

# ガスタービン用熱交換器の動向

特別講演

熊田雅弥(岐阜大学工学部)

## 1. まえがき

近年、熱機器の高効率化のために、全般的に作動温度は高温化の傾向にある。特にナショナルプロジェクトの300kW級のセラミックガスタービン(CGT)開発は、ガスタービンの高効率化(熱効率42%)のために、各要素にセラミックスを使用することによって、TIT1350°Cを目標に開発の終局を迎えるとしている。このプロジェクトのCGT301においてはハイブリッド形セラミック熱交換器がガス入口温度825°Cの条件で開発されている[1]。また、すでに終了しているナショナルプロジェクトの自動車用100kwセラミックガスタービンの開発においても、セラミックハニカム製蓄熱コアを使用した回転蓄熱式熱交換器が開発されている。ここでは、ガス側入口温度は950°Cが目標に設定されている[2]。この様な高温化に伴うセラミックスの使用は、耐熱・耐腐食性に優れている点が導入の動機になっているが、高熱効率を追究する上で必然的な結果と言える。一方でCGT302に見られるように金属性の熱交換器の開発もなされている。しかし、セラミックガスタービンが、何時実用化されるかは、信頼性の向上が条件であり、今しばらくは困難であろう。同時に、日進月歩の状況にあるセラミックスの開発に期待は大きいが、金属製熱交換器のような加工性の点では技術的に困難が伴い、コンパクト化が技術課題として残されている。

ガスタービン用熱交換器に要求される現在の課題は、高温化とコンパクト化であるが、空調用熱交換器に比して、高温化がコンパクト化の限界となっている。空調用熱交換器において、省エネルギーの要求から管外側の伝熱促進は近年急速に進展し、加工技術の限界に達し、その要素技術の開発は成熟期にあり、開発速度は現在では鈍化しているのが現状である。画期的な開発は能動的促進として流動層の適用、電場・磁場の適用等が提案されているが、実用化にはさらなる工夫が不可欠になっている。ガスタービン用、空調用熱交換器に限らずコンパクト化は、評価方法によらず何らかの伝熱促進を行えば、コンパクト化が理論的に実現する。したがって、高温化に対応するにはセラミックスの導入は不可避であるが、その信頼性の確立までの過渡期に特殊金属が空白を埋められるかどうかにかかっている。この様な意味でコストを考慮した上で目的によって両者の使い分けが行われ、試行錯誤が続くものと予想される。

本稿は、ガスタービン用熱交換器の最近の開発状況を概説し、セラミック熱交換器の性能向上について、研究室規模で検討した流動層形セラミック熱交換器の結果と問題点について述べる。

## 2. 自動車用ガスタービンの熱交換器

最も古くからセラミックスの耐熱性を利用した蓄熱式熱交換器が開発されてきたこともあって、セラミックハニカムコアを用いた回転蓄熱式熱交換器が開発の中心であり、これは小型であり、熱的性能の上からも当然と言える。歴史的には、AGT100、101プロジェクトで開発され、図1にそのシステムの概念を示す[3]。コーデュライト製セラミックハニカムが使用され、目標温度効率は約93%である。これに対して日本での開発はナショナルプロ

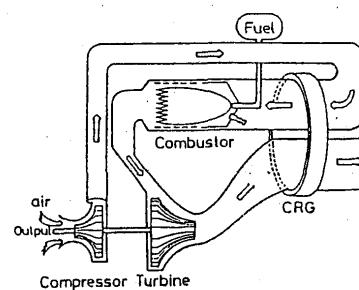


図1 AGT101 の概念図

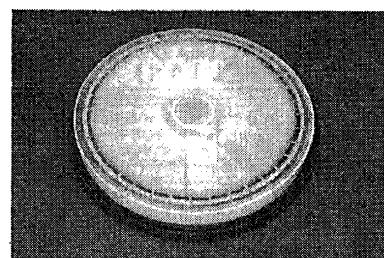
ジェクトとして1997年3月に終了した100kW自動車用セラミックガスタービンにおける回転蓄熱式熱交換器である[2][4]。コア材料は、図2に示すコーニング社のLAS材と日本ガイシのMAS材が採用され、目標温度効率は約93%である。開発の中心的課題は、シール、特に高温側のインナーシールとコア駆動系である。最終的には性能値と耐久性の目標を達している。これに対して、伝熱式の熱交換器を推奨する結果の報告[5]もある。図3は、ORENAで開発された対向流円筒型の熱交換器である。金属とセラミックスの両方が試作されている。基本的な論点は、部分負荷での流量では効率の差は小さくなり、漏れの無い伝熱式の方が性能がよくなる。また、漏れが大きければ（実際7%の漏れを想定している）、セラミックスを使用して高温化しても損失が大きい。100kWのエンジンで、“OVEREXPANSION”のコンセプト（タービンで膨張後、熱交換器で冷却し再圧縮する）を導入することでシステムの改善を提案している。最終的には、押し出し成形のフイン付セラミック熱交換器は、圧縮比5.5で回転蓄熱式熱交換器と同等の性能を得ている。

### 3. 300 kW級ガスタービン用セラミック熱交換器

ナショナルプロジェクトCGTにおいて、2種類の熱交換器が開発されている。CGT301のハイブリッド形セラミック熱交換器（図4）とCGT302のプレートフィン式熱交換器（超耐熱合金HA230）（図5）である。実際には、開発が中止されたCGT303において、自動車用と同じセラミックハニカムコアを用いた回転蓄熱式熱交換器があった。プレートフィン式熱交換器に構造的な新しさはないが、ヘインズアロイの難加工性による成形品質とろう付技術による品質に課題が残されている。表1にCGT301の熱交換器の開発目標と運転条件を示すが、両者の

表1 热交換器の運転条件と開発目標

開発ステップ (タービン入口温度°C)			中間目標 (1200)	最終目標 (1350)
目標	温度効率 $\epsilon$ (%)		84以上	84.5以上
	全体圧力損失 $\Delta P/P$ (%)		4.5以下	4.5以下
運転条件	空気 入口 温度	T <sub>a,in</sub> (°C)	280	281
	空気 入口 圧力	P <sub>a,in</sub> (kPa)	732	740
	空気 流量	G <sub>a</sub> (kg/s)	0.945	0.889
ガス	ガス 入口 温度	T <sub>g,in</sub> (°C)	696	825
	ガス 入口 圧力	P <sub>g,in</sub> (kPa)	107	107
	ガス 流量	G <sub>g</sub> (kg/s)	1.03	0.929



LASコア

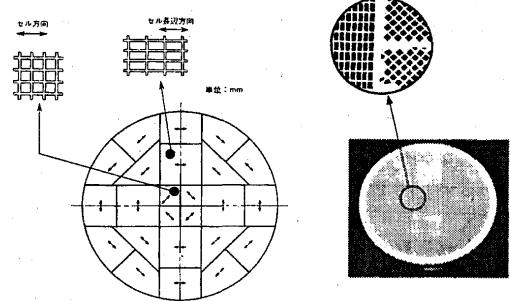


図2 MASコア

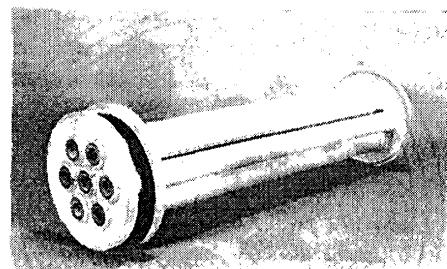


図3 対向流型熱交換器

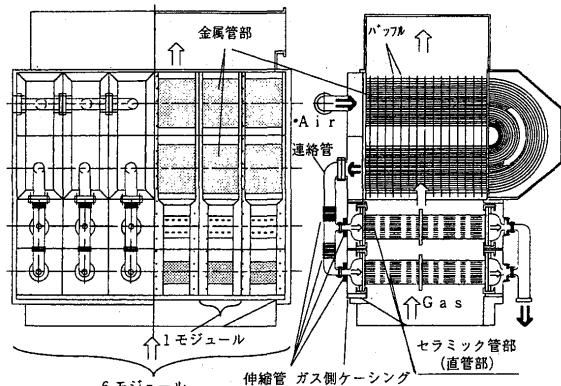


図4 ハイブリッド形セラミック熱交換器

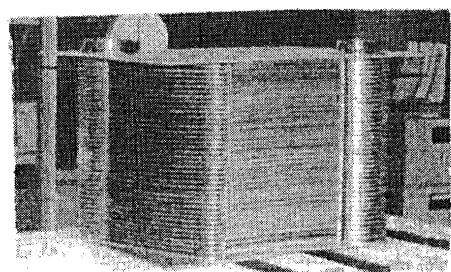


図5 プレートフィン熱交換器

開発目標はほとんど同じである。特に、セラミック熱交換器においては、内部熱伝達率の向上のために放射状の6枚のリブが取付けてある。セラミックの材質は窒化珪素で、日本ガイシ製である。表2に伝熱要素の仕様を示す。最終的に6モジュール並列に配置して使用される。この場合、セラミックス管だけの総本数でも1000本を越え、熱交換器の肥大化は避けられず、コンパクト化の問題が残された課題である。

#### 4. 流動層形セラミック熱交換器

前述したように、高温化とそれに伴う腐食性に優れたセラミックスを熱交換器材に使用する有効性とその実用化の可能性は、脆性による信頼性と金属との接合部での問題が残ってはいるが、近い将来には十分期待できる。ただ、現状ではセラミックスの難加工性によって熱交換器のコンパクト化はほとんど期待できない。この点を改善するために、流動層を適用することによって、浮遊粒子群による攪乱作用による対流伝熱促進と粒子群からの輻射伝熱の促進効果を期待して実験を行った結果について以下に述べる。

図6は、最高温度1200°Cの流動層内にセラミック伝熱管群を埋設した場合の伝熱特性を明らかにするための装置の概要を示したものである。塔断面は、320x120mmで、熱交換器はCGT301にて使用されたものと同じ形状のセラミック管が管中心間ピッチ16mmの千鳥配列で7列5段で構成されている。粒子は、耐熱・耐熱衝撃性を考慮して、直径1mmアルミニナボールを使用した。層内温度は燃焼ガスの当量比により、また冷却空気温度は電気ヒータにより制御した。図7は、層内及び管壁温度の一例である。冷却空気入口近傍で管壁

表2 伝熱要素の仕様(1モジュール)

	セラミック管部	金属管部
伝熱管外径(mm)	8	6
伝熱管内径(mm)	6	5.2
伝熱管本数(1モジュール)	163*2	797
伝熱管有効長さ(mm)	550	590
材質	SN-84	SUS316
管内側形状	直線フィン (放射状配置)	ねじり板 (挿入)
フィン板厚(mm)	0.3	0.2
管配列(管ピッチ/管外径)	正三角形配列(1.33) 金属管部はパッフル板付き	

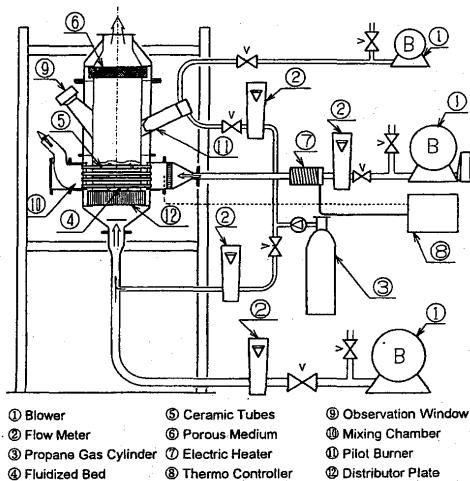


図6 流動層形セラミック熱交換器  
塔断面は、320x120mmで、熱交換器はCGT301にて使用されたものと同じ形状のセラミック管が管中心間ピッチ16mmの千鳥配列で7列5段で構成されている。粒子は、耐熱・耐熱衝撃性を考慮して、直径1mmアルミニナボールを使用した。層内温度は燃焼ガスの当量比により、また冷却空気温度は電気ヒータにより制御した。図7は、層内及び管壁温度の一例である。冷却空気入口近傍で管壁

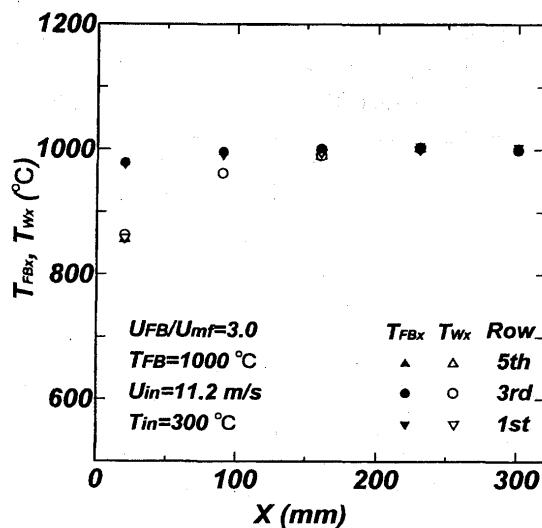


図7 層内及び管壁温度

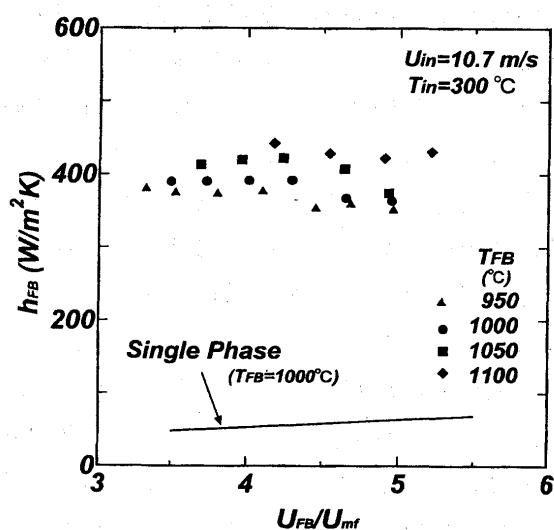


図8 管外平均熱伝達率

温度は低いが、層内温度は管軸・鉛直方向にほぼ一定である。管位置による管壁温度の差も小さい。図8は、管外平均熱伝達率の一例である。空塔速度の増加と共に管外熱伝達率は僅かに低下する傾向にある。また、層内温度が高いほど管外熱伝達率は大きくなる。これは、高温流動層における輻射伝熱効果で、温度範囲が狭く多少バラツキもあるが、層内温度100°Cの増加に対して約7%管外熱伝達率は増加する。また図中比較のために示した流動層を適用しない単相の場合の管群の管外熱伝達率をZukauskasの整理式[6]より求めた結果に対して8倍近い大幅な促進を示している。

図9は、管内ヌセルト数に対する管内レイノルズ数の結果を冷却空気入口温度をパラメータに一例を示したものである。レイノルズ数範囲は違うが、同一形状の管を使用して管壁温度650°C以下で求めた吉村らの結果[1]も併せて示す。管内流速の増加に伴い、管内平均熱伝達率は大きくなる傾向にあるが、レイノルズ数に対する依存性は約1.1乗と従来の結果より大きい。吉村らの結果とはほぼ同じ傾向にある。

図10は、温度効率に対する空塔速度の影響を層内温度をパラメータに対して示した一例である。温度効率に対する空塔速度の影響は大きくない。層内温度の影響は、熱管流率が管内側に支配されているため大きく現れていない。

##### 5. フィン付セラミック管の開発

前述したように、流動層を適用することによって管外平均熱伝達率は大幅な増加が実現できる。しかし、実機への展開を考えた場合、流動層の適用は熱交換器のハンドリング上問題が多いので、金属熱交換器同様フィン付管の開発が望まれる。図11は、日本ガイシ(株)によって本研究用に開発されたセラミックフィン付管で、フィン形状、表面加工性状、フィン締代について種々試作し最適フィン効率から決定されたものである。この種のセラミックフィン付管は世界的にも試作された例が無く、試作段階では一体成形ではない。管は裸管と同一でフィンピッチ5mm、フィン高さ16.8mm、フィン厚さ2mmである。表面性状はAS-FIRED、締代は、0.18mmが最終的に決定された条件である。フィン管と裸管との表面積比は4倍で、フィン効率は0.85である。図12は、層内及び管壁温度の一例である。裸管に比して管壁温度は冷却空気入口部で管外熱伝達率の

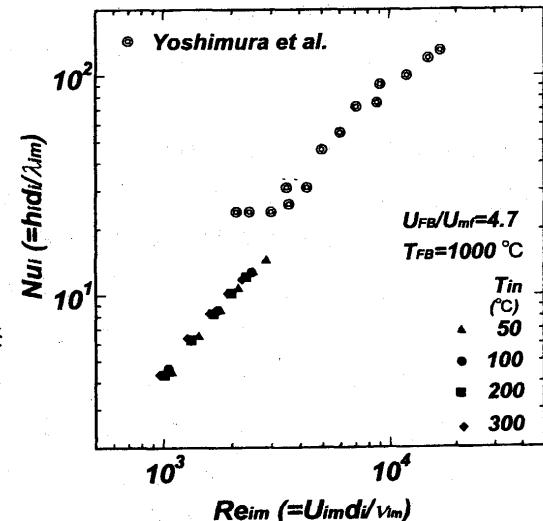


図9 管内平均熱伝達率

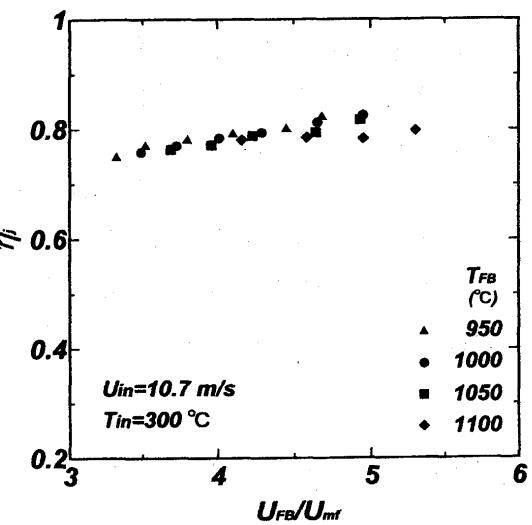


図10 温度効率

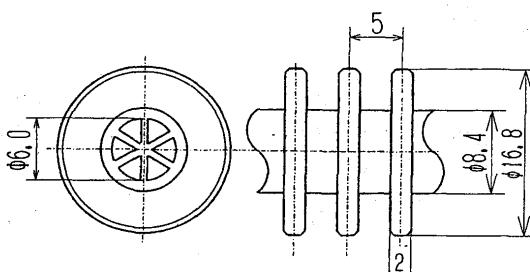


図11 フィン付セラミック管

増加によって高くなっているが、層内温度の均一性は維持されている。

図13は、空塔速度に対する管外平均熱伝達率の結果を層内温度をパラメータに示したもので、裸管に比して約3倍の熱伝達率の促進が得られ、単相の裸管に対しては約20倍の促進を得たことになる。フィン効果が若干低下したのは、フィンによって流動粒子の浮遊自由度が抑制されたものである。空塔速度の影響が顕著なのも、フィンによる浮遊粒子密度も低下によるものと思われる。浮遊粒子による輻射効果も管壁温度の上昇により相対的にその効果が小さくなつたものと考えられる。

図14は、管内平均熱伝達率の結果の一例である。裸管よりも管内熱伝達率は低下している。これは、フィンによって管外熱伝達率が増加し、管壁温度が高くなつたため、表3に示すように、管入口、出口レイノルズ数が大きくて低下することによる層流化現象によって引き起こされたものである。紙面の関係で詳細は省略するが、管内熱伝達率の促進のために設けられた内部放射状リブによって形成される扇形流路は、円管断面に比して頂点付近の流路の狭さが本来層・乱流共存形の流れとなつていて、高温化によって層流化が促進されたために熱伝達の低下を

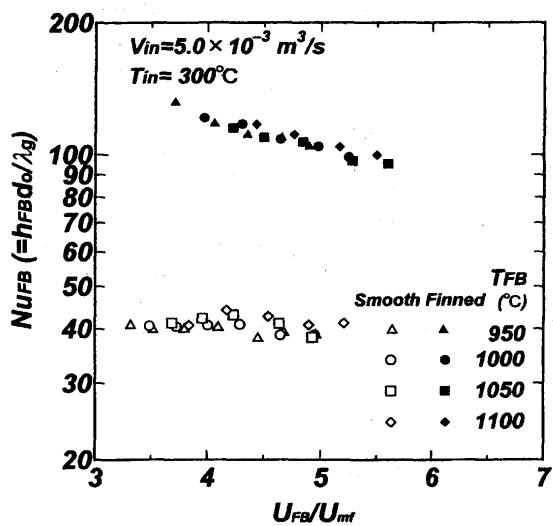


図13 管外平均熱伝達率

引き起こしたものである。温度効率に対しても、約5%低下する。この様に、フィン付管による管外熱伝達率の増加は、より冷却空気が高温化し層流化が避けられない問題となるため、内部における放射状リブに代わる新しい伝熱促進プロモータの開発が望まれる。

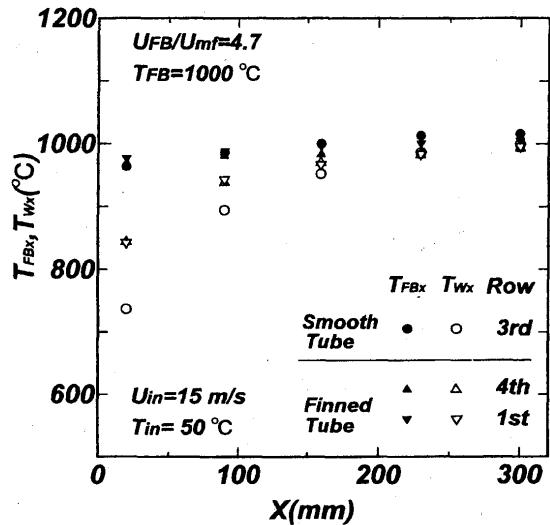


図12 層内及び管壁温度

表3 管出・入口における物性値  
及びレイノルズ数変化

	伝熱管入口 (50°C)	伝熱管出口 (1000°C)
密度 (kg/m³)	1.06	0.268
動粘性係数 (m²/s)	$1.85 \times 10^{-5}$	$1.84 \times 10^{-4}$
熱伝導率 (W/mK)	$2.78 \times 10^{-2}$	$7.62 \times 10^{-2}$
レイノルズ数	5100	2070
d=6.0mm (管内径)		
レイノルズ数	1870	760
d=2.17mm (扇形流路)		

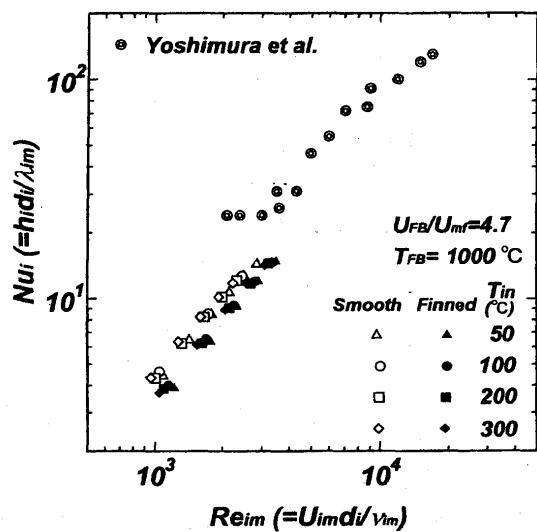
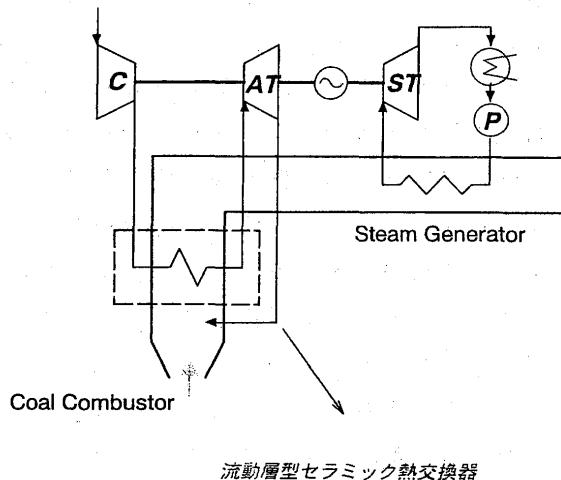


図14 管内平均熱伝達率

## 6. コージェネレーションシステムへの適用

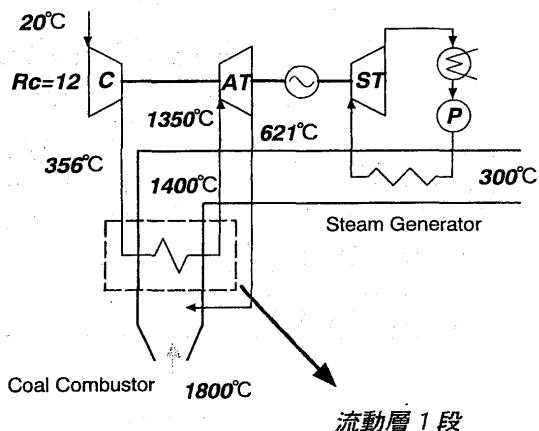
現在石炭を利用して高温の清浄な作動ガスを得るために、石炭をガス化し、その後ガスタービン燃焼器で燃焼させる方法[7]が報告されている。しかし、上述のフィン付セラミック伝熱管を使用した流動層形熱交換器が図15に示される石炭の燃焼ガスを利用したガスタービンコージェネレーションシステムに適用できれば極めて有利な方法と言える。このシステム中部電力によって検討されたものである。ここでは、セラミック熱交換器の適用の可能性を検討する意味で、サイクルの最適化は考慮していない。

図16、17に結果のみを示す。2段流動層システムには技術的に検討を要する点が多くあるが、システム効率として54.5%という高い値が期待できる。



流動層型セラミック熱交換器

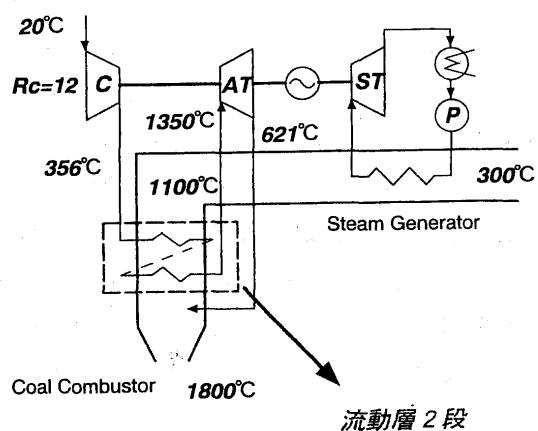
図15 石炭燃焼ガスタービン  
コージェネレーションシステム



流動層 1段

出力	300 kW
ガスタービン出力	8.8 kW
蒸気タービン出力	2.12 kW
圧縮機効率	0.9
タービン効率	0.9
蒸気タービンシステム効率	0.4
システム効率	0.437
伝熱管外表面積	3.0 m <sup>2</sup>
伝熱管本数(長さ1mの場合)	138本
エクセルギー効率	0.558

図16 1段流動層のシステム例



流動層 2段

出力	300 kW
ガスタービン出力	15.3 kW
蒸気タービン出力	1.47 kW
圧縮機効率	0.9
タービン効率	0.9
蒸気タービンシステム効率	0.4
システム効率	0.545
伝熱管外表面積	6.8 m <sup>2</sup>
伝熱管本数(長さ1mの場合)	406本
エクセルギー効率	0.612

図17 2段流動層のシステム例

## 参考文献

- [1] 吉村ら、日本ガスタービン学会誌、23巻、90号(1995)、55-60.
- [2] 中沢、日本ガスタービン学会誌、25巻、98号(1997)、29-32.
- [3] Garrett Co.Ltd., Report 31-6435(1986).
- [4] I. Sakai, et al., YOKOHAMA-IGTC-40(1991), II-291-297.
- [5] P. Avran & S. Boudigues, YOKOHAMA-IGTC-39(1991), II-283-290.
- [6] A. Zukauskas, Advances in Heat Transfer, Academic Press, (1972) 93.
- [7] A. Robertson & D. Bonk, Trans. ASME, J. Gas Turbine and Power, 116 (1994) 345.

# ユーザーの立場から小型発電用ガスタービンに期待するもの

大阪ガス(株) エネルギー技術部 一本松 正道

## 1. はじめに

大規模発電用を除く陸用ガスタービン（主としてコーチェネレーション用）のユーザーの立場から21世紀のガスタービン開発へのニーズの整理を試みた。ユーザーの立場から「発電効率、総合効率、信頼性運転の自由度が高く、イニシャル・メンテナンスコストが安く、小さくて軽いタービンが欲しい。」と言うことは簡単であるが、単なる願望にすぎない。それら個々の願望の間の優先順位や軽重をはっきり、できれば定量的に示すことは、ユーザーの責務である。

## 2. 定格性能と省エネルギー性についての考察

コーチェネレーション用ガスタービンのアウトプットは電力と蒸気である。再熱サイクル等を用いて発電効率を上げた場合、当然蒸気発生量が大幅に減少することになるのでユーザーとしては、そのトレードオフの関係を明確にしておく必要がある。

現実には、この関係は電力単価、蒸気単価、燃料単価の関係に於いて評価されるが、各単価はサイトサイトによりかなり異なるので、今回は一次エネルギーベースの省エネ率で評価することにする。

出力  $a$  MWのガスタービンを設置した場合とそれと同等の電力・蒸気を既存の系統電力とスチームボイラーで供給した場合の一次エネルギー入力を以下に示す。

$$E_c = a / \eta_{ec} \quad (1)$$

$E_c$  : コーチェネの一次エネルギー入力

$\eta_{ec}$  : タービンの発電効率

$$a (1 - l_c) \quad a \eta_{sc}$$

$$E_g = \frac{a (1 - l_c)}{\eta_{eg} \cdot (1 - l_g)} + \frac{a \eta_{sc}}{\eta_{ec} \eta_s} \quad (2)$$

$E_g$  : 既存システムの一次エネルギー入力

$\eta_{eg}$  : 系統電力の発電効率

$l_c$  : コーチェネの補機電力率

$\eta_{sc}$  : タービンの蒸気発生効率

$\eta_s$  : スチームボイラーの効率

$l_g$  : 系統電力の総合損失率

(1)(2)式より、省エネ率  $1 - E_c / E_g$  は容易に導かれる。(1)(2)式に一般的な値、 $\eta_{eg}=0.431$ 、 $l_g=0.093$  (電力便覧他)、 $\eta_s=0.90$ 、 $l_c=0.03$  を代入して、GT発電効率 ( $\eta_{ec}$ )、総合効率 ( $\eta_{ec} + \eta_{sc}$ ) 及び省エネ率の関係を求めた。最近のガスタービンコーチェネレーションの一例として、川崎重工業製PUC60 (定格出力 5.4MW) のフィールド実測値 ( $\eta_{ec}=0.305$ 、 $\eta_{sc}=0.504$ ) をもとに省エネ率を計算すると約23%となる。図1及び(1)(2)式は、今後のコーチェネレーション用ガスタービンの発電効率と総合効率のトレードオフの評価の目安となるものである。

この比較について、概略のエクセルギー解析を行った。その結果、コーチェネシステムと既存

システムの発電部分のエクセルギー効率はほぼ等しく、18%と低い既存システムのスチームボイラーのエクセルギー効率がコーチェネレーションシステムの場合には64%と高いことがコーチェネの省エネルギー性のものとなっていることがわかった。

### 3. 高効率化への期待

前項に述べたように発電効率、総合効率の双方を向上させる為にはTITを上げるか、冷却空気の比率を下げてタービン全体としての空気比を小さくする必要があることは明らかである。その意味で燃焼筒や一段静翼へのセラミックス部品あるいは金属・セラミックス複合部品の応用に注目している。

セラミックスは金属に比べ耐熱性、耐酸化性は高いが韌性が低い為、現在迄タービンの分野では本格的な応用はなされていないが、その材料としての欠点は部品の寸法が小さくなるにつれて材料特性・製造技術の両面で加速度的に改善される為、コーチェネレーション用ガスタービンのような比較的小型のタービンでの早期の応用が期待される。

また、小型ガスタービンの場合、大型の発電用タービンに比べ圧縮器の効率が若干低いという問題がある。この分野でも一層の進歩を期待している。

### 4. 信頼性

1998年2月末現在で、当社がメンテナンスを行っているガスタービンコーチェネレーションシステムの稼動率（実稼動時間／計画稼動時間）は99.8%であり、MTBF（平均故障間隔時間）は約7000Hrとなっている。これには、電気系統や補機、オペミスなども含まれているので、タービン本体の信頼性水準についてははっきりした統計はないが、故障回数では1／3程度、所要修理時間では80%と考えられる。現在でも信頼性の高いタービンの本体故障率は1／30000Hr以下となっているので21世紀のタービンに対してもこの水準を期待したい。

また、タービンの信頼性の向上は後述のメンテナンスコストの低減の前提としても重要である。

### 5. 環境性

従来、タービンからのNOxの発生は吸熱反応である(3)式の平衡関係より火炎温度が高いほどNOxの発生が多くなると考えられてきた。



しかしながら、最近LIF等のレーザー計測による火炎中のラジカル分布の直接測定の結果から、予混合希薄燃焼で発生するNOxの大部分が火炎温度に直接的に無関係なラジカルプロセスであるPrompt機構により（場合によってはパイロットバーナーから）発生していることが明らかになった。

従って、今後TITが上昇しても燃焼技術の進歩により大幅な低NOx化（～10ppmレベル by 0% = O<sub>2</sub>）の可能性がある。今後の進歩に大いに期待したい。

### 6. 経済性

コーチェネレーションの経済性は大ざっぱにみればシステムの省エネルギー性、電力費、燃費費、イニシャルコスト、メンテナンスコスト、想定償却年数等によって決定される。この内、電力費、燃料費、想定償却年数を外部要因とするとタービン本体にかかる部分は、イニシャルコスト、

メンテナンスコスト、省エネルギー性となる。

すでに述べた省エネルギー性以外の最大の課題は、イニシャルコストよりも15年のライフタイムコストで言えば、タービン本体イニシャルコストの3～5倍かかるメンテナンスコストの削減である。（タービンの検査にかかる一層の規制緩和を前提に）10年間80000時間ノーメンテナンスのタービンの実現を期待している。

# 電気事業におけるガスタービンの役割と今後の展望

小林 隆 東京電力株式会社  
富津火力建設所

## 1. はじめに

我が国におけるガスタービンの導入は、1969年の汽力発電所ブラックアウト時（全停時）の再起動用電源としてが始まりであり、その後も非常用あるいはピークロード用が中心であった。

1980年代に入ると、1100°C級（タービン動翼入口温度、 $T_f$ ）7～14万kW級ガスタービン実用化に伴い、これをベースとしたコンバインドサイクルでは、出力11～20万kW、さらに熱効率で42～44%（高位発熱量基準：HHV）と大容量汽力発電を確実に上廻る見通しが得られたことから、ミドル・ベースロード用発電設備として導入が本格化した。

さらに当社では、現在1300°C級ガスタービンによる改良型コンバインドサイクル（Advanced Combined Cycle）発電設備がいくつかの事業所にて運転、建設中である。また、21世紀初頭に向け、1450°C級コンバインドサイクル発電設備の営業運転を目指し、建設計画を推進している。

## 2. 電気事業におけるガスタービン導入の経緯

### (1) 火力発電の役割

我が国における火力発電は、昭和30年代以降、主として米国の火力発電技術の導入をベースとして、これを国産化による高度な技術として完成させ、現在事業用発電の内、発電設備容量59.7%，発電電力量54.2%を占めるに至っている。

この内、汽力発電については、再熱再生サイクル、超臨界圧プラントの採用など、熱効率向上技術を積極的に導入すると共に、ユニットの大容量化によるスケールメリットを活かし、発電コストと建設コストの低減努力が図られてきた。この汽力発電は、当時、安定かつ低価格で推移していた石油資源に支えられ、低廉かつ大量の電力を供給し、日本経済の復興と発展に大きな役割を果たしてきた。

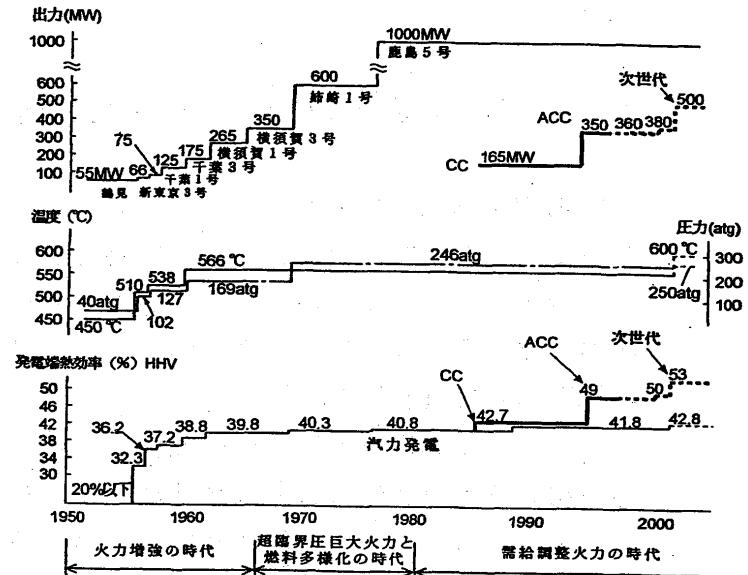


図1. 火力発電プラントの  
出力・熱効率の推移

一方、その後2度にわたる石油危機を経て、原子力、LNG、石炭等の石油代替電源が積極的に開発され、電源のベストミックスが進められており、火力発電の占める割合は当時に比べ少くなっているが、電源の6割を担っている。

このことから、エネルギーの有効活用あるいは地球規模での環境改善の観点から火力発電の一層の熱効率の向上が強く望まれているところである。

さらに電力の需給面では、需要パターンは昼夜間および季節間の需給格差が大きくなってきていている。

一方、電源の構成では、原子力発電を積極的に開発してきた結果、ベースロードとして一定出力運用する原子力発電比率が約4割に達している。

この結果、電力需要の昼夜間格差に対応することが、火力発電の重要な役割となっている。

したがって、起動停止や負荷変化の容易性、低負荷運転時も含めた高い熱効率、高い環境適合性、並びに、一層の建設・運用・保守コストの削減による発電コスト低減が火力発電に強く望まれているところである。

このような情勢の中で、火力発電のニーズに最も適合した発電方式の1つとして、ガスタービンをトッピングサイクルとするコンバインドサイクルの導入が積極的に進められている。

## (2) 1100℃級コンバインドサイクル発電設備の導入

非常用あるいはピークロード用と用途も限られていたガスタービンも、1970～1980年代にかけての金属材料及び冷却技術等の飛躍的改善により、入口温度も約800℃から約1100℃へと高温化し、熱効率も単体で30%程度、コンバインドサイクル発電設備では42～44%と大巾に向上と共に、信頼性、運用性も目覚ましく改善され、欧米で急速に普及した。

さらに、蒸気噴射あるいは予混合燃焼等、燃焼方式の改善と脱硝装置の採用により、汽力発電と同等以上のNO<sub>x</sub>低減技術が確立するに至り、我が国においても、東京電力富津火力1・2号系列、東北電力東新潟火力3号系列、中部電力四日市火力4号系列等、数多くのプラントが建設され、高い熱効率、環境性、機動性あるいは信頼性等すぐれた運用実績を納めている。

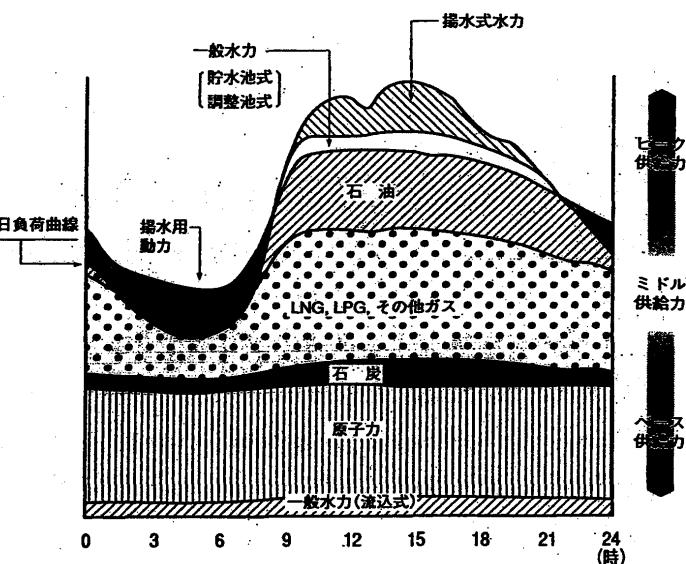


図2. 1日の時間帯別発電

### (3) 1300°C級コンバインドサイクル発電設備の導入

1980年代に入ると、70年代に実用化された、航空ジェットエンジンの材料、コーティング、冷却技術等を、1100°C級で実績の確立した発電用大型ガスタービンに適用し、より一層の高温化、大容量化を図った、出力15~23万kWの1300°C級ガスタービンの開発が欧米、および我が国で進められた。この結果、一軸型コンバインドサイクル発電設備では出力22~38万kWと大容量化し、熱効率は49%以上を達成するに至り、現在も多数のプラントが建設中あるいは計画中である。

### (4) 1450°C級コンバインドサイクル発電設備の開発と導入

従来の空気冷却方式に加え、燃焼器あるいは動・静翼の高温部に蒸気冷却方式を適用し、ガスタービンの比出力を上昇させ、さらに単結晶材、遮熱コーティング(Thermal Barrier Coating)等の高温材料技術を用いて、より一層の高温化、大容量化を図った、1450°C級コンバインドサイクル発電設備の開発が内外で推進されており、既に実用化の段階に入っている。我が国電気事業においても、建設計画が進められている。

## 3. コンバインドサイクル発電設備の最新実績

国内で多数運用されている1100°C級及び1300°C級コンバインドサイクル発電設備の代表例として、東京電力(株)富津火力発電所1・2号系列、及び同横浜火力発電所7・8号系列を紹介する。

表1に両プラントの仕様を示す。

### (1) 富津火力発電所1・2号系列

富津火力発電所には、1100°Cガスタービン(GE社、MS9001E型)を主体とする7軸の設備により構成される100万kWコンバインドサイクル設備が2系列設置されている。

1985年12月に初軸1~1軸、  
1988年12月に最終軸2~7軸が  
営業運転を開始し現在に至っている。

図3に、1軸分のシステム構成、  
表2に1997年度の運用実績を示す。  
1軸当りの年間平均起動停止回数は  
135回に、また運用発電端熱効率は  
42%程度に達し、高い信頼性・機動性  
及び熱効率の良さを示している。

	富津1・2号系列CC	横浜7・8号系列ACC
発電プラント プラント形式 出力 熱効率(HHV) 使用燃料	一輪型排熱回取式 1,000MW×2系列(32°C) 165MW×7軸×2系列(8°C) 42.7% LNG	一輪型排熱回取式 1,400MW×2系列(5°C) 350MW×4輪×2系列(5°C) 48.9% 49.7% LNG
ガスタービン 型式 入口ガス温度(RIT) 圧縮比 燃焼器	GE社製 MS9001E 1,100°C級 12 拡散燃焼式(蒸気噴射付)	GE社製 MS9001FA 1,300°C級 15 乾式予混合燃焼式
蒸気タービン 型式 高圧蒸気 中圧蒸気 低圧蒸気 最終段翼長	混圧単流排気復水型 6.5MPa/531°C — 1.5MPa/198°C 26インチ	三圧再熱複流排気復水器 10.3MPa/538°C 2.4MPa/536°C 0.5MPa/275°C 26インチ
ボイラ 型式 熱効率	排熱回収二汽頭式型 220t/h×7台×2系列	排熱回収三汽頭式型 382t/h×4台×2系列
脱硝装置 脱硝方式 脱硝效率 出口NOx(16%換算)	乾式アンモニア接触還元法 80% 8.4ppm	乾式アンモニア接触還元法 90% 定格時: 5ppm 運用最大: 8.5ppm

表1. 富津1・2号系列と

横浜7・8号系列の仕様概要

$\text{NO}_x$  の排出に関しては、ガスタービン燃焼器への蒸気噴射と排熱回収ボイラ内に設置した脱硝装置により煙突出口で 8.4 ppm (16%  $\text{O}_2$ 換算) としている。

なお、現在 1・2 号系列に隣接して 3・4 号系列改良型コンバインドサイクル (38万  $\text{kW} \times 4$  軸  $\times 2$  系列、設計熱効率 50.0% HHV) を増設中である。

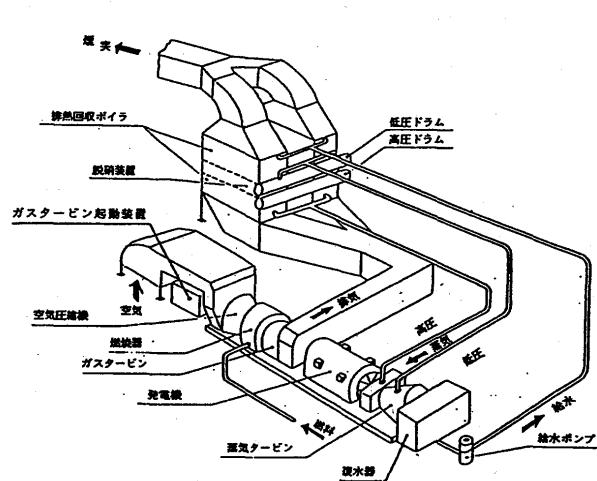


図 3. 富津 1・2 号系列の  
1 軸分システム構成

	1号系列 1軸平均	2号系列 1軸平均	1・2号系列 合計
発電時間数 ( hr )	5,040	5,182	71,557
発電電力量 ( $\times 10^3 \text{ MWh}$ )	770	801	10,991
起動回数 ( 回 )	133	137	1,890
時間利用率 ( % )	57.5	59.1	-----
熱効率	設計 ( HHV-% )		
運用発電端 ( HHV-% )	42.03	42.66	-----

表 2. 富津 1・2 号系列の  
1997 年度運用実績

## (2) 横浜火力発電所 7・8 号系列

横浜火力発電所には既設汽力 1～6 号が設置されており、これに隣接して 1300°C 級ガスタービン (GE 社 MS 9001FA 型) を主体とした改良型コンバインドサイクル 7・8 号系列がある。軸出力は 35 万  $\text{kW}$ 、1 系列は 4 軸で構成され、7・8 号系列合計で出力は 280 万  $\text{kW}$  である。1996 年 6 月に初軸の 7-4 軸、1998 年 1 月に最終軸の 8-4 軸が営業運転を開始し、全軸が営業運転に入っている。図 4 に 1 軸分のシステム構成図、図 5 に 1 軸分の主管系統図、表 3 に 1997 年度の運用実績を示す。

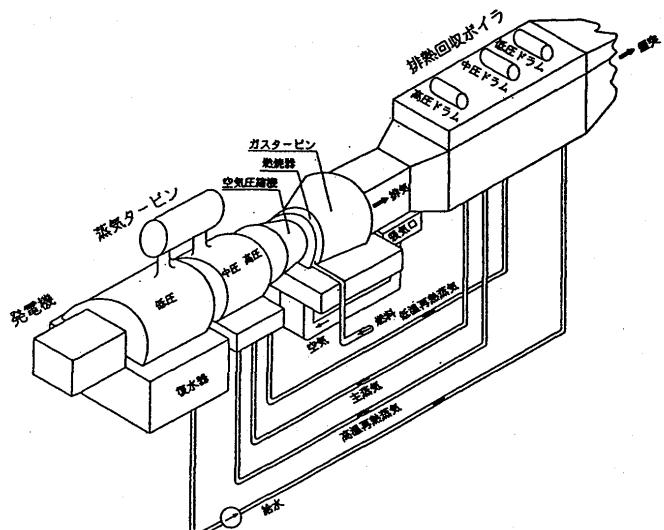


図 4. 横浜 7・8 号系列  
1 軸システム構成図

	7号系列 1軸平均	8号系列 1軸平均	7・8号系列 合計
発電時間数 ( hr )	4,977	4,781	39,031
発電電力量 ( $\times 10^3 \text{ MWh}$ )	1,630	1,481	12,443
起動回数 ( 回 )	15	21	121
時間利用率 ( % )	90.4	88.7	-----
熱効率	設計 ( HHV-% )		
運用発電端 ( HHV-% )	48.53	49.14	-----

表 3. 横浜 7・8 号系列  
1997 年度運用実績

運用発電端熱効率は48.5%以上を達成しており、さらに定格出力では計画値を超え49%以上の発電端熱効率となっている。また運用性能も富津火力1・2号系列と同等以上の負荷追従性と起動停止性能を確保している。

$\text{NO}_x$ 低減に関しては、ガスタービンに最新の予混合低 $\text{NO}_x$ 燃焼器を採用し、さらに排熱回収ボイラ（HRSG）に設置した脱硝装置により煙突出口で、定格時5 ppm、最大値8.5 ppm以下（16% O<sub>2</sub>換算）の環境性能を達成している。

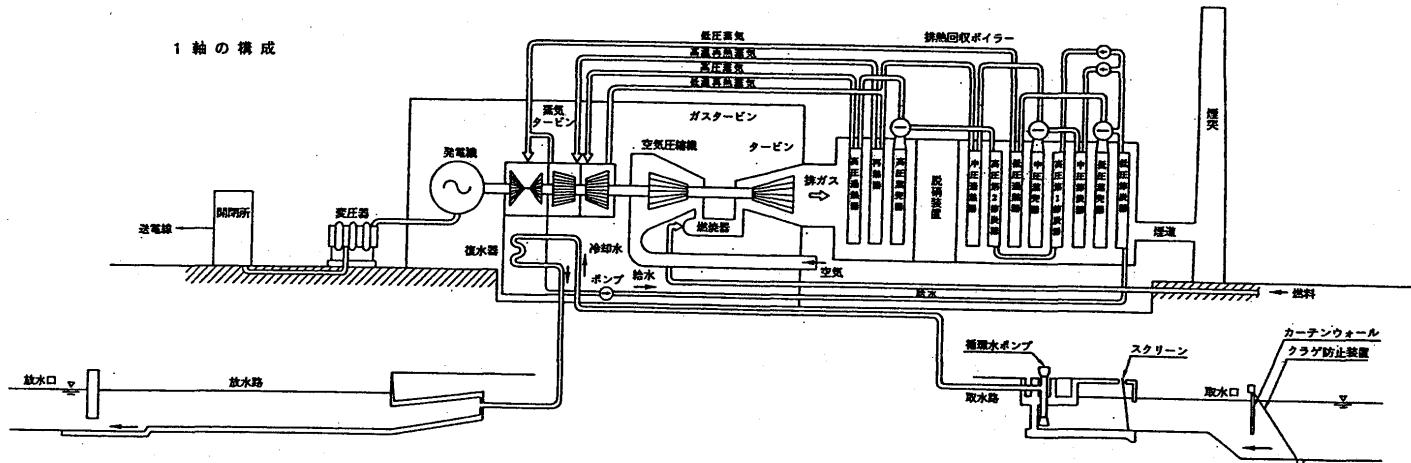


図5. 横浜7・8号系列 主管系統図

#### 4. 1450°C級コンバインドサイクル発電設備の概要

現在、より一層の高効率化、大容量化を目指とした1450°C級コンバインドサイクル用ガスタービンの開発実用化が内外で鋭意取組まれている。東京電力においても、川崎火力1・2号系列に2000年代初頭の営業運転開始を目途に導入を推進している。1軸当たりの出力は50万kWで、1系列3軸構成とし、1・2号系列合計300万kWの発電設備を計画中で、設計熱効率は約53%HHVである。

#### 5. おわりに

我が国電気事業に、1100°C級ガスタービンをトッピングサイクルとするコンバインドサイクル発電設備が導入されてから14年が経過し、その間高効率化と発電コスト低減を目標に高温化と大容量化を両輪として絶ゆまぬ開発を推進してきた結果、1300~1450°C級コンバインドサイクル発電設備が、2000年代までのLNG火力の主力として期待されるに至った。

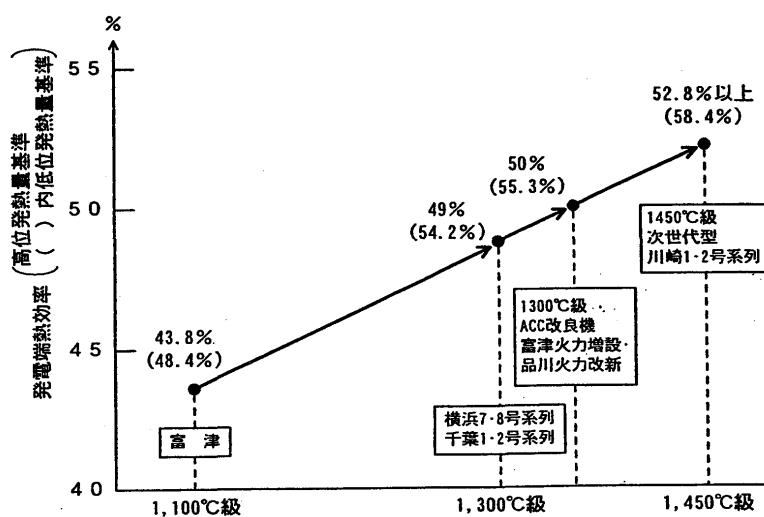


図6. コンバインドサイクル発電プラントの熱効率の変遷

これはコンバインドサイクルが今日の火力発電に求められるニーズに最も適合したシステムの1つに外ならないことを示している。

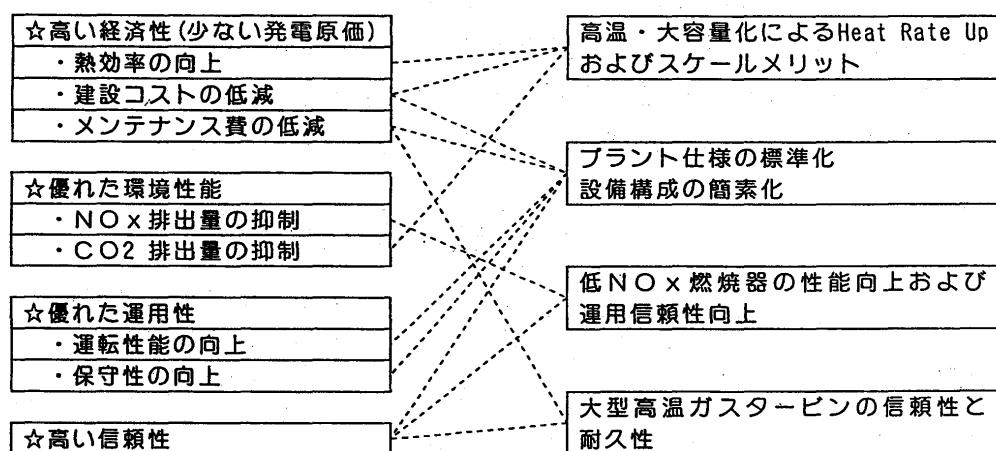


図7. 事業用ガスタービンシステムの方向性

今後は高い信頼性、運用性、環境性を確保しつつ熱効率向上、建設費低減、メンテナンス費低減等、コスト低減関連技術への取組みがより一層必要となる。

航空機用ジェット エンジンのユーザーの立場から

日本航空(株)  
エンジン整備工場  
田辺 耕造

**1. 当社の保有する航空機とジェットエンジン**

各投入路線のニーズや需要動向等に柔軟に対応する為、当社では小型双発機のボーイング737から長大路線用の大型4発機のボーイング747-400まで併せて7機種、合計約140機を保有し年間約40万飛行時間、15万飛行回数の運航を行っている。これらの航空機には最大離陸推力10トンのCFM56から35トンに達するPW4077エンジンまで計10種類のエンジンが装着されており、CFM56エンジンを除いた残り9種類のエンジンの整備を当社のエンジン整備工場で実施している。

尚、各航空機の装着エンジンとそれらの主要諸元を表1に示す。

**2. 航空用ジェット・エンジンの特徴**

- 発電など地上用ガスタービンと比較した航空用ジェット・エンジンの主な特徴は次の通り。
- A. 航空機のパワープラント: ジェット・エンジンの主目的である推力発生装置としての機能に加え、その発生出力の一部を軸出力として取り出し発電機や油圧ポンプを駆動したり、中・高圧空気を抽出し機内の予圧・空調などに使用し航空機の電力や油気圧、空調などの総合パワープラントとしての役割を果たしている。
  - B. 軽量・小型・流線形状: 航空機に装着されるため軽量、小型化はジェット・エンジンの必須要件の一つであり、現用エンジンの出力重量比（単位重量当たりの推力）は、5.5～6.3程度、又、エンジン本体の全長は3～5mに留められている。エンジンを覆うナセルの形状は巡航中の抗力を極小化する目的で全面投影面積を出来る限り小さくすると共に全体の形状も流線形になっており、その内側に取り付けられる各種エンジン補機類も徹底的に小型・軽量・高性能化が図られている。
  - C. 急激な運転環境変化: 航空機は地上と高々度の巡航状態までの間を數十分で飛行する為、ジェット・エンジンの運転環境もそれに伴って大きく変化することになる。即ち、入口温度は+38°C～-65°C、入口大気圧力は1気圧～0.2気圧、又、入口空気速度も静止状態からM0.85付近まで大きく変化することになる。
  - D. 運転負荷の急激な変化・応答性: 航空機の離陸時や着陸中の逆推力時、着陸復航時などに代表されるように緩速運転付近から数秒間で最大離陸推力が得られることが航空用ジェット・エンジンに要求されている。又、この急加減速中でもエンジン・ストール（サージ）を発生せずに安定した運転を行うように種々の機構が組み込まれている。

**3. ジェット・エンジンの日常点検・整備**

現用エンジンは全てオン・コンディション整備方式の承認を受けており、その整備は航空機に装着された状態で実施する機上点検整備と取り卸されたエンジンに対して実施する工場整備に二大別される。

- A. 機上点検整備: 飛行中に発生した不具合に対する処置に加えて不具合の兆候を早期の段階で発見し適切な処置を講ずるためエンジン各部の点検やエンジン内部部品に対する内視鏡検査（ボア・スコープ検査）などが所定の時間間隔で実施されている。
- B. 工場整備: 工場に搬入されたエンジンに対して圧縮機やタービンのディスクなどの時間管理部品の検査・交換と予め定められた時間間隔で実施する主要構成モジュール・部品の分解検査等の定例作業および機上で発生した不具合や工場内での分解検査中に発見された不良状態に対する修理・修復作業の非定例作業が工場での通常整備作業として実施される。更に、所要時間や整備・接近性などの問題から機上で実施する事が困難な信頼性向上の為の各種改修作業や計画的修理・検査などが特別作業として必

要に応じて追加実施される。

**C. 信頼性管理体系**：航空機エンジンの整備は航空機材の品質の維持向上を図る為にハードタイムやオン・コンディション等の整備要目を定めて行うメンテナンス・プログラムと航空機材の不良状態を監視・解析しながら改善策を実施していくコンディション・モニタリングの手法を有機的に結合させ、より効果的・経済的な整備の実施を目的とした信頼性管理に基づいて実施されている。この信頼性管理体系は、機体整備モニター機能とそれを支える工場整備モニター機能および総合的モニター機能から構成されており、その全体的な構成は図1のようになっている。

#### 4. 環境問題

航空機エンジンに係わる環境問題は、騒音及び排気ガスに二大別される。

**A. エンジン騒音**：航空機の運航中に発生するエンジン騒音については、航空機の騒音証明制度として法的に規制されており、各航空機の型式、離着陸重量と装着エンジン型式との組み合わせ毎に騒音値の承認を受けている。空港周辺への騒音が問題となる空港では、この規制に加え航空機の離発着時間帯や離発着回数、特定の航空機の乗り入れなどに制限が加えられている。又、航空機やエンジンの整備中に実施されるエンジンの試運転についても空港周辺への騒音や低周波振動に対する配慮から試運転時間帯や最大運転出力に制約を受けている。この為、航空会社やエンジンの整備会社では、極力、試運転回数を減らしたり、不必要に高い出力での運転を避ける努力を続けている。

**B. エンジン排気ガス**：エンジンから排出される燃焼ガス中に含まれる大気汚染物質（煙／CO／NO<sub>x</sub>／THC）に対して各エンジン毎に排出ガス規制を受けており、我が国に於いても昨年10月から法制化されている。

#### 5. エンジン製造メーカーとの連携

**A. 技術面での連携**：故障解析や部品修理方法の開発、技術情報の交換などの技術的事項は機材やエンジンの信頼性のみならずエンジンの生産負荷や組み立て修理日数、部品消費量などに直接、影響を与える場合が多い。この為、製造メーカーとの連携や迅速な支援を受ける事が最も重要な分野となっている。これらのコミュニケーションは当社に設置された製造メーカーの駐在員事務所を介して行う場合が最も多く、エンジン整備工場だけでも年間4,000件程度のメッセージをエンジン製造メーカー（P&W/G.E社）の本社に送信している。

**B. 部品補給面での連携**：エンジンの整備・生産に必要な部品は一般的に高価であり、且つ、その種類も数万点にも達する為、最小限の在庫量で生産に必要な部品をタイムリーに補給することが不可欠となっている。この為、予備部品の消費予測とともに製造メーカーと購入数や適正在庫量を調整したり、突発的に発生する不足部品の緊急出荷対応など密接なコミュニケーションを図っている。又、運航・整備会社の在庫負担を軽減するなどの目的で製造メーカーが予備部品倉庫を新たに設置した例としては、P&W社が成田空港に近い大栄町に設置した『アジア ディストリビューション センター』があり、同倉庫にはJT9DやPW4000エンジンの予備部品が約2,000品目を在庫され、更に品目数の増加が計画されている。

**C. ワーキング トゥギャザー**：新たに航空機やエンジンを開発する際に運航会社もユーザーとしての豊富な運航・整備経験を生かしてその設計・開発段階から参加し、導入当初から優れた整備性や信頼性を有したエンジンを開発するプロジェクトが、航空機やエンジン製造メーカーで最近、行われている。当社でもボーイング社の777の開発や777に装着されているPW4000エンジンの開発に参加し、開発試験項目の追加や整備性、メインテナンス マニュアルの編集などの面で種々の提言を行ってきている。

#### 6. 今後、ユーザーの立場から望まれるジェット エンジン

高性能で高信頼性、低運航・整備コストなどは、ジェット・エンジンに限らず改めて言うまでもないので、ここではユーザーとしての立場からメーカーに要求している事項のうち主なものを紹介したい。

**A. 修理方法の迅速な開発**：エンジンの高性能化に伴い、特に最近のエンジンには極めて高価な部品が多用されている。しかし、それらの部品に不具合が発生し整備マニュアルにその修理方法が規定されていない場合には、その時点から修理方法の開発が進められ実際に修理を実施出来るまでかなりの期間を要している。この為、運航会社では同部品の管理個数不足により生産上の問題が生じたり、新規購入の手配などを強いられることになる。

このような問題を軽減するため、修理対応が容易な部品の開発や新規修理方法の開発を迅速に行う事が製造メーカーに強く望まれている。

**B. エンジン加速耐久試験**：エンジンの故障・不具合には離陸・上昇推力の使用回数の増加に伴って発生するものが多いため、開発時にはエンジンの加速耐久試験が実施されている。しかし、日本国内で運航した場合には1日当たりの飛行回数が多く、就航後数年でメーカーが実施した加速耐久試験での模擬飛行回数以上に達している。この為、メーカーの耐久試験で発生しなかった故障・不具合を運航会社が経験することがあり、恒久対策の実施までに長期間を要す場合には、その間、機上やエンジンを取り卸しての定期検査などを継続することになり運航会社にとって大きな問題となる。

このような問題を軽減するため、運航会社の保有する総飛行回数の最も高いエンジンよりも常に先行して加速耐久試験を継続することが製造メーカーに強く望まれている。

**C. エンジン性能データ解析の精度向上と活用**：運転中の各種エンジン パラメタをもとにした性能解析データをエンジン性能トレンド モニタリングや取り卸されたエンジンの性能回復作業の決定などに使用している。特に、最近のエンジンでは、運転状態や各種システムの制御にデジタル技術が採用されており、エンジンの性能関連データについてもより高精度で解析されているが、実際の整備作業に適用する際には各モジュール間のマッチングなどの問題もあり充分に活用できる状態になっていないのが実情である。

従って、エンジン性能解析データを各モジュール間のマッチングによる補正精度を向上させるなどの改善を行い運航・整備会社でより広範囲かつ効果的に活用できるよう製造会社に要望したい。

**D. ユーザーの立場に立ったエンジン整備マニュアル**：エンジンの整備に使用される製造会社のマニュアルは、製造会社での施設・設備や製造時の手順をもとに作成されている箇所が多い。この為、同種の作業を実施する場合でもエンジン製造会社が異なると違った設備や手順が規定される場合が生じ、過剰な設備投資が必要となったり、作業手順が標準化できないなどの問題がある。又、エンジンの整備では、エンジンの製造時の手順とは異なったやり方の方が効率良く、的確に作業を実施できる場合がある。

この為、ユーザーとして種々の改善をマニュアルに反映するよう働きかけてきているが、余り採用されていないのが実情である。

従って、エンジン製造会社がまず率先してグローバル・スタンダード化を推進すると共にユーザーの提言を数多く取り入れて真に使い易いマニュアルとするよう要望したい。

## 7. おわりに

当社では安全運航の堅持を大前提に航空機やエンジンの整備品質や信頼性の向上に積極的に取り組んで来ており、これらの品質指標はいずれも世界のトップ・レベルを維持しているが、航空会社を取り巻く環境は、経済面での規制緩和やグローバル化、安全・技術面での規制強化に代表されるようにここ数年で大きく変貌してきている。

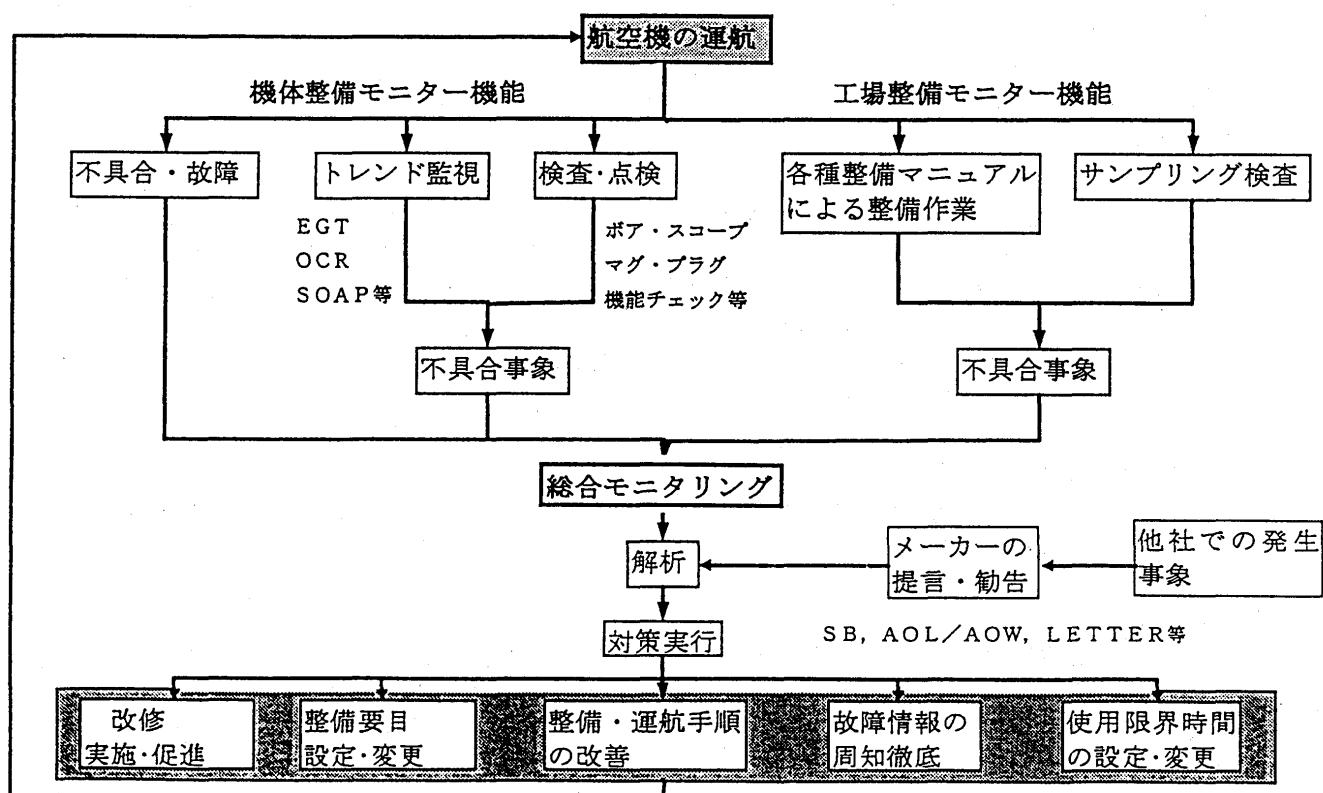
このため、単に部品の修理工程を効率化したり、整備材料のムダをなくしたりというような即効的な対応に留まらず、エンジンや装備品の故障対策の促進・強化などについてエンジン製造メーカーとより積極的に協力、連携しながらエンジン全体の安全性・信頼性を更に向上させ、結果的に整備コストや出発信頼性なども含んだより大きな視野でのコスト効率の改善に結び付けて行くことが必要である。

表 1. 当社保有エンジンの主要諸元と装着機種

エンジン型式	JT9D-7A	JT9D-7Q	JT9D-7R4G2	CF6-80C2B1F	JT9D-7R4D	CF6-80C2B4F	JT9D-59A	PW4460	PW4077	PW4090	CFM56-3C-1
製造会社	P&W	P&W	P&W	GE	P&W	GE	P&W	P&W	P&W	P&W	CFM Int'l
装着機種	747-100/200/300		747-400	767-200/300	767-300	DC10-40	MD-11	777-200	777-300	737-400	
最大離陸推力											
Kg	21,296	24,040	24,834	26,262	21,772	26,262	24,040	27,215	34,926	40,914	10,659
Lbs	46,950	53,000	54,750	57,900	48,000	57,900	53,000	60,000	77,000	90,200	23,500
エンジン全長, m	7.05	7.32	7.32	7.09	6.22	7.09	6.90	7.06	7.87	7.87	4.89
全幅, m	2.57	2.68	2.68	2.84	2.82	2.84	2.79	2.82	3.70	3.70	2.25
全高, m	2.57	2.68	2.68	2.89	2.82	2.89	3.07	2.74	3.60	3.60	1.94
圧縮比	21.7	24.5	26.3	29.9	23.4	29.9	24.5	33.3	35.1	38.3	29.9
回転数 N1, rpm	3,300	3,420	3,660	3,340	3,315	5,342	3,440	3,746	2,900	-	5,175
N2, rpm	7,350	7,410	7,760	10,250	7,396	10,265	7,420	10,198	10,800	-	14,460
出力重量比	5.4	5.5	5.9	5.4	5.4	6.1	5.7	6.3	5.6	-	6.1

図 1

### 航空機エンジンの信頼性管理



# ガスタービン燃焼器における燃焼場の速度分布

A-1

\*大塚正義、井戸田芳典、大久保陽一郎、杉山勝彦 ((株)豊田中央研究所)

## 1. はじめに

再生サイクルガスタービンは、熱効率を高くするために熱交換器で排熱を回収する構成である。セミックガスタービンの場合には、燃焼器入口の空気温度は 600°C ~ 1000°C 程度の高温になる。この高温空気を利用して灯軽油燃料を希薄予蒸発予混合燃焼させることにより低エミッション化を実現することができる。

希薄予蒸発予混合燃焼方式<sup>[1, 2, 3]</sup>は液体燃料を微粒化させるとともに高温空気中で予め蒸発させ燃焼用空気と十分に混合させた後に燃焼室内で希薄燃焼させる方式である。一方、希薄予蒸発予混合燃焼では、逆火／自着火あるいは希薄燃焼時の火炎不安定性という実用上の課題が指摘されている。例えば、予混合燃焼の希薄限界を広くする方策として可変機構付燃焼器がある。これは、燃料流量に対応して燃焼用空気流量を可変絞りにより制御する燃焼器である。前報<sup>[4]</sup>では広い作動範囲が要求される自動車用ガスタービンの燃焼器として、点火／自着火等の特性に優れる可変機構付タングル型予蒸発予混合燃焼器を報告した。

本報では、タングル型予蒸発予混合燃焼器を対象に、燃焼用空気絞りの有無で燃焼器内の流入動を計測、比較し速度分布を把握する。従来、このような高温燃焼場の速度分布を計測した報告例は少ない。第 1 報として今回、予蒸発予混合燃焼器内の高温燃焼場における速度分布を LDV 計測し、流れの挙動を明らかにした。

## 2. タングル型予蒸発予混合燃焼器

今回対象としたタングル型予蒸発予混合 (TPPL: Tandem-type Prevaporation-Premixing Lean) 燃焼器の断面構造を図 1 に示す。噴射弁は燃焼器軸上に配置された予蒸発予混合燃焼用のプライマリ噴射弁とその噴射口が燃焼室に対面した保炎器端面上にある噴霧燃焼用のセカンダリ噴射弁からなる。保炎器外周の環状通路が予蒸発予混合通路を形成して、燃焼室入口で最小の通路断面積になるようにスロート部を形成している。通路断面は上流からスロート部に向かって滑らかに減少する。予蒸発予混合通路の途中には高温空気を通路の内側と外側に分離する環状ルーバーがある。予蒸発予混合燃焼用のプライマリ噴射弁は内側流路側に開口した周方向 6ヶ所の噴口を持つ。プライマリ噴射弁は多噴孔型液柱気流噴射弁構造であり、噴口から噴射された噴霧流がルーバーの内側表面に衝突して微粒化と分散が促進され、燃料噴霧の蒸発と混合が 60mm 程度の距離（平均通過時間が約 1 ミリ秒以下）で完了する。また、ルーバーの上流位置にはロックスワーラーを配置して燃焼用空気に旋回速度を与える。さらにその上流には

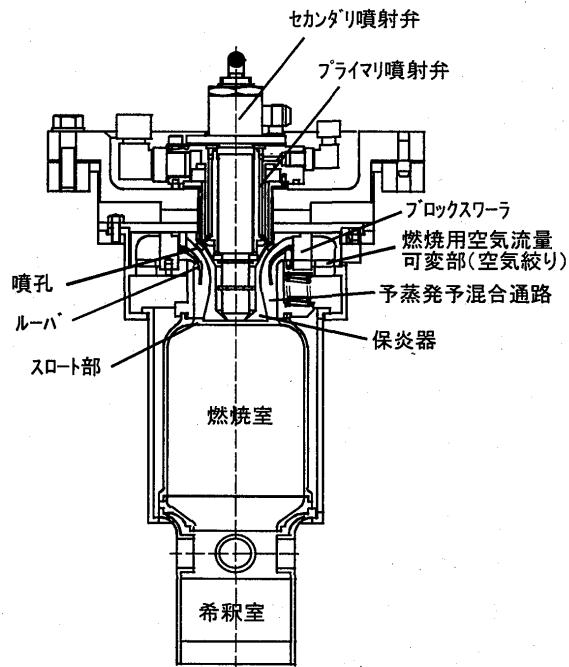


図 1 タングル型予蒸発予混合希薄燃焼器

通路断面積を絞りで変更できる空気流量可変機構(空気絞り)を組み込んである。

### 3、試験装置

試験装置の概略を図2に示す。ヒータにより加熱された高温空気はひとつは燃焼用空気として、もうひとつは希釈用空気として利用される。空気絞り全開の場合、燃焼用空気の配分は全体の約26%、全閉の場合には約9%である。燃焼室ライナは石英ガラス製で内径100mm、厚さ3mmである。その外側には対向して厚さ15mmの石英平面ガラスが設置してある。速度計測はAerometrics社製2D-PDPA/RSAを用い、2次元LDVとして利用した。2D-PDPA/RSAのトランシットとレシーバーは対向する平面ガラスの外側に配置し前方散乱LDVとした。計測位置は保炎器下面から下方にZ=30、50、80、100mmの位置で半径方向の中心から壁面まで5mm間隔である。

シート粒子はリキッドガス社製MSFの調整用粒子(平均粒径約4 $\mu\text{m}$ )を用い、プライマリ噴射弁の微粒化用空気に混入して燃焼室内に供給した。燃焼器の運転条件を表1に示す。空気絞り全開で0.8g/sの燃料を燃焼させると燃焼領域の空気過剰率は $\lambda_p=2.7$ となる。この空気条件で燃料流量を0.5g/sまで減少させると $\lambda_p=4.4$ となり火炎は希薄限界に近くなり不安定になる。しかし、空気絞りで全閉にすれば $\lambda_p=2.0$ となり火炎は安定になる。そこで、空気絞りの影響として空気絞り全開と全閉の条件について速度計測を行った。速度は軸方向と旋回方向の2方向成分を同時計測した。サンプリングデータ数は10000個あるいは3分間に得られるデータ数とした。評価値としてはサンプリングデータを相加平均した流速値である。

## 4. 結果

### 4.1 火炎観察

空気絞りが全開と全閉の場合の予蒸発予混合燃焼の火炎写真を図3に示す。

#### (1) 空気絞り全開

プライマリ噴射弁から噴射される燃料噴霧の予蒸発予混合気により燃焼室内に形成される火炎は、対向壁が透けて見えるほどの輝度の低い希薄な青色の環状火炎である。(図中白っぽい部分)

#### (2) 空気絞り全閉

火炎は保炎器直下の円環状領域に輝度の高い青炎を形成する。火炎の壁面側では巻き上

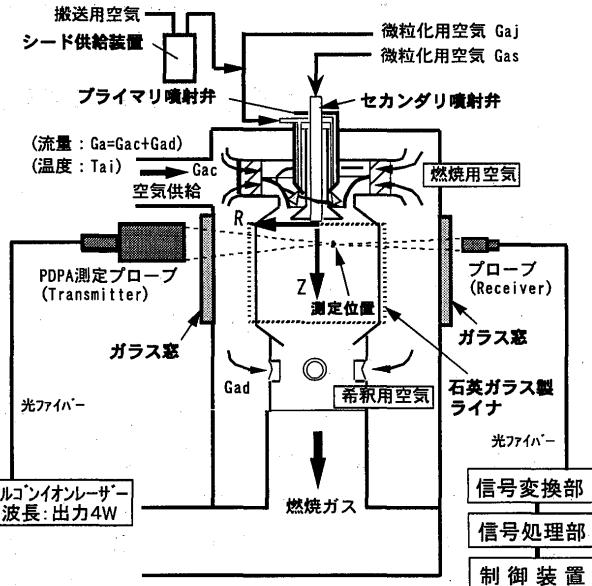


図2 試験装置概略図

表1 燃焼器運転条件

供給空気量	: 100 g/s
供給燃料流量	: 0.8 g/s (空気絞り: 全開) : 0.5 g/s (空気絞り: 全閉)
微粒化用空気流量	
プライマリ噴射弁	: 3 g/s
セカンダリ噴射弁	: 3 g/s
入口空気温度	: 1073 K
燃焼領域の空気過剰率	: 2.7 (空気絞り: 全開) : 2.0 (空気絞り: 全閉)

