

超音速ジェット騒音低減に及ぼすタブの形状効果

*小林 絃 航空宇宙技術研究所
 今井 俊爾 早稲田大学大学院
 生沼 秀司 航空宇宙技術研究所
 武田 克巳 航空宇宙技術研究所
 大田 英輔 早稲田大学

1. 緒言

21世紀に実現が期待される次世代超音速旅客機には、技術開発課題とともに、騒音を含む環境への配慮も大きな課題となっている。中でも、エンジンからのジェット騒音を低減することは重要であり、現在まで、世界各国の研究者により、ジェット排気速度低減法と機械式ジェット騒音低減法の両面から研究開発が進められている。

超音速ジェット騒音は大別して4つの騒音成分から構成されるが、その中で過不足膨張ジェット時に最も支配的で、かつ特徴的な騒音がスクリーチ騒音である。Powellによって示された理論によれば、ノズルリップから放出された流れの乱れが衝撃波と干渉するというフィードバック機構によって、スクリーチ音が誘導されると考えられている。また、Tam, Seiner & Yu等によって、衝撃波関連広帯域騒音の発生メカニズムが提案され、その騒音成分がスクリーチ音とともに、タブ（ジェットノズル出口端面に装着する小さな突起物）によって低減されるという考察が示されているが、そのメカニズムについては充分明らかにされていない。

我々は、大きな騒音低減効果と小さなエンジン推力損失という相反する要求を満足し、構造が複雑でなく、着脱も容易な機械式ジェット騒音低減法としてこのタブの特性、並びに他の低

減装置との組み合わせを取り上げ、研究を進めている。これまでに、超音速ジェット騒音へのタブの影響、タブとエジェクターの組み合わせによる騒音低減効果、非円形ノズルとタブによる騒音低減効果等の研究により、その有効性を明らかにしてきている。そして、今までの研究に用いられたタブ形状は、殆ど矩形のものであった。その矩形形状のタブについては、様々なブロック面積、アスペクト比について騒音低減特性とそれによる推力損失を明らかにしてきた。ここで、タブ形状の相違が流れに異なる影響を与えることが予想されるが、その効果についてまとまった研究がなされていない。

本研究では、常温時において、超音速ジェット騒音低減に及ぼすタブの形状効果を明らかにするために、ノズル出口面積に対し等ブロック面積を有する4形状10種類のタブを用い、実験を行った。実験は、超音速臨界以上の圧力条件において、タブ装着による騒音低減効果、周波数特性、騒音の指向特性や流れ構造への影響について調べ、タブの形状・寸法の相違による影響を一部明らかにしたので報告する。

2. 実験装置と方法

実験は超音速ジェット試験装置を用い、出口径 25[mm]の先細円錐ノズルからジェットを噴

出し、1/4"マイクロホンによる遠距離場騒音計測を行った。そして同時に、シャドウグラフ・シュリーレン法を用いて、ノズル出口付近の流れ構造の可視化試験も行った。

2. 1 タブ形状

流れに挿入するタブの形状は、図 2.1 で示す様な 4 形状であり、それぞれの形状より、三角形、M型、ニードル型、台形と区別する。三角形、M型及びニードル型には、幅（径）と高さの寸法の異なる 3 種類のタブを用意し、計 10 種類のタブ（表 2.1）を用いて実験を行った。これらのタブは、ブロックage面積がノズル出口面積のほぼ 1 % となる様に設計されている。

2. 2 実験方法と実験条件

ジェット騒音計測では、ノズル出口平面内 1.0[m]の距離に 1/4"マイクロホンを設置し、0~100[kHz]の周波数範囲で狭帯域スペクトル分析を行った。可視化試験は、シャドウグラフ・シュリーレン法共に、ノズル出口付近を含む直径 300[mm]の視野で、撮影を行った。また、両試験ともタブ装着方向（ Φ ）に対して $\Phi=0^\circ$ 、 $\Phi=90^\circ$ となる 2 方向より実験を行った。

タブ形状	タブ番号	幅: b (径: d) [mm]	高さ: h [mm]	ブロックage [%]
三角形	1	3.4	2.9	1.004
	2	3.1	3.1	0.979
	3	1.8	5.4	0.990
M型	4	3.4	2.9	1.004
	5	3.1	3.1	0.979
	6	1.8	5.4	0.990
ニードル型	7	0.8	12.0	0.979
	8	1.0	9.8	0.998
	9	1.5	6.5	0.993
台形	10	3.4	2.8	1.255

表 2.1 各種タブの寸法とブロックage面積

実験条件は、それぞれのタブについて、常温で、完全膨張時のマッハ数 $M_j=1.18(NPR=2.35)$ 、 $M_j=1.48(3.58)$ 、 $M_j=1.88(6.52)$ の 3 点とし、各点におけるジェット速度 (V_j) は 363.9[m/s]、431.7[m/s]、502.7[m/s]となっている。

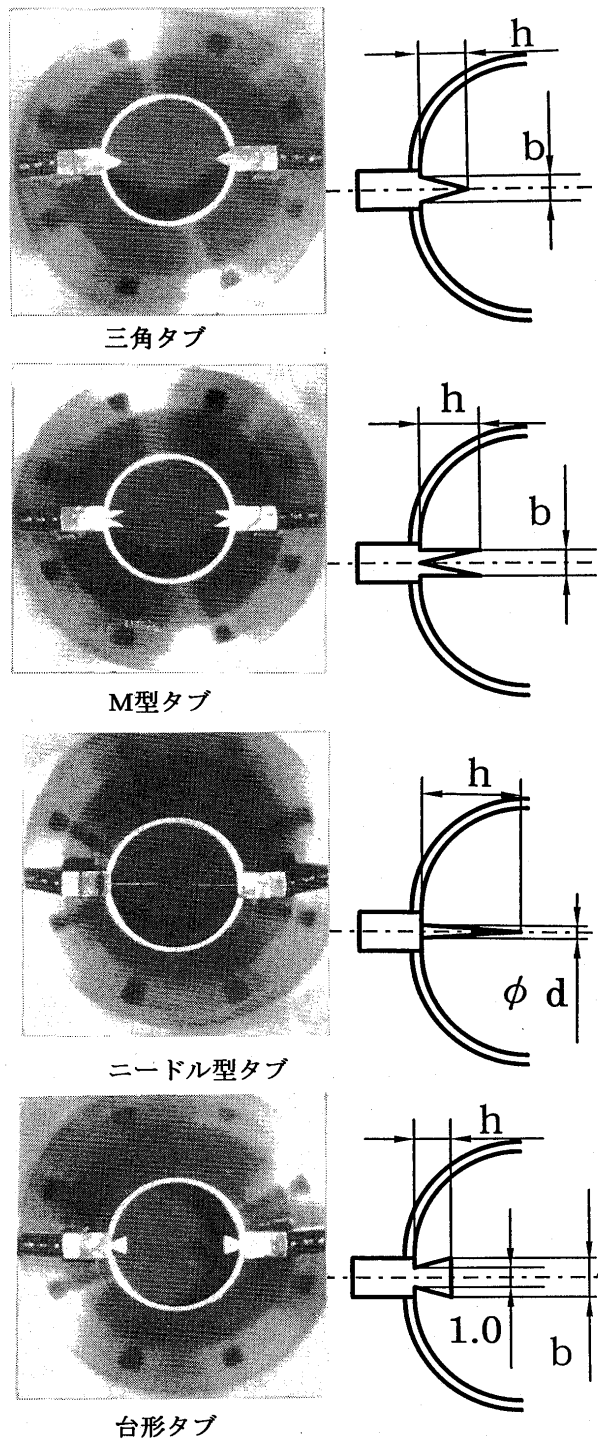


図 2.1 各種タブ形状

3. 実験結果と考察

3.1 タブの形状効果

図 3.1 は、それぞれの圧力条件においてタブ未装着時の全音圧レベルを基準とした、各種タブによる騒音低減量を計算し、グラフ化したものである。そして、2本の棒グラフは、タブ装着方向とそれに直交する方向の騒音低減量を示しており、参照のため、ブロック面積1%の矩形タブによる低減量もRとして併記した。

タブの形状別にみると、ジェットマッハ数 $M_j=1.18$ (図 3.1.(a)) において、特にニードル型タブの騒音低減効果が際だっている。その他のタブ形状は従来の矩形タブと大差はないと判断できる。流れの可視化においても、ニードル型タブ付きノズルの流れに、特に顕著な差が観察されている。このニードル型タブの特徴は後述する。 $M_j=1.48$ の条件で注目すべき点は、ジェット騒音の明らかな指向性である。これは図 3.1.(b)において、M型・台形タブの場合に顕著に現れている。しかし、その可視化写真からは、ショックセル構造やジェット幅等の点について、他形状タブとの相違点は見られなかった。また、 $M_j=1.88$ では、騒音低減量が、負の値をとっている。これは、タブ装着によって、ジェット騒音の全音圧レベルが増加したことに他ならないが、この原因は、スクリーチ音成分が減少したにも関わらず、衝撃波関連広帯域騒音成分が広い周波数範囲で発生し、加えて乱流混合騒音成分が増加したためである。この傾向は、タブの形状・寸法に関わらず現れ、その騒音レベルの増加量はほぼ一定という結果が得られた。また、可視化写真においても、タブ形状のショックセル構造への影響の相違は見られないので、 $M_j=1.88$ ではタブ形状による流れ場への影響の差は殆ど無いと判断できる。

3.2 ニードル型タブ

ジェットマッハ数 $M_j=1.18$ の条件において、ニードル型タブ (No.7) 装着・未装着時のジェット騒音をの狭帯域スペクトラムを比較したものが、図 3.2.(a)である。また図 3.2.(b)は、騒

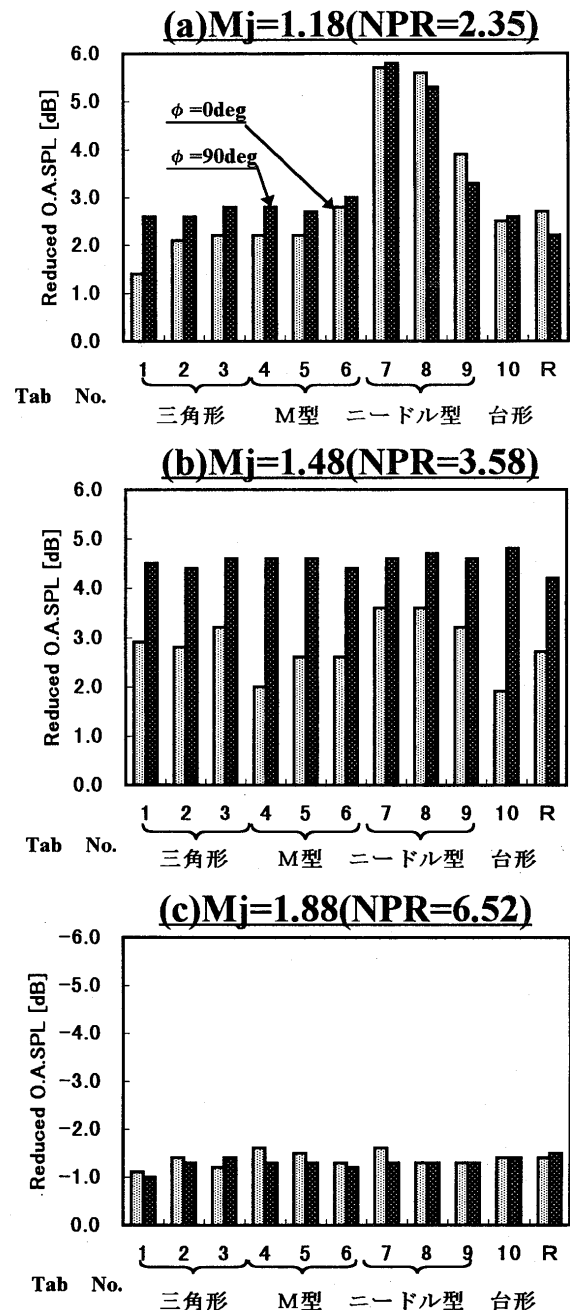
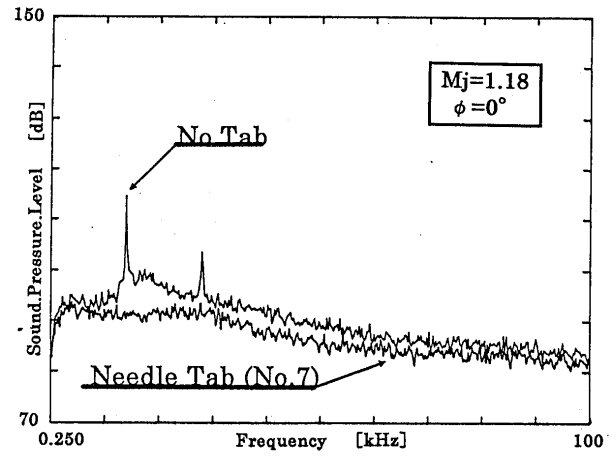


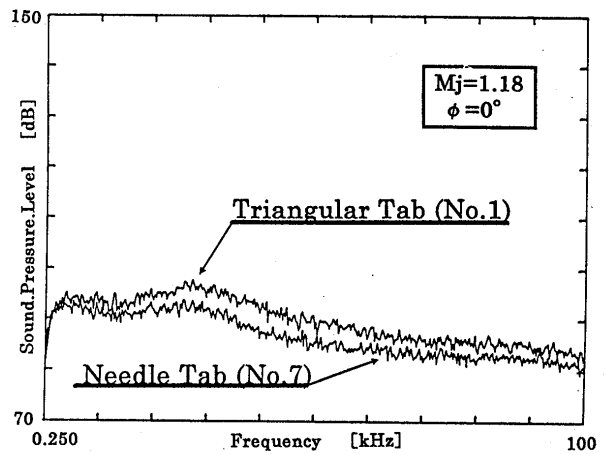
図 3.1 各マッハ数におけるタブごとの騒音低減量

音低減効果確なものにする目的で、三角形タブ (No.1) との結果と比較したものである。図より、ニードル型タブの装着によってスクリーチ音成分だけでなく、衝撃波関連広帯域騒音や乱流混合騒音といった、その他の騒音成分が大きく減少していることがわかる。それに対し、三角形タブでは、衝撃波関連広帯域騒音が高周波領域にシフトし、実質的な減少はなされておらず、乱流混合騒音も増加する傾向を示している。

図 3.3 にこの2種類のタブ装着・未装着時の可視化写真を示す。ニードル型タブ (No.7) と三角形タブ (No.1) の流れへの影響の相違点は、ショックセル構造の差と、ジェット後流のジェット幅の広がりの変化の2点である。ショックセル構造の差については、シャドウグラフ写真の第1ショックセルまでの間隔等に見られる。この構造の変化が、衝撃波関連広帯域騒音成分の低減に影響したと推測できる。そして、ジェット幅の広がりの変化は、ジェット騒音中の乱流混合騒音に影響を及ぼしている事と考えられる。



(a)



(b)

図 3.2 ニードル型タブと三角形タブの騒音低減特性の相違

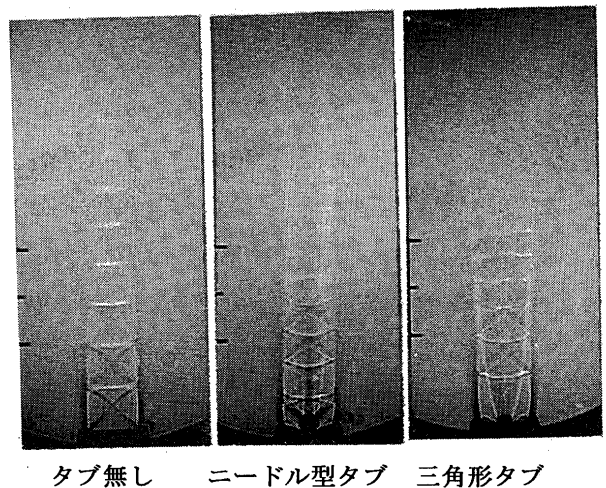
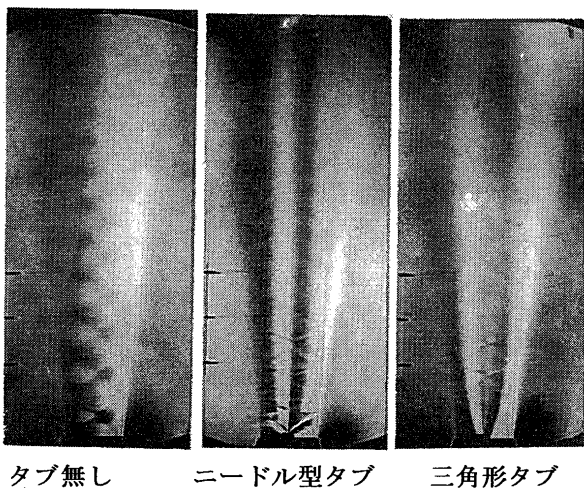


図 3.3 流れ場に及ぼす各種タブの影響
(左:シュリーレン法 右:シャドウグラフ法)

他の研究所による研究結果では、タブの作用としてタブ前後の流れの圧力差によって流れ方向に軸を持つ渦の発生により、ジェット内の流れに外部からの流れを導入することによって、ジェット速度を低減すると共に騒音低減を成すと報告されている。しかし、本研究から、流れ方向に軸を持つ渦の強さとスケールが小さいと考えられるニードル型タブによっても乱流混合騒音の低減が観察されており、より詳細なタブ作用の研究が必要である。また、 $M_j=1.48$ 以下の超音速流で、ニードル型タブのジェット騒音低減について考察すれば、ニードルの様な小さなスケールの弱い乱れを発生するタブでも、スクリーチ音の発生が低減することが明らかになった。加えて、タブからの流れ乱れが小さいため、その乱れた衝撃波の干渉が弱くなり、衝撃波関連広帯域騒音の低減が発生しているものと考察される。

3. 3 M型・台形タブ

図 3.1.(b)で示したように、マッハ数 $M_j=1.48$ の条件下で、M型・台形タブには明らかな指向性がみられた。図 3.4 はM型タブ (No.4) の装着方向に対するスペクトラムの比較である。タブ装着方向 0° の位置では、新たな高い周波数を持つスクリーチ音が誘導されたのに対し、タブ装着方向 90° ではスクリーチ音のピークは衝撃波関連広帯域騒音の成分の中に埋没した形となっている。この現象は、台形タブでも全く同様であることがわかっている。この指向性は、非円形ノズルのジェット騒音特性と似ていることから、これらのタブの挿入によって、ノズル出口の流れ形状が実質的に変化させられた事が推測できる。

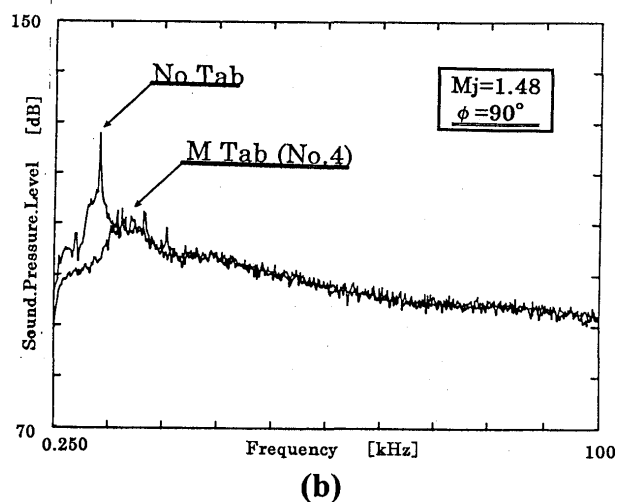
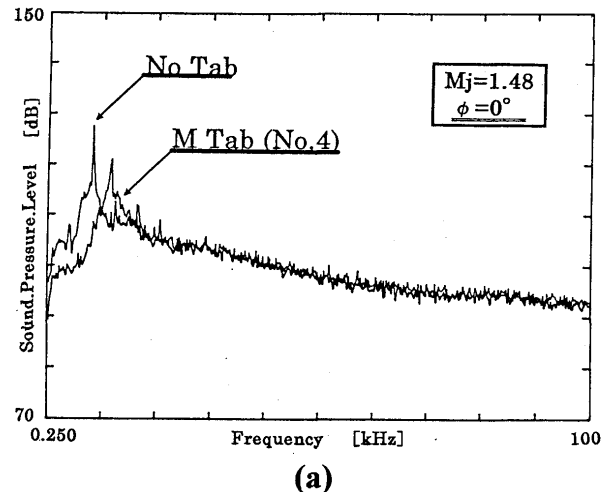


図 3.4 M型タブに見られる騒音の指向性 ($M_j=1.48$)

4. 結言

本研究では、不足膨張時の超音速ジェット騒音低減に及ぼすタブ形状の効果を、音響解析と流れ場の可視化の両面から調べた。使用したタブは、三角形、M型、ニードル型、台形の4形状、10種類である。本研究より得られた諸事項を記す。

- (1) 超音速ジェット流れへのタブ形状による影響の相違は、マッハ数 $M_j=1.48$ 以下で明確に現れた。しかし、マッハ数の上昇につれてこの相違は現れにくくなる。

- (2) タブ形状をその騒音低減効果からの観点で見れば、3つに大別できる。すなわち、全てのマッハ数の条件でスクリーチ騒音を低減し、低超音速マッハ数領域ではその他の騒音成分も低減可能なタブ（ニードル型タブ）、全てのマッハ数においてスクリーチ音成分だけを低減できるタブ（三角形・矩形タブ）、あるマッハ数の条件で新たなスクリーチ音を誘導するタブ（M型・台形タブ）、の3つのグループに分類される。
- (3) 流れ乱れの強さ、及びスケールの小さなニードル型タブを使用した場合でも、スクリーチ音の消滅、並びに衝撃波関連広帯域騒音の低減が得られることが明らかになった。 $M_j=1.48$ 以下、特に $M_j=1.18$ の超音速領域で、ニードル型タブの騒音低減効果は、他形状タブの効果を遥かに上回るという結果が得られた。その低減量は約 6.0[dB]で、その効果はスクリーチ音成分以外の騒音成分に対しても有効であり、全周波数領域に及んでいる。このメカニズムについては今後の課題である。
- (4) 三角形タブによる騒音低減効果は、矩形タブによる効果と酷似していて、スクリーチ騒音成分に対して特に低減効果が認められた。また、高超音速領域では、スクリーチ音成分は低減されているものの、乱流混合騒音や衝撃波関連広帯域騒音成分の増加によって、全音圧レベルは上昇していることが明らかにされた。この傾向は、三角形・矩形タブだけでなく全てのタブで現れた。
- (5) $M_j=1.48$ では、M型・台形タブにより、新たなスクリーチ音が誘導された。このスクリーチ音は明らかな指向性を持ち、タブ装着方向 0° 方向に強く現れ、 90° 方向では、衝撃波関連広帯域騒音と同程度のものとなっている。

参考文献

- (1) J.M.Seiner & E.A.Krejsa ; AIAA-89-2358 (1989)
- (2) J.M.Seiner ; AIAA-84-2275 (1984)
- (3) 小林 紘 他；機械学会“振動・音響新技術シンポジウム”(1992.8)
- (4) 小林 紘 他；機械学会70期全国大会 (1992.9)
- (5) C.K.W.Tam ; AIAA-86-1866 (1986)
- (6) C.K.W.Tam & N.N.Reddy ; AIAA-93-4387 (1993)
- (7) H.Suda , T.A.Manning & S.Kaji ; AIAA-93-4323 (1993)

和田 清(三菱重工)

志澤高朗 *本阿弥眞治(東理大工)

1 緒言

最近のガスタービンエンジンは、燃焼温度の高温化に伴って、タービン部材に多大な熱負荷がかかり、部材の寿命が問題となっている。そのため、燃焼器出口温度分布の均一化が強く要求されている。ダンプディフューザは、鈍頭化した燃焼筒先端部が特徴であり、入口部にプレディフューザおよび急拡大部を有し、流量配分特性に優れる反面、急拡大部では離と再付着流れを伴うため、圧力損失が大きい欠点を持つ^[1]。佐藤ら^[2]は、LDV計測システム等を用いて、燃焼器内の急拡大部における流動機構を解明した。Honamiら^[3]は、LDVシステムにより入口で非一様速度分布を与えた場合の急拡大部の速度ベクトルを求め、高速度ビデオカメラを用いた長時間スモークワイヤ法による可視化、および圧力変換器の出力のFFT解析により、燃焼筒に衝突する噴流の挙動が圧力損失の一因となることを示した。

そこで、本研究は、これまでの研究を踏まえて、ダンプディフューザ内の流れの非定常性に着目し、圧力を基準信号とした条件付きサンプリングにより、非定常流動機構を解明することを目的とする。

2 実験装置および方法

流路は、空気を作動流体とする回流式密閉風洞であり、送風機、三次元ディフューザ、回流路、整流部、二次元ノズル、助走流路、測定部、回収部サージタンクより構成される。図1に測定部概略を示す。ダンプディフューザは二次元流路で、アクリル製である。助走流路は二次元性を確保するため、高さ $H_1 = 20$ mm、幅 300 mm、アスペクト比は 15 であり、またその長さは 200 mm である。急拡大領域の流路高さは 140 mm であり、この領域でのアスペクト比は 2.14 である。乱流境界層を得るため、ノズル出口両壁には直径 0.5 mm のトリッピングワイヤを取り付けてある。左右分流路高さは共に 20 mm であり、従ってディフューザの面積拡大比は 2.0 である。燃焼筒モデルは、先端部が半径 50 mm の半円形で、それに続く壁面は平行である。燃焼筒深さ比^[1](燃焼筒高さ/ H_1)は、5.0 である。プレディフューザは長さ 20 mm、拡がり角度は 10° である。プレディフューザ出口から、燃焼筒先端部までの距離であるダンプギャップ D/H_1 は 3 である。座標系は、プレディフューザ入口を原点とし、 X, Y 方向速度成分を U, V とし、変動速度成分を u, v とする。代表点 ($X = -40$ mm) の流速は、 30 m/s \pm 3.0% の条件下で行なった。

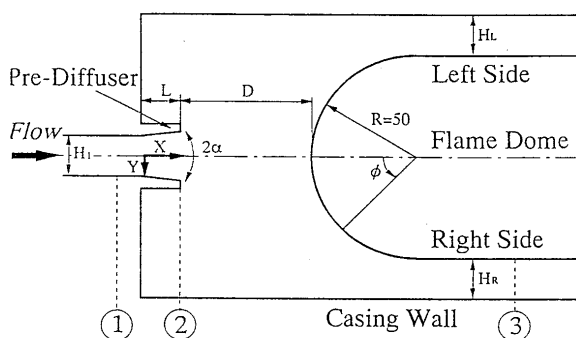


図1 測定部

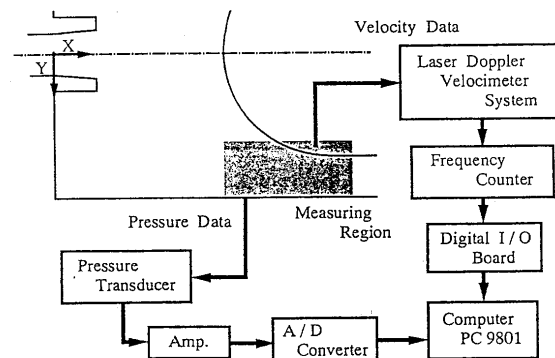


図2 計測システム

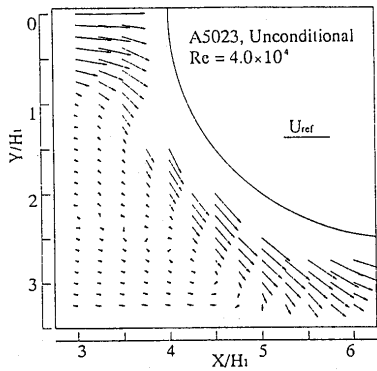


図 3 急拡大部の速度ベクトル

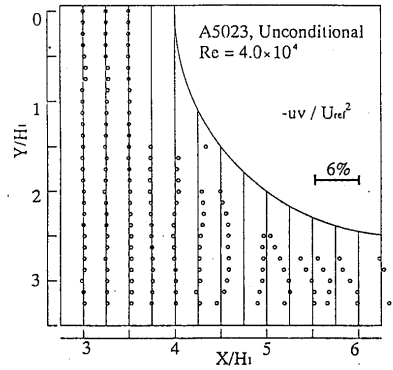


図 4 レイノルズせん断応力

本測定に用いたLDVのフォトマルチプライヤからのドップラ信号は周波数ミキサを介し、カウンタタイプ信号処理器(Kanomax 8003Cと1990C)に送られる。特に、衝突噴流と燃焼筒近傍の測定には後者の処理器を使用した。周波数カウンタからの速度信号は、デジタルI/Oボード(IOデータ PIO-9022B)を介してマイクロコンピュータ(NEC PC-9801 VX2)のメモリに取り込まれ、フロッピディスクに保存される。

条件付きサンプリングには、圧力と流速のデータを組み合わせ、圧力の基準信号により流速データの抽出を行った。図2にシステム構成図を示す。流速を1次元LDVにより測定し、圧力を外壁(Casing Wall 図1参照)に取付けた半導体小型圧力変換器(豊田工機 PD104-0.1F)により測定した。速度および壁面圧力を2ms(500Hz)のサンプリング間隔で取り込み、データ点数は10万点とし、パーソナルコンピュータに保存した。基準圧力として、再付着領域における圧力変動が大きい $X/H_1 = 4.5$ の壁面変動圧力を選んだ。条件付きサンプリングは、基準圧力におけるしきい値以上の点を検出し、その時の流速を取り込む。ここでは、平均圧力の標準偏差(+ σ)をしきい値とした。このような抽出により、再付着領域付近での基準圧力が常に高い場合の流速分布を得ることが可能となる。そのしきい値を越える圧力のピークの検出頻度は約0.414秒間隔である。

圧力変換器により得た圧力信号をセンサアンプ(TEAC SA-34)により増幅し、12 bit A/Dコンバータよりマイクロコンピュータに取り込む。壁面の静圧孔から圧力変換器までは内径2.0 mmのビニールチューブにより接続され、チューブ長さを20 mm以内として、信号の遅れを少なくするように配慮した。また、圧力変動の信号はコンピュータに取り込むと同時に、FFTアナライザ(小野測器 CF-350)によりリアルタイムで周波数解析し、随時モニタできるようにした。

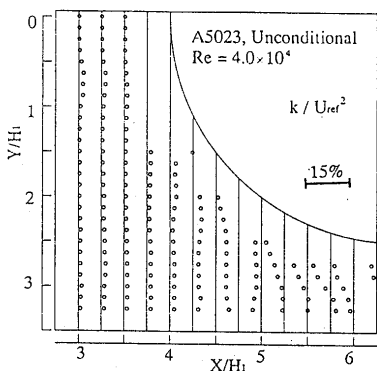


図 5 乱流運動エネルギー

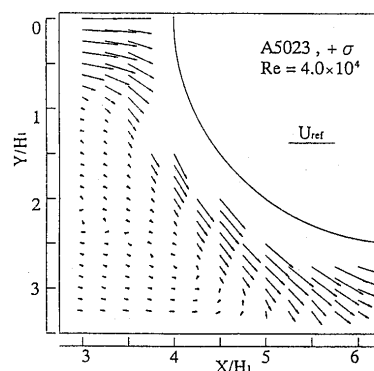


図 6 急拡大部の速度ベクトル(条件付き)

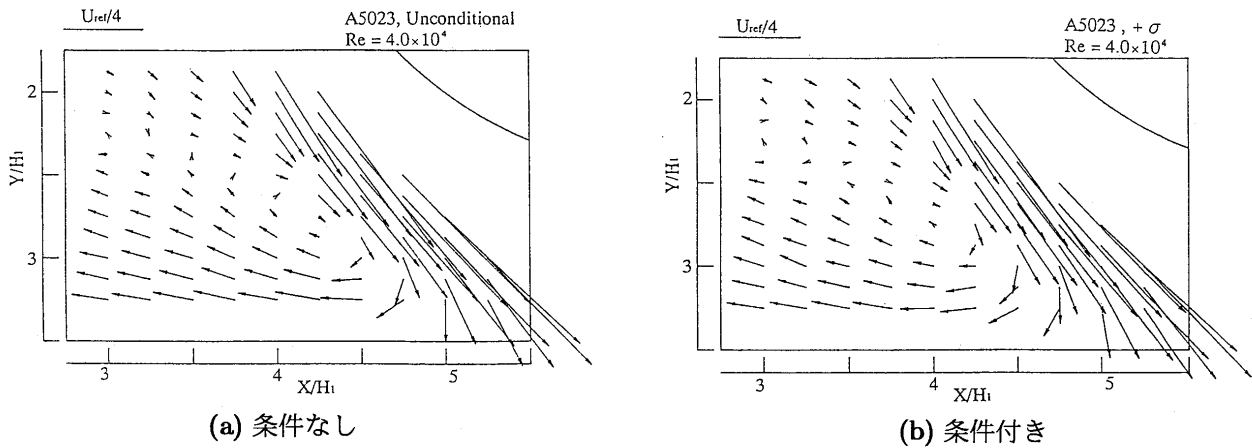


図7 巻き上がり渦領域の速度ベクトル

3 実験結果および考察

3.1 燃焼筒先端部および急拡大部

図3に速度ベクトル分布を示す。噴流は、燃焼筒手前 $X/H = 3.0$ 付近から噴流の中央部がくぼむ分布を持ち、減速をはじめめる。さらに、 $X/H = 3.0 \sim 4.0$ で噴流の広がり急激になる。衝突後の噴流は、燃焼筒に沿って分流路下流に流れ込み、その際、外壁に再付着し、巻き上がり渦^[2]を作り出す。燃焼筒に沿って流れる噴流は、はじめ角度が急であるが、下流に進むに従って、燃焼筒に沿うように曲げられている。流路幅が狭くなる分流路下流部では、外壁側の流速が急激に減速している。

図4に代表点速度により無次元化したレイノルズせん断応力分布、図5に乱流運動エネルギー分布を示す。燃焼筒へ向かう噴流の中心部は、減速をしているにもかかわらず、両者ともそれほど大きな値は示さない。噴流のポテンシャルコア領域が燃焼筒近傍まで存在し、燃焼筒の影響による噴流自体の発振は微小であると考えられる。そして、燃焼筒に沿った流れのせん断層で大きな値を示す。外壁に再付着した際に発生する乱れとせん断層による乱れが $X/H = 5.0$ 付近で加わり、分流路下流で極めて大きな値を持つ。

図6に条件付きサンプリングした速度ベクトル分布を示す。全体的な流れについては、条件付き処理を行わない場合(以後、条件なしと略す)とほぼ同じである。しかし、急拡大部にある巻き上がり渦と燃焼筒に衝突直前のせん断層で若干の変化がみられる。図7(a)(b)に巻き上がり渦の拡大図を示す。条件付き処理をした図7(b)では、外壁に向かう噴流の角度が図7(a)に比べて急であり、巻き上がり渦が全体的に押し潰されている。そして、図7(b)で外壁に沿って流れる逆流は、壁面に平行に流れる。図8(a)(b)に同じ領域における等乱流運動エネルギー分布を示す。条件付き処理を行うと、高い乱れの領域が上流側に移動する。また、乱流運動エネルギーが最も高い $X/H_1 = 5.0 \sim 5.5$ で押し潰されたような分布となる。

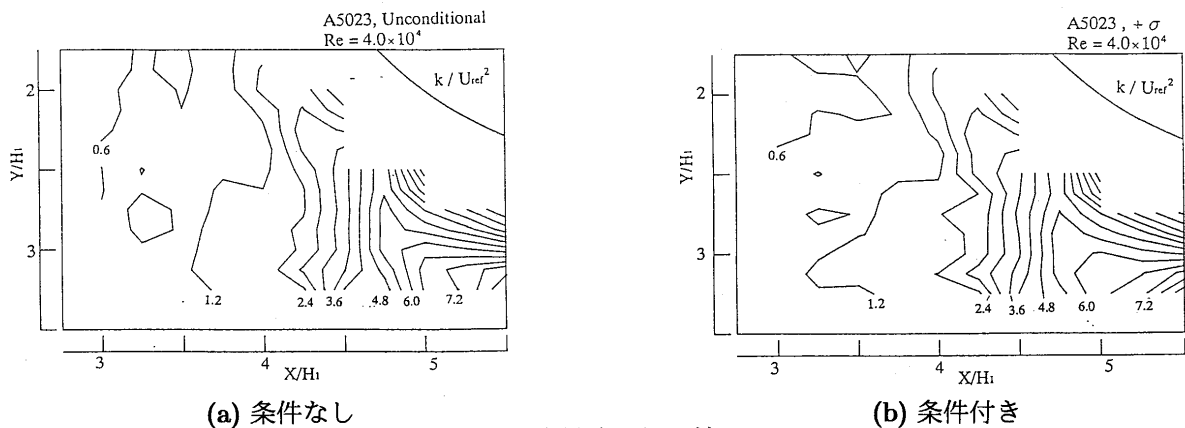


図8 乱流運動エネルギー

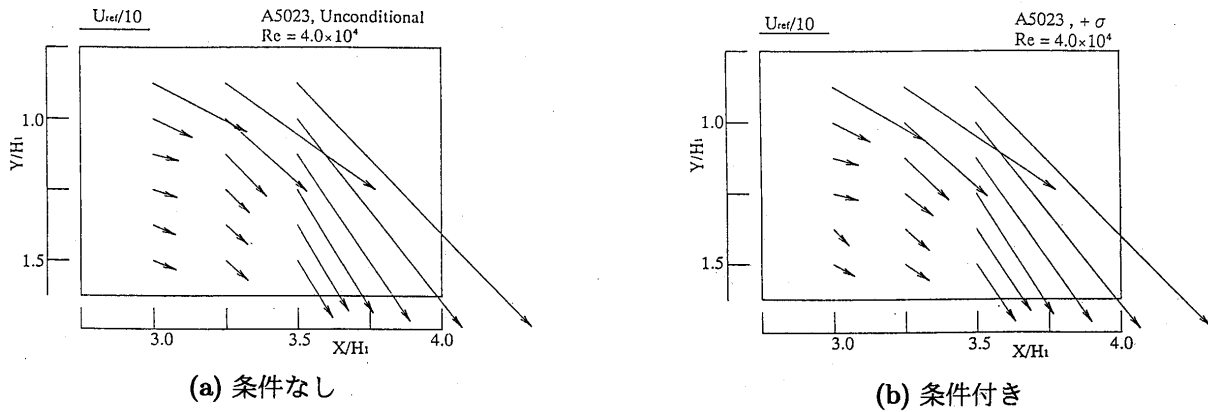


図9 噴流せん断層の速度ベクトル

次に、燃焼筒手前の噴流部のせん断層の挙動について述べる。図9に拡大した速度ベクトル分布を示す。図に示す測定領域は $X/H_1 = 2.75 \sim 3.50$ 、 $Y/H_1 = 0.75 \sim 1.50$ の範囲である。噴流は燃焼筒の存在により、大きく曲げられる。条件付き処理を行うと (図9(b))、 $X/H_1 = 3.0$ 付近から流れの角度が大きくなる。条件付き処理の有無では、速度の絶対値に変化がなく、角度だけわずかに変化する。

3.2 燃焼筒近傍

燃焼筒の接線方向成分の測定に限定することにより、燃焼筒近傍の速度分布を得ることが可能である。測定点は $\phi = 0, 15, 30, 45, 60, 75, 90^\circ$ の7箇所で、トラバース間隔を $0.05H_1$ とし、25点測定した。

図10に速度の接線方向成分の分布を示す。流れは、燃焼筒のよどみ点から加速され、 $\phi = 45^\circ$ までの噴流外縁で、速度勾配が増加している。そして、 $\phi = 45^\circ$ 以降は逆圧力勾配により燃焼筒に沿った流れは徐々に減速される。また、せん断層の幅が広がっている。 $\phi = 60^\circ$ 付近から外壁への再付着ならびに再付着の際に発生する巻き上がり渦の双方の影響を受けはじめている。図11にRMS値分布を示す。 $\phi = 45^\circ$ の燃焼筒に最も近い点で非常に大きな値を示す。さらに、燃焼筒側の境界層で大きな値を示す。また $\phi = 60^\circ$ 付近から下流にかけてほぼ一定の分布となる。

図には示さないが、条件付き処理した流速分布の変化は $\phi = 60^\circ$ での逆流域に多少の変化が見られたが、それ以外で変化は確認できなかった。

3.3 再付着領域

3.3.1 時間平均(条件なしの)流れ場

図12に、代表点主流速度により無次元化した速度ベクトル線図を示す。流れは、分流路入口部 $X/H_1 = 5.5$ 付近で外壁に再付着する。その際、分流路下流へ向かう順流と上流へ向かう逆流に分かれる。順流は分流路下流へ向かうにつれて、徐々に流路に沿って流れ、整流されていくのがわかる。再付着の際に発生する逆流は、 $X/H_1 = 4.5$ 付近に中心を持ち、時計周りに回転する巻き上がり渦をつくりだしている。そして、巻き

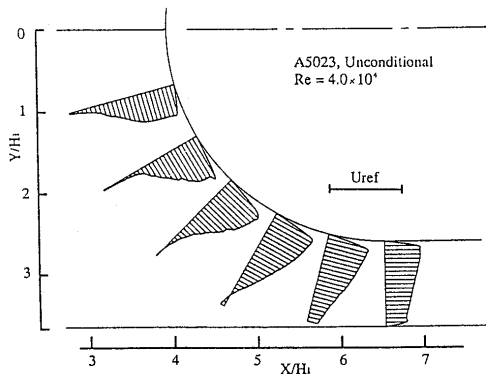


図10 燃焼筒近傍の接線方向速度分布

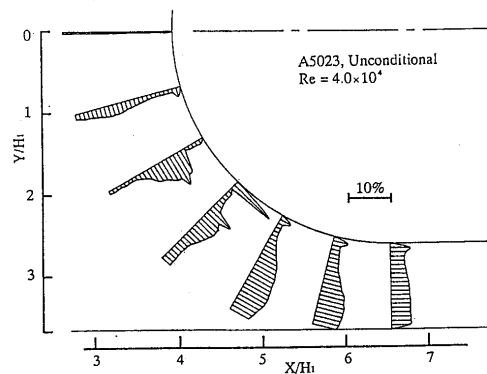


図11 燃焼筒近傍の速度のRMS値

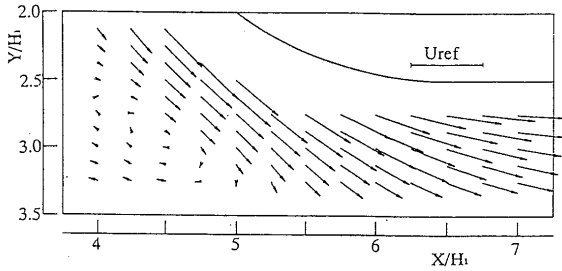


図 12 再付着領域の速度ベクトル

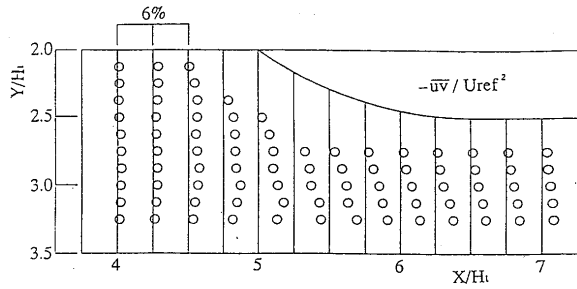


図 13 再付着領域のレイノルズせん断応力

上がりきれずに外壁に沿って流れる逆流が、急拡大部に存在する再循環渦を形成する。

図 13 に代表点主流速度により無次元化したレイノルズせん断応力分布を示す。外壁に再付着する $X/H_1 = 5.5$ 付近で、最も大きい値を示す。分流路下流へ向かう順流では、外壁側の値が燃焼筒側よりも高い値となるが、分流路下流へ向かうにつれて、徐々に減少する。

図 14 に、等乱流運動エネルギー分布を示す。乱流運動エネルギー k は、代表点主流速度により無次元化した。ここで、変動速度成分 $\overline{w^2}$ を $\overline{u^2}$ と $\overline{v^2}$ の相加平均と仮定した。乱流運動エネルギーは、レイノルズせん断応力分布と同様、外壁に再付着する領域で高い値を示す。分流路下流側で燃焼筒側が外壁側より小さな値となる。

3.3.2 条件付きサンプリングした流れ場

図 15 に速度ベクトルを示す。条件なしの場合と比較すると、主流部についてはほとんど変化がみられない。しかし、急拡大部に存在する巻き上がり渦領域で多少の変化が見られる。その部分を拡大したものが、図 16(a)(b) である。外壁の基準圧力が高くなると、分流路へ流れ込む時の外壁へ向かう流れの角度が、若干、増加している。そして、巻き上がり渦が全体に押しつぶされているような形態となる。外壁に沿う逆流の速度が条件なしの場合と比べて小さく、また渦の中心は約 $X/H_1 = 0.25$ だけ上流側に移動する。

図 17 に壁面近くの X 方向速度成分 (U) を示す。 X 方向のみに測定を限定することにより、壁面近傍までの測定が可能である。 $X/H_1 = 5.25$ に、ほとんど流速が零の領域が確認でき、順流と逆流の境界であり、この位置が再付着点となる。条件付きサンプリングは、基準圧力のしきい値を変化させ、徐々に条件を厳しくした。(a) は条件付き処理を行わない時間平均の速度分布、(b) は圧力の母集団の平均より基準圧力が高くなった場合 (正の圧力)、(c) は圧力の母集団の標準偏差が大きくなった場合 ($+\sigma$)、(d) は標準偏差の 3 倍 ($+3\sigma$) のしきい値をそれぞれ用いる。それぞれの条件で抽出される流速データの全データに対する占有率は、(a) で 100%、(b) で 50%、(c) で約 10%、(d) で約 1% である。

$X/H_1 = 5.25$ での流速分布では、徐々にしきい値が高くなるように条件を厳しくすると、逆流が順流になる。そして図 17(d) になると $X/H_1 = 5.25$ は完全に順流となり、再付着点は、 $X/H_1 = 5.0$ の位置へ移動す

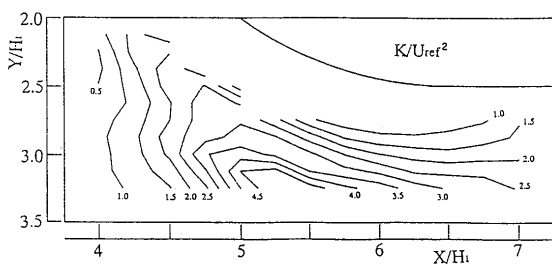


図 14 再付着領域の乱流運動エネルギー

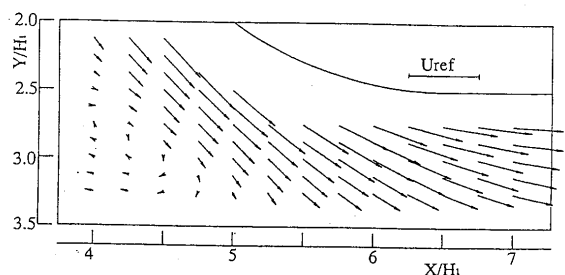


図 15 再付着領域の速度ベクトル(条件付き)

るのがわかる。この結果は先に述べた基準圧力が高くなると再付着領域が上流側へ移動する結果を裏付けている。また分流通下流域では、条件付きサンプリングをすると流速が増加する。このように、壁面近傍でも圧力の変化と共に流速が変化していることが確認できる。また反対にしきい値を $-\sigma$ として、それ以下の圧力となった場合のデータを抽出したが、巻き上がり渦の挙動や再付着点の位置の変化は見られない。

4 結論

二次元ダンプディフューザモデルにおいて、再付着領域でLDVと圧力変換器を用いた条件付きサンプリングを行なった結果、以下の結論を得た。

1. 分流通入口付近で圧力が変化すると、巻き上がり渦の挙動も変化する。
2. 分流通入口付近で圧力が高くなると、再付着点は上流側へ移動する。
3. 速度の速い噴流部では、条件付きサンプリングを行なっても、速度変化が確認できなかった。

参考文献

- [1] Klein, A., Prog. Aerospace Sciences, 31 (1995), p171-271.
- [2] 佐藤篤, 本阿弥真治, 日本機械学会論文集 57巻544号 B編 (1991), p4029-4035.
- [3] Honami, S., Shizawa, T., Sato, A. & Ogata, H., ASME J. Eng. Gas Turbines and Powers, 118, (1996), p65-71.

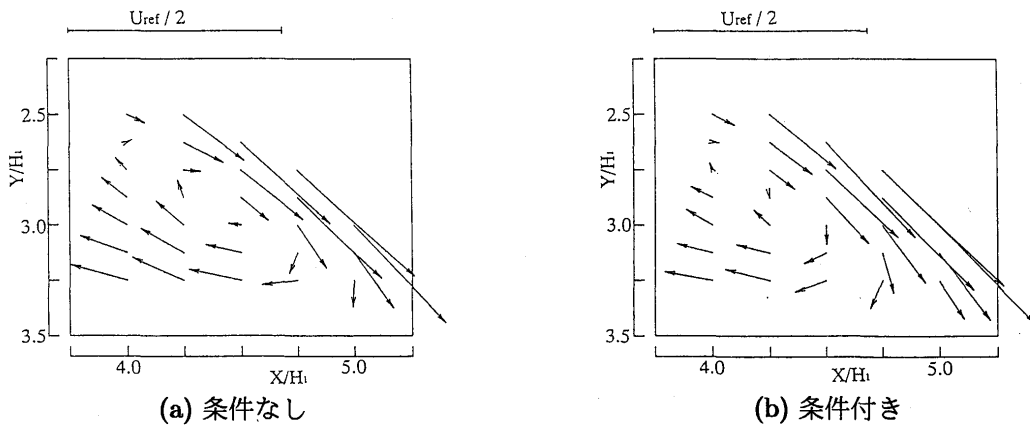


図 16 巻き上がり渦の速度ベクトル

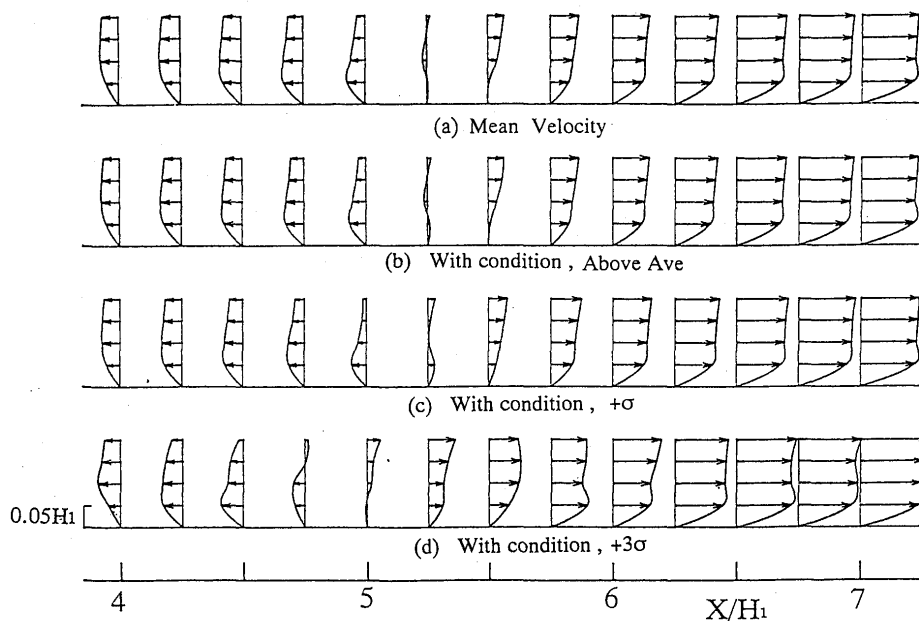


図 17 外壁近傍の X 方向速度成分 U の分布

* 山本政彦, 徳永幸二, Roy W. Henk, 藤秀実 (石川島播磨重工業)
棚次亘弘 (宇宙科学研究所)

1. はじめに

現在、二段式スペースプレーン用の第1段推進システムとして、エキスパンダサイクルのATRエンジンが研究開発されている⁽¹⁾。ATRエンジンは、地上静止状態からマッハ6という空気吸い込み式エンジンとしては非常に広範囲の飛行マッハ数をカバー出来るエンジンであり、また、構造が比較的簡単であるため、スペースプレーン用エンジンとして有力視されているシステムである。宇宙科学研究所と石川島播磨重工業はその推進システム開発の第1フェーズとして平成元年度から平成4年度までの間に図1に示すATREX500エンジンを使用した地上燃焼試験を実施し、エキスパンダーサイクルのATRエンジンシステムの成立性を確認するとともに、その結果、将来の飛行実験に向けての、設計データを得ることが出来た。

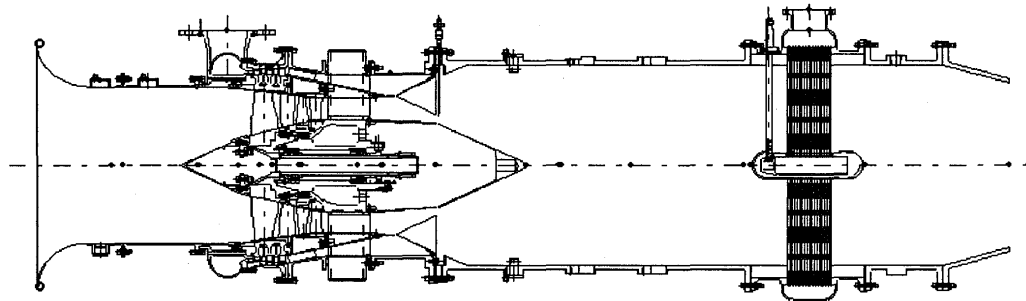


図1 地上試験用ATREX500エンジン

平成5年度から推進システムの開発は第2フェーズに入り、飛行に必要な各要素の要素研究が現在まで行われている。本研究はその飛行実験用要素として採用が検討されているプラグノズル要素の特徴および性能推定についてまとめたものである。

2. 飛行実験用ATREXエンジンとプラグノズル

表1に現在計画されている飛行実験用ATREXエンジン及び排気ノズルの要求仕様を示す。表からわかるように幅広い飛行マッハ数のため、その排気ノズルの作動圧力比(NPR)も非常に広範囲である(M2クラスのエンジンの場合NPRは3~12程度)。この広いNPRにおいて排気ノズルを効率よく作動させるためには、排気ノズルの面積比(出口面積/スロート面積)を可変させる必要がある。図2はM2クラスの超音速機で良く見られるメインフラップとシールフラップを組み合わせた面積比可変機構の場合の設定可能な面積比とM6クラスの必要な理想面積比の比較を示したものであり、従来型の可変機構ではM6クラスの空気吸い込み式エンジンの排気ノズルを効率良く作動させることは不可能であることがわかる。

この広範囲で作動可能なATRエンジンの特徴である広い必要面積比可変の要求に対応するため、飛行実験用ATREXエンジンには図3に示すようなプラグノズルの適用を検討している。

表1 エンジン及び排気ノズル諸元

エンジン諸元		
飛行マッハ数		0~6
地上静止推力	kgf	1840
燃料		液体水素
ラム燃焼器出口温度	K	2670
排気ノズル		
圧力比		3~400
入口全温	K	2350
必要面積比		1~25

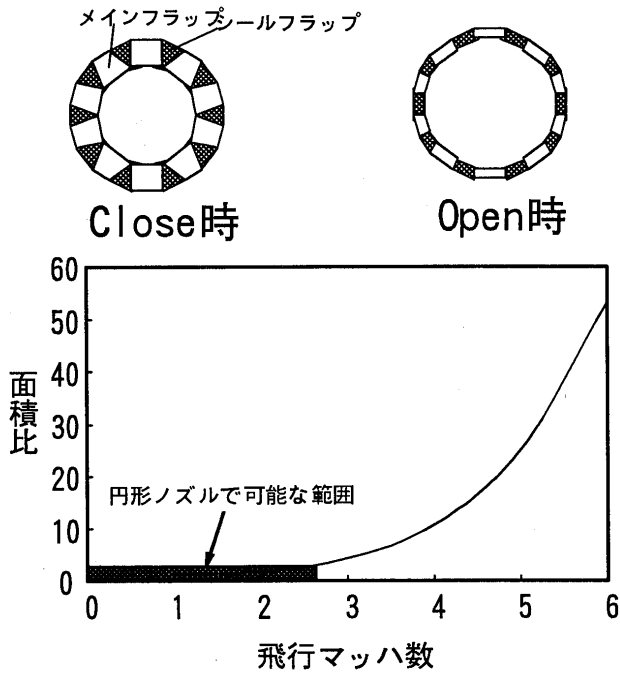


図2 飛行マッハ数によるノズル必要開口比

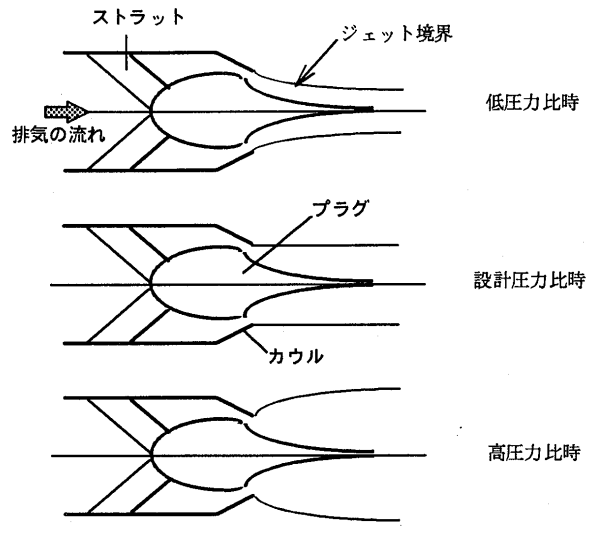


図3 プラグノズルの面積比可変

プラグノズルは、図3に示すように通常のコンバージェントノズルの内側にプラグと呼ばれるセンターボディをストラット等を介して配置した構造を有している。その特徴としては、図3に示すとおり、圧力比に応じて外気と排気流の境界が自動的に調整されることにより、面積比可変機構が必要無い点である。図4はプラグノズルの空力性能を取得した実験の結果⁽²⁾で、ロケットのような固定式のコンバージェントダイバージェントノズルと比較して、プラグノズルの推力効率が広い範囲で高い性能を有していることを示している。

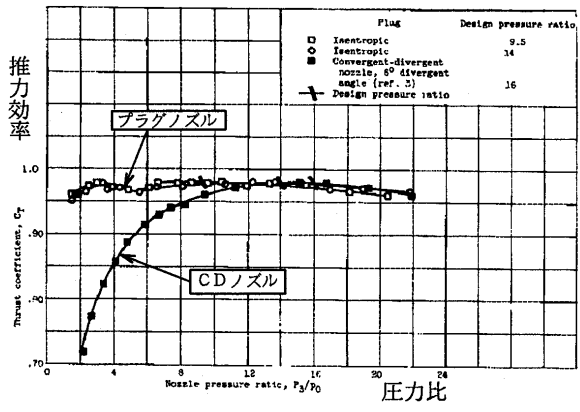


図4 CDノズルとプラグノズルの性能比較⁽²⁾

図5にプラグノズルの形状パラメータを示す。面積比はR8の円の面積とh8で形成される台円錐の側面の表面積の比であらわされるため、設計マッハ数が高くなるに従いプラグノズルの最大外径Rmaxは大きくなることわかる。

参考として図6に飛行実験用ATREXエンジンのサイクルデータからノズルの設計マッハ数を変化させた場合のノズル形状を示す。図からも設計飛行マッハ数によってノズルが大きくなっていくことがわかる。

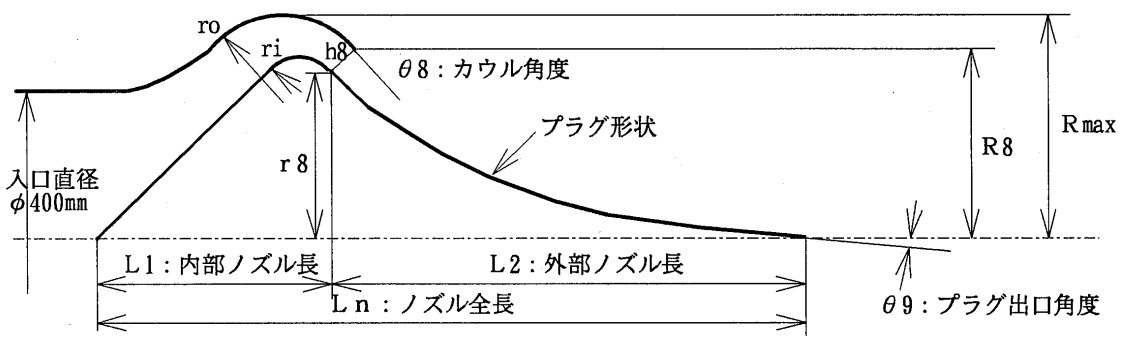


図5 プラグノズル形状パラメータ

図4にも示したとおり、プラグノズルはその設計マッハ数による推力性能への影響は少ない特徴を持っているが、図6に示すように外部形状が変化した場合、外部抵抗やシステム重量に影響を与えることになる。

従って、飛行実験用ATREXエンジンのプラグノズルの形状を決定するためには、設計マッハ数やその他の形状パラメータが、推力性能だけでなく、外部抵抗、システム重量に与える影響を検討し最適化する必要がある。

飛行実験用ATREXエンジンのプラグノズル開発には、以下のような課題があると考えられる。

- ① 外部抵抗と内部推力の最適化
- ② 迎角特性
- ③ プラグの冷却
- ④ システムの軽量化

この内、今回は①、②の課題に対してCFD技術を利用した性能推定を行った。

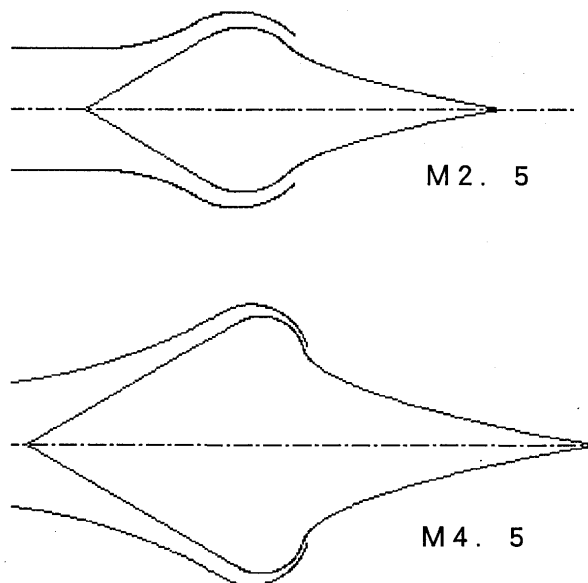


図6 設計飛行マッハ数のノズル形状への影響

3. 性能予測数値解析

飛行実験用ATREXエンジンのプラグノズルの性能予測を実施するにあたり、コードの検証および、飛行マッハ数の上昇に伴うノズル圧力比の上昇、および、外部流マッハ数の上昇などのノズル性能への影響を把握する目的で数値解析を実施した。

(1) 計算方法

解析は、IHI開発の時間平均化した3次元圧縮性流れに対するNavier-Stokes解析コード(AIKOF3⁽³⁾)を用いた。以下にその詳細を示す。

- ・支配方程式： レイノズル平均化 Navier - Stokes 方程式
- ・差分法： 対流項 Harten - YeeのTVD法
粘性項 二次精度中心差分
- ・壁面境界条件： Non - Slip 条件, 圧力勾配ゼロ, 断熱壁
- ・流体成分： 単一成分(空気), 比熱比一定($\gamma = 1.4$)
- ・乱流モデル： 壁面近傍 Baldwin - Lomax 代数方程式モデル
せん断層領域 簡易渦粘性モデル

(2) ノズル形状および使用検証データ

ノズル形状は、検証を行うことを考慮し、宇宙科学研究所で実施されたプラグノズル要素試験で用いられた供試体形状を模擬した形状とした。本ノズルはカウル部出口にスロットをもつ、外部膨張型で、プラグ形状は円錐形である⁽⁴⁾。図7に実験時の風洞と供試体の概念図を示す。

実験は推力計測装置を内蔵したプラグノズル供試体を図7に示すとおり超音速風洞内に配置し、ノズルの作動ガスは風洞用の作動空気を1部バイパスして使用した。実験パラメータとしては、ノズル外部のマッハ数、ノズル圧力比を変化させ、計測は

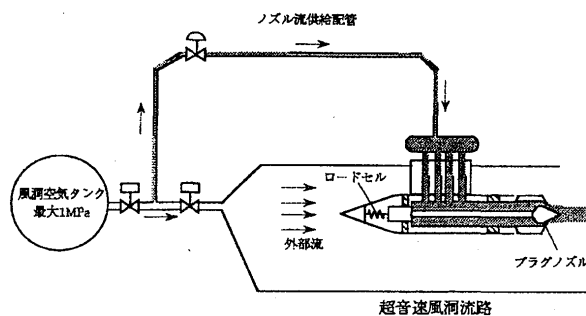


図7 プラグノズル風洞試験概念図⁽⁴⁾

推力と外部抵抗の合力、プラグ面の壁圧、シュリーレンによる衝撃波パターンの可視化等を実施している。

計算は、軸対称を仮定して、2次元で実施した。壁面では、滑りなし、断熱条件とし、圧力および温度勾配は零とした。

計算に用いた計算格子を、図8に示す。図に示すように、ノズル外径程度の外部流計算領域をノズル周りに設け、また、ノズル下流にも、スロート径の3倍程度の計算領域を設けた。格子は、流れ方向×半径方向、それぞれ、140点×140点とした。

(3) 検証計算結果

計算条件を表2に示す。

表2 計算条件

飛行マッハ数	2.5
ノズル圧力比	20.4
ノズル入口マッハ	0.11
外部流マッハ数	1.54
迎角(°)	0
内部・外部共に均一流とする	

a. 壁圧分布

プラグ表面の壁圧分布を図9に示す。横軸は、スロート位置を原点とした流れ方向位置を示しており、また、縦軸は、壁圧を大気圧で無次元化した値で示している。図中計算結果を実線で、また、試験結果を○で示す。図より、両者が非常によい一致を示すことがわかる。これより、ノズル内部からプラグに沿ったジェットの流れが膨張する様子が正確にシュミレートできていると考えられる。

b. シュリーレン可視化

図10にシュリーレン可視化結果を示す。図上部は、風洞実験でのシュリーレン可視化結果であり、図下部は同一条件での数値解析による計算結果をシュリーレンイメージに処理したものである。図10を見ると、定性的なショックパターンは良く一致しているものの、計算結果の方が実験結果に比べて排気の広がり狭くなっているのがわかる。これは、カウルによるポートテール部の複雑な3次元はく離が十分再現出来ず、この部分で発生するはく離衝撃波の角度が異なるため、このはく離衝撃波下流の静圧が実験よりも計算の方が高くなり、結果としてノズル圧力比が低くなったためと考えられる。こ

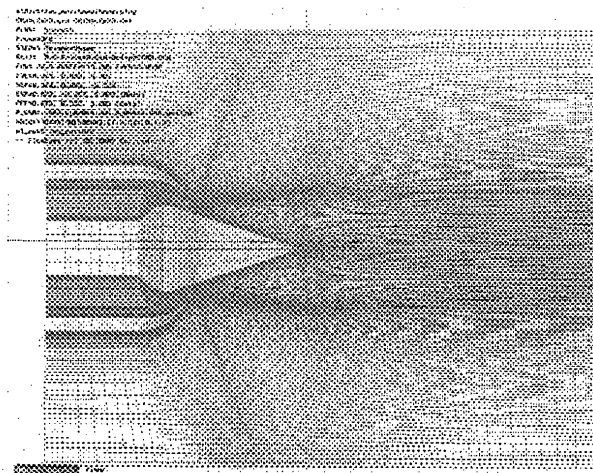


図8 計算格子 (140×140)

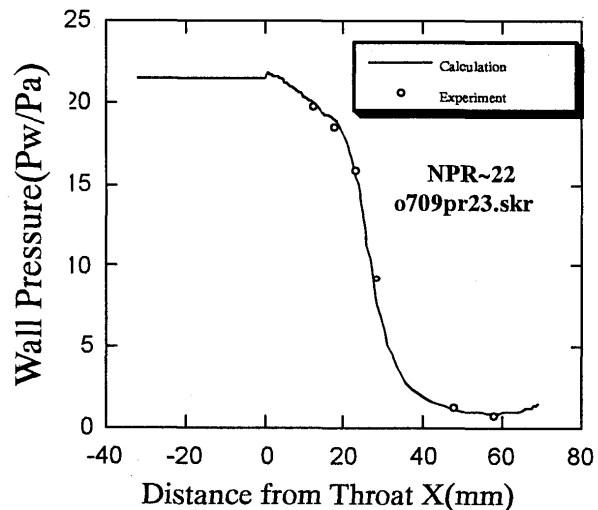


図9 プラグ壁面静圧検証結果

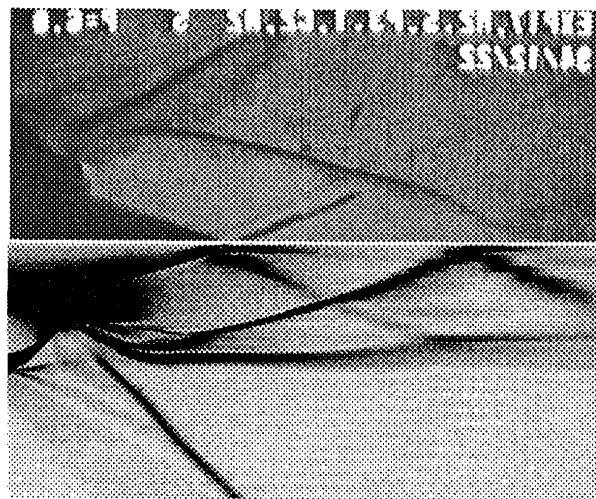


図10 シュリーレン可視化
(上: 実験, 下: 計算)

このことから、今回の数値計算では壁面静圧が一致しているため、内部の推力性能は一致するものの、カウル部の流れが実験を十分に再現出来ないため、外部抵抗の正確な見積もりが困難であることが予想される。

c. マッハ数分布

図 1 1 に数値計算で得られたプラグノズル流れのマッハ数分布を示す。この図からも、カウルのポートテール部で発生したはく離衝撃波がノズルカウル直後のマッハ数を低くしていることが分かり、前項で述べたようにこの部分の静圧が高くなることが予想される。

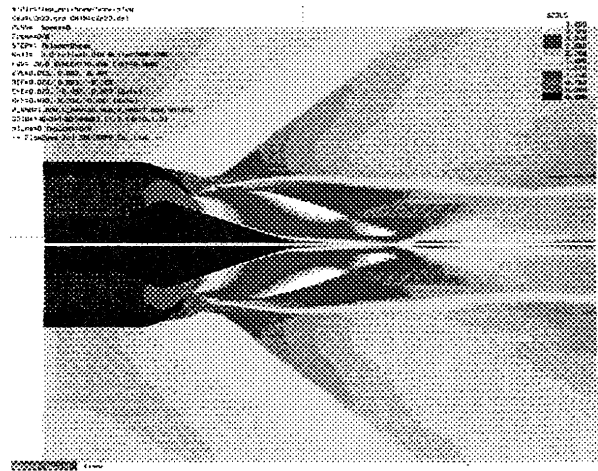


図 1 1 マッハ数分布

d. 推力および外部抵抗

図 1 2 には、数値計算から算出されたグロスの推力および外部抵抗を示した。参考として、風洞実験で計測された推力と外部抵抗の合力についても併記した。図では前項までの検討からグロス推力は計算と実験が一致すると仮定しており、その場合外部抵抗は計算の方が低く見積もられている。このため実際に飛行に利用出来るネット推力（推力-外部抵抗）の見積もりにも誤差を生じてしまう。

図 1 3 には、カウル部の流れ方向壁圧分布を示す。横軸は、スロート位置を原点とした流れ方向位置を示しており、また、縦軸は、壁圧を大気圧で無次元化した値で示している。カウル部の壁圧は、ポートテール部におけるプラントルマイヤー膨張によって、急激に減圧されるが、このケースではカウル長さの約半分ほどで衝撃波を伴うはく離を生じ圧力が上昇した後、複雑なはく離泡内の流れがあることがわかり、この部分での流れ予測が非常に難しいことが予想される。また、このポートテール部における壁圧は全て大気圧以下に下がっており、この部分が機体の飛行時に大きな外部抵抗を発生することを示している。

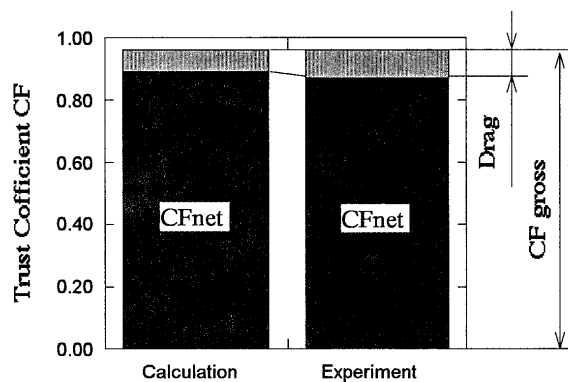


図 1 2 推力・抵抗の実験と計算の比較

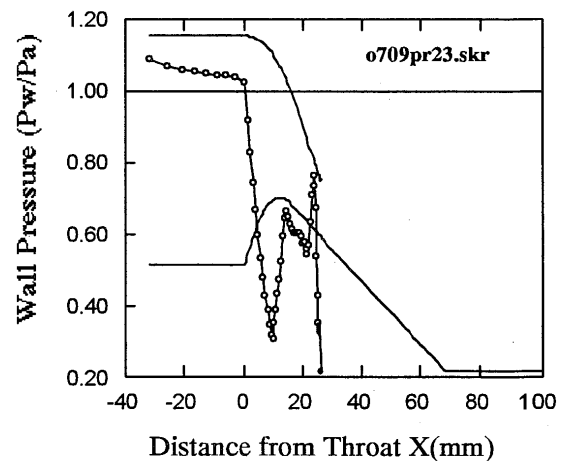


図 1 3 カウル部壁圧

e. 速度ベクトル分布

図 1 4 に数値計算で得られたスロートおよびカウル外部の流れのベクトル線図を示す。図からカウルのポートテール部で大規模なはく離を生じていることがわかり、この部分の複雑な衝撃波と境界層の干渉構造を解明することが、プラグノズルを装備した場合の外部抵抗見積もりのために重要であると考えられる。

4. 結論および今後の課題

- (1) 地上静止状態から飛行マッハ数6までの広い範囲のマッハ数で飛行するATRエンジン用排気ノズルには、設計圧力比以外でも高い推力性能を維持出来る特徴を持つプラグノズルが適している。
- (2) プラグノズル性能を見積もるため、数値計算を行い、検証データとして用いた風洞試験結果とプラグ側の壁圧分布は良い一致を示した。
- (3) しかし、外部抵抗の見積もりに影響があるカウルのボートテール部の流れは複雑なはく離を伴う流れであり、今後、更なるコードの改良が必要である。
- (4) 今後は内部入口流れの不均一や外部流れの迎角の影響、設計飛行マッハ数の設定等を行っていく予定である。

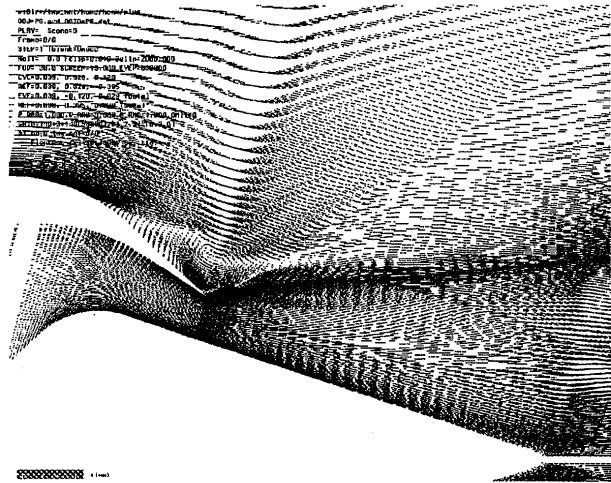


図14 カウル外部流れベクトル線図

謝辞

最後に、本研究における数値解析に使用した検証データについて、修士論文等の内容を詳しくご説明頂いたIHIの岡尚志氏(実験当時 東大・院)にこの場を借りて心から感謝の意を表する。

参考文献

- (1) 棚次, ATREXエンジン開発研究の現状, 平成6年度宇宙輸送シンポジウム, 1995, p. 88
- (2) H. George Krull and William T. Beale, EFFECT OF PLUG DESIGN ON PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF CONVERGENT-PLUG EXHAUST NOZZLES, NACA RM E54H05, 1958
- (3) Fujimori, T. et al. : Numerical Prediction of Two and Three Dimensional Sonic Gas Transverse Injections into Supersonic Flow, AIAA Paper No.91-0415, 1991
- (4) 岡, 棚次, 佐藤, エアブリージングエンジン用プラグノズルに関する実験研究, 平成6年度宇宙輸送シンポジウム, 1995, p. 96

*高間 信行, 吉識 晴夫 (東京大学生産技術研究所)

1. はじめに

次世代の自動車用エンジンの一つとしてセラミックガスタービンの研究開発が進められている。その報告の中で、圧縮機内の可変入口案内翼下流に設置されたブロワーにより空気を吸い込む実験を行う際に、案内翼を大旋回角に設定した場合、大流量域で異音が発生するという報告⁽¹⁾があり、原因は明確にされていない。著者らは、遠心圧縮機に使用される入口案内翼に対応する環状翼列(旋回流発生装置)を、吸い込み型風洞の入口部に設け実験を行った。円周上に取り付けた24枚の案内翼の半径方向に対する取付角を大きく周方向に傾けると、案内翼後方付近で、異音を伴った周期的変動のある不安定な流れが発生することを確認し、流れの構造を検討してきた⁽²⁾。また、その旋回流発生装置の直管部に挿入されている心棒の有無に関係なく案内翼後方で異音が発生していることも報告した⁽³⁾。翼まわりの流れの変動現象について研究されているが⁽⁴⁾不明な点も多い。

本研究では入口案内翼の翼幅を変え、その後方に発生する不安定流れの状態を調べた。

2. 実験装置の概略及び実験方法

実験装置は、吸い込み型風洞の静定室に直管部を介し旋回流発生装置を取り付けた。流入空気は旋回流発生装置外周部より半径方向に流入し、2枚の円板に挟まれた一定の間隙を通過する際、円周上に並べられた24枚の案内翼により任意の旋回を与えられ、600mmの直管部を通過し風洞静定室へ流れ込む。なお旋回流発生装置出口の後方50mmの直管部位置にコブラ型3孔ピトー管を挿入し、直管部のフローパターン(流速, 流れ角, 圧力の半径方向分布)を測定し、軸方向速度より流量を算出した。旋回流発生装置の案内翼は、NACA747 A-015の翼型に基づき製作上の都合により、翼弦長の95.44%で後縁を切り落とし71.58mmに仕上げた。回転中心は、翼弦長40%の位置に有る。旋回流発生装置を図1に示す。図中P1~P7はφ0.5mmの壁面静圧孔であり、圧力は半導体小型圧力変換器により測定した。V1は心棒付き蓋に熱線流速計を取付け、流れの下流側より速度を測った位置である。

入口案内翼(図中ハッチング部)の幅 b が 20mm 又は 30mm の翼を用い心棒付き蓋を付けた実験を行った。方法は、吸い込み型風洞の静定室の静圧 P_{sc} (大気圧との差圧) を一定とし行った。案内翼は、取付角 α を半径方向に対し2種類 (50° , 60°) に設定し、流速は、側板に取り付けた蓋を θ 方向に回転させることにより、 1° おきに測定した。壁面静圧測定位置 P1~P3 は、半径 $r=90\text{mm}$ の点から下流に約 20mm 間隔で、P4~P7 は、 $r=100\text{mm}$ の点から下流に 15mm 間隔で軸方向に一直線に並んでいる。熱線流速計は、I 型プローブの $5\ \mu\text{m}$ タングステン線で出力をリニア

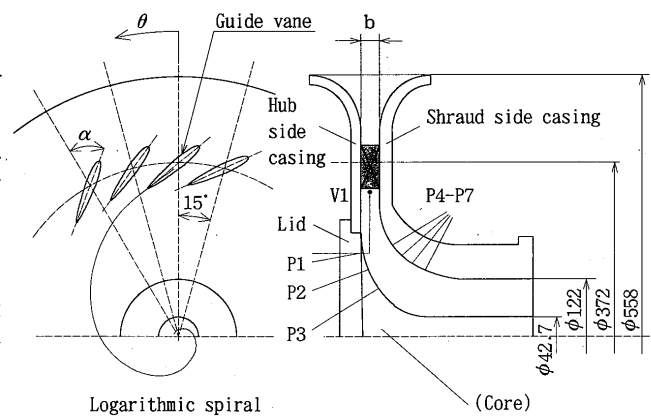


図1 旋回流発生装置

ライズし、 $\alpha=60^\circ$ の場合は $V1$ を $r=166\text{mm}$ に、 $\alpha=50^\circ$ の場合は $V1$ を $r=160\text{mm}$ に設定した。案内翼幅 $b=20\text{mm}$ の場合は、ハブ側壁から 10mm の位置で、案内翼幅 $b=30\text{mm}$ の場合は、ハブ側壁から 5mm ($W5$), 15mm ($W15$), 25mm ($W25$) の位置で θ 方向に移動させ測定した。

3. 実験結果

圧力、流速ともサンプリング周波数 2.5kHz によりデータを計算機に取り込み、フーリエ変換により周波数成分を調べた。レイノルズ数 Re は、案内翼弦長 $c=71.58\text{mm}$ を代表長さに取り、入口案内翼通路の最小面積と直管部の流路面積比より算出した案内翼における代表流速 U_w を用い定義した。ストロハル数 St は、基本周波数 f , U_w と c を用いて定義した。図2に案内翼幅 $b=30\text{mm}$ の場合の直管部での軸方向速度分布と旋回方向速度分布を示す。

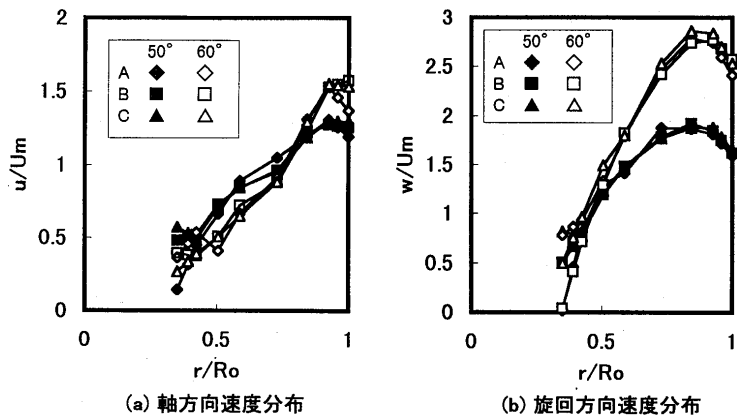


図2 直管部速度分布

図中 U_m は断面平均軸方向速度、 u は軸方向速度、 w は旋回方向速度、 R_o は直管部半径 61mm , r は測定半径位置, A は $Psc=\text{約}-80\text{mmAq}$, B は $Psc=\text{約}-60\text{mmAq}$, C は $Psc=\text{約}-40\text{mmAq}$ を示す。直管部の速度分布は自由渦ではなく強制渦に近い分布を示している。図に表してないが $b=20\text{mm}$ の場合も同様な分布を示している。以下に案内翼取付角 α を 50° , 静定室静圧 Psc を約 -80mmAq に設定した翼幅 20mm , 30mm の場合の実験結果を報告する。

3.1 壁面静圧

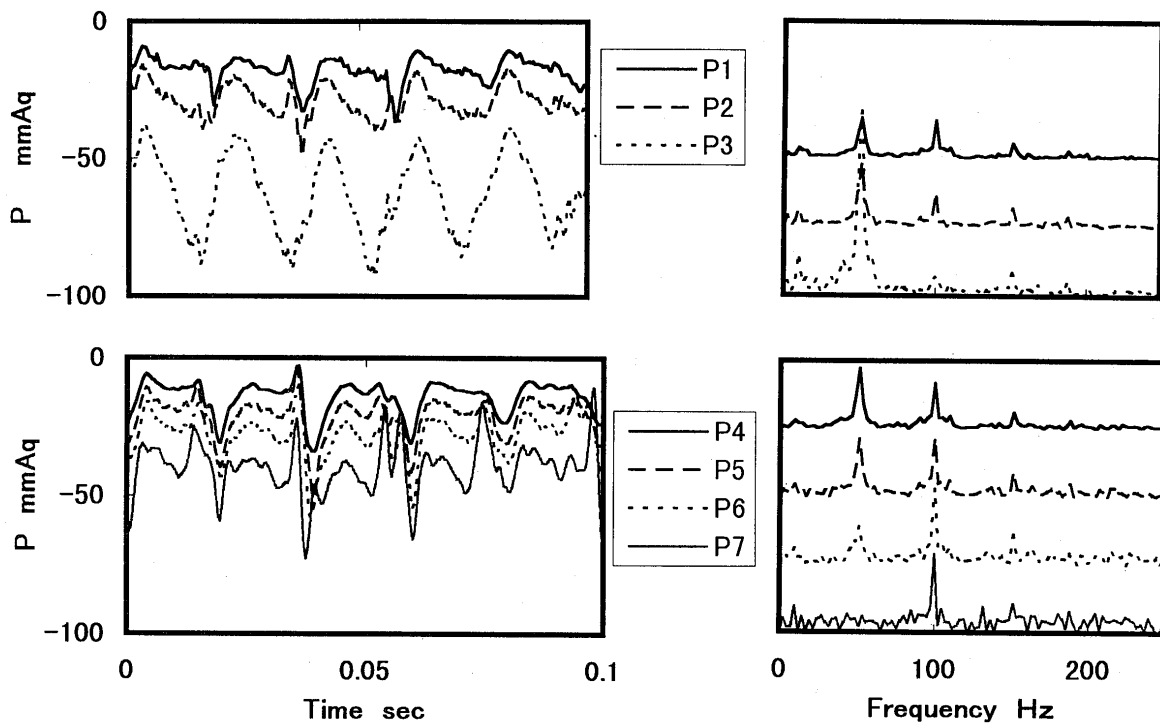


図3 壁面静圧と周波数成分

図3に、 $Psc=-80.6\text{mmAq}$, レイノルズ数 $Re=4.98 \times 10^4$ 場合の案内翼下流の壁面静圧 $P1 \sim P7$ とその

周波数特性を示す。図3の左図の縦軸は圧力を示し、横軸は時間を表している。右図の縦軸はパワースペクトルを示し、横軸は周波数を表す。

前報⁽²⁾では、案内翼翼幅20mmの壁面静圧を報告したが、圧力波形、基本周波数成分を比較する限り翼翼幅の違いにより特徴的な大きな差が無く、定性的に良く一致していた。主要周波数成分は、下流に行くにしたがい1次成分より2次成分、3次成分が増大していくのがわかる。この時の基本周波数成分は、翼翼幅に関係なく約51Hzである。

3. 2 速度分布

図4に、 $\alpha=50^\circ$ 、 $P_{sc}=-80.6\text{mmAq}$ 、 $Re=4.98\times 10^4$ の場合の案内翼下流の速度波形を示す。流速測定位置V1は、翼翼長の10%下流にあたる半径位置で θ 方向に 1° ずつ測定し、軸方向にも3箇所、ハブ側壁から5mm、15mm、25mmの位置で測定し、翼翼幅方向の速度分布の比較をした。図4(a)は、 $\theta=14^\circ$ で案内翼後流位置より 5° サクシヨン側の位置、(b)は $\theta=4^\circ$ で案内翼後流位置、(c)は $\theta=9^\circ$ で案内翼後流より 5° プレッシャ側の位置のW5、W15、W25の速度波形を示している。図の縦軸は流速を示し、横軸は時間を表す。図から判るように翼翼幅方向3点の測定位置で、流速はほぼ同じ値を示している。壁面上に発生する境界層が誘起する2次流れによる翼翼間主流への影響は無く、異音発生の原因には成らないことが判った。また、この3点の位置での速度波形より求めた基本周波数は壁面静圧と同じであり、周波数分布は、(b)の後流の波形を除き1次成分が支配的である。

図5はP4の圧力波形をトリガに用い、V1での速度波形を θ を 1° ずつ変えて θ 方向に並べたものである。この図の高さ方向の軸は速度 u 、横軸は θ 方向位置、縦軸は時間を表している。 15° おきに設置した案内翼の後流の影響、翼翼間後方の流れの状態をよく表しており、また位相のずれが θ 方向にあることも分かる。図6は図5同様に 15° おきに 360° 並べたものである。位相のずれに着目すると、1周でちょうど 360° ずれていることが判る。すなわち変動は θ 方向に伝播している。これは圧力も同じ傾向にあり、前報⁽⁵⁾と同じ結果である。

3. 3 流量と特定周波数成分

図7に流量変化とストロハル数の関係を示す。図の縦軸はストロハル数、横軸は各々 $b=20\text{mm}$ 、 30mm の $\alpha=50^\circ$ 、 $P_{sc}=\text{約}-80\text{mmAq}$ の流量 Q_0 で無次元化した流量である。ストロハル数は、各実験条件で

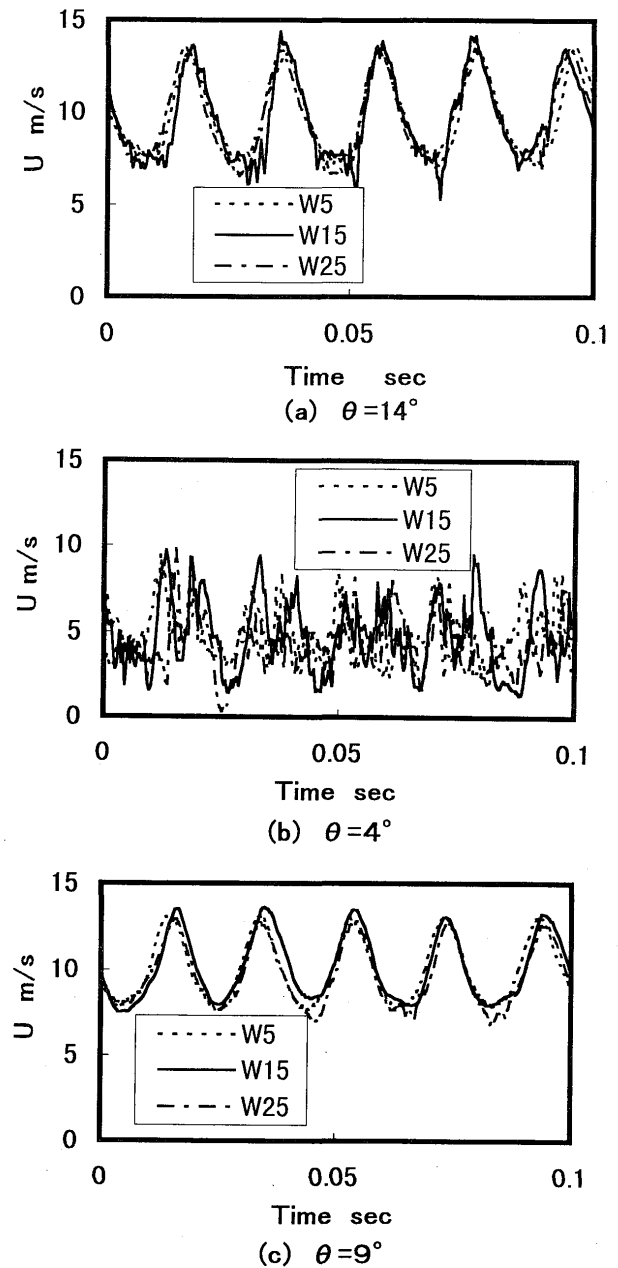


図4 翼後方翼翼幅方向速度分布

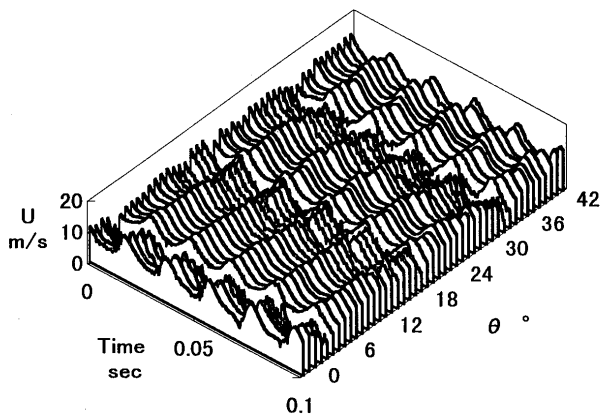


図5 翼後方速度分布($0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$)

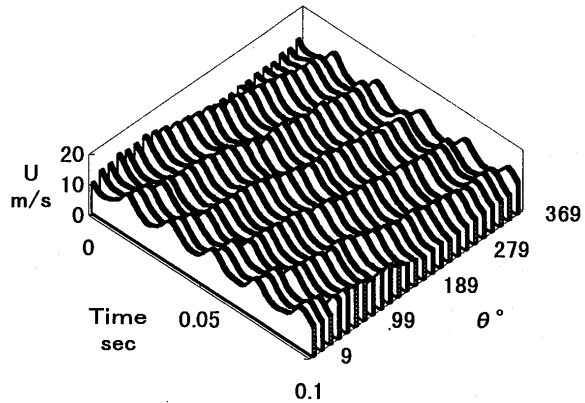


図6 翼後方速度分布(全周)

は流量，翼幅に関係なく一定値になる傾向にある。また， P_{sc} 一定の場合， $\alpha=50^\circ$ では翼幅に関係なく同じ値になる傾向があり， $\alpha=60^\circ$ では翼幅20mmの方が若干値が大きい。図8にレイノルズ数と基本周波数 f の関係を示す。 α が変化しても，また翼幅にも関係なく，レイノルズ数と発生周波数は比例していることがわかる。

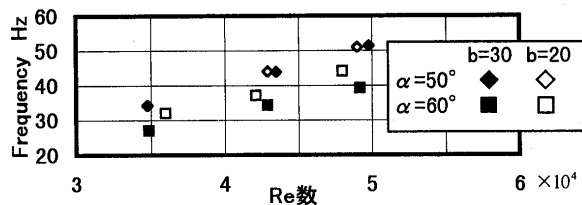


図7 流量変化とストロハル数

4. まとめ

旋回流発生装置の入口案内翼後方付近に発生する異音をともなった不安定な流れについて，壁面静圧，翼後方の速度分布を測定することにより次のことがわかった。

入口案内翼の翼幅に関係なく，異音が発生していることがわかった。この異音の基本周波数と入口案内翼弦長を代表長さにしたストロハル数をとると，一定の

入口案内翼取付角 α に対しては，流量に影響されず一定値をとることがわかった。また翼幅 b に関係なく，レイノルズ数と発生周波数は比例すること，変動は θ 方向に伝播していることがわかった。

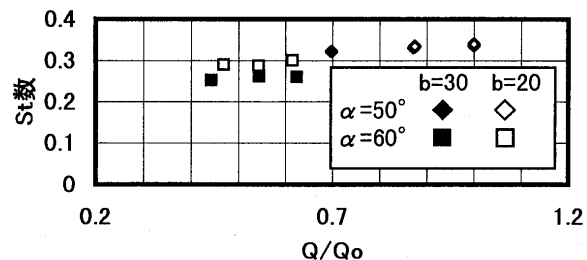


図8 流量変化と発生周波数

5. 参考文献

- (1) 内田博他5名，自動車用100KWCGT圧縮機の開発，日本ガスタービン学会誌21-84(1994)，83-89.
- (2) 吉識晴夫・高間信行・住吉圭司・西村勝彦・筒井康賢，入口案内翼後流に発生する不安定流れ，ガスタービン秋期講演会(松江)論文集(1994.11)，221-227
- (3) 高間信行・住吉圭司・吉識晴夫・西村勝彦・筒井康賢，入口案内翼後方に発生する不安定な流れ(心棒の影響)，日本機械学会東北支部30期講演会論文集(1995.3)，35-36
- (4) 林・深野・児玉，機論，59-559，(B)(1993)，802.
- (5) 住吉圭司・高間信行・西村勝彦・吉識晴夫，Unsteady Flow Induced by Annular Cascade，東京大学生産技術研究所所報，Vol. 48，No. 7

低レイノルズ数域における直線タービン翼列特性

A-5

(第3報, 圧力損失の計測)

* 村田耕史 (筑波大学大学院)
 阿部裕幸 (機械技術研究所)
 松沼孝幸 (機械技術研究所)
 筒井康賢 (機械技術研究所)

1. はじめに

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 級のセラミックガスタービンは高効率を得るための条件としてタービン入り口温度の高温化を目指し、1350°Cまで上げることが目標としているが、これに対してタービン翼に関するレイノルズ数は、約 50,000 まで下がることが予測されている。このレイノルズ数の低下にともない、境界層の剥離と再付着など予測しにくい現象が生じ、その結果タービンの効率低下につながる考えられる。

本研究では直線タービン翼列の特性を調べるためにレイノルズ数 40,000~160,000 の範囲で翼面圧力分布および、翼列後流圧力分布を測定し、翼列特性を考察した。

2. 記号の説明

C_p	圧力係数	$(p - p_{-\infty}) / \left(\frac{1}{2} \rho U_{in}^2 \right)$	U_{out}	タービン出口速度
i	入射角		x, y	デカルト座標系(翼列軸)
L	翼弦長		X, Y	デカルト座標系(Xは翼弦に平行)
p	翼面静圧		α	迎え角
$p_{-\infty}$	タービン入り口(主流)の静圧		β	流入角
P_{Tin}	タービン入り口(主流)の全圧		γ	食い違い角
P_{Tout}	タービン出口の全圧		δ	後流のピッチ角
Re	タービン翼レイノルズ数	$U_{in} L / \nu$	ζ	無次元化した後流の全圧
s	翼間ピッチ長さ			$\frac{(P_{Tout} - p_{-\infty})}{\frac{1}{2} \rho U_{in}^2}$
TI	乱れ度	$\sqrt{u'^2} / U_{in}$	ν	動粘性係数
U_{in}	タービン入り口速度		ρ	空気の密度
			ω_T	全圧損失係数 $1 - \bar{\zeta}$

3. 実験装置と方法

図1に実験装置の概略図を示す。風洞測定部には7枚の翼からなる直線タービン翼列が設置されている。翼型の形状を図2に示す。翼幅500mm, 節弦比0.7, 反り角107°である。翼面圧力分布は翼面上の46個の静圧孔よりスキヤニバルブを用いて測定され、翼列後流の圧力分布は5孔ピトー管をトラバースして測定される。

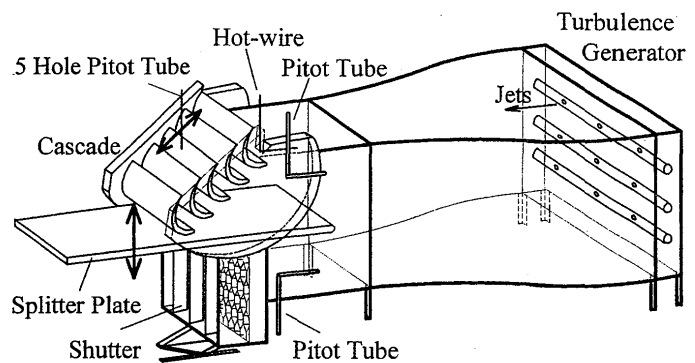


図1 翼列風洞概略図

著者らは以前、1次元の熱線風速計を用いて後流の乱れ度分布を調べた¹が、今回はさらに、5孔ピトー管を用いて流れの速度方向や圧力を測定した。

実験条件を表1に示す。図3に示すように5孔ピトー管のトラバース線は風洞両壁面からそれぞれ150mmの位置と翼幅中央の3列とし、翼後縁から20mm後方をトラバースした。各トラバース線上の測定点は4ピッチ間で80点、すなわち1ピッチにつき20点取られた。5孔ピトー管によって得られたデータは繰り返し計算²によって、後流の動圧、静圧、全圧、流速方向を算出し、各レイノルズ数 Re と迎え角 α における全圧損失係数 ω_T を求めた。

ここで、レイノルズ数は代表速度に翼列上流の速度を取った値である。一般的にタービンのレイノルズ数は代表速度に出口相対速度を取るが、本研究の場合後流速度分布は剥離の影響を受けて大きく変わるため、実験条件として適さない。そのため、風洞実験では代表速度に翼列上流の速度を取ったレイノルズ数を定義する。

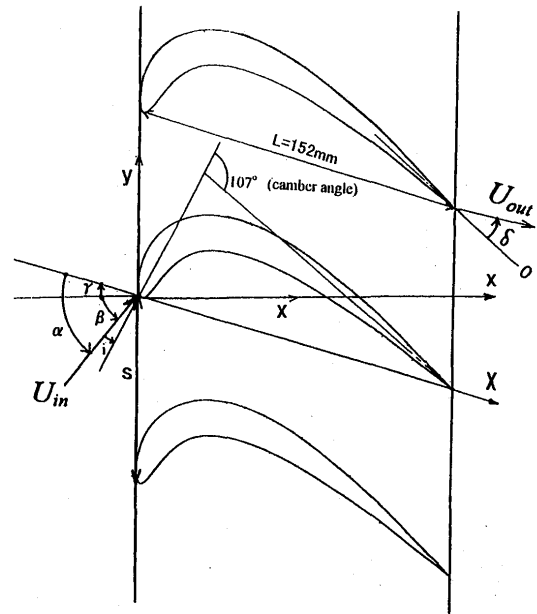


図2 タービン翼列

表1 実験条件

	Experimental Conditions
Stagger Angle γ	$-30^\circ, -40^\circ$
Attack Angle α (Incidence Angle i)	$73^\circ, 78^\circ, 83^\circ$ ($-21^\circ, -16^\circ, -11^\circ$)
Reynolds Number Re	40,000, 80,000, 120,000, 160,000
Turbulence Intensity TI	0.013 (1.3%)

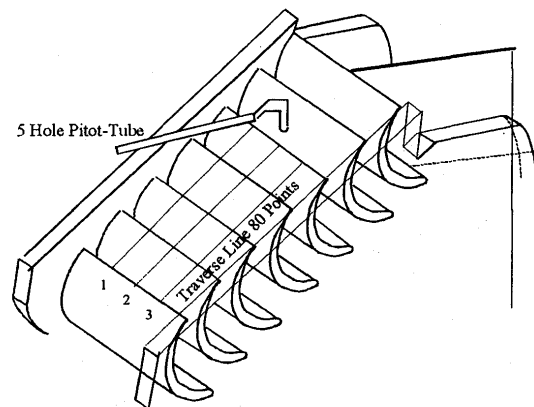


図3 トラバース線の概略

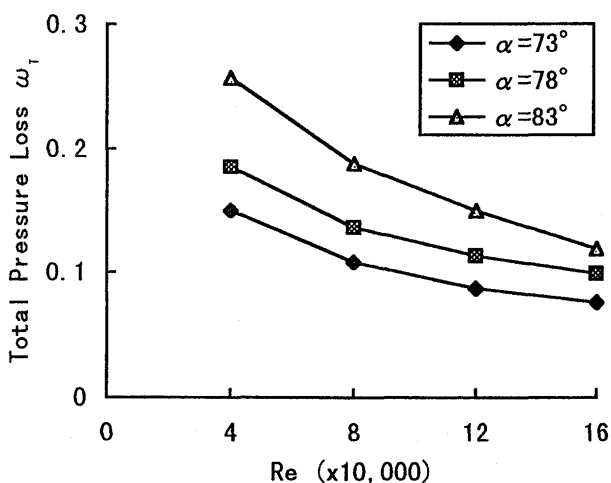


図4 全圧損失とレイノルズ数 ($\gamma = -30^\circ$)

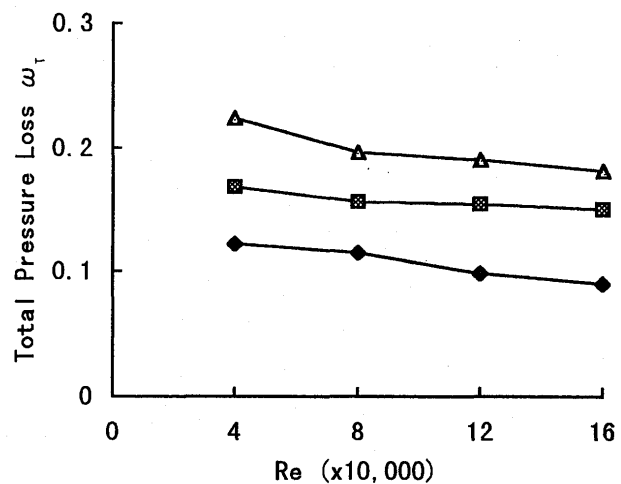


図5 全圧損失とレイノルズ数 ($\gamma = -40^\circ$)

4. 結果と考察

図4に食い違い角 $\gamma = -30^\circ$ の場合、図5に $\gamma = -40^\circ$ の場合の各迎え角 α におけるレイノルズ数 Re に対する全圧損失係数 ω_T の変化を示す。 $\gamma = -30^\circ$ の場合、 Re の減少とともに ω_T が増加するのが認められるが、 $\gamma = -40^\circ$ の場合、その変化は小さい。以下に、 $\gamma = -30^\circ$ 、 $\alpha = 78^\circ$ のときと $\gamma = -40^\circ$ 、 $\alpha = 78^\circ$ のときの翼面圧力分布、後流全圧分布、および後流の流出角について述べ、 ω_T についての考察をする。

4.1. $\gamma = -30^\circ$ の場合

翼面圧力分布

図6に $\gamma = -30^\circ$ 、 $\alpha = 78^\circ$ における翼面圧力分布のレイノルズ数変化を示す。実線は特異点解法によるポテンシャル流れの圧力分布を表している。図より、各レイノルズ数 Re について翼型背面の圧力分布の前縁付近に平坦な部分が認められるが、この部分は翼面上における剥離泡を示していると考えられる。レイノルズ数 Re の減少とともに剥離泡の長さが増加する傾向が認められる。

後流全圧分布

図7に $\gamma = -30^\circ$ 、 $\alpha = 78^\circ$ における後流の全圧分布 ζ を Re が 40,000 と 160,000 の場合について示す。両方のレイノルズ数 Re の場合において分布に平坦な部分と谷の部分がピッチごとに確認でき、分布の谷の部分は翼型の後縁に一致する。各トラバース線の全圧分布はほぼ一致し、2次元性があることがわかる。全圧分布の平坦な部分の長さは $Re = 160,000$ に比べ、 $Re = 40,000$ では、減少している。これよりレイノルズ数 Re の減少とともに全圧損失が増加することがわかる。

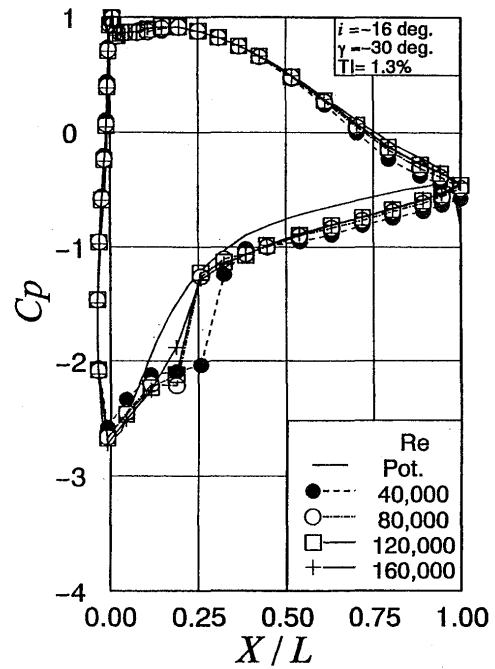
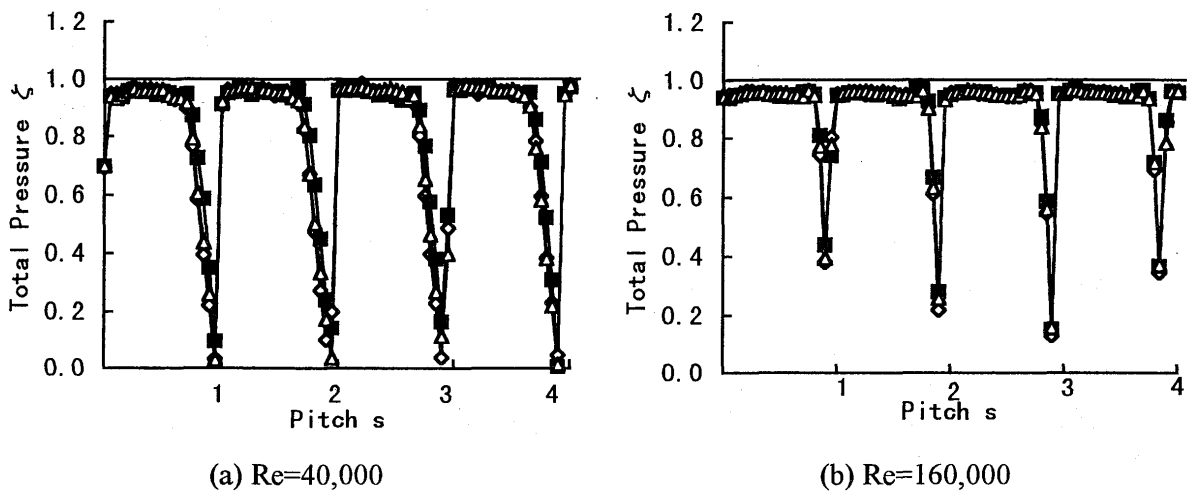


図6 翼面圧力分布 ($\gamma = -30^\circ$ 、 $\alpha = 78^\circ$)



(a) $Re = 40,000$

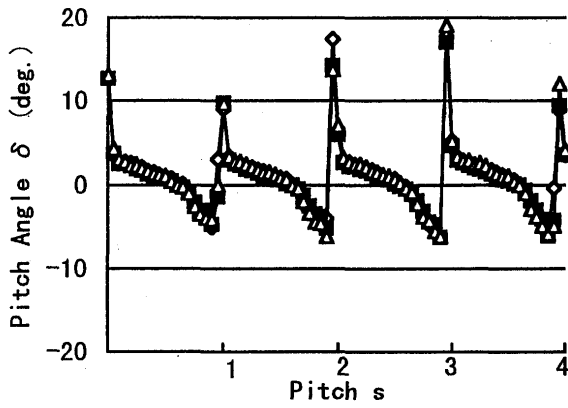
(b) $Re = 160,000$

図7 各レイノルズ数における全圧分布 ($\gamma = -30^\circ$ 、 $\alpha = 78^\circ$)

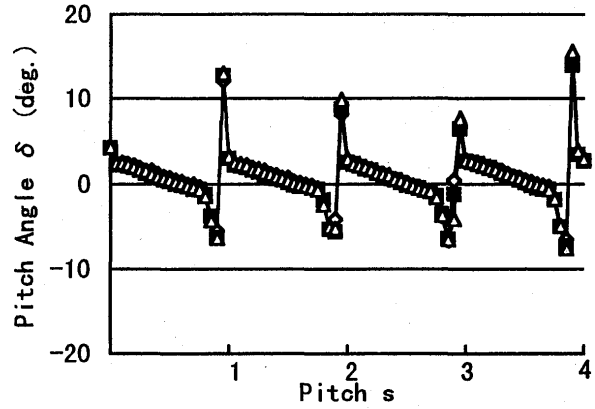
◇:1, ■:2, △:3 (数字は図3のトラバース線位置に対応)

ピッチ角分布

図8に $\gamma = -30^\circ$, $\alpha = 78^\circ$ における Re が40,000と160,000の場合の後流のピッチ方向の振れ角 δ の分布を示す。ピッチ角とは図2に示されるように 0° を後縁の反り線の接線方向に便宜的に取っている。図8より、後縁部分で大きな角度変化が確認でき、これは後流の強いせん断流れを示唆する^{3, 4}。



(a) $Re=40,000$



(b) $Re=160,000$

図8 各レイノルズ数におけるピッチ角分布 ($\gamma = -30^\circ$, $\alpha = 78^\circ$)

◇:1, ■:2, △:3 (数字は図3のトラバース線位置に対応)

4-2. $\gamma = -40^\circ$ の場合

翼面圧力分布

図9に $\gamma = -40^\circ$, $\alpha = 78^\circ$ における翼面圧力分布のレイノルズ数変化を示す。 $\gamma = -30^\circ$ の分布と比べると背面の圧力回復が小さい。また、 $\gamma = -30^\circ$ のときのような剥離泡を示す圧力分布のパターンは見られず、レイノルズ数による変化はあまり顕著ではない。

後流全圧分布

図10に $\gamma = -40^\circ$, $\alpha = 78^\circ$ における後流の全圧分布 ζ を Re が40,000と160,000の場合について示す。 $Re=40,000$ のとき、各トラバース線間の分布にバラツキが見られ、特に翼型後縁に対応する分布の谷の部分では各トラバース線ごとに非周期的なバラツキとなり、 ζ の欠損部分がさほど大きくないところもある。それに比べ、 $Re=160,000$ のときの ζ の分布は各トラバース線ごとに相似に並んでいる。しかしながら、 $\gamma = -30^\circ$ のときと比べると、 Re に対する ζ の欠損部分の変化は小さく、同様に ω_T の変化も小さいことがわかる。

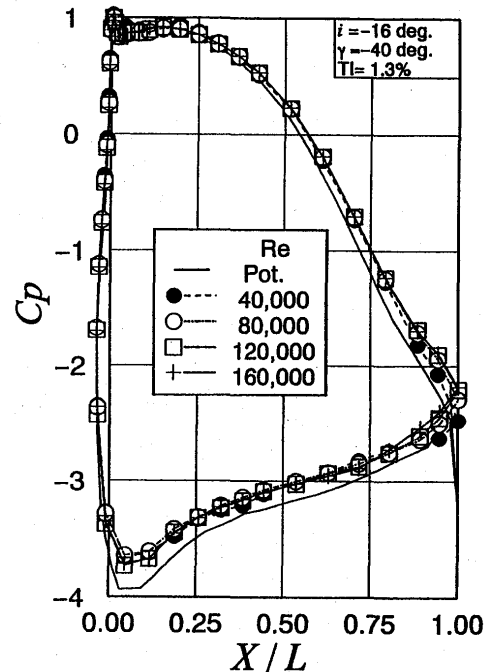
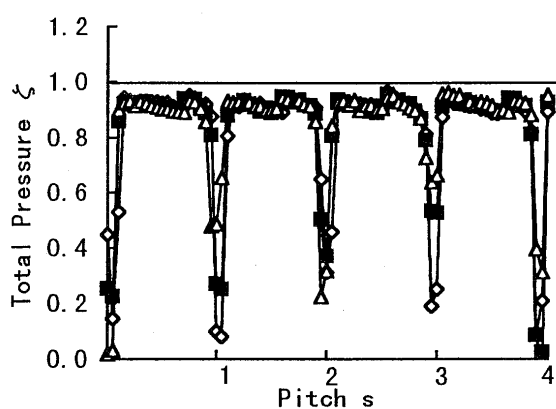
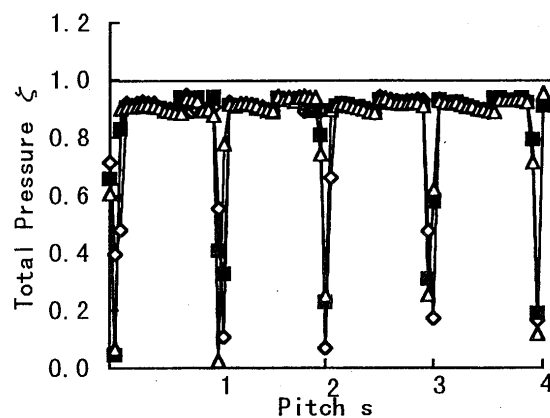


図9 翼面圧力分布 ($\gamma = -40^\circ$, $\alpha = 78^\circ$)



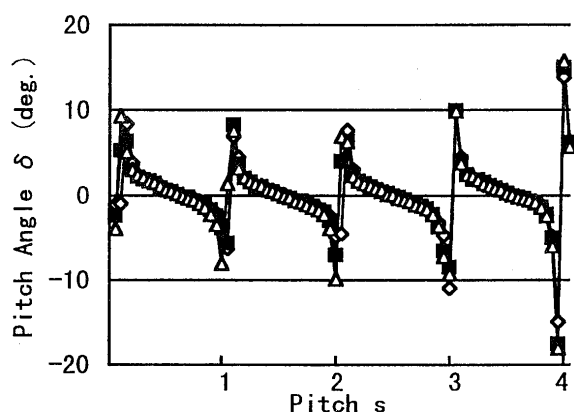
(a) Re=40,000



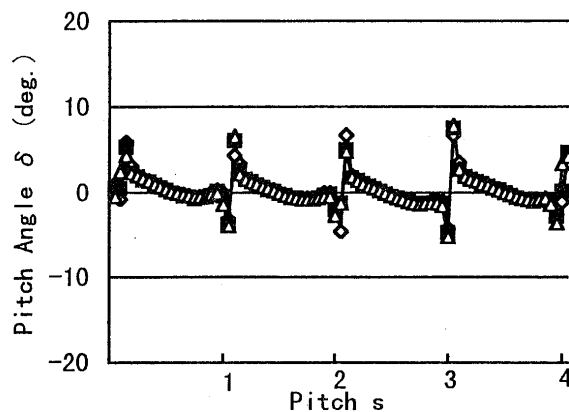
(b) Re=160,000

図10 各レイノルズ数における全圧分布 ($\gamma=-40^\circ$, $\alpha=78^\circ$)

◇:1, ■:2, △:3 (数字は図3のトラバース線位置に対応)



(a) Re=40,000



(b) Re=160,000

図11 各レイノルズ数におけるピッチ角分布 ($\gamma=-40^\circ$, $\alpha=78^\circ$)

◇:1, ■:2, △:3 (数字は図3のトラバース線位置に対応)

ピッチ角分布

図11に $\gamma=-40^\circ$, $\alpha=78^\circ$ におけるReが40,000と160,000の場合の後流のピッチ角 δ の分布を示す。Re=160,000に比べ、Re=40,000ではピッチ角の振れ幅が増加するのが確認できる。

4-3. $\gamma=-30^\circ$ と $\gamma=-40^\circ$ のときの全圧損失係数の比較

$\gamma=-30^\circ$ (図4)の場合、各迎え角 α において全圧損失係数 ω_T はレイノルズ数Reの減少とともに増加し、特にReが80,000から40,000へと減少するとき、 ω_T は急増するのがわかる。特に、 $\alpha=83^\circ$ のときの ω_T は、Reが40,000~160,000の範囲で10%近くも増加するのが認められる。この ω_T の急増の原因はReの減少により、剥離泡長さが増大し、翼面境界層が厚くなるのが考えられる。

$\gamma=-40^\circ$ (図5)の場合、それぞれの迎え角 α においてレイノルズ数Reの減少とともに全圧損失係数 ω_T は増加する。 $\gamma=-30^\circ$ のときのようにReの減少による ω_T の急増は認められないが、これはRe=40,000の低レイノルズ数域で全圧分布 ζ の欠損がさほど大きくならないからである。そして、 γ

$\gamma = -40^\circ$ の場合, $\gamma = -30^\circ$ の場合に比べて全体的に ω_T が大きい, これは全圧損失をタービン入り口条件で無次元化しているためである。

5. 結論

レイノルズ数 Re が 40,000 から 160,000 の範囲で食い違い角 γ が -30° と -40° , 迎え角 α が 73° , 78° , 83° における翼面圧力分布と後流圧力分布の測定を行い, タービン翼列の空力的特性を調べた結果, Re が 40,000 ~ 80,000 の低レイノルズ数域における全圧損失係数 ω_T は剥離泡の長さの影響を強く受けることが確認された。

今後は乱れ度と節弦比を変えて同様の実験を行い, 低レイノルズ数域におけるタービン翼列特性を明らかにするつもりである。

参考文献

- 1 阿部裕幸, 筒井康賢, 村田耕史, 佐藤公一: 低レイノルズ数域におけるタービン翼列特性 (第2報, 翼面圧力分布と後流速度分布), 日本ガスタービン学会秋季講演会 (松江), C-7, (1994)
- 2 田代伸一, 吉識晴夫: 多孔ヨーメータによる動圧および静圧勾配のある流れの測定, 生産研究 33 巻 9 号, (1981)
- 3 西山哲男: 翼型学, 日刊工業新聞社, pp. 98 (1992)
- 4 Han, Lit, S., and Cox, W. R.: A Visual Study of Turbine Blade Pressure-Side Boundary Layers, ASME Paper No. 82-GT-47

低レイノルズ数域における環状タービン翼列特性 A—6

* 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

通商産業省の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。セラミックガスタービンのタービン静翼のレイノルズ数を試算した結果を表1に示す。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により、タービンのレイノルズ数（入口速度基準）が 10^4 オーダまで低下しており、一般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、剥離の発生によりタービン効率が大幅に低下することが予測される。この背景のもとに、低レイノルズ数域の流れの基本特性を把握するために、単独翼^[1]および直線翼列^[2]での実験を行ってきた。

本研究は、より実際のタービンに近い環状翼列風洞で実験を行い、3次元的な剥離の発生と周りの流れの干渉を解明し、低レイノルズ数に適した翼列の設計指針を提案することを目標としている。今回は、境界層計算によってレイノルズ数の変化に伴う剥離・遷移・再付着位置の変化を予測し、熱線流速計による静翼出口での後流計測結果と合わせて考察した。

2. 静翼形状

今回の研究対象とした静翼の形状とミッドスパンにおける仕様を、図1および表2に示す。この翼列は、セラミックガスタービンの反動度、負荷係数、流量係数に近い値となるように設計されている。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トックス法を用いた。

表1 セラミックガスタービン静翼のレイノルズ数

	GGT, HPT		PT, LPT	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
CGT301	6.8×10^4	28.6×10^4	8.3×10^4	14.1×10^4
CGT302	12.8×10^4	39.4×10^4	5.4×10^4	16.5×10^4
CGT303	Radial Turbine		4.5×10^4	15.8×10^4

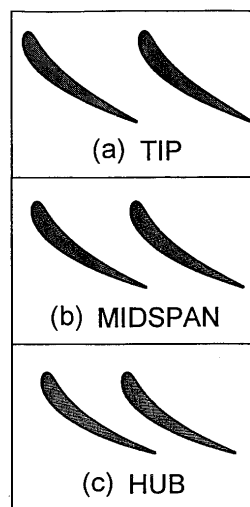


図1 静翼の形状

表2 静翼の仕様
(ミッドスパン)

翼枚数	28
翼弦長	67.6 mm
軸方向翼弦長	42.5 mm
翼スパン	74.5 mm
翼ピッチ	47.7 mm
アスペクト比	1.10
ソリディティ	1.42
設計流入角	0.0 deg
設計流出角	67.4 deg
食違い角	51.0 deg
内径	350 mm
外径	500 mm
ボス比	0.7

3. 境界層計算による剥離・遷移・再付着位置の予測

3.1 計算方法

与えられた翼形状に対して特異点解法によりポテンシャル流れを解析し、得られた翼表面の速度と圧力の分布から、2次元の境界層計算を行った。Kármán - Pohlhausenの近似解法により層流域、Mayleの式^[3]により遷移域を計算して、流れが層流剥離か乱流遷移かを判定した。剥離域には、Hortonの式^[4]と、Robertsの式^[5]を、乱流域にはエントレインメント法を適用した。なお、ここで用いた経験式はタービン用に提案された式ではなく、平板や単独翼の実験に基づいた式である。

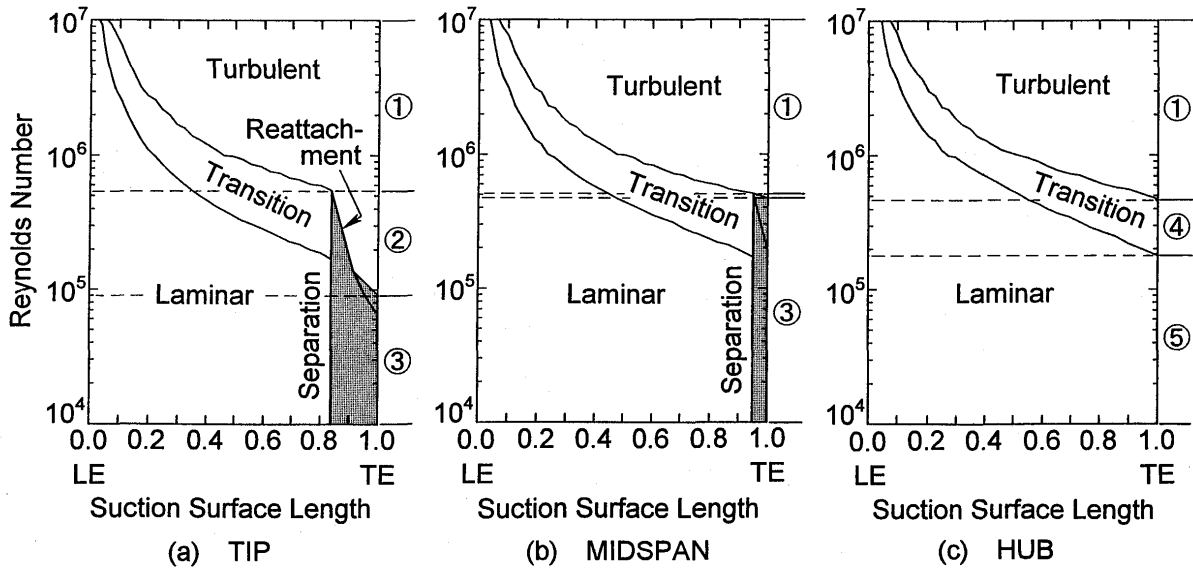


図2 レイノルズ数による負圧面側流れの遷移・剥離・再付着位置の領域図（主流の乱れ度 0.7%）

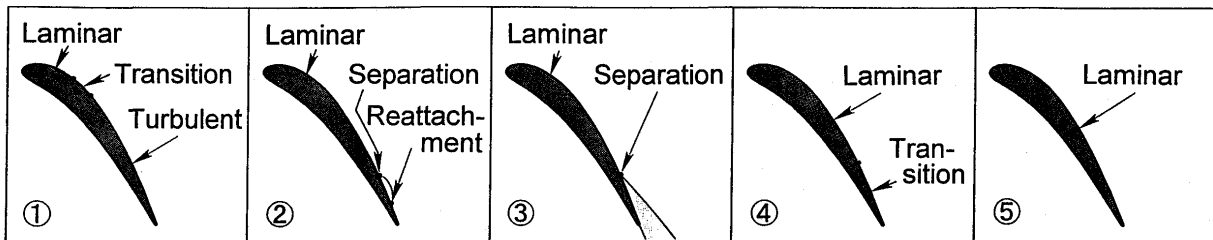


図3 各領域における負圧面側流れの模式図

3.2 計算結果（主流乱れ度 0.7%の場合）

図2に、レイノルズ数による負圧面側の遷移・剥離・再付着位置の領域図を示す。負圧面側の流れは、図3に示すような5つの領域に分類できる。高レイノルズ数域では前縁近くで乱流遷移する（領域①）。現在一般的に用いられているガスタービン内の流れは、ほとんどがこの領域の流れであり、過去に蓄積された膨大な実験データによるスミスチャートのような経験則から、タービン効率を実用上十分な精度で予測できる。しかし、レイノルズ数が低下すると剥離の発生（領域②、③）が起これ、従来の経験則を用いて翼形状を設計すると、必要なタービン効率を得られない可能性がある。

本静翼は、チップではレイノルズ数550,000以下で前縁から83%の位置で剥離泡が発生し、92,000以下で再付着しない。ミッドスパンでは、レイノルズ数が510,000以下になると94%の位置で剥離し、470,000以下で再付着しない。ハブでは剥離が発生せず、レイノルズ数の低下に伴い境界層の遷移が遅れ、460,000以下では後縁で遷移域（領域④）、180,000以下では全体が層流となる（領域⑤）。

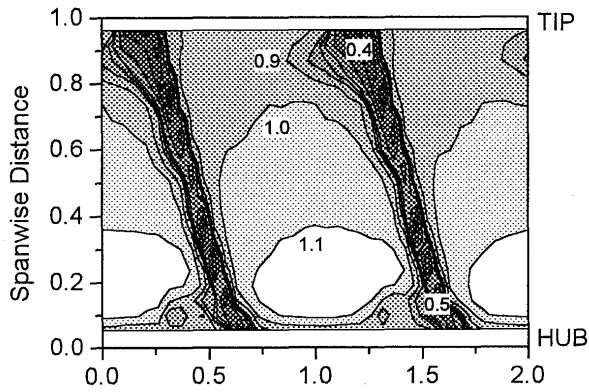
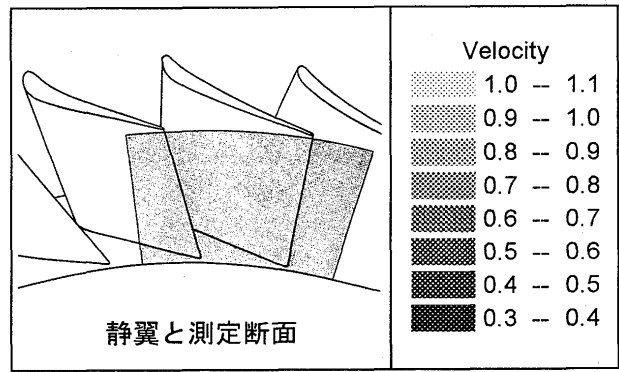
以上は、各半径方向位置における流れを2次元流れと仮定して計算した結果である。実際には、各半径位置の流れの3次元的な干渉、壁面境界層や二次流れの影響などを受けることが予想される。

4. 熱線流速計による静翼出口流れの測定

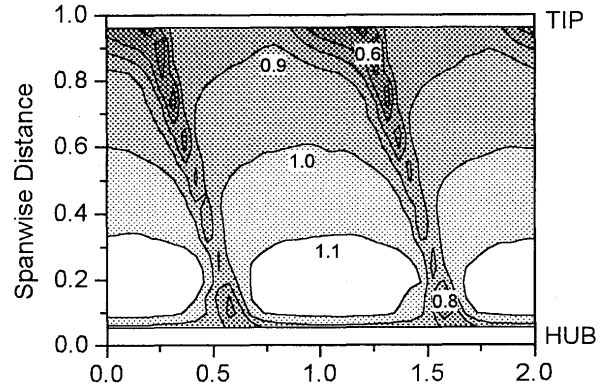
4.1 実験装置と方法

実験には、最大軸流速度 30m/s の吸い込み型環状翼列風洞を用いた。この風洞は、1組の静翼・動翼からなる単段タービンであるが、今回は静翼の基本特性を調べるため、静翼のみを取り付けた。

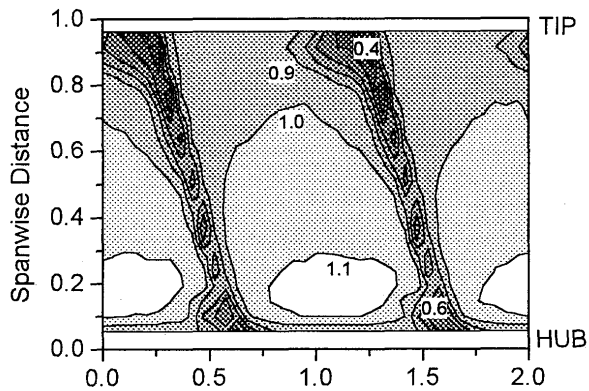
静翼下流 2mm (軸方向翼弦長の 4.7%下流) で, I 型熱線プローブを周方向および半径方向にトラバースして, 流速と乱れ度を計測した。測定点数は, 周方向に 39 点 (翼 2 ピッチ), 半径方向に 21 点, 計 819 点である。入口速度基準のレイノルズ数は, 20,000 から 120,000 の範囲 (入口速度 4.4m/s から 26.6m/s) である。一般的にタービン翼列のレイノルズ数は出口速度を基準に求めるが, 本研究では測定しやす



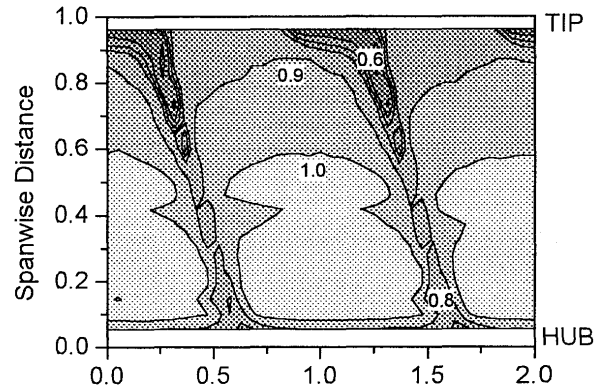
(a) Re=20,000



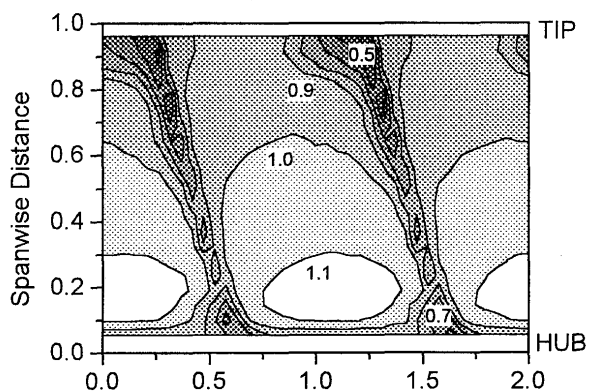
(d) Re=80,000



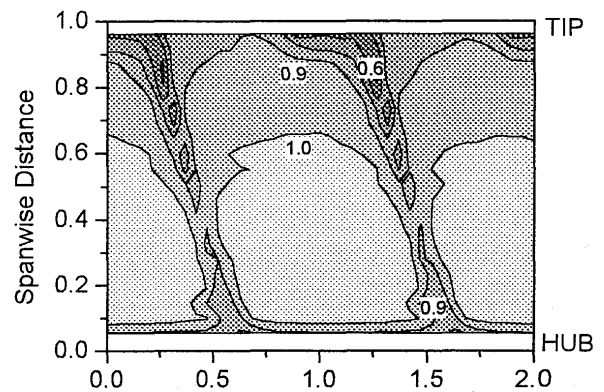
(b) Re=40,000



(e) Re=100,000



(c) Re=60,000



(f) Re=120,000

図 4 各レイノルズ数における静翼出口での速度分布

い入口速度を基準とした。設計角で流出していると仮定すれば、出口速度基準のレイノルズ数は 52,000 から 312,000 の範囲になる。静翼前縁から 18 mm 上流（軸方向翼弦長の 42.4% 上流）のミッドスパンでの平均乱れ度は 0.7% であり、レイノルズ数による顕著な違いはなかった。

4.2 静翼出口での流れの状態

① 速度分布

図 4 に、静翼出口での速度分布を示す。この速度分布は、ミッドスパンでの平均速度で無次元化してある。レイノルズ数が低下するにしたがって、後縁からのウェークが増大している。レイノルズ数が 80,000 より低くなると、ハブ部およびチップ部の負圧面側に低速領域が発達しており、低レイノルズ数域での二次流れ（流路渦）の増大が原因と考えられる。

図 5 にミッドスパンでの速度分布を示す。レイノルズ数が低下するほど、ウェークによる速度欠損が大きくなっている。さらに定量的に把握するため、図 6 には、速度が平均速度より低い部分のみについて $(1 - V/V_{m, mid})$ を積分した境界層の排除厚さに相当する量を、翼間隔で無次元化した速度欠損を示している。ただし、I 型プローブによる 1 次元測定結果を用いているために流れの方向を無視しており、かつ翼後縁の 2mm 下流を測定しているため、厳密な意味での排除厚さではない。レイノルズ数の低下に伴って速度欠損が急増しており、レイノルズ数 100,000 と 20,000 を比較すると 2 倍以上の違いが生じることがわかる。

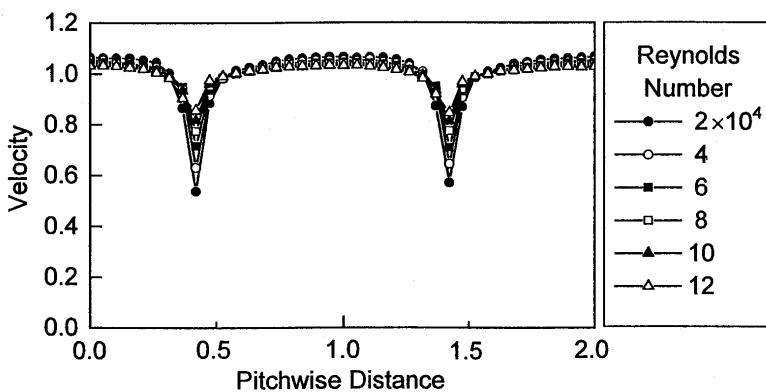


図 5 ミッドスパンでの速度分布

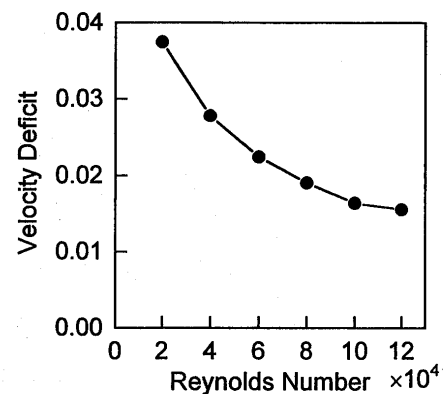


図 6 速度欠損(ミッドスパン)

② 乱れ度分布

図 7 に、静翼出口での乱れ度分布を示す。ここで、乱れ度は変動速度の自乗平均をミッドスパンでの平均速度で割った値である。レイノルズ数 80,000 を境にして、乱れ度分布の変化の仕方が異なっている。レイノルズ数が 80,000 以下では、レイノルズ数の低下に伴い、後流と二次流れによる乱れ度の大きな領域が増加していく。一方、レイノルズ数 80,000 以上では、逆にレイノルズ数の増加に伴い、乱れ度の大きな領域がハブ側からチップ側に向かって流路全体に渡って広がっていく。

この傾向を明らかにするために、乱れ度を周方向に平均し、乱れ度の半径方向分布を求めた。図 8(a) は、レイノルズ数が 80,000 以下での半径方向乱れ度分布を示している。ハブ側に比べてチップ部での乱れ度の増加が大きい。ハブ側からチップ側に至る全体としての乱れ度の分布形状に対しては、大きな変化が見られない。レイノルズ数が低下するにつれて、スパン方向位置 0.1、0.7、0.9 付近に、乱れ度が大きくなる位置が観測される。スパン方向位置 0.1 および 0.9 の位置のピークは、それぞれハブ側とチップ側流路渦に対応していると考えられる。

図 8(b) は、レイノルズ数が 80,000 以上での半径方向乱れ度分布を示している。各レイノルズ数ご

とに乱れ度の分布形状が著しく異なっている。レイノルズ数 80,000 から 100,000 へ至る変化は、チップ側の乱れ度（スパン方向位置 0.8 以上）は一定で、ミッドスパンからハブに近い位置（スパン方向位置 0.2 から 0.5）で乱れ度が増加している。さらに、レイノルズ数が 100,000 から 120,000 へ至る変化は、ハブ側近傍（スパン方向位置 0.2 以下）ではあまり変化せず、ミッドスパンからチップ側（スパン方向位置 0.4 から 0.8）で乱れ度が増加している。

レイノルズ数 80,000 以上で発生する乱れ度の増加原因を調べるために、オシロスコープおよび FFT で、熱線の出力波形を確認した。レイノルズ

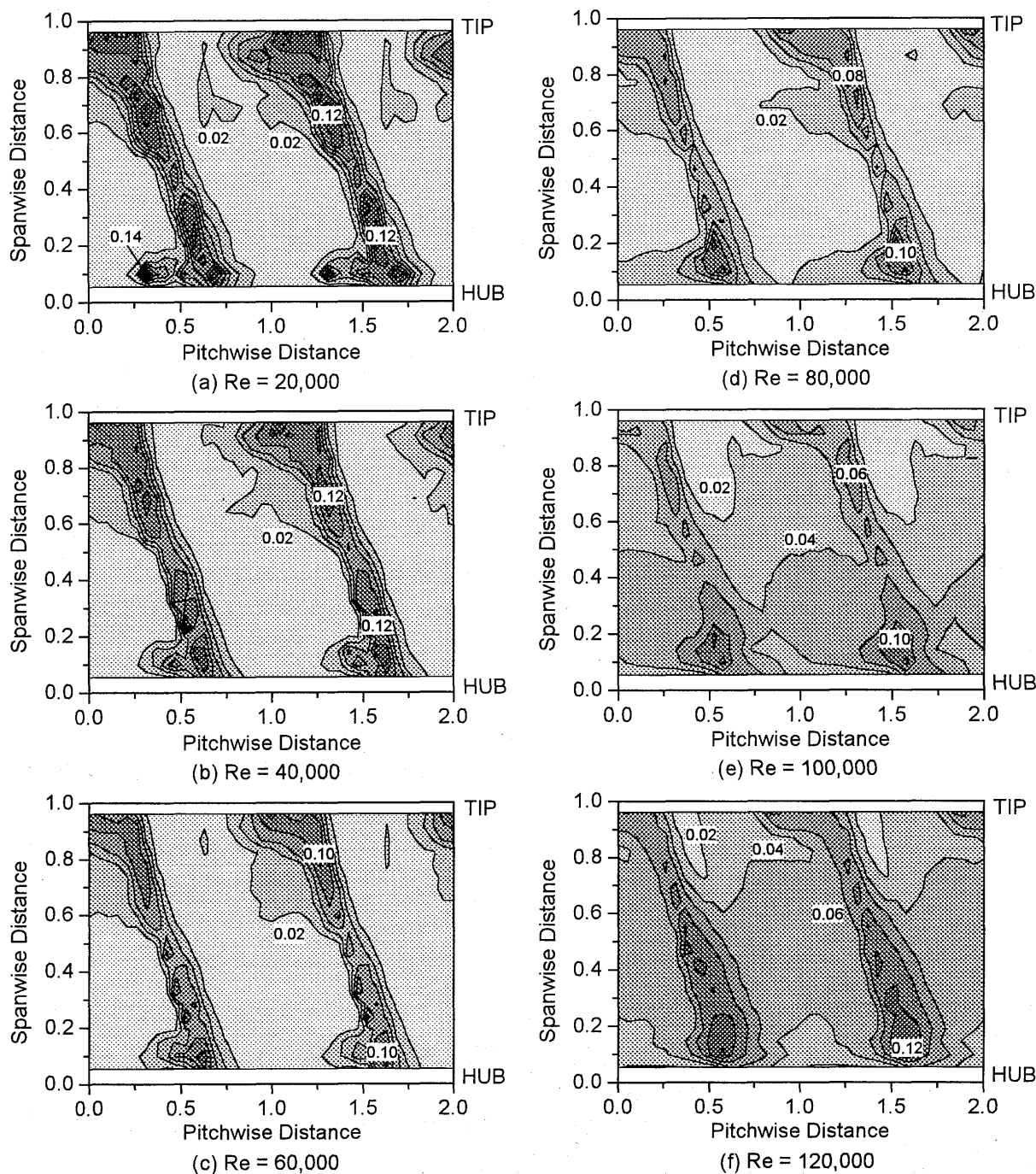
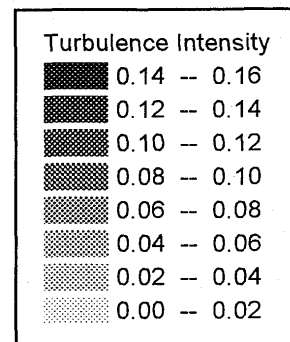


図 7 各レイノルズ数における静翼出口での乱れ度分布

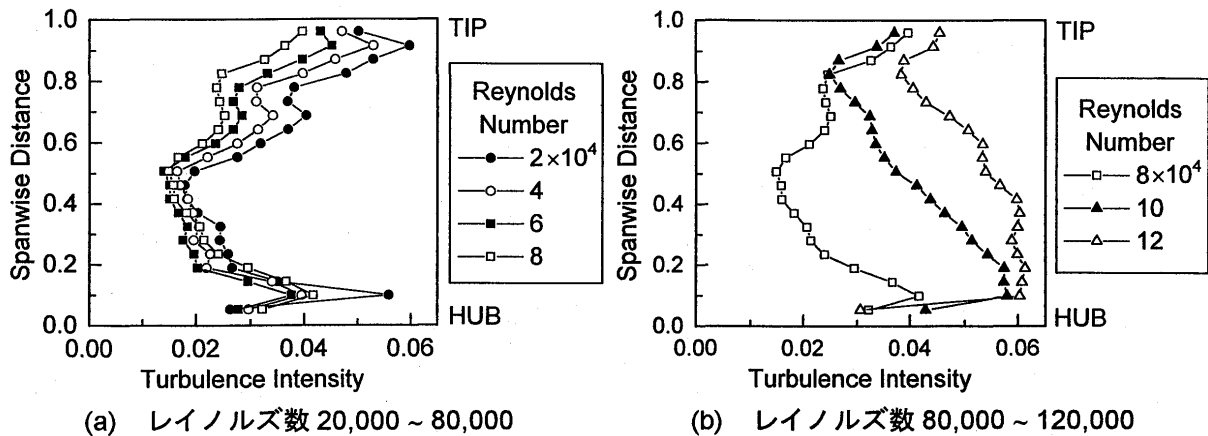


図8 半径方向乱れ度分布

数 80,000 以下ではピーク周波数を持たない不規則な波形であったが、レイノルズ数が 80,000 以上になると、20kHz 付近に 2 つのピーク周波数を持つ波形に変化した。これらのピーク振動数は、翼列内部で発生する 3 次元的な剥離および乱流遷移に起因することが予測される。今後さらに詳細に調査し、原因を解明したい。

5. まとめ

低レイノルズ数域のタービン翼列特性を調べるために、実験用に設計したタービン静翼に対して、2次元の境界層計算による剥離・遷移・再付着位置の予測を行った。さらに、環状翼列風洞を用いて、I型熱線プローブによる静翼出口の後流計測を行った。得られた知見は、以下の通りである。

境界層計算（主流乱れ度 0.7%として計算）

- ① チップでは、レイノルズ数が 550,000 以下で剥離が発生し、92,000 以下で再付着しない。
- ② ミッドスパンでは、レイノルズ数が 510,000 以下で剥離し、470,000 以下で再付着しない。
- ③ ハブでは剥離が発生しない。翼後縁部では、高レイノルズ数域では乱流境界層、460,000 以下で遷移境界層、180,000 以下で層流境界層となる。

熱線流速計による後流測定

- ① レイノルズ数 80,000 を境に、流れの状態が変化する。
- ② レイノルズ数 80,000 以下では、後流および二次流れが強くなり、速度欠損と乱れが増加する。
- ③ レイノルズ数 80,000 以上では、最初にハブ側全域の乱れ度が増加し、次にチップ側全域の乱れ度が増加する。このときの乱れは、20kHz 付近に 2 つのピーク周波数を持っている。

参考文献

- [1] Abe, H., Tsutsui, Y., and Yoshiki, H., "Characteristics of an Airfoil in Low Reynolds Number Flow with Strong Turbulence", Proceedings of ICOPE, Vol.2, 1995, pp.552-557.
- [2] 阿部裕幸, 筒井康賢, 村田耕史, 佐藤公一, "低レイノルズ数域におけるタービン翼列特性 (第2報, 翼面圧力分布と後流速度分布)", ガスタービン秋季講演会 (松江) 講演論文集, 1994, pp.251-257.
- [3] Mayle, R.E., "The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.113, No.4, 1991, pp.509-537.
- [4] Horton, H.P., "An Semi-Empirical Theory for the Growth and Bursting of Laminar Separation Bubbles", Aeronautical Research Council, Britain, CP-1073, 1969.
- [5] Roberts, W.B., "Calculation of Laminar Separation Bubbles and Their Effect on Airfoil Performance", AIAA Journal, Vol.18, No.1, 1980, pp.25-30.

