

A-1

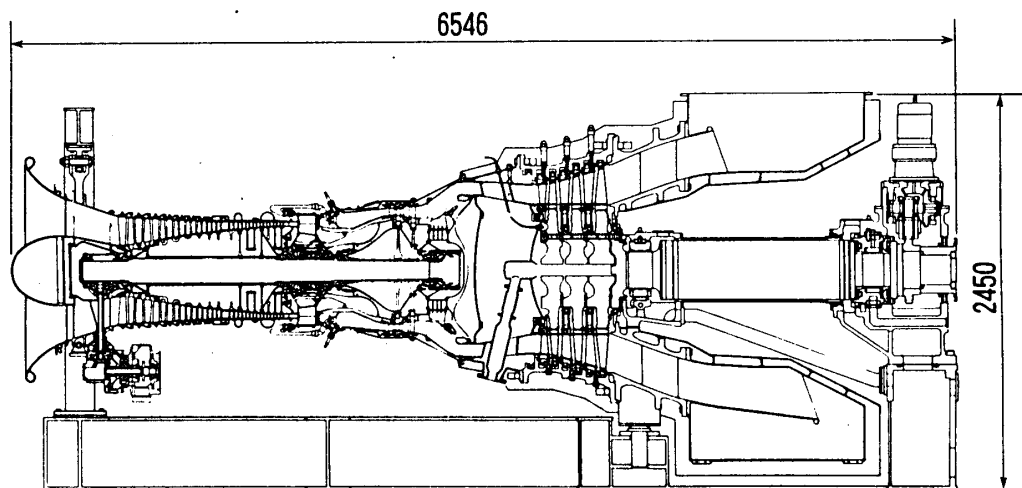
2万5千馬力級 航空転用型ガスタービンの開発

竹 生 健 二 (石川島播磨重工業株式会社)

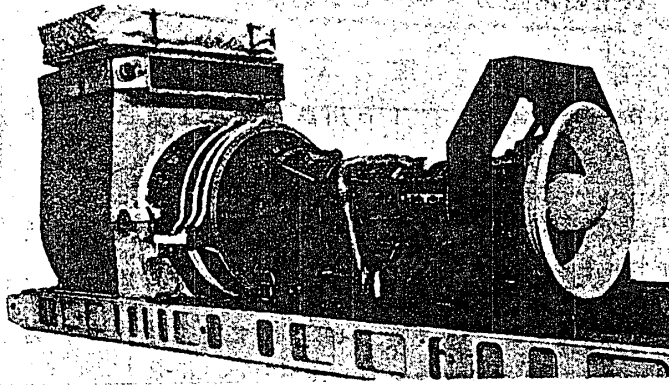
1973年の石油危機以来、一次エネルギーの価格は急騰し各産業分野における省エネルギー対策もようやく浸透して来たかに見える。また代替エネルギーの検討も盛んに行われており、中でも天然ガスが最も近い将来有望なエネルギー源として期待されている。石油・天然ガスの生産・輸送の分野でも、パイプラインのブースタをはじめとして機械駆動用の原動機として、大出力・高効率のガスタービンが需要を増しつつあり、当社では先に5万馬力級の航空転用型IM5000ガスタービンを開発したが、⁽¹⁾ 機械駆動用原動機としての要求に適合するためには1万馬力から5万馬力の出力範囲における機種シリーズ化が必要であり、この度当社では新たに2万～2万5千馬力の出力を有するIM2000/IM2500ガスタービンを開発した(第1図、第2図)。

当社の航空転用型IMシリーズガスタービンは、当社で製造する国産最大ジェットエンジンJ79を陸上用に転用したIM1500GLガス発生機が、昭和43年に関西電力堺港発電所にて運転開始となったのを嚆矢とする。本ガス発生機は以後当社の出力タービンと結合して1万5千馬力級ガスタービンIM1500として、主に非常発電用として利用されて来ている。次いで昭和53年に完成した5万馬力級IM5000ガスタービンは、米国General Electric社のCF6-50エンジンを産業用に転用したLM5000ガス発生機を用い、発電用・機械駆動用双方を目的とした出力38MW、熱効率38.5% (ISO基準)を有する高性能ガスタービンである⁽²⁾。

IM2000/2500ガスタービンは、IM1500とIM5000の出力を補間するものとして昭和55年に完成したもので、ガス発生機はCF6-50の前身であるTF39エンジンから派生したLM2500である。各機種の仕様を第1表に、また出力範囲を第3図に示す。



第 1 図



第 2 図

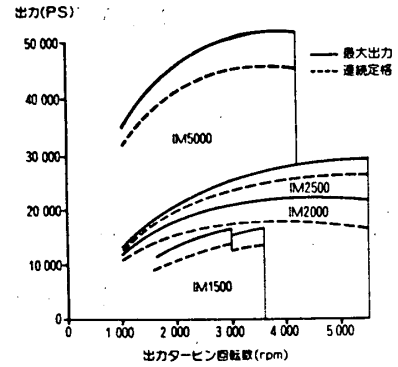
1 IM2500 ガスタービン

大型産業用ガスタービンは主として発電用を目的に開発されて来たため大出力・一軸式のもの主流であり、石油や天然ガス輸送用のポンプや圧縮機を駆動する高性能・二軸式ガスタービンは極めて少なかった。

本機はIM5000と同様いわゆる第二世代の高効率ガス発生機を用い、これに当社にて開発した三段高性能出力タービンを結合したもので出力26000馬力、熱効率35% (ISO基準)を有する二軸式機械駆動用ガスタービンである。その性能を第4図に示す。

ガス発生機は二軸式ファンジェットエンジンTF39から低圧軸系(ファンおよびファン駆動用低圧タービン)を除いた一軸式エンジンであり、LM5000ガス発生機のコア・エンジン(高圧軸系および燃焼器)の母体である。本ガス発生機は米国をはじめ各国で艦艇用主機関として用いられている他、機械駆動用としても使用されており、その数は400台を越え累積運転時間は80万時間、一台の最高運転時間は6万時間に達している信頼性の高いエンジンである。

出力タービンはIM5000用出力タービンを範として空力設計・構造設計にわたりその実績を踏襲した。翼列は自由渦理論による反動翼列とし、翼先端部にZ形シュラウドを設け、各段の負荷配分や反動度の与え方については本機の運転範囲がIM5000よ

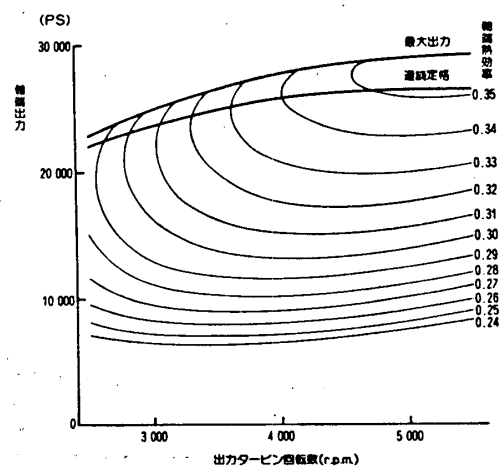


第 3 図

ガスタービン名	IM1500	IM2000	IM2500	IM5000
ガスタービン形式	■ 環境 開 閉 サイクル			
	I/LP		2SC/LP	
出力 (KW)	11 100	12 800	19 300	38 000
熱効率 (%)	26.8	33.5	35.1	38.4
名 称	IM1500GL	7LM2500-70	7LM2500-30	7LM5000GA
圧縮機	軸流17段	軸流16段	軸流16段	圧縮機5段 軸流14段
圧力比	10	14.2	16.6	圧縮機 2.5 渦圧 12
燃焼器	キャニオン形 (10E)	ア ニ ュ ラ 形 (燃料噴射弁 30本)		
タービン	軸流3段	軸流2段	軸流2段	渦圧 軸流2段 渦圧 軸流1段
回転数 (rpm)	7 110	8 790	9 090	渦圧 10 750 渦圧 3 700
名 称	ITA1381/1651	ITA9003		ITA1203
形式	軸流1段	軸流3段		軸流3段
入口直径 (mm)	1380/1650	900		1200
入口温度 (°C)	595	627	777	700
入口圧力 (kg/cm ²)	2.69	3.28	4.00	4.24
出口流量 (kg/s)	71.2	57.3	64.9	130.0
出口温度 (°C)	412	420	508	455
最高回転数 (rpm)	3600/3000	5500	5500	4200
全長 (m)	8.41×2.79×2.79	6.54×2.38×2.35		8.7×3.5×3.5
重 (t)	16.5	18		40

(IM5000のみピッチ定規、他は連続定規を示す)

第 1 表



第 4 図

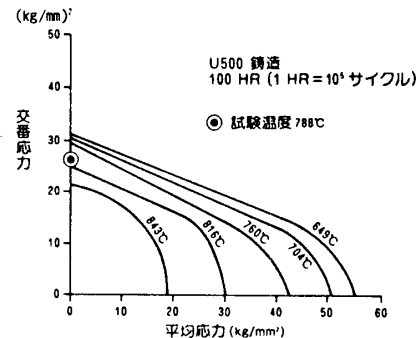
り広いことを考慮に入れ、特に低負荷において大巾な負荷の不均一配分や負の反動度が生じない様に設計点での値を定めた。

2. 出力タービンの構造・強度設計とその実証試験

本出力タービンは基本的にはIM5000用出力タービン、更にさかのぼってはIM1500用出力タービンにおける実績を基にした構造としたが、計算による構造・強度解析の結果は実験室規模の試験や実機運転による試験によってその裏付けを行った。

2.1 動翼強度

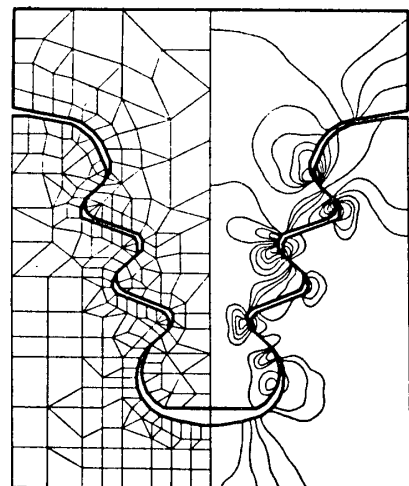
動翼は一段がInco 738LC、二・三段がU500の精密鑄造により当社にて製作される。各マスターヒート毎に実体翼から採取した試験片および別体鑄込試験片に対し、静的強度、クリープラプチャ強度、高温疲労強度を確認し、いずれも設計仕様を十分満足するものであった。第5図はU500材の高温疲労強度試験結果であるが、振動応力に対して十分高い疲労強度を示している。



第 5 図

2.2 動翼植込部応力

翼植込部形状はIM5000のものと同じで、当社が既に数多く製作したジェットエンジン用の形状を一部改造して比例拡大したものである。各ネック部分の応力集中の度合は有限要素法により解析し、実用上何ら問題ないことを確認した。第6図はその一例を示す。



第 6 図

2.3 動翼の自然振動数

本機は機械駆動用を目的に設計されており、出力タービンは広い回転数範囲で運転されるので、動翼はガス流路内のストラットや静翼の後流に生じるウェークや排気スクロールにおける転向による流れの不均一などによって生じる励振を全て回避することが不可能であり、そのため予め解析によって翼の振動数を正確に把握しておく必要がある。翼は先端部にシュラウドを有し運転中に遠心力と熱膨脹によって隣り合う翼との間で互に制振し合うので、これをモデル化して解析を行い翼群の自然振動数を求めた。シュラウド接触面が摩耗した事態を考慮して接触面での接触がなくなった単独翼の場合も併せ解析した。

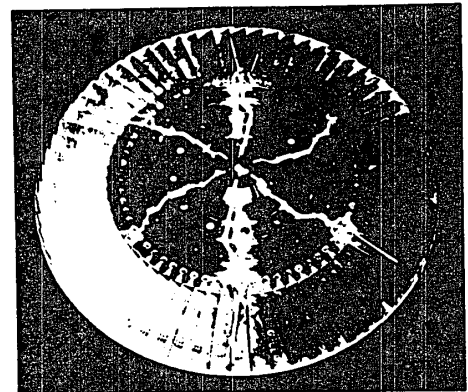
2.4 動翼の振動応力

上記と同様の解析により翼をスパン方向およびコード方向に分割した各メッシュにおけるたわみ量および応力を求め、たわみ曲線から振動モードを判別した。また本結

果は次項に述べる如く実機に組込んだ翼に高温歪ゲージを貼付けて運転中に生じる振動応力を測定する試験を実施するにあたり、限られた数のゲージを効果的に貼付けるための貼付け位置を推定する資料とした。解析により得られた応力レベルは翼の疲労限界に対してはるかに低いことが判明した。

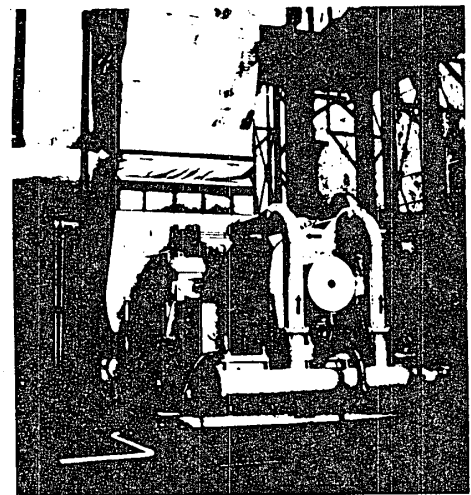
2. 5 実機運転による動翼振動応力および振動数の計測

動翼振動問題の解析には経験や仮定による係数が含まれているので⁽³⁾、解析によって得られた振動応力値並びに振動数の精度や有効性は実測により確認しなければならない。そのため高温歪ゲージとスリップリングを用いて動翼振動を実機運転時に計測した⁽³⁾。第7図は歪ゲージ付動翼を組込んだディスク、第8図は実機の負荷運転状態、第9図は振動計測装置の系統を示す。



第 7 図

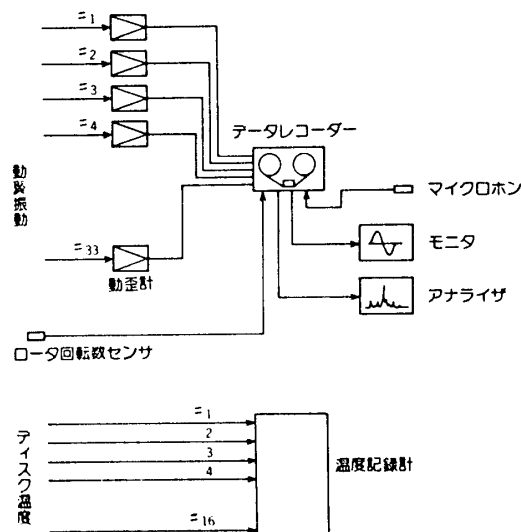
実測により求められた応力の最大値を解析値との対比で示した一例を第10図に示す。実測値が解析値に比較していずれも小さいのは解析における振動減衰率等の係数がきびしく与えられたからと考えられる。



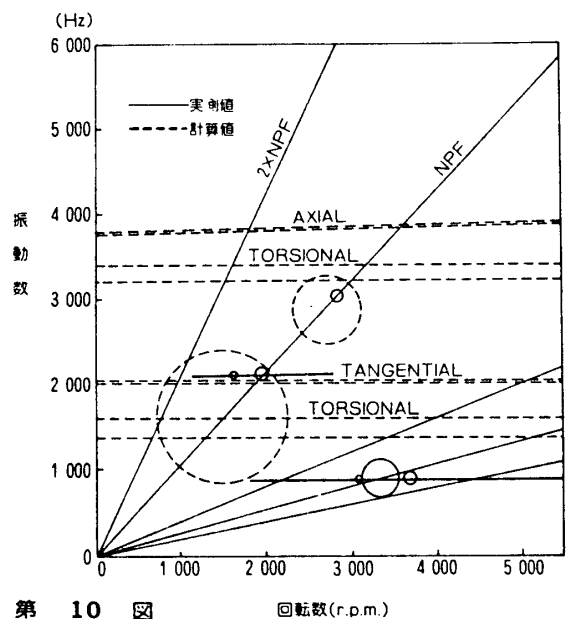
第 8 図

2. 6 タービンディスクの温度・応力分布

動翼の振動応力を実測するに際してディスクの表面に熱電対を取付けて温度分布の計測を行った。本機を18000馬力で運転した時に計測したディスクの温度をその出力における解析値と対比した



第 9 図



第 10 図

ものを第11図に示す。実測値が低目に出ており設計点における温度の推定から見て強度解析上安全側にあると判定できる。

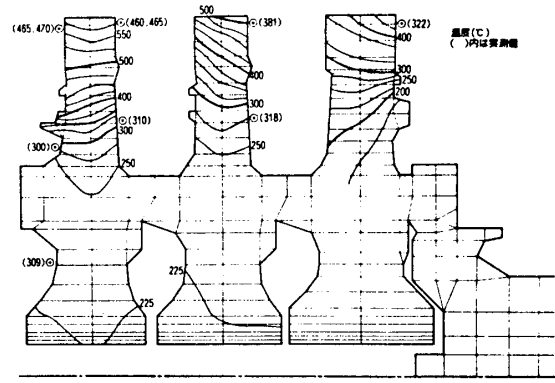
ディスク材料の機械的性質確認のため実物大のディスクを一枚破壊試験に供し室温および高温における各種試験を実施した。第12図は低サイクル疲労に対する試験結果の一例であり、本材料が起動・停止の頻繁に行われるタービンにも十分適用できることが実証された。

2. 7 タービンロータの挙動

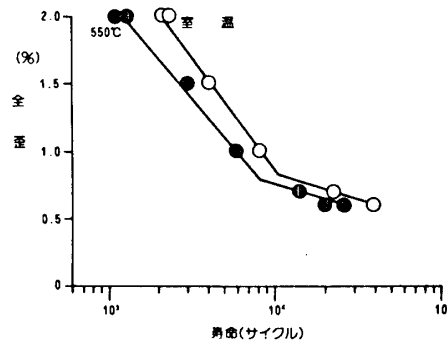
動翼振動問題と同様、機械駆動用タービンロータをその運転範囲内に共振点を持たない様に設計することは困難であり従って共振点において十分減衰のきいたロータ挙動に抑えこむためには弾性ロータの安定判別を行って、その結果をロータおよび軸受の設計に反映させなければならない。本ロータではオーバーハング部分のモーメントを極力小さくし、軸受間の軸部分の剛性を上げることにより、全運転範囲内において極めて安定した挙動を得ることができた。第13図は本ロータの高速釣合試験台における特性である。

3. 減出力型 IM2000 ガスタービン

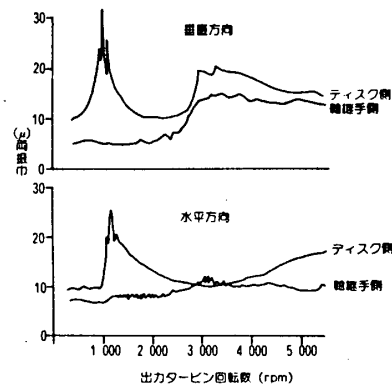
IM2500 に使用するガス発生機には、原型機 LM2500-30 の他に姉妹機 LM2500-20 がある。これは原型機の持つ出力を出力軸端にて18000馬力まで絞りこむ代わりにエンジンの内部冷却空気量を制限するなどして部分負荷時における効率向上を図ったものである。当社ではこれに出力タービンを結合して艦船用主機関 IM2000 とすることを検討した。巡航時、全出力時とも同一の機関を用いる COGAG システム (Combination Of Gas turbine And Gas turbine) を想定すると、主機性能は全出力の約 $1/3$ に当る巡航出力において燃料消費率の低いことが要求され、従ってガス発生機と出力タービンのマッチングは低出力側で最も重視されなければならない。そのため出力タービ



第 11 図



第 12 図



第 13 図

ンの設計点を低負荷側において船用機関としての作動範囲である(出力)∞(回転数)³の三乗曲線上でのガス発生機と出力タービンのマッチングを検討した結果を第14図に示す。三乗曲線上では出力タービン効率が常にその回転数における最大効率点を結んだ包絡線上にあり、マッチングが極めて良くとれていることがわかる。

出力タービンの最も基本的構成要素である翼列は、IM2000用とIM2500用に対し共通に設計しており、用途によって高温部分の一部材質を変更したり、翼表面にコーティング処理を施したりすることにより区別している。艦船主機関とする場合はガスタービン全体を特殊防振支持装置により支持する上に、出力タービン自体にも十分な耐衝撃性を持たせている。

IM2000ガスタービンは昭和55年6月から約2ヶ月にわたり当社工場内に於て100時間の耐久試験を含めた約200時間の諸特性試験に供され、全ての面で所期の目的を達成することができた。

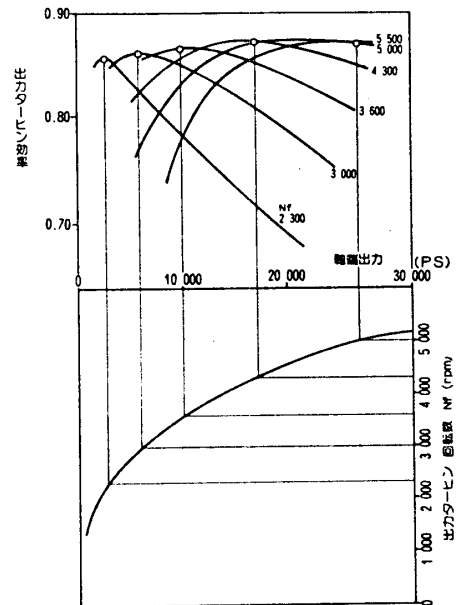
4. む す び

航空転用型ガスタービンは航空エンジンによって培われた膨大な累積運転時間によってその信頼性と耐久性が実証されており、また第二世代エンジンを転用したものにおいては性能の向上が著しく産業用重構造型ガスタービンを再生サイクルで使用した以上の効率を発揮する。排出ガスの熱エネルギーを蒸気サイクルで回収する蒸気/ガス複合サイクルに適用した場合、プラントの熱効率は47%程度に向上する。

今後ますます省エネルギーの必要性が強調されていく中で、航空転用型ガスタービンはその利点を生かして各種産業分野で適用されていくであろう。

参 考 文 献

- (1) 志村安永，竹生健二：航空転用型大出力・高性能ガスタービンの開発 日本ガスタービン学会第7回定期講演会講演論文集 昭和54年6月 pp. 139-144
- (2) 吉本健一郎：航空転用形ガスタービンの現状 日本ガスタービン学会第8回セミナー資料集 昭和55年1月
- (3) 岡村淳輔，鈴木章夫，上遠野紘一：ガスタービン動翼の振動計測 日本ガスタービン学会第9回定期講演会講演論文集 昭和56年6月



第 14 図

A-2

140MWコンバインドサイクル用大容量ガスタービン

* 瀧花清作 (株式会社 日立製作所)

高橋浩二 (株式会社 日立製作所)

1. 緒言

近年、省エネルギーの観点から、在来形火力発電プラントの熱効率を上回り、中間負荷火力としても運用特性の優れたプラントとして、ガスタービンと蒸気タービンとを組合わせたコンバインドサイクルプラントが注目されている。

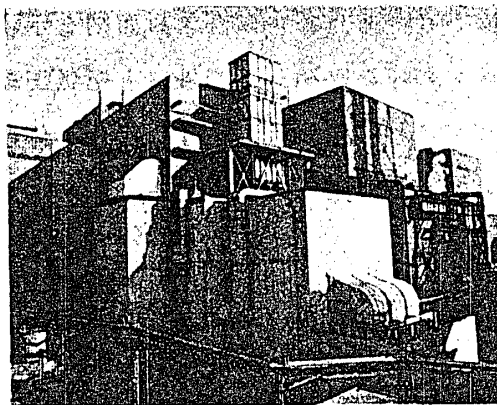
本プラントの性能は、ガスタービン性能に負うところが大きいですが、日立製作所ではかねてより、ガスタービンの大容量化、高性能化に努力を払っており、今般、世界最大級の容量を有する日立-GE MS9001型ガスタービン⁽¹⁾を導入して、我国初の本格的排熱回収型コンバインドサイクルプラントを日本国有鉄道川崎火力発電所内(第1図)に納入した⁽²⁾。

本ガスタービンの計画にあたっての留意点は、次の通りである。

- (1) 公害対策として、大気汚染、騒音を考慮すること。
- (2) 高効率のみならず、信頼性も高いこと。
- (3) 毎日行い起動、停止が短時間かつ簡単に行えること。

本ガスタービンは昭和55年10月に初点火後試運転調整に入り、予定通り使用前検査を含

む試運転工程を順調に消化し、昭和56年4月、営業運転に入ったので、ここに本ガスタービンの概要と運転実績について紹介する。

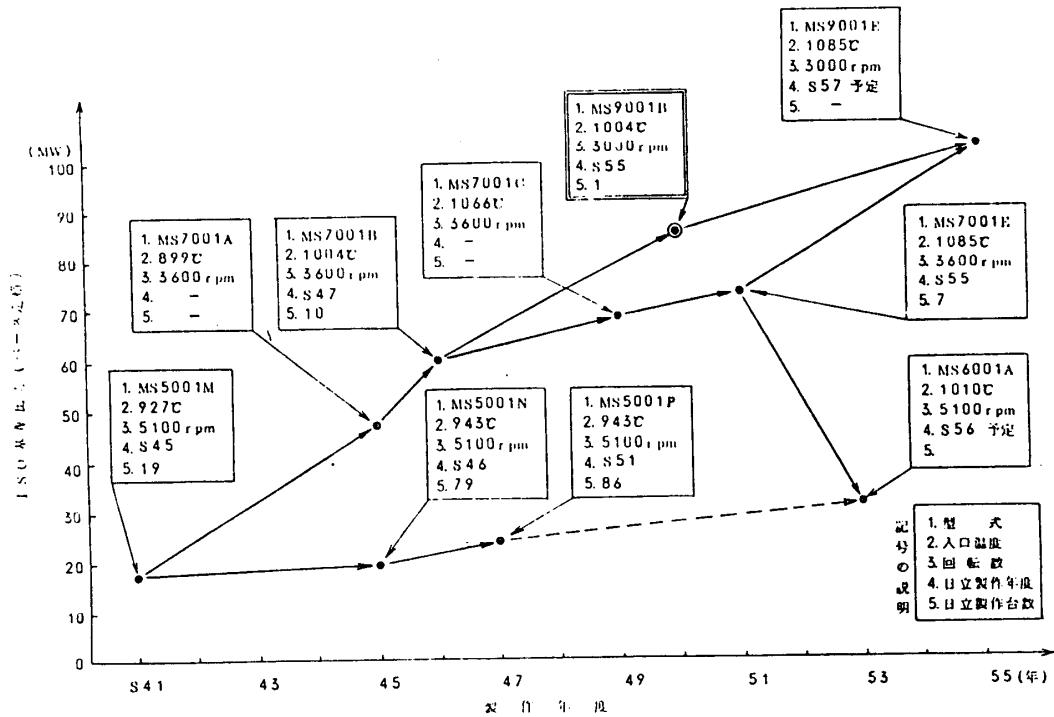


第1図 発電所1号建物全景

2. MS9001ガスタービンの概要と特徴

2.1 全般

MS9001型ガスタービンは60Hz地区用として数多くの実績を有するMS7001型ガスタービンに幾可学的相似則(スケール比1.2)を採用し、50Hz地区用として開発された大容量機であり、確立された技術に基づいた信頼性の高いガスタービンである。(第2図)



第2図 日立-GE型ガスタービン大容量化の推移

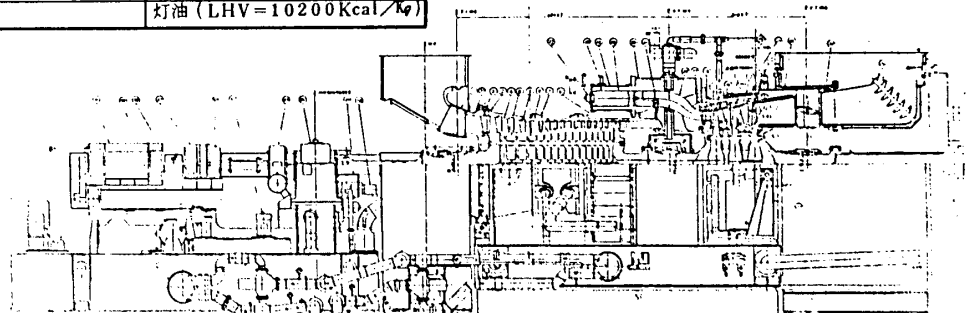
第3図に本ガスタービンの組立断面図を示す。大別すると、起動装置、補機駆動装置及び油タンク等を収納した補機室と空気圧縮機、燃焼器及びガスタービン等を収納したタービン室とに分けられ、それぞれ一体輸送が可能となっている。第1表に本ガスタービンの計画性能を示す。

第1表 ガスタービン計画性能

項目	負荷	定 格	ベ ース
出力 (KW)		100000	90810
熱効率	HHV基準 (%)	28.41	28.16
	LHV基準 (%)	30.12	29.86
入口空気流量 (Kg/H)		1271470	1271470
圧縮機吐出圧力 (Kg/cmG)		8.99	8.90
水噴射流量(1) (Kg/H)		12720	12720
排ガス流量 (Kg/H)		1302640	1300290
燃 焼 温 度 (℃)		1062(2)	1004
排 気 温 度 (℃)		543	503
NOx (PPM)		88	75
大 気 温 度 (℃)		4	
大 気 圧 力 (Kg/cm abs)		1.033	
使用燃料		灯油 (LHV=10200Kcal/Kg)	

注

- (1) 対圧縮機入口空気流量比 : 1%
- (2) コンパインドサイクルピーク時 : 1065℃



第3図 ガスタービン組立断面図

2.2 ガスタービン本体

2.2.1 ガスタービンロータ

ガスタービンロータは、圧縮機ロータとタービンロータから成りたっている。(第4図) 圧縮機ロータは高効率の軸流式17段であり、空力学的に実績のある翼列を採用している。圧縮機各段は独立したディスクよりなり、軸に対し同心に配置された貫通ボルトにて、前側スタブシャフト及び後側スタブシャフトに結合される構造となっている。

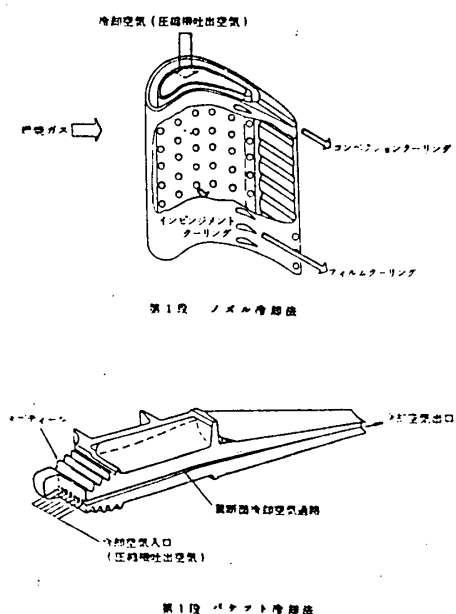
又、タービンロータは、衝動式3段(内径にて反動度1%以下)であり、圧縮機ロータと同様の構造となっており、第1段と第2段の間及び第2段と第3段との間にはスペーサを介し、貫通ボルトにて、前側及び後側スタブシャフトに結合されている。各段で発生する動力の割合は、35%、34%及び31%である。又、ロータ支持機構については、3軸受構造を採用し、ロータダイナミックバランスの改善がはかられている。



第4図 ガスタービンロータ

2.2.2 バケット、ノズル

タービン各段は精密鋳造製のロングシャンクバケットを採用し、高温ガス流中のプロファイル部からバケット植込部及びホイールへの熱流入の低減をはかっており、各ホイールは、圧縮機の抽出空気により表面冷却されている。第2段、第3段バケット先端にはシュラウドリングを採用し、半径方向すき間による損失低減ならびに翼振動抑制に効果を果たしている。又、各段には精密鋳造製の、セグメントに分割された(第1段:12, 第2, 3段:各16)ノズルが設けられており、それらは静止シュラウドにより支持されている為、高温ガス通路部品から、タービンシェルへの熱流入を低く保つことが可能となっている。尚、第1段ノズル及びバケットは圧縮機吐出空気により、内部冷却され、メタル温度を低くし、部品寿命の改善がはかられている。(第5図)



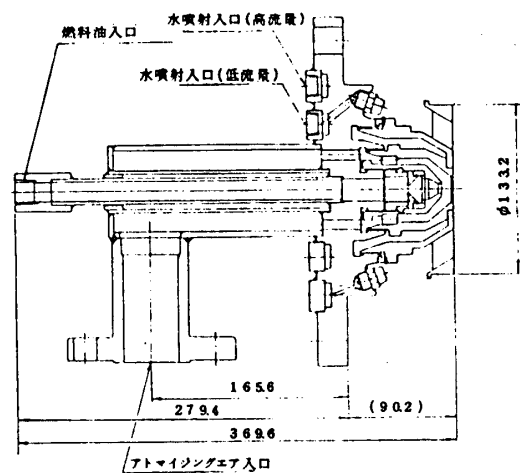
第5図 第1段ノズル及びバケット冷却

タービン部の材質として、第1段～第3段ノズルにはコバルト合金（FSX414）第1，2段バケットにはニッケル合金（IN738）及び第3バケットにはニッケル合金（U500）をそれぞれ採用している。特に第1段バケットにはPt-Cr-Alコーティングをほどこし、耐腐食性能の向上をはかっている。

2.2.3 燃焼器

本ガスタービン燃焼器は従来より実績のある円筒型、逆流式を採用しており、NOx低減の為に水噴射を実施することを考慮し、ルーバタイプ（フィルム冷却方式）ライナ14本が使用されている。

ライナ内で発生したガスは、トランジションピースによってノズルへ導びかれる。燃料ノズル（第6図）には液体燃料（灯油）噴射口、低圧噴霧空気噴出口ならびに水噴射ノズル（燃料ノズル1個当たり12本）が設けられている。スパークプラグは低電圧放電方式を採用し、着火信頼性の向上をはかっている。

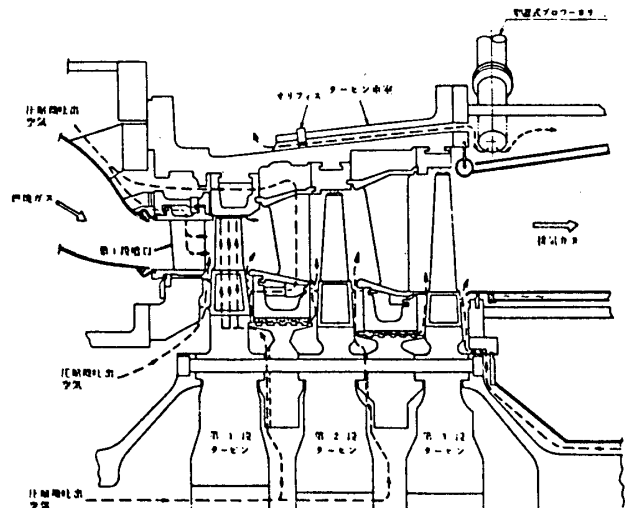


第6図 燃料ノズル

2.2.4 空気取入室，ケーシング及び排気室

空気取入室は、日立製作所とGE社とが協同開発したMS7002形ガスタービンで採用した吸音処理を施し、圧縮機で発生した騒音の低減をはかっている。入口ケーシングには入口案内翼を設け、起動及び停止時の圧縮機サージング防止、ならびに部分負荷におけるコンバインドサイクルプラント性能向上の為に、圧縮機入口空気流量調整による排気温度制御を行なう。圧縮機サージング防止に対しては更に11段の抽出空気を起動・停止過程でブリードすることにより、安全性に余裕を持たせてある。各ケーシングには保守点検を容易にする目的で下記の如くボアスコブ取付穴を設けている。

- | | |
|-------------------|----|
| 圧縮機第1段ブレード | 2個 |
| " 第12段 " | 2個 |
| 圧縮機第17段ブレード | 2個 |
| 第1段タービン（シュラウド） | 7個 |
| 第2段 " " | 6個 |
| 第3段タービン（3個，上項に含む） | |



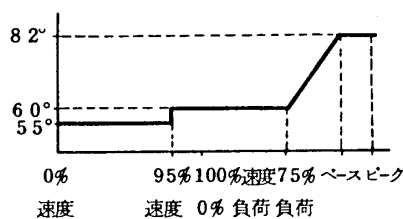
第7図 タービン部冷却方式

排気室は、特に排ガスボイラ（含、排煙脱硝装置）設置に伴うガスタービン排圧増加を考慮した構造ならびに冷却方式（第7図）が採用されており、又、排気損失低減の為、ストラットを軸方向に対し一定角度をもたせるなど数多くの新設計を導入している。

2.3 コンバインドサイクル用ガスタービンの特徴

本、排熱回収型コンバインドサイクルガスタービンの特徴は下記の通り

- (1) 部分負荷時のプラント性能向上の為、負荷に応じて入口案内翼開度を調整し、排気ガス温度を高く保持している（第8図）。
- (2) ガスタービン排気系統に排ガスボイラ及び排煙脱硝装置が設置されることに伴う排ガス圧力増加を考慮した排気室構造及び冷却方式を採用している。
- (3) 騒音低減の為、吸気系統には3段平行バッフル形サイレンサー及び、排気系統には高周波1段及び低周波2段の平行バッフル形サイレンサー⁽⁴⁾を設置している。
- (4) NO_x低減の為、水噴射装置を有し、マイクロコンピュータを使った水噴射制御装置（水燃比制御）を有している。（対圧縮機入口空気比最高1%）
- (5) 限られた用地内で既設設備を有効に利用した配置となっており、排ガスボイラ上流側排気ダクト内ガス流れを流体力学的に均一とするため、モデル試験にて確認の得られた構造を採用している。



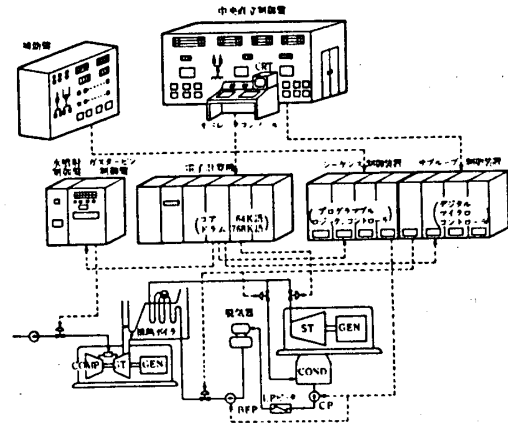
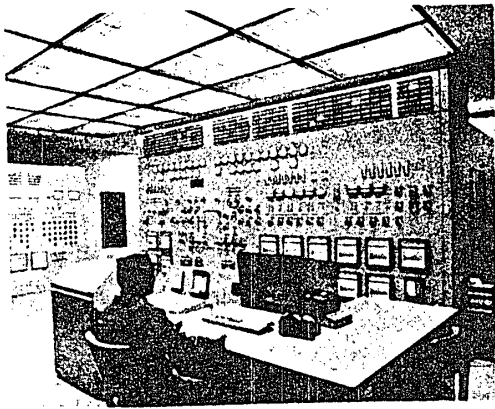
2.4 付属設備

ガスタービン付属設備としては、水噴射装置、燃料移送装置及び、排気室冷却用ブロワ装置等がある。これらは、全て予備機を有するが、特に排気室冷却用ブロワ装置は、その信頼性が最も重要である為、予備機はランニングスペア方式をとっている。又、騒音面では、水噴射装置は、発電所内でも特に静寂な区域に設置されている為、防音ハウスを設置し低騒音化をはかっている。

3. 制御

本ガスタービン制御盤には、数多くの納入実績を有する電子式制御装置を採用しているが、この他にガスタービンの起動準備、起動、昇速、プラント起動から目標負荷まで、及び、所定負荷から停止までの運転監視制御を電子計算機（H I D I C - 8 0）とサブグループ制御装置の組合せで中央制御室より総合的に行なわれており、大幅な自動化がはかられている。（第9図）

ガスタービンの制御機能は、基本的には、速度、負荷の要求に応じて燃料量を調整す



第 9 図 中央制御室全景及び制御装置全体構成図

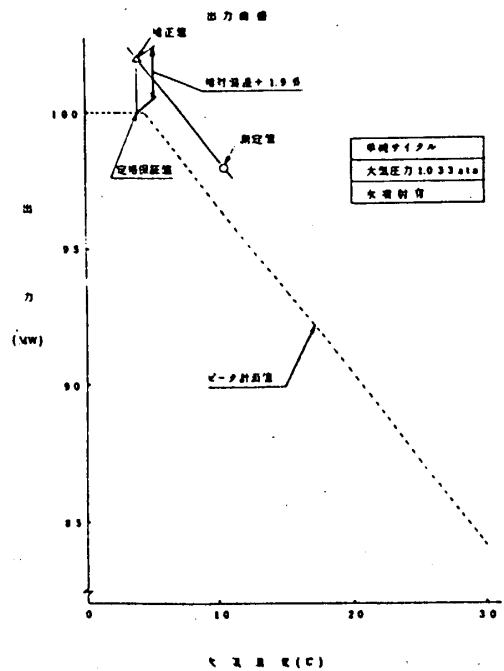
ることであり、この燃料量を決定する電圧信号が V C E である。V C E を制御する系統は、起動制御、速度制御及び温度制御の 3 系統から成り立っている。本ガスタービンは、この 3 系統の他に、入口案内翼制御ループを有し、部分負荷時、排気温度に応じた電圧信号 I C E によって開度調整されている。又、シーケンス制御装置、温度保護装置、過速度あるいは過振動保護装置などの保安装置、ならびに、燃焼器監視装置、水噴射制御装置も本制御装置の中に含まれている。

4. 運転実績

本ガスタービンのシングルサイクル運転時の計画性能は第 1 表に示す通りであるが、ガスタービン単独の性能の向上は、コンバインドサイクル総合性能の向上の大きな決め手となる。又本プラントは、大気汚染、騒音等環境への影響を極力抑制するよう十分な配慮がなされている。以下にガスタービンの性能、ガスタービン水噴射装置、ガスタービンサイレンサー設備の運転実績について述べる。

4.1 性能

排気ガスをバイパスさせたシングルサイクル運転において、ガスタービンは最大出力 100 MW を保証項目としている。この最大出力試験の結果を、第 10 図及び第 11 図に示す。ダクト圧力損失が予想より低かったこと、水噴射の効果が予想より良好であったことにより、出力及び効率共に計画、保証値を十分上廻る成績となっている。とくにガスタービンの単機効率の



第 10 図 出力曲線

大巾な向上はコンバインドサイクル性能の向上に大きく寄与する結果となった。

4.2 NOx, 煤塵, 煙色

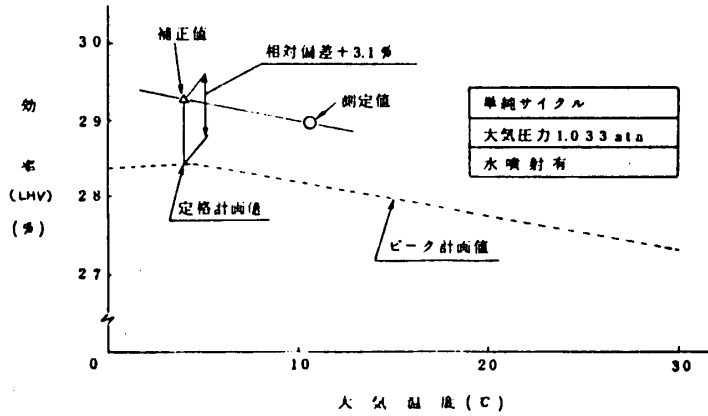
本プラントは灯油を燃料としており、窒素含有量が微小なことから、発生するNOxは、サーマルNOxが主となる。シンプルサイクル運転の場合は脱硝装置が使えない為に、ガスター

ビンの発生源で低減させる必要のあること、コンバインドサイクル運転の場合はボイラ側の脱硝装置の脱硝効率を補う必要のあること、理由から、NOx発生源のガスタービン燃焼器内で水噴射を実施している。コンバインドサイクル運転状態において、水噴射を一定の制御スケジュールに沿って実施した時のNOx濃度を第12図に示す。シンプルサイクル運転時には、水噴射量を増加させることにより、規制値を満足させることができた。

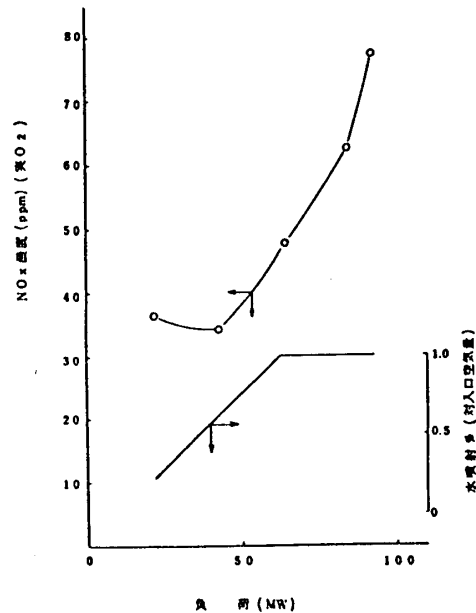
煙色については、燃料が灯油である為に、起動途中、定格運転中共に目視にて不可視の状態であった。

4.3 騒音

ガスタービンの吸気ダクト、排気ダクトには、共にパラレルバフル型のサイレンサーが設けられており、規模の大小の違いはあれ、従来の小型ユニットと基本的には同等の設計である。ガスタービン本体ケーシング表面及び補機表面から伝搬してくる騒音については、吸音材を施したエンクロージャにより遮音して対策している。ガスタービン建屋内において測定した、エンクロージャ外側の騒音実績値を第13図に示す。

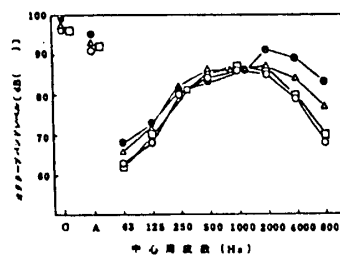


第11図 効率曲線



第12図 NOx濃度曲線

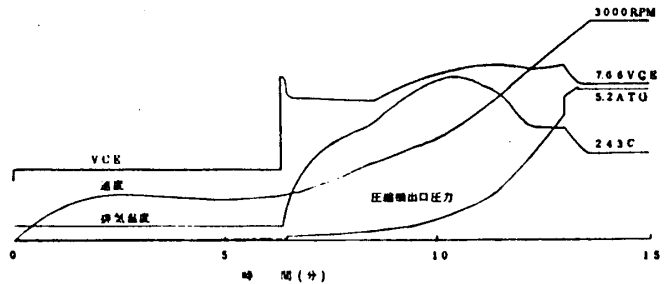
機種	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A	Q	記号
燃焼室	63	65	65	64	65	65	70	66	91	96	○
燃焼室	63	70	81	85	87	86	89	70	92	96	□
燃焼室	63	70	80	84	83	88	81	73	90	96	
燃焼室	66	73	83	86	86	87	84	77	93	97	△
燃焼室	68	73	81	83	86	91	89	83	96	99	●



第13図 機側騒音値

4.4 起動特性

第14図は、ガスタービンの起動特性を示すものである。起動は起動スイッチを入れるとシーケンシャルに自動的に行なわれ約14分で完了する。起動信号が入り、潤滑油及び制御油の状態が確認されると直ちに起動モーターが作動し、圧縮機＋タービンが回転をはじめ、約2分後に着火速度（約20%）に達し、



第14図 起動曲線

さらに約5分間ダクト及びボイラのパーズを行なう。パーズ完了後ここでVCE信号が出され燃料の供給が開始される。着火が確認されると排気温度及び加速度の制限を越えないように昇速され定格速度に到る。

5. 結 言

以上、140 MW コンバインドサイクル用大容量ガスタービンについて、その概要を紹介した。本排熱回収形コンバインドサイクルプラントは、現在、各分野の方々から注目を集めており、省エネルギー対策の有力な一手段として今後の飛躍的發展が期待されている。

参考文献

- (1) 徳永「日立-GE MS9001型ガスタービン50Hz発電用大容量ガスタービン」日本ガスタービン学会誌 VOL7 NO27 昭和54年12月
- (2) 長友「日立-GE MS9001型大容量ガスタービン使用の排熱回収型複合サイクル発電設備」日本ガスタービン学会誌 VOL8 NO32

昭和56年3月

- (3) 小島，大島，星野「大容量2軸型ガスタービンの開発」日立評論 56，1064，昭和49年11月
- (4) 下出，井川，星野「ガスタービン開発プラントの騒音対策」日本ガスタービン学会誌 VOL4 NO16 昭和52年3月

A-3

60 MW 級 ガスタービン発電バージについて

青木千明 (石川島播磨重工業)
 吉本健一郎 (石川島播磨重工業)
 * 植松功雄 (石川島播磨重工業)

1. 背景

本プロジェクトは 1979年6月にバングラディッシュ国電力方 (BANGLADESH POWER DEVELOPMENT BOARD) との間で契約された ターニキプロジェクトです。バングラディッシュは中央をジャムナフトラ河 および ガンジス河で東西に二分されており、その河の支流がいたる所細目のように流れています。そのため交通および電力網は完全に東西に二分されています。西側地区には南北に一本の送電線が走っており、ガスタービン、スチムタービン、ディーゼル 駆動の発電装置が結合されています。発電バージは、この電力網の中に組入れられ、西南部の工業都市クルナ市に設置されました。

この国、特に西地区は電力が不足しており予備電力も無い現状です。本バージを設置することにより従来の発電能力はほぼ倍増し、約120MWとなり不足電力の解消と共に従来十分に行なえなかったプラントの休止整備が可能となり、グリッドの信頼性向上が期待されます。

将来は東西両地区を結ぶ送電線が建設されることになっており、その際は天然ガスが出る東地区に本バージは移設される予定です。

2. ガスタービン発電バージの性能

大気温度 35°C で 28 MW ピーク時 30 MW 発電可能な IM5000 ガスタービン発電装置を2基搭載しております。また送電線の電圧は 132 kV であるため昇圧トランスを発電バージに設置し 132 kV 56 MW を陸上の変電所へ供給しています。

この地区はサイクロンの発生が多いため最大 67% の風速に耐える構造、特に係留システム、ケابلシステムになっており、また 41% まで発電が可能なるよう配慮されています。

形式	IM 5000 単純開放3軸形 2SC/LP
性能 軸端出力	30 000 kW
軸端熱効率	33.5 %
} 保証値 (大気温度 35°C)	
起動時間 (起動から全負荷まで)	7 min
ガス発生機 (General Electric 社 (米国) 製)	
形式	7LM5000 GA102
低圧圧縮機	軸流 5 段 (圧力比: 約 2.5)
高圧圧縮機	軸流 14 段 (圧力比: 約 12) (前 6 段可変静翼機備付)
燃焼器 形式	アヌラ形
燃料噴射ノズル	30 本
高圧タービン	軸流 2 段 (冷却翼付)
低圧タービン	軸流 1 段 (入口ガス温度: 785°C)
出力タービン (軸流 3 段) (IH1 製)	
形式	ITA 1203
入口ガス温度	700°C
圧力	4.24 kgf/cm ² abs
出口ガス温度	455°C
流量	115 kg/s
使用回転数	3 000 rpm

通常の船では 1年に1回ドック入りし検査しますが パンプラティッシュには 発電バジが入るドックがありません。そのため船体塗装は 最良の方法を採用し十分な耐久性を持つようにしてあります。

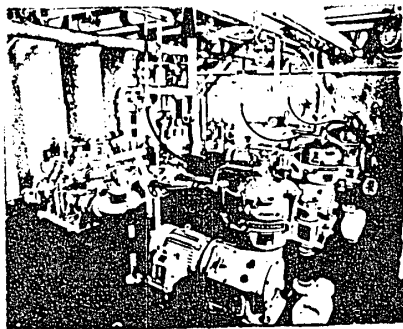
電力最大需要時 発電バジを含めこの系統の発電装置が運転状態となります。

そのためメンテナンスも最短停止期間で充てるよう オンコンディション モニタリングシステムを採用し 計画的にメンテナンスを行なえるよう 配慮してあります。

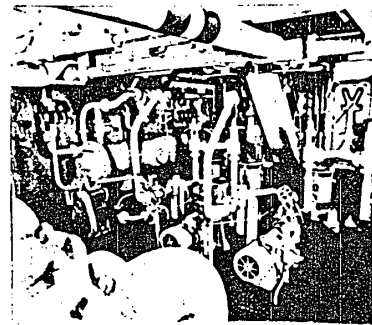
発電バジの用途から係留中の安定性 おび 曳航中の安定性を確保出来る 船体構造となっております。

3. 発電バジの構造

発電バジは 船体と上甲板構造物に大別出来ます。船体の中央には 470m³の燃料タンク、隣接して燃料処理室(燃料予圧ポンプ、油清浄機、ドレニタンク等)、2重扉を介して補機室(潤滑油タンク、潤滑油ポンプ、冷却水ポンプ、冷却器、空気圧縮機等) また その一角に予備品室が配置されています。上甲板部分には トランスヤード、発電機室、エンジニア、制御室、メンテナンス クレーン、非常用発電設備、メンテナンスヤードが 平面的に配置されています。



(※1回) 燃料処理室



(※2回) 補機室

4. 係留方式

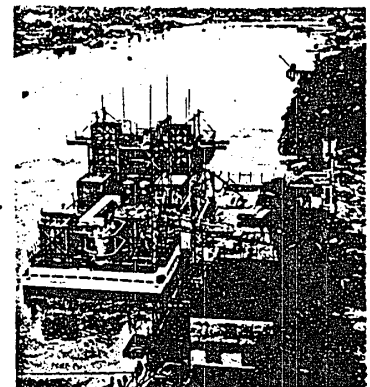
係留方式の設計は 次の点を考慮してあります。

- 1) この地区は三角洲による土地のため地盤が柔らかい。
- 2) 最大風速 67% に耐える構造である。
- 3) 1日の干満差が 1.5m から 2.5m 最大差は 3.5m である。
- 4) 河の流れは約 3ノット、1日1回流れの方向が逆になる。

この結果 岸壁と発電バジは 岸壁側 2ヶ所を固定し

発電バジにボールを取り付け 上下に移動可能な

クランプ方式を採用しています。



(※3回) 係留状態

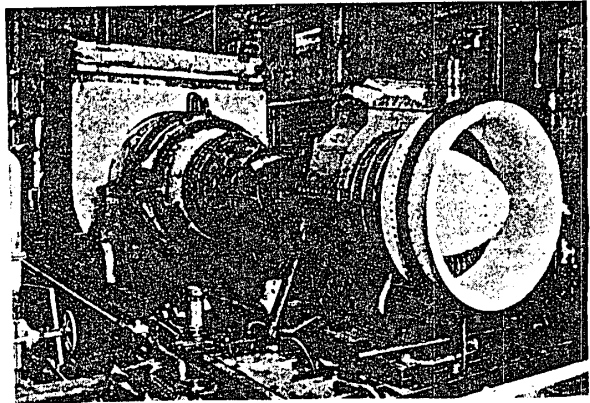
5. ガスタービン発電装置

IM5000 ガスタービン発電装置は GE社製 LM5000 ガス発生機、当社製パワータービンにフラッシュ社製 発電機を直接ダイヤフラム軸接手を介して 3000rpm で駆動させていた。本ガスタービン発電装置の特長は 1) 高効率である 2) オンコンディションモニタリングシステムの採用 3) 軽量・加速起動時間が短い 等等を有しています。一例として大気温度 35℃、発電機端子における熱効率の実測値は次の通りです。

28MW 時 36% 21MW 時 33.5% 14MW 時 30.5% 7MW 時 23%
また 起動の信頼性も高く 300 回以上実施しましたが 起動失敗は皆無でした。

5-1 ガスタービンシステム

ガス発生機は 前側を左右各 1 本の支持脚 後側をパワータービンの接続ダクトとフラッシュ社で結合し固定されます。パワータービンとガス発生機は 共通機械台に据付けられ 同機械台の底床には各種配管および配線が組込まれています。これら固定配管とガス発生機取出口の間はテフロンホースにより結ばれ ガス発生機の熱膨張の吸収および振動の絶縁をしています。ガス発生機は 部分負荷でのストール防止のため VSV および VBV の機能を持っています。VBV は 低圧圧縮機と高圧圧縮機の間に取付けられ 低圧圧縮機の空気をブリードコレクタ、ダクトを通して外却へ排出しています。VSV は 部分負荷状態での性能改善に効果を与え 上記の通り高い部分負荷効率を有しております。



【表4回】 IM5000 ガスタービン全景

燃料制御方式は 電子油圧式を採用しており 電子機器は制御盤に取付けられ 油圧部分 (燃料弁、アクチュエータ) は 燃料ユニットに組込まれ エンクロジヤの側壁に据付けられています。

5-2 燃料システム

燃料は ハイスピード ディゼル燃料が使用されており 陸上の貯蔵タンクから 移送ポンプを通し 発電バージの燃料タンクへ送油されます。燃料タンクから燃料予圧ポンプにより 3 台の油清浄機に送られ 燃料中の夾雑物を除去した後 オバートトタンクに入り ガス発生機駆動燃料ポンプに導かれます。発電バージの燃料タンクは 2 台の装置が全負荷で 1 日運転可能容量としてあります。

この発電バージは 5 年向クルナ市に保留使用された後 天然ガスの発生する東地
区に移されます。この時点で燃料制御システムはデュアル燃料システムに改造
され 天然ガスを燃料として稼動します。

5-3 潤滑油システム

2種類の独立した潤滑油システムを持っており ガス発生機用合成油潤滑油システム
他はパワーヒン および 発電機用添加剤ヒン油潤滑油システムです。

ガス発生機用潤滑油システムは 軸受への油の供給、VSV および VBVの制御油
および 燃料弁の作動油用に使用されます。潤滑油ポンプ、排油ポンプ および
制御油ポンプは ガス発生機の軸から直接機械歯車装置を通し駆動されます。

タービン油用潤滑油システムは パワーヒン および 発電機の軸受に油を供給しますか
一部は油を分岐し ガス発生機用潤滑油を冷却します。また 供給システムは
1) 交流電動機駆動ポンプによる供給 2) 直流電動機駆動ポンプによる停電時
の供給 3) パワーヒン前部軸受のみ冷却のため油の供給 により構成されます。

