダクト表面流れが滑らかになるように工夫されている。現在、翼列の定常空力特性並びに非定常空力特性の計測を行っているが、得られたデータの検討中であるので、本論文では翼列曲げ加振装置の試験結果について述べる。

翼列曲げ加振装置による翼列翼の強制振動状況は渦電流タイプの微小変位測定計を用いて、図 6 に示す方法にて、最高振動数 200Hz までの範囲内で測定された。翼の並進振動変位の時間的变化のデータ (図 7 (a)&(b)) は、比較的低い振動数では翼の振動変位が正弦波形に近く、高い振動数では少し歪んだ正弦波形であることを示している。図 7 に対応する振動数時の翼の振幅スペクトラムを図 8 (a)(b) に示す。50

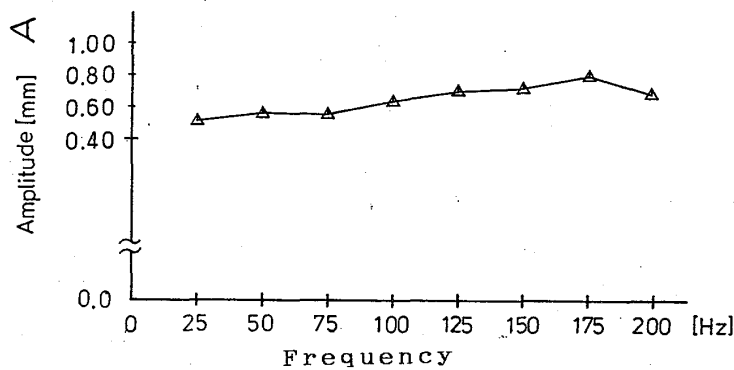


図 9 . 翼振幅の加振振動数に対する変化

Hz の振動時には基本成分は 1 次、2 次の高調波成分と比べて約 30dB 高く、一方、200Hz の高い振動数時においても高調波成分との差は 20dB あり、目的とする振動数以外の成分が非常に小さく、本装置は優れた加振機

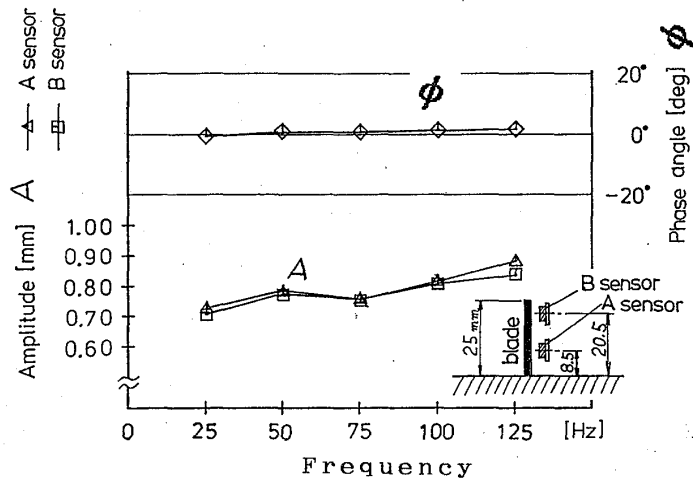


図 10. 加振振動数に対する翼スパン方向の振幅の変化

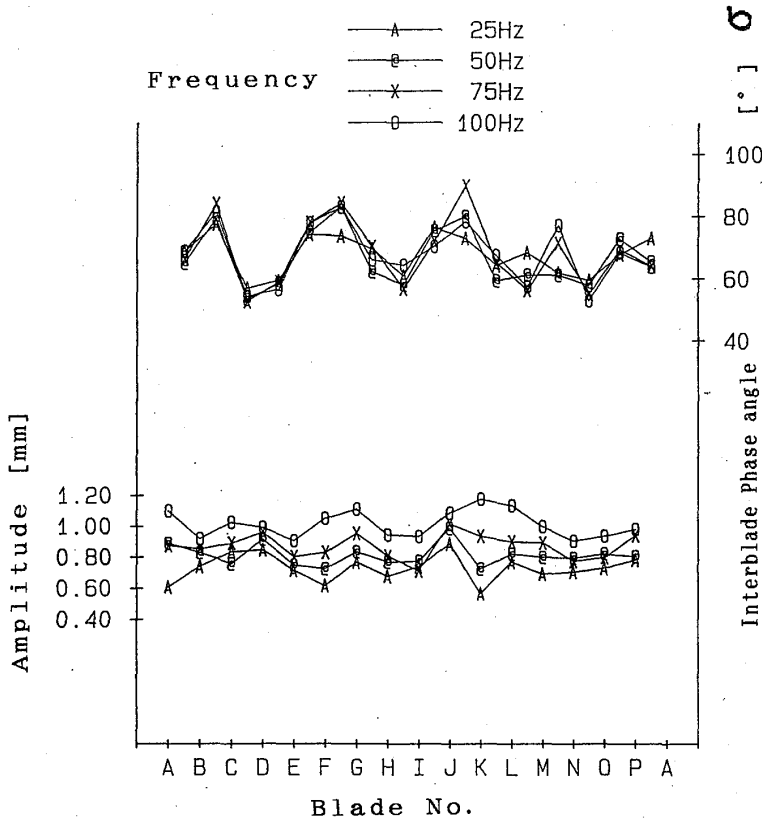


図 11. 16枚全翼の振幅と翼間振動位相差

するけれども、一定の振動数においては16枚の振幅と翼間振動位相差はほぼ一様な分布をしているとの結果が得られた。翼振幅と位相差分布の幾分かの非一様性は、本加振装置が機械式であるため、構成部品の寸法精度並びに組立精度のばらつきに起因している。曲げ振動加振機構はねじり加振機構と比べて、振動を発生する可動構成部品の慣性力が一段と大きくなるため振動数を上げることが難しいこと、並びに潤滑方法及び潤滑油のシールが回転運動の場合に比べて並進運動の場合が困難であったため、本加振機の製作に多くの時間を費やした。

構であるとの結果が得られた。

図 9 は加振振動数に対する翼振幅の変化を表したものである。翼振幅は振動数の増加に伴って減少することなく、むしろ幾分増加の傾向にあり、200Hzまでの振動数範囲では本機械式加振装置の性能目標の一つである高い振動数まで振幅一定を達成していることを示している。図 10 は、

翼の半径方向位置 2 点に設定した微小変位測定計によって、翼の半径方向（スパン方向）の振幅分布（振幅と位相差）を調べた結果を示している。

この結果より半径方向の振幅分布は振動数を変化してもほぼ一様であり、加えて位相差がゼロであることから、加振の目的通り、翼は半径方向に一樣な並進振動している事が明らかとなった。図 11 は 16 枚の翼列翼の翼間振動位相差と振幅を加振振動数を変えて示したものである。振幅は加振振動数によって変化

#### IV. まとめ

曲げ振動モード時の翼列翼の遷音速非定常空力特性（曲げ非失速翼列フラッター現象を含めて）を解明するため、翼列翼の強制振動によって翼に作用する非定常空気を測定する事の出来る翼列曲げ加振装置を開発して、一連の性能試験を行った。そして、本装置の次のような特徴が明らかとなった。

- (i) 200 Hzの高い振動数まで並進調和振動を翼列翼に与えることが出来る。
- (ii) 強制加振によって翼スパン方向に並進振動変位の一様な振動を翼に与える事が出来る。
- (iii) 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一様である。

これら一連の翼列翼の振動試験結果から、開発した翼列曲げ加振装置は翼列フラッターの実験に必要な性能を有することが明らかとなった。今後の課題としては、16枚の翼の振幅と翼間振動位相差のより一層の均一化をはかること、並びに加振振動数を実機条件を充分満たす並進振動数の250Hzまで可能とすることである。

本試験遂行には、研修生の佐野盾一、加藤政治、両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、日本航空宇宙学会誌、31巻、354号、PP. 314-353, (1983) .
- [2] 小林、ターボ機械、12巻 9号、PP 42-51 (1984.9) .
- [3] 小林、日本機械学会論文集、52巻、474号、PP 713, (1986.2) .
- [4] H. Kobayashi, Bulletin of JSME, Vol. 29, No.256, PP 3303, (1986).
- [5] 小林、日本機械学会論文集、52巻、474号、PP 514, (1986.2) .
- [6] 小林、日本機械学会論文集、52巻、480号、PP 2920, (1986.8).
- [7] H. Kobayashi, ASME Paper 89-GT-297, (1989.6).
- [8] 小林・生沼、日本機械学会論文集、54巻、502号、PP 1273, (1988.6).
- [9] H. Kobayashi, ASME Trans., Journal of Turbomachinery, Vol.111, No.3, PP 222-230, (1989.7) .
- [10] M. Namba and K. Toshimitsu, Proceeding of JSME 65th Meeting, Paper No. 87-0085A, (1987) .
- [11] M.E.Goldstein, W.Braun, and J.J.Adamczyk, J.Fluid Mech., Vol.83, No 3, PP 569 (1977) .

## 1. まえがき

ガスタービンやジェットエンジンの圧縮機にみられる非定常現象としてのサージングは、翼や軸などに過大な応力や振動を励起し、運転不能あるいは破損をもまねく可能性があり、圧縮機を開発する上で重要な関心事の一つであることは周知のとおりである。サージングは作動中の圧縮機とそれに連なる流路や弁を含む一次元的な系の現象として早くから研究され解明されてきた。Greitzer<sup>1)</sup>は一次元解析モデルについて基礎式にパラメータを導入し、軸流圧縮機のサージング実測とその数値解を比較し、またHansenら<sup>2)</sup>も遠心圧縮機の実測と上記Greitzerの解析による数値解を比較し、いずれもよい一致がみられることを確認しており、一次元モデルの解析に有効性の高いことがうかがえる。しかるにそこでの圧力、流量の時間的変動パターンは、いずれも調和振動に近い挙動を示しているが、一般に高圧力比の圧縮機においてはサージは定常状態から急激にスパイク状に変動し、かつ周期も一定でなく不規則に生じることがある。このようなサージング挙動の違いは何に起因するのであろうか。Greitzerは圧縮機特性が一定のもとで、系のパラメータを変えて解を求めた。しかし圧縮機によって定常作動域における特性のみならず失速域における特性も異なるものであり、これらはサージング挙動にかなり関係があるものと思われる。そこで本報告ではその手がかりを得るためGreitzerによる一次元モデルに基づき、二・三の異なった圧縮機特性を与えてサージング挙動解析をおこない、かつ実測例との比較考察を試みたものである。

## 記号

a	: 音速	A	: 流路断面積	t	: 時間	T	: 周期
B	: Greitzerのパラメータ	U	: 圧縮機ロータ周速				
C	: 時間遅れに対応する圧縮機特性	V	: プレナム体積				
C <sub>s</sub>	: 圧縮機静的特性 (C <sub>s1</sub> , C <sub>s2</sub> , C <sub>s3</sub> )	ξ'	: 吐出弁抵抗損失係数				
ℓ	: 流路の等価長さ	ξ <sub>s</sub>	: 総合抵抗損失係数、ξ <sub>s</sub> = ξ' · ρ <sub>23</sub> / ρ <sub>45</sub>				
n	: 回転数	N	: 総回転数	ξ <sub>min</sub>	: サージライン上に対応する		
m	: 流量	Mu	: ロータ周速マッハ数	ξ <sub>s</sub>	: 値		
P	: 圧力	PR	: 圧力比	ρ	: 密度	τ	: 時定数
R	: 圧縮機ロータ半径	ω	: 圧縮機流路のHelmholtz 共鳴周波数				

## 添字

0	: 大気状態	2	: 圧縮機入口	4	: 吐出弁入口 (プレナム出口)
3	: 圧縮機出口 (プレナム入口)	5	: 吐出弁出口	min	: 最小値

## 2. 解析

### 2.1 基礎式と解法

ここでは図1に示したようなモデルに基づき解析する。Greitzerのモデル<sup>1)</sup>においては、図1の吐出弁4, 5の位置には流路を設けているが、ここでは簡単のため流路は短かく無視できるものとして取りあつかう。基礎式は次のようである。

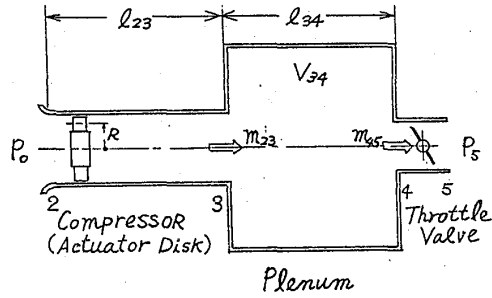


図1 サージング解析モデル

$$\frac{dm_{23}}{dt} = \frac{A_{23}}{\ell_{23}} [ (P_0 - P_{34}) + C ] \quad (1) \quad \frac{dP_{34}}{dt} = \frac{a_{34}^2}{A_{34} \ell_{34}} (m_{23} - m_{45}) \quad (2)$$

$$P_{34} - P_5 = \frac{\zeta'_{45}}{2\rho_{45}} \left( \frac{m_{45}}{A_{45}} \right)^2 \quad (3) \quad \tau \frac{dC}{dt} = C_s - C \quad (4)$$

上式をGreitzerに従って無次元化する。

$$\omega = a_{34} \sqrt{\frac{A_{23}}{V_{34} \ell_{23}}} \quad (5) \quad B = \frac{U}{2\omega \ell_{23}} \quad (6)$$

$$\tau = \frac{N \cdot 2\pi R}{U} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{m}_i &= \frac{m_i}{\rho_{23} U} \frac{1}{A_{23}} \quad (i=23, 45) & \tilde{P}_j &= \frac{P_j}{\rho_{23} U^2 / 2} \quad (j=0, 34) \\ \tilde{C} &= \frac{C}{\rho_{23} U^2 / 2} & \tilde{C}_s &= \frac{C_s}{\rho_{23} U^2 / 2} & \tilde{t} &= \omega t & \tilde{\tau} &= \omega \tau \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式(5)~(8)を式(1)~(4)へ代入すると、次のように無次元化表示される。

$$\frac{d\tilde{m}_{23}}{d\tilde{t}} = B ( \tilde{P}_0 - \tilde{P}_{34} + \tilde{C} ) \quad (9) \quad \frac{d\tilde{P}_{34}}{d\tilde{t}} = \frac{1}{B} ( \tilde{m}_{23} - \tilde{m}_{45} ) \quad (10)$$

$$\tilde{P}_{34} - \tilde{P}_5 = \zeta'_{45} \frac{\rho_{23}}{\rho_{45}} \left( \frac{A_{23}}{A_{45}} \right)^2 \tilde{m}_{45}^2 \quad (11) \quad \tilde{\tau} \frac{d\tilde{C}}{d\tilde{t}} = \tilde{C}_s - \tilde{C} \quad (12)$$

ここでのサージモデルでは式(11)右辺の密度比  $\rho_{23}/\rho_{45}$  は1サイクルの平均値とし、吐出弁抵抗損失係数  $\zeta'_{45}$  との積  $\zeta'_{45} \cdot \rho_{23}/\rho_{45}$  を総合抵抗損失係数  $\zeta_5$  とおく。圧縮機特性のサージライン上に対応する抵抗損失係数を  $\zeta_{min}$  とし、 $\zeta_5 \leq \zeta_{min}$  において定常状態、 $\zeta_5 \geq \zeta_{min}$  においてサージング時の諸状態量を算出する。

基礎式(9)~(12)についてRunge-Kutta-Gill法を用いて、時間  $\tilde{t}$  を微小分割し時間遅れをもつ圧縮機特性  $\tilde{C}$ 、圧縮機流路断面  $A_{23}$  における  $\tilde{m}_{23}$ 、プレナム体積  $V_{34}$  内の圧力  $\tilde{P}_{34}$  および吐出弁通過流量  $\tilde{m}_{45}$  について数値解を求める。

### 2.2 圧縮機特性

圧縮機の特性はサージラインを境界として非失速特性と失速特性に分けられ、このうち失速特性はさらに漸進形と不連続形に大別される。一定のプレナム体積のもとでは不連続失速によるサージは、一般に低回転域よりも高回転域において現われ、またジェットエンジン等の高圧力比

圧縮機においてみられるサージは不連続失速によるものが普通であることが従来よりよく知られている<sup>3)</sup>。このように圧縮機の失速特性は、圧縮機の種類によってもまた回転数によっても、漸進形であったり不連続形であったりするが、ここでは圧縮機の静的特性  $C_s$  を図2に示すように  $C_{s1}$ 、 $C_{s2}$  および  $C_{s3}$  の3種類に分けて検討する。

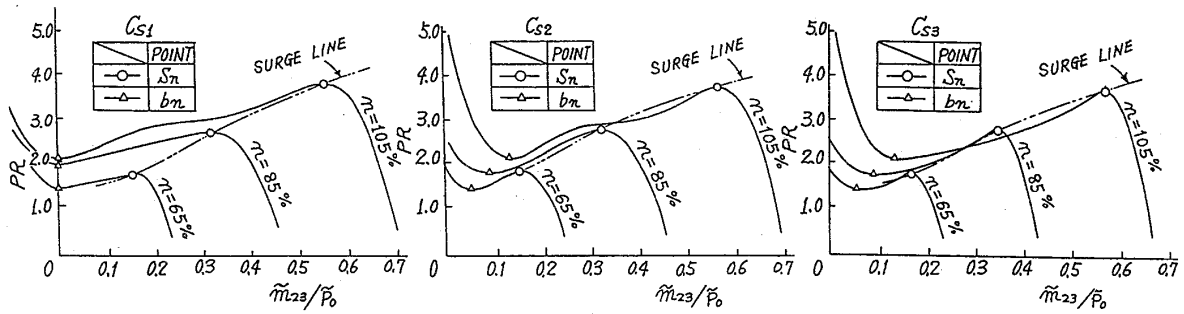


図2 圧縮機静的特性  $C_s$

$C_{s1}$  および  $C_{s2}$  は漸進形失速特性、 $C_{s3}$  は不連続形に近い失速特性とした。回転数  $n$  は  $n = 65\%$ 、 $85\%$ 、および  $105\%$  と設定した。なお定格回転数 ( $n = 100\%$ ) は  $8,150\text{rpm}$  で低回転域での抽気を行わないものとした。

$S_n$  および  $b_n$  ( $n = 65, 85, 105\%$ ) 点は、それぞれ最大および最小圧力比に対応する。軸流圧縮機に関して  $b_n$  点はロータ周速マッハ数  $Mu$  の関数として見通しをたてることができ<sup>4)</sup>、次式により  $C_{s2}$  および  $C_{s3}$  の  $b_n$  点を定めた。

$$\left. \begin{aligned} \tilde{m}_{23}(b_n) &= \tilde{m}_{23}(S_n)(0.6 - 0.4Mu) \\ PR(b_n) &= (PR(S_n) - 1)(0.75 - 0.35Mu) + 1 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$b_n$  点がほぼ  $PR$  軸線上に位置する失速特性として遠心圧縮機の例<sup>5)</sup>がある。このような特性の場合を  $C_{s1}$  とし、 $b_n$  点の圧力比  $PR(b_n)$  は  $C_{s2}$  と同一とした。なお  $C_{s1}$  および  $C_{s2}$  は特性曲線全体を  $S_n$  と  $b_n$  の中間点を点対称とする5次式で与えたため、 $n = 105\%$  の場合曲線表示に若干スムーズさを欠いているが、サージ挙動特性に本質的な影響を与えるものでない。

### 3. 数値計算結果

計算に用いた解析モデルの系の諸元を表1に示す。ここでは表1の諸元NO.1を基本とし、諸元NO.2の場合は比較検討のため使用する。なお系の入口圧力  $P_0$  および出口圧力  $P_5$  は、ことわりのない限り  $P_0 = P_5 = 10332\text{kg/m}^2$  とした。時間遅れに係わる総回転数  $N$  は Greitzer と同じく  $N = 2.0$ <sup>1)</sup> とした。

$C_{s1}$ 、 $C_{s2}$  および  $C_{s3}$  特性の吐出弁抵抗損失係数  $\xi_{\min}$  付近におけるサージ挙動の計算結果例を図3に示す。図3には  $\tilde{m}_{23}$  (一点鎖線)、 $\tilde{m}_{45}$  (実線) および  $\tilde{P}_{34}$  (二点鎖線) の無次元時間 ( $\tilde{\tau}$ ) に対する挙動図ならびに圧力比  $[PR(C_s \text{ の } PR \text{ を示す}) : \diamond \text{ 印}, \tilde{P}_{34} / \tilde{P}_0 : \text{破線}] - \text{流量} (\tilde{m}_{23} / \tilde{P}_0)$  特性線図を一組として示してある。

図3①および③のサージサイクルは調和振動に近い挙動をしているが、②および④はとくに  $\tilde{P}_{34}$  および  $\tilde{m}_{23}$  に関してスパイク状に変動している。スパイク状のサージサイクルとして特徴的

なことは、④に示したように1サイクルのうちかなりの部分が、圧力および流量に変化のない(H)–(I)過程で占められ、(I)–(F)–(G)過程を短時間で経過することである。⑤はスパイク状といえども⑥の挙動パターンにも類似している。

サージサイクルの周期Tは総合抵抗損失係数 $\zeta_s$ によって変化し、図4に $C_{s1}$ 、 $C_{s2}$ および $C_{s3}$ における周期Tと $\zeta_s$ との関係を示す。図4に関連して特に振巾の大きさとの関係は次のようである。 $C_{s2}$  ( $n=105\%$ ) および $C_{s3}$  ( $n=85, 105\%$ ) においてはサージング状態から $\zeta_s \rightarrow \zeta_{min}$ としても、振巾の大きさは変化せず周期Tが無大となる。 $C_{s1}$  ( $n=105\%$ )、 $C_{s2}$  ( $n=85\%$ ) および $C_{s3}$  ( $n=65\%$ ) の場合、サージング状態から $\zeta_s \rightarrow \zeta_{min}$  とすると、サージ振巾は漸次減少し周期Tは一時的に増大傾向を示すものの、不連続的に減少し一定値に取れんする。その他の $C_s$  特性について同様にサージング状態から、 $\zeta_s \rightarrow \zeta_{min}$  とする

とサージ振巾は漸次減少し周期Tはほぼ一定値を保つ。いずれの $C_s$  特性においても $\zeta_s \gg \zeta_{min}$  においてはサージング挙動は調和振動に似てくるようになり、図5はその挙動例を示したものである。ここで特徴のあるのは図5と図3④の圧力比–流量特性はよく似たパターンを示しているが、(H)–(I)過程での停留時間の長短がサージ周期を支配していることである。 $C_{s2}$  および $C_{s3}$  は $\zeta_{min}$  付近では高回転域において、周期Tの変化率が極めて大きいことから、 $\zeta_{min}$  近傍値あるいは系のいずれかに微小擾乱が生じると周期Tは大き

表1 系の諸元

No.	$L_{23}^{(m)}$	$A_{23}^{(m^2)}$	$V_{23}^{(m^3)}$	$L_{34}^{(m)}$	$A_{34}^{(m^2)}$	$V_{34}^{(m^3)}$	$A_{45}^{(m^2)}$	$R^{(m)}$
1	2.4	0.15	0.36	0.6	2.6	1.56	0.3	0.3
2	2.4	0.15	0.36	0.6	26.0	15.6	0.3	0.3

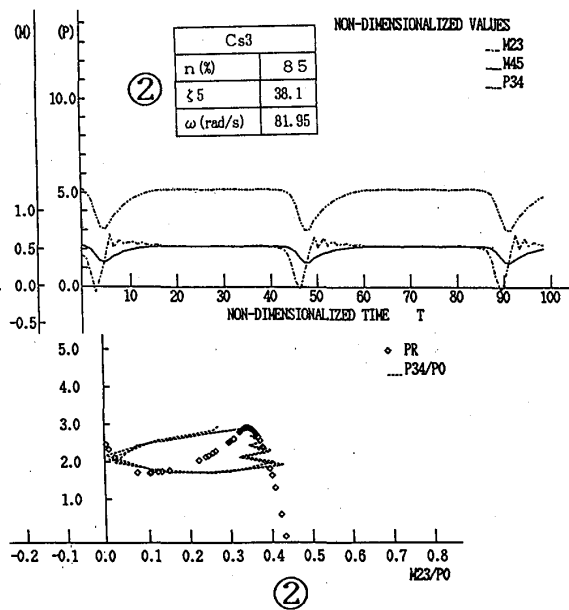
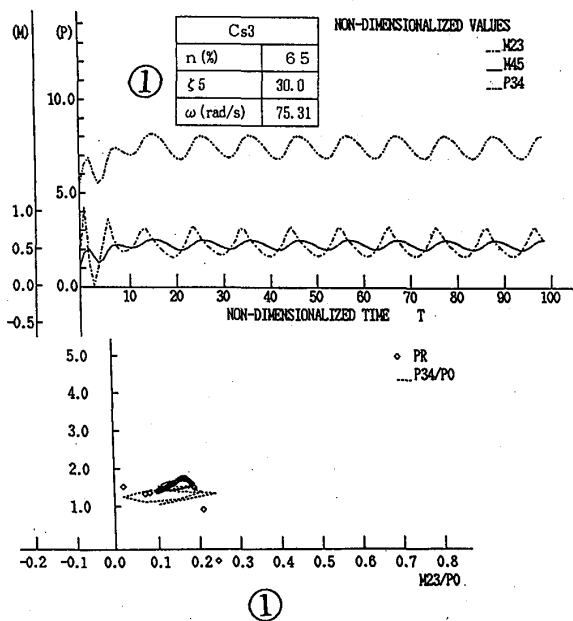
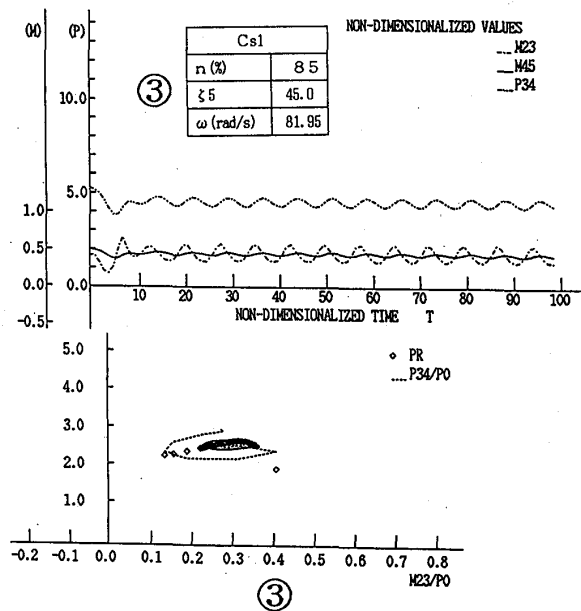


図3-1 挙動図および圧力比–流量特性



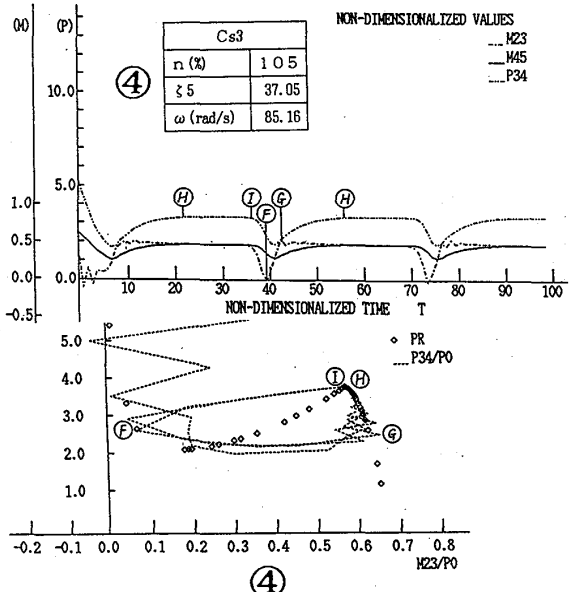
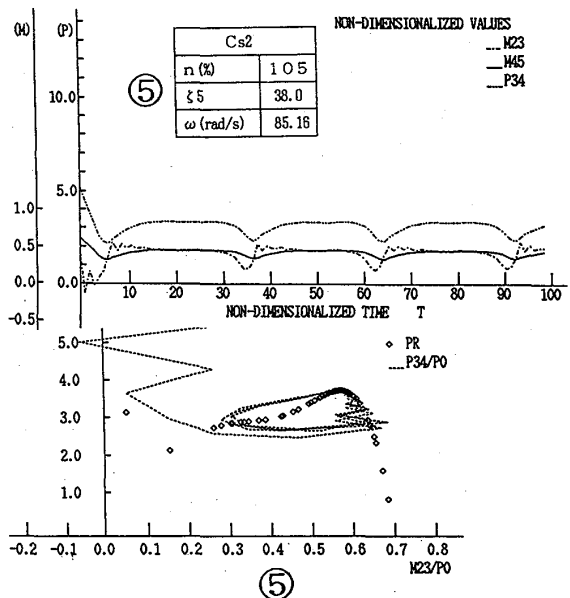
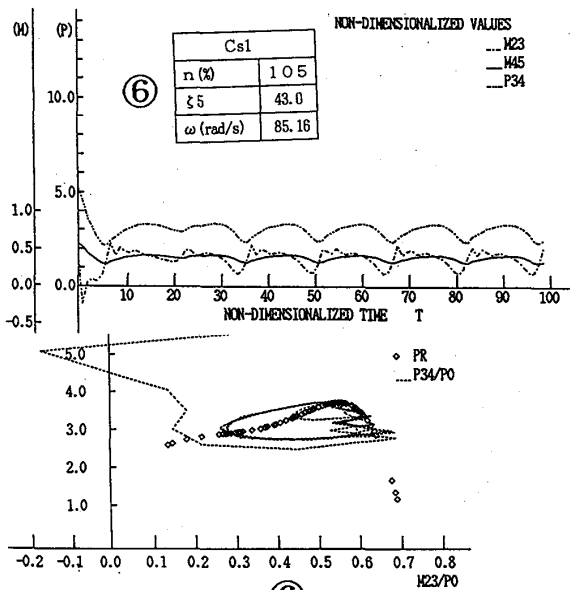


図3-2 挙動図および圧力比-流量特性

く変化を受け、不規則な周期になる可能性の高いことを示唆している。

図3および図4から、結局次のような特徴のあることがいえる。圧縮機の失速特性は漸進形より不連続形のほうが、高回転域におけるサージ近傍でのサージ周期に不規則性をきたす傾向が強く、また同時にサージサイクルにおける状態量の時間的変動パターンにおいても、不連続形のほうがより強いスパイク状の挙動を示す。

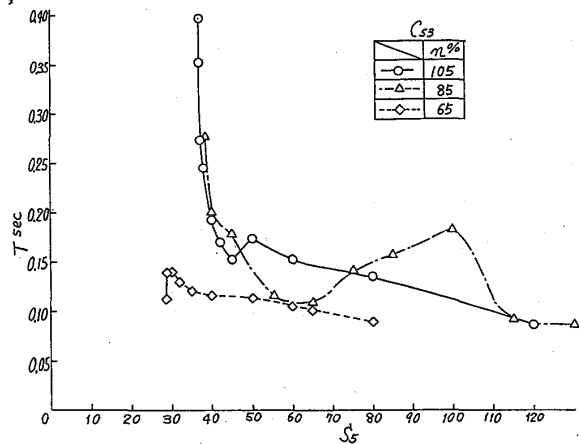
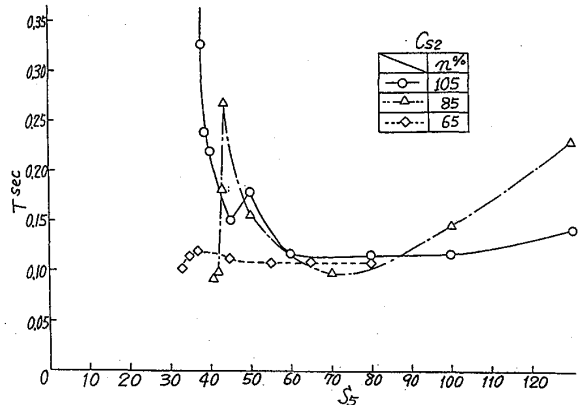
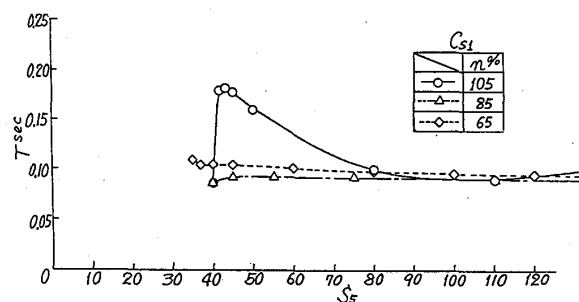


