

ガスタービンエンジンの実時間シミュレーション (シミュレーション専用言語によるプログラミング)

* 越 沼 威 (航空宇宙技術研究所)
 西 尾 健 二 (航空宇宙技術研究所)
 杉 山 七 契 (航空宇宙技術研究所)

1 まえがき

近年のガスタービンエンジンシミュレーションは、的確なエンジン特性の把握はもとより、エンジン自身も含めその捕獲に至るまでの開発において、期間、コスト、安全性等あらゆる面に影響を及ぼすことから、その精度に対する要求も一段と厳しくなっている。さらにエンジン制御システムの開発ではシミュレーションの実時間演算動作は必須条件である。このような最近のガスタービンエンジンシミュレーションを特徴づけるものとして、1) 数十、数百にのぼる状態変数、代数方程式を含む、2) 広い周波数帯域中、3) 多数の解析式あるいは実験データに基づく非線形多変数関数発生を含む、4) ハードウェア(エンジン制御システム)との接続、などが挙げられる。さらに、精密なシミュレーションへの要求はより詳細なエンジンの数学モデルを必要とすることから演算時間の増加を招き、一方において必要とされるエンジン動特性の周波数帯域中は増大の傾向、すなわち演算所要時間の短縮を迫られる、という背反した要求に対処しなければならない。

上記のような特徴を有するガスタービンエンジンのシミュレーションを効率的に行うための条件として、ソフトウェアの面では、1) プログラムの柔軟性すなわち種々のガスタービンの型式に適用し得ること、2) 操作性すなわちパラメータや各種条件の設定、変更、図形表示、モニタ、データの記録、等が対話形式で行えること。ハードウェアの面では、1) 高精度、高速演算機能、2) 多変数関数発生機能、3) 積分演算機能、4) 大容量記憶機能などであろう。また双方に関連し、1) 容易なプログラミング、2) 高い信頼性、再現性、3) 外部との融通性に富む接続機能、などが挙げられる。以上のように高度な柔軟性、操作性を要求されるプログラミングでは全デジタル方式のシミュレーションが最も適している。

本報告ではこのような要請に対処すべく、シミュレーション専用の開発された全デジタル計算機とその専用言語を用いた軸ファンエンジンの実時間シミュレーションを試みたので、使用計算機システムの概要とそのプログラム例について述べる。

2 計算機システム

今回使用した計算機システム、A/D-10及びその専用言語MPS-10は、大規模、

複雑なダイナミックシステムのシミュレーションを実時間、あるいは実時間よりも速く演算が行なえるよう設計された計算機システムで、次のような特徴を有する。すなわち、1)高速の多変数関数発生、2)高速高精度数値積分、3)高速入出力、4)大容量半導体データメモリ、5)パイプライン、並列演算技術の採用である。AD-10はプログラム可能な計算機ではあるが、直接行うことは出来ず、ホスト計算機の使用を必要とする。このホスト計算機のターミナルを介し、AD-10へのデータ、プログラムの読み込みから、演算の実行、制御、AD-10からの出力データ処理に至るすべての機能を動作させることが出来るが、AD-10は独立動作が可能であり、演算実行時にはホスト計算機を必要としない。以下にAD-10のハードウェア、ソフトウェアについて述べる。

2-1 ハードウェア

図1にAD-10ハードウェアの構成を示す。AD-10は各プロセッサが自分自身のプログラムメモリを持つ機能的に独立したマルチプロセッサ構造となっている。すなわち各プロセッサは単一機能、あるいは非常に関連の深いタスク（主にシミュレーションタスクで多用される演算）を専門に実行するよう設計されており、これらはマルチバスを介して相互接続されている。

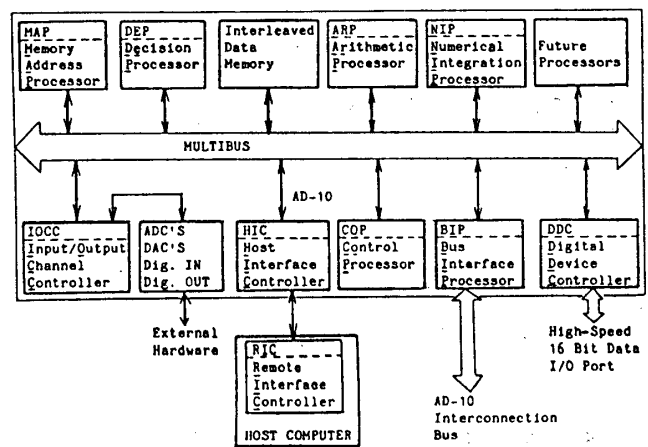


図1 AD-10 ハードウェア 構成

各プロセッサは100(nS)のインストラクションサイクルに同期して並列演算を行う。これに対しマルチバス内のデータ転送は1インストラクションサイクル内に2回行なえる。主なプロセッサの動作は、1)演算プロセッサ(ARP)—多変数関数発生、線形内挿演算 $R = (A+B) \times C + D$ を175(nS)で実行する。さらにパイプラインにより100(nS)毎に演算結果を得ることが出来る。2)制御プロセッサ(COP)—演算実行中のAD-10全体を制御する。また外部入出力の制御も行なう。3)論理判定プロセッサ(DEP)、メモリアドレスプロセッサ(MAP)—この2つのプロセッサを用い、多変数関数発生において、線形内挿演算に必要なデータメモリ内の関数データの表検索を二分探索(Binary Search)により行う。4)数値積分プロセッサ(NIP)—種々の積分公式を用い、48ビットの高精度数値積分を行う。データメモリはダイナミックMOSメモリ素子を用い、インターリーブ化し、ページ構成で1000Kワードまで拡張することが出来る。外界との接続はCOPの制御のもとに入出力チャンネルコントローラ(IOCC)を介してデジタル入出力、A/D、D/A変換器も動作させ、デジタル、アナログ両信号の入出力が容易に行なえる。なおAD-10の各プロセッサ

には超高速の論理素子、ECL (Emitter Coupled Logic) が使用されている。

2-2 ソフトウェア

本節ではAD-10用に開発されたシミュレーション専用言語、MPS-10 (Modular Programming System) の概要について述べる。MPS 10は前述の高速演算機構、シミュレーションタスクに直結したハードウェア構造を有効に利用出来るよう計画されており、次の2つの部分から成る。オ1はAD-10の各プロセッサのプロプログラムメモリへ直接読み込まれるモジュラプログラムライブラリで、シミュレーションに必要な演算、制御などのプログラムが格納される。オるはプログラム、データの準備、読み込み、AD-10の各種操作のために使用されるホスト計算機プログラム群である。図2はプログラミングの内容、動作と、シミュレーションを行う際の各ソフトウェアパッケージの役割りを示したものである。

MPS-10ではシミュレーションに必要な演算はモジュラプログラムライブラリ内で使用出来る演算表現に問題を分解する。この

際、同じ形式を持つ演算に対して複合演算 (パイプライン、並列演算機構の使用) が利用出来、演算の高速化が図れる。プログラムの実行は図3に示すように、データメモリ内のデータエリアには演算 (モジュラプログラムライブラリ内の該当プログラムを呼び出し、演算を行う) に必要な情報が格納されており、このデータエリアを順次実行してゆく。MPS-10によるプログラミングでは、ユーザは3種類のファイル、CREATE, SPECIFY, RELATE を用意しなければならぬ。

1) CREATE シミュレーションで使用する演算をモジュラプログラムライブラリ内で利用出来る演算表現に直し、実行順序を定めたソースファイルで、その例として、

$$\dot{Y} = a_1 x_1 + a_2 x_2, Y(0) = YIC \iff \text{INTL INT Y YIC 5 / X1 X2 /}$$

(状態変数方程式) (MPS-10による表現)

上式においてINTLは積分を表わすキーワード、INTはこの演算に必要な情報を格納

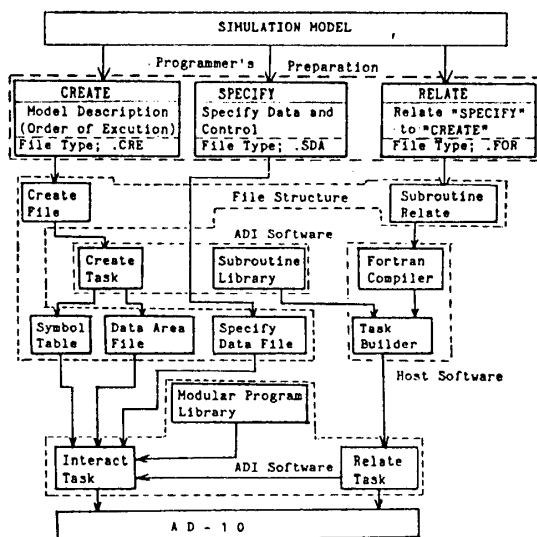


図2 MPS-10 ソフトウェアの構成

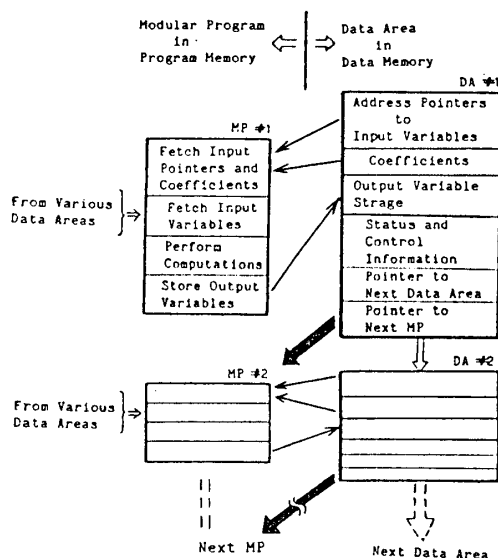


図3 プログラムの実行

するデータエリア名(図3参照), YおよびX1, X2は入、出力変数名、YICは初期値名を表わす。係数 Q_1 , Q_2 はこのファイルでは与えられず、後述のRELATEサブルーチンを経て与えられる。

2) SPECIFY このファイルは、プログラムで必要とするパラメータ、スケール、ウィンドの各値、積分方法、積分のきざみ巾、初期値、スピードファクタ、関数データ全ての名称、入出力チャンネル等の指定を行う。

3) RELATE 次にユーザは“RELATE”と呼ばれるFORTRANサブルーチンを書くことにより“SPECIFY”で規定されたデータも“CREATE”で作成されたシミュレーションモデルに当てはめる橋渡しを行う。

以上の種類のファイルから、図2に示すように“Symbole Table”, “Data Area”の各ファイル、及び“Relate Task”が作られ、“Interact Task”によりこれらのファイルを用い、ホスト計算機のターミナルを介して、シミュレーションに必要なAD-10の全ての操作を行うことが出来る。

3 シミュレーションプログラム

本章ではAD-10計算機システムを使用した2軸ターボファンエンジンのシミュレーションにおいて、ガスタービンエンジンのモデリング、プログラミングの留意点、シミュレーション例について述べる。

3-1 ガスタービンエンジンのモデリング

ガスタービンエンジンはその用途により種々の型式に分けられるが、大部分のエンジンは基本的ないくつかの要素に分解する事が出来る。これらの要素は、(1)空気取入口、(2)圧縮機、(3)ダクト、(4)タービン、(5)スズル、(6)ブリード、(7)ロータ、(8)容積である。これらの要素も適切に組み合わせることにより、程んどのエンジンがモデル化出来る。要素(1)~(6)は静的要素、(7)、(8)は動的要素(すなわち積分演算を含む)である。本プログラムでは、これらの各要素を一つの計算ブロック単位として取り扱う。

3-2 プログラミング手法

MPS-10も使用し演算速度の向上を図るには、前述のようにAD-10ハードウェアの特徴からある一つの演算(例えば積分、加算、関数発生等)内では連続的にデータの処理を必要とする。一方多様なエンジンに対応するには前節で触れた、エンジンも構成する基本要素毎に一つのサブルーチンを作り、エンジンの形式に従ってこれらのサブルーチンを組み合わせ、シミュレーションモデルを作る方法が柔軟性に対応する有効な手段である。しかしながらMPS-10プログラムではFORTRANにおけるサブルーチンのような用法は本質的に不向きであること。またエンジンを構成する基本要素内の演算は処理すべきデータが少い割に演算の種類が多く、その上、演算実行順序を守らねばならぬ(演算の出力結果が次の演算の入力データとして使用される)ことから同一演算におけるデータの連続処理がさうに困難となる。よって演算速度と柔軟性の間にはシミュレーションの用途に応じ両

者の妥協点が必要である。またAD-10のように高速多変数関数発生機能、大容量データメモリが使用可能な場合、解析的関数に対しても関数発生により行う方が能率的である場合があり、計算法に対する再検討が必要である。演算実行時の操作性に関しては使用計算機システムにより左右されるが、AD-10システムの場合、"Interact"機能により十分対応出来ることから、プログラミング時における特別な配慮は必要としない。

3-3 ジェットエンジンの実時間シミュレーション例

図4に本シミュレーションに使用したシステムの構成図を示す。演算結果はD/A変換器を介し直接外部へ出力する、あるいはAD-10のデータメモリ中のバッファへ格納し、シミュレーション終了後にホスト計算機を経由し、図形または他のフォーマットで出力出来る。本シミュレーションはエンジンの各要素特性及び全体性能が既知である2軸ファンエンジン(図5参照)に対し行ったもので、3-1節で述べたように各エンジン要素モデルを組み合わせて図5に示すエンジンをブロック化したものが図6である。プログラミングに当っては3-2節で述べた演算速度とプログラムの柔軟性との妥協点を採る必要がある。このシミュレーションでは図6のブロック図より同じ基本要素を集め

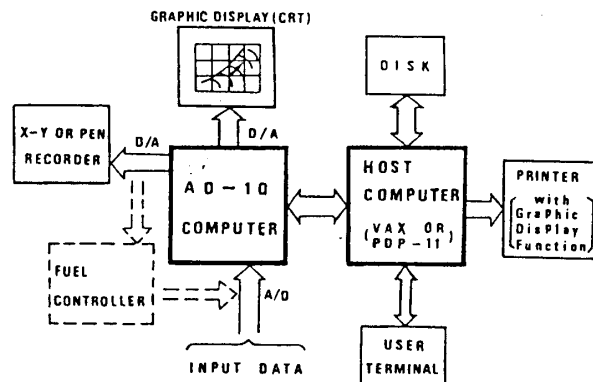


図4 シミュレーションシステムの構成

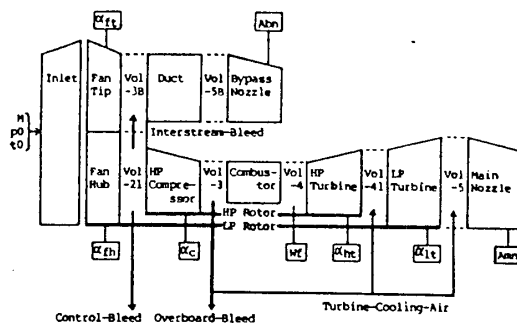


図5 シミュレーションモデル(2軸ファンエンジン)

(例えば圧縮機の場合、Fan Hub、高反圧縮機、Fan Tipの3要素)一つのブロックとし、これらを図7に示す順序で実行した。ブロック内部の演算は、圧縮機を例に取れば、演算の突

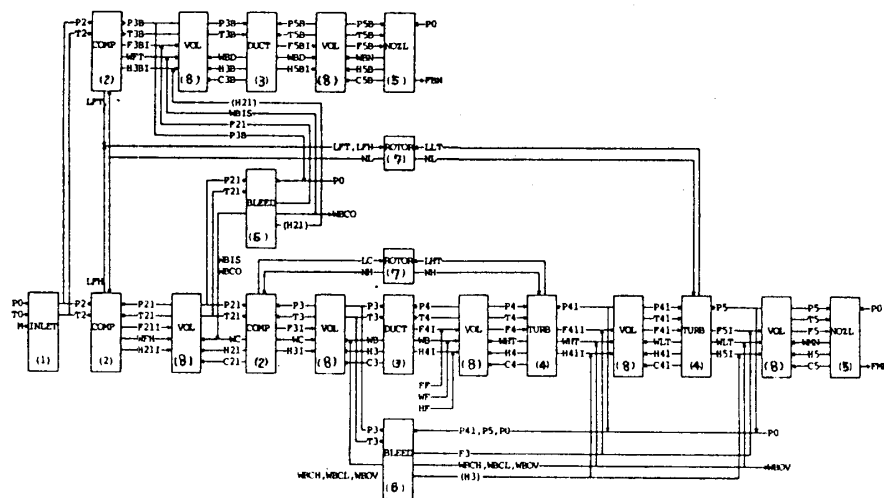


図6 シミュレーションモデルブロック(2軸ファンエンジン)

行順序に注意しつつ、同じ形式の演算を集め（例えば空気流量の算出では関数発生を9種類の圧縮機に対し連続して行う）で実行し、高速化を図る。エンジン要素の追加は、これらの演算に追加要素分の同じ演算を加える。要素の削除はこの逆の手続きである。この手法によればプログラム自体も理解し易く、柔軟性、演算の高速性も図れる。図8にシミュレーション結果の表示例を示す。ここに目盛およびマップ表示用ソフトもシミュレーションプログラムにつけ加えたが、これによるフレームタイムの増加は無い。図9はシミュレーションサイズである。ここに圧縮機、タービンでの可変静翼に関するデータが得られなかった事から、可変数関数は使用していない。なお可変数関数を使用の関数データはFORTRANにより9種のMPS-10プログラムとは別に用意しなければならぬ。

4 まとめ

シミュレーション専用言語を用いたことにより、ガスタービンエンジンの実時間シミュレーションのような現像の大きいプログラムも容易に構成出来た。特にシミュレーション実行時においては、パラメータ、初期値、積分方法、関数データ、その他各種データ、条件設定の変更が、再プログラミン、スケーリングの必要無く行なえること、演算結果の再現性、安定性の良さも全デジタル方式の利点である。また使用計算機システムのハード、ソフト両面、およびシミュレーションモデルの特徴を如何に考慮するかにより、作成されるプログラムの柔軟性、演算速度、操作性等が大きく左右される。

5 参考文献

- 1) 杉山、西尾 ガスタービンの実時間シミュレーション 第9回 ガスタービン定期公演会論文集
- 2) Seuch J. R. NASA TMX-3014
- 3) Applied Dynamics International AD-10 Hardware and MPS-10 Reference Manual

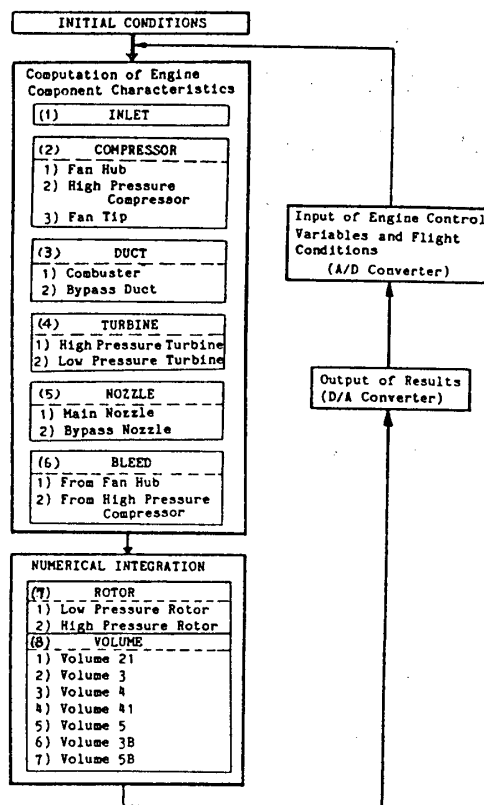


図7 演算順序

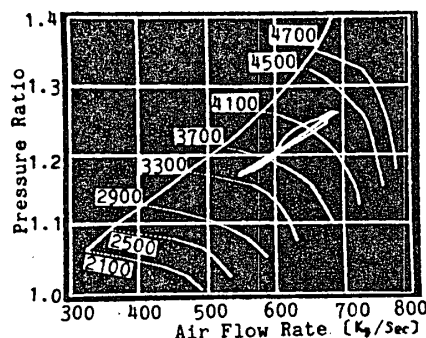


図8 CRT表示例(Fan Tip)

No. of State Variables	16
No. of Variables	123
No. of Function Generations	
1-Variable Function	2
2-Variable Function	21
No. of Access of Function Generations	
1-Variable Function	13
2-Variable Function	54
No. of Numerical Integrations	16
(Euler)	
Required Data Memory for	
Function Generation Data	22K
No. of Data Areas	76
Frametime	1.2442ms

図9 シミュレーションサイズ

小型ガスタービンの送風起動の研究

* 熊倉 弘 隆 (東理大院)

稲垣 詠 一 (東理大)

須之部 量 寛 (東理大)

1. まえがき

従来ガスタービンの起動にはモータ又は他原動機によりタービン軸を回転する機械的起動方式(以下モータ起動と言う)が主に用いられているが、小型のガスタービンでは起動時の自立回転数が高いので起動モータとタービン軸をつなぐ増速歯車、クラッチなどが複雑となる。このためガスタービンの空気取入口に加圧空気を送風してタービン軸を回して起動するウインドミル方式の起動法(以下送風起動と言う)が考えられる。すなわち別置の送風機を空気源として送風起動を行えば歯車、クラッチ等の機械装置が不要となるうえ、起動過程の始めからガスタービン系に空気が流れているので燃焼器内の着火も確実に行うことが出来る。ただ起動時に送風機とガスタービンとをダクトで結合し、起動後はこれをバイパスする切換弁を要すること、モータを含む送風装置の総合効率が低いと起動入力が大々となる等の問題もある。

本研究は小型ガスタービンの送風起動特性を解析、実験の結果について報告する。

2. 実験装置及び実験方法

図1及び図2に試験用ガスタービンの実験装置の概略と外観を示す。本体はディーゼルエンジン用のターボチャージャに燃焼器を取付けてガスタービンとしたものでその仕様を表1に示す。燃料にはプロパンガスを用い、燃料流量の調整はニードルバルブで行って、その流量はロータメータで測定した。空気流量、回転数、圧力、温度等は電気的に検出し、レコーダに導いて記録した。タービンが小型であるため軸の伝達動力に較べて軸受の摩

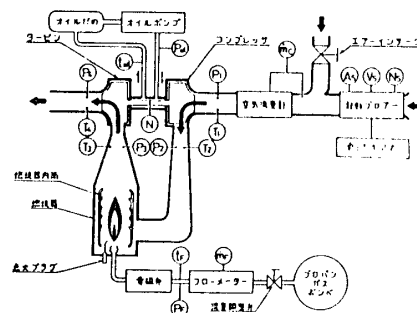


図 1 実験装置概略図

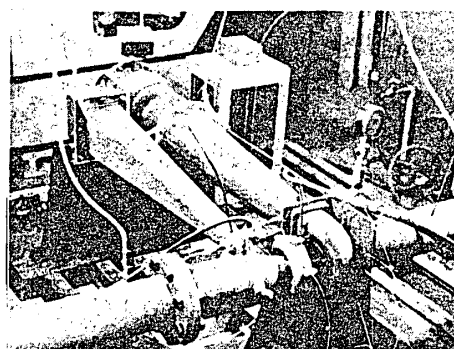


図 2 実験装置外観

表 1 ターボチャージャ仕様

ターボチャージャ	H T - 25 形 (日立製)
適用エンジン (ディーゼル)	2.7~7.0 l
最高回転数 (r.p.m)	125,000
重量 (kg)	約 8

擦損失の割合が大きく、滑油温度は起動にかかり影響を及ぼすので滑油温度が一定になるよう制御した。

起動の操作はまずガスタービンの空気吸込み口に起動送風機を直列につないで送風を開始すると空気がタービンを流れて軸が回転を始め、短時間のうちに定速回転となる。このとき燃料弁を少し開いて着火した後、新次燃料流量を増してゆけば回転数が高まり、ある点で自立回転数に至る。自立に達したことはコンプレッサ直前の圧力 P_1 と大気圧 P_0 とを比較し $P_1 \leq P_0$ となった時をもって自立したとし、起動送風機をバイパスしてコンプレッサが大気から空気を吸込むようダクトを切換え、起動送風機を停めて起動の操作を終る。

実験は起動送風機のもータに印加する電圧を変えて送風動力を変え、同時に燃料供給量を変え、これらの組合せにより起動条件をいろいろに変えて測定を行った。

3. 起動のシミュレーション

起動の経過を予測し、実験結果を整理するためガスタービンの数学モデルを考へ運転状態のシミュレーションに用いることとした。数学モデルを組立てるには起動送風機、コンプレッサ、タービンなどがスタービンを構成する個々の要素の特性が必要となる。このため各要素の性能試験結果を近似式で表し、これを図3、4、5に示す。運転性能のシミュレーションは定常及び非定常(加減速時)の両状態について行、たが、非定常状態の計算に当ってはエネルギーを蓄積する量として回転軸の慣性モーメントのみをとりあげ、管路その他の容積に包蔵されるガスの持つエネルギーは小さいとして省略した。構成要素の特性は定常時も非定常時も同じである

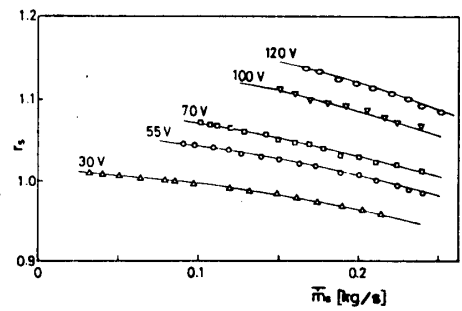


図 3 送風機特性

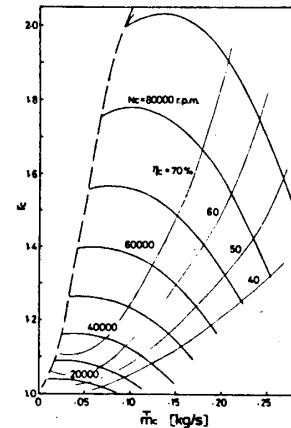


図 4 コンプレッサ特性

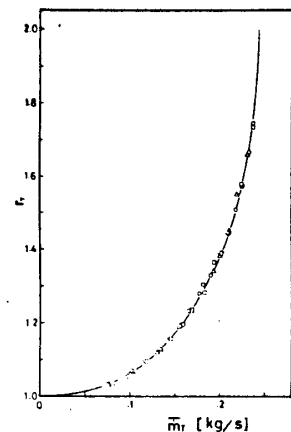


図 5 タービン特性

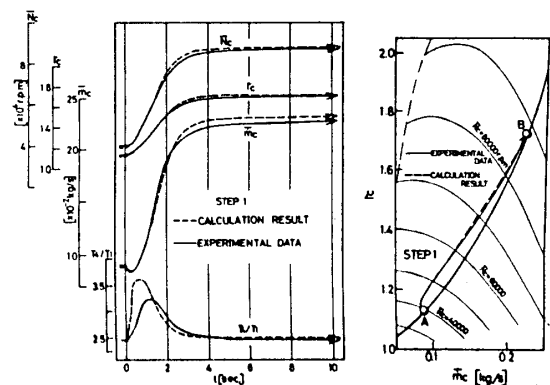


図 6 モデル検証用加速実験

いた。また燃料流量の変化は、燃料調整弁の操作に対し一次遅れになるとした。

数学モデルの精度を調べるため、燃料供給量を急増するステップ加速実験の結果とシミュレーション計算の結果とを対比して図6に示した。図示のように回転数、空気流量、圧力比の時間的变化は双方の結果が良く一致し、この数学モデルは充分の精度を持つことを示した。タービン出口のガス温度の実験値が計算値からずれているが、これは温度検出部が熱容量を持ったための遅れと考えられる。

4. 低速における定常性能

実際の起動は、タービン回転数が時間と共に増加する非定常的な運転であるが、起動時の特性を解析するため起動運転の領域にある低速回転のもとで定常運転実験を行った。

起動送風機のモータにある電圧を加え、燃焼器にある量の燃料を供給すれば、ガスタービンはエネルギーのバランスする点で回転を続ける。すなわちガスタービンには加圧空気の形で流体的エネルギーが供給されると共に燃焼器で熱エネルギーも供給され、流動損失、軸受損失、排気の特有熱量などと釣り合いを保っている。図7、8は起動送風機に一定の電圧を加えたときの燃料流量を変化させて定常運転点の推移を示したもので、図中の記号別に付した数字はその電圧のもとで起動送風機がガスタービンに供給した空気動力の最大値を示すものである。

図7はこの特性を修正回転数 $\bar{N}_c$ とタービン出口の温度比 T_4/T_1 との関係として示し、図8は修正流量と圧力比との関係としてコンプレッサマップ上に示すものである。ガスタービンはこれらの曲線が無負荷運転曲線と交差する点で自立する。

コンプレッサ直前の圧力 P_1 が大気圧 P_0 と一致した状態をもってガスタービンが自立する点とみなすと図7の△印に示す場合のように供給動力が大きいときは自立回転数が極端に高くなり却って不都合となるように見える。しかしこれは自立点に達するかどうかの考え方によるもので、この問題については第7節で再び検討する。

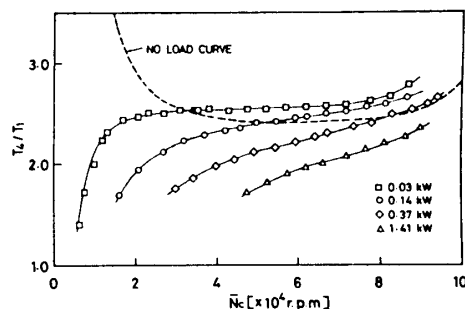


図 7 送風起動定常特性

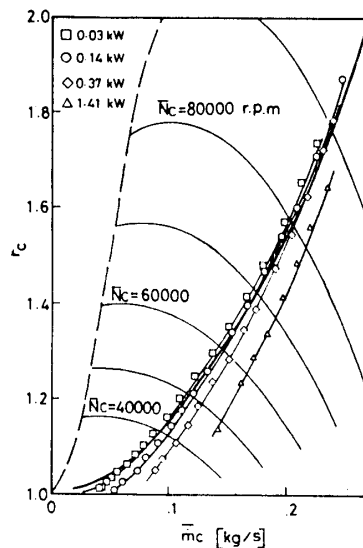


図 8 送風起動定常特性

5. 送風起動とモータ起動との比較

送風起動とモータ起動との比較を行うため、前述の数学モデルを用いたシミュレーション計算を行ったが、モータ起動のシミュレーション計算にはタービン軸に与える動力を回転数の関数として指定する必要がある。ここでは同一修正回転数においては何れの起動方式においても入力値は同一であるとした。すなわち回転数が同一であれば同一の動力が、空気動力、または軸動力の形で与えられるとした。

図9にシミュレーションの結果を示すが、同一修正回転数において送風起動の方がモータ起動より空気流量が多い。この差は低速回転域において著しく、自立運転の回転数に近づくに従って小さくなる。これは送風起動においては加圧空気が送られてくるのでタービン膨張比がコンプレッサの圧力比より大きくなり、従ってタービン流量が大きくなるのに対し、モータ起動では燃焼器、ダクト等の抵抗によりタービン膨張比がコンプレッサの圧力比より小さくなるためである。自立回転数の近くでは外部から供給される動力が小さくなり両方式の差も小さくなるものと推定される。温度 T_4 は回転数の全域に亘って両方式の差が殆ど無いが、送風起動では空気流量が多いため、より多くの燃料を必要とし、20,000 r.p.m.において両方式の燃料流量比は約1.2である。

6. 起動時の加速特性

起動ははじめの低速回転域から自立回転数に至る加速の経過を送風起動とモータ起動の両方式についてシミュレーション計算を行い比較した。図10、11はその結果を示すもので、燃料流量を

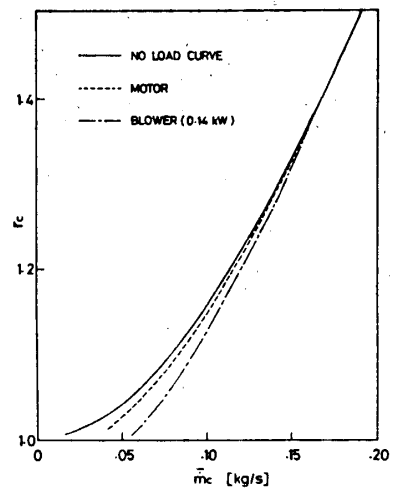


図 9 モータ、送風起動特性比較

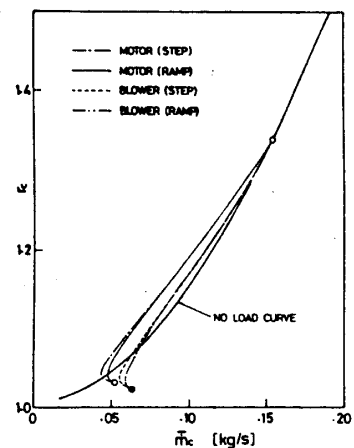


図 10 起動時の加速特性

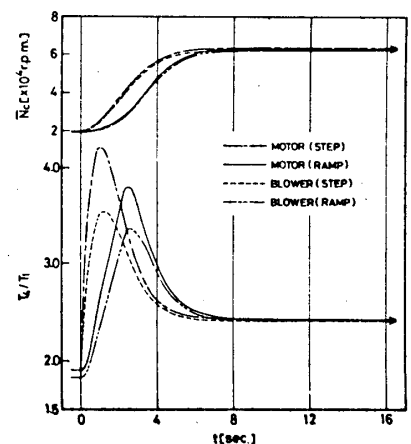


図 11 起動時の加速特性

ステップとランプ(2秒で終了)の1次遷移の形で増加させる場合につきそれぞれ求められている。

ステップ的に燃料流量を増加する加速法は、何れの起動方式においても加速の初期に温度 T_4 の急激な上昇を招き、熱応答的に好ましくないことではない。ランプ入力の方は、温度のオーバーシュートを低く抑えることが出来、2秒以後の加速が大きく、6秒でほぼ同じ回転数に達することが出来る。

起動の初期における燃料供給量と自立回転数における燃料供給量の比をとると送風起動の方がモータ起動の場合より小さい。第5節で述べたようにタービンの同一回転数において送風起動の方がモータ起動より多くの燃料の供給を受けいる。自立回転数における燃料供給量、何れの起動方式によっても同じであるから、ある回転数から自立回転数まで加速する時、送風起動の燃料増加率はモータ起動のそれより小さくなる。例えば20,000 r.p.m から64,000 r.p.m に加速する場合の燃料増加率は、送風起動で

4.7倍であるのに対しモータ起動では4.9倍となる。この差が温度 T_4 のオーバーシュートの差となるので送風起動の方が加速に有利である。

7. 起動送風機を切離す時の過渡応答

さきに第4節において、起動送風機の容量が過大であると燃料を増加しても回転数が高くたるのみでタービン入口のガス温度が余り上昇せず、見かけ上は自立点に達しない状態がありうることを述べた。この場合の燃料供給量は無負荷運転に必要な燃料流量に達しているから、起動送風機を停めて外部からの入力を遮断すれば回転数が下り、ガス温度が上昇して燃料流量に相当する無負荷運転点に安定すると考えられる。

これを検証するため起動過程の途中で燃料供給がある量に達し無負荷運転の燃料流量を超えた点で、図1に示すエアークラップを開放し起動送風機を停止して運転状態の推移を計測した。図12, 13にその結果を示すが、コンプレッサマップ上にその推移を記入すれば、ほぼ回転数一定線上急速に無負荷運転曲線に近寄り、その後緩やかに無負荷運転曲線と燃料流量一定曲線との交点に向って移動する。本実験では燃料

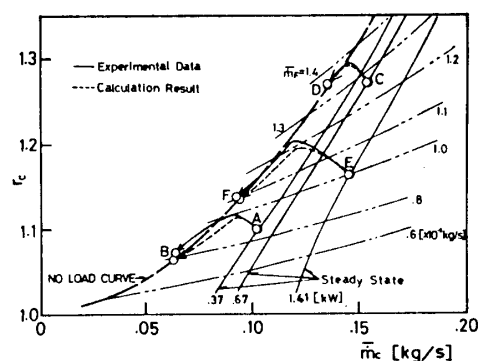


図 12 切離し時の過渡応答実験

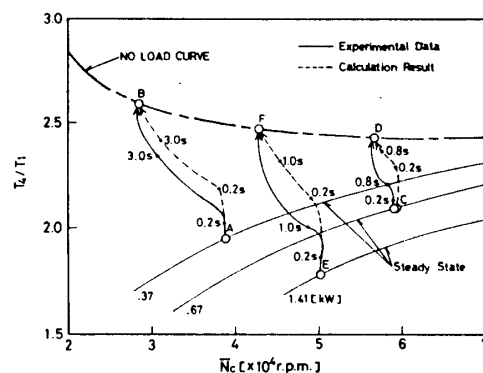


図 13 切離し時の過渡応答実験

流量調整装置が燃焼器の圧力変化による燃料流量変化を補整出来るため、実験開始点より終了点で流量がわずかに増加している。

実験における運転点の推移はシミュレーション計算の結果とも一致するもので、起動送風機の過大の場合に適當な燃料供給量に達した時送風機を切離して自立しうることを確かめられた。図13において実験の T_4 の変化が計算値より遅れているのは、第3節でも述べたように T_4 温度検出部の熱容量が主な原因と考えられる。

8. あとがき

以上の実験とシミュレーション計算により次の結果を得た。

- (1) 同一回転数において送風起動の方がモータ起動より多くの燃料を消費する。しかし低回転、短時間であるから絶対量の差は大きなものではない。
- (2) 送風起動では低速回転時においても燃料流量が多いため、自立点での燃料流量との比は小さくなり、加速時の温度上昇の割合が小さく済む。
- (3) 送風起動においてコンプレッサ入口圧力 P_1 と大気圧 P_0 が一致した時に自立点に達したとする判定基準を採用する場合に、適當な容量の起動送風機を選定する必要がある。
- (4) ガスタービンの無負荷運転特性が既知で燃料流量と無負荷回転数の関係が判っている場合には、燃料流量に着目して起動送風機を切離し、所定の自立点に移行する事が出来る。

参考文献

- 1) 須之部量寛, 藤江邦男; ガスタービン: 共立出版, (1967)
- 2) 稲垣, 須之部; 第1回熱物性シンポジウム講演論文集, 117/120, (1980)
- 3) 吉川, 井口, 鶴野, 原; 車両用ガスタービンの動特性: 第6回日本ガスタービン学会定期講演論文集 (1978)
- 4) 古澤, 栗田, 稲垣, 須之部; 小型ガスタービンの起動に関する研究: 日本機械学会講演論文集No. P10-12 (1981)
- 5) R. T. C. Harman; Gas Turbine Engineering: THE MACMILLAN PRESS LTD (1981)

タービン翼の蒸気冷却実験 (その1)

*柳 良 二 (航空宇宙技術研究所)

熊谷隆王 (航空宇宙技術研究所)

1 はじめに

ガスタービンの効率を改善するためタービン入口温度を上昇させる努力が続けられている。しかし、タービン翼に用いられる耐熱合金の温度限界より、入口温度を高くするためには、より高いタービン翼の冷却効率が必要である。このタービン翼の冷却には、一般に圧縮機出口から抽気した空気が使われているが、多量の空気の抽気はシステム全体の性能の低下を招く。そこで、コンバインド発電プラントのように蒸気タービンとの複合システムではタービン翼の冷却に蒸気を用いる事が考えられている。また、冷却媒体として蒸気を用いた場合、その物性値の違いのため、空気を用いた場合より高い冷却効率が期待できる。そこで今回の実験では一次元伝熱模型を用いて蒸気の熱伝達率を調べると共に、航空宇宙技術研究所で坂田等が実験を行っている全面フィルム冷却翼を用いて蒸気による冷却効率を測定し、坂田等の行った空気冷却データ(1)と比較した。

2 実験装置と方法

図1に実験装置の概略を示す。圧縮機から出た空気はオリフィスを通った後、燃焼器で加熱され高温ガスとなって測定部に入ってくる。冷却用の空気は圧縮機出口で分岐して測定部に導かれている。冷却用蒸気はボイラーで作られた後、気水分離器によって水分を除いてから電気ヒーターで加熱され、流量測定用のベンチュリー管を通して測定部に供給されている。蒸気を用いた実験では蒸気の乾燥度が重要なファクターであり、今回の実験では蒸気を6Kw電気ヒーターで過熱し、乾燥状態で実験を行った。そのため流量及び温度を変えて実験を行い、160℃以上であれば、今回の実験範囲内では、ほぼ完全な乾燥状態

図1 実験装置概略図

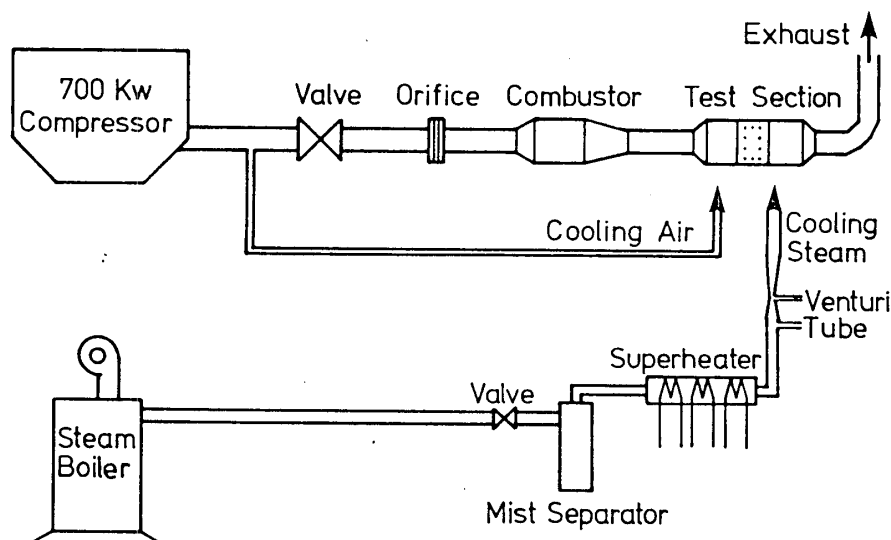


圖 1 實驗裝置概略圖

である事を確認した。

図2に一次元伝熱模型を示す。燃焼ガスは幅 14 cm、高さ 2 cm のチャンネルを通るように成っており、冷却媒体通路はそれに直交する構造で、幅 3 cm、高さ 0.5 cm の矩形通路である。燃焼ガス通路と冷却媒体通路の隔壁は厚さ 1.0 cm の SUS304 製であり、この隔壁両面の温度差より通過熱流量を算定するため、0.5φCA 熱電対を両面に埋め込んである。実験では燃焼ガスの状態を一定に保ちながら冷却媒体入口圧をパラメーターとして隔壁～冷却媒体間の熱伝達率と冷却媒体流量の関係を調べた。

図3に実験に用いた全面フィルム冷却翼を示す。この翼については参考文献[1]に詳しく説明されているが、翼弦長 6 cm、長さ 10

cmの2次元翼である。材料は IN C 713 L C で内側にステンレス製のインサートが挿入されている。インサート内側に供給された冷却媒体はインサートに開けられたインピンジ孔を通して翼内面に衝突する。そしてインサートと翼の間にあるフィンを抜けてから吹き出し孔より外部に吹き出し、表面に冷却媒体フィルムを作るようになっている。翼の温度は図に示す位置に 0.25 φCA 熱電対を 15本埋め込んで測定した。実験はこの測定翼の他に3枚のダミー翼を組み合わせて計4枚の翼列を形成し翼列下流流速と翼弦長とによるレイノルズ数を一定に保って冷却効率と冷却媒体流量の関係を調べた。冷却効率の式を以下に示す。

$$\text{冷却効率} = \frac{T_g - T_m}{T_g - T_c} \times 100(\%)$$

但し T_g = 燃焼ガス温度

T_m = 翼温度

T_c = 冷却媒体温度

また冷却媒体流量は翼列1ピッチ当りのガス流量に対する流量比 β で整理した。

$$\beta = \frac{\text{冷却媒体流量}}{\text{1ピッチ当りの燃焼ガス流量}} \times 100(\%)$$

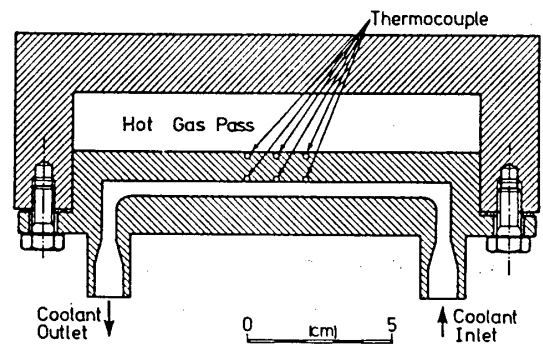


図2 1次元伝熱模型

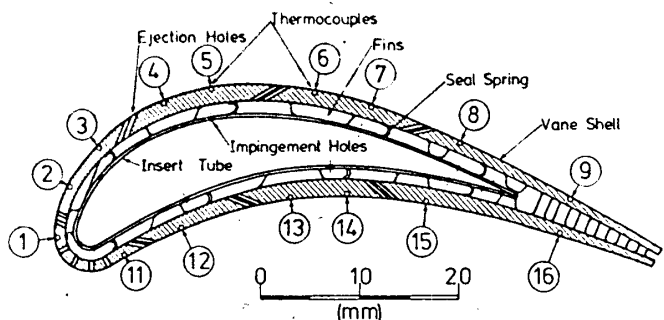


図3 全面フィルム冷却翼

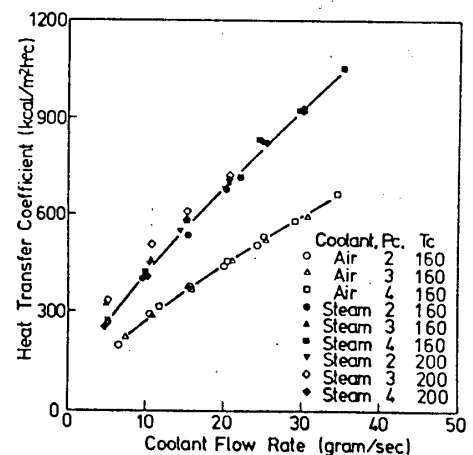


図4 1次元伝熱模型実験結果

3 実験結果と考察

図4に1次元伝熱模型の実験結果を示す。横軸は冷却媒体流量、縦軸は熱伝達率である。燃焼ガス温度は 500°C 、レイノルズ数は 3×10^5 で、冷却媒体入口圧力は、2、3、4気圧の3種類、入口温度は空気は 160°C 、蒸気は 160°C と 200°C の2種類について行った。両者とも熱伝達率は圧力には依存せず、流量に比例して変化する事がわかる。またこの実験範囲では蒸気温度 (160°C 、 200°C) の影響は顕著ではない。蒸気の熱伝達率は空気の熱伝達率に比べて約1.5倍大きい、これは蒸気の粘性係数が空気に比べて小さく、又プラントル数が大きいためである。両者ともそのヌッセルト数はレイノルズ数の0.65～0.7乗に比例しているが、これは冷却媒体の通路形状の影響により、単なる管内乱流熱伝達 (ヌッセルト数はレイノルズ数の約0.8乗に比例) のみでなく入口付近での衝突噴流による熱伝達 (ヌッセルト数はレイノルズ数の約0.5乗に比例) の影響が存在していたためと思われる。

図5、図6、図7、に全面フィルム冷却翼の蒸気冷却実験結果を示す。横軸は翼面上の位置で中央がリーディングエッジ、左側がプレッシャー側、右側がサクション側である。パラメータは蒸気流量比 β である。蒸気供給温度は 160°C で、燃焼ガスのレイノルズ数は 2.5×10^5 、温度はそれぞれ 500 、 600 、 700°C であった。蒸気流量が少ない所では前縁付近の効率が低く、また腹側の方が背側より冷却効率が小さい。これは流量が少ない所では蒸気供給圧力が低下し、翼面圧力の高い部分での蒸気吹出量が不足するためである。

図8に平均冷却効率のグラフを示す。横軸は冷却媒体流量で、坂田等の行った空気冷却実験データも同時に示している。蒸気冷却の方が、すべての流量に於いて空気冷却より10%～15%高い効率を示している。これは1次元伝熱模型実験の

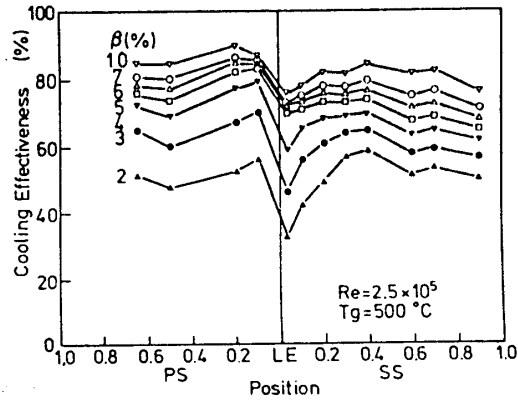


図5 全面フィルム冷却翼蒸気冷却実験結果1

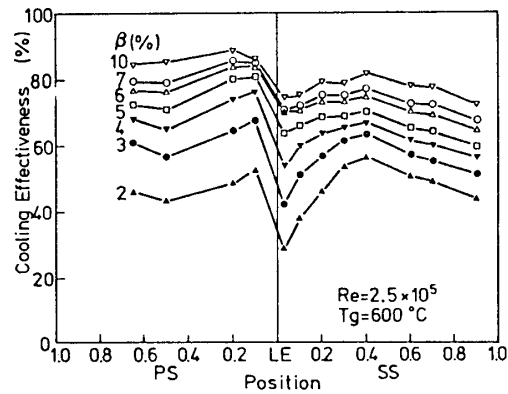


図6 全面フィルム冷却翼蒸気冷却実験結果2

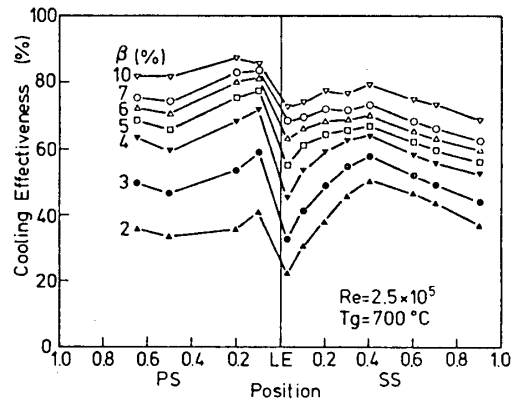


図7 全面フィルム冷却翼蒸気冷却実験結果3

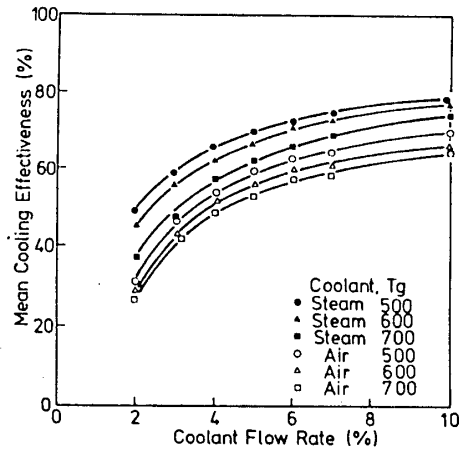


図8 平均冷却効率

結果からわかるように、蒸気を用いた方が空気より高い内側熱伝達率が得られるからである。なお燃焼ガス温度が上昇すると両者とも効率が減少するが、これは温度の上昇によって燃焼ガスの熱伝導率が大きくなって外側熱伝達率が高くなるためである。

図 9 に蒸気と空気の冷却効率の比を示す。冷却媒体流量の少ない時、即ち空気の冷却効率の低い所での効率改善もいちじるしいが、冷却媒体流量

が多い所、即ち空気冷却効率が60%～70%と高い所でも、その値の10%以上の効率改善がなされていることがわかる。なお、空気冷却実験に於ける空気入口温度は約50℃であり、蒸気と同じ160℃にした場合、熱伝導率が大きくなり内側熱伝達率が増加して冷却効率が上昇するが、その割合は数%程度であると計算される(1)。