* 山本孝正、白井弘（航空宇宙技術研究所）
大田英輔（早稲田大学）
高田浩之（東海大学）
水木新平、辻田星歩（法政大学）

1. 概要

タービン翼の高負荷化はタービンの翼枚数および段数を減らしエンジンを軽量にできるので、とくに航空機用エンジンでは性能面、製作コスト面で大きなメリットとなる。本報告は、多くの協力者を得て航空宇宙技術研究所で行っている「タービンの超高負荷化の研究」について、研究の経緯、目的、課題、研究手法、研究計画および現在までの結果の概要等につき述べる。

2. 研究の経緯¹⁾

高負荷化の利点は、段数または翼枚数を少なくし、またケーシング径を小さくできるので、エンジン重量の軽減、製作コストの低減、および取り扱いの簡素化ができることである。また、急加減速が必要なヘリコプタエンジンなど小型のターボシャフトエンジンでは、ディスクの径を小さくし、慣性を減らすために高負荷化は欠かせない。また、高温化に伴う冷却空気量の増大は最近大いに問題になっており、冷却翼の枚数を減らすことのできる高負荷化は大きな利点がある。同時に高負荷翼列通過後の大きな温度下降は、後続の翼の冷却を容易にし、あるいは不要にすることもできる。ちなみに、NRC/P&WC で開発された600HPクラスのターボシャフト/ターボプロップエンジンを例にとると、通常の段負荷を37%上げて、同じ出力を得るエンジン径に縮小した場合、31%の重量軽減、24%の動翼枚数の減少、39%の動翼の慣性の減少を達成できるとする試算もある。

高負荷タービンの研究は1970年代に、とくに重量物である低圧多段タービンに対しNASAで一連の研究が行われた。我国においてもムーンライト計画の中で、高負荷低圧タービンの研究開発を行なったことがあり、設計にコントロールドボルテック法を採用し、90%強の効率を達成している。これらの高負荷タービンはしかしながら、従来の低圧段タービンとしては多少高負荷という程度であり、航空用エンジンの高圧段タービンに通常採用される負荷よりもかなり低いものである。最近では、高負荷化の研究/開発の報告は少ないが、前記のNRC/P&WC ほか一部では、高負荷タービンの研究開発が続けられている。例えば、NRC/P&WC では、段負荷係数 2.47、圧力比 3.76、流量係数 0.64 の単段タービンの開発を行ったが、タービン効率は80%強であった。このタービンの静翼の転向角は76°、動翼のそれは120°であり、従来のものにくらべ一段と高負荷の翼列を採用しているが、高負荷での高効率達成はなかなか難しいようである。近年、ガスタービン/エンジンの高温化にともない、タービンでの仕事量を増す必要性からもさらなる高負荷化が必要となっている。最近の高負荷翼列の研究例として、NASA/P&W のスペースシャトル用タービンの開発や、我国で超音速機用推進システム研究開発の基礎研究の一環としてのタービンの超高負荷化の研究がある。

3. 研究の目的、課題および研究手法

本報の超高負荷タービンの研究では、従来の翼負荷にくらべ2倍以上の負荷をもつ翼列を開発する

ための知見と、基礎設計技術資料を得るための研究を行っている。そのため 160° の極限ともいえる轉向角を有する超高負荷翼列を設計製作し、それを用いた各種試験研究を行っている。図 1 には超高負荷翼列の翼型の例とその長所短所を従来のものと比較して示した。このような翼列の負荷が増すと、図 2 に示した²⁾ ような翼列流路内で発生する 3 次元的な流れ (2 次流れ) が強くなり、このため翼列性能が著しく低下すると予想される。実際、従来の多くの試験結果は図 3 の如く、タービン負荷の増加とともにタービン効率が低下する傾向を示している³⁾。従って、この複雑な 3 次元流れを制御して、いかに高効率化を図るかが本研究の重要な課題である。この課題を追及すべく研究手法としては、翼列前後のみでの流れの計測データから翼列の性能を判断するという従来から行なわれてきた研究手法とは異なり、翼列流路内部で生ずる複雑極まる流れのメカニズムを詳細に解明し、その知見をもとに新しいアイデアをとり入れた翼列の設計を行う、といった研究手法を採る必要がある。また最新の CFD 技術をも駆使して、既存のデータにとらわれない設計を行うこともまた必要不可欠である。

4. 研究計画と現在までの結果

平成 1 年度から 10 年度までの通産省大型プロジェクト「超音速輸送機用推進システムの研究開発」で、タービン要素の研究の一環として超高負荷タービンの研究を行っている。また、それと並行して昨年度から航空宇宙技術研究所での特別研究として「近未来航空技術の研究」が始まり、そこでも超高負荷タービンの研究が行われている。また平成 5 年度から 2 年間当所の重点基礎研究として高負荷翼を用いた 2 重反転式ターボ機械要素の基礎研究も行った。この研究は当所経常研究としてひきつがれている。これらの研究計画を表 1 に示す。昨年度始まったばかりの近未来航空技術の研究計画には CFD による翼列の設計／解析研究、直線状と円環状の 2 種の翼列風洞試験、静翼と動翼を組込んだいわゆるタービン段による試験を計画している。

図 4 には第 1 次設計翼模型を直線翼列風洞に組込んだ際に予想される流れ模様につき、CFD により解析した結果の例を示す⁴⁾。この解析での難問の 1 つは、超高負荷翼型のような肉厚の翼の周りで大きく向きを変える流れ場に対する高精度計算用の格子作成である。なお本解析では乱流モデルは特に採用していない。図 4 に見られるように、翼列流路内で流れが大きく轉向する際に発生した二次流れ (低エネルギー流体の移動) が翼負圧面 (SS) 上の流路中央高さ (Midspan) にまで達し、そこで急激な圧力の回復が起こり、その結果翼面負荷の低下を起こしている。図 5 に翼面上の流れの可視化試験結果を示す。先の CFD の結果で予測されているように負圧面上では流れの Midspan への激しい移動 (縮流) と層流剥離泡が見られる (可視化写真左)。負圧面上における圧力回復領域では上流の負圧面より圧力が高くなったため、翼端に隙間がある場合には、隙間内の流体は圧力回復領域から上流に向かって流れる様子も可視化試験により確かめられている (可視化写真右)。現在、この結果をもとに負圧面で生じた圧力回復による翼負荷の低下を防ぐべく、CFD により翼型の改良設計を進めている。また、翼の間隔 (ソリディティ) が翼列性能へ及ぼす影響や冷却翼とした場合の空力性能の解明などの試験を計画している。

図 6 には、この超高負荷翼を回転翼列として 2 列並べ、図中央に示すような高負荷 2 重反転式タービンとして研究を行っている中で得られた初期結果をいくつか示す⁵⁾。ただし、図中の試験結果は、下流の円環翼列をはずし単独かつ静止翼列として、翼列の前後および内部の合計 21 断面で流れを詳細に計測して得た結果である。図中の NASA に依頼した CFD の解析結果は流れの可視化試験の結果とよく一致している。超高負荷翼列の流路内においては、流れが大きく轉向することにより発生する強い 2 次流れ (翼負圧面上で低エネルギー流体の Midspan への移動) のため、流路内で生ずる全圧

損失も大きなものとなっている。また翼列の下流においても、この強い2次流れは流体のミキシングを起こしさらに大きな損失を発生させている。現在、2重反転式タービンとしての作動時にどういった流れを呈するかについて、非定状内部流の解明と両回転翼列のマッチング等の研究を進めている。

また、通産省大型プロジェクトで行っている円環翼列風洞による超高負荷翼列の静止試験の初期の結果を図7に示す⁶⁾。翼型は多少前出2者と異なり、翼尾を短くし(第2次設計翼模型)翼枚数も少なくした。前出の結果と同様、翼列での損失の発生は大きい。また翼列下流(断面C付近)では強い旋回流とハブケーシング面との摩擦による圧力低下のため、ハブケーシング面上で局所的に逆流を起こす箇所も見られた。翼列出口から約0.5の軸方向翼コード下流では2次流れのミキシングによる損失発生もほぼ無くなる。さらに詳細な内部流動の解明と翼の改良を行ない、また供試翼への流入角度を変化させ、上流でウエークを発生させて、動翼としての模擬試験を行う予定である。

5. まとめ

航空宇宙技術研究所で行っている超高負荷タービンの研究につき、研究の経緯、目的、課題、研究手法、研究計画、現在までの結果の概要を述べた。タービンの超高負荷化には多くの利点があるが、利点を損なわずに満足のいく超高負荷タービン(あるいは翼列)を実現するには、問題が山積している。

参考文献

1. 山本、タービンの最近の技術進歩について、日本ガスタービン学会誌、第21巻、第84号(1994)、pp. 40-46.
2. 山本、タービン翼列の2次流れと損失の発生メカニズム、ターボ機械、第14巻(1986)、pp. 234-241.
3. 日本航空宇宙学会編、航空宇宙工学便覧、丸善(1992)、pp. 517.
4. 島崎、超高負荷タービン翼列内の流れの数値解析、平成7年度法政大学卒業論文(1996).
5. 松沼、超高負荷タービン翼列に関する実験研究、平成6年度早稲田大学修士論文(1995).
6. 遠藤、橋村、超高負荷タービンの研究、平成6年度東海大学卒業論文(1995).

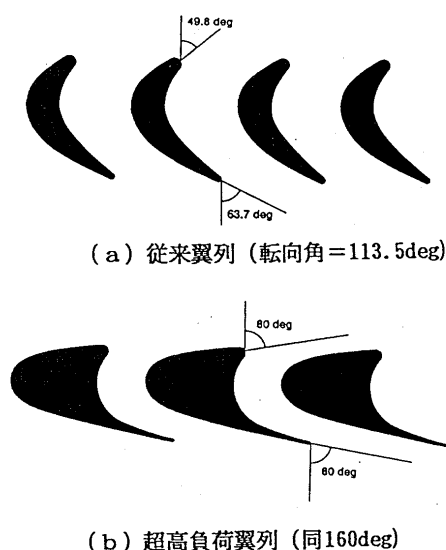
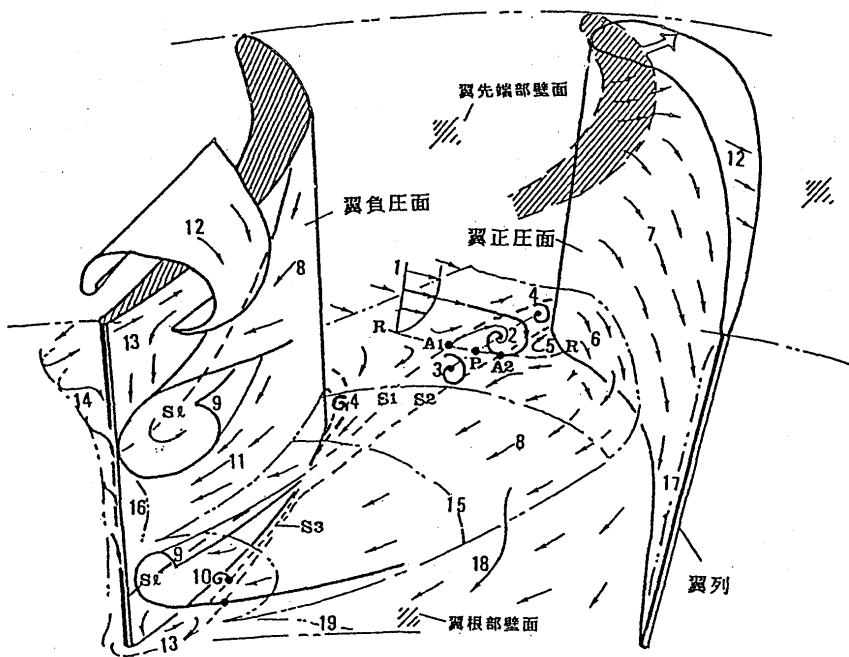


図1 従来翼列と超高負荷翼列の比較

タービン超高負荷化の長所、短所	
長所	翼枚数の減少、コンパクト化による ・エンジン重量軽減 ・製作コスト低減 ・メンテの簡素化 ・加減速性等向上 ・翼冷却空気量低減 (エンジンサイクル性能向上)
短所	タービン効率劣化の傾向あり



1. 翼列入口境界層
 2. 翼前縁ひずめ型渦
 3. 2の翼正圧面側の分岐渦
 4. 2の翼負圧面側の分岐渦
 5. 逆流領域
 6. 翼正圧面コーナ渦
 7. 翼正圧面上の流れ
 8. 翼端壁面境界層流
 9. 流路渦
 10. コーナ渦
 11. 負圧面上の縮流
 12. 翼先端隙間流（隙間がある場合）
 13. 後縁近傍コーナ逆流及び負圧面境界層流
 14. ウェーク内の流れ
 15. 入口境界層外端流面の変形
 16. 翼負圧面上境界層
 17. 翼正圧面上境界層
 18. 翼端壁面境界層外の流れ（主流）
 19. 翼列出口での壁面境界層
- A1 2による入口境界層の剥離点
A2 2の巻上がりによる剥離点
P よどみ点
R 付着点
S1 A1に対応する剥離線
S2 A2に対応する剥離線
S3 翼負圧面コーナ渦による剥離線
S2 限界流線

図2 タービン翼列3次元内部流動のスケッチ例

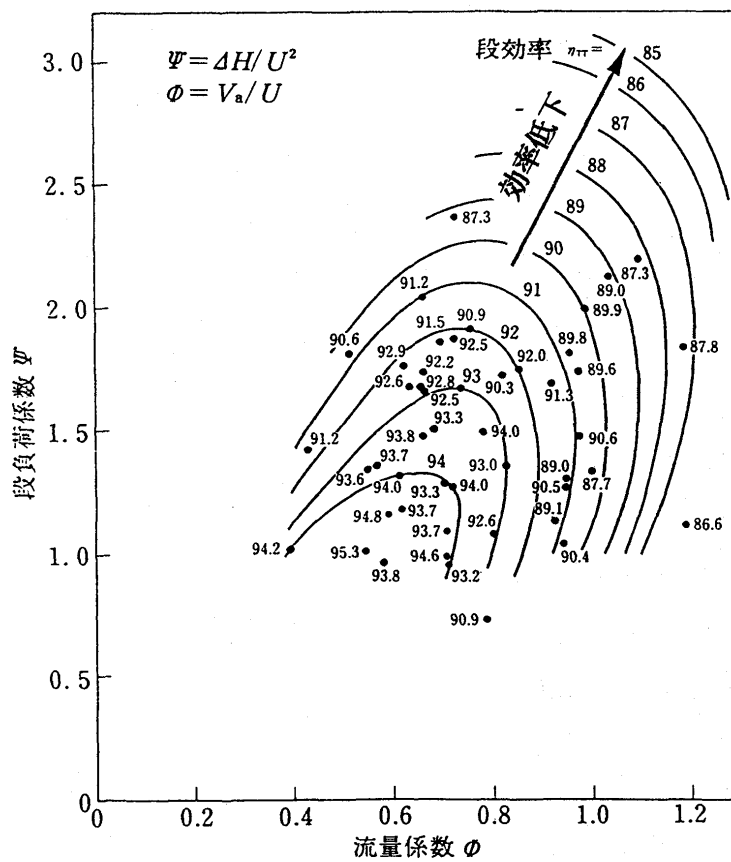


図3 タービンの負荷と効率との相関（従来の試験結果）

	平1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12~
タービンの超高負荷化の研究：通産省大プロ	←————→											
2重反転式高負荷ターボ機械要素の研究：重点基礎研究／経常研究	←—————>											
超高負荷タービンの研究：特別研究												
CFDによる翼型研究	←————→											
直線翼列試験	←————→											
円環翼列試験	←————→											
タービン模型による実証	←————→											

表1 研究の経緯と今後の計画

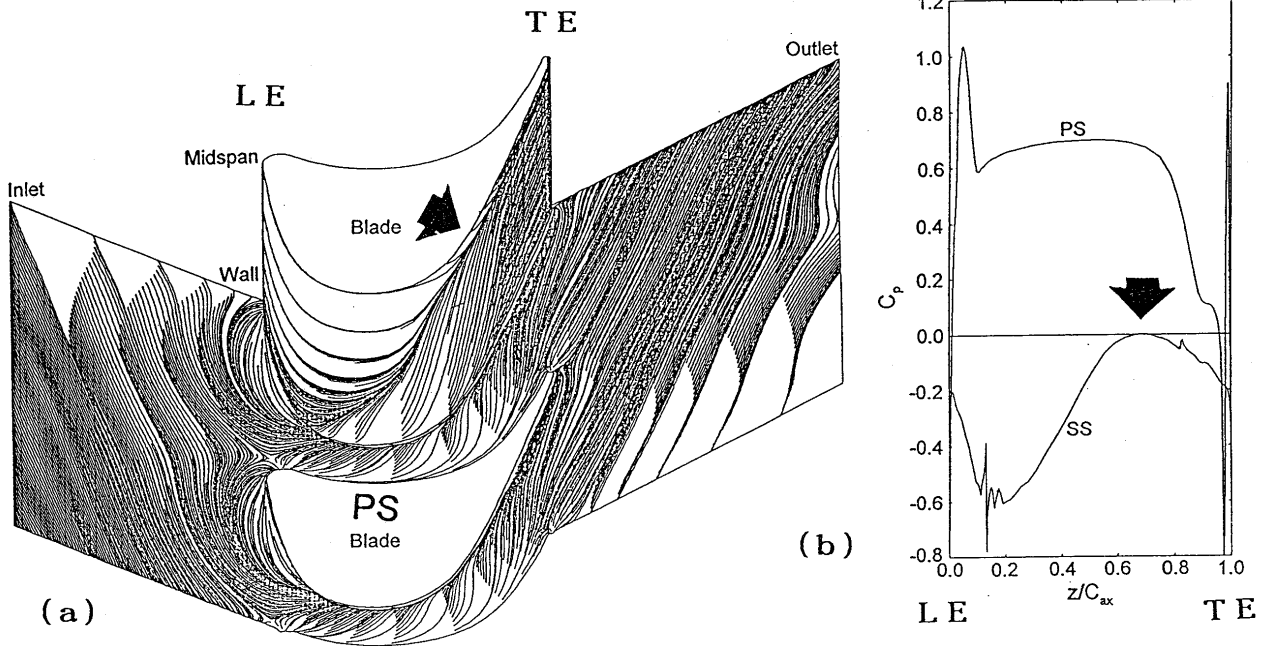


図4 直線翼列のCFDによる検討結果（第1次設計超高負荷翼）
 (a) 翼面と壁面上の流れ、(b) Midspanでの翼面圧力分布

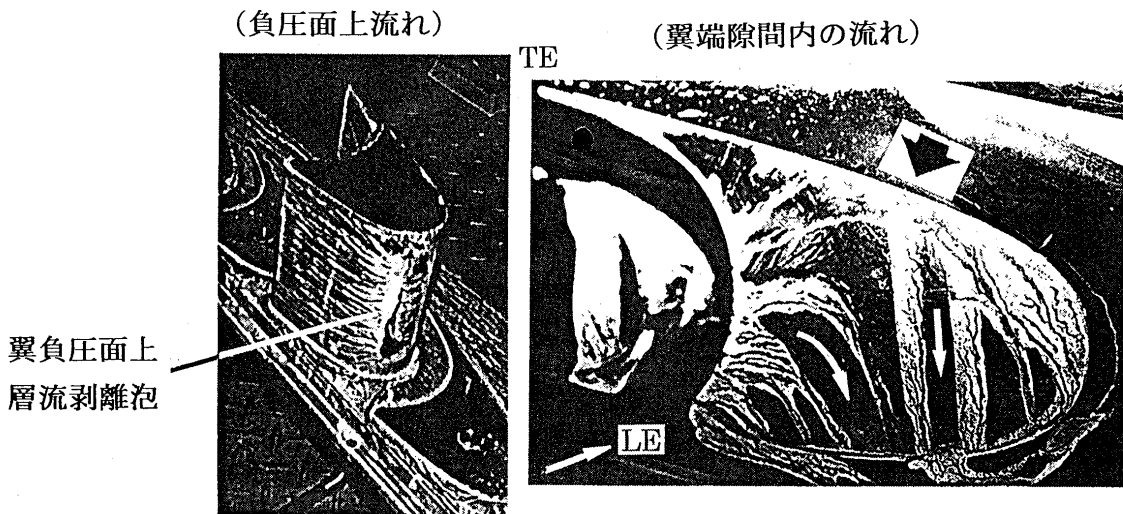


図5 直線翼列による可視化試験結果（第1次設計超高負荷翼）

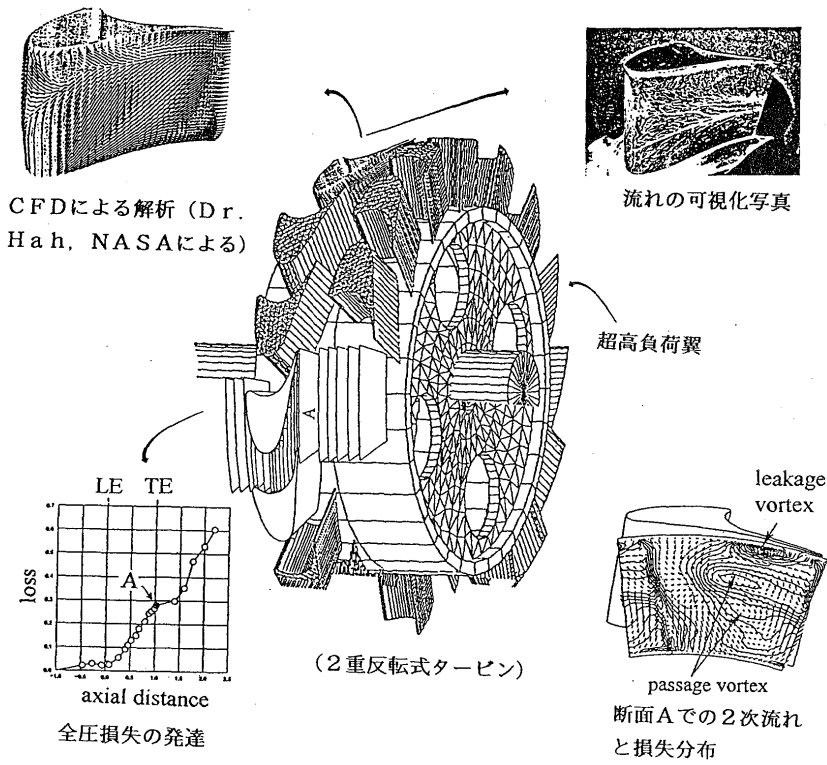


図6 円環翼列による試験結果1 (第1次設計超高負荷翼)

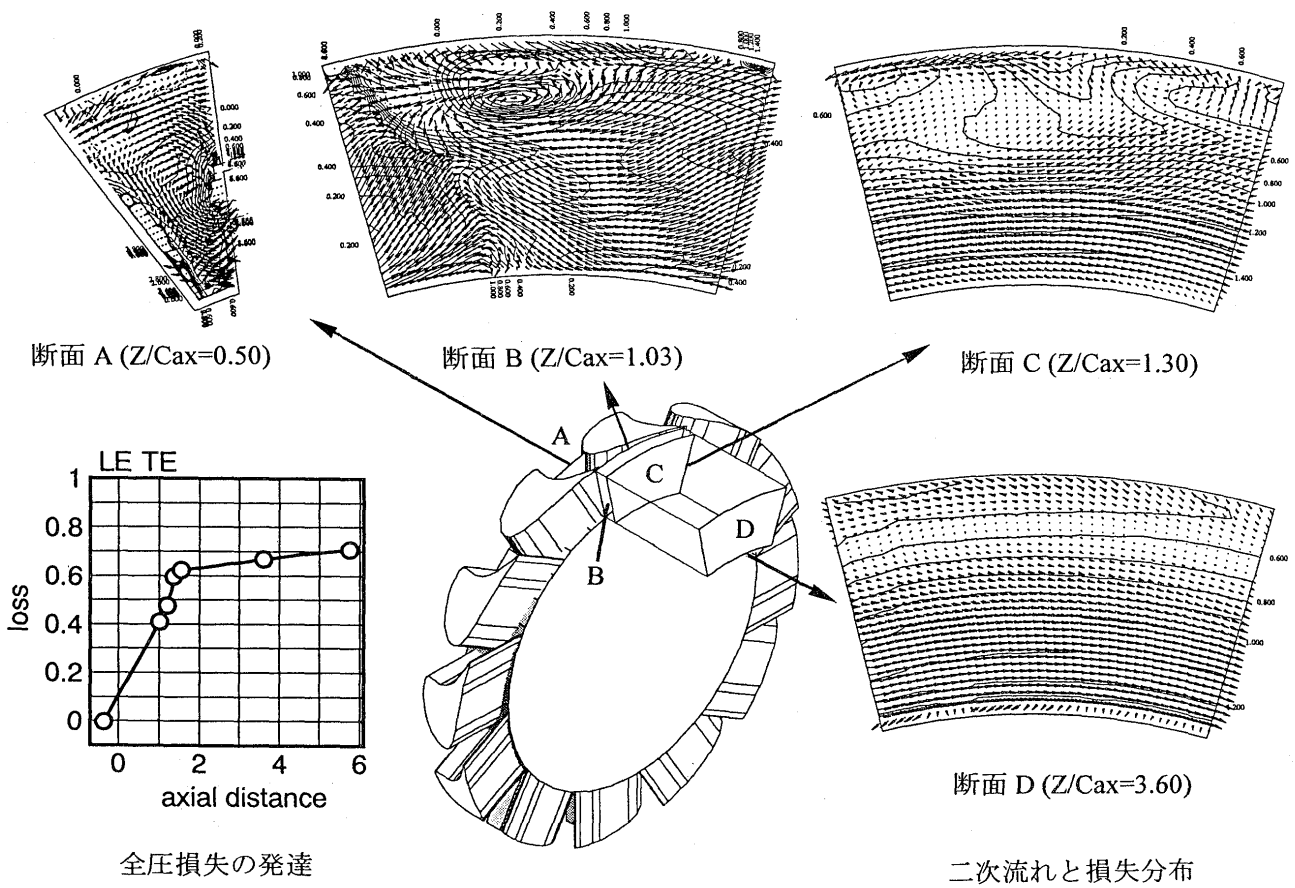


図7 円環翼列による試験結果2 (第2次設計超高負荷翼)

*山脇るり子 大北洋治 海野 大 児玉秀和 (石川島播磨重工業)

1 はじめに

ガスタービンエンジンでは一般に、回転するタービンディスクは高温にさらされやすいため、適切に冷却されなければ材料強度が劣化し寿命が損なわれる恐れがある。冷却2次空気は圧縮機より供給され、回転するキャビティ内を通過する場合がある。回転するキャビティ内での圧力降下は、冷却2次空気を送るシステムの中で大きな影響を持っており、これによってブリード位置やブリード空気温度が左右され、結果としてエンジン性能劣化の度合に大きく関係してくる。このためキャビティ内の圧力降下を減らすために、スワール除去ノズルやフィン付きディスクなど様々な方法が用いられている。

近年、回転するキャビティ内を通過する2次空気流れの研究が理論的および実験的に行なわれ、回転キャビティ内の流れの様子が解明されてきている。しかし、実際のエンジンのディスクまわりのような複雑な形状では、単純化されたモデルによる理論や実験では対応できない場合がある。

本研究では、回転キャビティ内の流れを一般的に取り扱うため数値解析を適用することを試みた。スワール除去ノズルが設置された回転キャビティ内を通過するラジアルインフローに3次元非圧縮性粘性解析を適用し、実験結果との比較により信頼性を確認した。次に、片側のディスクのみ回転する場合のラジアルインフローについて解析し、スワール除去ノズルの効果と流れの構造を調べた。さらに、回転するキャビティ内を通過するラジアルアウトフローにも応用し、その流れ場を把握したのでここに報告する。

2 流れ計算法

本研究では、3次元非圧縮性粘性解析コード⁽¹⁾を用いた。乱流モデルは、壁境界に壁法則を使った2方程式 k, ε モデルが用いられている。

記号

a	キャビティの内径	Re_ϕ	回転レイノルズ数 ($\rho \Omega b^2 / \mu$)
b	キャビティの外径	v_ϕ	周速
c	入口スワールフラクション	U	ノズルの周速
$C_{p,c}$	圧力係数	x	軸方向
C_w	流量係数 ($m / \mu b$)	λ_T	乱流パラメータ ($C_w / Re_\phi^{0.8}$)
d	スワール除去ノズルの直径	α	ノズルの周方向傾斜角
m	流量	θ	円周方向
N	ノズルの個数	Ω	角速度
q	ノズルの相対速度	ρ	密度
r	半径方向	μ	粘性係数

添字

1	ノズル入口	2	ノズル出口	b	キャビティ外径の半径位置	ref	参照する半径位置
---	-------	---	-------	---	--------------	-----	----------

3 回転キャビティ内流れ

回転キャビティ内流れは、一般的には図1のようになることが知られている。流れが外径側から半径方向に入るラジアルインフローでは、中心に近いところにソース域が形成され、ここでは流れが両側のディスクの境界層に向かってゆく。すべての流れが境界層に入ってしまうと、ディスク面にエクマンレイヤーと呼ばれる境界層と、半径方向への流れがないコア域ができる。流れが内径側から半径方向に入るラジアルアウトフローの場合においても、中心に近いところにソース域が形成され、それをすぎるとコア域が形成される。

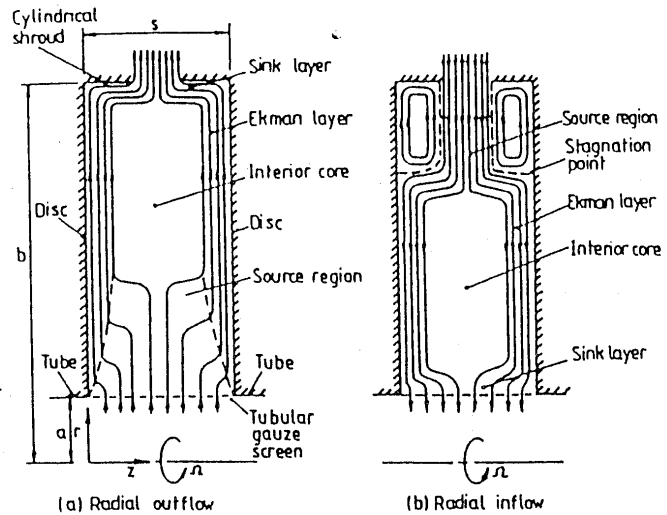


図1 回転キャビティ内流れ⁽²⁾

4 スワール除去ノズル

図2に Farthing 等⁽³⁾が実験で用いたスワール除去ノズルのある回転キャビティ形状を示す。ノズルは、図2に示すように、外径側から入る流れにディスクの回転と反対方向の周方向速度成分を与えるように傾けられる。そうすることにより、キャビティ内の圧力降下が抑制できることが知られている。

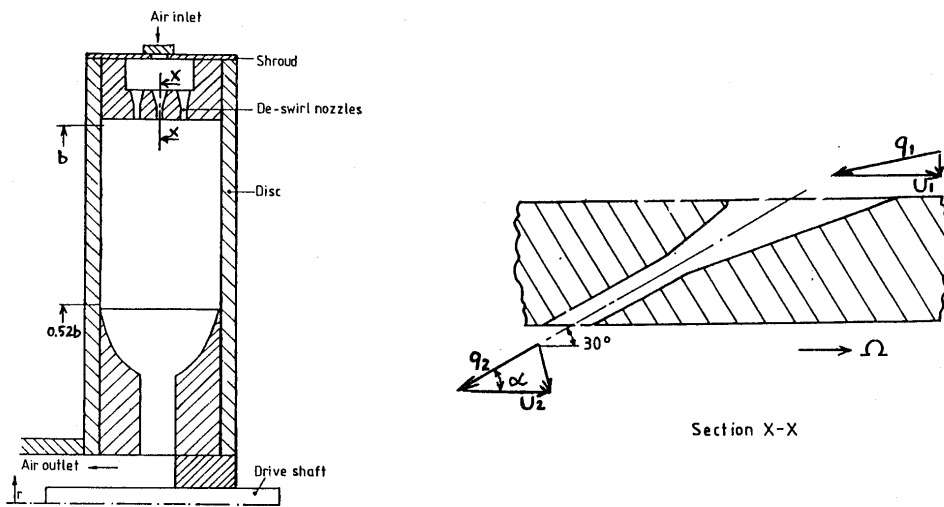


図2 スワール除去ノズルのある回転キャビティ形状

図3は、本コードを用いて上記の形状で解析を行った結果と Farthing 等による実験結果との比較を示している。ここで、図中の c および横軸 λ_T はそれぞれ、式(1)、(2)で与えられる無次元値である。 c は入口スワールフラクションと呼ばれ、ノズルからキャビティ内に入る流れの周方向成分がそこでの回転スワール速度をどれだけ減らしているかを表すパラメータである。また、縦軸 $C_{p,c}$ は式(3)で定義されるようにノズル出口面から任意の半径位置までの圧力降下を示している。なお、図3の $C_{p,c}$ はキャビティのほぼ外径位置 $r=b$ から $r=0.52b$ までの圧力降下を示している。

$$c = \frac{(\Omega b - q_2 \cos \alpha)}{\Omega b}, q_2 = \frac{4m}{\pi d^2 \rho N} \quad (1)$$

$$\lambda_T = \frac{C_w}{Re_\Phi^{0.8}}, C_w = \frac{m}{\mu b}, Re_\Phi = \frac{\Omega \rho b^2}{\mu} \quad (2)$$

$$C_{p,c} = \frac{(p_b - p_{ref})}{\frac{1}{2} \rho \Omega^2 b^2} \quad (3)$$

図3より、解析解は実験値によく一致しているのがわかり、本コードによる解析の信頼性が確認された。

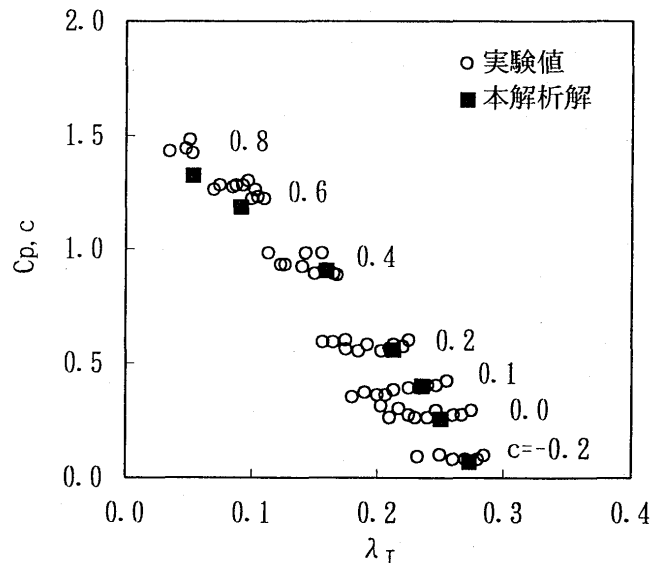


図3 ノズル出口から $r=0.52b$ までの圧力降下

5 片側が回転するディスクドラム内流れ解析

図4に示すように、タービンディスクを冷却するための空気が片側のみに回転ディスクを持った回転キャビティ内に供給されるものとして解析する。ここで、ドラムには円周方向等間隔に6ヶ所のノズルが設けられているものとする。

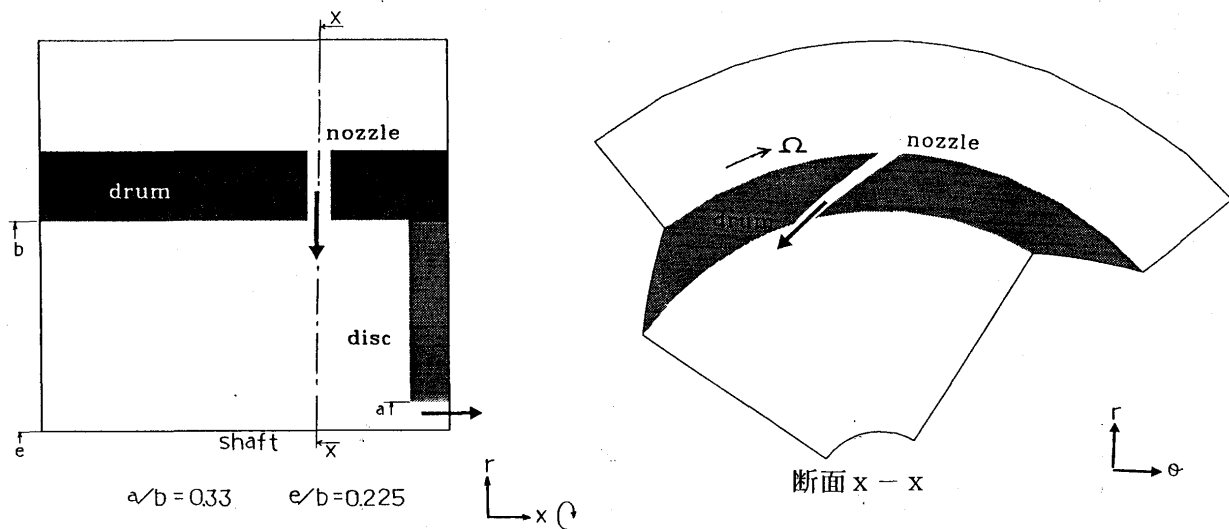


図4 タービンディスクドラム内流れ解析モデル

(1) 計算条件

表1に計算条件を示す。Case1~Case3は流量と角速度一定で傾斜角を変えた場合で、Case4~Case5は傾斜角一定で流量と角速度を変えた場合である。

(2) 解析結果

図5、6はCase1~Case3の傾斜角を変えた場合のノズル中心面における周方向平均周速の半径方向分布および、ディスク面での圧力降下の半径方向分布を示して

表1 計算条件

Case	α (deg)	c	λ_T
1	70	0.635	0.5
2	60	0.45	0.5
3	50	0.20	0.5
4	60	0.6	0.2
5	60	0.1	0.2

いる。なお、圧力降下分布は軸方向および周方向のどの面でもほとんど変化はなかった。

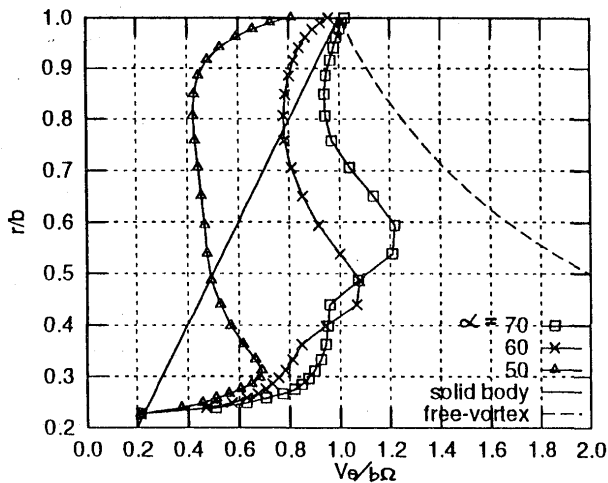


図5 半径方向周速分布

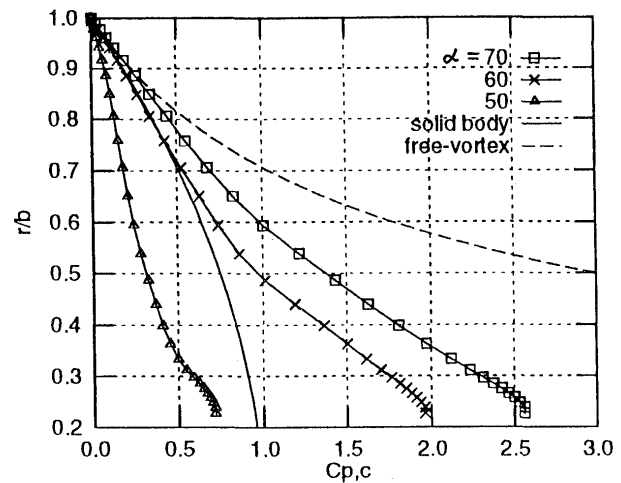


図6 半径方向圧力降下分布

図5からは、ドラムを通過した流れはある半径位置までは自由渦流のような振る舞いをして周速を増すが、ある周速に達すると徐々に速度を減らし、シャフトの近傍でシャフトに引きずられて急速に周速を減らしているのがわかる。また、 α が小さくなるほど自由渦流域が大きくなっているが、角運動量そのものは大幅に小さくなっている。図6からは、図5で示された周速分布の結果として、 α が小さくなるに連れシャフト面までの圧力降下が小さくなっており、 $\alpha \leq 50(\text{deg})$ では剛体流れのそれよりも小さくなっているのがわかる。

図7は、 λ_T における任意の半径位置までの圧力降下 $C_{p,c}$ を示す。図中の実験値は、先の4章で示した両側を回転ディスクに囲まれたキャビティについての Farthing 等の実験値であり、積分方程式解は Farthing 等⁽³⁾がその形態について積分境界層方程式を用いて数値的に求めた値である。 $\lambda_T=0.5$ の場合は実験値がないため、Farthing 等の解析値との比較を行っている。本解析では、 $\lambda_T=0.2$ は傾斜角固定、 $\lambda_T=0.5$ は傾斜角を変えたケースである。実験では $C_{p,c}$ が $r=0.52b$ で取られているため、本解析結果も同じ位置で評価している。なお、実験は傾斜角 α を固定し流量を変えることにより c を変えている。

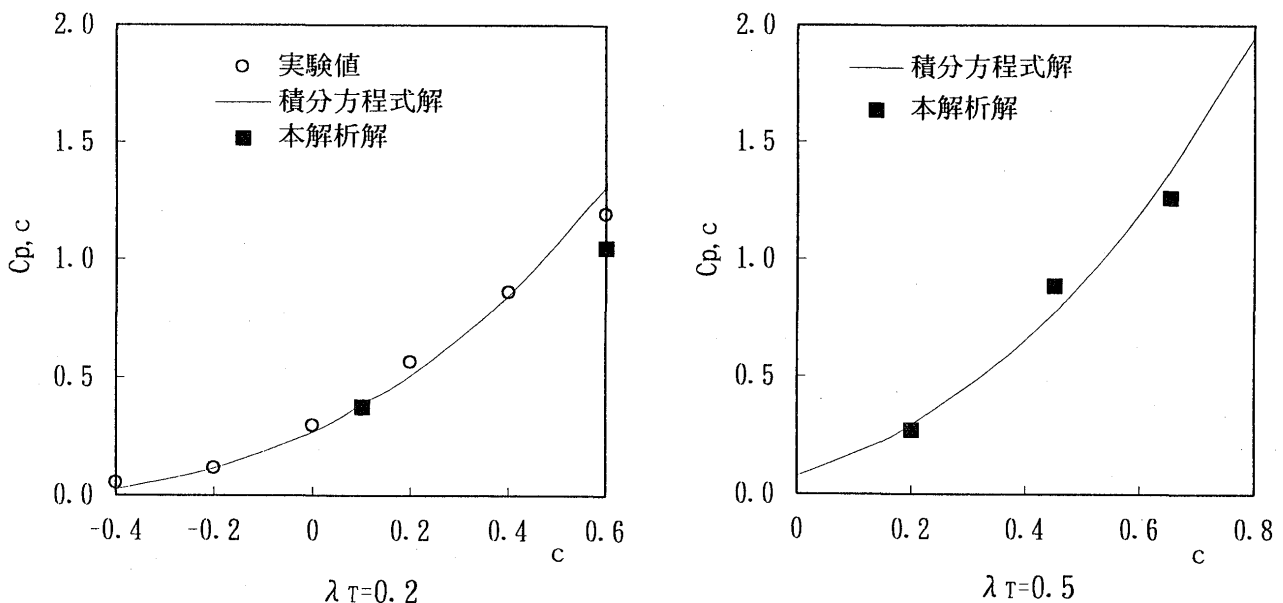


図7 ノズル出口から $r=0.52b$ までの圧力降下

図7より、 $\lambda_T=0.2$ の α を固定した場合は、実験値とよく一致しているのがわかる。また、 $\lambda_T=0.5$ の α を変えた場合も積分方程式解とよく合っている。

本解析と Farthing 等の実験との形態が異なるにもかかわらず、本解析解が Farthing 等の実験値や解析解とほぼ一致したということから、回転キャビティ内の圧力降下 $C_{p,c}$ を大きく支配するパラメータは c と λ_T の2つであり、形態の影響は小さいということが考えられる。さらに、実験では α を固定にしてあるが、本解析で α を変えた場合 ($\lambda_T=0.5$ のケース) でも Farthing 等の整理したグラフにほぼのっており、 α を変えた場合も式(1)の評価方法でデータが整理できることがわかった。

6 回転キャビティ内を通過するラジアルアウトフローの解析

ここでは、Pincombe⁽⁴⁾ が用いた実験形状で解析を行った。図8に示すように、両側をディスクに囲まれたキャビティの流れがシュラウドに設置されたスリットから流出していく。

(1) 計算条件

表2に計算条件を示す。

表2 計算条件

Case	λ_T
1	0.113
2	0.0367

(2) 結果

図9に速度ベクトルを示す。この図より、 $r=a$ で一様に入った流れは、 $\lambda_T=0.113$ では $r/b=0.5$ 付近まで、 $\lambda_T=0.0367$ では $r/b=0.3$ 付近までソース域を形成し、その後ディスクの境界層のみで流れるエクマンレイヤーを形成し中心部はコア域になっているのがわかる。また、エクマンレイヤーの境界層は $\lambda_T=0.0367$ の方が薄くなっている。

図10にスリットの中心面での半径方向周速分布を示す。図10からは、図9で確認されたソース域での周速は自由渦流れとほとんど重なっており、この領域では急速に周速を落としているのがわかる。そして、コア域に入ると徐々に周速を回復しているのがわかる。したがって、ソース域が大きい $\lambda_T=0.113$ の方が周速の回復が小さくなっている。また、本解析値は実験値とよく一致しているのもわかる。

図11は、半径方向での圧力上昇を示している。この図から、入口近くの自由渦流れ部分は圧力上昇にほとんど寄与せず、その後の周速の回復でわずかに上昇しているのがわかる。また、 $\lambda_T=0.113$ は $\lambda_T=0.0367$ に比べ周速の回復が小さい分圧力上昇も小さくなっている。両ケース共、入口から出口までの圧力上昇は剛体流のそれに比べ非常に小さい。

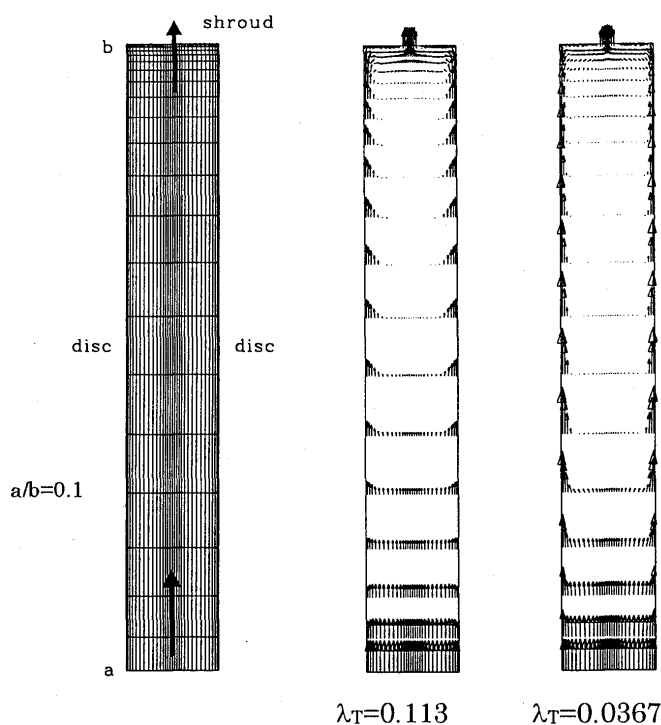


図8 形状モデル

図9 速度ベクトル

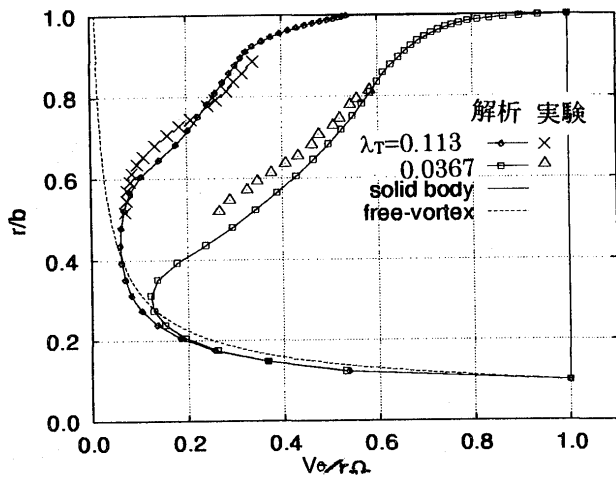


図10 半径方向周速分布

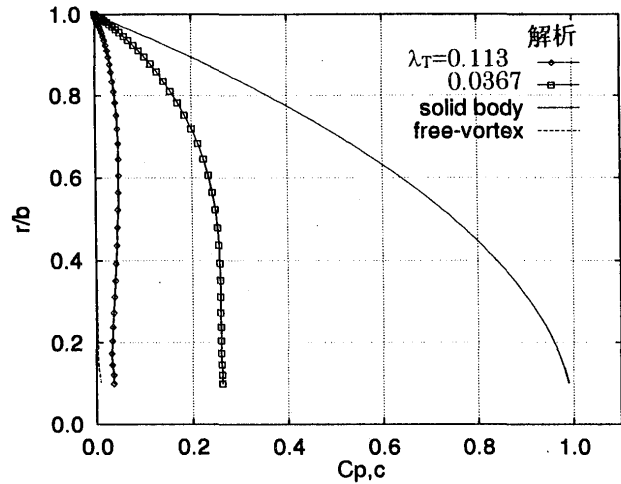


図11 半径方向圧力上昇分布

7 まとめ

(1) スワール除去ノズルを通過するラジアルインフローの回転キャビティ内流れに3次元非圧縮粘性解析を適用し、実験結果との比較により信頼性を確認した。

(2) 外径側ノズルから回転キャビティ内を通過するラジアルインフローについて2つの異なる形態を解析し、ほぼ同様な圧力降下が得られることがわかった。これにより、圧力降下は c と λ_T の2つのパラメータに大きく支配され、形態の影響は小さいものと考えられる。

(3) 回転キャビティ内を通過するラジアルアウトフローでは、圧力はわずかにしか回復せず、圧力上昇は剛体流に比べ非常に小さいということがわかった。また、圧力上昇の度合いは、 λ_T が大きいほど小さいことを確認した。

参考文献

- (1) 安藤安則、河合理文、増子章、藤森俊郎、藤秀美、宮前茂広 “三次元熱・流体数値解析コード：VEGA-3の開発” 石川島播磨技報 第29巻第2号 平成1年3月 pp.108-114
- (2) J. M. Owen, "Air-cooled gas-turbine discs: a review of recent research", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.9, No 4, December 1988
- (3) P. R. Farthing, J. W. Chew and J. M. Owen, "The Use of De-Swirl Nozzles to Reduce the Pressure Drop in a Rotating Cavity with a Radial Inflow", 1989, ASME Paper 89-GT-184.
- (4) J. R. Pincombe, "Velocity Measurements in the Mk II - Rotating Cavity Rig with a Radial Outflow", Report 81/TFMRC/21, School of Engineering & Applied Sciences, University of Sussex.

*狩野泰範 (宮崎大学大学院工学研究科)

西 亮 (宮崎大学工学部)

宮城弘守 (宮崎大学工学部)

1. まえがき

理想サイクルの一種であるエリクソンサイクルは熱交換機を用いることで原理的に高い効率が達成できる。しかるに一般に理想サイクルを実現するには、圧縮過程、膨張過程ともに等温過程が必要であり、この点が難点と考えられてきた。

水の落差を利用して気泡流を静圧で圧縮しようとする水力空気圧縮機 (Hydraulic Air Compressor) ⁽¹⁾⁻⁽³⁾ は、等温圧縮が可能な圧縮機としてエリクソンサイクル実現のために用いると、ガスタービンの断熱圧縮を等温圧縮に置き換えたことにより、高い効率が期待できる。この意味でガスタービンの改良として、これまでそのサイクルについて考えてきた。⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 特にタービン入り口温度が低くても高い効率が期待できる特徴を持っている。

水力空気圧縮機は可動部のない一種のエネルギー変換器で、垂直な直管部やその下部に設けられているディフューザ部などの性能はこれまでの多くの研究からある程度推定が可能である。⁽⁶⁾ よって直管部とディフューザ部の性能は計算によって求めた。そしてHACの性能は水流中に気泡を混入する気泡混入部分の性能に大きく依存しており、重要な研究対象である。この気泡混入部を2の方法により実験的に調べた。その結果を用いて、大型の装置の性能の推定を試みた。

2. HACの原理

図1にHACの概略図を示す。落差 h (駆動ヘッド) によって下降管に下向きの流速を与え、管入口に気泡混入部を設け、水流中に気泡を送り込む。気泡が混入すると、下降管中は気液混相下降流になる。流れの中の気泡は、下降管内を流下するにしたがって周囲の水に熱を奪われながら圧縮される。下降管下部の分離タンクで空気と水の層に分けられる。分離タンク内の空気は、ほぼ h' に相当する静水圧で圧縮され、管を通過して地上に導き出される。分離された水は上昇管を通過してダムの下方向に流れていく。ここで、トータルヘッド H は $H = h + h'$ である。HACは、これら

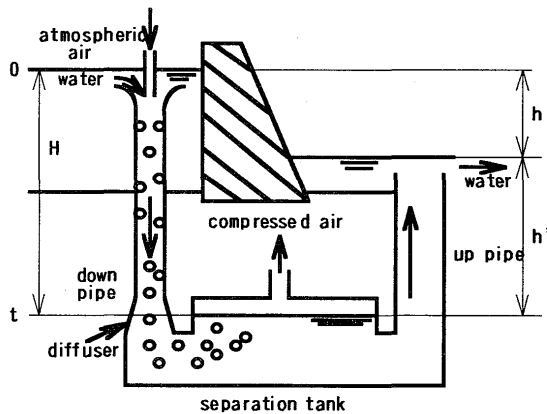


図1 HACの概略図

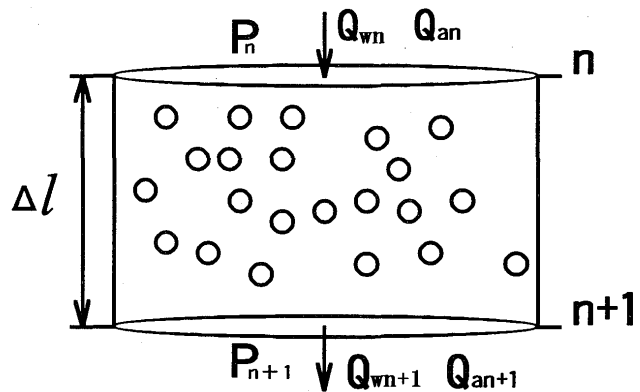


図2 直管部の微小区間

の動作を連続的に行うことで圧縮機として利用できる。またHACの効率は、落差に相当するエネルギーと等温圧縮仕事の比で表される。⁽⁵⁾

$$\eta_{nac} \doteq \frac{\text{等温圧縮仕事}}{\text{水の位置エネルギー}} \quad (1)$$

水の落差は等温圧縮仕事と後述の混相流の損失の和で表される。

3. HACの性能

HACの流れは水と空気の混合流であるため圧縮性流体として取り扱うことができ、その流れに対する一次元ベルヌーイの式は一般に以下のように表される。⁽⁵⁾

$$\frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho_w} + \frac{M_a}{M_w} RT \ln p + h_s = \text{const.} \quad (2)$$

左辺の第4項は等温圧縮仕事で、第5項は損失である。ここに、 v は混相流速、 g は重力加速度、 z は高さ、 p は圧力、 ρ は密度、 M は質量流量、 R は空気の気体定数、 T は圧縮空気温度、 h_s は損失、添え字 a 、 w はそれぞれ空気と水を表す。式(2)をHACの微小区間 Δl に当てはめると、次式が得られる(図2参照)。

$$\frac{v_n^2}{2} + g\Delta l + \frac{p_n}{\rho_w} + \frac{M_a}{M_w} RT \ln p_n = \frac{v_{n+1}^2}{2} + \frac{p_{n+1}}{\rho_w} + \frac{M_a}{M_w} RT \ln p_{n+1} + h_{s1} + h_{s2} \quad (3)$$

ここに h_{s1} 、 h_{s2} は直管部での損失でそれぞれ管摩擦損失と内部摩擦損失である。損失はそれぞれ以下のように与えられる。⁽⁵⁾

a) 管摩擦損失

$$h_{s1} = \lambda \frac{v^2 L}{2d} \quad (4)$$

ここで、 d は管径、 L は区間長、 λ は損失係数で混相流のレイノルズ数の関数で定義される。

b) 気泡の相対速度による内部摩擦損失

$$h_{s2} = C \frac{\alpha}{1-\alpha} gL \frac{U}{v} \quad (5)$$

ここに、 U は気泡上昇速度(0.25m/sec: 気泡直径が約5mmと仮定)、 C は実験から決定される補正係数で、 $C=1$ とした。 α は局所ボイド率で式(6)で与えられ、下降管断面での気体が占める面積割合であり、気泡の上昇速度を考慮したものである。また空気の体積流量比 β は式(7)で与えられる。ここで Q_w 、 Q_a はそれぞれ空気と水の体積流量、 A は下降管面積である。

$$\alpha = \frac{-(Q_w - AU + A\beta U) + \sqrt{(Q_w - AU + A\beta U)^2 + 4AU(1-\beta)Q_w\beta}}{2AU(1-\beta)} \quad (6)$$

$$\beta = \frac{Q_a}{Q_w + Q_a} \quad (7)$$

ボイド率 α 、質量流量比 β は、HACの性能を表す重要な値である。

c) ディフューザ損失

分離タンクへの吐出流速を減じ圧力回復のため、直管部下部にディフューザを設置する(図1参照)。気泡流のディフューザ部分での損失は、先の内部摩擦損失の他に管摩擦損失を含む流路の拡

大に伴う損失 h_{s3} が生じる。この損失はディフューザの入口、出口におけるベルヌーイの式より以下のように定義される。

$$h_{s3} = (1 - \eta_D) \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad (8)$$

ここで、 η_D は圧力回復効率で、損失係数 ξ 、ディフューザ入口、出口面積 A_1 、 A_2 より以下のように与えられる。

$$\eta_D = 1 - \xi \frac{1 - A_1/A_2}{1 + A_1/A_2}$$

式(3)の左辺は初期値となり、右辺の各変数、 v_{n+1} 、 h_{s1} 、 h_{s2} は圧力 p_{n+1} の関数であるので上式を満たす圧力を決定することで区間毎の管摩擦損失、内部摩擦損失、等温圧縮仕事を求めた。この結果を全区間にわたり数値積分することにより HAC の効率を求めた。

4. 下降管の性能の推定

下降管の性能の推定は上記の方法で可能なので、一例として規模の異なる HAC の下降管での流速と効率の関係、および損失を求めた。管径 0.15m (実験装置規模)、下降管長さ 50m の直管と管径 1.5m、下降管長さ 100m の直管 (過去の大型 HAC の例) を体積流量比が共に 45% の混相流として流れていると仮定して入口流速を変化させ、直管部のみの効率を調べた。図 3 (a)、(b) は各々管径 0.15 m と 1.5m における流速と管摩擦損失、内部摩擦損失、およびその和と下降管の効率曲線を表す。図より低い流速では内部摩擦損失が、高い流速では管摩擦損失が大きいことが分かる。また、内部摩擦損失、管摩擦損失がほぼ等しくなる流速でその和が最小となり、その点で最高効率を得られる。その効率は管径 0.15m、および 1.5m でそれぞれ入口流速 3 m/sec、7 m/sec に対して約 78% と 92% となり、小型の HAC は大型のものより低い値になる。

また大型 HAC の例で直管部 100m のうちディフューザ区間を 6 m 設け、面積倍率を 2.27 とした場合 (入口流速 7 m、管径 1.5m) の効率を図 3 b) の□印で示した。ディフューザの効果で圧力回復が生じるが、流速低下により内部摩擦損失が増加するため効率上昇はそれほど大きな値とはならない。

5. 気泡混入部の性能

上記のように下降管での性能推定は可能であるが、気泡混入部での性能は流れが複雑で推定が困難であるため本研究では、気泡混入部として 2 つの装置を製作し、実験的に性能解析を行った。

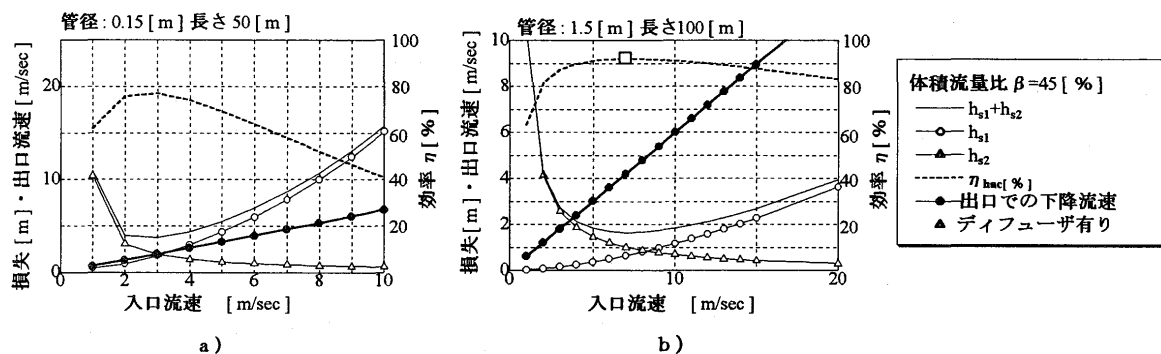


図 3 下降管における流速と損失の関係

a) 自然吸気タイプ

後述する過去に製作された大型HACの気泡混入部の概略を図4 a) に示す。この原理はコーン形の吸気管と下降管入口間の水流によって負圧を作り気泡を注入するものである。空気層のためチャーン流のような乱れた流れとなりその中を水流が落下し図中の水面1で気泡が作られる。当実験室でこれと同形の気泡混入部を製作したが、大型HACのような高い体積流量比は実現できなかった。そこで自然吸気の気泡混入装置(図4 b) 参照)を製作した。多孔板に吸気管を設け、混合部に負圧を作ることで図a)と同様に気泡を注入する。大型HACの性能を解析するために装置b)の実験を試みた。また水面1以降の下降管において気泡流となるので図の区間0-1(区間長 z_{0-1})を気泡混入部とした。0-1区間をベルヌーイの式で表すと式(2)より以下のようなになる。ここに h_{i0-1} は0-1区間の気泡混入部損失である。

$$gz_{0-1} = \frac{v_1^2}{2g} + h_{i0-1} \quad (9)$$

この実験で得られた体積流量比は過去の大型HACに比べ低い値であった。

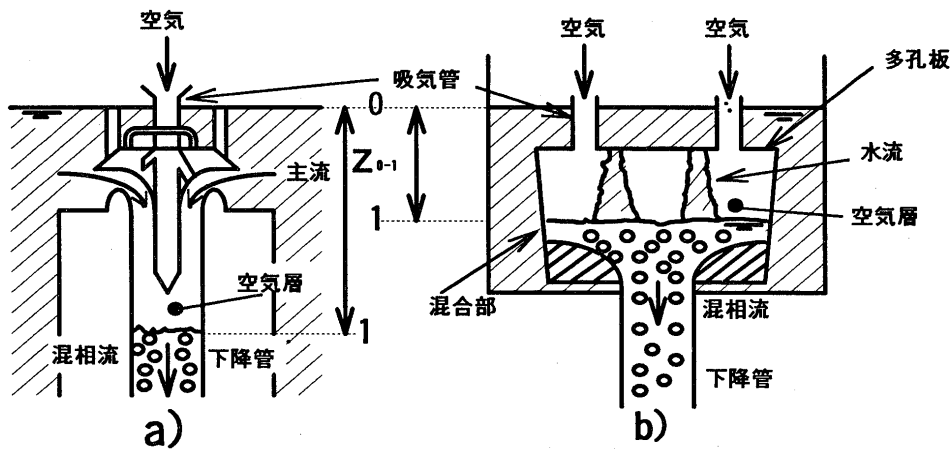


図4 気泡混入部に自然吸気を用いた実験装置の概略

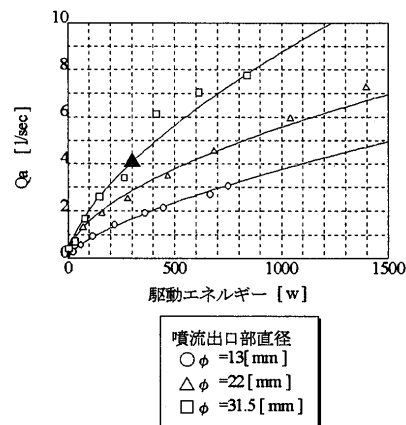
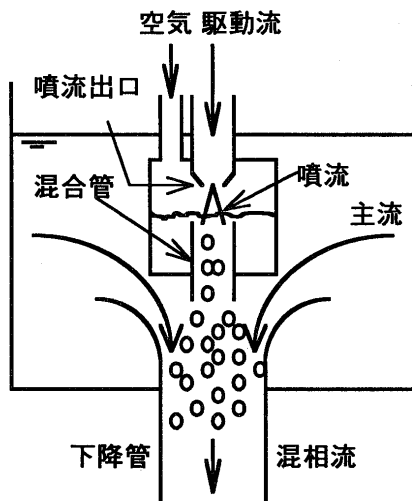


図5 気泡混入部にエジェクタを用いた実験装置の概略 図6 エジェクタ駆動エネルギーと空気流量

b) エジェクタを用いた実験

エジェクタを用いた実験装置の概略を図5に示す。駆動流としてポンプを用いて噴流を発生させ、混合管内で攪拌して気泡流をつくる。混合管から気泡流を下降管入口に吹き込むため下降管内の流れが安定する。しかしこの方法では駆動流が必要で、そのエネルギーを外部から与える必要がある。実験は噴流出口部の面積を変え、その時の駆動流の動力と空気流量の特性を調べた。その結果を図6に示す。この図は1個のエジェクタの駆動エネルギーに対する空気流量を表している。また、エジェクタを空気混入装置として利用したときのHACの効率は、式(4)の分母にエジェクタ動力 E_{ej} を加えたものである。

6. 気泡混入方式の違いによるHACの性能

文献(1)に自然吸気タイプ(図4a))を使用した大型HACのデータが記されている⁽¹⁾。このデータは、1906年にミシガン州に建設されたものであり、実験的に計測された全体性能が知られているが損失の詳細は不明である(表1参照)。そこで大型HACの各損失を分類して推定する。大型HACの気泡混入部において自然吸気タイプの実験と同様に空気層があると考え、図4の気泡混入部区間 z_{0-1} を変化させ気泡混入部損失を算出し、水面1以下の下降管での損失を前述の式(3)を用いることで圧縮空気圧を決定しその計算値と過去のデータの圧縮空気圧に一致するように計算した。その結果を図7に示す。①は表1から得られる全体性能で駆動ヘッド $h=21.5\text{m}$ のうちの等温圧縮仕事に約16.5m使われ損失ヘッドは約5mであることを示している。また図②は①の損失ヘッドを自然吸気タイプの気泡混入方式を仮定して管摩擦損失、内部摩擦損失、および気泡混入部損失に分類したものである。損失の大部分は気泡混入部損失(3.68m)であることが示されている。

次に、本研究で製作したエジェクタを気泡混入部として使用したHACで上述の大型HACと同空気量、同圧縮比の大型HACを想定し、各損失を算出した。ここで、噴流による昇圧は起こらないとし、気泡混入時の気泡の分散のために起こる損失は他の損失に比べ小さいものとした。エジェクタの空気量と駆動エネルギーは図5の噴流出口直径31.5mmの性能曲線上の点▲を用いた。図7の③にその結果を示す。

表1 大型HACの性能

直管直径	$D=1.5 [m]$
トータルヘッド	$H=102.3 [m]$
圧力ヘッド	$h'=80.8 [m]$
駆動ヘッド	$h=21.5 [m]$
水の質量流量	$M_w=6119 [kg/sec]$
水の温度	$T_w=283 [K]$
空気の質量流量	$M_a=5.43 [kg/sec]$
圧縮空気圧	$P_a=882.6 [kPa]$
圧縮空気温度(仮定)	$T_a=288 [K]$
HACの効率	$\eta_{hac}=76.7 [%]$

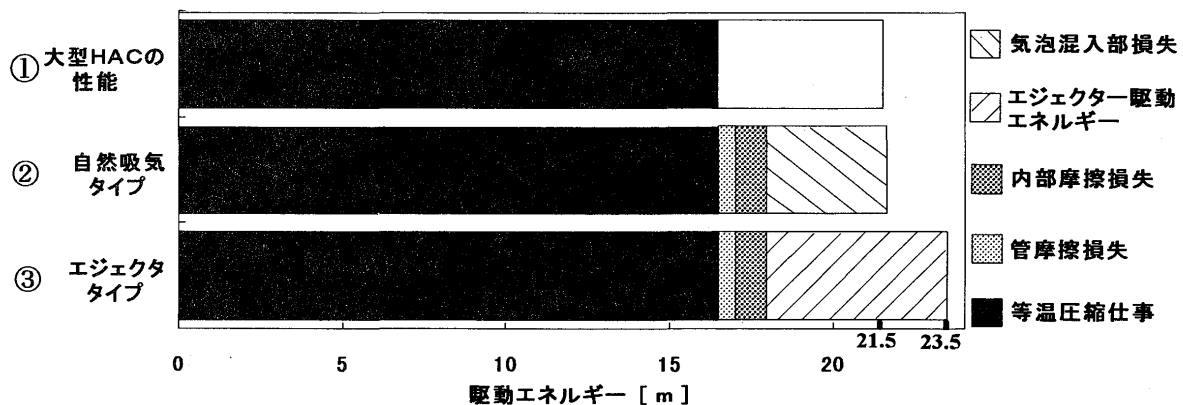


図7 大型HACの損失の内訳

自然吸気タイプのものとは比べ、エジェクタ駆動エネルギー(5.54m)が必要なため駆動ヘッドが23.5mに増加することになる。よって効率は約70%と無動力タイプである自然吸気タイプと比べ低い値となった。各損失は自然吸気タイプと同様の傾向を示す。また今回使用したエジェクタのデータは、本研究室で製作したものであり、より小さい駆動エネルギーで大量の空気の得られるエジェクタを使用できれば高い効率が期待できる。

以上のことから気泡混入部の性能がHACの性能に大きく関与しており、気泡混入部の性能向上がHACの性能向上につながる事が明らかになった。

7. まとめ

本研究では水力空気圧縮機(HAC)の性能を計算する簡単な式を導きこれを用いて下降管での圧縮過程を解析した。さらに空気混入装置としてエジェクタタイプ、自然吸気タイプの2つを製作し、空気混入装置の性能解析を試みた。その結果以下のことが明らかになった。

- 1)HACで高効率を得るためには、高い体積流量比と管径に最適な混相流速が必要である。
- 2)空気混入装置としてエジェクタタイプは大きな動力が必要であるが任意の空気量や体積流量比を広く変化させることができる。それに対し、自然吸気は無動力であるが低い体積流量比しか実現できなかった。この原因は管径の違いによるものと考えられる。
- 3)HACの損失は主に気泡混入部で生じていることが示された。したがって、この部分の改善によって性能の改善が期待できる。

参考文献

- (1) Schulze, L.E., Hydraulic Air Compressors, U. S. Dept. of the Interior, Inform. Circular, 7863(1952), 1.
- (2) Rice, W., Performance of Hydraulic Air Compressors, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 98-4 (1976), 645.
- (3) 西・宮城・増田・松田, 水力空気圧縮機の研究(第1報 実験的研究), 機論, 59-588, B (1993), 125.
- (4) 西, 等温圧縮過程を利用した高効率ガスタービンの応用, ガスタービン秋期講演会講演論文集(1992), 197.
- (5) 西, 水力空気圧縮機の水力発電への応用, 機講論(動力・エネルギー技術の最前線'92), No.920-93(1992), 137.
- (6) 高山, 水力空気圧縮機(HAC)の研究, 宮崎大学院 工学研究科 修士論文

*野角 忠司、伊藤健太郎、船橋俊一、斎藤正泰（石川島播磨重工業）

1. 緒言

ガスタービンや過給機等に用いられる遠心圧縮機は、高圧力比化・高効率化が益々強く要求される一方で、様々な用途に対応しうる作動範囲の拡大に関する要求も留まるところを知らない。また、小型化・低コスト化のため、圧縮機の仕様は高速化の傾向にあり、従来に比べて高比速度領域での高性能化が必要となってきている。高圧力比高比速度の圧縮機インペラにおいては、インデューサチップ周速の高速化により入口相対マッハ数が高くなり、旋回失速によるサージ発生が早期に起こりやすく、またシュラウド側での剥離が後流へ大きく波及しインペラ出口流れは歪んだ流れとなる。この際、インペラ後流部に位置するディフューザ部の流れは複雑となるため、効率と作動域を両立するディフューザの設計手法については未だ十分に解明されていない点も多い。

このような背景の中で、羽根付きディフューザを用いた遠心圧縮機において高効率と広作動域の確保を両立させることを目的に、設計圧力比4の圧縮機について、作動域においてより高性能が得られる翼型タイプのディフューザを従来より使用例の多いチャンネルディフューザと比較検討し、研究を実施した。

2 供試体形状および実験装置

2-1 供試インペラ

本遠心圧縮機は、周速マッハ数約1.46において圧力比4、比速度0.16を仕様としている。インペラの強度評価に基づく周速と高効率・広作動域確保の観点からインペラのバックワード角は30度とし、羽根枚数は16枚でsplitter形式とした。本インペラは、高圧力比を得るためインペラ出口の絶対マッハ数が1に近い領域に達し、高比速度仕様のためインペラ入口の相対マッハ数は1.2を越える遷音速インペラとなる。このため、インペラの翼形状は、入口近傍での急減速を避け、滑らかな減速パターンとなるよう流れ解析を繰り返し実施し翼形状を選定した。インデューサからスプリッターリーディングエッジにかけてマッハ数が高く、スプリッターの前縁位置はインペラの作動範囲・単体効率に大きな影響を及ぼす。このため、スプリッターの位置を変えた解析および性能試験により適正な位置を設定した。選定したインペラの流れ解析結果の一例を図1に示す。図に示

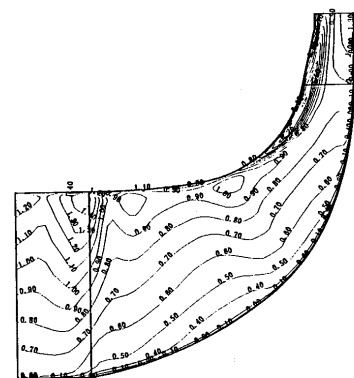
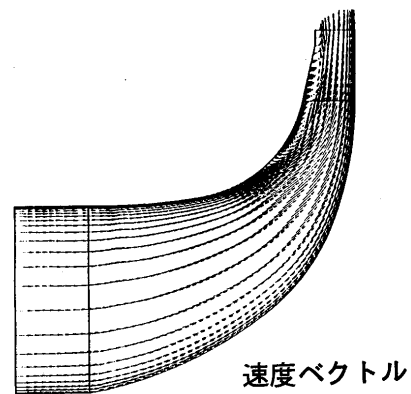


図-1 インペラ 3次元流れ解析例

す解析に用いたコードは3次元粘性流れ解析 Dawesコードである。速度ベクトルおよび等マッハ数分布では、スプリッターリーディングエッジ近傍に高マッハ領域があり、出口シュラウド側では流れの剥離が顕著に現れている。

これらの検討で得た供試インペラは、高比強度のチタン材を用い5軸NCマシンの削りだし加工し、実験に供した。

2-2 ディフューザ

高圧力比圧縮機に用いられるディフューザは従来よりその高効率特性の利点から主としてチャンネル型のディフューザを使用してきたが、近年の作動範囲拡大の要求が強まる中で、特に中低速域での作動範囲の点で大きな利点を持つ翼型ディフューザの適用例が増えている。翼型の場合チャンネル型と比べて比較的前縁半径が大きく取れることや通路平均羽根角度の変化が緩やかにデザインできるため、迎え角が大きくなった場合でも負圧面での剥離を小さくすることができる利点を持つ。またソリディティを小さくすることによりスロート位置を翼後縁側に設定すればチョーク側の流量特性も含めて広い作動範囲を確保できる。しかしながら、これら作動範囲の拡大を図る設計パラメータはいずれも摩擦損失や衝突損失等の増大を招き、設計点近傍での効率が低下する。ディフューザの性能予測や3次元流れ解析による内部流れの研究は幾つか行われているが、インペラ出口流れの複雑さが性能推定を困難としている。そこで、各種の供試ディフューザについてインペラとの組合せ試験により、効率と作動範囲を両立する形状を調べた。表-1に供試ディフューザの一例を示す。翼型ディフューザの基本翼型として、円弧翼(C型)とNACA65型(N型)の2種類のタイプについて試験を行った。両者ではC型の方が全体的に翼厚が大きく特に後縁側の翼厚が大きくなる特色を持つ。

図-2にディフューザ部計測位置および記号の説明を記した。

一般に設計流量を確保するためのディフューザスロート面積には制約があり、また高効率を得る上で設計点での迎え角にも適正範囲がある。そこで翼型ディフューザについて、入口角度および総スロート面積をほぼ一定とし出口角度を変えた図-3に示す3種類についてその性能を比較した。

また、インペラ単体の特性を把握するためベーンレスディフューザを組み合わせた試験も実施し

表-1 供試ディフューザ

名称	形式	α_{3v} (deg)	Zd	Ath*	AR	α_{4v} (deg)
VD-1	チャンネル	74	11	1.00	1.77	42
CAF-1	翼型	70	11	0.92	1.08	69
NAF-1	翼型	70	11	0.94	1.08	69
NAF-2	翼型	70	17	0.91	1.22	62
NAF-3	翼型	70	21	0.92	1.76	52

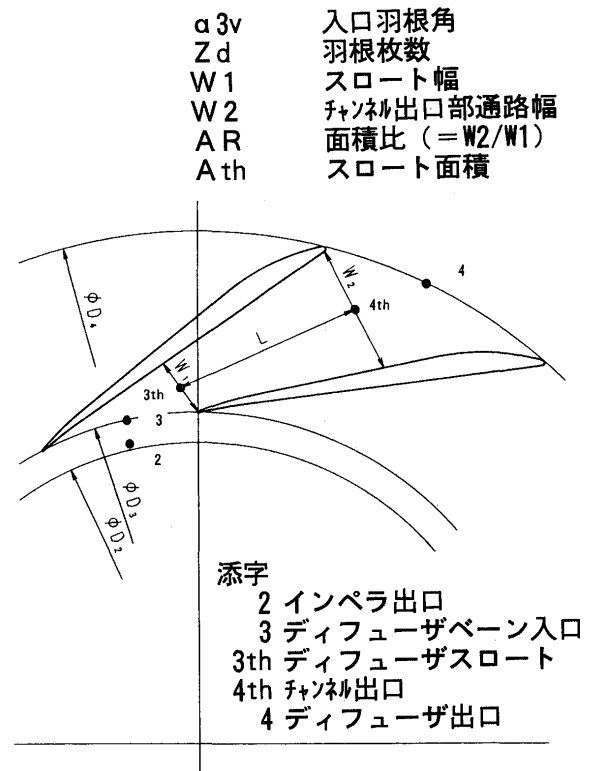


図-2 ディフューザ部計測位置及び記号の説明

た。本実験ではベーンレスディフューザも含めてディフューザの羽根高さはインペラ出口幅と同一としディフューザ絞り効果の影響は排除した。

2-3 試験装置

試験装置は圧縮機駆動部分としてラジアルタービンを持ち、別置空気源からの高圧空気により駆動する形式である。圧縮機全体性能は吸込配管部及びディフューザ出口部の全圧・温度により算出した。全圧・温度は各々周方向に4~8点計測し平均値により性能評価した。ディフューザの後流部はコレクターを介し吐出配管に導かれ、吐出管直管部に設けたオリフィスにより流量を計測した。

3 実験結果および考察

3-1 インペラ性能

供試インペラにベーンレスディフューザを組合せインペラ単体性能を調べた。図-4にインペラ出口での性能を示す。インペラ出口の全圧については、ブロックageを6%と仮定し壁面静圧と流量から算出した。Mu2=1.46における最高効率率は約89%である。チョーク流量は設計流量に対して約12%の余裕を持っている。図-4には参考値として、Dawesコードの解析結果を重ねて示した。解析結果は効率・圧力比ともに低めであるがその比は小さく、計測結果と比較的良好一致を示す。なお図に示した解析結果のサージ点よりも小流量側の境界条件では安定した収束解が得られず、サージ点での解析結果もシュラウド側で大きな剥離が見られている。また実験時におけるサージ点ではインペラ出口静圧の圧力変動は明らかに大きくなりしかも乱れた波形となっており、この流量域ではインペラの巡回失速が発生していると考えられる。各実験点での計測データを基に一次元解析により整理したインペラ入口シュラウド相対マッハ数と迎え角およびインペラ入口・出口の流れ角を図-5に示す。サージ点におけるインペラ出口流れ角は約70度である。また設計回転数でのサージ点での迎え角は6度である。

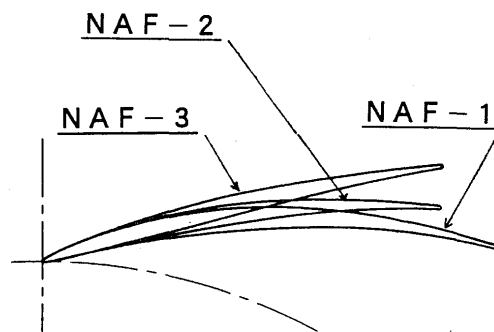


図-3 供試翼型ディフューザ例

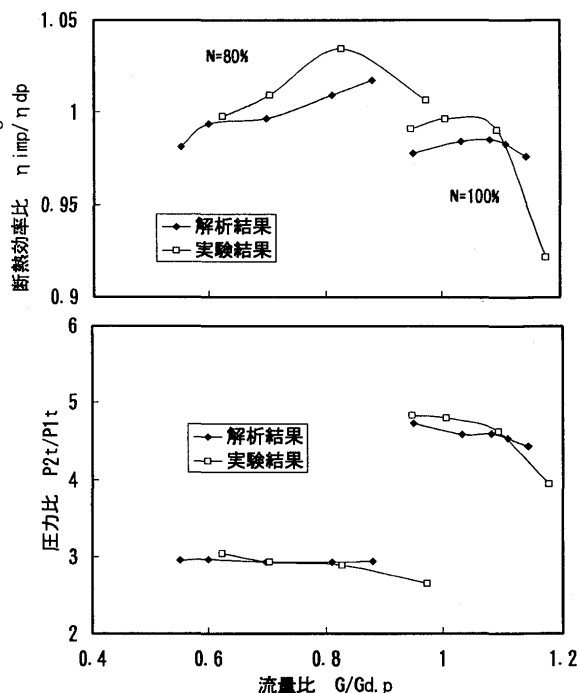


図-4 インペラ単体性能

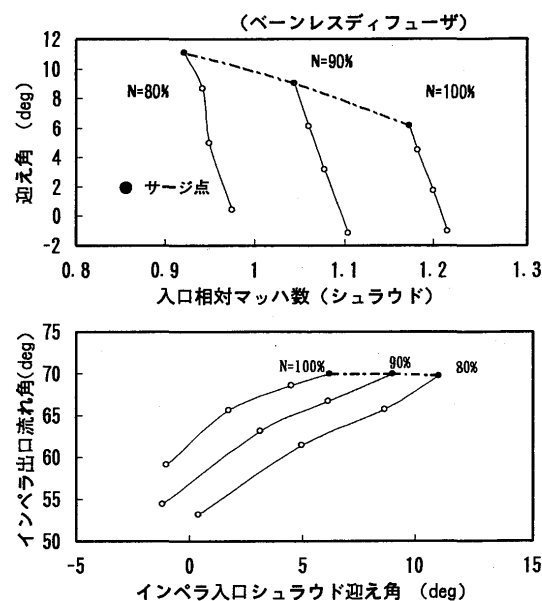


図-5 インペラ入口・出口状態量

3-2 チャンネルディフューザと翼型ディフューザの性能比較

従来から使用例の多いチャンネル型の代表例として効率と作動域の両面で最も高性能であったVD-1に対してと翼型の中で低速から最高回転数まで最も作動範囲が広いCAF-1の性能を比較した。圧縮機全体の圧力比と効率を図-6に示す。チョーク流量を比較するとほぼ等しく、ベーンレスディフューザの試験結果との比較から、両社とも各回転数においてディフューザでチョークしている。70%以上の回転数ではサージ点は翼型の方が10~20%小流量側となっている。ベーンレスディフューザでのサージ点より小流量側ではインペラは失速状態にあると思われるがディフューザによりサージマージンを大きく拡大できることを確認した。ただしこの領域では流量の減少とともに圧力比は低下する傾向にあり、弱サージ発生領域と考えられる。図-7にディフューザの各部での圧力回復係数を示した。ディフューザ部全体での圧力回復係数はほぼ同レベルだがスロートまでの圧力回復を比較すると翼形の方が大きく全体の70%近くまでスロートまでで圧力上昇している。一方、チャンネル形ではスロートまでの圧力回復係数は最大0.3程度で翼間通路部での圧力回復が支配的である。翼型ディフューザについてインデューサとディフューザの迎え角特性を図-8に示す。最高効率点におけるディフューザ迎え角は0度付近で一定であり、弱サージ点もディフューザインシデンスに強い相関性が見られる。インデューサでの迎え角は約20度近くあっても作動している。

一方、効率に関してはチャンネル型が各回転数で約2%上回っている。これはディフューザ入口~出口の平均通路長さの違いによる摩擦損失の影響と考えられる。そこで、翼型ディフューザの出口角度すなわち有効通路長さを変化させた場合の特性を比較してみた。

3-3 翼型ディフューザ出口角度の影響

図に示す3種類のディフューザについて実験結果を比較した。図-10に流量~圧力比特性を示す。出口角度を小さくし流れを立てていくに従って全圧損失が減少するが、サージ特性は悪化する。流れ角を下流側に向かって立たせることにより有効通路長さが短くなり効率は向上し、一方で翼のサクションサイドでの流れの剥離が大きくなりサージマージンが減少することに起因すると考えられる。この傾向は、チャンネル形と翼形では更に

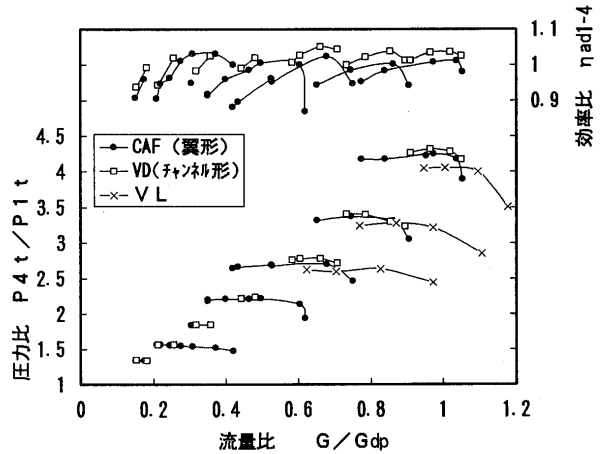


図-6 圧縮機全体性能一例

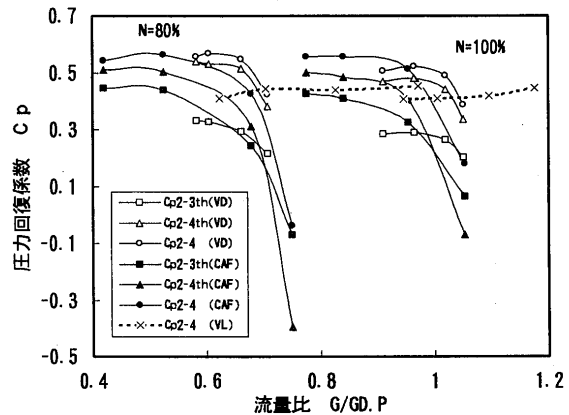


図-7 ディフューザ圧力回復

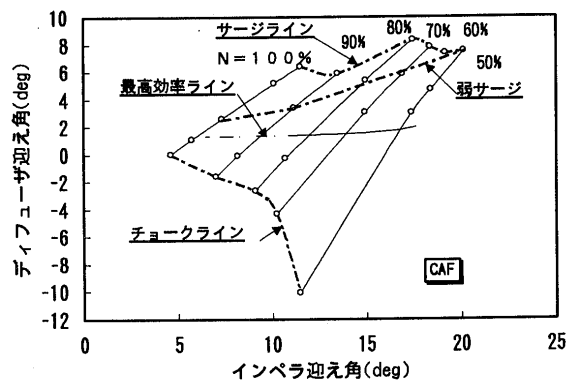


図-8 CAFディフューザの迎え角

極端になるため、両者で大きな特性の差ができる。したがって、このパラメータを適切にとることにより同一スロート面積でも、すなわちスロートまでの圧力回復が同程度で、チョーク流量が同程度のディフューザについてサージ特性と効率の最適化を図ることが可能である。

3-4 ディフューザ部の流れ解析

ディフューザ内部の流れをより詳細に調べるため各種流れの可視化手法に加えて3次元流れ解析による研究が進んでおり本ディフューザについても数値解析を実施した。解析コードはインペラ同様Dawesコードである。図-11にその一例を示す。ディフューザについては入口境界条件が本来複雑な分布と非定常性を持つため、実験結果との比較では十分な解析精度が得られてないが、ここでは定常状態・周期境界条件下でインペラ同様 DAWES コードで解析した結果の一例を示した。静圧回復係数について実験で計測した結果と比較した。定量的には差が大きいがチョーク側からサージ側にかけて圧力回復パターンが変化する傾向が把握できる。

4 結言

(1) 圧力比4級の高比速度遠心圧縮機のディフューザとして、翼型ディフューザを適用することにより、チャンネル型ディフューザと比較して、中低速から設計回転数までサージマージンを10から20%程度拡大することができた。しかし、この時設計点近傍での効率低下は約2%であった。
 (2) 迎え角とスロート面積を等価とした翼型ディフューザでは、出口角度が大きくなるほどサージマージンは大きくなり、圧力比・効率は低下する傾向を示し、翼出口角度を小さく抑えることによりチャンネル型に近い効率を達成した。

参考文献

- 1) W. N. Dawes : Development of a 3D Navier Stokes Solver for Application to all Types of Turbomachinery , ASME 88-GT-70

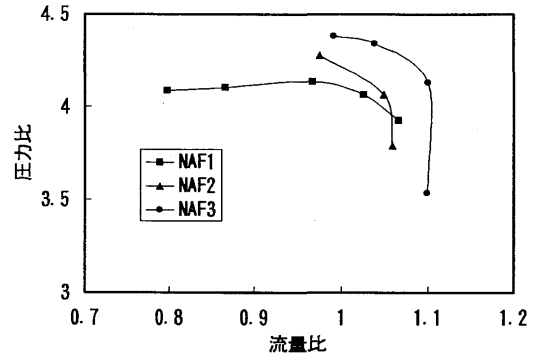


図-9 ディフューザ出口角の影響

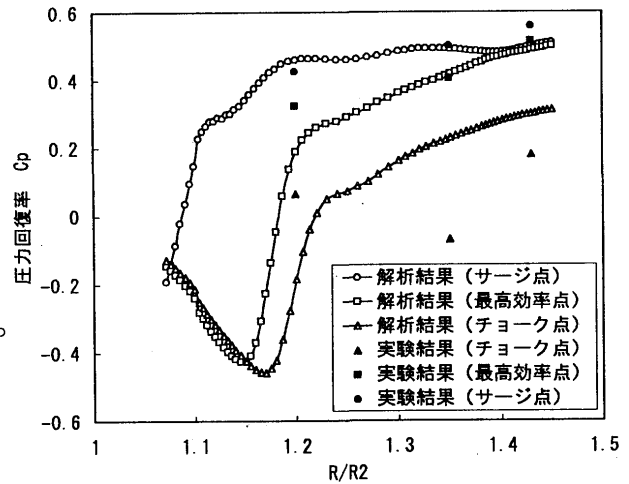
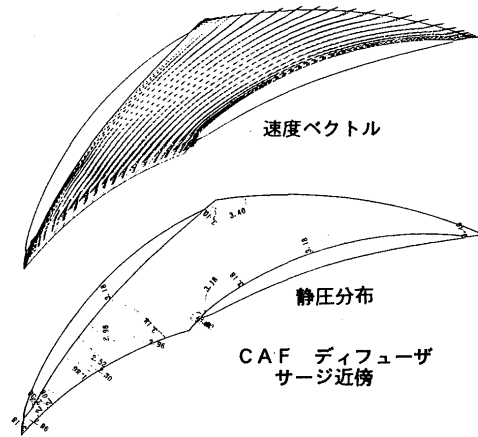


図-10 ディフューザ数値解析例

内流れの数値解析

* 岩切雄二

永岡真

内田博 (豊田中央研究所)

1. まえがき

ターボチャージャ用コンプレッサは使用される流量範囲が非常に広く、小型のものはディフューザがベーンレスタイプであるため、インペラを出た空気の流れは作動条件により大きく異なり、スクロール内流れは大きく変化する。これはコンプレッサの作動条件によりスクロール壁面静圧が周方向に大きな分布を持つことから明らかである。この静圧の分布はスクロールのみではなくディフューザを含む広い範囲に及んでおり、サージングやインペラ効率にも影響を及ぼしていると考えられる。しかしながら、スクロールに関する研究は送風機用のもの^{(1),(2)}がほとんどでターボチャージャ用のものは少ない⁽³⁾。最近タービンスクロール内流れの数値解析が行われているが⁽⁴⁾、筆者の知る限りコンプレッサスクロール内流れの数値解析の報告は無い。本研究では小型、高性能コンプレッサスクロールの設計指針を得ることを目的としており、ここではその第一段階として作動条件の違いによるスクロール内の圧力および速度分布の違いを把握するために数値解析を実施した結果を実験と比較して報告する。

2. 数値解析

2.1 解析手法

計算は3種の異なる運転条件に対して粘性流と非粘性流の両方で数値解析を行った。基礎式は非粘性流の計算では圧縮性オイラー方程式、粘性流ではNS方程式である。乱流モデルには標準k- ϵ モデルを用いた。解析ソフトには内製の3次元圧縮流れ解析プログラムを使用した。格子系は四面体の非構造格子、離散化法はCell-Vertex有限体積法、解法はMUSCL法、Roeの風上スキームと前処理付勾配法を用いた陰解法である⁽⁵⁾。

2.2 境界条件

境界条件を表2に示す。

境界条件は流入境界で静圧、速度、流入角を与え、流出境界は静圧を与えた。静圧には実験で得られた計測値を用い、マッハ数などその他の必要な量は断熱一次元流などの仮定から算出した値を用い、流入境界面上流で物理量は一様で与えた。流入境界での非粘性流束の計算には、内部点と同様の近似リーマン解法を適用した。このため、境界での物理量は一定ではなく下流の計算結果の影響により、境界面で分布をもつ。

壁境界条件は断熱で、非粘性流では滑り壁、粘性流では壁法則を用いた。

表2 境界条件

解析条件	surge	opt 点	choke
流入境界静圧 [MPa]	0.1723	0.1632	0.0953
流入速度 [m/sec]	180	188	270
流入角 [deg]	19.8	36.0	66.9
流出境界静圧 [MPa]	0.2004	0.1941	0.1414

表1 解析条件

解析条件	surge	opt	choke
圧力比	1.98	1.92	1.40
空気流量 (相対値)	0.55	1.00	1.54

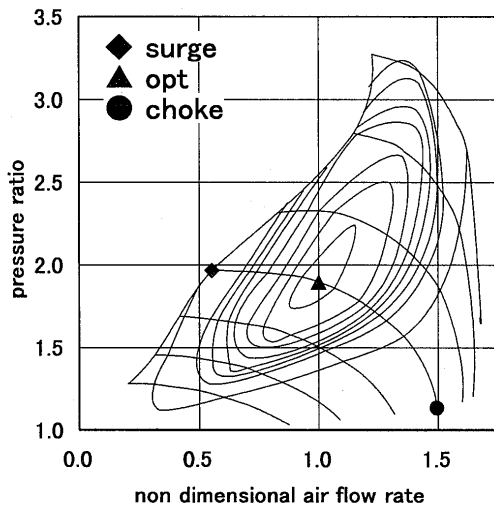


図1 コンプレッサ特性

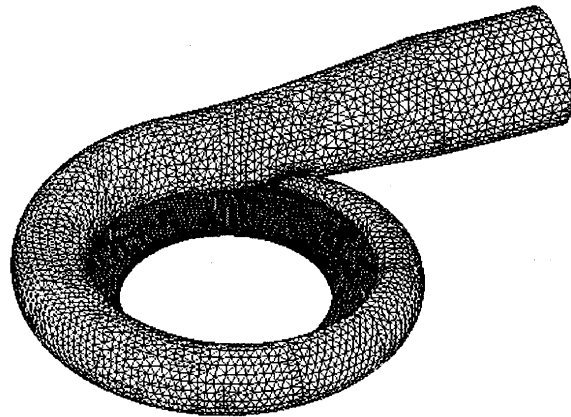


図2 計算格子 (粘性流用)

2.3 解析条件

解析対象であるコンプレッサはあらかじめ性能試験を行っており、図1にそのコンプレッサ特性を示す。横軸はインペラ出口周速 357m/sec でのコンプレッサ最高効率点の流量で無次元化している。解析にはインペラ出口周速 357m/sec におけるサージ直前の点 (図1◆)、コンプレッサ最高効率点 (図1▲)、チョーク点 (図1●) という特徴的な3つの運転条件を選んだ。各条件の圧力比、流量は表1に示す。以降はこれら3つの解析条件を区別するため便宜的に surge, opt, choke と呼ぶことにする。

2.4 計算格子

図2に計算に使用した格子を示す。図2は粘性用のもので約27万、格子点数が約5万3千である。粘性流の計算には要素数が約7万5千、格子点数が約1万5千のものを用了。

2.5 検証実験

実施した数値解析結果はスクロール壁面静圧 P_{sc} の値をターボチャージャ単体試験での計測値と比較することで評価した。図3にコンプレッサスクロールの概略図を示す。静圧の計測位置は1から10までの番号で示した10ヶ所である。数値解析に必要な境界条件を設定するためディフューザの入口で静圧 P_{s2} を8ヶ所、スクロール出口で静圧 P_{s3} および温度 T_3 を6ヶ所ずつ計測している。

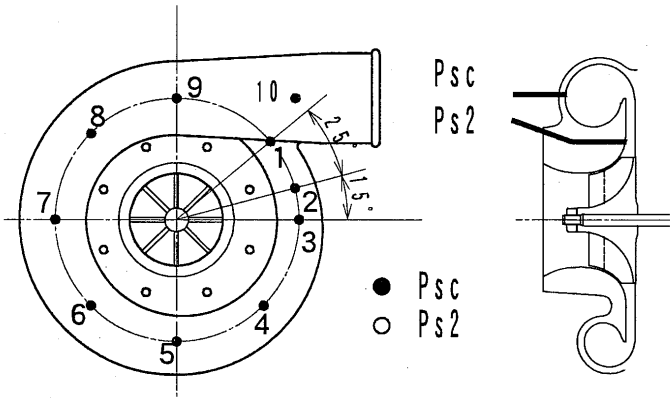


図3 スクロール壁面静圧計測位置

3. 結果および考察

計算機はスーパーコンピュータ(NEC SX-3)を用い、計算時間は非粘性流で約800秒、粘性流で約5000秒であった。

3.1 静圧分布

図4～6にスクロール壁面での静圧分布を実験値と計算値とで比較して示す。横軸は計測位置を示し、数字は図3で示した計測位置の番号に対応する。縦軸はそれぞれの計測位置での静圧を、実験値の場合はディフューザ入口静圧 P_{s2} の平均値で、計算値の場合は入口境界条件の静圧で無次元化したものである。実線が非粘性の計算結果、破線が粘性流の計算結果である。シンボルは実験値を表す。

図4に surge での結果を示す。実験では計測位置9から10で圧力が上昇しているが、計算ではこの変化は捕らえられていない。しかし、出口に向かって徐々に圧力が上昇している傾向は一致している。実験値と計算値との差は最大の位置(10)で粘性流、非粘性流の計算で共に4%以下である。

図5に opt 点での結果を示す。surge の条件と同様、スクロール出口での圧力上昇が捕らえられていないが、周方向で余り分布を持たない傾向は一致している。実験値と計算値との差は最大の位置(10)で粘性流、非粘性流の計算で共に6%以下である。

図6に choke での結果を示す。この条件ではスクロール周方向に大きな静圧分布が見られる。計算では、チョークの圧力分布の特徴が捕らえている。実験値と計算値との差は粘性流が計測位置10で約25%、非粘性流が計測位置1で約24%である。

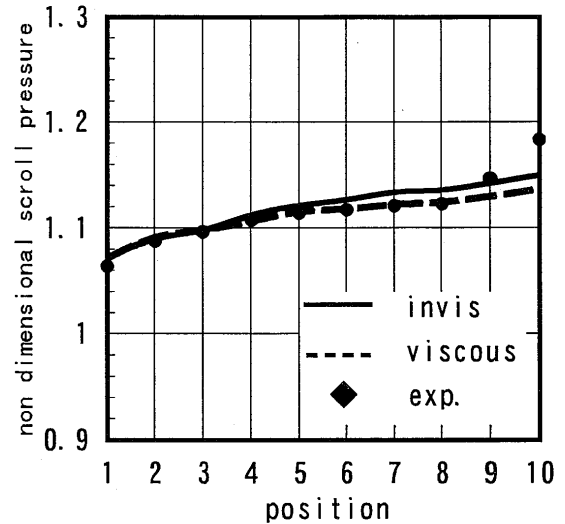


図4 スクロール壁面静圧分布 (surge)

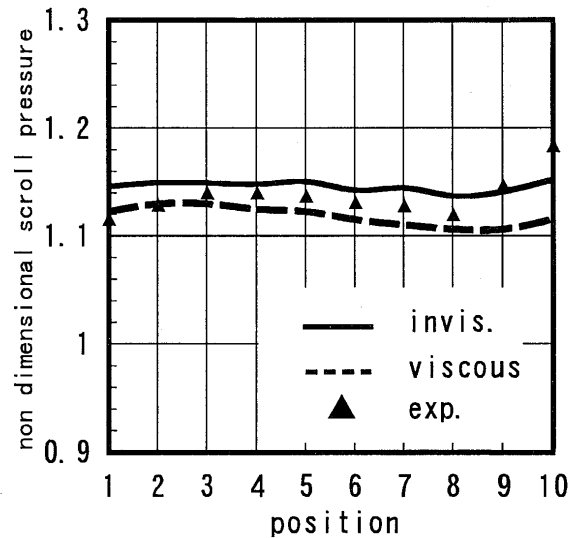


図5 スクロール壁面静圧分布 (opt)

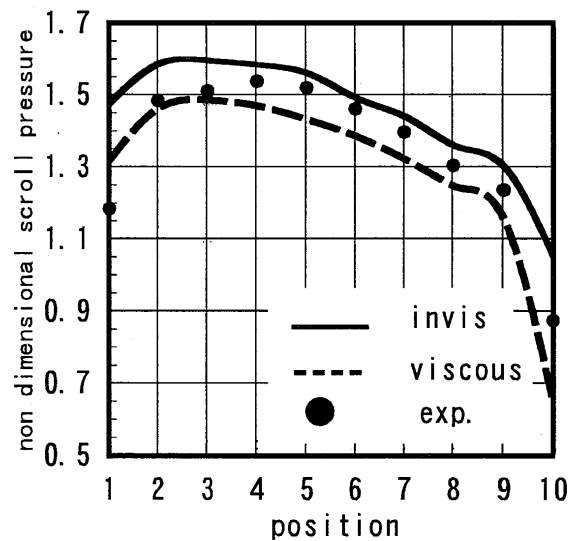


図6 スクロール壁面静圧分布 (choke)

25%、非粘性流が計測位置 1 で約 24%である。

粘性流の計算が非粘性流のものと比較して、全ての条件で粘性を考慮した分静圧は低く計算されているが、静圧分布は両者で大差はない。非粘性流の計算では使用するメモリも計算時間も粘性流の計算と比較して少なくすむために大まかな圧力分布を知るには非粘性流の計算は有効といえる。

3.2 速度，静圧分布

図 8～10 に非粘性流での速度ベクトルおよび静圧分布を示す。これらの図は作動条件により速度ベクトルに特徴のみられる舌部付近およびコンプレッサ出口を示したものである。表示位置は図 7 に長方形で囲んだディフューザ底面からの距離 10mm の位置での断面である。

図 8 は surge での結果である。静圧分布は入口境界での静圧で無次元化して表している。surge ではディフューザ入口の流れ角が小さいことに加え、スクロール出口の圧力がスクロール巻きはじめの圧力より高いため舌部付近でコンプレッサ出口へ向かう流れの一部が再びスクロールへ流れ込んでいる。また、スクロール出口での速度分布には偏りがあり、一部に死水域が存在する。

図 9 に opt 点での結果を示す。スクロールの静圧は周方向でほぼ均一であることと、舌部の形状に対して流れが沿っていることからスクロール出口の流れは出口断面で比較的一様である。

図 10 に choke での結果を示す。スクロールの巻きはじめの位置での静圧がスクロール出口の静圧よりかなり高いためにこの位置で通常とは逆のコンプレッサ出口側へ向かう流れが見られる。また、ディフューザ入口の流れ角が大きいため舌部で流れが剥離し、後方で大きな死水域を形成している。このことから choke ではスクロールで大きな圧力損失があると思われる。

粘性流の場合も、静圧，速度ベクトルともに定性的な傾向は非粘性流のものと同様であった。

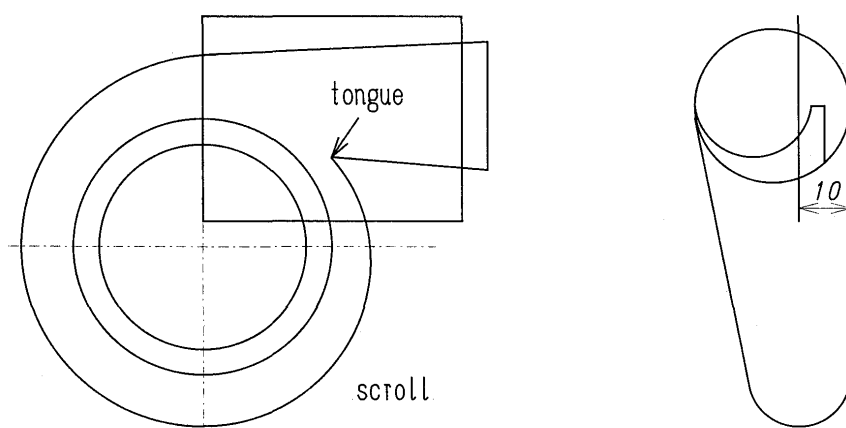


図 7 速度ベクトル，静圧表示位置

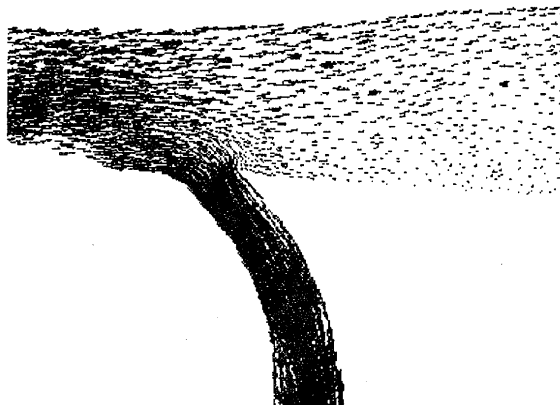


図 8 (a) 速度ベクトルの分布 (surge 非粘性流)

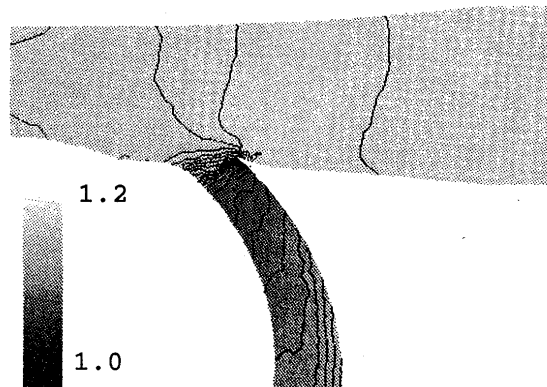


図 8 (b) 静圧分布 (surge 非粘性流)

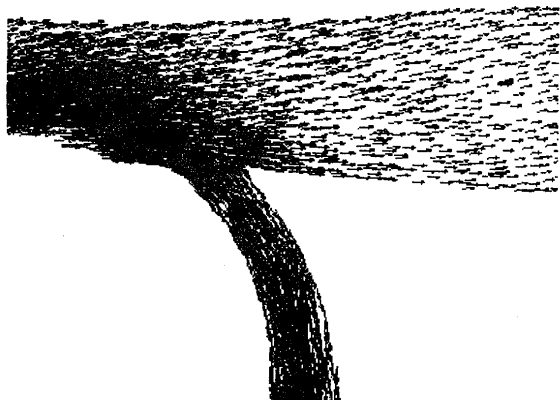


図 9 (a) 速度ベクトルの分布 (opt 非粘性流)

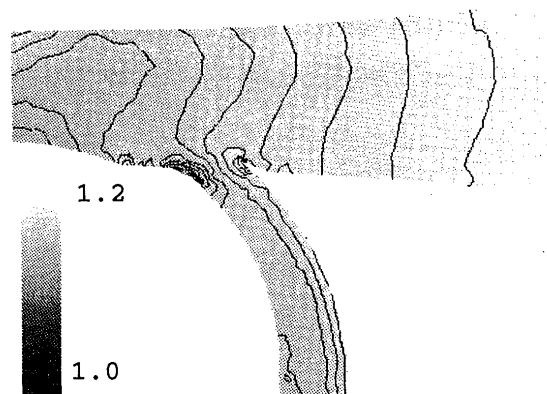


図 9 (b) 静圧分布 (opt 非粘性流)

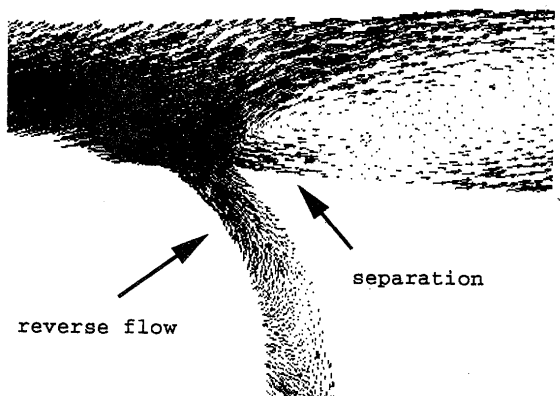


図 10 (a) 速度ベクトルの分布 (opt 非粘性流)

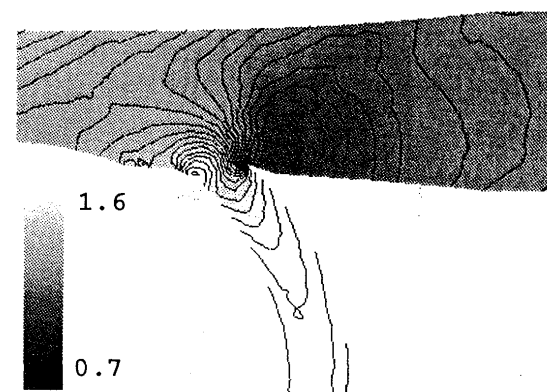


図 10 (b) 静圧分布 (choke 非粘性流)

4. まとめ

- 非粘性、粘性流ともに surge、opt、choke の全ての条件で複雑な形状かつ逆圧力勾配の流れ場であるスクロール内の流れを数値計算することができ、ディフューザ、スクロールでの圧力分布も定性的には実験とよく一致していることが確認できた。
- 今回の計算結果からインペラを除いたスクロール単体の計算で、ある程度スクロール内部流れの特徴をつかめることが判った。
- 計算時間、メモリを粘性流ほど必要としない非粘性流の計算で静圧、速度分布ともに実験と良く一致しており、内部流れの把握に役立つツールとなる。ただし、圧力損失を評価するためには粘性を考慮して計算する必要がある。

参考文献

- (1) 板橋, 福富, 中瀬, 妹尾 機論, 95-0335
- (2) 板橋, 福富, 中瀬, 妹尾 機論, 95-0336
- (3) 内田, 稲吉, 杉山 I G T C 前刷集, pp. II -77-84 1987
- (4) 峯岸ほか5名, ガスタービン学会誌, Vol.24 No.93 1996.6
- (5) 永岡ほか, 第8回数値流体力学シンポジウム講演論文集, p101 1994

翼端間隙高さの遷音速圧縮機動翼流れに及ぼす A-12 影響に関する数値解析

*正木 大作 (川崎重工業株式会社)

梶 昭次郎 (東京大学工学部)

1. 序論

ファン・圧縮機の効率および空力的安定性の問題に及ぼす tip clearance の支配的な影響力は定性的に良く知られ、実験によって確認されている [1], [2]。従って、現代のファン/圧縮機内の流れ場、特に tip 付近の流れ場の詳細を知ることは、効率及び安定性の両面から極めて重要であろう。

しかし、この流れ場を従来の手法である理論解析や実験で検証することは、多くの制約上不可能である。特に、これらの手法は動翼内における損失発生メカニズムや、空力的不安定の発端の原因を、具体的な物理現象に関連づけることに成功しているとは言えない。一方、近年発達してきた数値流体力学 (CFD) はこれら 2 つの手段に対する有効な代替・補足手段を提供できるようになってきた。この CFD を適切な仮定のもとに動翼列内流れに適用し、定性的とはいえその流れ場の性質が理解できれば、これらの複雑な問題をより取り扱いやすいものにできるであろう。また、これらの解析結果に基づいて、損失発生メカニズムや、空力的不安定現象の発端に関して何らかのモデルを提案できれば、実験によって検証を行う場合にも有効な指針を与えることができるはずであると考えている。

前報では、未だ詳細な計測結果が得られていない遷音速圧縮機動翼列内の流れ場を CFD を用いて数値解析し、旋回失速やサージといった空力的不安定現象の発生機構を究明することを試み、定常流れが破綻に至る過程を定性的に明らかにした [3]。その結果、tip clearance が、遷音速圧縮機動翼流れの空力的安定性の限界に及ぼす影響に関する物理的なモデルを提案した [3]。また、tip clearance flow は、旋回失速の発端においても何らかの役割を果たしている可能性を示唆した [3]。それらをここに要約すると、以下ようになる。すなわち、

- ・ 遷音速圧縮機動翼内の定常流れは、翼 tip の前縁から放出される leading edge vortex が隣接翼の tip 前縁にぶつかった時に完全に破綻し始める。この時、隣接翼の tip 前縁は前の翼の出した leading edge vortex に大迎角で突入する状況となっており、そのような状況下では翼列内の定常流れの存在は困難である。
- ・ tip clearance は clearance flow の流量を支配する。よって tip clearance を増やすと、tip clearance flow の流量が増えるため leading edge vortex が円錐形に噴き出す角度とその頂角が大きく増大し、それが隣接翼の tip 前縁にぶつかるのも早くなり、非定常性の開始も早まる。tip clearance を減らすとその逆になる。
- ・ tip clearance flow あるいは tip leakage vortex は、遷音速ファン/圧縮機動翼列の失速点近傍では、旋回失速の発端と伝播に不可欠な、高い blockage を翼 tip の入口付近で作り出している。さらに、回転方向に先導する翼は後続する翼の影響はほとんど受けないが、逆に後続する翼は先導する翼の影響をその leading edge vortex を通じて常に受ける。これは旋回失速の伝播方向を考えると、示唆

的である。

前報では 0.5% span tip clearance で計算を行い、これらの結論を得た。今回は、tip clearance 高さを変えて同様の計算を行い、前回に得られた結論の有効性を確認する。

2. 数値解析手法

支配方程式は、 x 軸回りに角速度 Ω で回転するデカルト座標系で表された3次元 Reynolds-averaged full Navier-Stokes 方程式を一般曲線座標系での保存型に変換したものである。

$$\frac{\partial \hat{Q}}{\partial \tau} + \frac{\partial \hat{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{F}}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{G}}{\partial \zeta} = \frac{\partial \hat{E}_v}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{F}_v}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{G}_v}{\partial \zeta} + \hat{T} \quad (1)$$

ここで、 ξ 方向を例にとると、

$$\hat{Q} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ e \end{bmatrix} \quad \hat{E} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho u U + \xi_x p \\ \rho v U + \xi_y p \\ \rho w U + \xi_z p \\ (e+p)U - \xi_x p \end{bmatrix} \quad \hat{E}_v = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} 0 \\ \xi_x \tau_{xx} + \xi_y \tau_{xy} + \xi_z \tau_{xz} \\ \xi_x \tau_{yx} + \xi_y \tau_{yy} + \xi_z \tau_{yz} \\ \xi_x \tau_{zx} + \xi_y \tau_{zy} + \xi_z \tau_{zz} \\ \xi_x \beta_x + \xi_y \beta_y + \xi_z \beta_z \end{bmatrix} \quad \hat{T} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \Omega \rho w \\ -\Omega \rho v \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Reynolds 応力項に関しては Boussinesq 近似が成り立つとしており、渦粘性係数と乱流熱伝導係数は次のように置き換えられる。

$$\begin{aligned} \mu &\rightarrow \mu_t + \mu_l \\ \frac{\mu}{Pr} &\rightarrow \frac{\mu_l}{Pr_l} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \end{aligned} \quad (3)$$

また乱流モデルとしては2層代数モデルである Baldwin-Lomax モデル[4]の改良型[5]を用いている。

計算法としては Harten-Yee の non-MUSCL 型 implicit upwind TVD scheme[6]を用い、Roe の近似 Riemann solver の適用に厳密さを期し[7]、また全体的な保存則が満たされるように有限体積的に離散化している[7]。粘性項は中心差分を用いて近似した。陰的オペレーターには LCI-full matrix operator を用いて時間 2 次精度で計算している。時間刻みは global time step sequencing を用いた[6]。サージラインは周期的な定常流れが破綻する極限值であると仮定して翼列 1 ピッチ毎の周期性を導入し、時間進行法を用いて、定常流れの存在する側からサージラインにアプローチする。

境界条件は実行法は次の通りである。流入境界では、1次元の特性理論に基づいて、全温、全圧、旋回速度と半径方向速度を規定し、Riemann 不変量を計算領域から外挿する。流出境界では、逆に密度と速度 3 成分を外挿し、静圧を規定する。静圧の半径方向分布は半径平衡式を用いて決定する。hub, casing 及び翼面境界の固定壁には、non-slip 条件を課した。圧力は垂直方向の運動量方程式から算出し、密度は断熱条件より算出した。周期境界は対応する点での物理量が一致する様にした。tip clearance 境界は翼 tip 上を横切って周期条件を課した。

初期値は全ての計算において inlet hub の一様流から impulsive start している。本解析では世界的な基準である、平均 2 乗残差の初期残差からの 4 桁以上の落ちをもって、定常解に収束したものとみなしている。

3. 解析結果と考察

前回の解析では 0.5% span clearance の場合の解析を行った[3]。今回は同じ翼で tip clearance を 0.25%

span と 1.0% span の clearance において解析を行う。回転数は前回の報告と同じ設計回転数 (49000r.p.m.) である。解析対象である高負荷遷音速圧縮機動翼列の主要諸元を表-1に示す。計算格子を図 1 に示す。解析的に作成した、155×31×31 の周期的 C 型格子である。tip clearance 内には、0.25% clearance の場合は 3 点 2 セルを、1.0% clearance の場合は 5 点 4 セルを配置した。

前回の報告では、design speed line に沿った流れ場の変遷の様子を解析した (0.5% tip clearance)。これらを図 2~5 に示しておく (clearance gap 内の相対 Mach 数等高線；等高線間隔0.05)。これらの図は、背圧が低いときは翼間垂直衝撃波が翼原側に立つ位置から両翼面の圧力差により tip leakage vortex が噴き出すこと(図 2, 3)、背圧が高くなり、翼間垂直衝撃波が前方に移動して前縁離脱衝撃波と一体化すると、それに伴い tip leakage vortex の発生点も翼前縁に移動し、leading edge vortex として発生すること(図 4)、さらに背圧を上げると今度は leading edge vortex の放出角が増大すること(図 5)、そして leading edge vortex が隣接翼の tip 前縁に衝突したときに定常流れが破綻することを鮮明に捉えている [3]。

これをもとに 0.25% clearance の場合の流れ場の様子を検証していく (clearance gap 内の相対 Mach 数等高線；等高線間隔0.05)。図 6 に 0.5% clearance choke point と同じ背圧を与えた場合の流れ場を示す (0.25% clearance choke point)。前回の報告で得られた推論通り、tip leakage vortex の噴き出す角度と円錐形の頂角が大きく減少していることが、図 2 との比較から明らかに分かる。これは、tip clearance を減少させたことにより、そこを通る tip clearance flow の流量が減少し、そのため主流によって tip leakage vortex が翼背側に押しのけられるからである。また、衝撃波の位置が図 2 と比較して若干後方に位置し、衝撃波の拡散も減っていることに注意されたい。これは、tip clearance flow の流量が減少したことにより、その排除圧効果が減ったためである。この面からも tip clearance の減少は空力的に安定側に作用することが分かる。次に、0.5% clearance の surge point と同じ背圧を与えた流れ場の様子を図 8 に示す。この背圧では、0.5% clearance の場合、定常解は決して得られなかった[3]。一見して分かるように、0.5% clearance の場合と異なり、leading edge vortex の放出角は大きく減少し、隣接翼の tip 前縁から大きく離れた所に位置している。high blockage core も翼流路の中間に留まっている。これらの特徴から予想されるように、流れは定常性を維持している(図 9)。図 10 はさらに背圧を上げていき、0.25% clearance で定常解が得られなくなった流れ場 (0.25% clearance surge point) である。0.5% clearance の surge point と同じく、leading edge vortex が隣接翼の tip 前縁にぶつかっており、また high blockage core も翼流路入口全体に広がり、且つ流れ方向にも大きく増大していて、主流が翼列内に入ることを妨げている。この場合の流れは極めて不安定で、残差が激しく振動した後、突如計算が破綻してしまった(図11)。

1.0% clearance の場合も、流れ場の変遷は 0.25% clearance, 0.5% clearance の場合と同様であった。但し clearance flow の流量が増えた分、衝撃波は tip 付近でより拡散していた。そして、surge point では、図 12のように、leading edge vortex が、隣接翼の tip 前縁にぶつかるときに定常流れが破綻する。図 13 の収束履歴からもそれが確認できる。

以上の計算結果から、0.25% clearance 及び 1.0% clearance の場合の計算は、提案した tip clearance と遷音速ファン/圧縮機の空力的不安定の開始に関するモデルの有効性を確認できた。

これまで計算した全ケースの結果を、図 14 の圧縮機作動曲線図および効率曲線図にまとめる。こ

の図は、わずかに tip clearance を減らただけで、大幅なサージマージンの向上が得られることを示している。tip clearance を 1.0% span から 0.5% span に減らすと choke 流量の約 5.0% のサージマージン改善が得られ、さらに 0.25% span に減らすともう 5.0% のサージマージンの改善が得られる。効率曲線図の方からは、1.0% span の clearance を半減すると 1% の効率の改善が得られることが分かる。一方 0.5% span 以下に clearance を減らしても本質的な効率の改善は見られなかった。これは、効率の観点から、実用上の optimum clearance に関する 1 つの手がかりを与えるものといえる。

4. 結論

これまで得られている知見を以下にまとめる。

- ・提唱したモデル、即ち、①遷音速ファン/圧縮機動翼内の定常流れは、翼 tip の前縁から放出される leading edge vortex が隣接翼の tip 前縁にぶつかった時に完全に破綻する②tip clearance は clearance flow の流量を支配するため、tip clearance を増やすと、clearance flow の流量が増加し、leading edge vortex が円錐形に噴き出す角度とその頂角が大きく増大、よってそれが隣接翼の tip 前縁にぶつかるのも早まり、非定常性の開始も早まる tip clearance を減らすとその逆になる、という推論の有効性が、tip clearance の高さを変えた計算を通して確認された。
- ・tip clearance は、遷音速ファン・圧縮機の効率・安定性の両面に支配的な影響を及ぼす。
- ・実験で定性的に確認されてきた、tip clearance のごくわずかの増加が高率とサージマージンの大幅な減少をもたらすという事実に一致する計算結果が得られた。
- ・0.5% span 以下に tip clearance を減少しても本質的な効率の改善は見られなかった。これは実用上の optimum clearance に対する一つの手がかりを示すものであろう。

参考文献

- [1]Freeman, C, VKI Lecture Series, 1985-05(1985)
 [2]Wisler, D. C, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 107(1985), pp. 354-363.
 [3]正木 大作, 梶 昭次郎, ガスタービン学会春期講演会講演論文集(1996)
 [4]Baldwin, B. and Lomax, H., AIAA Paper 78-257(1978)
 [5]Chima, R. V., Giel, P. W. and Boyle, R. J., AIAA Paper 93-0093(1993)
 [6]Yee, H. C., Klopfer, G. H. and Montagne, J. -L., J. Comp. Phys., 88(1990), pp. 31-61
 [7]正木 大作, 博士論文, 東京大学(1995)

表一 遷音速圧縮機主要諸元

動翼枚数	24
回転数	49000r.p.m
空気流量	2.54kg/s
圧力比	1.7

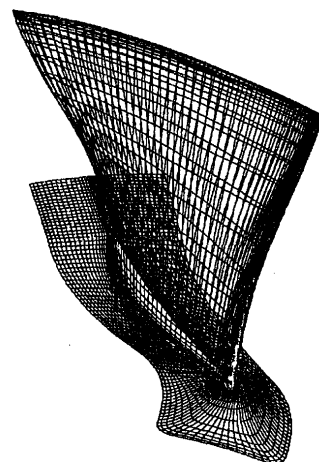


図 1 155×31×31 周期的C型計算格子

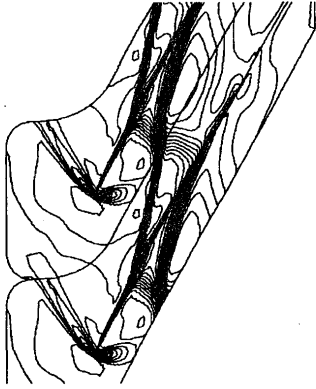


図 2 相对Mach 数等高線(0.5% Clearance Choke Point)

