

# 連続流燃焼器に関する研究 (一次燃焼領域への二次空気の影響について)

\*中村 直 (慶大院)      伊藤 法彦 (慶大院)  
川口 修 (慶大工)      佐藤 豪 (慶大工)

1. はじめに      ガスタービン燃焼器の一次燃焼領域では、火炎の保持と主要な燃焼反応が行なわれるが、その詳細については明らかでない。特に、流速、旋回の強さ、二次空気の影響などについて、寸法効果も考慮して、系統的な基礎実験が行なわれた例はない。そこで著者らは、単純な缶型燃焼器模型によって実験的解析を試み、流れと燃焼状態についての実験結果を公表してきた<sup>(1)(2)</sup>。本報では、一次燃焼領域に対する二次空気の影響に注目して実験を行なった結果について報告する。

2. 実験装置および方法      実験に用いた燃焼器は直流缶型燃焼筒径125mm、長さ366mmで下流が大気開放であり、図1に概要を示す。燃焼用一次空気は、上流の旋回流発生装置で任意の旋回を与えられ、環状孔より燃焼筒内へ流入する。燃料は工業用純プロパンで、多孔式気体燃料噴射弁 ( $\phi 1$  噴射孔  $\times 24$ , 噴射角  $90^\circ$ ) から噴射される。

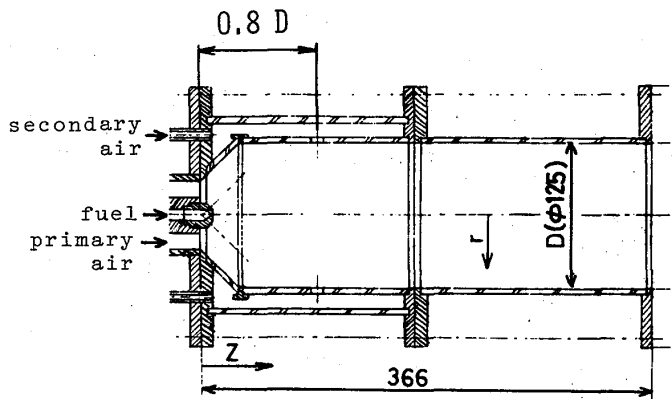


図1 装置主要部

表1 実験パラメータ

基準条件			
$Q_1$ (m <sup>3</sup> /s)	2.46 $\times 10^{-3}$	3.87	4.36
$Q_2/Q_1$	0 0.3	0.5	0.88
S	(0.5)	1.0	2.0
(A/F) <sub>p</sub>	10.5	15.7	26.2

二次空気は、 $\phi 58$ 燃焼器で求めた最適条件に基づいて、噴射弁下流  $z/D=0.8$  ( $z$ : 軸方向距離,  $D$ : 燃焼筒径) に設けられた一列の空気孔 (丸型  $\phi 13 \times 8$ ,  $A_2$  (二次空気孔総面積) /  $A_1$  (一次空気環状孔面積) = 0.5) より導入される。

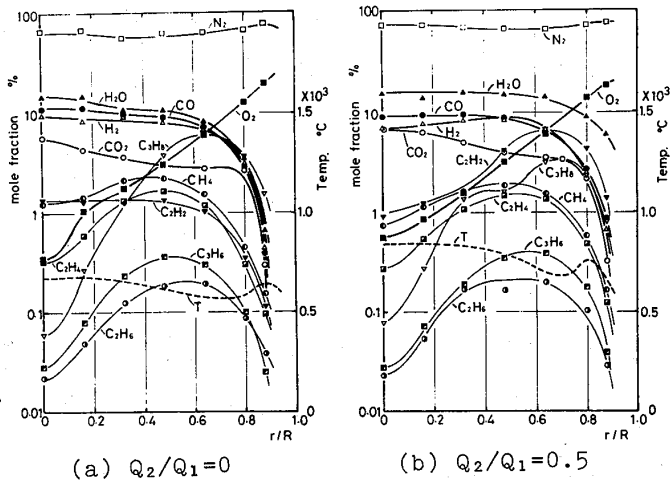
ガス温度測定は、 $300\mu\text{m}$  PR熱電対プローブにより、ガス組成測定は、ステンレス製水冷プローブによる採取ガスをガスクロマトグラフ、化学発光式  $\text{NO}_x$  分析計、水素炎イオン化式炭化水素分析計によった。これらのプローブは、下流より挿入した。

また、本実験で用いた実験パラメータを表1に示す。なお、太字は基準条件である。

## 3. 実験結果

3.1 二次空気導入の影響      炎色反応による循環流領域測定から、ほぼ循環流領域の中央部をよぎる断面に相当する  $z/D=0.4$  における温度・ガス組成分布を、一次空気

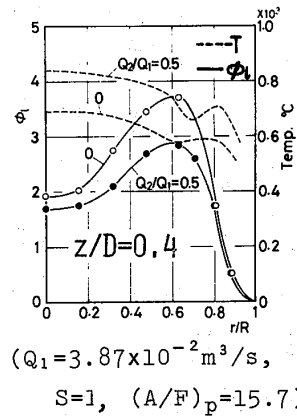
のみの場合と二次空気を導入した場合を比較して図2に示す。ともに一次空気量 $Q_1$ 、旋回度 $S$ および一次空燃比 $(A/F)_p$ は等しい。二次空気量 $Q_2$ は $Q_2/Q_1=0.5$ としている。二次空気の導入により、 $r/R$  ( $r$ :半径方向距離,  $R$ :燃焼筒半径) $=0.3\sim 0.8$ 付近で、 $C_3H_8$ の減少、 $C_2H_2$ の増加が顕著であり、反応の促進の結果として、 $H_2O$ 、 $CO_2$ の増加、ガス温度の上昇がみられる。



(a)  $Q_2/Q_1=0$  (b)  $Q_2/Q_1=0.5$   
 $Z/D=0.4$  ( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )  
 図2 二次空気の有無による

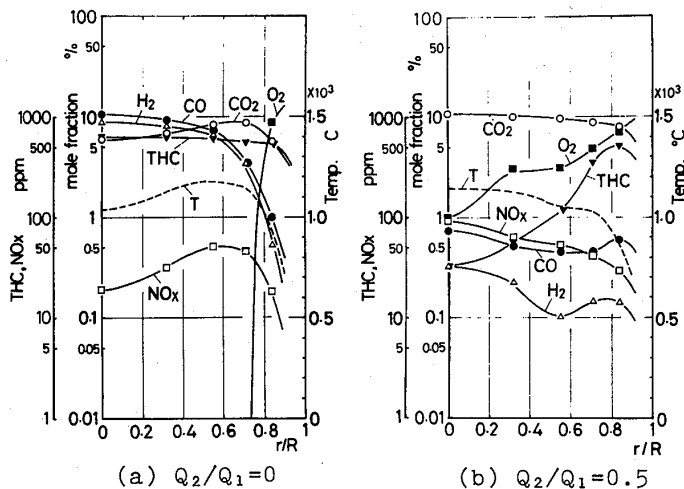
燃焼筒断面ガス組成分布の変化

一次燃焼領域にどの程度の二次空気が流入しているかを明らかにするために、ガス組成の分布結果から、この位置の局所当量比分布を算出し、その結果を図3に示す。下流側で導入した二次空気の一部が、一次燃焼領域に流入し、局所当量比を下げている。これが主として反応促進の原因となっている。二次空気の一次燃焼領域への流入については、相似形の $\phi 58$ 燃焼器によってArをトレーサとした詳細な測定が行なわれている<sup>(3)</sup>。それによると、二次空気孔の数、位置、空気孔の直径などにより燃焼筒内への二次空気の流入の仕方が異なり、二次空気の効果も違ってくる。



( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )  
 図3 二次空気の有無による局所当量比分布の変化

燃焼がほぼ完了したと考えられる位置 $Z/D=2.0$ におけるガス組成分布を二次空気の有無について比較したのが、図4で、条件は図2と同様である。反応中間成分である



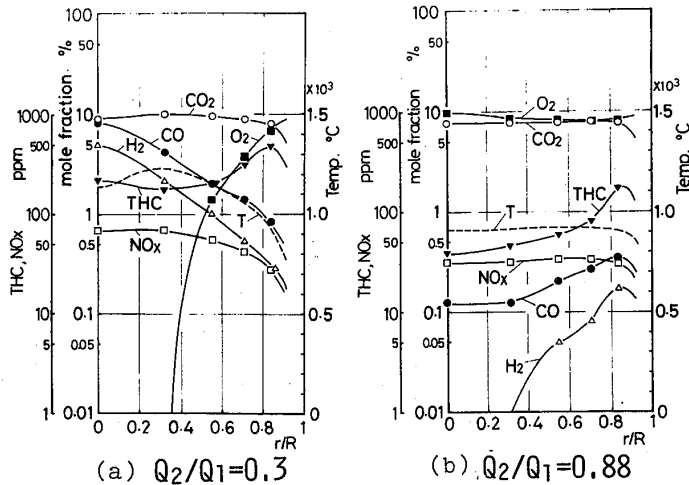
(a)  $Q_2/Q_1=0$  (b)  $Q_2/Q_1=0.5$   
 $Z/D=2.0$  ( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )  
 図4 二次空気の有無による

燃焼筒断面ガス組成分布の変化

$CO$ 、 $H_2$ は二次空気の導入で著しく減少し、 $HC$ は中央付近の減少が著しい。

最適条件に合わせた二次空気孔より流入する二次空気は、一次燃焼領域に適当な空気をあたえるとともに、循環渦を強め、反応中間成分および酸素の混合を促進して、燃焼反応を活発にする。

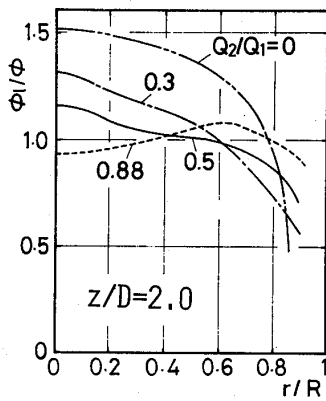
### 3.2 二次空気量の影響 基準条件において導入する二次空気量



(a)  $Q_2/Q_1=0.3$  (b)  $Q_2/Q_1=0.88$   
 $z/D=2.0$  ( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )  
 図5 二次空気量による燃焼筒断面ガス組成分布の変化

表2 二次空気量による総空燃比の変化  
 $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$  ( $A/F$ )<sub>p</sub>=15.7

$Q_2/Q_1$	0	0.3	0.5	0.88
$(A/F)_T$	15.7	20.4	23.6	29.5
図番	4.a	5.a	4.b	5.b



$z/D=2.0$   
 $(Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )

図6 二次空気量による局所当量比分布の変化

のみをえ。  $Q_2/Q_1=0.3, 0.88$  とした場合の  $z/D=2.0$  における温度・ガス組成分布を図5に示す。なお、表2に二次空気量による総空燃比の変化を示す。

$Q_2/Q_1=0.3$  の場合、 $Q_2/Q_1=0$  (図4.a)と比較してHCは減少するが、CO, H<sub>2</sub>は半径方向外側のみ減少が著しい。温度上昇は著しくないが、空気量増加を考慮すると、熱流束はかなり増

加している。 $Q_2/Q_1=0.88$  とすると、HC, CO, H<sub>2</sub>などの反応中間成分はさらに減少するが、 $Q_2/Q_1=0.5$  (図4.b)と比べてその効果はさほどではなく、空気量の増加を考慮して

も反応温度の上昇はあまりない。これらの場合、燃焼効率  $\eta_b$  は、 $Q_2/Q_1$  を  $Q_2/Q_1=0.5$  より大きくしても、高くなるない。

さらに二次空気の燃焼筒内の拡散状態を知るために、局所当量比分布を算出し、二次空気量をパラメータとして図6に示す。なお、各条件で総空燃比が異なるので、局所当量比  $\phi$  は平均当量比  $\phi_0$  との相対値をとっている。 $Q_2/Q_1=0.3$  では十分に二次空気は貫通せず、当量比は中高の分布となるが、二次空気量をふやし、 $Q_2/Q_1 \geq 0.5$  では、ほぼ一樣な分布となり、二次空気が十分に貫通していることを示している。

### 3.3 一次空気量の変化 基準条件において一次空気量のみを変化させたときの燃焼状態への二次空気の影響を調べた。

$z/D=2.0$  における温度・ガス組成分布を、二次空気導入のない場合と比較して、図4, 7, 8に示す。

一次空気量が少ない場合も多い場合も、反応中間成分の減少は著しいが、一次空気量が少ない ( $Q_1=2.46 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ) と、下流では局所当量比分布によれば二次空気の拡散は半径方向に一様でなく、またCO, H<sub>2</sub>は中高、HCはくら型の分布となる。しかし、ガス温度の上昇は著しい。一方、一次空気量が多い ( $Q_1=4.36 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ) 場合は、HCの分布は二次空気の流入で中央付近で著しく下がるが、CO, H<sub>2</sub>は一

表3 一次空気量による燃焼効率の変化  
 $S=1$  ( $A/F$ )<sub>p</sub>=15.7

$Q_1$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$2.46 \times 10^{-2}$		3.87		4.36	
$Q_2/Q_1$	0	0.5	0	0.5	0	0.5
$\eta_b$	70	90	76	97	77	97
図番	7		4		8	

様に低い分布となる。このようなガス組成分布は、反応ガス分子の実質滞留時間と反応時間（あるいは反応速度）との関係によって決まると思われる。また  $Q_1=4.36 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$  の場合、二次空気の有無でほぼガス温度は変化しないが、熱流束はかなり増加する。

また表3に示すように、燃焼効率を比較すると、その二次空気の流入による上昇は著しい。

**3.4 旋回度の変化** 前報<sup>(2)</sup>に述べたように、一次空気の旋回を強めると、循環流領域が発達し、乱れ強さが増大するので、反応ガス相互の拡散が促進され、反応が進む。さらにその下流の適当な位置から二次空気を流入させると、燃焼状態は変化する。

図9は、基準条件において旋回度のみ大きくした場合の  $z/D=2.0$  における温度・ガス組成分布と、二次空気を導入しない場合のそれと比較したものである。 $S=1$  (図4b)の場合に比べて、中心付近で反応中間成分が著しく減少しているが、筒壁側では逆に増大している。

流入する二次空気は、旋回を強めることにより、貫通度が増し、循環流領域内への流入量および中心付近を下流へ流れる量が増大する。したがって、一次空気のみの場合のガス組成分布は、下流において旋回の強さの影響をほとんど受けていないの

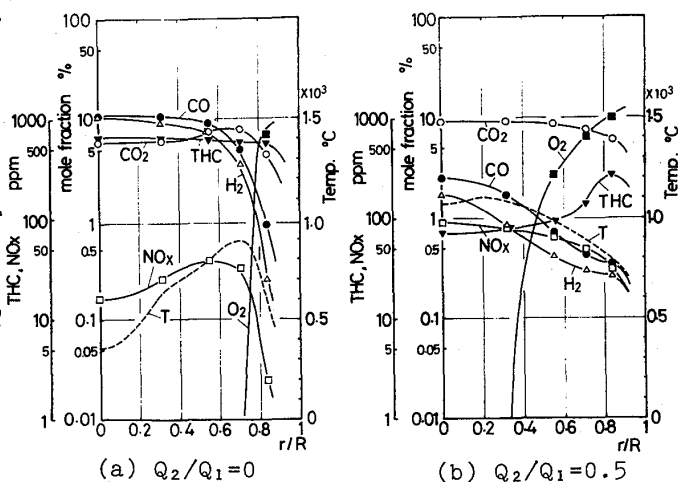


図7 二次空気の有無による燃焼筒断面ガス組成分布の変化  
 $z/D=2.0$  ( $Q_1=2.46 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )

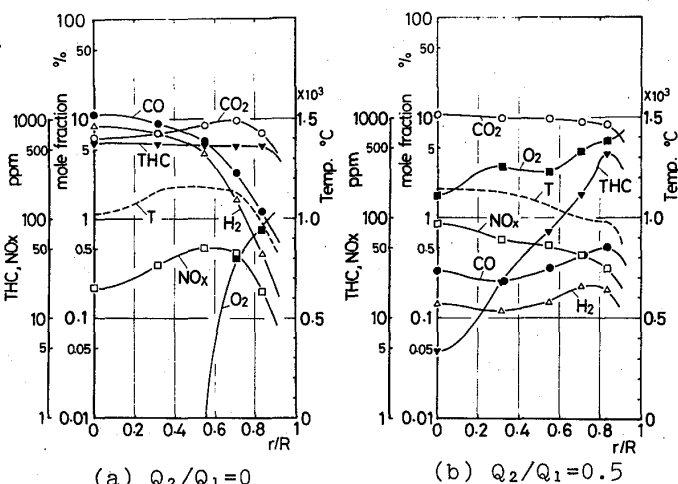


図8 二次空気の有無による燃焼筒断面ガス組成分布の変化  
 $z/D=2.0$  ( $Q_1=4.36 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )

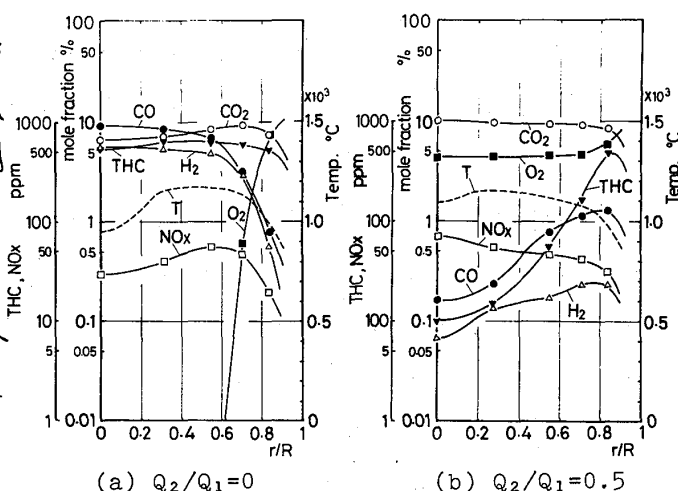
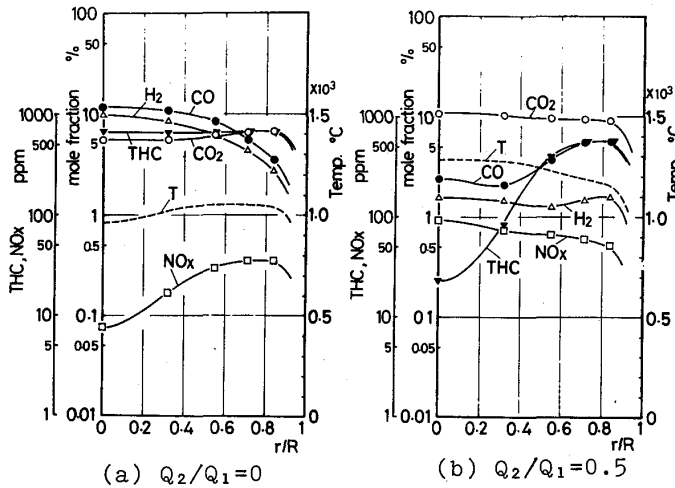
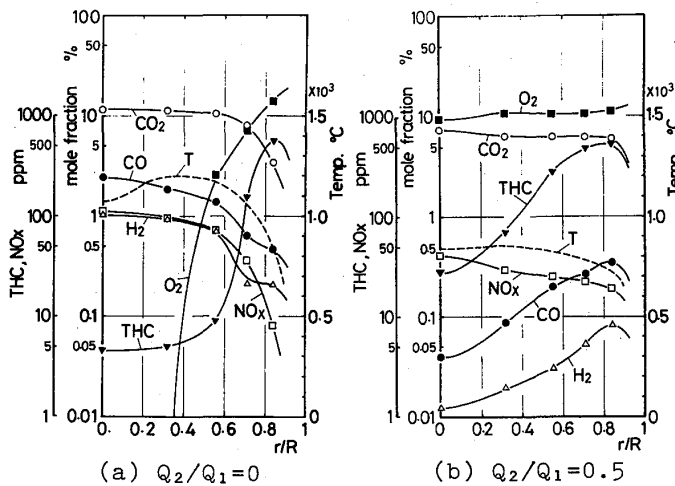


図9 二次空気の有無による燃焼筒断面ガス組成分布の変化  
 $z/D=2.0$  ( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=2.0$ ,  $(A/F)_p=15.7$ )



z/D=2.0 ( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=10.5$ )  
 図10 二次空気の有無による  
 燃焼筒断面ガス組成分布の変化



z/D=2.0 ( $Q_1=3.87 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $S=1$ ,  $(A/F)_p=26.2$ )  
 図11 二次空気の有無による  
 燃焼筒断面ガス組成分布の変化

に比べ、二次空気導入により、旋  
 回の強さの影響が著しくあらわれ、  
 中央付近の反応中間成分の減少、  
 酸素の増大をもたらす。

3.5 一次空燃比の変化 基準  
 条件において一次空燃比のみをか  
 え、その時の二次空気の燃焼状態  
 への影響を調べた。z/D=2.0にお  
 ける温度・ガス組成分布を、一次  
 空燃比の異なる場合について、二  
 次空気の有無を比較して、図4、  
 10、11に示す。

(A/F)<sub>p</sub>=10.5 (図10) の場合  
 二次空気を導入すると、中央付近  
 で反応中間成分が著しく減少し、  
 半径方向一様にCO<sub>2</sub>が増加し、温  
 度も上昇する。また、一次空燃比  
 が理論空燃比 (A/F)<sub>p</sub> = 15.7 (図4b)  
 の条件と比べて、反応中間成分は  
 半径方向一様に多いが、燃焼温度  
 は高くなる。一方、(A/F)<sub>p</sub>=26.2  
 の場合、二次空気を導入すると、  
 CO、H<sub>2</sub>は中央付近で空気流入に

よる分圧の低下以上に減少しているが、HCは逆に増大する。

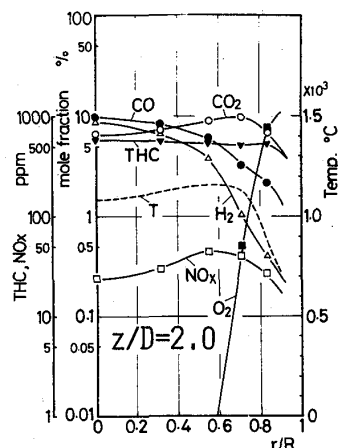
以上のようにより、一次空燃比が理論空燃比よりかなり大きい場合に二次空気を導入すると、循環流領域内の高温反応ガスを冷却し、反応を阻害する。一方、理論空燃比より小さい場合に導入された二次空気は、高温反応ガスに酸素を供給するのみでなく、乱れ強さを増大し、循環流領域内のガスと周囲ガスとの混合を促進するとともに、燃料あるいは活性な反応中間成分と酸素との混合を速やかにするので、燃焼反応が著しく促進される。その結果として、燃焼効率も著しく高まる。

#### 4. 二次空気の一次燃焼への効果

二次空気の流入による一次燃焼への効果について考察する。二次空気の流入のパターンとその一次燃焼への影響は、一次側の条件によって大きく異なる。二次空気は一次燃焼領域へ酸素を供給し、さらに循環流を強めたり乱れ強さを増し、燃料や反応中間

成分と酸素との混合を速める。z/D=2.0における局所当量比分布は、一次空気量が多くなる(S, (A/F)<sub>p</sub>, Q<sub>2</sub>/Q<sub>1</sub>は一定)につれ、中高の分布から半径方向に一様な分布となり、一次空気量の変化が二次空気流入による混合促進の効果へ影響を及ぼすことを示している。

また、二次空気が一次燃焼反応へあたえる影響について明らかにするために、総空気量を一定にして一次空気量の一部を二次空気量におきかえた場合の比較を行なう。図12には、一次空気量、旋回度、一次空燃比をQ<sub>1</sub>=5.92×10<sup>-2</sup>m<sup>3</sup>/s, S=1, (A/F)<sub>p</sub>=15.7としたときのz/D=2.0における温度・ガス組成分布を示す。これと多少総空気量は異なるが、旋



(Q<sub>1</sub>=5.92×10<sup>-2</sup>m<sup>3</sup>/s, S=1, (A/F)<sub>p</sub>=15.7, Q<sub>2</sub>=0)

図12 燃焼筒断面ガス組成分布

回度、総空燃比を一定にして、その一次空気量の1/3を二次空気量におきかえたのが、図10.bである。両者を比べると、一次空気量の一部を二次空気におきかえることにより、中央付近でいづれの反応中間成分も著しく減少し、CO<sub>2</sub>は増大し、燃焼温度も高まる。z/D=2.0での局所当量比分布も中高の分布から半径方向一様な分布となる。これは、二次空気の流入が酸素の供給のみでなく、乱れ強さの増大による反応ガス相互の混合を速めているためと思われる。その結果、燃焼反応は促進され、燃焼効率も高まる。

## 5. まとめ

直流缶型の燃焼器に二次空気孔を一列設け、二次空気による一次燃焼領域内の燃焼状態への影響を、広い範囲で調べ、以下の結論を得た。

- (1) 一次空気量の一部を二次空気量におきかえることによって、反応は促進され、下流では反応中間成分が著しく減少して、燃焼効率も高まる。
- (2) 二次空気の一部は、循環流によって上流へ流入し、酸素を供給する。また、高温燃焼ガスの渦混合を促進し、一次燃焼領域内での燃焼反応を活発にする。
- (3) 二次空気の燃焼筒内への拡散とその効果は、一次空気量、旋回度、一次空燃比などの条件と密接に関連する。特に、一次空気量の変化による影響が顕著である。

終わりに、実験を行なうに当たり、御協力いただいた当時学部の池田徹君に対し、心から感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) 伊藤, 中村, 川口, 佐藤 連続流燃焼器の模型による実験研究(x1) 機講論804-4
- (2) 中村, 伊藤, 川口, 佐藤 連続流燃焼器の模型による実験研究(x2) 機講論804-4
- (3) 中村, 川口, 佐藤 ガスタービン燃焼器のモデルによる実験的研究 (二次空気流入の様相) 機講論780-6

\* 阿知 波 清 次 (日産自動車 中央研究所)  
 山 崎 慎 一 (日産自動車 中央研究所)

1. はじめに

ガスタービンエンジンは、小型・大出力・低騒音・低振動・多種燃料が使えるなどの長所をそなえ、将来の自動車用動力源として、もっとも有望であることは、当社をはじめの各国の研究によって明らかにされている。しかしながら、実用化に際して問題点として指摘されるものは、低負荷時の燃費の悪さとコスト高であり、これらの改善が急務である。燃費の改善は、サイクル最高温度を大中に高のることによって、またコストの低減は、従来のNi基、Co基の高級超耐熱合金を使わず、安価な耐熱材料を使用することによって解決しようという試みがなされている。この点で最近注目を浴びている材料が、高温に耐えしかも安価になる可能性を持つシリコンナイトライド ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ )、シリコンカーバイド ( $\text{SiC}$ ) に代表されるセラミックスであり、現在世界各国の自動車及びセラミックスメーカーにおいて積極的に研究開発が進められている。

当社においても、セラミックスをガスタービンに適用する場合、実用上どのような問題が生じ、対策をどのようにすればよいか、また設計上どのような考慮が必要かなどを調べるため、まず静止部品の一つである燃焼器に注目し、これをSiCを用いてもっとも単純な形状で試作し、耐熱性、耐熱衝撃性、耐酸化性などの試験を行っている。以下にその概要を報告する。

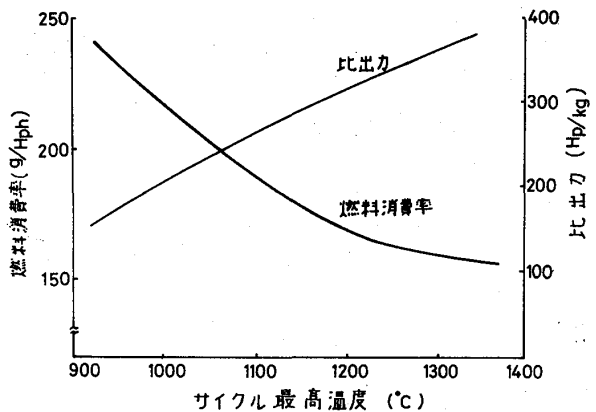


図-1 サイクル最高温度の影響

2. 高温ガスタービン

ガスタービンの燃費改善のためには、各コンポーネントの効率向上が必要だが、それ以上に効果的なものは、サイクル最高温度を上昇させることである。出力約100馬力の2軸熱交換器付ガスタービンエンジンにおいて、サイクル最高温度が燃料消費率

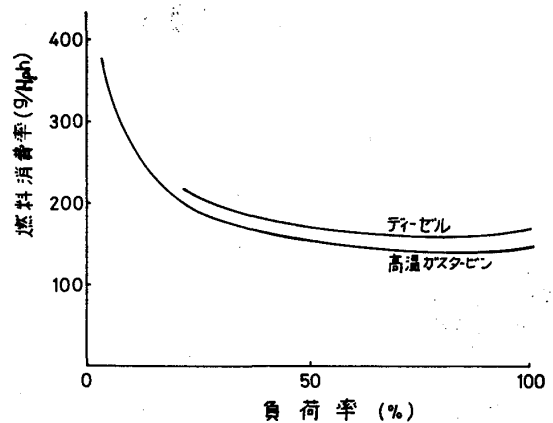


図-2 高温ガスタービンの部分負荷性能

と比出力に与える影響を図-1に示す。サイクル最高温度の上昇は、定格点のみならず、部分負荷においても燃費の改善が期待できる。図-2にサイクル最高温度を1350°Cとした時の部分負荷域での燃料消費率を示す。これらより、燃費改善のためには、サイクル最高温度を従来より大巾に上昇させ、1200~1400°Cとした高温ガスタービンの開発が最も有効でありかつ、重要であることがわかる。

しかしながら、その構成素材を考えると、自動車用ガスタービンでは、航空機用ガスタービンで行われているようなタービン翼の冷却ができないため、現用の超耐熱金属で使用できるサイクル最高温度は950~1050°Cが限界といわれている。このため、サイクル最高温度を1200~1400°Cにするためにはどうしてもより耐熱性にすぐれたセラミック材料の開発が必要となる。

### 3. セラミック燃焼器

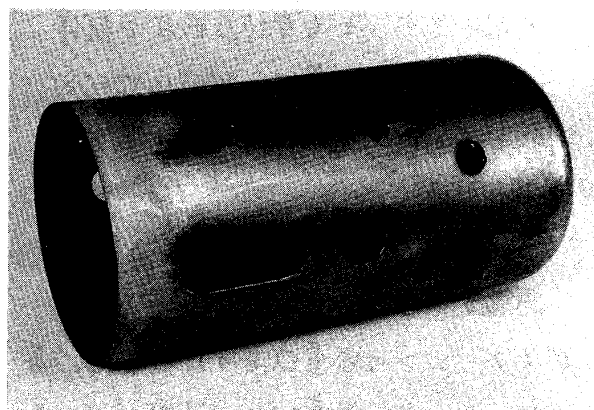
高温ガスタービンに使用されるセラミック材料は、SiC, Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>が一般的であり、それぞれその性質に合った用途のコンポーネントに適用される。表-1に反応焼結法により製作されたSiCとSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>および超耐熱金属であるハステロイ-Xの各物性値を示す。

	SiC	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	ハステロイ-X
比重量(g/cm <sup>3</sup> )	3.15	2.7	8.22
ヤング率(kg/mm <sup>2</sup> )	4.25 × 10 <sup>4</sup>	2.5 × 10 <sup>4</sup>	2.0 × 10 <sup>4</sup>
線膨張率(1/c)	4.6 × 10 <sup>-6</sup>	3.2 × 10 <sup>-6</sup>	16.4 × 10 <sup>-6</sup>
熱伝導率(cal/cmsec·c)	0.184 (室温)	0.044 (室温)	0.022 (室温)
	0.122 (500°C)	0.030 (500°C)	0.047 (500°C)

試作したセラミック燃焼器は、

SiCを用いている。これはSiCがSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>に比べ耐熱衝撃性は若干劣るが、耐酸化性が非常に優れていると言われていることから、燃焼器用材料として適していると考え、使用したものである。写-1にその形状を示す。この缶型燃焼器は、静水圧プレスで成形し、反応焼結法により焼成してつくられた一体成形品で、耐熱衝撃を考慮して肉厚2mmとした直径100mmの大きさのものである。

表-1 SiC, Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>, ハステロイ-Xの物性値



写-1 セラミック燃焼器

### 4. 試験装置及び試験方法

#### 4-1 試験装置



図-3に本試験に用いた装置の概要を示す。流入した空気は金属製の予熱燃焼器を通り、設定された温度の燃焼ガスとなりセラミック燃焼器に流入する。ここで、圧力噴射弁よりさらに燃料が加えられ燃焼し、より高温の燃焼ガスとなり、後方で温度を測定された後、外部に排出される。一方、セラミック燃焼器の周囲には人エサファイアガラス製の観察窓が設けられ、燃焼状態の観察を行うとともに、赤外線放射温度計を用いて燃焼器壁面温度の測定を行う。

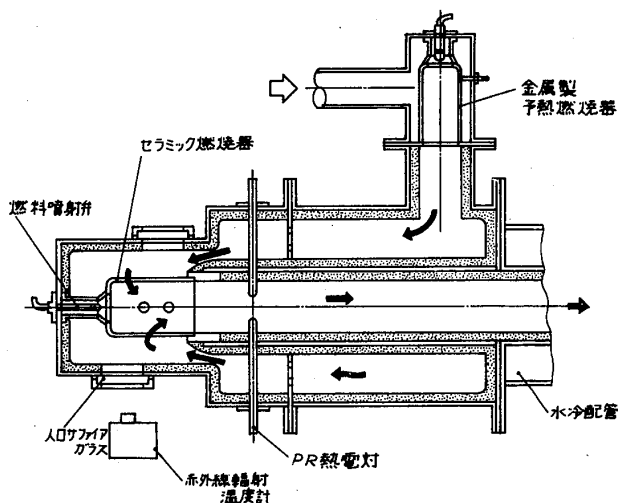


図-3 試験装置概要

#### 4-2. 試験方法

- 高温試験：燃焼器の入口空気温度、出口ガス温度を変化させ、それぞれ30~60分間定常状態を保ち、消炎後クラック、カケなどの異状があるか否かを点検する。本試験では、着火、消炎に際しては極力熱衝撃のかからないよう配慮している。
  - 酸化試験：燃焼器の入口空気温度、出口ガス温度を一定にし、100時間定常状態を保ち、酸化による燃焼器重量の増加量を一定時間毎に測定し、その推移を観察する。同時に、表面の状態についても観察する。
  - 熱衝撃試験：短時間に急激な温度変化を与え、その時に生じる熱応力による素材が耐えるか否かを調べる。この際の燃焼器の着火時、出口ガス温度が到達する最高温度を設定し、着火後2分間その温度を保ちその後急冷するモードを6~10回づつ行いそのつぎクラック、カケなどの異状があるか否かを点検する。同時に、燃焼器内外壁面の温度を測定し、着火時の壁面温度上昇具合、内外壁面温度差などを調べる。
- 図-4にその測定方法を示す。

	高温試験	酸化試験	熱衝撃試験
入口空気温度(°C)	400・900	900	30
出口ガス温度(°C)	400・800・1000 1200・1350	1350	400°C から 100°C 1000°C まで
空気流量(kg/s)	0.1・0.06	0.06	0.02
燃焼器内圧	大気圧		

表-2 各種実験条件

表-2に、これらの実験条件を示す。

・サイクリック試験 : ガスタービンエンジンに装着された燃焼器は、コールド着火、定格、アイドル、加減速、停止、ホット着火などいろいろな条件下で使われる。そこで、これらの作動を全て網羅し、かつ誇張したサイクリックモードをつくり、これを用いて耐久試験を行うことにより、実用性があるか否かを調査する。

図-5にサイクリックパターンを示す。

### 5. 試験結果および考察

・高温試験 : 前述した各条件の試験を終了したセラミック燃焼器にはなんらの損傷もみられなかった。

この結果により、SiCが十分な耐熱性を持っていること、さらに一体成形である本燃焼器の形式でも、燃焼器壁面温度差により生じる熱応力に十分耐えられることが確認できた。さらに、燃焼中の壁面温度分布がどのようなものか、測温塗料を用いて測定したところ図-6に示すように、たかだか60deg位の温度差で、ほとんど均一と考えられることがわかった。

・酸化試験 : 酸化による重量増加は、20~30時間で一定値になることが、何回かの試験において確認された。また、その時の燃焼器表面の色合いは、酸化とともに「玉虫色」を呈するようになる。図-7に酸化による重量増加の傾向を示す。

SiCの酸化は、1200℃より高温で

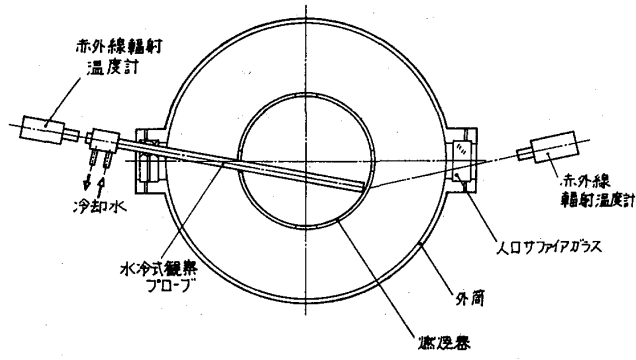


図-4 内外壁温度測定方法

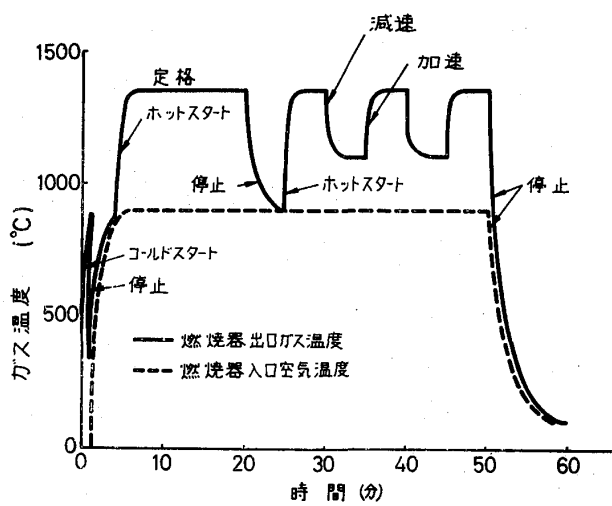


図-5 サイクリックパターン

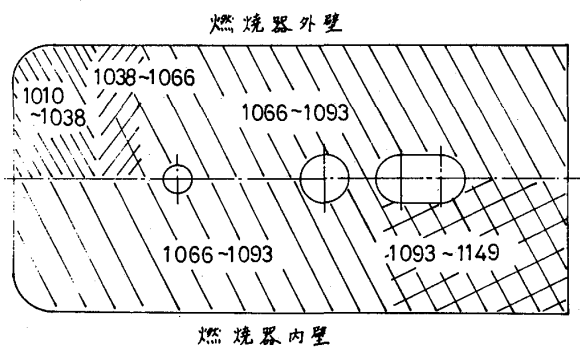


図-6 燃焼器内外壁面温度

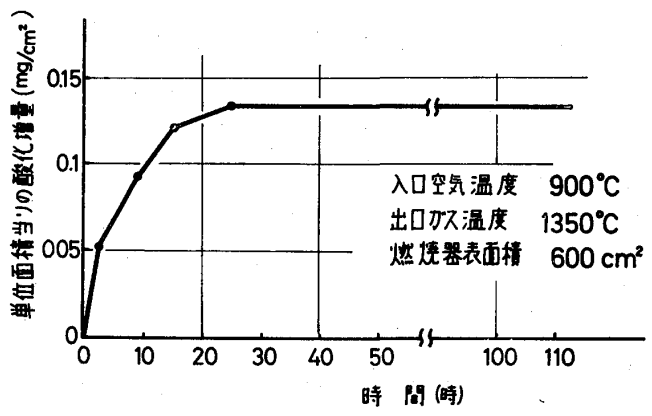


図-7 酸化による重量増加

著しいといわれている。酸化が起るとその表面に酸化皮膜  $SiO_2$  が形成され、これが一種の防衛作用をするとともに、 $SiC$  の内部組織が緻密なため、 $SiO_2$  が内部へ進行することができない。このため酸化増量がある値で停止すると考えられている。なお、本試験は、前述しているようにセラミック燃焼器へ流入する空気が燃焼ガスであるため含有酸素濃度は 8~10% と、きわめて低く、この影響がどのようなものかは現在不明である。さらに、酸化を受けた  $SiC$  は、酸化を受ける前の  $SiC$  に比べ強度がどの程度落ちるのか、まだ十分な調査が行われていないが、その劣化具合は本結果から判断して、燃焼器に適用する範囲では、あまり問題にはならないと思われる。

・熱衝撃試験：前述した各条件の着火試験に、セラミック燃焼器はすべて耐えることができた。ただし、着火ミスや消炎ミスにより、燃焼器内外にたまった燃料が燃えたために生じる局部的加熱は、必ずクラックを発生させることも明らかとなった。

着火により生じる燃焼器内外の壁面温度差はにわだの  $100^{\text{deg}}$  位であり、この時発生する熱応力は  $12 \text{ kg/mm}^2$  位であるので、材料の換算引張り強度  $21 \text{ kg/mm}^2$  より十分低い。図-8に燃焼器内外の壁温と出口ガス温度の上昇具合を示す。また図-9にその時の燃焼器内ガス温度と出口ガス温度の関係を示す。

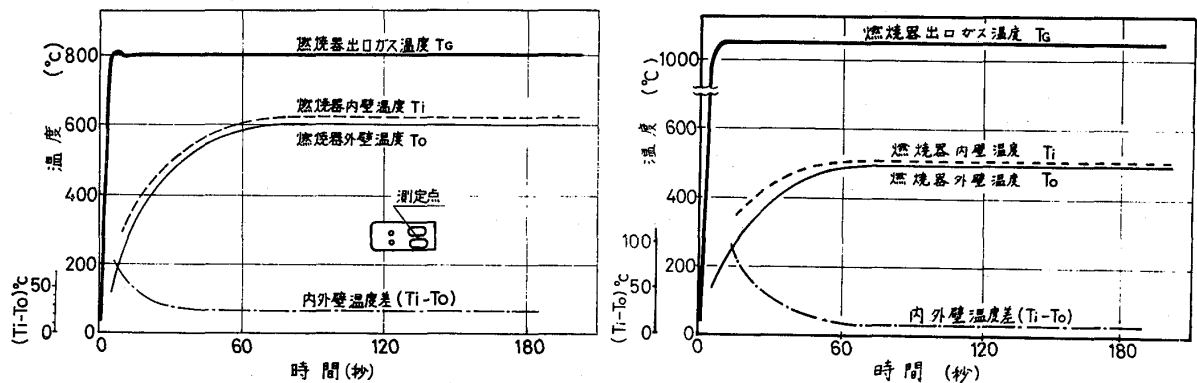


図-8 着火時の燃焼器内外壁温と出口ガス温度

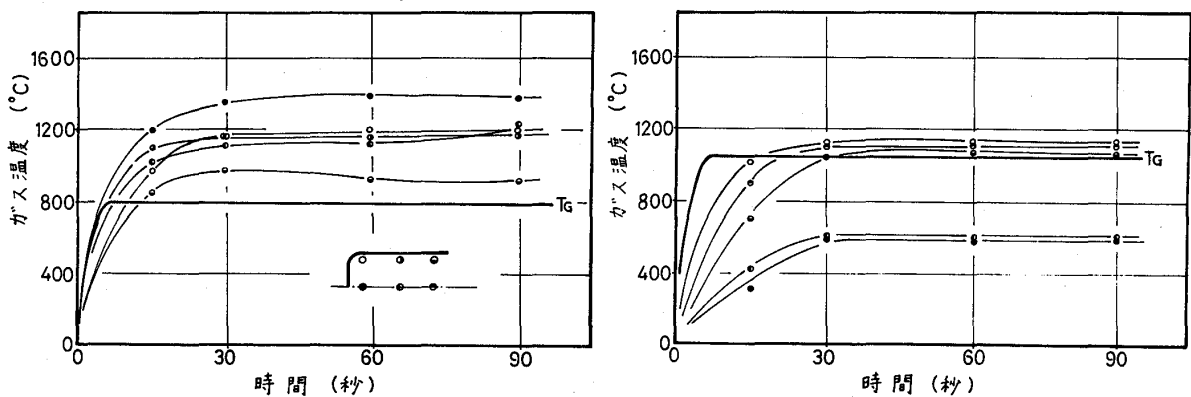


図-9 着火時の燃焼器内ガス温度と出口ガス温度

○サイクリック試験：前述のサイクリックパターンで耐久試験を行い、98サイクルの時点で、フラック、カケなどの発生はまったくみられず、実用性のあることが確認できた。

この結果は、十分酸化されたSiCでも、着火などにより生じる熱応力に十分耐える強度を有することを示しており、燃焼器にSiCを用いることは、有効であることを明らかにしている。