がり火炎の様相を呈している。これは、空気過剰率  $\lambda$  が全開時より小さくなり火炎温度が高くなつたためである。

## 4.2 速度分布

### 4.2.1 空気絞り全開

#### (1) 高温空気場

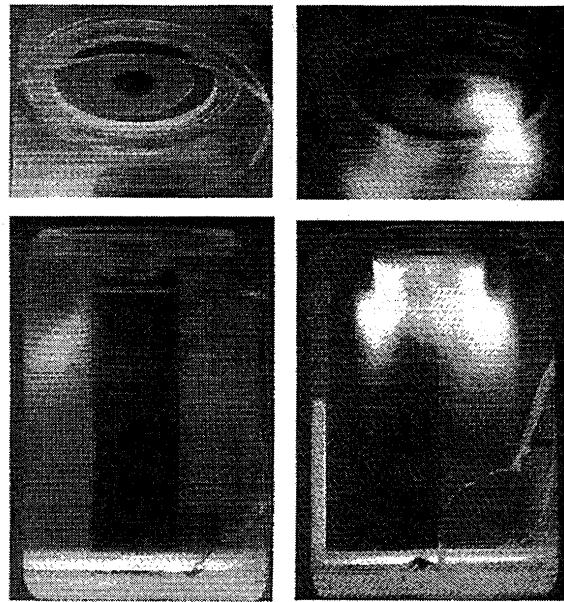
TPPL 燃焼器内に導入されるヒータで加熱された高温空気(入口温度 1073K)の速度分布を図 4 に ●印で示す。図 4(a)は軸方向速度の縦断面分布であり各軸方向位置を基準に下方に速度の半径方向分布を示す。Z=30mmにおいては、保炎器外周部からの空気の吹き出しによるピークが半径位置  $R = \pm 20\text{mm}$ 付近で認められ、その速度は 15 ~ 18m/s である。また、軸中心部にも同程度の速度のピークが認められる。 $R = 40\text{mm}$  以上の壁面近傍では逆流している。Z=50mm では、中心部の速度が 30m/s と増加する。一方、 $R = 20\text{mm}$ 付近のピークは外側に移動し速度も小さくなる。壁面近傍の逆流領域はなくなるが  $R = -15 \sim -25\text{mm}$  付近が逆流になっており、左右の偏りが認められる。Z=80、100mm では中心部の速度は 30m/s で変わらないが、100mm でほぼ軸対称となる。

これらを等速度線図で示したのが図 5(a)である。速度線図に偏りがあるが、Z=50mm付近に双子型の逆流領域が認められる。

図 4(b)は旋回方向速度の縦断面分布を示す。Z=30mm で約 30m/s の旋回速度であり、軸方向速度より 1.5 倍ほど高い。これが下流へ行くほどピーク速度が高くなる傾向を示す。

#### (2) 予蒸発予混合燃焼

プライマリ噴射弁から燃料を噴射して予蒸発予混合燃焼させるとそのガス速度の分布は図 4 ▲印になる。空気速度の場合と比較して、その特徴を以下に説明する。軸方向速度分布において、Z=30mm では中心部速度が減少し逆流領域になっている。外側のピーク速度は 15 ~ 18m/s と変わらないが半径位置が 5mm 程度外側に移動している。また、軸対象に近い速度分布である。Z=50mm から 100mm と下流側



(a) 空気絞り全開 (b) 空気絞り全閉

図3 火炎観察写真(予蒸発予混合燃焼)

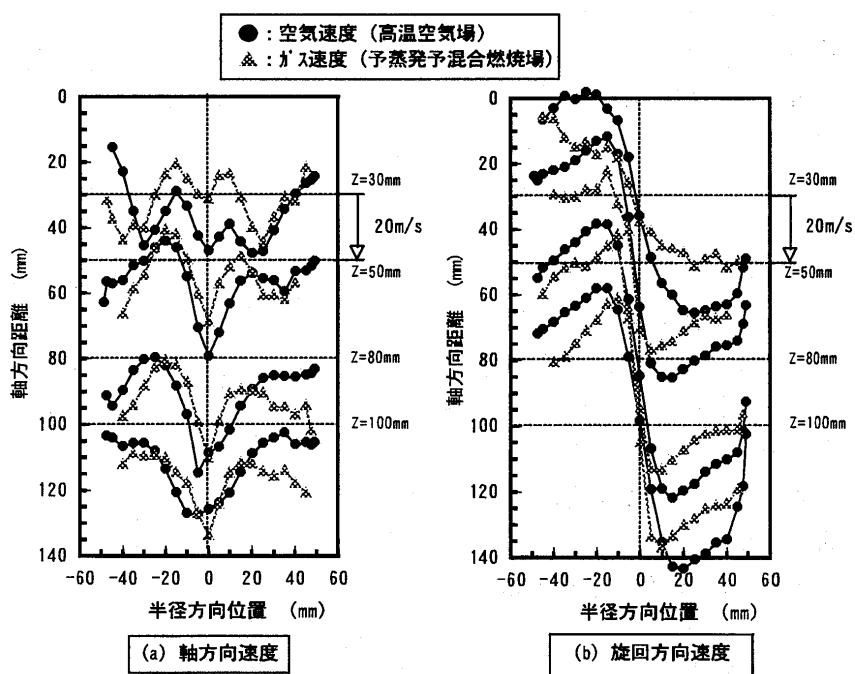


図4 速度分布計測結果(空気絞り全開)

に移行すると、ガス速度は中心部および  $R = \pm 20\text{mm}$  以上の壁面側で増加する。また、壁面側の速度は空気速度より大きくなる。これを等速度線図で表わすと図 5(b)になる。図から空気速度に比べて双子型の逆流領域が拡大し、中心が上流側へ移動している。また、下流側の中心付近の速度勾配が大きいことがわかる。

旋回方向速度は、 $Z=30\text{mm}$  では速度のピーカーは  $R = \pm 20\text{mm}$  附近にあり、値も約  $20\text{m/s}$  と軸方向速度と同程度であるが、空気速度と比較して約  $2/3$  と小さくなっ

ている。 $Z=50\text{mm}$  になると中心付近の速度勾配がきつくなり、 $R=5 \sim 10\text{mm}$  附近にピーカーがある。また、 $Z=80, 100\text{mm}$  ではピーカー速度が高くなり  $30 \sim 40\text{m/s}$  となる。また、自由渦的速度分布を示し、空気流の場合と比較して全体に旋回速度は低下する。

#### 4. 2. 2 空気絞り全閉

##### (1) 高温空気場

空気絞り全閉の場合の高温空気の速度分布を図 6 ●印に示す。図 6(a)は軸方向速度の縦断面分布であり、空気絞り全開の場合と異なり軸中心部のピーカーが認められず、保炎器外周部からの吹き出しによるピーカーが認められるのみである。このピーカーの速度は空気絞り全開の場合とほぼ同じである。この半径方向の速度分布が下流側に移行するとピーカー速度が小さくなり、その半径位置も壁面側へ移動する。また、分布に偏りが見られるようになる。これらの傾向は、空気絞り全閉により燃焼用空気流量が減少したためと考えられる。

これらを等速度線図で示したのが図 7(a)である。空気絞り全開時の双子型の逆流領域は認められないが、壁面付近の逆流領域が拡大している。

図 6(b)は旋回方向速度の縦断面分布を示す。

$Z=30\text{mm}$  の旋回速度のピーカー

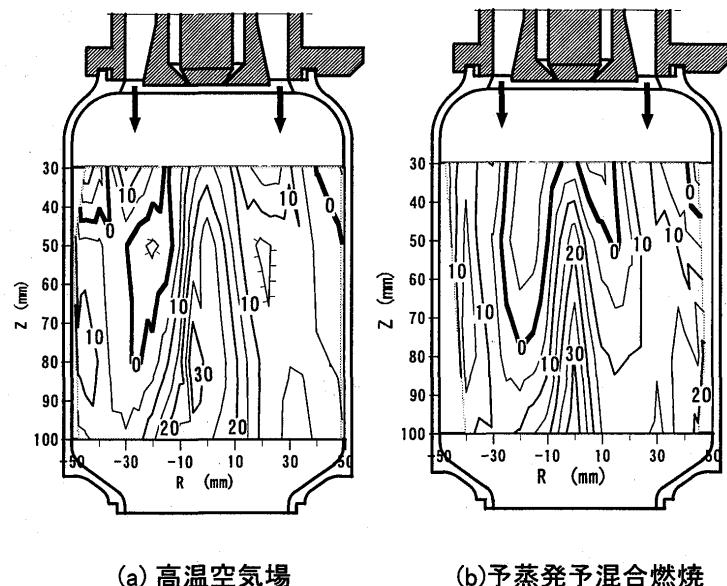


図5 軸方向速度の等速度線図（空気絞り全閉）

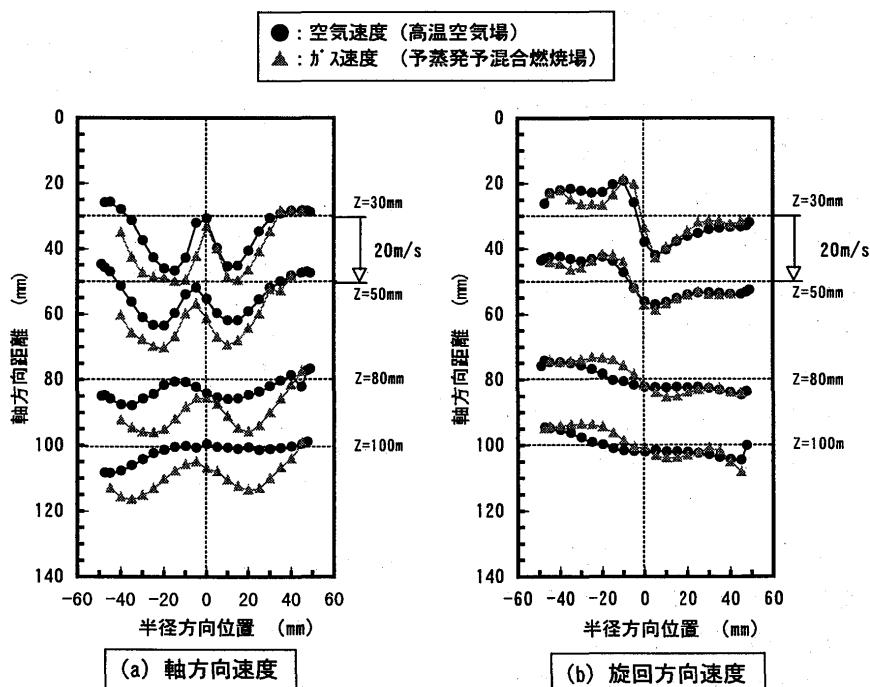


図6 速度分布計測結果（空気絞り全閉）

は約 10m/s と軸方向速度より低く、全開時の約 1/3 である。これが下流へ行くほど全開時とは逆に軸中心の強い旋回がなくなり、燃焼室全体が弱い旋回を示す速度分布になる。

## (2) 予蒸発予混合燃焼

空気絞り全閉の場合のがス速度の分布は図 6 ▲印になる。図 6(a) の軸方向速度分布において、Z=30mm では空気速度と同じ分布であるがピーグ速度が約 30% ほど高くなる。これは燃焼によるがスの膨張による速

度增加と考えられる。この分布が下流へ行くほどピーグ速度は低下し、ピーグ位置が壁面側へ移動する。これを等速度線図で表わすと図 7(b) になる。空気速度とほぼ同じパターンであるが速度の増加により保炎器下部の逆流領域の存在が Z=30mm 付近に認められる。

旋回方向速度は、Z=30, 50mm では空気速度とほぼ同じであるが、Z=80, 100mm でも軸中心に弱い旋回が残っている。

## 5. スワール数

計測した軸方向速度と旋回方向速度からスワール数を計算した。スワール数の計算は、流れが比較的安定した下流側 (Z=80mm) の位置で行った。なお、Z=80mm と 100mm において計測した軸方向速度から算出した流量は同じであり、流量は保存されている。結果を図 8 に示す。今回試験に使用したスワールの設計スワール数は 1.5 である。図から空気絞り全開の非燃焼場ではスワール数が 1.5 で設計スワール数と一致した。燃焼場ではスワール数は約 1 と減少する。空気絞りを全閉にするとスワール数は約 1/3 に減少する。また、この場合にも燃焼するとスワール数は減少する。このことから燃焼器内のスワール数は、燃焼により減少することがわかる。

なお、空気絞りを全閉にするとプロックスワールを通過する空気流量が約 1/3 に減少するためにスワールによる旋回効果が減少して燃焼室内のスワール数が減少するものと考えられる。

## 6. 考察

### 6.1 保炎器下流の渦領域

保炎器外周の環状通路から吹き出される空気流により保炎器下部中央付近に逆流領域が発生することはよく知られている。通常その逆流領域の形は卵型に形成される。空気絞り全

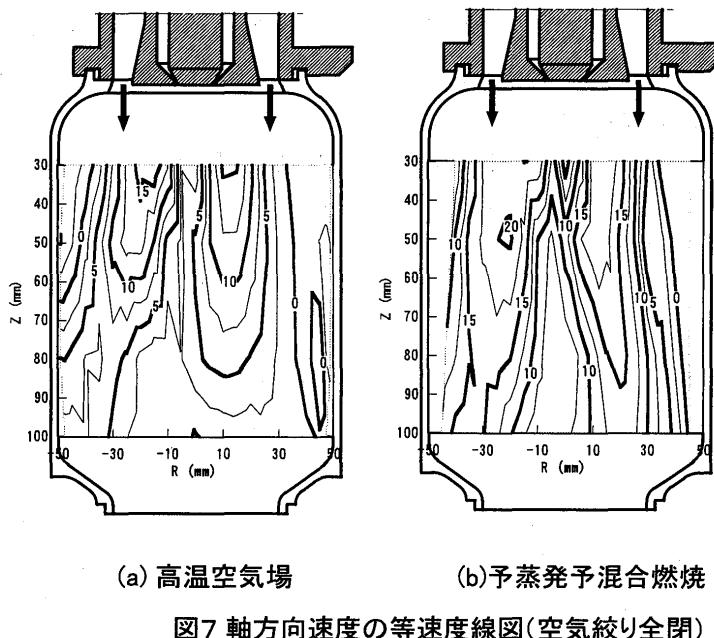


図 7 軸方向速度の等速度線図(空気絞り全閉)

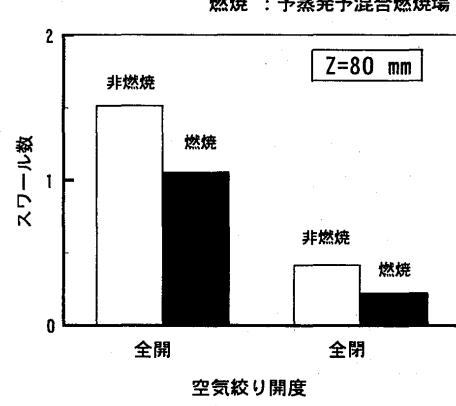


図 8 スワール数の比較

開では双子型となり通常とは異なっている。この原因は燃焼器下流側の希釈室の内径が燃焼室より小さく絞られた形(図1)になっているため、出口における速度が大きくなり、その影響が上流部まで波及しているためと考えられる。

空気絞りを全閉にすると双子型の逆流領域が認められないのは、空気絞りにより燃焼用空気の流量とスワール数が減少し、逆流領域が小さくなかったか、又はなくなったため計測できなくなつたためと考えられる。

## 6. 2 スワール数

TPPL燃焼器はブロックスワーラにより燃焼用空気に強い旋回流を与える構造である。この旋回流のスワール数が空気場において設計値と一致することはブロックスワーラの設計方法が正しいことを証明している。一方、予蒸発予混合燃焼させることにより設計スワール数1.5が1に減少する結果が得られたことは、新しい知見である。これは図4からわかるように燃焼により軸方向速度が増加し、旋回方向速度が減少するためである。燃焼による気体の膨張が流れ方向に働き、軸方向速度の増加と旋回方向速度の減少をもたらすと考えられる。燃焼器の設計にあたりこのスワール数の低下を考慮する必要があるが、スワール数については1例しか計測しておらず燃焼によるスワール数の低下割合を定量化するには至っていない。今後の検討課題である。

## 7. まとめ

2次元PDPA/RSAによりTPPL燃焼器を対象にして、MSF粒子を用いて予蒸発予混合燃焼場での燃焼ガス速度および高温空気場(非燃焼場)での空気速度の計測を行い、両者の速度分布を比較した。また、空気絞りによる影響も調べた。その結果、以下のことがわかった。

- (1) シート粒子をプライア噴射弁の微粒化用空気に混入して燃焼器内に供給することにより、高温空気の非燃焼場および予蒸発予混合燃焼場の両方において、燃焼器内ほぼ全域において速度分布を計測することができた。
- (2) 空気絞り全開の場合、燃焼場の速度は非燃焼場の速度に比べて軸方向速度は増加し、旋回方向速度は減少する。しかし、空気絞り全閉の場合、旋回方向速度はほとんど変化しない。
- (3) 保炎器下流の逆流領域は、空気絞り全開の場合双子型となり、燃焼場においてはその傾向が顕著である。
- (4) 空気絞り全開の場合、非燃焼場のスワール数は設計スワール数と一致し、燃焼場ではスワール数は減少する。空気絞り全閉の場合、全開に比べてスワール数は約1/3に減少する。このため、中央領域の逆流領域は計測されなくなるが、燃焼器壁面近傍領域の逆流領域が拡大する。この結果、火炎は安定化されているものと考えられる。

## 8. 参考文献

- [1] 大久保陽一郎、井戸田芳典、日本ガスタービン学会誌、VOL. 24、NO. 93、pp. 73-77、1996.
- [2] 大久保陽一郎、井戸田芳典、日本ガスタービン学会誌、VOL. 24、NO. 93、pp. 78-83、1996.
- [3] Y. Ohkubo, Y. Idota and Y. Nomura, ASME paper 94-GT-401, 1994
- [4] 大久保陽一郎、井戸田芳典、日本ガスタービン学会誌、VOL. 25、NO. 98、1997.

# 予蒸発予混合燃焼方式を用いた低 NO<sub>x</sub> 燃焼器の研究 A-2

\*池崎隆司、藤秀実 (AMG)  
中北智文 (石川島播磨重工)

## 1. まえがき

近年、新素材・技術の開発によりガスタービンエンジンの全体圧力比や TIT は高まる傾向にある。このことは、エンジンの高効率化をもたらす反面、NO<sub>x</sub> 生成量を劇的に増加させる。一方、環境保全運動の高まりを受けて、NO<sub>x</sub> といった航空機エンジンの排ガスに対する規制は、一段と厳しさを増している。このような状況の下、特にオゾン層破壊の原因とも言われる NO<sub>x</sub> を削減することが急務となっている。

ガスタービンにおける NO<sub>x</sub> 低減方法としては、水／蒸気噴射による WET 方式と、それを行わない DRY 方式がある。航空用ガスタービンに対しては通常、水／蒸気供給装置を必要としない DRY 方式が適用される。DRY 方式としては、燃料を予め空気と混合させ希薄燃焼することで火炎温度を低く保ち NO<sub>x</sub> 低減を図る、いわゆる希薄予混合予蒸発燃焼 (LPP 燃焼) 方式が広く研究されている。しかし、LPP 燃焼を用いた陸船用ガスタービンの実用化は見受けられるが、航空用ガスタービンではまだ実用化されていない。これは、希薄燃焼を行うために安定燃焼性に劣るという LPP 燃焼の欠点が、信頼性を重視する航空用エンジンにとって致命的となるからである。それ故、NO<sub>x</sub> 低減と同時に安定燃焼を得ることが、LPP 燃焼を航空用ガスタービンに適用する際の課題であると言える。

AMG (先進材料利用ガスジェネレータ研究所) では、燃焼器出口温度 1600°C 級かつ NO<sub>x</sub> 排出量 70~80% 減 (対従来型燃焼器) を目標に、LPP 燃焼方式を用いた航空用アニュラ型低 NO<sub>x</sub> 燃焼器の研究開発を行っている<sup>(1)</sup>。燃焼器のタイプとしては、安定燃焼を達成するために拡散燃焼をさせるパイロット燃料噴射弁と、LPP 燃焼のメイン燃料噴射弁とを多数配置したマルチピュル噴射弁方式を採用しているが、この方式では完全予蒸発・完全予混合を行わせることが重要である<sup>(2)(3)</sup>。

これまでの研究によって燃料と空気がほぼ完全予混合される燃料噴射弁が得られた<sup>(4)</sup>。そこでこの燃料噴射弁の性能を確認するため、混合度の異なる 3 種類の燃料噴射弁を用い、NO<sub>x</sub> 排出量、安定燃焼性について単体燃焼試験により調査した。さらにこの試験によって選定された低 NO<sub>x</sub> 燃料噴射弁を燃焼器に組み込んでの燃焼試験を実施したので報告する。

## 2. メイン燃料噴射弁単体試験

これまでの研究で得られた混合度の異なる 3 種類の燃料噴射弁から、セクタ燃焼試験に供試する低 NO<sub>x</sub> 燃料噴射弁の選定を行うため、単体燃焼試験を実施した。

### 2. 1 供試体・試験装置

図 1 に本試験に用いた供試体を示す。燃料噴射弁は、空気に旋回を与え流れに強い乱れを発生させることにより空気と燃料の混合を促進するスワール型 2 種類、外周の空気導入孔に設置したねじり板により乱流渦を形成し混合を促進する乱流分散型 1 種類、の計 3 種類である。これらを混合度 S (局所当量比の標準偏差を平均当量比で無次元化したもの) の小さい方から順

に噴射弁A、噴射弁B、噴射弁Cと呼ぶことにする。図2に試験装置を示す。燃焼ダクトは水冷とし、燃焼器出口温度を下げるために燃焼室下流で希釈空気を供給している。排ガスはくし形サンプリングプローブで採取され、排ガス計測装置により計測される。

## 2. 2 試験方法

着火はまずトーチイグナイタにパイロット火炎を形成させ、この火炎を用いて主流に着火させた。データ取得中はパイロット燃料の供給を止め LPP 噴射弁を自立保炎さ

	形態	予混合管長	混合度
噴射弁A	スワール型(リップ径大)	長	0.02
噴射弁B	スワール型(ベース型)	短	0.1
噴射弁C	乱流分散型(センタコア旋回)	長	0.3

図1 燃料噴射弁単体試験供試体

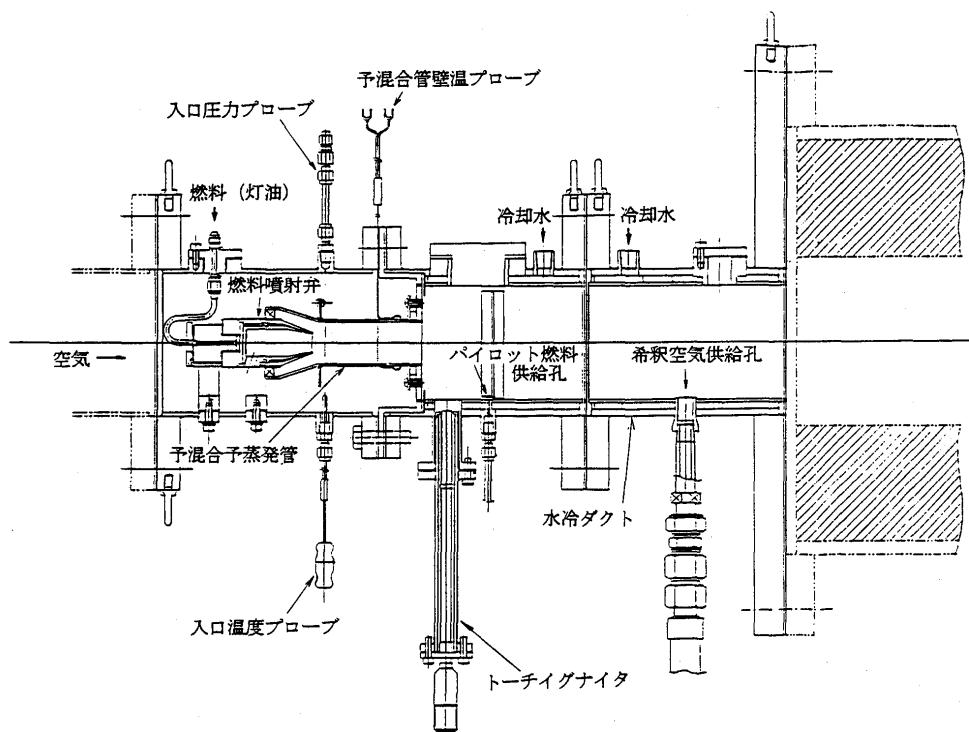


図2 燃料噴射弁単体試験装置

せた。試験条件は、燃焼器入口圧力=5ata、入口温度=300°C、空気流量=0.33 kg/sとした。燃料流量を調節することにより所定の当量比条件に設定し、排ガス成分が定常値を示すのを確認後、各データの取り込みを行った。予混合管への逆火は熱電対による予混合管壁温モニタと排ガス値の急激な変化の有無により監視し、吹き消えはガラス窓を通した火炎の観察により確認した。安定燃焼範囲の計測は、下記に示すように過濃限界は取得できず、火炎が吹き消えるまで燃料を絞っていき希薄限界のみ取得した。

## 2. 3 試験結果

### (1) 安定燃焼性

図3に燃焼効率と1次領域当量比の関係を示す。予混合予蒸発燃焼はいずれの供試体も、吹き消え限界ぎりぎりまで燃焼効率はほぼ100%であった。噴射弁A、Cでは希薄限界はおよそ $\phi=0.5$ であった。これを1次領域断熱火炎温度で評価すると約1725Kである。一方、噴射弁Bでは希薄側安定限界は $\phi=0.45$ と、希薄側では最も安定していたが、 $\phi>0.53$ の範囲で振動音が発生しており、気柱振動のように火炎が予混合管内に入り出する様な逆火が発生していた可能性がある。噴射弁A、Cでは安全上の限界温度にまで燃料流量を増やしても逆火は発生しなかった。

### (2) NOx排出量

図4にE I NOxと1次領域当量比の関係を示す。どの噴射弁でも当量比の低下に対して指数関数的なNOxの減少が見られ、NOx排出量の当量比依存性が高いことが分かる。また、参考のため示した従来型の拡散燃焼方式に比べ大幅にNOxが削減されており、特に噴射弁Aについては従来型に比し90%以上の削減率を達成している。全試験条件の中では、噴射弁Cを用い $\phi=0.5$ とした時に最も大きなNOx削減率を得られたが、これがほぼ吹き消え限界当量比にあたることや、実用上、設定当量比には幅を持たせる必要があることから、当量比が比較的大きな場合でも低NOxを持続している噴射弁Aを、セクタ燃焼試験供試用の燃料噴射弁として採用する。

## 3. セクタ燃焼試験

2章で得られた燃料噴射弁をセクタ燃焼器に組み込み、燃焼試験によってその燃焼器性能を取得した。

### 3. 1 試験装置・供試体

図5に本試験に用いた試験装置の概略を示す。空気源により圧縮された空気は、一部が予熱燃焼器に分岐され残りは熱交換器での加熱、オリフィスでの計量を経て供試体に供給される。

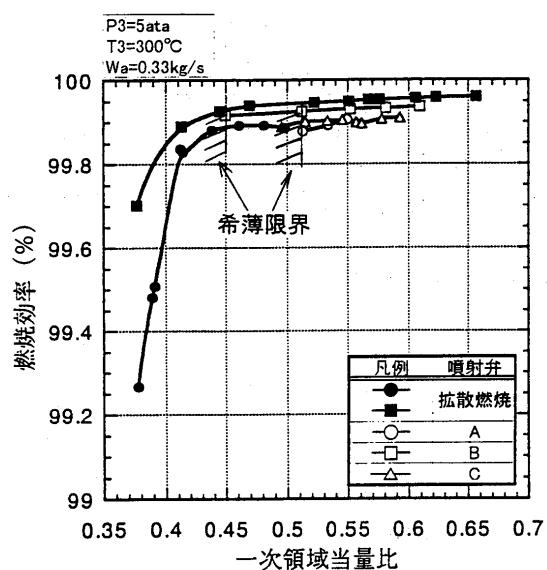


図3 1次燃焼領域当量比と燃焼効率の関係

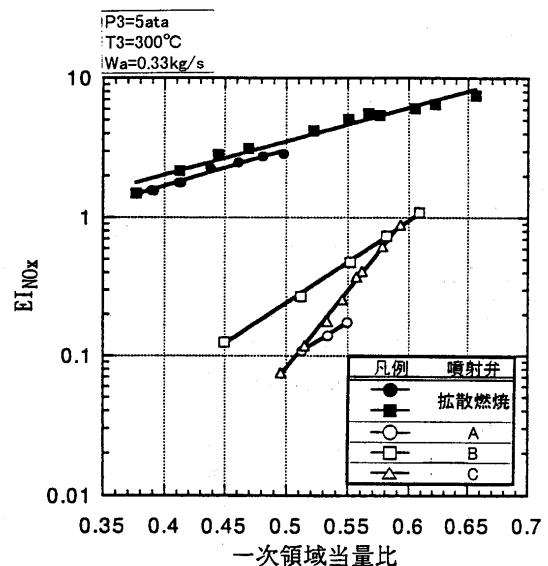


図4 1次燃焼領域当量比とE I NOxの関係

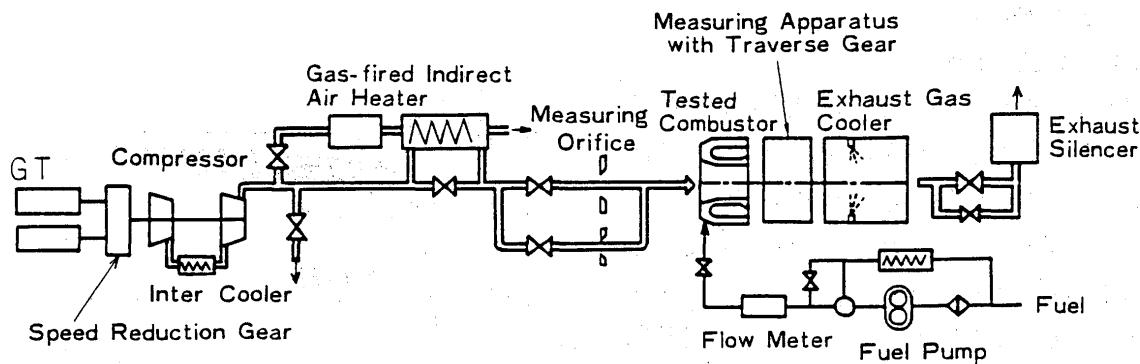


図5 セクタ燃焼試験装置概略図

供試体から排出される燃焼ガスは燃焼器出口において、周方向にトラバース可能な排ガスサンプリングプローブにより採取され、排ガス計測装置で計測される。

図6に供試燃焼器を示す。本供試体は高負荷時のNOx低減を図るためにLPP燃焼させる燃料噴射弁と、拡散燃焼により着火から高負荷時までの安定燃焼を確保するパイロットステージを有するアニュラ型1/4セクタモデルである。中心側から半径方向に順にメインインナ、パイロット、メインアウタと称する3層のステージから成り、いずれもエアブラスト式の燃料噴射弁を用いている。メインステージでは前出の噴射弁Aをスケーリングして搭載している。予混合管には逆火を検出するため、パイロットチャンバには火炎がチャンバ内で安定していることを確認するための熱電対が、それぞれの内壁から約2mm付き出して取り付けられており、ライナ側面には燃焼室の様子を観察するためのガラス窓が設けてある。

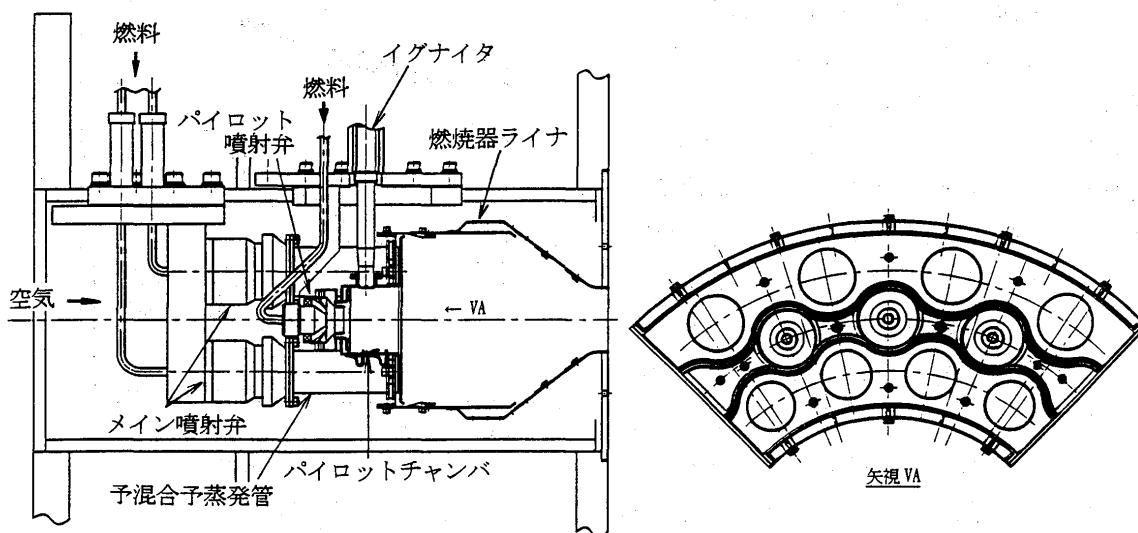


図6 セクタ燃焼試験供試体

### 3. 2 試験方法

試験条件は、燃焼器入口圧力=4ata、入口温度=370°C、全体空燃比=50 とし、空気流量を調節することで滞留時間を任意の値に設定した。メイン噴射弁当量比は $\phi = 0.7 \sim 0.75$ 、パイロット噴射弁は $\phi = 0.6$ で一定とし、試験条件設定後、排ガスプローブを周方向に15点トラバースし、各成分の平均濃度から燃焼効率及びNOx排出量を求めた。

### 3. 3 試験結果

#### (1) 燃焼効率

図 7 に燃焼効率及び NO<sub>x</sub> 排出量と滞留時間との関係を示す。 $\eta_c$  は滞留時間の増加とともに向上し、試験範囲では最高 98% だった。本供試体では、逆火を防ぐ目的で予混合管内流速を代表風速の約 6 倍に設定しているため、メイン火炎は従来型燃焼器の火炎に比べ長くなる可能性がある。燃焼室内の観察によれば予混合管出口には火炎放射器状の直線的な火炎が形成されており、燃焼室内で燃焼反応が完了せず  $\eta_c$  が低い原因になっているものと考えられる。

航空用エンジンの重要な要素である軽量化のためには、燃焼負荷率を高め燃焼器を小さくするたことが求められる。それ故、燃焼器を長くすることは好ましくなく、火炎を短くする必要がある。試験範囲においては逆火の兆候（予混合管内温度上昇、振動音）は全く観測されておらず、予混合管内流速を遅くするなどの対策がとれると考えている。

#### (2) 安定燃焼性

パイロット火炎はパイロットチャンバ内で安定して保炎されていることが、チャンバに取り付けた熱電対温度により確認された。ところが燃焼室の観察によると、パイロットチャンバ出口から 1 次燃焼領域にかけて形成される火炎は非常に小さく、メイン火炎にはあまり干渉していない。このためメイン噴射弁の希薄限界は  $\phi = 0.7 \sim 0.75$  となり、十分な希薄化は達成できなかった。燃焼器形状等の試験条件が異なるため単純に比較することはできないが、3 章における噴射弁単体試験では希薄限界として  $T_{ad} = 1725K$  ( $\phi = 0.5$ ) が得られており、セクタ燃焼器でもパイロット火炎とメイン火炎の干渉を促進する等によって、一層の希薄化が可能であると考える。

#### (3) NO<sub>x</sub> 削減率

図 7 によれば、滞留時間が増えると NO<sub>x</sub> 排出量は増加する傾向にある。これは燃焼ガスが高温雰囲気中に曝される時間が増加し NO<sub>x</sub> が平衡濃度に近づくため、と同時に燃焼効率向上による火炎温度上昇のため、NO<sub>x</sub> 生成反応の反応速度定数が大きくなることも影響していると考えられる。 $\eta_c = 98\%$ における NO<sub>x</sub> 排出量は E I NO<sub>x</sub> = 3.0 (g/kg fuel) であり、これを燃焼器入口温度を基準として従来型燃焼器<sup>(5)</sup>と比較したグラフを図 8 に示す。T<sub>3</sub> = 370°Cにおいて E I NO<sub>x</sub> = 3.0 (g/kg fuel) は NO<sub>x</sub> 70% 以上削減に相当する。このように、メインステージが十分希薄化されていない条件の中でも、NO<sub>x</sub> 削減率としての目標を達成出来た。また (2) で述べた通り、より一層の燃料希薄化が可能と思われる、NO<sub>x</sub> 削減率はより大きくできると考えられる。

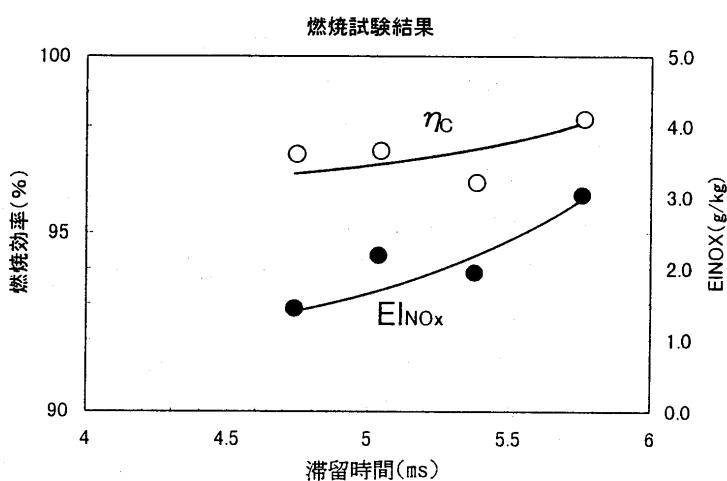


図 7 滞留時間と燃焼器性能の関係

#### 4.まとめ

- (1) 完全予混合に近い ( $S=0.02$ ) 燃料噴射弁の単体試験により NOx90%以上減(対従来型燃焼器)を達成した。
- (2) この燃料噴射弁を組み込んだマルチノル噴射弁方式燃焼器において、 $\eta_c = 98\%$ であり、NOx70%以上減(対従来型燃焼器)を達成した。
- (3) 高燃焼負荷率を維持しつつ安定燃焼範囲を広げることが今後の課題である。

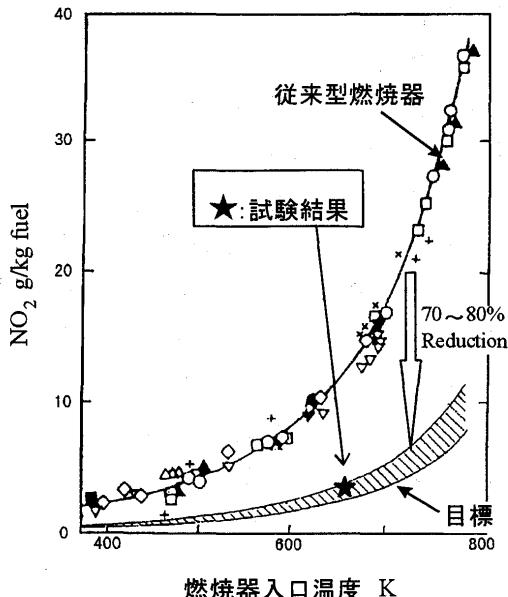


図8 NO<sub>x</sub>削減率

#### 参考文献

- (1) M. Hiromatsu, T. Chikata, S. Ohama, I. Murakami, T. Yamamura, T. Sekido, H. Miyagawa, S. Seki : "Research and Development Status of Advanced Material Gas-Generator(AMG) Project.", ASME 95-GT-287, 1995.
- (2) 細井 潤, 藤 秀実, 中北 智文 : “低 NO<sub>x</sub> 燃焼器の研究”, 第8回ガスタービン秋季講演会(盛岡) 講演論文集 P39, 1993.
- (3) Larry P. Cooper : "Effect of Degree of Fuel Vaporization Upon Emissions for a Premixed Partially Vaporized Combustion System.", NASA Technical Paper 1582, 1980.
- (4) T. Nakakita, T. Saito, J. Hosoi, H. Toh, T. Hiroki, T. Tamaki : "Premixing Prevaporizing Fuel Injector for Low NO<sub>x</sub> Combustor.", 95-YOKOHAMA-IGTC-43, 1995.
- (5) Lippert, F. W. : "Correlation of Gas Turbine Emission Data.", ASME 72-GT-60, 1972.

# 石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の開発 (第1報 燃焼器の試作と大気圧燃焼特性)

A-3

\*長谷川武治, 久松 暢, 香月靖生, 佐藤幹夫 ((財)電力中央研究所)  
山田正彦, 小野田昭博, 宇都宮正治 ((株)東芝)

## 1. 緒 言

石炭は、世界中に広く分布し、埋蔵量も豊富であり、長期的にみて安定供給が可能であることから、発電プラントにおける石炭利用の拡大を図る技術開発が進められている。なかでも、石炭ガス化複合発電は、幅広い炭種適合性があり、また、高効率で環境保全性に優れた新火力技術として、21世紀を目指した開発導入が期待され、わが国においては1986年から200t/日規模の空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電パイロットプラントによる研究開発が国家プロジェクトとして進められてきた。一方、欧米では空気吹き石炭ガス化複合発電方式に加えて酸素吹き石炭ガス化複合発電が実証機による開発段階にある。

酸素吹き石炭ガス化複合発電では、ガス化炉から生成される中カロリー燃料の火炎温度が高く、高カロリー燃料であるLNGの火炎温度を上回り、サーマルNOxが高い濃度で排出すると予想される。そのため、現在は、ガス化剤である酸素の製造過程で生成される窒素を燃料に予混合してNOx排出濃度の低減ならびにガスタービン出力の増大を図る方法が採用されている。しかしながら、圧力の高い燃料に窒素を注入する場合、昇圧動力が増加するため、その動力を低減できる窒素供給法による低NOx燃焼技術の開発が重要である。

本論文は、小型拡散バーナによる燃焼実験結果をもとに窒素の噴出ノズルを有する燃焼器バーナを設計、試作し、大気圧燃焼実験により性能評価を行ったものである。

## 記号

HHV	:高位燃料発熱量 MJ/m <sup>3</sup>
Lb	:燃焼負荷率 W/(m <sup>3</sup> ·Pa)
N2/Fuel	:窒素と燃料の供給量比率 kg/kg
NOx(16%O <sub>2</sub> )	:燃焼ガス中の酸素濃度を16%に換算したときのNOx排出濃度 ppm
P	:燃焼器内圧力 MPa
Tair	:空気温度 °C
Tfuel	:燃料温度 °C
TN <sub>2</sub>	:窒素温度 °C
T <sub>ex</sub>	:燃焼器出口ガス温度 °C
ϕ	:当量比
ϕ <sub>ex</sub>	:燃焼器出口における平均の当量比
ϕ <sub>p</sub>	:一次燃焼領域の当量比 (一次当量比)

## 2. 酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器

表1に酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料の代表的な組成例<sup>(1)~(3)</sup>を示す。ガス化剤に酸素を用いる石炭ガス化燃料は、一酸化炭素(CO)、水素(H<sub>2</sub>)を主要可燃性成分とし、その他少量のメタン(CH<sub>4</sub>)を含み、燃料組成の90%程度を可燃性成分が占める。このため、燃料発熱量は10~13MJ/m<sup>3</sup>と高く、空気吹き石炭ガス化燃料と比較して3倍程度の発熱量である。また、石炭ガス化燃料の場合、炭種やガス化方式によりガス組成や発熱量が大幅に異なる。

図1は当量比と理論断熱火炎温度の関係を燃料発熱量をパラメータとして示す<sup>(4)</sup>。計算条件としては、燃料中のCO/H<sub>2</sub>モル比を2.33とし、発熱量はN<sub>2</sub>の希釈量により調整している。比較のために、CH<sub>4</sub>の場合についても併せて示している。石炭ガス化燃料の場合、燃料発熱量の上昇に伴って理論断熱火炎温度は上昇する。すなわち、最高火炎温度は、燃料発熱量が4.2MJ/m<sup>3</sup>の場合1780°Cであるのに対し、12.6MJ/m<sup>3</sup>では2250°Cに達する。また、発熱量が8.4MJ/m<sup>3</sup>以上では、すべての当量比においてCH<sub>4</sub>の理論断熱火炎温度を上回る。このためサーマルNO<sub>x</sub>の生成量の増大が予想される。

図2は石炭ガス化中カロリー燃料用燃焼器における、燃焼器出口ガス温度を1400°Cで一定とした場合の燃焼器へのN<sub>2</sub>供給量と燃焼器空気配分の関係を示す。図2では、供給空気のうち燃料を完全燃焼させるための空気として量論空気量の1.4倍に相当する空気を燃焼用空気とし、総空気量の約30%を燃焼器壁面を冷却するための冷却用空気とし、残りを燃焼器出口ガス温度を調整するための希釈用空気としている。酸素吹き石炭ガス化複合発電システムでは燃料量の1.15倍(N<sub>2</sub>/Fuel=1.15kg/kg)程度の余剰N<sub>2</sub>があり、これを燃焼器に供給する場合、空気量の74%程度が燃焼用空気として使われるため、冷却用および希釈用空気が26%程度と不足することが示される。

これらのことから、石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の開発にあたり、以下の課題を考慮した燃焼器設計が必要となる。

#### (1) サーマルNO<sub>x</sub>生成を抑制する低NO<sub>x</sub>燃焼技術

#### (2) 燃焼器壁面冷却性能の向上

供試した中カロリー燃料用1300°C級燃焼器<sup>(5)</sup>およびバーナーの外観を図3に示す。供試燃焼器は多缶型燃焼器一缶に相当し、全長は1093mm、内径は356mmであり、以下の特徴を有する。

Table 1 Typical compositions of the oxygen-blown coal gasified fuels

Gasifier type Fuel feed Developer	Fixed Dry BGL <sup>(1)</sup>	Entrained		
		Dry Shell <sup>(2)</sup>	Hycol <sup>(3)</sup>	Slurry Texaco
<b>Composition</b>				
CO	56.4%	65.2–67.8%	55.2–59.4%	49.0%
H <sub>2</sub>	25.6%	28.8–31.0%	31.1–33.7%	34.0%
CH <sub>4</sub>	6.6%	0.01%	1.0–2.0%	0.2%
CO <sub>2</sub>	2.8%	1.0–2.8%	7.6–10.4%	9.7%
H <sub>2</sub> O	–	(Dry base)	–	–
NH <sub>3</sub>	unknown	100–600ppm	unknown	unknown
H <sub>2</sub> S+COS	20ppm	–	–	–
Others(N <sub>2</sub> )	8.6%	–	–	6.1%
CO/H <sub>2</sub> mole ratio	2.2	2.2–2.3	1.8	1.4
HHV[MJ/m <sup>3</sup> ]	13.0	12.2–12.3	11.3–12.6	10.6

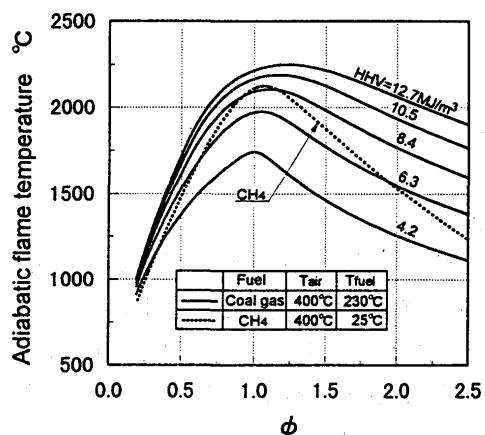


Fig.1 Relationship between equivalence ratio and adiabatic flame temperature for coal gas and CH<sub>4</sub>.

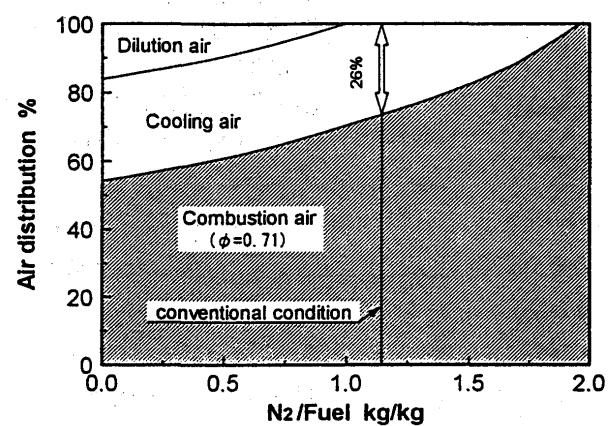
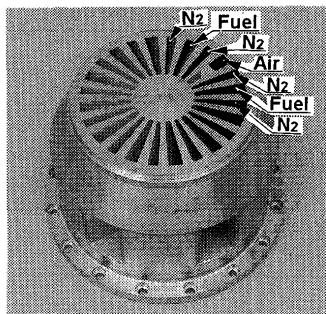


Fig.2 Air distribution design of a medium-Btu gaseous fueled gas turbine combustor with nitrogen injection.



a) Tested burner

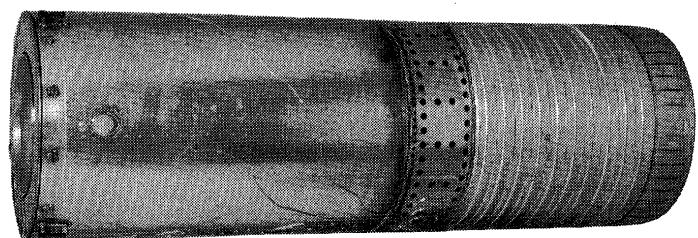
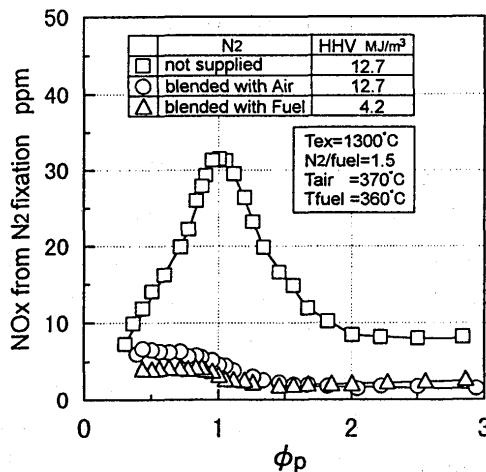
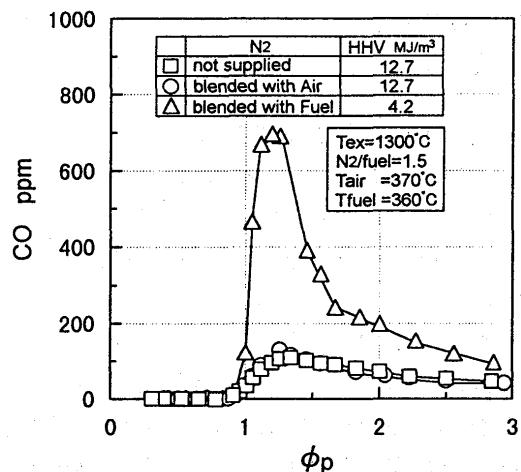
b) Tested combustion liner  
Fig.3 Tested 1300 °C -class combustorFig.4 Effect of nitrogen injection on NO<sub>x</sub> emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner.

Fig.5 Effect of nitrogen injection on CO emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner.

## 2・1 サーマルNO<sub>x</sub>生成を抑制する低NO<sub>x</sub>燃焼技術

小型拡散バーナを用いた燃焼実験結果<sup>(6)</sup>に基づき、N<sub>2</sub>の噴出ノズルを持つ燃焼器バーナ構造を設定した。図4<sup>(6)</sup>は、燃焼器出口ガス温度を1300°Cで一定となるように燃焼器出口における当量比 $\phi_{ex}$ を設定し、一次当量比 $\phi_p$ を変化させた場合の一次当量比とサーマルNO<sub>x</sub>生成量の関係に及ぼすN<sub>2</sub>供給位置の影響を示す。図より、中カロリー燃料をそのまま燃焼器に供給する場合に比べて、N<sub>2</sub>を燃料または空気に予混合して燃焼器に供給することによりサーマルNO<sub>x</sub>生成量を大幅に低減できることがわかる。また、N<sub>2</sub>を燃料または空気に予混合して燃焼器に供給する場合、一次燃焼領域の当量比 $\phi_p$ を1.0以上に増加するに伴いサーマルNO<sub>x</sub>は低下する。

図5<sup>(6)</sup>は図4と同じ条件下でのCO排出特性を示す。N<sub>2</sub>を空気に予混合して燃焼器に供給する場合または中カロリー燃料をそのまま燃焼器に供給する場合、N<sub>2</sub>を燃料に予混合する場合に比べてCO排出濃度が大幅に低減することが示される。

これらのことから、燃料ノズルと空気ノズルの間にN<sub>2</sub>噴出ノズルを有するバーナを設計し、燃焼器内で燃料と空気がそれぞれN<sub>2</sub>と混合する構造とした。バーナ近傍の局所的な高温域にN<sub>2</sub>を直接に噴出することにより、局所高温域を低減し、サーマルNO<sub>x</sub>の生成量を減少させることができる。また、部分負荷時における燃焼安定性を考慮して、定格時におけるバーナ近傍の当量比を3.0、一次燃焼領域の当量比を1.4とし、燃料、空気およびN<sub>2</sub>噴出ノズルの旋回角を30°、内向角を15°とした。さらに、N<sub>2</sub>を燃料に予混合して燃焼器に供給する従来の方法に比べて、N<sub>2</sub>を燃焼器に直接に噴出することによりN<sub>2</sub>を昇圧する動力が低減できるため、プラント熱効率を0.3%程度向上できる。

## 2・2 燃焼器壁面冷却性能の向上

N<sub>2</sub>供給にともなう冷却空気量の減少を補うために、供試燃焼器では希釈空気孔を削除するとと

**Table 2 Standard test condition**

Tair	:	370 °C
Tfuel	:	260 °C
TN <sub>2</sub>	:	60 °C
N <sub>2</sub> /Fuel	:	1.15 kg/kg
Tex	:	1400 °C
P	:	0.1 MPa
φ ex	:	0.50
Lb	:	3.6x10 <sup>2</sup> W/(m <sup>3</sup> ·Pa)

**Table 3 Typical composition of the test fuel**

Composition	CO	32.6 %
	H <sub>2</sub>	28.7 %
	CH <sub>4</sub>	2.0 %
	CO <sub>2</sub>	31.0 %
	H <sub>2</sub> O	-
	N <sub>2</sub>	5.7 %

HHV	8.6 MJ/m <sup>3</sup> (2050 kcal/m <sup>3</sup> )
LHV	7.7 MJ/m <sup>3</sup> (1840 kcal/m <sup>3</sup> )

もに、尾筒壁を二重構造として、尾筒のインピングメント冷却に用いた冷却用空気を燃焼器壁面の冷却にも使用する構造としている。また、特に高温になることが予想されるバーナ出口近傍の一次燃焼領域には、インピングメント冷却とフィルム冷却を組み合わせた積層冷却構造を採用し、二次燃焼領域にはフィルム冷却を用いている。

### 3. 実験設備および実験方法

供試燃料は酸素吹き石炭ガス化炉で生成される燃料と同組成になるように、原料のプロパン(C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)を水蒸気改質して、水素分離膜とN<sub>2</sub>添加により成分が調整される。燃焼器に供給する空気は、駆動機の出力が2810kWの四段遠心型圧縮機で2.0MPaまで昇圧された後、所定の圧力まで減圧して用いられる。供試燃料と空気は、それぞれ予熱器により所定の温度まで加熱される。また、本設備は燃焼器に直接供給するためにN<sub>2</sub>の供給ラインが設けられている<sup>(7)</sup>。

燃焼器実験では、高温の燃焼ガスは尾筒を通過した後、計測ダクトにてガス成分とガス温度が計測される。燃焼ガス成分は自動ガス分析計によって、NO, NO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>およびTHCの各成分が連続分析される。燃焼器出口ガス温度分布は、計測ダクトに挿入した5本のR型シーズ熱電対をトラバースすることにより計測される。さらに、燃焼器の外壁面には約100本のシーズ外径1mmのK型熱電対が溶接され、燃焼器壁面温度が計測される。

表2は1300°C級燃焼器としての定格実験条件を示す。また、燃料組成については、表3に示すようにHHVが8.6MJ/m<sup>3</sup>、(CO+CH<sub>4</sub>)/H<sub>2</sub>モル比が1.2を標準とした。

### 4. 実験結果および考察

#### 4・1 燃焼器壁面温度特性

図6は燃焼器出口ガス温度を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。実験では供給空気量を1.31m<sup>3</sup>/sで一定とし、燃料流量を変化させることにより燃焼器出口ガス温度を変化させた。図より、いずれの燃焼器出口ガス温度の場合にも壁面温度は十分な温度上昇が見られ、燃焼器内で安

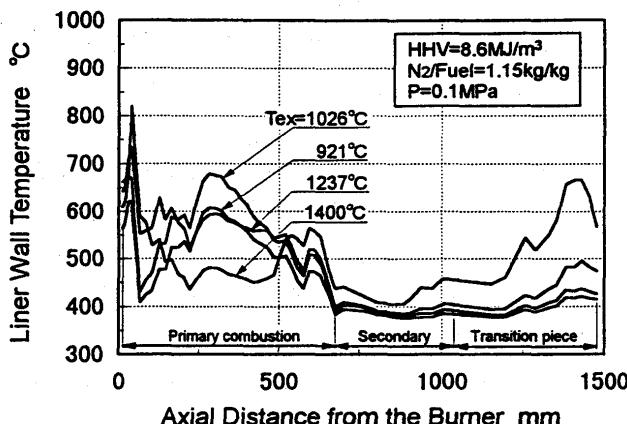


Fig.6 Combustor wall temperature distribution using the average gas temperature of combustor exit as a parameter.

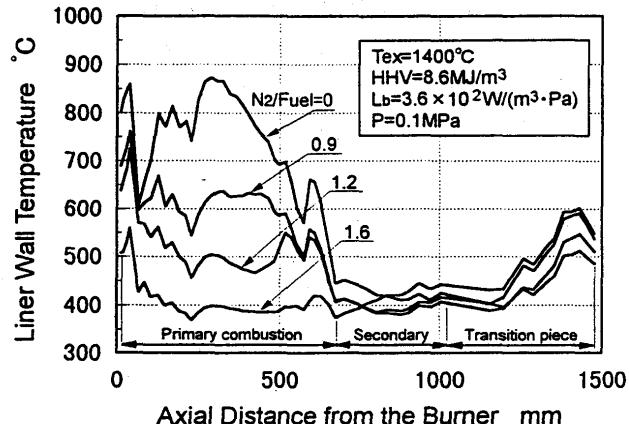


Fig.7 Effect of the nitrogen injection flow rate from the burner on the combustor wall temperature distribution.

定した燃焼が得られていることが推察される。燃焼器出口ガス温度が1400 °Cの定格条件でも、壁面温度は概ね材料の耐熱許容温度である850 °C以下であり、十分な燃焼器壁面冷却性能が得られていることがわかる。また、図6には示さなかったが、N<sub>2</sub>を燃料に予混合して燃焼器に供給した場合に比較して、N<sub>2</sub>をバーナから直接に噴出する本方式の方が一次燃焼領域の壁面温度が低下した。

図7は燃焼器へ噴出するN<sub>2</sub>供給量を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。供試燃焼器ではバーナから供給するN<sub>2</sub>量を増加させることにより一次燃焼領域の壁面温度が大幅に低下する。すなわち、燃料の約1.2倍量のN<sub>2</sub>をバーナから供給した場合(定格相当条件)、一次燃焼領域の壁面温度は約350 °C低下する。これは、図1に示すように、中カロリー燃料をN<sub>2</sub>と予混合して燃料発熱量を低下(HHV= 4.2MJ/m<sup>3</sup>)させた場合、同じ当量比で比較すると火炎温度が約500 °Cも低下するためである。このようにN<sub>2</sub>をバーナから高温となる一次燃焼領域に直接噴出する方式により、サーマルNO<sub>x</sub>の生成源となる局所的な高温部を減少させると共に、燃焼器壁面温度を低減できることがわかる。しかし、N<sub>2</sub>供給量比(N<sub>2</sub>/Fuel)が1.6にまで増加すると、一次燃焼領域の壁面温度が著しく低下し、火炎がバーナより下流側に移動して燃焼が不安定になる現象が見られた。このことから、低NO<sub>x</sub>・安定燃焼を図るためにN<sub>2</sub>の供給条件の適正化が重要であると考えられる。

#### 4・2 NO<sub>x</sub>排出特性

石炭ガス化中カロリー燃料は低カロリー燃料に比べて燃焼温度が大幅に高くなることから、サーマルNO<sub>x</sub>生成量の増加が懸念される。図8は燃焼器出口ガス温度を1400 °Cで一定とする条件下におけるサーマルNO<sub>x</sub>生成量に及ぼす燃焼負荷率の影響について示す。NO<sub>x</sub>生成濃度は燃焼負荷率の上昇に伴い僅かに上昇する傾向を示す。しかしながら、いずれの燃焼負荷率においてもNO<sub>x</sub>排出濃度は3ppm(O<sub>2</sub>濃度16%換算値)以下と極めて低い値を示した。これは、N<sub>2</sub>をバーナから供給することにより、一次燃焼領域における局所高温部が効果的に低減されたためと考えられる。

サーマルNO<sub>x</sub>は燃焼温度に大きく影響を受けるため、NO<sub>x</sub>生成に及ぼす燃焼器出口ガス温度の影響について検討した。図9は燃焼器出口ガス温度とサーマルNO<sub>x</sub>生成量の関係をN<sub>2</sub>供給量比をパラメータにして示す。比較のために、N<sub>2</sub>を燃料に予混合して供給する場合についても併せて示す。いずれの燃焼器出口ガス温度においても、N<sub>2</sub>供給量の増加に伴いNO<sub>x</sub>生成量は急激に低下し、N<sub>2</sub>/Fuel=1.15以上でNO<sub>x</sub>排出濃度は4ppm(O<sub>2</sub>濃度16%換算値)以下を示した。また、N<sub>2</sub>を供給しない場合にNO<sub>x</sub>生成濃度が燃焼器出口ガス温度1100 °Cの時に極大値を示したのに対して、N<sub>2</sub>を供給した場合はいずれの場合も燃焼器出口ガス温度によらず一定のNO<sub>x</sub>生成量を示した。これは、サーマルNO<sub>x</sub>が局所的に高温となる一次燃焼領域でZeldovich機構により生成するためであり、N<sub>2</sub>をバーナから供給して一次燃焼領域の燃焼温度を効果的に低下させることによりNO<sub>x</sub>生成濃度の燃焼器出口ガス温度による影響が小さくなったものと考えられる。

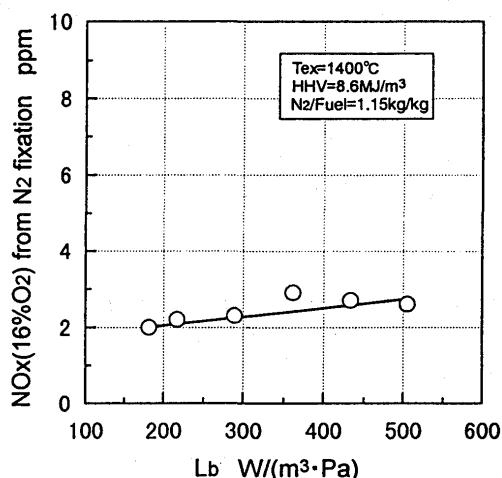


Fig.8 Effect of the loading rate of combustor on NO<sub>x</sub> emission characteristics.

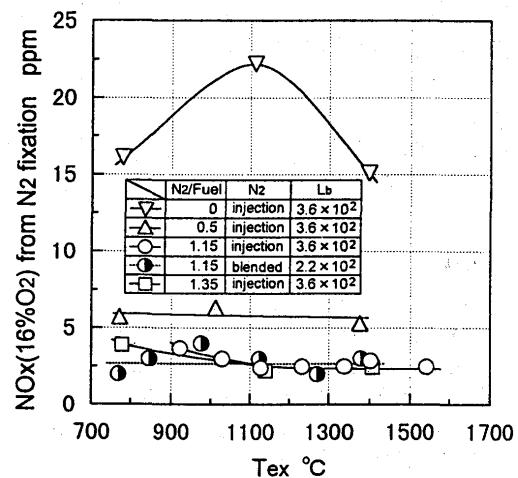


Fig.9 Effect of the combustor exit gas temperature on NO<sub>x</sub> emission characteristics.

#### 4・3 燃焼安定性

供試燃焼器では、 $N_2$ 噴出量の増加に伴い燃焼が不安定になることが懸念される。図10は燃焼器出口ガス温度を1400°Cで一定とする条件下で、 $N_2$ 供給量を変化させた場合のCO排出特性を燃焼負荷率をパラメータにして示す。比較のために $N_2$ を燃料に予混合して燃焼器に供給した場合も併せて示す。いずれの燃焼負荷率においても供試燃焼器では、 $N_2$ 供給量の増加に伴いCO排出濃度は増加する。これは $N_2$ 供給量の増加に伴い燃焼器出口ガス温度を1400°Cとする当量比が上昇し、バーナ近傍での燃焼温度が低下することにより燃焼安定性が損なわれたためと考えられる。また、燃焼負荷率が上昇して、燃焼器内の燃焼ガス滞留時間が短くなるとCO排出濃度は急激に上昇して、定格条件で6000ppm程度と高い値を示した。同様に、燃焼負荷率の上昇により、燃料、空気ならびに $N_2$ の噴出流速が増加するため、火炎がバーナより下流部へ移動するなど燃焼安定性が低下する現象が見られた。

以上のことから、燃料ノズルと空気ノズルの間から $N_2$ を噴出させる燃焼方式により中カロリー燃料を用いたガスタービンの熱効率向上とNOx排出濃度の低減化を図ることが可能であるが、一方で燃焼安定性が損なわれ、CO排出濃度が増加することが明らかになった。今後は、 $N_2$ 噴出流速や燃焼器空気配分の適正化を実施し、NOxの低減と安定燃焼の両立を図ることが必要である。

#### 5. 結言

小型拡散バーナを用いた燃焼実験結果をもとに $N_2$ 噴出ノズルを有するバーナを設計、試作し、大気圧燃焼実験を実施した結果、以下の知見が得られた。

- (1)燃焼器壁面温度から燃焼状態を推察すると、 $N_2$ をバーナから直接に供給することにより高温になると予想される一次燃焼領域の燃焼温度を効果的に低下させているのを確認した。
- (2) $N_2$ をバーナから直接に一次燃焼領域の高温部に噴出することにより、局所的な高温領域を低減しサーマルNOxの生成量を4ppm(O<sub>2</sub>濃度16%換算値)以下に抑制できる。
- (3)CO排出濃度は、 $N_2$ 供給量ならびに燃焼負荷率の上昇により増加し、定格条件では6000ppmと高い値を示した。今後は、 $N_2$ 噴出流速や燃焼器空気配分の適正化を実施し、低NOxと安定燃焼を図ることが必要である。

#### 謝辞

燃焼実験の実施にあたっては、(財)電力中央研究所 川島健氏、香坂幸雄氏、(株)テクノサービス 堀内智和氏、馬場義輝氏のご協力を得た。ここに記して、感謝の意を表する。

#### 6. 文献

- (1) Kalsall,G.J., Smith,M.A. and Cannon,M.F., Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power 116:559(1994).
- (2) W.V.Bush, D.C.Baker and P.J.A.Tijm, 1991, EPRI Interim Report No. GS-7397, Project 2695-1.
- (3) Ueda,T., Kida,E., Nakaya,Z., Shikata,T., Koyama,S., and Takagi,M., pp.242-247.
- (4) 長谷川武治, 佐藤幹夫, 機論, 63-613,B(1997),3123-3130.
- (5) Hasegawa,T., Sato,M., and Ninomiya,T., 1997, ASME Paper, 97-GT-277.
- (6) 長谷川武治, 香月靖生, 久松暢, 佐藤幹夫, 第34回燃焼シンポジウム前刷集(1996),597-599.
- (7) Hasegawa,T et al., (Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition '98にて講演予定).

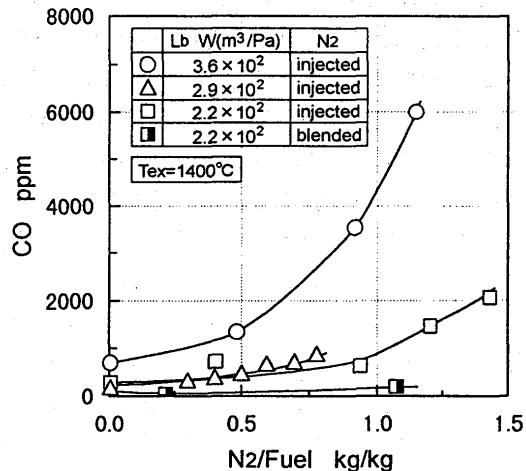


Fig.10 Effect of the loading rate in the combustor on CO emission characteristics.