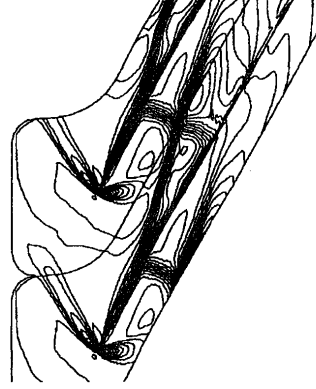


図 6 相对Mach 数等高線(0.25% Clearance Choke Point)

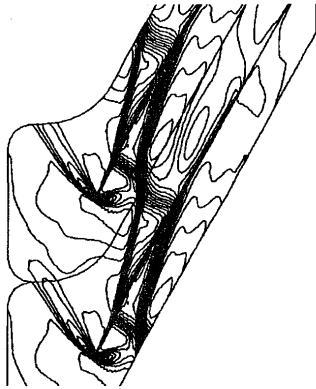


図 3 相对Mach 数等高線(0.5% Clearance Medium Condition)

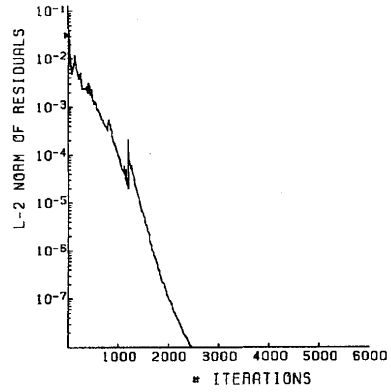


図 7 収束履歴(0.25% Clearance Choke Point)

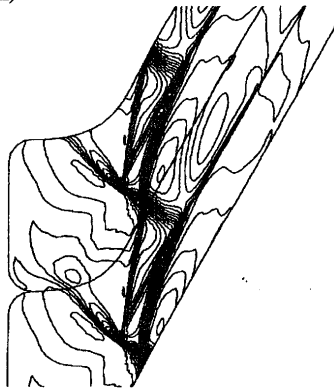


図 4 相对Mach 数等高線(0.5% Clearance Near-Stall Point)

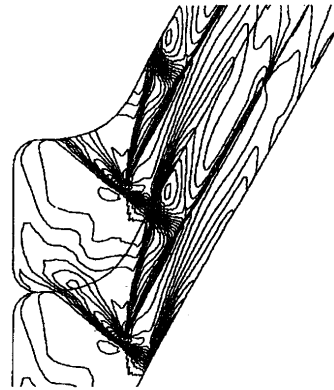


図 8 相对Mach 数等高線(0.25% Clearance; 0.5% Clearance Surge Point と同じ背圧)

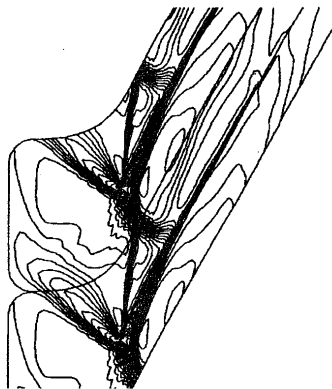


図 5 相对Mach 数等高線(0.5% Clearance Surge Point)

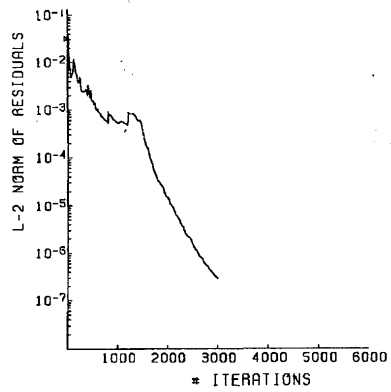


図 9 収束履歴(0.25% Clearance; 0.5% Clearance Surge Point と同じ背圧)

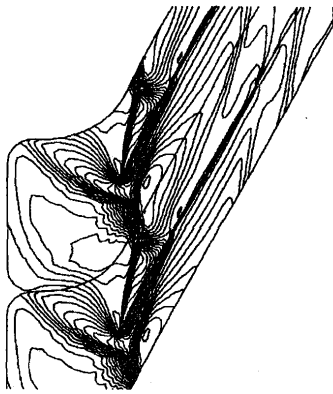


図 10 相对Mach 数等高線 (0.25% Clearance Surge Point)

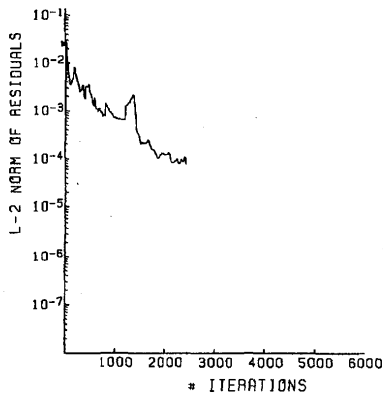


図 11 収束履歴 (0.25% Clearance Surge Point)

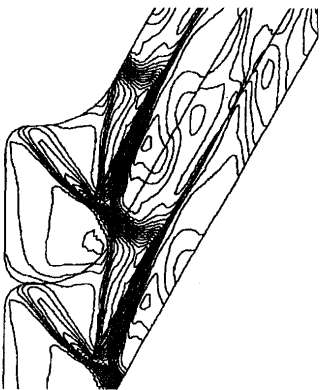


図 12 相对Mach 数等高線 (1.0% Clearance Surge Point)

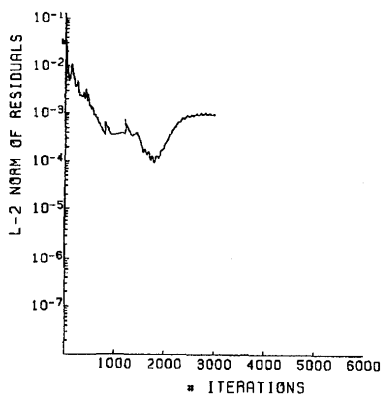


図 13 収束履歴 (1.0% Clearance Surge Point)

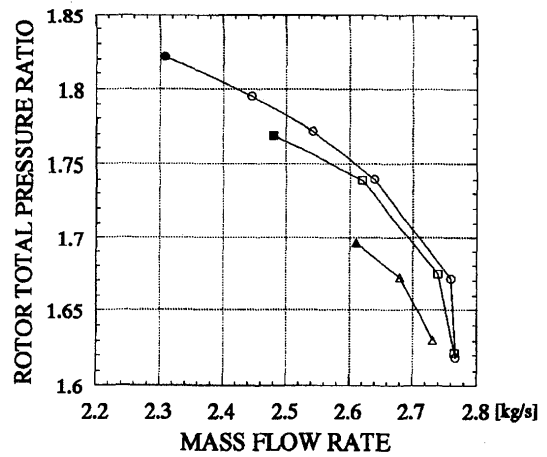
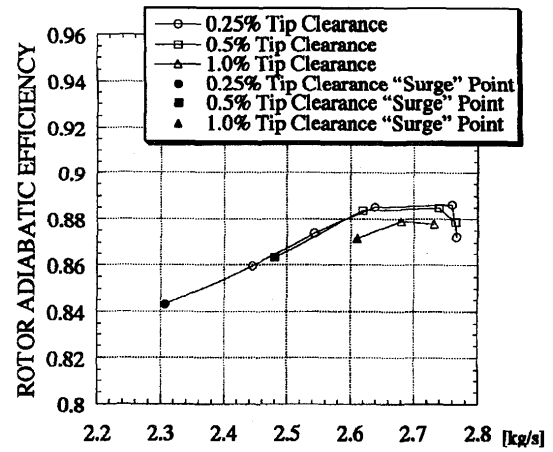


図 14 圧縮機作動曲線図および効率曲線図

まえがき

ガスタービンの動翼とケーシングとのすきまを通過する漏れ空気は、その全体効率に大きな影響を与える。このすきま（翼端すきま）の計測に用いられるセンサには、従来電磁気現象の一種である渦電流変化を利用したもの¹⁾、キャパシタンスなど電気回路定数変化を利用したもの²⁾、放電現象を利用したもの^{3)・4)}、などが使用されている。しかしながらこれらの計測法は、その測定原理から動翼が金属である必要がある。

昭和63年度から通産省・工業技術院で実施されている「セラミックガスタービンの研究開発⁵⁾」では、タービン動翼がセラミックであるため、従来用いられていたすきまセンサをそのまま使うことは不可能で、例えば動翼表面の金属被膜付加など計測のための特別な加工が必要となる。以上のことより、動翼が非金属の場合にすきま計測を行う手段として、原理的に測定が可能であると思われる、光の反射による距離測定法を翼端すきま計測に利用したセンサを試作した。本稿ではこのセンサを単に‘翼端すきまセンサ’と呼称することにする。

1. 翼端すきまセンサの構成と静特性

(1) 測定原理

図1に光反射方式による距離測定の原理を示す。図1において、Aから投射された光が動翼先端で反射されB点に達する。ここで測定対象である動翼先端の移動距離 d の変化は、B点での位置変化 dm を検出することによって求められ、図1より両者の関係は次のようになる。

$$dm / d = \cos(90 - 2 \cdot \theta) \text{ ----- (1)}$$

ここで θ は投射光が動翼先端に対して入射する角度である。 θ は測定精度を考慮するとなるべく大きい値が望ましいが、光の反射率や実際のセンサの構成から限界がある。ここでは、 θ が異なる数種類のセンサを試作したが、最終的に $\theta = 40^\circ$ とした。

(2) 受光素子の選択と性能

dm の検出には一般に1次元の受光素子を用いるが、その検出可能距離、分解能、応答性が光反射方式の翼端すきまセンサの性能に大きく影響する。受光素子には次の様なセンサが用いられる。

- ① CCD（電荷結合素子）センサ
- ② 抵抗値変化型アナログ半導体位置検出器
- ③ イメージセンサを構成する光ファイバにそれぞれ受光素子を配置したもの⁶⁾

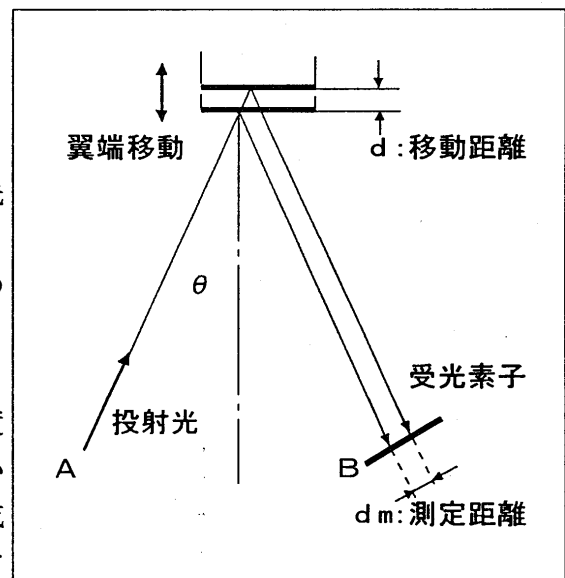


図1. 光反射方式の測定原理

表1. CCDセンサの性能

受光画素数	256 bit
受光有効長	3.328 mm
感度	1500 mV / Lux.sec
受光素子応答性	50 nsec
最高走査周波数	4 MHz

各受光素子にはそれぞれ特徴があるが、本翼端すきまセンサでは①の1次元CCDセンサを採用した。表1にこのセンサの性能を示す。CCDセンサは応答性が良く、特に反射光の照射位置がそのままデジタル量として検出でき、空間的な分解能が高い点が最大の特長である。受光素子にCCDを用いた場合、その素子単体の分解能 δ は1 bit 当たりの長さで決まり、表1より、

$$\delta = 3.328 / 256 = 0.013 \text{ mm}$$

$\theta = 40^\circ$ の場合は、

$$\delta' = 0.013 / 0.985 = 0.0132 \text{ mm}$$

この場合測定可能距離Lは、

$$L = 3.328 \times 0.985 = 3.278 \text{ mm}$$

このように、CCD単体の分解能 δ は、ここで計測を目的とする翼端すきまの値に対して不十分と考えられる。そこで動翼先端からの反射光を集光する対物レンズに、約2倍の拡大率を持つものを採用した。これにより本翼端すきまセンサの分解能は約0.007mmに改善した。なおこの時測定可能距離はL/2の値になる。

図2にCCDセンサの出力信号を示す。CCDは一定の周期で走査されており、その出力は一周期毎に図2に示すような受光量に応じた振幅分布を示す。ここで測定を目的とする dm の値は、走査開始点を基準として最大振幅(図では最小値)を示す点までの時間で、実際にはその時間に比例した受光画素の位置を1~256のビット値で求めている。

(3) 光源の選択

光の反射を利用した距離測定では、被測定対象(反射体)の表面が金属光沢面や反射テープを貼付するなどした光の良反射面である場合が一般的である。しかし本翼端すきまセンサの測定対象であるセラミックは、光の反射体としては非常に不適当な面であると考えられる。表2は「セラミックガスタービンの研究開発」で製作されたラジアルタービン動翼の端面反射率を測定し、金属面等と比較した結果である。

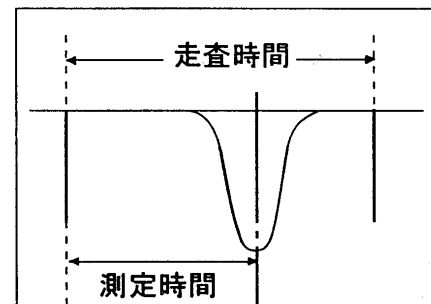


図2. CCD出力信号

表2. 測定対象の反射率

反射体 (幅)	反射率[%]	減衰値[dB]
鏡面 無限大	64.7	-1.89
金属光沢面 1.5mm	30.3	-5.18
タービン動翼 1.3mm	1.06	-19.76
模擬動翼 2.0mm	1.60	-17.95
模擬動翼 1.0mm	0.50	-23.01

表3. 光源光~光電素子間の光の減衰

放射側光ファイバでの減衰*	-13.6 dB
反射による減衰(鏡面)	-1.89 dB
受光側光ファイバでの減衰*	-14.6 dB
総減衰値	-30.09 dB
	(減衰率=1/1021)
注:*レンズ透過による減衰を含める	

本翼端すきまセンサは測定時のフレキシビリティを得るために、測定対象に装着させるセンサヘッドと光源及び受光素子の間を光ファイバで結合する構成とした。この時放射側光ファイバに入射される光源光が、光ファイバ、反射などで減衰し最終的に光電素子に照射するまでの減衰値を測定した結果を表3に示す。ここで光ファイバでの減衰は光ファイバ内での光の吸収、散乱による減衰と、その端面に光が入射する際の端面反射で生じる。このように光ファイバを介した本翼端すきまセンサでは、全体として約-30dB(1/1000)の大きな光の減衰を生じる。以上のことから光源として当初出力10mWのHe-Neレーザを用い、投射側光ファイバにはコア径50 μ mの光ファイバを使用した。しかし、レーザ光の特徴であるコヒーレンシの良さが逆に影響し、CCDセンサ出力が図2に示すような分布と異なり、最大値検出が難し

い出力分布となることが分った。また光ファイバが動いた時、光ファイバ内部の光の伝搬状態が変化し、最大値を示す位置そのものが異なってしまうことが判明した。これを防ぐには、シングルモードファイバを使用するか、光ファイバを用いないで直接半導体レーザーダイオードを使用する構成などが考えられる。以上のことより、最終的に出力150Wのキセノンランプを凸レンズで集光し、光ファイバに入射する形式の光源を採用することにした。この時、投射光側光ファイバに入射する光源光の光パワー密度は約35[mW/mm²]であった。

(4) 翼端すきまセンサの構成

図3に本翼端すきまセンサの構成を示す。図は後述する模擬回転翼試験装置に装着した状態を示している。投射光側光ファイバにはコア径1.2φの石英光ファイバを用いており、外径8φ、焦点距離30mmの投射光レンズアダプタを介してセンサヘッドに装着している。焦点位置に生じるスポット径は約1φである。受光側光ファイバには、CCDセンサの撮像面の形状に合わせて、コア径25μmの光ファイバを10層(幅5mm)に積層した光ファイバアレイを使用し、外径10φ×2、拡大率が約2の対物レンズアダプタを介してセンサヘッドに装着している。センサヘッドは後述する模擬回転翼試験装置のケーシングに装着可能な形状である。CCDセンサ及びその周辺回路は1つの筐体に収め、その出力はパラレルI/Oラインを介してパーソナル計算機に送られる。

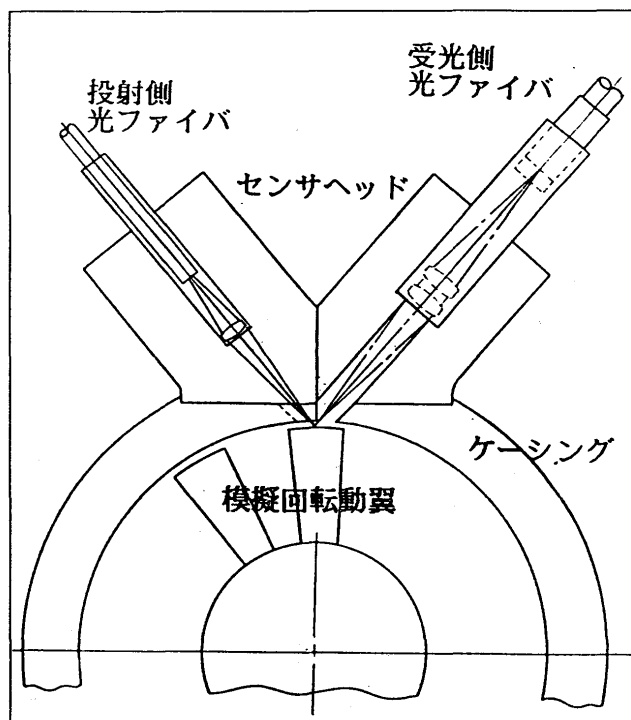


図3. 翼端すきまセンサの構成

(5) 翼端すきまセンサの静特性

本翼端すきまセンサの静特性は、光学測定で用いられる微動台(最小微動距離0.01mm)に、センサヘッドと基準となる反射体を相対させて測定した。この基準反射体は後述する模擬動翼と同様なエポキシ系を主成分とする材料で製作した幅3mmの平板を研磨したものである。静特性は図3のセンサヘッドと基準反射体を平行に接触させた位置を基準点として、その点から基準反射体を移動させ、その時の微動台の目盛に対する翼端すきまセンサ出力を測定して求めた。

図4にその結果の一例を示す。この結果より、測定精度は測定範囲が1.5mmの

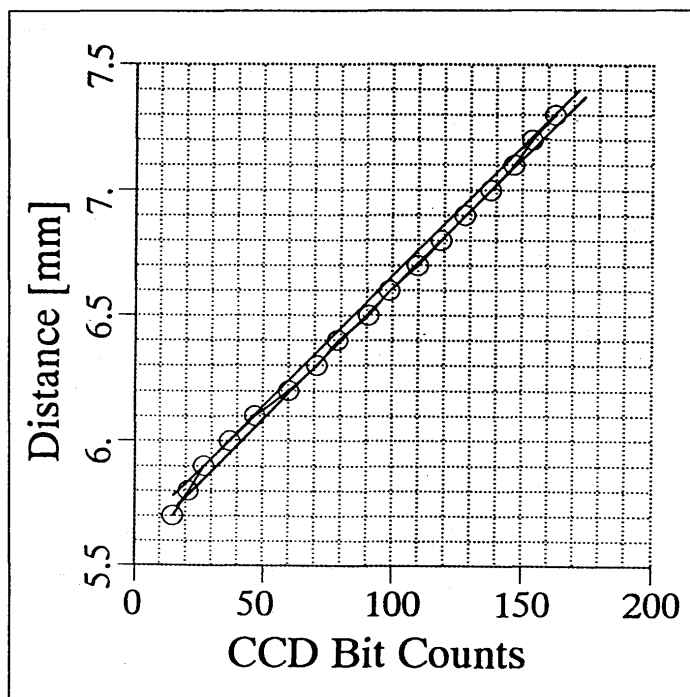


図4. 翼端すきまセンサの静特性

場合 $\pm 0.015\text{mm} \sim \pm 0.02\text{mm}$ (CCDの出力ビット値で $\pm 2 \sim 3\text{bit}$)、測定範囲が 1.0mm の場合には $\pm 0.01\text{mm}$ となった。

2. 模擬回転動翼のすきま計測

(1) 模擬回転動翼試験装置

ガスタービン動翼のすきま計測を模擬するため、エポキシを主成分とする材料による模擬動翼を18枚植込んだ回転体を、モータで回転させる模擬回転動翼試験装置を製作した。動翼先端のピッチ円の直径は 120ϕ である。模擬動翼先端の反射率は、表2に示したように計測を目的とするセラミック (Si_3N_4)製のラジアルタービン動翼先端と同程度である。センサヘッドは図3のようにケーシング上部に装着されている。回転体はインバータ制御によるモータ軸に直接装着されており、回転速度を $10,000[\text{rpm}]$ まで連続的に可変できる。回転速度の計測には、回転軸に付けられた突起物の通過を光学的に検出する反射型光センサを用いている。

(2) CCDセンサ出力信号処理回路

CCDセンサ出力信号処理回路のブロックダイアグラムを図5に示す。CCDセンサ(以下単にCCDとする)はクロックにより連続した走査を行っており、その出力は動翼からの反射を捕らえた場合に発生して、その値をバッファにストアする。ピーク値検出回路は一回の走査時間内で最大の値(図2の表現では最小値)を示す時間を画素の位置(ビット値)として検出する。

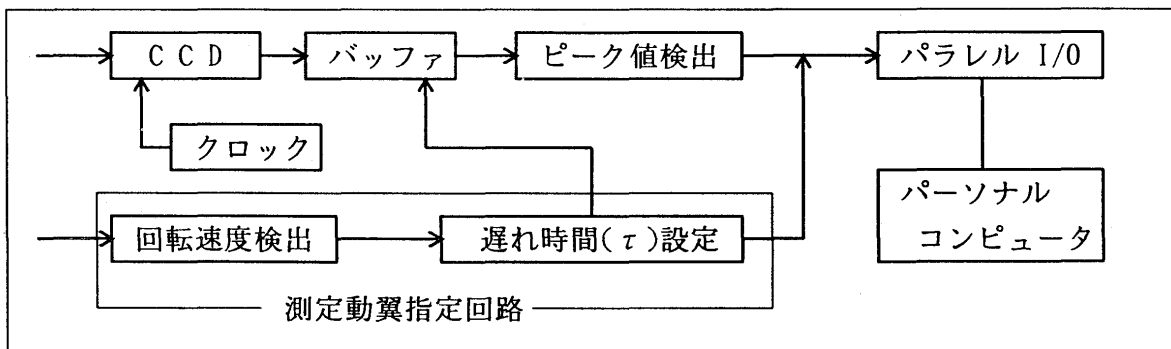


図5. CCD出力信号処理回路ブロックダイアグラム

CCDはその走査時間内に複数の動翼反射があった場合、これらの動翼の内最大の反射を生じる動翼の反射を測定値とする。従って各動翼を個別に測定するためには、CCDの走査時間を T_s 、動翼間隔に相当する1ピッチ時間を T_p とすると、
 $T_s < T_p$
 ここで回転速度を $N [\text{rpm}]$ 、動翼枚数を n_s とすると、
 $T_p = (60/N) / n_s$
 表1よりここで採用したCCDの最小走査時間 T_{s_min} は、
 $T_{s_min} = 0.25 \text{ ms}$
 以上より $n_s=18$ で各動翼を個別に測定できる最高回転速度 N_{max} は、
 $N_{max} = 13.333 [\text{rpm}]$

次にCCDの一般的な出力信号処理回路では、不特定の動翼からの信号を次々と連続的に出力するため、測定動翼を特定することはできない。そこで任意の動翼を特定して計測を行うため、新たに測定動翼指定回路を付加した。これは一回転周期に同期して、一定時間遅れた時点でCCD出力を有効とし、その出力を一回転周期時間内保持する回路である(図5参照のこと)。この場合測定を指定する動翼番号を n とすると、遅れ時間の設定値 τ は、 $\tau = T_p(n-1 + \Delta L)$ となる。ここに ΔL は回転速度信号を検出する位置と、 $n = 1$ の動翼との距離を動翼間隔で除し

た値である。

図6に動翼通過信号に対する τ と回転速度信号及びCCD走査周期信号との関係を示す。ここで測定開始位置は、動翼指定信号とCCD走査周期信号が初めて一致した位置(2点鎖線で示した位置)である。なお今回行った模擬回転動翼試験装置では ΔL が0.5になるように設定した。

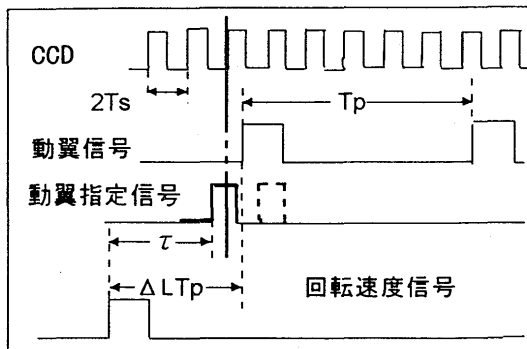


図6 測定信号タイムチャート

(3) 模擬回転動翼試験

上述した回転装置により翼端すきま計測を行った。

図7に測定結果の一例を示す。これは同一の動翼について、回転速度 $N = 6692$ [rpm] において、100 サンプル測定した結果をヒストグラムで示したものである。図7で最大サンプル数での測定値は 0.56 [mm]、全体の平均値は 0.538 [mm] である。また図8は同一の動翼について回転速度 N を $1060 \sim 6690$ [rpm] と変えて測定した結果を平均値で示したものである。

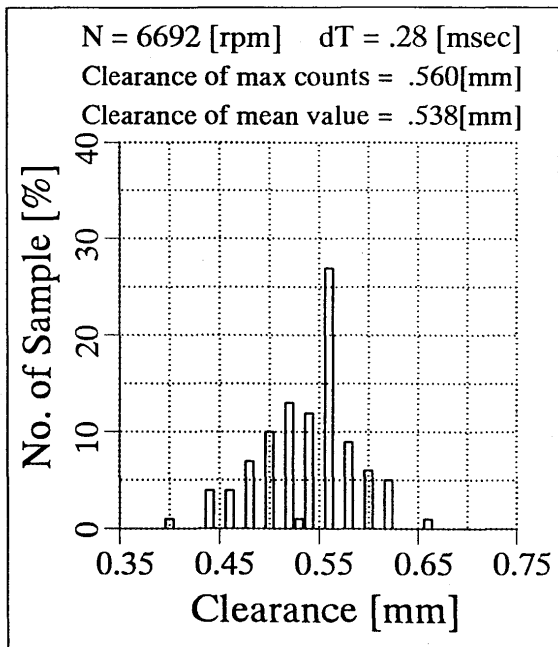


図7. 測定結果の一例

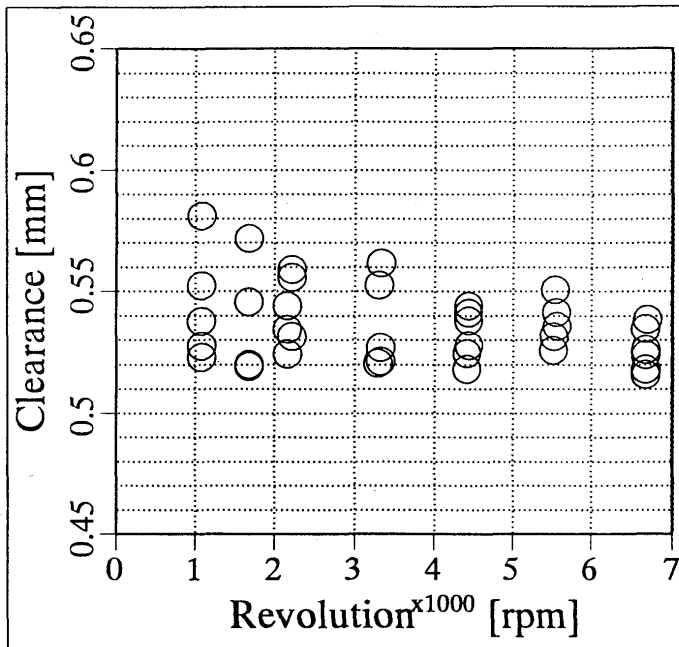


図8. 回転速度の変化に対する測定結果

図8で各回転速度での複数の測定値は、 τ の値が異なる測定結果を示している。図を見ると同一回転速度での測定値にかなりのバラツキが認められる。そこで各測定値を、 τ の設定値に対して表したものを図9に示す。図で横軸には、 τ を1ピッチ時間 T_p で除した値をとった。これによると、 τ の増加に対して測定値が増加する傾向であることが分かる。これは、動翼通過信号の時間幅がCCDの1走査周期時間に比べて大きい場合、 τ の設定によって測定開始位置が異なってくるため

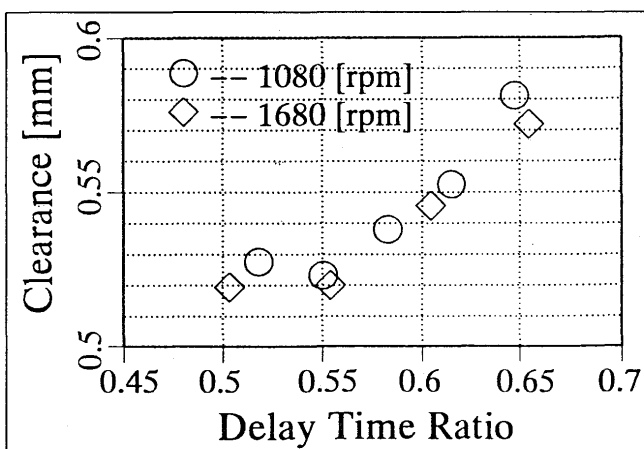


図9. τ / T_p に対する測定値の変化

ある。例えば図6で、動翼指定信号が実線で示した位置にある場合では動翼の先端部分を、また点線で示した位置にある場合では動翼の中間から後部までのすきまの最小値を検出することになる。従って前者では動翼のリーディングエッジがセンサに接近するため、測定されるすきまは小さく、後者はそれより大きくなる。また回転速度が遅い場合ほど動翼信号の時間幅が長くなることから、その測定値のバラツキも大きくなる。なお図9において動翼のリーディングエッジ及びトレーリングエッジに相当する τ/Tp の値はそれぞれ約0.53及び約0.67であった。

次に任意の動翼について測定が可能であることを実証するために、 τ を $n \cdot Tp$ ずつ増加して動翼No.、 $n = 1 \sim 10$ についての測定を行い、当初の目的どおり指定した動翼のすきま測定が可能であることを確認した。

3. まとめ

光の反射による距離測定法を、非金属のタービン動翼のすきま計測に利用した翼端すきまセンサを試作した。本翼端すきまセンサは光源にキセノン放電管、受光素子に1次元CCDを用いたもので、光を投射/受光するセンサヘッドとは光ファイバで結合されている。本翼端すきまセンサの測定距離は1.0mm~1.5mm、精度は $\pm 0.01\text{mm} \sim \pm 0.02\text{mm}$ である。翼端すきま計測の目的であるセラミックガスタービンの動翼と、表面反射率が同程度の材料による模擬動翼が回転する試験装置を製作して測定を実施した結果、本翼端すきまセンサがガスタービンのすきま計測として十分な精度で測定が可能であることが分かった。

光の反射を利用したすきま計測法の最大の特長は、1)~3)に示した測定原理によるすきまセンサと異なり、動翼の材質及び通過速度、センサ周囲の電气的影響、動翼先端の温度、圧力などが測定値に影響しないことである。しかし欠点として反射対象が汚れなどでその反射率が変化した場合、測定が不可能になる点が指摘されてきた。本翼端すきまセンサは測定対象を非金属動翼としているが、その光の反射率は金属表面が汚れなどにより反射率が低下した場合と同等かそれ以下である。従って受光感度を光の反射程度に対して可変することにより、金属動翼の表面反射率が低下した場合でも、すきま測定が可能である。

なお本研究は通産省・工業技術院が実施している「セラミックガスタービンの研究開発」のもとに行われたことを付記する。

参考文献

- 1) 越沼威、今池宏 「ガスタービンにおけるブレードティップクリアランスの計測」
GTSJ学会誌, 14-56(1987)
- 2) Capacitec Ltd、Non-Contact Displacement Sensor (Catalogue)
- 3) Rotadata Ltd.、Tip Clearance Measurement Systems (Catalogue)
- 4) 渡辺高幸、松木正勝 「固定電極型放電式翼端すきま測定法の研究」
日本機械学会論文集 95-1150、B(1996-6)
- 5) 筒井康賢 他、「小特集、小型セラミックガスタービン」、GTSJ学会誌、22-87(1994)
- 6) 日本航空宇宙工業会、「翼端隙間最適制御に関する研究」
革新航空機技術開発に関する研究調査成果報告書(No. 6105)、ISSN 0912-1500(1987)

* 太原信之、黒崎正大 (先進材料利用ガスジェネレータ研究所)
 太田有、大田英輔 (早稲田大学)
 千葉 薫 (石川島播磨重工業)

1. まえがき

圧縮機では空気流量の減少にともない圧縮比の極大点近傍でローターティングストールといった不安定現象により急激な効率低下を起こす。このため圧縮機はストール発生点から十分なマージンをもった作動点で運用しており能力は十分に生かされていない。このような状況から圧縮機の作動範囲を拡大し広い流量範囲にわたって高効率を得るため、ローターティングストールの現象の究明および発生を検知に精力的な研究が進められてきたが、更に近年は閉ループを組み、能動的に抑制・制御する研究 (以下アクティブストール制御という) が海外の研究機関を中心に活発に行われている。軸流圧縮機に関し新たに考案したローターティングストールを抑制するアクティブストール制御方法について安定性解析によりその可能性を検討し、リグ圧縮機における試験にて実現性が確かめられたので報告する。

2. アクティブストール制御方式の検討

2. 1 ストール領域の制御

軸流圧縮機では一般に圧縮比の極大点近傍でロータ翼端に発生したストールの萌芽はパートスパン・ローターティングストールへ発展するが、これらは不安定な状態であり極めて短時間に安定なフルスパン・ローターティングストールへ拡大し著しい性能低下が起きる。この過程では作動点の制御は不可能であるのが現状である。

ローターティングストールは正常な流れの領域と流れの剥離する領域に明確に分かれて流量不足に対応する圧縮機の自然なメカニズムであり、絶対的に流量の不足している状態でストール領域が生じるのはやむをえない。今まで提案されているアクティブストール制御の手法はストール領域を作らず流入流れの変動制御により流量不足状態に対応するものであるが、発想を転換して低流量で発生するストール領域を許容し、むしろこれを制御対象として大きさを積極的に制御するのも低流量に対応する1つの手段と考えられる。これが可能となれば従来、作動点制御のできなかつたパートスパン・ローターティングストールからフルスパン・ローターティングストールの過程で任

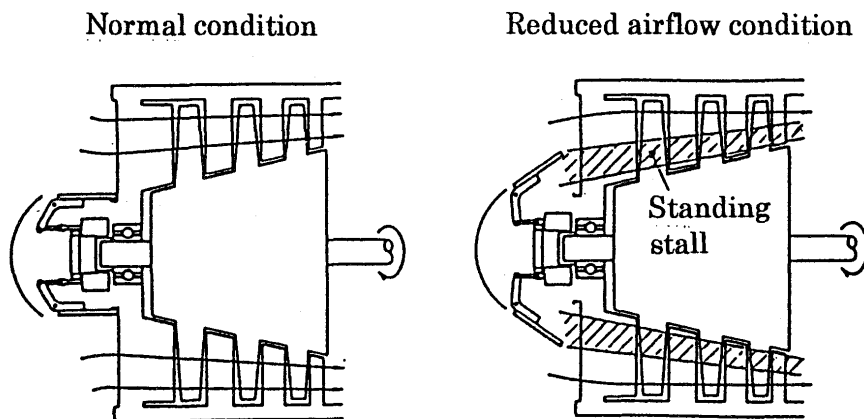


Fig.1 Active stall concept of hub stall operation

意に作動点制御できる可能性が生まれる。

2. 2 ハブストール方式

考案したハブストール方式の作動概念図を図1、図2に示す。一般に動翼端より発生するローテティングストールが圧縮機性能に与える影響が大きいのでこの部分の空力的安定性をいかに維持するかが圧縮機の作動範囲拡大の課題である。ハブ近傍に人為的に小規模なスタンディングストールを発生させると有効通路面積が減少し、その分の流量を正常に流れる領域で負担することになるのでローテティングストールに敏感な翼端の軸流速が増加する。ストール領域そのものは安定性の強い状態であるのでハブストールは有効通路面積を小さくする効果は与えるが、圧縮機の半径方向位置で見た安定性特性は影響を受けず、ストールに敏感なのはやはり翼先端であることが予想される。ハブ側に可動フラップを設け、この傾斜角度を操作することにより後流に形成されるスタンディングストール領域の大きさを制御すれば有害な圧縮機ストールの発生を防止できると考えられる。

可動フラップはあらかじめ決められたスケジュールで操作するのではなく、翼端の流速をフィードバック制御あるいはローテティングストールの初生を判断して作動させることを考えており、時々刻々の制御対象の状態に応じた積極的な制御をするのでアクティブストール制御の範疇に入ると考えられる。

本方式ではオリジナル圧縮機のストール発生点以下の低流量でも安定な運転が可能となるので設計点を圧縮機特性のピークに近づけることができる。実際の運用を考えると通常は設計点でハブフラップを全閉としてオリジナル圧縮機と同じ形態で運転し、ストールに陥るような運転条件となった時に緊急避難的にフラップを広げストールを回避する。したがって通常時にはオリジナル圧縮機と同等以上の性能で運転が可能となる。

3. 解析

3. 1 解析モデル

ハブストール方式の成立性を判断するため、軸流圧縮機のハブ近傍にストール領域が存在して運転している状態が安定で、そのような場合でもロータ翼端よりローテティングストールが発生することを確認する圧縮機の安定性解析を行った。ハブストール状態にある単段圧縮機について各スパン位置でアクチュエータディスクモデルを使った2次元線形安定性解析を行い、スパン方向に展開して簡易的な3次元解析とした。(図3参照)

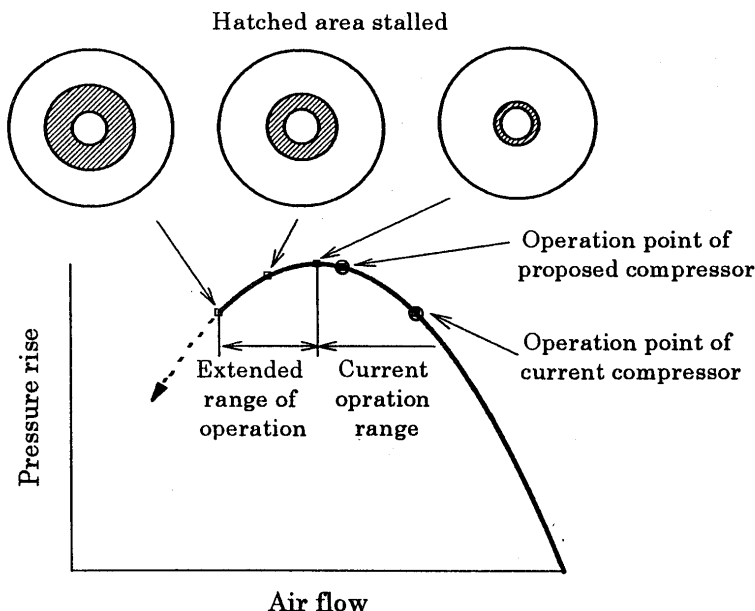


Fig.2 P-Q map of hub stall operation

圧縮機まわりの流れ場は高田、長島のモデル(文献1、2)を使った。

単段翼列の翼列中心を原点とし、流れ方向にx軸(下流を+)、周方向にy軸(流速変動の伝播方向を+)を設定する。

流れは翼列に対する相対速度で考え、速度 V_p で定常的に伝播する旋

回失速が存在することとする。翼列上流は渦なし流れで無限上流で変動が消え、下流は渦ありとし渦度の変動を以下のように表現する。

$$\zeta_2 = \zeta_{02} \exp(\lambda t + ax + by)$$

$$\lambda : t \text{ に関する変動係数 } \lambda = \mu + i\omega \text{ (周期 } \omega \text{、拡大係数 } \mu \text{)}$$

$$a : x \text{ に関する変動係数 } a = -\frac{\lambda + V_2 b}{U}$$

$$b : y \text{ に関する変動係数 } b = -i\omega / V_p$$

全圧損失係数 Z は入口流速の動圧に対して全圧損失を無次元化したものである。翼列の静特性を流入角に対する全圧損失係数で表し、動特性すなわち境界層による流入角に対する圧力変動の遅れを時定数 τ の1次遅れとすれば翼列前後の圧力の関係から以下の式が導かれる。

$$\begin{aligned} & -i \frac{\lambda}{\omega} (v_{01} - v_{02}) - i \frac{U}{\omega} (\zeta_{01} - \zeta_{02}) \\ & = \left(\frac{U}{V_p} Z_{ss} - \frac{1}{2} \frac{V_1}{V_p} \frac{Z'_{ss}}{1 + \tau\lambda} \sec^2 \beta_1 + \frac{c\lambda}{V_p} \sec \theta \right) u_{01} + \left(\frac{V_1}{V_p} Z_{ss} + \frac{1}{2} \frac{U}{V_p} \frac{Z'_{ss}}{1 + \tau\lambda} \sec^2 \beta_1 \right) v_{01} \quad (1) \end{aligned}$$

流出角に関し

$$v_{02} = u_{02} \tan \beta_2 \quad (2)$$

流れの連続の関係から

$$u_{01} = u_{02} \quad (3)$$

(1)(2)(3)式を整理すると翼列の入口出口における渦度、速度変動の関係は以下のように表される。

$$\begin{bmatrix} i \frac{U}{\omega} \zeta_{02} \\ v_{02} \\ u_{02} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & E & F \\ 0 & 0 & \tan \beta_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \frac{U}{\omega} \zeta_{01} \\ v_{01} \\ u_{01} \end{bmatrix} \quad (4)$$

ここに

$$\begin{aligned} E &= i \frac{\lambda}{\omega} + \frac{U}{V_p} \left(Z_{ss} \tan \beta_1 + \frac{1}{2} \frac{Z'_{ss}}{1 + \tau\lambda} \sec^2 \beta_1 \right) \\ F &= -i \frac{\lambda}{\omega} \tan \beta_2 + \frac{U}{V_p} \left(Z_{ss} - \frac{1}{2} \frac{Z'_{ss}}{1 + \tau\lambda} \tan \beta_1 \sec^2 \beta_1 \right) + \frac{c\lambda}{V_p} \sec \theta \end{aligned}$$

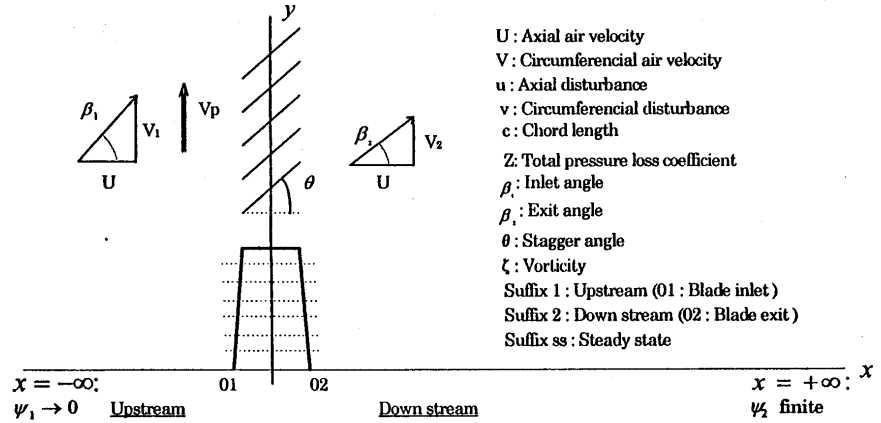


Fig.3 Simplified 3D analysis using actuator disk model

かくして圧縮機まわりの流れ場の安定性解析は任意の流入変動ベクトルに対して流出変動ベクトルが 0 ($t \rightarrow \infty$) になるかを調べる固有値問題となり、すなわち漸近安定であるための必要十分条件は(4)式の行列のすべての固有値の実部が負となることである。

3. 2 安定性解析結果

解析対象とする単段圧縮機の仕様は表 1 のとおり。この圧縮機の前面にハブ近傍を覆う流路面積比 7.5%の円形プレートを組み込んで運転しハブストール状態の全圧損失特性など内部流れを計測した。

図 4 は動翼前における軸方向流速分布である。図 4 において 0.30 はオリジナル圧縮機のストール直前の流量係数、0.26 は円形プレートを付けた時のそれである。ミッドスパンの軸流速について円形プレートを付けた時はオリジナル圧縮機より低速になっているが、90%スパンではいずれも 20 m/秒でほぼ同一である。本圧縮機について翼端の軸流速が 20 m/秒に低下するとフルスパンストールに陥る特徴があることが考えられる。

ハブ近傍のストール領域ではデータに連続性がなく全圧損失係数特性を得ることができなかったが、残る正常な流れ領域で 3.1 項の安定性解析を行い図 5 の結果を得た。ハブストール状態でも圧縮機ストール発生点からマージンのある条件 $\phi = 0.36, 0.33, 0.30, 0.28$ では動翼の全スパンで安定であった。実験から得られた圧縮機ストール直前点 $\phi = 0.26$ については 95, 90, 80%スパン部分で不安定を示し、ハブストールでも翼端部分よりフルスパンストールが発生・拡大することが裏付けられた。

4. 作動確認試験

4. 1 制御装置

安定性解析の結果、ハブストール方式によるアクティブストール制御の可能性が確認

Tab.1 Design details of the low speed compressor

Article	Specification
Dia. of rotor blade	130mm
Number of rotor blade	12
Chord of rotor blade	30mm
Number of stator blade	15
Chord of stator blade	24.5
Airfoil configuration	NACA65 series circle camber
Speed	12,000rpm
Airflow	0.37kg/s
Pressure rise	151mmAq

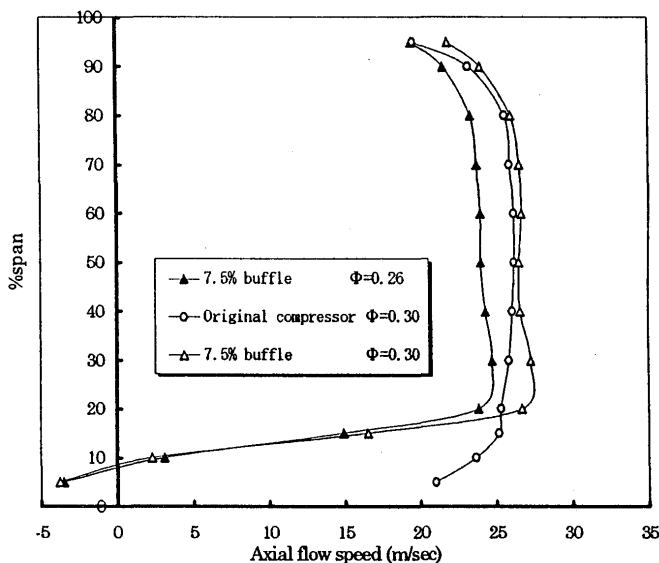


Fig.4 Axial flow velocity at front of rotor blade

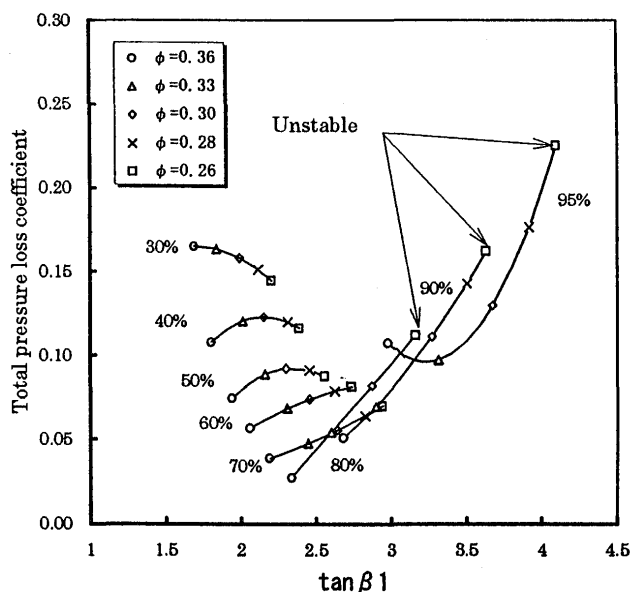


Fig.5 Total pressure loss characteristic of rotor blades with buffle

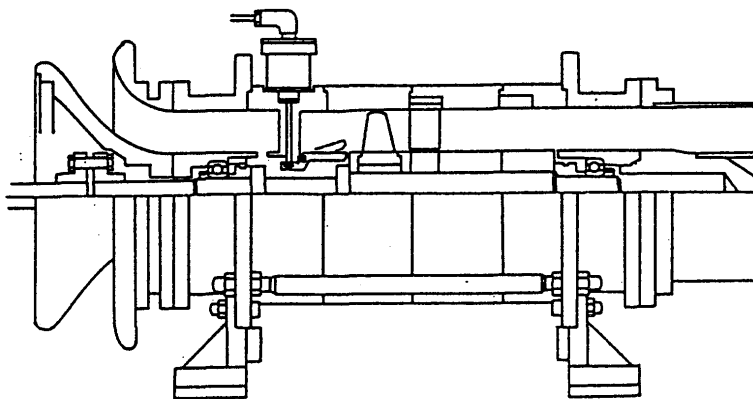


Fig.6 The low speed compressor with the instrument

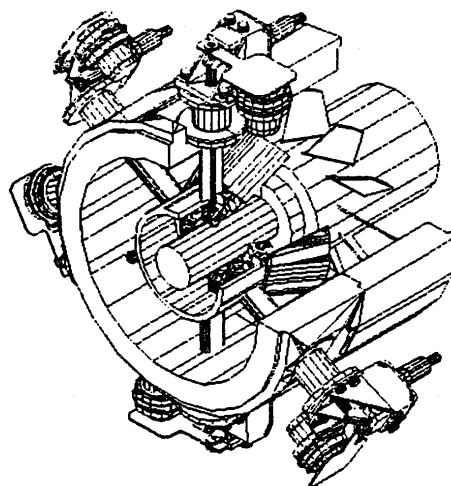


Fig.7 The hub stall instrument

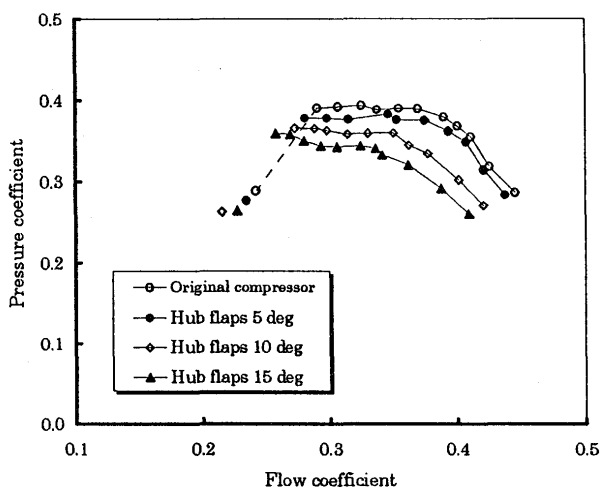


Fig.8 Open loop characteristic of 6 hub flaps

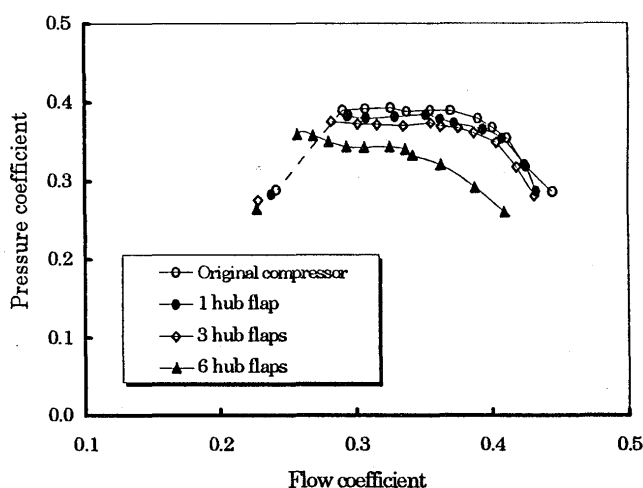


Fig.9 Open loop characteristic of 15 deg

されたため、安定性解析でモデルとした圧縮機を改修し実証試験を行った。製作した制御装置の構造を図6、7に示す。ハブフラップ枚数は6、最大高さはハブより10mm、最大速度は100%/20msecである。各シリンダモータを駆動源としてベローズアクチュエータがストラットの中を通したロッドを動かしフラップレバーを独立に15度揺動することができる。それぞれのロッドに位置センサを付けハブフラップを任意の位置に固定しオープンループ試験が可能である。

4. 2 試験結果

4. 2. 1 オープンループ試験

(1) ハブフラップ角度変化

ハブフラップ6枚の角度を5、10、15°にセットし圧縮機の流量圧力特性を計測した。予想された全体的な圧力低下はあるもののハブフラップ開度を大きくするにつれ圧縮機ストール発生源が低流量側に延びることが確認でき、制御方法の工夫によりオリジナル圧縮機では不可能な低流量域での作動を実現できる見通しが得られた。試験結果を図8に示す。

(2) フラップ枚数変化

作動ハブフラップ枚数1、3、6それぞれの場合について作動ハブフラップ開度を全開15°に固定、他は全閉とした時の圧縮機の流量圧力特性を図9に示す。ハブフラップ枚数を増やすと

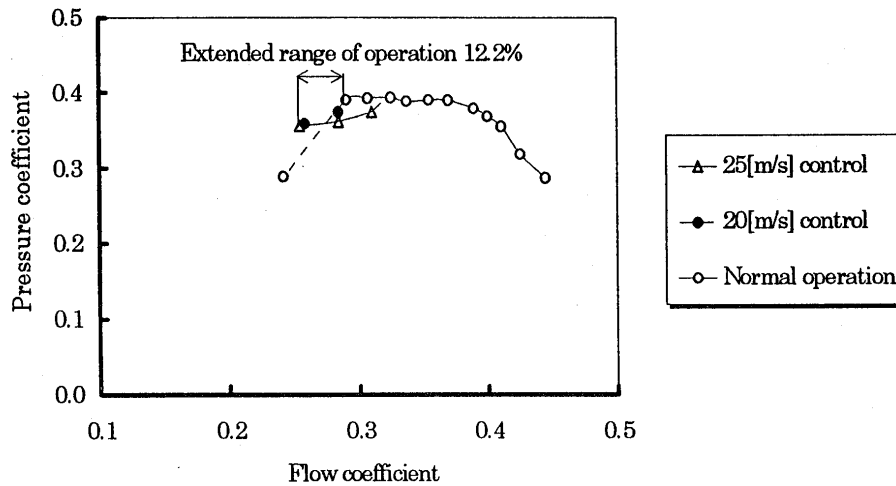


Fig.10 Closed loop characteristic

全体的に圧力は低下するが圧縮機ストール発生点が低流量側に延びること、またハブフラップ1枚ではかえって早めに圧縮機ストールが発生しディストーションの効果しかないこともわかった。

4. 2. 2 クローズドループ試験

ローディングストールの初生をリアルタイムに検出しフィードバック制御によりフルスパンストールへ発達するのを防止するのが目標であるが、今回は実験装置の制約から比較的実現の容易な動翼端部の軸流速を計測し定められた値となるように制御する方式を採用した。

作動させるハブフラップ枚数は6、フィードバック・センサとして90°スパン位置にホットワイヤ流速計を組み込んだ。軸流速の目標値として、先に行った内部流れ計測で得られた圧縮機ストール直前の翼端部流速20m/secおよび参考として25m/secの2通りで実施した。

試験結果を図10に示す。作動領域の拡大は流量で最大12.2%、その時の圧力比の低下は8.7%であった。

流量を絞るに従い圧縮機内の軸流速は低下するが、流量の十分なところでは流速を維持すべくハブフラップを全閉にしても実流速は目標を上回る。この領域での流量圧力特性はオリジナル圧縮機と同一である。目標流速を25m/secとした場合、圧縮機ストール発生点よりかなり手前の流量係数0.32で制御が開始されハブフラップが開き始める。流量低下に伴い流速を維持すべくハブフラップを広げ対応するが、更に流量を絞りハブフラップのストロークエンド到達後はハブフラップ全開のオープンループ特性にしたがう。目標流速を20m/secとすると制御開始する点が流量係数0.29まで遅れ、オリジナル圧縮機の高い圧力特性を最大限に生かすことができる。

5. まとめ

軸流圧縮機のハブ近傍に小規模なスタンディングストールを発生させ、この大きさを制御する手法によりアクティブストール制御を実現する目途が得られた。

参考文献

1. 高田浩之 多段軸流圧縮機の旋回失速 東京大学航空研究所集報 第2巻第6号 (1961)
2. H.Takata & T.Nagashima
Rotating stall in three dimensional blade rows subjected to spanwise shear flow
ISABE 85-7088 (1985)

二次音源を利用した航空用ファン回転騒音の低減化の試み

※石井達哉、小林紘、生沼秀司、武田克巳、五味光男(航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

当研究室では、ファン・送風機から発せられる騒音を能動的に低減するための基礎研究を進めており、航空用エンジンについては、フロントファンから発生する騒音のうちもっともレベルの高い回転騒音をナセル入口全方向で低減することを目標としている。近年、エンジンの高バイパス比化に伴いファン回転数が低下し、必要とされる共鳴吸音室の容積が増加する反面、重量軽減の制約からナセル内の吸音材設置スペースが減少する傾向にある。そこで、吸音ライニングに代わって、エンジンの運転状態の変化に追従でき、広帯域に渡って騒音低減効率が高く、コンパクトで耐久性のある騒音低減デバイスへの期待が高まってきた。騒音の能動制御技術は排気管、低回転ブロー、イアマフなどに適用されつつあり、騒音低減の代替デバイスとして有望である。しかし、能動制御技術を航空用エンジンのファン騒音、とりわけスピニングノイズに適用するには、低減すべき騒音のモデル規範の設定やディストーション等の影響によるセンシングの安定性、制御音量のあふれ出し、及び軽量かつ高音圧音源装置の開発などの課題を克服する必要がある。

ファン騒音の能動制御に関しては、NASA Langley 及び Lewis を中心に研究⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾が進められてきた。DSP(Digital Signal Processor)を使った従来のアダプティブフィードフォワード制御を MIMO(Multi-Input Multi-Output)系に適用した例では、半無響室に設置した JT15D のフロントファンから特定のスピニングパターンを励起させて、音響用スピーカを使って騒音の相殺を試みている。エラーセンサ付近では目標値への追従が認められるが、スピーカ間には位相の関連がないために発生する制御音のパターンが必ずしも騒音パターンと合致せず、放射全方向の騒音積算量を比較すると制御音のあふれ出し(Spill Over)が発生することが報告されている⁽⁵⁾。スピーカアレイに位相の関連を持たせて制御を施す試験例も報告されているが、目標値であるモデル規範の決定に労力を要するばかりか、エラーセンサーを放射音場に設置しなくてはならず航空用エンジンに適用するには実用的ではない。エンジンダクト内のエラーマイクの擾乱に対する感度を高めた PVDF(PolyVinylDyne-Fluoride)フィルムセンサや、希少金属を使った高効率軽量音源、PZT を利用した流体音響素子の研究開発も同時進行中である⁽⁶⁾⁽⁷⁾。これとは別に、4 枚翼の小型ダクトファンから発生するファン単独スピニングパターンに対して、反位相のスピニングパターンをアナログデレイを使って送出し、放射騒音の低減を試みた例も報告されている⁽⁸⁾。いずれも特定のモードに対してトーンノイズを低減した例であり、Spill Over や運転状態の変化に対する追従性、複数のモード・周波数を持った騒音パターンへの低減性能を改善する余地がある。

制御音の Spill Over を解決し、追従性や複数成分の騒音に優れた低減性能を実現する上で、Wave Form Synthesis⁽⁹⁾は一つの有力な手法である。Wave Form は、伝播経路断面に音圧分布を持ち、現象に周期性をもった騒音場に有効である。二次音源を使って、騒音パターンの複製を生成し、現象の開始タイミングに適度な遅れを持たせて複製を送出することで、空間的な騒音の相殺が可能である。この方法では、騒音パターンの周期性を仮定するために、リアルタイムのフィードバックは不要であり、一旦モードの同定と複製の送出が完了すれば、騒音制御系は外乱に対して安定して動作するという利点がある。つまり、騒音を構成するモードが変わらなければ、系の運転状態の変化に応じて制御音の周波数が追従するために、安定した制御を持続することが期待できる。アダプティブ法で使われるエラーセンサの設置箇所を最小限に止めることができる上、モデル規範を設定する労力も軽減できる。

Wave Form Synthesis を確立するためには、騒音場を正確に予測する技術と任意の再生音場を送出する技術が不可欠となる。スピニングパターンの観測と予測法については既にいくつかの報告があり⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、構成モードの特定が正しければ、エラーセンサからの情報をもとに高い精度でモードの分離をすることができる。特定のスピニングモードを発生させるには、モータを駆動する要領と同様に、アクチュエータアレイを特定の位相間隔で駆動すればよい。モードの数が増

えれば、モード間の位相・振幅関係を考慮して、各アクチュエータに合成信号を送ればよい。合成信号は各チャンネルで異なっているために、独立に任意波形を発生できる多チャンネル信号発生器が必要となる。これを使うことで、任意の複数の周波数・モードを持ったスピニングパターンを同時に出力することができ、複数の騒音成分を同時に低減することが可能となる。本報では、スピニングパターン再生システムを使った二次音源の性能試験結果と、二次音源をモデルファンに適用した時の騒音低減試験結果の一例を報告する。

2. スピニングパターン再生システム

個々のスピニングモードを発生させるのに必要なデジタル制御信号を合成することで、複数のスピニングモードを生成できることに着目し、多チャンネルの信号発生器(シンセサイザ)を中心にスピニングパターン再生装置を設計・製作した。図1にシステムの概要を示す。装置は、無響室(4100mm×5700mm×3400mm)、試験用音響ダクト(内径 490mm×2700mm)、制御音発生用アクチュエータアレイ及び増幅器、16チャンネルシンセサイザ、フラッシュマウントマイクロホンアレイ、トラバースリングとプローブマイクロホン、コントローラから成り立っている。試験用音響ダクトは、一端を吸音材で塞ぎ、もう一端をベルマウスを介して無響室に連結している。音源として、音響用ドライバユニット(Fostex 製,FD101)16個を、ダクトの閉端近くの同一円周

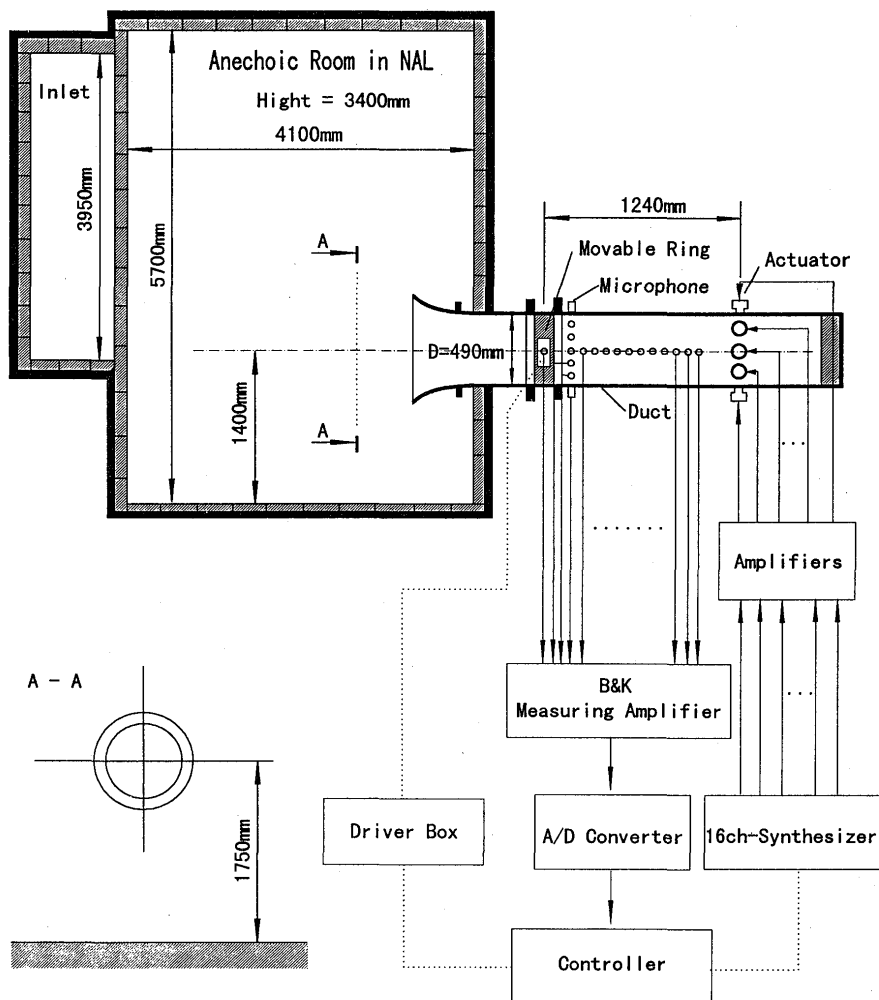


Figure 1: Schematic view of a spinning pattern excitation system.

上に等間隔で設置した。各ドライバユニットは、16チャンネルシンセサイザによってそれぞれ独立に制御信号を与えられて動作する。個々のユニットには4~40Wの入力を与えた。ドライバユニットアレイよりも上流側、つまり無響室側には円周方向とダクト軸方向にそれぞれ10°、25mm間隔でフラッシュマウントマイクを設置するためのタップが切っており、マイクを使用しないときには孔を塞ぐ仕組みとなっている。これらのアレイによって音響データの観測が行われ、その結果からモードの同定ができる。フラッシュマウントマイクアレイの上流側には、プローブマイクの受圧孔をダクト断面の任意の位置に移動するためのトラバースリング装置を設置した。

Wave Form生成の要である16チャンネルシンセサイザは、コントローラから送られる各チャンネルのデジタル波形信号をアナログ変換し、アクチュエータに制御信号を送出する機能を持つ。本機の特徴は、チャンネル間の動作を独立してできる点、及びコントローラで計算した任意のデジタル波形を発生することができる点にある。最大周波数は20kHz×16CH.、2048点の分解能で任意波形を各チャンネルに設定できる。例えば、純音で5枚のローブパターンを出すためには、正弦波のデジタル波形を生成し、チャンネル間に位相差、

$$\phi = \frac{360 \times N_{lobe}}{M_{actuator}} = \frac{360 \times 5}{16} = 112.5^\circ \quad (N_{lobe}: \text{ローブ枚数}, M_{actuator}: \text{アクチュエータ数}) \quad (1)$$

を持たせた波形データを各チャンネルのメモリに転送すればよい。アクチュエータ数は16個であるため、8枚のローブについては隣り合うチャンネル間の位相差が180°となり、スピニングパターンは生成されない。ゆえにシステムで実現が可能なローブ数は、 $m=1\sim7$ となる。静止時の $m=1$ モード(半径方向次数 $\mu=0$)の遮断周波数を計算すると410Hzであり、同じく $(m, \mu)=(2, 0)$ モードの遮断周波数は680Hzである。

発生したスピニングパターンを観測するには、プローブマイクをトラバースするか、或はフラッシュマウントマイクアレイを使う。今回の試験では、円周方向のローブ数にのみ着目するため、可動リングの壁面にマイクロホンを固定し、これをトラバースすることで、ダクト内壁面の円周方向の音圧と位相の分布を計測し、発生したスピニングパターンを同定するに止めた。計測した時系列音響データを翼通過周波数(Blade Passage Frequency)を中心に狭帯域フィルタにかけてから、計測位置における音圧分布とリファレンスセンサとの位相差分布を算出する。単一のスピニングモードが発生していれば、トラバース位置を0~360°変化させた時に、音圧レベルは平坦な分布を示し、リファレンスセンサとの位相差については、-180~+180°間の直線分布がローブ枚数分だけ現れる。なお、直線分布の傾き方向はスピン方向に対応する。

3. 制御音の性能試験とモデルファンからの騒音モード計測

制御音の性能試験条件は、能動制御を施すモデルファンの運転条件から決定した。モデルファンは、16枚のFRP製ブレードとその上流側に等間隔で設置された15本の干渉促進用ロッドで構成される。ブレード・ロッド間の干渉によりローブ枚数1のスピニングパターンが強く励起される。能動制御試験の第一段階として単一モードの騒音低減を目指し、運転回転数を下げて、(1,0)~(2,0)モードのみがカットオンとなる条件で試験することにした。回転数は4000~5250rpmであり、翼通過周波数は1066~1400Hzであった。試験条件を表1に示す。

表 1. 制御音の性能試験条件

	A:(1,0)モード発生試験	B:(2,0)モード発生試験
入力(翼通過)周波数	1000 Hz	1000 Hz
チャンネル間位相差	22.5°	45.0°
入力パワー/CH.	13W	13W

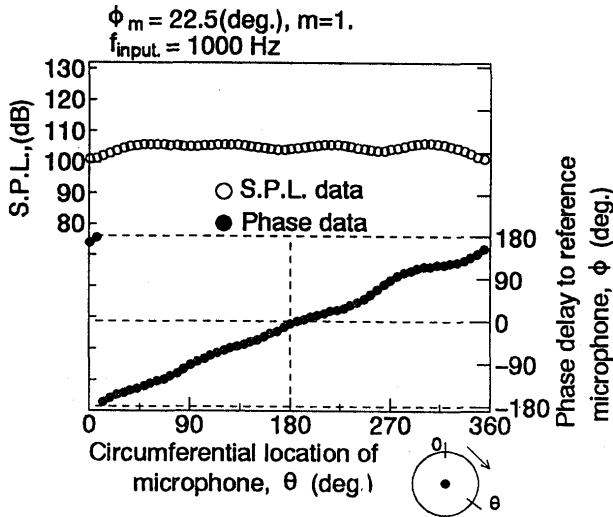


Figure 2A: Experimental results of performance of control sound, (Case A).

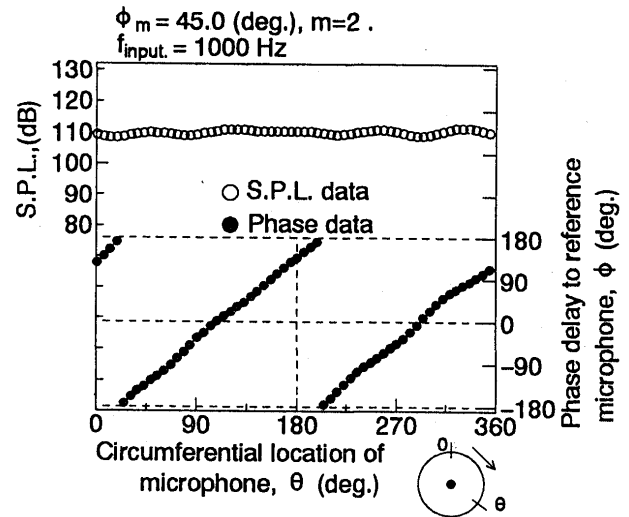


Figure 2B: Experimental results of performance of control sound, (Case B).

ケース A の結果を図 2A に示す。図の横軸はトラバースしたマイクロホンの円周方向座標を表し、上側は入力周波数成分の音圧レベルを、下側はリファレンスセンサに対する位相ずれを表す。発生した音響モードが定在波であれば、音圧レベルに分布ができる。これに対してスピニングパターンであれば、圧力パターンがダクト内壁面を擦って伝播するために、時間的平均音圧レベルは、円周方向に一様となる。図はスピニングパターンの生成を暗示している。位相ずれの分布を見ると、右上がりの直線分布が 1 本存在し、観測者が 360° 移動する間にローブの位相が 360° 変化する。音圧レベルの結果と併せて考慮すると、トラバース方向に回転する 1 枚のローブを持ったスピニングパターンが計測されたことがわかる。モデルファンのブレードと前置干渉ロッドから発しうるスピニングモードのうち、 $m=1$ の次にありうるモード(2,0)に対処するために、ケース B にて試験した結果を図 2B に示す。ケース A と同様に音圧レベルは一様であり、位相分布には右上がりの直線分布が 2 本存在することから、2 枚のローブを持ったスピニングパターンの生成を確認できる。さらにローブ枚数を増やすには隣り合うアクチュエータのチャンネル間に与える位相差を増やせばよい。ケース A,B とともに生成するには、それぞれのモードに対応した制御信号を合成すればよい。複数のモードだけでなく複数の周波数成分を含んだスピニングパターンを送出できるため、複数の成分を持ったトーンノイズを同時に低減することが可能である。

制御すべき騒音パターンを同定するために、試験ダクトをモデルファンに接続して、ファン・干渉促進ロッドから発せられる騒音パターンをトラバースマイクにて計測した。ファン運転回転数 5250rpm における翼通過周

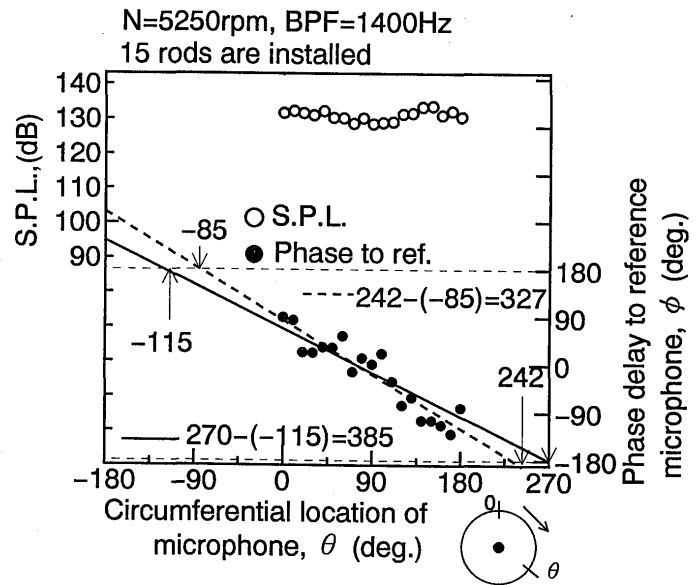


Figure 3: Experimental results to show a spinning pattern caused by a model fan.

波数成分(BPF 成分)について、ダクト内壁面上の音圧レベルと位相分布を計測した結果を図 3 に示す。位相分布に着目すると、右下がりな 1 本の直線分布が存在することが認められ、この回転数以下では、トラバース方向と逆方向に回転するスピニングパターン($m=1$)が強く励起されていると考えられる。このパターンの複製を生成できるように二次音源の駆動・制御をする。

4. モデルファンを使った回転騒音低減試験

二次音源からの複製音場をモデルファンの騒音場に適用する際に注意しなければならないことは、騒音現象の開始時期を感知して、適度な遅延を施し、複製音場を騒音場に同期させることである。現象の開始時期は翼の通過をセンシングすることで決定されるが、今回用いたモデルファンは FRP 製であるために、従来の渦電流型センサを用いることができない。翼面上の光の反射を光ファイバで伝送する方式では、複雑な翼形状や短いチップ幅のわずかな通過時間を安定して感知することが困難である。そこで、ファンのシャフトに翼枚数分の反射スリットを塗装し、スリットの反射をファイバセンサで感知する方式を採用した。この方式を使う利点は、安価でシステムの構成が可能なこと、スリットの通過によるパルスの挙動が安定しており遅延・同期に適すること、スリットの数を 2 倍、3 倍とすることで高調波成分の遅延・同期を独立して行うこと

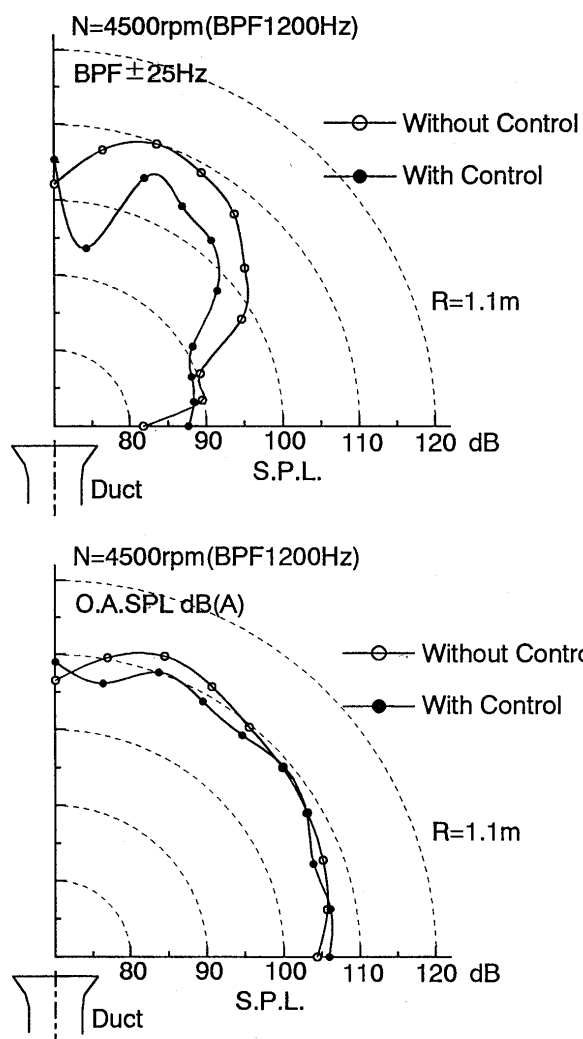


Figure 4: Noise distribution far from the duct inlet, (Top: BPF SPL, Bottom: OA SPL).

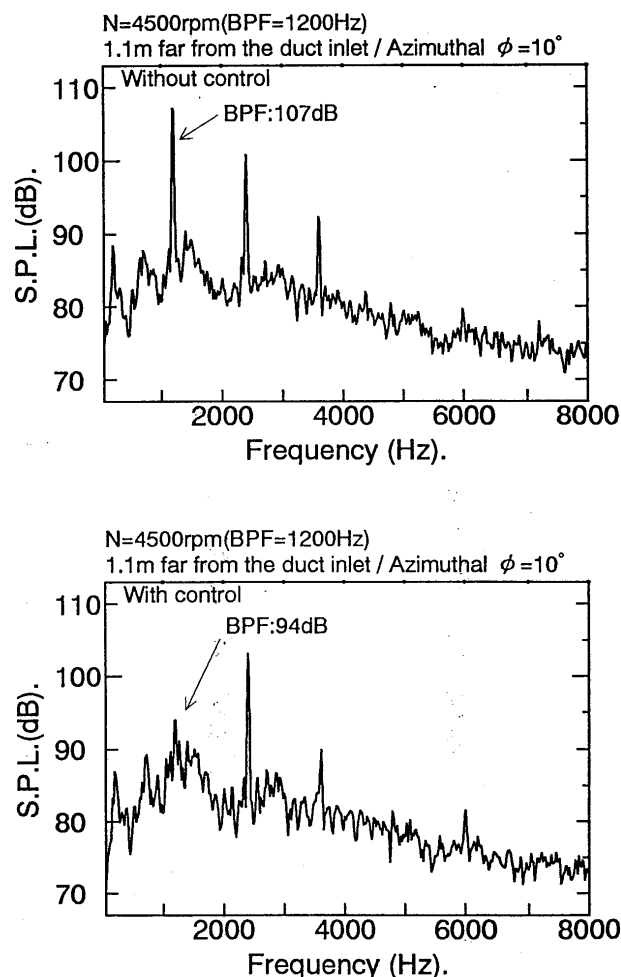


Figure 5: Power spectrum of SPL in far field, (Top: Without Control, Bottom: With Control).

も可能であることなどが上げられる。同軸反射型ファイバセンサユニット(Keyence 製、FU-35FA,FS2-65)の出力信号は、遅延信号発生器(Stanford 製、DG535)で時間遅れを伴ってシンセサイザの外部同期入力端子に送られる。シンセサイザから発せられる全チャンネルの制御信号は、外部同期入力周波数に変調されるとともに、遅延信号発生器で設定された遅れ時間を伴って送出される。これらの遅延・同期系統もまたコントローラで制御可能な状態となっている。

3 節の結果を考慮して、ファン回転数を 4500rpm(翼通過周波数 1200Hz)に設定し、制御音として $(m, \mu)=(-1, 0)$ のスピニングモードを送出し、振幅・遅延時間を調節してエラーセンサが最小値を示す制御量を決定した。非制御時・制御時の放射場の騒音分布を計測するために、ブームマイクロホンを 10° おきにトラバースした。今回の試験では Wave Form Synthesis による能動制御の可能性を調べることを目的としており、エラーセンサをダクト内ではなく、放射場中のダクト出口直進方向から 20° 方向に設置した。図 4 には、ダクト端からの翼通過周波数成分(BPF 成分)とオーバーオールレベルの騒音分布を制御時と非制御時で比較した結果を示す。BPF 成分は $10\sim 80^\circ$ 方向で一様に $2\sim 13\text{dB}$ のレベルの低下が見られ、二次音源のつくる複製音場が騒音パターンと合致し、Spill Over のない騒音低減が実現されている。図 5 では、最も低減効果の得られた 10° 方向のスペクトル分布を制御時、非制御時で比較した。BPF 成分は広帯域騒音レベルにまで低減されている。一方、高調波 2BPF 成分には制御が施されておらず、制御時には卓越成分となって残存している。この結果、オーバーオールレベルの放射特性は、BPF 騒音成分が卓越している $0\sim 50^\circ$ 方向では、最大 3dB の一様に低下する傾向を見せるが、2BPF 騒音成分が卓越する $50\sim 90^\circ$ 方向では、低減効果はほとんど見られない。

今回の結果をふまえて、複数のローブパターン・周波数成分を持ったスピニングノイズの複製をアクチュエータにより発生させて、卓越する離散周波数成分すべてを低減し、放射音場全方向に渡ってオーバーオールレベルを Spill Over なく低減することを次の段階の目標とする。

5. まとめ

ファン・送風機から発せられる騒音のうち、特にスピニングトーンノイズを能動的に低減する研究の第一段階として、任意の制御音を送出できるスピニングパターン再生システムを製作し、その性能を試験した。これをモデルファン装置に適用し、二次音源を使った能動制御の可能性を調べた。結果をまとめると以下ようになる。

- (1)制御音発生装置を使ってアイドリング時のファン運転状態に適用できるスピニングモード($109\sim 126\text{dB}/1000\text{Hz}$)を安定して発生することができた。デジタル波形の合成を行えば、ローブ数の異なる複数のスピニングモードを制御音として発生させることが可能である。
- (2)二次音を送出するタイミングの制御法として、安価で耐久性があり、かつ擾乱に対して安定な光ファイバセンサを利用した観測・遅延方法を採用し、制御システムに組み込んだ。
- (3)能動制御の例としてファン回転数 4500rpm にて試験を行ったところ、ファン直前方及び垂直方向を除いた前放射方向でオーバーオールレベルで最大 3dB 、翼通過周波数成分にして最大 13dB の低減を達成することができた。

参考文献

- (1)R. H. Thomas, et al., AIAA-93-0597, (1993).
- (2)R. A. Burdisso, et al., AIAA-94-0361, (1994).
- (3)C. H. Gerhold, 16th AIAA Aeroacoustic Conference(1995), pp. 187-193.
- (4)R. A. Burdisso and C. R. Fuller, 16th AIAA Aeroacoustic Conference(1995), pp. 231-237.
- (5)R. H. Thomas, et al., AIAA-Journal, Vol. 32-1, (1994), pp. 23-30.
- (6)R. A. Burdisso, et al., 16th AIAA Aeroacoustic Conference(1995), pp. 177-184.
- (7)T. M. Drzewiecki, et al., 16th AIAA Aeroacoustic Conference(1995), pp. 455-463.
- (8)D. L. Sutliff and R. T. Nagel, AIAA-93-4356, (1993).
- (9)W. Neise and G. H. Koopman, Proceedings of Inter Noise 88, (1988).
- (10)J. M. Tyler and T. G. Sofrin, S. A. E. Trans., Vol. 70, (1962), pp. 309-332.
- (11)P. D. Joppa, AIAA-84-2337, (1984).
- (12)G. F. Pickett, et al., NASA-CR-135293, (1977).

* 飯田安彦 (東海大学大学院)
西澤敏雄 (航技研)
高田浩之 (東海大学)

1. まえがき

旋回失速は翼列において失速が原因となって発生する非定常流動現象であり、失速フラッタは同じく失速時に翼に働く非定常空気力が翼の弾性振動と連成して発生する自励振動現象である。これらは共に翼列翼の失速に起因する現象であり、また実際の翼はみな多かれ少なかれ弾性的に支持されているので、両者は共存し得る性格のものであるにも拘らず、現在までこの旋回失速と失速フラッタについて両者の関連という観点からの研究はあまり行われて来なかった。

著者らは、先に二次元の圧縮機翼列を通る失速した流れの数値解析を行い、旋回失速および失速フラッタに関して次のような結果を得た。^{(1)~(3)} 即ち、

i) 失速した剛翼列においてある一枚の翼が失速すると、翼前縁から放出される渦度によってその翼の背面上に失速渦が形成され、次第に成長しながら翼後縁方向へ流れていく。そして、その先端がちょうど後縁に達する頃、今度は翼腹面の後縁から放出された逆向きの渦度が後縁を回り込んで背面側後縁付近に回復渦を形成する。この頃には前記の失速渦は既に翼面を離れ幾分下流にまで流出しているが、考える翼列流路内ではその失速渦と回復渦のために流れは上流向きの誘導速度を受けてブロックされ、このため、背面側隣接翼の迎え角が大きくなって、今度はこの翼が前縁剥離を起こし背面上で失速渦の成長が始まる。これが旋回失速において失速が伝播するプロセスである。勿論、上記の失速渦の大きさや強さ、成長の速さ、従って失速の伝播速度などは翼列への平均流入角や流れ場の規模（旋回失速の波長、翼ピッチなど）の影響を受けて変化するが、いずれにしても以上の放出渦の挙動が旋回失速のメカニズムを説明するものであることには変りはない。

ii) 次にこの数値解析の方法を各翼が一定振幅、一定振動数、一定翼間位相差で微小振動する翼列に対して適用し、振動翼列における失速伝播の様子を明らかにした。また、その際、翼背面上の失速渦の成長に伴う翼面圧力の時間的変動と翼振動の位相関係に注目して非定常流れが振動翼に対してなす非定常仕事の特性を調べた。その結果は、翼の振動条件（無次元振動数と翼間位相差）によって大きく3つに分類され、剛翼列の旋回失速伝播速度と翼振動の位相伝播速度が相互に近くて、旋回失速の伝播と翼列に沿う翼振動の位相伝播とが同期するとき、あるいは失速の伝播が翼振動の位相伝播に引き込まれるときには、旋回失速の伝播は非常に規則的になると共に、特に同期している付近では激しいフラッタ励振が発生するというものであった。反対に、翼振動の位相伝播速度が旋回失速の伝播速度と著しく異なるような場合には、剛翼列の場合とほぼ同じ旋回失速が翼振動と無関係に伝播し、フラッタ励振は行われぬ。そしてまた、両者の中間の状態においては、旋回失速は翼振動の影響を受けて変調され、全体として不規則に変動しながら伝播し、またこのときには失速フラッタによる励振も行われぬことがわかった。

本実験は上記の数値解析結果を検証する目的をも兼ねて、旋回失速共存下での翼列の失速フラッタ特性を明らかにするために行ったものである。直線翼列風洞において翼列中の各翼を種々の振動条件下で微小振動させ、翼面非定常圧力を計測して前述の失速渦の挙動を確認すると共に、その際

に流れが翼に対してなす非定常仕事を算出し、翼列の失速フラッタ特性を旋回失速の現象との関連のもとに明らかにしようとするものである。

2. 実験装置及び実験方法

二次元直線翼列風洞の吹き出し口に、NACA65-(12)10翼7枚（翼弦長 $c=80\text{mm}$ 、両端を除く5枚は角振幅 $\alpha_0 = \pm 2^\circ$ で角振動する）を流入角 $\beta_1 = 55^\circ$ 、食い違い角 $\xi = 30^\circ$ 、弦節比 $\sigma = 1.0$ で配列する。測定は無次元振動数 $k (= \omega c / 2U)$ (ω : 角振動数、 c : 翼弦長、 U : 流入流速) が $0 \sim 0.6$ の範囲で、翼間振動位相差 β (背面翼の位相進みを正とする) が 0° から 300° まで 60° 毎の6通りの場合について行った。翼面圧力測定翼の断面図を図1に示す。測定翼には図に示すように、背面側に12点、腹面側に10点の計22点の圧力測定孔があり、翼面の各孔に背面前縁側から1, 2, ..., 12、腹面後縁側から13, 14, ..., 22と番号を付けて測定位置を示す。翼の回転中心は翼中心線上で前縁より38mmの点である。なお、流入角 $\beta_1 = 55^\circ$ は本翼列において翼が静止している場合（剛翼列）の旋回失速発生点である。

翼列加振装置はインバータ・モータの回転が歯車列に伝わり、偏心ピンを用いたリンク機構により、各翼に角振動を与えるように設計されている。また、ギヤの噛み合わせを変えることにより 10° 毎に任意の翼間位相差を設定できるように設計されている。

本実験の計測システム図を図2に示す。測定される翼面非定常圧力は測定翼内部の導圧パイプを通り、圧力トランスデューサーを内蔵したスキャニバルブに導かれ、電気信号に変換された後、DCアンプ、ターミナルボックスを経てパソコンへ送られる。ロータリエンコーダを用いて、翼振動1周期中に100点のデータを合計50周期分取り込むと共に、圧力変動と翼振動の位相関係を調べるため、翼の振動位相を表す同期パルスをも取り込んだ。また、同時に、旋回失速の伝播状況を調べるため、翼列方向に1ピッチ離れた2点に熱線プローブを配置し、流速変動を計測した。

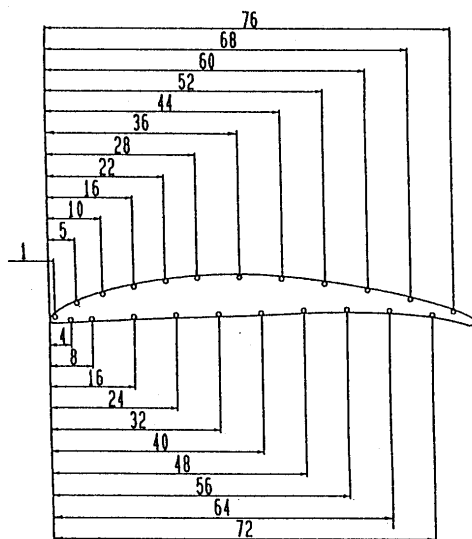


図1 圧力測定翼断面図

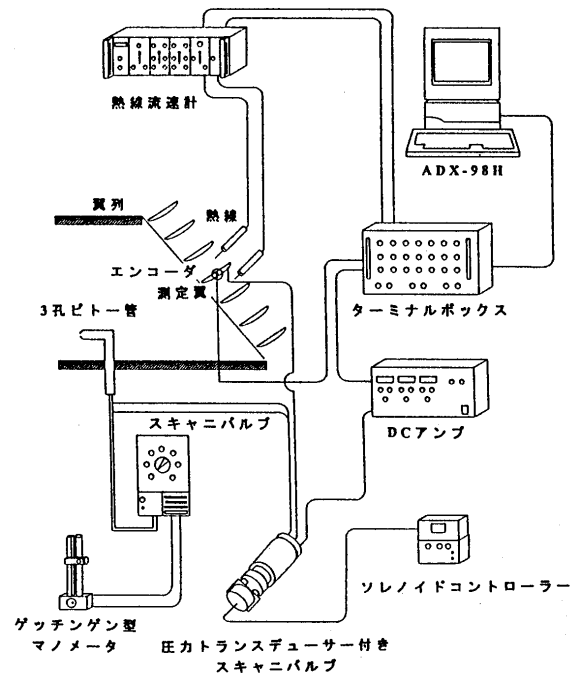


図2 計測システム

翼面上の非定常圧力の分布がわかれば、これより振動翼に対する仕事を計算することができる。振動の1周期中に流れが翼にする仕事 W は、無次元化して非定常仕事係数として次式で表す。

$$C_w = \frac{W}{\pi \alpha_0^2 \frac{1}{2} \rho U^2 c^2} \quad (1)$$

ただし、実際には複素計算を行ったので、非定常複素仕事の虚数部分という意味で、以下 $\text{Im}(C_w)$ の記号を用いる。ここで ρ は空気の密度である。

3. 実験結果及び考察

3.1 翼面非定常圧力

翼面非定常圧力の測定結果の代表例として、翼間位相差 $\beta = 300^\circ$ 、無次元振動数 $k = 0.108$ の時の翼面圧力測定孔No.1における圧力波形を図3に示す。この図は上から順に測定孔No.1における翼面圧力変動、翼振動の位相の基準を表す同期パルス、そして下の2つは翼列方向に1ピッチ離れた2点における旋回失速の熱線流速計による波形を表している。圧力変動は翼振動によく同期し、周期的に変動している。そして旋回失速波形も翼振動と同期して周期性もよく、かつ規則的に伝播している。即ち、ここでは旋回失速の伝播はほぼ翼振動に引き込まれているものと見ることが出来る。この時、旋回失速の翼1ピッチ伝播時間は約11ms ($U=35$ m/s)である。

翼面上の全ての点における翼面圧力 p の測定結果を30周期分平均し、測定系の動的補正を行った上、圧力係数 $C_p = (p - p_0) / (\rho U^2 / 2)$ (但し、 p_0 は翼列上流の静圧)の形に無次元化した結果を図4(a)、(b)に示す。なお、この図は測定孔の位置に応じて圧力係数の原点を次第に下方にずらしながら示したものである。横軸は振動1周期中の時間を U 及び b/c によって無次元化して表したもので、 $t=0$ は翼の迎え角が増大していく途中で $\alpha = 0^\circ$ となる時刻(同期パルスの位相基準)に相当する。図4(a)では翼前縁で発生した負圧のピークが時間とともに減衰しながら後縁側へ移動していく様子が見られる。このとき、負圧のピークは翼面上前縁から後縁までを約12msで移動している。図4(b)に示した翼腹面側の圧力分布は変動が小さい。

一方、図5はまえがきに述べた数値解析における $\beta = 300^\circ, k = 0.1$ の点における翼背面非定常圧力の変動を示したものであるが、数値解析においてはこのような負圧のピークの発生と移動は翼背面に失速渦が成長し、かつ次第に下流へ流されていくことに対応するものであることが確かめられている。図4(a)と図5とは負圧ピークの高さや、実験においては回復渦が捉えられていない点などにやや差があるものの、その他の面では全般的に非常によく似ており、これによって数値解析において予測された失速渦の成長とそのふるまいは実験によって確認されたとしてよいであろう。なお、本論文では今後図4(a)や図5のような翼面圧力波形を失速渦放成型とよぶことにする。

同様に $\beta = 180^\circ$ においても例えば $k = 0.180$ の場合、翼面圧力変動は翼振動とよく同期して周期的に変動しており、旋回失速の波形も位相がちょうど 180° ずれて、2ピッチで1セルの旋回失速が周期的かつ規則的に伝播している。また、翼背面上の非定常圧力変動においては負圧のピークがほぼ迎え角 $\alpha = 0^\circ$ で翼前縁に発生し、時間と共に減衰しながら翼後縁側へ移動していくことが確かめられた。

一方、翼背面の非定常圧力変動が失速渦放成型を示さない場合の例として、 $\beta = 300^\circ, k = 0.209$ における実験の結果を図6及び図7に示す。この場合には図6より、翼面圧力の変動は翼振動の周期ごとに比較的大きなばらつきが見られて周期性が悪く、失速の伝播もやや不規則になっていることがわかる。これは旋回失速の伝播と翼振動の位相伝播とが一致しなくなって、翼が前縁失速を示さな

い振動周期が間歇的に現れるようになったためであると思われる。そして、そのために、図7の圧力変動では負圧のピークの発生や移動が認められなくなったものと考えられる。

3.2 非定常仕事

翼面非定常圧力の測定結果から、流れが翼振動の1周期中に翼に与える非定常仕事を算出し、種

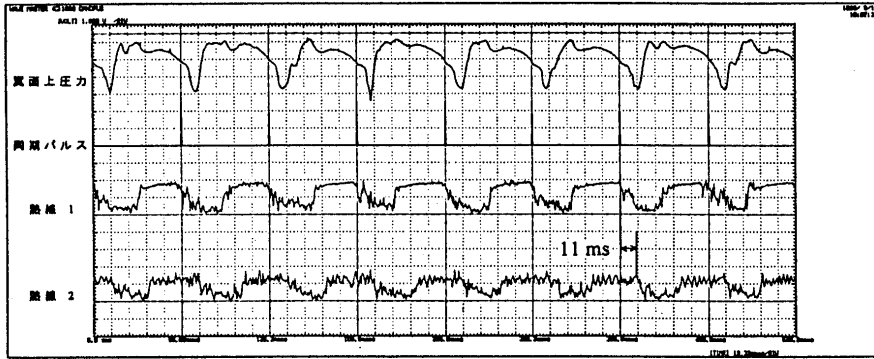


図3 翼面圧力測定結果 ($\beta = 300^\circ, k = 0.108$)

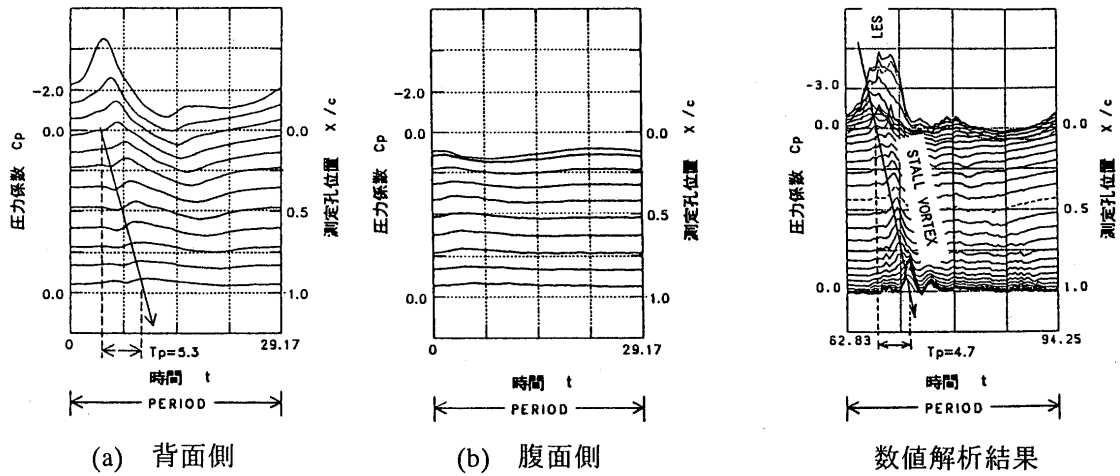


図4 翼面非定常圧力変動 ($\beta = 300^\circ, k = 0.108$)

図5 翼背面非定常圧力変動 ($\beta = 300^\circ, k = 0.1$)

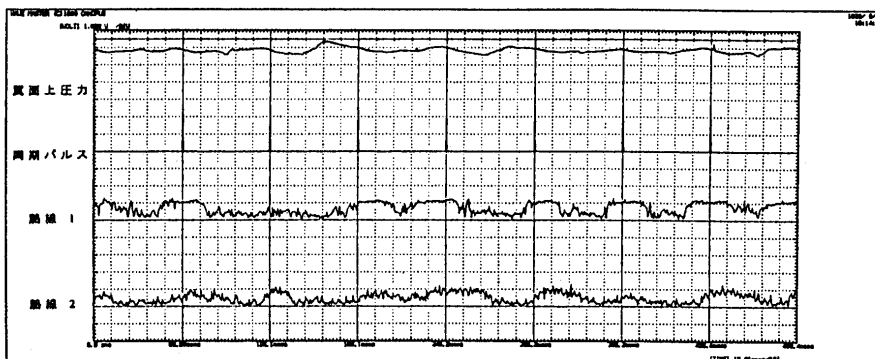


図6 翼面圧力測定結果 ($\beta = 300^\circ, k = 0.209$)

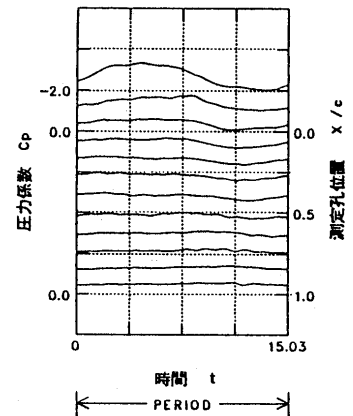


図7 翼背面非定常圧力変動 ($\beta = 300^\circ, k = 0.209$)

々の β と k の組み合わせに対して非定常仕事係数 $\text{Im}(C_w)$ の分布としてプロットした結果を図8(a)に示す。同様に図8(b)は数値解析による非定常仕事係数 $\text{Im}(C_w)$ の分布図を示す。ただし、数値解析においては振動翼6枚から成る周期的振動翼列を想定し、流入角はその剛翼列の旋回失速発生点である $\beta_1 = 52^\circ$ としている。

図8(a)において、 $\beta-k$ 面の中央付近には正の大きい値が集まっており、 $\text{Im}(C_w) = 1$ 及び2の等高線を描いてみると左上がりの斜め領域が得られる。そして、この領域より離れると一般に $\text{Im}(C_w)$ の値は小さくなり、特に右上の領域では負の値が現れる。図8(b)の数値解析結果においても、中央部付近に $\text{Im}(C_w)$ が正で大きい領域があり、左上がりにその領域が広がっていて、両図を比較して見ると $\text{Im}(C_w)$ の大きい範囲もまたそのおおよその値もよく一致していることがわかる。

$\text{Im}(C_w)$ が正の大きい値を示す領域は旋回失速の伝播が翼振動の位相伝播に同期または引き込まれている領域である。両者が同期する条件は、旋回失速の翼1ピッチ伝播時間（無次元）を T_s とすると

$$k = \frac{2\pi - \beta}{2T_s}, \quad \beta : [\text{rad}] \quad (2)$$

で表される。 $\beta = 300^\circ$ の時、具体的に T_s を物理時間でおおよそ15msとすれば、無次元時間で約6.6となり、同期する点では $k = 0.08$ である。また、 $\beta = 180^\circ$ のときにも実験から推定して T_s を20ms（一般に旋回失速の波長が小さくなれば伝播速度は小となる）とすると、無次元時間は8.75となり同期点では $k = 0.180$ となる。図8(a)で示した $\text{Im}(C_w)$ が正の大きい斜め領域は、この同期する β と k の関係を中心に広がっており、 k の値がちょうど同期する値より少し異なる時には旋回失速の伝播が翼振動の位相伝播に引き込まれることになる。この同期または引き込みの領域では翼背面非定常圧力分布は図4(a)や図5に示したように典型的な失速渦放出型を示し、旋回失速の伝播は明確な規則性を持つようになる。失速の伝播と翼振動が同期していることは、 $\beta = 180^\circ$ や 240° の点で、上記の圧力分布測定翼及びその背側翼及び腹側翼の合計3枚の翼の各測定孔No.1における翼面非定常圧力の変動を同時に記録し、流れがそれぞれの翼で前縁剥離するときの翼振動の位相を調べた結果、その位相が一致していることから確かめられた。

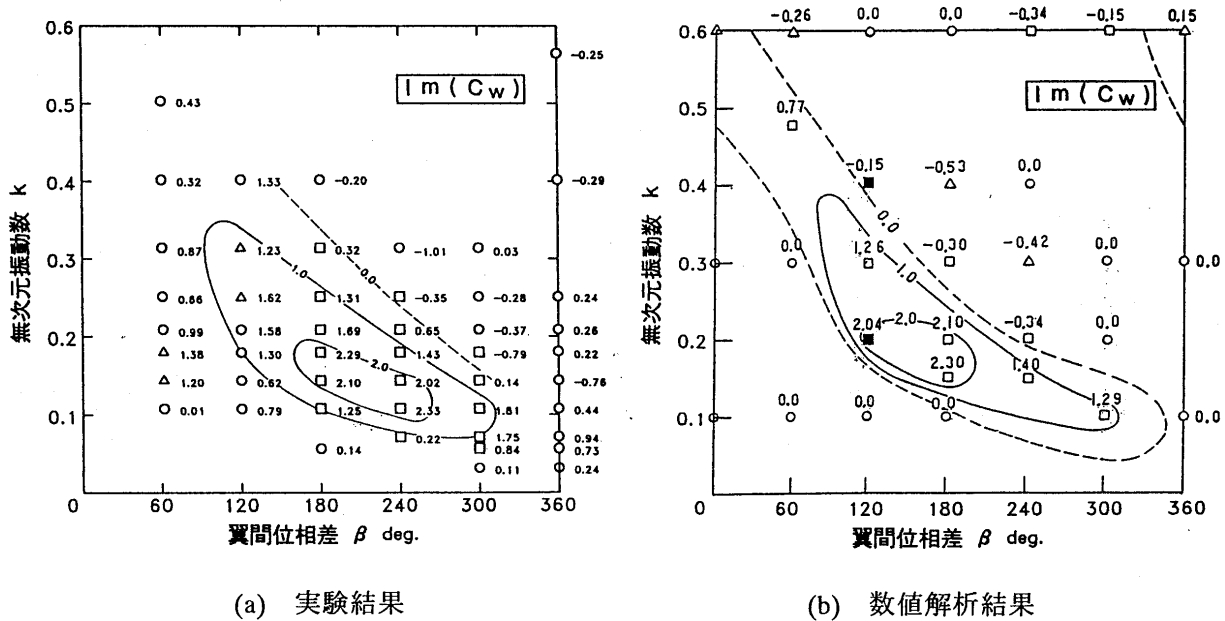


図8 $\beta-k$ 面上の非定常仕事係数の分布

同期・引き込み領域内において β 一定のもとで k を大きくしていくと、失速渦放出による負圧ピークの発生の位相は翼振動に対してだんだん遅れていく。このために、同期・引き込み領域の右上端の部分では翼背面圧力波形は失速渦放出型を示しながら $\text{Im}(C_w)$ は負となる。

さらに k が大きくなると、すなわち $\beta-k$ 面で同期・引き込み領域より離れた右上の領域では一般に $\text{Im}(C_w)$ は僅かに負、あるいは0に近い値を示す。図6、7の点はその例である。そしてこれらの点では翼面非定常圧力の変動は翼振動ごとの周期性が悪く、変動の大きさも小さい。また、旋回失速の伝播も規則性がなく、一般に周期性もよくない。これに対して数値解析においては、この領域では旋回失速は幾分翼振動の影響を受けながらも、翼振動に無関係に自分自身の伝播速度でほぼ規則的に伝播し、従って、長時間平均した $\text{Im}(C_w)$ はほぼ0であった。これは、数値解析においては6枚の翼から成る周期翼列あるいは翼6枚を1周期とする無限直線翼列を対象としているので、旋回失速は成長し切った状態では、十分規則的、周期的であり得るのに対し、実験で対象とした翼列は翼枚数がかなり少なく、かつ風洞の上下端板の影響を受けてその周期を決定する機構が明確でないこと、定常的な伝播が得られにくいことに基因するものであると思われる。事実、この領域の実験においては旋回失速はばらつきが大きく、またその伝播も非周期的で、ときには間歇的でもあった。

翼間位相差 β が 180° より小さい時、即ち翼の振動位相の伝播方向が旋回失速の伝播方向と逆である場合には現象は複雑であって、実験結果と数値解析との一致は $\beta = 120^\circ$ 付近の同期・引き込み領域内を除いてあまり良くない。特に $\beta = 60^\circ$ の場合には、同期領域($k = 0.4$)付近を除いて数値解析では前に述べた旋回失速の独自の周期性の故に $\text{Im}(C_w)$ はほとんどの場合0であったが、実験においては $k = 0.15 \sim 0.20$ 付近でやや大きい正の値が得られた。これも翼列風洞における旋回失速の不規則性、非周期性に起因するものと思われ、むしろここでは翼面非定常圧力を測定した中央翼の単独の振動に基づき非定常励振仕事の特徴が現れたものと見ることが出来るようである。即ち、翼列実験において他の翼は全て静止させ、中央の1枚の翼のみを $\pm 2^\circ$ で振動させてそれに働く非定常励振仕事を調べてみると、不規則な旋回失速の影響を受けてかなりの変動はあるものの、 $k = 0.15 \sim 0.20$ 付近に $\text{Im}(C_w)$ のピークを持つ特性が得られるからである。

4. むすび

本実験は振動翼列における旋回失速と失速フラッタ特性の関連を調べる目的で、数値解析結果の検証の目的も兼ねて行ったものである。強い失速フラッタ励振が行われるのは、基本的に数値解析の結果とも合致して、旋回失速の伝播と翼振動の位相伝播との間に同期・引き込みの現象が起きる場合であることがわかった。また、この領域における翼面非定常圧力分布は典型的な失速渦放出型を示し、この点でも数値解析とよく一致した。同期・引き込み領域より離れた右上及び左下領域では、実験と数値解析では少し様子が異なったが、これは実験では両端を含めても7枚だけという比較的少ない枚数の翼列を用いたため、数値解析と異なって旋回失速の発生及び伝播があまり周期的・規則的でなく、ばらつきの大きいものであったためである。

参考文献

- (1)西澤・高田、渦モデルによる旋回失速の数値解析、機論、56-523B (1990-3), 618.
- (2)西澤・高田、失速した翼列を通るはく離流れの数値解析、機論、59-567B (1993-11), 97.
- (3)西澤・高田、数値解析による圧縮機翼列の失速フラッタに関する研究(第1報)、機、流工部門講演会前刷集、940-53, (1994-11), 433.

*小 幡 正 一 (石川島播磨重工業)
 熊 田 雅 弥 (岐阜大工)
 伊地知 伸 彰 (石川島播磨重工業)
 横 井 俊 之 (岐阜大院)

1. まえがき

タービンの高温要素部品をセラミックス化したセラミックガスタービン (CGT) の研究開発が進められるようになってきた。高温CGTの開発においては、セラミックスと金属部品の熱膨張を吸収する技術と熱遮断技術の確立が必要であり、熱伝達率の予測精度の向上が求められている。特にCGTでは、タービン動翼やシュラウド自体がセラミックス製であり、金属に比べ靱性が低い、動翼とシュラウド面の接触を極力避けるとともに、翼端隙間を最小に保つ必要があり、CGTに適した新しいシュラウド面形状の開発が望まれている。基本的な形態としては、空力性能を重視し、翼端とシュラウドの接触をあらかじめ考慮したアブレードブルシュラウドの適用が考えられる。現在の耐熱温度 900℃以上のガス温度で作動する高温CGTへの適用は、高温アブレードブル材料の開発と同時に動翼を破損することなく、シュラウド面をすり減らす技術の確立が前提となっている。特に後者については、空力特性と密接に関連するが、接触面積を少なくする意味で、具体的には溝付きシュラウドや軸方向に翼端隙間を変化させるシュラウドの適用が考えられる。

最近、セラミック・アブレードブル冷却シュラウドに関して、タービン動翼に対向するシュラウド面上の熱伝達率の測定^{(1) - (3)}と、翼列の空力性能の向上の為に、翼端隙間の流れと翼間流れとの複雑な流れ現象の解明の研究^{(4) - (6)}が数多くなされている。著者らは、軸流タービン実機を用いてシュラウド面上の局所熱伝達率特性と流動特性⁽³⁾を明らかにしてきた。しかしながら、これらの研究は、金属製のタービンを対象としている為、シュラウド面の形状が動翼の先端面に平行な翼端隙間一定の場合を扱っており、面の形状が変化する場合の熱伝達特性や流動特性は必ずしも明らかにされていない。

本研究は、CGTに適したセラミックアブレードブルシュラウドの開発を目的に、図1に示すように、前報⁽⁸⁾の比較的流れの少ない翼前縁部から中央部をテーパ形状面(図(b))にした軸方向に翼端隙間の変化する場合の研究に引き続き、動翼先端の隙間流れの結果⁽³⁾を考慮し、この翼端隙間流れを抑え、かつ動翼との接触面積を減少させる意味で、図(c)の様に翼端隙間流れの妨げる方向に、すなわち周方向に20°傾斜した溝を有する溝付きシュラウド面上の平均熱伝達特性と翼端隙間流れ特性を明らかにするものである。

2. 実験装置および方法

本実験装置として、軸流タービン型過給機 (IH I製 VTR161型ターボチャージャー) を使用した。このターボチャージャーは、外径 $d = 169\text{mm}$ 、ハブ/チップ比 0.76のローターを持っている。

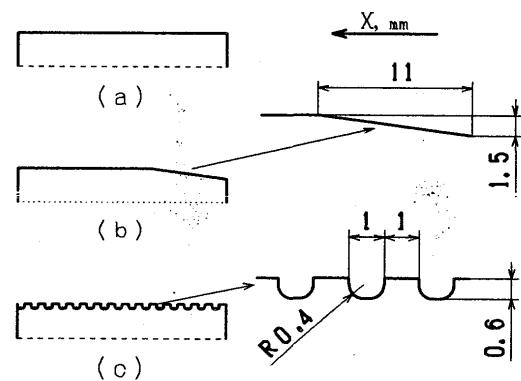
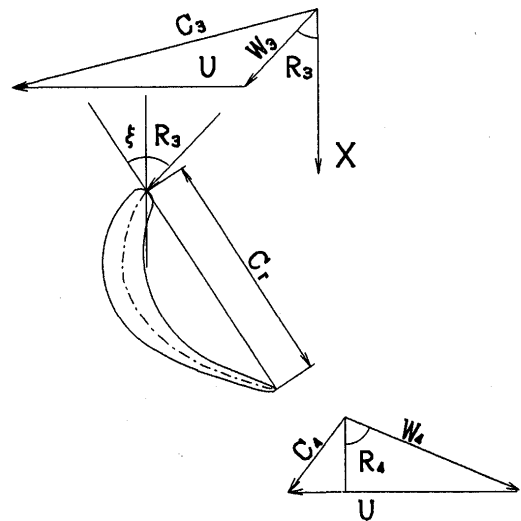


図1 シュラウド形状面

動翼の枚数は53枚で、その翼弦長 C_r は翼端において13.14 mmである。タービン駆動用の空気は、ブローアから供給され、タービンスクロールに入り、ノズルガイドベーンを通過した後、ローターに向けてテストセクションに流入する。ローターの回転数 N は、タービンに取り付けられたフォトピックアップからの信号を、パルスカウンターに入力して計測した。本実験では、 $N=3000\sim 9000$ rpm の範囲で行った。流量 Q と回転数 N を測定することにより図2に示す速度三角形から幾何学的にタービンの主要パラメータを算出した。翼端隙間 δ は、シックネスゲージを用いて測定した。 δ のばらつきは、シュラウド全周で $\pm 5\%$ 以内であった。本実験では、 δ の変化はシュラウド内径を変化させた物を製作し行なった。入射角の制御は、ターボチャージャーのコンプレッサのインペラーの翼高さや、フィルター部の通過面積を調整してコンプレッサ側の仕事を操作することによりタービン軸への負荷を操作した。これより定常状態で相対流入角 R_3 を -48° から $+59^\circ$ まで変化させることが可能となった。ここで本実験に用いた軸流タービンの動翼先端で、流れが動翼に対して無衝突の場合、 $R_3=36^\circ$ である。これはタービンの定常運転時の負荷状態に相当する。よって、 $R_3 > 36^\circ$ の時、加速運転時の、 $R_3 < 36^\circ$ の時、減速運転時の負荷状態にそれぞれ相当する。

図3にテストセクションの座標系および主要記号を示す。タービン軸方向を X 、周方向を Y 、シュラウド壁面からの高さを Z とした。ノズル出口を $X=0\text{mm}$ とし、動翼が $X=5\sim 15\text{mm}$ の部分で、シュラウドに対向している。

図4に溝付きシュラウドの詳細を示す。図は平均熱伝達測定用で、溝方向は周方向に対して 20° 、流出方向に傾斜して加工されている。これは、実際の翼端隙間流れの主たる部分の方向に対応させたものである。実験を等温壁の条件で行うため、シュラウド面は銅製である。また、図3に示すように、上流 $X=0\sim 2\text{mm}$ と下流 $X=30\sim 35\text{mm}$ は、熱損失を低減させるためにベークライト製である。測定部から、周方向および裏面への熱損失を抑え



C: Absolute velocity
W: Relative velocity
U: Blade tip speed
R: Relative flow angle

図2 速度三角形

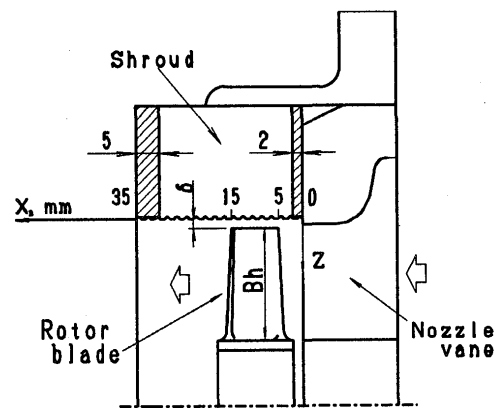


図3 テストセクションおよび座標系

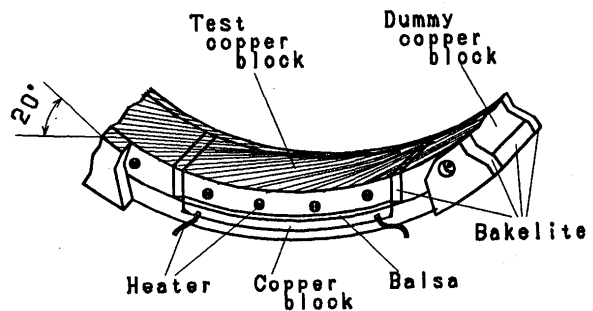


図4 熱伝達率測定用溝付きシュラウド

るために、バルサ材などの断熱材を介してダミーの銅ブロックにもヒータを内蔵させて、直流安定化電源で電気加熱し、テスト用銅ブロックと同一温度となるように調節した。また、測定部から軸方向への熱損失を評価するために、ベークライト板の外側に熱電対を取り付けた。上流及び下流方向への熱損失は、それぞれテスト部への供給量の最大で3%であった。シュラウド壁面温度は、4本のCu-C熱電対により測定された。実際の壁面温度測定には、十分な温度定常の確認後行った。熱伝達率の算出には、ローターを通過する際に生ずる空気熱差を考慮して、加熱時と非加熱時の壁温差を用いた。熱量は、ヒータに供給した電力から算出し、上述の軸方向への熱損失を考慮した。また、本溝付きシュラウドの場合、表面積は、溝に沿って評価したが、溝付きシュラウドの表面積は、平滑面に比べて約1.4倍である。

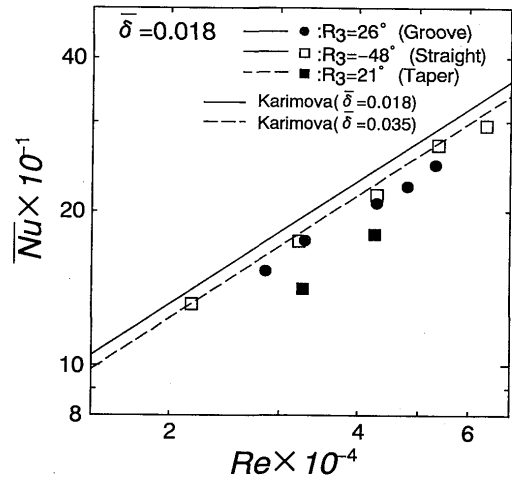
3. 実験結果および考察

3.1 平均熱伝達率

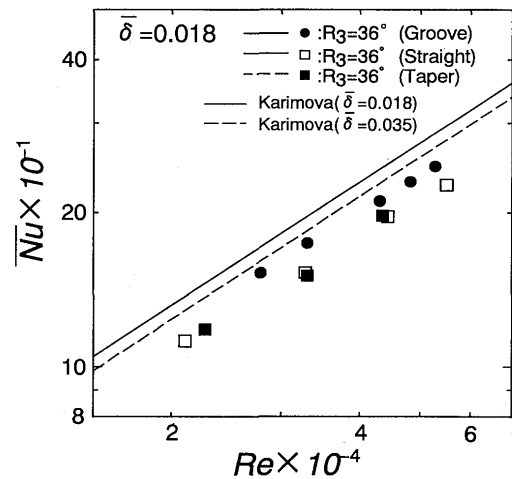
算出された平均熱伝達率をレイノルズ数 Re に対して整理した結果を、無次元翼端隙間 $\bar{\delta}$ ($= \delta / Bh$) が 0.018 の場合を図5に示す。図(a)は、減速状態、図(b)は、定常状態、図(c)は、加速状態に対応する条件での結果をそれぞれ示したものである。ここで、 Bh は翼長であり、 Re 数の代表長は、三次元形状翼の翼端でのコード長 Cr を、代表速度は、速度三角形より求めた絶対流入速度 C_3 と絶対流出速度 C_4 の平均値を用いた。また、平均ヌセルト数 \bar{Nu} の代表長は、レイノルズ数と同じである。図中比較のために、図1に示した3種類のシュラウド面形状の結果と次式で整理されるKarimovaらの結果⁽¹⁾を示す。

$$\bar{Nu} = 0.052 Re^{0.8} (1 - 2\bar{\delta}^{0.8}) \dots \dots (1)$$

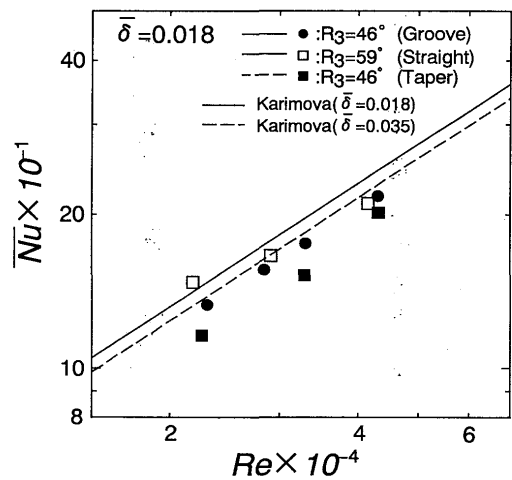
なお、無次元翼端隙間 $\bar{\delta}$ と相対流入角 R_3 は、3条件に対し一致した結果ではないが、基本的な比較が可能であるので示した。また、平滑面とテーパ面の熱伝達率は、熱流束一定の条件に相当する箔法によって測定されたものである。負荷状態によらず、多少バラツキつきがあるものの基本的にはKarimovaらの結果と同じく、 \bar{Nu} は $Re^{0.8}$



図(a)



図(b)



図(c)

図5 平均熱伝達率

で整理される。この特性は、シュラウド面形状に関係しないようである。特に、この Re 数の依存性は、平板乱流熱伝達に対する Colburn の結果⁽⁷⁾ と同じであることは興味深い。ただ、Karimova らの結果と絶対値の比較はレイノルズ数範囲、速度三角形、タービンの形式や翼の形状が相違しているのが問題ではあるが、溝付きシュラウドの場合は負荷(incidence)に関係なく、平滑面、テーパ面のシュラウド形状面のもものと比べて、近い値を示している。このように、シュラウド面の形状による熱伝達率の差が顕著でないことは重要である。ただ、溝付きシュラウドの場合、熱伝達率は上述のように溝に沿って表面積を評価しているので実際のシュラウド面への流入熱量は約4割ほど大きいことに留意すべきである。しかし、このことが同時にシュラウド面上の翼端隙間流れが同じであることを意味するかどうかは不明である。現在、溝内と面上の流れを計測中であるので、この点に関しては次回に報告したい。一方、絶対値を比較してみると、溝付きシュラウドにおける相対流入角の影響は小さい。この傾向は、他の形状についても同じである。ここでは、陽的に示していないが、 $\bar{\delta}$ が大きいほど一般に熱伝達率は低い。これを考慮したとしても、テーパ面の場合、他の2種類の面より全体として低めの傾向にあるようである。テーパ面は、隙間の大きい翼前半部で低下し、それを後半部のストレート部で回復できないようである⁽⁸⁾。

図6に無次元翼端隙間 $\bar{\delta} = 0.033$ の場合の平均熱伝達率をレイノルズ数に対して整理した結果を示す。これは相対流入角 $R_3 = 36^\circ$ (無衝突状態) のものである。ここには示されていないが、どの負荷状態によらず \overline{Nu} は、ほぼ $Re^{0.8}$ で整理され、 $\bar{\delta} = 0.018$ の場合と同様の結果となっている。また、 $\bar{\delta} = 0.033$ の場合の平均熱伝達率と $\bar{\delta} = 0.018$ のものと比較すると前者のものの方が低い。これは、Karimova らの結果と同様、 $\bar{\delta}$ が大きいほど熱伝達率は低くなる。

図4に示すように、本溝付きシュラウド面は、軸方向に上流から下流まで溝加工されている。したがって、静翼からの流れが直接溝に沿って流入することが予想される。翼端隙間流れだけの影響を顕在化させる意味で、動翼に対向する面以外の溝を粘土で埋めて、同様の測定を行った。図7は、一例としてベークライト面の溝 ($X = 0 \sim 2\text{mm}$) だけを埋めた場合の平均熱伝達率の結果をレイノルズ数に対して整理し、比較したものである。本実験の Re 数範囲では、 \overline{Nu} はほぼ同じ値を示している。このことから、動翼対向部における翼端隙間流れが熱伝達を支配していると思われる。なお、結果は示していないが、動翼に対向する面だけに溝を残した場合も測定したが、その場合は約7%程度の低下を示した。しかし、この場合銅製の溝部を粘土で埋めているため、粘土自身が熱抵抗に

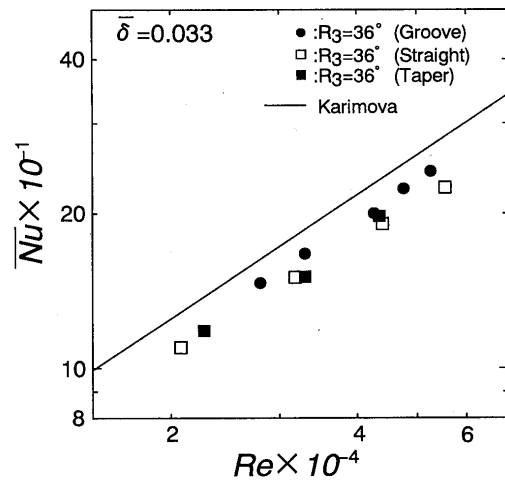


図6 平均熱伝達率

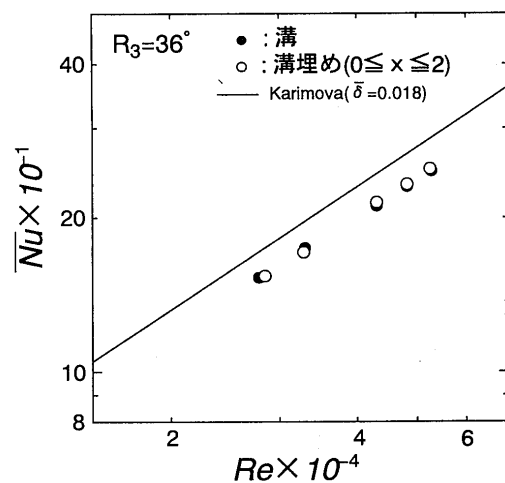


図7 平均熱伝達率

なっているのでその影響を含み、正確さに欠ける。現在、銅片で埋めるべきテストセクションを改良中であるが、溝の長さの影響はほとんどないものと思われる。

3. 2 局所壁面静圧分布

図8は、シュラウド壁面上の静圧を動翼先端の周速度に対する動圧で無次元化して示したものである。これは相対流入角 $R_3=36^\circ$ （無衝突状態）のものである。壁面静圧は、本実験の Re 数範囲では、 Re 数によらず、動翼対向部($X=5\sim 15\text{mm}$)で急激に低下し、下流では大気圧に近づく。3種のシュラウド面形状を比較すると、ほぼ同様の分布となっている。この位置は、平滑面、テーパ面の場合、局所熱伝達率の増加している位置に

一致し、動翼対向部でシュラウド壁面上の流れが加速されていると推測されている⁽¹⁾⁽⁸⁾ことから、溝付きシュラウド面上についても、同様であると推測される。また、ノズル出口付近では、凹部での静圧は、凸部よりも小さい値になっている。これは、実際には翼端隙間が凸部より凹部のほうが、大きくなっているためであると思われる。しかし、平均熱伝達率に対するシュラウド面形状の影響がほとんど顕著でないことは、凹凸面の静圧を平均した場合、形状の差がほとんど見られないことを反映しているものと思われる。

4. 結論

試験機として、過給機用軸流タービンを用い、動翼先端の隙間流れを考慮して、軸方向に傾斜した溝を有するシュラウド面上の平均熱伝達率と壁面静圧を測定し、ストレート面シュラウド（翼端隙間一定）、テーパ付シュラウドの場合と比較し、以下のような結論を得た。

- (1) 平均熱伝達率は、平板乱流熱伝達率の結果と同様、 $Re^{0.8}$ で整理され、 Re 数の増加と共に増加し、 δ の増加により減少する。また、相対流入角の影響は小さい。
- (2) このような傾向は、ストレート面とテーパ面のシュラウドと同じで、これは翼端隙間流れに変化がなく、かつこの流れが熱伝達を支配していることを示唆するものである。
- (3) シュラウド壁面上の静圧分布は、ノズル出口から下流に急激に減少する。これは、動翼対向部でシュラウド壁面上の流れは、加速していると推測される。このような傾向は、 Re 数、や、シュラウド面形状が変化しても同じである。

参考文献

- (1) Karimova, A. G., Lokai, V. I., and Tkachenko, N. S., 1973, "Investigation of Heat Release from a Gas to the Elements of Turbine Body", *Izvestiya VUZ Aiatsinnaya Tekhnika*, Vol. 16, pp. 114-119.
- (2) Guenette, G. R., Epstein, A. H., Norton, R. J. G., and Yozhang, C., 1985, "Time Resolved Measurements of a Turbine Rotor Stationary Tip Casing Pressure and Heat Transfer Field", AIAA Paper No. 85-1220.
- (3) Kumada, M., Iwata, I., Obata, M., and Watanabe, O., 1994, "Tip Clearance Effect on

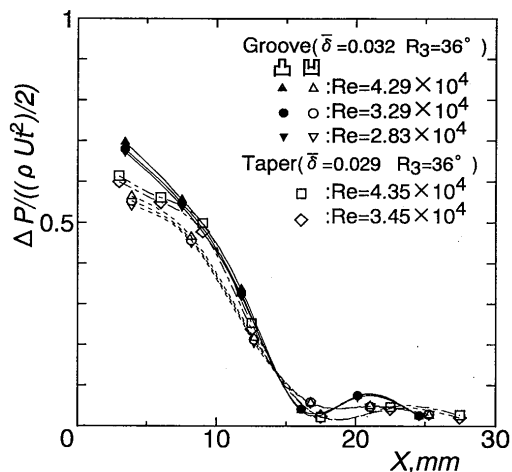


図8 局所壁面静圧分布

Heat Transfer and Leakage Flows on the Shroud-Wall Surface in an Axial Flow Turbine” , ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116, pp.39-45.

- (4) Inoue, M., and Kuroumaru, M., 1989, “Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor” , ASME Journal of Turbomachinery, Vol.111, pp.250-256.
- (5) Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., 1982, “Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part 1: Mean Velocity Profiles and Annulus Wall Boundary Layer” , ASME Journal of Engineering for Power, Vol.104, pp.760-771.
- (6) Pouagare, M., and Delaney, R. A., 1986, “Study of Three-Dimensional Viscous Flows in an Axial Compressor Cascade Including Tip Leakage Effect Using a SIMPLE-Based Algorithm” , ASME Journal of Turbomachinery, Vol.108, pp.51-58.
- (7) Colburn, A. P., 1933. “A Method for Correlating Forcid Convection Heat Transfer Date and a Comparison with Fluid Friction” , Trans, AIChE, Vol.29, pp.174-181,
- (8) 小幡, 伊地知, 熊田, 宇野, 1995, “軸方向に翼端隙間の変化するタービンシュラウド面上の熱伝達特性” . 日本ガスタービン学会誌, Vol.23-91, pp.81-87.