## 6. おわりに

- 1) 高温ガスタービン用燃焼器へのセラミック材料の適用は十分可能である。
- 2) セラミック材料として、燃焼器にSiCを用いることは有効であり、入口空気温度 $900^{\circ}\text{C}$ 、出口ガス温度 $1350^{\circ}\text{C}$ の定格運転、コールド着火、停止などを含むエンジン作動の全範囲において、今回試作した $2\text{mm}$ 厚の一体成形品は、ほとんど問題となる点は見られない。
- 3) SiCセラミックで燃焼器を設計するうえで、特に注意する点は局所的な加熱、すなわち着火ミス、消炎時の燃料後ダレによる部分的な燃焼や壁面上のホットスポットなどを防止することであり、十分に考慮を必要とする。

一連の試験を通じ、セラミック材料について以上のような評価を行うことができた。今後の課題としては、酸化などに関する長期的かつ基礎的な調査、FEMなどによる熱的、力学的シミュレーションの開発、排気を含む燃焼性能を考慮した燃焼器の開発などが、あげられる。

今後、ますますきびしくなる省エネルギー、省資源に対応するうえでも、高温ガスタービンの構成部材としてセラミック材料の開発は急務であり、かつ重要なものと考えられる。

## 7. 参考文献

1. N. SASAKI et al. 「An Analysis of Engine Dynamics of Automotive Gas Turbine Using Ceramic Components」: The Passenger Car Power Plant of The Future 2-4 Oct '79 IME
2. S. YAMAZAKI et al. 「Development & Application of Ceramic Components For Automobile Gas Turbines」: 5th International Automotive Propulsion System Symposium 14-18 April '80

ターボファンエンジン用燃焼器の性能向上

\*田丸 卓, 堀内 正司  
 斎藤 隆, 石井 浅五郎 (以上, 航技研)  
 鈴木 邦男 (機械技研)  
 北原 一 起 (川崎重工)

1. まえがき

航技研で研究開発を行っている実用的な航空用ガスタービン燃焼器を対象に、性能向上に影響する諸因子について調べた結果を報告する。

目的とする性能向上として次の項目に重点を置いた。

- (1) 所要作動範囲内での安定燃焼
- (2) 大気汚染成分の排出低減
- (3) 耐久性
- (4) 抽気量を確保する最少の圧損
- (5) 適正な出口温度分布
- (6) 保守・点検の便宜

表 1 主要設計点要目

項	目	燃焼器模型タイプ	
		I	II
入口空気全圧	$P_4$ [kg/cm <sup>2</sup> abs]	18.8	19.5
入口空気全温	$T_4$ [K]	716	727
供給空気流量	$w_a$ [kg/s]	24.4	25.8
抽気量 (外径側)	$(w_a)_{bo}$ [%]	-	6.1
抽気量 (内径側)	$(w_a)_{bi}$ [%]	-	9.0
空燃比	$n$	47.6	41.3
全圧損失率	$\Delta P/P_4$ [%]	4	4

表1に設計点要目を示す2種類のタイプの燃焼器I, およびIIについて、燃料噴射弁やスワロー等の要素性能試験, 部分模型試験, さらに実寸環状模型試験を行って性能の向上と特性の把握を行った。同表にみるように、両燃焼器は、ほぼ同等の設計点であるが、設計概念として、IIの方がより実用性に重点を置いて設計している。また、燃焼器Iでは、圧縮機出口風速分布を一樣とし、抽気量の影響はなしとしているが、IIでは、その後の実機計測値をもとにした圧縮機出口風速分布を勘案し、抽気量の影響も十分に考慮している。

表 2 燃焼器模型 I と II の比較

相違項目	燃焼器模型タイプ		参照図
	I	II	
1 ケーシング・デフューザ	なめらか	段付	1
2 燃料噴射弁方向	出口中心	エンジン主軸	1
3 ライナ構造	一体	内側ライナ分離	5
4 ライナ幅/スワロー外径	1.30	1.75	5
5 ライナ開口面積比	0.430	0.146	1
6 ライナ空気孔	13° 等配置	負荷対応	5
7 主要空気孔	エッジ丸め加工	案内筒付	4
8 隔壁板取付	下流側折曲げ	上流側折曲げ	5
9 ライナ止めピン位置	隔壁板下流位置	隔壁板上流位置	3, 5
10 燃料噴射弁入口最大圧 (燃焼室内圧との差)	32 kg/cm <sup>2</sup>	18 kg/cm <sup>2</sup>	6

なお、Iのタイプの燃焼器は、これまで比較的多数製作され、開発が進んだ段階にある。以下に、IとIIの主要な構造的相違を述べ、その性能上に及ぼす影響について考察する。

## 2. 燃焼器模型, I と II

供試燃焼器模型の主な形態上の相違を, 表 2 に示す。以下, それらの説明を行う。

ケーシング・デフューザ: I の場合, ライナ鈍頭部に向けてなめらかに拡大していたものを, II では段付にしている。これは流れの剝離点の定在化をねらったものである。(図 1 参照)

燃料噴射方向: I の燃料噴射弁は燃焼器出口部へ指向している(図 1)。

それにたいし II では, 燃焼器組立上の便宜から, エンジン主軸と平行にしている。

スワラ: I では外径 54φ, II では 48φ のものを用いている。それらのライナの一次燃焼領域中が, それぞれ 70 mm, および 84 mm なので, II の場合は保炎器サイズの割に一次燃焼領域がずいぶん大きくなっている。

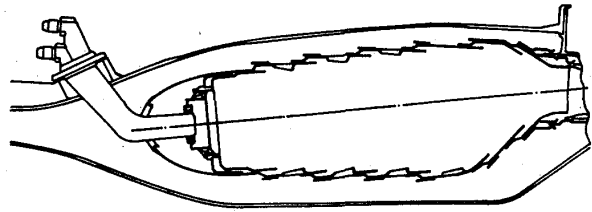
ライナ: 両燃焼器模型ライナの外觀を, 図 3 に示す。II のライナは, 保守, 点検, 部品の補修交換を容易にするため内径側隔壁板付近で分割

ることができる。

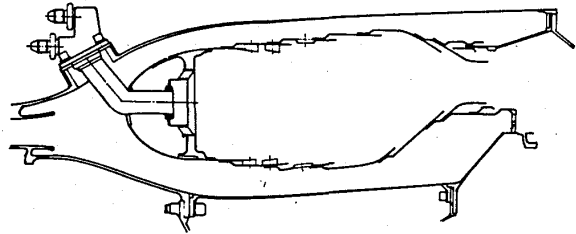
ライナ空気孔: I の場合, 図 4 (a) に示す縁に孔みをつけた径 13 mm の空気孔を等間隔配置

を用いた。II で

は, ライナ巾が増大し, より深い

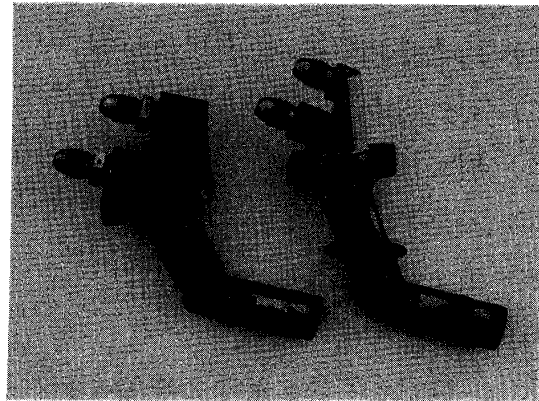


(a) COMBUSTOR I



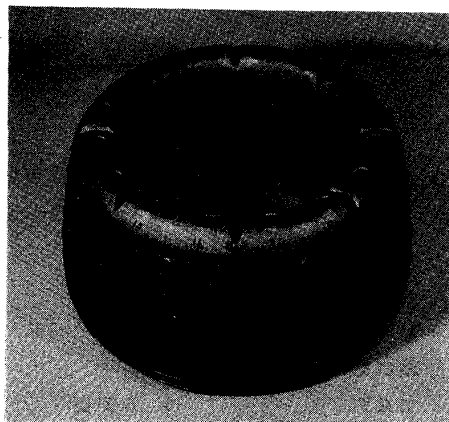
(b) COMBUSTOR II

図 1 供試燃焼器断面

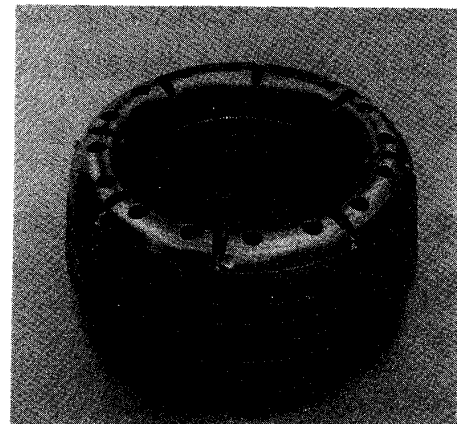


FOR COMBUSTOR II FOR COMBUSTOR I

図 2 燃料供給ノズル



(a) LINER FOR COMBUSTOR I



(b) LINER FOR COMBUSTOR II

図 3 ライナ外觀

貫通距離を要したこと、および必要空気量を確保するのにライナ内外の差圧を大きくし、たこと、の二つの理由から図4(b)に示すような案内筒付の比較的小さな直径の空気孔を採用した。

隔壁板取付法：図5に示すように、Iで燃焼室側へ折曲げていた隔壁板を、IIの場合

には上流側へ折曲げて取付けてある。これに伴い、Iで隔壁板の下流側にあつたライナ止めピンを、IIではその上流側へ

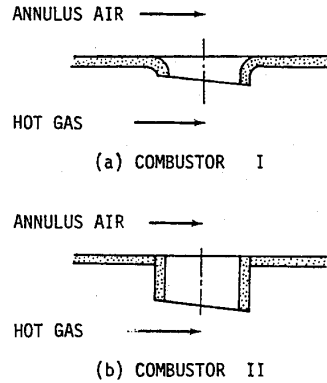


図4 主要空気孔形状

移動している。円周方向にも位置を変え、Iでストラット同士の間にあつたものを、IIにおいては各ストラットの直後に配置し、下流側への影響を最小にしている。

燃料流量特性：I、およびIIの燃焼器をエンジンに組み込んで運転した際の燃料吐出特性は、図6のようである。着火以降プライマリ燃圧を $\Delta P_{fp}$ 上昇させ、クラッキング点でメインの燃料吐出を開始する。これ以降は流量制御により負荷に応じた燃

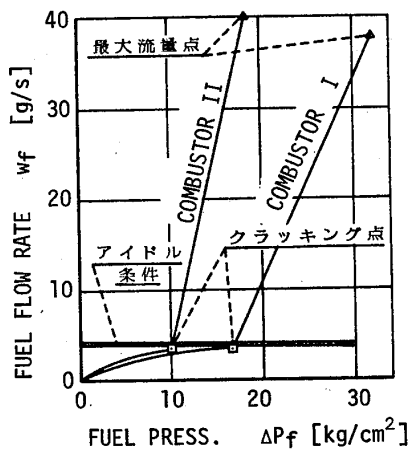
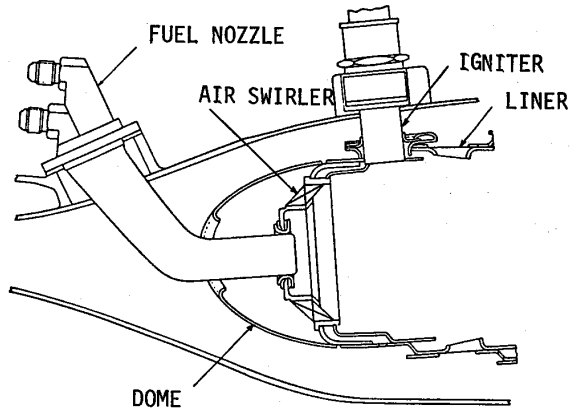
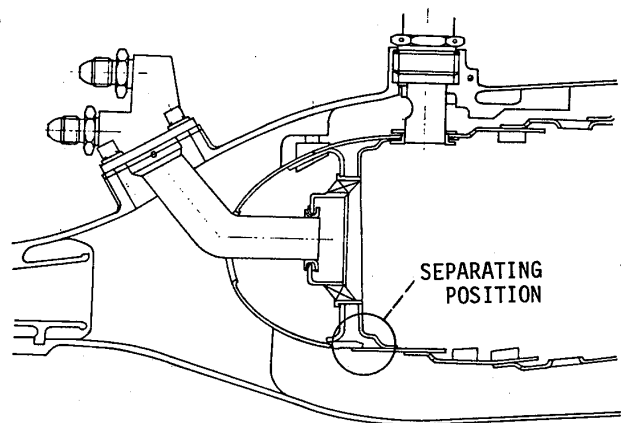


図6 エンジンでの燃料吐出特性



(a) COMBUSTOR I



(b) COMBUSTOR II

図5 供試燃焼器主要部

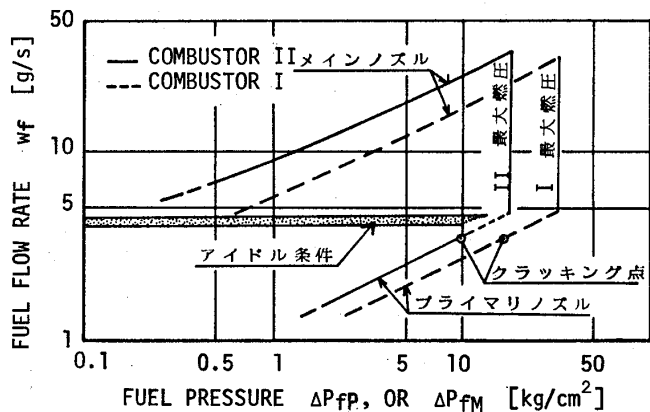


図7 エンジンの作動条件におけるプライマリ、およびメイン燃料吐出圧力

料を吐出させる。このため、クランキング直後にメインノズルにかかる燃料圧力（燃焼室内圧を基準とした圧力） $\Delta P_{FM}$ は、著しく低い値となる。図7に、たて軸に燃料噴射弁1本あたりの燃料吐出量と、その際のプライマリ燃圧 $\Delta P_{FP}$ 、およびメイン燃圧 $\Delta P_{FM}$ を横軸に示す。この図によるとアイドル条件での $\Delta P_{FM}$ は、IもIIの場合も $1 \text{ kg/cm}^2$ 以下であることがわかる。

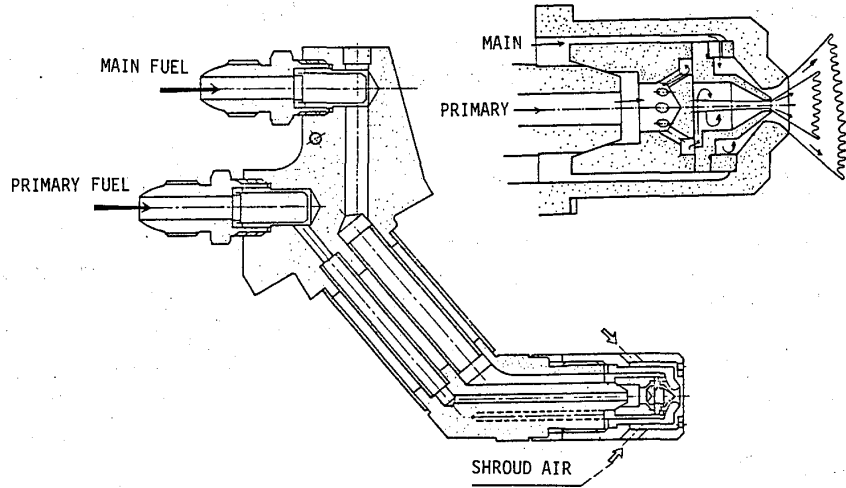


図8 燃焼器IIで使用した燃料噴射弁の構造

## 2.1 燃料噴霧特性

燃焼器IIで使用した燃料噴射弁構造は、図8に示す。アイドル条件を模擬した条件でのこの燃料噴射弁噴霧試験によると、局所平均粒径は図9に示すようである。これは、噴射弁から15cmの軸に垂直な面内で半径方向Rの位置の液滴をシリコン油で受取めた結果である。この結果によると、噴射弁端面冷却用のシュラウドエア（図8）の効果が見られる。シュラウドエアの燃焼室側にたいする押し込み圧力 $\Delta P_a$ は、アイドル条件で $300 \text{ mmAq}$ 程度と推定される。圧力噴射弁噴霧平均粒径算出式<sup>1)</sup>から水と燃料の物性値の違いによる平均粒径の違いを計算してみると、後者は前者の56%程度の粒径となる。これにシュラウドエアの微粒化作用を考慮すると、現実には図7の燃圧特性から懸念した程度の微粒化特性の劣化は起きていないと考えられる。

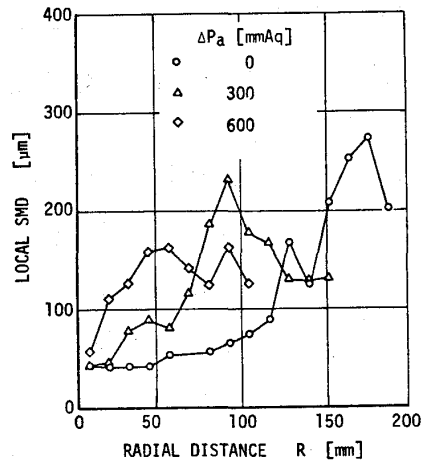
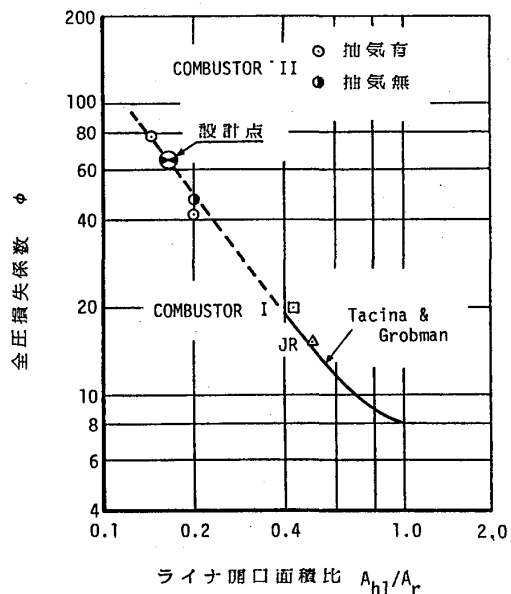


図9 アイドル相当条件噴霧粒径特性（試料：水、 $\Delta P_p = 10.6 \text{ kg/cm}^2$ 、 $\Delta P_{FM} = 0.2 \text{ kg/cm}^2$ ）

## 2.2 圧力損失特性

図10 ライナ開口面積と圧力損失





燃焼器の全圧損失係数 $\phi$ は、図10のようにライナの全開口面積 $A_{hl}$ と、代表断面積 $A_r$ との比によつてよく関係づけることができる。実線はライナや外筒を円筒形と仮定した Tacina<sup>2)</sup> による解析値である。燃焼器IIの場合は、燃焼器外筒からタービン等の冷却のために抽気を行い、抽気箇所と燃焼器出口との全圧差を燃焼器全圧損失の60%としているので、かなり大きな全圧損失係数となっている。燃焼器全体の全圧損失率 $\Delta P/P_4$ としては、IもIIも4%である。

### 2.3 出口温度分布

一般に、圧力損失の大きい燃焼器ほど出口温度分布の調整が困難である。<sup>3)</sup> この場合にもIIにおける要求温度分布形を図11に破線で示すとIではほぼそれを満足する分布を示す。しかしIIの場合には同図下図に示すように更に調整が必要である。

### 2.4 空気量流入配分

図12に、ライナ鈍頭頂部、空気孔部、および冷却スリット部の開口面積割合を模式的に示す。ライナ内への流入空気割合もほぼこれに従っていると推定される。IIでは鈍頭頂部からの流入空気量をより多くし、一次燃焼領域の燃料過濃化を避けようとしている。

### 2.5 耐久性

IIでは、Iで経験した遮熱板近傍の焼損や疲労変形が全く起きていない。IIの場合、ライナ巾が拡大したこと、この付近の隔壁板構造の改良などが耐久性上有利に結果していると判断できる。

### 2.6 排出特性

排煙濃度は、図13に示すようにIIではIの場合の約80% (AIAスケール) に減少している。IIの未燃焼成分排出はIの場合より数倍のオーダーが多い。これはIIの設計が耐久性を特に重視する必要があるため、冷却用空気を多めにとっているためであろう。Iのタイプの燃焼器の開発段階における未燃焼排出成分減少の経験からみて、冷却構造等に小改良をはかることによつて、IIの場合もI相当の未燃焼成分排出量とす

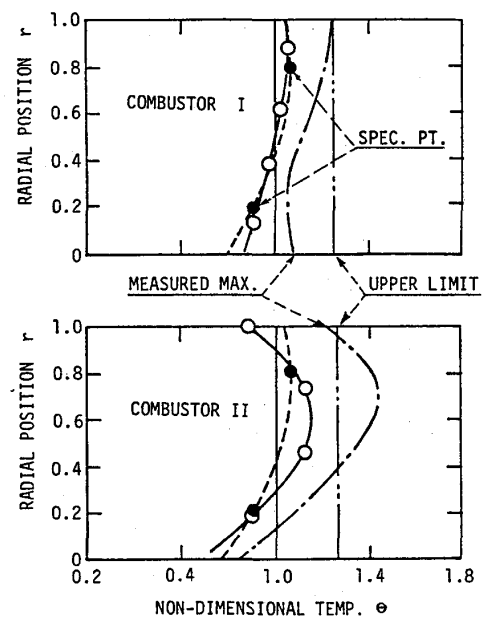
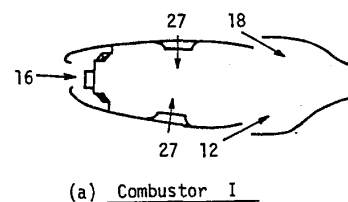
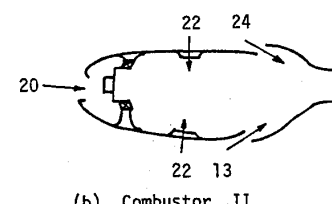


図11 出口半径方向温度分布



(a) Combustor I



(b) Combustor II

図12 ライナ開口面積割合

ることは困難でないと思われる。

### 3. まとめ

燃焼器 II を採用し性能向上に有利な結果と判断できた設計要素は、表 2 の 1, 3, 4, 8, 9 などである。不利な結果と判断できるものは、2 と 10 である。特に

燃料噴射方向が燃焼器出口内径側に指向していることは、メンテナンス上で多少の有利さがあるが、出口温度分布調整上かなりの困難が生じる結果となった。

入口風速分布を実機測定結果に合わせ、抽気量を規定したことは、燃焼器内での偏流や部分的過熱を回避できたと判断できる。

燃料噴射弁シラウドエアは、効果的に使えば、アイドル条件付近での燃焼特性改善に大きく貢献する可能性がある。

以上の試験研究は、通産省工技院の大型プロジェクト研究の一環として行われた。

燃焼器試験には、西尾健二、下平一雄、黒沢要治、山田春志、小倉五郎、川崎重工の酒井規行、中越元行、藤田武志、杉田正男などの諸氏の協力があった。その他、開発の過程で、川崎重工、石川島播磨重工、帝人精機などの多くの方々の協力を得た。ここに謝意を表す。

### 参考文献

- 1) Hawthorne, W.R. & W.T. Olson; Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Princeton Univ. Press (1960)
- 2) Tacina, R.R. & J. Grobman; NASA TN D-5385
- 3) Lefebvre, A.H. & E.R. Norster; CoA Note Aero. N. 169, 1966

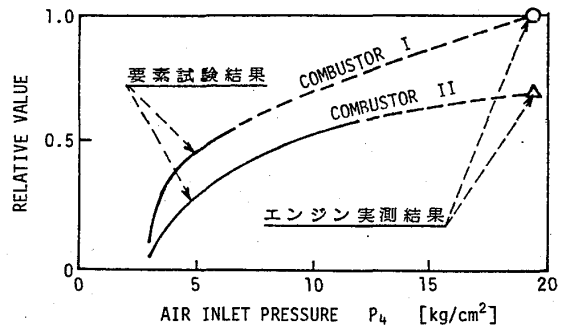


図 13 排煙特性

気体/液体燃料混焼用ガスタービン燃焼器の開発

\* 梶田 真市 (川崎重工業株式会社)  
 森 建二 (同 上)  
 木村 武清 (同 上)

1. まえがき

最近のエネルギー価格の高騰により、省エネルギー・省資源が増々重要な問題になりつつある。そのため、これまでほとんど顧みられなかった埋立地あるいは汚泥処理場等から発生するガスのエネルギー源としての有効利用が脚光を浴びつつある。このようなガスをガスタービン燃料として利用する場合の問題としては、ガスの成分が一定でなく発熱量が一定していないこと、あるいは、ガスの発生量が不安定であること、などのために安定した出力が得られないことが考えられる。筆者らは、この問題を解決するための一方法として、発熱量の不足分を灯油等の液体燃料で補う方法を採用し、そのための燃焼器の開発を行ってきた。本報告は、その開発経過について述べたもので、実機運転における結果もあわせて報告する。

2. 実験装置および実験方法

試験に用いた燃焼器は、カワサキM1Aガスタービン(1600PS)に使用されている缶形の燃焼器で、スワラ形状を図-1に示す4種類に変化させて、それぞれの場合の燃焼性能を比較した。

図-2は試験に用いた混焼用フェーエルノズルを示したもので、中心部には実機と同一仕様の液体燃料用渦巻噴射弁が配置されており、その外側にガス燃料用の4.5φ×10ヶの多孔ノズルが取付けられている。なお、試験には液体燃料として灯油を、ガス燃料として天然ガス(メタン:99.4 vol%)を使用した。

着火試験は、燃焼器入口空気が常温、常圧の下で行ない、その他の試験は、燃焼器入口空気圧力:  $P_1$  を 2.5 atg とし、空気温度:  $T_1$  と代表断面風速:  $U_R$  は実機

条件に合せ、それぞれ、 $T_1=600^\circ\text{K}$ 、 $U_R=20\text{ m/s}$  として行なった。また、燃焼器

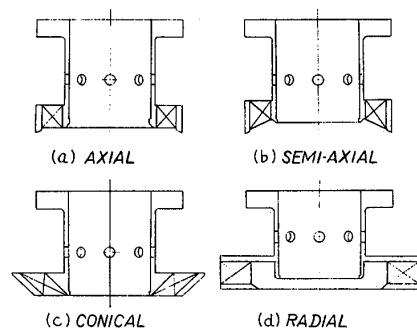


図-1 スワラ形状

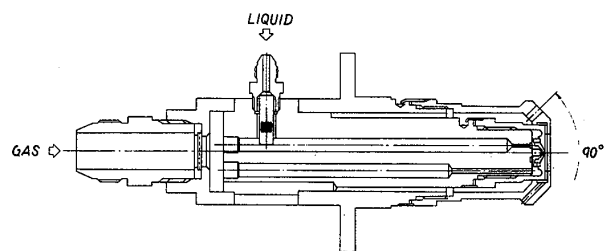


図-2 混焼用フェーエルノズル

に流入する空気の流束を実機と同じにするため、燃焼器入口側にはディフューザを、出口側にはタービンスクロールを取付けた。

燃焼器出口温度の計測は、タービンスクロール出口(1stタービン入口に相当)に取付けた同方向8ヶ所、径方向2ヶ所、計16ヶ所のC-A熱電対により行なった。また、タービンスクロール出口後方で排気ガスの採取を行ない、NOx、CO、HCの分析を行なった。

### 3. 実験結果

#### 3.1 混焼時の火炎の状態

混焼時の火炎の状態を調べるため、燃焼器出口後方より火炎の観察を行なった。

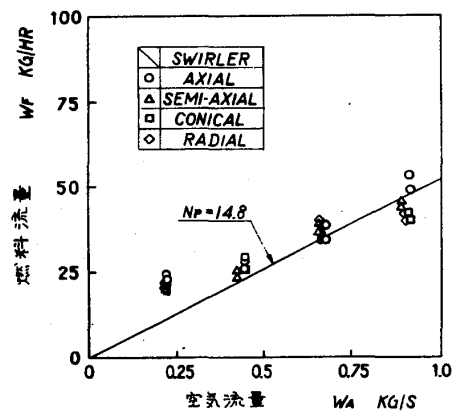
常圧時の灯油のみの燃焼では中心部に黄色炎が見られ、その外側のスワロー外径にほぼ等しい領域は青炎となっている。さらにその外側を黄色炎が取り巻き、最外周部を薄く青炎が取り囲んでいる。天然ガスの割合を増していくと中心部は青炎のみとなり、最外周部の青炎の領域が広がってくる。天然ガスの割合を増すに従って黄色炎は少なくなり、遂にはすべて青炎となる。

加圧時( $P_1=2.5 \text{ atg}$ )の灯油のみの燃焼では、非常に輝度の高い輝炎となり、肉眼では正視できない。天然ガスの割合を増して行くと輝度は徐々に低くなり、天然ガスのみの燃焼では青炎となる。

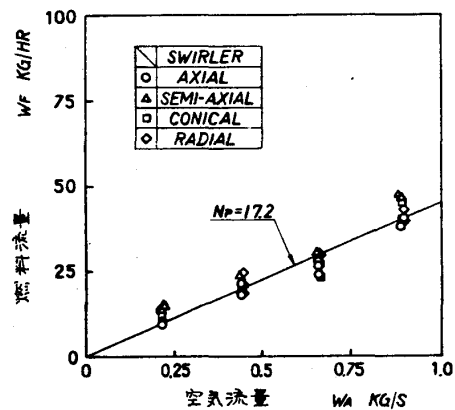
上記の火炎の変化は、いずれの場合も連続的であり、燃焼状態が突変することはなかった。

#### 3.2 着火性能

図-3(a),(b)は、それぞれ灯油および天然ガスを使用した場合の着火性能を示したもので、図中の実線より一次燃焼領域の空燃比:  $Np$  は理論混合比(灯油:  $Np=14.8$ , 天然ガス:  $Np=17.2$ )となる。図より明らかのように、スワロー形状の違いによる着火性能の差はほとんどなく、灯油、天然ガスの場合とも一次燃焼領域の空燃比が理論混合比となる付近で着火が生じている。しかしながら、灯油の場合は、燃料流量が少なくなると噴霧状態が変化するので、空気流量が少ない場



(a) 灯油



(b) 天然ガス

図-3 着火性能

合には、着火は燃料過濃側で生じている。

### 3.3 燃焼効率

図-4 (a)~(d) は、空燃比:  $W_A/W_F^*$  ( $W_F^*$  は灯油に発熱量換算した燃料流量) を変化させた場合の燃焼効率:  $\eta_b$  の変化を、燃料中の灯油の量:  $W_{FL}$  をパラメータとして示したものである。天然ガスのみの燃焼の場合はスワロー形状による燃焼効率の差はほとんどなく、いずれのスワローでも全空燃比にわたって 100% に近い。灯油の割合が増すほど燃料希薄側での燃焼効率の低下が大きくなり、空燃比が 150 の場合の灯油のみの燃焼は天然ガスのみの燃焼に比べ、アキシャル及びラジアルスワローでは 1.5%、セミアキシャル及びコニカルスワローでは 2.5% それぞれ燃焼効率が低下する。この原因は燃料噴射圧力の低下による微粒化特性の変化によるものと考えられる。

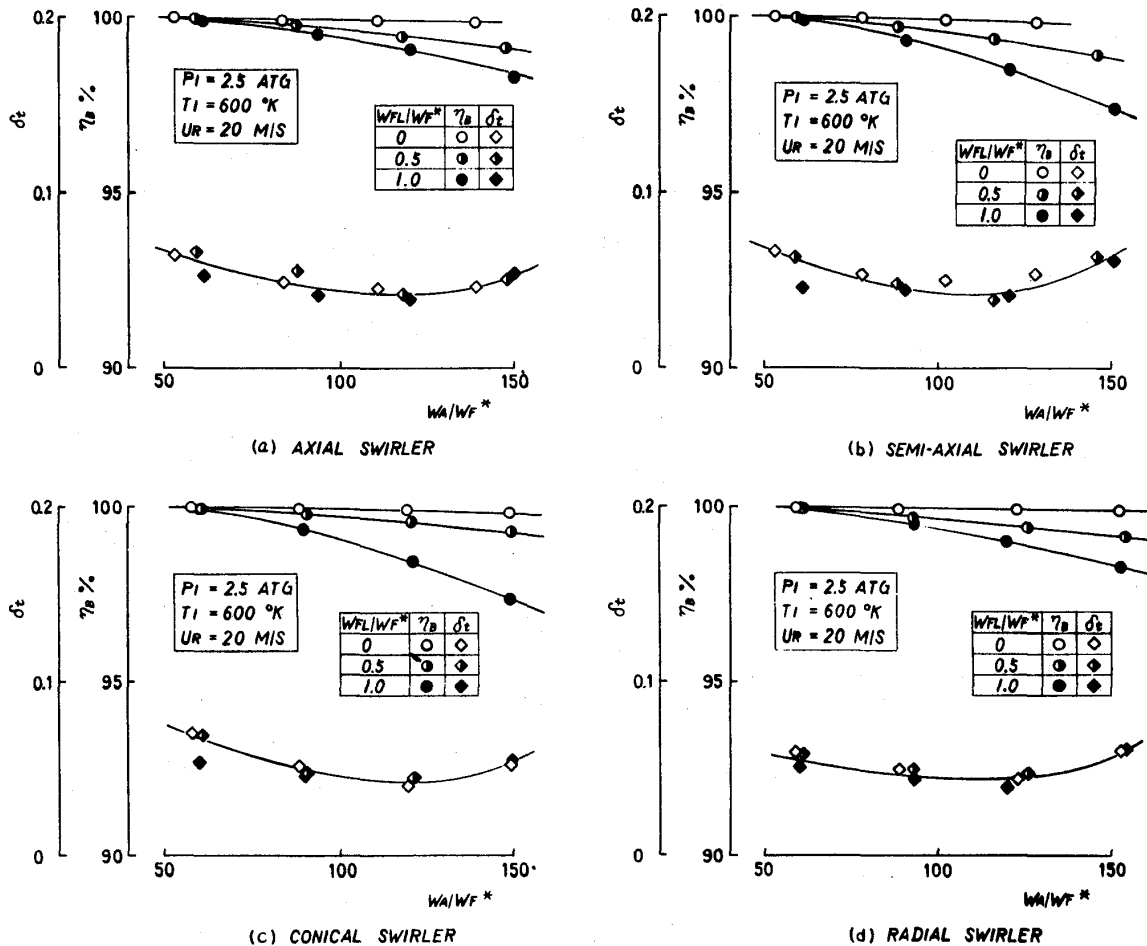


図-4 燃焼効率及び燃焼器出口温度不均一率

### 3.4 燃焼器(スクロール)出口温度不均一率

図-4には次式で示す燃焼器出口温度の不均一率:  $\delta_t$  を合せて示してある。

$$\delta_t = (T_{max} - T_{min}) / (T_{mean} - T_i)$$

ここで、 $T_{max}$ 、 $T_{min}$  はそれぞれ燃焼器出口の最高及び最低温度を示す。 $T_{mean}$  は燃焼器出口温度の算術平均値である。

不均一率は、灯油と天然ガスの割合が変化してもほとんど変化せず、スワロー形状による差もほとんどない。したがって、混焼時においても火炎が伸びる等の異常燃焼は生じていないことが推察できる。

### 3.5 エミッション特性

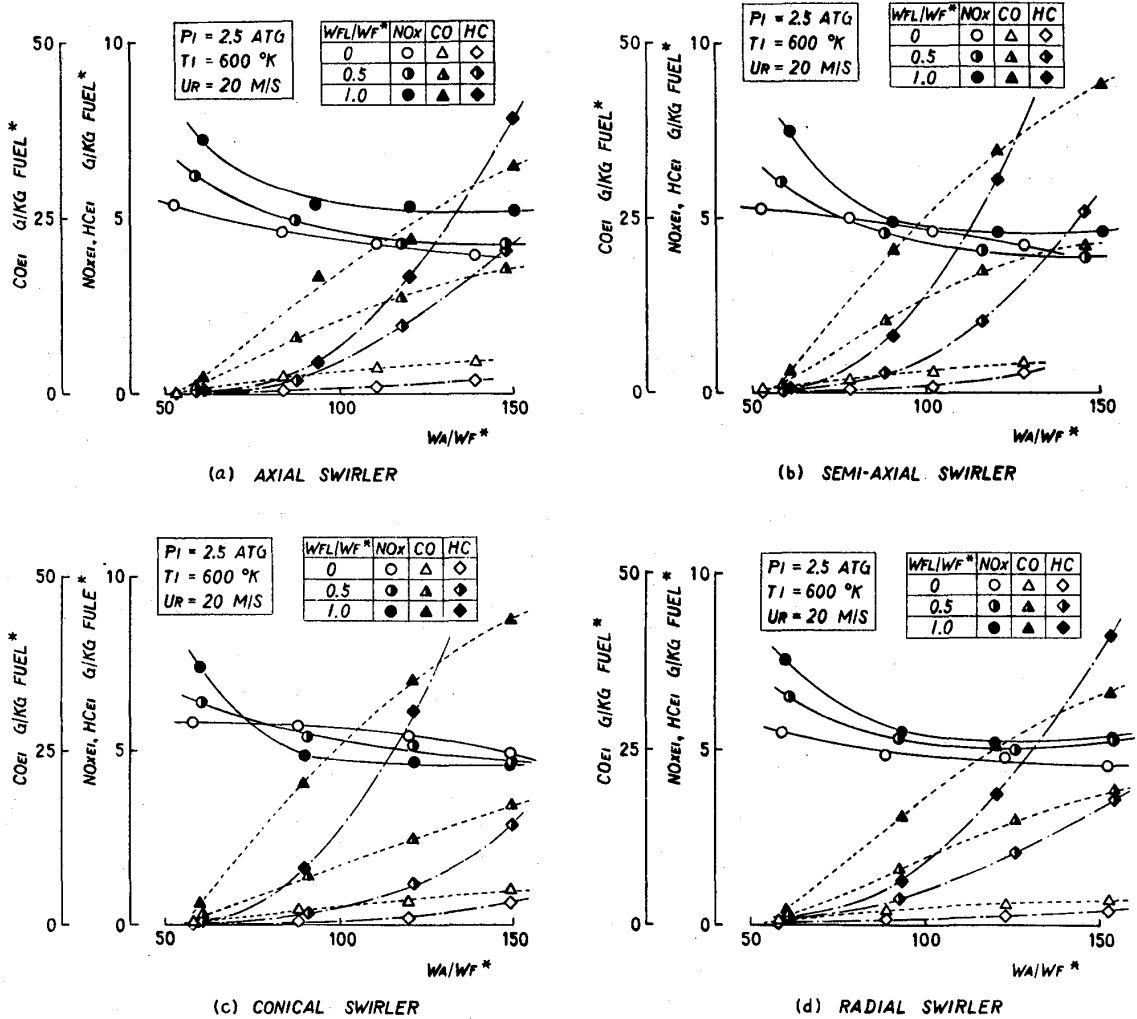


図-5 エミッション特性

図-5 に各スワローを使用した場合のエミッション特性を示す。CO、HCの排出量は、いずれの場合も灯油の割合が増すに従って増加するが、アキシャルスワローの場合が最も少ない。灯油の割合を変えた場合のNOx排出量の変化は、それぞれのスワローによって異なった傾向を示す。この主たる原因は、各々の条件における燃焼効率の差によるものと考えられ、燃焼効率が100%に近い空燃比が60の場合について整理し直すと図-6のようになる。図から明らかのように、NOxの排出量は灯油の割合の増加にほぼ比例して増加し、灯油のみの燃焼では、天然ガスのみの燃焼に比べ約40%

排出量が増加する。

### 3.6 燃焼器壁温

燃焼器の耐久性を推定するひとつの手段として、燃焼器壁面にサーモペイントを塗布し、壁温の測定を行なった。その結果、アキシャルスワラの場合の壁温が一番低く、ラジアルスワラでは、ライナヘッド部の冷却用フレアに局部的な高温部が生じた。また、ラジアルスワラの場合には、フューエルノズルの先端部がかかり焼けた。

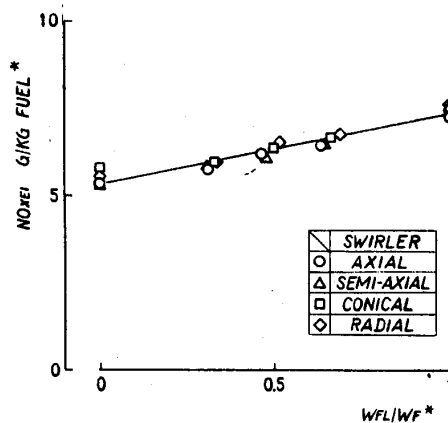


図-6 NOx 排出量の変化

### 4. 実機運転結果

燃焼器単体の試験結果では、アキシャルスワラを使用した場合の性能が最も優れていたのみ、この燃焼器を実機用として採用した。

図-7に実機での燃料系統図を示す。燃料制御にはウッドワード・ガバナ社製の2301デュアルフューエルコントローラを使用した。

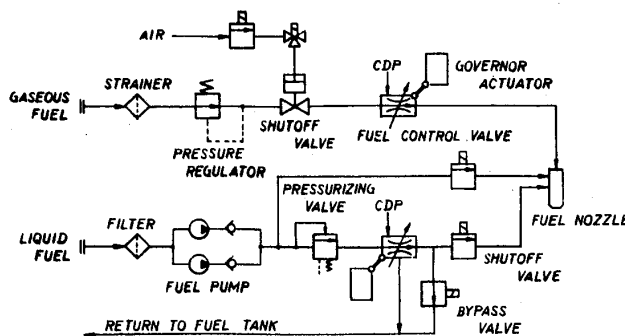


図-7 燃料系統図

図のシステムでは、エンジンの起動は液体又はガスのいずれか一方の燃料で行ない、定格回転数に達した後は、任意の負荷条件での燃料の切換が可能である。また、任意の比率での混焼も可能である。

種々の負荷条件で燃料の切換試験を行なった結果、切換時間を3~30秒の範囲で変化させても切換はスムーズに行なわれ、その際の回転数の変動もIsochronous制御の場合2.0%以内という良好な結果を得ることができた。

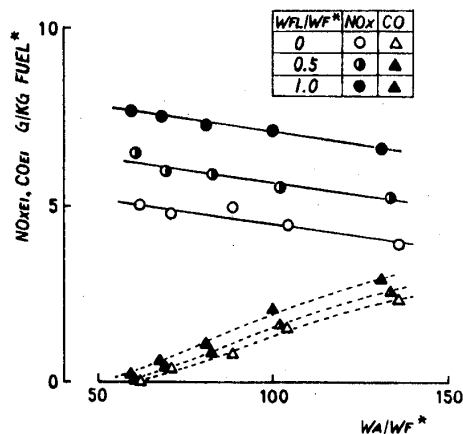


図-8 エミッション特性

図-8は実機でのエミッション特性を示したものである。燃焼器単体の試験結果と比較するため、横軸は空燃比を整理している。図より明らかのように、COの排出量は実機の場合の方がはるかに少ない。NOxの排出量は、天然ガスのみを使用した場合は単体試験の結果とほぼ一致しているが、その他の場合は実機の方が多く、その傾向

は燃料希薄側を特に著しい。これらの主たる原因は、単体試験の場合、燃料希薄側では燃料の噴霧状態の変化により燃焼効率が低下するためと考えられ、噴霧状態のシュミレーションをうまく行なえば、燃焼器入口での空気温度及び代表断面風速を実機と同じにすることにより、燃焼器の単体試験から実機のCO及びNOx排出量の予測が可能である。

## 5. おまじ

ガスタービンにおいては、気体/液体燃料の混焼及び運転中の燃料の切替は極めて容易であることが判明した。気体燃料と液体燃料の混焼という考え方は、燃焼範囲の非常に狭い低カロリーガスの燃焼に応用することもでき、今後、実用面での進展が期待される。



日 浦 治 也 (三菱重工業 高砂製作所)  
 ※大 内 一 紘 (三菱重工業 高砂製作所)  
 佃 嘉 章 (三菱重工業 高砂製作所)

## 1. ま え が き

最近、省エネルギーの観点から、コンバインド・プラントをはじめ高効率ガスタービンに対する顧客の要求が高まっている。また、同時に、これらのプラントの建設にあたっては、環境問題からより一層厳しい排出NO<sub>x</sub>、ばいじん等の規制を受けるようになってきている。