\*木村和男，若原剛人（株式会社新潟鐵工所）  
 野崎 理，菊地一雄，西澤敏雄，  
 斎藤喜夫，田村敦宏（航空宇宙技術研究所）  
 松木正勝（日本工業大学）

## 1. はじめに

従来軸流圧縮機は流線曲率法を用いた設計手法をベースに、試作試験を含め多大な労力及び期間・費用を投じて開発されてきた。さらに近年は性能向上及び小型化のため動翼先端部では平均速度でも超音速になりつつあり、こうした従来手法による開発はますます難しくなってきている。

一方、CFDの目覚ましい発達により、軸流圧縮機にこれを適用する試みもその事例（たとえば<sup>1), 2)</sup>が増えつつある。

本報告では3翼列からなる段について流れ解析を実施した。さらに2種類の動翼について解析及び実機試験を行なって、解析の検証を行った。

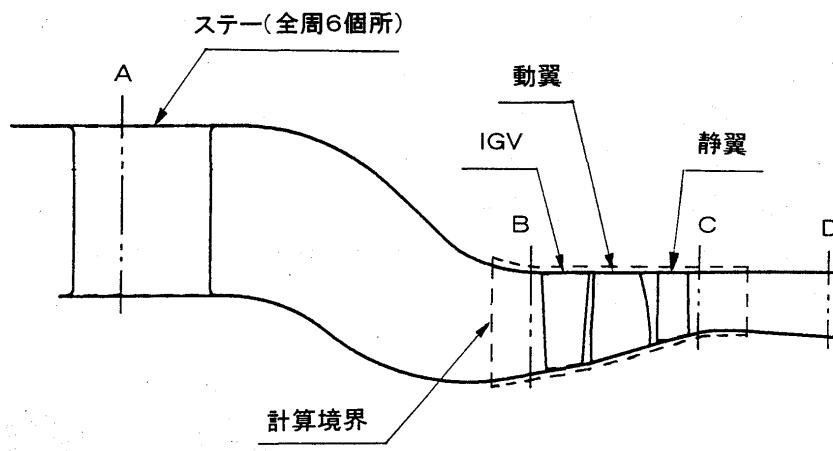


図1 圧縮機子午面形状と計測位置

## 2. 試験装置及び方法

本研究の軸流圧縮機は入口案内翼（IGV），動翼，静翼の各翼列要素より構成されており、その主要諸元を表1に、また子午面形状を図1に示す。

なお、図中の破線は解析を実施した計算境界であり、後で考察する。

表1 圧縮機主要諸元

回転数	20000 r.p.m
流量	10.6 kg/s
圧力比	1.6

空力的には第1段動翼のミッドスパンからチップにかけて超音速流入状態で、動翼先端部における相対流入マッハ数は約1.2となっている。従って翼形状は動翼にはMCAを、また静翼にはDCAを採用している。

さらに、比較検証のために2種類の動翼について解析および実機計測を行った。この2種類の翼

はハブ側の形状は全く同一で、チップ側では入口出口の翼角度は同一で、ソリディティ（コード長／ピッチ）のみ異なる形状である。まずははじめにオリジナル翼の流れ解析及び実機試験を行い、その結果ソリディティを大きくすることが好ましいとの判断から、翼コードを約1.3倍ワイド化し、これをワイド翼と称している。

次に計測について述べる。計測位置は図1のA～Dの各位置にて半径方向に9点トラバースしている。また静翼出口（図1のC）ではウェークによる流れの不均一があるのでピッチ方向に11個所計測した。流れの状態量を求めるために、5孔ピト一管と全温型熱電対を使用している。

### 3. 解析コード及び計算機について

解析には航空宇宙技術研究所で開発された翼間流れ解析コード CAS 3 DM 及び数値風洞（NWT）と呼ばれる高速並列コンピュータを用いた。CAS 3 DMでは翼間領域の流れ解析をそれぞれ1台のNWTの要素計算機（PE；Processing Element）に担当させるため、今回の3翼列では3台のPEによる計算を実施した。

CAS 3 DMの解析手法は、一般座標系で表わした三次元圧縮性ナビエ・ストークス方程式を基礎式とし、これをLU—ADI法による陰的時間進行法を用いて定常解を求めている。また空間差分にはChakravarthy OsherタイプのTVDスキームを適用し、遷音速域での高い計算精度と安定性をはかっている。乱流モデルはBaldwin-Lomaxのモデルを使用している。

境界条件は流入境界で全温、全圧、流れ角の半径方向分布を与える。また下流境界では静圧の代表値を与え、半径方向圧力平衡式から求めた静圧分布を境界条件としている。

動翼先端のクリアランス部のモデル化に関しては、その部分で翼厚が零となるように格子を形成し、その部分で流れが通過できるように境界条件を設定した。

さらに上流翼列と下流翼列との境界は、上流側翼列の計算値の周方向平均値を下流側の境界値として与えている。この方法では上流翼列のウェークと下流翼列との非定常干渉は解析できないが、多段翼列の性能を解析できることが利点である。

### 4. 解析結果

#### 4.1 計算条件

計算格子を図2に示す。

計算領域に関して、上流側境界はなるべく流れが一様であることが好ましいことから、図1のAの位置とする方が良いが、1台のPEでIGVを含めて解析するにはメッシュ数が不足するため、まずは3翼列同時解析ができる事を確認するため図1の破線の形状にてメッシングして計算した。図1のAの位置から計算するためには、更にこの部分のみを計算するために1台PE追加することで現在進めている。

計算格子点数は3翼列共に、流れ方向に97点、翼間方向に51点、半径方向に51点とした。

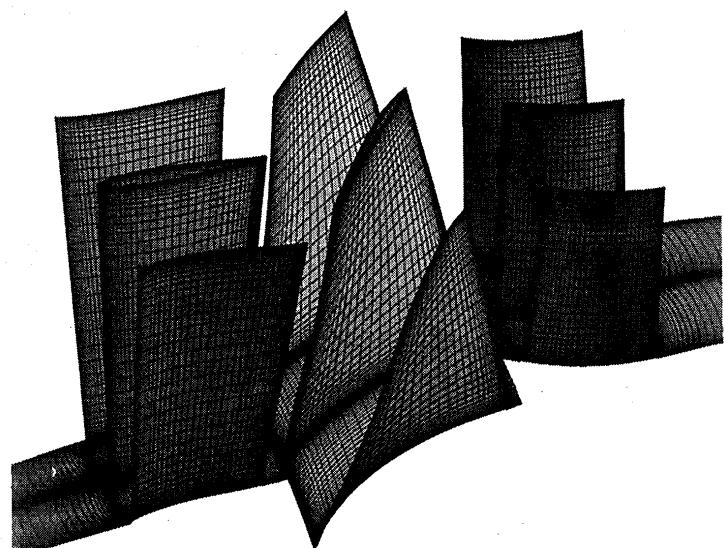


図2 計算格子

圧縮機の作動状態としては、出口に与える静圧条件を変更して流量をサージ側からチョーク側までの間を数点解析した。

#### 4.2 解析結果と考察

##### (1) 事前解析について

3翼列同時解析に先立ってオリジナル翼とワイド翼の動翼単独の場合の解析を行い、翼形状の違いによる流れ場の違いを検討した。チョーク側、最高効率点、サージ側の3つの作動点におけるチップ側(90%スパン位置)におけるマッハ数分布を図3に示す。同図よりオリジナル翼では各作動点で背側面の剥離域があるが、ワイド翼では滑らかな流れとなっており、各作動点における動翼単独としての圧力比、効率ともワイド翼の方が高かった。

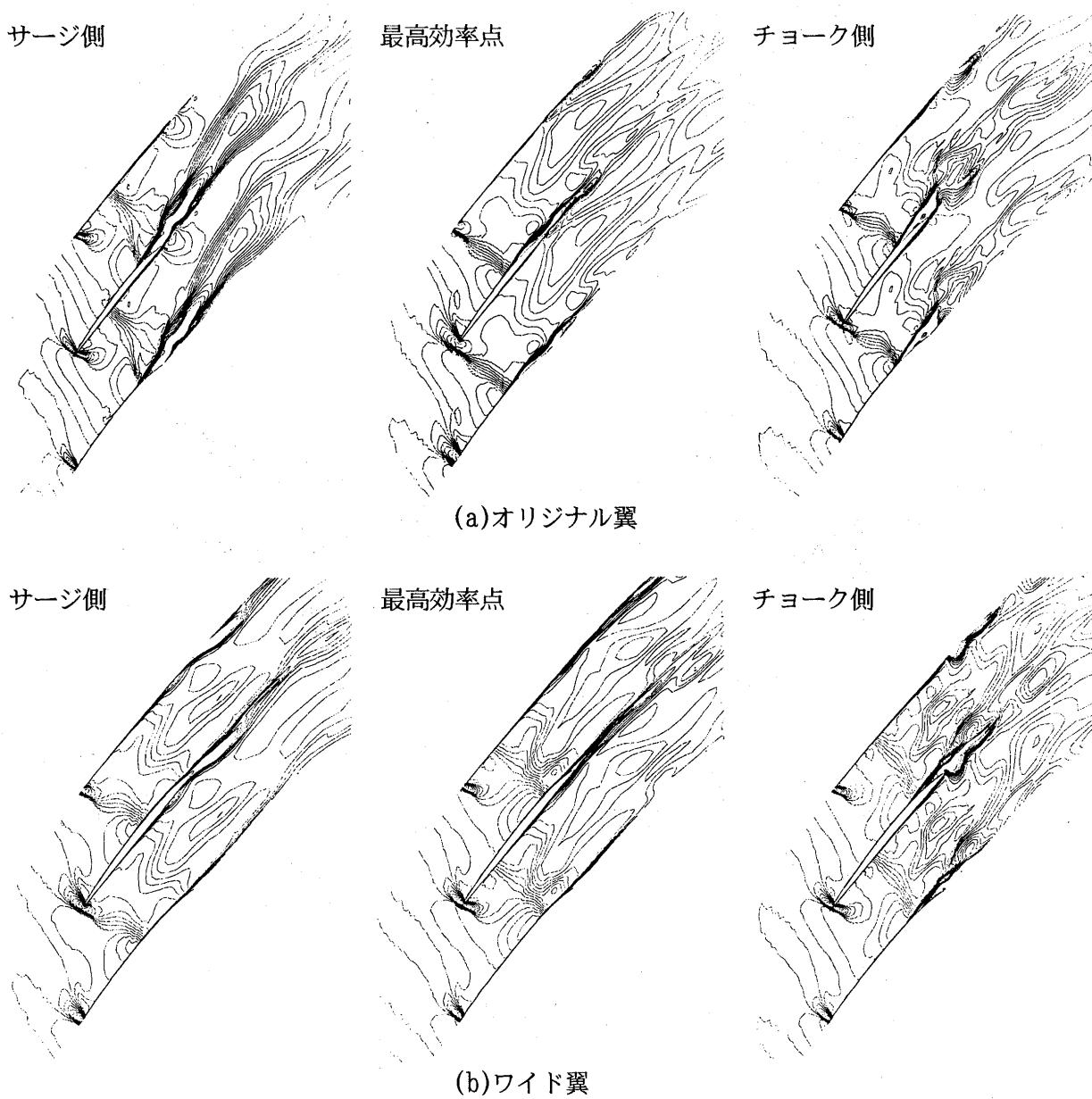


図3 動翼単独解析結果

## (2) 3翼列同時解析

次に3翼列を同時に解析した結果を述べる。

最高効率点付近の空気流量におけるマッハ数分布を図4に示す。オリジナル翼ではチップにおいて背側面の出口部付近で流れの剥離が発生しているが、ワイド翼では剥離が無くスムーズな流れとなっている。ミーン（50%スパン）ではやはりワイド翼の方が背側面の減速度合が緩やかである。ハブ（10%スパン）では翼形状が同一であることもあってほぼ同じ流れとなっている。

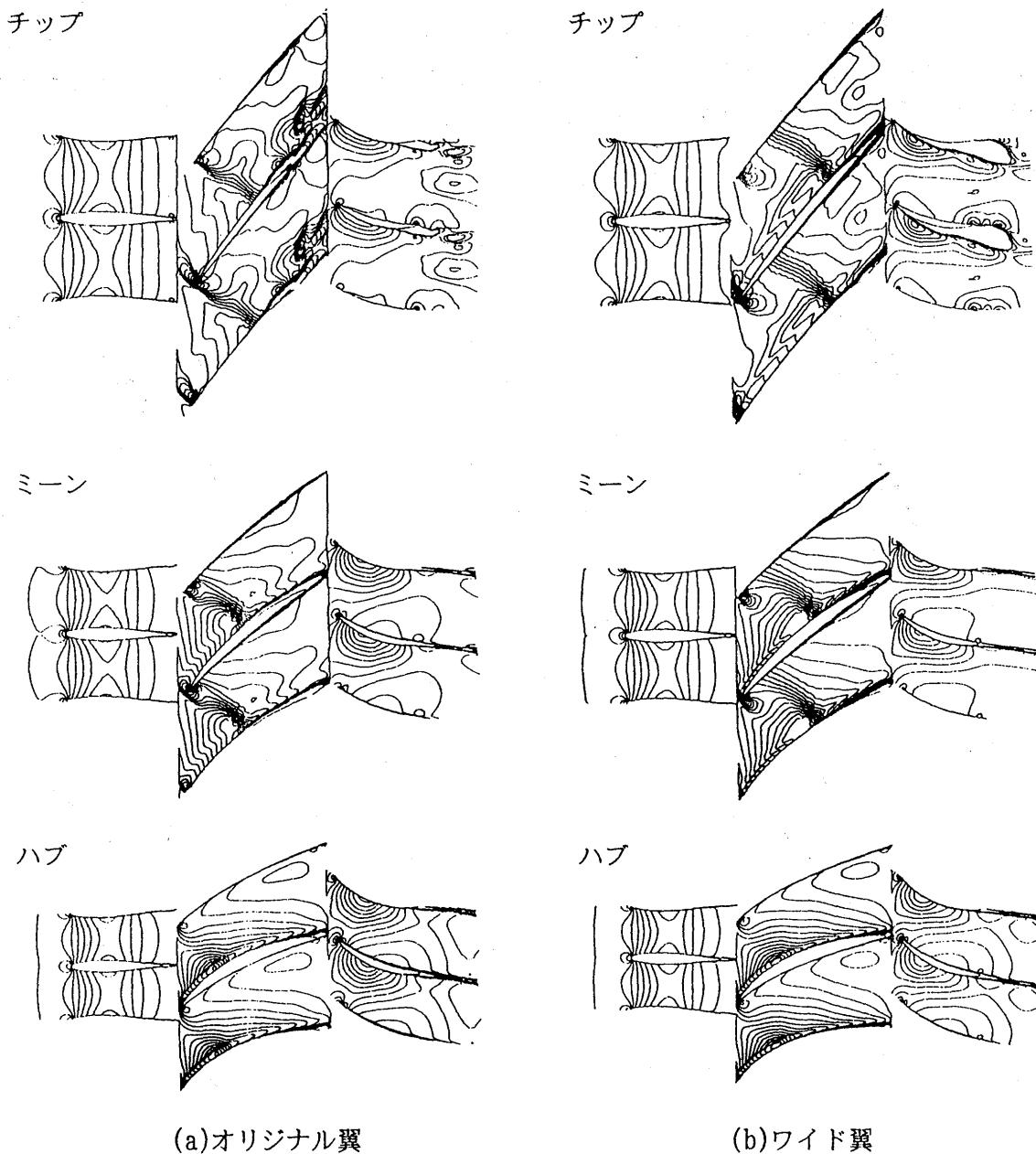


図4 3翼列解析結果

## 5. 実機試験結果との比較と考察

全体性能を図5に示す。試験結果ではワイド翼により圧力比及び効率が向上し、下記の定義によるサージマージンの相対比で約90%の大幅な改善がみられた。なお全体性能に関する計測位置は

図1のA及びDである。また計測には5孔ピトー管と全温度熱電対を使用し、非同時にトラバースしているので、そのための計測誤差が含まれている。

$$SM = (M_s - M_m) / M_m$$

但し、 $M_s$ ：サージ点の空気流量

$M_m$ ：最高効率点の空気流量

次に解析結果の要点を述べる。

- (1) ピーク効率を示す空気流量は、実機試験値との差は非常に少なく、ほぼ同じ値であった。
- (2) 圧力比はワイド翼の方が高く、試験結果と同じ傾向であった。
- (3) 効率についてはワイド翼はオリジナル翼とほぼ同一で試験結果とは異なる傾向であった。

静翼出口（図1のC）における子午面速度分布を図6に示す。計測結果ではオリジナル翼の場合、チップ付近で速度の速い領域があり、翼先端クリアランスの影響を受けやすいため、十分減速できず、これが全体性能の低下につながっているものと考えている。

これに対し解析結果では、オリジナル翼ワイド翼いずれも、試験結果よりもハブ側の流速が約20%ほど速い。これは主に入り口境界における速度分布（ハブ側よりチップ側の方が2割程度速い）を一様として計算しているためと考えられる。これについてはIGV直前（図1のB部）での実機計測値に合うように、境界条件をトライアルアンドエラーで与えることもできなくはないが、作業が煩雑になるため、図1のAから計算することで、現在進めている。

## 6. 結論

軸流圧縮機の三翼列同時解析と空力試験を実施した結果、次のような知見が得られた。

- (1) 試験結果ではワイド翼はオリジナル翼に比べ、圧力比及び効率の向上とサージマージンの大幅な改善がみられた。
- (2) 解析結果でも最高効率点におけるマッハ数分布はワイド翼の方が良好であった。また圧力比は試験時結果と同様にワイド翼により向上したが、効率値はほぼ同一であった。
- (3) 流入側の計算境界については、ほぼ一様流と考えられる位置の方が好ましい。

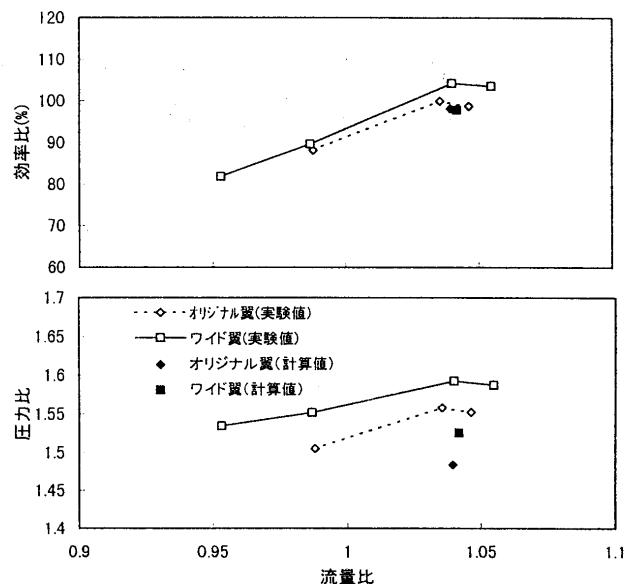


図5 全体性能

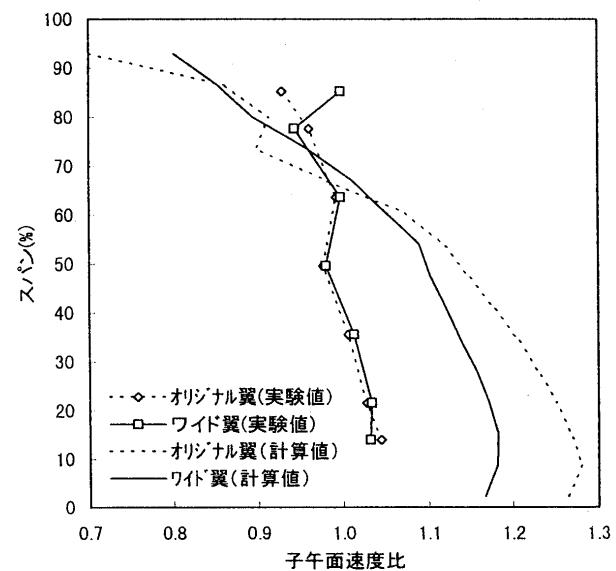


図6 静翼出口子午面速度分布

## 文献

- 1)松岡他「N S 解析による単段圧縮機翼列流れの検証」, 第 10 回航空機計算力学シンポジウム, 1992 年.
- 2)山根他「遠心圧縮機インペラ・ディフューザ翼非定常干渉流れ場の数値解析」, 第 35 回航空原動機・宇宙推進講演会, 1996 年.

# 二重衝撃波翼による高速動翼の衝撃波損失低減

A-5

\*水田 郁久、野原 隆樹、小林 健児（先進材料利用ガスジェネレータ研究所）

## 1. 緒言

次世代のガスジェネレータとして、複合材等の先進材料を用いた低燃費、小型軽量、環境適合性の面で革新的な性能を有するガスジェネレータの開発が期待される。その中の圧縮機要素としては、高負荷、高効率、軽量の圧縮機要素が求められる。圧縮機に先進材料を用いた場合の空力的利点は、その軽量・高比強度により高周速化が可能となり、従来に比べより少ない段数で高圧力比が得られることである。しかし、高周速化は、圧縮機翼列の流入マッハ数が増大し、それにともない衝撃波による圧力損失が増大するという問題がある。そこで、本研究では流入マッハ数 1.6 での衝撃波損失低減を目的とした二重衝撃波翼型を適用した動翼を三次元粘性解析を用いて設計を行った。また、実際に周速 550 (m/s) レベルの単段圧縮機試験機で空力性能試験を実施し、二重衝撃波翼型の衝撃波損失低減の有用性を確認した。

## 2. 高速高負荷圧縮機

### 2. 1 圧縮機高負荷化のトレンドと本研究目標

圧縮機の段数低減による軽量化、部品点数削減のため、圧縮機の負荷は年代とともに高くなる傾向にある。その圧縮機負荷レベルを表すのにここでは段当たりの温度上昇を用いる。図 1 に主要圧縮機要素の年代と平均段温度上昇のトレンドを示す。同図より、現在では、既存材料の強度的制約もあり平均段温度上昇 40°C レベルであるが、本圧縮機では先進材料適用を前提に目標レベル 65°C と従来設計レベルに対し 50% 向上を目指して設定している。図 2 には平均段温度上昇とポリトロピック効率のトレンドを示す。本圧縮機ではポリトロピック効率 88% を目標レベルとして設定している。

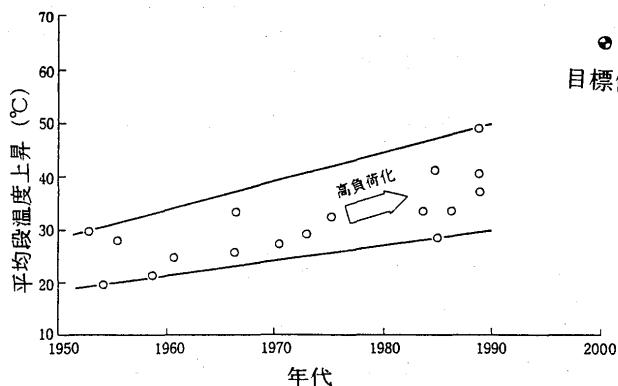


図 1 圧縮機負荷動向

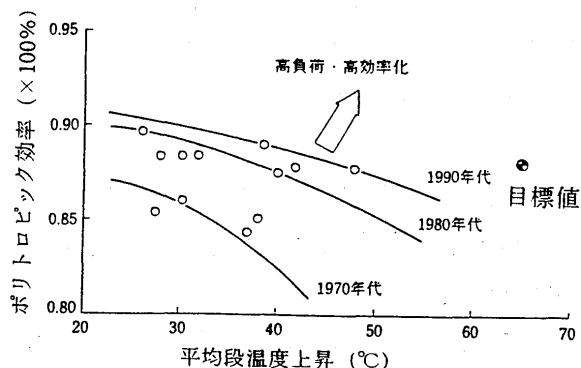


図 2 圧縮機効率動向

## 2. 2 単段圧縮機仕様

表1に本単段圧縮機仕様を示す。目標とした段温度上昇 $6.5^{\circ}\text{C}$ は圧力比2.0に相当する。また、動翼チップ周速は550 m/s、動翼チップ相対流入マッハ数は1.6と圧縮機要素として高いレベルである。

表1 単段圧縮機仕様

圧力比	2.0
断熱(ポリトロック)効率	86.7(88.0) (%)
修正流量	39.9 (kg/s)
修正回転数	18420.0 (rpm)
チップ周速	554 (m/s)
動翼チップ半径	0.287 (m)
動翼翼枚数	23 (枚)
動翼チップ相対流入マッハ数	1.6

## 3. 高速動翼設計

### 3. 1 二重衝撃波による衝撃波損失低減

超音速流入においては圧縮機翼列に衝撃波が発生して流れが亜音速に減速するが、その衝撃波が強い場合、それ自身の衝撃波損失のみでなく、衝撃波前後の急減速のため翼面境界層の剥離を伴い大きな損失も生じる。よってこの衝撃波を弱める翼型が高速圧縮機において重要であり、今までに多くの研究開発が実施されている。図3に衝撃波直前の流入マッハ数に対する翼型の損失係数を示す。従来の多重円弧翼型(MCA)では、翼列スロート前に逆キャンバを設けて圧縮波により減速させて衝撃波を弱める方法(Inflected MCA)もあるが、垂直衝撃波を前提としているため損失は大きい。そこで2つの弱い斜め衝撃波を発生させて序々に減速させることで、最後の垂直衝撃波を弱めて全体の衝撃波損失を下げる二重衝撃波翼型を設計した。

しかしながらこの斜め衝撃波は弱く、翼面境界層や翼端クリアランス漏れ流れによる流路面積が微小に変化しても衝撃波パターンが大きく変化するため、この二重衝撃波翼型の最適化にはいかに精度良く衝撃波パターンを予測できるかが大きな鍵となる。本研究では翼端クリアランス付きの三次元粘性解析を実施しながら翼型を設計した。

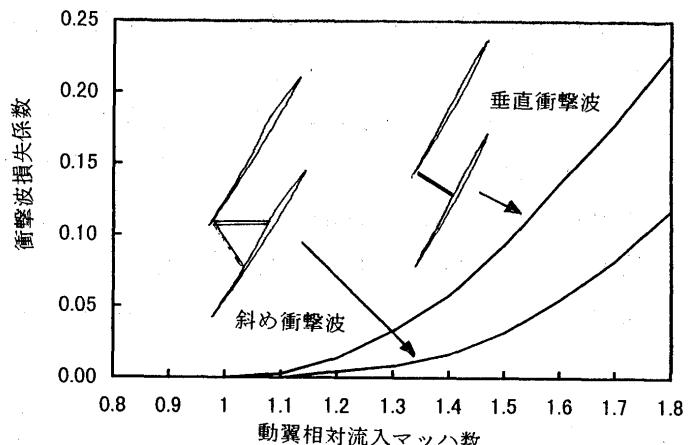


図3 流入マッハ数に対する衝撃波損失係数

### 3. 2 三次元粘性解析による性能評価

二重衝撃波翼型による性能の改善具合を評価するため、従来の多重円弧翼型と併せて動翼流れの翼端クリアランス付きの三次元粘性解析を行った。図4には用いた計算格子を示す。また乱流モデルには渦粘性に基づく Baldwin-Lomax モデルを用いている。図5には、90%スパンでの翼間ショックパターンを等静圧線図により示す。多重円弧翼型では单一の

非常に強い垂直衝撃波が形成されているのに対し、二重衝撃波翼型では負圧面中央付近のランプ部からの弱い斜め衝撃波と翼前縁から負圧面最大厚み部にかけての斜め衝撃波とが形成されている。図6には翼面マッハ数分布を示す。負圧面において、多重円弧翼型では垂直衝撃波直前でマッハ数が1.8のピークに達した後、単段階で大幅な減速がなされているが、二重衝撃波翼型ではピークのマッハ数は1.6に抑えられ、斜め衝撃波により2段階に分散されて緩やかな減速がなされていることがわかる。衝撃波の特性として、流入マッハ数が高く、また衝撃波による減速率が大きい程圧力損失が大きくなる、また減速率が大きいと翼面境界層の剥離を生じ損失を生ずる。その点で二重衝撃波翼型は多重円弧翼型に対し損失低減のアドバンテージがあると考えられ、三次元粘性解析結果では二重衝撃波翼型が多重円弧翼型に対し動翼効率で約3%高い結果が出ている。

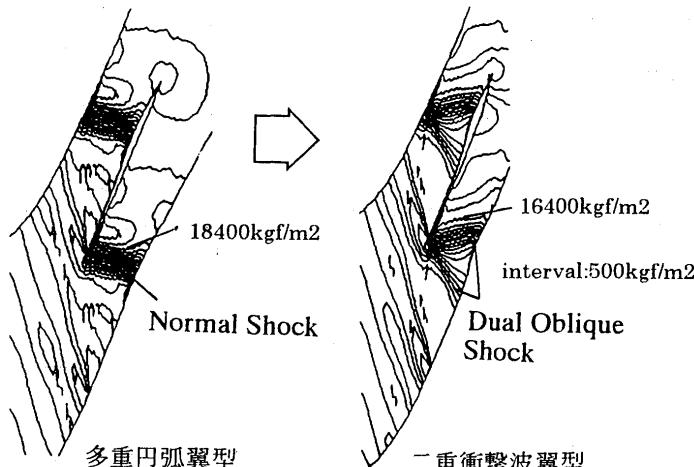


図5 翼間衝撃波パターン  
(三次元粘性解析結果)

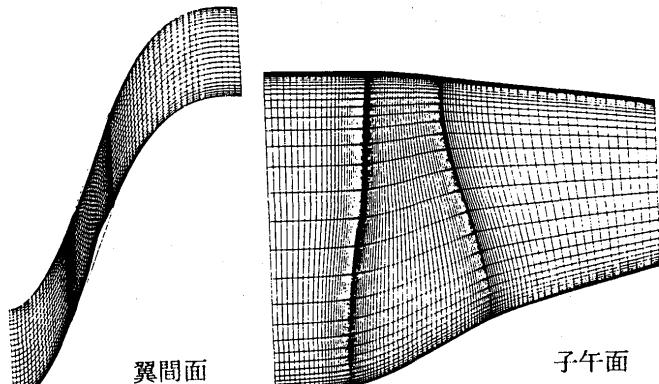


図4 計算格子

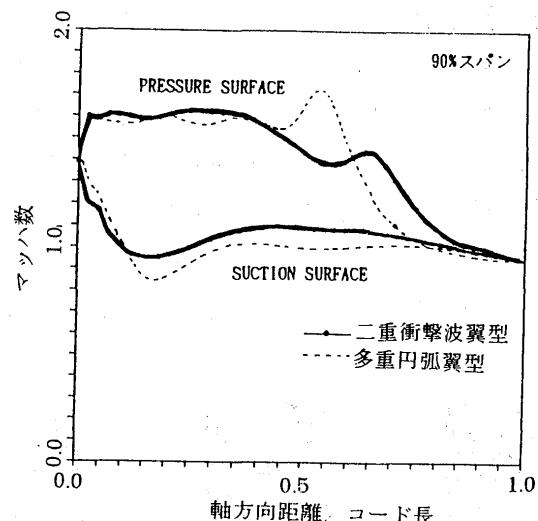


図6 翼面マッハ数分布

#### 4 空力性能試験

##### 4. 1 供試体概要

図7に圧縮機供試体の断面図を示す。本圧縮機はガスタービンにより駆動され、室外から入口ダクトを通じて空気を取り込み圧送し、排気ダクトを通じて室外に吐出する。図8に動翼を組み込んだロータ部の写真を示す。試験にて圧縮機全体の性能特性および動翼の性能特性と衝撃波パターンを計測した。ここで衝撃波パターンについては動翼先端のケー

シングに合計 12 個の小型非定常圧力センサを埋め込むことで計測した。

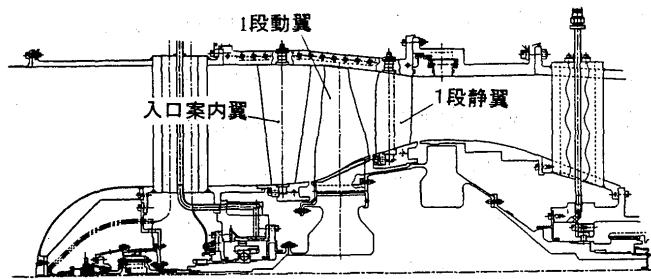


図 7 圧縮機供試体断面図

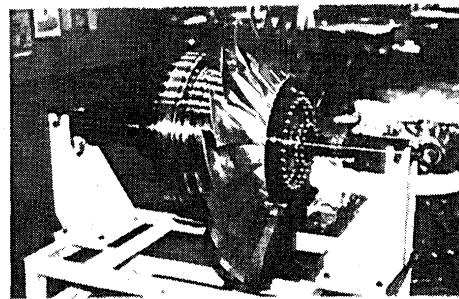


図 8 ロータ部

#### 4. 2 試験結果

図 9 に圧縮機の性能特性計測結果を示す。設計回転数にて所定の圧力比、流量が得られ、かつ目標効率を達成した。またサージ余裕も 13 %あり、動翼チップマッハ数 1.5 以上では良好なレベルの作動範囲を有している。図 10 に設計回転数での設計流量点、低流量側、高流量側での動翼衝撃波パターン計測値を示す。なお、各計測点は図 9 の A、B、C 各作動点に対応する。設計流量点で所定の二重衝撃波が得られており効率もピーカ値をとっている (B 点)。低流量側では、衝撃波が前方に押し出され衝撃波パターンは崩れてきており、効率も低下している (C 点)。図 11 に設計圧力比点の動翼のスパン方向効率分布を示すが、設計圧力比点では全スパンに渡ってほぼ所定の効率が得られている。

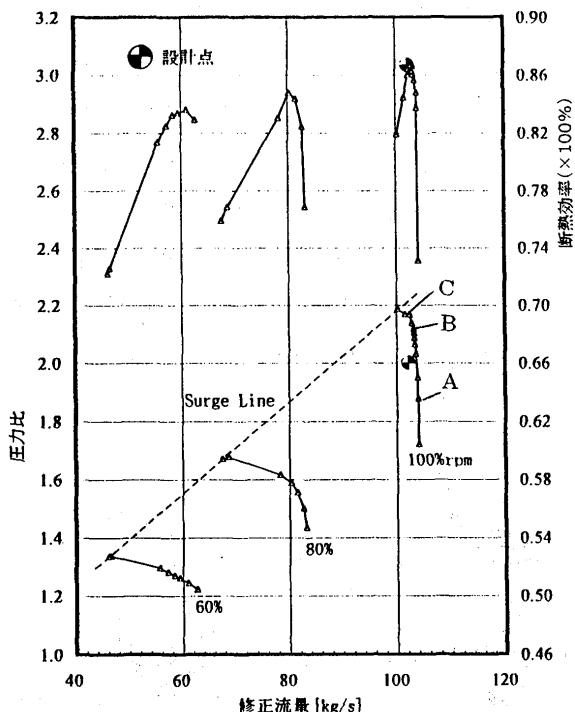


図 9 圧縮機全体性能特性

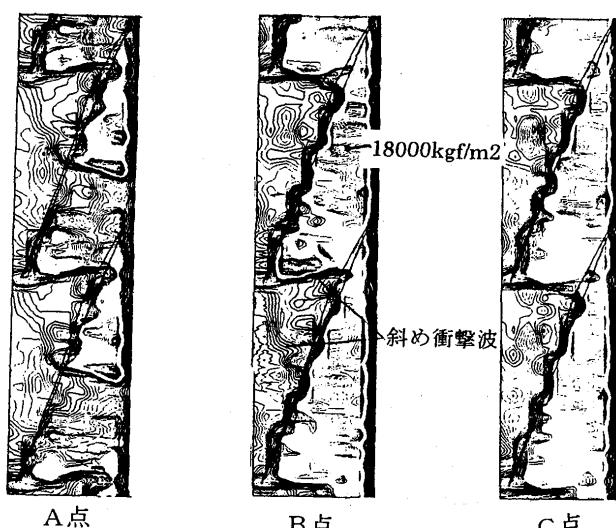


図 10 衝撃波パターン計測 (チップ)

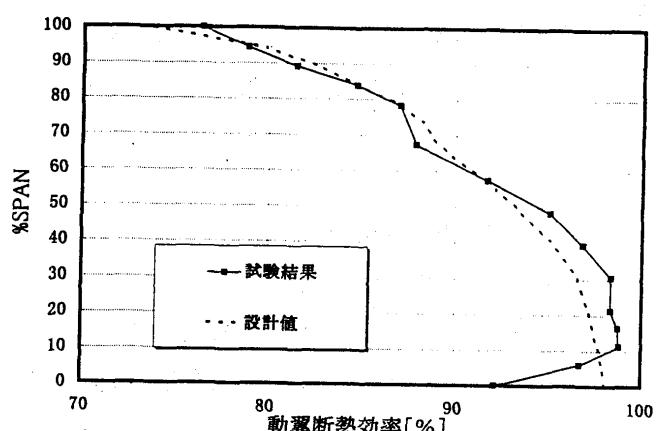


図 11 動翼スパン方向効率分布

## 5. まとめ

動翼に二重衝撃波翼型を適用した圧力比 2 の高速高負荷圧縮機の試作、試験を実施した。また、翼端クリアランス付きの 3 次元粘性解析を利用して衝撃波パターンの確認を行ないながら二重衝撃波翼型適用の動翼を設計した。試験によりこの二重衝撃波が得られることを確認でき、また高負荷にもかかわらず高効率を達成でき二重衝撃波翼型の有用性が得られた。

# パイロット付希薄予混合燃焼器モデルの排気特性 A-6

\* 高村倫太郎（慶大理工・院）  
田伏 寛郎（慶大理工）  
川口 修（慶大理工）

## 1. まえがき

ガスタービン燃焼器における希薄予混合燃焼法は有望な低 NO<sub>x</sub> 燃焼技術の一つであるが、予混合火炎は保炎性が悪いために、多くの場合何らかのパイロット機構を用いて火炎を安定に保持している。しかしパイロット機構は拡散燃焼法を用いる例がほとんどなので、負荷が小さい割に NO<sub>x</sub> の大きな発生源となっていると考えられる。そこで本研究では、パイロット側もより NO<sub>x</sub> 発生量の少ない予混合燃焼にすることを考えて、既報<sup>1)</sup>に引き続き、より拡大・改良した燃焼器モデルを作成し、大気圧での基礎的な燃焼実験を行って、下流での排気組成を調べた。その結果について以下に報告する。

## 2. 実験装置及び実験方法

### 2. 1 燃焼器モデル

図 1 に燃焼器モデルの全体図を示す。燃料としては最も組成の簡単な炭化水素であるメタンを用いた。パイロット燃焼器と主燃焼器は同軸の円筒で、内側がパイロット側になっている。パイロット燃焼器は長さ約 188 mm、内径約 33 mm で、上流から充分混合された比較的濃い予混合気が流入し、保炎用多孔板の背後に火炎を保持して、高温の既燃ガスを下流の主燃焼器に供給する。主燃焼器は、長さ約 284 mm、内径約 96 mm の円筒で、上流に逆火防止用の絞り流路と、さらに上流に取り付け角 0° の整流翼列を有し、燃料は整流翼列のさらに上流の 8 本の燃料噴射ノズルから周方向に噴射されて気流と混合する。主燃焼側予混合気は、パイロット側の高温既燃ガスから熱や活性基を供給されることにより、中心側から壁面側に向かって反応が進行する。主燃焼器下流は、キャスター耐火材が内張りされた排気ダクトとなっており、T 型のダクトの後端から直径約 10 mm の水冷式の排ガスサンプリングプローブが挿入される。プローブ先端は主燃焼器ライナ後端から約 310 mm の中心位置にあり、ここで排ガスを連続的にサンプルする。

### 2. 2 流路系統

図 2 に流路系統を示す。空気は、小型の空気源（スクリュー型コンプレッサー）より供給され、流量測定用のオリフィスを経て、途中の熱交換器で所定の温度まで加熱された後、パイロット側及び主燃焼器側に分岐する。燃料は、メタンボンベマニホールドから 2 段階に減圧された後に分岐して、流量測定用のガスマータを経て、パイロット側及び主燃焼器側に供給される。

### 2. 3 測定・データ整理方法

ガスサンプリングプローブ先端から燃焼ガスを連続的に吸引し、連続型のガス分析計 (O<sub>2</sub> 計、NO<sub>x</sub> 計、CO・CO<sub>2</sub> 計及び UHC 計) でその成分を分析した。NO<sub>x</sub>、CO 及び UHC の測定値は、EI (Emission Index) で整理した。燃焼効率を求めるにはいくつかの方法があるが、本研究では燃料流量と EI CO 及び EI UHC の値から算出する方法を用いた。

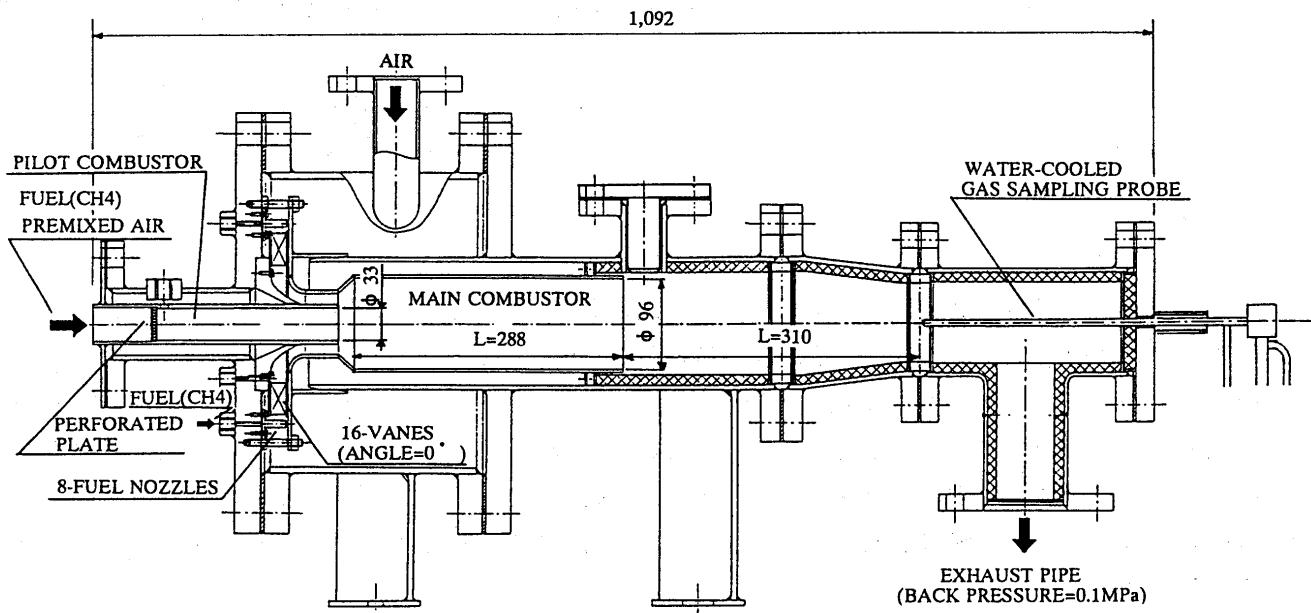


図1 燃焼器モデル

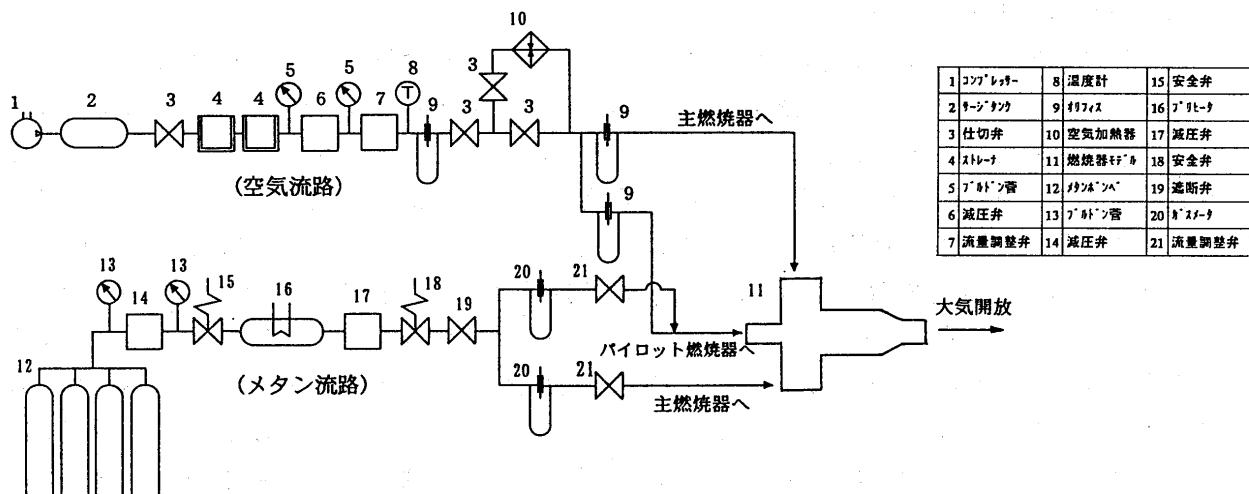


図2 流路系統

## 2. 4 パラメータ

表1に実験パラメータとその範囲を示す。全ての条件において圧力は大気圧で、燃焼器全体の空気流量は一定としている。

表1 実験パラメータ

記号	意味	範囲
Ga.t	全体空気流量	$26.4 \times 10^3$ (kg/s)
Ga.p / Ga.t	△° 仰口側空気流量 /全体空気流量	10.1, 14.1 (%)
$\phi_p$	△° 仰口側当量比	0.70 ~ 0.90
$\phi_m$	主燃焼器側当量比	0.00 ~ 0.54
Tin	燃焼器入口温度	150, 200, 250 (°C)

### 3. 実験結果及び考察

得られた実験結果は、(1) 主燃焼器側当量比による排気組成への影響 (2) パイロット側当量比による排気組成への影響、の2つに分けて整理・考察した。

#### 3. 1 主燃焼器側当量比による排気組成への影響 (図3～図6)

表2に実験パラメータを示す。

表2 実験パラメータ (主燃焼器側当量比の影響)

	$\phi_m$	$\phi_p$	Ga.p / Ga.t (%)	Tin (°C)
基準条件	0.35 ~ 0.54	0.85	10.1	200
Case1	基準条件に対し、 $\phi_p=0.75$ に変更			
Case2	"	Ga.p/Ga.t=14.1% に変更		
Case3	"	Tin=150 °C に変更		
Case4	"	Tin=250 °C に変更		

図3にNOx排出量を示す。主燃焼器側当量比が高くなるとNOx濃度は増加する傾向にあるが、その傾きは非常に緩やかである。一方、基準条件と他のケースとを比較すると、NOx低減のためにはパイロット側空気流量と当量比を下げて、パイロット側負荷率を低減することが重要であることが分かる。実際、EIに換算する前のNOx濃度で比較すると、主燃焼器側当量比が0.00(すなわちパイロット側だけで燃焼)と0.54の場合では、前者が後者の約30%～60%に達しており、NOxのかなりの部分がパイロット側によって発生していた。入口温度の影響は、150 °Cと200 °Cでは明瞭でないが、200 °Cから250 °Cになると主燃焼器側当量比の低い領域でNOxが増加していく。

図4にCO排出量、図5にUHC排出量、図6に燃焼効率を示す。CO、UHC及び燃焼効率に対しては、主燃焼器側当量比の影響は顕著で、主燃焼器側当量比が高くなるにつれて未燃分は急激に減少し、主燃焼器側当量比0.50付近で未燃分はほとんどゼロになる。一方、基準条件と他のケースを比較すると、COにはあまり明瞭な変化はないが、パイロット側空気流量を増加させたケースと、入口空気温度を200 °Cから250 °Cに上昇させたケースでUHCがかなり減少し、燃焼効率も向上している。

#### 3. 2 パイロット側当量比による排気組成への影響 (図7～図10)

表3に実験パラメータを示す。

表3 実験パラメータ (パイロット側当量比の影響)

	$\phi_p$	$\phi_m$	Ga.p / Ga.t (%)	Tin (°C)
基準条件	0.70 ~ 0.90	0.40	10.1	200
Case1	基準条件に対し、 $\phi_m=0.30$ に変更			
Case2	"	$\phi_m=0.50$ に変更		
Case3	"	Ga.p/Ga.t=14.1% に変更		
Case4	"	Tin=150 °C に変更		
Case5	"	Tin=250 °C に変更		

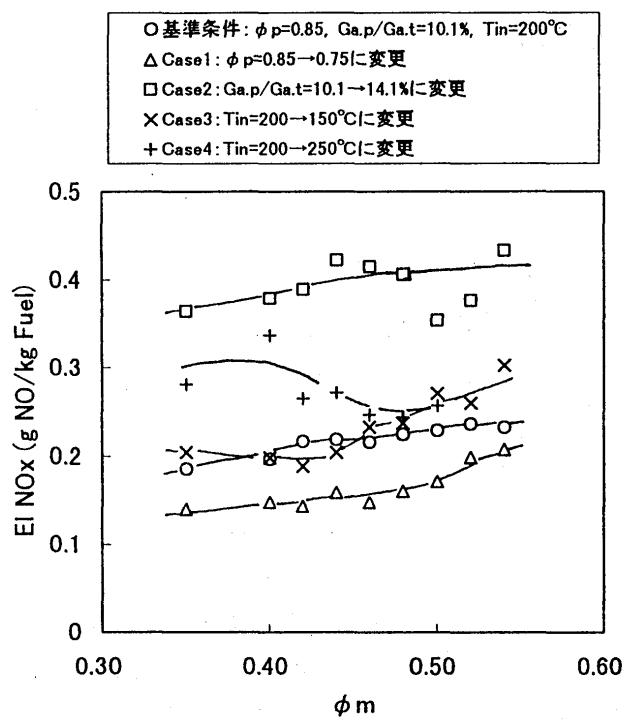


図3 主燃焼器側当量比とNO<sub>x</sub>排出量

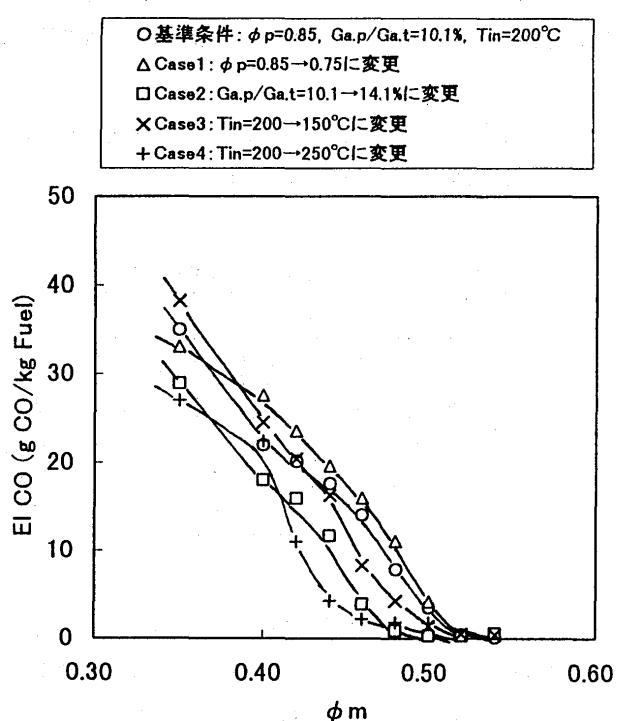


図4 主燃焼器側当量比とCO排出量

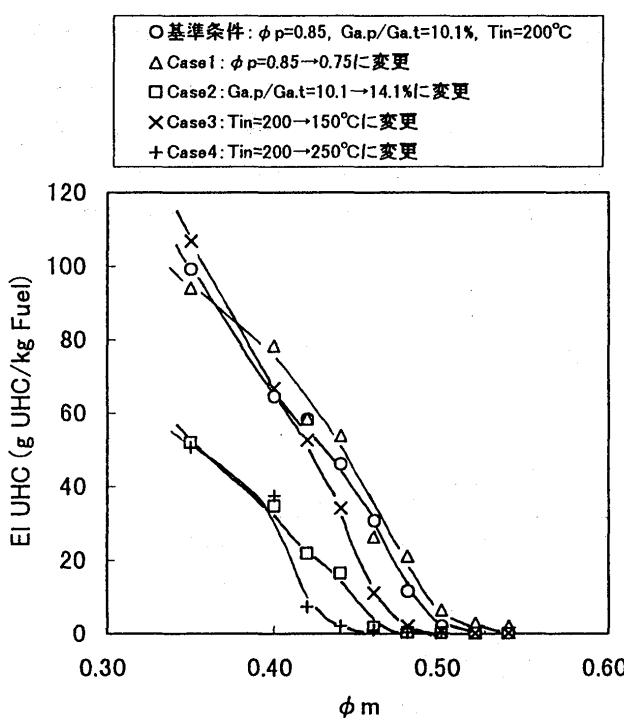


図5 主燃焼器側当量比とUHC排出量

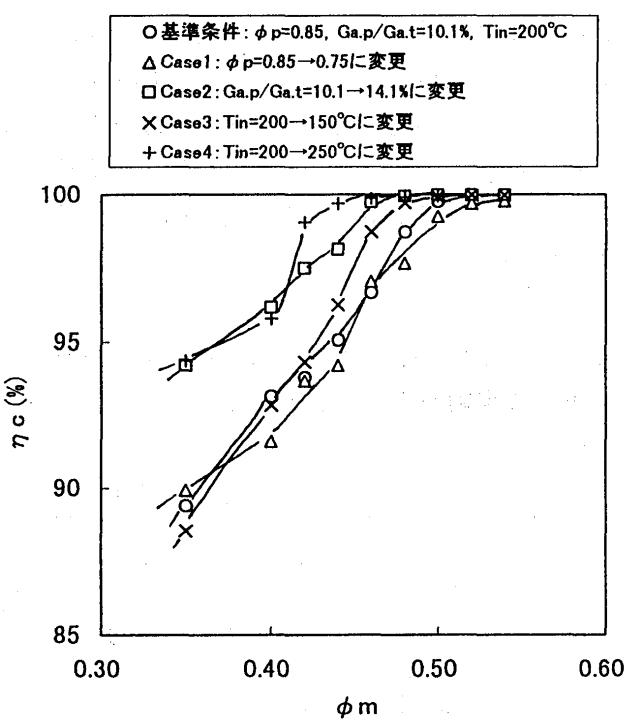


図6 主燃焼器側当量比と燃焼効率

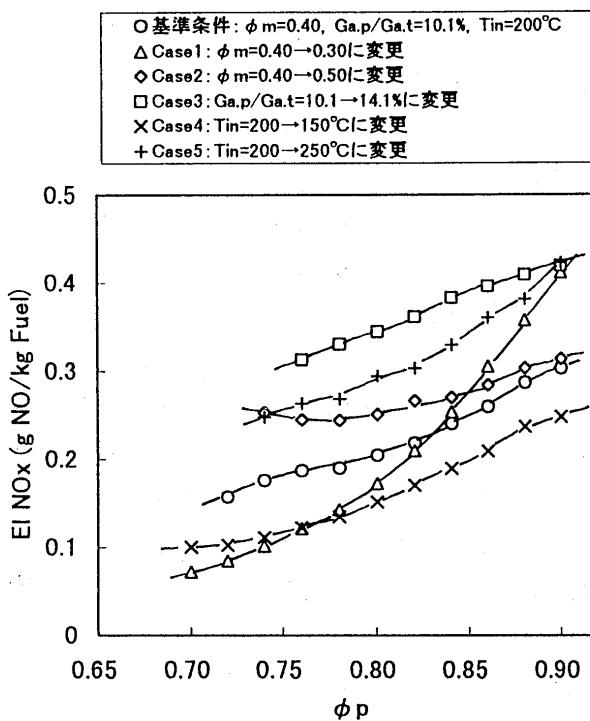


図 7 ハ°イロット側当量比と NOx 排出量

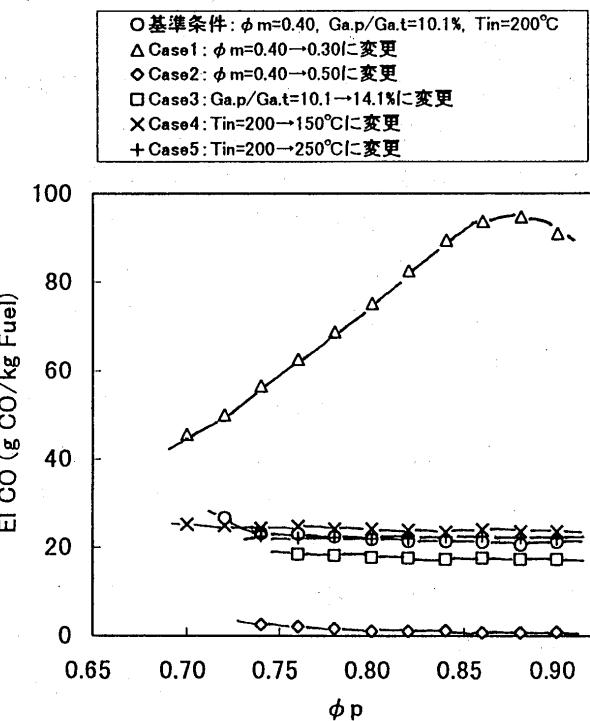


図 8 ハ°イロット側当量比と CO 排出量

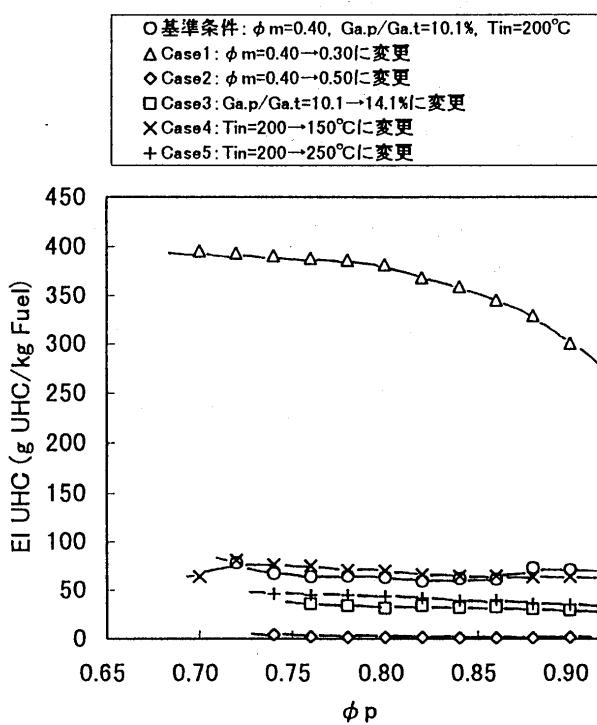


図 9 ハ°イロット側当量比と UHC 排出量

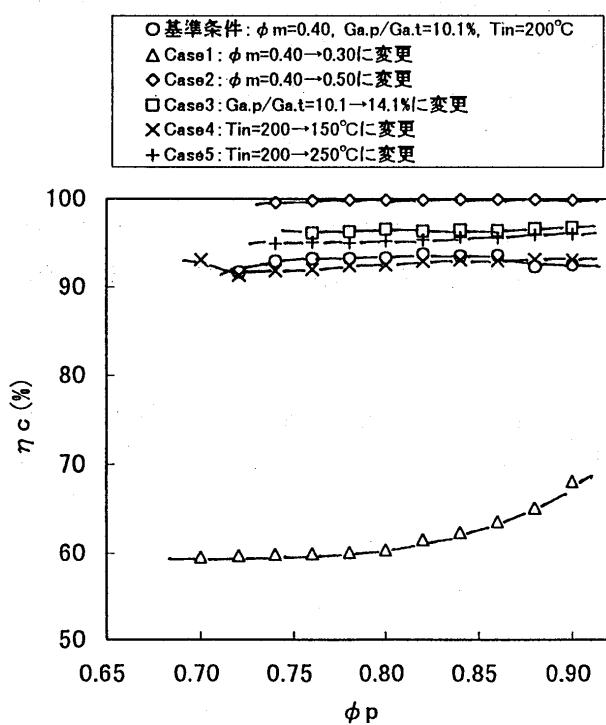


図 10 ハ°イロット側当量比と燃焼効率

図7にNOx排出量を示す。NOxは一番大きな値でも、通常の拡散燃焼ガスタービン燃焼器と比べて十分低いレベルにあるが、パイロット側の当量比を下げていくことにより、さらにNOx排出量を低減できることが分かる。このパイロット側当量比を下げるによるNOx低減効果は、主燃焼器側当量比が低いほど顕著で、主燃焼器側当量比が高くなるにつれて緩やかになっていく。これは主燃焼器側当量比が高くなるほどパイロット側の相対負荷が低下するためと思われる。また、パイロット側空気流量の増加や入口温度の上昇によるNOx增加の傾向もはっきりと現れている。

図8にCO排出量、図9にUHC排出量、図10に燃焼効率を示す。CO、UHC及び燃焼効率に対しては、パイロット側当量比の影響は極めて微少で、パイロット側当量比を低くしてもCO及びUHCが増加し燃焼効率が低下することはほとんどない。主燃焼器側当量比が0.3の場合に、パイロット側当量比が低くなるにつれてCOが減少しているが、これは主燃焼器側当量比が希薄することにより、COさえ生成しないほど反応が不活性化した主燃焼器側領域が、パイロット側温度が低くなることによりさらに反応が不活性化したためと思われる。一方、パイロット側空気流量の増加と入口空気温度の上昇については、これらはCO及びUHCの若干の低減と燃焼効率の向上をもたらすが、それよりもNOx增加のデメリットの方が大きい。CO、UHC及び燃焼効率に対しては、やはり主燃焼器側当量比の影響が顕著で、主燃焼器側当量比が高くなるにつれて未燃分は急激に減少する。

以上の結果より、パイロット側の当量比と空気流量を小さくしてパイロット側負荷率を下げ、またNOxの面から許容できる上限付近まで主燃焼器側当量比を高くすることによって、NOxの顕著な低減とともに、低CO、低UHC及び高い燃焼効率の実現が可能であると考える。

#### 4.まとめ

予混合燃焼化したパイロット燃焼器を有する希薄予混合燃焼器モデルの、大気圧での基礎的な燃焼実験を行って、以下の結果を得た。

- 1) パイロット燃焼器を予混合化し当量比を低くすることにより、NOx排出量を一層低減することができる。パイロット側当量比を低くしても、COとUHCが増加し燃焼効率が低下することはほとんどない。
- 2) 主燃焼器側当量比を高くるにつれて、COとUHCは急激に減少し燃焼効率は向上する。一方、それにともなうNOxの増加は本実験の範囲では小さな値にとどまる。

#### 5.参考文献

- 1) 高村、富田、川口”希薄予混合燃焼器モデルの排気特性に関する研究” 第25回ガスタービン定期講演会講演論文集、1997.5、(東京)

# 水素-酸素-水蒸気量論比混合気のバーナ火炎吹き飛び特性

A-7

\*足永拓郎（東京電機大学大学院）

壹岐典彦 濱純 古谷博秀 高橋三餘(機械技術研究所)

## 1. まえがき

水蒸気循環型の水素燃焼タービンシステムが将来の発電システムとして検討されている<sup>(1)</sup>。これを構築するためには、大量の不活性ガスまたは水蒸気の作動媒体中に水素と酸素を理論比率で供給し、できるだけ短い期間で燃焼させて、一様な燃焼ガス温度場を形成する燃焼技術を確立する必要がある。その基盤データとして、著者らは水素-酸素-水蒸気量論比混合気の大気圧下での燃焼速度をバーナ法で測定し、理論計算を行ってきた。その結果、水素-酸素-水蒸気量論比混合気は、燃焼速度が水素-酸素-アルゴン量論比混合気や水素-空気混合気に比べて小さく、予混合火炎の吹き飛び速度が小さくなることが予測された<sup>(2)(3)</sup>。また、基本的な円管バーナにおける予混合火炎の吹き飛び限界を調べた結果、水素-酸素-アルゴン量論比混合気および水素-空気混合気においては、空気雰囲気中に比べてアルゴン雰囲気中では吹き飛び速度が著しく低下することを示した<sup>(4)</sup>。また、水蒸気雰囲気中の水素-酸素-水蒸気の量論比混合気の吹き飛び速度は、アルゴン雰囲気中の水素-酸素-アルゴン混合気よりも小さく、混合気温度の上昇による吹き飛び速度の増大効果が小さいことを示した<sup>(5)</sup>。これらのことから、水素-酸素-水蒸気の量論比混合気の燃焼において保炎器を用いなければならないことがわかった。そこで、以前に水素-酸素-アルゴン量論比混合気で十分な保炎性能を示した急拡大管型保炎器<sup>(6)</sup>を水素-酸素-水蒸気の量論比混合気にも適用して吹き飛び特性を調べたので、報告する。

## 2. 方法

火炎吹き飛び速度の測定に用いた装置は既報<sup>(5)</sup>と同じであり、バーナ部分を急拡大管型保炎器を持つバーナに交換した。バーナの概略は図1のとおりで、既報の円管バーナ(内径10mm)と比較するため、 $D_1$ を10mmとし、吹き飛び速度も $D_1$ の断面平均速度で表した。本装置では蒸気発生器と蒸気過熱器により過熱蒸気を発生させて、水素ガスと酸素ガスと混合した後にバーナに供給する。

吹き飛び速度は周囲雰囲気のガス組成や温度によって変化するため、急拡大管型保炎器の周囲にも同じ温度の水蒸気を流して、周囲空気が保炎器内の流れと混合するのを防いだ。水素-酸素-水蒸気混合気の吹き飛び速度と比較するため、水素-酸素-アルゴン混合気についても実験を行った。この場合には周囲流としてアルゴンを流した。

## 3. 測定結果と考察

今回の実験では、図2に示すような2種類の保炎状態が観察された。

混合気温度が低く、流速が遅い条件では、図2(a)に示すように、急拡大管型保炎器内の $D_1$ のノズル出口に予混合火炎ができ、火炎の広がりはほとんどみられないが、混合気温度および流速を上げるのに伴い火炎が広がりはじめ、やがては図2(b)のように $D_2$ の保炎器出口全体に予混

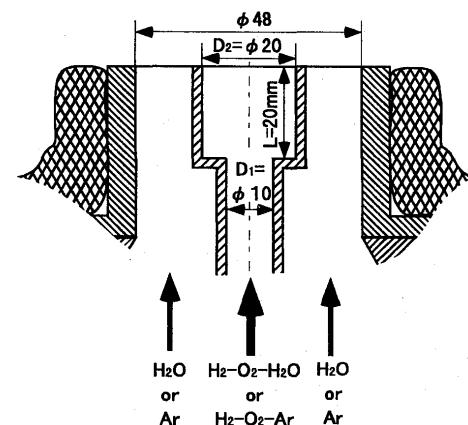


図1 バーナ概略

合火炎が形成されるようになる。

図2(a)の状態では、保炎器内の流れ場は火炎が存在しない時のもの<sup>(7)</sup>に近いと考えられる。このとき、保炎器内に生ずる再循環流によって、周囲に流している雰囲気蒸気またはアルゴンが保炎器内に引き込まれ、その希釈・冷却効果のために、水素濃度が比較的高い場合においても、保炎が困難となる。

混合気流量を増大すると図2(b)の状態に遷移し、火炎の広がりの影響を受け、再循環流はステップのごく近傍にのみ存在するようになる。このため、保炎器内に雰囲気ガスが引き込まれることはなくなり、高速まで火炎が保炎できるようになるものと考えられる。

図3に水素-酸素-水蒸気混合気の場合（以下、水蒸気希釈の場合）について、急拡大型保炎器付バーナでの予混合火炎吹き飛び速度の測定結果を示す。水蒸気希釈の場合については、水素および酸素流量を減少させることによって吹き飛びを起こしたため、グラフ右側が保炎領域であり、左側が吹き飛び領域となる。水蒸気希釈の場合、40m/s以下の吹き飛び限界時の水素濃度が、流速の増大とともに減少する傾向がみられた。しかし、40m/s以上の場合、吹き飛び限界時の水素濃度はあまり変化しない。

また、混合気温度を300°Cまで上昇させても、水素濃度20%以下の領域では保炎が困難である。

水蒸気希釈の場合、今回用いた保炎器では低速側において図2(a)の保炎状態となった。図3中の黒

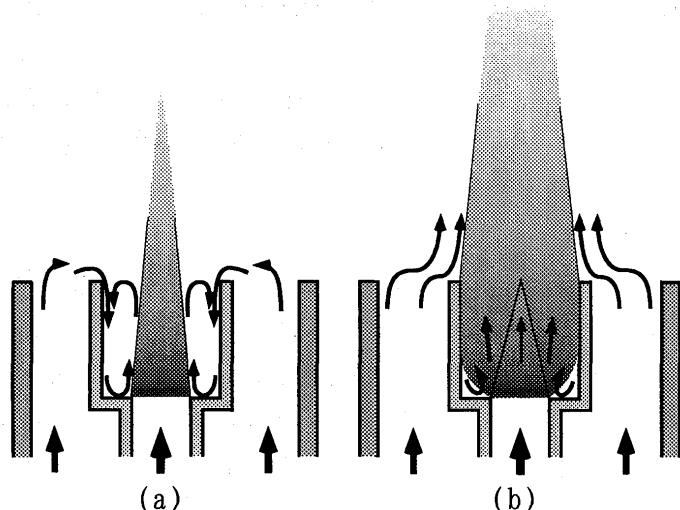


図2 予混合火炎の形状と流れ場

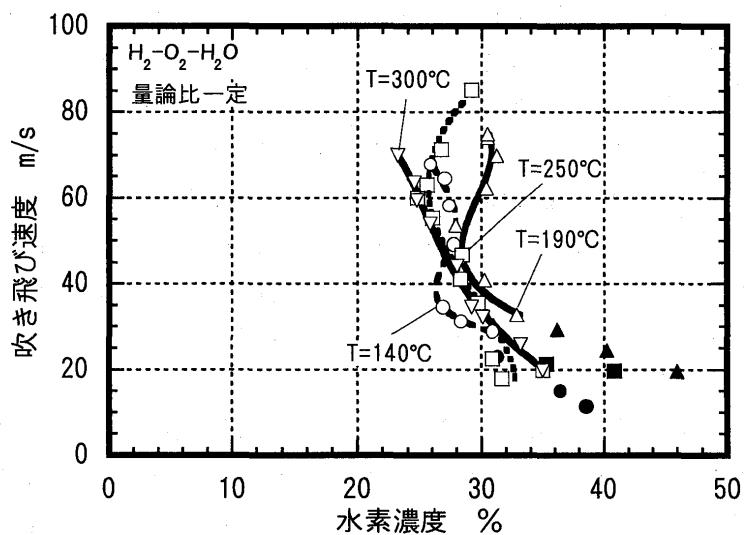


図3 水素-酸素-水蒸気混合気の吹き飛び速度

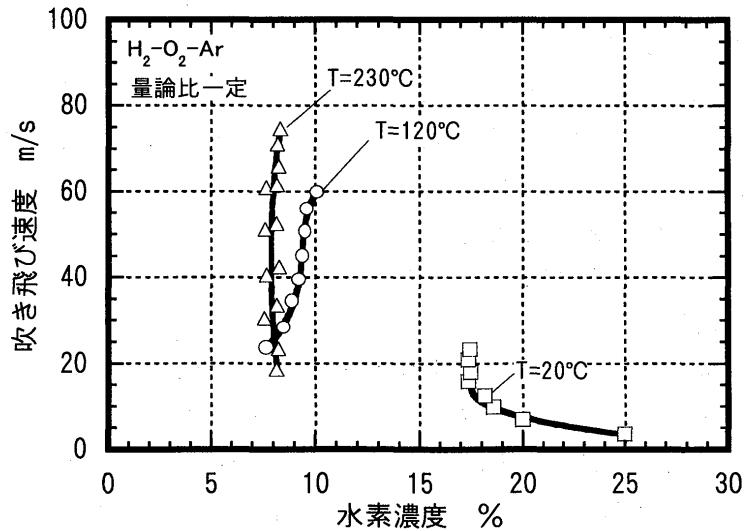


図4 水素-酸素-アルゴン量論比混合気の吹き飛び速度

塗りのプロット（●▲■）がこれに当たる。この状態では火炎基部が再循環流により乱され、保炎器によってむしろ保炎が困難になる可能性がある。これは保炎器形状および寸法を変え、図2(b)の保炎状態に保つことにより解決できるものと思われる。しかし、保炎機構の解明は未だ不十分であり、更なる検討が必要である。

図4に、比較のために測定した水素一酸素一アルゴン火炎の急拡大管型保炎器付バーナにおける吹き飛び速度を示す。混合気温度120°C、230°Cにおいては、水蒸気希釈の場合とは異なり、水素濃度の増加に対して吹き飛び速度は単調に増加している。この条件では図2(b)の状態で保炎している。この状態から流速を上げていくと火炎は伸長し、再循環領域の長さも長くなり、やがて再循環領域が保炎器長を越えると保炎器内に霧団気ガスが流れ込み、やがて消炎に至るものと考えられる。室温においては図2(a)の保炎状態となつたために傾向が異なり、水蒸気希釈の場合と似た結果となつた。

水蒸気希釈の場合とアルゴン希釈の場合との吹き飛び速度の比較を図5に示す。水蒸気希釈の場合にはアルゴン希釈の場合と比較して、かなり高い水素濃度でなければ保炎ができない。

図6および図7に水蒸気希釈の場合の、円管バーナおよび急拡大管型保炎器付バーナにおける吹き飛び速度の比較を示す。円管バーナでは20%以下の比較的低い水素濃度でも保炎が可能であるが、急

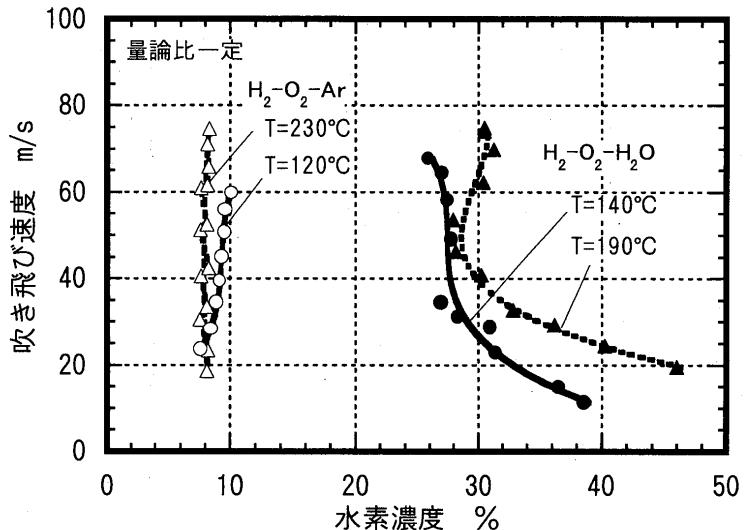


図5 水素一酸素一水蒸気混合気と水素一酸素一アルゴン混合気の吹き飛び速度の比較

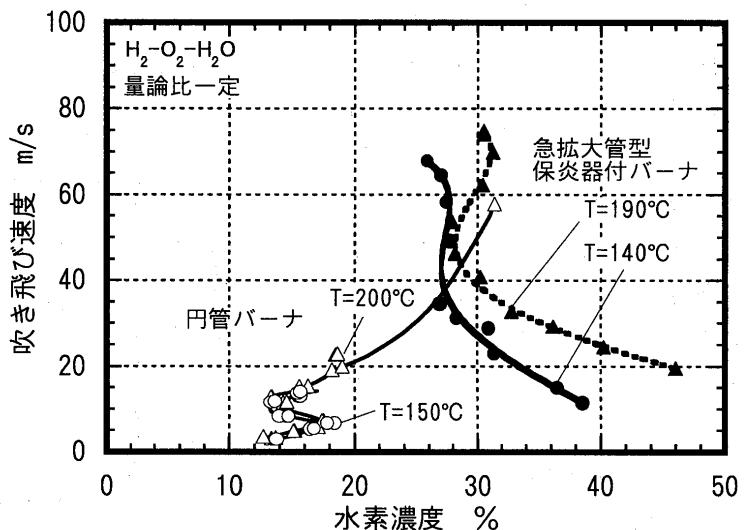


図6 円管バーナと急拡大管型保炎器付バーナの比較I  
(水素-酸素-水蒸気量論比混合気, 混合気温度140~200°C)

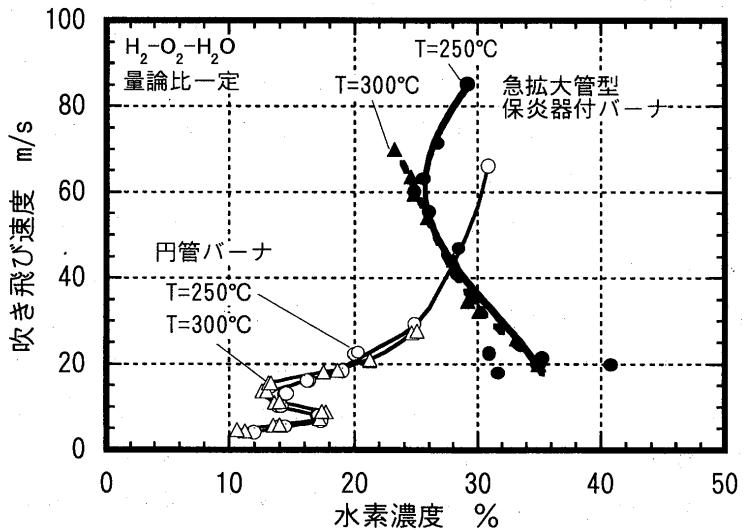


図7 円管バーナと急拡大管型保炎器付バーナの比較II  
(水素-酸素-水蒸気量論比混合気, 混合気温度250~300°C)

拡大管型保炎器付バーナでは保炎ができない。しかし、混合気温度250°C、水素濃度25%以上の条件では円管バーナの吹き飛び速度よりも大きい流速での保炎が可能である。

図8および図9にアルゴン希釈の場合の、円管バーナ<sup>(4)(5)</sup>および急拡大管型保炎器付バーナにおける吹き飛び速度の比較を示す。急拡大管型保炎器を用いることにより吹き飛び速度が著しく増大しており、アルゴン希釈の場合、混合気温度が室温よりも高い条件でも、急拡大管型保炎器が保炎性能の向上に非常に有効であることが確認できた。

#### 4.まとめ

水素-酸素-水蒸気および水素-酸素-アルゴンの量論比混合気の吹き飛び限界を急拡大管型保炎器付バーナについて測定した結果、以下のことがわかった。

(1) 急拡大管型保炎器付バーナを用いた場合、霧囲気ガスを巻き込む保炎状態(図2(a))と巻き込まない保炎状態(図2(b))が観察された。

(2) 前者の保炎状態では、保炎性能が円管バーナに比べ悪化した。

(3) アルゴン希釈の場合には、今回用いた保炎器の効果は大きいが、水蒸気希釈の場合には低水素濃度条件で保炎ができない。

(4) このため、保炎器の形状および寸法を検討する必要がある。

#### 参考文献

- (1) 例えば、山下巖:日本ガスターイン学会誌, 22-86:9-16(1994)
- (2) 壱岐典彦他:日本ガスターイン学会誌, 25-97:85-92(1997)
- (3) Iki, N. et al. : Proc. of the 4th Japan-Korea Joint Symp. on Hydrogen Energy, 148-155(1997)
- (4) 壱岐典彦他:第33回燃焼シンポジウム講演論文集, 143-145(1995)
- (5) 壱岐典彦他:第12回ガスターイン秋期講演会講演論文集, 87-90(1997)
- (6) 濱純他:第25回燃焼シンポジウム前刷集, 160-162(1987)
- (7) 川口靖夫他:第25回燃焼シンポジウム前刷集, 163-165(1987)

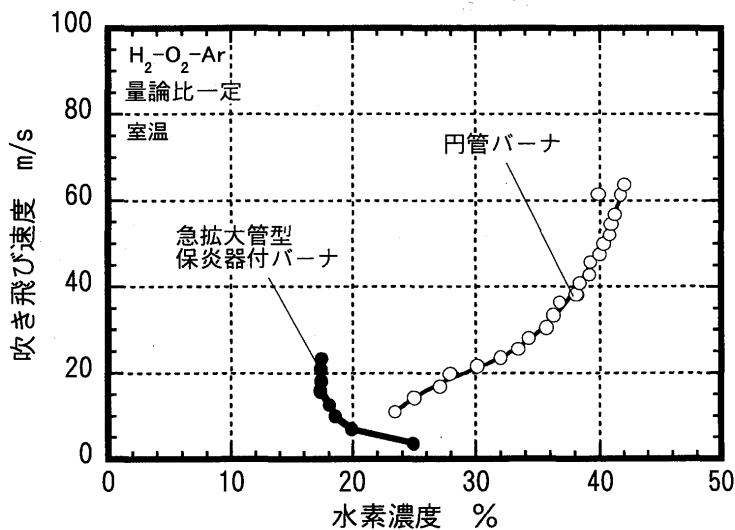


図8 円管バーナと急拡大管型保炎器付バーナの比較III  
(水素-酸素-アルゴン量論比混合気, 室温)

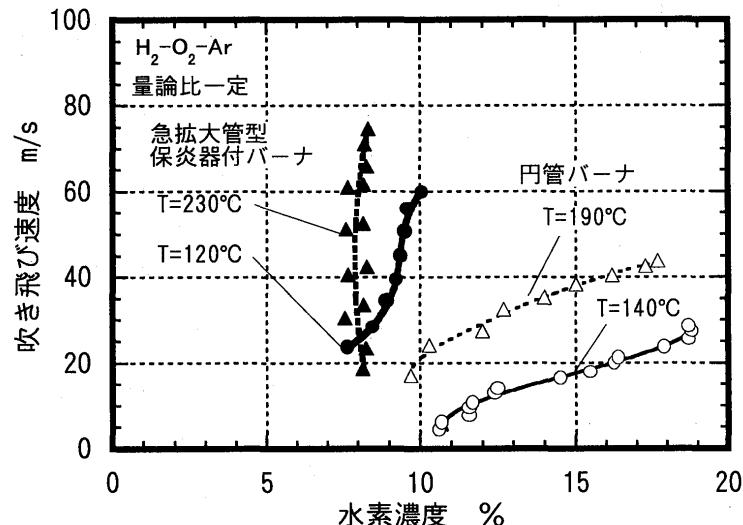


図9 円管バーナと急拡大管型保炎器付バーナの比較IV  
(水素-酸素-アルゴン量論比混合気, 混合気温度 120°C~)

# 超小型水素ガスタービン用希薄予混合燃焼器の 改良と運転試験

A-8

\*秋月 渉 (都立科技大院) 吉永 昌司 (都立科技大院)  
湯浅 三郎 (都立科技大) 後藤 登 (都立科技大)

## 1. はじめに

著者らは、水素を燃料としたガスタービンの実用化のための基礎研究の一環として、超小型水素ガスタービンの研究を行っている。これまでに拡散火炎型燃焼器を開発し、超小型水素ガスタービンの全体性能・排気ガス特性を調べた。その結果、従来の化石燃料を用いたガスタービン燃焼器に比べ高負荷燃焼（最大  $3.5 \times 10^3$  (MW/(m<sup>3</sup>·MPa))）で低 NO<sub>x</sub>（最大 25 ppm）であることが確認された<sup>(1)~(4)</sup>。しかし近年の地球環境問題の深刻さを考えると、より低 NO<sub>x</sub> な燃焼器の開発が望まれた。そこで可燃範囲が広く、燃焼速度が速いといった水素の特徴を生かすことにより希薄予混合燃焼を実現できれば更なる低 NO<sub>x</sub> が図れると考えた。この考えに基づき、試験用の旋回型希薄予混合燃焼器を開発し、その燃焼特性を調べた<sup>(5)</sup>。さらにこの結果を基に実機搭載用の旋回型実機燃焼器（以下、実機燃焼器と呼ぶ）を製作し、大気圧下で燃焼器単体試験を行った結果、拡散火炎型燃焼器の高負荷燃焼性を損なうことなく、NO<sub>x</sub> 排出濃度 0.2 ppm 以下という高性能な値を達成することができた<sup>(6)</sup>。

このため、次に本実機燃焼器を超小型水素ガスタービンに搭載し運転試験を行ったが、始動時に頻繁に逆火が生じ、これを避ける始動経路は非常に複雑で容易には自立運転に達しなかった<sup>(7),(8)</sup>。この始動時の逆火は、大気圧下での実機燃焼器単体試験では安定に燃焼する条件下で起きていることが分かった。

本研究では、このガスタービン始動時の逆火の原因を究明し、その結果を基に実機燃焼器を改良して改めてガスタービンの運転試験を行ったので報告する。

## 2. 始動時の逆火原因

図 1 に従来まで使用していた旋回型希薄予混合試験燃焼器（以後、従来型試験燃焼器と呼ぶ）を示す。この燃焼器では旋回流れ場に再循環領域を形成させ、火炎の安定化を図るために、旋回器と保炎棒が装着されている。旋回器の形状スワール数は 3.7 である。前述のガスタービン始動時の逆火は燃焼器内当量比  $\phi = 0.3$  付近で起きているが、この原因を追求するために、まず従来型試験燃焼器を用いて火炎形状の詳細な観察を行った。図 2 に試験燃焼器の保炎棒近傍における紫外線写真（燃焼器入口スロート部平均流速  $u_t = 50$  m/sec, 当量比  $\phi = 0.36$ ）を未燃焼時の写真と合わせて示す。この写真では保炎棒の上端から 10 mm ~ 13 mm 上流付近に発光が認められ、この位置に火炎が付着していることがわかる。保炎棒はノズルスロート部から 7 mm 突き出るように設置してあるので、火炎がスロートよりも上流に付着していること

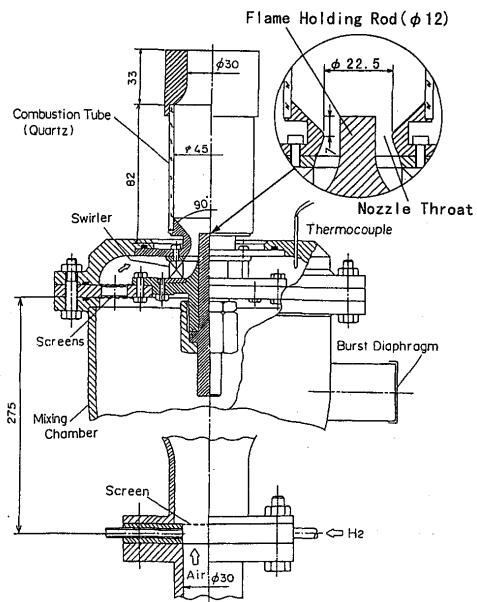


図 1 旋回型希薄予混合試験燃焼器

が明らかである。これは旋回が強いために燃焼器内に形成された逆流領域がスロート部まで達し、この領域で火炎が保炎されていると考えられる。また従来型試験燃焼器では、図3のように  $\phi = 0.3$  付近で火炎形状が保炎棒先端から形成されている状態と、スロート部上流に付着点をもちいわゆる壁面流の状態とに大きく変化することが確認されている<sup>7)</sup>。これらのことからガスタービンに搭載することで燃焼器内圧力が上昇した場合、燃焼器内の流れ場の何らかの変化によって火炎付着点がより上流に移動し逆火に至ったものと推測された。

そこで、従来まで使用していた旋回型希薄予混合実機燃焼器（以後、従来型実機燃焼器と呼ぶ）において燃焼器出口面積を絞り、燃焼器内圧力を上昇させた状態で、実機燃焼器単体を用いた逆火確認実験を行った。なお実際のガスタービン始動時の逆火時には  $u_t = 65 \sim 75 \text{ m/s}$ 、燃焼器内圧力は  $2000 \sim 4000 \text{ mmAq}$  程度であるが、ここでは実験装置の制約上  $u_t = 50 \sim 65 \text{ m/s}$  で燃焼器内圧力が約  $700 \sim 1000 \text{ mmAq}$  程度の加圧条件になるように設定した。図4にこの加圧時の火炎安定限界を示す（この図には従来型実機燃焼器の大気圧下の安定限界（▲以外）を重ね合わせてある）。

この図より燃焼器内が加圧されている場合、大気圧下での場合と違い安定な火炎が形成されている状態（おそらく壁面流火炎の状態）から当量比を下げていった時に  $\phi = 0.3$  付近で逆火を起こすことがわかった。また加圧時には、図3のような細長い火炎の存在範囲は非常に狭いが、燃焼器内当量比を上げていくことによっても逆火を起こすことが確かめられた。よってこのような始動時の逆火を防ぐためには、少なくとも火炎の付着点を燃焼器入口スロート部よりも下流に保持させる工夫が必要と考えた。