5-4 冷却水システム

舷側にある冷却水取入口から河の水を吸込み、バージに設置された沈澱池で夾雑物を
除いた後 冷却水ポンプで潤滑油冷却器、空調設備、産気圧縮機へ供給されます。
水は細かい砂のため常時混濁しており、これを細かい砂が 冷却器や空調設備に
悪影響を及ぼすのを防止するため 沈澱池を特に設けています。

5-5 産気圧縮システム

圧縮産気は ガス発生機起動用スタート、非常用発電装置用スタート および 産気弁
等の雑用に使用されます。産気槽は 上甲板に2個設置され 直射日光を受けない
ため産気槽設計圧力は 使用圧力 24%、トリ安全率を考慮し 高目に設定しています。

5-6 換気および消音設備

本バージの設置場所から特に騒音上の制約を受けるところはありませんが、本バージの
設置により環境が悪くなるのを防ぐため配慮しています。ガスタービン吸排気には
スタート形状消音器をまた ガスタービン却け防音エニクロジトにて遮音され
岸陸上で 80 dB(A) 以下に騒音レベルをおさえています。

エニクロジト内の換気は 吸込フィルタ室から清浄な産気を2台の換気ファンにより
押込み ガス発生機の表面を冷却すると共に ケースベント から吹出す高温産気と
混合し 排気ダクト上切より大気へ排出されます。

また 共通機械台下部と船体上面との間には 空気を自然循環させるための 空筒を設け 温度による共通機械台の変形を最小限にするよう対策を計っています。

5-7 消火設備

燃料に天然ガス および ディゼル油 (引火点が低い) を使用するため NK 規格の 防爆指針を適用しています。防爆区域は エンクロージャ、燃料処理室 および 燃料タンクで この区域に使用する機器は 耐圧防爆品を採用しています。

エンクロージャ および 燃料タンクの消火は 炭酸ガス噴射による方式 また トランスの火災は 冷却水を噴霧し 本体の温度を冷却させる対策を取り入れています。

6 電気設備

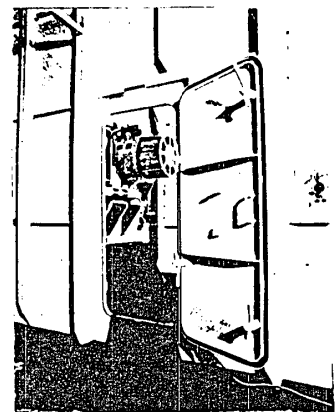
2台の発電機は 各々独立した部屋の中に据付けられ 部屋の後部は 発電機のロータの換取り および メンテナンススペースが設けられています。

両舷に配置された発電機室の間には 高圧盤 および 補助トランスが据付けられ、発電機 高圧盤 および トランスの間はバスダクトにより結ばれています。

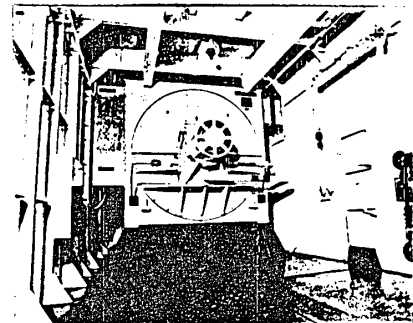
一方 モータコントロール センサ や バッテリ、盤は 制御室に隣接して配置されています。

電気設備で特に考慮を計った点は

- 1) 船体のたわみによる発電機・パワータビン間のアライメント誤差を最小にする。
- 2) 船体の動揺による機器への影響を無くす および トランスオイルの揺れ防止 特に 劣航時に対する防止対策。
- 3) 発電バージの上下動を吸収し 長寿命を保つ。発電バージから陸上への送電用ケーブルブランチシステム
- 4) 直撃雷が多いため その防止対策
- 5) 高温多湿地域で使用するため 防湿対策
- 6) 制御システムへのノイズ防止対策の強化 です。



[第5回] 発電機室入口



[第6回] 発電機室内部

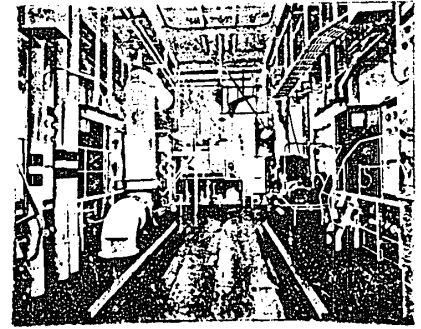
非常用電源として 110 V バッテリ設備 および 150 kW ディゼル 駆動非常用 発電設備を備っており、停電後 20 秒以内に補機用電源を供給します。

7 メインテナンス

IM5000 ガスタービン特にガス発生機は オンコンディション モニタリング を採用して
おり 運転中の状態量のトレンド管理 などには

ボアスコープにより内部点検を実施し 状況に応じた
予防メインテナンスを行なうことにより エンジンの
停止時間を極力少なくするよう配慮しております。

もし 修理が必要となった際は エンジンの天井
を取り除き クレーンにより ガス発生機を吊り上げ
メインテナンスヤードに移します。ここで専用治工具を
使用することで短時間に修理が完了出来るよう
配慮されています。



【お7図】 ガス発生機
メインテナンスヤード

また、たとえば 高圧圧縮機はエンジン内で修理点検が可能です。

8 運転

起動特性は 起動指令が入ってから発電機同期速度に到達するまで約120秒を要し
通常運転の場合は5分間の暖機運転を行ないます。同期速度から全負荷までは2分間
に設定してあります。非常の場合は暖機運転時間を省略することが出来ます。

負荷制御方式は 周波数制御とKW制御 両方の機能を持っており、グリッド側の
特性から2台の内の1台は KW制御、他方は周波数制御を行ない 1ヶ月ごとに
切換えて使用しています。

悪気象条件を想定した運転 発電バージを5度傾斜させ ガスタービンを含めた
発電装置が支障なく運転出来る 確認試験等 実施しております。

9 あとがき

昨年6月発電バージを客先に引渡して以来 今までに2台の発電装置で13,000時間
以上円滑に運転され IM5000 ガスタービンが 高効率発電装置としての
信頼性を十分に裏付けてくれたものと確信しております。

A-4

ガスタービン利用によるアンモニアプラントの省エネルギー

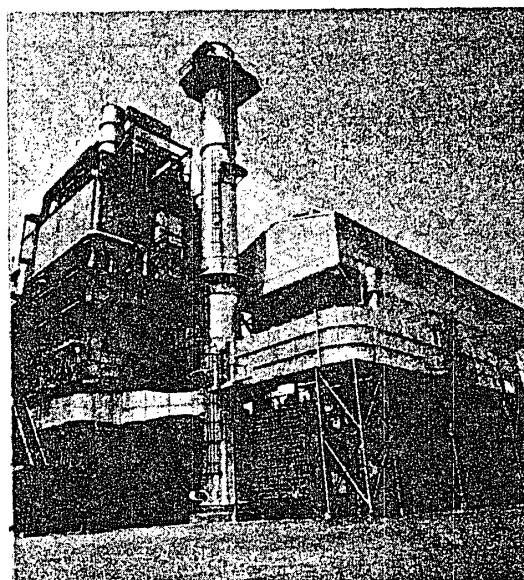
*宇 治 茂 一 (石川島播磨重工業)

池 田 三樹夫 (石川島播磨重工業)

1. 緒 言

近年、ガスタービンの需要は急速に増加してきたが、単独機関としての熱効率には他の原動機に比べて必ずしもすぐれてはいないため、従来の利用分野は限られたプラント、たとえば中近東産油国におけるパイプライン、あるいは発電所におけるピーク負荷時および非常用発電プラントなどに限定されていた。しかしながら、ガスタービンはその発生損失のほとんどが比較的高温な排出ガスの熱エネルギーの形であるため、排熱の有効利用によってガスタービン単独効率の不利を十分にカバーし、総合効率として他の原動機よりすぐれたものとなりうる。

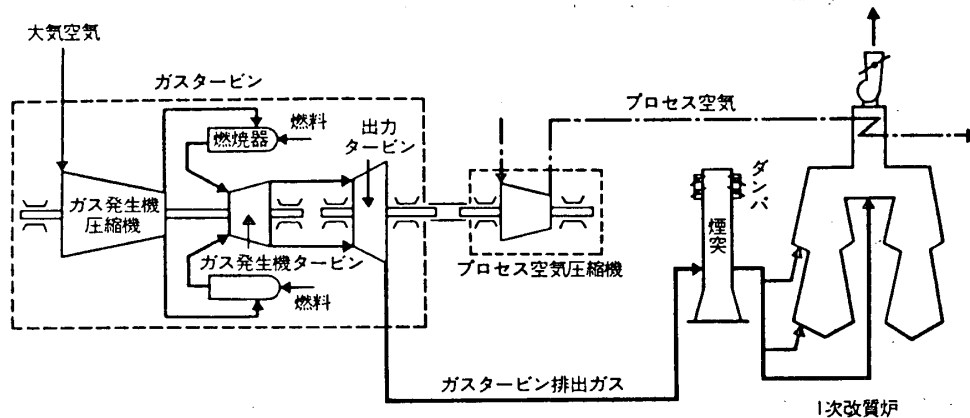
当社は、このたび Sulzer Brothers Ltd. (Switzerland) との技術提携にもとづき製作した 10000 kW 級 I H I - S U L Z E R S 7 形ガスタービンを、旭化成工業株式会社水島アンモニア工場(第1図)に設置し、上記ガスタービンの特性を実現した。S 7 形ガスタービンは、プロセスの空気圧縮機駆動用として使用されるとともに、同ガスタービンの排出ガスは1次改質炉の熱源の一部として使用され、これによりプラントの1次改質炉セクションとして約20%の省エネルギーが達成される。これはわが国において最初の試みであり、順調な稼働を続けているので、ここに本プロジェクトの概要を紹介する。



第1図 ガスタービン利用のアンモニアプラント

2. プロジェクトの概要

プラントの構成を第2図に示す。ガスタービンはプロセス空気圧縮機を駆動し、その排出ガスは排気ダクト内に導入される。排気ダクトは1次改質炉のバーナ部に結合され、ガスタービンの排出ガスは改質炉のメインバーナ、補助バーナにおいて再度高温ガスとなる。同燃焼ガスは炉内反応管に熱を与えたのち、改質炉対流部に設置された各種予熱器においてプロセススチームなどを加熱したのち、ドラフトファンにより大気に排出される。

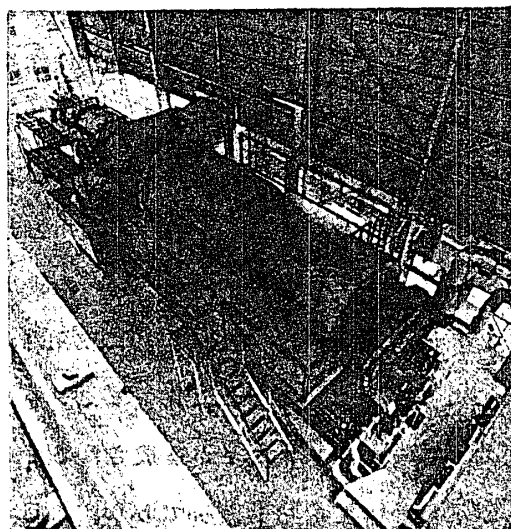


第2図 プラントの構成

S7形ガスタービン⁽¹⁾(第3図)は1970年にSulzer社から販売が開始され、同社では現在までに中近東地域を中心にパイプライン用圧縮機およびポンプ駆動用として50台以上の実績をもっている。本ガスタービンは、長期連続運転稼動用として設計された信頼性の高いガスタービンであり、化学プラントに組込まれる原動機として便利ないくつかの特徴を備えている。

本プロジェクトにおいて改造の対象となった改質炉は、テラスウォール形改質炉(第4図)と呼ばれるもので、輻射部(燃焼室)において原料炭化水素と蒸気とを触媒管内で反応させてアンモニア合成用ガスを発生させるとともに、対流部において排熱回収が図られている。

ガスタービン、改質炉間の排気ダクトの途中には煙突が設置されており、煙突頂部のダンパの開閉により、起動時の大気吸気量の調整、起動・停止時のガスタービンの排出ガスの改質炉への導入量の調節を行なう。通常運転時にはダンパが全閉となり、排出ガスは全量改質炉に導入される。



第3図 S7形ガスタービン

3. 省エネルギー効果

3.1 省エネルギー量

アンモニアプラントにおいて、従来蒸気タービンで駆動されていたプロセス空気圧縮機をガスタービン駆動とすると同時に、ガスタービンの排出ガスを改質炉に導入した場合の消費熱量： Q_{GR} は第5図から

$$Q_{GR} = Q_G + Q_{R2}$$

$$= Q_{P1} + (Q_{P2} + Q_{E2}) \dots \dots \dots (1)$$

一方、従来の蒸気タービン利用のシステムにおける消費熱量： Q_{SR} は第6図から

$$Q_{SR} = Q_S + Q_{R1}$$

$$= (Q_{P1} + Q_C + Q_{E1})$$

$$+ (Q_{P2} + Q_{E2}) \dots \dots \dots (2)$$

(1)、(2)式においては、簡単のためエンジン表面からの放熱および機械的損失は無視しうるものとして省略されている。そこで、従来のシステム(第6図)を第5図に示すガスタービン利用のシステムに変更することによる省エネルギー量： ΔQ は、(1)、(2)式から

$$\Delta Q = Q_{SR} - Q_{GR}$$

$$= Q_C + Q_{E1} = Q_S - Q_{P1} \dots \dots \dots (3)$$

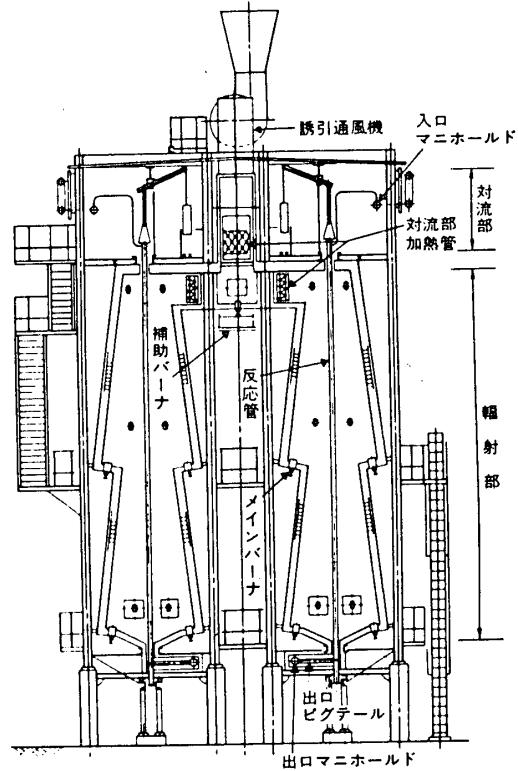
となる。ただしここでは簡単化のため、各装置は以下の条件を満足するよう構成されることとした。

- (1) 各方式において原動機の軸出力： Q_{P1} は変化しない。
- (2) 各方式において改質炉で吸収される熱量： Q_{R2} は変化しない。
- (3) 各方式において改質炉の排ガス熱量： Q_{E2} は変化しない。

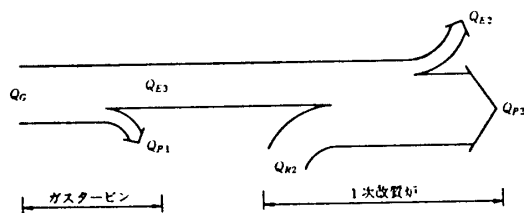
これらの条件を満足するためにガスタービンに要求される条件は

- (a) ガスタービンの定格出力がプロセス空気圧縮機の要求出力にマッチしていること。
- (b) ガスタービンの排ガス流量が1次改質炉のガス流量にマッチしていること。

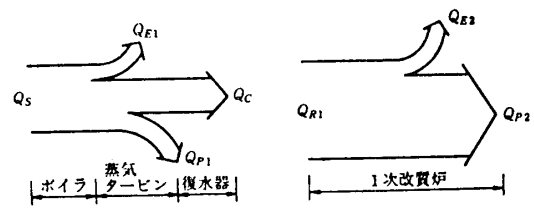
一般的なガスタービンにおいてこれら2項の条件を完全に満足しうるものはほとんどなく、その場合には、(3)式で示される省エネルギー量を達成することは不可能となる。したがって、ガスタービンの出力タービン可変静翼の角度変更による定格流量の変更および1次改質炉側の若干の改造等による最適化の検討が必要となる。



第4図 1次改質炉全体組立図



第5図 ガスタービン利用のシステムにおけるエネルギーフロー



第6図 蒸気タービン利用のシステムにおけるエネルギーフロー

3.2 省エネルギー率

前節において述べたように、省エネルギー量は個々のプラントの構成により異なるため、詳細については個々の検討を要する。そこで簡単化のため第3.1節における条件(1)～(3)が成立するものとして、省エネルギー率について以下に述べる。

原動機側の消費熱量と改質炉側の消費熱量の比率を

$$\frac{Q_S}{Q_{R1}} = \alpha \quad \dots\dots\dots (4)$$

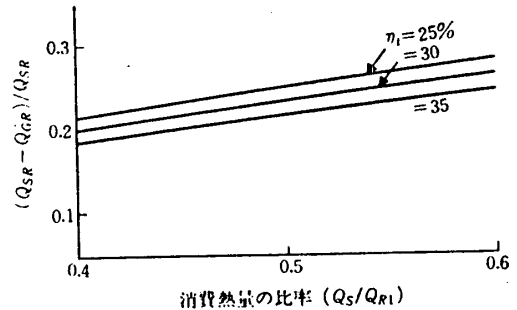
とし、原動機の熱効率を η_t とすれば

$$Q_{P1} = \eta_t Q_S \quad \dots\dots\dots (5)$$

となり省エネルギー率は次式で与えられる。

$$\epsilon = \frac{Q_{SR} - Q_{GR}}{Q_{SR}} = \frac{(1 - \eta_t)}{(1 + \frac{1}{\alpha})} \quad \dots\dots\dots (6)$$

(6)式の結果を第7図に示す。



(注) η_t : 従来のシステムにおける原動機の熱効率

第7図 省エネルギー率

4. ガスタービンの導入に際しての検討

4.1 ガスタービンと改質炉の適合性

改質炉に供給されるガスタービンの排出ガスの条件(流量、温度および酸素濃度)は、圧縮機および改質炉の運転条件から総合的に決定される。プラントの運転の各ステージにおいて行われた検討を以下に示す。

4.1.1 定常運転

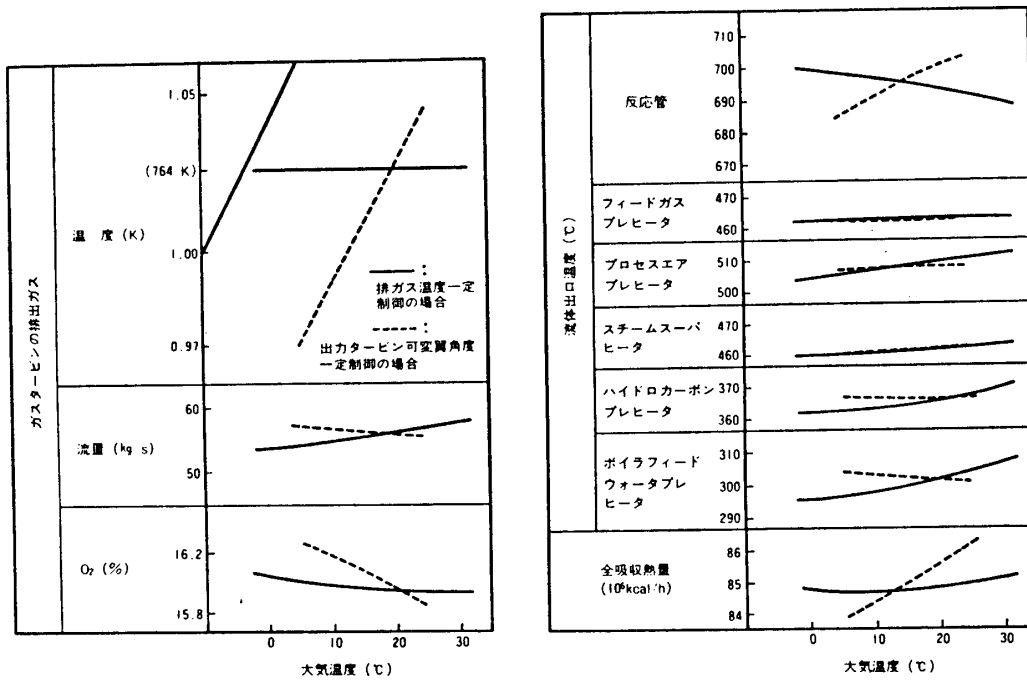
(1) ガスタービンの排出ガス中の酸素により、改質炉に必要な燃料の燃焼が問題なく持続するかを検討した。

(2) 夏冬、朝晩の気温の変化により圧縮機の負荷が変わるため、ガスタービンの排出ガスの組成、温度、流量が変化し、これにより改質炉の反応管出口温度、各対流管の出口温度、吸収熱量などが変化する。これらの変化量を第8図に示す。同図より、ガスタービンの排出ガス温度を一定に制御した方が改質炉に与える影響が少ないことがわかる。

大気温度の変化に対するS7形ガスタービンの諸性能値の変化を第9図に示す。

4.1.2 起動

改質炉は炉内断熱材、加熱管の保護のため徐々に昇温することが要求される。一方ガスタービンの排出ガスは、起動開始後数分以内で定常状態に近い温度まで上昇する。したがって、プラントの立ち上げにおいてどの時点でガスタービンを起動させるか、また発生するガスタービンの排出ガスをどのように改質炉に導入するかを検討し最適のスケジュールを設定した。



第8図 ガスタービンと1次改質炉の性能

4.1.3 非常停止

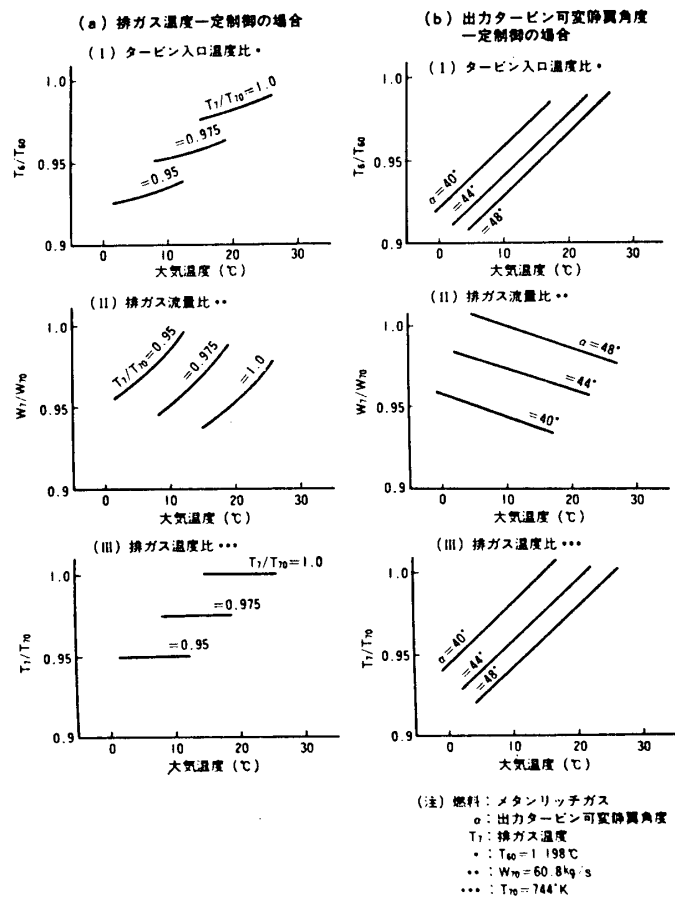
非常停止の際にガスタービンおよび改質炉が相互にどのような挙動を示すかを検討し、個々の非常停止に対する処置を決定するための一助とした。

4.2 信頼性の検討

ガスタービンが化学プラントの中に主要装置の一つとして組込まれる場合、ガスタービンの非常停止は関連プラントのすべてを停止させることになり、その影響は多大なものがある。したがって、ガスタービンの各構成機器および付属装置に対して種々の検討を加え、信頼性の向上を図った。

4.3 NO_x低減対策

本プロジェクトにおけるNO_x低減対策としては、ガスタービンの燃焼器内への蒸気噴射が採用された。蒸気噴射の方式はつぎの2案が検討され、実缶燃焼試験によりそれらの



第9図 空気圧縮機駆動S7形ガスタービンの性能

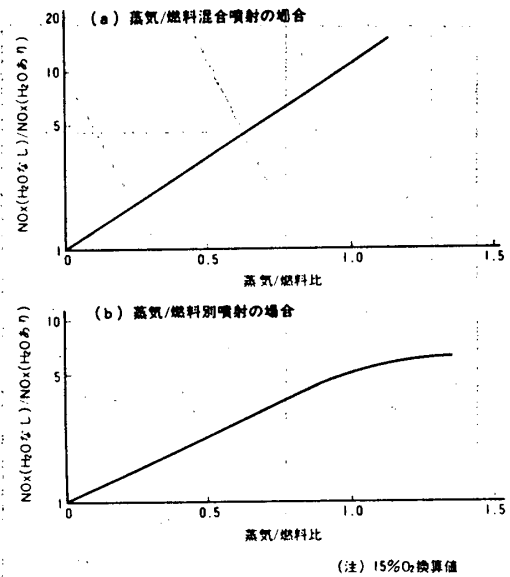
NO_x 低減効果が確認された。

- (1) 蒸気/燃料ガス混合噴射
- (2) 蒸気/燃料ガス別噴射

本プロジェクトでは、噴射蒸気量当たりの NO_x 低減効果の高い方式(1)が採用された。両方式における NO_x 低減効果を第10図に示す。

4.4 燃料の多様性

本プロジェクトでは、関連のプラントにおいて副製されるメタン系炭化水素およびブタン系炭化水素がS7形ガスタービンの燃料として供給され、コンビナートの燃料、原料状況に応じて混合比率が変更される。したがって燃料装置は、両燃料ガスのいかなる混合比率にも対応しうるよう配慮された。



第10図 NO_x 低減効果

5. 結 言

アンモニアプラントにおいて、ガスタービンの利用により大幅な省エネルギーが達成できるばかりでなく、関連のボイラの運転を一缶停止することができることによる保全費の低減などの副次的効果も期待でき、アンモニアプラントにおいてガスタービンが果たす役割はきわめて大きいものと確信する。

終わりに、ガスタービンの導入に対する旭化成工業株式会社の技術陣の卓見に深く敬意を表するとともに、多くの御指導をいただいた御好誼に対し、誌上ながら深く感謝の意を表するしだいである。

6. 記 号

- | | |
|----------------------------|--------------------------------|
| Q_{P1} : プロセス空気圧縮機の必要出力 | Q_{P2} : 改質炉で吸収されるエネルギー |
| Q_{E1} : ボイラからの排ガスエネルギー | Q_{E2} : 改質炉からの排ガスエネルギー |
| Q_{E3} : ガスタービンの排ガスエネルギー | Q_{R1}, Q_{R2} : 改質炉の燃料エネルギー |
| Q_G : ガスタービンの燃料エネルギー | Q_S : ボイラの燃料エネルギー |
| Q_C : 復水器での排水エネルギー | |

7. 参 考 文 献

- (1) 大塚敬介、岩元紀昭：産業用S7形ガスタービンについて第5回ガスタービン定期講演会講演論文集 1977年9月 B9

曲面上のフィルム冷却に関する実験 (第2報)

*進藤 重美, 坂田 公夫, 吉田 豊明 (航技研)

後藤 哲哉 (日大院)

1. 緒言

タービン翼のフィルム冷却は、タービン入口温度が 1,300°C 前後の実用翼において多孔列 (MRFC) 又は全面冷却 (FCFC) が適用される時代になっている。これら冷却翼の設計に際しては、平板による 1 列, 2 列, 多列の様々な基礎研究、翼列による冷却試験等の成果を技術資料とするが、曲率, 速度勾配の異なる様々な位置に各々必要十分な冷却性能を有するように冷却孔を設計することは未だ容易ではなく、試験翼を試作して、改良を重ねる方法をとるのが一般的である。航技研で行っている断熱翼模型の二次元翼列試験は実用翼設計と性能解析にとって、より実際的で有用な資料となることを企図して、内部対流冷却の効果を除いたフィルム冷却のみの性能を、曲率と速度勾配から見て代表的な翼表面上の位置について、実験解析するものである。

供試翼は図 1 に示すように 6ヶ所のフィルム冷却適用位置があり、前報¹⁾において 1 列円孔の No. 1, 3, 4, 6 についての実験解析, 結果を報告した。本報告では No. 2 及び No. 5 の 1 列円孔について、また No. 3 位置の 2 列円孔千鳥配列について、実験を行った結果を述べ、後に前報の結果とあわせて考察する。

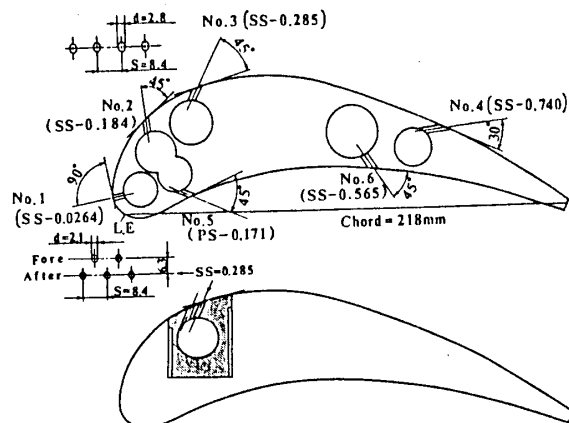


図 1

2. 実験装置及び方法

実験は二次元翼列風洞による常温低速実験であり、冷却空気は主流より約 40°C 高く加熱して供給される。前報に装置等を述べてあるので詳細は省略する。アクリル樹脂製断熱翼模型は図 1 に示す通り 2 種類あり、2 列千鳥配列吹出孔についてはカセット式に交換し得るようになっている。各吹出孔の諸元を表 1 に示し、実験条件・範囲を表 2 に示す。以下は記号の定義及び説明である。

フィルム冷却効率

$$\eta_f = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c}$$

第 9 回ガスタービン定期講演会講演論文集 ('81-6)

Hole No.	Hole Dia. d (mm)	x/Ls.p	$\alpha(^{\circ})$	Velocity grad. K ($Re_s \times 10^3$)	Curvature 1/r (1/m)
1	2.8	SS-0.0264	90	129 ($\times 10^{-4}$)	71.4
2*	2.8	0.184	45	4.52	25.5
3	2.8	0.285	45	1.89	14.9
4	2.8	0.740	30	-0.150	2.2
5*	2.8	PS-0.171	45	0.0	-4.8**
6	2.8	0.565	45	7.19	-4.1**
2 Rows*	2.1	SS-0.285	45	1.89***	14.9

表 1

* Present Study
** Concave Surface
*** After Row

主流出口レイノルズ数: Re_s	$2.5 \times 10^5, 5.0 \times 10^5$
主流乱れ強さ	3.8 %
密度比: ρ_c / ρ_{∞}	0.89
主流温度: T_{∞}	18 ~ 25 °C
吹出し空気温度: T_c	50 ~ 60 °C
質量流通比: M	0.25 ~ 1.5
運動量比: I	0.06 ~ 3.2

表 2

吹出質量流速比

$$M = \frac{(\rho \cdot v)_c}{(\rho \cdot u)_g}$$

運動量比

$$I = \frac{(\rho \cdot v^2)_c}{(\rho \cdot u^2)_g}$$

速度勾配

$$K = \frac{v}{u_g} \frac{du_g}{dx}$$

翼面上位置

$$x/d$$

翼列出口(主流)レイノルズ数

$$Re_3 = \frac{u_3 \cdot c}{\nu_3}$$

主流局所レイノルズ数

$$Re_g = \frac{u_g \cdot \ell}{\nu_g}$$

吹出しレイノルズ数

$$Re_d = \frac{v_c \cdot d}{\nu_c}$$

記号

T: 温度, ρ : 密度, u, v : 速度, M_{opt} : M の最適値

c: 翼弦長, ℓ : 前縁より各吹出孔までの距離, ν : 動粘性係数

x: 各吹出孔下流端からの流れ方向の距離, d: 吹出孔径

添字

3: 翼列出口, g: 主流局所, c, d: 吹出空気, aw: 断熱壁(フィルム)

3. 実験結果

3.1 流れ方向フィルム冷却効率

(1) 背側吹出し(No. 2) 図2は背側前縁より位置し曲率, 速度勾配もある程度大きいNo. 2吹出孔下流の x/d によるフィルム冷却効率の分布を示す。Mを大きくするに従い η_f の低下率は小さくなり、 η_f のレベルも低くなる。M = 1では広い範囲できわめてゆるやかな変化を示すが、主流レイノルズ数の高い方は $x/d=7$ において極大値がみられる。これはMが小さい時吹出流は翼面に沿って流れるが主流と直ぐに混合し、Mが中程度(M=0.5)では吹出孔直後から翼面に付着し、Mが更に大きくなると吹出部で主流に吹抜け下流で再付着する現象に対応しているものとみなされる。

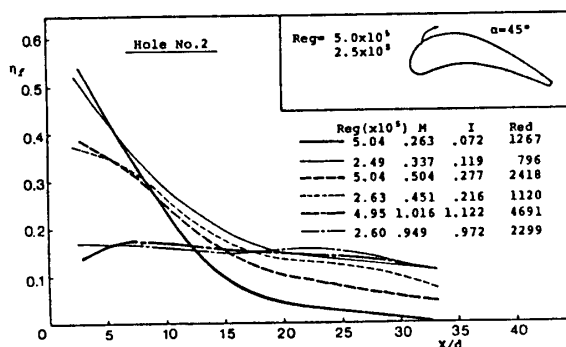


図2

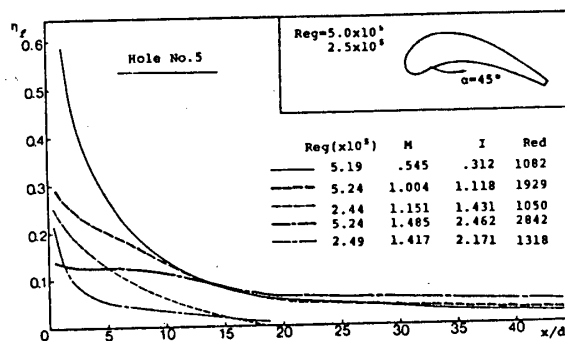


図3

(2) 腹側吹出し(No. 5) 図3は腹側前縁より位置し、負の曲率が大きく速度勾配のないNo. 5吹出しの結果である。Mの大小に係らず η_f の低下が激しく η_f のレベルも低い。また、背側でみられたような M > 1での再付着がなく、吹出流は主流へ吹抜けたままである。

(3) 背側2列吹出し(No. 3と同位置)

この吹出しは $d=2.1$ mm, 孔数61, スパン方向のピッチ $4d$, コード方向のピッチ $3d$ とし, 後列を前縁より79.2mm(No. 3と同位置)に位置する2列千鳥配列とし、吹出孔面積を先に行った1列吹出孔面積にはほぼ等し

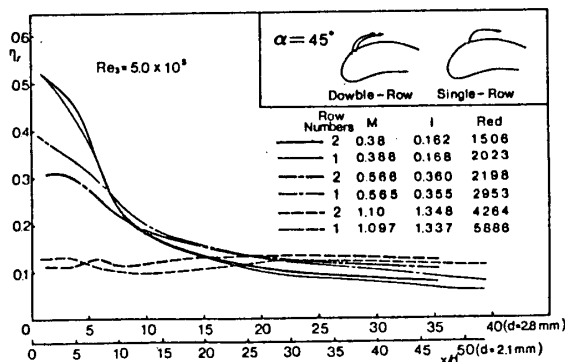


図4

くした。この吹出部はカセット式でブロック形状をしており、ブロック内の供給空気の熱伝導の影響等を考察から除外するため、同じブロック形状の1列吹出し(No. 3吹出しと同一形態)部を用いて比較評価した。熱電対は後列下流から埋込み前後列中間には熱電対は無い。従って、図4は後列より下流のフィルム冷却効率の分布を表わす。この吹出し位置はNo. 2位置に比べ曲率、速度勾配ともわずかにゆるやかで、 η_f の値は全体に少し低い。分布の傾向はほぼ同じである。1列と2列を比較すると、小さいMではフィルムの翼面付着性が双方ともに良いため η_f は吹出孔近傍では大変高く、下流域遠方では低い。2列円孔の場合は吹出孔近傍でわずかに高い η_f を示す。中程度のM($M=0.57$)では $x/d \leq 15$ ($d=2.8$)において1列吹出しの方が高い η_f となっており、大きいMでは吹出孔直後を除き2列吹出しの方が高い η_f を示す。これらの傾向については η_f のMに対する変化の項で再度述べる。

3.2 吹出し質量流速比Mによる変化

(1) 背側吹出し(No. 2) 局所フィルム冷却効率は、吹出質量流速比のある値(M_{opt})を最大点として変化することが知られている。

図5は背側吹出し(No. 2)の結果を $x/d = 5, 10, 20, 30$ の η_f のMによる変化として測定点の補間を行い作図したものである。この位置の吹出しは、 $x/d = 5$ ではMが小さくても η_f は高いが、 $x/d \geq 10$ で M_{opt} を持ち、下流に行くに従いこの値は多少増加する。

(2) 腹側吹出し(No. 5) この位置での吹出しでは、図6の様に M_{opt} は約0.6近傍にあり、下流域ではMを増加させても η_f の変化は少なく、 η_f のレベルも低く、フィルム冷却の困難性を示している。MSO45では、吹出孔に非常に近い領域において η_f は高いが(図3参照)、吹出量の絶対量が微小であるため冷却効果は限定され、 $x/d \geq 5$ ではほとんど冷却効果がない。

(3) 背側2列吹出し この吹出し形態での M_{opt} は図7に示す通り、0.3~0.6にあり、1列吹出し形態に比べ M_{opt} が小さい。 M_{opt} における η_f の値は $x/d \geq 10$ では1列円孔の場合が高い。1列と2列の比較は翼表面上の後流吹出孔より絶対長さで同じ位置について行っているので x/d の値は異なる。

M=0.8付近では1列円孔の方が高い η_f を示し注目される。2列の場合、前流側吹出孔からの

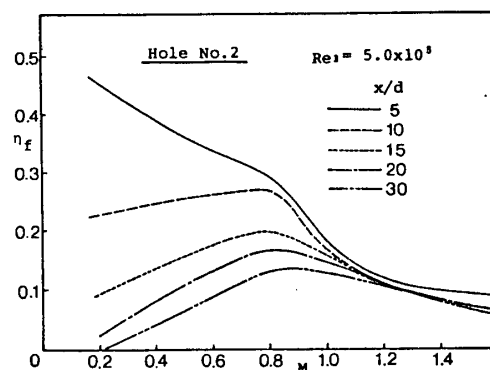


図 5

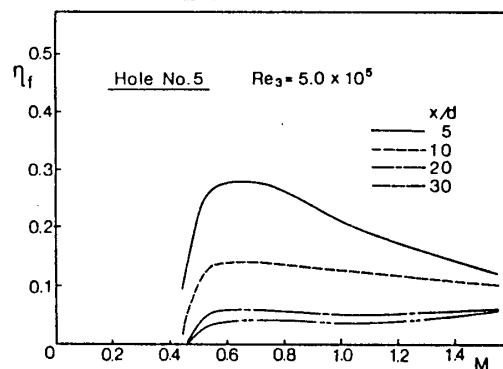


図 6

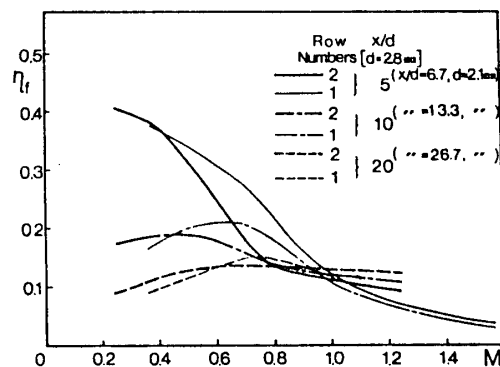


図 7

吹出し流が曲率と速度勾配の影響を受けて、1列円孔に比べMの増大に伴う η_f の低下率が大きく、 $M \geq 0.8$ ではあまり大きな変化がない。他方、1列円孔ではMの増大につれて吹出し流の主流への貫通が支配的となり η_f は下がる。平板模型による2列円孔吹出しはMが大きいほど、下流域になるほど有効であることはすでに指摘されており²⁾、曲率、速度勾配のあるNo. 3位置においても同様な傾向である。

3.3 全吹出し位置による比較

(1) 背側吹出し

背側の各位置 (No. 1、No. 2、No. 3、No. 4) からの吹出しの比較をMが小さい時 ($M=0.3$, 図8)、中程度 ($M=0.5$, 図9)、大きい時 ($M=1.0$, 図10) に区別して行った。

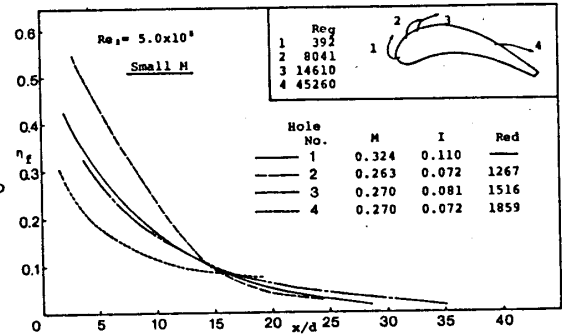


図 8

M小なる時曲率が大きく速度勾配が増速域にあるNo. 2、No. 1、No. 3の η_f が高く、低下率も高い。また、No. 2の吹出しが $x/d=15$ まで η_f が一番高い。M中なる時はこの傾向が弱まり、No. 2の吹出しを除き全域に渡り η_f が高くなる。また、 $x/d \leq 10$ の領域でNo. 1の η_f が高い。M大なる時はNo. 1、No. 2、No. 3の吹出しに再付着現象が見られるが、下流域 (No. 4) では後縁近傍が減速域であるため、吹出し角が小さいにもかかわらずあまり良くないと見られる。

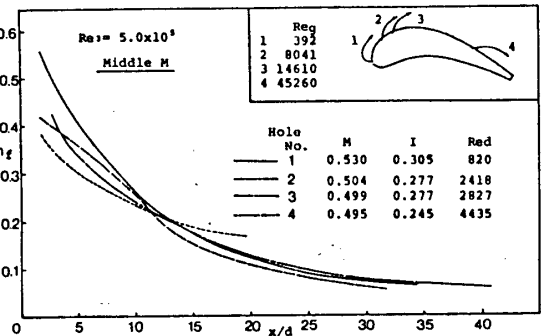


図 9

図11は $x/d=5$ における η_f のMに対する変化を示す。背側吹出しにおいて吹出孔近傍の η_f は過大なMでなければ全体に良好である。しかし、前縁部、翼弦中央部、後縁部と変化の様相、 η_f の値に差があり、前縁部、後縁部での十分な冷却効果を得るためには注意深いMの選択を要する。

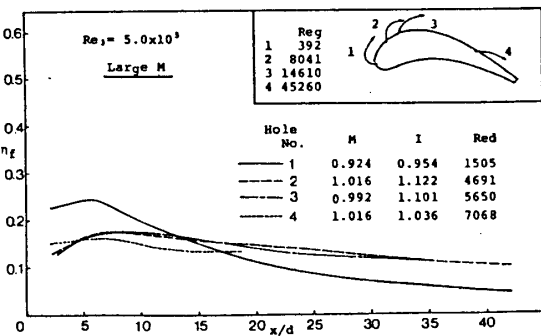


図 10

(2) 腹側吹出し

図12にNo. 5、No. 6の η_f の下流方向の変化を示し、図13に $x/d=5$ においてMに対する変化を示す。両吹出し位置では曲率はほぼ同じであるが、No. 6位置は増速域にあるのに対し、No. 5位置は等速域にある。いずれも吹出し孔下流の冷却効果は狭

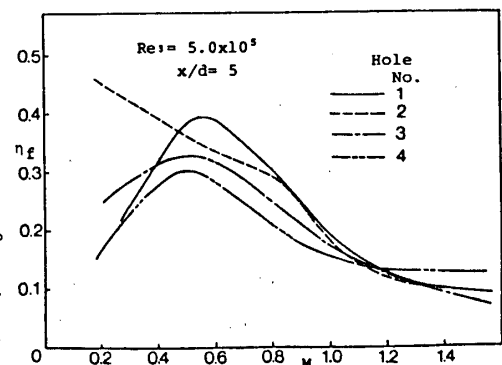


図 11

い領域に限られるが、No. 5 吹出しは No. 6 に比べ増速がないために $M \leq 0.5$ でほとんど冷却効果は期待できないが、一方 No. 6 では $M \geq 0.3$ 程度であればフィルム冷却の効果があるとみなされる。他方過大な M に対しては増速域にある No. 6 の η_f は No. 5 に比べて低く、設計上注意しなければならない。

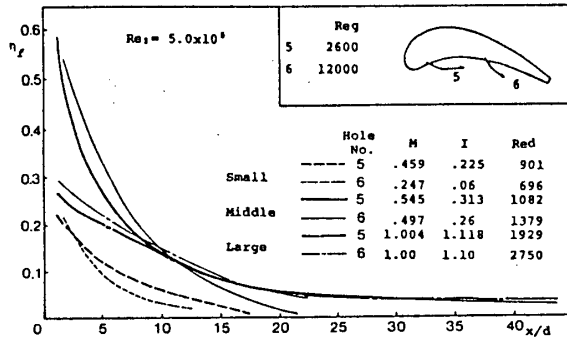


図 12

3.4 主流レイノルズ数の影響

主流のレイノルズ数(以後 Re 数)が異なり、 M が同じ場合、吹出し流の Re 数は主流 Re 数に比例して変わる。吹出し孔に至る主流境界層が層流か乱流か、また吹出し流が層流型か乱流型かによってフィルム冷却効率は異なる傾向を示す。

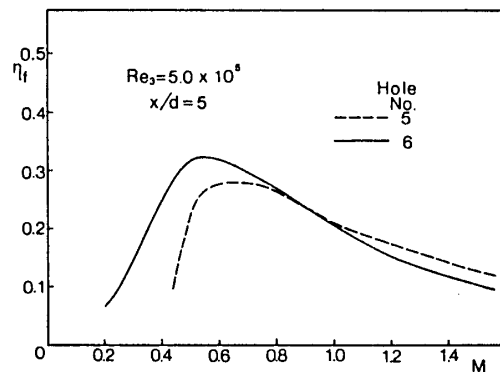


図 13

本研究の場合の各吹出し孔列における Re 数は表 3 に示す通りであり、2 種の Re 数について実験を行

った吹出し孔列 No. 2、5 の結果(図 2、3) をここで述べる。

主流、吹出し流ともにその速度分布を実測してはいないが、 Re 数の大小により、層流型、乱流型の推論をして、結果を考察することはできる。背側吹出し位置(No. 2)は正の曲率、増速域にあって吹出し流の壁面付着性が良好であるため Re 数による η_f の差は顕

Hole No.	Local Mainstream Reynolds Number Reg	Coolant flow Reynolds number (Red)		
		Small M (= 0.3)	Middle M (= 0.5)	Large M (= 1.0)
1	3.92×10^2	672	820	1,510
	1.05×10^2	252		790
2	8.04×10^3	1,270	2,418	4,690
	2.09×10^3	796	1,120	2,300
3	1.46×10^4	1,520	2,830	5,650
	3.49×10^3	880	1,060	2,660
4*	4.53×10^4	1,860	3,440	7,070
5	2.60×10^3		1,080	1,930
	6.37×10^2			1,060
6*	1.20×10^4	696	1,380	2,750
2 Row	1.46×10^4	1,260	2,520	5,390
	3.49×10^3	880	1,160	2,600

表 3

著ではないが(図 2)、文献 3)によれば $M=0.5$ において示す傾向は主流境界層が乱流で吹出し流が乱流型と層流型の場合に示す傾向の差に類似しており、実際図 2 中の Red は層流、乱流の違いを生じていると解釈できる値である。すなわち、 $M=0.5$ で $Re_3 = 5 \times 10^5$ の場合には吹出し流が乱流型で、 $Re_3 = 2.5 \times 10^5$ では吹出し流は層流型になっていると思われる、壁面付着性の良い乱流型吹出し流は吹出し孔近傍で層流型よりも高い η_f を示す。他方腹側吹出し(No. 5)は負の曲率、等速域にあって吹出し流の壁面付着性の悪い位置であるが、図 3 に顕著に見られる $M \geq 1$ での Re 数の違いによる η_f の差は、まさに吹出し流の層流型、乱流型の違いによるものであると帰結される。すなわち、 $M \geq 1$ において層流型吹出し流は乱流型に比べ同じ M でも運動量が大きく、乱れ強さが小さいから主流側へ貫通し易く、壁面の冷却効果は非常に悪い。

4. 結 言

フィルム冷却を適用したアクリル樹脂製タービン冷却翼模型の代表的な吹出し位置、角度の1列円孔吹出しとこのうち一ヶ所の2列千鳥配列円孔吹出しについて低速翼列実験を行いその伝熱特性を求めたが、本報で得られた結果は次の通りである。

(1) 前縁円弧部を除いて曲率、速度勾配ともに最も高い領域(No.2)からの吹出しは小さい $M(\leq 0.4)$ で翼表面全体の中で最も高い η_f となる。

(2) 腹側の等速域における吹出し(No.5)は負の曲率、減速域(No.6)における η_f の傾向と類似であるが、大きな $M(\geq 1)$ では減速域の η_f より高い。なお腹側吹出しは M をある値(0.2~0.5)より大きくとらないとフィルム冷却効果は全く期待できない。

(3) 背側(No.3)における吹出しは $M \leq 20$ において1列と2列の優位性に差があり、 $M \leq 0.4$ 、 $M \geq 1.0$ では2列千鳥配列の方が同じ M 、同じ吹出し流量で高い η_f を示す。

なお、詳細な翼表面温度分布の計測、吹出し流の可視化等による現象の解析を今後の問題としたい。

参 考 文 献

- 1) 坂田、熊谷, "曲面上のフィルム冷却に関する実験"、第8回 GT定期講演会、1980年6月
- 2) Jabbari, M. Y., and Goldstein, R. J., "Adiabatic Wall Temperature and Heat Transfer Downstream of Injection Through Two Rows of Holes," ASME Jr. Eng. Power, V100, N2, 1978, P. 303
- 3) Goldstein, R. J., and Yoshida, T., "The Influence of a Laminar Boundary Layer and Laminar Injection on Film Cooling Performance," to be presented at 20th National Heat Transfer Conference, Aug., 1981.