これらの要求に応えるために、三菱重工業では、かねてより 排出NO<sub>x</sub> ばいじん等の低減化努力を続けているが、最近のガスタービンの大容量化・高性能化に伴う高温高圧化に従って 燃焼器内での燃焼は より複雑な様相を呈してきており、排出NO<sub>x</sub> ばいじん等の低減化のための開発研究を効果的に進めるためには、実機相当圧力・温度条件下での試験による実証研究が不可欠となってきた。

そこで、大容量ガスタービン用燃焼器実寸大モデルの燃焼試験を 実機相当圧力温度条件下で行なうために、世界でも最大級の能力(最大流量50kg/S, 最高圧力15kg/cm<sup>2</sup>G, 最高燃焼温度1300°~1500°C, 最大負荷吸収能力50,000HP)を有する大型燃焼試験設備を 当社高砂製作所内に建設し(図1)このほど稼動を開始したので概要を以下に紹介する。

また、本試験設備の建設にあたっては、ガスタービンの主要構成要素であるタービン部分・圧縮機部分のモデル試験も行なえる総合設備とすべく配慮した。

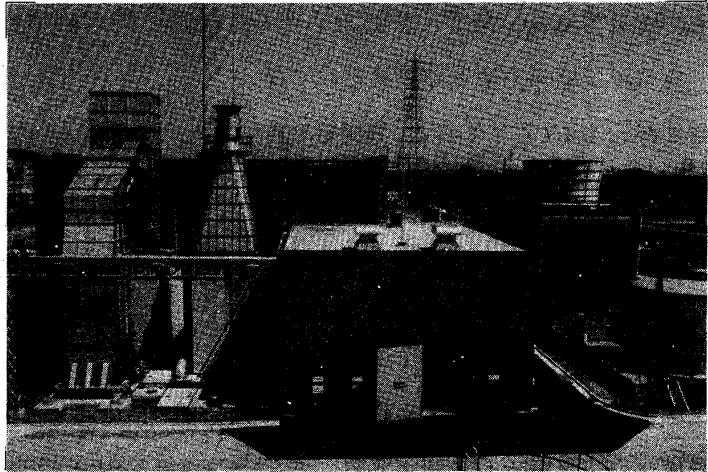


図1. 大型燃焼試験設備全景

## 2. 設備の概要

本試験設備は、空気源設備・流量圧力調整設備・燃焼試験設備・タービン翼回転性能試験設備から構成されている。図2にその鳥瞰図を示す。

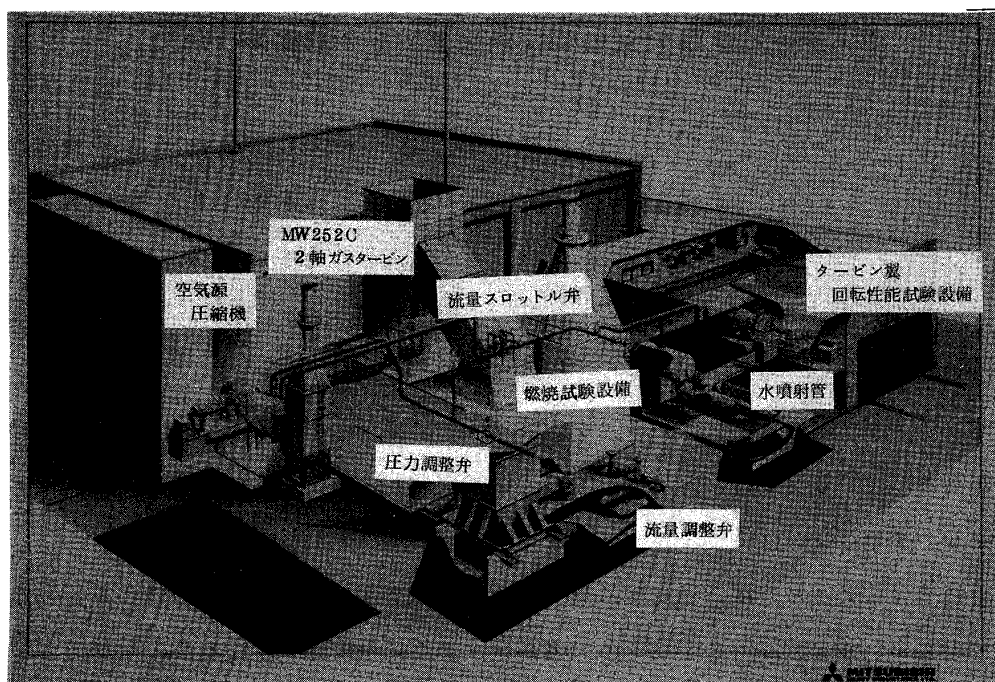


図 2. 試験設備鳥瞰図

### 2-1 空気源設備

ガスタービンの要素試験のための試験設備には、高圧空気源が必要となるが、このための圧縮機としては、軸流16段流量 $50\text{ kg/s}$ 、圧力比16のものを新設計し製作した。その外観写真を、図3に示す。

空気源圧縮機の駆動原動機としては、当社が、1978年3月に、機械駆動用として開発したMW252C型2軸ガスタービン（出力 $29,490\text{ kW}$ ）試作機を採用した。

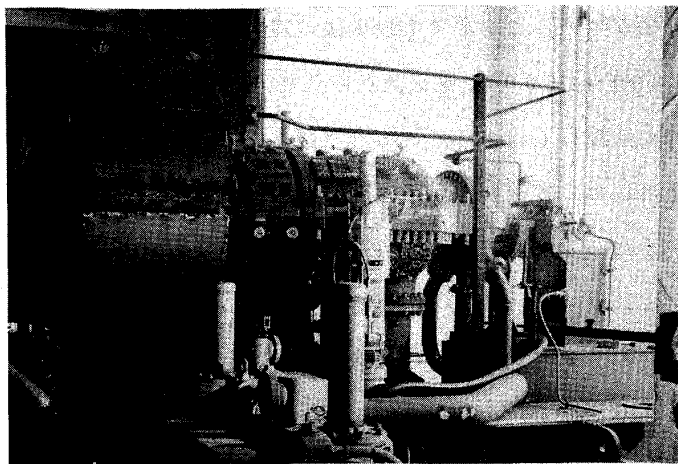


図 3. 空気源圧縮機

また、本空気源設備の圧縮機は、燃焼試験設備・タービン翼回転性能試験設備への空気源として利用するのみならず、その吸排気装置を利用して、圧縮機部分を取り替えれば

ガスタービン用圧縮機のスケールモデル試験装置として利用が可能のように計画した。

### 2-2 空気圧力および流量の制御

空気源圧縮機は、原則として、将来型ガスタービン用圧縮機のスケールモデル圧縮機として、設計したものを使用することとし、ほぼ一定回転数にて、ほぼ一定流量を吐出するという条件のもとで、圧力調整弁・流量スロットル弁・流量調整弁にて図4に示す圧力・流量範囲に調整すること

ができる。この流量条件範囲内では、大容量ガスタービン燃焼器2本を、同時に試験することが可能である。

なお、圧力調整弁は、設定圧力になるように自動制御される。

### 2-3 燃焼試験設備

燃焼試験設備本体は、図5 外観写真に示すように、直径1914mm $\phi$ 、長さ4900mmの圧力容器であり、内部に各試験目的に応じた供試燃焼器を組込めるようになってい

ている。図6は、当社製大容量ガスタービン燃焼器を、組込んだ時の断面図である。圧力容器内部に、実機と相似の形状を作るために、隔壁を設けている。

また、本燃焼試験設備では、燃焼器を出た高温高圧の燃焼ガスを利用して、大容量ガスタービンの実寸大・実形状のタービン静翼の冷却性能確認テストも行なえるように配慮した。

燃焼試験設備本体には、約40個の計測座が設けてあり、熱電対・歪ゲージ・圧力ピックアップ等の配線配管がこの座から外部に引き出せるようになっている。

さらに、燃焼状態のモニタリングのためのテレビカメラおよび、メタル温度分布モニタリング用の赤外線カメラ等が設置できるように、直径600mm $\phi$ の座を設けてあり、近い将来設置する計画である。

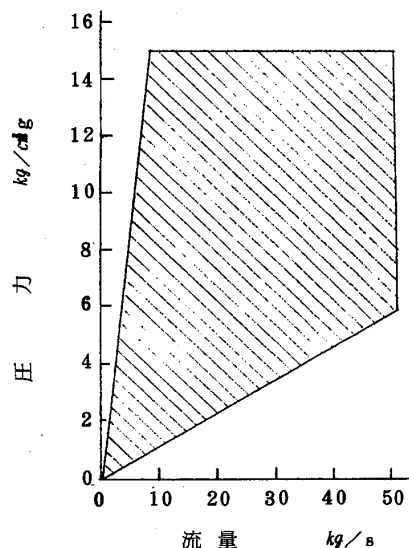


図4. 圧力・流量調整範囲

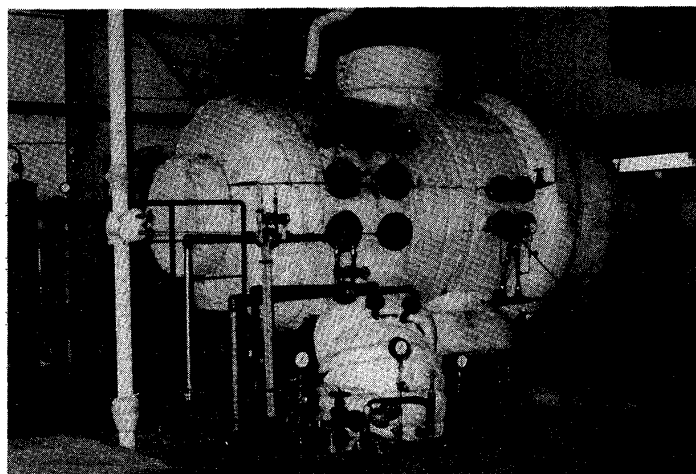


図5. 燃焼試験装置外観

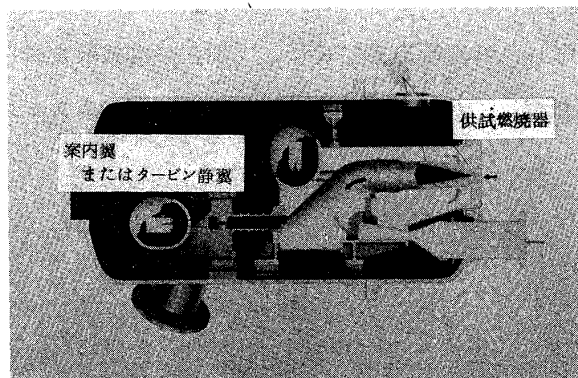


図6. 燃焼試験装置組立断面図

燃焼器出口の背圧抵抗をあわせるために、実機静翼相当の案内翼をおき、流量調整弁とあわせて調整する。また、通常の燃焼試験のためには、表1に示す計測機能を有している。

計測部を出た高温高圧の燃焼ガスは、本体の後流に設けた水噴射管部で、減温のための水噴射を行ない、水の気化熱を利用して約350℃に冷却するように計画した。

冷却された燃焼ガスは、流量調整弁を通して減圧された後、減音用多孔板オリフィスを通して、さらに大気圧まで減圧して、大気へ放出される。

表1. 燃焼試験設備計測機能

温度計測用熱電対	150点
圧力計測点	50点
応力計測点	30点
NO <sub>x</sub> 分布計測装置	1式
煙色計測装置	1式

#### 2-4 タービン翼回転性能試験装置

本タービン翼回転性能試験装置では、空気タービンによる回転性能試験はもとより、適切な燃焼器を追設して高温ガス発生器として用いることにより、実温度状態において、冷却の条件をあわせてタービン翼の回転性能試験ができるように計画しており、今後試験タービンの仕様に応じて製作する予定である。

供試タービンから発生する動力は、現有の最大負荷吸収能力50,000HP(37,000kW)の水動力計によって吸収する。

### 3. まとめ

本試験設備は、本年初頭に製作据付を完了し、空気源設備の試運転を行って、計画通りの圧力・流量調整範囲が得られることを確認した。ひきつづいて当社大容量ガスタービン501/701型の実物燃焼器を用いた燃焼試験を行ない、燃焼試験装置として満足できる機能を有していることを確認し、試運転を完了した。現在、本試験設備による燃焼器の開発研究を実施中であり、今後も次期大容量ガスタービンの開発に対しての要素テストに有効活用されることが期待されている。

野田 廣太郎 (株式会社 明電舎)

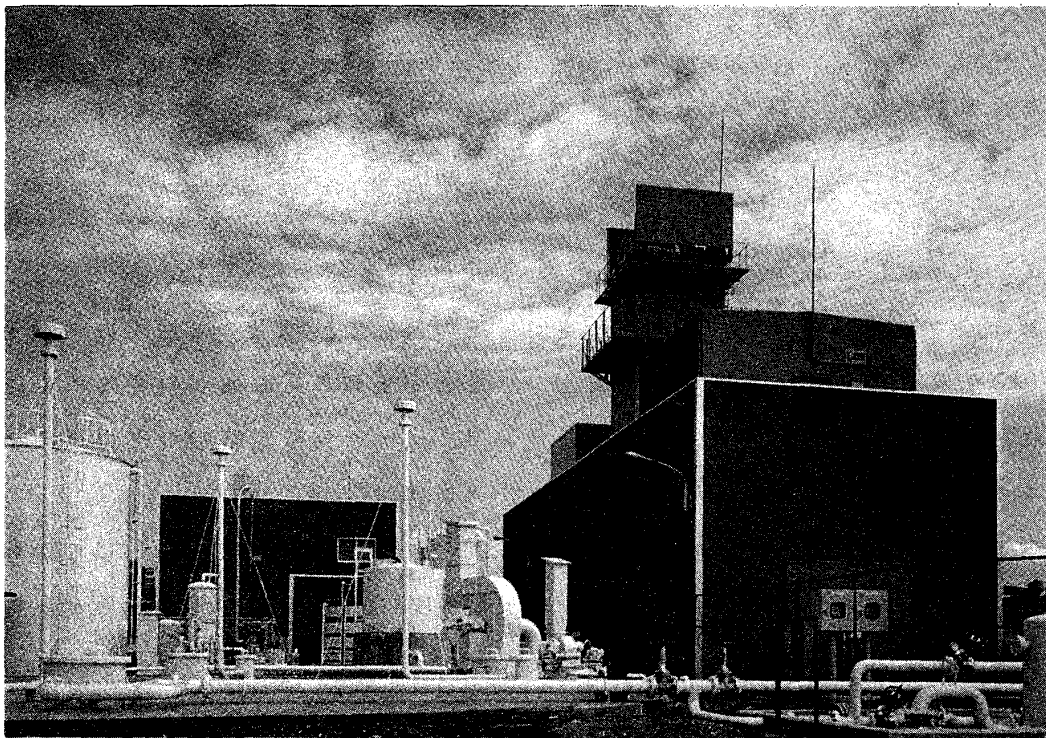
## 1. 緒言

当社はかねてから大容量のガスタービン発電設備の製品化を志向して居たが、開放サイクルガスタービンとして世界最高の熱効率を有するIM5000ガスタービンが石川島播磨重工によつて開発されたのに着目し、同ガスタービンの世界初号機を導入して、研究開発用のモデルプラントを当社、沼津事業所内に設置した。

研究開発の目的は下記の通りである。

- (1) 此のガスタービン固有の世界最高の熱効率を実証する事。
- (2) 実負荷による耐久運転と、保守点検期間の延長を研究する事。
- (3) NO<sub>x</sub>の低減の実証と一層の改善をする事。
- (4) 環境に全く調和した発電所を実現する事。

本設備は昭和53年8月に完成し、本年3月末を以て運転時間総計1536時間、総発停回数約540回に達したので、ここに発電設備の概要と運転実績に関して報告する。



第1図 発電設備全景

第8回ガスタービン定期講演会講演論文集('80-6)

## 2. 発電設備の概要

### 2. / 全 般

本設備は沼津事業所の北隅に設置されて居る。

此の地域は当社の工場設備からは離れ、周辺に明るい田園風景が展けて居る所でもあるので、この環境に充分調和した外容とし、敷地境界線上に於いて深夜の騒音レベル規制値55dB(A)を下廻る静かな発電設備とする事を初め、環境調和に大いなる努力を拂つた。

主要目は下記の通りである。

数 量	: 1系列
主機形式	: 防音ハウス収納屋内パッケージ形 単純開放サイクルガスタービン発電装置
定格出力	: 35000kW (発電端) 定格条件; 大気圧力 : 760mmHg 吸気温度 : 20℃ NOx対策 : 水噴射
熱効率	: 35% (発電端) 定格条件; 同上 備考; 水噴射なしの場合の熱効率は37%
使用燃料	: 灯油 (JIS K 2203 1号)
窒素酸化物排出濃度	: 50ppm以下 (4% O <sub>2</sub> 換算値150ppm以下)
騒音レベル	: 55dB(A)以下 (敷地境界線にて)
制御方式	: 中央制御室からの一人制御
起動時間	: <u>起動指令から定格速度・電圧まで</u> <u>負荷開始から定格出力まで</u>

### 第1表

#### 発電設備主要目

平常起動時	7分	1分
急速起動時	3分	1分

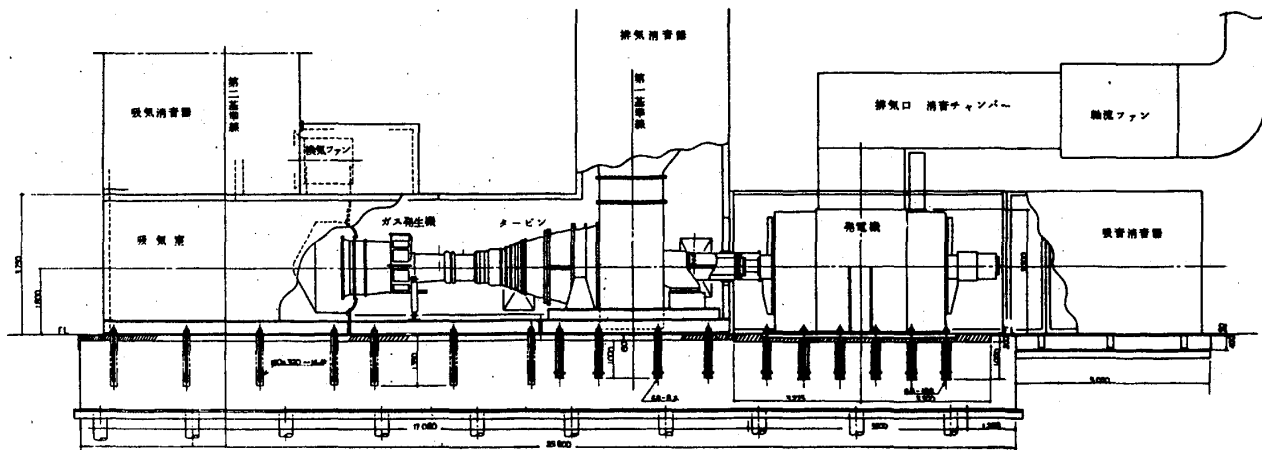
## 2. 2 ガスタービン

IM5000ガスタービンは石川島播磨重工の製品で、同社の高性能タービンとGE (米) 製のLM5000ガス発生機との組合せが上表に見る通りの高効率を発揮する、最も進歩した航空転用型のガスタービンで、ピーク負荷定格時の圧力比30、サイクル最高温度は約1200℃に達する。(1) (2) (3) (4)

ガスタービン発電装置を納める防音エンクロジヤはそれ自体屋外式としての耐候性を有するが、立地条件による騒音レベルの規制から、更にその外側を鉄骨ALC造の建屋で覆う配置とした。

ガスタービンの制御の全てと保護の大半は電子油圧式の調速機によつて行われる。又、NOx低減用に燃料へ混入して噴射される水の量を制御する為に、更に一つのガ

パナールユニットが設けられて居る。



第 2 図 ガスタービン発電装置パッケージ

ガスタービン

数	量	: 1 基
形	式	: 単純開放サイクル 多軸式ガスタービン IM-5000
構	成	: ガス発生機: 低圧圧縮機 ; 軸流 5 段 高圧圧縮機 ; 軸流 14 段 燃 焼 器 ; 環 状 高圧タービン ; 軸流 2 段 低圧タービン ; 軸流 1 段 出 力 タ ー ビ ン ; 軸流 3 段
出	力	: 35,000 kW (発電機)
回	転	速 度 : 3,000 rpm (出力タービン軸)
使	用	燃 料 : 灯油 (JIS K 2203, 1号)
起	動	方 式 : 圧縮空気による空気タービン始動方式
潤	滑	油 : ガス発生機 ; 合 成 油 出力タービン ; タービン油
調	速	方 式 : 電気油圧式 ;
製	作	者 : 石川島播磨重工業 (株)

第 2 表 ガスタービン要目

発電機本体

数	量	: 1 基
種	類	: 三相交流同期発電機
形	式	: 横軸 保護管通風形円筒回転形磁形
出	力	: 41,176 kVA (基準冷却空気温度 20℃)
電	圧	: 11,000 V
周	波	数 : 50 Hz
力	率	: 0.85 遅れ
極	数	: 2
絶	縁	種 別 : F 種
励	磁	方 式 : ブラシなし励磁方式
潤	滑	油 : タービン油 (出力タービンと共通)

励磁装置

1 台	交 流 励 磁 機	: 主発電機直結 三相、160 kVA、230 V、100 Hz、4 極
1 台	回 転 整 流 器	: 三相ブリッジシリコン整流器
1 台	副 励 磁 機	: 永久磁石発電機
1 面	自 動 電 圧 調 整 器	: サイリスタ式、閉鎖自立盤収納

第 3 表 発電機要目

2. 3 発電機

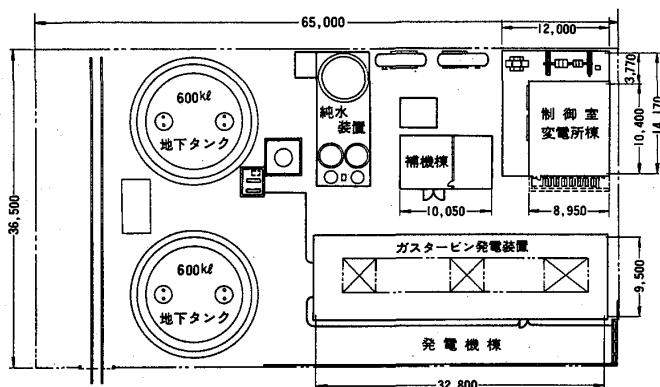
軽量小型なガスタービンに直結される発電機として比較的簡単な構造を採用し、コンパクトに設計されて居る。即ち軸受はブラケット構造で、励磁装置の交流発電機、回転シリコン整流器及び永久磁石発電機を軸受の外側にオーバーハングさせて取付けたもので、ブラシなしなる故無保守に徹して居る。

2. 4 電気設備

中央制御室にガスタービン盤、発電機盤及び変電所の制御盤を置いて集中監視制御を行い、更にミニコンピュータシステムを設けてデータロギング、操作と異常の自動記録、稼動時間と保守時間の管理、発停スケジュールの管理、燃料管理等を行わしめ

又、自動運転も出来る様になつて居る。

変電所は中央制御室の階下にコンパクトに納められた、真空しや断器を組込んだ超縮小型受変電設備 V-Sub 60 より成り、66kV の 2 回線受電を行つて居る。



第 3 図 発電設備全体配置図

### 3. 環境調和への配慮

#### 3. 1 燃料

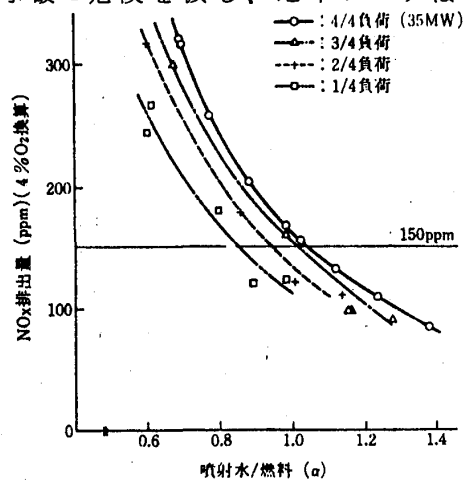
1 号灯油を燃料とする故に  $SO_x$  の問題は皆無である。JIS による硫黄分の規定は 0.015% 以下であるが、今迄に受入れた燃料の実績値は 0.001% ~ 0.007% と更に低い範囲にある。

幸いに構内の引込線があつたので、燃料は貨車で受入れて地下タンク (600kl x 2 基) に貯蔵する。貨車輸送はローリに比して路上事故の危険を減じ、地下タンクは防災と美観上の意義が大きい。

#### 3. 2 $NO_x$ 対策

ガスタービンは  $NO_x$  に関して法規制の対象とはされて居ないが、沼津市当局の指導により同等排気量 (約 38 万  $Nm^3/h$ ) のボイラに対する規制値、即ち 150 ppm (4%  $O_2$  換算) が課せられた。これは排気中の  $NO_x$  実際濃度 50 ppm に相当する。

これを達成する為にガスタービンに水噴射が行われ、第 4 図の通り、充分な余裕を以て規制値をクリアして居る。水は深井戸から汲上げられ、単床式の純水装置で処理の上、単段ブーストスクリウ付きのサンダインポンプで昇圧され、前述の水ガバナーの制御弁で調節されて燃料へ混入される。尚、吸気の湿度によつてガスタービンへ持込まれる水量が異なるので、此のガバナーには、湿度に応じた設定を手動で与へる様になつて居る。



第 4 図  $NO_x$  低減の効果 (2)

#### 3. 3 煤煙

排気の色は心理的に環境に影響を及ぼすものであるが、本ガスタービンのスモークレス燃焼器は素晴しく、起動時に於いてすら排煙は全く無色透明、運転中を望見すれ



ば、背後の愛鷹山が煙突から立登る陽炎でゆらめいて見えるのみである。

### 3.4 騒音レベル

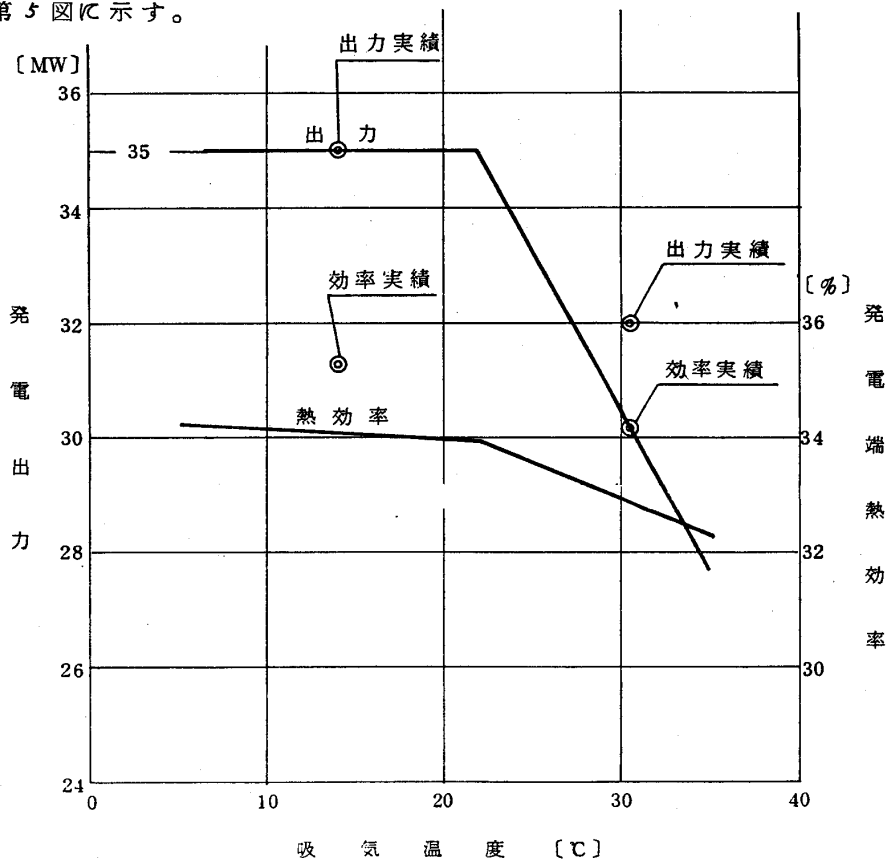
当社は沼津市と公害防止協定を結んで居り、騒音レベルも深夜は55dB(A)の準工業地域の規制を厳守して居る。本発電設備は此の値を超えない様に設計され、吸排気及び発電機の排風に十分な消音器を、主機、補機には防音建屋を適用した結果、第3図左端の敷地境界線上で53dB(A)という結果を得る事が出来た。

### 3.5 防災設備

炭酸ガス消火設備が発電棟のエンクロージャ内、地下タンク室及び同タンク内部に施設されて居るほか、地下タンク室は押込及び誘引送風機によつて常時換気が行われて燃料ガスの滞留を防ぎ、万一その濃度が高くなつた時には、非常用の大型誘引送風機が自動起動して換気量を格段に増加させる計画であるが、未だその状態に至つた事は無い。

## 4. 熱効率

本設備の第一の特長である高い熱効率を、53年夏及び冬の2回の使用前検査の記録を以て第5図に示す。



第5図 発電出力と熱効率

現地の空気は東京と較べ物にならぬ程に清浄であるが、それでも圧縮機の翼が次第に汚れて行く。補機棟に設置されたガス発生機洗浄水装置から温水及び洗剤を圧縮機の入口部へ噴射しつつガス発生機を起動用空気タービンでモータリングして、54年3月及び12月に洗浄を行つた。洗浄後には効率が0.4~0.6%（相対比1.1~1.7%）上り、ほぼ元の状態に復する事が確認された。

又、水噴射を行わない場合には概ね計算通り、熱効率が約2%（相対比約5%）向上する事が、ガスタービンメーカーに於ける工場試験で確認されて居る。

本設備の所内動力は合計285kWで発電出力の0.8%に過ぎない。その内、最も大きいものは水噴射ポンプの130kWである。

## 5. 保 守

本機は研究用設備である為に、実働200時間ごとにガス発生機のボアスコープ点検を始めとする検査を行つて来た。又、自家用ガスタービン発電所の認可を受けて居るので、毎年1回の出力タービンの定期検査を行うほか、本年4月にはガス発生機の高温度点検修理（HSRI）を実施して居るが、これはピーク負荷定格であれば本来2000時間で行うものを、工程上繰上げて1500時間で施行したものである。

ガス発生機はモジュール設計であり、分割されたブロック毎に開放点検が出来る構造になつて居る。

## 6. 結 び

世界最高効率の開放サイクル発電設備の実用性が十分に立証出来た。

本設備の製作、スタート・アップ及び運転に絶大なる協力を賜つた石川島播磨重工業㈱の各位、及びGE社のMarine And Industrial Engine Divisionの方々に厚く御礼を申し述べる。

### 〔参考文献〕

1. 志村、竹生「航空転用型 大出力・高性能ガスタービンの開発」日本ガスタービン学会 第7回ガスタービン定期講演会 講演論文集、昭和54年 6月
2. 竹生、「航空転用型 大出力・高性能ガスタービンの開発」石川島播磨技報 Vol. 19, No. 2, 昭和53年3月
3. 吉本、「航空転用ガスタービンの現状」日本ガスタービン学会、ガスタービンセミナー（第8回）資料集、昭和54年12月
4. 竹生、「航空転用型 大出力・高性能IM5000ガスタービン」日本ガスタービン学会誌 Vol. 7, No. 28, 昭和55年3月

# 翼列内水素燃焼ガスタービンの研究 (オ2報)

森下 輝夫 (船舶技術研究所)  
 菅 進 ( " )  
 平岡 克英 ( " )

## 1 概要

近年、水素は低公害燃料として、あるいは二次エネルギー源として注目され、製造から利用までの分野にわたり、広く研究が行われている。水素が燃料として利用可能な場合には大巾な性能改善が期待できるガスタービンとして、我々は図-1に示す水素冷却多段再熱ガスタービンを提案した。水素はタービン翼を冷却後、翼後縁から吹出され、タービン内の高温高速気流中で燃焼する。水素の燃焼によりタービン内で再熱が行われることになり、ガスタービンの比出力は大巾に増大する。翼冷却に必要な空気量をふやさなく多段再熱を実現できれば、熱効率も大巾に改善される。

タービン内で水素を燃焼させると、水素を吹出す翼の後縁付近は火炎からの熱を受け高温になる。タービン翼設計を行う場合には、翼温度を求めるため、火炎からの伝熱量を知る必要がある。

翼後縁から吹出された水素の燃焼により、下流の気流温度は周方向に周期的な分布が生じる。さらに二次流れや翼高方向の吹出し量の不均一から、1ピッチ間の平均温度上昇にも、翼高方向に大きな不均一が生じることがある。下流の翼の設計には、下流距離と気流温度の不均一度との関係を知ることが必要になる。

船舶技研では、タービン内再熱により期待どうりの出力がとれるかどうかを確かめるため、実験用タービンの試作を行っている。この試作タービンの設計にあたり、前述の必要性から、高温翼列風洞を用いて水素吹出し燃焼時の翼温度測定および下流の気流温度分布測定を行なった。さらに簡単な仮定に基づいて火炎からの伝熱量および気流温度均一化の過程についての検討を行なったので、実験結果と合せて報告する。

## 2. 実験装置と実験方法

図-2に実験装置の概略

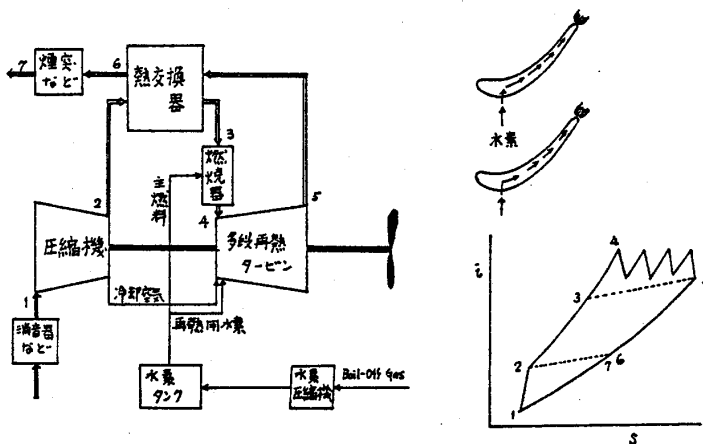


図-1 水素冷却多段再熱ガスタービン

を示す。図-3、4に実験に使用した翼列および翼の寸法・形状を示す。翼列は6枚の翼で構成し、3枚の翼A、B、Cには水素を導き、他は空気で冷却した。

翼は、空気冷却翼として製作された精密鋳造翼を、翼根部側10mmを耐火材壁に埋めこみ流路高さを70mmとし、前縁冷却孔および中央冷却孔の翼先端側へ抜ける孔を溶接でふさぎ、翼根部側の2本の後縁吹出し孔を耐火セメントで埋めて使用した。

水素は翼根部から中央冷却孔に入り、翼を冷却しつつ11本の後縁部吹出し孔から主流中に吹き出される。

翼温度は東芝製放射温度計を用いて測定した。測定スポットの寸法は3.8中である。

下流の気流温度分布は、翼後縁から下流に48、168、328mmまで長さの異なる長方形断面のダクトをとりつけ、その出口で、先端をアルミナでコーティングしたPR熱電対を用いて測定した。水素流量を0としたとき、および所定の流量を与え燃焼させたときの同一位置の温度測定値の差をとって、水素燃焼による温度上昇とした。

実験条件は、翼列入口の主流温度：約800℃、翼列出口圧力：大気圧、翼列出口主流流速：約400m/s、翼列出口主流レイノルズ数：約 $1.4 \times 10^5$ 、水素・主流の重量流量比：0.09%（温度上昇約100℃）とした。

### 3. 気流温度分布

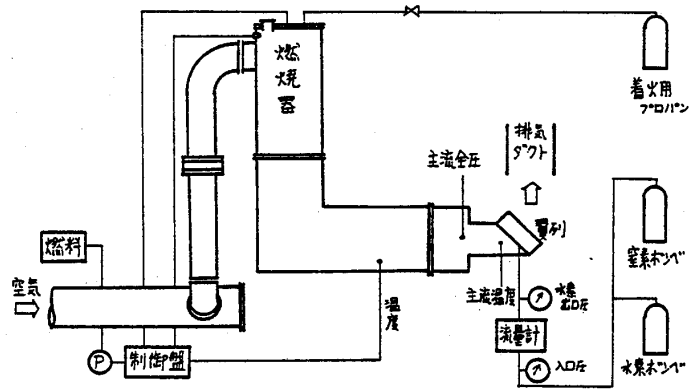


図-2 実験装置

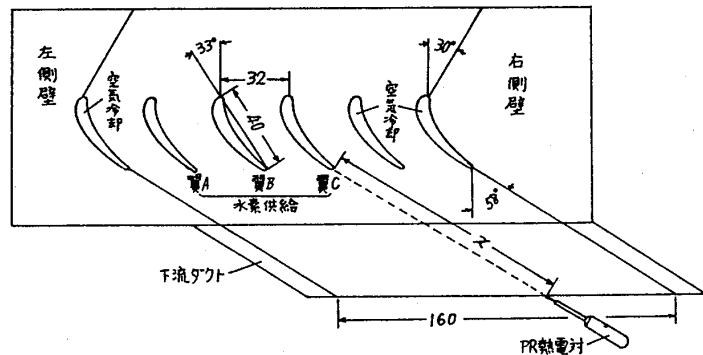


図-3 翼列

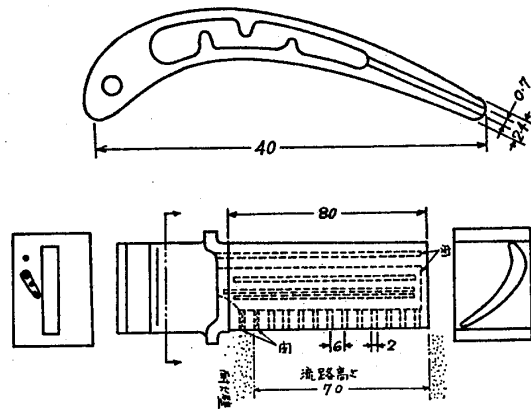


図-4 翼

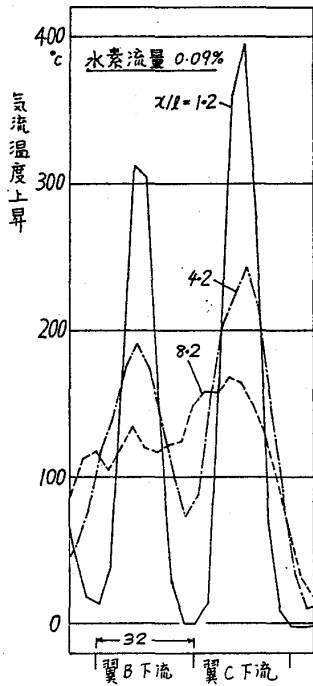


図-5 下流の気流温度上昇  
測定位置: 翼先端側壁から29mm

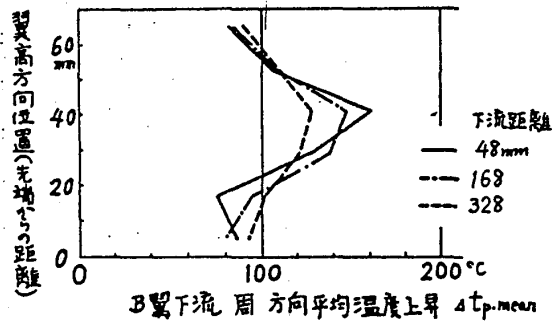


図-6 周方向平均温度上昇  
翼B下流, 水素流量 0.09%

図-5 に翼 B, C 下流の気流温度の周方向分布の一例を示す。下流に進むに従って、温度分布が一様化する様子が見られる。

水素燃焼により生じる温度上昇は、流路高さ位置によりかなり大きな差がみられる。図-6は、1ピッチ間の平均温度上昇  $\Delta t_{p.mean}$  の流路高さ方向分布を示す。高さ方向に生じた分布も、下流に進むに従って一様化してゆく。

図-5 下流の気流温度上昇  
測定位置: 翼先端側壁から29mm

### 3.2 気流温度分布の均一過程

翼後縁から水素を吹出し燃焼させるとき、周方向にも流路高さ方向にも気流温度が不均一になることは避けられない。一旦生じた温度分布が均一化してゆく過程を、以下の簡単な仮定をもとに検討する。

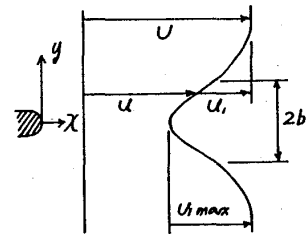
#### (1) 周方向分布の均一化

周方向の温度分布は翼後流の混合に伴って均一化すると考える。一般に二次元後流の混合は次の関係で示される。<sup>2)</sup>

$$\frac{u_i}{u_{i,max}} = 1 - \tanh^2(\eta), \quad \eta = \frac{y}{b}$$

$$b \propto x^{1/2}, \quad u_{i,max} \propto x^{-1/2}$$

$x$ : 下流方向距離       $y$ : 流れに直角方向距離



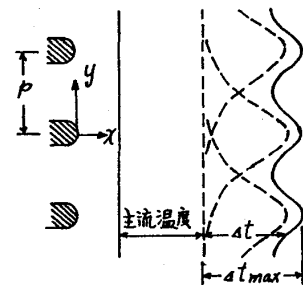
ここで温度上昇  $\Delta t$  についても  $u_i$  と同じ関係が成立し、翼列の後流は翼の後流が重ね合わされたものと考え、1ピッチ間の温度分布は次のように表わされる。

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_{max}} = \sum (1 - \tanh^2(\eta_i))$$

$$\eta_i = \frac{1}{B\sqrt{x/l}} \left( \frac{y}{P} \pm i \right); \quad i = 0, \pm 1, \dots \quad (1)$$

$$\frac{1}{P} \int_{-P/2}^{P/2} \Delta t \cdot dy \equiv \Delta t_{p.mean} = const.$$

$l$ : 翼弦長,  $P$ : ピッチ,  $y$ : ピッチ方向距離



B=0.2とおくと、式(1)により計算した温度分布は測定結果と非常によく一致する。周方向温度分布の不均一度  $\Delta t_{max} / \Delta t_{p.mean}$  と下流距離との関係を図-8に示す。

(2) 流路高さ方向分布の均一化

周方向平均温度上昇  $\Delta t_{p.mean}$  の流路高さ方向最大値  $(\Delta t_{p.mean})_{max}$  と高さ方向の平均値  $(\Delta t_{p.mean})_{mean}$  の比を  $k$  と表わす。流路高さ方向の温度分布は、中一定の流路内で一定の強さの混合により均一化されると考える。すなわち

$$\frac{d(k-1)}{dx} \propto (k-1) \text{ と仮定すると}$$

$$k-1 = a \cdot e^{-bx} \quad (2)$$

が得られる。

$a=0.65$ ,  $b=0.15/l$  とおくと、図-11に示すように式(2)は実験結果と非常によく一致する。

4. 翼面温度

4.1 測定結果

放射温度計により測定した翼背面後縁付近の温度分布の一例を図-10に示す。翼後縁は火炎からの加熱を受け高温となり、翼弦方向に大きな温度勾配が生じる。火炎からの加熱は翼高方向に著しく不均一で、翼高中央付近では加熱が特に強い。この近辺では、後縁から背面にそって数mmを火炎が逆流するのが観察された。