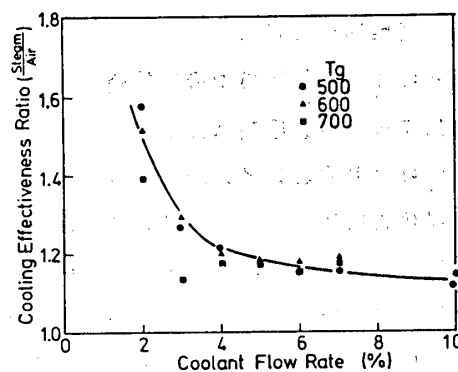


図9 平均冷却効率比

4 むすび

1次元伝熱模型の実験より、物性値の違いの為、冷却媒体の流量を等しくとった場合蒸気の方が空気よりその1.5倍とかなり高い熱伝達率が得られる事がわかった。また全面フィルム冷却翼を用いた実験では蒸気を用いる事によって、1.1～1.5倍の高い冷却効率が得られ、タービン翼の冷却に蒸気を用いる事によって、より高いタービン入口温度を実現出来るものと予測される。この冷却効率の改善は内側熱伝達率の上昇によるものと思われるが、冷却媒体によるフィルム冷却効率の変化も考えられ、今後、この点を解明するため、蒸気と空気のフィルム冷却効果の比較実験を行う予定である。

最後にこの実験結果をまとめるにあたり、全面フィルム冷却翼のデータを提供して下さった坂田氏に深く感謝致します。

- (1) K. Sakata and T. Kumagai, "Experimental Study of Temperature Effect on Turbine Vane Cooling Performance with Multi-Row Ejection", 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, 1983 (to be published)

高圧タービン動翼の高温翼列試験

* 安部利男, 河口岳志, 山根 猛 (三井造船(株))
熊谷隆王, 吉田豊明, 高原 北雄 (航技研)

1 まえがき

ムーニライト計画・高効率ガスタービンの研究開発におけるパイロット・プラントでは, コンバインドサイクル熱効率 $\eta = 53\%$ を達成するためにタービン入口温度 1300°C , 圧力 $54.4 \text{ kg/cm}^2\text{ab}$ (5.33 MPa) となっている。この条件は現存するジェットエンジン, 産業用ガスタービンと比較しても技術的に一段飛躍したものであり, 特に高圧タービン第1段動静翼は冷却性能, 空力性能ともこれまでになく, かなり厳しい条件となっている。それ故に, タービン第1段動翼に対してインサート形冷却翼と精密一体鋳造のピンフィン形冷却翼等が, それぞれの特徴を活かして開発されている。

本論文では, このピンフィン冷却翼の冷却性能を確認するために行った, 実翼を用いた高温静止翼列実験結果について報告をする。実験により本ピンフィン冷却翼は, ほぼ設計冷却効率を達成できることが確認された。また, フィルム冷却翼の翼列性能試験においては冷却空気流量, マッハ数のみならず冷却空気と主流の温度比の考慮が冷却空気の流量配分を合わせる上で重要であることもわかった。

2 供試翼 (ピンフィン冷却翼)

ピンフィン冷却翼は, 航空宇宙技術研究所が中心に開発したFJRジェットエンジンの初段動翼を基本としている。⁽¹⁾ 図1に示す様に精密一体鋳造によるインサートを用いない形式の翼であり, 内部は大きく3つの部屋に分かれている。中央は相当数のピンフィンが配列されており, 冷却空気はディスクからこの部屋に入り対流冷却を行う。このピンフィンは伝熱面積を増大させるとともに熱伝達を促進させる効果がある。冷却空気は絞りを通して前縁及び後縁側にある部屋へ入る際, それぞれインピンジ冷却を行う。更に冷却空気は前縁と腹側から主流に吹出されフィルム冷却を行う。本ピンフィン冷却翼の主要な特徴を以下に示す。

- i) 精密一体鋳造により動翼重量及び加工工数が低減され, 加工精度も向上する。
- ii) 翼内部のインピンジ孔は, 流量制御と冷却性能向上の両方を兼ねている。

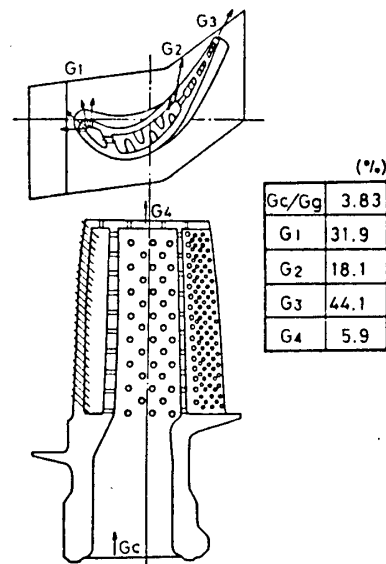


図1 ピンフィン冷却翼

- iii) 熱伝達率は前縁側，後縁側それぞれ独立に制御できる。
- iv) 冷却効率がよく，タービン入口温度の高温化，長寿命化に対処できる。
- v) 翼の肉厚を変えることにより，非定常時に発生する熱応力の軽減が図れる。

3 翼列テスト装置と実験方法

翼列テスト装置と翼配備を図2に示す。翼平均断面で速度三角形を実機条件に合わせている。供試翼列は実翼7枚から成り，通路側壁も翼形状で構成されているので有効通路は8ピッチとなっている。伝熱供試翼2枚は翼列中央部に位置し，その両側に翼面静圧測定用供試翼2枚が配備され，残り3枚がダミー翼となっている。伝熱供試翼は半径方向3断面で各断面に8点の熱電対が埋め込まれた翼と，平均断面で11点計測できる翼の2枚を製作した。翼面温度及び翼

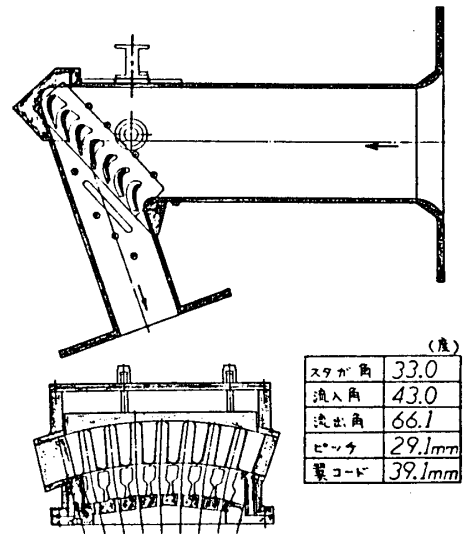


図2 翼列テストセクション

面圧力の計測点位置は，設計条件における計算温度分布，圧力分布を考慮して決めた。実験装置系統図と実験条件を図3に示す。圧縮機で昇圧された主流空気は，オリフ

スにより流量を測定された後，燃焼器に入り加熱される。そして整流網で整流されてテストセクションへ流入している。一方，冷却空気は同様に圧縮機で昇圧されて流量を測定された後，加熱器を通して供試翼に導びかれている。これにより冷却空気と主流の温度比はかなり広い範囲にわたって

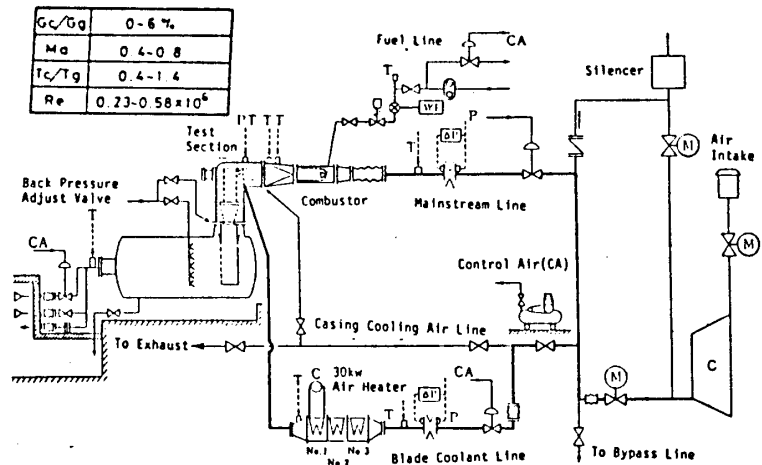


図3 実験装置系統図

変えることができる。冷却空気流量，翼列出口マッハ数，温度比を設定した後，平均断面を中心に翼面温度，翼面圧力等の測定を行う。冷却空気入口温度と圧力は冷却効率が大きく影響するので，温度2点，圧力4点それぞれ測定した。また，冷却空気流量配分と冷却空気通路損失係数に関しては，水流テストにより事前に確認を行った。

4 実験結果

4-1 水流テスト

水流による流量配分テストの状況を写真1に、測定結果を図4に示す。翼前後縁部と腹側からの吹出しは、かなり均一な流れを示しており前縁部、腹側ともほぼ設計流量割合となっている。後縁部の流量が若干設計値より多いが、実機運転では翼先端部から約6%の吹出しがあり、後述する冷却空気圧力係数測定値から判断して流量配分は設計流量に近い値になると考えられる。

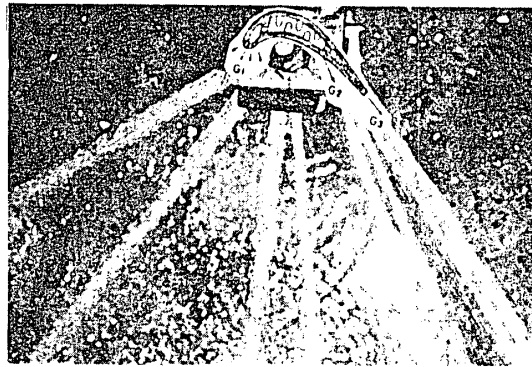


写真1 水流による流量配分テスト

4-2 翼面圧力分布

翼面静圧を主流出口動圧を用いて次の様に無次元化する。

$$C_p = \frac{P_x - P_{s3}}{\rho U_3^2 / 2}$$

平均断面における翼面静圧係数の測定値と計算値を図5に示す。計算は主流を非圧縮ポテンシャル流れと仮定している。両者は比較的良い一致を示しているが、背側後縁部で実測値が計算値より低い値となっている。これは実測した翼列出口静圧が平均静圧より少し高い値を示していることに起因している。測定結果より本実験範囲では、冷却空気流量、温度比が翼面静圧に与える影響はほとんど無いことがわかった。主流マッハ数の影響はいく分背側前縁部に現われており、マッハ数が小さい程計算値との一致は良くなっている。

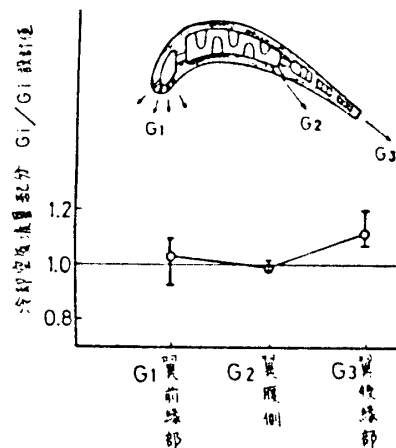


図4 冷却空気流量バランス

4-3 冷却効率および翼面温度分布

4-3-1 冷却空気流量の影響

平均冷却効率と冷却空気流量に関する測定結果

を図6に示す。冷却効率は次式で定義される。ここで T_g : 主流温度, T_b : 翼面温度

$$\eta = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{co}}$$

T_{co} : 冷却空気入口温度

η_m : 翼弦方向積分平均冷却効率を示す。

本ピンフィン冷却翼の冷却効率は設計値よりいく分良い結果となっている。なお、図中に各種冷却翼の冷却効率実績値を実線で示している。図7からわかるが、本ピンフィン冷却翼は冷却空気流量が2.5%以下になると前縁部フィルム冷却が充分できな

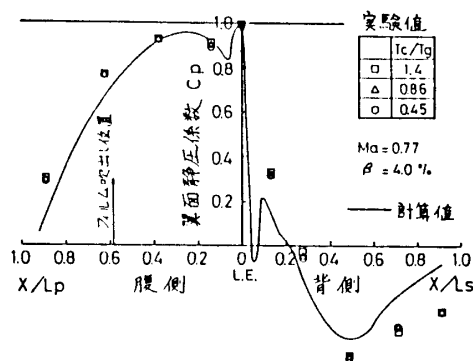


図5 翼面静圧係数

くなり、冷却効率の低下を来すことがわかる。しかし、設計流量(3.8%)付近では翼面温度分布は翼弦方向に $\eta_{max}/\eta_{min}=1.26$ とかなり一様で良好な分布となっている。

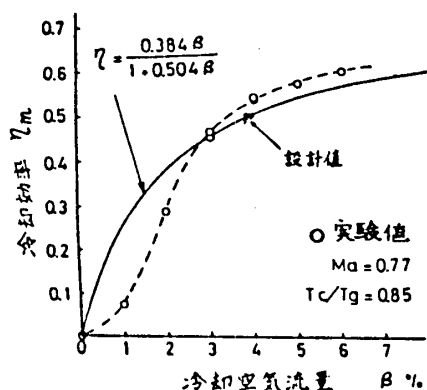


図6 冷却効率の実測値

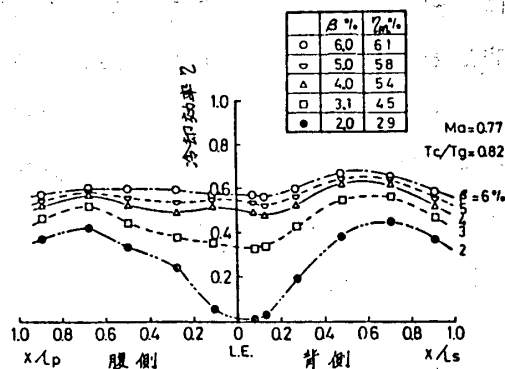


図7 翼面温度分布(平均断面)

左熱伝試翼2枚の翼面温度分布を比較した場合、両者はほぼ同一の結果を示しており、供試翼の冷却空気入口温度、静圧の測定から各実験において供試翼間の冷却空気入口条件のパラッキは充分小さい事が確認されている。また、供試翼7枚全部に冷却空気を供給した場合と、1枚のみに供給した場合の冷却効率の比較では、後者が前者に較べて最大4%大きい。

4.3.2 主流マッハ数の影響

主流マッハ数 $Ma=0.4\sim0.8$ の実験範囲では、図8に示す様に $T_c/T_g=0.87$ の場合冷却効率の変化は少ない。傾向としてマッハ数が増大すれば若干冷却効率は増加している。同図にインサート翼の実験結果⁽²⁾を合わせて示すが、ほぼ同様の結果となっている。

4.3.3 シャンク部雰囲気温度の影響

シャンク部パーシ空気を流さない場合の翼各部温度及びシャンク部雰囲気温度と冷却空気流量の関係を図9に示す。グラフより供試翼入口部での冷却空気の漏れは、ほとんど無いことがわかる。冷却空気流量が設計流量より少なくなるとシャンク部温度や翼植込部温度に較べて翼面温度の上昇は大きくなる。図10に翼シャンク部雰囲気温度が翼面温度に及ぼす影響を示す。主流温度が $T_g=107^\circ\text{C}$ と低い場合には、シャンク部雰囲気温度とシャンク部温度を変えても

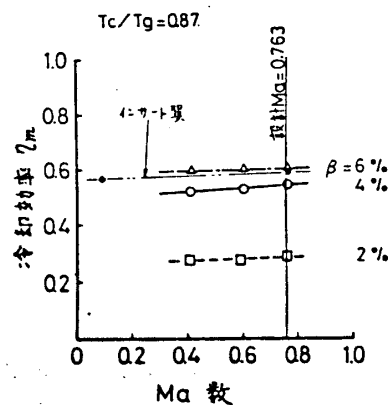


図8 マッハ数の影響

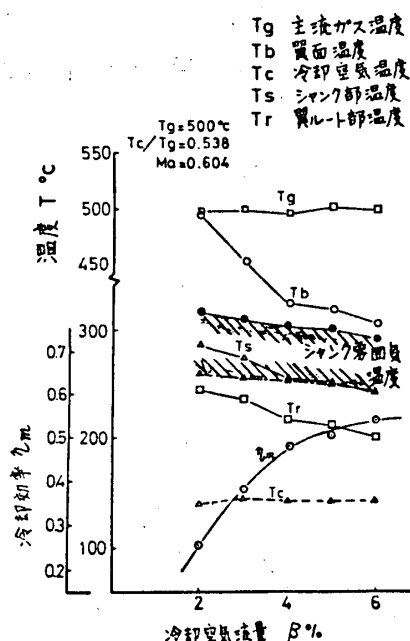


図9 冷却空気流量と翼各部の温度

翼面温度にはほとんど影響が現われていない。
 一方、主流が $T_g=496^\circ\text{C}$ と高い場合にはシャック部
 部雰囲気温度の上昇はシャック部温度の上昇
 につながり、主流温度が低い場合に較べて冷
 却空気の温度上昇が大きくなる。この為冷却
 効率の低下をもたらしているが、シャック部
 温度の変化に較べると翼面温度の変化は小さ
 いことがわかった。

4.3.4 温度比の影響

冷却効率と温度比の関係を図11に示す。温
 度比が $T_c/T_g \geq 0.82$ の場合、冷却効率、翼面温
 度分布に差違はないが、 $T_c/T_g < 0.82$ の場合に
 は冷却効率が低下し翼面温度分布も不均一と
 なる。温度比を一定として主流温度を変えて
 実験を行った結果、主流温度が冷却効率に与
 える影響は少ないことを確認した。主流マッ
 数、冷却空気流量を一定として温度比が小さ
 くなった場合、後述する冷却空気圧力係数が
 小さくなり、その結果冷却空気流量バランス
 が変わって前縁部の冷却空気流量が少なくなる。
 このため前縁部フィルムの効率が低下して冷却
 効率や翼面温度分布に差違が生じるものと考え
 える。

4.4 冷却空気圧力係数

冷却空気圧力係数と冷却空気流量の関係
 を図12に示す。冷却空気圧力係数は翼面静
 圧係数と同様に、出口動圧を用いて次の様
 に無次元化した値である。

$$C_{pco} = \frac{P_{co} - P_{s3}}{\rho U_3^2 / 2}$$

本ポンフィン翼では設計条件にてほぼ設計
 冷却空気流量が流れることがわかる。冷却
 空気圧力係数は冷却空気流量の影響だけで
 なく、マッハ数と温度比の影響もかなり受

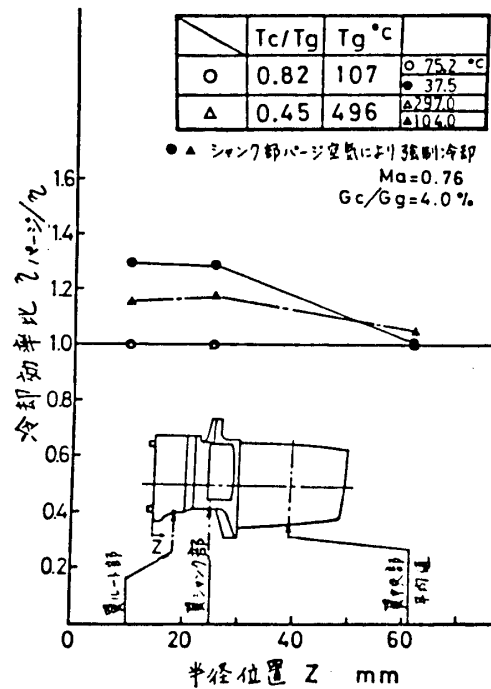


図10 シャック部雰囲気温度の影響

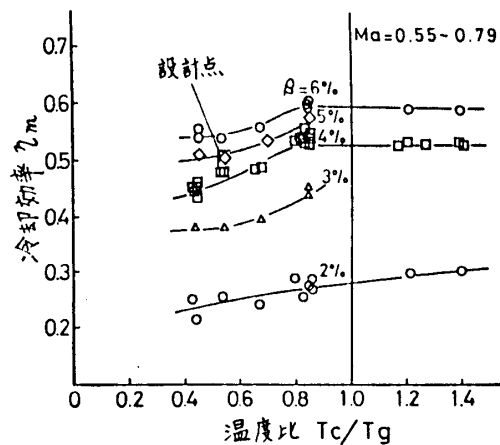


図11 冷却効率と温度比の関係

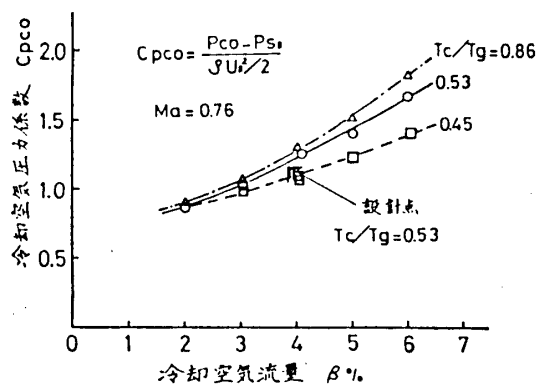
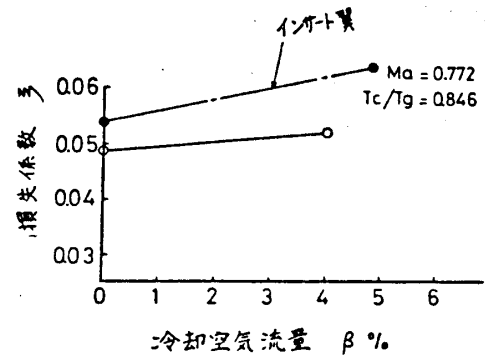


図12 冷却空気圧力係数の測定値

けることが実験により判明した。それ故、冷却空気圧力係数の比較的小さいフィルム冷却翼の冷却性能翼列試験においては、冷却空気流量配分が変るから、特に温度比を実機条件に合わせることで性能を精度良く推定する上で重要となる。



4.5 翼列全圧損失係数

冷却空気の吹出しに伴う翼列全圧損失係数への影響を図13に示す。前述の翼面圧力分布と翼列全圧損失係数より判断して、本ポンフィン冷却翼のフィルム冷却に伴う空力性能の低下は比較的小さいと考えられる。

図13 翼列全圧損失係数

5 結び

精密一体鋳造ポンフィン冷却翼の実翼を用いた高温静止翼列試験と水流テストにより、冷却性能の測定を行い以下の結果が得られた。

- 1) 水流テストによる流量配分の測定及び冷却空気圧力係数の測定により、設計条件において冷却空気はほぼ設計流量が流れる。
- 2) 冷却空気流量 $\beta=3.8\%$ で冷却効率 $\eta=0.53$ であり、翼面温度分布もかなり均一な分布を示しており冷却性能は設計値を満足している。
- 3) 翼面圧力分布は計算値とほぼ良い一致を示している。また、設計冷却空気流量の吹出しによる空力性能への影響は小さいと考えられる。
- 4) フィルム冷却翼の冷却性能翼列試験においては、冷却空気流量バランスを合わせるために主流マッハ数の他、冷却空気と主流の温度比を合わせることが重要である。

最後に、本研究は通産省工技院のムーンライト計画“高効率ガスタービンの研究開発”の一環として行ったものであり、実験に際しては航空宇宙技術研究所、鳥嶋忠雄原動機部長の御協力をいただいた。ここに記して謝意を表します。

6 参考文献

- (1) 坂田、吉田、高原 他；前縁フィルム冷却タービン動翼の研究，NAL TR-565
- (2) ムーンライト計画、高効率ガスタービンの研究開発；昭和56年度 設計支援研究報告書

* 矢 吹 雅 男 （東北電力株式会社）

1. 緒 言

当社では昭和60年以降の夏季負荷時の供給力を確保するために電源開発を進めており、その一環として東新潟火力発電所第3号系列（発電出力 1,090 MW）の建設を計画した。また当社は国策にも沿った脱石油化の施策を強力に進めており東新潟地区への LNG の導入もその主要な方策のひとつである。さらに省エネルギーの観点に立って、高効率プラントの計画、所内動力の節減、熱効率の改善など、一連の対策を実施している。こうしたことから電源立地に必要とされる諸条件が整っている東新潟火力発電所第3号系列に、クリーンエネルギーである液化天然ガス（LNG）を使用し、かつ熱効率の高い複合発電方式を採用することとし、現在鋭意建設工事を進めている。本論文では、容量において世界的にも例をみない当複合発電設備の概要について述べる。

2. 設備の特色とその概要

東新潟火力発電所第3号系列発電設備（以下東新潟火力第3号系列と略記）の計画に当っては、三菱重工業（株）、三菱電機（株）と共同調査研究を行い、従来の技術に加え、入口温度向上による高効率ガスタービン、低NOx燃焼器、ガスタービンと蒸気タービンとの最適組合せおよび環境対策等について十分に調査研究を行い、従来の1,000 MWクラスの火力発電所に比べ、絶対値で約3%高い発電効率のプラントを計画した。ガスタービンについては、実機による実負荷試験を行い、熱効率、信頼性について確認している。

本プラントの主な特色は次の通りである。

- a. 排熱回収サイクルによる複合発電方式である。
- b. 部分負荷時においても高い発電効率を得られる。
- c. ガスタービンには、水または蒸気を混入しないでNOxを下げることで可能な低NOx燃焼器を採用している。
- d. 排ガスボイラーは、高圧蒸気と低圧蒸気の2種類の蒸気を発生させる混圧式である。
- e. 蒸気タービンは、最終段動翼に40インチ翼を持つ変圧タービンであり、かつ2種類の蒸気圧力による混圧タービンである。
- f. ガスタービンと蒸気タービンの組合せ方式は、多軸形である。
- g. 全量脱硝装置を有している。

- ㊦、 所内動力比率は、従来形火力発電所と比較して50%程度である。
 ㊧、 制御装置は、総合デジタル計算機制御方式を採用している。
 なお、主要設備の諸元は、オI表の通りである。

オI表 主要機器の諸元

(1) ガスタービン		6 台
種 類	一軸開放サイクル形	
出 力	133,000 kW (外気温度 15°C 時 118,000 kW)	
入 口 圧 力	13.5 kg/cm ²	
入 口 温 度	1,154°C (常用)	
回 転 数	3,000 rpm	
(2) 排ガスホイラ		6 台
種 類	排熱回収混圧式	
蒸 発 量 (高圧)	194 t/h	
出 口 圧 力 (高圧)	57 t/h	
出 口 温 度 (高圧)	68 kg/cm ²	
出 口 温 度 (低圧)	6 kg/cm ²	
出 口 温 度 (高圧)	505°C	
出 口 温 度 (低圧)	飽和温度	
(3) 蒸気タービン		2 台
種 類	反動くし形2流排気式混圧復水形	
出 力	195,500 kW (外気温度 15°C 時 191,000 kW)	
入 口 圧 力 (高圧)	65 kg/cm ²	
入 口 圧 力 (低圧)	5 kg/cm ²	
入 口 温 度 (高圧)	500°C	
入 口 温 度 (低圧)	飽和温度	
回 転 数	3,000 rpm	
(4) 発 電 機		
a. ガスタービン用発電機		6 台
種 類	交流同期発電機	
容 量	148,000 kVA	
電 圧	15 kV	
相 数	3 相	
周 波 数	50 Hz	
回 転 数	3,000 rpm	
b. 蒸気タービン用発電機		2 台
種 類	交流同期発電機	
容 量	218,000 kVA	
電 圧	15 kV	
相 数	3 相	
周 波 数	50 Hz	
回 転 数	3,000 rpm	
(5) 変 圧 器		2 台
種 類	屋外形	
容 量	652,000 kVA (外気温度 -1°C)	
電 圧 (1次)	14.5 kV	
電 圧 (2次)	275 kV	
相 数	3 相	
周 波 数	50 Hz	

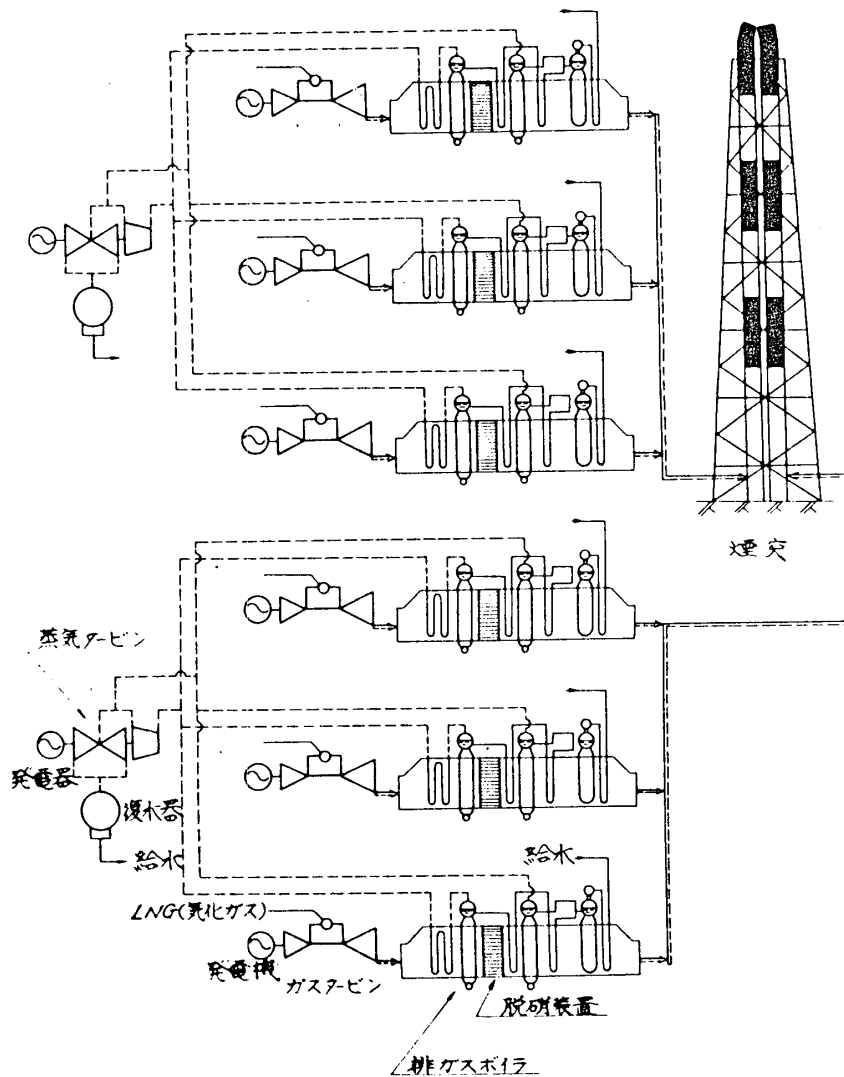
3. 設備計画

(1) 系統

日本海エール・エス・ジー（株）の気化基地から供給されるLNG気化ガスは、ガスタービン直結の圧縮機で圧縮された外気と混合し、燃焼器で燃焼する。燃焼ガスはガスタービンで仕事をし、排ガスボイラーの高压部分で高压蒸気と発生させ、脱硝装置で NOx と除去された後、低压部分で低压蒸気と発生させる。さらに給水と予熱した後煙突に導かれて大気に放出される。

排ガスボイラーの高压部分で発生した蒸気は高压タービンに導かれて仕事とした後、低压タービンへ導かれる。一方排ガスボイラーの低压部分で発生した蒸気は、高压タービンで仕事を終えた蒸気と混合されて低压タービンで仕事とし、復水器に排気される。復水器と出た復水は排ガスボイラーの一部である給水予熱器、脱気器に導かれ予熱・脱気された後、高压および低压給水ポンプで各々高压蒸気ドラム、低压蒸気ドラムに導かれる。給水予熱器では、排ガス温度が露点温度以下に下からないように、低压給水ポンプによる給水循環が行なわれる。オ1図に複合発電設備の構成系統を示す。

オ1図 複合発電設備の構成系統図



(2) 主要設備の配置

東新瀉火力第3号系列には、ガスタービン1台と排ガスボイラ1台の組合せが6組あり、並行に配置され、煙道は各々のボイラ出口から煙突まで配置されて、3組ごとに1本の煙突に接続している。各排ガスボイラ出口煙道の下には、それぞれ給水ポンプ室を設置している。蒸気タービン2台とガスタービン6台は、発電所本館内に配置される。ガスタービンは1台毎にエンクロージャでおおわれ、騒音の発生を防止するとともに、危険範囲を極小にしている。蒸気タービンおよびガスタービンの操作床はそれぞれ3階および2階とし、中央制御室はガスタービン室と反対側の本館3階に配置している。またガスタービン吸気口は本館屋上に設けられている。

(3) 運転方式

東新瀉火力第3号系列は、中央給電指令所の経済負荷配分装置および自動周波数装置からの出力信号により運転される。本プラントの起動方法は1台目のガスタービンと起動し、その発生蒸気により蒸気タービンを起動した後、順次2台目、3台目のガスタービンと起動する。その後3台のガスタービンを同時に負荷上昇することを基本として計画されている。通常運転時のガスタービンの切替には、ユニット負荷を一定に保ちながらガスタービンと起動停止する方法と、ユニット負荷を変えながらガスタービンと起動停止する方法がある。またユニット停止には、通常停止と冷却停止とがある。

3 環境保全対策

東新瀉火力第3号系列の環境保全対策は、地元および周辺地域との協定を締結して実施することになっている。大気関係では、燃料がLNGであることから NO_x のみが対象となり、 15ppm 以下($\text{O}_2 15\%$ 換算)である。水質は、PH、SS、COD、 n -ヘキサン抽出物とそれぞれ規制している。温排水の量は、この容量クラスの従来形火力発電所の排水量に比し、約80%であり、温度上昇は 7°C 以下である。

4 主要機器の概要

(1) ガスタービン

ガス温度は、ベース定格時のタービン第1段静翼入口温度で $1,154^\circ\text{C}$ と高温化がはかられ、排ガス温度は約 500°C である。第2表にガスタービンの基本仕様を示す。圧縮機は、全周スリット形抽気孔、ボクテョップ形静翼テノン、箱形内側ショラウド構造、動翼翼根部へのCu-Ni-Inコーティングを採用して構造強化を図っている。タービンでは、従来形に比べ冷却空気システムの改善による冷却損失の低減、および最終段翼の長翼化による排ガス流出損失の低減が図られ性能が改善されている。また高温ガスにさらされる第1、2段翼をそれぞれ下記の通り冷却している。

表2 ガスタービンの基本仕様

圧縮機	段 数	19
	圧 力 比	14
	空 気 流 量 (kg/s)	443
	抽 気 段 数	3
タービン	車 室 構 造	水平二分割式
	段 数	4
	ガス 温 度 (°C)	1154
	強制空冷翼 (静翼)	1.2 段
燃焼器	〃 (動翼)	1.2 段
	車 室 構 造	水平二分割式
	形 式 × 個 数	キャン形 × 18
	点火装置 × 個 数	火花放電式 × 2
ロケット	形 式	二軸受支持方式
	回 転 数 (rpm)	3,000
	全 長 (m)	9.9
	重量(翼を含む) (ton)	55

※1 段静翼 従来形のインピンジメント冷却に加え、フィルム冷却および後縁部に対してピンフィン冷却を採用。

※2 段静翼 インピンジメント冷却を採用。

※1.2 段動翼 翼内部と半径方向に貫通する冷却空気孔による強制冷却を採用。

燃焼器は、均一な燃焼により、サーマル NO_x の発生を抑制した予混合形低 NO_x 燃焼器を開発し、採用する計画である。また燃焼器フィルム冷却を強化して、冷却効果

による寿命の延長を図っている。なお、圧縮機およびタービンには、車室を開放することなく内部の目視点検が可能であるボアスコープ点検孔を設けている。

(2) 排ガスボイラー

排ガスを横流れ方式として、均一なガス流れを得るとともに、自立式としたため鉄骨が不要になり、モジュール化工法に適した構造になっている。自然循環方式で、伝熱管にはスパイラルフィンチューブを採用し、伝熱面のコンパクト化を図っている。さらに高低圧2段混圧方式により熱回収量を高め、蒸発量の増大を図っている。伝熱面配置は、排ガスと蒸気、水との流れを対向流形として伝熱効率を高めている。各蒸発器では、蒸発器出口ガス温度と流体温度との差（ピンチポイント温度差）を 15°C に、また蒸発器内流体の飽和温度と節炭器出口給水温度との差（アプローチポイント温度差）を 10°C に設定して節炭器におけるスチーミング防止に努めている。

なお、この排ガスボイラーには、脱気器と乾式脱硝装置が組み込まれている。脱硝装置の仕様は、下記の通りである。

計画処理ガス量	1,365,000 Nm^3/h (-1°C . ベース定格運転時)
NO_x 濃度 (出口)	40 PPm 以下 ($\text{O}_2 5\%$ 換算)
NH_3 濃度	10 PPm 以下 (実 O_2)
触 媒	形状 4mm 級格子状触媒 × 2 層

(6) 蒸気タービン

低圧最終段翼に40インチ長翼を使用したTC2F-40"2車室混圧蒸気タービンである。変圧運転を行うことから、全段反動翼で構成され、またタービンの内部効率向上のために全周噴射を採用している。車室は、熱応力軽減のため高圧車室入口部を二重車室構造としている。40インチ翼は、工場において性能、強度上の諸試験を実施し、高効率、信頼性を確認している。蒸気タービンの制御に当たっては、複数台のガスタービンとの協調制御と配慮して電気式油圧カバナを採用している。

(4) 電気・制御設備

従来形の火力発電所では、主変圧器の高圧側で同期投入する方式をとってきたが、大電流負荷開閉器の開閉により、主変圧器の低圧側で同期投入する低圧同期方式を採用し、起動変圧器の省略等所内電気系統構成を単純化している。また、ガスタービンの外気温度による出力特性が、電気缶のそれと順特性を有していることから、主変圧器、離相母線の仕様はそれらと考慮した経済設計とした。プラント制御方式は、計算機直接制御システムを採用しており、その信頼性を高めるために、各々のタービン発電機制御用計算機とこれらを制御用計算機で統括する分散形デジタル計算機制御システムとした。さらに計算機の特性を活かして4台のカラーグラフィックCRTによるマンマシンコミュニケーションの充実を図っている。

5. 建設工事概況

東新潟火力第3号系列は、昭和57年3月16日に着工し、昭和58年4月1日に機器の据付けを開始して今日まで順調に工事が進んでいる。昭和59年12月には、1090MWのうち $\frac{1}{2}$ 出力相当と、昭和60年10月に残り $\frac{1}{2}$ 出力相当と運転開始する予定である。東新潟3号系列の建設工事の特徴として、1台の排ガスボイラを工場で3つのモジュール(最大重量約840トン)として組立完成させ、それを輸送し据付ける方法を採用している。またガスタービンについても一体組立輸送で計画しており、現地工事を極力少なくして工事期間を短くし、さらに品質管理を高める対策をとり入れている。

6. 結言

昨今のガスタービンは、信頼性の向上、熱効率の向上、さらに大容量化が進み、蒸気タービンと組合せた複合発電方式は、脱石油エネルギーとしてのLNG導入と相まって脚光を浴びてきている。今後、国のムーンライト計画によるガスタービンの高効率化により、一層有利な発電方式になっていくであろう。ここに、大規模な複合発電方式の端緒として、東新潟火力発電所第3号系の概要を紹介し、いささかでも参考になれば幸甚である。

メタノールガスタービンサイクルの熱効率

* 鶴野省三 (防衛大学校)

金子靖雄 (同上)

1 緒言

石油に代わる燃料としてメタノールが注目されている。メタノールの燃料としての特性は(1)理論空燃比が小さい、(2)発熱量が小さい、(3)気化潜熱が大きい、(4)引火点が高い、(5)吸水性が高い、(6)オクタン価が高い、などであるが、ガスタービン燃料としてみた場合(1)、(3)および火炎が不輝炎であることが熱力学あるいは伝熱学の立場から有利な条件になると考えられる。しかし最近ではエンジンの排ガス熱量を用いてメタノールを H_2 と CO に分解(吸熱反応)すれば、その排熱回収効果により熱効率がさらに改善されることが注目されるようになり、今山ら⁽¹⁾や Finegold's⁽²⁾らはすでに自動車エンジンに対する実験的研究を試み、熱効率が最大約10%程度上昇することを示した。しかしこの改質ガス発生装置をエンジンシステムに組込む方式は自動車エンジンよりはむしろ産業用や船舶用のガスタービンシステムに用いる方が有効であろう。本研究はこのような観点からメタノール改質装置を組み込んだ熱サイクルの熱力学的特性を検討したものである。熱サイクルの計算にあたっては燃焼ガスの熱力学的性質のデータが必要であるが、この種のデータは燃料の種類や空燃比により変化する。それ故、ガス組成を仮定(例えば $N_2 = 75.463$ 重量%, $O_2 = 23.186$ %, $Ar = 1.351$ %)した従来の燃焼ガス燃焼ガスのデータは任意のガス組成をもつ燃焼ガスに対しては適用しにくい。そこで本研究では任意のガス組成に対して計算をする方法として化学平衡の燃焼計算とサイクル計算に組みこむ方法を考えた。

2 解析モデル

図1に本計算に用いたガスタービンの構成図を示している。図ではタービン排気は熱交換器を経たのちメタノール改質ガス発生装置(以下改質装置と略す)に入り、メタノールのガス分解に必要な熱量を供給する。図2はこのプロセスを温度-エントロピー線図($T-s$ 線図)で示したものである。図に示した Q_1 が熱交換器で回収される熱で、これにより圧縮機を出た空気は T_2' まで加熱される。 Q_2 は改質装置で回収される熱で、これは燃料を改質することにより発熱量を増加させる。それ故、改質装置は熱交換器が使

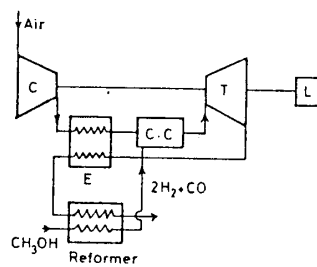


図1 計算モデル

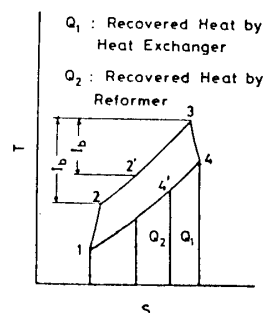


図2 T-s 線図

用できない場合 ($T_4 < T_2$) にも排熱回収ができる。また改質装置の反応温度は $200 \sim 400^\circ\text{C}$ の低温であるので、熱交換器と併用しても改質装置で熱不足になる心配は殆どなく、むしろ両装置の相乗効果が期待できるものである。

2.1 仮定

解析にあたり次の仮定を設ける。

1. 気体は完全ガスの状態式に従う。2. 圧縮、膨張などの状態変化を支配する物性値はその過程の温度範囲における平均値を用いる。3. 燃焼ガスは化学平衡状態に達し、そのガス組成は排気されるまでそのよう凍結される。4. メタノールの分解反応は化学平衡に達し、かつ反応温度は一定とする。

2.2 改質装置

改質装置はメタノールの蒸発部とガス分解装置から構成されるとした。蒸発部ではメタノールを反応温度まで上昇させ蒸気を生じさせる。ガス分解は反応速度を考慮してモデル化すべきであるが、計算に必要なデータがないので取敢えず化学平衡を仮として取扱う。また本装置での熱損失は無視する。

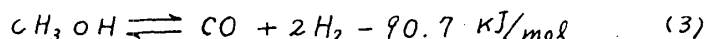
まず蒸発部で吸収する熱量 Q_e は所定の圧力 (圧力比により与える) に対する飽和蒸気温度 T_B (3) で決まる。

$$\log P = 5.5488 - 1874.38/T_B \quad (1)$$

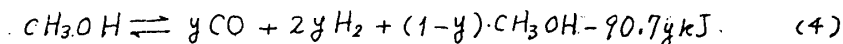
蒸気温度 T_B の蒸気発生に要する熱量 Q_e は蒸発潜熱を考慮すると

$$Q_e = \int_{298.15}^{T_B} c_p dT + r \quad (r: \text{蒸発潜熱}) \quad (2)$$

となる。ついでメタノール分解に要する熱と分解量 y モルを求める。メタノールの分解反応は



であるが、この時の分解量は排ガス温度や圧力に影響される。そこで CO の発生量を y モルで表わすと、



となる。この反応の平衡定数は

$$\ln K_c = -\frac{90.73}{RT} + \frac{158.88 \times 10^{-3}}{R} - \frac{62.61 \times 10^{-3}}{R} \ln T - \frac{54.41 \times 10^{-6}}{R} T + \frac{5.31 \times 10^9}{R} T^2 \quad (5)$$

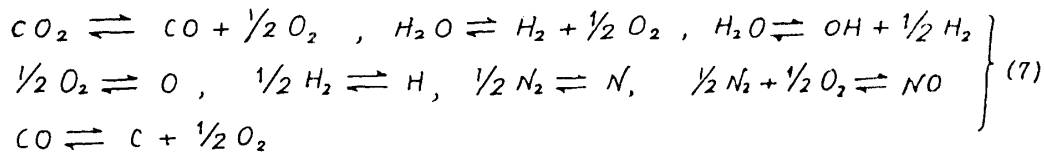
$$K_c \text{ は } K_c = \frac{[\text{CO}][\text{H}_2]^2}{[\text{CH}_3\text{OH}]} \quad (6)$$

であり、 $R = 8.315 \text{ kJ}$ である。また $[\text{CO}][\text{H}_2]$ 等はモル濃度を表わす。

2.3 燃焼計算モデル

燃焼生成物として CO_2 , CO , C , H_2O , H_2 , OH , O_2 , O , N_2 , NO , N , H の12成分を考慮した Agrawal⁽⁴⁾ の定容燃焼計算プログラムを定圧燃焼に修正して用いた。

この計算モデルで考慮されている反応は次のものである。



燃焼計算では T_3 およびガス組成を求める。このガス組成をもとにして c_p , K を求める。

2.4 熱効率 および比出力

大気条件を $P_1 = 0.1013 \text{ MPa}$, $T_1 = 288.15 \text{ K}$ とし、圧縮機とタービンの断熱効率を η_c, η_T , 圧力比を $r = P_2/P_1$, 断熱指数を K_c, K_T (c : 圧縮機, T : タービン) とすると, T_2 は

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 - (r^{K_c-1} - 1)/\eta_c \right\} \quad (8)$$

T_3 は燃焼計算で与えられるので T_4 はタービンの圧力降下比を $r_t = P_3/P_4$ とすると,

$$T_4 = T_3 \left(1 - \eta_t + \eta_t r_t^{(1-K_T)/K_T} \right) \quad (9)$$

とする。 K_c, K_T はそれぞれの場合の状態変化の領域で平均値と算出したものを用いた。

燃焼器の圧力損失を ε' , 排気系統の圧力損失を ε'' とすると, P_3 および P_4 は

$$P_3 = (1 - \varepsilon') \cdot P_2 \quad (10) \quad P_4 = (1 + \varepsilon'') P \quad (11)$$

とする。以上の各式および燃焼計算により求めた T_2, T_3, T_4 を用いて、圧縮機とタービンの仕事 W_c, W_T を次式により求めた。

$$W_c = G_a \cdot c_{p,c} (T_2 - T_1) \quad (12) \quad W_T = (1 + f) G_a c_{p,T} (T_3 - T_4) \quad (13)$$

を得る。 G_a は空気流量, f は燃空比である。式(12)(13)よりガスタービンの出力は $W = W_T - W_c$ であるので、熱効率 η および比出力 $\hat{W}$ は次のようになる。

$$\eta = W/H_u \quad (14) \quad \hat{W} = W/(G_a \cdot c_{p,c} \cdot T_1) \quad (15)$$

熱交換器の効果は燃焼計算を組み込んだ計算モデルで数学的に厳密な解を与えることは困難である。そこで次に述べるような近似的方法を用いた、すなわち空気サイクルの立場では熱交換器で回収する熱量分だけ加熱量を減少させるが、これでもその方法を用いる。熱交換器で予熱される空気温度 T_2' は温度効率 η_E を用いて

$$T_2' = T_2 + \eta_E (T_4 - T_2) \quad (16)$$

の如く求まるので, T_3 までに加熱するに必要な燃料流量 G_F' は熱交換器のない場合の燃料流量を G_F とすれば

$$G_F' = (I_b'/I_b) \cdot G_F \quad (17)$$

で計算できる。ここで I_b, I_b' は $I = \left(\frac{1}{T_3 - T_2} \int c_p dT \right) \cdot (T_3 - T_2)$ で求める。また発熱量も同様にして

$$H_u' = (I_b'/I_b) \cdot H_u \quad (18)$$

で与える。

計算の手順はあらかじめ計算条件に合わせて求めておいたメタロールの分解率の特

性を用いて、燃料流量を決定し、 T_2 を求めた後燃焼計算をして T_3, T_4 を定める。5, 6等はその結果を用いて前述の方法で計算する。

3 計算結果と考察

3.1 計算例

本報において行った計算例はリフォーミング(改質)した場合、メタノールの直焚に対して圧力比 $r = 4, 8, 12, 16, 20$, 化学当量比 $\phi = 1, 0.5, 0.4, 0.3, 0.35, 0.3, 0.25, 0.2$ の条件で計算した。前述の如く $T_1 = 288.15 \text{ K}$, $P_1 = 0.1013 \text{ MPa}$ である。圧力損失は燃焼器は $\varepsilon' = 0$ と 0.02 , 排気系統は $\varepsilon'' = 0, 0.1, 0.2$

をとった。表1は計算に用いた燃料の化学的性質を示してある。表においてメタノールと $2\text{H}_2 + \text{CO}$ (改質ガス) の発熱量を比べると後者が約20%大きくなっているが、これはリフォーミングで付加される熱量である。

表1 燃料の性質

	メタノール	H_2	CO	$2\text{H}_2 + \text{CO}$
分子量	32.048	2.016	28.016	32.048
理論空燃比	6.47	34.5	2.46	6.47
連発熱量 kJ/kmol	638672	57798	67636	766825
蒸発潜熱 kJ/kmol	39422	90.4	5921	—
比熱	液体 80.8	6.895	6.976	6.922
標準生成エンタルピー	液: -238712 気: -201214	0	気: -110551	—

3.2 ガス分解率

図3にメタノールの CO への転化率を示す。図中 T_R は反応温度で、縦軸が転化率 x , 横軸が圧力比である。 x は T_R , 圧力比に依存するが、 T_R による差異は比較的小さいことがわかる。

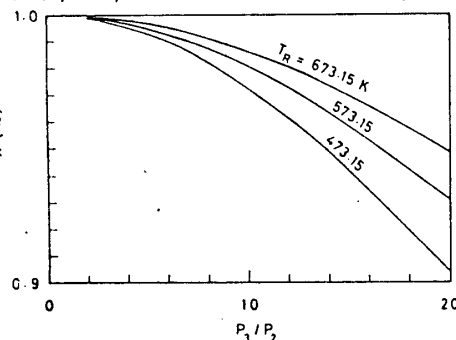


図3 ガス分解率

3.3 熱効率

図4は改質装置を取付けた場合の熱効率を示したものである。横軸は T_3/T_1 , パラメータとして P_3/P_1 をとり、さらに等化学当量比線を示してある。図は圧力損失がない場合で、断熱効率が $\eta_c = \eta_t = 1$ と 0.85 の場合と比較したものである。 $\eta_c = \eta_t = 1$ の場合は ϕ が小さくなる(空燃比が大になる)につれて、

温度比は小さくなるにも拘らず熱効率は増加する。一方 $\eta_c = \eta_t = 0.85$ の場合は空気流量が増加して温度比が下がるため熱効率は増加せず、むしろ下降傾向をみる。これは断熱効率が空気流量と連動して熱効率に影響する様子を示