図4 総合抵抗損失係数と周期の関係

Cs<sub>1</sub>では回転数nがn ≤ 85%になると、周期Tは図4にみられるようにξ<sub>5</sub>に対してほとんど一定値に近い挙動を示す。しかしプレナム体積V<sub>s4</sub>を表1のN0.2に示すようにN0.1の10倍に増加した系においては、周期Tは図6に示すように全体に大きくなるとともに、周期の変化もあらわれる。このサージ挙動は図7に示すようにいわゆる弛緩振動の様相を呈し、GreitzerパラメータBの大きい場合のパターン<sup>1)</sup>と同形態であり、P<sub>s4</sub>は前述の例えばCs<sub>3</sub>(n=105%)におけるスパイク状パターンに比べて、ゆるやかな変動をするのが特徴的である。

総回転数Nによるサージ挙動への影響、ことに周期Tに対してHansenらは遠心圧縮機の例で、N=0.5が実測とよく一致するとしており<sup>2)</sup>、図8にNによる周期Tへの影響

について示す。即ちCs<sub>1</sub>の場合N < 2ではTは若干増加するが、P<sub>0</sub>が小さくなると影響は小さくなる。なおN=2でCs<sub>1</sub>は、S<sub>n</sub>/b<sub>n</sub>を大きくするとCs<sub>2</sub>のサージ挙動の特性をおびてくる。

#### 4. 考察

(1) Cs<sub>2</sub>、Cs<sub>3</sub>のいずれにおいても、回転数nがある程度以上になるとサージライン近傍において周期Tは大きくなることを示したが、これは次の実測例の傾向と一致している。

即ちHansenら<sup>2)</sup>、Wachterら<sup>5)</sup>およびBammertら<sup>6)</sup>のいずれも遠心圧縮機の実測によると、回転数nが大きくなるとサージ周波数は小さくなる。WachterらはDibelius & Rauhutの理論<sup>5)</sup>による解析結果では、サージ周波数は回転数nに無関係に一定となり実測と一致しないとしており、その対処としてサージ時には圧縮機特性は静的特性でなく、動的特性として修正することにより実測と一致するとしている。しかし本報告即ちGreitzerのごとく一次遅れ

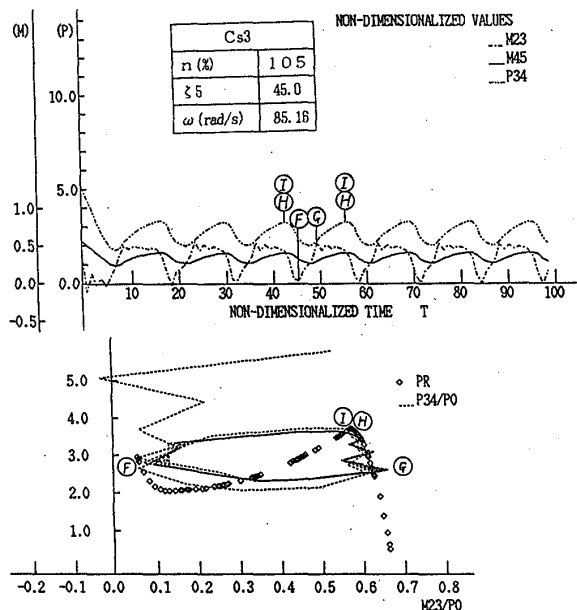


図5 挙動図および圧力比-流量特性

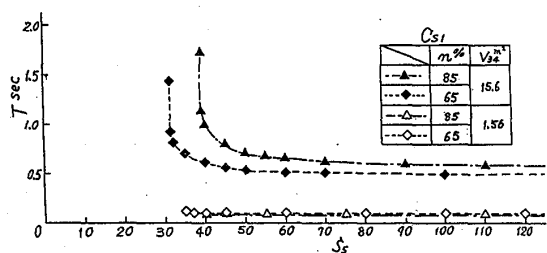


図6 総合抵抗損失係数と周期との関係

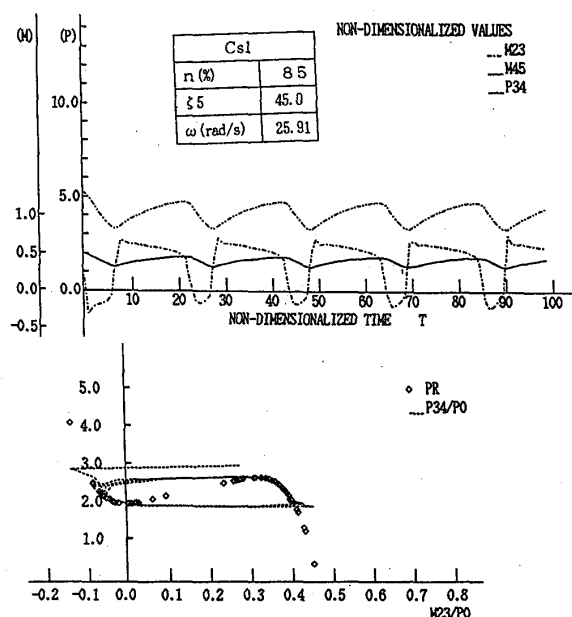


図7 挙動図および圧力比-流量特性

方程式の導入によって、サージ周波数は実測と一致する傾向をもつ。

2)一定のプレナム体積のもとでは、漸進形より不連続形失速特性のほうが、 $\zeta \text{ min}$  付近では低回転域を除く広い回転域において、サージ周波数は小さいことを示したが、これは従来より認められている事象に対応しているものと考えられる<sup>7)</sup>。

(3) スパイク状サージングは不連続形失速特性のもとで、かつ高回転数になると顕著に現われることを示したが、図9に示したBannertら<sup>6)</sup>の高負荷遠心圧縮機の最大回転 ( $N=1,4000\text{rpm}$ ) 時のサージの挙動において

もその傾向がみられる。即ちこの実測例におけるPrecursor Periodは図3④に示した(H)-(I)過程に対応し、他のPeriodは(I)-(F)-(G)過程に対応しているものとみられる。Precursor Periodが他のPeriodに比べて長いのも図3④と同じパターンを示しているものと考えられる。

(4) 図3④に示した停留時間のかなり長い(H)-(I)過程は、 $\zeta \gg \zeta \text{ min}$  では図5に示したように瞬時に通過しているとみられる一方で、(I)-(F)-(G)過程の経過時間は図3④と図5は同じであることを示した。図3④と図5の挙動を同時に示した類似の現象として次の例があげられよう。

図10はLorenzoら<sup>8)</sup>によるターボファンエンジンの多段軸流圧縮機の回転数  $n = 92\%$  におけるサージ圧力波形であるが、一定した周期を有するサージングでない。即ちサージの初期には前述の(H)-(I)過程を瞬時に通過するパターン

(mode II), 続いて前述した Precursor Period として一定時間停留するパターン(mode I)の2つの事象が同時に示されているものと考えられる。ここでも前述した(I)-(F)-(G)過程に相当する期間については mode I と mode II は同じあることが認められる。この実測例にみられるようにサージ周期の異なる mode I と mode II が混在することは、既に述べたよ

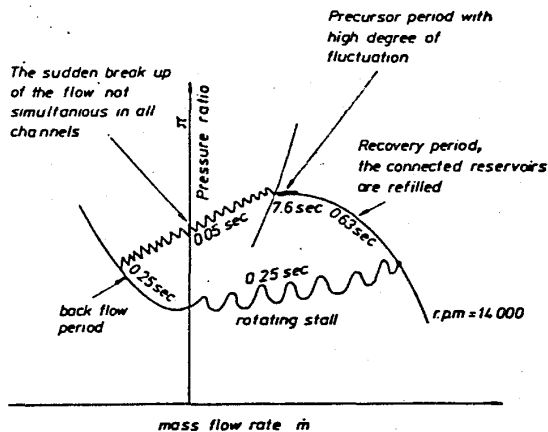


Fig. 25 Schematic surge cycle of a centrifugal compressor

図9 遠心圧縮機のサージサイクル概要<sup>6)</sup>

$C_{st}$	$S_F$	$P_0$ %/m <sup>2</sup>
—▽—	50	10332
-□-	30	5471.5

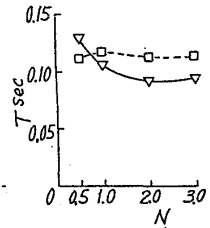


図8 総回転数の周期への影響

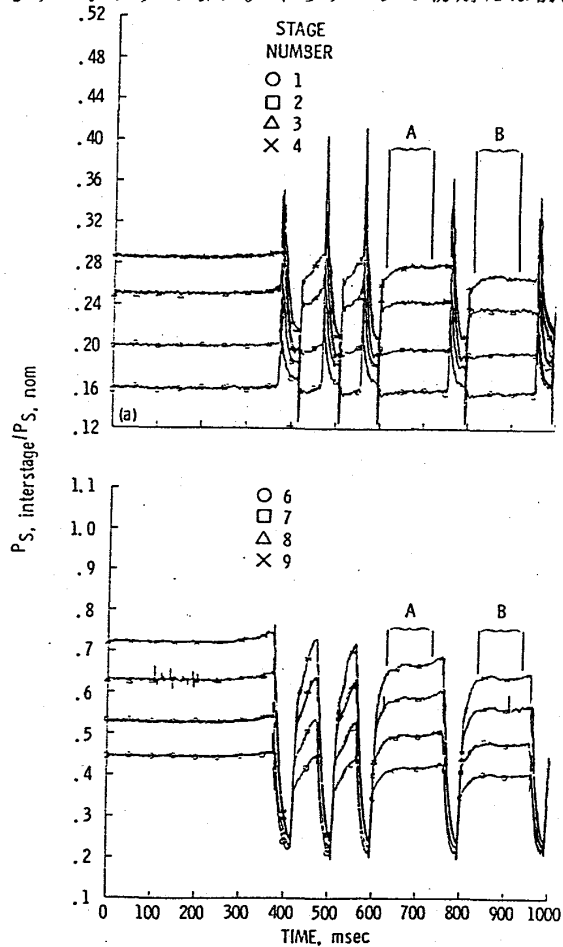


Fig. 7. - Interstage static pressures.

図10 軸流圧縮機各段の静圧<sup>8)</sup>

うなサージライン近傍における周期の不規則性によるものと思われる。

## 5. まとめ

失速域を含む圧縮機特性がサージ挙動にどのような影響を及ぼすかについて、Greitzerによる一次元モデルに基づき解析検討した。その特徴は次のようにまとめられる。

(1) 漸進形および不連続形のいずれの失速特性においても、サージライン近傍でのサージ時、回転数を低回転域から高回転域へ移行するとサージ周期は大きくなる。

(2) 漸進形より不連続形失速特性の方が、低回転域を除く広い回転域においてサージライン近傍でのサージ周期は大きい。なお漸進形でも失速特性最小圧力比点がより高流量側に位置する特性、あるいは最大圧力比点と最小圧力比点の値の差がより大きい特性の方がサージライン近傍でのサージ周期が大きく、かつ不連続形特性の挙動の特徴をおびてくる。

(3) ことに不連続形失速特性では高回転域におけるサージライン近傍のサージサイクルは、スパイク状挙動をするとともに周期の変化率が大きいことから、周期に不規則性をもたらす可能性のあることを示唆している。一方サージラインに対応する吐出弁抵抗より大きい抵抗を与えてゆくと、不連続形特性においてもスパイク状挙動から調和振動に近い挙動へ移行し、かつ周期不規則性も消滅する。

(4) 漸進形失速特性においてサージライン近傍で一定の周期を有している場合でも、プレナム体積を増大すると周期に不規則性をもたらす。

最後に本報告の計算に際して、電算に関係する方々に多大の御協力を得たことに深く感謝の意を表します。

## 文 献

- (1) Greitzer, E.M., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I, Part II, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.98(1976).PP.190-217.
- (2) Hansen, K.E., ほか2名, Experimental and Theoretical Study of Surge in a Stall Centrifugal Compressor, Journal of Fluids Engineering, Vol.103, September(1981). PP.391-394.
- (3) Huppert, M.C., NASA SP-36, (1965). PP.331-340.
- (4) 杉山、ターボジェットエンジンのサージシミュレーション, 防衛庁技術本部技報-941(昭61)
- (5) Wachter, J., ほか1名, Centrifugal Compressor Surge Behaviour, ASME Paper NO.84-GT-91.
- (6) Bammert, K., ほか1名, Discussion of (1). ASME Journal of Engineering for Power, Vol.98(1976). PP. 212-215.
- (7) 例えば, 山内, 空気機械工学便覧, (昭57) コロナ社. PP.142-143.
- (8) Lorenzo, C.F., ほか2名, Determination of Compressor In Stall Characteristics from Engine Surge Transients, AIAA-84-1206, AIAA/SAE/ASME 20th Joint Propulsion Conference (1984).

# 過給機駆動用ラジアル排気タービンの 非定常流特性に関する研究

第1報 時間平均法による性能予測

\* 小西 奎二 (東京都立科学技術大学)

吉謙 晴夫 (東京大学生産技術研究所)

## 1. ま え が き

排気過給機の出現によってディーゼル機関は画期的な発展を遂げ、今日では両者は不可分の存在になっている。主として、中・小型ディーゼル機関に用いられている排気過給機タービンは、構造が簡単な上、低流量で高出力が得られるラジアル型タービンが広く用いられている。その中で、車両用機関などにおいて、機関からの排気流で直接動作する動圧駆動型タービンは、現在相当高膨張比のものが多く比較的回転速度の遅い領域では、大きな脈動流の下で動作させられている。さらに、ラジアルタービンは、軸流タービンと比較して動翼の平均流路長が長く、転向角も大きいため、流れの非定常性を強く受けるものと思われる。

したがって、容積型と速度型という作動原理の異なる機関と過給機を組み合わせる最良の適合を得るためには、各々の特性を十分に把握しなければならない。特に動圧過給の場合には、タービンの定常流特性のみならず正確な非定常流特性を知ることが必要となる。しかしながら、タービンの非定常流特性を正しく求めることは、流れの非定常計測の困難さと併せてかなり厄介な問題である。

このようなタービンの非定常性能予測を考えると、まず定常性能に基礎を置いて単体としての性能がどのようなになっているのかを知ることが重要である。即ち、定常性能とどの程度異なるのか、また定常性能から出発して非定常時の流量特性や出力特性を見積ることはできないかなどである。これらに関しては、準定常法を用いたものとして、Wallace<sup>(1)・(2)</sup>、Benson<sup>(3)・(4)</sup>、小菅ら<sup>(6)</sup>など既に多くの報告があるが、各研究者によって傾向が異なる上、見積誤差も大きいなど未だ十分な結果が得られていない。また、簡便な方法として用いられている時間平均法によるものはほとんど行われていない現状である。さらに、タービン性能に影響を与える因子のうち、脈動周波数に着目しているものが多く、振幅や波形の影響についてはほとんど調べられていないようである。

脈動流れの中で問題になるのは、速度並びに圧力変動の振幅、脈動周波数および波形であるが、本質的には速度型機械である過給機タービンは、その入口速度三角形で代表されるようにタービンに流入する動作流体の流速に最も大きな影響を受けると思われる。それ故、本研究では、動圧駆動型ラジアル排気タービンの非定常性能を予測

するための基礎研究として、タービン単体性能に与える脈動流成分のうち、脈動周波数と速度振幅比の影響のみに問題を絞り、波形はロータリ弁型脈動流発生装置を用いて、脈動流れで基本となる正弦波に準じたものに固定して実験を行った。さらにその基礎として、定常性能を用いた実験的手法である時間平均法による解析方法によりタービン性能予測について研究したものである。

主な記号

Cad:	理論断熱膨張速度	m/s	T:	温度	K
f:	脈動周波数	Hz	Tq:	トルク	N・m
L:	出力	kW	U:	動翼周速	m/s
M:	質量流量	kg/s	V:	流速	m/s
N:	修正回転速度		$\theta$ :	速度振幅比 (式1)	
P:	圧力	Pa	$\kappa$ :	比熱比	
R:	膨張比	$P_{01}/P_a$	Cp:	定圧比熱	

添字

e:	実測値	01:	タービン入口
tm:	時間平均法特性	4:	動翼入口
m:	時間平均値	5:	動翼出口
i:	瞬時値	a:	大気状態
*	修正状態		

2. 実験装置および方法

供試タービンは、小型ディーゼル機関過給機駆動用ラジアル排気タービンで、圧力比 2.6、定格回転速度 46,000 rpm (973K)、動翼外径 140 mm、円周二分割の部分送入口方式のものであるが、これを図 1 に示すような装置で全周送入口として空気運転した。空気源からの作動流体は、ゲート弁とリリーフ弁によって流量調節された後、熱交換器を通り約 40 °C の温度に設定され、標準オリフィスによって流量計測し、回転弁で 10~70 Hz の脈動流となり、整流格子を経てタービンを駆動し大気に放出される。本報で用

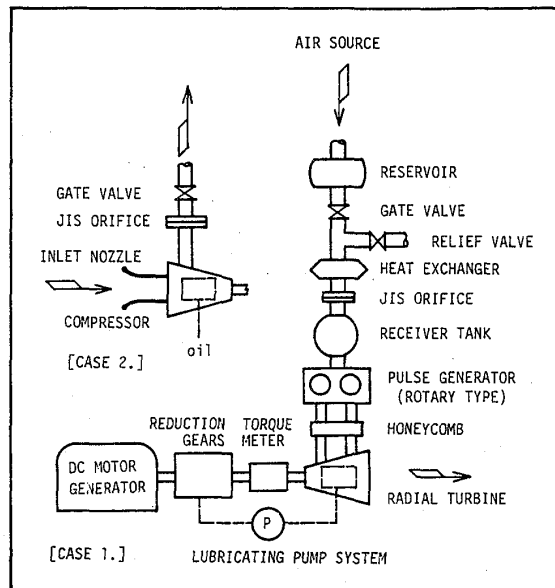


図 1 実験装置全体図

いた脈動流発生装置は、図 2 に示すような通風孔を持ったロータが回転することによって非定常流を発生させるもので、脈動流れで基本となる正弦波に準じた波形が得られるが、特定の機関の排気を模したものではない。振幅の調節は、バイパス弁の開閉により、部分的に逆流の生じる範囲から定常流に近い範囲まで、連続して可変できる構造である。

動力の計測は、位相差式トルク検出器を採用し、これまで問題の多かった出力計測の精度向上を計った。図 3 にその概略図を [CASE 1] の場合について示す。過給機

を構成する圧縮機を切り放して出力軸を有するタービンとし、これにトルク検出器を接続して平均軸トルクと瞬時トルク変動を計測する。各々はマイクロカップリングによって結合した。供試トルク検出器は振り軸の両端に歯車を装着し、軸の振れ角を電磁検出器によって非接触で取り出し位相差信号電圧をデジタル処理するもので、精度が高く減速機を介せず高速に耐える利点がある。主な仕様は、定格トルク 1 kgf-m, 最大回転速度 16,000 rpm, 入出力軸径 14 mm, 振り軸最小径約 10 mm, 慣性モーメント  $GD^2$  4.1 kgf·cm<sup>2</sup> である。

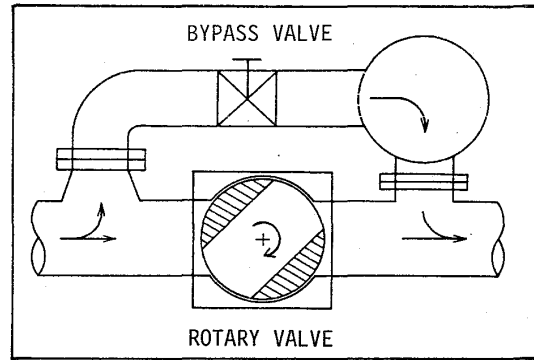


図 2 脈動流発生装置

負荷の吸収は、トルク検出器の従動側に原則として、定常流実験の場合には減速機を介して直流発電機を接続し [CASE 1], 非定常流実験の場合には付属の圧縮機を直接接続 [CASE 2] して用いた。これは出力計測装置の設置による回転慣性質量の増加の影響を少なくするためのものであり、これによって脈動流駆動時でも初期の動特性が得られているものと思われる。

更に、軸受けによる損失も無視できないと思われるので、タービン入口・出口の油温をシーース熱電対で検出し、オイル加熱器および冷却器により一定温度に制御し、重量法により潤滑油量を求め、軸受けによる損失動力の補正を行った。

タービン入口の変動流速の測定は、温度補償を行った熱線風速計を用いて管中心位置で測定した。これは 2 センサープローブに装着されたいずれも線形 5 μm, 感流部全長 1mm のタンゲステン線であり、一方を流速検出用の熱線として用い、他方を温度検出用の冷線として用いた。最終的な流速の検定は、実際の使用状態で非定常流実験

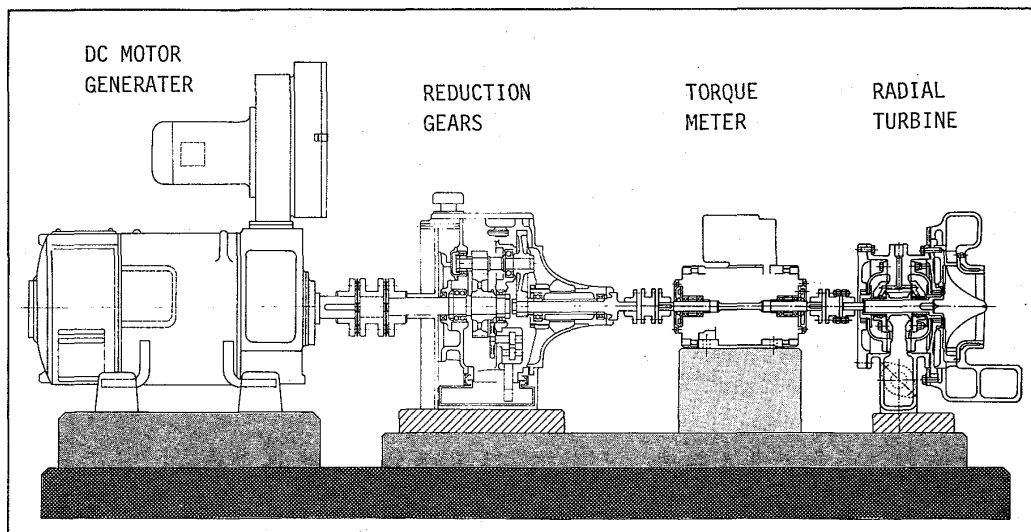


図 3 トルク検出器および負荷吸収装置 [CASE 1] 概略図

の前後に、回転弁を止め定常流実験により行った。更に、変動総圧は同位置で、シリコンオイルを封入したブラントル形ピトー管と受圧面径 3mm の半導体小型圧力変換器を組み合わせたものによって測定した。脈動流下での平均流量は整定タンクの前流で標準オリフィスにより、また平均動力は、位相差式トルク検出器と軸受け損失から求めた。その他各部の温度および圧力の平均値は、熱電対温度計およびマノメータなどの計測器によって得た。

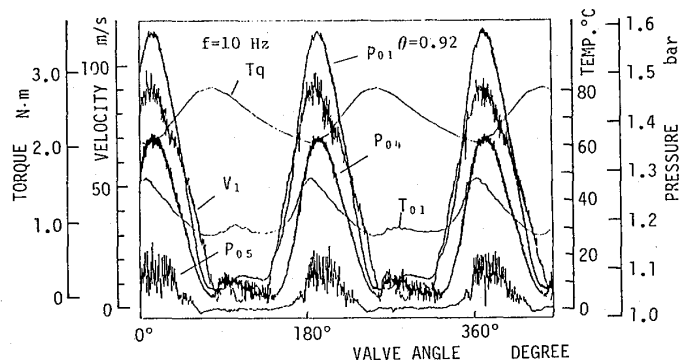


図 4 波形代表例 (f=10 Hz,  $\theta=0.92$ )

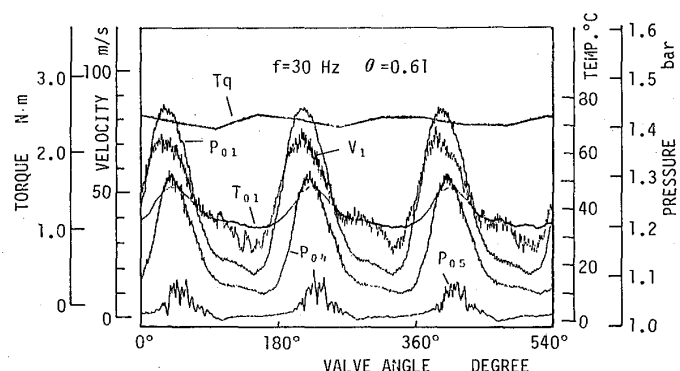


図 5 波形代表例 (f=30 Hz,  $\theta=0.61$ )

変動値として測定したものは、タービン入口部の総圧  $P_{01}$ 、総温度  $T_{01}$  および流速  $V_1$ 、動翼入口・出口の総圧  $P_{04}, P_{05}$ 、並びに軸トルク  $T_q$  であり、これらの変動値は一度データレコーダーに記録させた後、14 ビットの精度で A-D 変換を施しパーソナルコンピュータで処理した。サンプリング周期および点数は平均 2 サイクルで、1,350~1,650 点である。

定常流実験は、タービン修正回転速度  $N^*=901, 800, 584$  の場合について回転弁を固定して行い、非定常流実験は同一波形について脈動周波数を 10~70 Hz と変化させ、更に各々の周波数に対して振幅を 9~10 点変えて行った。この非定常流実験では、タービン修正回転速度は  $N^*=800$  のみとした。

### 3. 結果および考察

#### 3.1 非定常流れの代表例

図 4, 5 に波形の代表例を示す。図 4 の実験条件は、修正回転速度  $N^*=800$ 、周波数  $f=10$  Hz、速度振幅比  $\theta=0.92$  のものである。ここで  $\theta$  は以下の式で定義する。

$$\text{速度振幅比 } \theta = \frac{(V_{1\max} - V_{1\min}) / 2}{V_{1m}} \quad (1)$$

$\theta$  は同一波形について考えれば、1 を越えると部分的に逆流が生じ、0 で定常流に近づく流れを表しているが、波形の影響は加味することはできない。圧力波形と速度波形は良い対応を示しており、速度波形はローパス・フィルタを通して 1 kHz 以上の



高周波成分をカットしてある。基本的には、正弦波に準じたものであるが、速度変動に対応して従来測定されていなかったトルク変動の様子も明らかにされている。低い周波数で非定常性の強い流れの場合には、流れの慣性力と軸内の弾性変形の伝達時間等の影響により、動翼で変換された回転力が検出器に伝わるまでの時間遅れはあるものの良い対応をしているのがわかる。図5は周波数  $f=30$  Hz, 速度振幅比  $\theta = 0.61$  のものである。周波数が高くなり、また速度振幅比が小さくなるとトルク波形は平滑されほぼフラットな状態となる。

### 3.2 タービン基本特性

図6にタービンにかかる負荷を変化させ、修正流量の時間平均膨張比に対する変化を修正回転速度  $N^*=800$  の場合の流量特性を示す。図中には、定常流特性と周波数表示のある非定常流特性の両者を記してある。最低膨張比を表す実験点は、ウィンディジ状態での実測値であり、これはタービン入口を閉塞し、負荷側からタービンを順方向に駆動させたときのものである。脈動流実験での瞬間膨張比は1~1.80位の範囲にあり、定常流特性は脈動流実験のほぼ全領域をカバーしている。

非定常流時のタービン流量は、定常流運転に対して全領域で減少し、更に、同一膨張比で比較すると周波数が小さくなるほどその傾向が強くなるように見える。しかし、これは実験条件としてバイパス弁をほぼ全閉に保った状態でタービン負荷を変化させたもので、速度振幅比  $\theta$  はほぼ一定に保たれている流れでの結果である。ただし、 $\theta$  は周波数が小さいほど最大振幅比は大きくなっている。したがって、低膨張比に近づいても非定常性が幾分弱まる程度の流れであり、後述する図10に記してあるような大きな振幅変化は生じていない。

同様にして出力特性を図7に示す。最小負荷領域は、トルク検出器の負荷側を切

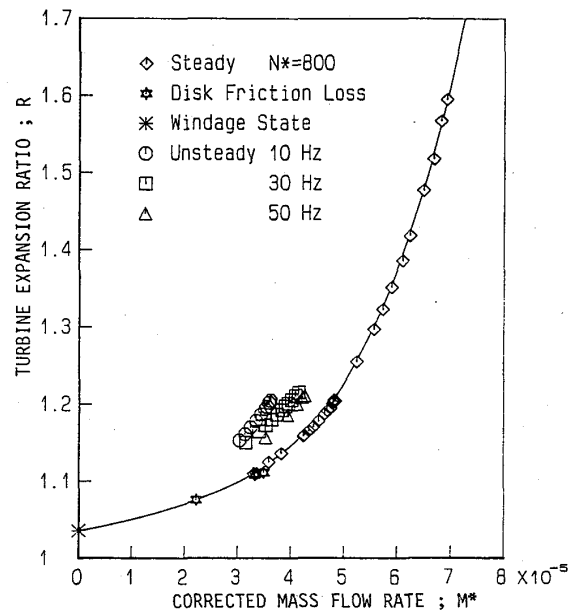


図6 流量特性曲線

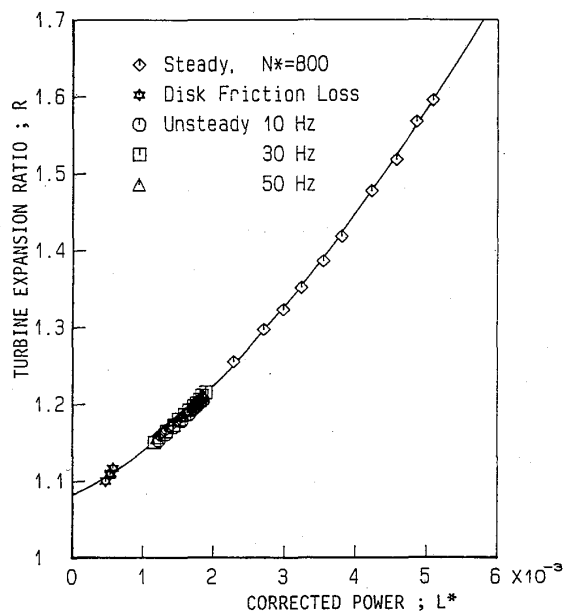


図7 出力特性曲線

り放した無負荷状態，および [CASE 2] の圧縮機の翼車を取り去り，代わりに翼車相当の円盤を取り付けて測定したものである。流量特性時に見られたような定常，非定常との差異はほとんど認められない。