図-11に、水素流量と翼高中央部の

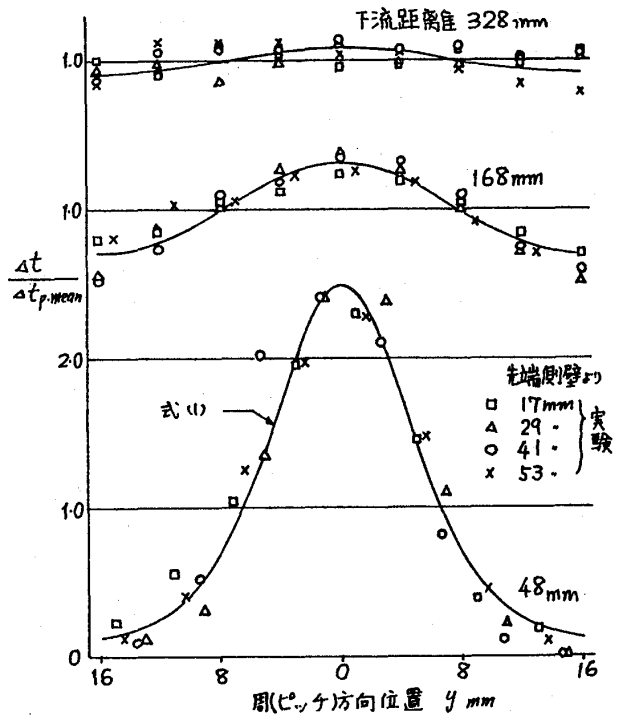


図-7 周方向温度分布

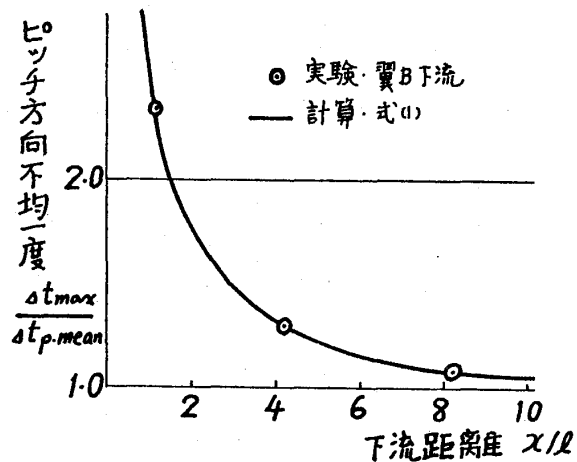


図-8 周方向不均一度の減衰

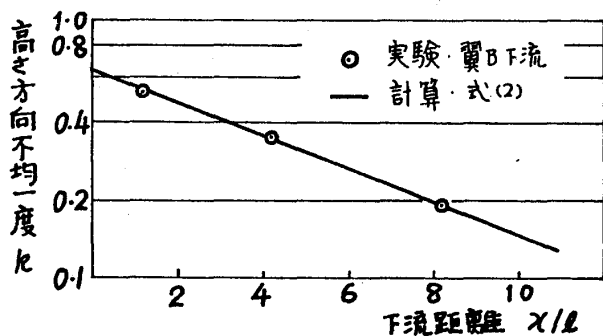


図-9 流路高さ方向不均一度の減衰

翼温度の関係を示す。水素流量が少ないほど翼後縁は高温となる。

#### 4.2 翼温度計算

図-12 に示すように、翼を高さ方向に26分割、断面内を40分割し、各分割片に入る熱量の総和から分割片の温度変化を求め時向に順次積分すると、冷却翼全体の温度分布を計算することが出来る。

翼外面熱伝達率および中央冷却孔の熱伝達率はナフタリン昇華法による実験から求めた。後縁吹出し孔内熱伝達率は管内乱流熱伝達の式を用いた。翼外面の放射伝熱および翼根部の熱伝導は、実験装置に合わせて計算を行った。

火炎からの伝熱量  $Q_f$  は、後縁付近の分割片が与えられるガス温度が等価的の火炎温度  $t_{fe}$  であるとして、次式で表わした。

$$Q_f = f \cdot d_g (t_{fe} - t)$$

$f$ : 分割片表面積

$t$ : 分割片温度

$d_g$ : 火炎がない場合の熱伝達率

等価火炎温度は翼高さ方向に変える必要がある。表-1のように等価火炎温度を与えて計算した温度と測定値の比較を図-13に示す。同じ等価火炎温度を用いて、水素流量が異なる場合について計算した結果を、図-11に実線を示す。水素流量がごく少ない場合を

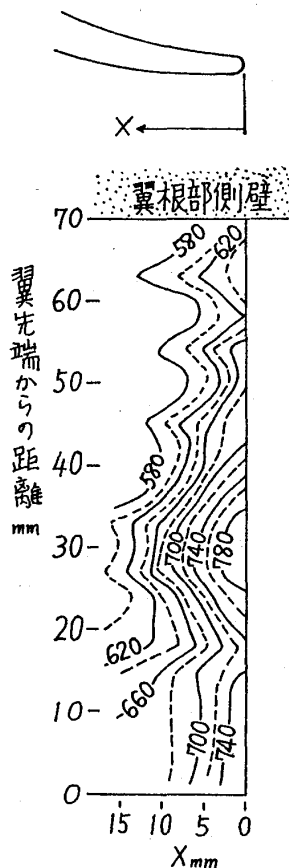


図-10 翼面温度  
水素流量 0.09%  
主流温度 795°C

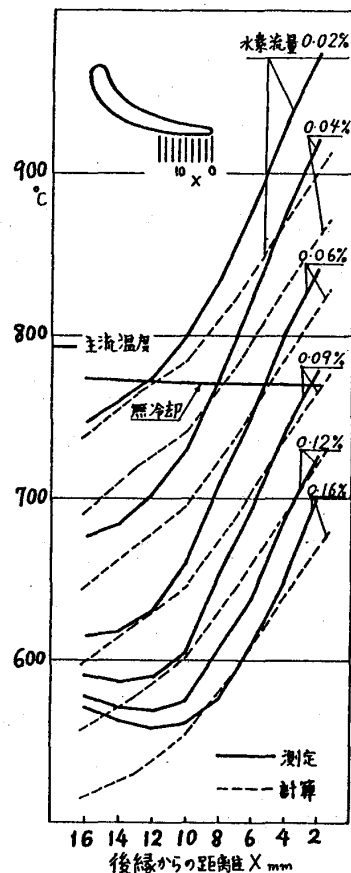


図-11 水素流量と翼面温度  
測定位置: 翼高さ中央

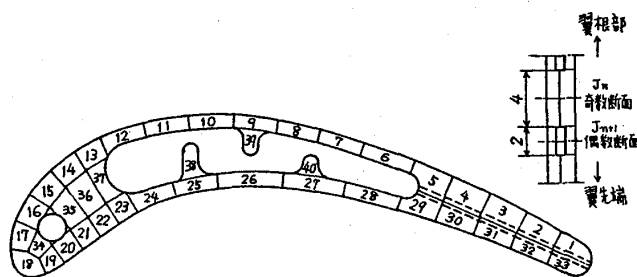


図-12 温度計算に用いた翼分割

断面No.		No.3	No.2	No.1
根部 ↑ ↓ 先端	J=1~3	耐火材料のぬみ		
	4~8	790°C		
	9~11			1200°C
	12~15			1600°C
	16~18	1200°C	1600°C	2000°C
	19~26	790°C		1600°C

表-1 計算に用いた等価火炎温度

のとき、実線で示した測定結果と計算結果はほぼ一致する。

### 5. まとめ

水素冷却多段再熱ガスタービン設計の基礎資料を得るため、高温高速翼列風洞を用いて翼後縁からの水素吹出し燃焼実験を行い、下流の気流温度分布均一化の過程および火炎から加熱される翼温度についての検討を行った。

(1). 水素燃焼翼列下流では、周方向のみならず、流距高さ方向にも気流温度の不均一が生じることは避けられない。

周方向不均一は、翼後流の混合に伴い均一化すると考え、高さ方向分布は中一定の流路内で強さが一定の混合により均

一化すると考えて計算した下流距離と温度不均一度の関係は、実験結果とよく一致した。

(2). 水素を吹出す翼の後縁は火炎により加熱され、翼弦方向に大きな温度勾配が生じる。翼後縁がさらされるガス温度を等価火炎温度に置きかえ、火炎からの伝熱を考慮した翼温度計算を行った結果、測定値と計算値をよく一致させることができた。

### 参考文献

- 1). 日本ガスタービン学会第5回定期講演会(1977.9) A-6, 森下, 菅, 平岡
- 2). 機械工学便覧 改訂第6版, 8-55

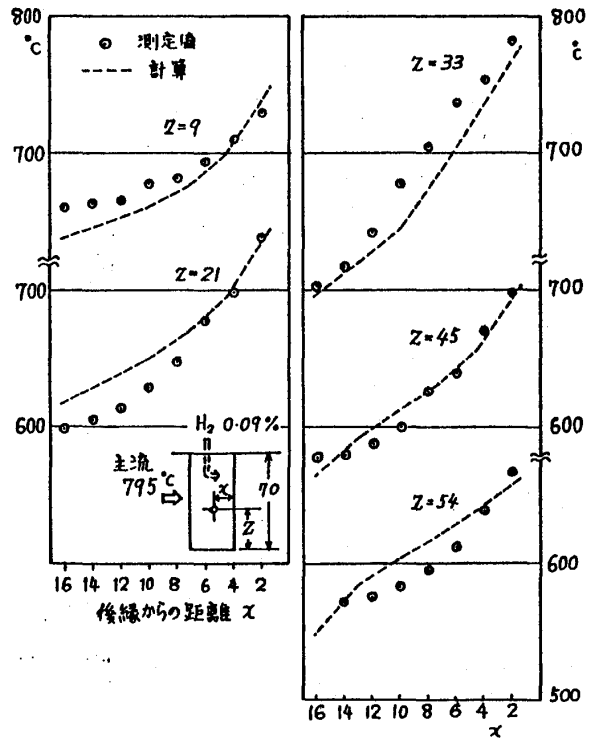


図-13 翼温度計算結果



\* 野村 雅 彦 (運輸省船舶技術研究所)  
 池田 英 正 ( 同 上 )  
 羽 鳥 和 夫 ( 同 上 )

1. ま え が き

現用ガスタービンを水素化する場合の技術的な問題点を実証的に把握するため、ま  
 ず前報<sup>(1)</sup>では実機用缶型燃焼器を用いて水素燃焼試験を行い、適当な2種類の水素噴  
 射弁を選定した結果について報告した。今回は灯油を燃料とする小型ガスタービンの  
 燃料供給系を水素用に改造し、これら2種類の噴射弁を使用して、起動性能、定常運  
 転性能試験を行った結果について報告する。

2. 試験用ガスタービンと改造内容

2.1 試験用ガスタービン 図-1と表-1に試験用ガ  
 スタービンの構造と主要目を示す。このガスタービ  
 ンは単純開放サイクル式で、出力は渦電流型電気動力計  
 により計測する。原形エンジンは燃料として灯油を用  
 いるが、このガスタービンを水素燃料用として改造す  
 るに当り、噴射弁および燃料供給系のみ変更し、その  
 他は原形のまゝとした。

2.2 燃焼器と噴射弁 上述のガスタービンには図  
 -2に示すような逆流缶型燃焼器1個が用いてある。点  
 火栓としては貯蔵エネルギー 1 J/spark, 毎秒4 sparks

表-1 試験用ガスタービン要目

出力	275 PS
燃料消費率	340 g/PS-h (XT軽油)
タービン入口温度	960°C
主軸回転数	53000 rpm
出力軸回転数	1500 rpm
圧力比	8.4
空気流量	1.5 kg/s
圧縮機	遠心2段
燃焼器	単筒逆流缶型
タービン	軸流2段

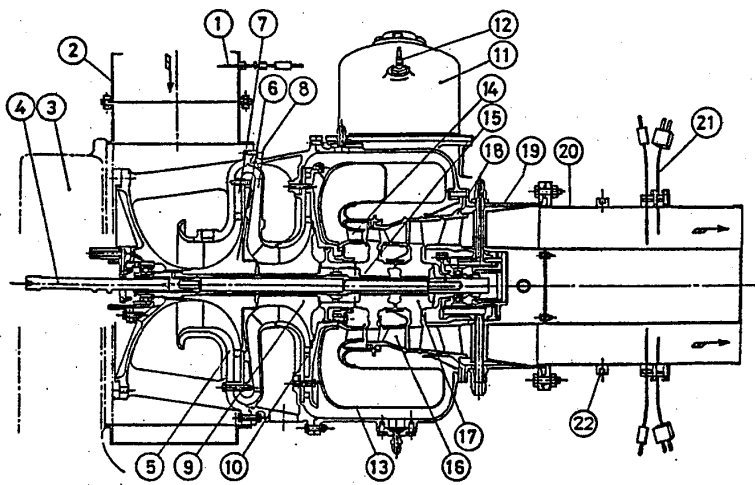


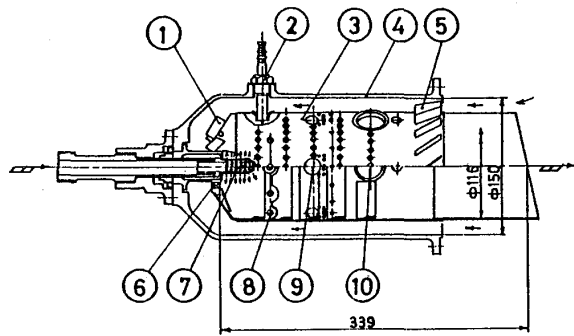
図-1 試験用ガスタービン

- 1 Cu-Co 熱電対
- 2 ベンチュリ型流量計
- 3 減速歯車ボックス
- 4 カップリング
- 5 インレットハウジング
- 6 第1段インペラ
- 7 第1段ダイヤフューザ
- 8 クロスオーバーダクト
- 9 第2段インペラ
- 10 第2段ダイヤフューザ
- 11 燃焼器
- 12 点火栓
- 13 スクロール
- 14 第1段タービノズル
- 15 第1段タービンホイール
- 16 第2段タービノズル
- 17 第2段タービンホイール
- 18 排気ダイヤフューザ
- 19,20 排気ダクト
- 21 C-A 熱電対
- 22 ガスサンプリング孔

第8回ガスタービン定期講演会講演論文集('80-6)

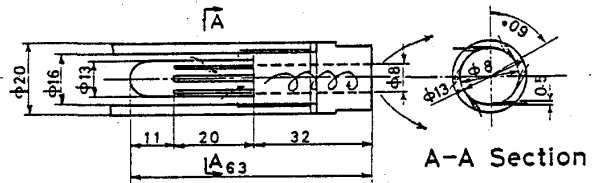
の中心電極型ローテーションプラグを使用する。燃焼器は灯軽油用2重渦巻噴射弁1個を用いているが、水素運転ではこの噴射弁の代わりに図-3に示す旋回式と多孔式噴射弁を使用することとした。これらの噴射弁は前報<sup>(1)</sup>の実験によって選定した。燃焼器の寸法、形状の変更を一切行わない方針のもとで弁形状を考えたため、流路断面積の小さな噴射弁となった。

**2.3 水素燃料供給系** 図-1のガスタービンから灯油燃料ポンプと配管を撤去し、新たに図-4の水素燃料供給系を設置した。水素燃料は $150\text{kg/cm}^2$ の高圧ボンベ①より減圧弁②で減圧して供給した。従って水素ポンプは使用していない。水素流量は流量制御弁⑥で制御することにした。この流量制御弁は、現在、天然ガス、プロパン、メタン等を燃料とするガスタービンに利用されているものであるが、この制御弁を改造せず原形のまま用いた。水素の供給開始と停止はシリンダ弁⑤により行う。⑥は初期の水素流量 $9\text{kg/h}$ をス

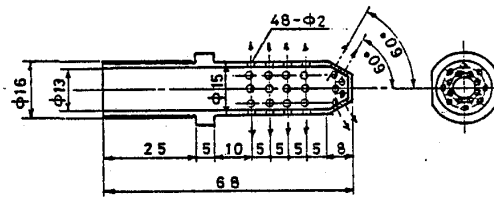


- |          |          |
|----------|----------|
| 1 トップカバー | 6 スワラ    |
| 2 点火栓    | 7 水素噴射弁  |
| 3 内筒     | 8 1次空気孔  |
| 4 外筒     | 9 2次空気孔  |
| 5 整流翼    | 10 希釈空気孔 |

図-2 燃焼器



旋回式噴射弁



多孔式噴射弁

図-3 水素噴射弁

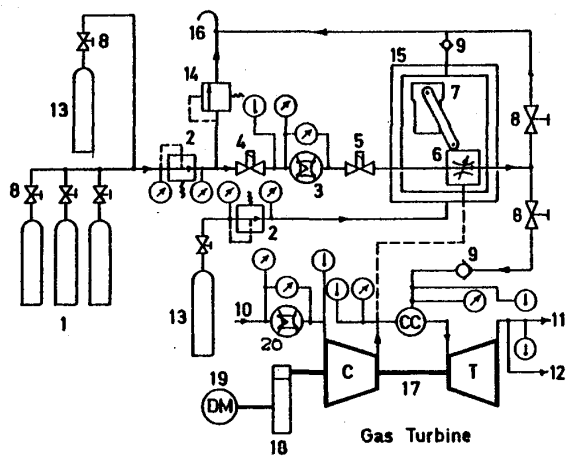


図-4 水素燃料供給系

- |   |                |
|---|----------------|
| 1 水素ボンベ<br>7Nm <sup>3</sup> × 60本             | 11 排気ガス        |
| 2 減圧弁   | 12 サンプリングガス    |
| 3 薄刃オリフィス型水<br>素流量計                           | 13 パージ用窒素ボンベ   |
| 4 緊急遮断用電磁弁<br>(遠隔手動)                          | 14 リリーフ弁       |
| 5 シリンダ式電磁弁<br>(燃料供給・遮断弁<br>自力および手動)           | 15 水素リーク防止函    |
| 6 水素流量制御弁<br>(Woodward 1907<br>Valve/limiter) | 16 遠隔放出管       |
| 7 アクチュエータ                                     | 17 試験用ガスタービン   |
| 8 手動閉止弁                                       | 18 減速歯車        |
| 9 チェック弁                                       | 19 渦電流型電気動力計   |
| 10 空気入口                                       | 20 ベンチユリ型空気流量計 |
- ブルボン管式圧力計  
または圧力変換器  
 熱電対

トリップ状に流す特性を持つ。そこで、本装置ではシリンダ弁⑤の応答に1次ないし高次の「おくれ」を与えて、初期流量が時間に対してゆるやかに増加するようにした。その他、エンジン休止のとき配管系に窒素ガスを充填して、引火爆発等の事故を予防できるようにした。

**2.4 トリップ回路** 試験用ガスタービンには排気温度(EGT)高、過速度、潤滑油圧低、起動渋滞、等の場合にエンジン停止を行うためのトリップ回路が設置してある。その他、動力計に対しては、冷却水温高、流量低、過速度トリップが同様に付加してあるが、水素運転の場合にもこれらはすべて使用可能とした。トリップ作動時のエンジン停止操作は、⑤を自動的に閉止することにより行う。また、緊急遮断弁④を設けて、非常時に遠隔手動で2次側の燃料を停止可能とした。

**2.5 運転方法と制御** まず手動で燃料配管内の窒素ガスを水素と置換し、②により水素供給圧力を $14\sim 16\text{ kg/cm}^2\text{ abs.}$ に設定、④を開、⑤を閉止状態に置いて運転操作に入る。エンジンは $50\sim 100\%N$ (定格回転数 $N=53000\text{ rpm}$ を $100\%$ とおく)の間であれば、任意の回転数で運転可能であるが、スタータモータのクラッチが「脱」となる回転数は $70\%$ であるため、一度これをクリアさせる必要がある。従って起動は回転数設定器(ポテンシオメータ)の出力を $75\sim 100\%N$ 間のいずれかの値に設定して行う。起動と同時に点火栓が作動し、スタータで昇速、起動シーケンスに従ってある回転数(後述)で⑤が開き、水素が供給されて着火となる。加速時の流量制御弁⑥の動作を図-5に示した。起動と同時にアクチュエータ⑦(図-4)のアームが回転しinput leverを図-5の最高位置まで上げる。しかしmetering discharge portのリフトはlimiter leverで最小流量位置に保持される。回転数が増加すると共に、圧縮機吐出圧力CDP( $P_{3c}$ )の函数でlimiter leverが上昇し、metering portが開いて水素流量が増加して行く。 $70\%N$ でスタータが脱となり、加速が達成されると、input leverが作動し設定回転数に一致するように速度調定を行う。このようにしてひとたび自立運転に達したあとは、 $50\sim 100\%N$ 間の所定回転数にエンジンを設定して負荷試験を行う。本実験はすべて $100\%N$ において行った。負荷試験は $0, 25, 50, 75, 100\%L$ (定格出力 $L=275\text{ ps}$ を $100\%$ とおく)の5段階について実施した。

### 3. 実験結果および考察

**3.1 起動試験** 前述したように原形ガスタービンは灯油用として2重渦巻噴射弁を使用する。まずスタート後 $5\sim 7\%N$ でプライマリノズルより灯油を噴射して着火する。さらに $22\%N$ で主燃料をメ

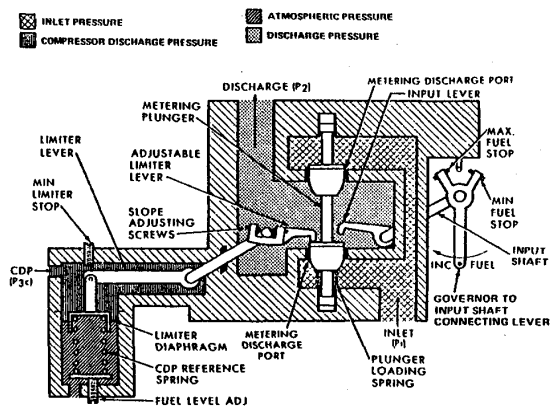


図-5 水素流量制御弁概略図

インノズルより噴射して加速する。これらの動作はすべて制御システムの加速スケジュールに従った電気信号により、電磁弁を自動的に開放することによって達成させる。水素運転の場合、まず上述のプライマリ燃料弁用電気信号を⑤に与えて、エンジン回転数5%Nで水素を供給し着火させることにした。しかし、激しい爆発的着火を経験した。このような着火現象は灯油の場合には発生していない。

エンジン回転数5%Nの時の空気流量 $G_a$ は $0.06 \text{ kg/s}$ である。燃焼器単体を用いた着火試験結果(前報<sup>(1)</sup>)で示したように、この空気流量における着火点すなわち水素流量は $G_{H_2} = 0.2 \text{ kg/h}$ である。前述のように水素流量制御弁⑥はステップ状に $9 \text{ kg/h}$ の初期流量を流すため、このまゝでは水素流量が著しく過大である。そこでシリンダ弁⑤を用いて「おくれ」を与え、できるだけ希薄混合気でき着火させるように種々試みた。しかしいずれも水素流量が大で上記の着火現象は除去できなかった。第2の対策として空気流量を増加することにより着火時の混合気を希薄にすることを考えた。すなわち、メイン燃料弁用電気信号を使用し、燃料供給のタイミングを22%N( $G_a = 0.26 \text{ kg/s}$ )に移行した。この結果爆発的着火は運転に差し支えないレベルまで抑制された。しかしその本質的な除去は現在のところ達成されていない。爆発的着火は燃空比が大のときに発生するばかりでなく、混合気の量が大となっても生ずるため、小流量で着火させることが必要である。図-6は22%Nにおいて水素燃料 $V_{H_2}$ を供給したときの過渡特性を示したもので、設定回転数を100%Nとしてスタートした結果である。水素流量が供給開始直後に急激な立ち上りを示しているが、これはオリフィス型流量計③(図-4)の背圧が⑤の開放と同時に一度急速に低下するためである。

**3.2 熱効率および燃焼効率** ガスタービンの回転数を100%Nに固定し、負荷を100%しまで変化させたときの水素と灯油運転時における熱効率を図-7に示した。ここでは燃料ポンプの有無による出力差を考慮してある。燃焼器出口温度はエンジンの構造上測定困難なため、タービン出口の排気ガス中に残留する未燃水素ガス濃度 $n_{H_2}$ より水素の燃焼状態を判断した。図-8によれば、いずれの噴射弁においても $n_{H_2}$ は約 $20 \text{ ppm}$ 以下で、きわめて低濃度である。従って、燃焼効率は100%に達し

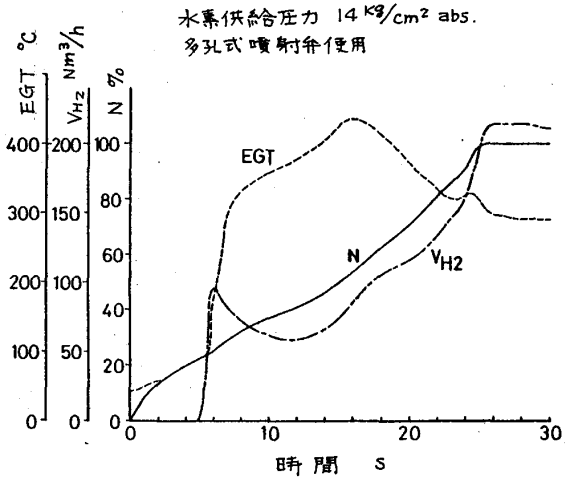


図-6 起動時の過渡特性

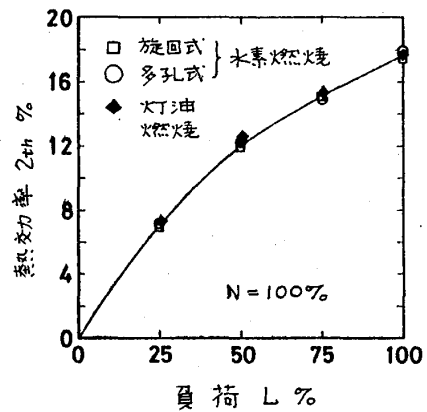


図-7 熱効率

ていると考えられる。

**3.3 内筒壁温分布** 燃焼器内筒外壁面に測温塗料Therminindex OG6を塗布し、色調変化から壁温 $T_w$ を調べると図-9の結果が得られた。水素燃焼の場合、燃焼器出口近傍を除外すれば、旋回式、多孔式いずれの噴射弁においても $T_w$ は $575^\circ\text{C}$ 以下の温度領域にある。しかし、灯油燃焼では $575 < T_w < 800^\circ\text{C}$ の領域がかなり上流にも発生していることがわかる。これらの結果を総合すると、水素燃焼時の壁温は灯油燃焼の結果に較べて約 $200^\circ\text{C}$ 程度低くなっているように見える。一般に水素燃焼ガスの輻射伝熱量は化石燃料に比較して低下することが知られているが、今回の温度差もこの影響に基づくものと考えられる。内筒出口付近の壁温はいずれの場合も $T_w > 800^\circ\text{C}$ となっているが、これは対流伝熱の結果によるものと思われる。

**3.4  $\text{NO}_x$  排出量** 図-10に $1000^{\text{kcal}}$ 当りの $\text{NO}_x$ 排出量( $\text{NO}_2$ 換算)を水素と灯油燃焼の場合について示した。水素燃焼時の $\text{NO}_x$ 排出量は灯油の場合よりもやや高く、負荷変化に対する排出傾向に幾分違いがあるように見える。

**3.5 騒音レベル** 燃焼器単体を使用して大気条件下で水素燃焼試験を行った<sup>(1)</sup>ところ、振動燃焼と著しく高い騒音を発生した。この振動燃焼は同一条件下における灯油燃焼の場合に比して顕著であるため、ガスタービンの運転に対して悪影響が懸念されたが、ガスタービンより $2.3\text{m}$ 離れた位置で騒音計測を行った所、水素と灯油運転の間に差はなかった。図-11に $100\%N$ で全負荷をかけた場合の騒音レベルを示した。この結果は旋回式噴射弁による水素運転と灯油運転時のデータを比較したものであるが、多孔式噴射弁の場合にもほぼ同様な結果が得られた。

#### 4. 結論

灯油を燃料とする単純開放サイクルガスター

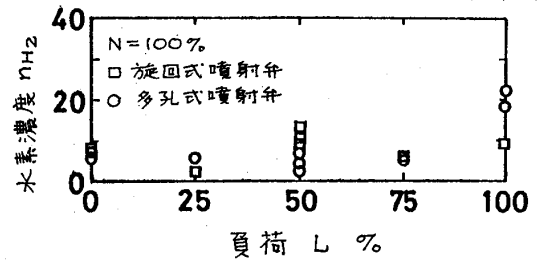
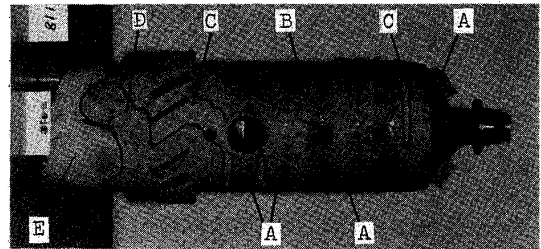
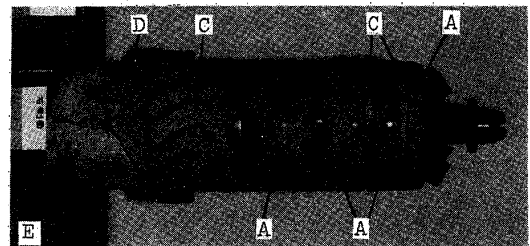


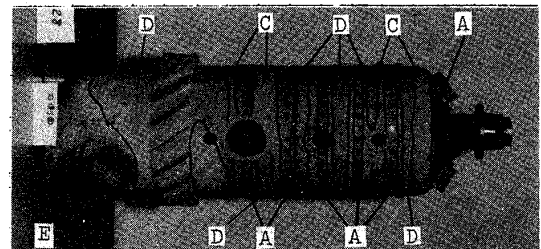
図-8 排気ガス中の未燃水素濃度



(a) 旋回式噴射弁による水素燃焼試験結果



(b) 多孔式噴射弁による水素燃焼試験結果



(c) 灯油燃焼試験結果

- A:  $T_w < 410$  (原色・赤)
- B:  $410 < T_w < 440$  (灰褐色)
- C:  $440 < T_w < 575$  (黄色)
- D:  $575 < T_w < 800$  (オレンジ)
- E:  $800 < T_w$  (緑色)

図-9 内筒壁温分布 (N=100%, L=100%)

ビンの燃料供給系を水素ポンプによる水素供給系と置換し、灯油と水素燃料による運転性能と比較することによって、水素化の問題点を検討した結果、以下の結論が得られた。

1) 化石燃料を用いる現用ガスタービンは比較的容易に水素化が達成できる見通しが得られた。しかし、本実験では圧縮水素を使用しているため、水素ポンプあるいは液体水素を使用する場合についてはあらたな検討が必要である。

2) 水素ガスは起動時に爆発的着火を起すことがあるため、所定の空燃比で正確に着火を行う考慮が必要である。

3) 水素ガスはいずれの条件下においても完全燃焼した。

4) 水素燃焼時の内筒壁温は灯油燃焼の場合よりも約200℃低下した。従って水素ガスタービンでは高燃焼負荷率の燃焼器にできる可能性がある。

5) 水素燃焼におけるNOx排出量は灯油燃焼時よりも大となるため、NOx低減対策が必要となろう。

6) 騒音レベルは水素と灯油運転の間に差はなかった。

## 5. 謝辞

本研究を行うにあたり、ガスタービンの性能計測およびデータ解析の面でご協力いただいた川崎重工業株式会社ジェットエンジン事業部の諸氏に深くお礼を申し上げます。また、騒音計測においてご協力いただいた当所機関開発部空力研究室の諸氏に厚く謝意を表します。

## 6. 参考文献

(1) 野村ら, "実機用出力燃焼器の水素燃焼性能", 第7回ガスタービン定期講演会講演論文集, ('79-6), pp. 43-48.

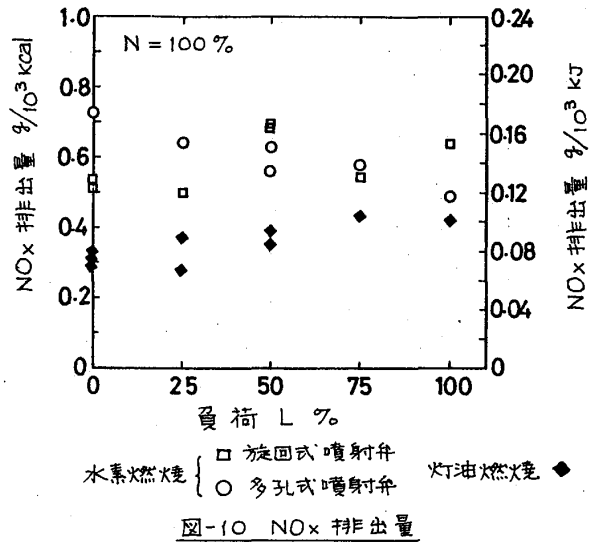


図-10 NOx 排出量

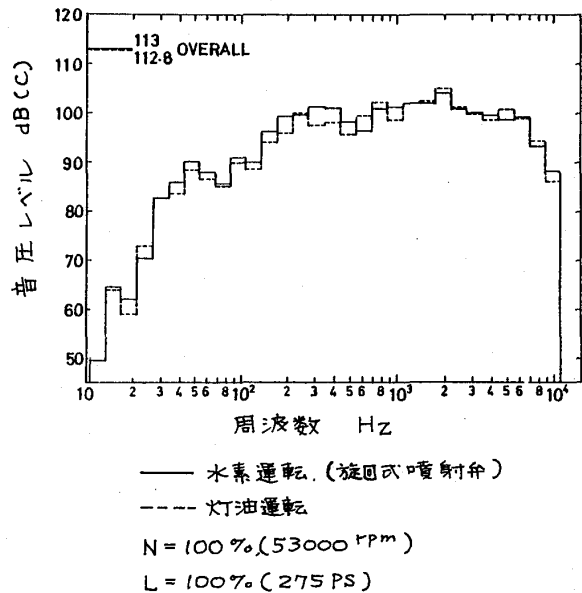


図-11 騒音レベル

# 圧縮残留応力のあるロータディスクの脆性破壊強度

梅沢貞夫 (日立機研) \* 佐藤善美 (日立機研)  
 松田憲昭 (日立機研) 照沼福寿 (日立機研)

## 1. 緒言

ガスタービンのロータディスクに使用されるCr-Mo系耐熱鋼は比較的低温靱性が低いので、起動時に欠陥を起点として脆性破壊を生じる可能性がある。ディスクの脆性破壊については、使用中に破壊したディスクの破壊原因を破壊力学的手法により解析した例<sup>1)</sup>、起動停止の繰返しによる疲労き裂の進展を考慮して初期欠陥の許容寸法を破壊力学的に検討した例<sup>2)</sup>などがある。しかし、これらの研究はディスクの脆性破壊の原因を検討したもので、ディスクの脆性破壊強度を積極的に増加させる手法について研究したものは少ない。タービン発電機ロータ軸材に関して、熱処理後中心孔近傍に圧縮残留応力が存在することにより、見掛け上脆性破壊強度が増加することを指摘した研究<sup>3)</sup>もあるが、その熱処理後の残留応力が $-2 \sim -5 \text{ kg/mm}^2$ 程度であり、強度増大効果は少ない。

本研究ではディスクの中心孔近傍に人為的に圧縮残留応力を付与することにより、脆性破壊強度を積極的に増大させることを目的とし、残留応力による強度増大効果を定量的に求めると共に、線形破壊力学にて評価する方法を検討した。

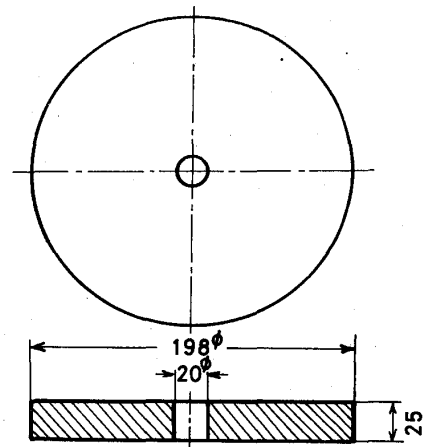


図1 供試ディスクの形状

## 2. 実験方法

### 2.1 供試材及び形状

材料はCr-Mo-V鍛鋼を使用した。供試材の化学成分及び機械的性質を表1、表2に示す。供試ディスク形状を図1に示す。

### 2.2 残留応力付与方法

ディスクの中心孔近傍に圧縮残留応力を付与する方法としては、内周部を冷却し外周部を加熱する熱応力法や、中心孔表面に大きな内圧を加える内圧法、さらに内表面の応

表1 供試材の化学成分

(wt.%)								
C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
0.36	0.22	0.78	0.012	0.012	0.40	1.05	1.27	0.30

表2 供試材の機械的性質

YIELD STRENGTH 0.2% OFFSET (kg/mm <sup>2</sup> )	TENSILE STRENGTH (kg/mm <sup>2</sup> )	ELONGATION (%)	YOUNG'S MODULUS (kg/mm <sup>2</sup> )	FATT (°C)
64.5	83.6	18.8	20800	115

力が降伏点以上となる回転速度までディスクを回転させ、その後自然状態まで戻す遠心応力法等が考えられる。本研究では遠心応力法を採用した。供試ディスクを回転させるために用いた構造を図2に示す。これを所定の回転速度まで昇速して残留応力を発生させた。

### 2.3 残留応力測定法

遠心応力法によって付与された中心孔近傍の残留応力がどのような大きさや分布状態をしているかを調べるため、X線法及びひずみゲージ法により残留応力を求めた。

### 2.4 ディスクへの疲労き裂導入

脆性破壊強度に及ぼす圧縮残留応力の影響を定量的に明らかにするには、欠陥の存在するディスクの破壊靱性値  $K_{IC}$  を求める必要がある。そのため、残留応力を付与したディスク及び付与しないうディスクのそれぞれに、脆性破壊の起点となる疲労き裂を導入した。ディスク状の供試体に疲労き裂を導入する方法として、内圧の繰返しを用いた研究もあるが<sup>3)</sup>、本研究では比較的簡単に疲労き裂を得ることのできる次のような方法を用いた。図3は本研究で用いた疲労き裂導入法を模式的に示したものである。放電加工により幅0.3 mmの初期スリットを設け、その後スリット線上に集中荷重を繰返し与え疲労き裂を導入した。

### 2.5 回転破壊試験

ディスクの回転破壊試験は室温で行なった。疲労き裂を導入したディスクにシャフトを取り付け、スピントスターでディスクが破壊するまで昇速させるものである。ディスクを回転破壊させるために用いた構造を図4に示す。

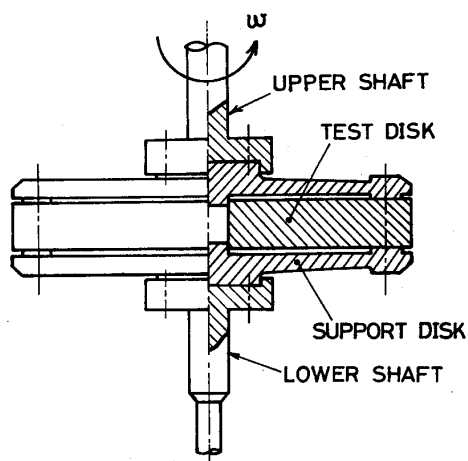


図2 圧縮残留応力の付与法

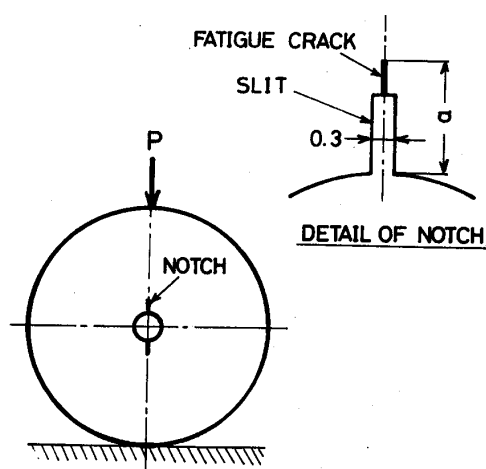


図3 ディスクへの疲労き裂導入法

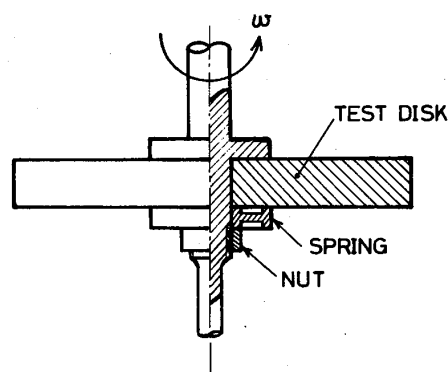


図4 回転破壊試験方法



### 3. 計算方法

#### 3.1 残留応力解析

遠心応力法によって生じる残留応力を実測値と比較するため、有限要素法(FEM)による解析を図5に示すような対称性を考慮した1/4モデルについて実施した。FEMプログラムは社内で開発したHI・EPI Cを使用した。降伏判定にはMisesの降伏条件を用い、ひずみ硬化則は等方硬化則によって解析した。応力-ひずみの関係は図6のように引張試験における応力-ひずみ曲線をひずみ2%までの直線近似したものをを用いた。

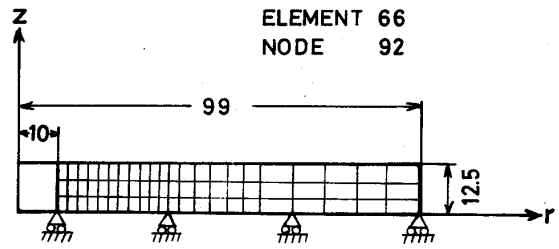


図5 ディスクの残留応力解析モデル

#### 3.2 応力拡大係数解析

ディスク中心孔表面にき裂が存在する場合の遠心応力場、および残留応力場における応力拡大係数 $K_I$ をFEMにより解析した。解析方法としては、十分な精度が確認されている宮田<sup>4)</sup>の二次元応力拡大係数解析法を用いたが、残留応力場の $K_I$ については(1)式で示される温度分布をディスクに与えた場合の熱応力場における $K_I$ と等しい<sup>3)</sup>として解析した。

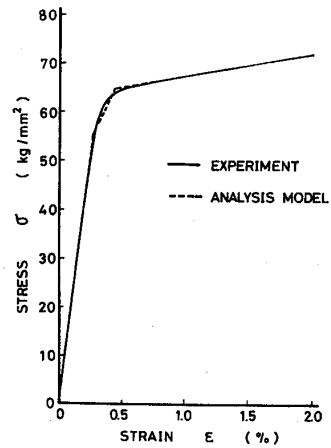


図6 応力-ひずみ線図

$$T = - \frac{\alpha E}{1-\nu} (\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (1)$$

- ここで  $\sigma_r$ : 円周方向残留応力  
 $\sigma_\theta$ : 半径方向残留応力  
 $T$ : 温度  $E$ : 縦弾性係数  
 $\alpha$ : 線膨張係数  $\nu$ : ポアソン比

図7に解析モデルを示す。

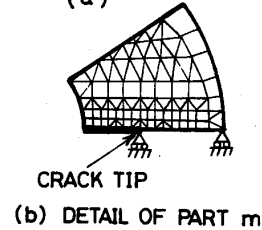
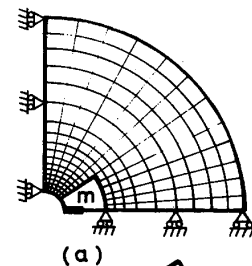


図7 応力拡大係数解析モデル

### 4. 結果と検討

#### 4.1 残留応力分布

遠心応力によるディスク内の塑性領域の拡大状況を図8に示した。40100rpmの回転速度で中心孔表面より27.5mmの位置まで引張降伏する。その後ディスクを降

PLASTIC ZONE	
	33500 rpm
	37500 "
	39000 "
	40100 "

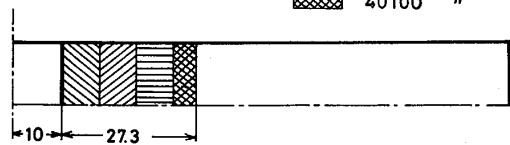


図8 ディスク塑性領域の拡大状況

速して停止した時の残留応力解析結果と、X線及びひずみゲージによる実測結果をまとめて図9に示した。計算値とひずみゲージによる実測値は良く一致している。X線による実測値はかなりばらついているが、表面の局部的な応力値を測定していることを考慮すれば、この程度のばらつきはやむを得ないと思われる。また(1)式より求まる図9の残留応力分布と等価な温度分布は図10のようになり、図10の温度分布による熱応力が図9の計算値と一致することを確認した後、残留応力場における $K_I$ を解析した。

#### 4.2 応力拡大係数

遠心応力場における応力拡大係数 $K_{I\omega}$ と、図9の残留応力場における応力拡大係数 $K_{IR}$ とをき裂長さ4~10 mmについて求め、それぞれ図11、図12に示した。図9に示した残留応力を有するディスクに長さ $a$ のき裂が存在する場合、回転中の応力拡大係数は(2)式のように $K_{IR}$ と $K_{I\omega}$ の重ね合わせによって求めることができる。

$$K_I = K_{IR} + K_{I\omega} \quad (2)$$

#### 4.3 回転破壊試験結果

ディスクの破壊状況と破面の一例を図13に示す。破壊はき裂を含む直径線上に生じている。表3に残留応力のないディスクと、遠心応力法によって図9に示すような残留応力を付与したディスクにそれぞれ疲労き裂を導入した後回転破壊させた結果を比較して示した。残留応力を考慮しない見掛けの破壊靱性値 $K_{IC}^*$ は、残留応力のないディスクの場合 $201 \text{ kg/mm}^{3/2}$ であり、残留応力を付与したディスクの場合 $311 \text{ kg/mm}^{3/2}$ となり、圧縮残留応力によって見掛け上の破壊靱性値が約55%増大することがわかる。しか