船用ガスタービン翼の内部冷却孔の熱伝達率と圧力損失

森下輝夫(船舶技術研究所)

菅 進(")

* 平岡克英(")

1. はじめに

ガスタービンを商船用主機関に使用するためには、低燃費であるとともに低質重油が使えるなければならない。また将来は水素の使用も予想される。われわれは前者に対しては蒸気冷却、後者に対しては翼冷却に使った水素を翼後縁から主流中に吹出し燃焼させるタービン内再熱方式⁽¹⁾が有効と考え、これらに適した冷却翼の開発を進めている。こうした冷却翼の冷却孔は、製作コスト・耐久性から精密鑄造のみで作れる

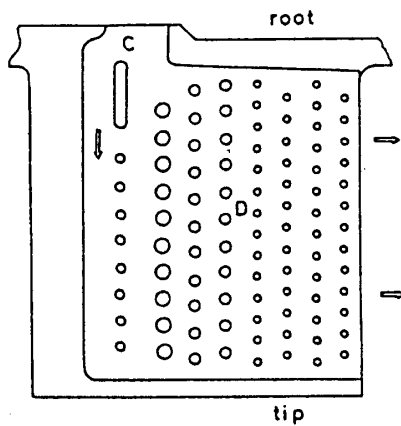
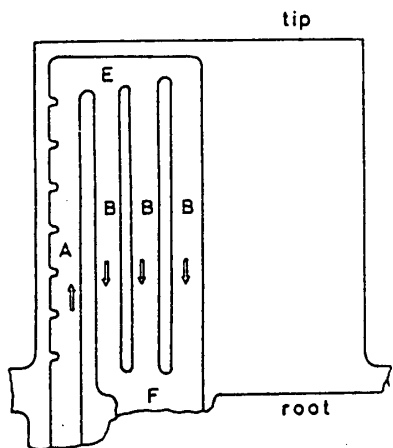


図1 翼の概要

る単純な形状と、冷却流体の特性から単一長流路形状であることが望ましい。以上の観点にたつて、今回精密鑄造翼を製作し、翼列実験により水素冷却吹出し燃焼実験や重油燃焼ガス流中での試験を行っている。この翼の冷却孔は一流路二層式で、冷却流体全量が翼前縁部冷却孔、背面部冷却孔、腹面および後縁部冷却孔を通るのが特徴である。前縁部冷却孔は半月形フィン付、後縁部冷却孔はピンフィン付である。本報告は、本精密鑄造翼設計に際して行った半月形フィン付冷却孔、ピンフィン型冷却孔模型の熱伝達率と圧力損失の実験結果、模型翼による外面熱伝達率の実験結果、これらにもとづく精密鑄造翼の温度分布計算と翼面温度分布の実験結果および精密鑄造翼冷却孔全体の圧力損失の実験結果を報告する。

2. 翼の概要

翼外形および冷却孔の概要を図1に示す。翼弦長と翼高さは60mmである。前縁の熱伝達率低減と内部冷却面積を大きくするため前縁半径を4.5mmとした。冷却流体は、前縁付近の翼根部から半月形フィン付冷却孔Aに入り翼先端に達し、通路Eをへて三本の背側冷却孔Bを通り翼根部に戻る。さらに翼根部の通路Eをへて腹側の冷却孔Cに入り、

ピンフィン型冷却孔を
通り抜けて翼後縁より翼
外へ流出する。

3. 半月形フィン付冷 却孔の模型実験

前縁部冷却孔の設計資
料を得るため半月形フィ
ン付管の熱伝達率と圧力
損失の測定を行った。
実験装置の概略を図2に
示す。実験に使用した
半月形フィン付管の寸法
と壁温度測定位置を図3
と表1に示す。管番号
1は直滑管である。実
験の整理に使用したレイ
ノルズ数 Re 、ヌッセルト
数 Nu は、フィンがないと
した見かけの流速 v と伝
熱面積 A を用いて以下に
示すように定義した。

熱伝達率： $\alpha = Q/A(t_w - t_a)$, $A = \pi d L$,
 d : 管内径, L : 管長さ,
 t_1, t_2 : 管入口・出口の
空気温度, $t_a = \frac{1}{2}(t_1 + t_2)$,
 t_w : 管壁の平均温度, G :
空気流量, C_p : 空気比
熱, $Q = C_p G(t_2 - t_1)$,
 $Nu = \alpha d / k$, k : 空気熱
伝導率, $Re = v d / \nu$,
 $v = G / \rho / \frac{\pi}{4} d^2$, ρ : 空
気比重, 圧力損失:
 $\Delta P = P_{t1} - \rho_2 v_2^2 / 2g - P_2$

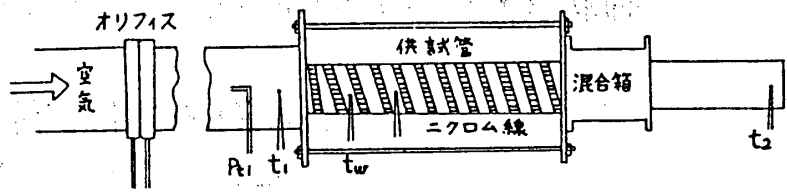


図2 半月形フィン付管実験装置

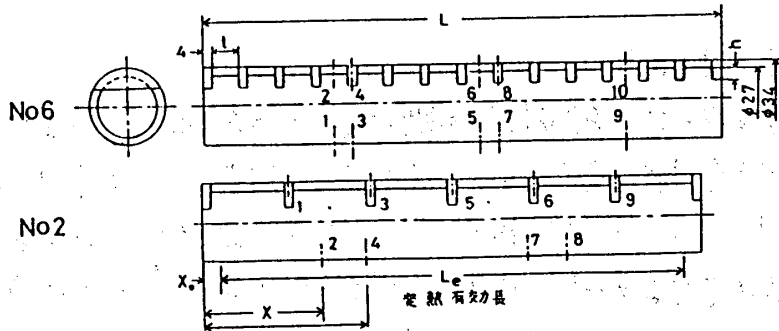


図3 半月形フィン付管

表1 半月形フィン付管の壁温度測定位置

供試管 No	管長 L	フィン高 h	ピッチ t	管熱面 積長さ Le	X.	X (mm)													
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
1	224			204	8	28	53	83	108	137	162	188	211						
2	220	8	32	190	10	36	52	76	73	111	146	143	162	181					
3	224	8	16	198	7	35	39	50	79	115	119	130	159	199					
4	220	13.5	50	191	7	24	54	78	80	108	110	134	135	164	166				
5	221	13.5	27	195	9	28	32	81	82	96	97	155	157	171	172				
6	228	6	12	205	8	57	58	66	66	121	122	130	130	186	186				

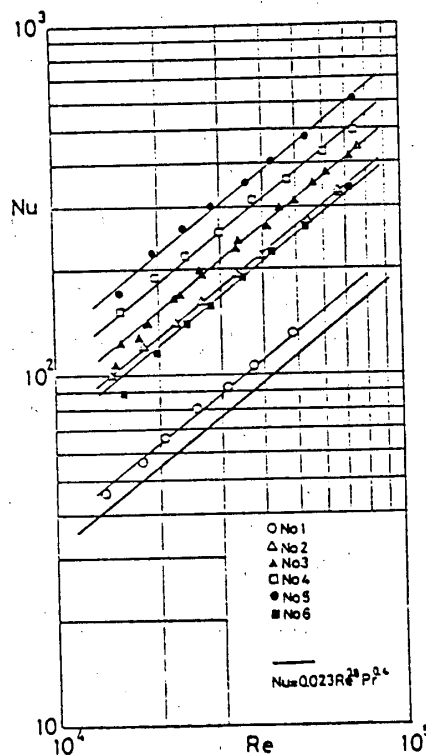


図4 半月形フィン付管
の熱伝達率

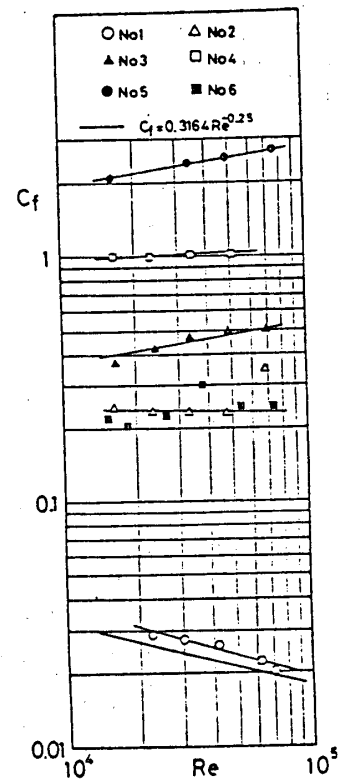


図5 半月形フィン付管
の圧力損失係数

P_2 : 管出口静圧, $v_2 = G/\rho_2/A_2$, $A_2 = (\text{管断面積} - \text{半月形フィン面積})$, 圧力損失係数: $C_f = \Delta P \frac{d}{L} \frac{2g}{\rho v^2}$

図4にヌッセルト数とレイノルズ数の関係を示す。本実験では、直滑管の熱伝達率が通常の円管内乱流熱伝達率より約10%程度高くなっているが、実際に使用した管の L/d は9以下であるので入口助走区間の影響と考えられる。第2節に示した翼では、No.2管に相当する冷却孔を採用した。精密鑄造が容易な低い半月形フィンで直滑管の2倍以上の熱伝達率が得られる。図5に圧力損失係数 C_f とレイノルズ数の関係を示す。

4. ピンフィン型冷却孔の模型実験

4.1 実験装置および実験方法

実験装置の概要を図6に示す。測定部は2枚の真ちゅう板(300×300×10mm)の間にピンフィン(長さ $L=10\text{mm}$, 直径 $\phi=10\text{mm}$)を主流に直角方向ピッチ $S_n=30\text{mm}$, 主流方向ピッチ $S_p=30\text{mm}$ で千鳥目配列に10列取りつけたものである。壁面温度は主流方向に10点埋めこんだ熱電対で測定し、その算術平均を平均壁面温度とした。実験の整理にあたって使用した諸量を次に示す。

A_R : 全伝熱面積, A_m : 流路最小断面積, A_2 : 流路出口面積, l : 伝熱面全長, ϕ : ピンフィン直径, d_h : 水力直径 $4A_m l/A_R$, N : ピンフィン列数, ρ : 空気比重量, k : 空気熱伝導率, G : 空気流量, $v_m = G/\rho A_m$, $v_2 = G/\rho A_2$, P_1 : 入口全圧, P_2 : 流路出口静圧, 圧力損失: $\Delta P = P_1 - \rho v_2^2/2g - P_2$, 圧力損失係数: $F = (\Delta P/4N)(2g/\rho v_m^2)$, t_1, t_2 : 入口・出口空気温度, $t_a = \frac{1}{2}(t_1 + t_2)$, \bar{T}_w : 平均壁面温度, $Q = C_p G(t_2 - t_1)$, 熱伝達率: $\alpha = Q/A_R(\bar{T}_w - t_a)$, レイノルズ数: $Re_D = v_m D/\nu$, $Re_h = v_m d_h/\nu$, ν : 動粘性係数, ヌッセルト数: $Nu_h = \alpha d_h/k$

4.2 実験結果

図7に熱伝達率の実験結果をピン長さとはピン直径の比 L/d が異なる他の実験結果⁽²⁾と比較して示す。

Nu_h は、 L/d が大なる程大きくなる。図8に圧力損失の実験結果を他の実験結果⁽²⁾⁽³⁾と比較して示す。

圧力損失係数 F は、 L/d が小なる程大きくなる。

4.3 熱伝達率と圧力損失の簡易推定法

ピンフィン型冷却孔の熱伝達率を推定するために、平行壁面からの熱伝達と

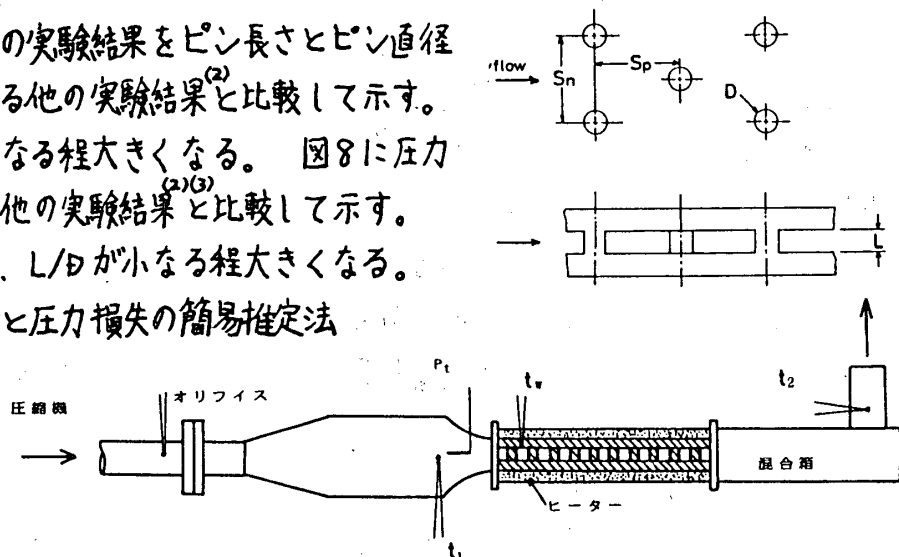


図6 ピンフィン型冷却孔の実験装置

ピンフィンからの熱伝達をそれぞれ円管内乱流熱伝達と円管群熱伝達と考え、これらの和からピンフィン型冷却孔の平均熱伝達率を求めた。

平行壁面熱伝達⁽⁵⁾

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu_w = \alpha_w d_h / k$$

$$Re_w = U_m d_h / \nu$$

ピンフィン熱伝達⁽⁵⁾

$$Nu_p = 0.35 (\sigma_1 / \sigma_2)^{0.12} X$$

$$Re_p^{0.6} Pr^{0.36} (Pr / Pr_w)^{0.25}$$

$$Nu_p = \alpha_p d / k$$

$$Re_p = U_m d / \nu$$

$$\sigma_1 = S_n / d, \quad \sigma_2 = S_p / d$$

ピンフィン型冷却孔の熱伝達率 Nu_h は、

$$Q_p = \alpha_p A_p \Delta T$$

$$Q_w = \alpha_w A_w \Delta T$$

$$Q = Q_p + Q_w = \alpha A_R \Delta T$$

$$A_R = A_p + A_w$$

$$Nu_h = \alpha d_h / k = \frac{A_p}{A_R} \frac{d_h}{d} Nu_p + \frac{A_w}{A_R} Nu_w$$

によって求められる。計算結果を図7に示す。実験値と計算値は $Nu_h = C Re_h^{0.75}$ で表わされ、計算値は実験値より約30%低くなる。

ピンフィン型冷却孔の圧力損失を、円管群の圧力損失と壁面摩擦による圧力損失との単純な和と考え、次式により計算した。

$$\text{壁面摩擦損失} \quad \Delta P_f = \lambda \frac{\rho}{d_h} \frac{\delta U_m^2}{2g} \quad \lambda = 0.3164 / Re_h^{0.25} \quad (6)$$

$$\text{円管群の圧力損失} \quad \Delta P_d = 0.334 C_f N \frac{\delta U_m^2}{2g}$$

C_f : $Re_D, S_n/d, S_p/d$ による係数⁽⁵⁾

$$\text{求める圧力損失} \quad \Delta P = \Delta P_f + \Delta P_d$$

ΔP より求めた圧力損失係数 F の計算結果を図8に示す。計算値は実験値とかなりよく一致する。

5. 翼外面熱伝達率の測定

翼外面熱伝達率は、著者が従来から使用しているナフタリン昇華法により測定した⁽⁷⁾。使用した翼列の主要目を表2に示す。図9に、翼中央断面の物質移動率分布

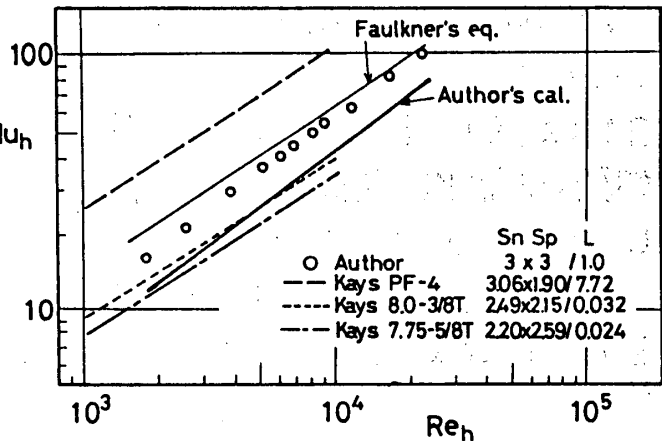


図7 ピンフィン型冷却孔の熱伝達率

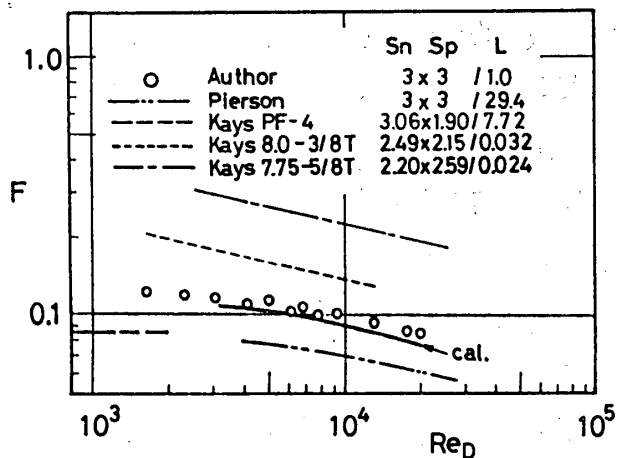


図8 ピンフィン型冷却孔の圧力損失係数

を示す。図中の線は計算プログラム⁽⁹⁾による計算値である。計算値と実験値はレイノルズ数が低い場合を除いてよく一致する。

表2 翼列要目

翼弦長 l	200mm
翼高 h	200mm
ピッチコード比 t/c	0.80
スタagger s	33.0°
流入角 β	30°
翼数	7

6. 翼の温度分布・圧力損失の推定と実験

6.1 翼表面温度分布

実験の都合で冷却流体に N_2 ガスを使用し、翼背面後縁部分の温度分布を赤外線放射温度計で測定した。実験条件は、翼列入口の主流温度 $900^\circ C$ 、翼列出口主流速度 400 m/sec , $\frac{Sh}{\sqrt{Re}}$ 翼列出口レイノルズ数 1.8×10^5 、窒素ガス・主流の重量流量比 0.6% である。この条件のもとに、第3, 4, 5節で述べた翼内外面熱伝達率の実験値を用いて翼の温度分布を計算した。図10に計算結果と測定結果を示す。計算値と実験値は比較的よく一致している。

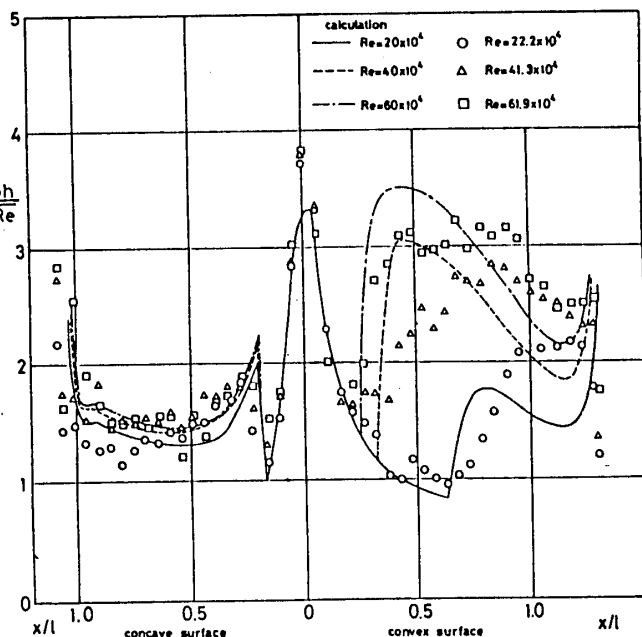


図9 翼外面の物質移動率分布

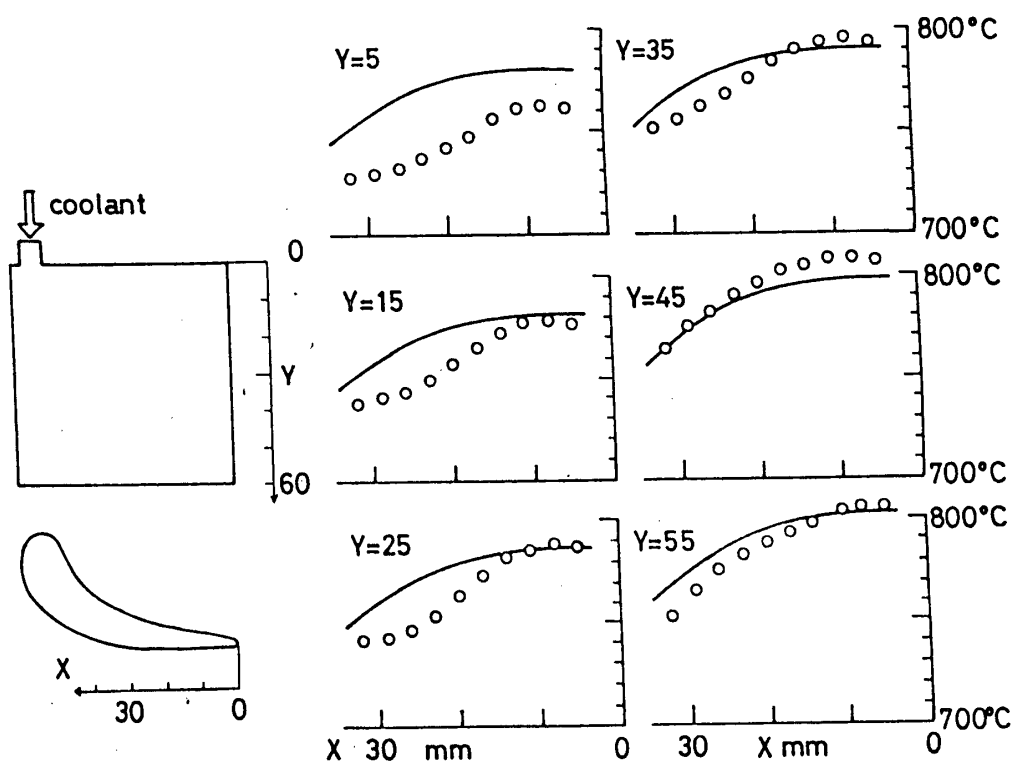


図10 翼表面温度分布

6.2 圧力損失

精密鋳造翼の冷却孔全体の圧力損失を空気で測定した。冷却孔入口の全圧と大気圧との差 ΔP_T (mmHg)と空気流量 G (g/sec)の関係を図11に示す。図中実線は計算値である。計算は、冷却孔流路(図1)を、(1)空気取入口、(2)半月形フィン付管(A)、(3)曲り管(E)、(4)円管(B)、(5)曲り管(F)、(6)円管(C)、(7)ピンフィン冷却孔(D)にわけ、それぞれについて圧力損失を以下の方法で求めた。

各冷却孔入口圧(P_{s1} :静圧, P_{d1} :動圧) 出口圧(P_{s2} , P_{d2})と圧力損失 ΔP の関係は、

$$P_{s1} + P_{d1} = P_{s2} + P_{d2} + \Delta P$$

で与えられる。 ΔP の与え方は、半月形フィン付管は本実験結果、ピンフィン型冷却孔は本報告4.3節の方法によった。他の冷却孔の ΔP は、文献(6)によった。曲り管の計算では、曲り部の内外壁の曲率半径を ∞ とした。図12に計算で得た各冷却孔の圧力損失の割合を示す。曲り管の圧力損失が非常に大きいことがわかる。本報告のような形式の冷却孔設計に際しては、曲り部の圧力損失を少なくすることをとくに考慮する必要がある。

7. おわりに

商船用ガスタービンは経済性がきわめて強く要求される。燃料に低質重油を使用しなければならぬガスタービンの冷却翼では、精緻な冷却方式は実用的でない。水素冷却翼では、水素を後縁を除いて翼外に吹出さぬようにしながら、冷却流体として有効に使われなければならない。また冷却翼が精密鋳造のみで作れることも望まれる。こうした要求を満たす冷却翼の一例を示し、とくに冷却孔の熱伝達と圧力損失の特性を述べた。

(参考文献)

- (1) 菅, 森下, 平岡; 日本ガスタービン学会 第5回定期講演会講演論文集(昭52.9)
- (2) Kays & London; "Compact Heat Exchanger" 2nd Ed. McGraw Hill (3) O.L. Pierson; Trans. ASME 59(1937) 563-572 (4) Faulkner; NASA CR 120882 Book 1 (1971)
- (5) 日本機械学会, 伝熱工学資料改訂第3版(6) 日本材料学会, 技術資料 管路タクトの流体抵抗
- (7) S. KAN, K. MIWA, T. MORISHITA, Y. MUMAKATA, M. NOMURA; TOKYO JOINT International Gas Turbine Conference and Products Show Publication JSME 30(1971)

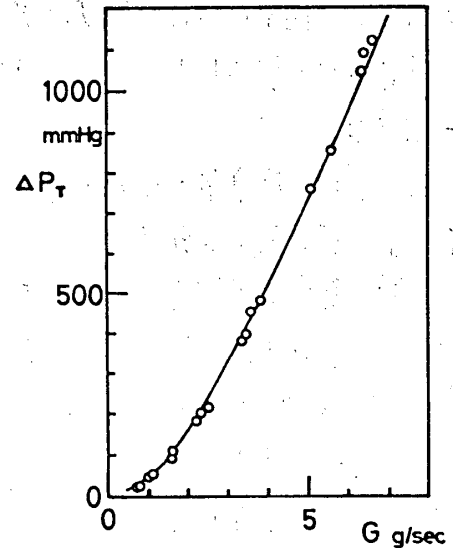


図11 冷却孔全体の圧力損失

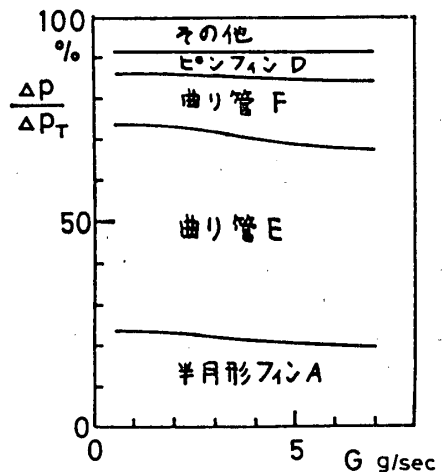


図12 冷却孔の圧力損失の割合

A-7

強制対流を伴うガスタービン翼の液体冷却に関する数値解析

天野良一 (ウィスコンシン大学)
 *杉山俊一 (日本鋼管)

1. 序論

ガスタービン翼の液体冷却に関してはすでに多くの研究が1950年以來なされて^(1~3)いる。水を冷却液として使用した場合100°C以下で気化しないために圧力をかける必要がある。このためMay⁽⁴⁾によって有機液体であるdiphylが冷却液として提案された。これは等温の水と比較して蒸気圧が低く256°Cまでは圧力をかけずに使用することができる。本研究ではガスタービン翼の伝熱計算の解析法を示し、冷却孔が主孔を通過後残り2個の冷却孔に入る場合(計3個)と残り3個の冷却孔に入る場合(計4個)について各々2種類づつの計4つのモデルを設定し、diphylを冷却液として使用したときの冷却効果について検討した。伝熱計算には直交座標系で有限差分法を用い翼周縁及び冷却孔近接のセルには幾何修正計算を適用した。対流熱伝達率を求める上で必要なヌセルト数は層流域と乱流域に分けて別々に計算した。

2. 数値解析法

伝熱に関しては2つに大きく分けられる。一つは翼内部の熱伝導でもう一つは翼周縁と冷却孔からの対流熱伝達である。

2.1. 翼内部の熱伝導 セルの構造及び熱平衡を図1に示す。一般にセルの大きさは異なるため結合点はセルの中心にあるとは限らない(ただしセルの境界線は結合点間の中央にある)。定常状態でのセルの熱平衡は次の様に表わせる。

$$\dot{q}_W - \dot{q}_E + \dot{q}_S - \dot{q}_N + \dot{q}''dV = 0 \quad (1)$$

ここで \dot{q}_W は西側からセルに入る熱流量で次の様に表わせる。

$$\dot{q}_W = - \frac{2k_P k_W}{k_P + k_W} \frac{T_P - T_W}{\delta x_{PW}} A_W \quad (2)$$

ただし、 V はセルの体積、 \dot{q}'' は単位積当たりの湧源、 T は温度、 k は熱伝導率で A はセルの断面積であり、 W, E, S, N は各々 P の西、東、南、及び北側のセルを示す。また熱流量と湧源は線型的に次の様に表わせる。

$$\dot{q}_W = a_W(T_P - T_W) \quad (3)$$

$$\dot{q}''\delta V = b_P T_P + c_P \quad (4)$$

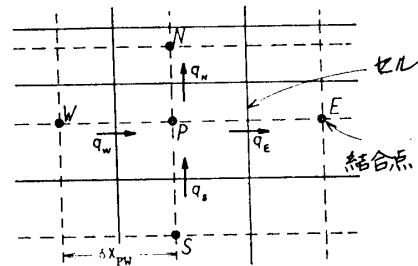


図1. セル構造及び熱平衡

$\dot{q}_E, \dot{q}_S, \dot{q}_N$ も同様にして式(1)に代入し次の様な線型方程式を得る。

$$\sum_{i=N,S,E,W} a_i(T_i - T_p) + b_p T_p + c_p = 0 \quad (5)$$

この式は境界条件と合わせて TRIDIAGONAL MATRIX ALGORITHM で解く。

2.2. 境界条件 流体と境界面の温度が各々 T_g, T_s のとき流体側からの熱流量は

$$\dot{q} = hA_s (T_g - T_s) \quad (6)$$

であり、熱伝導による熱流量は

$$\dot{q} = \frac{kA}{\delta} (T_s - T_p) \quad (7)$$

であるので2式を合わせて、セル西側の熱流量は

$$\dot{q}_W = \frac{A_s}{1/h + \delta/k} (T_g - T_p) \quad (8)$$

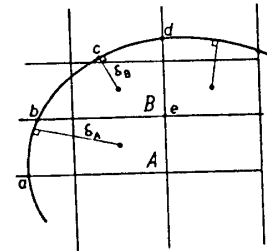


図2. 境界面

となる。ただし、 h は対流熱伝達率で δ は結合点から境界までの距離である。この場合には(5)式中で次の様に置き換えることにより求める。

$$a_W = 0, \quad b_p = \frac{-A_s}{1/h + \delta/k}, \quad c_p = \frac{A_s}{1/h + \delta/k} T_g$$

タービン翼縁及び冷却孔近接のセルは境界面が曲面であるため計算中断面積と境界までの距離を修正する必要がある。たとえば図2のAのセルについては、断面積は弧 ab に置き換え、境界までの距離は曲面に垂直に降した距離 δ_A に置き換える。Bのセルの場合、垂線は一つだけであるので δ_B を西側と北側までの両方の距離とし、弧 bc と弧 cd が各々西と北側の断面積に置き換えられる。

2.3. 対流熱伝達率 対流熱伝達率を求める上で必要なヌッセルト数は翼周縁と冷却孔で計算が異なる。さらに翼周縁では層流域と乱流域に分けて求める。ここでは層流域のヌッセルト数を近似解法と相似解法の二通りの方法で求めた。近似解法では局部ヌッセルト数 Nu_x は

$$Nu_x = \frac{x(\partial T/\partial y)_s}{T_g - T_s} \quad (9)$$

であり、温度分布を次の様に仮定して

$$\frac{T - T_g}{T_g - T_s} = 2\left(\frac{y}{\delta_t}\right) - 2\left(\frac{y}{\delta_t}\right)^3 + \left(\frac{y}{\delta_t}\right)^4 \quad (10)$$

求める。熱境界層厚さ δ_t は Smith-Spalding

の関係式

$$\frac{U}{\nu} \frac{d(\delta_t)^2}{dx} = 46.72 + 2.87 \left(\frac{\delta_t}{\nu}\right)^2 \frac{dU}{dx} \quad (11)$$

から得られる。ただし x は翼周縁に沿った座標で y はそれに垂直な座標である。

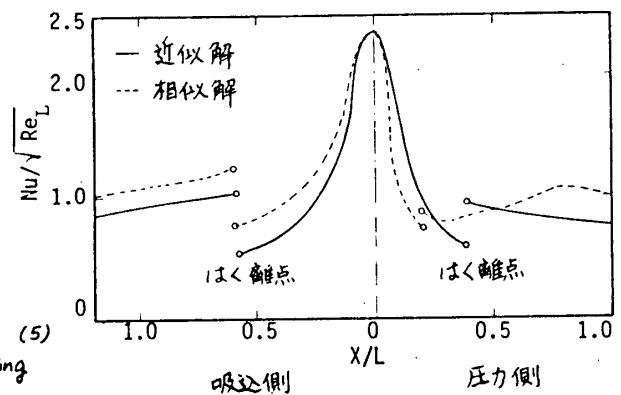


図3. 翼周縁のヌッセルト数

相似解法では Eckert⁽⁶⁾により局部ヌッセルト数は次の様に得られる。

$$\frac{Nu_x}{\sqrt{Re_x}} = \left\{ \int_0^\infty \exp[-Pr \sqrt{\frac{m+1}{2}} \int_0^n f(n) dn] dn \right\}^{-1}; f'(n) = u/U, n = y \sqrt{\frac{m+1}{2}} \frac{U}{\nu x}, U = cx^m \quad (12)$$

であり Falkner-Skan のくさび流れを表わしている。

境界層がはく離れた後の乱流域では、Colburn-Latzko に従って局部ヌッセルト数は次の様に計算される。⁽⁴⁾

$$Nu_x = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{1/3} \quad (13)$$

(12) と (13) 式の局部レイノルズ数 Re_x は次の様に表わせる。

$$Re_x = \int_0^x \frac{U}{\nu} dx \quad (14)$$

ここで (11) と (14) 式中の翼周りの速度 U は翼形を円柱に近似して Sogin 等により⁽⁷⁾

$$\frac{U}{U_\infty} = 1.82 \frac{x}{R} - 0.4 \left(\frac{x}{R} \right)^3 \quad (15)$$

で表わす。ただし U_∞ は遠方の速度であり、半径 R は翼周縁に沿った座標 x の関数で、当計算に使われたモデルにおいては、翼弦長を L として次の様に近似できる。

$$\begin{aligned} \frac{R(x)}{L} &= 0.10256 & 0 \leq \frac{x}{L} \leq 0.0769 \\ \frac{R(x)}{L} &= \frac{5}{12} \left(\frac{x}{L} \right) + 0.0705 & 0.0765 \leq \frac{x}{L} \end{aligned} \quad (16)$$

以上によって求められた局部ヌッセルト数を全ヌッセルト数に換算して図3に示す。

冷却孔での対流熱伝達率は Kraussold により次の様に得られる。⁽⁸⁾

$$Nu_D = 0.024 Re_D^{0.8} Pr^{0.37} \quad (17)$$

ここで D は冷却孔の直径を示す。

3. 結果と検討

当計算に使用された翼型モデルを図4に示す。図5にはモデルB3について計算に使用したセルと等温線が描かれている。ここで用いられたすべてのモデルでガス温度は 1200°C で冷却液温度は 200°C である。図6にB1とB3の翼モデルの翼周縁温度が May の実験結果と比較してある。ここで T_g はガス温度、 T_s は翼縁の温度、 T_c は冷却液の温度を示す。これによると近似解と相似解の各々の方法で求められたヌッセル

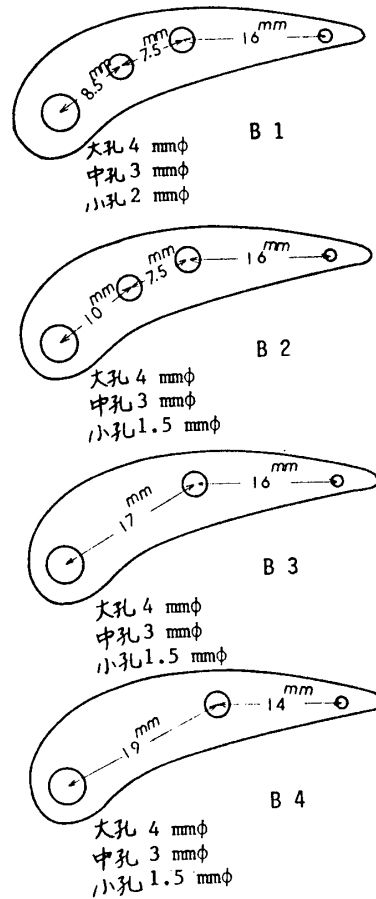


図4. 翼型モデル

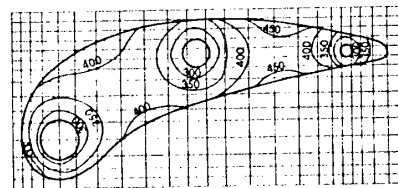


図5. モデルB3のセル構造と等温線

ト数の温度差に及ぼす影響は最大で6~7%程度である。たとえば圧力側(下縁側)の弦長0.1の位置で比較した場合、ヌセルト数で37%の差がでているが(図3参照)、そのときの近似解と相似解による温度差は5%の誤差である。次に計算値と実験値と比較した場合、特に前縁と後縁において大きな差が見られる。これは、これらの位置で計算と実験との間の対流熱伝達率に大きな差が生じたためである。一つの理由としては熱電対が温度場を乱すことがあげられるが、もう一つの理由としては流れ内の乱流が熱伝達率に与える影響があげられる。定常流が物体に衝突する際、流れ内乱流のよどみ点近くにおける摩擦係数と熱伝達率に与える影響は無視できないため実験による熱伝達率は当計算より大きな値を示すはずである。またB1とB3のモデルの後縁寄りの冷却孔に注目すると、位置は同じであるが径がB1では2mmφ、B3では1.5mmφと多少異なり、径の大きなB1の方が実験値と差が大きいことが見られる。ここに示されたモデルはすべて前縁寄りの最大径の冷却孔を通過した冷却水が残りの冷却孔に通入されるため後縁寄りの小孔に通入された際、冷却液の温度上昇が無視できないことがわかる(計算上では冷却液の温度は一定と仮定)。このため後縁寄り、特にB1のモデルについて実験値と大きな差が生じたものと見られる。

次に冷却孔の配置の冷却効果に及ぼす影響について検討する。図7にB2とB4のモデルの翼周温度を示す。B2はB1の最大孔を前縁寄りに1.5mm移動したものであり、B4はB3の中孔を2mm後縁寄りに移動したものである。まずB1とB2を比較すると、最大孔を1.5mm前縁寄りに移動した結果、冷却効果を10%上昇

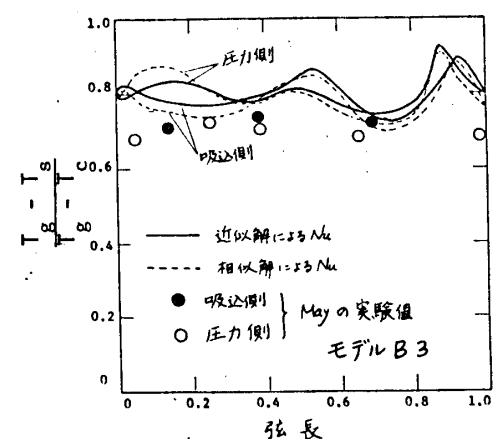
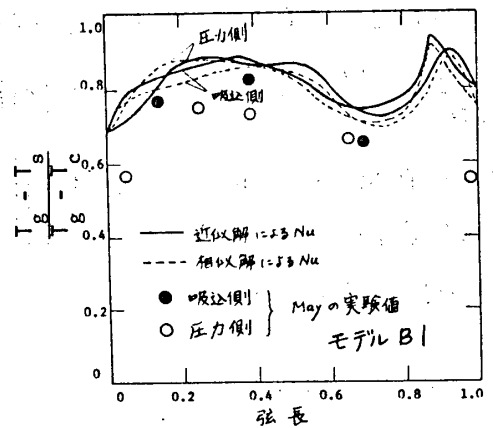


図6. B1(上)とB3(下)の翼周温度

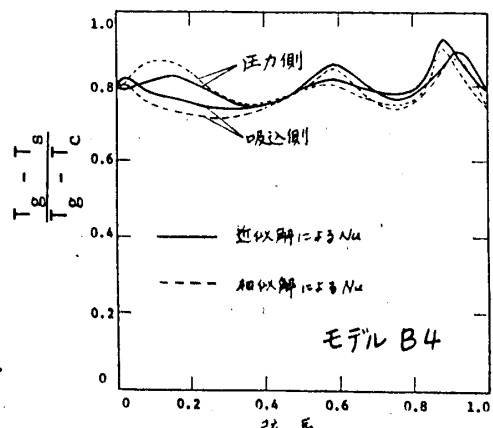
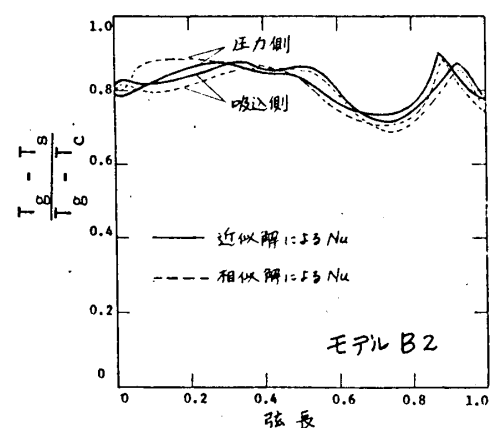


図7. B2(上)とB4(下)の翼周温度

させている。それに対してB3とB4で中孔を2mm移動させた結果、弦長0.3において冷却効果が3%低下し、弦長0.75において5%上昇しており、結果的に冷却効果に及ぼす影響は少ないと言える。

次に冷却効果の大きさは必ずしも冷却孔の数に比例していないことがわかる。冷却孔が4個のモデルB1と3個のB3ではB3の方が冷却効果が高い結果がでており、冷却孔が4個のモデルB2と3個のB4では冷却効果はほぼ同等である。

4. 結論

以上の考察より次の結論が得られる。

- (1) 自由流れ内乱流の熱伝達率に与える影響はよどみ点付近では無視できない。
- (2) 強制対流による熱伝達率の冷却効果に及ぼす影響は比較的大きい。ヌッセルト数の37%の変動は冷却効果に5%の影響を与える。
- (3) 相似解によるヌッセルト数は圧力側と吸込側で差が大きく従って近似解による値よりも冷却効果に大きな差を生じさせる(特に弦長0.2以内)。これにより近似解による方が実験値に近いヌッセルト数が得られることがわかる。
- (4) 冷却孔の数量を4個以内に限定した場合、冷却効果を高めるには冷却孔の数を増すより配置を考慮する方が効率が良い。特に前縁では熱伝達が高いため設計の許容範囲内で冷却孔をよどみ点に近づける必要がある。

5. 謝辞

本研究はUniversity of California, Davisにて機械工学科のコース助成を得て行なわれたものであり、特にB. E. Launder 教授の御教示によるところが多く記して感謝の意を表する。

(文献)

- (1) Freche, J. C., 他, NACA RM50(1950), D0 3a.
- (2) Grey, A. S., 他, ASME paper(1959), 59-GTP-1.
- (3) May, H., Allg. Wärmetechnik, 12-3 (1964), 47.
- (4) May, H., Trans. ASME, J. Eng. for Power, 1 (1965), 57.
- (5) Smith, A. G. & Spalding, D. B., J. R. Aeronaut, Soc., 62 (1958), 60.
- (6) Eckert, E. R. G., VDI-Forschungsheft (1942), 416.
- (7) Sogin, H. H., Subramanian, V. S., J. Heat Transfer, 83 (1961), 483.
- (8) Kraussold, H., Der Konvektive Wärmeübergang, 3, 5-6, (1948), 5205.
- (9) Amano, R. S., Ph.D. Thesis, Univ. California (1980).

管内流の熱伝達促進に関する研究

*鶴野 有 三 (防衛大学校)
高尾 吉 郎 (防衛大学校)

1 緒言

管内流の伝熱促進法としては(1)流れに攪乱または旋回を与える, (2)管壁をフィン化したり粗面とするなど伝熱促進に適した構造とする, (3)伝熱面や流体に振動を与える, など種々の方法が研究されてきている。^{(1)~(3)}流れを攪乱する方法としては乱流促進体を用いられるが, 乱流促進体は流路中心に置かれ, その流路断面に占める割合が大きいため流動抵抗の増大と流量減少の原因となる。管壁を粗面としたりフィン化する方法は管路内に障害物がなく伝熱促進効果も大きい。が圧損が前者より大きくなる傾向がある。このように乱流促進や管壁形状による伝熱促進はその性格上圧損の増大を伴い, それゆえ伝熱促進効果はポンプ駆動力との兼ね合いで評価される。また製作の容易さ, 適用性, 経済性や信頼性の問題を重要なものとなっている。したがって伝熱促進技術の研究は圧損をより少なく, しかも構造が簡単なものとの観点からさらに進められる必要があるように思われる。

本研究はこのような観点から管内流の伝熱促進を検討しようとするものである。ここで用いられる乱流促進法は流路断面に占める障害物断面積の割合を少なくし, 併せて流動抵抗を軽減したいとの考えから突起を有する長方形の板(厚さ1mm)を一定の間隔をもたせて連ねたものをこれを乱流促進板と呼ぶ。と流路の中心に挿入し, 管内に蛇行性の流れを発生させることにより乱れの発生と管壁方向への乱れの伝播力を高め, 伝熱促進を計ろうとするものである。本研究はまず乱流促進板により生成される流れ場について実験し, ついで平行平板間内の流れと伝熱特性について検討しようとしたものである。本報はこれまでに得られた実験結果により, ここで提案する乱流促進板の特性について中間報告するものである。

2 実験装置

乱流促進板は図1に示すように突起を有する長方形板(厚さ1mm, 突起の厚さ2mm, 高さ $H=5 \times 10$)を突起の向きが交互に逆向きになるよう連結したもので, 各校の中間は隙間 S を設

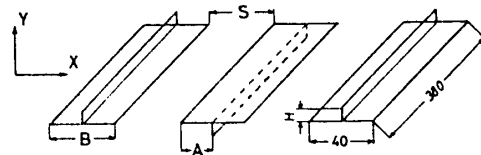


図1 乱流促進板の概要

ける。本報では乱流促進板により生成される流れ場の特性を調べるために吸込型風洞の試験部(断面 400×400 , 長さ900)の中心部に乱流促進板を設置し, そこに生成される流れを定温型熱線流速計(1型プローブ)にて流速 \bar{U} (時間平均速度), R

MS値 u'/\bar{u} (%) ($u' = \sqrt{u'^2}$, \bar{u} は変動成分), 自己相関と測定した。

ついで図2に示すような平行平板流路と前記風洞試験部に置き、管外における流木の特性と伝熱特性の測定を行う。平行平板の上板は厚さ5mmのバーク

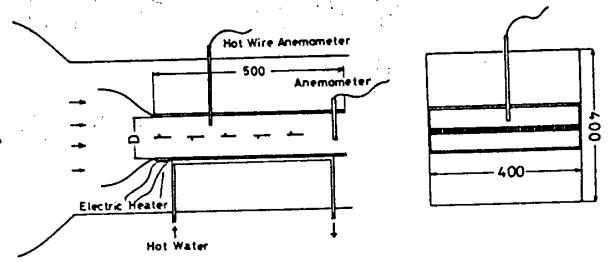


図2 平行平板流路の概略図

ライト板(幅約400, 長さ500)であるが, 下板は温水ヒススペースヒータを用いて加熱しており, 伝熱量の測定は図3に示すような Gardon 熱量計と図4に示す位置に設置し局所熱伝達率を測定している。伝熱面温度は熱量計に接するようCu-C₀熱電

対と壁面に接するよう板の下側より導き取付けてある。流体温度はガラス温度計とサーミスタ温度計で流路の入口と出口で測定している。Gardon 熱量計に使われたコンスタンタン箔は厚

図3 Gardon熱量計は20μ、銅線は太さ0.1mmである。

熱量計に発生した起電力はデジタルマルチメータをインタフェースバスを介し卓上型電算機に接続し測定した。伝熱面温度はデジタル温度記録計で測定記録した。

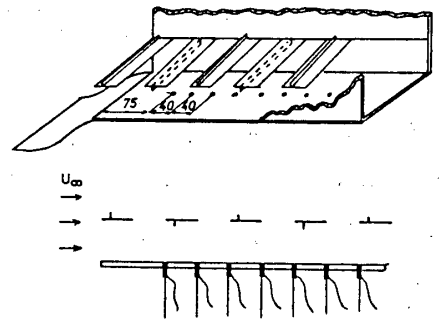


図4 熱量計の取付位置

3 実験結果と考察

3.1 乱流促進板により生成される流木場

本報で用いた乱流促進板周りの流木場の特徴は板と板の間隙を通して流体が交互に入れ替わり, 促進板に沿って蛇行した流木ができることである。本節では自由空間に置かれた乱流促進板の周りの流木場について実験した結果を述べる。なおここで用いた促進板の種類を表1に示した。

図5は乱流促進板に沿ってできる流速分布を示したものである。測定位置と促進板

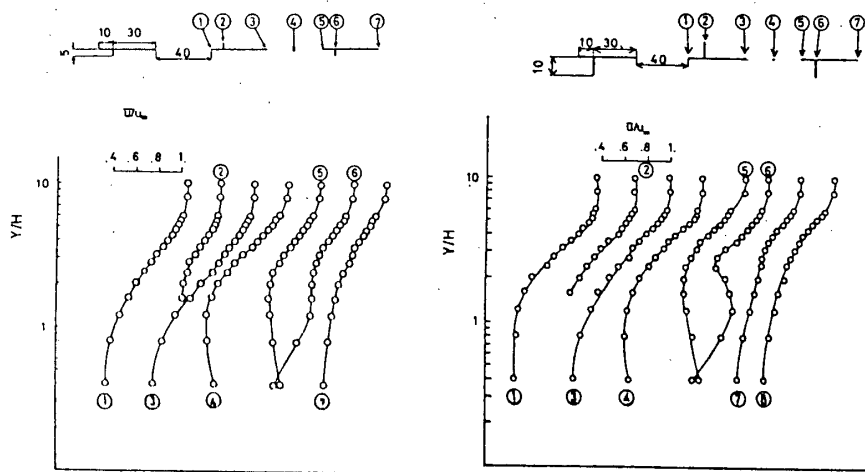


図5 自由空間に置かれた促進板周りの流速分布

の種類は各図の上部に図示したものである。流速分布は縦軸にY/Hと対数となり, 速度 \bar{u}/U_∞ は各分布の上端で $\bar{u}/U_\infty = 1$ となっている。 \bar{u}/U_∞ の尺度は図の通りである。図5-(a)は

$A/B = 1/4$, $H = 5\text{mm}$ の場

表1 促進板の種類

	A/B	S/B	H _{mm}
1	1/4	1	5, 10
2	1/2	1	5, 10
3	"	1/2	5
4	3/4	1	5, 10
5	"	1/2	5, 10
6	"	0	5, 10

合である。図によると突起②の後方③においては速度欠損が大きくなるが、④では下方より上昇してくる流れにより $Y/H < 0.5$ で速度が大きくなる。この傾向は⑤においてさらに強まるが、

⑥においては壁面摩擦で板に接する部分の速度が零になるため $Y/H < 1$ の速度は減速され、逆に $1 < Y/H < 3$ の速度ははやくなる。しかし

板の後端にあたる⑦では⑥の分布が平滑化され、①に近い分布に戻っている。この分布より板と板の間に隙間を設けることにより蛇行状の流れが起ることがわかる。図6-(b)は突起の高さが $H = 10\text{mm}$ の場合である。この場合は突起が高くなっているため、③④における速度欠損は前図より大きくなっている。この変動から⑤⑥における速度分布の傾向が前図より強まり、こゝにおいても蛇行流が強く見られる。図6-(c)は $A/B = 3/4$, $H = 5\text{mm}$ の場合である。こゝでは③に見られる速度欠損が(a)に比べて著しいが、これは突起と③の距離が短かくなっているからである。④~⑥にかけての速度分布は蛇行流の存在を示しているが、前者に比べて弱いことがわかる。

図6はRMS値 u'/\bar{u} を前図と同様の方法で示したものである。こゝでは各分布の上端において $u'/\bar{u} = 0$ としてある。図6-(a)は前図(a)に対応するものである。図では③~⑥の下部において乱れが大きくなっているが、④と⑤においては乱れのピーク値が最下部ではなく、やや上方 $Y/H = 0.2 \sim 0.4$ に上がってきている。これは隙間を通過して上昇してくる気流が乱れを上方に押し上げる作用をしていることを示している。図6-(b)は前図(c)の場合に対するものであるが、こゝの場合は前図に見られるような乱れの上方への伝播現象が弱く、乱流促進効果が突起の位置に関係することがわかる。

図7は図5と6などを基礎として描いた等速度、等乱れ線図である。図7-(a)は $A/B = 1/4$

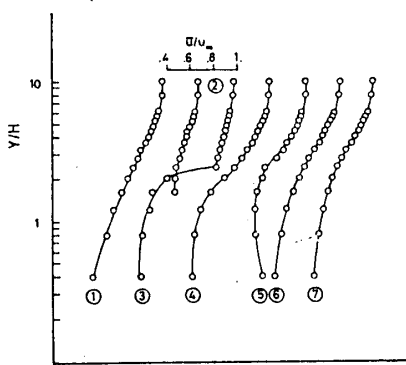
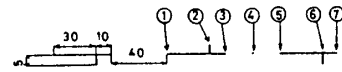
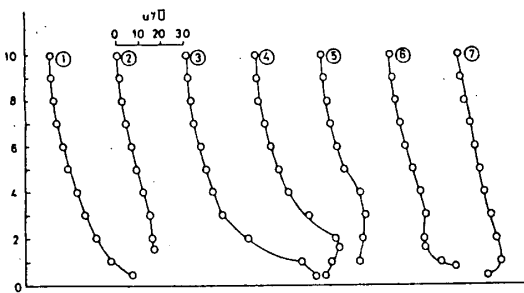
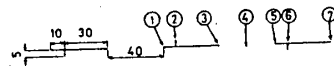


図5-(c)



(a) $A/B = 1/4$

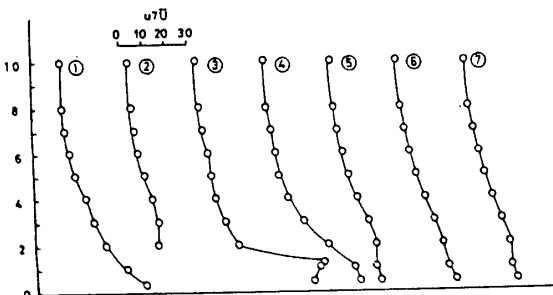
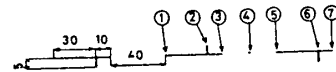


図6 乱れの分布 (b) $A/B = 3/4$

の場合、(b)は隙間のない場合である。この隙間のあり場合とない場合の大きな差異は前者において隙間の部分で等速度線、等乱れ線が盛り上がり、かつ乱れの上方向への伝播距離が伸び、反面境界層の発達はやや小さいことである。図7の(a)と(b)における乱れの伝播距離を $u'/U = 5\%$ で比較すると前者の場合が約15%遠くまで到達し、 $u'/U = 2\%$ の線は前者の方が約20%も遠くまで伸びている。また境界層の発達は前者の方がかなり小さい。これは隙間を通して流体が入れ替わり、いわゆる蛇行流が生じていることによるものと云える。

図8は隙間の中間点(図5の④の位置)におけるRMS値のY方向の変化を示している。図は縦軸に u'/U 、横軸に Y/H と対数でとり、乱流促進板の実験例は各印で示している。これによると $A/B = 1/4$ の場合が乱れの発生と伝播性がよいことがわかる。また H の影響は比較的少なく、乱れの伝播性も Y/H にはほぼ同程度と云える。図9は自己相関から求めた積分特性距離 $L = \frac{1}{U'^2} \int_0^\infty R_{ii} dx$ である。図は L が $Y/H \approx 4 \sim 6$ のピークとなり、 $Y/H = 10$ では零になる。 $Y/H = 5$ は図7-(a)では $u'/U \approx 10\%$ にあたり、この付近で乱れが最も大きくなるようである。

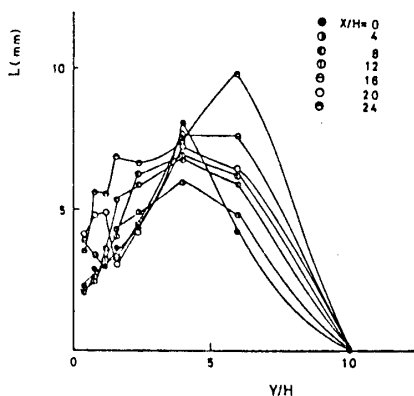
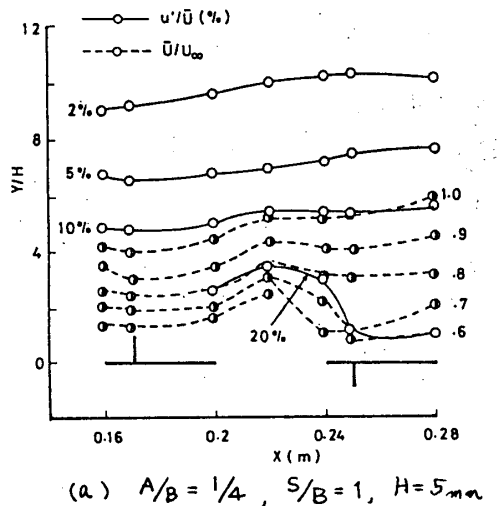


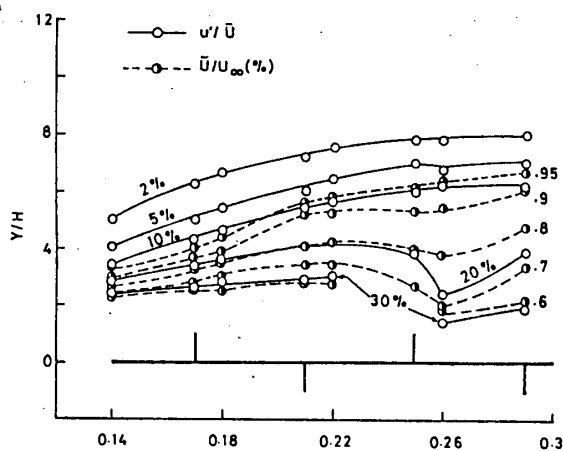
図9 積分特性距離

以上自由空間に乱流促進板を置き、

その流れ場を調べたが、乱流発生のはじめからは $A/B = 1/4$, $S/B = 1$ の場合が最もよい結果を示した。そこで以下平行平板間に挿入する乱流促進板は $A/B = 1/4$, $S/B = 1$ の場合とし、 H は流路断面の隙間から $H = 5\text{mm}$ とした。



(a) $A/B = 1/4$, $S/B = 1$, $H = 5\text{mm}$



(b) $S/B = 0$, $H = 5\text{mm}$

図7 等速度線と等乱れ線

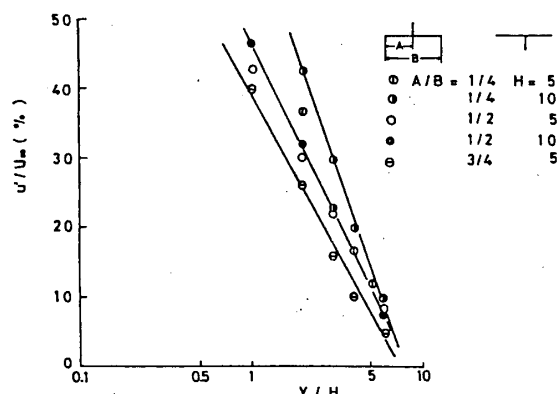


図8 乱れのY方向の減衰特性

3.2 平行平板流路の流れと熱伝達

本節に関しては現在実験が緒についているところ
で実験例が少ない。したがって得られた実験結
果より蛇行流と発生させた場合の伝熱促進効果
について簡単に述べる。

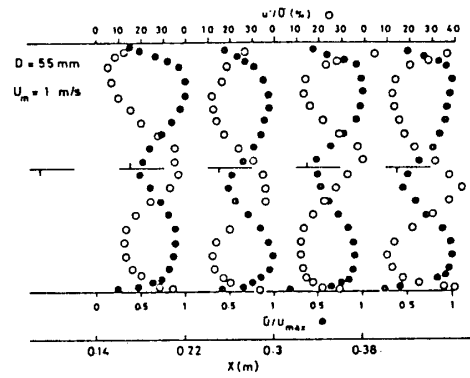
3.2.1 流速分布と乱れの分布

図10は平板間距離 $D = 55\text{mm}$ の場合の流速と
乱れの分布を示したものである。測定位置は各
促進板の中間位置であるが、それぞれ的位置は
座標軸 X 上に位置と数値を示した。流速は●印
乱れは○印で示し、各分布と促進板の位置関係
は左端の促進板の直後の逆流のものか最左端の
流速分布であり、以下右の方向に位置が一つず
つずれている。図1に示したように促進板の突
起の向きは交互に逆向きに連結するので、一つ
置きに同じ特性をもった流れができると考えら

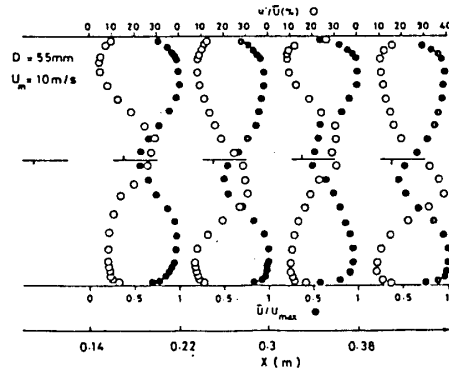
れる。図10は $U_m = 1\text{m/s}$ ($Re_D \approx 3300$) と $U_m = 10\text{m/s}$ ($Re_D \approx 33000$) の場合である。図によ
ると促進板により蛇行流が生じ、一つ置きに類似の分布が見られる。蛇行流ができる
ためにいわゆる脚走区間は見られないうちであるが、乱れは X 方向に進むにしたがい
や、増加するようである。流速分布は流路中心で促進板により減速されるが、上下板
面に近づくにつれ増速され、板面近傍で最大流速に達する。板面に沿う流速分布は乱
流境界層ができてきていることを示しており、一方乱れ分布をみると中心部で最大値を示
す RMS 値が壁面に近づくにつれ減少したものが、壁面上にて急に増加し乱流境界層
が形成されていることを裏付けている。壁面上の RMS 値は $Re_D \approx 33000$ の場合は約
15% に達し、 $Re_D \approx 3300$ の場合は 30% に達する。このような壁面上の乱れの強さ
は主流の乱れにより誘起されるものであろうが、この乱流境界層が伝熱促進にとって
有効なものであろうと思われる。

3.2.2 熱伝達率

図11は局所熱伝達率 Nu を流路入口より x の距離
 X に対し、パラメータ Re_D を用いて示したものであ
る。図示した位置 X の範囲は図10における左端か
ら三番目までの分布に対応している。図によると
 $Re_D = 3200$ と 6700 では $X = 0.2$ 付近で Nu は一
旦減少し、 $X = 0.23$ 付近で最高値に達し、以後再



(a) $Re_D = 3300$



(b) $Re_D = 33000$

図10 流速分布と乱れ分布

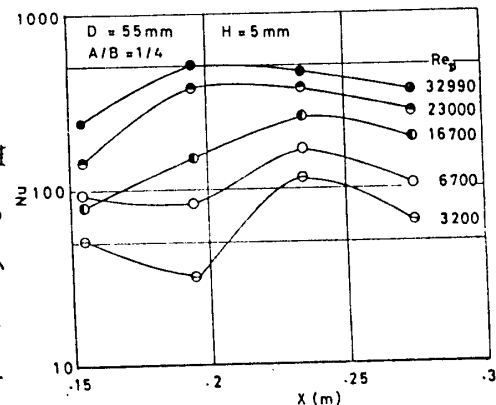


図11 局所熱伝達率

が下降する。 $Re_D = 16700$ では $X = 0.2$ 付近の Nu の落ちにみはななく、 $Re_D \leq 23000$ においては最高値が $X = 0.2$ に移動し、その状態が $X = 0.23$ 付近まで保持されるようになる。これは伝熱特性のパターンが Re 数により変化することと示している。そこでこの伝熱特性と図10の流速分布をともに考えてみると、 $Re_D \leq 6700$ で $X = 0.23$ で Nu が最高値を示すのは $X = 0.22$ 付近(図10-(a))の下面に接する流速が他に比べて大きくなっていることに対応していると考えられる。

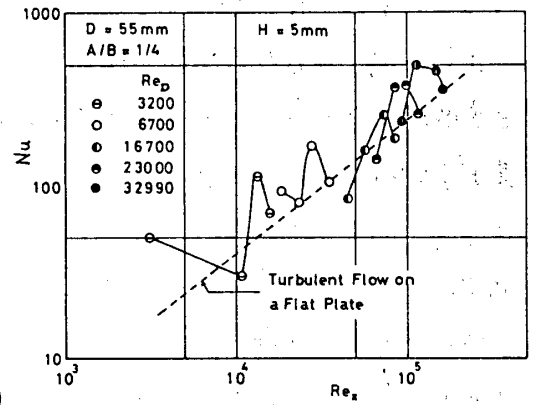


図12 局所ヌセルト数

$X = 0.2$ 付近の落ちにみ部分に対しては速度分布がないが、 $X = 0.3$ における速度分布によると下面に接するところの流速は小さくなっており、これは $X = 0.27$ 付近の Nu の落ちにみと対応している。 $Re_D = 32990$ に対する流速分布をみると $X = 0.22$ における下面に接する速度が大きくなっており、これが Nu の最高値に対応している。 $X = 0.27$ の Nu の減少傾向と $X = 0.3$ の速度分布との関係も同様に対応していると考えられる。したがって図11の Nu