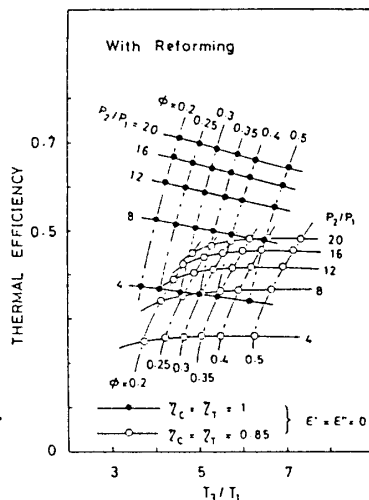


図4 熱効率 (改質装置付)

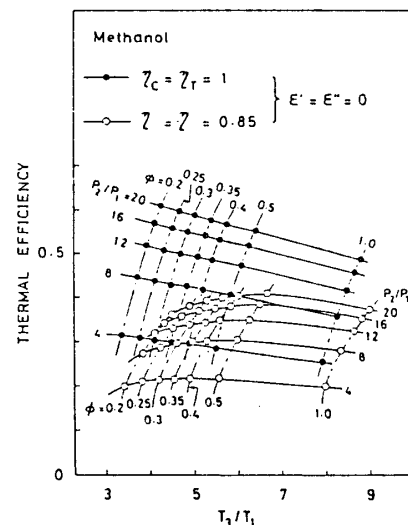


図5 熱効率 (メタノール直焚)

すもので、それ故改質装置を用いる場合は当量比中に適用範囲があることがわかる。図5は改質装置を用いない場合である。熱効率の特性は図4と同様であるが、熱効率は全体的に小さくなっている。図6は図4と5の $\eta_c = \eta_T = 0.85$ の熱効率をまとめて比較したものである。改質した場合がいずれの圧力比でも高くなっているが、これは改質による排熱回収の効果である。図は $\eta_c = \eta_T = 0.85$ の場合の熱効率は $\phi > 0.25$ で温度比の影響を殆ど受けないことを示しており、それ故中の最適条件は $\phi = 0.25$ へ0.3であることがわかる。

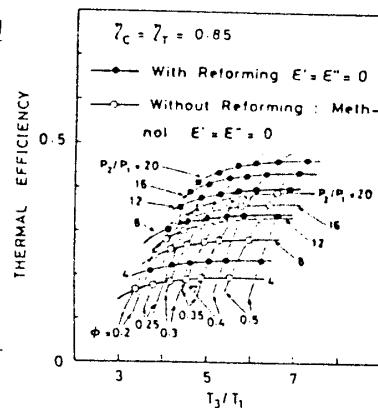


図6 熱効率(改質装置の効果)

図7は熱効率における改質装置の効果をメタノール直燃、ブレイトンサイクル等と比較したものである。ここでは $T_3/T_1 = 5$ の場合のみを示したが、熱効率とは関係なく改質した場合が改質しない場合より20%大きくなっている。メタノールとブレイトンはほぼ一致してよいと思われるが、熱効率によってその特性に相異が見られ興味深い。

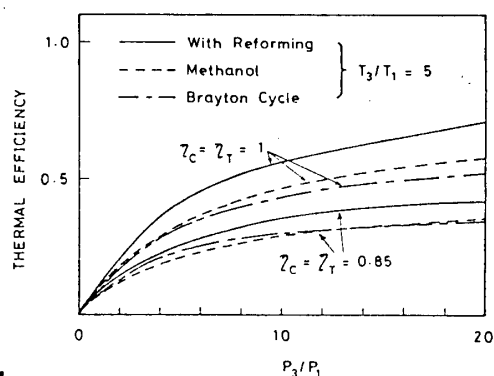


図7 熱効率の比較

すなわち従来のガスタービンのサイクル計算では空気線団を基礎とし、燃料の性状や空燃比の影響は殆ど考慮されなかったが、図7の結果は燃焼ガス組成などが変わると熱効率の効果にも差がでることを示しており、その意味からサイクル計算にも燃料性状や空燃比の影響を考慮する必要があることを示している。図8は参考までに空気と燃焼ガス($\phi = 0.3$, $P_2/P_1 = 8$ で燃焼させた場合のもの)の定圧比熱 C_p を示したものである。空気は圧縮機の作動温度範囲のみとしてある。このように熱物性は温度依存性が高い上に、これらは燃焼生成物の組成にも依存する。

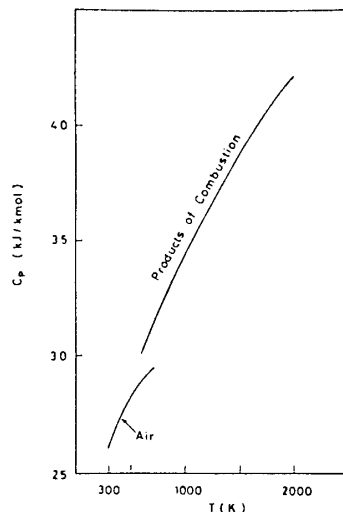


図8 定圧比熱

図9は改質ガス装置に熱交換器を付加した場合の計算例を示したものである。破線が改質装置のみの場合、実線は熱交換器を付加した場合で、温度効率 $\eta_e = 0.7$ の場合である。熱交換器の効果は圧力比の小さい場合に大きい。図9においても $P_2/P_1 = 4$ の場合は熱効率がほぼ倍になっている。 $P_2/P_1 \geq 8$ の範囲の熱効率はその傾向も大まかに一致するが、熱交換器の効果という観点では圧力比が高くなるほど減くする。タービン側限の燃焼温度の観点から $T_3/T_1 = 5$ を設計条件に選ぶと

すなわち $P_2/P_1 = 8 \sim 16$ は殆ど同じ熱効率になり、このよう
な傾向は従来の常識が適用されない。

図10は熱交換器 ($\eta_E = 0.7$) を付加した場合の熱効率と
改質装置のみの場合とブレイトンサイクルとを比較し
たものである。実線は熱交換器付の場合であるが、圧力
比に対する熱効率の変化は比較的に小さく、ブレイトン
サイクルの熱交換器付に比べて対照的である。改質装置
のみの場合を基準にすれば熱交換器の効果は圧力比の増
加と共に減少し、 $T_3/T_1 = 5$ の場合は $P_2/P_1 = 20$ でほぼ零と
なる。

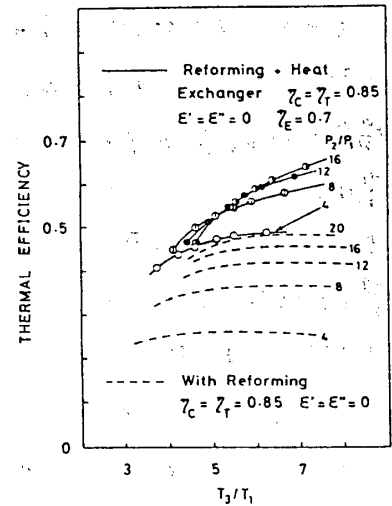


図9 熱交換器のある場合
の熱効率

排気系統の

図11は圧力損失の影響を示したものである。こゝで
は熱交換器を付加した場合、改質装置のみの場合、ブ
レイトンサイクルの場合と比較してある。熱交換器の
温度効率はこの場合はやや低くとり $\eta_E = 0.4$ としてあ
る。図によれば圧力損失の影響は圧力比に依存し、 P_2/P_1
 $= 12$ 付近で熱効率の最大値が現われる。 $E'' = 0.2$ の場
合の熱効率の降下は $P_2/P_1 = 12$ 前後で $7 \sim 8\%$ である。
圧力損失の影響は温度比が高くなると減少する傾向が
見られる。

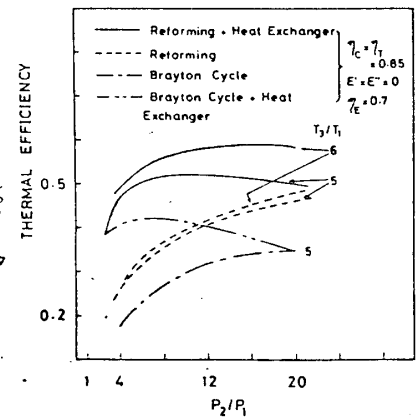


図10 熱効率の比較

図12は比出力の一例を示したものである。図では改
質装置を持つ場合とメタロール質の場合とブレイトンサイ
クルに比べ比出力が大きいことが注目されるが、これも
図8に示した熱物性に原因するものである。

4 結言

メタロールの改質ガス-ガスタービン
サイクルの熱効率について予則計算

を行ない、改質装置の特性、熱交換器の効果、圧損の影響について述べた。また本研究に関連してサイクル計算に燃焼計
算を組み込むことが今後必要になることを示した。

文献(1) 広田ら：日産技報 (昭和54-12) 19-27, (2) Finegold, J. G et al, SERI/TP-235-157
(1982) (3) 佐藤, 物性定数推算法 (本書), (4) Agrawal, D. P. et al, J. Inst. Fuel. (1975)

104-111

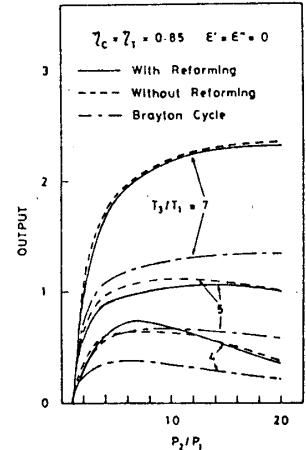
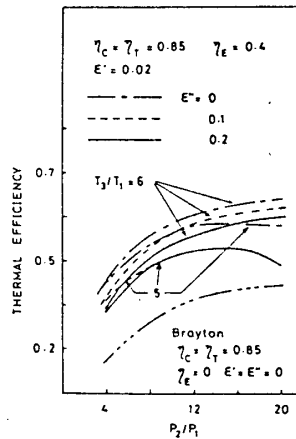


図12 比出力

* 辻 川 吉 春 (阪府大工)

沢 田 照 夫 (阪府大工)

1. まえがき

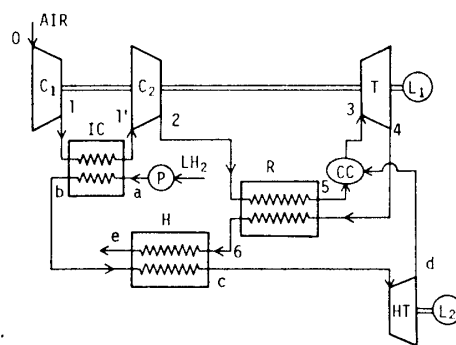
ガスタービンの燃料として液体水素を使用する場合、液化に要したエネルギーを有効に回収しなければならない。著者らはこれまで液体水素の低温エクセルギを回収する方法として吸気冷却を施し、併せて水素の膨張タービンを駆動する方法⁽¹⁾、蒸気タービンとの組合せサイクル⁽²⁾、ガスタービンとの組合せサイクルの解析⁽³⁾等を行ってきた。

本研究では、水素の冷熱をガスタービンの中間冷却に用い⁽⁴⁾、ガスタービンの廃熱を水素の加熱に利用することにより回収し、高温、高圧の水素ガスで膨張タービンを駆動させるサイクルの性能を熱力学的に解析した。

水素の冷熱を中間冷却に使用することにより、吸気冷却器を使用した場合に生じる吸気中の水分の凝縮、凍結の問題は考慮する必要がなくなる。また膨張タービンは前報と異なり、高温域で作動するので低温における軸受、シール等の難点も解決される。

2. サイクルの構成

図1に本サイクルの配置図を示す。中間冷却を行うため圧縮機は1段目と2段目に分けられる。中間冷却のみでは熱効率改善が見込めないので再生器を併用する。中間冷却器を出た水素は再生器を通過した燃焼ガスの廃熱により加熱される。水素は中間冷却器へ入る前にポンプで加圧されているので、高温、高圧の水素ガスとなり、膨張タービンによって仕事を得られる。水素タービンを出た水素はガスタービンの燃焼器に導かれる。ガスタービンのTs線図、水素のTs線図をそれぞれ図2、3に示す。吸気冷却の場合には水素タービンでの膨張過程は $b' \rightarrow d'$ であったが、本研究では $c \rightarrow d$ となり、出力が増加する。



C_1, C_2 : COMPRESSOR
 CC : COMBUSTOR
 H : HEATER
 HT : HYDROGEN TURBINE
 IC : INTERCOOLER
 L_1, L_2 : LOAD
 P : PUMP
 R : REGENERATOR
 T : TURBINE

3. サイクルの性能に関する諸式

図1の配置図、図2、3のTs線図を参照し、温度、組成による作動流体の比熱の変化と圧力

損失を考慮して諸式を導く。

第11回ガスタービン定期講演会講演論文集('83-6)

図1 サイクルの配置図

中間冷却をするため圧縮機を2段に分ける。圧縮機の全体の圧力比を ϕ とした時、圧縮機/段目の圧力比を $\phi_1 = \phi^n$ と表す。したがって、圧縮機1、2段目の出口温度はそれぞれ

$$T_1 = T_0 \phi_1^{Ra/\eta_C [Cpam]_0^1} \quad (1)$$

$$T_2 = T_1' (\phi/\phi_1)^{Ra/\eta_C [Cpam]_1^2} \quad (2)$$

と表せる。中間冷却器の温度効率を使って、水素の出口温度は次のようになる。

$$T_b = (1 - \eta_{IC}) \tau_a T_0 + \eta_{IC} T_1 \quad (3)$$

中間冷却器でのエネルギー収支より

$$[Cpam]_1^1 (T_1 - T_1') = f [Cpfm]_a^b (T_b - T_a) \quad (4)$$

(1)、(3)、(4)式より中間冷却器出口空気温度は

$$T_1' = \left((1 - \eta_{IC}) \frac{[Cpfm]_a^b}{[Cpam]_1^1} \right) \phi_1^{Ra/\eta_C [Cpam]_0^1} + \tau_a \eta_{IC} \frac{[Cpfm]_a^b}{[Cpam]_1^1} T_0 \quad (5)$$

となり、再生器出口空気温度は再生器の温度効率より次式となる。

$$T_5 = (1 - \eta_R) T_2 + \eta_R T_4 \quad (6)$$

中間冷却器、燃焼器、再生器、水素ヒータでの圧力損失を考慮するとタービンでの膨張比は次式で表せる。

$$\begin{aligned} \phi_T &= \phi (1 - \epsilon_{11'}) (1 - \epsilon_{25}) (1 - \epsilon_{53}) / (1 + \epsilon_{46}) (1 + \epsilon_{6e}) \\ &\cong \phi (1 - (\epsilon_{11'} + \epsilon_{25} + \epsilon_{53} + \epsilon_{46} + \epsilon_{6e})) \cong \phi (1 - \epsilon) \end{aligned} \quad (7)$$

したがってタービン出口ガス温度は次のようになる。

$$T_4 = \tau T_0 \phi_T^{-\eta_{TR} g / [Cp_{gm}]_3^4} \quad (8)$$

再生器のエネルギーバランス

$$[Cpam]_5^2 (T_5 - T_2) = (1 + f) [Cp_{gm}]_4^6 (T_4 - T_6) \quad (9)$$

より、再生器出口ガス温度は次式で示される。

$$T_6 = \tau \left(1 - \frac{\eta_R [Cpam]_2^5}{(1 + f) [Cp_{gm}]_4^6} \right) T_0 \phi_T^{-\eta_{TR} g / [Cp_{gm}]_3^4} + \frac{\eta_R [Cpam]_2^5}{(1 + f) [Cp_{gm}]_4^6} T_1' (\phi/\phi_1)^{Ra/\eta_C [Cpam]_1^2} \quad (10)$$

水素ガスのタービン入口温度は、水素ヒータの温度効率より

$$T_c = (1 - \eta_H) T_b + \eta_H T_6 \quad (11)$$

と表され、したがって水素タービン出口における温度は次のようになる。

$$T_d = T_c \phi_{TF}^{-\eta_{TF} R_f / [Cp_{fm}]_c^d} \quad (12)$$

水素/kg/s に対する水素タービン出力は次式で示される。

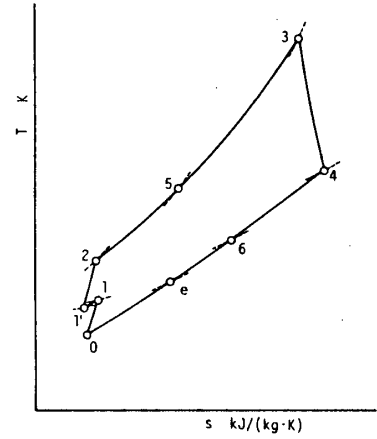


図2 サイクルのTs線図

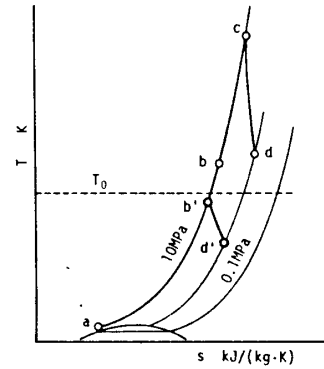


図3 水素のTs線図

$$L_{Tf} = [Cpfm]_c^d (1 - \varphi_{Tf}^{-\eta_{Tf} R_f / [Cpfm]_c^d}) T_c \quad (/ 3)$$

水素ヒータでのエネルギーバランス

$$[Cpfm]_b^c (T_c - T_b) = \frac{1+f}{f} [Cpgm]_b^c (T_6 - T_e) \quad (/ 4)$$

より、水素ヒータ出口ガス温度は次式で示される。

$$T_e = (1 - \frac{f \eta_H [Cpfm]_b^c}{1+f [Cpgm]_b^c}) T_6 + \frac{f \eta_H [Cpfm]_b^c}{1+f [Cpgm]_b^c} T_b \quad (/ 5)$$

以上の諸式を用いて、比出力、熱効率、エクセルギ効率は以下のように表される。

$$L_{sp} = \eta_m \left[(1+f) \tau [Cpgm]_3^4 (1 - \varphi_T^{-\eta_{TR} R_g / [Cpgm]_3^4}) T_0 + f [Cpfm]_c^d (1 - \varphi_{Tf}^{-\eta_{Tf} R_f / [Cpfm]_c^d}) T_c \right] \\ - \left[[Cpam]_0^1 (\varphi_1^{Ra/\eta_C [Cpam]_0^1} - 1) T_0 + [Cpam]_1^2 \{ (\varphi/\varphi_1)^{Ra/\eta_C [Cpam]_1^2} - 1 \} T_1 \right] / \eta_m \quad (/ 6)$$

$$\eta_{th} = L_{sp} / f H_u \quad (/ 7)$$

$$\eta_{ex} = L_{sp} / f E_o \quad (/ 8)$$

低温エクセルギの回収率は次のようになる。

$$\eta_{exL} = L_{Tf} / E_L \quad (/ 9)$$

4. 本サイクルの特性解析

3章で求めた諸式を用いて本サイクルの特性を解析した。数値計算においては比熱と温度の非線型性により、電子計算機を使用した試行錯誤法を用いた。表 / には解析に使用した各種の設定値を示す。

表 / 解析に使用した設定値

圧縮機のポリトロップ効率	$\eta_C = 0.85$
タービンのポリトロップ効率	$\eta_T = 0.85$
燃焼効率	$\eta_B = 0.99$
機械効率	$\eta_m = 0.99$
中間冷却器温度効率	$\eta_{IC} = 0.6 \sim 0.9$
再生器温度効率	$\eta_R = 0.6 \sim 0.9$
水素ヒータ温度効率	$\eta_H = 0.6 \sim 0.9$
圧力損失率	$\epsilon = 0.10, 0.14, 0.18$
大気温度 °C	$T_0 = 0, 15, 30, 45$
タービン入口温度 K	$T_3 = 1440, 1728$
圧力比	$\varphi = 3 \sim 40$
加圧後の水素の圧力 MPa	$P_H = 10$

4. / 圧縮機における圧力比の配分

圧縮機の / 段目と2段目の圧力比の配分を指数 n を用いて表すと、全圧縮機仕事と熱効率は図4のように示される。一般に中間冷却の冷却流体として常温の水の場合 ($T_1' = T_0$)、 $n = 0.5$ で圧縮機仕事は最小になるが、本研究のように液体水素の冷熱を利用する場合には n が小さいほど、つまり吸気冷却に近いほど、圧縮機入力小さく、熱効率も高くなるが、吸気中の水分の凝縮などを防ぐため、つまり $T_1' \geq T_0$ とするために $n = 0.5$ とした。

4. 2 中間冷却器の温度効率の影響

中間冷却器の温度効率が熱効率、比出力に与

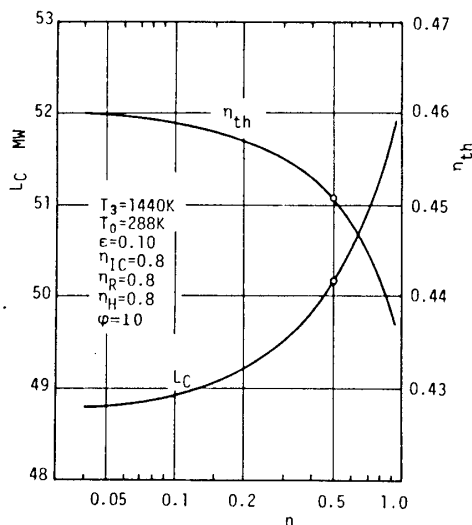


図4 圧力比配分の影響

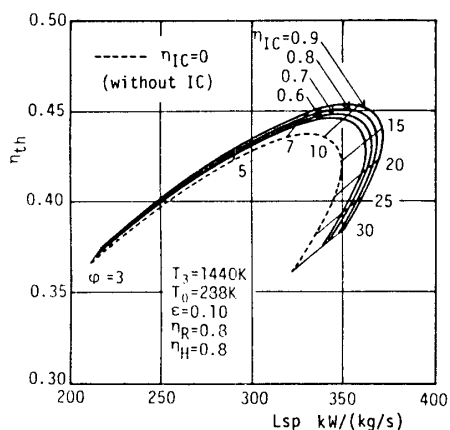


図5 中間冷却器の温度効率の影響

える影響を図5に、 $\eta_{IC} = 0$ （中間冷却しない）の場合とともに示す。中間冷却により比出力は相対値で5%増加する。また温度効率が向上すると、水素タービンの出力増と、燃焼器入口水素温度が上昇するので熱効率も改善されるが、その値は小さい。中間冷却器での空気温度降下を図6に示す。 $\phi = 25$ 付近で温度降下は30~50 Kであり、一般に温度降下はそれほど大きくない。これは水素と空気の熱容量の比が8:1程度であることに起因する。

4.3 再生器の効果

図7に再生器の温度効率が熱効率、比出力におよぼす影響を示す。 $\eta = 0.8$ の場合、 $\phi = 9$ で熱効率が最大となり、その値は破線で示した再生をしない場合の同一圧力比における熱効率と比べ、約10%も改善される。一般の再生ガスタービンの比出力は単純サイクルの比出力と変わらないが、本サイクルの場合、再生器の温度効率をよくすると燃空比が小さくなり、水素タービン出力が減少し、その結果、比出力の減少をもたらす。なお $\tau = 5$ の時、 $\phi = 25$ で再生の効果がなくなる。

4.4 水素ヒータの温度効率の影響

図8に水素ヒータの温度効率が熱効率、比出力におよぼす影響を示す。破線で示す水素ヒータのない場合と比較して、熱効率は約5%向上する。水素ヒ

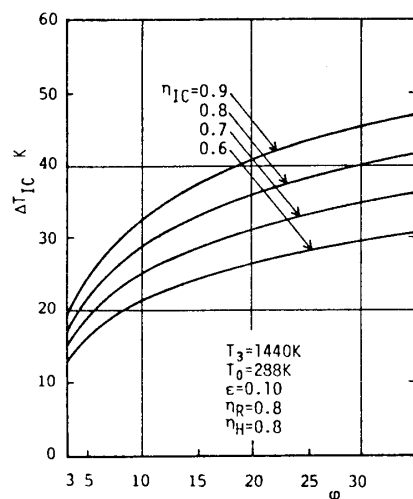


図6 中間冷却器での温度降下

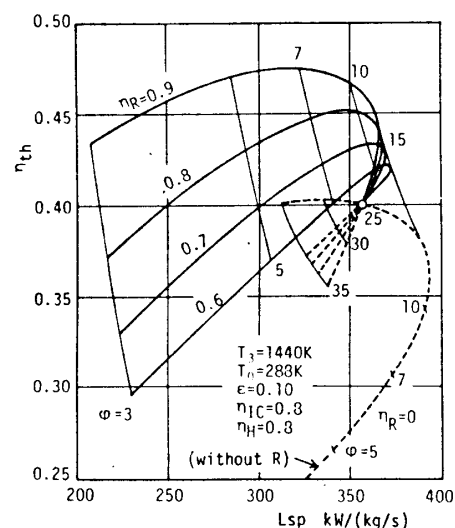


図7 再生器の温度効率の影響

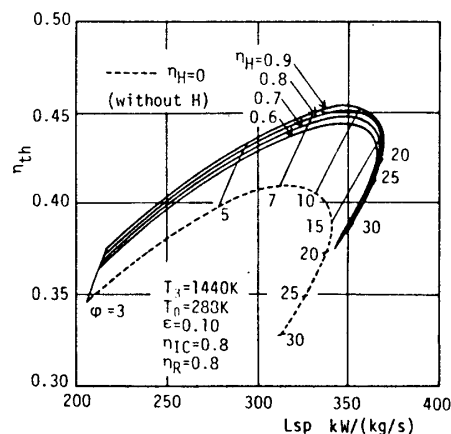


図8 水素ヒータの温度効率の影響

ータによる燃焼器入口での水素の温度上昇が図9に示されている。計算を行った温度効率の範囲では200~300K上昇する。したがって、燃焼器での熱入力 of 減少と水素タービンの出力増により熱効率が向上する。上昇温度は圧力比6付近で極小値を示す。

4.5 圧力損失の影響

圧力損失率の影響を図10に示す。圧力損失率は(7)式に示したように、再生器の両サイド、燃焼器、中間冷却器空気側と水素ヒータのガス側について考慮した。燃焼器での圧力損失率は2%一定とおき、残りの各部では2~4%の範囲で解析を行った。水素側の流路については無視した。その結果、各部で1%づつ圧力損失が増加すると、熱効率は約1%減少する。

4.6 水素タービンの出力

図11には水素タービンの出力を、図12には全出力に占める水素タービン出力の割合を示す。 $\eta_{IC}=\eta_R=\eta_H=0.8$ の条件では $\phi=9$ で熱効率が極大値を示すが、この時水素タービン出力は水素/kg/sあたり4.5MWで全出力に対して約10%である。図には描いてないが、水素ヒータのない場合、水素タービン出力は全圧力比範囲で1.4MW程度である。また図9に示したように水素ヒータでの水素の温度上昇が $\phi=6$ で極小値を示すのに対応して、水素タービン出力も $\phi=6$ で極小となる。

4.7 サイクルの温度比の影響

これまで $\tau=5$ の場合について議論したが、最近のタービン入口温度の目標値1500℃に近い $\tau=6$ についての計算結果を図13に示す。 $\tau=5$ の場合と比べ、

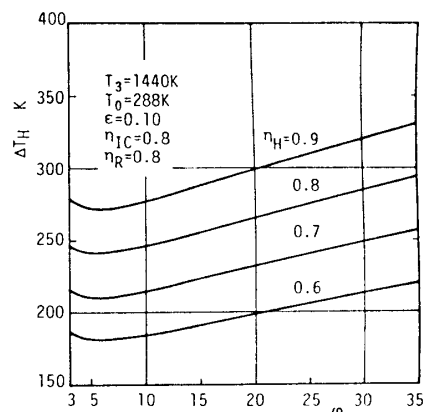


図9 水素ヒータによる水素温度上昇

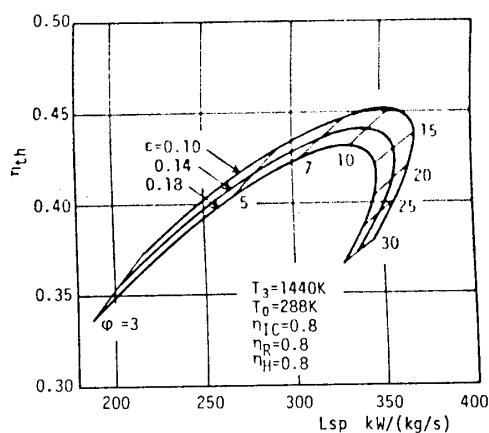


図10 圧力損失の影響

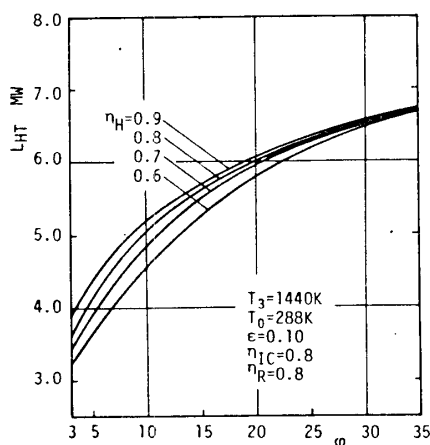


図11 水素タービン出力

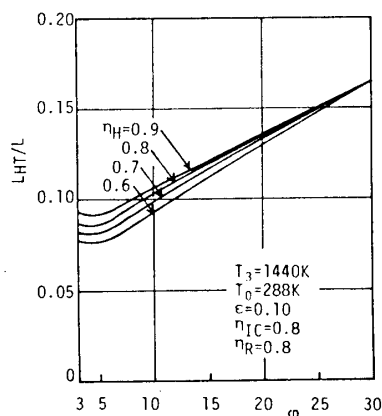


図12 水素タービン出力の全出力に対する割合

熱効率は最適値で約5%上昇し、50%を超える。

4.8 単純サイクルとの比較

図14に本サイクル(ICRH)と単純サイクル(SIMPLE)との性能の比較を示す。最適値で比較して、熱効率は約8%、比出力は相対値で約6%増える。また大気温度の影響も同時に示されているが、中間冷却の効果が大きくないため、大気温度上昇による熱効率、比出力の低減というガスタービンの短所は解消されていない。

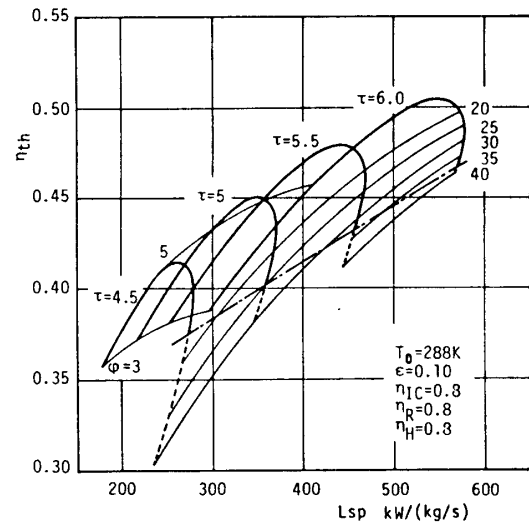


図13 サイクル温度比の影響

5. まとめ

中間冷却器と水素ヒータを併用し、水素を作動流体とする膨張タービンにより出力を得るガスタービンサイクルの特性を熱力学的に解析し、以下の結論が得られた。

(1) 単純サイクルと比較して、熱効率、比出力がそれぞれ相対値で2%、6%改善された。

(2) 水素の膨張タービン出力は全出力の約10%を占め、低温エクセルギの約45%を回収できる。

(3) 吸気中の水分の凝縮を防ぐため、 $n=0.5$

としたので、中間冷却による温度降下は小さくなく、吸気冷却を行った前報の場合と異なり、大気温度上昇による熱効率、比出力低減というガスタービン固有の短所は解消されない。

おわりに、計算に協力された高橋昭二君に謝意を表します。

文献

- (1) 辻川・沢田、機論、46-401、B(昭55)、163
- (2) Y. Tsujikawa and T. Sawada, Int. J. of Hydrogen Energy, Vol.7, No.6 (1982)499
- (3) 辻川・沢田、機論、48-432、B(昭57)、1567
- (4) 野村、造船技術、(昭56-4)、85

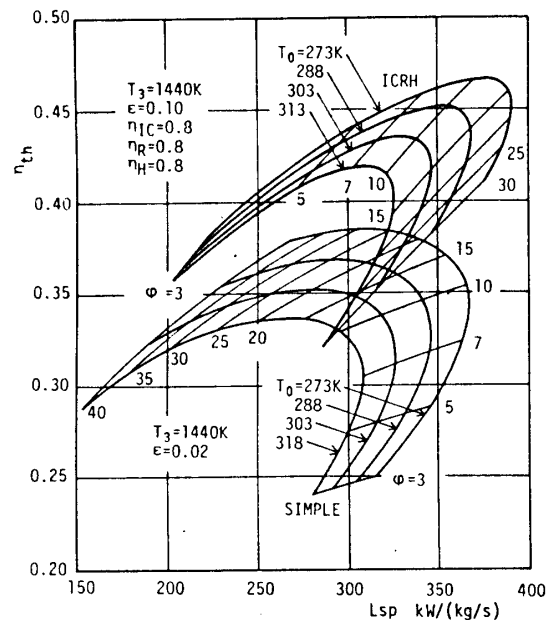


図14 単純サイクルとの比較

神吉 博 (三菱重工) 稲垣 泰一 (三菱重工)
 瀬井 義和 (三菱重工) 日浦 治也 (三菱重工)

1. まえがき

本論文では50 Hz地域発電用大容量ガスタービンの開発において適用された回転軸振動解析技術を紹介する。

本ガスタービンは1970年開発に着手し、1976年に初号機を完成、既に11台が納入され順調に運転されている。最近では、エネルギーの有効利用の観点から一層の高性能大容量ガスタービンが要求されるようになり高性能機を開発、製作して1981年実証試験を完了した。本機の開発には、当社で10年以上にわたり蓄積して来たガスタービン軸系の振動解析技術を適用し、良好な軸系を実現させることが出来た。特に注目すべき技術としては次の8点があり、これらに言及する。

- (1) 回転軸や軸受のみならずケーシング系の振動特性を考慮した危険速度や応答特性の把握。
- (2) (1)の解析を応用した低振動感度設計
- (3) コンピュータバランスシステムによる実機振動特性の正確な把握。

2. ガスタービン軸系の振動解析技術

2.1 ガスタービン軸系振動の要点

ガスタービン軸系では一般に、ケーシング系が熱膨張吸収のため弾性的になっており、かつコンパクト化のためにケーシング系の重量がロータ系に比べ十分大きくない。

また、軸受がケーシングに支持されているため、支持特性としては非常に複雑なものとなる。すなわち、軸受支持のモデル化には表1の様な段階があるが、ガスタービンの場合には、Eの最も複雑なケースにあてはまる。

一方ガスタービンロータは一般に組立てロータであるため、1体削り出しロータに比べ有効剛性の評価が非常に難しく、モデル化に際しては実機による確認が必要である。

以上のようなガスタービン軸系で特に重要な技術についての技術確立に採用されたフローを図1に示している。

すなわち、ケーシング系の考慮に関しては適切な計算モデルを使ったケーシング系とロータ系を連成させて解くプログラムを開発し

表1 軸受支持のモデル化

モデル	条件	実例
① 	軸受支持または一定ばね	① 非常に剛な軸受付 ・ 振ばね支持 ② 非常に剛い軸受付 ・ 小形軸受付 ③ 非常に減衰の少ない軸受付
② 	一定ばね 一定減衰	④ 共振点が使用回転数より十分上にある場合 ・ 強固な基礎上に固定された剛性の高い軸受付
③ 	1質点 一定ばね 一定減衰	⑤ 共振点が使用回転数以下または近傍にある場合 ・ 通常の大型機械の軸受付
④ 	動剛性 振動数の関数としてのばね 減衰 質量	⑥ 共振点がいくつも使用回転数以下または近傍にある場合 ⑦ 基礎も含めて考える場合 ・ 複雑な支持構造の大型機械の軸受付
⑤ 	共通梁台	⑧ 軸受台が各々独立であると見なすが実際は共通梁台 ・ ガスタービン ・ 共通梁台上のロータの高い回転機械

その実用性を実機データに基づき確認する。

ロータのモデル化についてはロータのFREE-FREE加振テスト結果に基づき精度を検証する。

2.2 ケーシング連成軸

振動解析

図2にケーシングとの連成を考慮した回転軸系の振動解析の概要を示す。

本解析プログラムは、表2に示す様に伝達マトリックス法を応用した手法を用いており、回転軸系の解析に必要な、軸受油膜のXY方向連成非対称特性やジャイロモーメントなどを全て考慮出来る。

3. 50Hz用大形ガスタービンへの応用

3.1 ガスタービンの概要

図3に本機の軸系構成を示す。

図4にガスタービン本体の構造を示す。

表2 解析の概要

1. Model	Rotor 1		Rotor 2		Rotor	
	R_{11}	B_1	R_{12}	B_2	R_{13}	B_3
2. Condition vector	Casing 1		Casing 2		Casing	
	O_{11}	O_{12}	O_{21}	O_{22}	O_{31}	O_{32}
3. Matrix equation with boundary conditions	End STATION Right		First Left			
	$V_1 = (R_{11}^T, R_{12}^T, \dots, R_{1N}^T, O_{11}^T, O_{12}^T, \dots, O_{1N}^T)^T$		$V_N = (R_{N1}^T, R_{N2}^T, \dots, R_{NN}^T, O_{N1}^T, O_{N2}^T, \dots, O_{NN}^T)^T$			

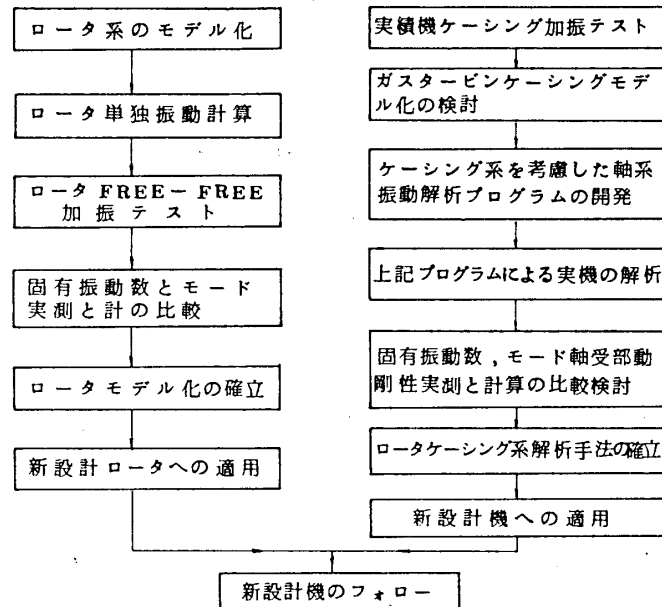


図1 ガスタービン軸系振動解析技術確立のフロー

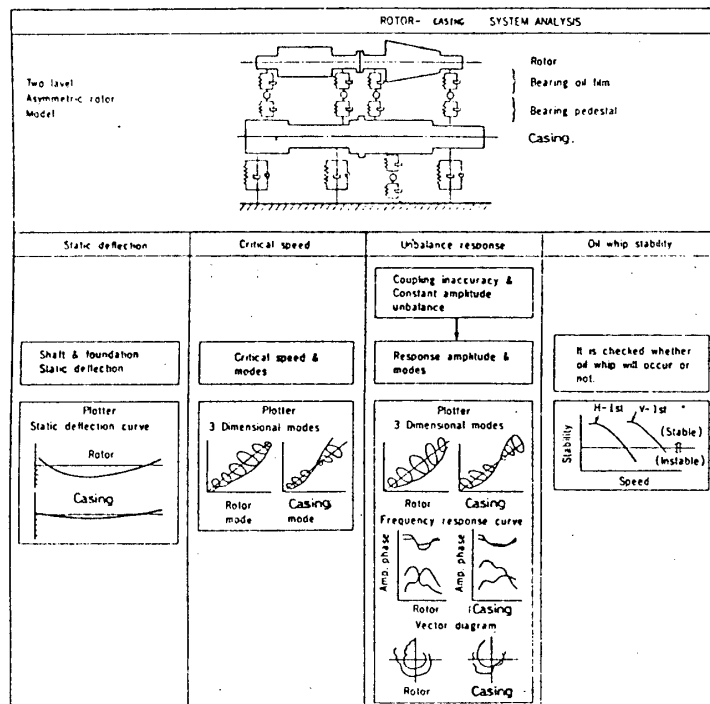


図2 ケーシングとの連成を考慮した回転軸系の振動解析の概要

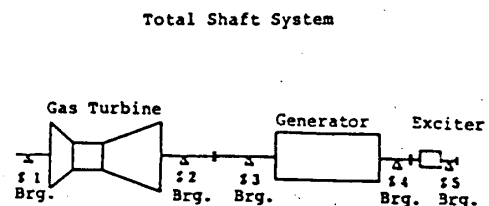


図3 大形ガスタービン発電機軸系概要

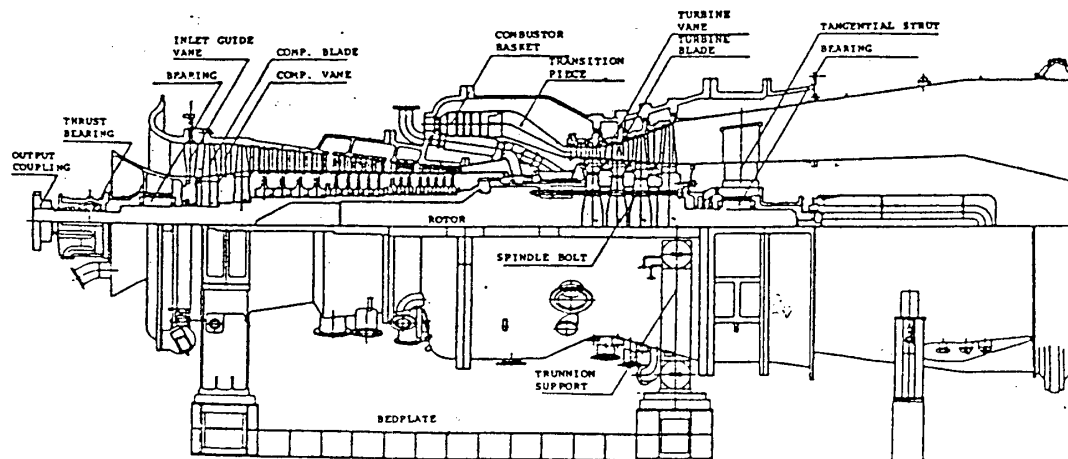


図4 大形ガスタービンの構造

3.2 ロータのFREE-FREE

加振テスト

振動解析時の軸剛性評価法を確認するため、ロータを図5に示す様にクレーンで宙釣りにし水平方向に加振することにより境界条件の影響を受けない軸の振動特性を得ることが出来る。⁽²⁾

図6にタービン側軸受部で測定された加振点機械インピーダンスデータを示す。

本図において、谷の個所が固有振動数に対応している。

図7に固有振動数とモードについて実測値と計算値の比較を示している。実測値と計算値は非常に良く対応しており、計算に用いたモデルの妥当性が確認された。

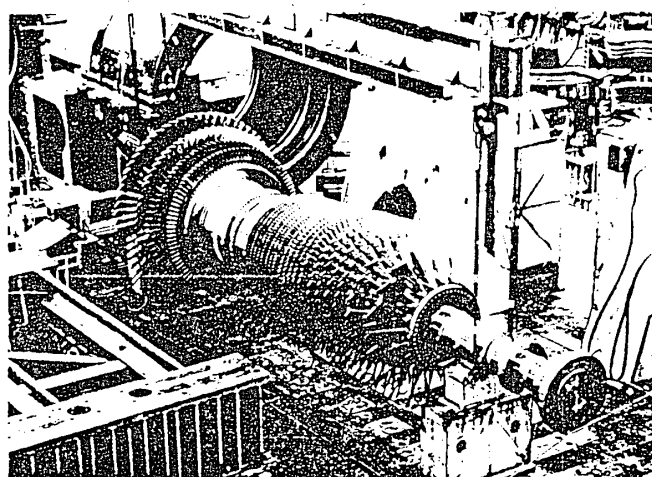


図5 ロータのFREE-FREE加振テスト

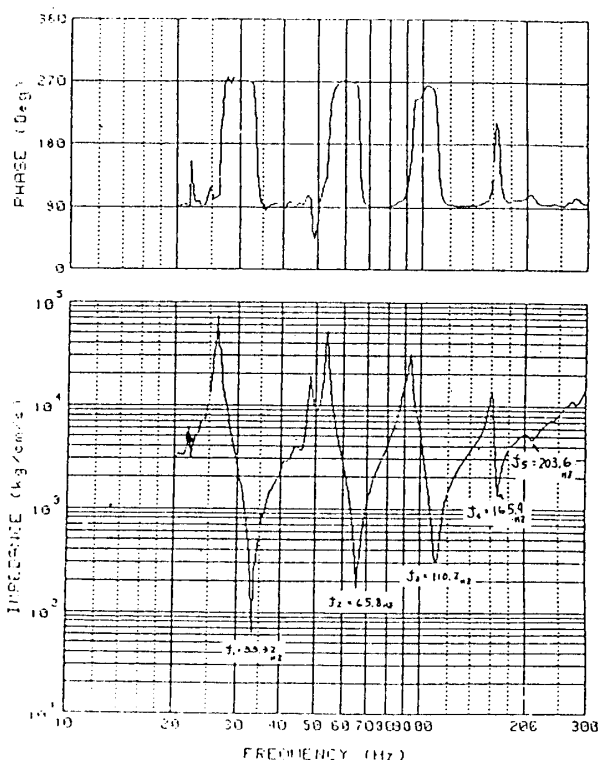


図6 FREE-FREE テスト時加振点機械インピーダンス

3. 8 ケーシング加振テスト

ケーシングについても油圧加振機による加振テストを行い、モデル化の妥当性を確認した。

図 8 はタービン側軸受支持部の機械インピーダンス実測結果であり、使用回転 50 Hz 付近に顕著な共振点が無いことが確認された。

3. 4 ガスタービン軸系の総合振動解析

図 9 に前述のプログラムによる本ガスタービンのケーシング連成軸振動解析結果を示す。1 次モードはケーシングの先端が振れ、ロータが中央で曲がるモードで 2 次モードはケーシングが主に振れるモードとなっている。

高次モードについても同様ロータとケーシングが連成する。

3. 5 工場テストに於ける振動調査

上記の解析を確認するため、工場実負荷テスト時に当社で開発した、コンピュータバランシングシステムにより、多点同時振動測定を行った。

図 10 は使用したコンピュータバランシングシステムであり、図 11 にガスタービン軸の振動応答実測値を示す。全負荷域で安定な振動が達成された。

3. 6 総合評価

回転機械の危険速度評価の方法として著者らは Q ファクタによる方法を提案し、種々の回転機械の設計に活用している⁽⁸⁾。図 12 はこれをガスタービン用に修正したチャートの上に上記の結果をプロットしたものであり、解析と実測がほぼ対応しており、解析と設計の妥当性が確認出来た。

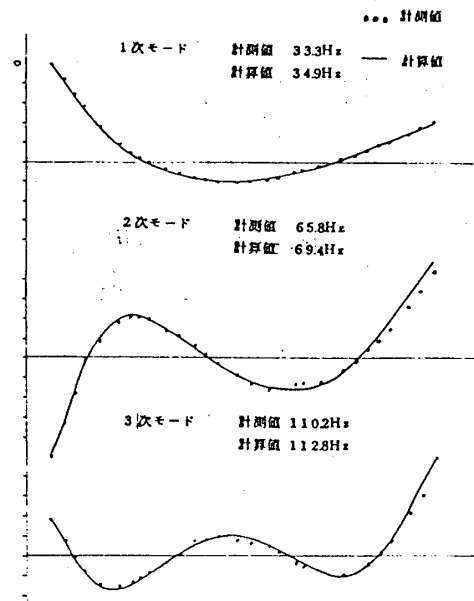


図 7 固有振動数とモードの実測値と計算値の比較

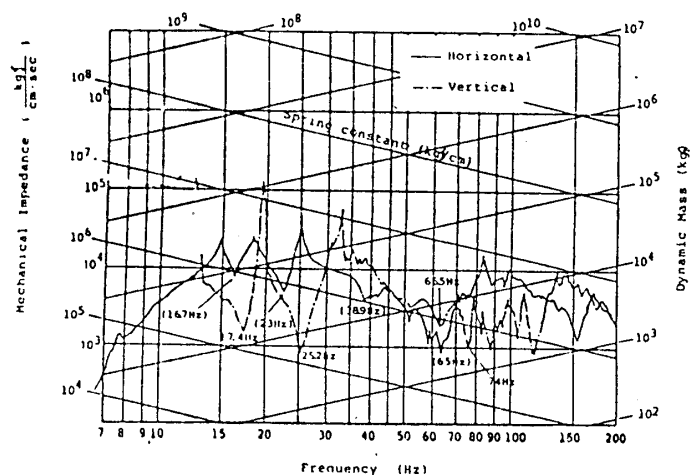


図 8 ケーシング加振テスト結果

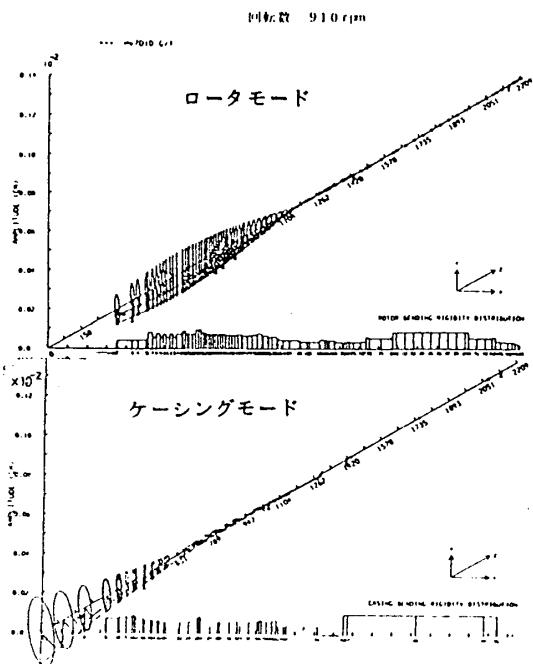


図 9(a) ケーシング連成軸振動解析結果 (1次モード)

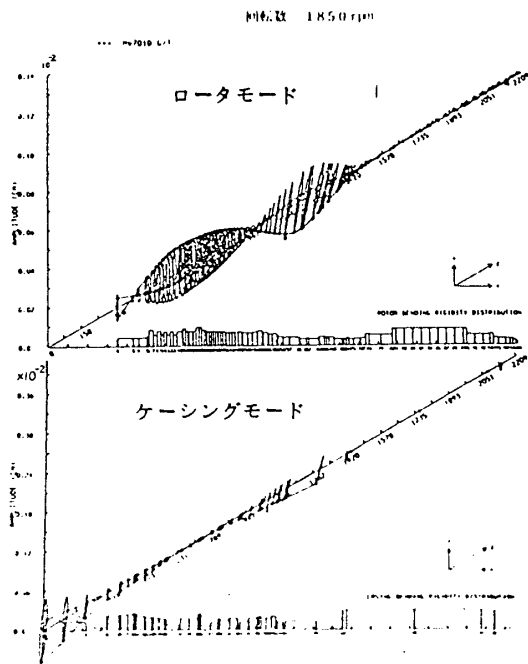


図 9(b) ケーシング連成軸振動解析結果 (2次モード)