次に定常流時の効率特性を速度比  $U/Cad$  を横軸にして図 8 に示す。トルク計によって得られた動力に軸受け損失を加味した出力を用い，次式によって求めた効率である。

$$\eta = \frac{L}{C_p T_{01} \left\{ 1 - (P_0/P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} M} \quad (2)$$

更に，図 9 は修正回転速度をパラメータとして速度比に対する反動度について表したものである。反動度  $RN$  は，タービン全熱落差に対する動翼内での熱落差の割合で定義したもので次式で表される。

$$RN = \frac{(P_4/P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - (P_0/P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - (P_0/P_{01})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3)$$

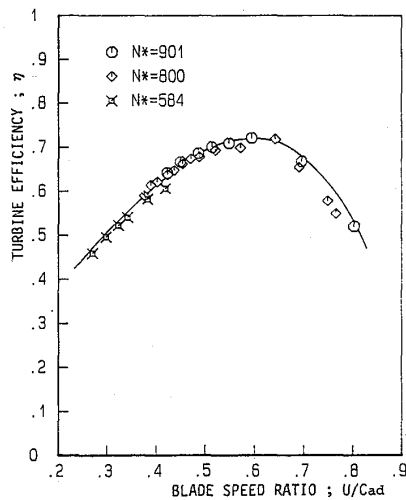


図 8 効率特性

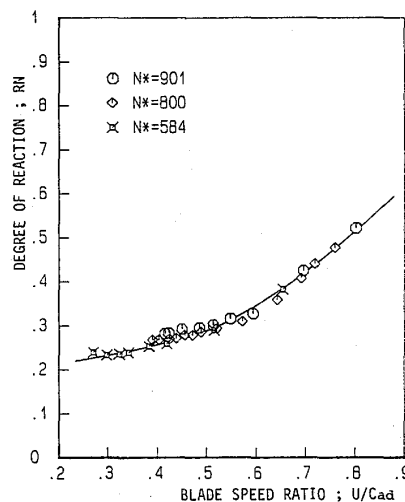


図 9 反動度

図 8，図 9 において実線で表したものは，実験点より得られたおおよその傾向を示し，通常のラジアルタービンの性能が得られているが，反動度は比較的小さく，ノズル内での膨張の多い幾分衝動性の強いタービンといえる。

### 3.3 時間平均法によるタービン特性

脈動流下のタービン性能を見積る一つの方法としていわゆる時間平均法が考えられる。これは，タービン入口の総圧，総温度の時間平均値を測定して平均膨張比を算出し，定常性能曲線からこれに対応する平均性能を得ようとするものである。本報では，計測器によって得られた実測値を真の値として，前記によって得られた値とを比較することによって時間平均法の妥当性を評価した。図 10 は脈動流下の時間平均タービン流量特性を同一修正回転速度  $N^* = 800$  について，流量比に対する速度振幅比  $\theta$  の関

係を脈動周波数  $f$  をパラメータとして表したものである。図中の実線は、実験点から最小自乗法によって求めた曲線である。

図から明かなようにタービン流量特性は、脈動周波数にはほとんど影響されず、ほぼ同一の曲線で示され、速度振幅比  $\theta$  に大きく依存していることが分かる。したがって、 $\theta$  はタービン流量割合を表す良いパラメータと考えられる。しかし、脈動周波数による影響は顕著でなく、従来タービン性能を表す因子として脈動周波数によって整理されていたことには、無理があるものと思われる。同様に、非定常性を表すパラメータとしてストロハル数  $St$  がよく用いられるが、平均流速が相対的に大きな変化をしていない流れでは、ストロハル数は脈動周波数の関数となる故、

タービン性能表示において  $St$  は、定常・非定常の違いを表す程度の指標にしかならない。時間平均法によるタービン流量見積りは、 $\theta$  の増加と共に実測値に対して過大評価され、この実験範囲でも最大 40% 近くに達する。逆に、 $\theta$  の減少と共に流量比は 1 に近づく。 $\theta$  が 0.5 以下では、流量見積誤差は 10% 未満となり、流量の面での非定常性はほとんど無視できる。

このことにより、速度振幅比が大きくなる程流量予測に大きな影響を与え、 $\theta$  は非定常性を強める大きな因子として作用する。したがって、機関の回転速度にはあまり関与せず、高負荷運転され過給機が速度振幅比の大きな条件の下で動作させられているような場合には、時間平均法によって流量見積を行うと大きな誤差の原因になる。

同様にして、図 11 は時間平均法による出力特性について表したものである。出力の実測値には、軸受けによる損失動力も含めてある。脈動周波数の影響が顕著でないのは流量特性の場合と同様であるが、出力については速度振幅比の依存性も見られない。図より一見して出力予測は、推定誤差が数%の精度で行えるように見えるが、タービンの発生している平均動力について考えると、駆動流体の定常・非定常性には直接関

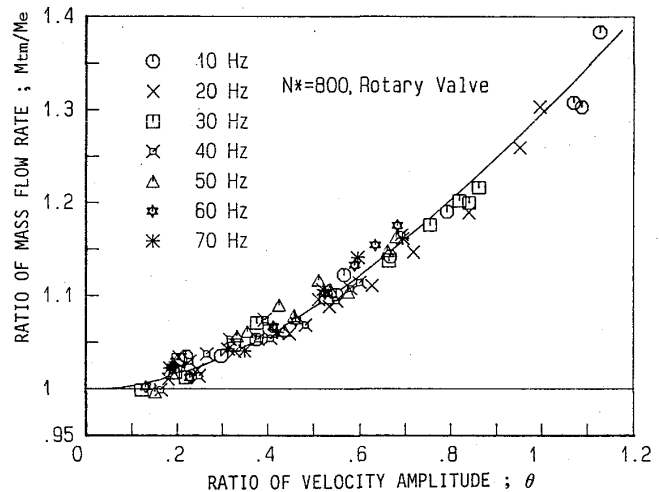


図 10 時間平均法による流量予測結果

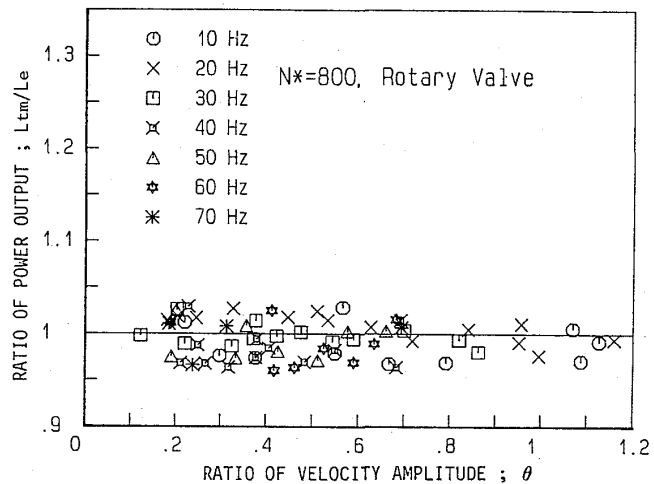


図 11 時間平均法による出力予測結果

与せず、同一修正回転速度で運転されていると定常流運転時と同一の動力を発生しているものと思われる。このことは、図 7 において定常・非定常流時の差が認められないことから考察される。実験結果のバラつきは、第一義的に実験精度に起因するものと思われるが、全体的に見積誤差は、 $\pm 4\sim 5\%$ の範囲にあり、出力は流れの総合されたものであることと、従来得られている結果を考えると、ほぼ妥当な結果が得られているものと思われる。しかし、流量予測誤差の大きさから考えて、動圧駆動時のタービン性能を定常性能曲線と平均膨張比からのみで予測することは困難と思われる。

#### 4. あとがき

正弦波に準じた波形を持つ脈動流により、時間平均法によって排気過給機用タービンの性能予測について調べた結果、以下のような結論を得た。

- (1) 時間平均法による流量予測は、実測値に対してかなり大きく過大評価され、本実験範囲でも最大 40% に達する
- (2) 脈動周波数の影響は顕著でない。
- (3) 速度振幅比はタービンの流量特性に影響を与える大きな因子として作用する。
- (4) 速度振幅比  $\theta$  が 0.5 以下では、流量見積誤差は 10% 未満となり、流量の面での非定常性はほとんど無視できる。
- (5) 本実験範囲では、脈動周波数と速度振幅比に関係なく、出力の非定常性は無視できる。

最後に、千葉工業大学平山直道教授並びに東京都立大学森棟隆昭氏に有益なご教示を賜ったこと、また過給機の改造等で(株)新潟鉄工所および石川島播磨重工業(株)に技術的な援助を賜ったことを記して深く謝意を表します。

#### < 参考文献 >

- (1) Wallace, F.J. and Blair, G.P., ASME Paper, 65-GTP-21 (1965), 1
- (2) Wallace, F.J., Adgey, J.M. and Blair, G.P., Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 184, Pt. 1 (1969-70), 183.
- (3) Benson, R.S. and Scrimshaw, K.H., Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 180, Pt. 3J, Paper 23, (1965-66), 74
- (4) Benson, R.S., SAE Paper 740739, (1974, 9-12), 1
- (5) 宮下・ほか 3 名, 石播技報, 13-3 (昭 48-5), 259
- (6) 小菅・ほか 3 名, 機論, 44-386 (昭 53-10), 3497.
- (7) 小西・平山, ガスタービン鹿児島地区講演会講演論文集, (昭 60-11), 31
- (8) 小西・平山, ガスタービン広島地区講演会講演論文集, (昭 61-11), 76
- (9) 水町・ほか 4 名, 機論, 44-388 (昭 53-12), 4272.
- (10) 吉識・ほか 3 名, 日本ガスタービン学会誌, 12-47 (1984), 41
- (11) S. Ohigashi, G. Ono & S. Machida, SAE Trans., 74, 650041 (1966) 226.
- (12) 小野, 日本機械学会誌, 65-551, (1964), 1885
- (13) 小野, 計測と制御, 10-6, (1966), 226

## ジェットエンジン静止流路系内の3次元粘性流れ解析

\*藤森 俊郎 (石川島播磨重工業株式会社 技術研究所)  
 清水 淳 (石川島播磨重工業株式会社  
 航空宇宙事業本部)  
 河合 理文 (石川島播磨重工業株式会社 技術研究所)  
 安藤 安則 (石川島播磨重工業株式会社 技術研究所)

## 1. はじめに

ガスタービン等の静止流路系内の流れの剝離や圧力損失予測は、流路の設計にあって重要な課題である。最近までは非粘性準3次元解析コード等が、設計に利用されていたが、近年のスーパーコンピュータの目覚ましい発達により、それを利用した大規模3次元粘性流れ解析が、実際問題に対して有効な現象把握手段と成りつつある。<sup>1), 2)</sup>

本報告では、当社で開発された3次元粘性流れ解析コードVEGA-3により、ジェットエンジンのファンと圧縮機の間をつなぐ環状ダクト内の流れ解析を行なった。さらに、水流試験・空力試験結果と比較して、解析結果の考察を行なった。

## 2. 数値解析手法

## 2.1 流れの支配方程式

支配方程式は、標準k-ε乱流モデルを用いた、3次元定常非圧縮性Navier-Stokes方程式とする。その方程式群は、デカルト座標系で以下の標準輸送方程式の形にまとめられる。

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j}) + S_\phi \quad (j=1, 2, 3) \quad (1)$$

φは輸送される物理量(または、解くべき変数)、Γφは有効拡散係数、Sφはソース項であり、表1にその内容を示す。この方程式群を、一般曲線座標系へ変換する。

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial \xi_j}(\rho G_j \phi) = \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial \xi_j}(\Gamma_\phi \frac{M_{jk}}{J} \frac{\partial \phi}{\partial \xi_k}) + S_\phi \quad (j, k=1, 2, 3) \quad (2)$$

ただし、j, kは一般座標系での各方向、Jはヤコビアン、Mjkは座標変換に伴う係数である。Gjは反変速度に類したものである。この方程式群を、有限体積法に基づくSIMPLE法を3次元一般座標系へ拡張されたアルゴリズムにより解く。<sup>2), 3)</sup>

## 2. 2 解析領域と境界条件

解析の対象は、ジェットエンジンのファンと高圧圧縮機をつなぐ環状ダクトである。環状ダクトの中には合計10本のストラット（支柱）が等間隔にあり、本解析では、隣り合う2本のストラットの間（36度セクタ）を解析領域とした。

入口境界は、速度・圧力等を実験値より与えた。ダクト内、外壁とストラット表面の物体表面上は、滑りなし条件とし、その近傍における乱流粘性とその散逸率の値は、Spalding<sup>4)</sup>らによる壁関数により与えた。出口流出面では諸量の流れ方向の勾配をゼロとした。

ストラット表面以外のセクタ側面は、周期境界条件を与えた。本解析では、周期境界条件を陰的に取扱えるように、CTDMA(Cyclic Tri-Diagonal Matrix Algorithm)法を導入し、効率化を行なった。周期境界条件を陽的に扱ったため、計算の安定性の悪かった場合に対しても、CTDMA法を用いることにより、うまく解を得ることができた。

## 3. 試験データ

試験データとしては、当社で行なわれた環状ダクトの水流と空気流による圧力損失地上試験の結果を用いた。水流試験は72度のセクタ試験であり、空力試験は図1に示すような試験装置を用いて行なった。

## 4. 環状ダクト内流れ解析

解析領域に沿った計算格子を作成するために、楕円型偏微分方程式に基づく数値生成法を用いた。はじめに、環状ダクトの軸方向断面の2次元格子を作成し、周方向にセクタの角度に展開した後、ストラットの部分に修正を加えて3次元計算格子を作成した。水流試験と空気流試験装置の形状が異なるため、図2に示すような2種類の計算格子を作成した。(c)は、空気流解析に用いた計算格子により、全周を表したものである。使用した最大の計算格子のサイズは、71×31×35であった。

水流解析の流入条件には、全体流量が試験値と一致する様に、入口面に一様流速( $U_{in}=0.96\text{m/s}$ )を与え、また圧力と乱流特性値は入口面で一定値を与えた。乱流特性値は、入口の乱流強さを主流運動エネルギーの0.1%として決定した。使用した水の物性値は、 $\rho=0.9992\text{ g/cm}^3$ 、 $\mu=1.153\times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ である。一方、空気流解析においては、入口の流速分布及び圧力分布に試験計測値を与えた。ただし、乱流特性値については、水流解析と同じ方法で決定した。水流解析の入口流速は、スワール成分（周方向成分）は無いが、空気流解析入口条件では、最大約3度のスワール成分があった。入口空気の流体物性値は、 $\rho=1.76\text{ kg/m}^3$ 、 $\mu=1.83\times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、 $t=340\text{K}$ とした。

解の収束判定条件は、全体の質量バランスが全流量の0.1%未満とした。流れ解析は

スーパーコンピュータ(FACOM VP-50)、格子生成と解析結果の後処理はEWS(HP9000)により行なった。図3に流れ解析システム全体のダイアグラムを示す。計算時間は、最大計算格子の場合で約2時間のCPU時間だった。

## 5. 結果と考察

水流解析結果について、図4に解析領域ストラット間の中央断面の流速ベクトルと圧力分布を示す。中央断面では、内壁で境界層が厚くなる部分においても流れの剝離は起こらない。入口で圧力分布は一様であるが、ストラット入口より流路が内側へすぼまるため、内壁で圧力が下がり、外壁で圧力は上がる。一方、流路後半では、内壁で少し圧力が上昇した後急激に下降し、外壁では曲る部分で大きく下がった後少し回復し、出口面ではほぼ一様な圧力分布になっている。図5に示す側面境界近傍の流速ベクトル図では、内壁ストラット後縁付近に生じている小さい剝離をうまく捉えている。ストラット前縁付近では、急激な圧力上昇がみられ中央断面より平均で約300Pa高い値を示している(図5(b))。内壁、外壁圧力分布を図6に示す。スワール成分が無い場合、内外壁ともストラットの間以外の部分では、ほとんど圧力は周方向に一定である。次に、水流実験結果の壁圧分布と計算値の比較を図6に示す。細かい変動について、全体に試験計測値と計算値はよく一致している。Shape Factorは、計算値で約1.5~1.8となり実験値より1.2割大きな値であった。

図8以降に空気流解析結果を示す。全体的な流れの状態は、水流試験結果と同じであるが、図8(b)に示すように、入口内壁付近で急激な圧力降下を示している。入口では、試験計測値より圧力・流速分布を与えているが、それらが現実的でないことによると考えられる。図9に示す周方向圧力分布では、ストラット入口でスワールの影響により非対称となっているが、ストラット後部においては、ほぼ一定の値となっている。図10に、周方向中央断面の流速ベクトルのスワール成分の強さの分布を示す。ストラット後半より、ほとんどスワール成分が消えている。空力試験結果においてもストラット後部でのスワール成分はほとんど無く、計算と一致している。

流路方向断面における全圧の流量重み付け平均を以下の様に、定義する。

$$TP = \frac{\int P_t q dA}{\int q dA} \quad \begin{array}{l} q: \text{流量} \\ P_t: \text{全圧} \end{array} \quad (3)$$

入口面を $TP_{i_n}$ として各流れ方向断面の圧力損失を $(TP_{i_n} - TP) / TP_{i_n} \times 100[\%]$ と定義すると、ストラットの入口と出口の間では3.8%の圧力損失があった。空力実験では、ストラット出入口で約1%の損失となっており、計算の方が大きく見積もる結果となった。

解析結果の格子サイズへの依存性を調べるため、格子数を $31 \times 17 \times 15$ に減らし計算を行なった。密な格子の結果と比較して、ストラット入口の圧力上昇がぼけているが、全体的な傾向は同じ様であり、全体の定性的性質をつかむには十分な格子のサイズであると考えられる。圧力損失は、密な場合に比べて大きな値となった。

## 6. あとがき

一般座標系に基づく3次元粘性流れ解析コード(VEGA-3)により、ジェットエンジン静止流路系の流れ解析を行なった。本解析により、環状ダクト内の流れの特徴をうまく再現することができた。計算結果は、試験結果と壁圧分布等は良く一致したが、圧力損失は計算値のほうが大きな値となった。また、解法に採用したCTDMA法により、計算の安定性が向上した。この結果より、3次元粘性流れ解析が、ジェットエンジン静止流路系内の流れ状態の把握に、有効であることが示された。

本解析手法により全体流れ場の把握を予想することは可能となったが、設計のツールとしていくためには、解析の高精度化や効率化が必要である。圧力損失等の定量的データの精度を上げていくには、乱流モデルの検討、圧縮性の考慮等を行なう必要がある。また、反変速度を未知量とするコードへの改造により、周期境界をより効率的に扱うことができるだろう。

今後は、ジェットエンジン静止流路系の大規模3次元流れ解析を、図2(c)に示す様な全周領域や、バイパス流路を含む領域へ拡張していく予定である。

## 参考文献

- (1) Y. Ando, M. Kawai, Y. Sato, H. Toh, AIAA-88-0185
- (2) 安藤、河合、増子、藤森、藤、宮前、石川島播磨技報、29-2、(平成1.3)、108.
- (3) 安藤、河合、機論、53-494、B(昭62)、2951
- (4) Launder, B.E. and Spalding, D.B., Computer Method in Applied Mechanics and Engineering, Vol.3, 1974,
- (5) Serag-EL-Din, M.A.S., (PhD Thesis) Dept. Mech. Eng. Imperial College of Science and Technology, London, July 1977.



表1 標準輸送方程式における $\phi$ ,  $\Gamma\phi$ と $S\phi$ のまとめ

$\phi$	$\Gamma\phi$	$S\phi$
1	0	0
U	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial x})$
V	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial y})$
W	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial z})$
k	$\mu_{eff}/\sigma_k$	$G_k - \rho\epsilon$
c	$\mu_{eff}/\sigma_c$	$G_c C_1 \epsilon / k - C_2 \rho \epsilon^2 / k$

注)  $\mu_{eff} = \mu_t + \mu_l$   
 $\mu_l = \rho C_D k^2 / \epsilon$   
 $G_k = \mu_t \left\{ 2 \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 \right.$   
 $\left. + \left( \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 \right\}$   
 $\mu_t$ : 層流粘性係数

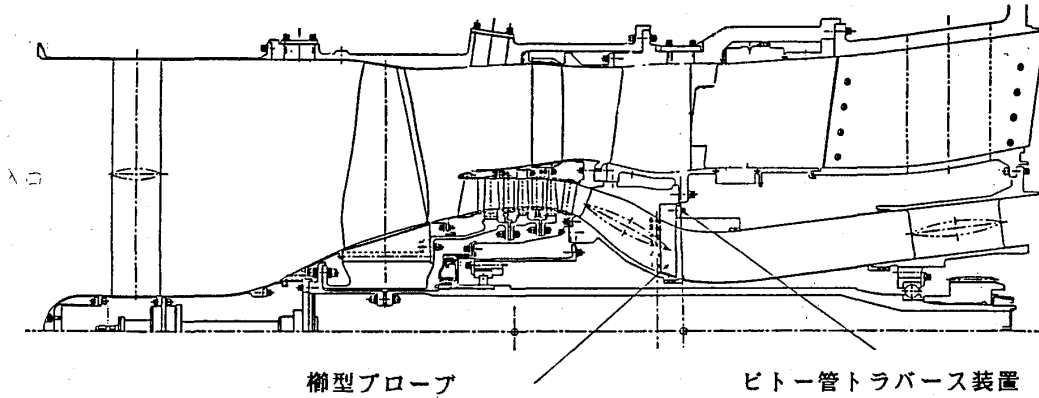
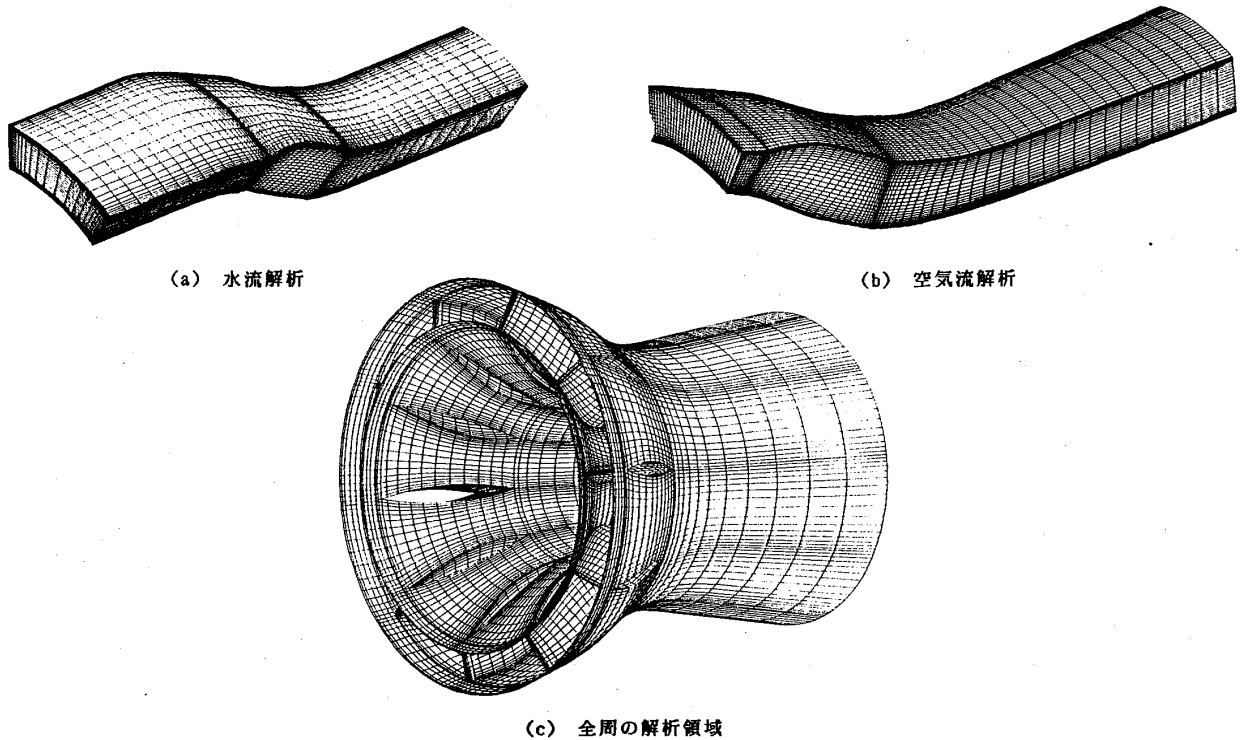


図 空気流試験装置



(a) 水流解析

(b) 空気流解析

(c) 全周の解析領域

図2 各解析に用いられた計算格子

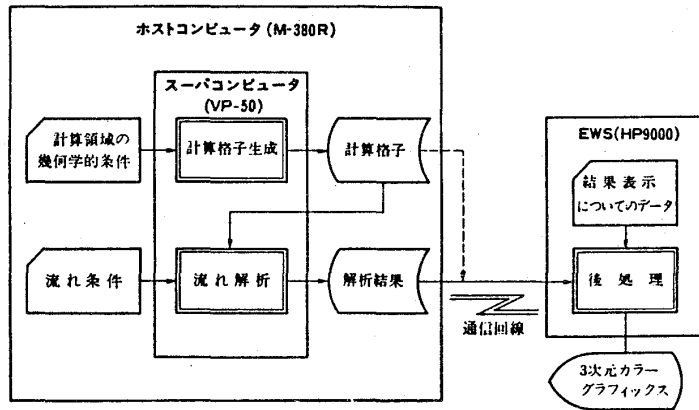


図3 VEGA流れ解析システム

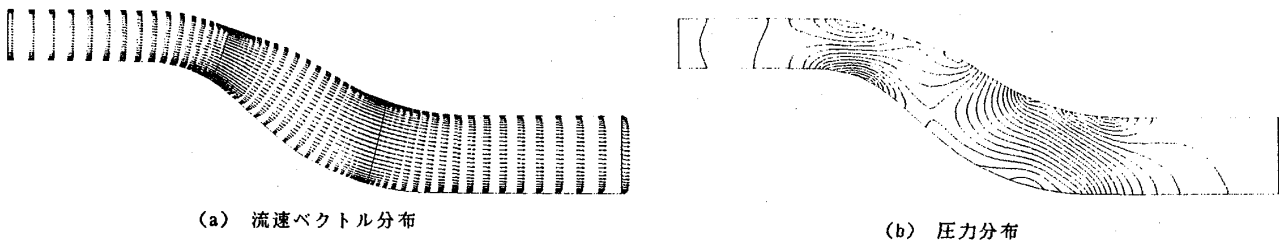


図4 水流解析結果（周方向中心面）

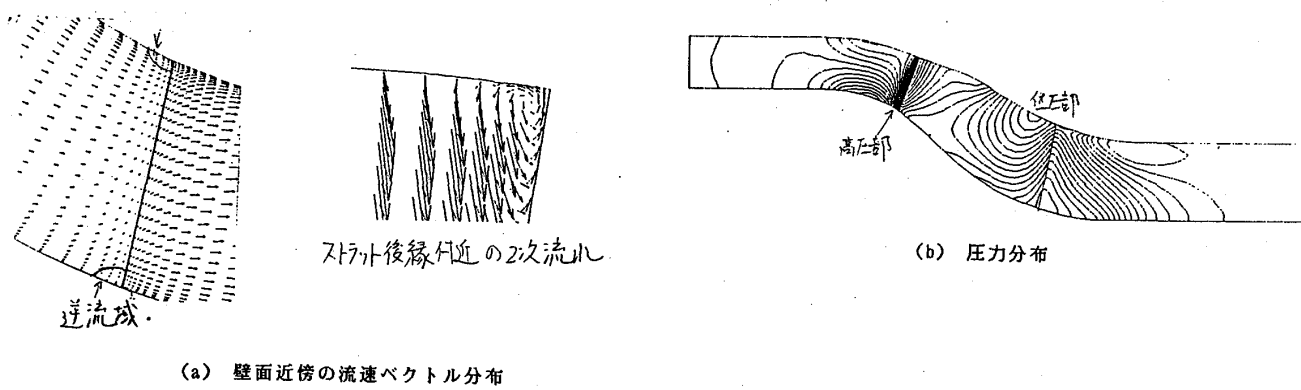


図5 水流解析結果（ストラット面）

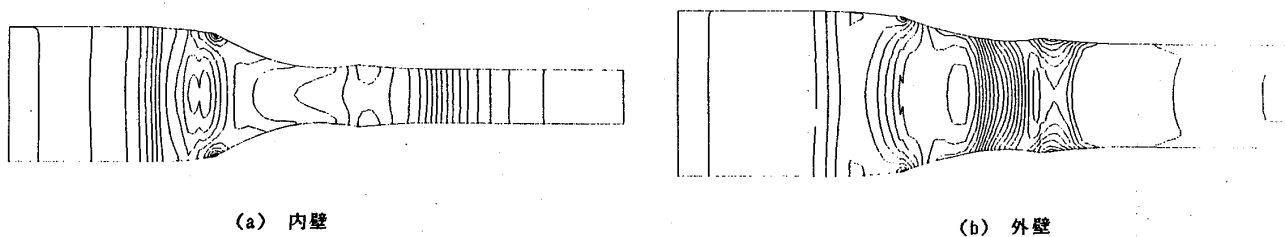


図6 水流解析結果（内外壁圧力分布）

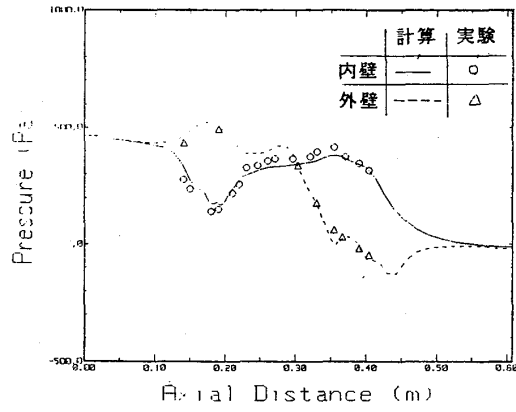


図7 周方向中央面での内外壁圧分布

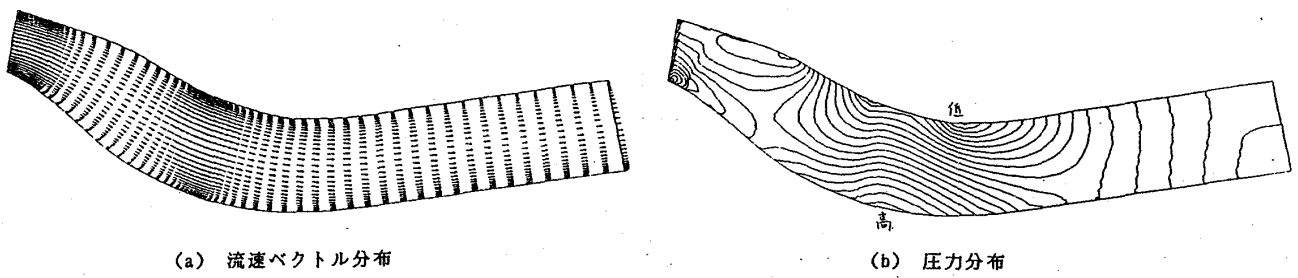


図8 空気流解析結果(周方向中心面)

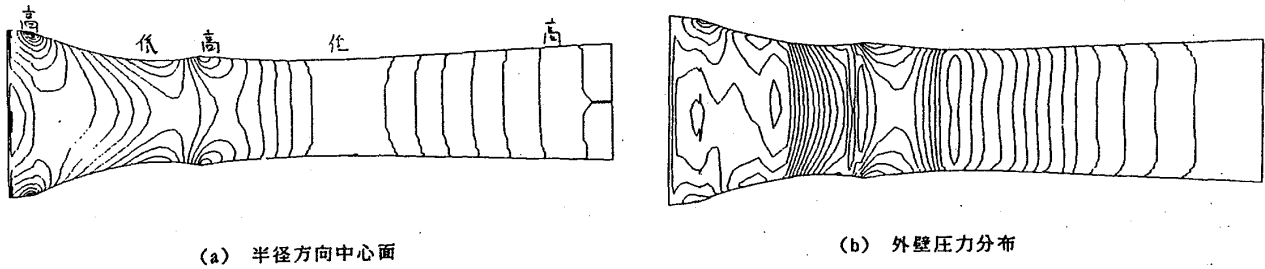


図9 空気流解析結果(周方向圧力分布)