### 3. 燃焼器の改良

#### 3-1 試験燃焼器

改良された試験燃焼器（以後、改良型試験燃焼器と呼ぶ）のスロート部拡大図を図5に示す。この部分には今回新たに製作した保炎器を装着してある。本保炎器は燃焼器内の逆流形成範囲を保炎器より下流に限

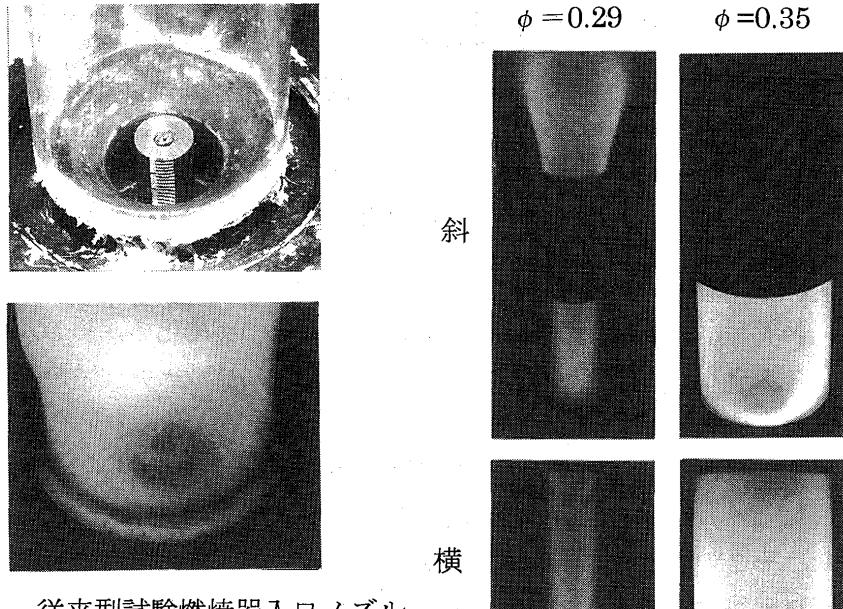


図2 従来型試験燃焼器入口ノズル  
スロート部紫外線写真  
上：未燃焼時  
下：燃焼時

図3 当量比の違いによる  
火炎形状の変化

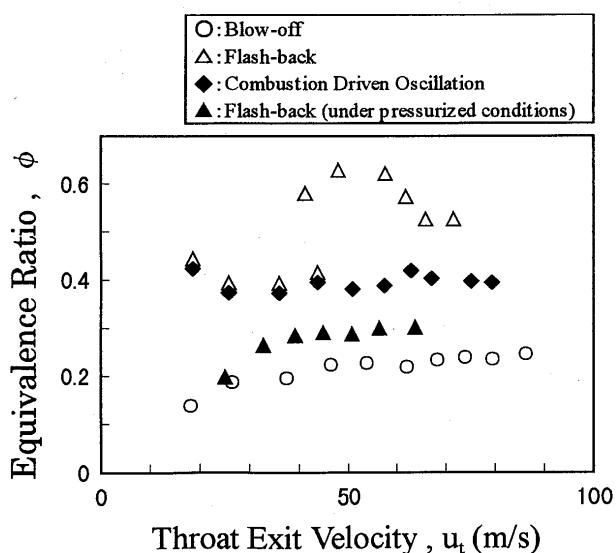


図4 従来型実機燃焼器の安定限界

定することで、スロートより十分下流の保炎器先端に火炎を付着させ、付着点の移動による逆火を防ぐことを目的としている。

保炎器の形状は高さが7mmの円錐台形で、本実験では最終的な形状決定にあたっては頂角 $\alpha=80^\circ, 90^\circ, 100^\circ$ の三種類を用意し、圧力損失と火炎安定の特性を調べた（ $\alpha$ が $106^\circ$ を超えるとスロート部下流の拡大部流路面積がスロート部よりも狭くなるために $\alpha$ は $100^\circ$ までとした）。

図6に各保炎器における空気流量に対する未燃焼時の燃焼器の圧力損失率 $PL=\Delta P/(P_0+P_c)$ の変化を、比較のために従来型試験燃焼器（ $\alpha=0^\circ$ ）の場合と合わせて示す。ここで、 $\Delta P$ ：旋回器入口と大気との圧力差、 $P_0$ ：大気圧、 $P_c$ ：旋回器上流圧（ゲージ圧）である。この図より保炎器を装着するとかえって圧力損失が低減することがわかる。この理由として、保炎器を装着しない場合、旋回器によって生じた再循環領域がノズルスロート部まで発達し、この部分における実質的な流路面積が小さくなっていたが、保炎器を装着することでノズルスロート付近の再循環領域が保炎器によってさえぎられて上流には発達せず、結果的に流路面積が大きくなつたためと推測される。

図7に $\alpha=80^\circ, \alpha=100^\circ$ の保炎器を装着したときの火炎安定限界を、図8に各保炎器に対する代表的な火炎形状を、 $u_t=50\text{m/s}$ の場合について示す。この図から吹き飛び限界は $\alpha$ の違いによらず、 $u_t$ に対してほぼ一定の当量比 $\phi=0.2$ 付近に存在する。また図3の通り従来型試験燃焼器では当量比 $\phi=0.3$ 付近を境に低当量比側では細長い火炎が、高当量比側では燃焼筒全体に広がった壁面流火炎が形成されるが、改良型試験燃焼器においても、 $\alpha$ の違いに関わらず、 $u_t$ に対してほぼ一定の当量比 $\phi=0.3$ 付近で火炎形状が変化することがわかる。この2つの火炎形状の比較から、低当量比側では旋回による再循環領域は明確には発達していないが、高当量比側では再循環領域が十分に発達していると考えられる。このことからこの燃焼器では $\phi=0.3$ 付近で流れ場が大き

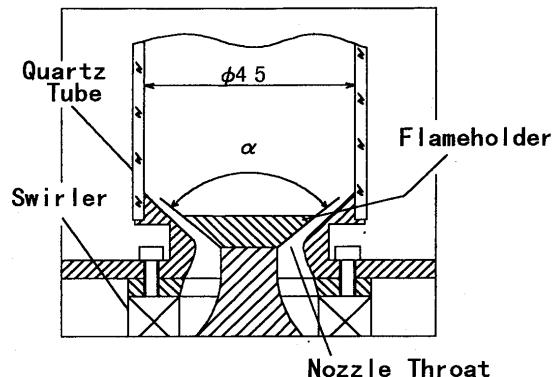


図5 改良型試験燃焼器のスロート部拡大図

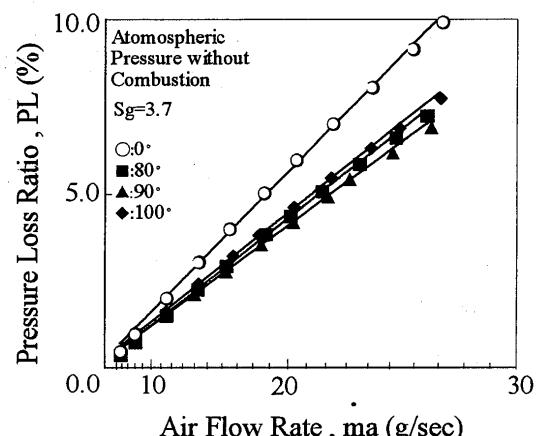


図6 試験燃焼器における圧力損失

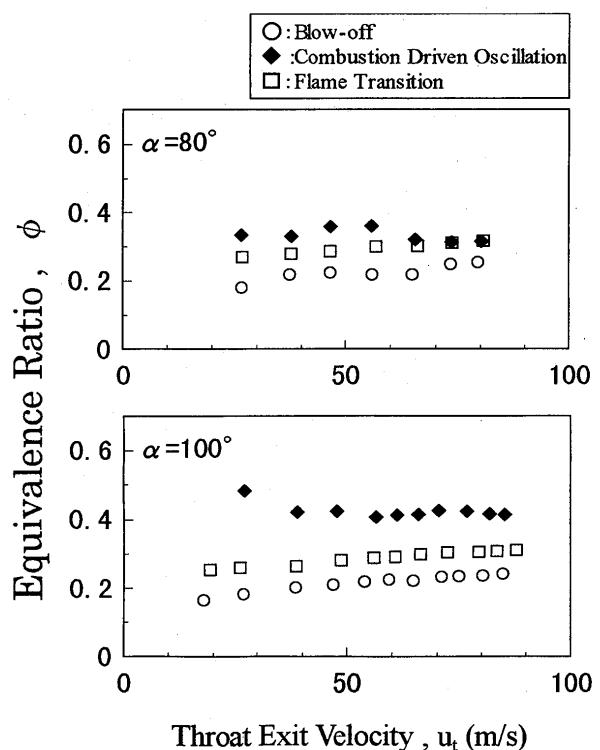


図7 改良型試験燃焼器の火炎安定限界

く変化することが分かる。一方、振動燃焼への遷移点は  $\alpha$  が増加すると高当量比側に広がった。

改良型試験燃焼器での実験から、  
 ①保炎器を装着すると従来型燃焼器に比べ圧力損失が低下する、  
 ②  $\alpha$  が大きくなるにつれ安定な燃焼範囲が高当量比側に拡大する、  
 ③保炎器を装着した場合でも  $\phi = 0.3$  付近で火炎形状が変化することがわかった。実機燃焼器に取り付ける保炎器を選定するにあたって、圧力損失は保炎器の頂角によってほとんど変化がないこと、頂角が大きいほど安定燃焼範囲が広いことから、 $\alpha = 100^\circ$  のものが適当であると判断した。

### 3-2 実機燃焼器

改良型実機燃焼器を図 9 に示す。本燃焼器は従来まで使用していた従来型実機燃焼器に新たに保炎器を装着したものである。図 10 に本燃焼器の大気圧下での火炎安定限界、及び加圧下（加圧条件は従来型実機燃焼器での逆火確認実験と同様に  $u_t = 50 \sim 65 \text{ m/s}$  で  $700 \sim 1000 \text{ mmAq}$ ）での火炎安定限界を重ねて示す（なお、加圧下での燃焼実験では振動燃焼への遷移点、高い当量比範囲における逆火限界の測定はしていない）。図より大気圧下での吹き飛び限界は従来型実機燃焼器と同様に、流速に対してほぼ一定の  $\phi = 0.2$  付近に存在していることが分かる。一方、振動燃焼への遷移点は低当量比側に狭まり、逆火限界は高当量比側に広がった。また加圧下での燃焼試験では大気圧下の燃焼試験と同様  $\phi = 0.2$  付近で吹き飛びを起こし、低当量比側で逆火を起こすことはなかった。この結果から保炎器によって低当量比側での

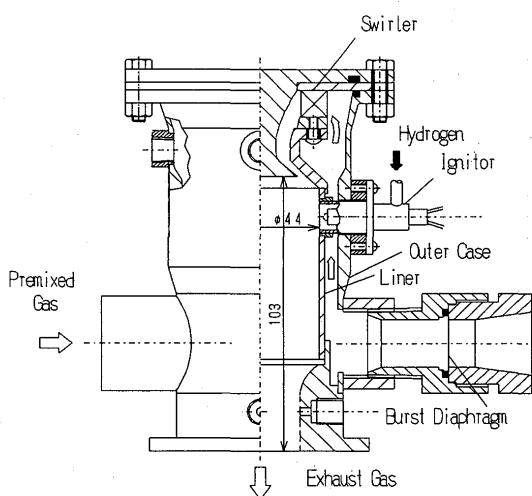


図 9 改良型希薄予混合実機燃焼器

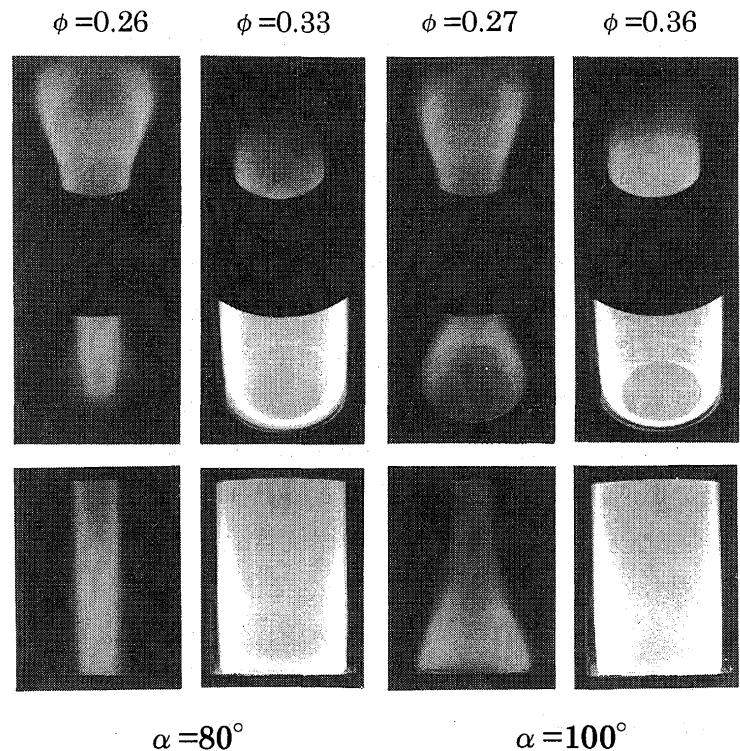


図 8 保炎器の違いによる火炎形状の変化

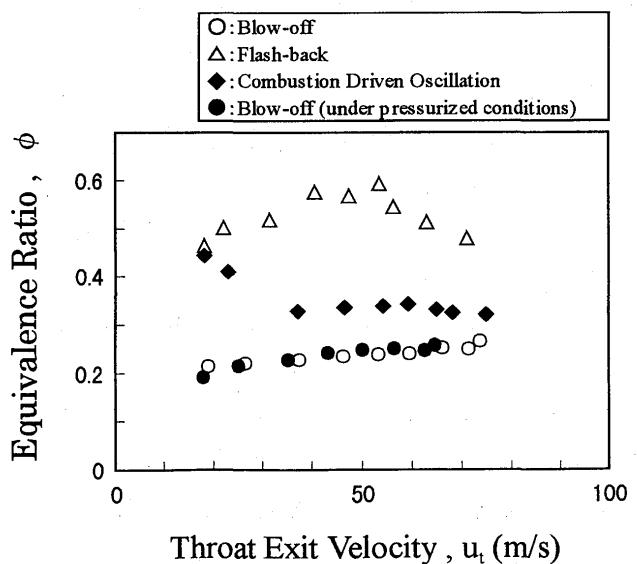


図 10 改良型実機燃焼器の火炎安定限界

火炎安定性が改善されたと考え、ガスタービンに搭載して運転試験を行った。

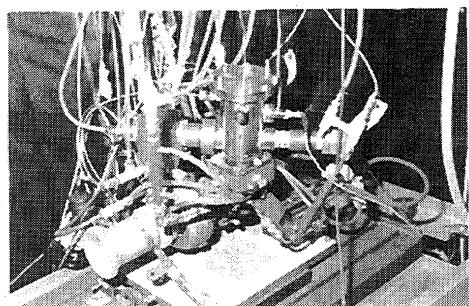
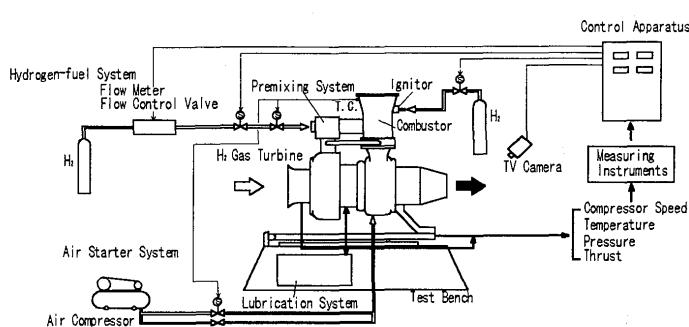


図 1 2 超小型水素ガスタービン

図 1 1 超小型水素ガスタービンシステム

#### 4. 改良型実機燃焼器を搭載したガスタービンの運転試験

超小型水素ガスタービンのシステム系図と外観を図 1 1 と図 1 2 に示す。本ガスタービンシステムはこれまでの研究で使用したものと同じであり、ガスタービンシステムの構造など詳細については文献(2)、(3)、(8)を参照されたい。ガスタービンの始動方法は圧縮空気をタービンに吹き込み、所定の空気流量を確保したのち、パイロット火炎を着火し、予混合気用水素を徐々に流し予混合火炎を形成させ、所定の回転数に達した後始動用の圧縮空気を停止させ自立に至るという手順で行った（従来型実機燃焼器を搭載したガスタービン運転試験の始動過程では、逆火を避けるように当量比を操作しなければならず、そのため始動経路が複雑かつ冗長なものになってしまった）。図 1 3 に始動時の水素流量、空気流量、タービン入口温度、および燃焼器内当量比の時間変化を示す（この図では、タービンに圧縮空気を吹き込み所定の回転数達した時刻を  $t=0$  としている）。また図 1 4 に燃焼器入口スロート部平均流速と燃焼器内当量比の変化を示す。この図には大気圧下での改良型実機燃焼器の火炎安定限界を重ね合わせて示してある。まず図中の①でパイロット水素火炎を形成させた後、予混合気用の水素を徐々に流し始める。その後②で予混合火炎が形成され、安定な燃焼領域に入った③でパイロット火炎を消炎し、④で始動用の圧縮空気を絞り始め⑤で自立運転を達成した。

図 1 3 と図 1 4 を見ると始動開始から 60 秒を超えたあたりで燃焼器内

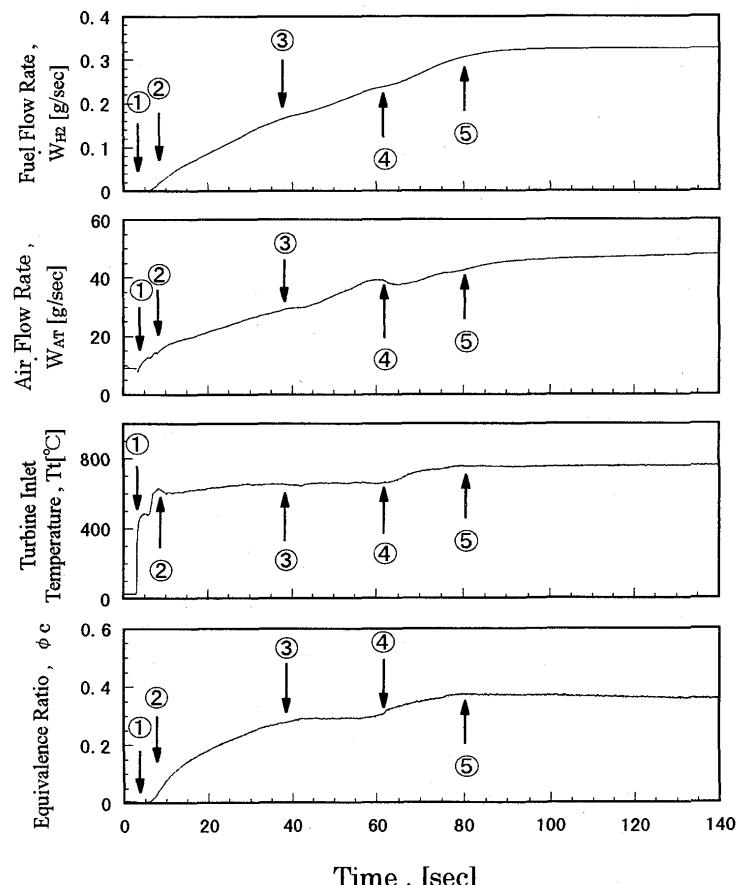


図 1 3 ガスタービン始動時の時系列運転状況例

当量比が 0.3 に達した。大気圧下での燃焼器単体試験ではこの領域で振動燃焼に遷移していたが、ガスタービン運転試験では振動燃焼に遷移することはなかった。今回の運転試験では、従来型実機燃焼器を搭載した場合と比べ始動経路が複雑にならず、安定かつ確実に自立運転に達することができるようになった。

### 5. まとめ

- ・従来型実機燃焼器を搭載したガスタービン運転試験の始動時の逆火は、火炎付着点がスロートよりも上流に移動するために起こる。
- ・燃焼器に保炎器を装着することにより火炎付着点をスロート部よりも下流に移動させた結果、 $\phi = 0.3$  付近での逆火が起らなくなった。
- ・実機燃焼器を改良しその燃焼器をガスタービンに搭載して運転試験を行い、始動過程が簡単で安定かつ確実に自立運転に達することが確認できた。

旋回流燃焼器は、燃焼器内に再循環領域が形成されるため火炎の長さを短くして燃焼負荷率を高めたり、火炎安定性を良くするのに適していることは良く知られている。この特徴を考慮して、本研究において水素の希薄予混合燃焼にこの方式を適用したわけであるが、水素のように燃焼速度の大きい燃料の場合には、かえって再循環領域の発達により逆火の可能性が高くなるとともに振動燃焼の発生も重要な問題であることがわかった。しかもこれらは、本実験で明らかになったように燃焼器内圧力の影響を強く受ける可能性が否定できない。今後本ガスタービンを用いて定格回転時の排ガス特性や燃焼器の安定性等を調べ、本燃焼方式の有効性を検討していく予定である。

### 謝辞

本研究を遂行するにあたって東京都特定学術研究費（1997 年度）の補助を得た。実験に関しては本学大学院生の皆川和大氏、本学卒研生の高橋修君の協力を得た。ここに記して謝意を表します。

### 参考文献

- (1) 湯浅三郎・後藤登、日本機械学会論文集（B編）、51-468(1985),2767-2772
- (2) 湯浅三郎他 5 名、日本ガスタービン学会誌、15-59(1987),122-128
- (3) 湯浅三郎他 6 名、東京都立科学技術大学研究報告、5(1991),131-144
- (4) 湯浅三郎・後藤登、日本機械学会論文集（B編）、58-511(1992),2288-2295
- (5) 湯浅三郎・西田幸一・繁田政治・皆川和大、  
日本機械学会論文集（B編）、61-588(1995),3075-3081
- (6) Yuasa, S., Shigeta, M., Minakawa, K. and Nishida, K., PROCEEDINGS OF THE 1995 YOKOHAMA INTERNATIONAL GAS TURBINE CONGRESS, vol. II (1995),3075-3081
- (7) 宮島健次・皆川和大・吉永昌司・湯浅三郎・後藤登、  
ガスタービン秋季講演会講演論文集(1996),171-176
- (8) Minakawa, K., Miyajima, T. and Yuasa, S., AIAA 97-3388(1997)

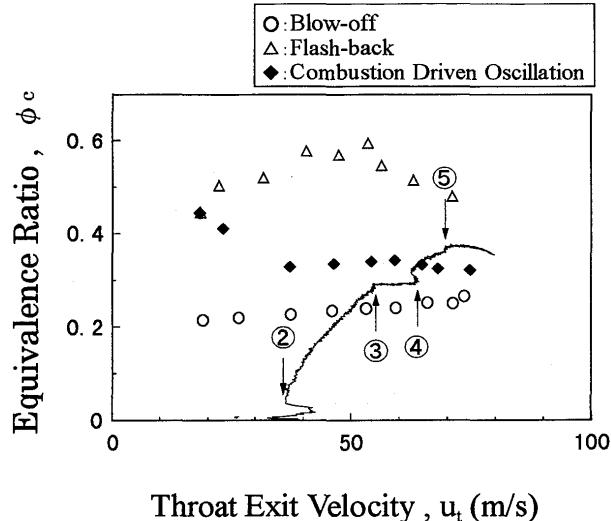


図 1 4 ガスタービン始動時の燃焼器の状況及び改良型実機燃焼器の火炎安定限界

# ブレイトンサイクルの 理論エネルギー変換効率について

B-1

(2 理論熱効率と2理論エネルギー効率の比較)

永田 勝 (大阪産大)

## 1. 緒言

ガスタービン機関の基本サイクルであるブレイトンサイクルの理論エネルギー変換効率として、従来、理論熱効率が求められていた<sup>(1) (2) (3)</sup>。

しかし、サイクルの供給エネルギーには、熱のみならず圧縮所要仕事を含めエネルギーレベルの上昇をもたらしたすべてのエネルギーが考慮され、それにより、熱効率  $\eta_{th} (=W/Q_H)$  の代わりに、エネルギー効率  $\eta_{EN} (=W/E_{SU})$  が採用された。それらをまとめた「改善されたエネルギー変換理論」<sup>(4)</sup> が取り上げられた。

また、エネルギー量の取り扱いについてはエクセルギーの考え方<sup>(5)</sup>もあるが、サイクルへの適用は十分でなかった。すなわち、従来、仕事や熱量は絶対圧力の零および熱力学温度の零を基準にして求められていたが、仕事に対し、サイクルの最低圧力基準量<sup>(6) (7)</sup>として求める改善がなされた。そこで、改めてサイクル最低圧力や同温度基準エネルギー諸量を採用した。

以上より、本報告ではブレイトンサイクルの理論エネルギー変換効率を全面的に見直し、絶対零基準量と従来理論による従来の理論熱効率  $\eta_{th0a}$ 、同改善されたエネルギー変換理論による理論エネルギー効率  $\eta_{EN0b}$ 、サイクル最低状態基準量と従来理論による理論熱効率  $\eta_{thA}$  そして同改善された理論による理論エネルギー効率  $\eta_{ENd}$  の4種のエネルギー変換効率を求め、比較検討した。

その結果、従来の零基準理論熱効率  $\eta_{th0a}$  は、温度比には関係なく圧力比のみにて定まることや、また、サイクル最低状態基準理論熱効率は理論仕事が零となる下限温度比にて1となるなど、異常な結果を示した。一方、両理論エネルギー効率は理論仕事が零となる下限温度比にて零となった。そして、零基準理論エネルギー効率は4効率の中では最も小となった。一方、サイクル最低状態基準理論エネルギー効率は、それを最大とする温度比一定なら最適圧力比そして圧力比一定なら最適温度比が存在した。その最適圧力比および同温度比付近の値は実用化された正味エネルギー(熱)効率にエネルギー損失や機械損失を考慮した的確な理論値を示した。

## 2. 改善されたエネルギー変換理論<sup>(4)</sup>について

サイクルの理論エネルギー変換効率を求めるにあたり、供給エネルギーには、熱量のみならず圧縮所要仕事を含め、エネルギーレベルの上昇をもたらしたすべてのエネルギーを取り上げた。すなわち、従来の供給熱量ではなく、総供給エネルギー  $E_{SU} [= \int (dQ + dW + dE_{EX} + \dots)_{SU}]$  が採用され、それにより、従来の熱効率  $\eta_{th} (=W/Q_H)$  の代わりに、「エネルギー効率」  $\eta_{EN} (=W/E_{SU})$  が採用された。以後、従来のエネルギー変換理論による熱効率は従来通り  $\eta_{th}$  そして改善されたエネルギー変換理論に基づくエネルギー効率は  $\eta_{EN}$  と記す。

## 3. サイクル最低状態基準エネルギー諸量<sup>(6) (7) (8) (9)</sup>について

従来、一変化の理論仕事や同熱量は絶対圧力の零および熱力学温度の零を基準にして求められていた。ただし、エクセルギー<sup>(5)</sup>の考え方もあるが、サイクルへの適用は十分でなかった。ところで、仕事に対し、サイクルの最低圧力基準量<sup>(6)(7)</sup>にて求める改善がなされた。そこで、サイクルの最低圧力および同温度基準エネルギー諸量を取り上げサイクルの理論エネルギー変換効率を求める試みがなされた<sup>(8)(9)</sup>。なお、サイクルの最高圧力と最低圧力の比を圧力比 $\varphi$ 、最高温度と最低温度の比を温度比 $\tau$ とした。

その温度比が6の場合のP-V線図を図1に示し、基準別エネルギー諸量について要点を示す。変化間の仕事については、例えば、図1の太線の一点鎖線にて示したA-B<sub>1</sub>の変化間の圧縮仕事は、従来、絶対圧力零基準の面積 A-B<sub>1</sub>-B<sub>P</sub>-A<sub>P</sub>-Aに相当する工業仕事として求められていた。その場合を「絶対圧力零基準理論仕事」 $W_0$ と称す。しかし、諸検討の結果、面積A-B<sub>1</sub>-K-Aに相当する仕事の「サイクル最低圧力基準理論仕事」 $W_A$ を取り上げた。

Table 1 Equations of the Brayton cycle

A. Theoretical work	
$W_{th} = \int dW = W_{AB} + W_{BC} + W_{CD} + W_{DA}$ $= W_{CD} -  W_{AB} $	$\varphi = P_{Max.} / P_{Min.}, \quad \tau = T_{Max.} / T_{Min.}$
$W_{thR} = W_{th} / (m \cdot R \cdot T_A)$ $= (\tau - \varphi^{m_0}) \cdot (1 - 1/\varphi^{m_0}) / m_0$	$m_0 = (\kappa - 1) / \kappa$ $\Delta W_0: Work [being equivalent to] Area (B1-K-AP-BP-B1)$ $\Delta Q_0: Heat [equivalent to] Area (A-E-DS-AS-A)$
B. Theoretical thermal efficiency or theoretical energy efficiency	
(a) Theoretical thermal efficiency with the traditional theory of EC under $P=0$ & $T=0$	(c) Theoretical thermal efficiency with the traditional theory of EC under $P_{Min.}$ & $T_{Min.}$
<p>① Heat supplied  <math>Q_{H0a} = Q_{BC}</math>  <math>Q_{H0aR} = (\tau - \varphi^{m_0}) / m_0</math></p> $\eta_{th0a} = W_{th} / Q_{H0a} = 1 - \left( \frac{1}{\varphi} \right)^{[(\kappa - 1) / \kappa]} = 1 - \left( \frac{1}{\varphi} \right)^{m_0}$	<p>① Heat supplied  <math>Q_{HAc} = Q_{CD} -  \Delta Q_0 </math>  <math>Q_{HAcR} = (\tau - \varphi^{m_0}) / m_0 - \log(\tau) / m_0 + \log(\varphi)</math></p> $\eta_{thAc} = W_{th} / Q_{HAc} = \eta_{th0a} / \{1 - [\log(\tau) - m_0 \cdot \log(\varphi)] / (\tau - \varphi^{m_0})\}$
(b) Theoretical energy efficiency with the improved theory of EC under $P=0$ & $T=0$	(d) Theoretical energy efficiency with the improved theory of EC under $P_{Min.}$ & $T_{Min.}$
<p>② Work supplied  <math> W_{AB} _R = (\varphi^{m_0} - 1) / m_0</math></p> <p>③ Energy supplied  <math>E_{SU} = Q_{CD} +  W_{AB} </math>  <math>E_{SU0bR} = [(\tau - \varphi^{m_0}) + (\varphi^{m_0} - 1)] / m_0 = (\tau - 1) / m_0</math></p> $\eta_{EN0b} = W_{th} / E_{SU0b} = \frac{(\tau - \varphi^{m_0}) \cdot (1 - 1/\varphi^{m_0}) / m_0}{(\tau - 1) / m_0} = \eta_{th0a} \cdot \left[ 1 - \frac{\varphi^{m_0} - 1}{\tau - 1} \right]$	<p>② Work supplied  <math>E_{SUAd} = Q_{CD} - \Delta Q_0 +  W_{AB}  - \Delta W_0</math></p> <p>③ Energy supplied  <math>E_{SUAdR} = (\tau - 1) / m_0 - \log(\tau) / m_0 + \log(\varphi) - (\varphi - 1) / \varphi^{(1/\kappa)}</math></p> $\eta_{ENAd} = W_{th} / E_{SUAd} = \frac{(\tau - \varphi^{m_0}) \cdot (1 - 1/\varphi^{m_0}) / m_0}{(\tau - 1) / m_0 - \Delta W_{0R} - \Delta Q_{0R}} = \frac{\eta_{th0a} \cdot (\tau - \varphi^{m_0})}{(\tau - 1 - \log(\tau) + m_0 \cdot [\log(\varphi) - (\varphi - 1) / \varphi^{(1/\kappa)}])}$

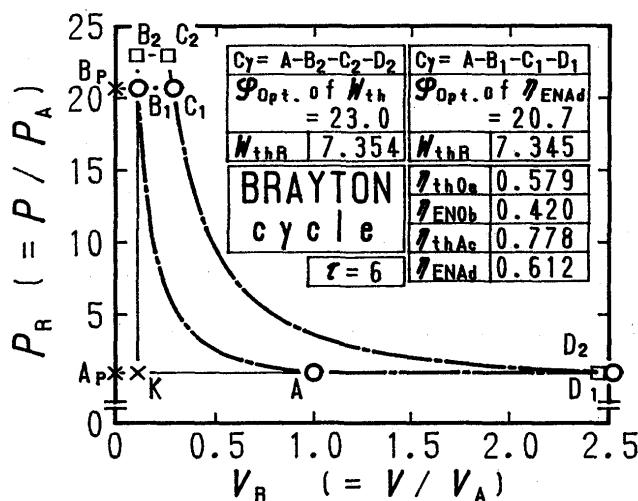


Fig. 1 A P-V chart of the Brayton cycle

事の式を表1Aに示す。なお、サイクルの理論仕事は相対量の和となり、エネルギー変換理論や基準には関係せず一義的に定まった。

**4・2 理論エネルギー変換効率について** 供給エネルギー量の仕事や熱量およびエネルギー変換効率はエネルギー変換理論および基準と関係するため、それぞれの組み合わせから、表1Bの(a) (b)(c)(d)に示す4種類の理論エネルギー変換効率が得られた。

すなわち、表1B(a)の $\eta_{th0a}$ を零基準エネルギー量に従来のエネルギー変換理論を用いた従来の「零基準理論熱効率」、同(b)の $\eta_{ENOb}$ を同基準にて改善されたエネルギー変換理論による「零基準理論エネルギー効率」、同(c)の $\eta_{thAc}$ をサイクル最低状態基準エネルギー量に従来のエネルギー変換理論を用いた「A基準理論熱効率」そして同(d)の $\eta_{ENAd}$ を同基準にて改善されたエネルギー変換理論による「A基準理論エネルギー効率」とそれぞれ称す。

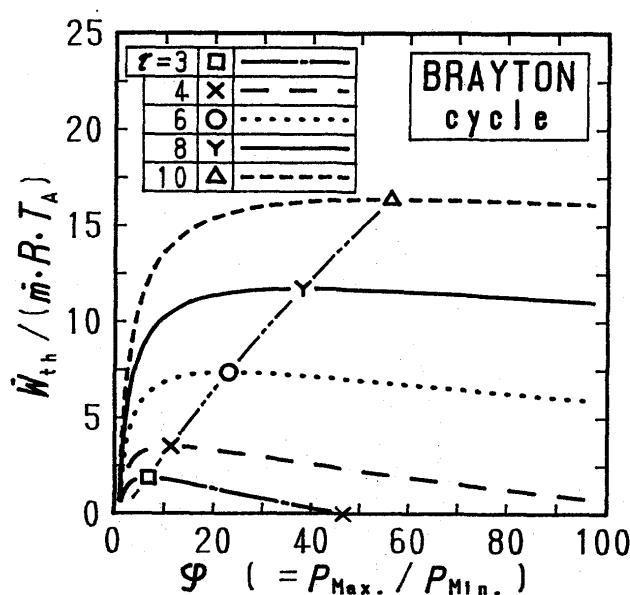


Fig. 2 Relation between  $W_{th}$  and  $\varphi$

同様に、変化間の熱量についても、「熱力学温度零基準理論熱量」 $Q_0$ が用いられていたが、この場合も諸検討の結果、「サイクル最低温度基準理論熱量」 $Q_A$ を取り上げた。

以後、絶対圧力または熱力学温度零基準エネルギー諸量は「零基準」と称し添え字に<sub>0</sub>、サイクル最低状態基準諸量は「A基準」と称し添え字に<sub>A</sub>を記す。

#### 4. 理論仕事そして同エネルギー効率について

##### 4・1 理論仕事について 壓力比を変数にとり、ブレイトンサイクルの理論仕

#### 5. 結果および考察

**5・1 P-V線図について** 前述の温度比が6の場合のP-V線図の図1にて、サイクル可能範囲は圧縮後の状態が圧力比が1のAから理論仕事が零となる上限圧力比までであった。また、図1のサイクルA-B<sub>1</sub>-C<sub>1</sub>-D<sub>1</sub>-Aは「A基準理論エネルギー効率」 $\eta_{ENAd}$ が最大となる場合を、また、同サイクルA-B<sub>2</sub>-C<sub>2</sub>-D<sub>2</sub>-Aは理論仕事が最大となる場合を示す。このように、温度比を一定とすると、理論仕事やエネルギー変換効率が最大となる最適温度比が存在した。

**5・2 理論仕事について** すでに多くの報告がなされているが、改めて、温度

比をパラメータとした場合の理論仕事と圧力比の関係を図2に示す。

図2の温度比一定なら、理論仕事を最大とする最適圧力比が存在した。それ以上に圧力比を高めても理論仕事は低下し、例えば、温度比が3の場合の×印で示したように最終的に零となった。その場合の圧力比を上限圧力比と称す。そして、温度比を高めると全体に理論仕事は大となった。

なお、圧力比一定なら、下限温度比が存在し、以後温度比と共に理論仕事は直線的に増加した。なお、圧力比を高めるほど、理論仕事が零となる下限温度比および勾配は大となった。

**5・3 理論エネルギー変換効率について** 温度比をパラメータにとり、4種の理論エネルギー変換効率と圧力比の関係を図3に示す。なお、参考に理論仕事も同図に示した。

図3の温度比が一定なら、圧力比が1にて、4効率は零となった。

さて、零基準およびA基準理論熱効率は圧力比の増加と共に単調増加となった。特に、理論仕事が零となる上限圧力比にて高い値となったが、科学的合理性に欠けると言える。

一方、零基準およびA基準理論エネルギー効率はそれぞれの値を最大とする最適圧力比が存在し、それ以上に圧力比を高めても低下し、最終的に、理論仕事が零となる上限圧力比にて零となつた。その全体傾向は理論仕事と同様であった。

なお、零基準理論エネルギー効率の値は全体に低く、理論値としては的確とは言えなかった。一方、A基準理論エネルギー効率は最適圧力比が実用化の最適値とよく近似し、しかも、正味エネルギー(熱)効率を得る場合のエネルギー損失や機械損失を考慮した理論値として的確な結果を示した。ただし、最適圧力比は実用化範囲にあるものの、温度比の増加に伴う最大効率の増加はわずかであった。

次に、圧力比をパラメータにとり、4種の理論エネルギー変換効率と温度比の関係を図4に示す。なお、参考に理論仕事も同図に示した。

図4の圧力比が一定なら、従来の零基準理論熱効率 $\eta_{th0a}$ は、温度比には関係なく圧力比のみの関数より、一定の値となった。また、A基準理論熱効率 $\eta_{thAc}$ は、下限温度比にて1なり、以後温度比の増加と共に単調減少した。すなわち、両理論熱効率は異常な結果を示すと判断された。

一方、両エネルギー効率は理論仕事が零となる下限温度比にて零となり科学的合理性を満足した。なお、零基準理論エネルギー効率は温度比の増加と共に単調増加し、そして、4効率の中では最も

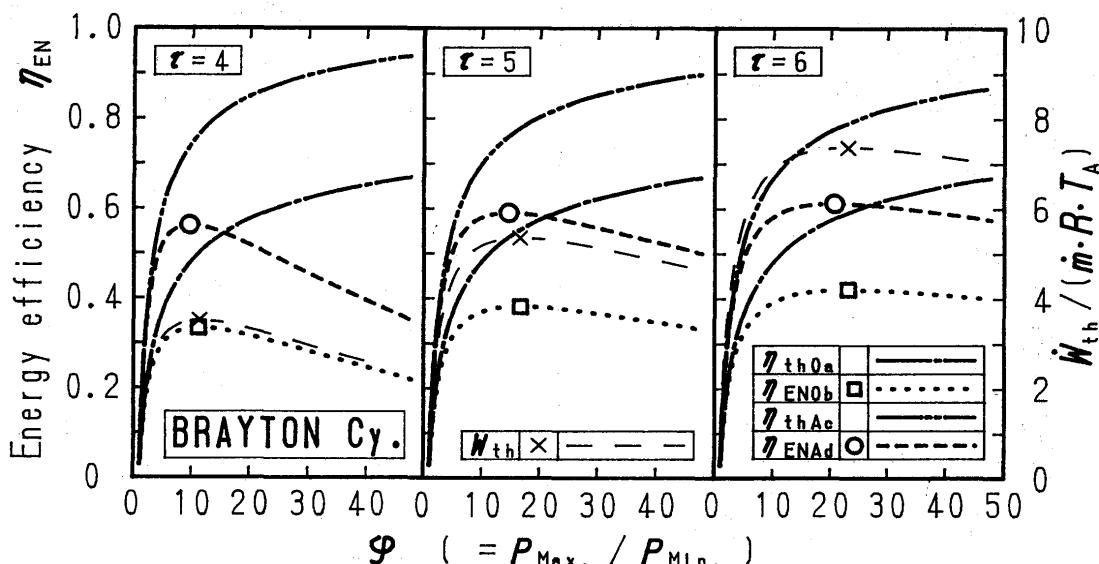


Fig. 3 Relation between 4 theoretical Effis of EC and  $\Phi$  of the Brayton cycle

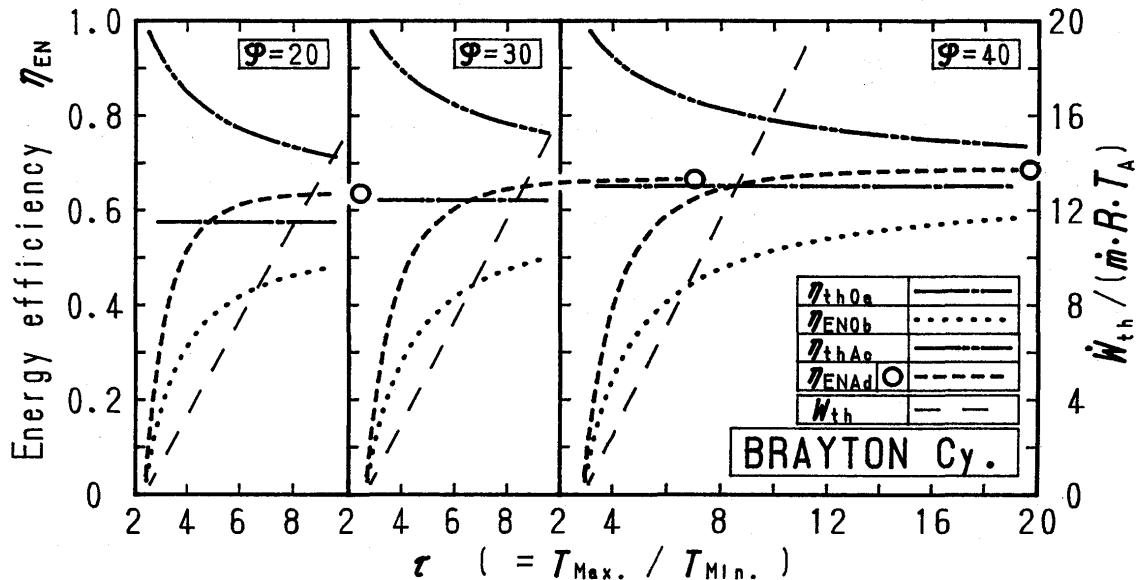


Fig. 4 Relation between 4 theoretical Effis of EC and  $\tau$  of the Brayton cycle

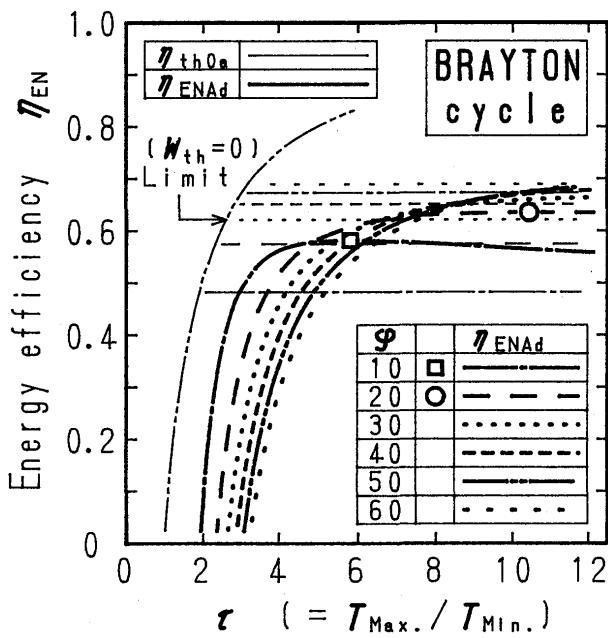


Fig. 5 Relation between  $\eta_{ENAd}$  &  $\eta_{th0a}$  and  $\tau$  of the Brayton cycle

小で、理論値としては低すぎた。

一方、「A基準理論エネルギー効率」 $\eta_{ENAd}$ は、○印で示したその効率が最大となる最適温度比が存在した。ただし、圧力比が20以上では、最適温度比は実用範囲より大であった。前述同様、得られた値は実用化された正味エネルギー（熱）効率にそのエネルギー損失および機械損失などを考慮すると、的確な理論値を示す<sup>(10)</sup>と判断された。

その詳細な傾向を知るため、圧力比をパラメータにとり、A基準理論エネルギー効率を太線そして零基準理論熱効率を細線にて温度比との関係を図5に示した。

始めに、零基準理論熱効率は圧力比のみの関数のため温度比に無関係に一定となった。しかも、2点鎖線で示した理論

仕事が零となる下限温度比においても高い値となり、異常な結果を示した。

一方、A基準理論エネルギー効率は前述の最適温度比にて最大となり、以後低下した。なお。圧力比を高めると下限温度比が大となり、その効率が低圧力比の場合より大となる温度比や最適温度比は大となった。例えば温度比が6なら、圧力比は高々20が限度であることを示した。

総合的に、理論エネルギー変換効率として（サイクル最低状態基準改善された理論による）「A基準理論エネルギー効率」 $\eta_{ENAd}$ が最も適正な理論との確な値を示し、実機関の正味性能<sup>(10)</sup>を裏付けた。そして、それより、温度比が6なら、圧力比は高々20で理論エネルギー変換効率は最大の

約60%となると判断された。

## 6. 結 論

ブレイトンサイクルの理論エネルギー変換効率について、改善されたエネルギー変換理論およびサイクル最低状態基準エネルギー量を取り上げ検討し、次の判断や新しい知見が得られた。

(1) サイクルの供給エネルギーには形態に関わらずエネルギーレベルの上昇に要した全エネルギーを取り上げ、それにより、熱効率  $\eta_{th}$  ( $= W/Q_H$ ) の代わりに「エネルギー効率」  $\eta_{EN}$  ( $= W/E_{SU}$ ) を採用した「改善されたエネルギー変換理論」を取り上げた。

(2) 変化間の仕事や熱量などのエネルギー量の算出基準に、絶対圧力もしくは熱力学温度の零とは別に、サイクル最低状態（圧力や温度）基準を取りあげた。

(3) サイクルの理論仕事は、結果として、相対量の和となり、エネルギー変換理論や基準には関係せず、ブレイトンサイクルの場合も一義的に定まった。

(4) 一方、理論エネルギー変換効率は、2種のエネルギー変換理論と2種の基準の組み合わせから、4種の効率が得られた。すなわち、絶対圧もしくは熱力学温度零基準量にて従来のエネルギー変換理論による「零基準理論熱効率」  $\eta_{th0a}$ 、その基準に改善されたエネルギー変換理論を採用した「零基準理論エネルギー効率」  $\eta_{EN0b}$ 、サイクル最低状態基準量と従来のエネルギー変換理論による「（サイクル最低状態）A基準理論熱効率」  $\eta_{thAc}$  そしてその基準量に改善されたエネルギー変換理論を適用した「A基準理論エネルギー効率」  $\eta_{ENAd}$  である。

(5) 従来の零基準およびA基準両理論熱効率は理論仕事が零となる上限圧力比や下限温度比にて高い値となるなど、異常な結果を示し、適切な理論および的確な値を示すとは言い難い。

(6) 一方、零基準およびA基準両理論エネルギー効率は理論仕事が零となる上限圧力比や下限温度比にて零となり、不自然さはなかった。しかし、零基準理論エネルギー効率は全体に小となり的確な理論値を示すとは言えなかった。それに対し、A基準理論エネルギー効率は、その値が最大となる温度比一定の場合の最適圧力比や圧力比一定の場合の最適温度比がそれぞれ存在し、また、それらの最適圧力比および同温度比付近の値は、実用化された機関の正味エネルギー（熱）効率そしてその場合のエネルギー損失や機械損失を考慮するとの確な理論値を示すと判断された。

## 参 考 文 献

- (1) 例えば、E. Schmidt, "Thermodynamik", Springer-Verlag, (1963), p. 67~69
- (2) 例えば、「機械工学便覧 熱工学」, JSME, 1985, p. 56
- (3) 永田 勝, 「加熱や冷却を伴う理想ガスアービンサイクルについて（計算方法、制約条件そして結果の一例）」, 機論-B, 1994, Vol. 60, No. 579, p. 375~380
- (4) 永田 勝, 「カルノーサイクルとエネルギー効率について（改善されたエネルギー変換理論とエネルギー効率について）」, 機論-B, 1996, Vol. 62, No. 603, p. 222~227
- (5) 例えば、上記(2), p. 38
- (6) 永田 勝, 「大気圧基準膨張仕事とタービン仕事比について」, 機論に投稿中, No. 97-1555
- (7) 永田 勝, 「大気圧基準圧縮仕事と圧縮機仕事比について」, 機論に投稿中, No. 98-0315
- (8) 永田 勝, 「スターリングサイクルの理論エネルギー変換効率について」, 機論に投稿中, No. 97-1887
- (9) 永田 勝, 「カルノーサイクルの理論エネルギー変換効率について」, 機論に投稿中, No. 97-1918
- (10) 塚越, 他2名, "1500°C級ガスアービン501Gの開発と実証運転について", GTSJ会誌, Vol. 25, No. 100, 1998, p. 2~7

## エンジン性能評価

中沢則雄<sup>(1)</sup> 萩田浩司<sup>(1)</sup> \*高橋政行<sup>(1)</sup> 川口能広<sup>(1)</sup> (三菱自動車工業(株))

### 1. まえがき

高効率、低公害性、多種燃料適用性の特長を持つC G Tのエンジン性能評価は全要素をハウジングに組み込み、タービン入口温度(TIT)を要素開発レベルに対応して、徐々に上昇させ、エンジン全体性能評価と同時に各要素のエンジンでの性能を評価し、要素開発へ反映する方式で進めてきた。本報では最終段階であるタービン入口温度1350°Cでのエンジンおよび各要素の性能評価結果とその分析検討および今後の課題について報告する。

“自動車用 100kW セラミックガスタービン(C G T)の開発”は通産省資源エネルギー庁の補助事業として、1990年度から7年間にわたり、(財)石油産業活性化センター(P E C)を中心に進められ、(財)日本自動車研究所(J A R I)がエンジン開発に参加した。本研究はその事業の一環として実施されたものである。

### 2. エンジン性能試験装置および性能評価手法

#### 2. 1 エンジン性能試験装置

図1、図2にそれぞれ試験機とエンジン構造を示す。エンジン構造は1軸再生サイクルで遠心圧縮機とラジアルタービンからなる高速軸(定格回転数:100,000rpm)の圧縮機側軸端に減速比:18.33の減速機入力軸をスライドカップリングで結合させ、減速機出力軸は直流動力計にダイアフラムカップリングを介して結合させている。熱交換器は回転蓄熱式でエンジンの両側に各1体配置されている。燃焼器は予蒸発予混合希薄燃焼方式と拡散燃焼方式の複合方式の単缶型でエンジンの上部に配置されている。実作動環境でのエンジンおよび各要素の性能評価と詳細な分析検討を主目的とするため、小型軽量化よりも、要素間の状態量の計測を優先したエンジン構造とした。

また、本エンジンの特徴であるセラミック静止部品の弾性支持機構、ハウジング熱変形の影響を受けない熱交換器シール表面の結合方法、タービンロータとセラミック静止部品間のアライメント保持機構については、金属部品の高温部は空冷し、TIT:1350°Cでの短時間のエンジン性能試験には対応可能であることを確認している。

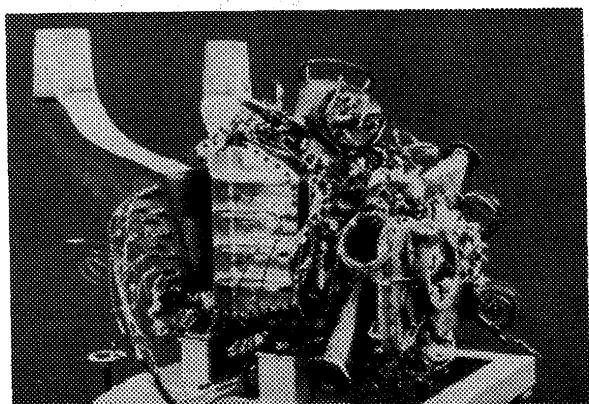


図1 エンジン試験機

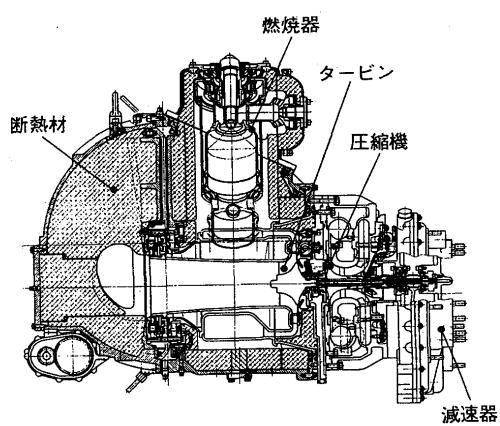


図2 エンジン構造

(1) (財)日本自動車研究所へ出向(～1997年3月)

試験方法としては、下記(1)～(3)の手順をとった。

- (1)着火：熱交換器駆動用油圧モータおよび潤滑油供給量を別置油圧装置により作動条件に設定。直流動力計により、9,000～11,000rpmで定速モータリングしておき、最適燃料流量を供給し、グローブラグにより着火後は、直流動力計で出力を吸収し、定常運転に入る。
- (2)性能試験：直流動力計で試験回転数に設定し、燃料流量でタービン入口温度を制御し、定常運転に移行。各部計測データが安定した段階でデータを取得。
- (3)停止：70,000rpm以下で定常運転しておき、燃料流量を徐々に低減し、消火を確認後、燃料遮断弁を閉じる。定速モータリングで冷却し各部温度が十分低下した時点で、直流動力計により回転数を下げ停止する。熱交換器および潤滑油供給を停止する。

計測システムは圧力、温度、回転数、流量、振動などについて250点以上を同時計測し、データ処理装置により、各要素の性能パラメータをリアルタイムに解析表示するとともに、監視項目についてもデータ表示と同時に許容値を越えた場合の警報および自動停止装置を備えている。直流動力計をはじめ、燃料流量、潤滑油量、熱交換器回転数、圧縮機可変入口案内翼制御はすべて手動で実施している。

## 2. 2 エンジン性能評価手法

性能の評価にあたっては、図3に示すように、計測データのなかで比較的精度の高い圧力、流量とガスが十分混合され分布による計測誤差と熱伝達の影響の小さいステーション（タービン出口など）での温度を入力値として、各要素間の動力、流量、熱量のバランスから他のステーションの状態量と各要素性能を解析的に求めている。シンプルな1軸再生サイクルであるため、熱交換器部からの漏れ量が特定できれば、上記手法により、各ステーションの状態量、各要素性能が精度よく求められる。熱交換器部からの漏れ量についてはタービン出口でサンプリングしたCO<sub>2</sub>濃度から得られる燃空比と燃料流量からタービン出口空気流量を求め、圧縮機入口空気流量との差から算出した。また、漏れ位置については、各部の漏れ量を仮定し、上記解析を収束するまで繰り返して求めた。図4にタービン出口の温度・圧力・排出ガス計測用プローブを示す。高速軸系／減速機の動力損失については単体試験での潤滑条件と損失動力の関連データから求め、熱損失については各要素間の熱バランスとハウジングの温度分布から推定した。

## 3. エンジン性能評価結果

### 3. 1 目標性能

TIT：1350°Cでの最大出力点（出力：100kW）

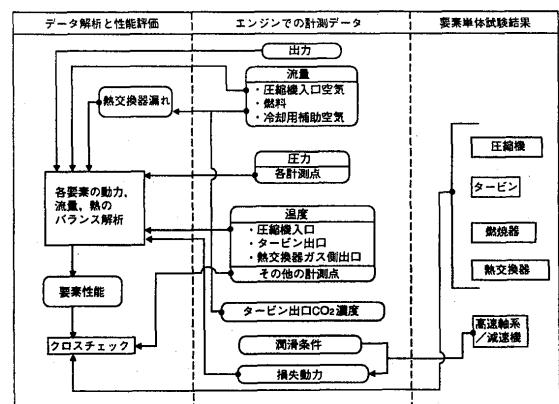


図3 データ解析の流れ

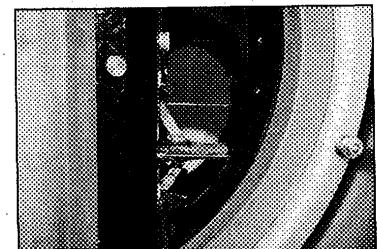
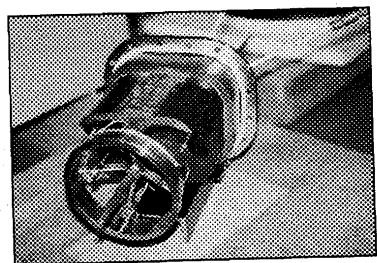


図4 タービン出口温度・圧力計測用プローブ

表1 最終目標性能

仕様項目(VIGV deg)	最大出力点		最高熱効率点
	10万rpm(0)	10万rpm(40)	9万rpm(40)
出力 kW (PS)	105.7(143.7)	92.6(125.9)	69.9(95.0)
熱効率 % (g/PSh)	38.2(160.9)	40.4(152.0)	40.7(151.0)
圧縮機			
入口圧力 kg/cm²a/温度°C	1.016/15	1.020/15	1.024/15
空気流量 kg/s	0.4727	0.4137	0.346
圧力比	4.957	4.329	3.599
効率 η <sub>T-T</sub> %	77.8	81.4	83.00
ガス流量 kg/s	0.4487	0.3915	0.3262
タービン			
入力圧力 kg/cm²a/温度°C	4.784/1350	4.200/1350	3.508/1350
出力圧力 kg/cm²a/温度°C	1.159/959	1.139/983	1.118/1028
膨張比	4.126	3.686	3.141
効率 η <sub>T-T</sub> %	85.6	86.3	85.2
燃料流量 kg/h [g/s]	23.13[6.43]	19.13[5.31]	14.35[3.99]
燃焼器			
燃空比	0.01453	0.01376	0.01237
入口圧力 kg/cm²a/温度°C	4.956/896	4.348/923	3.629/970
燃焼効率 %	99.5	←	←
圧力損失 %	3.47	3.40	3.33
燃料	軽油又は灯油	←	←
熱交換器			
高压側入口圧力 kg/cm²a/温度°C	4.970/228	4.362/198	3.643/168
高压側入口空気流量 kg/s	0.464	0.4059	0.339
[高压側通過空気流量]	[0.4477]	[0.3911]	[0.3264]
高压側圧力損失 %	0.27	0.31	0.38
低圧側入口圧力 kg/cm²a/温度°C	1.113/950	1.102/974	1.091/1017
低圧側空気流量 kg/s	0.4596	0.4014	0.3347
低圧側圧力損失 %	6.56	5.80	4.99
漏れ % *1 (g/s)	4.62(21.8)	4.76(19.7)	4.93(17.1)
温度効率 %	92.5	93.4	94.5
圧力損失			
入口損失 %	1.69	1.30	0.91
力コントローラー～熱交換器 %	1.28	1.20	1.13
タービン～熱交換器 %	4.01	3.23	2.41
排気圧損 %	0.58	0.42	0.29
動力損失 kW (PS)	4.8(6.5)	←	3.8(5.2)
補機駆動動力 kW (PS)	3.4(4.6)	←	3.0(4.1)
熱損失 kCal/h	9500	8300	6900
熱交換器以外の漏れ % *1	1.83	1.89	1.95

\*1 圧縮機空気流量に対する比率

と2点の最高熱効率点（熱効率：40%）の仕様と作動条件および各要素の目標性能、損失、漏れ率を表1に示す。

### 3.2 機能評価状況

各要素は専用の単体試験装置及び組合せ試験装置により、信頼性と耐久性の評価を実施しており、各要素毎にTIT:1350°Cレベルで連続100時間（起動停止条件が寿命を左右するものについては200~250サイクルを含む）を耐久目標としており、一部の要素を除いて目標の耐久実績を得ている。

TIT:1350°Cレベルのエンジン性能試験において、ハウジングの熱容量が大きいため、図5に示すようにタービン入口、出口温度が静定してからもハウジング温度は上昇し続けており、安定するまでに1.5時間以上要した。また、ハウジング上下温度差が弾性支持構造体の単体機能試験時に比べて大きく、弹性支持構造体のハウジング熱変形に対する追従性に余裕がないため、タービンチップクリアランスの単体性能試験レベルまでの縮小は見送った。このように、機能面での信頼性向上のためには、エンジン構造のさらなる改良が必要である。ハウジング断熱材については表面をガラスコーティングしたSiO<sub>2</sub>ファイバー成形体のブロックを用い、高温部はセラミックバネと耐熱金属製ボルトで弹性的に支持し、低温部はシリコンゴム接着剤で固定する最終仕様に変更して、初期にみられた亀裂・破片の落下等の不具合は生じなかった。

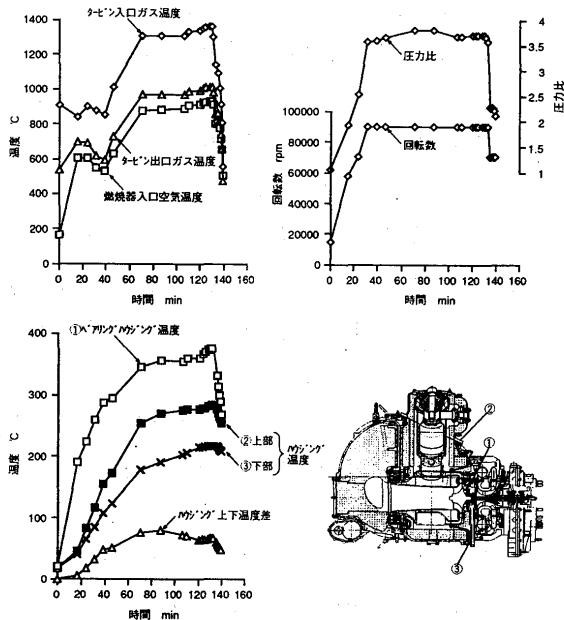


図5 ハウジング温度計測結果 (CGT013)

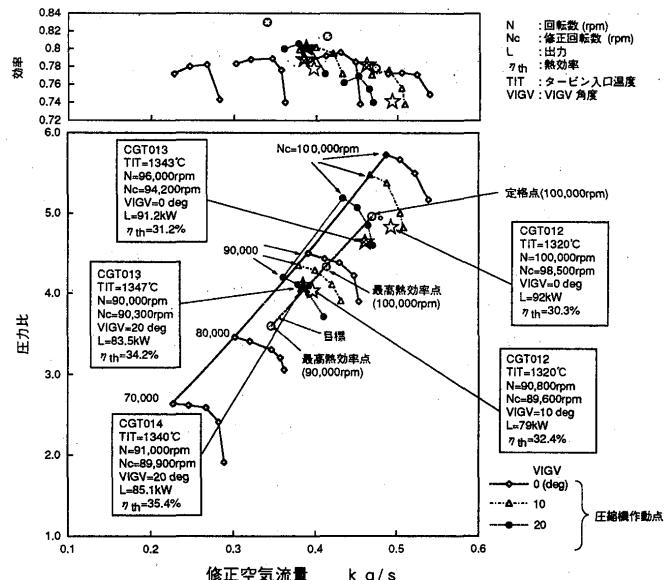


図6 圧縮機性能特性と作動点

### 3. 3 エンジン性能試験での各要素性能

図 6 に TIT:1300°C 以上でのエンジン試験機 (CGT 012~14) について、圧縮機性能特性上の作動点と性能を示す。修正回転数 90,300~98,500rpm で出力 79~92 kW、熱効率 30.3~35.4% が得られた。

圧縮機は最大出力点において圧力比、効率とも目標値を満足している。しかし、最高熱効率点においては可変入口案内翼を活用して効率向上を図ったが、目標値レベルに達しなかった。

図 7 にタービン効率を示す。CGT012 に対し CGT013 では、単体性能試験で目標性能を達成した最終仕様に変更したため、効率が 1% 向上した。さらに CGT014 ではハウジングの熱変形挙動と弾性支持構造体の機能が確認されたため、ロータのチップクリアランスの約 30% 縮小を図り、効率が 1.1% 向上した。しかし、弾性支持構造体のハウジング熱変形に対する余裕はまだ十分ではなく、チップクリアランスを単体性能試験レベルまで縮小できず、単体性能試験での効率までには至らなかった。

燃焼器はエンジン性能試験においては、高負荷領域での作動となるため、プライマリ噴射弁の予蒸発予混合希薄燃焼とセカンダリ噴射弁の拡散燃焼を組み合せた燃焼を行った。エンジンの熱損失が計画値より大きく、当初、燃料リッチ側の余裕（予蒸発管への逆火限界、保炎器下面へのカーボン堆積限界）が小さい状態であったが、燃料リッチ側の作動域拡大と高温セラミック構造体の遮熱対策による熱損失の低減により TIT:1350°C までの運転が可能となった（図 8）。

図 9 にエンジン全体での高压空気洩れと熱交換器単体試験結果を示す。CGT014 では高压空気洩れが大幅に減少した。高温セラミック構造体からの輻射熱の抑制のため燃焼器ライナ、タービンスグロール及びシユラウド周りへ耐熱コーティングを表面に施した耐熱合金製遮熱板を配置したことおよび、断熱材成形体ブロック間の隙間に燃焼ガスの回り込みを防止するため  $\text{SiO}_2$  ファイバーを充填したことによりハウジング熱変形が緩和したこと、加えて、ハウジングの熱変形吸収のため熱交換器シールとハウジング間に設置したセラミック製プラットホーム及び金属ベローズ弾性体で構成される熱交換器シール座構造部の改良

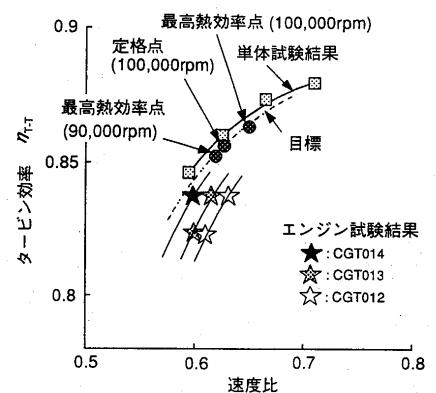


図 7 タービン効率

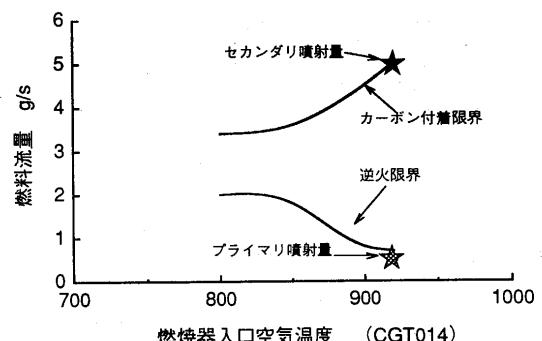


図 8 燃焼器安定燃焼範囲（最高熱効率点）

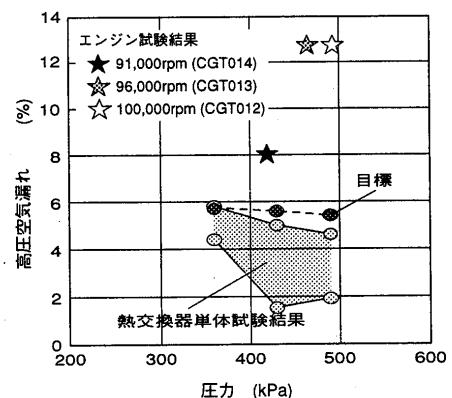


図 9 高圧空気洩れ

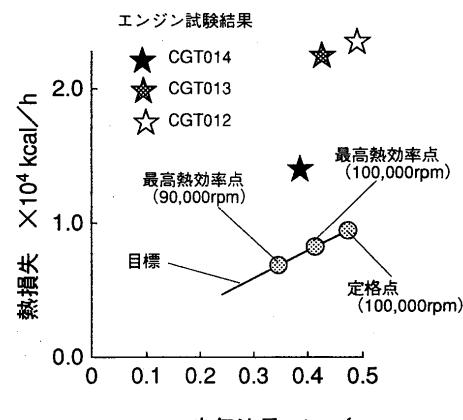


図 10 热損失

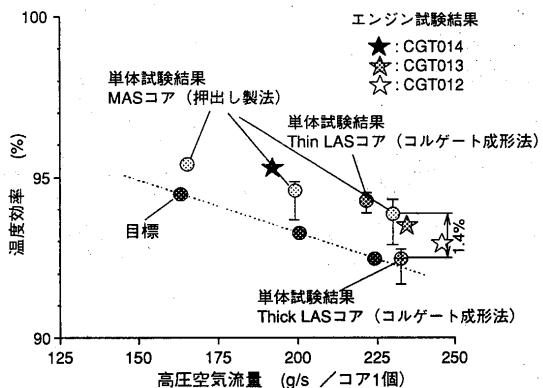


図 1-1 热交換器温度効率

とにより、洩れが低減したためと考えられる。

遮熱板の設置と断熱材隙間充填の効果によりエンジンの熱損失も低減したが(図10)、まだ、燃料発熱量の7%レベル(目標4%)である。

図1-1に示すように、矩形通路でセル密度が高い押し出し製法によるMAS製の熱交換器コアを用いることにより、温度効率は目標値に対して約1.4%高い結果が得られた。

図1-2に高速軸系／減速機の動力損失を示す。エンジン試験では軸受外輪許容温度を潤滑油の耐熱温度に対して余裕を持って設定しており、また、高温部からの熱流入が計画値よりも多いこともあり、最高熱効率点で目標値に対して約3kW大きい。

### 3.4 最大出力、最高熱効率性能

図1-3、1-4に外部から供給される冷却用補助空気等の補正と吸入空気の標準状態への補正を行い、目標に対する最高熱効率点と最大出力点実績をそれぞれ比較した。最高熱効率実績は修正回転数：91,000rpm、可変入口案内翼設定角度：10度で35.6%となった。

組込んだ要素の達成性能ベース予測熱効率39.4%に対してやや低い結果であるが、その差の要因は、熱損失1.3%、高压空気洩れ1.3%及び動力損失1.2%である。いずれの要因もハウジング構造に関わるものである。

要素目標性能を目指し、圧縮機の効率向上、高温部からの熱流入低減による潤滑条件の見直し、また、弹性支持構造体改良によるセラミック静止部品構造のロータに対する軸芯保持機能向上を図り、ロータチップクリアランス低減により、最高熱効率42%レベルは達成し得るものと考えられる。最大出力については、要素達成性能ベースの予測値が104.1kWであったが、高压空気洩れが目標値レベルより大きく最高実績92.3kWにとどまった。

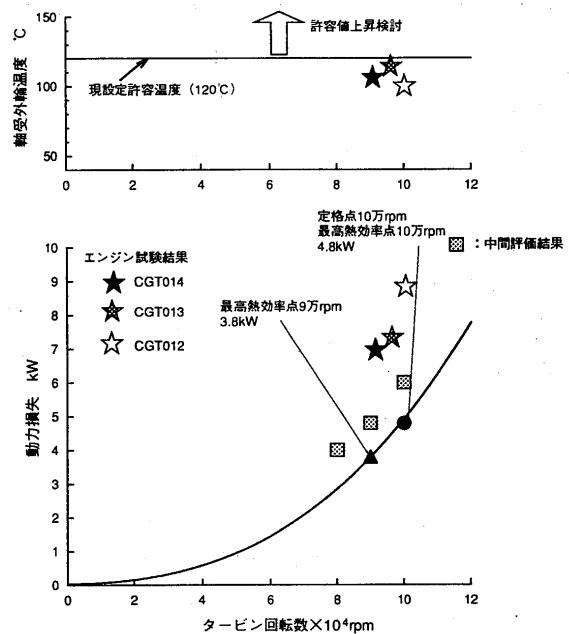


図 1-2 軸系／減速機動力損失

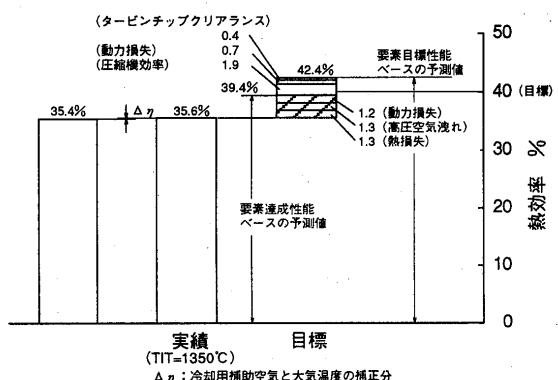


図 1-3 热効率の目標と実績

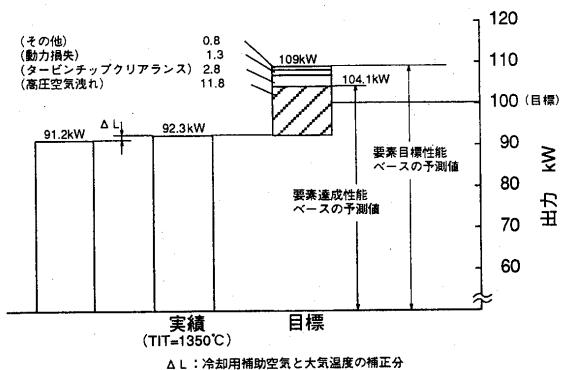


図 1-4 出力の目標と実績

最大出力も最高熱効率と同様の対応により要素達成性能ベースの予測値 104.1kW が可能で、さらに、要素目標性能ベースの予測値 109 kW の達成が可能と考えられる。

#### 4. 今後の課題

TIT:1350°Cでのセラミック部品を全て組込んだエンジン性能試験を実施し、この出力クラスの小型ガスタービンでは画期的といえる 35.6% の熱効率が得られ、高熱効率と低公害性を両立する車両用原動機としてのポテンシャルを実証できた。今後、下記課題への対応を進めることにより、40% の目標熱効率達成と、エンジンとしての機能、耐久性を確保することが可能と考えられる。

##### (1)ハウジング構造の要改良アイテム（図15）

- ①高圧側と低圧側を仕切るハウジングバルクヘッド部の断熱材の厚みを増大する。
- ②断熱材形状が複雑で多くの成形体ブロックで構成されており、ブロック間の隙間への SiO<sub>2</sub> ファイバーの充填では完全には高温燃焼ガスの回り込みを防止できないため、断熱材は単純な形状とし、かつ、構成ブロック数を低減する。
- ③燃焼器および熱交換器の配置を変更してハウジングを対称構造とし、上記熱損失低減によるハウジングの温度レベルと分布の低減と併せて、ハウジングの全体的な変形を押さえ、熱交換器単体性能試験では達成している目標の漏れ率を、エンジンで実現する。
- ④ハウジングの薄肉軽量化によるエンジン熱容量の低減。

##### (2)圧縮機の最高熱効率点での効率向上

- (3)機能面において、ハウジングの変形に対しセラミック静止構造のタービンロータに対するアライメント（軸芯保持）機能には上記ハウジングの熱変形の抑制・均一化を図ると同時に、セラミック静止構造部品弹性支持構造体の改良によるハウジング熱変形に対する十分な追従性の確保が必要。

##### (4)整備性（分解・組立性）の面での要改良アイテム

- ①セラミック静止部品弹性支持構造体の組立・分解時、エンジンから全要素部品を取り外す必要があるので、ハウジングへの脱着が容易な取付構造とする。
- ②熱交換器がエンジン軸に対し、傾いており、ハウジング製作時の寸法精度確保の面でも、熱交換器組立時のシールクリアランス管理の面でも平行配置が望ましい。

CGTは高負荷での定常運転に適し、高効率・低公害性・多種燃料適用性で優れた特長をもっており、高速発電機を直結した都市内走行主体のハイブリッド車用動力源としての用途が実現の可能性が高く、上記課題を克服し、実用化に向けた開発が期待される。

#### 参考文献

- 1) N.Nakazawa and et al : ASME Paper 97-GT-210
- 2) 中沢 他 : 日本ガスタービン学会誌 Vol.24 No.96,1997.3,60-66
- 3) 高田 他 : 日本ガスタービン学会誌 Vol.25 No.98,1997.9

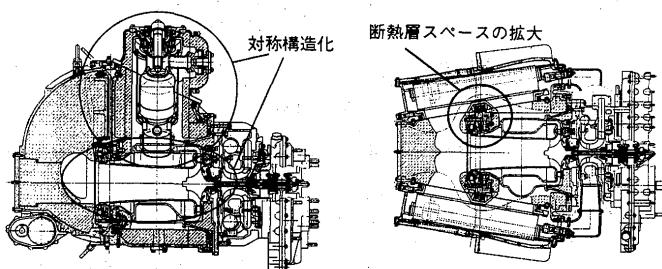


図15 エンジンハウジング構造の課題

# 水噴霧を利用したガスタービンの出力増加 (115 MW シンプルサイクル発電設備による原理の実証)

B-3

\*宇多村元昭

桑原孝明

村田英太郎

堀井信之 (株)日立製作所

## 1. まえがき

ガスタービンは気温が上昇すると出力が自然低下する特性がある。このため、電力需要が高まる夏期にガスタービンの出力を回復する技術の開発が進められている。代表的なものに吸気冷却システムがある。他方、電気料金を欧米主要国並にするために、既存の発電設備の利用率向上や効率向上のための諸施策が模索されている。

このような動向を受けて、MAT (Moisture Air Turbine) サイクルを提唱した。本技術は、水の気化潜熱を利用して圧縮機の吸気ならびに内部ガスを冷却することにより、ガスタービンのサイクル特性を改善するものである。前報では、MAT サイクルの原理を示し、15 MW の試験用負荷圧縮機を用いて原理の一部を検証した。本報では、115 MW 級のシンプルサイクル発電所でサイクル原理を実証し、長期間の運用で設備の信頼性を確認した結果について述べる。