図 10 コンピュータバランシングシステム

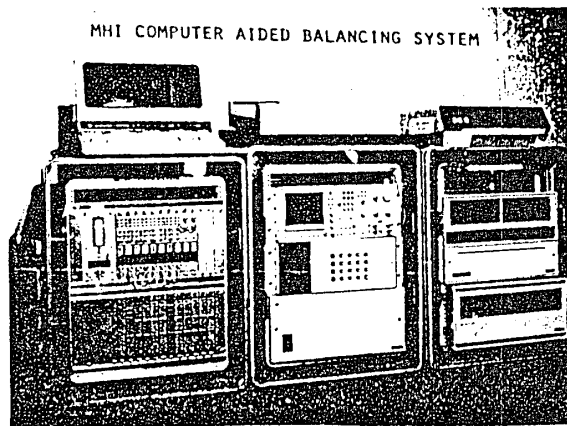
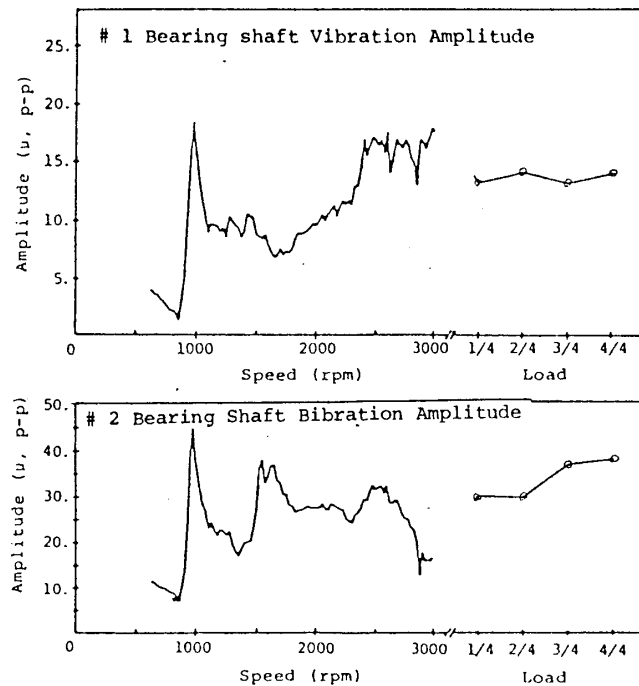


図 11 ガスタービン軸振動実測結果



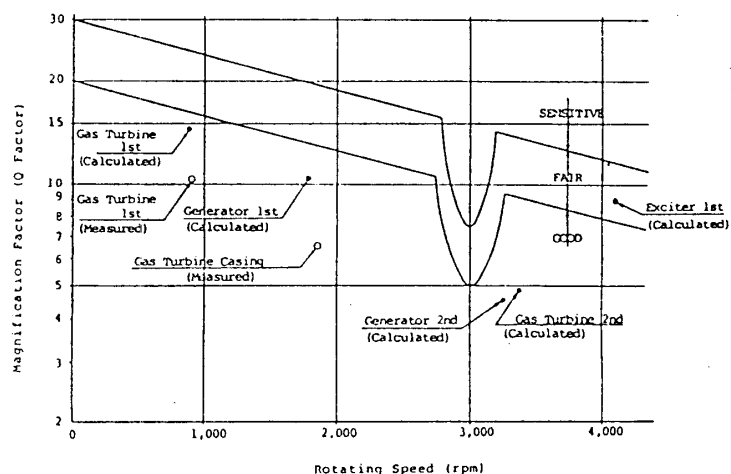


図 12 ガスタービン振動特性の Q ファクターによる評価

4. む す び

本論文では、大容量発電用ガスタービンの開発に適用された実的な回転軸系の解析、評価技術について述べた。この種の技術は非常に地道なものであり、長期的な蓄積と評価が続けられねばならない。

5. 参考文献

- (1) 沖吉, 日本ガスタービン学会第 6 回定期講演会論文集 P. 121 (昭 53)
- (2) Mortor, P. G., Inst. Mech. Eng. 1965~1966 Part 1. No 12. P. 180
- (3) Shiraki, K, Kanki, H. Proc. 8th Turbomachinery Symposium P. 59, 1979

多層ディスクロータの最適スタッキング法

瀬 川 頼 英

(日立機研)

黒 沢 宗 一

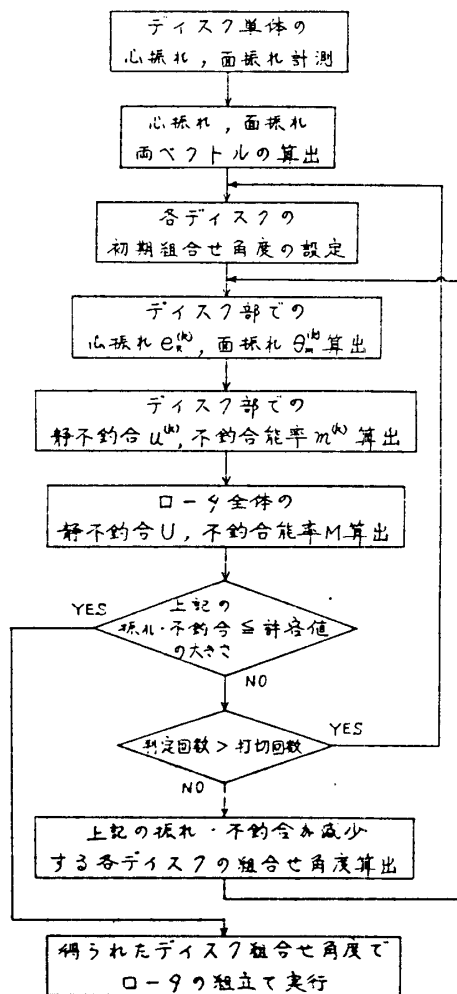
(日立日立)

1. 緒言

複数のディスクをさねはぎ結合し、複数のボルトで重ね締めした多層ディスク構造のロータは、組立ての際ディスクの加工誤差に起因した過大な振れや不釣合を生じ易く、生産技術的に問題となることがある。本研究の目的は、このようなロータの振れや不釣合を最も能率的に除去する方法を見出すことにある。以下、この方法について理論的に検討した結果を示すとともに、政府大型プロジェクト「ムーンライト計画」の高効率ガスタービン中低圧タービンロータに対して数値シミュレーションを行い、この方法による効果を調べた結果について報告する。

2. ロータ構造

対象とした多層ディスクロータの構造の一例を図4に示す。ロータの各ディスクは、



ディスク相互のロータ軸直角方向の位置を定めるさねはぎと、ディスク相互のロータ軸方向の位置を定める接合面とをディスク端部に持つ。これらディスクをさねはぎ結合して、ロータが形成される。ここに、ディスク両端で、さねはぎ中心の心振れや、接合面の面振れが加工誤差として存在するとき、ロータは振れや不釣合を生ずる。

3. 最適積重法の原理

ディスク両端での心振れや面振れに基づくロータの振れや不釣合を最も能率的に除去する方法としては、予め計測しておいたディスクの心振れ、面振れからロータの振れや不釣合を計算予測し、これら振れや不釣合が最小となるようにディスク相互の最適組合せ角度を算出し、得られた組合せによってロータを実際に組立てる。この方法の原理を図1に示す。この方法で、ディスクの初期組合せ角度を自動的に変更することで、複数の最適解が得られるようにする。

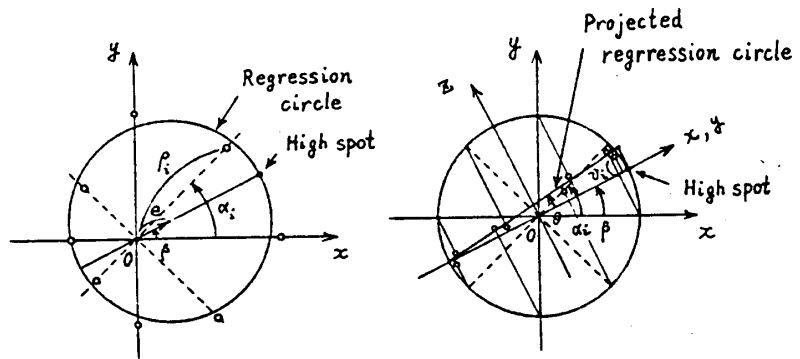
図1 多層ディスクロータ最適積重の原理図

4. 計算式

4.1 ディスク単体振れ

各ディスクの左端及び右端で計測した振れの測定値からディスク左右端の心振れベクトル e_L , e_R , 面振れベクトル θ_L , θ_R を図 2 に示す

ように統計的手法によって求める。すなわち、心振れベクトルについては、



(a) 心振れベクトル

(b) 面振れベクトル

$$e(\cos\beta, \sin\beta)$$

$$\theta(\cos\beta, \sin\beta)$$

図 2 ディスク単体の振れベクトル

心振れの測定値 ρ_i を xy 平面内で各測定点に対応してプロット (○印) したとき、これらの点に最も近い円の中心座標として求める。また、面振れベクトルについては、面振れの測定値 v_i を xyz 空間で xy 平面上に各測定点に対応してプロット (○印、図は z 軸に垂直にハイスボットのある位置からみた投影図を示す) したとき、これらに最も近い円について、 z 軸となす傾き θ 及びその傾きの xy 平面上での傾き β から求める。数式は次式で与えられる。

$$e_{L,R} = \left(\frac{2}{m} \sum_{i=1}^m \rho_i \cos \alpha_i, \frac{2}{m} \sum_{i=1}^m \rho_i \sin \alpha_i \right) \dots\dots\dots (1)$$

$$\theta_{L,R} = \left(\frac{2}{mr} \sum_{i=1}^m v_i \cos \alpha_i, \frac{2}{mr} \sum_{i=1}^m v_i \sin \alpha_i \right) \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 M : 測定点数 α_i : 測定点の位置角度 r : 面振れ測定点の位置半径

4.2 ロータ振れ、不釣合

ロータを構成する n 個のディスク (シャフトを含む総称) を #1 ディスクから # n ディスクまで順に積重ねる様子を図 3 に示す。#1 ディスク左端で、さねはぎ中心を通り、接合面に垂直な軸 zz' に関する各ディスク部でのさねはぎ中心の心振れ及び傾きを $e_R^{(k)}$, $\theta_m^{(k)}$ とし、2 個の軸受の位置するディスクの軸心点 P_1, P_2 での振れを e_1 , e_2 とすると、ロータの振れ及び不釣合に係るディスク部での振れ $e_R^{(k)*}$ 及び傾き $\theta_m^{(k)*}$ は P_1, P_2 を通る軸 $z'z'$ に関する各ディスク部でのさねはぎ

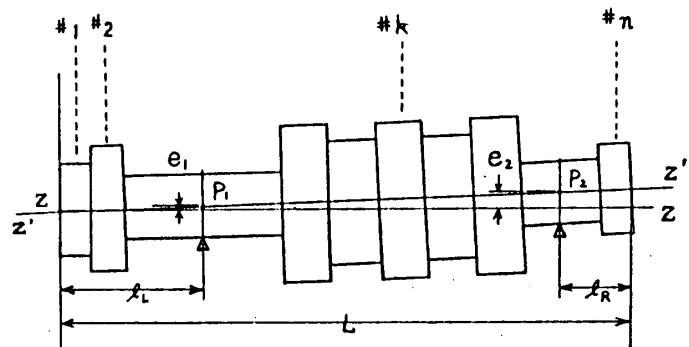


図 3 ディスクの積重ね図

中心の心振れ及びディスク傾きとして次式で与えられる。

$$e_R^{(k)*} = e_R^{(k)} - e_1 - \left(\sum_{i=1}^k \ell_i - \ell_L \right) (e_2 - e_1) / \ell_0 \quad (3)$$

$$\theta_m^{(k)*} = \theta_m^{(k)} + (e_2 - e_1) / \ell_0 \quad (k = 1 \sim n) \quad (4)$$

ここに、 ℓ_i : ディスク軸長 ℓ_0 : 軸受間距離 ($L - \ell_L - \ell_R$)

式(3), 式(4)から, ロータの不釣合, すなわち, ディスクでの静不釣合 $u^{(k)}$, 不釣合能率 $m^{(k)}$, ロータ全体の静不釣合 U , および不釣合能率 M は次式で与えられる。

$$u^{(1)} = w_1 (e_{g1} - e_{L1} - z_1 \theta_m^{(1)*}) \quad (5)$$

$$u^{(k)} = w_k \{ e_R^{(k-1)*} + (e_{gk} - e_{Lk}) - z_k \theta_m^{(k)*} \} \quad k = 2 \sim n \quad (5)'$$

$$m^{(k)} = z'_k u^{(k)} + J_{dk} \theta_m^{(k)*} \quad k = 1 \sim n \quad (6)$$

$$U = \sum_{k=1}^n u^{(k)} \quad (7)$$

$$M = \sum_{k=1}^n m^{(k)} \quad (8)$$

ここに、 w_k : ディスク重量 e_{gk} : ディスク単体について, 振れ測定時の回転軸心に対するバランシング作業時の回転軸心のずれ, z_k , z'_k : ディスク重心距離 (ディスク上, ロータ上) J_{dk} : ディスク径方向慣性能率

4.3 積重条件

ロータの積重ね条件は, 式(3)~式(8)で与えたロータに関する振れ及び不釣合について, 次の条件式のいずれか任意の組を満たすものとする。

$$|e_R^{(k)*}| \leq \delta_{ek} \quad k = 1 \sim n \quad (9) \quad |\theta_m^{(k)*}| \leq \delta_{\theta k} \quad k = 1 \sim n \quad (10)$$

$$|u^{(k)}| \leq \delta_{uk} \quad k = 1 \sim n \quad (11) \quad |m^{(k)}| \leq \delta_{mk} \quad k = 1 \sim n \quad (12)$$

$$|U| \leq \delta_u \quad (13) \quad |M| \leq \delta_m \quad (14)$$

ここに、 δ : 許容値

4.4 最適化計算

最適化の計算法の原理は, 前節で選択した条件式の左辺に相当する状態量 (総数 S 個) をディスク相互の組合せ角度 r_j ($j = 1 \sim n'$, $n' = n - 1$) の関数として

$$f_i (r_1, r_2, \dots, r_{n'}) \quad i = 1 \sim S$$

とするとき, f_i が同時に減少するように r_j を微小修正し, f_i が上記の条件式を満たすまで修正計算を繰返すものである。その計算式は次式で与える。

$$r'_j = r_j + \Delta r_j \quad (r_j, r'_j : \text{修正前後のディスク組合せ角度}) \quad (15)$$

$$\Delta r_j = \Delta r \cdot \mu_j / \sqrt{\mu_1^2 + \mu_2^2 + \dots + \mu_n^2} \quad (\Delta r : \text{微小定数}) \quad (16)$$

$$\mu_j = \sum_{i=1}^S \nu_{ij} / S \quad (17)$$

$$\nu_{ij} = - \frac{\partial f_i}{\partial r_j} / \sqrt{\left(\frac{\partial f_i}{\partial r_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial f_i}{\partial r_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f_i}{\partial r_{n'}} \right)^2} \quad (18)$$

なお、最悪化の計算を行うには式(8)の右辺の符号を逆にする。

5. 計算例

本方法を前記のムーンライト計画の中低圧タービンロータのスタッキングに適用した。その結果を図4及び表1に示す。いずれもディスクの振れは同一の実測値であり、結果は計算値である。また、振れ及び不釣合の値はある値を基準にとった相対値を示す。

図4に示す結果の計算条件は計算対象をロータ静不釣合としたものである。ロータディスクでの振れ、不釣合とも最適化を施さぬ場合に比べて、最適化を施すことによって数分の一に減少する効果がみられる。逆に、最悪化すると3, 4倍増大することがうかがえる。これより、この方法による効果は極めて顕著であると考えられる。

また、表1に示す結果は、三種類の抑制対象に対して最適化を施した場合のものであるが、ディスク相互の組合せ

角度の初期条件がそれぞれ4, 11, 18のときロータの振れ、不釣合とも小さい。とりわけ、一番目の抑制対象に対して好結果の得られることがうかがえる。逆に、二番目の抑制対象の場合は他の場合に比べてあまり良好でないこともうかがえる。この結果から、ロータの振れ及び不釣合をととも小さくするにはやはり抑制対象として、ロータ各

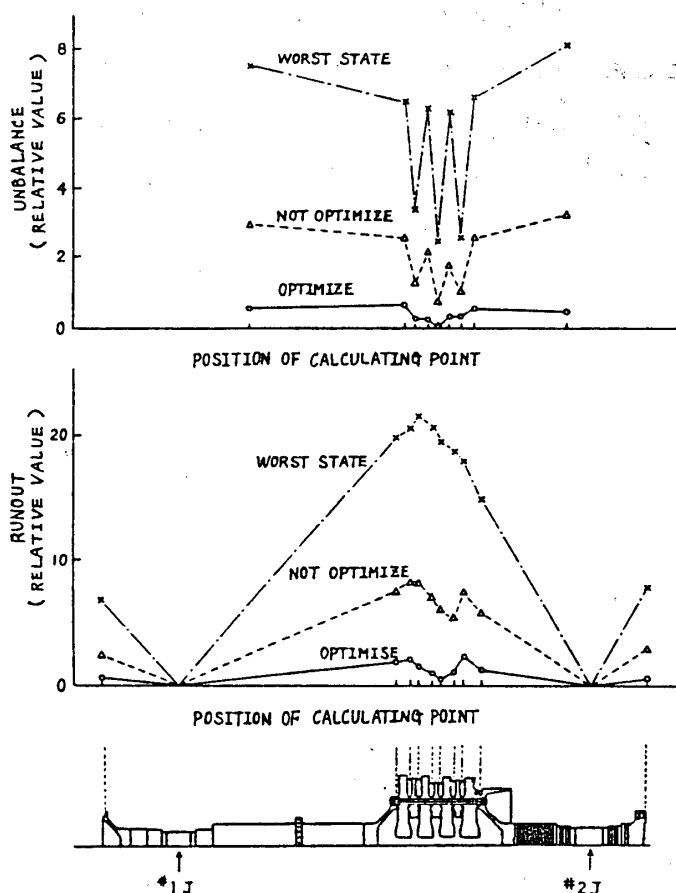


図4 多層ディスクロータの振れ分布、不釣合分布

表1 最適積重の計算結果

抑制対象	初期条件	ロータの最大振れ	ロータの不釣合			
			#1J位置		#2J位置	
			大きさ	位相	大きさ	位相
ロータ各部の振れ及び ロータ静不釣合	1	3.4	1.7	130	1.9	146
	2	3.9	3.2	308	2.8	302
	3	1.7	1.0	329	0.9	342
	4	1.6	0.2	50	0.1	239
	5	2.7	2.8	126	0.6	129
	6	1.9	0.9	45	0.3	69
ロータ静不釣合	7	1.6	0.6	72	0.6	128
	8	2.1	1.1	45	1.2	88
	9	3.1	1.1	308	1.3	286
	10	2.3	0.5	284	0.6	18
	11	2.4	0.3	221	0.6	29
	12	2.0	0.7	254	0.6	127
ロータ静不釣合及び ロータ不釣合率	13	4.2	1.8	223	2.3	224
	14	2.0	1.3	51	0.3	246
	15	4.1	0.9	228	2.1	223
	16	2.7	0.4	92	1.0	34
	17	1.9	0.9	318	0.4	172
	18	1.5	0.4	341	0.3	300

部の振れ及びロータ静不釣合を選ぶべきことが立証される。ここに、初期条件はディスク相互の組合せ角度を乱数で与えたものであり、1～18はすべて異なる組である。

6. 結言

多層ディスクロータの最適積重法の計算法を明らかにした。また、この方法をムーンライト計画の中低圧タービンロータに適用して、数値シミュレーションを行った結果、この方法の有効性を明らかにすることができた。

高速遠心圧縮機インペラの応力

佐藤 昭 二 郎 *三 上 隆 男
岡 村 淳 輔 上 遠 野 絃 一

(石川島播磨重工業 技研)

中 村 昌 雄 宮 下 和 也

(石川島播磨重工業 汎開部)

1. まえがき

遠心圧縮機はガスタービン、過給機、産業用ターボなどに広く使用されており、これらのインペラは近年、高速化、高性能化が進み、3次元的に複雑な形状となってきた。このため、その応力状態は従来より一段と厳しくなっている。

したがって、インペラの設計に際しては、空力性能と同時に強度上の安全性についても十分に検討する必要がある。インペラに作用する力としては、回転による遠心力、熱荷重、流体力が考えられるが、これらのうちで遠心力が最も支配的な力であり、強度計算の第一ステップでは、通常、遠心力だけを考慮すればよい。計算手法としては、一般に、有限要素法が用いられ、インペラを3次元モデル化して解析する方法が採られている。この場合、インペラの幾何学的形状と変形の周期対称性を考慮して、インペラの1ピッチのみを線形解析しているが、高速域では変形が大きくなるため、幾何学的な非線形性を考慮した⁽¹⁾解析を行なう必要があると言われている。

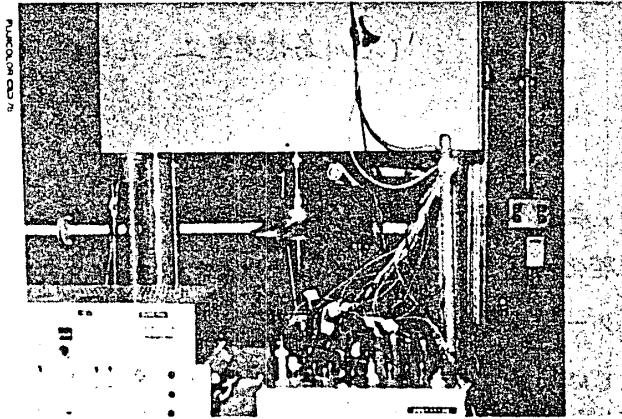
このたび、筆者らは、3次元的に複雑な形状のオープンインペラおよび側板付インペラについて、高速回転によりインペラ各部に生じる遠心応力をストレインゲージ法、スリップリング方式で計測し、有限要素法による⁽²⁾計算結果(オープンインペラについては非線形性を考慮)と比較した。その結果の一部をここにとりまとめて報告する。

2. 実験の方法

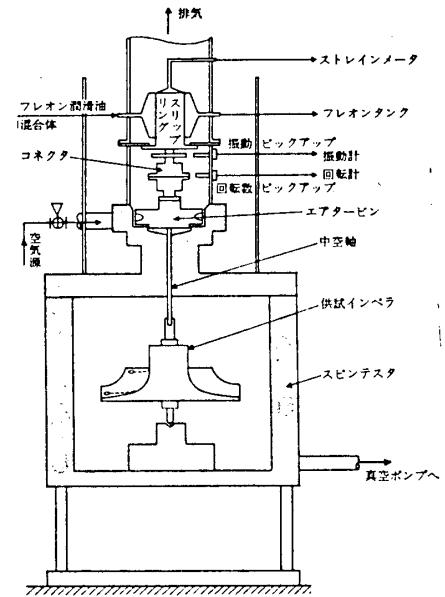
2.1 実験装置(第1図)

遠心力のみにより生じる応力を測定するために、供試インペラの応力測定試験は真空スピントスタを用いて行なう。供試インペラをスピントスタ内で高速回転させ、インペラ各部に生じるひずみをストレインゲージにより検出する。ストレインゲージからのリード線は中空軸(内径φ3)、エアタービン、コネクタなどを介してスリップリングへ導かれる。ひずみ信号はスリップリングに到達したあと、スイッチボックス、ストレインメータ、X-Yレコーダなどの計器に接続されている。スリップリング

にはブラシの洗浄および冷却のため、フロンと潤滑油の混合体を供給している（第2図）。



第1図 実験装置

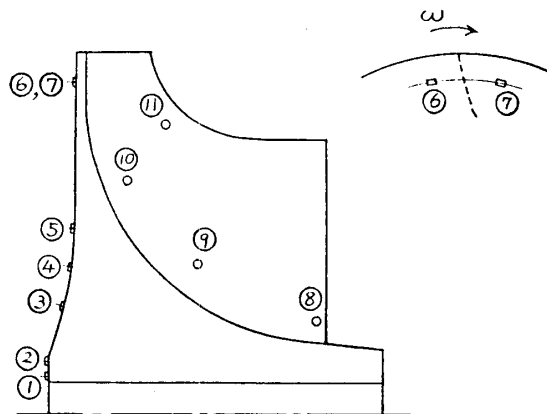


第2図 配線

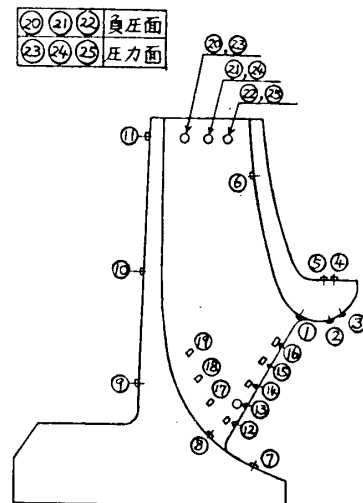
2.2 応力測定

オープンインペラの応力測定位置を第3図-(a)に示す。ハブディスクの背面に①～⑦まで7個所、羽根の負圧面に⑧～⑪まで4個所、合計11個所にストレインゲージを接着した。側板付インペラの応力測定位置を第3図-(b)に示す。側板およびハブディスクに①～⑪まで11個所にストレインゲージを接着した。これらのストレインゲージの円周方向の位相は、すべて流路の中間としている。また、羽根入口部の負圧面と羽根出口部に⑫～⑮まで14個所にストレインゲージを接着した。

(a) オープンインペラ



(b) 側板付インペラ



第3図 応力測定位置

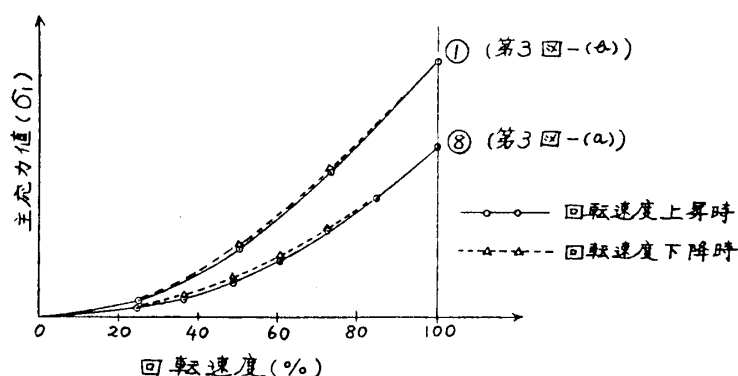
応力測定は回転速度を徐々に上昇させ、最高速度に到達したのち、回転速度を徐々に減少させ、この間、インペラ各部のひずみを連続的に測定し、さらに、数回のサイクリックテストを行ない、測定データの確認を行なった。なお、ストレインゲージ接着部は最大周速450 m/s, 220,000 Gに達している。

3. 実験結果および計算値との比較

第4図にオープンインペラの測定点⑧と側板付インペラの測定点①について、回転速度と主応力(σ_1)との関係を示す。両者とも、回転速度の上昇時と下降時とでは、若干の相違がみられるが、応力は回転速度の2乗、すなわち、遠心力にほぼ比例して変化している。他の測定点についても同様な結果が得られている。

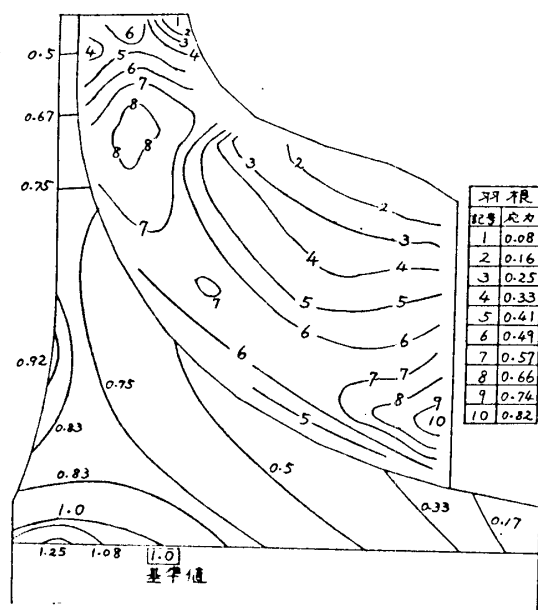
第5図-(a), (b)にオープンインペラの最大周速における計算結果を示す。第5図-(a)はハブディスクの接線方向応力 σ_T 分布と、羽根の負圧面の σ_1 分布を示す。

第5図-(b)はハブディスクの半径方向応力 σ_R 分布と、羽根の圧力面の σ_1 分布を示す。

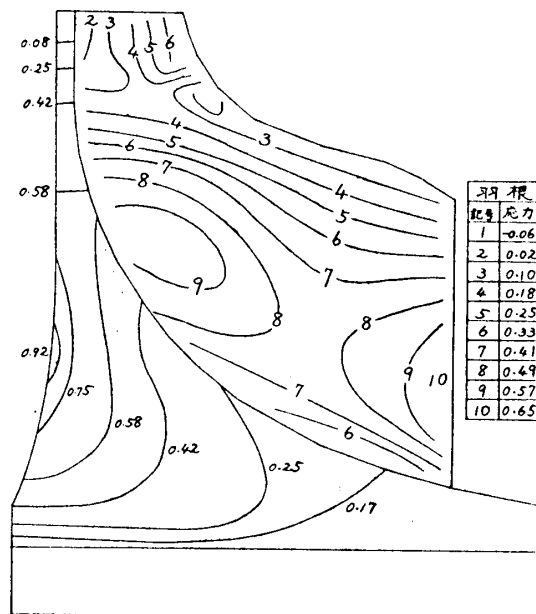


第4図 回転速度-主応力の関係

(a) σ_T (ハブディスク), σ_1 (羽根負圧面) 分布



(b) σ_R (ハブディスク), σ_1 (羽根圧力面) 分布



第5図 オープンインペラの応力計算結果

応力値は第3図-(a)の測定点①の部分の計算による σ_T を基準として無次元化したものである。最大応力はディスク内周部に生じている。

第1表にオープンインペラの応力の測定値と計算値の比較を示す。測定値と計算値はよく一致している。オープンインペラについては、幾何学的非線形性を考慮した計算を行ない、最大周速(U_{max}) = 450 m/sにおいて、通常の微小変形理論による計算結果に比べて、最大で約4%応力が減少するという結果を得ている。この幾何学的非線形性による応力減少は、曲げモーメントを受ける羽根出口部に顕著に現われている。羽根のチップとルート

部を比較すると、チップの方が非線形効果は大きい。4%程度の誤差ならば、微小変形理論による計算で十分と考えられるが、さらに周速が大きくなるような場合は、非線形性を考慮した計算を行なわないと、誤差が大きくなる。

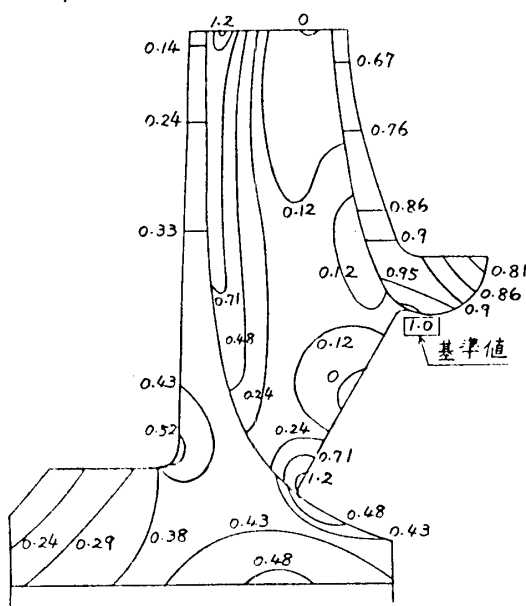
	ゲージ NO	σ_T		σ_R	
		測定	計算	測定	計算
ハブ ディスク	①	0.97	1.00		
	②	0.95	0.92		
	③	0.65	0.68	0.68	0.70
	④	0.71	0.68	0.75	0.73
	⑤	0.66	0.66	0.80	0.64
	⑥	0.31	0.37		
	⑦	0.48	0.50		

	ゲージ NO	σ_I	
		測定	計算
羽 根 負 圧 面	⑧	0.62	0.65
	⑨	0.48	0.50
	⑩	0.67	0.62
	⑪	0.62	0.59

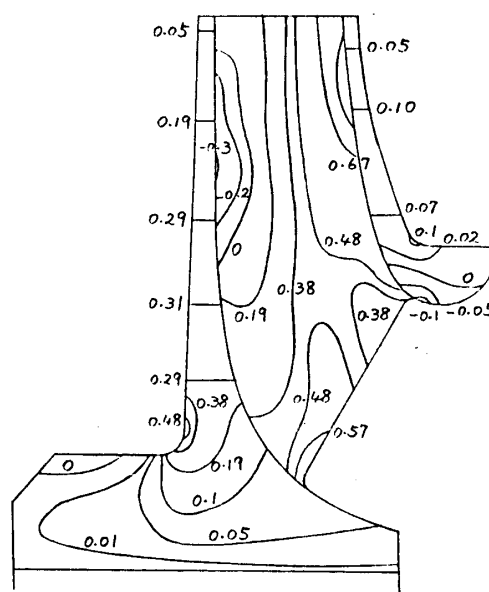
第1表 応力の測定値と計算値の比較
(オープンインペラ)

第6図-(a), (b)に側板付インペラの最大周速における計算結果を示す。第6図-(a)はハブディスク、側板の σ_T 分布と、羽根の負圧面の σ_I 分布を示す。第6図-(b)はハブディスク、側板の σ_R 分布と、羽根の圧力面の σ_I 分布を示す。応力値は側板内周部(第3図-(a)の①の部分)の計算による σ_T を基準として無次元化したものである。最大応

(a) σ_T (ハブディスク, 側板), σ_I (羽根負圧面) 分布



(b) σ_R (ハブディスク, 側板), σ_I (羽根圧力面) 分布



第6図 側板付インペラの応力計算結果

力は羽根ルート部に生じている。

第2表に側板付インペラの応力の測定値と計算値の比較を示す。側板、ハブデイス
クの応力はよく一致しているが、羽根の応力はやや誤差がある。

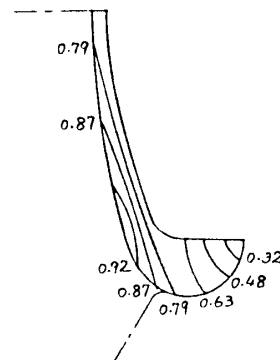
	ゲージ NO	σ_T		σ_R	
		測定	計算	測定	計算
側 板	①	1.00	1.00		
	②	0.93	0.85		
	③	0.79	0.81		
	④	0.74	0.75		
	⑤	0.82	0.77		
	⑥	0.66	0.63		
ハ ブ デ イ ス ク	⑦	0.48	0.37		
	⑧	0.40	0.36		
	⑨	0.41	0.41	0.34	0.36
	⑩	0.22	0.32		
	⑪	0.15	0.19		

	ゲージ NO	$\sigma_{1,2}$	
		測定	計算
羽 根 入 口	⑫	0.93	0.80
	⑬	0.69	0.57
	⑭	0.48	0.35
	⑮	0.26	0.15
	⑯	-0.19	-0.37
	⑰	0.90	0.98
	⑱	0.85	0.70
	⑲	0.74	0.56

	ゲージ NO	σ_1	
		測定	計算
羽 根 出 口	⑳	0.59	0.63
	㉑	0.25	0.21
	㉒	0.14	0.12
	㉓	0.20	0.15
	㉔	0.39	0.38
	㉕	0.52	0.58

第2表 応力の測定値と計算値の比較 (側板付インペラ)

第7図に側板単体での応力計算結果を示す。応力値は
第6図と同じ基準値で無次元化したものである。第6図
- (a) と比較すると、羽根による拘束がないため、応力分
布、応力値とも相違しており、応力値は側板単体計算の
方が低い。羽根がある場合は、羽根の変形の影響により
側板の応力は高くなることがわかる。



第7図 側板単体の応力

4. 結 論

3次元的に複雑な形状の遠心圧縮機インペラを真空スピントスタにより高速回転さ
せ、遠心力によりインペラ各部に生じる遠心応力をストレインゲージ法、スリップリ
ング方式で測定した。オープンインペラおよび側板付インペラの応力の測定値を有限
要素法による周期対称性を考慮した計算結果 (オープンインペラについては幾何学的
非線形性を考慮) と比較した。測定値と計算値は比較的よく一致しているが、羽根ル
ート部の応力は、すみ肉のR形状に大きく依存するので、この部分の詳細な解析、測
定が必要である。また、応力の非線形性については、本試験の回転速度の範囲内では
、変形が小さいため、その影響を確認することができなかった。

- [参考文献] 1. P. S. Kuo 他 "Steady stress of a backward curved impeller blade"
ASME 1980, Measurement methods in rotating components of turbomachinery p.235~240
2. MSC/NASTRAN developed by National Aeronautics and Space Administration

* 山本孝正、白井 弘、柳 良二 (航技研)

1. まえがき

高効率のガスタービンエンジンを目指して、タービンガス温度の高温化が図られているが、高温ガスに耐えるようタービン翼は冷却媒体により翼内部又は翼表面から冷却を行う必要がある。この冷却用二次媒体（本報では空気以下冷却空気と呼ぶ）は多くの場合タービン翼列の主流ガス内に吹出されるが、この吹出しは翼列の空力性能の低下をきたすこともあり、このため高温化によるエンジンの高効率化をそこなう恐れがある。それにもかかわらず、吹出しを伴う翼列の内部流動の機構については殆ど明らかにされておらず、著者らは冷却媒体による空力的影響を解明し高効率の空冷翼を開発すべく種々の研究を行っている。本報では低速の円環翼列風胴を用いて、冷却空気の吹出しのある場合の静翼の後流を全自動計測により精密に測定した結果について報告する。

<主な記号>

P : 全 圧

 V_m : 流 速 V_p : 翼列半径方向流速成分 $\vec{V}_s$: 二次流れベクトル $V_{s,yz}$: 上記 $\vec{V}_s$ の V_p に直角方向成分 V_y : 翼列周方向流速成分 V_z : 軸流速度

W : y-z 面上への投影流速

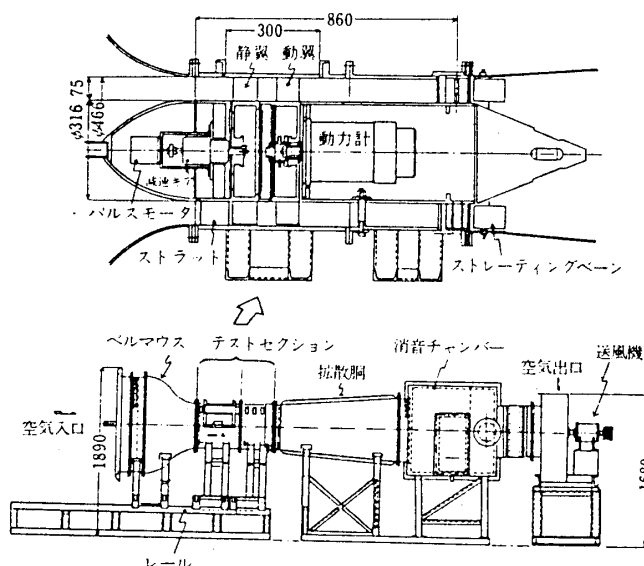
 θ_p : 流れのピッチ（翼半径方向）角 θ_y : 流れのヨー（翼列周方向）角 $\theta_{y,set}$: 5孔ピトー管の設定ヨー角

図 1 低速円環翼列風胴概観図

2. 低速円環翼列風胴試験装置 [1]

図 1 にその概観図を示す。本風胴は吸込み型の風胴でベルマウス直後の約 860mm 長の二重円環部がテストセクションで、その内 300mm 長、上半 180° にわたり可視化用の透明アクリル窓があり、円環状に配備したタービン動静翼が見えるようになっている（写真 1 参照）。動翼の回転はハブケーシング内に納められた動力計で 80RPM から 2000RPM まで 0.5% 以下の精度で制御される。一方、静翼は円周方向のトラバース計測のため翼列自体が高精度で周方向に駆動できる。本報の静翼及び動翼形状は文献 [2] の実機空冷翼の MEAN 断面形状を拡大して

二次元翼をワイヤカットで作り、静翼は後縁中心（の翼スパン方向の）線を、又動翼は最大肉厚中心線をそれぞれ円環風胴の軸心に垂直に立つように配備した。但し、静翼は流路平均径の円筒面で切断した翼形状が実機空冷翼の MEAN の翼形状と相似になるよう製作した。表 1 に第 11 回ガスタービン定期講演会講演論文集（'83-6）

表 1 翼列部の主要仕様
(MEAN 断面)

	静 翼	動 翼
翼 長	104 mm	74 mm
翼 厚	2.2 mm	1.9 mm
転 向 角	6.5°	11.3°
スタガー角	-3.9°	1.7°
翼 枚 数	16	20

各翼列のMEANでの仕様、図 2に冷却空気吹出孔位置を示す。本報では図 1のC及びF（斜線）の孔から吹出す場合につき述べる。なお、冷却空気の正確な量は今回は計測していない。

3. 測定及び解析の方法

後流のトラバースはパルスモータコントローラにより、静翼及び 5孔ピトー管をヨー角固定で精密駆動し、図 3に示す各測定点でスキナビルブにより 5孔の圧力を切換え圧力変換器で電気信号に換えたのち計測用コンピュータに記憶させる。この作業は全て自動的に
行い、1ケース当り 697個の測定点について約 4時間、無人計測した。その後約 1 万個（ $697 \times 5 \text{孔} \times 3$

ケース）のデータをより大型のVAX11/750コンピュータで図形処理した。図 4はその解析のための図である。ベクトル $\vec{V}_a$ は平均方向流れのy-z面への投影流速 $\vec{W}$ に垂直な面内での流れ（二次流れ）を示す。 $\vec{V}_a$ の翼半径方向成分を V_p とし、それに直角な方向の成分を V_{ayz} とした。この他、X型ホットワイヤ及び広角度全圧管にても内部流動の計測を行った[3]。なお、静翼入口代表流速は各ケース共約 14.0 m/s （出口流速はその約 2.6倍、 $Re_c = 2.5 \times 10^5$ ）、下流の動翼は取りはずした状態で実験した。

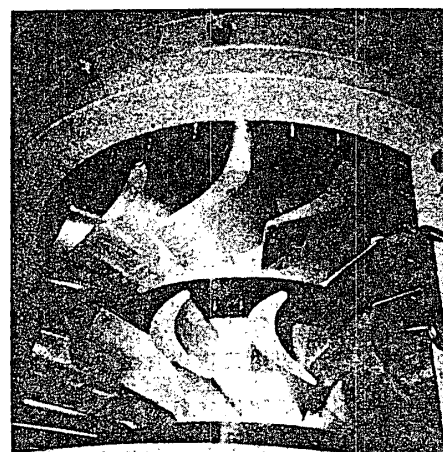


写真 1 空冷タービン円環翼列

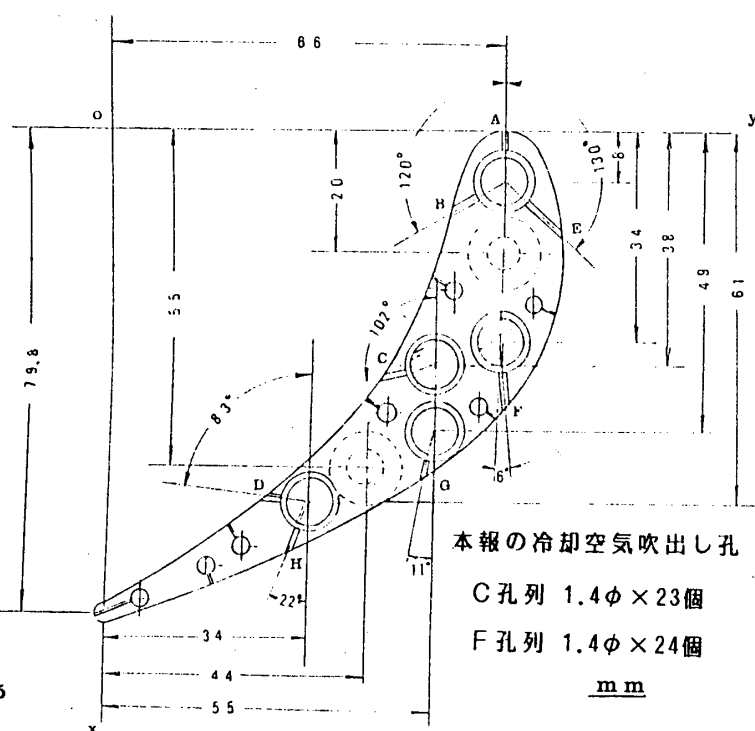


図 2 静翼の二次空気吹出孔位置

4. 結果と考察

4.1 二次流れ及び全圧分布

図 5～6に冷却空気の吹出しのない場合（case O）、翼負圧面より吹出しのある場合（case A）、及び翼正圧面より吹出しのある場合（case B）の二次流れベクトル図及び全圧ほか等分布線図を示す（原図はカラー）。吹出しのある場合、

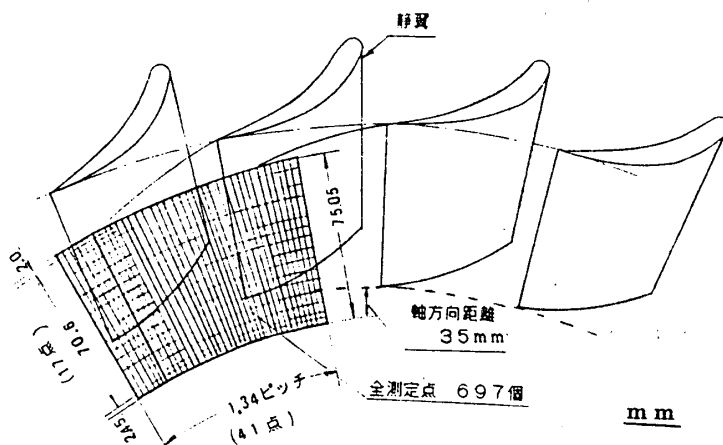


図 3 トラバース測定点

二つの強い渦流を生じ、翼半径方向の二次流れ成分 (V_p) が増加する。周方向の成分 ($V_{\theta, yz}$) は三者とも同程度である。下側の渦ではそのベクトルの大きな後流中心付近からハブ境界層にかけて全圧が最小となる。翼先端部ではいずれの場合も左右からの二次流れの衝突が起っており、そこにもう一つの全圧分布の極小値が存在する。翼先端部の流れは二次空気の吹出しの有無に影響されない。二次流れの上側の渦の中心位置と全圧の極小位置は一致していない。上側の渦は吹出しの有無に大きく影響されるが、吹出し面の違いには余り影響されないようである。一方、下側の渦は負圧面吹出しの場合が正圧面吹出しの場合より強いようである。なお 写真 2 は case A の生データのカラーグラフィック表示及び三次元グラフィック表示の例である。

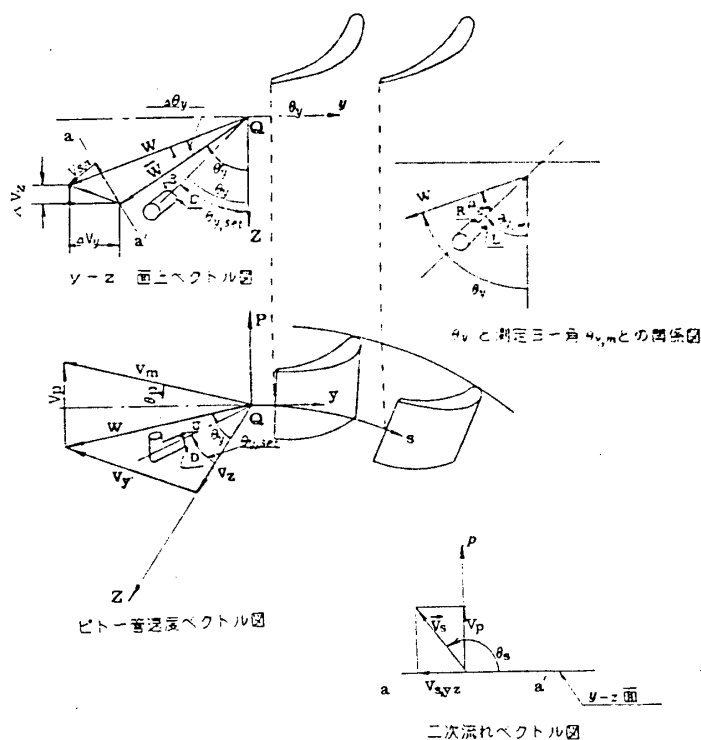


図 4 二次流れベクトル解析図

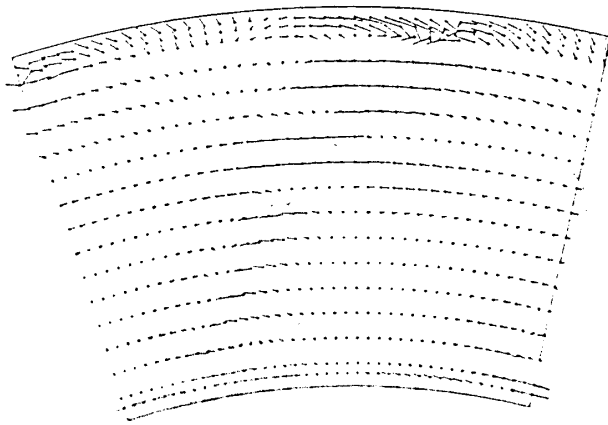
4.2 二次空気吹出しによる全圧損失の増減

図 7 に各 case の比較、即ち二次流れベクトル及び全圧分布の‘差’を示す。(1) 及び (2) 図は吹出しのある case A 又は case B から吹出しのない case O を差し引いた差、(3) 図は翼の負圧面よりの吹出しと正圧面よりの吹出しとの差を示す。(1) ~ (3) 各図の右上側の図は全圧損失の増加領域、右下側の図はその減少領域を示す。(1), (2) 図から吹出しは、翼先端領域及び主流の正圧面近傍を除いた領域に下向きのベクトルを生じさせることがわかる。そのうち負圧面吹出しの場合、ハブ近傍の後流付近(渦内の負圧面側)とハブケーシングに沿う領域で損失は増加するが、上側の渦の負圧面側及び下側の渦の正圧面側で全圧損失はむしろ減少している。一方、正圧面吹出しの場合はハブケーシング上の一部で全圧損失の増加がある以外は吹出しによる損失の増減は殆どみられない。又(3)図は負圧面からの吹出しの方が正圧面の吹出しよりも下側の渦における下向きの二次流れは強いことを示している。この結果翼負圧面吹き出しの方が、全圧損失は下側の渦の負圧面よりの場所でより大きく、その反対側の正圧面側及び翼先端の一部ではむしろ小さくなっている。

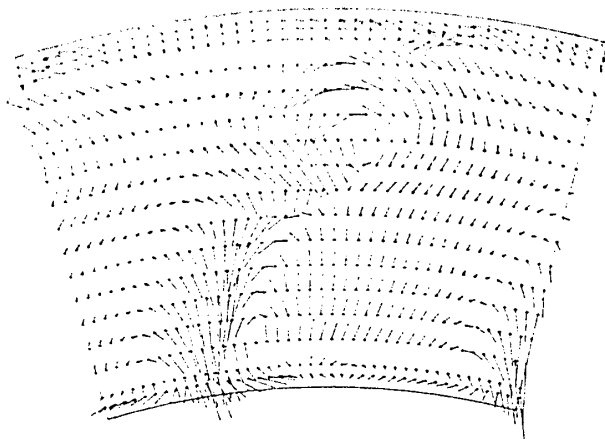
5. まとめ

三次元空冷静翼の後流を全自動精密計測した結果によれば、冷却空気吹出しにより二次流れが増大し、全圧損失は一般に増大するが、減少する領域もある。翼先端の流れはあまり影響を受けない。翼負圧面吹き出しの方が正圧面吹き出しより損失は大きい。