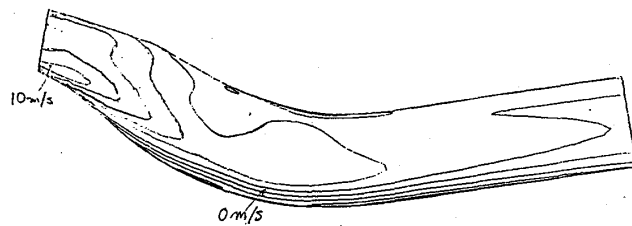


図10 空気流解析結果(周方向中心面のスワール分布)

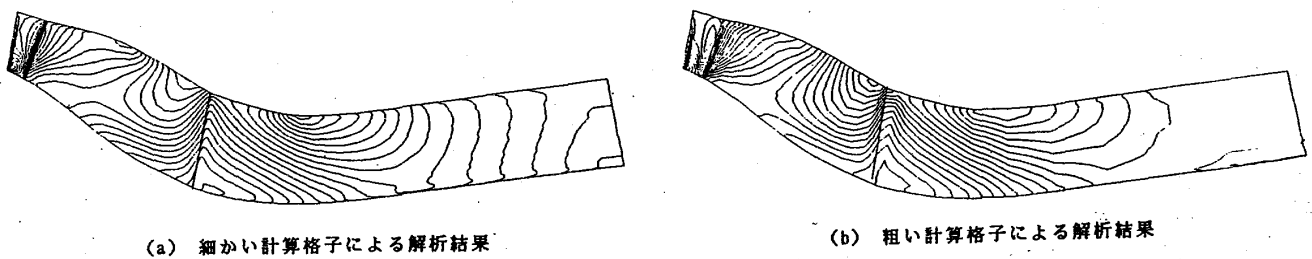


図11 粗い計算格子と細かい計算格子を用いた結果の比較  
(ストラット面圧力分布)

## 回転蓄熱式熱交換器の動特性

\*酒井逸朗 (三菱自動車工業(株))

松久忠彰 (日本ガイシ(株))

川崎啓治 ( " )

## 1. 緒言

再生サイクルガスタービンにおいて、再生用熱交換器の性能はサイクル熱効率を高める上からも重要である。特に移動用ガスタービンではエンジン全体をコンパクトにまとめる必要から、使用する熱交換器は回転蓄熱式が最適である。当熱交換器蓄熱体の要素特性については、前報<sup>1)</sup>で述べたとおりであるが、ここでは引続いて回転蓄熱式熱交換器の性能について明らかにするものであり、当熱交換器の運転中の時々刻々変化する蓄熱体および流体の温度を時間および位置の関数として記述できることを示す。

伝熱の基礎方程式の解は2個の独立変数で表わされ、そのうち位置の変数  $x$  は離散的な取扱いになっている。他の一つの変数である時間  $t'$  については連続の取扱いが可能となるため、計算時間の短縮が図れると同時に、解の特性の把握が容易となる。これにより境界条件および初期条件を満足する解を導くことができ、運転中の冷却、加熱の両過程の伝熱現象を示す式も導くことができた。これらをもとに定常運転状態における各部の温度ならびに温度効率等について述べる。

## 2. 記号

$A_s$ : 伝熱面積 ( $m^2$ )	$C$ : 流体の熱容量流量 ( $kW/K$ )
$c_m$ : 蓄熱体の比熱 ( $kJ/kgK$ )	$L$ : 蓄熱体の厚み ( $m$ )
$h$ : 熱伝達率 ( $W/m^2K$ )	$Ntu$ : 伝熱単位数 (-)
$M$ : 蓄熱体の重量 ( $kg$ )	$R$ : 蓄熱体回転数 ( $rps$ )
$t'$ : 時間 ( $sec$ )	$x$ : 位置の座標 ( $m$ )
$X$ : 無次元座標 ( $\equiv x/L$ )	$t$ : 無次元時間 ( $\equiv t'R$ )
$\theta$ : 流体温度 ( $K$ )	$\Theta$ : 蓄熱体温度 ( $K$ )
$\theta_0$ : 流体入口温度 ( $K$ )	$m$ : 分割数 ( $1/\Delta X$ )
$Nr$ : ( $\equiv M c_m R/C$ )	$P$ : ( $\equiv Ntu/2Nr$ )

添字  $c$ 、 $h$  はそれぞれ冷却サイクル、加熱サイクルを示す。

## 3. 理論解析

回転蓄熱式熱交換器の伝熱に関する基礎方程式は前報の要素特性で示したものと本質的には同一のものとなるが、熱交換器は回転することから時間の無次元化を考慮し、次のように考える。基礎方程式は式(1)の通りである。

$$M c_m \frac{\delta \Theta}{\delta t} = -C L \frac{\delta \theta}{\delta x} = A_{sh} (\theta - \Theta) \quad (1)$$

ここで回転数  $R$  (rps) を導入し、 $x/L = X$ ,  $A_{sh}/C = Ntu$ ,  $M c_m R/C = Nr$ ,  $t'R = t$  とすると、式(1)は

$$Nr \frac{\delta \Theta}{\delta t} = - \frac{\delta \Theta}{\delta X} = Ntu (\theta - \Theta) \quad (2)$$

上式を変形して

$$\frac{\delta \Theta}{\delta t} = \frac{Ntu}{Nr} (\theta - \Theta) \quad (3)$$

$$\frac{\delta \theta}{\delta X} = -Ntu (\theta - \Theta) \quad (4)$$

式(4)を差分化すると

$$\frac{\Delta \theta}{\Delta X} = \frac{\theta_k - \theta_{k-1}}{\Delta X} = - \frac{Ntu}{2} \{ (\theta - \Theta)_{k-1} + (\theta - \Theta)_k \} \quad (k=1 \sim m)$$

上式を  $\theta_k$  について整理すると

$$\begin{aligned} \theta_k &= \theta_{k-1} - \frac{Ntu \Delta X}{2} (\theta_{k-1} + \theta_k - \Theta_{k-1} - \Theta_k) \\ (1 + \frac{Ntu \Delta X}{2}) \theta_k &= (1 - \frac{Ntu \Delta X}{2}) \theta_{k-1} + \frac{Ntu \Delta X}{2} (\Theta_{k-1} + \Theta_k) \\ \therefore \theta_k &= \frac{(1 - \frac{Ntu \Delta X}{2})}{(1 + \frac{Ntu \Delta X}{2})} \theta_{k-1} + \frac{\frac{Ntu \Delta X}{2}}{(1 + \frac{Ntu \Delta X}{2})} (\Theta_{k-1} + \Theta_k) \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)において  $\frac{Ntu \Delta X}{2} = 1$  すなわち  $\frac{1}{\Delta X} = m = \frac{Ntu}{2}$  とすれば、

$$\theta_k = \frac{1}{2} (\Theta_{k-1} + \Theta_k) \quad (6)$$

と求まる。

式(3)に式(6)の関係を代入すると、

$$\frac{d \Theta_k}{d t} = \frac{Ntu}{Nr} \left\{ \frac{1}{2} (\Theta_{k-1} + \Theta_k) - \Theta_k \right\} = - \frac{Ntu}{2 Nr} (\Theta_{k-1} - \Theta_k) \quad (7)$$

同様に

$$\frac{d \theta_k}{d t} + \frac{Ntu}{2 Nr} \theta_k - \frac{Ntu}{2 Nr} \theta_{k-1} = 0 \quad (8)$$

式(8) は前報の式(16)における  $B = 0$  の場合、すなわち  $Ntu \Delta x / 2 = 1$  の条件と一致する。従って式(8)の解は入口の流体温度を  $\theta_0$ 、 $\theta_k$  ( $k=1 \sim m$ ) のそれぞれの初期値を  $\theta_{0,k}$  とすれば次のように求まる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= \theta_0 S_1(t) + \theta_{0,1} F_1(t) \\ \theta_2(t) &= \theta_0 S_2(t) + \theta_{0,2} F_1(t) + \theta_{0,1} F_2(t) \\ &\vdots \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\theta_m(t) = \theta_0 S_m(t) + \theta_{0,m} F_1(t) + \theta_{0,m-1} F_2(t) + \dots + \theta_{0,2} F_{m-1}(t) + \theta_{0,1} F_m(t)$$

ただし、 $S_k(t)$ ,  $F_k(t)$  は何れも  $B=0$  に対応する。

次に蓄熱体の各部分の温度の式  $\theta_k(t)$  ( $k=0 \sim m$ ) について求める。

式(3)から  $\theta_0(t)$  について解く。ここで  $P = Ntu/2Nr$  とする。

$$\frac{d\theta_0}{dt} + 2P\theta_0 = 2P\theta_0 \quad (\text{一定}) \quad (10)$$

上式を  $\theta_0(t)_{t=0} = \theta_{0,0}$  の条件で解を求めると、

$$\theta_0(t) = \theta_0(1 - e^{-2Pt}) + \theta_{0,0} e^{-2Pt} = \theta_0 Q_0(t) + \theta_{0,0} J_0(t) \quad (11)$$

一方、式(6)の関係から  $\theta_1(t)$  については次のようになる。

$$\begin{aligned} \theta_1(t) &= 2\theta_1(t) - \theta_0(t) = 2[Q_0 S_1(t) + \theta_{0,1} F_1(t)] - \theta_0(t) \\ &= 2[\theta_0(1 - e^{-Pt}) + \theta_{0,1} e^{-Pt}] - \theta_0(1 - e^{-2Pt}) - \theta_{0,0} e^{-2Pt} \end{aligned}$$

上式において、式(6)の関係を代入して、

$$\begin{aligned} \theta_1(t) &= 2\theta_0(1 - e^{-Pt}) + (\theta_{0,0} + \theta_{0,1}) e^{-Pt} - \theta_0(1 - e^{-2Pt}) - \theta_{0,0} e^{-2Pt} \\ &= \theta_0(1 - 2e^{-Pt} + e^{-2Pt}) + \theta_{0,0}(e^{-Pt} + e^{-2Pt}) + \theta_{0,1} e^{-Pt} \\ &= \theta_0 Q_1(t) + \theta_{0,0} J_1(t) + \theta_{0,1} F_1(t) \end{aligned} \quad (12)$$

と求まる。以後順次  $\theta_k(t)$  について計算すると、

$$\begin{aligned} \theta_2(t) &= \theta_0 Q_2(t) + \theta_{0,0} J_2(t) + \theta_{0,1} F_2(t) + \theta_{0,2} F_1(t) \\ \theta_3(t) &= \theta_0 Q_3(t) + \theta_{0,0} J_3(t) + \theta_{0,1} F_3(t) + \theta_{0,2} F_2(t) + \theta_{0,3} F_1(t) \\ &\quad \vdots \\ \theta_m(t) &= \theta_0 Q_m(t) + \theta_{0,0} J_m(t) + \theta_{0,1} F_m(t) + \theta_{0,2} F_{m-1}(t) + \dots \\ &\quad + \theta_{0,m-1} F_2(t) + \theta_{0,m} F_1(t) \end{aligned} \quad (13)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} J_0 &= e^{-2Pt} \\ Q_0 &= 1 - J_0 \\ Q_1 &= 1 - 2F_1 + J_0 \\ Q_2 &= Q_0 - 2F_2 \\ Q_3 &= Q_1 - 2F_3 \\ &\quad \vdots \\ Q_k &= Q_{k-2} - 2F_k \end{aligned} \right\} (14)$$

$$\left. \begin{aligned} J_1 &= F_1 - J_0 \\ J_2 &= F_2 - J_1 \\ J_3 &= F_3 - J_2 \\ &\quad \vdots \\ J_k &= F_k - J_{k-1} \end{aligned} \right\} (15)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= e^{-Pt} \\ F_2 &= pte^{-Pt} \\ F_3 &= \frac{(pt)^2}{2!} e^{-Pt} \\ &\quad \vdots \\ F_k &= \frac{(pt)^{k-1}}{(k-1)!} e^{-Pt} \end{aligned} \right\} (16)$$

以上で流体および蓄熱体温度の基礎式が定まったことになる。

### 3-1 定常運転時の蓄熱体および流体の温度分布

蓄熱体の初期温度の値を任意に与えたとしても、十分時間が経過すれば、回転蓄熱体の各部の温度は位置のみにより定まることとなる。すなわちこの状態を定常状態 (図1参照) と呼ぶならば、この値は冷却、加

熱サイクルのそれぞれの両流体の入口温度  $\theta_{0c}$ ,  $\theta_{0h}$  によって決ることになる。ここでは冷却、加熱サイクルともに同一の  $Ntu$  値とする。式(9)(11)(12)(13) はそれぞれ流体の流れ方向に一致するように  $x$  軸の方向を定めた場合であるが、図2に示すように加熱サイクルは冷却サイクルに比べ、流体の流れ方向は反対となる。従って、式(9)(10)(12)(13) に対応する式を示すと次のようになる。

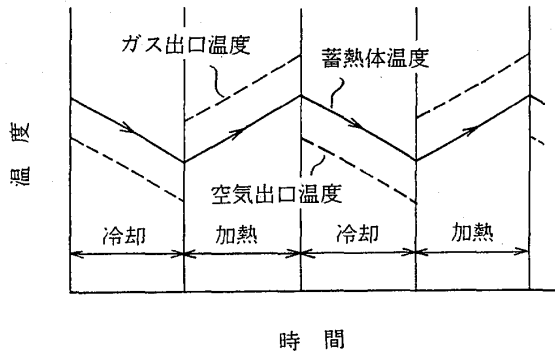


図1 作動流体、蓄熱体温度の時間的变化

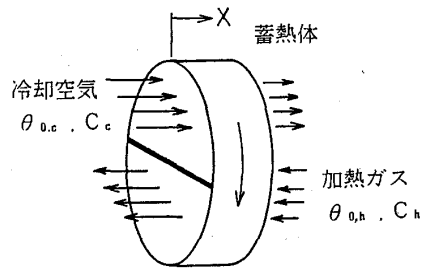


図2 回転蓄熱式熱交換器のモデル

$$\begin{aligned}
 \theta_m(t) &= \theta_0 S_1(t) + \theta_{0,m} F_1(t) \\
 \theta_{m-1}(t) &= \theta_0 S_2(t) + \theta_{0,m-1} F_1(t) + \theta_{0,m} F_2(t) \\
 &\quad \} \\
 \theta_k(t) &= \theta_0 S_{m-k+1}(t) + \theta_{0,k} F_1(t) + \theta_{0,k+1} F_2(t) + \dots \\
 &\quad \quad \quad + \theta_{0,m-1} F_{m-k}(t) + \theta_{0,m} F_{m-k+1}(t) \\
 &\quad \} \\
 \theta_1(t) &= \theta_0 S_m(t) + \theta_{0,1} F_1(t) + \theta_{0,2} F_2(t) + \dots \\
 &\quad \quad \quad + \theta_{0,m-1} F_{m-1}(t) + \theta_{0,m} F_m(t)
 \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 \Theta_m(t) &= \theta_0 Q_0 + \Theta_{0,m} J_0 \\
 \Theta_{m-1}(t) &= \theta_0 Q_1 + \Theta_{0,m} J_1 + \Theta_{0,m-1} F_1 \\
 \Theta_{m-2}(t) &= \theta_0 Q_2 + \Theta_{0,m} J_2 + \Theta_{0,m-1} F_2 + \Theta_{0,m-2} F_1 \\
 &\quad \} \\
 \Theta_k(t) &= \theta_0 Q_k + \Theta_{0,m} J_{m-k} + \Theta_{0,m-1} F_{m-k} + \dots + \Theta_{0,k-1} F_2 + \Theta_{0,k} F_1 \\
 &\quad \} \\
 \Theta_0(t) &= \theta_0 Q_m + \Theta_{0,m} J_m + \Theta_{0,m-1} F_m + \dots + \Theta_{0,1} \cdot F_2 + \Theta_{0,0} F_1
 \end{aligned} \tag{18}$$

いま求めようとする  $\theta_{0,k}$  を、加熱サイクル終了時、すなわち、冷却サイクル開始直前の蓄熱体の温度とすれば、計算のプロセスは図3に示すとおりとなる。

図3から明らかなように、冷却、加熱の両サイクルの入口流体温度、ならびにサイクル時間をそれぞれ、 $\theta_{0c}$ ,  $\theta_{0h}$ ,  $t_c$ ,  $t_h$ として、熱交換器を継続して回転するとき、十分な時間経過後は冷却サイクルで放熱した熱量と加熱サイクルで加熱された熱量は同一となり、蓄熱体および流体の温度は同一の位置においては同一の温度を示すことになる。すなわち定常状態となるのである。

### 3-2 定常運転時蓄熱体温度の別解法

次に別な方法で前述の未知数 $\theta_{0,k}$  ( $k=0\sim m$ )の求め方について以下示す。解法は定常状態になれば1回転終了の前後の蓄熱体の温度は同一になることに注目して解を求めようとするものである。具体的には冷却サイクル開始直前の夫々の蓄熱体の温度を $\theta_{0,k}$  ( $k=0\sim m$ )とし、1例として式(18)から $\theta_m(t_h)$ は、

$$\theta_m(t_h) = \theta_{0,h} Q_{0,h}(t_h) + J_{0,h}(t_h) \bar{\theta}_m \quad (19)$$

ここで $\bar{\theta}_m$ は冷却サイクル終了後の蓄熱体mの温度であるから、式(13)より

$$\begin{aligned} \bar{\theta}_m = \theta_m(t_c) = & \theta_{0,c} Q_{m,c}(t_c) + \theta_{0,0} \cdot J_{m,c}(t_c) + \theta_{0,1} F_{m,c}(t_c) + \dots \\ & + \theta_{0,m-1} F_{2,c}(t_c) + \theta_{0,m} F_{1,c}(t_c) \end{aligned} \quad (20)$$

であるから、式(20)を式(19)に代入すると、

$$\begin{aligned} \theta_m(t_h) = & \theta_{0,h} Q_{0,h}(t_h) + J_{0,h}(t_h) \{ \theta_{0,c} Q_{m,c}(t_c) + \theta_{0,0} J_{m,c}(t_c) + \dots \\ & + \theta_{0,m-1} F_{2,c}(t_c) + \theta_{0,m} F_{1,c}(t_c) \} \\ = & \theta_{0,h} Q_{0,h}(t_h) + \theta_{0,c} J_{0,h}(t_h) Q_{m,c}(t_c) + J_{0,h}(t_h) J_{m,c}(t_c) \theta_{0,0} \\ & + J_{0,h}(t_h) F_{m,c}(t_c) \theta_{0,1} + \dots + J_{0,h}(t_h) F_{2,c}(t_c) \theta_{0,m-1} \\ & + J_{0,h}(t_h) F_{1,c}(t_c) \theta_{0,m} = \theta_{0,m} \\ \therefore & J_{0,h}(t_h) J_{m,c}(t_c) \theta_{0,0} + J_{0,h}(t_h) J_{m-1,c}(t_c) \theta_{0,1} + \dots \\ & + J_{0,h}(t_h) F_{2,c}(t_c) \theta_{0,m-1} + (J_{0,h}(t_h) F_{1,c}(t_c) - 1) \theta_{0,m} \\ = & - \{ \theta_{0,h} Q_{0,h}(t_h) + \theta_{0,c} J_{0,h}(t_h) Q_{m,c}(t_c) \} \end{aligned} \quad (21)$$

順次 $\theta_{m-1}$ ,  $\theta_{m-2}$ ,  $\dots$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_1$ ,  $\theta_0$  についての方程式を求め、未知数 $\theta_{0,k}$  ( $k=0\sim m$ ) についての連立

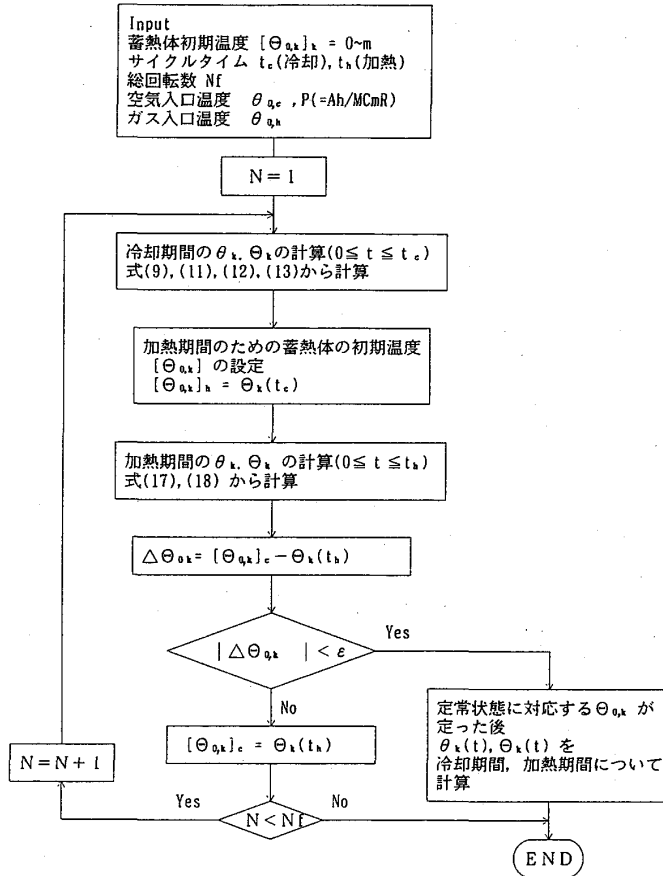


図3 回転蓄熱式熱交換器の過渡特性フローチャート



方程式を解けばよいことになる。

$m = 7$  の場合の連立方程式を示すと次のようになる。ここで  $J_{k,c}(t_c)$ ,  $J_{k,h}(t_h)$ ,  $F_{m,h}(t_h)$ ,  $Q_{m,c}(t_c)$  等については夫々  $J_{k,c}$ ,  $J_{k,h}$ ,  $F_{m,h}$ ,  $Q_{m,c}$  と簡略化して記す。

$$\begin{bmatrix} A_{1j} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{0,j} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} \quad (\text{ただし } i, j = 1 \sim 8) \quad (22)$$

ここで  $a_{i,j}$  ( $j=1\sim 8$ ),  $b_i$  は

$$\begin{bmatrix} a_{11}-1 \\ a_{12} \\ a_{13} \\ a_{14} \\ a_{15} \\ a_{16} \\ a_{17} \\ a_{18} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{7c} & J_{6c} & J_{5c} & J_{4c} & J_{3c} & J_{2c} & J_{1c} & J_{0c} \\ F_{7c} & F_{6c} & F_{5c} & F_{4c} & F_{3c} & F_{2c} & F_{1c} & 0 \\ F_{6c} & F_{5c} & F_{4c} & F_{3c} & F_{2c} & F_{1c} & 0 & 0 \\ F_{5c} & F_{4c} & F_{3c} & F_{2c} & F_{1c} & 0 & 0 & 0 \\ F_{4c} & F_{3c} & F_{2c} & F_{1c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ F_{3c} & F_{2c} & F_{1c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ F_{2c} & F_{1c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ F_{1c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} J_{7h} \\ F_{7h} \\ F_{6h} \\ F_{5h} \\ F_{4h} \\ F_{3h} \\ F_{2h} \\ F_{1h} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$b_1 = - \{ Q_{7h} \theta_{0,c} + (J_{7h} Q_{7c} + F_{7h} Q_{6c} + F_{6h} Q_{5c} + \dots + F_{2h} Q_{1c} + F_{1h} Q_{0c}) \theta_{0,c} \} \quad (24)$$

であり、 $a_2 \sim a_8$ ,  $b_2 \sim b_8$  についても同様に求まる。

#### 4. 計算結果および考察

以上示した式を用い、当熱交換器を自動車用ガスタービンに装着した場合の運転状態に対応させ、熱交換器の伝熱特性を計算する。

##### 4-1 計算条件

計算条件として以下の値を用いた。

$$N_{tu,c} = N_{tu,h} = 10, 14, \quad t_c = t_h = 0.5 \text{ (無次元)}$$

$$P_c = P_h (= A_{sh} / M_{cM} R) = 1.0, 2.5$$

$$\theta_{0,c} = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}, \quad \theta_{0,h} = 1.0 \text{ (}^\circ\text{C)}, \quad \Theta_0 = 0.5 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

##### 4-2 結果および考察

計算結果の例として、図4, 5に  $N_{tu} = 14$ ,  $P_t = 0.5, 1.25$  の時のスタートから定常状態までの蓄熱体中央部の温度 ( $\Theta_1$ )、空気、ガスの入口、出口温度 ( $\theta_{0,c}$ ,  $\theta_{7,c}$ ,  $\theta_{0,h}$ ,  $\theta_{7,h}$ ) のサイクルごとの変化を示す。P が小さくなると各温度の変化が小さくなり、定常状態になるまでのサイクル数が多く必要であることがわかる。表1に各計算条件における定常状態での温度効率  $\eta_T$  および定常状態までのサイクル数を示す。なお定常状態の定義は各サイクルごとの初期蓄熱体温度の変化がサイクル前後で 0.1% 以下であるとした。温度効率  $\eta_T$  は式(25)より算出した。

$$\eta_T = \frac{\theta_{0,h} - \bar{\theta}_h}{\theta_{0,h} - \theta_{0,c}} = \frac{\bar{\theta}_c - \theta_{0,c}}{\theta_{0,h} - \theta_{0,c}} \left\{ \frac{t_c}{t_h} \right\} \quad (25)$$

ここで  $\theta_c$ ,  $\theta_h$  は空気, ガスの平均出口温度であり

$$\theta_c = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} \theta_{\tau,c}(t) dt, \quad \theta_h = \frac{1}{t_h} \int_0^{t_h} \theta_{\tau,h}(t) dt$$

図4, 5および表1 からわかるように蓄熱体が定常温度分布になるまでのサイクル数は  $Ntu$  が大きく,  $Pt$  が小さくなるほど多くなるのがわかる。  $Ntu = A_s h / C$  において, 同一の蓄熱体であれば  $A_s h$  は変わらないとすると  $Ntu$  が大きくなることは  $C$  を小さくすることで, 熱容量流量が減少すれば熱交換量が低減し, 過渡現象が長引くことになる。さらに  $Pt$  を小さくすると  $\eta_T$  は増大するが,  $Ntu$  が与えられる時には  $Pt = 0$  の時,  $\eta_T$  は最大となる。  $Pt$  を大きくすることは, 物理的には蓄熱体の回転を低下させることを意味し, 回転の低下が大きければ熱交換に寄与しない時間が生じ,  $\eta_T$  は減少する。

そのことを示す例として,  $Pt$  を変えた時の  $\eta_T$  の変化を図6 に示す。  $Ntu,c = Ntu,h = 14$  のとき  $Pt = 0$  に対応する  $\eta_T$  は

$$Ntu,0 = \frac{1}{(1/Ntu,c) + (1/Ntu,h)}$$

として

$$\eta_{T,max} = \frac{Ntu,0}{1 + Ntu,0} = \frac{7}{8} = 0.8750$$

に一致することがわかる。

定常運転時の蓄熱体温度の計算結果は 3-2 で示した別解法による結果と一致することを確認した。また以上を示した計算結果は, Lambertson が示した値<sup>2)</sup> と比較して, 精度的にも十分妥当であることを確認している。

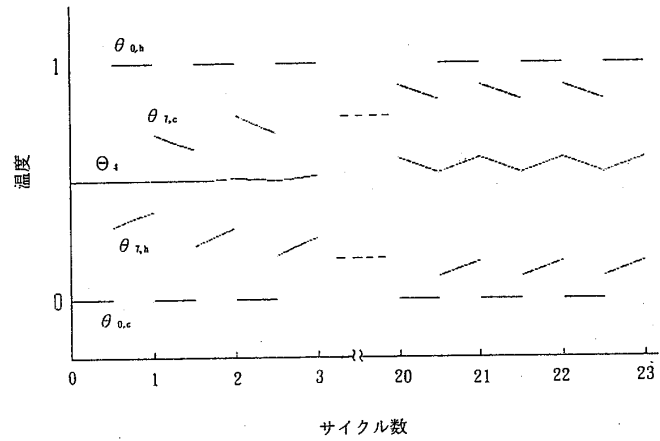


図4 計算結果 ( $Ntu=14$ ,  $Pt=0.5$ )

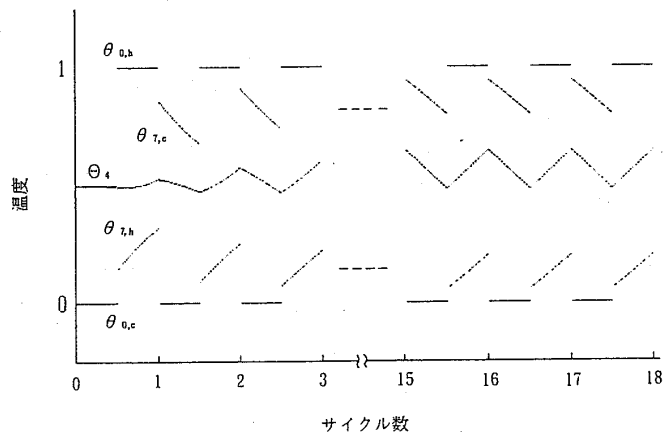


図5 計算結果 ( $Ntu=14$ ,  $Pt=1.25$ )

表1 各条件による温度効率

Ntu	10		14	
	Pt	0.5	1.25	0.5
定常状態までのサイクル数	15	12	21	15
$\eta_T$	0.832	0.826	0.873	0.871

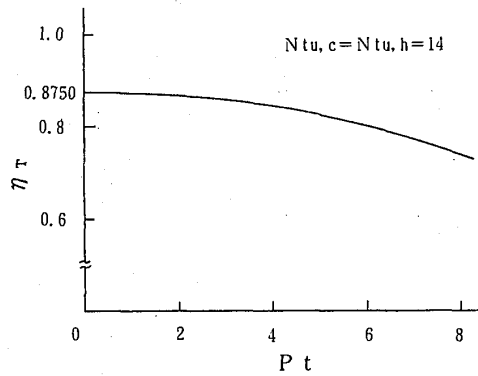


図6  $Pt$  を変化させた場合の温度効率の変化

#### 4. 結言

- (1) 回転蓄熱式熱交換器の重要な特性値すなわち  $A_{sh}/M_{cm}R$ ,  $Ntu$  が与えられている時、各蓄熱体の初期温度および冷却、加熱の両流体入口温度に対応して、各位置の蓄熱体、通過流体の時々刻々の温度を示す式を導いた。
- (2) 回転蓄熱式熱交換器の平行状態すなわち定常運転時の各蓄熱体および各部の通過流体の温度を示す式を導いた。
- (3) 以上示した式から自動車用ガスタービンの代表的な運転状態に対応する条件で数値計算を行った結果、妥当なものであることが確認できた。

今後は蓄熱体の初期温度が任意な温度分布からスタートさせた場合および加熱側、冷却側の  $Ntu$  値が異なる場合について検討を行う。

終わりに当たり、本研究に多くの御助言、御指導を頂いた東工大土方教授に謝意を表します。

#### 参考文献

- (1) 酒井逸朗, 松久忠彰, 「蓄熱式熱交換器の要素特性」, 第17回ガスタービン定期講演会講演論文集 P85~92 (1989.6)
- (2) T. J. Lambertson, "Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger", Trans. of ASME (1958.4)