1500℃級回収型蒸気冷却静翼の高温翼列試験における冷却特性

*伊藤勝康、古閑昭紀、大友文雄（東芝）
佐藤実、小林雄一、松崎裕之（東北電力）

[1] はじめに

近年のコンバインドサイクルプラントの熱効率向上は、ガスタービンの高温化によるところが大きい。しかしながら更に高温化が進むと、従来の空気冷却ではほぼ限界に近づき、これに変わる冷却方式として蒸気による回収式冷却方式の開発が望まれている。筆者らは次世代の1500℃級ガスタービンの要素開発として、回収型蒸気冷却静翼の開発に取り組んできた^{1),2),3)}。

冷却翼の冷却性能を検証する方法として高温風洞による翼列試験を実施しており、かつ冷却性能を評価する指標として一般的に冷却効率を用いる。これにより、主流および冷却側の条件が多少変わったとしても冷却による翼温度はある程度予測できる。しかし実際には、冷却効率は主流ガス温度、主流レイノルズ数、冷却媒体量の条件に影響されることが報告されている⁴⁾。したがって、高温風洞試験条件と実機条件が異なる場合、試験で得られた冷却効率に対して何らかの換算が必要となる。また、この冷却効率の予測手法を確立しておけば、ガスタービン部分負荷での冷却性能も予測可能となる。

前報では、1500℃級ガスタービン用回収型蒸気冷却静翼の開発における一連の設計、試作、要素試験、高温風洞試験による蒸気冷却翼の冷却性能および有効性を確認した⁵⁾。本報では、この回収型蒸気冷却静翼に対する高温風洞試験での主流ガス温度、レイノルズ数、冷却蒸気条件等の詳細なパラメータスタディより、これらの冷却性能に及ぼす影響を把握すると共に高温風洞試験結果から実験的に冷却効率の計算式を求め、実機条件での冷却性能を予測する一つの手法について述べる。

[2] 高温風洞試験における冷却性能の評価方法

翼の冷却性能を無次元的に表す局所冷却効率 η_c は、主流ガス温度 T_g 、冷却媒体供給温度 T_c として冷却されるメタルの局所表面温度 T_m の場合、一般に次式で定義される。

$$\eta_c = \frac{T_g - T_m}{T_g - T_c} \quad (1)$$

ここで本蒸気冷却翼において冷却効率に影響を及ぼす要因としては、冷却蒸気流量と圧力、フィルム空気温度と流量、主流レイノルズ数、主流ガス温度が揚げられる。以下に、これらの影響を考慮した冷却効率の計算式を定義する。

翼内面の熱伝達率は、冷却蒸気量の変化にともない管内乱流の関係($Nu = 0.023 \cdot Re_c^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$)で変化する。ここで、 Nu : ヌセルト数、 Re_c : レイノルズ数(冷却孔内流速と孔径で定義)である。蒸気の場合プラントル数 Pr はほぼ1であり、今回の条件では変化は小さいので定数としても誤差は小さい。従って熱伝達率 hc は、各冷却孔ごとに定数 $C2$ と熱伝導率 λ_c を用いて次式で表せる。

$$hc = C2 \cdot \lambda_c \cdot Re_c^{0.8} \quad (2)$$

蒸気の場合、圧力変化により同一の流量でもレイノルズ数 Re_c が変わり、更に熱伝導率 λ_c も変化するため熱伝達率 hc に影響を及ぼす。

フィルム冷却の冷却効率に及ぼす効果は、冷却蒸気温度に対するフィルム空気温度の関係を示す空気温度比 ϕ とフィルム効率 η_f の2要因で評価でき、以下の関係を定義する。

$$\phi = \frac{T_g - T_f}{T_g - T_c} \quad (3) \quad \eta_f = \frac{T_g - T_{fad}}{T_g - T_f} \quad (4)$$

T_{fad} : 翼壁が断熱と仮定したときの翼面上のフィルム空気温度

なお、フィルム効率 η_f はフィルム空気流量と密接な関係にあり、この関係については事前に低速風洞によるフィルム冷却特性試験で把握した⁶⁾。

主流のレイノルズ数変化に伴う冷却効率の変化は、翼外面の熱伝達率 hg がレイノルズ数 Reg に依存して変化するためと考えられる。この関係は、翼面の各位置で $Nu \propto Re g^m$ と表せる。従って翼面局所熱伝達率 hg は、各翼面位置ごとに定数 $C1$ と熱伝導率 λ_g を用いて次式で表せる。

$$hg = C1 \cdot \lambda_g \cdot Re g^m \quad (5)$$

Reg : レイノルズ数 $= V \cdot cl / \nu$ V : 翼列出口主流速度 cl : 翼コード長

ν : 動粘性係数 $C1$: 定数 m : 主流レイノルズ数の指数

またレイノルズ数一定の条件であっても、ガス温度が大きく変化する場合、(5)式の λ_g が変わるため熱伝達率が変化する。

以上の関係と1次元の伝熱式から、本蒸気冷却翼の局所(温度計測位置)での冷却効率 η_c は下記の計算式で求まる。

$$\eta_c = \frac{(1 + Bit)(1 - \phi_c - \phi_f)}{CH + Bi + 1} + \eta_f \cdot \phi_f \quad (6)$$

ここで CH : 対流パラメータ $= \frac{Ag \cdot hg}{Ac \cdot hc} = \frac{Ag \cdot C1 \cdot \lambda_g \cdot Re g^m}{Ac \cdot C2 \cdot \lambda_c \cdot Rec^{0.8}}$

A : 伝熱面積

λ : 熱伝導率

Bi : ビオ数 $= hg \cdot tm / \lambda m$ (代表長 tm = 翼等価厚さ)

Bit : 対象点ビオ数 $= hg \cdot tmt / \lambda m$ (代表長 tmt = 翼表面からの等価距離)

ϕ_c : 局所蒸気温度上昇率 $= (Tcl - Tc) / (Tg - Tc)$ Tcl : 局所蒸気温度

添字 g : 主流ガス c : 冷却蒸気 m : メタル

なお(6)式において、 tmt =(熱電対取付部の翼表面からの等価距離)とすると熱電対計測位置での冷却効率となり、 $tmt=0$ とすると翼表面での冷却効率となり、熱電対取付位置の計測補正も考慮できる。この関係式において、形状を表すパラメータ(Ag 、 Ac 、 tm 、 tmt)および冷却側の熱伝達を表す定数 $C2$ と指数 0.8 に関しては設計値を用い、主流ガス側の熱伝達定数 $C1$ および指数 m については高温風洞試験でのレイノルズ数の変化試験結果から逆算して求めることができる。

[3] 回収式蒸気冷却静翼と高温風洞確認試験装置

図1に今回試験した回収型蒸気冷却静翼の構造を示す。翼の有効部周囲に、スパン方向の冷却孔を30数個配置した単純な多孔式の対流冷却構造でありながら、高圧蒸気側の熱伝達率が高いため十分に冷却可能である。冷却孔の径、ピッチおよび蒸気の流れ方向は燃焼ガス側の温度、熱伝達率等を考慮して均一な温度分布となるよう最適化を図った。冷却蒸気は、外径側のエンドウォールに供給され、翼の背側→内径側エンドウォール→翼の前縁、腹側、後縁→外径側エンドウォールの順番に冷却し回収される構造となっている。なお本蒸気冷却翼は背側の一部に翼内部から少量の冷却空気を吹き出し、翼面を膜冷却するためのフィルム冷却孔を設けてある。

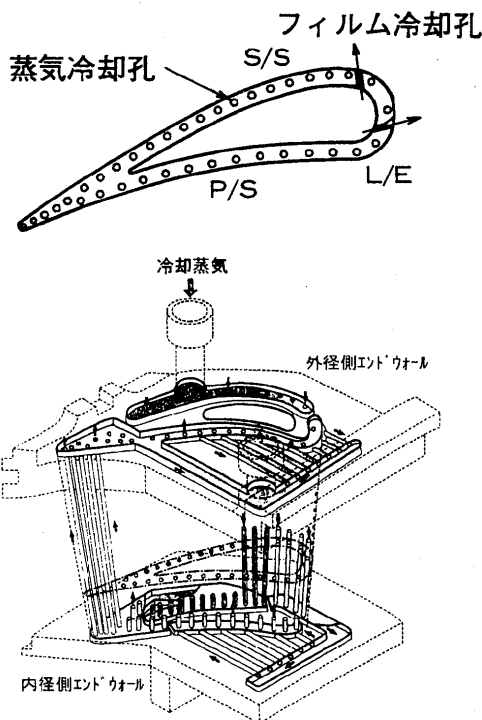


図1 回収型蒸気冷却静翼構造

図2に本高温風洞試験の試験システムを示す。高温風洞装置の空気源は、ガスタービンにより駆動される軸流空気圧縮機の吐出空気である。冷却蒸気にはこの駆動用ガスタービン排熱により蒸気を発生する排熱回収ボイラの蒸気を供給し、冷却後の蒸気は風洞の排気系から大気に放出する系統である。またフィルム冷却空気は主空気の一部を分岐して供給した。

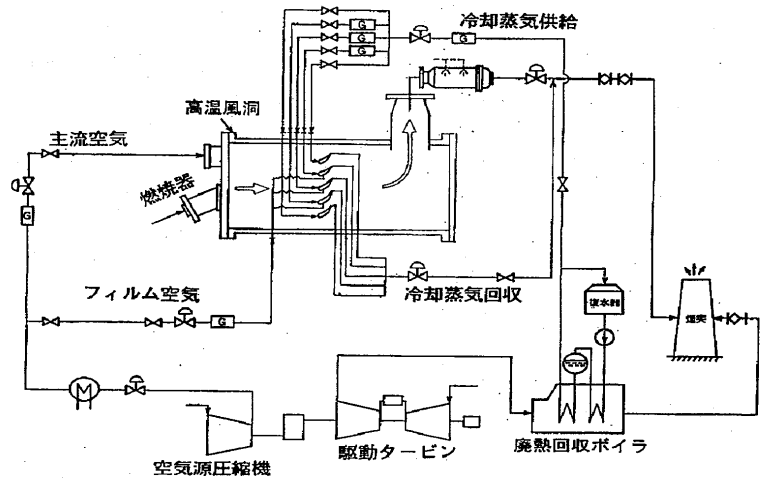


図2 高温風洞試験系統

高温風洞翼列試験部の構造を図3に示す。翼列は前述の実機翼5枚で構成した環状翼列であり、翼列上流の燃焼器から計測ダクトを介して燃焼ガスが供給される。この計測ダクトには3重放射シールド付全温・全圧プローブが3本取り付けられており、翼列入口の主流ガスの全温分布および全圧分布を計測した。全温は翼スパン方向に各5点の合計15点計測した。また、翼面には平均径断面および半径方向にも熱電対(シース径0.5mm)が埋め込まれており、メタル温度分布を計測した。図4にPCD断面における計測位置(S1~S13)を示す。

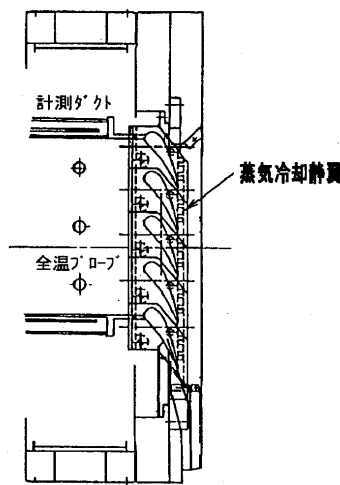


図3 翼列試験部

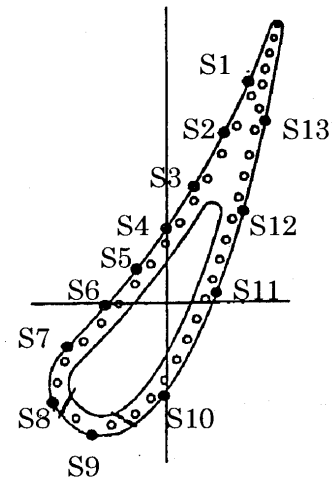


図4 メタル温度計測位置

[4] 試験結果

試験は最大で翼列入口主流ガス平均温度1450℃、同圧力1MPaまで実施した。試験パラメータとしては、主流ガス温度、主流レイノルズ数、冷却蒸気流量比、フィルム流量比についてスタディした。表1に今回の試験範囲を示すが、主流レイノルズ数以外はほぼ実機設計点の条件まで試験を実施した。図5に各パラメータに対する冷却効率の分布を示す。

表1 試験範囲と実機設計条件

項目	試験範囲	実機設計点
主流ガス温度 T_g	750℃ ~ 1450℃	1450℃
主流レイノルズ数 Re_g	0.63 ~ 2.61×10^6	3.5×10^6
主流マッハ数 Ma	≈ 0.94 (一定)	0.94
冷却蒸気流量比 G_c/G_g	3.4~7.0%	6.30%
フィルム流量比 G_f/G_g	1.6~3.0%	1.90%

冷却蒸気量に対してはほぼ単調に冷却効率が増加し、実機設計点 $G_c/G_g=6.3\%$ (蒸気流量/主流流量) にて冷却効率はほぼ飽和する傾向が見られ実機設計点が妥当である。フィルム空気量に対しては、背側の冷却効率はフィルム空気流量の増加に伴い増大するが、 $G_f/G_g=1.9\%$ (フィルム空気流量/主流流量) を越えた流量比において、冷却孔からの吹き出し直後で逆に冷却効率は低下している。これは流量増加に伴い吹き出し運動量が大きくなり、冷却空気が主流ガスに吹き抜ける現象が生じていると推測される。前縁付近と背側の冷却効率分布を総合的に判断すると、設計点の1.9%が最適流量比であると評価できる。レイノルズ数の影響は、翼面の位置によって異なった傾向を示しているが、各

翼面位置でのレイノルズ数変化の影響は安定した傾向を示しており、十分に信頼性のあるデータが採取されている。また、主流ガス温度の上昇に伴い、冷却効率が低下する傾向が見られる。

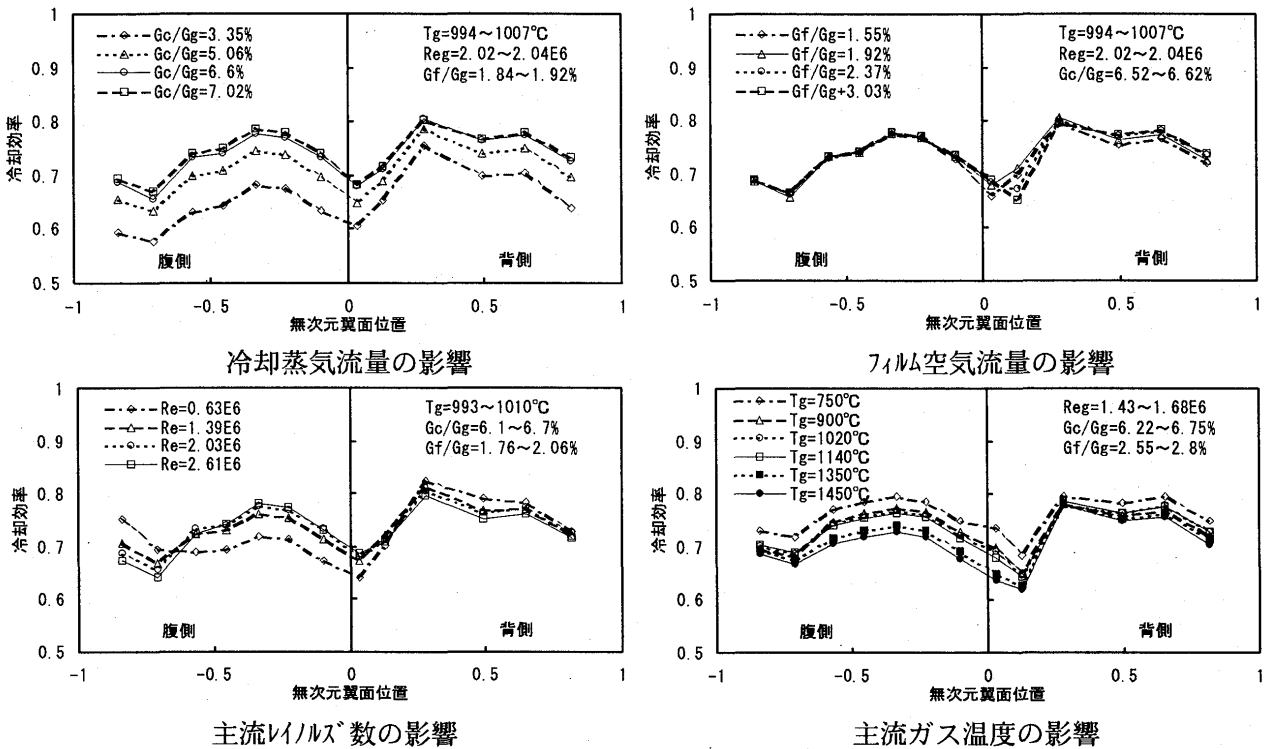


図5 翼面冷却効率分布 (計測)

[5] 評価および考察

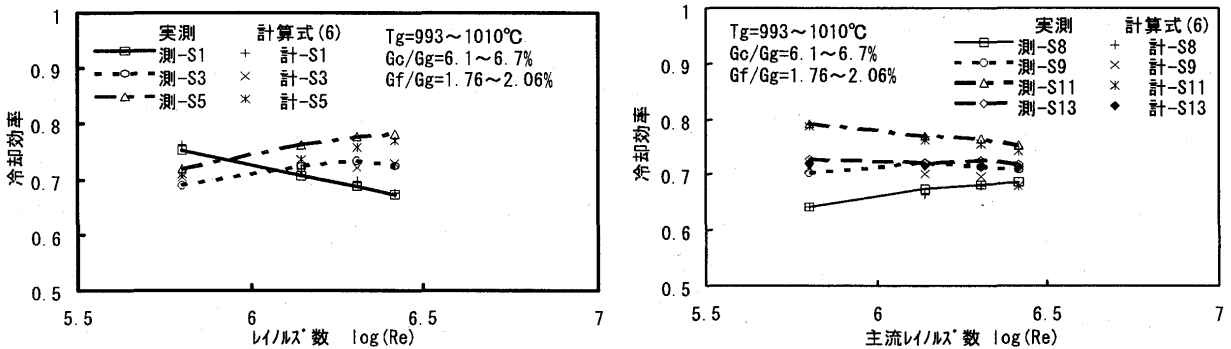


図6 レイノルズ数による冷却効率の変化

主流ガス温度 1000°Cでレイノルズ数を変化させた試験に冷却効率の計算式(6)を適用し、試験領域で計測した冷却効率と相関する指数mを全計測位置で設定した。図6に腹側および背側の計測位置におけるレイノルズ数と冷却効率の関係を計測値と計算値について示す。また、図7にそれぞれの相関について示した。レイノルズ数の増加に対して、背側および腹側後縁部では冷却効率は低下し、腹側および前縁部では逆に増加している。計算式による冷却効率はこの傾向を良く捕らえており、全体的に

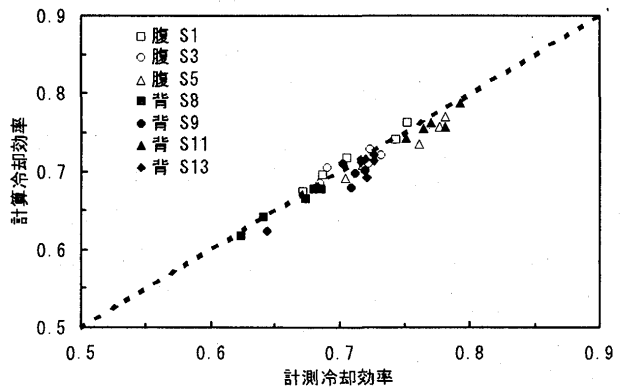


図7 レイノルズ数に対する計測と計算の相関

計測値と4%以内の良い相関が得られることを確認した。他のパラメータに対して、図8～図10に冷却蒸気流量、フィルム空気流量、主流ガス温度の影響を示し、図11に計測冷却効率と計算冷却効率の相関を示した。試験での各パラメータによる冷却効率の変化に対して計測値と計算値は2%以内の良い相関を示しており、計算により精度良く冷却効率を見積もれることを確認した。なお、各図には代表的な計測位置についてのみ示してあるが、全計測位置で十分な相関があることを確認してある。

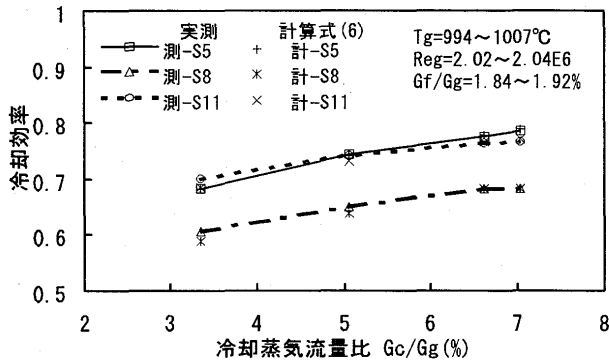


図8 冷却蒸気流量による冷却効率の変化

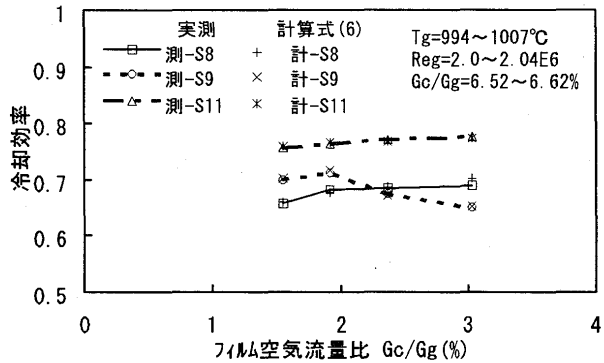


図9 フィルム空気流量による冷却効率の変化

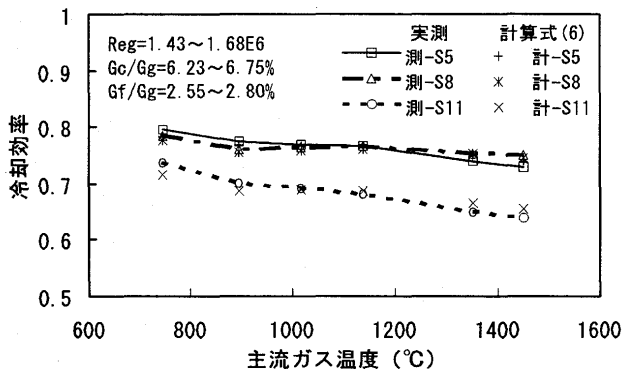


図10 主流ガス温度による冷却効率の変化

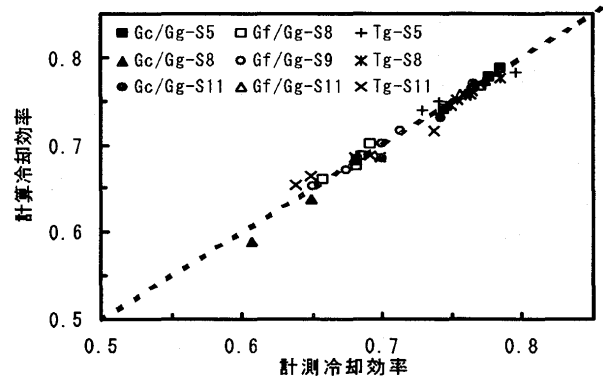


図11 各パラメータに対する計測と計算の相関

試験結果より設定したレイノルズ数の指数 m の分布を図12に示す。また $k-\epsilon$ 乱流モデルを組み込んだ2次元境界層解析コード η による、熱伝達率分布の解析結果から得られた指数 m の分布も併せて示す。このときのレイノルズ数による熱伝達率分布を図13に示す。試験結果および熱伝達率解析から得られた指数 m の分布は良く一致することを確認した。試験による m の値は翼前縁部で約0.55、翼背側で0.8程度であり、腹側は前縁近傍で0.6程度で後縁部に向かって増加している。特に腹側の後縁部はレイノルズ数に対する変化が大きい。これは、図13の熱伝達率分布より、レイノルズ数の増加に伴い乱流への遷移領域が生じ、かつ遷移域が上流側に移っているためと考えられる。解析によると背側においてもレイノルズ数の変化に対して遷移点の変化が認められるが、実際の現象は遷移は

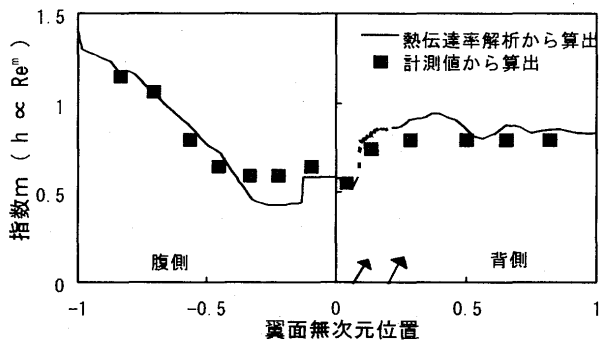


図12 計算式におけるレイノルズ数の指数 m 分布 (主流温度 1000°C)

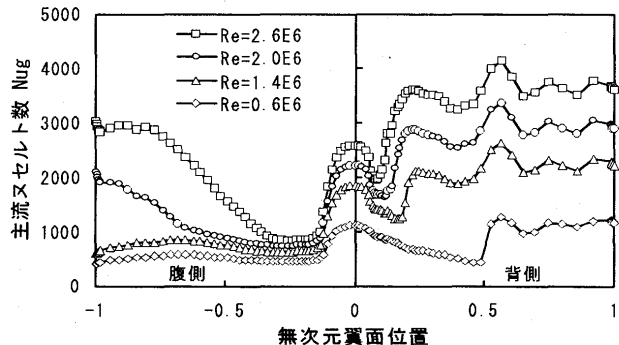


図13 境界層解析による翼面熱伝達率分布 (主流温度 1000°C)

常に前縁付近から生じ背側全域で乱流であると推測される。これは背側の前縁部のフィルム吹き出しにより遷移が加速されているためと考えられる。したがって、図12における背側のこの領域は、解析上は遷移域の移動によりレイノルズ数の指数 m はかなり大きい値を示すが、前述のことを考慮し図中の破線のように修正した。

次に、この境界層解析コードによる翼面熱伝達率解析結果と、翼モデルでの内部流動解析による内部熱伝達率結果から、メタル部の熱伝導解析で翼面の温度分布を求めた。図14に1450°Cの試験における実測冷却効率と解析冷却効率を比較して示す。両者は良く一致しており、解析ツールの有効性を確認できた。

[6] 実機条件での冷却効率の推定

本試験では主流レイノルズ数を除いて、実機設計点の条件を実現できる。したがって、主流ガス温度の影響を排除し換算の精度を向上させるために、実機温度1450°Cでの試験結果に対して計算式(6)を適用し、主流レイノルズ数に対する補正を行い実機での翼面冷却効率に換算した。なお、熱電対の計測位置の補正も同時に行なった。

1450°Cの試験計測値から冷却効率の計算式で実機条件に換算した冷却効率分布を図15に示す。換算冷却効率は背側および腹側の後縁部で計測値より小さくなる。また、換算冷却効率は実機条件での設計予測冷却効率とも良く一致し、所定の冷却性能を有することが確認できた。

[7] 結論

1500°C級回収型蒸気静翼の高温風洞試験による冷却性能検証において、冷却効率に影響を及ぼす主流レイノルズ数、主流ガス温度、冷却蒸気流量、フィルム空気量に対する特性を把握すると共に、実験的に冷却効率の計算式を求め精度良く計算できることを確認した。更に、解析的に求めた冷却効率分布は実測値と良い一致を示すことが確認できた。また試験結果から実機条件に計算式で換算した結果、背側および腹側の後縁部で冷却効率が小さくなり、解析冷却効率とも良好な一致を示した。

本研究は東北電力(株)、(株)東芝の共同研究「高効率ガスタービンの開発研究」に基づく研究成果の一部である。

参考文献

- (1) 松崎、他7名、ASME Paper 92-GT-240、1992
- (2) 福山、他4名、日本機械学会第70期全国大会講演論文集、No920-78、1992
- (3) 野本、他8名、ASME Paper 96-GT-16、1996
- (4) 天笠、他4名、日本機械学会第69期通常総会講演論文集、No920-17、1992
- (5) 伊藤、他7名、GTSJ第10回ガスタービン秋期講演会講演論文集、1995
- (6) 福山、他4名、GTSJ第22回ガスタービン定期講演会講演論文集、1994
- (7) ビスワス、他1名、ASME Paper 93-GT-73、1993

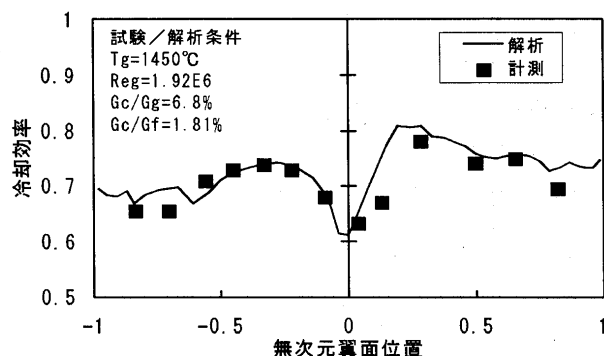


図14 最大試験条件における冷却効率分布

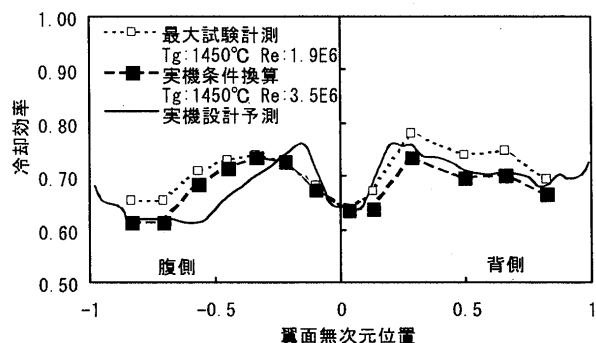


図15 実機条件における冷却効率分布

ガスタービン用プレートフィン熱交換器の 非定常加熱特性に関する研究 (その3 大型熱交換器の試験結果)

B-3

伊藤勝規 (IH1)
堀 政義 (IH1)
*松井浩路 (IH1)
小島 実 (IH1)

1. まえがき

電気と熱を同時に発生するコージェネレーションは、エネルギーを有効利用でき、環境負荷の低減が図れる最有力手段の1つとして普及するとともに、新たな技術開発も進められている。その中でガスタービンは、高温化技術が進歩して熱効率が向上したことと、窒素酸化物の排出が低減できること等により、導入例が多くなっている。これらは単純なオープンサイクル、あるいは排ガスエネルギーの蒸気回収をするタイプであるが、再生サイクルによる高効率化も提案されている。この方法は、特に部分負荷時の効率低下を抑えられるので、コージェネなどに用いた場合、効率低下を生ずることなく発電出力の調整を単機で対応できる特徴を持つ。従って、高効率を維持するために、複数台のガスタービンを併用することで負荷変動に対応する方法に比べ、単機で済むので、システムがコンパクトになる利点がある。このため、低 NO_x が要求される陸用と、コンパクト・高出力が要求される船用などへの適用が検討されている。

本研究は、このような背景の下に、プレートフィン熱交換器の中型ガスタービン用再生器への適用性を検討するために、試作開発とその性能試験を行った。熱交換器の目標性能は、特に部分負荷時のシステム効率が向上することをサイクル解析で確認し、設定した。その結果、良い結果を得たので、以下に報告する。

2. 大型熱交換器試験体の試作

中型ガスタービンの代表として、「LM2500」を想定した。熱交換器の温度効率は85%、排気ガス側圧力損失は3%以内として、単純オープンサイクルと再生サイクルの性能比較を行った。結果は、図1に示すように、50%以下の低負荷領域においても、燃料消費率がフラットな特性を示し、部分負荷時の大幅な燃料消費率の改善が図れることを確認した。そこで、コンパクト化を図るためにプレートフィン型熱交換器を用いて、図2に示す再生熱交換器を試設計した。

試作・試験用の試験体は、実機熱交換器への適用性を的確に評価するために、想定される実機に対して、平面形状とその寸法を全く同一とする段数縮小モデルを開発することにした。試験体の仕

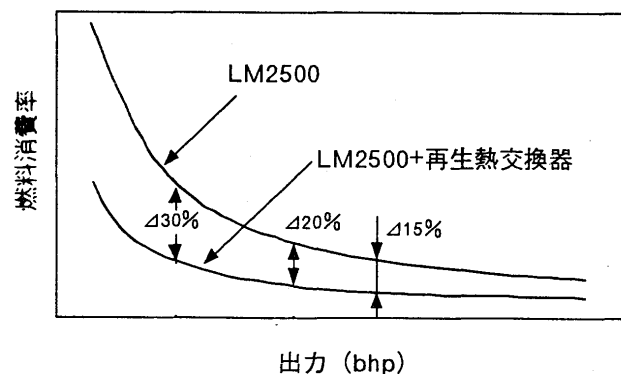


図1. 再生サイクルの効果

様条件は、表1に示す様に、低温流体（高圧空気）側は9段、高温流体（排ガス）側は8段の計17段構成にした。

ガスタービン用再生熱交換器は、高温排ガスと、ガスタービンの起動停止に伴う急激な排ガス温度変化に追従できる必要がある。そのため、試験体は、その平面形状を図3、4に示すように単純な軸対称型とし、全体が均一に加熱・冷却される構造化を図り、局部加熱による熱応力の発生を避けた。また、空気ヘッダ部周囲にはフィンを配し、構造の強化を図った。このヘッダ部構造強化に際しては、外周部にフィンが入ることによる加熱・冷却特性の劣化を防止するために、空気がヘッダ部先端に行きわたるようにフィンを配置して、全体が均一に加熱・冷却されるように工夫した。

高性能化については、コンパクト・高性能化を同時に要求されるガスタービン用再生熱交換器としての課題に応えるために、熱交換器コア部に、伝熱促進に優れるオフセットフィンを採用した。オフセットフィンのフィン高さは、図5に示す解析結果から、約3m以内の熱交換器積層高さで、85%の温度効率を達成できる範囲内で選択・決定した。

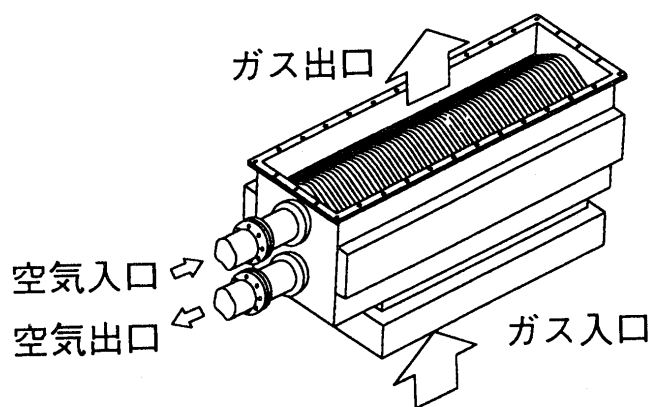


図2. GT用再生熱交換器

表1. 試験体仕様

	空気側	ガス側
積層数 (段)	7	8
流量 (kg/s)	0.6	0.7
圧力 (ata)	17.7	1.2
入口温度 (°C)	460	576
温度効率 (%)	85以上	
許容圧損 (mmAq)	3000	320

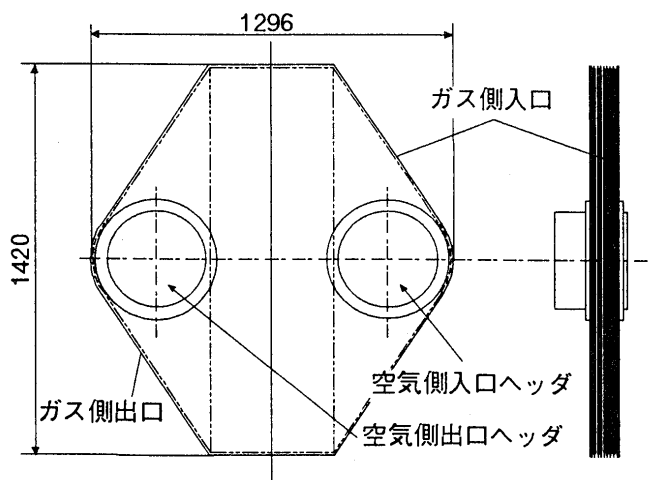


図3. 試験体形状



図4. 試験体外観

3. 試験装置

3.1 試験部

試験は前報に報告した非定常加熱冷却試験装置を用いて行った。図6に試験体を納めた測定試験部を示す。

温度計測にはK型熱電対を用い、ガスの流れに直角な方向に対して、試験体片側にガス入口出口温度用各5本、空気入口温度用に1本、空気出口用に5本設置した。また、入口ガス温度計測部に一致する流れ方向箇所において、試験体に熱電対を直接溶接してメタル温度を測定した。

ガス側圧力損失は試験体ディフューザ出入口部で測定した。実機においてもディフューザを熱交換器の前後に配することになるので、ディフューザ損失分をも含めた圧力損失測定は、より実機に近い結果が得られるものと考えられる。空気側の圧力損失については、試験装置と試験体との連絡配管の、それぞれの試験体側根元で測った。これらの流量・温度・圧力の各データ取得は多点計測記録装置を用いて行った。

今回の試験体は、前報に比べ、平面形状寸法が大幅に大きくなっているため、極めて扁平な形状となっている。そのため、試験体ガス側入口温度の不均一や、偏流による流量分配の不均一状態が生じた。そこで、燃焼器内ガスの混合を促進して温度の均一化を図るとともに、ディフューザ形状を改良し、流量分配の適正化を図った。性能試験を行う前にそれらの確認試験を行った。

3.2 試験方法

静特性性能試験は、ガスタービンの部分負荷運転を想定し、空気側温度は200～460℃、ガス側は300～580℃の範囲で温度を変化させて試験を行った。測定は、試験体及び試験装置全体が定常になることを確認した後に行った。なお、空気側試験圧力は、供給設備の都合上、8ataで行った。

非定常加熱冷却試験は、ガスタービンの起動・停止を模擬して、ガス温度だけを変化させて行い、流量と空気側温度は一定とした。これは前報の通り、ガスタービンの排ガス温度変化特性だけを一致させることで、起動・停止の変化特性を模擬することが可能であるとの結論が得られたためである。加熱冷却時のガス温度変化は、ガスタービンの起動停止サイクルを短期間に行う工夫として、300℃～580℃の熱サイクルテストモードで行った。

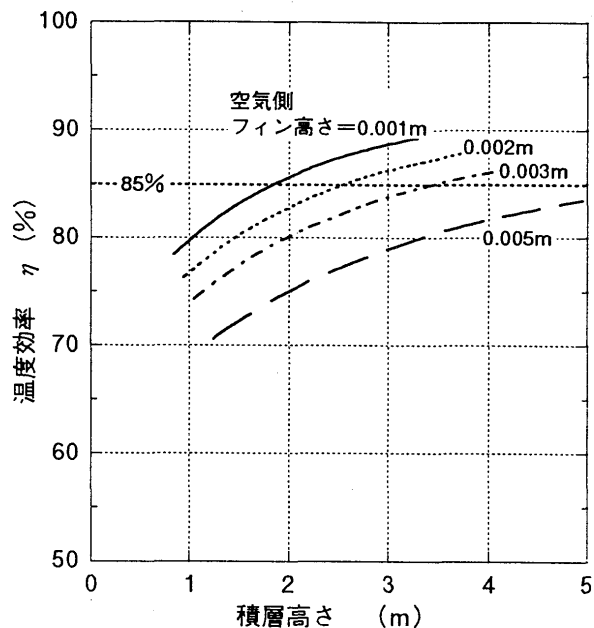


図5. オフセットフィンの寸法解析結果

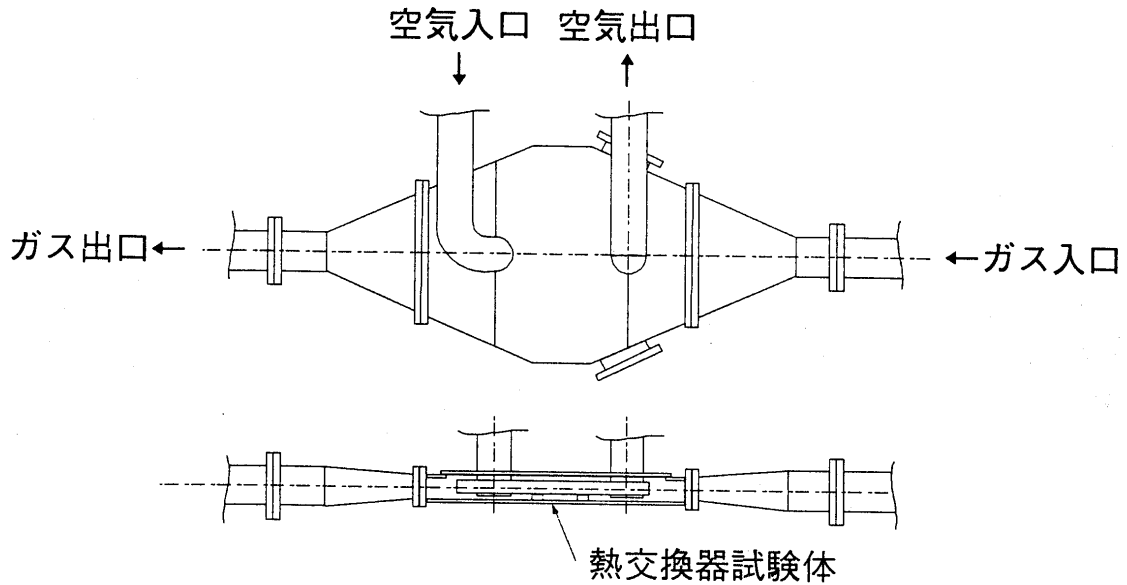


図6. 試験体試験部

4. 性能試験結果

4.1 静特性試験結果

定格温度条件を含む各種試験を行い、高温用の熱交換器としての機能を確認するとともに、圧力損失と熱交換の性能を調べた。

図6に定格温度での排ガス側圧力損失の計算値と実験値の結果の比較を示す。ガス側圧力損失の実験結果は計算結果を僅かに上回った。これは、試験体出入口部のディフューザ流動損失と空気側ヘッダ部にガスが衝突回避する事による流動損失分の増加によるものと推察される。この様に圧力損失は計算値を上回ったが、実機目標の許容圧力損失以内には収める事ができた。

図7に熱交換器性能に関わる温度効率の試験結果を示す。温度効率は、定格温度において、目標値を上回る85%以上を達成できた。しかし、試験では、試験体ガス側入口温度の不均一や、偏流による流量分配の不均一状態が残ることがあり、このために温度効率の結果にばらつきが生じる。この様な条件下でも、85%以上を常に維持する結果が得られ、目標とする熱交換器の性能を確実に達成することを確認できた。

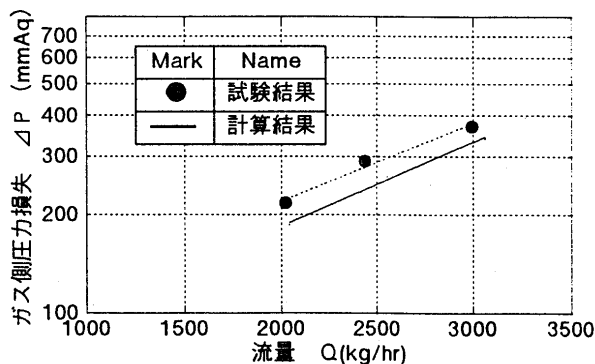


図7. 定格温度でのガス側圧力損失測定結果

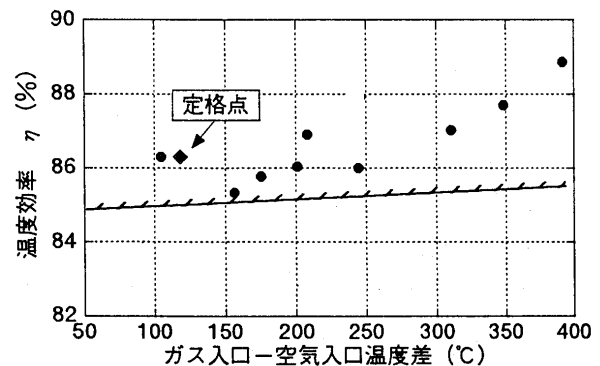


図8. 伝熱性能試験結果

4. 2 非定常加熱冷却試験結果

中型ガスタービン用大型再生熱交換器の非定常加熱冷却性能を把握するために、大流量の排ガスの温度を実機ガスタービン並に変化させ、繰り返し試験をすることに成功した。結果の一例を図8に示す。

この結果、ガスタービンの起動・停止を模擬した急激な温度変化を与えても、試験体は支障なく熱交換することを確認した。特に、空気ヘッダ部を熱交換器の前縁部に配置し、平面形状を軸対称化することで、熱交換器が自由に膨張・収縮できる形状構造にしたことや、空気ヘッダ外周部にフィンを配して構造強化を図ったこと、それによる空気ヘッダ外周部の加熱・冷却特性の劣化を防止する工夫をしたことなどが、予定通り機能することを確認した。また観察によれば、非定常加熱冷却試験においてもヘッダ先端部は熱的に良く追従することを確認した。今後は、これらの試験で得られた結果を解析・評価するとともに、長期的耐久性評価を行う。

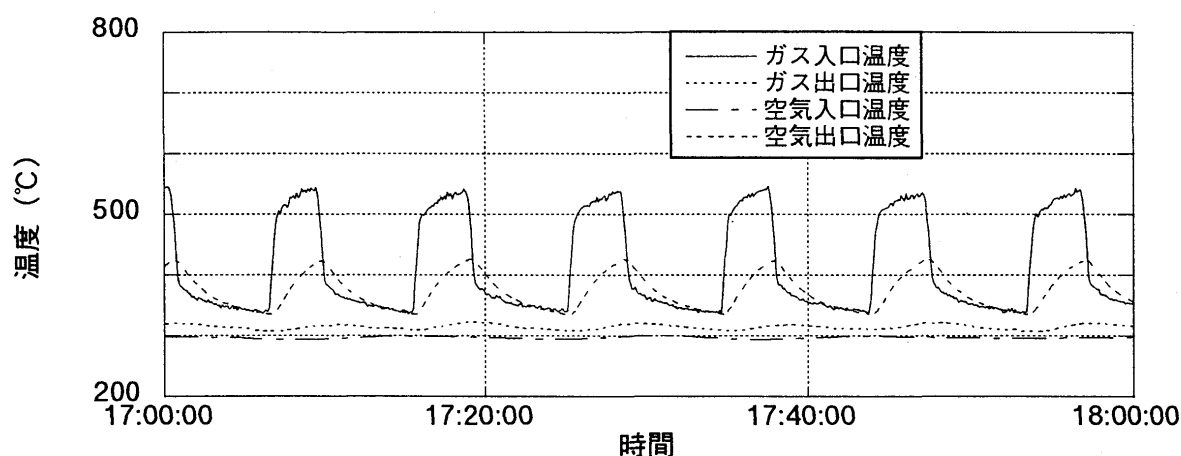


図9. 非定常加熱冷却サイクル

5. 結論

本研究は、中型ガスタービンに適用するプレートフィン大型再生熱交換器の試験体を試作・開発し、ガスタービンの所定の運転条件における試験を行い、以下の結論を得た。

- (1) 静特性試験を行い、中型ガスタービンとして、50%以下の低負荷領域にも高効率化を図るために必要な熱交換器の性能目標値である温度効率85%、圧力損失3%以内を達成する事ができた。
- (2) 試験体には、空気側ヘッダ部を熱交換器前端部に突出させた軸対称形状化、ヘッダ部の構造強化、そしてオフセットフィンによる伝熱促進などの取り組みを行い、ガスタービンの所定の運転条件における作動について、起動・停止などの急激な温度変化を含め、熱交換器として機能することを確認した。

今後は、今回得られた結果をもとに、長期の耐久性評価を行っていく。

6. 参考文献

- (1) 伝熱工学資料(改訂第4版)、日本機械学会、1986
- (2) 永盛、堀、大矢:「ガスタービン用プレートフィン熱交換器の非定常加熱特性に関する研究(その2 実環境模擬試験結果)、第10回ガスタービン秋季講演会(新潟)講演論文集、p157~162、1995

回流水槽を用いた膜冷却噴流試験 —可視化と渦発生体付き拡散孔の膜冷却効率—

B-4

*松田 寿, 大友文雄, 中田裕二
(株)東芝 研究開発センター

1. はじめに

高効率ガスタービンの開発においては冷却翼技術の向上が重要である。中でも翼に発生する熱応力を低減できる膜冷却は高温化のキー技術となる。このため膜冷却に関して従来から様々な実験的・数値解析的研究がなされてきた^{1~6)}。しかしながら膜冷却効率と冷却孔形状の関係、多列噴き出しにおける流れの干渉等については十分な解明がなされていない。より効果的な膜冷却流を得るには冷却孔から噴き出される膜冷却流の挙動、いわば膜冷却噴流の物理現象を把握して新技術の開発に結びつける研究が必要である。そこで本研究では流れの可視化(色素流脈法, 水素気泡法)を中心とした基礎試験を行って, 異なる冷却孔形状(円形直管孔: St, 拡散孔: Df, ラテラル孔: Lt)について膜冷却噴流の挙動を支配する流れ構造を観察した。さらに熱膜流速計による速度場計測を行って膜冷却流の様子を詳しく調べた。そしてこれらの結果を基に新たな冷却孔形状を考案すると共に, 独自に開発した色-温度同定法を使用した感温液晶法により, 噴き出し孔近傍場において本考案の冷却孔が従来の噴き出し孔形状よりも高い膜冷却効率を示すことを確認したので報告する。

2. 試験装置および試験体

実験に使用した回流水槽試験装置を図1に, 試験平板概略を図2に示す。本水槽は膜冷却を模擬できるように主流の一部をバイパスさせた後, ポンプによる強制循環によって透明アクリル製の試験部(長さ0.9m, 高さ0.22m, 幅0.3m)に再流入させる構造となっている。また膜冷却効率試験(後述)のため, 主流加熱用ヒータ(30Kw)と噴き出し流冷却用のチリングユニット(22Kw)が装備されている。

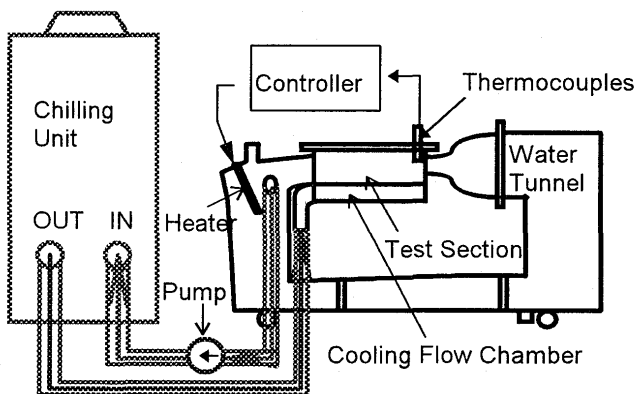


図1. 回流水槽試験装置

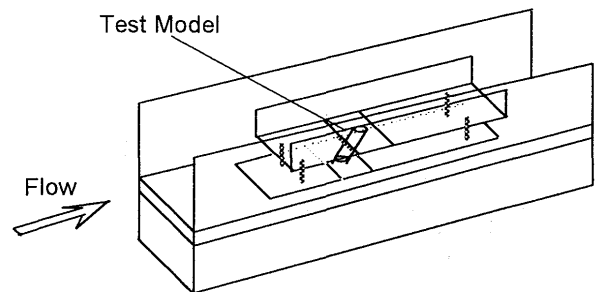


図2. 試験平板概略

試験体は流れ構造を詳細に観察できるように冷却孔径を $\phi 30\text{mm}$ とした単孔試験体と、膜冷却流同士の干渉効果を調べるため冷却孔径を $\phi 10\text{mm}$ とした単列試験体を制作した。従来の研究例^{2~4)}を参考に、全ての試験体について噴き出し角度は 35° とし、またLt孔の水平方向噴き出し角度は 45° とした。また噴き出し管長さは孔径の6.5倍とした。単列試験体における冷却孔の水平方向ピッチは冷却孔直径： D の3倍である。図3に単孔試験体の概略図を示す。

膜冷却の挙動を支配する要因は多々あるが、本試験では噴き出し速度比(流量から求めた噴き出し管内平均速度と主流速度の比)： M 比を試験パラメータとして選択し、 M 比が $0.5\sim 2.0$ の範囲に関して実験を行った。なお可視化実験および速度分布計測時の噴き出しレイノルズ数(噴き出し速度および冷却孔径に基づく)は $Re=1.4\sim 3.0\times 10^3$ である。これは実機に比べ桁小さいレイノルズ数となるが噴出後に膜冷却流を支配する基本的渦構造は充分考察可能と考えられる。

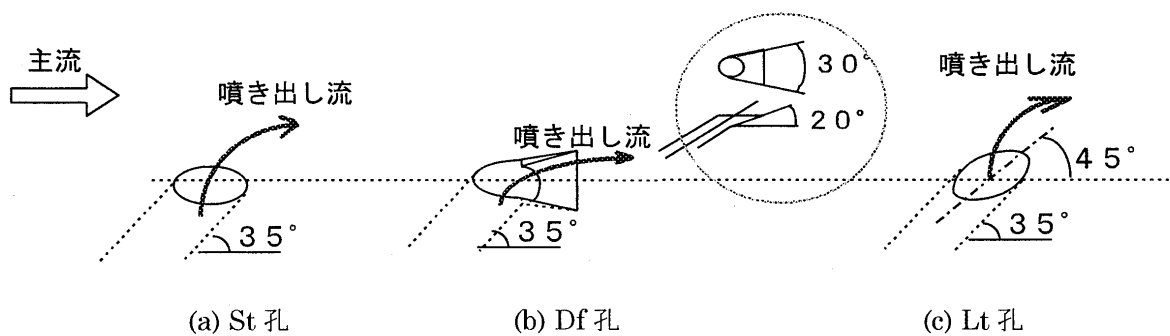
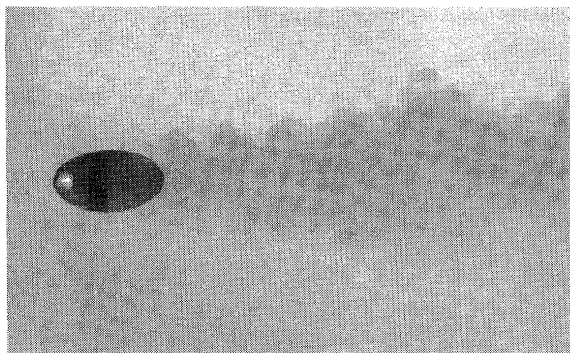


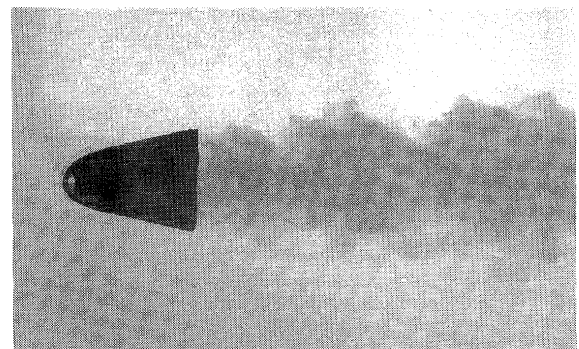
図3. 単孔試験体概略

3. 可視化試験(色素流脈法と水素気泡法)

膜冷却流の全体像を把握するため、まず色素(メチレンブルー染料)を用いた可視化を行った。一例として図4(a,b)に M 比=1.0におけるSt孔試験体およびDf孔試験体の可視化結果を示す。St孔(図a)の場合には噴出直後から噴き出し流が主流へ吹き抜けていく。また噴出孔近傍では主流から噴き出し流の裏側へ廻り込むような流れが確認された。そしてこの流れは噴き出し流の中心で巻き上がるような動き(巻き上げ渦)を形成することがわかった。これに対しDf孔(図b)の場合には拡散部に沿って噴き出し流が流れるため、St孔に比べ高い壁面付着性を持つことがわかった。さらに M 比が増加しても壁面付着性はあまり変化しないことが確認できた。



(a) St孔



(b) Df孔

図4. 色素流脈法可視化結果(M 比=1.0)

さらに膜冷却流の挙動を明らかにするため次に水素気泡法による可視化を行った。なお本研究では冷却孔部分を打ち抜いたゴム板を試験平板上に設置し、白金線を冷却孔出口周りに縫いつけることにより噴き出し流の出口剪断層を可視化するように努めた。図5(a,b,c)にSt孔, Df孔, Lt孔の単列試験体による可視化結果例(M比=1.0)をそれぞれ示す。St孔列の場合にはM比の増加に伴い噴き出し流が主流へと吹き抜けてしまうため、M比=1.0では隣合う噴流同士の干渉が見られなくなり個々の噴き出し流は単孔時同様の挙動を示すことがわかった。これに対しDf孔列の場合はM比の広い範囲にわたって噴流の干渉が認められた。冷却流の水平方向への拡がりが進むようである。一方、Lt孔列の場合には噴出直後から隣合う噴流が干渉し、水平方向へ気泡が拡がっていくのが確認された。M比の増大(M比=2.0)につれ水平方向へ干渉領域は拡がっていく。ただし下流方向へ干渉領域が拡がるような挙動は認められなかった。

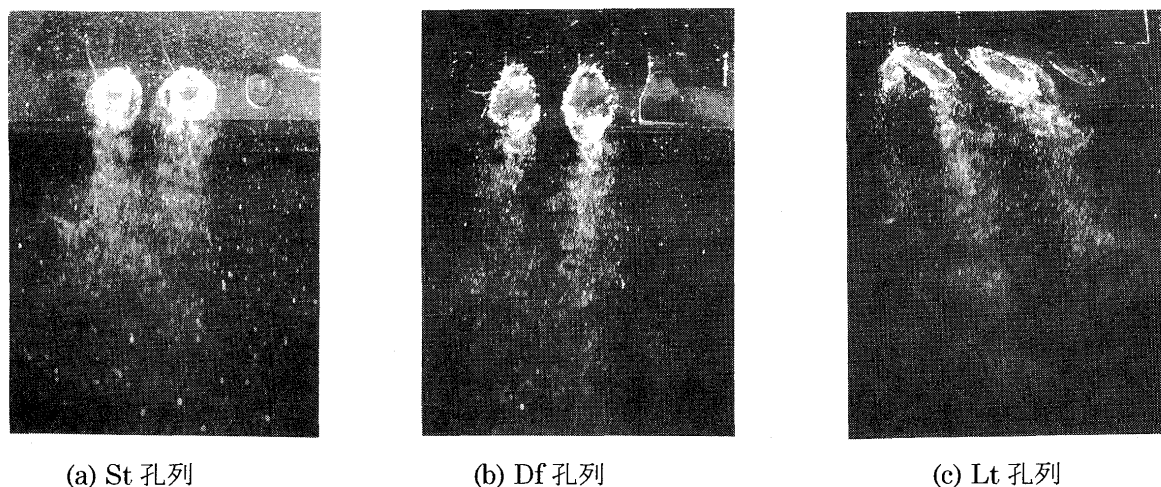


図5. 水素気泡可視化結果(M比=1.0)

4. 速度分布計測

可視化実験で明らかになったSt孔, Df孔, Lt孔噴き出しによる膜冷却流の特徴をさらに詳しく調べるため、次に熱膜流速計(DANTEC社製, センサ受感部径 $\phi 72 \mu\text{m}$)を用いて冷却孔下流5D($X/D=5$)における主流方向速度の面計測を行った。図6(a,b,c)に噴き出し流速比:M比=1.0における主流方向平均速度の等高面表示を示す。図aはSt孔, 図bはDf孔, 図cはLt孔の測定結果である。なお、流れ場の全体像を掴むためSt孔およびDf孔の結果は流れが左右対称であるとして水平方向に結果をコピーして表示している。図aでは噴き出し中心近傍の壁面から離れた領域に特に速度が大きな領域があり、これに伴って噴き出し中心付近に速度が大きな領域が集中しているのがわかる。そしてこれと対称的に壁面近傍と速度が大きな領域の周りには速度が遅い領域が存在しているのがわかる。これはSt孔の場合、噴き出し流が主流へ吹き抜けると同時に、主流から噴き出し流の裏側へと廻り込む流れがあることに対応している。これに対しDf孔の場合(図b)にはSt孔に比べ流速分布が断面全体にわたって一様になっているのがわかる。一方、Lt孔噴き出し(図c)では壁面近くに速度が遅い領域が大きく存在している。Lt孔の場合は噴き出し流と主流が水平方向斜めに衝突干渉するため大きな速度欠損部を生じてしまうことを示している。こうした速度場の様子は、Lt孔の場合、水平方向への噴き出し流の拡がり(水素気泡の拡散)は大きいが下流方向への持続性に欠けるという

可視化結果を裏付けている。

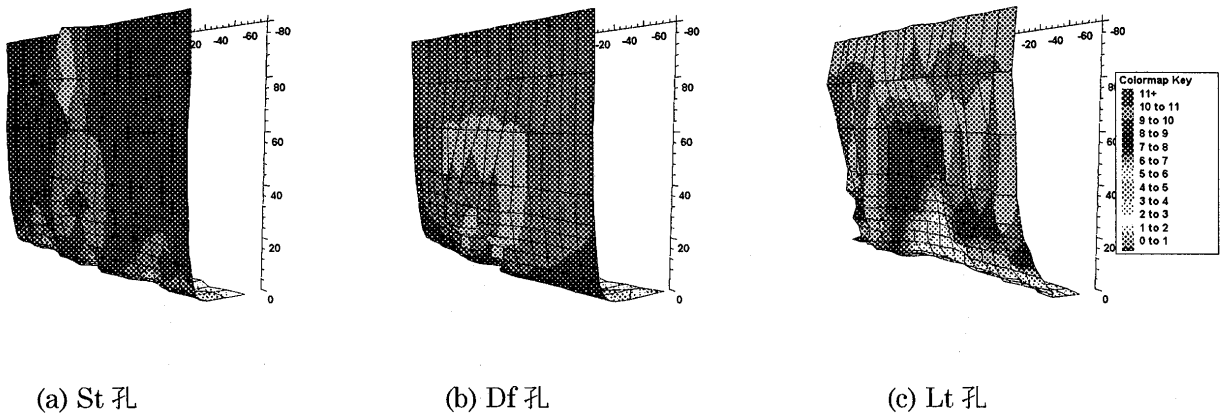


図6. 主流方向平均速度分布(X/D=5)

5. 渦発生体付き拡散孔の考案

色素流脈法および水素気泡法による可視化結果と熱膜流速計を用いた流速測定の結果から、噴き出し流の裏側へ廻り込んで噴き出し流中心で巻き上がるような流れ(巻き上げ渦)の存在が、膜冷却流の壁面附着性を低下させているらしいことがわかった。また St 孔, Df 孔, Lt 孔噴き出しの結果を比較したところ, Df 孔噴き出しは他の 2 例に比べて噴き出し流の壁面附着性や, 単列噴き出し時の干渉効果を含めて下流方向の持続性が優れていることがわかった。そこで本研究では Df 孔噴き出しの特徴を生かし, さらに 1)噴き出し流の水平方向拡散増加, と 2)下流方向持続距離の更なる延長, を目標とする新たな膜冷却孔を考案することとした。これらの目標に対処すべく採用したのが渦発生体⁷⁾である。噴き出し流中心で鉛直下向きに吹き下り水平方向へ広がるような流れ(渦)を発生させることにより, 噴き出し流を壁面に引きつけようという狙いである。本考案による渦発生体付き拡散孔の概略を図7に示す。

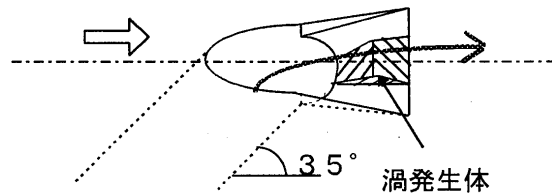


図7. 渦発生体付き拡散孔: VDf 孔

6. 膜冷却効率計測試験

考案した渦発生体付き拡散孔: VDfの冷却性能を St 孔, Df 孔と比較して調べるため, 次に感温液晶法を用いた膜冷却効率計測試験を行った。これらの冷却孔形状について, 新たにベークライト製の試験体(孔径φ 30mm)を製作し, 断熱条件による実験を実施した。なお本試験においては図1に示した温度制御系によって主流温度を約 30℃, 噴き出し流温度を約 15℃に設定することが可能である。感温液晶には耐水加工を施したコレステリック液晶シート KX1530((株)日本カプセルプロダクト製)を使用した。感温液晶を利用した試験では色と温度の同定法が課題となる⁸⁾がここでは独自に開発した色空間上で色情報と温度を対応させる手法(LITICS 法)⁹⁾による測定を行った。図8に感温液晶膜効率試験の概略を示す。

M比=1.0における壁面温度の等値線図を図9に示す。なおこれらの温度分布は定常状態に達した

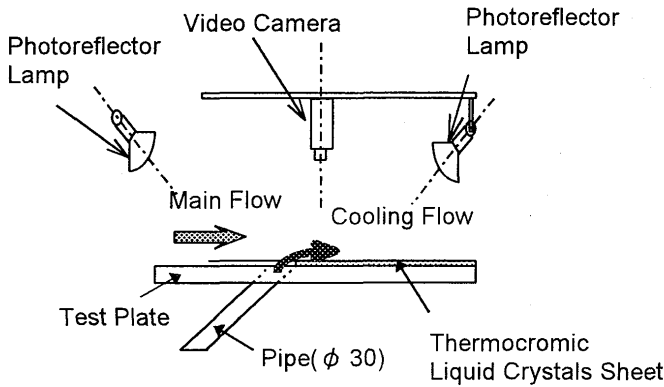


図 8. 感温液晶膜冷却試験概略

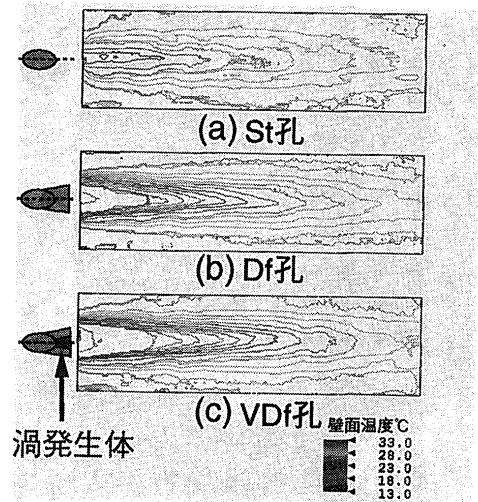
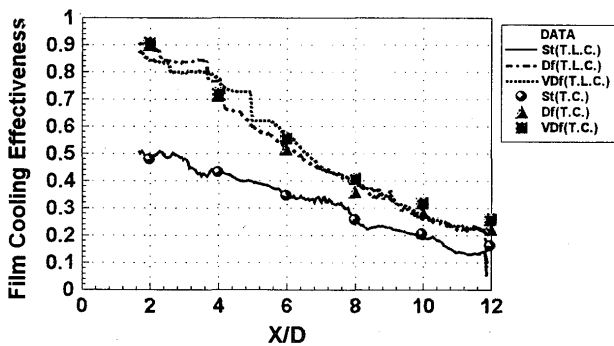


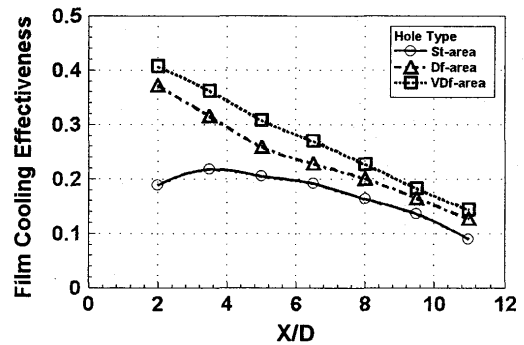
図 9. 壁面温度の等値線図(M比=1.0)

と判断したのち記録した画像を統計処理したものである。いずれの結果も冷却孔径中心の約 2 D から約 12 D 下流までの領域を水平方向 3 D 幅で切り取って画像処理している。St 孔(図 a), Df 孔(図 b), Vdf 孔(図 c)となるにつれて低温領域が下流方向に伸びているのがわかる。

上記のように壁面温度： T_w を得、さらに熱電対で計測した主流温度： T_1 と噴き出し流温度： T_2 から膜冷却効率： η_f を求めた。ここに膜冷却効率は $\eta_f = (T_1 - T_w) / (T_1 - T_2)$ である。こうして噴き出し中心線上の膜冷却効率と下流方向数点における水平方向平均の膜冷却効率分布を求めた。M比=1.0の結果を図 10(a,b)に示す。図 a は中心線上の膜効率分布、図 b は水平方向に平均した膜冷却効率分布を示したものである。いずれのグラフにおいても実線が St 孔の結果、一点鎖線が Df 孔の結果、点線が Vdf 孔の感温液晶：T.L.C.から求めた結果を表す。なお、図 a においてそれぞれ丸印、三角印、四角印のシンボルで表示されたデータは液晶シートに貼付した熱電対：T.C.(0.25mm,0.4 級)による計測結果を示したものである。図 a に示されるように熱電対による計測値と感温液晶による計測値の一致は良好である。両図より中心線上の膜冷却効率分布においても水平方向の膜冷却分布においても Vdf 孔が一番高い膜冷却効率を示すことがわかる。測定した中心線上分布において Vdf 孔は St 孔に対して平均 6 割程度の高い膜冷却効率、Df 孔に対しても 1 割弱の



(a) 中心線上分布



(b) 水平方向平均

図 10. 膜冷却効率分布(M比=1.0)

しても1割弱の高い膜冷却効率を示している。水平方向に平均した分布においてもVdf孔はSt孔に対して平均6割程度の高い膜冷却効率、Df孔に対しても1割強の高い膜冷却効率を示している。なおVdf孔が一番高い膜冷却効率を示すこうした傾向はM比=2.0の場合も同様であった。噴き出し孔近傍場($X/D < 12$)ではM比が小さい場合にも大きな場合にもVdf孔噴き出しによって、従来の冷却孔以上に良好な膜冷却流が実現されることが確かめられた。

7. 膜冷却噴流の水流可視化試験のまとめ

膜冷却噴流の基本構造を掴むため、St孔、Df孔、Lt孔噴き出しに対して色素流脈法、水素気泡法による可視化試験を行った。この結果、膜冷却流の挙動は、噴き出し噴流自体の構造に加え主流から噴き出し噴流背後に廻り込んでくる流れ(巻き上げ渦)に支配されていることがわかった。またこれらの可視化結果と熱膜流速計を用いた速度場計測により、各冷却孔形状による膜冷却流の特徴を把握して、既存の冷却孔形状の改善を狙ったVdf孔を考案した。本考案による冷却孔は、ディフュージョン孔拡散部に渦発生体を組み合わせたものであり、新たに設けた渦発生体によって膜冷却流を壁面に引きつける流れを生じさせ、噴き出し流の水平方向への拡散を増加させるとともに噴き出し流の下流方向の持続性向上を狙ったものである。既存のSt孔、Df孔とともに考案したVdf孔について感温液晶法を用いた膜冷却効率計測試験を行った結果、噴き出し孔近傍場($X/D < 12$)では噴き出し流速比:M比の広い範囲(M比=0.5~2.0)にわたってVdf孔が最も高い膜冷却効率を示すことを確認した。既存のディフュージョン孔以上の効果を示す新たな冷却孔形状を開発することができた。

なお、本研究は水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術(WE-NET)「水素燃焼タービンの開発」として、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)殿および(財)発電設備技術検査協会殿からの委託を受け実施したものである。記して関係各位に謝意を表する。

参考文献

- 1) 坂田・新藤・柳・藤沢(1984), 流れの可視化, Vol.4, No.14, pp.295-300.
- 2) N.Hay, D.Lampard and C.L.Saluja(1985), Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, pp.105-110.
- 3) R.J.Goldstein and H.P.Chen(1985), Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, pp.117-122.
- 4) Schmidt, D.L., Sen, B. and Bogard, D.G.(1994), ASME Paper No.94-GT-312.
- 5) Honami, S., Shizawa, T. and Uchiyama, A.(1994), ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116, Jan., pp.106-112.
- 6) Fukuyama, Y., Otomo, F., Sato, M., Kobayashi, Y. and Matsuzaki, H.(1995), ASME Paper No.95-GT-25.
- 7) W.R.Pauly and J.K.Eaton(1988), Stanford Report, MD-51.
- 8) 笠木(1982), 感温液晶の応用, 流れの可視化, Vol.2, No.7, pp.647-654.
- 9) 松田・池田・中田・渡辺(1996), 第33回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp.871-872.

エアブラスト式燃料ノズルの微粒化特性について

* 鈴木 勇 (株) 東芝 重電技術研究所
 岡本 安夫 (株) 東芝 重電技術研究所

1. まえがき

ガスタービン用液体燃焼器の燃料ノズルに適用する、エアブラスト式ノズルの平板での微粒化特性試験結果について報告する。試験は、風洞の吹き出し口に平板モデルを取付け、模擬燃料による大気圧条件での噴霧試験を実施した。

平板モデルの取付形状と微粒化特性、さらに模擬燃料の表面張力と微粒化特性について、評価・検討した結果を報告する。

2. 試験装置

図1に試験装置の概要を示す。装置は、空気供給系統・模擬燃料供給系統、およびテストスタンドにより構成される。空気は遠心送風機を空気源とし、流量制御弁で調整し、風洞部に供給される。風洞部は、空気ダクトで減速され、整流格子、金網で乱れを減らし、絞りノズルを通してエア

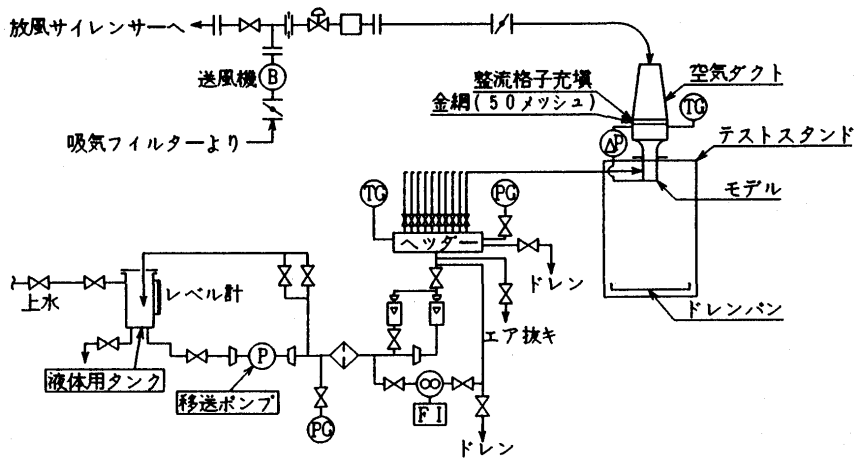


図1. 試験装置概要

ラストノズルへ供給する（風洞出口空気圧力：最大0.13MPa）。

模擬燃料供給系統は、燃料タンクを設け、ポンプにより加圧し、フィルター、流量計、分配ヘッダーを介して、各ノズル部へ供給される。模擬燃料のうち、上水を用いる場合は浮子式流量計を使用し、温度による粘度変化の大きい模擬燃料には、容積式流量計を用いた。

使用模擬燃料としては、主に模擬燃料1（上水）を用いた。さらに、表1に示すように模擬燃料1と比較して表面張力（約1/2）および粘度の異なる模擬燃料2（高性能水グリコール系作動液：重油相当品）による試験も併行して実施した。

表1. 模擬燃料種の動粘度と表面張力

	動粘度(10E-6m ² /s)	表面張力 (N/m)
模擬燃料1	0.80 (30℃)	0.073 (20℃)
	0.66 (40℃)	0.070 (40℃)
模擬燃料2	35.2 (40℃)	0.036 (25℃)
	7.2 (100℃)	

模擬燃料1：上水
 模擬燃料2：高性能水グリコール系作動液

噴霧粒径（SMD）の測定には、レーザ光のフランホーヘル回折による散乱強度法を用いた粒度分布測定装置（東日コンピュータアプリケーションズ（株）製LDSA-1300A）を用いた。

粒径計測は、同一試験条件で10回測定し、各回の測定値のうち、最大値と最小値を除いて平均

化処理した。

3. ノズル形状

試験に用いたノズルは平板モデルで、図2にモデル1の形状、図3にモデル2の形状を示す。モデル1は矩形の空気通路部に平板ノズルを4個設置した。ノズルは、平板内部に燃料通路部と燃料噴き出し口を設け、燃料を平板表面にガイドする斜面を有している。平板の後縁はシャープエッジとし、さらに外壁出口部廻りの枠もシャープエッジとした。

モデル2は、できるだけ広い範囲において、燃料の液膜が空気流にさらされるように、平板を90度回転し矩形流路の中央長手方向にノズルを取り付けた形状とした。燃料の平板への流出構造はモデル1と同じ構成で、ノズル後縁部については、矩形流路の絞りと合わせた形とした。

4. 試験結果と考察

試験は、ノズル出口空気流速および燃料流量をパラメータとして実施した。粒径計測位置は、ノズル先端から255mm下流である。

図4に模擬燃料1（上水）を噴霧した試験結果を示した。平均噴霧粒径は、空気流速が速くなるにつれて小さくなり、モデル2はモデル1の約1/2となった。モデル1の形状では、平板の出口部外壁側に燃料が集まる現象が生じ、微粒化特性が良くなかった。モデル2も、平板両端に燃料が付着したが、微量であったため微粒化特性は良好であった。

図5にモデル2を用いて、燃料流量をパラメータに、模擬燃料1（上水）を噴霧した試験結果を示す。燃料流量を変えてもほぼ同じ平均噴霧粒径が得られた。

図6はモデル2を用いて、模擬燃料1（上水）と模擬燃料2（重油相当品）を比較した結果を示す。模擬燃料2の平均噴霧粒径は模擬燃料1の約1/2となった。表面張力が、微粒化に大きく影響する結果となった。

図7に、モデル2で模擬燃料1（上水）を噴霧した試験結果と、Jasuja⁽¹⁾およびRizk⁽²⁾の微粒化予測式より求めた平均噴霧粒径とを比較した結果を示す。

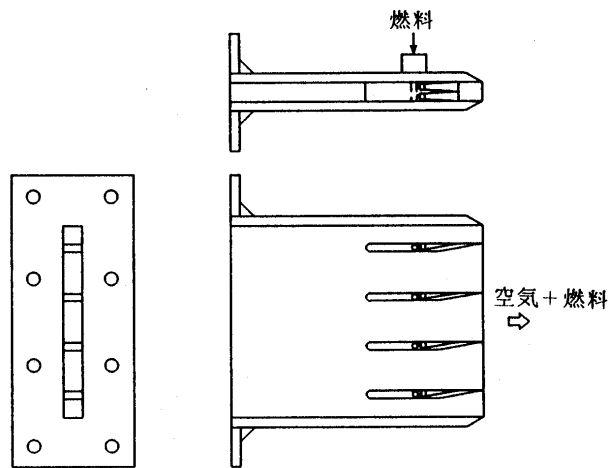


図2. モデル1の形状

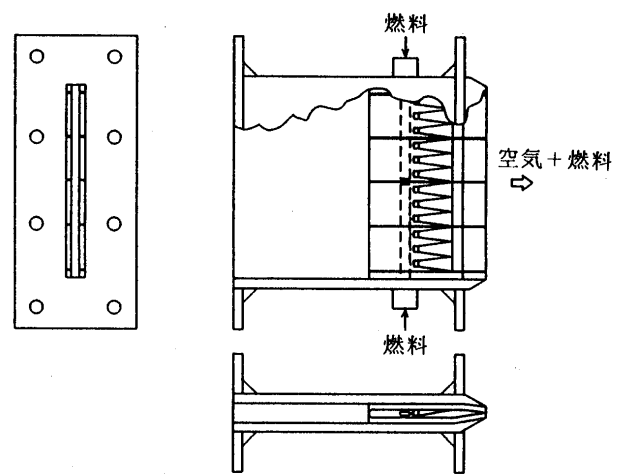


図3. モデル2の形状

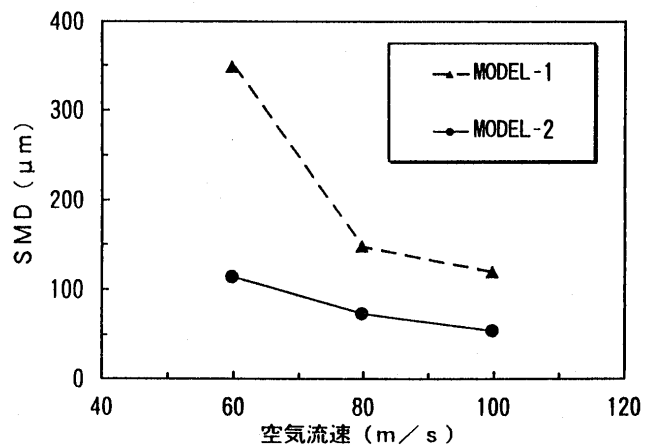


図4. モデル形状と微粒化特性

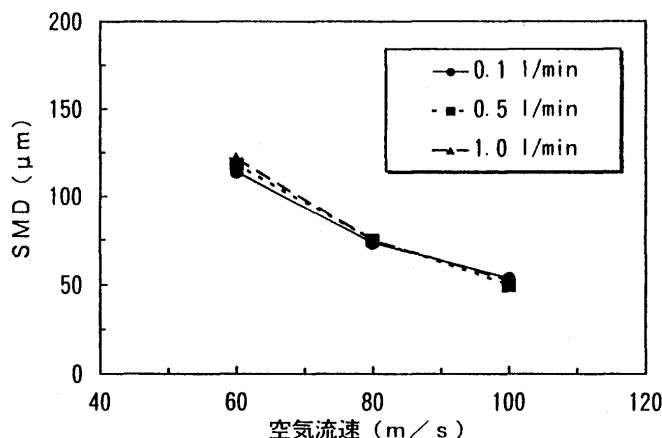


図5. 燃料流量と微粒化特性

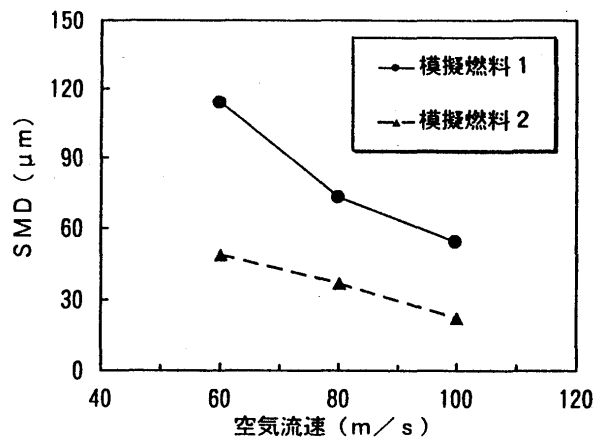


図6. 燃料種と微粒化特性

以下に、J a s u j a (1) 式およびR i z k (2) 式を示す。

$$SMD = 10^{-3} \left(1 + \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_A} \right)^{0.5} \left[\frac{(\sigma \rho_L)^{0.5}}{\rho_A U_A} + 0.06 \left(\frac{\mu_L^2}{\sigma \rho_A} \right)^{0.425} \right] \quad (1)$$

$$SMD = 0.5 \frac{\sigma^{0.6} \rho_L^{0.25}}{\rho_A^{0.85} U_R^{1.2}} t^{0.4} \left(1 + \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_A} \right)^{0.85} + 0.107 \left(\frac{\mu_L^2}{\sigma \rho_L} \right)^{0.45} t^{0.55} \left(1 + \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_A} \right) \quad (2)$$

ここで、 σ : 表面張力、 μ : 粘性係数、 ρ : 密度、 U : 速度、 \dot{m} : 流量である。また、添字は、A : 空気、L : 液体、R : 液体に相対的な空気である。

なお、R i z k の式の t は液膜の厚さであるが、測定していないため、0.1 mm を仮定して試算を行った結果である。ほぼ試験結果と同じ結果が得られ、本モデル-2の形状については、R i z k の式で粒径が予測できることが判った。

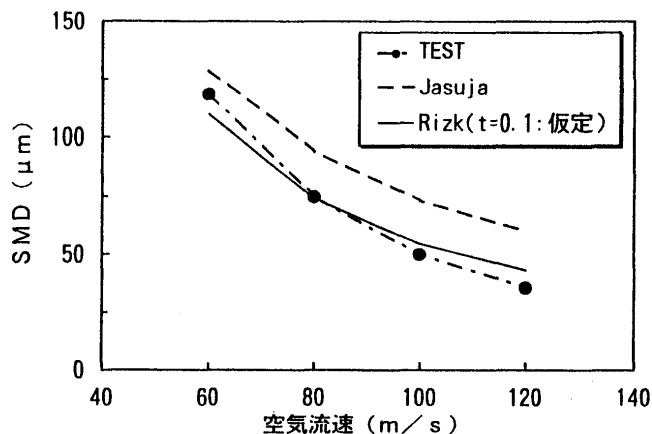


図7. 予測式との比較

5. まとめ

平板ノズルを用い、大気圧での噴霧特性試験を行い、以下の結果を得た。

- (1) 微粒化に影響の大きな因子は、空気流速、表面張力、ノズル形状であることが確認できた。
- (2) 燃料流量を変えてもほぼ同じ平均噴霧粒径が得られた。
- (3) 水から重油相当までの微粒化特性が得られた。
- (4) R i z k の式で粒径が予測できることが判った。

参考文献

- (1) A. H. Lefebvre, GAS TURBINE COMBUSTION, 425, 1983
- (2) A. H. Lefebvre, GAS TURBINE COMBUSTION, 426, 1983

Prediction of Swirling Turbulent Flow Using Different Turbulence Models

劉 燕 (航技研) 林 茂 (航技研)

1. Introduction

A series of experimental studies have been conducted on a burner fitted with a specially designed double swirler, as a part of the effort to reduce the NO_x emissions from gas turbines and propulsion engines[1][2]. From the NO_x and species measurements, it was found that the low NO_x emissions and high efficiency were achieved simultaneously in the direct fuel injection combustion system, and that the burner with the double swirler (DS burner) could produce the lower NO_x emissions than the conventional combustors. The further understanding of the physical processes in the burner, however, requires the revelation of the detailed flow characteristics in the swirling flow.

The predicted flow characteristics of strongly swirling flows is much influenced by the turbulence models used[3]. Among turbulence models, the standard κ - ϵ turbulence model has been widely applied to engineering practice, but has been described as being unsatisfactory in the simulation of strongly swirling flows. Many efforts thus have been made to modify κ - ϵ models, such as Richardson corrections or C_u correction. Since these are only ad hoc modifications to the standard κ - ϵ model, those models are still not able to yield satisfactory predictions of swirling flows with a wide range of swirl intensities. Recently, the development of the Renormalization Group (RNG) provides a new methodology for the turbulence model. The model, which is derived mathematically, is claimed to be free from any empirically adjustable parameters. Among the proposals of the RNG theory is the two equation RNG κ - ϵ model[4].

In the present paper, the numerical calculations of the swirling turbulent flows in the double swirler burner are conducted by employing both the standard κ - ϵ and the recently developed RNG κ - ϵ model, the predicted results and the measured flow velocities are compared, and the predictive abilities with the two turbulence models are assessed based on the comparisons.

2. Problem Description and Experimental Measurements

The flow system for which the present study is conducted is shown in Fig.1. It mainly consists of a swirler, a divergent connecting channel and a flame tube of 300 mm in length and 80 mm in diameter. The double swirler is co-rotational, having 16 curved vanes in the inner and outer annular passages with an angle of 45 degree. The entering air is splitted between the inner and outer channels with a ratio of about 1:2, and the inner channel is of curved shape and convergent, as shown in Fig.2. In the present study, the total flow rate, the flow rates entering the inner and outer swirler are 50.2, 16.73 and 33.47 g/s respectively, and the flow in the burner is isothermal.

To better understand the flow characteristics in the double swirler burner and evaluate the predicted results from the numerical calculations, measurements of velocity fields were performed using a laser Doppler anemometer (2D Dantec LDV system) in the backward scatter mode. The measurement points in the burner were carefully and finely arranged in both axial and

radial directions in attempt to provide the detailed features of the flow field. The experiment provided the axial and tangential velocities.

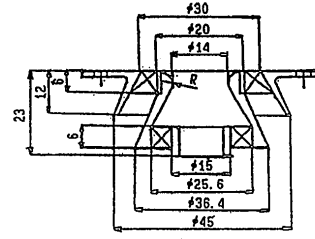
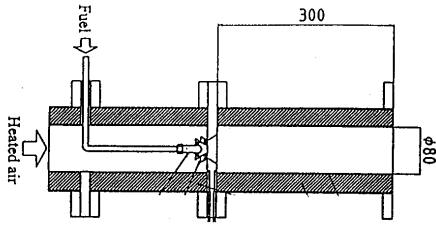


Fig.1 Schematic diagram of flow system

Fig.2 The double swirler configuration

3. Turbulence Modeling and Computational Method

Standard κ - ϵ Model: The transport equations for κ and ϵ in the standard κ - ϵ model are described as follows:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + H_\kappa \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + H_\epsilon \quad (2)$$

the source terms are:

$$H_\kappa = -\rho \epsilon - \rho \tau_{ij} S_{ij} \quad (3)$$

$$H_\epsilon = -\rho C_1 \frac{\epsilon}{\kappa} \tau_{ij} S_{ij} - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (4)$$

where $\sigma_\kappa, \sigma_\epsilon, C_1, C_2$ are constants (1.0, 1.3, 1.44, and 1.92 respectively). The values of the above constants are the standard ones suggested by Launder and Spalding [5].

The eddy viscosity μ_t is calculated via the relationship:

$$\mu_t = \rho C_u \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (5)$$

where $C_u=0.09$.

The shortcomings of the standard κ - ϵ model are: (1) the model is empirically based. (2) it can not be extended to low Reynolds number flows. (3) the κ and ϵ equations can not be integrated to the wall, so wall functions are needed. (4) it assumes isotropicity for the eddy viscosity.

RNG κ - ϵ Model: The RNG κ - ϵ model is derived from the Renormalization Group theory[4]. In this new turbulence model, the κ equation is the same as that in the standard model but the source term in the ϵ equation is given by the following expression:

$$H_\epsilon = -\rho C_1 \frac{\epsilon}{\kappa} \tau_{ij} S_{ij} - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{\kappa} - \rho R \quad (6)$$

The extra term, R, the rate of strain, is written as follows:

$$R = \frac{C_u \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3 \kappa} \quad (7)$$

where $\eta = \frac{\kappa}{\epsilon} (2S_{ij}S_{ij})^{\frac{1}{2}}$, $\eta_0 = 4.38$, and $\beta = 0.015$.

The coefficients derived from the RNG theory are $C_1=1.42$, $C_2= 1.68$ and $\sigma_\kappa = \sigma_\epsilon = 0.72$ respectively, and the effective viscosity ($\mu_{eff} = \mu + \mu_t$) in the RNG κ - ϵ model is computed by the following expression:

$$\mu_{eff} = \mu \left[1 + \sqrt{\frac{\rho C_\mu}{\mu} \frac{\kappa}{\sqrt{\epsilon}}} \right]^2 \quad (8)$$

The RNG κ - ϵ model is derived from theory, so it is valid over the regions from high to low Reynolds number and can be integrated to the wall. The strain term in the more fundamentally treated ϵ equation should give improved predictions for ϵ in regions of high strain, and consequently leads to a more realistic value for κ , and together these should yield an improved prediction for μ_t . The μ_t , however, is still a scalar according to Eq. (8).

Computational Method: The differential equations for continuity, momentum and the turbulence models, which are highly nonlinear and strongly coupled, are solved by utilizing the finite volume method [6], in which a finite volume formulation of equations that are derived by integration of the differential equations over control volumes of finite size is employed. The equations are solved sequentially via a line by line (TDMA) process, underrelaxation factors are used for iteration to help the convergence, and the factors are changed in the processes of the calculation. The solution procedure used is the SIMPLE algorithm[7].

4. Results and Discussion

Grid System: In this work, the fact that the configuration of the DS swirler is complicated, the size is small, and the wall of the inner channel is of curved shape requires the use of body-fitted-coordinates in the solution. Fig.3 shows the grid system of total 230x50 grid nodes used for the present calculation, in which a body-fitted-coordinate's subsystem for the zones in the double swirler and divergent connecting channel is generated by an algebraic/elliptic method.

Grid (230 X 50)

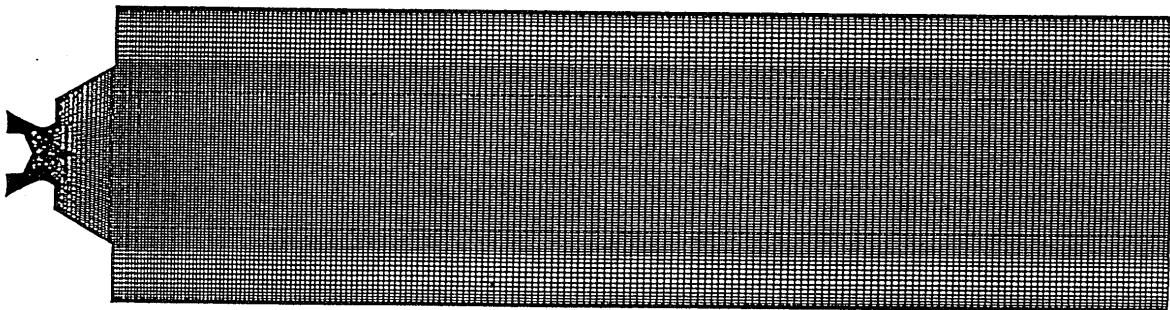
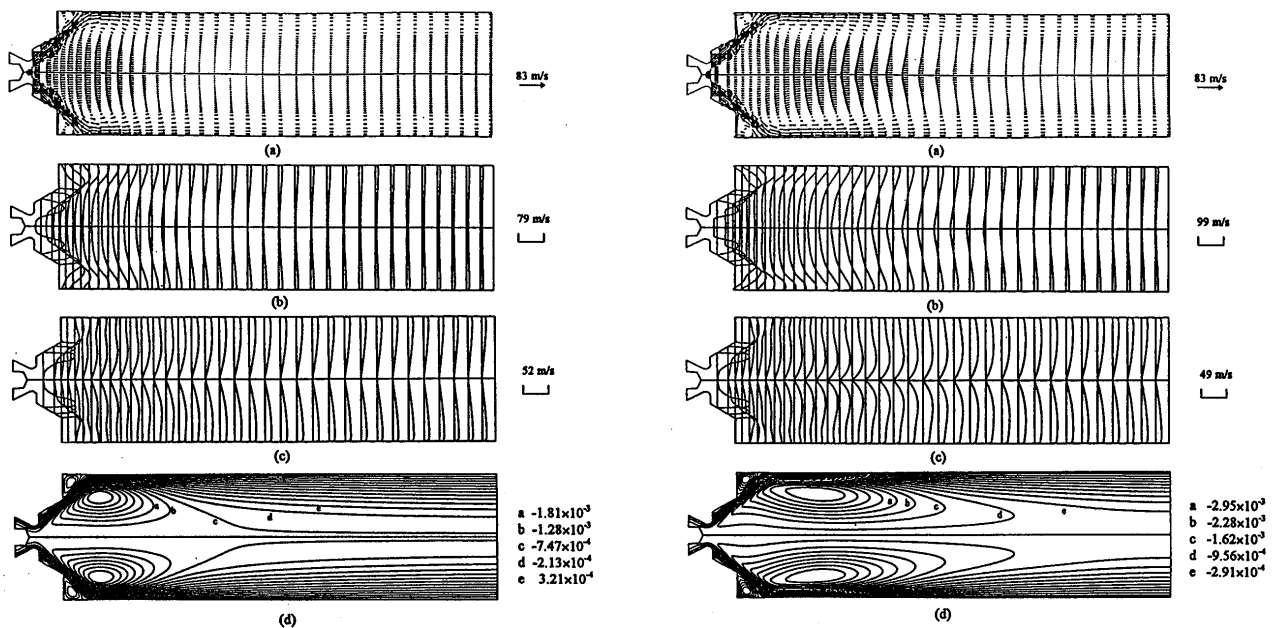


Fig.3 The grid system for the calculation

Results and Discussion: Figure 4 presents the calculation with the standard κ - ϵ model. Figures 4(a) and (d) are the velocity vector and stream function distributions respectively, which clearly show the flow pattern in the DS burner. As expected, a central toroidal recirculation zone (CTRZ), which is the result of swirling motion, is formed in the front central region of the burner, and a corner recirculation zone (CRZ), that is induced by a sudden expansion of the flow, is also produced in the corner of the flame tube. The size of CTRZ, which can be observed from the axial velocity distribution in Fig.4(b), is less than half the total length of the burner. The distribution changes greatly in the front region, but tends to be fully developed at a certain distance in the downstream. The combined swirling effect from the two swirlers, as indicated from the tangential velocity distribution in Fig.4(c), forces the stream to flow close to the divergent channel wall.



(a) The velocity vectors (b) The axial velocity (c) The tangential velocity (d) The stream function

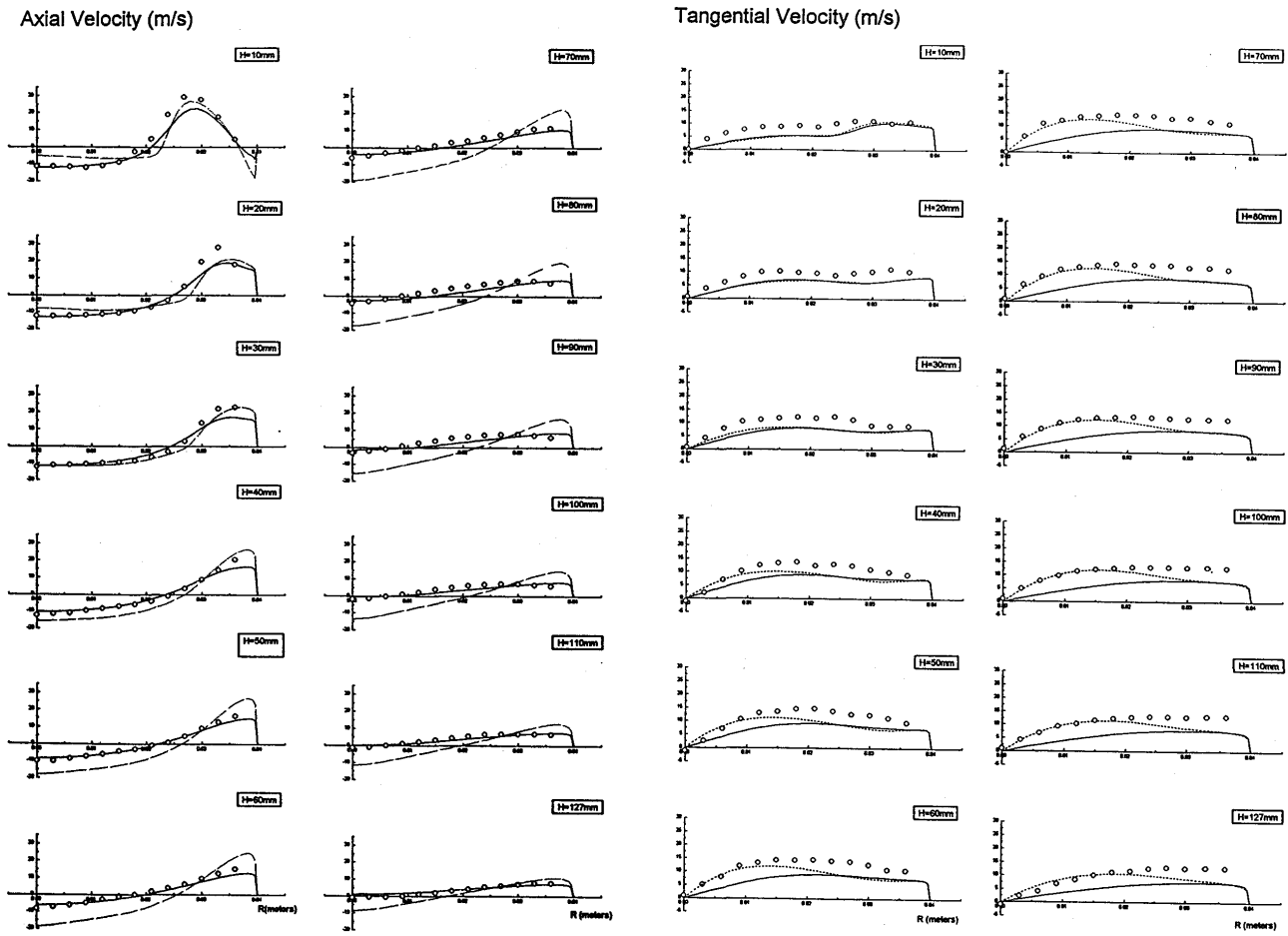
Fig.4 The predicted results
Using the standard κ - ϵ model

Fig.5 The predicted results
Using the RNG κ - ϵ model

Figure 5 is the predicted results with the RNG κ - ϵ model. Compared with the results in Fig.4, it can be seen that the flow pattern given by the RNG κ - ϵ model is also characterized by a strong swirling flow, e.g., a small CRZ and a much longer CTRZ, and the corresponding velocity distributions are similar. With the RNG κ - ϵ model, however, there are some changes to the details of the flow field, mainly the size of CTRZ and the distribution of tangential velocity. For comparison, the axial and tangential velocities predicted with the two turbulence models, together with the obtained experiment data, are all given in Fig.6.

The axial velocity distributions show that in the region where the distance H from the end wall of the flame tuber is smaller than 30 mm, the predictions obtained by both turbulence models are in good agreement with the experimental results, as can be seen from Fig.6(a). As the

distance increases, the standard κ - ϵ model continues showing good agreement, only underpredicting the length of recirculation zone slightly, as compared with the experimental result. The RNG κ - ϵ model, however, seems to overpredict the width of the recirculation zone as the distance is greater than 40 mm, although the comparison with the experiment shows improvement as the distance H increases further.



(a) The axial velocity

(b) The tangential velocity

Fig.6 Comparisons of the predicted velocities using different models with experimental data (— the standard κ - ϵ model - - - - the RNG κ - ϵ model \circ the experiment data)

On the other hand, the predicted tangential velocity distributions in Fig.6(b) show that the two models again give results which agree well with the experimental result, at the distance shorter than about 40 mm. With a further increase of the distance, however, the standard κ - ϵ model underpredicts the tangential velocity within certain radial distances, while the RNG κ - ϵ model still shows good agreement with the experiment data. It is known that the profile of tangential velocity component in the swirling flow can be considered as a combination of forced-vortex (rigid-body rotation) and free-vortex (potential-vortex) flows. The turbulent characteristics of the swirling flow between the forced-vortex and surrounding free-vortex regions are different. The comparisons made above indicate that the RNG κ - ϵ model well

predicts the characteristics of the forced motion in the swirling flow, while the standard κ - ϵ model fails to show this important physical feature in its prediction.

One important transport property, the eddy viscosity μ_t , which is determined by the calculated values of κ and ϵ , as defined in the section 3, can greatly affect the diffusion coefficients in turbulent transport processes such as momentum, heat and mass transfers. Due to the modification of κ and ϵ transport equations, the κ and ϵ distributions in the present calculation have been changed, and the turbulent kinetic energy becomes relatively smaller near centerline than near the wall at the same section. The model thus decreases the turbulent viscosity μ_t in the forced-vortex region and increases the value in the free-vortex motion relatively. On the other hand, the RNG model still assumes that the turbulence in the flow is isotropic, this is probably the cause of obtaining the different CTRZ sizes from the RNG model and the measurement for the flow condition in this work. The present work indicates that the experiment under broader conditions and more simulation studies need to be done to further access the turbulence model.

5. Summary

In the present study, the swirling turbulent flows in a double swirler burner are simulated, and the predictive ability of two turbulence models, e.g., the standard κ - ϵ model, the RNG κ - ϵ model, are studied by comparing the predicted results with the obtained experimental ones. The work can be briefly summarized as follows:

1. Both turbulence models reveal strongly swirling flow patterns, e.g. the existence of an large central toroidal recirculation zone(CTRZ) and an accompanying corner recirculation zone(CRZ) .
2. For the flow conditions in this study, the calculations with the different models, however, predict different CTRZ sizes, mainly in the downstream of the burner. The prediction given by the standard κ - ϵ model shows comparatively good agreement with the experiment data, while the RNG κ - ϵ model is shown to overpredict the CTRZ sizes.
3. The comparison, on the other hand, shows that the RNG κ - ϵ model well predicts the characteristics of the forced motion in the swirling flow, while the standard κ - ϵ model fails to show this important physical feature in its prediction.

References

- [1] S. Hayashi, Compatibility between Low-NO_x Emissions and High-Combustion Efficiency by Lean Direct Injection Combustion, ASME 95-GT-276, 1995
- [2] T. Terasaki and S. Hayashi, Lean Non-Premixed Combustion for Low-NO_x Gas Turbine Combustor, Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress(II), pp.353-358, 1995
- [3] D. G. Sloan, P. J. Smith and L. D. Smoot, Modeling of Swirl in Turbulent Flow System, Progress in Energy and Combustion Science, vol.12, pp.163-250, 1986
- [4] V. Yakhot and Orszag, S. A, Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory, J. Scientific Comp., Vol. 1, No.3 1986
- [5] B. E. Launder and D. B. Spalding, The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computational Methods in Applied Mechanics Engineering, vol.3, pp. 269-289, 1974
- [6] C. M. Rhie and W. L. Chow, Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, AIAA Journal, vol.21, No.11, pp.1525-1532, 1983
- [7] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, New York, 1980

大型並列計算機を用いた航空用燃焼器 内部流れの数値シミュレーション

B-7

*牧田 光正 (航技研)

1 はじめに

航空用エンジンでは液体燃料を用いるため、燃焼器内部の流れ場は燃料噴霧を含んだ混相流でかつ乱流場となっており、測定のみによって全体と細部を同時に把握することが困難となっている。これを補うために数値シミュレーションによる解析的な研究が行われており、特に近年の計算機の発達により、比較的大規模な数値シミュレーションも行われてきている。しかし現象が燃焼器全体に渡って複雑であるため、詳細な数値シミュレーションを行うには綿密な計算格子系を用いる必要があり、膨大な計算機メモリ容量と計算時間を要するため、従来の計算機では扱い難かった。著者らはこれまでも2次元場における燃料噴霧の挙動をシミュレートするための計算コードの開発を手がけており [1]、本研究ではそのコードをもとに3次元に拡張するために、計算領域分割及び気体と液体燃料の相分割を行いそれぞれを別々の計算機で並列的に扱うことの出来るコードを開発し、当研究所が所有する大型並列計算機により液体燃料燃焼器を模擬した流れ場の数値シミュレーションを行ったので、これを報告する。

2 数値シミュレーションの手法

2.1 計算モデル

噴霧の数値シミュレーションを行う場合、大きく分けて2種類の手法がある。1つは個々の液滴あるいは代表液滴の運動方程式を直接解くことによってその軌跡を追跡するLagrange法であり、もう一方は液滴粒子群を連続流体として扱うEuler法である。本研究ではEuler法を採用し、気相及び液相の混相流として扱う。この手法に対する研究はこれまでも多く行われており、今回用いた手法も基本的な考え方はそれらに共通している。

特に本研究ではFig.1に示すように、異なる粒径を持つ5個の液相のグループを考慮してそれぞれを個々の連続流体として扱い、それらの数密度の比率に分布を持たせることにより液相全体としての粒径分布を与えている。図中の4角形は1つの計算格子を表しており、格子中の個々の液滴の物性値の総和が、1つの格子における液相の物性値となる。例えばjグループの液相の密度 ρ_{lj} は、粒子1個当たりの質量に、単位体積当たり存在する液滴粒子数即ち液滴粒子の数密度 N_{lj} を掛けることによって得られる。

$$\rho_{lj} = \frac{4}{3}\pi r_{lj}^3 m_{lj} \times N_{lj} \quad (1)$$

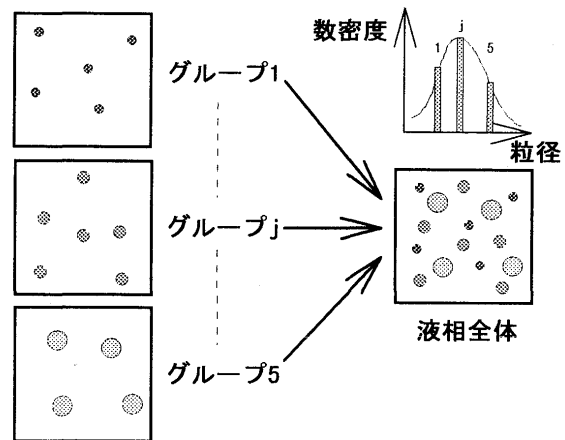


図1: 粒径分布を伴ったEuler法

こうして得られた物性値は1つの格子の中では一様であるとする。

これらのモデル化のもとに気液二相流としての噴霧の燃焼現象を完全にシミュレートしようとすると非常に複雑な式が必要となり、それに伴って膨大な計算時間を必要とするため、ここでは簡略化のために以下の仮定を行う。特に本研究の段階では液滴の蒸発・燃焼に対しては出来るだけ簡単なモデルを用いており、化学反応のモデルは今後の拡張性のために組み込んである程度であるので、着火遅れなどの燃焼特性には大幅なずれが生じていると考えられる。

1. 液体燃料はn-ヘキサン C_6H_{14} の単一成分で構成される。
2. 気相は主流中の N_2 、 O_2 及び蒸発によって生成される n-ヘキサン C_6H_{14} 及び化学反応によって生成される CO_2 、 H_2O の5種の気体で構成される。
3. 混合気体の構成成分、液滴の質量は全体として保存される。
4. 気体は半完全気体であるとする。即ち比熱は温度の多項式で表されるが [2]、状態方程式には理想気体のものを用いる。
5. 液滴粒子は互いに衝突しない。また液滴粒子群の体積は気体に比べて十分小さく、無視できる。さらに、液滴粒子は球形で表面は滑らかであり変形や粉碎はされない。
6. bulk viscosity、Soret 効果、Dufour 効果と圧力拡散は無視し、重力も無視する。
7. 化学反応は気体中でのみ起こり、液体燃料も気化してから燃焼する。

2.2 並列化について

今回用いた計算手法では前述の通り、5成分の混合気相と5グループからなる液相を同時に解くため、通常の流体計算に比べて大量の計算機メモリを消費する。すなわち、これを1台の計算機で解こうとすると、メモリの制約のために計算格子点数を多く取ることが出来なくなる。この問題を解消するために、本研究では当研究所所有の大型並列計算機NWT(Numerical Wind Tunnel)を用いて計算を行うためにプログラムをNWT用並列化言語NWT-Fortranで記述し、気相と液相をそれぞれ別々の計算機要素(PE:Processing Element)で計算を行った。これにより1計算領域当たりの使用メモリ量及び計算時間を約半分にする事が出来た。さらに、複合格子系を用いて個々の計算格子系を別々のPEで計算することにより、メモリの制約を受けずに、かつ計算時間も大幅に増加させることなく、広い領域に渡って格子を細かく取る事が出来た。

具体的にはFig.2に示すように計算領域を2つの計算格子系に分け、それぞれの格子に対して気相と液相にPEを1台ずつ割り当て、合計4台のPEを用いて計算を行った。また液相用のPEの中ではさらに粒径の異なる5つのグループに分けられている。将来的にはこれらもそれぞれ別々のPEで計算を行う予定である。

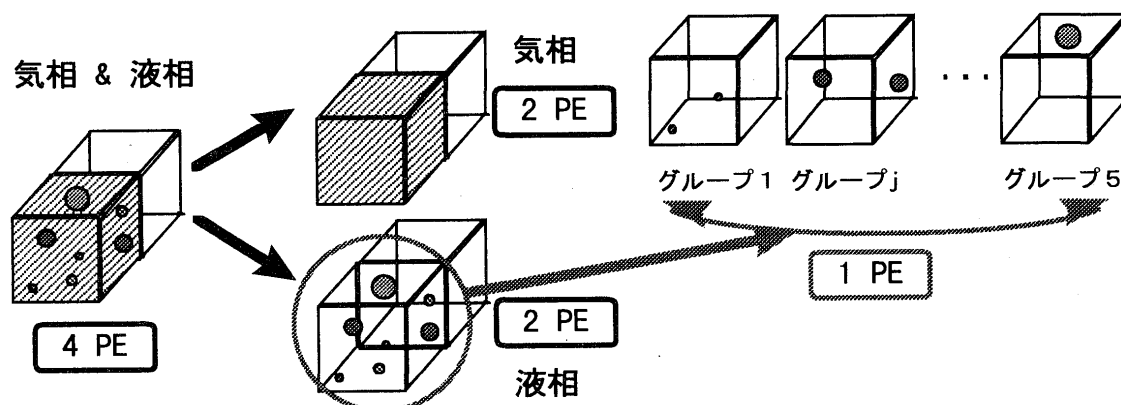


図 2: 計算領域分割・相分割による並列化と液相グループ分割の模式図

また Fig.3に、今回用いた大型並列計算機NWTのシステム構成の概要を示すが、これは個々がピーク性能1.7GFLOPS、主記憶256MBのスペックを持つベクトル計算機であるPEを、クロスバーネットワークで166台繋いだ並列計算機であり、全体としてはピーク性能280GFLOPS、総主記憶44.5GBの性能を発揮する。

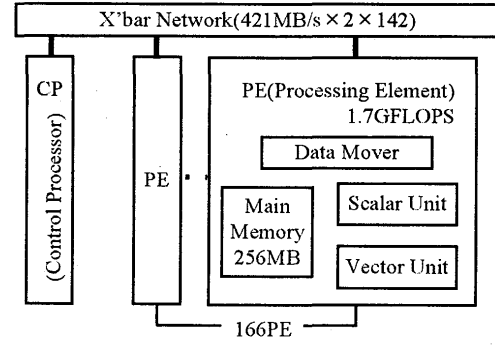


図 3: 大型並列計算機(NWT)の構成図

2.3 支配方程式

前述のモデル化のもとに支配方程式を構成する。基本的には参考文献[1]で用いた式をもとに3次元に拡張してあるので、詳細はそちらに譲るものとする。気相には熱拡散及び気体種の拡散を含んだ3次元圧縮性Navier-Stokes方程式と気体種の保存式、液相には3次元圧縮性Euler方程式と液滴の数密度の連続式を適用する。気相・液相それぞれについての保存式は以下の形で表され、式中で添字*l*は液相を示し、*i*は*i*種の気相(*i* = 1 ~ 5)、*j*は*j*番目のグループの液相を表す(*j* = 1 ~ 5)。

気相の支配方程式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} = \dot{m}_{v,i,j}, \quad \frac{\partial \rho_i}{\partial t} + \nabla \cdot \rho_i \mathbf{u} = \dot{\omega}_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} \mathbf{u} = -\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} - \sum_{j=1}^{n_l} \rho_{l_j} A_{l_j} (\mathbf{u} - \mathbf{u}_{l_j}) + \dot{m}_{v,i,j} \mathbf{u} \quad (3)$$

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \nabla \cdot e \mathbf{u} = -\nabla \cdot \mathbf{q} + \nabla \cdot (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{u}) + \dot{m}_{v,i,j} \left(h_i - R_i T + \frac{1}{2} \mathbf{u} \cdot \mathbf{u} \right) - \sum_{j=1}^{n_l} \rho_{l_j} A_{l_j} B_{g_j} \quad (4)$$

液相の支配方程式

$$\frac{\partial \rho_{l_j}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho_{l_j} \mathbf{u}_{l_j} = -\dot{m}_{v,i,j}, \quad \frac{\partial \rho_{l_j} \mathbf{u}_{l_j}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho_{l_j} \mathbf{u}_{l_j} \mathbf{u}_{l_j} = \rho_{l_j} A_{l_j} (\mathbf{u} - \mathbf{u}_{l_j}) - \dot{m}_{v,i,j} \mathbf{u}_{l_j} \quad (5)$$

$$\frac{\partial e_{l_j}}{\partial t} + \nabla \cdot e_{l_j} \mathbf{u}_{l_j} = -\dot{m}_{v,i,j} \left(h_{l_j} + \frac{1}{2} \mathbf{u}_{l_j} \cdot \mathbf{u}_{l_j} \right) + \rho_{l_j} A_{l_j} B_{l_j}, \quad \frac{\partial N_{l_j}}{\partial t} + \nabla \cdot N_{l_j} \mathbf{u}_{l_j} = 0 \quad (6)$$

式中で、単位体積当たりのエネルギー e , e_{l_j} は以下の形で表される。

$$e = \sum_{i=1}^n \rho_i h_i - p + \frac{1}{2} \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}, \quad h_i(T) = \int_{T^0}^T C_{p_i(T)} dT + h_i^0 \quad (7)$$

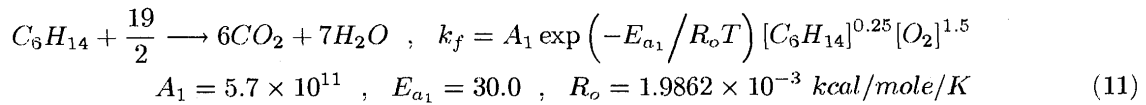
$$e_{l_j} = \rho_{l_j} h_{l_j} + \frac{1}{2} \rho_{l_j} \mathbf{u}_{l_j} \cdot \mathbf{u}_{l_j}, \quad h_{l_j}(T_{l_j}) = h_{i(j)(T_{l_j})} - L_{j}(T_{l_j}) \quad (8)$$

ここで、本研究では乱流モデルを用いていないため、気相の輸送係数に対しては量子論を考慮した分子運動論から導出される近似式を用いる[3]。また上式中には気相・液相間の運動量及びエネルギーにおける相互干渉項が現れているが、これらはまず1個の液滴粒子球に関して周りの気体分子との間の運動量及びエネルギーの交換を考え、それに液滴粒子の数密度を乗じることにより単位体積中の干渉係数 A_{l_j} , B_{l_j} , B_g が求められている[4]。

$$A_{l_j} = \frac{9 \mu \overline{C_{Dj}}}{2 m_{l_j} r_{l_j}^2}, \quad \overline{C_{Dj}} = \frac{C_{Dj}}{C_{Dstj}} \quad (9)$$

$$B_{g_j} = \frac{(C_p - R) N u_j (T - T_{l_j})}{3 \overline{C_{Dj}} Pr} + \mathbf{u} \cdot (\mathbf{u} - \mathbf{u}_{l_j}), \quad B_{l_j} = \frac{C_p N u_j (T - T_{l_j})}{3 \overline{C_{Dj}} Pr} + \mathbf{u}_{l_j} \cdot (\mathbf{u} - \mathbf{u}_{l_j}) \quad (10)$$

ここで $C_{D,St}$ は Stokes の抗力係数であり、抗力係数 C_D には Henderson の式 [5] を用い、ヌッセルト数 Nu には Carlson & Høglund の式 [6] を用いた。また支配方程式中の $\dot{m}_{v,i,j}$ は液滴の蒸発による液相から気相への質量流量であり、準定常蒸発モデルを用いて、いわゆる“ d^2 -法則”によって求められる。また、気相中の化学反応には以下の1段階反応を用いる。ここで k_f は Arrhenius 型の反応速度定数である [7]。



2.4 数値解析法

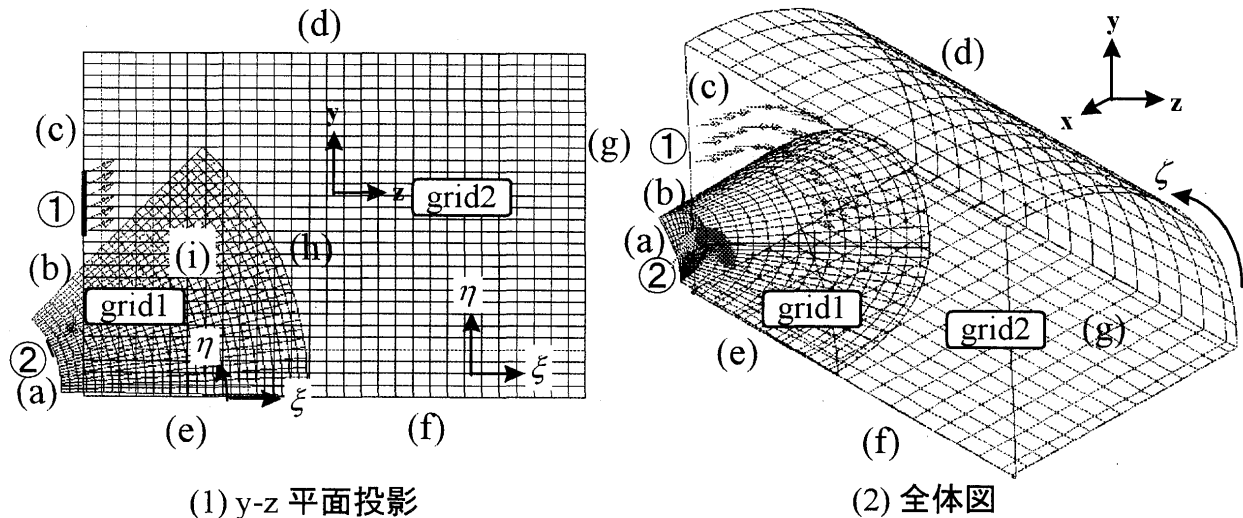


図 4: 計算格子系と流入境界の位置

Fig.4に今回用いた計算格子系と計算境界名を示す。燃料噴霧流入口周辺で格子間隔を細かくするために計算領域を2つの格子系grid1、grid2で構成しており、格子点数はPE1台分のメモリの制約から、それぞれの格子系で $30 \times 30 \times 36$ 点とした。

境界条件としては、流入境界①からは気相のみが噴出速度 50m/sec 、噴出角 60 度、スワール角 45 度で噴出され、境界②からは気相・液相が共に噴出速度 22.5m/sec 、噴出角 30 度で噴出されている。また前述のように液相には初期粒径分布が取り入れられており、Sauter Mean Diameterが $20\mu\text{m}$ となるように、Fig.1のように粒径分布を5分割してそれぞれのグループの初期粒径 r_{lj_0} 及び数密度 N_{lj_0} ($j = 1 \sim 5$) を表1の様に決定し、流入条件として与えた。

j	r_{lj_0} (μm)	N_{lj_0} ($1/\text{m}^3$)
1	0.247×10^1	0.774×10^{11}
2	0.495×10^1	0.101×10^{12}
3	0.742×10^1	0.107×10^{12}
4	0.990×10^1	0.102×10^{12}
5	0.124×10^2	0.889×10^{11}

表 1: 各グループの液相の r_{lj_0} 、 N_{lj_0}

壁面境界 (a)~(d) での境界条件は断熱・滑りなし・非触媒性壁条件によって与え、対称境界 (e)、(f) については中心軸に関しての鏡面反射条件を、境界 (g) には流出境界条件を与えた。また grid1 の境界 (h) の値は grid2 から内挿し、grid2 の grid1 と重なっている部分 (i) は grid1 から内挿した。grid1、2 は不等間隔格子系であるので、Fig.4に示したように物理座標系 $x - y - z$ から計算座標系 $\xi - \eta - \zeta$ に物理量を変換した後に計算が行われる。

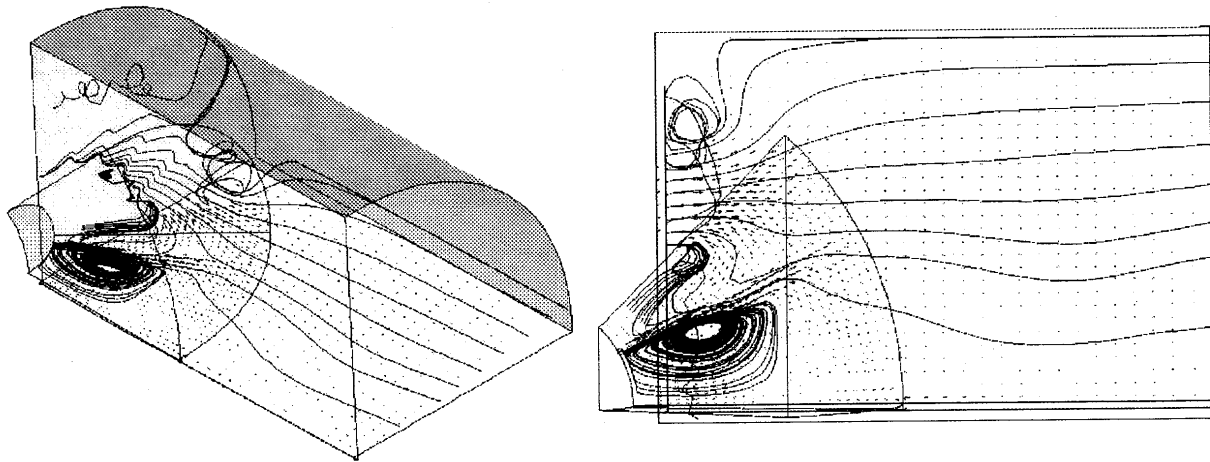
数値解析法としては差分法を用いているが、本研究のように蒸発・燃焼が含まれている気液二相流の問題を解く場合には、気相と液相の間で激しい相互干渉が起こるため両相の物性値の変化を正確に

捕えることが重要となる。そのため気相に対しては、Explicit Harten-Yee Non-MUSCL Modified-flux type TVD-Upwind Scheme[8]を、液相に対しては、Explicit FVS(Flux-Vector-Splitting) Upwind Scheme[9]を用いた。これらのschemeは時間-空間で2次精度を保っている。

3 結果と考察

Fig.5に $\zeta = 5$ の平面における気相の速度ベクトルと、その面から生じた流跡線図の(1)全景図と(2)x-z平面への投影図を示す。流跡線を見ると、流入境界②から噴出された燃料噴霧の内側に再循環領域が生じ、また外側では境界①からの旋回流との干渉により、周方向に複雑な流れが生じているのがわかる。再循環領域の発生などは著者らが2次元軸対称計算を行った場合にも観察されており[1]、3次元性を持たせた場合でも同様の現象が起きていると思われる。

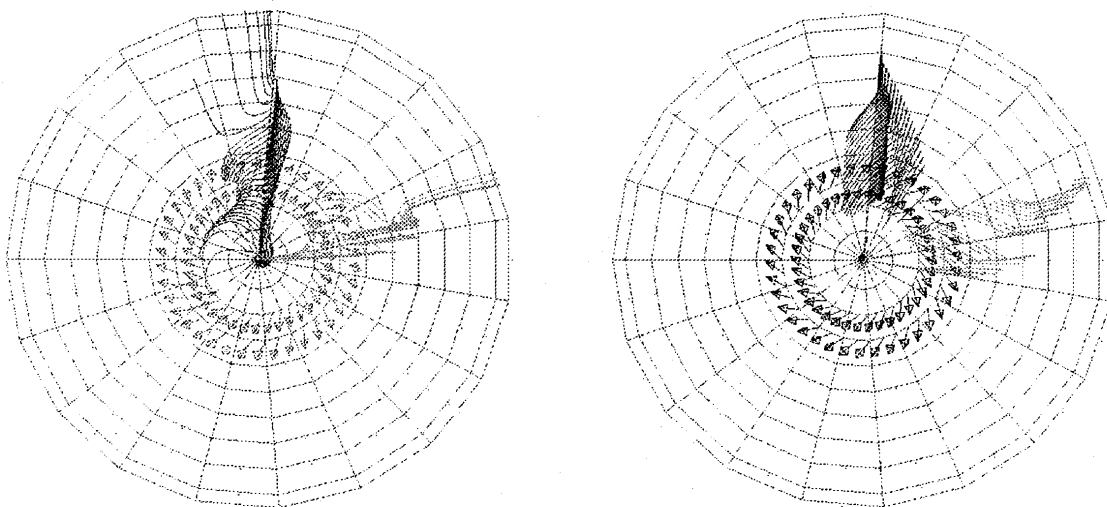
またFig.6に、 $j = 1$ と $j = 5$ の液相グループの流跡線図のx-y平面への投影図を示す。2つのグループでは粒子径が異なり、 $j = 1$ が小粒径、 $j = 5$ が大粒径粒子の軌跡を表しており、小粒径粒子は気相に追従した挙動を見せているが、大粒径粒子は初期噴出方向に飛来する傾向が強いことが判る。これらの現象も2次元の場合と共通している。



(1) 全景図

(2) x-z平面への投影図

図 5: 気相速度ベクトルと流跡線図



(1) $j=1$

(2) $j=5$

図 6: 液相グループの流跡線図のx-y平面への投影図

4 まとめと今後の展望

大型並列計算機NWTを用いて、液体燃料燃焼器を模擬した3次元流れ場の数値シミュレーションを行うための計算コード開発し、モデルケースについて計算を行った。その結果、既に2次元計算から予測されていた以下の現象が観察された。

1. 燃料噴霧の内側には再循環領域が生じ、外側では周辺の流れとの干渉により、複雑な流れが生じている。
2. 粒径の小さな粒子は気相に追従しやすいが、粒径の大きな粒子は貫通力が大きく、気相の影響を受けにくい。そのため、噴霧中で分布する領域がそれぞれ異なる。

また本研究ではPEを4台使用する程度の比較的小規模な計算を行うに留まったが、さらに大規模かつ詳細な計算に容易に拡張することが出来るので、今回不十分であった燃焼現象の把握等を含め、本来の目的である液体燃料燃焼器からの排出物の予測等を今後行っていく予定である。

5 記号

A, B	気相・液相間の干渉係数	P_r	プラントル数
C_D	抗力係数	q	熱拡散流速
C_p	定圧比熱	r_l	粒子の半径
e	単位体積当たりのエネルギー	R	普遍気体定数
h	エンタルピー	T	温度
L	液体燃料の蒸発潜熱	u	速度ベクトル
m_l	液滴の物質密度	ρ	密度
n_l	液相グループの総数 ($n_l = 5$)	σ	応力テンソル
N	固体粒子の数密度	$\dot{\omega}_i$	i 種の気体の質量生成速度
P	圧力	$[X]$	気体種 X の mole 濃度

参考文献

- [1] 牧田 光正, 林 光一, 日本航空宇宙学会誌, Vol.498 (1995), pp.390.
- [2] W.C.Gardiner, Jr : Combustion Chemistry, Springer-Verlag, pp.485.
- [3] Chapman, S. and Cowling, T.G., Cambridge University Press, London (1952).
- [4] 牧田 光正, 林 光一, 名古屋大学 航空学科 1992年度 修士論文 (1992).
- [5] Henderson, C.B., AIAA J., Vol.14 (1976), pp.707.
- [6] Carlson, D.J. and Høglund, R.F., AIAA J., Vol.2 (1964), pp.1980-1984.
- [7] W.Bartok : Fossil Fuel Combustion, A Wiley-interscience Pub..
- [8] H.C.Yee, NASA Technical Memorandum 89464.
- [9] Joseph L.Steger and R.F.Warming, J.of Computational Phys. vol.40 (1981), pp.263.