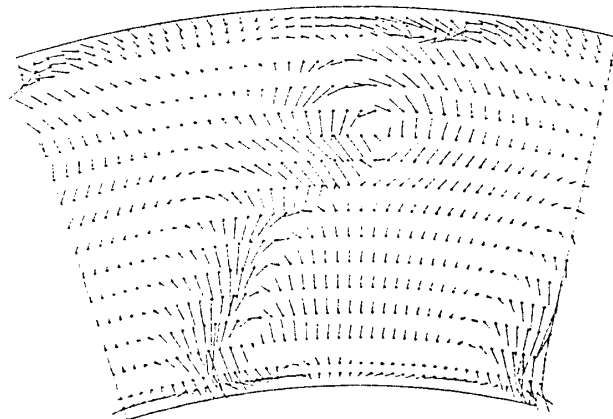
6. 文 献 [1] 航技研ニュース No.271 (1981-11) , [2] NAL TR
-321 (1973) [3] 航技研ニュース No.267 (1981-7) , No.272 (1981-12)
 , [4] NAL TR-668 (1981)



(1) case O
(冷却空気吹き出しのない場合)



(2) case A
(異負圧面 F 孔より吹き出しのある場合)



(3) case B
(異正圧面 C 孔より吹き出しのある場合)

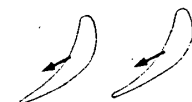
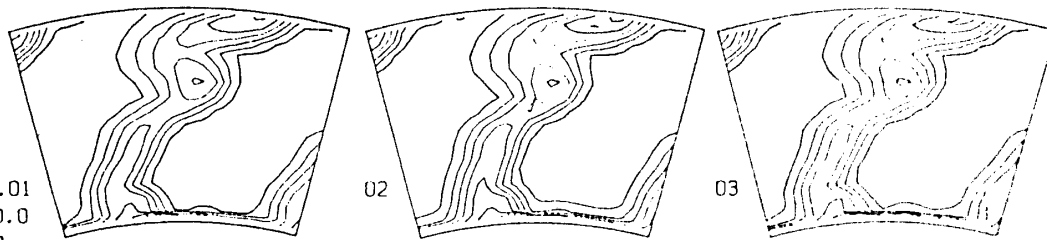


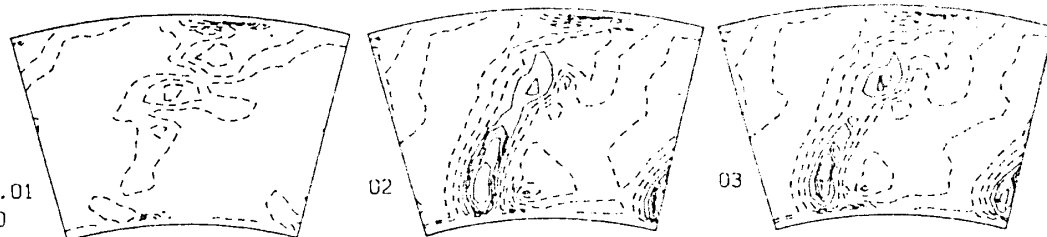
図 5 二次流れベクトル ($\vec{V}_s$)

P
 NO =CAL.01
 MIN = -70.0
 MAX = 0.0
 LINE= 10.0
 DEV = 7.00



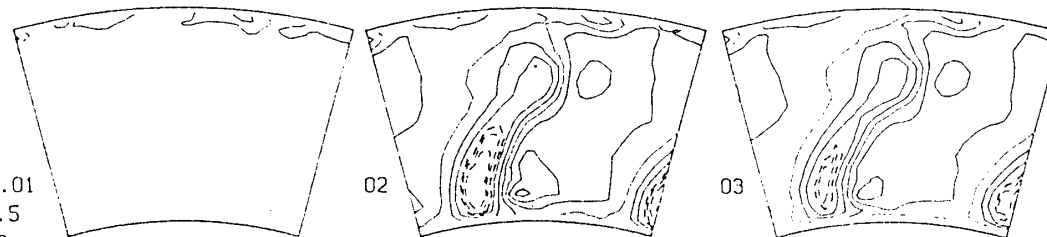
(1) 静翼後流全圧 (P)

VS
 NO =CAL.01
 MIN = 0.0
 MAX = 4.0
 LINE= 10.0
 DEV = 0.40



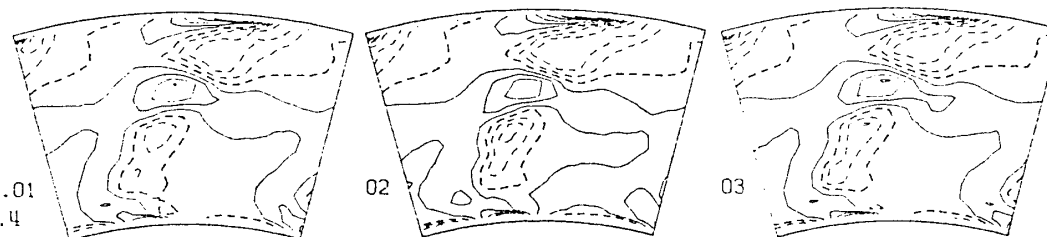
(2) 二次流れ速度の大きさ ($|\vec{V}_s|$)

VP
 NO =CAL.01
 MIN = -3.5
 MAX = 2.0
 LINE= 10.0
 DEV = 0.55



(3) $\vec{V}_s$ の翼半径方向成分 (V_p)

VSyz
 NO =CAL.01
 MIN = -1.4
 MAX = 2.5
 LINE= 10.0
 DEV = 0.39



(4) $\vec{V}_s$ の V_p に垂直な成分 ($V_{s,yz}$)

図 6 等分布線 (各図左より case 0、case A、case Bを示す)

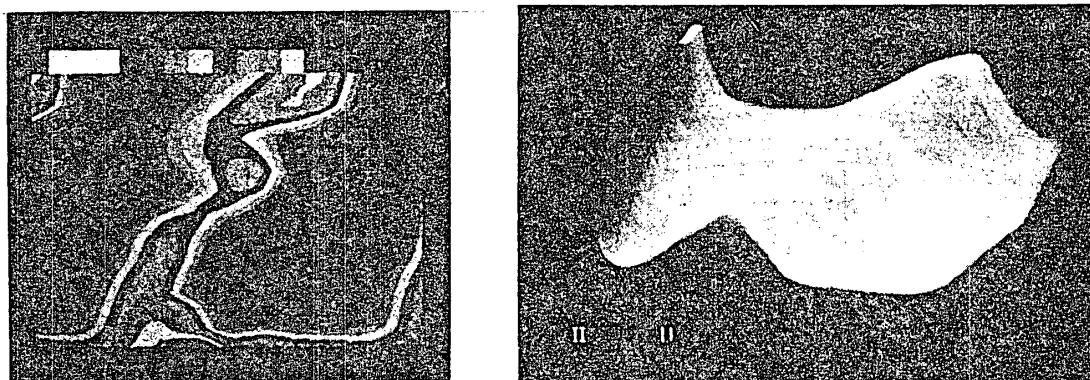
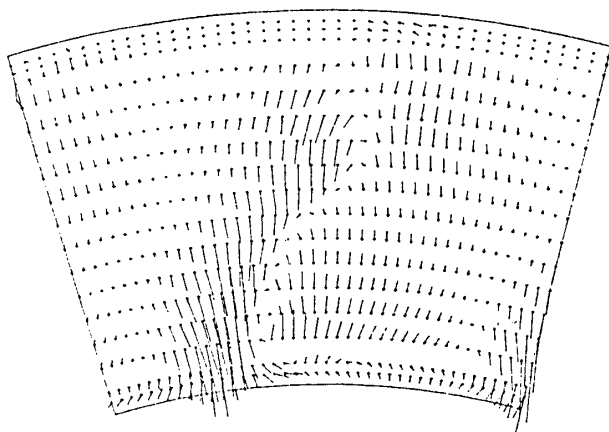
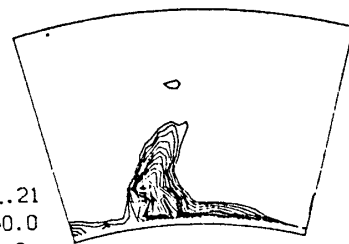


写真 2 全圧のカラグラフィック及び三次元グラフィック表示の1例
 (case Aの生データ、扇形への補正前)

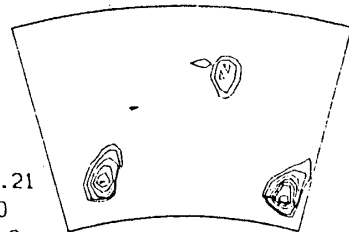
(1) 翼負圧面より吹き出しの影響
(case A - case Oの差)



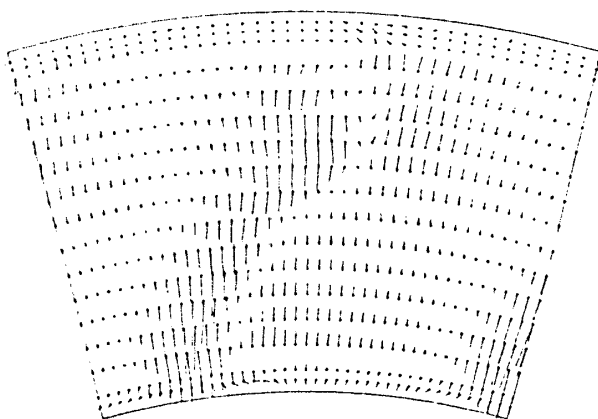
P
NO = CAL.21
MIN = -20.0
MAX = -2.0



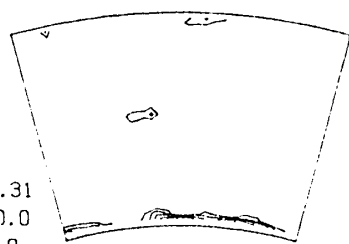
P
NO = CAL.21
MIN = 2.0
MAX = 20.0



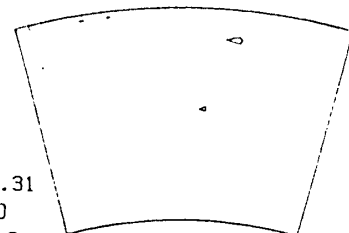
(2) 正圧面より吹き出しの影響
(case B - case Oの差)



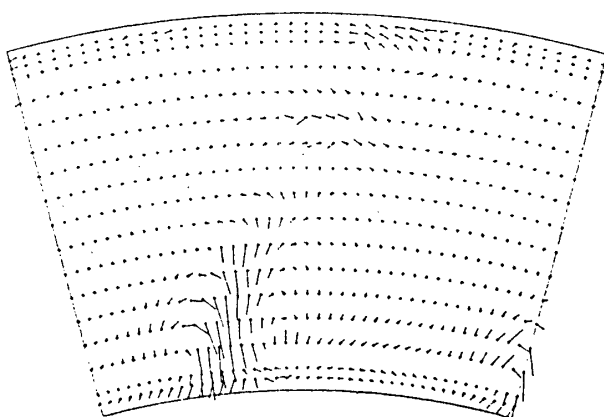
P
NO = CAL.31
MIN = -20.0
MAX = -2.0



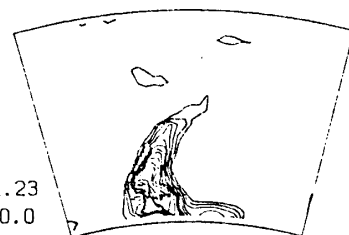
P
NO = CAL.31
MIN = 2.0
MAX = 20.0



(3) 吹き出し位置による影響
(case A - case Bの差)



P
NO = CAL.23
MIN = -20.0
MAX = -2.0



P
NO = CAL.23
MIN = 2.0
MAX = 20.0

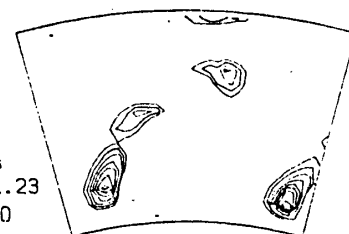


図 7 吹き出しによる影響 (各図左図は二次流れベクトル、右図上は全圧損失の増加領域、右図下はその減少領域を示す)

入口案内翼の2次元翼列の実験的研究

(才2報 偏差角制御の試み)

蓑田光弘 山崎紀雄 大山耕一 (航技研)

松木正勝 (日工大)

1 まえがき

航空用ファンエンジン等の高圧軸流圧縮機は、圧力比が高く ($\pi = 12 \sim 23$)、したがって段数も10段以上となっている。このような多段高圧力比軸流圧縮機では、低回転時に流れが設計状態から大きくずれ、このため性能の低下が大きい。このことは、安定した作動が得られず、エンジンを加速できない状態を招くことを意味する。この対策の一つとして、圧縮機前段に可変静翼がよく用いられる。これに関連して、入口案内翼の正の大迎角の場合の翼列性能⁽¹⁾について実験を行い、前報で報告をした。しかし、可変静翼を用いることによって、動翼相対流入角が半径方向に大きな分布をもつこととなる。これを改善するためには、可変静翼流出角に半径方向分布を与える。すなわち静翼流出角の設計値からの変化量を外径側で大きく、内径側で小さくしたいという要求がある。なんらかの手段でこのような静翼流出角分布を実現できれば、圧縮機の作動範囲の拡大および特性の改善を図ることができる。そこで筆者らは、翼列自身の圧力分布を利用して、翼列からの流出角すなわち偏差角を制御することを試みた。用いた方法は、正圧面である翼腹面側から主流空気と翼中空部に取込み、負圧面である翼背面に設けた吹出孔列から2次空気として吹出す。これによって翼面境界層をはくりとせ、偏差角の増加を図ろうとするものである。実験の結果は、当初の予測からかなりはずれ、そのためいろいろ

吹出孔配置の模型について実験を行うこととなった。最終的な結果も必ずしも期待したものではないが、一つの試みとして報告する。

2 実験装置・供試模型

実験装置は、前報と同様に、航空宇宙技術研究所の高速翼列風洞⁽²⁾を用いた。吹出しのための2次空気は、

主流空気を集合胴上流より

バイパスさせて用い、2次空気流量はオリフィスによ

表1 測定項目

	測定量	測定器具	測定位置
流入状態	全圧 静圧 全温	全圧管 壁面圧力孔 熱電対	集合胴上流 翼列集合胴
流出状態	全圧 流出角 静圧	3孔ピトー管 気圧計	翼列下流 約1/2弦長 スパン中央断面 実験室
圧力分布	翼面圧力	翼面圧力孔	中央翼の スパン中央断面
2次空気	吹出圧 流量	圧力孔 オリフィス	翼模型中空部 2次空気用バイパス管

表2 翼形諸元

翼形	C_{l0}	$t/c\%$	r_l	r_t	翼弦長	翼スパン
NACA 63(10 A, K ₀)10	1.0	10	0.30 mm	0.60 mm	60 mm	90 mm

って測定した。

表3 吹出孔の配置

2次空気は、
風洞測定部の
左右側壁に設
けたチャンバ
に供給され、

模 型	O	A	B	C	D	E	F	G	H	I
X_s %C	—	70	70	70	50	60	50 60	60 70	50,60 70,75	50,60 70,75
X_p %C	—	—	—	—	—	—	—	—	—	15
θ deg	—	80	60	40	80	80	80	80	80	S: 80 P: 90

模型両端にあ X_s : 翼背面上の位置 X_p : 翼腹面上の位置 θ : 翼面に対する角度

る模型支持フランジの2次空気
孔を通して、模型中空部に送り
込、吹出孔から主流に吹出す。

測定は、前報と同様であり、
3孔アローヘッド型ピトー管に
よる後流測定によって行った。

測定項目を表1に示す。前報の
測定項目に2次空気系統の圧力
・温度測定を追加している。デ

ータ処理には、前報と同様にマイコンとターミ
ナルとするデータ処理システムを用い、オンライン
処理を行った。

供試翼形は前報と同一のもので、NACA63(10A₄
K₆)10を用いた。翼模型は精密鑄造により、中空
翼素材を製作し、機械加工によって吹出孔等を設
けた。翼模型形状を図1、翼形諸元を表2に示す。
翼面吹出孔は一つの翼弦位置について2列千鳥配
列で設けた。吹出孔および吸込孔の配置を図2、
表3に示す。I型模型では吹出孔に加えて、腹面
15%位置に2列千鳥配列の吸込孔を設けた。
図3にI型模型の写真を示す。

3 実験方法・性能表示

最終的な形態を想定したI型模型をのぞいて、
2次空気を外部から供給して実験を行った。ある
翼列条件(ソリディティ, 迎角)に翼模型を
設定し、流入マッハ数, 2次空気流量(2次空
気圧)をパラメータとして後流測定を行った。

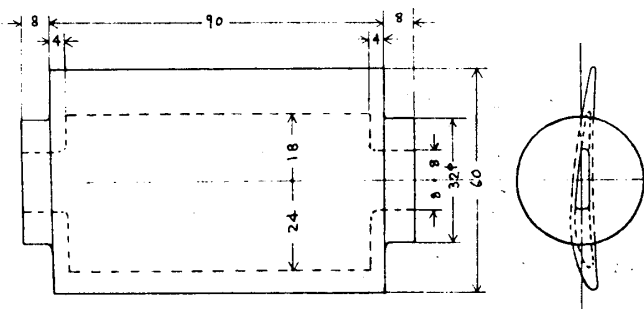


図1 翼模型の形状

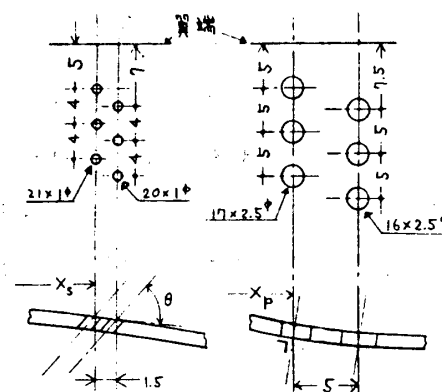


図2 吹出孔・吸込孔の配置

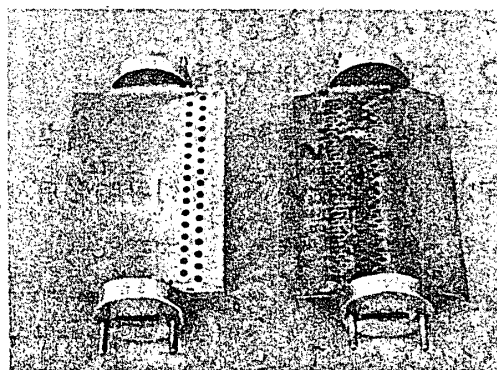


図3 翼模型(I型)

流入気流は軸流々入すなめち流入角 $\alpha_1 = 0^\circ$ である。

翼列性能は流入状態を基準として無次元化し、ここでは偏差角 δ 、平均全圧損失係数 ζ （以下では損失係数）を用いて表した。翼列の角度のとり方を図4に示す。流入マッハ数は、風洞集合胴で測定した流入全圧と、測定部側壁に設けた圧力孔で測定した流入静圧とを用いて算出した。平均流出角 $\bar{\alpha}_2$ は、主流中における質量平均値とし、偏差角、損失係数はそれぞれ次式により求めた。

$$\text{偏差角 } \delta = \beta_2 - \bar{\alpha}_2$$

ここで β_2 は翼出口角であり、 $\beta_2 = \xi + 12.5^\circ$ とした。

$$\text{損失係数 } \zeta = \frac{1}{q_1 S} \frac{\int_0^S (P_{01} - P_{02})(P_2 V_{a2}) dS}{\int_0^S P_2 V_{a2} dS}$$

ここで $q_1 = P_{01} - P_{s1}$ 。なおデータ処理は前報と同じであるのでそれを参照していただきたい。翼弦長と流入速度とを用いた試験レイノルズ数は、 $1.1 \sim 6.2 \times 10^5$ である。

4 実験結果

4-1 吹出孔角度の影響

吹出孔の翼面に対する傾きの影響をみるため、模型A、B、Cについて実験を行った。その測定結果を図5に示す。

翼列条件はソリディ

ティ $\sigma = 1.0$ 、流入マッハ数 $M_1 = 0.25$ である。図は迎角 α （この実験の場合は軸流々入であるので、くっちがっ角等に等しい）に対して、損失係数、偏差角を示している。2次空気を吹出した場合のデータは、2次空気圧が翼腹面7%位置の静圧（ P_{13} ）に等しい場合のものを示している。このため、迎角によって2次空気流量比 β （≡ q_2/q_1 ）は異なっている。偏差角 δ の2次空気による変化は、 $\theta = 80^\circ$ の場合がやや大きく、 $\theta = 30^\circ, 50^\circ$ の場合にはほとんどない。したがって、吹出孔角度としては $\theta = 80^\circ$ のみについて以後の実験を行った。

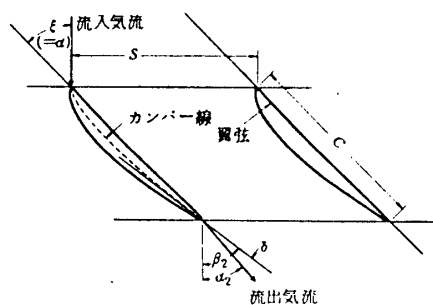


図4 翼列の角度

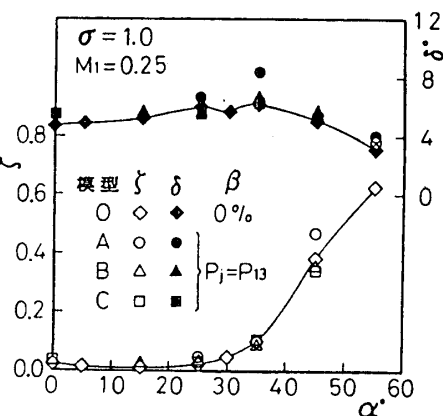
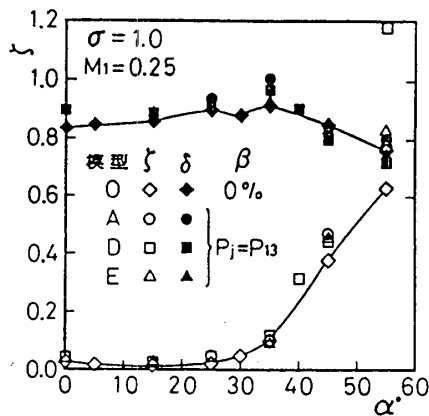
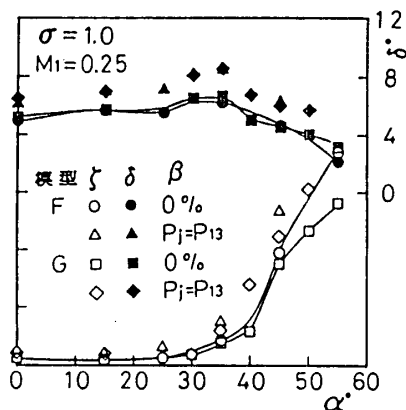


図5 吹出孔角度の影響



(a) 1複列の場合



(b) 2複列の場合

図6 吹出孔位置の影響

4-2 吹出孔位置の影響：吹出孔の翼面上の位置による性能への影響を比較したのが図6である。図6(a)は翼面上に1複列の吹出孔列を設けた模型A, D, Eの結果であり、図6(b)は2複列の吹出孔列を設けた模型F, Gについての結果である。

翼列条件は図5と同様に $\sigma=1.0$, $M_1=0.25$ である。図6(a)に示されるように1複列吹出孔列の場合、偏差角変化は最大でも約 2° と小さい。

図6(b)の2複列吹出孔列の場合、図6(a)の場合と比較して、迎角 α の広い範囲で偏差角が増加するが、その最大値は約 2° にとどまる。

4-3 ソリディティの影響：吹出しのある場合の翼列性能へのソリディティによる影響を模型A, Fについて調べたのが図7である。2次空気吹出しによる偏差角の変化は小さく、吹出孔のない場合の偏差角-迎角-ソリディティの関係とほぼ同じである。

4-4 4複列吹出孔の場合：翼背面に4複列の吹出孔をもつ模型Hの実験結果例として、ソリディティ1.0の場合を図8に示す。図はそれぞれ

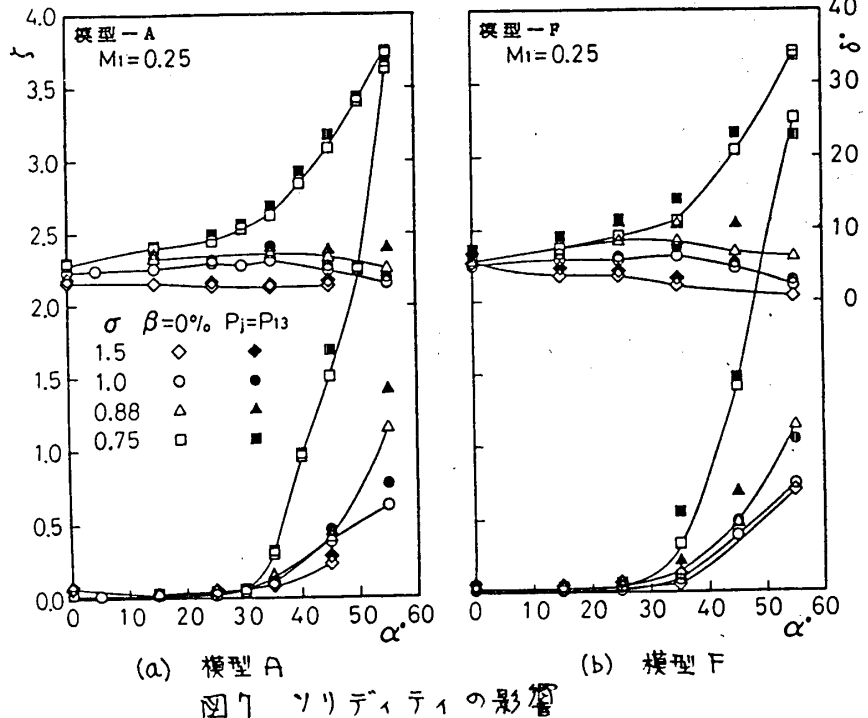


図7 ソリディティの影響

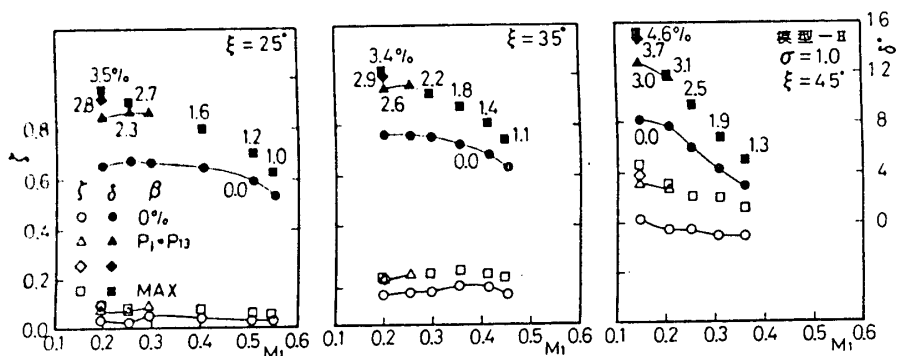


図8 4複列吹出孔 (模型H) の場合の性能

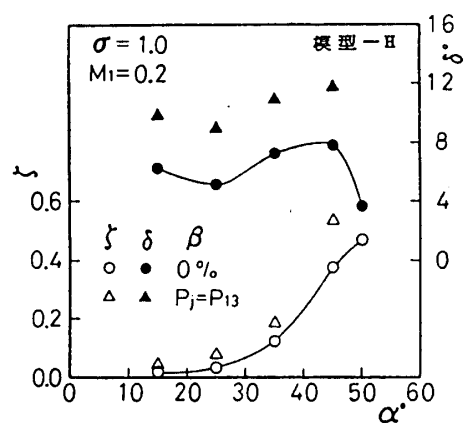


図9 4複列吹出孔の場合の吹出しによる影響

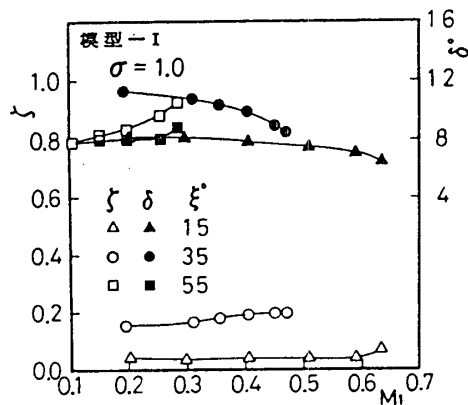
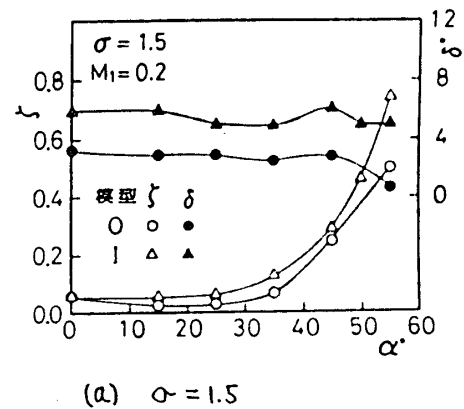


図10 模型Iの性能

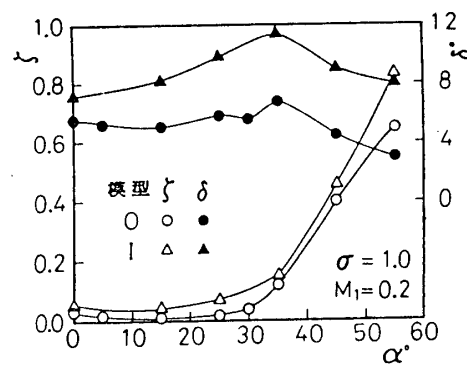
迎角 $\alpha = 25^\circ, 35^\circ, 45^\circ$ の場合で、2次空気流量比 β をパラメータとして、流入マッハ数に対して損失係数、偏差角を示している。図中△印は、2次空気圧 P_2 が翼腹面7%位置の圧力 P_{13} とほぼ等しい場合、□印はそれぞれの流入マッハ数における2次空気流量比最大の場合における値を示す。流入マッハ数 $M_1 = 0.2$ の場合の迎角に対する損失係数、偏差角の変化を図9に示す。図には2次空気を外部から供給しない場合および $P_2 = P_{13}$ の場合を示している。2次空気吹出しによって偏差角が約 4° 増大することがわかる。

4-5 翼列の圧力分布による吹出しの場合：模型Iの実験結果例 ($\sigma = 1.0$) を図10に示す。図は迎角 $\alpha = 15^\circ, 35^\circ, 55^\circ$ の場合の損失係数、偏差角を流入マッハ数に対して示している。試験範囲では、流入マッハ数による性能の変化は比較的小さく、迎角による性能への影響の大きいことがわかる。模型Iについて、ソリディティ

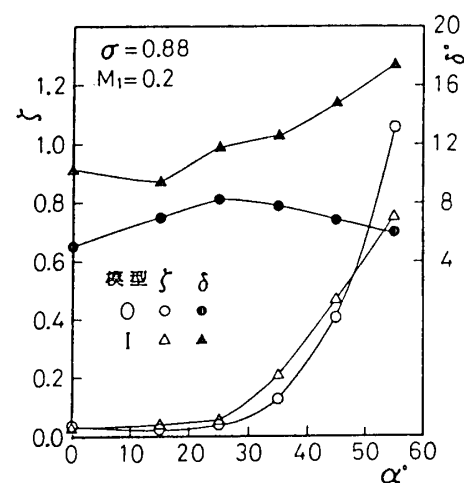
$\sigma = 1.5, 1.0, 0.88$ 、流入マッハ数 $M_1 = 0.2$ での損失係数、偏差角を迎角に対して示したのが図11である。図には比較のため吹出孔のない場合の値を記入した。吹出しの効果による偏差角の増加はソリディティによって異なる。 $\sigma = 1.5$ の場合は約 3° 、 $\sigma = 1.0$ では最大 5° がえられた。 $\sigma = 0.88$ の場合は迎角によってその効果に差がある。迎角 $\alpha = 0 \sim 30^\circ$ では $2.5 \sim 5^\circ$ の偏差角増加、 $\alpha > 30^\circ$ では迎角の増加とともに偏差角が増加し、 $\alpha = 55^\circ$ では 11.4° の偏差角増加が得られていることがわかる。



(a) $\sigma = 1.5$



(b) $\sigma = 1.0$



(c) $\sigma = 0.88$

図11 模型Iの吹出しによる影響

5 まとめ

入ロ架内翼々列について、2次空気の吹出しによって偏差角の増加を四る実験を行った。その結果、偏差角の変化量はソリディティ、吹出孔の配置・形状によって影響をうけること、模型H、Iについては最大11.5°の増加をうることができることなどがわかった。また翼列自身の圧力分布を利用することによって、迎角の変化により自動的に吹出量を増減し、それによって偏差角の増加量を制御することが可能であることがわかった。

実験に際しては、空気源運転に小倉技官、データ処理システムの整備・運用に西尾室長はじめ原動機制御研究室に御協力いただいた。記して感謝の意を表します。

文献

1. 蓑田、山崎、航技研報告TR-592, BB 54-11; ガスタービン学会誌, 7-26, BB 54-9
2. 近藤他, 航技研報告TR-44, BB 38

遠心圧縮機の羽根なしディフューザに関する実験的研究 (性能におよぼす羽根車直後の混合過程の影響について)

* 太田 浩二 (慶大工[大学院]) 片岡 一 郎 (東京芝浦電気)
益田 重明 (慶大工) 有賀 一 郎 (慶大工)

1. 緒言

遠心圧縮機などの流体機械の省エネルギー化が望まれる現在、遠心圧縮機各部での性能向上が要求される。なかでも羽根車に関しては、ある程度の流量範囲で効率が90%を越えるものが開発されているにもかかわらず、羽根車出口に装着されたディフューザの低い効率のために系全体の性能が低下してしまうことが問題とされている。通常、小形遠心圧縮機などでは作動範囲の広い羽根なしディフューザが使用されており、ディフューザ効率の高い羽根付きディフューザでもその上流に羽根なし部をもちている。したがって羽根車出口からディフューザ入口部にわたる流れに関しては、羽根なしディフューザ部での挙動として解明することが重要である。

一般にディフューザ内における損失は、壁面摩擦による損失と相対速度の高速部(Jet)と低速部(Wake)の混合による損失であると言われている。これらの損失に関して、Dean⁽¹⁾, Johnston⁽²⁾は解析モデルを用いて理論的な計算を行い、独自のモデルにおける混合損失と摩擦損失の割合を示している。また、Eckardt⁽³⁾, Senoo⁽⁴⁾は実験的に流れの挙動を測定し損失への影響を検討している。しかし、ディフューザ入口部での羽根車から流れ出したまわめて非定常な流れを詳細に測定し、損失への影響を報告している例は少ない。そこで本研究では、比較的負荷の遠心羽根車に装着された平行壁羽根なしディフューザにおけるディフューザ入口付近での羽根車より流出する非一様流の挙動、特に、流速、壁面静圧、全圧の分布をX形熱線プローブ、半導体圧力変換器等を用いて詳細に測定し、これらの分布が一様化の際にどのような混合過程を経るか、また、性能の基準となる全圧の損失にどのような影響をもたらすかを実験的に明らかにすることを目的とする。なお、壁面摩擦については定量的な測定方法の検討段階である。

2. 記号

C : 絶対速度 h : ディフューザ深さ N : 羽根車回転数 P_d : 動圧 P_s : 静圧
 P_t : 全圧 r : 半径比 ($= r_1/r_2$) r : 半径方向距離 U : 羽根車周速
 z : ディフューザ深さ比 ($= z/h$) z : ディフューザ深さ方向距離 α : 流れ角 ρ : 密度
 ψ_d : 動圧係数 ($= P_d / \frac{1}{2} \rho U^2$) ψ_s : 静圧係数 ($= P_s / \frac{1}{2} \rho U^2$) ψ_t : 全圧係数 ($= P_t / \frac{1}{2} \rho U^2$)
 ω : 角速度 P.S.: 圧力面 S.S.: 負圧面
添字 2: 羽根車出口 r : 半径方向成分 θ : 周方向成分

3. 実験装置および実験方法

実験装置の概観を図1に示す。羽根車はインテューサー体形、シュラウド側開放形の等速流径向直線羽根羽根車で、その外径400mm、羽根枚数12枚、羽根厚さ3mmである。設計点は流量係数 $\varphi=0.34$ 、羽根車周速 $U_2=100\text{m/s}$ 、その際インテューサ前縁において無衝突流入するように設計されている。また、羽根車とシュラウドケーシングとのクリアランスは0.7mmである。測定部の設けられたディフューザは、深さ26.5mm、入口半径200mm、出口半径362mmの平行壁羽根なしディフューザである。なお、吸込管より吸入された空気は、羽根車、ディフューザを通過後、ディフューザ外周に装着された流量制御環を経て大気へ流出される。

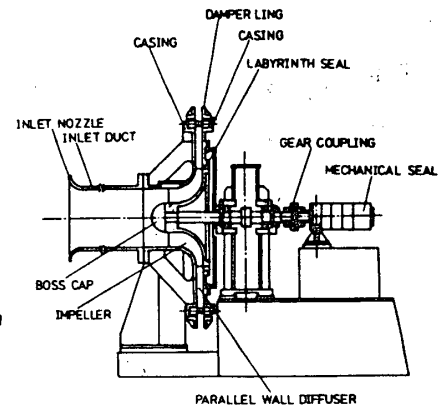


図1 実験装置

ディフューザ内測定位置を図2に示す。

図中クロス点が測定点に相当する。本実験では、特にディフューザ入口に着目し、半径方向に6点、また深さ方向に5点の計30点の測定点を設けた。

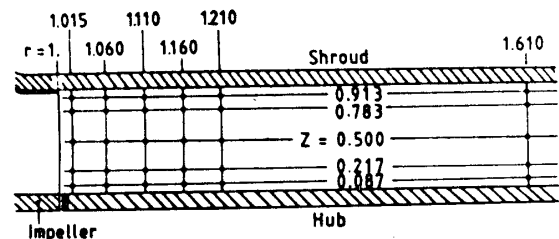


図2 ディフューザ内測定点

流速測定には羽根車から流出する非一様流を測定するために、X形熱線プローブ

(5μφ タングステン線)を用い、全圧および壁面静圧測定には、先端部に超小形半導体圧力変換器を内蔵したキールプローブを用いた。なお、キールプローブの角度特性は、 $\pm 45^\circ$ の流れ角の範囲において2%の出力誤差であることが実験により確認されている。

実験条件は、羽根車回転数 $N=4776\text{rpm}$ で一定とし、設計点流量、小流量側および大流量側での測定とした。

得られたデータは、トランジェントレコーダ(KANOMAX MODEL 3001)に記憶され、計算機(FACOM M180/IIAD)により処理される。その際、各点での変動は時間的な変動の重ね合わせにより測定され、静止系での流れの時間的な変化が回転系での空間的な変化として取り出せるように処理される。

4. 実験結果および考察

4-1 ディフューザ内の流れについて

$\varphi=0.10, 0.34, 0.40$ における羽根1ピッチより流出する流れの動圧係数分布を図3-(A)~(C)に示す。なお、動圧係数は絶対速度の動圧を羽根車周速動圧で無次元化した値である。図より各流量とも羽根車出口直後の半径比 $r=1.015$ において

最も顕著な動圧の変動が確認できる。
 斜上羽根後流の位置に相当する部分では、
 周方向動圧分布の急激な下降とそれに随
 いてピークが存在している。

そこで、ディフューザ入口での相対速度
 の分布を、 $\varphi=0.34$, $r=1.015$ のシュ
 ラウド側、ハブ側について図4-(a)(b)
 に示す。図をみると羽根後流位置に相当
 する部分に、圧力面側の流れと負圧面側
 の流れの方向が交差する部分が存在する。
 この部分では、負圧面側の流れが圧力面
 側の流れの方に引き寄せられ他の流れの
 方向とは異なり、そこでの絶対速度は最
 大となる。さらに、主にシュラウド側に
 存在する相対速度の大きい部分と小さい
 部分は、動圧の分布にもみられる。また、
 流量が大きいほど前述の傾向が顕著であ
 る。

ところで下流方向については、流量が
 大きいほど非一様性が後方まで残り、 r
 $=1.210$ 付近でもかなり残っている。
 なお、 $r=1.610$ のディフューザ出口付近
 では、非一様性はほとんどみられない。
 ただし、 $\varphi=0.10$ については、 $r=1.060$
 に到るまでに大きな動圧の減少があり、
 $r=1.210$ 付近でも非一様性はわずか
 しが残っていない。

次に、各流量における壁面静圧係数の
 下流方向への分布を図5-(a)~(c)に
 示す。壁面静圧係数は圧力変換器で測定
 されたゲージ圧を羽根車周速動圧で無次
 元化した値である。図をみると、各流量
 とも羽根車内でみられるような負圧面側
 から圧力面側へかけての静圧上昇が、

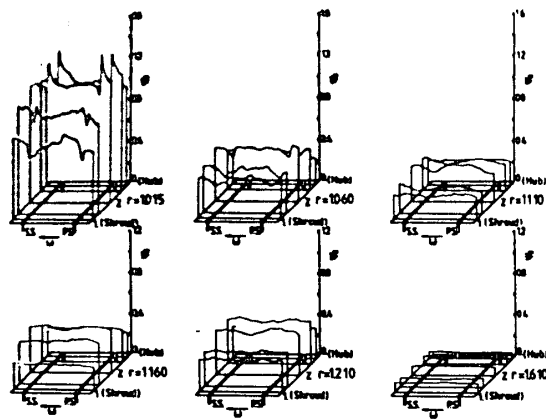


図3-(a) 動圧係数分布 ($\varphi=0.10$)

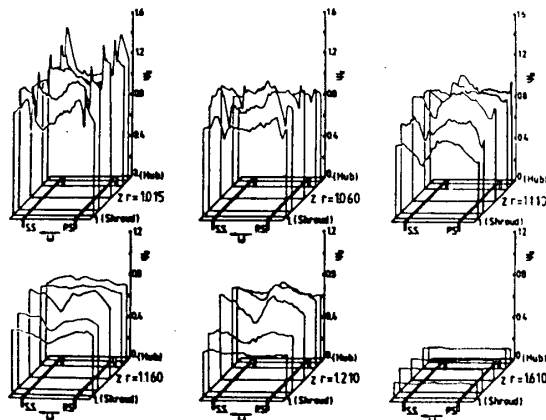


図3-(b) 動圧係数分布 ($\varphi=0.34$)

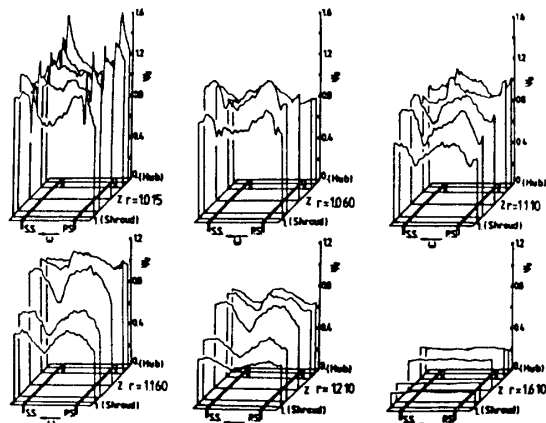


図3-(c) 動圧係数分布 ($\varphi=0.40$)

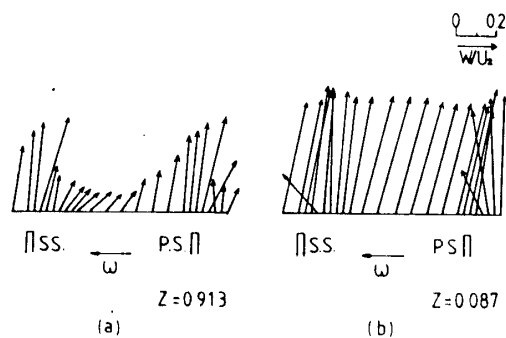


図4 相対速度分布 ($\varphi=0.34$ $r=1.015$)

ディフューザ入口部でも継続されていることがわかる。また、その変動は動圧分布の傾向と同様、高流量、シュラウド側でより顕著である。ただし、壁面静圧の一般化は、動圧分布の一般化に比べはやく進行していると予測できる。

ここで、前述の動圧係数分布に対応する各流量、各点での全圧係数分布を図6-(a)~(c)に示す。全圧係数はキルプローブで測定されたゲージ圧を羽根車周速動圧で無次元化した値である。図をみると、本実験に用いた比較的低負荷の速心圧縮機においても、各流量で羽根車出口直後に Eckardt の報告で示されるような羽根直後の全圧分布に、山(ピーク)、谷のあるパターンが確認できる。なお、このピークは、前述の動圧分布のピークに対応しており、その原因も前に述べたことによるものと思われる。さらに、ディフューザ入口、シュラウド側では、ピークの他に負圧部、高圧部がみられる。このシュラウド側負圧面は、従来より言われている低エネルギー領域に相当する部分と考えられる。また、下流方向についても動圧分布と同様、流量が大きくなるにしたがい全圧の変動は下流まで保存され、 $r = 1.210$ では一般化されていることがわかる。なお、 $r = 1.110 \sim 1.160$ 付近のディフューザ深さ方向中央部では、 $r = 1.015$ のシュラウド側にみられる負圧面、圧力面での低圧部、高圧部の位置が逆転していることがわかる。この傾向もやはり、動圧分布にみられる。

以上のように、ディフューザ入口部での

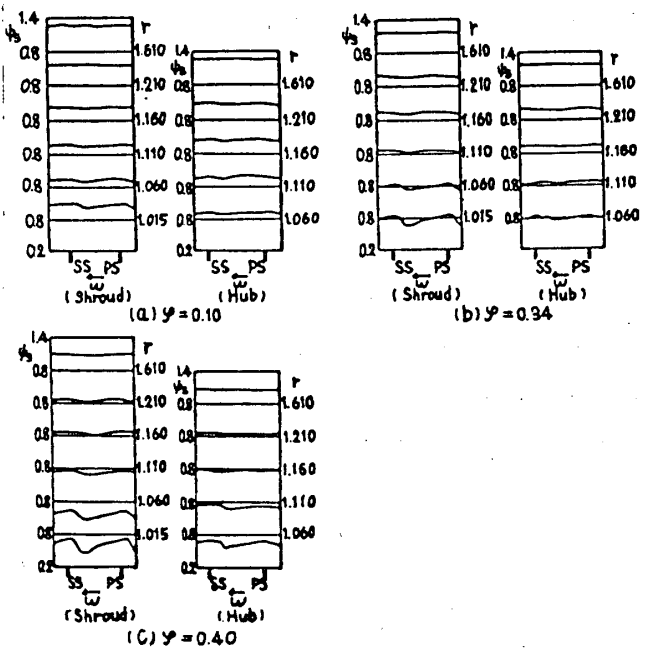


図5 壁面静圧係数分布

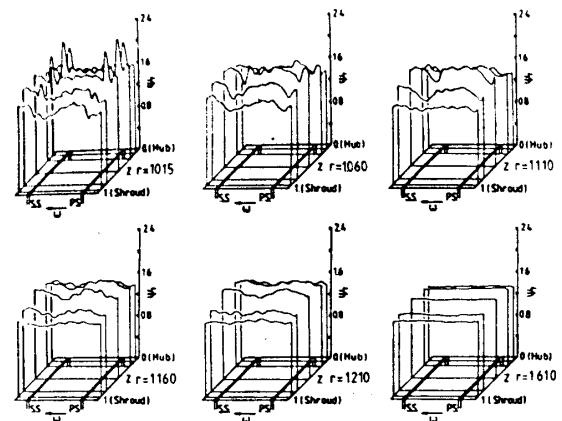


図6-(a) 全圧係数分布 ($\phi = 0.10$)

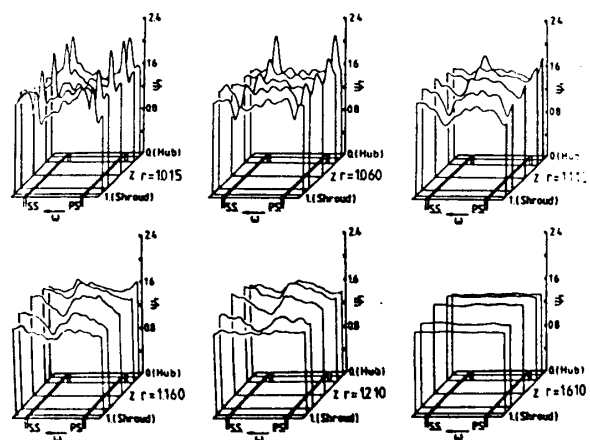


図6-(b) 全圧係数分布 ($\phi = 0.34$)

全圧分布は、動圧分布とよく一致し、静圧分布とは異なることから、全圧の変動は動圧の変動に対応していると考えられる。

4-2 全圧損失におよぼす混合による損失の影響について

各流層での下流方向への全圧係数の分布を図7に示す。図中の全圧係数は、ディフューザ深さ方向各点での測定値を流量荷重平均した値である。その分布を見ると、 $\varphi=0.34, 0.40$ のディフューザ入口での全圧の変化に比べ、 $\varphi=0.10$ の場合は、入口付近での全圧の低下が顕著である。

ここで、ディフューザ深さ方向にみた、各流層での下流方向への流れをあらわす、絶対速度の半径方向、周方向成分の分布および流れ角の分布を図8、図9に示す。なお、流れ角は、接線方向を基準とした絶対速度の流出角である。図8および9を見ると、 $\varphi=0.34, 0.40$ の場合には、ディフューザ入口で絶対速度の半径方向成分 G_r と流れ角 α が、シュラウド側からハブ側にかけて大きくなっており、流れがハブ側でより半径方向を向いたねじれた流れになっていることがわかる。

これに対し、 $\varphi=0.10$ の場合は、半径方向成分 G_r と流れ角 α がディフューザ深さ方向中央でより大きな値となり、さらにシュラウド側では負の値を示している。すなわち、流れはディフューザ深さ方向中央でより半径方向を向いた流れであり、シュラウド側では、三次元はく離と呼ばれる逆流現象が発生している。

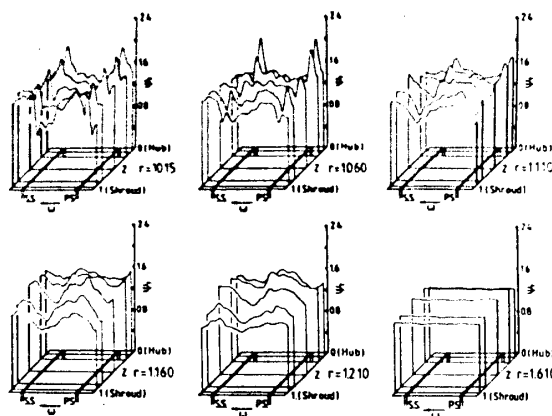


図6-(C) 全圧係数分布 ($\varphi=0.40$)

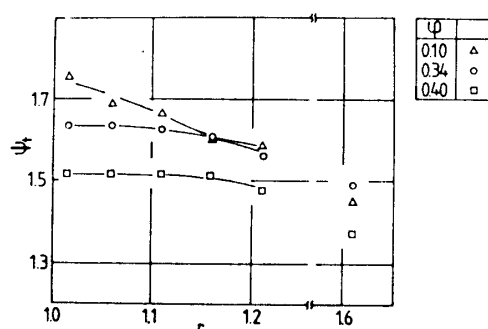


図7 全圧係数分布

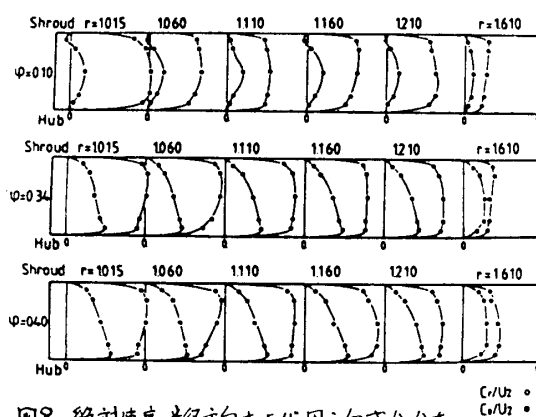


図8 絶対速度 半径方向および周方向成分分布

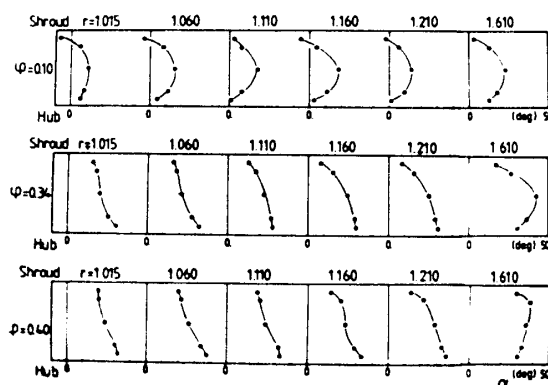


図9 流れ角分布

一方、図10に示される流速の変動より求めた絶対速度各成分の乱れ強さの下流方向への分布をみると、 $\varphi=0.34, 0.40$ の場合、ディフューザ入口で大きな値を示している。また、 $\varphi=0.10$ の場合には、 $r=1.015$ から $r=1.060$ にかけてシュラウド側およびハブ側で大きな値を示している。特にハブ側では、流れ角 α が小さく壁面近傍では、水木ら⁽⁵⁾の報告に示されるような瞬間的な逆流を発生していることが予想される。

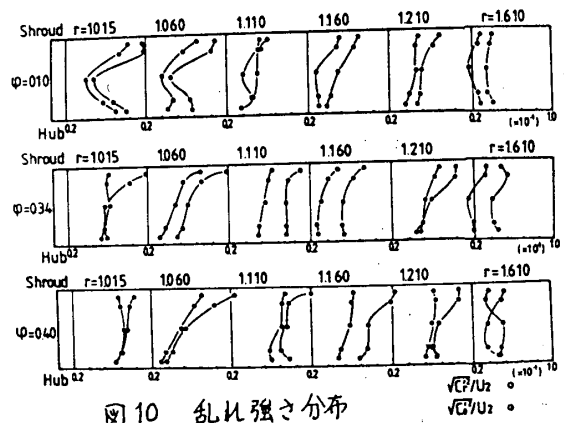


図10 乱れ強さ分布

以上のように、流量が大きいほど羽根車出口直後の非一様性は大きく、絶対速度各成分の乱れ強さも大きいにもかかわらず、全圧の低下は小さいことから、本実験の測定範囲では、ディフューザ入口部での非一様流の混合による損失の影響は比較的小さいと考えられる。ただし、低流量である $\varphi=0.10$ の場合は、 $\varphi=0.34, 0.40$ の流れに比べ逆流をともなった非常に複雑な流れであり、この逆流による全圧の低下への影響が大きいと思われる。

5. 結果

本研究では、ディフューザ入口部での羽根車より流出する非一様流の挙動を詳細に測定し、さらにその混合過程が全圧損失におよぼす影響について明らかにすることを目的として実験を行った。その結果、ディフューザ入口では、壁面静圧の分布が比較的にやく一様化するのに対して、動圧、全圧の場合は、同方向、ディフューザ深さ方向とも下流まで非一様性が保存されている。特に、羽根車出口直後の $r=1.015$ 付近では、本実験に用いられた比較的低負荷の遠心圧縮機においても、Eckardtの報告に示されるような羽根直後に山、谷のあるパターン、また、シュラウド側でより顕著な低圧部と高圧部が、全圧、動圧の分布に確認できた。ただし、その山は高流量でも $r=1.110$ 付近でほとんどみられなくなっている。なお、羽根車出口での流れの一様化と全圧損失の大きさとが対応していないことから、すくなくとも、本実験の測定範囲である $r=1.015$ 以後では、混合による損失は比較的小さいものと考えられる。

6. 参考文献

- (1) Dean, R. C., Jr., and Senoo, Y., Trans ASME, Ser. D, 82-3 (1960), 563.
- (2) Johnston, J. P., and Dean, R. C., Jr., Trans ASME, Ser. D, 88-1 (1966), 49.
- (3) Eckardt, D., Trans ASME, July (1975), 337. (4) Senoo, Y., and Ishida, M., Trans ASME, July (1975), 375.
- (5) Mizuki, S., 17028, ASME Paper, 78-GT/4 (1978) (6) 木村・林尾, 機論, 42-362(1985-10), 3169.
- (7) 林尾・17028, 機論, 43-367(1985-3), 987.