## 全面にインピジメント冷却を 施した尾筒の冷却特性

\* 林 則行 (日立機研)  
 塚原 聰 ( " )  
 安斉 俊一 ( " )  
 森友 嘉一 (日立日立)

### 1. 結 言

ガスタービン燃焼器の尾筒は、タービン入口温度まで希釈された燃焼ガスをライナからタービンに導く流路である。発電用大形ガスタービンに一般に採用されている逆流缶形燃焼器では、その形状は円形のライナ側入口と扇形のタービン側出口を滑らかに結ぶ曲がり管である。従来、冷却は圧縮機からライナに向かって尾筒周囲を流れる空気の強制対流のみによって行われていた。しかしながら、ここ数年来、ガスタービンの熱効率を高めるために高温高圧化を図った機種の開発が相次いでおり、尾筒では燃焼ガス温度とともに冷却空気温度も上昇する。尾筒の信頼性を確保し、長時間、安全に運転するためには、尾筒の温度をその材料の寿命や強度の点から要求される許容限度以下に抑えなければならず、冷却の強化が不可欠である。本報告では、その一方法として尾筒全面をインピジメント（衝突噴流）冷却する構造を取り上げ、伝熱条件を決定する尾筒内外の燃焼ガスおよび冷却空気の流動状態を実験と計算によって明らかにした。また、燃焼実験時に尾筒壁面温度を測定し、計算値と実測値との比較、検討も行った。

### 2. 尾筒および尾筒冷却構造

ガスタービン燃焼器の断面図を図1に示す。圧縮機で高圧となった空気は、ディフューザで流速を落とし、圧力を回復しながらリザーバタンクに流れ込む。そこでは、尾筒を冷却するために、インピジメントカバーにあげられた多数の冷却孔から噴流となって尾筒に衝突する流れと、冷却に使用されずに、インピジメントカバーの最もラ

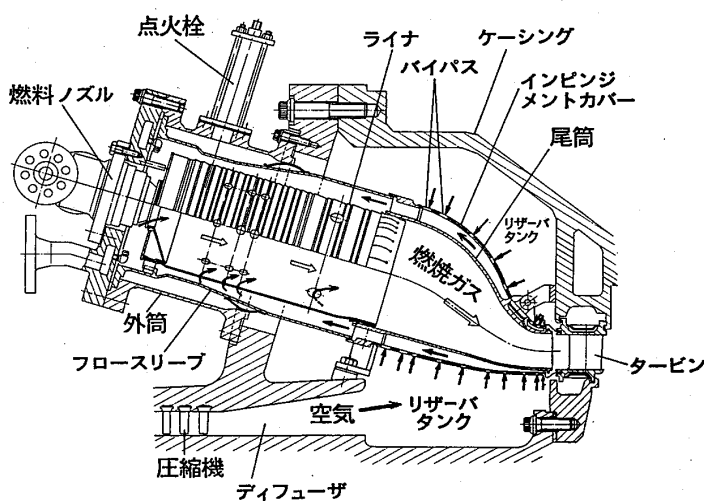


図1 ガスタービン燃焼器

イナ寄りに設けられたバイパスを経てインピジメントカバー内に流入する流れに分かれる。これらの空気はインピジメントカバー内で合流した後、ライナ内に供給され、燃料と混合しながら燃焼を行い、所定の温度になって、尾筒を経てタービンに流

れ込む。尾筒を冷却した空気はすべてインピンジメントカバーと尾筒の間をライナ側に向かって流れるので、インピンジメントカバーと尾筒の間隔はタービン側で小さく、ライナ側で大きくした。また、インピンジメントカバーの熱応力を避けるために、タービン側端部に隙間を設けた。

実験に用いた尾筒の寸法諸元を表1に、尾筒を冷却するためにインピンジメントカバーにあけた冷却孔の配置断面およびインピンジメント冷却に関する寸法をそれぞれ図2と表2に示す。周方向ピッチ、軸方向ピッチはインピンジメントカバー上の寸法ではなく、冷却孔を尾筒に投影したときの寸法である。最もライナ寄りの10列目と11列目はバイパスである。

表1 尾筒の寸法諸元

入口内径	mm	φ230
全長	mm	440
(出口面積) (入口面積)	—	0.549

表2 インピンジメント冷却部の寸法

	背側				腹側			
	(穴径) (板厚)	(周方向 ピッチ) (板厚)	(軸方向 ピッチ) (板厚)	(間隔) (板厚)	(穴径) (板厚)	(周方向 ピッチ) (板厚)	(軸方向 ピッチ) (板厚)	(間隔) (板厚)
1列目	0.44	2.11	2.00	0.93	0.44	3.24	3.11	0.87
2列目	0.44	2.11	2.00	1.27	0.44	3.24	3.11	1.04
3列目	0.44	2.11	2.00	1.60	0.44	3.24	3.11	1.29
4列目	0.89	4.69	4.44	2.13	0.89	5.29	3.11	1.67
5列目	0.89	4.69	4.44	2.89	0.89	7.04	7.56	2.33
6列目	1.33	8.44	8.22	3.93	1.33	10.56	8.22	3.31
7列目	1.33	10.56	10.22	5.09	1.33	14.07	13.78	4.69
8列目	1.33	14.07	13.78	5.24	1.33	14.07	8.89	5.31
9列目	1.33	14.07	13.78	5.42	1.33	14.07	13.78	5.58
10列目	4.67	9.38	14.67	5.62	4.67	9.38	7.56	5.71
11列目	4.67	8.44	1.78	5.73	4.67	8.44	9.56	5.96

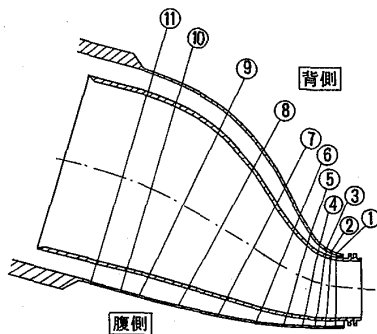


図2 冷却孔配置断面

### 3. 尾筒内流速分布

尾筒内を流れる燃焼ガスは燃焼反応が完了しているため、燃焼ガスから尾筒への伝熱量に占める輻射の割合は小さく、対流によるものが大部分である。それで、尾筒内の流速分布を知ることは冷却設計上きわめて重要である。図3は尾筒内の流速分布を測定した空気風洞である。風洞は上流の整流部と下流の試験部で構成される。試験部には尾筒の亚克力モデルが設置され、尾筒入口にはライナを模擬した円管が挿入されている。尾筒出口は大気開放になっているが、タービン部に対応して尾筒出口と同じ断面形状で流路を延長してある。流速分布の測定は、外乱を与えることなく流速を直接測定するのがむずかしいことと、冷却設計では壁面近傍の流速が重要なことから、尾筒内の壁面静圧分布を大気圧との圧力差の形で測定することに代えた。また、

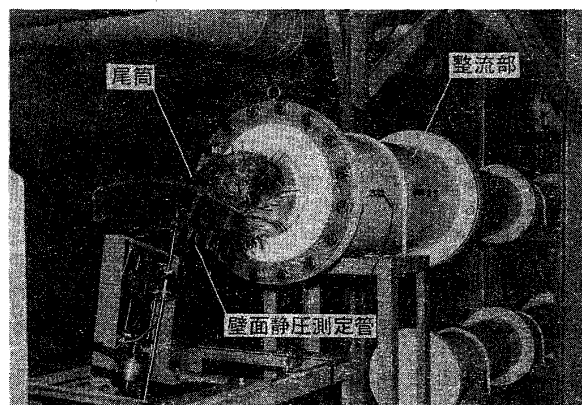


図3 空気風洞

実験と並行して有限要素法による三次元ポテンシャル流れ解析も行った。

尾筒内の壁面静圧分布を図4に示す。条件は入口レイノルズ数にして約 $7 \times 10^5$ で

ある。図中、白、半黒、黒の丸印はそれぞれ背側中心、側面、腹側中心の実測値であり、実線、一点鎖線、破線は同じく計算値である。背側の尾筒入口から300~400mmの範囲を除いて計算値は実測値ときわめてよく一致している。図5は油膜法によって尾筒内の流れを可視化した結果である。全体に壁面に沿ったきわめて滑らかな流れであり、圧力損失の増大を招く剥離や著しい乱れは生じていない。このことが、尾筒内の壁面静圧分布において計算値が実測値とよく一致した理由である。以上のことから、ポテンシャル流れ計算の結果は尾筒の伝熱計算に用いる流速分布として十分な精度を有していると考えられる。

図6にポテンシャル流れ計算で得られた尾筒中心の流速分布を示す。背側の流速は一度減速した後、徐々に加速し、出口直前の曲がり部で急激な加速と減速が行われる。そして、その最大流速は入口流速の2.28倍に達する。これに対し、腹側では入口から出口にわたって徐々に加速される。また、側面と腹側の壁面静圧分布にあまり差がないことからわかるように、側面の流速分布は腹側とほぼ同じである。このことは、側面と腹側の冷却性能は同等でよいが、背側は冷却性能を強化するとともに、より細かく調整する必要があることを示している。

#### 4. インピジメント冷却用空気流量配分

インピジメント冷却用空気の流量配分は、燃焼実験装置を用いて燃焼実験時に求めた。燃焼実験装置は燃焼器が1本、即ち1組の

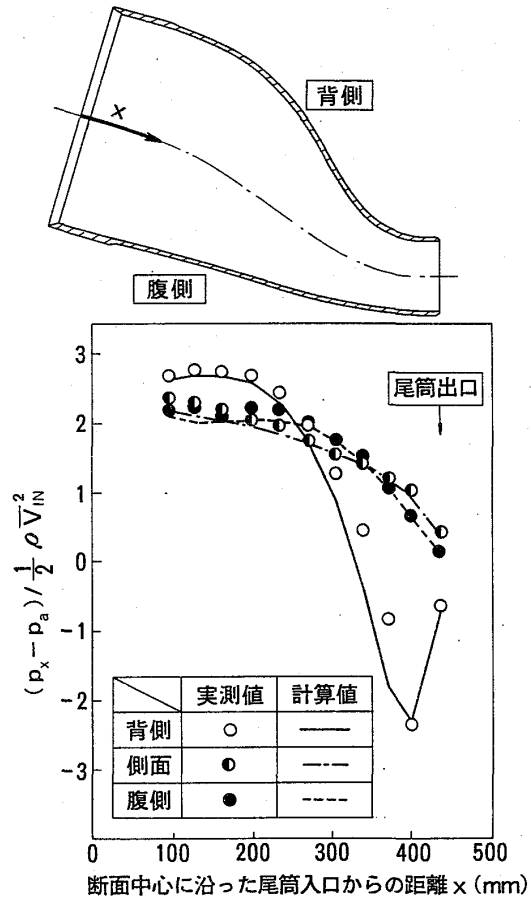


図4 壁面静圧分布

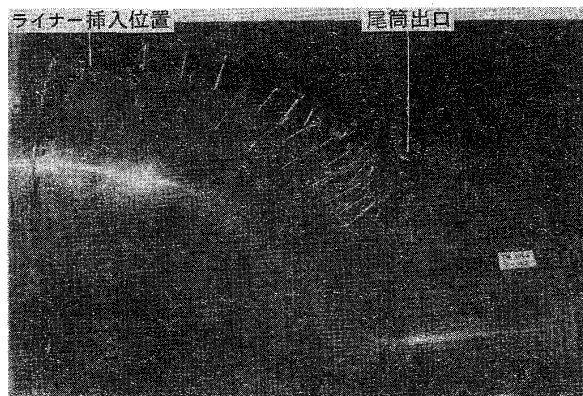


図5 尾筒内の流れ(油膜法)

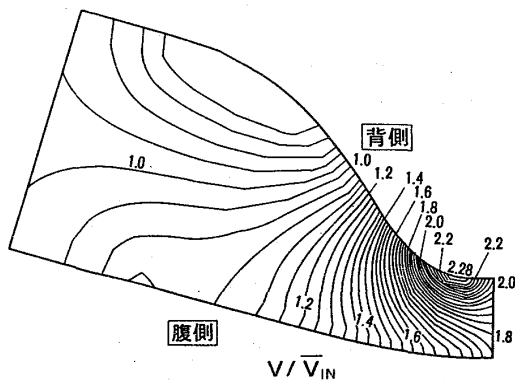


図6 尾筒中心断面流速分布

燃料ノズル，ライナ，尾筒等が組み込める構造になっている。インピンジメントカバーにあけられた各冷却孔を通過する空気流量の測定は，それらがインピンジメントカバー内外の圧力差を駆動源としていることから，直接測定することはせず，各部の静圧を測定することで代替した。測定場所はリザーバタンクの背側と腹側およびインピンジメントカバーと尾筒の間を5断面，各断面4ヶ所（背側中心，腹側中心，側面2ヶ所）とした。静圧は最も圧力の高いリザーバタンク腹側を基準として圧力差の形で測定した。

計算モデルでは，形状の複雑なりザーバタンク内やインピンジメントカバーと尾筒の間の流れや圧力分布を考慮することは困難なので，次のような仮定をおいて一次的に取扱うことにした。

- (1) リザーバタンクを背側と腹側に2分割し，それぞれを圧力一定の容器と見做す。
- (2) リザーバタンク背側の圧力は，インピンジメントカバーの背側から流入する空気が尾筒の間を腹側から背側にすり抜ける際に発生する圧力損失の分だけ腹側より小さい。
- (3) インピンジメントカバーと尾筒の間を背側と腹側の2流路とし，バイパス下流までこれらの流れが相互に行き来することはない。
- (4) インピンジメントカバーと尾筒の間を流れるときの摩擦損失および広がり損失は無視し，合流損失のみ考慮する。

これらを考慮しつつ各流路を等価回路網の形に書き表すと，図7のようになる。合流損失には円管の直角合流について求められた損失公式<sup>1)</sup>を流用した。インピンジメントカバーの背側から流入する空気が尾筒の間を腹側から背側にすり抜けるときに生じる圧力損失については，前述したように形状が複雑なため今回は評価するに至らなかった。それで，この圧力損失が実測値と合うように流路抵抗  $R_c$  を定めた。

インピンジメントカバーと尾筒の間の静圧分布をリザーバタンク腹側の静圧  $P_f$  との差として表したのが図8である。一点鎖線はリザーバタンク背側の静圧である。実測値についてみると，インピンジメントカバーと尾筒の間の静圧はバイパスを過ぎるまではほぼ一定であり，バイパスの下流で低下する。また，各測定断面における背側，腹側，側面の差は余り大きくない。インピンジメント冷却に関するバイパスより上流におけるインピンジメントカバー内外の圧力差は，背側が腹側の約3/

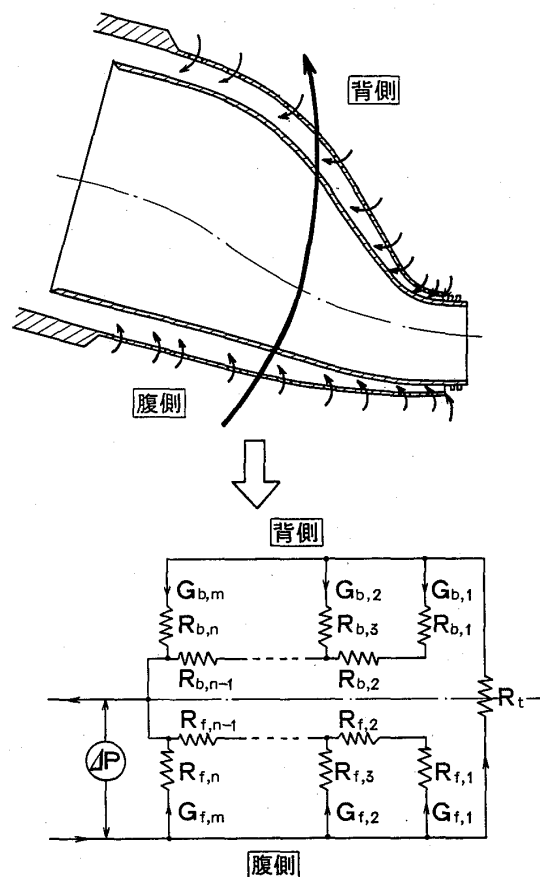


図7 流路の等価回路網

8と小さくなっている。インピンジメントカバーから流入する空気流速はインピンジメントカバー内外の圧力差の0.5乗に比例するので、流速に換算すると、背側は腹側の約6割になる。インピンジメント冷却では流速は性能に大きな影響を与えるので、尾筒全面をインピンジメント冷却する場合、インピンジメントカバーの背側から流入する空気が尾筒の間を腹側から背側にすり抜ける際に生じる圧力損失は無視できない。逆に、尾筒の間をすり抜けるときに発生する圧力損失を小さくできれば背側のインピンジメントカバー内外の圧力差が大きくなり、その結果として、インピンジメント冷却の空気流速の増大と冷却性能の向上が図れる。尾筒内の流速は背側が腹側より大きく、冷却に関しては背側が腹側より厳しいので、この方法は全圧損失の低減も含めて有効である。

計算値においても、インピンジメントカバーと尾筒の間の静圧はバイパスまではほぼ一定であり、バイパスの下流で低下している。しかし、数値的には、腹側が実測値とかなりよく一致しているのに対し、背側は計算値が実測値より小さくなっている。このため、背側ではインピンジメントカバー内外の圧力差を実際より大きめに評価することになる。背側の方が冷却的に厳しいため、高い予測精度が要求されることから、今後、インピンジメントカバーの背側から流入する空気が尾筒の間を腹側から背側にすり抜けるときに発生する圧力損失の発生機構を解明し、計算モデルを改良する必要がある。

### 5. 尾筒壁面温度分布

ポテンシャル流れ計算と一次元的な流動モデルから得られた尾筒内の流速分布とインピンジメント冷却用空気の流量配分を使って伝熱計算を行い、尾筒の壁面温度を求めることを試みた。インピンジメント冷却用空気の流量配分が一次元的なモデルに依っているので、伝熱計算も一次元的なモデルとした。計算対象には尾筒内の流速が最大になる尾筒中心を選び、燃焼ガス温度を一定として背側と腹側の壁面温度を計算した。壁面温度は、熱伝導を板厚方向だけ考慮すると、燃焼ガスから尾筒に対流と輻射

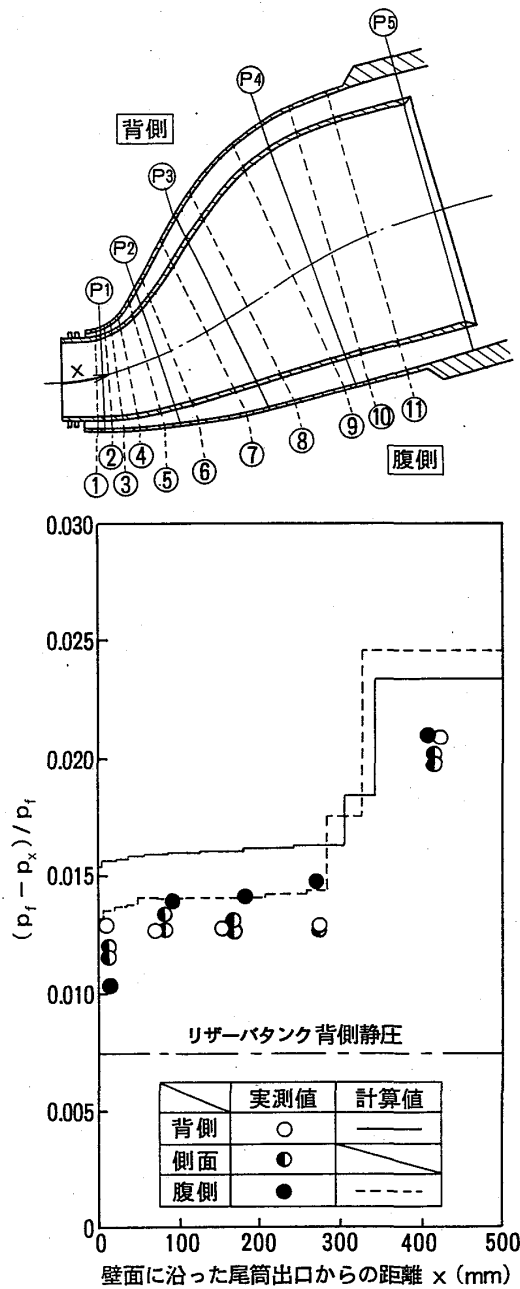


図8 インピンジメントカバーと尾筒の間の静圧分布



によって伝わる熱量，尾筒内を熱伝導によってガス側から空気側に伝わる熱量，インピンジメント冷却とインピンジメントカバーへの輻射によって尾筒から奪われる熱量の3つをバランスさせれば求まる。尾筒内の熱伝達率には円管内乱流熱伝達の式を流用した。ただし，流速にはポテンシャル流れ計算で得られた計算点での流速を，直径には計算点を含む断面の相当直径を用いた。燃焼ガスから尾筒に輻射によって伝わる熱量はライナにおける関係式<sup>2)</sup>を用いて計算した。インピンジメント冷却の熱伝達率には平均熱伝達率を与えるKercherらの式<sup>3)</sup>を用いた。輻射による尾筒からインピンジメントカバーへの放熱量は無限平行平板の式から求めた。

図9,10に尾筒背側と腹側の壁面温度分布を示す。測定位置は軸方向，周方向ともにインピンジメントカバーに配置された冷却孔の中間とした。実測値の幅は各測定断面におけるばらつきを示す。計算値の幅は尾筒壁面のガス側と空気側の温度を示す。背側，腹側とも，尾筒出口に近い部分では計算値と実測値がかなりよく一致しているが，尾筒出口から離れるに従って計算値が実測値より低くなっている。計算値と実測値の差が最も大きい背側のT5断面とT6断面の間の温度分布を調べたのが図11である。冷却孔からの噴流が衝突すると考えられる点Eの温度は低くなっているが，その周囲の点はすべて高くなっている。壁面温度は点A，C，G，Iに対応する冷却孔の中間で測定しているため，実測値は平均温度より高くなる。尾筒壁内の熱伝導は尾筒壁面の温度不均一を均一化する働きをするが，尾筒の板厚に比べて冷却孔

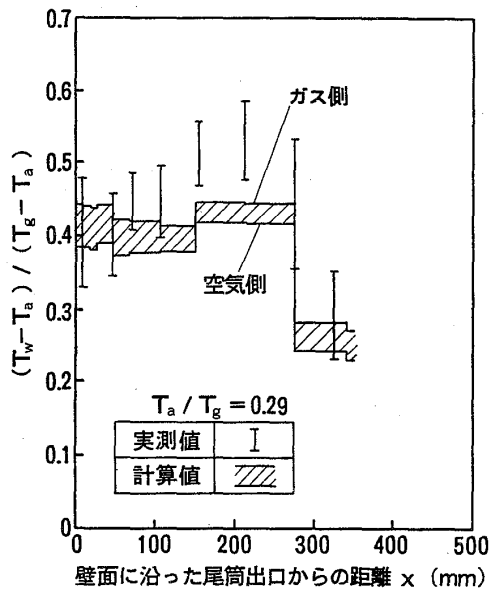
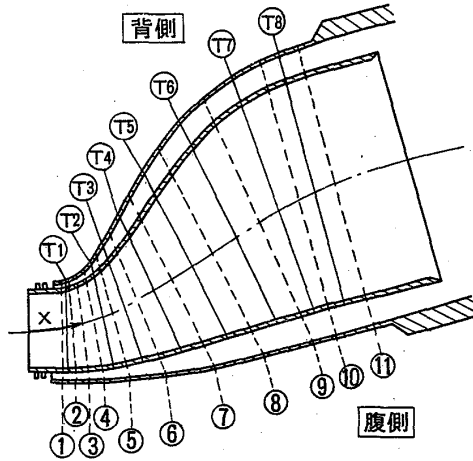


図9 尾筒壁面温度分布（背側）

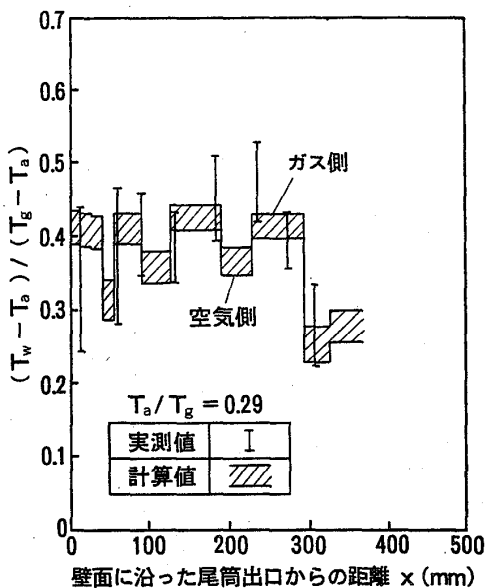


図10 尾筒壁面温度分布（腹側）

のピッチが相当大きい場合、インピンジメント冷却の熱伝達率の不均一を十分均一化することができない。しかし、冷却孔のピッチが小さければ、尾筒壁内の熱伝導による温度の均一化は進む。平均熱伝達率を使って求めた計算値は平均温度を与える。図9あるいは10における計算値と実測値の関係は以上のことが原因である。言い換えれば、尾筒の板厚に比べてインピンジメント冷却孔のピッチが相当大きい場合、平均熱伝達率を使って求めた壁面温度より高温部が生じる可能性がきわめて高く、冷却設計上注意を要する。計算値と実測値の差が腹側に比べて背側が大きいのは、インピンジメント冷却用空気流量配分の精度が背側で劣るためである。

#### 6. 結 言

尾筒全面をインピンジメント冷却する構造について、尾筒内外の燃焼ガスと冷却空気の流動状態および尾筒壁面温度を実験と計算によって検討した結果、次の結論を得た。

- (1) 三次元ポテンシャル流れ解析で得られた尾筒内の流速分布は実測値ときわめてよく一致する。
- (2) 尾筒内の流速は背側出口直前の曲がり部で最大になる。
- (3) インピンジメントカバーの背側から流入する空気が尾筒の間を腹側から背側にすり抜ける際に発生する圧力損失により、背側のインピンジメント冷却性能は腹側より低下する。
- (4) 尾筒の板厚に比べてインピンジメント冷却孔のピッチが相当大きい場合、平均熱伝達率を使って求めた壁面温度より高温部を生じる可能性がきわめて高いので、冷却設計上注意を要する。

#### 7. 参考文献

- 1) 伊藤英覚：分岐・合流損失の理論および損失公式：分岐・合流管における流れの静特性研究分科会研究成果報告書，PP.145～188，(昭43)，日本機械学会
- 2) 林ほか2名：第12回ガスタービン定期講演会講演論文集（昭59）
- 3) D. M. Kercher, and W. Tabakoff: Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air: Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, Vol.92, No.1, January 1970, PP.73～82

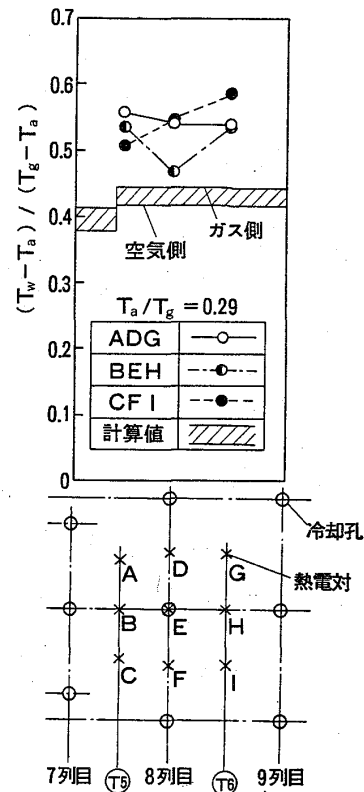


図11 冷却孔近傍詳細温度分布

## 化学蒸着法により合成した炭化珪素の 高温部材への応用

\* 松本和久, 藤田房雄, 茅根美治, 江崎才四郎 (三井造船株式会社)

### 1 はじめに

三井造船(株)では、「省スペース型高効率ガスエンジン・ガスタービン発電システム実用化開発」の一環として、小型・高効率・低NO<sub>x</sub>ガスタービンの研究開発を行っている。この目標を達成するためにいくつかの研究開発を行っているが、そのうちの一つとして、冷却空気量を削減するために、第一段静翼と第二段静翼にセラミックス製の翼を採用する研究開発を進めている。

セラミックス静翼を設計するためには、材料の強度特性を把握する必要があるのでまず、候補セラミックスを選定し、基礎的な強度特性を評価した。

ところで、高温ガスタービン用のセラミックスとしては、炭化珪素(SiC)と窒化珪素(Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>)が有望であると考えられているが、Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>は、一般的に高温で強度が低下するので、高温ガスタービン用のセラミックスとしては、高温で強度が低下しないという特長を有するSiCがより適していると考えられる。そこで、この様な特長を有する焼結SiCと、この焼結SiCの特性を向上させるためにCVD-SiCをコーティングした材料を中心に強度特性を評価した。なお、これらのセラミックスの特性と比較するために、焼結Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>についても同様の評価を実施した。

本報では、これらのセラミックスを用いて実施した常温・高温(1250℃あるいは1120℃)における4点曲げ試験、水中急冷法による熱衝撃試験及び1250℃の大気中における酸化試験の結果について報告する。

### 2 試験方法

#### 2.1 供試材料

##### 2.1.1 焼結SiC及び焼結Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>

高温ガスタービン用のセラミックスとしては、SiCとSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>が有望であると考えられているが、Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>は、一般的に高温で強度が低下するので、高温ガスタービン用のセラミックスとしては、高温で強度が低下しないという特長を有するSiCがより適していると考えられる。そこで、この様な特長を有する焼結SiCを第一候補材料として考えた。なお、これらのセラミックスの特性と比較するために、焼結Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>についても同様の評価を実施した。

ところで、一般にセラミックスの特性は、焼結方法によって異なる。セラミックスは種々の方法で焼結されるが、常圧焼結法及びガス圧焼結法は、①高温特性が優れて

いるセラミックスが製造できる、②複雑な形状をした部材が製造しやすい、③大型部材が製造しやすい、④製造コストが安いなどの長所を有しており、高温ガスタービン用部材の製造方法としても適した焼結法の一つであると考えられる。そこで、本研究では、常圧焼結 SiC、常圧焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  及びガス圧焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  を用いて種々の機械的特性を評価した。

セラミックスの特性は、製造メーカーや品番によっても異なるので、カタログに記載されている特性値を比較して材料を選定した。SiC としては高温でも強度が低下しないA社のSiC(以下、SSC と記す。)を選定した。 $\text{Si}_3\text{N}_4$  はいずれの材料も高温で強度が低下するが、比較的強度の高い2社の  $\text{Si}_3\text{N}_4$ 、すなわちB社の  $\text{Si}_3\text{N}_4$  (以下、SSN-1 と記す。)とC社の  $\text{Si}_3\text{N}_4$  (以下、SSN-2 と記す。)について評価した。

### 2. 1. 2 CVD 法による SiCのコーティング

焼結 SiCへCVD-SiC をコーティングした材料(以下、CVD/SSC と記す。)の機械的特性を評価するために、次の方法でSiC をコーティングした。

原料ガスを高温で熱分解する方法を用いてSiC をコーティングした。原料ガス及びキャリアガスとしては、それぞれメチルトリクロロシランと水素を用い、1000℃以上の高温で焼結 SiC製基板の全面へ SiCをコーティングした。なお、4点曲げ強さに及ぼすコーティングの効果は膜厚が20～200 $\mu\text{m}$  の範囲ではほとんど同じであり、また、膜厚が厚いほど耐熱衝撃性が優れていることがわかっているが<sup>1)</sup>、静翼の翼厚が薄いので、膜厚が厚い場合は寸法精度が悪くなるので、コーティングの厚さは100 $\mu\text{m}$  とした。