鈴木 和雄、黒沢 要治、下平 一雄（航技研）

1. はじめに

最近では、超音速用ラムエンジンの燃焼器や再生式ガスタービンのように燃焼器流入空気温度が1200Kもの高温になっている。このような高温では NO_xの排出が増大するので、燃焼実験による NO_x排出特性の把握が必要である。

しかし、非常に高温の空気を大量に連続して供給することは、電気ヒーターのみでは困難で、予熱燃焼器にて燃焼ガスを作ってそれを直接混入する方法を取らざるを得ない。従来の実験⁽¹⁾により、このような Vitiated Air を使用した燃焼実験で得られたNO_x排出特性は Pure Air で得られる結果より著しく低くなることが分かっている。この原因の一つには、流入空気の酸素濃度が低下し、供試燃焼器での NO_xの生成が抑制されるためと考えられている。

本研究では、まず、上流にて酸素を附加して空気組成中の酸素濃度を高くし、高温時での NO_x排出特性への酸素濃度の影響を求めた。次に、予熱燃焼器で高温の Vitiated Air を作る際に燃料と同時に酸素も供給して、供試部入口での酸素濃度がほぼ空気と同じ値になるようにして、供試燃焼器のNO_x排出特性を実験的に求め、この方法による高温時のNO_x排出の評価実験がどの程度妥当であるのか検討した。

2. 実験装置

実験装置の供試部と保炎器を図1に、装置の系統の全体を図2に示す。上流に予熱のための保炎器、下流に供試燃焼器を配置する。形状は円筒で、直径は70mmである。燃焼領域の長さは、供試燃焼器については、流入空気温度が高い条件での NO_x排出を問題にするので短い距離で燃焼がほぼ終了するため 100mmとした。予熱燃焼器については、流入空気温度が低い場合での燃焼を完全にするために 200mmと長くした。壁は断熱効果を高めるために、3重の円筒で構成され、内側の2つはセラミック製、外側をステンレス製とした。使用する燃料は予熱燃焼器、供試燃焼器ともメタンガスである。保炎方式は、高温での逆火や自己着火の危険がない拡散燃焼を採用し、燃料はパイプの側方に配置した噴射孔から流れに直角に噴き出す。その上流に帯状の平板を置き、速度の遅い領域を作り火炎を形成する。パイプの直径と平板の幅は同じで、予熱燃焼器では8mm、供試燃焼器では12mmである。小さな火炎が前者で16個、後者で4個断面内に形成される。酸素の流れ場への供給は、燃料を供給する2系統のうち必要に応じて1系統を使用する。

計測は、温水で冷却したガス採取プローブを用いてNO_x、CO、O₂、未燃HCなどのガス分析を主に行った。流入空気はまず電気ヒーターにて所定の温度に設定され、予熱燃焼器に供給される。各保炎器への空気温度の計測は、各保炎器の直前に置かれた熱電対にて行われ、火炎形成時に保炎器側からの輻射を防ぐためにカバーを取り付けた。空気流量は各条件で一定とし、600Kの時に断面平均風速で10 m/s となるようにした。

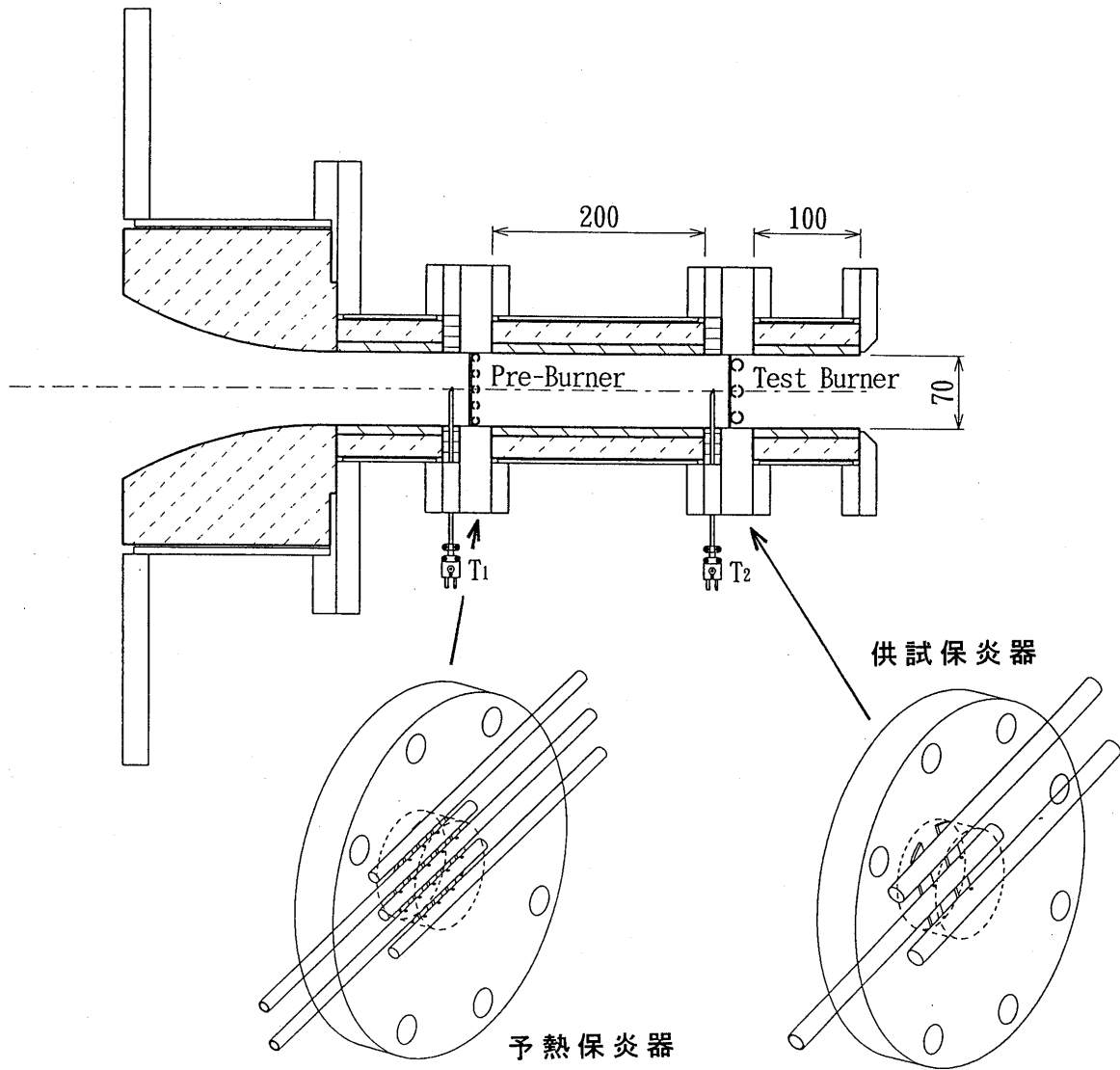


図1 供試部と保炎器

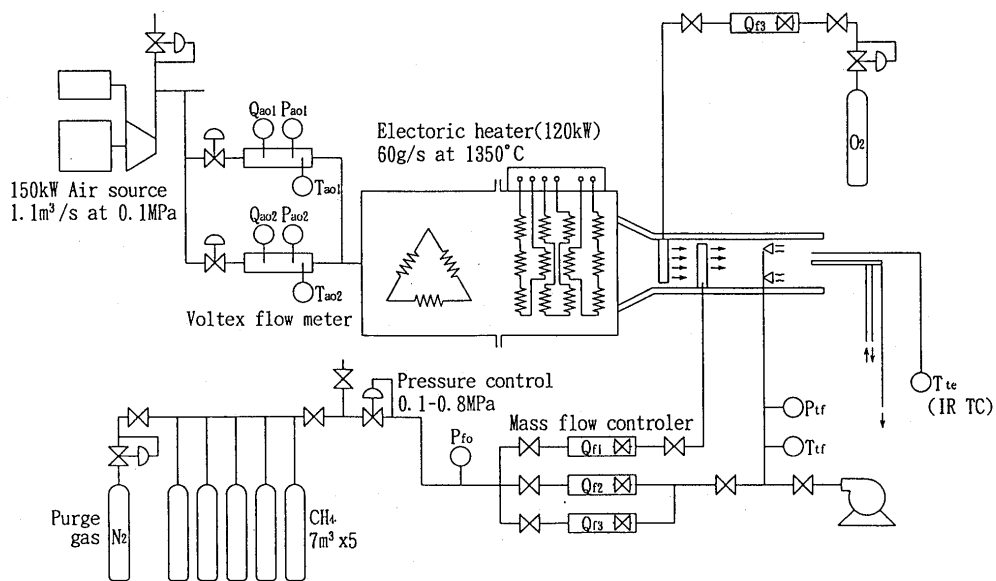


図2 装置全系統

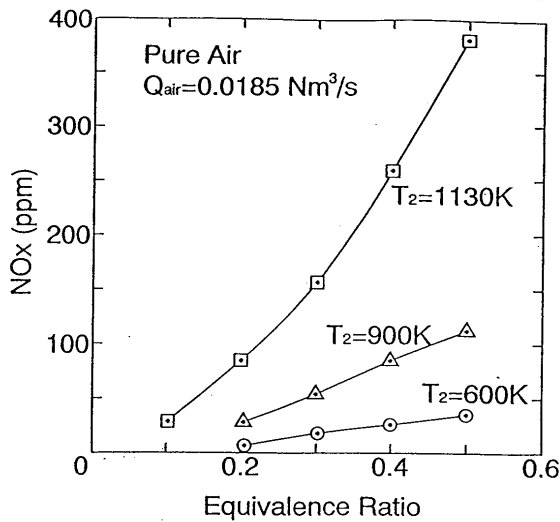


図3 NOx 排出特性
(Pure Air)

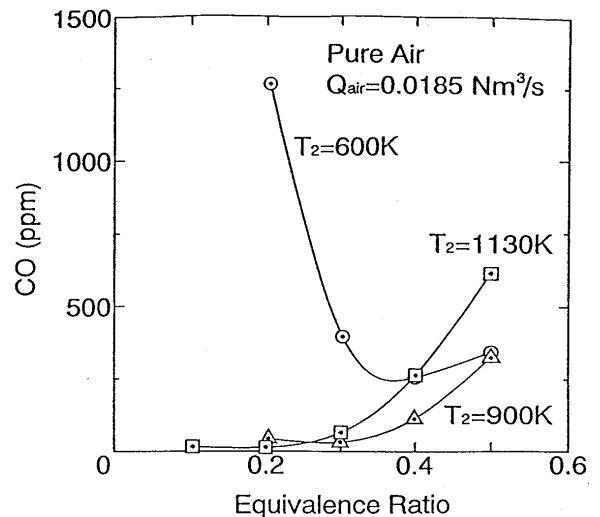


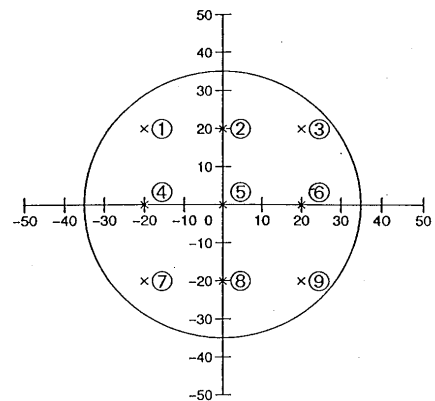
図4 CO 排出特性
(Pure Air)

3. 実験結果および考察

(1) 供試燃焼器の排ガス特性

まず、比較の基準にするために、電気加熱で空気の成分に影響を与えないで流入空気温度を変えた場合での NOx 排出特性を求めた。つまり、Vitiated Air を用いた実験でもこの排出特性に近い結果が得られれば Vitiated Air を用いても問題がないわけである。図 1 に示した保炎器について、出口断面中央位置で計測した NOx 排出特性を図 3 に示す。特に、低 NOx 化の工夫を行っていない保炎器で、流入空気温度 1130K でかなり高いレベルであるが、残存酸素濃度 16% で 80ppm 程度である。燃焼状態を知るために CO 排出を求めた結果を図 4 に示す。温度の低い 600K での CO 排出は、他の 2 つの比較的温度が高い場合と異なる。希薄側で CO 排出が高く燃焼効率が低い。流入空気温度が高く、よく燃焼している場合には、流入空気温度が高い場合に増加する。

出口での中央測定値が分布中のどんな値であるのか知るために、図 5 に 9 測定点での NOx、CO、O₂ の分布を示す。NOx、O₂ については分布に大きな歪みはないが、CO につ



出口断面計測点

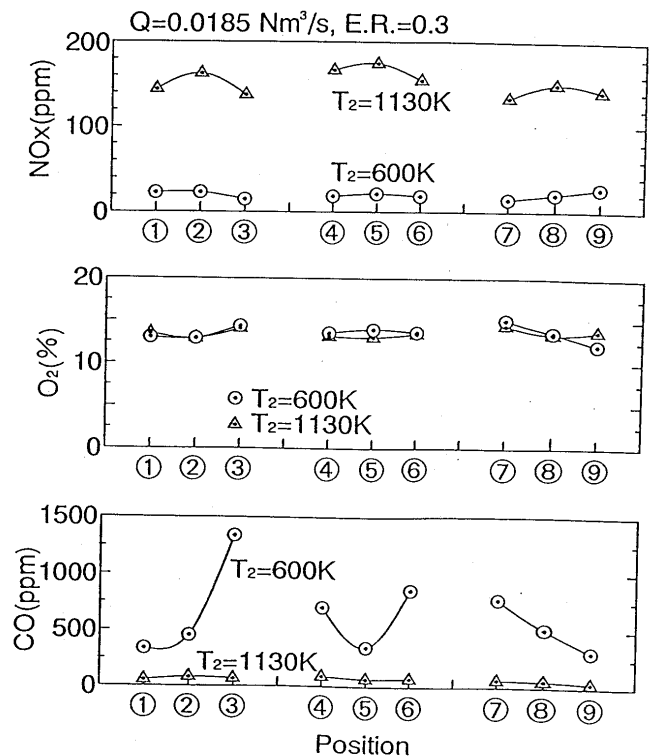


図5 NOx, O₂, CO の分布

いては温度が低い時に分布は歪む。ただし、温度が高くなると分布の歪みは小さくなる。

(2) 排出特性に及ぼす酸素濃度の影響

空気中の酸素濃度を増加した時、NO_x 排出特性がどうなるのかを図6に示す。酸素濃度を3%および6%増加して測定した結果を、通常の空気での結果と比較した。酸素濃度が高くなるにつれてNO_x排出が増加する。流入空気温度1130Kで通常約21%の酸素濃度を27%に増加すると、NO_x 排出は約2倍になる。NO_x 生成は、酸素濃度に非常に敏感である。

COの生成については、酸素濃度を増すにつれて減少し、27%にすると約1/2になる。当量比を大きくするとCOの発生が多くなる。NO_xおよびCOの流れ方向の生成の状況を、酸素濃度を3%増加した結果と通常の空気の結果とを比較したものを図8に示す。X軸は保炎器の後縁位置を0とし、そこからの下流方向への距離である。発熱を伴う燃焼がほとんど終了したと考えられるX=40mmより下流域で、NO_x は単調に変化し、酸素濃度が高いと勾配が大きく排出値も大きい。ただし、下流に行くにしたがって増加率は平坦になる。Pure Airの場合に出口付近で逆にわずかに低下するのは放熱のために温度が低下するためと考えられる。COについては、X=40mmで交差し、燃焼領域では酸素濃度が高い方が多く存在し、下流域にゆくと反対に少なくなる。最終的にはCO₂への反応が促進されると考えられる。

(3) Vitiated Air での排出特性

ここで実験に用いた3種類の Vitiated Air の組成を表1に示す。供試燃焼器の入口温度を1130Kに設定する際、予熱燃焼器の入口空気温度を600K、800K、1000Kと変え、1130Kまで昇温するのに必要な燃料量を変えて、供試部への流入空気の酸素濃

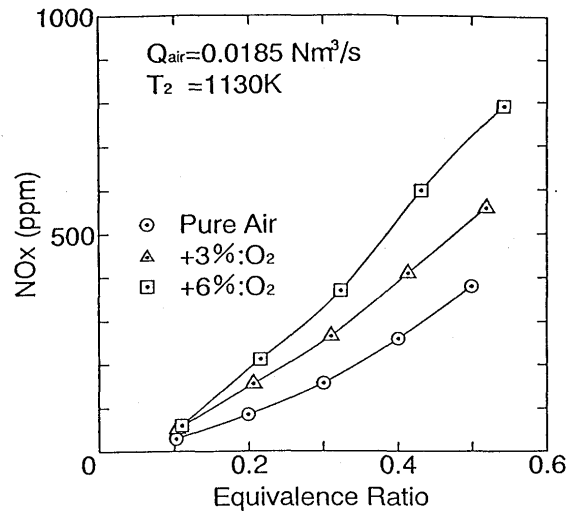


図6 NO_x 排出特性 (酸素濃度の影響)

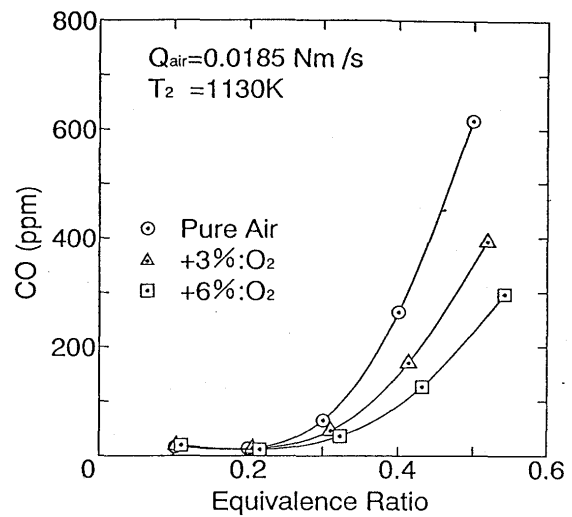


図7 CO 排出特性 (酸素濃度の影響)

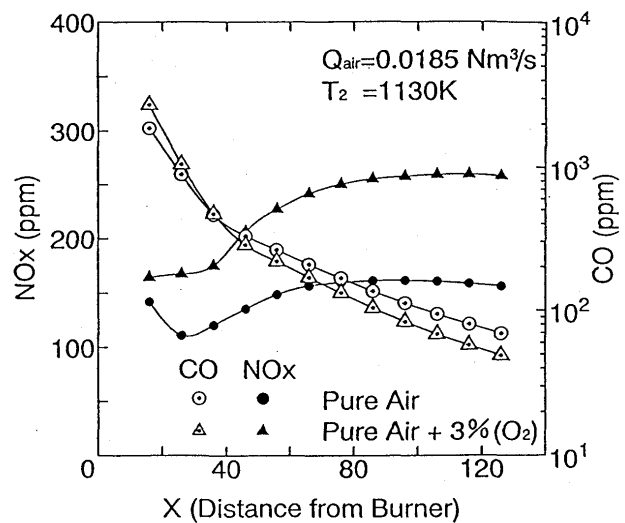


図8 NO_x, CO の流れ方向分布

表 1 Vitiated Air の組成

種類	温度上昇分	NO _x	O ₂	CO
Vitiated Air 1	600 K → 1130 K	10.48	15.24	2358.6
Vitiated Air 2	800 K → 1130 K	12.49	16.60	2056.2
Vitiated Air 3	1000 K → 1130 K	9.32	18.42	918.1

度やNO_x含有濃度を変えた。各Vitiated Air について、同一の供試燃焼器による燃焼実験から得られたNO_x排出特性を図 9 に示す。ここでの NO_x排出値は、供試燃焼器を燃焼させない時の排出値、つまり予熱燃焼器での NO_x発生分を差し引いた値とする。

低い温度から予熱する場合のほうが空気組成の変化は当然大きく、酸素濃度も低くなる。この場合にNO_x排出は低くなる。空気より酸素濃度が約 6%低い Vitiated Air 1 では、NO_x 排出値は約1/5になっている。組成への変化が小さいほどNO_x排出の低減幅は小さいが、酸素濃度が約2.5%の減少である Vitiated Air 3 でも NO_xは約 0.6倍に減少してしまう。

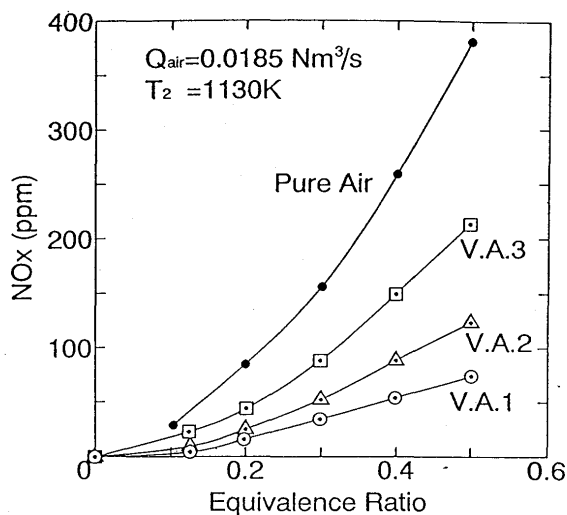


図 9 NO_x 排出特性 (Vitiated Air)

(4) Vitiated Air に酸素を補充した場合のNO_x排出特性

Vitiated Air で燃焼実験を行うとNO_x排出は低くなること、また、Pure Air に酸素を加えて酸素濃度を高めた空気を用いるとNO_xの排出は多くなることが確認された。これらの実験事実から酸素濃度が低くなっている Vitiated Airに酸素を加えて、Pure Airと同じ程度

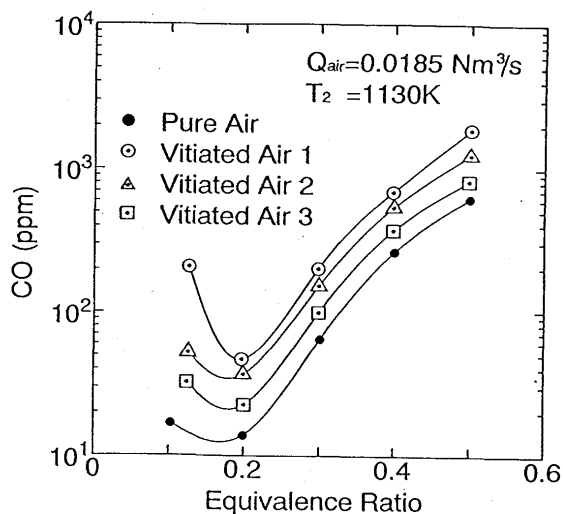


図 10 CO 排出特性

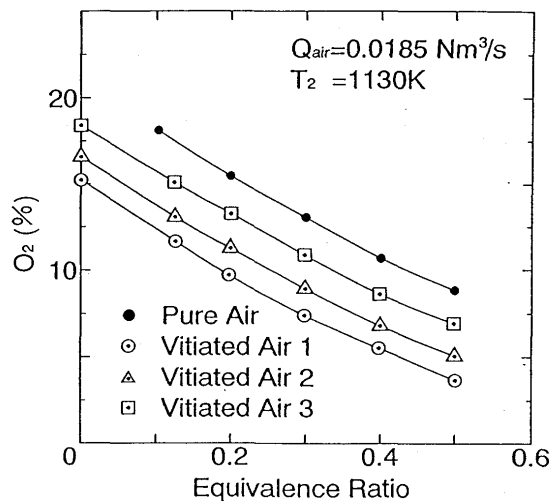


図 11 残存酸素濃度

表 2 Vitiated Air (酸素附加)の組成

空気条件	NO _x	O ₂	CO
Vitiated Air 2	12.49	16.60	2056.2
Vitiated Air 2 + [O ₂]	69.90	18.05	74.6
Vitiated Air 2 + 2*[O ₂]	97.88	19.80	112.4

[O₂]は予熱燃焼器に供給される[CH₄]と同体積の酸素。

にすれば、供試燃焼器の NO_x排出特性がPure Airのそれに近づくと思われ燃焼実験を行った。その NO_x排出特性を図12に、残存酸素濃度を図13に、また実験に使用した空気の組成を表2に示す。

興味深い点は、Pure Airと酸素濃度がほぼ同じとなる2*[O₂]を加えたVitiated AirでのNO_x排出が低いままで、Pure Airの場合の1/2以下である。Vitiated Airに酸素を加えた本実験の2つの場合とVitiated Airのみの場合とでNO_x排出はほぼ同じレベルで、NO_x排出への酸素増加の影響が出ていない。酸素の供給は、予熱保炎器への2系統ある燃料供給系の1系統を用いているので、燃料とすぐ混合し燃焼が促進される。そのため予熱燃焼器自体が生成するNO_xが高くなり、供試燃焼器のNO_x生成を抑制している可能性がある。しかしNO_xの排出量が増加している当量比0.3を越える範囲では、予熱燃焼器によるNO_x排出値と供試燃焼器のNO_x排出値を加えた値でもPure Airの排出値より低い。

4. まとめ

以上の実験結果から次の2点が指摘できる。

- 1) 酸素を附加してVitiated Airの酸素濃度をPure Airと同じにしても、NO_xの排出は低いままである。
- 2) Pure Airに酸素を附加し、酸素濃度を高めるとNO_xの排出は高くなる。

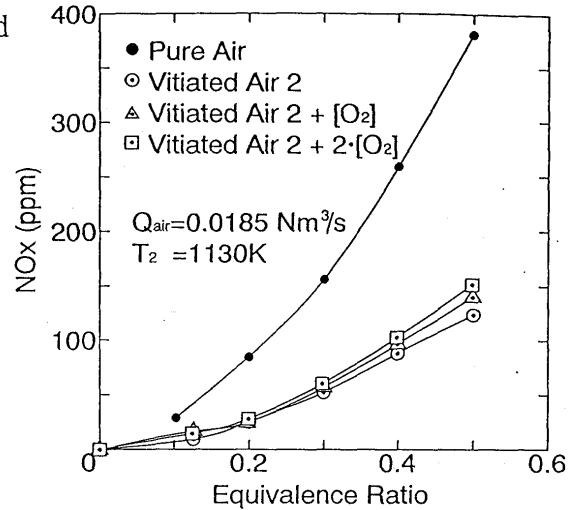


図 12 NO_x 排出特性 (Vitiated Air + O₂)

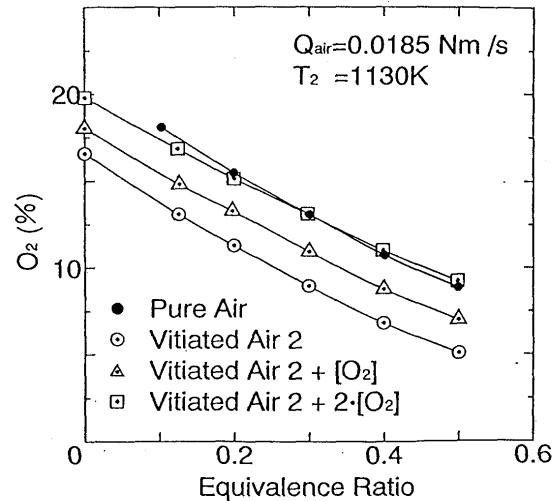


図 13 残存酸素濃度 (Vitiated Air + O₂)

参考文献

- (1) 鈴木, 黒沢, 下平: ガスタービン秋季講演会 (松江) 講演論文集, (1994), 131

ガスタービン用超短縮火炎燃焼器の研究

B-9

(大気圧における燃焼・排気特性)

*山田 秀志 (航空宇宙技術研究所)
林 茂 (航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

近年、ガスタービンはエネルギーの利用効率に優れたコージェネレーション施設や複合発電施設に導入されている。また、炭酸ガスの排出抑制につながる熱効率の向上のためにガスタービンの高温・高圧化をめざした技術開発が進められ、再生サイクルなどの採用により燃焼器入口空気温度、タービン入口温度が非常に高くなっている。これは現用の燃焼技術ではNOxの生成を必然的に増大させることになるので、高温燃焼に適したNOx抑制技術の確立が必要である。ガスタービン燃焼器からのNOx低減方法には、局所的な高温領域を避けて、そこでの滞留時間を短くすることが有効である。「超短縮火炎燃焼法」は、混合気の希薄化・均質化によって燃焼ガス温度を平均的に抑制するだけでなく、さらにサーマルNOxの生成される領域での滞留時間も著しく短縮することによって、高温ガスタービンにおけるNOx生成を大幅に抑制しようとするものである。

この燃焼コンセプトによる超短縮火炎燃焼器¹⁾をセラミックスで製作し、燃焼用空気と希釈用空気の分配比をパラメータにした大気圧での燃焼・排気特性試験結果を報告する。

2. 燃焼器模型

図1に超短縮火炎燃焼器の構造を示す。燃焼器に供給された空気を燃焼用と希釈用に分配する空気分流部、燃焼用空気と燃料を衝突混合させる空気・燃料混合部、燃焼および希釈空気を供給するバーナ部によって構成される。

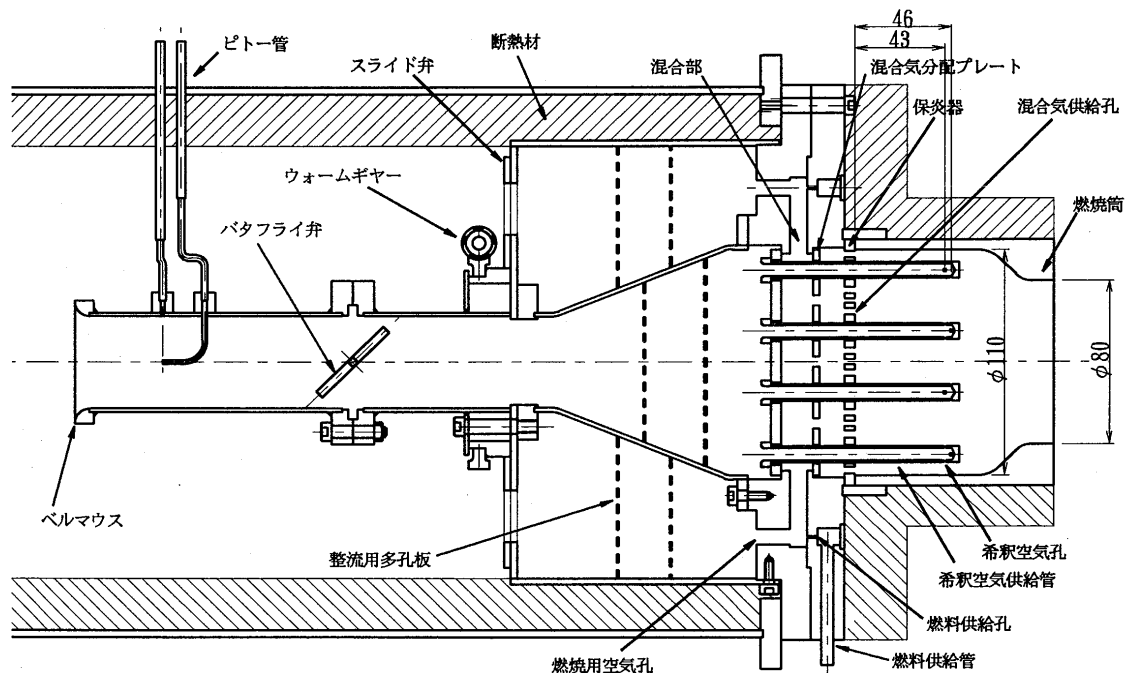


図1 超短縮火炎燃焼器 (L=50mm)

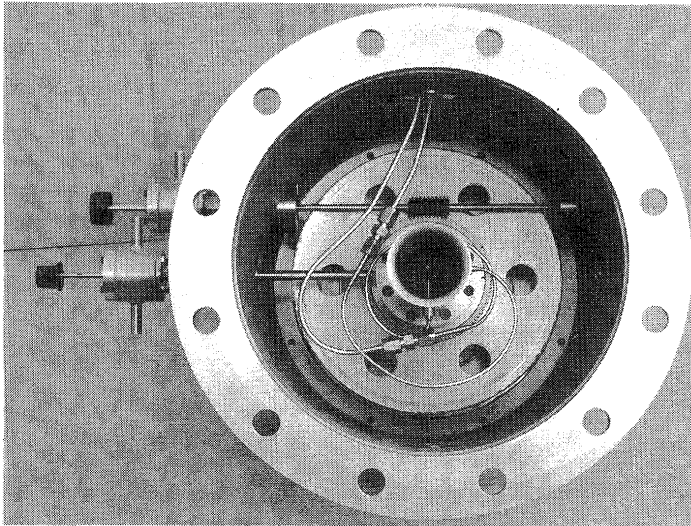


図2 空気分流部（スライド弁全開の状態）

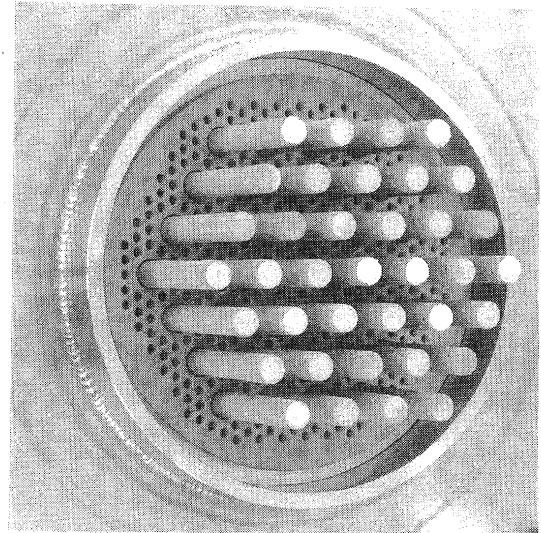


図3 バーナ部

（1）空気分流部

燃料と燃焼用空気との混合気を常に最適な当量比に維持するために、燃焼用と希釈用の空気流量配分を制御する機構である。上流側より撮影した空気分流部の写真を図2に示す。希釈用空気は、燃焼器の中心軸上に配置された流量計測用ベルマウス(内径45.3mm)から流入し、バタフライ弁で制御され希釈空気供給管に導かれる。燃焼用空気は希釈用空気通路を環状に取り巻き、直径25mmの孔6箇所から回転式のスライド弁によって流量が制御される。スライド弁はウオームギアを介して燃焼器ケーシングの外に延びた駆動軸により操作される。それらの開度を調節することによって空気の分配比が変えられる。また、それぞれの空気通路には整流用の多孔板が付いている。

（2）空気・燃料混合部

空気分流部で分流された燃焼用空気は、円周上に配置した燃焼用空気孔(直径7.5mm×60個)から混合部に流入する。燃料は燃料供給管を通り、燃焼用空気孔と同一半径の環状通路にあげられた燃料供給孔(直径1mm×60個)から噴射される。混合部で燃料と空気は衝突し予混合気となる。予混合気の流れの偏りをなくすために、保炎器の手前に直径5mmで90個の孔があいた混合気分配プレートが付いている。

（3）バーナ部

保炎器は厚さ5mm、保炎面の直径110mmの窒化けい素製のセラミック板に直径3.2mmの混合気供給孔が希釈空気供給管を囲むように282個あいている。これらの孔から予混合気が燃焼室に噴出する。この多孔板保炎器の開孔率(有効な保炎面に対する混合気の供給面積の割合)は36.1%である。保炎面全体に配置された希釈空気供給管は37本で、外径8mm、肉厚1mmの先端が閉じられた窒化けい素製の円筒である。これらは保炎器に開けられた穴(直径9mm)を貫いて燃焼室内に延びている。この供給管の側面には保炎面より43mmと46mmの位置に直径2mmの孔が4個ずつ計8個あいている。保炎面より希釈空気供給管の末端までの距離、すなわち燃焼器内への突出長さは50mm(L=50)である。

また、燃焼領域の長さの影響を調べるため、保炎器の位置を下流に移動し希釈空気供給管の突出長さを35mm(L=35)とした。図3は、燃焼筒を取りつける前のバーナ部の写真で、保炎器と希釈空気供給管が見える。燃焼筒は、内径110mm、長さ95mmのセラミックチューブを使用し、出口の内径を80mmに絞り込んだ。さらにその周りをセラミックファイバーで覆い熱損失を防いでいる。

3. 実験方法

図4に実験系統図を示す。圧縮機からの調圧された空気は、電動弁で流量が調整され、オリフィス流量計で計量した後、電気ヒータ(最大84kW)で所定の温度まで加熱され燃焼器に供給される。燃料の天然ガス(メタン99%以上)は、燃料ポンプから圧力調整器によって約200kPaに調圧されて、マスフローコントローラで流量制御された後、空気・燃料混合部に送られる。

この研究では混合気の希薄化は完全燃焼が可能な範囲にとどめ、反応領域の滞留時間を短縮することによってNO_xの増加を抑えるということを狙っている。そのために混合気は通常の火炎に比べ

非常に短い火炎からなる反応域でできるだけ完全に燃焼させるようにし、その下流のできるだけ近い位置に希釈空気を導入することによってNO_xの生成反応を停止させる。

実験条件は、燃焼器入口空気温度 $T_{in}=700, 800, 900^{\circ}\text{C}$ 、燃焼筒最大断面流速 $U=10, 15\text{m/s}$ の組み合わせで、希釈空気流入割合RD(%)をパラメータにして全体当量比を変化させた。希釈空気流入割合RDは、燃焼器全体に供給する空気量に対する希釈用空気量の割合を表す。(以下希釈率と呼ぶ)

実験は、燃焼器入口空気温度、断面流速を決め、希釈率RD=70%に設定する。保炎器に火炎が安定して保炎できるようになるまで全体当量比 ϕ を増加させたところで燃焼ガスの分析を行い、さらに当量比 ϕ を増加させてガス分析を行う。次に希釈率RDを変えて同様な操作を繰り返す。

燃焼ガスは保炎器から90mmの位置に置かれた試料採取孔36点を持つ十字型のステンレス製温水冷却サンプリングプローブによって採取され、加熱導入管でガス分析計に導き連続分析した。測定成分はNO_x、HC(未燃炭化水素)、CO(一酸化炭素)、CO₂(二酸化炭素)、O₂(酸素)である。当量比、排出指数、燃焼効率などはこの分析結果から算出した。

4. 実験結果と考察

この報告では試料ガス採取点でのガス分析結果からの当量比 ϕ_o を用いて整理をした。混合気の当量比 ϕ_p は分析当量比 ϕ_o と希釈率RDから計算した値である。

(1) NO_x排出におよぼす希釈率の影響

図5(a),(b)は、 $L=50\text{mm}$ で $T_{in}=700, 800^{\circ}\text{C}$ 、 $U=10, 15\text{m/s}$ の場合のNO_xの排出指数EI(NO_x) [g NO₂/kg CH₄]を全体当量比 ϕ_o に対して示す。いずれの場合においても、EI(NO_x)は ϕ_o の増加に伴って増加するが、その増加率は希釈率RDが大きいほど大きい。希釈率RDの影響は顕著で、例えば同一当量比でRD=70%から60%に減らすことによってEI(NO_x)の値が大幅に減少している。このことから同一の当量比では、希釈率RDが大きいほどEI(NO_x)の値が高くなっている。これは希釈率RDが大きくなると希釈空気の割合が増すため、燃焼用空気量が減少し、混合気の当量比 ϕ_p が大きくなるからである。また、さらに混合気の流量が減少するため、燃焼領域での速度が遅くなり滞留時間が延びることも増加に寄与していると考えられる。ここでの滞留時間は、保炎器より希釈空気噴出位置までに要する時間である。これらの要因によってNO_xの排出量は、希釈率RDが大きいほど急激に上昇する。代表流速の影響は、700^oCの場合に流速の速い方が排出レベルは低くでている。

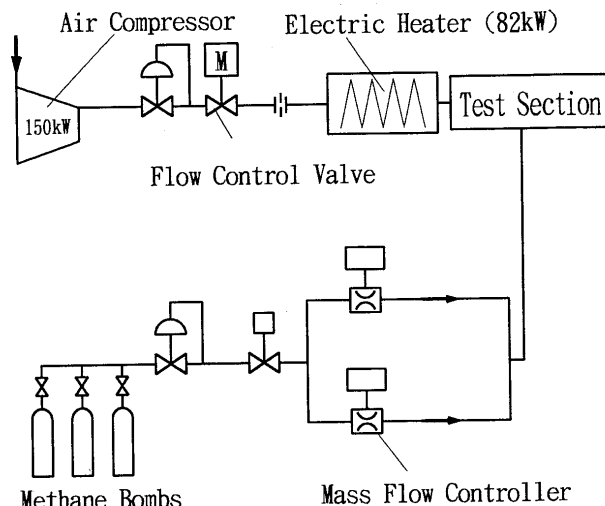
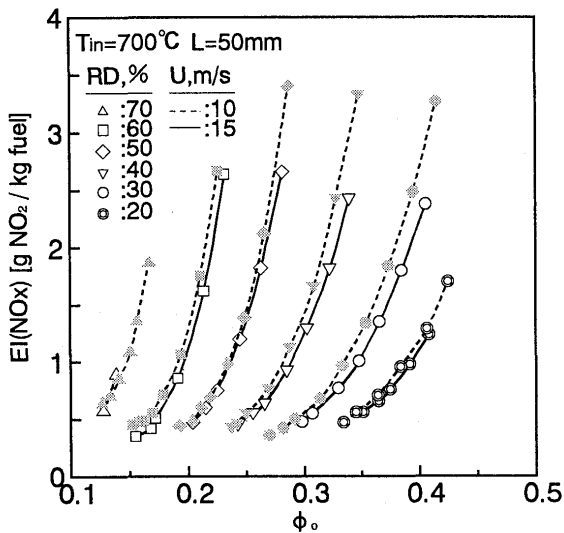
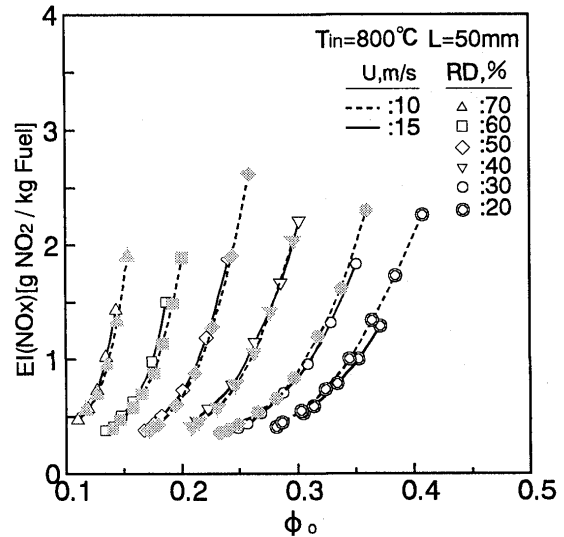


図4 実験系統図

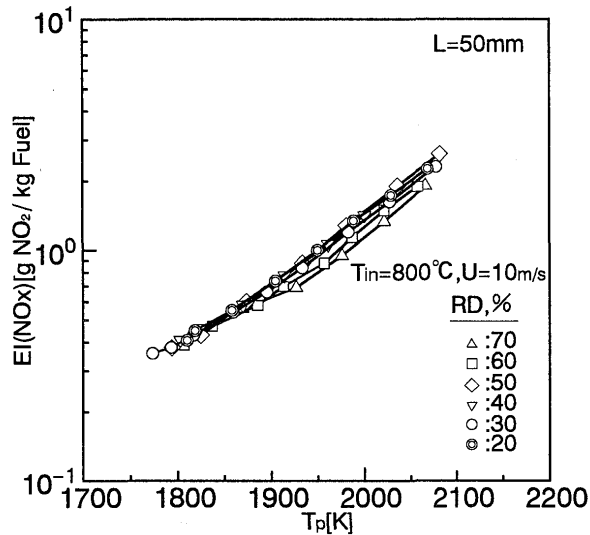


(a) $T_{in}=700^{\circ}\text{C}$

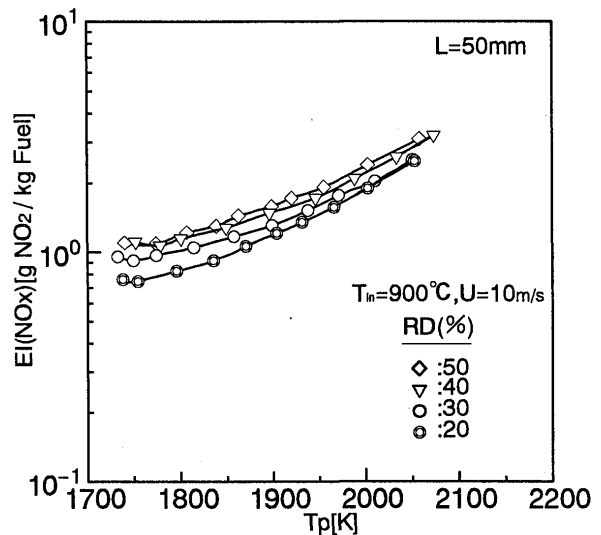


(b) $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$

図5 NOx排出に及ぼす希釈率の影響



(a) $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$



(b) $T_{in}=900^{\circ}\text{C}$

図6 燃焼領域のガス温度とNOxの排出

800°Cでは、希釈率RDが小さくなるに従い700°Cと同様な傾向を示している。下限の当量比は、いずれの希釈率RDに対しても速度の遅い方が小さくなっている。また、燃焼器入口空気温度の影響は、同一当量比であっても、入口空気温度が高いほうが燃焼ガス温度も高くなるので排出レベルは増加している。

(2) 燃焼領域のガス温度とNOxの排出レベル

NOxの排出レベルは図5のように当量比、希釈率、燃焼器入口空気温度によって大幅に変化する。これらの因子の中でNOxの生成に最も強い影響を与えるのは燃焼領域のガス温度である。図6(a)は、 $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$ 、 $U=10\text{m/s}$ の時の燃焼領域の当量比 ϕ と燃焼器入口空気温度から算出した断熱火炎温度 T_p [K]に対するNOxの排出指数 $EI(\text{NO}_x)$ を示す。NOxの排出は燃焼領域のガス温度 T_p に強く依存し、NOxの排出レベルは $\exp(6.5 \times 10^{-3} T_p)$ に比例している。流速を変えた場合や $T_{in}=700^{\circ}\text{C}$ の場合も同様な結果が得られた。しかし、 $T_{in}=900^{\circ}\text{C}$ 、 $U=10\text{m/s}$ の場合には図6(b)に示す

ように勾配が緩やかになっている。これは、空気を予熱する電気ヒータの発熱体からNOxが発生し、非燃焼時で4.5ppmと各RDの希薄側での測定値の40%にも達した。このバックグラウンドの影響がガス温度の低い希薄側で大きくでている。温度の高い領域では影響が少ないため $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$ の排出レベルに近づいている。また、RD=70%と60%では混合気形成過程において、保炎器の上流側で自発火が起り、燃料を供給するだけで急激に発熱反応が始まり測定が不可能だった。RD=50%以下でも燃焼に至らないが混合気の温度上昇が見られた。RDが小さくなるに従い混合気形成用の空気量が増え、混合気の流速が速くなるために滞留時間が短くなり、排出レベルは低くなっている。

(3) 希積空気導入位置の影響

希積空気供給管の長さ $L=50\text{mm}$ で十分高い燃焼効率が得られているため、燃焼領域長さを15mm短縮して $L=35\text{mm}$ とした。図7は $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$ 、 $U=15\text{m/s}$ の時のEI(NOx)とCOの排出濃度並びに燃焼効率に及ぼす希積率RDの影響を当量比 ϕ_0 に対して示す。保炎領域に変更がないため、燃焼安定(保炎)限界などは $L=50\text{mm}$ の場合と傾向は同じである。燃焼効率等の劣化は見られなかった。EI(NOx)の排出レベルは、図5(b)の各RDの希薄側と比較すると20%程低くなっている。

ϕ_0 を大きくするに従ってCOの排出濃度が増加している。この傾向は $L=50\text{mm}$ でも見られたが、燃焼ガス温度が高いためにCOの平衡濃度の値が高くなっていると考えられる。図8にCOの排出とNOxの関係を示す。RD=40%以下ではCOの増加に対してNOxの排出が増えている。これは燃焼ガス温度が非常に高い時の特徴を現している。

図9は $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$ 、 $U=15\text{m/s}$ でのEI(NOx)と燃焼領域のガス温度 T_p の関係を $L=35\text{mm}$ と 50mm で比較した。燃焼領域の長さの短い $L=35\text{mm}$ の方が滞留時間が短いためにNOxの排出値が小さくなっている。燃焼領域のガス温度に対する勾配は $L=50\text{mm}$ と同じである。

(4) 高燃焼効率と低NOx化

高い燃焼効率を維持して低NOx化の両立の可能性について検討する。図10は、NOxの排出濃度に対する当量比 ϕ_0 と希積率RDの影響について、国の大気汚染防止法施行規則による基準値70ppm(16%O₂)と比較した。各希積率RDにおけるNOxの線上で、燃焼効率99.5%の点を結ぶと破線のようになる。希積率RDを連続的に変化させることができれば破線で示されたレベルにNOxの排出を抑制することができ、その値は2.5ppmである。

再生サイクルを用いたセラミックガスタービン用の燃焼器入口圧力は約8ataであるので、NOx

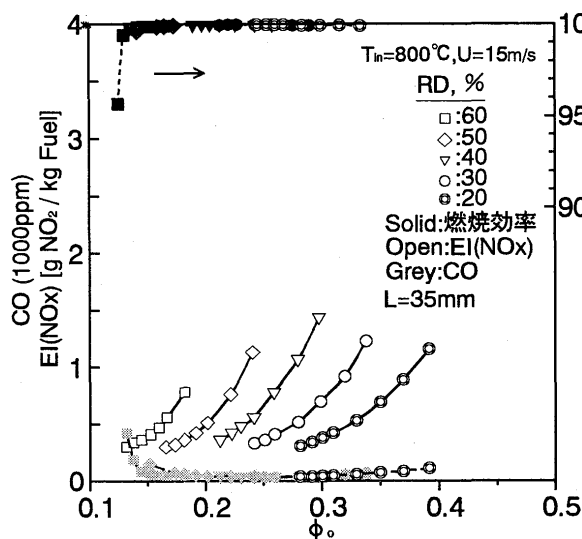


図7 L=35mmの燃焼特性

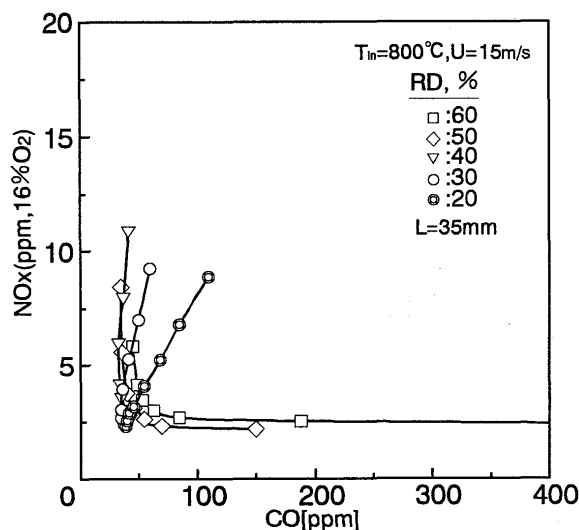


図8 COの排出とNOxの関係

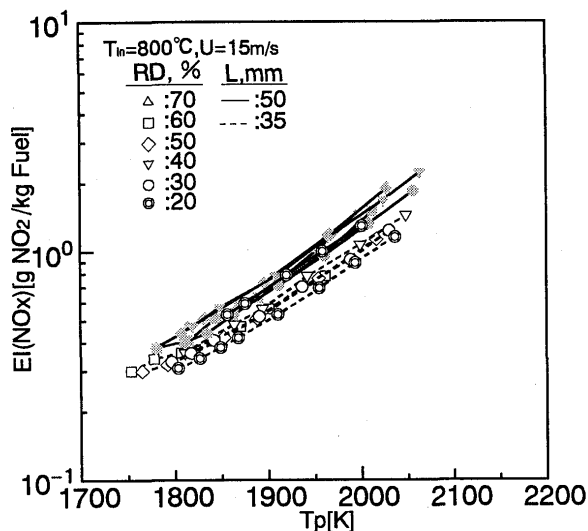


図9 燃焼領域長さの比較

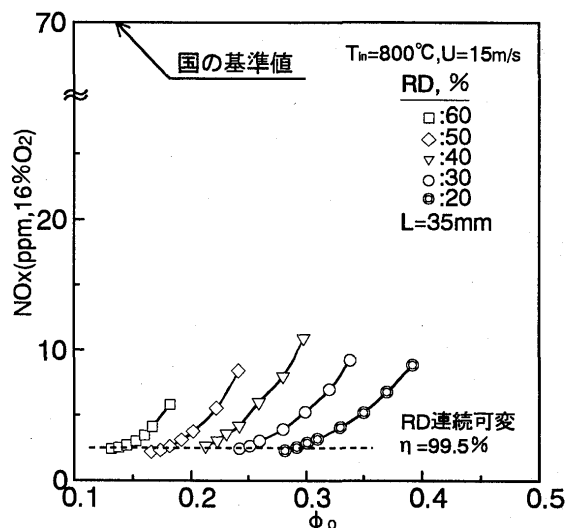


図10 最適運転条件

の排出は大気圧での値よりも増加する。この燃焼方式でのNOxの排出が圧力にどのように依存するかは未知であるが、圧力指数を大きく見積もって0.5と仮定してもNOxの排出は7ppmとなる。この値は、国の基準値の10分の1である。

5. まとめ

低NOx燃焼コンセプトによる超短縮火炎燃焼器について、燃焼器入口空気温度 $T_{in}=700, 800, 900^{\circ}\text{C}$ 、代表流速 $U=10, 15\text{m/s}$ の条件で、当量比と希釈率RDを変化させた試験を大気圧下で行った。これらのパラメータが燃焼性能と排気特性に及ぼす影響について調べた。主な結果は次のとおりである。

- (1) NOxの排出指数 $EI(\text{NO}_x)$ は、入口空気温度、流速によらず、燃焼領域のガス温度 T_p に依存し $\exp(6.5 \times 10^{-3} T_p)$ に比例している。
- (2) 希釈空气の導入位置の長さを変え、燃焼領域での滞留時間を短くすることによってNOxの排出量を低減できる。
- (3) 全体当量比 ϕ_o と希釈率RDを制御することで、高い燃焼効率(99.5%以上)と低いNOxの排出が可能である。L=35mmの場合に $T_{in}=800^{\circ}\text{C}$ 、 $U=15\text{m/s}$ 、 $\phi_o=0.15$ 以上の領域ではNOxの排出濃度を2.5ppmに抑制することができた。

6. 参考文献

- (1) 山田, 林: 低NOx化のための短縮予混合火炎バーナの研究, ガスタービン秋季講演会(長崎)平成4年11月5日
林, 山田: 低NOxバーナ, 特開平4-313608, 特許庁

* 柏原宏行 (川崎重工明石技術研究所)
 小田剛生 (川崎重工明石技術研究所)
 木下康裕 (川崎重工明石技術研究所)
 北嶋潤一 (川崎重工明石技術研究所)

1. はじめに

わが国の通商産業省が進める大型プロジェクトである「超音速輸送機用推進システムでの燃焼器開発」において、当社はラムジェットエンジンの研究開発を担当している。飛行マッハ数 2.5～5 の範囲で作動するラムジェットエンジンは世界的にも開発された例がなく、その燃焼器の開発には効率の向上、耐久性の確保、有害排出物の低減等解決されなければならない燃焼制御についての技術的な課題が数多い。当社ではそれら課題の解決のため、従来からラムモデル燃焼器を用いた高温燃焼試験を行っている。その結果において燃料ノズルの違いにより NO_x の排出特性等の性能が大きく異なることから、ラム燃焼器においても空気と燃料の混合状態が燃焼器の性能に大きく影響する⁽¹⁾ ことがわかってきた。そのため現在、燃料ノズルの混合特性の把握は、燃焼器開発に大変重要なものになっている。そこで本研究では、アセトンを用いたレーザ誘起蛍光 (LIF) 法⁽²⁾ を用いて、ラムモデル燃焼器内における非燃焼状態での混合計測を試みた。LIF 法は最近注目を集めている計測法の 1 つであり、光学的なプローブを用いるため、計測対象場に対して物理的外乱を与えないことが大きな特徴である。また今回の試験において用いたアセトンは、気化しやすく、紫外線レーザで簡単に励起でき、また強い蛍光を発するためシード量を少なくすることができる特徴を持ったトレーサであり、その蛍光強度の濃度依存性も優れていることが知られている。

今回の混合計測試験においては、燃料ノズル形状及び燃焼器内への燃料ジェットと燃焼器内主流空気流れの動圧比 (MFR) を変化させた場合の影響を報告する。

2. 試験装置

2.1. 空気・燃料系配管

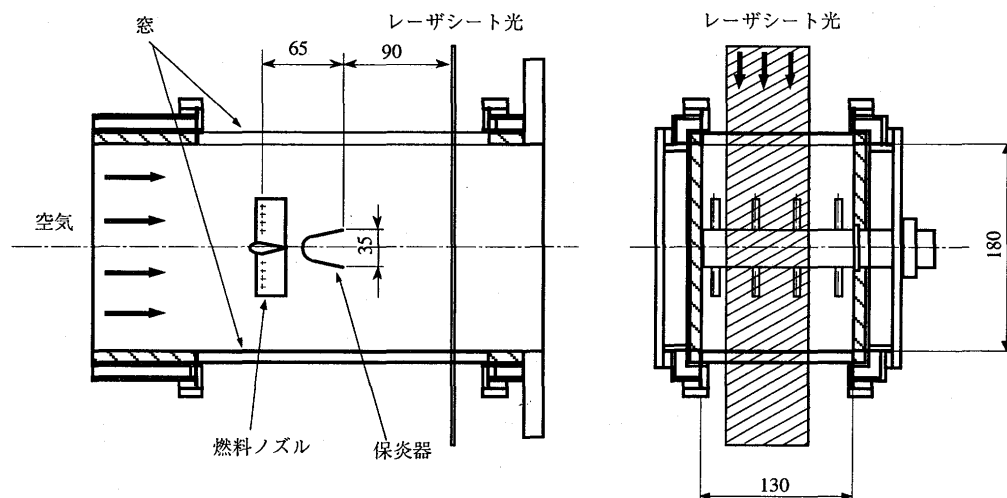


図1 ラムモデル燃焼器

混合計測試験装置において、空気はブロウより流量調節バルブ、オリフィス流量測定装置を経てラムモデル燃焼器に供給される。燃料にはボンベカードルのメタンを使用し、加温槽、減圧弁、流量調節バルブ、オリフィス流量測定装置の順に導き、トレーサであるアセトン混合するため、混合チャンバーへと導かれる。混合チャンバーでは、定量供給ポンプにより液体のアセトンが供給され、ここで気化しメタンと十分に混合される。混合チャンバーには、電気ヒータが巻き付けてあり、アセトンを気化しやすくさせている。アセトン蒸気がシードされたメタンは、燃料ノズルへ導かれモデル燃焼器へ噴射される。

2.2. ラムモデル燃焼器と燃料ノズル

図1に本試験に用いたラムモデル燃焼器を示す。モデル燃焼器は高さ180mm、幅130mmの矩形断面形状のダクトとなっており、混合計測実験時には計測部上面と下面にレーザシート入射及び出射用の合成石英製(厚さ6mm)の窓が取り付けられている。燃料ノズルはVガッタ保炎器の上流約65mmに位置している。

図2に試験に用いた燃料ノズルを示す。各燃料ノズルは、中心部分に燃料供給用の管を持っており、そこから両側にセグメントインジェクタが取り付けられている。H6FID3型は3方燃料噴射式で、空気流れに対して直角方向に2方と空気流れ方向の下流側向きに燃料を噴くようになっている。H7HMR60型は空気流れに対して直角方向の2方に

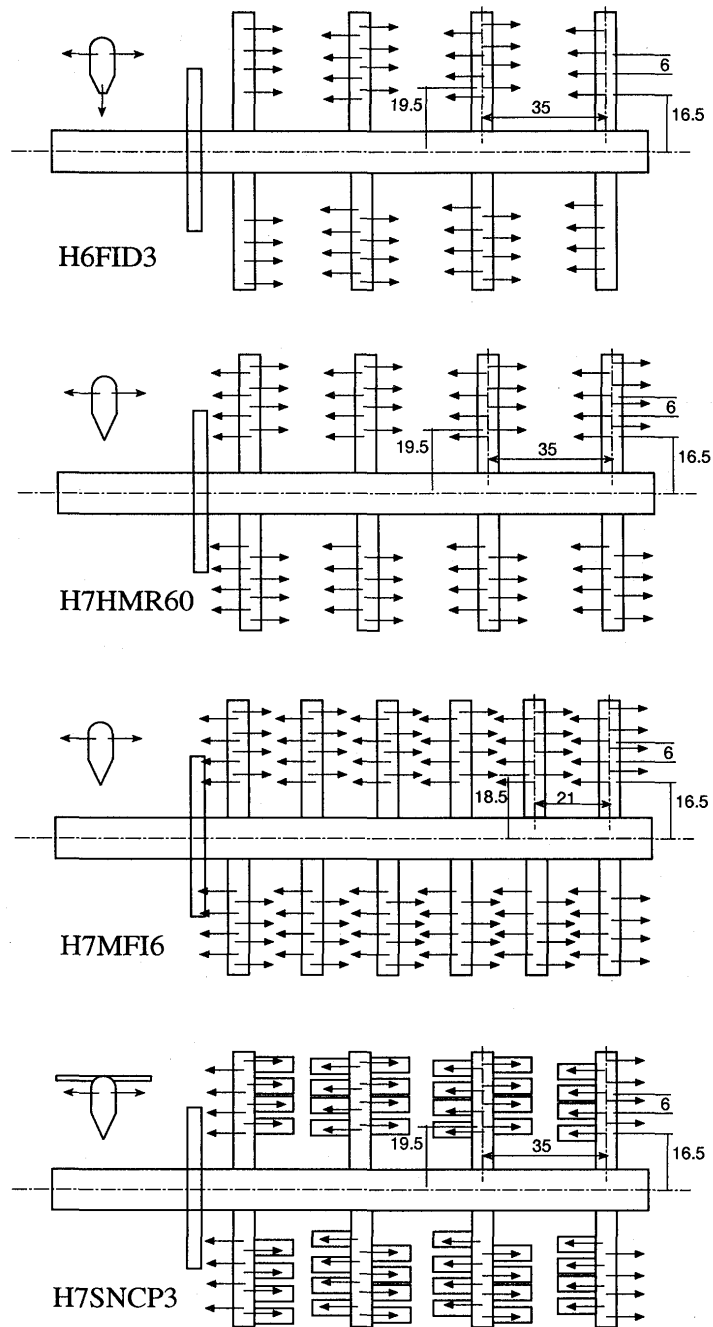


図2 燃料ノズルの概略

表1 燃料ノズルの特徴

Fuel nozzle	number of wings	injection hole	features of nozzle
H6FID3	4 × 2	8.0 × φ 1.1, p6	FD=3, MFR=14
H7HMR60	4 × 2	6.4 × φ 1, p6	FD=2, MFR=32
H7MFI6	6 × 2	9.6 × φ 1, p6	FD=2, MFR=14
H7SNCP3	4 × 2	6.4 × φ 1, p6	FD=2, MFR=32, W=3 plate

p : distance of each hole mm
 FD : fuel injection direction
 MFR : momentum flux ratio

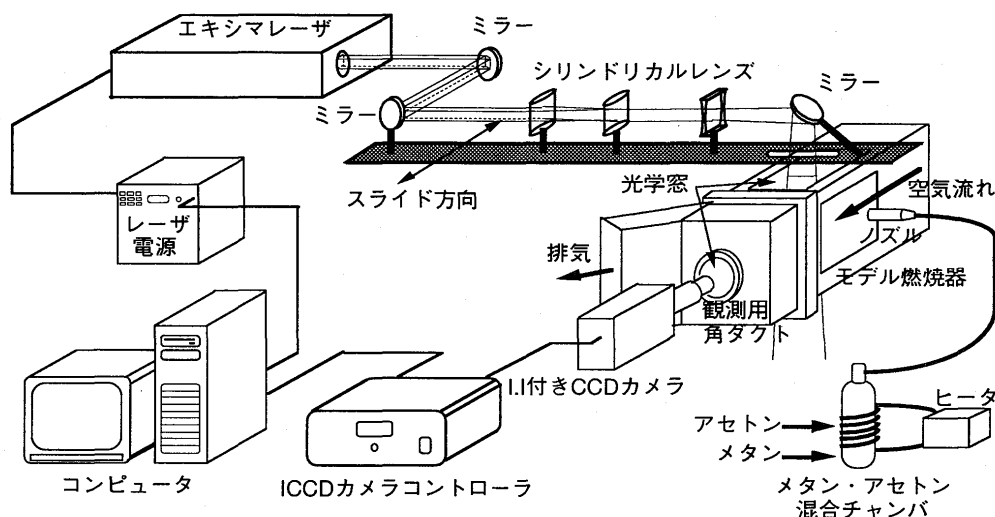


図3 L I F計測システム

だけ燃料を噴く方式でかつ燃料噴射孔の総開口面積を小さめにし、噴射速度を増加させ、燃料の貫通力を高めに設定したタイプである。H7MF I 6型は噴射孔の数を増やしマルチポイントでの燃料噴射を目指したものである。また、H7SNCP3型は、H7HMR60型をベースとして各噴射孔の上流側に混合促進をねらったプレートを設置したものである。表1はそれぞれの燃料ノズルの構造と高温燃焼試験での代表的試験条件での特徴をまとめたものである。

2.3. 光学系と観測用角ダクト

図3に光学系の概略を示す。アセトン蒸気をトレーサとしたレーザ誘起蛍光計測を行うために、光源としてKrFエキシマレーザが用いられた。エキシマレーザからの光は、ミラーによりモデル燃焼器近くまで導光され、シリンダリカルレンズによりシート状に成形される。レーザシートはモデル燃焼器上部に取り付けられた光学窓を通して燃焼器内の混合計測場に照射された後、燃焼器下部の光学窓を通過し、その後ビームトラップにより受けとめられ減衰される。ラムモデル燃焼器の下流側にはモデル燃焼器内横断面でのL I Fシグナルを計測するための窓が設けられた観測用角ダクトが取り付けられており、その窓を通してイメージインテンシファイア (I.I) 付C C Dカメラにより計測される。また、L I Fシグナルとバックグラウンドノイズの計測を行う場合には、励起光によるミー散乱、レーリ散乱をカットするため、ショット社製B G 1 4の光学フィルターを用いた。モデル燃焼器を通過した空気及び燃料ガスは観測用角ダクト側面から斜め方向に排気させた。また観測用の窓には、径106mm、厚さ10mmの合成石英ガラスを用いた。

3. 試験条件とデータ処理法

混合計測試験では、高温燃焼試験時の燃料と空気の混合状態を模擬するために、燃焼器内に噴射した燃料ジェットと主流空気流れの動圧比 (MFR) をパラメータに採用し⁽³⁾、形状の違う燃料ノズルにおいてメタン流量を変えて動圧比を変化させた場合の混合状態の変化を計測した。動圧比Mは次式のように定義される。

$$M = \rho_{\text{fuel}} \cdot V_{\text{fuel}}^2 / \rho_{\text{air}} \cdot V_{\text{air}}^2 \quad \text{式1}$$

ρ_{fuel} : 燃料密度 (kg/m³)
 ρ_{air} : 燃焼器入口空気密度 (kg/m³)
 V_{fuel} : 燃料噴射速度 (m/s)
 V_{air} : 燃焼器入口空気流速 (m/s)

表2 モデル燃焼器入口条件

	Combustion test	mixing test
Combustor inlet temperature (°C)	867	37
Combustor inlet pressure (kg/cm ² abs)	1.03	1.05
Combustor inlet velocity (m/s)	40	20

高温燃焼試験および混合計測試験それぞれにおけるモデル燃焼器入口条件を表2に示す。混合計測試験は高温燃焼試験に比べ

入口温度が約1/4倍、空気流速が約1/2倍、入口圧力がほぼ同程度であることから、空気の運動量は同程度であるので、混合計測試験においても高温燃焼試験と同じ燃料流量で動圧比を模擬できる。本混合計測試験においては、定性的な燃料分布の計測を目的としたので、メタン流量が変化した場合でも常に一定量のアセトンシードをした。そのため、メタン流量が変化することによりシードの濃度が変化するが、メタンに対するアセトン蒸気のm o l濃度が最大でも3%以下になるように設定したので、アセトン蒸気による励起レーザ光の減衰の影響は十分に小さいものと考えられる。

その他の計測条件として、レーザのパルス幅は約20 ns、レーザのシート厚みは約1 mm、計測位置はVガッタ保炎器から下流側90 mmで、レーザシートのエネルギー密度は蛍光が飽和するエネルギー密度に比べ十分に低くしている。アセトン蒸気からのL I F信号の計測にあたっては、I.Iのゲート時間を500 nsとし、レーザパルスと同期させ、50 msの時間間隔で100パルス分の画像をCCDチップ上で積算することにより蛍光分布の平均を計測した。計測データは、アセトンをシードしない状態で計測したバックグラウンドノイズを差し引き、レーリ散乱を用いて計測したレーザシート強度分布から励起光強度の補正を行った。次に燃料流量の変化にともなうアセトンシード濃度を考えた蛍光強度補正を行った後、各計測データは濃度分布がわかりやすいように燃料濃度が高いところは赤く、そこから希薄側に黄色、緑色、青色、黒色の順で疑似カラーをつけて表示させた。尚、今回の試験では、メイン燃料ノズルのみを用い、保炎器内にあるパイロット燃料ノズルは使用しなかった。

4. 計測結果と考察

図4-1から図4-4に混合試験結果を示す。動圧比はそれぞれの図の下方に付記する。H6 F I D 3型の燃料ノズルでは、動圧比が低い場合空気流れに対して直角方向に噴いた燃料があまり広がらず、また空気流れに平行しても燃料を噴射しているためセグメントインジェクタの下流部分に燃料が濃い部分が形成されているのがわかる。その傾向は動圧比の値を高くした場合も同じである。H7 H M R 6 0型では、動圧比の値が小さい時はセグメントインジェクタ下流の位置に燃料分布の濃いところが見られるが、動圧比の値が大きくなるにつれて空気流れ中での燃料の貫通力が増し、隣り合うセグメントインジェクタ間での燃料濃度が高くなっていくのがわかる。また、動圧比を86.3とか115.4などと大きな値を取った場合、対向するセグメントインジェクタからの燃料ジェットが互いに衝突していると想像され、セグメントインジェクタ間の方がセグメントインジェクタの下流位置の燃料濃度より高くなっているのがわかる。H7 M F I 6型では貫通力をあまり持たせない設計になっているので、動圧比を変化させてもあまり顕著な燃料分布の変化は現れていない。H7 S N C P 3型では、混合促進をねらったプレートのため、H7 H M R 6 0型で見られたような動圧比の変化にともなう混合状態

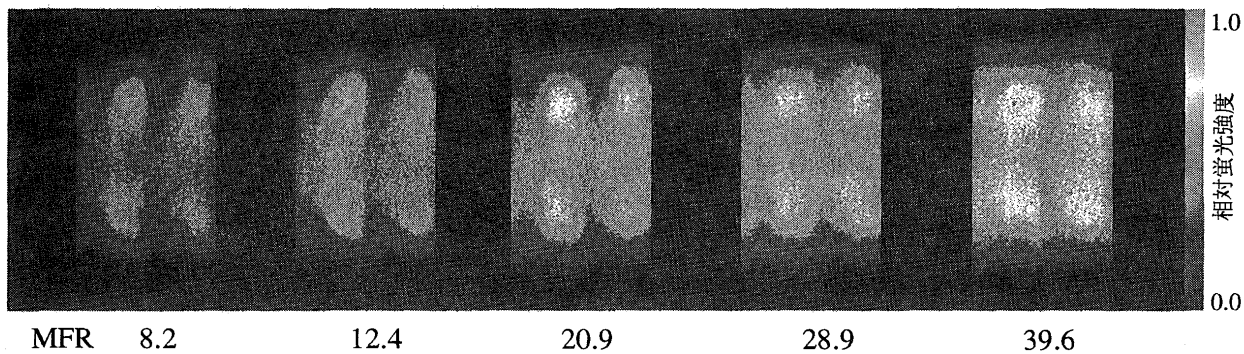


図4-1 LIFによるH6FID3ノズルの燃料分布

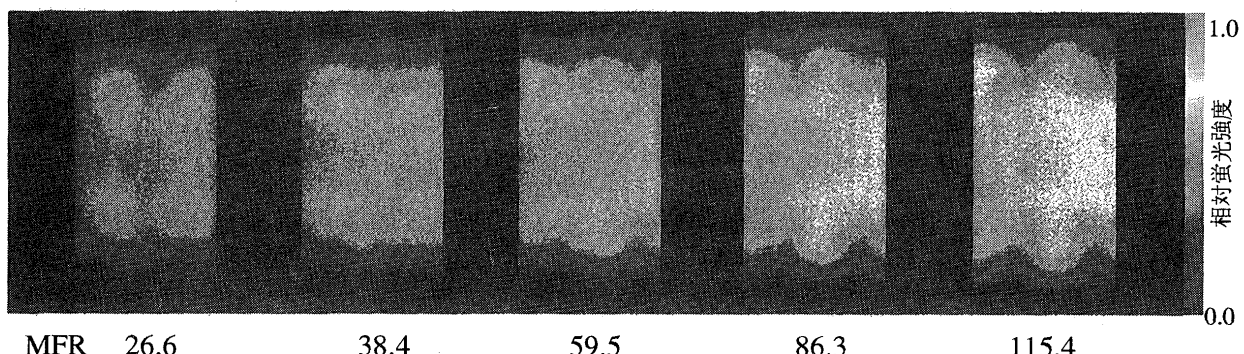


図4-2 LIFによるH7HMR60ノズルの燃料分布

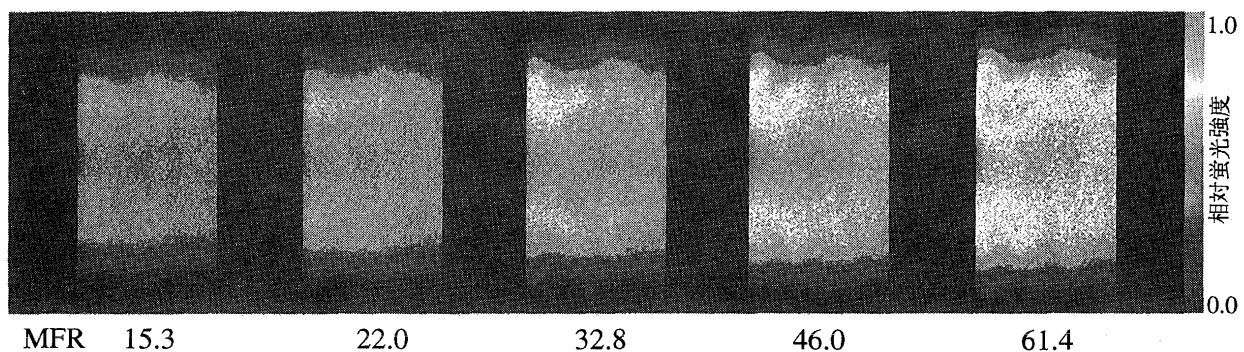


図4-3 LIFによるH7MFI6ノズルの燃料分布

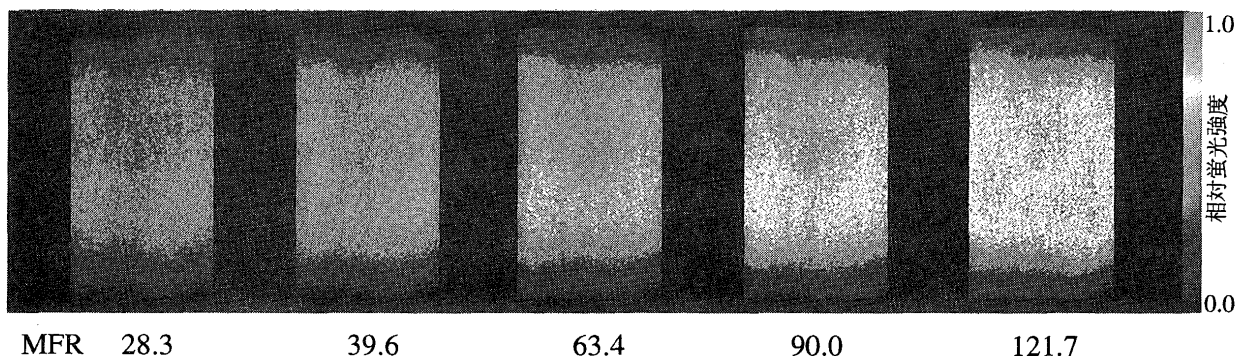


図4-4 LIFによるH7SNCP3ノズルの燃料分布

の変化がなく、また試験を行った燃料ノズルの中で最も混合が促進されていることがわかる。

今回の試験では形状の異なる燃料ノズルにおいて、メタン流量を変えることにより動圧比パラメータを変化させて試験を行った。今後はラム燃焼器の低公害化に向けて、燃料ノズルの最適化のための混合計測試験を継続し、さらに燃焼場への適用に発展させて行く所存である。

5.まとめ

ラム燃焼器における燃焼制御技術の開発を目的とした、アセトントレーサとしたレーザ誘起蛍光法による燃料混合計測試験を実施し、以下の結果が得られた。

- (1) アセトントレーサとしたレーザ誘起蛍光計測法が、ラムモデル燃焼器内における非燃焼場での燃料-空気混合状態の可視化計測に有効であることが明らかとなった。
- (2) ラムモデル燃焼器内での燃料の混合特性は、燃料ノズル形状により大きく異なることが確かめられた。また今回使用した燃料ノズルの中には、燃料のペネトレーションに大きく影響を受けるものと、あまり影響を受けないものがあることも確認できた。

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) 木下康裕、小田剛生、北嶋潤一 "ラム燃焼器の燃料の混合特性とNO_xの排出に関する研究" 第36回航空原動機・宇宙推進講演会 (1996) pp.136~141
- (2) D. Wolff, V. Beushausen, P. Andresen : "Ketones : Suitable tracer substances for liquid fuel seeding", 第33回燃焼シンポジウム講演論文集 (1995) pp.448 ~ 450
- (3) Donald J. Hautman, Robert J. Haas, Louis Chiappetta : "Transverse gaseous injection into subsonic air flows", 29th Aerospace Sciences Meeting., January (1991) .

*木下康裕、小田剛生、北嶋潤一（川崎重工業）

1. まえがき

飛行マッハ数 2.5～5 の範囲で作動する超音速輸送機用コンバインドサイクルエンジンのラムジェットエンジンは世界的にも開発された例がなく、その燃焼器の開発には効率の向上、耐久性の確保、有害排出物の低減等解決されなければならない燃焼制御に関する技術的な課題が多い。表 1 にコンバインドサイクルエンジンのラム燃焼器の代表的な作動条件を示す。特に、飛行マッハ数 5 の高速飛行時には、約 1000℃ の高温の空気が風速 40m/s 程度で燃焼器に流入し、燃焼器出口での燃焼ガス温度は約 1900℃ に達するため、従来の亜音速機に比べて窒素酸化物（NO_x）の排出が著しく増加することが予想される。そのため、NO_x の排出量を低減する燃焼技術の確立が求められる。

ラム燃焼器の低 NO_x 化の有効な方策の 1 つとして、予混合希薄燃焼⁽¹⁾があり、本ラム燃焼器ではこの方法を採用している。予混合希薄燃焼では、燃料の予混合状態が NO_x の排出に大きな影響を及ぼすため、燃料の予混合状態を正確に把握する必要がある。

今回、燃焼器入口空気温度が 867℃ までの高温燃焼試験を実施し、高温条件における NO_x の排出特性をはじめとする燃焼性能を調べた。また、燃焼試験により得られた NO_x 排出特性と燃料の混合状態の関係を把握するために、燃焼試験と同じ燃料ノズルを用いて、最新の計測技術であるレーザ誘起蛍光法（LIF）による非燃焼場での燃料の混合試験を行ったので併せて報告する。

表 1. ラム燃焼器の代表的な作動条件

項目	飛行マッハ数 3	飛行マッハ数 5
入口全圧 (kg/cm ² abs)	1.48	4.61
入口全温 (°C)	330	990
入口流速 (m/s)	98	40
当量比	0.3	0.43

2. 実験装置および方法

2. 1. 試験装置

燃焼試験は、航空宇宙技術研究所、原動機 7 号館の中圧燃焼試験設備を用いて実施した。本設備は電気ヒーターにより、燃焼による直接加熱なしで空気温度を 1000℃ 程度まで上昇することができるが、試験実施に要する時間の制限から、今回の試験では空気温度は 867℃ までとした。混合試験は、当社の明石技術研究所にある中圧空気源を用いて実施した。燃料は高圧ボンベカードルから加温槽、減圧弁を通したあと、燃焼試験ではマスフローコントロールバルブにより、また、混合試験ではオリフィス流量測定装置により燃料流量計測、調整を行い、燃料ノ

ズルから燃焼器に供給した。

2. 2. 試験供試体

図1は本ラム燃焼器全体の概略、図2は保炎器付近の詳細である。本燃焼器は高さ180mm、幅130mmの矩形断面形状であり、ガッタ幅35mmと22mmの水平な2本のVガッタ保炎器と、その上流にある予混合用燃料ノズルからなる、実験室規模のラム燃焼器モデルである。2本のVガッタ保炎器はそれぞれ、上側をOuter Gutter、下側をMid Gutterと呼ぶ。燃焼試験では、この2本のVガッタ保炎器とそれぞれの上流にOuter用主燃料ノズル、Mid用主燃料ノズルを配置している。また、2本のガッタは圧力損失を低くするために約70mm軸方向にずれて配置されている。混合試験では、簡単のためにMid用のVガッタ保炎器と主燃料ノズルのみを中央に配置している。

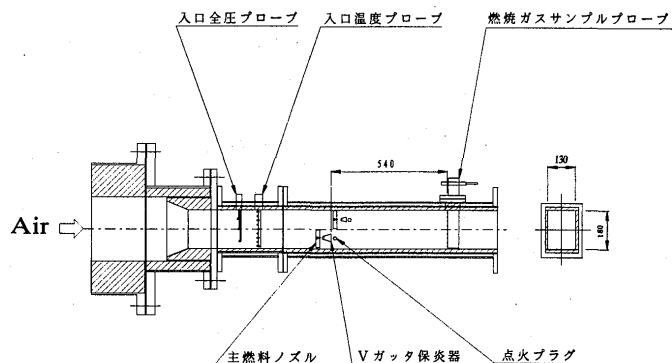


図1. ラム燃焼器概略

主燃料ノズルは保炎器のエッジから上流約60mmの位置に配置しているが、これは、予混合性能の向上と自己着火防止という相反する課題を考慮し決定した。

2. 3. 燃料ノズル

これまでの研究⁽²⁾により、燃料噴流の貫通力の違いにより、燃料の混合状態が大きく左右されることがわかった。今回、燃料の貫通力に注目し、新たにH7HMR60型、H7MF16型の2種類の燃料ノズルを、また、スネクマ社のCFDの結果をもとにH7SNCP3型の燃料ノズルを製作した。以下に、新たに製作した3種類の燃料ノズルとH6FID3型燃料ノズルについての説明を行う。また、燃料ノズルの概略を図3に示す。

H6FID3型はセグメントインジェクタの両側に加えて流れの後方にも燃料を噴射する3方向吹き燃料ノズルである。

H7HMR60型はHautmanら⁽³⁾の実験式に基づき、高温燃焼試験条件での当量比0.42に

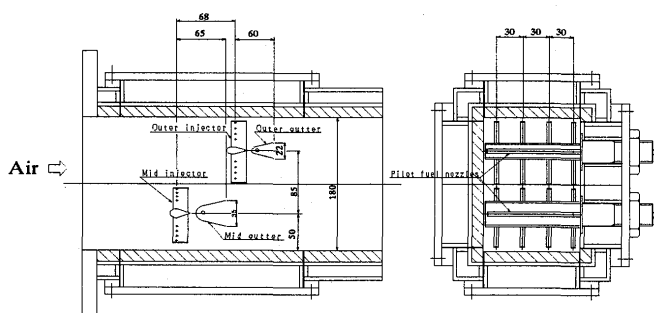


図2. 保炎器付近詳細

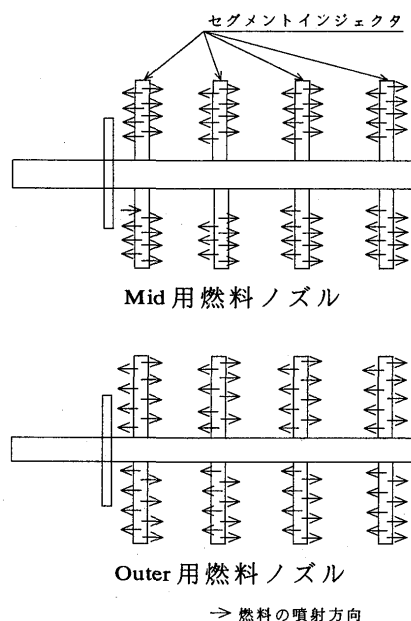


図3. 燃料ノズル概略

において、燃料の噴流中心がセグメントインジェクタ間の中央まで貫通する動圧比（以下MFR）を持つようにした2方向吹き燃料ノズルである。

H7MFI6型はセグメントインジェクタの間隔を狭くし、噴射ポイントを増やし、混合が燃料の貫通力にできる限り依存しないようにした2方向吹き燃料ノズルである。

H7SNCP3型はH7HMR60型の燃料噴射孔の上流にプレートを取り付け、そのプレートにより乱れを発生させて混合を促進させようとした燃料ノズルである。

ここで、MFRは式(1)で表される値である

$$MFR = \frac{\rho_{fuel} V_{fuel}^2}{\rho_{air} V_{air}^2} \quad (1)$$

- ρ_{fuel} : 燃料密度
- ρ_{air} : 燃焼器入口空気密度
- V_{fuel} : 燃料噴射速度
- V_{air} : 燃焼器入口空気流速

2. 4. 計測方法

燃焼試験では、Vガッタ保炎器の下流側に540mmの位置で、9孔式の縦型ガスサンプルプローブを用いて燃焼ガスを集合採取し、連続式排ガス分析計でその組成（NO_x、UHC、CO、CO₂、O₂）を分析し評価を行った。

混合試験では、燃料であるメタンにトレーサーとして気化させたアセトン定量を混ぜて、十分に混合させた上で燃料ノズルから燃焼器内に噴射した。計測位置はVガッタ保炎器から下流側に90mmのところであり、その位置にエキシマレーザーをシート状に入射し、燃料の混合状態を計測した⁽⁴⁾。

燃焼試験および混合試験の入口空気条件を表2に示す。混合試験と燃焼試験の燃焼器入口空気条件は異なっている。そこで、噴流の貫通力はMFRを合わせて燃料の混合状態を模擬している。

表2. 燃焼試験および混合試験の入口空気条件

項目	燃焼試験	混合試験
入口全圧 (kg/cm ² abs)	1.03	1.05
入口全温 (°C)	527、727、867	37
入口流速 (m/s)	40	20

3. 試験結果

H7SNCP3型燃料ノズルは、入口温度727℃以上では乱れ発生用のプレートで、保炎してしまい計測を継続できなかったため、混合試験の結果のみを示す。

3. 1. NO_x 排出特性

図4、5、6にそれぞれ燃焼器入口温度が527℃、727℃、867℃におけるH6FID3型、H7HMR60型、H7MFI6型燃料ノズルの当量比とNO_x 排出指数との関係を示す。入口空気温度が527℃では、すべての燃料ノズルのNO_x排出指数は比較的小さく、最も大きな排出指数であるH6FID3型でも5g/kg·fuel以下である。このH6FID3型は、あらゆる条件で最も大きなNO_x 排出指数となっており、例えば、入口温度867℃においては、他の2種類の燃料ノズルに比べると、当量比0.3で約5倍、当量比0.5で約3倍となっている。H7HMR60型とH7MFI6型では当量比0.4程度までは同程度のNO_x 排出指数であるが、そこからさらに当量比を大きくしていくと、H7MFI6型のNO_x 排出指数の増加度合いがH7HMR60型のそれよりも大きくなっている。この傾向は燃焼器入口温度が527℃、727℃、687℃のすべてにおいてみられる。

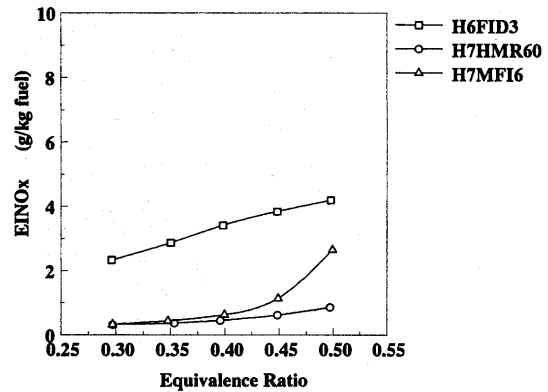


図4. 当量比とNO_x 排出指数

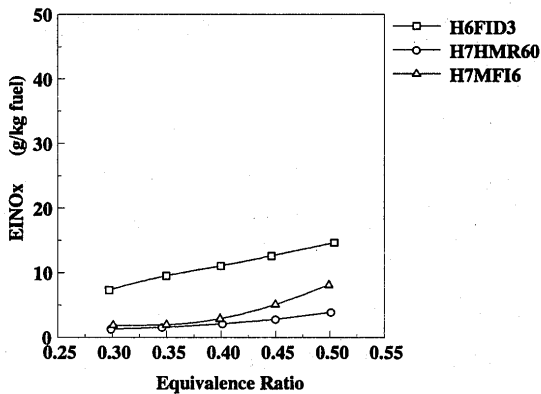


図5. 当量比とNO_x 排出指数

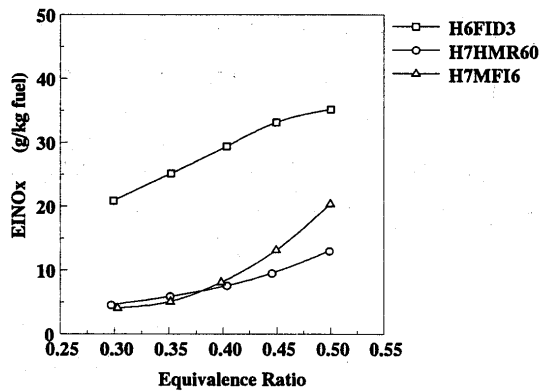


図6. 当量比とNO_x 排出指数

3. 2. 入口空気温度のNO_x 排出特性に与える影響

図7、8にそれぞれ当量比が0.4および0.5での入口空気温度とNO_x排出指数との関係を示す。入口空気温度が高くなると、火炎温度も上昇するので、NO_x 排出指数も大きくなる。燃料ノズルによる差をみると、入口空気温度が高いほど、NO_x 排出指数の差が大きくなっている。例えば、入口空気温度527℃、当量比0.4でのH7MFI6型とH7HMR60型のNO_x 排出指数の差は3g/kg·fuel以下であるが、入口空気温度867℃、当量比0.5ではH7HMR60型のNO_x 排出指数はH7MFI6型と比べて8g/kg·fuel、H6FID3型と比べて21g/kg·fuel小さな値となっている。

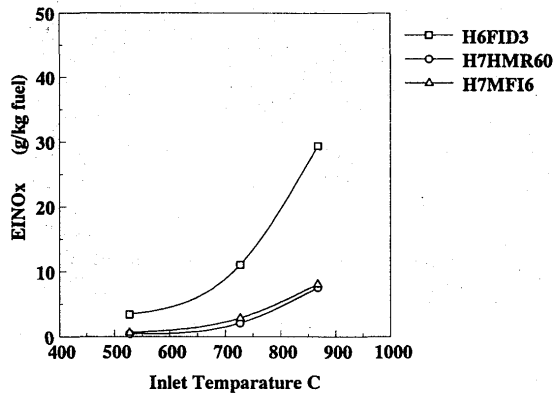


図7. 入口空気温度とNO_x排出指数

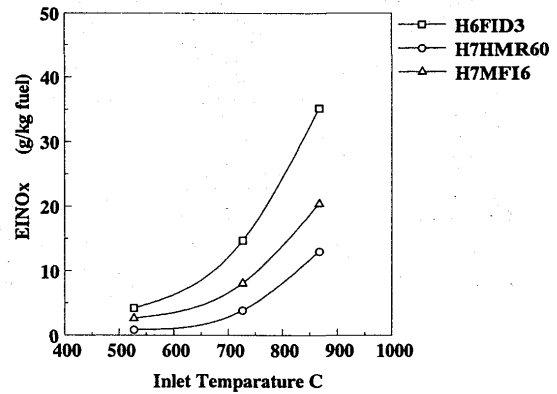
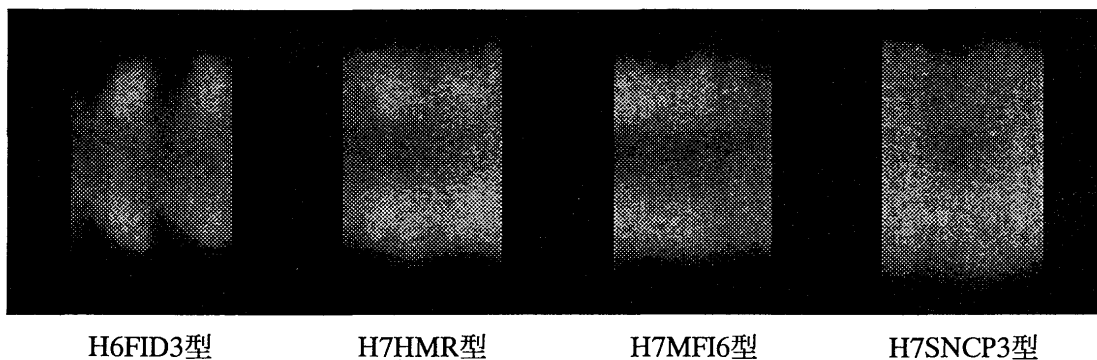


図8. 入口空気温度とNO_x排出指数

3. 3. 燃料混合試験

それぞれの燃料ノズルの入口空気温度867°C、当量比0.42でのMFRと同じになるように燃料を調整し、噴射したときの混合状態を図9に、また、MFRを約2倍にしたときの混合状態を図10に示す。H6FID3型では、セグメントインジェクタの後方に噴射した燃料がほとんど広がらずに残っており、その位置での燃料が濃くなっている。MFRを大きくしていくと、流れに直交に噴射した分の燃料は広がっていくが、セグメントインジェクタ後方に存在する燃料の濃い部分はそのままである。H7HMR60型ではセグメントインジェクタ後方で少し濃くなっているが、すでにセグメントインジェクタ間の中央まで燃料は貫通している。MFRを大きくしていくと、セグメントインジェクタ後方の濃い部分はなくなり、逆にセグメントインジェクタ間の中央に濃度の濃い部分ができる。H7MFI6型では燃料は全体に行き渡っているが、左方に燃料の濃い部分が存在する。MFRを大きくしても、この濃い部分は存在している。また、H7HMR60型と同様にMFRを大きくしていくにつれてセグメントインジェクタ間の中央に燃料の濃い部分ができる。H7SNCP3型は下半分が濃くなっているが、横方向はほぼ均一である。MFRを大きくしていても、ほとんど分布は変わらず、H7HMR60型やH7MFI6型で特徴的であった、MFRを大きくしていったときに、セグメントインジェクタ間の中央が濃くなるような分布とはなっていない。



H6FID3型

H7HMR型

H7MFI6型

H7SNCP3型

図9. 燃料混合試験結果

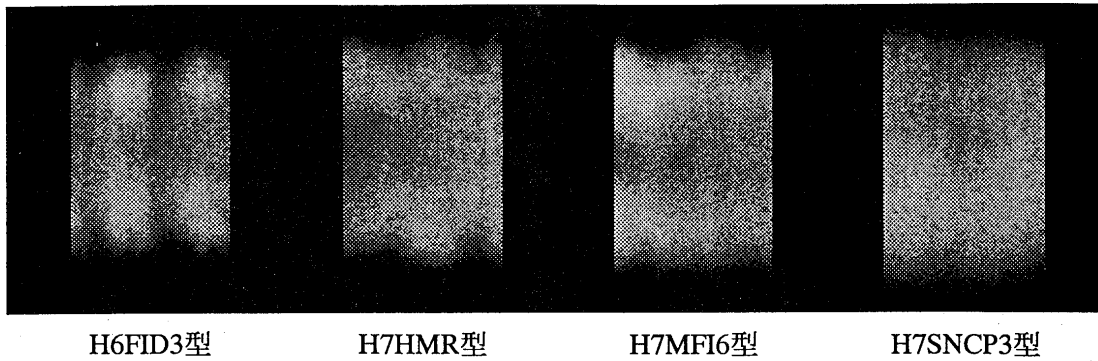


図10. 燃料混合試験結果

H7HMR60型は、定格となる当量比付近で適度な貫通力を持ち、良い混合状態となっている。しかし、2方向吹き燃料ノズルでMFRを最適化し、良い混合状態を得るという方法では、広い作動範囲に対応するのは困難であると思われる。混合状態だけに限ると、H7SNCP3型が広いMFRの範囲で良い混合状態となっており、また、燃焼試験においても計測可能であった範囲ではH7HMR60型よりも少ないNO_x 排出量であった。今後、この希薄予混合方式で、さらに低NO_x 化を図るためには、H7SNCP3型のように燃料の貫通力以外に、強制的に混合を促進させる方法の採用等も考慮する必要がある。

4. まとめ

1. H7HMR60型とH7MFI6型燃料ノズルは、H6FID3型燃料ノズルに比べてNO_x 排出量を大幅に改善している。しかし、H7MFI6型燃料ノズルは当量比0.4を超えたあたりから急にNO_x 排出量が増加する。
2. 入口空気温度が高温であるほど、燃料ノズルによるNO_x 排出特性の差が大きくなる。
3. MFRが大きすぎると、燃料が貫通しすぎて混合が悪くなる。

本高温燃焼試験の実施においては、航空宇宙技術研究所の田丸特別研究官、鈴木室長のご助言、ご指導をいただいた。ここに深く感謝いたします。

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）から委託を受けて実施したものである。

参考文献

- (1)木下ほか : ガスタービン定期講演会講演論文集、1993
- (2)木下ほか : 航空原動機・宇宙推進講演会講演集、1996
- (3)Hautmanほか : AIAA、29th Aerospace Sciences Meeting、1991
- (4)柏原ほか : ガスタービン秋期講演会講演論文集、1996

田丸 卓 (航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

航空機エンジンにおいては性能や耐久性が重要であるが、最近はそれに加えてその排出特性もまたエンジンの選択採用条件の一つとなっている。低排出化した燃焼器は新規開発エンジンばかりでなく既存のエンジンに適用する場合も多く、各メーカーは排出規制の強化に対応して燃焼器改良の研究開発に力を入れている。一方、後進のエンジン開発グループやその部品開発企業にとっても燃焼器の低排出化が実現できれば技術的優位性を認識させる事ができエンジン開発事業参加の可能性が高まる。

ここでは現用エンジンの排出についてICAO (International Civil Aviation Organization, 国際民間航空機構)資料¹⁾をもとに、比較検討し、今後の燃焼器排出低減の方向を明確にし、燃焼器研究・改良の指針として示す。

2. ICAO 規制値の現状

現在、航空機エンジンより排出される大気汚染物質のうち、窒素酸化物(NO_x)、未燃焼炭化水素(HC)、一酸化炭素(CO)および煙(Smoke)がICAO規制 (Annex 16²⁾, Vol. II, Part III Chapter 2(subsonic engines)および Chapter 3(supersonic engines))の対象となっている。規制対象の作動条件はLTOサイクル、すなわち高度 915 m [3,000 ft] 以下の離着陸時の排出である。LTOサイクルでのエンジン出力と時間配分を表1に示す。このサイクル時間内では比較的低負荷での作動時間が長い。エンジン稼働時間として最も長く燃料消費量の多い巡航飛行時の排出については検討課題にはなっているがまだ規制対象ではない。この大気環境への影響予測については詳細な研究報告が発表されている^{3, 4)}。

評価パラメータ NO_x 、HCおよびCOの規制値はLTOサイクル運転をした際の kN単位で表した定格推力 F_{00} (ISA 海面レベルでの静止条件最大出力)あたりの排出グラム数 D_F 、すなわち D_F/F_{00} で表わされる。ここで NO_x と HC はそれぞれ NO_2 と CH_4 で代表されている。空気条件はISA 海面レベル状態であるが絶対湿度は $6.29 \text{ g}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{dry air}}$ としている。

表1 LTOサイクル条件²⁾

作動条件	推力[%]	時間[分]
離陸	100	0.7
上昇	85	2.2
77°ロ-チ	35	4.0
タキシング/地上アイドル	7	26.0

規制値 亜音速機エンジンの排煙以外のガス状の排出については1986年1月1日以降に製造された26.7 kNを超える推力のエンジンに対して適用している。HCとCOに関しては圧力比に拘らずそれぞれ19.6 および118 が規制値となっている。 NO_x についてはICAOの環境部会CAEP (Committee on Aviation Environmental Protection)にて2000年以降、現在の規制値を20%強化することが合意されている。すなわち、1995年12月31日以前より製造され、それ以降1999年12月31日まで製造され続けられるエンジンについては、

$$D_F/F_{00} \leq 40 + 2\pi_{00}$$

1996年1月1日以降に製造される、新型もしくは2000年1月1日以降に製造される全エンジンについては20%の規制強化を行い、

$$D_p/F_{00} \leq 32 + 1.6 \pi_{00}$$

とする。ここで π_{00} はエンジンの圧力比である。更に16%を強化する案が検討されているがその科学的根拠の希薄さから反対があり決定を見ていない。

排煙に関しては排気量が推力に密接な事から推力 F_{00} の関数として煙濃度スケール AIA SN で規定されている値として1983年1月1日以降に製造されたエンジンにたいして

$$AIA\ SN \leq 83.6 / (F_{00})^{0.274}$$

または50以下である。SSTについては排煙規制値は同一であるがガス排出についてはやや異なる圧力比の関数として定められている(省略)。

3. 現用主要エンジンの排出

図1~4に現在使われている主要エンジンのLTOサイクル運転時の排出と上記規制値との関係を示す¹⁾。図1によると現在の NO_x 規制値はほとんどのエンジンが満足するレベルにある。同図中の太い実線で示す20%規制強化が実施された場合にも比較的以前に開発されたエンジン以外はほとんどが規制値内に納まる。ところが未燃焼排出物については図2と3に示すようにかなりのエンジンが、それも比較的新しく開発されたエンジンでも規制値を凌駕している。一般に比較的圧力比の小さいエンジンでその傾向が大きい。排煙についてはごく一部のエンジンを除いて殆どが規制値内にある。

最近、光化学スモッグ、空港内外での健康障害対策の一環としてVOCs(Volatile Organic Compounds)の削減が検討されている。スイス連邦技術研究所とチューリッヒ大学との共同研究報告によるとVOC排出量はLTOサイクルでの評価量に対してエンジンスタートアップ時を加えるとその3倍以上となる事が指摘されている⁵⁾。このような状況からいくつかの空港では空港およびその周辺的环境汚染防止のためAPU(Auxilliarily Power Unit)の使用を制限している。この環境汚染は主としてAPUに用いている小型ガスタービンの未燃焼

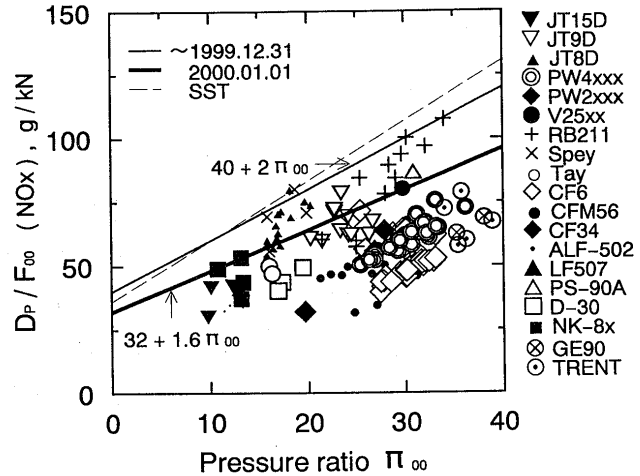


図1 主要エンジンの NO_x 排出値とICAO規制値

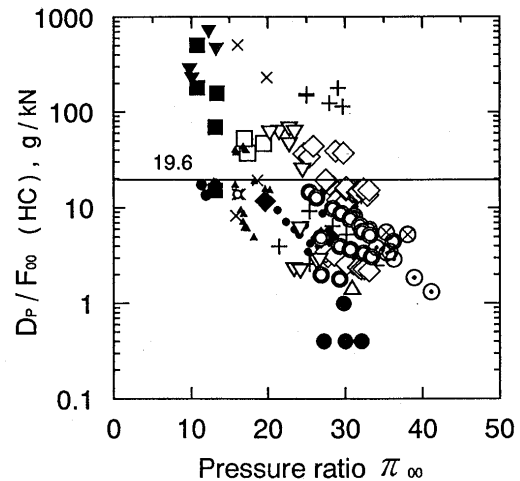


図2 主要エンジンの炭化水素排出値とICAO規制値(エンジン記号は図1)

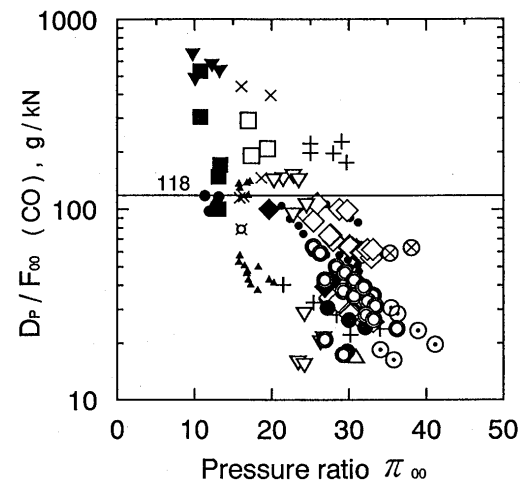


図3 主要エンジンの一酸化炭素排出値とICAO規制値(エンジン記号は図1)

成分排出に起因するものと考えられる。

4. 今後の燃焼器改良への検討

上記のようにNO_xと排煙の排出は現規制に対して各エンジンともほぼ十分なレベルにある。しかし今後エンジンサイクル効率向上のため圧力比の上昇がすすみ、NO_xの規制が更に強化されると以下に示すように未燃焼成分排出を増加させる可能性がある。そこで以下に主要エンジンおよびAPUなど小型ガスタービンの未燃焼成分排出の原因と低減方策を検討する。

4.1 未燃焼成分排出の原因

NO_x低減のため燃焼ガス滞留時間を少なくしたり、量論比燃焼を避けた環状複室燃焼器(Double annular combustion chamber)⁶⁾や燃料分配供給法(Fuel staging)を採用すると、設計点以外の作動条件では十分に燃焼化学反応が終結するまでの滞留時間がとれず、部分的に燃焼反応が完結できないままHCとCOなどを排出し易い条件となる。またNO_x対策のため複室化したライナでは被冷却面積が増加し、冷却空気による壁面近傍での化学反応遅延に基づく未燃焼成分排出が増加する。特にアイドルなど流入空気温度の低い低負荷運転時にも冷却空気を制限する事はできないので冷却空気に侵入した燃料や未燃焼混合気は燃焼反応が完結しないまま排出されることになる。

4.2 高圧力比エンジン燃焼器の特徴

最新のエンジンは燃料消費率向上のため高いサイクル効率を目指して大きな圧力比を採用する傾向にある。また低NO_x化や排煙低減対策も併用され、燃焼器では次の傾向となっている。

- ① 流入空気温度(=冷却空気温度)が高まっている、
- ② 流入空気温度の上昇にともない燃焼ガス温度が上昇する、
- ③ 排煙、排ガス対策のため燃焼器上流への空気配分比率が高まっている、
- ④ ③の結果、タービン入口温度分布調整用希釈空気量が低減し、その結果、環状通路を流れる冷却空気流量が減少し、ライナおよび外筒を対流冷却する能力が低下している。

以上に対処するため、相当量のライナ冷却空気は必要であるが、一般にそれは流入空気温度の低い低負荷時には火炎温度も低いため過剰冷却となる。

従来の金属ライナの冷却 ライナは図5に示すように燃焼ガスからの対流とふく射熱流束、それぞれC₁とR₁を受け、環状通路を通る空気に対流伝熱C₂と主として外筒へのふく射伝熱R₂で熱平衡を維持している。すなわち、ライナ壁は薄く壁内の熱伝導を無視すると、

$$C_1 + R_1 = C_2 + R_2$$

このC₁を低下させるため実際のエンジン燃焼器ライナでは膜冷却や複合冷却など種々の冷却構造を適用している。この合計熱流束C₁+R₁、すなわちC₂+R₂は環状

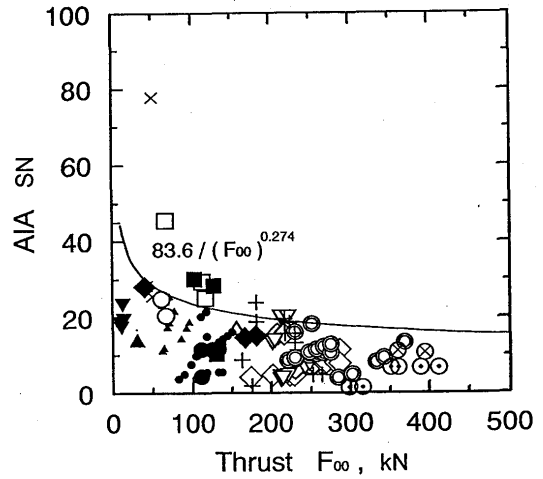


図4 主要エンジンの排煙排出値とICAO規制値(エンジン記号は図1参照)

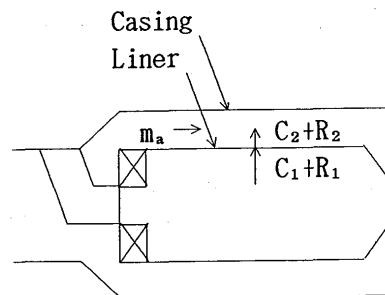


図5 燃焼器ライナの伝熱

通路空気流および外筒にそれぞれ対流、ふく射として熱伝達する。前述③と④に示したように最近の高負荷燃焼器は環状通路を流れる希釈空気が比較的少なく、①の理由から C_2 を大きくとることができない。更に②によりライナ温度を許容温度に保とうとすれば C_1 や R_1 を小さな値とする事が困難になってきている。この結果 R_2 への依存割合が高まるがこれが増大すれば外筒の高温化につながり安全性上の懸念が生じてくる。

例としての圧力比 40 のエンジンの場合には燃焼器流入空気温度は1000K、火炎温度は2500Kとなる。図6に示す従来構造のライナではライナ金属の耐熱設計温度は1100~1300Kであるため、 C_1 により1000K以上の温度差をつくらねばならない。冷却空気でこの温度差をつくりだすにはライナ燃焼室側壁面に沿う多量の空気を必要とし、それが低負荷では未燃焼ガス排出の原因となる。たとえ今後の金属材料の進歩によってライナ金属の耐熱温度が上昇しても外筒へのふく射 R_2 が増加するため特別な冷却対策が必要となる。

4.3 未燃焼成分排出防止への燃焼器改良

HCやCOの排出低減には壁温を高める事が有効である⁷⁾。航技研における燃焼器研究でも冷却空気の削減は炭化水素など未燃焼排出物の排出低減につながることを経験している。この効果は、主に① 燃料液滴の蒸発促進、② 壁面近傍混合気化学反応促進、③ 燃焼領域の高温状態維持、などに起因する。

耐火材ライナ構造 最近の材料技術の進歩により軽量で耐熱性が1600~1900K、特殊な構造を許容すれば2200Kでも使用可能な耐火材料も市販されている。しかもCVD (Chemical Vapor Deposition)などの表面処理加工技術の進歩で表面損傷や剥離の危険性も回避できる段階に致っている。1900Kの耐火材をもちいれば表面温度 T_{L1} を高くし比較的小さな C_1 の値でも燃焼器設計が可能であり、図6に示すように熱伝導率の小さい特性から外筒側表面温度 T_{L0} を低下させることが可能である。

耐火材を用いたときのライナ壁面内の温度勾配について検討してみる。固体壁面内の壁単位面積当たりの熱伝導熱流束は $\lambda \Delta T / \delta$ で表される。ここで λ 、 ΔT および δ はそれぞれ熱伝導率、ライナ壁表裏温度差およびライナ壁厚みである。厚み2mmの金属ライナ(添字m)と厚み10mmの耐火材ライナ(添字a)を通過する熱流束が同一であるとすると、前者の熱伝導率は通常後者の約20倍前後であるから

$$\Delta T_a = \frac{(\lambda/\delta)_m}{(\lambda/\delta)_a} \Delta T_m \approx 100 \Delta T_m$$

となり、金属ライナ壁で表裏5Kの温度差の場合、耐火材では500Kの温度差をつくる事が可能である。これと耐火材の耐熱性により燃焼室側壁面温度をより高く、外筒側壁面をより低く保つことが可能となる。

そのほかこの構造を有利なものとする要因は：

- ・ 種々の軽量高温耐熱材料が開発されつつある。
- ・ 燃焼器周辺では比較的流速が小さく表面剥離などを防止しやすい。

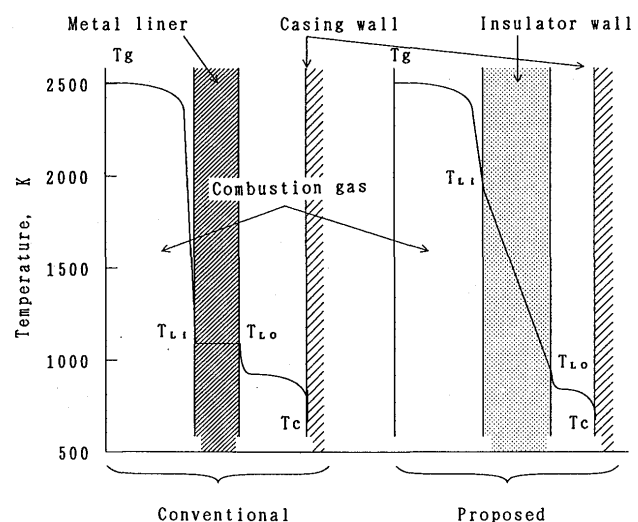


図6 燃焼器ライナおよび環状通路の温度分布模式

- ・繊維複合構造の採用などにより割れ、剥離など破壊防止構造の技術革新がある。
- ・傾斜機能材などの採用により外筒との機能的に結合させうる可能性がある。
- ・燃焼火炎側冷却空気は微量もしくは不要で壁面での燃焼反応遅延を防止できる。
- ・ふく射による外筒の過熱を防止できる。
- ・一般に成型性がよいため冷却空気通路が確保しやすい。
- ・僅少量必要な耐火材冷却用空気の圧力損失は必要環状通路空気量が減少するため燃焼器全体としては僅かな寄与に留る。

以上、未経験な問題もいくつかあるが、今後の航空用燃焼器の耐火材の利用は開発方向として充分研究すべき課題と考える。

5. 結論

現用エンジンなどの性能と排出規制を検討し、今後のガスタービン燃焼器の改良指針を示した。以下、まとめてみると

- (1) ICAO規制に対応するには未燃焼排出低減が重要である。
- (2) 最近の低排煙、低排出エンジンでは冷却空気量が増大し、低負荷条件では過冷却となり未燃焼成分排出の原因となる。
- (3) 金属ライナの冷却はその耐熱温度から判断して限界が近く、更に耐熱性の良好な金属が使われたとしても環状空気通路の対流熱伝達の増加は期待できない。
- (4) 金属ライナに代わるものとして非金属軽量耐火材が期待できる。
- (5) 航空エンジン用燃焼器ライナとして非金属軽量耐火材を用いれば未燃焼排出物の低減、外筒の過熱防止などに有効である。
- (6) 非金属耐火材ライナの取付法、表面処理などが今後の研究課題となる。

ICAO資料などの入手にあたっては運輸省航空機安全課の島津達行検査官のお世話になった。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- 1) ICAO Engine Exhaust Emissions Data Bank, Doc 9646-AN/943 First ed. -1995,
- 2) Environmental Protection, Annex 16, Vol. II Aircraft Engine Emissions, 2nd ed. (1993/7), ICAO
- 3) Impact of Emissions from Aircraft and Spacecraft Upon the Atmosphere, Proc. Int'l Scientific Colloquium Cologne, U. Schumann and D. Wurzel, ed. (1994)
- 4) AERONOX, The impact of NO_x Emissions from Aircraft upon the Atmosphere at Flight Altitude 8-15 km, U. Schumann, ed. (1995)
- 5) 三菱総合研究所、航空機排出大気汚染削減手法検討調査報告書(案)、(1996/3)
- 6) 田丸 卓：ガスタービン燃焼器の低NO_x化技術の現状と予測、日本ガスタービンセミナー第21回資料集(1993) pp. 53-56
- 7) たとえば、Dodds, W. J., Gleason, C. C., & Bahr, D. W.; Aircraft Gas Turbine Low-Power Emissions Reduction Technology Program, NASA CR-135434(1978)

タービン内再熱水素燃焼ガスタービンの研究（第5報）

*春海一佳、菅 進、平岡克英、井亀 優
城田英之、千田哲也（以上 船舶技研）
森下輝夫（元船舶技研）

1. はじめに

タービン内で水素を燃焼させて再熱することで、作動ガスが加熱されながら膨張する過程が実現される。このガスタービンを著者らはタービン内再熱ガスタービンと名付け、その技術的可能性を検討するために単段の試験タービンを製作し、運転試験を行ってきた。

既報^{1)~4)}において、再熱水素流量の広い範囲にわたって100%の水素燃焼効率が得られること、水素再熱によって発生するNOxの総量は変化しないものの、NOx全体に占めるNOの割合は非再熱時と比較して低下し、さらにその値は水素燃焼効率と明らかな関係があることを示した。さらに、再熱の出力への効果を確認するため出力計測を行い、水素再熱による出力上昇を確認した。また、再熱による運転時間が合計11時間35分（主燃焼器出口温度：最高970℃、水素再熱による温度上昇：最高約120℃）に達した試験タービン内部を、内視鏡を用いて観察した。観察の結果、ノズル翼エンドウォールに変色域が見られるものの、溶融といった深刻な損傷は認められなかった。

前報以降、水素試験タービンの構造或いは材料への再熱の影響をより詳細に検討するため、試験タービンの分解・検査を行ったので、本報ではその結果について報告する。

水素燃焼による局所的な過熱が懸念されるノズル翼からロータ翼までの再熱部について、目視及びEPMにより観察を行った。特に、内視鏡により観察されたノズル翼エンドウォールの変色域についてより詳細に検討し、この変色域が酸化によるものであること、又この酸化は材料強度的には特に問題とならない程度であることを確認した。

2. 試験タービン及び試験装置

図1にタービン試験装置の系統図を示す。主空気は独立した圧縮機により供給され、オリフィス型流量計を通過した後、タービン内部に導かれる。図2に示す試験タービンの断面図からわかるように、タービン内部は2重構造になっている。主空気は、タービン下部からタービン内に入った後、この内外ケーシングの間を通り主燃焼器に入る。主燃焼器の燃料には灯油を使用する。再熱用水素はノズル翼ごとに導かれ、翼を内部冷却した後、翼後縁から吹き出され、タービン内のガス流中で燃焼する。ノズル翼とロータ翼間での水素燃焼によりガス温度が上昇し、ロータで発生す

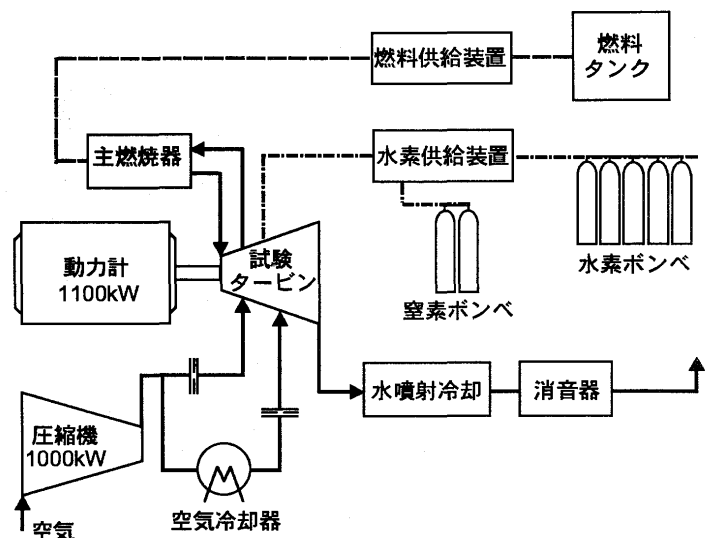


図1 タービン試験装置系統図

る動力が増加する。再熱水素の燃焼空間を確保するために、ロータ翼はノズル翼の約2コード分下流に設置されている。図3に、ノズル翼からロータ翼までの水素再熱部の構造の概要を示す。ノズル翼とロータ翼間的高温ガス通路部の内外壁は、水素燃焼による過熱を防ぐためそれぞれの裏面から冷却空気によるインピンジ冷却を施した。ロータ翼はルート側から翼内部に設けた6本の冷却孔に冷却用空気を供給し冷却を行った。

写真1に実験に使用したノズル翼を示す。ノズル翼には鋳造時に各ノズル翼後縁に翼高さ方向に7個の再熱用水素の吹き出し孔を設けた。しかし、同時に並行して行った翼列風洞試験の結果、火炎が内壁を焼損することが予想されたため、試験タービンには翼外周側(写真左側)の3個の水素吹き出し孔を残し内周側の4個の孔を溶接でふさいだものを使用した。写真2にノズルリングを示す。ノズルリングは25枚のノズル翼から構成される。ノズル翼表面の温度を調べるため、25枚のうち5枚の翼に测温塗料を塗布した(写真中、白い翼)。

3. タービン分解・点検結果

試験タービン内部で水素を燃焼させて再熱をおこなうため、ノズル翼からロータ翼にかけての領域は加熱される。この領域の部材への再熱の影響を調べることを主たる目的として、タービンを分解しノズル翼、ロータ翼及びそれらの間の流路部の点検を行った。

各部の寸法を確認した結果、変形等の異常は全く見られなかった。また、测温塗料の変色からノズル翼表面温度は825℃～670℃の範囲に達していたものと推定された。

以下では、水素再熱部の観察結果について述べる。

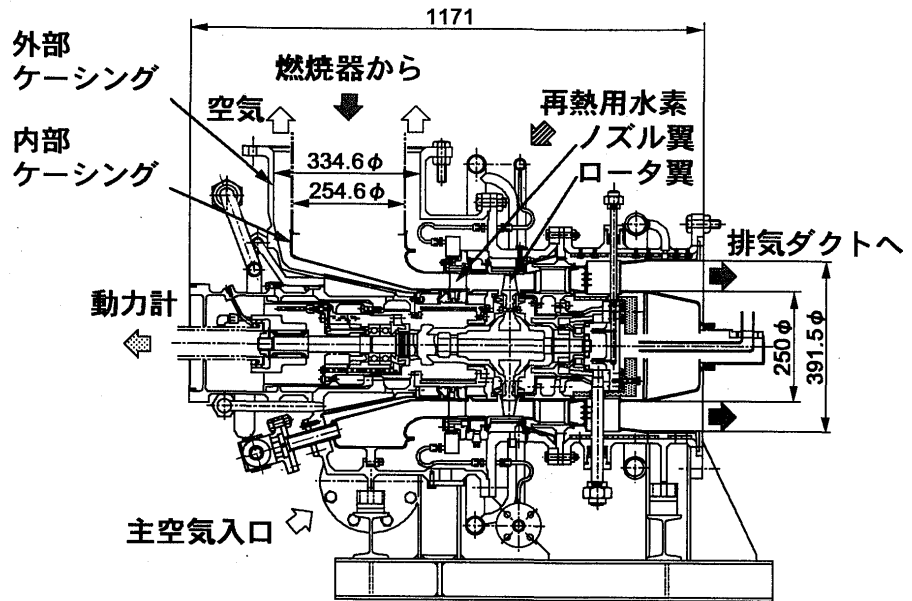


図2 試験タービン断面図

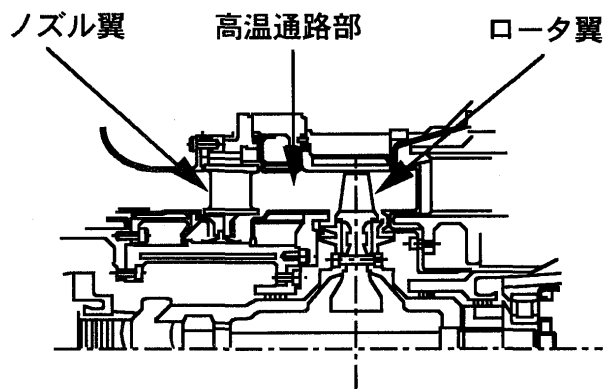


図3 水素再熱部概略図

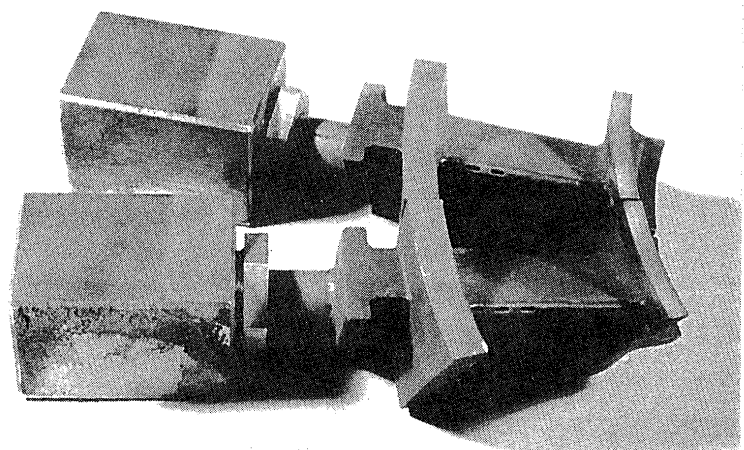


写真1 ノズル翼

3-1 目視による観察

観察の結果、写真3に見られるように、ノズル翼の内周側エンドウォール上にはすべてのノズル翼の後縁から高温ガスの後流を示すと思われる明瞭な変色跡が見られ、既報⁴⁾における内視鏡を用いた観察結果が確認された。変色域はノズル翼後縁根元から始まり下流側(写真右側)に隣接するノズル翼エンドウォールまで広がっている。一方、水素吹き出し孔に近いノズル翼外周側エンドウォールにおいては一部のノズル翼に変色跡が見られるが、内周側の変色跡に比し変色の程度はわずかでまたその範囲も小さい(写真4)。

これら変色域において熔融といった物理的变化は目視によっては認められなかった。ノズル翼後縁の再熱用水素の吹き出し孔近傍及び吹き出し孔を塞いだ箇所においても異常は観察されなかった(写真5)。

ノズル・ロータ間的高温流路内外周壁に関しても、水素の燃焼による局所的な過熱跡は見られなかった。ロータ翼にも異常は見られなかった。

3-2 EPMAによる観察

ノズル翼エンドウォールに見られる変色の原因及び変質の程度を検討するため、図4に示すようにノズル翼の合計7カ所の部分を切り出し、その断面の高温流体にさらされた面の近傍をEPMA(電子プローブX線マイクロアナライザ)を用いて材料を構成する各元素の濃度分布を観察した。なお、切り出された各部位は以下の通りである。

A部: 再熱用水素導入部(燃焼ガスにさらされていなかった部位)

B部: 外周側エンドウォール(水素吹き出し孔側)に観察された比較的軽微な変色部(写真4)

C部: 翼後縁の水素燃焼による過熱が考えられる部位(写真5)

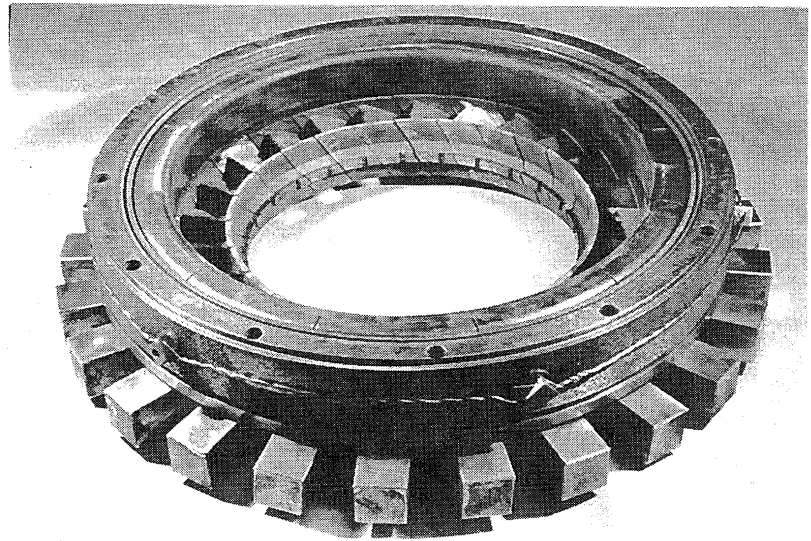


写真2 ノズルリング

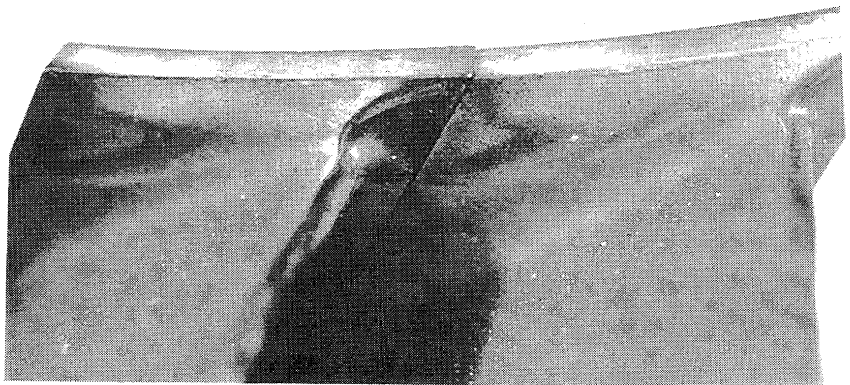


写真3 ノズル翼内周側エンドウォール変色跡

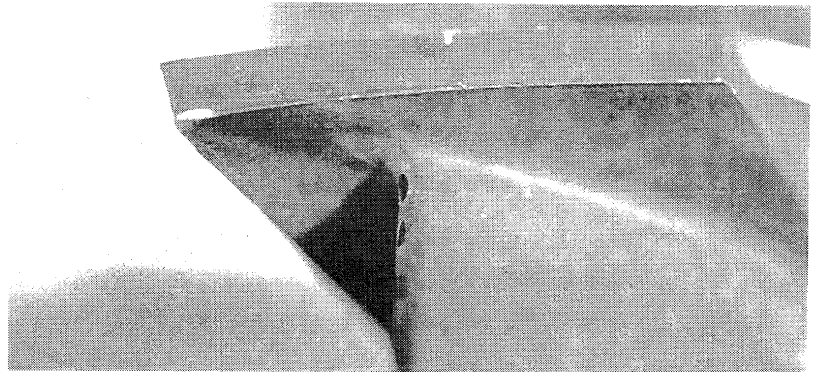


写真4 ノズル翼外周側エンドウォール変色跡

- D部：隣接する翼からの濃い変色域の延長部（写真3）
- E部：内周側エンドウォールに観測された濃い変色部（写真3）
- F部：水素吹き出し孔（写真5）
- G部：ノズル翼前縁

ノズル翼の材料はニッケルを主成分とするIN939であり、その組成を表-1に示す。

写真6に目視で変色の程度が顕著であったD部のEPMAによる画像を示す。

(a)が酸素、(b)がクロム、(c)がコバルトの濃度分布であり、明るい領域ほど相対的に高い濃度となっている。また(d)は反射電子像で表面の凹凸に対応した像が得られる。

(a)、(b)より酸素及びクロムの高濃度の領域が部材表面に存在することがわかる(I層)。明らかに、この領域で酸化クロムが形成されている。これは用いられた材料の組成から見て妥当な結果であり、クロムの酸化膜が保護膜として形成されることを意味している。また

(b)では、クロム原子が表面のI層に移動したことによって生じた相対的に濃度の低い層が観察される(II層)。さらにその内部に再び相対的に濃度の高い層が存在しているが、この層が本来の濃度に近いものと考えられる。また、(c)より、II層において濃度が低下したクロムを補う形で同層にコバルトが移動し、内部の層に比して相対的に高濃度の層を形成しているのがわかる。別途EPMAにより観察したニッケルの結果においても、コバルトの場合と同様、このII層において相対的に高濃度の層が見られる。表面酸化膜の形成に伴うII層からI層へのクロムの移動が、組成割合の高い他の元素のII層への輸送を誘起していると考えられる。また(a)~(d)のすべての観察像において、材料の一樣性が失われ縞状の元素の分布構造を示す変質層が、壁面表面から厚さ約30 μ mに達している様子が観察される。これがほぼII層に対応しているのがわかる。クロムの酸化膜であるI層及びこのII層において加熱による酸化の影響が顕著であり両層を合わせて酸化影響層と考える。

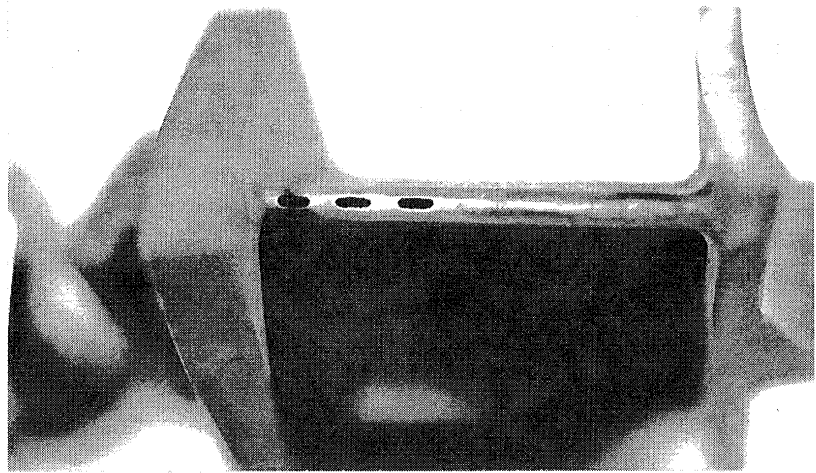


写真5 水素吹き出し孔付近

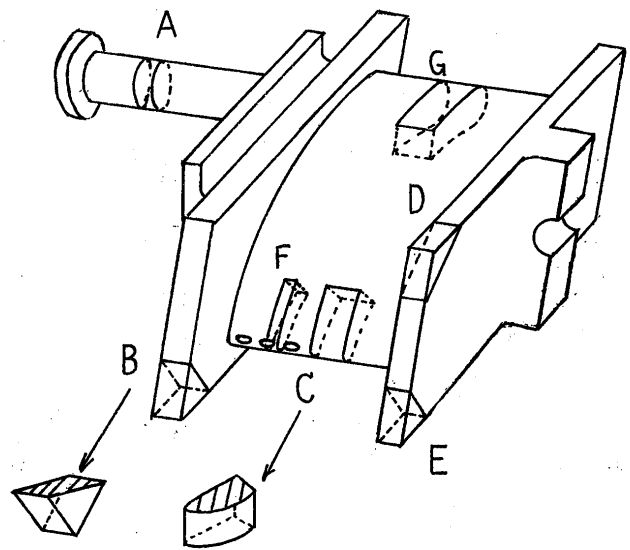
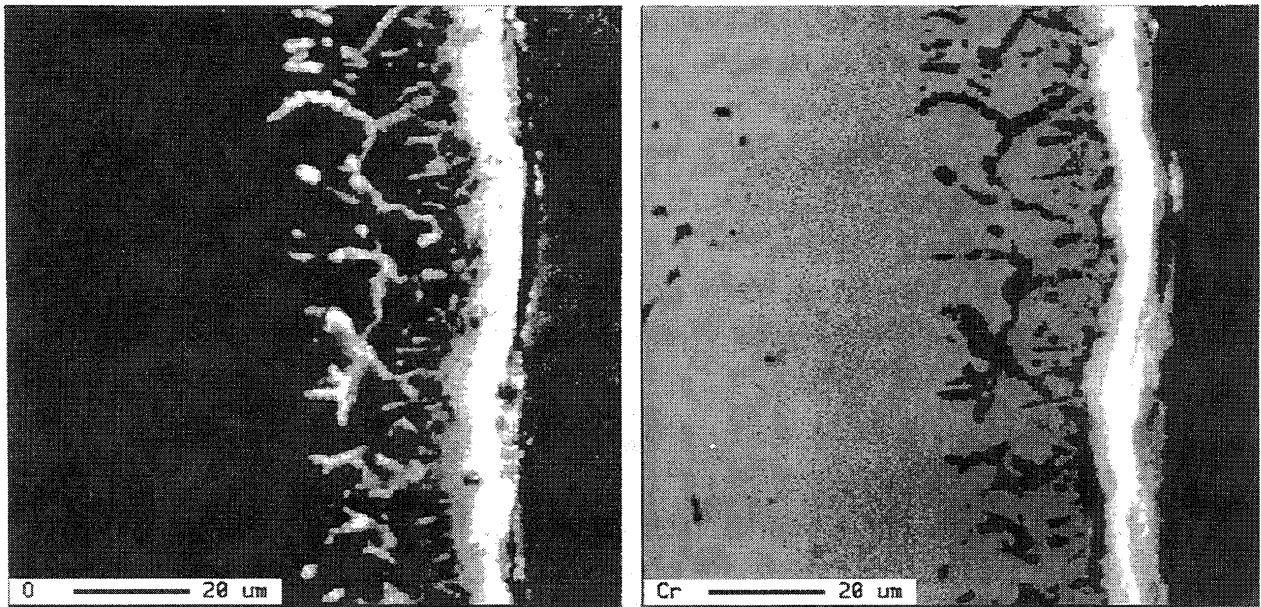


図4 試験片選択位置

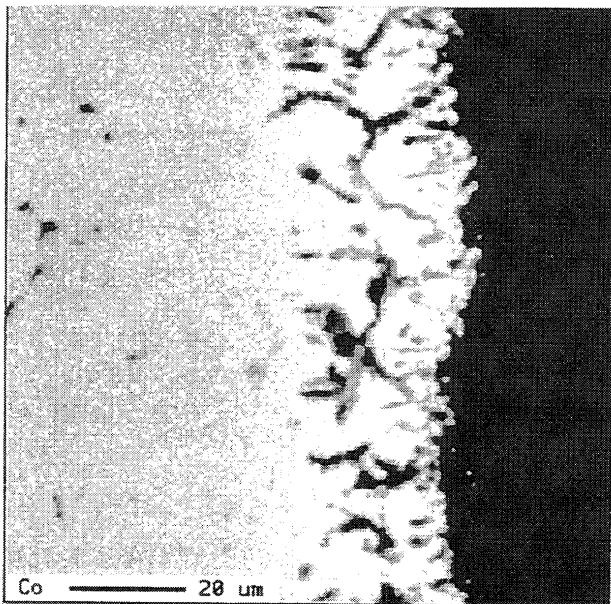
表-1 IN939の組成

成分元素	C	Cr	Ni	Co	W	Cb	Ti	Al	Z	Ta
成分比 (%)	0.15	22.4	Bal	9.0	2.0	1.0	3.7	1.9	0.009	1.4

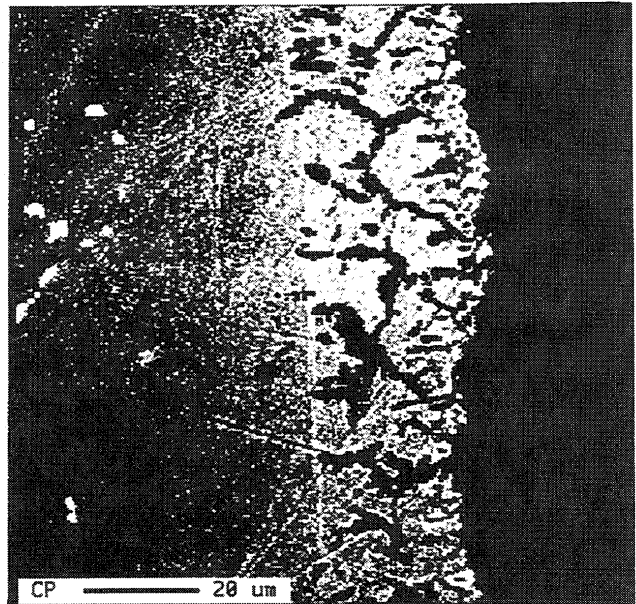


(a) 酸素

(b) クロム
II層 I層



(c) コバルト



(d) 反射電子像

写真6 EPMAによるD部の観察結果

図4に示した他の部位については、以下のようにになっている。

- A部：全く酸化影響を受けていない。
- B部：10 μmに達しない程度の非常に薄い酸化影響層が見られる。
- C部：10 μmに達しない程度の非常に薄い酸化影響層が見られる。
- E部：D部と同程度の酸化影響層が見られる。D部がE部の延長であることに対応している。
- F部：水素吹き出し孔内部及び外部とも全く酸化影響は見られなかった。
- G部：全く酸化影響を受けていない。

以上より、既述した測温塗料から推定される翼表面温度の範囲(825℃~670℃)において

は11時間超の運転時間では酸化影響をほとんど受けず、水素再熱による局所的な加熱を受けた部位のみに酸化影響が見られることがわかる。

ノズル翼内周側エンドウォールに見られた変色は水素の燃焼によるものと考えられる。同時に、既述したように、水素が外周側の3つの水素吹き出し孔から吹き出している状態において、最も強い酸化影響がこの内周側の領域に見られたことは予想外であった。そこで、この酸化層はどのような温度にさらされた結果生じたのかを検討した。

今井は⁵⁾ IN939に近い組成を有するニッケル基超合金IN738LCについて、放物線則及びWagner理論に基づき、材料温度と酸化層の厚さの時間的な変化の関連を考察しているが、その結果は本ケースにほぼ適用可能と考えられる。これによると、酸化影響が顕著に見られたD及びE部の変色域では水素燃焼により表面温度はおよそ870℃程度に、B及びC部では840℃程度に達していたものと推定される。測温塗料により推定される翼表面温度は前述のように825℃～670℃であり、変色域の表面は他の部位に比して高温の水素燃焼ガスにさらされたものと考えられる。しかし、この領域の酸化影響層の厚さは高々30μmであり、溶融跡もないことから強度的に問題はないと考えられる。

4. まとめ

延べ11時間35分にわたる再熱水素燃焼運転の後に、タービンの分解点検を行った。

- 1) 目視観察によりノズル翼に変色跡が確認された。特に内周側のエンドウォールにおいては25枚の翼すべてにおいて変色跡が見られた。高温通路部の内外壁、ロータには異常は認められなかった。
- 2) EPMAによる観察より、ノズル翼の変色域において表面にクロムの酸化膜を有する酸化影響層が形成されていることが確認された。また酸化は、主として変色が目視により確認された限られた部位において進行していることが確認された。
- 3) ノズル翼内周側エンドウォールに見られる変色域の表面温度は、水素再熱によりおよそ870℃程度に達していたものと推定される。しかし、酸化影響層の厚さは材料強度的に問題を生ずるものではない。

<謝辞>本試験タービンの分解・点検に際しては、本タービンの製作を行った東芝京浜事業所に御協力をいただいた。また、ノズル翼のEPMAによる観察においては当所材料加工部の古谷典子氏に、その結果の解析においては株式会社東芝の岡村隆成氏及び今井潔氏に多大なる御協力をいただいた。ここに深く感謝の意を表す。

<参考文献>

- 1) 森下他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1992.11、長崎)
- 2) 菅他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1993.10、盛岡)
- 3) 平岡他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1994.11、松江)
- 4) 春海他、日本ガスタービン学会秋期講演会(1995.9、新潟)
- 5) 今井、私信

希薄予混合燃焼器を搭載した超小型水素ガスタービンの の運転試験

*宮島 健次 (都立科技大院) 皆川 和大 (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の燃焼器を開発し、自動車用のターボチャージャーを転用したガスタービンに搭載して全体性能の把握と共に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よりも高い燃焼負荷率 (最大 $3.5 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$) で NO_x 排出濃度 (最大で 25ppm) が低いという高性能な値を得た^{(1)~(4)}。しかし、深刻な大気汚染問題を解決するためには、 NO_x 排出濃度をより低くすることが望まれる。そこで、化石燃料と比べて可燃範囲が広く燃焼速度の速い水素の特徴を生かすことにより、ガスタービン燃焼器で希薄予混合燃焼を実現できれば、高負荷で高い燃焼効率を損なうことなく、更なる NO_x の低減が可能であると考えた。この考えに基づき、試験用の旋回型希薄予混合燃焼器 (以下、試験燃焼器と呼ぶ) を開発して、その燃焼特性を調べた⁽⁵⁾。さらに、その結果を参考にしてガスタービン搭載用の希薄予混合実機燃焼器 (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⁽⁶⁾。試験の結果、実機燃焼器は超小型水素ガスタービンの稼働範囲で安定に燃焼させることが可能であり、燃焼効率 99.9% 以上、燃焼負荷率 $2.1 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ 、 NO_x 排出濃度 0.2ppm 以下という高性能な値を達成することができた。

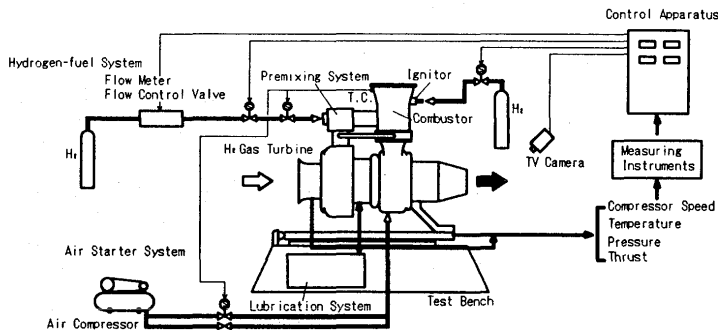


図1 超小型予混合水素ガスタービンシステム

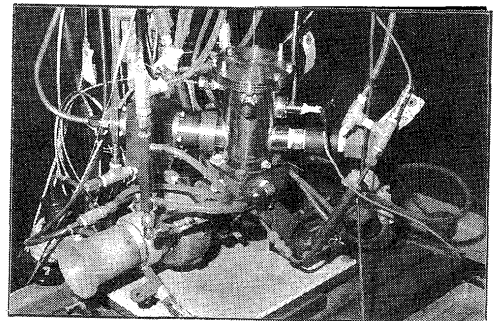


図2 超小型予混合水素ガスタービン

次の段階として、本実機燃焼器を搭載したガスタービンシステムを構築し、運転を試みたが始動時に逆火が起こり自立運転には至らなかった⁽⁷⁾。そこで、本燃焼器の燃焼特性より始動方法を詳細に検討して再度運転を試みた結果、自立運転を達成できた。本報ではその始動方法の概略と自立運転時の排気ガス特性等を報告する。

2. 超小型水素ガスタービンシステム

希薄予混合燃焼器を搭載した超小型水素ガスタービンのシステム系統図と外観を図1と図2に示し、このガスタービンに搭載されている予混合部と希薄予混合実機燃焼器を図3と図4に示す。本ガスター

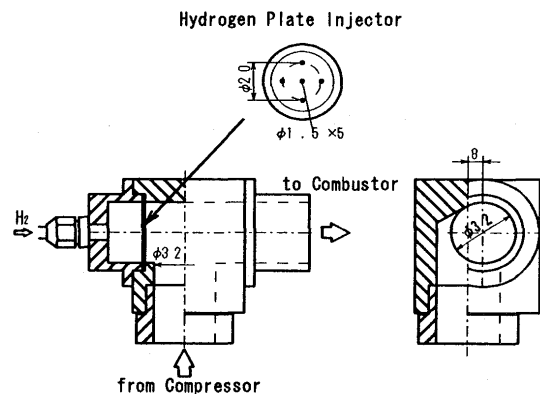


図3 水素-空気予混合部

ピンの予混合燃焼器はステンレス製の缶型燃焼器であり、水素燃料の特徴を生かして初めから希薄な混合比で燃焼を行わせるため、内筒には希釈用の空気孔は開けていない。また、水素の場合不均一な混合気は燃焼器の火災安定性を悪くするので、十分均一な混合気を得るために予混合部は圧縮機出口直後に配置して混合距離を長くとり、さらに乱流混合を促進させるため、空気流中に高速で水素を噴出する構造になっている。逆火時の安全のため、燃焼器入口部の予混合気の温度上昇を感知すると水素供給ラインの遮断弁が作動すると同時に圧縮空気がタービンに導入される安全装置と、逆火時の圧力上昇を逃がす破裂板を燃焼器に取り付けた。上述の装置及び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、その詳細については文献(2), (3), (7)を参照されたい。