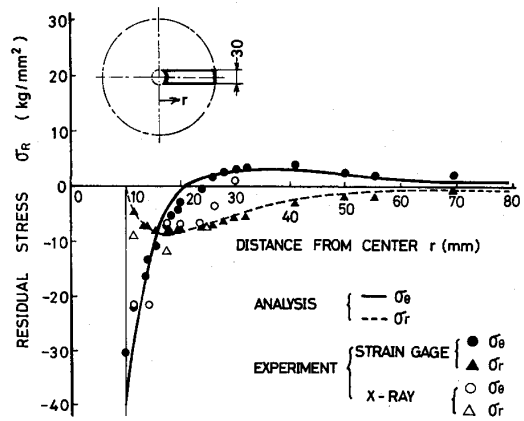


図9 ディスクの残留応力分布

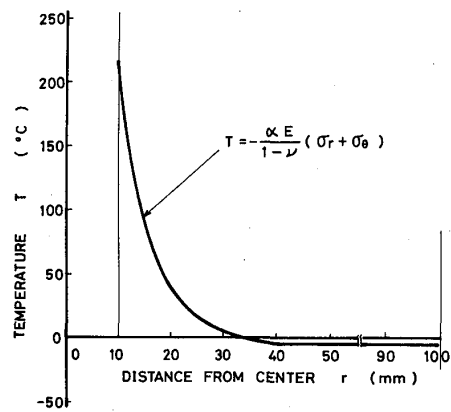


図10 残留応力と等価な温度分布

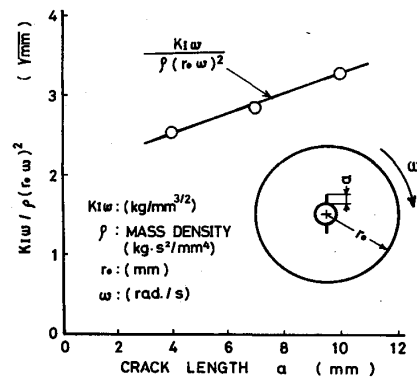


図11 遠心応力場における応力拡大係数

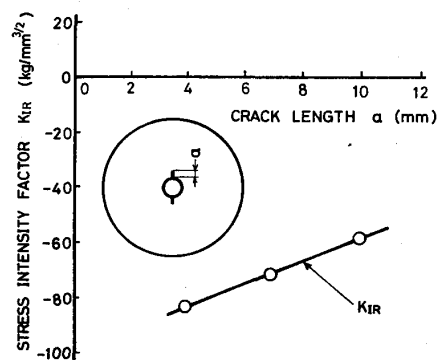


図12 残留応力場における応力拡大係数

し、残留応力による  $K_{IR}$  を考慮した場合、正味の破壊靱性値  $K_{IC}$  は  $238 \text{ kg/mm}^{3/2}$  となり、残留応力のない場合の  $K_{IC}$  と同程度のレベルにあることがわかる。

表3 回転破壊試験結果

COMPRESSIVE RESIDUAL STRESS $\sigma_R$	CRACK LENGTH (mm)	FRACTURE ROTATING SPEED (rpm)	STRESS INTENSITY FACTOR $K_I$ ( $\text{kg/mm}^{3/2}$ )		
			$K_{Iw}$	$K_{IR}$	$K_{Iw} + K_{IR}$
NON	9.90	26900	201	0	201
EXIST	6.36	36300	311	-73	238

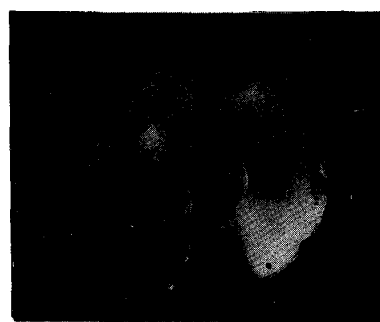
がわかる。蒸気タービン及びタービン発電機ロータ軸材では破壊靱性値とFATTの間に良い相関のあることが知られている。図14は筆者らの1人及び他の研究者によって報告された軸材の破壊靱性値を、 $T_e$  (試験温度 - FATT) で整理した結果を分散帯で示したものである。図14に表3の値をプロットしてみると、残留応力を考慮しない見掛けの  $K_{IC}^*$  は分散帯より飛び出して破壊靱性値が大きくなっているが、残留応力を考慮すれば残留応力を付与したディスクと付与しないディスクの  $K_{IC}$  は、ばらつきのある範囲内で一致している。これより、残留応力の存在するディスクの脆性破壊強度は、残留応力による応力拡大係数  $K_{IR}$  を考慮した破壊力学的手法によって評価できることがわかる。

### 5. 結言

- 1) 中心孔近傍に圧縮残留応力が存在するディスクの脆性破壊強度は、残留応力による応力拡大係数  $K_{IR}$  と回転による応力拡大係数  $K_{Iw}$  の和が、材料の破壊靱性  $K_{IC}$  に等しいとする線形破壊力学的手法により評価できることを明らかにした。
- 2) ディスクに過大な回転速度を与えて中心孔近傍に圧縮残留応力を発生させることにより、ディスクの脆性破壊強度が著しく増大することを明らかにした。

### 6. 参考文献

- 1) Thomas A.C; Int. Symposium on Fracture Mech. (Sep.1978)
- 2) R.E. Frishmuth; J. of Engineering Mat. and Tech. Vol. 101
- 3) 宮本, ほか4名; 機論 45巻396号 (昭54-8) (Jan. 1979)
- 4) 宮田, ほか2名; 第15回構造強度に関する講演会講演論文集 (昭48-7)
- 5) K. Kumeno, ほか2名; ASME paper No. 75-Pwr-10 (1975)



(a) APPEARANCE



(b) FRACTURE SURFACE

図13 ディスクの破断外観と破面状況

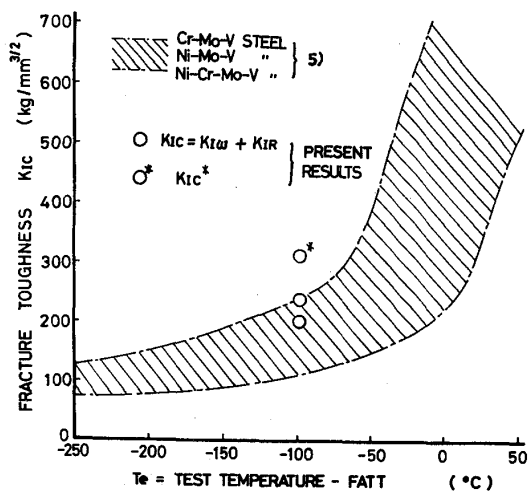


図14 ディスクの破壊靱性値の比較

## セラミックウエッジの熱衝撃

\*米彦勝利(東芝)・大手敏・橋本八郎・  
安斉知雄・久保高太郎・留野泉

## 1. ま え が き

脆性のセラミック部品でガスタービンを構成する場合、設計の概念が従来の金属とは基本的に異なる。そのため材料、設計、評価の諸技術において、それぞれに大きな飛躍が必要であり、我が国でもムーンライト計画で、これを克服するための研究が展開されている。

セラミック材料もガスタービン部品として使用する場合、圧力、遠心力といった機械的負荷による応力のほか、温度差に起因する応力が比較的大きくなる可能性がある。とくに緊急停止時、ガス温度が急変することにより生ずる応力は設計上、最も避けがたい要因と考えられる。そこであらかじめ、暫定的に設定した高圧タービン静翼をモデルに選り、熱応力解析を行ない、これと並行して、材料の強度評価を行うために採用したウエッジモデルについて言及検討した。

## 2. セラミック候補材料とその物性

ガスタービンへの候補材料として  $\text{Si}_3\text{N}_4$ 、 $\text{SiC}$  が強度、耐食性、耐熱衝撃性ですぐれることから、その特長を生かすべく広く研究されている。本研究では候補材料として  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -5wt%  $\text{Y}_2\text{O}_3$ -2wt%  $\text{Al}_2\text{O}_3$  を主成分とするホットプレス焼結体を使用した。この材料は製造工程中に粒界結晶化処理を施し、高温強度を高めたものである。表1に以下の解析に用いた素材の物性データを示す。

## 3. 静翼モデルの熱応力解析

静翼は軸方向に長く、しかも温度分布が一様であると考えても評価と著しい差は生じないと思われるので、断面で切断した形状について、二次元解析により、温度分布解析並びに応力解析を有限要素法を用いて行った。

静翼モデルはあらかじめ設定した高圧タービンのモデルに用いる翼をそのまま  $\text{Si}_3\text{N}_4$  セラミック部品に置き換えることを想定して中央断面形状の二次元モデルを採用した。条件としてはセラミック全体が  $1500^\circ\text{C}$  の状態からガス温度が 0.6 sec で  $400^\circ\text{C}$  まで低下する時の 10 sec 後までのセラミック材料の温度分布を解析した。緊急停止時の熱伝達係数が明らかでないので、ここでは最も厳しい状態と考えら

れる定常運転時の熱伝達係数を採用した。境界条件は平面歪, 2次元平面内は剛体運動のみ拘束する条件としてある。図1に与えられた瞬間毎の温度分布の代表例を示した。当然翼の厚肉部が最も冷えていくっている。こうしたデータをもとに計算した翼断面に生ずる応力は厚肉部で最大となり、表面で引張、内部で圧縮応力が生じている。熱応力の代表例を図2に示した。最大応力は応力分布図を表面に外挿して与えられたもので、その値は1 sec付近で生じ、約41 kg/mm<sup>2</sup>となっている。さらに軸方向の応力についても同程度の応力が生じているものと推定された。こうした大きな引張応力に対して、セラミック材料の強度とその信頼性を考えるとき大変きびしい環境といえる。この応力の精度については境界条件やガスタービン機の運転条件が明らかでないので十分とはいえないが、相当高い応力発生が予想されることは確かである。そのため運転用セラミック材料への特別な配慮も必要であろう。

#### 4. ウェッジモデルによる熱衝撃評価

翼モデルの応力解析と並行して、ウェッジモデルの熱衝撃評価を行った。モデルとしては、図3に示す静翼類似の形を採用した。このウェッジを用いて、あらかじめ設定した熱衝撃テストを実施し、表面温度分布の経時変化から瞬間毎の中央断面の温度分布解析及び応力分布解析を行った。解析手法は翼モデルとほぼ同様である。

##### 4.1 熱衝撃テスト

ウェッジモデルを1200℃の電熱炉に入れて、一定時間加熱した後、55 m/secの冷却空気で急冷した。この条件は当然、多環境とは大きな隔たりをもつが、この結果を用いてさらに適切な熱衝撃テスト法を検討した。表面温度の測定には放射温度計を使用した。図4に求められた表面温度変化を示す。

##### 4.2 熱衝撃による熱応力及び評価法の検討

図5に代表的な面内応力変化を示す。熱衝撃による最大の表面応力は約5~6 sec後に生じ、その値は2.5 kg/mm<sup>2</sup>であった。軸方向の応力はウェッジ先端に生じ、その最大値は図6に示すように約4 sec後で5.1 kg/mm<sup>2</sup>であった。

熱衝撃応力を定めるパラメータとしてのビオ数  $\beta = h\mu/k$  ( $h$ : 厚み,  $\mu$ : 熱伝達係数,  $k$ : 熱伝導率) を翼モデルとウェッジモデルで比較すると、前者では3.47であるのに対して、後者は0.05と極端に小さい。翼モデルの熱衝撃応力を模擬するためには、ウェッジモデルのビオ数を翼モデルのそれに近づける必

要がある。そのためには、ミストリングなど有効な冷却の方法を考えなければならぬが、同時に、運転条件や、緊急停止条件をクリアにし、精度の高い熱境界条件を決定することが必要である。

### 5 あとがき

高压タービン 翼をセラミック化することも想定して緊急停止条件下での過渡熱応力の解析を行い、並行して進められたセラミックウエッジの熱衝撃による応力と対比しつつ熱衝撃条件を検討した。

本研究の解析で、静態に高い応力が発生し、それに匹敵する熱衝撃試験法の開発が必要であることがわかったが、いずれも運転条件、境界条件、材料データ等の情報が十分把握されていないため、信頼度が良いとは言えない。今後はこれらの条件をさらに吟味し、より精度の高い解析データの算出と効果的な熱衝撃試験を進める予定である。本報告は昭和54年度工務院委託研究の成果の一部である。

### 文献

- 1) A. Tsuge, K. Nishida and M. Komatsu, J. Am. Ceram. Soc., 58(7-8), 323 (1975)

Table 1 Physical properties of the silicon nitride.

SPECIFIC GRAVITY	$3.26 \times 10^{-3}$	kgf / cm <sup>3</sup>
YOUNG'S MODULUS	$2.8 \times 10^4$	kgf / mm <sup>2</sup>
POISSON'S RATIO	0.27	
THERMAL EXPANSION COEFF.	$3.0 \times 10^{-6}$	/ °C
THERMAL CONDUCTIVITY	0.04	cal / cm sec °C
SPECIFIC HEAT	0.26	kcal / kgf °C

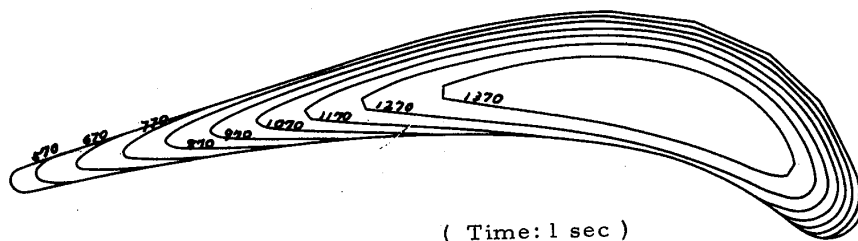


Fig. 1 Temperature distribution of stator vane model.

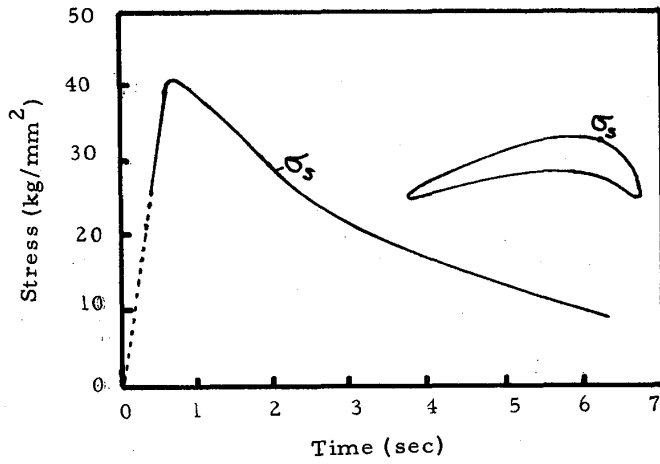


Fig. 2 Thermal stress of stator vane model.

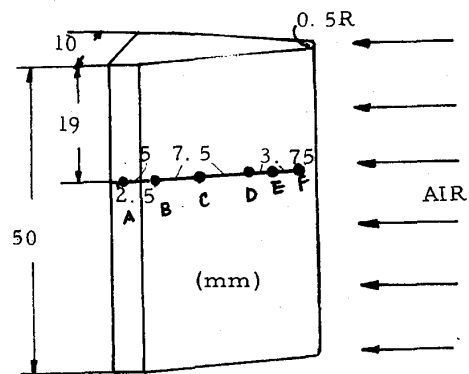
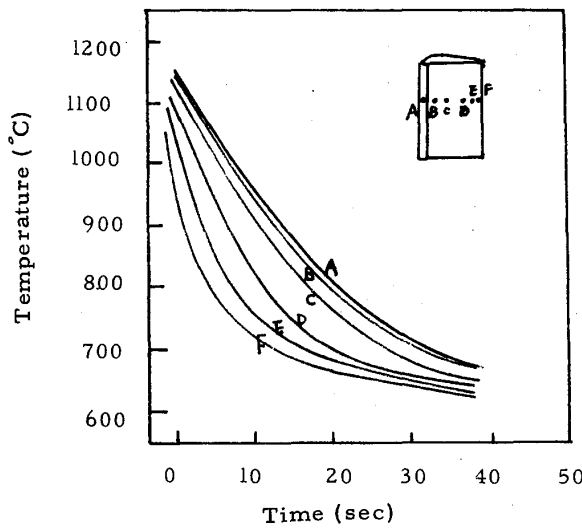
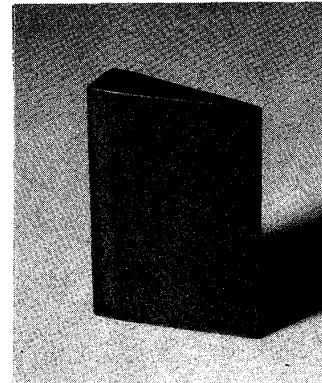


Fig. 3 Ceramic wedge model.

Fig. 4 Temperature distribution of the ceramic wedge surface.

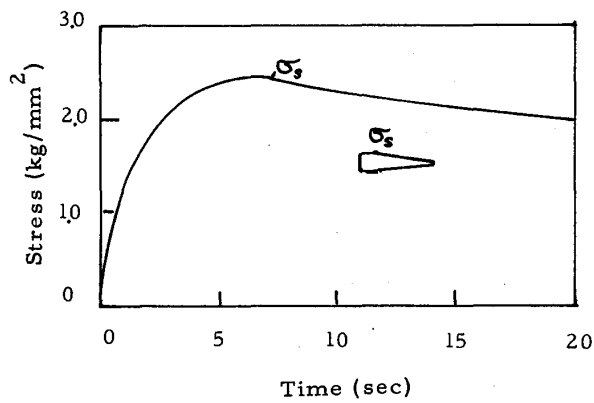


Fig. 5 Thermal stress of ceramic wedge.

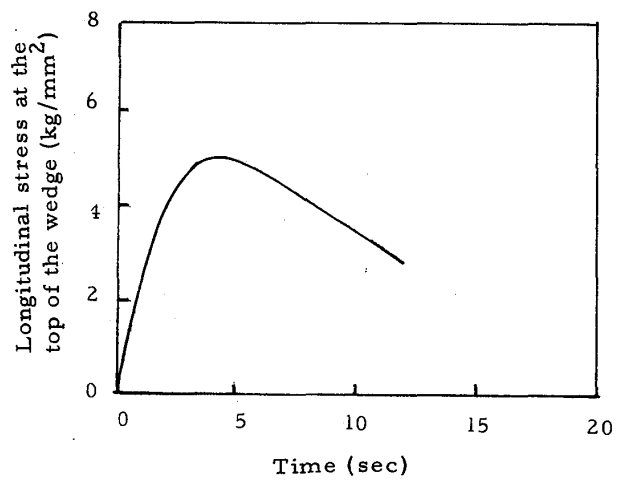


Fig. 6 Thermal stress of ceramic wedge

翼と軸系の連成曲げ振動  
(第一報 平板翼での解析と実験)

萩原 憲明 (日立製作所 機械研究所)

[1] はじめに 軸流回転機械はその性能向上を目標にして、高速化、軽量化あるいは翼の長大化の方向に進む傾向にある。この傾向に伴ない従来の軸流回転機械の動的設計ならぬに解析技術では予測しえない新しい現象が発生する可能性がある。その一つとしてあげられるものに、円板や遠心羽根車と軸系の連成振動と同様に翼と軸系の連成による振動現象がある。翼と軸系の連成振動としては、Kearns<sup>1)</sup>やBiot<sup>2)</sup>らによる航空機ピストンエンジンでの実験と考察から軸系とのねじり振動との連成の研究を始めとし、Dimantberg<sup>3)</sup>らによる2枚翼と軸系曲げ振動の固有振動数解析や不安定解析の研究が行なわれている。上記の研究はいずれもプロペラ翼を対象としたもので、翼枚数の多い軸流回転機械を扱っておらず、かつ翼と軸系の連成時の振動応答を実験と解析により系統的に研究されたものではない。

本報告は第一報として翼のねじり角のない平板翼と軸系との不つりあい強制振動時の連成曲げ振動に関して、実験と解析を行なったものである。

[2] 理論解析

本報告で対象とする解析モデルは図1に示すように、片持梁の軸系の先端にN枚の平板翼が組み込まれた系を考える。解析上の主な仮定として、

- 軸質量は先端円板に集中質量化。
- 各翼は互いに等しく、一様な平板翼。
- 翼は等間隔にN枚(N≧3)が取り付けられている。N=2は除外する。
- 強制力は不つりあい力のみとする。

上記の仮定に基づくと、翼も含めて全体の自由度が7自由度系の運動方程式として次のように表わせる。

$$m \ddot{u} + \alpha(u - u_1) - r\psi = me\omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

$$m \ddot{v} + \alpha(v - v_1) + r\psi = me\omega^2 \sin \omega t \quad (2)$$

$$I_d \ddot{\psi} - I_p \omega \dot{\psi} + \beta\psi - r(u - u_1) = M_y \quad (3)$$

$$I_d \ddot{\psi} + I_p \omega \dot{\psi} + \beta\psi + r(v - v_1) = M_x \quad (4)$$

$$-\alpha(u - u_1) + k_{xx} u_1 + C_{xx} \dot{u}_1 + r\psi = 0 \quad (5)$$

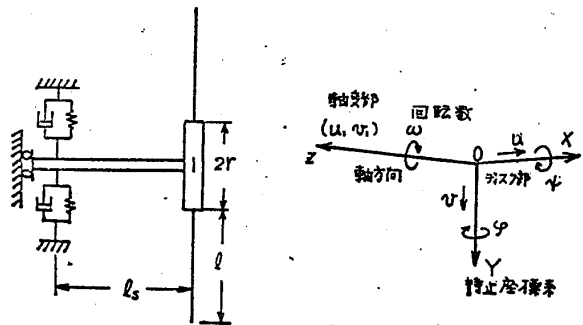


図1 解析モデルと座標系

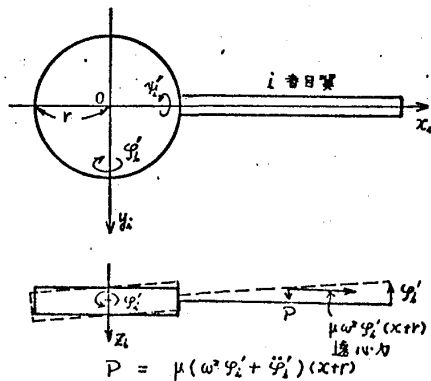


図2 翼に作用する加振力



$$-\alpha(v-u_i) + k_{yy}v_i + C_{yy}v_i - r\psi = 0 \quad (6)$$

$$(EI)_b \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} - \frac{\mu \omega^2}{2} \left\{ \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} [(r+l)^2 - (r+x)^2] - 2 \frac{\partial w_i}{\partial x} (r+x) \right\} = -\mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + P(x,t) \quad (7)$$

$$\alpha = 12EI/l_s^3, \quad r = 6EI/l_s^2, \quad \beta = 4EI/l_s \quad (8)$$

ここで、 $m$ は翼、剛体ボスと軸の等価質量の和で、 $I_d, I_p$ は剛体ボスのみの直径および回転軸まわりの慣性モーメント、 $\mu$ は翼の単位長当りの質量、 $M_x, M_y$ は翼の振動により軸系に作用するモーメント力、 $P(x,t)$ は軸の振動により翼に作用する荷重である。添字  $b, i$  は翼および  $i$  番目翼を意味する。

軸系から  $i$  番目の翼の  $x$  点に作用する荷重  $P$  は、図2に示すように回転座標系での軸のたわみ角変位を用いて次式のよう表わせる。

$$P(x,t) = \mu(\omega^2 \varphi_i' + \ddot{\varphi}_i')(x+r) \quad (9)$$

これを静止座標系での変位で書き直すと

$$P(x,t) = \mu [(\ddot{\varphi} - 2\dot{\varphi}\omega) \cos(\omega t + \phi_i) - (\ddot{\varphi} + 2\dot{\varphi}\omega) \sin(\omega t + \phi_i)](x+r) \quad (10)$$

となる。この加振力は  $(x+r)$  に比例した分布力として翼の面外たわみ方向  $w_i$  に作用する。(9)式を(7)式の運動方程式に代入すれば翼振動を求めることができる。

しかし、(7)式の厳密解を求めるのは相当複雑であり、翼と軸系の連成時の基本特性を解明するだけならば、同分布力が静的に翼に作用した場合の静的たわみと基準関数とした Galerkin法による近似解法で十分と考えられる。そこで、翼変位を次のようモードにより変数分離して表わす。

$$w_i(x,t) = W(x) [T_1(t) \cos \phi_i + T_2(t) \sin \phi_i] \quad (10)$$

$$W(x) = \left[ \frac{(x+r)^5}{120} - \frac{(l+r)^2 x^3}{12} + \frac{(l+r)^2 (2l-r)x^2}{12} - \frac{r^2 x}{24} - \frac{r^2}{120} \right] \quad (11)$$

翼変位モードは、翼の片持梁としての境界条件である

$$w_i = \frac{\partial w_i}{\partial x} = 0 \quad (x=0) \quad (12)$$

$$\frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 w_i}{\partial x^3} = 0 \quad (x=l) \quad (13)$$

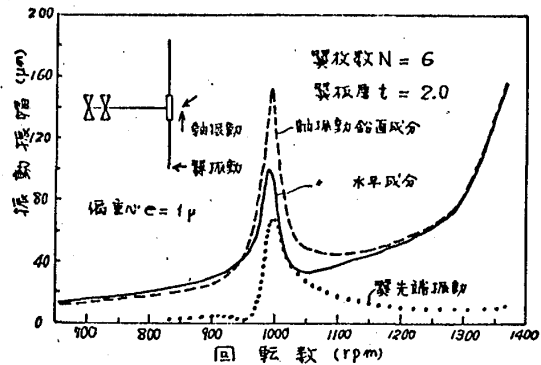


図3 不つりあい振動応答計算

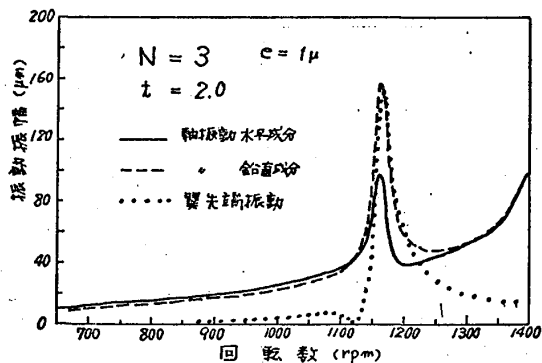


図4 不つりあい振動応答計算

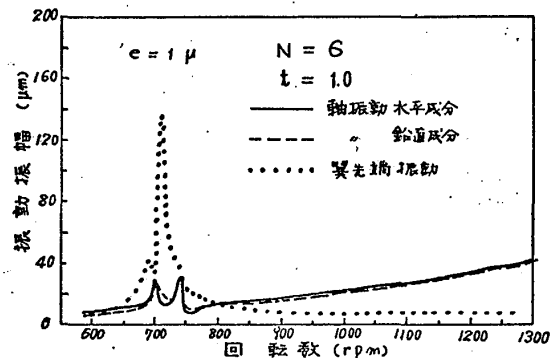


図5 不つりあい振動応答計算

を満足する。(4)式中の  $T_1, T_2$  は時間関数で, Galerkin法を用いて次のように定義することができる。

$$\int_0^l \left[ (EI)_b \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} - \frac{\mu \omega^2}{2} \left\{ \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} [(r+\omega)^2 - (r+\omega)^2] - 2 \frac{\partial w_i}{\partial x} (r+\omega) \right\} + P + \mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} \right] w \omega dx = 0 \quad (4)$$

この式を基に, 定常振動時には  $T_1, T_2$  は

$$T_1(t) = T_0(\lambda + j\omega) [(\lambda^2 \varphi - 2\lambda\omega\psi) + j(\lambda^2\psi + 2\lambda\omega\varphi)] e^{(\lambda + j\omega)t} + T_0(\lambda - j\omega) [(\lambda^2 \varphi - 2\lambda\omega\psi) - j(\lambda^2\psi + 2\lambda\omega\varphi)] e^{(\lambda - j\omega)t} \quad (5)$$

$$T_2(t) = -T_0(\lambda + j\omega) [(\lambda^2\psi + 2\lambda\omega\varphi) - j(\lambda^2\varphi - 2\lambda\omega\psi)] e^{(\lambda + j\omega)t} - T_0(\lambda - j\omega) [(\lambda^2\psi + 2\lambda\omega\varphi) + j(\lambda^2\varphi - 2\lambda\omega\psi)] e^{(\lambda - j\omega)t} \quad (6)$$

$$T_0(f) = C_1 P / 2(C_1 + C_3 \omega^2 + \frac{\mu C_2}{(EI)_b} f^2) \quad (7)$$

と表わしなされる。ここで  $C_1, C_2, C_3$  は(4)式の積分方程式で定義される定数である。

さらに, 翼から軸系に作用するモーメント  $M_x, M_y$  に関しては,

$$M'_i = (EI)_b \frac{\partial^2 w'_i}{\partial x^2} (x=0) \quad F'_i = (EI)_b \frac{\partial^3 w'_i}{\partial x^3} (x=0) \quad (\text{翼取付部}) \quad (8)$$

$$M_y = -\sum_{i=1}^N (M'_i + r F'_i) \cos(\omega t + \phi_i) \quad (9)$$

$$M_x = \sum_{i=1}^N (M'_i + r F'_i) \sin(\omega t + \phi_i) \quad (20)$$

により定義することができる。以上の関係から, 不釣り合い力による翼根部の軸系の振動方程式が求められ, 具体的には数値計算例を図3~5に示し, 実験との比較において振動特性を後述する。

### [3] 遅成振動モデル実験 試験装置の概要と翼形状を図6, 7にそれぞれ示す。

本ロータの駆動は直流モータを用い, スライダックによる電圧変化を利用して回転数を可変できるようにしてある。ロータとモータとの結合部はゴム製のフレキシブルカップリングを用いて振動系を切り離れた。また振動測定は非接触振動計により軸先端部の水平と鉛直方向成分の振動を計測した。なお, 翼振動は歪ゲージなどにより測定されるべきであったが, 今回は計測できなかったため, 今後, 翼のねじり角の影響とあわせ続報の予定である。翼の剛性の影響を比較するために, 板厚1mm, 枚数6枚の翼の質

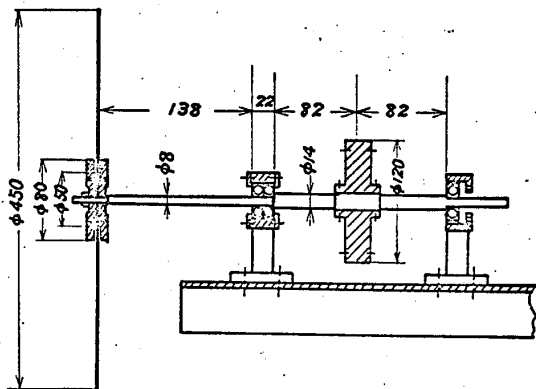


図6 試験機概要

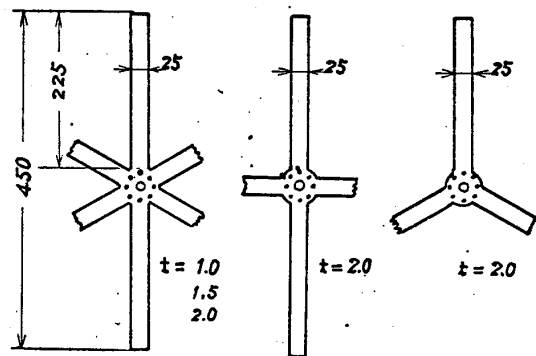


図7 試験翼形状

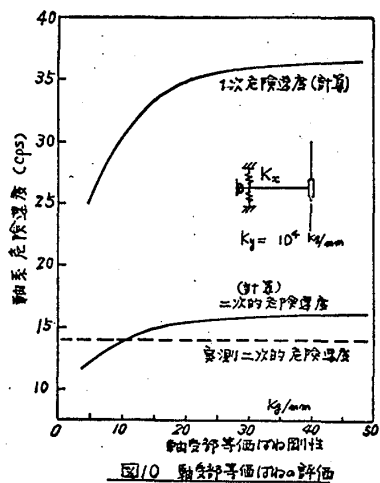
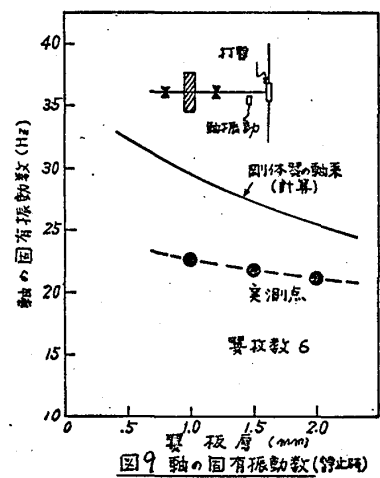
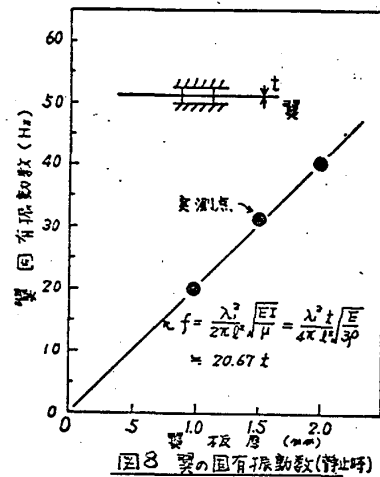
量効果とほぼ等価な剛体円板（直径90mm，板厚4.5mm）の実験もあわせて行った。

また，静止時の翼単独での翼の固有振動数と，翼を組み込んだ時の軸系の固有振動数とを打撃法により測定した。図8はボス部を固定した時の翼の曲げ1次の固有振動数であり，片持梁翼として板厚に比例して，各翼とも独立に等しい固有振動数を示すことがわかった。一方，翼枚数6枚の翼の板厚を変えて軸系の固有振動数を測定した結果を図9に示す。同図には翼を剛体とみ扱った時の計算による軸系の固有振動数もあわせて示してある。いずれの翼板厚でも実測値と比較して計算値は高目である。固有振動数に影響を及ぼす因子としての軸系，ボス，翼などの各質量および軸剛性に関しては十分正確に評価ができていると考えられる。また軸受軸受支持台の剛性に関しては図10に示すように回転試験の結果による二次的危険速度と計算により算出した推定値（各回転数での軸系の固有振動数と回転数の2倍とが一致した値）との比較により等価性を求めた。このようなデータを基にした計算の固有振動数と実測とのずれ（図9）は，主に翼の剛性による影響と考えられる。

#### [4] 振動応答の実測と計算との比較検討

各種の翼を組み変えた一連の回転試験の結果を図11～14に示す。いずれの場合も，回転数の2倍の周波数成分の振動波形となる二次的危険速度と呼ばれる共振現象が発生した。連成による共振現象は板厚2mmの翼において顕著に現われた。二次的危険速度と連成による共振現象との相違は，軸振動周波数の違い，ならびに剛体円板における二次的危険速度現象の発生などから明確に区別できる。（連成時の軸振動は回転数成分である。）

翼板厚が1.5と1.0mmの実測結果では，二次的危険速度は発生するか連成の共振現象は軸振動のみの波形には判明しがたい。このような翼の板厚の違いによる応答性の相違は，計算結果でも同様の傾向を示している。（図5と参照）一方，連成共振時の翼の振動は，翼板厚が薄くなるに従って振動が入りやすくなる傾向にあることが解析結果に現



われている。このような連成時の応答性は翼板厚が薄くなると同一の加振力でも振幅は大きくなること、ならびに翼の固有振動数が低くなることによる翼の慣性力、復元力の低下が軸振動への作用力減少になったためと考えられる。

さらに、連成共振時の振動の振相として、実験では図11、12に示されるように水平、鉛直方向成分の振動の一方が増大し、他方が減少するような振動となる。解析では鉛直成分の方が水平成分より大きくなるが共に増大する現象となる。この相違は、実験の軸振動には、低速回転数領域での結果に現われている回転数成分の見かけの振動が存在していることも一因であると考えられる。この見かけの振動は製作時の軸まがりに起因するもので、重量の偏心による本来のつりあいの振動現象に上記の軸まがりの見かけの振動が足されたものを計測しているため、実験応答が即、つりあいの力による振動応答特性となっていないからである。

翼振動の周波数は、理論解析の結果(5)(6)式に示される時間間数 $T_1$ 、 $T_2$ から、つりあいの振動時には歳差振動数 $\lambda$ が

$$\lambda = j\omega \quad (21)$$

となり、回転数の2倍となることがわかる。

(5)(6)式中の係数が、

$$\psi \neq j\psi \quad (22)$$

の場合、つまり軸振動が真内軌跡ではなく楕円軌跡の振れ回り振動を行なっている場合に、連成による翼ならびに軸の共振現象が発生することがわかる。

以上の実験と解析の結果を共振回転数と翼形状のパラメータとの関係として表わし

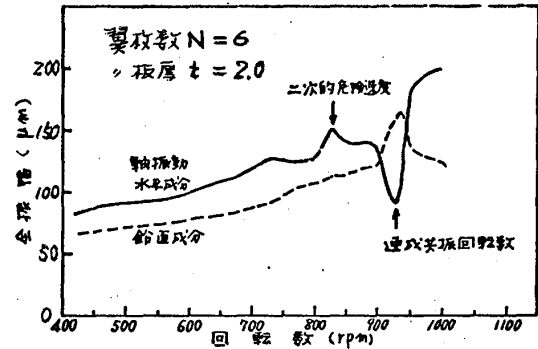


図11 つりあいの軸振動の実測

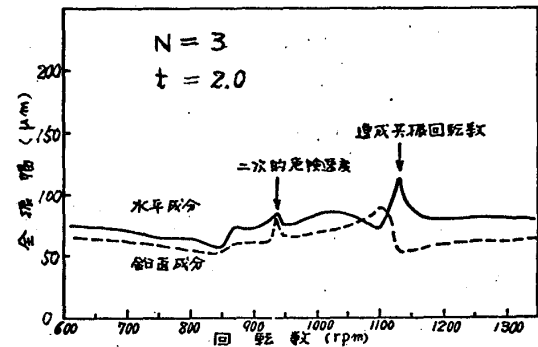


図12 つりあいの軸振動の実測

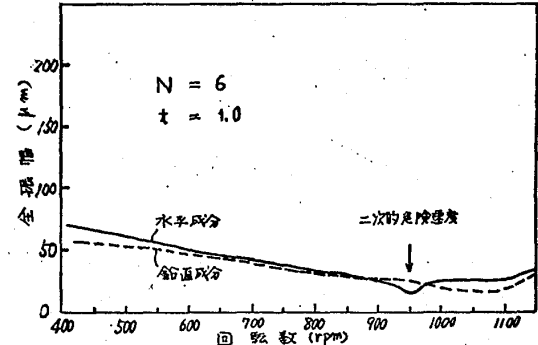


図13 剛体内板の軸振動の実測

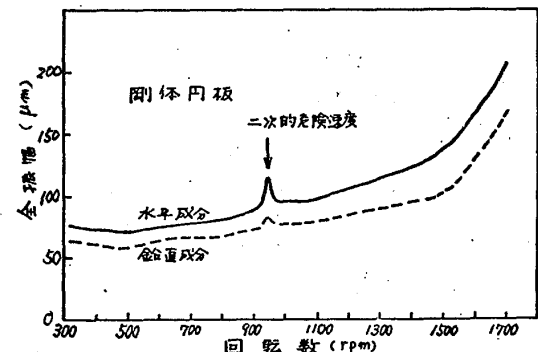


図14 つりあいの軸振動の実測

たのが図15, 16である。図15は翼枚数の因子によるもので、解析結果には翼振動特性に遠心応力を考慮した場合としない場合を併記してあるが、簡易解析モデルとしては実測と比較して十分な精度と考えられる。翼枚数の影響は同一翼でもその枚数が増すと質量増大となって軸系の剛体翼と考えた場合の固有振動数が低下するため、達成時の共振回転数も下がる。また、翼枚数が等しく、翼の板厚を増した場合には、翼ならびに軸めそれぞれ単独の固有振動数が前者は増加、後者は減少となるため、達成共振回転数は図17に示すように持走翼板厚で極大値を持つような特性を示す。

### [5] 結言

片持梁軸系の先端に平板翼が取り付けられた簡易モデルによる解析と実験により、翼の剛性の影響を受けて剛体翼と軸系とは異なるような達成時の振動特性が明らかになった。

1. 達成時の共振回転数を広義の危険速度とすると、翼の剛性は剛体翼とした軸系の危険速度を低める効果を有する。(厳密には翼の自由度が増したことにより、翼と軸系の動的連成で本来の危険速度が低速側と高速側とに分離したためと考えられる。)

2. 達成時の危険速度は翼の板厚や枚数による慣性効果の大きい場合ほど応答振幅(軸系の)は大きくなる。不つりあい量には比例すると考えられる。

3. 達成時の危険速度も含め不つりあい振動では翼は回転数の2倍で振動する。

今後、翼の歪測定や翼のねじり角の効果および軸系のねじり振動との達成特性と明らかにする予定である。

### [6] 参考文献

1. C.M. Kearns: Vibration Characteristics of Aircraft Engine-Propeller Systems; S.A.E. Journal. Vol. 45, No. 6. PP. 540~548. 1939年.
2. M.A. Biot: Coupled Oscillations of Aircraft Engine-Propeller System; J. Aeronautical Sci. Vol 7. PP 376~382, 1940年.
3. F.M. Dimmentberg: Flexural Vibrations of Rotating Shaft; Butterworth 1961年.
4. N. Hagiwara et al: Analysis of Coupled Vibration Response in a Rotating Flexible Shaft-Impeller System; T. ASME Ser L. Vol 102. PP 162~167 1980年.