## 2. 原理

### 2.1 MAT サイクルの増出力原理

MAT サイクルは、圧縮機の吸気に微細な水滴を混入することにより、ガスタービンを無理なく効率的に高出力化することを目的とする。図1はMAT サイクルの概念図を示す。圧縮機の吸気ダクト中に、水を噴霧する装置が配置されており、給水系とアトマイズ用の加圧空気源が接続されている。噴霧水滴は吸気と共に移動しながらその一部が気化して吸気を冷却する。液滴径が充分に小さければ熱と物質伝達が促進するので、吸気は圧縮機に到達する前に飽和湿り空気になり、残りの水滴は圧縮機内部で気化し、内部ガスを冷却する。

一般にガスタービンの出力  $Q$  は、比出力  $p$  と吸気重量流量  $W$  の積として表せるから、出力増分は次式で評価できる。

$$\Delta Q = p \Delta W + W \Delta p \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

すなわち、吸気量の増大による寄与（右辺第一項）と比出力の増大による寄与（右辺第二項）との和として表せる。図2は、この観点からMAT サイクルの増出力機構を整理したものである。

第1の機構は吸気冷却により吸気重量流量を増大、残りの3つの機構は比出力を増大する。第2の機構は内部ガスを冷却して圧縮機の所要動力を低減する。圧縮機の圧縮仕事率  $R$  は体積流量  $V$  の圧力積分、すなわち、圧縮機の出入口圧力を  $P_1, P_2$  として

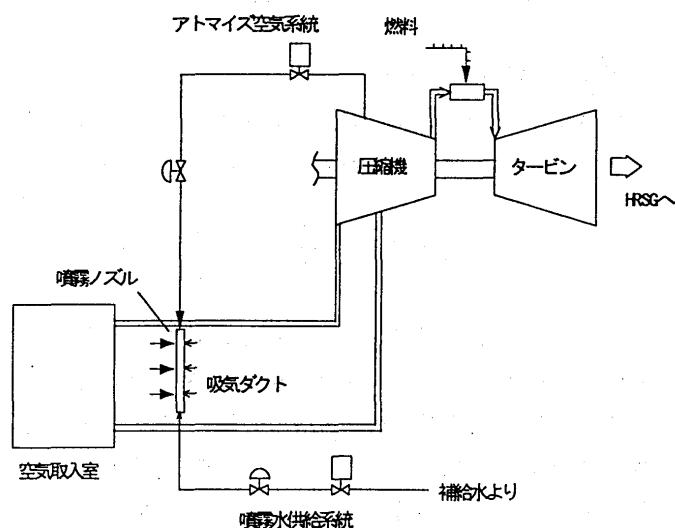


図1 MAT サイクルの概念図

$$R = \int_{P_1}^{P_2} \dot{V} dP \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

内部ガスが冷却されると体積流量  $\dot{V}$  は減少するので、 $P_2$  が変化しなければ圧縮仕事率  $R$  は低下する。気化潜熱を利用した直接冷却なので、サイクル外への熱ロスが生じない点が重要である。

第3、第4の機構はタービン作動流体中の水蒸気量が増すことによる効果である。第3の機構は、タービン作動流体量が圧縮機内での蒸発分だけ圧縮機作動流体量を上回ることにより、又第4の機構はタービン作動流体の比熱が増大することにより、それぞれタービン出力の増加を生み出す。

上記の機構は、既存の増出力技術である①吸気冷却②インタークーリング③蒸気注入(STI G)に対応する。これより、MATサイクルは水消費量を増すことなく上記の既存システムを複合した効果を実現するサイクルとして理解することができる。

図3は、T-S線図上でブレイトンサイクルとMATサイクルの比較を示す。両者の燃焼温度は等しいものとする。軸が定速回転するブレイトンサイクルは、高気温下では、主として空気密度が低くなる結果として吸気重量流量が減少するために出力が大幅に低下する。MATサイクルは、燃焼温度を高めることなく、出力を回復し、ガスタービンの潜在能力を引き出すものと言える。以下に示すように、エネルギー効率が高いので、夏期のみでなく極寒の冬期を除いて通年使用することによっても経済的なメリットが生じる。

M A T サ イ ク ル	増出力機構	$\Delta Q$	類似既存システム	概念図
	(1)吸気の冷却で吸込流量増大	$p \cdot \Delta W$	吸気冷却(Evaporative Cooler)	吸気冷却パネル
	(2)圧縮機内部ガスの冷却で所要動力低減	$W \cdot \Delta p$	水滴の蒸発潜熱によるインタークーラ(結熱ゼロ)	インタークーラ
	(3)作動流体の増加 (4)比熱の増大		スチームインジェクション	スチームインジェクション

図2 MATサイクルの増出力機構

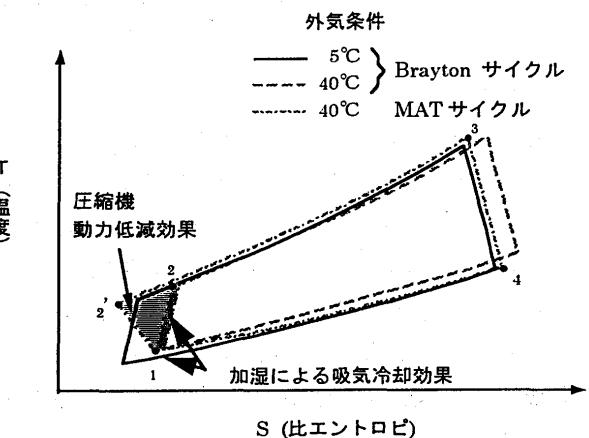


図3 热サイクルの比較

## 2.2 热効率の向上

ガスタービン各部の作動流体温度をそれぞれ、 $T_1$ ：圧縮機入口、 $T_2$ ：圧縮機出口、 $T_3$ ：タービン入口、 $T_4$ ：タービン排気とした時に、ブレイトンサイクルの熱効率  $\eta$  は次式で与えられる。

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

MATサイクルの熱効率を定性的に検討するにあたり、簡単のため以下の仮定を設ける。外気は飽和湿り空気とし、さらに圧縮機内外での気化による作動流体増加を無視する。すると、この場合図2中の増出力機構のうち、2のみが残り、圧縮機出口の温度が  $T_2'$  に低下する。冷却の過程で熱ロスはないのでMATサイクルの熱効率  $\eta'$  は式(3)の  $T_2$  を  $T_2'$  で置換したものになり、右辺第2項が小さくなる。これより、明らかに  $\eta' > \eta$  であり、熱効率が向上する。

表1 プラント仕様

項目	数値
出力 (MW)	115 (15°C)
回転数(rpm)	3000
空気流量(kg/s)	411
圧縮機圧力比 (-)	12.4
圧縮機効率 (%)	89.9
圧縮機段落数	17
タービン入口ガス温度 (°C)	1155
タービン排気ガス温度 (°C)	560
燃料	知シ

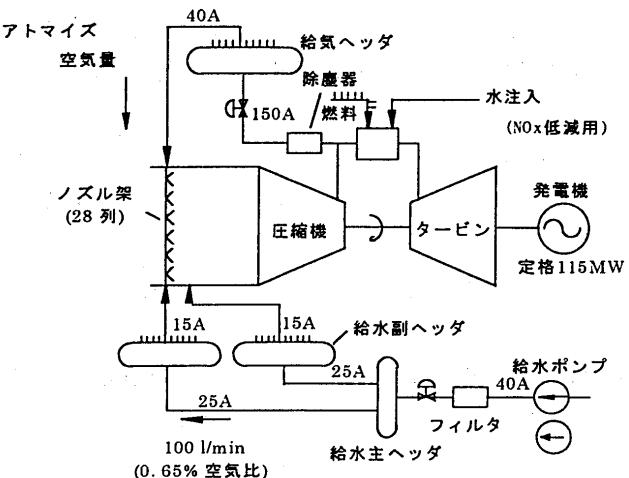


図4 実証試験装置系統図

### 3. 実証試験

#### 3.1 試験装置

実証試験に用いたガスタービン発電設備の主要仕様を表1に示す。F9E型ガスタービンを搭載したシンプルサイクル発電所で燃料には白灯油を用いている。空気取入室は建物の屋上にあり、空気はそこから短形の水平ダクトと垂直下降ダクトを経由して、一階面に設置してある圧縮機に取り込まれる。

水噴霧ノズルは、水平ダクトのサイレンサ下流側背面に設置した。噴霧が吸気と均一に混合する様にノズル架を流路断面内に28列等間隔に配置した。ノズル総数は280個である。図4は試験装置のフローシートを示す。ノズル架には、燃焼器水注入用の所内純水とアトマイズ用加圧空気が供給されている。加圧空気源は、圧縮機吐出部であり、そこから抽気した高圧空気を減圧して用いている。粒径を一定に保持するため抽気量は噴霧量に比例させた。抽気によるガスタービンの出力低下量は増出力の10%以下である。

#### 3.2 試験方法

水の投入はプラント負荷が安定した状態で行った。試験中IGV開度は84°に固定した。無負荷定速運転(FSNL)50%負荷、95%負荷に出力を固定した試験と、燃焼温度を一定にして出力を出なりにする試験を行った。後者では、圧縮機圧力比と排気温度の実測値から推定した燃焼温度を一定に保持する排気温度制御を行った。その際、水噴霧により燃焼ガス中の水蒸気含有量が増大することによる排気ガスの物性値の変化に対する補正は施さなかったので、実際の噴霧中の燃焼温度は噴霧前と比べて1°C程度低いと推定している。

この発電所では、NO<sub>x</sub>低減用に常時燃焼器に1.2%の水注入を行っているが、噴霧中もその量は操作しなかった。

圧縮機入口部に配置した5点の熱電対で吸気の温度分布を測定した。噴霧中の温度の相違は1°C以内であった。これは、気化が空間的に偏りなく起きていることを示している。

噴霧水の一部はノズルの下流にあるトラッシュスクリーンで捕捉されるのでドレンとして回収し、給水量からさしひいて有効噴霧量を算出した。ドレン発生量は5%程度であった。

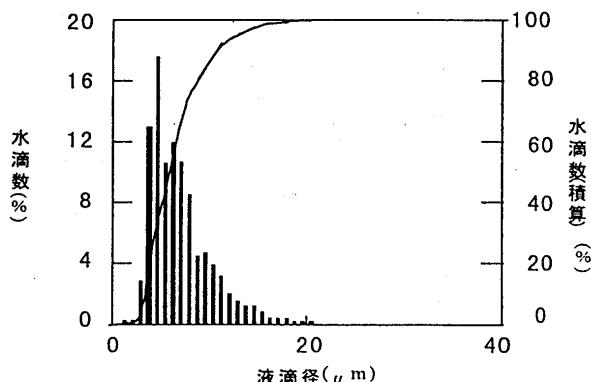


図5 粒径分布

図5はノズルから30cm離れた位置での噴霧水の粒径分布を示している。液滴の気化特性に注目する際に有用な面積基準平均粒径(Sauter Mean Diameter, SMD)は10 $\mu$ mであった。この粒径の液滴は、自然界の雲や乾いた霧と同じ大きさで実質的に浮遊しており吸気ダクト内を移動中に落下することはない。

1997年3月から10月までの間に合計33ケースの試験を実施した。この間の外気条件の範囲は、乾球温度14.9~27.4°C、相対湿度30~89%であり、噴霧水量の最大値は吸気比で0.62%であった。

#### 4. 結果と検討

##### 4.1 増出力特性

図6は燃焼温度一定運転時の試験結果の一例を示す。噴霧前後の諸量のトレンドが示されている。水は15:51分に80l/min、15:55分にさらに25l/minをステップ状に投入した。噴霧の起動・停止時の出力応答の時定数は1分程度と速やかである。又、起動・停止を含む噴霧運動中に、排気温度スプリット、圧縮機内の圧力変動やケーシングの加速度の振動レベルに特別な変化はなかった。圧縮機入口の吸気は1回目の水の投入で飽和点に達し、2回目の水投入時には変化がみられない。外気の相対湿度はこの時83%R.H.であり、理論的には0.1%の水投入で飽和湿り空気に到達する。空気比0.45%(105l/min)の水投入下での増出力は5MW、又各部の温度を噴霧前と比べると、圧縮機入口で-3.6°C、圧縮機出口で-13.9°C、タービン排気で-2.8°Cとなっている。噴霧前および噴霧中の熱効率は各々28.55%、28.89%であり理論から予想された熱効率の向上が実証された。特に、増出力△Qと追加燃料による入熱量△fとの比を増出力熱効率≡△Q/△fと定義すると、この値は38.1%となり、噴霧前のサイクル熱効率の1.3倍であり、増出力自体が高効率に行われていることがわかる。増出力熱効率は、増出力のランニングコストを評価する際に有用な指標である。

図7は、噴霧量と増出力との関係を示す。試験範囲内では、増出力は噴霧量にほぼ比例している様に見える。しかし、圧縮機内での液滴の蒸発を考慮した、圧縮機とタービンのマッチング計算は、単位噴霧量あたりの増出力は吸気冷却の効果(機構1)の方が比出力增加効果(機構2,3,4の合計)をやや上回る結果を与えた。

図8は、外気条件が増出力に及ぼす影響を示す。噴霧水量は0.4%である。気温が高く、湿度が低いほど増出力効果が著しい。

外気条件	噴霧前 出力	実験	計算
15°C, 30%	115MW	●	—
27.3°C, 70%	107.5MW	○	---

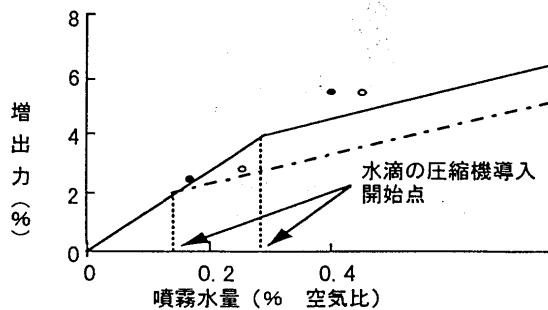


図7 噴霧水量と増出力の関係

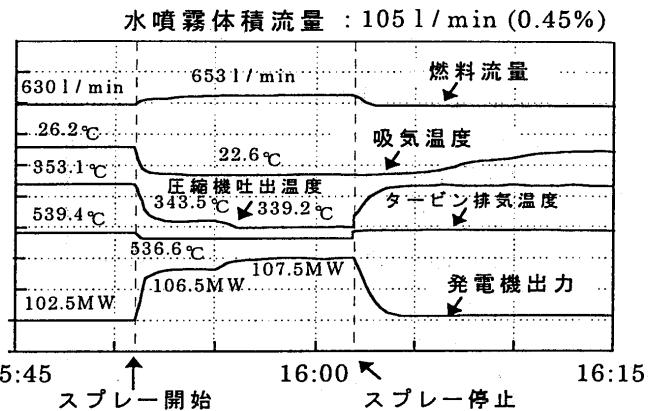


図6 水噴霧試験時の主要パラメータ変化

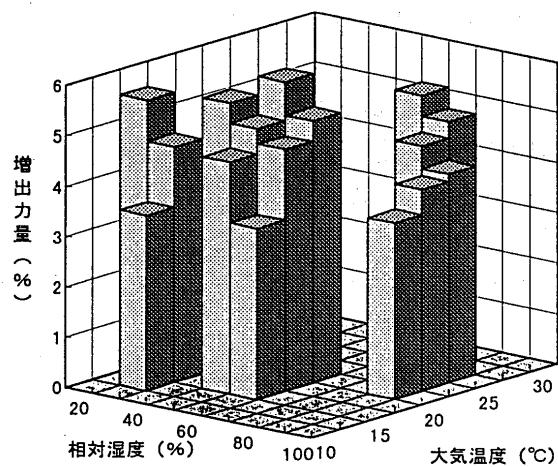


図8 外気条件と増出力の関係

#### 4.2 熱効率

図9は、熱効率と噴霧量の関係を示す。解析と実験とは良く合っている。実験範囲では熱効率は噴霧量にほぼ比例して増加する傾向にある。

図10は、増出力熱効率をプロットしたものである。熱効率の向上は、ブレイトンサイクルの吸気冷却効果と、圧縮機の仕事低減の2つから成り立っている。熱効率向上への寄与は後者の方が大きいことから、同一水量下では外気が高温度ほど増出力熱効率が大きい。実験範囲内では水量増加とともに増出力熱効率が向上した。0.4%の水投入において、増出力熱効率はブレイトンサイクルの1.5~2倍にも達し、増出力が高効率に行われていることがわかる。

#### 4.3 定出力運転での特性

噴霧中も噴霧前と同じ出力を保持する運転を行い燃料流量の変化を調べた。

この試験ではタービン排気温度が20°Cを超える大幅な低下を示した。FSNL、50%負荷、95%負荷での測定結果を図11に示す。発電機出力ゼロ(FSNL)で1%、95%負荷で0.5%の燃料消費量の低減がみられた。低負荷ほどヒートレートが小さいのは、燃焼温度が低いため、圧縮機の仕事低減の寄与が相対的に大きいことによる。

燃料流量特性は以下のように説明できる。

燃料流量をF、サイクルロスをLとすると発電量Qは $Q = F - L$ 、また、サイクルロスは排気温度を $T_4$ 、吸気温度を $T_1$ として $L = T_4 - T_1$ 、この2式から $Q = \text{const}$ の条件下での燃焼流量変化量 $\Delta F$ は $\Delta F = \Delta T_4 (\equiv T_4' - T_4)$ であることが示せる。ここで、 $T_4'$ は噴霧中の排気温度を示すが、実験結果より $T_4' < T_4$ なので $\Delta F < 0$ すなわち燃料流量が減少することになる。また、燃料流量低下率 $\Delta F / F = \Delta T_4 / (Q + L)$ と表せるから、低負荷( $Q \propto$ )では $|\Delta F / F|$ が大きい。すなわち燃費改善の効果が大きい。定出力運転時に成立つ $\Delta T_3 = \Delta T_2 + \Delta T_4$ の関係を用いると95%負荷試験の場合の燃焼温度の変化量は $\Delta T_2 = -21.5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_4 = -24.1^\circ\text{C}$ であるから $\Delta T_3 = -45.6^\circ\text{C}$ となり、太きな燃焼温度の低下があったと推定される。

燃焼温度が低下すると一般には効率が低下するが、それでも拘らず熱効率が向上したのは、圧縮機の仕事低減効果がそれを上回ったことによるものと考えられる。

燃焼温度の低下は $\text{NO}_x$ 発生量の点でも好ましい効果を示した。噴霧中の $\text{NO}_x$ 値は50ppmから40ppmに低下した。これは、噴霧による水蒸気量の増加と燃焼温度低下の複合作用によるものである。

上記のように、MATサイクルは電力需要の閑散期においても燃料節約と $\text{NO}_x$ 低減用の注水量節約、コンバインドサイクルでは脱硝用アンモニア消費量の低減など、プラントのランニングコスト低減に有効な手法であることを示せた。

外気条件	噴霧前 出力	実験	計算
15°C, 30%	115MW	●	---
27.3°C, 70%	107.5MW	○	-----

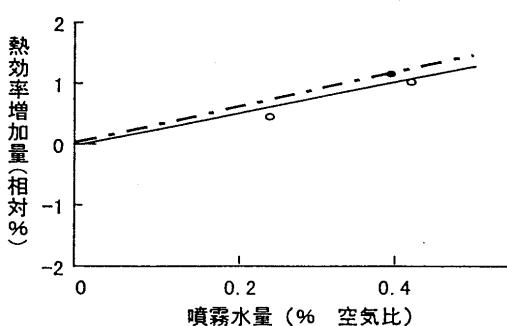


図9 噴霧水量と熱効率の関係

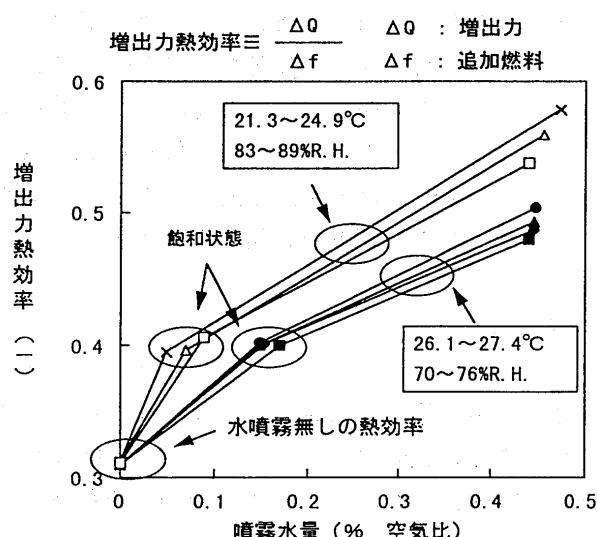


図10 増出力分の熱効率

#### 4.4 長期信頼性

図12は圧縮機内部効率のトレンドを示す。本プラントの圧縮機翼洗浄は、年1回の点検時に翼面の拭きとりで行っている。水噴霧試験を8ヶ月にわたって実施した期間の内部効率の低下は前年の傾向に比べて明らかに抑制されている。噴霧試験シリーズ完了後のIGV目視点検の結果、翼面汚れが例年に比べて少ないことを確認した。発電所の周辺環境に大気中の塵埃量に係るような変化がなかったことから、上記汚れの抑制はMATサイクル適用による効果と判断した。また、ロータにエロージョンやコロージョンの痕跡がないことも確認した。このような結果から、MATサイクルは噴霧条件(粒径、水質 etc)が適正であれば長期間の運用に耐え、圧縮機翼面の汚れによるプラント効率低下も抑制する機能があることが判明した。

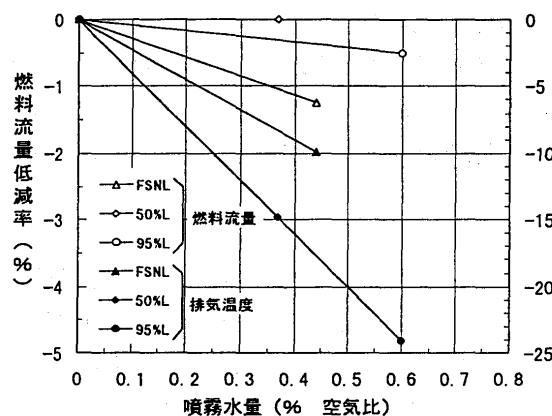


図11 定出力運転時の燃料流量及びタービン排ガス温度の変化

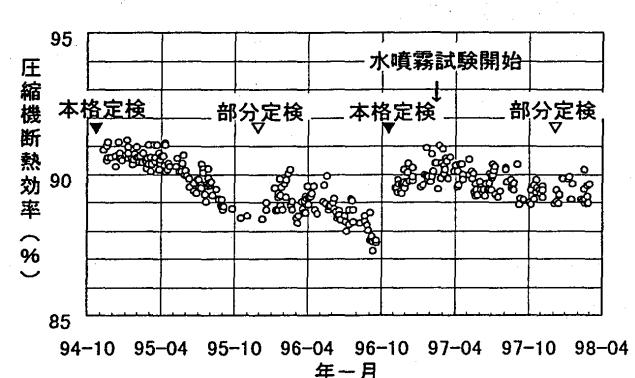


図12 圧縮機内部効率の変化

#### 5. 結 言

ガスタービンの吸気に超微粒の水滴を混入して、出力と効率を改善する手法(MATサイクル)の有効性を115MW級のシンプルサイクル発電所で実証し、以下の結論を得た。

- (1) 吸気比0.65%の噴霧水の投入で電気出力は6%増加した。試験範囲内で増出力増加量は噴霧量にほぼ比例する。
- (2) 単位噴霧あたりの増出力は高気温、低湿度条件で大きくなる傾向がある。したがって夏に高湿度、冬に低湿度の日本の平均的気候では増出力効果の季節間の差は小さい。
- (3) 増出力と追加燃料消費量との比で定義した増出力熱効率は、ブレイトンサイクルの1.5~2倍であり外気が多湿なほどこの効果が大きい。
- (4) 出力一定運転下でも水噴霧により熱効率が向上した(95%負荷時, 0.5%相対)。燃焼温度が下がるためにNO<sub>x</sub>低減効果がある(50→40ppm)。
- (5) 本システムは8ヶ月の長期運用で正常に動作し、さらに、圧縮機の汚れに起因するプラント効率の低下を抑制する機能をもつことが示された。

#### 参考文献

- (1) Ebeling, J.A. et al., ASME paper 92-GT-265(1992)
- (2) 石川明他, 火力原子力発電, Vol. 48 No. 12 Dec. 1997 P82
- (3) 宇多村元昭他, GTSJ, Vol. 25 No. 98 Sep. 1997 P99
- (4) Utamura, M. et al., ASME paper 97-AA-142(1997)

# 遷音速翼列間流路に生じる衝撃波変動に関する研究

## (翼間流れ場の計測)

B-4

\*松下政裕 (東京都立科学技術大学大学院)

白鳥敏正 (東京都立科学技術大学)

桜井忠一 (東京都立科学技術大学)

### 1. まえがき

遷音速域、超音速域で作動するファン、圧縮機翼列における衝撃波を伴う空力弹性問題を考える上で、発生する衝撃波自身の挙動を明らかにしておく事は大変重要である。振動する翼列に関する研究<sup>(1),(2),(3),(4)</sup>においては翼列の非定常空力特性に衝撃波の挙動が重要な役割を果たしている事が示されている。しかし、翼振動が存在しない場合でも、衝撃波・境界層干渉および、それに伴うはく離の発生、渦放出などを原因として衝撃波の振動は発生する。内部流におけるこのような衝撃波の自励振動の研究はいくつかなされており、例えば、Bogar<sup>(5)</sup>による遷音速ディフューザー内の垂直衝撃波の自励振動についての実験研究、Yamamoto, Tanida<sup>(6)</sup>による矩形流路内遷音速流中の単独翼における衝撃波の自励振動現象の研究等が挙げられる。しかし、実際のファン、圧縮機翼列に結びつくような、食い違い角がついた翼間に発生する衝撃波の自励振動についての研究は十分には行なわれていない。この様な流れにおいて衝撃波振動は各流路間で互いに強く結びつき、その挙動は複雑であると考えられる。さらに、翼間流路の衝撃波の自励的な振動の発生は遷音速翼列における衝撃波フラッタ発生の大きな誘因となりえる事から考えても、さらなる研究が必要である。

そこで、本研究では、衝撃波発生形態の中でも、特に翼間に衝撺波が発生している場合に注目し、近似的な2次元翼列の食い違い角のついた場合の翼間衝撺波の振動現象を実験的に調べ、その変動メカニズムについて考察を行う事を目的とした。

### 2. 実験装置

まず、Fig.1に実験装置概略図を示す。実験に使用した風洞は、測定部寸法、断面高さ121mm、幅100mm、測定部長400mmを有するブローダウン式風洞である。測定部の流れ状態の設定は流入側全圧（集合胴全圧）と測定部後方チョークノズルスロート面積の調整によって行われた。また、後方チョークノズルスロートにより、風洞後方の拡散胴からの乱れの測定部への伝播は抑止されている。試験翼列は翼厚10%、翼弦長75mm、翼幅100mmの対称円弧翼3枚で構成されていて、各

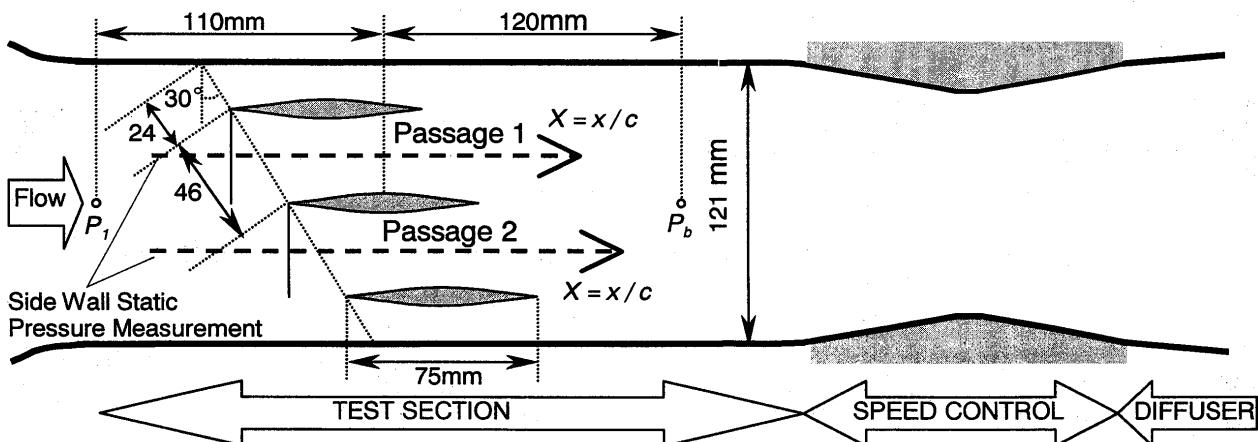


Fig.1 実験装置概略図

翼は入射角  $0^\circ$ 、46mm ピッチ（ピッチ・コード比 = 0.54）、食い違い角  $30^\circ$  で一方の側壁から片持ち支持されている。ここで 3 枚翼で構成された翼列は隣接流路における流れの干渉を含む現象を考慮できる最低のものと考えているが、直線翼列としての十分な流れの周期性を得るためににはより多くの翼と下流側上下壁の調整を必要とする事、また、上下壁による鏡像関係は直線翼列条件を満たしていない事を付記しておく。このため、以下、主に中央の翼に注目していく。

実験条件は翼間で流れがチョークし、翼間に衝撃波が存在する範囲とし、チョークマッハ数  $M=0.58$ 、 $P_b=0.65 \sim 0.80$  で行われた。ここで  $P_b$  は翼列後方静圧（Fig.1 参照、以下背圧という）を翼列前方全圧（集合洞全圧）で無次元化したものである。なおこの時のレイノルズ数は代表長に翼弦長をとると  $Re \doteq 1.1 \times 10^6$  で、衝撃波前方の境界層は層流境界層であるとみられる。

まず、翼間流れ場全体の様子を調べるため、シュリーレン可視化による観察及び各翼間流路の中央部（Fig.1 参照）において側壁静圧測定を行った。次に、衝撃波変動を調べるため、翼間衝撃波の流路方向位置変化及び後流境界層変動の計測を、高速ラインスキャンカメラ（DALSA 製 CL-C9-512M :512 素子）そしてラインビデオ信号収集・処理コンピュータで構成された計測システムを使用して行った。Fig.2 に計測システムの概略を示す。このシステムは光学的空間分解能 0.094 mm で、振動数 2kHz 程度、移動速度約 50m/s までの流路方向の衝撃波位置を計測可能である。<sup>(7)</sup>

### 3. 実験結果

#### 3. 1 翼間流れ場全体の様子

はじめに、瞬間シュリーレン写真の一例を Fig.3 に示す。これを見ると、翼間に発生する衝撃波の位置、形状は、背圧の違いにより異なったものとなっていることが分かる。まず、衝撃波が翼間に存在する場合（Fig.3a）、衝撃波はほぼ垂直衝撃波になっている。つぎに、衝撃波が比較的後方に位置し、衝撃剥離が発生する場合（Fig.3b）は、衝撃波の足は入衝撃波になり、さらに、衝撃波が後縁より後方に位置する場合（Fig.3c）、後縁からの斜め衝撃波となる。また、ビデオ画像の観察から、どの場合も、衝撃波発生位置は安定しておらず、衝撃波振動現象が確認された。

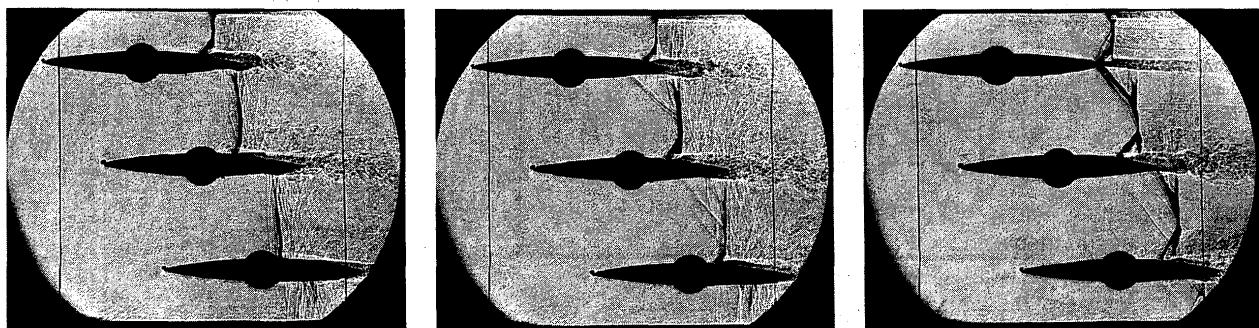


Fig.3 瞬間シュリーレン写真

Fig.4 は、流路中央での衝撃波の翼弦方向位置を背圧に対して整理した結果を示したもので、瞬間シユリーレン写真から読み取った位置、ラインスキャンカメラで計測した平均衝撃波位置と変動範囲を共に示してある。衝撃波は背圧の減少と共に後方へ移動するが、同一背圧での衝撃波の位置は両流路で若干違うことが分かる。これは測定部上下壁の影響であるとみられ、平均衝撃波位置で約  $0.07x/c$  ほど、Passage1 が Passage2 より後方（下流側）に位置している。また、平均衝撃波位値が、片方の翼の後縁 ( $X=1.0$ ) になるのは、Passage1 で  $P_b=0.71$ 、Passage2 で  $P_b=0.69$  である。

次に、各流路の中央部における側壁静圧分布を圧力係数  $C_p = 2/\kappa M_\infty (P/P_\infty - 1)$  [  $\kappa$  は比熱比、 $M_\infty$  は主流マッハ数、 $P_\infty$  は主流静圧 ] の形で Fig.5 に示す。先ほどの各流路での衝撃波の位置の違い同様、同一背圧での静圧分布は両流路で若干異なっており、流れ場全体が亜音速の状態 ( $P_b=0.80$ ) においても違いが現れていることがわかる。これは、上下壁の影響によるもので、流線、転向角等を考慮した上下壁に変えることで改善できると考えられる。

以上の結果より、今回の実験は時間平均的翼列流れの翼間周期性はやや不十分であると判断される。従って、その事を考慮に入れて衝撃波変動を取り扱うことが必要である。

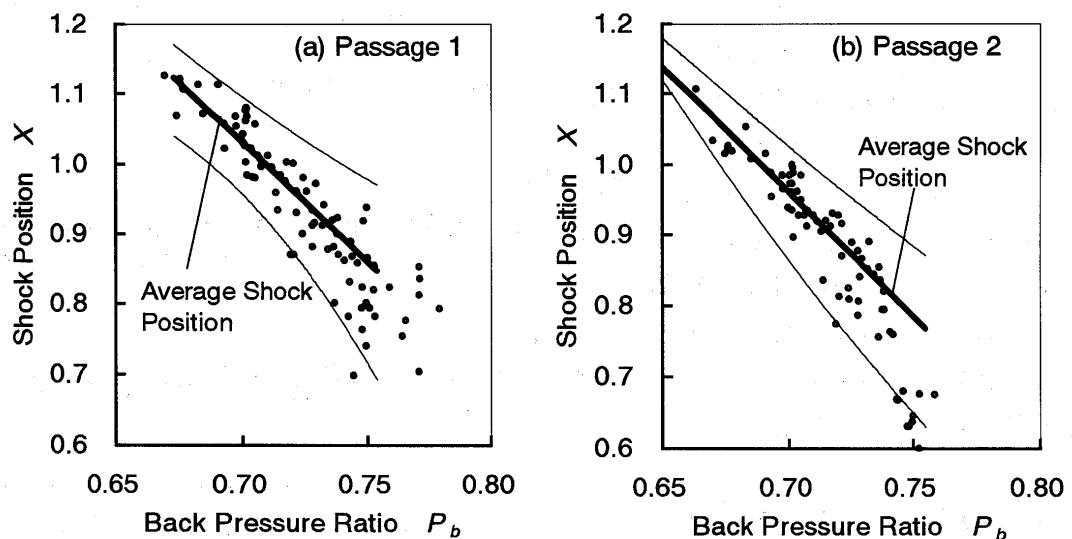


Fig.4 背圧に対する衝撃波発生位置

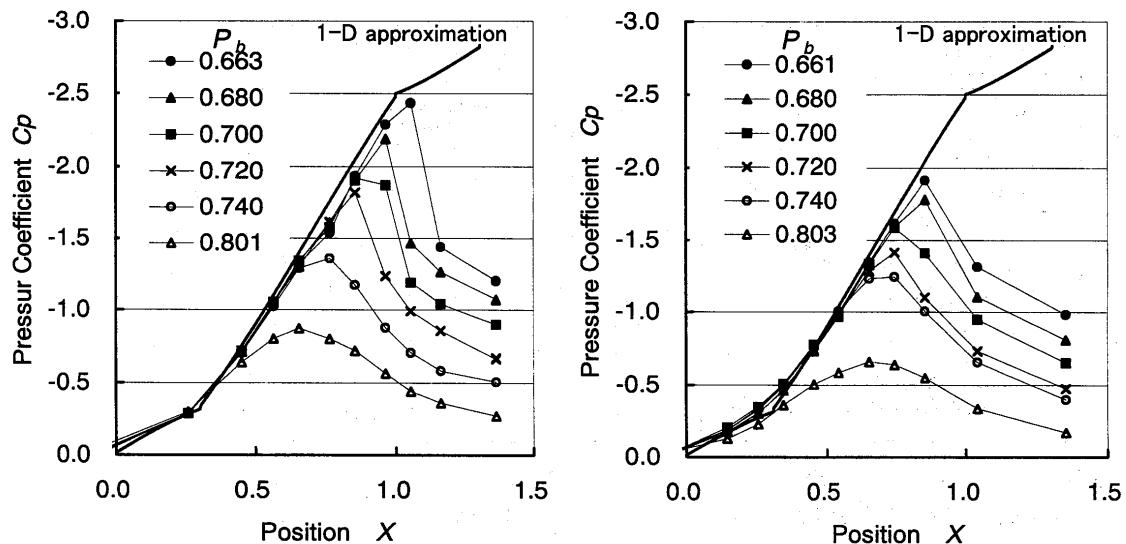


Fig.5 壁面静圧分布

### 3.2 衝撃波の振動現象

翼面上で発生する衝撃波変動に影響を与える要素はいくつか考えられるが、特に、単独翼上に発生する衝撃波においては、衝撃波変動による擾乱が境界層内を伝わり後縁に達し、後縁から主流中を衝撃波に擾乱がさかのぼるというサイクルが、変動を支配するといわれている。そのときの1周期にかかる時間は、Lee<sup>(8)</sup>の用いた式をもとに、

$$T = \int_x^{1+\alpha} 1/a_p dx - \int_{1+\alpha}^x 1/a_u dx \quad (1) \quad [X: \text{衝撃波位置}, a_p: \text{擾乱が下流に向かう速度}, a_u: \text{擾乱が上流に向かう速度}, \alpha: \text{擾乱の戻る位置を示す係数 } \alpha=0 \text{ で後縁}]$$

で表され、衝撃波と翼後縁の距離が周期に大きく作用している。同様に、翼間衝撃波の変動を考えると、Fig.6に示すようなメカニズムが考えられる。しかし、このとき、翼間に発生する衝撃波は、上下の翼の後縁からの距離が異なり、衝撃波変動を支配するサイクルの周期が、上下の翼で異なることが推測される。そのため、衝撃波変動も単一の周波数の変動ではなく、いくつかの周波数の合成波的な変動になると考えられる。また、後流の変動においても、このサイクルの周期が支配的な周波数となっているとみられる。Yamamoto ら<sup>(6)</sup>の対称翼の場合、基本的に翼の上下で衝撃波の平均位置は等しいため、後流境界層の変動は翼の上下で逆位相になるが、周波数的には同じである。一方、食い違い角を有する翼間流れでは、ひとつの翼の上下で衝撃波の平均位置は異なるため、上下の後流の変動は周波数さえも異なると考えられる。そこで、ここでは、衝撃波自体の変動と、後縁における後流変動の二つの変動計測を行った。

まず、衝撃波自体の変動をみてみる。Fig.7はラインスキャンカメラで計測した衝

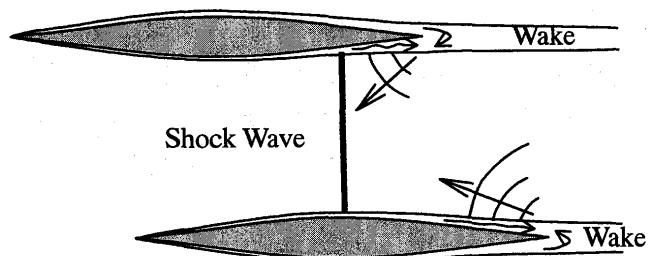


Fig.6 衝撃波変動サイクル

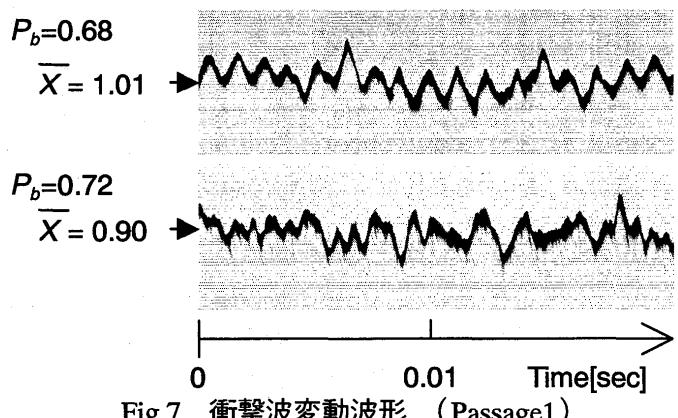


Fig.7 衝撃波変動波形 (Passage1)

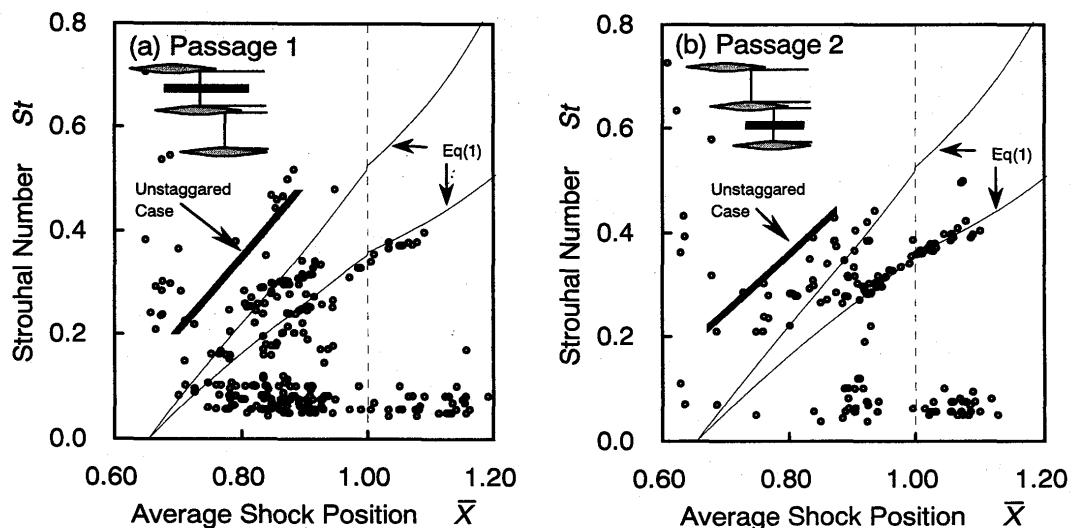


Fig.8 衝撃波平均位置と支配周波数の関係

衝撃波の時間変動の一例を示したものである。これをみると、本計測システムは明確に衝撃波変動を捉えることが出来ていることがわかる。この様な画像から、衝撃波位置抽出、及び周波数解析を行なった。そのときの、衝撃波発生位置と支配周波数との関係を、Fig.8 に示す。ここで、周波数は、縦軸に Strouhal 数  $S_t = f l / U_\infty$ 。[代表長さ] は、翼弦長 (75mm) の形で示した。また、食い違い角のない場合の結果、及び、近似計算による後縁の位置が  $0.3x/c$  異なる場合の予測周波数分布も示した。Fig.8 をみると、衝撃波変動は、変動が完全に翼間で起きている場合と、変動が片方の翼の後縁以降に達する場合の大きく 2 つに分けられることが分かる。まず、衝撃波変動が完全に翼間で起きている場合は、衝撃波と翼の後縁までの距離が上下の翼で異なるため、衝撃波変動を支配するサイクルは二つの周期を持つことになる。そのため、衝撃波は安定した周期振動にならず、支配周波数にはばらつきがみられる。一方、衝撃波変動が片方の翼の後縁以降に達する場合、基本的に片側の翼によるサイクルのみが支配的になり、衝撃波は比較的周期的な振動となる。そのとき、衝撃波変動の支配周波数は衝撃波の平均位置により決まり、後方にいくに従い周波数は高くなっていることがわかる。

次に、後流の変動についてみてみる。

Fig.9 は、ラインスキャンカメラで計測した中央の翼の後縁における後流の時間変動の一例を示したものである。これをみると、先ほど述べたように、後流は、翼の上側と下側で異なる変動をしていることが確認できる。これらの画像から、同様に周波数解析を行なった。Fig.10 は背圧に対する後流変動支配周波数の関係を示したものである。図中に、それぞれの流路で衝撃波平均位置が片方の翼の後縁以降になる背圧、(Passage1  $P_b=0.71$ , Passage2  $P_b=0.69$ ) も明示してある。まず、中央の翼 (Passage1 の下翼) の上側の後流変動 (Fig.10a) をみてみると、基本的に衝撃波変

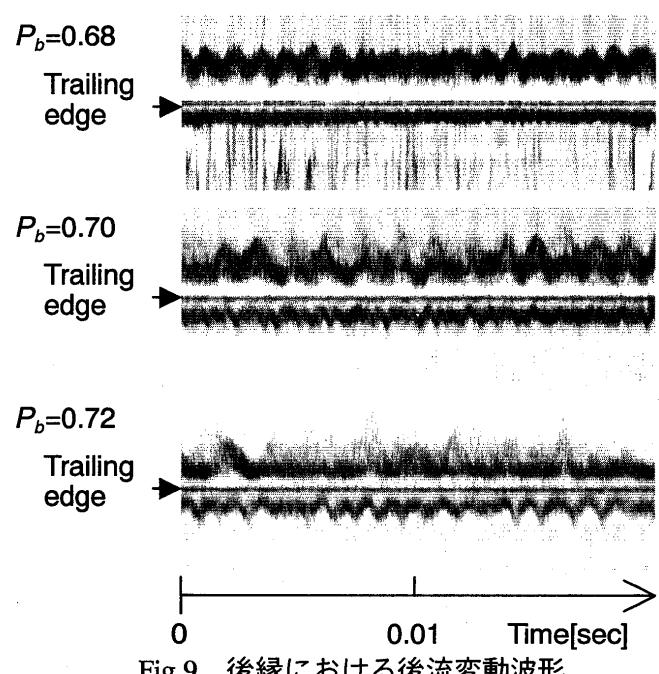


Fig.9 後縁における後流変動波形

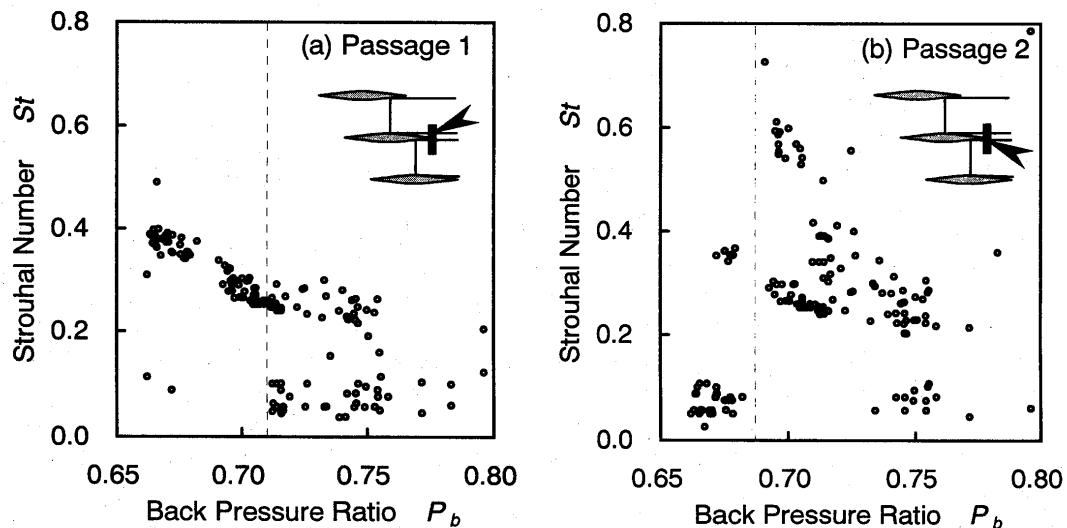


Fig.10 背圧と後流変動支配周波数の関係

動の周波数分布と一致しており、先ほどと同様に大きく二つに分けられる。衝撃波変動が完全に翼間で起きている場合に相当する背圧 ( $P_b > 0.71$ ) では、後流変動の支配周波数もばらついたものになり、衝撃波変動が片方の翼の後縁以降に達する場合に相当する背圧 ( $P_b < 0.71$ ) では、周期的な振動になっており、背圧が減少し、衝撃波が後方に行くに従い周波数が高くなることが分かる。また、中央の翼 (Passage2 の上翼) の下側の後流変動 (Fig.10b) をみてみると、衝撃波変動が完全に翼間で起きている場合に相当する背圧 ( $P_b > 0.69$ ) で、衝撃波変動に比べて周波数が高く、後縁に近づくに従い急激に高周波になっていく成分が見られる。これは、上翼後縁と衝撃波の間で起きるサイクルに相当するものであると考えられるが、その影響力は、下翼に起きるサイクルに比べ小さくなり、衝撃波変動の解析では抽出できなかつたものであるとみられる。また、衝撃波変動が片方の翼の後縁以降に達する場合に相当する背圧 ( $P_b < 0.69$ ) では、後縁に付着する斜め衝撃波前方の境界層の変動を計測していることになり、ほとんど振幅はみられず、支配的な周波数も捉えられなくなっている。

また、どちらの変動の支配周波数においても、後流の干渉と考えられる同じ周波数成分を持つ部分が存在することも読み取れる。これは、隣り合う翼間の衝撃波の変動が互いに強く結びついていることを意味している。しかし、背圧が 0.69~0.71 では、Passage1 では、片方の後縁以降を含む衝撃波変動、Passage2 は翼間の衝撃波変動となっており、翼間周期性が保たれるような流れでは、存在しないと考えられる部分が含まれている。そのため、翼間周期性が保たれる場合、後流の干渉に若干の違いが現れることが予測される。

#### 4.まとめ

本研究は、近似的な 2 次元翼列を用い、食い違い角 30° の場合の翼間衝撃波の振動現象を衝撃波の発生位置、後流変動などを中心に実験的に調べた。以下、得られた結果をまとめると、(1) 翼間に発生する衝撃波変動は、衝撃波の位置と上下の翼の後縁との距離によって分類することが出来た。(2) 後流の変動の計測により、翼間に発生する衝撃波変動を支配するサイクルは、異なつたふたつの周期を持つサイクルが存在することが明らかになった。また、今回の実験において衝撃波の位置計測、側壁静圧分布測定などから、翼列の翼間周期性が欠けていることが指摘されたが、今後、上下壁の改善により翼列の翼間周期性が保たれた場合についての実験を行なう予定である。

#### 参考文献

- (1) Bendiksen, O. O., "Role of Shocks in Transonic/Supersonic Compressor Rotor Flutter," AIAA Journal, Vol.24, July, 1986, pp.1179-1186.
- (2) Shiratori, T. and Noguchi, Y., "Aerodynamic Instability of Transonic Cascade with Shock Movement," 12th Proc. of ISABE, 1995, pp.644-654.
- (3) Watanabe, T., Doi, H. and Kaji, S., "Numerical Analysis of the Unstarted Flutter in a Compressor Cascade," *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines*, edited by Tanida, Y. and Namba, M., Elsvier, 1995, pp.207-222.
- (4) Kobayashi, H., "Annular Cascade Study of Low Back-Pressure Supersonic Fan Blade Flutter," Trans. of ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.112, No.4, Oct. 1990.
- (5) Bogar, T.J., "Structure of Self-Excited Oscillations in Transonic Diffuser Flows," AIAA J., vol. 24, pp. 54-61, 1986.
- (6) Yamamoto, K., and Tanida, Y., "Self-Excited Oscillation of Transonic Flow Around an Airfoil in Two-dimensional Channel," Paper of Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME 89-GT-58, June, 1989.
- (7) 松下、白鳥、「ライスキャンカメラによる衝撃波位置計測」、第 25 回可視化情報シンポジウム講演論文集、Vol.17 Supple.No.1,1997,pp.305-308.
- (8) Lee, B. H. K., "Oscillatory Shock Motion Caused by Transonic Shock Boundary-Layer Interaction," AIAA Journal, Vol.28, May, 1990, pp.942-944.

## 遷音速タービン翼列の振動特性の数値解析

\*青塚 瑞穂（東京大学大学院）  
渡辺 紀徳（東京大学）

### 1. はじめに

前報<sup>[1]</sup>において遷音速流れ場のタービン翼列の振動特性に関する実験により、低い無次元振動数で振動が不安定になる領域が存在することが確認された。また、設計点に近い流れ場と部分負荷の流れ場を比べた場合、設計点に近い流れ場のほうが不安定性が強いこと、及び不安定性には衝撃波入射位置の違いによる非定常空気力の位相の変化が重要な要因であることが分かった。

本研究ではそれに引き続き、翼面上の衝撃波の挙動や翼面上の各点における圧力振幅の変化を詳細に調べ、不安定の生じる物理的メカニズムを解明することを目的に流れ場の数値解析を行った。

### 2. 数値解析法

基礎方程式には2次元オイラー方程式を用い、差分スキームとして衝撃波の高精度捕獲が可能なHarten-Yeeのupwind-type TVDスキームを採用した。時間積分は陰解法で、行列反転の近似にLU-ADI法を用いている。

計算格子は、流入・流出境界を遠方に取り、翼面および翼後方に格子を集中させる必要があることを考慮して、図1に示すH型格子を採用した。本計算では翼列の食い違い角が大きく、翼の前・後縁付近で格子が大きく斜めに歪み、その付近での格子の直交性が低くなるため、翼後縁から生じる衝撃波を鮮明に捉えることが難しい。そこで、翼列後流部の上側と下側の格子点の対応をずらし翼後縁付近での直交性を高くしてある。具体的には翼型を形成するグリッド数を正圧面と負圧面とで変えることによりグリッドを形成した。

翼型は実験で使用したのと同じVKI蒸

気タービン最終段チップ部である。非定常計算の際には実験と同様に一翼振動法<sup>[2]</sup>を採用し、7枚の翼に挟まれた6つの翼間流路を計算領域にとり、中央の翼を振動させた。翼の振動に伴う格子変形の様子を図2に示す。翼の振動は正弦的なので、各格子点も同様に正弦振動を行うことになる。そこで各タイムステップで格子の時間的及び空間的な変化量を計算し、格子データは静止状態のものだけを用意すればよいようになっている。この方法により各ステップごとにポアソン方程式を解いて格子を生成し直すより計算時間を大幅に短縮することができる。各格子点の振動振幅は他の格子点座標には影響されず、その点と翼面からの距離に応じて異なるようにし、翼面近傍では翼とほぼ同じ振幅を持ち、翼から離れるに従って振幅が小さくなるようにした。

境界条件としては、流入境界で全圧・全温・流入角を固定し、リーマン不変量を外挿した。流出境界では静圧を固定し、密度・x方向速度・y方向速度を外挿している。ただし、出口境界において境界線に直交する速度成分が超音速の場合、静圧も一つ内側の点から外挿するようにしている。翼面では固体壁境界条件を用いる。非粘性であるため流れは固体壁面に沿って流れ、壁面の法線方向速度は0で、接線方向のみに速度成分を持つことになる。また、翼のキャンバライン延長上にある境界にはピッチごとの周期性を利用した周期境界条件を与えた。振動計算の際には一番外側の境界は、一番下側の境界と一番上側の境界で周期境界となっている。

計算の流入・流出条件は実験をもとに表1のように決定した。

ケース1は設計点に近い流れ場、ケース2は背圧の高い部分負荷の流れ場である。

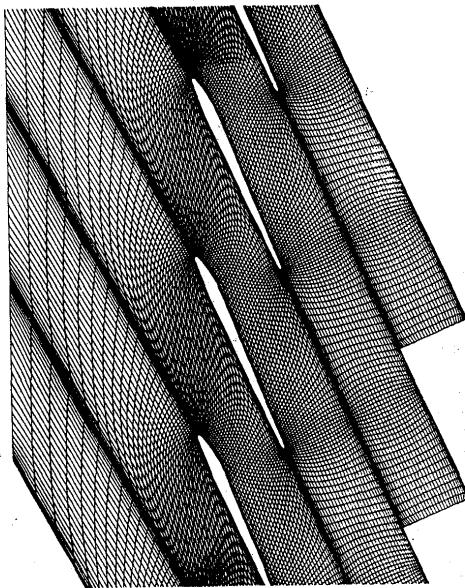


図1 計算格子

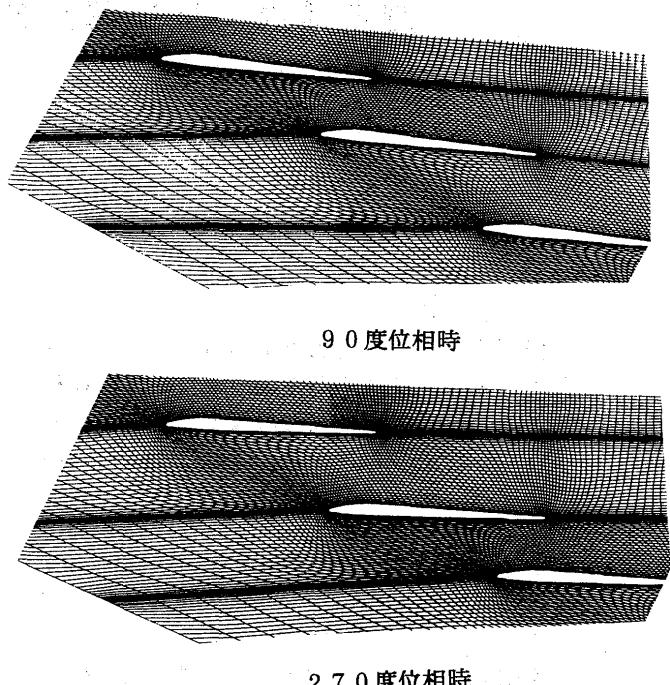


図2 格子変形の様子

表1 計算条件

	ケース1	ケース2
全圧(kgf/cm <sup>2</sup> )	1.92	1.64
全温(K)	300	300
流入マッハ数	0.88	0.77
入射角(deg)	0	0
出口静圧 (kgf/cm <sup>2</sup> )	0.44	0.70

### 3. 結果及び考察

#### 3.1 定常計算結果

定常時の計算結果を実験結果と比較する。図3<sup>[1]</sup>に実験時のシュリーレン法による流れ場の可視化写真を、図4に計算結果のマッハ数等高線、図5に翼面上のマッハ数分布を示す。

シュリーレン写真とマッハ数等高線を比較してみると膨張扇、衝撃波、ウェークの位置や形などが実験と良く一致している。また、翼面上のマッハ数分布を見ても、衝撃波入射点の位置や加速プロファイルも実験と良い一

致を見せている。ただし、ケース2の背側で衝撃波入射点（約42%コード位置）以降の流れ場の様子が実験と計算で異なっている。これは非粘性流れの計算であるために、衝撃波が入射した後の剥離泡の存在や境界層厚の増加の影響が入っていないためであろう。

流れ場の様子を見ると亜音速で流入してきた流れは翼間流路で加速されスロート部で音速を超える。そして翼背側の凸部で曲面に沿って加速される。その後、翼型の直線部に入ると若干減速されるが、上流側の隣翼後縁部から生じる膨張波により加速される。

翼の後縁からは背圧とバランスする圧まで上がるよう衝撃波が生じる。その衝撃波はケース1では下流の翼の背側約80%コード付近に入射し、ケース2では約42%コード位置付近に入射する。ケース2の方が背圧が高いために衝撃波が前に押し出された格好になる。

一方、腹側の流れ場の様子を見るとケース1、2共に翼間でチョークしているために大きな相違は認められない。

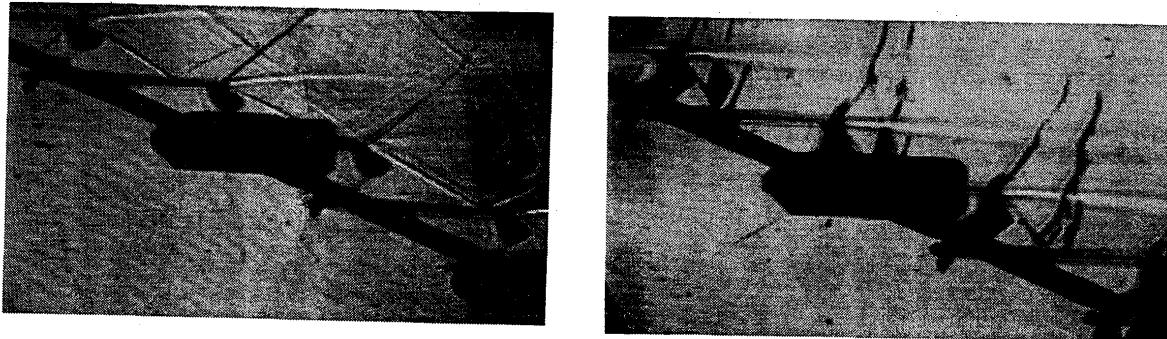


図3 流れ場可視化写真

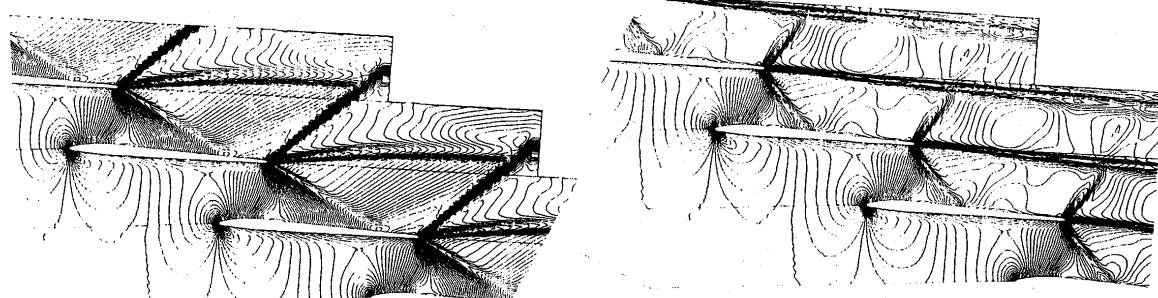


図4 マッハ数等高線

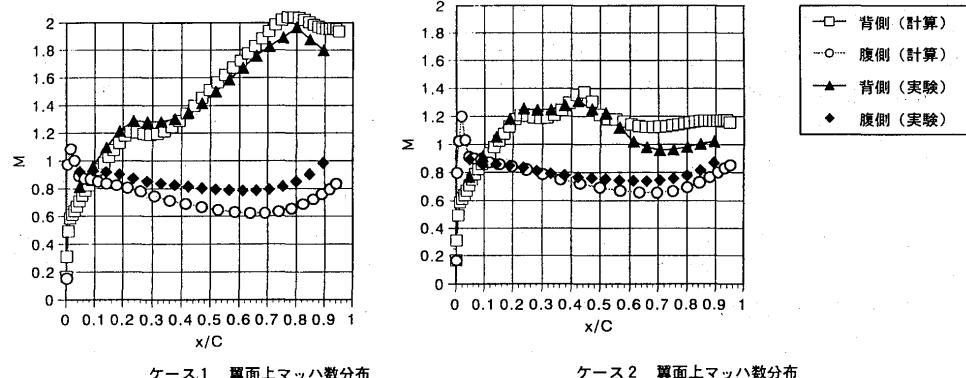


図5 翼面上マッハ数分布

### 3.2 非定常計算結果

次に翼を振動させた時の計算結果と実験結果とを加振周波数 10 Hz のケース 1 の場合について比較する。加振翼を 0 番翼とし、加振翼に近い翼から順に下流側の翼番号を +1, +2, . . . 、上流側を -1, -2, . . . と付ける。

表 2 に実験と計算による空気力振幅と、翼振動変位に対する空気力の位相を示す。振幅、

位相共に実験と計算とでオーダー的に一致している。

この結果を元に、影響係数法を用いて各翼からの影響係数を各翼間位相差で重ね合わせることにより、翼に流入するエネルギーを計算した。結果を図 6 に示す。図 6 は横軸が翼間位相差で縦軸が翼に流入するエネルギーを表している。従って流入するエネルギーが正の場合に翼の振動は不安定になる。

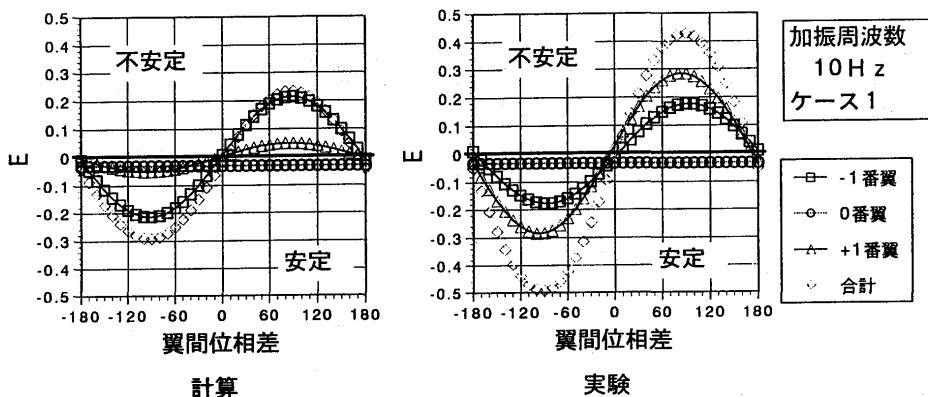


図6 翼列振動安定性(10 Hz)

表2 空気力の振幅・位相(10 Hz)

実験			
	-1番翼	0番翼	+1番翼
振幅	1.81E-01	6.93E-02	3.88E-01
位相(deg)	-12.59	-34.97	150.97

計算			
	-1番翼	0番翼	+1番翼
振幅	1.19E-01	1.47E-01	2.01E-01
位相(deg)	-4.04	-19.02	177.35

実験と計算とで結果を比較すると、どちらも翼間位相差が正の領域で不安定になる。前報で述べたとおり±1番翼の影響係数がともに翼間位相差90度付近で最大となり、これらが重ね合わされることにより大きな不安定領域を形成しているのが計算結果にも現れている。

次に、82 Hz時の計算結果でケース1と2を比較する。表3に空気力の振幅と位相を、図7に翼列振動安定性的グラフを示す。実験の結果と同様にケース1の方がケース2よりも振動が不安定であるという結果が現れている。

図7で各翼からのエネルギー流入を見ると、ケース1では±1番翼からのエネルギー流入のピークがほぼ同じ翼間位相差に存在している。一方、ケース2では-1番翼からのエネルギー流入は、ケース1と同様の分布をしているが、+1番翼からのエネルギー流入はピークの位置が異なっている。そのため、ケース1では±1番翼からのエネルギー流入が重ね合わされ、ケース2では±1番翼からのエ

表3 空気力の振幅・位相(82 Hz)

無次元化振幅			
	-1番翼	0番翼	+1番翼
ケース1	6.44E-02	3.61E-01	2.70E-01
ケース2	4.36E-02	5.22E-01	1.98E-01

位相(deg)			
	-1番翼	0番翼	+1番翼
ケース1	-17.24	-79.42	153.16
ケース2	-2.36	-116.69	65.67

エネルギー流入が相殺されている。

これには+1番翼の空気力の位相がケース1とケース2で大きく異なっているのが原因となっている。表3を見るとケース1とケース2とで+1番翼の位相は約90度変わっている。

そこで、+1番翼の空気力の位相が変化する原因を探るために翼面上の非定常圧力の分布を見ていくことにする。背側の翼面上の非定常圧力分布を図8に示す。腹側については、ケース1、2で差が現れなかったので省略する。図は翼面上の各点での圧力変動を、翼振動速度と同位相の成分(Real Part)と、翼振動変位と同位相の成分(Imaginary Part)に分解したものである。

さて、ケース1の圧力分布を見るとReal Partの振動成分はほとんどなく、Imaginary Partに大きな振動成分が見られる。それも衝撃波入射点である80%コード付近では圧力振幅は小さく、それよりも衝撃波入射点前までの加速領域で大きな圧力振幅が生じていることが分かる。従ってケース1においては衝撃波

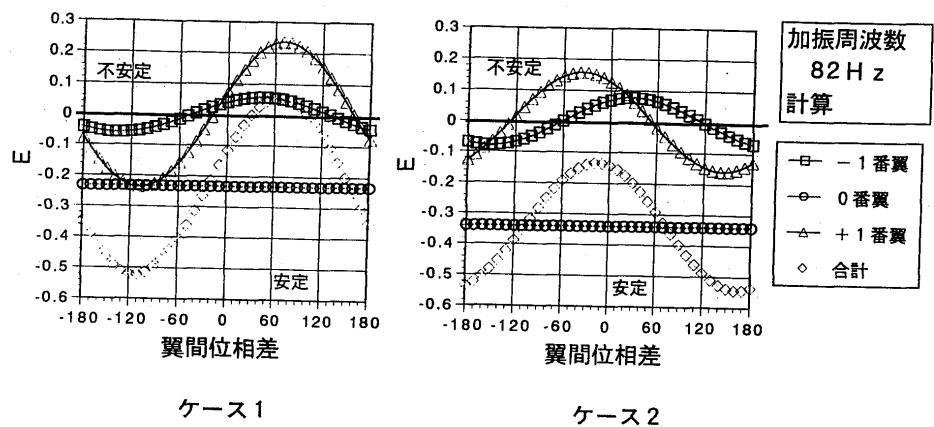


図 7 翼列振動安定性 (82 Hz)

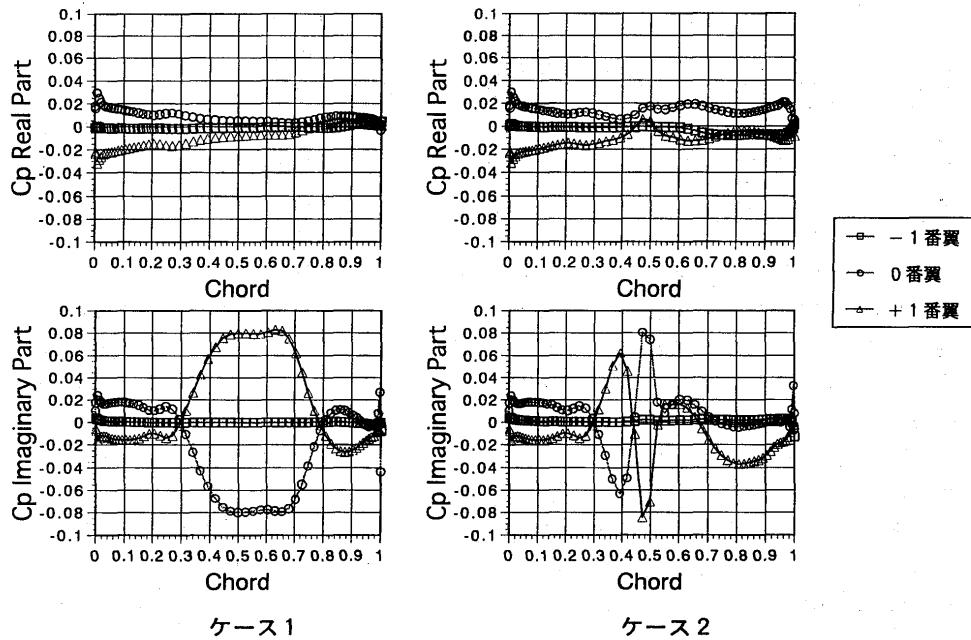


図 8 背側翼面上非定常圧力分布

の振動は空力特性に対して大きな影響を与えておらず、それよりも翼の変位による流路断面積変化の効果の方が空力特性に支配的な影響を与えていていることが分かる。

一方、ケース 2 では衝撃波入射点付近で大きな圧力振幅が生じている。特に Imaginary Part の圧力分布を見ると衝撃波入射点(42%コード付近)を境にしてその前後で圧力振幅の値の正負が逆転している。つまり、圧力振幅の位相はちょうど逆転することになる。

図 9 には+1番翼の衝撃波前後の翼面上における非定常圧力の時間変化を示す。図の縦

軸は無次元化された圧力で、横軸には2周期分の時間をとっている。また、それぞれの結果の振幅と位相のデータを表 4 に示す。データをのせた点は 39%、50%、90% コード位置である。ケース 1 では衝撃波は 80% コード付近に入射し、ケース 2 では 40% コード付近に入射している。

ケース 1 では 39%、50% コード位置の圧力振幅が同位相であり、最も後方の 90% コード位置では位相が逆転している。しかし、90% コード位置の振幅は 39%、50% コード位置の半分以下である。一方ケース 2 で

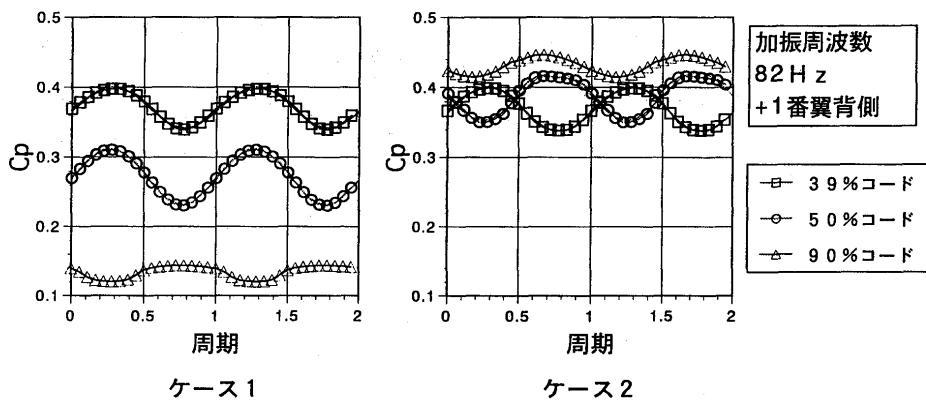


図9 背側翼面上非定常圧力時間分布

表4 翼面上圧力の振幅・位相

ケース1			
	39%コード	50%コード	90%コード
振幅	2.89E-02	4.01E-02	1.23E-02
位相	-10.34	-5.75	173.57

ケース2			
	39%コード	50%コード	90%コード
振幅	3.18E-02	3.42E-02	1.57E-02
位相	-9.24	180.85	209.21

は衝撃波より後方に位置する50%、90%コード位置で前方の39%コード位置と位相が逆転している。衝撃波直後の50%コード位置では振幅も最大であり、ケース2ではこの衝撃波後方の非定常圧力が空気力に対して支配的になるものと考えられる。

衝撃波の振動により誘起される非定常圧力は、衝撃波よりも上流の非定常圧力に対し逆位相になる。ケース1では衝撃波入射点が翼後方でそれ以降の影響範囲も小さく、また衝撃波による非定常圧力がそれほど強くないために衝撃波自体は空力特性に大きな影響を及ぼさない。一方ケース2では衝撃波は翼のほぼ中央に入射し、それ以降の圧力変動の位相が逆になる。

以上のことから、設計点に近いケース1では、翼振動に伴う翼間流路断面積の変化に起因する非定常空気力が特定の位相差を有することで振動の不安定が発生する。それに対し、高背圧のケース2では衝撃波が翼弦中央付近に入射して上記の位相差を大きく変化させるため、ケース1に比べて振動が安定化されていることが明らかになった。

#### 4. 結論

実験で見いだされた遷音速タービン翼列における振動不安定性の、流れ条件による変化の機構を明らかにする事を目的に、2次元オイラー方程式を用いた流れの数値解析を行い、以下の結論を得た。

- (1) 2次元オイラー方程式による数値計算の結果、実験結果と定性的に良く一致する解が得られた。
- (2) +1番翼のエネルギー流入のピークの位相が変化することにより翼列の空力特性は変化するが、それは設計点近傍のケース1と高背圧の部分負荷条件であるケース2とで、+1番翼の空気力を支配する要因が変わることである。
- (3) ケース1では翼振動に伴う翼間流路断面積の変化に起因する空気力がある位相差をもち、これにより不安定が生じる。これに対しケース2では翼弦中央部に入射する衝撃波により非定常圧力の位相は逆転し、それに伴い空気力の位相も大きく変化する。その結果ケース2ではケース1に比べて翼列の振動は安定となる。

#### 参考文献

- [1] 青塚、渡辺、町田：遷音速タービン翼列の振動特性、第25回ガスタービン学会定期講演会講演論文集(1997.5),19.
- [2] 花村、田中、山口：振動翼列における非定常流体力測定に関する一実験法、機械学会論文集、45-398、B(1979.10)、1399.