円柱型風向風速計の特性に対する流れの状態と寸法の影響及び補正方法の研究

大塚 新太郎*, 二日市 宅, 加藤 勇夫 (名古屋大学工学部)

1. まえがき

円柱型風向風速計(以下風向風速計という)は軸流回転機をはじめとする流体機械内部の流れや, その他種々な流れの風向・風速測定に用いられている。風向風速計の使用にあたってはその流れに対する傾斜角 α , 先端より圧力孔までの長さ l , 孔径 d , 外径 D , Re 数, Mach数および気流乱れなどによって左右されるため, あらかじめ較正しておかなければならない。

著者等の特性の表示は yaw angle θ に対して方向, 総圧, 静圧及び動圧の各係数をとるという手法を用いており, 比較的容易に実地に使用することができる^{(1)~(5)}。但し, 次のような点に注意を要する。以下に示す。

まず, 風向係数に対する諸因子の影響は問題なさそうであるが, 総圧係数は D 及び Re 数の変化には鈍感であるもの、 α と l の影響をうける^{(1), (4)~(6)}。一方, 精度よく静圧を測定することがこの風向風速計の最大の難題となっており, これは円柱表面上で静圧を与える点付近(淀点を $\theta = 0^\circ$ として, $\pm 30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$)の圧力勾配 $dC_p/d\theta$ が極めて大きく, これは前記影響因子の関与が強く現われているためと考えられる。これらに対する従来の研究成果では影響諸因子の個々が総圧, 静圧或いは表面圧力分布に与える影響を明らかにしてはいるが, 影響の相互関係が複雑なため種々なケースについて正しい静圧を求めるには, 結局その度に較正せねばならないなどの問題点を有している。

こゝでは流れの状態や寸法の風向, 風速に及ぼす影響を総合的に調べることによって, これらの点に対する簡潔な解決法がないかということに始めたものである。

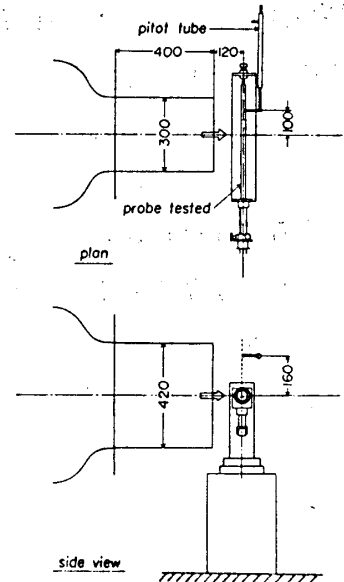
実験データの解析をすゝめてみると各因子の影響は複雑で, この個々の影響をそれぞれ取り入れて特性の補正を行うことは容易ではないことがわかってきたので, これを一気に解決する手段をいろいろ考えているうち, 円柱表面風圧とその背圧の間にかなりはっきりした相関があることに気付く, この背圧を補正に用いたところ後述のようになりにくい結果を得ることができた。但し, 円柱先端より圧力孔までの長さ l が十分大きく, そして気流に対する傾斜角 $\alpha = 0^\circ$ の場合についてのみである。

2. 主な記号 C_p : 圧力係数 $(P - P_s)/\frac{1}{2}\rho V^2$, C_{PR} : 背圧係数 $(P_R - P_s)/K$, D, d : 風向風速計の外径及び圧力孔径, K : 各種係数の分母(5)式参照), P : 風向風速計表面圧力, P_A, P_B, P_C : 風向風速計の3圧力孔の圧力(第2図), P_R : 風向風速計背圧(圧孔より 180° 位置の圧力), P_s, P_T : 一様流静圧及び総圧, $\gamma_\theta, \gamma_T, \gamma_s, \gamma_v$: 方向, 総圧, 静圧, 動圧の各係数(1)~(4)式参照), $\gamma_{\theta 0}$: $\theta = 0^\circ$ における静圧, θ : yaw angle (第2図), θ : 円柱表面上角度, θ' : $d = 0$ に補正した円柱表面角度, θ_R : 風向風

速計の3圧力孔の互になす角度(第2図), θ_R : θ を用いた3圧力孔の互になす角度。
 3. 実験装置及び方法

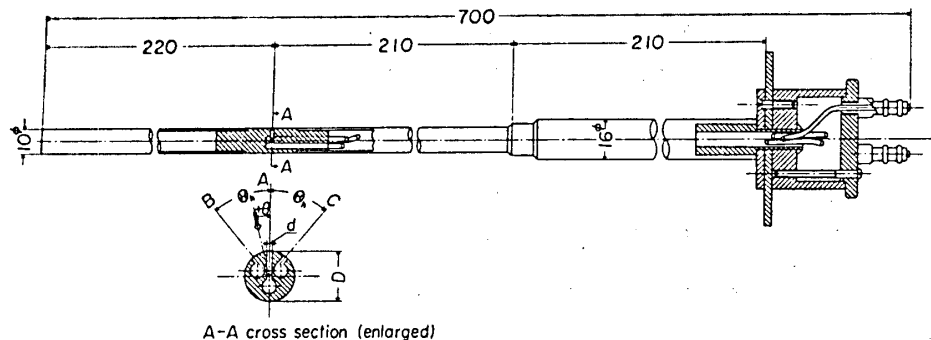
実験には縦420, 横300, 長さ400の長方形断面の亚克力製測定風路をもつ軸流式吹出風洞を用いた。風洞気流の風速は微風より約22 m/sまで無段階に変化させることができる。また, 風洞主流の乱れ度 $(\overline{u_x^2})^{1/2}/V$ は平均風速が10, 15及び20 m/sのとき, それぞれ約0.0055, 0.0030及び0.0025程度である。

供試風向風速計は両端支持方式とし, 圧力孔からスパン方向の長さは十分とってあり, 先端は風路外に位置する支持ガイドに挿入されている。第1図に測定部概略を示す。風向風速計の寸法は基本形として $\theta_R=40^\circ$, 圧力孔径と外径比 $d/D=0.1$ の外径3, 4, 6, 10, 15, 20及び30 mmの7種類とした。第2図に供試風向風速計の1例と第1表に寸法を示す。



第1図 測定部概略

気流に対する風向風速計の姿勢は直角とし, 一様流の速度は10, 15及び20 m/sの3種類で行った。 Re 数は $1.9 \times 10^3 \sim 3.7 \times 10^4$ の範囲であり, これは我々が風向風速計を通常使用する範囲をカバーする。表面圧力及びピトー管による圧力は多管マノメーター(精度0.1 mm H₂O)を用いて測定した。



第2図 供試円柱型風向風速計 (3孔, $D=10$ mmの例)

4. 実験結果及び考察

4.1 風向風速計の特性

著者等による従来からの定義^{(1)~(5)}と同様に, 風向風速計の特性を次のような形で表わすことにした。

$$\text{方向係数 } Y_\theta = (P_B - P_C)/K \quad (1)$$

$$\text{総圧係数 } Y_T = (P_T - P_A)/K \quad (2)$$

$$\text{静圧係数 } Y_S = (P_S - P_B) + (P_S - P_C)/K \quad (3)$$

$$\text{動圧係数 } Y_V = \frac{1}{2} \rho V^2 / K \quad (4)$$

I			II		III		
D (mm)	d (mm)	d/D	d (mm)	d/D	D (mm)	d (mm)	d/D
3	0.3	0.1			30	0.3	0.010
4	0.4	0.1				0.4	0.013
6	0.6	0.1				0.6	0.020
10	1.0	0.1	0.3	0.030		1.0	0.033
			0.6	0.060		1.5	0.050
15	1.5	0.1				2.0	0.066
20	2.0	0.1	0.3	0.015		3.0	0.100
			0.6	0.030		5.0	0.167
30	3.0	0.1					

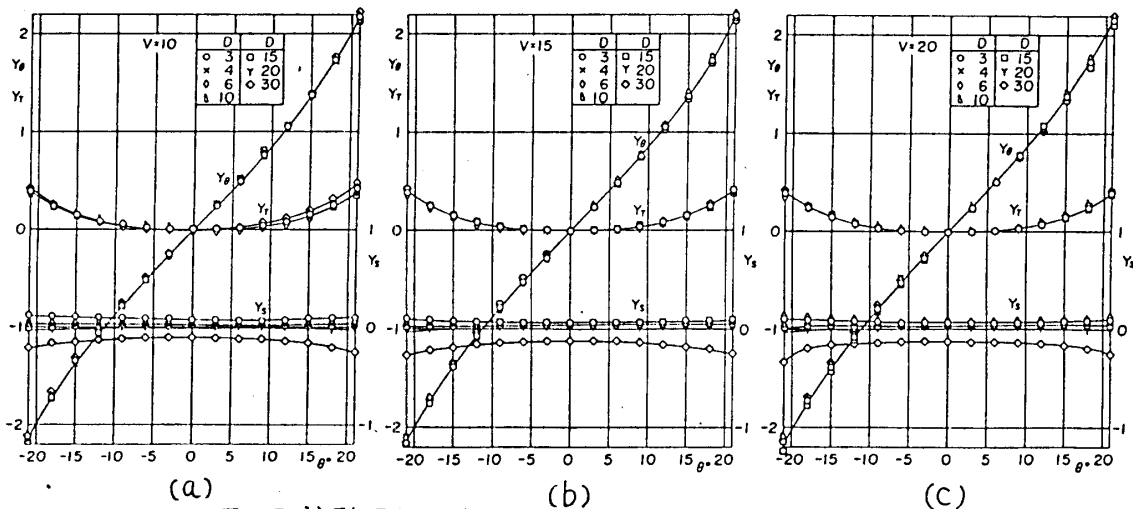
第1表
供試円柱型風向風速計寸法

$$\text{但し, } K = \frac{1}{2} \{ (P_A - P_B) + (P_A - P_C) \} \quad (5)$$

$$\text{また, } 1 + Y_T = Y_S + Y_V \quad (6)$$

という関係があるので、以下 Y_V に関しては特にふれないことにする。

$d/D = 0.1$ に製作した 7 種類の基本形について、外径をパラメーターとして風速値を 10 m/s 及び 20 m/s と変化させたときの yaw angle θ に対する諸係数を第 3 図 (a) ~ (c) に示す。この結果によると、 Y_θ と Y_T は $\theta \leq \pm 15^\circ$ の範囲にわたってほぼ 1 本の曲線になる。従って風速及び外径に無関係と考えて差支えない。直接実験はしていないが、乱れの影響は B 孔及び C 孔に対し同等にあらわれられると思われるので、 Y_θ に対する影響は殆んどない。又、 $P_T \div P_A$ より Y_T に対する影響は無視できよう。 Y_θ については風速による影響は殆んどないが、 D と共に Y_S が減少の傾向を示し、その変化は無視できない。

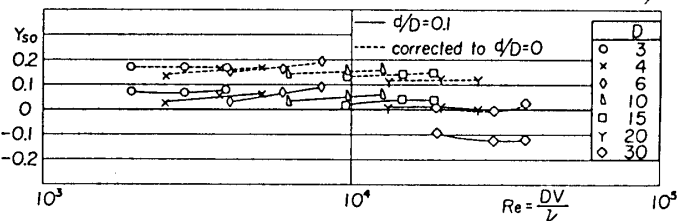


第 3 図 円柱型風向風速計の特性 ($d/D = 0.1$, $\theta_R = 40^\circ$)

4.2 静圧係数とレイノルズ数

静圧係数に問題があることがはっきりしたので、これについて追及することにする。

第 4 図に Y_{so} と Re 数の関係を D をパラメーターにして示す (図中の実線)。ここで 1 本の曲線上の 3 点は左から $V = 10, 15$ 及び 20 m/s における値を示す。



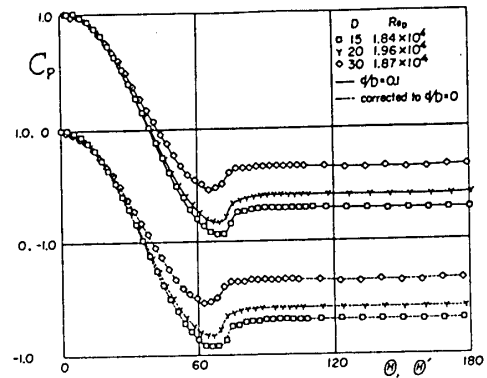
第 4 図 静圧係数のレイノルズ数による影響 ($\theta_R = 40^\circ$)
 Y_{so} は $\theta = 0^\circ$ における Y_S の値である。この図から Y_{so} の特性として単なる Re 数によってはまとめられないことがわかる。特に $D = 30$ は極端に他との違いがある。

4.3 円柱表面圧力分布

前項において $Re = 1.9 \times 10^3 \sim 3.7 \times 10^4$ の範囲で Y_{so} は Re 数のみに依存せず、 D などによっても変化することが明らかになった。 Y_S など 4 係数は円柱表面上互に θ_R の間隔に設けられた 3 圧力孔から得られる圧力を用いて (1) ~ (5) 式から算出されるので、 Y_S の D による影響は当然円柱表面圧力分布の相違に起因している筈である。 Re 数がほぼ同一であ

る $Re = 1.84 \times 10^4 \sim 1.96 \times 10^4$ における D による表面圧力分布の変化は、第5図の実線のようになる。一般的に採用されている圧力孔間隔角度 Θ_r は $35^\circ \sim 45^\circ$ 程度の範囲であり、この付近でも D による C_p の差が生じているが認められ、また、これらのカーブで特徴的なこととして背圧部には更に著しい D による影響がある。

この問題を考えていくにあたって、 d と D の関係処理しておく必要がある。即ち、 d/D の値が種々な場合にも円柱上の正しい圧力が求められるべきである。

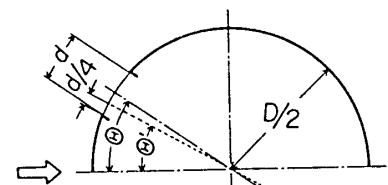


第5図 円柱外径と表面圧力分布

壁面圧力孔寸法の測定圧力に及ぼす影響については、従来多くの研究結果^{(4),(5),(7),(9)}があり、更に解説^{(10),(11)}もある。ここでは Thom⁽⁷⁾による補正方法を用いてみた。この方法は第6図に示すように円柱表面角度位置 Θ にある孔の示す圧力は、 $d/4$ だけ孔中心より前面に寄った角度位置 Θ' の圧力と考えるべきであるとして、次の補正式を与えている。

$$\Theta' = \Theta - \frac{90}{\pi} \left(\frac{d}{D} \right) \quad (^\circ) \quad (7)$$

d の寸法による円柱表面圧力分に及ぼす影響を調べるために、 $D = 30$ の円柱に8種類の圧力孔を設けて行った結果を第7図(a)に示し、(7)式で補正した結果を同図(b)に示す。(b)によると $\Theta = 60^\circ$ 付近で大口径 $d = 5$ ($d/D = 0.165$) の場合に補正が十分なされていないと思われる部分もあるが、他はかなり適切に補正されたとみてよい。

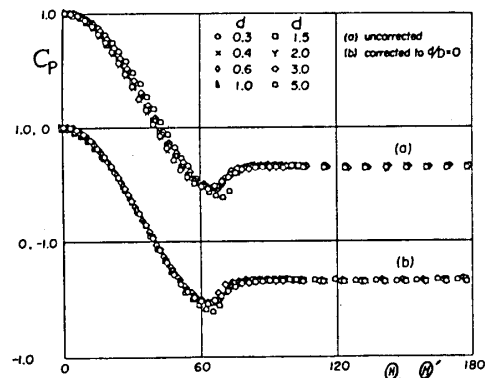


Θ : peripheral angle

$\Theta' = \Theta - \frac{90}{\pi} \left(\frac{d}{D} \right)$

d, D : hole dia. and outer dia. of the cylinder

第6図 圧力孔寸法に対する補正 (Thom⁽⁷⁾)



第7図 円柱表面圧力分布 ($D=30, V=15$)

4.4 静圧係数と背圧

Roshko⁽¹²⁾によると円柱の Re 数に対する抗力係数 C_D の変化は、背圧係数 C_{pb} の Re 数による変化と密接な関係があると指摘されている。即ち、 $Re \approx 1.0 \times 10^5$ 付近より $4.0 \sim 5.0 \times 10^5$ にかけて C_D は約

1.2 から 0.3 程度に迄、また C_{pb} は約 -1.1 から -0.2 程度に迄変化している。これは臨界領域における場合であり、本研究における Re 数 $1.9 \times 10^3 \sim 3.7 \times 10^4$ との違いがあって直ちに対応させることができないが、 C_D と C_{pb} の Re 数に対する変化の類似性をうかがわせる。

一方、有江・木谷等⁽¹⁴⁾は Re 数 $7.9 \times 10^3 \sim 5.4 \times 10^4$ において円柱の流体力学的性質に及ぼす主流の乱れの強さと乱れのスケールを系統的に変えて、円柱の背圧、抗力及びせん断層の挙動を調べている。これによると、詳しいデータをもとに主流の乱れが円柱表面

圧力分布(特に背圧)に影響を及ぼしていると報告されている(第8図(a), (b))。

本実験においては乱れの影響の詳細を調べることはできないが、一様流の風速の場合の乱れ度 $(\overline{v_x^2})^{1/2}/V$ はそれぞれ0.0055, 0.0030, 0.0025 程度である。これについてみるために、第9図に種々のDで風速を変化させた(乱れ度を変化)場合の圧力分布を参考に示す。これにより乱れ度によって背圧の変化はみられるが、その変化の様子はDによってまちまちである。文献(14)は主流乱れが特に背圧に著しい影響を及ぼしているとしているが、背圧のみでなく円柱前面部分の圧力にも変化が生じている筈であり、その圧力より算出される γ_{so} と背圧との間に一定の関係が存在するのではないかと予想される。

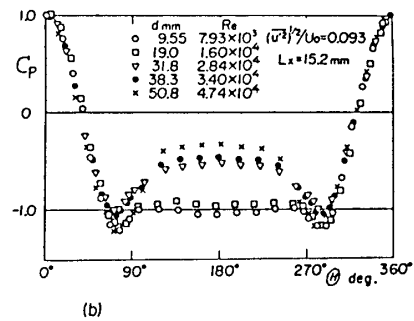
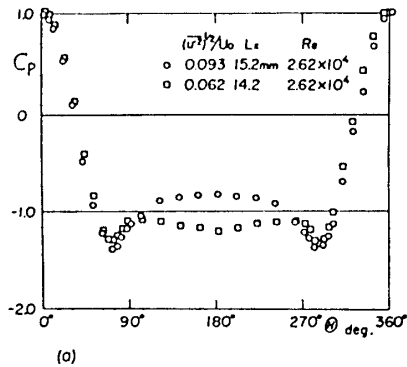
4.5 影響に対する補正

本研究においては実用性に重点を置いて、できる限り便利なデータ処理方法を見出すことを目標としている。 d/D , 主流乱れその他の影響要因を一括して含めてこれらによる影響を除外することができれば好都合である。そこで4.3の方法で $d=0$ の場合に補正した後、 γ_{so} と C_{pb} の関係を調べる。

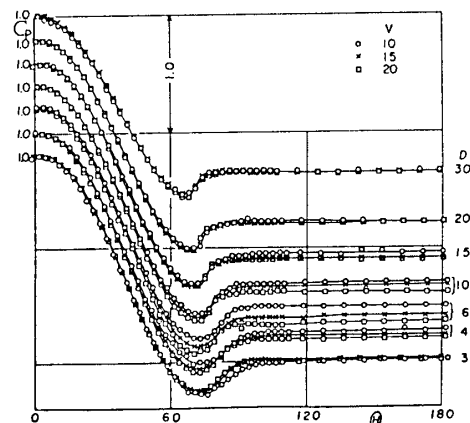
円柱型面圧力分布は剥離点より後では一定の圧力になるが、こゝでは前方定点より後方 180° の点の圧力 P_R を用いて背圧係数 C_{PR} を定義する。

$$\overline{C}_{PR} = (P_R - P_\infty) / K \quad (8)$$

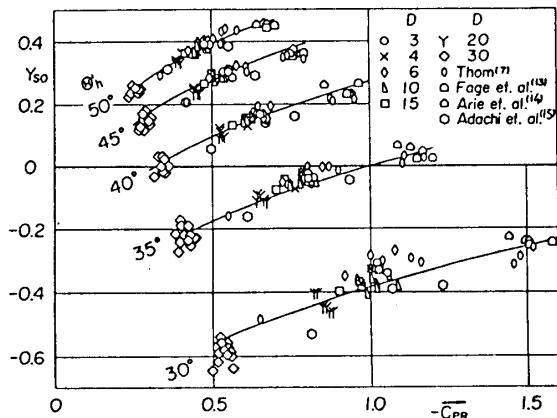
γ_{so} と $\overline{C}_{PR}$ の関係を θ_R' をパラメーターとして第10図に示す。この図には我々の実験のみでなく合わせてThom⁽⁷⁾, Fage-Falkner⁽¹³⁾, 有江・木谷等⁽¹⁴⁾, 及び安達・加藤⁽¹⁵⁾による円柱表面圧力分布を用いて算出した結果も同時に示してある(こゝに引用したデータは風洞壁の円柱まわりの流れに及ぼす影響を無視できる blockage ratio が0.1以下であるものを選定した)。第10図において θ_R'



第8図 円柱表面圧力分布に及ぼす乱れ度, 乱れのスケール効果 (有江・木谷ほか⁽¹⁴⁾による)



第9図 円柱表面圧力分布($d/D=0.1$)



第10図 種々な円柱の静圧係数と背圧係数

$=30^\circ$ の場合を除いて他はほぼ1本のカーブにのると考えることができる。従って円柱型風向風速計に Y_{so} と $\overline{C_{PR}}$ の関係をを用いることにより、 Re 数及び気流乱れなどの影響を一度に取除いた性能を求めることができる。即ち、風向風速計の3孔圧力 P_A 、 P_B 及び P_C と背圧 P_R を測定すれば Y_{so} が得られ、 P_B は(3)式より求まる。但し、こゝで3孔の圧力についてはThomによる方法で d/D 無限小の場合に補正した値を用いる(1風向風速計につき一度補正しておけばよい)。実用上よく用いられる $35^\circ \leq \theta'_k \leq 50^\circ$ の範囲内では次の実験式を用いることができる(第10図中の実線はこの式からの計算値)。

$$Y_{so} = 0.53\sqrt{\overline{C_{PR}} + 0.15} \quad (9) \quad \text{但し、} \alpha = 0.1\sqrt{1460 - (\theta'_k - 55.7)^2} - 3.7$$

θ'_k は製作された風向風速計について既に決まっている値であり、結局 α は風向風速計固有の値である。従って Y_{so} は実質的には(9)式に示すように $\overline{C_{PR}}$ のみの関数となる。(8)式から明らかなように $\overline{C_{PR}}$ はこれから求めるべき未知の P_B を含むので、逐次近似によって求めるなければならない。

5. 結論

Re 数が $1.9 \times 10^3 \sim 3.7 \times 10^4$ の範囲で幾何学的に相似に製作した7種類の3孔式円柱型風向風速計の特性を求め、また他の著者の論文も参考にして流れの状態と寸法の影響を調べ、これに対する補正方法を考え、以下に結論を得た。

1. 幾何学的に相似な風向風速計の方向係数 Y_θ 及び総圧係数 Y_T は、3孔圧力の互になす角 θ'_k が一般に用いられる 40° 付近であれば、 d/D 、 Re 数及びその他の影響は殆んどなく、日の広い範囲で1本の曲線に代表できる。
2. 静圧係数 Y_{so} は D 及び主流の乱れによりかなり変化を生ずるが、 Y_{so} と背圧係数 $\overline{C_{PR}}$ との相互関係に着目して $35^\circ \leq \theta'_k \leq 50^\circ$ の範囲で実験式を導き、これによりかなりの精度で求めることができる。

本研究の遂行にあたり有益な議論及び文献の紹介をいただいた鳥取大学吉野章男教授、実験に協力された学生大石幸秀君(現、日産自動車)及び円柱ほの精密工作にて下さった名古屋大学小塚良昭技官に深く感謝の意を表します。

参考文献 (1) 大塚, 比呂: 円柱型風向風速計の傾斜特性, 運輸技研報告, 5-9, 1955 (2) 大塚, 橋本, 二日市ほか: 高亜音速における円柱形風向風速計の傾斜特性(そのI, 傾斜角 $\alpha=0^\circ$), 航字誌 19-210, 1971/7 (3) 大塚, 橋本, 二日市ほか: 同前(そのII, 傾斜角のある場合), 航字誌 21-233, 1973/6 (4) 沼知: 水流の速さ, 方向及び静圧を測定し得る円筒ピトー管(第1, 2報), 機誌 34-171, 175, 昭6, 7 (5) 井伊谷: 円筒ピトー管に関する一寄与, 名大工報告 Ⅲ-1, 1950, Ⅲ-2, 1951 (6) 石原, 平山: 流速の簡単な測定法, 生産研究 2, 昭26 (7) Thom, A: An investigation of fluid flow in two dimensions, ARC R&M NO.1194, Nov.1928 (8) Shaw, R: The influence of hole dimensions on static pressure measurements, J. Fluid Mech. 7-4, Apr. 1960 (9) 宮津: 圧力測定に用いる壁孔の示圧に及ぼす影響, 機誌 39-233, 昭11/9 (10) 村上: 流体機軸計測上の問題点, ターボ機 4-4, 1976/4 (11) 石川: ピトー管方式による空気流測定, 内燃機 15-175~177, 1976 (12) Roshko, A: Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Re Number, J. Fluid Mech. 10-3, May 1961 (13) Fage, A & Falkner, G.C.: Further experiments on the flow around a circular cylinder, ARC R&M, NO.1369 (14) 有江, 木谷ほか: 円柱の流体力学的特性に及ぼす主流乱れの影響, 機論 B 46-408, 昭55/8 (15) 安達, 加藤: せん断流中におかれた円柱近傍の流れ, 航字誌 23-256, 1975/5

山中 国雅 佐藤 幸徳 *藤 秀実

(石川島播磨重工業㈱)

1. まえがき

エアブラスト型燃料噴射弁の噴霧特性、即ち微粒化特性および燃料分散分布特性は燃焼性能に影響すると考えられる。著者らはそれらの影響について調べることを最終目的として、まず既報⁽¹⁾において微粒化用空気を燃料噴射弁内側通路に直進流として導入する構造を有するエアブラスト型燃料噴射弁を使用して、燃料噴射弁内側通路出口径と噴霧特性との関連について報告した。

ここでは燃料噴射弁内側通路出口径を一定として微粒化用空気を燃料噴射弁内側通路に直進流としてだけでなく、旋回流や両者の合成流として導入できるエアブラスト型燃料噴射弁を使用して、それら空気導入法と噴霧特性および燃焼性能のうち排煙および吹消え性能との関連について調べるため、噴霧特性実験および燃焼実験を行ったので報告する。

なお燃料噴射弁内側通路への空気導入法を定量化するため燃料噴射弁形状パラメータ S を導入し、このパラメータ S を用いて噴霧特性および排煙、吹消え性能を整理した。

2. 供試燃料噴射弁

供試燃料噴射弁の構造を図1に示す。微粒化用空気は燃料噴射弁外側旋回器を通るのと、燃料噴射弁内側通路を通るのに分かれる。内側通路を通る微粒化用空気は更に2つの導入口から通路内に導入される。導入口①からは内側通路に直進流として導入され、また導入口②からは内側通路に接線状に導入される。この導入口①あるいは②から導入される微粒化用空気量の割合により、内側通路内を流れる微粒化用空気が直進流や旋回

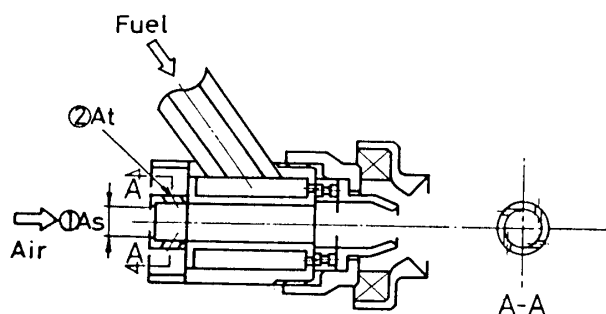


図1. 供試燃料噴射弁

流あるいは両者の合成流となり得る。この燃料噴射弁内側通路への微粒化用空気の導入法を定量化するため、式(1)で定義する燃料噴射弁形状パラメータ S を導入する。

$$S = \frac{A_t}{(A_t + A_s)} \quad (1)$$

A_t , A_s はそれぞれ図 1 に示す面積を表わす。

$S = 0$ の時は $A_t = 0$ であり、微粒化用空気はすべて導入口①より直進流として導入されることを、 $S = 1$ の時は $A_s = 0$ であり、微粒化用空気はすべて導入口②より旋回流として導入されることを示す。

3. 実験

3. 1. 噴霧特性実験

燃料噴射弁形状パラメータ S と噴霧特性との関連を調べるため、燃料分散分布および燃料噴霧粒径の測定を行った。

3. 1. 1. 実験装置

図 2 に燃料分散分布実験装置を示す。微粒化用空気および燃料はそれぞれタービンフローメータにて計量されて、共に燃料噴射弁に供給される。燃料分散分布は燃料噴射弁から距離 $X = 90 \text{ mm}$ の位置に採取管を置き、半径方向流量分布を計測した。燃料噴霧粒径測定実験装置は図 3 に示すが、粒径はフランホーヘル回折を利用した粒子径測定器 (Malvern 社製) にて測定した。

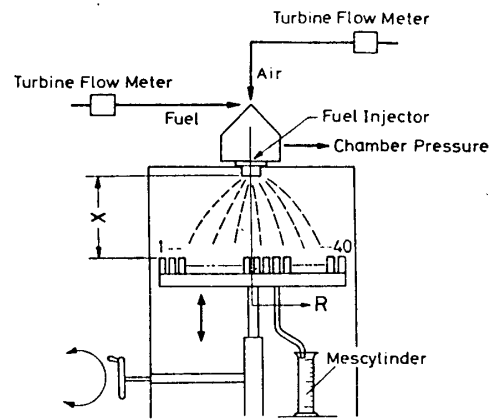


図 2. 燃料分散分布測定装置

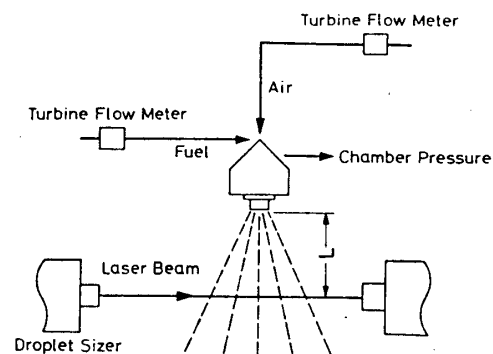


図 3. 燃料噴霧粒径測定装置

3. 1. 2. 供試体および実験条件

供試噴射弁は図 1 に示すものを

用い、式(1)にて定義した燃料噴射弁形状パラメータ S がそれぞれ 0, 0.5 および 1 となる 3 種類について調べた。作動流体として水を用い、考えている航空用ガスタービンの作動条件をもとにして、燃料分散分布測定では燃料流量 $W_f = 13 \text{ l/h}$, 空気流量 $W_a = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ とし、燃料噴霧粒径測定では $W_f = 13 \text{ l/h}$, $W_a = 4 \sim 12 \text{ m}^3/\text{h}$ の範囲で行った。

3. 1. 3. 実験結果および考察

図 4 には燃料分散分布測定の結果を示す。横軸は噴射弁中心からの半径方向距離を示し、縦軸はある半径方向位置での燃料流量 $W_{f,r}$ と $W_{f,r}$ の測定総流量 $W_{f,t}$ との割合を示す。これより噴射弁形状パラメータ S により燃料分散分布が変わることがわかる。 $S = 0$ の場合は燃料が燃料噴射弁中央部に集まる分布となる。

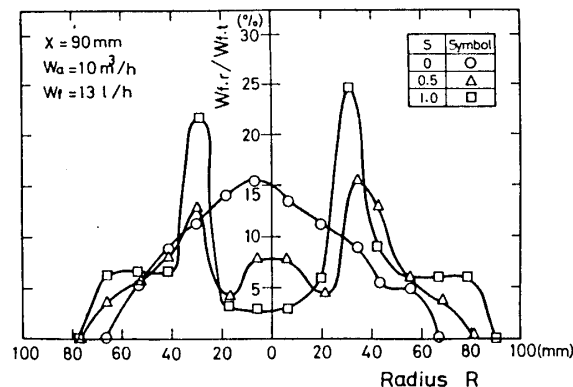


図 4. 燃料分散分布

$S = 1$ の場合は燃料噴射弁中央部には燃料が少なく、中央より離れた点でピーク値をとる。 $S = 0.5$ の場合には、噴射弁中央部に燃料がある程度集まり、中央より離れると一度流量が下り更に離れるとピーク値をとる。噴射弁内側流が直進する $S = 0$ の場合その直進流のため中心部の静圧が下り、このため燃料が引っぱられて中央部に集まり、また $S = 1$ の場合には、内側流に旋回成分があるので、噴射弁内側からの流れが外に向かって拡がり、このため燃料もその流れにのって拡がるためと考えられる。また $S = 0.5$ の場合は燃料噴射弁の中央部では $S = 0$ 即ち直進流の場合の燃料分散分布を、燃料噴射弁中心部から離れると $S = 1$ 即ち旋回流の場合の燃料分散分布に近くなる。このことより $S = 0.5$ の場合は燃料噴射弁内側通路で直進流および旋回流が共存していると推察される。

一方燃料噴霧粒径測定結果を図 5 に示すが、これより S が変わってもザウタ平均粒径はほぼ変わらないことがわかる。これは微粒化に関連する燃料噴射弁内側出口径が一定であるためと考えられる。

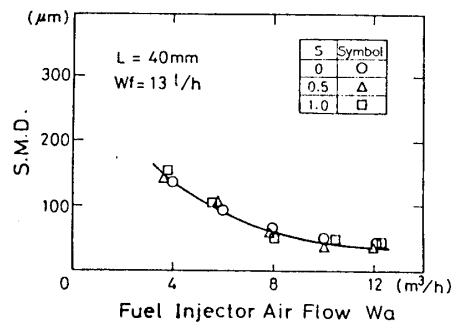


図 5. 燃料噴霧粒径

3.2. 燃焼実験

燃料噴射弁形状パラメータ S と排煙および吹消え性能との関連を調べるため4個のエアブラスト型燃料噴射弁を有する扇型模型を用い排煙および吹消え実験を行った。

3.2.1. 実験装置および計測

図6に燃焼実験装置系統図を示す。

空気は熱交換器により予熱され、オリフィス部で計量されて供試燃焼器に供給される。一方燃料はポンプで加圧され、タービンフローメータにて計量されて後供試燃焼器に供給される。排煙は燃焼器出口部にてサンプリングされ、AIA方式スモークメータにより計量される。吹消え実験は燃焼器入口条件を設定の後、燃料を徐々に絞り、吹消え時の燃料流量を計量した。

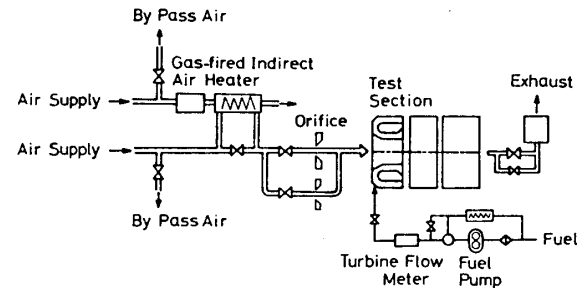


図6. 燃焼実験装置系統図

3.2.2. 供試体および実験条件

供試体を図7に示すが、燃焼器ライナは空気孔が4列で格子状に配置されている。燃料噴射弁は燃料噴射弁形状パラメータ S が0, 0.5 および1の3種類を使用した。排煙実験は燃焼器入口圧力 P_3 が $4 \sim 7 \text{ kg/cm}^2 \text{a}$, 入口温度 T_3 が $443 \sim 543 \text{ K}$, 代表断面風速 V_{ref} が約 20 m/s の範囲で行った。また

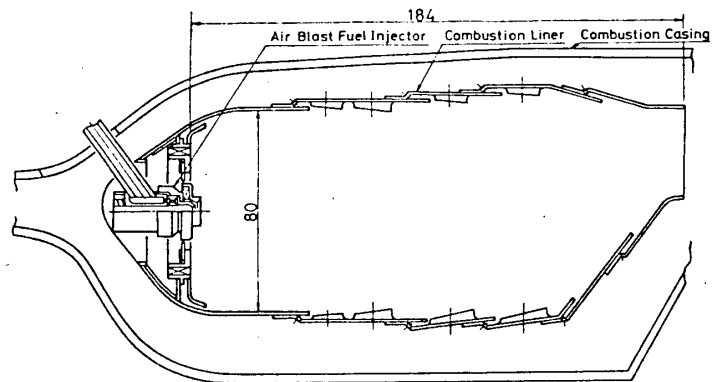


図7. 燃焼実験供試体

吹消え実験は燃焼器入口圧力 P_3 が $2.8 \text{ kg/cm}^2 \text{a}$, 入口温度 T_3 が 313 K , 代表断面風速 V_{ref} が約 $10 \sim 25 \text{ m/s}$ の範囲にて行った。

3.2.3. 実験結果および考察

図8には燃焼器入口圧力 $P_3 = 5.6 \text{ kg/cm}^2 \text{a}$, 入口温度 $T_3 = 503 \text{ K}$ の場合の空燃比 n とスモークナンバの関連を示す。燃料噴射弁形状パラメータ S にかかわらず空燃比 n が

小さくなると、スモーク・ナンバが小さくなる。
これは空燃比が小さくなると、火炎温度が高くなるため、発生したスモークが多く消滅するため等が考えられる。またパラメータ S の違いによりスモーク・ナンバが異なり、 $S = 0$ の時がもっともスモーク・ナンバが高く、 $S = 0.5$, 1 となるにつれて、スモーク・ナンバが低下してくる。

図 9 には燃料噴射弁形状パラメータ S とスモーク・ナンバとの関連を示す。燃焼器入口圧力 P_3 ，入口温度 T_3 および空燃比 n にかかわらず，パラメータ S とスモーク・ナンバには関連があり，パラメータ S が大きくなるとスモーク・ナンバが低下してくる。燃料噴霧粒径測定実験結果によると，図 5 よりパラメータ S が大きくなっても燃料噴霧粒径には変化がみられず，また図 4 より燃料分散分布が変化することから，この燃料分散分布の変化とスモーク・ナンバとの間に関連があると考えられる。燃焼器出口での排煙は燃焼器内部でのスモークの発生量および消滅量の大きさによるものであるから，燃料分散分布の違いがスモークの発生量に関係するのか，消滅量に関係するのかについては，更に燃焼器内部の詳細なススの計測を行う必要がある。

図 10 には燃料噴射弁形状パラメータ $S = 0$ の場合の代表断面風速 V_{ref} と吹消え空燃比との関連を示す。代表断面風速 V_{ref} が 15 m/s 付近で吹消え空燃比が最大となる。

図 11 には燃料噴射弁形状パラメータ S と吹消え空燃比との関連を示す。燃焼器入口圧力 P_3 および入口温度 T_3 は一定にした結果ではあるが，代表断面風速 V_{ref} にかか

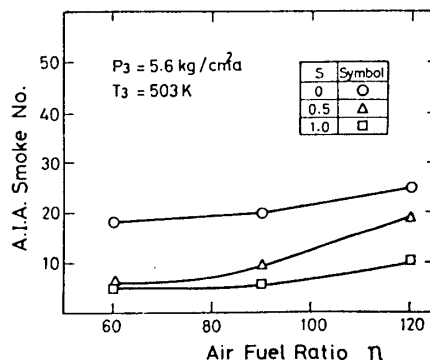


図 8. 空燃比とスモーク・ナンバの関連

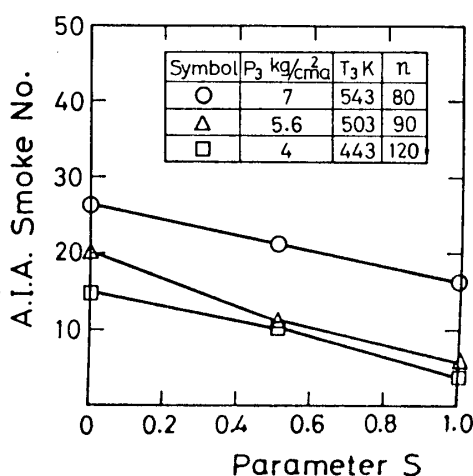


図 9. 燃料噴射弁形状パラメータ S とスモーク・ナンバとの関連

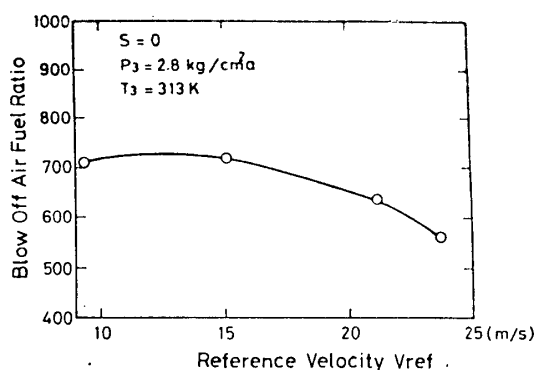


図 10 代表断面風速と吹消え空燃比との関連

わらず、パラメータ S と吹消え空燃比との間には関連があり、パラメータ S が大きくなると、吹消え空燃比が低下してくる。

この原因の 1 つとして、パラメータ $S = 0$ の場合には燃料が噴射弁中央部に集まり、吹消え時にも噴射弁近傍の循環流領域に適当な空燃比となる領域が存在するため、吹消え空燃比が大きくなり得るが、パラメータ S が大きくなるにつれて、燃料が噴射弁近傍から外側に拡がっていくことにより、吹消え時、噴射弁近傍の循環流領域が希薄となるために吹消え空燃比が低下してくると思われる。

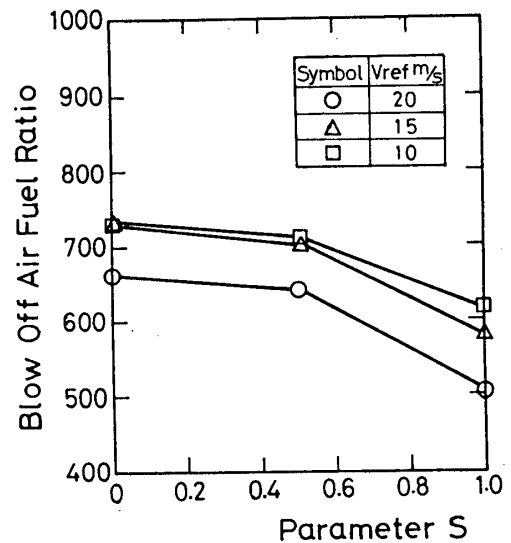


図 11. 燃料噴射弁形状パラメータ S と吹消え空燃比との関連

4. ま と め

燃料の微粒化用空気を燃料噴射弁内側通路に直進流や旋回流あるいは両者の合成流として導入できることを特徴とするエアブラスト型燃料噴射弁を使用して、1) それら導入法と噴霧特性、即ち微粒化特性および燃料分散分布特性との関連と、2) 導入法と燃焼性能のうち排煙および吹消え性能との関連を、燃料噴射弁形状パラメータ S を導入して調べ、次のことがわかった。

- (1) 燃料噴射弁形状パラメータ S の値により燃料分散分布特性は大きく変化する。
パラメータ S が小さいと燃料が噴射弁中央部に集まり、 S が大きくなると噴射弁中央部から離れた位置に燃料分散分布のピークがくる。
- (2) 燃料噴射弁形状パラメータ S にかかわらず燃料噴霧粒径は変わらない。
- (3) 燃料噴射弁形状パラメータ S と排煙および吹消え性能とは関連がある。パラメータ S が大きくなると、スモーク・ナンバは低下してき、一方吹消え空燃比も低下してくる。

参考文献

- (1) 山中、佐藤、藤、第 23 回航空原動機に関する講演会講演集 (昭 58), P48~51, 日本航空宇宙学会

燃焼筒内における燃焼場と燃料拡散との関係

* 佐藤 秀之 (慶大院)
 中村 直 (慶大理工)
 川口 修 (慶大理工)

1. はじめに 高負荷連続流燃焼器内における燃焼過程を解明するために、直流缶型燃焼器の上流部をモデル化した燃焼器を試作し、系統的な燃焼実験を行なっている。これまでに、燃焼ガスの組成や温度の時間平均値の燃焼筒内の分布を測定し、作動条件との関係を明らかにした。⁽¹⁾ また燃焼領域におけるイオン濃度分布や燃焼ガスの循環流領域における滞留時間を測定し、燃焼ガス組成、温度の分布等と関連させて燃焼過程について考察してきた。⁽²⁾

しかしながら、燃焼器内における乱流混合場では、局所に存在する成分は時間的に変動しているので、この変動が燃焼場へ影響を及ぼす重要な要因となっていることが考えられるので、燃焼場における燃焼器内の局所的な濃度変動を考慮する必要がある。しかし燃焼場の濃度変動の測定は非常に困難であるので、非燃焼時において時間応答性のすぐれた熱線濃度計⁽³⁾を用いて測定することを試みた。燃焼時と非燃焼時との間には、化学反応による組成の変化のほか、熱膨張による対応位置のずれなどが生ずる。このような点を考慮することができれば、非燃焼場におけるこの種の測定値から燃焼場の予測をすることが可能であると思われる。筆者の一人は、旋回流中の同軸流拡散炎について非燃焼場の濃度とその変動値の測定から燃焼場の予測を試みている。⁽⁴⁾

本報では、連続流燃焼器での燃焼筒内の燃焼場の予測の第一段階として、噴射弁より噴射された燃料ガスの燃焼筒内への拡散の状態を知るために、燃料のかわりにCO₂を噴射し、熱線濃度計⁽³⁾を用いてその燃焼筒内における濃度の時間平均値と変動値を求め、これまでに測定されてきた燃焼時における各種の測定データと関連させて検討したので報告する。

2. 実験装置および実験条件

供試燃焼器は、前報⁽²⁾と同一で、図1に示すように燃焼筒内径φ125の直流缶型で、下流側は排気筒につながっており、ほぼ大気圧燃焼である。燃焼筒の主要部は、火炎の目視観察のほか各種の光学的測定を行な

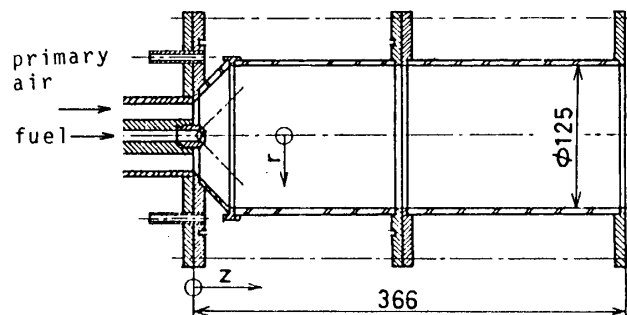


図1 供試燃焼器

うたの、透明石英製である。

供給される一次空気には、燃焼器上流の旋回装置により旋回を与え環状口より流入させた。燃料には、工業用純プロパン ($97\% \text{C}_3\text{H}_8$) を用い、一次空気用環状口の中央部に取り付けた多孔式気体噴射弁 (孔数24, 孔径 $\phi 1$, 噴射角 90°)より噴射した。