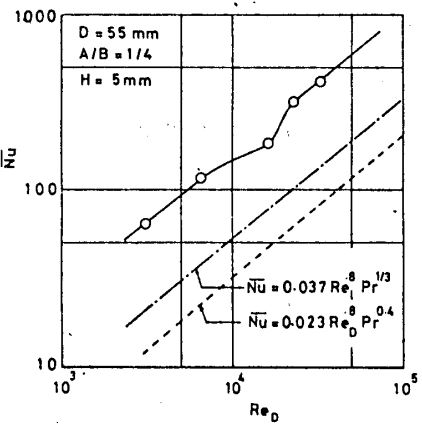


図13 平均ヌセルト数

の傾向は図10によりある程度理解できる。図12は Nu を Re_x でプロットしたもので、破線は乱流平板の熱伝達率である。図は本実験結果の傾向が乱流熱伝達に似ていることを示している。図13は平均ヌセルト数 \bar{Nu} と Re_D に対してプロットしたもので、鎖線と破線は乱流平板、管内乱流の \bar{Nu} である。図によると $D = 55$ mm の \bar{Nu} は平板や管内流に對しかなり大きな値を示している。 $Re_D = 16700$ における \bar{Nu} の一時的落ちにみは伝熱特性のパターンが図11に見られるように変化することの原因するものと思われる。

4 結 び

本報は管束流熱伝達促進に関して新しい試みを行うものである。乱流促進板は他の促進体に対して流路断面において占める割合は小さいので流動抵抗が小さくなると思われるが、現在と本を含めて実験中であり講演の際発表させていたが予定である。なお著者は本報で用いた乱流促進板をフィンに対しても応用できると考えている。

記号 $Re_D = \frac{U_m \cdot D}{\nu}$, $Re_x = \frac{U_m \cdot x}{\nu}$, $Nu = \frac{h \cdot x}{k}$, $\bar{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot l}{k}$, ν : 動粘性係数, h : 熱伝達率, \bar{h} : 局所, 平均熱伝達率, U_m : 管内平均流速, U_∞ : 主流速度。

文献(1) Royal, J.H はか, J. of Heat Transfer, Vol.100, (1978) pp. 17~23. (2) 伝熱工学資料(第3改訂版) pp. 117, (3) Rohsenow and Hartnett, Handbook of Heat Transfer, pp. 10-1~25, McGRAW-Hill, (1973)

ガスタービン燃焼器の詳細設計とその実験結果

鈴木邦男 (工業技術院機械技術研究所)

1. まえがき

ガスタービン燃焼器の主要寸法の設計は、筆者らの手法では妥当と考えられ、¹⁾ 電算機による設計も可能である。もちろん、燃焼器毎に使用条件が異なり、それぞれの条件に応じた配慮が必要である。しかし、実際に設計・試作し、燃焼実験を行うと原型のままでは所要性能の得られないことが多い。特に未経験の形状や構造を採用したとき、予想外の結果になることも暫々である。すなわち、ガスタービン燃焼器の性能は詳細設計に大きく依存している。この点に注目し、筒形・噴霧形燃焼器模型を用いて大気圧燃焼実験を行った。

2. 燃焼器模型

供試燃焼器模型の概要を図1に示す。燃焼器の大きさは実験装置の能力及び製作しやすさ、扱いやすさの点から定めた。

この模型のライナ直径中164は寸法効果を

を考へてもほぼ妥当な値と考へる²⁾。

設計条件を表1にライナ空気孔関係の数値を表2に示す。

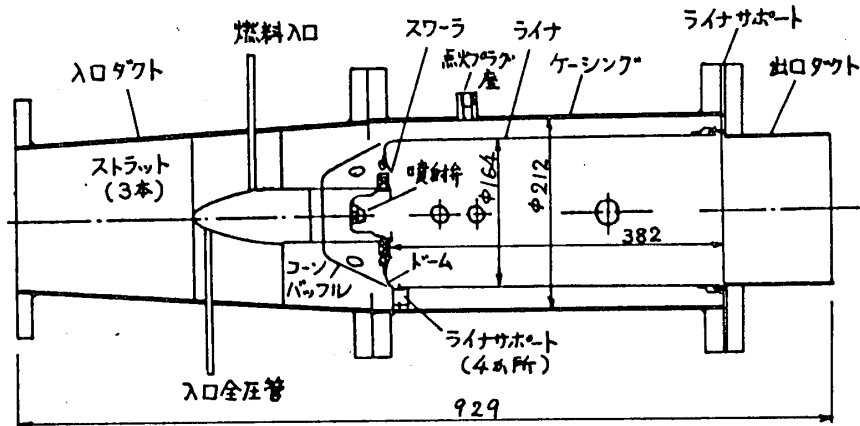


図1 供試燃焼器模型

		開口面積	
		cm ²	%
空気流量	$Q_a = 0.58 \text{ m}^3/\text{s}$	スワラ 17.0	21.5
最大断面平均風速	$U_r = 16.5 \text{ m/s}$	二次空気孔 22.6	28.6
空燃比	$\eta = 37$	希釈空気孔 14.5	18.4
全圧損失係数	$\phi = 40$	冷却ルーバ 24.9	31.5
表1 設計数値		合計 79.0	100%

燃料は初め灯油形の Jet A-1, のち軽油を用いた。

表2 空気孔開口面積

3. 実験結果

3.1 スワラ スワラ原型は軸流形で旋回羽根外径φ84, 内径φ62, 旋回羽根植込み角45° - 16枚とした。構造的スワール数は $S = 0.65$ である。スワラ内径側には大きな凹み(φ58, 深さ30)をつけ、この部分における保炎性能向上を図った。まずスワラ原型の保炎状態を調べるため、スワラ出口を大気開放にして

空気を流し、プロパンガスを横方向から供給して火炎をスワ-ラに保持させた。その結果、次の事柄が判明した。

- (1) 火炎はスワ-ラ下流側で約60°の円錐状に広がる。
- (2) スワ-ラ中心部に形成される循環流の流速が遅く、下流側からみると火炎がゆっくり回転している。また、この部分の火炎は他の部分に比べて暗い。
- (3) 火炎は極めて吹消え易い。

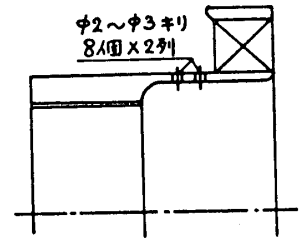


図2 スワ-ラボス部のキリ孔

火炎の吹消え易い理由の一つとして、スワ-ラ中心部分が燃料過濃になるためと推定し、スワ-ラボス部から少量の空気を導入することにした。初め、φ2キリ孔を16個(円周8等分、2列)あけてみたが、その効果はほとんどみられなかった(図2)。次にキリ孔をφ3と広げた。これは明らかに効果があり、保炎性能が改善された。なお、キリ孔は半径方向から35°傾斜させ、旋回羽根と同一方向の旋回成分をもつようにしている。このとき火炎はスワ-ラ内径壁から約2mm離れて形成され、この間に流入した空気の層があると判断された。

このようなスワ-ラ内径側の小孔あけについて、ボス部凹みの容積 V_{sb} と開口面積 A_{sh} の比及びその効果の例を表3に示す。

	V_{sb} cm ³	A_{sh} cm ²	A_{sh}/V_{sb}	評 価
a	79.3	0.502	0.0063	効果なし
b	79.3	1.131	0.0143	効果あり
c	55.0	0.792	0.0144	少し効果あり
d	55.0	0.683	0.0124	効果なし
e	7.3	0.424	0.0584	効果あり
f	10.5	0.393	0.0391	騒音を発生した

このようなスワ-ラ内径側の小孔あけについて、ボス部凹みの容積 V_{sb} と開口面積 A_{sh} の比及びその効果の例を表3に示す。

小孔のあけ方により多少の差はあるが、適当な範囲の見当はつく。

表3 スワ-ラボス部の小孔あけの例

図3はこのスワ-ラをライナに取付け、非燃焼時の流れ模様を測定した結果である。ライナ第1列空気孔からの空気噴流の貫通距離が著しく短い。燃焼時の火炎は図4

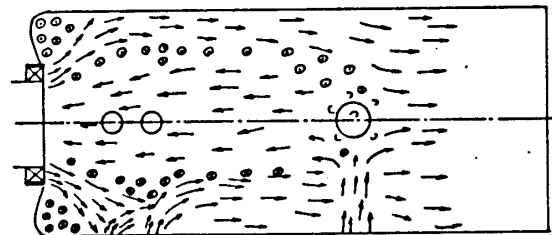


図3 内部の流れ模様 (I)

のようになり、十分な性能が得られなかった。これはスワ-ラから

の空気流速が大き過ぎるためと考え、スワ-ラ入口部分に絞りをつけた。その効果を図5に示す。

図5はスワ-ラ入口絞りの開口面積をスワ-ラ開

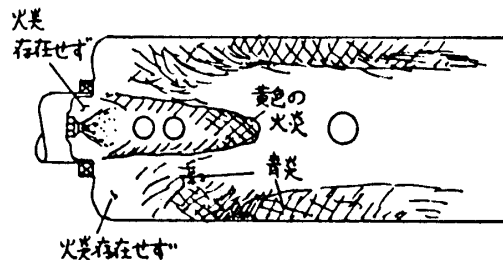
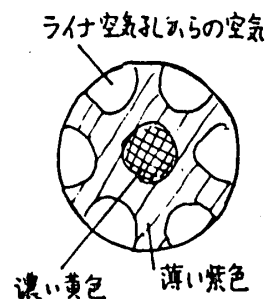


図4 火炎状態 (I)



口面積の $1/3$ にしたときのものである。

図3 と比べ空気噴流の貫通度に明らかな差がみられる。この状態での燃焼時、図4 にみられるスワラ中心部分の柱状火炎はなくなり、一次燃焼領域内の火炎量が増加した。しかし、スワラの保炎性能自体はほとんど改善されなかった。

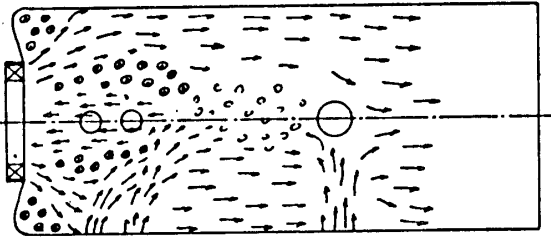


図5 内部の流れ模様 (II)

使用したスワラの出口気流の流速分布は外周側で速く、内周側で遅い形になっていた。この流速分布が変更できれば、スワラから相当量の空気を導入してもライナ空気孔からの空気噴流の貫通距離かとれると予想される。その対策として、スワラ内径側に $\phi 67$ の制御リングを取付けた。これはスワラ出口の開口面積を 80% に絞ることに相当する。制御リングによりスワラ出口の空気流の流速分布は外周側から内周側にかけてほぼフラットになった。しかし、流れ模様は図3 とほぼ同様であった。ここで全体の空気流量を増すと、空気噴流の貫通距離が増加する傾向が観察された。この傾向は、制御リングなしの場合と逆である。制御リング付による燃焼状態の改善はみられたが、期待したほどではなかった。

以上のようにスワラについては、ボス部の小孔あけと制御リング取付の追加加工を行って性能改善を図った。しかし、十分な性能が得られたとはいえない状態であり、また改善の余地がある。たとえば空気流入方向をかえる混流形の採用、ボス比や旋回角の調整などが必要である。

3.2 二次空気孔

(1) スワラ出口からライナ第1列空気孔までの距離：これは、空気噴流の貫通度が十分あるとすれば、スワラ出口側に形成される循環流領域の長さを制限することになる。この見地からみたスワラ火炎の安定性をそこなわない限界の例を図6 に示す。これは、もちろん、空気噴流の方向にも依存しよう。

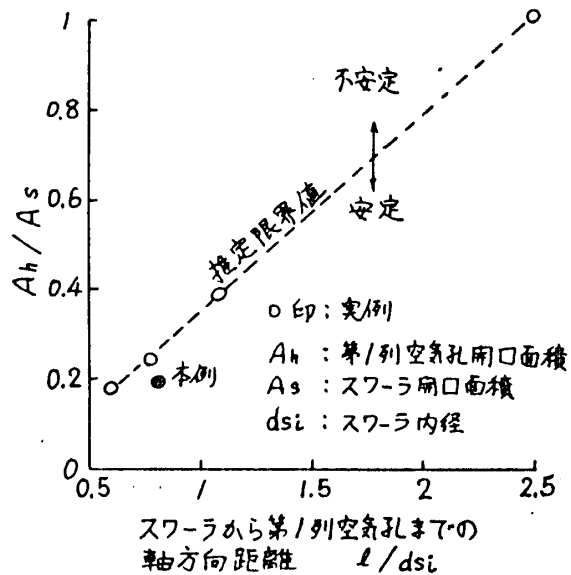


図6 ライナ第1列空気孔の位置

本実験例では空気噴流の貫通距離が十分とれないため、高い案内筒を立ててこれを調べた。案内筒は内径 $\phi 12$ 、高さ 33 で3本 (円周等配) 取付けた。筒形燃焼器の場合、ライナ内の対象容積は中心部へいくほど小さくなるので、中心部へ送る空気量は少なくてよい。夕いと流入空気による冷却効

果を強めることになる。改造後の流れ模様を図7に、そのときの火炎状態を図8に示す。案内筒から流入する空気は、スワラからの空気流の影響を受けることなく、ライナ中心部へ到達している。第2列目の空気噴流も案内筒の存在によって大きな貫通距離を得ている。図7の上半分は案内筒のない空気孔断面の流れ模様である。図8と図4を比較すると燃焼状態が改善されていることは明らかである。図8の中央部分の火炎の存在しない領域は、図7の希釈孔部から上流へ向う流れのある領域とほぼ一致する。

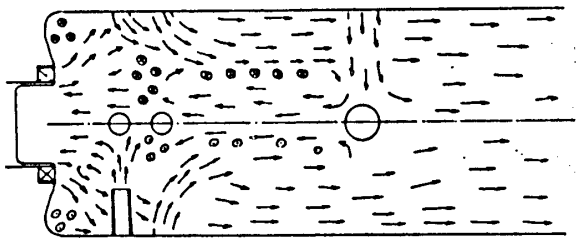


図7 内部の流れ模様 (III)

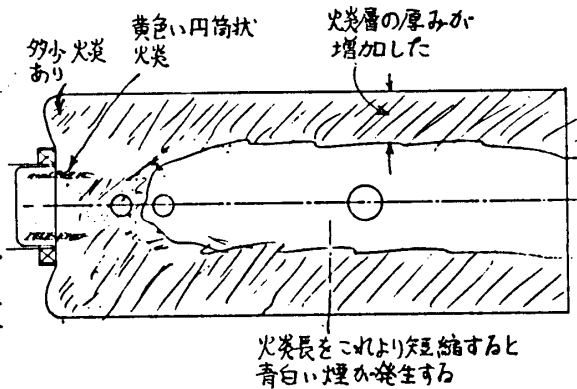


図8 火炎状態 (II)

(2) ライナ空気孔の軸方向配分：図7と図8の対応からライナ空気孔の軸方向配分を見直した。ライナ原型の二次空気孔は、軸方向2個の間隔を狭くとり下流側の空気噴流の貫通距離増大を図るとともに二次燃焼領域内での流入空気の混合を良好にするため、なるべく長い滞留時間が得られるよう上流側へ寄せて配置している。このライナの場合、

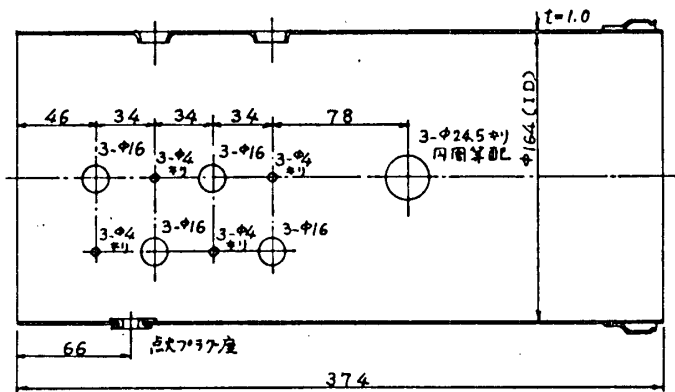


図9 試作ライナ No. 2 の空気孔配置

ライナ空気孔から空気の流入している部分は高負荷に燃焼しているが、ライナ中央部分が利用されていないこと、ライナ空気孔のない二次空気孔下流側部分の燃焼負荷率が低下していることが推定された。

燃焼領域全体について一様な燃焼負荷率を得るため、ライナ空気孔を一様に分布させることを試みた。その試作ライナ No. 2 を図9に示す。ライナ空気孔の直径及び数に制約があるため、空気孔を3個円周算配とし、円周方向に1/2ピッチずらした千鳥配列の軸方向4個とした。実際的には6個円周算配として軸方向に千鳥配列にした場合と同算である。希釈孔は原型と同一である。ライナ No. 2 の流れ模様及び燃焼時の火炎状態を図10、図11に示す。図10では二次空気孔下流側のものからの噴流のほうが上流側のものより大きな貫通距離を示しているが、燃焼時の火炎状態の観察からは、上流側空気孔からの噴流貫通距離のほうが大きくなっていた。希釈空気の貫通距

離は明らかに減少し、ライナ中央まで到達しなくなった。図11に示すように、ライナ中心部分には火炎は存在しないが、その領域は著しく減少した。火炎の存在しない領域の断面形は六角の星形になっている。総合して良好な燃焼を行うようになり、目的とした燃焼負荷の均一化はほぼ達成された。

この実験から二次空気孔の軸方向ピッチの重要性が判明したが、軸方向2孔の例及びその評価を表4にまとめて示す。本実験例は表4中のaとfである。表4から $Pa/dh = 3 \sim 4$ が適当と判断される。

(3)燃料噴霧の円周方向の片寄り：ライナ No.2 内の火炎分布を観察すると、円周3箇所には火炎の集中する傾向がみられた。これは二次空気孔を軸方向千鳥と考えたとき、下流側へ寄せた空気孔列の右側（ライナ内面を下にしたとき）になっていた。この右側というのは、スワローからの旋回成分をもつ空気流がライナからの空気噴流に衝突する位置の反対側になる。二次空気孔を軸方向千鳥配列にとった他の例でも同様なことが観察された。ここで燃料噴霧と空気孔位置との関係を調べてみると、燃料噴霧が公称の噴霧角でライナ壁面に衝突する位置付近にある空気孔の列に一致した。2例と少ないため、偶然ということもあろうが、希釈孔円周方向位置の選定に際し、一つの指針になる。

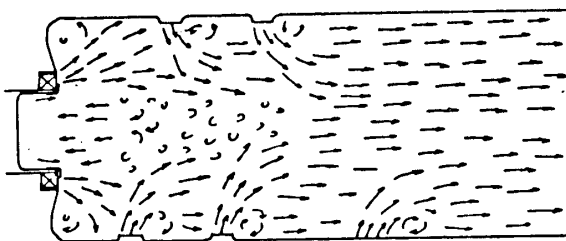


図10 内部の流れ模様 (IV)

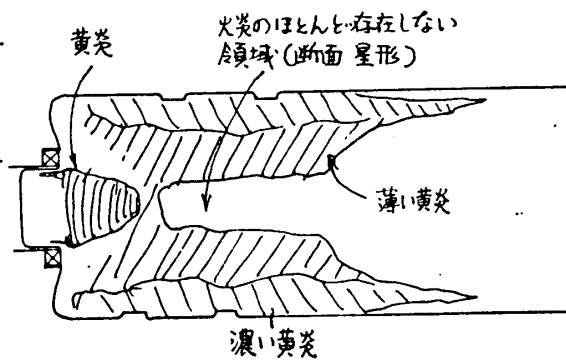


図11 火炎状態 (III)

例	d_h mm	P_a mm	P_a/d_h	評 価
a	15.5	30	1.94	P_a/d_h 比過小
b	8	20	2.5	やや過小
c	13	37	2.85	ほぼ妥当
d	19.5	70	3.59	良女子?
e	6	23	3.83	良女子
f	16	68	4.25	良女子, もう少しつめてもよい。
g	40	182	4.55	良女子?

表4 二次空気孔の軸方向ピッチ

ここで燃料噴霧と空気孔位置との関係を調べてみると、燃料噴霧が公称の噴霧角でライナ壁面に衝突する位置付近にある空気孔の列に一致した。2例と少ないため、偶然ということもあろうが、希釈孔円周方向位置の選定に際し、一つの指針になる。

(4)ライナ空気孔の円周方向ピッチ：一つの目安として $P_p/d_h \equiv \pi D_L / z \cdot d_h > 4$ ³⁾ (D_L ; ライナ直径, z ; 円周方向の空気孔数) があるが、図4の火炎状態から判断するとライナ空気孔の形状や空気噴流の貫通状態に依存している。キリ孔を採用し、噴流貫通距離の不足なライナ原形の場合、 $P_p/d_h = 5.54$ と大きい方が、更にピッチを大きくして良いという感じであった。ライナ No.2 の場合、実効上 $P_p/d_h = 5.4$ となるが、これは妥当と判断された。

(5)ライナ空気孔の案内筒：ライナ空気孔に案内筒を立てたライナ No.2 の火炎状態

とキリ孔のライナ原型のそれを比較すると、ライナ空気孔の案内筒は設けることが望ましいといえる。キリ孔の場合、工作は簡単であるが、その流量係数の特性から燃焼器平均風速を増すと全圧損失係数が増加すること、空気噴流の貫通距離がとれないこと、ライナ外側の流れに敏感で、流入空気噴流の方向が片寄りやすいことなどの欠点をもっている。

(6) ライナ壁温：供試燃焼器では冷却ルーバをライナ壁面に均一に配置した。これからライナ壁温の高くなりやすい位置を調べることができた。図12はライナ原型について示温塗料により求めた壁温分布である。この壁温分布は図4の火炎状態と対応させることができる。ライナ No.2 の火炎状態は、図11のようにライナ原型とは大幅に異なっているが、ライナ壁高温箇所の上流側の境界位置は原型と大差なかった。それは燃料噴霧がライナ壁に衝突する位置の直後に相当している。噴霧角の小さな燃料噴射弁を用いると高温になる位置が下流側へ移動した。これは大気圧燃焼時にのみ現れる現象とも考えられ、高压燃焼状態の様子は推定できない。

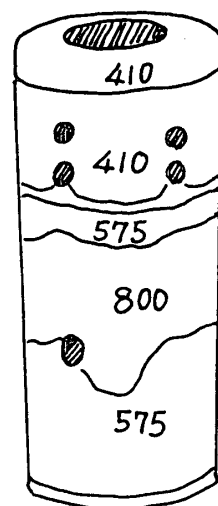


図12 ライナ壁温 (°C)

(7) 燃料種の影響：燃料を Jet A-1 から軽油に切換えたところ、煙が発生しやすくなった。特に火炎長の短い状態で青白い煙が排出された。煙の発生しない火炎長はライナ原型でライナ全長の約 $1/2$ (図8参照)、ライナ No.2 で約 $1/4$ であった。この点でもライナ No.2 のほうが優れていた。また、火炎状態から判断すると表4の Pa/dh 比は、重質燃料ほど大きくとるほうが無難なようである。

4. あとがき

筒形・噴霧形燃焼器を対象に非燃焼時の流れ模様と燃焼状態の観察を主体にして燃焼器の詳細設計を検討した。実例やデータ数が少ないため、断定的なことはいえないが、いくつかの詳細設計に関する指針が明らかになったと考える。なお、初期の燃焼実験は航空宇宙技術研究所の試験設備を利用して戴いた。関係者に感謝の意を表わす。

文献

- 1) 鈴木：機械技術研究所報告 第110号 (1981-2)。
- 2) (社) 日本機械学会：燃焼寸法効果研究分科会成果報告 (1975-3)。
- 3) 佐々木, 酒井, 鈴木：航空原動機講演会 講演集 (1977-2)。

堀 守 雄 (東大工)

1. ま え が き

ガスタービン排出ガス中の窒素酸化物(NO_x)の多くの割合を NO_2 が占める測定結果が1971年にはじめてAi Researchにより報告された⁽¹⁾。それまでは火炎および燃焼装置で生成・排出される NO_x はほとんど NO であると考えられ、 NO の生成機構が精力的に研究されてきた。その後かなりの濃度の NO_2 がガスタービン排出ガスだけでなく、予混合平面火炎⁽²⁾、乱流拡散火炎⁽³⁾、噴流かくはん燃焼器⁽⁴⁾などにおいても測定された。最も基本的な予混合平面火炎で測定された NO_2 の挙動の特徴は、火炎帯後端付近で NO_2 濃度がピークを示し、その後の NO_2 濃度の減少と対応して NO 濃度が上昇することである。この挙動を説明するために、 NO_2 は火炎内で生じるとする説⁽²⁾と、 NO_2 はサンプリングプローブ中で NO から変換されて生じるとする説⁽⁵⁾が出された。後者については、何人かの研究者によって、活性化学種濃度の高い高温の燃焼ガスをプローブ内で急冷すると NO が NO_2 に変換されることが確認された⁽⁴⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。一方、ガスタービン排出ガスにおいて測定される NO_x に占める NO_2 の割合(NO_2/NO_x)は、低負荷で高く(0.8以上)、高負荷では低下し⁽¹⁾⁽⁸⁾、運転条件によって変化している。これらの NO_2 の挙動を説明するにはプローブの影響を考慮する必要があり、 NO_2 の生成に関する問題はまた十分には理解されていない。この問題は NO_x 生成機構の解明、低汚染燃焼法および排出ガス処理法の開発などの点から重要と考えられる。

本報告では、実用ガスタービン燃焼器よりも単純な場を持つモデル燃焼器で気体燃料を用い、前報⁽⁹⁾に引き続き、全体当量比が燃料希薄な条件で排出ガスおよび火炎下流の燃焼ガスの NO_2/NO_x に及ぼす燃焼条件の影響を調べ、さらにプローブモデル計算および化学平衡計算により NO_2 の生成について検討した。

2. 実験装置および測定装置

モデル燃焼器は図1に示すように、旋回空気流により火炎を安定化する形式で、軸方向と接線方向の空気流量を調節して空気流の旋回強さを変えることができる。燃料は純プロパンで、環状空気出口の中央に置かれたスリット式気体燃料噴射弁(図2)から噴出され、石英筒内

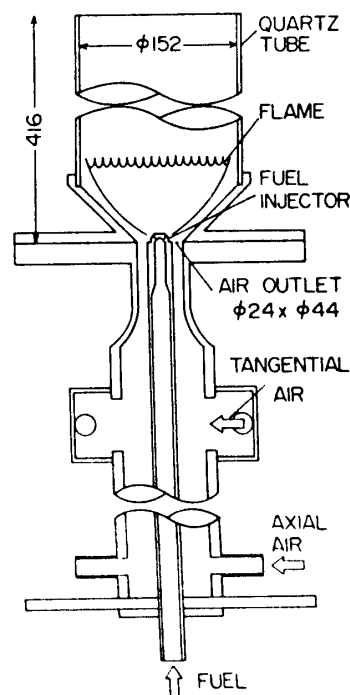


図1 モデル燃焼器

で燃焼する。燃料噴射弁は噴射角 90° で、図2に示す4種類のスリット幅を用いて燃料噴出速度を変えた。燃焼実験のパラメータは、全体当量比重(0.6以下)、環状出口での平均空気流速 V (20 m/s以下)、空気流の旋回数 S (0.9以下)、燃料噴射弁スリット幅 w または燃料噴出速度 V_F

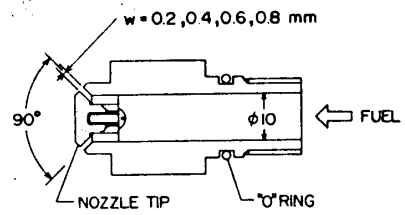


図2 スリット式燃料噴射弁

(例えば、 $\phi = 0.4$, $V = 10$ m/s, $w = 0.4$ mm で $V_F \approx 11$ m/s) である。

分析用ガスの採取回路を図3に示す。非水冷石英プローブの入口オリフィス径は約 $150 \mu\text{m}$ で、化学発光式分析計用サンプルはテドラーバッグに、ガスクロマトグラフ用サンプルはガラスフラスコに減圧状態で採取され、それぞれ NO , NO_x ($\text{NO}_2 = \text{NO}_x - \text{NO}$) と安定成分が分析される。本実験では NO_2 に注目した測定を行うので、採取回路における NO_2 の損失を少なくするよう配慮した。すなわち、サンプル圧力を極力下げ (0.1 atm 以下)、前置コンバータ (モリブデン) により NO_x 測定時には早期に NO_2 を還元することにし、回路を保温して NO_2 の水への溶解を防ぎ、さらに回路を構成する部品の材質に注意した。この方式により、従来の化学発光式分析計内のコンバータを使用する方式に比べて、測定できる NO_2 濃度が約7%上昇した⁽⁹⁾。ガス温度は Pt/Rh 熱電対で測定した。測定は、排出ガスについては石英筒に接続された長さ約1.5 mの排気ダクト出口において行い、燃焼器内ガスについては石英筒出口からプローブを挿入して行った。

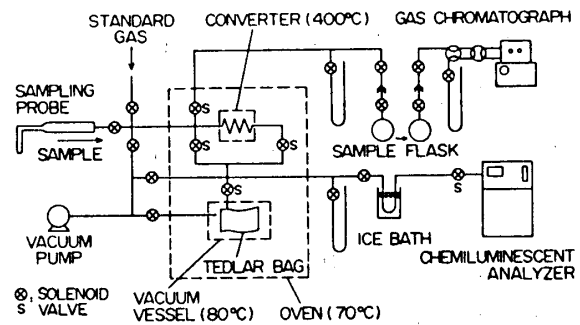


図3 分析用ガス採取回路

3. 実験結果および検討

3-1 火炎の性状

本報告では $S = 0.8$ (接線方向空気流量/全空気流量 = 0.8) の条件における実験結果について述べる。この条件で形成される火炎は、燃焼器壁に沿って広がった逆円錐形状を示し、主火炎は青色である。火炎の吹消える全体当量比は、空気流速、燃料噴出速度に依存するが、約0.3で、 $\phi = 0.4$ 以上では実験を行った $V = 20$ m/s まで火炎は安定であった。火炎長さは、例えば $\phi = 0.4$, $S = 0.8$ では $V = 5$ m/s で約110 mm であるが、空気流速を増すと10 m/s で約80 mm と一旦短くなり、その後長くなって20 m/s では約200 mm となる。

3-2 排出ガスの NO_2/NO_x に及ぼす燃焼条件の影響

(1) 空気流速の影響 図4に $\phi = 0.35, 0.4, 0.5$ における排出ガスの NO_x 濃度、 NO_x 排出指数 EI_{NO_x} および NO_2/NO_x の空気流速 V に対する変化を示す。 V が増

すと NO_x 濃度, EI_{NO_x} は単調に低下し, 5 m/s に比べ 20 m/s では排出レベルは $1/2$ 以下になる。これは空気流速および燃料噴出速度の増加により空気と燃料の混合がすみやかに行われ, より燃料希薄な状態で燃焼するためである。このような拡散燃焼方式の混合促進による NO_x 低減は火炎の安定性によって制限をうける。例えば, $\phi = 0.35$ では CO , HC の排出がみられ, $V > 10 \text{ m/s}$ になると火炎が吹消える。本実験で得られた NO_x 排出レベルの最小値は $0.44 \text{ g NO}_2/\text{kg fuel}$ であった。 NO_2/NO_x は図4によるとある全体当量比の範囲で大きく変化し, また V が増すと低下する傾向がみられる。これは後で述べるように, NO_2/NO_x がガス温度に依存しているためである。

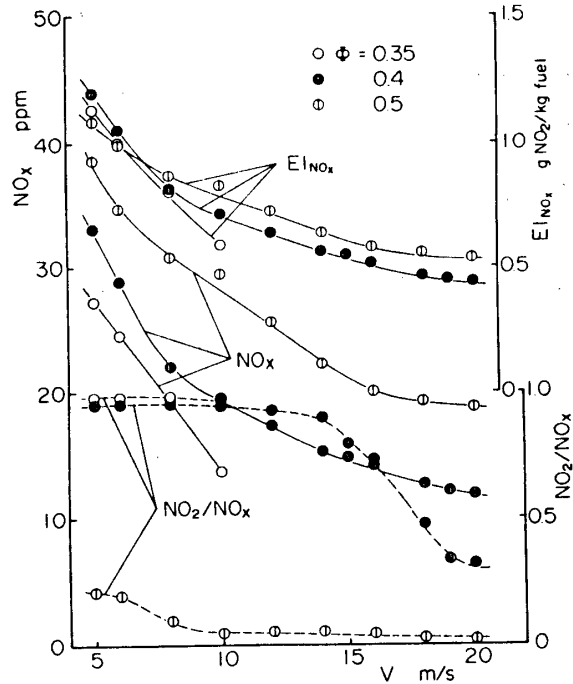


図4 空気流速の影響 ($S=0.8, w=0.4 \text{ mm}$)

(2) 全体当量比の影響 図5に全体当量比に対する排出ガスの NO_x 濃度, EI_{NO_x} および NO_2/NO_x の変化を示す。本実験では, 燃料噴射弁スリット幅が大きい場合 (V_F が小さい場合) は EI_{NO_x} はあるまで極大値を持つ。しかし, $w = 0.2, 0.4 \text{ mm}$ では, 一般に予想されるように, NO_x 排出レベルは ϕ が増すと増加する。これは火炎温度の上昇と火炎が長くなることによる滞留時間の増加によると思われる。 NO_2/NO_x は ϕ が 0.4 から 0.5 の間で, 0.9 以上の値から 0.1 以下に急激に低下する。すなわち, NO_2 は燃料希薄条件ほど大きな割合を占め,

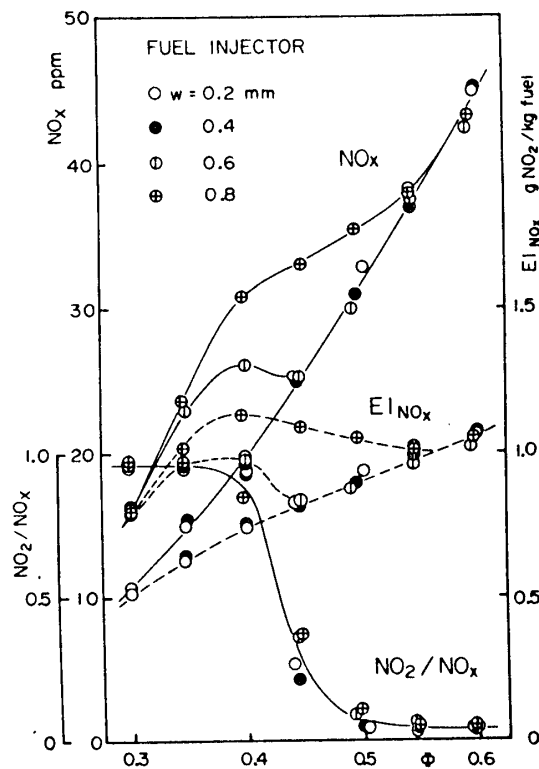


図5 全体当量比の影響 ($V=10 \text{ m/s}, S=0.8$)

この傾向は低負荷で NO_2 が多いというガスタービン排ガスの測定結果と対応している。

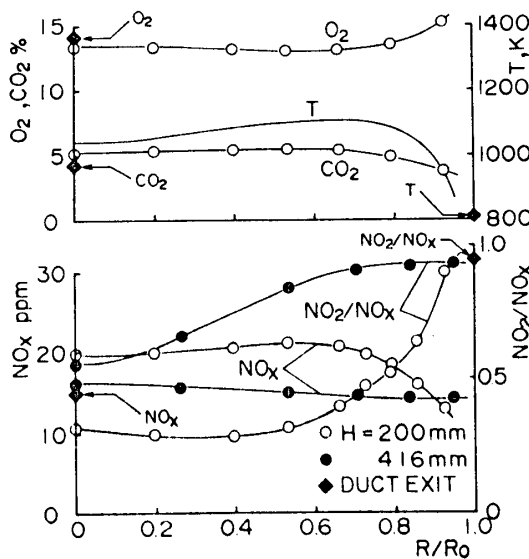
(3) 燃料噴出速度の影響 図6に4種類の燃料噴射弁スリット幅により燃料噴出速度を変えた時の排出ガスの NO_x 濃度と NO_2/NO_x を示す。前項で述べたように NO_x 排出レベルは V_F にも依存している。図5, 図6から, $V = 10, 15 \text{ m/s}$ では NO_x 排出

レベルを抑えるには、 V_F を8~10%以上にする必要がある。 NO_2/NO_x は空気流速が速い場合に V_F に依存し、 V_F が増すと NO_2 の割合は低下する。これは前にも述べたようにガス温度と関係している。

3-3 燃焼器内燃焼ガスの NO_2/NO_x

図7(a)(b)にはそれぞれ $\phi = 0.35$ および 0.5 における石英筒内($H=200mm$)と石英筒出口($H=416mm$)の NO_x 濃度と NO_2/NO_x の半径方向分布を示す(H : 空気出口からの高さ, R : 半径方向距離, R_0 : 石英筒半径)。図にはさらに $H=$

$200mm$ でのガス温度 T , O_2 , CO_2 濃度の分布と排気ダクト出口での値を示す。 NO_x 濃度は $H=200mm$ では壁付近で低くなる分布を示すが、石英筒出口ではダクト出口排出ガスの値に近い様な分布に近づく。一方 NO_2/NO_x は、 $\phi = 0.35$ では $H=200mm$ において壁付近以外は 0.5 以下の値であるが、石英筒出口に向かって断面内で上昇し、ダクト出口排出ガスでは 0.9 以上となる。 $\phi = 0.5$ では $H=200mm$ から石英筒出口の間の NO_2/NO_x の上昇はみられず、 NO_2 の割合は非常に少ないままである。壁付近の NO_2/NO_x が低下してゆくのは、混合による見かけの低下と考えられる。 $H=200mm$ での平均 O_2 濃度およびガス温度は、 $\phi = 0.35$ で約 14% および $1050K$,



(a) $\phi = 0.35$

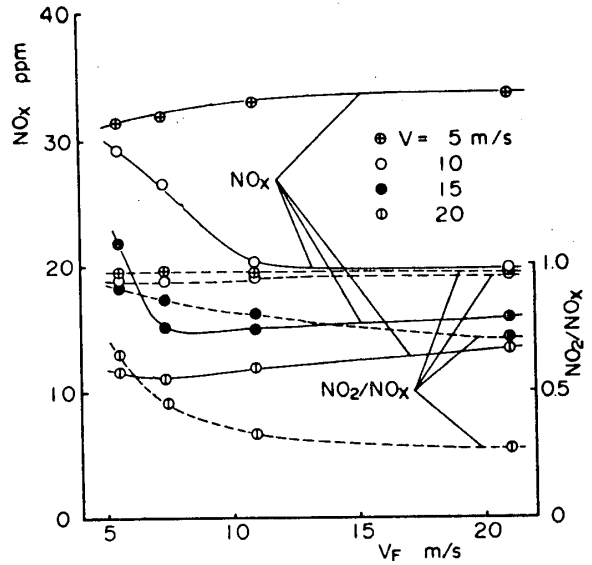
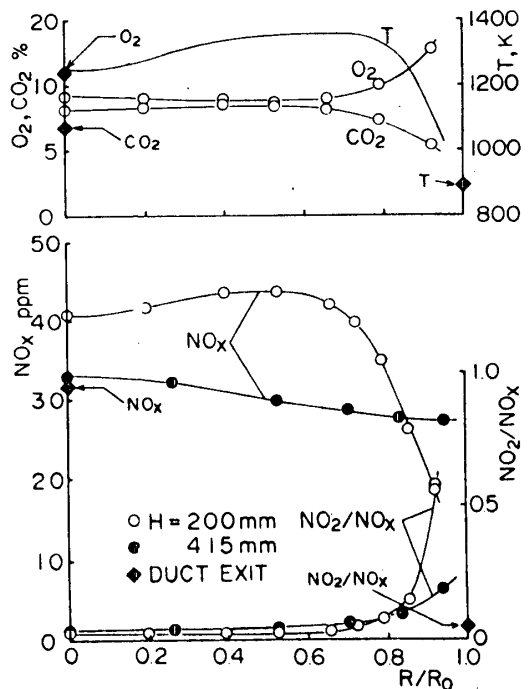


図6 燃料噴出速度の影響 ($\phi=0.4, S=0.8$)



(b) $\phi = 0.5$

図7 NO_x 濃度, NO_2/NO_x , ガス温度, O_2 , CO_2 濃度の半径方向分布 ($V=10\%$, $S=0.8$, $w=0.4mm$)

$\Phi = 0.5$ で約 11% および 1300K である。従って、測定された NO, NO₂ が燃焼ガス中に存在するとすれば、O₂ 濃度が高く、ガス温度があまり高い条件では燃焼ガス中で NO から NO₂ への変換が生じると考えられる。

4. プローブモデル計算および化学平衡計算による NO₂ 生成の検討

測定された排出ガスの NO, NO₂ 濃度に対するプローブ内の NO~NO₂ 変換の影響を検討するためにプローブモデル計算を行った。この計算では、表 1 に示す 29 個の気相反応と活性化学種の石英プローブ壁での表面反応を考慮し⁽⁷⁾、ガス温度は実測温度 T₀ から 330K までプローブ入口から 1cm で低下するとした。初期 NO 濃度 ([NO]₀) は実測 NO_x 濃度、NO₂ 濃度はゼロとし、他の成分濃度は平衡濃度にあるとした。

図 8 に NO~NO₂ 変換に関する主要成分のプローブ内濃度変化の一例を示す (X: モル分率)。ガス温度の低下に対応して活性化学種濃度が低下し、初期には存在しない NO₂ が NO から変換されて生じる。図 9 には実験に対応する $\Phi = 0.3 \sim 0.6$ におけるプローブ内 NO₂ 濃度を示すが、いずれの

表 1 プローブ計算の反応速度定数

$$R_i = A \times 10^a T^n \exp(-E/RT), \text{ 単位: mole, cal, cm, K, s}$$

REACTION	A	a	n	E
1 H + O ₂ = OH + O	2.24	14	0.0	16800
2 O + H ₂ = OH + H	1.80	10	1.0	8900
3 H + H ₂ O = H ₂ + OH	9.30	13	0.0	20360
4 O + H ₂ O = OH + OH	6.80	13	0.0	18360
5 H ₂ + M = H + H + M	4.58	14	0.0	99880
6 O ₂ + M = O + O + M	1.78	18	-1.0	117960
7 H ₂ O + M = OH + H + M	3.36	17	0.0	116200
8 CO + OH = CO ₂ + H	5.60	11	0.0	1080
9 NO + O + M = NO ₂ + M	1.83	20	-1.63	0
10 NO + O ₂ = NO ₂ + O	1.91	12	0.0	46650
11 NO + OH = NO ₂ + H	5.50	12	0.0	31020
12 NO + NO + O ₂ = NO ₂ + NO ₂	4.00	9	0.0	0
13 NO + HO ₂ = NO ₂ + OH	1.40	14	0.0	1400
14 HO ₂ + M = H + O ₂ + M	2.19	15	0.0	45790
15 HO ₂ + H = OH + OH	2.50	14	0.0	1900
16 HO ₂ + H = H ₂ + O ₂	2.50	13	0.0	695
17 HO ₂ + OH = H ₂ O + O ₂	5.00	13	0.0	1000
18 HO ₂ + O = OH + O ₂	4.80	13	0.0	1000
19 HO ₂ + H = H ₂ O + O	5.00	13	0.0	1000
20 HO ₂ + HO ₂ = H ₂ O ₂ + O ₂	1.80	13	0.0	1000
21 HO ₂ + H ₂ O = H ₂ O ₂ + OH	1.96	13	0.0	31990
22 HO ₂ + H ₂ = H ₂ O ₂ + H	7.30	11	0.0	18680
23 H ₂ O ₂ + H = H ₂ O + OH	2.20	15	0.0	11720
24 H ₂ O ₂ + O = HO ₂ + OH	2.80	13	0.0	6360
25 H ₂ O ₂ + M = OH + OH + M	1.20	17	0.0	45500
26 O + O ₂ + M = O ₃ + M	1.00	13	0.0	1700
27 O + O ₃ = O ₂ + O ₂	5.37	12	0.0	4300
28 H + O ₃ = O ₂ + OH	1.00	13	0.0	0
29 NO + O ₃ = NO ₂ + O ₂	8.89	11	0.0	2603

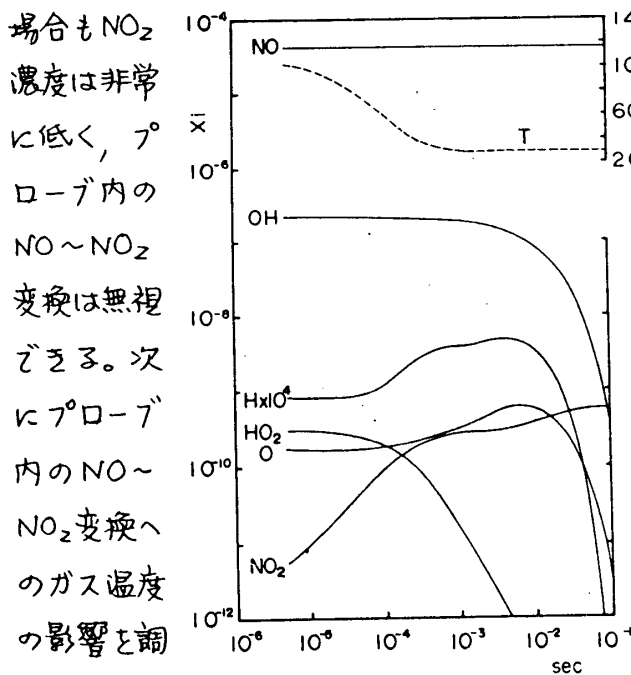


図 8 プローブ内の主要成分濃度の計算結果 ($\Phi = 0.6, T_0 = 1050K$)

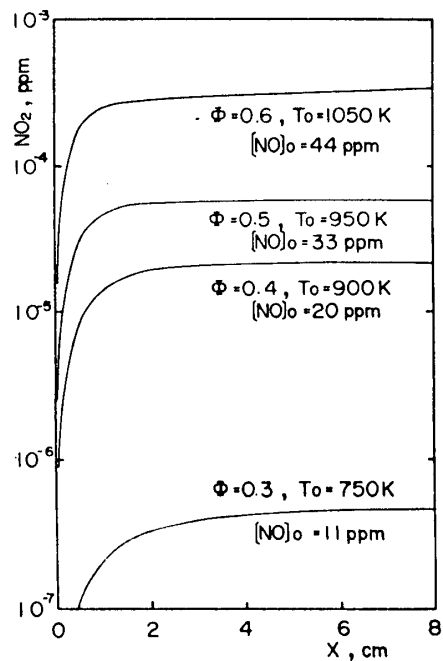


図 9 プローブ内の NO₂ 濃度の計算結果

パラメータとした計算結果の一例を図10に示す。ガス温度が燃熱火炎温度に近い1700 Kでは初期NOの約3割がNO₂に変換するが、1400 K以下ではその割合は5%以下となる。従って、本実験の測定範囲では測定されたNO、NO₂はプローブ内変換の影響をうけず、図7(a)の $\phi=0.35$ では燃焼ガス中でNO \rightarrow NO₂変換が進行するものと考えられる。

一方、排出ガスで測定されたNO₂/NO_xはガス温度の低下に従って平衡状態の関係にあるとも考えられるので、平衡計算による検討を行った。平衡計算ではNO、NO₂、N₂Oを含む5成分を考慮した。図11には、排出ガスの温度に対するNO₂濃度とNO₂/NO_xの実測値と平衡計算結果の一例を示す。図から、NO₂濃度、NO₂/NO_xはガス温度に支配されることわかるが、実測NO₂/NO_xは平衡状態の値よりはるかに大きく、排出ガス中のNO₂は主に燃焼器内で生じると考えられる。

5. あとがき

全体当量比が燃料希薄な条件で主に排出ガス中のNO₂/NO_xを調べ、NO₂の割合が全体当量比およびガス温度に支配されることを見出した。プローブモデル計算および平衡計算の結果によると、本実験で測定されたNO、NO₂濃度にプローブ内変換の影響は少なく、NO₂は主に燃焼器内で生じると考えられる。今後さらに火炎帯および火炎帯直後の測定などを行い、NO₂の生じる条件を明らかにする必要がある。

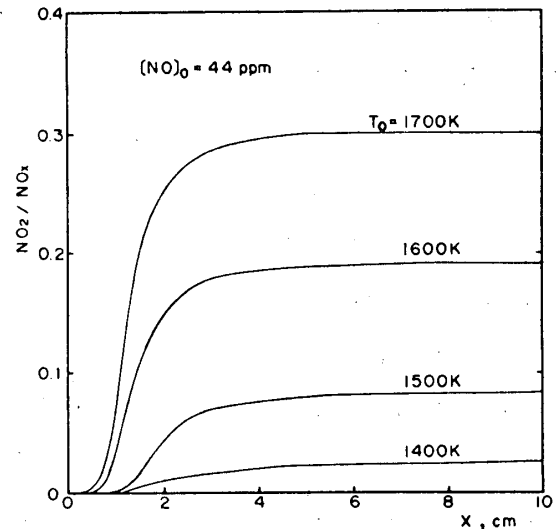


図10 ガス温度によるプローブ内NO₂/NO_x ($\phi=0.6$)

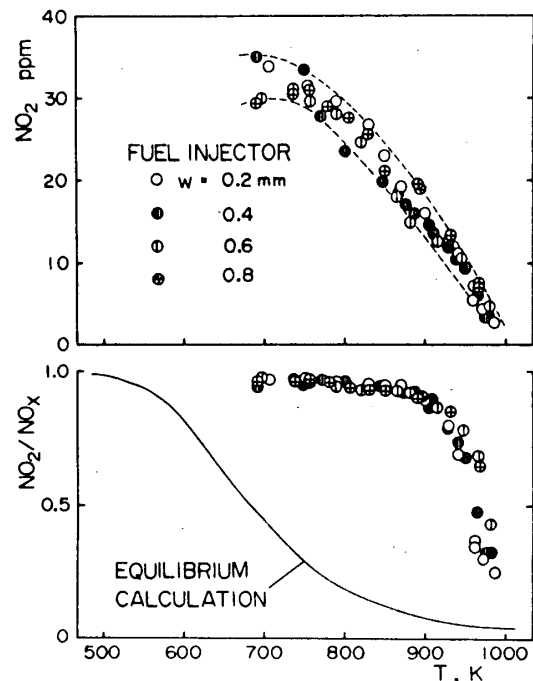


図11 ガス温度とNO₂濃度、NO₂/NO_x ($\phi=0.45=0.8$)

- 文献：(1) Cernansky, Experimental Diagnostics in Gas Phase Comb. Systems, (Ed. by Zinn), 1977, p. 83, AIAA. (2) Merryman & Levy, 15th Symp. on Comb., 1975, p. 1073, The Comb. Inst. (3) Cernansky & Sawyer, *ibid.*, p. 1039. (4) Kramlich & Malte, Comb. Sci. Tech., 18, 1978, p. 91. (5) Allen, Comb. & Flame, 24, 1975, p. 133. (6) Johnson et al., 17th Symp. on Comb., 1979, p. 647, The Comb. Inst. (7) Hori, Comb. Sci. Tech., 23, 1980, p. 131. (8) Johnson & Smith, *ibid.*, 19, 1978, p. 67. (9) 堀, 18回燃焼シンポジウム前刷集, 1980, p. 182.