# 逆解析と順解析を併用した冷却タービン翼 吸熱源のひとつの決定法

B-6

\*橋本孝明（愛知技術短期大学）

井上祥史（愛知技術短期大学）

## 1. まえがき

著者らは、周囲高温ガスの状況、翼材料の特性、翼の形状などに応じて、翼表面の温度と温度勾配をあらかじめ設計に組み込むことができれば、タービン入口温度のさらなる上昇に寄与できるものと考えている。これまでに、実際のタービン翼を模した領域を設定して、境界積分法による逆解析を行い、内部にある2個の熱源の強さと位置を推定し、良好な結果を得ている<sup>(1)</sup>。しかし、続けて行ったリターンフロー形蒸気冷却翼<sup>(2)</sup>に設けられた冷却孔のうち、前縁部に配置された2つの冷却孔を対象とした逆解析の結果は必ずしも満足のいくものではなかった<sup>(3)</sup>。

そこで、冷却タービン翼の設計に役立たせることを目標に、望ましい吸熱源の位置と強さを決定する場合の、境界積分法による逆解析の実用性を高めるために、これまでに著者らが得た結果を整理して、研究の方向性を探ってみた<sup>(4)</sup>。その結果、逆解析を行うための2重境界条件の精度をあげることが肝要であり、そのために順解析を利用したり、未知数を減らした逆解析を実行したりして、2重境界条件の精度と解の精度を評価する必要があるとみている。本稿はこのような考え方に基づいて行っている研究の一報告である。

## 2. 理論の概要

2次元領域内の $m$ 個の点に集中熱源がある場合の定常熱伝導問題は、

$$\nabla^2 \theta = \sum_{k=1}^m f_k \delta(x - x_k) \delta(y - y_k) \quad (1)$$

のPoisson方程式で表される。ここで、 $\theta$ は温度、 $f_k$ は熱源の強さ、 $\delta$ はデルタ関数、 $x$ と $y$ は座標である。また、 $x_k$ と $y_k$ は熱源の位置の座標である。

領域を $\Omega$ 、 $\Gamma$ をその境界とし、 $\theta_n$ と $\varphi_n$ をそれぞれ $\theta$ と $\varphi$ の、外向きを正とする境界における

法線  $n$  方向の勾配とすると、Green の第 2 定理から、

$$\int_{\Omega} (\phi \nabla^2 \theta - \theta \nabla^2 \phi) d\Omega = \int_{\Gamma} (\phi \theta_{,n} - \varphi_{,n} \theta) d\Gamma \quad (2)$$

が成立する。そこで、Laplace 方程式

$$\nabla^2 \varphi = 0 \quad (3)$$

を満足する適当な調和関数  $\varphi$  があると、デルタ関数の性質を利用すれば、(1)式～(3)式から、次のような境界積分法の基礎式(4)式が求まる。

$$\sum_{k=1}^m \varphi(x_k, y_k) f_k = \int_{\Gamma} (\phi \theta_{,n} - \varphi_{,n} \theta) d\Gamma \quad (4)$$

本論文でいう逆解析とは、領域  $\Omega$  の境界  $\Gamma$  上で 2 重の境界条件、すなわち温度  $\theta$  と温度勾配  $\theta_{,n}$  を与えて、熱源の強さ  $f_k$  と位置  $x_k, y_k$  とを求めるものである。調和関数と 2 重境界条件を与えると、(4)式の右辺は既知となって、熱源が  $m$  個あると、未知数は左辺の  $f_k, x_k, y_k$  ( $k = 1, \dots, m$ ) の  $3m$  個であるから、未知数と同数の互いに独立な調和関数を選んで、連立方程式を作つて解くことになる。

なお、これに対して順解析は、領域  $\Omega$  内にある熱源の強さ  $f_k$  と位置  $x_k, y_k$  とを指定し、境界  $\Gamma$  上で、温度  $\theta$  と温度勾配  $\theta_{,n}$  のいずれか一方を境界条件として重複することなく与えて、(1)式を解き、領域内の温度を求めるものである。

### 3. これまでの主な研究結果の紹介

まず実際のタービン翼を模した領域を設定して良好な結果を得た<sup>(1)</sup>が、続けて行ったリターンフロー形蒸気冷却翼に設けられた冷却孔のうち、前縁部に配置された 2 つの冷却孔を対象とした解析結果は満足のいくものではなかった<sup>(3)</sup>。またこの間、境界積分法に伴う調和関数の選択<sup>(5)</sup>、解析に対する 2 重境界値と外挿法の影響<sup>(6), (7)</sup>などの課題についても調べている。それらのうち、リターンフロー形蒸気冷却翼に設けられた冷却孔のうち、前縁部に配置された 2 つの冷却孔を対象とした解析結果の概要を紹介する。

翼中央断面における温度分布の解析結果が示されている、冷却媒体が蒸気のリターンフロー型冷却タービン翼<sup>(2)</sup>の 13 個ある冷却孔のうち、著者らの研究で熱源 2 個までの逆解析で良好な結果が得

られていること、翼前縁部の温度分布が最も重要であると考えられることから、Fig.1 に示すように前縁部の 2 個を解析対象とした。実際の冷却孔は有限直径であるが、解析では無限小として扱う。

2. 理論の概要で述べたように、熱源を 2 個とすると未知数は 6 個となるので、6 個の調和関数として、 $\varphi = 1$ 、 $\varphi = x$ 、 $\varphi = y$ 、 $\varphi = x^2 - y^2$ 、 $\varphi = xy$ 、 $\varphi = x^3 - 3xy^2$  を選んだ。したがって、これらの調和関数を(4)式に代入して求めた次の 6 個の式が、未知数 6 個を求めるための方程式系となる。

$$f_1 + f_2 = \int_{\Gamma} \theta_{,n} d\Gamma \quad (5)$$

$$x_1 f_1 + x_2 f_2 = \int_{\Gamma} (x \theta_{,n} - x_{,n} \theta) d\Gamma \quad (6)$$

$$y_1 f_1 + y_2 f_2 = \int_{\Gamma} (y \theta_{,n} - y_{,n} \theta) d\Gamma \quad (7)$$

$$(x_1^2 - y_1^2) f_1 + (x_2^2 - y_2^2) f_2 = \int_{\Gamma} \{(x^2 - y^2) \theta_{,n} - 2(xy_{,n} - yy_{,n}) \theta\} d\Gamma \quad (8)$$

$$x_1 y_1 f_1 + x_2 y_2 f_2 = \int_{\Gamma} \{xy \theta_{,n} - (yx_{,n} + xy_{,n}) \theta\} d\Gamma \quad (9)$$

$$\begin{aligned} (x_1^3 - 3x_1 y_1^2) f_1 + (x_2^3 - 3x_2 y_2^2) f_2 \\ = \int_{\Gamma} \{(x^3 - 3xy^2) \theta_{,n} - 3(x^2 x_{,n} - x_{,n} y^2 - 2xyy_{,n}) \theta\} d\Gamma \end{aligned} \quad (10)$$

領域  $\Omega$  の境界  $\Gamma$  上で 2 重の境界条件、温度  $\theta$  と温度勾配  $\theta_{,n}$  を与えると、6 個の方程式の右辺は境界積分を実行することにより既知量となる。逆解析の手法を実用的な冷却タービン翼の設計に応用する場合、あらかじめ望ましい温度分布を指定しておき、翼内部領域に吸熱源を適切に配置することによってその温度分布となる翼としたいことが考えられる。このような場合、多数の点で望ましい温度を物理的に矛盾なく指定することは難しいと思われるため、Fig.1 の計算境界となる翼の外形線上で、この種の計算では少数と思われる 36 点を適当に選んで、その点上で 2 重境界条件を与えた。(5)式～(10)式の解法は残差を最小にする手法によった。(5)式、(6)式、(7)式の 3 個の式から 3 個の座標を未知数として残し、これらは与えられた領域の範囲の値を取ると仮定して、(8)式、(9)式、(10)式の左辺を計算する。そして、(8)式、(9)式、(10)式の右辺の境界積分との差を各々、 $D_8$ 、 $D_9$ 、 $D_{10}$  とし、 $D_8^2 + D_9^2 + D_{10}^2$  を最小にする場合を解とみなす手法である。

解析結果を Tab.1 に示す。前縁に近い位置の熱源は吸熱、後の位置の熱源は発熱となった。熱源の強さのデータは参考にした文献<sup>(2)</sup>に記載されていないため、計算結果の良否の判定は熱源位置の結果によらざるを得ない。計算で求まった熱源の位置は Fig.1 の中に小さな黒丸で示す。一方の熱

源は前縁側の冷却孔の中心に近い位置に求まったが、他方の熱源は別の冷却孔の中心とかなり離れていて、領域の境界に近い場所に求まっている。このような結果となったのは、少数の粗いデータを使って2重境界条件を作成したため、境界上の温度と温度勾配の精度が十分でなく、解に影響しているものと考えている。

Tab.1 Calculated Result

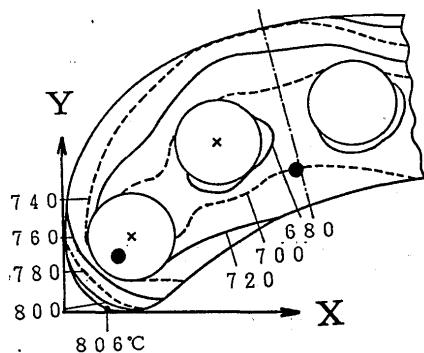


Fig.1 Calculated Locations of Heat Sources

Calculated Heat Source	Center of Cooling Circle
$f_1$ -614.4 ( $K \cdot m^{-2}$ )	—
$X_1$ 1.9 (mm)	2.3 (mm)
$Y_1$ 2.0 (mm)	2.5 (mm)
$f_2$ 68.9 ( $K \cdot m^{-2}$ )	—
$X_2$ 8.1 (mm)	5.3 (mm)
$Y_2$ 4.4 (mm)	5.7 (mm)

#### 4. 2重境界条件の精度と解の精度を検討

逆解析の手法を冷却タービン翼の設計に応用する場合、いろいろな課題が考えられるが<sup>(4)</sup>、2重境界条件の精度と解の精度を検討することが不可欠である。

(1) そのために、まず順解析と逆解析を併用して考察する。

具体的には、あらかじめ与えた2重境界条件を使って逆解析を行い、熱源の強さと位置を求め、求まった熱源の強さと位置を使って順解析をし、温度分布を計算する。そしてこの温度分布によって、境界上の温度と温度勾配を計算し、最初に与えた2重境界条件である境界上の温度と温度勾配との比較を行う。Fig.2は、先に示したFig.1の温度分布に定性的に近くなるように、著者らが冷却孔の中心に適切な強さの集中熱源を配置して行った順解析の結果の一例である。この結果を基に2重境界条件を作成し、逆解析を行った結果をTab.2に示す。この結果をみると、熱源の強さと位置いざれも順解析で与えた値とずれがある。2重境界条件が影響しているものと思われる。

(2) これまででは、2つの吸熱源の位置も強さも未知数としていたので未知数は6個であった。そ

ここで未知数を減らした逆解析を実施する。たとえば、2つの吸熱源の位置を指定して、座標の4つを既知とし、2個の熱源の強さのみを未知数とすれば、調和関数は2個ですみ、それに伴って、2重境界条件の精度と解の精度との関係も評価し易くなると考えている。現在鋭意研究中である。

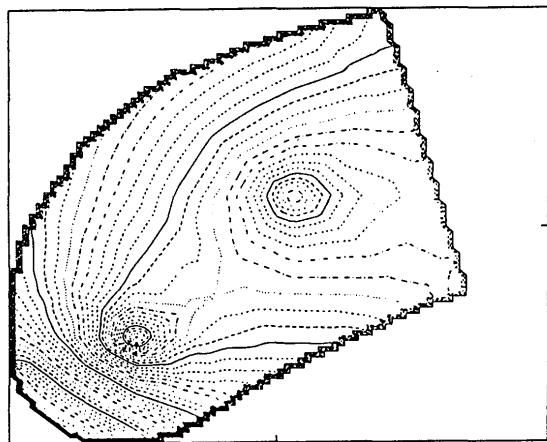


Fig.2 Temperature Distribution by Direct Analysis

Tab.2 Calculated Result

Calculated Heat Sources	Given Heat Sources
$f_1 = -237.7(K/m^2)$ $x_1 = 0.40(mm)$ $y_1 = 2.39(mm)$	$f_1 = -1000.0(K/m^2)$ $x_1 = 2.31(mm)$ $y_1 = 2.39(mm)$
$f_2 = -8.8(K/m^2)$ $x_2 = 4.65(mm)$ $y_2 = 7.01(mm)$	$f_2 = -500.0(K/m^2)$ $x_2 = 5.31(mm)$ $y_2 = 5.74(mm)$

## 5. むすび

冷却タービン翼の望ましい吸熱源の位置と強さに対する、境界積分法を応用した逆解析の実用性を高めるために、これまでに著者らが得た結果を再整理した課題の中で、2重境界条件の作成、2重境界条件の精度と解の精度に関連して、第一歩として、逆解析と順解析を併用して若干の考察を試みた。今後もさらに検討を加えたい。

## 6. 参考文献

- (1) 橋本孝明、井上祥史、境界積分法による冷却タービン翼の複数熱源の逆解析、流体熱工学研究、30-1(1995-6)、103.
- (2) 小幡正一、新媒体冷却方式によるガスタービン翼の冷却、日本ガスタービン学会誌、20-80(1993-3)、41.
- (3) 橋本孝明、井上祥史、小西浩、服部幸弘、冷却タービン翼前縁部の集中熱源の位置

と強さの逆解析、流体熱工学研究、32-2(1997-12)、19.

(4) 橋本孝明、井上祥史、冷却タービン翼の吸熱源逆解析に伴課題について、第34回日本航空宇宙学会関西・中部支部合同秋期大会、(1997-11)

(5) 橋本孝明、井上祥史、大道学、設計問題のための境界積分法に使用する調和関数の考察、(社)日本設計工学会関西支部平成5年度研究発表講演会、(1993-10).

(6) S.inoue and T.Hashimoto, Extrapolation Method of Boundary Integral in the Inverse Analysis of Heat Sources, Transactions of Japan Society for Aeronautics and Space Sciences, 38-122(1996-2)、338.

(7) 井上祥史、大道学、橋本孝明、境界積分法による熱源の簡易推定法、流体熱工学研究、29-1(1994-6)、21.

清水 邦弘 \* 野上 龍馬

（（株）先進材料利用ガスジェネレータ研究所）

Research on Highly Loaded and High Pressure Ratio Turbine(2nd Report)

Kunihiro Shimizu, Ryouma Nogami (AMG)

*Key words : highly Loaded, High pressure ratio, Air Turbine Test*

### Abstract

This paper describes the improvements and the test result of the highly loaded turbine with the stage loading of 2.1, pressure ratio of 4.2.

The nozzle loss was 9.4 point lower than its 1st report of 17.0%. The measured turbine efficiency was higher than its 1st report at low stage pressure ratios. But the measured turbine efficiency was lower than its 1st report at high stage pressure ratios. The experimental data were compared to the 1st report data.

### 1. まえがき

当研究所（先進材料利用ガスジェネレータ研究所（AMG））は、ガスタービンに複合材料等の先進材料を利用することにより、燃費低減20%、重量低減50%、NOx削減70%の課題を解決するための革新技術の研究開発に取り組んでいる。そのため、タービンにおいては、段数の削減と効率向上が同時に要求される。ガスタービンの高性能化のため全体圧力比は高くなるにも拘らずタービン段数が削減されるため、必然的に段当たりの膨張比及び負荷が高くなる<sup>(1)</sup>。

高負荷高膨張比タービンの研究報告は少ないが、最近の事例を見てみると、負荷係数2.2、圧力比5.0の単段タービンで効率が82%の報告例<sup>(2)</sup>があり、高効率達成が非常に難しいことを示唆している。

高負荷高膨張比タービンの問題を洗い出すと、代表として次の2項目が挙げられる。

- (1) 高負荷については、動翼の転向角が大きくなり、ガス通路内部に発生する2次流れが強くなり損失が増大する。
- (2) 膨張比が3.0より高くなると、翼前縁部、後縁部で衝撃波が発生し損失が増大する。  
従って、2次流れと衝撃波の制御が重要な課題となる。

そこで、当研究所では、高負荷・高膨張比の対策を盛り込んで高負荷・高膨張比単段タービンを設計し、当該タービンの空気タービン試験を実施した。本稿では、第1報の試験結果を反映した改良設計、及びその試験結果について報告する。

## 2. タービン設計

### 2. 1 タービン仕様

当研究所における最終目標は負荷係数 2.0 で効率 91% 以上であり、中間目標として負荷係数 2.0 で効率 90% を設定している。タービン仕様を決定するため、最新のターボファンエンジンの 2 段タービンを当研究所で開発する材料を適用して単段タービンにした場合を想定した。このとき、タービン仕様は中間目標と同レベルの負荷係数を 2.1、膨張比 4.2、効率は 88.2% とした。この効率は、図 1 に示すタービン効率のトレンドカーブから中間目標値と同レベルであり、現状技術レベルに対しては 2.4% 高いレベルである。表 1 にタービンの諸元を示す。

### 2. 2 第 1 報概要

#### 2. 2. 1 翼型設計

目標効率達成のため、翼型設計において下記の対策を実施した。図 2 に供試部ガスパスを示す。

- (1) 静翼：静翼はフロントローディング、スタッキングの最適化。
- (2) 動翼：ハブ部のガスパス形状最適化

#### 2. 2. 2 試験結果

試験は静翼単体のみの環状翼列試験と空気タービン試験を行った。

表 2 に試験結果の概要を示す。設計点膨張比におけるタービン効率は 87.2% であり、目標値に対して 1% 下回ったが現状技術レベルに対しては 1.4% 向上した。また、タービン出口スワールは 3° 計画値を下回った。各翼の損失については、計画値に対して、静翼は約 8 ポイント大きく、動翼は約 4 ポイント小さかった。尚、動翼の損失は、環状翼列試験結果と空気タービン試験結果から推定した値である。効率向上には、静翼の損失低減が不可欠であることが判明した。

### 2. 3 翼型改良設計

第 1 報の結果より、動静翼に対して下記の改良設計を行った。

#### (1) 静翼

静翼は、衝撃波による翼型損失を低減するため、翼後縁厚を薄くし、その後スタッキングの最適化を行い、3 次元粘性解析により改良設計を評価した。図 3 に翼面マッハ数分布を示す。翼表面長さ 50% 付近の翼背側に存在した急加減速領域が解消されたことがわかる。図 4 に損失係数を示す。改良設計により翼高さ全域で損失が大幅に低減されたことがわかる。

#### (2) 動翼

動翼は、第 1 報の試験結果が良好であったため、ハブ部のガスパス形状は第 1 報と同様とし（図 2 参照）、さらに、損失低減を狙って静翼と同様に翼後縁厚を薄くし、また、静翼単体の環状翼列試験結果より動翼入口メタル角を設定した。静翼と同様、3 次元粘性解析により改良設計を評価した。図 5 に損失係数を示す。改良設計により損失が低減されたことがわかる。

## 3. 試験

図 6 に試験装置の供試翼部断面図を示す。試験は静翼単体のみの環状翼列試験と空気タービン試験を行った。

#### 4. 結果及び考察

表3に試験結果の概要を示す。図7にタービン効率を示す。静翼単体の環状翼列試験については、静翼の損失は、計画値に対して約1.2ポイント小さく、第1報に対しては9.4ポイント低減し静翼改良設計は良好であった。

空気タービン試験については、膨張比3～3.2では、第1報に対し効率が0.7ポイント向上した。ところが、膨張比3.6以上では第1報に対し効率が低下した。

第1報に対して、静翼損失が大幅に低減したにもかかわらず、高膨張比領域のタービン効率が低下したことについて次に考察する。

##### (1) 高膨張比領域のタービン効率低下要因

空気タービン試験結果より、高膨張比領域のタービン効率低下要因としては次の項目が挙げられる

- ① 設計点の反動度は、0.310であり、計画値に対して0.035、第1報に対して0.017小さい。これより、動翼の入口マッハ数が高くなり、動翼の損失が増大したことが推測される。
- ② 高膨張比領域において、動翼前縁背側での翼面マッハ数が高くなり、衝撃波が出ている可能性がある（特にハブ側）。膨張比が高くなると衝撃波が強くなるので、動翼損失が増大し効率が低下したと推測される。

##### (2) 対策

(1) 項の考察に対して次の対策を実施し、高膨張比領域の効率向上させ、目標効率達成を狙う。

- ① 動静翼は、現状の供試翼を使用し反動度を計画値に一致させる。
- ② ④(1)項の考察が正しければ、①の対策によりタービン効率は改善される筈である。その結果を考察して、要すれば動翼の改良を実施し、目標効率達成を狙う。

#### 5. まとめ

高負荷・高膨張比タービンの動静翼の改良設計を行い、空気タービン試験を実施した。主な結果は以下の通りである。

- (1) 静翼の損失は、計画値に対して約1.2ポイント小さく、第1報に対しては9.4ポイント低減し静翼改良設計は良好であった。
- (2) 効率は、第1報に対し膨張比3～3.2では、0.7ポイント向上した。ところが、膨張比3.6以上では低下した。
- (3) タービン効率低下の要因は、反動度低下により動翼入口マッハ数増加し、高膨張比領域では動翼前縁背側衝撃波が発生していると考えられる。

#### 6. 参考文献

- (1) 山本、「超高負荷タービンの研究」、平成8年度 近未来航空技術研究報告会、pp51-54
- (2) Vlasic, E. P., Girgis, S., Moustapha, S. H., 1995 "The Design and Performance of a High Work Research Turbine", ASME Paper 95-GT-233

負荷係数	2.1	流量係数	0.54
膨張比	4.2		
効率	88.2	反動度	0.345

	静翼	動翼
S/C	0.70	0.65
転向角	75.24	120.17

表1 タービン諸元

		計画値	第1報	第2報
静翼	圧力損失 %	8.8	17.0	7.6
	流出角 deg	75.2	74.1	74.3

表2 (a) 環状翼列試験結果（静翼単体）

項目	設計値	第1報	第2報
修正回転数	100.0% rpm	99.4% rpm	99.9% rpm
修正流量	100.0%	102.5%	102.4%
膨張比	4.2	4.2	4.2
負荷係数	2.1	2.1	2.1
断熱効率	88.2%	87.2%	85.8%
出口スワール角	37.9°	34.5°	33.5°

表2 (b) 空気タービン試験結果

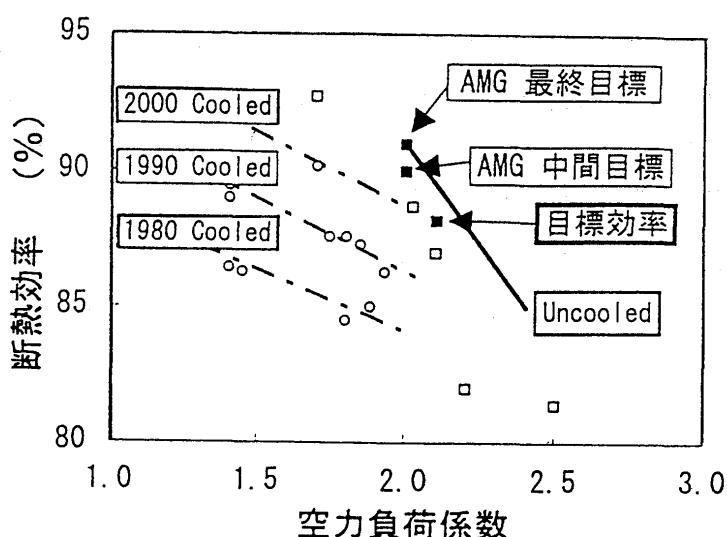


図1 タービン効率のトレンドカーブ

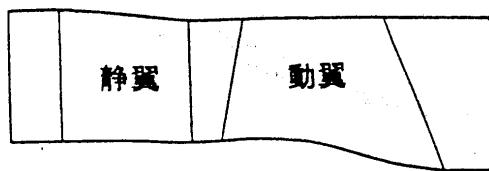


図2 供試翼部ガスパス

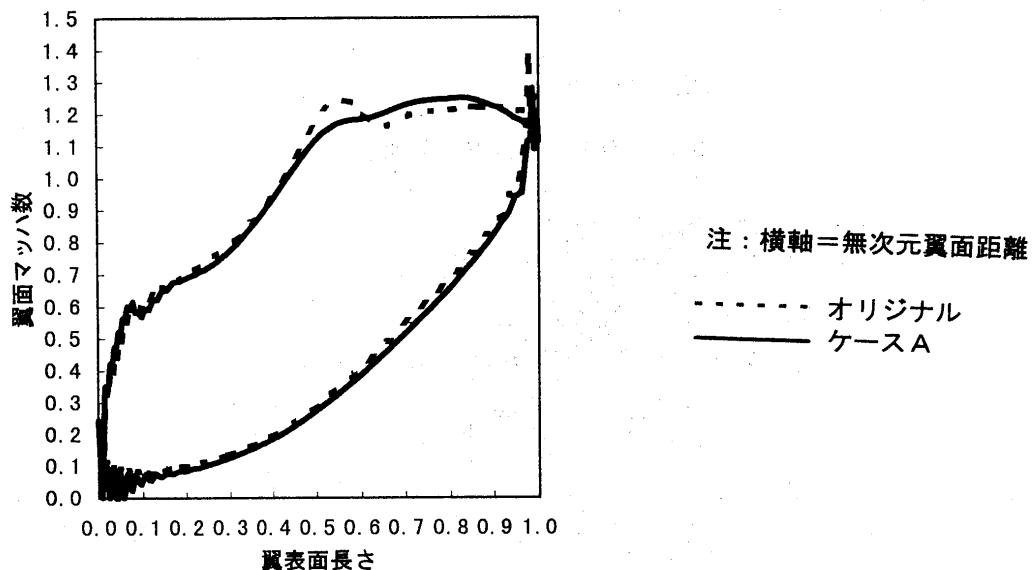


図3 翼面マッハ数分布（静翼 MEAN断面）

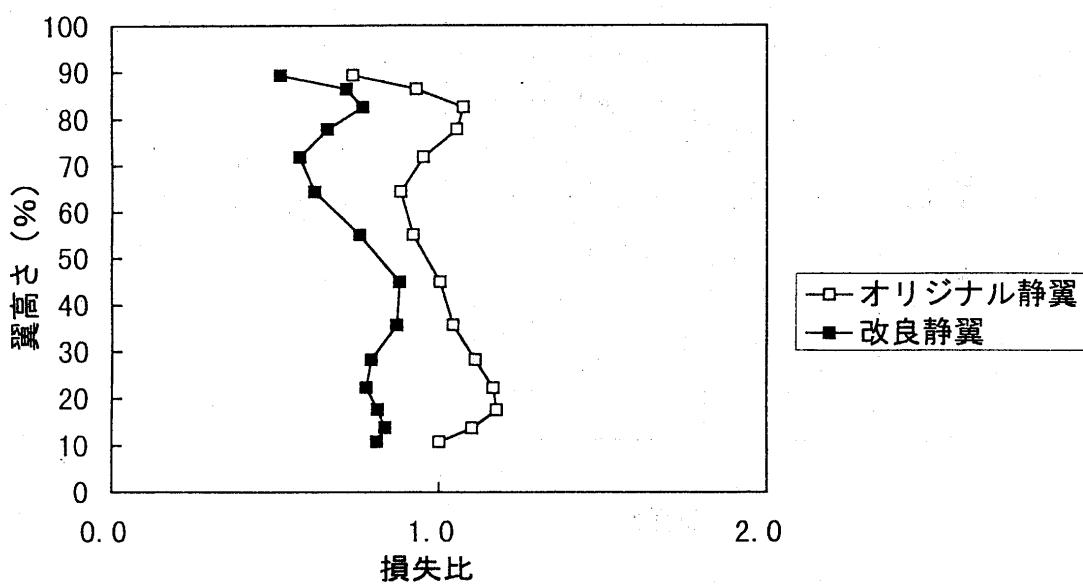


図4 損失係数分布（静翼）

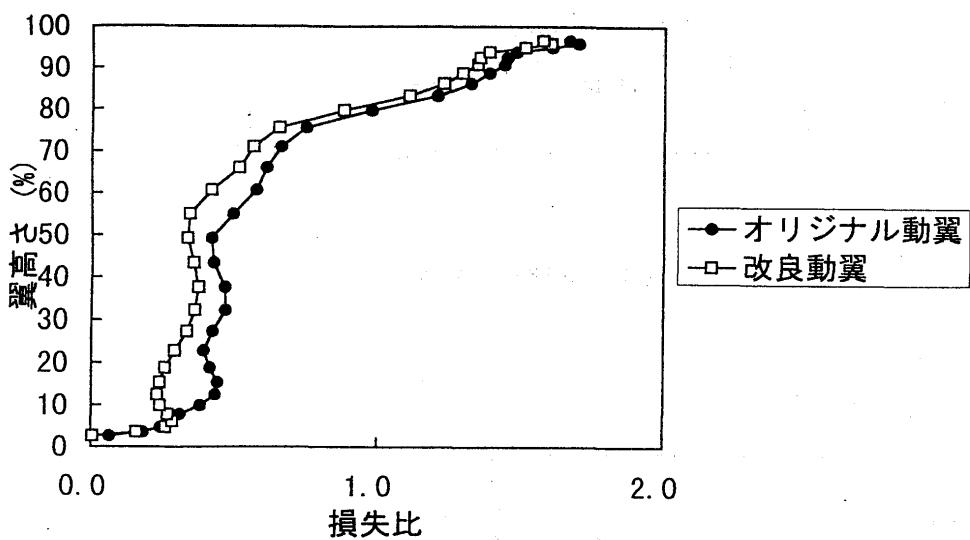


図5 損失係数分布（動翼）

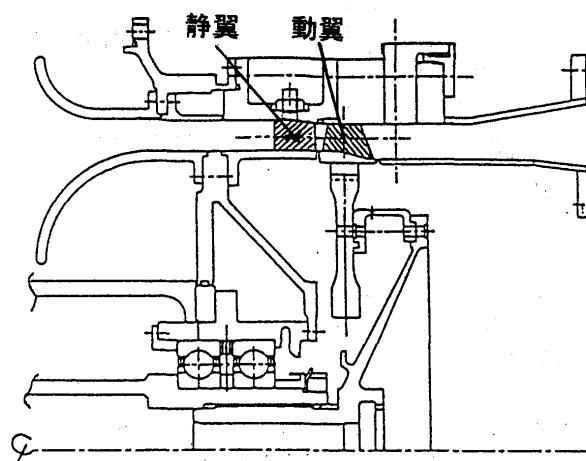


図6 試験装置

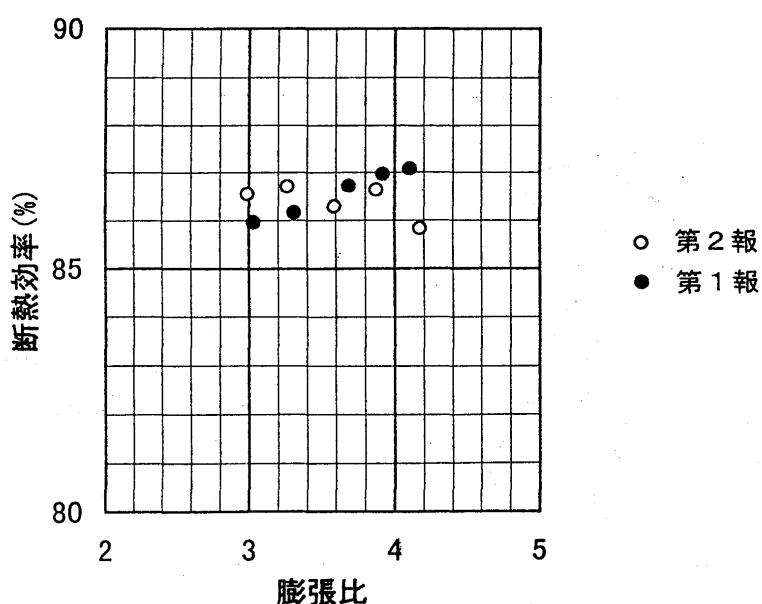


図7 タービン効率 ( $N_c=100\text{rpm}$ )

# 低レイノルズ数域における環状タービン翼列特性

B-8

## (第4報：主流乱れの影響)

\* 松沼 孝幸（機械技術研究所），阿部 裕幸（機械技術研究所）

村田 耕史（筑波大学大学院），筒井 康賢（機械技術研究所）

### 1. 緒言

通商産業省工業技術院ニューサンシャイン計画で開発中の 300kW 級産業用セラミックガスタービンは、タービン入口温度を 1350°C まで上昇させて、熱効率の向上を目指している。タービン入口温度の高温化によって、タービン翼列の小型化およびガス温度の上昇による粘性係数の増加が起り、タービンのレイノルズ数が低下する。セラミックガスタービン静翼のレイノルズ数は  $6 \times 10^4$  程度（入口速度基準）であり、従来のガスタービンと比較して一桁小さい値となる。このような低レイノルズ数域では、剥離の発生による翼列性能の低下が予測され、従来の高レイノルズ数域での経験則を用いて翼列を設計すると、必要なタービン効率を得られない可能性がある。

タービンは一般的に  $10^5 \sim 10^7$  の高レイノルズ数域で作動する增速翼列であるため、これまでの数多くの実験<sup>(1),(2)</sup>では、レイノルズ数の低下による流れの剥離は問題とされなかった。最近になって、低レイノルズ数域での低圧タービン特性に関する研究<sup>(3),(4)</sup>が行われ始めたが、それらは直線翼列での実験である。そこで本研究では、実際のタービンに近い環状翼列での実験から、剥離を伴う3次元流れを解明し、低レイノルズ数域での翼形状の設計指針を得ることを目標としている。

今回は閉塞板によって主流の乱れ度を 0.4% から 8.7% まで変化させ、低レイノルズ数域のタービン静翼流れに与える影響を調べた。

### 2. 実験装置と方法

#### 2.1 風洞と翼形状

図 1 に実験に用いた環状タービン翼列風洞の概観を示す。本風洞は、大気吸い込み型で測定部の最大軸流速度は 30m/s である。測定部は 1 組の静翼・動翼から構成される単段タービンであるが、今回は静翼のみを取り付けた。図 2 および表 1 に、タービン静翼の形状とミッドスパンにおける仕様を示す。3 次元翼にするために、半径方向の流れの設計にフリーボルテックス法を用いた。なお、前報までは翼先端に 0.5mm の隙間があったが、今

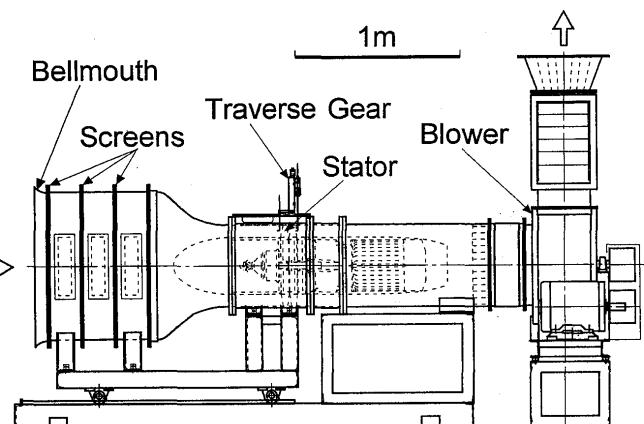


図 1 環状タービン翼列風洞の概観

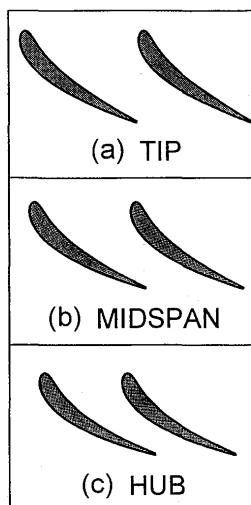


図 2 静翼の形状

表 1 静翼の仕様  
(ミッドスパン)

Blade Number, N	28
Chord, C	67.6 mm
Axial Chord, C <sub>ax</sub>	42.5 mm
Blade Span, H	74.5 mm
Blade Pitch, S	47.7 mm
Aspect Ratio, H/C	1.10
Solidity, C/S	1.42
Inlet Flow Angle	0.0 deg
Exit Flow Angle	67.4 deg
Stagger Angle	51.0 deg
Inner Diameter	350 mm
Outer Diameter	500 mm
Hub/Tip Ratio	0.7

回はシールを貼り付けて隙間をなくし、  
実際のタービン静翼に近い状態に改良した。

## 2.2 実験条件

### (a) レイノルズ数

入口速度基準のレイノルズ数  $Re_{in}$  をセラミックガスタービンに最も近い  $6 \times 10^4$  に設定した。5 孔ピト一管による測定結果から求めた出口速度基準のレイノルズ数  $Re_{out}$  は  $14.9 \times 10^4$  であった。

### (b) 主流乱れ度

ベルマウス部の整流スクリーンに、厚さ 1 mm の厚紙に多数のパンチ穴を開けた閉塞板を貼り付けて静翼入口での主流乱れ度  $Tu_{in}$  を調整した。表 2 に示すように、閉塞板がない状態で 0.4% であった  $Tu_{in}$  を、閉塞板の設置位置とパンチ穴の径および間隔を変化させて 8.7% まで増加させた。

## 2.3 実験方法

静翼出口の流れを 5 孔ピト一管（直径 2.1 mm）により測定した。測定位置は、翼後縁から 6.6 mm 下流（軸方向翼弦長  $Cax$  の 15.6% 下流,  $z/Cax = 1.156$ ）である。測定点数は、周方向に 39 点（翼 2 ピッチ）、半径方向に 21 点、計 819 点である。さらに熱線流速計によって、同じ位置での乱れ度を計測した。

## 3. 実験結果と考察

### 3.1 全圧損失

ここでは、5 孔ピト一管で測定した静翼出口での全圧損失をもとに、主流の乱れ度の影響を考察する。なお、全圧損失  $CPt$  は、次式で定義される。

$$CPt = \frac{Pt_{in, mid} - Pt}{\frac{1}{2} \rho V_{out}^2} \quad Pt_{in, mid} : \text{入口ミッドスパンでの全圧} \quad Pt : \text{各測定位置での全圧} \\ \rho : \text{密度} \quad V_{out} : \text{出口平均速度}$$

まず、全圧損失の全体傾向を調べる。図 3 に測定断面全体に対して質量流量平均した全圧損失と、

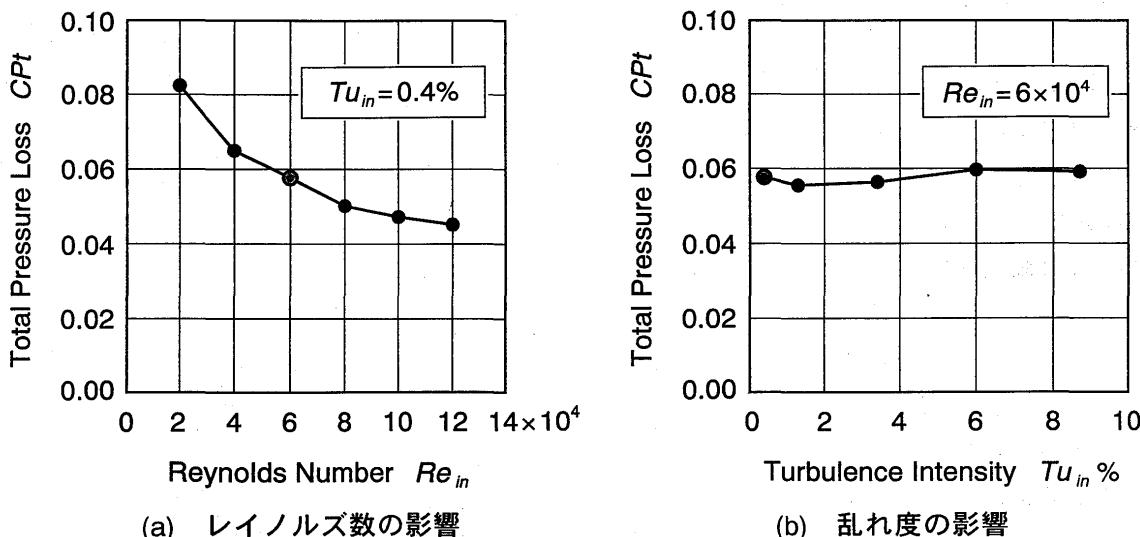


図 3 全圧損失（断面質量流量平均）とレイノルズ数、主流乱れ度の関係

表 2 閉塞板により得られる乱れ度

	Setting Position	Hole Diameter	Hole Distance	Turbulence Intensity
1	-----	-----	-----	0.4%
2	Screen 1	22 mm	66 mm	1.3%
3		40 mm	120 mm	3.4%
4	Screen 3	25 mm	75 mm	6.0%
5		40 mm	120 mm	8.7%

レイノルズ数および乱れ度の関係を示す。図3(a)では、レイノルズ数の低下に伴って、全圧損失が急増している。レイノルズ数  $2 \times 10^4$ での全圧損失は  $12 \times 10^4$  の時の 1.8 倍にまで増加する。一方、図3(b)では、乱れ度の増加に伴って、 $Tu_{in}=1.3\sim3.4\%$ では全圧損失が減少し、 $Tu_{in}=6.0\sim8.7\%$ では増加する傾向が見られた。しかし、この差は  $Tu_{in}=0.4\%$ での全圧損失に対して  $\pm 3.6\%$ の範囲であり、レイノルズ数の影響のような極端な変化はなかった。2次元タービン動翼では、乱れ度の増加によって全圧損失が半分以下に減少する報告<sup>(3)</sup>もあるが、本研究で用いた3次元タービン静翼では、そのような顕著な違いは見られなかった。この理由としては、剥離位置の違い（動翼と静翼では翼面圧力分布が違うため）、壁面近くで発生する二次流れの影響（3次元翼列の流れは壁面の影響を大きく受けるため）などが考えられる。

図4に、各乱れ度における全圧損失分布を示す。翼負圧面のハブ側に全圧損失の大きな領域が広がっており、強い二次流れの存在を示している。乱れ度が増加するに従って、この全圧損失の大きな領域は減少しており、乱れ度の増加により二次流れが弱まる傾向がわかる。

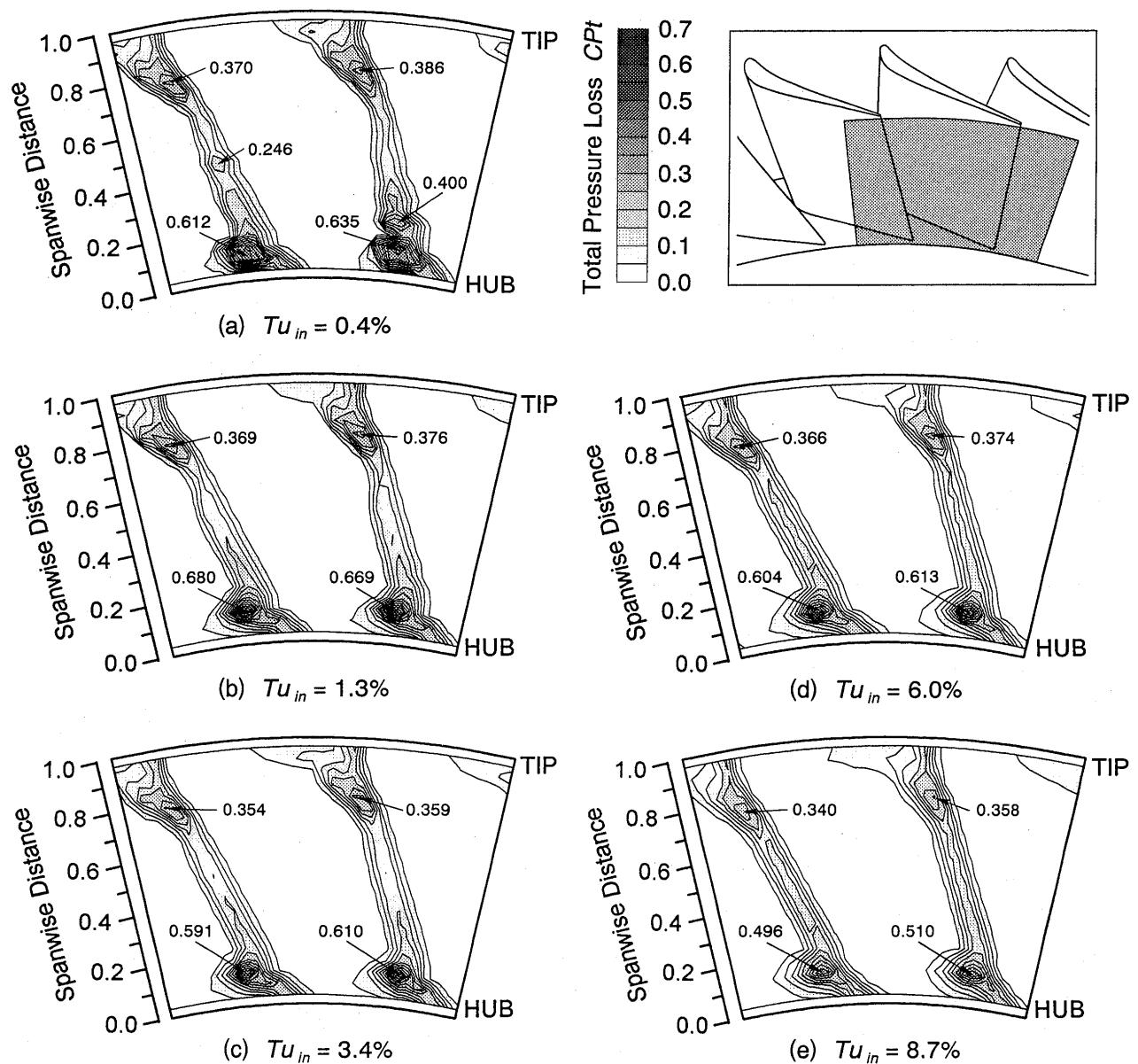


図4 各乱れ度における静翼出口での全圧損失分布（軸方向位置  $Z/Cax=1.156$ ）

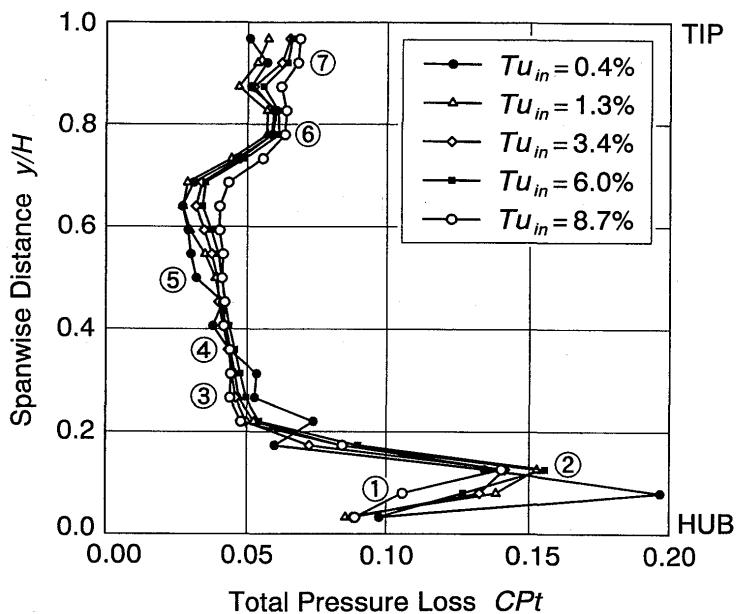


図 5 各乱れ度における半径方向の全圧損失分布

ミッドスパン付近（スパン方向位置 0.2~0.65）での翼後縁での全圧損失は、 $Tu_{in}=0.4\%$ ではハブ側で全圧損失が大きく、チップ側に向かうほど全圧損失が減少する分布である。乱れ度が増加すると、スパン方向位置 0.2~0.65 の翼後縁付近の全圧損失は、スパン方向に一様な分布になっていく。

スパン方向位置 0.65 よりチップ側には、二次流れの影響による全圧損失の大きな領域がある。スパン方向位置 0.78 での全圧損失のピーク値は、乱れ度が増加すると僅かに減少している。

前述の特徴をより理解しやすくするため、図 5 に全圧損失のスパン方向分布を示す。この分布は、各測定位置での全圧損失を周方向に質量流量平均することによって求めている。さらに、図 5 中に①から⑦で示した半径位置における  $Tu_{in}=0.4\%$  と  $8.7\%$  での周方向の全圧損失分布を図 6 に示す。

ハブ側壁面近傍（位置①、②）では、 $Tu_{in}=0.4\%$  と比較して  $8.7\%$  のとき全圧損失が急減している。これは乱れ度の増加によって、二次流れが弱まる事を示す。スパン方向位置 0.2~0.36（位置③）では、乱れ度が  $0.4\%$  のとき全圧損失が大きい。この原因は、乱れ度が低いときハブ側の二次流れが強いため、翼面上の流れに与える影響が大きいことが考えられる。スパン方向位置 0.36~0.45（位置④）では、乱れ度の影響はほとんど見られない。

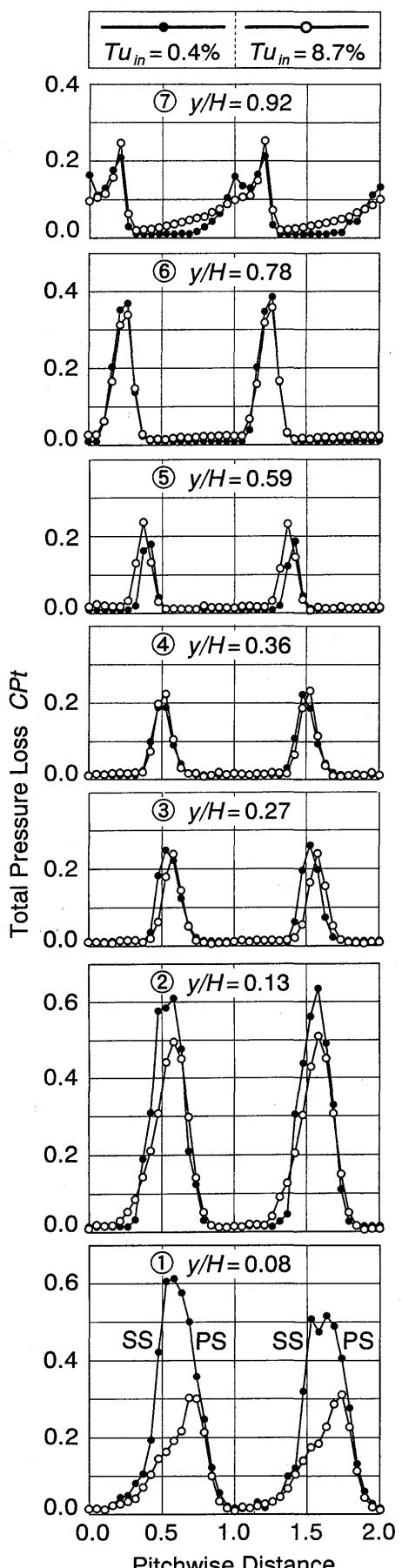


図 6 周方向の全圧損失分布

い。スパン方向位置 0.45~0.7 (位置⑤) では、これまでの傾向とは逆に、乱れ度が増えると翼ウェークでの全圧損失が増加している。この原因は、翼面上の剥離が変化したためと考えられる。チップ側壁面近傍 (位置⑥, ⑦) では、乱れ度が大きいときのほうがウェーク部分での全圧損失が小さく、主流部分での全圧損失が大きくなっている。

### 3.2 乱れ度分布

図 7 に、 $Tu_{in}=0.4\%$  と  $8.7\%$  のときの静翼出口での乱れ度分布を示す。 $Tu_{in}=8.7\%$  のとき、主流部分の乱れ度は、流れの加速によって 3% 以下に減少している。ハブ側の乱れ度が極度に大きな領域は強い二次流れの影響であり、主流乱れ度の増加に伴い減少する。ミッドスパン付近の負圧面側の乱れ度分布は、 $Tu_{in}=0.4\%$  では、ハブ側の乱れ度が大きく、チップ側に行くほど小さくなる。一方、 $Tu_{in}=8.7\%$  では、ハブ側からチップ側までほぼ一様な乱れ度分布になっている。これは全圧損失分布と同様の傾向を示しており、翼負圧面側の剥離分布の変化が原因と考えられる。

この特徴的な現象を把握するために、スパン方向位置 0.59 での周方向速度分布および乱れ度分布を図 8 に示す。速度分布では、主流乱れ度が増加したときに、負圧面側の速度欠損が大きくなる。乱れ度分布では、主流乱れ度が増加したときに、負圧面側の乱れ度が増加している。

図 9 に、スパン方向位置 0.59 での翼後縁の負圧面側から正圧面側までの各測定位置 (図 8 中の A~F) で捉えた瞬時速度変動波形を示す。ただし、各波形は同一の熱線流速計によりトラバース測定したので、同一時刻に測定したものではない。位置 A は負圧面側の主流領域であり、変動が少なくなっている。位置 B は、 $Tu_{in}=0.4\%$  のときは位置 A と同様の波形であるが、 $Tu_{in}=8.7\%$  のときは、局所的に大きな変動が見られた。この急激な速度減少を示す部分が、剥離の影響と考えられる。位置 C,D では、どちらの  $Tu_{in}$  でも剥離による変動が存在しているが、 $Tu_{in}=0.4\%$  では間欠的に現れるのに対し、 $Tu_{in}=8.7\%$  では連続的に観察される。このことから、乱れ度が小さい場合には翼面上の流れが剥離と付着を繰り返しているのに対し、乱れ度が大きい場合には剥離した状態を保っている様子が伺える。位置 E は翼後縁の下流位置であり、ウェークにより速度変動が大きくなっている。このときの速度変動波形は、ほぼ上下対称となっている。位置 F は、正圧面側の主流領域であり、変動が少なくなっている。

この熱線流速計での測定から、剥離は時間・空間的に変動の大きな現象であることが判明した。翼列上流から下流に至る全体の非定常な流れを捉えることが、低レイノルズ数域でのタービン翼列特性を解明するために不可欠であるので、更なる計測準備を進めている。

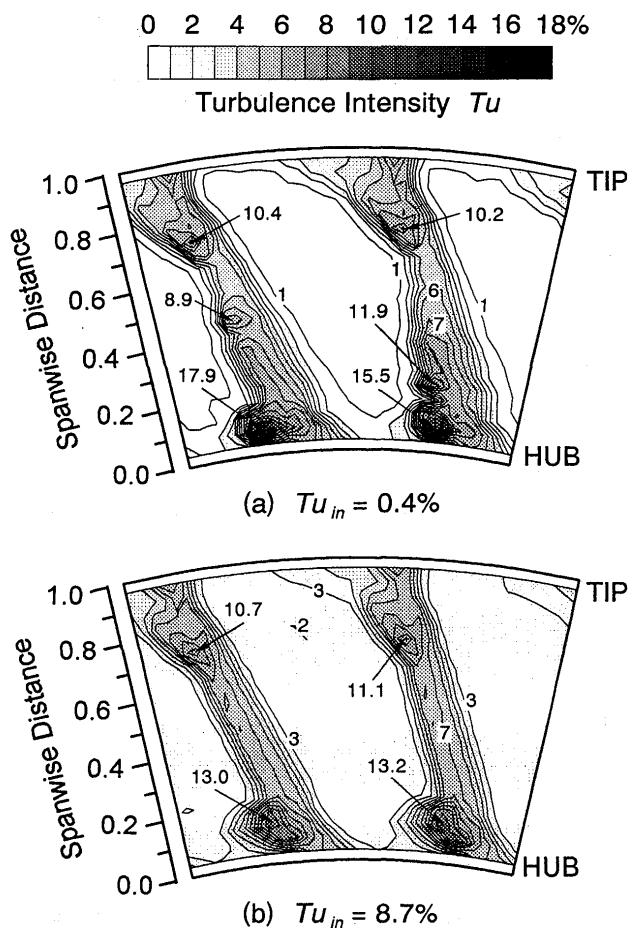


図 7 静翼出口での乱れ度分布

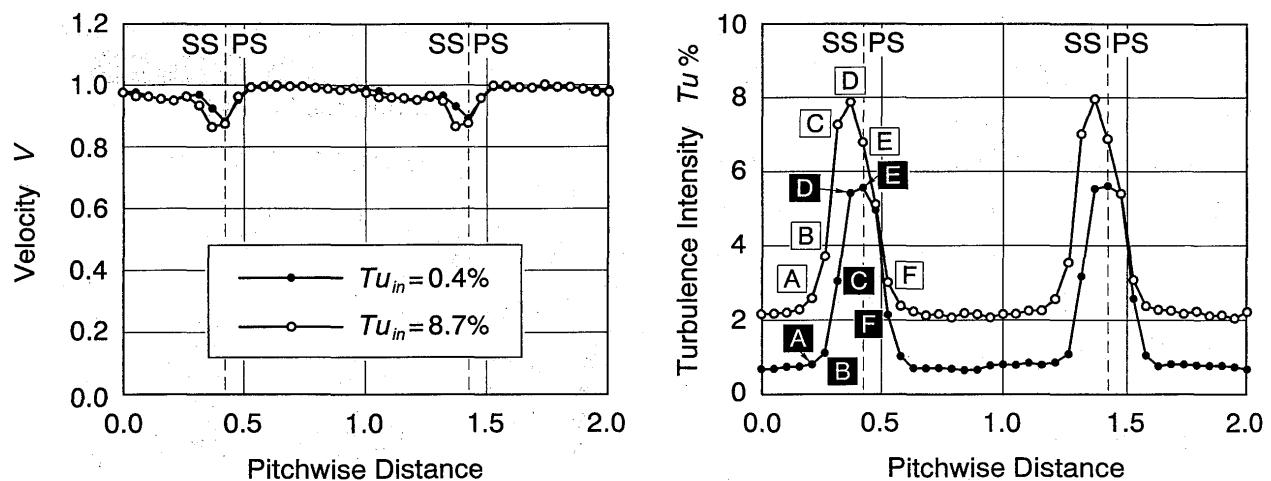


図 8  $Tu_{in}=0.4\%$  および  $8.7\%$  での周方向の速度・乱れ度分布 (スパン方向位置  $y/H=0.59$ )

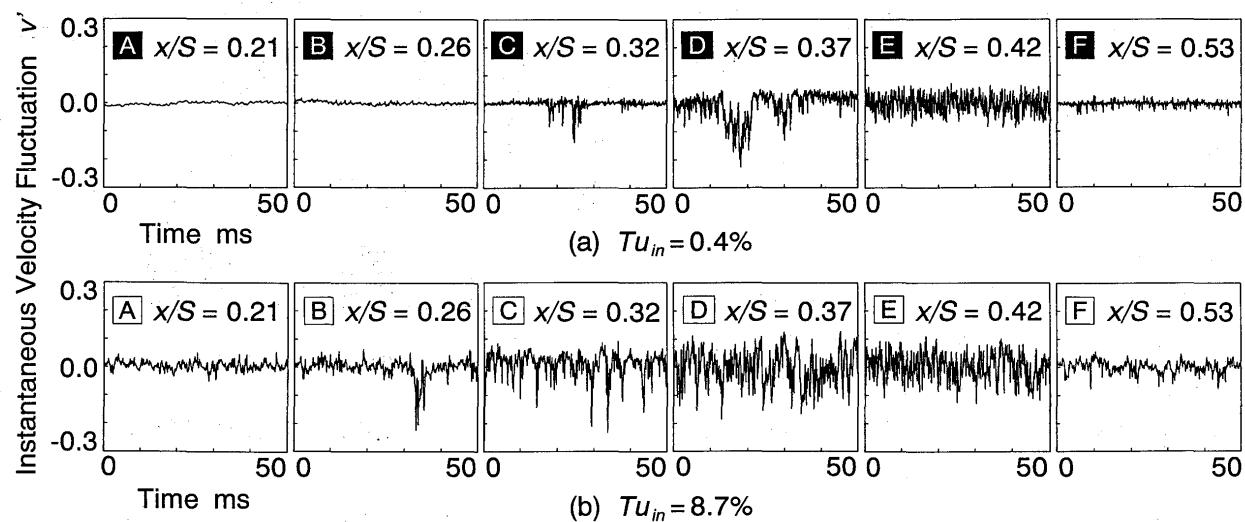


図 9  $Tu_{in}=0.4\%$  および  $8.7\%$  での瞬時速度変動の比較 (スパン方向位置  $y/H=0.59$ )

#### 4. まとめ

環状タービン翼列風洞において、低レイノルズ数域 ( $Re_{in}=6\times 10^4$ ) でのタービン静翼出口の流れを 5 孔ピトー管および熱線流速計により計測し、主流乱れ度が翼列特性に与える影響を調べた。

- ① 断面全体の平均全圧損失には、レイノルズ数の影響に比べて、乱れ度の影響は少なかった。
- ② 乱れ度が増えると二次流れが弱まり、壁面近傍の全圧損失が減少した。
- ③ 翼負圧面側の剥離現象は、乱れ度が少ないときにはスパン方向に空間的に変化するとともに、時間変動も大きく間欠的であった。乱れ度が増えると、スパン方向の分布が一様になった。

#### 謝辞

本実験に御協力を頂いた神奈川工科大学の大畠仁人君（現同大学大学院）に深く感謝致します。

#### 参考文献

- (1) Sieverding, C.H., ASME Paper No.83-GT-120, 1983.
- (2) Hodson, H.P., and Dominy R.G., ASME Journal of Turbomachinery, Vol.109, pp.177-185, 1987.
- (3) Murawski, C.G., et al., ASME Paper No.97-GT-95, 1997.
- (4) Schulte, V., and Hodson, H.P., ASME Paper No.96-GT-486, 1996.

# 高温・高速軸受用潤滑油の開発

C-1

\*南 政美、山本 伸一、藤井 健次、森 正継  
(株式会社先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

## 1. まえがき

近年、国際的石油備蓄量の減少、地球環境保護への関心が高まる中で、ガスタービンに対しては熱効率の向上、小型軽量化、NO<sub>x</sub>排出量の削減などが求められている。これに伴い、ころがり軸受の仕様も苛酷なものとなり、高温(300~400°C)かつ高速(d<sub>n</sub>値 300~400万)条件下での運転が要求されている。潤滑油に対しても、耐熱性、耐酸化性および耐摩耗性が求められており、現在ガスタービンなどに多く用いられている MIL-L-23699C 規格油では対応できなくなってきた。耐熱性、耐酸化性に優れた潤滑油として、芳香環を酸素原子で結合した構造のポリフェニルエーテル油がしばしば用いられているが、流動点、粘度指数、耐摩耗性などにおいて改善すべき点を有していた。

今回、ポリフェニルエーテル油にジフェニルチオエーテル油を混合することにより、上記問題点を改善することができ、軸受を用いた運転試験において良好な結果が得られたので報告する。

## 2. 供試潤滑油

今回開発した潤滑油は、芳香環を酸素原子で結合した構造のポリフェニルエーテル油と芳香環を硫黄原子で結合した構造のジフェニルチオエーテル油を混合したものである。いずれも流動特性および潤滑特性を考慮して、芳香環にアルキル基を導入している。比較のため、ポリフェニルエーテル油とジフェニルチオエーテル油を単独で使用したものおよびガスタービン等に使用実績のあるポリオールエステル油(MIL-L-23699C 規格に適合)も評価した。表1に各潤滑油の代表性状を示す。

表1 供試潤滑油の代表性状

記号	潤滑油の種類	動粘度, mm <sup>2</sup> /s		粘度指数	引火点, °C	流動点, °C	備考
		40°C	100°C				
A	ポリフェニルエーテル油 + ジフェニルチオエーテル油	199.3	17.4	99	312	-27.5	開発油
B	ポリフェニルエーテル油	344.6	24.7	90	332	-25.0	比較油1
C	ジフェニルチオエーテル油	138.3	14.5	110	306	-35.0	比較油2
D	ポリオールエステル油	23.8	5.0	141	260	-57.5	現行油

## 3. 試験方法

### 3. 1 熱安定性試験

ガラス容器に試料油を約15g秤量し、250°Cに保持した高温槽に144h放置し、蒸発量、全酸価および動粘度を測定した。

### 3. 2 軸受運転試験

図1に試験装置の概略構造を示す。回転軸に試験用軸受を取り付け、軸受箱に負荷用軸受を押し付けることにより、ラジアル荷重を負荷し、表1中のA油（開発油）およびD油（現行油）を霧状にして供給した。軸受箱の外周面には、バンドヒータを装着してあり、試験軸受を300°C以上に加熱することができる。試験時の外輪温度は、測定孔より熱伝対を挿入して測定した。また、ロードセルにより試験軸受外輪の回転力から求めた軸受トルクを測定した。なお、ここでのトルクは、ラジアル荷重負荷用軸受のトルクを含んだものであり、試験軸受そのものの値ではない。

試験軸受には、内径 $\phi 40\text{mm}$ 、外径 $\phi 68\text{mm}$ 、幅 $15\text{mm}$ の円筒ころ軸受を使用し、内輪、外輪およびころの材質はM50とした。試験条件は、軸受組立後のラジアルすきまを内輪および外輪のはめあい代で調整することにより、表2に示した2水準の条件で試験を行った。

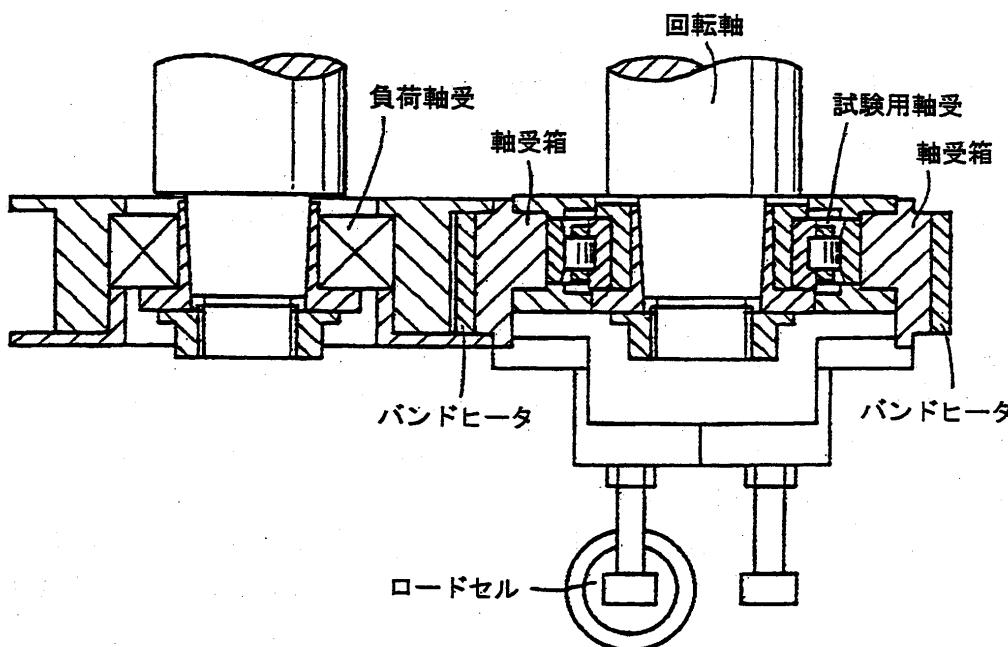


図1 軸受運転試験装置の概略

表2 軸受運転条件

項目	試験条件1	試験条件2
組立後のラジアルすきま, $\mu\text{m}$	-10	+28
回転速度, rpm	5000 ~ 20000	20000
ラジアル荷重, N	300	
エアオイル供給方法	オイル量, ml/分	0.06
	エア量, Nl/分	約 10
外輪温度	20000rpm 到達後、試料油の引火点付近まで	試料油の引火点付近まで

#### 4. 試験結果

##### 4. 1 熱安定性試験

蒸発量、全酸価変化量および動粘度増加率（100°Cの動粘度より算出）を表3に示す。いずれの項目においてもA油が最も良好な結果を示している。A油は、引火点でもD油より約50°C高いことから、高温条件下では有利であると考えられる。

表3 熱安定性試験結果

潤滑油	蒸発量, mass%	全酸価変化量, mgKOH/g	動粘度変化率*, %
A	5.5	0.45	137
B	6.0	1.45	162
C	10.0	1.25	180
D	17.0	2.25	253

$$* \text{動粘度変化率} = \frac{\text{試験後動粘度} (100^{\circ}\text{C})}{\text{試験前動粘度} (100^{\circ}\text{C})} \times 100$$

##### 4. 2 軸受運転試験

###### 4. 2. 1 試験条件1（組立後の軸受すきま : -10μm）での試験結果

図3に回転速度と軸受外輪温度との関係を、図4に回転速度と軸受トルクとの関係を示す。いずれの場合もヒータによる加熱は行っていない。外輪温度は、A油（開発油）、D油（現行油）とも回転速度の上昇に伴って高くなり、20000rpmでは、それぞれ210、164°Cに達した。この差は、潤滑油の動粘度がD油よりもA油の方が大きく、攪拌抵抗による発熱が大きかったためと考えられる。また、軸受トルクは、D油に比べてA油の方が大きく、D油では回転速度の影響がほとんどないのに対し、粘度指数の大きいA油では回転速度の上昇に伴って減少する傾向が認められた。これは、回転速度上昇に伴う摩擦の増加よりも、温度上昇に伴う動粘度低下による摩擦低減が大きかったためと考えられる。

図5に回転速度が20000rpmまで上昇した後、外輪をヒータで強制加熱した時の軸受外輪温度と軸受トルクとの関係を示す。A油では230°C付近、D油では180°C付近で急激なトルクの低下が認められる。これは、外輪の熱膨張により軸受の内部すきまが大きくなり、摩擦の低下が生じたためと考えられる。

A油、D油ともそれぞれの引火点付近までの運転が可能であった。また、試験後軸受を観察したところ、内、外輪の軌道面、ころ転動面、保持器のいずれにおいても大きな摩耗は認められなかった。ただし、A油では、少量のスラッジが生成しており、潤滑方法には充分な注意が必要と考えられる。

###### 4. 2. 2 試験条件2（組立後の軸受すきま : +28μm）での試験結果

図6に回転速度を20000rpmまで上昇させた後、ヒータによる加熱を行った場合の軸受外輪温度と軸受トルクとの関係を示す。A油は、引火点である310°C付近までは外輪温度上昇に伴う潤滑油の動粘度低下のため、軸受トルクは減少しており、粘性摩擦の領域であると言える。一方、D油で

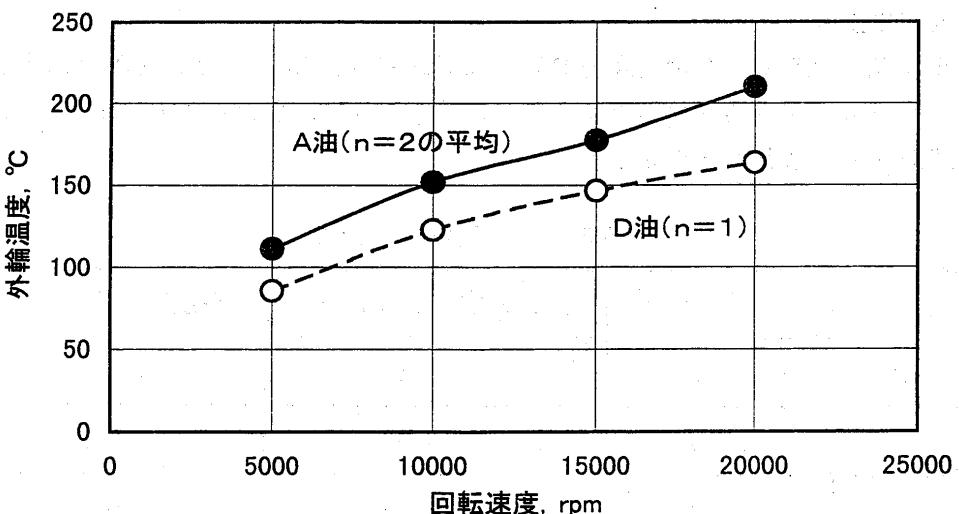


図3 回転速度と外輪温度の関係(すきま: -10 μm)

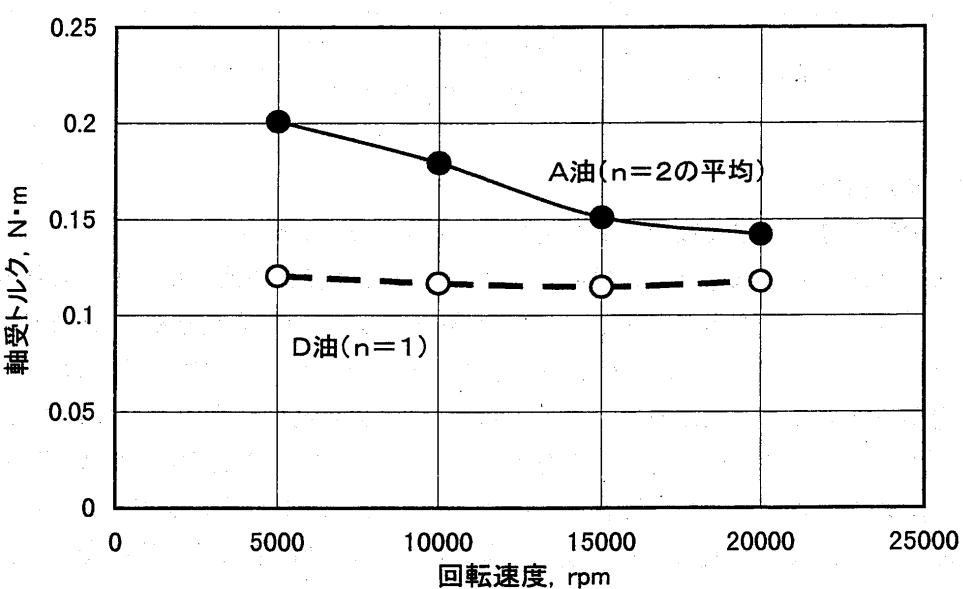


図4 回転速度と軸受トルクの関係(すきま: -10 μm)

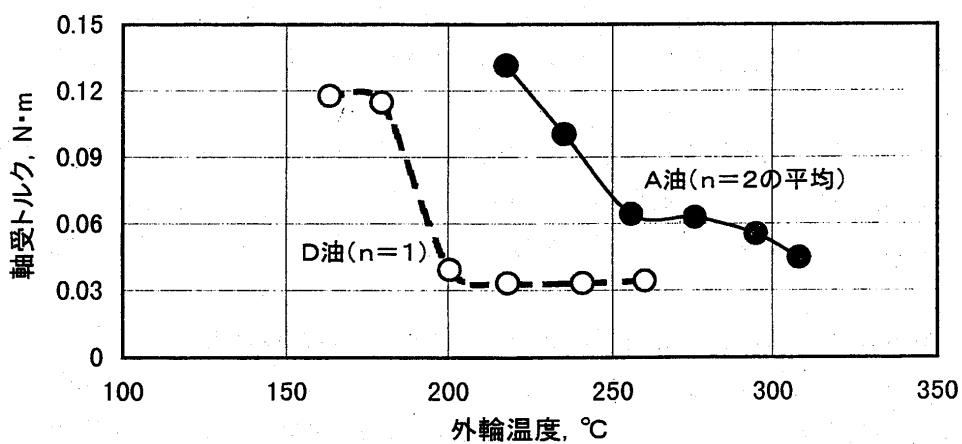


図5 軸受温度と軸受トルクの関係(すきま: -10 μm)

は、引火点である 260°Cまでは A油と同様、軸受トルクが減少する傾向にあるが、260°Cを越えると軸受トルクが増大し、試験した2個の軸受のうち1個に保持器の摩耗が認められており、弹性流体潤滑の領域から境界潤滑の領域へ移行しているものと推定できる。従って、D油では 260°Cが使用限界であり、A油では 310°Cまでは使用可能であると考えられる。

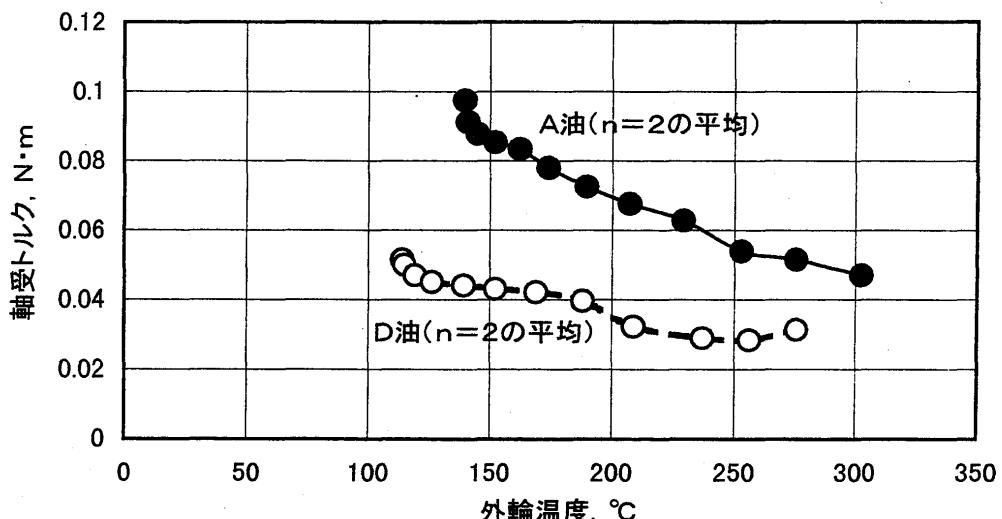


図6 外輪温度と軸受トルクの関係(すきま: +28 μm)

## 5. まとめ

ポリフェニルエーテル油とジフェニルチオエーテル油の混合油である開発油の熱安定性試験および軸受運転試験を行った結果、以下のことがわかった。

- (1) ポリフェニルエーテル油とジフェニルチオエーテル油の混合油の熱安定性は、これらの潤滑油を単独で使用した場合や現行油であるポリオールエステル油に比べて良好であった。
- (2) ポリフェニルエーテル油とジフェニルチオエーテル油の混合油は、引火点である 310°Cまでの運転が可能であった。ただし、運転後の軸受には少量のスラッジが生成しており、潤滑方法には充分な注意が必要と考えられる。
- (3) 現行油は、260°Cを越えると、保持器の摩耗を伴った軸受トルクの増大が認められた。

# 高温高速円筒ころ軸受用保持器材の開発

C-2

\* 藤井幸生 藤井健次 前田喜久男 山本伸一  
(株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

## 1. まえがき

国際的に石油備蓄量減少、地球環境保護への関心が高まる中、省資源、環境適合性を備えたガスジェネレータの登場が期待されている。(株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所(AMG: Research Institute of Advanced Material Gas-Generator)では革新ガスジェネレータの基盤技術の確立を目指して研究開発を行っており<sup>1)</sup>、AMG 桑名分室ではdN 値300万～400万、軸受温度300°C～400°Cで使用可能な円筒ころ軸受の研究開発を担当している。そのような高温・高速条件下で使用可能な円筒ころ軸受の保持器に要求される主な機能としては、高速回転によって生じるフープ応力を軽減するため軽量であることと、高温・高速条件下で摩擦摩耗特性が優れることが挙げられる。現行の保持器材は鉄系材料に自己潤滑性がある銀めっきを施したものが主に用いられている。

今回、現行保持器材よりも軽量かつ高温・高速条件下で摩擦摩耗特性が優れる材料として、候補材の評価試験を行い SiC 粒子分散強化 Al 基複合材料(以下、Al-SiC と略記する)を選定した。さらに、Al-SiC の摩擦摩耗特性に及ぼす SiC 配合比の影響を調べた。そして、最適の配合比と考えた Al-SiC を用いて保持器を作製し、円筒ころ軸受の運転試験を行った。本報ではこれら一連の結果を報告する。

## 2. 実験方法

### 2-1：高温摩擦摩耗試験方法

高温摩擦摩耗試験機は高温・高速条件下での滑り摩擦摩耗試験機で、図 1 に試験機の概略図を示す。固定試片を水平方向(右方向)に所定荷重で回転試片に押し付け、そのときに生じる垂直方向の摩擦力をロードセルで検出する。水平方向と垂直方向の直動静圧軸受はガイドの摩擦を減らし、押付荷重と摩擦力の測定精度を高めている。試験部の潤滑はジェット給油方式である。

評価した候補材及びそれらの諸特性を表 1 に示す。実際の円筒ころ軸受において保持器は、特に転動体との摩擦摩耗が問題になる。したがって、試験では表 1 に示した各候補材を固定試片とし、回転試片材質を現行転動体材の耐熱鋼 M50 及び転動体候補材の窒化珪素 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>とした。表 2 に高温摩擦摩耗試験条件を示す。試験で採取したデータは、試験中の摩擦係数と、試験後の固定試片の摩耗痕幅である。摩擦係数は試験中連続記録し、摩耗痕幅は光学顕微鏡で測定した。