一次空気量 $M_{a1} = 43 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (燃焼筒内表流速 $U = 3.15 \text{ m/s}$), 一次空燃比 $M_{a1}/M_f = 15.7$, 旋回度 $S = 1.0$ を基準の条件とした。ただし模擬燃料である CO_2 の拡散に関する実験では, $M_{a1}/M_f = 15.7$ における燃料噴流と同一の運動量となるように CO_2 の流量を設定し, この時の質量流量比を $M_{a1}/M_{a2} (=15.7)$ とした。また旋回の強さの違いによる影響を調べる実験においては, $M_{a1} = 31 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ ($U = 2.5 \text{ m/s}$), $M_{a1}/M_{a2} = 15.7$ に設定して, 旋回度を $0.6 \leq S \leq 2.0$ の範囲で変化させた。

実験に使用した熱線濃度プローブ⁽³⁾を図2に示す。

プローブの出力は定温度型熱線制御装置に接続された後, 確率分析器で出力の確率密度を求め, その結果をマイクロコンピュータで統計処理することにより, 出力電圧の時間平均値と変動値を求めた。そして, この出力電圧の時間平均値と変動値を, 噴射弁から噴射した直後の値で無次元化したものを, それぞれ $\bar{C}$ と C' とした。この場合, $\bar{C}$, C' は各点における CO_2 濃度の時間平均値, 変動値と対応している。なお, 熱線の出力電圧の周波数分析の結果より, 1回のサンプル時間を 3 ms , サンプル数を 2^{10} 個と決めた。

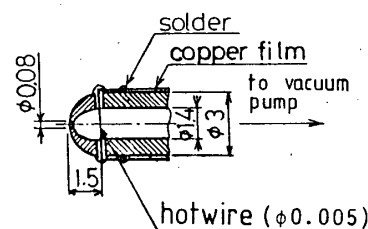


図2 熱線濃度プローブ先端部詳細

燃焼筒内の燃焼ガス中のイオン濃度は, 静電探針により測定されたイオン電流により代表させた。静電探針の主要部を図3に示す。探針は白金線 ($\phi 300 \mu\text{m}$) で, 磁製管先端より 5 mm 突出している。また燃焼器側に直流 18 V を印加し, 探針側を負極とした。イオン電流は増幅した後, 精密電圧計および自乗平均計を用いて測定された。なお, 流れに対する探針の方向性の影響を考慮して, 平均的な流れに対し探針が直交するようにプローブを挿入した。

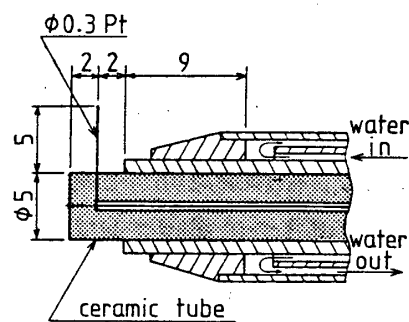


図3 静電探針詳細

3. 実験結果

3.1 基準条件における燃料噴流の拡散 基準条件における CO_2 の噴射による燃焼器内の濃度の時間平均値 $\bar{C}$ および変動値 C' の分布を図4に示す。測定断面は, 軸方向無次元

距離 $z/D = 0.1, 0.2$, 循環流渦中心付近と考えられる断面位置 $z/D = 0.4$, 循環流下流端付近と考えられる断面位置 $z/D = 0.8$ とした。

時間平均濃度の勾配の最も急な位置付近で変動値がピークを示しており、一般的に乱流噴流と同じ性質を有している。各点における CO_2 濃度の変動は、正規分布に近く、ここでは平均値からの標準偏差をもって変動の代表値としている。

CO_2 濃度が各測定断面で最大となる位置を上流から下流へおっていくと、 $z/D = 0.4$ 付近までは、 CO_2 の噴射方向とはほぼ一致している。 CO_2 噴流は下流へ行くにつれ、強い乱れを伴う旋回流中で周囲に拡散し、半径方向の濃度勾配がゆるやかとなり、それとともに濃度変動も半径方向に一様になる。

基準条件における流れ様子をタフトで測定した結果を図5に示す。図4と図5から、 $z/D = 0.1$ の断面において CO_2 濃度の変動値は、噴流と噴射弁背後の流速の遅い流れとが合流する $r/R \approx 0.2$ 付近に小さなピークと、噴流と噴流外側の流速の速い主流とが合流する $r/R \approx 0.35$ 付近に大きなピークを持つ。また中心軸付近においても CO_2 が認められるのは、下流へ流れた CO_2 が循環流に乗って上流へ逆流するためである。 $z/D = 0.2$ の断面において CO_2 濃度の変動値

は、噴流とは逆方向に流れる循環流と噴流とが合流する $r/R \approx 0.35$ 付近に大きなピークを、噴流と同じ方向に流れる主流と噴流とが合流する $r/R \approx 0.6$ 付近に小さいピークを示す。 z/D

$= 0.4$ の断面において

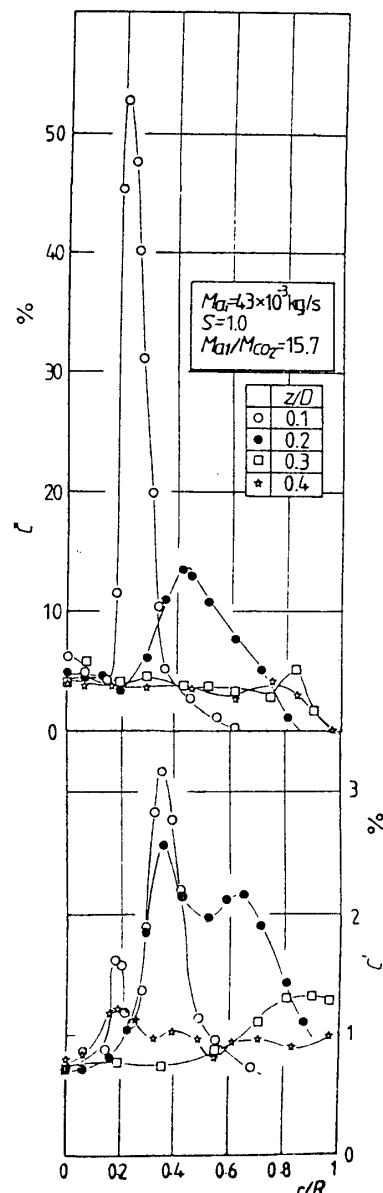


図4 基準条件における噴流媒体(CO_2)の各軸方向断面位置の濃度時間平均値、濃度変動の分布

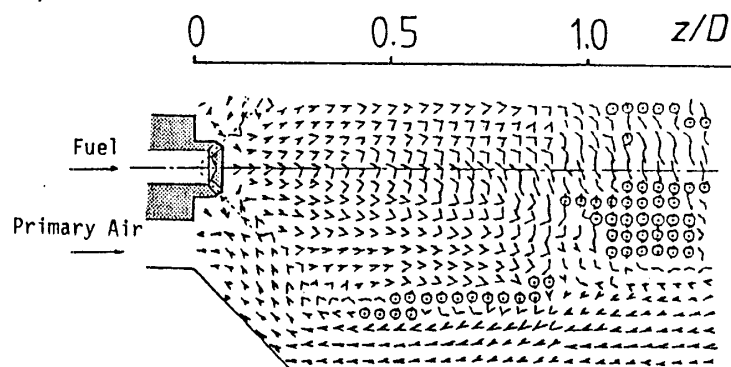


図5 基準条件における通風時の流れ模様 (噴射弁より燃料運動量相当の空気を噴射)

CO₂ の濃度変動は、流速の速い筒壁側では中心軸側に比べ大きな値を示す、 $z/D=0.8$ の断面においてCO₂濃度の変動値は、中心に向かう半径方向流が衝突する下流淀み点付近に相当する $r/R \leq 0.3$ の位置で増加している。

これらの結果を燃焼時のデータと対応させて考えるために、燃焼場のかす組成分布から算出した等局所当量比線図を図6に示す。この図より燃料噴流の経路を推察すると、 $z/D=0.2$ 付近までは、模擬燃料であるCO₂の経路と一致しているが、

それより下流側においては、燃焼時の燃料拡散は中心軸側に入り込んでいる。燃焼時ではかす密度の減少により燃料噴流の貫通度は増大し、さらにかす流速の増加による相対速度の減少によって非燃焼時に比べてきわめて大きくなっている。その結果、非燃焼時に比べ、燃料噴流は下流にまで到達しているものと考えられる。ある断面の局所当量比分布を考えると、分布のピークより筒壁側の勾配は中心側に比して大きいと考えられ、これは後述のイオン電流の測定によっても裏付けされている。非燃焼時には噴射弁よりの噴流は前述のように貫通度が小さく、拡散が早いのでむしろ中心軸側の逆流域において変動が大きくなっている。

3.2 旋回の強さに伴う燃料拡散の変化

$z/D=0.2$ の断面における噴射気体CO₂濃度の時間平均値 $\bar{C}$ 、変動値 C' の分布を旋回度をパラメータとして図7に示す。時間平均濃度は $0.4 \leq r/R \leq 0.6$ の範囲で最大値を取り、旋回度が大きくなるにつれて、最大値をとる半径方向位置は筒壁側に移動し、最大値そのものの値は低くなる傾向を示す。

$S=0.6$ の条件では、噴射気体CO₂の時間平均

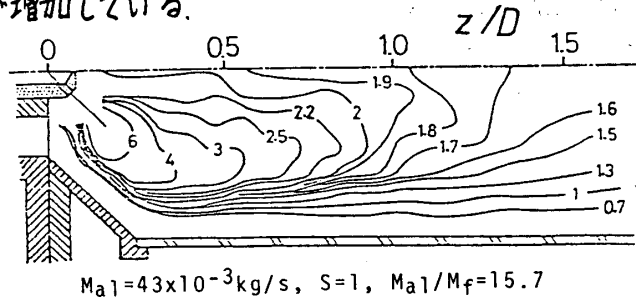


図6 基準条件における燃焼筒内の燃焼ガス組成より算出した等局所当量比線図

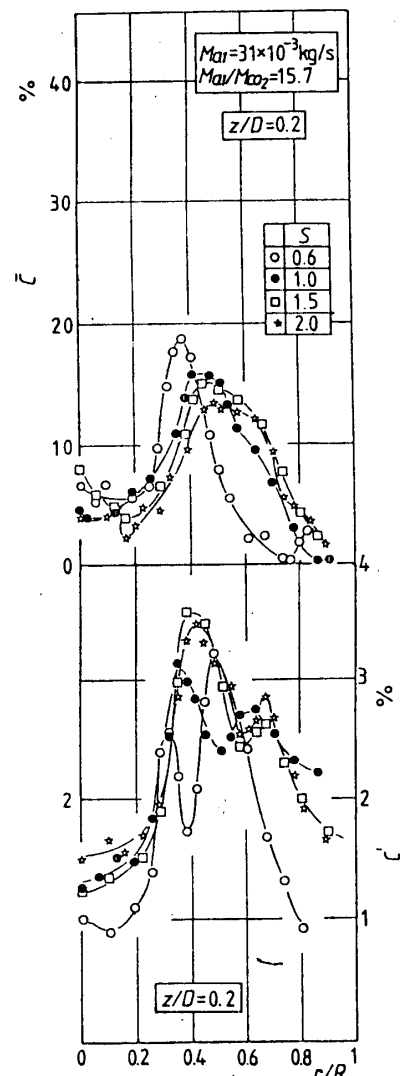


図7 旋回度をパラメータとした $z/D=0.2$ における噴射気体(CO₂)の濃度時間平均値、濃度変動の分布

値の半径方向分布は、ピーク位置より中心軸側の勾配が筒壁側の勾配に比べて低く、2つある変動値のピークも中心軸側の方が高い。しかし $z/D \geq 1.0$ の条件では逆に筒壁側の勾配が中心軸側に比べて低く、2つある変動値のピークでも筒壁側の方が高い。

$z/D=0.2$ における速度分布を推測すると、旋回が弱い場合には、中心軸寄りにピークをもつような鞍形分布となり、旋回が強まるにしたがってそのピーク値は筒壁側に移行すると思われる。 CO_2 噴流の運動量および噴射方向は常に一定であるので、旋回の弱い場合には噴射直後に空気流の強い影響を受ける。一方、旋回の強い場合には空気流は筒壁付近にかたよるので、噴流の外側はその影響をあまり受けず、噴流の内側において逆流してくる流れによる影響を強く受ける。これらのことが、図7に示された濃度変動において、旋回の強さによる変化の傾向に現れている。

$z/D=0.4$ における噴射気体 CO_2 の $\bar{c}$, c' の半径方向分布を図8に示す。この断面では時間平均濃度は、旋回の強さにかかわらず、ほぼ半径方向一様な分布を示す。一方濃度変動は筒壁付近において、旋回度が大きい値になるにしたがって小さな値を示す。このことは、旋回度が小さい場合には、筒壁付近での速度が小さく、速度勾配もゆるやかであるので、噴射気体と空気との混合気場のスケールは大きく、筒壁付近で測定される濃度変動も大きな値を示す。しかしながら、旋回が強まると筒壁付近の速度は増大し、速度勾配も大きくなるので、噴流の混合は十分におこなわれ、混合気場のスケールも小さくなり、測定される濃度変動も小さな値を示す。

これらの結果を燃焼場と対応させて考えるために、燃焼場の反応活性を示すとされるイオン濃度をイオン電流として測定した。旋回度を変化させた場合の $z/D=0.4$ の断面におけるイオン電流値の時間平均値と変動値の半径方向分布を図9に示す。

旋回度が小さい $SS \leq 0.8$ の条件では、旋回度が大きい条件に比べて循環流領域が下流に存在するため、その上流端が $z/D=0.4$ 付近に存在し、

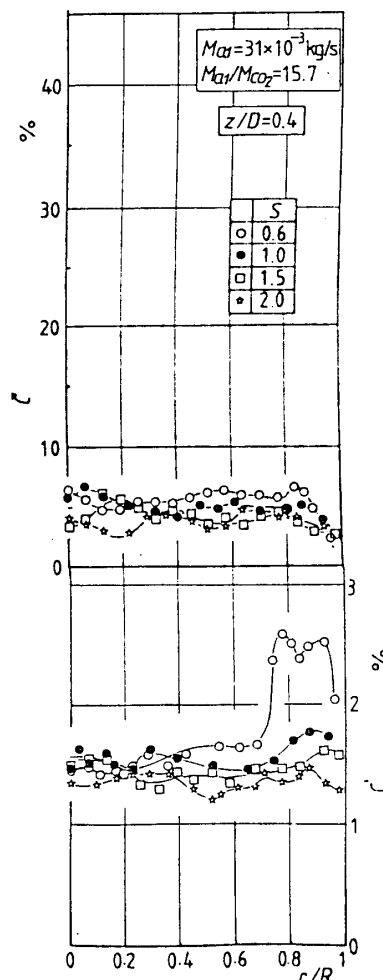


図8 旋回度をパラメータとした $z/D=0.4$ における噴射気体(CO_2)の濃度時間平均値、濃度変動の分布

これによって保持される火炎は下流に位置する。そのため静電プローブは火炎の上流端付近に入り、イオン電流値の時間平均値、変動値が $r/R \leq 0.6$ で高い値を示し、見かけ上活発な燃焼が行なわれているようになる。

さらに旋回の強さを大きく設定すると、逆流領域が上流側へ、また渦中心が筒壁側へ移っていくので、中心軸側ではイオン電流値の時間平均値、変動値は低い値を示しているが、筒壁側においては速度勾配が大きくなり混合がさかんになるので、火炎場のスケールも小さくなり、燃焼が活発となって、イオン電流値の平均値、変動値は高くなる。

実験条件の中で最も旋回の強い $S = 2.0$ の条件では、前述のように燃料がすみやかに周囲気体と混合し活発に反応が行なわれるので、イオン電流の平均値、変動値ともに半径方向全体に高くなる。

これらの結果と前述した非燃焼場での燃料(CO_2)噴流の濃度の時間平均値と変動値を関連させて考えると、燃料噴流と周囲ガスとの混合の不均一性が、乱流拡散燃焼における、時間的、空間的火炎核の不均一性を生じさせ、そのような現象が著しくおこる場所においてイオン濃度変動として現れるものと考えられる。

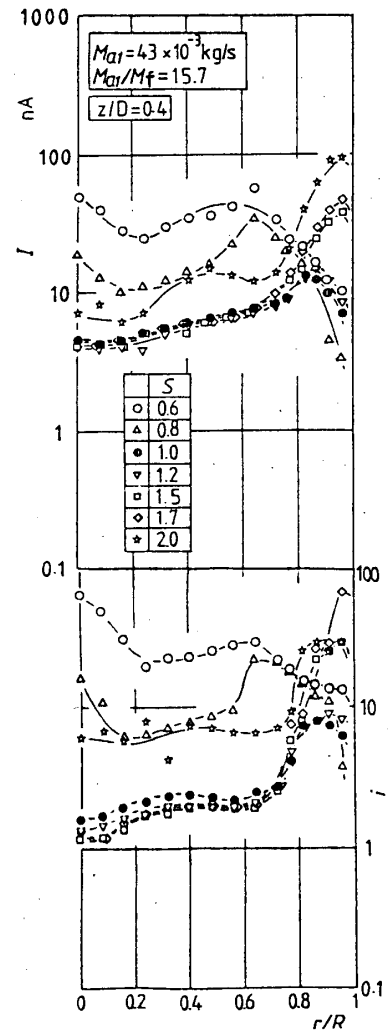


図9 旋回度をパラメータとした $z/D = 0.4$ における燃焼ガス中のイオン電流の平均値、変動値の分布

4 おわりに 等温場において、時間応答性のすぐれた熱線濃度計を用いて燃焼器内各点における噴射気体(CO_2)の拡散状態を局所的な時間平均濃度、濃度変動として測定した。これらのデータから実際の燃焼場を推測したり、あるいは燃焼場の現象を考察する際には、燃焼反応による温度上昇に伴う流れの加速、気体の物性の変化が噴射気体の混合過程に強い影響を与えることを考慮して補正を加えなければならぬ。現在燃焼時の流れ場の計測の準備をしており、詳細なデータが得られれば等温場と燃焼場の対応関係についての考察を加えることができると思われる。

なお本実験は刈田、河合両君(当時本学学生)の協力によるものである。また研究費の一部は谷川熱技術振興基金の研究助成金によった。ここにあわせて謝意を表す。

(参考文献) (1) 伊藤・ほか3名, 機講論, No.804-4, 20. (2) 中村・ほか3名, 第9回G.T.講演論文集, 69. (3) 大西・ほか4名, 日本設計製図学会講演論文集, 79-1, 75. (4) 佐藤・ほか2名, 第18回燃焼シンポジウム, 146.

希薄予混合予蒸発燃焼によるガスタービン 燃焼器からの NO_x 排出低減の研究(第2報)

* 林 茂 堀内正司
斎藤 隆 山田秀志(航技研)

1. まえがき

燃焼器から排出される窒素酸化物(NO_x)の低減には火炎温度を下げるのがもっとも効果的であることはよく知られている。ガスタービン燃焼器においては、排出される NO_x のほとんどが主燃焼領域で生成される。この領域の当量比を1よりもいくぶん小さい希薄側に設定することによって NO_x の排出を低減できることが、実用燃焼器においても実証されている¹⁾。

しかし、従来から広く用いられている噴霧燃焼方式を採用する限り、燃料の空間的分散の一樣化はむづかしく、また液滴が存在するために、巨視的にも、また微視的にも燃料過濃なところが形成されるので、同一の希薄当量比における均質予混合燃焼に比べると NO_x の排出レベルはまだかなり高い。とくに燃料の霧化が劣り、混合の不十分な場合には、希薄化が低 NO_x 化につながらず、燃料1kg当りの排出グラム数で定義される排出指数 $\text{EI}(\text{NO}_x)$ は、燃焼効率の低下の著しいかなりの希薄な条件を除くと、当量比にはほとんど依存しなくなる。

希薄化による NO_x 排出の低減化を大きくするためには、上に述べた混合気の不均質性や非一樣性、不安定性をどこまでかわない範囲で、できる限り減らすことが必要である。そのために燃料噴霧を一次燃焼用空気と予混合し、気化をすすめて燃焼させようとするのが“希薄予混合予蒸発燃焼法”である。もちろん液体燃料を完全に気化させることが望ましいが、二三の制約、とくに自発火のために、実際にはむづかしいように思われる。

常圧条件ではあるが、著者らは、ガスタービン燃焼器の一次燃焼領域に相当する筒形の燃焼器の上流において噴霧と燃焼用空気とを予混合することによって、比較的混合時間が短い場合でも希薄側における $\text{EI}(\text{NO}_x)$ を完全気化予混合条件でのレベルとほとんど同等にまで低くすることが可能なことを示した²⁾。その結果をふまえ、希釈領域を備えた筒型燃焼器模型を用いて、 NO_x 、CO、THCの排出や、燃焼効率と $\text{EI}(\text{NO}_x)$ との関係、ライナ冷却空気のCOおよびTHCの排出への影響を、広い当量比の範囲にわたって調べたので報告する。とうぜんのことながら、作動範囲全体にわたって低 NO_x 排出を実現するためには燃焼領域の当量比と出口当量比を独立に制御することが不可欠であり、そのために燃料のステージングと空気流量比制御が考えられている³⁾。

著者らは可動部のない燃料ステージングのほうか実現性が高いのではまいかと考えているが、他の目的に製作したライナーをそのまま活用するために、混合気供給部のみで空気流量割合を可変とする構造を採用した。

2. 実験装置と方法

実験に用いた筒型燃焼器の概要を図1に示す。この燃焼器の燃料供給部は、二重スローラから流入する空気流中に液体燃料を霧化し、その下流に接続された混合気形成管において燃料の気化をすすめる構造をとっている。混合気形成管の内径は30mm、長さは90mmである。混合気形成管の出口には、コーン状のフレイムホルダが設けられ、その周囲には保炎用のスローラが取付けられている。二重スローラの形状の詳細は文献(4)に示してある。燃焼器は内径102mmの燃焼領域ライナーと、その下流の冷却領域ライナーとに分割される。冷却空気孔は燃焼器上流端面から200mm下流の周上6ヶ所にあけられている。燃焼領域に流入する空気の割合は、混合気形成管上流部に同軸に取付けられた回転式フローコントロールの開度をケーシング外部から変化させたり、冷却空気孔ノズルを取替えることによって変化させることができる。燃焼領域ライナーには逆流フィルム構造と、いわゆるホットウォールタイプのものを用い、冷却空気の排気には影響をあたへた。前者では、一度内壁に衝突した冷却空気は内・外壁間を逆流したのち、燃焼室内壁面上にフィルムを形成する。後者では、すべての冷却空気は外壁にあけた多孔から流入し、内壁に衝突したのち、内・外壁間を流れる冷却領域への冷却空気の流入はない。以下においては前者をFILM、後者をIMPIという記号で表わす。

実験は入口空気温度450, 550, 650Kで行い、燃料には灯油を用いた。燃料の霧化には、主に圧力噴射弁(テラバン社製 2.5 GPH 70°)を用いたが、燃料微粒化の影響をみるために図2に示すエア・ブラスト式の霧化器も使用した。燃焼器内の

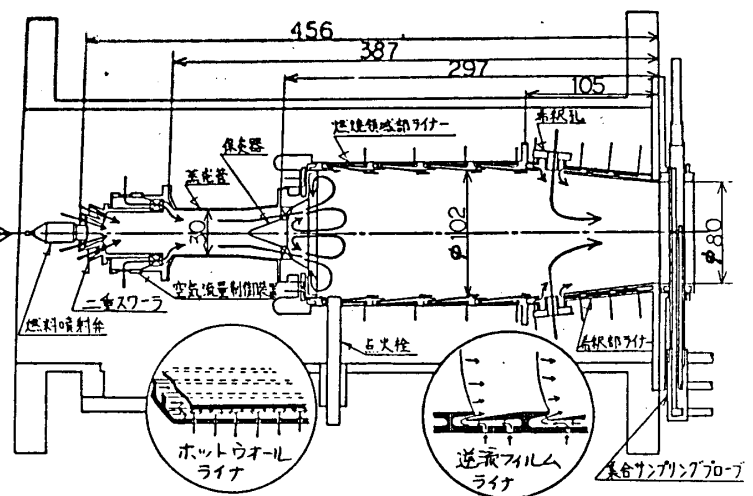


図1 筒型燃焼器模型

はない。以下においては前者をFILM、後者をIMPIという記号で表わす。

実験は入口空気温度450, 550, 650Kで行い、燃料には灯油を用いた。燃料の霧化には、主に圧力噴射弁(テラバン社製 2.5 GPH 70°)を用いたが、燃料微粒化の影響をみるために図2に示すエア・ブラスト式の霧化器も使用した。燃焼器内の

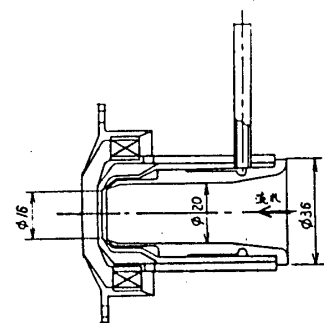


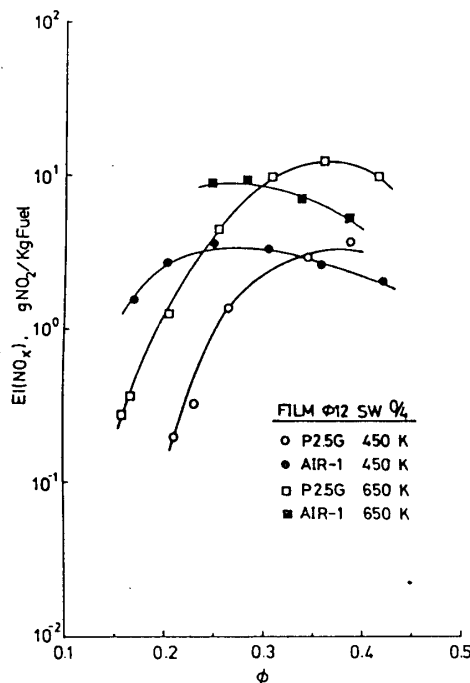
図2 気流霧化器

平均流速は、都合により出口で20m/s になるようにしたので、燃焼領域の滞留時間は、実際の航空用ガスタービン燃焼器の代表的の値の2〜3倍である。

3. 実験結果と考察

噴射弁の影響

噴霧も燃焼用空気と一緒に混合して準一次元バーナで燃焼させた実験によって、混合時間が十分でない場合の希薄側における NO_x の排出特性は霧化の程度に強く依存することが示されている。図3は小型圧力噴射弁と試作した大容量気流噴射器を用いた場合の $\text{EI}(\text{NO}_x)$ と出口当量比 ϕ との関係と比較したものである。入口空気温度650Kでの希薄側のデータが不足しているが、総合的に判断すると圧力噴射弁の $\text{EI}(\text{NO}_x)$ のピークは気流霧化器のものとはほぼ同様か、やや低く、 $\text{EI}(\text{NO}_x)$ の当量比への依存性は圧力噴射弁のほうが強い。



図は省略しているが、空気流入割合の差異を考慮すると、燃焼効率、CO、THCの排出においても、圧力噴射弁のほうがやや秀れている。この圧力噴射弁を用いて水を噴霧した場合の粒径は、レーザ前方散乱法で計測しているが、噴霧差圧5kg/cm²の時にSHD表示で45μmである。いっぽう気流霧化器は、本来、大容量の燃料の霧化を目的として設計されているために、本実験のような微細な燃料流量の範囲では、片よりかまじ、目視でも明らかに霧化はあっていた。この霧化レベルの差が図3の $\text{EI}(\text{NO}_x)$ - ϕ のグラフにおける差異として現われている。

冷却空気の影響

図4は2種類のライナの $\text{EI}(\text{CO})$ と出口当量比との関係と比較したものである。この2種類のライナの冷却空気流量は同じではないために直接比較することはできない。この差異を考慮してフィルム・データの修正を加えて比較(破線)すると、入口空気温度の低い場合には、出口当量比が比較的高い領域においてかなりの差がみとめられるのに対し、入口空気温度の高い条件では $\phi \leq 0.2$ の領域を除くと、ほとんど差がみられない。この差異は燃焼ガス温度の低い条件での冷却空気によるライナ・壁面近傍での反応停止あるいは減速によるものである。これと同様の冷却空気の影響は、THCの排出特性(図5)にも顕著に現われている。入口空気温度450Kにおいては、冷却空気の流入の有・無によって排出指数が2桁も異なる条件のあることが

わかる。このことから、~~低負荷時の希薄燃焼~~における THC と CO の排出低減にセラミックスライナーが有効であると予想される。なお、 NO_x の排出についても上記の空気流入割合の違いを考慮して比較したが、 $\text{EI}(\text{NO}_x)$ への冷却空気流入の影響は無視できる程度であった。

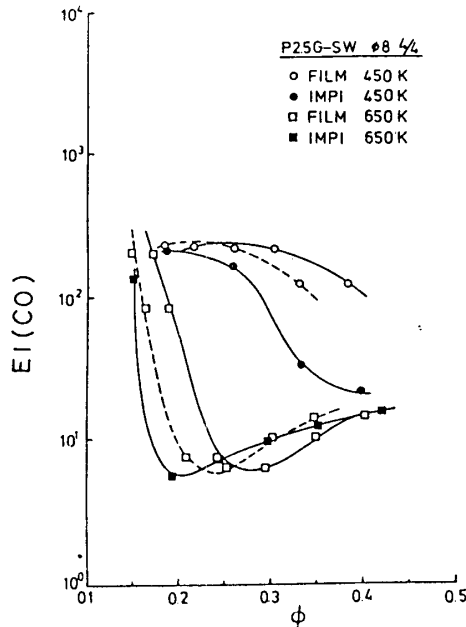


図4. COの排出に及ぼす冷却空気流入の影響

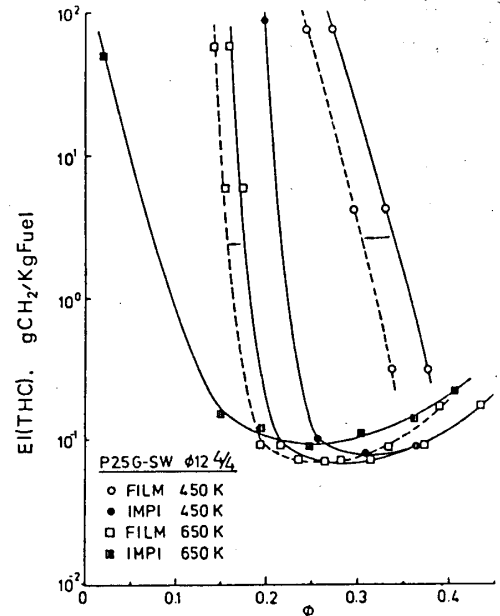


図5. THCの排出に及ぼす冷却空気流入の影響

空気流入割合可変による排気制御

図6は燃焼領域への空気流入割合を変化させた場合に、 NO_x 、CO、THCの排出の出口当量比への依存性がどのように変わっていくかを、FILMの場合について示したものである。フローコントローラの開度 ϕ (4/4)をあげ、また希薄空気孔ノズル径($\phi 0 \sim \phi 12$)を小さくして燃焼領域への空気流入割合を増大するにつれて各排出成分の曲線は出口当量比の大きい方へ移動する。流入割合一定のもとで出口当量比を小さくしてゆくと、CO、THCの排出指数は徐々に小さくなり、 NO_x の排出指数は急激に小さくなる。さらに小さくしてゆくと、COとTHCの排出指数は極小に達したのち急増

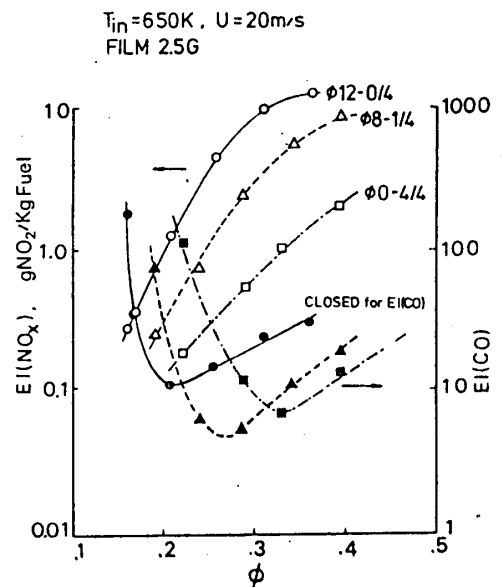


図6(a) 空気流入割合可変によるCO、 NO_x の排出特性の変化

する。 NO_x の排出指数はそのまま単調に低減する。 CO と THC の最小点は、ほぼ同じ当量比にあり、 CO の排出指数を最小にすれば、 THC の排出もほぼ最低になり、燃焼効率も最高となる。 $\text{EI}(\text{CO})=10$ くらいの常圧条件としてはきわめて排出の低い条件での THC と NO_x の排出をみると、前者は0.5以下、後者は1.0以下である。この入口空気温度で常圧条件のリッチプライマリ-燃焼器の $\text{EI}(\text{NO}_x)$ は5程度であるので、十分に低い値ではあるが、滞留時間の短縮によって、多少の燃焼効率の低下を許すならば、 $\text{EI}(\text{NO}_x)=0.3$ 程度にはできると予想される。

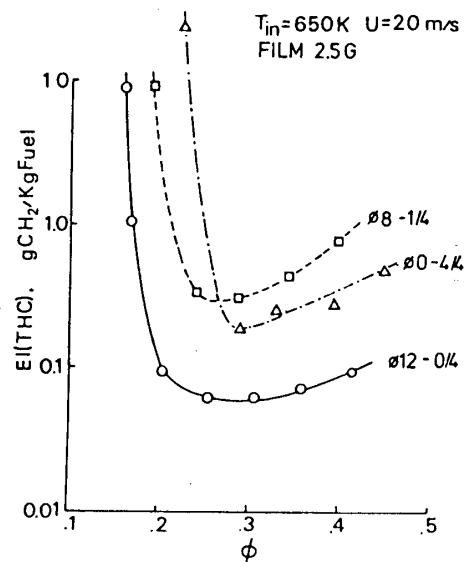


図6(b) 空気流入割合可変による THC の排出特性の変化

図6は NO_x 、 CO 、 THC の排出指数と出口当量比との関係を示しているが、これらの指数と燃焼領域の当量比 ϕ_p との関係を調べてみる。 $\text{EI}(\text{NO}_x)$ を推定した燃焼領域の当量比に対してプロットした例が図7(a)である。この図から明らかになるように、 $\text{EI}(\text{NO}_x)$ は $\phi \approx 1$ の近傍を除くと、ほぼ ϕ_p によって決まる。希薄側における $\text{EI}(\text{NO}_x)$ の当量比に対する依存性の強さは、断熱火炎温度に対する依存性として評価すると、プロパン-空気⁶⁾あるいはイソブタン蒸気-空気混合気⁷⁾と単相円筒状の燃焼器を用いて

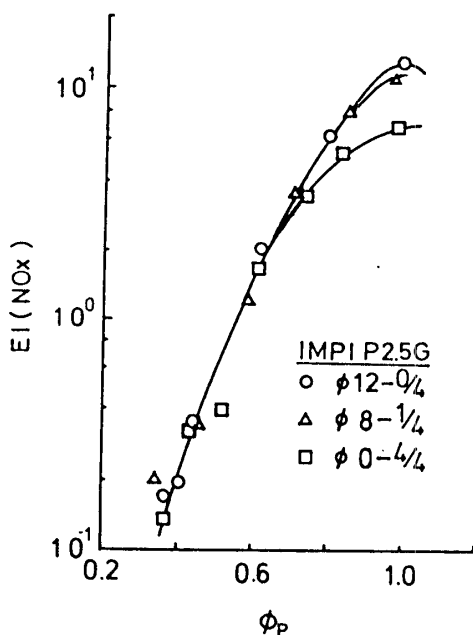


図7(a) 燃焼領域の当量比 ϕ_p と NO_x の排出指数との関係 (入口空気温度650K)

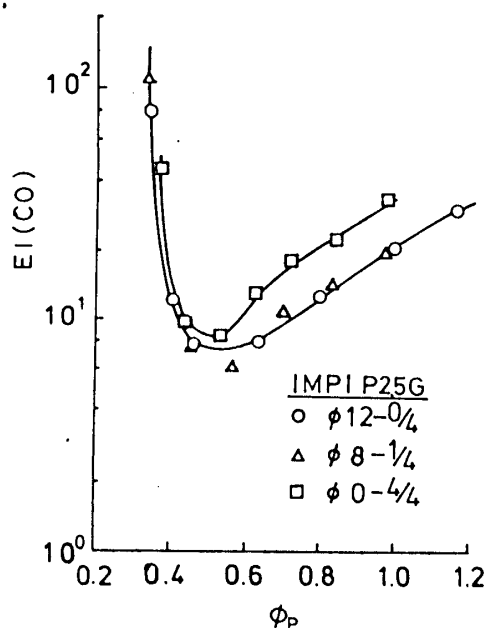


図7(b) 燃焼領域の当量比 ϕ_p と CO の排出指数との関係 (入口空気温度650K)

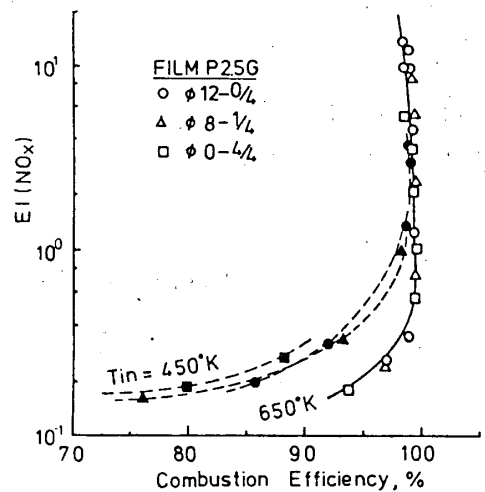
得られた値に等しい。

COの排出についても ϕ_p に対してプロットしておくと(図7(b))希薄側での急激な立ち上りもほとんど一本の曲線で表わされる。この立ち上り点は、当量比約0.4で、燃焼ガス温度では1600Kに相当する。この点よりも当量比が高い条件での排出を比較すると、燃焼領域への空気流入割合のもっとも大きい $\phi=0.44$ の $EI(\text{CO})$ は他の場合の値より高いが、他の場合は同一の値となった。この差異は、図7(a)の $\phi \approx 1$ 付近での $EI(\text{NO}_x)$ の差異と同じく、燃焼領域の滞留時間の違いによるものと考えられる。

THCの排出についても、 $\phi_p \approx 0.4$ 付近での急激な立ち上りは一致し、それよりも燃焼料の多い条件では、流入割合のもっとも小さい場合の排出指数が0.1のレベルで最低であった。

燃焼効率と NO_x の排出との関係

一般に NO_x の排出を抑制するために炎温度を下げる方法をとると、燃焼効率低下やCO、THCの排出増がみられる。どの程度まで NO_x を抑制できるかは、それらとの兼ねあいによる。 $EI(\text{NO}_x)$ と燃焼効率との関係を調べた一例が図8である。入口空気温度450Kでは、 $EI(\text{NO}_x)$ を1以下にすると燃焼効率も著しく低下することを示している。入口空気温度をこれより200°



高い条件では高い燃焼効率を採りながら、 $EI(\text{NO}_x) \approx 0.4$ 程度にまで低減できる。入口空気温度が高いほうが NO_x の排出指数を小さくできる”場合のあることを示しており、通常の噴霧燃焼方式との違いをみることができる。

4. 結論

予混合予蒸発燃焼器において、希薄化による低 NO_x 化のためには霧化レベルの高いことが不可欠であること、空気流入割合可変によってCO、THCの排出を極小に抑え、かつ著しい低 NO_x 化を更現できることを示した。ライナー冷却空気の流入によるCO、THCへの影響は、入口空気温度650Kでは吹き飛び点に近い希薄側に限定されるが、450Kでは $\phi \approx 0.7$ 以下の広い範囲で認められた。

参考文献 1) J. H. Tuttle et al.: PURDU-CL-76-05, (1976), 2) 林他: 第10回ガス7-ピン定期講演会, (1982), 3) E. J. Mularz: AIAA/SAE/ASME 15th Joint Propulsion Conference, No. 78-1318, (1979), 4) 林: NAL TM 470 (1982), 5) 林他: NAL TR 614 (1986) TM 474 (1981), 6) G. Rotte & K. S. Venkatesh: NASA CR-159421 (1978), 7) 林他: 環境保全成果集 (1981),

山中 国雍 佐藤 幸徳 藤 秀実

*中野 静嘉 渡辺 猛

(石川島播磨重工業(株))

1. まえがき

航空用ガスタービンでは高効率化の観点からエンジンサイクル効率を高めるために燃焼器出口温度を上げる傾向にある。これに伴いタービン動翼および静翼の耐久性が問題となっており、燃焼器に対しては燃焼器出口温度分布を厳しく制御する要求が益々増しつつあり、このため燃焼器出口温度分布を予測することが重要な課題となっている。

燃焼器出口温度分布に対する要求は半径方向出口温度分布と出口温度不均一に大別できる。ここでは半径方向出口温度分布のみを対象に考え、かつその出口温度分布を予測するためには、Cox⁽¹⁾が実験的に平行ダクト中では半径方向出口温度分布は希釈空気の軌跡と関連することを示しているので、まず実際の燃焼器の希釈空気の軌跡を求めることが必要である。従って本報告では燃焼器半径方向出口温度分布予測のため、手はじめとして、まず簡便な数値解析により実際の燃焼器の希釈空気の軌跡を求め、更に水の可視化実験によりその数値解析の有効性を調べたので報告する。

2. 数値解析

2. 1. 基礎方程式

図1に燃焼器概略図を示す。

数値解析は燃焼器の希釈領域について行うが、ガスタービン燃焼器の半径方向出口温度分布では特にタービンHub側(内側)の温度分布を下げるのが厳しく要求されるので、内側希釈空気孔からの希釈空気と主流のホットガスとの混合による燃焼器

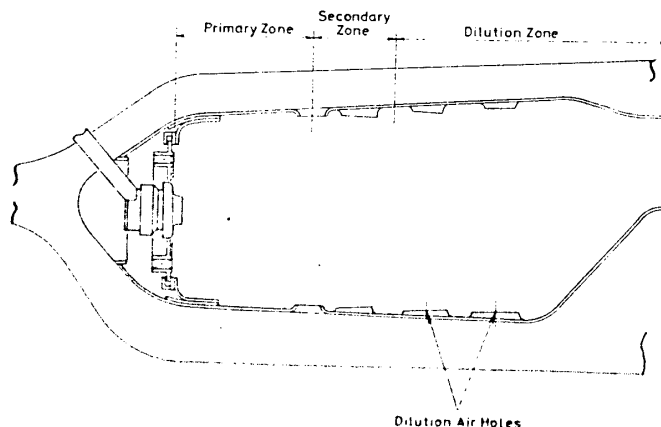


図1. 燃焼器概略図

半径方向温度分布が重要となるので、ここでは内側希釈空気の流れについて行う。

図2に数値解析モデルおよび境界条件について示す。

数値解析を行うにあたり次の

仮定をする。

1) 流れは渦無し、非圧縮 および

等エントロピー流

2) 流体は非粘性

以上より u, v, w は以下で表わせる。

$$U = \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (1)$$

$$V = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (2)$$

$$W = \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (3)$$

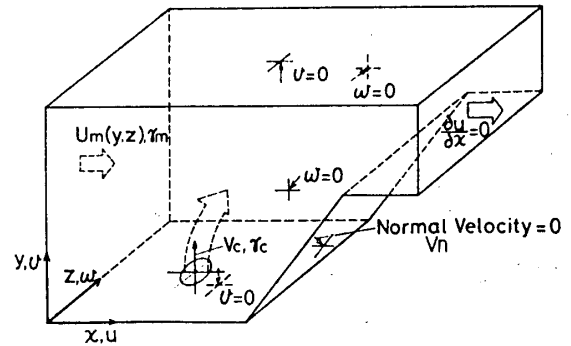


図2. 数値解析モデルおよび境界条件

ここに ϕ は速度ポテンシャルである。

連続の式、運動量保存則および等エントロピーの式より ϕ に対する基礎方程式は式(4)の Laplace 方程式となる。⁽²⁾

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (4)$$

境界条件として次の関係がある。

$$\textcircled{1} \text{ 上流側: } U = \frac{\partial \phi}{\partial x} = U_m(y, z) \quad (5)$$

$$\textcircled{2} \text{ 下流側: } \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = 0 \quad (6)$$

③ 壁面では壁に垂直な速度成分無し

$$\text{即ち } U = 0 \text{ あるいは } W = 0 \text{ あるいは } V_n \text{ (Normal velocity)} = 0 \quad (7)$$

④ 希釈空気の吹出し部

ホットガス U_m の比重量 r_m と希釈空気 V_c の比重量 r_c とは実際のガスタービン燃焼器では異なるが、ここでは等密度で解析するために希釈空気の速度は次式のようにする。

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = V = \frac{r_c}{r_m} V_c \quad (8)$$

2. 2. 差分方程式

図1に示す燃焼器の希釈領域内側希釈空気孔からの希釈空気の軌跡を解析するため、基礎方程式(4)を差分化する。差分化のため図3に示すメッシュ切りを行った。メッシュは立方メッシュであり、燃焼器内側ライナに格子状に設けられた希釈空気孔中心は $(I, J, K) = (4, 1, 6)$ および $(I, J, K) = (8, 1, 6)$ に位置する。

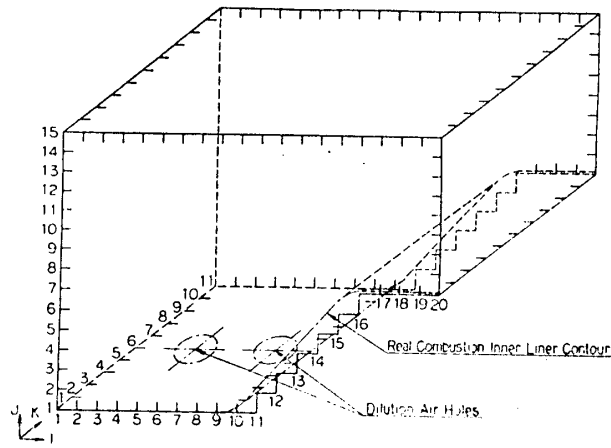


図3 燃焼器希釈部メッシュ切り

基礎方程式を解くため、立方メッシュにおける中心差分法を適用し、逐次緩和法を用いると次の差分方程式を得る。

$$\phi^*(I, J, K) = \frac{1}{6} [\phi^{(n)}(I+1, J, K) + \phi^{(n)}(I-1, J, K) + \phi^{(n)}(I, J+1, K) + \phi^{(n)}(I, J-1, K) + \phi^{(n)}(I, J, K+1) + \phi^{(n)}(I, J, K-1)] \quad (9)$$

$$\phi^{(n+1)}(I, J, K) = \phi^{(n)}(I, J, K) + \Omega [\phi^*(I, J, K) - \phi^{(n)}(I, J, K)] \quad (10)$$

ここに Ω は緩和係数、Suffix(n)および(n+1)はそれぞれn回および(n+1)回目の計算を示し、計算値が収束するまで繰り返し計算を行う。この差分方程式を境界条件のもとで解くが、境界条件は式(5)、(6)、(7)および(8)をそれぞれ差分化する。

3. 計算結果

以下に示す計算結果では特徴的な流れ部分だけを示す。また計算には航空用ガスタービン燃焼器での例として次の値を使用した。

$$U_m(Y, Z) = U_m = 50 \text{ m/s}$$

$$\tau_m = 2.36 \text{ kg/m}^2$$

$$V_c = 100 \text{ m/s}$$

$$\tau_c = 6.3 \text{ kg/m}^2$$

図4にはまず図3に示す図の希釈領域出口部の絞り形状がない平行ダクト中での、希釈空気孔中心断面 $K = 6$ での結果を示す。2列の希釈空気孔からの希釈空気の貫通距離はほぼ同じである。

図3に示すモデルでの流れ計算結果を図5に示す。この場合も2列の希釈空気孔からの希釈空気の貫通距離はほぼ同じである。また絞り部形状の影響が大きく主流がほぼ絞り部壁に平行に流れている。このため2列の希釈空気孔からの希釈空気も、図4に示す平行ダクト中の希釈空気の貫通距離よりも大きくなって来る。

4. 可視化実験

実際の燃焼器の流れ模様をみ解析結果の有効性を調べるため流れの可視化実験を行った。

4. 1. 実験装置および供試体

流れの可視化は作動流体として水を用い、水素気泡法で行った。図6に実験装置系統図を示す。水素気泡を発生させるため供試体入口に電極を配置し、回流水路本体との間に直流電圧1000~2000Vを印加する。照明は1.5KWのハロゲンランプを用い、長さ約250mm、幅約5mmの平行スリット光線にて、図1に示す形状の箱型透明プラスチック製供試模型下部より行った。

4. 2. 実験結果

実験は1列目空気孔位置の燃焼器ケーシング幅で代表した代表断面Re数を約 3×10^4 になる様に水流速を合わせて行った。

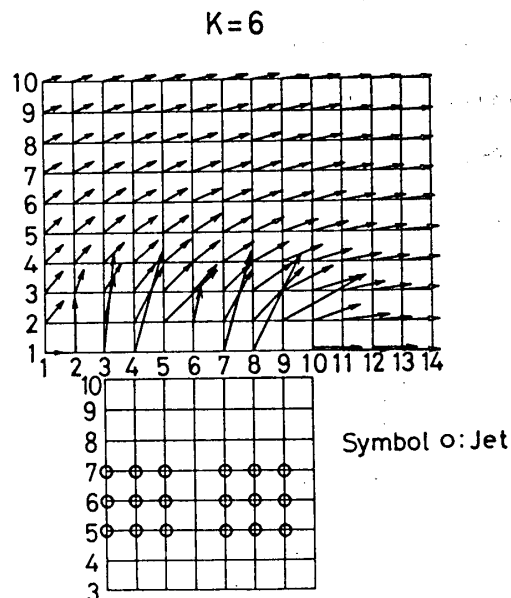


図4 平行ダクト中の流れ計算結果

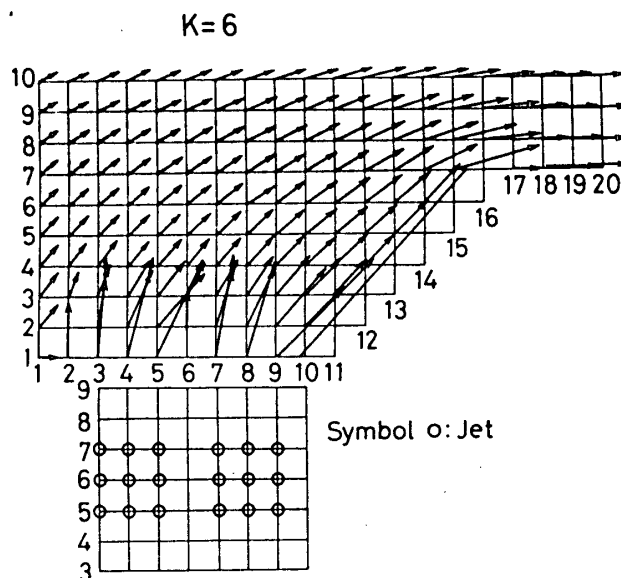


図5 燃焼器希釈部流れ計算結果

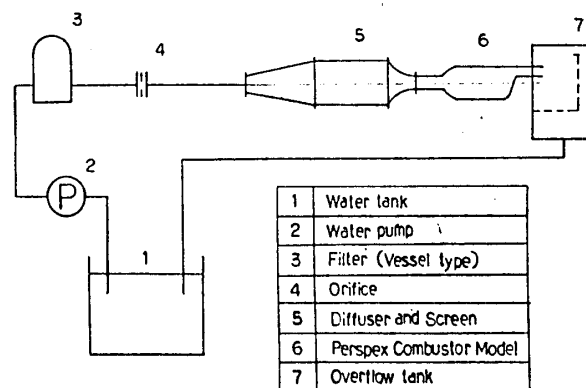


図6 流れの可視化実験系統図

写真1に今問題としている希釈領域の流れ模様を示す。2列の希釈空気孔からの希釈空気の貫通距離はほぼ同じであり，希釈空気の軌跡をみると，ほぼ出口絞り部と平行となっている。