旋回ジェットの燃焼時および非燃焼時特性

* 五味光男, 藤井昭一, 江口邦久 (航空宇宙技術研究所)

1. 緒言

ガスタービン燃焼器の保炎器として使用されるスワラの後流は強い旋回による再循環領域を伴い強く乱れた三次元流であるため、従来のフロー方式を用いる空力的特性の測定は極めて困難である。非燃焼時測定には通常熱線風速計が用いられてきたが燃焼時には使用できない。非接触で測定できるレーザ流速計(LDV)の進歩は、このような複雑な燃焼状態でのデータ収集に画期的効果をもたらす。燃焼旋回流の測定にも使用されつつある。

本報告は、強い旋回を有する(スワール数 > 0.6)自由噴流に関し、LDVを利用して燃焼時および非燃焼時の平均速度および乱流速度相関等の三次元成分を測定した結果を示すと共に燃焼時および非燃焼時の空力特性の比較を試みようとするものである。

2. 実験装置

図1に実験用スワラを示す。図は二重旋回方式で、外側および内側のスワラはそれぞれ 100mm/70mm, 60mm/40mm の環状通路に旋回羽根を設けている。単一スワラの実験時には外側のスワラは通路を遮断する。燃料には純プロパンを使用し上流において空気と干混合される。LDV用の散乱粒子には TiO_2 (粒径約 $0.4\mu m$) を使用し上流の流速の遅い干混合室内において混入させた。測定条件を表1に示す。 S_1, S_2 は内側スワラの場合、 S_3 は二重旋回方式での非燃焼状態である。 S_1 と同じ条件

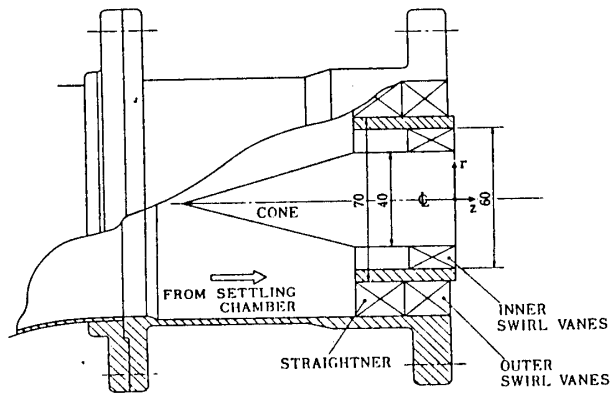


図1. スワラ形状

で燃焼したものを

C と名付けた。

レイノルズ数はスワラ外径と基準としてスワール数は速度分布から

Flow Description	Identification	Outer Dia. (mm)	Inner Dia. (mm)	Reynolds Number	Swirl Number (S)	Outer Vane Lead Angle (Deg.)	Inner Vane Lead Angle (Deg.)
isother. single	S_1		60	10^5	1.50		45
isother. single	S_2		60	10^5	0.69		30
isother. double	S_3	100	60	1.7×10^5	0.78	45	30
reacting single	C		60	10^5	0.90		45

表1. 実験条件

$S = G_0 / (G_x D / 2)$, $F \in L$ $G_0 = \int_0^\infty \rho r^2 U W dr$, $G_x = \int_0^\infty \rho r (U^2 - W^2 / 2) dr$
 として求めた。ここで U : 軸流速度, V : 半径方向速度, W : 接線方向速度, D : ス
 ワーラ外径, ρ : 密度。測定範囲は後流域 $0.5 \leq Z/D \leq 5.0$ とし, 二重旋回 S_3 の場
 合は $0.5 \leq Z/D \leq 3.0$ である。測定は半径方向に 2 mm 間隔で行った。LDVによる
 データ処理は筆者らがすでに行ってきた方法²⁾と同様で, レーザは He-Ne 15 mW,
 トラッカータイアを用い, 逆流域の測定ができるように周波数シフトを使用している。
 信号抽出装置³⁾を利用して粒子毎の信号をトランジェントレコーダを介してミニコンピ
 ュータに集録している。

3. 三次元速度成分の測定

図2に示すように, レーザおよび光学
 装置を乗せた移動台を①~③の位置に
 回転し, 各位置でレーザービーム面を回転
 し, 各速度成分を測定した後, 次式によ
 って三次元速度成分を決定する。

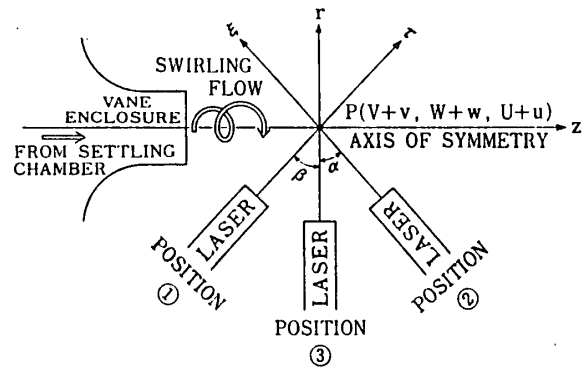


図2. 三次元速度成分測定用レーザービーム
方向

$$\begin{aligned}
 V \sin \alpha + U \cos \alpha &= U_1 \\
 -V \sin \beta + U \cos \beta &= U_2 \\
 \overline{V^2} \sin^2 \alpha + 2 \overline{UV} \sin \alpha \cos \alpha + \overline{U^2} \cos^2 \alpha &= \overline{U_1^2} \\
 \overline{V^2} \sin^2 \beta - 2 \overline{UV} \sin \beta \cos \beta + \overline{U^2} \cos^2 \beta &= \overline{U_2^2} \\
 \overline{UV} \sin \alpha + \overline{U^2} \cos \alpha &= \overline{U_1 U_1} \\
 -\overline{UV} \sin \beta + \overline{U^2} \cos \beta &= \overline{U_2 U_2} \\
 W = W_1 = W_2, \quad \overline{W^2} = \overline{W_1^2} = \overline{W_2^2}
 \end{aligned}$$

($U_1, U_2, \overline{U_1^2}, \overline{U_2^2}, W_1, W_2, \overline{W_1^2}, \overline{W_2^2}, \overline{U_1 U_1}, \overline{U_2 U_2}$ は測定値)

4. 実験結果および考察

4.1 平均速度

図3に中心軸上での軸流速度分
 布を示す。流出旋回角が同じ S_1
 (非燃焼時) と C (燃焼時) と
 を比較すると, 後者はその逆流速
 度が最大となる点が後流に移動し
 ていることが明瞭である一方, 最
 後環流域の長さは減少している。

このような結果は, Chigierらの

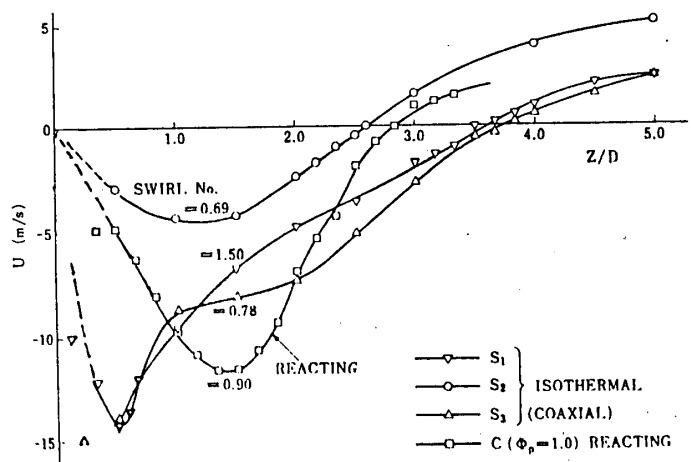


図3. 軸中心上の軸流速度分布

燃焼によって長くなる結果と異なっている。

図4は旋回流の広がりについて Pratte の結果と比較して示した。スワール数が0.30以下の場合には仮想原点は一定である ($Z_0/D = -3.0$) とする Pratte の結果に対し、スワ

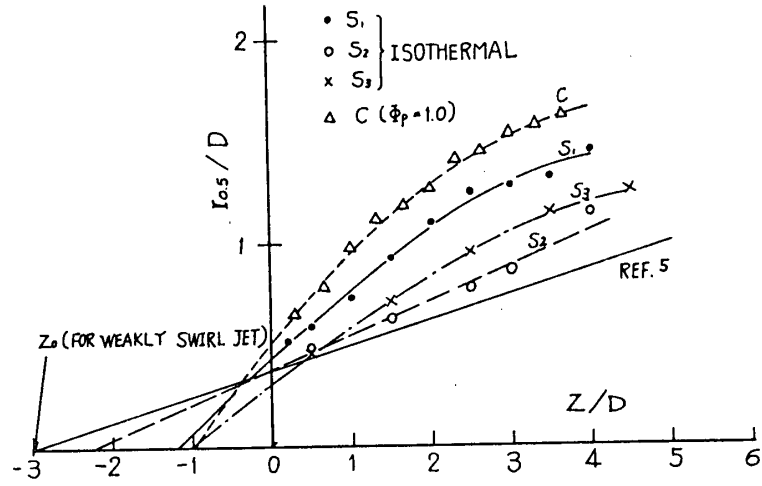
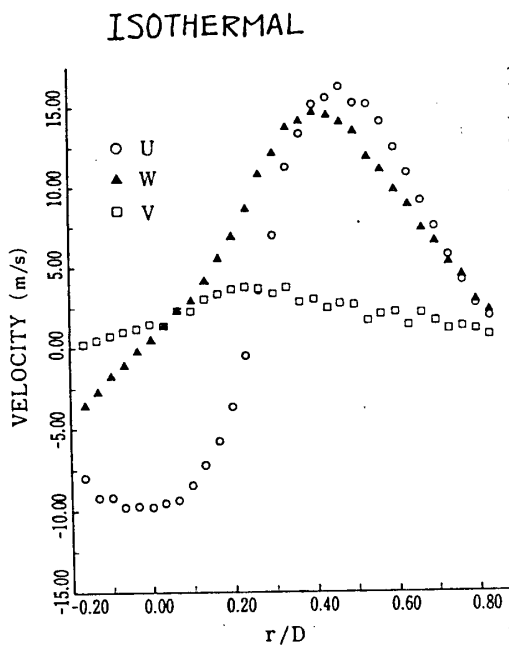
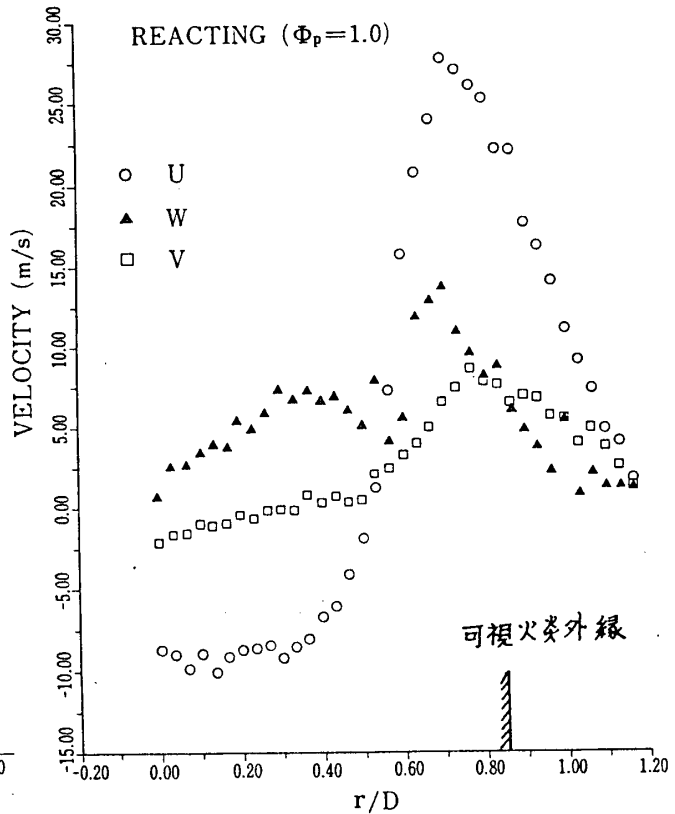


図4. 旋回流の広がり と 仮想原点

ール数の大きくなり、再循環流を伴う本実験の場合はいずれも異なり、仮想原点はスワール端面に近づく。燃焼時は非燃焼時と比べ広がりは大よくなる。半径方向の平均速度分布を S_1 および C に関して $Z/D = 1.0$ の位置での結果を図5(a) および (b) にそれぞれ示した。図から明らかのように軸流速度勾配の大きい火炎内では w の値が free-vortex と異なる。これは粘性によるせん断力に対する遠心力の比として定義される修正 Richardson 数⁽⁴⁾ $R^* = (1/\rho)(\partial p/\partial r)(W^2/r) / (\partial U/\partial r)^2$ に着目すると $(\partial U/\partial r)^2$ が非常に大きいため R^* が小さくなり、すなわちせん断力が遠心力を上まわることによって生ずる不安定要素に起因するのではないかと考えられる。



(a) 非燃焼時



(b) 燃焼時

図5. 平均速度の三次元成分分布 ($Z/D = 1.0$)

4.2 乱流速度相関

非燃焼時および燃焼時の乱流特性を図6~8に示す。図6は乱流エネルギー $k = (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2})/2$ の軸方向分布を示す。燃焼時の値は非燃焼時と比べ全般的に大きくなっており、スワール直後では逆に減少している。これは、乱流レベルの減少はまだ燃焼流が形成されないうバーナ直後でのみ観察されるという Chigier の結果と一致している。

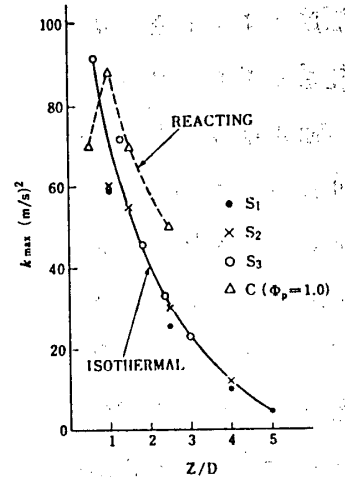


図6. 乱流エネルギー分布

実験条件 S₁ および C に関し、 $z/D = 1.0$ の位置での半径方向の乱流エネルギーおよび乱流相関値分布を図7~8に示す。非燃焼時(図7(a))では

は k および $\overline{w^2}$ に関して平均軸流速度勾配が大きい領域で2つのピークが現われており、燃焼時(図7(b))では可燃燃炎の内側の $r/D = 0.56$ でこのピークがより顕著な形で現われている。また燃焼時には $\overline{w^2}$ の値がだいぶバラツキを生じている。他の乱流速度相関値分布を図8(a), 8(b)にプロットした。燃焼流での \overline{uw} , \overline{vw} は相当変動しているがこれは $\overline{w^2}$ の変動に起因していると思われる。乱流場での化学反応であるため、火炎や密度の時間的変動が生じ、この結果として干渉にバラツキが生じたと考えられる。

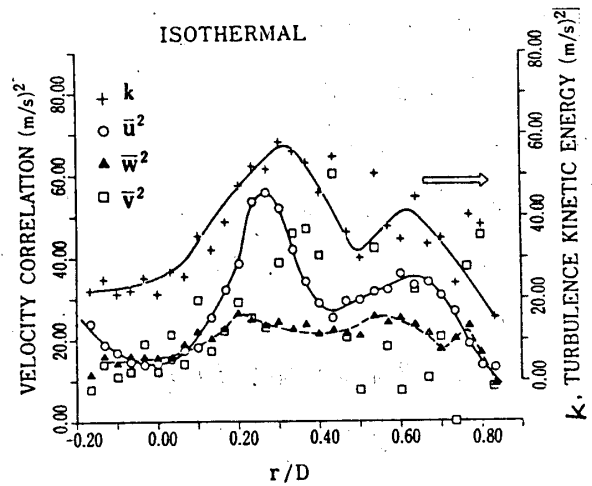


図7(a) 非燃焼時乱流エネルギーおよび速度相関分布

5. まとめ

強い旋回をもつスワール後流の非燃焼時および燃焼時の空力的特性測定の結果次のような結論が得られた。

1. スワール数が大きい場合あるいは燃焼した場合には旋回流

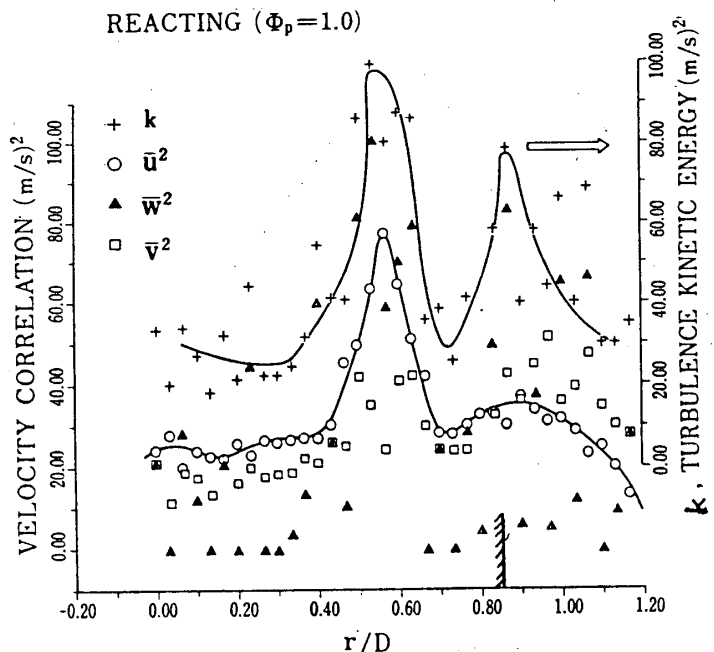


図7(b) 燃焼時乱流エネルギーおよび速度相関分布

の半径方向への広がり、の仮想原点は一致しない。

2) 燃焼流の場合、再循環流の外側に半径方向への強い速度成分を有し、非燃焼時にみられる分布と異なっている。

3) 燃焼領域での接線方向速度分布に見られる“くびれ”の部分は修正 Richardson 数から説明できるような、遠心力による強い粘性によるせん断力によるものと思われる。

4) 乱流レベルは、 $T_0 - T_0$ バラツキがみられるが、燃焼時には増加される傾向にある。

参考文献

- 1) Chigier, N. A. and Dorrak, K., "Laser Anemometer Measurements in Flames with Swirl," 15th Symp. (Int'l) on Combustion, 1975, pp. 573-585.
- 2) Fujii, S., Gomi, M. and Eguchi, K., "Cold Flow Tests of a Bluff-Body Flame Stabilizer," ASME, Jour. Fluids Eng., Vol. 100, Sept. 1978, pp. 323~332.
- 3) 五味, 貴彦, 藤井, "L-ポートマッハ流速計の原理方法の研究," 航技研報告 TR-521, 1978年1月.
- 4) Beer, J. M., Chigier, N. A., Davies, T. W. and Bassindale, K., "Laminarization of Turbulent Flames in Rotating Environments," Comb. and Flame, Vol. 16, 1971, pp. 39~45.
- 5) Pratte, B. D. and Keffer, J. F., "The Swirling Turbulent Jet," ASME, Jour. Basic Eng., Dec. 1972, pp. 739~748.

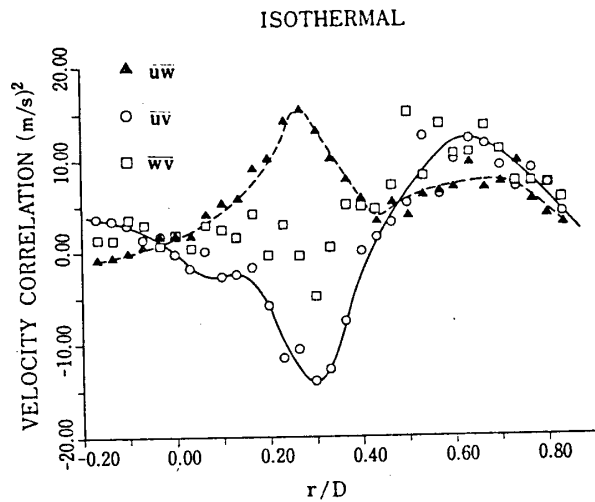


図8(a) 非燃焼時速度相関分布

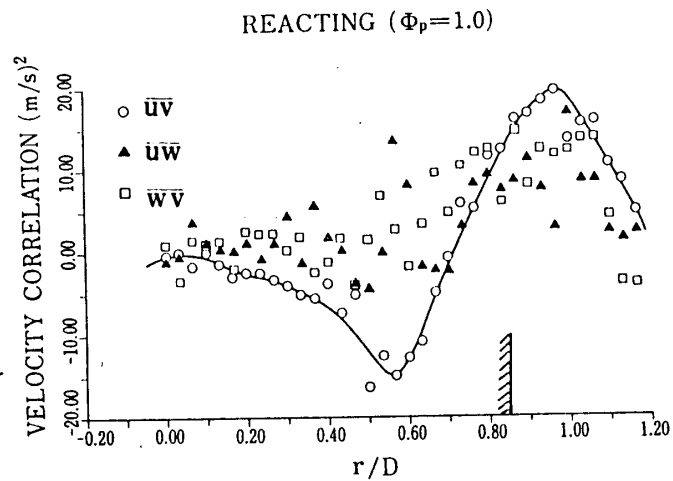


図8(b) 燃焼時速度相関分布

連続流燃焼器に関する研究 (イオン濃度および滞留時間の測定)

*中村 直 (慶大院) 伊藤法彦 (本田技研)
川口 修 (慶大理工) 佐藤 豪 (慶大理工)

1. はじめに

高負荷連続流燃焼器内の燃焼過程を明らかにするために直流缶型燃焼器の一次燃焼領域を構成する部分の構造を単純化した燃焼器を用いて、系統的な実験を行っている。これまでに、様々な燃焼条件における流れ場、温度場、濃度場の測定から、燃焼器内の燃焼状態について検討を加えてきたが⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾、燃焼現象を解釈する上で、さらに動的な情報を加える必要があると考え、燃焼ガス中のイオン濃度と循環流領域内の滞留時間の測定を行った。

燃焼ガス中のイオン濃度は、燃焼場の反応活性を知る上で有効な情報を与える。このイオン濃度の測定法の一つに静電探針法があり、平野ら⁽⁴⁾により単純な燃焼場における基礎研究がなされている。また燃焼装置内の燃焼場への応用は、永井ら⁽⁵⁾によって試みられている。本研究ではこの方法を用いて、一次燃焼領域のイオン濃度の測定を、様々な燃焼条件において体系的に行い、燃焼状態と対応づけて検討した。

燃焼器における循環流領域は、火炎の安定性を維持し、燃焼生成ガスの組成を左右する重要な領域であるが、その領域における流れや燃焼反応の過程を明らかにするには、主流と循環流との間の物質交換速度、反応速度との相対的な関係について、知る必要がある。そこで著者らは、循環流領域内での反応性ガスの滞留時間をナトリウム塩の炎色反応を利用する方法を用いて、様々な燃焼条件で測定することにより、これらの関係を明らかにし、考察を試みた。

2. 実験装置および実験パラメータ

実験に用いた燃焼器を図1に示す。燃焼筒径125mm、長さ366mmの石英製の気体燃料噴射式直流缶型燃焼器であり、前報⁽³⁾と同一である。

一次空気は上流の旋回流発生装置で所定の旋回が与えられて、環状口より燃焼筒内へ流入する。二次空気

は、過去に行った実験⁽⁶⁾で求められた最適条件に基づいて、噴射弁下流 $z/D=0.8$ (

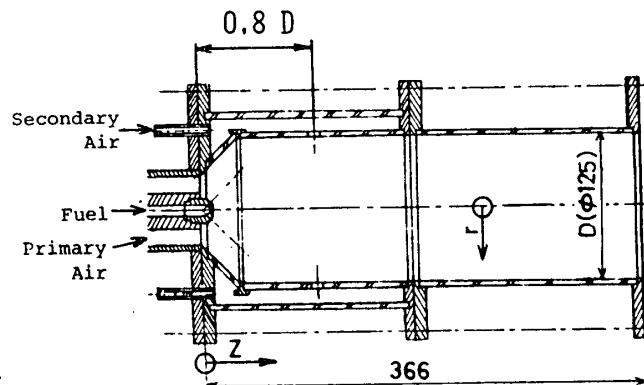


図1 実験装置主要部

z: 軸方向距離, D: 燃焼筒径) に設けられた一列の円孔の空気孔 (8-φ13) より導入される。なお、一次燃焼領域への二次空気の影響に注目するため、通常設けられる複数列の二次空気孔のうち最上流側の一列のみとした。また燃料の工業用純プロパン (97% C₃H₈) は、多孔式噴射弁 (24-φ1, 噴射角90°) より噴射される。

実験パラメータとしては、一次空気流量 Q_1 (m³/s), 旋回度 S , 一次空燃比 (A/F)_p および二次空気流量 Q_2 (m³/s) を取り上げ、 $Q_1=38.7 \times 10^{-3}$ m³/s, $S=1.0$, (A/F)_p=15.7, $Q_2/Q_1=0$ を基準条件とした。

3. 循環流領域内のイオン濃度

3.1 測定方法 本研究では、燃焼場の局所的な測定が可能な静電探針法を用い

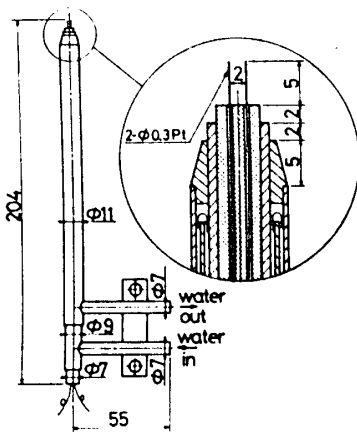


図2 測定プローブ

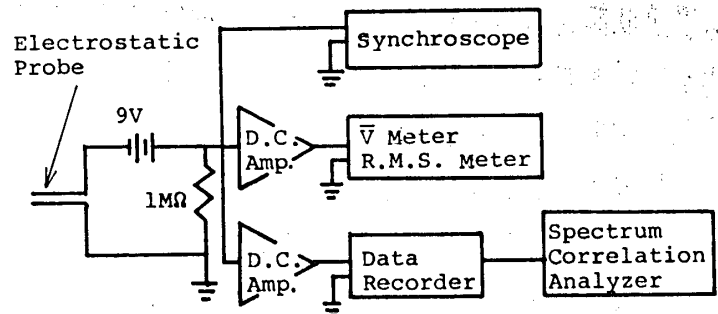


図3 イオン電流測定回路

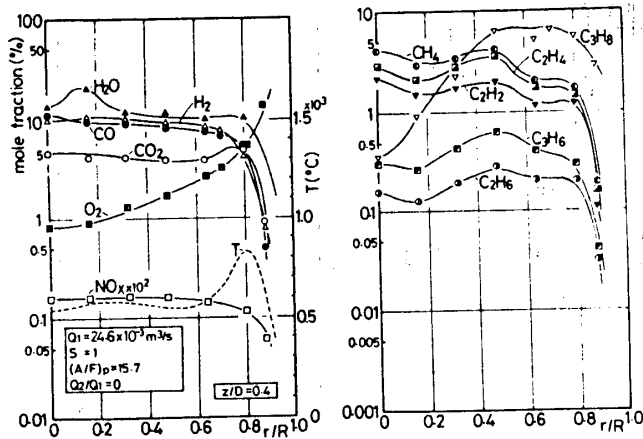
て、イオン濃度をイオン電流値として測定した。測定プローブを図2に、測定回路を図3に示す。プローブの探針はφ0.3mmの白金線であり、磁製管よりの突出部の長さは5mmである。さらにステンレス製水冷管によって、高温場での磁製管の絶縁抵抗の低下を防いでいる。

静電探針によるイオン電流の測定では、探針を挿入した場の流速や、挿入した探針と燃焼ガスの流れ方向とのなす角により、測定値が異なることを考慮する必要がある。本研究では、予備実験により、燃焼ガスの流れによる影響を受けないように、燃焼ガスの流れ方向と探針とのなす角が直角となるようにプローブを挿入した。

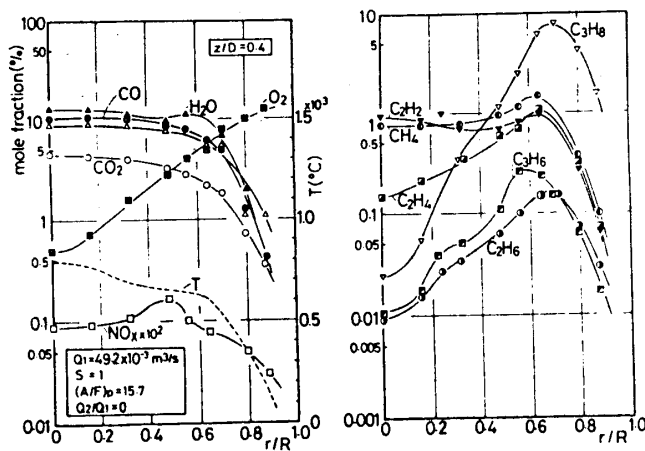
イオン電流は、軸方向に種々の断面において測定されたが、本報では循環流領域の特性を代表すると思われる $z/D=0.4$ の断面について報告する。

3.2 一次空気流量とイオン電流値の関係 図4, 5には、基準条件下で一次空気流量 Q_1 と燃焼ガス温度・燃焼ガス組成およびイオン電流値の関係を示す。

流量が少ないと、 $r/R < 0.6$ (r : 半径方向距離, R : 燃焼筒半径) の範囲では、HC成分, H₂, COなどの反応中間成分濃度が高く、低温であり、また $r/R \approx 0.8$ 付近に輝炎の多い火炎が存在し、温度もその付近で著しく上昇している。イオン電流値は、中心軸付近で流量が多い場合に比べて高い値を示し、また $r/R > 0.7$ の範囲で著しく



(a) $Q_1 = 24.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$



(b) $Q_1 = 49.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

図4 一次空気流量と燃焼ガス組成の関係

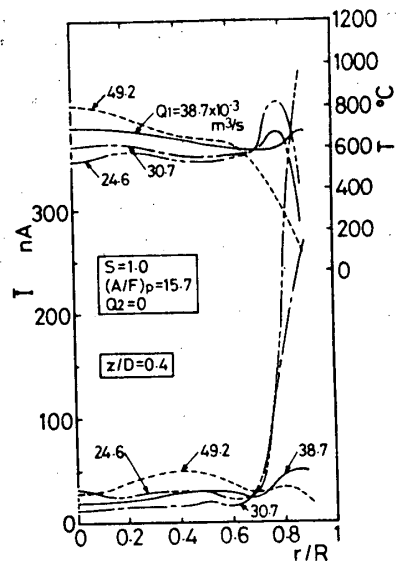


図5 一次空気流量とイオン電流, 温度の関係

上昇し、イオン電流値の最大値は、燃焼ガス温度の最大値より外側にある。一方、流量が多いと、 $r/R < 0.4$ の範囲では、HC成分が少なく O_2 濃度も減少しており、二次的な反応の領域を示している。しかし、温度は循環流上流側からの燃焼ガスの流入により高温である。したがって、この領域では低いイオン電流値となる。 $r/R \approx 0.8$ 付近には、青炎を主とした火炎が認められるが、温度が低くイオン電流値の著しい上昇はない。すべての流量について、 $r/R \approx 0.65$ 付近に極小値があり、この付近に循環流渦中心があり活性が乏しいためと思われる。

以上のように、イオン電流値は、燃焼ガス組成や燃焼ガス温度などの燃焼状態と対応づけることが可能であり、一般的に化学反応が活発に行われている部分で、高いイオン電流値を示す。

3.3 旋回強さとイオン電流値の関係 基準条件下で旋回強さを変えた時のイオン電流値と燃焼状態とを対応づけて考えることも可能である。

$S = 1$ から $S = 2$ へと旋回を強めてゆくと、循環流が発達し、火炎が上流に安定に保持されるとともに、火炎面が筒壁側へと押し広げられ、その場での強い剪断流れにより乱流拡散も強まり、燃焼反応が促進される。したがって、 $r/R > 0.8$ においてイオン電流値およびその変動成分は、著しく上昇する。 $r/R < 0.4$ の範囲では、二次反応が主体なので、高温にもかかわらず、イオン電流値は低い。

3.4 一次空燃比とイオン電流値の関係 図6には、基準条件下で、一次空燃比とイオン電流値および燃焼ガス温度の関係を示す。

(A/F)_p=26.2のように循環流領域内の局所当量比が量論比に近く、燃焼反応が活発で高温であるところでは、高いイオン電流値を示す。一方、一次空燃比がそれよりも小さくなると、循環流領域内の局所当量比は大きくなり燃焼反応は停滞し、イオン電流値も低い値となる。一次空燃比の大きい希薄側の燃焼では、最高温度点よりも筒壁側においてイオン電流値およびその変動成分の著しい上昇がある。このように、イオン電流値は、燃焼反応とよく対応している。

3.5 二次空気の導入とイオン電流値の関係 図7には、基準条件下で、二次空気流量とイオン電流値および燃焼ガス温度の関係を示す。

二次空気導入により、循環流領域内にその一部が流入し、反応が活発となりその領域でのイオン電流値およびその変動成分は著しく上昇する。しかし、中心軸付近で二次空気導入位置のz/D=0.8では一次反応が活発に行われているので、イオン電流値は大きい。z/D=0.4では二次反応が主体となるため、イオン電流値は減少する。

4. 循環流領域における滞留時間

4.1 測定方法 NaHCO₃の微粉を上流の一次空気流中に加えると、炎色反応により火炎の輝度が著しく増加する。この微粉を電磁弁により瞬時(約2ms)にシャ断し、その際の火炎の輝度減衰を石英製燃焼筒側方の循環流領域中央部に相当する位置(z/D=0.4)に設けたCdS光導電セルによって、検知し、同一条件で減衰曲線を多数回測定して、平均化した。この減衰過程を一次遅れと仮定して、循環流領域における滞留時間を求めた。

4.2 一次空気流量と滞留時間の関係 図8には、基準条件下で、一次空気流量Q₁、循環流領域滞留時間tおよび循環流領域長さLRzおよびz/D=0.4, r/R=0.3における燃焼ガス温度T*の関係を示す。

流量の増加に伴い、滞留時間tは減少する。この場合、流量が増加するために、平

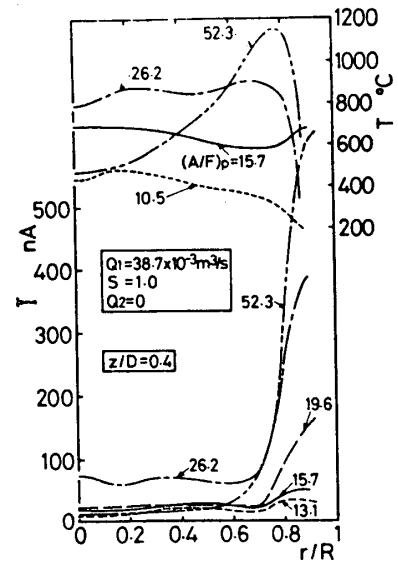


図6 一次空燃比とイオン電流、温度の関係

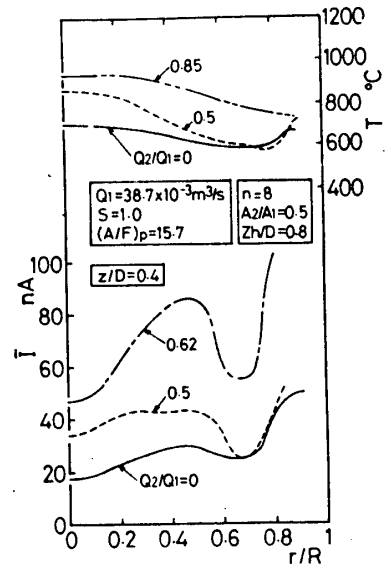


図7 二次空気流量とイオン電流、温度の関係

均滞留時間 \bar{t} { $\bar{t} = (\text{燃焼器容積}) / (\text{入口状態での空気流量})$ } で無次元化すると、 t/\bar{t} は増大する。一方、図9に示すように、下流 $z/D=2.0$ における燃料流量当りの THC, CO 量は、全流量の増加に拘らず、減少する。

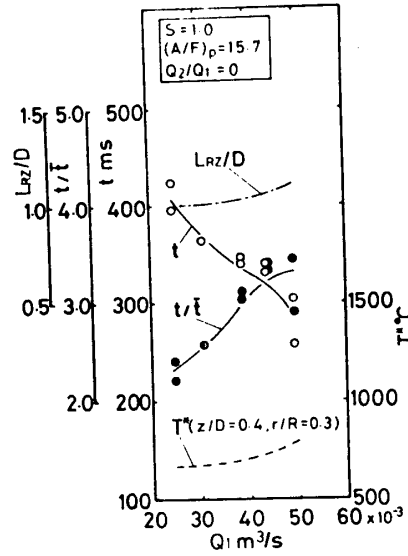


図8 一次空気流量と滞留時間、循環流領域長さ、代表温度の関係

対象とする燃焼場は、拡散律速であり、流量の増加に伴う混合の促進で、反応速度が増す。また循環流領域を中心とした一次燃焼領域も、混合促進で過濃状態でなくなり、反応が促進される。したがって、流量の増加に伴う平均滞留時間の減少に比して、減少の少ない滞留時間と、上記のことを考え合わせて、下流の未燃成分の図9での傾向が説明される。

4.3 旋回強さと滞留時間の関係 図10には、基準条件下で、旋回度を変えた時の測定結果を示す。旋回度 $S=0.6$ から $S=2.0$ へと大きくなると、循環流が発達し、滞留時間は長くなる。また旋回が強まるにつれ、乱流混合も促進され循環流領域内での局所当量比が量論比へ近づく⁽²⁾ので、反応の速度も速まる。これらの結果として、下流における反応中間成分は減少する。

4.4 一次空燃比と滞留時間の関係 図11には、基準条件下で、一次空燃比を変えた時の測定結果を示す。

LrZ/D がほとんど変わらないことから、循環流領域の体積も変化しないとすると、循環流領域内の温度変化によるガス体積流量の変化により、滞留時間

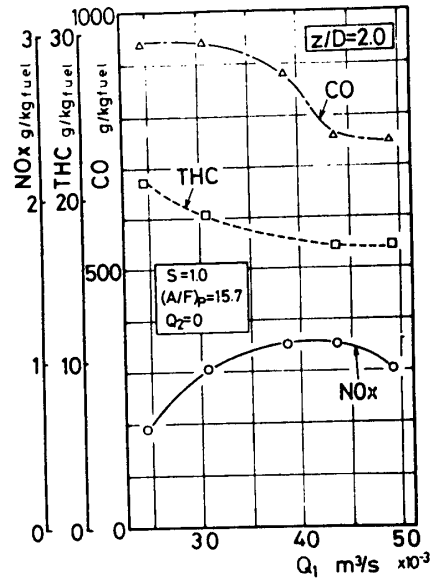


図9 $z/D=2.0$ における一次空気流量と NO_x , THC, CO の関係

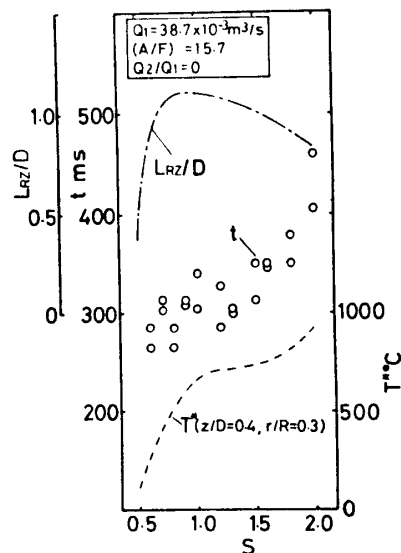


図10 旋回度と滞留時間の関係

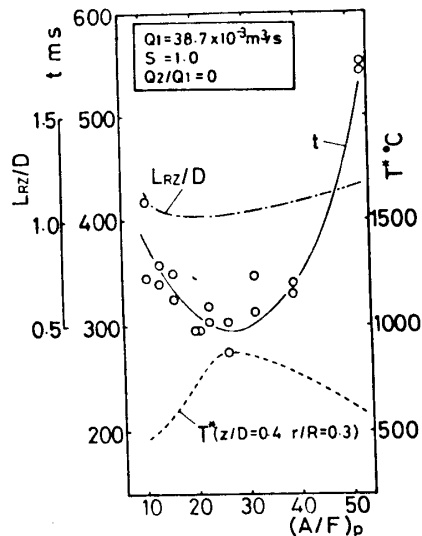


図11 一次空燃比と滞留時間の関係

が変わるものと思
われる。

4.5 二次空気
導入と滞留時間の
関係 図12には、
基準条件下で、二
次空気流量を変え
た時の測定結果を
示す。

二次空気の一部
が、循環流によっ
て上流の一次燃焼

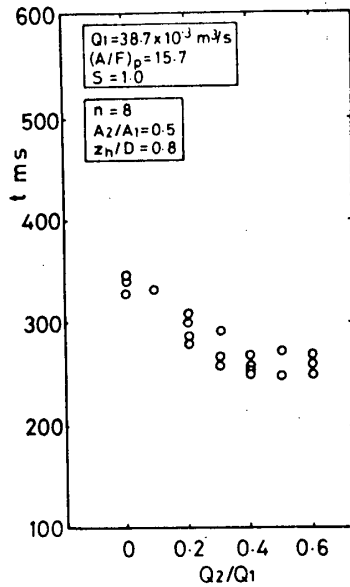


図12 二次空気流量と滞留時間の関係

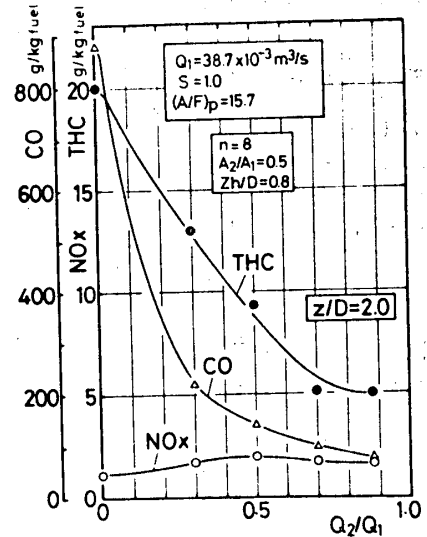


図13 $z/D=2.0$ における、二次空気
流量と NO_x , THC, CO の関係

領域へ流入するため、二次空気流量が増加するほど滞留時間は短くなる。しかしなが
ら、3.5節で述べたように、循環流領域内での反応速度は速まる。そのため、図13に
示すように、下流での燃料流量当りのTHC, CO量は、著しく減少する。

5. おわりに

循環流領域内の燃焼状態を明らかにするために、この領域内のイオン濃度を静電探
針法を用いて測定し、燃焼ガス組成・温度などと対応づけた。さらに、この領域にお
ける滞留時間を独自の光学的測定法を用いて測定し、以下の結論を得た。

- 1) 燃焼反応が活発であるところでは、イオン電流の平均値およびその変動成分は、
基本的には高い値を示す。また、本燃焼器においては、輝炎の存在する部分では高
いイオン電流値を示し、青炎の存在する部分では低いイオン電流値を示した。
- 2) 循環流領域内の滞留時間は、ナトリウム塩の炎色反応を利用した方法で測定で
きる。その値は、旋回の強さとともに増加し、空燃比によって極小値を持ち、本実
験範囲では、ほぼ $300 \sim 500 \text{ ms}$ 程度である。

本研究を行うに当り御協力をいただいた当時学部の小野透君、宮永富士男君に対し、
心よりの感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 伊藤ほか3名, 機講論, No. 804-4 (昭55-3), 20.
- (2) 中村ほか3名, 機講論, No. 804-4 (昭55-3), 23.
- (3) 中村ほか3名, 第8回ガスタービン定期講演会講演論文集 (昭55), 1.
- (4) 平野, 機論, 39-298, (昭46), 1204.
- (5) 永井, 日本機械学会 RC-SC29 燃焼法に関する研究資料
研究成果報告書, 80.
- (6) 中村ほか2名, 機講論, No. 780-6 (昭53), 127.

連続燃焼器による低賃油の燃焼特性

熊倉孝尚 (船舶技術研究所)
羽鳥和夫 (同上)

1 まえがき

ガスタービンを用(商船)に適用していくためには熱効率の向上はもちろんであるが、経済性の点からも使用する燃料油はディーゼル油と同等かあるいは更に低賃な油とならざるを得ないだろう。

近年の石油情勢は原油の重質化、軽質油の需要増大、それに伴う重質油の分解精製が進むことから、船用燃料油にとってきびしい見通しでその賃は今後ますます低賃化の傾向にあるといわれる。そして一部にはすでに低賃な油が使用されている。

ガスタービンに残さ油などの低賃油を使う試みは以前かなり行われ相当の成果をあげている。しかし当時にくらべ燃料油の性状が変化しており、またガスタービンの性能向上の点から作動流体の温度、圧力が高くなっている。それ故、低賃油の燃焼に関しては燃料油の性状、作動条件等を考慮に入れた把握が必要と考える。本研究は低賃燃料油の性状が燃焼に与える影響を実験的に把握するために行ったものである。

2. 供試燃料油

ここでいう低賃油は今までの船用燃料油(C重油)に比して、高粘度である、比重

表-1 供試燃料油の性状

試料番号	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	No. 6
補油港	ダーバン	ロスアンゼルス	ロッテルダム	サバンナ	高粘度油	FCC油
補油国	南ア連邦	U.S.A	オランダ	U.S.A	日本	日本
比重 (15/4°C)	0.992	0.962	0.996	0.979	0.965	1.008
動粘度 (50°C) cSt	202	160	357	225	378	28.3
(100°F) RWI秒	1,650	1,300	3,300	1,850	3,500	180
引火点 °C	80	104	98	80	108	96
流動点 °C	-7.5	-10	-2.5	-10	-10	30
残留炭素分 %	16.8	8.16	18.0	14.7	11.5	4.53
水分 vol.%	0.08	0.10	1.70	0.23	0.05	<0.1
硫黄分 wt.%	3.00	1.44	3.08	2.53	3.86	0.98
窒素分 wt.%	0.29	0.63	0.32	0.27	0.23	0.06
灰分 wt.%	0.04	0.03	0.08	0.06	0.01	0.04
塩素分 ppm	<5	16	27	31	130	<5
V ppm	110	49	97	155	104	1
Na ppm	17	14	39	36	73	2
Si ppm	<10	<10	<10	<10	<10	75
Al ppm	<5	<5	<5	<5	<5	37
アスファルテン wt.%	11.7	3.80				
アニリン点 °C	76	59	65	71	73	57
ディーゼル指数	19	21	16	21	24	12
総発熱量 Kcal/Kg	10,160	10,350			10,230	10,020

第9回ガスタービン定期講演会講演論文集('81-6)

が大きい、残留炭素分が多い、窒素分や灰分が多い、重質油分解に使用した触媒が混入しているなどの性状を有するものである。本実験に用いた燃料油は現在船用燃料油として使用され、ディーゼル機関に障害が多いと報告されている外国補油地からのもの4種類と国内試作油2種類である。これらの燃料油の性状を表-1に示す。外国補油地からの燃料油は船内で前処理を行っており、動粘度はRW1 100°Fで1300~3300秒、残留炭素分は8.2~18%である。また国内試作油は高粘度油(RW1 100°Fで3500秒)とFCC油(接触分解油でSi, Alの触媒含有)である。

3. 実験装置および方法

燃焼器の主要部は燃焼状況の観察が可能のように石英管(内径113mm)とパイレックス管(内径150mm)でできている。構造は図-1に示すように内筒を石英管、外筒をパイレックス管とした。燃焼用空気は一次と二次に分け、一次空気は噴射弁まわりの旋回器から流入し、二次空気は内筒に設けた4ヶの孔から流入する。その配分は総空気量を設定して二次空気ラインに設けた調整弁で行うことができる。噴射弁は

空気微粒化式Yジェット形で、噴出角は50°である。

図-2は燃焼装置系統である。このうち燃料供給系はA重油系と低質油系とからなり、低質油系のラインはすべて電気ヒータで50~60℃に加熱保温されている。また噴射弁内に温度センサを挿入して噴射時の燃料温度を検出している。微粒化用空気ラインについても加熱して温度を合わせている。

燃料の粘度は噴霧特性に大きな影響を

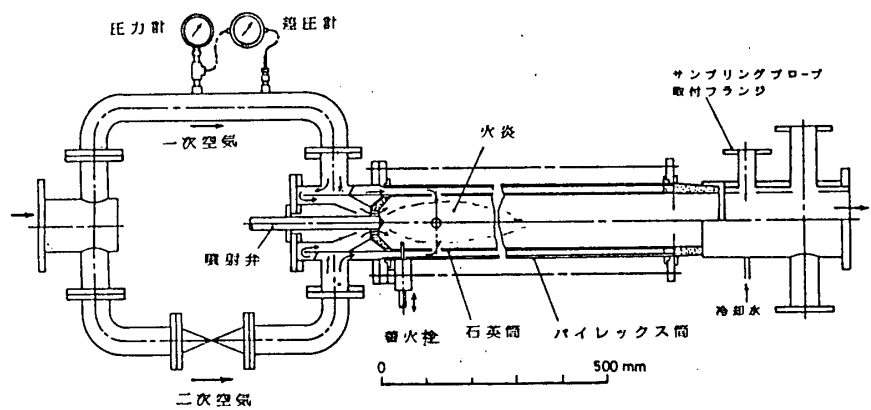


図-1 燃焼器の構造

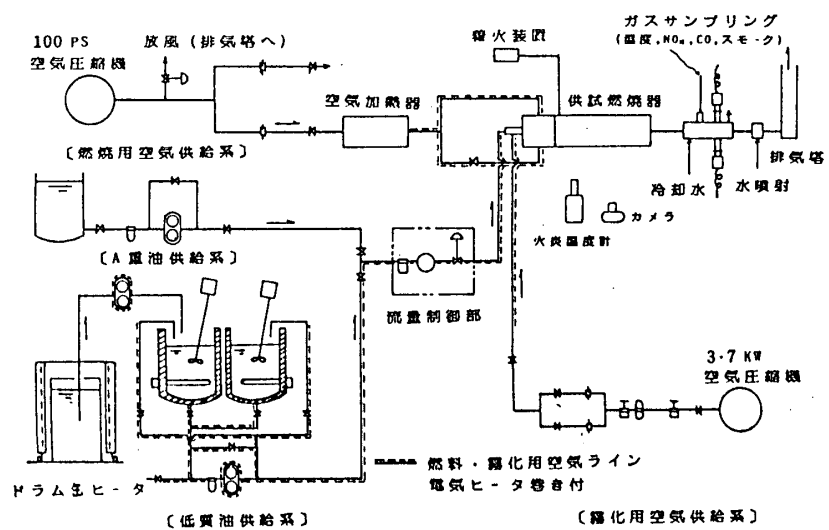


図-2 燃焼装置系統

及ぼす。本実験では粘度の影響をさけるため、燃料噴射時の各燃料油の動粘度が同一になるように温度設定をした。ここでは動粘度を25 cStとしたので、この時の設定温度は試料油 No.1, No.2, No.4 は90℃台, No.3, No.5 油は110℃台, No.6 油は粘度が特に低いので50℃台である。

実験は大気圧下で行い、燃焼ガス温度は1000℃以上をねらって予備燃焼試験から空燃比を27とした。この時の燃焼量は約6%, 空気温度は160℃である。また燃焼の安定化をはかるため一次空気に旋回を与え(スワール数0.22), 一次・二次空気配分は一応85%, 15%とした。着火はA重油で行い、その後試料油に切り換えた。ガス温度の検出、ガス採取およびすす採取は一本のプロープで行い、これを図-3に示す。このプロープは燃焼器の出口から160 mmのダクト中央部にセットした。

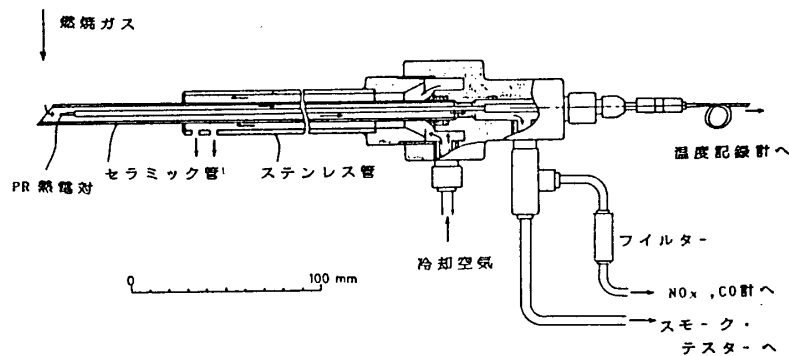
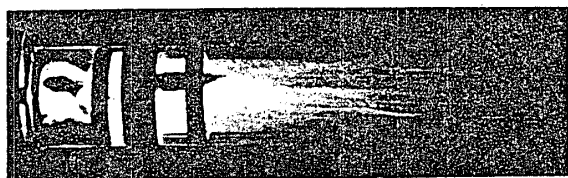


図-3 サンプルングプロープ

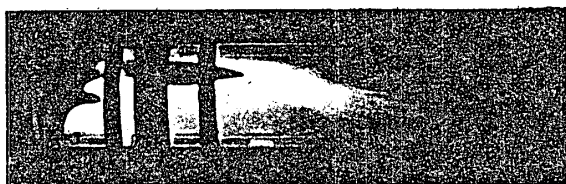
4. 実験結果および考察

4.1 燃焼状況・火炎長さ

輝炎を伴って燃焼し、輝炎の先端部からすじ状火炎が幾すじも発生している。このすじ状火炎はA重油ではみられない。これらの燃焼状況を図-4の写真に示す。すじ状火炎は試料油により多少があり、肉眼観察ではNo.1, No.3, No.4, No.5 油は多く、No.2 油は少ない。またNo.6 油はほとんどみられない。試料油の残留炭素分はNo.2 油が8.2%, No.6 油が4.5%と他の試料油にくらべて少ないことからすじ状火炎の多少は残留炭素分と大いに関係があろう。



(No. 1 油)



(A 重油)

図-4 燃焼状況

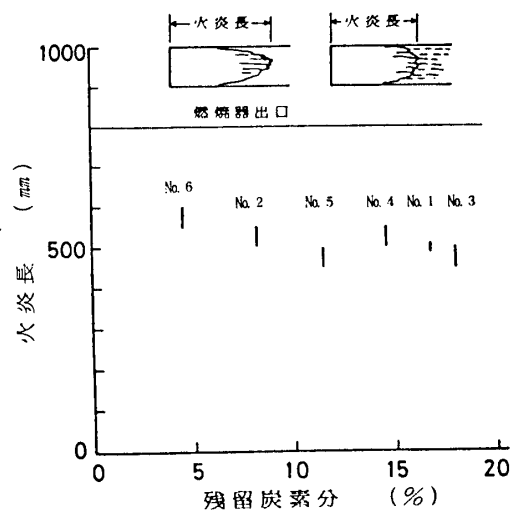


図-5 火炎長さ

火炎長さ(噴射)スルから火炎先端まで、ただしすじ状火炎は含まず)は目視で450~600mmの範囲にあり、これと残留炭素分との関係を図-5に示す。

4.2 火炎温度とガス温度

火炎温度は二色式温度計で空気孔を通して見た状態で測定し、ガス温度はプローブ内に挿入したPR熱電対(Siコーティング)で測定した。同プローブは同時にガス採取(吸引量5.5% min)を行っているので温度計は吸引式となっている。図-6は火炎温度とガス温度の関係で試料油により差がみられる。特にNo.1, No.3油のガス温度は低い。なおガス温度の実測値は吸引しない時よりも約150 $^{\circ}\text{C}$ 高い値となっているが、この吸引量ではまだ不十分で、指示温度がほぼ平衡になるまで吸引量を増すと更に130 $^{\circ}\text{C}$ ほど上昇した。また同図には同じ実験条件におけるガス温度の計算値も示した。

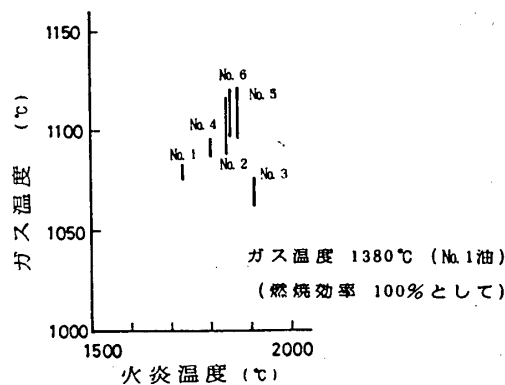


図-6 火炎温度とガス温度

4.3 すず濃度

ろ紙法によるバカラツク式(またはバツハラツク式)で測定した。No.1, No.3, No.4, No.5油は高い値を示し、No.2, No.6油の値は低い。この傾向は前述のすじ状火炎の多

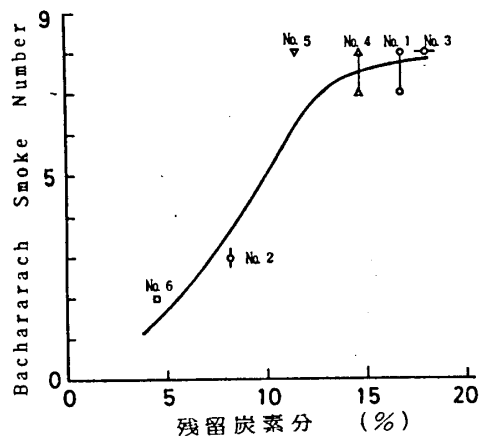


図-7 すず濃度

少と対応しているのので、すすの大部分はすじ状火炎内の油滴が燃え切らなかったために生じたものであろう。すすの主体は未燃炭素であるので、すすと燃料中の残留炭素分との関係を図-7に示す。これをみると残留炭素分が11.2%を越えるとすすが急増する。また採取したろ紙上のすすの光学顕微鏡写真を図-8に示す。すす粒子は球形をしており、その形状、大きさからセノスファ(残炭形すす)となっている。粒径は1~10ミクロンでいずれの試料油についても同様である。

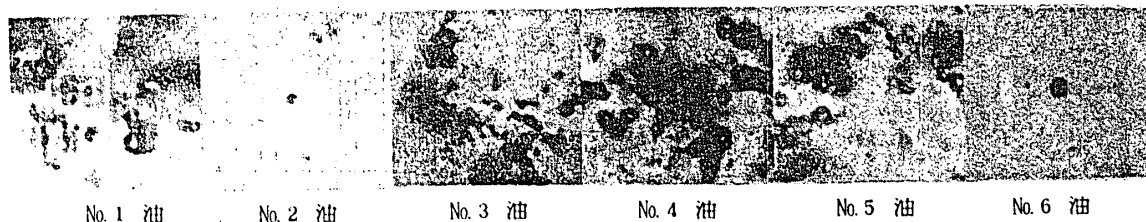
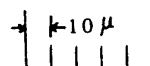


図-8 すず粒子の形状と大きさ



4.4 排ガス成分

船舶においても大気汚染となる排出物に対処する必要がある。前述のすすは煙となって排出し、また NO_x や SO_x が排出する。一方、COはすすとともに燃焼の良否に関係する。

まず燃焼の良否に関して低沸点の着火遅れが問題になると考えられる。そこで燃料の着火性の目安となるアニリン点（一般にアニリン点が高いほど着火性はよい）でCOを整理してみる。COは試料油によって30~60ppmの範囲で排出しており、アニリン点との関係を見ると図-9aに示すようにアニリン点が高いほどCO濃度が高いという一見矛盾する結果となっている。しかしこれは同図bに示すようにアニリン点と残留炭素分とがほぼ比例関係にあるため、COの多少は噴霧の着火遅れより着火後の燃焼過程を支配する残留炭素分の影響によると思われる。そこでCO濃度を残留炭素分で整理して図-10に示す。同図には図-6のガス温度も示してある。これをみると残留炭素分が12%位まではCO、ガス温度ともあまり変わらず、それ以上に残留炭素分が増すと燃焼が悪化する。試料油の中ではNo.1, No.3油が最も燃焼が悪い。

一方、 NO_x は試料油によってかなりの差異がある。試料油には窒素分（Fuel N）が含まれているので、ガス中にはThermal NO_x とともに Fuel NO_x が発生している。図-11に NO_x とFuel Nとの関係を示す。 NO_x 濃度の増加はFuel Nにほぼ比

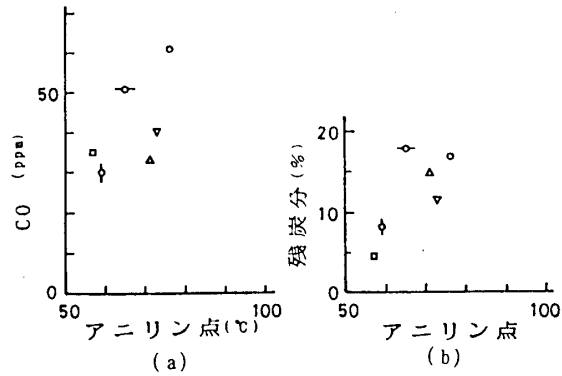


図-9 アニリン点との関係

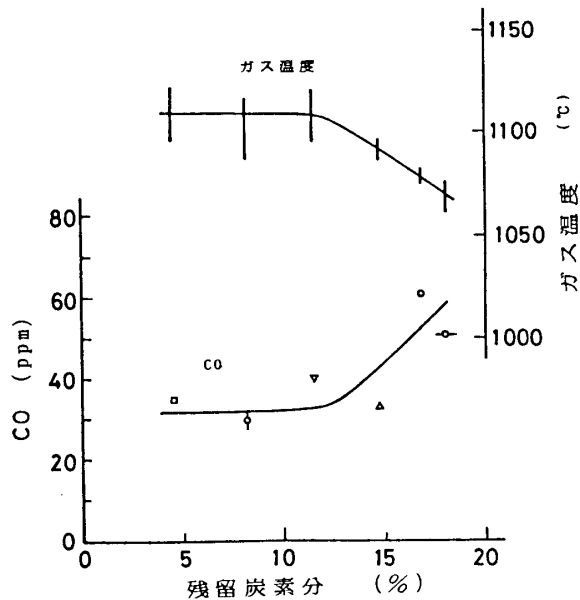


図-10 CO, ガス温度と残留炭素分

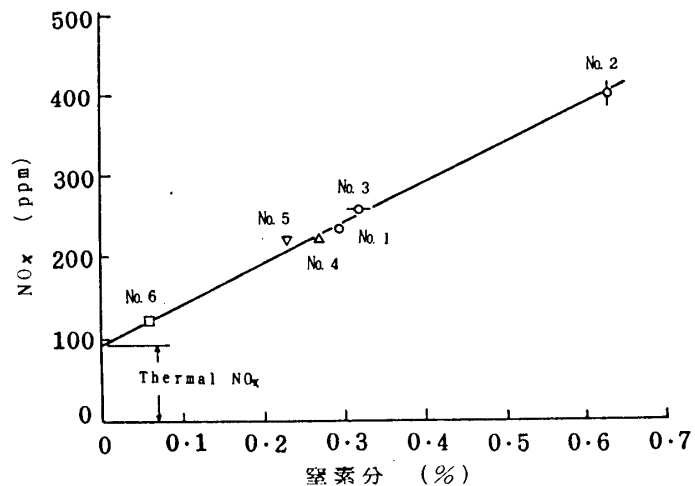


図-11 NO_x 濃度

例しているので、この直線と NO_x 軸との交点を *Thermal NO_x* とみなし、これを各試料油における *Thermal NO_x* (実際には試料油により燃焼温度が異なるので *Thermal NO_x* も異なる) として *Fuel N* の NO_x (NO_2 として) への変化率 $[(\text{Total NO}_x - \text{Thermal NO}_x) / (\text{Fuel N がすべて NO}_x \text{ となったときの値})]$ を求めると本実験条件では約 64% となっている。

なお、 SO_x は測定していないが燃料中の硫黄の大部分は SO_x となって排出する。

4.5 その他

燃料加熱温度を 110℃ 台にした No.3 , No.5 油は燃焼の途中で息つき燃焼をはじめた。これは燃料中の低沸点成分がラインの中で気化したためであろう。また噴霧の一部が内筒壁に到達し、そこで炭化してカーボン堆積が生じた。

5 まとめ

低粘度油の性状が燃焼に及ぼす影響をかなり把握できた。即ち燃焼特性には残留炭素分の影響が最も大きく、それが 11.2% を越えると燃焼の悪化が顕著になる。今回使用した燃料油より更に高粘度油を使用していくには、粘度の影響、カーボン堆積の低減、息つき燃焼の防止等に噴射系も含めた抜本的対策が今後の課題である。

なお、本研究をすすめるにあたって日本船用工業会、船主協会のご援助をいただいた。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 横沢, 将来予測される船用燃料油について, 日本船用機関学会誌, 14-9 (1979-9)
- 2) 将来の船用燃料油, 日本船用機関学会誌, 15-11 (1980-11), 19.
- 3) 船用燃料油の現状と見通し, 運輸省船舶局, 1980-3.
- 4) G. B. R. Fielder et al, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 170, No. 20 (1956)
- 5) William G. Tayler, ASME paper, 67-GT-19
- 6) 八田, 浅沼, 内燃機関ハンドブック, 昭.35

ガスタービン用低カロリーガス燃焼器の開発

(オス報 低カロリーガス発熱量の影響について)

江戸 智 (三井造船(株) 玉野研究所)

山田 茂豊 (" 機械事業本部)

杉本 富男 (" ")