表1：保持器候補材の諸特性

	比重 g/cm <sup>3</sup>	ショア硬さ	熱膨張係数 × 10 <sup>-6</sup> /K	熱伝導率 W/m·K	備考
SAE4340+Agめっき	7.8	40～48	13.3	33～44	現行保持器材
TiAl金属間化合物	3.8	36	10.3	15.6	
Al-SiC	2.8	15	15.4	97	MMC、SiC配合比は20vol%
Al含浸カーボン	2.2	80	9.5	208	カーボン摺動材
Sb含浸カーボン	2.7	95	7.0	179	

表2：高温摩擦摩耗試験条件

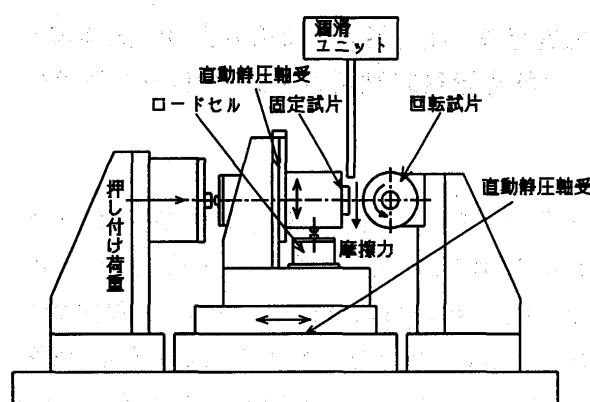


図1：高温摩擦摩耗試験の概略

固定試片	表1参照 ( $\phi 40 \times \phi 6 \times t5$ , 面粗度 $0.6 \mu mRa$ )
回転試片	耐熱鋼M50、窒化珪素 $Si_3N_4$ ( $\phi 100 \times \phi 30 \times t10$ , 面粗度 $0.02 \mu mRa$ )
潤滑油	EXXON TURBO OIL 2380 (MIL-L-23699C相当)
潤滑方法	ジェット給油
給油温度	200°C
給油量	0.2l/min
荷重	100N (Pmax = 94MPa)
回転数	19000rpm (周速 : 100m/s)
試験時間	10min (走行距離 : 60km)

## 2-2: サバン型摩擦摩耗試験方法

3-1 で述べるように、高温摩擦摩耗試験の結果、Al-SiC が最も高温・高速条件下での摩擦摩耗特性が優れていた。そのときに評価した Al-SiC の SiC 配合比は、表 1 に示したように 20vol%である。

Al-SiC は、Al 合金 A6061 粉末と SiC 粒子の混合物を熱間押出したものに溶体化と時効硬化を兼ねた T6 処理を施すことによって作製している<sup>2)</sup>。図 2 に Al-20vol%SiC の SEM 写真を示す。Al 合金 A6061 マトリックス中に SiC 粒子が均一に分散した構造で、SiC 粒子の平均粒径は 7  $\mu m$  である。

Al-SiC の摩擦摩耗特性に及ぼす SiC 配合比の影響を調べるためにサバン型試験を行った。SiC 配合比を 10, 20, 30vol%の 3 種類に変えて供試材を作製した。また、リファレンスとして Al-SiC の母材である A6061T6 と現行保持器材である SAE4340+Ag めっきについても評価を行った。

図 3 にサバン型試験機の概略図を示す。試験は、水平方向に自由度を有したエアースライドに取り付けた固定試片を、垂直方向に所定荷重で回転試片に押し付けるもので、そのときに生じる水平方向の摩擦力をロードセルで検出する。高温摩擦摩耗試験よりも迅速かつ高精度に摩擦摩耗特性を評価することができる。この試験は常温での評価のため、高温摩擦摩耗試験で用いた現行潤滑油である EXXON TURBO OIL 2380 の代わりに低粘度油 MOBIL VELOCITY OIL No.3 を用いた。常温における MOBIL VELOCITY OIL No.3 の粘度は、200°Cにおける EXXON TURBO OIL 2380 のそれにほぼ相当する。表 3 にサバン型試験条件を示す。試験で採取したデータは、試験中の摩擦係数と、試験後の固定試片の摩耗痕幅である。これらのデータは、先の高温摩擦摩耗試験と同じ方法で採取した。

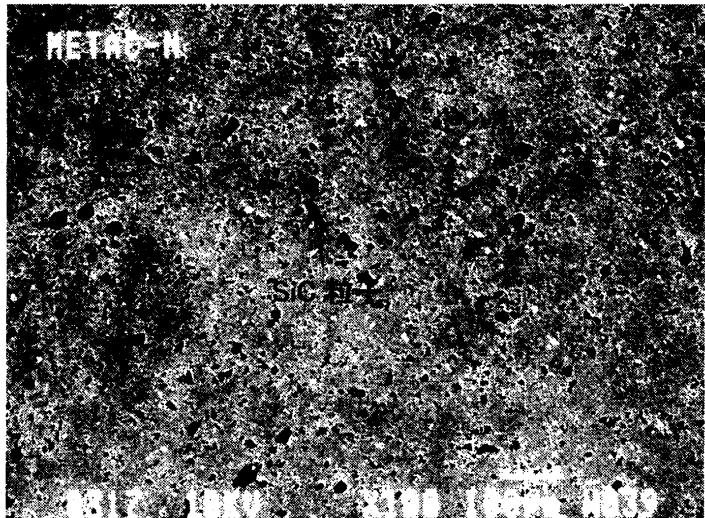


図2：Al-20vol%SiC の SEM 写真

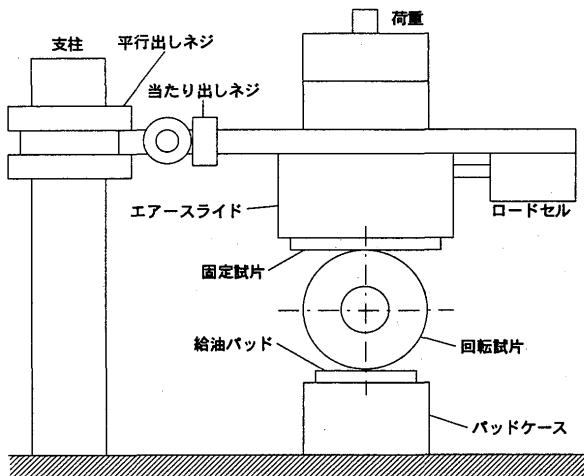


図3：サバン型試験機の概略図

表3：サバン型試験条件

固定試片	Al-SiC; SiC配合比10、20、30vol% ( $\phi 40 \times \phi 6 \times t5$ , 面粗度 $0.6 \mu mRa$ )
回転試片	軸受鋼SUJ2 ( $\phi 40 \times \phi 12 \times t4$ , 面粗度 $0.02 \mu mRa$ )
潤滑油	MOBIL VELOCITY OIL No.3 (粘度 $2.02 cSt @ 40^\circ C$ , $0.94 cSt @ 100^\circ C$ )
潤滑方法	パッド給油
試験温度	常温
荷重	39.2N (Pmax = 107MPa)
回転数	4775rpm (周速: 10m/s)
試験時間	10min (走行距離: 6km)

### 2-3：保持器試作と軸受運転試験方法

3-1、2で述べるように、Al-SiCは高温・高速条件下で摩擦摩耗特性が最も優れており、そのSiC配合比は20vol%程度が適当であるという結果を得た。そこで、Al-20vol%SiCの試作保持器を作製した。Al-SiCは軟質なマトリクスにセラミック粒子が分散しており加工性が悪い。そのため、まず、押出成形によりリング形状素形材( $\phi 168 \times \phi 157.8 \times t19.5$ )を作製し、内外及び幅の寸法を旋盤により仕上げた。次に、素形材にハイスドリルで36個のポケットの下穴加工を施し、ワイヤーカットによりポケット穴加工(対称の2穴を同時に加工)を行った。最後にダイヤモンドラップによりポケット穴周辺を仕上げた。

試作したAl-20vol%SiC製保持器を組み込んだ円筒ころ軸受の運転試験を行い、現行のSAE4340+Agめっき製保持器との性能比較を行った。図4に試験軸受の概略図を、表4に試験軸受の仕様を示す。表5に軸受運転試験条件を、図5に軸受運転試験機の概略図を示す。主軸の回転は図の左側から直流モータの出力を増速機を介して与えた。主軸と保持器には予め4力所等配に穴あるいは切欠を設け、ギャップセンサーを用いたパルス検出により回転数を測定した。

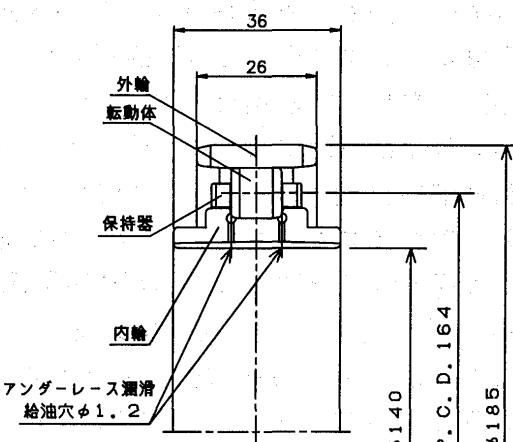


図4：運転試験軸受の概略図

表4：試験軸受の仕様

保持器材質	Al-20%SiC	SAE4340 +Agめっき
内・外輪材質	耐熱鋼M50	
転動体材質	窒化珪素 $Si_3N_4$	
初期すきま	0.18mm	
組込後すきま	0.11mm	

表5：軸受運転試験条件

潤滑油	EXXON TURBO OIL 2380 (MIL-L-23699C相当)
給油方法	アンダーレース給油
給油量	アンダーレース: 8l/min
給油温度	100±10°C
負荷荷重	軸重量のみ
主軸回転数	21500rpm(dh値300万)まで8ステップに分けて増速し、21500rpmで3時間運転を継続

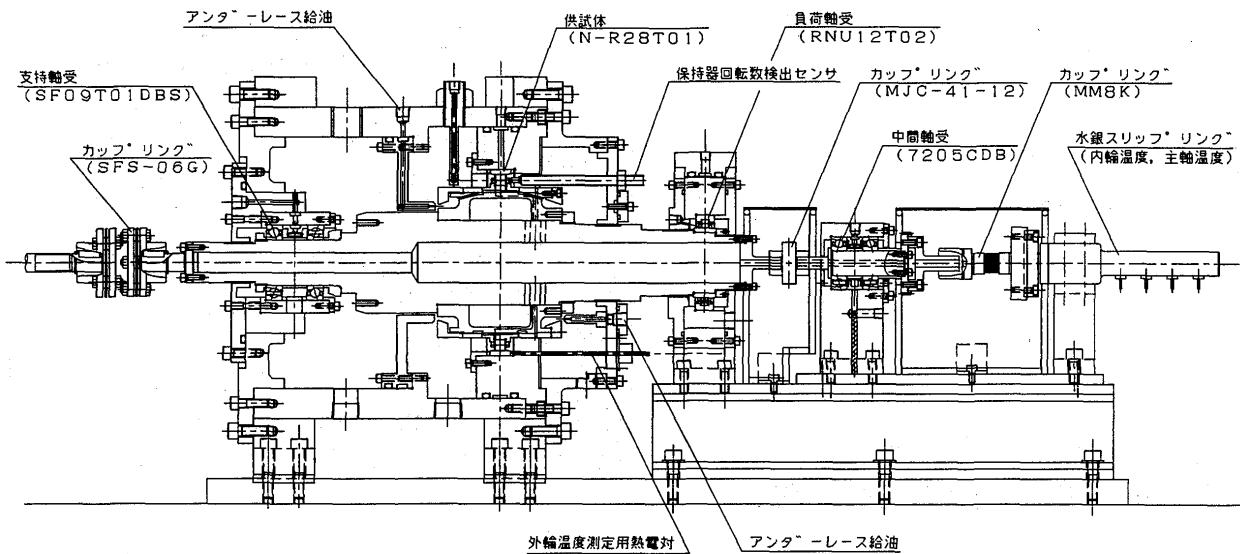


図 5：軸受運転試験機の概略図

### 3. 実験結果及び考察

#### 3-1：高温摩擦摩耗試験結果

図 6 に高温摩擦摩耗試験によって得られた各候補材の摩擦係数と摩耗痕幅を示す。この図に示すように、候補材のうちで Al-20vol%SiC が摩擦係数、摩耗痕幅ともに最も小さく、特に、摩耗痕幅は他に比べ極めて小さい。次いで、現行保持器材が優れている。カーボン系摺動材は現行保持器材に比べて摩擦係数が大きいという点で劣っている。相手材の違いによる差については、TiAl 金属間化合物が M50 に対して早期に焼付を生じたことをはじめ、概ね、 $\text{Si}_3\text{N}_4$  よりも M50 に対して特性が劣るといえる。

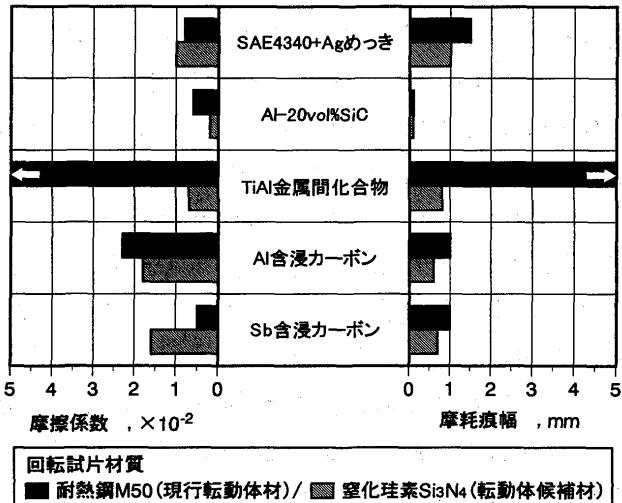


図 6：高温摩擦摩耗試験の結果

#### 3-2：サバン型試摩擦摩耗試験結果

図 7 は、Al-SiC の SiC 配合比と摩擦係数、摩耗痕幅の関係である。摩擦係数は試験開始後安定時の平均値である。図中に矢印で示したように、SiC 配合比が多いほど、摩擦係数は大きくなり、一方、摩耗痕幅は小さくなるという特異な傾向を示した。これは、SiC 配合比が多いほど表面に存在する SiC 粒子の数が多くなるので、SiC と相手材との摩擦摩耗特性の傾向が強まるためではないかと考える。この結果か

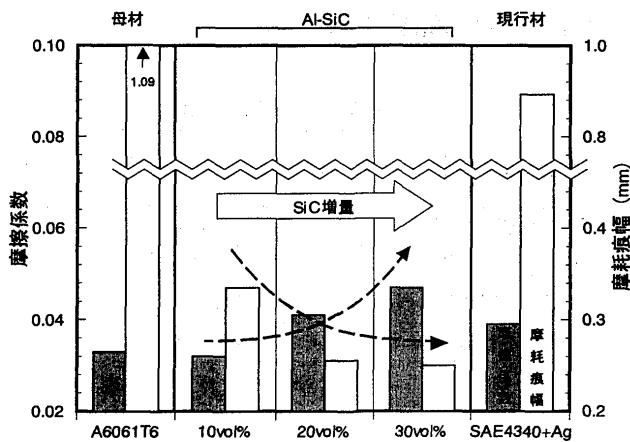


図 7：サバン型摩擦摩耗試験の結果

ら、SiC が 20vol%程度のときが、摩擦と摩耗のバランスが取れた配合比であると考えられる。現行保持器材の SAE4340+Ag めっきや母材 A6061T6 と比べると、Al-SiC は SiC 配合比によらず摩耗痕幅がかなり小さく、SiC 配合による摩耗低減の効果が明らかといえる。

### 3-3：試作保持器の運転試験

Al-20vol%SiC の比重は  $2.8\text{g/cm}^3$  と軽量であるため、試作保持器の重量は 71g であり、比重が  $7.8\text{g/cm}^3$  の現行保持器(SAE4340+Ag めっき)の重量の約 1/3 であった。

図 8 に円筒ころ軸受の運転試験結果を示す。いずれのグラフも横軸が回転速度を表す  $dn$  値で、縦軸は左から保持器回転すべり率、外輪温度上昇、ラジアル方向振動値である。

保持器すべり率とは、転動体と軌道輪のすべり度合いを表すものであり、それが小さいほど軸受本来の理想的な回転を意味する。高速時において保持器すべり率が大きいと、スキッティング損傷等の原因になると考えられる。図 8(左)に示すように、その値は低  $dn$  値領域において Al-SiC の方が現行材よりも大きいが、高  $dn$  値領域において両者は逆転している。したがって、Al-SiC の方が現行材よりも高速時における運転性能が優れるといえる。

図 8(中)に示すように、外輪温度上昇は全  $dn$  値領域にわたって Al-SiC と現行材の差はほとんど見られなかった。

図 8(右)に示すように、ラジアル方向振動値は、低  $dn$  値領域においては差が見られないが、 $dn$  値 250 万以上の領域では Al-SiC の方が現行材よりも若干小さい。この点からも Al-SiC の方が高速時における運転性能が優れるといえる。

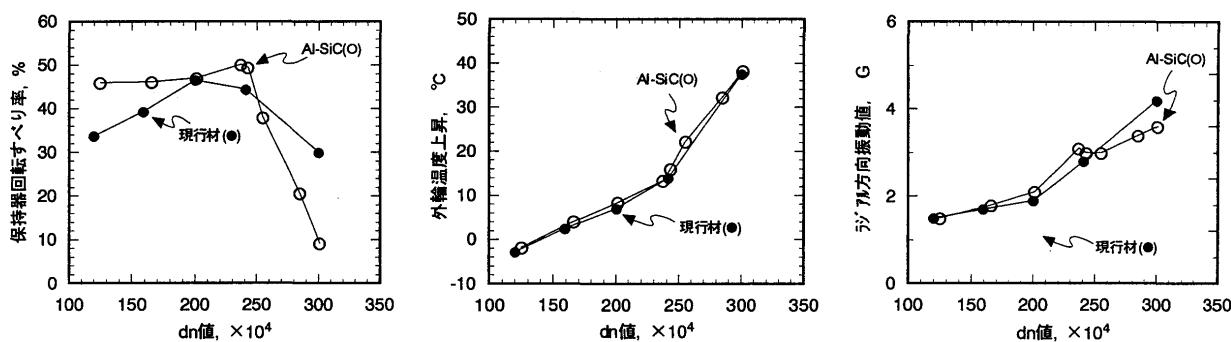


図 9：円筒ころ軸受の運転試験結果

### 4.まとめ

- 高温摩擦摩耗試験の結果、高温・高速条件下では Al-SiC が最も摩擦・摩耗特性が優れていた。
- サバン型試験の結果、Al-SiC は SiC 配合比が大きいほど摩擦係数は大きく、一方、摩耗痕は小さかったことから、20vol%程度が適当と考えた。
- 試作保持器を組み込んだ軸受運転試験の結果、 $dn$  値 250 万以上で Al-SiC 製保持器の方が現行保持器よりも軸受運転性能が優れていた。

### <参考文献>

- 1). M. Hiromatsu & Seki : Proc. the 1995 Yokohama Int. Gas Turbine Congress, 1, (1995), p203.
- 2). 牛込, 山本, 副田: 鉄と鋼, 第 75 年(1989), 第 9 号, p.1549.

# 高温高速条件下における ハイブリッドセラミック玉軸受の回転特性

C-3

\* 由井 秀人, 相原 了, 山本 伸一 ((株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所)  
山添 正信 (日本精工(株))

## 1. まえがき

先進材料を利用した将来ガスジェネレータ（ガスタービンの中核部）の研究開発プロジェクト<sup>1)</sup>において、玉軸受を温度 300 °C～400 °C,  $d_n$  値 300 万～400 万という高温高速条件下で用いるための基盤技術開発を行っている。このような高温、高速を同時に満足する軸受を実現可能にするためには、高温用軸受材料、潤滑油、軸受設計各面の条件が揃うことが必要である。これまでに、上記条件を部分的に満足する実験結果<sup>2)3)</sup>や、非常に特殊な油の実験例<sup>4)</sup>はあるが、実用条件に近いものでこれらを組み合わせた試験は行われていない。

本プロジェクトではこれまでの研究で、 $d_n$  値 300 万条件下の軸受発熱量・温度上昇特性、スキッド特性において、全 M50 材軸受と比較して転動体のみをセラミック（窒化けい素： $\text{Si}_3\text{N}_4$ ）製としたハイブリッドセラミック玉軸受のほうが有利であることが確認されている<sup>5)</sup>。潤滑油については、比較的入手しやすいものの中で高温で使用可能な油として、酸化安定性や摩擦特性の面からトリペンタエリスリトルエステル油に絞り込まれた<sup>6)</sup>。

そこで本報では、ハイブリッドセラミック玉軸受を用いて、軸受  $d_n$  値～300 万、軸受温度～300 °C の回転特性把握試験、回転確認試験を行い、高温高速条件下における玉軸受の使用可能性について検討した結果を報告する。

## 2. 試験方法

### 2-1. 試験装置

図 1 に試験装置本体部の概略構造を示す。

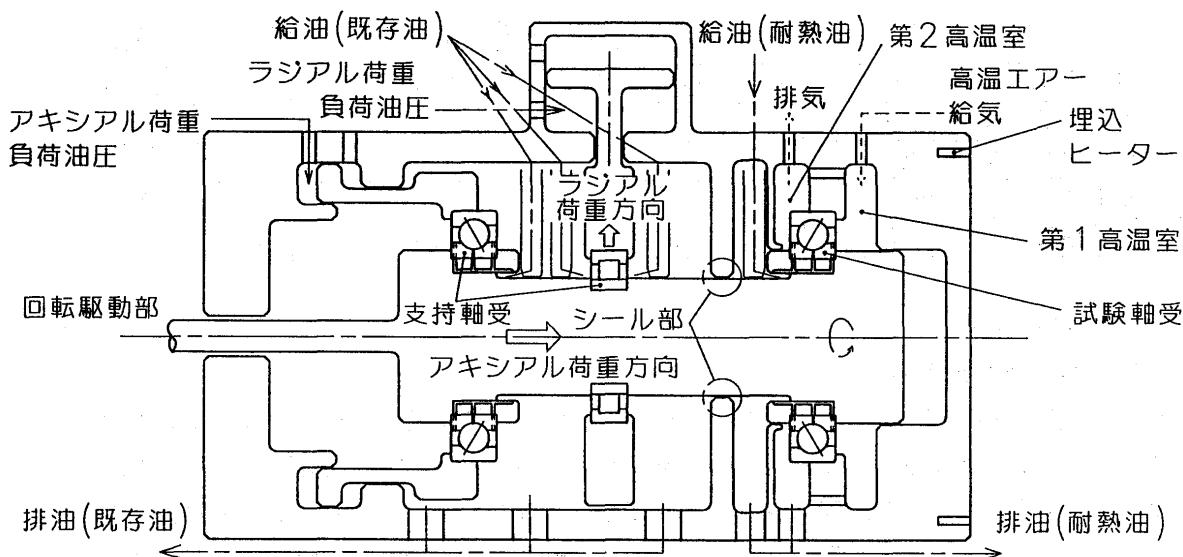


図 1 試験装置本体部の概略構造

回転軸は玉軸受 2 個、円筒ころ軸受 1 個で支持されるが、試験軸受は図 1 の右側の玉軸受であり、左側の玉軸受はアキシアル荷重を負荷する支持軸受、また中央の円筒ころ軸受はラジアル荷重を負荷する支持軸受である。ここで荷重は油圧によって負荷される。モーターからの回転駆動力は、駆動用連結軸を介して増速機出力軸から伝達される。試験軸受の潤滑方法はアンダーレース潤滑とし、排油は強制排油とした。潤滑油として、試験軸受には本プロジェクトにおいて現段階で高温用潤滑油として選定されているトリペンタエリスリトルエステル油<sup>6)</sup>を、支持軸受には MIL-L-23699C 規格適合油を用い、両潤滑油が混合しないようにエアーシールを採用した。また試験軸受雰囲気を高温に保つために、軸受ハウジングをヒーターで加熱するとともに、試験軸受設置箇所には高温に加熱した空気を供給した。

## 2-2. 試験軸受

試験軸受は、図 2 に示す寸法形状を持つ内輪二つ割れの三点接触玉軸受である。転動体にはセラミック（窒化けい素）製を用い、外輪は M50 材 (VIM-VAR) 製、内輪は M50NiL 材 (VIM-VAR) 製、そして保持器材は SAE4340 で、表面には銀めっきを施した。軸受内径は  $\phi$  100 mm であり、軸回転数が 30,000 rpm で  $d n$  値 300 万となる。

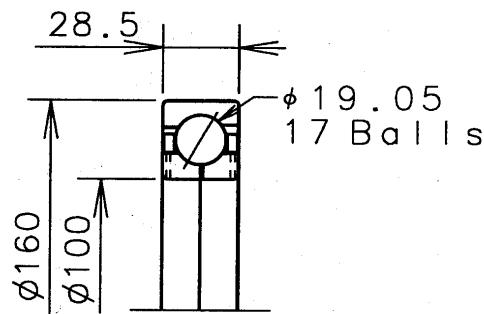


図 2 試験軸受形状

## 2-3. 試験条件と試験方法

表 1 に示す試験条件において軸受回転試験を行い、軸受温度と排油温度を測定した。軸受温度は、外輪の外径面、および内輪の内径面の温度を、そして排油温度は排油出口にて、熱電対を用いて測定した。

表 1 試験条件

	回転特性把握試験	回転確認試験
軸回転数, rpm	25,000, 26,000, 28,000, 29,000	~30,000
アキシアル荷重, kN	7, 10, 12	7
ラジアル荷重, kN	1	1
給油量, l/min	3.5, 4.0, 5.0	3.5
給油温度, °C	210, 215, 225, 240	~220

## 3. 試験結果と考察

### 3-1. 回転特性把握試験

まず、温度～300 °C、 $d n$  値～290 万条件下において、軸受温度、排油温度に及ぼす軸回転数、アキシアル荷重、給油量、給油温度の影響を調べるために、回転特性把握試験を行った。

図 3 に、軸受温度、排油温度に及ぼす軸回転数の影響を示す。軸回転数が 26,000～29,000 rpm ( $d n$  値 260 万～290 万) の範囲においては、軸回転数が増すほど軸受温度、排油温度は上昇している。これは、軌道輪と玉との接触部内における転がり滑り摩擦、および潤滑油の攪拌抵抗による発熱量が増加するためと考えられる。

$d n$  値 250 万において、軸受温度、排油温度に及ぼすアキシャル荷重の影響を、図 4 に示す。アキシャル荷重が 7~12 kN の範囲においては、アキシャル荷重を増加させても温度上昇はあまり見られない。アキシャル荷重の増加に伴い接触角が変化するが、荷重増加量が小さいために、接触角の変化に伴う軌道輪と玉との接触槽円内における転がり滑り摩擦、および潤滑油の攪拌抵抗による発熱の影響が小さいといえる。

$d n$  値 250 万において、軸受温度、排油温度に及ぼす給油量の影響を、図 5 に示す。給油量 3.5 ~5.0 l/min の範囲においては、給油量を少なくするほど軸受温度、排油温度は高くなるが、その上昇量は小さい。これは給油量減少に伴い、潤滑油の攪拌抵抗による発熱が小さくなるが、潤滑油が軸受外に持ち出す熱量も少なくなるため、軸受全体として発熱量の変化が小さかったと考えられる。

$d n$  値 250 万において、軸受温度、排油温度に及ぼす給油温度の影響を、図 6 に示す。給油温度が 215~240 °C の場合、給油温度を高くするほど軸受温度、排油温度は上昇しており、上記試験範囲内においては、軸回転数、アキシャル荷重、給油量と比べて、給油温度の軸受温度上昇に及ぼす影響が大きい。これは、軸受内の発熱量と比較して潤滑油より与えられる熱量が、軸受温度を直接上昇させやすいことが理由と考えられる。軸回転数 25,000 rpm ( $d n$  値 250 万) では、アキシアル荷重 1 kN の場合、外輪温度が約 280 °C、内輪温度が約 230 °C、排油温度が約 260 °C である。

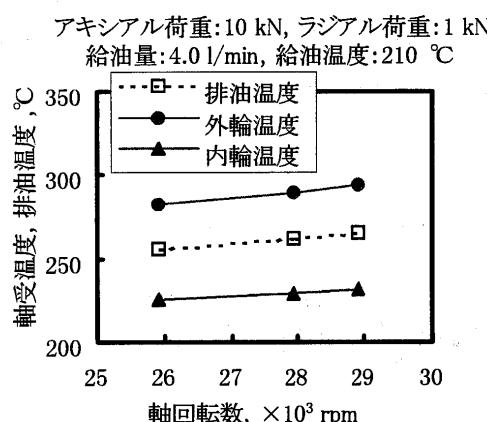


図3 軸受、排油温度に及ぼす軸回転数の影響

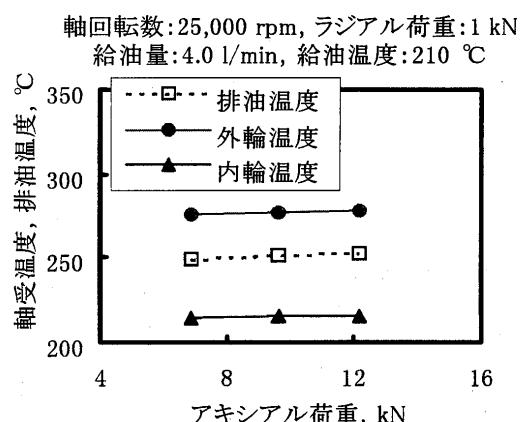


図4 軸受、排油温度に及ぼすアキシャル荷重の影響

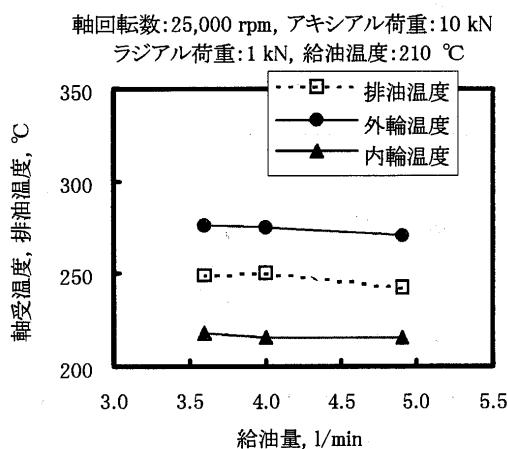


図5 軸受、排油温度に及ぼす給油量の影響

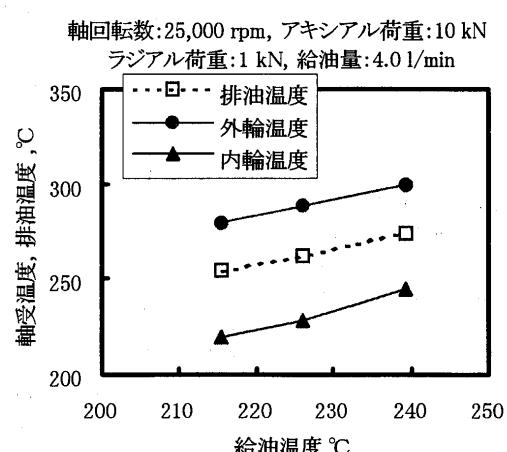


図6 軸受、排油温度に及ぼす給油温度の影響

ル荷重 10 kN, ラジアル荷重 1 kN, 給油量 4.0 l/min, 給油温度 240 °C の条件において, 外輪温度が 300 °C に達した。また, 上記試験中, 軸受温度や振動の急激な上昇ではなく, 異常な回転音のようなものも見られなかった。

以上の結果より, 耐熱性を有する潤滑油を用いれば, これまで軸受の高速回転試験で経験している結果を延長した特性が得られることがわかった。したがって, 温度 300 °C, d n 値 300 万の実現に向けての手応えは得られたといえる。

### 3-2. 回転確認試験

続いて, 温度 300 °C, d n 値 300 万における運転を達成するために, 回転確認試験を行った。実際のガスタービンは, 周囲の高温空気が軸受温度に多大な影響を与えていたが, 本試験範囲内においては回転特性把握試験から, 軸受温度は他パラメータと比較して給油温度による影響が大きいことを確認した。そこで, 他の条件を設定した後, 給油温度を上げていく手順で試験を行った。まず, 試験装置の熱状態を安定させるために, アキシャル荷重 7 kN, ラジアル荷重 1 kN, 給油量 3.5 l/min 条件において, 軸回転数を 16,000 rpm (d n 値 160 万) から徐々に高速に上げていった。図 7 に示すように, この間の潤滑油粘性抵抗の上昇を押さえるために, 給油温度も軸回転数の上昇に併せて上げていった。軸受温度, 排油温度も同じような上昇線を示しているが, これは, 試験装置本体部の加熱方式, 加熱, 放熱条件に関係しているため, 一般論は避ける。

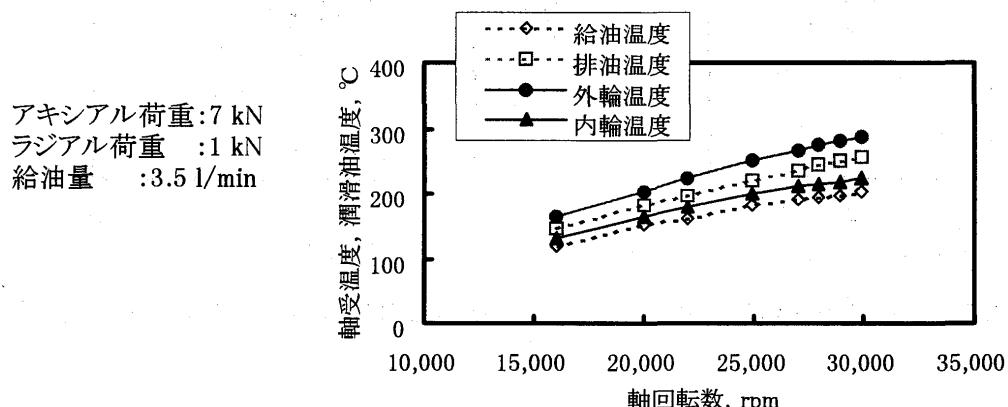


図7 軸受温度, 潤滑油温度 vs. 軸回転数

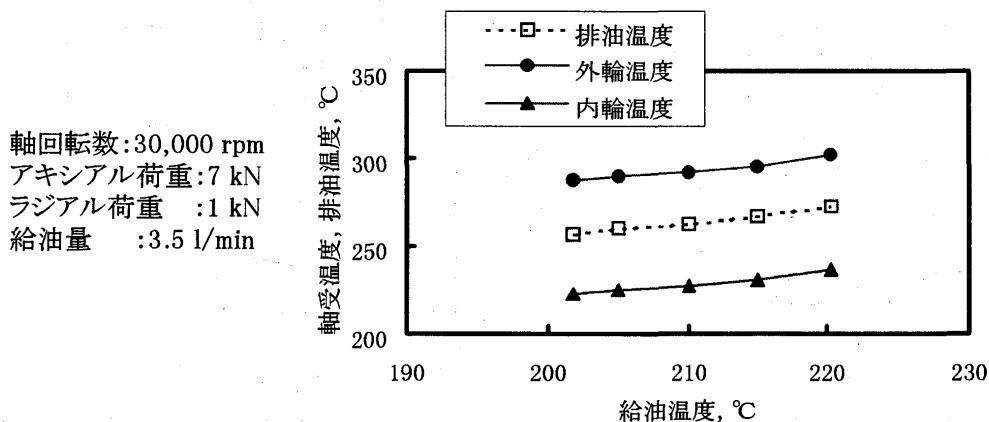


図8 軸受温度, 排油温度 vs. 給油温度

30,000 rpm (d n 値 300 万) 達成時には、給油温度が 200 °C であるが、まだ軸受温度は 300 °C に達していなかった。そこで、軸回転数を固定して給油温度を上昇させていったところ、図 8 に示すように、給油温度 220 °C で、外輪温度が 300 °C に達した。図 6 と比較して、給油温度が軸受温度に及ぼす影響度は多少小さい。これは、軸受の高速化に伴う軸受内部の発熱量が増したためと考えられる。

温度 300 °C, d n 値 300 万条件下においてデータを取得後、試験装置より試験軸受を外し観察した。その結果、保持器の外径面と軌道面（走行跡を除く）に、潤滑油のスラッジと思われる炭化物が多少付着しており、その影響で軌道面粗さ形状変化の兆候が見られたが、運転に支障をきたすほどではない。また、保持器の案内面、ポケット面等には特記すべき異常が見られないことから、温度 300 °C, d n 値 300 万での運転を達成したといえる。しかし、更なる高温、高速化を目指す場合、高温における軌道面硬さの向上、高温用潤滑油の酸化安定性の向上が必要と思われる。

#### 4. まとめ

上記の試験により、以下を明らかにした。

- (1) 内径  $\phi$  100 mm のハイブリッドセラミック玉軸受を用いて、アンダーレース潤滑下、温度 300 °C, d n 値 290 万までの回転性能把握試験を実施することによって、高温高速条件下における軸受回転特性を把握することができた。
- (2) 高温用潤滑油にトリペンタエリスリトルエステル油を選定し、回転確認試験を実施することによって、ハイブリッドセラミック玉軸受の温度 300 °C, d n 値 300 万における運転を達成することができた。

今後、高温用軸受軌道輪材料、保持器材料、潤滑油および軸受設計の検討を進め、高温高速条件下において使用可能な玉軸受の基盤技術の確立を進める。

#### 参考文献

- 1) 弘松幹雄, “先進材料利用ガスジェネレータ技術開発の現状” 第 24 回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1996. 5, (東京)pp.1-8
- 2) Frederick D. Slaney, “Hybrid Ceramic Bearing Development for Gas Turbine Engines” ASME, 94-GT-112, Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 13-16, 1994, The Hague, Netherlands
- 3) Mark A. Rhoads, Manohar Bashyam, William J. Crecelius, “Large Engine Hybrid Ceramic Bearings” ASME, 94-GT-264, Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 13-16, 1994, The Hague, Netherlands
- 4) Chao K. K., Toth D. K., Saba C. S., “An Integrated Test Method for High-Temperature Liquid Lubricants : Dynamic Test” Trib. Trans., vol.38, No.1, pp.63-68, 1995
- 5) 正田義雄, 由井秀人, 横井信哉, 山添正信, 矢倉健二, “d n 300 万におけるハイブリッドセラミック玉軸受の回転特性” 日本機械学会機素潤滑設計部門講演会(IMPT-100)講演論文集 [1997-7-28~30・東京], pp.654-655
- 6) K. HACHIYA, H. YUI, Y. SHODA, S. YOKOI, M. NAKA, “Evaluation of Tribological Properties of Synthetic Lubricants under High Temperature and High Speed Conditions” Trib. Trans., vol.41, No.1, pp.27-34, 1998

# HIP 拡散接合による酸化物分散強化(ODS)合金のタービン静翼への適用研究

\*松田喜宏、秋川尚史、能美伸一郎、瀧北俊裕（川崎重工業）  
吉田豊明、瀧 將展（航空宇宙技術研究所）

## 1. まえがき

近年の実用ガスタービンエンジンのタービン入口温度は図1<sup>1)</sup>に示すように年々上昇しており、従来手法での材料や遮熱コーティングの開発は限界近くまで達している。現在、実用化に向けて研究が進められている超音速輸送機用のターボジェットエンジンではタービン入口温度が1700°C レベルになるため、そのタービン静翼の製作のあたっては、一方向凝固合金や単結晶合金を含む従来の材料よりもさらに優れた耐熱、耐酸化特性を持つ先進材料を適用することが望ましいと考えられる。このような材料として酸化物分散強化合金（Oxide Dispersion Strengthened Alloy 以下 ODS 合金）があるが、鋳造すると著しく特性が低下するため鍛錬材としてしか実用できず、現状では図2に示すような冷却効率の優れた複雑な中空冷却構造を付与することが不可能である。そのため前述のタービン入口温度 1700°C レベルのエンジンへの適用には複雑な中空冷却構造を実現するための接合技術を確立することが必要不可欠となる。本稿では、このようなエンジンのタービン静翼材として Ni 基 ODS 合金の MA754 を選定し、HIP (Hot Isostatic Pressing) を用いた接合技術の確立を図り、三次元中空冷却翼を試作した結果を報告する。さらに、MA754 の適用だけでなく、中空タービン翼の冷却通路部の材料に高熱伝導材料の Cu を用いて冷却性能を高める手法<sup>2)</sup>を検討し、翼部母材を MA754 とし、冷却通路部を Cu で内張りして冷却構造を付与した二重壁の単純形状の中空翼を、前述の研究で得られた成果を適用して HIP 拡散接合により製作した結果もあわせて報告する。

## 2. MA754 製三次元中空冷却タービン静翼の製作

### 2-1 製造プロセスの検討

表1にMA754の組成を示す。MA754は、高温クリープ特性、耐酸化特性が従来材より優れており、タービン静翼材として適している。図3にMA754と他のNi基のタービン動・静翼用鋳造材のクリープラブチャー強度を比較したグラフを示す。このように高温で優れたクリープ強度を示すMA754は、酸化物であるY<sub>2</sub>O<sub>3</sub>の粉末を他の合金成分の粉末中にMechanical Alloying法を用いて分散し、焼結・熱間押し出し・鍛造して製造するため、セラミック中子を用いた精密鋳造法によって製造されている冷却特性に優れた三次元中空翼への適用は困難であった。

MA754はGE社製F404-400エンジンのタービン静翼に適用されているが、翼部を棒材から機械加工で削り出した後に中空冷却部を放電加工するため、単純な形状を付与するに留まっている<sup>3)</sup>。そこでMA754を用いて、冷却性能に優れた三次元中空タービン静翼を製作するために、図4に示す製造プロセスを採用した。すなわち、翼部を背側と腹側に分割し、ブロック形状の素材に中空部冷却構造を放電加工で付与した後、加工面同士を接合し、機械加工により翼形状へ削り出す方法である。接合方法としては、接合面が曲面であることから等方加圧が可能な HIP 拡散接合法を選定した。この製造方法確立のためには、HIP 拡散接合条件の確立と高温・高圧の HIP 処理時に加工した中空冷却構造が変形しないための対策が必要であり、それらを中心的に試験を実施した。

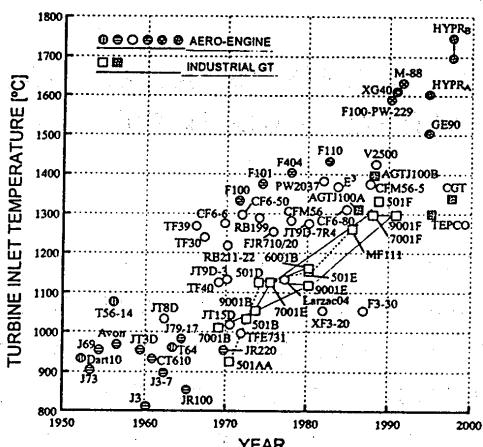


図1 年代別各種ガスタービンのタービン入口温度<sup>1)</sup>

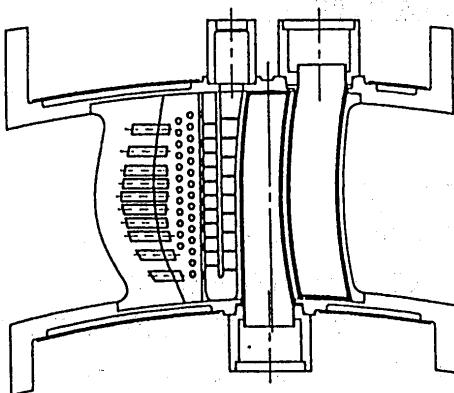


図2 タービン静翼の中空冷却構造

成分	Ni	Cr	C	Al	Ti	Y <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Fe
wt %	78	20	0.05	0.3	0.5	0.6	1.0

表1 MA754の組成

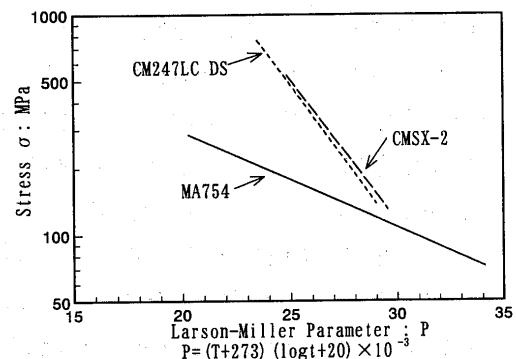


図3 各種合金のクリープラプチャ强度

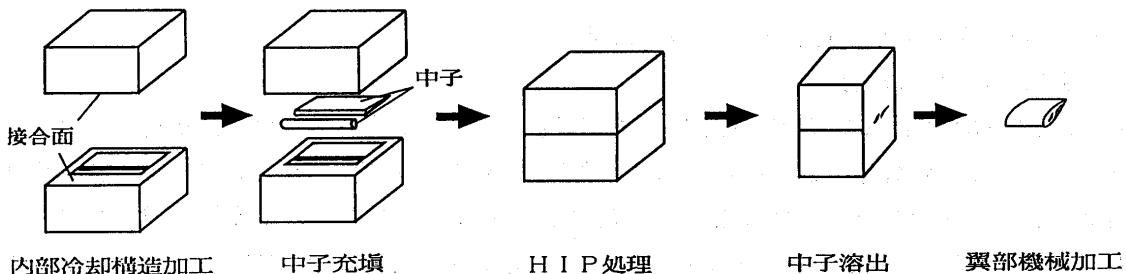


図4 MA754 HIP拡散接合翼の製造プロセス

## 2-2 HIP拡散接合試験

### (1) 接合条件の選定

HIP拡散接合法による最適接合条件を求めるため、棒材よりL方向に沿って切り出したφ18mm長さ40mmの試験片を用いて接合試験を実施した。各接合条件を、断面ミクロ組織観察及び接合部の引張試験・クリープラプチャ試験で評価した。HIP処理は1204°C・103MPa4時間と、1315°C・186MPa2時間の2条件で実施した。また、接合面については機械加工ままのものと、研磨し面粗度を小さくしたものと2条件で評価した。これらの試験結果について、断面ミクロ組織を図5に、引張試験結果を図6に、Larson-Miller Parameterで整

理したクリープラプチャ－試験結果を図7に示すとともに詳細を以下に述べる。

a. 1204°C・103MPa HIP

当初 1204°C・103MPa の HIP 条件で実施し、接合面が機械加工ままの試験片では、ミクロ組織観察で接合部が明瞭に判別できるものの、常温引張試験では接合部ではなく母材で破断するという結果を得た。一方、900°C、1000°Cでの引張試験では母材の 80%程度の強度であり、また、クリープラプチャ－強度は母材に比べて大きく劣ることが判明した。接合面を研磨したものでは高温引張強度は母材と同等の結果を得たが、クリープラプチャ－強度が母材に比べてまだ劣っており、この強度向上が課題となつた。

b. 1315°C・186MPa HIP

前述の結果を受けてクリープラプチャ－強度を向上させるため、HIP 条件の高温・高圧化を検討し、温度を MA754 の再結晶焼鈍条件である 1315°C、圧力を 186MPa、保持時間を 2 時間に変更し、接合試験を実施した。接合部の表面状態は研磨したものを使用し、ミクロ組織とクリープラプチャ－試験で評価した。ミクロ組織観察では、結晶粒が接合面をまたいで粗大化している様子が認められ、良好な結果を示している。一方、クリープラプチャ－試験についても、強度の向上が認められ、母材の約 8 割の強度を得ることができた。そこで、接合部表面状態もあわせて、この条件を実翼製造時の拡散接合条件として選定した。

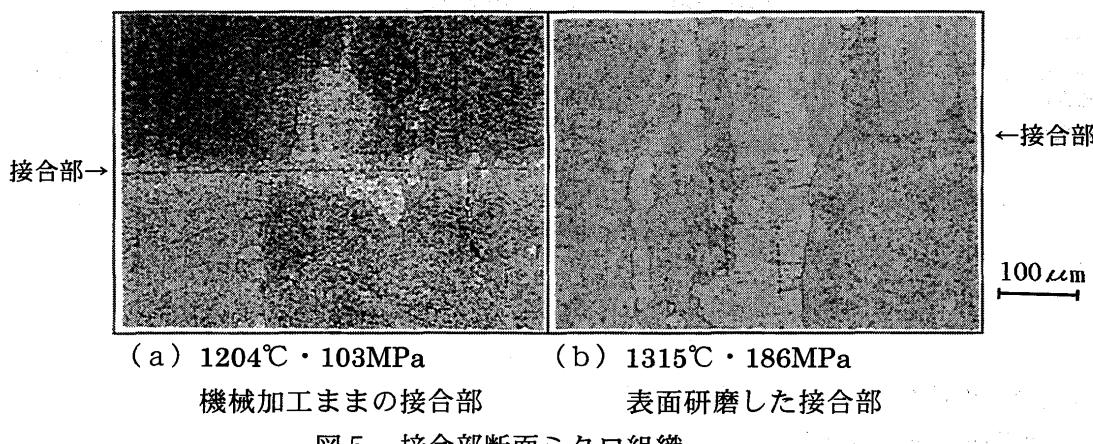


図5 接合部断面ミクロ組織

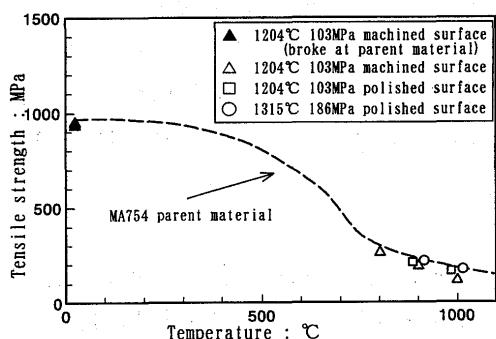


図6 接合部引張強度

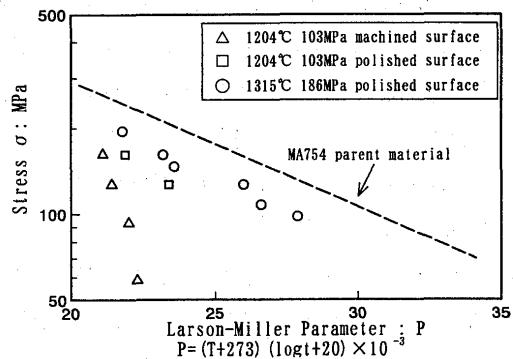


図7 接合部クリープラプチャ－強度

## (2) 内部冷却構造の付与

実翼の製造にあたっては、分割したブロックを HIP 处理で接合する前に、それぞれに図 2 に示すような複雑な内部冷却構造を付与する必要がある。高精度が要求される冷却構造部は放電加工により加工した。また、中空となる冷却構造部が高温・高圧の HIP 处理中に変形しないように保護するため、化学的に溶出可能な金属を用いて鋳造で中子を作り中空部にはめ込んだ状態で HIP 处理し、その後に除去する手法を採用した。

### 2-3 タービン静翼の製作

前項までに得られた各種結果をもとに、実際のタービン静翼の試作を行った。当初は翼部だけでなくシュラウド部も含めて接合することを検討したが、入手可能な MA754 の棒材のサイズから、翼部のみ HIP 拡散接合し、両シュラウド部はロウ付けにより組み立てた。試作時には特に問題はなく、HIP 拡散接合後の端材で接合部が健全であることを確認した。図 8 に接合前のブロック、接合・機械加工後の翼部及びシュラウドを取り付けた完成翼を示す。完成したタービン静翼は冷却空気流量が設計値とほぼ一致することを確認した。翼形状については空力特性評価試験により、ほぼ設計通りの特性が得られることが確認している。また、同時に 1100°C - 600°C の熱サイクル試験を数十回実施し、熱サイクルについても問題のないことを確認した。

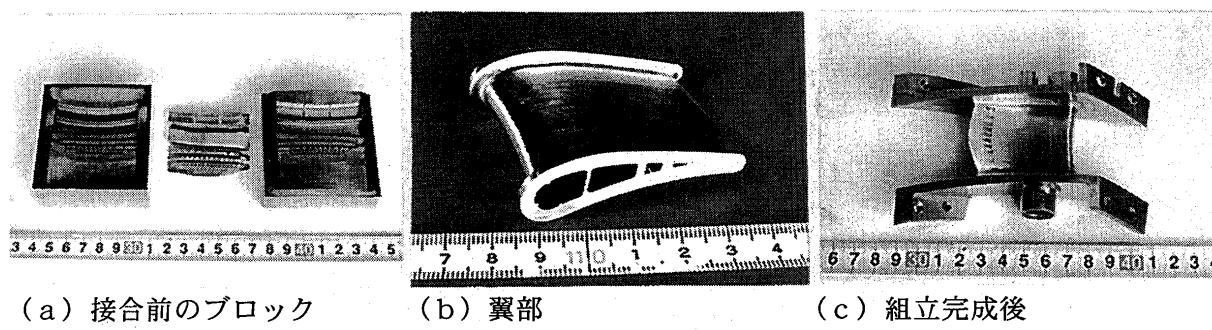


図 8 試作 MA754 製 HIP 拡散接合タービン静翼

## 3. 異材接合二重壁タービンモデル翼の製作

### 3-1 二重壁タービン翼の概念

二重壁タービン翼部の概念は、冷却性能を高めるために、耐熱特性の優れた翼部母材の内側に中空部冷却構造部材として熱伝導特性に優れた Cu を用いて、対流熱伝達効果の大きいフィン構造を付与するものである。モデル翼の断面構造を図 9 に示す。この概念を実機に適用するには冷却構造部の伝熱特性の評価もさることながら、冷却構造部の Cu と翼部母材として選定された MA754 との異種材料接合技術の確立も重要な課題であり、前項までに得られた MA754 の HIP 拡散接合技術の適用を検討した。

### 3-2 製造プロセスの検討

二重壁タービン翼を製作するためのプロセスとして、MA754 の HIP 拡散接合翼の製造プロセスと同様に翼部を半分に分割しそれぞれの翼に冷却構造を付与した後、HIP 拡散接合で一体化する方法を採用した。異なる材料を使用するため鋳造による製造は困難であり、冷却構造を付与しなければならないので翼部を背側と腹側に分割して後で接合する手法が最も適していると判断した。

### 3-3 HIP 拡散接合試験

接合条件を確立するため、前述の MA754 の接合試験時と同様の試験片を Cu と MA754 で製作し、接合試験を実施した。評価としてはミクロ組織観察で条件を絞り込み、接合部強度試験で選定した。

#### (1) 接合部ミクロ組織観察

2 項と同様に Cu と MA754 を接合試験片に加工し、HIP 拡散処理で高温高圧下に保持し、接合した後、接合部ミクロ組織観察を行った。HIP 条件としては温度を Cu の融点に近い 1000°C 及び 900°C、圧力を 157MPa、保持時間を 4 時間と設定した。また、1000°Cでの試験片については接合部の前処理として接合面を機械加工ままのものと、バフ研磨を施し鏡面まで仕上げたものと 2 条件を評価した。HIP 拡散接合後の接合部断面ミクロ組織を図 10 に示す。

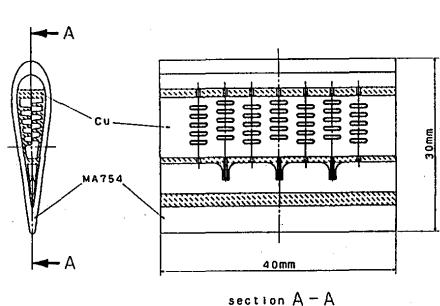
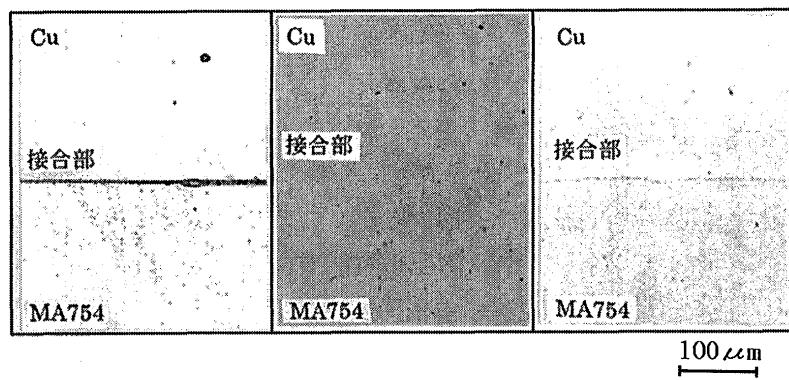


図 9 二重壁タービンモデル翼断面図



(a) 1000°C HIP  
機械加工まま  
(b) 1000°C HIP  
表面研磨  
(c) 900°C HIP  
表面研磨

図 10 接合部断面ミクロ組織

これによると 1000°C で HIP した機械加工ままの接合面のミクロ組織では、接合部がはっきりと認められるのに対して表面を研磨した後の接合試験片のミクロ組織では接合面が不明瞭であり、健全な接合面が得られていることがわかる。900°C で HIP したものは 1000°C 機械加工ままのものほどではないが接合面はわかる。ミクロ組織観察の結果からは、接合部は研磨したもの、HIP 温度は 1000°C のものが条件としては良い。

#### (2) 強度評価

ミクロ組織観察の結果から、接合部を研磨した試験片について、1000°C 及び 900°C で HIP 後、強度試験片を採取し、常温から 800°C までの引張試験を実施した。試験結果を図 11 に示す。これによると、1000°C で HIP したものは高温 (800°C) でも接合部ではなく Cu 部母材破断が生じており、接合部が十分な強度を有していることが判った。900°C でも強度は十分であるが、破断部が全て接合部であり母材破断には至らず、結果として 1000°C での HIP を選定することとした。

### 3-4 冷却構造付与

二重壁タービン翼の内張りの Cu 部への冷却構造は機械加工で付与するが、接合前に Cu 単体の状態で加工するには厚みが非常に薄いため、HIP 処理で MA754 のブロックに Cu を接合した後に、冷却構造を加工する方法を採用した。冷却構造加工後の 2 回目の HIP 処理中に中空部

の変形を防ぐための中子にはセラミックを選定し、接合後アルカリ溶液を用いて除去することとした。

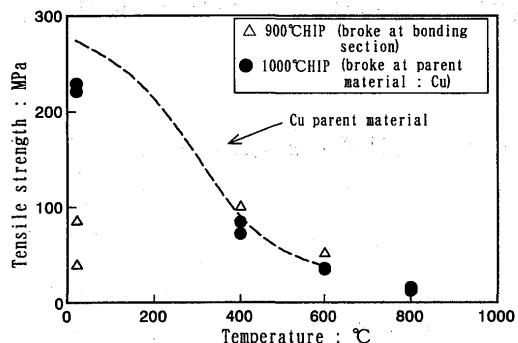


図 1-1 異材接合試験片引張強度

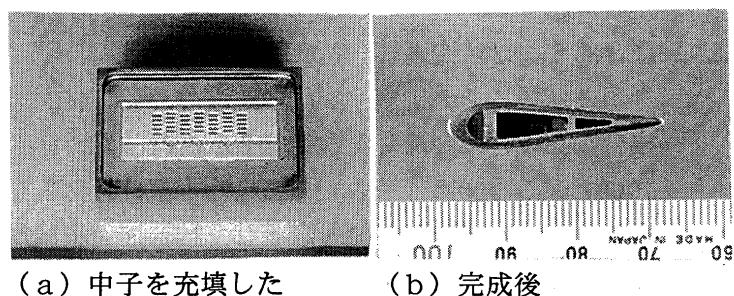


図 1-2 異材接合二重壁タービンモデル翼

### 3-5 異材接合モデル翼の製作

前述した各種試験で選定した条件を用いて、異材接合二重壁タービンモデル翼の試作を行った。製造プロセスは、MA754 のブロックに翼部内部形状を加工し、MA754 と Cu を HIP 拡散接合した後、Cu 面に機械加工で冷却構造を付与及び中子充填し再度 HIP 拡散接合で翼分割面を接合し、中子溶出・翼部機械加工とし、2 回の HIP 処理を行った。図 1-2 に製作したタービンモデル翼の中子充填時の状態と、最終形状の外観を示す。完成した翼は真空炉中で 1000°C まで温度を上げて急冷した後も接合部の剥離等異常は認められることを確認した。

### 4. まとめ

これまで述べたように、本研究では当初の目標通り HIP 拡散接合を適用することによって、従来不可能であった MA754 を用いて複雑な冷却構造を付与した三次元中空冷却タービン静翼の製造技術を確立した。また、得られた成果を適用し高冷却性能をもつ二重壁タービンモデル翼を製作し、MA754 と Cu の異材接合技術も合わせて確立できた。これにより、MA754 のように鋳造に適さない他の材料に対しても、本プロセスを適用することで高性能冷却翼の製造が可能になるとともに、異材接合技術についても HIP 拡散接合が有効であることを確認できた。今後の課題としては、割高な製造コストを低減する製造プロセスの改良を検討する必要がある。

最後に、本研究は通商産業省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝致します。

### 参考文献

- 1) 吉田豊明 超高温材料シンポジウムIX 講演論文集、74-86 (1995)
- 2) T.Yoshida, T.Kumagai, M.Taki, H.Taguchi, M.Matsuki, Proc. of the 12th International Symposium on Air Breathing Engines, 1113-1120 (1995)
- 3) W.Crawford, Proc. Second International Conference on Oxide Dispersion Strengthened Superalloys by Mechanical Alloying, 272-286 (1983)

# SiCセラミック長纖維複合材料の 部品化プロセス開発

C-5

池田 功  
亀田常治  
\*伊藤義康 (東芝 重電技術研究所)

## 1. 緒言

セラミックスは1000°C以上の高温で他の材料にはない高強度および高弾性率等の優れた特性を持つため、近年、自動車用エンジン材料や航空機材料、次世代ガスタービン材料等への適用を目指した研究が継続的に進められている。しかしながら窒化ケイ素や炭化ケイ素などのモノリシックセラミックスは本質的に脆性材料であり、高信頼性を要求される部品に関してはこの欠点を克服することが実用化のうえで重要な課題となっている。長纖維複合材料 (Ceramic Matrix Composite : CMC) はモノリシック材料と比較して高靱性化が期待される材料であり、中でもSiC繊維強化SiC基複合材料 (SiCf/SiC) は耐熱性、耐環境性の観点から次世代ガスタービン用高温部材として有望な材料である。複合材料の部品化製造には、マトリックスの亀裂発生 → マトリックス-繊維界面の剥離 → 繊維の引き抜け、ブリッジングという複合効果発現のステップに従って亀裂の進行が起きるようなマトリックス-繊維界面の制御技術<sup>1)</sup>と材料創製プロセス制御技術の確立が重要である。さらにモノリシックセラミックス材料とは異なり繊維配向によって材料特性が大きく異なるため、高い繊維体積含有率をもち、かつ製品形状に則した繊維織り構造などの部品化プロセスの確立が必要である。本報では反応焼結法によるSiCf/SiC複合材料の部品化プロセス開発について報告する。

## 2. SiCf/SiC複合材料創製プロセス

図1にSiCf/SiC複合材料の製造プロセスを示す。

SiC繊維を目的形状のプリフォーム体とした後、Cスラリーを含浸して成形体を作製、溶融Siを含浸してCとSiの反応により緻密質SiC基複合材料を創製する。繊維コーティング物質のBNはマトリックス-界面の滑り効果による高靱性化に寄与し、加圧含浸成形、反応焼結により焼成収縮なしの緻密質、均質マトリックス体の創製が可能となる。<sup>2)</sup>

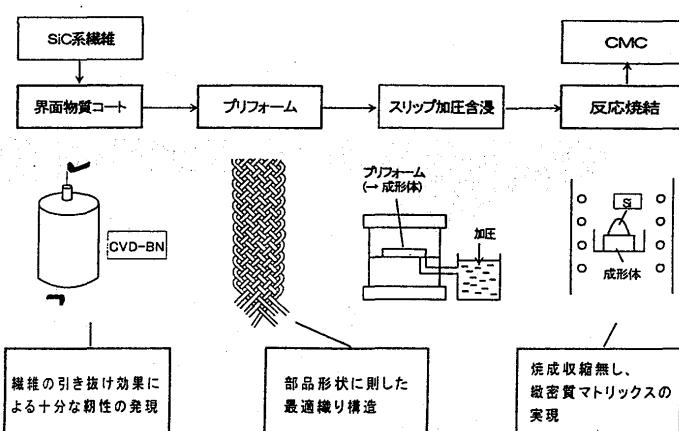


図1 SiCf/SiC複合材料創製プロセス

### 3. SiCf/SiC材料の開発

SiCf/SiC複合材料のガスタービン部品への適用を考える上では高強度化もさることながら、亀裂進展エネルギーを吸収して材料の破壊を最小限に食い止める損傷許容性の実現が重要な開発課題であり、破壊エネルギーの向上は長纖維複合材料の高信頼性化に大きく寄与する。図2にSiCf/SiC複合材料の開発経緯を示す。緻密質マトリックスを形成する加圧成形、纖維の劣化を最小限に食い止める反応焼結などのプロセス制御技術の確立、および纖維コーティング膜厚の最適化による界面制御技術の確立により、モノリシックセラミックスの50倍以上もの高い破壊エネルギーを有するSiCf/SiC複合材料の創製が可能となった。<sup>3)</sup> 図3にはブレイディング平織り構造による反応焼結SiCf/SiC複合材料の断面組織を示すが6 MPaの加圧含浸成形法による焼結体は高均質なマトリックスが得られている。高压成形法によりCが纖維内部にまで十分に浸透し、のちのSiとの反応により均質なSiCマトリックスの生成が可能となった。部分的に微少Siの偏析が観察されるが高融点化合物のMoSi<sub>2</sub>の生成反応を利用してマトリックスの耐熱性向上を目指した研究も進められている。

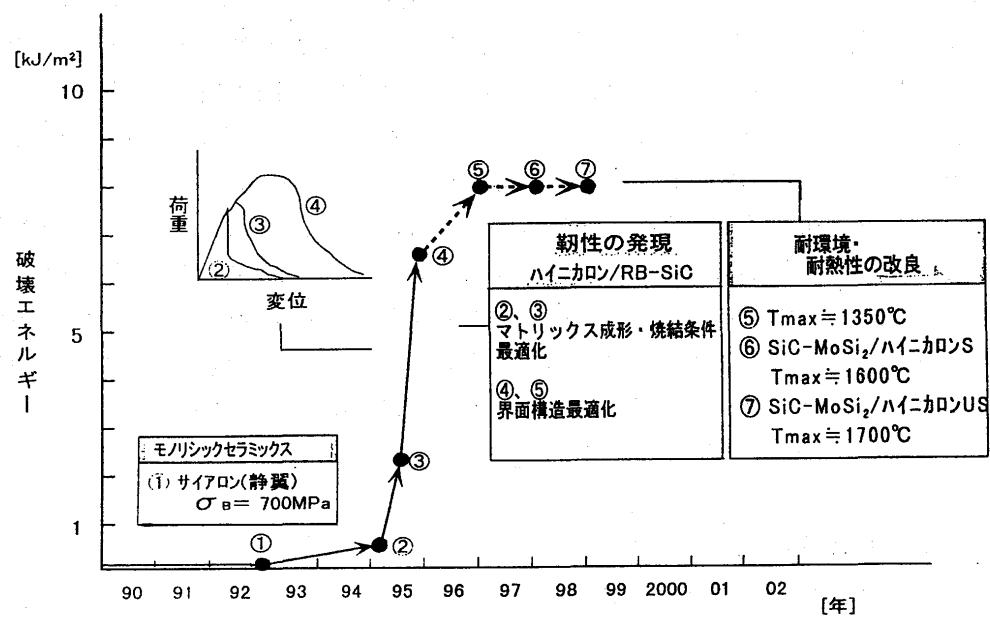


図2 SiCf/SiC複合材料開発経緯

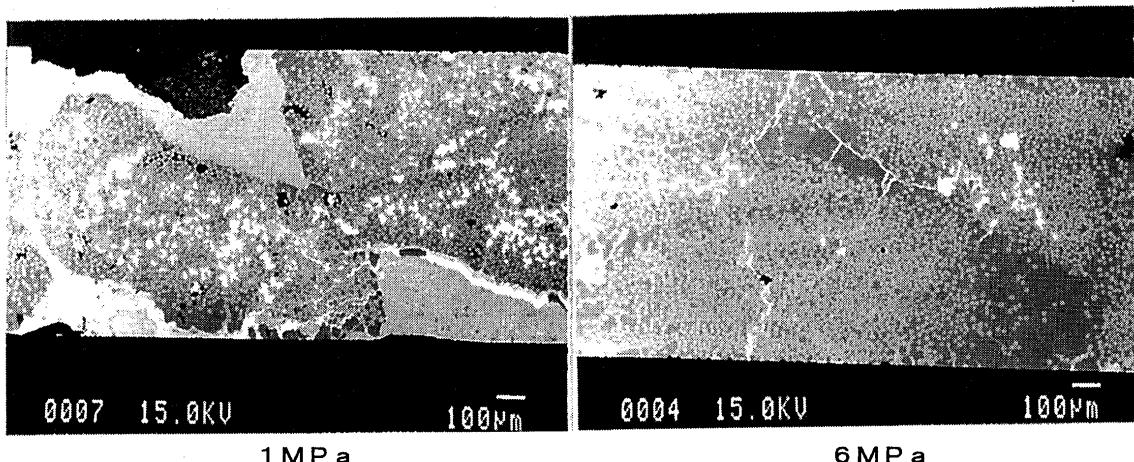


図3 加圧含浸成形圧力による内部組織の差違

#### 4. 部品化プロセスの開発

##### 4. 1 織り構造開発方法

図4に織り技術の開発経緯を示す。平板形状体はクロス平織り積層、燃焼器などの円筒形状体にはフィラメントワインディング法、ブレイディング法、更に形状の複雑さが要求される動翼には3次元織りなどその部品形状に則した織り技術の開発が必要となる。今回SiCf/SiC複合材料による部品開発では静止構造部材である燃焼器ライナーおよびシェラウドを開発対象部品としてフィラメントワインディング法、ブレイディング法両法による長纖維織り技術の見極めをおこなった。図5にはフィラメントワインディング法、ブレイディング法の比較を示す。フィラメントワインディング法は1束の長纖維を回転する中子に巻き付ける方法で、纖維のトラバーススピードにより回転軸に対する織り角 $\theta$ が決定される。またブレイディング法は中央糸、組み糸と呼ばれる複数の纖維束の組み構造によりプリフォーム体が構成され、中央糸と組み糸で織り角 $\theta$ が決定される。織り構造の異なる織り技術の比較では燃焼器ライナーには円周方向、軸方向に均等な熱応力の発生を仮定し、フィラメントワインディング法では $(45^\circ/-45^\circ)$ 、ブレイディング法では $(60^\circ/0^\circ/-60^\circ)$ の纖維配置構造により纖維体積含有率の評価、さらには損傷許容性評価として異物衝突損傷試験(Foreign Object Damage: FOD)、熱衝撃試験による両構造体の比較評価を実施した。

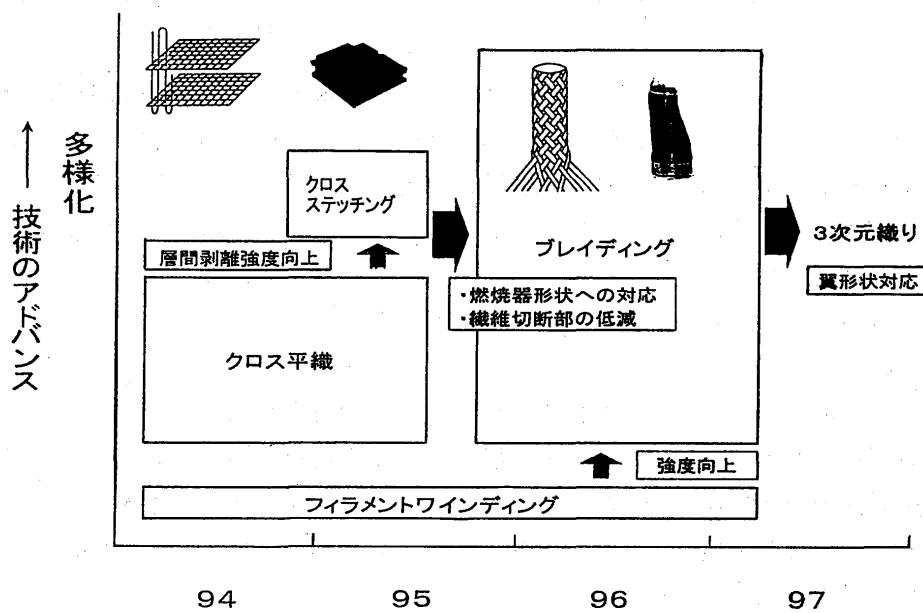


図4 織り技術の開発経緯

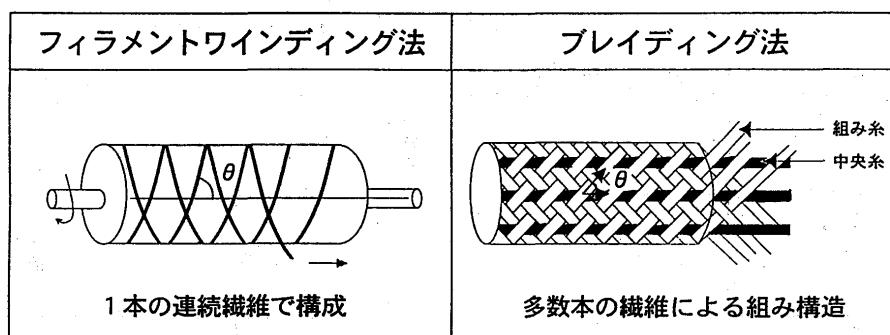


図5 フィラメントワインディング、ブレイディング法比較

#### 4. 2 繊維体積含有率 ( $V_f$ ) 評価

図6にプリフォーム表面写真と $V_f$ の結果を示す。 $V_f$ は繊維占有部の体積と繊維重量から計算により求めたが、フィラメントワインディング体で高い傾向を示した。ブレイディング体ではその構造上2束の組み糸と1束の組み糸の3束の重なる箇所が発生するため、必然的に厚み方向への膨らみが発生しやすく $V_f$ が上がりにくいものと考えられる。

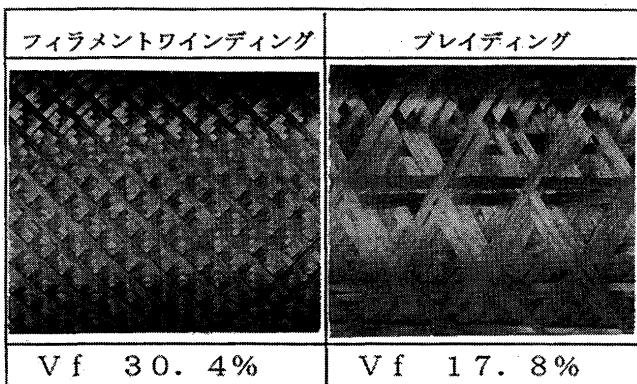


図6  $V_f$ 結果

#### 4. 3 FOD試験

FOD試験は $20 \times 20 \times 2\text{t mm}$ の板状試験片に $\phi 2.38\text{mm}$ の鋼球を飛翔体として衝突させ、部材の損傷形態から耐衝撃性を求めるとともに、図7に示すようにひずみゲージを貼付することにより衝撃荷重およびその発生時間から衝撃波形を求めて部材としての剛性を評価した。

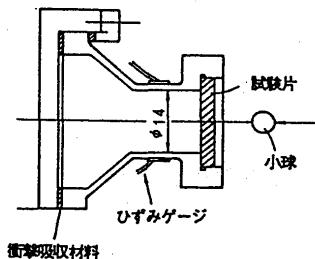


図7 FOD試験試験片取り付け状況

フィラメントワインディング体とブレイディング体のコーン状損傷が観察される限界衝突速度は $4.8 \sim 5.2\text{m/s}$ とほぼ一致していた。鋼球が貫通する速度はブレイディング材が $19.7\text{m/s}$ に対してフィラメントワインディング体では $21.5\text{m/s}$ の速度においても貫通せず、異物衝突による耐衝撃性はフィラメントワインディング材で優れている結果となった。モノリシックセラミックスが $31\text{m/s}$ で完全に素材が破壊することを考慮すれば両構造体ともに高い損傷許容性を有する材料である。

図8にはフィラメントワインディング体の衝撃荷重波形の時間変化を示す。また図9には荷重波形の時間積分である力積の値を示す。力積は最初の圧縮荷重波形の荷重0以下の積分値である。力積は鋼球の衝突前後の運動量の差を表しており、この値が大きいほど弾性体としての剛性の高さを示している。このことからフィラメントワインディング体はブレイディング体よりも高速度の衝突条件下において高剛性体であった。

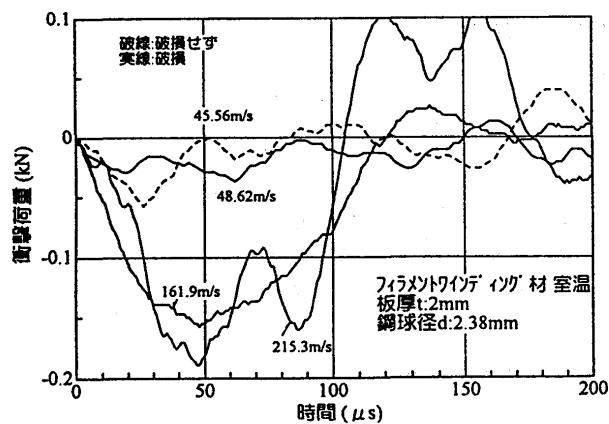


図8 衝撃荷重の時間変化 (フィラメントワインディング体)

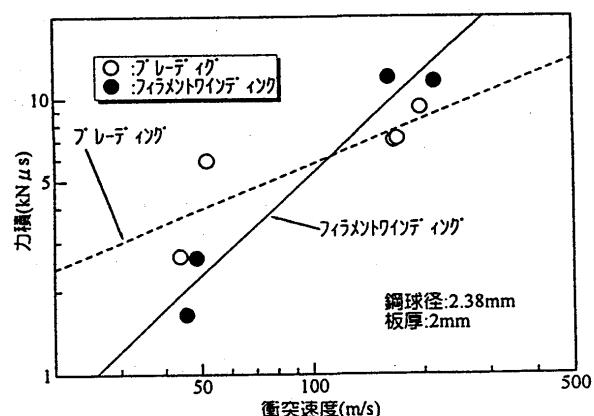


図9 力積と衝突速度の関係

#### 4. 4 热衝撃試験

熱衝撃試験はFOD試験と同形状の試験体を大気中900°Cで加熱、水中に投下した後の外観を観察して耐熱衝撃性を比較した。図10に試験後の外観を示すが、モノリシックセラミックスは熱衝撃により完全に破壊したのに対し、フィラメントワインディング、ブレイディング両構造体には外観上の変化は認められなかった。SEMによる組織観察では図11に示すような繊維のブリッジングが所々に観察され、亀裂の進展を抑制するとともに素材の破断を防いでいることが分かる。