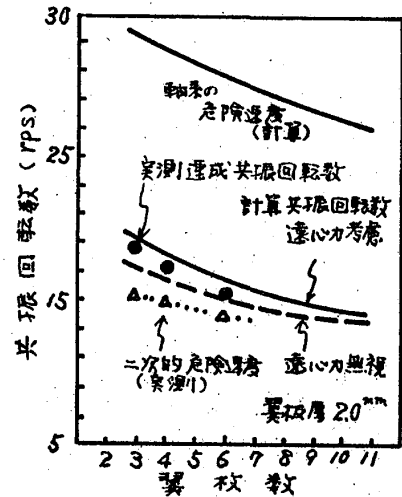


図15 翼枚数の影響

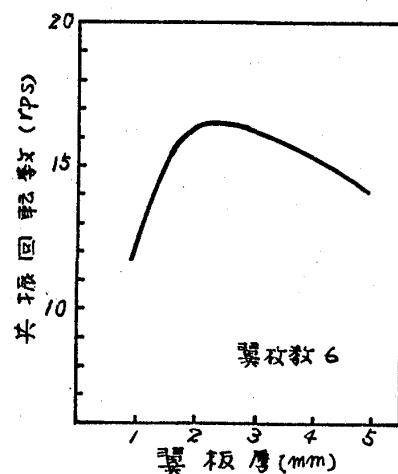


図16 翼板厚の影響

\* 稲垣 詠一 (東理大 理工)  
 須之部 量寛 (東理大 理工)

Ⅱ. まえおき

近年、ガスタービンの高温化、熱効率向上の視覚から、幾何形状可変のガスタービンが精力的に研究されている。幾何形状を可変にすることは、制御変数の増大を伴い制御系はより複雑になる傾向にある。またこのような制御系を構成するには電子化が必要不可欠であると言える。したがって、よりよい制御系を設計するには多変数制御理論の導入が必要であり、そのためにはまず精度の高い数学モデルを構成し、動特性を解析しなければならない。本研究で対象としたガスタービンは、低圧タービン第一ノズルを可変にすることにより、起動トルクの減少、加減速特性の改善などの特長を有する。システム構成をFig. 1に示す。

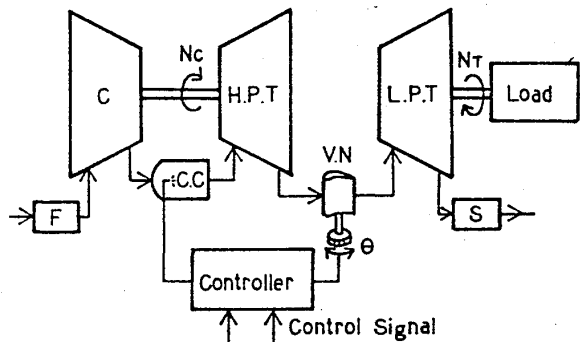


Fig. 1. 1/2LP ガスタービンのシステム構成

2. 2軸形ガスタービンの数学モデル

ガスタービンは熱や仕事や境界を通して授受されると同時に、流体も領域に流入・流出する閉いた系であり、この領域を最も単純化すれば、いくつかの管路と考えられる。この管路内で流れを準一次元流れとすると、ガスタービンシステムの運動を記述する基礎方程式は次のように表わされる。

ガスタービン本体

<p>熱系・流体系の方程式</p> <p>連続の式; <math>\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho AU)}{\partial x} = 0</math> (2-1)</p> <p>運動量式; <math>\frac{\partial(\rho AU)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho AU^2)}{\partial x} = [-\frac{\partial P}{\partial x} + \rho P] A g</math> (2-2)</p> <p>エネルギー式; <math>C_p \rho \frac{DT}{dt} = \frac{1}{J} \frac{DP}{dt} + \dot{Q}_0</math> (2-3)</p> <p>状態式; <math>P = \rho RT</math> (2-4)</p>	<p>軸系の方程式</p> <p>ガス発生機軸</p> <p><math>(\frac{2\pi}{60})^2 I_{cNc} \frac{dNc}{dt} = 75(\eta_{mH} L_{TH} - L_c)</math> (2-5)</p> <p>出力軸</p> <p><math>(\frac{2\pi}{60})^2 I_{tL} N_{tL} \frac{dN_{tL}}{dt} = 75(\eta_{mL} L_{tL} - L_o)</math> (2-6)</p>
<p>各要素の特性</p> <p>圧縮機特性・圧縮機効率, 燃焼効率, 高圧・低圧タービン特性, 高圧・低圧タービン効率</p>	
<p>↑</p>	
<p>コントローラの方程式</p> <p>燃料制御系; <math>T_f \frac{dG_f}{dt} + G_f = G_{fd}</math> (2-7), ノズル角制御系; <math>T_\theta \frac{d\theta}{dt} + \theta = \theta_d</math> (2-8)</p>	

熱・流体系の方程式に次の仮定を置いて、圧縮過程、燃焼過程、膨張過程に適用すれば、集中定数系に変換できる。仮定、(1) 管路内では密度の時間的変動は乏しく、定常状態に達しているとして  $\partial \rho / \partial t = 0$ 、流速  $u$  は重量流量  $G = \rho A u$  を用いて表わす。(2) 燃焼器は容積  $V_B$  を持ち、エネルギーの蓄積を考慮して、燃焼器出口状態に対して集中定数化する。集中定数系に変換した方程式は、

$$\text{吸入ダクト: } T_1 = T_0, P_1 = P_0(1 - \epsilon_{in}), \epsilon_{in} = k_{in} (G_c \sqrt{T_1} / P_1)^2 \quad (2-9)$$

$$\text{圧縮機: } dG_c/dt = 1/M_c \{ f_{rc}(\bar{G}_c, \bar{N}_c) - (P_3 - P_0) - \Delta P_{in} - \Delta P_B \}, M_c = \int_0^L 1/A_g dx \quad (2-10)$$

$$T_2 = T_1 \{ 1 + (k_c - 1)/\gamma_c \}, \Delta P_{in} = P_0 - P_1 = \epsilon_{in} P_0, \Delta P_B = P_2 - P_3 = \epsilon_B P_2, \epsilon_B = k_B (G_c \sqrt{T_2} / P_2)^2 \quad (2-11)$$

$$\text{燃焼器: } dB/dt = \frac{k_3 R T_2}{V_B} (G_c + G_f - G_T) + \frac{k_3 R G_c}{V_B} \left( \frac{C_{p2}}{C_{p3}} T_2 - \left( \frac{G_c + G_f}{G_c} \right) T_3 + \frac{\eta_B H_u G_f}{G_c C_{p3}} \right) \quad (2-12)$$

$$dT_3/dt = \frac{T_3 (k_3 - 1)}{V_B \rho_3} (G_c + G_f - G_T) + \frac{k_3 G_c}{V_B \rho_3} \left( \frac{C_{p2}}{C_{p3}} T_2 - \left( \frac{G_c + G_f}{G_c} \right) T_3 + \frac{\eta_B H_u G_f}{G_c C_{p3}} \right) \quad (2-13)$$

$$\text{タービン: } dG_T/dt = 1/M_T \{ P_3 - P_0 - f_{TH}(\bar{G}_T, \bar{N}_T) - f_{TL}(\bar{G}_T, \bar{N}_T, \theta) - \Delta P_{out} \} \quad (2-14)$$

$$T_4 = T_3 \{ 1 - \eta_{TH} (1 - \gamma_{TH}^{-m_{TH}}) \}, P_4 = P_3 / \gamma_{TH} \quad (2-15)$$

$$\text{排気ダクト: } \Delta P_{out} = P_5 - P_0 = \epsilon_{out} P_5, \epsilon_{out} = k_{out} (G_T \sqrt{T_5} / P_5)^2 \quad (2-16)$$

となる。

### 3. 各要素の特性

計算機でシミュレートするためには、各要素の特性を数式表示する必要がある。

#### 3-1. 燃焼ガスの比熱

統計熱力学によれば、2原子分子に対する定圧比熱は、 $(\bar{\gamma} = T^{uid}/T, T^{uid}$  は振動の特性温度)

$$C_p(T) = \left( \frac{7}{2} + \sum \bar{\gamma}_i^2 e^{\bar{\gamma}_i} / (e^{\bar{\gamma}_i} - 1)^2 \right) AR, \sum \text{は 2原子分子に対する和} \quad (3-1)$$

で表わされる。空気の組成は大部分が2原子分子であるから、今、仮想空気分子を想定して特性温度を決定すれば、 $\sum$  をはやすことができ、式はより簡単になる。実際の空気の比熱に最も近い比熱を表示する特性温度は、

$$\frac{1}{n} \sum |C_{pm} - C_{pc}|^2 \rightarrow \min. (T^{uid})$$

$C_{pm}$ ; 数表に与えられた比熱の値<sup>5)</sup>

$C_{pc}$ ;  $T^{uid}$  を仮定して (3-1) 式から求めた比熱の値に従って求められる。結果として  $T^{uid} = 3094$  [°K] を得た。田中ら<sup>2)</sup>の研究によれば、燃焼ガスの比熱は空気過剰率を  $m$  とし、

$$C_p(T, m) = C_p(T, \infty) + (C_p(T, 1) - C_p(T, \infty)) \left( 1 + \frac{1}{\omega_a} \right) \frac{1}{m} \quad (3-2)$$

で表わされる。今、燃料 JP-4 について、(3-2) 式の第2項を  $\bar{\gamma}$  を用いて表わすと

$$C_p(T, m) = \left[ 3.5 + \bar{\gamma}^2 e^{\bar{\gamma}} / (e^{\bar{\gamma}} - 1)^2 + \frac{C}{n} \bar{\gamma}^{\alpha} \right] AR, C = 0.2536, \alpha = -0.6 \quad (3-3)$$

第2項は燃焼ガスに対する補正項を表わしている。計算結果を Fig. 2 に示す。

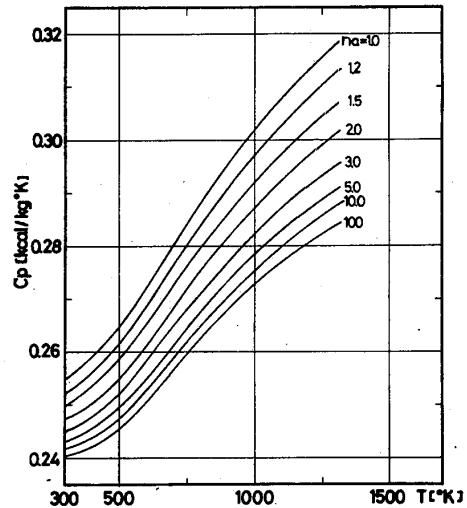


Fig. 2. 燃焼ガスの定圧比熱

### 3-2. 圧縮機特性と効率

圧縮機特性は修正流量  $\bar{G}_c$  と修正回転数  $\bar{N}_c$  の関数であり、一般に  $\eta_c = \eta_c(\bar{G}_c, \bar{N}_c)$  である。これを  $\eta_c = [C_2 \{ (\bar{G}_c/\bar{G}_{cd} - C_1)^2 + C_0 \}] \eta_{cd}$ ,  $C_m = \sum_{j=0}^m f_{mj} (\bar{N}_c/\bar{N}_{cd})^j$  (3-4) で近似することとする。また圧縮機断熱効率は

$$\eta_c = [D_2 (\bar{G}_c/\bar{G}_{cd} - D_1)^2 + D_0] \eta_{cd}$$

$$D_m = \sum_{j=0}^m S_{mj} (\bar{N}_c/\bar{N}_{cd})^j \quad (3-5)$$

で近似する。

### 3-3. タービン特性

高圧タービン特性は無限段タービンの楕円法則を修正して、 $G_T \sqrt{T_3}/P_3 = k_{TH} \sqrt{1 - \eta_{TH}^{-\alpha}}$  (3-6)

高圧タービン効率は速度比  $V_s$  を用いて

$$\eta_{TH} = [E_2 (V_s/V_{sd} - E_1)^2 + E_0] \eta_{THd}$$

$$V_s = \frac{\pi D \bar{N}_c}{60 \sqrt{2gR}} \sqrt{m_{TH} / (1 - \eta_{TH}^{-m_{TH}}) T_3} \quad (3-7)$$

で表示する。低圧タービンのカセグール角を可変にすることによって、流量制御を行なう。低圧タービンの流量特性は、高圧タービンと同様に、回転数に依存しないと、 $\theta$  をノズル角 ( $\theta > 0$ ; ノズル開,  $\theta < 0$ ; ノズル閉) とすると、

$$G_T \sqrt{T_4}/P_4 = k_{TL}(\theta) \sqrt{1 - \eta_{TL}^{-\theta}} \quad (3-8)$$

ここで  $k_{TL}(\theta)$  は  $\theta$  が微小なところでは、直線的に変化することを考慮して

$$k_{TL}(\theta) = (a + b\theta) \cos \alpha (\theta + 10) \quad (3-9)$$

で表わされるものとする。(Fig. 5)

低圧タービン断熱効率は、絶対流入角の影響を無視して

$$\eta_{TL} = [F_2 (V_{TL}/V_{TLd} - F_1)^2 + F_0] \eta_{TLd}, F_m = \sum_{j=0}^m f_{mj} \theta^j$$

$$V_{TL} = \frac{\pi D N_{TL}}{60 \sqrt{2gR}} \sqrt{m_{TL} / (1 - \eta_{TL}^{-m_{TL}}) T_4}, \quad (3-10)$$

と表示するものとする。

### 4. 部分負荷特性

以上導いた数学モデルにおいて、全2の時間微分項を零とすると、部分負荷特性が得られる。計算例に用いたモデルカスタービンの設計変数元は  $T_{3d} = 1200 [K]$ ,  $\eta_{cd} = 0.84$ ,  $L_p = 14600 [PS]$ ,  $\bar{G}_{cd} = 47.9 [kg/s]$ ,  $\eta_{THd} = 2.39$ ,  $k_{THd} = 2.60$ ,  $\eta_{THd} = 0.892$ ,  $\eta_{TLd} = 0.912$ ,  $\eta_B = 0.98$ ,  $N_{cd} = 7500 [rpm]$ ,  $N_{TLd} = 7200 [rpm]$ ,  $\varepsilon_{ind} = 0.01$ ,  $\varepsilon_{ed} = 0.02$ ,  $\varepsilon_d = 0.01$  である。比熱は(3-3)式を用いて、精密計算を行なった。部分負荷特性の一部を

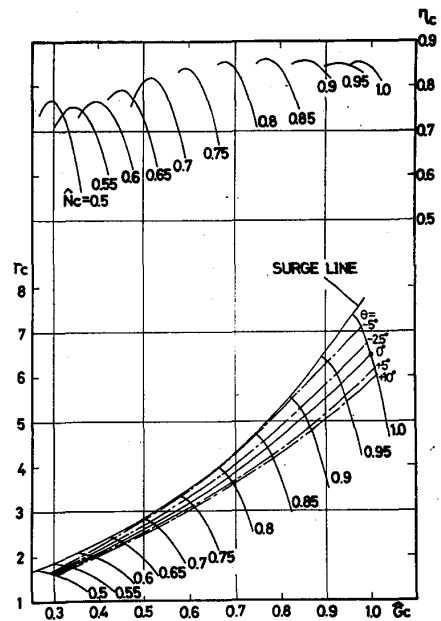


Fig. 3. 圧縮機特性曲線

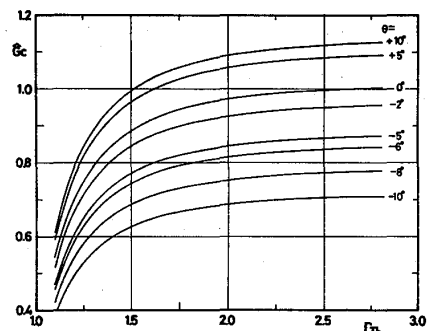


Fig. 4. 低圧タービン特性

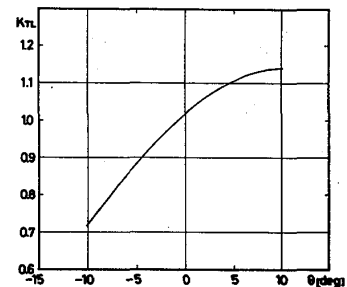


Fig. 5.  $\theta$  と  $k_{TL}$  の関係



1スル角をパラメータとして圧縮機特性曲線の上に示すとFig.3の定常作動線となる。

### 5. 非線形方程式と規格化

低圧タービンの流量特性は回転数に依存しないとして、(3-8)式で近似したため、ガス発生機側が負荷の影響を受けるのは排気ダクトの圧力損失率 $\varepsilon_{out}$ だけである。すなわち、ガス発生機と出力軸との干渉は弱い。(2-15)式から簡単な計算の結果、 $P_3$ は

$$P_3 = P_0 \left\{ 1 + \nu \frac{\varepsilon_{od}}{(1-\varepsilon_{od})^2} \left( \frac{G_T}{G_{Td}} \right)^2 \right\} \quad (5-1)$$

で表示できる。(5-1)式を用いればガス発生機は負荷と独立に取り扱える。したがって状態変数として $G_C, P_3, T_3, G_T, N_C, G_F, \theta$ 、制御入力として $G_{FD}, \theta_D$ を選んで設計点で規格化して、 $G_C/G_{Cd} \triangleq x_1, P_3/P_{3d} \triangleq x_2, T_3/T_{3d} \triangleq x_3, G_T/G_{Td} \triangleq x_4, N_C/N_{Cd} \triangleq x_5, G_F/G_{Fd} \triangleq x_6, \theta/\theta_d \triangleq x_7, G_{FD}/G_{Fd} \triangleq u_1, \theta_D/\theta_d \triangleq u_2$ とおくと、(2-9)~(2-16), (3-4)~(3-9), (2-5), (2-7), (2-8)式から

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2, x_5) = k_{11} f_{rc}(x_1, x_5) - k_{12} f_{rc}(x_1, x_5) x_1^2 - k_{13} x_2 - k_{14} x_1^2 x_2^{-1} f_{T2}(x_1, x_5) \\ \dot{x}_2 = f_2(x_1, x_3, x_4, x_5, x_6) = k_{21} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 - k_{22} x_3 x_4 + k_{23} x_6 \\ \dot{x}_3 = f_3(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) = \{ k_{31} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 - k_{32} x_1 x_3 + k_{33} x_6 - k_{34} x_3 x_6 - k_{35} x_3 x_4 \} x_2 / x_2 \\ \dot{x}_4 = f_4(x_2, x_3, x_6, x_7) = k_{41} x_2 - k_{42} f_{P5}(x_6) f_{TH}(x_2, x_3, x_4) f_{TL}(x_2, x_3, x_4, x_7) \\ \dot{x}_5 = f_5(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \{ k_{51} x_3 x_4 - k_{52} f_{T4}(x_2, x_3, x_4) x_4 - k_{53} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 + k_{54} x_1 \} / x_5 \\ \dot{x}_6 = f_6(x_6, u_1) = -k_{61} x_6 + k_{61} u_1 \\ \dot{x}_7 = f_7(x_7, u_2) = -k_{71} x_7 + k_{72} u_2 \end{cases} \quad (5-2)$$

なる非線形連立常微分方程式を得る。 $k_{ij}$ は設計点の値のみで定まる定数であり、 $[\frac{1}{s}]$ の次元を持つ時定数を表わしている。ここで、流体系( $f_1, f_4$ )と熱系( $f_2, f_3$ )と軸系 $f_5$ の時定数を比較してみると、概略で、

流体系  $a \times 10^3 \gg$  熱系  $b \times 10^1 >$  軸系  $c \times 10^{-1}$ ,  $1 \leq a, b, c < 10$  となり、流体系は軸系にくらべて応答がきわめて速いことがわかる。(5-2)式は $x(t) = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)^T$ ,  $x$ 1ベクトル,  $u(t) = (u_1, u_2)^T$ ,  $2 \times 1$ ベクトル,  $f$ をベクトル値関数とすると、

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \quad (5-3)$$

と表示することができる。

### 6. 動特性の解析

#### 6-1. 線形化

(5-3)式を任意の定常点 $x^N, u^N$ のまわりでテラー展開して、第2項までとると、

$$\dot{x}(t) = f(x^N, u^N) + \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\substack{x=x^N \\ u=u^N}} (x(t) - x^N) + \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{\substack{x=x^N \\ u=u^N}} (u(t) - u^N). \quad (6-1)$$

第一項は定常点の関数であるから $f(x^N, u^N) = 0$ 、これは部分負荷特性のベクトル表を示を表わしている。ここで $\left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\substack{x=x^N \\ u=u^N}} = A(x^N)$ ,  $7 \times 7$ マトリックスであり、要素ごかけは、 $A_{ij}(x^N) = \left. \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right|_{\substack{x=x^N \\ u=u^N}}$ , ( $i, j = 1, 2, \dots, 7$ ),  $\left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{\substack{x=x^N \\ u=u^N}} = B(x^N)$ ,  $7 \times 2$ マトリックスを用いて(6-1)を書き換えると、線形微分方程式として次式を得る。

$$\dot{x}(t) = A(x^N)(x(t) - x^N) + B(x^N)(u(t) - u^N). \quad (6-2)$$

さらに液体系の時定数は遅く大きいので定常値に置き換えることができる。(6-2)式で  $\dot{x}_1 = 0, \dot{x}_4 = 0$  とし、 $x_1, x_4$  について解き、再び(6-2)式に代入すれば、退化した線形微分方程式として、 $\dot{\bar{x}}(t) = \bar{A}(\bar{x}^*) (\bar{x}(t) - \bar{x}^*) + \bar{B}(\bar{x}^*) (u(t) - u^*)$  を得る。ここで  $\bar{x} = (x_2, x_3, x_5, x_6, x_7)^T$  (6-3) となるから  $\bar{A}(\bar{x}^*)$  は  $5 \times 5$ 、 $\bar{B}(\bar{x}^*)$  は  $5 \times 2$  のマトリクスとなる。

### 6-2. ステップ応答とノズルの効果

各定常値(初期値)からステップ入力を加えて、(6-3)式を解けば、カスタービンの応答が解析できる。一例として  $N_c/N_{cd} = 0.6$  の場合のステップ応答をノズル角をパラメータとして、Fig.6 に示す。Fig.7 は、各定常値からのステップ応答を求め、 $G_c$  の逆応答の回復時間を示したものである。これらからわかることは、加速初期にノズルを開くことは、 $T_3$  の上昇をおこせる効果、 $N_c$  の加速性の向上、 $G_c$  の逆応答の減少などの効果があるが、設計点に近づいた所から加速する場合は、 $T_3$  の効果を除く、これらの効果はあまり現れない。

### 6-3. 非線形方程式の数値解

6-2の解析結果を元に、60秒で設計点になるように、燃料をランフ状に、ノズル角を  $10^\circ$  から設計点までランフ状に減少させるような制御入力を加えた場合の応答を、線形と非線形の場合で比較して Fig.8 に示した。非線形方程式はルンゲ・クッタ法を用いて解いた。当然のことながら、線形の場合には、時間の経過と共に、誤差が増大して行くことがわかる。特に  $G_c, T_3, N_c$  は  $P_3$  に比べて誤差が大きく現れるのは、(5-2)式からわかるように非線形性が強いためである。このことからアイドリング ( $N_c = 0.7$  と仮定) から設計点まで加速状況を解析するためには、非線形方程式を直接解く方が望ましい。

しかし、加速初期のみを問題とするような場合(加速性の向上のためには重要)、たとえば、逆応答時間を最小にす

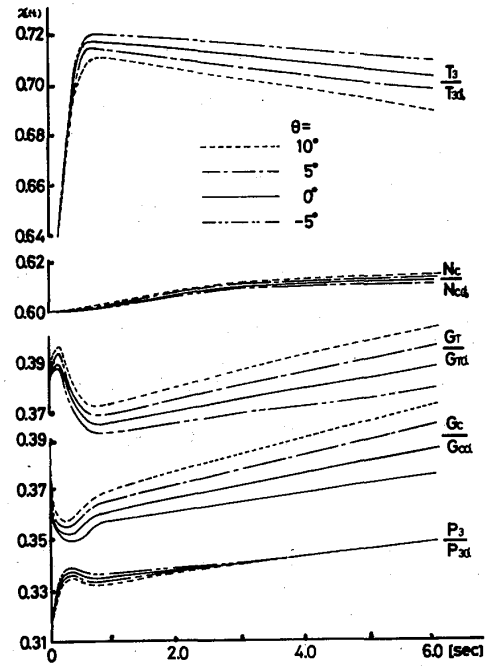


Fig.6. 線形系のステップ応答

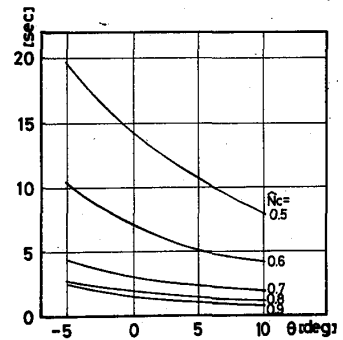


Fig.7. 逆応答回復時間

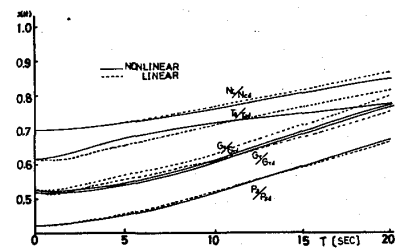


Fig.8. 非線形方程式の応答

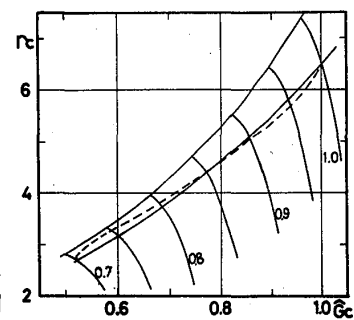


Fig.9. 圧縮機特性曲線上の軌跡

る制御方策を見い出したときには、線形方程式で十分であり、見通しもよい。

### 7. 準線形化による最適制御.

ここでは、パイドリンクから設計まで加速する場合の最適制御スケジュールを決定する方策について述べる。(5-2)式から明らかのように、制御  $u(t)$  に関して線形であるから (5-2)式は

$$\dot{x}(t) = f(x(t)) + B u(t) \quad (7-1)$$

$$\text{と書ける。評価指数として } J = \frac{1}{2} \int_0^{t_f} (x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t)) dt \quad (7-2)$$

を考え、 $J$  を最小にする制御  $u(t)$  を決定する。今 Hamiltonian  $H(x, u, \lambda)$  を

$$H(x, u, \lambda) = \frac{1}{2} (x^T Q x + u^T R u) + \lambda^T (f(x) + B u) \quad (7-3)$$

と定義すれば、最大原理を適用して、

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial u} = 0 & \therefore R u + B^T \lambda = 0 & \therefore u = -R^{-1} B^T \lambda \\ \frac{\partial H}{\partial x} = -\dot{\lambda} = Q x + \left( \frac{\partial f(x)}{\partial x} \right)^T \lambda \\ \frac{\partial H}{\partial \lambda} = \dot{x} = f(x) + B u \end{cases} \quad (7-4)$$

$$\text{したがって } \begin{cases} \dot{x} = f(x) + B u = f(x) - B R^{-1} B^T \lambda, & x(0) = x_0 \\ \dot{\lambda} = -Q x - A(x)^T \lambda & \lambda(t_f) = 0 \end{cases} \quad (7-5)$$

(7-5), (7-6) を準線形化して

$$\begin{cases} \dot{x}^{n+1} = f(x^n) + A(x^n(t)) (x^{n+1} - x^n) - B R^{-1} B^T (\lambda^{n+1} - \lambda^n) \\ \dot{\lambda}^{n+1} = -Q (x^{n+1} - x^n) - A(x^n)^T (\lambda^{n+1} - \lambda^n) \end{cases} \quad (7-7)$$

$$(7-7), (7-8) \text{ は線形となり、2点境界値問題の線形化 } (n=1, 2, \dots) \text{ により、} \lambda \text{ が決まり、} \quad (7-8)$$

したがって制御スケジュール  $u = -R^{-1} B^T \lambda$  が決定できる。

### 8. 記号

$N_c$ ガス発生機回転数	$G_c$ 圧縮機流量	$P_u$ 高圧タービン出口圧力
$I_c$ ガス発生機慣性モーメント	$G_f$ 燃料流量	$P_s$ 低圧 " " "
$\eta_{MH}$ 機械効率	$G_r$ タービン流量	$m_c = \frac{k-1}{k}$
$L_{TH}$ 圧縮機タービン出力	$\theta$ ノズル角	$R$ ガス定数
$L_c$ 圧縮機入力	$T_1$ 圧縮機入口温度	$r_c$ 圧縮機圧力比
$I_{TL}$ 出力軸慣性モーメント	$T_2$ " 出口 "	$r_{TH}$ 高圧タービン圧力比
$N_{TL}$ 出力軸回転数	$T_3$ 燃焼器出口 "	$r_{TL}$ 低圧タービン圧力比
$L_{TL}$ 出力タービン出力	$T_u$ 高圧タービン出口 "	$\eta_c$ 圧縮機効率
$L_o$ 負荷	$T_s$ 低圧 " "	$\eta_{TH}$ 高圧タービン効率
$T_f$ 燃料制御係数	$P_1$ 圧縮機入口圧力	$\eta_B$ 燃焼効率
$T_\theta$ ノズル角 " " "	$P_2$ " 出口 "	$H_u$ 燃料低発熱量
	$P_3$ 燃焼器出口 "	$\epsilon$ 損失
		$g$ 重力加速度

おわりに、数値計算に対して協力していただいた当研究室の大学院生、古沢洋一君に感謝いたします。

### 9. 参考文献

- 1) 梅田, 葉山; REPT. GTCJ, 2-5, 23/20, (1974)
- 2) 田中, 出原, 百合草; 機論, 26-171, 165/166 (1970)
- 3) 森田; 機論, 40-332, 173/173A, (1974).
- 4) 松本; 上智大 Ph.D theses.
- 5) Keenan & Kay; Gas Table.

高温エネルギー利用複合サイクルの研究  
 (第2報 サイクル性能に及ぼす諸損失の影響)

谷口 博 (北海道大学工学部)  
 園田 隆 (北海道大学工学部)  
 \*大出 賢幸 (北海道大学大学院学生)  
 斎藤 武 (豊橋技術科学大学)  
 水野 忠治 (室蘭工業大学工学部)

1. まえがき

発電プラント等における高温エネルギー利用システムとして、本研究においては高温側にガスタービン、低温側に水蒸気タービンを使用するガス-水蒸気複合サイクルを取り上げ、とくにガスタービンの燃焼器を冷却した金属蒸気でガスタービンサイクルの再熱を行い排ガス損失を少なくするとともに低温側に水蒸気サイクルを組合せる複合サイクルについて性能解析を行うこととした。

第1報<sup>(1)</sup>においては各部損失を無視した理想サイクルについて、再熱の効果、ガスタービン入口温度、水蒸気タービン入口温度、圧力などの性能に及ぼす影響について検討した。本報においては各構成要素における損失を考慮した場合の検討を行い、理想サイクルと比較するとともにピンチポイント温度差、結合条件を変化させた場合のサイクル性能について考察したものである。

2. サイクルの構成

図1にサイクル各構成要素の配置を示す。燃焼器に供給された燃料の発生熱量の一部が金属蒸気を媒体としてガスタービンサイクルの再熱に使用される。ガスタービンからの排ガスにより排熱回収ボイラで水蒸気を発生させ、水蒸気タービンを駆動する。水蒸気の一部は水蒸気タービンの途中から抽気され、脱気に必要な温度レベルまで給水を加熱するために用いられる。

図2に本サイクルのT-S線図を示す。ここでは再熱を示すパラメータであり、 $\phi = 0$ の場合には可逆断熱膨張、 $\phi = 1$ の場合には等温膨張ガスタービンサイクルを表わし、 $\phi = 0 \sim 1$ の

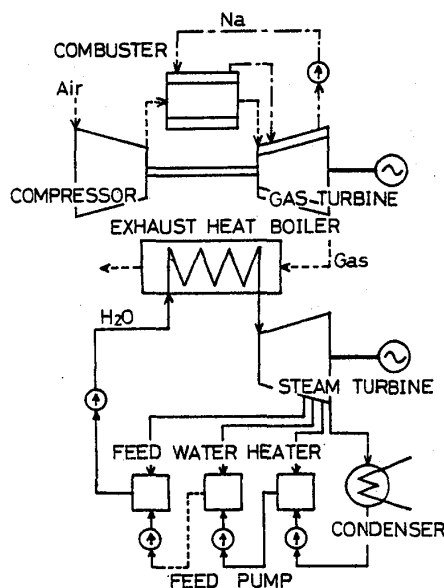


Fig.1. Arrangement of Gas-Steam Combined Cycle Plant

第8回ガスタービン定期講演会講演論文集('80-6)

範囲が検討対象となる。

3. 各部損失および計算法 <sup>(2), (3), (4)</sup>

解析を行なうに際し、圧縮、膨張過程において外部熱交換量と内部摩擦による発熱を同時に考慮するため、次に示す中、 $\chi$ なる変数を導入している。

$$\phi = \frac{ALe}{ALe + ALf} \quad (1)$$

$$\chi = \frac{q_e}{q_e + q_f} \quad (2)$$

ただし  $A$ : 仕事の熱当量  $L_e$ : 外部仕事  $L_f$ : 内部摩擦仕事

$q_e$ : 外部熱交換量  $q_f$ : 内部摩擦発生熱

定常流動過程において、速度変化を無視すると次のエネルギー式が成り立つ。

$$ALe + ALf = \Delta h + q_e + q_f \quad (3)$$

ただし  $\Delta h$ : 比エンタルピー変化量

これらより外部仕事および外部熱交換量は次のごとく表わされる。

$$ALe = \Delta h \phi \left( \frac{1-\chi}{\phi-\chi} \right) \quad (4), \quad q_e = ALe \left( \frac{\chi}{1-\chi} \right) \left( \frac{1-\phi}{\phi} \right) \quad (5)$$

3-1. ガスタービンサイクル側の計算

物性値の変化を考慮に入れるため、圧縮過程を微小区間に分割する。圧力比を  $m$  区間に分割すると、圧縮仕事  $AL_c$ 、外部熱交換量  $q_c$  は次のようになる。

$$AL_c = \sum_{i=1}^m AL_{ci} = \sum_{i=1}^m (h_{i+1} - h_i) \phi_c \left( \frac{1-\chi_c}{\phi_c - \chi_c} \right) \quad (6), \quad q_c = \sum_{i=1}^m q_{ci} = \sum_{i=1}^m AL_{ci} \left( \frac{\chi_c}{1-\chi_c} \right) \left( \frac{1-\phi_c}{\phi_c} \right) \quad (7)$$

ただし  $\gamma_c = P_2/P_1$ : 圧力比  $\gamma_{ci} = \gamma_c^{1/m}$   $\chi_c = 0$

同じく膨張過程の圧力比を  $m$  区間に分割すると、仕事量  $AL_T$ 、外部熱交換量  $q_T$  は次のようになる。

$$AL_T = \sum_{i=1}^m AL_{Ti} = \sum_{i=1}^m (h_i - h_{i+1}) \phi_T \left( \frac{1-\chi_T}{\phi_T - \chi_T} \right) \quad (8), \quad q_T = \sum_{i=1}^m q_{Ti} = \sum_{i=1}^m AL_{Ti} \left( \frac{\chi_T}{1-\chi_T} \right) \left( \frac{1-\phi_T}{\phi_T} \right) \quad (9)$$

ただし  $\gamma_T = P_3/P_4$ : 圧力比  $\gamma_{Ti} = \gamma_T^{1/m}$

また再熱パラメータは、内部摩擦発生熱も再熱に用いられる熱量と考えて、次のように定義される。

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^m (q_{Ti} + q_{fTi})}{q_{cT}} \quad (10)$$

ただし  $q_{fTi}$ : 各区間における内部摩擦発生熱量

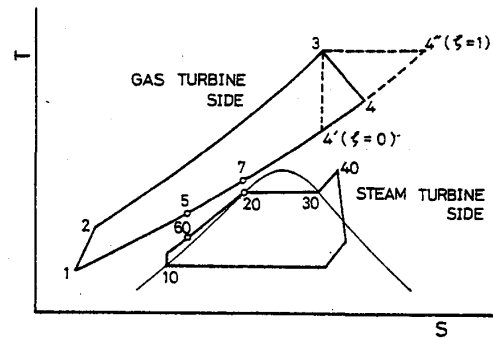


Fig.2. T-S Diagram for Combined Cycle

$q_{GT}$ : 等温膨張過程の場合に作動流体に与えられる熱量  
 燃焼過程での供給熱量 (単位燃焼ガス当り)  $q_F$  は次のようになる。

$$q_F = (h_3 - Z_{ag} h_2 + q_{Na}) / \eta_F \quad (11)$$

ただし  $Z_{ag} = G_a / G_g$   $G_a$ : 空気量,  $G_g$ : 燃焼ガス量

$q_{Na}$ : 金属蒸気に与える熱量 (単位燃焼ガス当り)  $\eta_F$ : 燃焼効率

その他考慮した損失は

$\eta_m$ : 機械効率

$\delta_F = (P_2 - P_3) / P_2$ : 燃焼過程圧力損失率  $\delta_E = (P_4 - P_5) / P_4$ : 排気過程圧力損失率

これらより, ガスタービンサイクルの比出力  $AL_{GT}$ , 熱効率  $\eta_{GT}$  は次のようになる。

$$AL_{GT} = \eta_m AL_T - Z_{sg} AL_c / \eta_m \quad (12), \quad \eta_{GT} = AL_{GT} / q_F \quad (13)$$

### 3-2. 水蒸気タービンサイクル側の計算

給水加熱器は混合型とし, 再生段数  $N_S$  は5段とした。また給水ポンプ動力も考慮した。

膨張過程を  $m$  区間に分割しガスタービンサイクル側と同様に計算すると, 膨張過程仕事量  $AL_{ST}$ , 外部熱交換量  $q_{ST}$  は次のようになる。

$$AL_{ST} = \sum_{i=1}^m AL_{STi} = \sum_{i=1}^m (h_i - h_{i+1}) \phi_{ST} \left( \frac{1 - \chi_{ST}}{\phi_{ST} - \chi_{ST}} \right) \left( 1 - \sum_{i=1}^m w_i \right) \quad (14)$$

$$q_{ST} = \sum_{i=1}^m AL_{STi} \left( \frac{\chi_{ST}}{1 - \chi_{ST}} \right) \left( \frac{1 - \phi_{ST}}{\phi_{ST}} \right) \quad (15)$$

ただし  $w_i$ : 各区間における抽気量  $\chi_{STi} = \chi_{ST}^{\frac{1}{m}}$   $\chi_{ST} = 0$   
 水蒸気タービンサイクルのみの比出力  $AL_{ST}$ , 熱効率  $\eta_{ST}$  は次のようになる。

$$AL_{ST} = \eta_m AL_{ST} - AL_P / \eta_m \quad (16), \quad \eta_{ST} = AL_{ST} / (h_{40} - h_{60}) \quad (17)$$

ただし  $AL_P$ : 給水ポンプ動力

### 3-3. 排熱回収ボイラ内の計算

図3に排熱回収ボイラ内の温度変化を示す。  
 $\beta$  は結合条件を示すパラメータであり次のように定義する。

$$\beta = \frac{Z_{sg \max} - Z_{sg}}{Z_{sg \max} - Z_{sg \min}} \quad (18)$$

ただし  $Z_{sg} = G_s / G_g$   $G_s$ : 蒸気量  
 $\Delta T$  が与えられれば流量比の最大  $Z_{sg \max}$  は  $T_5 = T_{60} + \Delta T$  の場合であり (このとき  $\beta = 0$ )  
 $Z_{sg \min}$  は  $T_4 = T_{40} + \Delta T$  の場合 ( $\beta = 1$ ) である。両サイクルは  $Z_{sg \min} \leq Z_{sg} \leq Z_{sg \max}$

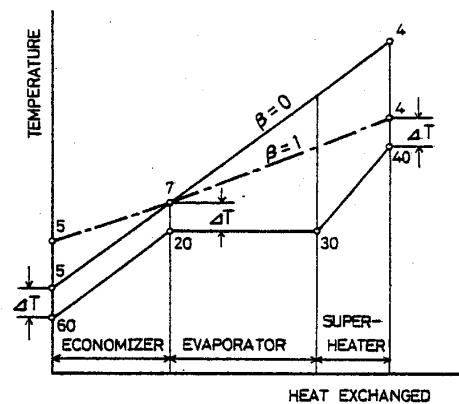


Fig.3. Variation of Temperatures in Exhaust Heat Boiler

において結合されることとなるから、 $\Delta T$ と $\beta$ を与えれば $Z_{sg}$ が決定され、結合状態が定められることとなる。

### 3-4. 複合サイクルの計算

複合サイクルの比出力 $AL_{cc}$ 、熱効率 $\eta_{cc}$ は次のようになる。

$$AL_{cc} = \frac{AL_{GT} + Z_{sg} AL_{ST}}{1 + Z_{sg}} \quad (19), \quad \eta_{cc} = \frac{AL_{GT} + Z_{sg} AL_{ST}}{q_F} \quad (20)$$

以上より本サイクルの性能解析を行なう。また表1は本報における計算条件を示したものである。

Table 1. Calculating Conditions

Gas Turbine Side		Steam Turbine Side	
$t_1$	20 °C	$t_{10}$	30 °C
$t_3$	800~1200 °C	$t_{60}$	120 °C
$P_1$	1.033 ata	$t_{40}$	sat.~600 °C
$P_5$	1.033 ata	$P_{st}$	100~250 ata
$\gamma_c$	10~20	$\Delta T$	0~30 °C
$\xi$	0~1	$\beta$	0~1
$\phi_c$	1/0.85	$\phi_{ST}$	0.85
$\kappa_c$	0	$\kappa_{ST}$	0
$\phi_T$	0.85	$\phi_P$	1/0.85
$\delta_F$	0.02	$\delta_{SH}$	0.02
$\delta_E$	0.03	NS	5
$\eta_F$	0.99		
$\eta_m$	0.99		

## 4. 計算結果

### 4-1. 理想サイクルとの比較

図4は表記の計算条件の場合で損失を考慮した複合サイクルの比出力 $L_{cc}$ 、熱効率 $\eta_{cc}$ と、理想サイクルの $L_{ccth}$ 、 $\eta_{ccth}$ を示したものである。これを見ると $t_3$ の高い方で相対的に比出力が25%程度、熱効率が20%程度の低下、また $t_3$ の低い方で比出力が40%程度、熱効率が35%程度の低下を示しており、 $t_3$ の低いほど影響が大きいくことがわかる。また熱効率をみると $\eta_{ccth}$ は $t_3$ の違いによる変化は小さいのに対し、 $\eta_{cc}$ は変化が大きくガスタービン入口温度による影響が大きいくことがわかる。

また作動域として $t_{40} = \text{sat.} \sim 600^\circ\text{C}$ をとり理想と損失を考慮した場合とも比べると、その違いはほとんどないことがわかる。ただ外部熱交換がない場合でも内部摩擦による発生熱量が膨張過程に与えられることによるため、内部摩擦も考慮した場合 $\kappa_T = 0$  (この場合 $\xi \approx 0.11$ )が作動域の絶対的な下限となる。

### 4-2. $\beta$ および $\Delta T$ による影響

図5は $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ とした場合で、 $\beta$

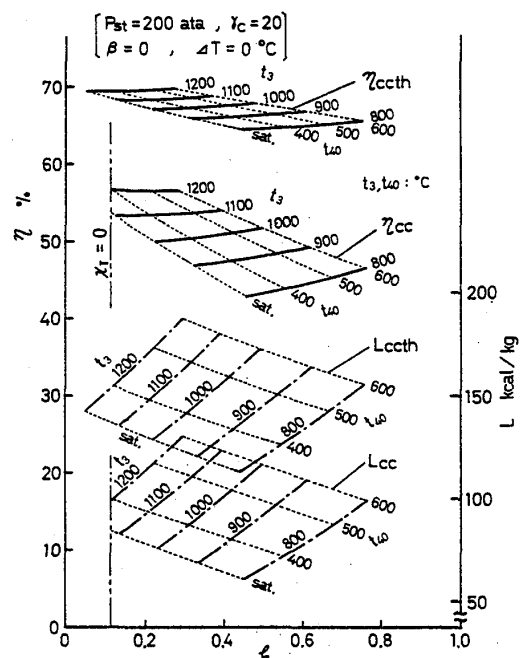


Fig.4. Variations of  $\eta$  and  $L$  with  $\xi$

の変化による  $\eta_{cc}$  を示したものである。  
 $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ ,  $1200^\circ\text{C}$  いずれも  $\beta$  が 0 に近づくほど  $\eta_{cc}$  が高くなること  
 がわかる。また  $\beta$  が 1.0 に近づくにつれ、  
 $\xi$  による  $\eta_{cc}$  の上昇率が大きくなり、作  
 動域が  $\xi$  の低い側へ移ることがわかる。  
 これは  $\beta$  が 1.0 に近づくに従い  $Z_{sg}$  が減  
 少し、また同じ  $\xi$  でも  $t_{40}$  が高くなるた  
 めと思われる。また  $\xi$  が高くなるにつれ  
 て  $\beta$  による  $\eta_{cc}$  の差違が小さくなること  
 がわかる。これは  $Z_{sg\max}$  はほとんど変  
 わらないが、 $t_4$  の上昇とともに  $Z_{sg\min}$   
 が増加するため、 $\beta$  による  $Z_{sg}$  の違いが  
 小さくなるためと思われる。

図6は  $t_3 = 1200^\circ\text{C}$  の場合で、 $\beta = 0$ 、  
 $\beta = 0.6$  について  $\Delta T$  による  $\eta_{cc}$  の変化  
 を示したものである。これを見ると  $\Delta T$   
 の増加とともに  $\eta_{cc}$  は低下すること  
 になり、作動域が  $\xi$  の高い側へ移ること  
 がわかる。

図7は  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$  のときで  $\xi = 0.2$   
 の場合について  $t_5$ ,  $t_{40}$ ,  $Z_{sg}$  さらに  
 排熱回収ボイラ内ガス側温度効率

$$\theta_G = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{60}} \quad (21)$$

を示したものである。 $\beta$  が高くなるに従い  $t_{40}$ ,  $t_5$  が上昇し、それにより  $\theta_G$  が低  
 下することになり、また  $Z_{sg}$  も減少することになる。

図8は図7と同じ条件での  $\eta_{GT}$ ,  $\eta_{ST}$ ,  $\eta_{cc}$  について示したものである。これを見  
 ると  $\beta$  が高くなるほど  $t_{40}$  が上昇するため  $\eta_{ST}$  が上昇することになるが、図7のように  
 $Z_{sg}$  が減少するため  $\eta_{GT}$  が一定で  $\eta_{ST}$  が上昇しても  $\eta_{cc}$  は低下する。同じ条件での比  
 出力  $L_{GT}$ ,  $L_{ST}$ ,  $L_{cc}$  を示したのが図9であるが、 $\beta$  が高くなるに従い  $L_{ST}$ ,  $L_{cc}$  と  
 も増加することになる。

$\xi = 0.2$ ,  $\beta = 0.6$  の場合について  $\Delta T$  の変化による  $\eta_{cc}$  を示したのが図10であ  
 るが、 $\Delta T$  の増加に従いほぼ直線的に低下することになる。