1. はじめに

連続燃焼式内燃機関であるガスタービンはその特徴として、気体燃料、液体燃料および固体燃料(微粉炭)のいずれでも用い得ると言われるが、実際問題としては可成りの制限があり使用燃料によって細かい配慮が必要となってくる。

高炉ガス、石炭酸化ガス等で代表される低カロリーガスを使用する場合にもやはり特別な配慮が必要となってくる。ここで言う低カロリーガスとは、その発熱量が $LHV = 600 \sim 1200 \text{ kcal/Nm}^3$ と一般燃料に比べて単位体積当たりの発熱量が $1/4 \sim 1/6$ と非常に低くなっているものである。その一例を表1に示す如く、可燃性成分(CO , H_2 , CH_4 等)と不活性成分(CO_2 , N_2 , H_2O)の混合ガスで、その組成、発熱量

表1. 低カロリーガス組成の一例

GAS	LHV kcal/Nm ³	CO	H ₂	CH ₄	H ₂ O	N ₂	CO ₂
Cool Gas	809	20. ⁸			33. ⁷	34. ⁵	11. ⁰
"	1120	33. ⁰			24. ²	34. ⁴	8. ⁴
"	1100 ~1300	20. ~26	10 ~13	3 ~5	-	50 ~60	3 ~7
B.F.Gas	880	27	2	-	-	60	11
"	710	21	2. ⁵	-	1	55	20. ⁵

は低カロリーガス発生プラントにより大きな差がある。

ここでは、オス報¹⁾に引きつづき、これから低カロリーガスを、(1)ガスタービン用燃料として使用する場合の問題点を燃焼器を中心に検討し、(2)大気圧モデル燃焼器試験装置を用いて発熱量の燃焼性に及ぼす影響について調べ、(3)その結果をもとに低カロリーガス燃焼器実用化の検討をおこなったので、その概要を報告する。

2. 低カロリーガス適用時の問題点について

(2)燃料ガス流量の増大

低カロリーガスでは単位体積当たりの発熱量が低下する為に、所定温度上昇を得るに要する燃料量は増大する。図1は燃焼器へ流入する空気量と燃料ガス量の体積比を示したもので、これによると低カロリーガス燃料量が全体の20~40%にも及ぶ事がわかる。この事は燃焼器性能と共にガスタービンサイクルにも影響を

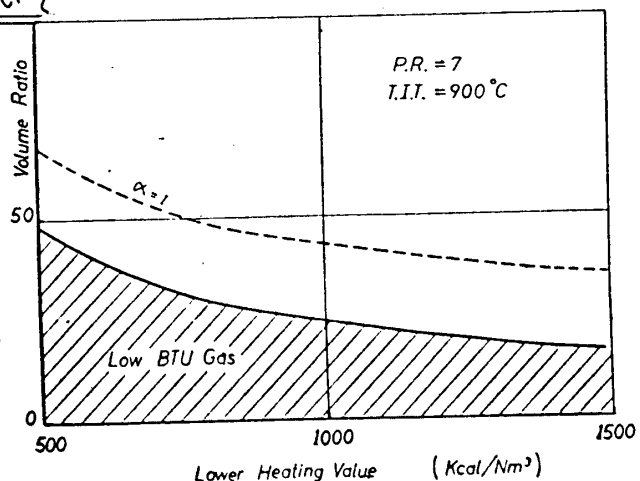


図1. 燃焼器流入空気/燃料ガスの体積比率

及ぼしてくる。又、同ガスタービンプラントを高カロリー燃料で運転する場合には、燃料ガス圧縮機を空気圧縮機として使用する等の対策も必要となってくる。

(b) 不活性ガスによる燃焼性の悪化

低カロリーガス中の CO_2 、 N_2 等不活性ガスは低カロリーガスの燃焼性を大に悪化させている。図2は単純なブゼンバーナを用いて、 C_3H_8 、 CH_4 、 CO ガスをそれぞれ N_2 ガスと混合しその拡散火炎の安定限界を調べたものである。低カロリーガス相当の可燃性ガス割合が20~30%になると、一般気体燃料(可燃性ガス割合100%)と比べて1/10以下の噴出速度で安定火炎が維持できなくなっている。

燃焼性に重要な影響を与える燃焼速度について、Morgan²⁾のデータを可燃/不活性ガス割合で整理してみると図3になる。燃焼速度は可燃性ガス割合と共に低下し、低カロリーガス相当の可燃性ガス割合20~30%付近では燃焼速度も15~5%にまで低下している。従って低カロリーガス火炎が

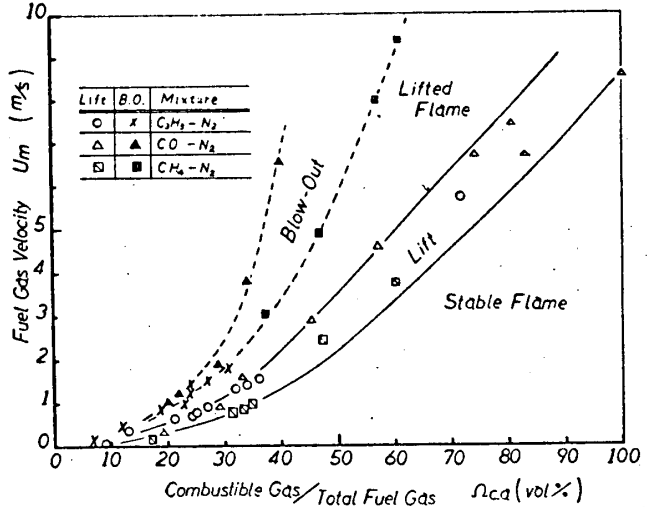


図2 燃焼速度の安定限界に及ぼす不活性ガスの影響

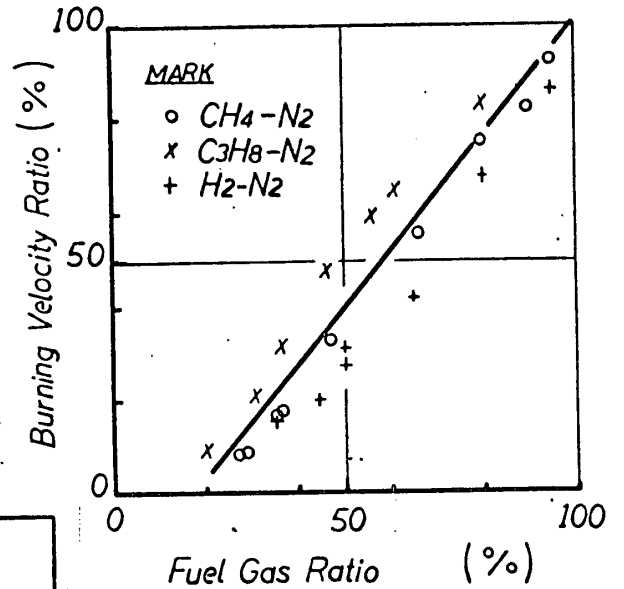


図3 燃焼速度に及ぼす不活性ガスの影響²⁾

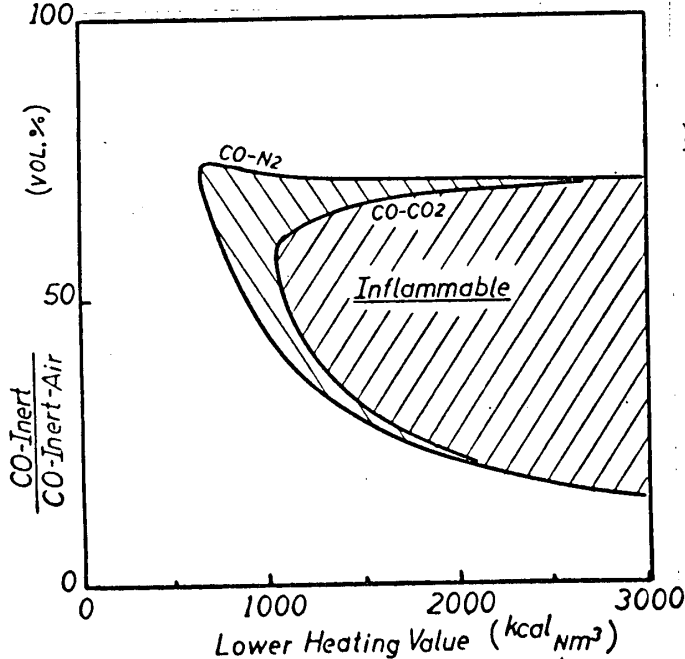


図4 CO+不活性ガスの空気中での燃焼限界³⁾

安定して存在できる条件は非常に遅い流速場に限られてくるのである。

一方、可燃性ガス+不活性ガスの空気中での燃焼限界としてはCoward-Jones³⁾のものが有るが、これを混合ガスの発熱量で整理すると図4になる。これによると $CO-N_2$ 混合ガスでは $LHV=660 \text{ kcal/Nm}^3$ 以下で、又 $CO-CO_2$ 混合ガスでは $LHV=1060$

Kcal/Nm^3 以下で燃焼できない事になる。

(c) 火炎温度の低下

発熱量の低下に伴ない火炎温度が低下してくる。この火炎温度の低下は前項の燃焼性の悪化にも影響を与えるものであるが、ここでは燃焼器の設計値について検討を加える。

理論混合比、大気圧下に於ける化学平衡断熱火炎温度を図5に示す。発熱量が $\text{LHV}=600\sim 1200 \text{ Kcal}/\text{Nm}^3$ になると、断熱火炎温度は $1300\sim 1800^\circ\text{C}$ に低下してくる。従って希釈空気量割合、内筒壁面冷却空気量割合についても一般高カロリー燃料の場合と異なってくる。低カロリーガス単位体積当たりの燃焼用理論空気量については図6に示す通り、 $\text{LHV}=1260 \text{ Kcal}/\text{Nm}^3$ (可燃性成分COの場合) 以下では $1 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$ とする為に主燃焼領域の温度を下げたい様に且つ空気と燃料ガスの混合を十分に得られる様な燃焼用空気量の配分を設計していく必要がある。

ここで更に、高カロリー燃料による運転も設計条件に加えると、両者を満足させる各空気量割合の設計はよりむづかしいものとなる。

B. 燃焼試験装置及び試験結果

(1) 装置及び方法

燃焼器開発実験は縮小モデル燃焼器大気圧燃焼試験装置を用いておこなった。燃焼器は資料1に示す如く単缶逆流型を採用している。燃焼用空気は図7に示す通り電気ヒーターで所定の燃焼器入口温度 T_2 にまで予熱さ

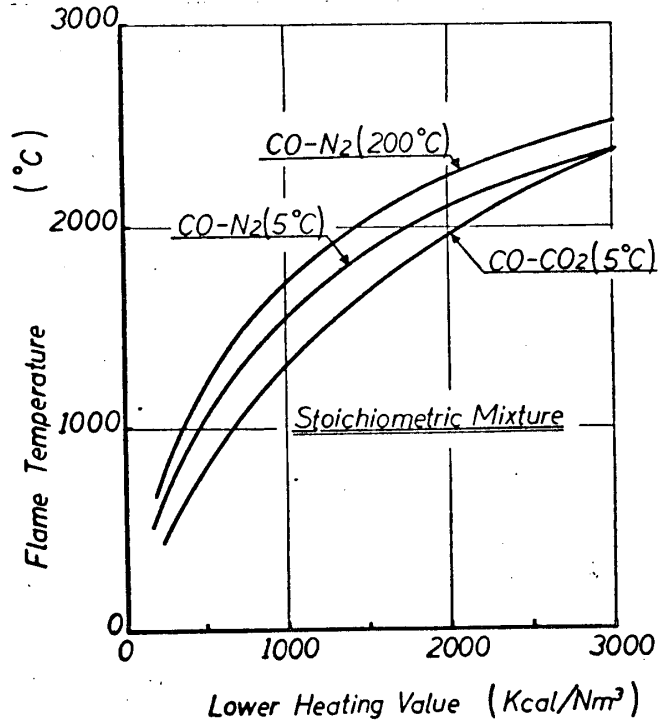


図5 CO-N₂/CO₂理論混合気の火炎温度

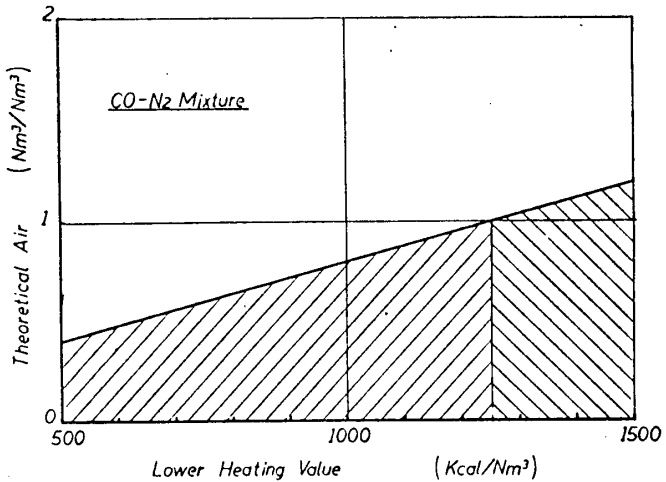


図6 低カロリーガスの燃焼用理論空気量

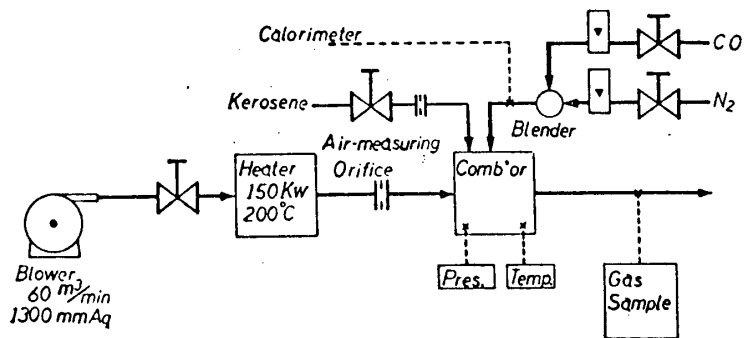


図7 大気圧燃焼試験装置系統図

して燃焼器へ供給される。燃料系統は灯油—
低カロリー—ガスの Dual Fuel Type を採用し。
実験室用模擬低カロリー—ガスは CO と N₂ が任
意の割合で Blender により混合して燃焼器へ
供給される。

燃焼器性能の計測は、温度計測、圧力計測、
燃焼排ガス計測を on line で処理し、X-Y プロ
ット上で常に作動点をモニタしてデータを取
っている。

(b) 大気圧燃焼試験結果

各種試作燃焼器による燃焼試験
の結果から比較的安定な火炎が得
られた燃焼器を選定し、模擬低カ
ロリ—ガスを用いて燃焼器性能を
計測した。

図8は希薄側火炎吹き飛び限界
を示したもので、発熱量の低下と
共に安定火炎領域は狭くなる。こ
こでは LHV = 800 kcal/Nm³ 以上
であればガスタービン作動範囲
を満足できるものとされている。

図9は作動範囲の燃焼効率を示
したもので、燃焼器設計上では所
望の燃焼効率を得られているが、
部分負荷時に燃焼効率の低下が著
しく、図10に示す如く未燃 CO の排
出濃度が非常に高いものと見ら
れる。

部分負荷時に於ける燃焼効率の
低下は発熱量の低下と共に大きく
なる。同一の燃焼器について理論
温度上昇 $\Delta T_{th} = 300^\circ$ 時の燃焼効率
をまとめたものが図11である。発
熱量が 1200 kcal/Nm³ 以下と見

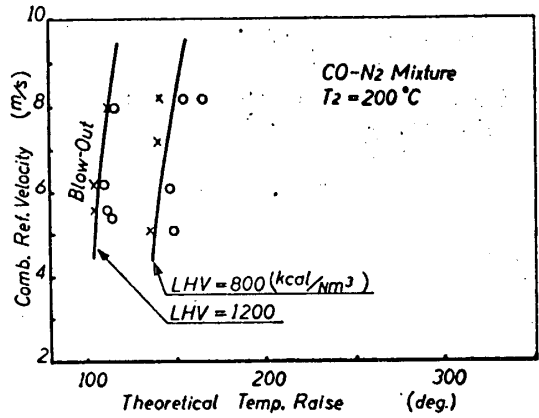


図8 モデル燃焼器に於ける火炎吹き飛び限界

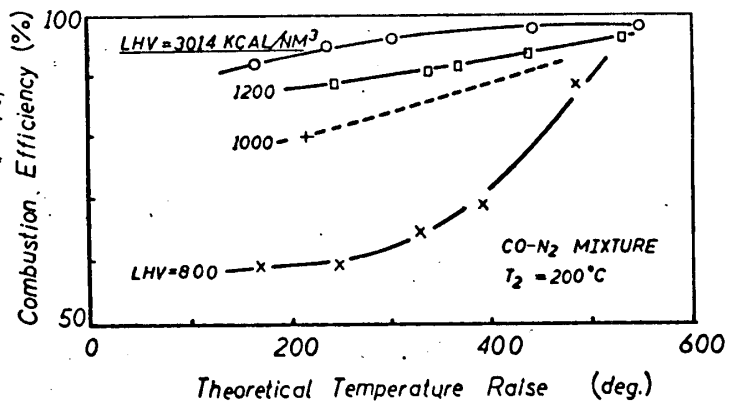


図9 モデル燃焼器に於ける燃焼効率

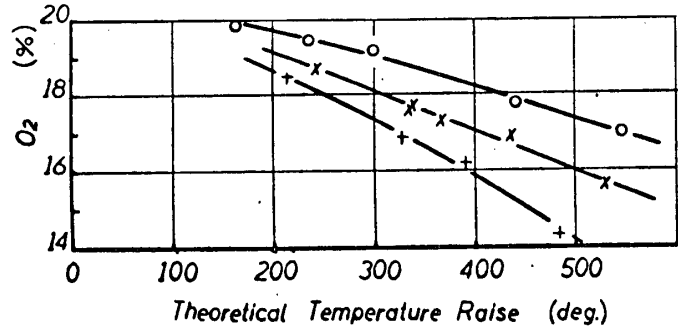
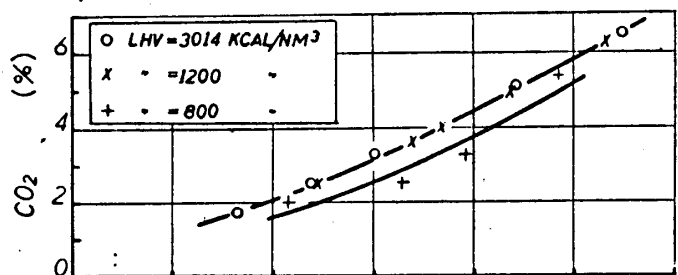
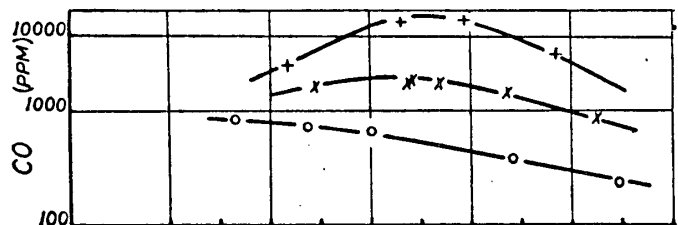


図10 モデル燃焼器に於ける排ガス特性

教に燃焼効率が低下し、 600 kcal/Nm^3 にまで発熱量が低下するともはや火炎は維持できなくなってしまう。

以上の結果は、同一燃焼器、同一噴射弁 (1000 kcal/Nm^3 用として諸値を決定) での燃焼性能であり、しかも高カロリー燃料での運転も可能な様に燃焼器内筒の冷却もおこなっている場合での燃焼器性能である。

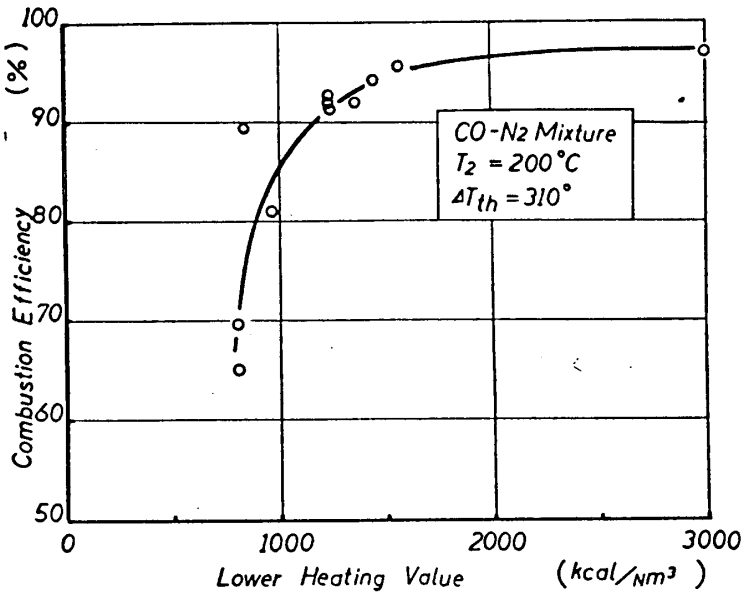


図11 燃焼効率に及ぼす発熱量の影響

(c) 低カロリーガス組成に対する検討

表1に示した通り低カロリーガスはCO、N₂ガスの他にH₂、CO₂ガス等も含まれており、これらの成分が燃焼器性能に及ぼす影響も少なくなる。そこで、前述のベンゼンバーナーこれらの影響を調べてみた。模擬低カロリーCO-N₂混合ガスにH₂を加えた場合、N₂ガスの代わりにCO₂ガスを不活性成分とした場合、及びCO-N₂-H₂混合ガスを200°Cに予熱した場合についての比較テストをおこなった。図12はバーナー出口断面流速を50 cm/sに固定し、混合ガスの発熱量を下げ、火炎がバーナリムより一部リフトした時の発熱量でまとめたものである。

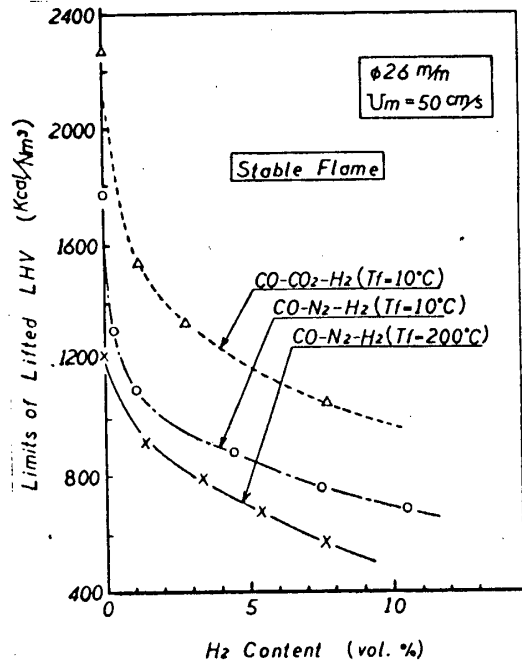


図12 ベンゼン火炎の安定限界に及ぼすH₂ガスの影響

混合ガス中にH₂ガスが少量含まれているだけで火炎の安定性は大巾に向上している事がわかる。これはCOガスの燃焼速度に及ぼすH₂ガスの影響を調べたScholteら⁴⁾のデータ(図13)とも同様の傾向にあり、H₂自身の早い燃焼速度と、その結果生ずるH₂OがCOの燃焼速度を高め火炎を安定化させていると考えられる。

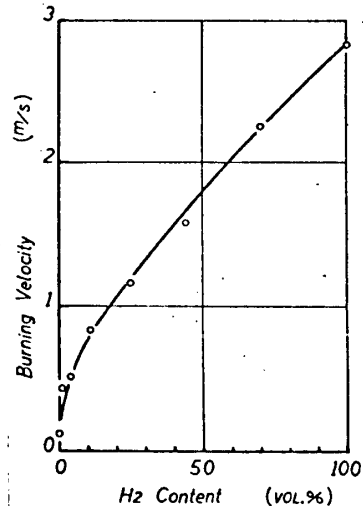


図13 CO-H₂混合気の燃焼速度⁴⁾

一方、CO₂ガスの場合はガス熱容量の差から図4に示す通り断熱火炎温度が低下し火炎の安定性も低下

してくる。

又、低カロリーガスを予熱する事は、火炎を安定化させる為にも重要な方法である事がわかる。

4. むすび

低カロリーガスを燃料としたガスタービン燃焼器を開発する為に、低カロリーガス適用時の問題点を検討し、又燃料ガス発熱量や組成の変化による燃焼器特性に関する二、三の試験結果を得たのでその事を報告した。

その結果、

- (1) 低カロリーガスの中でも比較的発熱量が高くしかもH₂含有率の高い石炭ガス化ガスについては燃焼器として実用化に問題は無いこと。
- (2) 800 kcal/Nm³程度でH₂含有率のその程高く無い低カロリーガスについては燃焼器代表流速を下げ、且一部分負荷時を考慮した噴射弁の改良等の対策が必要なこと。
- (3) 700 kcal/Nm³以下の低カロリーガスについては現時点では高カロリー燃料による助燃方式を採用することが望ましい。

ほどかわかった。尚、以上の結果は同一燃焼器、同一噴射弁での性能であり、しかも高カロリー燃料による運転も可能な様に燃焼器の内筒の冷却もあこなっている場合での燃焼器性能である。

参考文献

- (1) 江坂中 智 他; 「ガスタービン用低カロリーガス燃焼器の研究(才報)」日機講論集 No. 790-16 ('79-10, 才57期全国大会) P. 80
- (2) G. H. Morgan and W. R. Kane; Some Effects of Inert Diluents on Flame Speed and Temperature, Fourth Symposium (Int.) on Combustion, Williams and Wilkins, Baltimore, MD, 1953 P. 313
- (3) Coward, H. F., and Jones, G. W. : Limit of Inflammability of Gases and Vapors, Bur. Mines Bull, 503 P. 155 (1952)
- (4) Scholte T. G, and Vaugs, P. B.; Combustion & Flame 3 P. 495 (1959)

B-1 高圧力比遠心圧縮機の研究

星野昭史^{*}, 杉本隆雄 (川崎重工)
 河岸優, 山下一郎

1. まえがき

ガスタービンのタービン入口温度は耐熱材料や冷却技術の進歩によって上昇の一途をたどっているが、これを熱効率の向上に結びつけるためには高圧力比の圧縮機が必要となる。本稿では産業用ガスタービンの圧縮機として、コスト・パフォーマンスの優れた遠心2段の型式で、圧力比14を目標とした圧縮機の研究・開発結果を述べる。

2. 設計仕様

図1に本圧縮機の断面図、表1に主要な設計諸元を示す。1段目は圧力比が5とわりインペラ出口マッハ数が1.0に近い値を示すことから翼角度約40度の後傾翼を採用し、マッハ数を抑え、反動度を高くして段効率の向上をねらっている。またインデューサ先端の相対マッハ数が1.3と高くインペラ内での減速比も大きいので、いわゆるロングインデューサを採用してゆるやかな減速を行わせる様に配慮している。

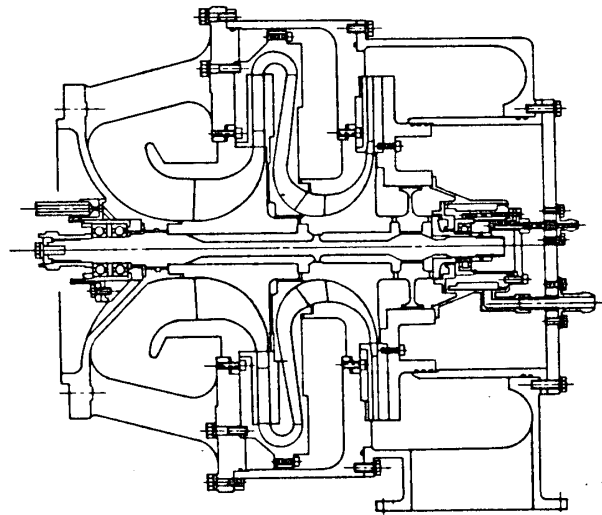


図1 供試圧縮機の断面図

インペラ外径の周速は1段目で550 M/Sに達し、有限要素法による応力解析の結果ディスクの内径部接線応力は図2に示す様に析出硬化ステンレス鋼17-4 PH 材で最高80 kg/mm²に達する。本研究では更に比強度の大きいチタン合金によるインペラも製作し強度上の安全率を高めている。

3. 試験装置

本圧縮機は定格負で約1200 PSの駆動馬力を必要とするが、これには1400 PSのガスタービンを駆動源とする圧縮機単体試験装置を使用した。その装備図を図3に示す。駆動エンジンの出力は歯車増速機を介して供試圧縮機に伝えられる。圧縮機の吐出空気はダクトによって屋外へ導かれ、流量測定用オリフィス、排気

表1. 主要設計諸元

	単位	1段	2段
掃正空気流量	m ³ /s	2.23	0.58
圧力比		14.0	
		5.06	2.77
断熱効率	%	79.0 T-T	
		79.5	85.8
回転数	r.p.m	53,000	
インデューサ外径	mm	136.0	104.0
インペラ外径	mm	199.0	187.0
インデューサ外径	mm	346.0	340.0
インペラ翼枚数		18	20
インペラ出口翼角度	度	40	40
インデューサ先端相対マッハ数		1.30	0.73
インペラ出口マッハ数		0.98	0.80
インペラ静圧回復係数		0.73	0.68
インペラ入口相対速度比		1.95	1.83
インペラ反動度		0.445	0.492
比速度	mm/s	47.4	27.6

サイレンサを通して大気中に放出される。

4. 計測量と方法

表2に一覧表で示す。インペラ及びディフューザ出口の静圧は壁面にあけた1φの静圧孔によって計測している。特にインペラ出口静圧は測定角によるバラツキが大きいのでベーンレスディフューザ部の合計5点より計測した量により求められている。各部の全圧は、Kiel Probeを使用し、運転中の流入角度変化に追従するようにしている。

圧力及び温度の諸量は表2の計測器でモニターすると同時に多量データ処理装置にインプットして、計算機による演算処理を容易に行なえる様なシステムとなっている。

インペラ出口の状態量は、静圧の計測値をもとにして、等エ

ントロピー流れ、幾何形状に境界層厚さを考慮した通路面積をもとにして計算で求められている。

5. 実験結果

(1) 全段性能

図4にマップを示す。圧力比は設計値通り、断熱効率率は約1%下回っている。後述の1段目、2段目それぞれの単段性能と対比すると、 $N \geq 90\%$ はほぼ1段目で決定され、 $N \leq 80\%$ では η_{c1} の低下による $G_{a2} \sqrt{\theta}$ の増加があり2段目のチョーフが先行している。

サージラインは、 $N \approx 80\%$ に明確な

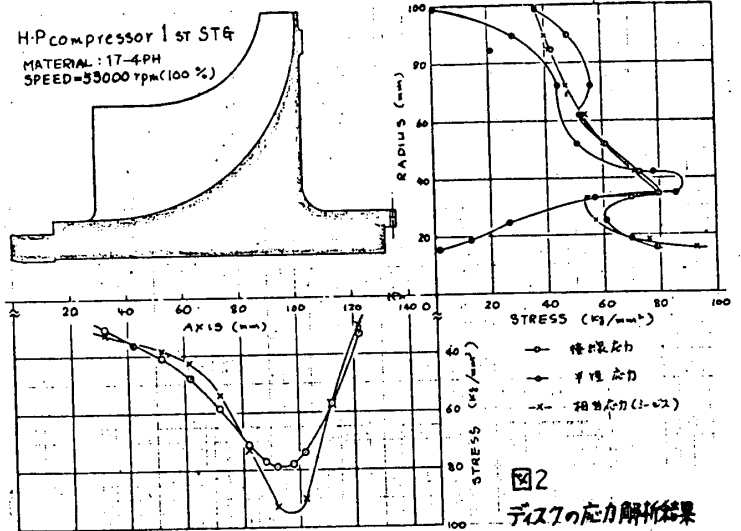
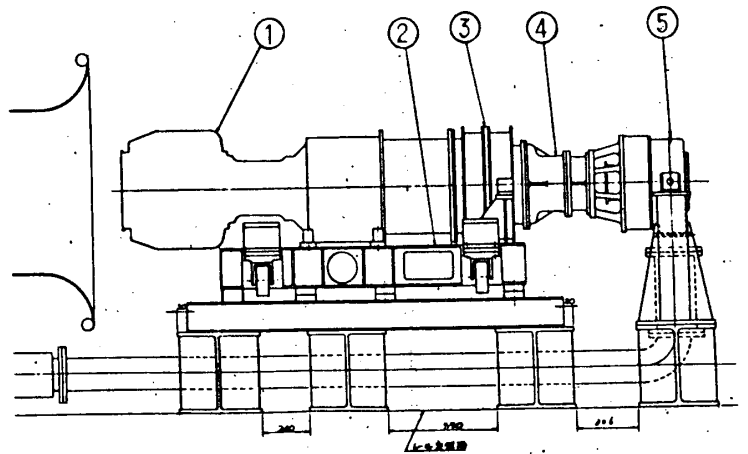


図2 ディスクの応力解析結果



- ① 駆動エンジン
- ② ベッド
- ③ 流量増速機
- ④ 同上
- ⑤ 供試圧縮機

図3. 圧縮機単体試験装置

表2. 計測項目

計測量	単位	センサ/計測器	レンジ	精度	備考
大気圧	P_0	水銀気圧計	~1000mmHg	1%	1
静圧	P_s	マイクロセンサー	0~2000mmHg	1%	1
差圧	ΔP	"	0~6000"	"	1
インペラ出口静圧	P_{s1}	静圧孔 + Kiel Probe	0~6000mmHg	0.5%	5ヶ所計測
ディフューザ出口静圧	P_{s2}	静圧孔 + "	"	"	3ヶ所計測
全圧	P_t	静圧孔 + "	"	"	1ヶ所計測
1st stage 出口全圧	P_{t1}	静圧孔 + "	0~15% P_0	"	2ヶ所計測
2nd stage 出口全圧	P_{t2}	静圧孔 + "	"	"	1ヶ所計測
17ヶ所の全圧	P_{t17}	マイクロセンサー	0~2000mmHg	1%	1

計測量	単位	センサ/計測器	レンジ	精度	備考
大気温度	T_0	水銀温度計	~50°C	0.1%	1
吸入温度	T_1	白金測温抵抗体 + 熱電対	-100°C ~ 100°C	0.3%	1
吸入圧縮温度	T_2	熱電対 (CRC) + "	-200°C ~ +200°C	0.6%	3
1st stage 出口温度	T_3	"	"	"	2
2nd stage 出口温度	T_4	"	"	"	4
17ヶ所の出口温度	T_{17}	"	"	"	1

回数表

マフネチ 7.577A77 + 7.577V77

Kink が現われており、高回転側は1段目のサージ臭にほぼ一致している。

(2) 2段目の性能

図5に結果を示す。1段目とのマッチングは良好で $N=76.0\%$ (1段の100%に相当) では1段目出口条件の全範囲をカバーしている。 $N=66.1\%$ (1段の80%) では、1段の出口条件は殆んどチョークの領域にある。圧力比が設計値をやや下回ったのは入口温度が設計値より高く、定格臭での修正回転数が設計値の76.9%を下回ったためである。

(3) 1段目の性能

単段で圧力比が5に達し、インペラ出口マッハ数、インデューサ相対マッハ数が高く空力条件が厳しい1段目に関しては、インペラ及びディフューザについて各種の研究部品を用意し、単段試験を実施して性能向上に関する検討を行なった。

a) 供試部品

表3, 表4にそれぞれインペラ及びディフューザの供試部品の諸元を示す。

インペラは同時5軸のマシニングセンタによりNC加工して作成したもので、1A型と1B型の主な差異は翼面上の負荷分布であり後者の方がリヤローディング(図6参照)となっておりインデューサでの転向角も小さくなっている。

ディフューザは拡り通路部がそれぞれ2次元, 3次元の拡りをもったチャンネルタイプ, パイプディフューザ等を試作した。

b) 実験結果

図7にマップを示す。当初の1A型インペラとD1-1型ディフューザの組合せではディフューザでの静圧回復が不十分でクロスオーバーでの損失が大きく、目標性能を大きく

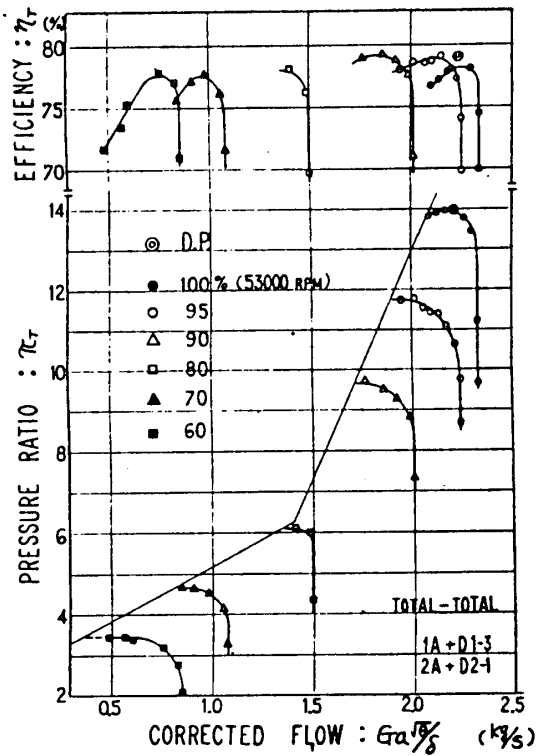


図4. 全段性能

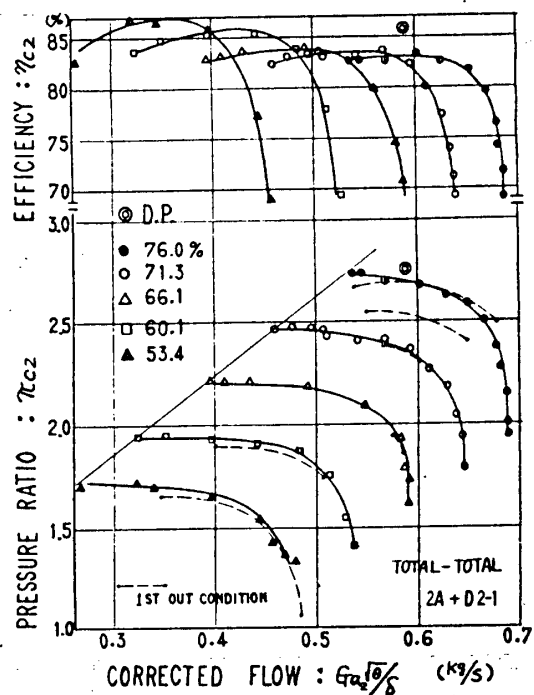


図5. 2段目性能

表3. インペラ供試品

TYPE	特長	翼枚数	インデューサ径	外径	翼軸長	入口翼角度	出口翼角度	出口高さ	リソ角	材質
1A		18	136	199	72	60.7°	37.6° / 42.9°	11.6	25°	Ti-6Al-4V
1B	リヤローディング	〃	〃	〃	〃	61.1°	35.6° / 44.0°	〃	35°	Ti 6242

表4. ディフェューザ供試品

TYPE	形式	翼枚数	入口角	翼内径	通路径	拡大角	面積比	出口幅	アスペクト比	外径
D1-1	2次元ホーン	17	17.7°	224	11.6	7.6°	1.66	14.7	0.79	346
D1-3	3次元	〃	16.2°	〃	11.6 / 13.6	8.0°	2.05	14.0	0.83	〃
D1-5	2次元	〃	16.2°	〃	11.6	〃	1.75	〃	〃	〃
D1-7	3次元	〃	14.7°	〃	11.6 / 15.9	〃	2.40	13.0	0.89	〃
D1-8	ハイブレード	15	17.9°	213	12.5 / 22.7	6.0°	2.30	14.4	—	〃

く下回っていたが、D1-3型に変更することにより角度のマッチング及び三次元化による効果などでディフェューザ性能が改善され、段効率率は定格英で約4%向上し、圧力比とも併せて目標性能を達成するに至った。

c) インペラ性能

図8にインペラ効率の測定結果を示す。1A型についてはインデューサチップのインシデンスを示してあるがMisの増加に伴って直線的な効率低下が見られる。低回転ではインシデンスは正の大きい値となり、効率も急激に低下していることからインデューサはストール状態にあるものと推定される。

負荷分布による性能差は明確ではないが1A型にやや有意性が認められる。その一因として1B型の翼は半径方向への転向部分で負荷が大きく、この部分で周方向の転向角も大きくなって翼間通路形状に滑らかさが失われ相対流の減速に不利となっている可能性が考えられる。一方で定格回転数のストール時のインシデンスは1B型が大きく、インデューサ入口部の転向角の小さいことに起因する現象と考えられる。

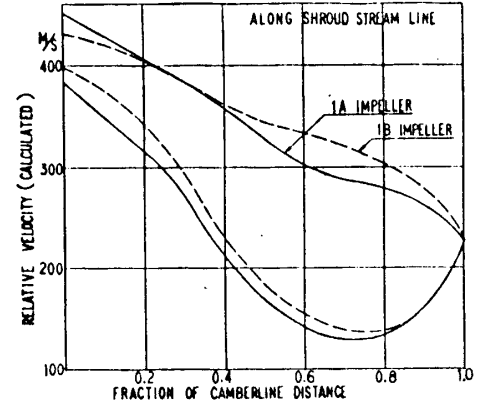


図6. インペラ翼面速度分布

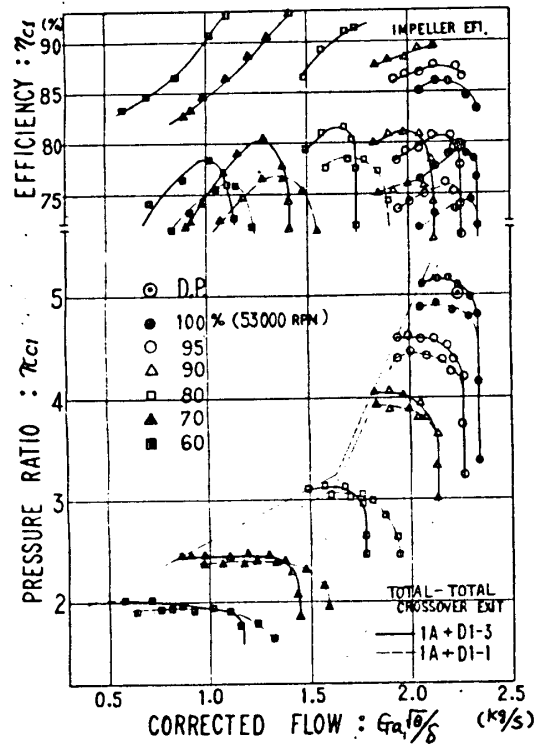


図7. 1段目性能

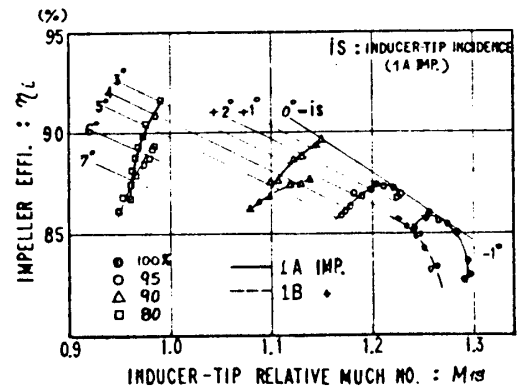


図8. インペラ性能

d) ディフューザ性能

ディフューザの静圧回復率を高い水準に保つことはクロスオーバでの損失を小さくして段効率を維持するために極めて重要となる。図9は各種ディフューザとの組合せ時におけるクロスオーバでの損失を示したもので、この値はディフューザ出口マッハ数と良い対応を示す。

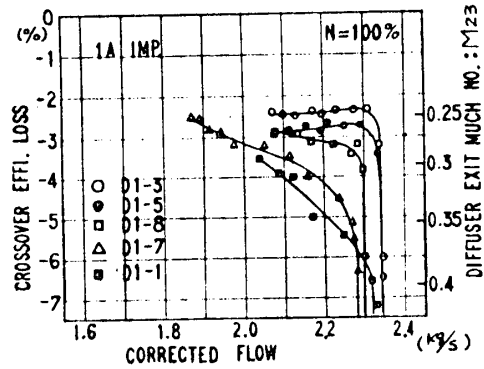


図9. ディフューザ性能

D1-3とD1-5の性能差は3次元化による効果である。これらはインペラとのマッチングが良好でD1-3(含ベーンレス部)の静圧回復係数は0.74に達する。D1-7は入口角のミスマッチと共に通路高さ方向の過剰な拡大は有効でないことを示唆している。D1-8のパイプ・ディフューザは静圧回復率は必ずしも高くはないが、動圧損失の小さいことからディフューザ効率は良好である。

(4) クロスオーバ性能

クロスオーバ部分は案内羽根を有し、流れに直角方向の通路面積を子午線方向に直線的変化させる様に設計したものである。一般にクロスオーバではディフューザ出口部での主流と後流のミキシング、子午面内での270度に及ぶ転向、壁面マサツバなどによって、その圧力損失は大きいものと考えられる。図10はクロスオーバ入口動圧に対する圧損の比を入口マッハ数に關して整理したもので、マッハ数に対する明確な依存性を示している。またその損失のレベルとしては入口動圧にほぼ等しい値となっていることが解る。

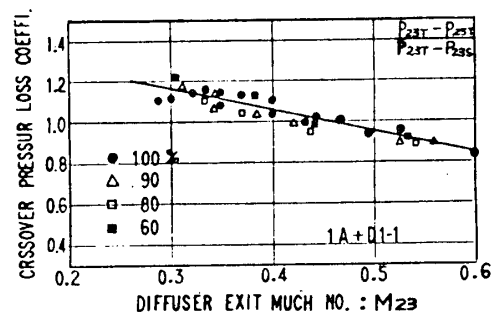


図10. クロスオーバの圧損特性

(5) サージ特性

図11, 図12はそれぞれ1段目, 2段目についてのサージ特性を示したもので、いわゆる Kenny のモデル⁽¹⁾に対応するものである。

図11(1段目)にはインペラ、ディフューザそれぞれのストールとチョークの線が現われている。注目すべきことは高回転域でのサージがディフューザストールとは無関係でインペラストールに対する強い依存性を示す点である。

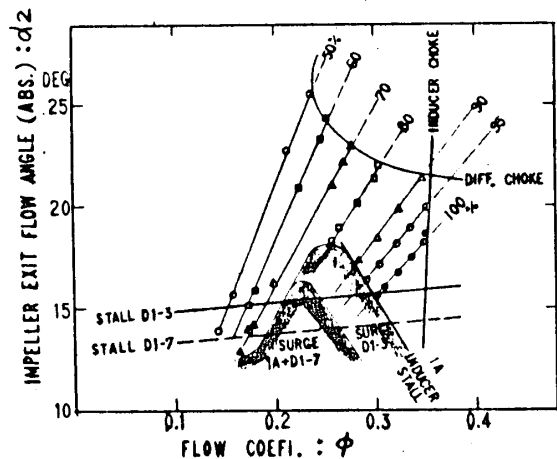


図11 φ-d/2 線図 (1段目)

更にD1-7 ディフューザのような mismatch 状態ではサージ領域がインデューサストールと一致しないが、この場合もディフューザストールに対する依存性は無いと言ってよい。

以上のことから、本機の条件下では Kemy のモデルと一致しない領域が存在する結果となった。サージを配管系を含めたシステムの自励振動現象として捉えると、各コンポーネント性能の総合結果としてのマップ上の圧力勾配 ($\frac{dP}{dQ}$) の正負でサージの発生を判定する必要がある。

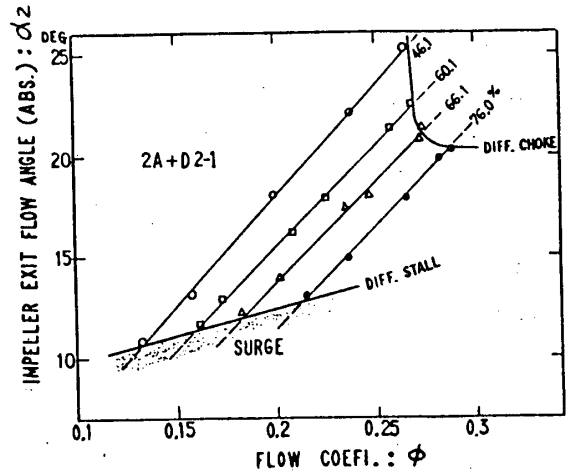


図12. $\phi-d_2$ 線図 (2段目)

図12 (2段目) には、インデューサに関するラインは現われていない。サージはディフューザストールに支配され Kemy のモデルの低回転部分と一致する。

6. おわりに

以上、当社における高圧カ比遠心圧縮機研究の概要をのべた。限られた紙面で十分な説明が及ばない点についてはお許し願いたい。

ここで紹介した圧縮機については従来技術の延長で対応が可能であったが、今後更に高圧カ比化を実現していくためには高比強度材料の実用化、インペラ出口角減小によるサージ特性劣化の克服、超音速ディフューザの性能向上などの課題に対処しなければならぬ。

最後に本研究に御支援願った谷村取締役、大槻部長、他各位に謝意を表します。

文献

- (1) Robert, C. Deam Jr, "The Fluid Dynamic Design of Advanced Centrifugal Compressors," Creare Inc. TN-185, 1974-6
- (2) 妹尾泰利, 「高圧カ遠心圧縮機空力設計の現状と将来」, オマ回日本ガスタービンセミナー資料集, 1979-1
- (3) T. Yoshinaka, "Surge Responsibility and Range characteristics of Centrifugal Compressors," 1977 Tokyo Joint G.T. Congress No.46.
- (4) C. Rodgers & R.A. Langworthy, "Design and Test of a Small Two-Stage High Pressure Ratio Centrifugal Compressor," ASME Paper 74-GT-137

B-2

旋回流のある円錐ディフューザについて (第4報、高い静圧回復率を得る条件)

*田代伸一 (東大院)

吉識晴夫 (東大生研)

1. 緒言

円錐ディフューザに旋回流を流入させた場合の静圧回復性能については、概略以下の諸点が報告されている。^{[2]~[7]}

① 入口流れに旋回速度成分がない場合に対しては過大な広がり角 (限界は $7^{\circ}\sim 8^{\circ}$ とされている) のディフューザでは旋回流の方が高性能となる。② しかしその場合でもあまり強い旋回を与えると性能は低下し、非旋回流入よりも低い静圧回復率となることがある。③ 従って旋回の強さには最適値があるとみられ、この最適旋回強さはディフューザ広がり角が大よほど強くなる。④ 以上の原因は、旋回速度成分の存在によって管壁上の境界層の剥離が抑制される (性能向上) 反面、管中心部に逆流ないし静圧域が形成され損失が増大する (性能低下)、とらうふたつの効果の大小によって性能が決定されるためである。⑤ また、上の後者の効果は管軸上に心棒を置くことによって軽減させることができる。

以上の実験的事実は、旋回が加わることにより、速度や圧力の分布が非旋回の場合と異なり、ディフューザ性能を決定する要因である、動圧の拡散と粘性損失の度合が変化することを表わしている。従って所与の幾何学的形状と旋回の強さに対する円錐ディフューザの性能を知るためには内部のフローパターンの正確な測定を行ない、非旋回における管壁上の境界層の運動量厚や形状係数のような静圧回復率に直接関係する特性量を得る必要がある。本報告は、この目的のための実験とその結果から導いた新たな特性値による円錐ディフューザ内旋回流の統一した整理の方法、及びそれらを用いて、高い静圧回復率を与える流れの特徴を明らかにしている。

<主な記号> A: 断面積 AR: 出入口面積比 C_p : 静圧回復率 (式(1)) L: ディフューザ長さ
m: 旋回強さ (式(2)) P_d : 動圧 ($\frac{\rho}{2}g^2$) P_s : 静圧 P_t : 全圧 g : $(u^2+v^2+w^2)^{\frac{1}{2}}$ R: 円錐壁半径
Re: レイノルズ数 r: 半径方向座標 u: 軸方向速度成分 (時間平均値) v: 半径方向速度成分 (周前) w: 周方向速度成分 (周前) x: 軸方向座標 Y: 特性値 (式(3)) Z: 特性値 (式(4)) α : エネルギー係数 (式(5))
 β : 旋回流発生装置案内羽根取付角 ρ : 空気密度 ϕ : ディフューザ片側広がり角

<添字> i: 心棒 (core) c: 整流室 o: 管壁 1: station 1 (ST.1) 2: ST.2 3: ST.3

2. 実験装置

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。供試ディフューザは ϕ が 4° , 7° , 10° , 15° の4種で AR はすべて4である (ただし心棒 (core) を設置すると4.17)。作動流体の空気は図の第9回ガスタービン定期講演会講演論文集 ('81-6)

左端の旋回流発生装置から入り、入口直管部（長さ320mm）を経てディフューザに導かれる。そして安定室を通過して下流のブローに吸引される。図中、ST.1, ST.2, ST.3と記したのはそれぞれ〈入口基準断面〉、〈2倍断面〉、〈3倍断面〉を表わ

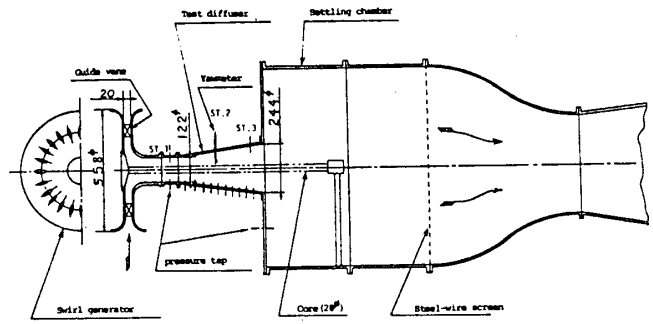


Fig.1 実験装置概要

し、ここでは多孔ヨーメータをトラバースさせて流動パターンを計測した。〈入口基準断面〉は、下流の影響を除くために広がり部の200mm上流とした。またディフューザ及び直管部の壁面、心棒上、安定室には壁面静圧の測定孔を多数設けてある。

測定に用いた多孔ヨーメータは、心棒を設置した場合のST.1ではアローヘッド型の3孔ヨーメータ（ステム径4mm）、心棒なしのST.1及び、ST.2, ST.3ではアローヘッド型の5孔ヨーメータ（ステム径4mm, 又は6mm）を用いた。旋回の強さは旋回流発生装置の案内羽根の取付角（ β ）を変化させることにより変える。なお、円錐ディフューザ内の旋回流では渦の中心が不規則に移動し、非常に不安定であるからその安定化のために前述の心棒を設置した場合を基本とし、比較のために $\phi = 7^\circ$ の場合のみ心棒なしの状態での測定を行なった。又、本実験の入口レイノルズ数 $Re_1 = (\bar{u}_1 \cdot 2R_0) / \nu$ は $1.9 \sim 4.2 \times 10^5$ である。 \bar{u}_1 は入口（ST.1）での断面平均軸方向速度、 R_0 は入口の半径である。 ν は動粘度である。

3. 実験結果及び検討

3-1. 入口旋回強さと静圧回復率

性能表示には次式の静圧回復率 C_p を用いる。

$$C_p = \{ P_{sc} - \bar{P}_{s1} \} / \bar{P}_{a1} \quad (1)$$

ただし、 P_{sc} は安定室静圧、 \bar{P}_{s1} 、 \bar{P}_{a1} はST.1での静圧及び動圧の流量平均値である。また旋回の強さは次式のように、管軸まわりの角運動量と、軸方向の運動量の比で表わす。

$$m = \int_{R_i}^{R_o} uwr^2 dr / \left\{ R_o \cdot \int_{R_i}^{R_o} u^2 r dr \right\} \quad (2)$$

この旋回強さのST.1での値 m_1 と、 C_p との関係を示したのがFig. 2である。図より、旋回を加えることによる C_p の改善は明らかで、また ϕ が大よ程この効果は顕著であることがわかる。また m_1 の最適値は ϕ が大よ程強くなっていく。一方、 m_1 が最適値を越すと性能の低下は急で、しかも ϕ による C_p の差が小さくなる傾向にある。 $\phi = 7^\circ$ のディフューザの心棒の有無による性能の差は旋回が大よくなるとかなり顕著で約10%

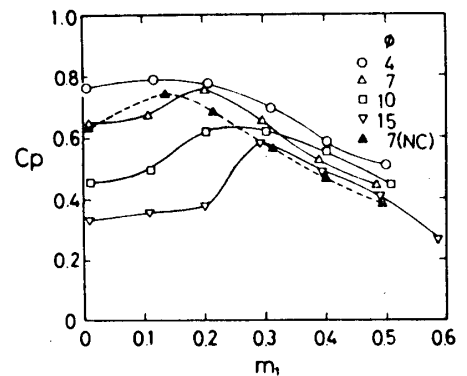


Fig.2 入口旋回強さの影響

もあり、性能向上に対する心算の効果が確認できる。この実験結果を広がり角 2ϕ と入口旋回強 m_1 との関係として表わしたものがFig. 3である。図中の実線は10%毎の等 C_p 線であり、白丸で表示した実験点の C_p を補間して結んだものである。また破線は与えられた 2ϕ で得られるほぼ最高の C_p を示し、この線上に在るように 2ϕ と m_1 を組み合わせたれば良いことを表わしている。なお、 $m_1=0$ の軸上の黒丸は、文献[1]に示された非旋回の円錐ディフューザの性能線図から $AR=4$ と仮定したものを引用した。Fig. 3から明らかになるように、 ϕ の小なディフューザは旋回を加えても C_p の目立った改善は望めず、逆に m_1 が大きくなると等 C_p 線が立っているため急激な性能低下を招く恐れがある。しかし、 ϕ の大きなディフューザ、例えば $2\phi=20^\circ$ では非旋回流に対しては高々0.5程度の C_p だが適切な旋回を加えることにより0.65程度まで性能向上が見込めるのである。また、この図により、与えられた広がり角で期待できる最高の C_p が推定できる。例えば $2\phi=10^\circ$ ではどのような強さの旋回を加えても $C_p=0.75$ 以上は得られないであろう。