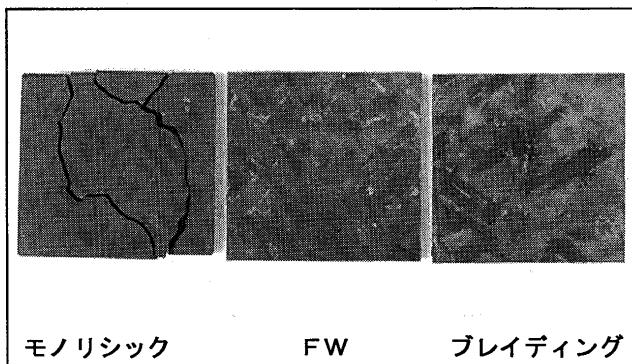


図10 热衝撃試験後の外観

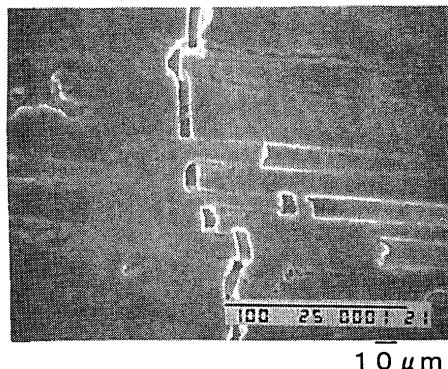


図11 典型的な繊維のブリッジング

#### 5. フィラメントワインディング体の強度特性

以上の評価より、SiCf/SiC複合材はモノリシックセラミックスと比較して高い損傷許容性を有する材料であることを確認した。FOD試験の結果からフィラメントワインディング体、ブレイディング体両構造体に明確な差が認められたが、複合則からも明らかに高Vf構造体ほど剛性も高く、またSiC長纖維の強度を引き出すことができるため損傷許容性の高い材料となる。ブレイディング体も長纖維束の平坦化によりVf向上の可能性を秘めており、今後、両構造体の適材適所による使い分けも可能である。今回の結果からフィラメントワインディング法により燃焼器ライナーおよびシュラウドの試作を試みた。

図12に配向角と曲げ強度の関係を示すが、(45°/-45°)の構造が燃焼器ライナーなどのように円周、軸方向に均等な応力を負担できる構造である。

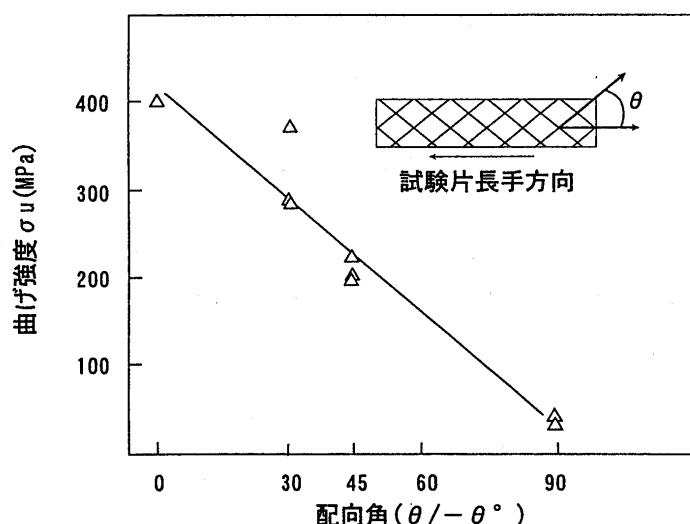


図12 繊維配向角と曲げ強度特性

## 6. まとめ

SiCf/SiC複合材料による部品化プロセスの開発を実施するとともに燃焼器ライナーおよびシュラウドの部品試作をおこなった。図13に燃焼器ライナー、図14にシュラウドを示す。比較的複雑な形状部品についても反応焼結法によるガスタービン部品の製造が可能であることを確認した。

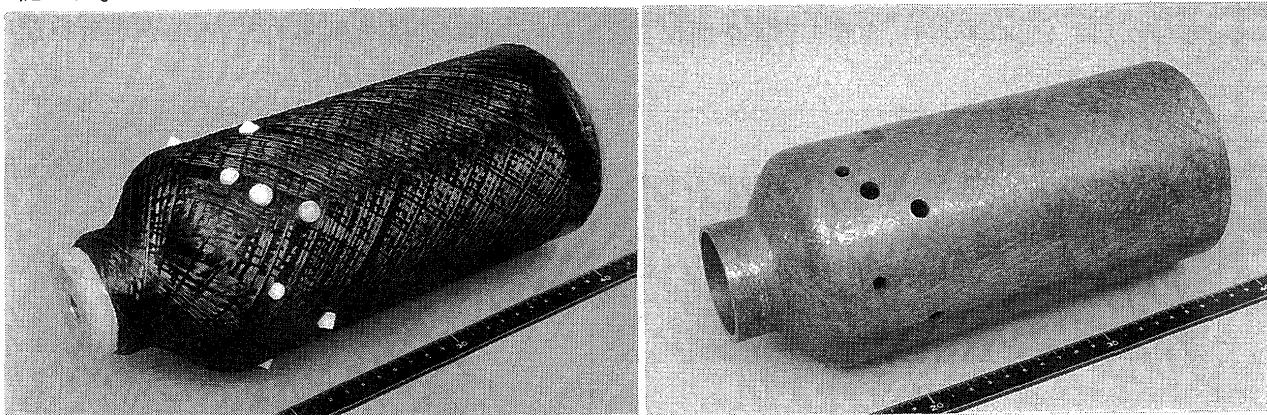


図13 燃焼器ライナー

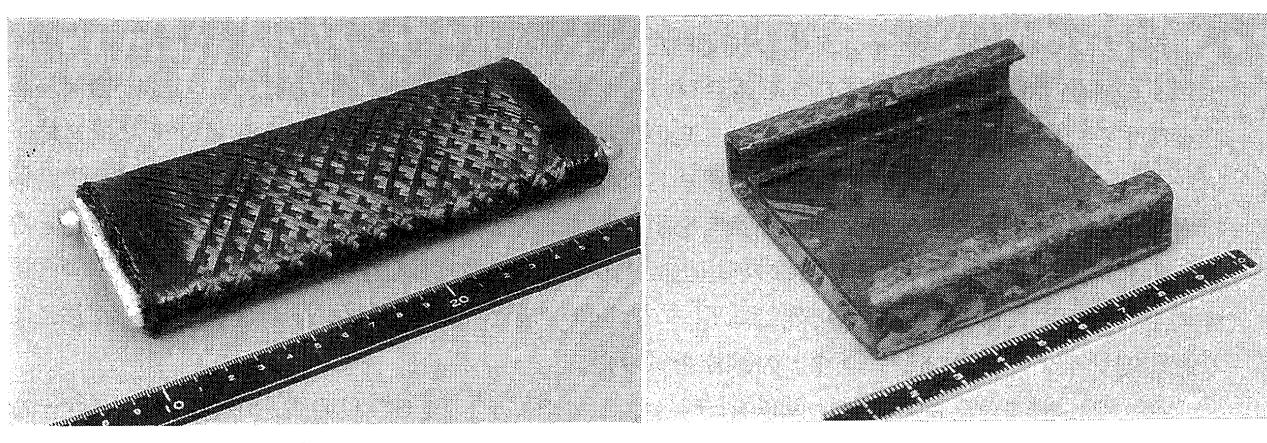


図14 シュラウド

## 7. 参考文献

- (1) 伊藤ほか, 第12回ガスタービン秋期講演会論文集
- (2) 浅山ほか, 第25回ガスタービン定期講演会論文集
- (3) T.Kameda.,et al., Proc. of the 21st Annual Conference on Composites. Advance Ceramic, Material and Structures.(J.P.Singh, The American Ceramic Society, Westerville,1997)

# 高速条件下における高温用潤滑油の潤滑特性

C-6

\* 八谷 耕一, 由井 秀人, 相原 了, 山本 伸一 ((株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

## 1. まえがき

地球環境の保全が注目されている中で、燃料効率の向上、重量削減、NO<sub>x</sub> 排出量削減などを目的とした革新的ガスジェネレータの開発が期待される。そこで用いられる軸受にはこれまで以上の高温高速下(環境温度 300~400 °C, dN 値  $3 \times 10^6$  ~  $4 \times 10^6$ )での安定性、耐久性が要求される<sup>1)</sup>。高温高速玉軸受に関しても 1993 年から研究を行なっているが、この中で、高温高速下で使用可能な潤滑油の選定評価を行っている。高温潤滑油に関しては、これまで様々な研究機関において研究がなされており、エステル、ポリフェニルエーテル、その他シクロトリフオスファゼン(cyclotriphosphazene)誘導体などのトライボ特性が報告されている<sup>2)-4)</sup>。5 環フェニルエーテル(5P4E)は高い酸化安定性を持つことはよく知られている<sup>5)</sup>。しかし、温度粘度特性が極めて悪く、低温における流動性に問題がある。また、潤滑性能も悪い。5P4E の高い酸化安定性を維持しながら、これらの問題を解消するための添加剤はまだ見つかっていないため、5P4E は高温高速環境下で用いられる軸受には必ずしも適当ではない。

エステル系潤滑油は酸化安定性で 5P4E に劣るが、潤滑性能は良好である。しかし環境温度 300°C では蒸発減量や動粘度などの問題があり使用できない。そこで筆者らは、より短い原料脂肪酸のトリペンタエリスリトルエステル(TriPE)を取り上げ、その酸化安定性、トライボ特性は高温高速条件下で用いられる軸受に適用できることを報告してきた<sup>6,7)</sup>。その後、組成を変えた 3 種のトリペンタエリスリトルエステルについて、転がり速度最大 60 m/s、温度 300 °C の使用条件をシミュレートした潤滑特性評価試験を行なったので以下に報告する。

## 2. 試験装置と試験条件

試験には、玉軸受の転動体と軌道輪の転がり接触部を、試験片である回転球と回転平板の転がり接触でモデル化した高温高速潤滑試験装置を用いた。図 1 に装置の概略を示す。下部試験片は平板、上部試験片は球状で、それぞれ独自にモータによって直接駆動される。

平板の下方に取り付けたエアハイドロユニットによって荷重の制御を行った。球のスピンドルは静圧軸受によって支持されており、球と平板の接触によって発生する微少トルクを検出できる。試験はトラクション試験および給油停止試験からなり、試験条件を表 1,2 に示す。

摩擦試験中において、試験片周辺部雰囲気温度、給油排油温度、平板温度、試験片接触部の転がり速度、滑り率、最大接触面圧および摩擦係数を測定、記録した。摩擦試験後には、球および平板試験片の接触部表面形状測定、試験油の劣化分析(動粘度測定、全酸価測定)を行った。

## 3. 供試油

本試験に用いた潤滑剤は、ジペンタエリスリトルエステル(DiPE)、3 種のトリペンタエリスリトルエステル(TriPE)、およびポリフェニルエーテル(5P4E)であり、その性状を表 3,4 に示す。3 種の TriPE は原料脂肪酸の比率を変化させることによって動粘度を変えた。エステル系潤滑油には酸化防止剤およびりん系摩耗防止添加剤が配合されているが、5P4E はこれらを含んでいない。MIL-L-23699E 規格エステル系ガスタービンオイルを比較試料とした。

表1 トランクション試験条件

Test specimens	Disc: M50 steel	$\phi 120 \times 15$ (PCD 100)
	Ball: Si3N4	$\phi 30, \phi 50$
Maximum Hertzian pressure Pmax, GPa	1.0, 1.5, 1.75, 2.0	
Rolling velocity U, m/s	25, 40, 60	
Sliding ratio S, %	0~85 (continuously)	
Atmosphere temperature T, °C (Oil inlet temperature)	200 (160), 250 (200) 300 (250)	

表2 給油停止試験条件

Test specimens	Disc: M50 steel	$\phi 120 \times 15$ (PCD 100)
	Ball: Si3N4	$\phi 30$
Maximum Hertzian pressure Pmax, GPa	2.0	
Rolling velocity U, m/s	60	
Sliding velocity S, m/s	20	
Atmosphere temperature T, °C (Oil inlet temperature)	300 (250)	

表3 供試油の物理性状

Lubricant	Symbol	Viscosity, mm <sup>2</sup> /s @ 100°C	Pour point °C	VI
Dipentaerythritol Ester	DiPE(H1)	20.55	-29	105
Tripentaerythritol Ester	TriPE(H5)	16.81	-43	121
	TriPE(Sx)	18.39	-37	119
	TriPE(Vx)	19.16	-37	120
5-Ring Polyphenyl Ether	5P4E	12.70	5	-80
MIL-L-23699E	MIL	5.00	-37	119

表4 供試油の化学組成

Lubricant	Additive	Additive content, %	Purity (Base Oil)	Portion of short chain acid, %
5P4E	None	—	Industrial Grade	—
DiPE(H1)	Aromatic amine	within 2.0%	DiPE:>85%	—
	Hindered phenol	within 0.5%	PE:<10%	—
	Phosphite ester	within 1.5%	TriPE:<5%	—
TriPE(H5)	(Same as DiPE)	(Same as DiPE)	TriPE:>95%	90
TriPE(Sx)				85
TriPE(Vx)				80

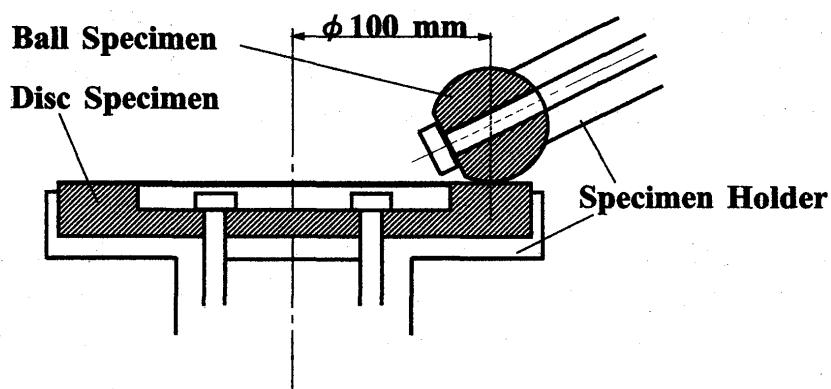


図1 試験片接触部の概略

#### 4. 結果

TriPE(H5)は5P4E, DiPE (H1), MIL-L-23699E(以下MILと略す)に比して霧囲気温度, 転がり速度, 接触面圧などの外的要因に比較的左右されないトラクション特性を示すことをすでに報告している<sup>7)</sup>. そこで基本骨格は同様であるが, 動粘度の異なるTriPEにおいても同様な特性を持つか否かを調べた.

また, 試験後の試料表面に損傷は見られず, 潤滑油の劣化もわずかであった.

##### 4. 1. 1 霧囲気温度の影響

図2,3に, 最大トラクション係数と,最大トラクション係数を与えるすべり率の霧囲気温度による差異を示す. 最大トラクション係数が滑り率10%以上にあるときは, 滑り率10%におけるトラクション係数を採用した. 以下の図でも同様な扱いをする. また, 図中の最大トラクション係数はそれぞれMILの40m/s-1GPa-200°Cにおける最大トラクション係数を1として換算し, 表示してある. 図2は高面圧条件, 図3は高速条件における結果である.

TriPE (H5, Vx, Sx) はいずれも, 5P4E, DiPE, MILに比して霧囲気温度に対する最大トラクション係数の変化が少なかった. 特に, 速度が大きい場合, 面圧が低い場合に温度による変化が少なかった. TriPEの中ではVx > Sx > H5の順に変化の割合は少なく, 原料脂肪酸の短鎖長成分の割合と相関が見られた.

##### 4. 1. 2 接触面圧の影響

図4に最大トラクション係数と,最大トラクション係数を与えるすべり率の接触面圧による差異を示す. また, 図中の最大トラクション係数はそれぞれMILの40m/s-2.0GPa-250°Cにおける最大トラクション係数を1として換算し表示してある. 接触面圧の増大に伴い, 最大トラクション係数を与えるすべり率は減少する傾向にあり, 最大トラクション係数は2.0 GPaで最大値を示した. 最大値はTriPE<DiPE<5P4Eの順に大きく, TriPE (H5, Vx, Sx) はいずれも, 5P4E, DiPE, MILに比して接触面圧に対する最大トラクション係数の変化が少なかった. TriPE系の中では, H5<Sx<Vxの順に最大トラクション係数は大きく, 霧囲気温度による差異と同様に原料脂肪酸の短鎖長成分の割合と相関が見られた. 接触面圧の増大に伴う最大トラクション係数の変化の割合もまたH5<Sx<Vxの順に大きいが, DiPEや5P4Eに比較すると少なかった.

##### 4. 1. 3 転がり速度の影響

図5に最大トラクション係数と,最大トラクション係数を与えるすべり率の転がり速度による差異を示す. また, 図中の最大トラクション係数はMILの60m/s-1.0GPa-200°Cにおける最大トラクション係数を1として換算し表示してある. 転がり速度の最大トラクション係数に与える影響は, DiPE, 5P4Eも含めて霧囲気温度, 接触面圧の影響に比べて小さく, MILが最も小さかった. TriPEの変化はMILに次いで小さかった.

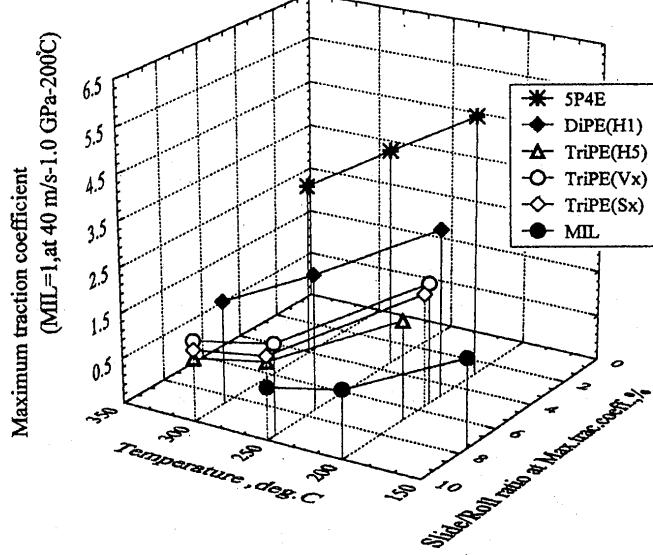


図2 最大トラクション係数の温度依存性  
Rolling velocity:40 m/s, Pmax:2.0 GPa

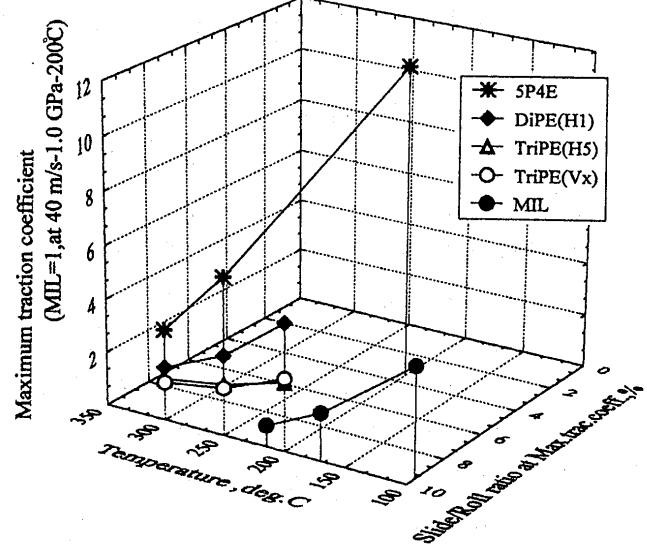


図3 最大トラクション係数の温度依存性  
Rolling velocity:60 m/s, Pmax:1.0 GPa

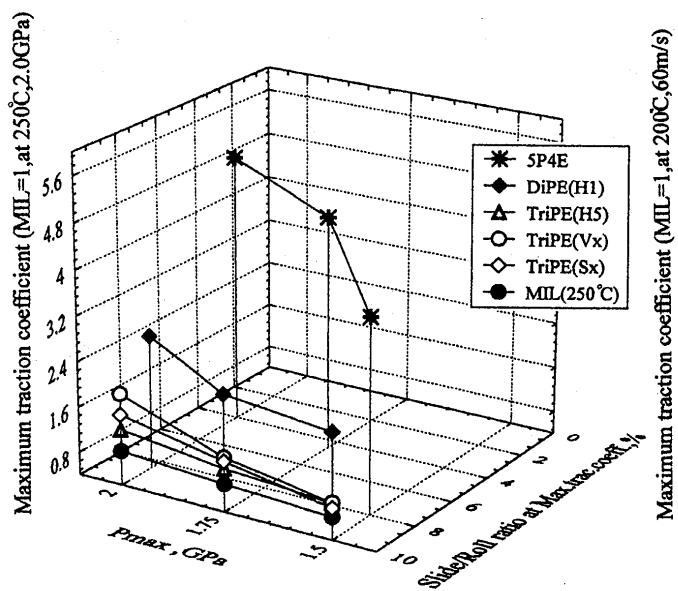


図4 最大トラクション係数の接触面圧依存性  
Rolling velocity:40 m/s, Temp.:300 deg.C

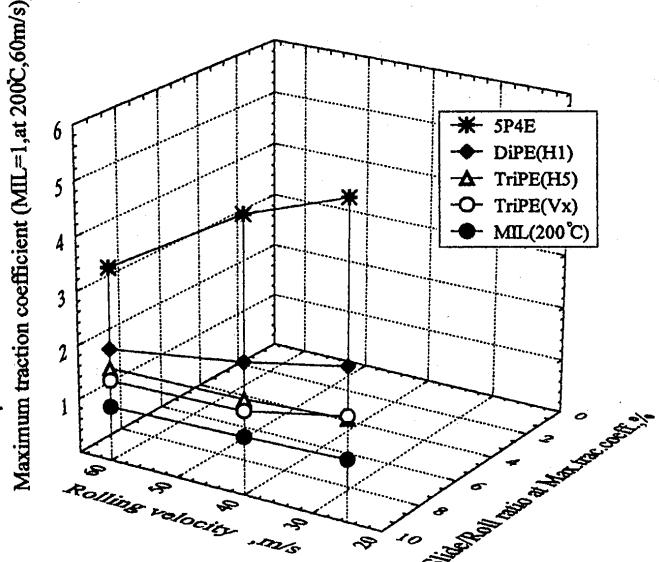


図5 最大トラクション係数の転がり速度依存性  
Pmax:1.0 GPa, Temp.:300 deg.C

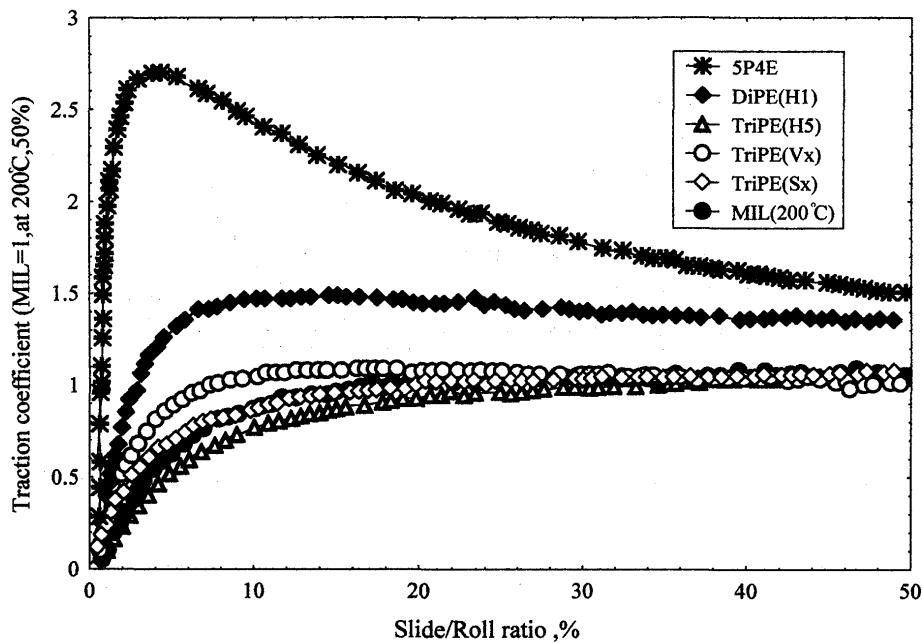


図 6 供試潤滑油のトラクションカーブ

Rolling velocity: 40 m/s, Pmax: 2.0 GPa, Temp.:300 deg C

## 5. 考察

TriPE 系は原料組成比を変えて、本実験範囲内( $16.85\sim19.16 \text{ mm}^2/\text{s}$  @ $100^\circ\text{C}$ )で動粘度を変化させても 5P4E, DiPE に比して雰囲気温度、転がり速度、接触面圧などの外的要因の影響を受けにくいトラクション特性を示すことが明らかになった。従って、このような性質は基本となる分子構造に依存しているものと考える。

図 6 に  $300^\circ\text{C}$ ,  $40 \text{ m/s}$ ,  $2.0 \text{ GPa}$  におけるすべり率  $50\%$ までの各潤滑油のトラクションカーブを示す。トラクション係数は MIL の  $40 \text{ m/s} \cdot 2.0 \text{ GPa} \cdot 200^\circ\text{C} \cdot 50\%$  すべりにおける最大トラクション係数を 1 として換算し表示してある。トラクション特性の比較結果における TriPE 系潤滑油間の差違は図 6 中の滑りの小さい領域におけるものであり、滑りの大きな条件下では 3 種の TriPE 間の差異は収束傾向にあり、5P4E, DiPE のように分子の骨格から異なる場合に差異が生じた。これは、大きなせん断のかかる条件下では、分子はほとんど伸びきっているため、分子構造のわずかな差異は影響されにくいためと考える。この点についてはさらにもう 1 種程度の DiPE のトラクション特性を取得すればより明確になると考える。

トラクション係数の大小のみで、高温高速条件下で回転する軸受への適用可否を決めるとはできない。トラクション係数が大きい場合には発熱による温度上昇が考えられ、また小さい場合には滑りによる発熱が考えられる。しかし、運転条件の変化への追随性の観点から見ると、外的要因の影響を受けにくいトラクション特性をもつ TriPE 系潤滑油は、高温高速条件下で回転する軸受用潤滑剤として 5P4E や DiPE 等より優れていると考える。

また、図 7 に転がり速度  $60 \text{ m/s}$ , 相対すべり速度  $20 \text{ m/s}$ (一定), 最大接触面圧  $2.0 \text{ GPa}$  での給油停止焼付き試験結果を示す。耐焼付き性は給油停止から焼付きを生じるまでの時間の長短で判断した。図 7 からトラクション係数の低い潤滑油ほど焼付きまでの時間が長い傾向が見られ、TriPE 系潤滑油は他の潤滑油に比して耐焼付き性に優れていた。無添加の 5P4E の耐焼付き性が低いのは予想したが、他の潤滑油にはそれぞれりん系添加剤が添加されており条件は同一である。従って本実験の場合、TriPE 系潤滑油は他の潤滑油に比してトラクション係数が低いため、温度上昇が抑えられた結果、耐焼付き性に優っていた可能性がある。

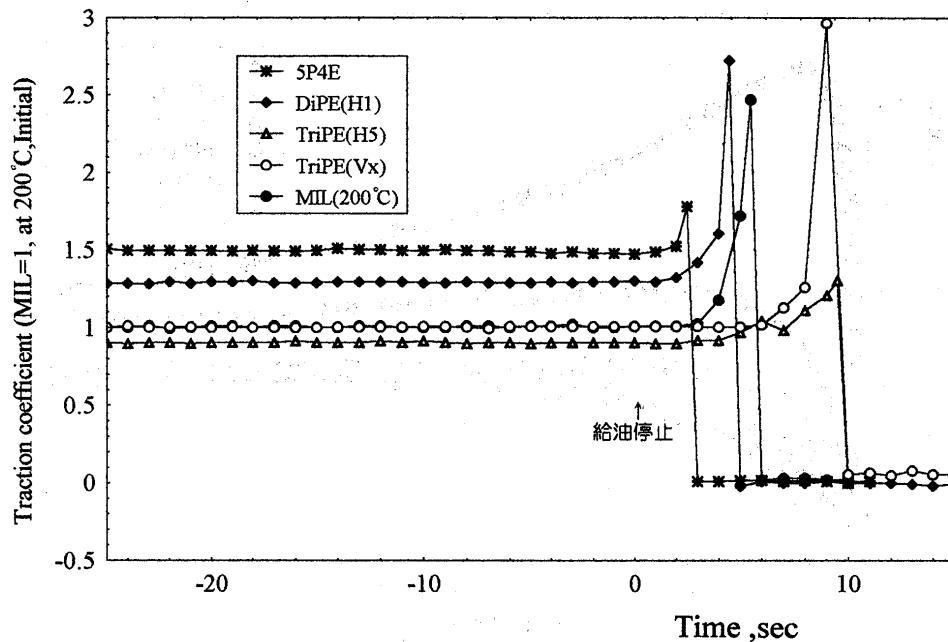


図 7 給油停止試験結果

Disc: 60m/s, Ball: 40m/s, Atmosphere temp: 300C(MIL:200C)

## 6.まとめ

本実験結果より、以下を明らかにした。

- (1) 霧囲気温度、転がり速度、接触面圧などの外的要因に影響を受けにくいトラクション特性をもつTriPE系潤滑油は、高温高速条件下で回転する軸受用潤滑剤として5P4EやDiPEよりも優れている。
- (2) TriPE系潤滑油のトラクション特性は、本実験範囲内( $16.85 \sim 19.16 \text{ mm}^2/\text{s}$  @ $100^\circ\text{C}$ )で動粘度を変化させても大きな差違は見られなかった。
- (3) TriPE系潤滑油は高温高速高滑り条件下で、5P4E, DiPEより耐焼付き性に優れていた。

## 参考文献

- 1) Hiromatsu M., "Advanced Materials under Development in AMG Project for Future Gas-Generator," *Proc. the 1995 Yokohama Int. Gas Turbine Congress, IGTC-116*, pp.95-100, (1995).
- 2) Sutor, P., and Bryzik, W., "Development of Advanced High-Temperature Liquid Lubricants," *SAE Tec. Paper No. 880015*, Warrendale, PA, (1988).
- 3) Chao, K.K., and Saba, C. S., "Tribal-Evaluation of High-Temperature Candidate fluids in a Sliding "TBOD" Bench Tester," *Tribology Trans.*, **38**, 1, pp.63-68, (1995).
- 4) Gschwender, L. J., Snyder, C. E. Jr., Fultz, G. W., and Chen, L. S., "Synthesis and Characterization of a High-Temperature, Low-Volatility Phosphate Additive for Aerospace Applications," *Lubrication Eng.*, **47**, 11, pp.935-938, (1991).
- 5) Jones, W. R. Jr., "The Effect of Oxygen Concentration on the Boundary-Lubricating Characteristics of a C Ether and a Polyphenyl Ether to 300 oC," *Wear*, **73**, pp.123-136, (1981).
- 6) 八谷, 由井, 正田, 横井, 中, “高温用潤滑油の酸化安定性及び摩擦特性—第二報—” 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集(北九州 1996-10)pp.324-326
- 7) Hachiya, K., Yui, H., Shoda, Y., Yokoi, S., and Naka, M., "Evaluation of Tribological Properties of Synthetic Lubricants under High Temperature and High Speed Conditions," *Tribology Trans.*, **40**, 1, pp.27-34, (1998).

# サーカムフレンシャルシールの高温・高速シール特性

\* 松井伸悟・松本謙司・村上昌也

山本伸一・岡田健（先進材料利用ガスジェネレータ研究所）

## 1. 緒言

現在、先進材料利用ガスジェネレータ研究所では、省資源、及び高い環境適合性に着目し、燃費20%改善、重量50%改善、NO<sub>x</sub>排出量70~80%削減の三大目標を掲げた革新ガスジェネレータの開発を行っている。本開発目標を達成するため、メインシャフトシールにおいても表1に示す現行シールが使用されている最高条件よりもはるかに厳しい最終目標条件、及び中間目標としての第一次条件が設定されている。これらの目標をクリアするためには、高温特性に優れた摺動材料の開発、及び高温高速高圧条件に適合したシールの構造設計が必要である。開発初期において、シールの基本構造はサーカムフレンシャルシール（円筒面シール）に決定された。サーカムフレンシャルシールは円筒面で摺動してシールする構造であり、現行の摺動材はカーボンと硬質材の組み合わせである。

本研究では、主として第一次条件に対応するべく試作した第一次シールの能力を評価した。そこで、その結果と最終目標に対する今後の課題ともいべき問題点をあわせて検討した。

表1. 高温高速シール開発目標条件

条件	現行条件(MAX)	第1次条件	最終目標条件
差圧(MPa)	0.5	0.8	1.5
温度(°C)	200	300	400
速度(m/s)	100	150	200

## 2. 実験方法

シールを評価するために、ガスジェネレータのシール部環境を模擬した回転試験装置を製作し試験に供している。本試験装置は、シールエア温度400°C、シールエア圧力1.5MPa、主軸回転数36000rpmまでの条件での試験が可能であり、必要に応じてライナと呼ばれる回転環の冷却のためにオイルジェットを付加できる。試験装置の外観写真を図1に、供試体取り付け部構造を図2に示す。本試験装置は主軸に対するスラスト方向の負荷を軽減するため、供試体取り付け位置の反対側には高速ガスシールが設置されている。そのため、供試体は1セットで評価が可能である。供試体は通常のガスタービンエンジンと同じく、水平方向に軸中心がくるように取り付けられる。シールエアは試験機の反モータ側より供試シール部に導かれ、ハウ징上部より排出される。シールの漏れは、図2中のエアベント、オイルドレン部より外部に排出される。なお、エアベント部の漏れにはオイルが混在する可能性があるため、シールの漏洩量はシールエア供給量とオリフィスを流れるエア流量の差から求める。

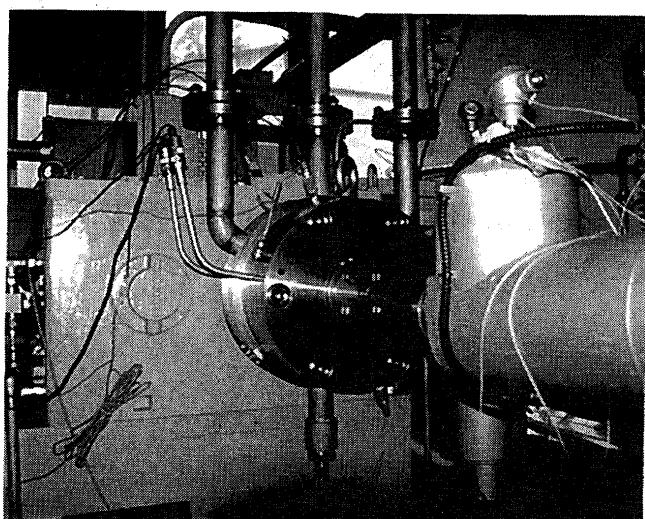


図 1. 試験装置

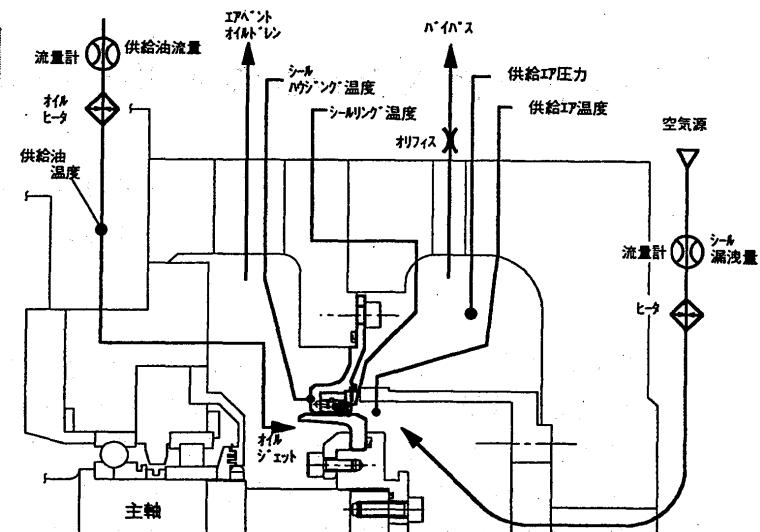


図 2. 供試品取り付け部構造

### 3. シール設計

#### 3-1. シール摺動材料

通常のカーボンは温度の上昇とともに酸化が促進される。そのため、300~400°Cの高温条件で適用するために新たなカーボン材料が開発された<sup>1)</sup>。実験には、シールリング側として現行材料Aと開発材料であるBの2種類のカーボン材を用いた。現行材料は実際にジェットエンジンに使用されているカーボン材である。一方、開発材料は高温酸化雰囲気での40時間の酸化試験において500°C条件までは0.2%以下の重量変化率しか示さない耐酸化性に非常に優れたカーボン材である。

なお、シールランナ材は、いずれの実験においてもAMS6322に炭化クロムコーティングを施した現行シールと同様の材料を用いている。それぞれの物性値を表2に示す。

表 2. 供試品物性値

材質	比重	曲げ強度(MPa)	ヤング率(GPa)	硬度	熱膨張係数(1/°C)	熱伝導率(W·m/K)
現行カーボンA	1.75	41.2	10	Hs73	$5.5 \times 10^{-6}$	8.08
開発カーボンB	1.87	59.8	14.1	Hs66	$5.3 \times 10^{-6}$	82.9
炭化クロムコーティング	—	530.2	124.5	Hv775	$11.0 \times 10^{-6}$	—

#### 3-2. シール構造

サーカムフレンシャルシールはシールリングが数断片に分割されていることから、通常セグメントタイプシールと呼ばれ、シールリングの内径面と、ロータに固定され回転するシールランナ外径面とが円筒面で摺動しシールする構造である<sup>2)</sup>。図3にシールの概略構造を示す。現行構造である供試体は2リングタイプといわれる構造であり、シールリングはカバーリングとともに径方向のエキステンションスプリングと軸方向のコンプレッションスプリングでノックピンを介してリング状に組み立てられる。シールリング内周面には圧力負荷軽減用の浅い溝が施されている。

一方、第一次設計構造である供試体は回り止め部の破損防止のためカバーリングを除いた1リングタイプとしている。また、圧力の増大によるカーボンシールリングの摩耗増大を防止するため、シールリング内周部にはレイリーステップ溝を設け、幅寸法を大きくして動圧効果により発生する浮力によって接触部分の負荷軽減を図っている。レイリーステップ溝による浮力は溝の深さにより変化するが、第一次条件における目標漏洩量を200NL/min以下と設定し、溝深さは30μmを選定した。レイリーステップによる浮力と圧力による押しつけ力は、シール内径とライナ外径間の隙間が4μmの所で設計上はつりあう。この場合、隙間からの漏洩量は120NL/min程度と計算されている。

実験には、比較のため現行構造品と第一次構造品の2種類を使用した。

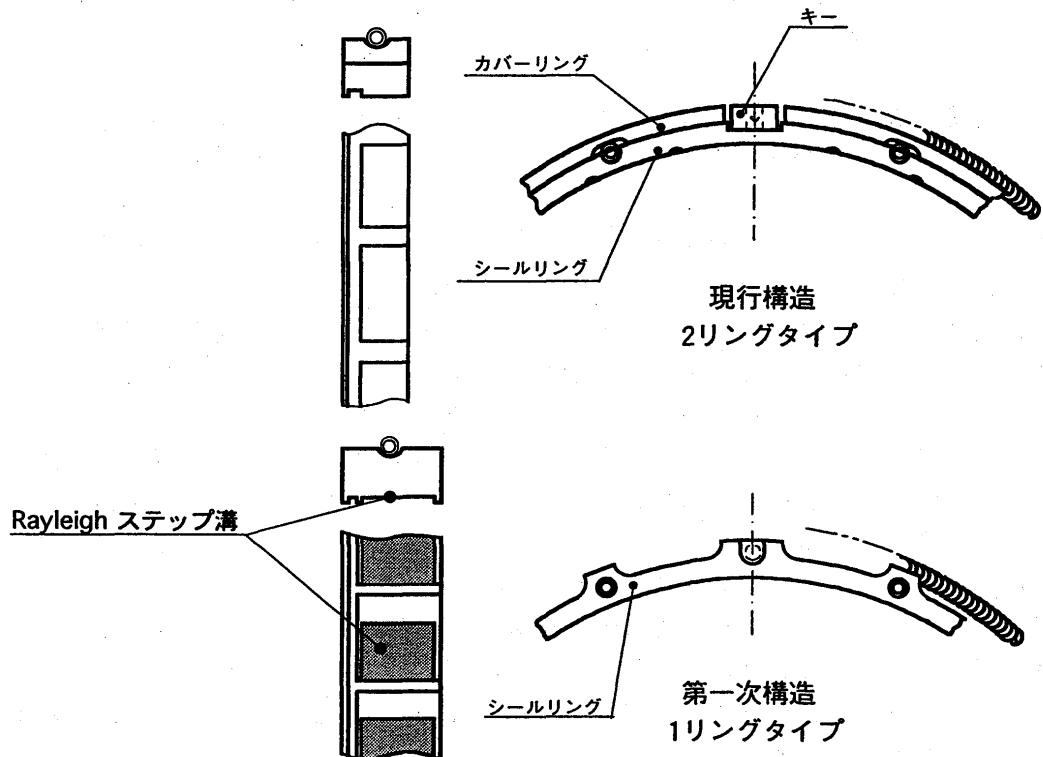


図3. 供試品構造図

#### 4. 実験結果及び考察

##### 4-1. シールの漏洩特性

開発カーボン材を用いた第一次構造品を使用して圧力、周速、温度の各条件を変化させて行った漏洩特性試験の実験条件を表3に、結果を図4～図5に示す。実験はひとつの供試品で周速、圧力を変化させ、各条件で漏洩量が安定するまでの試験を連続して行った。なお、実験は0m/sで最低圧から最高圧、次に50m/sで最低圧から最高圧という順で、負荷の低い条件から高い条件へと行った。また、温度条件が異なる試験は、それぞれ別の供試品を使用している。

表3. 実験条件

圧力(MPa)	0.06, 0.11, 0.17
周速(m/s)	0, 50, 100, 150
温度(°C)	20, 200, 300,
時間	漏れが安定するまで

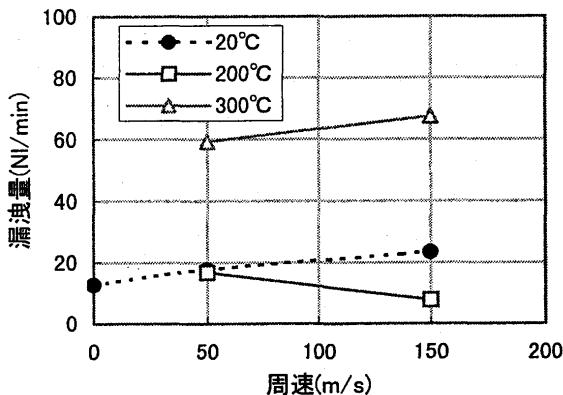


図4. 開発材第一次構造品の漏洩特性その1  
(圧力 0.17MPa)

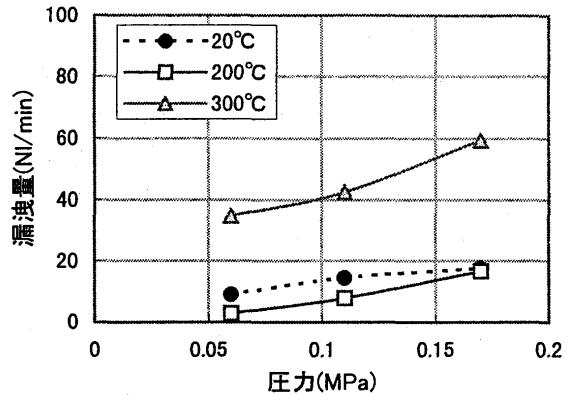


図5. 開発材第一次構造品の漏洩特性その2  
(周速 50m/s)

サーダムフレンシャルシールの漏洩は、シール内径部とライナ外周との接触部、シール端面とハウジング端面の接触部、及び各セグメント分割部の3カ所からの漏洩の合成であり、理論的な漏れ計算方法は確立されていない。一般的には内径に均一な隙間があると仮定して計算された漏洩量<sup>3)</sup>に経験的に得られている各分割部からの推定漏洩量を加え、漏洩量を想定している。

開発材第一次設計品は、シール内径面にレイリーステップ溝を付加している。よって、この溝の効果が安定して発揮されれば、一定圧力の元では周速増加に対して浮力が増加し内径隙間が増大するため、漏れは増加する傾向を示す。しかし、図4に示されるように第一次構造品の一部実験条件において、周速増加と漏れ増加が対応しない結果も得られている。このことは、第一次構造品の動圧溝の効果が十分ではない可能性を示唆している。

また、図5に示すように圧力に対してはほぼ比例して漏れが増えているが、温度に対する漏洩量はその関係が明確ではない。温度による漏れ増加の原因としては、ライナとシールリングの熱膨張係数の違いにより、ライナとシールリング間に不均一な隙間が発生することが考えられるが、本内容に関しては、次項でさらに考察する。

#### 4-2. 高負荷条件試験（第一次目標条件）

現在ガスジェネレータとして使用される条件と今回開発目標となっている第一次条件でのシールの性能を比較するため、100時間の連続試験を実施した。現行材料の現行構造シールを現行条件である 0.5MPa、200°C、100m/s、オイルジェットによる冷却有りの条件で 100 時間の回転試験を行った結果を図6に示すが、定常時の漏洩量は 50NL/min 以下で安定していた。試験後のシールリング内周面にはほぼ均一な摺動痕が観察され、シールリングの試験前後の厚さから摩耗量を測定すると平均 3 μm 程度であることが確認された。

一方、開発材第一次構造品を第一次条件である 0.8MPa、300°C、150m/s、オイルによる冷却なしの条件で 100 時間試験を行った結果、図7に示すように定常状態の漏洩量は 200~250NL/min 程度であった。第一次条件は、現行条件と比較して、圧力、周速、雰囲気温度がすべて上昇し、オイルによるシールの冷却も無い。このような状況下でシールとして安定した性能を発揮するためには、摺動面の負荷を現行条件よりも軽減する必要がある。そのため、漏洩量は現行条件よりも増加せざ

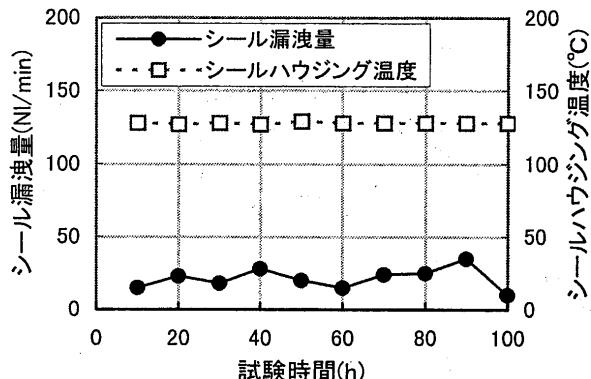


図 6. 現行材現行構造品の漏洩量

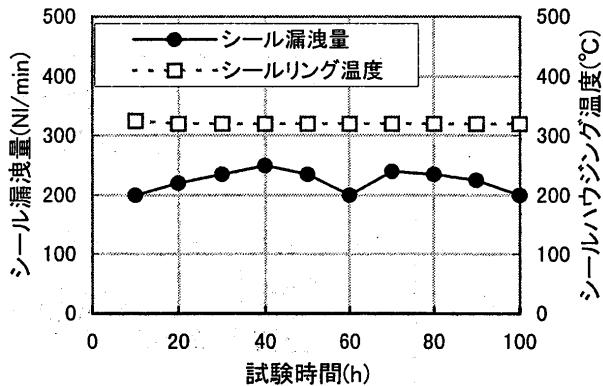


図 7. 開発材第一次構造品の漏洩量

るを得ない。第一次条件では、前記のようにシール漏洩量は 200NL/min 以下を目標と考え、第一次構造では 120NL/min が設計漏洩量である。したがって、図 7 の漏洩量の実験値 200~250NL/min は、設計値よりはやや多いが、目標値に近くほぼ満足できる値であった。なお、シールリングの平均摩耗量は約 10 μm であるが、シールリング端部のレイリーステップ溝が中央部に比べ数倍多く摩耗する結果を示していた。これを偏摩耗といいこれについて検討を加えた。

第一次条件試験における偏摩耗の原因として次のことが考えられる。シールリング内径とライナ外径は室温において同曲率になるように製作されている。高温でシールが使用される場合、シールリングとライナの熱膨張係数の違いにより。ライナ側の膨張が大きく、図 8 の概念図のようにシールリングとライナ間に隙間が発生してしまう。実際には、シールリング外周側には流体圧力による押付け力が存在し、カーボンシールリングがライナに添うように変形するが、開発材 B は現行材 A に比べヤング率が高いために変形しにくく、そのためシールリング端部に過大な押しつけ力が発生し摩耗が促進される。また、構造上シールリング分割部には円周方向に隙間が存在しており、その圧力低減効果は他部分の約 1/2 程度と推定される。したがって、これらの複合効果によって、シールリング端部の摩耗が進行すると考えられる。

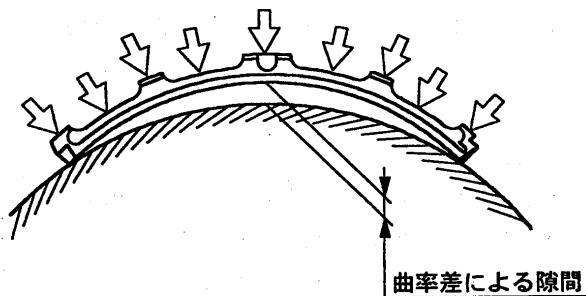


図 8. シール接触の概念図

第一次条件において第一次構造品を使用した場合、シールリング端部の接触が中央部より強くなることを確認するため、シールリング摺動面近傍温度の測定を実施した。温度は、シールリング一断片の摺動面から約 1.5mm の所に熱電対を径方向に位置を変えて 5ヶ所挿入し測定した。実験結果を図 9 に示す。

温度は実験開始直後の変動が大きく、時間の経過とともに変動幅が小さくなる傾向がみられる。また、雰囲気温度 300°C に対し測定された温度は+20~50 度程度であったが、シールリング中央部よりも端部の方が数十度高い値が得られており、端部での接触が強いことが実証されている。

レイリーステップ溝による動圧効果で初期的には隙間が確保されていても、シールリング端部の

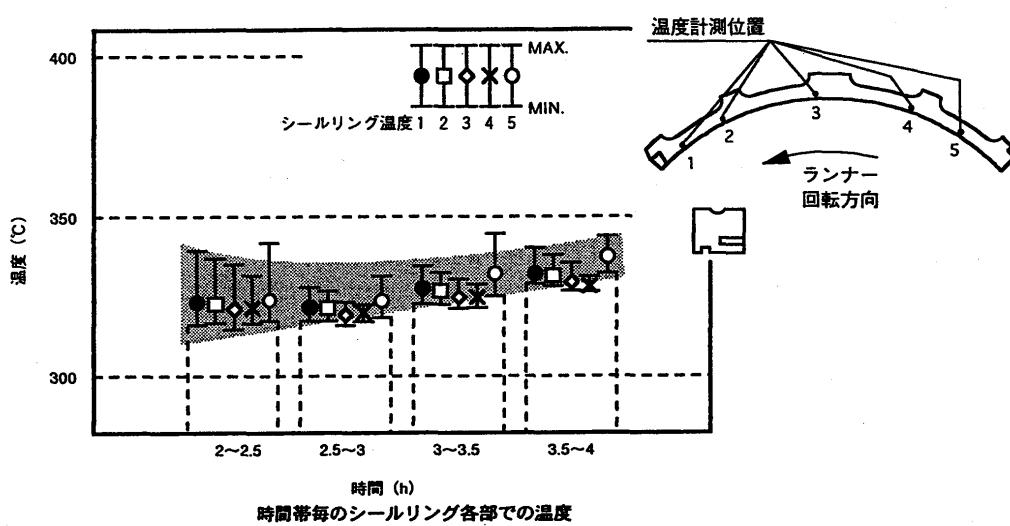


図 9. 摺動面温度測定結果 (0.8 MPa, 150m/s, 300°C)

レイリーステップ溝が摩滅した時点で、シールリングとライナは部分的には完全に接触するため、摩耗の更なる増大、漏れの急激な増加につながると予測される。

これらのシールの部分的な摩耗減少の一対策として、シールリングの剛性を小さくすることが考えられた。そこで、開発材を用いてシールリングの肉厚を変更した摩耗実験を行った。結果として、シールリングの摩耗を減少させ、中央部と端部の差の少ない均一な摩耗をさせるためには、適正な肉厚が存在しており、本実験で用いたカーボン材質Bを用いた第一次設計品の場合、約3mmの肉厚付近が適正であることがわかった。(現行設計、第一次設計とも肉厚は4mm) これは開発材を用いた第一次設計品の約40%の曲げ剛性に相当し、ヤング率に換算して約6GPaの値となる。これらの改良を追加することにより、第一次シールの性能の向上が期待される。

## 5. まとめ

高温高速用ガスジェネレータに使用されるメインシャフトシールであるサーカムフレンシャルシールに関し、各種条件での実験を行い以下の結論を得ることができた。

- (1) 開発材料、第一次設計によるサーカムフレンシャルシールは、短時間であれば第一次目標条件に適用可能である
- (2) 第一次条件でのシール性能向上及び長寿命化のためには、レイリーステップ溝の設計見直し及びシール肉厚の低減が必要である。
- (3) 現段階では開発材第一次設計シールの最終目標条件への適用には多くの問題点が存在しており、未実施であるライナ材質の検討を含めた設計の見直しが不可欠である。

## 参考文献

- 1) 池上ら：日本トライボロジ学会春期予稿集(1995), 177
- 2) 平林弘：設計製図 21, 136(1986), 36
- 3) 村上昌也：日本ガスターイン学会誌 23, 90(1995), 3

\*松本 謙司, 長田 晴裕, 山本 伸一, 岡田 健  
(先進材料利用ガスジェネレータ研究所)

## High-Temperature and High-Speed Solid Lubrication of Carbon Graphite

\*Kenji Matsumoto, Haruhiro Osada, Shinichi Yamamoto, Ken Okada (AMG)

*Key word : Hi-Temperature, High-Speed, Solid Lubrication, Carbon Graphite*

### Abstract

Carbon Graphite materials were prepared by special treated to have the heat resistance and then the friction and wear of these materials were examined without any solid lubricants, using a friction and wear tester (ring on ring type) which was designed in our laboratory. As the results, it is shown that these materials have excellent heat resistant properties. Furthermore we have obtained the settled friction data which was tried on severe environment such as high speed and high temperature.

### 1. まえがき

現在、低燃費・小型軽量・環境適合性を兼ね備えた革新的ガスジェネレータの研究開発を進めている。同開発のガスジェネレータ主軸に取り付けられるシールの使用環境は、高速(200m/s), 高温(400°C), 高圧(差圧 1.5MPa)と予想されている。

高速シールしゅう動材の多くには、カーボンと称されるグラファイト系複合材が多く用いられている。これは潤滑性、耐食性、熱衝撃性などに優れているためである<sup>1)</sup>。しかし、高速の固体潤滑では、摩擦面の温度上昇が摩擦摩耗現象に支配的となる<sup>2)</sup>と言われ、雰囲気温度に加えしゅう動発熱の急増を考慮すると現行カーボン材の適用は難しい。そのため、新たなシール材料の開発が急務となるが、開発には、高温や高速領域でのしゅう動特性や材料の挙動を明らかにする必要がある。

そこで、しゅう動時のトルク・発熱温度など種々の計測器を装備したシール用リング材評価試験装置を用いて、耐酸化性付与カーボンの高温・高速下におけるしゅう動試験を実施した。これらの結果からいくつかの知見が得られたので報告する。

### 2. シール用リング材評価試験装置の概要

図1にシール用リング材評価試験装置の外観。図2に試験装置本体の模式図を示す。

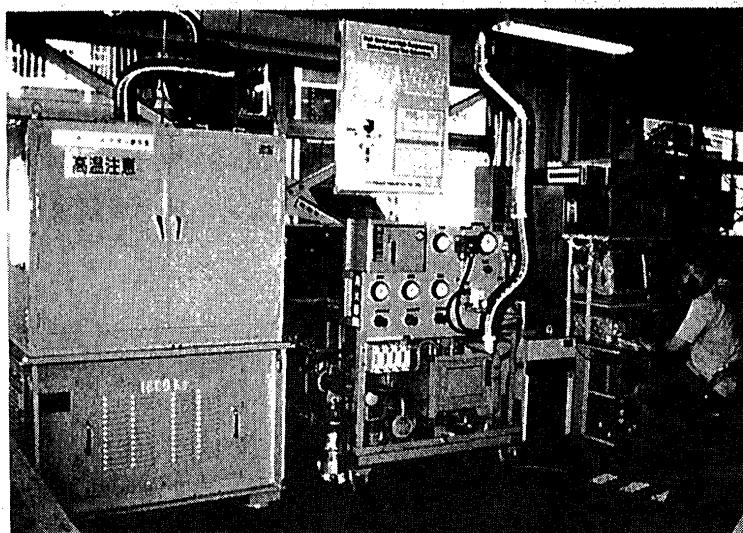


図1 シール用リング材評価試験装置の外観

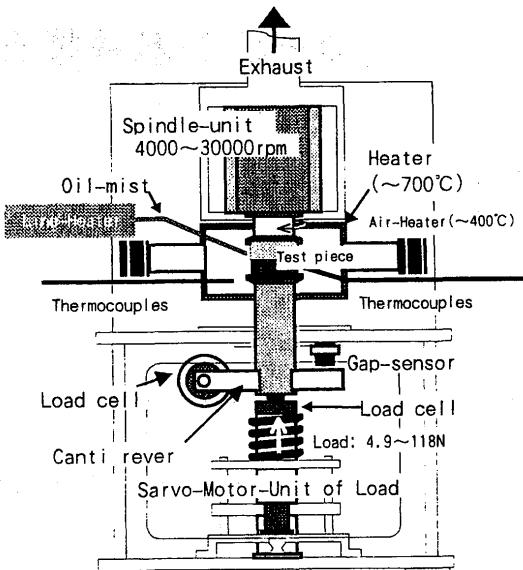


図2 試験装置本体の模式図

この試験装置は、固体潤滑及びオイルミスト潤滑における高温・高速・高負荷条件での摩擦摩耗評価が可能である。主な特徴は以下のとおりである。

主軸の回転側は、7.5kW の超高速ビルトイン形インバーターモーターを用いて上側軸端を直接駆動し、4000~30000rpm が得られる。また、速度コントローラーを用いることにより到達時間が任意に設定できる。

試験主軸は、立軸形で 6 個のセラミック製アンギュラー玉軸受を使用した新開発のスピンドルユニットに納められている。また、潤滑は、オイルエアーで行い、主軸は水冷却されている。

しゅう動トルクは、試験片固定側の負荷軸に取り付けられた長さ 100mm のカンチレバーを介してロードセルで検出し、ロードアンプで算出する。また、負荷軸は水冷却されている。

荷重は、下側からスプリングを介してサーボモーターによりコントロールでき、4.9~118N まで与えることができる。また、荷重コントローラーを用いて荷重保持時間やステップ荷重の設定が可能である。

負荷軸のスラスト方向への変位とモーター回転軸のラジアル方向の変位は、ギャップセンサーを用いて計測する。

試験片温度は、しゅう動面から 2mm の位置にトルク検出に影響がないよう、 $\phi 0.2\text{mm}$  素線の熱電対を用いて計測する。これらのデータ及び制御はパーソナルコンピューターで処理される。

ドライ試験用加熱炉は、二珪化モリブデンを発熱体に用いた電熱器になっており、P.I.D. 制御で最高 700°C 雰囲気での高速しゅう動試験が可能である。

オイルミスト試験用加熱炉は、電気式温風発生機を 4 機設置し、P.I.D. 制御で最高 400°C における高速しゅう動試験が可能である。また、オイルミスト試験では、オイルをオイルタンクとラインヒーターで加熱し、加圧ノズルジェットを用いてしゅう動面近傍に給油される。温度制御は、ノズル先端部に設置した熱電対を用いて行う。

### 3. 試験方法

#### 3-1. 試験片処理

シールリングとして用いた基材のカーボンは、等方性高強度黒鉛 ISO-63(東洋炭素(株) 製) を用いた。同材料は、はじめに酸化の触媒効果を示す不純物除去のため、高純度化処理を施した。次に耐酸化処理用として広く用いられ、その実績も評価されているリン酸化合物による耐

酸化処理を行った。耐酸化性付与処理は、オートクレーブによる真空加圧方法を用いた。熱処理後、試験片形状に加工して試験に供した。

メイティングリングはガスジェネレータ用高温しゅう動材として実績のある炭化クロムコートィングを基材上(基材 AMS6322)に爆発溶射(D一ガン)法により施したもの用いた。

図3に試験片形状を示す。

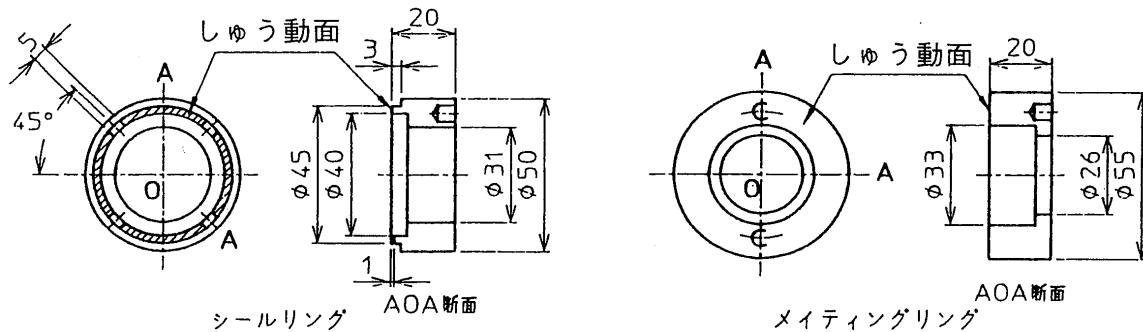


図3 試験片形状

### 3-2. 酸化試験方法

シールリングの耐酸化性向上の確認は、雰囲気制御型電気炉を用いた酸化試験により実施した。酸化試験条件は酸素分圧 20kPa, 窒素分圧 80kPa, 流量 0.1 l/min, 試験時間 40h とし、試験前後の重量変化より重量減少率を算出した。

また、水銀ポロシメーターによる気孔率測定、ショア硬度計による硬度測定、三点曲げ試験による曲げ強度を測定し、耐酸化性付与処理による物性の変化を測定した。

### 3-3. しゅう動試験方法

試験は、シールへの適用を考慮し、Ring on Ring タイプとした。回転側は上部試験片(メイティングリング)、固定側は下側試験片(シールリング)とした。試験条件は表1に示す。

試験片装着後、雰囲気が設定温度に達した直後、回転を開始し、すみやかに設定周速にした。荷重は 180sec かけて徐々に設定値まで負荷され、設定荷重になった時点を開始時間とした。

周速は、50m/s とし、面圧は、ガスジェネレータの通常運転時の最高出力時にかかると予想される差圧(1.5MPa)から算出し、 $1.47 \times 10^5 \text{ Pa}$  とした。

試験は各温度域における摩擦係数の速度依存性把握試験と 100 時間の長時間試験を実施した。速度依存性把握試験では、各条件 1 時間とし、長時間試験では、1 サイクルを 10 時間試験とし、10 サイクル行い、合計 100 時間試験とした。

表1 試験条件

試験名	しゅう動特性の速度依存性	100 時間試験
周速	2~50m/s	50m/s
面圧	$1.47 \times 10^5 \text{ Pa}$	$1.47 \times 10^5 \text{ Pa}$
雰囲気温度	室温~400°C	400°C
試験時間	1 時間	1~100 時間

## 4. 試験結果および考察

### 4-1. 酸化試験結果

図4に各温度領域における重量減少率を示す。未処理のカーボンは、500°C から酸化による

重量減少が顕著に現れ、600°Cでは20%にも達する。それに対して耐酸化性付与処理カーボンは、600°Cでも4%の重量減少と未処理と比較して良好な耐酸化性を有していることが確認された。

耐酸化性付与処理による物性の変化を表2に示す。比重の差より算出された含浸による重量増加は3.3%を示した。ショア硬さの変化は見られないが、含浸による補強材効果で、曲げ強度が14ポイント上昇した。

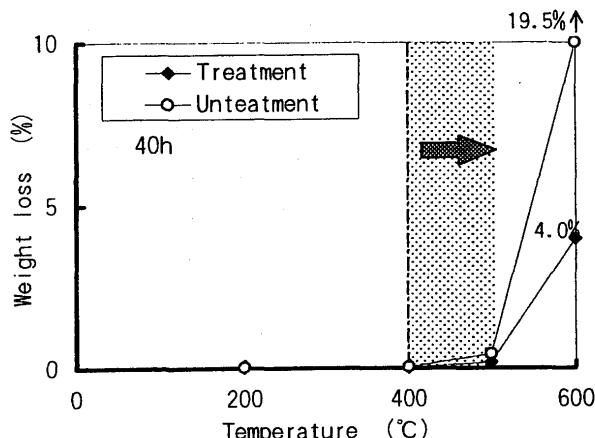


図4 各温度領域における重量減少率

表2 耐酸化処理による物性の変化

	未処理	処理後
かさ密度 (g/cm <sup>3</sup> )	1.80	1.86
気孔率 (%)	13.8	11.2
ショア硬さ (HS)	73	74
曲げ強度 (MPa)	66	80

#### 4-2. しゅう動特性の速度依存性

図5に室温における各速度域の摩擦係数と試験片温度を示す。摩擦係数は、速度の増加に伴って低下し、周速50m/sでは摩擦係数が0.1を下回る値を示した。一方、試験片温度は速度の増加に伴って上昇し、周速50m/s時では175°C付近にまで達した。同様な傾向は、他の高速しゅう動試験データ<sup>3)</sup>でも報告されている。高速時における摩擦係数の低下の理由について考慮の余地は多くあるが、今回の試験では現象の把握に留めた。

試験片温度は、速度と比例関係ではなく、高速になるに従い、温度増加の割合が低下している。図6に試験片温度と仕事率の関係を示した。仕事率を摩擦係数、垂直荷重、速度の積で考えると、仕事率と試験片温度はほぼ比例の関係示す。しかし、高い仕事率付近では、試験片温度が低めに現れていることがわかる。

以上のことから、高速域における試験片温度の増加割合の減少は、摩擦熱の多くが固定側のシールリングに伝達され、冷却効率が高くなっている<sup>2)</sup>ためではないかと推測できる。

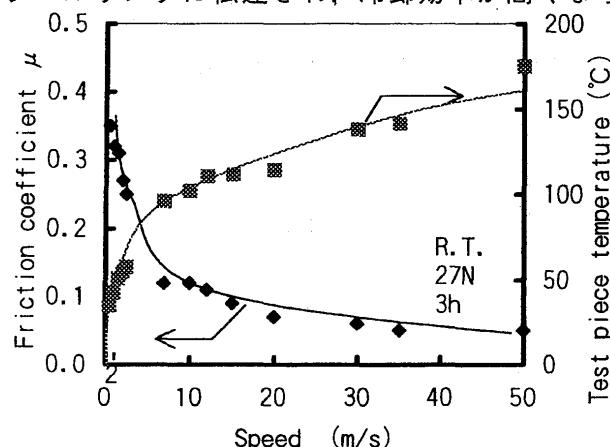


図5 各速度域の摩擦係数と試験片温度(室温)

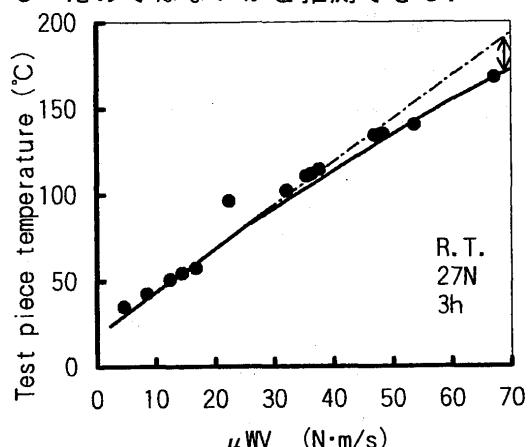


図6 試験片温度と仕事率の関係

図7に各雰囲気温度における摩擦係数の速度依存性を示す。室温の場合、速度の増加に伴い、摩擦係数は低下するが、雰囲気温度が100°C以上の場合、速度の増加に対して、摩擦係数は僅

かに上昇する傾向を示した。

図8に各雰囲気温度における試験片温度上昇の速度依存性を示す。試験片温度上昇( $\Delta T$ )は、しゅう動面近傍で測定した試験片温度から雰囲気温度を差し引いた温度としている。

周速8m/sまでは、雰囲気温度に関係なくほぼ同じ $\Delta T$ を示す。しかし、周速10m/s以上では、室温、100°Cに比べて、200°C、400°Cの場合が大きい $\Delta T$ を示すことが分かった。これは、周速の増加によるしゅう動発熱量の急増と雰囲気を加熱している電気炉からの熱量との総熱量が増え、試験片温度が高温に曝されているためと思われる。

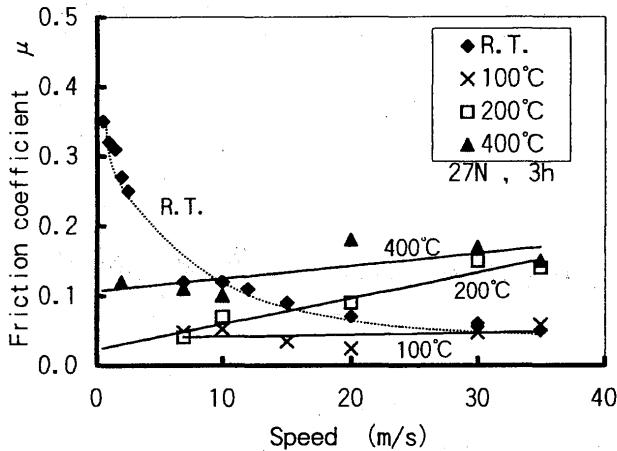


図7 摩擦係数の速度依存性

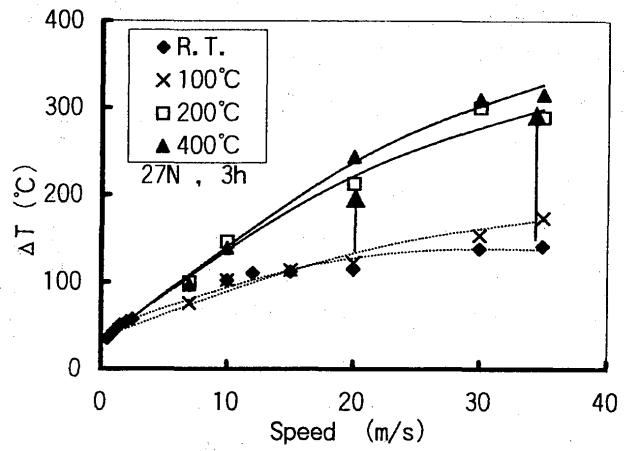


図8 試験片温度上昇の速度依存性

図9に高温・高速しゅう動試験後のしゅう動面形態の一例を示す。

低速に比べて高速のしゅう動面は、しゅう動面端部が若干酸化されているのが観察される。また、周速35m/sの室温より、周速2m/sの400°Cの方が円周方向に明確なしゅう動痕が生成され、周速35m/sの400°Cが最も明確なしゅう動痕が観察された。

このことから、室温試験における摩擦係数や試験片温度の上昇は材料固有のしゅう動特性が支配的になるのに対して、高温試験では、しゅう動発熱と雰囲気温度によって試験片温度が上昇し、カーボン表面の酸化に大きく影響し、摩擦係数や $\Delta T$ の増加を促すと思われる。

以上から得られた結果をもとに試験片温度に着目して整理すると以下のようになる。

図10に摩擦係数と試験片温度の関係を示す。試験温度はグラフ上部に示す。

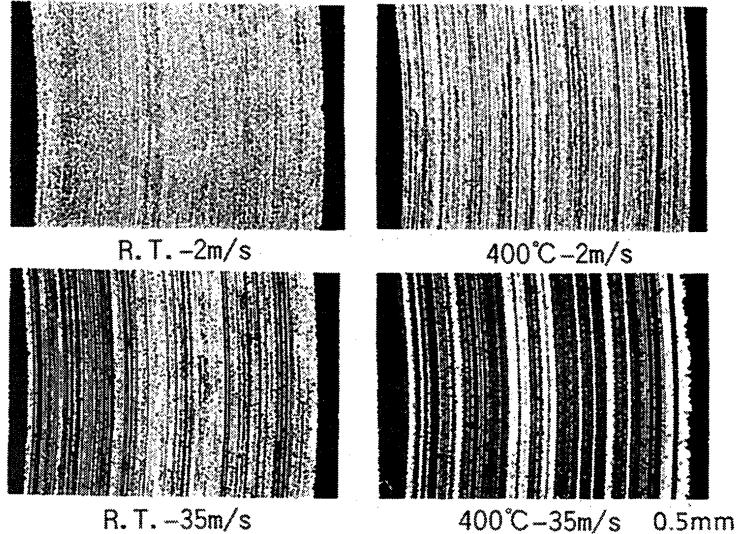


図9 しゅう動試験後のしゅう動面形態の一例

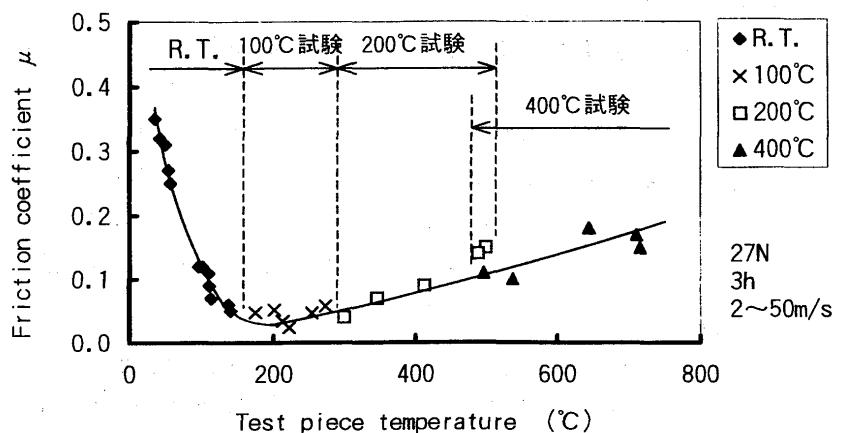


図10 摩擦係数と試験片温度の関係

室温の試験片温度領域では、試験片の温度上昇に伴って摩擦係数は低下の傾向を示した。これに対し、100°C以上の温度領域では、試験片温度の上昇に従って摩擦係数は僅かに上昇を示した。100°Cから400°C試験までの摩擦係数の増加が試験片温度に対応しているように同一直線上に示され、摩擦係数は試験片の温度に大きく影響されることが分かった。

#### 4-3. 100時間試験における摩耗量の経時変化

図11に100時間試験におけるしゅう動トルクの経時変化を示す。1サイクル目の試験は、起動時から摩擦係数は徐々に上昇を示し、試験終了直前で定常状態となった。2サイクル以降は試験開始1~5時間で定常状態になり、定常状態時のトルクは5kgf·mmを推移することが分かった。

図12に100時間試験における摩耗量の経時変化を示す。初期の10時間からほぼ一定の割合で増加を示し、40時間で比摩耗量が一定を示すことが分かった。

以上のことから、高温・高速域におけるカーボンの固体潤滑では摩擦係数、摩耗速度が100時間という長時間であってもほぼ一定であることがわかった。

#### 5.まとめ

室温における高速しゅう動では速度増加に伴い摩擦係数が低下する。その時のしゅう動発熱による試験片温度上昇は大きく、室温において周速50m/sでは175°C付近まで達した。

100°C以上の高速しゅう動では、速度増加に伴い摩擦係数が僅かに増加し、試験片の温度上昇も急増した。また、100°Cから400°C試験までの摩擦係数の増加に対して試験片温度の増加が一次関数的に示されることから、摩擦係数は試験片の温度に大きく影響されることが分かった。

このことより高温・高速域でのしゅう動特性は環境温度を含むしゅう動材自身の温度が支配的となっていると考えられる。

そのため、冷却が期待できないガスジェネレータ内部の高速しゅう動部分では、いかに雰囲気温度やしゅう動発熱を低く抑制できるかがしゅう動材の寿命や作動性確保に重要であることが分かった。また、耐酸化付与カーボンは、長時間のしゅう動試験においてもしゅう動特性が安定していることから、高温・高速しゅう動材としての可能性を見出すことができた。

#### 参考文献

- 1) 平林, 中山, Journal of the J.S.M.E., Vol.76, No650 p238-246
- 2) 笹田直, Journal of the J.S.M.E., Vol.76, No650 p226-231
- 3) 深谷敏夫, 潤滑, 15-11(1970)724.

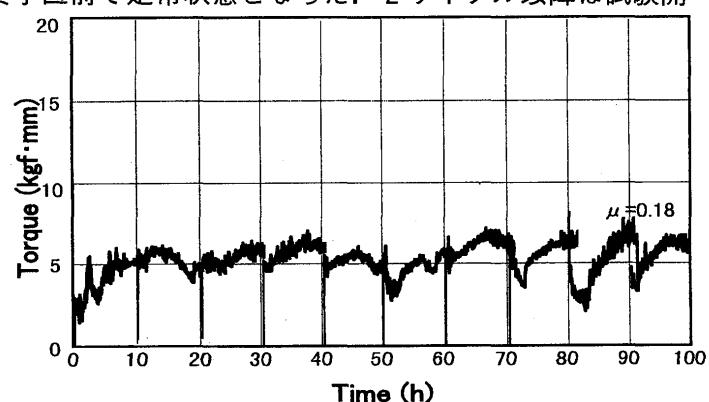


図11 しゅう動トルクの経時変化

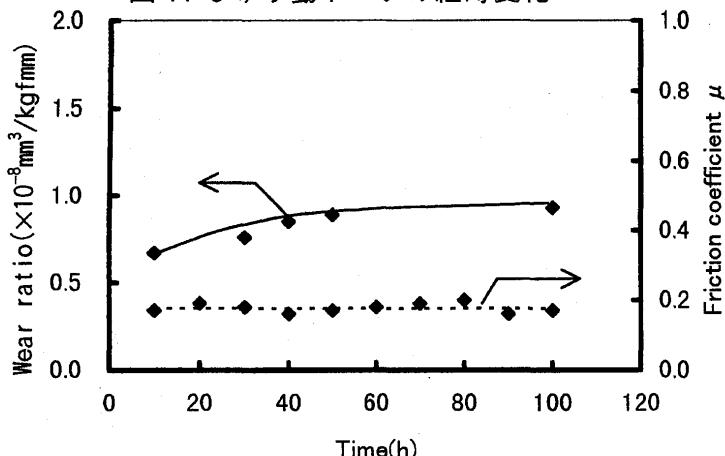


図12 摩耗量の経時変化

編集・発行 © (社)日本ガスタービン学会 180 1998.5