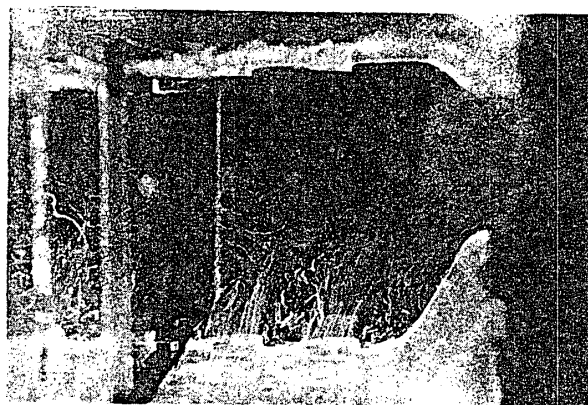


写真1. 希釈部流れの可視化

5. 解析結果の検討

可視化実験より判明した希釈領域内側希釈空気孔からの希釈空気の軌跡を解析結果と合わせたのを図7に示す。

これより渦なし，非粘性および非圧縮性の仮定のもとで，しかも希釈領域内側空気孔からの希釈空気だけを考慮して行った簡便な数値解析によっても希釈部内側希釈空気孔からの希釈空気の軌跡と可視化実験より判明した希釈空気の軌跡とに大差はなく，希釈空気の軌跡を求めるには，数値解析は有効であることがわかる。

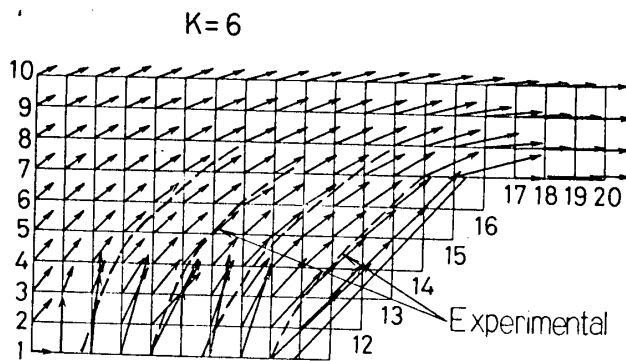


図7. 解析結果と可視化実験結果の比較

6. まとめ

実際の燃焼器出口の半径方向温度分布に関連する希釈空気の軌跡を実際の燃焼器の希釈領域で求めるために簡便な数値解析と，その数値解析の有効性を調べるために，水の可視化実験を行った。

簡便な数値解析より求めた希釈空気の軌跡と可視化実験より判明した希釈空気の軌跡とは良い一致を示し，この数値解析が有効であることがわかった。今後実際の燃焼器出口の半径方向温度分布と希釈空気の軌跡との関連を調べて行く予定である。

参考文献

- 1) Cox G.B. Jr., ASME paper 75-GT-45
- 2) 例えば Liepman H.W., & A. Roshko, Elements of Gasdynamics, 1960, Chapman & Hall

* 前田 福夫 松井 宏 芳根 俊行
藤田 真司 坂入 幸夫 (東京芝浦電気)

1. ま え が き

ガスタービン用燃焼器の特性計算方法(熱流体の特性, NO_x 排出量等)については種々のモデルによる手法が試みられている。これら計算方法は, ガスタービンメーカーまたはユーザにおいて, それぞれ使い易い最も便利な手法が選択され, 目的に応じた使い方がなされていると考えられる。ここでは, 設計解析用としては比較の実用的で便利な方法すなわち「燃焼器全体の一次元計算を行い, 部分的又は局所的に2次元3次元の考慮を加えて評価する方法」のための一次元計算法を作成し, この計算結果と, 実機サイズの試験用燃焼器を用いたメタンガス燃料による大気圧実験結果と比較検討したのでその概要を以下に紹介する。

2. 試験装置

大気圧燃焼試験装置系統図, 概形図を図1, 図2に示す。メタンガス燃料の場合はボンベカードルを交換使用している。空気予熱器は直接燃焼形式の空気加熱方式である。

3. 燃焼器特性計算法

逆流缶型燃焼器を想定するものとして図3に燃焼器内流れの計算モデル概念を示す

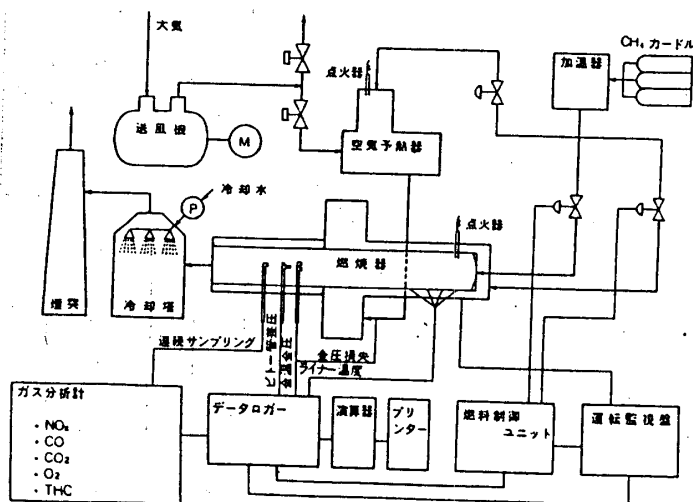


図 1. 燃 焼 試 験 系 統 図

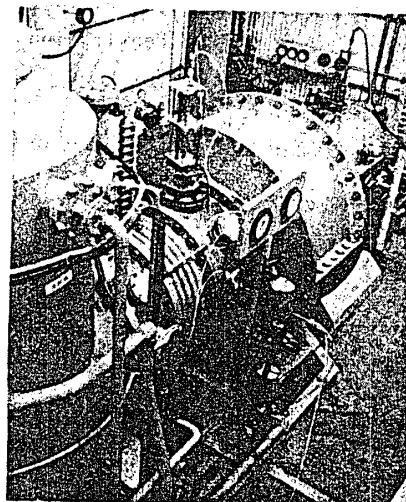


図 2. 概 形 図

本計算法は次の7ケの主要計算部分より構成されている。

1. アニュラス流れの計算
2. スワラ前後の計算
3. 逆流領域の計算
4. フレームチューブの計算 (ガス組成計算含)
5. 内筒壁温分布の計算
6. 外筒壁温分布の計算
7. NO_x等の計算

以上7ケの計算ブロックのフローチャート概要を図4に示す。

3-1 アニュラス流れの計算

熱および質量の出入する摩擦のある一般一次元流として計算するが3-4とほぼ同じ式系ゆえ省略する。但しhole (Penetration Jet, Film Cooling 用 hole 等) より内筒への流入流量 G_h は次式で表わす。

$$G_h = C'_{QN} A_h [2g r_{an} (P_{an} - P_{ft})]^{0.5}$$

ここで $C'_{QN} = C_{QN}^* \cdot f(P_{an}/P_{ft})$ とする。

$f(P_{an}/P_{ft})$ は圧力比 P_{an}/P_{ft} のみの関数とした。

3-2. 3-3 スワラ前後, 逆流領域の計算

式系は3-4と基本的に同様なので詳細は省略する。

逆流領域の計算モデルを図5に示す。逆流領域の形状および取扱い方については種々の例が発表されているが、本計算では(1)のモデルに近い実験経験値を使用している。また燃料, Penetration Jet 等の逆流領域への分配率 K_f, K_{p1}, K_{p2} 等についても経験値を使用している。逆流領域出口 (検査面) 状態量は, 中心部 (逆流部) と外側部の状態量の流量平均値として計算する。

3-4 フレームチューブの計算

ジェット混合モデル内筒内に流入するジェットとしては燃料, 水蒸気 (又は水), Penetration Jet, Film Cooling 用の Wall Jet 等がある。これら各 Jet のフレームチューブ主流への混合形式については種々のモデルが考えられるが、本計算では簡単な次式によるモデルを採用した。(図6参照)。

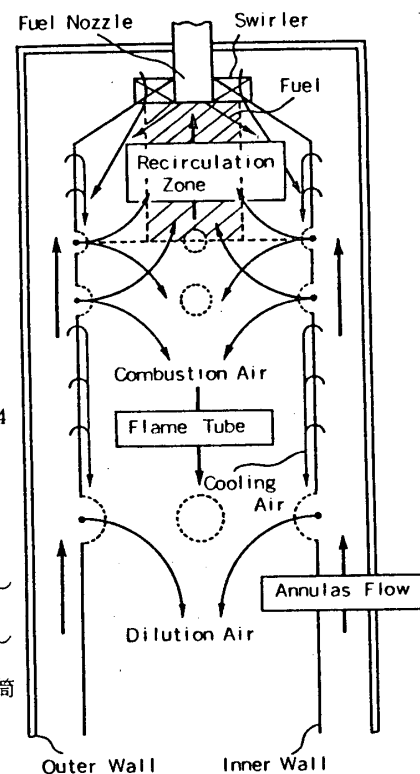


図3 燃焼器計算モデル

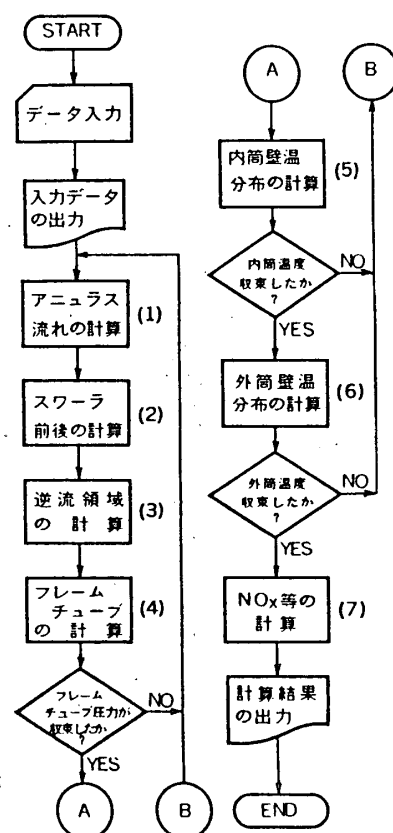


図4 燃焼器特性計算概略フローチャート

ジェット吹出し点より任意の距離 S_P におけるジェットの流量 G_P は $G_P = G_P^* (1 - C_{mp} S_P / d_p)$ で表わす。従って計算区間内でフレームチューブに混合したジェット流量分 ΔG_P は $\Delta G_P = C_{mp} G_P^* \Delta S_P / d_p$ となる。ここで G_P^* = 吹出し初期流量, C_{mp} = 混合係数, S_P = ジェット吹出し点よりの距離, d_p = ジェット吹出し hole 径, ΔS_P = 計算区間内のジェット長さ (ジェットの軌跡より求める)。Film Cooling 用の Wall Jet についても同様の表現とし

$$G_w = G_w^* (1 - C_{mw} S_w / d_w), \Delta G_w = C_{mw} G_w^* \Delta S_w / d_w \text{ 等。}$$

フレームチューブ流れで使した計算式系の詳細を以下に示す。燃焼器軸方向の任意計算断面間における連続式, エネルギー式等の式系は次の通りである。

< 連続式 >

$$\begin{aligned} \text{流量の増加 } \Delta(\tau_{ft} V_{ftx} A_{ft}) &= \tau_{ft,2} V_{ftx,2} A_{ft,2} - \tau_{ft,1} V_{ftx,1} A_{ft,1} \\ &= \sum^P \Delta G_P + \sum^{Pf} \Delta G_{Pf} \quad \text{新規流入及び前検査面より流入した Pen. Jet 混合量合計} \\ &\quad + \sum^W \Delta G_w + \sum^{wf} \Delta G_{wf} \quad \text{Wall Jet} \\ &\quad + \sum^I \Delta G_I + \sum^{If} \Delta G_{If} \quad \text{注入ガス混合量合計} \\ &\quad + \sum^f \Delta G_f + \sum^{ff} \Delta G_{ff} \quad \text{燃料ガス} \end{aligned}$$

$$\text{ここで } A_{ft} = A_{geo} - \sum^P A_P - \sum^{Pf} A_{Pf} - \sum^W A_w - \sum^{wf} A_{wf} - \sum^I A_I - \sum^{If} A_{If} - \sum^f A_f - \sum^{ff} A_{ff}$$

A_{geo} = 内筒断面積。 $A_P, A_{Pf}, \dots, A_f, A_{ff}$ = 検査面内で $G_P, G_{Pf}, \dots, G_f, G_{ff}$ のしめる断

面積。 V_{ftx} = 軸方向流速, τ_{ft} = 比重量

< 状態式 >

$$P_{ft,2} / \tau_{ft,2} T_{ft,2} = P_{ft,1} / \tau_{ft,1} T_{ft,1}$$

< 運動量式 >

連続式と同様の記号法を用いる

$$\begin{aligned} \Delta(\tau_{ft} V_{ftx}^2 A_{ft} / g) &= 1/g \left[\sum^P \Delta G_P V_{Px}^* \dots \sum^{ff} \Delta G_{ff} V_{ffx}^* \text{ 等} \right. \\ &\quad \text{流入 Jet による運動量増加分} \\ &\quad + (P_{ft,1} - P_{ft,2})(A_{ft,1} + A_{ft,2})/2 \\ &\quad \left. - (\text{Pen. Jet, リブ等の抗力抵抗力および摩擦抵抗力合計}) \right] \end{aligned}$$

< 角運動量式 >

連続式と同様の記号法を用いる

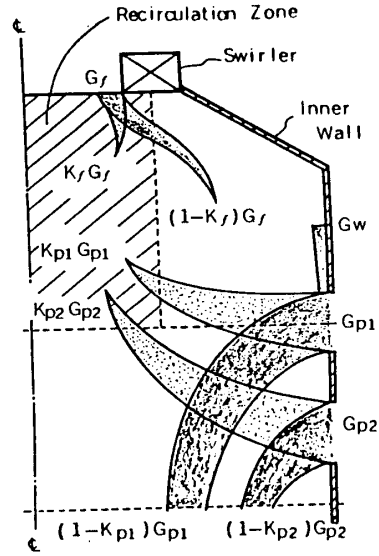


図5 逆流領域モデル

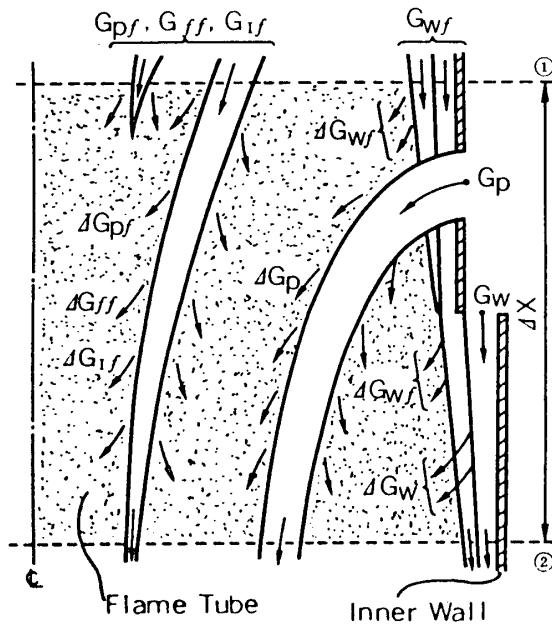


図6 ジェット混合モデル

$$\Delta (r_{ft} V_{ftx} A_{ft} V_{ft\theta} \sqrt{A_{ft}/4\pi})/\vartheta$$

$$= 1/\vartheta \left[\sum_p \Delta G_p V_{p\theta}^* R_p \cdots \sum \Delta G_{ff} V_{ff\theta}^* R_{ff} \right]$$

等の流入 Jet による運動量増加分]
 - (リブ, Pen.Jet 等の抗力抵抗
 および摩擦抵抗の合計)

ここで $V_{p\theta}^*$, V_{pX}^* , $R_p \cdots V_{ff\theta}^*$, V_{ffX}^* , R_{ff}
 = 検査面に流入時の Jet の旋回方向成分速度, 軸方向成分速度, Jet が混合する時の半径位置

< エネルギー式 >

連続式と同様の記号法を使用すると

$$J (h_{ft} + A/2\vartheta (V_{ftx}^2 + V_{ft}^2)) r_{ft} V_{ftx} A_{ft}$$

$$= \left(\sum_p \Delta G_p h_p + \cdots + \sum_{ff} \Delta G_{ff} h_{ff} \right) \cdots \text{流入 Jet 混入によるエネルギー増加量}$$

$$+ H_u \cdots \text{検査面内燃焼燃料の発熱量}$$

$$- (JG_i + JG_{if}) \cdots \text{Water Injection 量による蒸発熱量等}$$

$$- R_1 - C_1 \cdots \text{放射, 対流による熱移動量}$$

3-5 内筒温度分布計算

半径方向への対流熱伝達, 放射伝熱および軸方向温度分布による熱伝導を考慮した
 図 7 に示す内筒伝熱モデルを使用した。内筒微小区間におけるヒートバランス式は

$$R_1 + C_1 + \Delta K = R_2 + C_2 = K_{1\pi} D_{II} \Delta X (T_{II} - T_{I0}) / t_I$$

ここで $\Delta K = K_1 - K_2$, $t_I =$

内筒肉厚, $K_I =$ 内筒熱伝導率

ヒートバランス式における

R_1, C_1, R_2, C_2 , 等の値は次式
 で計算する。

$$R_1 = (1 + d_w) / 2 \cdot \sigma \cdot \epsilon_{ft} \cdot T_{ft}^{1.5}$$

$$\cdot [T_{ft}^{2.5} - T_{II}^{2.5}] \pi D_{II} \Delta X$$

$\alpha_w =$ 内筒吸収率

$\epsilon_{ft} =$ 火炎放射率

$$= 1 - \exp \{ \text{const} \cdot P_{ft} (L_b f_X)^{0.5} T_{ft}^{-1.5} \}$$

$\sigma =$ ボルツマン定数

$$R_2 = F_{wc} \sigma (T_{I0}^4 - T_{O1}^4) \pi$$

$$\cdot D_{IO} \Delta X$$

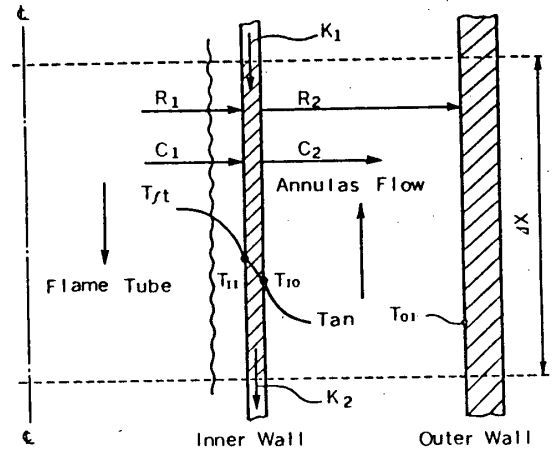


図 7 内筒伝熱モデル

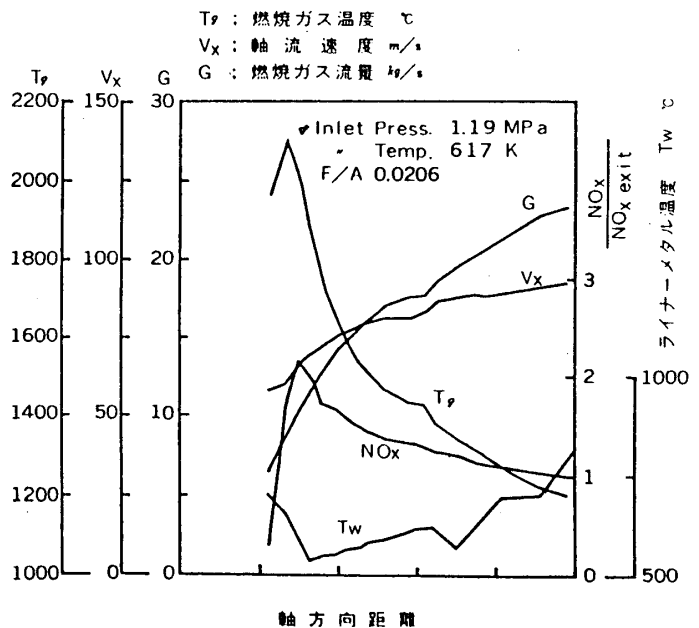


図 8 モデル燃焼器 計算例

F_{wc} = 形態係数

$$= 1 / (1/\epsilon_w + (1/\epsilon_c - 1) A_w/A_c)$$

ϵ_w, ϵ_c = 内筒, 外筒の放射率

A_w, A_c = 内筒, 外筒表面積

$$C_1 = \text{const} \cdot K_{ft} / D_{ft} \cdot R_e^{0.8} P_r^{0.4} (T_{ad} - T_{II}) \cdot \pi D_{II} dX$$

$$C_2 = \text{const} \cdot K_{an} / D_{an} \cdot R_e^{0.8} P_r^{0.4} (T_{I0} - T_{an}) \cdot \pi D_{I0} dX$$

T_{ad} は冷却効率 τ より次式で求める

$$(T_{ft} - T_{ad}) / (T_{ft} - T_{an}) = \tau$$

Film Cooling 無しの場合は $\tau = 0$. τ

の値は Cooling 形式で決る実験式を使用した。

K_{ft}, K_{an} = 燃焼ガス, 空気の熱伝導率

D_{an}, D_{ft} = 代表寸法

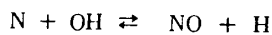
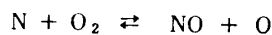
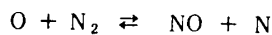
$$\Delta K = K_1 (\tilde{T}_2 - \tilde{T}_1) t_1 \pi D_{I0} / dX$$

$$\tilde{T} = (T_{II} + T_{I0}) / 2 \text{ 等}$$

3-6 外筒壁温計算 (省略)

3-7 NO_x 等排ガス特性計算

上記 3-1~3-6 による収束計算で求めた燃焼ガス温度分布, 滞留時間, ガス組成等の計算値を用い, 下記拡大 Zeldovich 反応を含む 41 式の反応式により計算する。



4. 計算例および実験値との比較検討例
 <計算例> モデル燃焼器 (内径 $\approx 356^\circ$ 長さ $\approx 1 \text{ m}$) で, 燃料 = メタン, 入口空気温度, 圧力 = 617°K , 12 ata , 燃空費 = 0.0206 の条件における計算例を図 8 に示す。ライナー温度 T_w , NO_x , ガス温

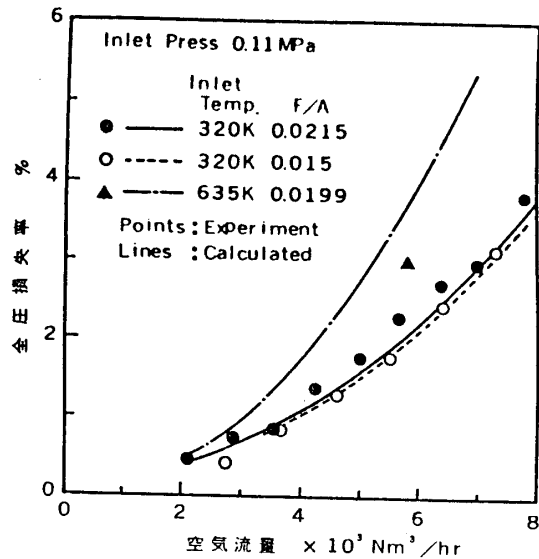


図9 全圧損失率の流量特性 (燃空比, 入口温度パラメータ)

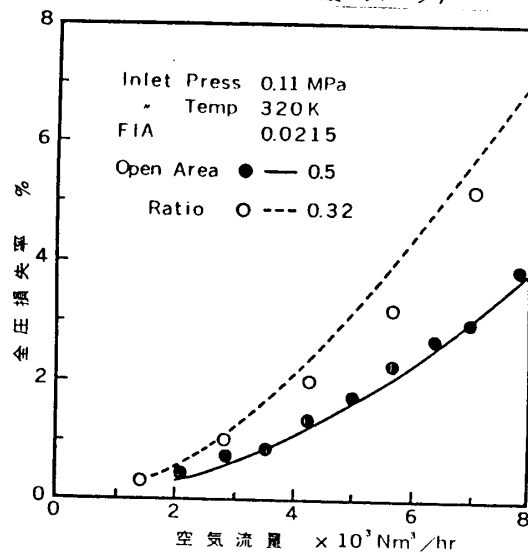


図10 全圧損失率の流量特性 (開口面積比パラメータ)

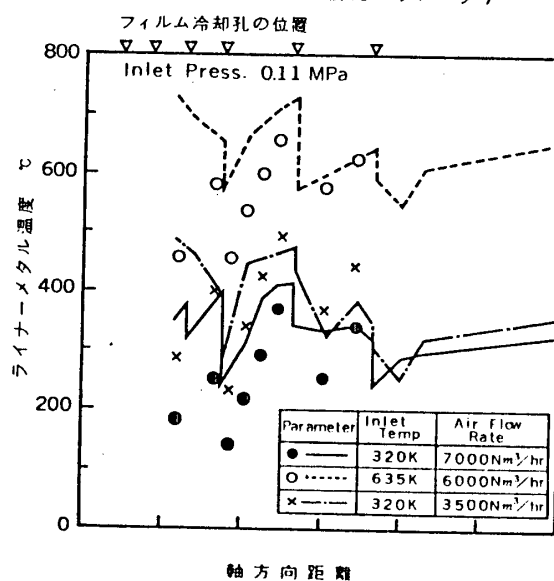


図11 ライナーメタル温度分布 (入口温度, 流量パラメータ)

度等の傾向は想定される傾向と良く一致している。

＜実験値との比較検討例＞ 供試燃焼器
(内径 356φ, film Cooling は 6 列の Wiggly strip 方式) のメタンガスによる大気圧試験結果と計算値の比較例を図 9 ～ 12 に示す。図 9, 10 は燃焼器圧損データを比較したものである。実験値との一致が悪い場合はアニュラおよび Jet 流速が大なる場合であり, hole の流量係数にきめ細かい修正項が必要と考えられる。

図 11, 12 は燃焼器ライナの温度分布の比較である。計算値との関連では, 絶対値

についてはかなり異なる部分(特に一次燃焼域付近)があるが, 各パラメータに対する相対的な動き等については比較的傾向が一致している。Jet の混合係数, 逆流領域への Jet の分配率 (K_f , K_{Pi} 等) の影響もあるが放射伝熱量の計算法の精度に問題があると思われる。

5 ま と め

* 以上述べた簡単な一次元計算モデルによって, それぞれ燃焼器の特長を考慮して種々の係数を選定することにより, 燃焼器特性が推定可能であり設計検討時有効に利用することができる。

* 今後さらに放射伝熱量, 流量係数等の精度向上により, 一次元モデルによってもより正確な圧損, ライナ温度等の推定が期待できる。

文 献

- (1) Mador, R.J. う, AIAA Paper, No. 74-1113 (1974)
- (2) Calculating the Flow in the Combustion Chambers of Gas Turbines,
The Brown Boveri Review, Vol. 51, No. 12 (1964)
- (3) N.R.E.C., NASA CR-72374 (1968)
- (4) Kretschmer, D. う, ASME Paper, 78-GT-90 (1978)
- (5) Hung, W.S.Y., ASME Paper, 75-GT-71 (1975)

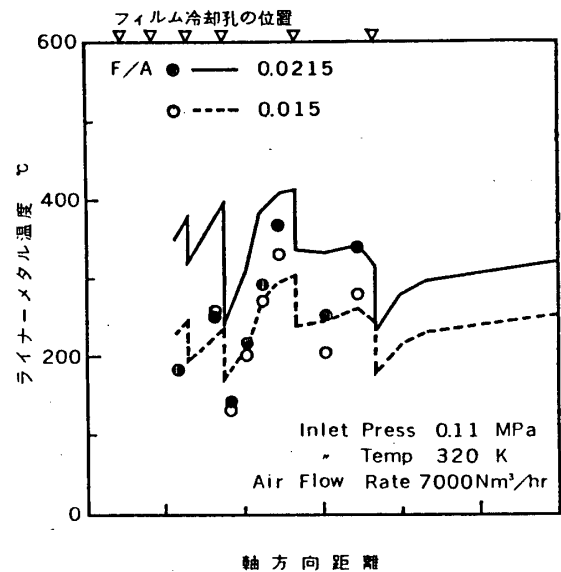


図 12 ライナーメタル温度分布
(燃空比パラメータ)

新設高圧燃焼試験装置と筒形燃焼器の試験結果

* 田丸 卓・堀内正司・下平一雄

黒沢要治・斎藤 隆・山田裕志

(以上、航技研) 久山利之(川崎重工)

1. まえがき

航技研では、通産省工技院が主宰する、いわゆるムーンライト計画のひとつ、「高効率ガスタービンの研究開発」に協力して、各要素の研究を行っている。この高効率ガスタービンは、サイクル効率を向上させるため、現用のガスタービンには例がないほど圧力比を高くしている。¹⁾ その高圧側燃焼器は、設計点圧力が5.53 MPaとなっている。これは、ガスタービン燃焼器としては、未経験の高圧条件であるため、当所では試験装置を新設し、実圧燃焼試験を行う。その耐久性を主とした燃焼器諸特性を調べることにした。

実機に予定している高圧燃焼器は、10本の筒形ライナを環状ケーシングに入れるキャニュラ形式である。その供給空気総量は160 kg/sであるため、1本の筒形ライナを試験するにしても、実圧実流量では空気源その他を整備するために膨大な費用を必要とする。

そこで以下に述べるように、1/2寸法の燃焼器模型をつくり、実機設計点条件を模擬した試験条件で実験することにした。ここでは、そのために整備した試験装置、および高圧燃焼試験と、その結果について述べる。

2. 燃焼器スケールモデル試験

燃焼器の縮小寸法モデルにより、実寸の燃焼器性能を判定するには、燃焼器内の空気・燃料分布をそろえることと、Reynolds数(Re) = $\rho DU / \mu$ と Damköler数(Da) = $\bar{\gamma} D (\rho U C_{p0} \Delta T)$ を合わせることが必要とされている。^{2) 3)} ここで ρ , μ , C_{p0} は、それぞれ空気の密度、粘性、比熱であり、 D , U , ΔT , $\bar{\gamma}$ は、それぞれ、燃焼器ライナ直径、周速、温度上昇、熱発生率である。供試条件の立場でいえば、 ρ は圧力 P に比例するので $Re \propto PDU$ であり、 $\bar{\gamma}$ が気体分子運動論に従って P^2 に比例するものとすれば、 $Da \propto PD/U$ である。燃焼器寸法 D を1、および1/2とした場合、それらの Da や Re を同一とするには、 P や U の条件がどのような倍率であるべきかを表1に示す。その最終欄は、各条件の場合、所要空気の断熱ガス圧縮動力について、実寸法、実条件の場合と100として比較したものである。この表で、(3)、あるいは(8)の場合には、圧縮の動力が比較的少なく、 Re 数と Da 数を同

時に合わせる事ができるが、実験圧力が10MPaを越え、装置製作や計測上の困難が生ずる。ところで目的とする試験によって最も知りたい事項は、ライナ構造の耐燃性、出口温度分布、排出特性などで、火炎放射や燃焼ガス滞留時間が特に重要である。一般的にガスタービン燃焼器では、 Re 数は十分高く依存性が比較的少ないのに対し、火炎放射や反応の圧力依存性は、実圧で検討する必要がある。そこでわれわれは、実圧力である(4)の実験条件を満足させ、かつ、風速への依存性を調べることができるよう U を1まで増加させ得る試験装置を計画した。

3. 高圧燃焼試験装置

試験装置の設計点での主要要目と、供試部試験条件を表2に、空気系を主とした系統図を、図1に示す。供給空気は、2台の低圧側空気圧縮機を並列運転し、その圧縮空気を更に高圧側圧縮機で昇圧する。本装置では、供試空気の圧力に対して、

表1 燃焼器スケールモデル試験の実験条件

PARAMETER	CASE	D	P	U	L_{ad}
PD/U	(1)	1	1	1	100
	(2)	1	1/2	1/2	36
	(3)	1/2	2	1	33
	(4)	1/2	1	1/2	13
PDU	(5)	1	1/2	2	145
	(6)	1	2	1/2	66
	(7)	1/2	1	2	50
	(8)	1/2	2	1	33

表2 装置設計点要目

低圧側圧縮機 (2台併置)	720kW空気圧縮機 遠心3段, 中間冷却器2基 吐出圧力 0.88 MPa * 空気量 2 kg/s
高圧側圧縮機	1900kW高圧空気圧縮機 遠心9段, back-to-back型 吐出圧力 5.53 MPa
供試部	* 空気量 4 kg/s * 温度 737 K

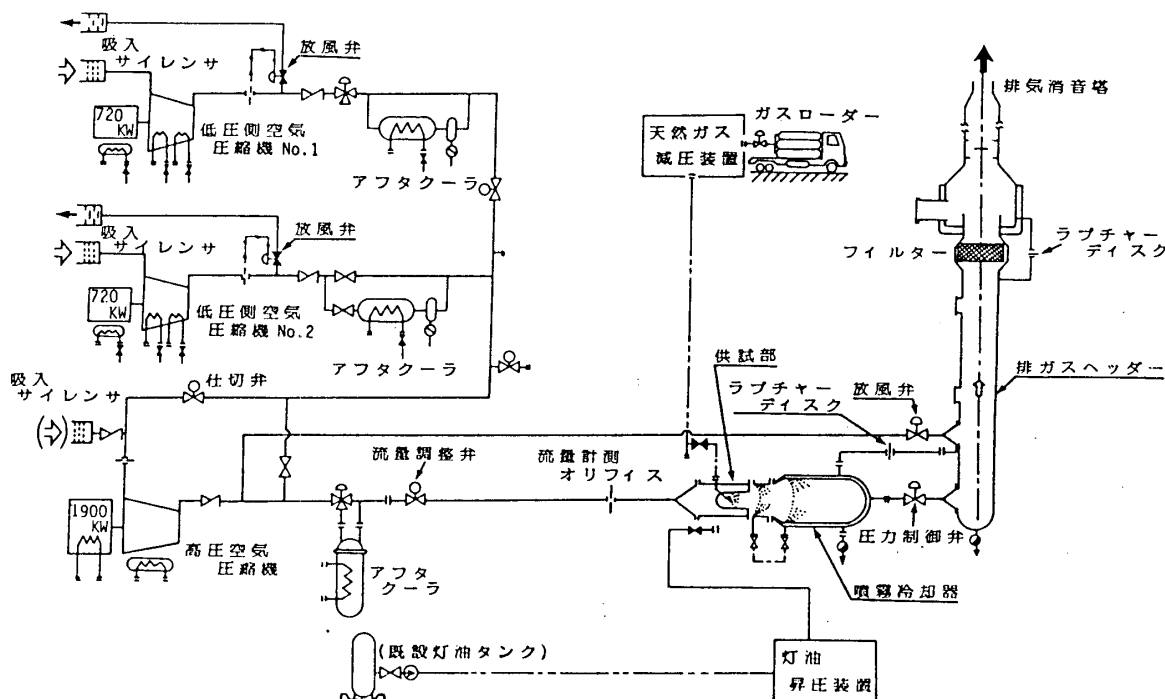


図1 高圧燃焼試験装置系統図

空気温度を任意に低下せしめ得るよう、高圧圧縮機直後に三方弁を設け、供給空気の一部をアフタークーラにより冷却できるようにした。供試燃焼器から排出する燃焼ガスは、1600 K を越える温度であるため、燃焼器出口計測部直後に噴霧冷却器を設け内部に設けた40個の圧力噴射弁から水を噴霧することにより、ガス温度を600 K 以下に低下させ、圧力制御弁で背圧を制御する。燃焼ガスやバイパス空気は、この弁、および放風弁以降ではほぼ大気圧となり、フィルターを設けた排ガスヘッダー、消音塔を経て大気放出される。

本装置では、燃料として、灯油、および天然ガスを使うことができる。共に最大供給圧力、流量は、それぞれ10 MPa、および100 g/sである。今回用いた天然ガスの供給系統図を図2に示す。

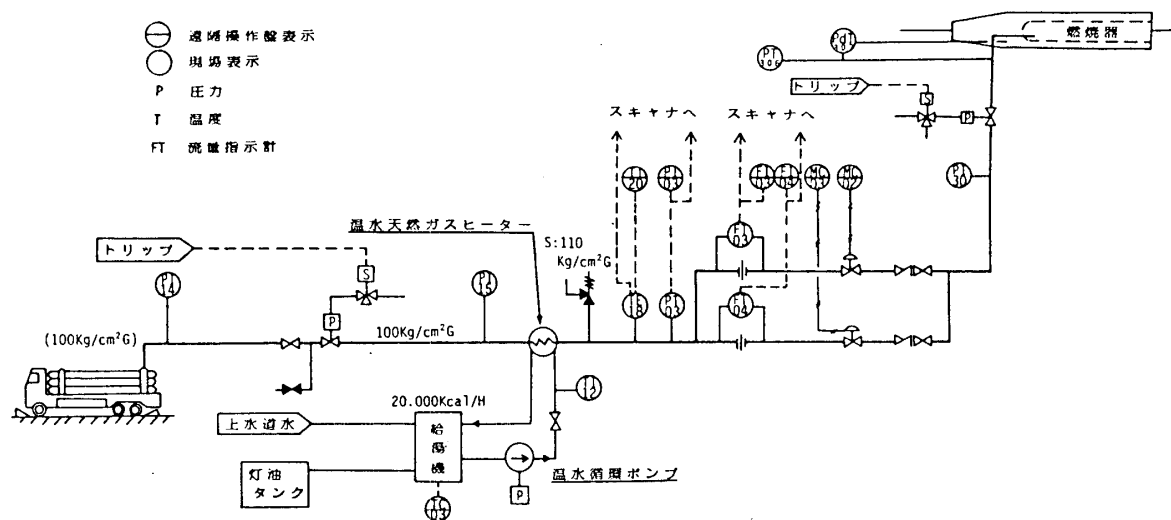


図2 燃料供給系統

図3と4に、それぞれ、高圧空気圧縮機、および供試部近傍の外観を示す。図4において、管部中央の輝点は石英ガラスを通して見える火炎である。その管の右側には噴霧冷却器の一部が見える。

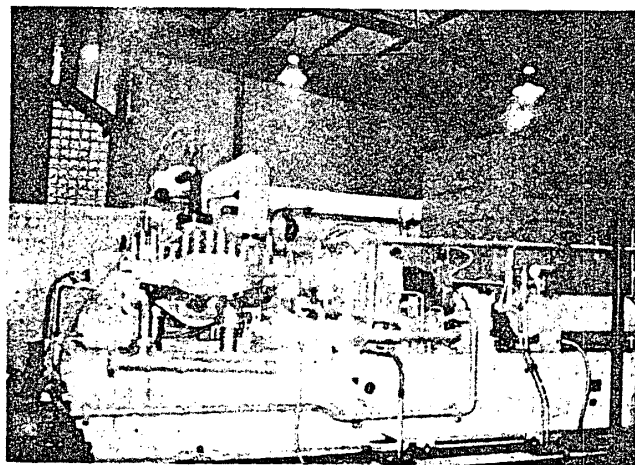


図3 防音カバーをとりはずした状態の高圧圧縮機、および駆動電動機

4. 供試燃焼器と計測 供試部の中心軸を含む断面

を図 5 に示す。用いたライナは、図 6 に実寸のものと比較して示す 1/2 スケールモデルライナである。この図では尾筒をとりつけていない。ライナ壁温測定試験では、出口断面が円形のダミー(dummy)尾筒を用いた。燃焼器設計、および構造については、他に詳細な報告⁴⁾がある。

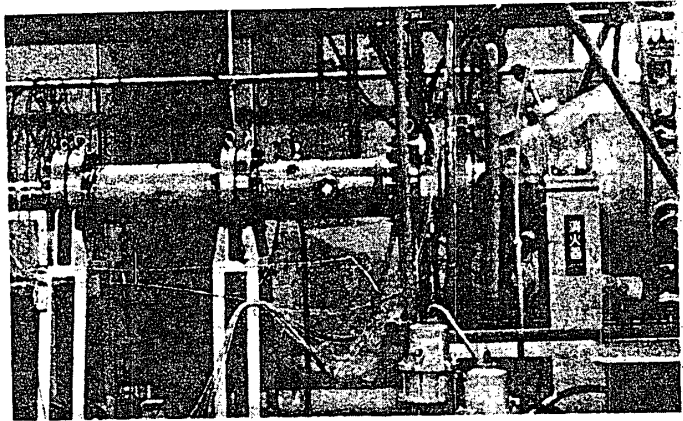


図 4 高圧燃焼試験中の供試部

今回の試験ではライナ外面に塗布した示温塗料による壁温分布計測と、扇形尾筒をつけた場合の圧力損失、および出口温度分布計測を行った。後者の計測の場合、

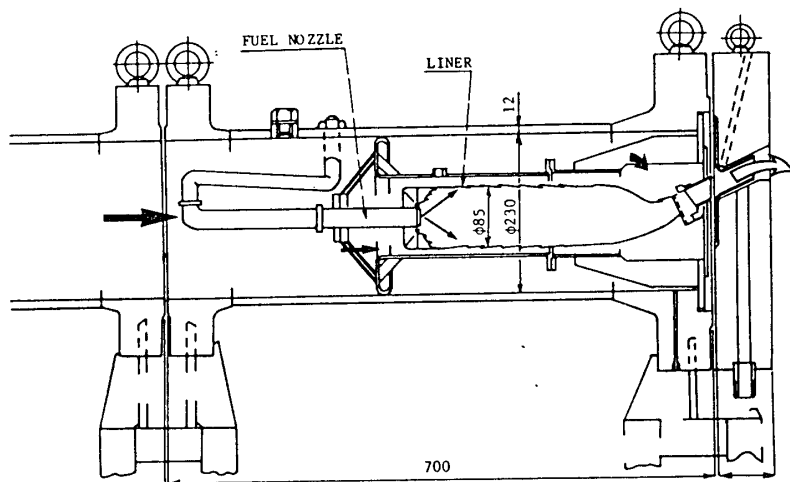


図 5 供試部断面

図 7 に写真で示

す出口全圧プローブ、および白金温度計を用いた。この白金熱電対は、図 8 に示すように、今回の高温高圧の燃焼ガス温度計測のために設計した 4 点式温度計で、高圧雰囲気での使用によ、ても絶縁体下の恐れのない常用 1700 K まで許容できるものである。

5. 燃焼試験結果

示温塗料による壁温判定結果を、図 9 に示す。これは、実機作動線条件に沿って温度・圧力を上昇させた 4 回の実験、それぞれの後に塗料色変化を鏡みとったもので、記号別に示した条件は、各実験回の最高^{温度}・圧力条件を示す。今回の試験では、風速も実機と同一値としている。図 9 の

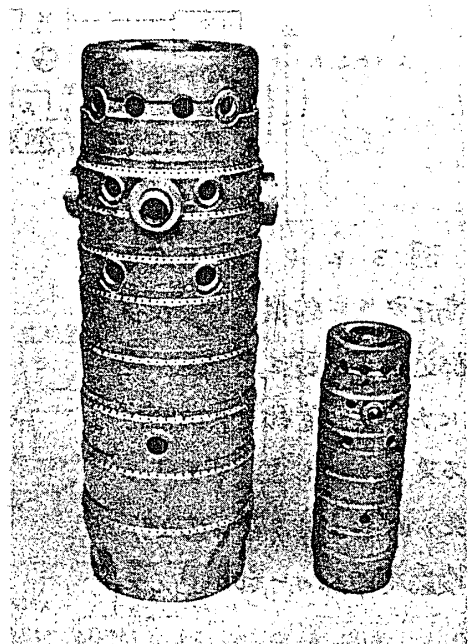


図 6 実寸ライナと 1/2 スケールモデルライナ (右側)

各記号位置は、下にしたライナの各膜を却構造部に対比し、それぞれの最高指示温度の入口空気温度に対する差をたて軸としている。同図によると、いずれの温度・圧力条件でも入口空気温度に対して同等の壁温上昇となることがわかる。

図10には、温度比に対する全圧損失係数(= $\Delta P / (\rho g U_i^2)$)の値を示す。ほぼ設計予定値を実現している。

図11には、出口温度分布を大気圧試験結果と比較して示す。同方向は、スケール5の位置がやや異なる以外は、ほとんどの圧力条件でも同じ分布形を示す。半径方向分布については、加圧条件で、より直線的な分布となっている。

6. まとめ

ガスタービン燃焼器としては、世界にも類例のない高圧で燃焼試験を行うため、供試圧力、温度、回転を真機のものも含めて試験することのできる装置を製作し、供試圧力 5.38 MPa までの試験を実施した。

ライナ壁温、全圧損失係数、および出口温度分布について得られた結果を報告した。

本装置の完成
まへには、通産
省工技院は勿論、
建設省関東地建、

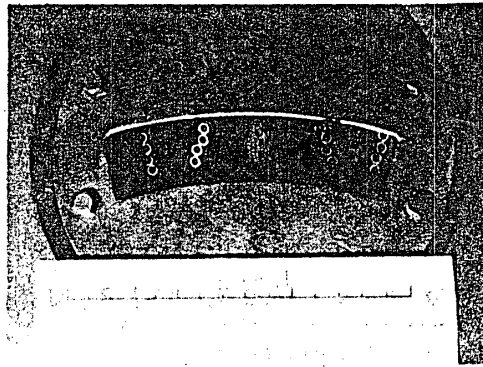


図7 扇形尾筒直後の全圧管と温度計配置

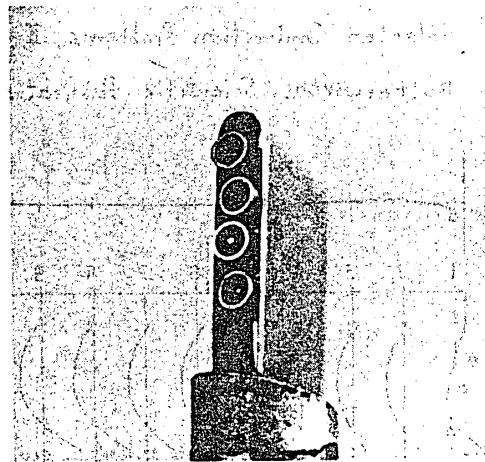


図8 4点式白金熱電対温度計

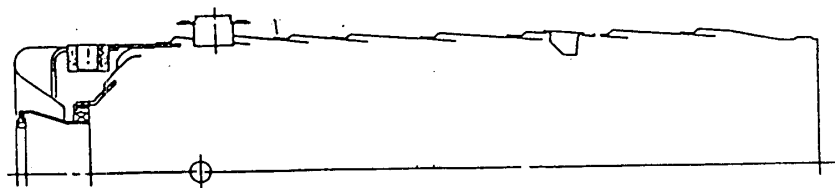
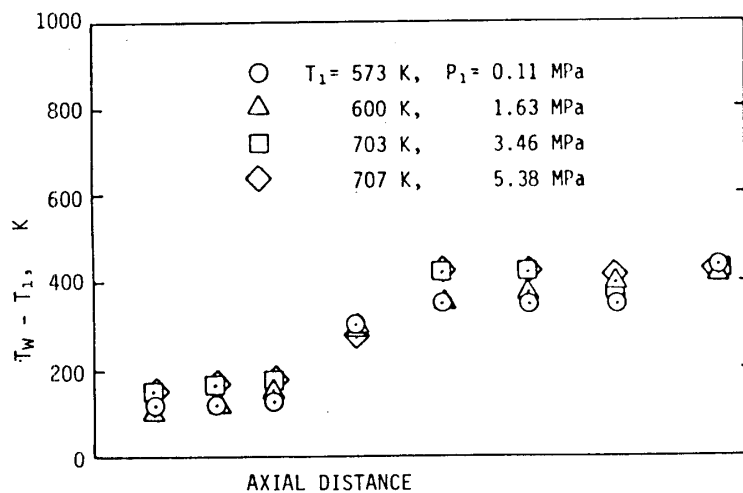


図9 供試ライナ各膜冷却部最高温度

各機器装置メーカーの多大の協力があつた。ここに謝意を表す。

参考文献

- 1) 竹矢一雄, 高効率レヒートカスタービン,
カスタービン学会誌, Vol. 8, No. 30,
1980/9, pp. 3-12
- 2) Stewart, D. G., Scaling of Gas
Turbine Combustion Systems,
Selected Combustion Problems, II, AGARD
Butterworths Scientific Publications,

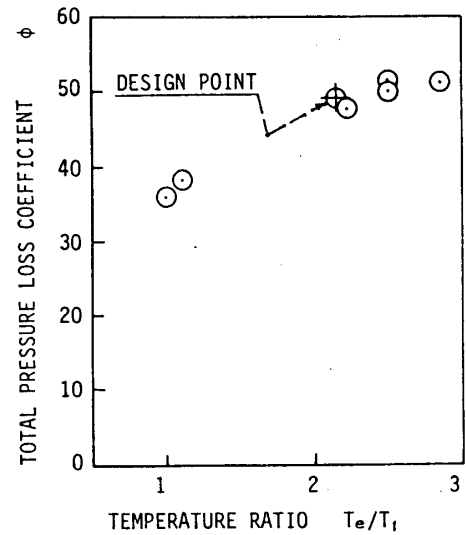


図10 供試ライターの全圧損失係数

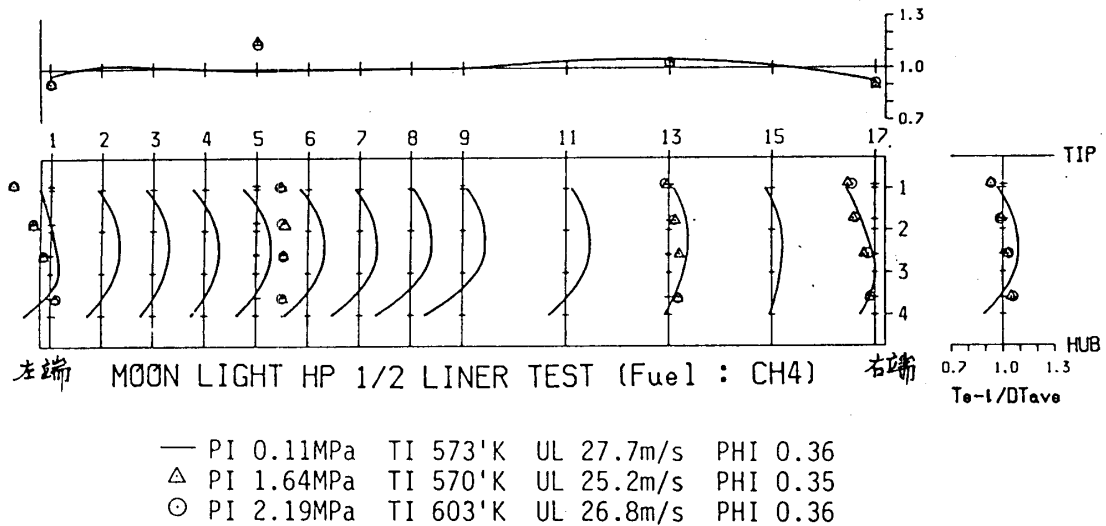


図11 扇形尾筒出口温度分布 (後視図)

1956, pp. 384-413

- 3) 棚沢泰, ガスタービン燃焼器の合理的な特性曲面について, 機械の研究, 第15巻, 第1号, 1963, pp. 203-210
- 4) 高効率カスタービン技術研究組合, AGTJ-100A 燃焼器基本設計書, 技術報告 56-TR-0023, 1982, pp. 1-139