### 2. 2 試験項目

常温4点曲げ試験、高温4点曲げ試験及び熱衝撃試験を実施した。高温4点曲げ試験の試験温度は、一段静翼用材料は1250℃、二段静翼用材料は1120℃とした。なお、高温で使用できる材料を低温で使用することはなんら問題はないと考えられるので、焼結SiC(SSC)と高強度のB社の  $\text{Si}_3\text{N}_4$  (SSN-1) については、1250℃で高温4点曲げ試験を実施し、やや強度の低いC社の  $\text{Si}_3\text{N}_4$  (SSN-2) については、1120℃で高温4点曲げ試験を実施した。

熱衝撃試験では、曲げ強さが急激に低下する急冷温度差を求めるために、3～4種類の急冷温度差で評価を行った。

また、1250℃の大気中での酸化試験も実施した。

### 2. 3 試験方法

#### 2. 3. 1 試験片の形状、寸法

試験片の寸法を表1に示す。焼結 SiC及び焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  の試験片寸法は、JIS - R - 1601 - 1981「ファインセラミックスの曲げ試験方法」で規定されている寸法である

表1 試験片の寸法

単位、mm

材 料	幅	高さ	長さ
焼結 SiC	4	3	37
CVD-SiC/焼結 SiC	4+2 t <sub>c</sub> *	3+2 t <sub>c</sub> *	37+2 t <sub>c</sub> *
焼結Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	4	3	37

注) \*: t<sub>c</sub> はコーティングの厚さ

コーティング部材は、この規定寸法に加工された試験片へCVD法によりSiCを所定の厚さコーティングしているため、JISの規定寸法より膜厚の2倍だけ大きい。

焼結SiC製及び焼結Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>製試験片の表面粗さもJISの規定の範囲内となるように加工したが、コーティング部材については、コーティング後表面を加工するとコーティング層に欠陥が生じ、緻密で高強度であるというCVD法の長所が損なわれる可能性があるため、未加工の状態とした。コーティングの膜厚は、コーティング前後の試験片の重量差とコーティング前の試験片表面積及びSiCの理論密度3.21g/cm<sup>3</sup>を用いて計算した。

2.3.2 常温及び高温における4点曲げ試験

油圧サーボ試験機を用い、JIS-R-1601-1981に準拠して4点曲げ試験を実施した。図1に4点曲げ試験法を示す。0.5mm/minのクロスヘッド速度で試験片に荷重を加え、試験片が破壊する最大荷重を測定し、破断応力を求めた。治具は焼結SiC製の4点曲げ治具を用いた。試験に用いた試験片の

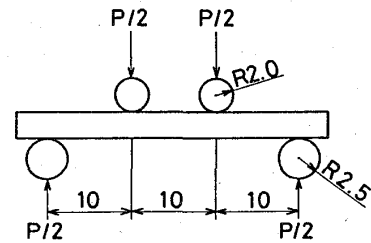


図1 4点曲げ試験法

本数は、CVD-SiCをコーティングしたSiCの常温4点曲げ試験では30本で、他の材料・温度では40本である。

なお、高温4点曲げ試験では、試験機に電気炉を取り付け、試験片を所定の温度に10分以上保持した後試験を行った。

2.3.3 熱衝撃試験

高温(T)に保たれた曲げ試験片を室温近辺(T<sub>0</sub>)の水中に落として急冷し、急冷された試験片を用いて2.3.2で述べた方法で常温4点曲げ試験を実施した。種々の温度(T)から急冷して強さと急冷温度差(ΔT=T-T<sub>0</sub>)の特性曲線を作り強度が低下する急冷温度差(ΔT<sub>c</sub>)で各種材料の耐熱衝撃性を評価した。各ΔTで用いた試験片の本数は5本である。

### 2.3.4 酸化試験

曲げ試験後の切片から長さ約 10 mmの試験片を切り出して酸化試験に用いた。各材料について試験片を一本ずつ電気炉の中へ入れ、1250℃の大気中で100時間保持し試験終了後、各試験片を切断して、断面から酸化層の厚さを測定した。

### 3 試験結果及び考察

図2(a), (b)は、焼結SiC(SSC)の常温及び1250℃における4点曲げ試験の結果をワイブル確率紙に図示したものであり、図3(a), (b)は、CVD-SiCをコーティングした焼結SiC(CVD/SSC)の常温及び1250℃における4点曲げ試験の結果をワイブル確率紙に図示したものである。なお、二種類の焼結 $\text{Si}_3\text{N}_4$ (SSN-1及びSSN-2)の試験結果を含めた4点曲げ試験と熱衝撃試験の結果を表2に示す。表2から、焼結SiCの1250℃における平均4点曲げ強度は40 kgf/mm<sup>2</sup>であり、常温における平均4点曲げ強度34 kgf/mm<sup>2</sup>と比較すると、18%高い強度を示している。一方、表2から、CVD-SiCをコーティングした焼結SiCの平均4点曲げ強度は、常温で53kgf/mm<sup>2</sup>、1250℃で45 kgf/mm<sup>2</sup>であり、いずれの温度においても焼結SiCよりも高い強度を示している。また、ワイブル係数を比較すると、常温においては、CVD-SiCをコーティングすることによりワイブル係数が6.5から18に上昇しており、1250℃においても、CVD-SiCをコーティングすることによりワイブル係数が9.7から11へ上昇している。以上のことから、CVD-SiCのコーティングは、4点曲げ強度の向上のみならず、ばらつきを小さくする上にも有効であることがわかる。なお、図2(b)・図3

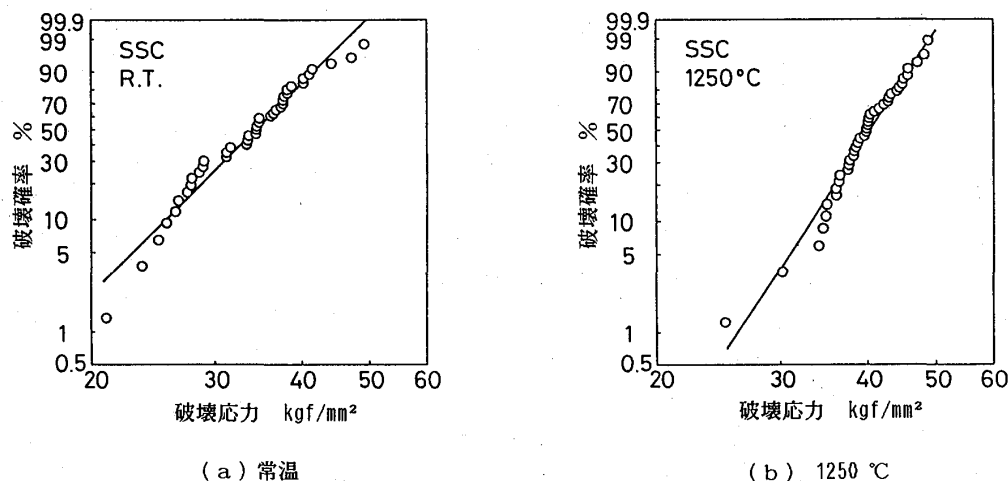


図2 常圧焼結SiCの4点曲げ強さのワイブル分布

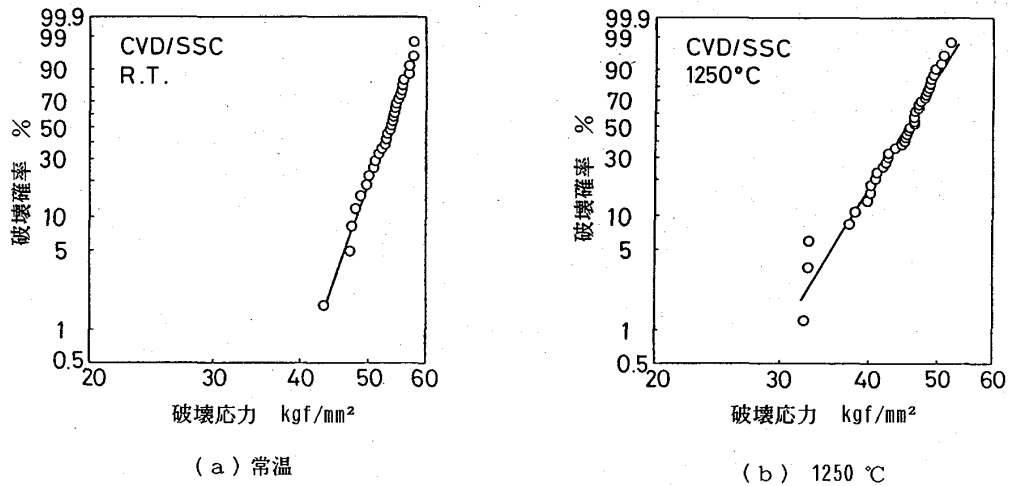


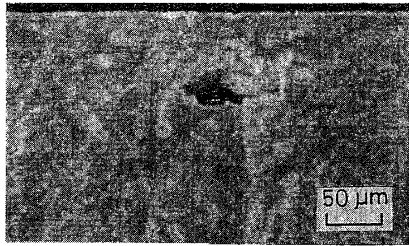
図3 CVD-SiC をコーティングした常圧焼結 SiC の4点曲げ強さのワイブル分布

表2 試験結果

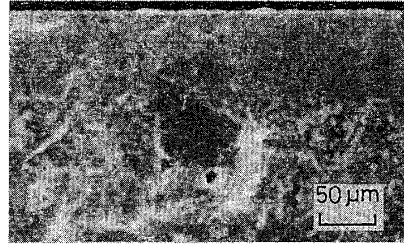
試験項目		常温4点曲げ強さ		高温4点曲げ強さ		耐熱衝撃性 $\Delta T_c$ °C
		平均値 kgf/mm <sup>2</sup>	ワイブル係数	平均値 kgf/mm <sup>2</sup>	ワイブル係数	
焼結炭化珪素	SSC	34	6.5	40 (1250°C)	9.7 (1250 °C)	300
	CVD/SSC	53	18	45 (1250°C)	11 (1250 °C)	450
焼結窒化珪素	SSN-1	104	8.6	58 (1250°C)	19 (1250 °C)	700 < $\Delta T_c$ < 850
	SSN-2	64	15	46 (1120°C)	13 (1120 °C)	850 < $\Delta T_c$

(b) 中の強度のなかには、他の強度と掛け離れた値がある。曲げ強度が30kgf/mm<sup>2</sup>のSSCの破面を写真1(a)に示し、曲げ強度が32kgf/mm<sup>2</sup>のCVD/SSCの破面を写真1(b)に示す。これらの写真から、強度が極端に低い試験片には、100 μm程度の大きさの空孔あるいは粗大結晶が存在しており、これらが破壊の起点になっていることがわかる。もし、試験前に、なんらかの方法でこのような大きな欠陥を含む試験片が除外できれば、SSCもCVD/SSCもワイブル係数が大きくなり、ばらつきを小さくすることができる。特に、CVD-SiCをコーティングした焼結SiCは、常温でのワイブル係数が18で、1250°Cでのワイブル係数も大きな欠陥を含む試験片を除外すれば15となり、かなりばらつきの小さい材料であると考えられる。

次に、図4にSSCの熱衝撃試験の結果を示し、図5にCVD/SSCの熱衝撃試験の結果を示す。図中の左端の点は、コーティング部材の常温4点曲げ強さを示す。これらの図から、SiCを厚さ100 μmコーティングすることにより、強さが低下する急冷温度差( $\Delta T_c$ )が300°Cから450°Cへ上昇することがわかり、コーティングが耐熱衝撃性の向上に有効であることがわかる。



(a) SSC (4点曲げ強さ = 30 kgf/mm<sup>2</sup>)



(b) CVD-SiC (4点曲げ強さ = 32 kgf/mm<sup>2</sup>)

写真1 強度の低い試験片の破面

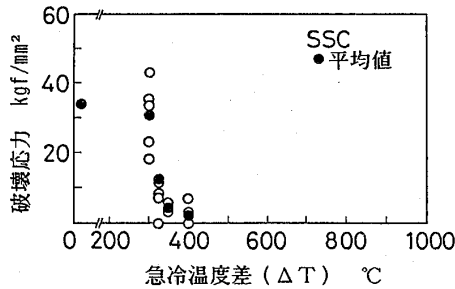


図4 常圧焼結 SiCの熱衝撃試験結果

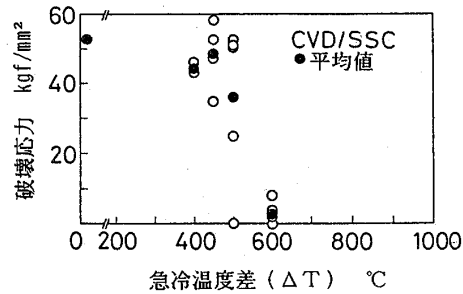


図5 CVD-SiCをコーティングした常圧焼結 SiCの熱衝撃試験結果

次に、表2に示した二種類の焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  (SSN-1及びSSN-2)の試験結果について述べる。SSN-1の常温における平均4点曲げ強さは106 kgf/mm<sup>2</sup>であり、CVD-SiCをコーティングした焼結 SiC (CVD/SSC)の2倍の強度を示しているが、1250 °Cでは58 kgf/mm<sup>2</sup>にまで低下している。SSN-2の常温における平均4点曲げ強さは64 kgf/mm<sup>2</sup>であり、CVD-SiCをコーティングした焼結 SiC (CVD/SSC)の約1.2倍の強度を示しているが、1120 °Cでは46 kgf/mm<sup>2</sup>にまで低下している。焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$ の高温における強度は、焼結 SiCやCVD-SiCをコーティングした焼結 SiCよりも高い値を示しているが、高温ではかなり強度が低下するので、高温で長時間使用できるかどうかについて評価する必要がある。

一方、焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$ の強さが低下する急冷温度差 (ΔT<sub>c</sub>)は、CVD-SiCをコーティングした焼結 SiCと比較しても300~400 °C以上高く、耐熱衝撃性については、焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$ がかなり優れていることがわかる。

最後に、1250 °Cの大気中で100時間酸化させた後の各材料の断面写真を、写真2(a)~(d)に示す。写真(c)、(d)からわかるように、焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$ の表面には数十μmの変質層が認められるが、写真2(a)、(b)に示す焼結 SiCやCVD-SiCをコーティングした焼結 SiCでは表面に変質層は認められず、本試験条件における耐酸化性は、焼結 SiCやCVD-SiCをコーティングした焼結 SiCのほうが、焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$ よりもかなり優れていることがわかる。

#### 4 まとめ

小型・高効率・低NO<sub>x</sub>ガスタービンを開発するための一つの手段として、セラミッ



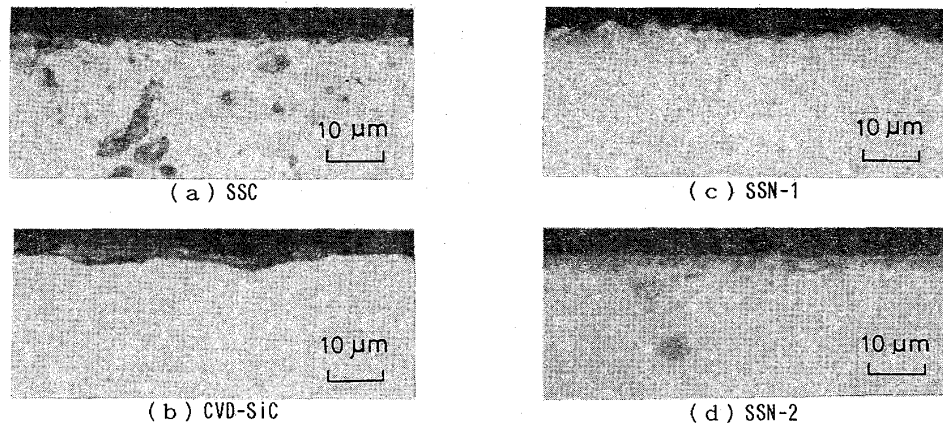


写真2 酸化試験後の断面の写真

クス製の第一段静翼と第二段静翼の開発を行っている。

セラミックス静翼の詳細設計を行うためには、材料の強度特性を把握する必要があるため、まず候補セラミックスを選定し、基礎的な強度特性を評価した。高温で強度が低下しないという特長を有する焼結 SiC と、この焼結 SiC の特性を向上させるために CVD-SiC をコーティングした材料を中心に強度特性を評価したが、比較のために二種類の焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  についても同様の試験を実施した。これらのセラミックスを用いて常温・高温(1250℃あるいは1120℃)における4点曲げ試験、水中急冷法による熱衝撃試験及び1250℃の大気中における酸化試験を実施した結果、以下のことがわかった。

焼結 SiC 及び CVD-SiC をコーティングした焼結 SiC は、高温でも強度が低下せず、耐酸化性も焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  より優れている。なお、CVD-SiC のコーティングは、4点曲げ強度の向上のみならず、ばらつきを小さくする上にも有効であることが明らかになった。一方、焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  は、耐熱衝撃性が焼結 SiC や CVD-SiC をコーティングした焼結 SiC よりもかなり優れており、常温・高温(1250℃あるいは1120℃)における4点曲げ強度もこれらのセラミックスより優れている。また、耐熱衝撃性も焼結  $\text{Si}_3\text{N}_4$  のほうがかなり優れており、靱性が高いセラミックスとして注目される材料であるが、高温で強度が低下し、耐酸化性も悪いので、今後、表面改質の効果について評価する予定である。そのほか、プロパンガスの燃焼ガス雰囲気での酸化試験、酸化試験後の強度評価なども実施して材料を決定する予定である。

本研究は、アドバンス・コージェネレーションシステム技術研究組合が、通商産業省資源エネルギー庁から補助金を交付されて実施している「省スペース型高効率ガスエンジン・ガスタービン発電システム実用化開発」の一環として行われたものである。

#### 参 考 文 件

1) 原. ほか: CVD 法により SiC をコーティングした常圧焼結 SiC の機械的特性、日本セラミックス協会年会講演予稿集、(1988)、p. 426

## タービンブレードへの傾斜機能材料適用に関する基礎的研究

\*瀧 将展 藤沢 良昭

祖父江 靖 吉田 豊明 (航空宇宙技術研究所)

## 1. 緒言

高性能ガスタービン等の燃焼室やタービン静翼の一部には、セラミックス製の遮熱機構が設けられているが、さらなる性能向上のためには、高温で高速回転する部材にも遮熱機構を設けることが必要である。このとき通常構造では、非常に大きな熱応力と遠心応力が同時に作用するため、適切に組成を傾斜せしめ、変形、応力状態を最適化することが望ましいと考えられている。このように組成やマイクロストラクチャーを傾斜させた材料を傾斜機能材料と呼んでいる。しかし回転加熱場では部材力が材料の密度や半径位置に依存する等、複雑な応力分布となるため、傾斜機能材料の適用に先立ち、伝熱特性や、変形、破壊挙動について充分、評価しておくことが必須である。

さて、回転加熱場における傾斜機能材の系統的な伝熱特性及び変形、破壊強度評価の初期段階としては、段階的機能材をも含めた無傾斜材の伝熱特性、変形、破壊挙動について評価法を確立し、材料設計、合成のための基礎データを収集することが重要である。<sup>1)</sup> その第一段階として、単一材(超合金)及び段階的機能材(超合金+中間結合層+熱遮蔽コーティング[TBC])製の円筒状試験片を試作し、高速回転加熱場における応力場、温度場を模擬するため整備した加熱引張試験装置を用いて引張試験を行なったので報告する。

## 2. 傾斜機能材における熱応力緩和

傾斜機能材料の適用に先立ち熱応力緩和の状況を把握するため数値計算を行なった。傾斜機能材料の各組成の層における物性値は、その層の組成のみならず、マイクロストラクチャー、残留応力等により変化する。そのため材料設計に関する自由度はかなり大きい。すべての自由度に関する物性値を実験的に求めるには非常な労力を要し、現在のところその蓄積データは充分とはいえない。従って、既存のデータから各組成について物性値を推定しなければならない。ここでは、簡単のため n種の球状分散相を含む巨視的に等方な多相材料を考えると、単一相の物性値から複合組成の物性値を推定するKernerの式<sup>2)</sup>が利用できる。すなわち体積弾性率 K および剛性率 G に関して

$$K = \frac{\sum c_i K_i / (3 K_i + 4 G_0)}{\sum c_i / (3 K_i + 4 G_0)} \quad (1)$$

$$G = G_0 \frac{\sum [c_i G_i / (\alpha G_0 + \beta G_i) + c_0 / \gamma]}{\sum [c_i G_0 / (\alpha G_0 + \beta G_i) + c_0 / \gamma]} \quad (2)$$

$$[\alpha = 7 - 5\nu_0, \beta = 8 - 10\nu_0, \gamma = 15(1 - \nu_0)]$$

$K_0, G_0, \nu_0, K_i, G_i, \nu_i$  はそれぞれマトリックス、分散相の体積弾性率、剛性率、ポアソン比。  
 $c_i$  は分散相の体積分率、 $\Sigma$  および  $\Sigma'$  はそれぞれ  $i = 0 \sim n$  および  $i = 1 \sim n$  の総和。  
 同様に熱膨張係数に関して

$$\alpha = \Sigma c_i \alpha_i + 4(G_0/K) \Sigma c_i (\alpha_0 - \alpha_i) \left( \frac{K - K_i}{4G_0 + 3K_i} \right) \quad (3)$$

$K$  は (1) 式から求めた体積弾性率。次に熱伝導率に関して

$$\lambda = \frac{\Sigma c_i \lambda_i [3\lambda_0 / (\lambda_i + 2\lambda_0)]}{\Sigma c_i [3\lambda_0 / (\lambda_i + 2\lambda_0)]} \quad (4)$$

現在考えている最も単純な2相材料では  $n = 1$  であり、比較的簡単となるが、この構成でもセラミックス側ではセラミックスマトリックス、金属分散相、逆に金属側では金属マトリックス、セラミックス分散相となり、その中間部分でのマイクロストラクチャーが不明のため上記(2)、(3)、(4)式はそのままでは使えない。ここでは便宜的に次の加重平均をとるものとする。

$$K = (1 - c_0) K_{(m=C)} + c_0 K_{(m=M)} \quad (5)$$

$$G = (1 - c_0) G_{(m=C)} + c_0 G_{(m=M)} \quad (6)$$

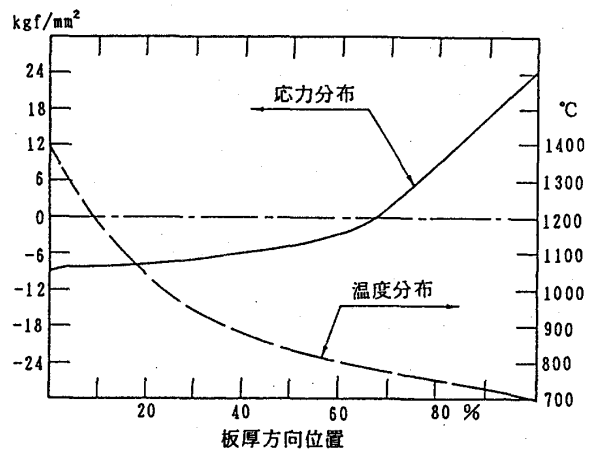
$$\alpha = (1 - c_0) \alpha_{(m=C)} + c_0 \alpha_{(m=M)} \quad (7)$$

$$\lambda = (1 - c_0) \lambda_{(m=C)} + c_0 \lambda_{(m=M)} \quad (8)$$

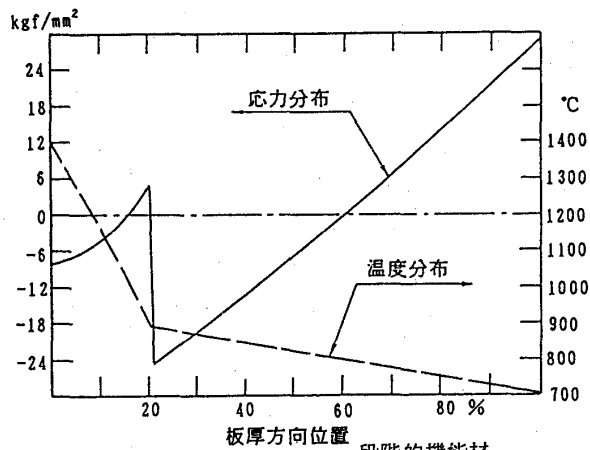
[但し(3)式の体積弾性率  $K$  には(5)式の値を用いる]  $c_0$  はセラミックスの体積分率、 $K_{(m=C)}, K_{(m=M)}$  はそれぞれマトリックスがセラミックス、金属の時の体積弾性率を表わす。その他の表記も同様。  
 図1は、上記(5)~(8)を用いて計算した面内拘束状態での熱応力緩和の状況である。セラミックス、金属界面の応力が著しく緩和されている。

### 3 回転加熱場の模擬環境

回転加熱場の目標環境を表1に示す。模擬対象として一般的な外部空気加熱、内部空気冷却の場合を想定、簡単化のため単純な円筒形状モデルを考える。



傾斜機能材  
 (加熱側 Y-PSZ, 冷却側 MAR-M200, 加熱側表面より, 3%~66%にて直線的に組成変化)



段階的機能材  
 (母材 MAR-M200, 耐熱層 Y-PSZ: 板厚の20%)

図1 傾斜化による熱応力の緩和 (面内拘束状態)

回転速度	30,000rpm (約 15,000rpm)
周速	300m/s+
耐熱(断熱)	静止部で
層厚さ	0.5mm+ ( ) 0.3~0.4mm
表面温度	2,000K + (1,400K)
冷却温度	1,000K
温度落差	1,000K + (500K)
冷媒	空気、水、酸素、水素、水蒸気

表 1 目標高速回転加熱場条件

(括弧内に現状を併記する)

平均径	180 mm
翼高さ	20 mm
静圧	30 ata
回転速度	30,000 rpm
加熱空気	
平均相対速度	300 m/s
耐熱層厚さ	0.5 mm
加熱空気温度	1,300 °C
冷媒流入温度	300 °C
冷媒流量	0.1 kg/sec
冷媒	空気

表 2 数値計算条件

(イ) 力学的環境

実際のブレードには、遠心力以外に流体力が加わるが、遠心力成分が大部分を占めるため、遠心力のみを考える。翼付根を原点とし回転の外側に x 軸をとった円筒座標系を考えれば、微小体積要素  $dr \cdot (rd\theta) \cdot dx$  には、遠心力

$$F(r, x) = \rho(r, x) \cdot (x + R_{DISK}) \cdot \omega^2 \cdot dr \cdot (rd\theta) \cdot dx \quad (9)$$

が作用する ( $\rho$  は材料の密度、 $\omega$  は回転角速度、 $R_{DISK}$  は付根部の回転半径)。

表 1 のような厳しい環境では熱座屈破壊の可能性も否定できず、最低限、熱応力だけの場合と翼付根における最大引張応力を掛けた場合について試験すべきである。

(ロ) 伝熱環境

表 1 の状態で円筒形状モデルを想定すれば外面熱伝達率は Hilpért の実験式<sup>3)</sup> から

$$h_{GAS} = 0.0266 \cdot Re^{0.805} \cdot Pr^{1/3} \cdot (k_{GAS}/d_{OUT}) \quad (10)$$

( $h_{GAS}$  は熱伝達係数、 $k_{GAS}$  は加熱ガスの熱伝導率、 $d_{OUT}$  は円筒の外径)である。

さて、内面の冷媒温度、熱伝達率は、冷媒の移動にともなって大幅に変化する。円筒形状の場合 Dittus-Boelter の実験式<sup>3)</sup>から、内面の熱伝達率は次式で与えられる。

$$h_{COOL} = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot (k_{COOL}/d_{IN}) \quad (11)$$

ここに  $h_{COOL}$  は熱伝達係数、 $k_{COOL}$  は冷媒(ガス)の熱伝導率、 $d_{IN}$  は円筒の内径である。

(ハ) 無傾斜材における材数値解析例

将来の実用対象となる回転加熱場における段階的機能材試験片を想定、2次元円筒

問題に近似して有限要素法、差分法併用により試験片内部の温度場、応力場を計算した。

(9)、(10)、(11)式を使用。但し、表1の条件は、現存材料の限界を越えていると思われるので、表2の値を用いている。結果の一例を図2に示す。熱応力は、線膨張率差の大きいPSZとNiCrAlY界面よりもむしろ、母材内面で大きくなっている。これは、今回、冷媒流量を高め設定したので厚さ方向の温度勾配が大きいことと、NiCrAlYの弾性定数が高温域で低下し応力緩和されるためである。また、遠心力の影響が如実に現われており、翼高さ方向で応力レベルがかなり異なる。このため最終的には強度余裕は空間的に多次元で評価しなければならないと考えられるが、現在の引張試験装置では単軸応力のみが対象であり、これで模擬出来ない領域での傾斜機能材の実証試験では実回転試験装置が不可欠であると考えられる。

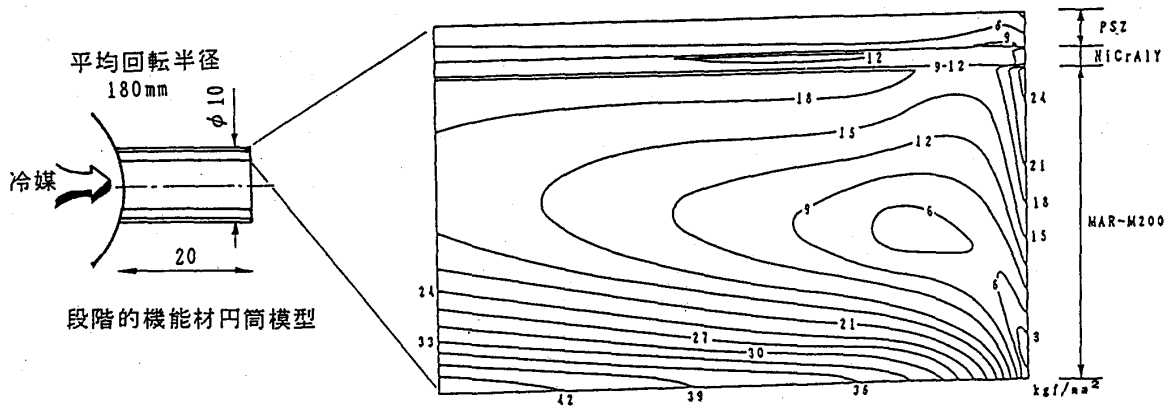


図2 段階的機能材の実回転場における Misesの等価応力分布

#### 4 引張試験装置による評価試験

##### (イ) 試験片および試験装置

ここでは、超合金単一材及び超合金サブストレート+NiCoCrAlY結合層+Y-PSZ耐熱(断熱)層の段階的機能材の2種類の構造を考え試験片を試作した。表面温度測定用にスパッタリング法により形成した薄膜センサ(K熱電対)を用いている。(図3)

試験装置は万能試験装置、赤外線イメージ加熱炉、専用チャック、冷却空気源、配管系、温度計測系、AE計測系からなりたっている。図4に概要を示す。

##### (ロ) 評価試験

評価試験は、試験片外部をイメージ炉で加熱、試験片内部に冷媒を通して冷却ターピンの温度境界条件を模擬、遮熱特性および耐熱メンバの熱破壊強度評価を行なうものである。今回は安全性を考慮し冷媒として空気を使用した。また、同様の条件にて、

遠心力を模擬する軸力を試験片に与え、静強度評価を行なった。セラミックス部分の破壊検知は AE 頻度計測をもって行なう。また試験片内面の温度計測が困難なため、冷媒の温度上昇から伝熱量を求めこれから内面温度を推測し伝熱特性を明らかにする。