本研究では、水素及び空気流量・回転数・ガスタービン要所における圧力・温度をリアルタイムで計測を行い、さらに自立運転時には、所定の回転数のもとで未燃水素濃度とNO_x濃度の計測を行った。これらの計測手法については文献(4)に詳述してある。

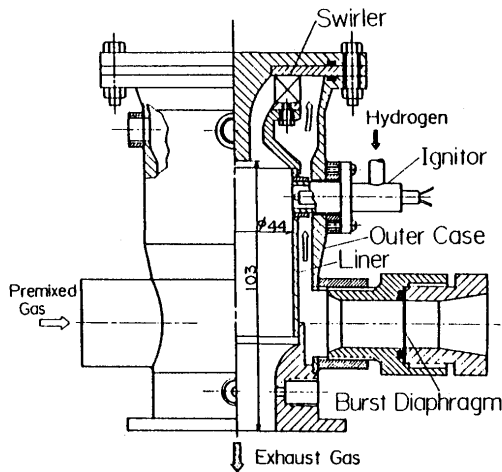


図4 旋回型希薄予混合実機燃焼器

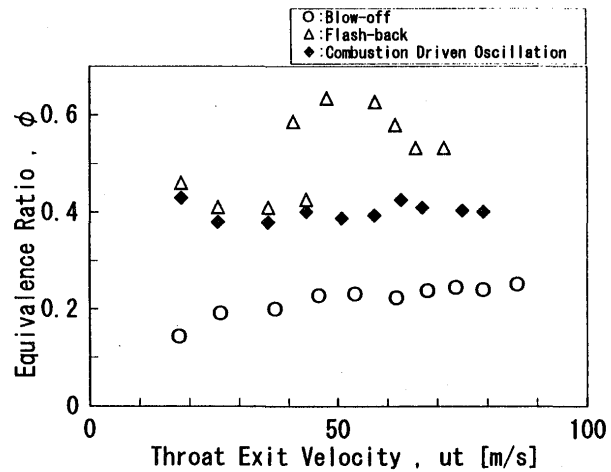


図5 希薄予混合実機燃焼器の火災安定限界

3. 試験結果と考察

3-1 始動過程

ガスタービンの始動方法は、拡散火炎型の燃焼器を搭載した場合と同様に、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て、パイロット火炎着火装置により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して自立に至るという手順で行うことにした。しかし、図5の実機燃焼器の大気圧下での単体燃焼試験で得られた火災安定限界⁽⁶⁾(同一燃焼器に対しては文献(6)で既に安定限界を報告しているが、振動燃焼への遷移点の決定に関して不明瞭な点があったことがわかったので、今回新たに取り直した。)に示されるように、予混合実機燃焼器は拡散火炎型の燃焼器⁽¹⁾と比較して遥かに安定燃焼範囲が狭い。さらに試験燃焼器による火炎形状の観察から当量比 $\phi=0.3$ 付近までは、図6(a)に示されるような保炎棒の真後ろに細長い柱のような火炎が形成され、燃焼反応が燃焼筒内に納まらなかった。この当量比より少し高い領域に入ると図6(b)に示すように、火炎が燃焼筒全体に広がり、燃焼反応が燃焼筒内に納まるようになった。したがってガスタービンの運転は、火炎が燃焼筒全体に広がる $\phi=0.3$ 以上から、振動燃焼に遷移する $\phi=0.4$ 以下の狭い範囲で運転を行わなくてはならない。特にパイロット火炎の消炎やタービン吹き込み空気の停止などの操作時には急激な回転数の低下に伴って空気流量が減

(a) $\phi=0.3$ (b) $\phi=0.35$

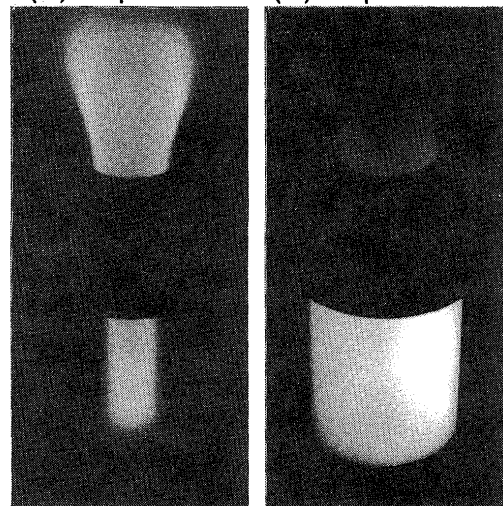


図6 当量比の違いによる火炎形状の変化
(試験燃焼器の斜め上方より撮影)
大気圧下, $u_t=80$ m/sec

少するために、燃焼器内の当量比 ϕ_c やスロート部流速 u_t が大きく変化するので、この変化の後でも上述の安定範囲に収まるような操作を行う必要がある。

これまでの運転試験⁽⁹⁾では、このような火炎安定限界の特徴を十分に考慮せず、上述の方法で始動を試みたが、パイロット火炎の消炎後に不具合が生じて自立可能な回転数に達することができなかった。この原因究明のため詳細に運転データを検討した結果、始動時に燃焼器内当量比 ϕ_c が0.3以下の低い領域に入り逆火を起こしていることがわかった。本来、この当量比付近では図5の燃焼器単体での火炎安定限界に示されるように、吹き飛びが起こる筈であるにもかかわらず逆火した。これは燃焼器をガスタービンに搭載して始めて観察された事象であり、この理由は現在究明中である。いずれにせよ、始動時の不適切な運転経路設定に問題があることがわかったので本研究では、上述したような火炎の安定特性を考慮し、パイロット火炎消炎後に燃焼器内の当量比 ϕ_c が0.3以下にならないように操作することを試み、自立運転を達成することに成功した。

自立した場合の超小型予混合水素ガスタービンの始動時の水素流量、空気流量、タービン入口温度、及び燃焼器内当量比の時間変化を図7に、また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図8に示す。ここで図8は図7の結果を基にして求めたもので、燃焼器単体試験で得られた火炎安定限界に重ね合わせて示してある。以下にこの始動時の手順及び各測定値の変化を説明する。

図7では、タービンに圧縮空気を吹き込み所定の回転数に達した時間を時刻0としている。その後、パイロット火炎を形成させ(図中①)、予混合気用水素を徐々に流し始め、燃焼器内に予混合火炎を形成させる。この時、燃焼器内当量比 ϕ_c が0.2に近付くと燃焼器から振動音が発生した(図中②)。実機燃焼器単体試験の安定限界(図8)では、この付近の当量比で火炎の吹き飛びが発生しているので、この振動音は火炎の吹き飛びに関する現象であると思われるが、その詳細は今後の課題である。水素流量をさらに増加し燃焼器内の当量比が上がると、この振動音は停止した(図中③)。燃焼器の燃焼状態を直接観察することはできないが、この振動音の停止は燃焼器に安定な予混合火炎が形成されたためと思われる。

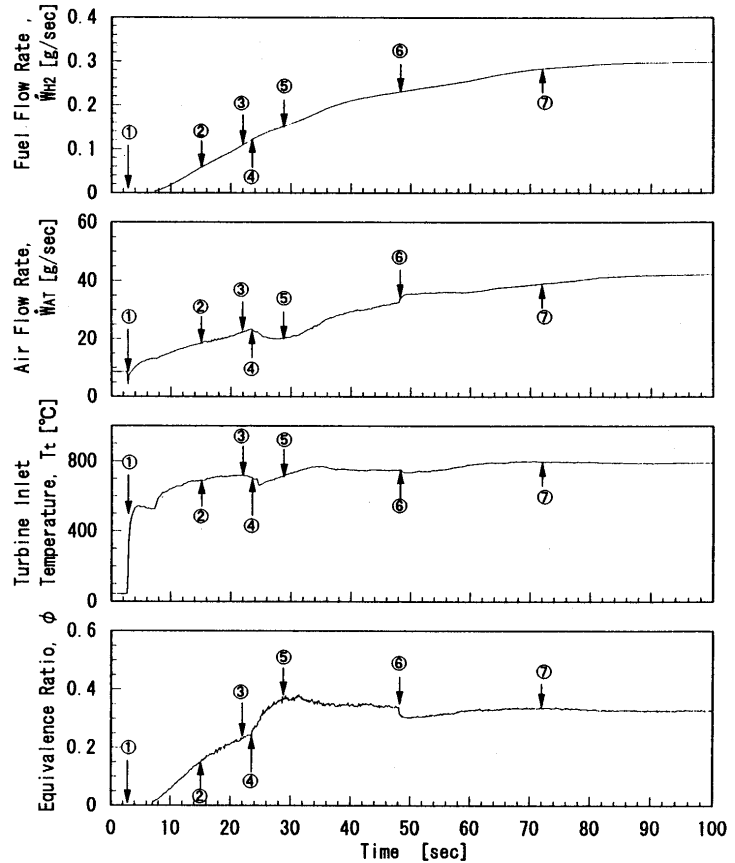


図7 ガスタービン始動時の時系列運転状況例

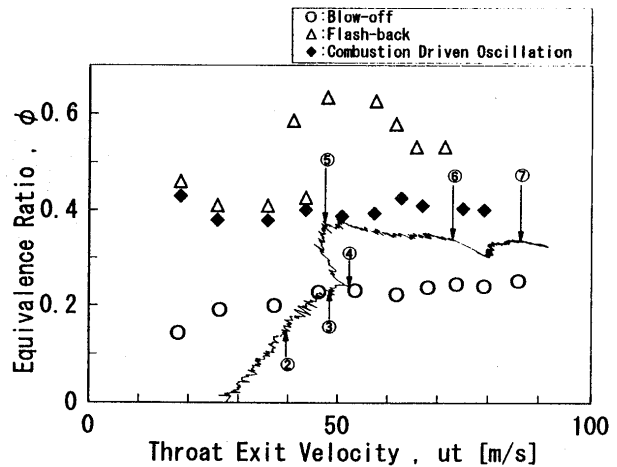


図8 ガスタービン始動時の燃焼器の状況及び実機燃焼器安定限界

したがって、この振動音の停止を確認した後パイロット火炎を消炎した（図中④）。

パイロット火炎を消炎したことによりタービンに供給される熱量が減り、タービンの回転数が落ちて空気流量が減少する。このため燃焼器内の当量比 ϕ_c が増加して安定限界上限に存在する振動燃焼に遷移した（図中⑤）。しかし、逆火には至らずに水素流量の増加と共に振動燃焼から回復して、安定な燃焼領域に入ることが確認されたので（図中⑥）、始動用の圧縮空気流量を徐々に減少させ、ガスタービンの自立運転を達成した（図中⑦）。

3-2 超小型予混合水素ガスタービンの性能試験

表1に希薄予混合燃焼器を搭載した超小型水素ガスタービンの運転性能試験結果を、負荷を変えるために面積の異なる2種類の排気ノズルを用いた場合に対して示す。回転数に対しての圧力比、空気流量などの値は、拡散火炎型燃焼器を搭載した超小型水素ガスタービンの性能試験結果⁽³⁾と同程度であり、燃焼器の違いによるガスタービンの性能の差はみられなかった。

本燃焼器では、圧力損失に大きな部分を占められる燃焼器入口スロート部の直径を拡散火炎型の燃焼器よりも拡大して（直径を20mmから22.5mmへ拡大した）、圧力損失の低減を図ってある⁽⁴⁾。その結果、図9に示すように、本ガスタービンで希薄予混合燃焼を行うために拡散火炎型の燃焼器搭載した場合よりも、同一の水素流量に対して多量の空気を燃焼器に導入しているにもかかわらず、圧力損失を低減させることができた。

排気ガス濃度を計測した結果、未燃水素濃度は使用したガスクロマトグラフの検出精度（検出感度数ppm）以下であったため、検出できなかった。したがって、燃焼効率を100%として燃焼負荷率を求めると約 $2 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ であり、燃焼負荷率は拡散火炎型燃焼器を搭載した超小型水素ガスタービンの性能試験結果と同程度で、従来のガスタービン燃焼器よりも1桁大きい高負荷な燃焼器であることがわかった。さらに、NO_x濃度は実測値で約0.3ppmと極めて低い値であり、希薄予混合燃焼によって当初の目的通り、高い燃焼負荷率を損なうことなくNO_x排出濃度を大幅に低減させることができた。

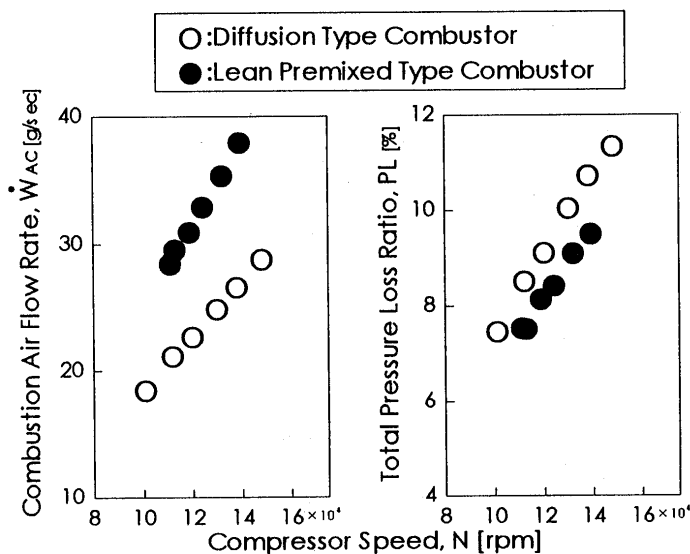


図9 燃焼器の違いによる燃焼用空気流量と圧力損失の比較
(排気ノズル面積比：1.0)

表 1 超小型予混合水素ガスタービンの運転性能試験結果

ノズル面積比	計測番号 NO	回転数 N 10 ⁴ rpm	圧縮機出口		燃焼器入口		タービン入口		タービン出口		水素流量		空気流量		バイパス比	
			圧力 Pc 10 ² kPa	温度 Tc K	温度 Tcc K	圧力 Pt 10 ² kPa	温度 Tt K	圧力 Pe 10 ² kPa	温度 Te K	温度 Te K	圧力 Pe 10 ² kPa	温度 Te K	W _{H2} g/s	W _{AT} g/s	W _{H2} g/s	W _{AT} g/s
1.0	1	11.1	1.48	362	415	1.37	1074	0.989	925	0.269	38.1	0.259				
	2	11.9	1.55	374	423	1.42	1066	0.990	927	0.281	41.4	0.256				
	3	12.4	1.62	382	427	1.48	1073	0.990	936	0.293	43.9	0.255				
	4	13.2	1.69	391	432	1.54	1072	0.990	933	0.311	47.1	0.253				
	5	13.9	1.78	401	438	1.61	1078	0.991	934	0.330	50.4	0.251				
	6	11.3	1.50	361	400	1.39	1037	0.989	890	0.265	39.8	0.261				
0.75	7	11.1	1.52	351	399	1.40	1053	1.017	900	0.283	39.5	0.243				
	8	12.0	1.61	366	411	1.48	1053	1.021	910	0.298	42.8	0.245				
	9	12.6	1.67	370	412	1.53	1067	1.022	912	0.323	46.4	0.243				
	10	13.2	1.77	387	431	1.61	1078	1.027	933	0.337	48.9	0.239				
	11	13.8	1.84	395	438	1.66	1086	1.029	943	0.355	51.6	0.242				

ノズル面積比	計測番号 NO	圧力比 Pc/Pa	圧縮機効率 η _c	全圧損失率 PL %	全体当量比 φ _t	燃焼器当量比 φ _c	燃焼器入口 70-100流速 m/s	燃焼器入口 Lc 10 ³ MW/(m ² ・kPa)	NO _x 排出 濃度 ppm
1.0	1	1.50	0.642	7.49	0.239	0.322	91	1.88	-
	2	1.57	0.595	8.10	0.230	0.309	96	1.89	-
	3	1.64	0.585	8.38	0.226	0.303	98	1.90	-
	4	1.71	0.580	9.05	0.223	0.299	102	1.93	-
	5	1.80	0.573	9.46	0.222	0.296	105	1.96	-
	6	1.52	0.670	7.48	0.225	0.305	89	1.83	0.23
0.75	7	1.51	0.684	7.74	0.243	0.320	90	1.94	-
	8	1.60	0.623	8.43	0.236	0.312	94	1.93	-
	9	1.66	0.637	8.37	0.236	0.312	99	2.02	0.30
	10	1.76	0.579	9.03	0.234	0.307	103	2.01	0.28
	11	1.83	0.571	9.49	0.233	0.308	106	2.05	0.29

(注) 未燃水素濃度の計測も行ったが
検出されなかった。

4. まとめ

- ・希薄予混合燃焼器の火炎安定範囲を考慮した始動経路を設定することにより、超小型予混合水素ガスタービンの自立運転を達成することができた。
- ・ガスタービンの運転性能試験を行った結果、燃焼器を拡散火炎型から希薄予混合型へ変更したことによるガスタービンの性能の差はみられなかった。
- ・排気ガス濃度を測定した結果、未燃水素濃度やNO_x濃度が非常に低く高負荷でクリーンなガスタービンであることが確認できた。

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（1996年度）の補助を得た、また実験に際しては本学の修士の海見誠、及び 卒研生の秋月渉両君の協力を得た。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, 日本機会学会論文集 (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, 日本機会学会論文集 (B編), 58-511(1992),2288-2295
- (5) 湯浅三郎・西田幸一・繁田政治・皆川和大,
日本機会学会論文集 (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),347-352
- (7) 皆川和大・宮島健次・湯浅三郎, 第36回航空原動機・宇宙推進講演会講演集,
(1996),219-224

過給機タービン駆動特性のディーゼル機関性能に及ぼす基礎研究

*山崎利彦 (都立科技大・院)

小西奎二 (都立科技大)

1. まえがき

ディーゼル機関は、高効率ゆえに物流などを通して現代社会に幅広く用いられている。しかしながら、その使用台数の極度の増大から都市部を中心として排ガス問題など早急に解決しなければならなくなってきた。これを解決する有効な手段に過給機をより適切に活用してディーゼル燃焼の改善を図る方法がある。過給機は本来定常流下で作動するように設計されているが、実際の車両用機関などでは強い脈動流の下（動圧過給方式）で用いられ、流量の減少がみられる。これを避けるためには、機関の排気管とタービン間に容積を設けて整圧室とし、流れの圧縮性と粘性抵抗を利用して排気脈動流を減衰させて定常流に近づけ、静圧過給方式に準じた作動をさせることが考えられる。さらに、非定常流駆動時の過給機タービン特性は、脈動流れの振幅変化に最も大きな影響を受けることが報告⁽¹⁾されている。また、船用機関等の大型機関では一般に静圧過給方式がとられ、高速域で燃料消費率の改善が報告⁽²⁾されている。しかしながら、これらに関する動圧駆動方式と静圧駆動方式についての詳細な研究は余り見られないようである。それゆえ、本研究では排気整定室（排気静圧室）容積が、機関性能に与える影響について主として体積効率（充填効率）を用いて評価する基礎的な実験を行ったので報告する。

2. 実験装置および方法

供試機関は、トヨタダイナ用4サイクル4気筒直噴式ディーゼル機関で、排気量 3660cm³、圧縮比 17.8、最大出力 105kW/3400rpm のものである。これに遠心式圧縮機と半径流タービンから成る圧縮機翼車外形 65mm、圧力比 2.2、最大流量 0.215m³/min のターボ過給機が付属している。機関と 225kW-渦電流式動力計の接続は、過給方式の差異による出力差を精確に評価するために、機関付属の変速機を取り外し、フライホイールからクラッチ板を介してベアリングを有する出力装置を設けて機関の連成振動問題を解決し、直接動力を取り出す構造とした。実験装置の全体図を図1に示す。さらに、体積効率等の算出に用いた吸入空気量の計測は、サージタンクと丸形ノズルを用い、

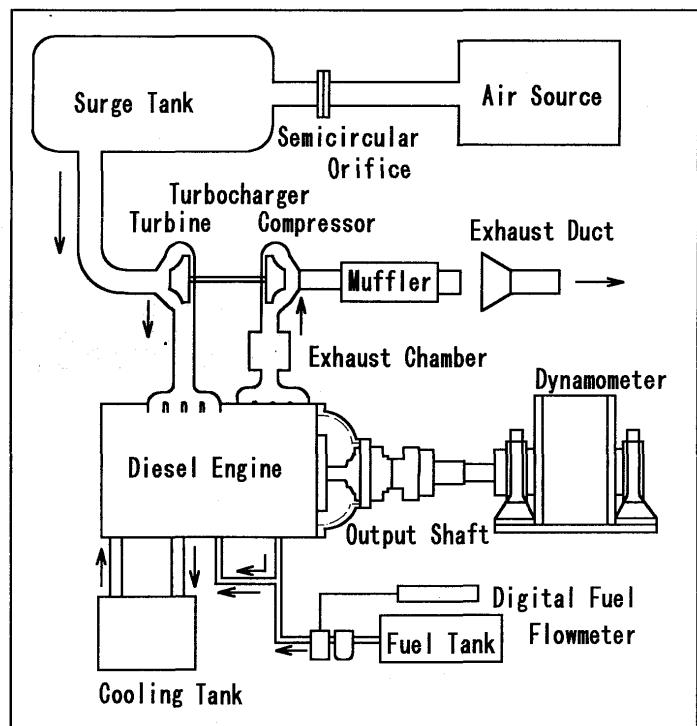


図1 実験装置全体図

これらの吸気量計測装置の付加による吸気抵抗損失をキャンセルするために、空気源によりサージタンク内圧力を大気圧力に保ち流量計測の正確を期した。排気静圧室は、機関排気量 3660cm^3 を基準にして容積比で 1.4 から 6 倍程度のものが報告^③されているが、本研究では排気脈動の完全な定常流化ではなく、排気脈動振幅のピーク値の減衰を考え 0.5、1.0、1.5 および 2.0 倍の 4 種類変化させた。図 2 は容積比 1.0 について示し、基本的にはアスペクト比 1 程度の円筒形をしたものである。これに直接排気集合管および過給機を装着し導圧管の影響および過給機圧縮機出口から吸気マニホールド間の距離をほぼ一定になるようにした。本報告では全体的な傾向をまず明らかにすることを目的として実験を行い、一般的な機関出力、体積効率、燃費などから容積比の影響について評価した。具体的には、アクセル開度を $2/3$ と固定し、機関速度を 1000rpm から 2400rpm まで変化させた。

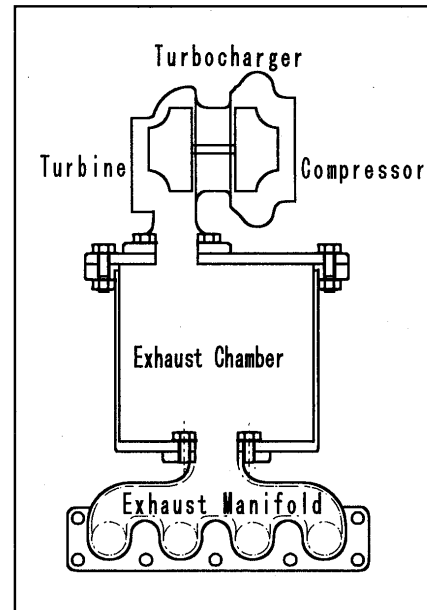


図 2 排気静圧室設置図

3. 結果および考察

図 3 は、機関回転速度に対する機関出力および平均有効圧力 (BMEP) を排気静圧室の容積比をパラメータとして表したものである。実験装置の制約より実験範囲は機関速度 2400rpm までとした。図から排気静圧室を挿入した場合、回転速度がアイドリング域では容積比の影響は認められないが、回転速度が増大するにつれて、傾向として出力と BMEP は動圧過給方式よりも大きい値を示す。特に容積比 1.5 が最大で、容積比 2.0 へと大きくなっても出力の増大はみられず逆に小さい値をとるが、動圧過給方式よりは大きくなっている。この傾向は回転速度 1800rpm に近づくと再び容積比の影響は見られなくなり、より高速域では動圧過給と静圧過給で逆転の傾向が認められる。しかし機関出力は全体の傾向として容積比の影響は顕著でなくほぼ同一の曲線に一致する。このことは過給機機関で空気過剰率が大きく、燃料に対して空気量が過剰に供給されているため、出力は排気静圧室を挿入したことによるわずかな流入空気量の減少に余り影響を受けないためと思われる。

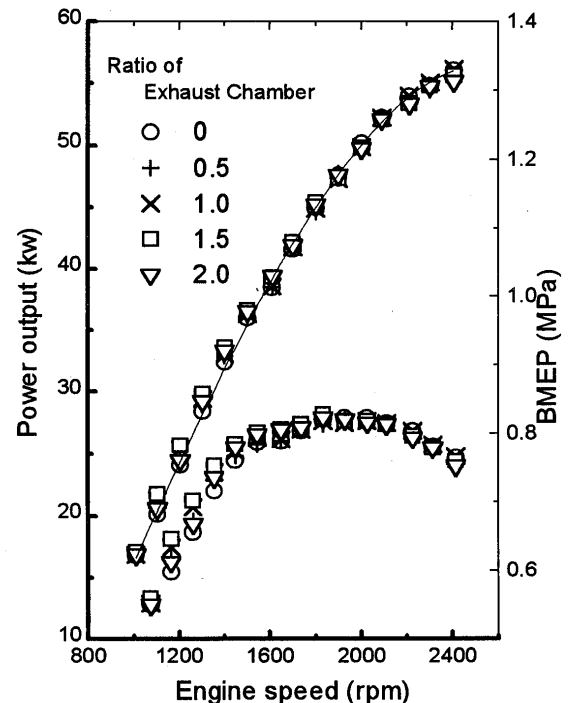


図 3 排気静圧室容積比と出力特性および BMEP の関係

さらに、図 4 および図 5 は、同様にして体積効率、充填効率および給気密度比についての結果を示す。給気密度比は圧縮機前後の空気密度の比を表し、空気ガス定数は一定として、各々の平均静圧と平均全

温度より算出した。空気流量測定に用いたオリフィスの抵抗損失は、空気源により整定室内圧力を大気圧としているため無視でき、実用の機関運転状態で流入空気量は正確に測定できているものと思われる。充填効率に着目してみると、アイドリング域では容積比に関係なくほぼ同程度の値を示しているが、回転速度が増大するにつれて動圧過給方式より全領域で充填効率の低下がみられる。低下の割合は、最大充填効率点の回転速度 2200rpm 付近で容積比 0.5 のとき 7.6%、容積比 2.0 のとき 14.2%程度低下している。さらに、容積比 2.0 についてみると最大充填効率点までは容積比 0 からの減少割合が最も大きい、ピーク値を越えると容積比 1.5 よりも緩やかな傾向を示している。当初、静圧過給方式に近づくことによって充填効率の改善が図られ、その結果として高速域で燃費が良くなるものと考えたが、本実験範囲では体積効率および充填効率両者とも全ての静圧室容積比に渡って低下している。この原因としては、静圧室による排気圧力の上昇によりシリンダー内ガス交換が妨げられていることが考えられるが、変動圧力等を測定していない現時点では明らかでない。さらに静圧室表面積による熱損失の増加のために排気静圧室内ガス温度が容積比 0.5 で 760°C、容積比 2.0 で 700°Cへと低下し、タービンで利用できる有効エネルギーが減少しているためと思われる。

次に同様に図 6 は、機関回転速度に対する燃料消費率を示す。機関低速域では、動圧過給方式よりも容積比 2.0 のとき 10%程度の燃費悪化がみられるが、全容積比とも回転速度の上昇に伴って燃料消費率は次第に改善され本実験範囲の最高速度 2400rpm で差がなくなり動圧駆動時と一致する。船用機関の回転速度の高い高出力域で静圧過給方式での燃料消費率が動圧過給方式よりも良くなると報告⁽²⁾されているが、本実験範囲では実験装置の制約のため、より高速域の実験ができなかったため確認されていない。

図 7 は、大気圧を基準にとったブースト圧力比と空燃比の関係を表したものである。図より空燃比は、動圧過給方式が最も高く容積比が大きくなるに従って低くなる傾向を示している。

4. あとがき

動圧駆動過給方式を用いたディーゼル機関の排気タービン前流に排気静圧室を設けて静圧駆動方式に近づける一連の基礎研究によって以下のことが得られた。

(1)本実験範囲では、動圧過給から静圧過給方式化による顕著な差異は認められない。

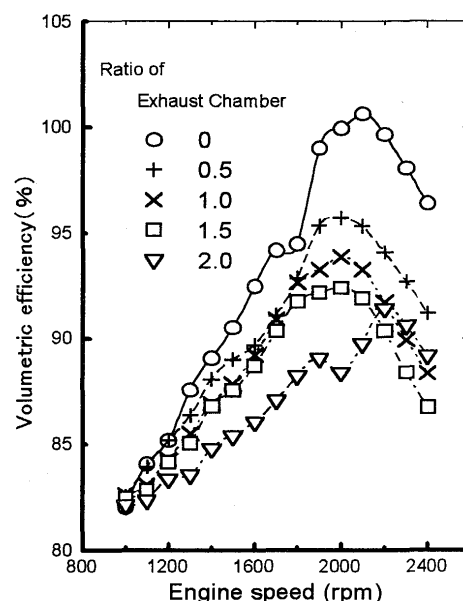


図 4 容積比と体積効率の関係

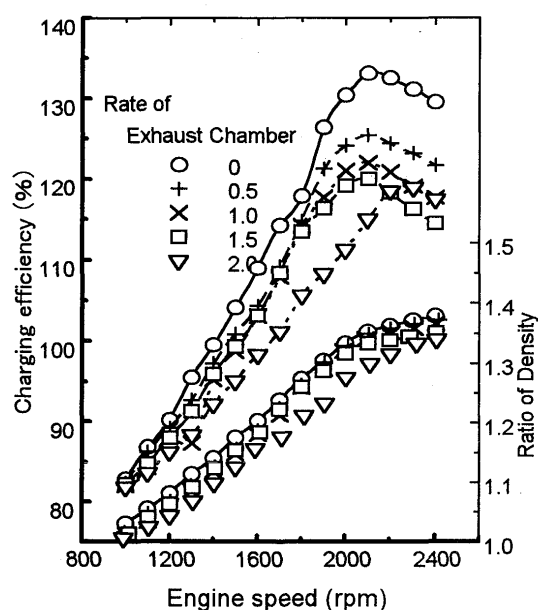


図 5 容積比と充填効率および給気密度比の関係

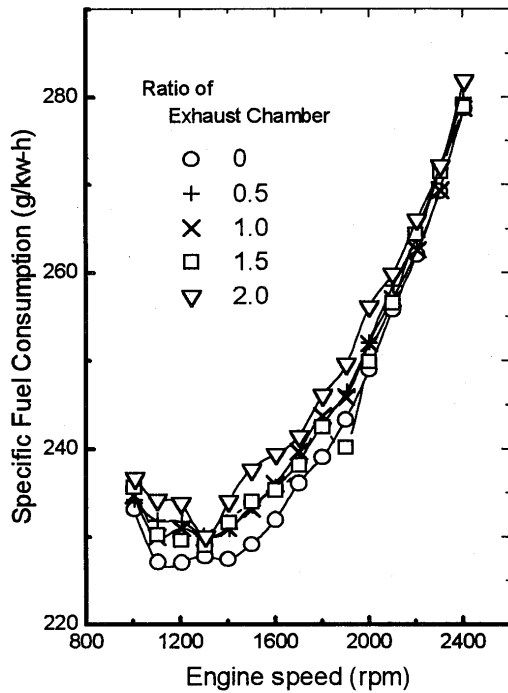


図6 機関回転速度に対する
燃料消費率

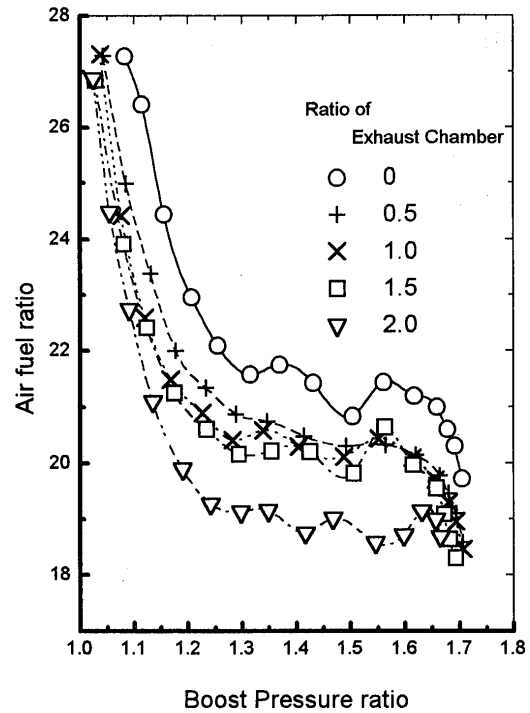


図7 圧力比に対する空燃比

(2)機関出力はほぼ同一程度が得られるが、充填効率および燃料消費率ともに排気静圧室の容積比が増大するにつれて低下する。

本研究の実験を行うに当たり、卒業研究生只野琢也君および卒業生にお世話になったことを記して謝意を表します。

5. 参考文献

- (1)たとえば、小西・吉識、日本ガスタービン学会誌、(1990-6)、41. および 小西・吉識、機論 (B編)、Vol.57-533、(1991-1)、94.など
- (2)Zinner,K :Supercharging of Internal Combustion Engines, Springer-Verlary.(1978)
- (3)N.Watson and M.S.Janota:Turbocharging the Internal Combustion Engine, MACMIL-LAN (1982)

水噴霧を利用したガスタービンの出力増加 (熱サイクルの理論的検討)

B-16

※ 宇多村元昭

唐澤英年

竹原 勲

堀井信之 ((株) 日立製作所)

1. まえがき

夏期にガスタービンの出力を回復する技術に対するニーズが台頭している。代表的なものにガスタービンの吸気を冷却して空気の密度を高め作動流体の重量流量を増すことにより出力を増加するシステムがあり、海外には数件、発電プラントへの適用例があり⁽¹⁾ 国内でも実用化研究が進められている^{(2), (3)}。このシステムは、夜間電力を利用して蓄熱し、昼間のピーク時間帯に合わせて放熱し、出力アップを図る方式が一般的である。このため、増出力運転時間が蓄熱量に依存し、実用規模では蓄熱槽にかなりの設置スペースが必要になる。

本研究では、圧縮機の吸気に常温の微細な水噴霧を混入することにより、ガスタービンの出力を増加する新技術、MAT (Moisture Air Turbine) サイクルを提唱し、その可能性を検討する。本技術は、蓄熱が不要かつ随時需要に応じて、増出力ができる点で実用上の制約が少ないという特長がある。本論文では、熱サイクルを理論的に検討し実験でその原理を検証した結果について報告する。

2. 水噴霧による増出力原理

2.1 液滴の気化を伴う圧縮過程

MATサイクルは、圧縮機の吸気に微細水滴を混入することにより、ガスタービンの出力を増加することを目的とする。図1は作動流体が外気条件から圧縮される過程を湿り空気線図に示したものである。ちなみに外気条件を30℃、70% R.H.とするとその状態は図1中の点Aで指定される。圧縮機に流入する前までに外気の状態が等湿球温度線に沿って加湿冷却され飽和湿り状態に至るとすると、圧縮機入口では吸気が状態Bに移動する。機外で気化しなかった液滴はB→Cの圧縮過程で連続気化する。気化の過程が飽和状態を保つと仮定すると状態Cで沸騰は完了し、C→Dでは単相圧縮過程に入り昇温する。気化が等エントロピ変化と仮定すると沸騰終了点は状態C'の過飽和状態に至る。実際には、液滴からの蒸発速度は有限であるから状態変化は熱的に非平衡であり飽和線からずれて破線の軌跡を辿るものと考えられる。これに対し、通常の圧縮過程は状態がA→D'の軌跡を辿る。

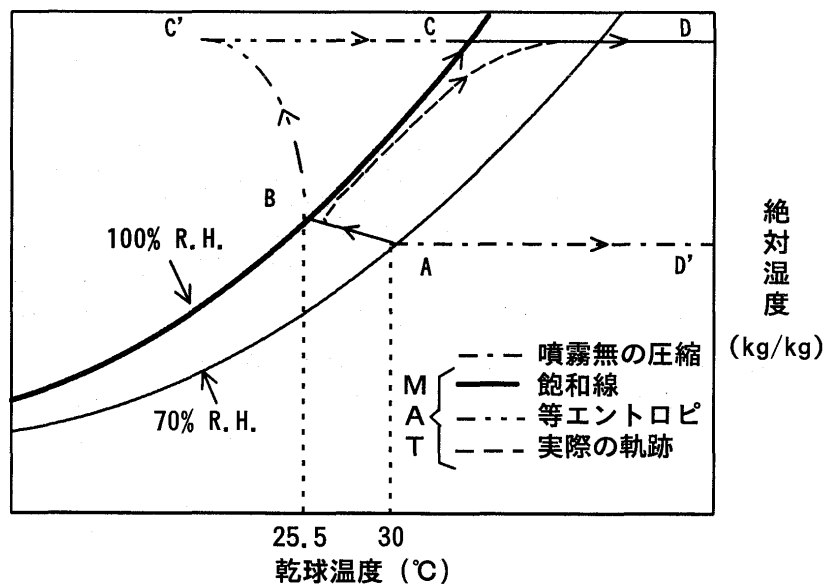


図1 作動流体の状態変化

2.2 増出力機構

増出力機構は定性的に以下の様に整理できる。

- (1) 圧縮機前流に対する等湿球温度線上での吸気冷却
- (2) 圧縮機に吸引された液滴の気化による内部ガスの冷却
- (3) 圧縮機内での気化量に相当するタービンと圧縮機を通過する作動流体量の差
- (4) 定圧比熱の大きい水蒸気の混入による混合気の定圧比熱の増大

図2は、上記の機構を従来手法

の組み合わせとして表現した。MATサイクルは、既存の手法の効果を複合したものとして理解することができる。

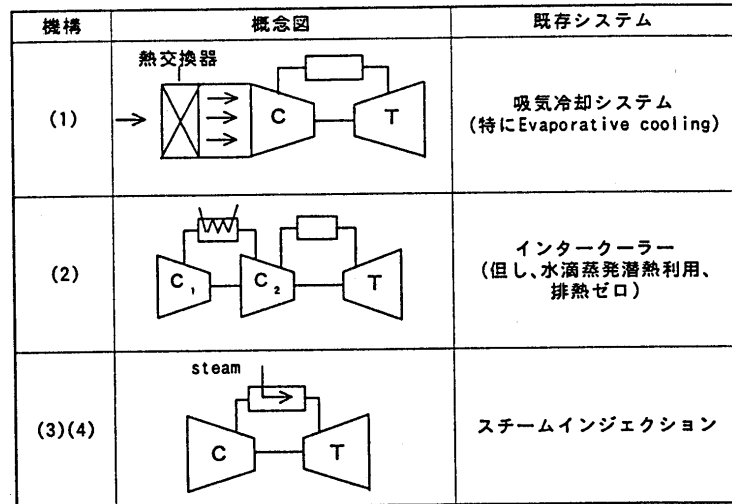


図2 MATサイクルの増出力機構

3. 理論サイクル熱効率

3.1 増出力分の熱効率

前節に述べた増出力機構のうち(1)は、冷却による吸気重量流量の増大として良く知られているので、圧縮機の内部ガスの冷却が比出力、熱効率に及ぼす影響について検討する。図3に熱サイクル検討図を示す。簡単のため、気化による作動流体の増加効果すなわち機構(3)、(4)は無視し、増出力機構(2)のみを検討の対象とする。吸気単位重量当りの出力すなわち比出力Pは、

$$P = (\text{タービン軸出力}) - (\text{圧縮機仕事}) \\ = (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \quad (1)$$

よって、MATサイクルの適用により燃焼温度が不変とすると圧縮機出口のエンタルピが T_2' に減少したことによる増出力 ΔP は、

$$\Delta P = T_2 - T_2' \quad (2)$$

又、式(1)は次の様にも書き換えられる

$$P = (T_3 - T_2) - (T_4 - T_1) = (\text{燃料入熱}) - (\text{サイクルロス}) \quad (3)$$

よって、圧縮機仕事の低減による燃料増加量 Δf は、

$$\Delta f = T_2 - T_2' \quad (4)$$

式(2)、(4)より $\Delta f = \Delta P$ 。このことは、追加燃料によるサイクルへの入熱が100%ガスタービンの正味出力として回収されることを意味する。このため、サイクル熱効率が向上する。これと比べ、従来の増出力技術でのエネルギー効率は一般に蓄熱に要するエネルギー消費相当分だけ、ガスタービン自体の熱効率から低下する。表1は温度比($\equiv T_3/T_1$)と圧力比($\equiv P_2/P_1$)を同一の条件とし、各種サイクルについてガスタービン特性の順位を示したものである。MATサイクルは、比出力・熱効率の両面で最もすぐれた熱サイクルである。MATサイクルの熱効率が高い理由は、MATサイクルでの圧縮過程が等温変化に近づくこと、すなわち理論熱効率がカルノーサイクルと等しいエリクソンサイクルに漸近するからと理解することもできる。

次項では、どれだけの仕事低減が見込めるかを理論的に検討する。

表1 各種サイクルの特性順位表

項目	理論熱効率	比出力
単純サイクル	2	3
インタークーリングサイクル	3	2
MATサイクル	1	1

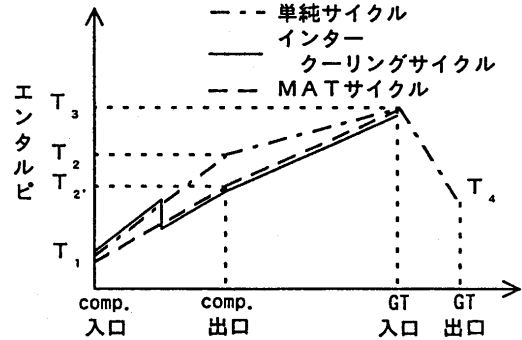
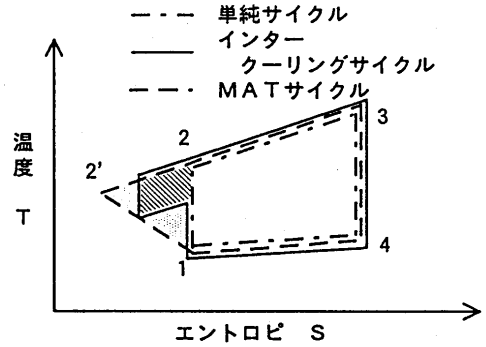
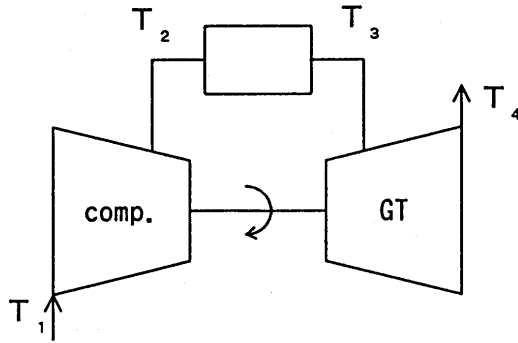


図3 熱サイクル検討図

3.2 二相圧縮過程の理論仕事

ドライ空気の等エントロピ圧縮仕事 L_{12} は、

$$L_{12} = C_p T (\psi_{AD}^m - 1) \quad (5)$$

一方、液滴の蒸発を含む等エントロピ二相圧縮過程における圧縮仕事 L_{12}' は、液が蒸発する過程 (図1中の $B \rightarrow C'$) の仕事と2成分単相系の圧縮仕事の和として次式で表せる。

$$L_{12}' = [u_c'' - (u_B' + x_B \rho_B)] + C_p T_c (\psi_{CD}^m - 1) \quad (6)$$

ここで、 u'' : 飽和蒸気内部エネルギー u' : 飽和水内部エネルギー x : 乾き度
 ρ : $(\equiv u'' - u')$ ψ_{ij} : 状態 i に対する状態 j の圧力比
 m : $(\equiv 1 - 1/\kappa)$ κ : 比熱比

過程 $A \rightarrow B$ は等エンタルピ変化であるから、 $A \rightarrow B$ 間のどこを起点にして圧縮が開始したとしても圧縮仕事 L_{12}' は変わらない。湿り空気線上の気化完了点 C' での圧力は、状態 B の飽和湿り空気が圧縮され、状態 C' 相当のエンタルピに到達した時に示す圧力とした。噴霧時の仕事と噴霧なしの時の仕事との比 R は、

$$R = \frac{L_{12}'}{L_{12}} \quad (7)$$

図4は、 R を噴霧量に対して示したものである。圧縮機の圧力比をパラメータとした。

外気条件は、後述の実験条件と同じとした。噴霧時に $R < 1$ であることから、動力低減が理論的に存在することがわかった。吐出圧力が高くなると R は小さくなり仕事低減効果が増進する傾向が見られるが圧力依存性は小さい。圧縮機所要動力低減量は噴霧量にほぼ比例する。

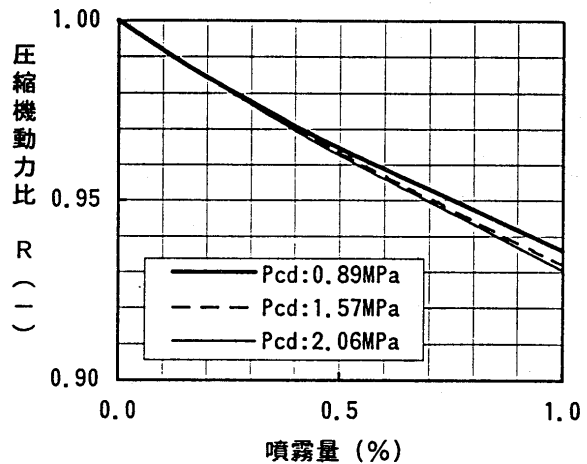


図4 噴霧量と圧縮機動力比の関係

4. 実際サイクルでの特性予測

本節では断熱効率、圧縮機抽気、水の気化によるガス組成の変化など実際のガスタービン特性を近似した計算モデルを用いて、MATサイクル特性の定量化を試みる。特に、吸気に対する噴霧量の把握や従来の燃焼器への水注入による出力アップとの性能比較を行う。

計算条件は、150MW級軸流ガスタービンを想定したパラメータを選定してある。外気条件は35℃、53% R.H.とした。液滴は圧縮機の流量には含めず、また中間段で一度に全量気化するものとして計算した。図5は、出力アップ率と熱効率の噴霧量依存性を示している。単位の噴霧量に対する増出力感度は圧縮機外冷却（機構①）の方が圧縮機内冷却（機構②,③,④）よりも大きい。2.3%噴霧時の熱効率向上率は相対値で2.8%である。外気温度が35℃の時のガスタービン出力を5℃ベースロード運転時の出力まで回復するのに必要な消費水量は吸気の2.3%程度である。表2に示すように、公知の方式でも蓄熱時の排熱除去としてクーリングタワーで水を消費するが、それに比べて少量ですむことがわかる。⁽⁴⁾

表3は、ガスタービン出力を最大値まで回復する運転を行った時に、図2に示した各機構ごとの増出力の内訳を示している。このうち、機構③,④の部分が、従来の燃焼器への水注入に相当し全体の1/3を占める。これより、MATサイクルでは同一水量で水注入方式と比べて約3倍の増出力が可能であることがわかる。

表2 各種吸気冷却方式の消費水量

消費水量比		消費水量比
MATサイクル		1
蓄熱方式 (クーリング タワー)	ターボ冷凍機水蓄熱 (COP=2.5)	1.8
	液体空気蓄熱 (COP=0.6)	2.5

表3 増出力の機構別内訳

MATの出力増加 機構増出力内訳	外気条件：35℃， 53% R.H. 噴霧水：2.3%注入
圧縮機外冷却 (①)	35%
圧縮機内部 ガス冷却 (②)	37%
タービン圧縮機 流量差比熱増大 (③, ④)	28%

計算条件	
・圧縮機風量特性 417kg/s	・吐出圧力 1.48MPa
・圧縮機ポリトロープ効率 0.915	・気化段落圧力 0.25MPa
・タービン断熱効率 0.89	
・燃焼温度 1290℃	
・圧縮機抽気量 20%	

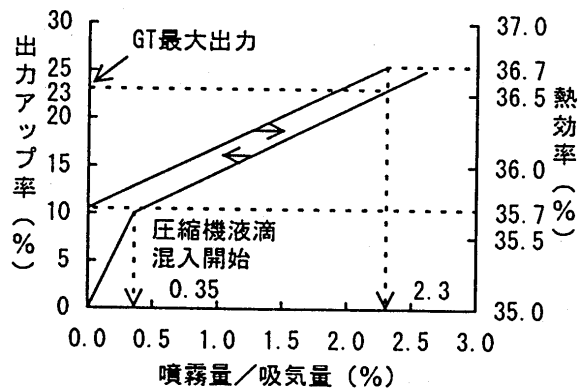
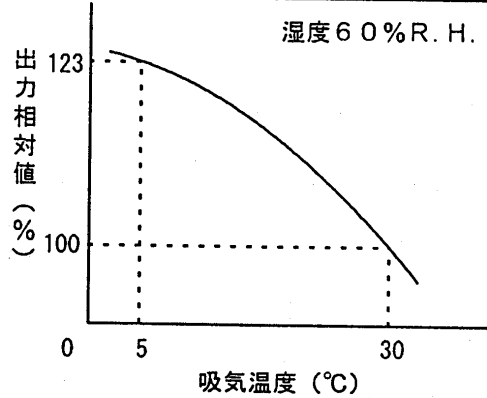


図5 噴霧量と増出力の関係

5. 冷却特性確認実験

5.1 実験方法

供試軸流圧縮機の主要仕様と実験範囲を表4、実験装置の概要を図6、概観を写真1に示す。供試圧縮機は駆動ガスタービンと流体継手を介して連結され、スクイ管位置の調整により伝達トルクを制御できる。試験中、圧縮機の回転数は11000rpm、吐出圧力は所定値になる様に調節した。噴霧量は給水弁で、粒径は送気量で調整した。圧縮機への流入空気量はピトー管で測定した。また、各部の温度ならびに圧縮機出入口の湿度を測定した。吸気ダクト中の平均空気流速は20m/sである。

表4 実験条件

項目	条件
圧縮機仕様	
定格回転数 (rpm)	11,000
圧力比	9.07
流量 (kg/s)	36.3
軸動力 (kW)	15,000
段数	17段
軸長	1,850mm
噴霧ノズル仕様	
微粒化方式	2流体ノズル
噴霧量 (対吸気比)	0 ~ 2%

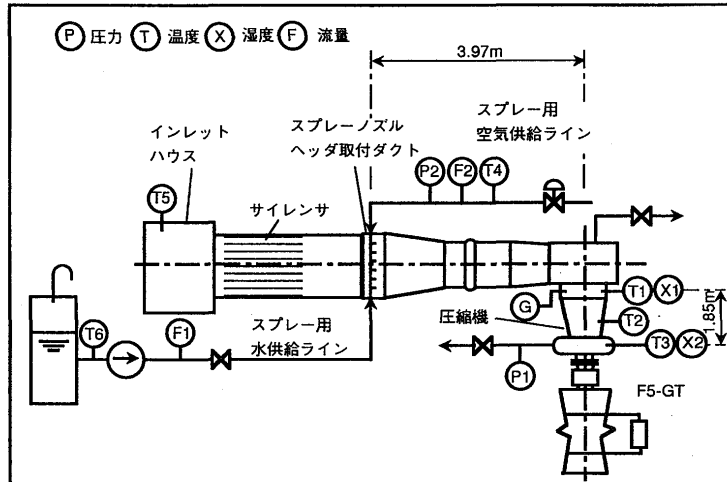


図6 試験装置構成

5.2 実験結果と検討

図7は噴霧量、風量と外気条件から推定した圧縮機出口の絶対湿度とEGV位置での絶対湿度の直接測定値との相関を示す。圧縮機に流入した液滴は、最終段に至るまでに95%以上気化していることがわかる。図8は噴霧量と噴霧前後の圧縮機出口温度差との関係を示す。圧縮機流入前での気化・冷却が小流量で効率良く行えることがわかる。到達湿度は95%付近であった。実線は、圧縮機内に流入した液滴が全量気化したものと仮定して求めた出口ガスの絶対湿度と圧縮機の出口ガスエンタルピが噴霧前の値に等しいという2つの条件から算出した圧縮機出口温度と噴霧前の温度との差を示している。すなわち、この線は圧縮機の動力低減が無い状態を示す。実験値がこれを上回っていることから、動力低減が実在することがわかった。これは気化による温度降下量が気化点以降の段落での圧縮過程で増幅することによる。したがって、前段側での気化が動力低減上は有利であると考えられる。

便宜的に噴霧時の断熱効率の定義を噴霧無しの等エントロピ圧縮仕事と噴霧時の動力との比として定義する。図9は噴霧時の断熱効率 (ξ_M) と噴霧無しの断熱効率 (ξ_D) との比 S ($\equiv \xi_M / \xi_D$) を噴霧量に対して示したものである。実線は噴霧時の動力が3.2項で述べた二相等エントロピ圧縮の理論値である場合を示し式(7)の逆数 ($=1/R$) に等しい。一方、実測値は圧縮機の出入口での熱力学的諸量の測定値を用いて計算した動力の値を示す。実験範囲内では、単位の噴霧量

(1%) に対する断熱効率の向上率は4%であった。 S は噴霧に対してほぼ線形なので、その勾配を

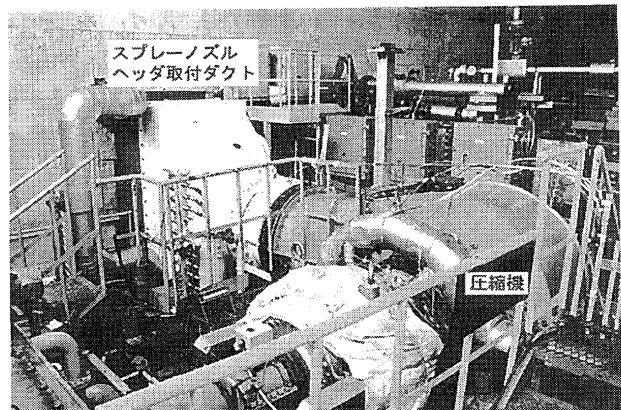


写真1 実験装置の概観

考察する。

図10は、単位の噴霧を与えた時に予想される断熱効率の向上率を噴霧無しの圧縮機断熱効率に対して示したものである。断熱効率が高い程噴霧時の断熱効率向上率が大きいことがわかった。

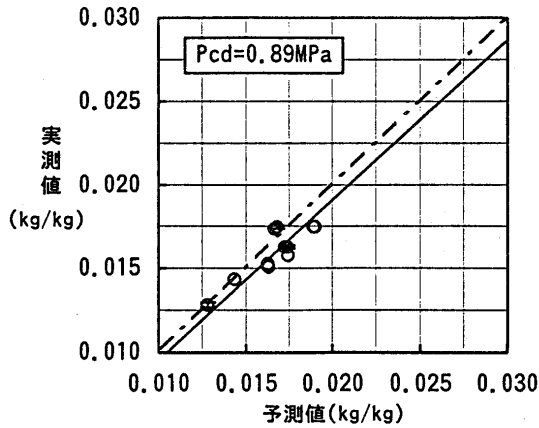


図7 圧縮機流入噴霧の気化率

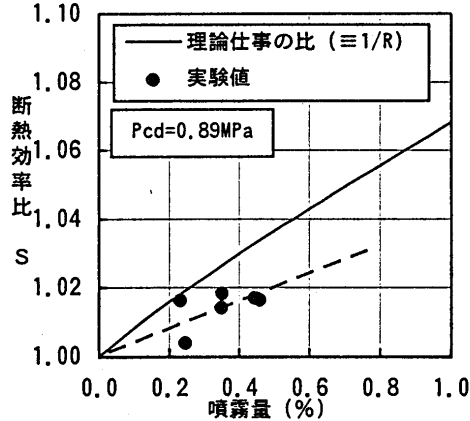


図9 Sの噴霧量依存性

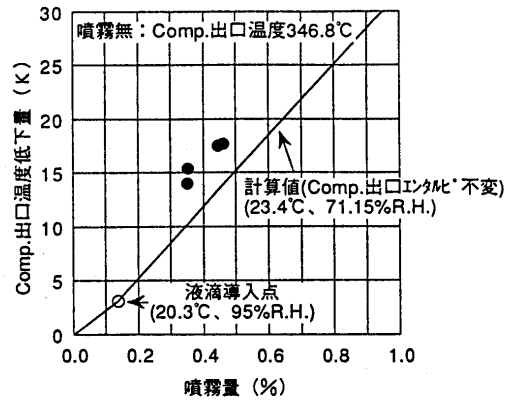


図8 噴霧前後の圧縮機出口温度差

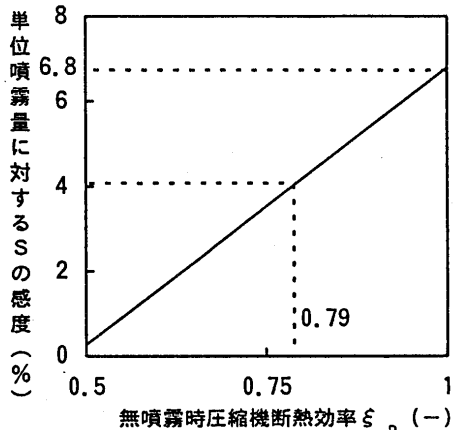


図10 Sの感度と断熱効率との関係

6. 結 言

軸流圧縮機の吸気に水噴霧を混入して、ガスタービンの比出力、熱効率を改善する技術 (MAT サイクル) を提唱し、理論と実験によって比較的少量の水で圧縮機の特長改善が可能であることを明らかにした。

1. 本手法では35°C、53% R.H.の外気条件下では、吸気量比1%の水の投入により10%程度の増出力を見込める。
2. 圧縮機動力低減に起因する増出力機構の理論熱効率は、100%である。
3. 1%の水噴霧に対する仕事低減率の理論値は6.8%であり、断熱効率が0.79の圧縮機での実測値は4%であった。
4. 圧縮機内での液滴の気化による断熱効率の向上を定式化した。

今後の課題は、圧縮機の特長に関連した噴霧量の上限の把握と、発電設備による総合特性の実証にある。

参考文献

- (1) Ebeling, J. A. et al., ASME paper 92-GT-265 (1992)
- (2) 斎藤、GTSJ, vol. 23 No.92 Apr. 1996 P3
- (3) 田中他、GTSJ, vol. 23 No.92 Apr. 1996 P11
- (4) Utamura, M. et al., ASME paper 96-GT-463 presented at ASME TURBO EXPO '96 (1996)

自動車用CGT触媒燃焼技術の開発

「複合触媒燃焼器の開発」

C-1

* 木村武清、奥戸 淳 (川崎重工業(株)) 吉田祐作 (日本自動車研究所)
 藤宗篤雄、相澤幸雄 (日本石油(株)) 永野久司 (日本石油精製(株))
 松本寛人 (出光興産(株)) 滝澤治夫 (株)コスモ総合研究所)
 半田統敏 (石油産業活性化センター)

1. まえがき

自動車用CGTは、セラミックの適用により熱効率の向上が図れること、多様な燃料が使用可能なこと、有害排気ガス、特にNO_xの排出量が現行規制値以下になることが要求されている。そのために、燃焼器の目標仕様(表1)が非常に厳しくなっており、特に問題となるNO_xについては、燃焼器入口、出口温度が非常に高いため、通常の拡散燃焼方式を用いれば従来型ガスタービン燃焼器の10倍程度にもなる。

本プロジェクトでは、実際のエンジンに搭載する燃焼器の開発は自動車各社で進められているが、アドバンスト燃焼器の開発は石油3社、日本自動車研究所、石油産業活性化センター、川重が共同で進めている。本研究開発では、大幅な低NO_x化を目指して追焚き燃焼を併用した複合触媒燃焼器を採用しているが、ガス焚き用触媒燃焼器の研究開発例⁽¹⁻³⁾に比べて、液体焚き用の研究例は非常に少ない。触媒燃焼方式は空気と燃料の混合ガスが超希薄状態でも燃焼可能であり、燃焼温度を極端に低くできるために、成功すればNO_xの発生を大幅に抑えることができるが、①高温で耐久性がある触媒の開発、②ハイブリッド燃焼器の開発(触媒の耐久温度が1,200℃であるため複合燃焼方式にする必要があり、構造が非常に複雑になる。)、③均一な予蒸発・予混合管の開発、④低NO_x追焚き燃焼器の開発など多くの課題がある。これらの項目は今まで開発されていない重要なテーマであるとともにセラミック材を適用した液体焚き低NO_x燃焼器であることが開発を一層難しくしている。

本開発では、触媒燃焼用噴射弁、予蒸発・予混合管、空気可変装置、追焚き燃焼器の開発および燃焼触媒の組み合わせ条件の選定を平成6年度より実施しているが、この度、試作した空気可変機構付き複合触媒燃焼器を用いた中圧・高圧燃焼試験において良好な燃焼性能を得たので報告する。

表1 アドバンスト触媒燃焼器の目標仕様

項目	目標
燃 焼 器	空気可変機構付き複合触媒燃焼器
対 象 燃 料	灯 軽 油 留 分
燃 焼 形 式	触媒燃焼を主体とする複合燃焼 (触媒燃焼+拡散燃焼等)
達成NO _x レベル	150ppm以下(O ₂ =0%)
耐 久 性	100時間以上
タービン入口温度	1350℃
タービン圧力	5atm
燃 焼 効 率	99%以上

2. 燃焼器モデル

複合触媒燃焼器の諸元および中圧および高圧燃焼試験条件を表2に示す。本燃焼器の燃焼方式は触媒燃焼が主体であるが、触媒およびそのハニカムの耐熱性が最大で1,200℃しかないため、触媒

表2 複合触媒燃焼器諸元および燃焼試験条件

試験条件		中圧燃焼試験	高圧燃焼試験
入口圧力	kg/cm ² (ata)	3.0	5.0
入口温度	℃	700 vitiated air	700
空気流量	kg/s	0.24	0.4
燃料流量	kg/h	17.4	29.0
平均流速	m/s	35.4	35.4
空燃比	kg/kg	49.6	49.6
触媒出口温度	℃	1,200	1,200
燃焼器出口温度	℃	1,350	1,350
燃焼効率	%	99.0	99.0

燃焼の後で追焚き燃焼を併用している。また、部分負荷時の低NO_x化、燃焼効率の向上を考慮して、触媒燃焼領域と追焚き燃焼領域の空気配分割合を変えられる空気可変装置を設けている。

基本的な複合触媒燃焼器を図1に示す。燃焼器は予混合、触媒燃焼、可変機構部、追焚き燃焼の4領域に分かれている。予混合領域の燃料噴射弁は噴霧テストの結果より、気流微粒化方式を採用している。燃料と空気の混合スワローは、燃料噴射弁と予混合管を組み合わせた混合試験の結果から比較的旋回が弱いものを選定している。

触媒は低温用と高温用の2種類がある。大きさは、低温用：φ100x12mmまたは20mm、高温用：φ100x20mmであり、触媒の間隔は20mm開けた。触媒ハニカムの組み合わせは以下の3種類である。

- ①低温触媒1段+高温触媒2段（低温+2高温触媒）
- ②低温触媒1段+S i Cハニカム2段（低温+2 S i C）
- ③低温触媒1段のみ（低温のみ）

可変装置は触媒燃焼部と追焚き燃焼部の間に設けられており、それぞれの燃焼領域に流入する空気量をコントロールすることができる。燃焼器全長は700mmであり、予混合燃焼器は上流部で、追焚き燃焼器部は下流部で支持されており、燃焼器の中間部で熱伸びを緩和できる構造である。燃焼器外筒は約50mmの内部断熱構造であり、放熱を極力少なくした。追焚き燃料は4つの燃料噴射弁から供給される。燃料は追焚き燃焼器ライナの少し上流部より噴射し、予蒸発・予混合燃焼を狙っている。ライナはセラミック製であり、セラミックばねで押さえ込んで固定する。燃焼器の内外筒の熱のび差はこのセラミックばねの伸び縮みにより吸収する。

3. 中圧燃焼試験

中圧燃焼試験装置⁽⁴⁾は燃焼器入口の空気予熱器と出口のバタフライ弁式圧力制御弁を備えているため、燃焼器の入口温度および入口圧力をそれぞれ独立に設定することができる。空気流量は入口の

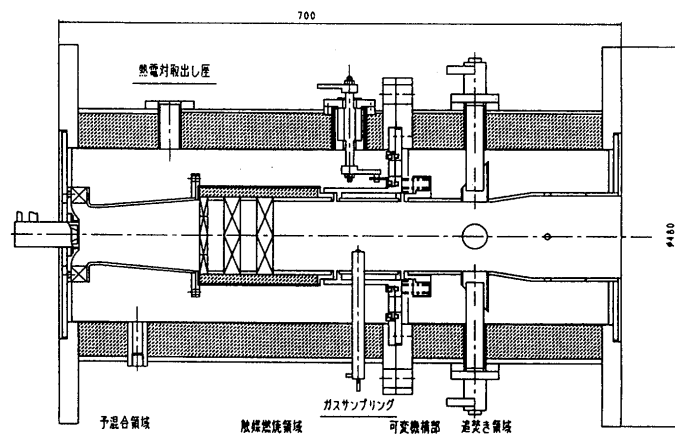


図1 複合触媒燃焼器

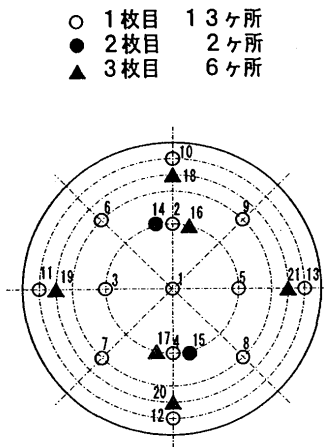


図2 熱電対取り付け位置

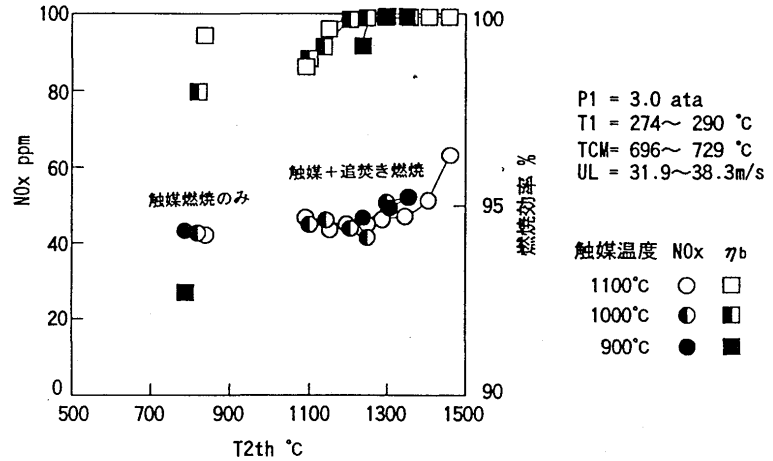


図3 複合触媒燃焼器の燃焼性能

流量調整バルブで調整し、オリフィスで計測され、平均流速として表される。代表燃料として灯油を選んだ。この装置では燃焼器下流に設けたのぞき窓からライナ内全体を観察することができ、モニタテレビによって燃焼状況を観察しながら空気および燃料弁を操作することができる。燃焼排ガスは水冷サンプリング・プローブから採取して各分析計に導かれる。NO、NO_xは化学発光式、COは非分散型赤外線式、全炭化水素THCは水素炎イオン検出式を用いて分析した。

本試験は、約 300℃に加熱した空気を直接加熱により 700℃に昇温し、燃焼器入口温度 700℃、入口圧力3ataとし、触媒燃焼部、追焚き燃焼部の最大出口温度をそれぞれ1, 200℃、1, 350℃の条件で行った。低温触媒の耐熱温度は 1, 000℃であるため、実験は低温触媒の出口温度をパラメータにして行った。触媒入口での燃料の分散状況および触媒の燃焼性能を調べるため、図2に示すように、1~3枚目の触媒出口にそれぞれ13、2、6ヶ所に熱電対を取り付けた。1枚目は燃料の分散状況を、1~3枚目は同じ位置に熱電対を取り付け触媒の温度上昇を計測する。全熱電対とも1段目の上流から差し込み、触媒出口約 3mm下流位置の温度を計測した。

代表的な複合触媒燃焼器（低温+2高温触媒）の燃焼器出口温度に対するNO_xと燃焼効率の関係を図3に示す。実験は、可変機構の開度 100%、1段目触媒出口温度 900℃ (AFRP=199)、950℃ (145)、1, 000℃ (134) の3条件で行った。開口比 100%は、可変機構の開度 100%のことであり、触媒燃焼部と追焚き燃焼部の空気配分割合がほぼ50 : 50になる。図中の横軸T2thは燃焼器出口温度、縦軸のNO_xおよびη_bは実排ガス濃度と燃焼効率である。各条件での一番左の値は触媒燃焼のみの場合であり、NO_x発生量は触媒出口温度に関係なく、45ppm程度であるが、この値はほとんどが直接加熱方式により発生したものであり、触媒燃焼部でのNO_x発生量はほとんど0である。追焚き燃焼部では、

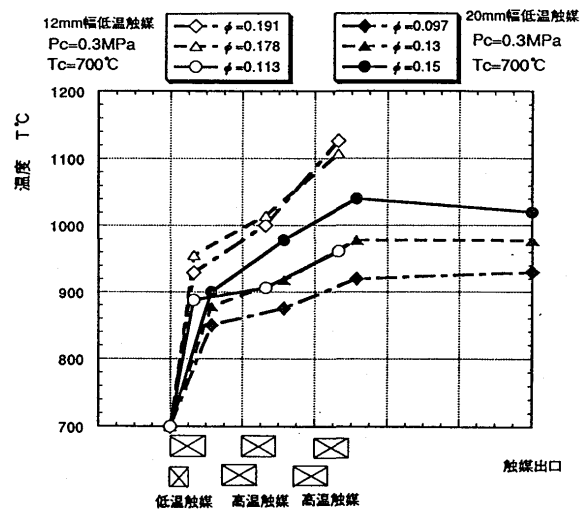


図4 軸方向温度分布 (低温+2高温触媒)

T2thが1,200℃程度までNO_xの発生はほとんど0であるが、それ以上になると徐々に発生し始める。この傾向は触媒出口温度に関わらず、燃焼器出口温度で決まる。一方、燃焼効率はその逆でT2thが1,050℃以上ではほぼ100%であるが、それ以下では急激に低下する。

12mm幅および20mm幅低温触媒を用いた3段階触媒型燃焼器において各段触媒出口位置で計測した温度を図4に、触媒入口当量比 ϕ と1段階目触媒出口温度の関係を図5に示す。20mm幅低温触媒の場合、 $\phi=0.15$ の条件では3段階目触媒出口で完全燃焼している。 $\phi=0.13, 0.097$ の条件では、3段階目出口でかなりの未燃分が排出されているが、触媒部出口までには一部反応が進んでいるようである。また、触媒入口当量比の増加に伴い、1段階目触媒出口温度は増加するが、20mm幅では、 $\phi=0.18$ 程度で1,000℃を越える。12mm幅低温触媒の場合、20mm幅に比べて、低温触媒の耐熱温度を1,000℃としたとき、燃料を多めに投入でき、計画当量比 $\phi=0.2$ の運転ができることが分かった。

4. 高圧燃焼試験

高圧・高温条件 ($P_c=5\text{MPa}$, $T_c=700^\circ\text{C}$) での複合触媒燃焼器の燃焼特性を把握するために、中圧燃焼試験により良い結果が得られた燃料噴射弁および燃焼器を用いて実圧燃焼試験を行った。本試験は、中圧試験とは異なり空気を間接加熱で昇温しているため、酸素濃度は21%である。

各種触媒を組み合わせた場合の1段階目触媒出口温度 $T_{\text{catal}}=900^\circ\text{C}$, $1,000^\circ\text{C}$ での燃焼効率をそれぞれ図6、図7に示す。1段階目触媒出口温度が $1,000^\circ\text{C}$ あれば、その後に触媒があってもなくても、また、追焚き燃焼の有無に関わらず、燃焼効率はほぼ100%である。

一方、1段階目触媒出口温度が 900°C の場合、低温+2高温触媒型と低温+2SiC型では同程度であるが、低温触媒のみ型では、T2thが $1,100^\circ\text{C}$ 以下で著しく燃焼効率が低下する。以上の結果からSiCハニカムは 900°C 以上で触媒としての活性作用を多少期待できるものと考えられる。

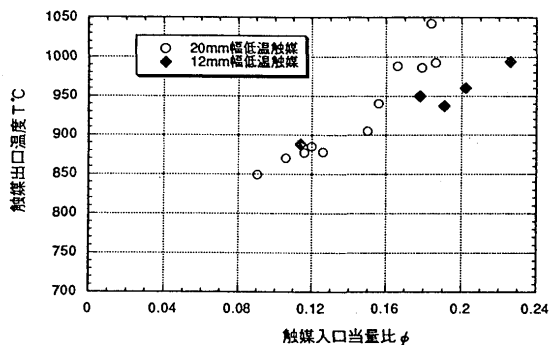


図5 当量比と触媒出口温度の関係

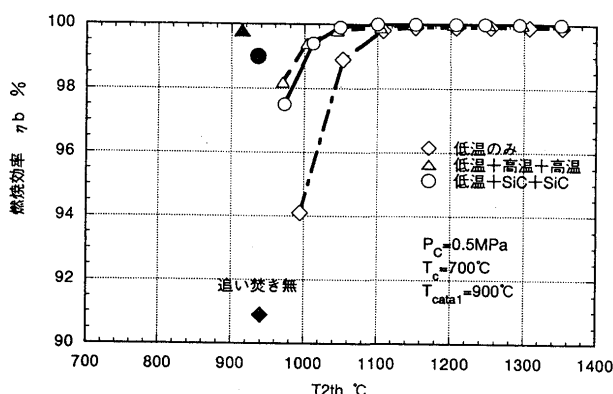


図6 各種触媒組合わせによる燃焼効率

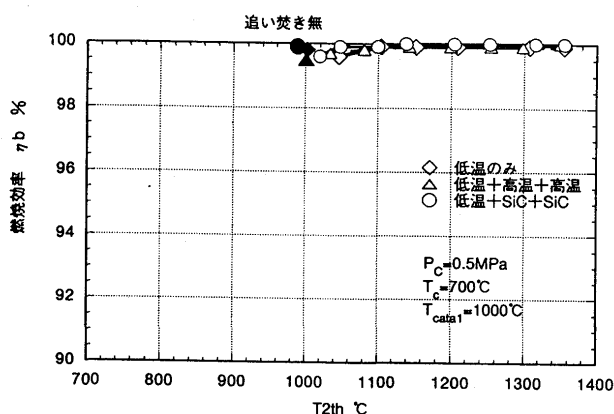


図7 各種触媒組合わせによる燃焼効率

図8に各種触媒を組み合わせた場合（3種類）の軸方向温度分布を示す。低温+2高温触媒型は、 T_{catal} が950℃、1,000℃の条件では2段目および3段目触媒で直線的に反応が進み3段目出口で完全燃焼する。 T_{catal} が900℃では3段目出口で未燃分が残るが、その後の空間で反応が進み（気相反応）、燃焼器出口では完全燃焼する。

低温+2SiC型は、 T_{catal} が950℃、1,000℃の条件で2段目での燃焼反応が低温+2高温触媒型より悪いが、3段目出口ではほぼ完全燃焼する。 T_{catal} が900℃の条件では、2段目での反応はほとんど起こらず、3段目で多少反応し、燃焼器出口ではほとんどの未燃分が反応する。低温触媒のみ型では、 T_{catal} が1,000℃の条件では、燃焼器出口までに気相反応により完全燃焼するが、それ以下の温度ではかなりの未燃分が残る。

次に、低温+2高温触媒型燃焼器の各段触媒出口温度について中圧と高圧燃焼試験とを比較して図9に示す。各段の触媒出口温度は、入口圧力に関係なく当量比 ϕ によって決まり、 $\phi = 0.2$ で3段目触媒出口温度が1,200℃程度（触媒の耐熱温度）になる。

複合触媒燃焼器（低温（200セル）+2高温触媒）の燃焼器出口温度 T_{2th} に対する NO_x （0% O_2 ）と燃焼効率を図10に示す。試験は、入口圧力および酸素濃度以外の空気条件を中圧燃焼試験と同様にし、1段目触媒出口温度は約1,000℃の条件で行った。触媒燃焼部での NO_x 発生量はほとんど0であり、追焚き燃焼を初めても燃焼温度が低い条件でもほとんど0であるが、 $T_{2th}=1,250℃$ を越えるあたりで NO_x が急激に増加する。しかし、最終調整した燃焼器では、定格条件（ $T_{2th}=1,350℃$ ）で、 NO_x は108ppmであり、目標値をクリアした。燃焼効率は、触媒燃焼のみでもほぼ100%であり、追焚き燃料を出し始めた付近だけ低下するが、1段目触媒出口温度が1,000℃あれば、燃焼効率はほぼ100%である。

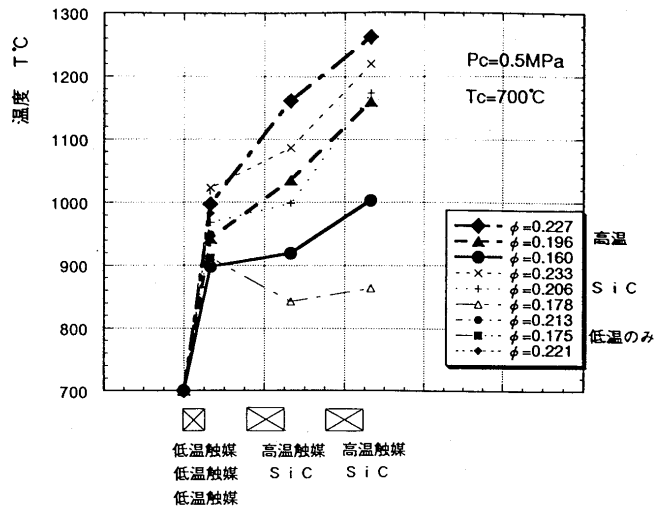


図8 軸方向温度分布（触媒組合せの影響）

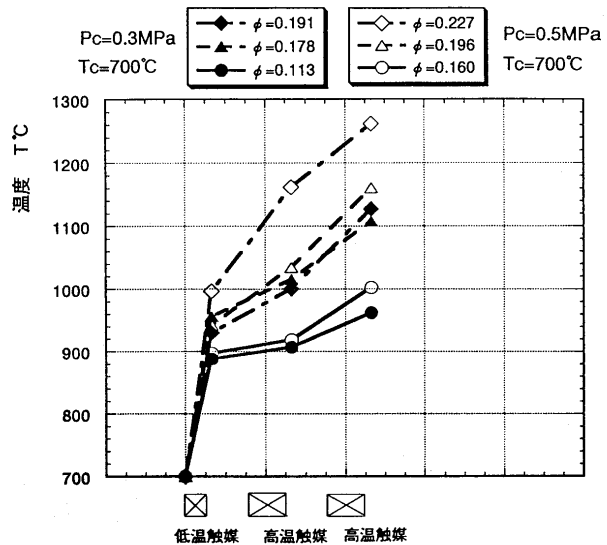


図9 軸方向温度分布（圧力の影響）

5. まとめ

各種触媒を組み込んだ追焚き型触媒燃焼器モデル（可変機構付き）の中圧燃焼試験および高圧燃焼試験を行い、液体燃料焚き複合触媒燃焼器の基本特性を把握するとともに、本研究開発の開発目標値（ $\text{NO}_x < 150 \text{ ppm}$ ($\text{O}_2 = 0\%$)) を達成した。

- (1) 1 段目触媒出口温度が $1,000^\circ\text{C}$ あれば、その後に触媒があってもなくても燃焼効率はほぼ 100% である。一方、1 段目触媒出口温度が 900°C の場合、低温触媒だけでは燃焼効率が低下するが、SiCハニカムは 900°C 以上で触媒としての活性作用を多少期待できる。
- (2) 1 段目触媒出口温度が 900°C では 3 段目出口で未燃分が残るが、その後の空間で反応が進み（気相反応）、燃焼器出口で完全燃焼する。
- (3) 今回の試験範囲（ $3 \sim 5 \text{ ata}$ ）において各段の触媒出口温度（反応率）は、入口圧力に関係なくほぼ当量比により決まる。

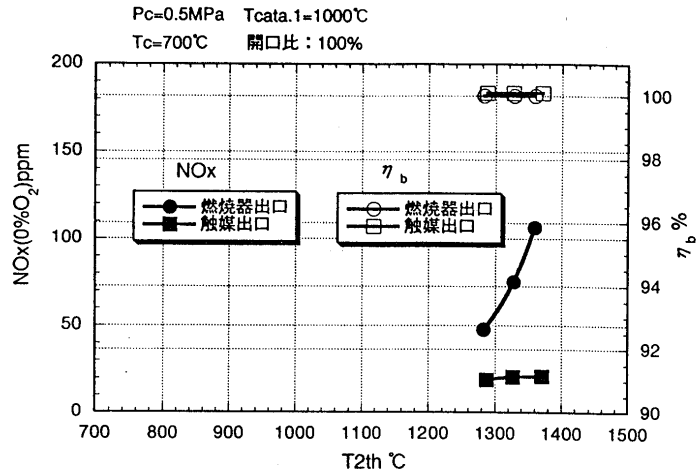


図10 複合触媒燃焼器の燃焼性能

参考文献

- (1) Mori, K., Kitajima, J., Kajita, S., and Ichihara, S., "Development of a Catalytic Combustor for Small Gas Turbines" ASME Paper 87-GT-62, 1987
- (2) Sadamori, H., Nishida, T., Yamashita, T., Furuya, A., and Matsuhisa, T., "The Development of a High-Temperature Catalytic Combustion System" 95-YOKOHAMA-IGTC-140, 1995
- (3) Yoshine, T., Furuya, T., Hara, Y., and Tsuchiya, T., "Development of a Gas Turbine Catalytic Combustor" 91-YOKOHAMA-IGTC-109, 1991
- (4) 木村、北嶋：ガスタービン用低 NO_x 燃焼器の研究開発、ガスタービン秋季講演会（仙台）P151-157, 1990

自動車用セラミックガスタービン触媒燃焼技術の開発

－ 燃 焼 触 媒 の 研 究 －

* 半田 統敏 (財団法人石油産業活性化センター)
 藤宗 篤雄 (日本石油株式会社)
 相澤 幸雄 (日本石油株式会社)
 永野 久司 (日本石油精製株式会社)

1. まえがき

輸送分野における燃料多様化およびNO_x排出低減などの環境問題に対応する技術として、自動車用セラミックガスタービン (CGT) の研究開発が、平成2年度より財団法人石油産業活性化センターで開始された。自動車の動力源としてのCGTは燃費の大幅な低減が可能なこと、多種な燃料を使用しうることなどで注目されている。しかしながら、その燃焼条件が高温、高圧のため通常の拡散燃焼法ではのNO_x排出量が多く、さらに高酸素濃度の燃焼のためにNO_xの後処理による低減を難しくしている。このためNO_xの排出量の少ない燃焼技術の開発が重要な課題となっている。

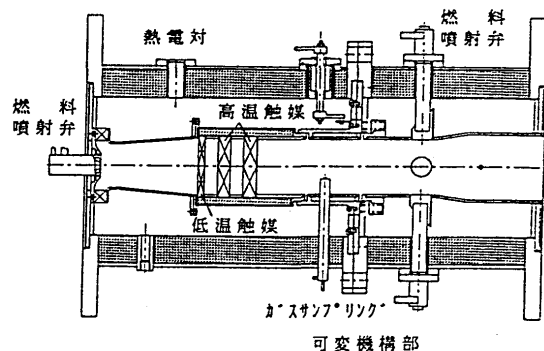
そこで、自動車用CGTの燃焼技術開発においては、触媒燃焼をよりアドバンストな低NO_x燃焼技術として位置づけて、追い炊き燃焼を併用したプロトタイプの加圧型空気可変機構付き複合触媒燃焼器の開発を共同で実施することにした。

触媒燃焼技術の開発にあたっては、開発目標を低セタン価灯軽油留分を燃料とする高効率、低公害の空気可変機構付き複合触媒燃焼技術および燃焼器の開発とし、表1の目標仕様を設定した。また、開発する空気可変機構付き複合触媒燃焼器は図1に示すような構成である。触媒燃焼部は、低温用触媒としては活性の高いPd/コーゼライト系触媒、また、高温用触媒としては耐熱性の高い複合酸化物系などの燃焼触媒を中心に評価を行い、最適な触媒部構成を検討した。そして、触媒の耐熱性を考慮し、触媒部出口温度は1200℃以下とすることを目標とした。

自動車用CGTでは、タービン入口温度が1350℃にも達し、また、負荷変動、温度変動が激しいことなどが想定され、触媒燃焼方式を適用する場合には熱衝撃、熱サイクルなどを考慮した活性や機械的強度に対する耐熱性の高い燃焼触媒の開発が重要である。本研究は、自動車用CGTに適用可能な触媒燃焼器用の燃焼触媒の開発および低NO_x燃焼方式の検討を実施したものである。

表1 アドバンスト触媒燃焼器の目標仕様

項 目	目 標
燃焼器	空気可変機構付き複合触媒燃焼器
対象燃料	灯軽油留分
燃焼方式	触媒燃焼を主体とする複合燃焼 (触媒燃焼+拡散燃焼)
達成NO _x レベル	150ppm以下 (O ₂ =0%)
耐久性	100時間以上
タービン入口温度	1350℃
タービン圧力	5ata
燃焼効率	99%以上



予混合領域 触媒燃焼領域 追い炊き燃焼領域
 図1 空気可変機構付き複合触媒燃焼器

2. 実験装置および方法

2.1 触媒調製

ハニカムタイプの支持体としてコーゼライト ($2\text{MgO}\cdot 2\text{Al}_2\text{O}_3\cdot 5\text{SiO}_2$)、チタン酸アルミニウムムライト ($3\text{Al}_2\text{O}_3\cdot 2\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{TiO}_5$)、炭化珪素 (SiC) などを検討したが、耐熱性、耐高温酸化性および耐熱衝撃性から総合的に判断してコーゼライトを用いることにした。活性担体には、アルミナをシリカで改質することにより耐熱性が向上することを見出し、これを用いた。一方、活性金属には、耐熱性を考慮しPdを用いた。触媒成分の支持体への担持はwash-coat法を採用した。しかし、この系の触媒では 1000°C 以上の使用は難しいことから、本研究では、この開発触媒を低温用として用い、高温用としては都市ガスの触媒燃焼として検討されている複合酸化物系（ヘキサアルミネート系）触媒を適用し、低温用1枚および高温用2枚を組み合わせて使用した。

2.2 触媒の活性評価

試作した触媒の活性評価に用いた低温活性評価装置を図2に示す。燃料にはプロパンを用いて、低温から中温領域（室温～ 800°C ）までの反応温度および転化率を測定した。触媒は $20\phi\times 10\text{mm}$ tの大きさのものを用い、空間速度 $49,000\text{h}^{-1}$ 、当量比0.37の条件で測定した。

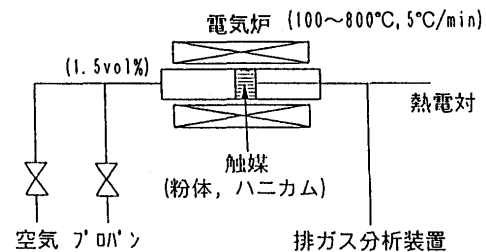


図2 低温活性評価装置（燃料： C_3H_8 ）

2.3 触媒の耐熱性評価

触媒燃焼器を実機に搭載した場合、定置式燃焼器の場合と異なり触媒の機械的強度が問題となる可能性がある。そこで、サイクリック熱衝撃試験装置を用い、大気中で支持体や触媒に熱衝撃を与えたのち、圧縮試験により破壊時の応力の測定および触媒の損傷の有無を観察した。

2.4 燃焼特性評価

試作触媒あるいは灯油、軽油、分解軽油（LCO: Light Cycle Oil）およびこれらの混合油を用いて、CGTへの触媒燃焼の適用範囲の把握、他の燃焼方式と複合化した場合の燃焼特性、排ガス特性を評価するために用いた常圧型複合燃焼装置を図3に示す。空気予熱には電気加熱方式を用い（最高予熱温度 900°C ）、空気流量 $24\sim 60\text{Nm}^3/\text{h}$ の範囲で燃料流量を変化させて評価した。

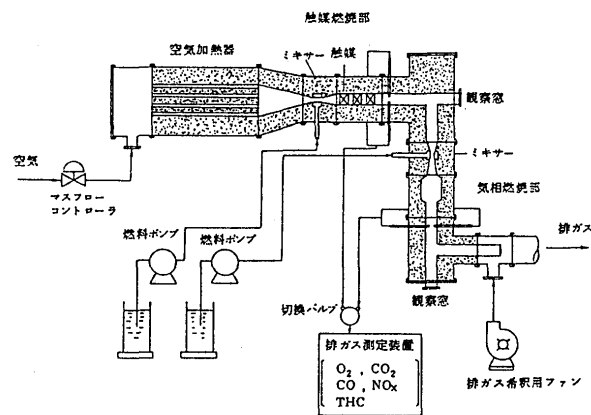


図3 常圧型複合燃焼装置

3. 実験結果および考察

3.1 低温用触媒の検討

(1) 耐熱安定性の評価

活性担体に用いる改質アルミナ（ SiO_2 添加量:10mass%）について耐熱安定性を評価した。図4に各種アルミナの 1200°C 処理による表面積の変化を示す。改質アルミナは、通常のアルミナおよび耐

熱性を有するLa修飾アルミナと比較して、1200°C 96時間処理後も約50m²/g以上の表面積を維持し、高い耐熱性を示すことがわかった。また、改質アルミナを用いて調製した触媒の活性も1200°C96時間処理後もLa修飾アルミナよりも高い安定性を示すことを確認した。

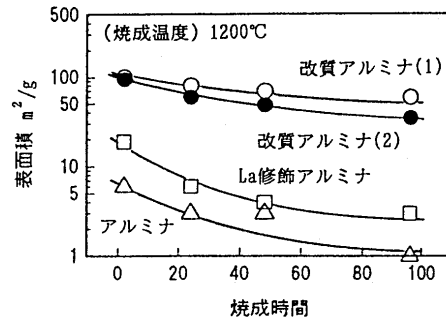


図4 各種アルミナの耐熱性比較

(2)耐剥離性の評価

低温用触媒はwash-coat法を用いて調製するが、燃焼における温度変化の繰り返しによって支持体から触媒成分が剥離し、活性あるいは耐久性などを低下させることが考えられる。そこで、耐熱性の高い改質アルミナを用いて剥離抑制のための検討を実施した。図5に触媒調製処方の改良による耐剥離性の向上効果を示す。触媒の剥離量は、熱サイクル（室温→1100°C→室温、30min/サイクル）試験後にエアガンで空気を吹き付け、試験前後の重量差から測定した。その結果、A調製処方に対して、担体アルミナの粒径（約5μm）の調整および焼成温度を最適化したB調製処方の触媒は、1500回の熱サイクリック試験後の剥離率が0.2%以下で優れた耐剥離性を示した。そして、この程度の剥離では触媒活性へ与える影響は小さいことを確認した。

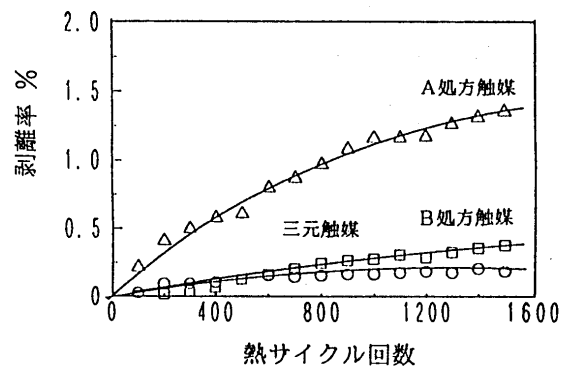


図5 触媒の耐剥離性試験

(3)耐いおう性の評価

想定する燃料にはいおう分として数10ppm含まれることが考えられる。そこで、燃料中のいおう分が触媒活性に与える影響を評価した。加速条件として、一般灯油にいおう分500ppm（ベンゾチオフェン）を添加した灯油を用い、触媒の活性変化を着火温度で測定した。図6のように、いおう添加灯油を用いて約500時間経過も一般灯油と大きな差は認められず、実用上は問題のないことがわかった。

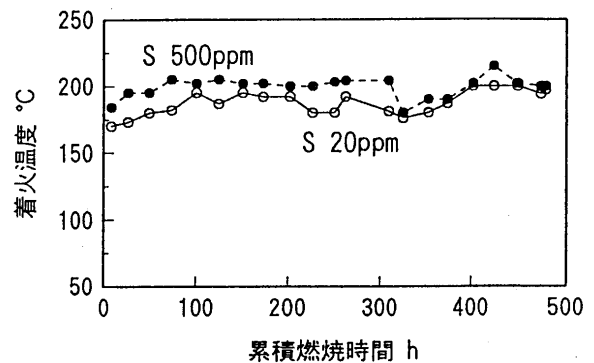


図6 燃料中のいおう分の影響（着火温度）

(4)耐久性の評価

燃焼量25,000kJ/hの試作燃焼器を用いて、触媒の耐久性試験を評価した。その結果、出口温度約980°Cで6000時間燃焼後も大きな活性低下は認められず、1000°C以下であれば長時間の使用に耐えられることがわかった。図7に触媒出口温度およびCO排出量の経時変化を示す。

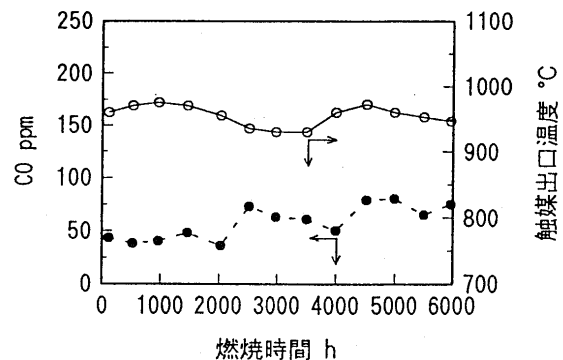


図7 連続燃焼による耐久試験

3.2 高温用触媒の検討

(1) 耐熱安定性の評価

高温用触媒への適用を検討している複合酸化物系触媒について、耐熱性を評価した。複合酸化物系触媒は燃焼試験後にわずかな収縮が認められた。そこで、高温電気焼成炉を用いて、1100~1400℃の温度で焼成し（5時間）、触媒形状の変化および物性、活性への影響を検討した。焼成による表面積および活性の変化を図8、図9に示す。

1300℃焼成後で表面積低下率は8.8%とわずかであり、活性も1300℃焼成までは顕著な活性低下は認められなかった。また、焼成後の体積収縮率は約3%であり、重量減少率はゼロであった。これらのことから、触媒出口温度1200℃程度では耐熱性に問題ないことがわかった。

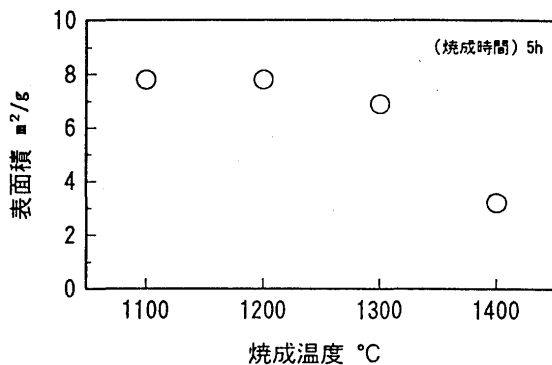


図8 耐熱性評価（表面積）

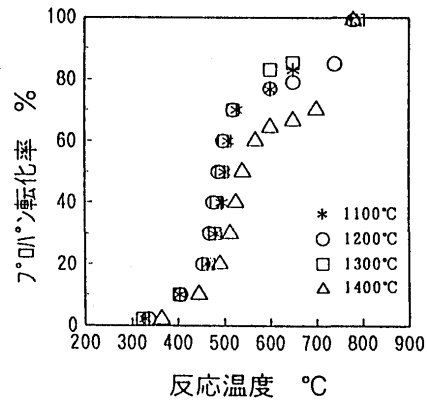


図9 耐熱性評価（触媒活性）

(2) 耐熱衝撃性の評価

複合酸化物系触媒はアルミナが主成分であることから、着火や消火時の急激な温度変化により損傷が懸念されるため、熱衝撃試験装置を用いて、低温における熱サイクル（300℃→600℃→300℃、20min/サイクル）により耐熱衝撃試験を実施した。その結果、この程度の熱衝撃では5000サイクル後も触媒の損傷は認められず、また、表面積もほとんど変化を示さないことがわかった。しかし、実機条件下での耐熱衝撃性については、今後さらに検討が必要である。

また、さらに過酷な条件で耐熱衝撃性を評価するために、水冷熱試験を実施した。試験片（W40×D20×H25mm）を300℃、500℃および700℃で60min処理した後に水中に投下し、触媒の損傷の有無確認および曲げ破断応力を測定した。図10に水冷熱試験後の応力測定結果を示す。なお、比較としてコージェライトおよびSiCのハニカムも試験した。水冷熱試験後のSiCの応力は大きく低下を示すのに対して、低温用触媒の支持体として用いるコージェライトおよび高温用触媒は緩やかな低下を示す程度であることがわかった。

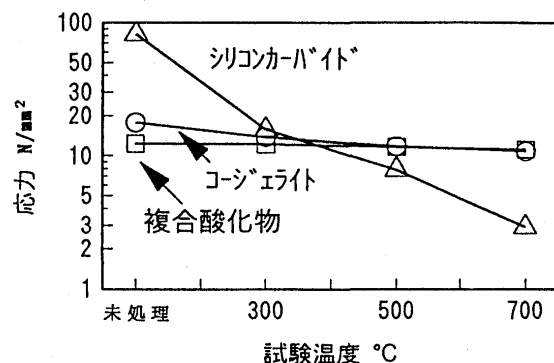


図10 水冷熱試験結果（応力）

(3) 耐いおう性の評価

低温用触媒と同様に、高温用触媒についても燃料中のいおう分の触媒活性への影響を測定した。高温用触媒の着火温度は約325℃と低温用触媒（約200℃）より高いものの、約350時間経過後も活性の変化は認められなかった。

3.3 触媒燃焼特性評価

(1) 複合燃焼方式の検討

常圧型複合燃焼装置を用いて、拡散燃焼器の燃焼火炎の発色と生成NO_x量との関係を測定した。図11に示すように、火炎が黄色の輝度の高い輝炎の場合は、NO_x生成量が多く、一方、透過性の高い青炎の場合は、NO_x生成が著しく抑制された。このことは、加熱空気と燃料との混合が不十分であると拡散燃焼となって輝炎が生じ、均一に混合されると予混合燃焼となり不輝炎となることによるものと考えられる。このことから、追い炊き燃焼でNO_xを低減させるためには、気相燃焼を行う必要のあることが示された。

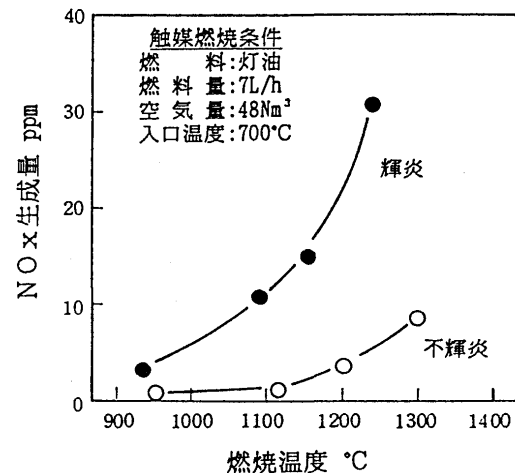


図11 追い炊き燃焼火炎の発色とNO_x生成量

(2) 多種燃料の燃焼性の検討

灯油、軽油および20%分解軽油を調合した軽油を燃料として、触媒燃焼および触媒燃焼と気相燃焼を組み合わせる燃焼特性を測定した。表2に各種燃料の燃焼試験結果を示す。

触媒燃焼部では、出口温度1000°C程度ではほとんどNO_xの生成は認められなかった。一方、追い炊き燃焼部においても、出口温度約1350°Cで灯油、軽油および20%分解軽油混合軽油のそれぞれの出口NO_xは、0.2、0.6および0.8g/kg・Fuel程度で非常に少なく、また、触媒燃焼部出口でCOやHCが存在しても燃焼器出口ではほとんど認められなかった。

表2 各種燃料の燃焼試験結果 (常圧)

燃 料	灯油		軽油			20%LCO混合軽油			
	触媒燃焼	追炊燃焼	触媒燃焼	追炊燃焼		触媒燃焼	追炊燃焼		
燃焼方法	触媒燃焼	追炊燃焼	触媒燃焼	追炊燃焼		触媒燃焼	追炊燃焼		
空気流量 Nm ³ /h	60	60+4	48	48+3(アシスト)		48	48+3(アシスト)		
燃料流量 ml/min	9	24	7	20	24	7	20	25	
当量比	0.09	0.22	0.09	0.24	0.29	0.09	0.24	0.29	
入口温度 °C	800	840	700	750	750	700	730	730	
出口温度 °C	940	1320	850	1230	1300	860	1210	1300	
E.I	NO _x	0.0	0.2	0.1	0.2	0.6	0.1	0.3	0.8
	CO	36	< 1	57	1	1	88	1	1
	g/kg・Fuel	2	< 1	< 1	< 1	< 1	< 1	< 1	< 1
HC									

(3) 触媒組み合わせの最適化 (燃焼器開発へのサポート)

低温用触媒 (1段目) と高温部触媒 (2~3段目) を組み合わせて燃焼試験を行う場合、低温用触媒の仕様を最適化しないと、空気予熱温度が800°C以上では低温部触媒で燃焼が完結し、触媒の耐熱温度 (約1000°C) 以上になり、早期に活性が失われたり、また、高温用触媒の燃焼開始温度に十分に達せず不完全燃焼を起こすことが考えられる¹⁾。

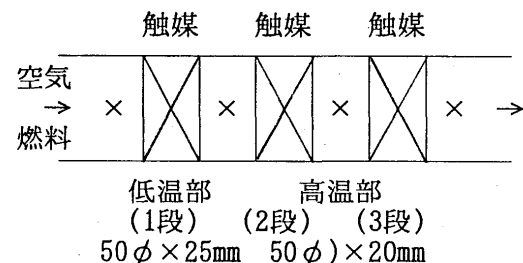


図12 触媒部構成図 (×: 熱電対)

そこで、低温用触媒の活性を調整するために、触媒のセル数および厚さを変化させた触媒を試作し、燃焼特性を測定した。図12に触媒燃焼部の基本的な触媒の組み合わせ、表3に燃焼試験結果を示す。

その結果、低温触媒の活性調整にはセル数を変化させるよりも、ハニカムの厚みによる効果が大

きく、当初の25mmの厚さを12mmにすることによって、想定される当量比0.2の条件で触媒出口温度が1000℃以下となることがわかった。このことから、厚み12mmのハニカム（200セル）を用いて低温触媒を調製することにした。また、表3に複合酸化物系触媒を3枚充填した結果を示したが、入口温度700℃では同一条件での完全燃焼が難しいことがわかった。

表3 触媒組み合わせ燃焼試験結果
(空気流量:60Nm³/h 入口温度:700℃ 当量比:0.20 触媒径:50mmφ)

実験	低温触媒	高温触媒		触媒層出口温度 °C		
	Pd系	複合酸化物系		第1段	第2段	第3段
1	25mmt(200セル)	20mmt(300セル)	20mmt(300セル)	1110	1280	1200
2	12mmt(200セル)	20mmt(300セル)	20mmt(300セル)	900	1130	1180
3	25mmt(100セル)	20mmt(300セル)	20mmt(300セル)	1080	1290	1220
4	12mmt(100セル)	20mmt(300セル)	20mmt(300セル)	920	1100	1170
高温触媒	20mmt(300セル)	20mmt(300セル)	20mmt(300セル)	820	830	1080

(4)低NO_x燃焼方式の検討

触媒部の耐熱温度を高めることにより、さらに低NO_x化を図る目的で、高温部に複合酸化物系触媒を用いずに、触媒段数を1段あるいは2段にした場合の燃焼特性を検討した。

1段目に低温用触媒のみ充填した場合には、低温用触媒での酸化反応をきっかけに後方の触媒未充填部で燃焼反応が生じ、低温用触媒温度にも影響を及ぼしたため、高温部触媒を充填した場合よりも低当量比までしか燃焼を行うことができなかった。

また、1段目に低温用触媒、3段目にSiC担体を充填し、2段目を空間部とした場合には、図13に示すように、触媒-SiC担体間の空間部分が高温になり、SiC担体を充填しなかった場合と比較して、より低当量比までしか燃焼を行うことができなかった。

以上のように、高活性な低温用触媒で支援することにより、触媒後方での燃焼を誘発することができることがわかった。しかしながら、触媒の耐熱温度を考慮した燃焼の制御法の検討が必要である。

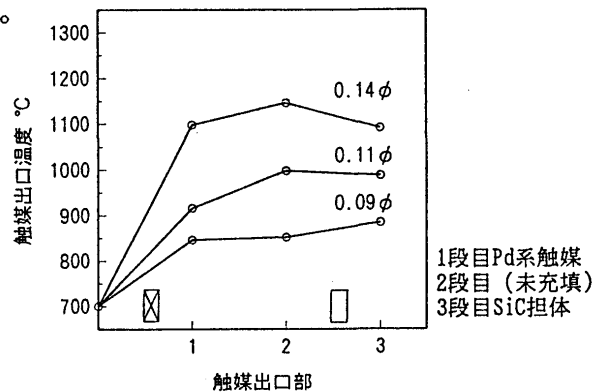


図13 低温用触媒+SiCによる燃焼試験

4. まとめ

自動車用セラミックガスタービンに適用可能な耐熱性の優れた燃焼触媒の開発および触媒燃焼方式の検討を実施し、以下の結果を得た。

(1)低温用触媒として開発したPd/改質アルミナ/コーゼライト触媒は約1000℃の燃焼温度では長時間の使用が可能と考えられる。

(2)高温用触媒への適用性を検討した複合酸化物系触媒は、触媒出口温度約1200℃程度では耐熱性に問題がないものと考えられる。

(3)触媒燃焼部は、1段目には低温活性の高いPd//改質アルミナ/コーゼライト系触媒、2~3段目には耐熱性の高い複合酸化物系触媒を用いた構成が最適である。

本研究は、通商産業省の補助金を得て、(財)石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行われたものである。

参考文献

1)自動車用セラミックガスタービン技術開発報告書,PEC-94C01,14~16.

自動車用CGT触媒燃焼技術の開発 (触媒燃焼技術の研究)

C-3

*吉田 祐作, 金 永一 (日本自動車研究所)
藤宗 篤雄, 相澤 幸雄 (日本石油)
滝澤 治夫 (コスモ総合研究所)
武田 博 (出光興産)

1. まえがき

高効率、低公害、多種燃料適用性の特徴を有する自動車用セラミックガスタービン(CGT)は新型原動機の有効候補として研究開発が進められている。セラミックガスタービンは高効率化の面からタービン入口温度は1350℃程度の高温化が要求され、その場合、燃焼器入口空気温度も高温となる。燃焼器入口空気温度の高温化は、CO、HC等の未燃分の低減に効果がある一方、NO_xを増加させるため低NO_x燃焼器の開発を行っている。

触媒燃焼方式は従来の燃焼方式に比べさらに低NO_x化が可能であり、多種燃料対応の低公害燃焼方式として高いポテンシャルを有している。しかしながら、石油燃料を扱った例は少なく、高温条件における燃焼触媒の性能向上や耐熱性向上、さらには予混合気形成技術や触媒燃焼技術そのものが十分確立されていないなど課題が多い。また、燃焼器出口温度1350℃の達成は触媒の耐熱性に制約があり触媒燃焼のみでは実現できない。そこで触媒燃焼と触媒後流での追い焚きを併用する複合触媒燃焼器の研究開発を共同で実施している。

本研究では、複合触媒燃焼器に適用する触媒燃焼単独モードの基礎特性を把握し設計資料を得ることを目的とし、フルスケールの触媒燃焼器を用いて触媒段数や予混合気濃度、燃焼器圧力、スワーラ回転角および燃料種(灯油、軽油)が触媒燃焼特性や排出特性などに及ぼす影響を調べた。

2. 実験装置および実験方法

触媒燃焼器の構造を図1に示す。燃料噴射弁は噴霧角60°の気流噴射弁を用い、スワーラは回転角(θ)が異なる数種の半径流スワーラを用いた。蒸発管の入口直径は70mm、長さは130mm、触媒入口部の直径は90mmである。触媒は低温触媒(コーディエライト/Pd担持触媒、厚さ12mm)1段、高温触媒(ヘキサアルミネート系触媒、厚さ20mm)2段を用いた。触媒の耐熱性を考慮し低温触媒は1000℃、高温触媒は1200℃を最高使用温度に設定した。燃焼空気は電気加熱器により

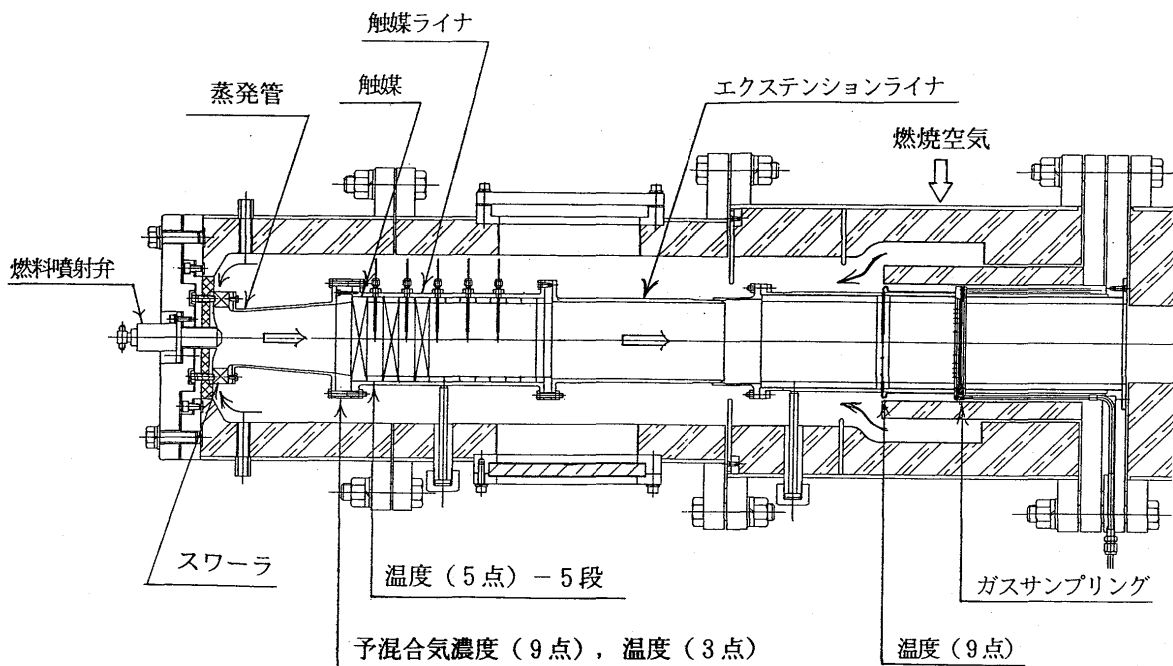


図1 触媒燃焼器の構造

700℃一定とし、燃焼器圧力は最大0.5MPaまで加圧して実験を行った。触媒に流入する予混合気の濃度分布が触媒燃焼の反応性に及ぼす影響を調べるため触媒1段目入口の半径方向濃度分布を測定した。また、触媒燃焼部における燃焼特性を調べるため触媒各段の後流10mm位置での燃焼ガス温度の半径方向分布を測定した。さらに、触媒後流において軸方向距離40mm間隔で燃焼ガス温度分布を測定した。軸方向距離(Lc)は触媒1段目入口を基準とした。温度測定はK、R型のφ1シース熱電対を用いて行った。濃度測定は、触媒リアクタを用い予混合気を完全反応させその生成ガスを分析し、O₂濃度から計算でλ(空気過剰率)を求める方法⁽¹⁾によった。排気ガスのサンプリングは燃焼器出口1.5m後流の水冷多孔プローブで行い、分析は自動車用排ガス分析計で行った。空気流量は40g/s(常圧)とし、加圧時は体積流量が一定となるよう重量流量を増加させた。燃料は灯油を主燃料とし軽油と比較した。これらの燃料性状を表1に示す。

3. 実験結果および考察

3.1 触媒燃焼特性

(1) 触媒段数の影響⁽²⁾

触媒組み合わせ実験結果をもとに触媒段数の増加による燃焼特性の変化を調べた。図2に軸方向温度分布の結果を示す。低温触媒1段に高温触媒を20mm間隔で順次組み合わせた場合、各触媒における温度上昇割合は段数を増加させても保持されており、燃焼割合は各触媒でほぼ均等である。触媒3段で反応はほぼ完結することが分かった。そこで以下の実験では触媒の基本構成は3段とした。

(2) 予混合気濃度の影響

燃焼器に供給される予混合気濃度(λ)が燃焼特性に及ぼす影響を調べた。各設定λについて、触媒に流入する予混合気濃度分布の結果を図3に示す。λの減少(燃料の増加)につれ、分布曲線はほぼ同様の傾向で減少側にシフトすることが分かった。これは燃料の増加に伴い噴霧の貫通力が順次増大するためである。

表1 燃料性状

項目	灯油	軽油	
密度(15℃)g/cm ³	0.7901	0.8383	
動粘度cSt	1.380	3.783	
蒸留性	初留℃	151.5	172.0
	10%℃	166.0	214.0
	30%℃	180.0	257.0
	50%℃	190.5	284.0
	90%℃	230.0	334.0
	終点℃	252.2	357.0
炭素分wt%	85.9	85.2	
水素分wt%	14.1	14.4	
窒素分ppm	0	73	
真発熱量kJ/kg	43,375	42,747	
理論空燃比	14.7	14.8	

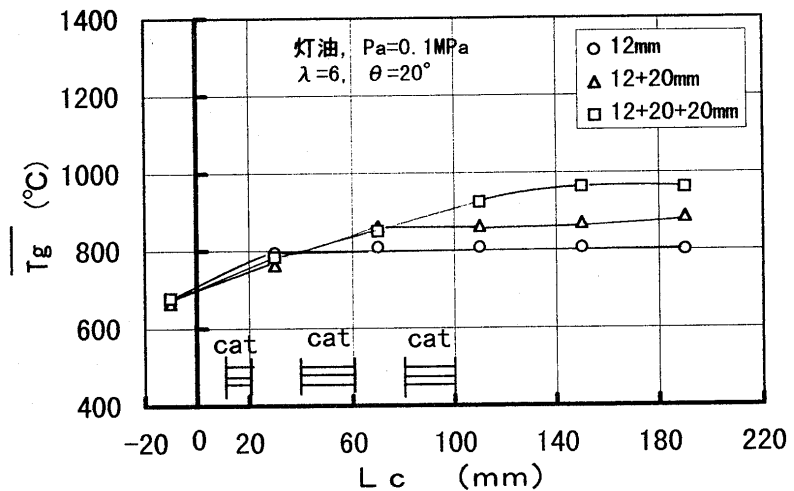


図2 軸方向温度分布(触媒段数の影響)

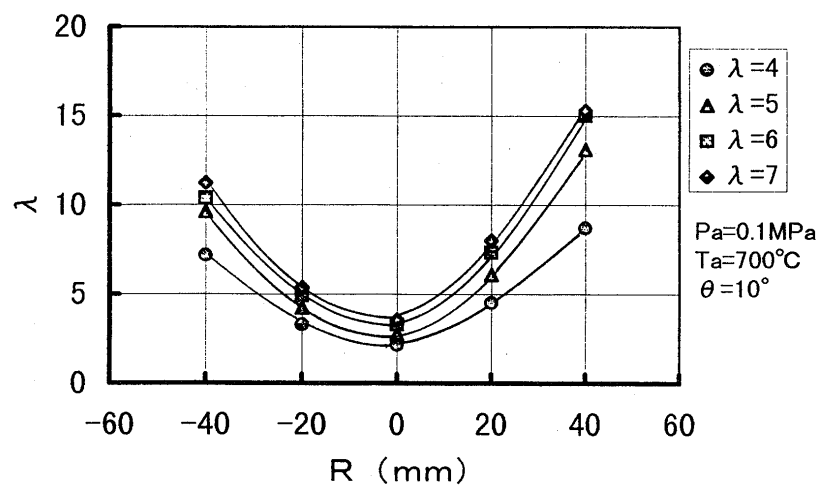


図3 予混合気濃度分布(λの影響)

各軸方向距離における半径方向温度分布の平均値を $\overline{T_g}$ とし、各 λ における $\overline{T_g}$ の軸方向温度分布を示したものが図4である。 λ が小さいほど触媒での温度上昇が大きく燃焼性が高い。 $\lambda=5$ では触媒3段出口で反応が完結する。一方、 $\lambda=7$ では触媒後流でも反応が持続するとともに青色炎を伴うことが観察された。

(3) 燃焼器圧力の影響

$\lambda=6$ において燃焼器圧力 P_a を変えた場合の触媒入口における予混合気濃度の半径方向分布を図5に示す。圧力の増加とともに中央部の λ が小さくなり濃い予混合気が触媒中央部に形成されるようになる。これは、背圧の増加により噴霧の貫通力が低下し燃料の分散が悪くなるためである。

$\lambda=5$ において燃焼器圧力を変えた場合の軸方向温度分布を図6に示す。圧力を増加させるにつれ触媒出口温度も上昇し、反応性が高くなる。これは加圧によるエネルギー密度の増大と触媒表面の予混合気被覆率の増加によるものと考えられる。 $P_a=0.5\text{ MPa}$ では、触媒3段出口で最高温度となり反応はほぼ完結している。圧力が低下するにつれ反応は触媒後流まで持続するようになる。

また、燃焼の進行過程をみるため、これらの条件について燃ガスのエンタルピと燃料の発熱量および測定温度から燃焼割合(η_b)求めた。その結果を図7に示す。0.1と0.3 MPaにおいては触媒内の燃焼割合も50~70%と低い。その結果、反応の完結は後流にシフトする。圧力の増加により、反応が促進される。0.5 MPaにおいては $L_c=150\text{ mm}$ で $\eta_b=95\%$ となり反応はほぼ完結する。さらに後流では熱損失のため温度が低下し、その結果、反応は完結しているものの燃焼割合の低下として示されている。

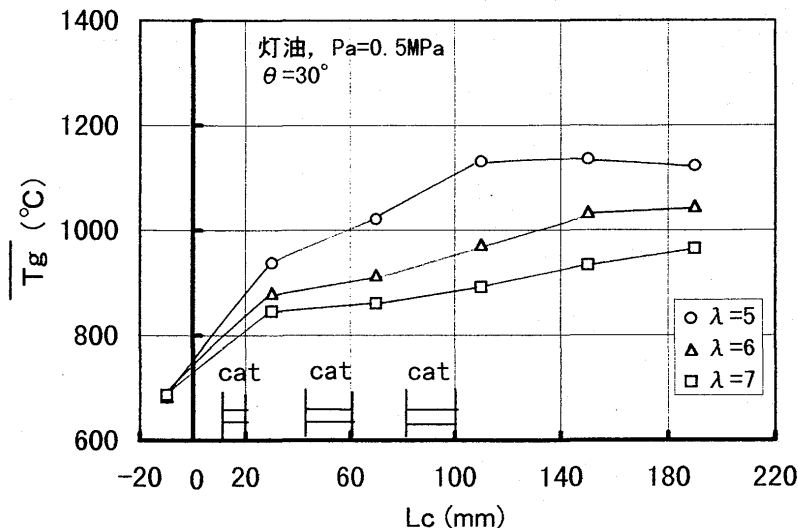


図4 軸方向温度分布 (λ の影響)

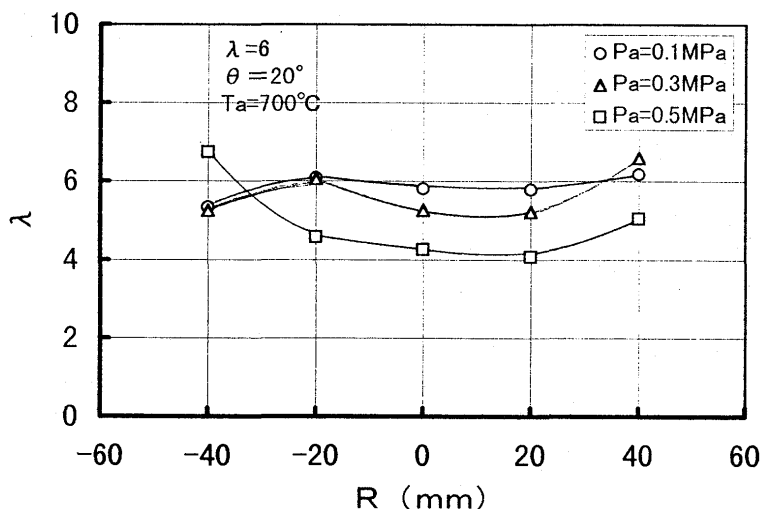


図5 予混合気濃度分布 (圧力の影響)

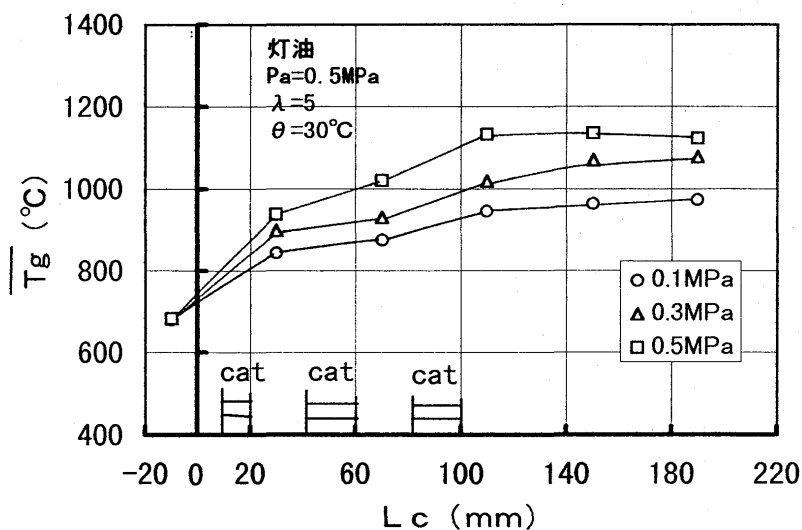


図6 軸方向温度分布 (圧力の影響)

(4) スワール旋回角の影響

触媒に流入する予混合気濃度の均一化が、触媒の局所的な高温部の発生を抑え触媒の焼損を防止するために必要である。そこでスワール旋回角 θ が 10° , 20° , 30° (スワール数はそれぞれ 0.19 , 0.38 , 0.61) の場合について触媒入口の予混合気濃度分布と燃焼特性を調べた。 $\theta=10^\circ$ の場合、燃焼器圧力 P_a の増加とともに触媒中央部に過濃混合気が形成されるようになり予混合気濃度の不均一性が高くなり、 $P_a=0.3\text{ MPa}$ で触媒3段出口温度が 1200°C を超える値となった。

そこで、 $\theta=20^\circ$, 30° について $P_a=0.5\text{ MPa}$, $\lambda=6$ の場合の予混合気濃度分布および燃焼ガス温度分布を調べた。その結果をそれぞれ図8, 9に示す。図8より、 $\theta=20^\circ$ の場合、中央部に λ が4程度の濃い混合気が形成され周辺部で薄い混合気となる。一方、 $\theta=30^\circ$ の場合は旋回成分が強くなる結果、噴霧は空気流とともに周辺部に拡げられ λ の分布も均一化される。図9より、 $\theta=20^\circ$ の場合、中央部で濃い混合気が形成される結果、触媒1段出口の温度分布も中央部で高くなる。さらに、この高温部が触媒の反応を促進させ触媒2段出口温度も全体的に高くなる。 $\theta=30^\circ$ の場合は予混合気濃度の均一化が図られ触媒出口温度も均一化される。一方、全体の反応速度は抑制される。燃焼器出口温度分布は予混合気濃度分布とよく対応し、 $\theta=30^\circ$ の場合が均一性が高くなる。

θ を変えた場合の反応過程をみるため軸方向温度分布を図10に示す。 P_a が 0.5 MPa の場合、図9に示すように $\theta=20^\circ$ では触媒中心部がやや高温となり反応が促進される結果、触媒3段出口 $L_c=110\text{ mm}$ で反応は完結している。 $\theta=30^\circ$ の場合は反応が後流にシフトし

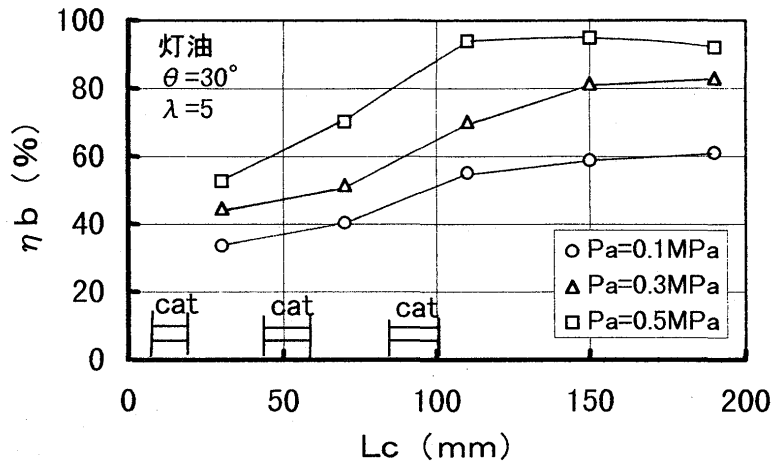


図7 燃焼割合 (圧力の影響)

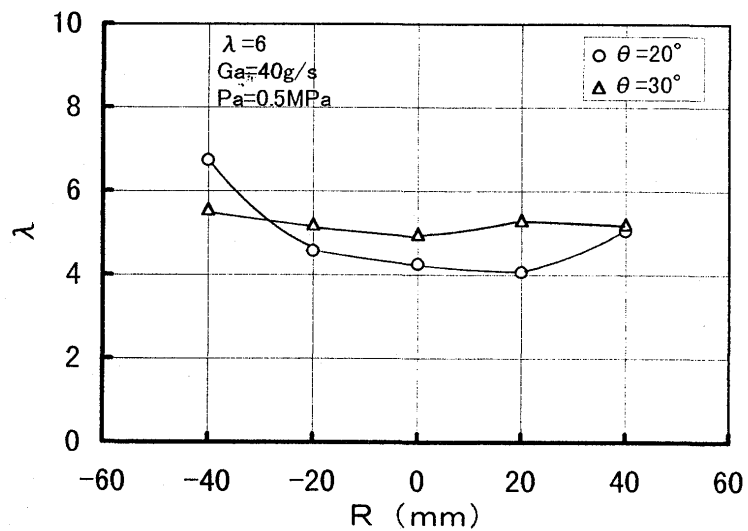


図8 予混合気濃度分布 (旋回角の影響)

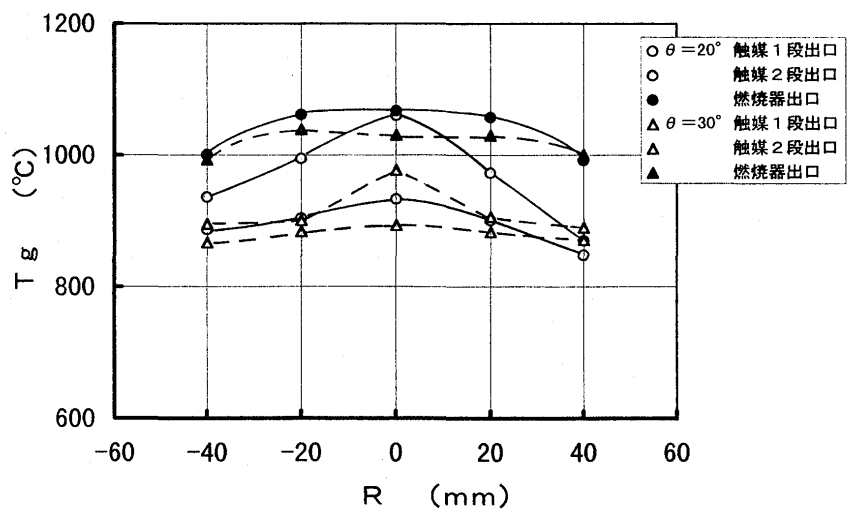


図9 半径方向温度分布 (旋回角の影響)

気相反応が生じている。反応は $L_c = 190$ mm 近傍で完結している。 $P_a = 0.1$ MPa の場合も旋回角の影響はほぼ同様である。

(5) 燃料種の影響

表1より灯油と軽油の燃料性状は密度と蒸留性状がやや異なるものの発熱量、理論空燃比はほぼ同等である。灯油と軽油の軸方向温度分布を図11に示す。

灯油の場合、半径方向温度分布の不均一性がやや高く $L_c = 110$ mm におけるように灯油の最高温度は軽油よりやや高くなる。その結果、灯油の反応速度がやや速くなる。灯油の不均一性は噴霧の貫通力が軽油に比べてやや低く噴霧の分散が悪くなるためであろう。燃焼器出口温度は発熱量がほぼ同じなので灯油、軽油とも差異はほとんどない。

3.2 排出特性

灯油の NO_x 排出特性を図12に示す。高温触媒の耐熱性を考慮し、触媒出口温度は最高 $1200^\circ C$ を条件設定の目安とした。図12は横軸を断熱火炎温度で整理したものである。 NO_x は $0\% O_2$ で $0.5 \sim 2.0$ ppm と極めて低いレベルであり、触媒燃焼の超低 NO_x 性が実証された。

灯油と軽油の NO_x 排出係数を図13に示す。灯油の場合、 NO_x は $0.01 \sim 0.04$ g/kg fuel で軽油の場合、 $0.1 \sim 0.14$ g/kg fuel である。灯油と軽油の燃焼温度はほぼ同等であるから軽油の NO_x 増分はフューエル NO_x である。軽油の燃料中窒素分のフューエル NO_x への変換率を灯油の NO_x をベースとして求めると、条件によって異なるが $40 \sim 60\%$ であった。燃焼ガス温度の増加に伴い変換率も高くなった。

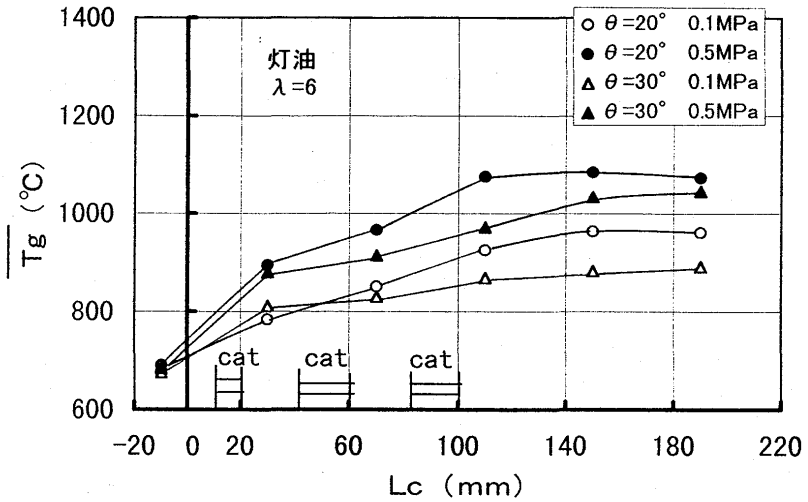


図10 軸方向温度分布 (旋回角の影響)

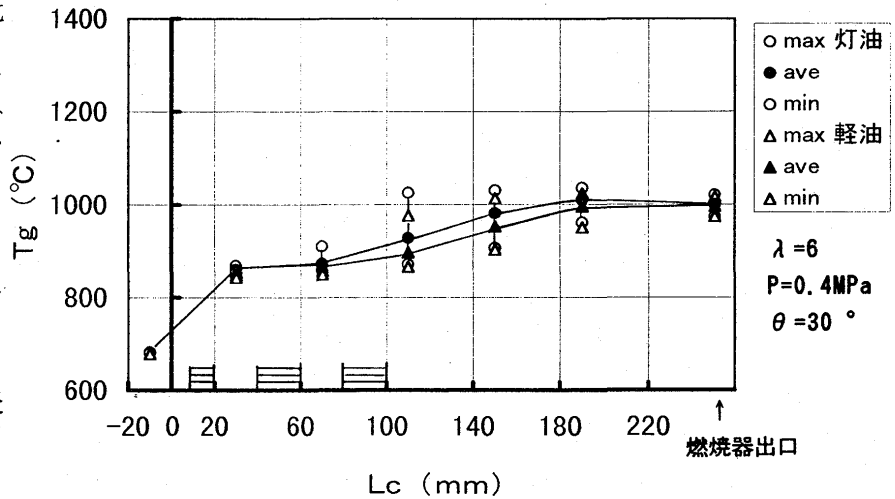


図11 軸方向温度分布 (灯油および軽油)

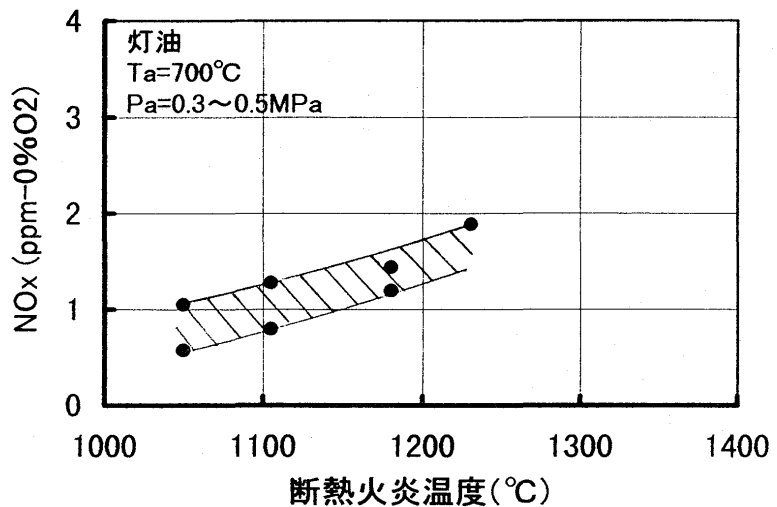


図12 NO_x 排出特性 (灯油)

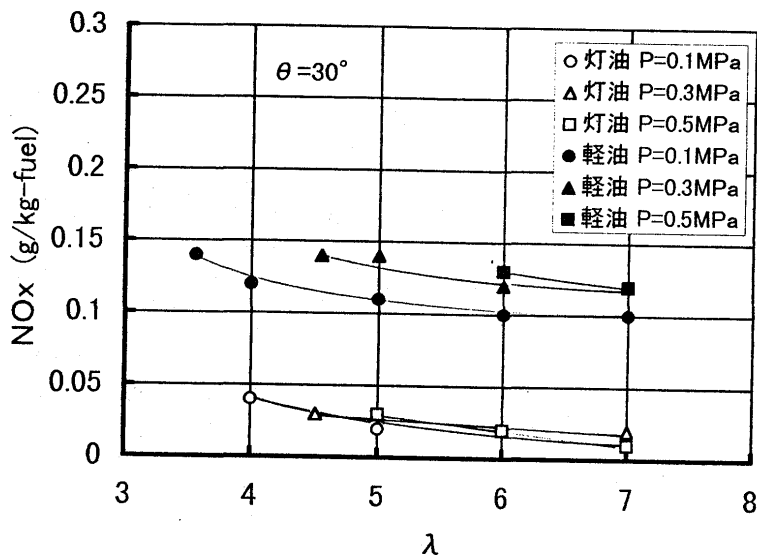


図13 NO_x 排出係数 (灯油、軽油)

4 まとめ

複合触媒燃焼器に適用する触媒燃焼単独モードについて予混合気濃度や燃焼器圧力等の各種パラメータが触媒燃焼特性に及ぼす影響や灯油および軽油のNO_x 排出特性を調べた結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 燃焼器に供給される予混合気濃度や燃焼器圧力の変化は、燃料噴霧の貫通力に影響し触媒に流入する予混合気濃度分布を変化させる。燃料の増加は濃度分布曲線を全体的にリッチ側にシフトさせ、背圧の増加は触媒中央部に濃い混合気を形成させる傾向にある。これらを考慮した空気流と燃料噴霧の最適化が必要である。
- (2) スワロー旋回角の変化は、燃料噴霧の分散に影響し、予混合気濃度分布の均一化に寄与する。
- (3) 触媒入口の予混合気濃度分布の不均一性は局所的な高温部を生成し触媒焼損要因となる。一方、反応を促進させる効果があり、運転条件とのマッチングが必要である。
- (4) 触媒燃焼におけるNO_x 排出レベルは極めて低く、超低NO_x 化のポテンシャルが実証された。

本研究は、通商産業省の補助金を得て(財)石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行われたものである。

参考文献

- (1) 林, 吉田, ガスタービン秋季講演会(長崎)講演論文集, (1992-11), 15-20.
- (2) 半田ほか, ガスタービン秋季講演会(宮崎)講演論文集, (1996-11).