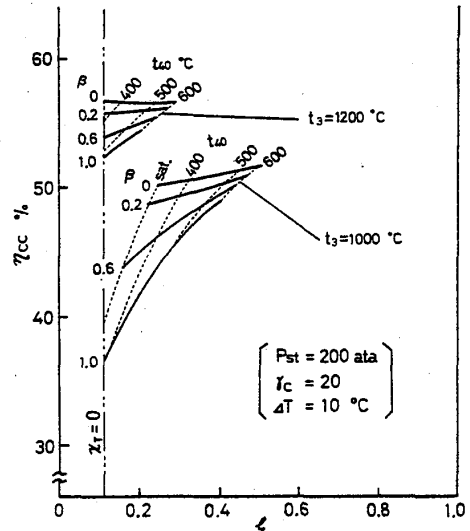


Fig.5. Variation of  $\eta_{cc}$  with  $\beta$

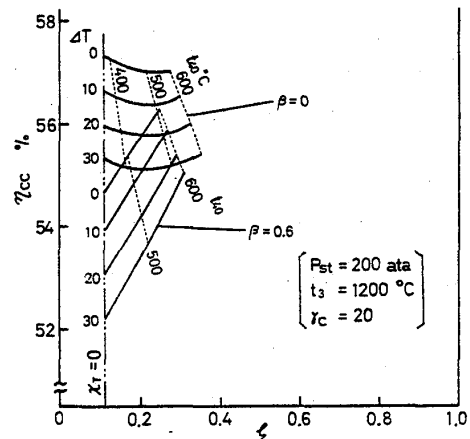


Fig.6. Variation of  $\eta_{cc}$  with  $\Delta T$



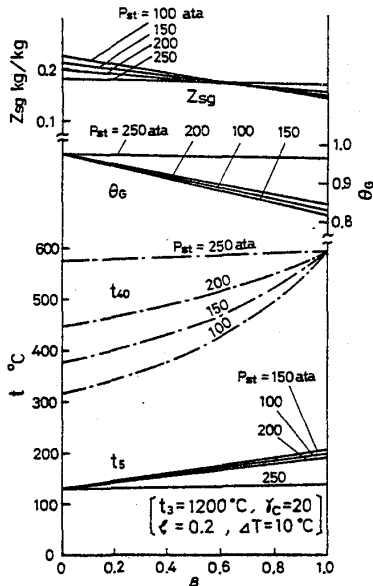


Fig. 7. Variations of  $t_s, t_{40}, \theta_G$  and  $Z_{sg}$  with  $\beta$

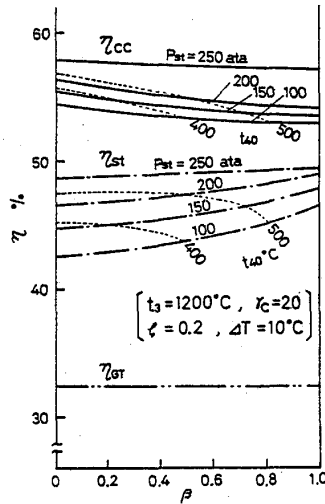


Fig. 8. Variations of  $\eta_{GT}, \eta_{ST}$  and  $\eta_{cc}$  with  $\beta$

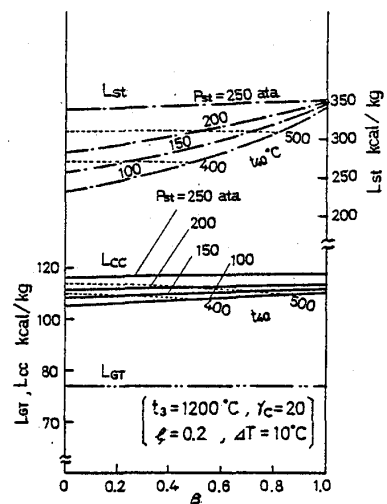


Fig. 9. Variations of  $L_{GT}, L_{ST}$  and  $L_{cc}$  with  $\beta$

### 5. あとがき

再熱を金属蒸気で行なうガスタービンサイクルと水蒸気タービンを組合せた複合サイクルについて、各構成要素における損失を考慮した場合を検討し、理想サイクルとの比較およびピンチポイント温度差、結合条件を変化させた場合について考察した。その結果  $\beta = 0$ 、つまり排熱回収ボイラの高温側の温度差が大きいときの方が比出力は減少するが熱効率は高くなるなどのことがわかった。今後はさらに諸損失の影響等について調べ、エネルギーバランスのみならずエクセルギバランスについても検討を加えることとしたい。

終りに、本研究は昭和54年度文部省科学研究費補助金、特定研究(1)「高温エネルギー利用の技術的限界の拡張」の一環として行なったものであり、計算に際して北海道大学大型計算機センターを利用した。ここに付記して謝意を表する次第である。

### <参考文献>

- (1) 谷口 博、機械学会講演論文集, No. 802-1 (1980-3)
- (2) 谷口 博、北大工学部研究報告, No. 58 (1970), No. 61 (1970)
- (3) 谷口 博、機械の研究 Vol. 31, No. 1 (1979)
- (4) 須え部, 藤江, ガスタービン, 共立出版 K.K. (昭42)

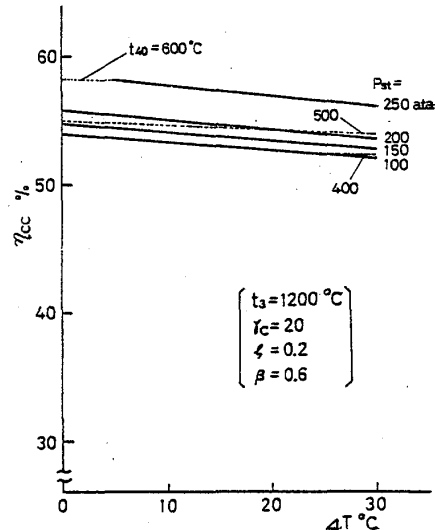


Fig. 10. Variation of  $\eta_{cc}$  with  $\Delta T$

# 曲面上のフィルム冷却に関する実験

\*坂田公夫・熊谷隆王(航空宇宙技術研究所)

## 1. 緒言

タービン葉のフィルム冷却に関する最近の研究は、これまでの吹出し質量流速比、吹出し孔形状・寸法及び配置、吹出し傾き角度などの冷却空気側の諸要素に関するもの<sup>(1)(2)(3)(4)</sup>に加えて、主流側の要素であるマッハ数、境界層速度分布<sup>(5)</sup>、速度勾配<sup>(6)</sup>、曲率<sup>(7)(8)(9)</sup>、乱れ強度、乱れスケール<sup>(10)</sup>などに関して行なわれ、特別の吹出し位置としての葉前縁部や後縁部のフィルム冷却に関する高速電列実験<sup>(11)(12)(13)</sup>も行なわれて来ている。しかし、実際のフィルム冷却葉の設計には吹出し位置、速度勾配、吹出し角度等の組み合わせによる冷却効果についての資料が必要とされ、現状では未だ十分とは言えない。本研究は、これまで航技研で行なってきた多孔列フィルム冷却葉(MRFC)<sup>(14)(15)</sup>に用いているフィルム冷却に関し、

その葉面フィルム冷却効率を分離して求め、この種の冷却葉の設計及び性能解析のための資料を得ることを目的として行なった実験的研究である。MRFC葉を2倍に拡大したアクリル製の葉モデルを用い、フィルム冷却効率としての断熱葉面温度を求め、吹出し位置等の相違によるフィルム冷却性能の変化を考察した。

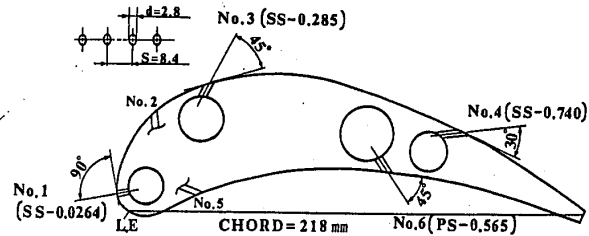


図1. 供試葉モデルの断面形状

表1. 吹出し孔諸元

Hole No.	$x/L_{s,p}$	$\alpha(^{\circ})$	Velocity grad. $K$ ( $Re_2=5 \times 10^5$ )	Curvature $1/r$ (1/m)
1	SS-0.0264	90	$129 (\times 10^{-6})$	71.4
2	0.184	45	4.52	25.5
3	0.285	45	1.89	14.9
4	0.740	30	-0.150	2.2
5	PS-0.171	45	0.0	-4.8*
6	0.565	45	7.19	-4.1*

\* Concave Surface

## 2. 実験装置及び方法

実験は二次元電列風洞による常温低速実験である。

### 2.1. 断熱葉モデル

用いたモデルは、図1に示す断面形状のアクリル製断熱葉である。吹出し孔列は葉面の曲率、圧力勾配(速度勾配)、吹出し角度の影響をそれぞれ代表すると考えられる6列とし、本報ではNo.1, 3, 4, 6の4列について実験した。各列は孔径 $d=2.8$  mm, ピッチ $S=8.4$  mm ( $S/d=3$ )の円孔単列配置であり、その葉面位置( $x/L_{s,p}$ ;  $x$ :前縁からの葉面長さ,  $L_{s,p}$ :背腹面葉面長さ)、吹出し孔傾き角度( $\alpha$ )、吹出し位置の速度勾配( $K = \frac{v}{U_g} \frac{dU_g}{dx}$ ;  $U_g$ :吹出し位置主流流速)、葉面曲率( $1/r$ ;  $r$ :半径)を表1に示す。吹出し位置と葉面圧力分布( $C_{p,x}$ ; 圧力係数)との関係は図2に示す如くである。また、冷却空気の供給は、各吹出し孔列それぞれ別個に双穴の供給口から行なう様にし、熱伝導による測定誤差を抑制する工夫をした。

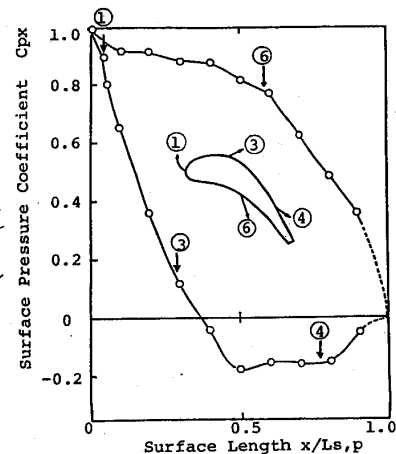


図2. 圧力分布と吹出し位置

供試モデル翼列の翼配備は図3に示す様に MRF C 量の 2 倍の寸法であり、アスペクト比は風洞スパンの 270 mm を用いて  $AR=1.239$  とした。図4に示す翼列組立て外観の如く、供試翼 1 枚、ダミー翼 2 枚の 3 枚構成であり、冷却空気は片側の供給管から供給する。この供試翼列は全てアクリル製である。翼面断熱壁温の測定には素線径 0.1 mm、温接点球径約 0.5 mm のガラス被覆 CA 熱電対を翼面に埋め込んでいる。吹出し孔 (No.4) と熱電対埋め込みの状況の写真を図5に示す。

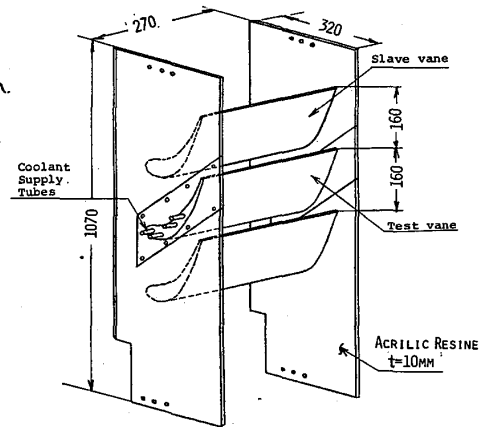
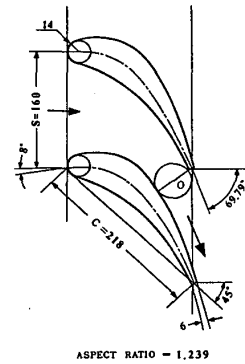


図4. 供試翼列

## 2.2. 実験条件

予備実験で求めた主流入口のスパン方向速度分布及び乱れ強さを図6に示す。入口流速  $U_1=6$  m/s, 12 m/s はそれぞれ翼列出口レイノルズ数  $Re_3 = \frac{U_3 c}{\nu}$  ( $c$ : 翼弦長) で約  $2.5 \times 10^5$ ,  $5 \times 10^5$  に対応する。乱れ強さは両流速とも中央部で約 3.8% である。実験条件及び実験範囲を表2に示す。吹出し空気は、主流温度との温度差を約  $40^\circ\text{C}$  とし、約  $60^\circ\text{C}$  に加熱して供給した。

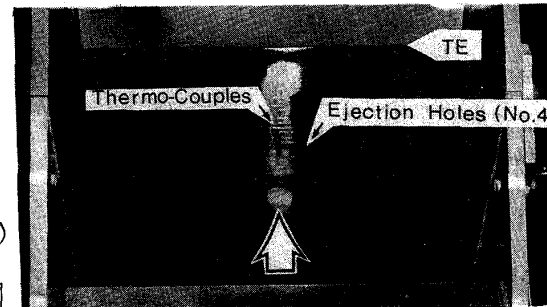


図5. 吹出し孔と熱電対

## 2.3. 整理式

$$\text{フィルム冷却効率 } \eta_f = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c} \quad (1)$$

$T_g$ : 主流局所静圧温度  
 $T_{aw}$ : 断熱壁温 (フィルム温度)  
 $T_c$ : 吹出し空気供給温度

$$\text{吹出し質量流速比 } M = \frac{(\rho v)_c}{(\rho u)_g} \quad (2)$$

$\rho$ : 密度,  $u, v$ : 速度,  $c$ : 吹出し径  
 $g$ : 主流局所

$$\text{運動量比 } I = \frac{(\rho v^2)_c}{(\rho u^2)_g} \quad (3)$$

$$\text{吹出しレイノルズ数 } Re_d = \frac{u_c d}{\nu_c} \quad (4)$$

翼面位置  $x/d$ ;  $x$ : 各吹出し孔下流端からの流路距離

表2. 実験条件・範囲

Mainstream Reynolds Number $Re_3$	$5 \times 10^5$
Density Ratio $\rho_c/\rho_g$	0.89
Mainstream Stagnation Temperature $T_g$	$18 \sim 25^\circ\text{C}$
Coolant Stagnation Temperature $T_c$	$50 \sim 60^\circ\text{C}$
Blowing Mass-flow Ratio $M$	$0.25 \sim 1.5$
Momentum Ratio $I$	$0.06 \sim 3.2$

## 3. 実験結果及び考察

### 3.1. 流下方向フィルム冷却効率

図7~10に吹出し孔下流の  $x/d$  によるフィルム冷却効率分布と各吹出しについて示す。

#### (1) 前縁部吹出し (No.1孔)

この吹出しは、強い速度勾配と大きな曲率を有する前縁内柱部背側に  $\alpha=90^\circ$  で吹出している。図6に示す結果では、平板実験結果と同様に、小さな  $M$  で吹出し孔近傍の高い冷却効率と流下方向への急激な急激な急下が見られ、 $M=0.924$  では吹出し流が孔近傍で

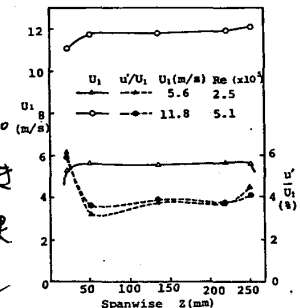


図6. 主流入口条件

裏面からはく離し、 $x/d \approx 5$  で再付着していることが認められる。 $M=1.3$  の過大な吹出しでは、再付着による  $\eta_f$  の回復も見られず低いままになっている。 $M=0.53$  では、 $x/d$  の広い範囲にわたって高い  $\eta_f$  を保持し、フィルム冷却にとって適当な値であると言える。また、実際のタービン葉冷却では前縁部の冷却気流量の確保が求められるため、はく離条件の  $M$  を用いることも考えられるが、 $M < 1$  であれば再付着により、比較的良好的な冷却性能を得ることが出来ると言える。

(2) 背側吹出し (No.3, No.4孔)

図8は、背側ほぼ中央部の、曲率及び速度勾配がある程度あるNo.3吹出し孔による結果であり、図9は、曲率が殆んどなく、速度勾配が急で減速域にあるNo.4孔の結果である。吹出し孔傾き角 $\alpha$ はNo.3が $45^\circ$ 、No.4が $30^\circ$ である。No.3孔では、吹出し孔近傍での現象がNo.1と同様に傾向を示し、 $M < 0.5$  で付着流、 $M > 0.99$  ではく離流であること、 $M \approx 0.99$  で再付着現象があることが認められる。しかし、下流域では  $M \approx 0.8$  及び  $0.99$  の方が  $M \approx 0.5$  よりも高い  $\eta_f$  となり、No.1の場合に比べて  $x/d$  による  $\eta_f$  の低下率が小さい。

一方、減速域の近似平板における  $30^\circ$  吹出しのNo.4では、 $M=0.5$  近傍で図中に示す  $\alpha=35^\circ$  の結果によく類似し、平板に近い特性であることが分る。はく離現象は  $M=0.75$  で既に見ることが出来、また、 $M \approx 1.44$  の過大な吹出しにおいても再付着が認められることは、減速域における特徴と考えられる。

(3) 腹側吹出し (No.6孔)

曲率が凹 ( $-4.1/m$ ) で、速度勾配の比較的高い ( $K=7 \times 10^{-6}$ ) 位置の吹出しとして図10に示したNo.6孔の結果は特徴的である。 $\alpha=45^\circ$  である。これにより、過大な  $M > 1$  においてもはく離現象は明白ではなく、各  $M$  での流れ方向  $\eta_f$  の低下率が大きく、また  $\eta_f$  のレベルも低く、この部分のフィルム冷却が困難であることが分る。

(4) 表面温度パターンの変化 (No.4孔)

図11は背側後縁部のNo.4吹出しによる各  $M$  の表面温度分布を面走直赤外線温度計で等温線

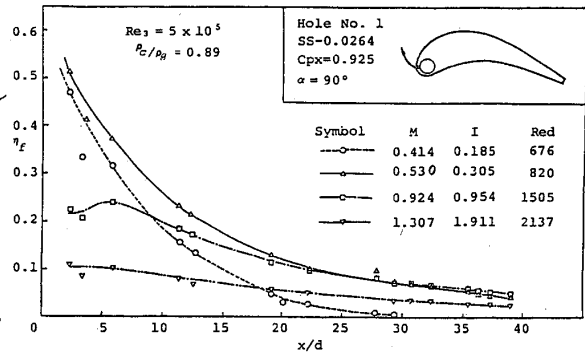


図7. 前縁部吹出し (No.1孔) の冷却効率

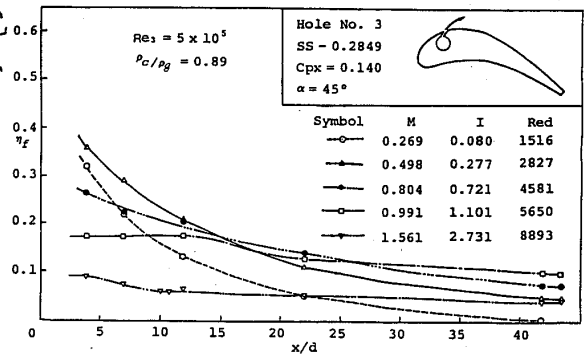


図8. 背側中央部吹出し (No.3) の冷却効率

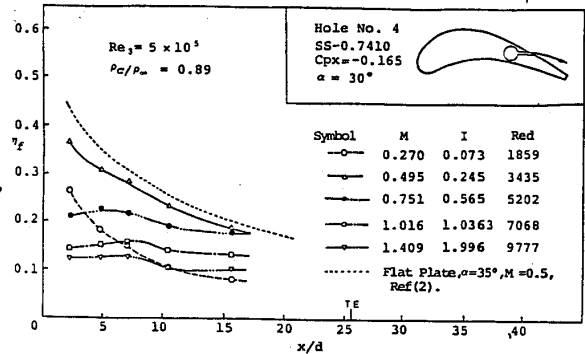


図9. 背側後縁部吹出し (No.4) の冷却効率

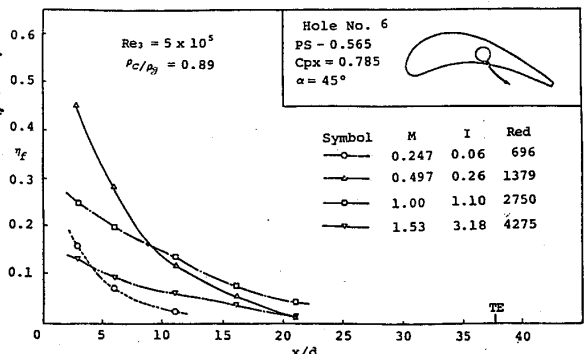


図10. 腹側中央部吹出し (No.6) の冷却効率

パターンとして測定したものである。図の左側矢印はNo.4吹出し孔位置を示し、右側矢印は主流方向が下から上であることを示しており、 $M > 0.49$  の図における最上端の等温線が稜線である。画面は10ステップの等温線が表示され、温度中は1ステップ $1.2^\circ\text{C}$ で、冷却効率差として約0.035に相当する。温度は輝度の高い程高く、画面では各図下方が高温度部(高冷却効率)となっている。吹出し $M$ は多量に対応して左側に示し、下から上へと $M$ が増している。図から、 $M$ が $0.25 \rightarrow 0.49$  となって等温線が増し、冷却効率が向上しており、さらに $M$ を増大させることにより、面の温度分布にスパン方向不均一性が生じ、 $M > 1$  では5~6個の吹出し孔が1組となって温度分布の波を形成することが認められる。この様な大きな $M$ では吹出し流と主流との間に複雑な渦を伴う混合現象が生じていることを予想出来る。

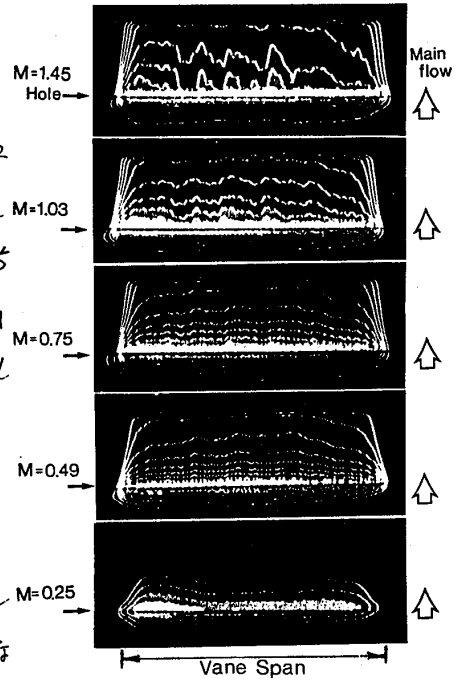


図11. No.4吹出し等温線パターン

(5) 吹出し位置による比較  
(a) 小さな $M$ の場合

図12は $0.25 < M < 0.32$ の比較的小さな吹出し質量流速比における $x/d$ 方向フィルム冷却効率を各吹出し孔について比較した図である。背側において速度勾配及び曲率の比較的大きいNo.1, No.3吹出しが良い冷却性能を与え、両者の $\eta_f$ はほぼ等しい。曲率が負(凹)の腹側No.6吹出しは $\eta_f$ が最も低く、平板に近いNo.4はその中間的値である。背側でフィルム冷却が良好に行われる腹側の冷却効率が低いという結果は、Ito<sup>(1)</sup>やDring<sup>(3)</sup>らの実験でも明らかにされているが、ここでは吹出し角度が異なり、また速度勾配のある場合でも、 $M$ の小さな場合には曲率の影響が強いことが明らかになった。

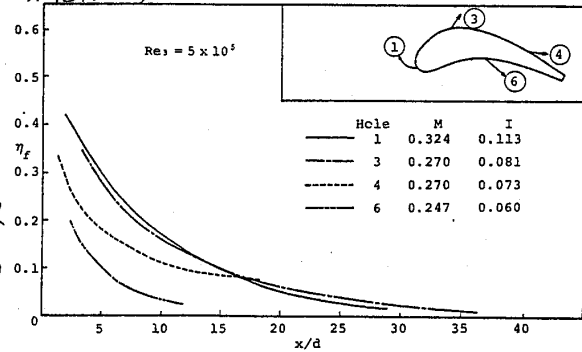


図12. 各吹出し位置の比較 (小さな $M$ )

(b)  $M \approx 0.5$  の場合

図13は、広い範囲で高い $\eta_f$ を与える $M=0.5$ 近傍のフィルム冷却効率分布の比較図である。吹出し孔近傍では $\text{No.1} > \text{No.6} > \text{No.3} > \text{No.4}$ の $\eta_f$ となっている。前縁部No.1の性能は、吹

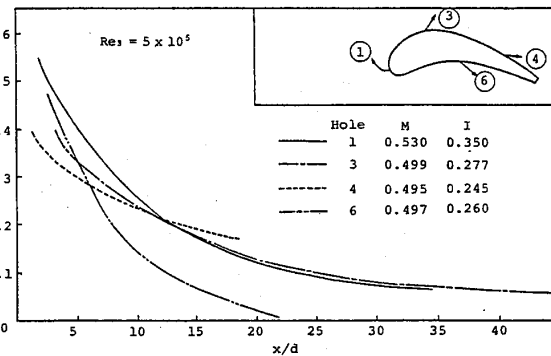


図13. 各吹出し位置の比較 ( $M \approx 0.5$ )

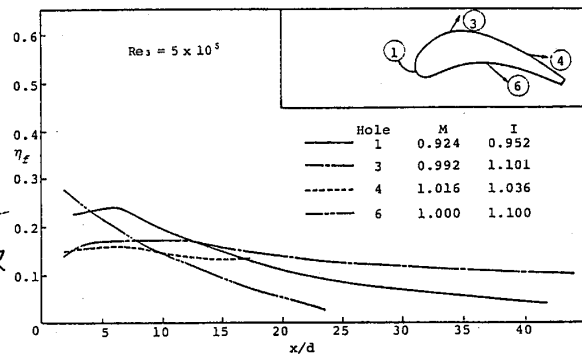


図14. 各吹出し位置の比較 ( $M \approx 1$ )

出し孔近傍での $\eta_f$ がどれよりも高く、大きな曲率と強い増速流がフィルムの付着性を良好にしていると考えられる。後縁に近いNo.4は境界層が減速流であるために不安定となり、孔近傍の $\eta_f$ は低い。また、 $\alpha=30^\circ$ のため、下流域での $\eta_f$ 低下率が高い。また、腹側のNo.6では下流に到る $\eta_f$ の低下率が極めて大きく、これは凹曲面におけるTaylor-Görtler vortexによる強い境界層乱れなどによって主流との混合が促進されるためと考えられる。

(C) 大きなMの場合

図14はM=1の場合であるが、前述の様に背側吹出しにおいてはほく離-再付着の現象が見られる一方、腹側のNo.6ではほく離は認められず、 $x/d > 10$ における冷却効率も他と比べて低くなっている。また、No.3の吹出しでは、No.1に比べて $x/d > 12$ の下流域における $\eta_f$ が高く、吹出し孔の傾き角が $\alpha=45^\circ$ であることが、下流域の冷却を効果的にしていると言える。このことは、Mの増大と共に $\alpha$ の影響が現われて来ていることであり、No.4の曲線についても同様である。

3.2. 吹出し質量流速比Mによる変化

様々な次元フィルム冷却の実験から、Mによる局所フィルム冷却効率の変化は、ある値(Mopt)を最大点として変化することが知られている。図15~17は各吹出し孔による $x/d=5, 10, 20, 30$ の $\eta_f$ のMによる変化を、測定点の間隔を行って作図したものである。

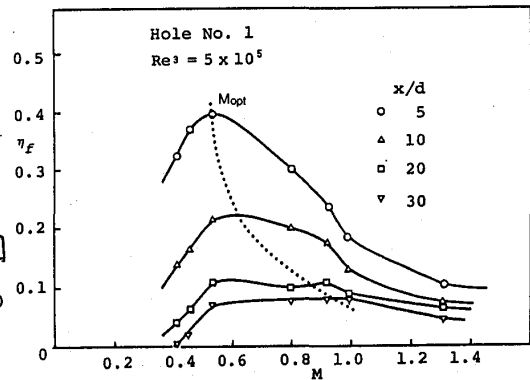


図15. 質量流速比による変化(No.1)

(1) 前縁部吹出し(No.1): 図15

吹出し孔近傍( $x/d=5$ )では $M_{opt} \approx 0.5$ であり、Mによる $\eta_f$ の変化は大きい。より下流では $M_{opt}$ が増大し、 $\eta_f$ の変化も穏やかとなる。この $M_{opt}$ の急速な増大は速度勾配のない平板<sup>(2)(3)</sup>及び曲面<sup>(7)</sup>では見られぬ現象であって、速度勾配のあるLiessの平板の結果<sup>(5)</sup>に類似しており、速度勾配の影響であると言える。また、 $M < 0.4$ では $x/d > 20$ の下流域でもほく離冷却効率を与えられず、主流との混合がほぼ完了していることが分る。

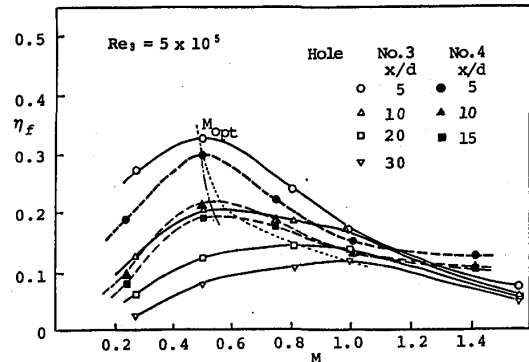


図16. 質量流速比による変化(No.3, No.4)

(2) 背側吹出し(No.3, No.4): 図16

No.3の吹出し冷却においては、 $M_{opt}$ の値はNo.1孔の場合とほぼ同様であるが、 $\eta_f$ の変化は穏やかであり、吹出し孔近傍の冷却効率はNo.1よりも低い。また少ないMにおける下流域での冷却効率

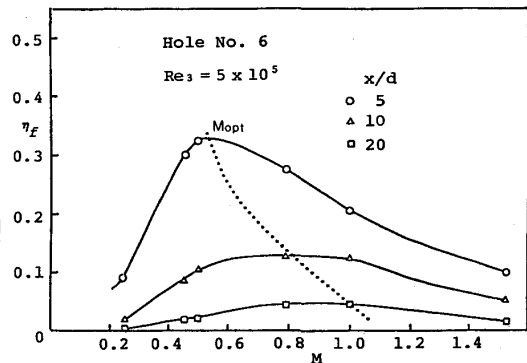


図17. 質量流速比による変化(No.6)

はNo.1吹出し角も高い値を保っており、 $\alpha=45^\circ$  であること及び、速度勾配がそれ程大きくないこと においてと考えられる。

No.4吹出しの結果は測定点の関係から  $x/d < 15$  までとされているが、大きな  $M$  で比較的高い 冷却効率を与えること及び  $M_{opt}$  の  $x/d$  による 変化が小さいことが特徴と言える。  $M_{opt}$  変化 の小さいことは、速度勾配のない場合に類似し ており、前述の加速域の結果と比較して  $M_{opt}$  の 特動が速度勾配の影響によるものと言える。

(3) 腹側吹出し (No.6) : 図17

この位置の吹出しによる冷却効率は全般に低く、特に下流域での主流との混合により、冷 却効率の低下率が大きい。このため下流域の曲線は平坦であり、高い増速域であること から  $M_{opt}$  の  $x/d$  による増加率も大きい。

(4) 各吹出し孔の比較

以上の様に、フィルム冷却効率は質量流速比の外に、吹出し角度及び裏面の曲率、速度勾 配の複雑な影響を受けている。図18は各吹出し孔による冷却効率の  $M$  による変化を、 $x/d= 10$  を代表にして比較したものである。この比較から、曲率が負である腹側のフィルム冷却 ( No.6 ) が他の部分に比べて冷却効率  $\eta_f$  が低く、 $M_{opt}$  も大きい (0.8) ことがあり、これに対し (5) 背側の3つの吹出し孔による  $M_{opt}$  は 0.58~0.6 に集中している。また図中に示した平板の結果で は、 $M_{opt}$  が小流量側にあり、これらの結果と比較することより、フィルム冷却に最も強い影響を与えるのは表 面の曲率であり、速度勾配は下流域の  $M_{opt}$  に影響を与え、吹出し角度  $\alpha$  は上流・下流の分布を変 化させるものがあることが分る。

4. 結 び

フィルム冷却タービン套の代表的な吹出し位置、角度の4種をとりあげ、低速系列実験によ り断熱壁温の計測によりフィルム冷却の特性を求めた結果、その影響要素について次の様にまとめ ることができる。

- (1) フィルム冷却に最も強い影響を与える主流側 因子は表面の曲率であり、正の曲率は  $\eta_f$  を高める。
  - (2) 正の速度勾配は下流域の  $M_{opt}$  を増大させる。
  - (3) 腹側後縁部のフィルム冷却は比較的困難で あり、何らかの工夫が求められる。
  - (4) 吹出し角度  $\alpha$  は、小さい程下流側で  $\eta_f$  が高い。
- 最後に、この実験を進められ、当所紙誌『進 歩』に、秋田県に大変御世話になった、 紙面を借りて謝意を表す次第です。

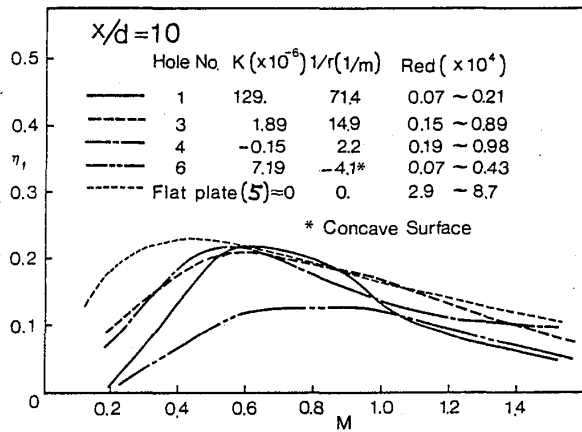


図18. 各吹出し孔の比較

- (1) Goldstein, R.J. et al, NACA CR-72612 (Nov. 1969)
- (2) Goldstein, R.J. et al, NACA CR-56404 (May 1968)
- (3) Sasaki, M. et al, ASME paper No.78-GT-32 (April 1978)
- (4) Crawford, M.E. et al, NASA CR-2648 (Mar. 1976)
- (5) Liess, C. ASME paper No.74-GT-5 (Mar./April 1974)
- (6) Broun, A. et al, ASME paper No.79-GT-24 (Mar. 1979)
- (7) Ito, S. et al, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress Paper No.3 (May 1977)
- (8) Mayle, R.E. et al, ASME paper No.76-GT-90 (Mar. 1976)
- (9) Nicolas, J. et al, ASME paper No.74-GT-156 (Mar./April 1974)
- (10) Kadotani, K. J. of Engineering for Power, Trans. of ASME Vol.101, P298 (April 1979)
- (11) Gauntner, J.W. NASA TP-1095 (Dec. 1977)
- (12) Luckey, D.W. et al, J. of Aircraft Vol.14, No.5, P494 (1977)
- (13) Dring, R.P. et al, ASME paper No.79-GT-32 (Mar. 1979)
- (14) 坂田ほか, 日本ガスタービン学会誌 Vol.6, No.24
- (15) Sakata, K. et al, ASME paper No.78-GT-21 (April 1978)

## ガスタービン翼の膜冷却に関する計算

\*<sup>かみ</sup>神野賢治 (日立製作所 機・准)  
<sup>きー</sup>吉川進三 (同志社大学 機・正)  
 藤田健司 (同志社大学 機・学)

緒言 ガスタービン翼の膜冷却について、翼形状、吹出し比および迎え角を種々に変化させて、これらの因子が膜冷却効率に及ぼす影響について主として実験的に研究を行い、その結果を先に報告した。<sup>(1)</sup> この結果に基づいて行った計算結果について報告する。

基礎方程式 二次元、定常、非<sup>性</sup>圧縮流体とする。曲面上の流れに対し、境界層近似が成立するものと仮定し、かつ、境界層厚さがその点における曲率半径に比較して十分小さいと仮定すると、基礎方程式は次のようになる。<sup>(2)</sup>

$$\text{連続の式} \quad \partial u / \partial x + \partial v / \partial y = 0 \quad (1)$$

$$\text{運動方程式} \quad u(\partial u / \partial x) + v(\partial u / \partial y) = \nu(\partial^2 u / \partial y^2) + u_1(\partial u_1 / \partial z) \quad (2)$$

$$\text{エネルギー方程式} \quad u(\partial T / \partial x) + v(\partial T / \partial y) = a(\partial^2 T / \partial y^2) \quad (3)$$

ガスタービン翼の膜冷却においては工作上冷却剤(二次流)を翼面に平行に吹出すことは困難であり、翼表面に対してある角度を有するスロットから吹出されることが多い。このような流れに対して境界層近似を行うことには問題があり、曲面上の基礎方程式を直接解くことが望ましい。しかし、図1(翼面に対して直角に吹出した前報<sup>(1)</sup>において得た流れの可視化写真)からもわかるように、スロットから吹出した二次流は比較的翼表面に沿って流れている。また、境界層近似をせずに楕円型の基礎式を解くことは困難であるので、本研究においては、式(1)~(3)を差分表示し、次に示す境界条件のもとに数値的に解いた。

境界条件 翼が完全流体中におかれた場合の翼表面における速度を任意翼型に対する守屋の理論<sup>(3)</sup>によって求め、これを境界層外端速度  $u_1$  とした。また、吹出し点における条件を図2のように仮定した。すなわち、吹出し点において二次流が仮想高さ  $H$  を有する平行噴流として供給され、その結果速度場においては、前よどみ点から吹出し点まで翼表面に沿って発達した速度分布が  $H$  だけ持ち上げられる。  $0 < y < H$  においては放物線分布とした。温度分布に対しても同

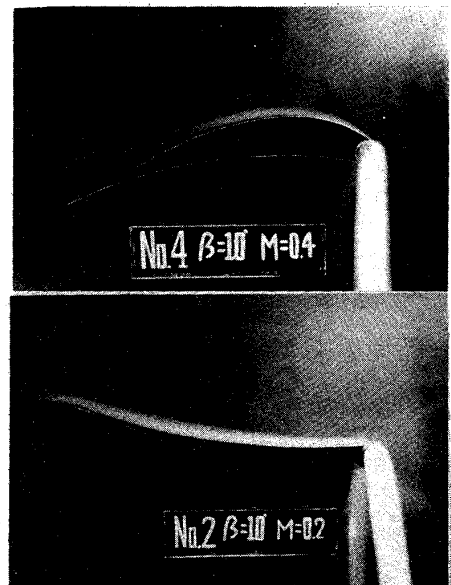


図1 二次流の可視化



様に吹出し点においてHだけ持ち上げ  $0 < y < H$  で  $T = T_s$  とした。また、壁面では  $u = 0, v = 0$ , また、断熱壁温度  $T_{aw}$  が設定温度  $T_w$  に等しくなる点を  $x_a$  とし、  $0 < x < x_a$  では  $\partial T / \partial y = 0$ ,  $x_a < x$  では  $T = T_w$  とした。すなわち、  $0 < x < x_a$  は断熱壁、  $x_a < x$  は伝熱壁で壁面温度を一定値に保つために適当な熱量を取去るモデルを想定している。

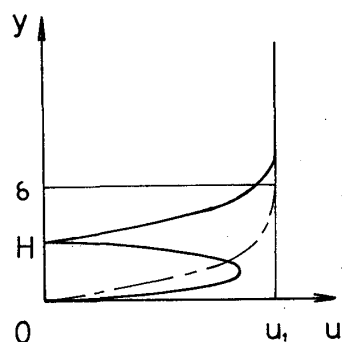


図2 吹出し点における仮想速度分布

仮想吹出し高さ 前報において使用した翼型は図3および表1に示すもので、前縁部および腹面は円弧、背面は  $r^{*2} = 2\alpha^{*2} \cos \theta$  で表わされる双葉曲線である。膜冷却に関する研究で最も重要な意味を有するものは次式で定義される膜冷却効率  $\eta$  であり、これまでに発表された多くの研究も  $\eta$  を求めることに集中されて来た。

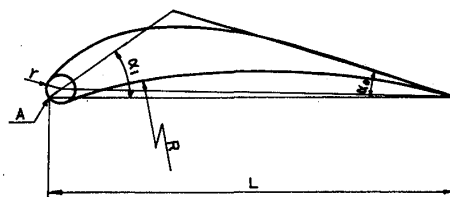


図3 供試翼型

$$\eta = (T_{aw} - T_e) / (T_s - T_e) \quad (4)$$

前報においても種々の実験条件のもとに膜冷却効率  $\eta$  が求められた。そのうちの2例(背面と腹面)を図4に示す。図中における実線はそれぞれ二次流の仮想高さHを吹出し点における境界層厚さ

表1 供試翼型諸元

翼型	L(mm)	r(mm)	R(mm)	$\alpha_i$	$\alpha_o$	$a^*(mm)$
No.1	213.4	6.75	560.0	20°	10.0°	171
No.2	210.9	6.75	426.0	25°	12.5°	145
No.3	198.5	6.75	344.0	30°	15.0°	118
No.4	187.5	6.75	286.5	35°	17.5°	105
No.5	177.6	6.75	241.0	40°	20.0°	97
No.6	168.8	6.75	208.0	45°	22.5°	92

$\delta$  の145および40%と仮定して、上のべた方法によって計算した結果である。背面においては  $0 < x_2/L < 0.4$  で、腹面においては

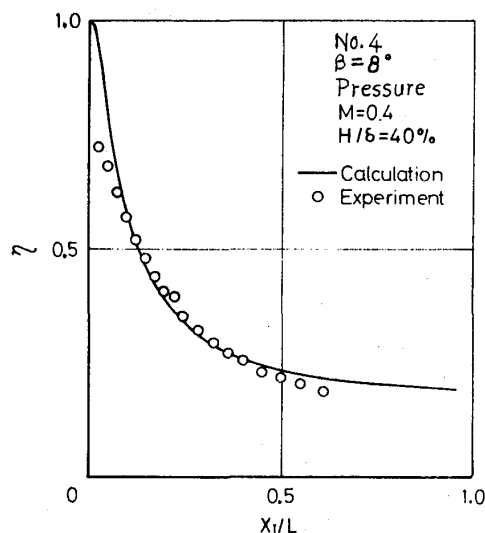
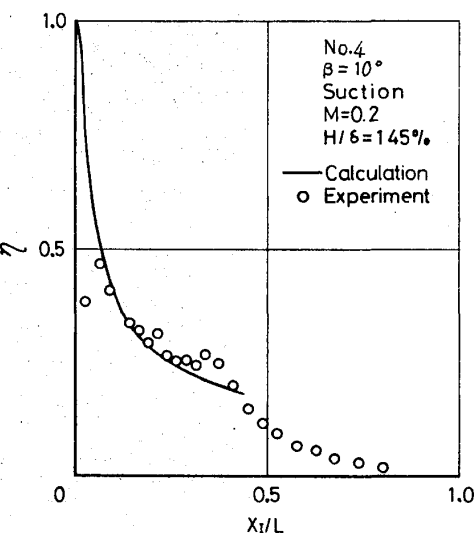


図4 膜冷却効率の実験と計算の比較

ほぼ全面でよい一致が見られる。背面の  $x_2/L > 0.4$  で実験結果が急激に減少しているのは流れの剥離によるものと考えられる。また、計算によってもこの付近で剥離し、これより下流では解が収束しなかった。仮想高さHを種々に変化させて膜冷却効

率の計算を行い、その結果を主として吹出し点近くの値に注目して実験結果と比較して、両者が最もよく一致すると思われる  $H/\delta$  を求めた。その結果を横軸に吹出し比  $M$ 、助変数に翼形状をとって図5に示す。なお、迎え角  $\beta$  による  $H/\delta$  の変化はほとんど見られなかった。以下の計算においては図中に直線で示す結果を用いた。

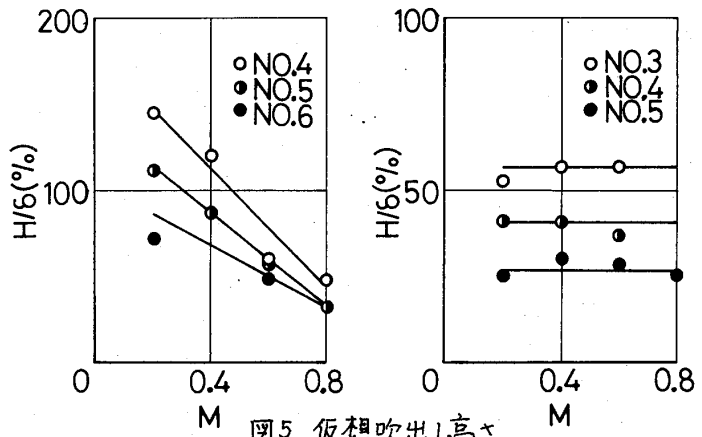


図5 仮想吹出し高さ

**計算結果および考察** 計算を行うにあたり、翼型 = No. 4, 吹出し比  $M=0.4$ , 迎え角  $\beta=10^\circ$ , 主流温度  $T_e=1250^\circ\text{C}$ , 二次流温度  $T_s=200^\circ\text{C}$ , 壁温(設定値)  $T_w=400^\circ\text{C}$  を基準状態に選んだ。以下の図中、特に示してなければ基準状態の値である。なお、主流、二次流とも空気とし、翼弦長に基づくレイノルズ数  $Re_L=120000$  とした。