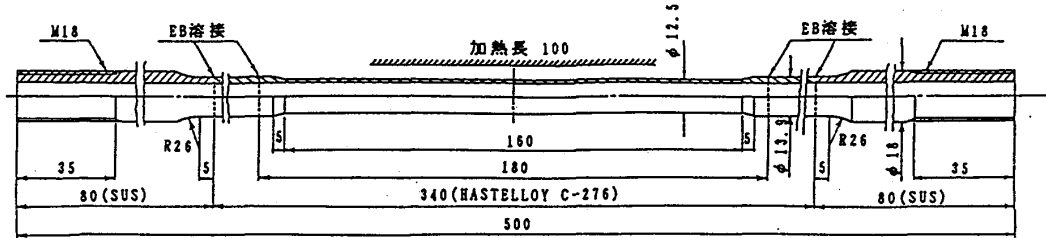


図3 模擬引張試験片

内径 9.9

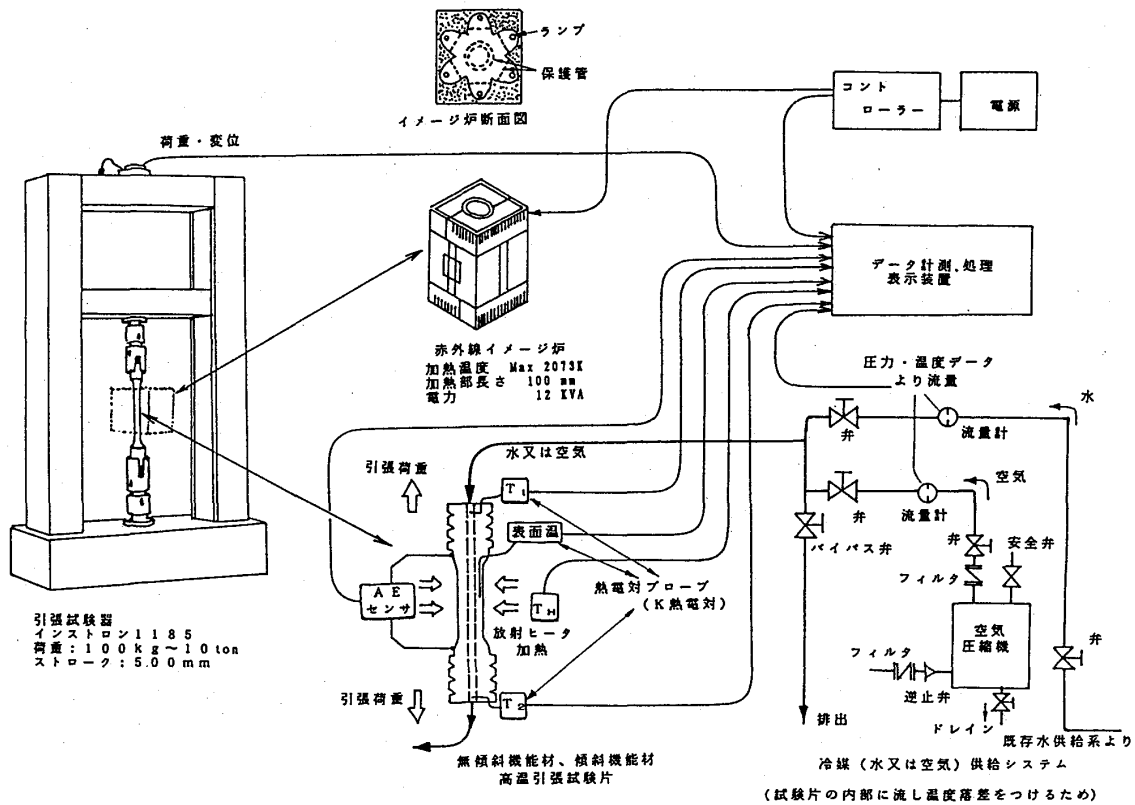


図4 試験装置概略

## 5 試験結果

今回の実験では段階的機能材試験片7本、および超合金単一材2本の試験を行なったが、超合金単一材に関しては前述の薄膜センサの接合が悪く、これを使用出来なかったため測定温度に疑問があり、現在、センサの接合性改善法を検討中である。

段階的機能材に関してはおおむね良好な計測結果が得られた。試験プロファイルおよび試験結果の一例を図5に示す。横軸は経過時刻を表わす。今回の加熱冷却方式においては約900℃を越えるあたりから AE 頻度が急激に増しており、セラミックス

耐熱層において熱応力破壊を起こしているものと思われる。ただし冷媒温度上昇の急激な変化が認められないことと染色探傷法による検査から、大規模な破壊ではなく、断熱特性に影響を与えない微細なクラックが発生していることが確認された。ある程度のクラックが発生すると応力緩和されるため時間経過とともに AE 頻度は少なくなるが、引張荷重を加えることにより見かけの最大応力点近傍で AE 信号が検出される。試験直後の観察によれば、熱応力によるクラックとその後の降伏点近傍でのクラックでは、発生形態が異なるものと予想されるが、現在、両者の差異および弁別法について検討中である。

## 6 結言

回転加熱場における傾斜機能材適用の際の目標環境、またこれを模擬するための第 1 段階試験装置及び無傾斜材の試験法について解説した。今後傾斜機能材を用いた実

回転場での加熱評価試験を考えているが、基礎段階としては、傾斜材を用い、実加熱回転場に於ける熱的条件及び応力を模擬した加熱引張試験を行なうことによって基礎的データの収集及び計測技術(微小温度センサ、高温歪ゲージ、AE解析、等)と評価技術の修得を図るものとし、第 1 段階として(図 3)の加熱引張試験装置を使用し、無傾斜材試験片の伝熱特性試験、破壊特性試験を行なったものである。この結果、各種センサについての特長、問題点を抽出、実環境模擬のための試験法を修得するとともに、無傾斜材についての伝熱特性、強度特性に関するデータを取得した。

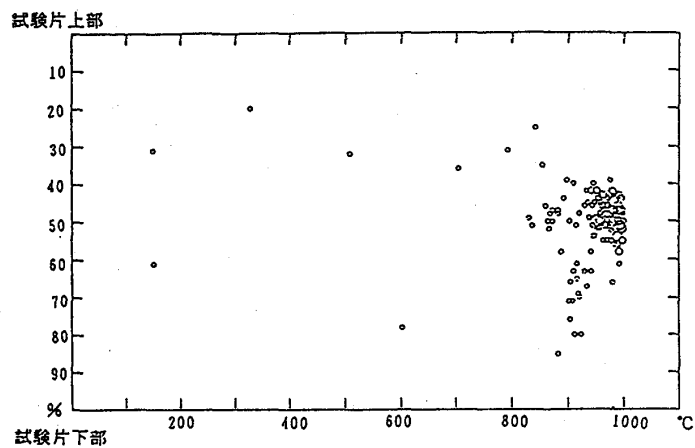
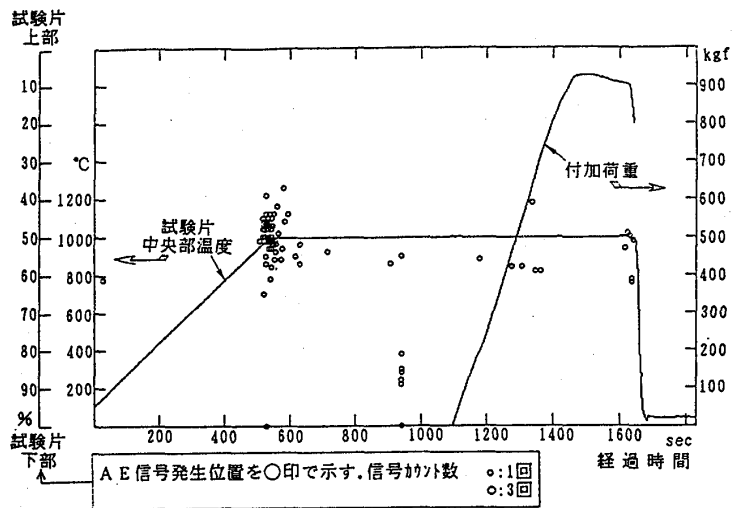


図 5 AE 信号発生位置 (図中 ○ 印) 及び周辺環境

### [引用参考文献]

- 1) 傾斜機能材料研究チーム:複素化による機能発現と熱応力緩和のための基盤技術に関する調査, 航空宇宙研究所技術資料 N-36, 1988.3., pp.128,130
- 2) E.H.Kerner:Proceedings of Physics Society 69B,1956,pp.802-813
- 3) J.P.Holman著 平田 賢 監訳:伝熱工学, ブレイン図書出版, 1985, pp.199-206.

## ファンエンジン地上試験用FADECの試作

柳 良二、関根静雄、中山 普

佐々木誠、森田光男 (航空宇宙技術研究所)

## 1. まえがき

1970年代の初頭にF15戦闘機に搭載されたF100エンジンにデジタル式エンジン制御装置がスーパーバイザの形で採用されて以来、民間用エンジンでも、このデジタル式エンジン制御装置の採用が主流になってきた。特に近年の目覚ましいコンピュータの発展に伴いFADEC (FULL AUTHORITY DIGITAL ELECTRONIC ENGINE CONTROL) を搭載するエンジンが増えてきた。

航空宇宙技術研究所でも1980年にFJR710/20ファンエンジン用の搭載型FADECの試作<sup>1)</sup>がなされ実機エンジンによる試験が行われた。STOL実験機「飛鳥」に搭載されたFJR710/600Sエンジンについても、FADEC化が検討され基本設計が行われたが、製作に時間と費用が掛り過ぎること、また実用化に至るまでに幾多の試験が必要となり、時間的に間に合わないことから搭載用のFADECの製作は断念した。しかしながら、エンジンの始動特性の最適化、過渡特性の把握と加減速特性の最適化を図る為に燃料スケジュールを任意に変えた試験が不可欠となり、地上試験用FADECを試作したので紹介する。

このFADECは、燃料流量及び高圧圧縮機の可変静翼を油圧サーボでコントロールするFLOW BODY UNIT及びコントローラで構成されている。設計に当っては、廉価で、かつ製作期間が短いことを第一義とし、FLOW BODY UNITについては、出来る限りインテリジェント機能を排除した。また、コントローラ及び周辺機器については、部品入手の容易さから全て民生用の機器を用いて、設計から製作まで当所で行った。

CPUの選定に当っては、周辺機器の入手が容易で、ソフトウェアの開発環境が整っており、かつ内部構造が最も良く解っているPC-9801VXを採用した。パーソナルコンピュータ(PC)を採用した為に、搭載型に比べ、データの質を維持する必要上、信号のやりとりが複雑になった反面、エンジン運転中に各種のパラメータの設定が任意に行えること、運転中のエンジン作動状況がCRT画面上で常に監視できるなど、多くの特徴を持っている。

## 2. FADECのシステム構成

本FADECの構成図を図1に、使用した入出力信号の一覧表を表1に示す。本システムは燃料流量・高圧圧縮機の可変静翼(VSV)角度を物理的に制御するFLOW BODY UNIT (FBU)、データ変換/転送ユニット、及びPCによるコントロールユニットの三部分より構成されている。



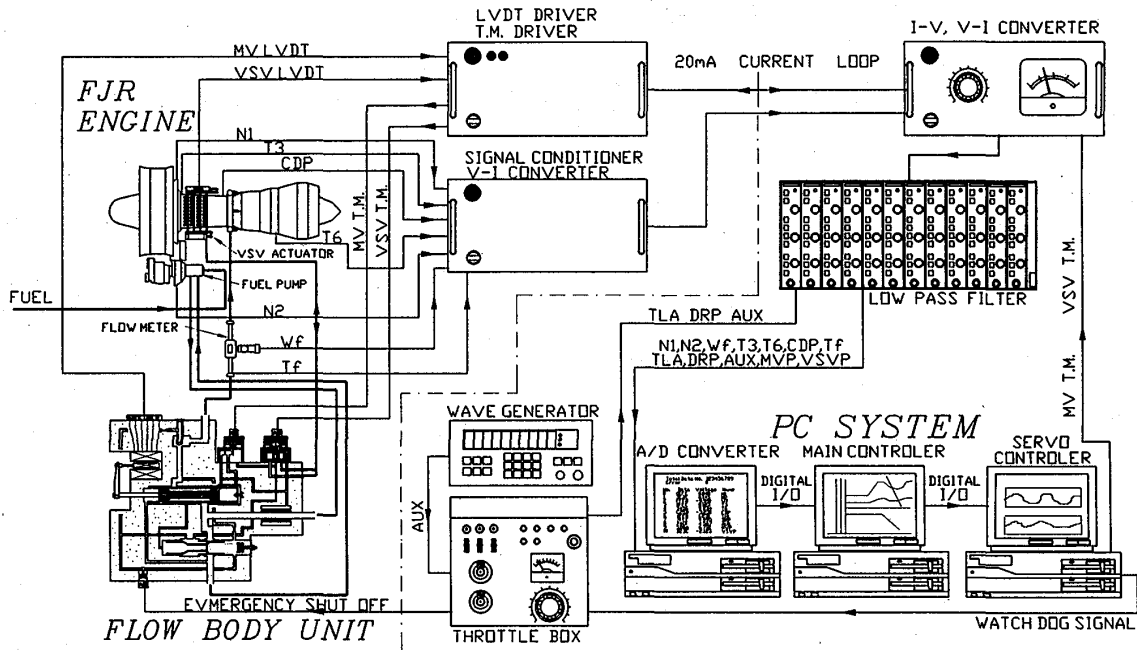


図1. FADEC構成図

写真1にFBUの写真を示す。FBUは、燃料圧を作動源として、燃料流量制御弁(メータリングバルブ)をトルクモータによって油圧を制御し燃料流量を調節する。燃料流量制御弁はその計測ポート前後の差圧を圧力制御弁によって常に一定に保っており、燃料圧にかかわらず弁位置と燃料流量が比例するようになっている。また、同じく燃料圧を用いた油圧アクチュエータによって、VSV角度を変化させる。これら、制御弁位置及びVSV角度は差動トランス(LVDT)によって計測され、サーボ制御される。また、エンジンを非常停止させる為の燃料遮断弁がFBUに組込まれている。

このFADECはエンジンテストセル内での運転を目的に設計製作し、かつコントローラとしてPCを用いた為、エンジン本体とコントローラとの距離が長く、データ転送中の信号劣化が問題となる。その為、エンジン近傍にデータ変換器を設置し入力

	信号名	内容	範囲(単位)	計測器
入 力	N1	ファン軸回転数	0~6000(RPM)	F/V コンバータ
	N2	コア軸回転数	0~14407(RPM)	F/V コンバータ
	Wf	燃料流量	0~4784(PPH)	タービンフローメータ
	T6	高圧タービン出口温度	-100~1350(°C)	CA熱電対
	T3	圧縮機入口温度	-100~100(°C)	CA熱電対
	CDP	圧縮機出口圧力	0~233(Psia)	圧力変換器
	Tf	燃料温度	0~200(°C)	CA熱電対
	TLA	スロットルバルブ位置	0~100(%)	ボリュウム
	DRP	トルブ角度	-0.9~3.6	ボリュウム
	AUX	補助入力	-100~100(%)	低周波発振器
	MVP	メータリングバルブ位置	0~10(V)	差動トランス
	VSV	VSV角度	0~10(V)	差動トランス
	出 力	MV T.M.	メータリングバルブトルクモータドライブ電流	-50~50(mA)
VSV T.M.		VSVトルクモータドライブ電流	-15~15(mA)	D/A変換器
EMS		エンジンシャットオフ信号	24VDC	接点出力

表1. FADECの入出力信号

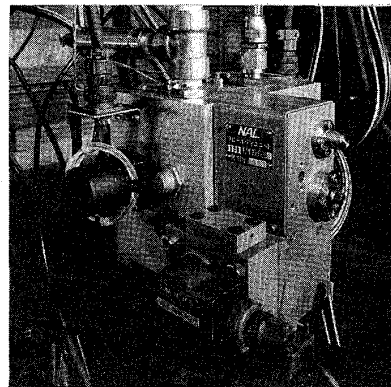


写真1. FLOW BODY UNIT

データを電流信号に変換し、コントローラに送っている。コントローラ側では、送られてきた電流信号を絶縁型電流電圧変換器を用いて電圧に戻し、ノイズ除去用の低域通過フィルターを通してから、PCユニットのA/D変換器にデータを送っている。

コントロールユニットは三台のPCで構成されており、初段のPCが送られてきたデータのA/D変換を行い、二段目のPCがそのデータを基に決められた制御則によって必要な燃料流量及びVSV角度を計算し、終段のPCがこの指令値に追従するように前述の燃料流量制御弁及びVSVをサーボコントロールする構成に成っている。

A/D変換用PCは0.3125msec毎にA/D変換を行い、デジタルフィルターによって、最終的なノイズ除去を行った後、データをメインコントローラに送っている。A/D変換器の分解能は12bitで変換速度は $10\mu\text{sec}$ である。A/D変換PCとメインコントローラ間の通信にはTTLレベルの平行インターフェイスが用いられ、16ビットポート2チャンネルと8ビットポート1チャンネルで接続されている。メインコントローラとサーボコントローラ間も平行インターフェイスで接続されており、16ビットポート4チャンネルと8ビットポート2チャンネルを使用している。

サーボコントローラからのトルクモータドライブ信号は分解能12bitのD/A変換器から出力され、電圧電流変換器により電流ループに直されて、エンジン側のデータ転送ユニットに送られ、電流ドライバーによって電流増幅されてトルクモータを駆動する。本FADECは地上での運転試験を目的として設計した為、通常のFADECが装備している各種の故障診断システムは持っていないが、再終段のPCには、その計算サイクルを監視するウォッチドッグが組み込まれており、一定時間以上計算サイクルが停止した場合、エンジンを緊急停止させる信号が出力され、スロットルボックスを通して、FBUのエマージェンシー・シャットオフ・バルブを作動するようになっている。

スロットルには電氣的なボリュームを用いているが、低周波発振器につながれた補助入力により、スロットルを周期的に変化させる事が出来るようになっている。また、緊急停止用のバルブを操作するスイッチを持っている。

### 3. 制御則

本FADECの制御ブロック図を図2に示す。メインコントローラの基本制御則はドループ制御で、それに高圧タービン出口温度(T6)及びファン軸回転数(N1)に対する制限値制御を付加させている。スロットルレバー角度信号(TLA)とドループ角度信号(DRP)によって決定されるドループラインと、コア軸の修正回転数(N2c)より、修正燃料流量(Wfc)が計算される。また、予めN2cに対して決められた加速スケジュール及び、T6の制限値制御、N1の制限値制御からも修正流量が計算され、最小値選択回路より、この4種のWfcから最小の値が選ばれる。このWfc

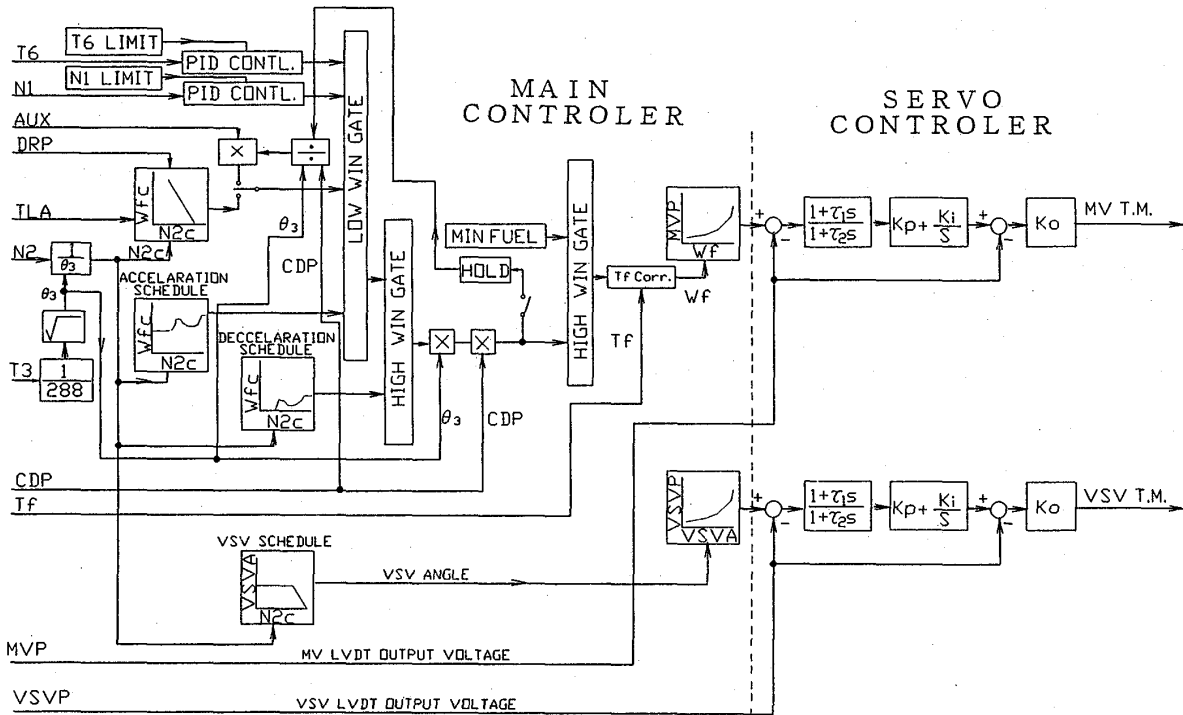


図2. 制御則ブロック図

と、減速スケジュールより算出されるWfcを比べ、大きい方のWfcが選ばれる。このWfcに圧縮機出口圧力(CDP)と圧縮機入口温度による修正係数( $\theta_3$ )が乗せられ実燃料流量の単位とした後、規定された最小燃料流量と比べて大きい方が選択され、最終的な燃料流量の指令値が決定される。この燃料流量指令値は温度補正がなされた後、予め計測された燃料流量制御弁位置と燃料流量のキャリブレーションカーブより、燃料制御弁位置の作動トランス出力の単位になおされ、サーボコントローラに送られる。

VSV角度は予め修正回転数に対して決定されているVSVスケジュールによって、静翼角度が計算され、キャリブレーションカーブによってVSV作動トランスの出力の単位になおされて、サーボコントローラに送られる。

サーボコントローラはメインコントローラから送られた指令値にたいし、現在値との偏差を計算し、位相進み回路を通した後、P. I. 制御を行っている。

なお、本FADECにはエンジンの周波数応答特性等の試験が行えるように燃料流量を任意の波形で変化させる事が可能である。そのため、前述の制御則で決定された実燃料流量はHOLD回路により常に保持されており、キーボードからのスイッチによりその時保持されていた燃料流量を基準として、補助入力からの波形に比例した変動を燃料流量に与える事が出来る。

#### 4. ソフトウェア

本システムのソフトウェアはPCの標準オペレーティングシステム(OS)である

MS・DOSの下で動くC言語で書かれており、一部PC間のデータ転送及びグラフィックルーチンにアセンブラ言語が用いられている。

PC間のデータ通信はデジタルI/Oを用いているが、ハンドシェークはデータ送出側からデータ受信側のPCへのハードウェア割込みによって行われる。信号1チャンネル当りのデータ幅は15bitで、これにパリティビットを加える事により、データ転送エラーを検出している。

A/D変換PCは、0.3125msecのインターバルタイマーによって常に割込まれており、各割込みルーチン毎に12チャンネルのA/D変換を行い、FIFOバッファに記録し、それを基に各チャンネルの移動平均値を計算する。平均値を求める項数は任意に設定可能であるが、変化速度の早いLVDTからのデータに対しては16項、その他のエンジン状態を示す10チャンネルのデータに対しては64項としている。LVDTのデータは、5msec毎、その他のデータは20msec毎にメインコントローラに送られる。

メインコントローラは、A/D変換PCからの割込みを受け付けると、LVDTのデータは、その時計算されている最新の燃料流量制御弁位置、VSV角度位置の指令値データと共にサーボコントローラに送る。その他のエンジン状態データの場合は、前述した制御則に従って、指令値が計算されると共に、エンジン作動状態がカラーCRT上にリアルタイムで表示される。メインコントローラのサイクルタイムは20msecである。また、エンジン状態信号の内容はD/A変換器によりアナログ信号として外部に出力され、データレコーダ等で記録されるようになっている。

サーボコントロールルーチンはメインコントローラからの5msec毎の割込みにより起動され、与えられた指令値及び現在値から制御則によってトルクモータドライブ信号を計算し出力すると共に、燃料制御及びVSV制御に関する指令値、現在値、ドライブ信号値を、波形データとしてグラフィック表示する。この割込みルーチンのフォアグラウンドタスクとして、ウォッチドッグルーチンが割込み状態を監視しており、一定時間以上割込みが行われなくなると、緊急停止信号を出力する。また、同時にキーボードスキャンを行っており、制御則に含まれる各種の制御ゲインを運転中に変更できる様になっている。

## 5. 運転結果

写真2に本FADECを使用してエンジン運転試験を行った時のFJRエンジンとFBUの写真を示す。写真3はその時のメインコントロールPCのCRT画面である。画面左側には計測されたエンジン状態が数字で示さ

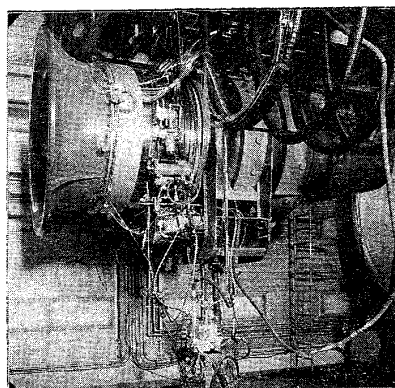


写真2. FJRエンジンとFBU

れている。画面右側は運転中のエンジン状態及びその経過をグラフィック表示しており、横軸はコア軸の修正回転数、縦軸は上半分が修正燃料流量、下半分がV S V角度である。修正燃料流量のグラフには、加速スケジュールライン、減速スケジュールライン及びスロットルと共に移動するドループラインが描かれている。修正燃料流量は、制御則から決定された指令値、燃料制御弁の位置から逆算される燃料流量を基に計算された値、及び燃料流量計で計測された燃料流量による値の3種類が色別に表示される。これらの値を示す点は画面上を移動すると共にその軌跡を残していく為、エンジンの運転中の状態変化の様子が、視覚的に認識出来るようになっている。

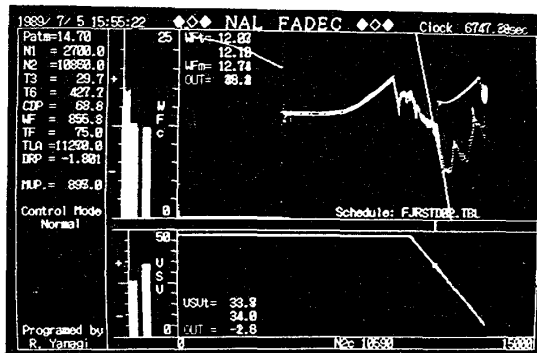


写真3. エンジン運転時のCRT画面

グラフィック画面の左側のバーグラフは前述した3種類の修正燃料流量と燃料制御弁のトルクモータに出力されている電流の大きさを示している。燃料流量が指令値に良く追従している場合には、3種類の修正燃料流量は同じ高さを示しているが、急速な変化が生じた場合には、制御弁の移動に時間遅れが生じて、その間に差異が生じる。

V S V角度のグラフには静翼角度のスケジュールラインが描かれており、その上に指令値、及び実際の静翼角度の計測値が軌跡を引きながら表示される。静翼角度と燃料流量のグラフの間の縦線はその時の修正回転数を表わしている。左側のバーグラフは夫々、指令値、現在値及びトルクモータへの出力を表わしている。

この写真は、エンジン始動後、グランドアイドル状態に入ってからゆっくりとフライトアイドルまで回転を上げた後、最大回転数まで急加速し、その後再びフライトアイドル状態までスロットルを戻した状態を示したものである。スタータによりエンジンを回転させ一定の回転数まで上昇した所でスロットルをグランドアイドルまで進めている。その後燃料に着火し回転数が上昇すると共に、燃料流量は加速スケジュールにそって増加し、やがてグランドアイドル位置にあるドループラインに当たった後、ドループラインに沿って減少し、ある安定点に到達する。その後スロットルをフライトアイドルまでゆっくりと上げていったため、燃料流量は準定常状態を保ちながら次の安定点へ移動している。次にスロットルを急速に最大回転数まで持っていった為に、燃料流量は再び加速ラインに沿って増加し次の安定点へ移動している。その後スロットルをフライトアイドルまで絞ったのが、写真の状態である。

写真4は、フライトアイドルから最大回転数までスロットルを出して、ファン軸回転数制限値制御が働いた時の表示である。図3はその時のファン軸回転数(N1)、コア軸回転数(N2)、圧縮機出口圧力(CDP)及び燃料流量(Wf)の変化である。燃料流量

が増加すると共にN1、N2が増加しているが、Wfがドループラインに入って増加が止った後もN1がゆっくりと増加を続け、N1の制限値を越えた為に制限値制御が働き燃料を絞ってN1を一定に保っている。この時のN1の制限値は5544rpmで、この時のオーバーシュート量は44rpmであった。

写真5は、補助入力を利用して燃料流量を正弦波で振動させた時のものである。振動はグランドアイドル状態の安定点を中心に行われたが、燃料流量の変化に対しN2cが遅れて変化する為に、燃料の軌跡はリサージュ波形様の円を描いている。図4は、その時のN1、N2、Wf、CDPの変化で、Wfに対しCDPが遅れて変化し、N1、N2はさらに遅れているのが分る。

図5は、N2が11500rpmと13000rpmの安定点を中心に、各種の周波数の正弦波で燃料を振動させた時の、N2のレスポンスを計測した結果である。N2が低い時は、回転数の反応が遅く、0.7Hz程度で90°の位相遅れが生じている。それに対しN2が高い時は1Hzでも90°の位相遅れは生じておらず、エンジンの各回転数に於けるレスポンスの変化が分る。

以上の結果より、本FADECを用いる事により、エンジンの運転状態が視覚的に把握できると共に、エンジンの動特性の研究や制御パラメータ、スケジュールの変更によるエンジン特性の変化等が容易に試験できるものである。

## 6. むすび

本システムは、計画から試験終了まで約1年かかっている。その間、エンジン始動試験

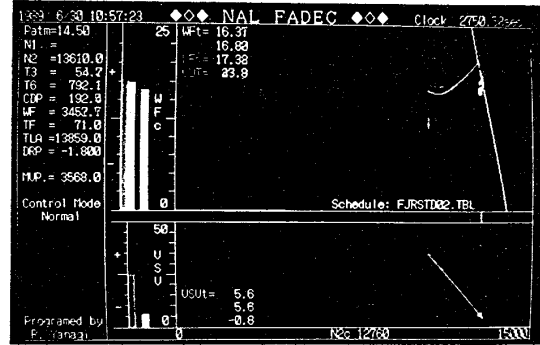


写真4. エンジン運転時のCRT画面 (急加速試験)

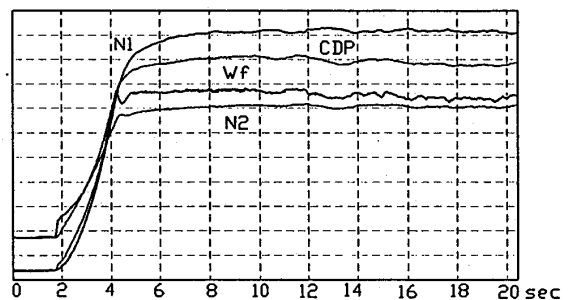


図3. 急加速時のエンジン応答

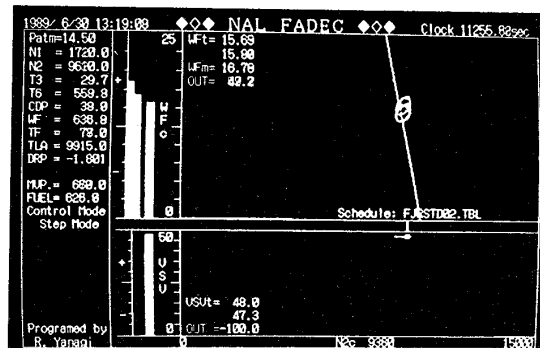


写真5. エンジン運転時のCRT画面 (エンジンの周波数応答試験時)

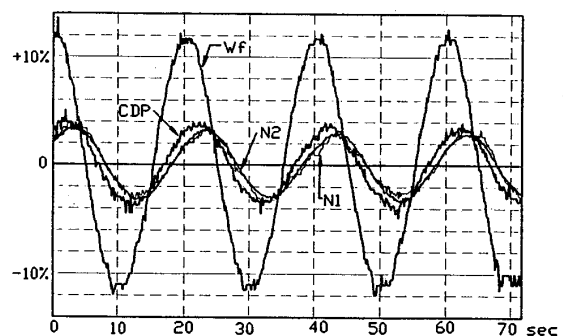


図4. 燃料流量の変化に依るエンジンの応答

を約50回、加減速試験を約50回程度行うと共にソフトウェアの改良を行ってきた。結果は今回発表した通り満足できるものであった。しかしながら、始動時の様な燃料圧力の低い時には燃料制御弁の追従が悪く、FBUの設計にもう一工夫する必要がある。計測実燃料流量によるフィードバック制御も行ったが遅れが大きく、安定した制御は出来なかった。今後の課題として残したい。

システムの製作に当って、最も時間の掛ったものは部品選定及び購入の待ち時間であり、もっぱらその間ソフトウェアの開発に当てた。特に苦勞した点は、シングルタスクのOSの下でマルチタスクのソフトウェアを作ることであり、リエントライトに出来ていないライブラリーをフォアグラウンドタスクとバックグラウンドタスクで如何に使い分けるかに非常に気を使った。

おわりに、FBUの設計製作は前述の基本設計を基にしている。基本設計の実施に携わった当所の遠藤原動機制御研究室長はじめIHIの関係者に謝意を表す。また、制御則に関してはIHIの荒畑氏の助言を戴き、試験に際してはIHIの関係者の協力を得た。併せて謝意を表す。

#### 参考文献

- 1) Endo, M. et al : High Reliability Full Authority Electronic Engine Control  
ISABE 85-7027.