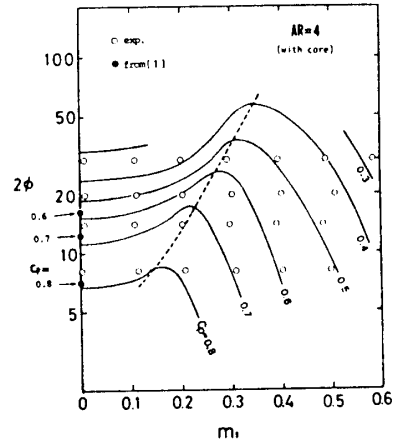


Fig. 3 性能線図

3-2. ディフューザ内のフローパターンと静圧回復率

C_p が旋回の強さによって変化する原因を明らかにするために、多孔コーマータによる測定結果を $\phi=7^\circ$ に例をとって、Fig. 4~Fig. 11に示す。他のすべての ϕ 、 β も含めたこれらのフローパターンの検討から以下に列挙する特徴が明らかとなった。

①本実験の入口流れはほぼ全圧一様でポテンシャル流とみなせ、旋回速度成分のタイプは自由渦である。②弱い旋回では管壁側に剥離状態を含む、全圧の低い領域が形成され、逆に強い旋回では管中心部に流れが逆流ないし静止する全圧の低い領域が形成される。③後者の場合はさらに、軸方向速度分布のピークとなる半径位置が管壁側にかたよるため、断面全体の動圧の減少は不十分である。④従って静圧回復性能に則して言えば、弱い旋回では壁側の境界層の発達、または剥離による全圧損失が大まかにに対して、強い旋回では壁側の境界層は薄い代りに動圧の拡散が不十分であることと、断面全体にわたる大まかな速度勾配の形成による粘性損失が大まかに

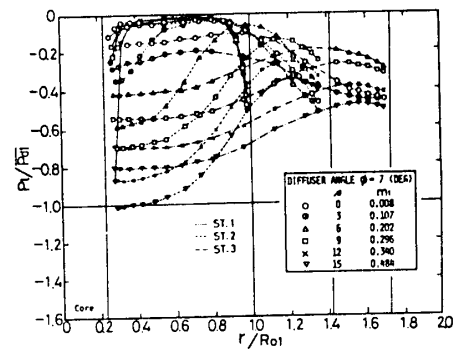


Fig. 4 全圧分布の例

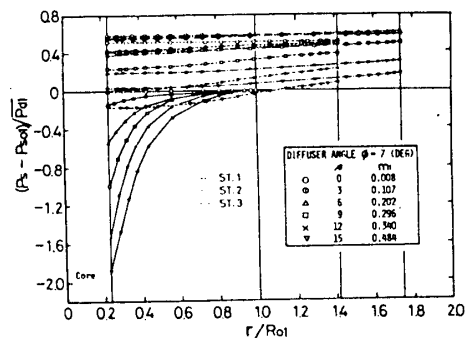


Fig. 5 静圧分布の例

に性能の低下がもたらされると考えられる。⑤ $m_1 > 0.3$ で β の C_p の違いが約 10% 以内に近づくのは中心部に生ずる逆流に起因するミキシングの損失が支配的になることを示している。⑥ 適度な旋回の強さ (ϕ により異なる) ではディフューザ出口までほとんど逆流は生じず、しかも壁側の境界層も厚くならないため、損失が小さく高性能となる。⑦ なお、下流方向への角運動量の減衰はどの ϕ , β でも非常に小さく、近似的にはディフューザ内の旋回流れでは角運動量が保存するとみなせることが明らかとなった。

Fig. 10, Fig. 11 は心棒の無い場合の全圧分布、軸方向速度分布を示している。これらを Fig. 4, Fig. 6 と比較すると、心棒なしでは旋回があると入口から既に中心部に低い全圧、逆流が存在し、この部分にエネルギーを供給するため断面全体としては心棒ありとくらべて低い全圧となっていることがわかる。つまり、中心部の損失が心棒ありに比べてより大きいのである。

静圧回復性能を知る手掛りのひとつとして壁面及び心棒上の静圧の軸方向の変化の一例を Fig. 12 に示す。旋回がある場合は当然、壁面と心棒上に静圧差が存在し、平均静圧の上昇をそのまま示している訳ではないが、出口付近ではこの差は小さくなるのでおおよその出口静圧を知ることができる。図で特徴的なことは、 $\beta = 6^\circ$ の旋回流ではディフューザ後半でも順調に静圧上昇を続け、 $\beta = 0^\circ$ (非旋回) の場合をディフューザ長の半ばで上回ってしまうことである。これは前述のように境界層の発達を抑制し、しかも中心部に逆流は生じていないため、損失が小さく動圧から静圧への変換が良いためである。

3-3. 特性値 γ , λ による整理

以上みてきたように、旋回流円錐ディフューザの静圧回復性能は、軸方向速度成分や全圧、動圧等の分布型から説明できる。このことは、非旋回の入口流れに対する円

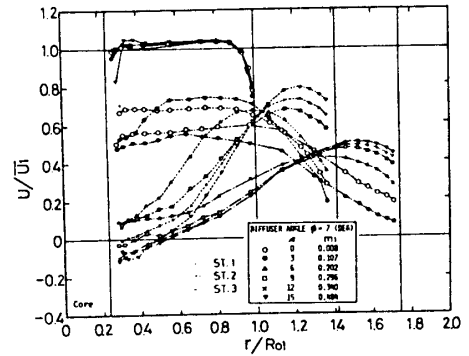


Fig. 6 軸方向速度分布の例

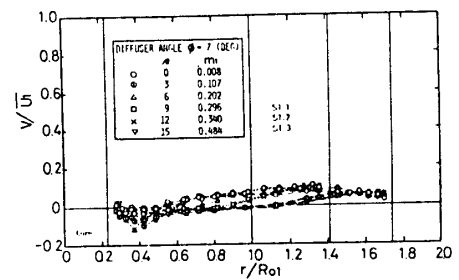


Fig. 7 半径方向速度分布の例

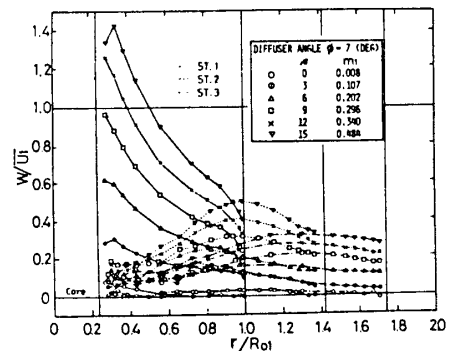


Fig. 8 周方向速度分布の例

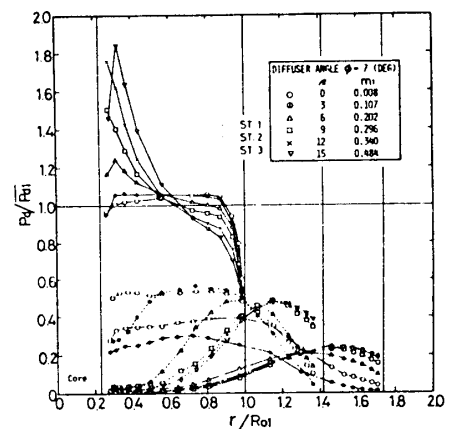


Fig. 9 動圧分布の例

錐ディフューザや2次元ディフューザの性能が壁面境界層の状態決定されることに対応している。しかし、Fig. 6からも明らかなように、旋回流だけではいゆる主流は存在せず、壁面近傍の境界層の挙動だけに注目することはできない。そこで本報告では断面全体にわたる流れに注目し、次の2つの特性値を導入する。

$$Y = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} u^2 r dr / (\bar{u}^2 \cdot A) \quad (3)$$

$$Z = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} \frac{1}{2} w^2 r dr / (\bar{u}^2 \cdot A) \quad (4)$$

Yは実際の流れのもつ軸方向の運動量を同流量の一樣速度分布の流れがもつそれとの比で評価したものであり、軸方向速度分布がポテンシャル流に近い程1に近く、境界層の発達や中心部の減速などによって1より大きな値をとる。Zは剛体的に考えた流体の回転エネルギーを評価したものであり、旋回の高さを示す。

本実験で得たフローパターンをY, Zに関連して整理し、ディフューザ性能を左右するパラメータである旋回強 m や次式で表わされる動圧分布の特徴を示す α との関係にまとめたのがFig. 13とFig. 14である。

$$\alpha = \bar{P}_d / \left(\frac{\rho}{2} \bar{u}^2 \right) \quad (5)$$

Fig. 13の横軸の b は定数で、ST.1(破線)の実験値に対する最小2乗法では0.48 \pm あり、ST.2, ST.3はまとめられ0.56(実線)である。 m の物理的意味を考えると $m \propto \sqrt{Z}/Y$ と予測できるが、この実験結果はこれを裏付けている。この場合比例定数は1.125となる。

α は従来、非旋回の場合にもディフューザ内の流れの特徴を表す特性値として用いられており、^{[1][3]}この値が1に近い(ポテンシャル流に近い)程、又、下流方向への変化が小さい程動圧拡散の度合いが大きいことを示す量だが、Fig. 14は、 α が ϕ , β の違いや心棒の有無と関係なくY, Zで統一的に表わされることを示している。図中の破線は傾き1の直線で、 $\alpha < 3.0$ の範囲では実験結果が、

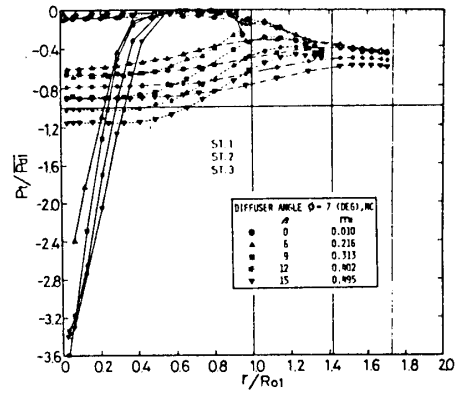


Fig. 10 全圧分布の例 (NCは心棒なしを意味する)

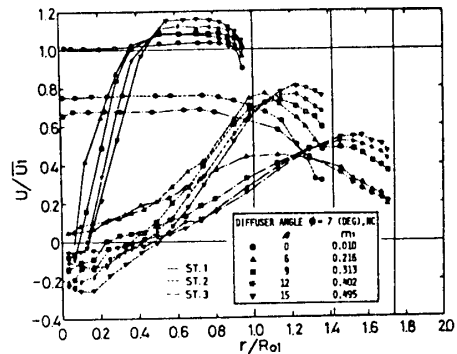


Fig. 11 軸方向速度分布の例

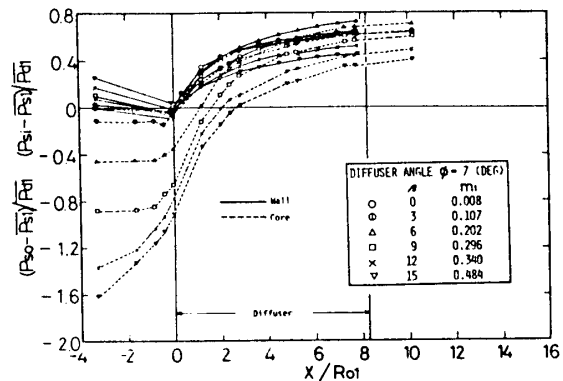


Fig. 12 壁面静圧分布の例

$$\alpha = Y(Y+2Z) \quad (6)$$

という関係がよく表わされていることを示す。

Fig. 13, Fig. 14は Y , Z が m や α と同様に流れを特徴づける量として適当であることを表わしているが、さらに、 Y , Z によれば、 m , α より性能を统一的に表現できることを示すのがFig. 15である。図の横軸はST. 1から、当該断面までの $Y+Z$ の増加分を示し、縦軸は各ST. までの C_p を示している。この図の示すように、 $Y+Z$ の増加分と C_p はほぼ1対1の対応があり、 $Y+Z$ の変化が小さいことが高い C_p を与えるのである。また、ディフューザの入口部ではとくに $Y+Z$ の増加に対して C_p が敏感であることがわかる。

4. 結論

1. $AR=4$ の円錐ディフューザに対して広範囲圧強エの旋回流による性能測定の結果、入口旋回流と広がり角による性能線図を得た。
2. ディフューザ内部の流動の詳細な測定により、性能を決定する因子を明らかにした。
3. 新たに導入した特性値 Y , Z により ϕ の違いと無関係に流れの諸パラメータが表わされることを示した。
4. その結果、 $Y+Z$ の増加量が小さいことが高い静圧回復率を与える流れの条件であることが判明した。

<参考文献>

- [1] Sovran, G. & Klomp, E.D., *Fluid Mechanics of Internal Flow* (Elsevier) 1967, p.270~
- [2] McDonald, A.T., Fox, R.W. & van Dooenstine, R.V., *AIAA J.* vol.9, No.10, 1971, p.2014~
- [3] Neve, R.S. & Wirasinghe, *Aeronautical Quarterly*, Aug. 1978 p.131~
- [4] 妹尾 他 機械学会論文集 43-369 1977.5
- [5] 竹内 他 機械学会講演論文集 740-13 1974.11
- [6] 田代 他 同上 770-13 1977.10
- [7] 田代 他 同上 780-7 1978.4

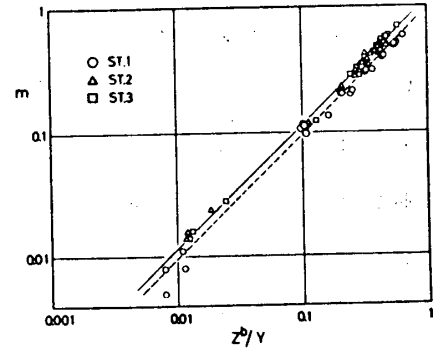


Fig. 13 旋回流強

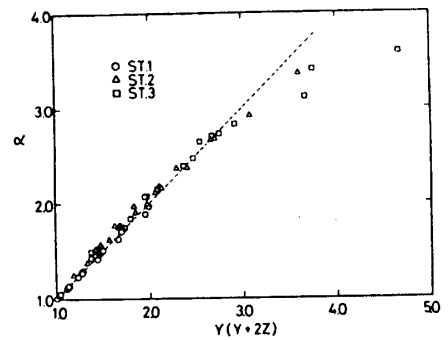


Fig. 14 エネルギー係数

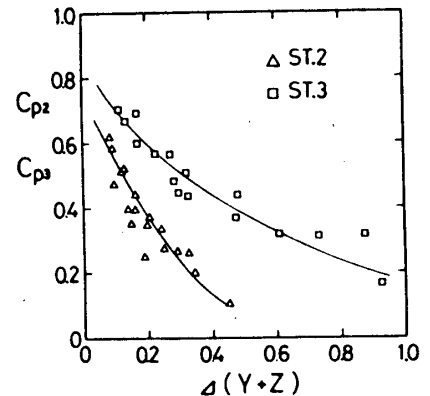


Fig. 15 $Y+Z$ の増分と C_p

* 高村 東作 (日産自動車 中央研究所)
 小菅 秀 顕 (日産自動車 中央研究所)

1. はじめに

- 定格出力360PSの2軸ガスタービンエンジン用として、パワータービン、ディフューザ(以下P.T.D)を開発した。P.T.Dの構成は、図1に示したように、環状ディフューザと排気口へ流れを導くコレクターから成っている。エンジンサイクル計算より要求される圧力回復率 C_p は、 $C_p = 0.3$ であるが、エンジンの小型化のため、P.T.Dの軸方向距離は、非常に小さく抑えられている。ディフューザ入口外径との比は、1.02であり、さらにパワータービンの出口旋回角は、流量平均にて、 17.3° と大きく、 $C_p = 0.3$ を達成せねばならない。
- 目標性能を達成する上で生じた問題点は、環状ディフューザ単体での性能と、コレクターが取り付けられたP.T.Dとしての性能との差を小さくする事、及び入口旋回角の影響による性能低下を防ぐ点にあった。これらの問題は、十分解決されたわけではないが、小型で強い旋回に対して良好な性能を持つP.T.Dを開発したので、開発経過を含めて報告する。

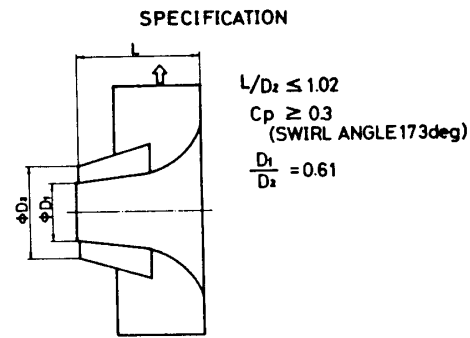


図 1

2. 実験装置及び計測方法

図2に、実験装置の概略図を示す。空気源からの流れは、予旋回装置により、旋回が与えられ、助走路を経て供試P.T.Dに流入し、大気へ放出される。計測は、助走路において、三孔ピトー管にて入口全圧、旋回角の半径方向分布を計測し、助走路壁面静圧と併せて、流量平均により入口全圧、動圧、旋回角を求めた。P.T.D内においては、環状ディフューザ壁面静圧を測定した。圧力回復率 C_p は、右式で求めた。

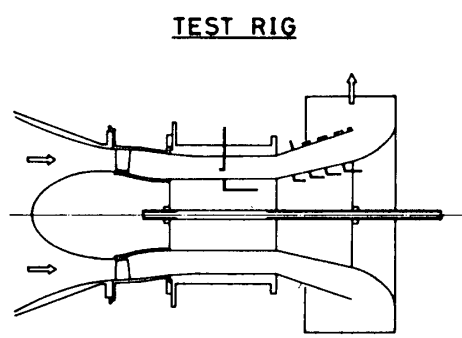


図 2

$$C_p = \frac{P_{atm} (\text{大気圧}) - P_s (\text{助走路平均壁面静圧})}{P_d (\text{助走路流量平均動圧})}$$

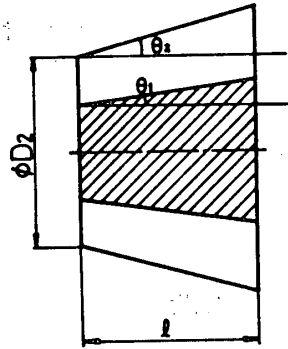
3. 開発経過

- 開発過程で、0次、1次、2次と名付けた3種の直線環状ディフューザを試作した。これらの諸元を表1に示す。これらは、同一の軸方向長さを持ち、開き角、開口面

積比 R が異なったものである。
最終的には、2次仕様のデューザと、コレクター内に幾つかの改良を加えたものを採用した。

	θ_1	θ_2	$\frac{1}{D_2}$	R	$1-R^2$
0次	4°	10°	0.65	1.63	0.62
1次	8°	15°	0.65	1.90	0.72
2次	12°	18.7°	0.65	2.05	0.76

これに至る過程を以下に示してゆく。 表 1



3-1. 0次仕様

<0次仕様の設計方針>

- (1)性能mapが使い、性能予測、製作が容易な円錐デューザを採用する。
- (2)コスト面からスプリッターベーンや、デューザ内の案内翼は使用しない。
- (3)コレクターを付けたときの性能低下を C_p で0.2と見込み円錐デューザ単体での性能を、 $C_p = 0.5$ とする。

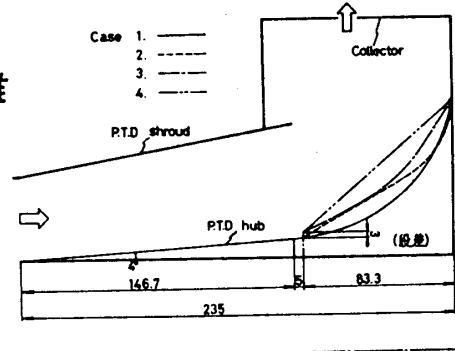


図 3

- (4)円錐デューザは、性能mapより、 $C_p = 0.5$ で最小長さの条件を満たすものとした。
- (5)コレクター通路面積は、最も狭い所で、全流量の $\frac{1}{4}$ が、円錐デューザ出口での動圧の $\frac{1}{2}$ に相当する流速で流れうる面積とした。
- (6)円錐デューザ出口より、コレクターへつながるハブ形状は、両者に持つ最大円弧で結ぶ。(図-3のCase 1に相当)

<0次仕様の性能>

性能を図4に、円錐デューザ内の圧力分布を、図5、6に示す。

- (1)単体性能は、設計値 $C_p = 0.5$ (旋回なし) に対し旋回角 10° 以下では、近い値となったが、 10° を越えると直線的に低下する。
- (2)コレクターを付けた場合、単体に比べ性能は大きく低下し、しかもその差は、旋回が強くなるにつれて拡大してゆく。
- (3)円錐デューザ内の圧力分布を見ると、旋回が強くなるにつれ、遠心力とつり合うため、hub面とshroud面の圧力差が大きくなってゆく。単体における性能低下は、デューザ出口付近においてhub面の圧力は負圧となり、逆流剥離が生じていると

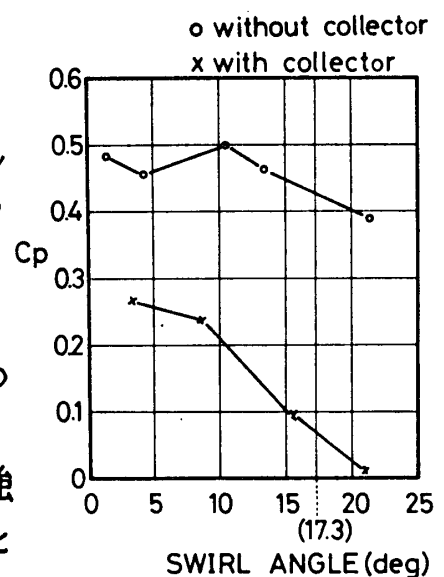


図 4

推察した。図5,6の圧力分布からは、逆流剥離の存在は明瞭ではない。

(4)コレクター内の流れは、非常に複雑であるため、単体と、コレクター付での性能の差を推察することは、困難であるが、タフトにより、円錐デューザーからコレクターへつなぐハブ表面の流れを観察したところ、薄い死水域のようなものが、生じていた。ハブ形状の不良が、性能低下の1つの要因であると推察した。

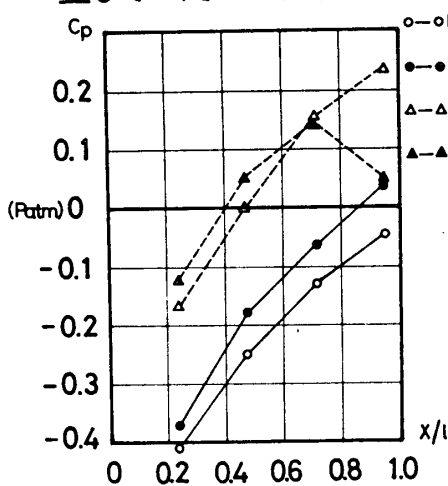


図 5

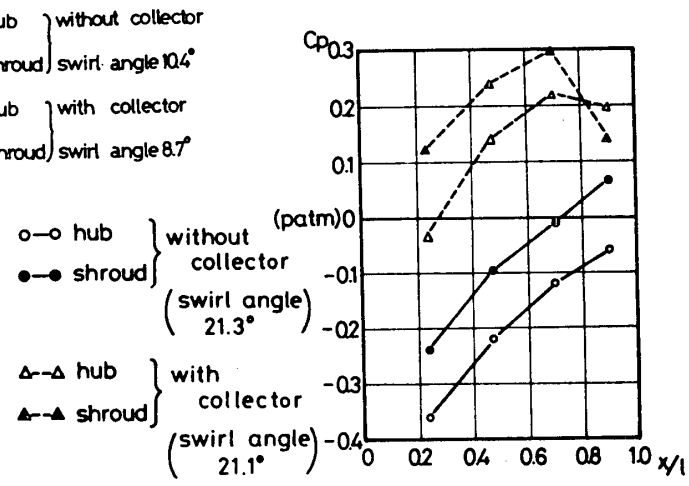


図 6

〈ハブ形状の改良〉

・改良にあたり、考え方として

(1)円錐デューザー出口に近い部分は、傾斜を強くし、死水域を埋めるような形状とする。

(2)円錐デューザー出口で、既に流速の遅い境界層内の流れを捨て、主流をハブ表面に流す。このため、円錐デューザー出口において、段差とすき間を持つハブ形状とする。

Case	swirl ANgle	Cp
1	16.4°	0.035
2	16.5°	0.095
3	16.7°	0.138
4	16.7°	0.074

表 2

・これらの考えを基に図3のCase 2~4のハブ形状に対し、

性能を測定した。結果を表2に示す。上記(1), (2)の考え方を取り入れたCase 3が最も性能がよく、改良前(Case 1)に比べCpで0.035から0.138と $\Delta Cp = 0.1$ 向上した。考え方が正しいかどうかは、検証されてはいないが、ハブ形状は、重要な要素の1つといえる。

3-2. 1次仕様

〈1次仕様の設計方針〉

(1)円錐デューザー単体の性能向上に目標をしぼる。

(2)旋回角が大きくなっても、Cpの低下を防ぐ。この為、ハブ側での剥離、逆流防止対策として、ハブの開き角を増加させる。

(3)圧力回復率を大きくする為、開口面積比を大きくし、Cpで0.1向上させる。

ただし、軸方向長さを変えない。この為、円錐ディスクの諸元は、
 $AR: 1.63 \Rightarrow 1.93$, $1-AR^{-2}: 0.62 \Rightarrow 0.72$ $\Delta(1-AR^{-2}): 0.1$
hub 開き角 $4 \Rightarrow 8^\circ$ shroud 開き角 $10^\circ \Rightarrow 15^\circ$ となった。

< 1次仕様の性能 >

- ・円錐ディスク単体性能及び、コレクター付での数点の性能を示す。
- ・単体性能は、旋回角が変化しても、ほぼフラットな特性となり、0次仕様と比較すると、圧力回復率は、0.05~0.1向上し、設計通りの結果が得られた。
- ・コレクター付での性能は、3点のみの計測であり、ハブ形状は、それぞれ異っており、単純に比較は出来ないが、0次仕様Case3と比較して C_p で、約0.1程向上した。
- ・目標性能は、 $C_p = 0.3$ であり、不十分な性能である。この為、1次仕様は、早々に打ち切り、2次仕様へ移った。

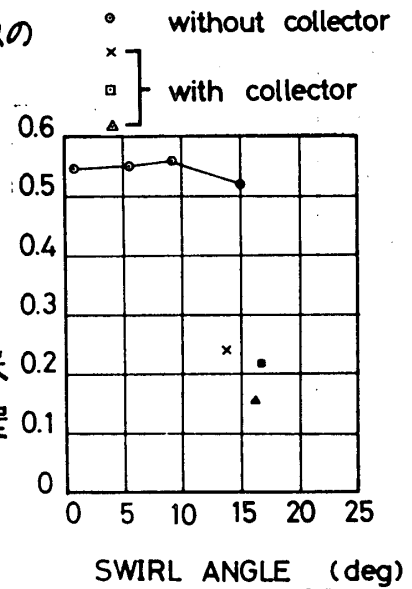


図 7

3-3. 2次仕様

< 2次仕様の設計方針 >

- (1) 1次仕様は、設計旋回角 (17.3 deg) において、圧力回復率は、目標値に対し、 C_p で、0.1以上低い。この対策として、円錐ディスク単体の特性が、旋回角が増すにつれて、圧力回復率が増加してゆく特性にする。これにより、コレクターが付いた場合に生ずる強旋回下での性能低下を軽減する。
- (2) 円錐ディスク単体特性を右上りにするため、ディスクの開口面積比の増加を抑え、ディスクのハブ、シャウドの開き角を大きくし、弱旋回角時に、シャウド側で、剥離が生じる事を許し、強旋回時に、ハブ、シャウドとも剥離を起さぬ様な、ねらいで形状を決定する。
- (3) 円錐ディスクとコレクターをつなぐハブ形状は、0次仕様Case3に準じた形状とする。(図8参照)
- (4) 1次、2次仕様の相異は、

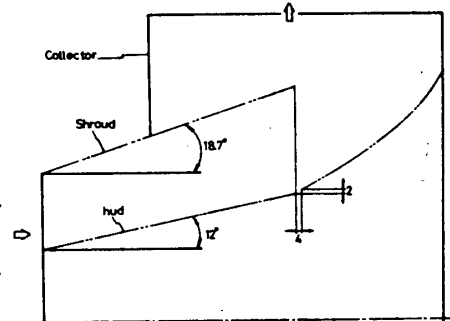


図 8

開き角	ハブ側 $8^\circ \Rightarrow 12^\circ$	開口面積比 — AR	$1.90 \Rightarrow 2.05$
	シャウド側 $15^\circ \Rightarrow 18.7^\circ$	$1-AR^{-2}$	$0.72 \Rightarrow 0.76$

〈2次仕様の性能〉

- ・単体性能及びコレクター付の性能を図9に示す。
- ・円錐デューザー内の圧力分布を図10, 11に示す。
- ・円錐デューザー単体性能は、設計のねらい通り、旋回角が増加するにつれ、ほぼ直線的にCpを向上させることができた。
- ・けれども、コレクターを取り付けたP.T.Dとしての性能は、円錐デューザー単体での性能が著しく向上したにもかかわらず、旋回角が10°を越え、ると、急激に圧力回復率が低下する。
- ・円錐デューザー内の圧力分布は、コレクターが付くと、出口付近で、シラウド側で圧力が急激に下り、ハブ側より圧力が低くなる。この傾向は、旋回が強くなるにつれて、著しくなる。
- ・この原因については、明らかできなかった。
- ・又、圧力レベルは、出口付近では、大気圧より高くなっており、コレクター内での流れを改良する必要がある。

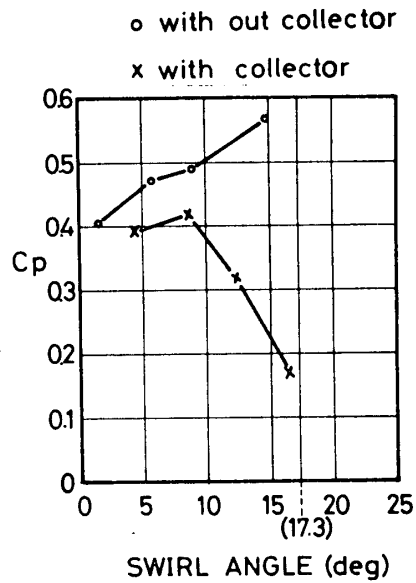


図 9

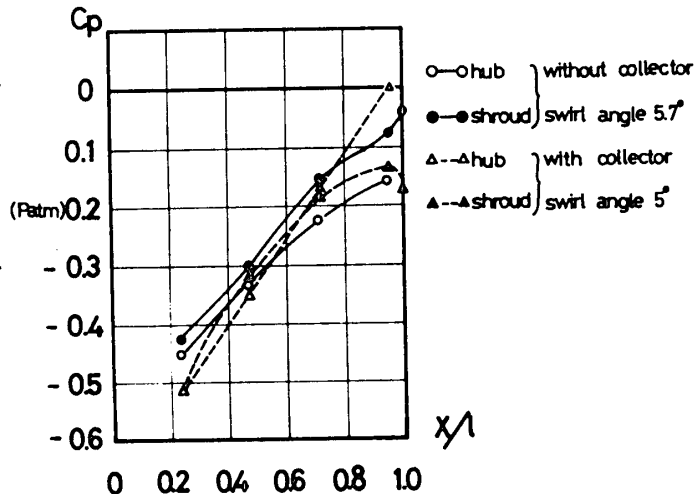


図 10

3-4. コレクター内の改良

- ・旋回角が10°を越え、ると、急激に性能が低下する原因として、
- (1)円錐デューザーから出た流れは、旋回が強い場合、コレクター通路の片側に多く集まる。このため、コレクターの底部より排気口へ流れを押し出す圧力差が多く必要となり、円錐デューザー出口の圧力が上昇する。

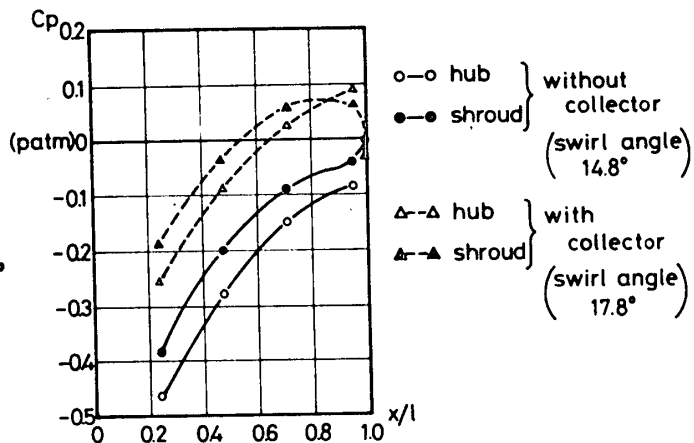


図 11

- (2)コレクター底部から排気口にかけて、大きな渦が円錐デフューザーの両側に発生している。この渦は、回転がない状態でも存在するが、回転が強くなるにつれ、流れが集まった側のコレクターに発生する渦は、一層強くなる。
- (3)渦の中心と外側では、遠心力とバランスするため圧力差が生じる。中心は、大気圧となり、円錐デフューザー出口付近にあたる外側では、大気圧より高くなる。このため、圧力回復率が、低下すると推定した。
- ・コレクターの大きさには、制限があるため、コレクター内の改良は、渦を弱める対策のみを行った。

▷図12に、渦対策として取り付けられたフィンを示し、コレクター付での性能を図13に示す。フィンの効果は大きく、未対策に比べ旋回角17.3°で、圧力回復率は0.1向上し、 $C_p = 0.274$ を得た。

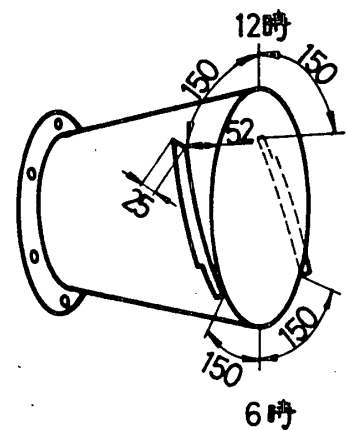


図 12

4. 結論

- (1)軸方向長さが短く、コレクターを持つ高性能なP.T.D.が得られた。
- (2)コレクターのハブ形状は、性能に大きく影響を与える。
- (3)コレクター内に発生する渦は、性能を低下させ、渦防止用フィン是有効な手段である。

5. 参考文献

1. 竹平, 田中, 他2名

「軸流圧縮機およびタービンの環状デフューザーの実験的研究」
川崎技報 67号,
July, 1978.

2. Engineer Science

Data unit

"Performance of circular diffusers in incompressible flow"
No. 75026, 1975.

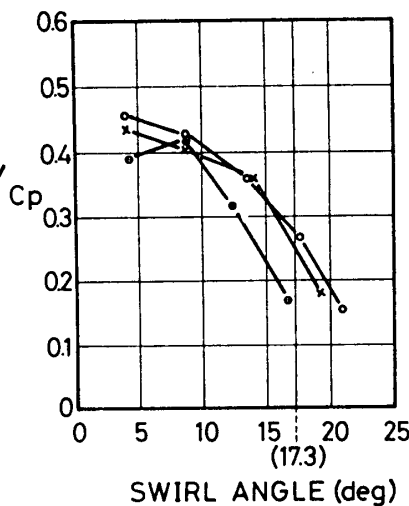


図 13

B-4

ファン騒音に及ぼす飛行効果の研究 (オ1報. 吸入整流ハニカムの音響特性)

* 小林 紘 (航技研), 道藤 重美 (航技研)

I. 諸言. ターボファンエンジンのファン騒音は特に着陸時において、航空機騒音全体の中で主要な騒音源となっているため、その低騒音化として、音源自身の低騒音化並びに音の伝搬過程のダクト内での吸音による低減化の研究が並行して進められている。1972年頃からRB211, JT9D, CF6等のターボファンエンジンの飛行試験dataが得られるようになったり、それが同エンジンの地上試験のdataと比較されることになって始めて、このTypeのエンジンの搭載する飛行機の着陸時、ファンが垂直流及び扇音流で作動する状態で、特に1次の翼通過周波数音(B.P.F.T)の騒音レベルが大きく異なり、飛行時には最大10db程度も低減していることが明らかとなった。そのため、ここ数年、この原因を明らかにし、エンジンの飛行時での騒音を地上試験dataから正確に予想する問題を解明するだけでなく、より一層のファン騒音の低騒音化を進めるために、D.S.A., 欧州で多くの努力が払われている。この飛行時と地上試験時とのファン騒音レベル差の原因として、Turbulence, distortionとファンロータとの干渉音が考えられている。この干渉音によってファンの他の音源(例えば、動静翼干渉音)がMaskingされている可能性があるため、今日まで行われた低騒音化の研究、例えば、動静翼枚数比の最良な選択、動静翼の軸間距離の増大、傾斜静翼の使用等の多くの低騒音化技術の効果と正確に把握すること並びに、Turbulence distortion-rotor干渉音等の飛行効果によって低減する騒音の無い場合のファンダクト内のスペクトラムを正確に取りえた、最適な吸音ライニングの設計により一層のファン騒音低減化を計ることが必要である。飛行効果の問題を解決することによって、エンジン騒音のための飛行テストによる時間、費用を大幅に削減して、地上騒音試験のdataのみから飛行時の騒音予測と低騒音化の研究が可能となる。

これらの研究において注目されている点は、①地上試験時のファン騒音レベルが飛行によって減衰する、この理由は何か。②その影響が及ぼすスペクトラム範囲は何なるものか、すなわち、ファン騒音としてB.P.F.T, Buzz saw noise, Broadband noiseの全ての音に対して飛行効果が影響を与えるものか。③ファンの何なる作動範囲にわたって飛行効果があるか。例えば、離陸、着陸時のファン回転数に対する影響並びに、ファン設計条件(ファン回転数、翼枚数、Hub-Tip比、長径比、弦距比)によって影響されるスペクトラム

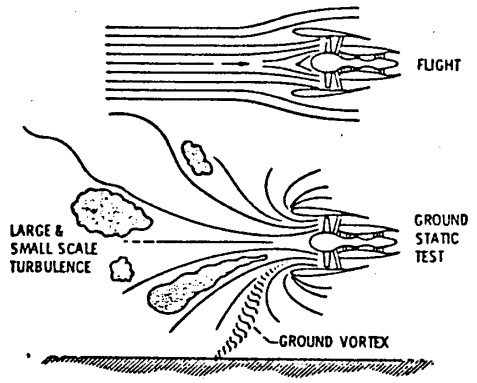


Figure L - Effect of flight on inlet flow.

From AIAA paper 77-1319

範囲及びその程度がどのように変化するか。④これを地上試験で飛行効果もこのように方法で模擬することが出来るか等である。

今日までの研究によって飛行時と地上試験時のファン騒音レベル相違の原因は Turbulence distortion であり。Turbulence distortion としては、大気中の乱れ、Ground vortex、エンジンサポート等からの乱れ、横風、Intakeの境界層の乱れ等がある。地上試験時においては、大気中の乱れ以外のものも存在することに加えて、図1に示すように、地上試験と飛行時においては、Intakeでの流れが異なり、地上試験では大きな渦流が生じるため、乱れが流れ方向に引き伸ばされて、ソーゼジのようになり、(飛行時での小さいスクールの乱れの流れと異なる)翼列との接触時間が長くなるため、BPF.Tが飛生することか明らかにされて来ている。飛行効果によって影響されるスペクトラムに関しては、特に1次のBPF.Tの低下、これはエンジン等によって異なるが、5~10db低減、2次のBPF.及びその他の Buzz saw noise, Broad band noise.等については効果の有無が明確になっていない。1次のB.P.F.の低減に関しても、その量は、エンジンの機種、及び実験条件によって異なっており、Inflow distortionの量的計測と、それを用いたの理論計算の対応が望まれている。③のファン作動範囲については、ファンの音場領域が主に影響されるか、騒音速でも飛行効果で低減したとの報告もある。Inflow turbulence と rotorの干渉音 と Rotor alone noiseの相対レベルが、騒音速の領域でも、ファン設計によっては、前者の方が大きい場合があるため、飛行効果が騒音速ファンに及ぶことも推測され、この研究も必要である。

研究①-③を地上で簡単に行うために、飛行模擬装置の研究が、近年、U.S.A. 欧州で行われている。この方法としては、大きくわけて、飛行時における相対速度をエンジン^(とは反転に)で与えることにより飛行効果を模擬する方法と、原因となっている Inflow turbulence を取り除くことにより飛行効果を模擬する方法の2つが考えられた。前者に関しては、自動車、列車等にエンジンを搭載して、エンジン騒音を地上で測定する方法、無音風洞でエンジンも作動させ、騒音を測定する方法並びに

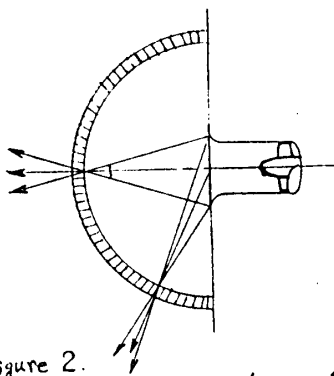


Figure 2. ICD radius and Size of acoustic source.

にエンジン前方からアロー等で流れを与える方法があり、後者に関しては、perforate plate, wire mesh, Honeycomb 等で Inflow Control Device (I.C.D.) を製作し、それをエンジン吸入口に取り付けて Inflow turbulence を整流する方法である。小型ファンエンジンを用いた無音風洞での実験が一部で行われているが、主に、I.C.D.による方法が設備として普遍であり、Full scale model や Small scale engine にも

適用が可能、並びに実験が容易である等の条件から開発されている。この I.C.D. には、Inflow Turbulence を整流することと同時に、エンジンからの放射音通過に対して影響を与えないと一見、相反する条件を満たす必要がある。ICD の設計パラメーター

としては、エンジン開口端直径とICDのSize(直径)の比、ICDを通過する流速、ICDを構成するハニカムコア深さとハニカムセル寸法の比 (L/D)、Wire mesh と Perforate plate の形状寸法、Perforate plate + Honeycomb + Wire mesh の組合せ等があり、その選定は、ICDの整流効果、ICDによる吸入空気の圧力損失、ICDによる通過音の損失、指向性への影響を考慮して行う必要がある。U.S.A., 欧州で製作されているICDについて記せば、ICDのSize(直径)とエンジン開口端直径の比は 1.0 ~ 4.0, ICDを通過する流速は 5m/s ~ 18m/s, Honeycomb core cell size は $\frac{1}{8}$ " ~ $\frac{3}{4}$ ", セル深さとハニカムセル寸法の比 (L/D) は 2 ~ 12 と広い範囲にわたっているため、ICDを設計・製作するには十分な整理された資料が必要である。また、上記のICDは実験されている場所の Inflow turbulence の強さ、スケール、及び定常な inflow distortion の存在の有無等により、飛行効果の simulation の程度も異なっており、ICDの整流効果より明確にする必要がある。

そこで、2種類の形状のICD及び小型ファン装置を製作し、ICD設計に必要な資料を得ると同時に、ICDを用いたファン騒音飛行効果の研究を進めている。今回は、ICDに要求される整流効果と音響効果の中でICDを構成するハニカム、Perforate plate と Wire mesh の音響特性、並びに、製作した多面体形状ICDと半球体ICDの音響特性について比べる。今回使用されたハニカムコア寸法は $\frac{3}{16}$ ", $\frac{1}{4}$ ", $\frac{3}{8}$ " で、 L/D は 2, 4, 8, の計10種類の組合せで多面体ICDAを構成する。半球体形状のハニカムとして Flex-core ハニカムが使用され、 L/D の比は 2, 4, 8 の3種類である。

II. 実験装置及び方法

2-1. ハニカム、Perforate plate, Wire mesh の音響特性試験

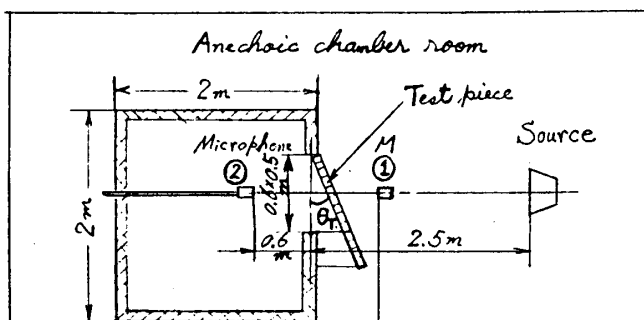


Figure 3.
Test stand for Effect of Honeycomb on Acoustic Transmission

エンジンダクト開口端は有限な大きさを有するため、図2に示す如く、ハニカム等からなるICDへの音の入射は必ずしも垂直ではない。このような条件下でのハニカム等の音の通過特性を調べるために、ハニカムを通過する以外の音の回り込みをさける、遮蔽箱を作り、その箱の1つの開口端にハニカム等の試験片を取り付け、自由に角度 θ を変えられるようにした。(図3)。

音源と開口端(0.5×0.6m)の距離は開口端での入射音が平面波に近似される位置として、2.5mを選んだ。この遮蔽箱は外側を3mmの鉄板、内側を50mmのポリウレタンで内表され、開口端が約1mほど自由音場となっている。この装置によって音の通過特性を計測した試験片のリストを表1に示す。試験片はICDを構成するハニカム10種と、ハニカムの前後に置かれる perforate plate と Wire mesh であり、Perforate plate は吸音ライニングの場合(5~7%)と異なり、反射率50%以上のものである。実験

	Honey comb core cell size	L/D (Core depth / Core cell size)
	Honey comb	① $\frac{3}{16}$ "
	② $\frac{1}{4}$ "	2, 4, 8, 12
	③ $\frac{3}{8}$ "	2, 4, 8
Perforate plate	① D3.0 X P4.0 t=1.0	Open area 50.6%
	② D8.0 X P10.0 t=1.0	57.6%
Wire mesh	Mesh / Inch	Wire Dia
	① 4	1.1 ϕ
	② 20	0.35 ϕ

Table 1. List of Test Piece

は、音の波面に対する傾き角 $\theta_T = 0^\circ \sim 45^\circ$ の範囲で行われた。Soundとしては、スピーカからの音であるWhite Noiseを放射させ、試験片前方①のマイクロフォンの音圧が実験を通して殆んど一定になるようにスピーカ出力を調整し、送風箱内外の①、②のマイクロフォンの^{のスペクトル差を}測定することによって試験片の音の透過特性を調べた。分析はデジタル周波数分析器によって

行われた。

2-2. ICDの音響特性試験

製作された小型ICDのA, B並びにそれと小型

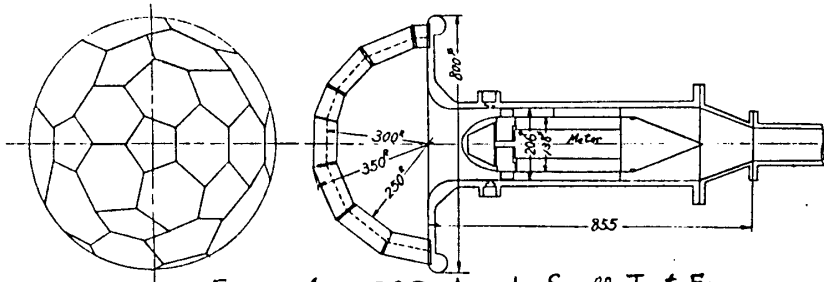


Figure 4 ICD-A and Small Test Fan

ファンベルマクスに取り付けた状態を図4, 5に示す。ICD-Aは、5角形と6角形からなる多面体で球を模倣するようにフィルムにて構成され、その中にハニカムコア

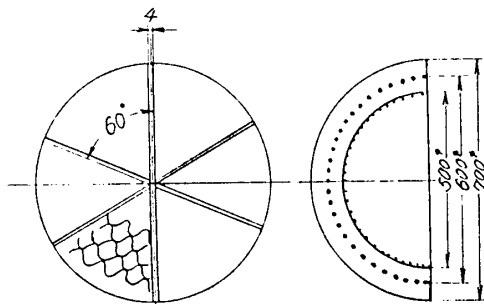


Figure 5. ICD-B

を挿入することによって、流れに直角方向の乱れはハニカムによって減衰され、流れ方向の乱れは、その下流にあるWire mesh (表1のWire mesh ①) によって減衰され、加えてそれより50mm下流にある細かいWire mesh (表1のWire mesh ②) によってハニカムコアから放出される乱れ並びに残存する乱れを減衰するように意図して製作設計された。ICD-Aは表2に示すように $\frac{3}{16}$ " - $\frac{3}{8}$ "、 L/D

	Honey comb core cell size	L/D (Core depth / Core cell size)
	ICD A (Semi-spherical) ICD	I $\frac{3}{16}$ "
II $\frac{1}{4}$ "		2, 4, 8, 12
III $\frac{3}{8}$ "		2, 4, 8
ICD B (Half-spherical) ICD	Flex-core $\frac{1}{4}$ " (Equivalent cell size) (Core depth / Core cell size) $L/D = 2, 4, 8$	

Table 2. List of ICD-A and ICD-B

は2-12とハニカムセル寸法と L/D を変えて、多くの種類のハニカム音響特性が試験出来るようにフィルム構造になっている。このICDの半径は等価半径で350 ϕ であり、ICD半径/ファン半径 = 3.5, ICD外径/ファン半径 = 2.5である。小型ファンは外径206 ϕ , 外径130 ϕ で翼スパン34mmあり、10馬力のモータで最高12000rpmで回転

される。ファンを通過した空気は、他のアローによってSuctionされ、ICDを通過する空気の流速を実験目的に従って十分変えられるように意図し、ファン動翼は、無負荷でのNoise発生装置として計画している。半球体のICD

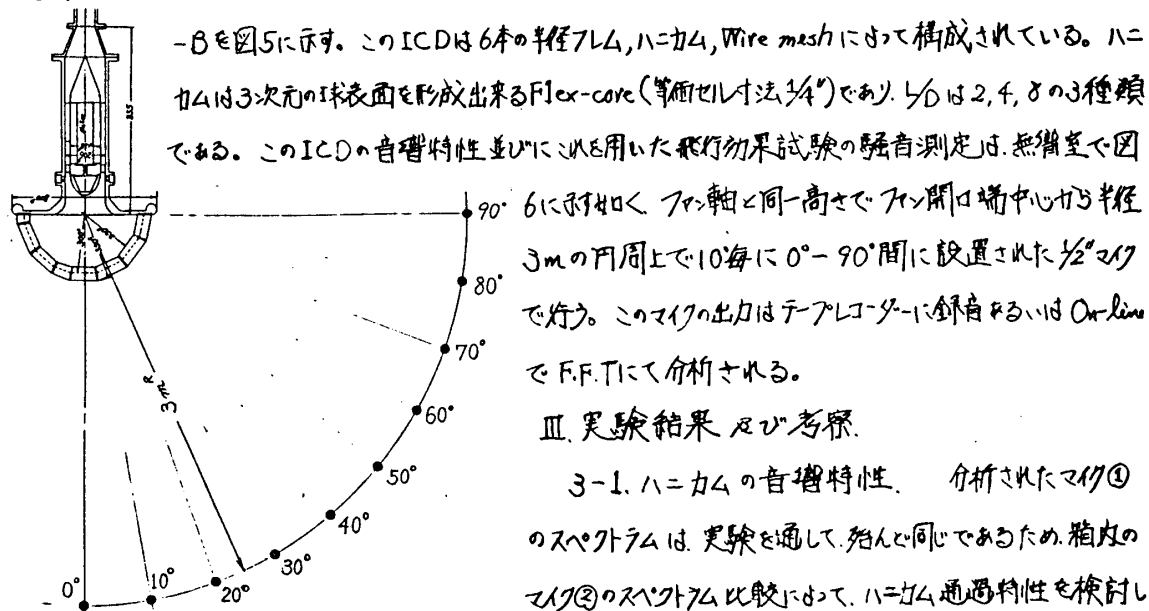


Figure 6. Measurement of ICD acoustic characteristic.

このICDの音響特性並びにこれをを用いた飛行効果試験の騒音測定は、無音室で図6に示すように、ファン軸と同一高さでファン開口端中心から半径3mの円周上で10毎に0°-90°間に設置された1/2°マイクで行う。このマイクの入力はテープレコーダに録音あるいはOn-lineでF.F.Tにて分析される。

III. 実験結果及び考察

3-1. ハニカムの音響特性. 分析されたマイク①のスペクトラムは、実験を通して、殆んど同じであるため、箱内のマイク②のスペクトラム比較によって、ハニカム通過特性を検討した。実験結果の一例として $\theta_T = 0^\circ$ のものを図7に示す。

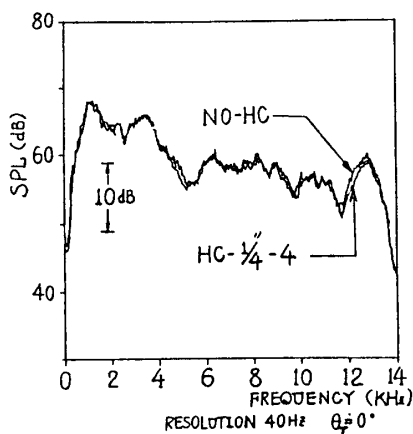


Figure 7 Acoustic Transmission of Honeycomb - 1/4 - 4

テータの比較から、セル寸法 3/16" ~ 3/8" の間であれば、殆んど14KHzまでの周波数範囲内で通過損失量に差がなく、その損失量は、0.5db以内であるとの結果が得られた。

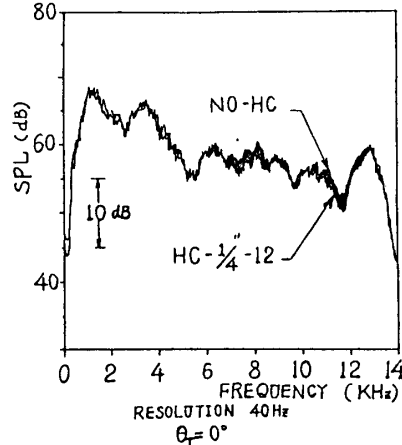


Figure 8 Acoustic Transmission of Honeycomb - 1/4 - 12

の損失が生じている。コア寸法 1/4" で γ/D を変えた実験結果から $\gamma/D = 8$ 程度から8Hz以上で、0.5db程度の損失が見られた。また、 $\theta = 0^\circ$ の場合の $\gamma/D = 4.0$ の実験

3-2. ICDの音響特性.

今回は、ファンローターに換えて、ファンタ外方に設定された Drive Unit から純音並びに White Noise を放射し、ICDの音響特性試験を行った。ICD-Aの場合には、ハニカムを組み込まない場合 (NO-HC-ICD) 並びにセル寸法 3/16", 1/4", 3/8", $\gamma/D = 2, 4, 8, 12$ の10種のハニカムを組み込んだ場合の計11種の試験を行い、ハニカムを除いたICDの音響特性、ハニカムのセル寸法及び γ/D の変化に対するICDの音響特性への変化を調べた。ICD-Bの場合には、ハニカムの無い場合 (NO-FLHC-ICD) と $\gamma/D = 2, 4, 8$ の4種類について、 γ/D の影響を調べると同時に、ICD-AとICD-Bの実験結果の比較により、ICD構造の

の相違による音響特性への影響の検討も行った。全実験を通して、Drive unitに かける電圧を一定に調節 することによって音源の出力一定条件のもとで実験を行った。0°-90°位置での O.A. SPL のテータを L/D の同 Flexcore Honey comb ICD O.A. SPL

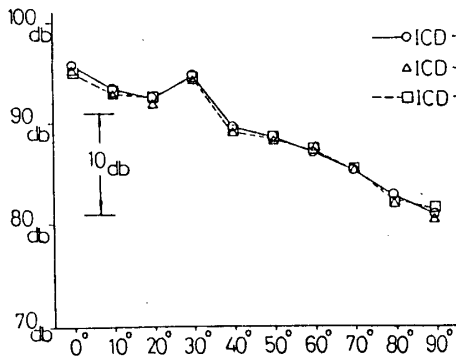


Figure 9 Effect of Honeycomb cell size on ICD-A Acoustic characteristic

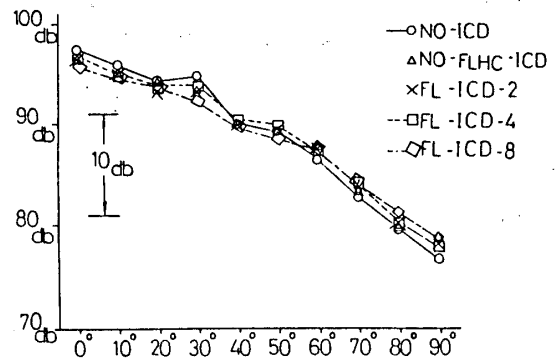


Figure 11 Effect of L/D on ICD-B Acoustic performance

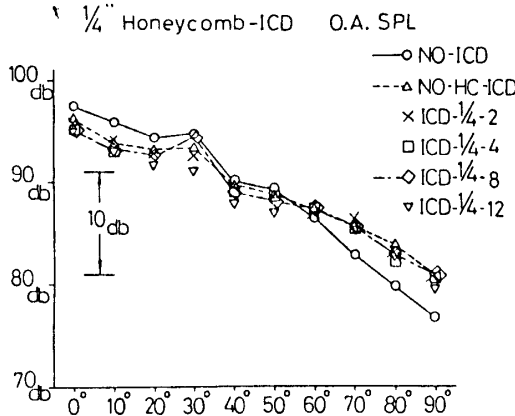


Figure 10. Effect of L/D on ICD-A Acoustic Performance.