自動車用100kW級セラミックガスタービン燃焼器の開発 ～タンデム型予蒸発予混合希薄燃焼器の試作と燃焼特性の評価～

*大久保陽一郎⁽¹⁾，井戸田芳典⁽¹⁾，野村佳洋⁽¹⁾（財団法人日本自動車研究所）

1. はじめに

自動車用100kW級セラミックガスタービン（CGT）では，エンジン始動，加速および高負荷運転時には従来の燃焼方式である噴霧燃焼で運転する。暖機後のアイドルから低・中負荷までの市内走行モードを予蒸発予混合希薄燃焼で運転することで，排気触媒等の後処理装置なしでガソリン乗用車の排気規制値（10・15モード）をクリアすることを目指している。

自動車用CGTプロジェクトでは，これまでに予蒸発予混合希薄燃焼器としてPPL-1およびPPL-2^[1]を開発してきた。昨年度はPPL-2を搭載したCGTエンジンでタービン入口温度が約1300℃，エンジン出力が80kW程度を達成している。しかし，エンジン試験は噴霧燃焼による運転であり，予蒸発予混合希薄燃焼による運転ではない。予蒸発予混合希薄燃焼の課題の主な1つが逆火の発生である。このため，低エミッション特性を示す予蒸発予混合希薄燃焼で運転できる範囲がかなり限られているのが現状で，その改良^[2]を進めている。

ところで，燃焼器入口の空気温度が1000℃レベルで逆火しないようにするためには，予混合気の予蒸発通路内通過時間を1ミリ秒程度の短時間にするとともに速度と予混合燃料濃度の空間分布や時間変動を均一にすることが重要であると考えられる。そこで，PPL燃焼器の非対称構造を基本的に見直して，対称構造にしたタンデム型予蒸発予混合希薄燃焼器（TPPL: Tandem-type Premixed-Prevaporization Lean の略称）を検討することにした。このとき課題になるのは，要求されるアイドル運転時の燃料流量が微量（0.2g/s）のために，予蒸発予混合用燃料噴射弁の噴霧を空間的にも時間的にもいかに安定に形成させられるか，さらにその噴霧（最多流量3g/s）を限られた空間内で短時間に完全に蒸発させられるかということである。本報告では，TPPL燃焼器とその燃料噴射弁を第1次設計するとともに試作し，その特性を評価した結果を前報^[3,4]で報告したPPL-1の特性と比較して報告する。

なお，本研究は通産省の補助金を得て，（財）石油活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発事業の一環として行ったものである。

2. タンデム型予蒸発予混合希薄燃焼器の構造

TPPL燃焼器（TPPL-1）の断面構造を図1に示す。燃焼器軸上に噴霧燃焼用のセカンダリ噴射弁を設置して，その噴射口は燃焼室に対面したブラフボディ端面上にある。ブラフボディ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ように設計した。予蒸発予混合通路の途中には通路を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セカンダリ噴射弁と同軸で，その外周位置に配置した。プライマリ噴射弁の複数の噴孔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て，燃料噴霧の蒸発と混合が60mm程度の距離（平均通過時間で約1

(1) 株式会社豊田中央研究所（愛知郡長久手町長湫横道41-1，〒480-11）

ミリ秒以下)で完了することをねらっている。なお、セカンダリ噴射弁は前報と同様のエアアシスト型渦巻噴射弁である。

2.1 予蒸発予混合用燃料噴射弁 前報^[5]

で報告した噴霧蒸発の結果より、灯油噴霧の蒸発時間を1ミリ秒以下で完了させるために

燃料噴射弁単独の噴霧粒径がザウター平均粒径(SMD)で $20\mu\text{m}$ 以下にする必要がある。さらに、環状の予蒸発通路の円周方向に沿って燃料が等分配される必要もある。今回はプライマリ噴射弁の噴孔を6個として、その噴孔を円周上に等間隔に配置した。6個の燃料噴孔にすると最少燃料流量(0.2g/s)では1噴孔当り 0.033g/s になり、圧力噴射弁のような噴射弁構造を採用することが難しいため、多噴孔型液柱気流噴射弁構造を採用した。最少流量においても各噴孔からの噴出流量が均等で安定になるようにすることが重要であり、噴孔径を $\phi 0.18\text{mm}$ 程度の細孔とした。また、灯油を $20\mu\text{m}$ 以下に微粒化するために微粒化用空気の噴出速度が 100m/s 程度になるように設計した。

2.2 予蒸発予混合通路 プライマリ噴射弁の各噴孔から噴射された噴霧流はルーバー表面で衝突して再微粒化等を経て、未蒸発噴霧は環状通路の円周方向に分散される。さらに、前報^[6]で報告したように、予蒸発予混合通路内に形成される旋回空気流によりそれらの噴霧は拡散し、蒸発・混合が促進されるはずである。また、一部の燃料はルーバーの内側表面に沿って流れた後にルーバー後縁端でルーバーの外側を通過してきた空気流と合流して、さらに混合するものと考えられる。したがって、噴霧分散と蒸発燃料の均一化を促進するためルーバー形状や噴射位置等の設計要因を最適な構造寸法にする必要がある。

2.3 空気スワラ ルーバーの上流位置にブロックスワラを配置して、燃焼用空気の旋回速度を調節可能にした。ブロックスワラは12個の可動ブロックと固定ブロックで構成して、可動ブロックの変化範囲を 0° から 10° に設計した。このとき、スワール数は燃焼室入口のスロート部におけるスワール数で、0から1の範囲で可変できる。

2.4 空気流量可変機構 CGT運転では全平均空気過剰率(λ_t)がアイドリング運転時の2.5から定格運転時の5程度まで変化する。一般に、ガスタービン燃焼器では燃焼室と希釈室に空気を分配することにより燃焼室内の平均空気過剰率(λ_p)が希薄になり過ぎないように設計する。例えば、燃焼室に30%の空気を導入するように設計したとすると、 λ_p はエンジン負荷に対して7から1.5程度の間で変化するようになる。ところが、前報^[3]で報告したように予蒸発予混合希薄燃焼では λ_p が5を越えるような希薄条件では火災安定性が悪く、COの排出が増加したり吹き消えたりすることになる。さらに、 λ_p が2以下では逆火が発生して運転ができない。そこで、TPPL-1では λ_p が3から4の間になるように制御することを

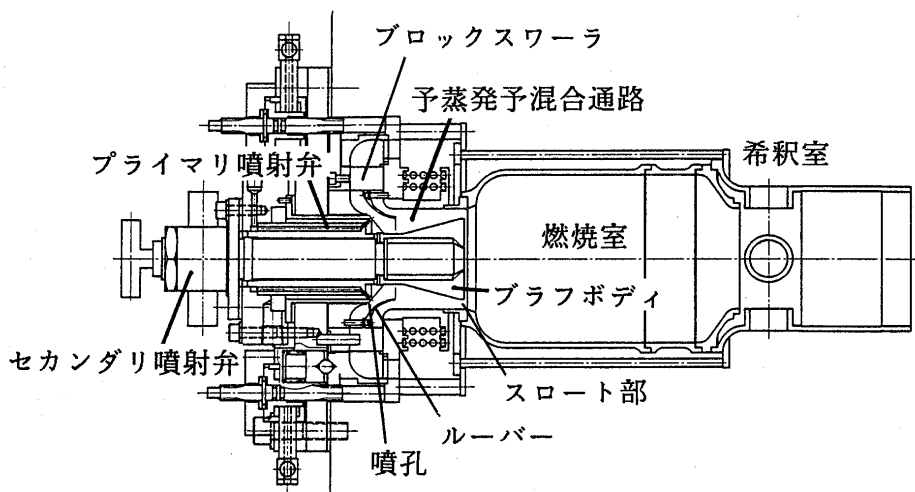


図1 タンデム型予蒸発予混合希薄燃焼器 (TPPL-1) の構造

ねらった空気流量可変機構を組み込んだ。これは、ブロックスワラの上流位置に設けてあり、通路断面積を絞りで変更できるようにしたものである。軸出力が20kW程度の時に空気絞りにより燃焼器の圧力損失が最大5%程度になるが、40kW以上では3%以下である。

3. 予蒸発予混合通路内流動と噴霧の数値計算結果

T P P L - 1 の設計の段階で、予蒸発予混合通路内の空気流動や噴霧の挙動を数値流体計算で検討し、試作部品の絞り込みを行った。

3.1 スワール数 ブロックスワラの設定角度を2.5°から10°まで可動させた場合のスワール数を設計値と計算値で比較した結果を図2に示す。ブロックスワラの設定角に対する設計のスワール数がほぼ計算のスワール数と一致することが確かめられた。

3.2 速度分布 ブロックスワラ設定角が5°の場合に予蒸発予混合通路内を流れる空気の流れ速度ベクトルを図3に示す。可動ブロックの後流で2次流れ領域が形成されているが、ほぼブロック長程度の下流では十分に発達した旋回流が形成されている。ルーバーを通過した旋回気流は徐々に増速して、スロート部(通路幅7.5mm)における速度分布は図4に示すようになる。22.5mmと30mmの半径位置がスロート部の内外壁面である。図に示すように最大速度は70m/sを越えているが、スロート内壁と外壁の近傍領域では境界層のために速度が30m/s以下に遅くなる領域が形成されていることがわかる。さらに、スロート部から燃焼室(φ100mm)に流入する噴流のために、ブラフボディ後流領域と燃焼室の片隅領域に2次流れ領域が形成される。この2次流れ領域が予蒸発予混合火炎の保持に関与するものと考えられる。

3.3 噴霧と燃料濃度分布 ブロックスワラ設定角が10°で、ルーバー長が比較的小さい場合と長い場合について予蒸発予混合通路内の噴霧と燃料濃度の空間分布を計算した結果を図5に比較して示す。ルーバー長が小さいと噴霧流がルーバー表面ではなく予蒸発通路の外側の壁面に衝突して、その外壁内面に沿って燃料が流れるためにスロート部の燃料濃度が外壁面に片寄ったものとなる。このため、速度が遅くしかも燃料濃度が高い領域が壁面近傍に形成されることになり、この壁面近傍領域を予混合火炎が逆火しやすくなると考えられる。一方、ルーバー長が比較的小さい場合には噴霧流がルーバーの内側壁面に衝突した後にルーバー後縁で空気流と合流するために予蒸発通路の外側壁面に燃料が片寄ることがない。したがって、

気流速度の速い領域が比較的燃料濃度が高く、速度の遅い壁面近傍には燃料濃度が薄くなる。このように、逆火の抑止に効果的な適度の長さのルーバーがある。ところで、ルーバー長だけでなく噴射位置や方向も噴霧挙動や蒸発に影響する。噴射方向とルーバー長を変えた場合についてスロート部の噴霧未蒸発率を計算し

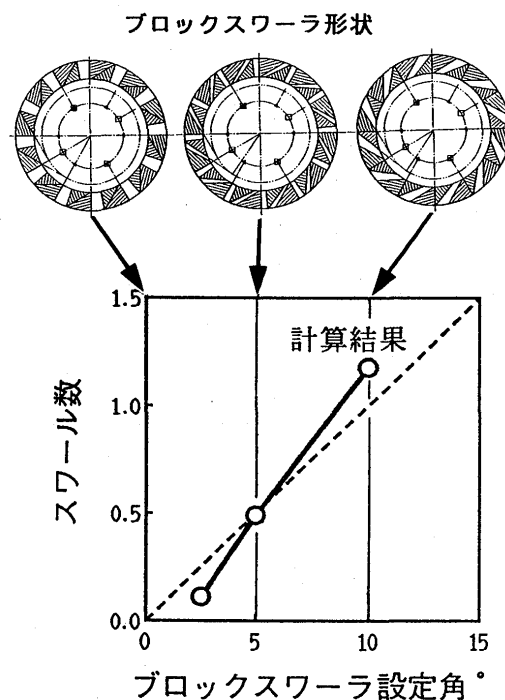


図2 スワール数の計算結果

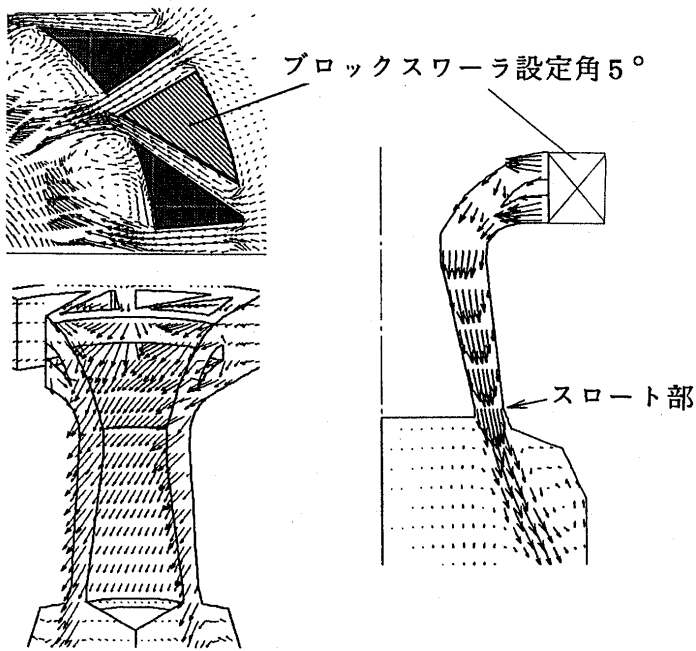


図3 予蒸発予混合通路内の流動（計算結果）

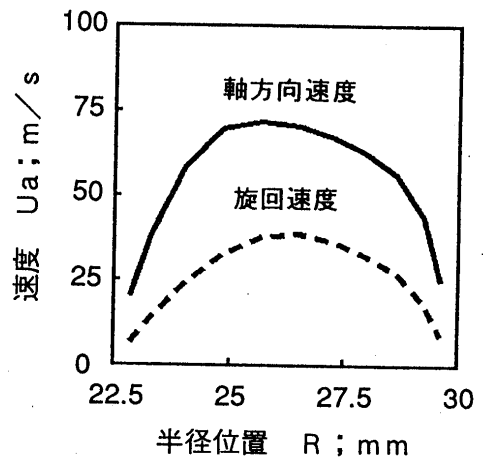


図4 スロート部の速度分布（計算結果）

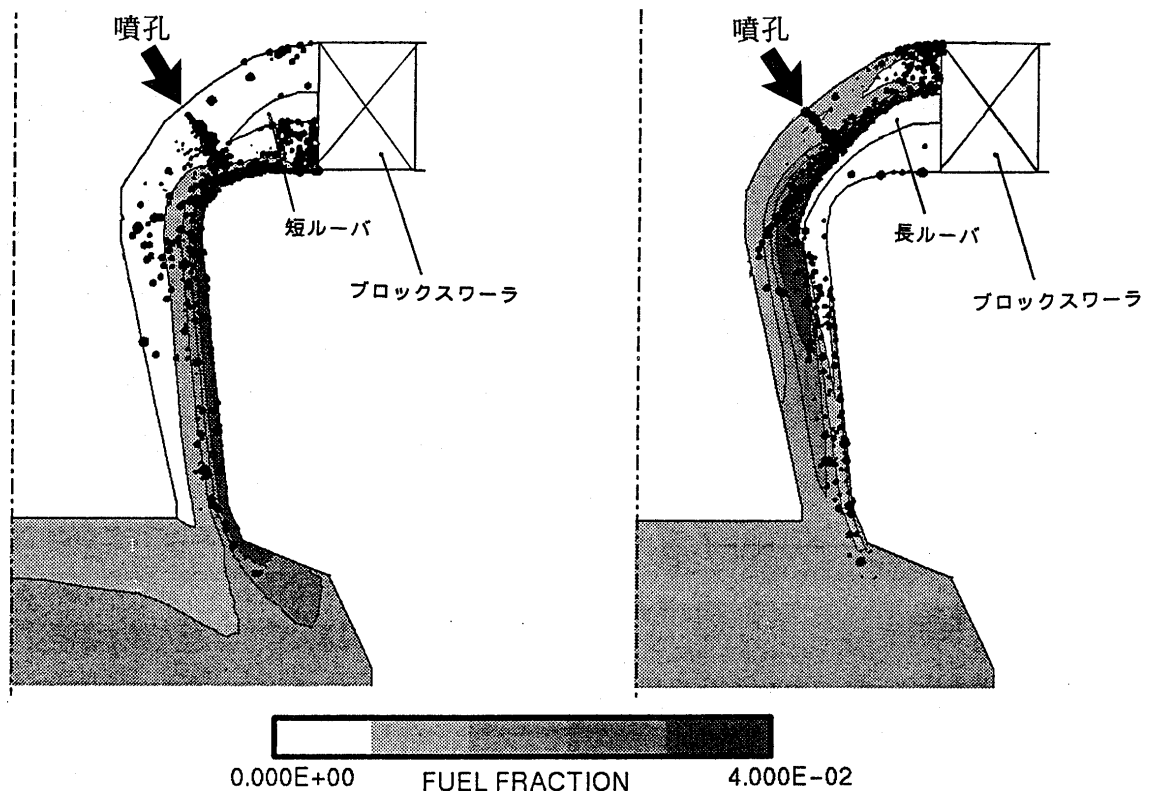


図5 予蒸発予混合通路内の噴霧と燃料濃度分布：ルーバ長さの比較（計算結果）

た結果、ルーバ長と噴射方向に最適な組合せがあることが予測された。例えば、ルーバ長が必要以上に長いとスロート部の濃度分布が大きくなり、予混合割合が悪くなる。実際の燃焼実験でもルーバ長は短かくても長すぎても悪く、NO_x排出レベルが上昇することがわかっている。なお、スロート部の燃料濃度は半径方向に上述したような分布が形成されるが、円周方向にはほぼ均一な濃度と速度分布である。つまり、6個程度の噴孔からの燃料供給でスワール

とルーバーの効果により十分に均等に燃料が分散されることが示されている。

4. 噴霧と燃焼特性の評価結果

TPPL用プライマリ噴射弁単体の噴霧特性とTPPL-1の燃焼特性をそれぞれ評価した。

4.1 噴霧特性 6噴孔における各燃料噴出量の最多と最少の流量比を燃料分配とした結果を図6に示す。6噴孔の燃料分配比 (Q_{fmax}/Q_{fmin}) は、噴射弁内の燃料通路構造や製作精度等を1次試作から1.2次試作で改良することにより目標の10%以内を達成した。また、噴霧のザウター平均粒径 (SMD) を図7に示す。微粒化用空気流量が 3 g/s (PPL用噴射弁と同等) のときにはほぼ $10\text{ }\mu\text{m}$ 以下のSMDになり、目標の $20\text{ }\mu\text{m}$ 以下を達成できる。

4.2 火炎安定性 火炎安定範囲を図8に比較して示すように、PPL-1は λ_p が2で逆火するのに対して、TPPL-1では1.5になっても逆火せず、ねらい通りの特性を示してい

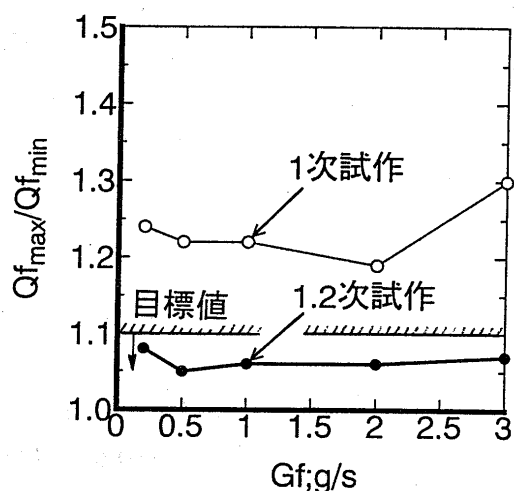


図6 プライマリ噴射弁の6噴孔における最多と最少の燃料分配比

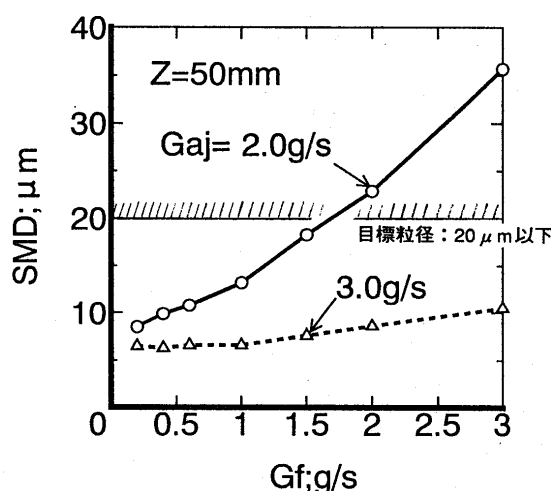


図7 プライマリ噴射弁 (1.2次試作) のザウター平均噴霧粒径

る。しかし、希薄吹き消え限界はむしろ低下していることから、TPPL-1では予混合割合が改善されたために逆に希薄火炎安定限界が見かけ上悪くなったと考えられる。ここでは、逆火を抑止することが目的であり、希薄吹き消え限界については可変機構による燃焼室内空気過剰率の制御で回避することを考えている。

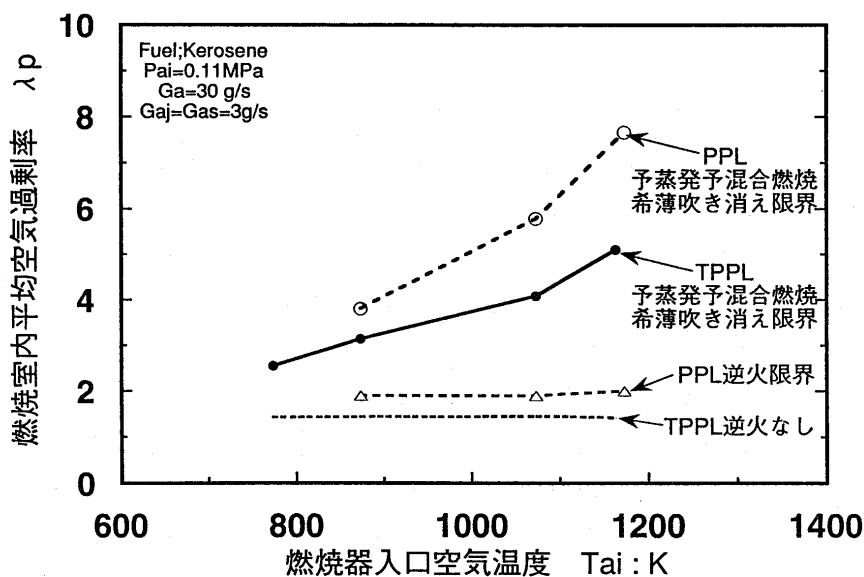


図8 TPPL-1における火炎安定範囲

4.3 NO_x 排出特性 図9にTPPL-1とPPL-1の NO_x 排出指数を比較して示す。 λ_p に対して同等の結果である。したがって、燃料微粒化と分散を均一化すれば1ミリ秒程度の短時間に噴霧蒸発を十分に達成して、PPL-1の場合（予蒸発通路の通過時間が3ミリ秒程度有）に匹敵する低 NO_x 燃焼を実現することが出来ることがわかる。ただし、燃料流量が増加した場合には今回開発した燃料噴射弁では噴霧蒸発が不足して、火炎輝度（あるいは燃料濃度）の濃淡が顕著になり、 NO_x やCO排出が増加する場合も見られたため、さらに燃料噴射弁や予蒸発予混合通路形状の改良が必要である。

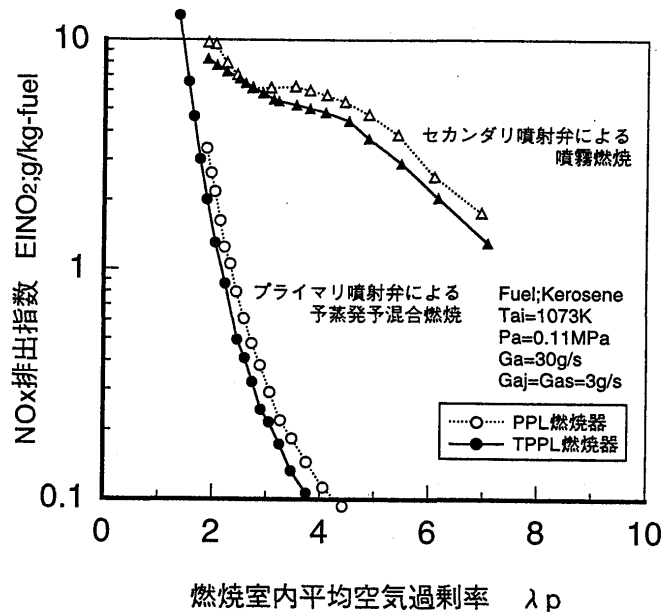


図9 TPPL-1における NO_x 排出特性

5. まとめ

予蒸発予混合希薄燃焼器の逆火を抑止することをねらったタンデム型予蒸発予混合希薄燃焼器（TPPL-1）およびその燃料噴射弁を設計・試作し、その特性を評価した。また、設計段階で数値流体計算により予蒸発予混合通路内の流動と噴霧の挙動から燃料濃度を均一化するための設計要因を検討した。灯油噴霧のザウター平均粒径が $10\mu\text{m}$ 以下になる多噴孔型液柱気流噴射弁を開発し、TPPL-1に組み込んだ。結果として、TPPL-1の構成が軸対称構成になり予蒸発予混合通路内の速度分布が均一化した。さらに、ルーバーや噴射方向等の最適化により1ミリ秒以下の通過時間でほぼ噴霧蒸発を完了させることができた。さらに、予蒸発予混合通路出口のスロート部において、半径方向の燃料濃度は速度が遅い壁面近傍領域で低く、速度が高い領域でほぼ一様になる。これらの効果により、TPPL-1の NO_x 排出特性はPPL-1と同等レベルであるにもかかわらず、PPL-1では燃焼室内平均空気過剰率が2程度で逆火するのに対してTPPL-1では1.5でも逆火しないことを示した。

【参考文献】

- [1] M. Sasaki, H. Kumakura, D. Suzuki, H. Ichikawa and Y. Ohkubo, GTSJ Yokohama IGTC, pp. III-45 to III-50, 1995.
- [2] M. Sasaki, H. Kumakura, D. Suzuki, H. Ichikawa, Y. Ohkubo and Y. Yoshida, ASME paper 96-GT-119, 1996.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] Y. Ohkubo, Y. Idota and Y. Nomura, ASME paper 94-GT-401, 1994.
- [6] Y. Ohkubo, Y. Idota and Y. Nomura, RAN95 (Int. Sympo. on Advanced Energy Conversion System and Related Technologies at NAGOYA Univ.), No. 2-B-9, pp. 369-378, 1995.

佐々木 正史⁽¹⁾ 熊倉 弘隆⁽¹⁾

* 市川 浩之⁽¹⁾

((財) 日本自動車研究所)

1. まえがき

1990年度より通産省の補助金を得て(財)石油産業活性化センターが自動車用セラミックガスタービン(CGT)開発プロジェクトを推進している。ガスタービンは多様な燃料を利用でき、低公害性に優れ、かつセラミック適用により熱効率の向上が図れるため、次世代の自動車用エンジンとして期待されている。日本自動車研究所(JARI)は石油グループと共にこのCGTプロジェクトに参画し、CGTエンジンの開発を進めている。CGTエンジンの構成を図1に示す。出力100kW、1軸再生式でタービン入口温度1623K(1350°C)、目標機関効率は40%である。目標排気性能は国内ガソリン乗用車の排気規制値(10・15モード)を後処理システム無しでクリアすることである。

CGTは部分負荷燃費を維持するために高効率の熱交換器(リジェネレータ)を備え、燃焼器入口温度 T_{in} が1150~1300Kと著しく高くなる。これによりThermal-NO_xの生成が促進されるため、NO_xを抑制することが最も重要な課題となる。

CGT開発プロジェクトではエンジン用燃焼器として予蒸発予混合希薄燃焼(PPL)方式を採用した〔1〕。第1次設計燃焼器(PPL-1)を用いた定常燃焼試験の結果から、排気目標を達成できる目処を得た〔2〕。PPL-1で明らかとなった問題点を改善すべく、第2次設計燃焼器(PPL-2)の設計試作を行った〔3〕。PPL-2の定常燃焼性能を測定し、燃焼器に求められる性能をほぼ達成したことを確認した。

本報においては、PPL-2燃焼器を改良した予蒸発予混合希薄燃焼器(以下本報においては改良型PPL-2と呼ぶ)において、高負荷領域の燃焼性能改善結果、過渡運転をも含めた排気性能試験の結果、ならびに今後の展望について報告する。

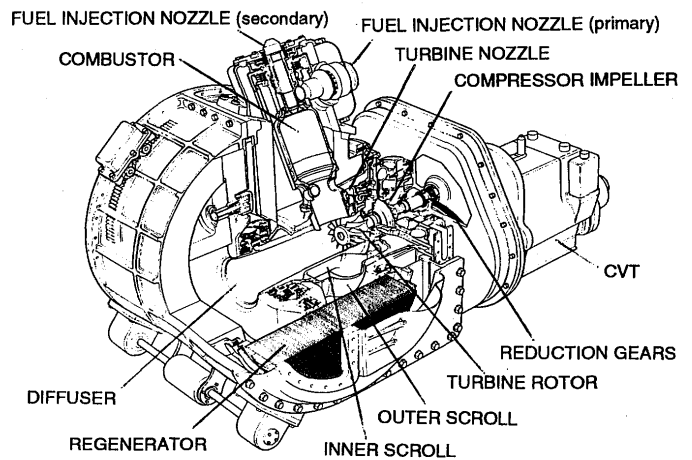


図1 100kW CGTエンジン

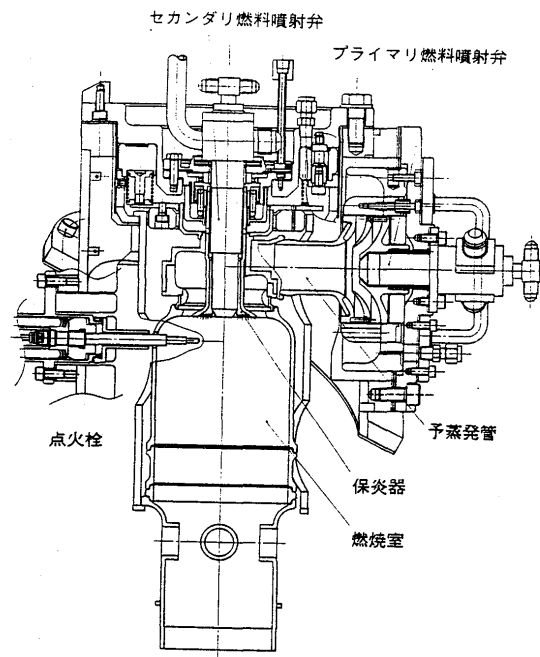


図2 PPL燃焼器の構造

(1)日産自動車(株)総合研究所

2. PPL 燃焼器の改良

図2にPPL燃焼器の構造図を示す。

PPL-1燃焼器の定常燃焼試験の結果から、燃焼器の逆火特性改善による安定燃焼範囲の拡大が必要であることが明かとなり、この結果を踏まえてPPL-2燃焼器の設計を行った。予蒸発流路形状を大幅に変更して旋回発生に伴う圧力損失を低減することにより、1次空気配分率を向上するとともに、燃焼器入口流路の壁面近傍に空気を導入して境界層の希薄化を行うことによって、逆火特性が大きく改善され、安定燃焼範囲が拡大した。

しかしながら、エンジンの運転条件に対して全運転域で十分なマージンを有する燃焼器の安定燃焼範囲を確保するためには、逆火特性をより一層改善するとともに、全負荷条件における燃焼器内部へのカーボン付着をなくすることが必要であることが明かとなった。

本章では燃焼器構造の改良と、低負荷領域の逆火特性改善について報告する。

2.1 PPL 燃焼器構造の改良

逆火特性の改善に当っては、1次空気配分率を増すことと、予蒸発管から燃焼室に至る混合気の流れを改善し、予蒸発部における混合気流れの不均一を低減すること、ならびに予蒸発部から燃焼室に流入する混合気の流速分布を低減すること等を目的とした改良設計を行った。

前報で報告したが、低負荷領域における希薄安定性の確保に目処がついたことから、希薄安定性を確保するために予蒸発管上流に設けていた、1次空気導入孔を調節するための入口空気可変機構を廃止した。これによって管路損失を低減し、1次空気配分率を増して逆火を抑止しようというものである。

次に、旋回室における混合気の流れを把握するために、流れの可視化試験を行った。その結果、予蒸発管から旋回室に流入した直後と、旋回室から燃焼室に流入する燃焼器入口環状流路において、混合気の流れに不均一や淀みがあることが判明した。

旋回室入口付近の流れを改善するためには旋回室の基本形状を大幅に変更する必要があるため、この部位については形状変更を保留した。

燃焼器入口環状流路における混合気の流れを改善するために、旋回流路の内壁を形成する保炎器の形状を、混合気流れが単調増速流となるよう設計変更した。可視化試験によってその効果を確認したところ、環状流路における淀みが改善された。この流れの改善によって燃焼器に流入する混合気の流速分布が改善され、逆火性能が向上するかどうかを確認した。

2.2 逆火性能改善

自動車用CGT燃焼器では、使用頻度のほとんどを占める10・15モードの最高負荷条件までを予蒸発予混合希薄燃焼単独で運転し、それ以上の負荷領域では予蒸発予混合希薄燃焼と拡散燃焼とを組み合わせた複合モード燃焼で運用される。予蒸発予混合単独燃焼の高負荷側条件における、燃焼器入口温度と逆火・吹き消え性能について、図3に示す。

図中 G_{fpmax} は予蒸発予混合希薄燃焼用燃料噴射弁の最大燃料流量を、計画 G_{fp} はこの負荷条件における計画燃料流量を示す。

図から、逆火は燃焼器入口温度に対する温度感度が非常に高く、燃焼器入口温度の上昇に伴って急激に逆火し易くなることがわかる。

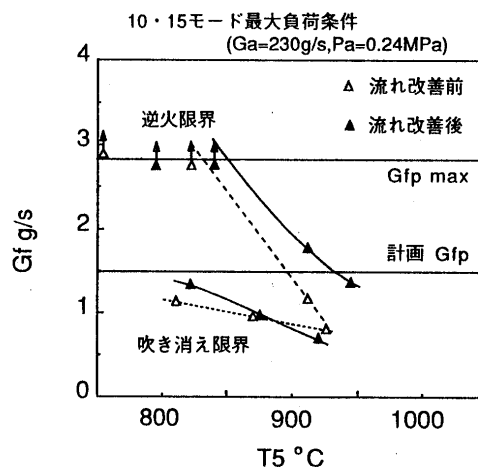


図3 燃焼器入口温度と逆火・吹き消え性能

旋回室内の流れを改善する前は、燃焼器入口温度が800℃程度であれば計画燃料流量に対して十分な安定燃焼範囲がとれていたが、燃焼器入口温度が900℃を越えると殆ど安定燃焼範囲がなくなっていた。しかしながら、流れ改善後には逆火特性が大きく改善されていることがわかる。

また、流れの改善によって吹き消え特性の悪化を懸念していたが、燃焼器入口温度の低い領域を除けば吹き消え特性の悪化は殆ど見られなかった。

これらの結果から、旋回室から燃焼室にかけての流れ改善は逆火特性の改善に大きな効果があることが確認された。今後、エンジンにおける燃焼器入口空気の温度レベルと、逆火特性、吹き消え特性を考慮し、さらに逆火、吹き消えに対する余裕を拡大していく予定である。

3. 過渡排気性能

自動車用CGTにおける大きな開発目標の一つは、排気後処理装置なしで国内乗用車の10・15モード排気規制値を達成することである。PPL-1、PPL-2の定常燃焼試験の結果から、準定常条件では上記目標達成の目処を得ている。しかしながら、モード走行時には図4に示すように、加速の際急激に空燃比の濃くなる点がある。このような条件では

排気が悪化する恐れがあり、排気性能を実証するためには最終的に過渡の運転条件をも含めた排気性能の確認が必要である。過渡運転時の排気性能を測定するためには、エンジンがモード運転条件をトレースし、その際の排気をバッグを用いてサンプリングするのが一般的である。しかし、本プロジェクトでは運転模擬に必要とされる無段変速機が無いため、モード運転条件をトレースできない。ここで、モード走行の動特性解析を行った結果、図4に示すように、加速時の急激な燃料増量(A/F低下)パターンは、アイドルから加速するもの(CASE1)と一定車速から加速するもの(CASE2)の2つのパターンに集約できることがわかった。そこで、これらモード走行時の加速条件を考慮し、燃料流量の増量のみで加速条件を模擬できるよう過渡の運転条件を設定して試験を行った。

表1に加速条件を模擬した過渡試験条件を示す。

エンジン回転数 rpm	CASE 1	CASE 2
空気流量 g/s	131	168
圧力 MPa	0.17	0.2
温度 ℃	800	800
加速後 (A/F)	52	60

表1 過渡試験条件

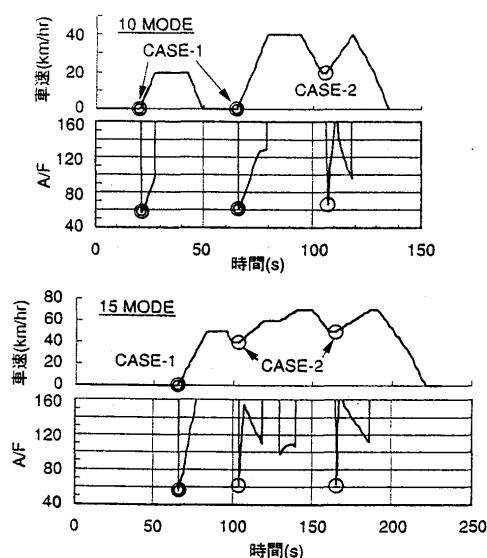


図4 モード運転条件

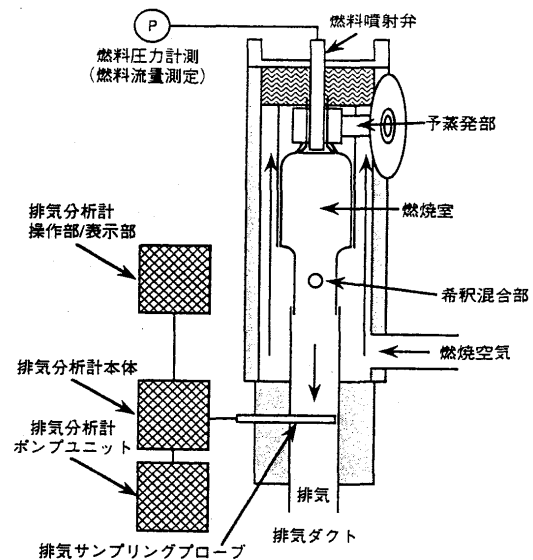


図5 過渡排気試験装置模式図

3.1 過渡試験用高速応答NOx分析計

モード運転条件をトレースできないCGTにおいて、過渡運転時の排気を精度良く測定するためには、燃料流量、ならびに排気成分を超高速応答でしかも精度良く測定しなければならない。燃料流量については高速応答の圧力ピックアップを用いて燃圧を測定した。NOxについては既存の製品で要求を満たすものが無かったため、試験を行うに当たって必要となった超高速応答型の排気分析計（ベスト測器製

Bex4100Hss）を新たに開発した。この分析計は僅かなサンプリング量でも十分な応答速度で精度良く測定するために、サンプリングプローブから本体に至るまでの内部容積を極小に管理している。これによって、50 msec以下の応答速度で排気分析が可能となった。図5に過渡排気試験装置の模式図を示す。

3.2 過渡排気試験結果

図6に過渡の排気性能を示す。図中の実線は、PPL-1、およびPPL-2の燃焼器単体の定常燃焼試験の排気データから得られたものであり、エンジン運転中の排気データがこの線上から外れない限り、10・15モード排気規制値を満たすことを確認している。また、任意の試験条件におけるNOx排出量は、別に求めた入口温度および圧力感度^[2]による補正を行うことによって、この図上にその位置を印すことができる。

図中□印はエンジンの定常排気性能を示す点であり、燃焼器単体試験装置における定常排気特性と同等であることがわかる。また、+、×点が今回の過渡排気試験の結果を示しており、急加速時の排気特性が、定常排気特性と同等であることがわかる。

つまり、過渡運転時を含めてもPPL燃焼器が10・15モード排気規制値を達成できることが単体試験装置では明かとなった。

今後、エンジンにおいて過渡運転時の排気測定を行い、最終的にエンジンにおいても10・15モード排気規制値を達成できることを確認する予定である。

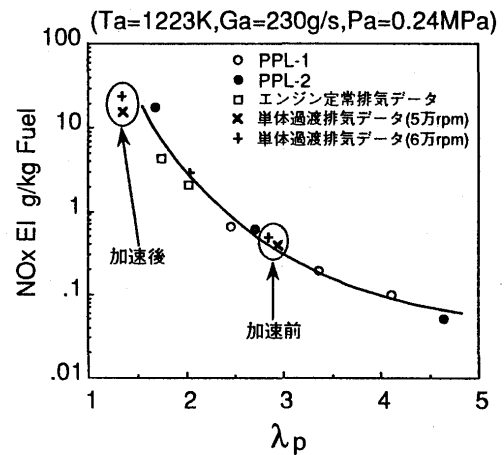


図6 過渡排気性能

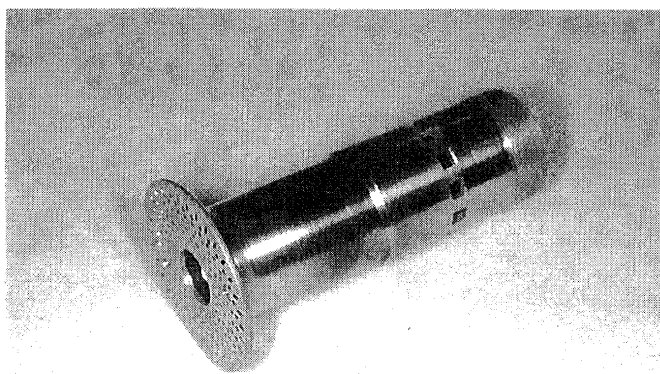


図7 局所希薄化保炎器外観

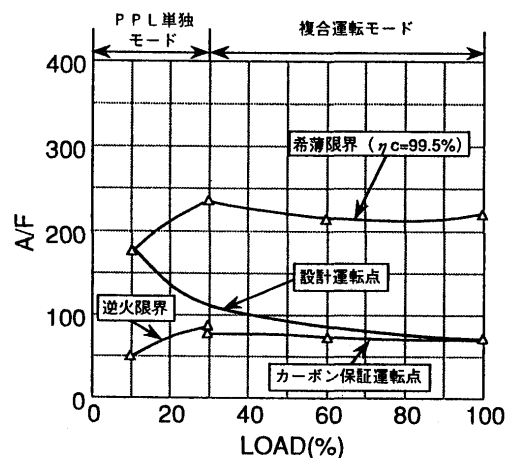


図8 改良型PPL-2の安定燃焼範囲

4. 高負荷条件における燃焼性能改善

PPL-2の燃焼試験の結果、全負荷条件において計画運転条件 (A/F=70) で運転した場合、燃焼器内部にカーボンが付着するという問題点が明かとなった。

本章では全負荷を中心とした高負荷条件における燃焼器内部へのカーボン付着対策について報告する。

4.1 カーボン付着対策 (その1)

PPL-2における燃焼器内部へのカーボン付着部位は保炎器の端面に限られている、カーボン付着が見られる保炎器端面の局所希薄化方策をさらに進めることにした。

従来、保炎器に内装される拡散燃焼用燃料噴射弁の冷却空気 (1.5~3.0 g/s) を、保炎器端面に設けた小孔 (200-φ1) から燃焼室に向かって吹き出すことで保炎器端面へのカーボン付着を対策していたが、さらに図7に示すように保炎器側面に新たに設けた空気導入孔から、燃焼用空気の一部を保炎器を通して燃焼室に吹き出すことにより、保炎器端面の局所希薄化を一層促進した。

この改良によって負荷60%以上の高負荷領域において、計画運転条件 A/F=70 以下でカーボンフリー運転が可能となった。

図8に改良型PPL-2の安定燃焼範囲を示す。図から改良型PPL-2の安定燃焼範囲は、エンジンの要求する燃焼条件 (= 設計運転点) を十分にカバーできていることがわかる。但し、ここでは希薄限界を燃焼効率 99.5%のポイントで定義した。実際の吹き消え限界はこれより大幅に希薄側に存在する。

これら改良によって改良型PPL-2は、エンジンが計画値どおりの燃焼器入口空気条件を実現すれば、要求諸元を達成することを確認した。

4.2 カーボン付着対策 (その2)

エンジンの開発途上においては各部からの熱損失などの影響によって、定格運転条件を実現するためには、計画燃料流量に比してより多くの燃料を必要とする。

すなわち、燃焼器出口温度 1350℃を達成するためには、負荷90%以上の高負荷条件で A/F=70以下の濃い混合気条件で燃焼させる必要が生じ、そのためには、さらなるカーボン付着対策が必要となる。

先に採った保炎器端面の局所希薄化策には限界があるため、1次燃焼領域の希薄化 (= 1次空気配分率の増大)、ならびに複合モードにおける燃料配分の最適化 (カーボン付着に大きな影響を及ぼす拡散燃焼用燃料噴射弁からの供給割合を減らし、PPL燃焼用燃料噴射弁からの燃料流量割合を増す) を行うことにした。

希釈空気孔穴面積を一部閉塞し、1次燃焼領域の希薄化を行った。また、第2章でも報告した逆火特性の改善により、高負荷条件における逆火特性も改善されたため、複合モードにおける燃料配分の最適化を行った。

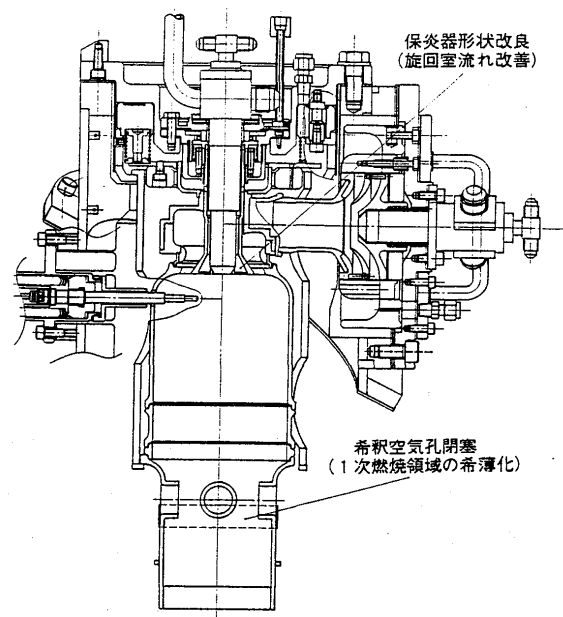


図9 過濃対応PPL-2の構造

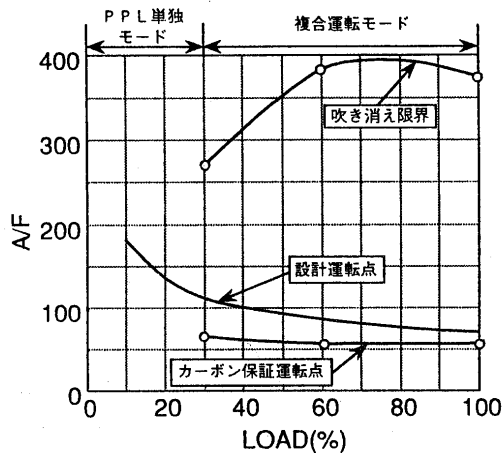


図10 過濃対応PPL-2の安定燃焼範囲

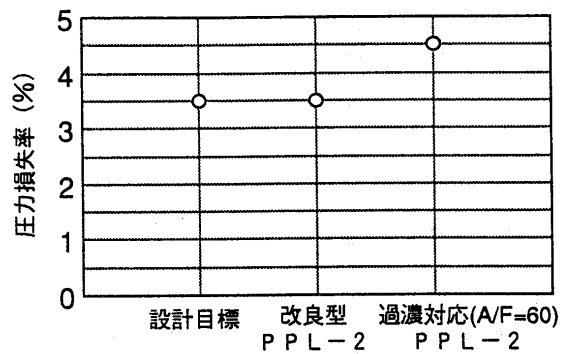


図11 燃焼器圧力損失率

図9にこれら対策を盛り込んだ過濃対応PPL-2の構造図を、図10にその安定燃焼範囲を示す。図から、過濃対応PPL-2では中・高負荷条件においてカーボン付着特性を改善していることがわかる。これらカーボン対策の効果によって負荷90%以上の高負荷条件で $A/F=60$ での運転が可能となり、現状エンジンにおいて $TiT=1350^{\circ}\text{C}$ での運転を実現した。希薄安定性については30%以上の負荷領域しか確認していないが、設計運転点に対して十分なマージンがあることがわかった。

4.3 燃焼器圧力損失

図11に改良型PPL-2と、過濃 ($A/F=60$) 対応PPL-2の圧力損失を示す。

燃焼器出口温度 1350°C を実現するために高負荷条件におけるカーボン対策を行った結果、燃焼器の圧力損失は目標値に対して20% (1ポイント)程度悪化した。

今後、逆火改善を中心にPPL燃焼器のさらなる性能向上を推進していく。

5. まとめ

- (1) 予蒸発流路の流れを改善することによって逆火特性を改善し、安定燃焼範囲を拡大できた。
- (2) 高速応答排気分析計を用いた単体試験装置における過渡排気試験の結果、定常と同等の排気特性であることがわかった。これにより過渡運転条件を含めて10・15モード排気規制値達成の目処を得た。
- (3) $TiT=1350^{\circ}\text{C}$ の高負荷運転条件において燃焼器のカーボン付着特性を大幅に改善した。
- (4) 今後、実機における過渡排気性能を測定し、10・15モード排気規制値の達成を実証するとともに、さらなる燃焼器の性能向上を図る。

参考文献

- [1] 佐々木ほか ガスタービン学会秋季講演会講演論文集、1992
- [2] 熊倉ほか ガスタービン学会秋季講演会講演論文集、1993
- [3] 鈴木ほか ガスタービン学会秋季講演会講演論文集、1994
- [4] 市川ほか ガスタービン学会秋季講演会講演論文集、1995

中沢則雄⁽¹⁾ 萩田浩司⁽¹⁾
 高橋政行⁽¹⁾ *川口能広⁽¹⁾
 (財団法人 日本自動車研究所)

1. まえがき

通産省資源エネルギー庁の補助事業である”自動車用100kWセラミックガスタービン (CGT) の開発”が1990年度から7年間の計画で(財)石油産業活性化センターを中心に推進されている。開発目標は下記の通りである。

- ・最大出力 : 100kW
- ・最高熱効率 : 40% [TIT (タービン入口ガス温度) : 1350℃]
- ・排気特性 : ガソリン乗用車モード規制値適合

CGTの性能を台上試験で実証するため、エンジンハウジングに全要素を組み込み、全体としての機能、性能を評価するとともに、各要素の境界部の温度、圧力等を計測し、エンジンと同等条件での要素性能を評価し、要素開発にフィードバックする要素組合せ評価試験を進めている。本報では全セラミック部品を組み込んだTIT: 1200℃レベルでの性能評価試験結果とTIT: 1300℃での機能評価試験結果について報告する。

2. 要素組合せ試験機の構造

要素組合せ試験機は各要素の配置と組立構造をエンジンと同一とし、各要素の性能と機能を明確に把握するため、各要素および要素間の境界部に計測センサを設置している。ハウジングは小型軽量化よりも、製作と計測の容易さを優先した設計となっている。機能構造面では図1に示すように、エンジン設計時に計画した下記特徴をもっている。

- ・タービンロータ周りのセラミック静止構造部品は個々のセラミック部品を積重ねた構造で、金属製ハウジングとの熱膨張差をベローズとバネで構成されるバランスピストン機構で吸収、かつ弾性的に支持する構造。
- ・タービンロータとシュラウドとの同心度保持機能は、玉軸受を保持する金属製ベアリングハウジングとタービンノズルに設けているラジアルキー溝に転がり接触で噛合う3個のローラにより作動。金属構造とセラミック構造の熱膨張差をローラの転動で吸収するとともに、セラミック構造側からの熱伝導接触面積を極力低減する構造。

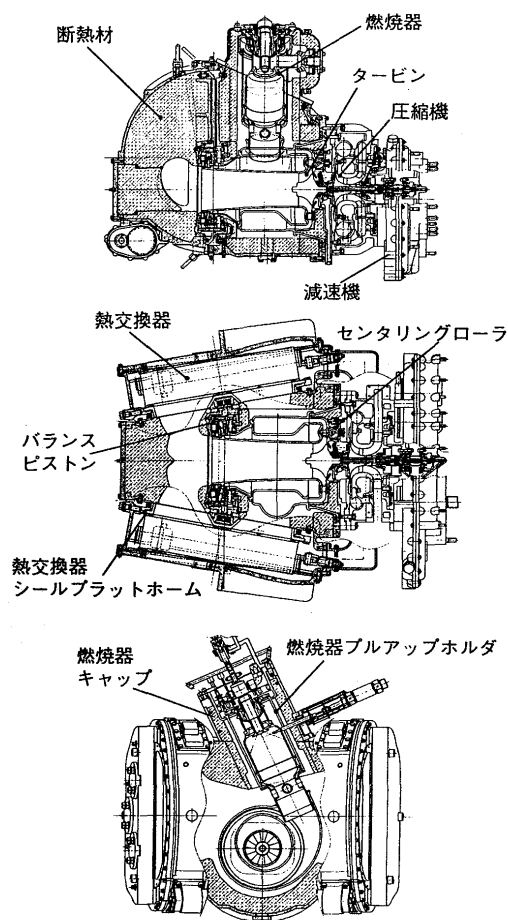


図1. 要素組合せ評価試験機

(1) 三菱自動車工業 (株)

- ・ 燃焼器のライナ部も積重ね構造で、燃焼器キャップ側のバネにより弾性的にプルアップホルダに押付ける構造。
- ・ 熱交換器シール性能はシール相手座面の平面度確保が重要であるため、ハウジングとシールとの間に金属製ベローズとセラミック製プラットホームを設け、ハウジングの熱変形をベローズで吸収するとともにセラミック製プラットホームによりフラットなシール座面を保持する構造。

3. 試験装置と計測システム

本試験機はエンジン条件での全体の機能、性能および要素性能の評価を目的としているため、制御系と補機は装着していない。直流動力計により起動し、動力吸収、回転数設定、燃料供給系、点火系、潤滑系、補助空気供給系は基本的には全て手動操作する。また、熱交換器は油圧モータ駆動で、VIGV（圧縮機可変入口案内翼）も油圧アクチュエータ駆動であり、任意に設定可能である。図2に試験機の計測項目と計測位置を示す。

本試験装置は圧力、温度、回転数、流量、振動等につき200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で解析表示し、主要監視項目の表示と限界値を外れた場合の警報または自動停止機能も備えている。燃焼器用、冷却用補助空気および潤滑油は外部から供給しているが、要求される供給条件に合わせて的確に制御するとともに、供給先毎に個別に制御計測しており、動力損失と各要素間の流量バランス、動力バランスを高精度に解析評価することができる。高温のセラミック構造に接する金属部分は(1)バランスピストン部分、(2)ベアリングハウジング、(3)燃焼器キャップ、(4)熱交換器シールプラットホームとハウジング間のベローズ構造部分であり、冷却空気の供給量を制御し、材料の許容温度以下に管理している。熱損失は各要素間の熱バランスとハウジングの温度分布から割り出す。図3に試験機と操作室を示す。

4. 計測データの解析と性能評価手法

計測データの中で比較的精度の高い圧力、流量、および十分混合され熱伝達と温度分布に起因す

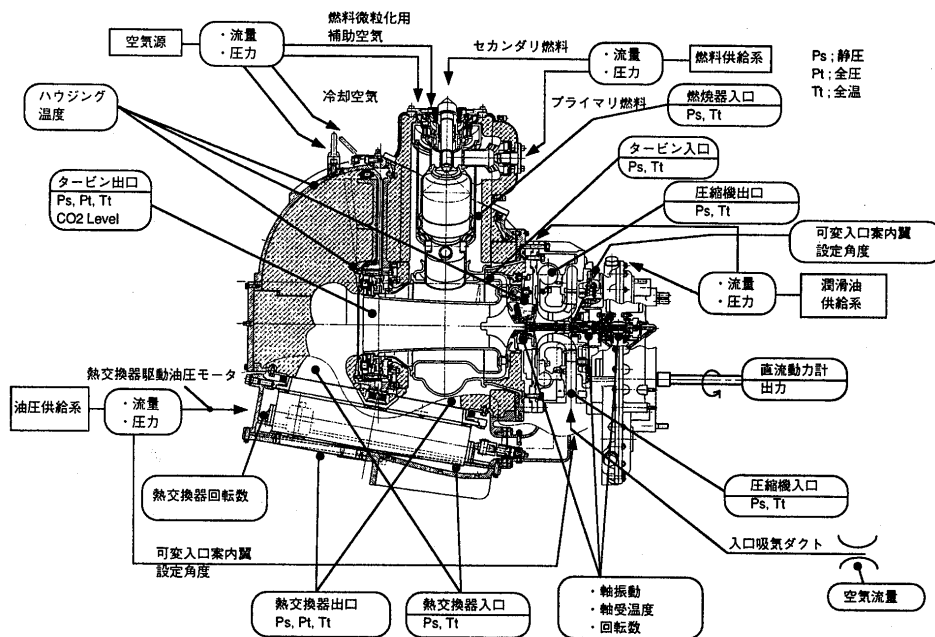


図2. 要素組合せ試験での計測項目と計測位置

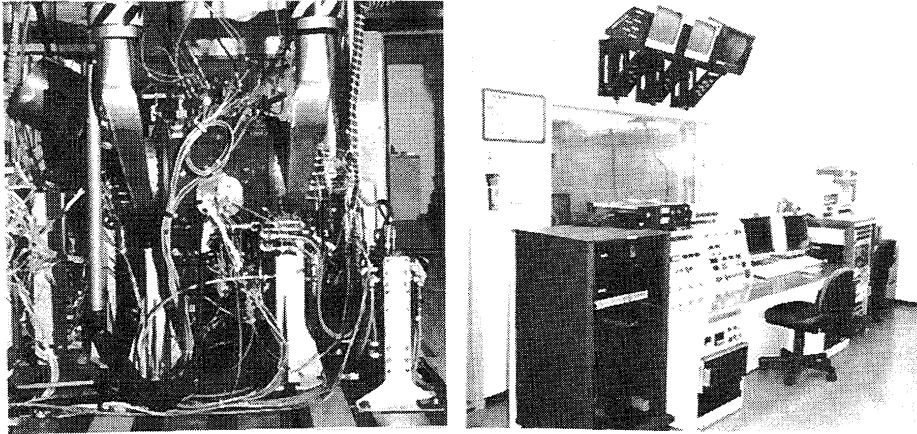


図3. 試験機および操作室

る誤差の小さいステーションの温度を入力データとして、各要素間の動力、流量、および熱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る。図4に解析フローを示す。本解析のなかで重要となる熱交換器漏れ量は、タービン出口部分で計測した排ガス成分から燃空比を算出し、燃料流量計測値からタービン出口での空気流量を求め、圧縮機入口空気流量計測値との差から算出している。また、動力損失は高速軸系および減速機の単体試験での潤滑条件と動力損失のデータから求めている。

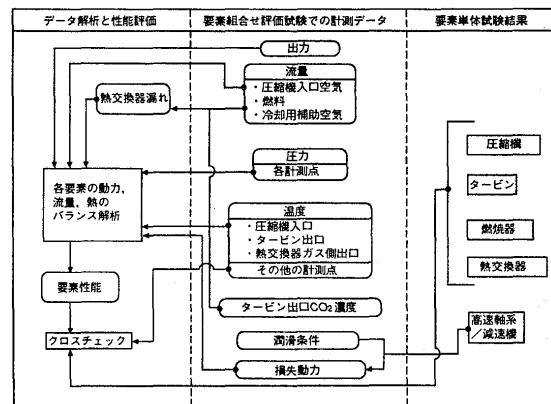


図4. データ解析の流れ

表1 最終目標仕様

5. 目標性能と性能評価状況

5.1 目標性能

表1に1993年度の中間評価結果をベースに再設定したエンジンの最終目標仕様を示す。定格点（出力100 kW）と2点の最高熱効率点（熱効率40%）の作動条件と、各要素の目標性能と損失量、漏れ量を規定した。

仕様見直しの要点は下記の通り。

- (1) セラミック材料の高温長時間強度の現状からタービンロータの周速を下げ、定格回転数を110,000rpmから100,000rpmに変更。
- (2) 圧縮機は中間評価時点での結果から判断し、定格点圧力比と目標効率を達成する上で、100,000rpmが有利。
- (3) 最大出力を確保するため、空気流量を増大し、最高熱効率点はタービンと圧縮機

仕様項目 (VIGV deg)	最大出力点		最良燃費点	
	10万rpm(0)	10万rpm(40)	10万rpm(40)	9万rpm(40)
出力 kW (PS)	105.7 (143.7)	92.6 (125.9)	69.9 (95.0)	69.9 (95.0)
熱効率 % (g/PSH)	38.2 (160.9)	40.4 (152.0)	40.7 (151.0)	40.7 (151.0)
入口圧力 kg/cm ² a / 温度 °C	1.016/15	1.020/15	1.024/15	1.024/15
空気流量 kg/s	0.4727	0.4137	0.346	0.346
圧力比	4.957	4.329	3.599	3.599
効率 η_{TI} %	77.8	81.4	83.0	83.0
ガス流量 kg/s	0.4487	0.3915	0.3262	0.3262
入口圧力 kg/cm ² a / 温度 °C	4.784/1350	4.200/1350	3.508/1350	3.508/1350
出力圧力 kg/cm ² a / 温度 °C	1.159/959	1.139/983	1.118/1028	1.118/1028
膨張比	4.126	3.686	3.141	3.141
効率 η_{TI} %	85.6	86.3	85.2	85.2
燃料流量 kg/h [g/s]	23.13(6.43)	19.13(5.31)	14.35(3.99)	14.35(3.99)
燃空比	0.01453	0.01376	0.01237	0.01237
入口圧力 kg/cm ² a / 温度 °C	4.956/896	4.348/923	3.629/970	3.629/970
燃焼効率 %	99.5	—	—	—
圧力損失 %	3.47	3.40	3.33	3.33
燃料	軽油又は灯油	—	—	—
高圧側入口圧力 kg/cm ² a / 温度 °C	4.970/228	4.362/198	3.643/168	3.643/168
高圧側入口空気流量 kg/s	0.464	0.4059	0.339	0.339
高圧側通過空気流量 [kg/s]	[0.4477]	[0.3911]	[0.3264]	[0.3264]
高圧側圧力損失 %	0.27	0.31	0.38	0.38
低圧側入口圧力 kg/cm ² a / 温度 °C	1.113/950	1.102/974	1.091/1017	1.091/1017
低圧側入口ガス流量 kg/s	0.4596	0.4014	0.3347	0.3347
低圧側圧力損失 %	6.56	5.80	4.99	4.99
流れ % *1 (g/s)	4.62 (21.8)	4.76 (19.7)	4.93 (17.1)	4.93 (17.1)
温度効率 %	92.5	93.4	94.5	94.5
圧 入口損失 %	1.69	1.30	0.91	0.91
力 コンプレッサ〜熱交圧損 %	1.28	1.20	1.13	1.13
損 タービン〜熱交圧損 %	4.01	3.23	2.41	2.41
失 排気圧損 %	0.58	0.42	0.29	0.29
軸損失 kW (PS)	4.8 (6.5)	—	3.8 (5.2)	3.8 (5.2)
補綴駆動力 kW (PS)	3.4 (4.6)	—	3.0 (4.1)	3.0 (4.1)
熱損失 kcal/h	9500	8300	6900	6900
熱交以外の流れ % *1	1.83	1.89	1.95	1.95

*1 コンプレッサ空気流量に対する比率

をより高効率でマッチングさせるため、VIGVを効果的に活用。

5.2 性能評価状況

図5にTIT：1150～1170℃での圧縮機性能特性上の作動点と性能値を示す。修正回転数 $N_c=80,000\sim 95,300\text{rpm}$ で出力 $L=53.7\sim 79.4\text{kW}$ ，熱効率 $\eta_{th}=29.4\sim 31.3\%$ が得られている。

最大出力，最高熱効率が得られた2点の各ステーションのデータをそれぞれ図6,7に示す。冷却用補助空気と大気温度の影響を補正すると，最大出力は76.5kW，最高熱効率は31%である。ステーションデータを分析して，各要素性能を単体性能試験結果と対比し，出力および熱効率の向上見込みと各要素の性能向上の重点項目を定めた。

圧縮機の圧力比は目標値を達成しているが，効率が未達であり，特にVIGVの設定角度を傾けた条件での効率向上のための改良を進めている。

タービンはチップクリアランスを計画値より広く設定して組込んでおり，その影響を補正すれば単体性能試験と同等である。最新設計タービンが単体性能試験で目標性能を達成しており，現在供試中のタービンとの性能比較を図8に示す。今後は最新設計タービンを組み込み，高温でのハウジングの変形挙動と変形吸収機構の信頼性を確認して，チップクリアランスを縮小し，性能向上を図る。

燃焼器は本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との組合せ方式を採用している。燃料リッチ側の限界（予蒸発管への逆火と保炎器下面へのカー

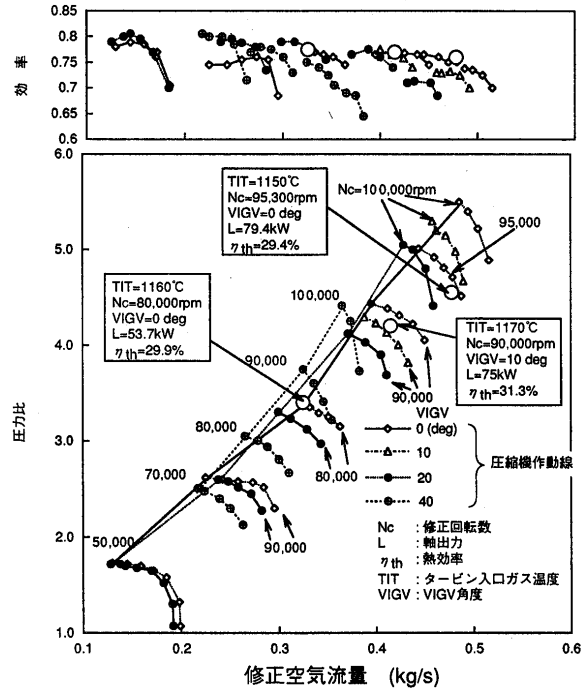


図5. 圧縮機性能特性と作動点

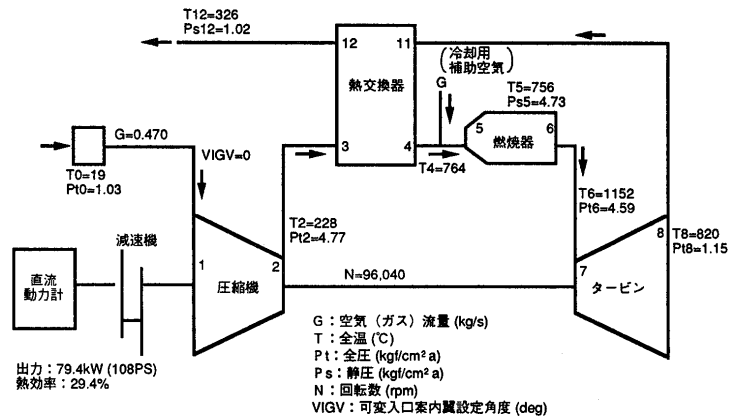


図6. 各ステーションの状態量（最大出力点）

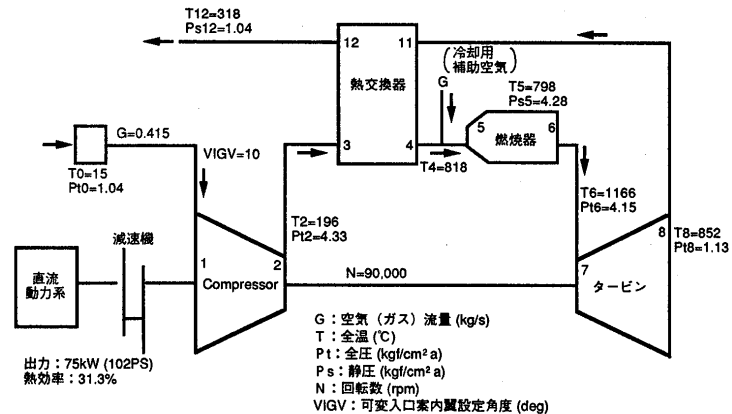


図7. 各ステーションの状態量（最高熱効率点）

ボン堆積)に余裕が少ないことと熱損失が計画値より大きいため、燃料リッチ側への作動域拡大と高温セラミック構造部の遮熱対策による熱損失の低減を進めている。

熱交換器の漏れの単体試験結果では、シール部漏れ(目標値4.6~4.9%)にシールとハウジング間のプラットホームおよび金属ベローズ構造の取付け面からの漏れが加わるため、合計の漏れ目標値は5.5~5.8%である。本試験での現状の漏れは目標値より2~3%多いが、図9に示す単体性能試験で目標を達成した最新設計シールを今後適用する。温度効率 η_{T-T} はThick LAS(コルゲート成形,サイン波形通路)のコアを用い目標値レベルに達しているが、MAS(押し出し成形,矩形通路)コアではさらに1.4%向上の見込みである。

5.3 性能向上予測

出力および熱効率の現状と今後の向上予測をそれぞれ図10,11に示す。タービン、熱交換器は前述の通り単体性能試験で目標性能を達成しており、燃焼器も燃料リッチ側の作動域拡大対策が進んでおり、それら改良要素部品を組み込み評価する。出力、熱効率目標達成のためには、圧縮機と燃焼器の改良をさらに推進する必要がある。

6. 機能評価状況

各要素は専用の単体試験装置およ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

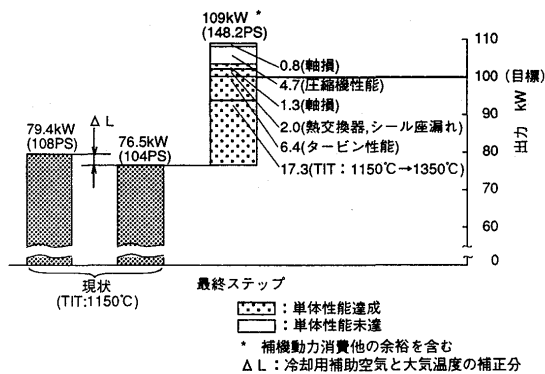


図10. 性能向上予測 (出力)

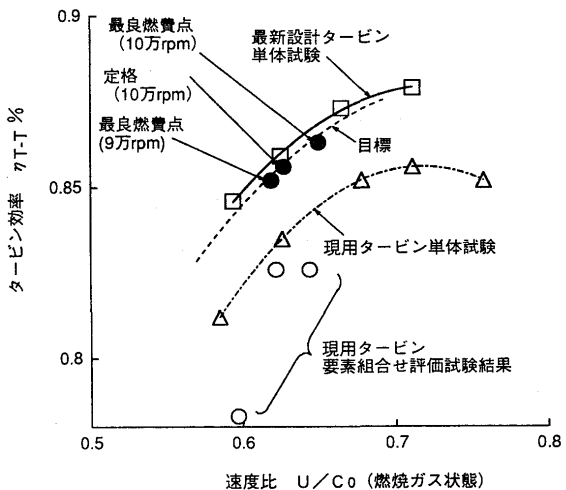


図8. タービン効率特性

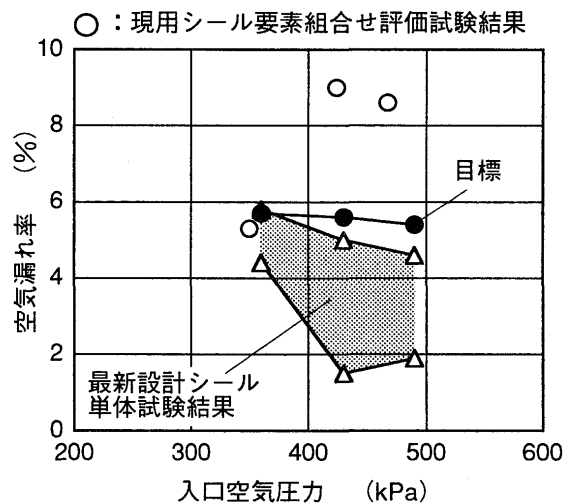


図9. 熱交換器漏れ特性

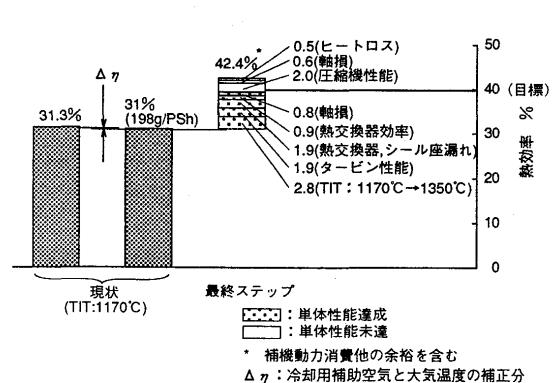


図11. 性能向上予測 (熱効率)

ており、中間評価段階でTIT：1200℃レベルの評価目標をクリアしている。本試験での確実な性能評価を進める上で、各要素の耐久試験は本試験装置へ組み込み適用するための必要条件である。各要素毎にTIT：1350℃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約50時間の耐久実績を得ている。

本試験においても、燃焼器のリッチ化と遮熱対策を適用し、TIT：1300℃レベルでの予備試験を実施した。TITとともにタービン出口ガス温度が金属製のハウジング類の温度上昇と熱変形増大を招くことから、材料許容温度以下に管理できるか、また弾性的に変形を吸収する機能の健全性について確認した。図12に運転条件と各部温度の時間変化を示す。

各金属部分は許容温度以内であり、分解後の点検でも変形吸収機構部品を含め異常はなく、TIT：1350℃までの運転へ進む上で問題はないものと考えている。但し、ハウジング断熱材には亀裂と破片の脱落がみられ、タービンロータの入口翼面のチッピングおよび熱交換器シールのダイヤフラムに噛込み痕が発生しており、分解毎に補修をしている。現在、素材と構造を抜本的に見直した新設計断熱材の評価を実施中で、今後の試験への適用を図る。

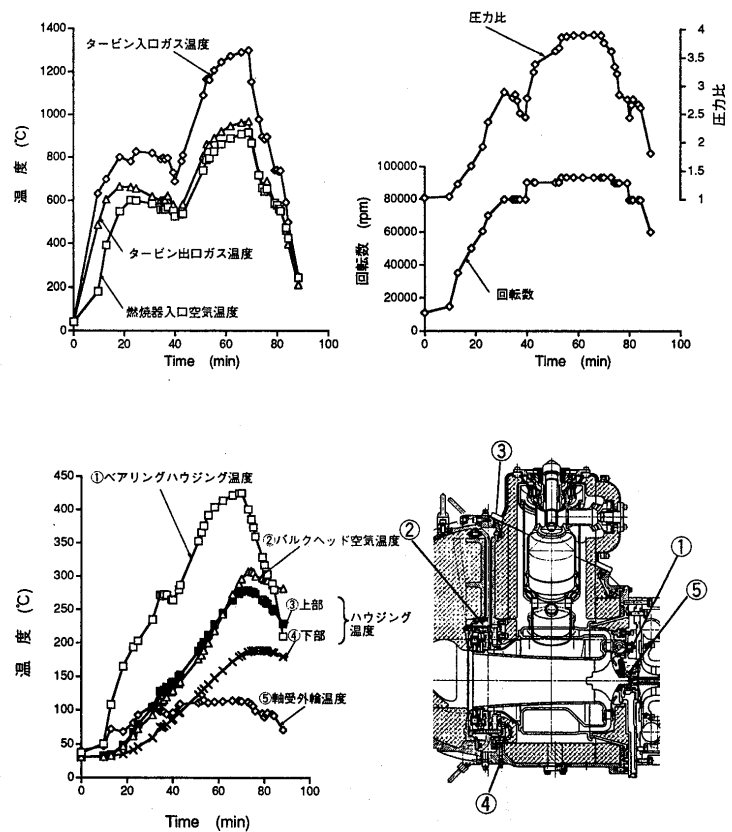


図12. TIT：1300℃ 計測データ

7. まとめ

- (1) TIT：1150～1170℃で最大出力76.5kW（目標：100kW），最高熱効率31%（目標：40%）を得た。単体性能試験で目標性能を達成したタービン，熱交換器を組み込み，圧縮機および燃焼器のさらなる改良を図れば，エンジン目標性能は達成の見込みである。
- (2) リッチ化燃焼器と50時間レベルの耐久評価した要素部品を組み込み，TIT：1300℃レベルでの予備試験を実施し，各部温度および機能面で問題のないことを確認した。但し，ハウジング断熱材の亀裂と破片の脱落がみられるため，対策を図り，TIT：1350℃の試験を準備中である。

参考文献

- 1) T.Nishiyama and et al. : ASME Paper 96-GT-36
- 2) 中沢 他：日本ガスタービン学会誌 Vol. 24 No.93, 1996.6, 84-91
- 3) 中沢 他：日本ガスタービン学会誌 Vol. 24 No.94, 1996.9, 36-42
- 4) N.Nakazawa and et al : ASME Paper 96-GT-366

セラミック動翼用プラットホーム型摩擦ダンパの強度評価

*岩城 史典

田頭 浩一郎

西 正輝 (石川島播磨重工業)

1. 緒言

近年、ガスタービンは熱効率向上のためにタービン入口温度(TIT)の高温化がすすみ、タービン動翼材料として使用される耐熱合金は限界に近づきつつある。現在、金属に代わる材料として、高温で優れた強度特性を有するセラミックスを適用したガスタービンの研究開発が進められている。この研究開発では、セラミックスをガスタービンの高温部に適用することにより、TITの高温化、冷却空気量の低減を図り、小型ガスタービンの大幅な効率向上を目的としている。ところが、セラミックスは典型的な脆性材料であり、高温燃焼ガス中で高速回転しているタービン動翼のような回転部品が共振した場合には損傷する危険性がある。

本報では、セラミック動翼の翼振動に対する信頼性を向上させるために、図1に示すセラミックガスタービン(CGT301)に適用可能なダンパの選定を行った。次に、試作したダンパについて回転試験を行い、ダンパおよびセラミック動翼の強度を調べた。

2. セラミック動翼用プラットホーム型摩擦ダンパ

2-1 減衰方法の選定

ガスタービンに適用されているダンパの種類には、レーシングワイヤ、Z型シュラウド、ミッドシップシュラウド、プラットホーム形ダンパ等がある。CGTのような小型のガスタービンでは、動翼振動低減のためにタービンを複雑な形状にすることは困難である。また、翼高さが低いため、動翼ブレード部に減衰機能を適用する方法を採用するとタービン効率および強度の大幅な低下を招くことが考えられる。

以上のことから、動翼振動低減方法には動翼間のプラットホーム下部にダンパを装着するプラットホーム型ダンパを採用した。この方式では、動翼の大幅な設計変更を行う必要がなく、動翼プラットホーム間に流れ込む高温ガスをシールすることによるタービン効率の向上も期待できる。ダンパの材質は、TITがに高くダンパも高温になることが予想されるためセラミック系の材料を選択した。

2-2 セラミック動翼の強度

ダンパを装着した場合のセラミック動翼の強度設計は、図2の設計曲線をもとに最大主応力を制限することにより行った。ダンパの質量を決定する際には、図2より決まる動翼の許容応力とダンパの振動減衰性能を考慮して設計した。

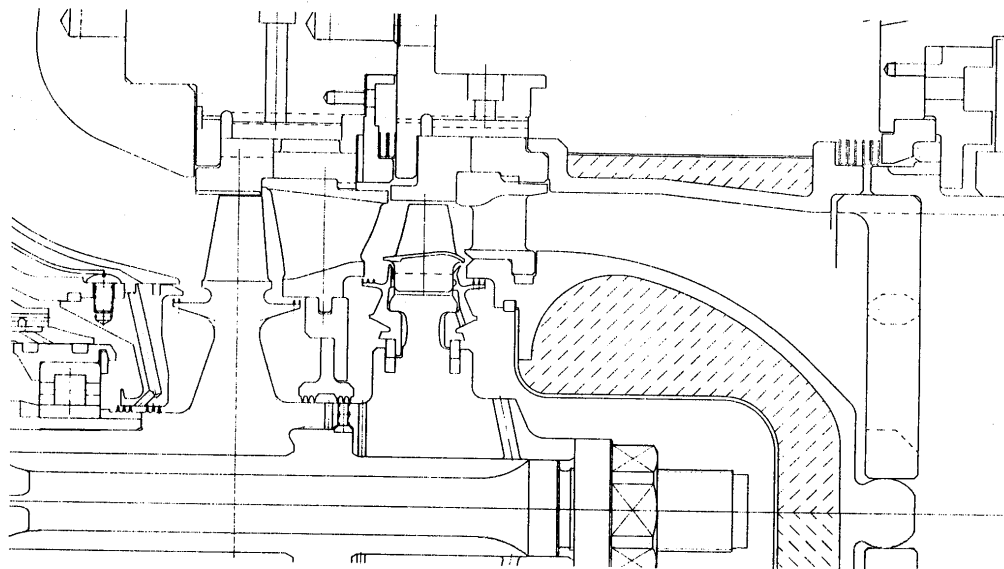


図1 CGT組立断面図

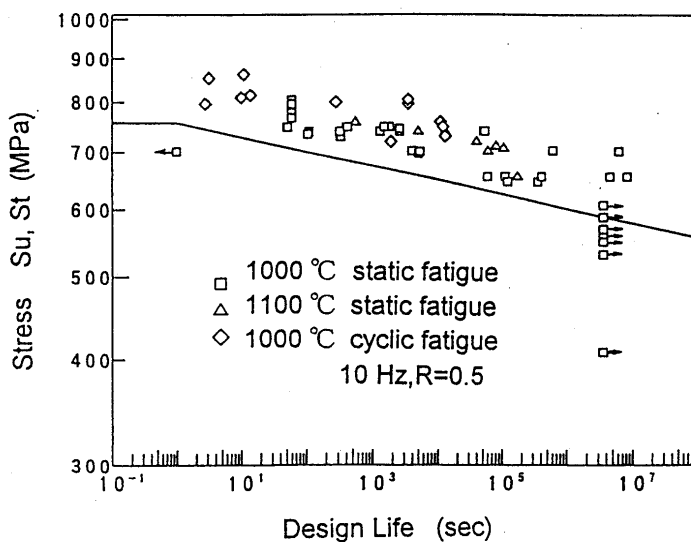


図2 設計曲線

2-3 セラミック動翼及びダンパの強度解析

動翼にダンパを装着した場合のFEM解析結果の一例を図3に示す。本解析では、動翼のディスクとの接触面を拘束し遠心力を作用させ、かつダンパの遠心力相当荷重をプラットホーム下部に面圧として与えた。最大主応力はダブテール部に発生しており、その値は359MPaであった。また、最大主応力発生位置は、ダンパを装着していない場合と同一であり、ダンパを装着することにより最大主応力は、16%増加している。

次に、ダンパ単体のFEM解析結果の一例を図4に示す。解析は、ダンパの1/2モデルで行った。ダンパは遠心力により動翼プラットホーム下部に押し付けられるため、本解析では動翼との接触面を拘束しダンパに遠心力を作用させた。最大主応力は、図4に示した位置で発生し、その値は59MPaであった。

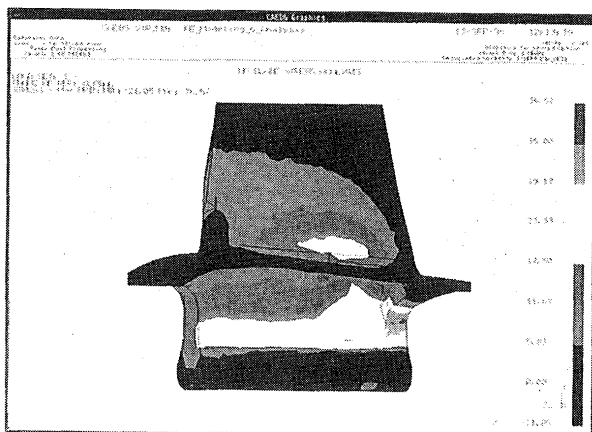


図3 応力解析の例

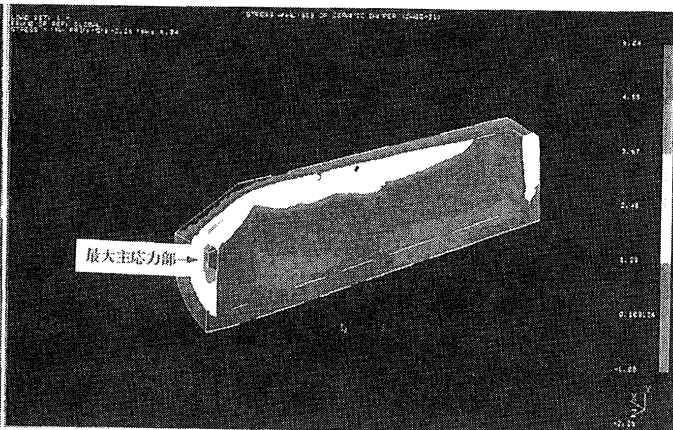


図4 ダンパ応力解析の例

3. プラットホーム型ダンパの強度試験

ダンパをエンジンに適用するためには、エンジンで想定される荷重、および雰囲気条件で動翼およびダンパの強度を調べる必要がある。ところが、エンジンで想定される条件で試験を行うことは困難であるため、常温回転試験により強度を確認した後、高温回転試験を行うことにした。

3-1 試験体

常温回転試験において、ダンパは図5に示すような3種類のダンパを試作した。ダンパの材質は、モノリシック窒化ケイ素（ダンパ（A））とセラミック系複合材料である。セラミック系複合材料のダンパについては、ダンパ内部が中実であるダンパ（B）と内部を中空にして軽量化したダンパ（C）を試作した。ダンパの試験体数は、ダンパ（A）、（B）についてそれぞれ4個ずつ、ダンパ（C）について6個試作した。

高温回転試験は、常温回転試験で破壊しなかったダンパについて行うことにした。

3-2 常温回転試験

3-2-1 試験装置及び方法

常温回転試験における回転数は、熱応力、温度の違いによる材料強度の低下、燃焼ガスによる流体力の影響、および試験後のSCGによる強度低下を考慮して、CGT定格回転数 56000rpmの30%増である 72800rpmとした。

試験は、真空槽内にとりつけた常温回転試験用ディスクをエアタービンにより回転させて行う。試験パターンは、回転数を 72800rpmまで徐々に上げ、そこで3分間保持した後、自然停止させる。

図6に常温回転試験用ディスクを示す。ディスクには軸対称位置に3個ずつ溝があり、一方には金属製ダミー動翼を3枚挿入する。もう一方には、中央の溝に動翼、両端の溝にはブレード部をカットしたセラミック動翼を装着し、ダンパを挿入する。強度評価の対象となる動翼は中央部の動翼であり、その両側の翼はダンパを装着するために使用している。

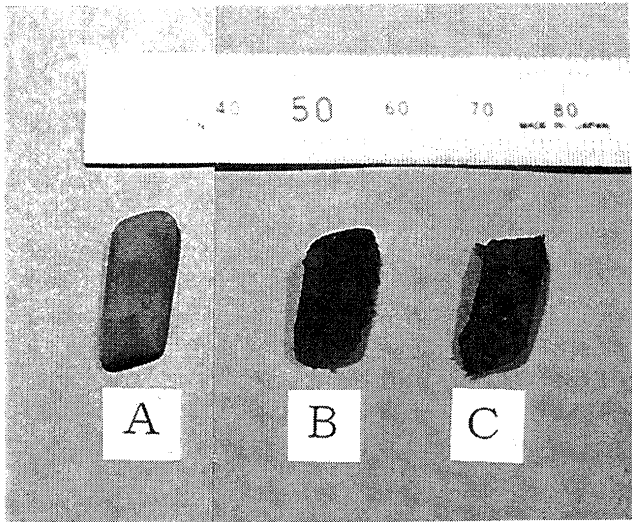


図5 ダンパの種類

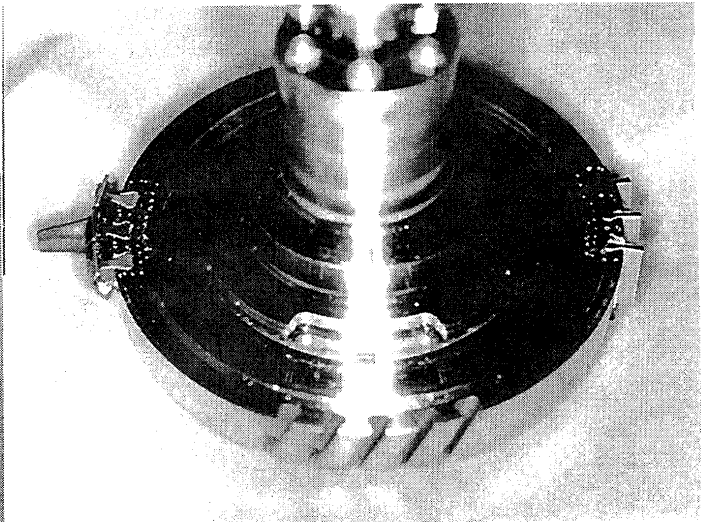


図6 常温回転試験用ディスク

3-2-2 試験結果及び考察

ダンパ (A) を装着した動翼の平均破壊回転数は、56000rpmであった。破壊は、ダンパと動翼の接触面であるプラットホーム部で発生しており、ダンパは4個中1個が破壊していた。ダンパは、CGTで使用される動翼から型を製作して成形されているが、動翼のプラットホーム部は未加工であるため、動翼とダンパが片当たりを起こして破壊したと考えられる。ダンパ (B) では、平均破壊回転数が 58000rpm となった。破壊起点は、ダンパと動翼の接触面であるプラットホーム部であった。ダンパ (B) の質量は、ダンパ (A) の約2倍であるが破壊した回転数はほぼ同じであることから、片当たりはダンパ (A) よりも改善されていることがわかった。ダンパ (B) を軽量化したダンパ (C) は、常温回転試験において動翼及びダンパは破壊しなかった。この時の、常温回転試験運転パターンを図7に示す。

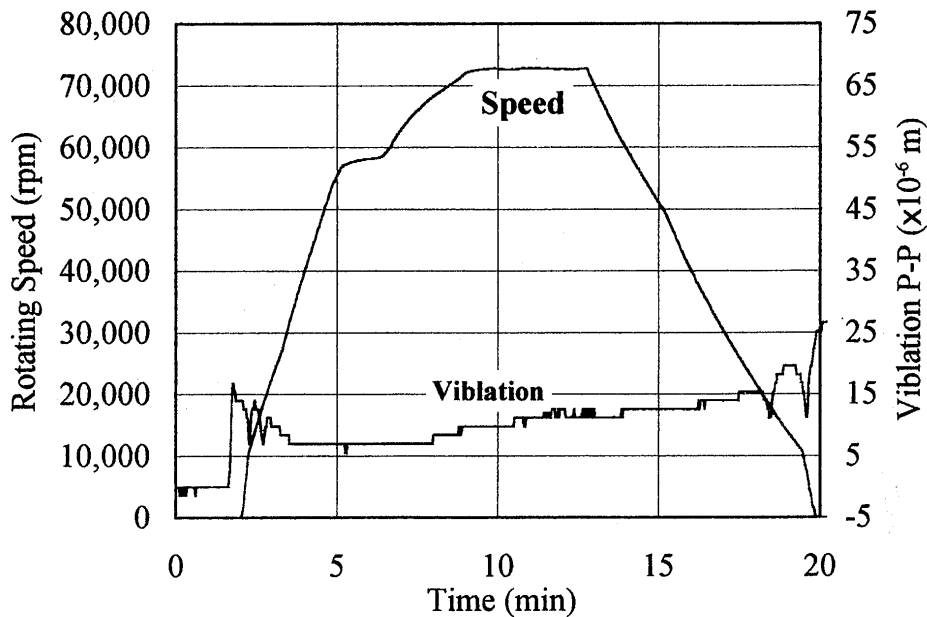


図7 常温回転試験パターン

3-3 高温回転試験

3-2-1 試験装置

図8に高温回転試験装置を示す。回転部は、動翼とダンパ(37枚)を装着するための金属製タービンディスク部とこれを駆動するためのエアタービンディスクとを1軸に組み合わせた構造になっている。回転数制御は、エアタービンに供給される空気の調節により行い、昇温はタービンディスク上流に設置したセラミック燃焼器内でプロパンガスを燃焼させることにより行う。燃焼ガス温度の計測はノーズコーン直前に設置した高温ガス計測用全温計及び吸引式温度計を使用している。更に、セラミック動翼プラットホーム部の温度を放射温度計により計測している。

3-2-2 試験結果及び考察

高温回転試験は、金属製タービンディスクにセラミック動翼及びダンパを全数装着し、TITを1200°Cに保ち回転数を30000~56000rpmに変化させて(1サイクル)、5サイクル行った試験パターンを図9に示す。試験後の目視点検において、ダンパ及び動翼に異常は見られなかった。さらに、動翼について蛍光探傷検査を実施し、表面欠陥が発生していないことを確認した。

これにより、試作したダンパがCGTへの適用に際して、十分な強度を有していることを確認することができた。

4. まとめ

セラミック動翼の振動応力を低減するためにプラットホーム型摩擦ダンパを選定し、モノリシック窒化ケイ素およびセラミック系複合材料の2種類の材料を用いてダンパを試作した。セラミック系複合材料製のダンパは、定格回転数の30%増回転数の常温回転試験において破壊しなかった。また、TIT 1200°C、回転数 56000rpmの高温回転試験においても動翼に損傷のないことを確認した。

これにより、試作したダンパがCGTへの適用に際して、十分な強度を有していることを確認することができた。

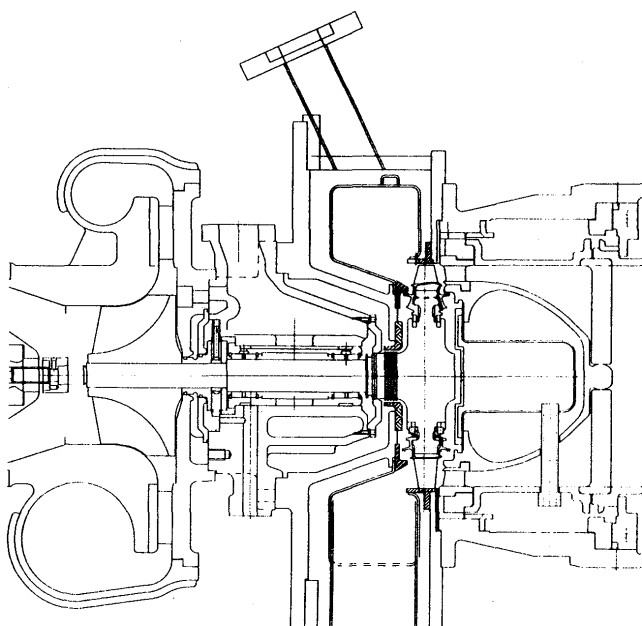


図8 高温回転試験装置

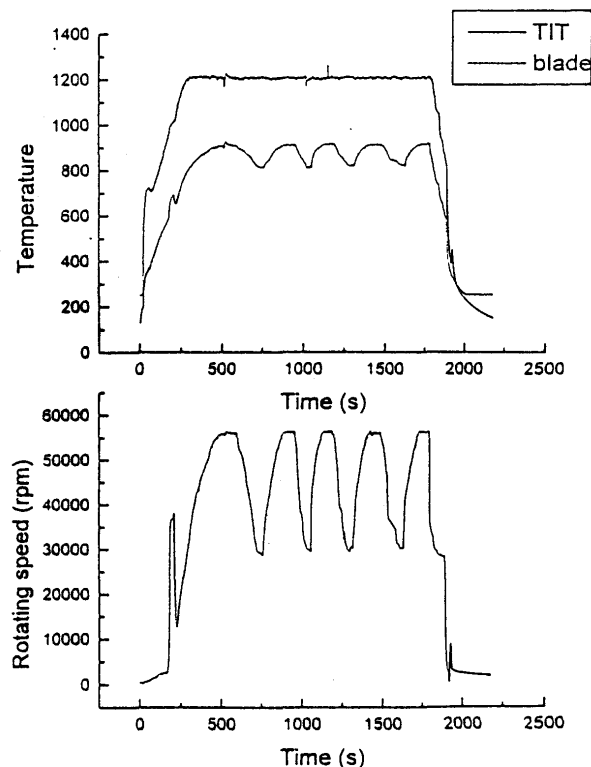


図9 高温回転試験パターン

300kW 級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発(第4報)

*中島 尚、巽 哲男、竹原勇志、市川善浩、小林寛武 (川崎重工)

1.はじめに

産業用小型ガスタービンは、軽量、小型、低公害、低振動、低騒音等、優れた特性を持っているが、熱効率の低さゆえに、その普及が阻害されている。そこで高温部に耐熱性に優れたセラミック材料を適用することにより、タービン入口温度を上昇させ、熱効率を飛躍的に向上させる研究開発が、通産省工業技術院のムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として昭和63年度より開始された。川崎重工（株）は、京セラ（株）、住友精密工業（株）とともに300kW級「コージェネレーション用再生式2軸セラミックガスタービン」

(CGT302)の研究開発を担当している。本研究は、3段階の開発ステップに分かれ、平成6年度には、1200℃級セラミックガスタービン（基本型CGT）において、中間目標を達成した後、33%を超える画期的な熱効率、優れたNO_x特性を実証した。現在、平成10年度の最終評価に向け、最終段階の1350℃級セラミックガスタービン（パイロットCGT）製作にとりかかっているところである。本報では、パイロットCGTにおける最終目標に向けての対応、および現在までのエンジン試験運転状況について報告する。

項目 (使用セラミック材)	単位	基本型 CGT (SN-252)	パイロット CGT (SN-281)
タービン入口温度	℃	1,200	1,350
熱効率	%	30	42
最大出力	kW	140	300
空気流量	kg/s	0.68	0.89 →0.94
圧力比	--	5.9	8.0
GGタービン回転数	rpm	68,400	76,000 →64,000
PTタービン回転数	rpm	51,300	57,000 →48,000
コンプレッサ型式	--	単段遠心式	
コンプレッサ効率	%	79	82
GGタービン型式	--	単段軸流式	
GGタービン効率	%	79	84
PTタービン型式	--	単段軸流式	
PTタービン効率	%	82	88
タービン総合効率	%	82.2	85.5
燃焼器形式	--	単筒缶式	
熱交換器形式	--	伝熱プレートフィン式	
熱交換器温度効率	%	78	82

表 2.1 CGT302 の主要諸元（達成目標）

2.CGT302 の概要

エンジンの基本諸元および断面図を表2.1、図2.1に示す。パイロットCGTの達成目標は、TIT1350℃、熱効率42%である。一部諸元の変更は、後述するFOD対策によるものである。全体構造としては、実績のある保守的レイアウトをとりつつ、高温部に採用したセラミック部材には、タービングルサポート等の大型複雑形状部品に採用したカーボンファイバーセラミック繊維による締結一体化構造、セラミック部品と金属部品の熱膨張差を吸収するためのセラミックバネを用いた弾性支持方式、独立支持方式など独自の技術を駆使している。

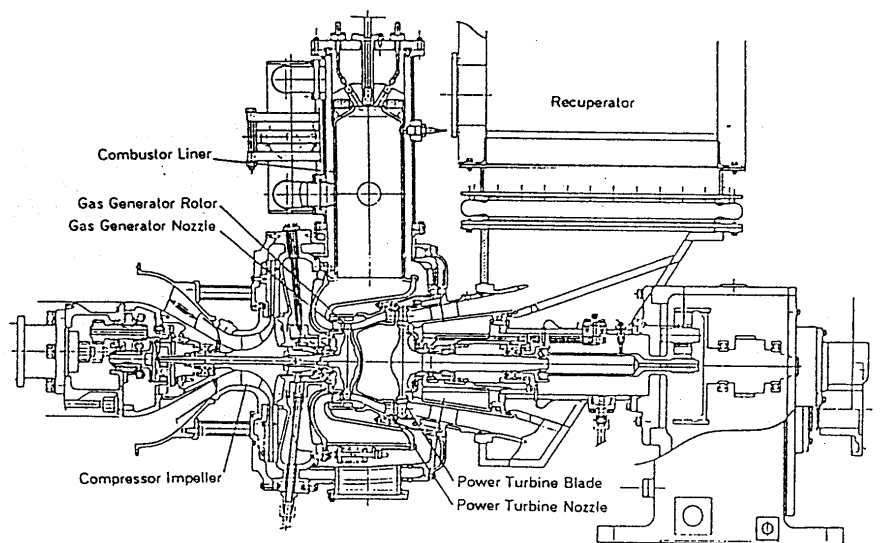


図 2.1 CGT302 組立断面図

3.1350°C級パイロット CGT の開発

3.1 パイロット CGT 用セラミック材料

基本型 CGT (TIT1200°C) で使用されていた SN252 に代わり、パイロット CGT 用セラミック材料として、耐酸化性に優れた SN281、SN282 を採用する。図 3.1 に焼成体から切り出した試験片による特性評価を示す。高強度の SN281 は、回転体であるタービンロータに、そして普通強度の SN282 は、スクロールやタービンノズル等の静止部品に適用する予定である。なお、回転体については、コールドスピントストによるバースト試験で実体強度評価を行っている。図 3.2 に、GGT (ガスジェネレータタービン) ロータの破壊確率評価結果を示す。この結果によれば、SN281 は、従来材料の SN252 に比べ、平均破壊回転数で 13%の向上がみられる。タービン回転数を下げたことと相まって十分に余裕のある破壊強度といえる。

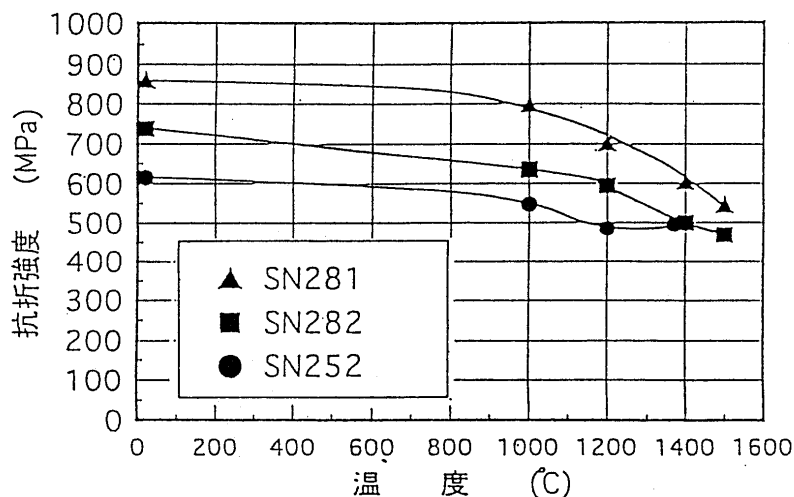


図 3.1 各温度における抗折強度

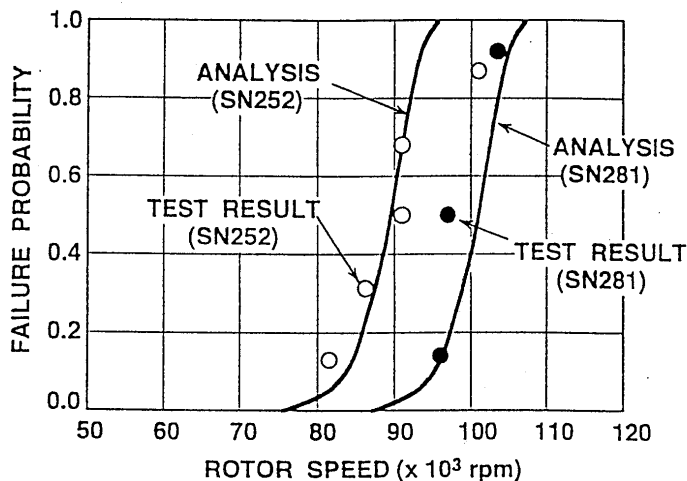


図 3.2 GGT ロータの破壊確率

3.2 FOD 対策

エンジンの運転実績を重ねるにつれ、タービンチップ周速を 500m/s 程度以上に上昇させると、FOD による翼のチッピングが発生する確率が高くなることがわかってきた。図 3.3 に FOD により翼が欠けた GGT ロータを示す。この対策として、タービンチップ周速を、ある程度運転して FOD の生じない実績のある 480m/s まで落とすこととし、またタービン翼厚みを従来翼に比べ大きくした。

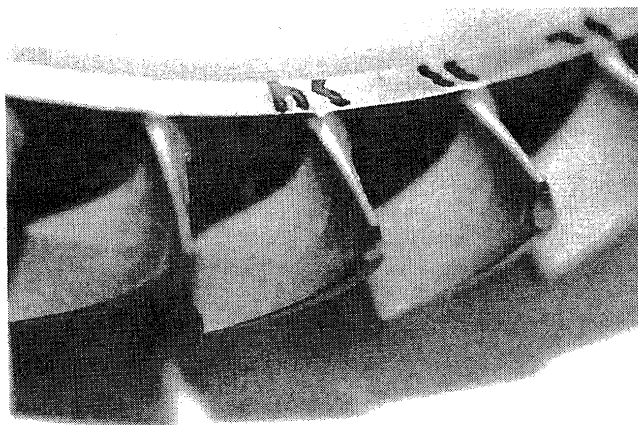


図 3.3 チッピングの生じた GGT ロータ

3.3 要素性能の改善

3.3.1 圧縮機

タービン回転数変更に合わせて、パイロット CGT 用圧縮機を設計製作した。チップクリアランスを変えて要素試験を実施した結果、かなり大きめのクリアランスでも、これまでの効率に匹敵する性能が得られたので、シュラウド形状と併せて、チップクリアランスの最適化を目指している。同時に、タービンとのマッチングの改善を図るため、設計流量を変更した。

3.3.2 タービン

タービン効率は、現時点で、中間目標タービン総合効率 82.2%ばかりでなくパイロット CGT の目標値である 85.5%をも上回る 86.2%を達成している。高い効率が得られた原因として、1)一体型 GGT を用いて、チップクリアランスを小さくできたこと、かつ翼間からの漏れがないこと。2)燃焼器、スクロールにセラミックを採用しているため、冷却空気が要らず、TIT 分布に偏りが少ないこと。3)タービンノズルに、締結構造を採用し、ガス漏れが抑えられたこと等が挙げられる。

FOD 対策で回転数を下げたことによる効率低下を回避するため、タービンについても、回転数変更に合わせて翼形状の最適設計を行った。新翼と従来翼を比較したものを図 3.4 に示す。さらに、セラミック部材造形技術の進歩により、直径 200mm 程度の一体型軸流タービン製作の可能性に目処がついたため、パイロット CGT については、PT ロータについても、GGT ロータと同じく一体化することにより、目標性能の確保を図ることとした。

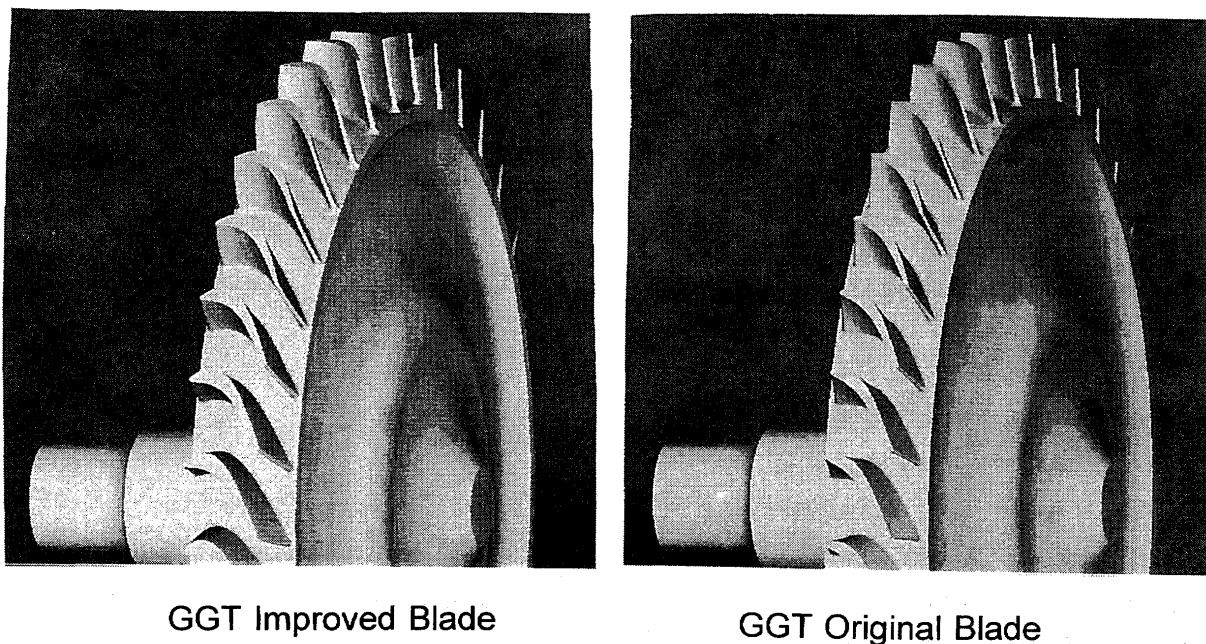


図 3.4 パイロット用翼と従来翼の比較

3.3.3 熱交換器

パイロット CGT では、排ガス温度上昇に対処するため、超耐熱合金 HA230 を素材として選定した。また、温度効率向上策として排ガス通路側フィン密度を従来の 8 フィン/インチから 10 フィン/インチに増やした高性能フィンを採用することにして、そのための製造技術改良を実施した。

4. エンジン試験運転状況

4.1 高温化運転

高温化に対する問題点を抽出することを目的として、TITを1200℃から1350℃に向けて段階的に上昇させる試験を実施している。1250℃での運転は、連続16時間運転を含み累積19時間に達しており、1250℃級の運転も可能であることが実証できた。

4.2 性能

パイロット CGT 用に新設計したインペラを用いた試験で、TIT1160℃で熱効率 33.6% を達成した。従来に比べ、タービンとのマッチングが改善され圧力比が上昇したことが、その要因である。図 4.1 にみられるとおり、この効率は、そのまま TIT を上昇させることができれば、1350℃では、熱効率 39% を達成することができる値である。既に述べたパイロット CGT での性能改善を織り込めば、最終目標を達成する可能性がでてきたといえる。

4.3 NOx 性能

前報で、NOx 性能については詳しく紹介したが、その後、1250℃で試験を行った。その結果を図 4.2 に示す。保安安定性維持のため、予混合燃焼に加えて、燃料流量比 10% の拡散燃焼を実施した状態で、約 50ppm、完全予混合燃焼では、約 10ppm と極めて良好な NOx 排出値が得られた。また、1200℃で、前回のデータに対する再現性も確認できた。

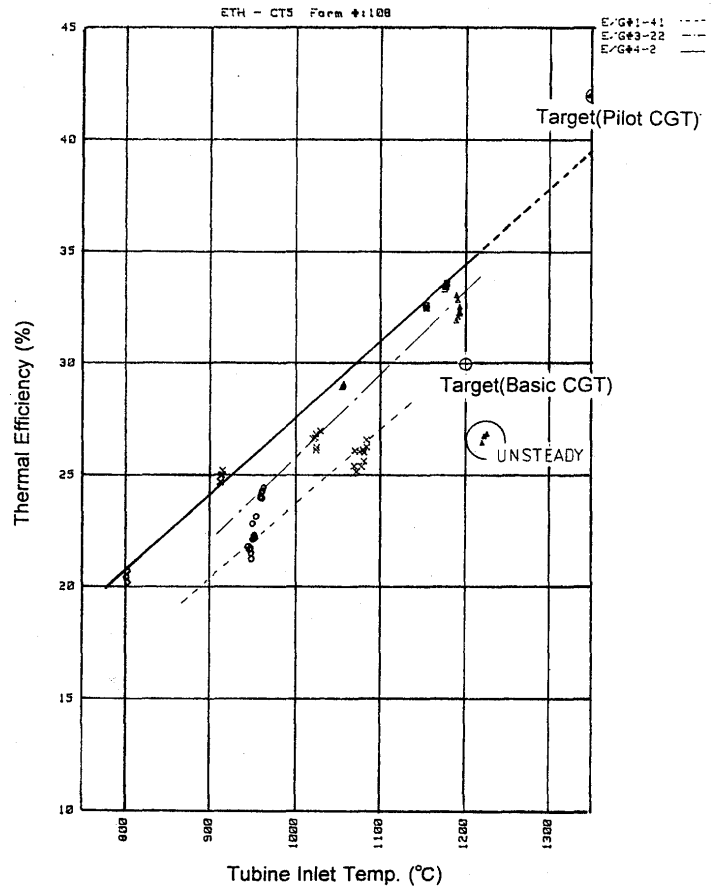
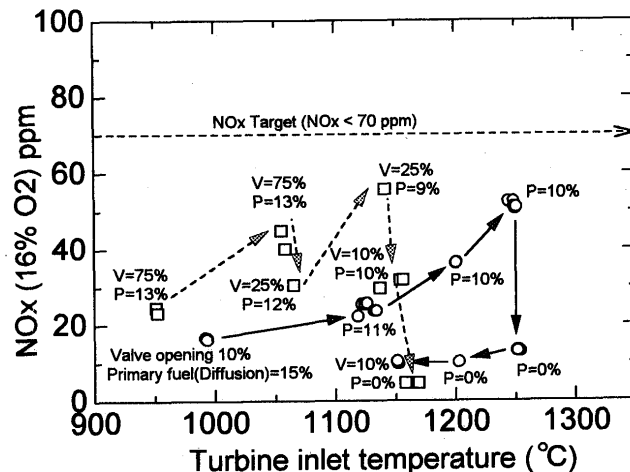


図 4.1 性能試験結果



Engine test results of lean pre-mixed combustor
φ66 Liner inlet, Valve x 1, Bypass x 1

図 4.2 実機搭載試験結果

4.4 運転時間

現在、運転時間は133Hr、起動回数343回である。このうち、1250℃以上の運転は19Hr、1200℃以上の運転は60Hrに達している。各レベルでの運転時間を表4.1に示す。

表 4.1 エンジン累積運転時間

運転温度(TIT)	運転時間		
	PT7'レド'金属	全セラミック	温度毎合計
1250℃～	18h 55m	0m	18h 55m
1200～1250℃	41h 48m	12m	42h 00m
1150～1200℃	3h 08m	1m	3h 09m
1100～1150℃	6h 13m	21m	6h 34m
1000～1100℃	17h 30m	58m	18h 28m
800～1000℃	41h 44m	2h 26m	44h 10m
総運転時間	129h 18m	3h 58m	133h 16m
総起動回数	324 回	19 回	343 回

5.おわりに

現時点で達成している熱効率 33.6%は、同クラスの小型ガスタービンの熱効率 15～20%に比べれば、特筆すべきものである。そして、最終目標 TIT1350℃、熱効率 42%達成の可能性もでてきた。ただし、これからの性能向上は、1350℃への高温化と相まって、これまで以上に進展の険しいものと予想される。ここで述べた方策およびこれからの試験で抽出されるであろう問題点を一つ一つ確実に解決することこそが肝要であると改めて気を引き締めているところである。

最後になりましたが、このプロジェクトの委託元である新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) をはじめとする関係各位の今後なおいっそうのご支援、ご指導を賜りたくよろしく願います。

参考文献

- 1)A.Watanabe,T.Tatsumi,K.Tanimura,I.Takehara,T.Fujii,1994,"Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT302)",ASME94-GT-19
- 2)K.Nishio,J.Fujioka,T.Tatsumi,I.Takehara,1995,"Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT302)",ASME95-GT-264
- 3)I.Takehara,I.Inobe,T.Tatsumi,Y.Ichikawa,H.Kobayashi,1996,"Research and Development of Ceramic Gas Turbine (CGT302)",ASME96-GT-477
- 4)渡辺、巽、谷村、竹原、藤井, 1993, "300kW 級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発", 日本機械学会, No.930-75-117
- 5)巽、射延、竹原, 1994, "コージェネレーション用 300kW 級再生式 2 軸セラミックガスタービン CGT302", ガスタービン秋期講演会 (松江) 講演論文集, pp63-70
- 6)巽、竹原、市川、藤下, 1995, "300kW 級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発(第 2 報)", ガスタービン秋期講演会 (新潟) 講演論文集, pp191-196
- 7)巽、竹原、市川、小林、奥戸, 1996, "300kW 級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発(第 3 報)", ガスタービン定期講演会 (東京) 講演論文集, pp147-151

ガスタービン動翼コーティング層の劣化特性解析

(株)東芝 重電技術研究所 *吉岡洋明, 齊藤大蔵
今井潔, 藤山一成, 柏谷英夫
材料・デバイス研究所 和田邦彦

1. まえがき

ガスタービンの動翼は温度・応力的に最も厳しい条件下で用いられている。このため、耐熱強度と耐高温腐食・酸化性に優れた材料の開発が行われている。しかし、近年の高温化の動きはめざましく、耐熱超合金基材のみで両特性を併せて持つことは難しくなって来たことから、強度は基材でもたせ耐食性はコーティングを施すことにより防ぐ傾向にある。このため、ガスタービンの動翼の寿命は、基材の寿命もさることながら、このコーティング層の寿命も重要になってきている。

ガスタービン動翼のコーティング層の損傷の形態は、従来高温腐食が問題視されてきた。しかし、近年のクリーンな燃料であるLNGの使用と高温化により、高温腐食より高温酸化の問題がより重要視されるようになってきている。

ここでは、実機の動翼コーティング層を観察し認められた損傷に対し、特にコーティング層と基材の界面に着目し詳細な観察を行った。また、実験室にてその現象の再現試験を行い、実機における損傷形態の解析を試みたので以下に報告する。

2. 実験方法

CoCrAlYコーティングを行い約10000hの実機運転に供した動翼のガス通路部中央の先端部、背側中央部および後縁部のコーティング層断面の調査を行った。切断位置の模式図をFig. 1に示す。組織観察は切断面の表面を研磨後、エッチングを施さずに、日本電子社製JXA-840型走査型電子顕微鏡にてその反射電子像を用い観察すると共に、各元素の分布をX線マイクロアナライザー (EPMA) を用いた面分析により調査した。組織中の相の同定は、フィリップ社製PW1700型X線回折装置で、Cu管球を用いて行った。

また、実験室における再現試験は、大気雰囲気中で850°Cおよび1000°Cの2温度で最長20000hまでの酸化試験を行うと共に、純窒素ガス中で1000°Cの温度条件で500hまでの加熱処理を行い、実機と同様の組織観察に供するとともに、オージェ分光分析を行い窒化物の有無の確認を行った。

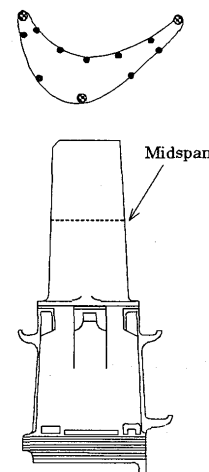
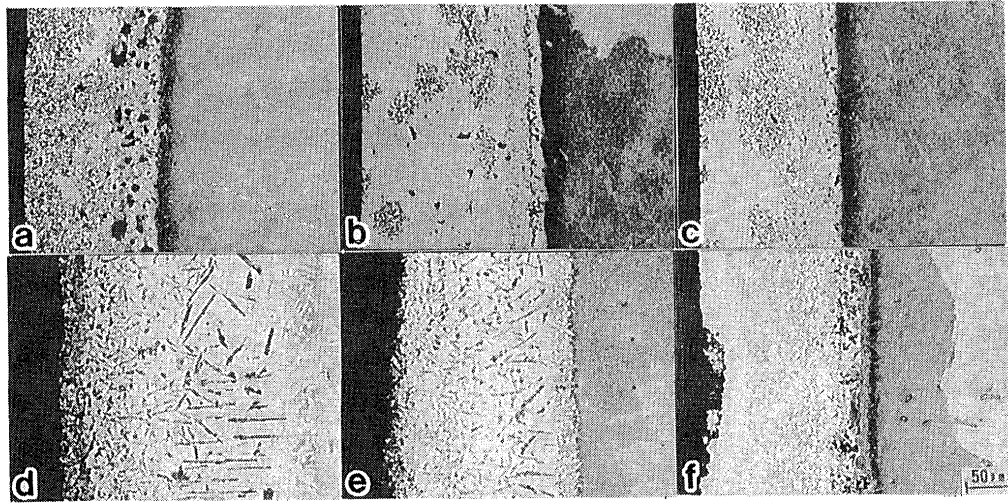


Fig.1 コーティング層調査位置

3. 試験結果および考察

3.1 実機コーティング層の組織観察結果

翼中央部コーティング層断面の組織観察結果を新翼との比較の元に Fig. 2に示す。新翼の組織は、翼前縁部、後縁部および背側中央部のいずれの部位も、白地のマトリックスに微細なCoAl相が分散析出する組織を呈していた。また、コーティング層と基材の界面には拡散層が認められ、いずれの部位もほぼ同等の組織を示していた。しかし、実機運転翼は、翼腹側中央のコーティング層が表層部に析出物の枯渇層が認められる程度で、コーティング層の組織および拡散層に変化が認められな



新翼:a)前縁部,b)後縁部,c)背側中央部,10000h運転翼:d)前縁部,e)後縁部,f)背側中央部

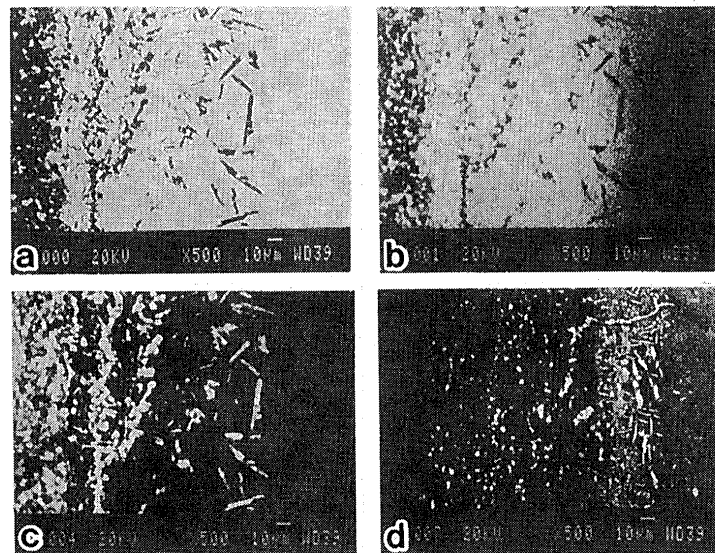
Fig.2 新翼および10000h運転翼の翼中央部コーティング層断面の組織観察結果

かったのに対し、翼前縁部および後縁部腹側は、コーティング層厚さの減少と顕著な組織変化が認められ、特に基材側界面では針状あるいは板状の析出物の生成と γ 相の消失が認められた。

翼前縁部のコーティング層に関し、EPMAにより分析した結果をFig. 3に示す。ブロック状あるいは板状のAlリッチな相と針状のTiリッチな相が認められたが、これらの相に対し酸素の濃化は認められなかった。この両相を抽出し、電子線回折した結果をFig. 4に示す。回折結果、板状の相はAlN、針状の相はTiNと同定できた。

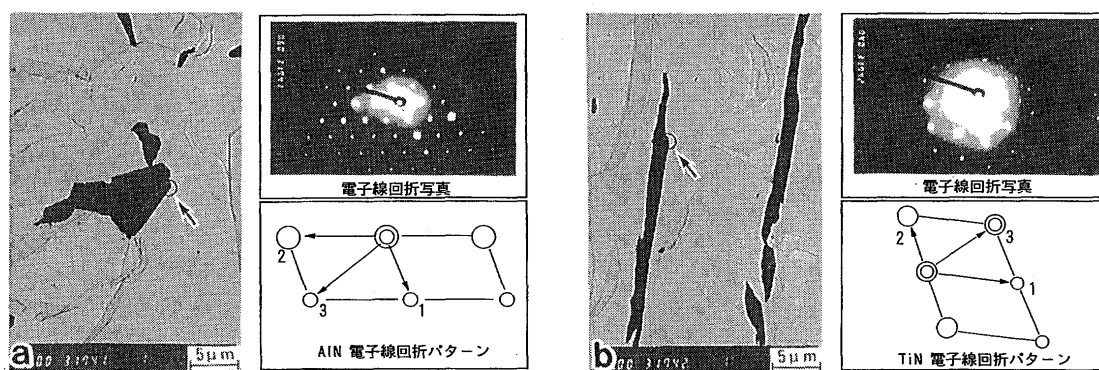
3. 2 大気中及び純窒素中における加熱試験結果

実機において翼前縁あるいは後縁部腹側でAlあるいはTiの窒化物が認められたのに対し、翼腹側中央には認められなかった。この現象を再現するため、同じコーティング材を用い、大気中及び純窒素ガス中にて加熱試験を実施した。大気雰囲気中で850℃および1000℃の酸化試験結果をFig. 5に示す。両温度とも、加熱時間とともにコーティング層の最外面層に析出物枯渇領域が生じていた。コーティング層との界面には塊状の析出物が生じており、時効時間とともに粗大化する傾向が、また、850℃に比較し1000℃はその粗大化の程度が大きかった。なお、コーティング層および界面の組織形態は、翼腹側中央の断面組織と類似していた。この塊状析出物が試料表面に出るように切断し、X線回折により析出相を同定した結果をFig. 6に示す。CoとNiAl相の回折ピークが認められたことから、この塊状の析出物はコーティング層中のAlが基材に拡散し生成したNiAl相と同定した。



a)反射電子像,b)Co-X線像,c)Al-X線像,d)Ti-X線像

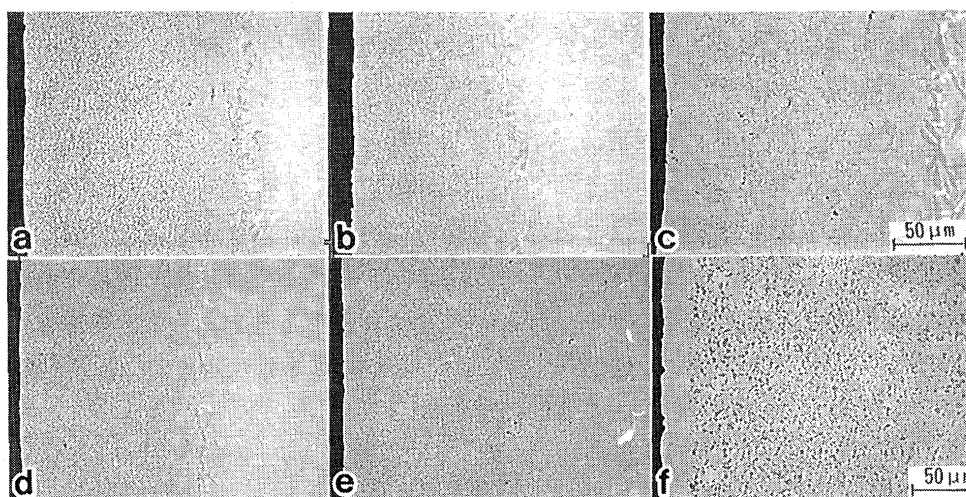
Fig.3 10000h運転翼の翼先端部のEPMA解析結果



(a)板状析出物

(b)針状析出物

Fig.4 抽出した針状あるいはブロック状析出物の電子線回折試験結果



:a)新材, 1000°C : b)100h, c)300h, 850°C : d)100h, e)1000h, f)3000h

Fig. 5 CoCrAlYコーティング層加熱試験材の断面組織観察結果

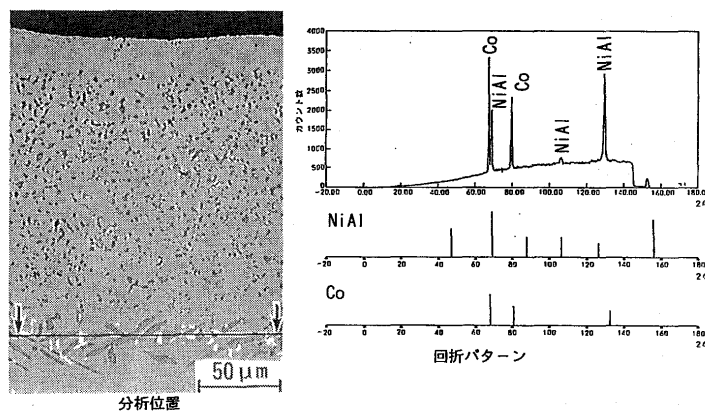
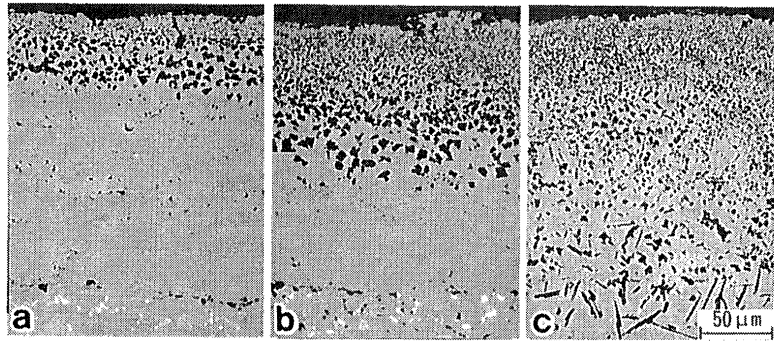


Fig.6 1000°C300h加熱材拡散層の塊状析出物を横切る断面のX線回折結果

大気中の加熱試験では窒化物が認められなかったことから、1000℃で純窒素中における加熱試験を行った。試験結果をFig.6に示す。コーティング層中に多数の塊状生成物が生じており、基材の拡散層には針状（一部板状）の析出物も認められ、ほぼ翼前縁部および後縁部腹側の組織形態に類似していた。Fig.7に析出物のオージェ電分光による分析結果を示す。AlとNのみが検出されたことから針状あるいは板状の析出物はこれらの窒化物と考えられる。なお、980℃におけるAl-N-Oの相平衡図において酸素分圧が 10^{-25} atm以上において窒化物は極めて安定なことが報告されている²⁾。本試験に供したCoCrAlYコーティングは大気雰囲気中では酸化皮膜を形成し窒素の進入を妨ぐのに対し、純窒素雰囲気下では酸化皮膜の形成ができずコーティング層中のAlと反応し塊状のAl窒化物を、また、基材部ではAlあるいはTiと反応し窒化物を形成したものと考える。また、実機においてはコーティング材に関しては、燃焼ガス雰囲気下においても翼背側中央においてコーティング層および拡散層の形態が大気中の加熱試験の結果と類似しており、窒化物が検出されていないこと、また窒化物の認められた翼先端部あるいは後縁部腹側がガス流速が早くエロージョンの受けやすい部位であることを考慮すると、これらの部位では酸化皮膜の保護性が十分に保てず、かつ比較的窒素分圧が高く、容易に窒素の吸着、固溶による進入を許し、窒化が生じたものと思われる。



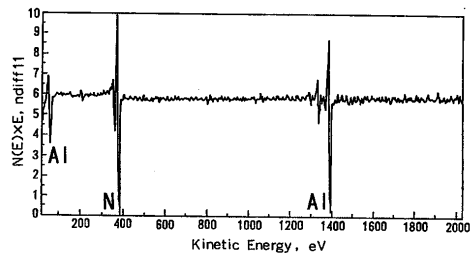
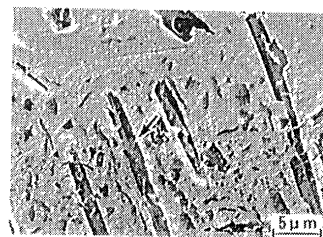
1000℃ : a) 100h, b) 240h, c) 340h
Fig.7 純窒素雰囲気中における加熱試験結果

4. まとめ

実機動翼コーティング層で生じた現象を実験室にて行った基礎試験結果をもとに解析し、コーティング層の環境劣化が酸化皮膜形成と相関があり、この皮膜形成が十分にできない環境下では、窒化が生じることを明らかにした。今後、窒化を考慮に入れたれたコーティングの劣化モデルを構築し寿命診断技術に結びつけてゆきたい。

参考文献

- 1) 吉岡洋明, 岡村隆成, 斉藤大蔵, 藤山一成, 岡部永年, 日本材料学会第42期学術講演会, 31(1993).
- 2) Lai, Proc. ASM 1993 Material Congress Materials Week, 113-121.



析出物のオージェ電子スペクトル

Fig.8 1000℃/340h加熱材の析出物オージェ分光分析結果

* 斉藤正弘、高橋雅士、伊藤義康、村上俊明 (㈱東芝重電技術研究所)
 高原健司 (㈱東芝京浜事業所)

1. 緒言

発電用ガスタービンにおいては、燃焼器ガス温度が高いほど発電効率が向上することから、高温化の研究^{1)~3)}が積極的に行われている。特に、ガスタービン入口温度が1300℃級のガスタービンが実用化され、さらに1400~1500℃級のガスタービン開発が加速している現状において、ガスタービンを構成する高温部材の遮熱コーティング(TBC: Thermal Barrier Coating)は必須技術と考えられる。TBCは冷却構造の高温部材表面に低熱伝導率のセラミックス(ジルコニア等)をコーティングすることにより、金属基材の表面温度上昇を防ぐ技術である。ところが、TBCは材料物性が異なった金属とセラミックスで構成されるために、材料間の熱膨張差による熱応力が発生し、皮膜には図1に示すような(a)割れや(b)はく離が発生すると考えられる。また、(c)異物の衝突や溶射施工時の局部加熱によりジルコニア皮膜積層方向の割れが生じ、長時間高温に晒されることによって(d)ボンドコートの酸化によるジルコニア皮膜のはく離割れが生じる。したがって、発電用ガスタービン高温機器へのTBC適用においては、このような皮膜の割れ、はく離が生じない信頼性の高いTBC開発が必須課題である。

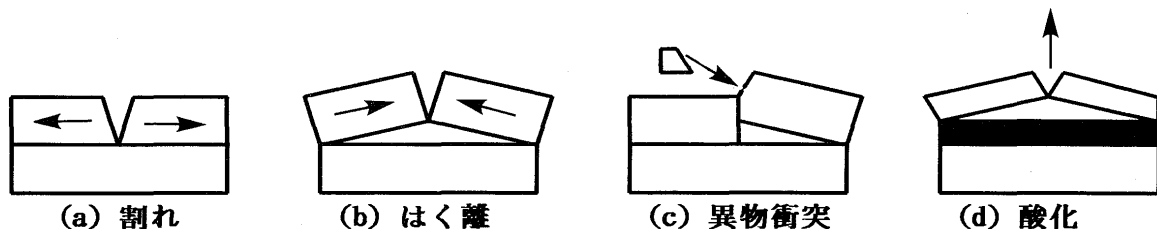


図1 遮熱コーティング皮膜の損傷形態

ところで、TBCの溶射施工時の健全性や運転時の信頼性においては、残留応力や熱応力の影響が極めて大きいと考えられるが、コーティング皮膜の諸特性や高温環境下での熱応力特性についての研究は少なく、TBC皮膜の割れやはく離のメカニズムについて、必ずしも明らかにされていないのが現状である。本研究では、高温環境下でのTBC皮膜の材料物性を明らかにすると共に、TBC皮膜の熱応力特性について皮膜はく離への影響の観点から、高温X線応力測定装置を用いて検討を加えた。

2. 実験方法

2.1 供試材料

本実験に使用した基材は、燃焼器用基材であるNi基合金の Hastelloy-X である。溶射材料はトップコートに8wt%Y2O3-ZrO2のセラミックス粉末、ボンドコートにNiCrAlY合金粉末を用いた。いずれも粒径は10~44μmである。それぞれの材料の化学組成を、表1、表2にまとめて示す。

大気中プラズマ溶射はAr-Heガスを用い、電圧49V、電流750A、溶射距離を100mmの条件にて、Al板上に厚さ5mmの8wt%Y2O3-ZrO2皮膜をコーティングした。

この後、溶射した皮膜を機械加工により引き剥がし、熱物性試験片（ヤング率測定用10×60×2mm、熱膨張係数測定用φ4×20mm、熱伝導率測定用φ10×5mm）を製作した。一方、高温X線応力測定用試験片はハステロイ-X基材の片面をグリッドプラストにて粗面化し、大気中プラズマ溶射によりポンドコート100μm、トップコート300μmをコーティングして、15×20×5mmの試験片をそれぞれ製

作した。図2に大気プラズマ溶射後のポンドコート皮膜およびトップコート皮膜の断面組織を示す。いずれも皮膜には、酸化物の巻き込みと共に、多くの気孔、微小割れが存在しているのが認められる。

2.2 機械的特性試験および物性試験

基材および溶射皮膜のヤング率、ポアソン比は振子共振法による高温弾性率測定装置（日本テクノプラ製EG-11）により、熱膨張係数は縦型熱膨張計（真空理工製DL-700）により、熱伝導率はレーザーフラッシュ法定熱測定装置（真空理工製TC-3000）により、それぞれAr雰囲気中において室温から1300Kの範囲で測定した。

2.3 高温X線応力測定

高温X線応力測定には、図3に示す高温測定専用のゴニオメータを備えたX線応力測定装置(JDX3500日本電子製に高温加熱ヒータ部付属)を用いた。測定では、Cu-Kα線を用いたSin²φ法により、室温から1373Kの範囲で大気中にて皮膜の組成変化、熱応力を均熱状態にてそれぞれ測定した。装置の加熱部は、アルミナ炉壁材に白金ヒータを埋め込み、炉壁を一部開放にしてX線が透過する領域を設けた。このX線透過部をNi箔で覆い、熱の拡散を防止した。また、加熱炉を循環水で冷却したステンレス容器で覆い、試験片の均熱化を図った。表3にX線測定条件を示す。

表1 溶射粉末の化学組成

Materials	Chemical composition (mass%)					
	Ni	Cr	Al	Y	Fe	Si
NiCrAlY	Bal.	22.4	10.7	1.06	0.074	0.071
Y2O3-ZrO2	Y ₂ O ₃	SiO ₂	TiO ₂	ZrO ₂		
	7.84	0.08	0.03	Bal.		