**伝達熱量** 吹出し点では壁温度は二次流の温度に保たれるが、それより下流では壁温度は徐々に上昇し、十分下流では主流温度に達する。したがって、壁温度を一定値  $T_w$  以下に保つためには  $T_{aw}=T_w$  となった点より下流においては適当な熱量を取去らねばならない。この熱量は膜冷却を行わずに壁温を  $T_w$  に保つために取去るべき熱量  $q_0$  より少ないであろう。 $q_0$  を  $q_0$  で無次元化した結果を図6~10に示す。図6は吹出し比  $M$  の影響を示す。腹面では上流で  $M$  の大きい方が冷却効果は大きい

が  $X/L \cong 1/3$  以下で逆転している。これは後に示すように  $M$  の増加と共に熱伝達率が増加するためであろう。背面において一定の傾向が見られないのは図5で  $H/\delta$  が  $M$  と共に減少するためと思われる。図7に迎え

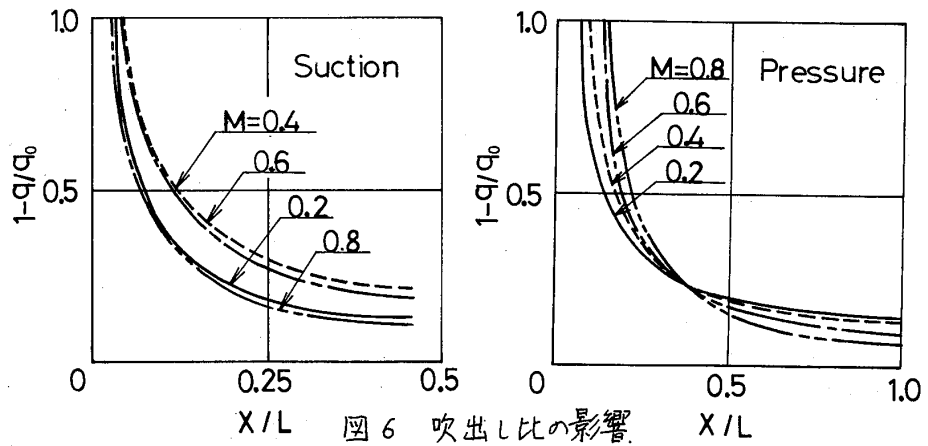


図6 吹出し比の影響

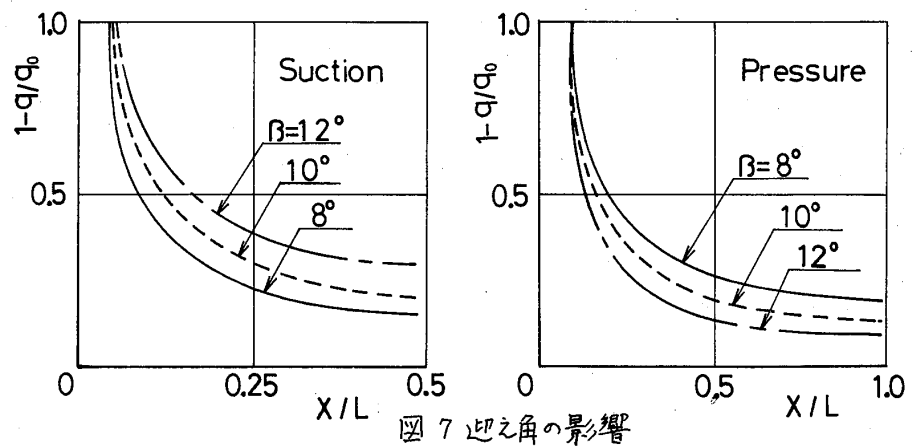


図7 迎え角の影響

の傾向が見られないのは図5で  $H/\delta$  が  $M$  と共に減少するためと思われる。図7に迎え

角 $\beta$ の影響を示す。背面においては $\beta$ の増加と共に、腹面においては減少と共に冷却効果は増加する。

この現象も熱伝達率の $\beta$ による変化から説明できる。図8に翼形状(背面)の影響を示す。その小さい翼の方が冷却効果が大きい。

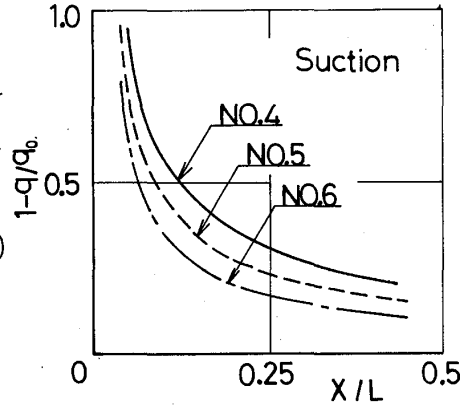


図8 翼形状の影響

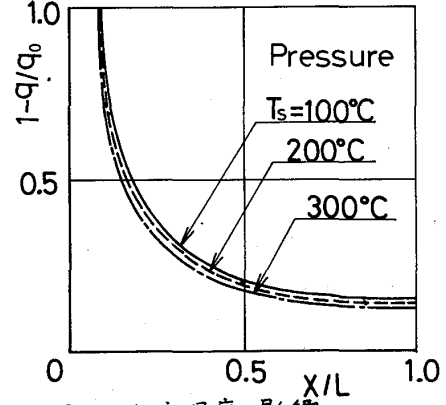


図9 二次流温度の影響

い。腹面ではこれと逆の傾向が見られたが、その影響は小さい。図9に二次流温度 $T_s$ (腹面), 図10に壁温度 $T_w$ (背面)の影響を示す。他の面も同様の傾向を示した。 $T_s$ の低下と共に当然冷却効果は増大するがその影響は比較的小さい。 $T_w$ の上昇( $T_w - T_s$ の上昇)と共に冷却効果が増加するのも当然であろう。

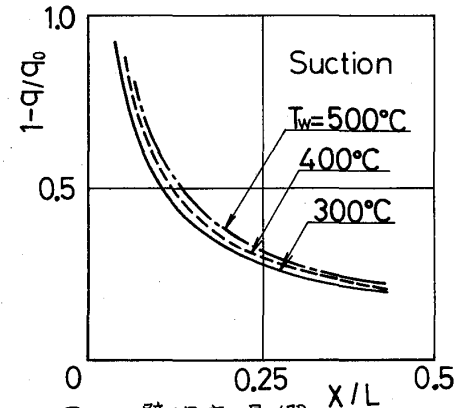


図10 壁温度の影響

**熱伝達率** 膜冷却時の熱伝達率 $h$ は

$$q = h(T_{aw} - T_w) \quad (5)$$

で定義される。一方、膜冷却を行わない場合の熱伝達率 $h_0$ は次式で定義される。

$$q_0 = h_0(T_e - T_w) \quad (6)$$

代表長さに翼弦長 $L$ をとったヌセルト数 $Nu_L$ とレイノルズ数 $Re_L$ を用いて図11~13に示す。図11は吹出し比 $M$ が熱伝達率に及ぼす影響を示す。図で $M=0$ の曲線は式(6)で定義される $h_0$ を用いて計算された結果である。吹出し比近傍で熱伝達率は大きく、

下流で減少しているが、腹面では後縁近くで再び僅か増加する傾向が見られる。一般に背面の方が熱伝達率は大きい。 $h$ と $h_0$ は定義が異なるに

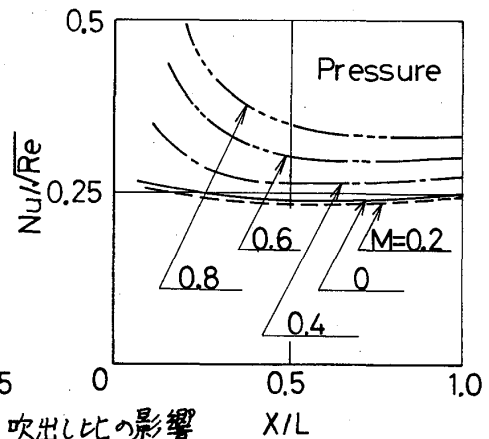
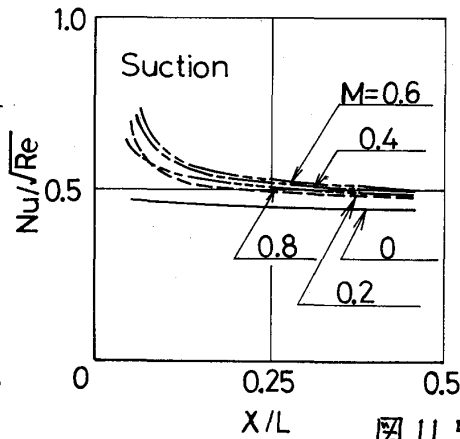


図11 吹出し比の影響

もかゝわらずほぼ等しい値をとると言われている<sup>(4)</sup>。この事は腹面 $M=0.2$ の場合には正しいが、 $M$ の増加と共にその差は大きくなる。背面においては吹出し比と熱伝達率の間に一定の関係が見られないが、これも $H/\delta$ が $M$ によって変化するためであろう。背面では $h$ と $h_0$ はほぼ等しいと言えよう。図12に迎え角 $\beta$ の影響(腹面)を示す。腹面

においては熱伝達率は $\beta$ の増加と共に増加することがわかる。 $\beta=8^\circ$ の場合に、吹出し点近傍で極大値を示しているが、吹出し点における境界条件の与え方によるものであろう。背面においては腹面と反対に熱伝達率は $\beta$ と共に

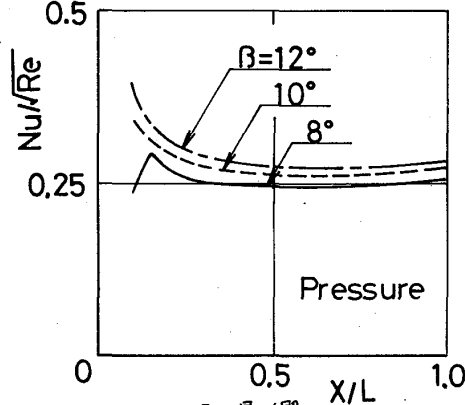


図12 迎之角の影響

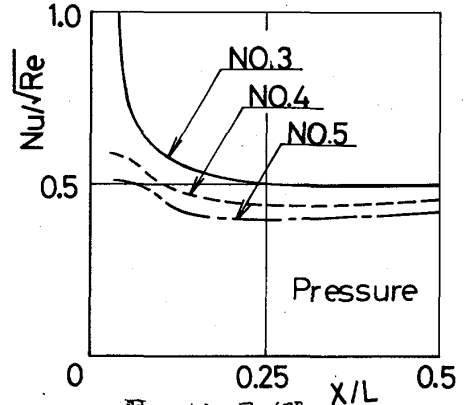


図13 翼形状の影響

減少したが、 $\beta$ の熱伝達率に及ぼす影響は腹面に対するものより小さく、また吹出し点近傍における極大値も見られなかった。図13に翼形状が熱伝達率に及ぼす影響(腹面)を示す。腹面においてはその小さい翼ほど熱伝達率が高いことがわかる。その小さい翼程主流と腹面のなす角が大きくなり、このため、図12に示した迎之角の増加と同様な効果を有するものと思われる。背面においては腹面と反対に、その大きい翼の方が高い熱伝達率を示した。背面は剥離点まで( $X/L < 0.4$ )の領域についてのみの結果であるが、この領域ではその大きい翼程主流と翼面のなす角が大きくなるために熱伝達率が増加するものと思われる。これらの傾向は図8に示した傾向と一致している。

**膜冷却効率** 式(4)で定義される膜冷却効率、(無次元断熱壁温度)に及ぼす吹出比 $M$ の影響を腹面について図14に示す。図から、膜冷却は吹出比の増加と共に増加することがわかる。図に示した結果はNo.4翼型に対するものであるが、その小さい翼に対しては必ずしも $M$ の増加とともに膜冷却効率は増加せず $M$ の小さい場合に高い膜冷却効率を示すことが実験的に知られているが<sup>(1)</sup>、これは大きい吹出し比では二次流が翼面から浮上るためであり、このような現象は本報告のように平行吹出しを仮定した理論では表わせない。背面においては $M=0.4$ において最も高い膜冷却効率を示した。迎之角 $\beta$ が膜冷却効率に及ぼす影響を図15に示す。迎之角の増加とともに膜冷却効率は増加している。この傾向は実験結果とも一致していた。図16に翼形状による膜冷却効率への影響を背面について示す。この範囲ではその小さい翼程膜冷却効率は高

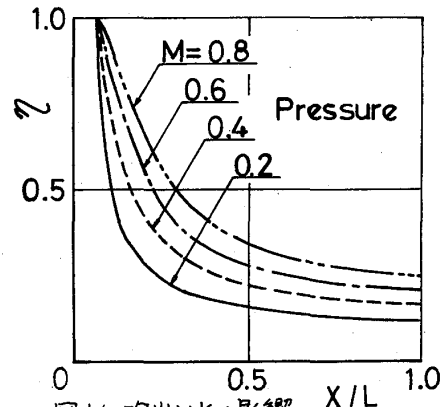


図14 吹出し比の影響

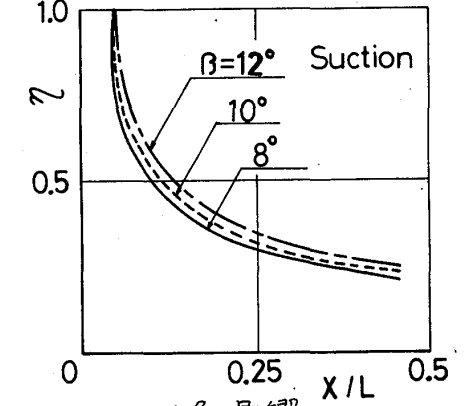


図15 迎之角の影響

いことがわかる。この傾向は実験結果と一致した。しかし、実験によれば更にその小さい翼では膜冷却効率は再び減少したが、このような翼に対しては解が収束しなかつたため、確かめることができなかつた。なお、腹面においても同様の傾向を示し、計算範囲では実験結果と一致した。

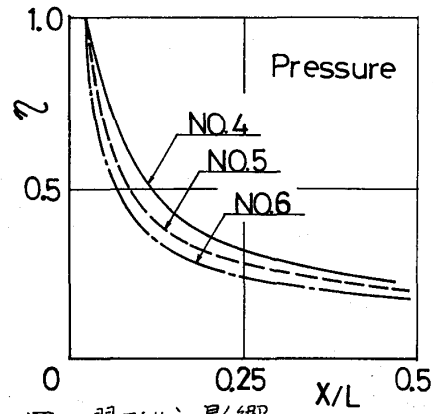


図16 翼形状の影響

**結 言** 非圧縮性流体中におかれた二次元ガスタービン翼の前縁近傍から冷却剤を吹出す膜冷却において、吹出し孔近傍は断熱壁、下流では壁温度を一定に保つための伝熱壁からなるモデルを考え、種々の条件について計算を行い、次のことを知り得た。

- (1) 膜冷却による冷却効果  $(1 - \delta/\delta_0)$  は腹面では吹出し比の増加と共に上流では増加するが下流では減少する。
- (2) 迎え角の増加と共に冷却効果は腹面では減少し、背面では増加する。
- (3) その小さい翼の方が冷却効果は腹面では低く、背面では高い。
- (4) 膜冷却時の熱伝達率と膜冷却を行わない時の熱伝達率は腹面では吹出し比の小さい範囲で一致するが、吹出し比の増加と共に熱伝達率は増加し、その差は拡大する。背面では吹出し比によって熱伝達率は余り影響されず、膜冷却を行わない場合の熱伝達率にほぼ等しい。
- (5) 迎え角の増加と共に熱伝達率は腹面では増加し、背面では減少する。
- (6) その小さい翼の方が熱伝達率は腹面では大きく、背面では小さい。
- (7) 供試翼では膜冷却効率は腹面では吹出し比と共に増加するが背面では吹出し比 = 0.4 の場合に最もよい膜冷却効率を示す。
- (8) 迎え角の増加と共に膜冷却効率は増加する。
- (9) 供試翼ではその小さい翼の方が膜冷却効率は高い。

**記 号**  $\alpha$ : 温度伝導率,  $\alpha^*$ : 定数,  $H$ : 仮想平行吹出し高さ,  $h$ : 膜冷却時の熱伝達率,  $h_0$ : 膜冷却を行わない熱伝達率,  $L$ : 翼弦長,  $M$ : 吹出し比,  $Nu_L$ : ヌセルト数,  $\delta$ : 膜冷却時の熱流束,  $\delta_0$ : 膜冷却を行わない熱流束,  $R$ : 腹面曲率半径,  $Re_L$ : レイノルズ数,  $r$ : 前縁半径,  $r^*$ : 極座標,  $T$ : 温度,  $u, v$ :  $x, y$  方向速度,  $x, y$ : 翼面に平行, 垂直な座標,  $X$ : 前岐点から翼面に沿った距離,  $\beta$ : 迎え角,  $\delta$ : 境界層厚さ,  $\eta$ : 膜冷却効率,  $\nu$ : 動粘性係数, **添字**  $a$ :  $T_{aw} = T_w$  となる点,  $aw$ : 断熱壁,  $e$ : 主流,  $w$ : 壁面,  $1$ : 境界層外端,  $I$ : 吹出し点基準,  $s$ : 二次流

**文 献** (1) 吉川・神野, 機講論, No.804-4 (昭55-3), 77. (2) S. Goldstein "Modern Develop. in Fluid Dynamics" Oxford Press, (1938), (3) 守屋 "空気力学序論" 培風館 (昭-34), (4) R.J. Goldstein "Advances in Heat Transfer, vol. 7" Academic Press. (1971).

\* 吉田豊明 三村富嗣雄 熊谷隆王 (航技研)

1. 緒言 フィルム冷却の基礎研究は近年全面フィルム冷却の平板模型、翼型模型による実験、それらの設計と解析に資する流量計算、伝熱計算に関するものが多く、なかでも冷却孔まわりの局所的解析を含んだ三次元数値計算及びその実験的研究<sup>1)~5)</sup>は、ガスタービンのタービン入口温度、熱効率の一層の向上を図るために、今後ともさらに必要とされる研究対象であると思われる。本報告は吹出口近傍外表面の熱伝達率の詳細な解析を、平板模型を用い、ナフタリン昇華法による物質伝達を適用して行ったものである。この種の解析はJ.R.Taylor<sup>6)</sup>、熊田ら<sup>7)</sup>により乱流境界層( $\delta^* = 2.2\text{ mm}$ ,  $U_{\infty} = 15 \sim 20\text{ m/s}$ ,  $D = 12\text{ mm}$ )中に乱流ジェットが吹出された場合についての報告がある。本報告では実際のガスタービンオージェ静翼の前縁近傍で現出される $Re_D$ にあわせた主流速度 $U_{\infty} = 4.5\text{ m/s}$ において実験解析を行っており、上記研究<sup>6), 7)</sup>と $\delta^*$ ,  $D$ は同じであるが $Re_D$ が異なり、特に吹出流の速度分布の違いによる熱伝達率分布の違いを考察した点が持長である。

2. 実験装置及び実験方法

実験装置の概略を図1、テストプレートの詳細を図2に示す。ナフタリンの鑄込方法、昇華量の測定、データ処理、物質伝達と熱伝達の相似性等については文献<sup>6), 8)</sup>に詳しいのでここでは省略する。主流速度、吹出管3本への等分配、二次流吹出量等微小圧力の測定には沈鐘式精密微差圧計(最大 $50\text{ mmH}_2\text{O}$ , 分解能 $0.01\text{ mmH}_2\text{O}$ )、昇華量の測定にはデジタル電気マイクロメータ(5mmスパン, 分解能 $1\mu$ , 接触圧 $120\text{ g}$ )、主流境界層、吹出流速度分布の測定には走温度型熱線流速計(HW)システム(DISA 55M型)を使用した。圧力、温度、HW出力等の微小量は平均化機能付精密デジタル電圧計を使用した。

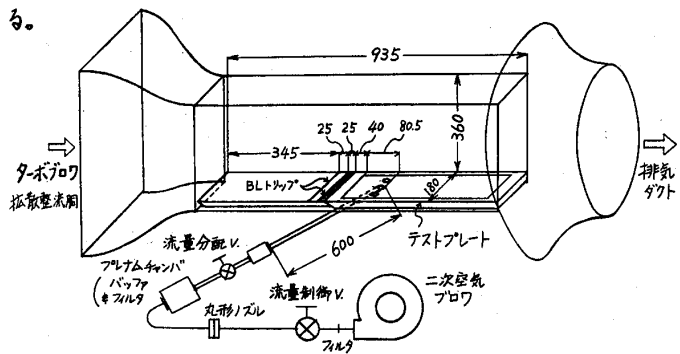


図1 実験装置概略

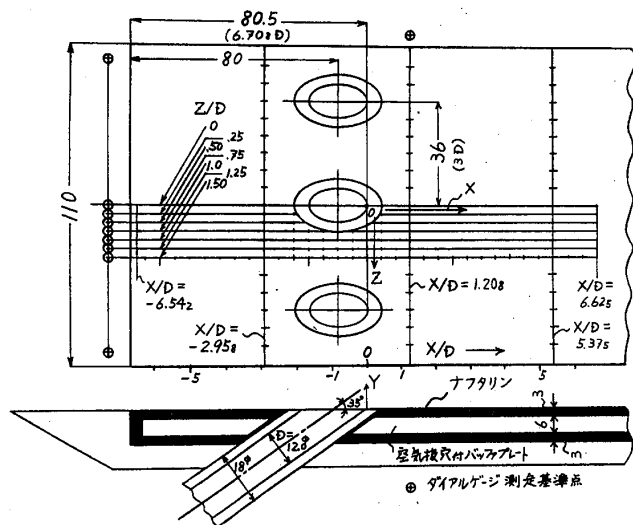


図2 テストプレート

### 3. 吹出口直前の主流壁面境界層

図3に熱線流速計による境界層の測定結果を示す。速度分布の測定結果より各種境界層厚さを算出した結果、形状係数( $\delta^*/\theta$ )は発達した乱流の値1.4とほぼ一致している。これから境界層仮想開始点を決め( $x = 669 \text{ mm}$ )  $Re_x = 1.83 \times 10^5$ を得た。この値は低乱流で滑らかな平板の臨界レイノルズ数より小さいが、主流通路中央部の乱れ強さが約1.6%、図1に示した境界層(BL)トリップによる乱流への強制的な移行、さらに  $\delta^*/\theta = 1.43$  であること、 $1/\sqrt{x}$ 乗則の式が実測値と良い一致を示すことなどから、本実験における吹出口直前の境界層は乱流型である。なお排除層

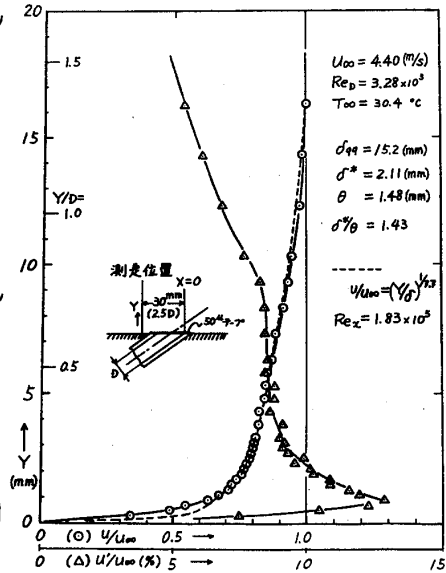


図3 吹出口直前主流境界層

厚さ  $\delta^* = 2.11 \text{ mm}$  は文献(6),(7)の値とほぼ同じである。乱れ強さも明らかに乱流型の大きな値を示しており、境界層厚さ( $\delta_{99}$ )付近でもなお約5%の大きさであるから、本報告は主流乱れが大きい場合の実験解析であるとしなければならない。

### 4. 吹出流の速度分布

主流がない状態で吹出口出口の壁面上  $Y = 0.5 \text{ mm}$  で吹出口中心を通りX方向にHWをトラバースした結果を図4に示す。主流速度  $U_{\infty} = 4.5 \text{ m/s}$  を想定すれば図4(a),(b),(c),(d)はそれぞれ質量速度比  $M_0 = .35, .5, 1.7, .5$  の場合に相当する。吹出流量が小さい(a)(b)では速度分布が放物線状で層流であり、乱れ強さも比較的小さい。一方吹出流量が大きい(c)では乱流型となり乱れ強さは外周部で10%を超える。層流、乱流の違いは  $Re_2$  の値によっても裏付けられる。

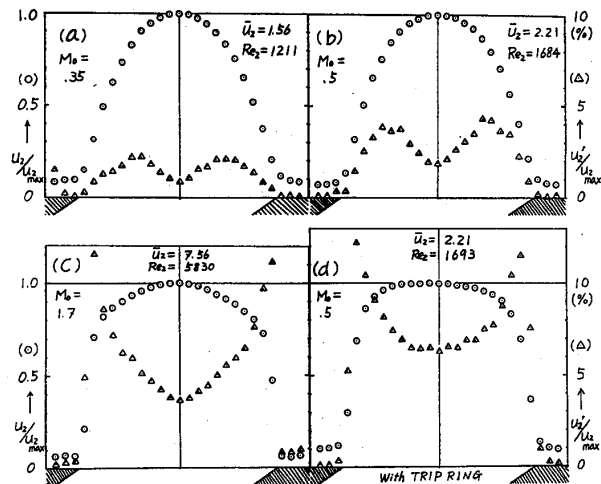


図4 吹出流の速度・乱れ強さ分布

著者の別の研究における全く同様の測定では  $M_0 = .86, Re_2 = 2.87 \times 10^3$  においてすでに乱流型であった<sup>9)</sup>。(d)は吹出管の出口より上流約10Dの位置にトリップリングをつけて  $M_0 = .5$  でも乱流型の速度分布を得ることを目的とした場合であり、図に見られる通り正に発達した管内流れの乱流型を示している。

5. 流れの互方向対称性 3本の吹出流における中央の吹出口近傍の結果が互方向に多数吹出口のある場合の結果と同一であるような議論の一般化を確認するため、あらかじめ3本の吹出管への二次空気の等分配を、吹出口出口中心部の動圧が等しくなるように図1に示す流量分配バルブの調節により各実験条件において、図った。

### 5. 流れの互方向対称性

3本の吹出流における中央の吹出口近傍の結果が互方向に多数吹出口のある場合の結果と同一であるような議論の一般化を確認するため、あらかじめ3本の吹出管への二次空気の等分配を、吹出口出口中心部の動圧が等しくなるように図1に示す流量分配バルブの調節により各実験条件において、図った。

さらに実験時の昇華量測定点もこの対称性を見るため  $X/D = -2.96, 1.21, 5.38$  においてほぼ全スパンを対象とした(図2参照)。図5は本研究で最も吹出量が多い場合の昇華量を示す。設定された実験条件に暴露した時間は本研究の場合すべて1時間である。結果は3つの  $X/D$  検査線上でそれぞれかなりよい対称性が得られており、主流のZ方向一様性、3本の吹出流の等分配が達成されていると見なしてよい。ただし図中左右両端の値は、凡洞側壁、テストプレートによる熱伝導、主流の二次流れの影響と思われる昇華量の増大が見られる。実験データの解析は図2に示す  $0 \leq Z/D \leq 1.5$   $-6.54 \leq X/D \leq 6.63$  の範囲で行った。

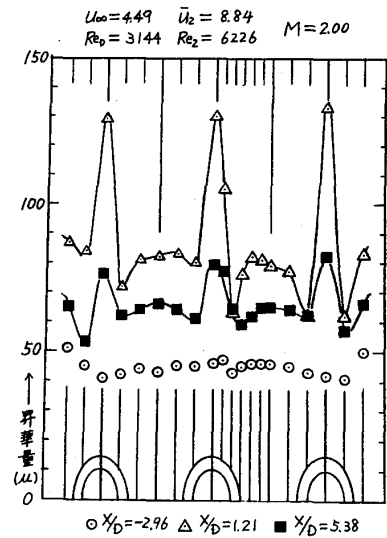


図5 昇華量のZ方向分布

**6. 平板上の物質伝達率** フィルム冷却のある壁面上の熱伝達率は冷却孔のない場合に比べてどのような違いをもたらすかという議論が本研究のような場合、重要であるから、その根拠となる吹出口のない場合の分布を先ず実験で得た。図6はその結果である。  $H/D$  は図2に示すX方向7本の検査線上の各  $X/D$  における値をZ方向に積分平均した値である。

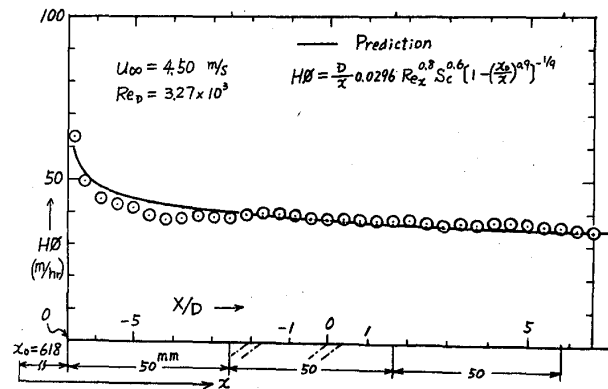


図6 平板上の物質伝達率分布

ナフタリンの  $X/D$  方向の昇華開始点(温度場における等温壁の開始点)近傍では  $H/D$  は急激な下降を示すが、比較的短い距離でほぼ一定の値にとどまる。傾向としてはごくゆるやかな減少を示す。図中の実線は W.C. Reynolds ら<sup>10)</sup>により示された実験式であり、境界層仮想開始点  $x_0 = 618$  mm を適用したものである(オノ項参照)。全体に良く一致しているが見なされるが、比較的短い距離における少しのずれは、なお  $x_0$  がもう少し大きい値であることを示唆している。吹出流のある実験の結果はここに示した  $H/D$  の実測値に、各実験時の温度、主流速度のわずかな違いによる補正を行った値を分母としてデータ処理を行った。

**7. 物質伝達率のX方向分布** 図7にZ方向に積分平均した物質伝達率  $\bar{H}/H/D$  の実験結果を示す。パラメータは質量速度比  $M$ 、及び吹出流の速度分布(層流型L, 乱流型T)である。全体の傾向は  $M < 1.5$  のグループと  $M \geq 1.5$  のZ本とのそれぞれにおいてほぼ同じであるが、層流型ジェットの方が乱流型に比べ値が低い(スケッチ(a)参照)。またそれぞれのグループで  $M$  が増大するとスケッチ(b)に示すような傾向となる。吹出口直前において  $\bar{H}/H/D$  が減少を示すのは吹出流が主流をせき止める効果



によるもの、 $X/D \approx 0$ で極大値を示すのは吹出口の両わきで発生する伴流うずに起因すると思われる島状の物質伝達率極大値領域によるもの、さらに $X/D \approx 1$ 付近の少し大きな値は主流がジェットの下方にまわり込むため吹出口後縁付近にできる極大値の島によるものであるがこの島は $M$ の増大につれてわずかに後流側へ移動する(図9参照)。

さて吹出口下流 $X/D > 1$ においては、 $\bar{H}/H_0$ はゆるやかな減少の傾向を示し、その絶対値は $M$ が大きいほど高い。ただしトリップリングを挿入した場合の結果( $M=5$ )はリングなしの $M=1$ の結果よりわずかに高いほどの傾向を示す。これは図4(c),(d)に見られるようにリング付の場合は吹出流周囲部の乱れ強さが大きく、かつ速度分布も一様流に近いので周囲部の速度勾配が大きく、主流との混合の度合いが強いためであると思われる。層流型ジェットでは吹出量が少なく、主流との混合の度合いが弱いのでこの領域で $\bar{H}/H_0 \leq 1$ となる。

図8は7列の $Z/D$ -定線上の $X$ 方向への物質伝達率分布を、代表例として $M=0.5$ (Lam. Jet)の場合について示す。前流においては著しい差異がなく、 $X/D=0$ 付近では $Z/D=0$ 及び $Z/D=.75$ 線上で極大値が示されるが、中間の $Z/D=.25$ ,  $Z/D \geq 1$ では低い値にとまっている。後流になるにしたがい再び $Z$ 方向の差異はなくなっていく。 $Z/D=.5$ ,  $X/D=0$ 付近は吹出管の肉厚が露呈している部分でデータは得られないが、実際はその領域で高い値を示すものと想像される。

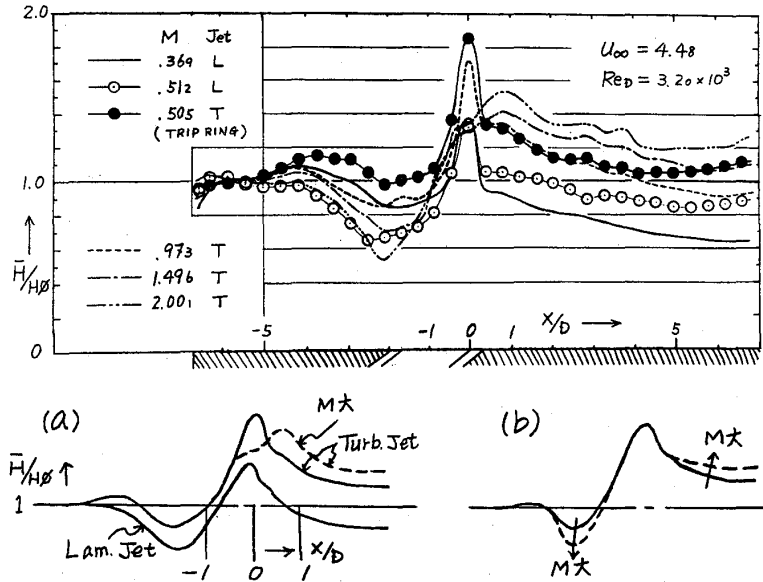


図7 Z方向平均物質伝達率のX方向分布

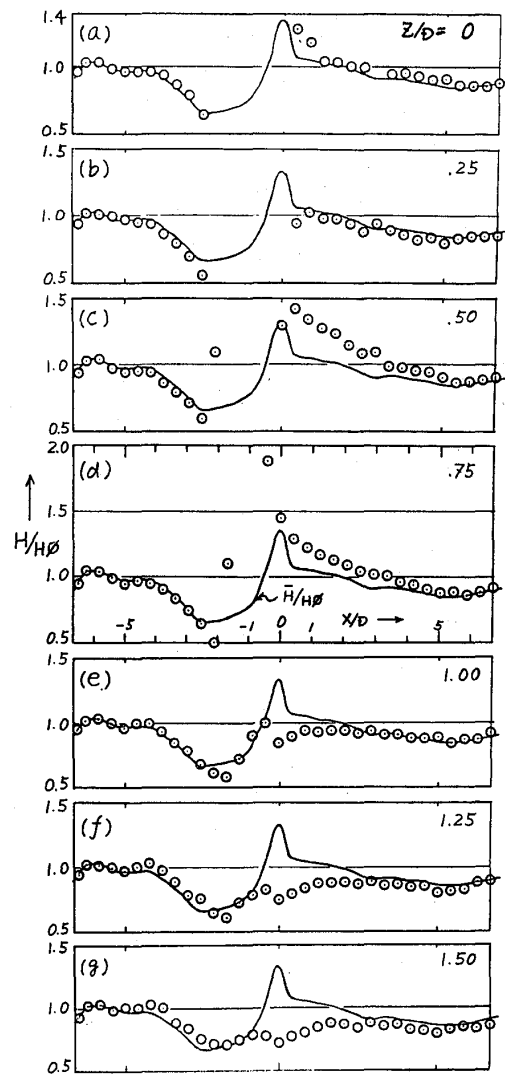


図8 Z/D-定線上の物質伝達率分布 ( $M=0.5/2$ , Lam. Jet)

その理由については次項に述べる。

### 8. 物質伝達率の等増加率線図

図9は $H/H_0$ の等しい点を通じた等増加率線図であり、図7で見られるように $M=1.5$ は $M=2$ と、 $M=3.7$ は $M=5(L)$ とほぼ同じ変化の様式を示すから様式を代表する4つの例についてここに示す。

以下にこれらのマップから帰結される事項を列記する。(I)層流ジェット及び $M \geq 1.5$ の乱流ジェットのように中心部で高い運動量を有するジェットは吹出口前流で主流をせき止める効果が強く、その領域では物質伝達はかなり低い。

(II)吹出口の両わきに伴流うずの発生によると思われる極大値の島ができる。本研究では吹出管の肉厚が3mmあって、これが表面に露呈している部分に、Taylor<sup>6)</sup>、熊田ら<sup>7)</sup>によれば、極大値のスポットが存在する。図9下右のスケッチに示すように本研究の島はその先端の一部が測定されていると見るのが妥当と思われる。ちなみにTaylorの場合は吹出管の肉厚は0.13mmである。したがって前項 $H/H_0$ の分布において $-2 < X/D < 0.5$ の範囲で右に示すような差異があることに注意しなければならない。

(III)吹出口の後縁又はその後流( $Z/D=0$ 線上)にもう一種の極大値領域ができる。その値は $M$ の増大と共に大きくなり、かつ位置は少し後流へずれる。これらの極大値は吹出流の背後へ両側からまわり込んだ主流が対称線上で衝突して激しい速度の変動を生ずるためであると考えられる。この流れは左右から入り込む主流又は一对の伴流うずとジェット主流に囲まれて、対称線上を後流へ移行する。

(IV)吹出流によるせき止め効果が現われるよりさらに上流において $H/H_0 > 1$ を示す結果が得られた(特にトリップリング付ジェットで著しい。図7、図9(b)(c)参照)。この傾向を示すグループは(I)で述べたかなり低い物質伝達を示すグループ以外の実験で見

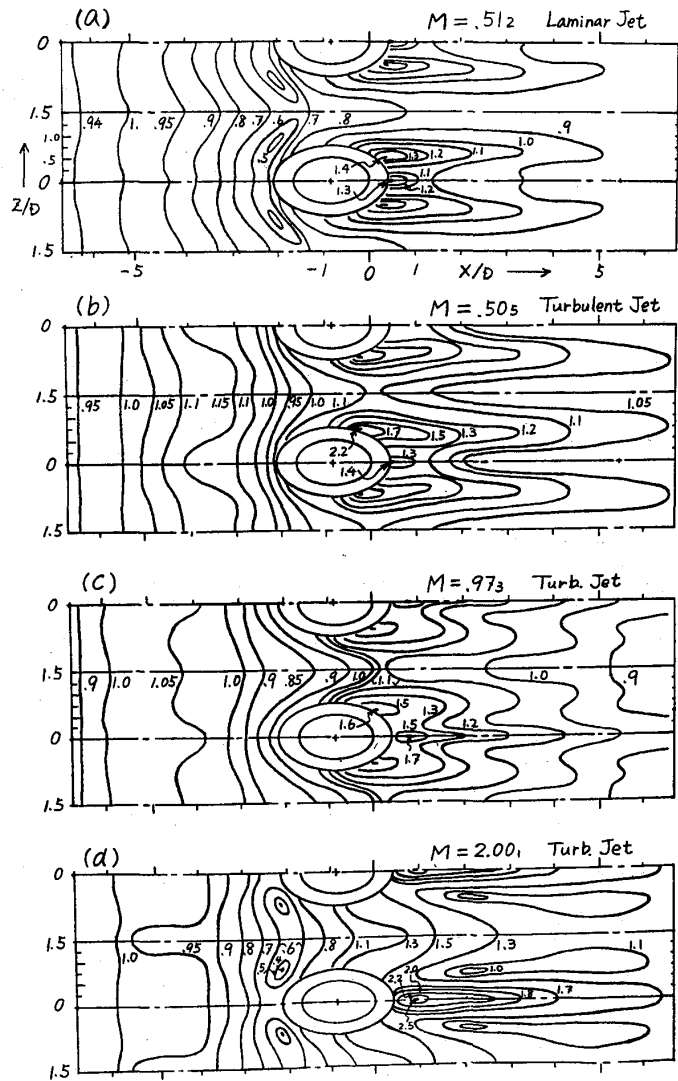
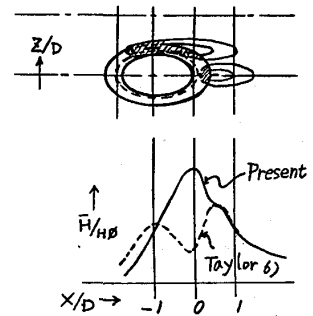


図9 物質伝達率の等増加率線図



られる。すなわちジェット中心部の運動量がそれほど大きくない ( $M: .35(L), 1.(T), 1.5(T)$ ) か又はジェット外周部の乱れが強いもの ( $M: .5(T)$ ) は吹出流と主流との混合が吹出口近傍においてすでに比較的強く、その影響は  $X/D = -5 \sim -2$  の領域にまで及んでいる。(ホ) フィルム冷却として適切と思われる質量速度比  $M \leq 0.5$  においては  $H/H_0$  は大部分の領域で  $0.6 \sim 1.4$  の範囲に入り、限られたスポットで  $2$  を超える最大値を示す。これらの値は  $Re_D = 3.2 \times 10^3, 1.1 \times 10^4$  でも同様であるが (4).(ニ) の結果は低い  $Re_D$  すなわち本研究において観測された。

**9. 結言** 一列円孔から乱流境界層へ吹出されたジェットによるフィルム冷却の効果に資する吹出口近傍の熱伝達率分布を、ナフタリン昇華法による物質伝達を導入して実験解析した。特にタービンベン前縁近傍で現出されるような低い  $Re_D$ 、及び吹出流の速度分布が層流型、乱流型の場合について解析した。その結果はすでに前項で箇条書にしたが、主要な結果は以下の通りである。

- (イ) 中心部で高い運動量を有するジェットは吹出口前流で主流をせき止める効果が強く、その領域で低い熱伝達率をもたらす。
- (ロ) (イ) と逆に運動量が相対的に低いジェット又は乱れの強いジェットの場合には、吹出口前流において吹出流のない場合よりも高い熱伝達率を示す。
- (ハ) 層流型ジェットの場合、後流  $X/D > 0$  で  $H/H_0 < 1$  となる。
- (ニ)  $H/H_0$  は大部分の領域で  $0.6 \sim 1.4$  の範囲に入るがスポット状の最大値は  $2$  を超える。
- (ホ) 島状の最大値領域は2種類あり、その発生位置は吹出口の両側と後縁近傍であるが  $M$  の増大と共に後縁近傍の島はわずかに後流へずれる。

(4).(ロ)(ハ)については  $Re_D$  の大きい場合 (6),(7) では観測されていない。フィルム冷却にとって冷却孔の前流側にこのような熱伝達率の変化があることは注目すべきことであると思われる。なお今後の問題として境界層が層流型の場合の解析、流れの可視化、数値計算による検討等がある。

**10. 記号**  $D$ : 吹出管内径, 拡散係数,  $H, H_0$ : 物質伝達率 ( $H_0$ : 吹出口なしの場合)  
 $M$ : 質量速度比 ( $\rho_2 \bar{u}_2 / \rho_{\infty} u_{\infty}$ ,  $\rho$ : 密度)  $M_0$ :  $u_{\infty} = 4.5 \text{ m/s}$  を仮定した場合の  $M$ ,  $Re_D = u_{\infty} D / \nu_{\infty}$   
 $Re_z = \bar{u}_2 D / \nu_2$ ,  $Re_x = u_{\infty} x / \nu_{\infty}$  ( $\nu$ : 動粘性係数),  $Sc$ : シュミット数 ( $\nu/D$ ),  $u$ : 速度,  
 $X, Y, Z$ : 流れ方向, 壁面上方向, スポン方向座標 (図2参照),  $x$ : 境界層開始点からの  $X$  方向座標 ( $x_0$ : ナフタリン昇華面までの  $x$ ),  $d_{99}, d^*, \theta$ : 境界層厚さ ( $u_{\infty}$  の 99%), 排除厚さ, 運動量厚さ, 添字  $\infty$ : 主流,  $z$ : 二次空気,  $-$ : 積分平均,  $'$ : 変動成分

**11. 文献** 1) T. Morimatsu et al., 1977 Tokyo Joint GT Cong., 2) 笠木ら, 才16回伝熱シンポ('79), 3) G. Bergeles et al., ASME 75 WA/HT 109, 4) G. Bergeles et al., Gas Turbine Heat Transfer ASME WA 78, 5) M.E. Crawford et al., NASA CR 2786 (Dec '76), 6) J.R. Taylor, MS Thesis Univ. of Minnesota ('75), 7) 熊田ら, 才16回伝熱シンポ('79), 8) 森下, 野村, 船研研究報告 V5, N5 (S43.9), 9) T. Yoshida, MS Thesis Univ. of Minnesota ('77), 10) W.C. Reynolds et al., NASA Memo 12-2-58W