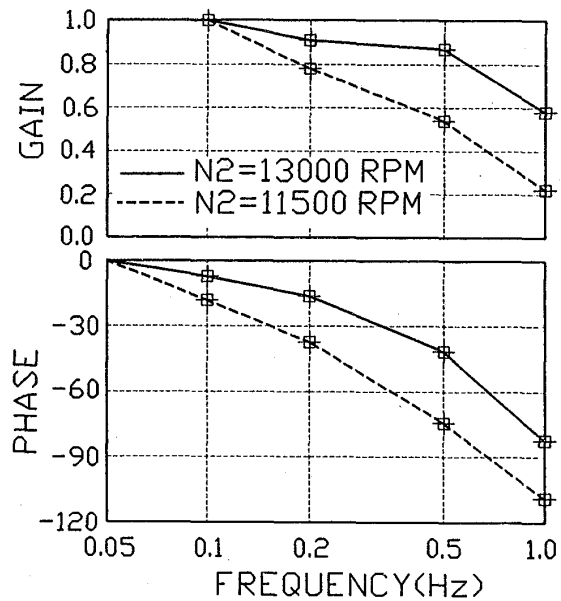


図5. エンジンの周波数特性

## 超 高 速 エ ア プ リ ー ジ ン グ ・ エ ン ジ ン の シ ス テ ム 概 念 研 究

\* 坂田公夫 (航空宇宙技術研究所)

柳 良二 ( " )

蓑田光弘 ( " )

### 1. はじめに

飛行機のように水平に離着陸して宇宙までの安全快適な飛行を実現する水平離着陸型の宇宙往還機、スペースプレーンは、将来の宇宙航行手段として、また大きな技術挑戦の場として注目を浴びている。これを実現する為の最大の技術課題は、極超音速までの高速飛行を可能にさせる超高速エアブリージング・エンジンである。航空宇宙技術研究所ではスペースプレーンあるいは高速航空機用のエンジンの研究として、マッハ6程度までのエンジンである、エアターボラムジェット及びターボラムジェット(以上をターボ系エンジンと総称している。)について研究を進めてきており、それ以上の高速域に対してスクラムジェットを研究している。

各種ターボ系エアブリージング・エンジンの内、これまで主にエアターボラムジェットおよびターボラムジェットについて、エンジンシステム研究、インテーク、燃焼器、ターボ要素等の要素研究および材料適用の研究を進めてきた。エンジンのシステム研究としては、各種のエンジン性能計算、システム概念の検討、スペースプレーンへの適合性の検討等を行ってきたが[1][2][3]、本報ではこの一環として行った、エンジン技術開発に用いる研究用の小型エンジンについて、そのシステム構成、性能、要素技術等の検討の結果を報告する。

ここに報告するエンジンシステムの研究の目的は次の通りである。

- (1) エンジンシステムが大きな問題なく成立することを示す(成立性の立証)。
- (2) 高度な各種要素、材料等の技術開発を遂行するための母体となるエンジンを明らかにする。
- (3) 困難過ぎる技術開発を含むことなく試作運転が可能なエンジンを示す。
- (4) 試作試験に必要なシステムおよび要素の重要技術課題を明らかにする。

システム検討したエンジンは、パートエキスパンダー・エアターボラム、空気液化エアターボラム、ターボラムジェット、およびターボジェットの研究用小型エンジンであり、各エンジン規模は上記条件に照し、試作及び地上試験に大きな困難を伴わず、性能においても十分に評価できる大きさとして、地上推力1.5トン級(15kN)とした。

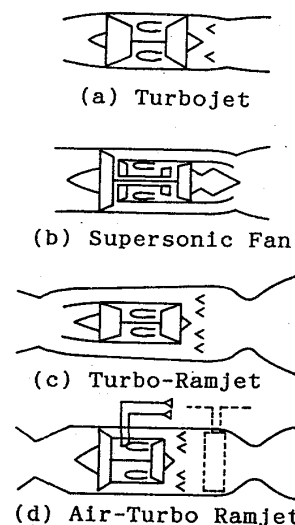


図1 ターボ系の各種エンジンシステム



## 2. エンジンの種類について

離陸から亜音速、遷音速、超音速を経て、マッハ数5から6程度の極超音速までの広い速度域に用いられるターボ系エアブリージング・エンジンとしては、図1に示すような、ターボジェット、超音速軸流ファン、ターボラムジェット及びエアターボラムジェット並びにこれら基本サイクルの混合型が候補にあげられる。[4]

超音速軸流ファンエンジンは、ファン部の通過軸流速度が超音速であるターボファンであり、機速マッハ数3程度までの作動を狙ったエンジンであるが、ラムジェットと組合せて、より高速のエンジンとすることも可能である。

ターボラムジェット (TRJ) は、超音速ターボジェットにラムジェットを組合せたものである。タービン入口温度の高温化により、ターボジェットの作動マッハ数を向上することが出来、また、作動マッハ数範囲全域で高い性能を得る最適な圧力比を検討することが必要である。

エアターボラムジェット (ATR) は、タービンの作動流体として吸入空気を直接用いるガスタービンサイクルとはせず、異種流体を用いることで高速化にともなう吸入空気の高温化に影響されずに高速飛行を可能にすることを狙った新しいエンジンシステムである。代表的なエアターボラムジェットには、タービン作動流体に液体酸素等の酸化剤を供給して発生させた燃焼ガス、あるいは、燃焼室内での熱交換により加熱した燃料を用いるものがあり、前者をガスジェネレータサイクル (GG)、後者をエキスパンダーサイクル (EXP) と称している。また本研究では、ガスジェネレータとエキスパンダーサイクルとの中間に位置するパートエキスパンダーサイクル (PE) および、燃焼ガス発生用の酸化剤に吸入空気の一部を極低温の水素で冷却し、液化して用いる空気液化サイクル (LA) の2種を新たに考察した。[5]

パートエキスパンダー・サイクルは高温部材となる燃焼器及びノズルの壁面を燃料水素で冷却することによって、燃料の予熱を行い、ガスジェネレータで必要となる酸化剤の量を減らし、推進剤の使用効率を向上しようとするものである。壁面冷却で得る熱量は、エキスパンダーサイクルの熱交換器で得る熱と本質的に同質のものであることからパートエキスパンダーの名を用いている。[5]

空気液化サイクルは、ガスジェネで搭載酸素を用いずに、吸入空気をその吸入温度に抵触することなく酸化剤として利用し、また空気の圧縮仕事を軽減するため、搭載している極低温の水素によって液化し、酸化剤としてガスジェネレータ燃焼器に供給するサイクルである。吸入空気の運動エネルギーから変換された空気が持っていた熱エネルギーは、冷却によって燃料水素に移ることとなり、本質的な熱損失はない。これによって、酸化剤を用いないエキスパンダーサイクルと同等の燃料効率が得られるものと期待される。[5]

## 3. エンジンシステム概念

ここでは、パートエキスパンダー・エアターボラムジェット (ATR-PE)、空気

液化エアターボラムジェット (ATR-LA)、ターボラムジェット (TRJ) およびターボジェット (TJ) についてシステム概念の検討結果を概説する。

以下に述べる各エンジンシステムの仕様は表1にまとめて示す。

### 3. 1. パートエキスパンダー・エアターボラムジェット (ATR-PE)

エアターボラムジェットの基本構成は、インテーク (空気取入口)、ファン、ガスジェネレータあるいは熱交換器等の加熱装置、タービン、ラム燃焼器及びノズルからなる。タービンを駆動する加熱ガスは上記加熱装置において作られるが、この加熱装置の形態によって、前述の様な各種の異なるエンジンサイクルが生れている。ここに示すパートエキスパンダー・エアターボラムジェットは、この加熱装置にガスジェネレータと熱交換器を併用し、熱交換器には、燃焼温度が2300Kにも達するラム燃焼器の壁面冷却システムを用いるとしたものである。即ち、燃料水素を作用流体とし、ポンプで必要圧力まで昇圧された後、ラム燃焼器壁面の冷却通路を通して予熱され、ガスジェネレータにおいて必要量の酸素により部分燃焼して1273K程度のガスになってタービンに供給される。これにより、搭載酸化剤である酸素の使用量を低減させることが出来、燃料 (推進剤) 効率の向上が図れることになる。

ここでは、ファン圧力比1.7、タービン入口温度1273K、ラム燃焼器出口温度約2500Kを仕様とする、研究用エンジンのシステム概念を検討した。図2がその概念図である。推力は13kN (1.3t) で、ファン直径400mm、燃焼器外径520mm、インテークを除く長さ1910mmである。システムの基本構成は、プロトタイプともなる技術実証用エンジンとして発表したガスジェネレータサイクルエンジン (ATR-GG) とほぼ同様であるが、全体的に小型化されている。

ファンは1段で、減速ギアで結合された径の小さな3段タービンで駆動される。ラム燃焼器は、その壁面を熱交換器として利用される再生冷却システムで構成し、燃焼負荷及び圧力損失にとって重要な保安器は、内部を水素燃料で冷却した上で噴射する、燃料噴射器と組み合わせられている。ノズルは、飛行マッハ数および高度に応じて幾何学的に可変でな

表1 各エンジンの仕様および性能

エンジン項目	パートエキスパンダー・ターボラム ATR-PE	空気液化式ターボラム ATR-LA	*ターボラム TRJ	ドライターボジェット TJ-D
地上静止推力(t) (kN)	1.3 (12.7)	1.5 (14.7)	1.5 (14.7)	3.0 (29.4)
地上静止比推力	3120 (sec)	4019	3951	5100
地上静止空気流量	14.0 (kg/sec)	13.0	11.52	12.0
ファン/圧縮機圧力比	1.7	3.0	3.6/13.7	6.0
タービン入口温度(K)	1273	973	1800	2273
タービン流体	H <sub>2</sub> +H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O+N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O+N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O+N <sub>2</sub>
ガスジェネ圧力(MPa)	3.84	1.95	0.37/1.40	0.61
ラム燃焼器温度(K)	2556	2322	2377/2426	—
寸法	ファン/圧縮機径	400	340	425
	燃焼器径	520	340	440
	エンジン長**	1910	1900	1964

\* TRJの圧縮機圧力比には低圧と高圧を選んでいる。  
\*\* エンジン長にはインテークは含まない。

ければならず、図には可変機構の概略を示している。

### 3. 2. 空気液化エアターボラムジェット (ATR-LA)

もう一つのエアターボラムジェットとして、ガスジェネレータを有し、酸化剤に吸入空気の一部を液化した液体空気を用いる、空気液化エアターボラムジェットを検討した図3に、推力15 kN、ファン直径340 mm、エンジン長1900 mmの研究用のエンジンシステムの概念を示す。

ファンは2段で圧力比3.0を選び、多段軸流タービンを直結してこれを駆動している。空気液化器はアニューラタイプでラム燃焼器の外周に配し、内部にはステンレス細管を伝熱管として用いている。ラム燃焼器は、未燃水素を含むタービン排出ガスに加えて追加の燃料の噴射弁を用いて、当量比を最大1以上取れるように考慮している。保炎器は噴射弁の下流にある。

ノズルについてはここに示していないが、概念的にはATR-PEと同様である。

### 3. 3. ターボラムジェット (TRJ)

ターボラムジェットは、ターボジェットとラムジェットとの複合エンジンであるが、その組合せあるいは配置の方法により、各種のエンジン形態が検討されている。ここでは、1つの共通ナセル内にターボジェットとラムジェットとを直列に配置し、ラムジェット用のバイパス流路にターボジェットが包まれた形の、包み込み型TRJについてシステム概念を検討した。図4に、地上静止推力15 kNの小型エンジン概念を示した。ここでは、低圧(3.8)と高圧(13.7)の2種類の圧縮機を用いた、システムを検討したが、これは、飛行マッハ数

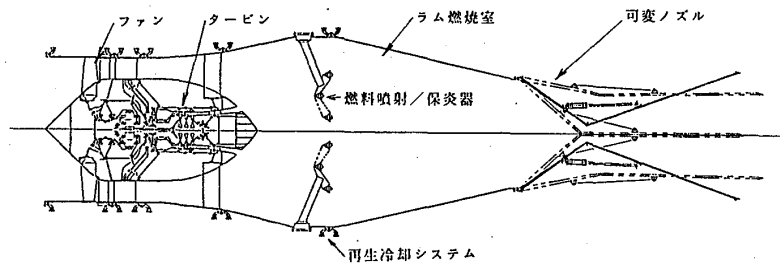


図2 小型パートエキスパンダー・エアターボラム概念

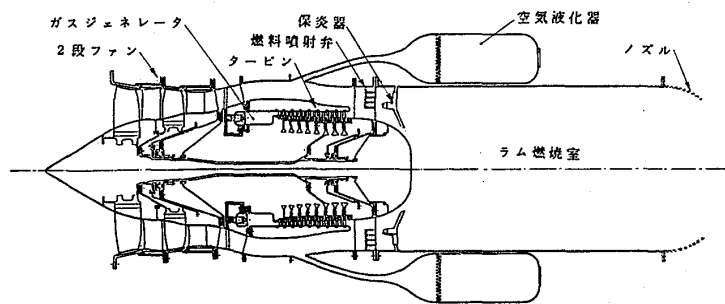


図3 小型空気液化エアターボラムジェット(ATR-LA)概念

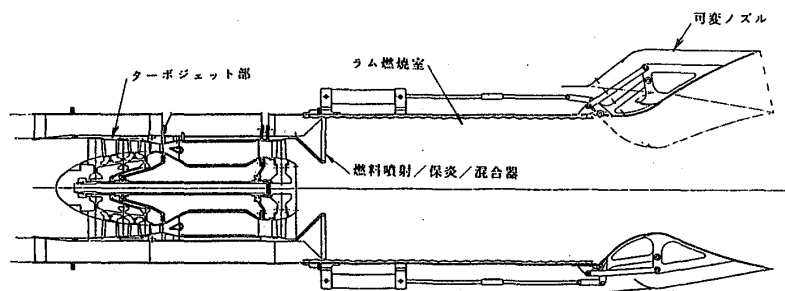


図4 小型ターボラムジェット(TRJ)のエンジンシステム概念

の全域にわたって高性能を得るための圧縮機圧力比の最適化について検討するためである。こ

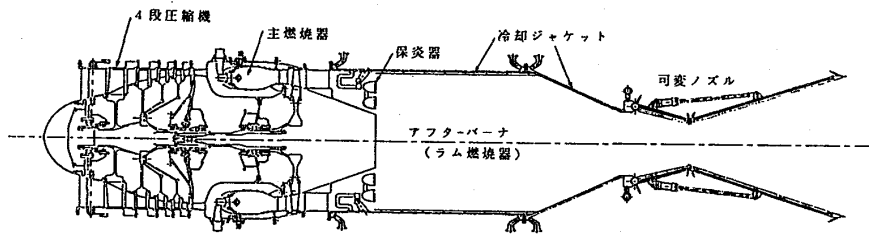


図5 小型ターボジェット(TJ)のエンジンシステム概念

燃焼効率、混合、圧力損失等の観点からはなびら型の燃料噴射弁を用いた特徴あるラム燃焼器を提案した。

### 3. 4. ターボジェット(TJ)

ターボジェットのタービン入口温度を高温化することにより作動可能マッハ数を高めることが出来るが、ここでは試みとして、超高温無冷却タービンを備えたターボジェットを検討してみた。技術的には材料、燃焼器等、現状からは大きなジャンプが必要であろうが、参考システムとして論ずる。図5がエンジンシステム概念である。システムは、圧力比6の4段圧縮機、2000℃の小型燃焼器、無冷却タービン、推力増強のためのアフターバーナー(ラム燃焼器)および可変ノズルよりなる。圧縮機およびタービンの部分は、無冷却のために極めてシンプルになっている。

性能については後述するが、極限として2273℃(2000K)のタービン入口温度を無冷却タービンで実現できると仮定した場合、アフターバーナーを用いなくてもマッハ数5までの作動が可能となる。これは表1に示すドライターボジェット(TJ-D)である。

### 4. エンジン要素の検討

以上のエンジンを実現するためには、重要技術を含む構成要素の開発が必要である。ここでは主要な要素の概念および技術について触れておく。

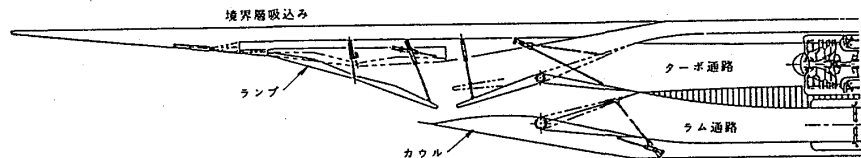


図6 可変インテークの概念(TRJ用)

#### 4. 1. インテーク (空気取入口)

超音速インテークは、マッハ数の上昇と共に圧縮過程を一部を担うようになり、マッハ5ではインテークによる圧縮が殆どとなる。従って、インテークの圧縮性能(圧力回

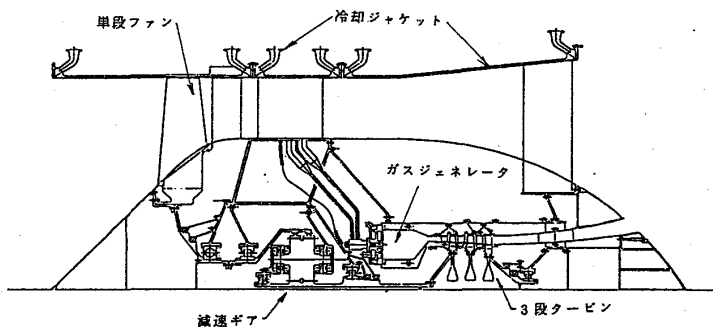


図7 ATR-PEのターボ部詳細

復率)は高マッハ数ではエンジン性能確保のための基本的なものである。この定量的考察は次章で行うこととするが、同時に空気吸込み流量の確保も重要な性能である。図6はターボラム用に設計した可変インテークの概念である。性能にとって重要な斜衝撃波の形成のためランプに数段の曲り角を付けている。また、作動範囲がマッハ0~6と極めて広く、可変機構が不可欠であると共に、その軽量化も重要である。

#### 4.2. ターボ要素

ファン、圧縮機、タービン等のターボ要素は、マッハ3程度までの超音速域における性能および小型軽量性の観点で重要である。図7はATR-PEのターボ部である。圧力比1.7を1段ファンで実現し、これを駆動するため、約3倍の回転速度の3段軸流タービンが小型の減速ギアで結合されている。ファンは、マッハ4以上で殆ど圧力を発生しないことが必要であると共に高マッハ数での空力加熱に耐えるための材料/冷却による耐熱性の付与が重要である。

#### 4.5. ラム燃焼器

ラム燃焼器は2~3.5のマッハ数で作動を開始し、マッハ6程度まで安定的に高性能を発揮する燃焼性能が不可欠であるが、2300K以上に達する燃焼ガス温度、およびマッハ5で1310Kになる吸入空気温度に耐える耐熱構造が必要である。また、その大きさからエンジン重量に占める割合も大きく、軽量化にも留意する必要がある。

### 5. エンジン性能からの検討

エンジンの概念検討に伴う性能検討を以下簡単に述べる。評価すべきエンジン性能として、効率(推進剤効率)に当る比推力 $l_{sp} [= F_N/m_p \cdot (m_p: 推進剤使用量)](sec)$ とファン前面面積で除した推力(推力密度) $F_N(kN/m^2)$ とを用いた。

それぞれのエンジンの性能計算条件を、研究用エンジンを想定した数値として、表2に示す。インテーク効率は、MIL-specあるいは航技研の式を用いたが、両者はほぼ等しく、僅かに高マッハ数域で航技研の式が高い効率を与える。ここでは運動エネルギー効率 $\eta_{KE}=0.96$ にとった。

#### 5.1. エアターボラムジェット(ATR-PE)

表2 性能計算条件

パートエキスパンダー・エアターボラムの計算結果を代表例として示す。図8は、比推力 $l_{sp}$ と推力 $F_N$ のマッハ数による変化を表しており、スペースプレーンの代表的飛行径路[6]を通った場合の性能計算結果である。図

項目	ATR-PE	ATR-LA	TRJ	TJ-D	
インテーク性能	NAL Model*	MIL E-5008C	MIL E-5008C	NAL Model	
ファン/ 圧縮機	圧縮比	2.5	3.0	3.8/13.7	6.0
	効率	0.80	0.88	0.88	0.84
主燃焼器	出口温度(K)	1273	973	1800	2273
	ガス燃焼 効率	0.98	0.98	1.0	0.98
タービン効率	0.80	0.80	0.90	0.86	
ラム燃焼器	出口温度(K)	2556	2322	2377/2426	—
	効率	0.985	1.0	1.0	—
ノズル効率	0.985	1.0	0.95	0.985	

\*インテーク性能の NAL model は  $\eta = \{1+(k-1)(1-\eta_{KE})Mo^2/2\}^{k/(k-1)}$

中 1-passとあるのは、壁面冷却によって水素を予熱する再生冷却システムが1系統の単純通路で構成されている場合を示し、2-passはより多くの熱を水素に還元するため冷却通路を往復の2系統としたものである。また、GGはガスジェネレータサイクルを、EXPはエキスパンダーサイクルを表し、PEサイクルが両者の中間であり、燃料を予熱することにより、GGに比べて性能が改善していることが分る。熱交換器(再生冷却システム)の性能(1-/2-pass)が比推力向上に重要である事も分る。推力はどの種類のATRでもほぼ同等である。

### 5. 2. ターボラムジェット (TRJ)

ターボラムの性能(比推力、推力)を図9-1、-2に示す。ここでは、タービン入口温度に1800K、圧縮機圧力比に6をとった。従来の結果と同様に、Ispは高く、推力はATRと同レベルである。図中飛行動圧の異なる2つの結果( $q = 20, 100$ )を示した。推力では当然ながら空気密度の高い高飛行動圧のほうが大きな値となっているが、Ispでは、低マッハ数において多少高い結果となっている。

### 5. 3. 要素性能の影響

#### (1) インテーク性能

図10は1500℃ターボラムジェットの推力に及ぼすインテーク性能の影響を計算したものである。エネルギー効率 $\eta_{KE}$ の2%の変化がマッハ数の増大と共に大きな効果となって現れ、アフターバーナー(A/B)付きのターボジェットではマッハ3で10~20%、マッハ4で20~30%の推力変化となっているのが分る。それ以上の高速域ではラムジェットがやはり同様の影響を受けている。

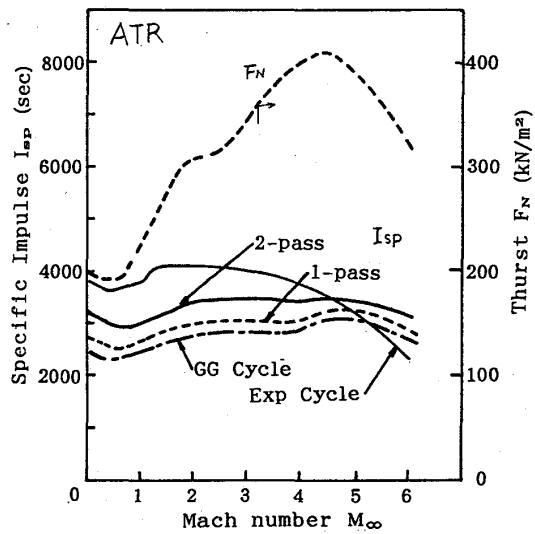


図8 ATR-PEの比推力、推力

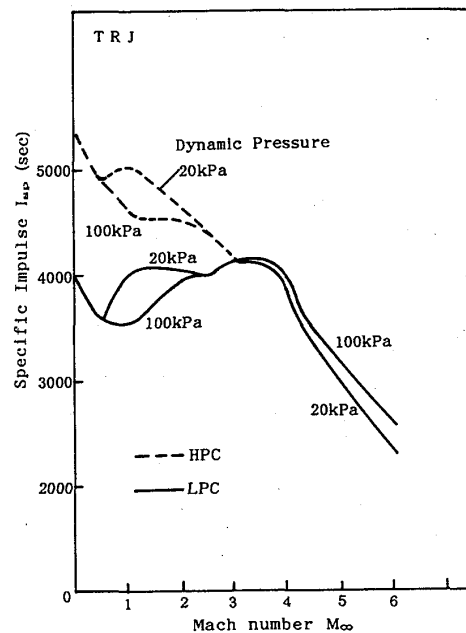


図9-1 TRJの比推力

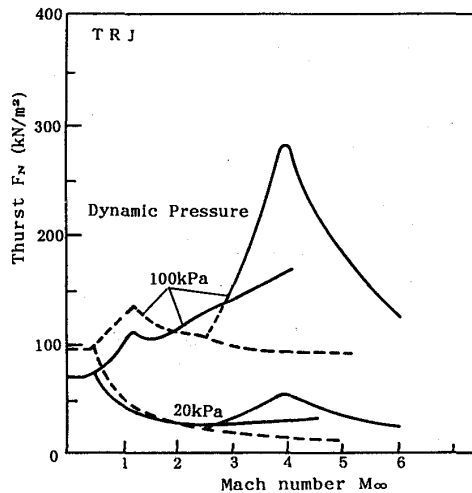


図9-2 TRJの推力

(2) タービン入口温度

TRJではタービン入口温度はターボラムジェットの高マッハ数を決定すると共に全体性能にも大きな影響を及ぼす。図11は計算結果例で、タービン入口温度(TIT)を1250℃から1500℃、2000℃と上げて行くと、低速域の比推力は低下するものの、ターボジェットの作動可能マッハ数が向上し、マッハ3~5の性能向上がもたらされることが分る。高マッハ数の比推力の向上は全体制能の向上に大きな効果があるためTITの高温化は重要と考えられる。

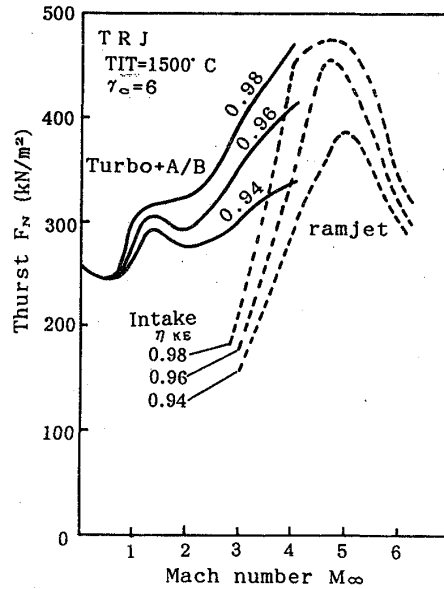


図10 インテーク性能の推力への影響(TRJ)

6. おわりに

以上、スペースプレーン用の各種ターボ系エアブリージング・エンジンについて小型の研究用エンジンの概念検討の結果を報告したが、それぞれ新しいシステムであるためその研究開発には基礎、要素および材料の技術課題を克服する必要がある。しかし、要素性能が与える性能への影響の考察から、インテーク性能の確保、耐熱性の向上、ラム燃焼技術の獲得、小型軽量化等、重要要素技術が浮び上がってきており、技術開発の重点化により効果的な研究が可能になるものと思われる。

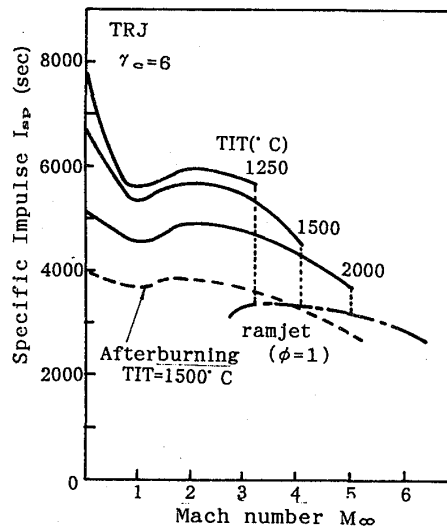


図11 タービン入口温度の影響(TRJ)

なお、本研究は昭和63年度にエンジンメーカーの協力を得て実施した、エンジン概念設計の結果の一部である。紙面を借りて、研究に協力して頂いた石川島播磨重工業(株)川崎重工業(株)および三菱重工業(株)の関係者各位に感謝申し上げます。

[参考文献]

[1] 坂田、「スペースプレーン『ターボ系エンジン』」、日本の科学と技術 7-8 Vol.2 9, No. 25, 昭和63-8, [2] 坂田、松本ほか、「宇宙往還機用エアブリージング・エンジンの適合性について」第28回航原講、昭63-2, [3] Sakata, K, Minoda, M et al, Conceptual Study on Hypersonic Air-Breathing Engine ... AIAA-88-2947, 1988-7, [4] Hendricks, R, et al, Heat Transfer in Space and Propulsion Systems, Mech. Eng. g. Feb. 1986, pp41-52, [5] 石川島播磨重工業(株)、川崎重工業(株)、三菱重工業(株)(各社)「エアブリージング・エンジン概念設計報告書」平成1-3, [6] 白水「宇宙往還機の重量評価と感度解析(その1)」NAL TM-598, '89-2

第4回ガスタービン秋季講演会講演論文集正誤表

ページ	行数	誤	正
152	15行	数十μm	数μm



© (社)日本ガスタービン学会 150 '89.10