表2 基材の化学組成

Material	Chemical composition (mass%)				
	C	Mn	Si	P	S
Hasteloy-X	0.06	0.52	0.31	0.013	0.001
	Cr	Co	Mo	Fe	Ni
	21.53	1.51	8.48	18.7	Bal.

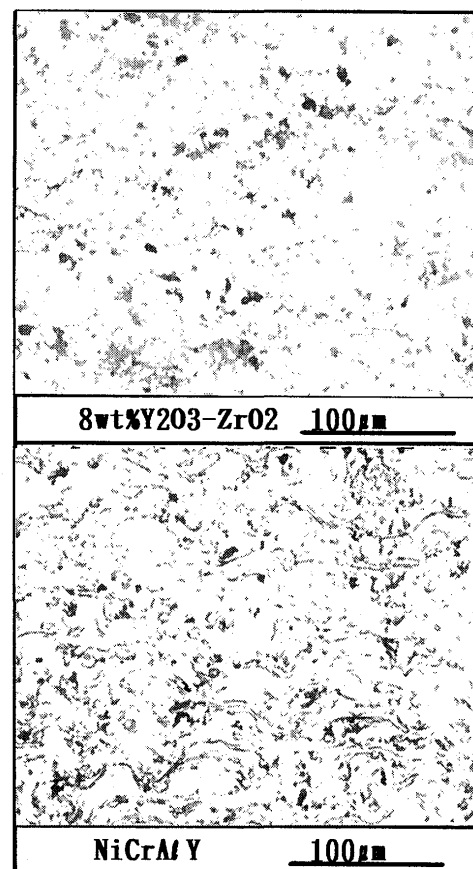


図2 8wt%Y2O3-ZrO2、NiCrAlY溶射皮膜の断面組織

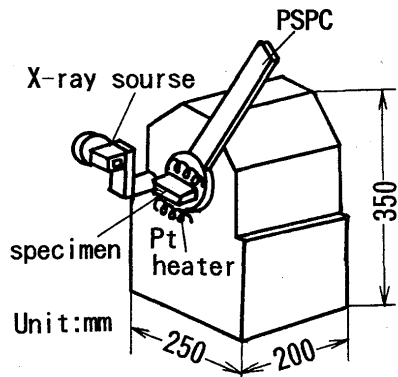


図3 高温X線応力測定部外観

表3 高温X線応力測定条件

Tube voltage	30 KV
Tube current	400 mA
Radiation source	Cu-K α
X-ray optic	Parallel beam Sin ² ψ
Irradiation area	2 \times 5 mm
Diffraction plane	Tetragonal(4 2 2)

3. 結果および考察

3.1 遮熱コーティング部材の熱特性

図4に8wt%Y2O3-ZrO2、NiCrAlY大気プラズマ溶射皮膜、ハステロイ-X基材のヤング率を示す。図から明らかなように、ハステロイ-X基材やボンドコート材NiCrAlY合金のヤング率は、温度の上昇と共に低下する傾向を示した。

一方、トップコート材8wt%Y2O3-ZrO2のヤング率は、温度が上昇してもそれほど低下せず、実験の範囲内では顕著な温度依存性を示さないようである。また、ポアソン比についても、同様に顕著な温度依存性は示していない。セラミックスの溶射皮膜については、皮膜中に含まれる気孔や、未溶融粒子、さらに溶射粒子間の結合力不足などのために、基材に比べて顕著なヤング率の低下が認められる。

図5に、8wt%Y2O3-ZrO2トップコート材およびNiCrAlYボンドコート材の大気プラズマ溶射皮膜の熱膨張係数、ハステロイ-X基材の熱膨張係数を示す。図から明らかなように、金属であるハステロイ-X基材やNiCrAlY皮膜の熱膨張係数は温度が上昇すると共に高くなる傾向を示すが、セラミックスである8wt%Y2O3-ZrO2の熱膨張係数は、温度が上昇してもその変化は僅かである。したがって、熱膨張係数はハステロイ-X > NiCrAlY > 8wt%Y2O3-ZrO2の順に低くなるため、大気プラズマ溶射後のトップコート皮膜には、圧縮残留応力が作用するものと推察することができる。図6に8wt%Y2O3-ZrO2およびNiCrAlY大気プラズマ溶射皮膜の熱伝導率、ハステロイ-X基材の熱伝導率を示す。図から明らかなように、溶射皮膜および基材共に、熱伝導率は高温になるほど高くなる傾向を示すが、8wt%Y2O3-ZrO2は顕著な温度依存性を示さない。すなわち、8wt%Y2O3-ZrO2皮膜には、気孔の他に線状の割れが多

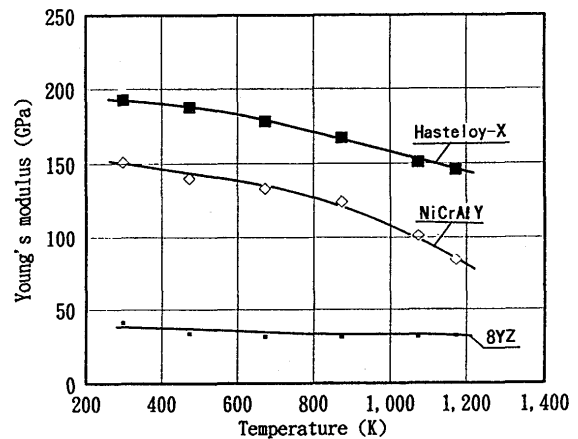


図4 遮熱コーティング部材の高温ヤング率

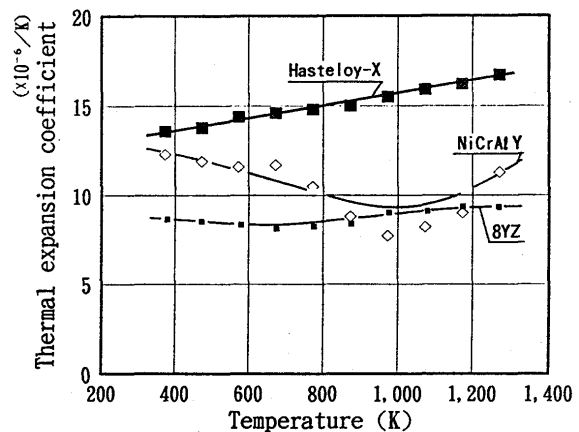


図5 遮熱コーティング部材の熱膨張係数

数発生し、皮膜中の割れは連続的な開気孔として存在するため、8wt%Y2O3-ZrO2皮膜の熱物性はき裂状の欠陥を多数含んだマイクロ組織に大きな影響を受けるものと考えられる。

一方、NiCrAlY大気溶射皮膜についても、ハステロイ-X基材と比べて熱伝導率は1/6程度と低い。これは、溶射皮膜中に含まれる気孔と共に、溶射時の皮膜の一部が酸化し、皮膜中に巻き込まれた酸化層の影響が大きいものと考えられる。

3.2 熱応力解析システムによる熱応力の算出

既に著者らは、得られた材料データを基にデータベースを構築し、皮膜材料の選定やプロセス選択の段階に積極的に適用することを目的とした、多層積層材料の熱応力解析システムを開発²⁾している。本システムは、ひずみ抑制法と梁理論を組合わせたもので、図7にその概要を示す。多層積層材料の各層の材料定数を入力した後、温度境界条件を入力することにより定常熱伝導解析を実行し、各層ごとの温度分布を求めて得られた各層の温度を用い、多層積層材料の熱応力解析を実施する。その解析例としてハステロイ-Xの表面にNiCrAlYをプラズマ溶射、8wt%Y2O3-ZrO2をプラズマ溶射で構成した遮熱コーティング部材の解析結果を示す。

図8に室温から1293Kまで均一に加熱した場合の積層方向の熱応力分布を示した。ここで、基材は平板とし遮熱コーティング部材が自由に面外変形できるものとしている。図から明らかのように、FEM解析結果とは良い一致を示しており、ボンドコート界面には圧縮応力が、トップコート表面には引張応力が作用している。すなわち、トップコートの熱応力緩和にはボンドコートとして熱膨張係数の低い材料の選択が有効^{1)~3)}であるが、数百 μm 程度の厚さでは、顕著なトップコートの熱応力緩和は期待できない。ところで、TBCの損傷は熱応力が支配的か、皮膜の酸化が支配的であるかが重要なポイントである。ここで、TBCの損傷は熱応力が

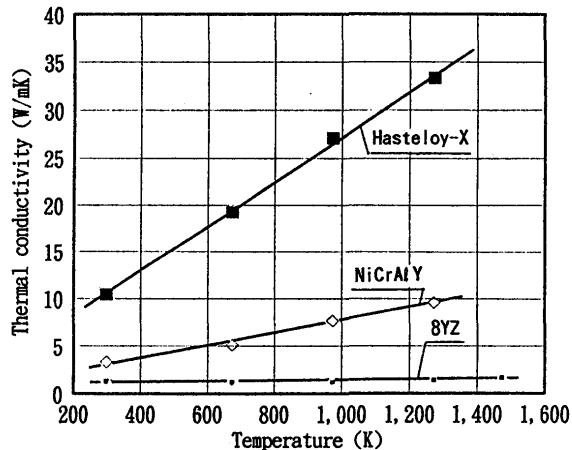


図6 遮熱コーティング部材の熱伝導率

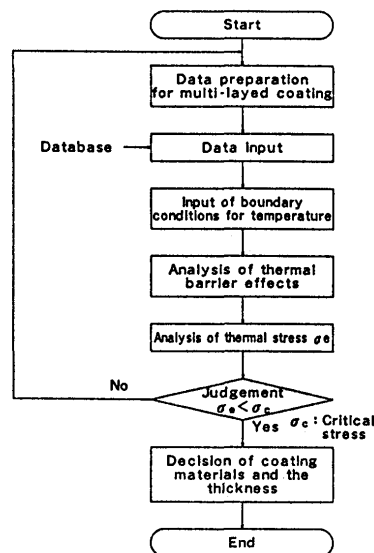


図7 熱応力解析システムフロー

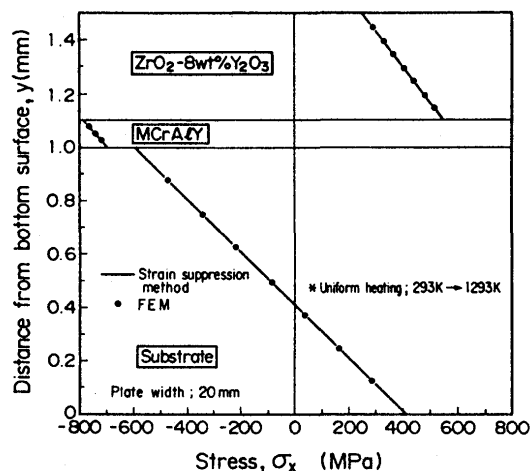


図8 均一に加熱した場合の積層方向の熱応力分布

支配的であると仮定した場合、実機燃焼器の定格運転時には皮膜に引張応力が作用するため皮膜割れが発生し、運転停止時には皮膜に圧縮応力が作用するため皮膜はく離が発生すると考えられる。この観点から高温X線応力測定装置により加熱状態および冷却状態の熱応力を求めることは有効と考えるが、本装置は均一加熱した場合の熱応力であり、表面加熱、裏面冷却の熱応力については今後の検討課題である。

3.3 高温X線応力測定装置によるTBC部材の熱応力

図9に均一加熱におけるTBCコーティング部材の8wt%Y2O3-ZrO2溶射皮膜表面X線回折パターンを示す。このX線回折ピークは、室温から1373Kのいずれにおいても正方晶の8wt%Y2O3-ZrO2であることを確認した。ここで、回折ピーク $2\theta: 94.9^\circ$ 、(422)を用いて応力測定を実施し、得られた $\sin^2 \phi - 2\theta$ 線図から皮膜熱応力を求めた。図10にTBC部材の高温X線応力測定結果を示す。熱応力の算出に使用した材料定数は、図4に示したヤング率、ポアソン比を用いた。図から明らかなように、室温においては、80MPa程度の残留応力が作用しているが、1373Kにおいても室温と同程度の70MPaであり、温度上昇による熱応力は室温と変わらず、それほど顕著な温度依存性を示していない。また、冷却過程の熱応力についても同様に顕著な温度依存性を示していない。この傾向は数サイクル加熱冷却を繰返した場合でも変化がないことを確認した。図11に高温X線応力測定前後のTBC試験片について、SEM観察を行った結果を示す。図から明らかなように、高温X線応力測定前の8wt%Y2O3-ZrO2皮膜には既に、未溶融粒子に沿った多数のマイクロき裂や気孔が発生していることが明瞭で、高温X線応力測定後の8wt%Y2O3-ZrO2皮膜は、さらにこれらが進展あるいは増加している傾向を示している。すなわち、溶射施工後の8wt%Y2O3-ZrO2皮膜には、気孔の他に線状の割れが多数発生し、その割れは連続的な開気孔として存在するため、溶射施工時の残留応力は既に開放されているものと考えられる。

一方、高温に加熱された8wt%Y2O3-ZrO2皮膜では、皮膜に生じたき裂や気孔が既に十分に開放されていることや、ミクロ的にき裂が進展しているために、温度差から生じる熱応力を分担していないようである。

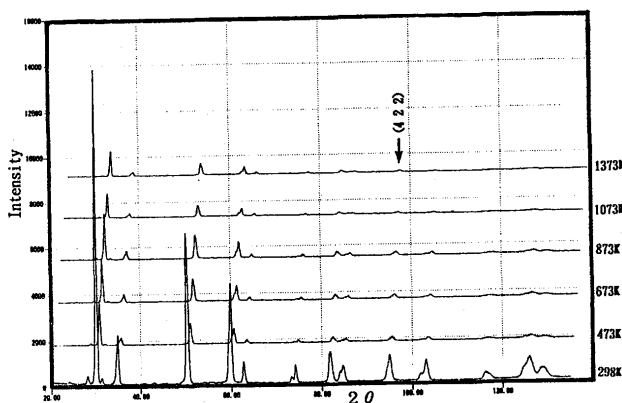


図9 8wt%Y2O3-ZrO2 溶射皮膜のX線回折パターン

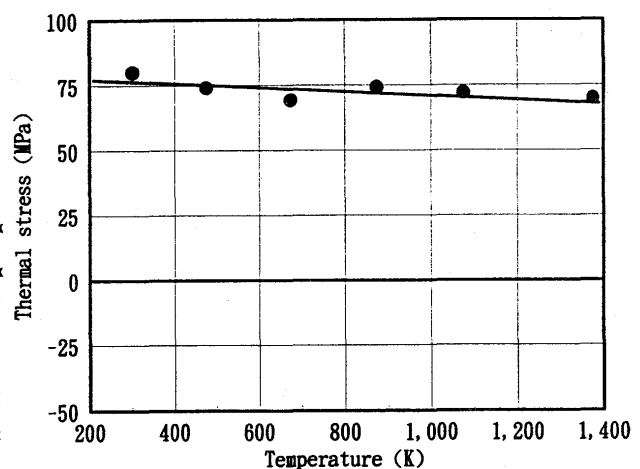


図10 高温X線応力測定装置による応力測定結果

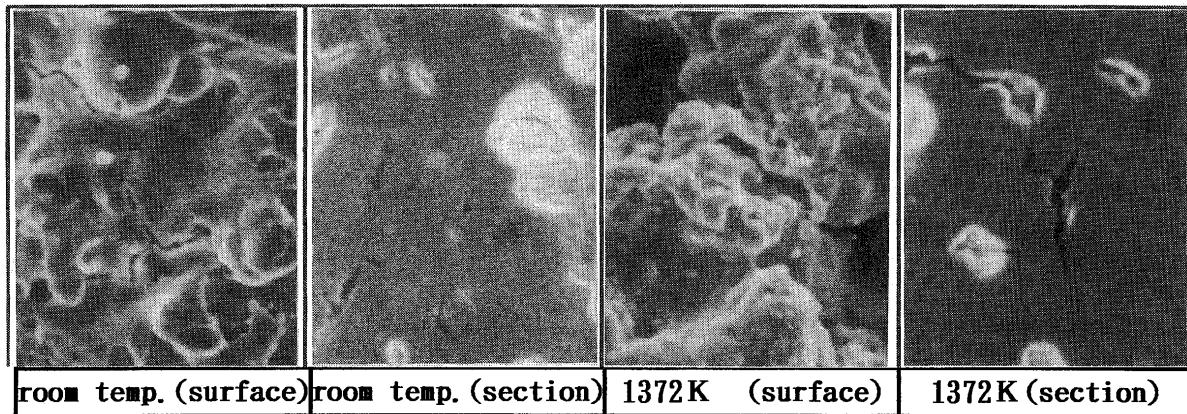


図1.1 加熱試験前後のTBC皮膜SEM像

5 μm ———

したがって、8wt%Y2O3-ZrO2皮膜に発生する熱応力は、熱応力解析システムによる解析結果と比べ1/10の熱応力であり、実際にはき裂状の欠陥を多数含んだマイクロ組織に大きな影響を受けるものと考えられる。このため解析においては、皮膜の気孔率、欠陥率等を考慮した解析が必要である。

以上のように、本試験結果の範囲において、TBC皮膜のはく離は熱応力よりも皮膜界面の酸化が支配的であり、き裂は熱応力が支配的であるものと考えられた。この皮膜のはく離と酸化および熱応力の関係については、今後の課題である。

4. 結論

- (1) 振子共振法により遮熱コーティング部材のヤング率を測定した結果、8wt%Y2O3-ZrO2大気プラズマ溶射皮膜については、皮膜中に含まれる気孔や、未溶融粒子、さらに溶射粒子間の結合力不足などのために、基材に比べて顕著なヤング率の低下が認められた。
- (2) Cu-K α 線を用いた遮熱コーティング部材の高温X線応力測定の結果、8wt%Y2O3-ZrO2皮膜に生じる熱応力は僅かで、多数のき裂や気孔によって既に応力が十分に開放されており、8wt%Y2O3-ZrO2皮膜は温度差により生じる熱応力をそれほど分担しないものと考えられた。
- (3) 高温X線応力測定によって得られた熱応力は、熱応力解析システムによる解析結果と比べ1/10の熱応力であり、実際にはき裂状の欠陥を多数含んだマイクロ組織に大きな影響を受けると考えられた。
- (4) 本試験結果の範囲（均一加熱）において、遮熱コーティング皮膜のはく離の主因は熱応力よりも皮膜界面の酸化が支配的であると考えられる。

5. 参考文献

- 1) 伊藤、斉藤、宮崎：日本機学会論文集 No. 94-0022.
- 2) 伊藤、斉藤、豊田：圧力技術、32-3(1994).
- 3) 斉藤、伊藤、岡村：日本ガスタービン学会第8回秋季講演会講演論文集(94)285-291

セラミックス系複合材料 (CMC) 製燃焼器ライナの開発

*西尾 光司、井頭 賢一郎、武 浩司 ([株]先進材料利用ガスジェネレータ研究所 西神分室)
末光 毅 (川崎重工業 (株) 明石技術研究所 材料研究部)

1. まえがき

高効率化を目指す産業用ガスタービンの開発、超音速化を目指す航空用エンジンの開発等では、図1に示すガスタービンの入口温度の変遷⁽¹⁾に見られるように、燃焼器出口(タービン入口)温度の高温化が計画されており、このため高温耐材料の開発が求められている。この要求に応じて、図2の耐熱材料の開発動向⁽²⁾に示すように、これまでDS(一方向凝固超合金)、SC(単結晶超合金)が実用化され、現在金属間化合物、酸化物分散超合金等の開発が行われている。さらに、金属系材料の耐用を越えた高温での耐久性が求められる段階となっており、この要求に応える材料としてセラミックス系複合材料(CMC)の開発が国内外の多数の機関で盛んに行われており、優れた特性の材料が開発されつつある。

基盤研究促進センターおよび国内企業14社の共同出資により設立した(株)先進材料利用ガスジェネレータ(AMG)研究所では、CMCをはじめとする先進材料の適用により燃費低減20%、重量軽減50%、NOx削減70%の将来型ガスジェネレータの技術開発を、平成4年度末より行っている。このガスジェネレータの構成要素の1つである燃焼器の開発において、CMC製燃焼器ライナの開発研究を行っている。

本稿では、燃焼器ライナ用CMCの材料特性評価、CMC製燃焼器ライナの応力解析、CMC製燃焼器ライナの試作等によりCMCの燃焼器ライナへの適用性評価を行った結果について述べる。

2. 燃焼器ライナ用CMCの材料特性

(1) 試験片作製方法

燃焼器ライナ用CMCには高温強度、耐酸化性に優れた炭化珪素繊維強化炭化珪素(SiC^F/SiC)を候

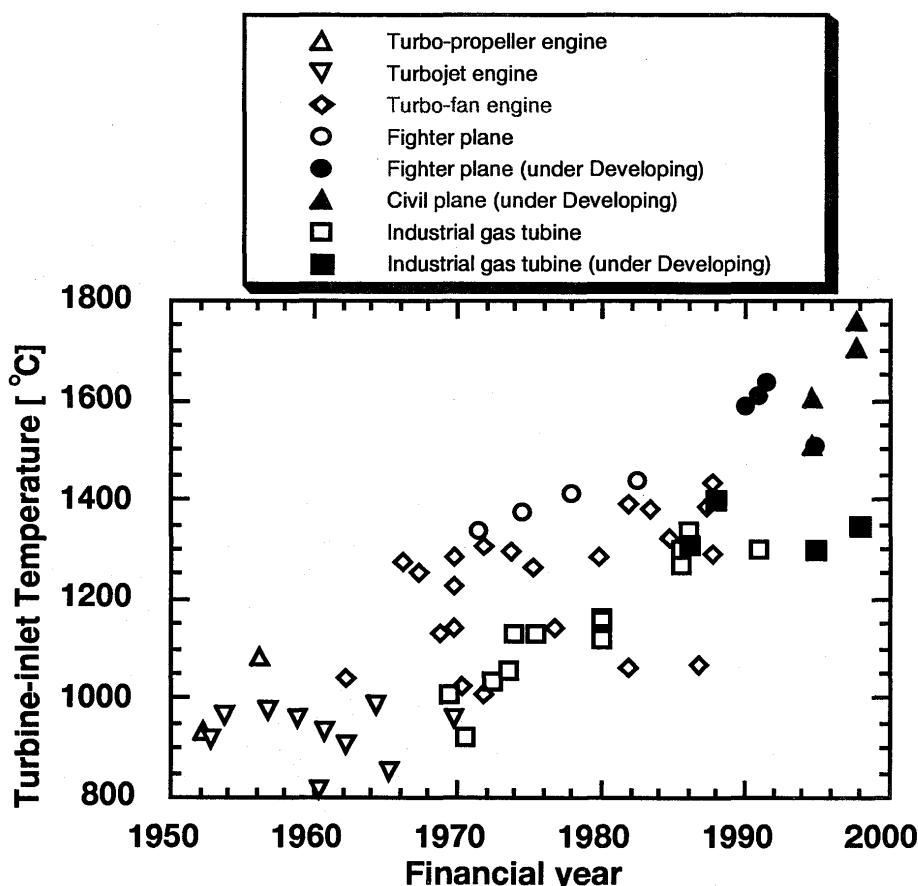


図1 ガスタービンのタービン入口ガス温度の変遷

補材料として選定した。

CMC製燃焼器ライナの成形方法として、強化繊維の配向角度の調整が容易で、成形型の取り替えにより容易に小型部品から大型部品まで幅広くニアネット成形が可能なフィラメントワインディング (FW) 成形法を選定した。図3に燃焼器ライナの製造用に設置したFW装置の概念図を示す。

燃焼器ライナ用CMCの材料特性評価試験片は、このFW装置を用いて、繊維配向プリプレグシートを所定角度偏向させて積層し、この繊維積層体をポリマー含浸・熱分解 (PIP) 法により複合化して合成した板状CMCから採取した。繊維には製織性、開織性等の加工性が良好で高温強度に優れ、複合化時の繊維/マトリックス界面層となる炭素層を繊維表面に持つSi-Ti-C-O系繊維 (Tyranno Lox M-S5 宇部興産製) を用いた。

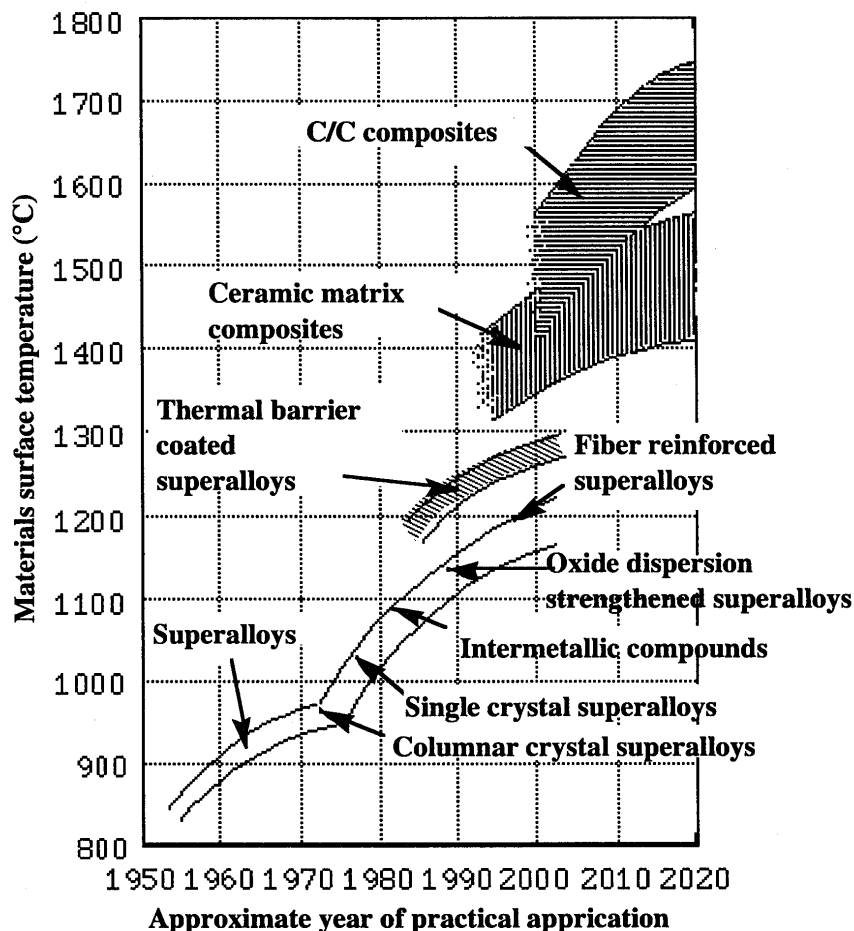


図2 耐熱材料の開発の変遷

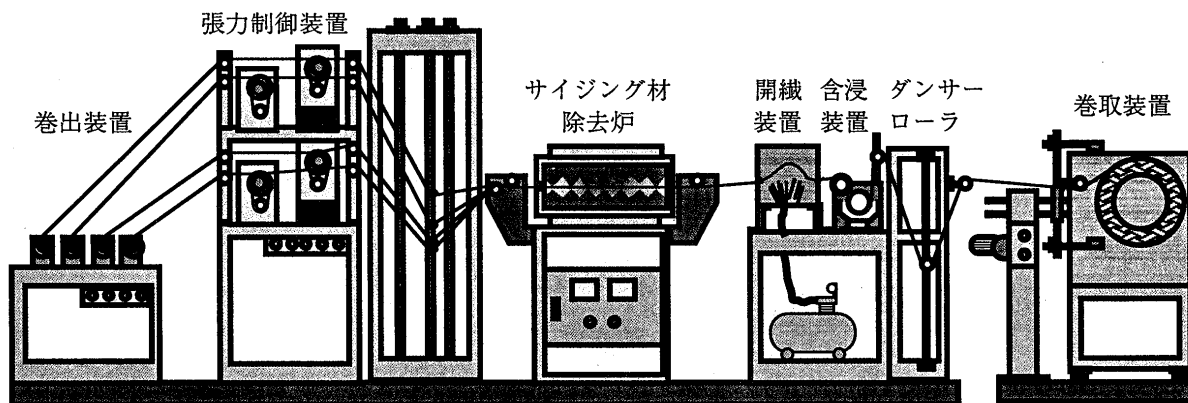


図3 燃焼器ライナ製造用フィラメント・ワインディング (FW) 装置

マトリックス前駆体ポリマーにはポリカルボシラン (PCS) を用いた。繊維配向角度は、燃焼器ライナの成形角度相当の $\pm 22.5^\circ$ を含む $0^\circ \sim \pm 82.5^\circ$ の間で7種類の角度を設定した。図4に試験片の繊維構成模式図を示す。

(2) 試験方法

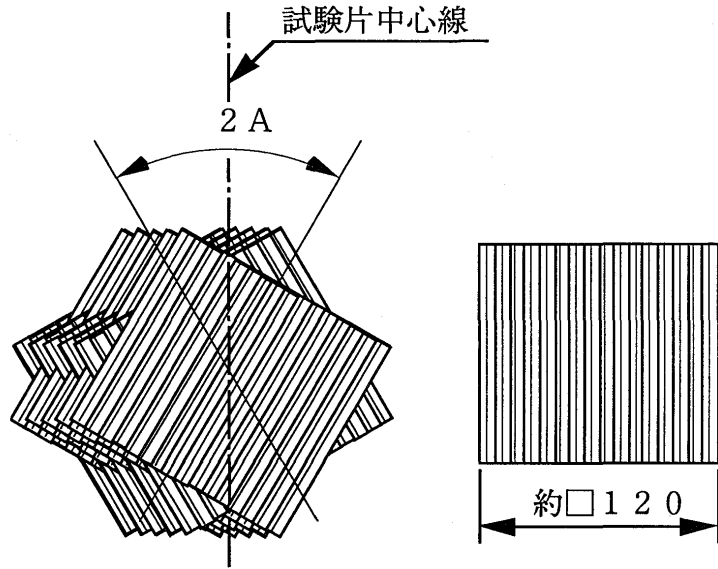
特性評価試験としては常温の引張試験を選定し、繊維配向角度と引張特性の関係を求めた。試験片は幅12.7mm長さ120mm厚み約3mmのストレートバー形状の試験片を用いた。試験は引張速度0.5mm/min (クロスヘッド速度) で行った。試験片保持方法は試験片両端部を樹脂で埋込、この樹脂部を機械式

チャッキングすることにより行った。歪みは試験片に貼り付けたストレインゲージを用いて測定した。

(3) 試験結果および考察

図5および図6にそれぞれ引張強さ、弾性率と繊維配向角度の関係を示す。この結果、引張特性は配向角度が大きくなるに従って低下することが分かる。特に引っ張り強さはこの傾向が強く、繊維配向角度が75°以上では殆ど強度が期待できなくなることが分かる。これは繊維配向角度が大きくなると、引張方向の繊維成分が減少し材料強度に占める繊維の寄与が小さくなり、繊維に比べて強度の低い層間および繊維間のマトリックスが材料強度に大きく寄与するようになるためと考えられる。

燃焼器ライナ材料の強度は、図5における燃焼器ライナの繊維配向角度に相当する角度(約20°)での引張強さをみると、約250MPaと考えられる。



特性評価用試作複合材の構造	
使用繊維	Tyranno LoxM-Ccoat(800F)
繊維配向	2A = 0°, 15°, 30°, 45°, 90°, 150°, 165°
積層数	20
SiC 繊維; Vf = 41 vol-%	
マトリックス; Vm = 43 vol-%	
残存気孔; Vv = 16 vol-%	

図4 特性評価用試作複合材の概要

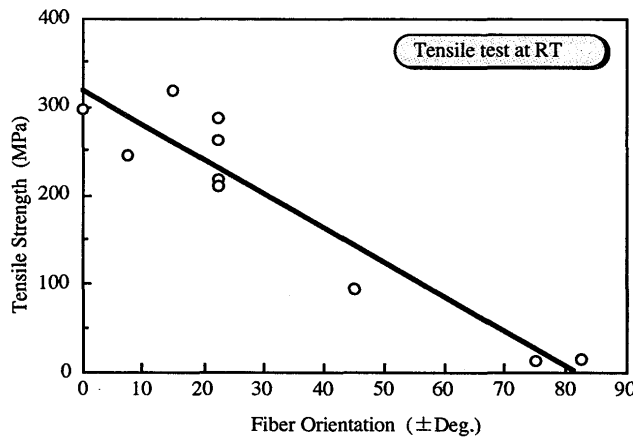


図5 試作複合材の引張強さと繊維配向の関係

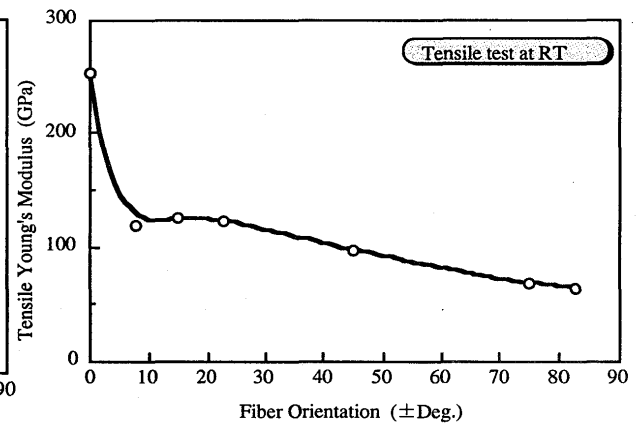


図6 試作複合材の引張弾性率と繊維配向の関係

3. CMC製燃焼器ライナの静的強度解析

(1) 解析モデル・解析方法の検討

AMG用燃焼器では、燃焼器構成要素の燃焼器ライナ、燃焼ガスの旋回導入用スワラにそれぞれSiC^f/SiC、TiAlを適用することを計画している。図7に燃焼器の構成概念図を示す。この燃焼器の基本設計仕様に基づき、熱応力解析モデル・解析方法を検討した。ライナとスワラとの取合部はSiC^f/SiC

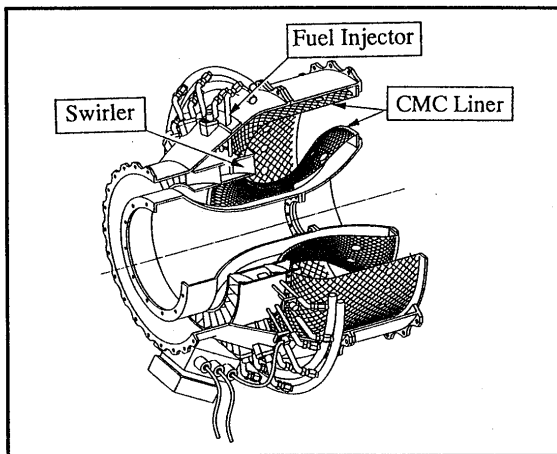


図7 AMG燃焼器の構成概念図

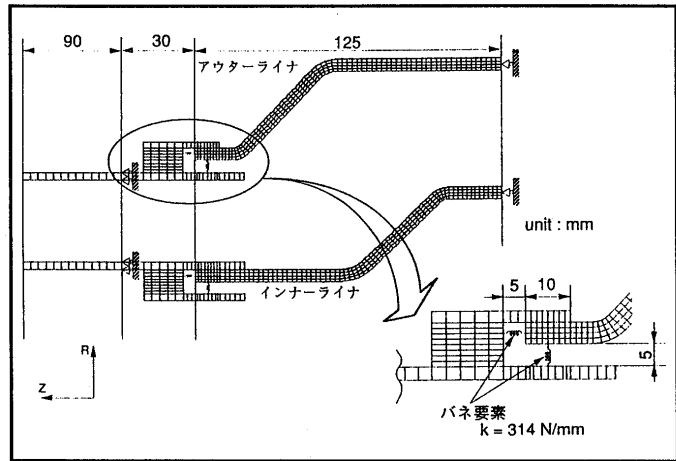


図8 複合材ライナの熱応力解析モデルと拘束条件

とTiAlの熱膨張率の差に起因する熱応力の緩和を目的として、バネ式取付構造を採用し、線形バネ要素でモデル化した。図8に解析モデルを示す。ライナの軸方向温度分布は、従来の金属製燃焼器の燃焼状態より推定した値を用い、ライナ厚み方向の温度分布（最大200℃）も考慮した。スワラの温度は700℃均一と仮定した。解析に用いた温度分布を図9に示す。

熱応力解析に使用した材料物性は試作材料の1000℃におけるデータを用い、異方性を考慮した解析とした。

(2) 解析結果と考察

CMCライナの熱応力解析結果を図10に示す。最大熱応力はライナとスワラの取付部近傍のライナ側に発生した。最大熱応力の値はアウターライナで170MPa、インナーライナで146MPaであった。最大主応力方向は周方向であり、ライナに生じる熱応力はフープ・ストレスが主体であると考えられる。今回の解析ではライナとスワラの間には実用材相当のバネ定数を適用したが、使用するバネを低いバネ定数のものにするにより、発生する熱応力を低減させることができる。

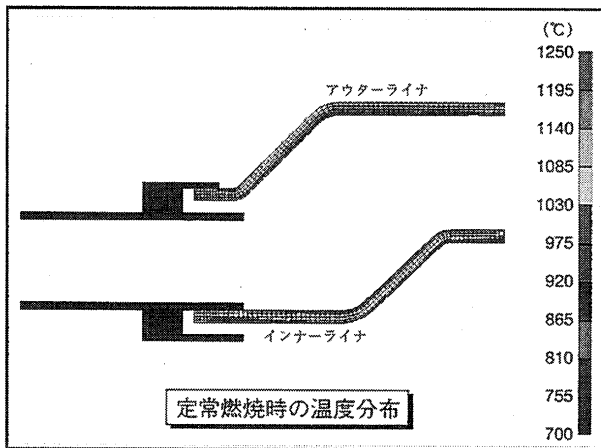


図9 複合材ライナの熱応力解析用温度分布

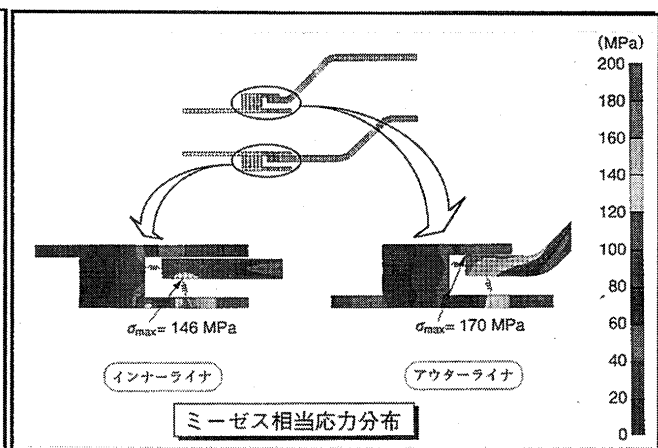


図10 複合材ライナの熱応力解析結果

4. 燃焼器ライナへのCMC適用評価

(1) 強度評価

燃焼器ライナ用CMCの材料強度特性試験により、ライナ成形時の繊維配向を有した候補材料のSiC^F/SiCが、約250MPaの引張強度をもつことを確認した。また、この材料を燃焼器ライナに適用したモデル

の定常燃焼時の熱応力解析により、発生する熱応力は材料強度以下であることが分かった。これらの結果から、SiC^F/SiCを燃焼器ライナに適用することは妥当であると考えられる。

SiC^F/SiCの強度向上の可能性については、今回の特性評価用試作に用いたと同じ素材（繊維、ポリマー）で合成したSiC^F/SiCで引張強度が400MPa以上の報告⁽³⁾もあり、今後の燃焼器ライナ用SiC^F/SiCの合成プロセスの改良による強度向上が期待される。

また、発生応力低減の可能性については、前にも述べた通り、ライナの支持構造、使用バネの選定により発生応力を低減できると考えられる。

このように、材料強度と発生応力の差を大きくして、CMCライナの強度信頼性を向上させることが期待される。

(2) 成形性評価

FW成形・PIP法による複合化により、燃焼器基本仕様のSiC^F/SiC製燃焼器ライナを試作し、成形性を検討した。繊維、ポリマーは特性評価試験体の作製と同一素材を用いた。FW成形時に使用繊維の断裂はなく、ほぼ一定の張力のもとで成形することができた。最大径が約500mmの大型ライナのPIP法による複合化においても問題は生じなかった。複合化後希釈空気孔の加工は機械加工により行った。図11に試作ライナの外観を示す。試作ライナの表面には、繊維束厚みに相当した起伏が認められるが、全体形状はほぼ基本仕様を満足する結果を得た。この表面起伏は、FW成形時の繊維張力を大きくする等により巻付けられた繊維束を扁平にする、繊維束の繊維本数を少なくする等の方法により容易に小さくできると考えられる。

これらの成形結果から、今回の試作に採用した方法（FW成形・PIP法）は、SiC^F/SiC製燃焼器ライナの成形に適した方法であると考えられる。

5. まとめ

燃焼器ライナへのCMC適用性を評価するために、燃焼器ライナの成形方法を用いて候補材料のCMCであるSiC^F/SiCを試作し、強度評価するとともに、同材料製の燃焼器ライナモデルの定常燃焼時の熱応力解析により発生応力を求めた。またSiC^F/SiC製燃焼器ライナの試作により成形性評価を行った。この結果以下のことが明らかになった。

(1) 燃焼器ライナ用試作

SiC^F/SiCの引張特性（引張強度、弾性率）は繊維配向角度が大きくなるに従って低下する。そして、ライナ成形時の繊維配向角度では、約250MPaの引張強度を有する。

(2) SiC^F/SiC製燃焼器ライナの定常燃焼時に発生する熱応力は、スワラとの取付部近傍で最大のフープ・ストレスを発生する。その値はアウターライナでは170MPa、インナーライナでは146MPaであった。

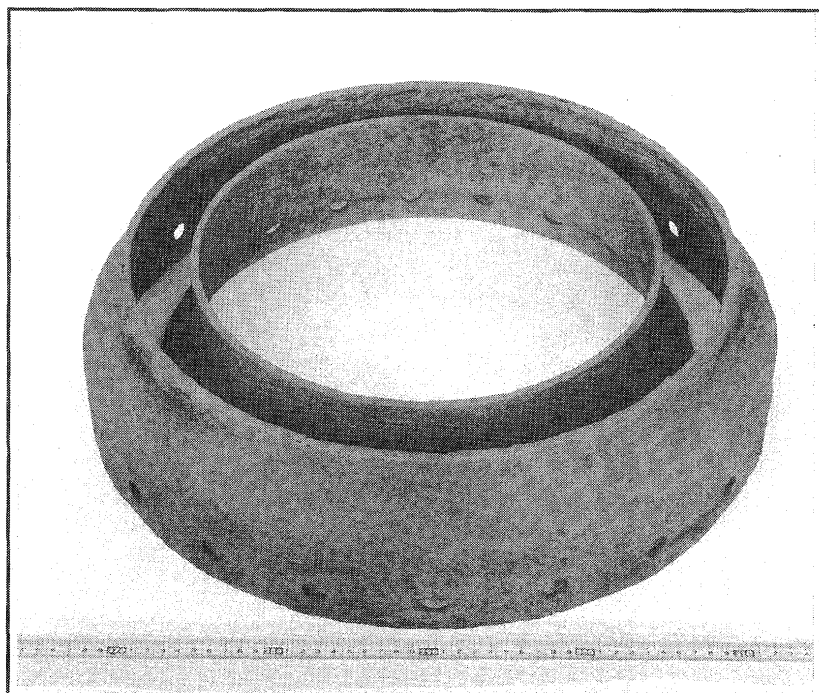


図11 試作複合材ライナの外観

- (3) 上記結果にSiC^F/SiCの強度向上の可能性、発生応力低減の可能性等を考慮して、SiC^F/SiCの燃焼器ライナ適用性を検討した結果、SiC^F/SiCの適用は妥当であると考えられる。
- (4) FW成形・PIP法による複合化により、SiC^F/SiC製燃焼器ライナは容易に成形することができる。

今後、SiC^F/SiCの強度向上のためのプロセス改良、熱応力低減のための構造改良、試作ライナの燃焼評価等により強度信頼性の高いCMC製燃焼器ライナの開発を行っていく予定である。

6. 参考文献

- (1) 吉田豊明, 日本ガスタービン学会誌, vol.20, No.80 (1993), p.4
- (2) 赤間信弥, 材料科学, 25 (1988), p.109
- (3) 井頭賢一郎、西尾光司他, 日本セラミックス協会第7回秋季シンポジウム講演予稿集 (1994), p. 163

ガスタービン高温部品への複合セラミックス 適用設計における損傷許容性評価についての検討

*岡部永年（愛媛大学），岡村隆成（東芝）

1. まえがき

発電用ガスタービンはタービン動翼、静翼あるいは燃焼器などの高温部への超耐熱合金と冷却技術の採用によって高温化を進め、高効率化を図ってきた。しかし、高温化とともに冷却空気流量が増し、プラント性能は鈍化するため、冷却技術と一層の高度化とともに材料の耐熱性と高温強度の改善を研究課題として研究開発が進められている。その一環として高温部材へのセラミックス材料の適用を試み、冷却空気流量の削減によるガスタービン性能の向上あるいは環境保全面の改善に大きな期待がかけられている。これまで、SiCやSi₃N₄などのモノリシック系セラミックスによる高温部品への適用研究が進められ、高温環境下での各種試験による信頼性・健全性の評価は行われてきたが、実使用条件での長期的な信頼性や健全性・安全性は、まだ、実施するまでには至っていない。近年、目覚ましい材料開発を遂げたモノリシック系セラミックスでも、高温強度は極めて優れるものの、靱性改善の面では耐熱合金には遠く及ばず、チッピング損傷やFODなどによる壊滅的破壊の危険性を避け得ず、実運転上での長期的な安全性・健全性の面での課題を抱えている。

このような状況から、損傷許容性の期待できる長繊維系セラミックス基複合材料（CFCC）の開発あるいは製造技術の研究が積極的に進められている。現在、CFCCの特性発現や損傷挙動に関する研究が行われているものの、CFCCに期待する損傷許容性に対する評価は未だ最適なものが開発されず、構造強度設計への材料特性データの適用が確立していない。そこで、本研究では、設計への適用可能な損傷許容性の評価について、破壊力学的観点からの検討を加え、曲げによる荷重-変位曲線に基づく簡便な評価法について提案する。

2. 実験・解析方法

実験方法：供試材としては、BN被覆コーティングのSiC長繊維（Hi-Nicalon）のヤーンを繊維強化材としてSiCセラミックスを反応焼結法でマトリックスに含浸したCFCCである。このCFCCは繊維/マトリックス界面およびマトリックス組成に改質が図られ、損傷許容性の改善が大幅に図られたものである。

曲げ試験では、この供試材を $w10 \times h1 \times l40$ の板状試験片に対して室温にてクロスヘッド速度0.5mm/secで3点曲げ試験を行い、荷重-変位曲線を実測した。

解析方法：図1のように半円断面の部材を下支点とする3点曲げ応力状態を想定し、FEMにより平面ひずみ条件で図2のように種々のき裂進展状態での応力解析を行った。具体的には曲げ荷重下での引張面側の最大たわみ点を起点とする種々の長さの

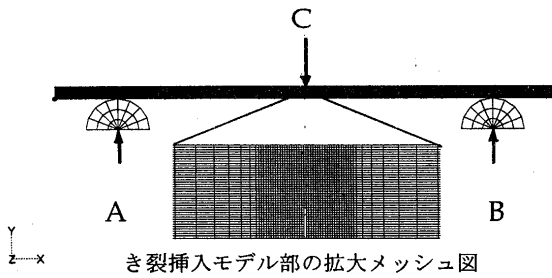


図1. 3点曲げ試験のモデル図

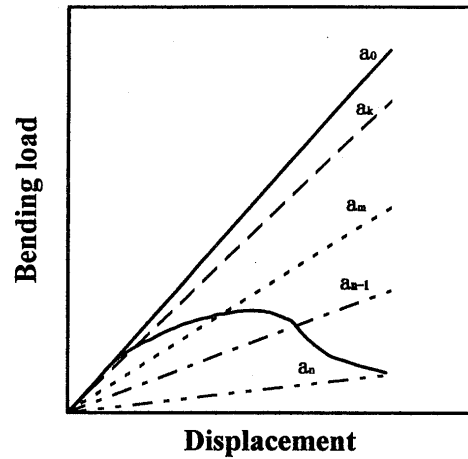


図2. 各き裂に対する曲げ剛性直線

下面に垂直なき裂を付加し、強制変位 u_0 を荷重点 C に与えて応力解析した。 u_0 に対する荷重 P を下支点 A, B の下面より読み取り、この関係から任意の強制変位 u に対する荷重 P の線形線図を求めた。なお、この解析でのき裂モデルとしては、き裂ウエイク部に破断繊維の架橋効果を考慮した図3のような損傷き裂モデルを用いた。

応力解析結果に基づく破壊エネルギーの解析としては、まず、き裂開口端の要素における dy/dx を読み取り、たわみ角を $\theta = \tan^{-1}(dy/dx) = dy/dx$ とした。このときの各き裂状態での曲げ剛性 k_b を a の関数として

$$k_b = A_2 a^2 + A_1 a + A \quad (1)$$

のように近似した。実測の $P-u$ 線図の任意の点 (P, u) のコンプライアンスは $\lambda = \theta / M$ として求め、この点の曲げ剛性 k_b から推定したき裂長さ a との関係

$$\lambda = B_2 a^n + B_1 a + B_0 \quad (2)$$

のように近似し、 λ を微分することにより $d\lambda/da$ を a の関数として求めた。曲げモーメント M もまた、 a の関数 $M(a)$ として表される。

き裂の成長に伴うエネルギー開放率 G の挙動は

$$G(a) = \frac{M(a)^2}{2B(1-\nu^2)} \frac{d\lambda}{da} \quad (3)$$

のように表され、また、そのときの解放エネルギーの挙動は、上式をき裂面増分で積分することにより

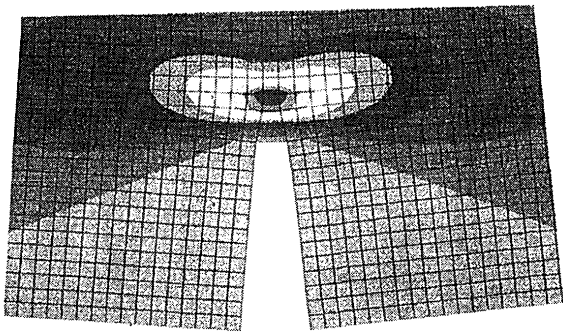
$$\Pi(a) = \frac{1}{2B(1-\nu^2)} \int_A M(a)^2 \frac{d\lambda}{da} da = \frac{1}{1-\nu^2} \int_0^a M(a)^2 \frac{d\lambda}{da} da \quad (4)$$

のように推定できる。

一方、実測 $P-u$ 曲線に基づく損傷解放エネルギーの評価としては、図4のように任意の変位 u に対する損傷度は、非損傷の場合の弾性変形量 u_e と全変形量 u とから

$$D = (u - u_e) / u_e \quad (5)$$

のように定義し、損傷許容性の評価パラメータとする。すなわち、 D に対して最大荷重までの損傷領域では D_1 、その後の破断までの損傷領域では D_2 とし荷重制御に対す



$$\theta = \tan^{-1}(dy/dx) = \Delta y / \Delta x$$

図3. 損傷き裂の解析モデル図

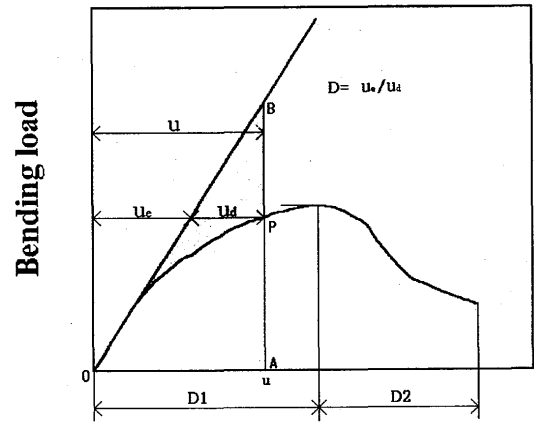


図4. 損傷解析のための荷重-変位線図

る損傷許容性および変位制御に対する損傷許容性のパラメータとして求めることにし、損傷による解放エネルギー Π と関連づけてやると、 D をCFCCの損傷許容性の定量的評価のパラメータとして適用できる。

この場合の解放エネルギー Π の求め方としては、実測 $P-u$ 曲線より、直接、簡便に求める方法を提案し、任意の変位量に対する弾性ひずみエネルギー U_e から破損吸収エネルギー U_a を差し引くことにより

$$\Pi(u) = U_e - U_a = \int_0^u \{P_e - P_a\} du \quad (6)$$

次式のように求めることにする。

3. 実験・解析結果および考察

図5は、き裂ウェイクのき裂先端近傍にSiC繊維のブリッジング効果を含む各き裂状態でのFEM解析による曲げ剛性 k_b とき裂長さ a_i の関係を式(1)で近似したものである。また、図6はき裂進展に伴うコンプライアンス λ の挙動を式(2)示したもので、破線は式(5)を a で微分して得られる $d\lambda/da$ の挙動を示している。図7は実測

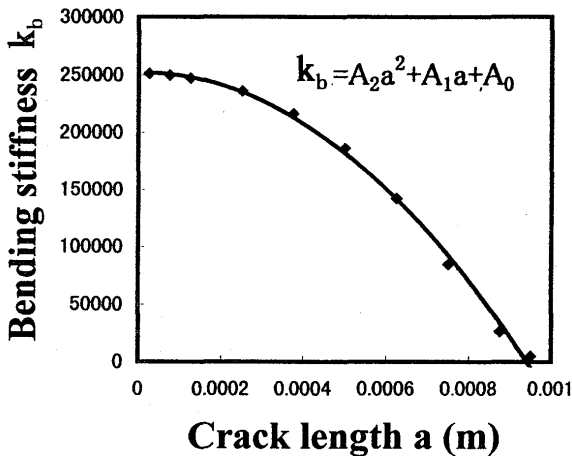


図5. 曲げ剛性と損傷き裂長さの関係

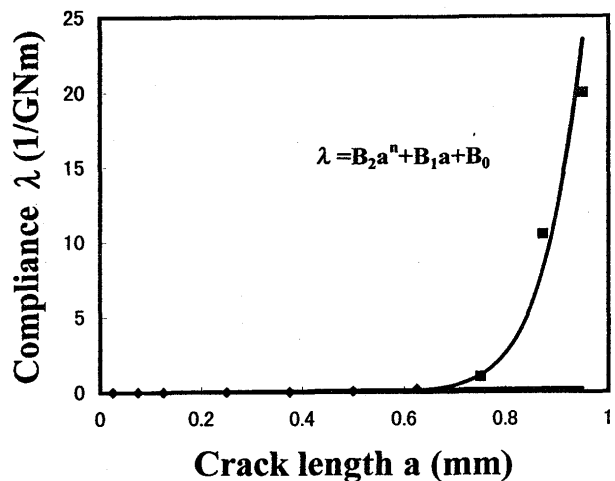


図6. 損傷き裂の進展に伴うコンプライアンスの挙動

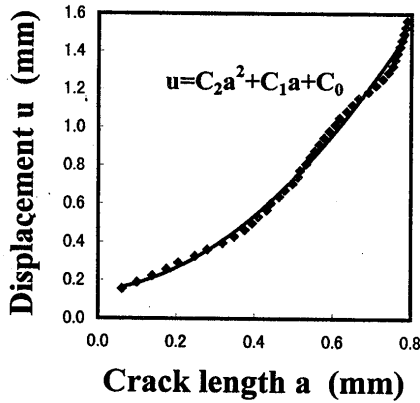


図7. き裂長さと変位との関係

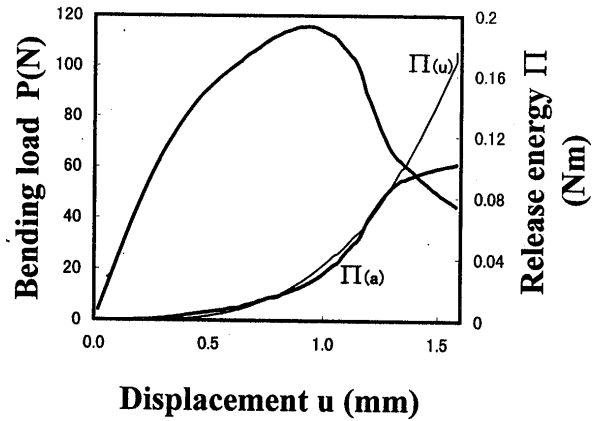


図8. 変位増大に伴う解放エネルギーの挙動

P-u 曲線上の $\{k_{bi}\}$ を基に式(1)の逆関数として $\{a_i\}$ を求め、き裂 $\{a_i\}$ の増大に伴う $\{u_i\}$ の挙動示したものである。これらの結果を基に式(3)および(4)でき裂進展に伴う解放エネルギー率 $G(a)$ および解放エネルギー $\Pi(a)$ を解析的に求めたものである。

一方、図8中の細線は変位増大 u に伴う解放エネルギー $\Pi(u)$ の挙動を式(6)により求めたものであり、太線に示す解析に基づく解放エネルギー $\Pi(a)$ と非常によく一致することが明らかになった。したがって、このことは図8のき裂の挙動がこの界面制御のCFCCの曲げ試験における負荷過程でのき裂の進展挙動をシミュレートしていることを示唆している。そこで、式(7)で定義した損傷度 D を用いることにより図9のように損傷の増大に伴う解放エネルギー $\Pi(a)$ の挙動をよく推察することができる。また、同図中の細線のように損傷度 D は変位増大に伴うものであるので、最大荷重を境とする両損傷領域 D_1, D_2 において挙動が大幅に異なり、この部材への外的負荷条件（荷重制御か、変位制御か）に応じた損傷許容性を考えた評価の仕訳が重要である。図10は変位増大に伴うの応力拡大係数 K_I の挙動を解析したもので、最終的には K_I は低下していくことがわかる。また、損傷度率 D の増大に伴うき裂進展速度および損傷き裂進展は図11のように変化し、初期的にはき裂進展速度は極めて速いが、直ぐに減速する。この特性が損傷許容性の発現に大いに寄与していると推測できる。

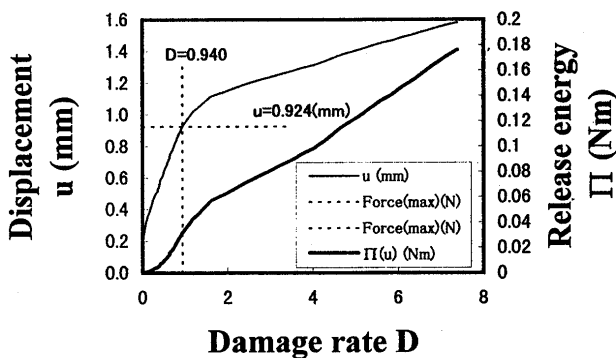


図9. 損傷度の増大に伴う解放エネルギーの挙動

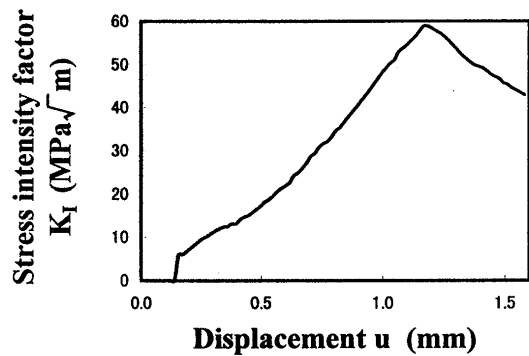


図10. 損傷き裂進展に伴う応力拡大係数の推移

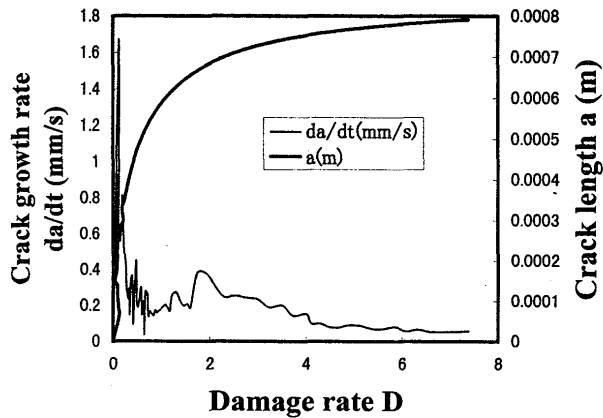


図 1.1. 損傷に伴うき裂進展挙動と進展速度

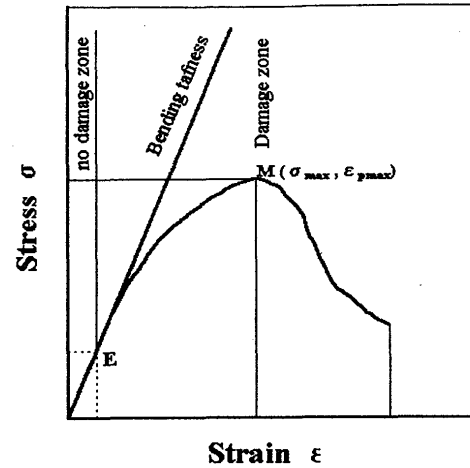


図 1.2. 設計における損傷許容性の位置づけ

4. 設計への適用の考え方

以上のように得られた特性データを、CFCC材の高温部品の設計に適用するにあたっての考え方としては、設計のための温度・応力解析による最大主応力をパラメータとして非損傷限界の応力以下に抑える構造強度信頼性設計を行い、図 1.2 のように、損傷許容性は不測の負荷条件の発生に対して機器の壊滅的破壊や2次被害を防止し、安全性・健全性を確保するための安全余裕と考えるべきである。したがって、材料特性としては、基本的には非損傷限界応力点Eができるだけ高く、しかも、最大応力の点M(σ_{max} , ϵ_{pmax})は σ_{max} ができるだけ高く、 ϵ_{pmax} が大きくなるほど、荷重制御条件での設計では望ましい材料である。変位制御条件の設計では、M点以降の変形挙動が長く続くほど、望ましい材料であると評価すべきである。

5. まとめ

界面制御を施した反応焼結によるSiC長繊維系SiCセラミックス基複合材料は損傷許容性が大いに期待できる機械的特性が曲げ試験での荷重変位曲線で得られた。そこで、この特性に対して定量的かつ普遍的な設計情報データとすることを試み、FEM解析を通して破壊力学的解釈を加え、下記のように損傷許容性の評価パラメータを明らかにすることができた。

- 1) 実測P-u曲線から損傷による解放エネルギーを定量的に求める方法を提案し、その解放エネルギーが破壊力学解析による解放エネルギーとよく一致することを明らかにした。
- 2) この供試材のCFCCの曲げ損傷挙動はき裂ウェイク部に破断繊維の架橋効果を考えたき裂進展モデルで解析できる。
- 3) 実測P-u曲線から曲げたわみの増大に伴うき裂進展、成長速度、き裂先端の応力拡大係数あるいは損傷解放エネルギーなどの挙動を解析的に推定できる。
- 4) 損傷許容性を評価するための実部品の応力解析情報と曲げ試験情報とを結びつけるパラメータとして実P-u曲線で求まる損傷度Dを定義し、簡便な損傷許容性評価法を提案する。

参考文献：省略

佐々木 正史⁽¹⁾ 和泉 隆夫⁽¹⁾ *宗清 正幸⁽¹⁾
 (財団法人日本自動車研究所)

1. まえがき

1990年度より通産省資源エネルギー庁からの補助事業として「自動車用100kWセラミックガスタービン(CGT)の開発」プロジェクトが石油、自動車、セラミックス等の関連業界の積極的な協力のもとに(財)石油産業活性化センターで進められている。プロジェクトの目標は多種燃料性、排気特性に優れ、熱効率40%以上の自動車用100kWCGTを設計、試作し、台上運転でその優れたポテンシャルを実証することであり96年度はプロジェクトが終了する年である。CGTエンジンの構造を図1に示す。小型ガスタービンとしては極めて高い目標熱効率40%を達成するために、空力要素部品の高効率化と高効率熱交換器による排熱回収を行なう他、タービン入口ガス温度を1350℃にまで高める必要があり、燃焼器及びその下流に続くタービン要素の大部分にセラミックスを適用している。これらのセラミック部品はセラミック静止部品と称し、タービンを持たない静止部品

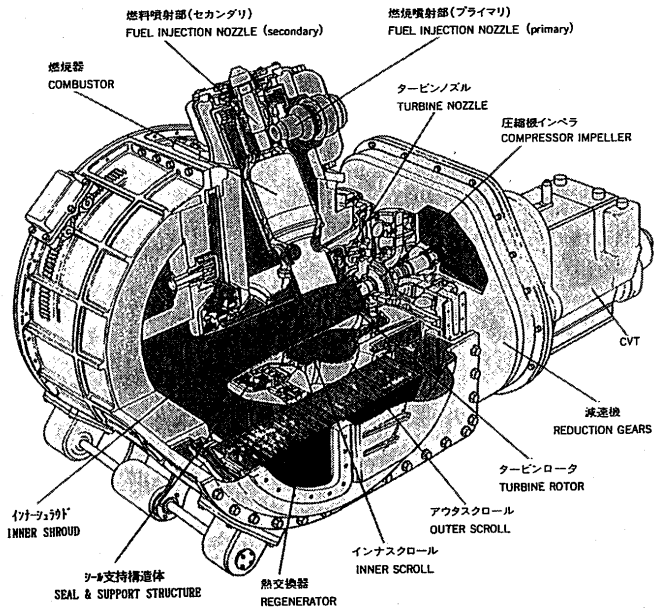


図1 CGTエンジンの構造

部品組合せ試験としてエンジン同等の環境下で、強度信頼性評価を実施しており、既に1200℃定格相当条件にて100時間および起動200回の寿命確認を実施した¹⁾。その後さらに1350℃定格運転条件で100時間の目標に対し現在までに60時間を経過している。本報では1350℃で行なった静止部品組合せ試験およびセラミック部品間のシールと支持機構を有するシール支持構造体の開発を中心に報告する。

2. セラミック静止部品の設計

2.1 セラミック静止部品の設計指針

セラミックは典型的な脆性材料であり局所的な応力でも材料強度を越えると破壊に至る。更に、大型で複雑な形状になるほど、成形性が悪く欠陥が内在する確率が高くなるとともに、応力解析精度が低くなる。そこで、セラミックを適用した静止部品の設計は図2に示す指針に従って応力集中を排除し、成形性が容易な軸対称形状に近付けることを基本とし、また分割して単純化、小型化を図った。セラミック静止部品間のシールは平面コンタクト方式とし、次に述べるシール支持構造体が発生する一方向弾性押

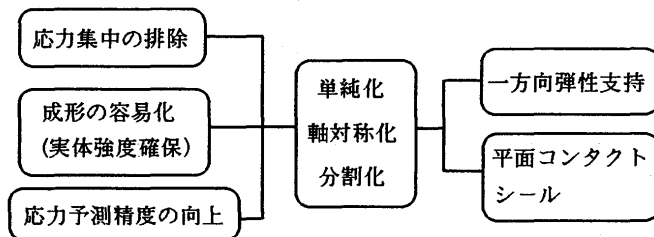


図2 セラミック静止部品の設計指針

るほど、成形性が悪く欠陥が内在する確率が高くなるとともに、応力解析精度が低くなる。そこで、セラミックを適用した静止部品の設計は図2に示す指針に従って応力集中を排除し、成形性が容易な軸対称形状に近付けることを基本とし、また分割して単純化、小型化を図った。セラミック静止部品間のシールは平面コンタクト方式とし、次に述べるシール支持構造体が発生する一方向弾性押

(1) 日産自動車(株)総合研究所

し付け力によって積層支持される。この積層構造セラミック静止部品を図3に示す。

2. 2 セラミック静止部品の支持構造

セラミック静止部品アセンブリを弾性支持する支持構造を図5に示す。セラミック静止部品はスクロール系とシュラウド（タービンシュラウド/デフューザー）系に分け、それぞれのアセンブリを積層し、シール支持構造体のバネ力およびバランスピストンによる力により弾性的にハウジングに押し付け燃焼器から下流のガスバスを構成している。

シール支持構造体には、セラミック静止部品とハウジングのタービン軸方向の熱膨張差を吸収すると共に、ハウジング上下の温度差によるセラミック静止部品（シュラウド系）とハウジングの軸芯のずれを吸収するハウジング変形吸収機能が要求される。ハウジングの表面温度計測結果を利用したFEM熱変形解析と後述（図12）の組合せ試験におけるシュラウド（デフューザ）変位計測の結果、セラミック静止部品（シュラウド系）とハウジングの軸芯のずれは、インナーシュラウドの出口端部でハウジングに対し、半径方向0.5mmであることが分かった。

このような、軸芯のずれにおいてもセラミック部品間のシール性能とタービン/シュラウドとのアライメントを維持するためには、シール支持構造体が半径方向にも柔軟性を有していることが求められる。シール支持構造体の構造を図4に示す。インナーシュラウドと接触するシールピースをボールベアリングを介してシール支持構造体に挟持することにより、半径方向に移動可能とすることで軸芯のずれを吸収できる構造とした。

シール支持構造体に挟持したシールピースが移動するためには構造体とシールピース間を密封するベローズシールの摩擦力がハウジングの変形によってインナーシュラウド端部

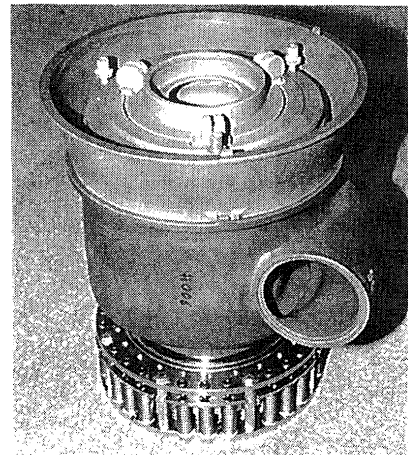


図3 積層構造セラミック静止部品

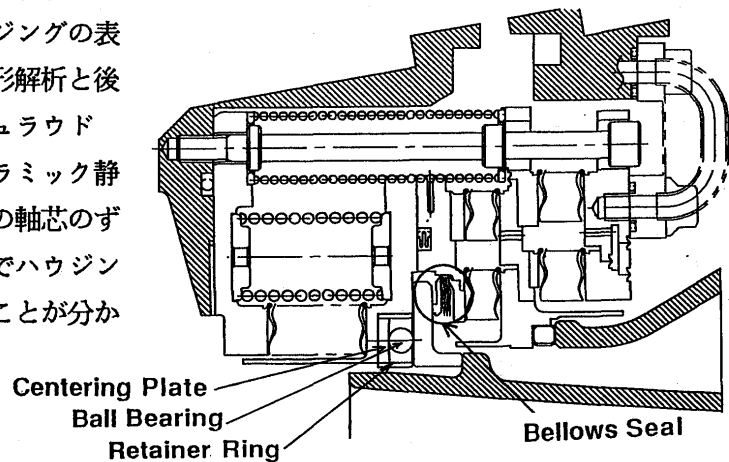
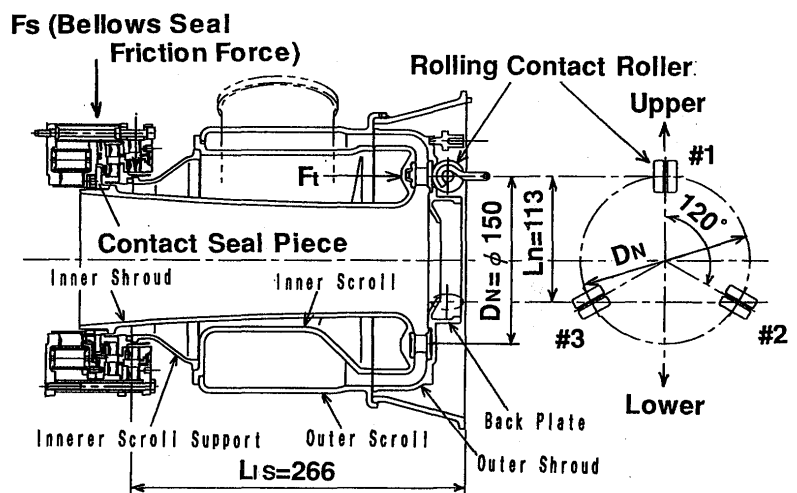


図4 シール支持構造体の構造



$$F_s \times L_s \leq F_t \times L_n$$

$$F_s \leq F_t \times L_n / L_s$$

$$\mu \leq \frac{F_t \times L_n / L_s}{\text{Set Lord of Bellows seal}}$$

図5 セラミック静止部品支持構造

を持ち上げようとする力より小さくしなければならず（図5）構造体とシールピース間の摩擦係数 μ が図6に示す要求値以下であることが必要である。摩擦係数 μ が要求値以下であることを測定により確認した後、シール構造体の機能を確認するハウジング機能試験を実施した。ハウジングに強制傾きを付与し、そのときのローラ反力 F_t が、大きく変化しないことから、シールピースが正常に $\pm 1\text{ mm}$ 以上の変位を吸収していると判断した。

また、後述のエンジンハウジングを用いたセラミック静止部品の信頼性評価において、実際の熱変形に対するシール構造体のハウジング変形吸収機能を確認した。

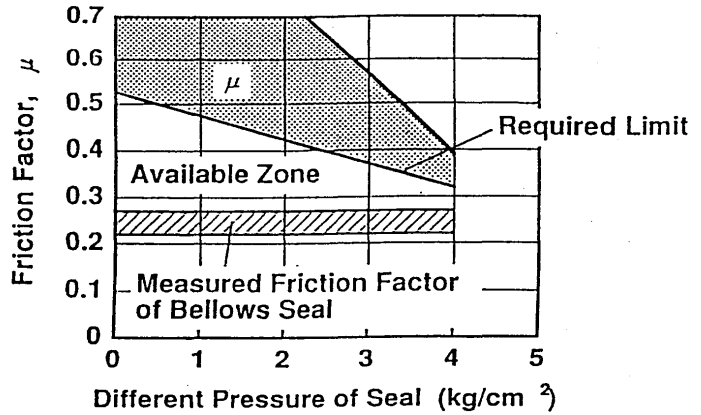


図6 ベローズシールに要求される摩擦係数

3. セラミック静止部品の評価

セラミック部品評価の流れ（図7）にしたがい各評価の内容について述べる。

3. 1 部品製作・素材評価

遠心応力が支配的なタービンロータに対し、セラミック静止部品の支配的応力は熱応力であり、主要な静止部品は全て着火時の急加熱条件および定格運転条件で熱応力解析を行なった。ほとんどの場合（バックプレートを除く）エンジン起動時の急加熱が最も厳しい負荷条件となる。静疲労（SCG）メカニズムに基く寿命解析を実施し、適用セラミックス材料強度特性に対する寿命信頼性を満たすことを確認した後に部品試作を行なった。

3. 2 単体強度試験

セラミック静止部品は部品試作後切出し試験片の強度試験を実施し、成形時に欠陥等の問題がなく、材料本来の強度を有していることを確認した後、単体強度試験を実施した。

先に実施した熱応力解析により予測される最大熱応力の1.2倍の応力を機械的（静水圧荷重または局所荷重）に負荷するスクリーニング試験を部品単位で実施し、サバイバルした部品のみ組合せ試験に供試した。静水圧荷重および局所荷重によるスクリーニング試験の例としてインナースク

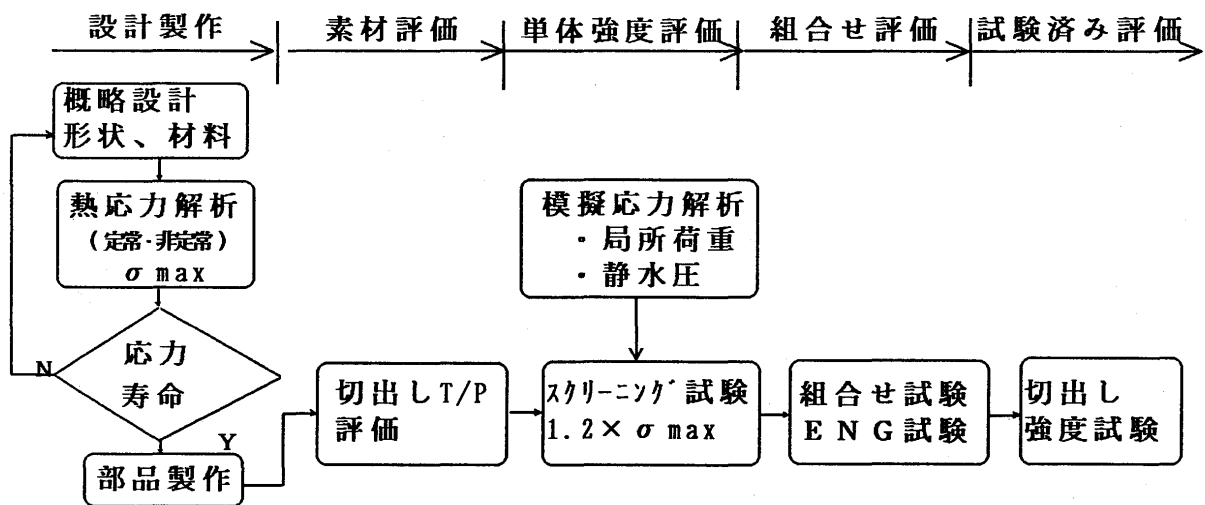


図7 セラミック部品評価の流れ

ロールサポートおよびバックプレートの例を以下に述べる。

インナースcrollサポートは図8に示すように起動時に最大熱応力が発生し、内部に圧力をかけることにより最大熱応力相当の応力を負荷することができる。この結果を利用して図9に示す静水圧荷重によるスクリーニング試験治具を試作しスクリーニング試験を実施した。

バックプレートは静止部品のなかで唯一定常運転時に最大熱応力が発生し、図10に示すように内周テーパ付け根部に最大熱応力が発生する。この最大熱応力は内周に機械的な局所荷重を負荷することにより模擬でき、図11に示す局所荷重試験治具をインストロン型試験機に装着して、スクリーニング試験を実施した。

こうしてスクリーニング試験をサバイバルした部品のみををアッセンブリーして次ぎに述べる組合せ試験を実施した。

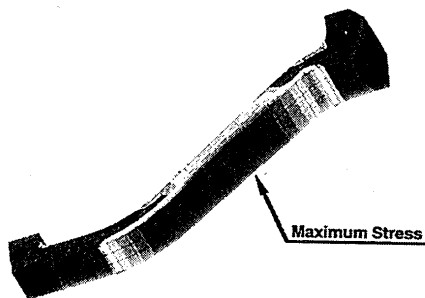


図8 インナースcrollサポート
最大熱応力

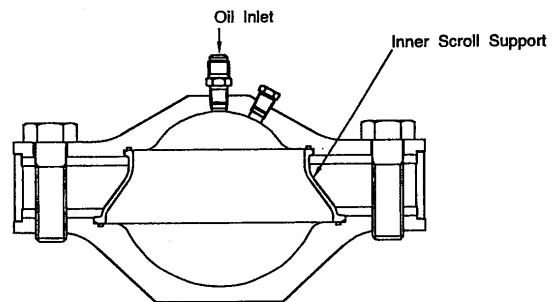


図9 インナースcrollサポート
スクリーニング試験治具

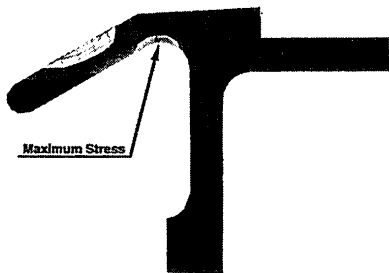


図10 バックプレート最大熱応力

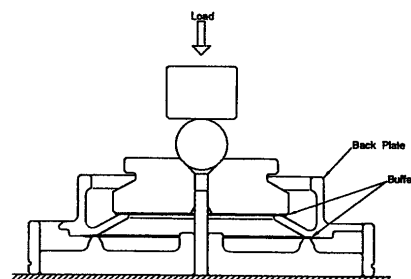


図11 バックプレート
スクリーニング試験治具

3.3 静止部品組合せ試験

エンジンと同等の高温高圧環境下の強度信頼性を評価するため、タービンと熱交換器を除く静止部品の全てをエンジンハウジング内にアッセンブリし、セラミック部品を組合せ状態で評価する静止部品組合せ試験を実施した。セラミック静止部品はこれまでにノズル入口ガス温度1200℃レベルで、熱応力の面で最も厳しい起動状態を模擬した急加熱試験200回と、定格定常100時間の試験をクリアしている²⁾。

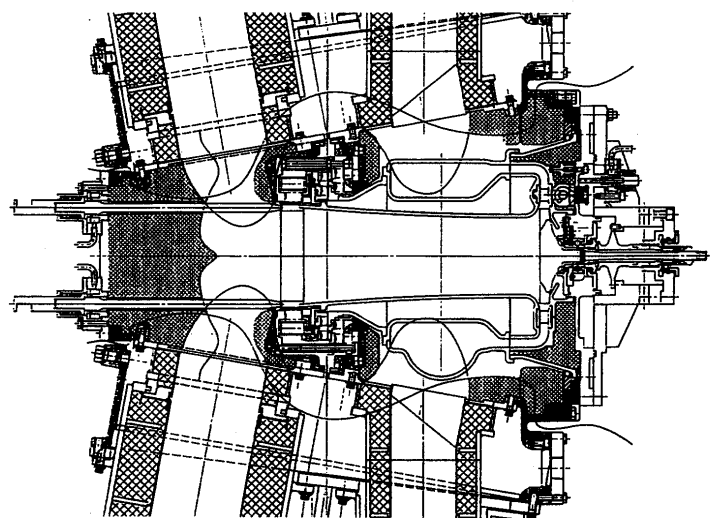


図12 ハウジング組合せ試験装置

最終エンジンのタービン入口温度（TIT）である1350℃エンジン定格相当レベルの静止部品組合せ試験が昨年度より開始された。専用の組合せ試験装置（ハウジングがエンジンと異なる）による1350℃組合せ試験を25時間実施した後、バックプレート測温実験（後述）、シール支持構造体機能試験を実施した（1350℃定格運転16時間を含む）。その後、温度環境や変形挙動をより実機に近付けるために、エンジンハウジングを用いた1350℃組合せ試験を開始した。図12にエンジンハウジングを用いた組合せ試験装置を示す。

以下にこれまでの評価で明らかになった部品の損傷と対策について述べる。

3.3.1 バックプレート

図13にバックプレートの損傷状況を示す。図に示すように亀裂は円錐付け根テーパ部に沿って進行しており、前述した応力解析結果（図10）による破壊起点と亀裂の位置が一致する。これよりバックプレートは定常運転時の熱応力が損傷の原因となった可能性が高い。熱応力のレベルを調べるためバックプレートに熱電対を埋め込み、組合せ試験およびエンジン試験にて温度分布を測定し、実際の温度分布を用いた応力解析（2次元モデル）を実施した。エンジンでの測温実験に先行して行った組合せ試験での測温結果を用いた応力解析では、ノズル入口温度と応力は比例の関係にあり、定格運転では300MPa程度の応力が発生することが明らかになった。この応力は定格運転時に発生するタービンロータの応力よりも高く、さらにエンジンでの測温実験では組合せ試験よりも厳しい温度勾配（図14）が測定されたため、形状変更による低応力化対策を実施すると共に、最大応力発生部に研磨加工を施した。図15に3次元モデルによる詳細な熱応力解析の結果、約40%低応力化したバックプレートを示す。

本プロジェクトの複合材料部品化グループが開発・製造したバックプレートをこの1350℃組合せ試験で評価した⁽²⁾。日本セメント製バックプレート（S₁Cウイスキー強化サイアロン）は26時間45分、ノリタケ製バックプレート（In-situ窒化珪素）は33時間55分の評価後、何ら異常は認められなかった。

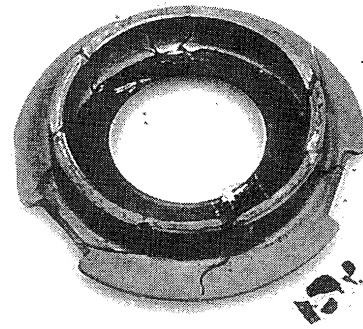


図13 バックプレートの損傷状況

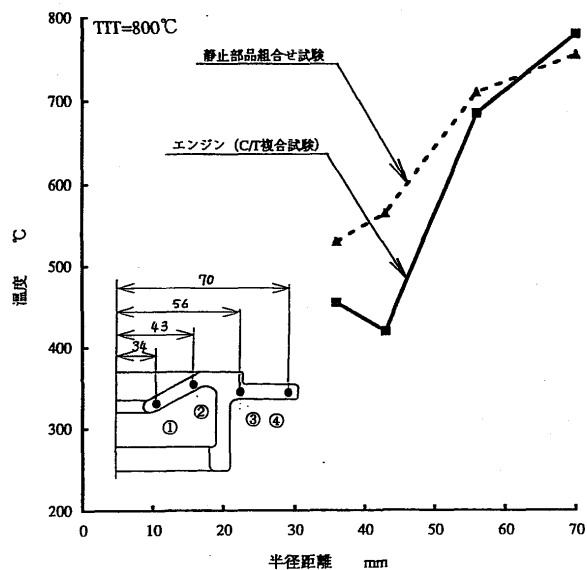


図14 バックプレート温度測定結果

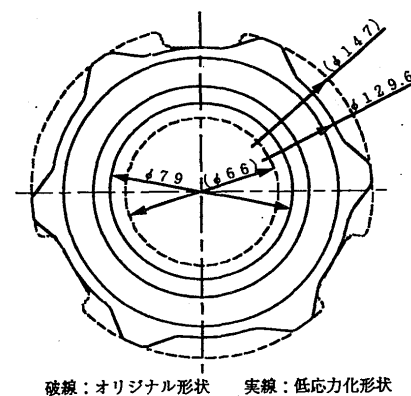


図15 低応力化形状バックプレート

3. 3. 2 インナーシュラウド

ハウジング機能試験の定格運転時に生じたインナーシュラウドのつば部および出口端部の損傷を図16に示す。出口端部では軸方向のクラックが3箇所認められた。起点は出口端部と推定できるが損傷の原因は特定できていない。つば部のほぼ全周に至る層状剥離損傷はシールピースとの接触面の反対側で直接ガス流に暴露される部位でもない。一方、焼成面と研磨面の境界にクラックが集中しており、焼成面に限って酸化が進行していることから、上記の損傷に焼成面の酸化が関与している可能性がある。このため出口端部からつば部にかけて研磨範囲を拡大する対策を実施した。その結果、エンジンハウジングを用いた定格60時間の運転では一切損傷は発生していない。

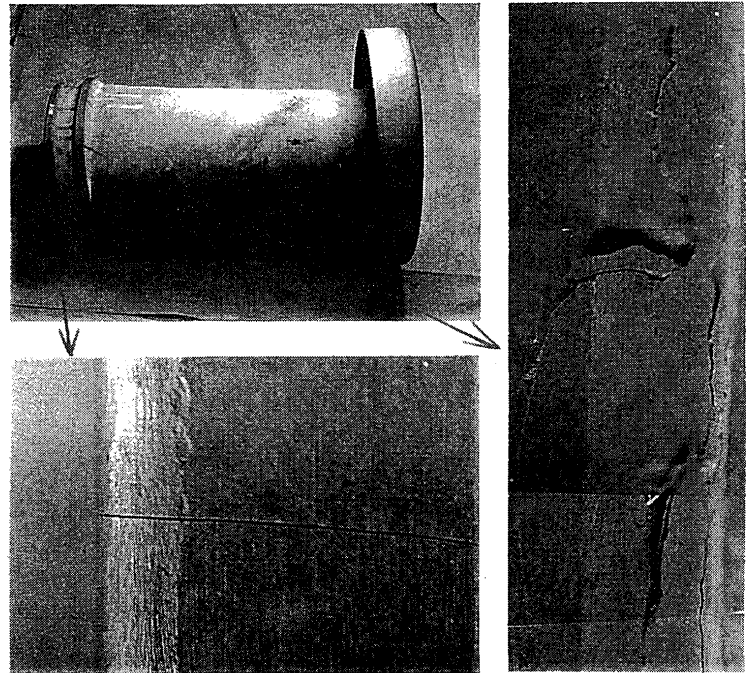


図16 インナーシュラウドの損傷

同時にインナーシュラウドの焼成面の異常酸化は、製造時の焼成条件を変えることにより解決された。

3. 4 今後の進め方

エンジンハウジングを用いた1350℃組合せ試験は目標100時間に対し、平成8年9月現在60時間に達している。分解点検の結果では、エンジンの損傷に直結するような重大な損傷は認められていない。今後100時間まで評価を継続する予定である。評価の終わった部品は切出しT/Pの強度試験を実施し、素材評価時の切出しT/Pからの強度劣化を調べ、自動車用として必要な静疲労寿命を有するかどうかの評価を行う。

4. まとめ

- (1) シール支持構造体の1350℃運転時の健全性とハウジング熱変形吸収機能を確認した。
- (2) 1350℃組合せ試験によりセラミック静止部品に発生する問題点の抽出と対策を行った結果、セラミック静止部品は1350℃エンジン試験に支障のない(定格定常60時間)レベルの高温強度を有していると判断できる。

参考文献

- 1) 和泉、中沢、稲葉、佐々木、赤井、近藤、宗清：ガスタービン学会秋期講演会講演論文集、1994
- 2) kaya, H. Izumi, T “Ceramic Matrix Composites Application In Automotive Gas Turbines” . ASME Paper GT-96-348

*米内山誠（東京都立航空工業高等専門学校）

小河昭紀・橋本良作・森本哲也（航空宇宙技術研究所）

1. はじめに

炭素繊維強化炭素複合材料（以降C/C材と略記する）は、比強度、比弾性において優れた特性を有するほか、酸素のない制御された環境下では温度上昇と共に強度が上昇する逆温度依存性を有する超耐熱材料¹⁾としての潜在能力が良く知られている。C/C材は、このような優れた特性を持つことからガスタービン材料として大いに期待されている。しかしながら約20年の歴史を持つこの若い材料は、まだ研究開発中の先進材料であり、その強度特性に関するデータも充分ではなくとりわけ引張-引張疲労強度に関するものは少ない。

ここでは、C/C材の引張疲労特性評価に関する研究として、プリフォームドヤーン法により製造された(0/90)交互積層材料について、静的引張試験および定荷重制御による引張繰返し疲労試験を実施した。また、同試験片の破断面の様相を走査型電子顕微鏡により観察を行ったのでそれらの結果をあわせて報告する。

2. 静的引張試験

静的引張試験は、油圧サーボ式万能試験機（島津 UH-30A）により行った。試験材料は、（株）アクロス製 AC200-B03-2001（繊維：T300、焼成温度：2000°C、繊維体積含有率：40%、密度：1.7g/cm³）を使用した。

C/C材の引張強度試験片の形状については、注目すべき報告²⁾もあるが、まだ、規格化されていない。ここでは、図.1に示す、板厚3mmの砂時計型とダンベル型の2種類について行った。試験片とアルミタブおよびひずみゲージの接着は、シアノアクリレート系瞬間接着剤を使用した。ひずみは、試験片両面に接着したゲージにより計測し、平均値を用いた。図.2は、ダンベル型試験片による応力-ひずみ線図の一例である。応力とひずみの関係は、破壊時までほぼ直線的に変化し、破壊時のひずみは、平均で0.21%であった。図.3

は、試験片形状と引張強度の実験結果を示す。引張強度の変動係数は、砂時計型が12.0%に対し、ダンベル型は4.95%であった。また、縦弾性率は、それぞれ26.5%、6.06%といずれもダンベル型の方が良好であった。これらより、以降のデータはダンベル型試験片の結果を用いることにした。その結果、引張強度、縦弾性率、ポアソン比は平均で、それぞれ124(MPa)、58.6(GPa)、0.07の値を得た。試験片の破断の状況は、すべて最大荷重において、垂直応力に対し直交する横断面に生ずる

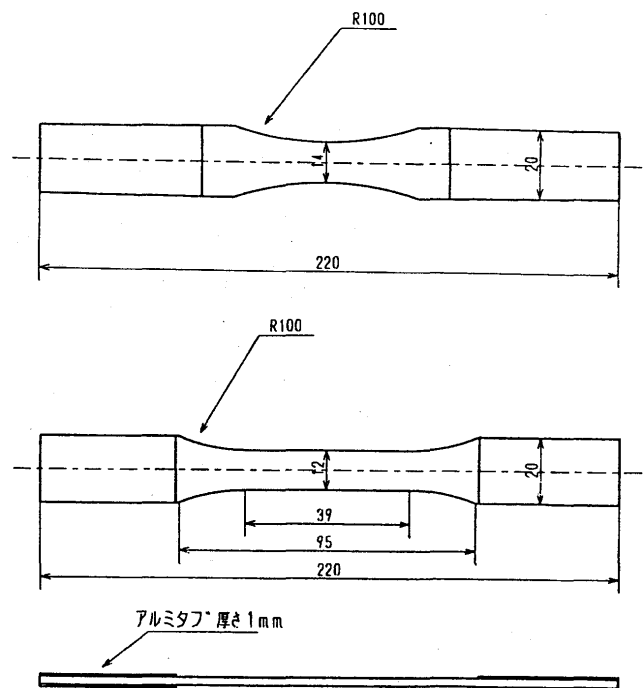


図. 1 引張試験片

瞬間的分離破壊の様相を呈し、プルアウトの少ない破面であった。また、破断の位置は、ショルダ一部に偏ることなくランダムな箇所であった。このことからタブ部やショルダ部の応力集中による影響は無視できるものと思われる。

応力-ひずみ線図

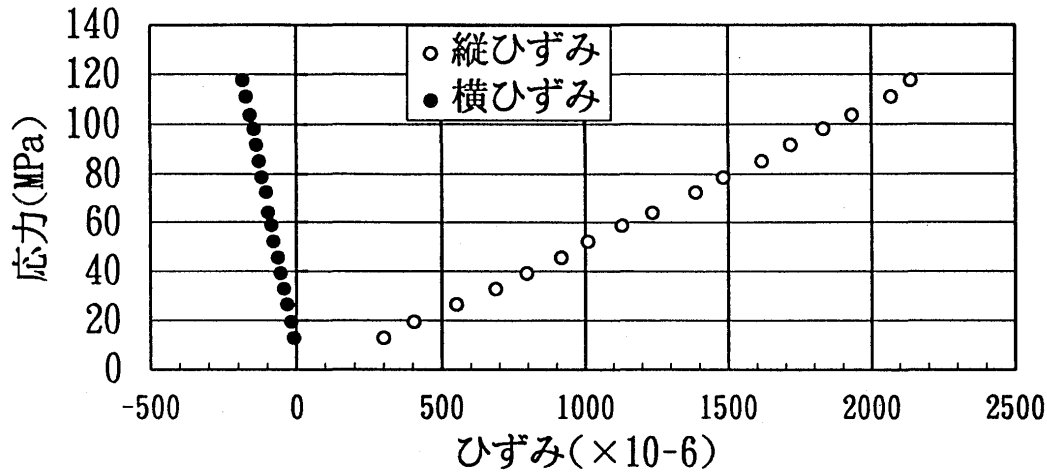


図. 2 応力-ひずみ線図

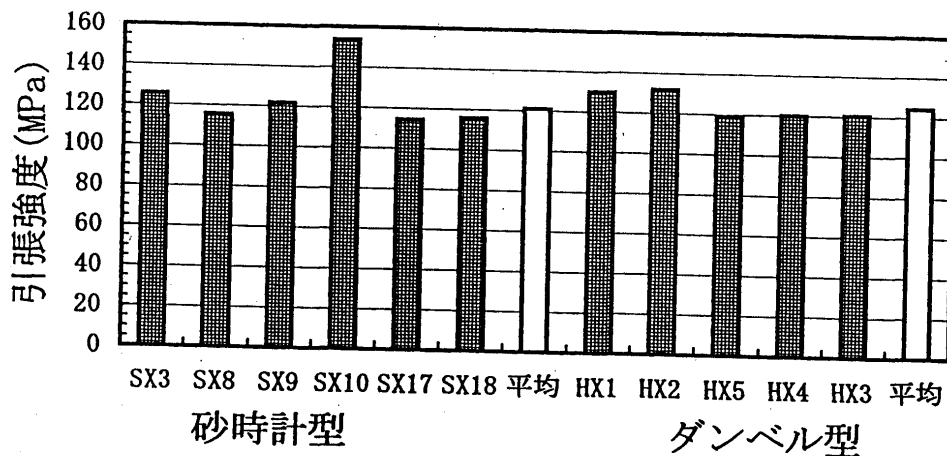


図. 3 試験片の形状と引張強度(MPa)

3. 疲労試験

疲労試験は、電気油圧サーボ式材料強度試験機（島津 EHF-ED50kN-10L）を使用した。実験は、正弦波による定荷重制御で室温大気中で行い、応力比、繰り返し速度はそれぞれ $R=0.1$ 、 5Hz あった。試験片の形状は、静的引張試験の結果を考慮し、図.4 に示す鋼製タブ付きのダンベル型を採用した。鋼製タブと試験片の接着は静的試験片の場合と同様シアノアクリレート系瞬間接着剤を使用した。

つかみ具は、この試験機専用の標準品である手動式定位置型平板つかみ具を用いた。疲労試験による破面は、静的試験結果と同様に横断面で生じるプルアウトの少ない分離破壊の様相を呈していた。また、破断の位置は、静的試験と同様ショルダ部に偏ることなくランダムな箇所であった。

繰返し数は、基本的に $N \leq 2 \times 10^6$ で行い 1 例のみ $N \leq 10^7$ で行った。

図.5は、 $N \leq 10^7$ までのストロークと応力の変化を示す。図の縦軸は、それぞれの平均値に対する比を取っている。この図より両者に変動幅は極めて少ないことが判る。

図.6は、最大応力と破断までの繰返し数の関係、いわゆるS-N線図である。矢印は、 2×10^6 および 10^7 で未破断であることを示している。図からも解るように、破断にいたらなかった例も多く、その応力幅も大きい。また、疲労破壊による応力についてもばらつきが大きいため近似的にS-N曲線を求める意義が感じられなかった。

しかし、静的引張強度に対する未破断時の応力幅は、高い方の例では95%に達したものが4例あり、 2×10^6 回強度は、85%と推定されることから耐疲労性に関して、極めて優れた特性を有していることが解る。

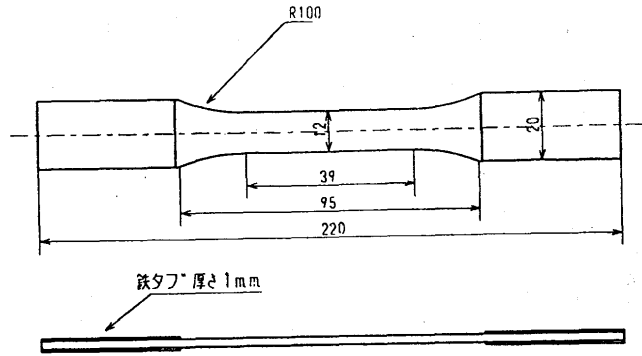


図. 4 疲労試験片

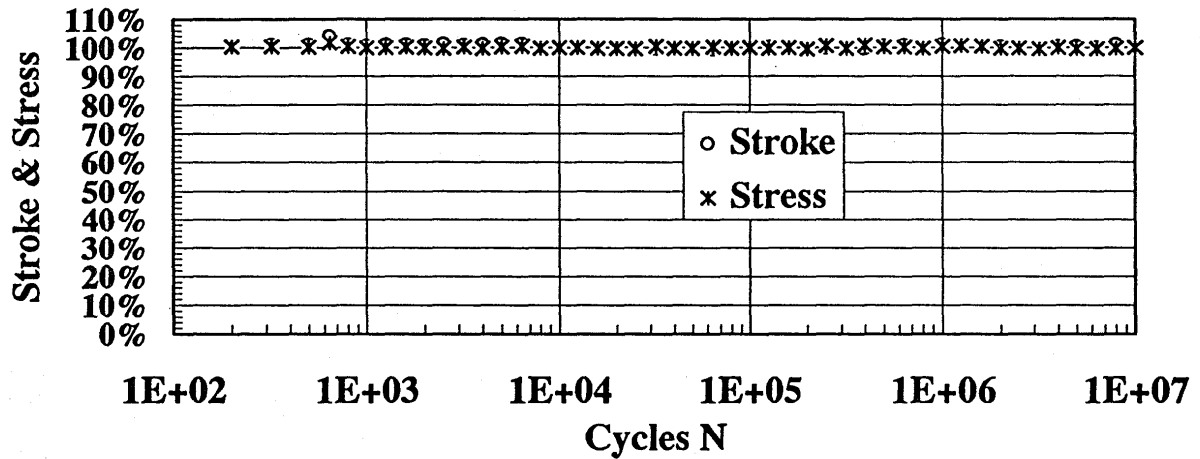


図. 5 ストローク・応力-サイクル (N) 線図

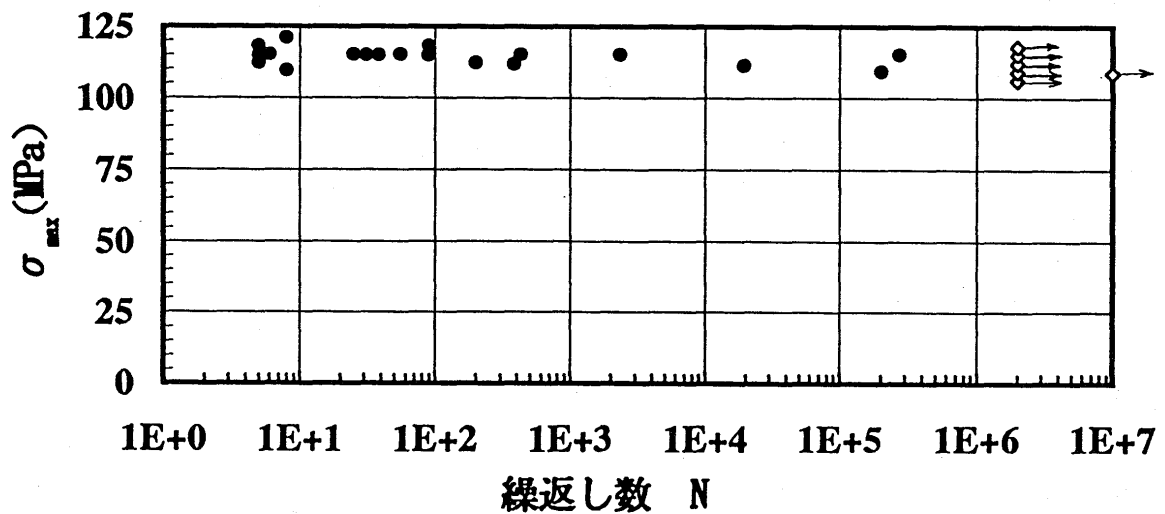


図. 6 S-N線図

4. 走査型電子顕微鏡による破面観察

静的引張試験および疲労試験による破断面の観察は、ELIONIX 社製 ERA-8000 走査型電子顕微鏡（以降 SEM と略記する）により行った。図7、図8 および図9 は、SEM より観察した破面である。これらの SEM による破面観察から、繰返し数が多い試験片において繊維に付着するマトリックスの量が多少少なく感じられるが、顕著な差異は認められず、疲労の蓄積による破面近傍の損傷は、極めて少ないものと思われる。

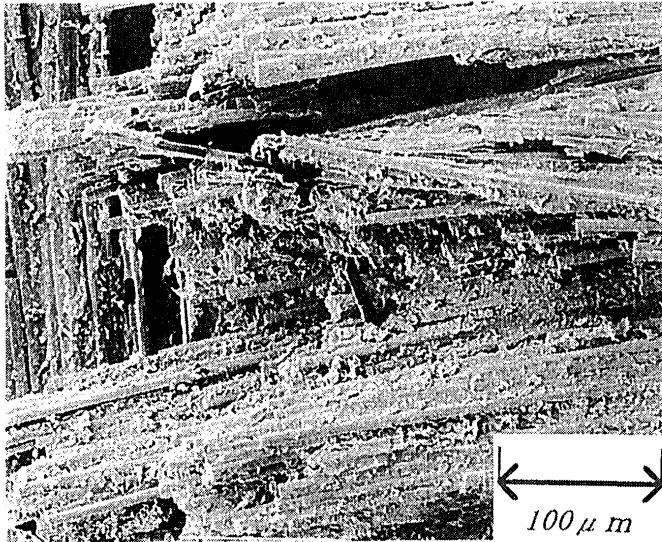


図. 7 静的引張破面

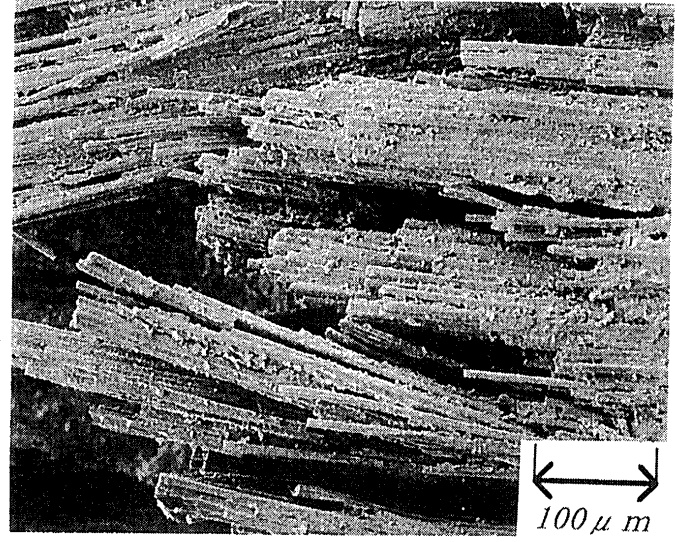


図. 8 繰返し数 8 回

5. 結論

プリフォームドヤーン法により製品化された(0/90)交互積層材料の静的引張試験および定荷重繰り返し引張疲労試験を行い以下の結論を得た。

(1) 静的引張試験の結果、試験片形状は、プリフォームドヤーン法により製造された、この(0/90)交互積層材料の場合は、砂時計型よりもダンベル型の方が適していると判断される。

(2) この材料の耐疲労特性は、静的引張強度に対する 2×10^6 回疲労強度は 85% 以上と推定され極めて優れた特性を示していた。

(3) SEM による観察結果からは、顕著な疲労損傷は検出されなかった。このことから疲労による損傷の蓄積は極めて少ないものと思われる。

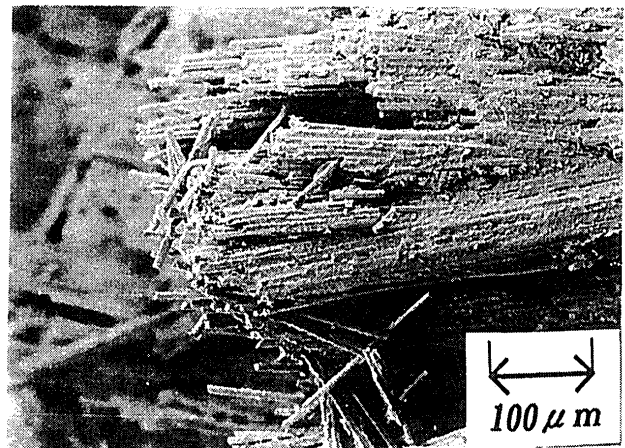


図. 9 繰返し数 273,401 回

参考文献

- 1) 平野一美、鈴木隆之、M.VIVENSANG：損傷許容性の評価技術、第6回超耐環境性先進材料シンポジウム講演集、(1995)
- 2) 小河昭紀、祖父江靖、橋本良作、松末勝利：第6回日本ガス・ヒートン学会秋季講演会講演論文集、(1991)

C/C材(0/90及び0/45/90積層)回転円板のひずみ特性

*小河昭紀・橋本良作・森本哲也(航空宇宙技術研究所)
米内山誠(東京都立航空工業高等専門学校)

1. はじめに

超音速機や宇宙往還機用ガスタービンエンジンの開発には 1500℃以上の超高温に耐える材料の開発がキーテクノロジーとされる。そのため、各種新素材の開発研究が進められている。そのなかで、炭素繊維強化炭素複合材料(以降C/C材と略記する)は、軽量で、2000℃以上の高温強度が高く、熱膨張係数が低いことから超耐熱複合材料として注目されている。特に、タービン部材等の回転部品に適した特性を有している。しかし、擬似等方積層材について近年、回転強度試験等が行われているが、きわめて異方性の高い材料としての同材料の基本的な回転強度設計データが、殆ど無い状態である。ここでは、C/C材の回転ひずみ異方性特性を把握するため、スリップリング法による回転ひずみの計測試験を実施し、0/90及び0/45/90積層のC/C材のひずみ(ε_r 、 ε_θ)計測結果と有限要素法(FEM)による直交異方性弾性解析結果の比較を行い、45度OFF AXIS方向の著しいひずみ異方性の観察結果等について報告する。

2. 試験装置及び試験方法

回転試験は、エアタービン駆動(最大回転数 100,000rpm)のスピントスターを使用して実施した。その構成を図1に示す。試験ディスクを試験片取り付け治具に載せ、取り付け治具スピンドル上部を駆動タービンと連結する。試験ディスク内径面と取り付け治具間の半径方向の機械的拘束を無視する状態で試験を実施した。空気抵抗による、浮力や加熱の影響を除くため内部を排気減圧(30 Pascal以下)した後、コンプレッサからの圧縮空気によりエアタービン駆動で定角加速度下、回転数を上げ、2,000rpm増分でひずみ計測を最大 20,000rpm まで実施した。図2に示す様に、ひずみ計測はC/C試験ディスク中央部(半径 65mm)に対称に貼付した3軸ゲージからの多数の細線をスピンドルシャフト内部を經由してタービン上部のスリップリング(28接点)に接続してひずみ出力を計測した。

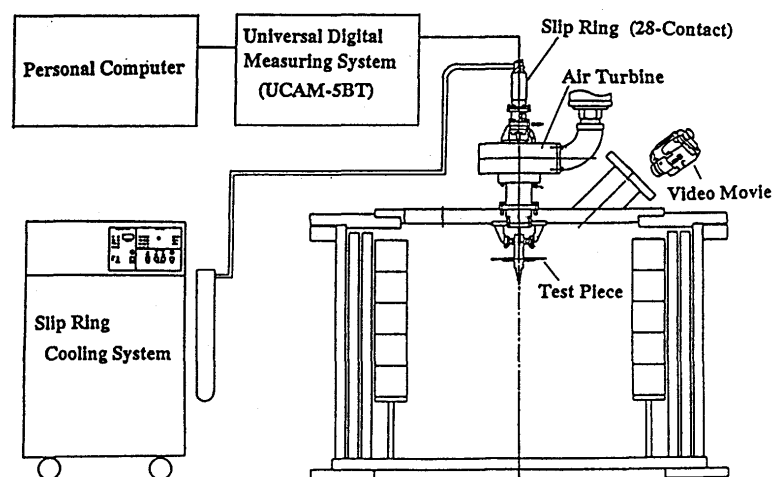


図1. 回転試験装置

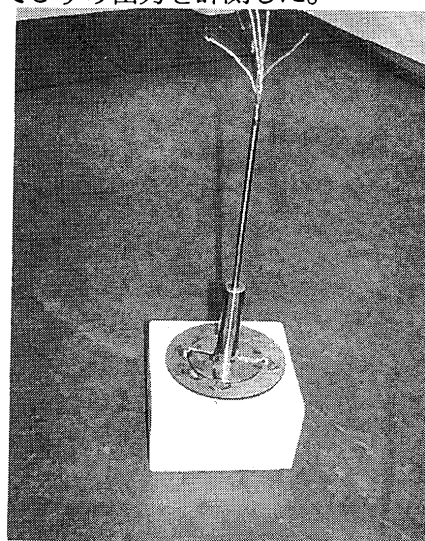


図2. 試験片取り付け状況

表1. C/C材ディスク・モデル仕様

N	モデル名	強化繊維 & 繊維配向	積層パターン	ply数	Vf (%)	板厚 mm	比重
1	C/C-1	T300/UD材	((0/90) ₂) _s	8	40	3.1	1.7
2	C/C-2	UM46/UD材	((0/90) ₄) _s	16	58	3.1	1.63
3	C/C-3	UM46/UD材	((0/45/90/-45) ₂₀) _s	18	59	3.4	1.66

【註】 C/C-1 : アクロス社製
C/C-2 及び C/C-3 : 東邦レーヨン製

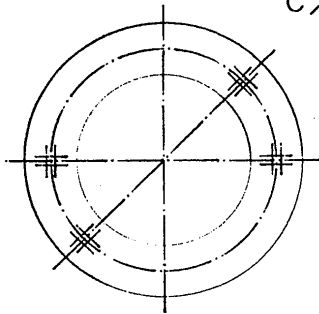


図3. ひずみゲージ貼付位置

表2. C/Cディスク・モデルの機械的特性

モデル名	E (GPa)	G (GPa)	ν
C/C-1	59	6	0.07
C/C-2	127	7	0.00
C/C-3	89	35	0.26

摺動部の加熱防止のため温度制御した冷媒による（フロンを主成分とする）液体循環で冷却を行った。図3に示す様に、ゲージの貼付位置として、表面積層方向と0度及び45度をなす中心線とディスク中央部（130 mm φ）の交点を選んだ。中心対称の2点に於ける半径及び接線方向ひずみ計測を実施した。

3. 試験ディスク模型

回転強度試験に供したC/C材ディスクモデルは、内径100mm φ、外径160mm φ、板厚約3mmの中空円板である（図3参照）。表1に示す様に、本試験では特性の異なる3種類のC/C材を試験対象とした。夫々、カーボン繊維・製造方法又は積層方法が異なる。C/C-1はT300繊維プリフォームドヤン製法（アクロス社AC200-B03-2001）の一方配列プリプレグ0/90積層材である。C/C-2は、東邦レーヨン製のC/C材で高弾性繊維UM46（弾性率460GPa）の一方配列プリプレグを単位として直交積層したものである。C/C-3はC/C-2と同材質であるが、±45度方向の積層を付加した疑似等方性モデルである。

4. 実験及び解析結果

回転数0~20,000rpmの範囲で2,000rpm増毎にひずみ計測した結果を図4に示す。○は表面繊維に添う方向に貼付したゲージ、◇は繊維と45度偏角した方向に貼付したゲージの出力値である。半径方向のひずみ（ ϵ_r ）と接線方向のひずみ（ ϵ_θ ）とも再現性のある安定した計測値が得られた。実線で示された放物線は表2の弾性定数を使用して計算した有限要素法の結果である。直交異方弾性の著しい0/90積層C/C-1, 2モデルでは45度方向のひずみは非常に大きく、更に ϵ_r は圧縮ひずみを示す。対照的に、0度（積層）方向のひずみ、特に ϵ_r は小さい。±45度方向に繊維が積層されたC/C-3モデルは等方弾性体のひずみ特性を示し、45度方向のひずみは ϵ_r 、 ϵ_θ とも0度方向値と同程度まで低下している。これ等の結果は、C/C材ディスクの回転破壊特性（0/90積層材は引張強度予想より遥かに低い回転数に於いて±45度方向の内周部を起点とする4分割破壊で

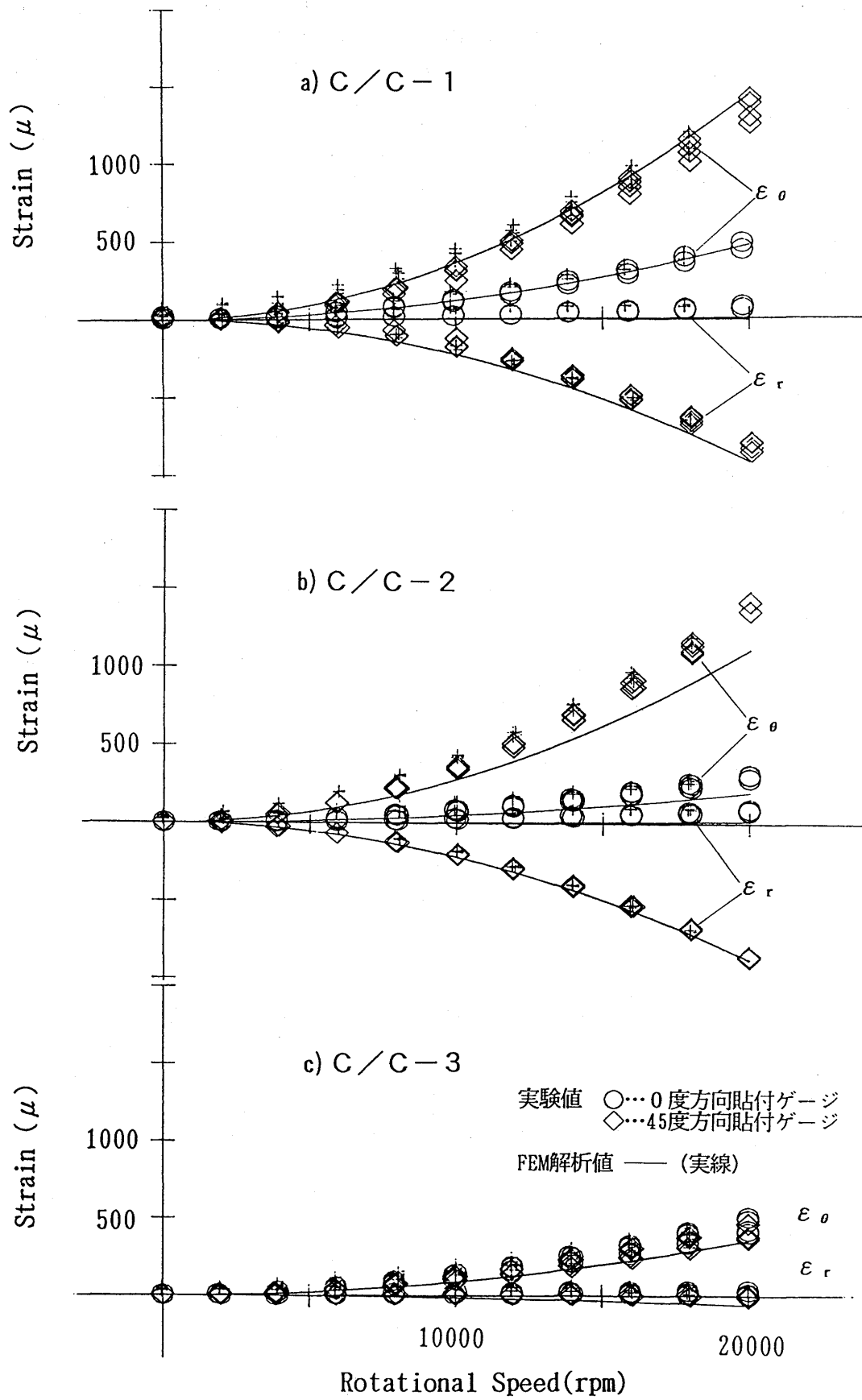


図4. ひずみ ($\epsilon_r, \epsilon_{\theta}$) ・ 回転数変化

バーストするが、 ± 45 度方向積層の付加により著しく回転強度が改善される事^{2, 3)}を裏付けている。図中、+で示したひずみは減速途中の計測値であるが、往路よりも各モデルで常に高い値を示している。その差は ϵ_r 、 ϵ_θ とも同程度でかつ停止後、消失傾向にある事から槽内に残る希薄空気との摩擦熱による熱ひずみの影響と推定される。図5はC/C-2モデルひずみ分布の計算値と実測値の比較を表している。計算値に比較して実測値は高い傾向を示している。この差違は、熱ひずみの他に、同モデルの剪断剛性が正確に評価されていない影響もある。等方弾性材と比較して非常に低い剪断剛性範囲では、ひずみ分布は剪断剛性の変化に大きく影響される事が有限要素法解析でも示される。

5. 結論

2材質2種類積層のC/C材ディスクの回転ひずみ計測試験を実施して以下の結論を得た。

- (1) 0/90積層のC/C材ディスクは、45度方向に著しく大きなひずみの異方性を示し、半径方向ひずみは圧縮となる。
- (2) 0/45/90積層のC/C材ディスクは等方弾性のひずみ特性を示す。 ± 45 度方向積層材は45度方向ひずみを抑止する上で極めて効果がある。
- (3) ひずみ計測値は有限要素法結果とよく一致しており、C/C材の回転強度特性の研究に有力な手段となる。
- (4) 通常使用真空条件に於いて、残存空気による加熱ひずみの影響が観察された。

6. 参考文献

- 1) 八田,他4名;第38回構造強度に関する講演会講演論文集, pp197-200(1996)
- 2) 小河,他2名;第7回日本ガスタビソ学会秋期講演会講演論文集, pp205-210(1992)
- 3) 小河,他2名;第8回日本ガスタビソ学会秋期講演会講演論文集, pp293-298(1993)

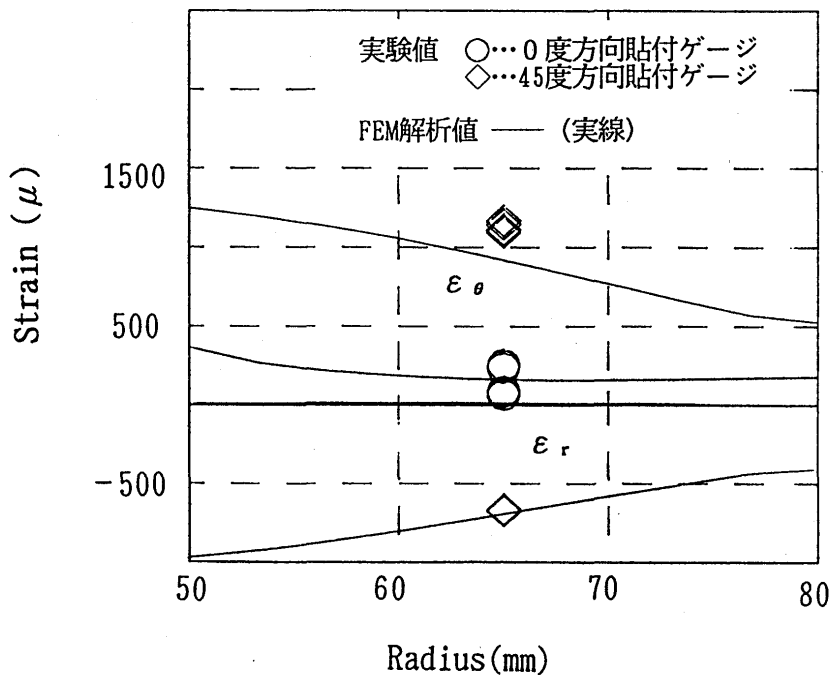


図5. ひずみ分布の計算値と実測値の比較
(C/C-2 N=18020rpm)

* 森本哲也、小河昭紀、祖父江靖、橋本良作 (航技研)

1. はじめに

ガスタービンの高温部等への適用が検討されているセラミックス系新材料の一つに、Si-Ti-C-O 繊維結合型複合材料（チラノヘックス、宇部興産）がある。チラノヘックスは高い破壊靱性を備え得ることから、セラミックス系材料による構造部材実現の有力な候補の一つである。また、製造条件により強度特性を調節することが可能であり、急速に改良が進んでいる。先に我々は、3種類の異なる条件で製造されたチラノヘックスについて、高温引張り試験および走査型電子顕微鏡(SEM)を使用した解析を行い、破断強度を最大にする製造条件について考察を行った。^[1] 本報ではその結果を踏まえて製造条件を選択したチラノヘックスについて、高温引張り試験および破面観察を行った結果について報告する。

2. 試験片

チラノヘックスは繊維相互が近接あるいは結合しており、繊維の含有率が 90%Vol. 程度と極めて高く、マトリックス部が少ない特殊な一方向繊維強化複合材料である。^{[2][3]} 繊維部は Si-Ti-C-O 繊維（チラノ繊維）に加熱処理を施した酸化チラノであり、高温での耐酸化性が高いとされている。チラノ繊維の室温引張り強度は 3.0-3.6GPa、密度は 2.3-2.4g/cm³ と報告されており、繊維の特性が十分に発揮された場合、チラノヘックスは軽量、かつ高い引張り強度と良好な高温特性を兼ね備えたセラミックス系複合材料となることが期待される。^[4] チラノヘックスは酸化チラノ繊維のプリプレグに対してホットプレスを施して製造されるが、その際の温度と圧力の条件により破断強度等、力学的特性を調節することが可能である。先に、ホットプレス温度と圧力が、それぞれ 1,650°C 20MPa、1,750°C 40MPa および 1,850°C 50MPa なる 3 種類を採り上げ、1 方向 0°/90° に交互積層したものについて高温引張り試験を行い、破断強度について最適な製造条件を検討した。その結果、繊維の劣化等によると思われる強度の低下、およびマトリックス部に残存するポイドや亀裂の抑制を考慮し、ホットプレス温度については 1,750°C 程度、圧力については 40MPa 程度が適当であることが予想された。そこで製造条件としては 1,750°C 40MPa を選択し、一方向 0°/90° に交互積層したチラノヘックスを製造した。試験片形状を図 1 に示す。

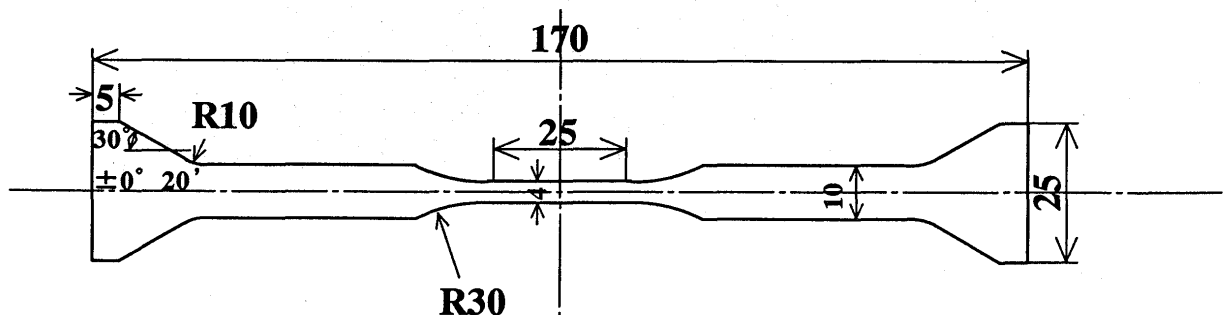


図 1 試験片形状 (t=3)

3. 試験方法

図2に高温引張り試験装置の計測系の構成を示す。引張り試験機はINSTRON社製1185型万能試験機を使用し、クロスヘッド速度を0.1mm/min.に設定した。試験片は大気雰囲気中で加熱される。その温度は真空理工社製E44型イメージ炉を用い、赤外線ランプの放射エネルギーで制御した。試験片温度の計測は、試験片中央部およびその上下10mmに、直径0.3mmのR熱電対を装着して行った。このような実験装置の外観を、図3に示す。加工前のチラノヘックス断面の解析は、ELIONIX社製ERA-8000走査型電子顕微鏡(SEM)を用いて行った。

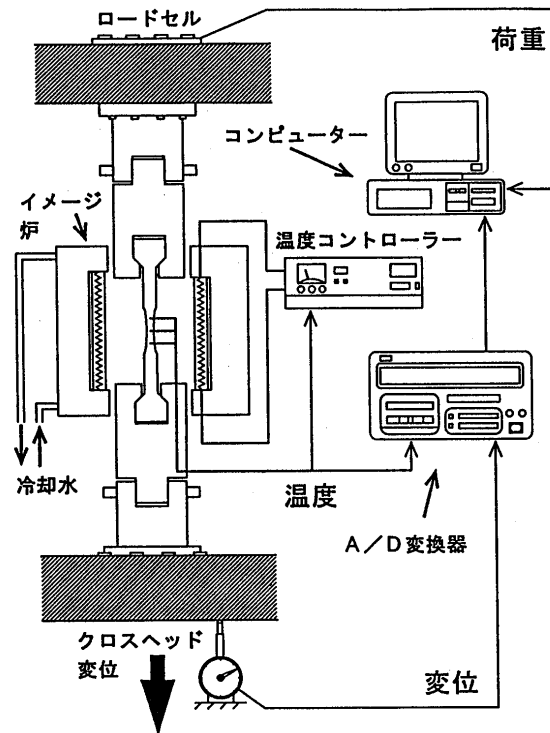


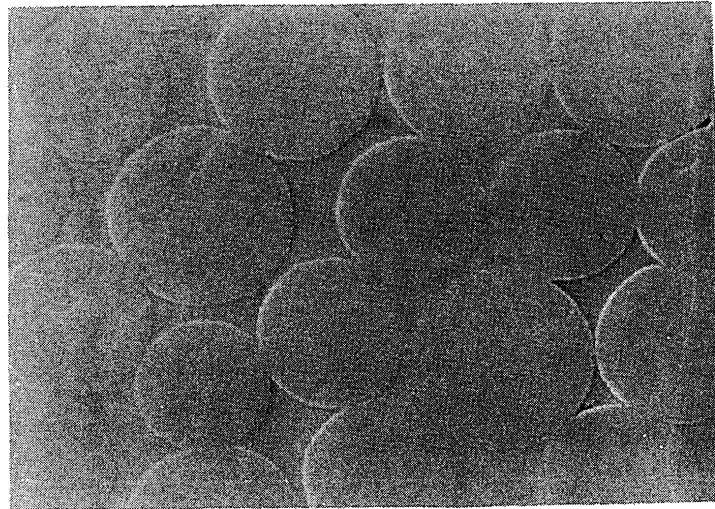
図2 高温引張り試験系



図3 実験装置外観

4. 試験結果、および考察

図4に、SEMによるチラノヘックス断面の観察例を示す。ポイドや亀裂が少なく、製造条件が適切であることが期待される。



10 μ

図4 チラノヘックス断面

引張り試験における試験温度と破断荷重の対応を図5に示す。測定点が分散しており、試験片の均質化が今後の課題である。また、チラノ繊維自体の室温引張り強度が3.0-3.6GPa、チラノヘックスの繊維含有率が90%Vol程度、0/90°積層であることから期待される破断荷重に対して、この結果における破断荷重はかなり小さな値である。これは試験片加工時に損傷が生じた、あるいはホットプレス時に劣化が生じた等の原因により、繊維の特性が十分に発揮されなかったためであると考えられる。

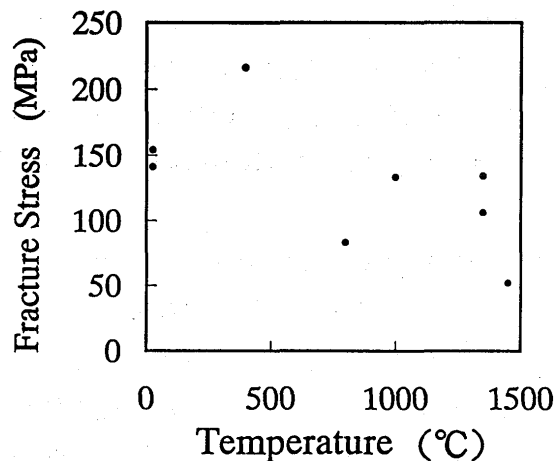


図5 高温破断応力

これらの破面を観察した例を図6に示す。室温から中温程度では各層が剥離して破壊し、大きな凹凸のある破面が観察される。また、各層が剥離せず破面が平坦になる傾向を示した場合、比較的低い破断荷重を示すことが認められた。試験温度と破面形態との対応は明確では無いが、1,000°C程度を上回る試験温度を設定すると各層が剥離せず、破面の凹凸が小さくなる傾向が観察される。積層材の場合、層間界面強度が過大であると亀裂が各層の境界部で拘束を受けずに伸展するため強度の低下をもたらし、凹凸が小さな破面形態を示すことが考えられる。また層間界面強度を適度に低く設定する場合、層間剥離に引き続いて最終的な破断が生ずるため各層が最後まで荷重を均等に支持し、破断強度を向上させる結果となることが考えられる。本報告においては、各層が剥離せず、破面の凹凸が小さくなる傾向が観察される場合には層間界面強度が過大であり、各層が剥離して破壊し、大きな凹凸のある破面が観察される場合には層間界面強度が適当であったことが考えられる。また、SEMによるチラノヘックス断面の観察例ではポイドや亀裂

が少なく、製造条件が適切であることが期待されたにもかかわらず引張り試験における破断荷重が分散しており、試験片の均質化に課題が残された原因の一つとして、各積層間の結合状態に不均一性があったことが考えられる。この問題を解決するためにはプリプレグを積層する工程の改善、および各層間にマトリックス層をはさみこんで積層した後にホットプレスを行い、積層間におけるマトリックスの分布を均一にする等の対策が考えられる。

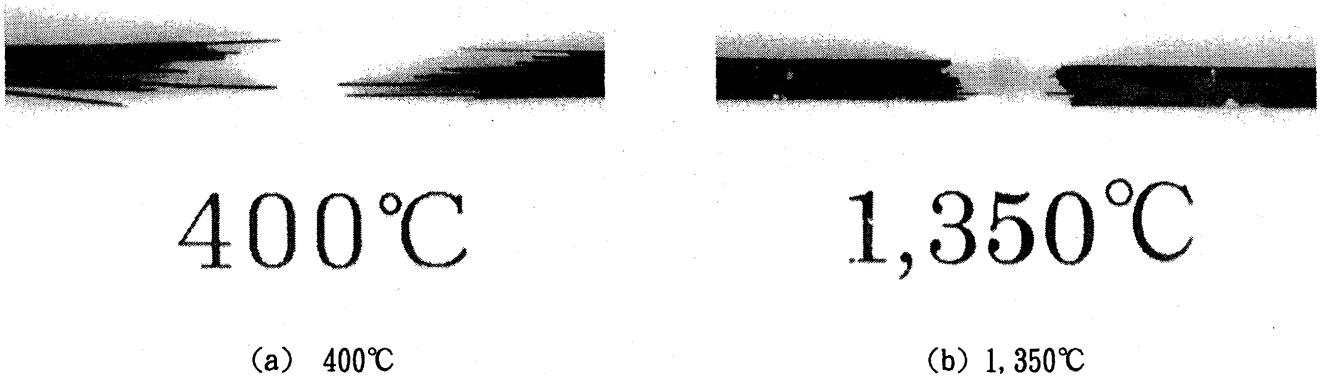


図6 破面観察例

5. まとめ

Si-Ti-C-0 繊維から製造される複合材料（チラノヘックス）について、製造条件に検討を加えた新しいタイプのものを採り上げ、高温引張り試験およびSEMによる解析を行い、様々な温度条件下での機械的性質について考察した。それらは以下の様に要約される。

- 1) 本実験条件の範囲内では、チラノヘックスの引張り破断荷重は分散が大きく、均質化が課題である。
- 2) 破断荷重は繊維強度からの予想に対してかなり小さく、試験片加工時の損傷、あるいはホットプレス時の劣化等の原因により、繊維の特性が十分に発揮されなかったことが考えられる。
- 3) 各層が剥離して破壊し、大きな凹凸のある破面が観察される場合はある程度高い破断荷重を示すが、破面の凹凸が小さくなる傾向を示した場合には比較的低い破断荷重を示す。
- 4) 引張り試験温度と破面形態との対応は明確では無いが、高い試験温度を設定する場合、各層が剥離せず、破面の凹凸が小さくなる傾向が観察される。
- 5) 試験片の均質化に課題が残された原因の一つとして、各積層間の結合状態に問題があったことが考えられる。この問題を解決するためにはプリプレグを積層する工程の改善、および各層間にマトリックス層をはさみこんで積層した後にホットプレスを行い、積層間におけるマトリックスの分布を均一にする等の対策が考えられる。

参考文献

- [1] 森本哲也他：第36回航空原動機・宇宙推進講演会講演集(1995), pp.279-284
- [2] 石川敏弘他：超高温材料シンポジウムⅧ講演集(1994), pp.55-61
- [3] KAJII, S. et. al.: Advanced Performance Materials, 1 (1994), pp.149-159
- [4] 渋谷昌樹：Fine Ceramics Report, Vol.11, No.10 (1993), pp.240-244

編集・発行 © (社)日本ガスタービン学会 200 1996.10