じ条件のICDについて整理し、ハニカム寸法のICDへの影 響を調べた図の一例を図9に示す。セル寸法 $3/16$ "~ $3/8$ " の範囲内では $L/D=2, 4, 8$ < 変った場合でも図9の様に セル寸法によるICDの音響特性の変化は見られず、その量的変 化は、全放射方向にわたって 0.5 db以内であった。このこ とは、音響的面的みから見れば、 L/D が決まれば、ハニカムセル 寸法としては $3/16$ "~ $3/8$ " 間で自由に選択出来ることを意味する。 図10は、セル寸法 $1/4$ "と一定で $L/D=2\sim 12$ の変化による ICDの音響特性の変化を示したものである。ICDの無い場 合(NO-ICD)とハニカムを付けない場合(NO-HC-ICD)の場合を比較すると、0°-90°にわたって大きな差がある。こ の原因として、NO-HC-ICDの0°近傍のフレームによる反射音が再びヘルムホルツ管で反射され60°-90°方向へ出ている ため、60°から90°方向の音圧を高くしていると考えられる。現在、この原因について検討している。NO-HC-ICD を基準として、ハニカム L/D による効果を考察すれば、 $L/D=12$ になると2~3db程度の減衰があり、エンジン騒音測 定の変動幅と思われる0.5db程度の範囲内に納めるためには、 $L/D=12$ 以下にする必要がある。また、ICD-Bの L/D の 影響を示す図11より、O.A. SPLで0.5db程度にICDの通過損失をおさえるためには、 $L/D=8$ 程度も十分 なく、 $L/D=4$ 程度にする必要があることが考察される。また、スプレッドファンから、 $L/D=8$ では、特に10K Hz以上の高周波で減衰が大きくなることを示し、これは、実験結果3-1のものと同様のことを示している。

IV. 結論. 地上エンジン騒音試験データから、飛行機の騒音予測を正確に行い、かつ、地上試験によって一 層のファン騒音低減化をはかる。経済的で、容易な装置として、エンジン吸入整流装置(ICD)が考えられる。 音響並みに整流したICD設計のために、ICD構成要素であるハニカムの音の透過特性試験、並びに製作 した小型多面体及び半球体ICDを用い、種々のハニカム寸法、コア厚、セル寸法、によるICDの特性試験を行い、 想定での一連の音響試験結果から、ICDの通過損失を0.5db以下にするためには、 $L/D=4$ 程度にすること、 並びに、セル寸法は $3/16$ "~ $3/8$ " 内で任意に選べることを明らかにした。このICDには音響特性とともに整流特 性も重要な要素の一つであるため、これを研究し、最適ICDを選定した後、ICDを用いた飛行効果の研究を始める 予定である。【参考文献】 AIAA Paper 77-1319, AIAA Paper 80-1023, 80-1024 等 77-1323, 79-0657,

* 遠藤 征紀 (航空宇宙技術研究所)
 松田 幸雄 (〃)
 松木 正勝 (〃)

1. まえがき

圧縮機やタービン等の動翼(回転翼)の振動は、従来ひずみゲージの出力信号をスリップリングやテレメータにより外部に取り出して計測していたが、計測できるチャンネル数の制限、計測可能な振幅の大きさ、環境の変化や時間によるゲージ特性の変化と校正に要する手間等の問題がある。我々は、回転翼の振動を非接触で計測してこれ等の問題のほとんどを解決する新しい計測方法⁽¹⁾について、第Ⅰ報で計測原理を説明するとともに、それが実現可能なることを示した。さらに第Ⅱ報⁽²⁾において、この計測法に必要な光ファイバーを用いた動翼先端検出器の試作研究について報告した。ここでは、フロントファンエンジンのファン動翼の振動を計測するために試作したファン動翼振動計測装置について説明し、計測データの例を示す。

2. 動作原理の概要

図1において、光ファイバーを用いた動翼先端検出器は、ファンケーシング上に動翼の先端に対向して取付け、動翼の先端が通過したことを検知する。その個数は、動翼の振動数と動翼の回転速度に応じて、振動の波形を再現するに十分なように決める。また、曲げ振

動だけでなく、ゆじり振動も計測する場合には、ケーシング上に2又は3列に配置する。基準

マーク検出器は

ローター上の基準マークを検出し回転速度を求めるとともに、計時動作開始の信号を発生する。検出器の出力は、光ファイバーを経てファン動翼振動解析装置の光電変換回路に送り、電気信号に変えられた後に計数回路に送られ、そこで最初に基準マークが検出された時から各動翼が検出器の下を通過するまでの時間を計時する。結果は記憶回路に格納される。データ処理表示装置は、記憶回路から読込んだデータをもとに動翼の振

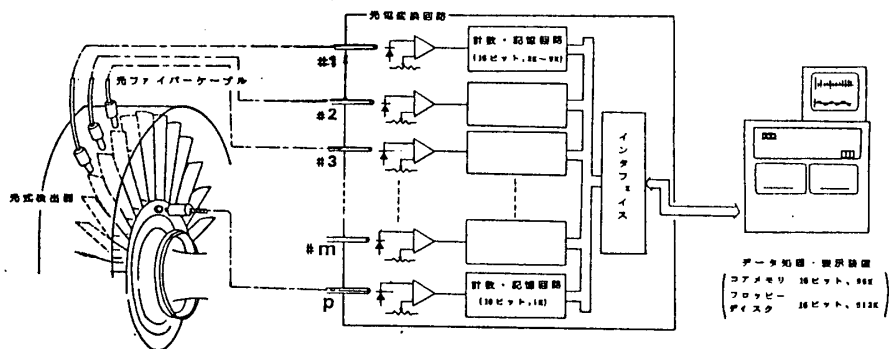


図1. ファン動翼振動計測装置の全体構成

動翼移を求めろ。以上については、第I報で詳しく述べたが、便宜上図2によ、て再度説明する。図において、Pは基準マーク検出器出力信号、#1, #2, ---は動翼先端検出器出力パルス信号である。実線は、振動が無に近い状態で計測した標準データである。動翼が振動すると出力パルス信号は破線のように移動するから、標準データとの差 δ を求めて動翼先端速度を乗ずると、振動による変位が求められる。いま、#1の出力信号が図のように動翼1, 2, ---によるものとするば、動翼1が#1, #2, ---の下を移動した時の変位が図の $\delta_1, \delta_2, \dots$ として求まる。これを図(b)のように表示することによ、て動翼1の振動波形が求まる。全く同様にして、動翼2, 3, ---の振動波形が求まる。

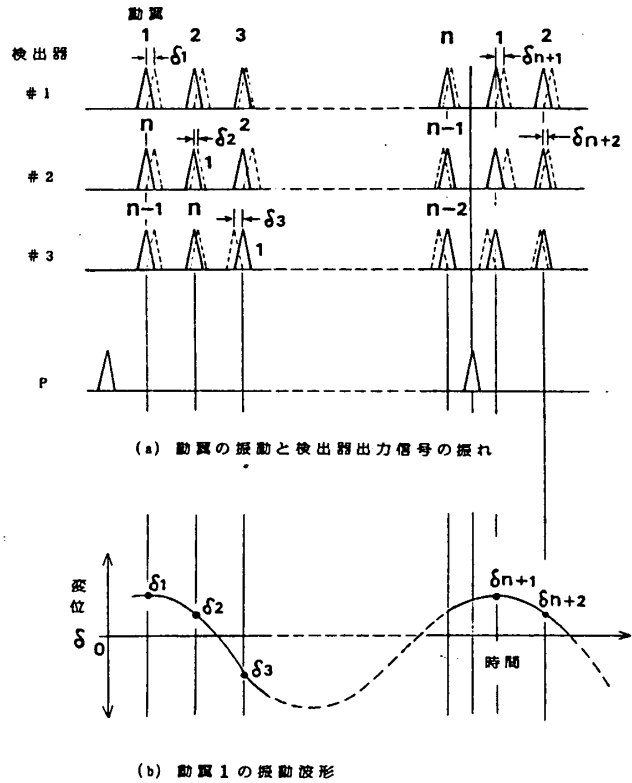


図2. . . 計測原理

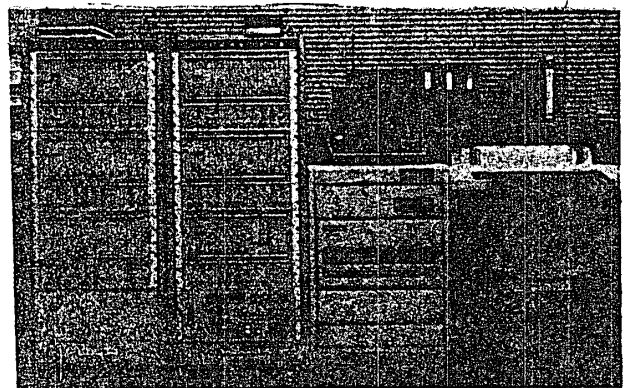


図3. . . ファン動翼振動計測装置

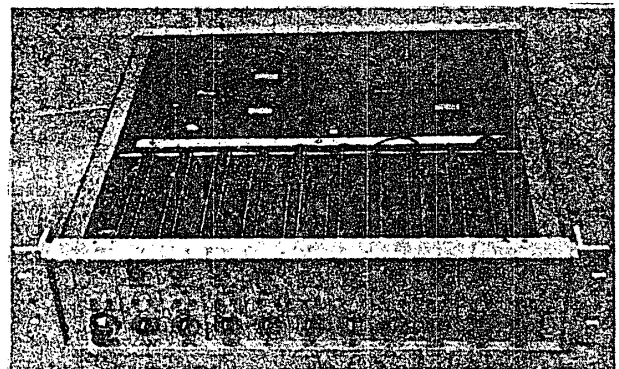


図4. . . 光電変換, 計数・記憶回路

3 ファン動翼振動計測装置

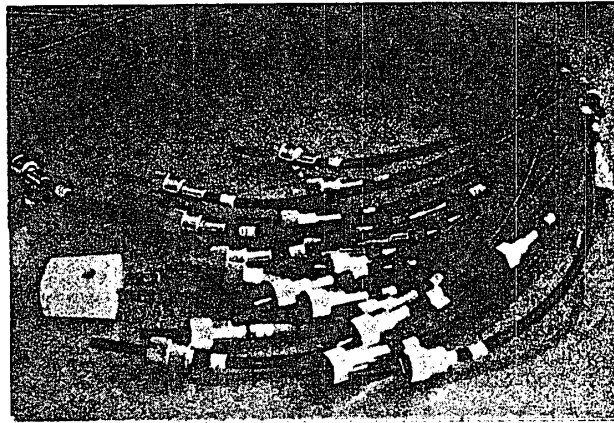
図3に試作したファン動翼振動計測装置を示す。光電変換回路、計数・記憶回路は50チャンネルあり、25チャンネルづつ2台の筐体におさめられている。光電変換回路は、高感度、高応答性を有するアニア内蔵シリコンフォトダイオードとシュミットトリカ、ワンショットマルチバイブレータより成る。すべてのチャンネルの計数・記憶回路は、計測開始後最初のP信号によ、てクロックパルス発注器からの100[kHz]~10[MHz]のクロックパルスを同時に計時し始める。そして、動翼が通過するたびに、それ迄の計

時値をメモリに記憶する。メモリ容量は、各チャンネル2k語(16ビット)または9k語である。例として、動翼先端周速340[m/s]の場合、1[MHz]のクロックパルスにより計時すると、 $340 \times 10^3 \div 10^6 = 0.34 \text{ mm}$ の分解能となる。光電変換回路と計数記憶回路は、図4に示すように10チャンネル毎に1ユニットとしてまとめて筐体に組込ま

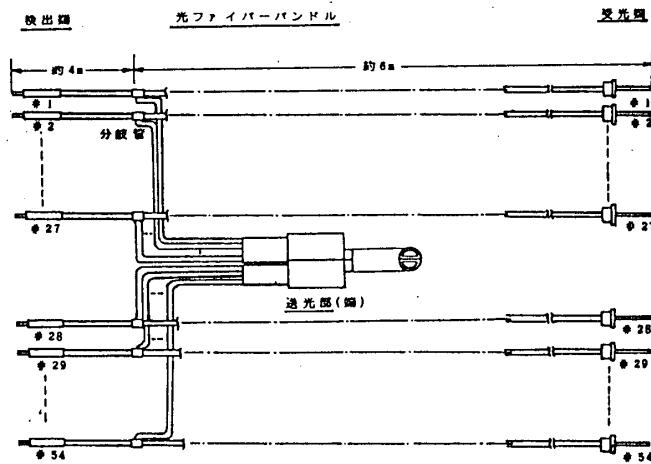
れている。データ処理・表示装置は、インタフェイスを経由して計数回路にクロックパルス選択信号、チェック信号、計測開始信号、計測回(転)数設定信号を送るとともに、計測が終了した時には計測終了信号を受け取る。また、記憶回路に蓄えられたデータを読込んで解析して、結果を印字、表示する。解析に必要な、ファン形状と検出器の配置に関する基礎的データは、あらかじめフロッピーディスクに格納されている。図5(a)に翼先端検出器の外観を、図5(b)にその構成を示す。検出器は光学ガラス系の光ファイババンドルで作られ、検出端から受光端までの長さは約10mである。光の注入を容易にし、光源の数を少なくするために、送光端は27本の検出器をまとめて半円形の金属筒の中に納めた。図6に検出器の特性を示す。図7は光源として用いた150wキセノンランプである。

4. 計測例と結果の検討

上記装置を用いてフロントファンエンタンの動翼の振動を計測した。図8は、エンタシヤ台と光電変換、計数・記憶回路筐体との配置を示



(a) 外観



(b) 構成

図5. 動翼先端検出器

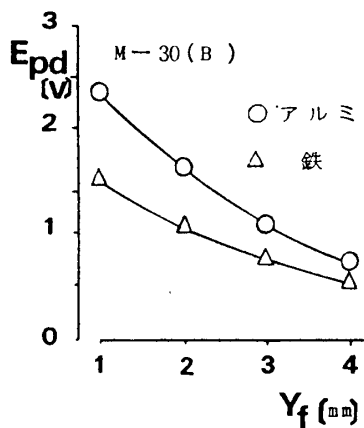


図6. 動翼先端検出器特性

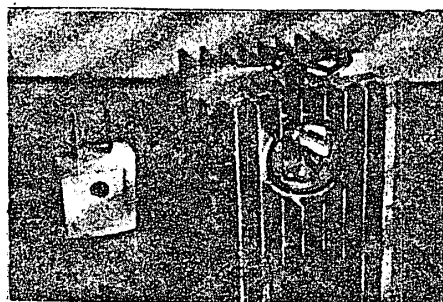


図7. 光源(キセノンランプ)

す。データ処理・表示装置はエンジンから約30 m離れた計測小屋内に配置した。図9はファンケーシング上に取付けた検出器をケーシング内側から見たものである。図10は、基準マークが検出された時点での33枚の動翼 B_1, B_2, \dots, B_{33} とケーシング上に配置したセンサ S_1, S_2, \dots, S_{22} との相対位置関係を示す。センサは、ケーシング上に22個、動翼の先端の積重点に近いところに対向して1列に配置した。基準マークとしては、ディスク上に取付けたボルトおよびディスク内輪上に付した黒色マークを採用した。図11に基準マーク検出器の取付状況を示す。本計測例では、指定した動翼の振動波形と全動翼の振幅を、図12に示すようにCRTディスプレイ上に約20秒毎に表示し、エンジンを安全に運転する



図8. エンジンとファン動翼振動計測装置

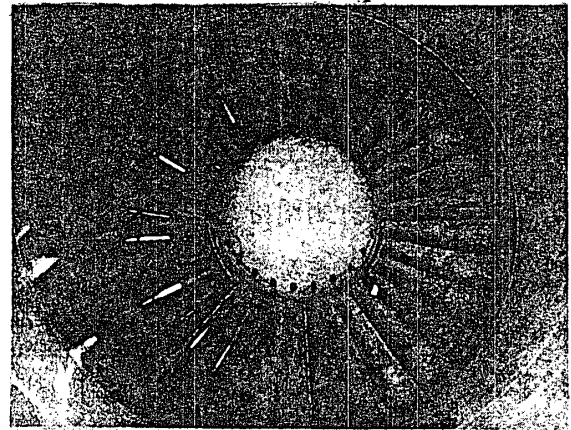


図9. 検出器の取り付け状況

助けとした。従って、エンジン運転上の本来の目的（エンジンが最大60 m/sの横風を受けた時の性能の変化、ファン動翼の振動を調べる）を果す必要から、本研究のための十分なデータを獲得するまでには到らなかった。しかしながら、運転中にCRT上に表示されたデータを、CRTに直結したハードコピーユニットにより複写するとか、生データをフロッピーディスクに収録しておき、これを後日解析することによ

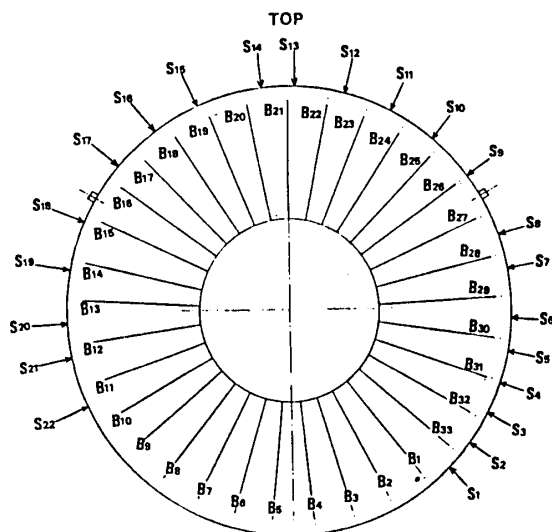


図10. 検出器と動翼の相対的位置関係

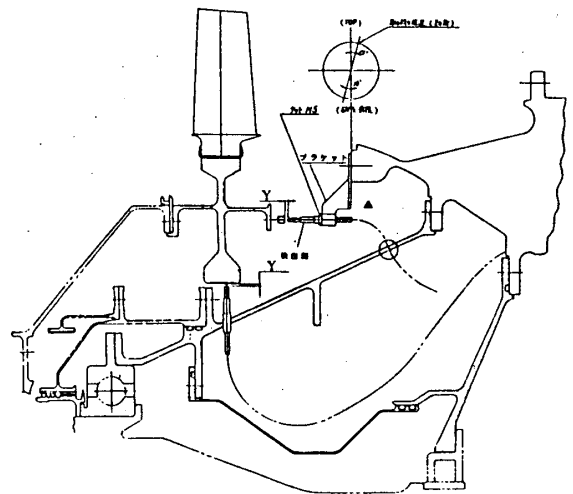


図11. 基準マーク検出器の取付

若干のデータを得ることができた。図 13 は、エンジン回転数 $N = 1685 \text{ rpm}$ のときの 5 枚の動翼の振動波形を示す。横軸は 1 回転毎に等しい時間で規準化した時間軸であり、図では 2 回転する間の振動波形を表示している。たて軸は振幅を mm 単位で示している。各動翼とも静止座標系に対して毎回ほぼ同じ位相と振幅で振動していることから、静止し

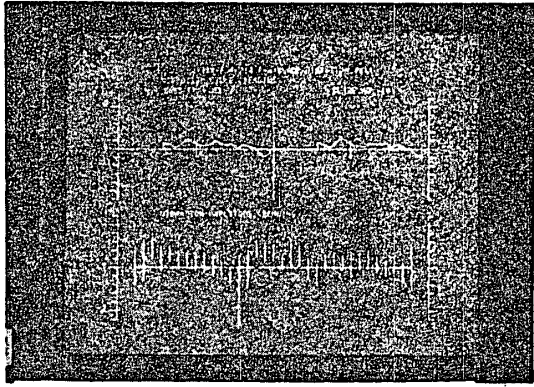


図 12. 振動波形の表示

た外部よりの力による強制振動をしていることがわかる。強制力は回転 2 次である。図 14 は、ある特定の動翼（この場合は動翼 1）の振動波形が回転数に応じてどのように変わるかを示したデータである。これによると、回転数が 2464 rpm のところで振幅が $\pm 4 \text{ mm}$ と急に増しており、周波数は 1 回転で 2 サイクルである。その前後では振

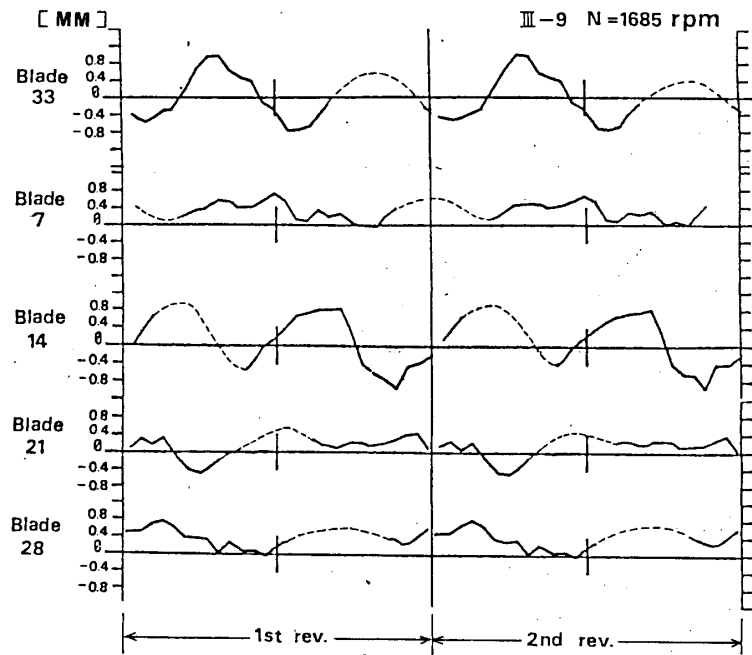


図 13. 動翼の振動波形

幅は $\pm 1 \text{ mm}$ 以下と小さい。更に図 15 に示す供試エンジンのファン動翼のキャンベル線図によれば $N = 2300 \text{ rpm}$ 近辺に共振点があることから、図 14 に現われた振幅の急激な増大は、回転 2 次の強制力との共振によるものと考えられる。図 16 は、33 枚の動翼の振動振幅がエンジン回転数に応じて変化する様子を示したもので、横軸は動翼番号を、たて軸は振幅を表わす。この図は、各動翼について、図 15, 16 のような振動波形から振幅の最大値と最小値を求めて縦の線で結ぶことによ、て求められる。

5. むすび

ケーシング上に配列した複数個の動翼先端検出器と、エンジン内部の静止フレームに取付けた基準マーク検出器とを用いて、回転翼の振動を非接触で計測する新しい回転翼振動計測法について、試作したファン動翼振動計測装置の概要とフロントファンエンジンのファン動翼振動の計測結果を報告した。ファン動翼にひずみゲージを貼付

してなかつたために、定量的な検討を加えることはできなかつたが、定性的には十分説明できる結果が得られた。

なお、本研究は通産省工業技術院が実施している大型プロジェク「航空用ジェットエンジンの研究開発」の一環として行われた。

参考文献

- (1) 遠藤征紀, 松田幸雄, 松木正勝, 回転翼振動の非接触計測法の研究, 日本機械学会, 第23回自動制御連合講演会
- (2) 松田幸雄, ほか, 回転翼振動の非接触計測法の研究, 日本機械学会講演論文集 No. 81C-6 (81-4, 第58期通常総会)

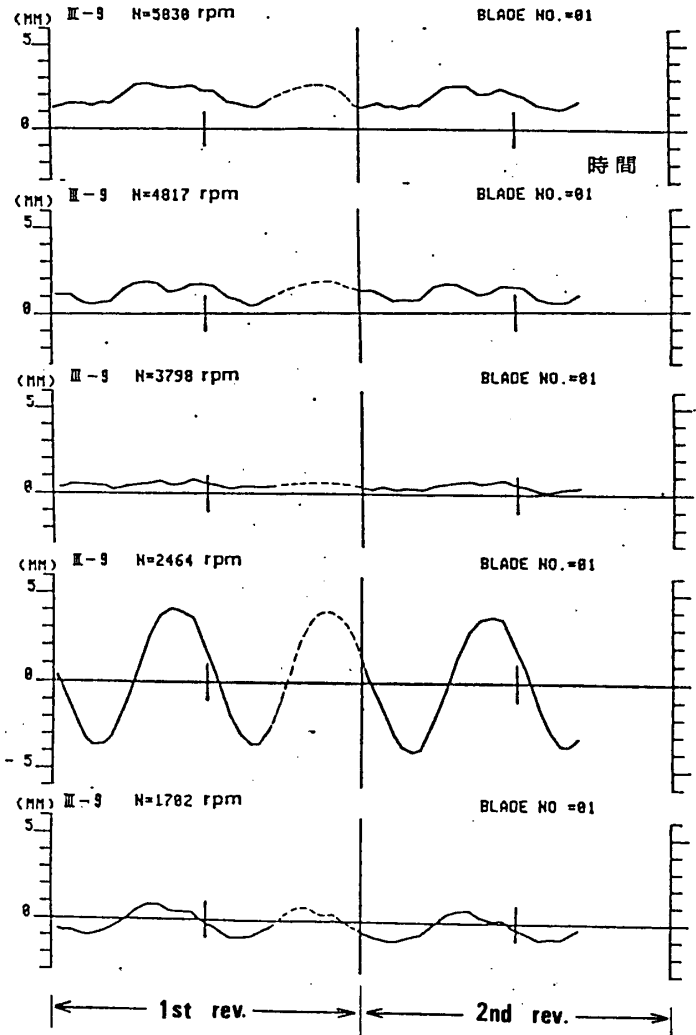


図 14. 回転数による動翼振動波形の変化

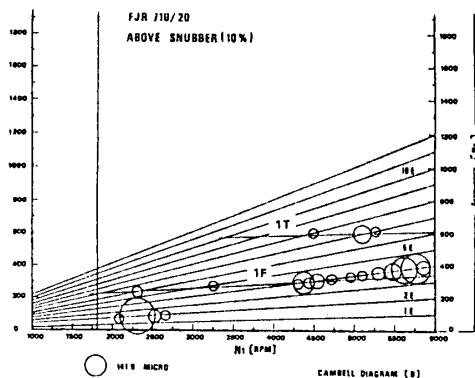


図 15. ファン動翼のキャンベル線図

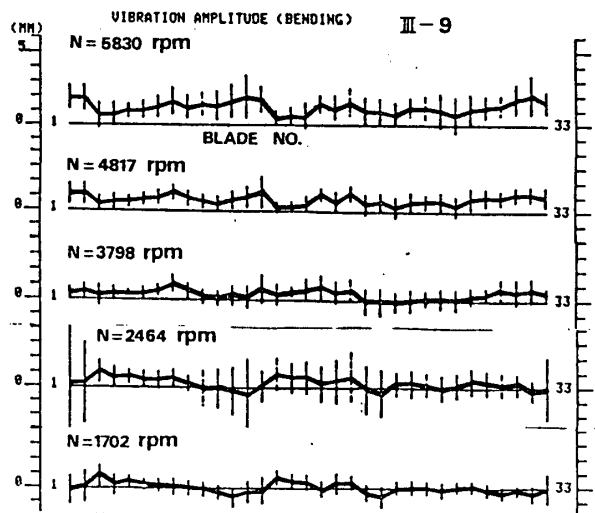


図 16. 動翼の振動振幅

動翼 ダブテール部の変形, すバリ挙動

*服部 敏雄 (日立機研)
 森 靖 (≧)
 岡本 紀明 (≧)

1. 緒 言

軸流圧縮機等に用いられるダブテール部は、単に動翼の遠心力に対する保持のみでなく、動翼の振動に対する減衰部位としても重要な働きをすることは一般に言われているが⁽¹⁾この部分のすバリ挙動、それに併う振動減衰機構については、現象が複雑で従来ほとんど解析されていなかった。また、このすバリとからんで、このダブテール接触部でのフレッティング疲労についても、特にジェットエンジン等の軸流圧縮機で報告されている⁽²⁾が、遠心力、曲げ振動力両負荷を含めた応力解析をもとにした詳細な強度評価についてはほとんどなされていない。このたび、著者らは、このダブテール部に引張力(遠心力に相当)、曲げ力(振動力に相当)両者を複合負荷できる試験装置を製作し、複合負荷下でのダブテール部の変形挙動、すバリ挙動を実測した。これらの結果と、接触問題応力解析用FEMプログラム⁽³⁾を用いた変形、すバリの解析結果、及び簡易解析式を用いた解析結果との比較を行ない、遠心強度、動翼振動減衰、フレッティング疲労等を加味したダブテール形状の最適化に関して考察を行った。

2. ダブテール部引張、曲げ複合負荷試験

2-1 試験装置

図1に本研究のために製作したダブテール複合負荷試験装置の概略図を示す。ダブテール部材はSUS403、ダブテール溝部材はSNCH8とした。ダブテール部を溝部に挿入後、ダブテール板状部の先端をチャックにはさみ、遠心力に相当する引張力は10tのアフタエーフで負荷し、振動力に相当する曲げ力は5tのアフタエーフで負荷する。両負荷は互いに干渉しないように二本の連結ロッドを三本のピンで結びつけたリンク機構になっている。この三本のピンはいずれもローバアリングで受けられており、ピン部での摩擦を極力減らしている。ダブテール溝部材の両サイドはローラによる横方向(実験ホールの周方向)に拘束している。引張力および曲げ力はロードセルによって検出しており制御は、いずれも閉ループサーボ制御

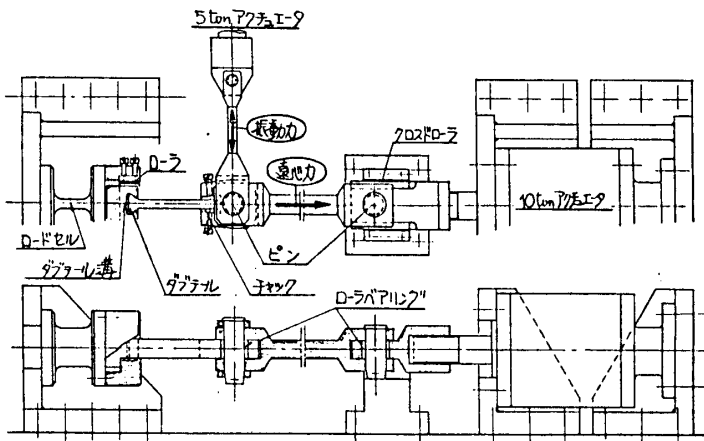


図1. ダブテール複合負荷試験装置

で行っている。変形およびすべりの測定は、図2に示す如く、ダブル溝コナ部にひずみゲージを貼り、かつ、ダブルレール上部A点にギャップセンサーを設けて行った。ひずみの位置も後のFEM解析の対象点と一致させた。

2.2 ダブルレール溝コナ部応力

図3に遠心力に相当する引張力 5000 Kgf, および 8300 Kgf 下での曲げモーメントによるダブルレール溝コナ部の応力履歴を示す。ここで引張力 8300 Kgf はほぼ実機の 100% 回転速度, 曲げモーメント 30 Kgf-m はブレード根元に加わる曲げ応力が素材疲労限の半分程度 (20 Kgf/mm^2) になる負荷条件に相当する。曲げモーメントの負荷により左右のダブルレール肩部に加わる負荷に差がで、図のように溝コナ部応力も変動する。また、繰り返し曲げ負荷を受ける際のダブルレールと溝間の接触面での微小すべりによると思われる不可逆現象によりわずかのヒステリシスを描く。この実験結果により、ブレード振動あるいはガス曲げによりブレード根元に加わる曲げ応力に対するダブルレール溝コナ部応力の増分の比は 3:1 程度となる。

2.3 すべり挙動及びすべり限界

図4, 5に同様な引張負荷下での曲げモーメントによるダブルレール上部A点の変位履歴を示す。いずれの場合も図4, 5の(a)図に示す如く、曲げモーメントが小さい間はすべりによるヒステリシスも小さいが、曲げモーメントがある範囲を越えると(b)図に示す如く、相対すべりが急上昇し大きなヒステリシスを描くようになる。

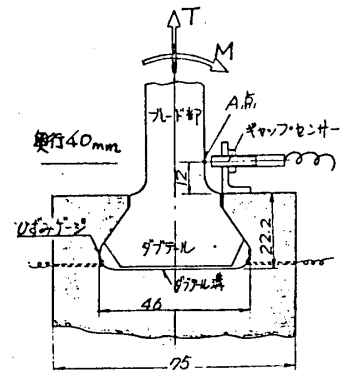


図2. 測定部詳細図

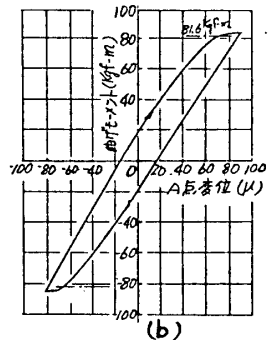
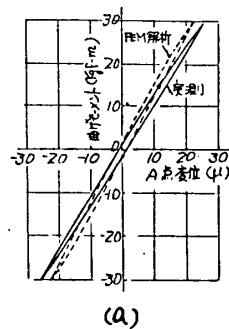
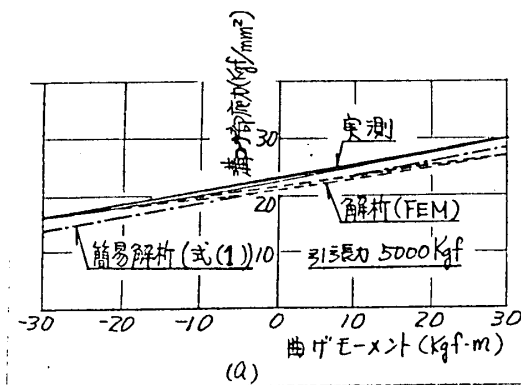


図4. ダブルレールすべり挙動(引張力 5000 Kgf)

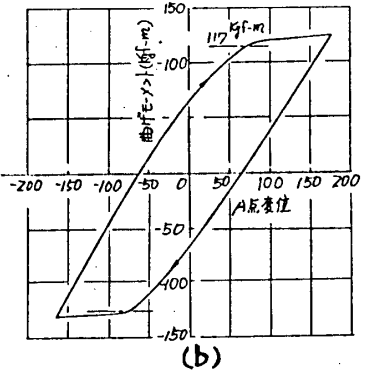
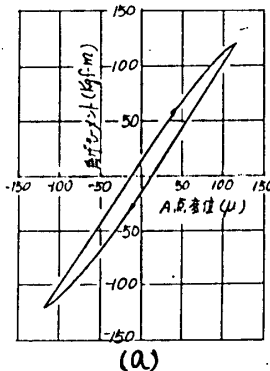
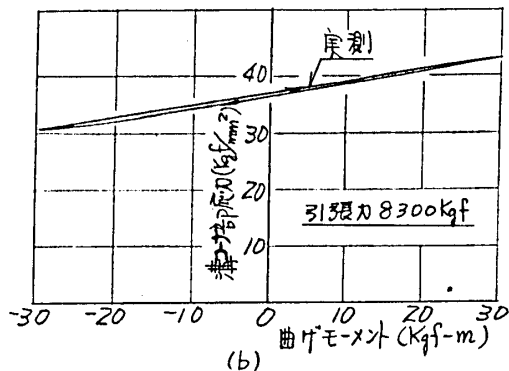


図3. ダブルレール溝コナ部応力

図5. ダブルレールすべり挙動(引張力 8300 Kgf)

この臨界曲げモーメントは、ダブテールと溝間のすべりが局部すべりから全面すべりに移る点と考えられ、これはブレードの振動減衰にとっても重要な遷移点となるが、全面すべり領域ではフレッキング等の問題もあり、こゝらの検討も必要となる。図6にこの全面すべり限界曲げモーメント M_s と引張力 T の関係の実測結果を示す。全面すべり限界曲げモーメントは引張力に比例することがわかる。

3. ダブテール部の接触問題FEM解析

前章の実験でダブテール部の変形、すべり挙動の概略が把握できたが、今後ダブテール形状の影響を含めた詳細な検討をするため、接触を考慮したFEM解析を行う。

3.1 すべり挙動及びすべり限界 図7~9に種々のダブテールのすべり挙動のFEM解析結果を示す。いずれも引張力5000kgf、曲げモーメント130kgf-mとした。図7は肩角度 θ が35°の場合の解析結果で、実験結果との比較(図4(a))により摩擦係数 $\mu=0.15$ を用いた。以後の解析でもこの値を使う。図8は θ が45°の場合で、図7と比較して全面すべり限界曲げモーメントが低く、ヒステリシスも大きく、高リブレード振動減衰能が得られることがわかる。その他の形状的な改善によってこのヒステリシスを増

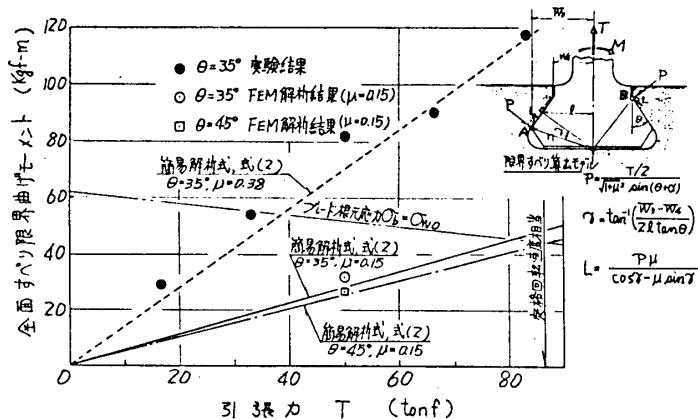


図6. 全面すべり限界曲げモーメント

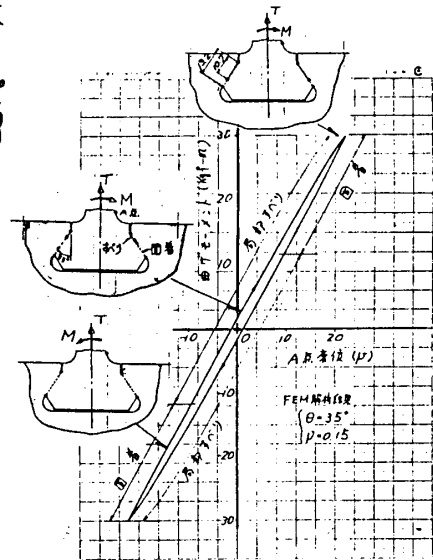


図7. すべり挙動解析結果($\theta=35^\circ$)

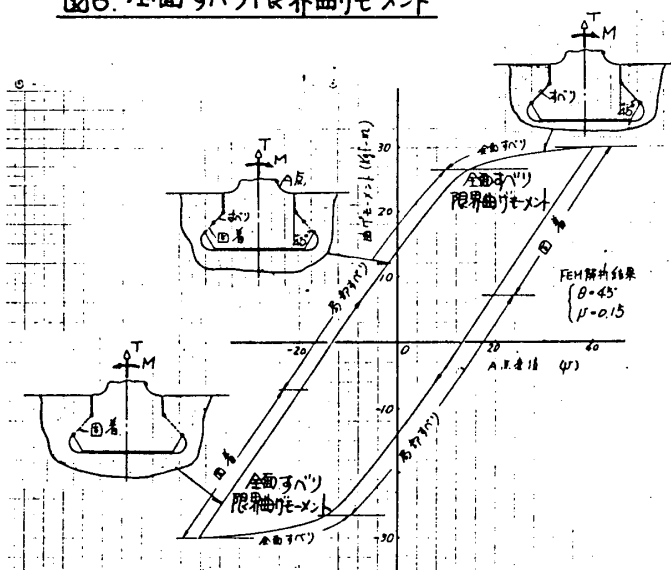


図8. すべり挙動解析結果($\theta=45^\circ$)

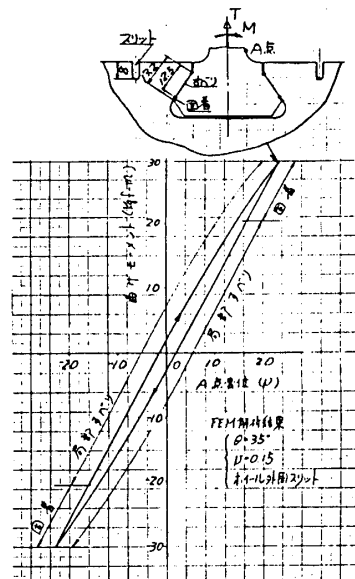


図9. すべり挙動解析結果($\theta=35^\circ$, 外周リブレット)

大きさを検討した一例が図9に示すホイール外周にスリットを設けた場合である。このスリットによりダブテール溝部の剛性を下げ、上部接触端部の面圧を下げ局部すべりの発生点を下げるとヒステリシス面積は増大し(図7に比べ約50%増大)全面すべり発生点も若干低下することがわかった。全面すべりの発生点について θ が 35° と 45° の場合の解析結果を図6にプロットすると○と□の如くなった。解析結果は実験結果に比べ、かなり低くなっているが、この原因については次章で詳しく述べる。

3.2 ダブテール面圧分布及びダブテール溝部応力分布

図10, 11に肩角度 θ が $35^\circ, 45^\circ$ のダブテールの面圧分布及び溝部応力分布の解析結果を示す。いずれも破線は引張力(5000kgf)のみ負荷した場合、実線は引張力と曲げモーメント(30kgf-m)を複合負荷した場合を示す。 θ が 45° の場合、 35° の場合に比較して接触端での面圧集中が激しいが、溝コーナーでの最大応力は大差ない。図11(a)には実験結果もプロットしてあるが、いずれもほぼ一致している。図12はフレッキングの最も心配される下部接触端の、曲げモーメントによる応力変動を示したもので、(b)図のように途中から全面すべり状態になる場合は、その全面すべり発生点でピークを示し、全面すべり領域では逆の傾きになることがわかる。このため、曲げモーメント

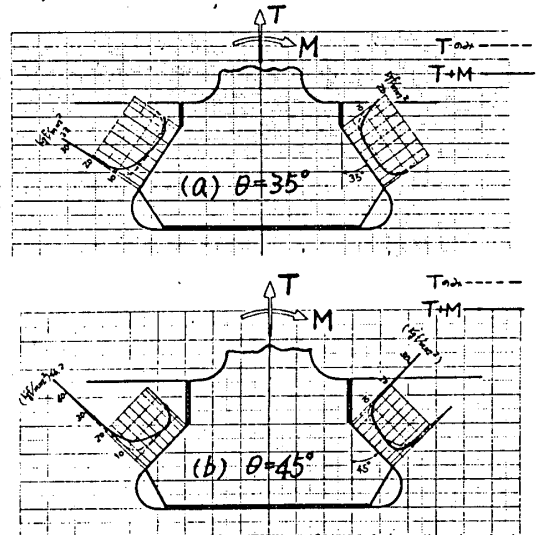


図10. 面圧分布

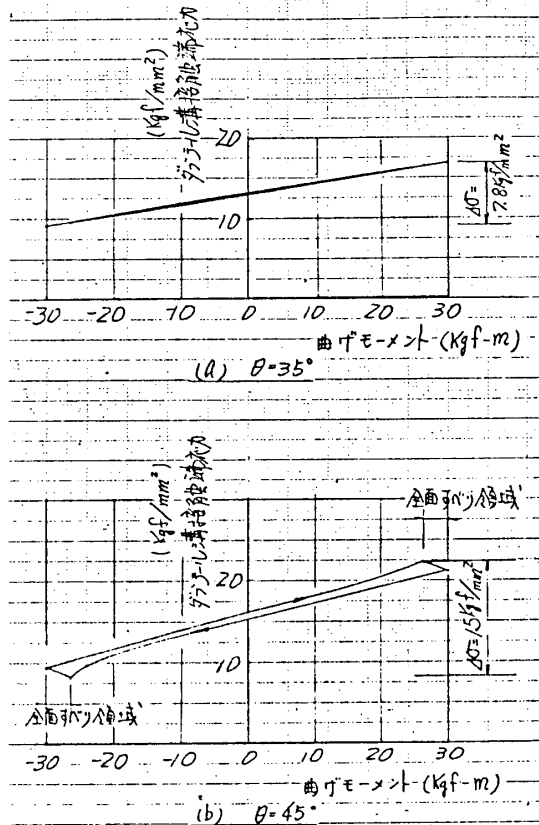


図12. 接触端応力履歴

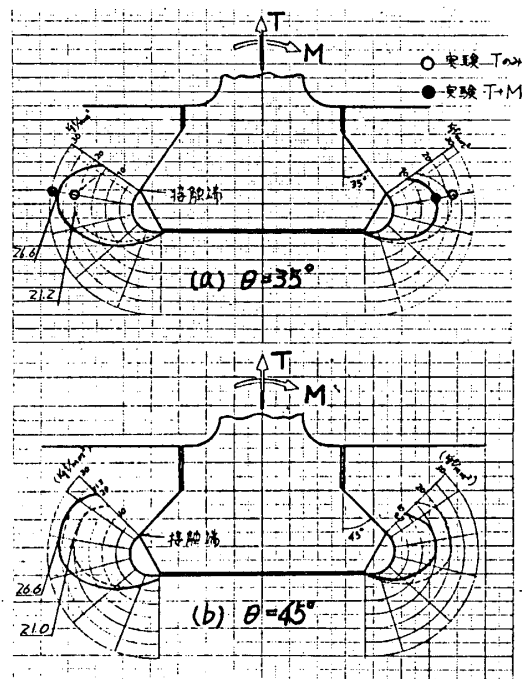


図11. 溝コーナー部応力分布

の変動に伴う接触端の応力変動分は、全面すべりによって大幅に増大することがわかる。(本解析結果では、約2倍にまで増大している。)

4. ダブテールの変形、すべりの簡易解析法

ダブテール部の応力分布、すべり挙動については先の接触問題FEM解析によってかなり詳細な領域まで解析を行うことができだが、今後さらに形状の最適化の検討を進めるに際し、ある程度簡単な解析式があると傾向が予測でき非常に都合がいい。ここではその第一として接触面での接触面圧を集中荷重に置き換えて以下の如く、ダブテール溝コナ部応力、すべり限界について検討を行う。

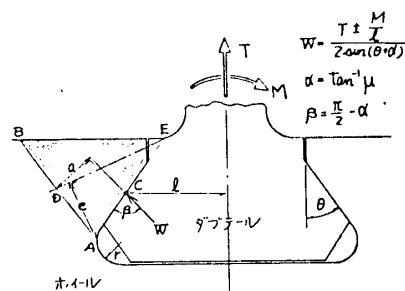


図12. 簡易解析モデルの各種パラメータ

4.1 ダブテール溝コナ部応力 ダブテール溝肩部を厚肉の不均一断面片持梁と考え、Heywood⁽⁴⁾らの導いた厚肉短梁に対する応力計算式を利用する。この計算式は図12に示す形状パラメータを用いて次式の如く求まる。

$$\sigma_A = \frac{W}{t} \left[1 + 0.26 \left(\frac{e}{r} \right)^{0.7} \right] \left[\frac{1.5a}{e^2} + \frac{\cos\beta}{2e} + \frac{0.45}{\sqrt{be}} \right] \quad (1)$$

W: 集中荷重, t: 厚さ, r: 溝コナ部曲率半径, b: AB間距離

A: 対象とする最大応力発生位置, B: 隣接ダブテール間の中心点

この式を実験のモデルに適用した結果を図3の一点鎖線に示す。実験結果、FEM解析結果に見らるる局部すべりによるヒステリシスについては求まらないが、曲げモーメントによる変動も含めた溝コナ部の応力予測は(1)式で充分可能であることがわかる。

4.2 すべり限界

図10からわかるように、ダブテールに曲げモーメントが加わった場合の面圧分布は、曲げモーメントを図示の方向にとると左下部、右上部の接触端に極端に集中することがわかる。従って、すべり限界の算出に当たっては、図6に示すA点、B点に全負荷を集中させて、この点でのすべり条件を全面すべり条件とすると、全面すべり限界曲げモーメント M_c は、次式で示される。

$$M_c = \frac{l \cdot T \cdot \mu}{\sqrt{1+\mu^2} \sin(\theta+\alpha) \cdot \cos\theta \cdot \cos\gamma \cdot (\cos\gamma - \mu \sin\gamma)} \quad (2)$$

この式を実験及びFEM解析に用いたモデルに適用し、比較した結果を図6に示す。式(2)の計算結果はFEM解析結果とよく一致している。これらの計算結果、FEM解析結果が、実験結果に合わない理由は、この実験のすべり限界点が数十回の繰り返しすべり後のヒステリシスループのかなり安定した状態での値であることから、この間に特に面圧の高い、最終すべり点に至る接触端での表面条件の変化(表面粗さの増大、へたり等)が起こったためと考えられる。高い面圧下での相対すべりにより摩擦係数は0.7程度にまで上昇するという実験結果もあり、⁽⁵⁾⁽⁶⁾本実験結果を式(2)に合わせた場合

の摩擦係数 $\mu = 0.38$ (図6の破線) は、損傷面の摩擦係数としては充分妥当な値と考
える。

5. 最適化の検討

前章で導いた簡易解析式を用いたダブル
形状の最適化について検討する。図13にダブ
テール溝コーナー応力の、肩角度 θ による変化の
計算結果を示す。 θ が 35° 以上ではほぼ一定と
なり、 50° 程度で最小となることがわかる。
また黒丸、白丸で示したFEM解析結果、実験
結果ともかなりよく一致している。同様に全
面すべり限界曲げモーメントの肩角度 θ および
ダブル中心線から接触面中心線までの距離
 l による変化を図14, 15に示す。 θ に関し
ては、 45° 付近で最小値をとっている。黒丸で
示すFEM解析結果とも比較的よく一致してい
る。また l に関しては、ほぼ比例関係にある
ことがわかる。このような形状パラメータの変
更によって、ブレードに加わる振動力(曲げモ
ーメント)が、ブレード根元応力に換算して、
ブレード材の疲労限度になつたら全面すべり
になるよう調節すれば、 20N 以上の振動力に
対しては急激に減衰能が増大することになり、
サージング、ストール等非定常運転にも信頼性
の高いブレードダブル構造を得ることができ
る。フレタイングの問題については、本研究
に用いたモデルの範囲内では特に問題にはならな
かったが、今後、より減衰能を下げ
るべくすべり限界を下げていった場合に検討が必要にな
らう。現在、このフレタイングも含めたダブルの
疲労試験を図1の装置を用いて実験中である。

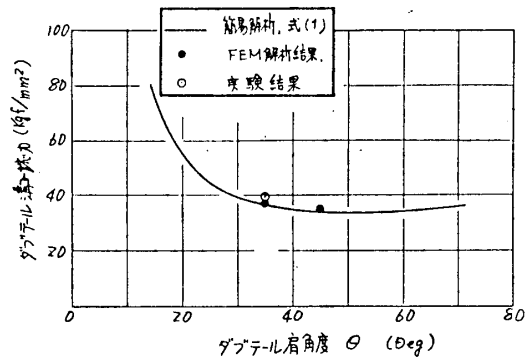


図13. 溝コーナー応力の肩角度 θ による変化

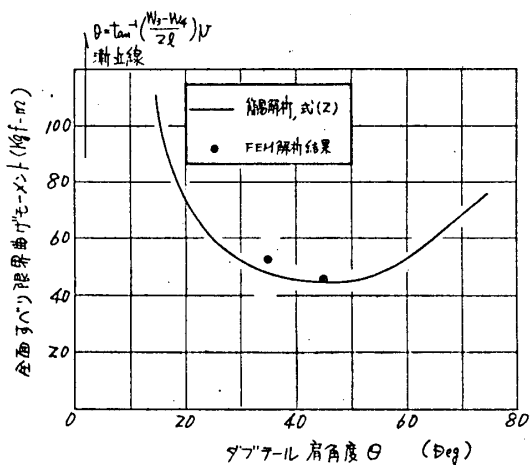


図14. 全面すべり限界曲げモーメントの肩角度 θ による変化

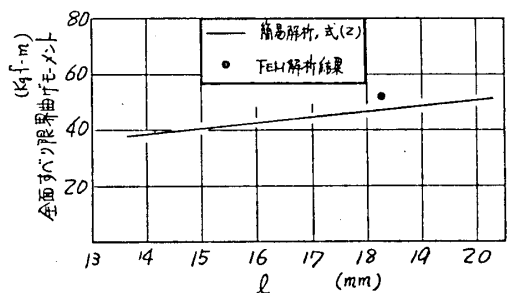


図15. 全面すべり限界曲げモーメントの l による変化

参考文献

- [R.A.F Reports and Memoranda, No. 2226 (1945).
 (1). J. F. Shannon; Vibration Problems in Gas Turbines, Centrifugal and Axial Flow Compressors;
 (2). R.L. Johnson and R.C. Bill; Fretting in Aircraft Turbine Engines; NASA TMX-71606 (1974)
 (3). 岡本, 機論, 43, 374 (昭52.10) 3716
 (4). R.J. Roark and C.W. Young; Formulas for Stress and Strain, McGraw Hill 5th ed (1975) 187
 (5). 服部他3名, 機論(A編) 42, 415 (昭56.3) 264 / (6) 壺藤他2名, 機論 39, 326 (昭48.10) 295

ガスタービン動変の振動計測

* 岡村 淳輔 (石川島播磨重工業社)
 上 遠野 弘一 (同上)
 鈴木 幸夫 (同上)

1. まえがき

葉先端をZ形シユラウドでつまった航空用形ガスタービンの動変振動の計測を更働負荷の条件にて行った。このガスタービンはジェネラル・エレクトリック社(米国)製のガスタービンに、新たに開発した軸流3段の出力タービンを結合してあり、この出力タービンは広い回転速度の範囲で使用されることから、各種存在する動変の励振源との共振を避けたい、疲労破壊に対する安全性を確認する必要がある。動変に対する励振源としては、ノズル、ストラットとビウエーフ、排気室における偏向流などがあげられるが、これらに動変が通過する周波数と動変の固有振動数との共振時、どれほどの応力レベルを示すかは、実際に動変に負荷をかけ、実測せねばならない。出力タービンの動変は、定常運転時に600℃以上の高温、約30,000kgの高遠心力場にとらされる。このため、高温いずみゲージの耐久性、高温の雰囲気内におけるスリップリング装置の冷却性能、スリップリング装置とタービンロータとの偏心の吸収など、予想される問題を解明するため、種々の予備試験を実施し、本試験に臨んだ。

2. Z形シユラウド付タービン動変の固有振動数と共振応力

タービン葉の固有振動数の計算には、回転慣性、せん断変形を考慮に入れた梁の理論により行う。タービン葉のようにとりの大きく、またシユラウド付のものは曲げとねじりが連成した複雑な固有振動モードが狭い周波数範囲内に数多く存在する。固有振動数の計算には図1に示すように、隣りあうるシユラウドが弾性結合されを場合、X、Y軸に作用するモーメントを伝達しない場合(ピン結合)、また、モーメントとねじりに伝達しない葉先端自由の場合につき計算を行っている。

共振時の振動応力(σ_v)は振動エネルギーが材料、構造に与えるダメージに消費されるとし、次式により求められる。

$$\sigma_v = k \frac{\pi}{\delta} \omega \omega_0$$

k: 共振時の応力係数。振動モード、物・静置状態比などに関係する

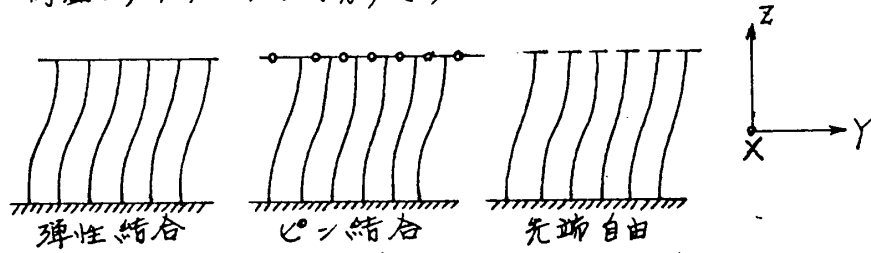
パラメータ

δ : 対数減衰率

ω : 葉にかゝる変動力(ΔF)と定常的力(F)との比(ステイシユラス)

σ_g : 定常的圧ガス力による応力

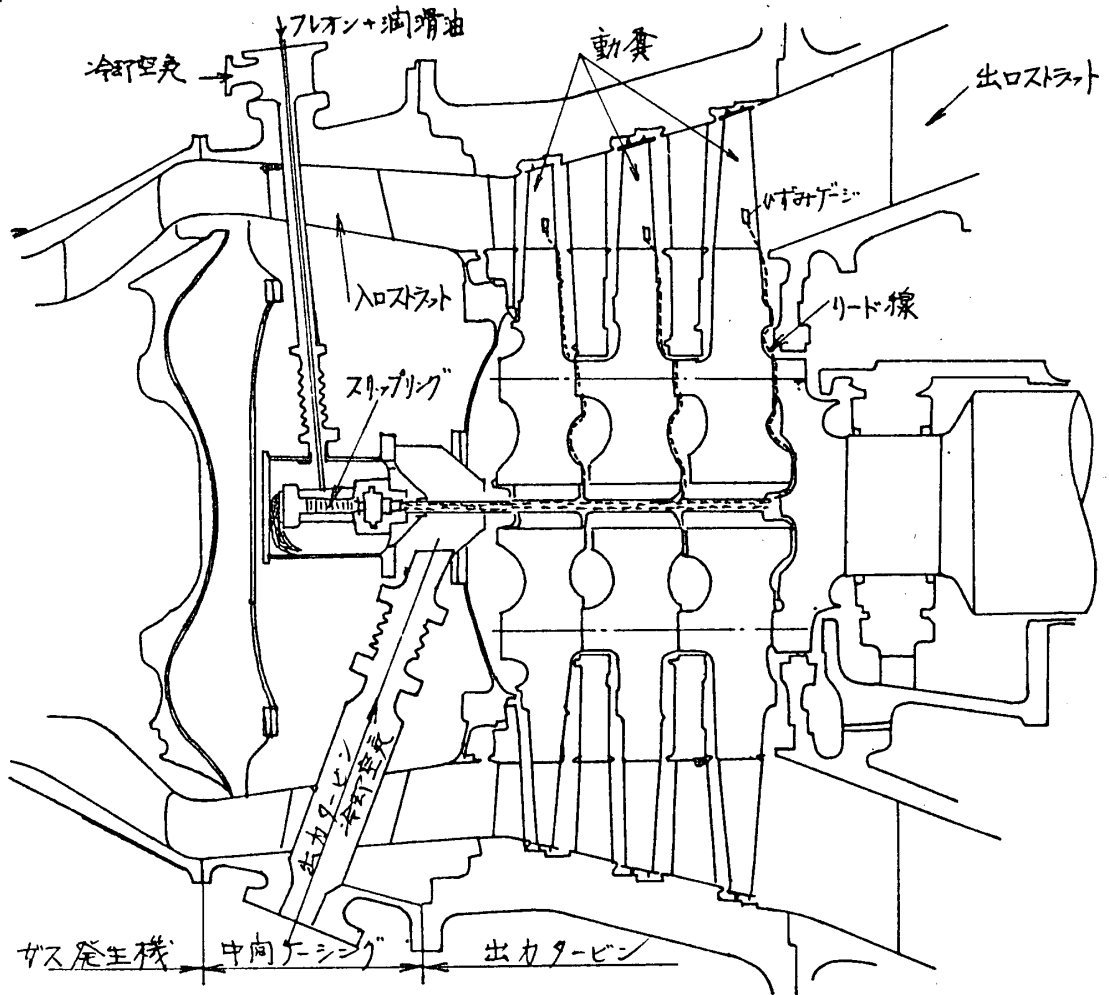
共振周波数および共振応力の計算をもちに、応力値の大きい共振モードに注目し、最大応力處に高温いずみゲージを貼付けてある。



オ1図 葉先端部拘束条件

ウ. 試験装置

ガス発生機と出力タービン間の中間ケーシングに取りつけたスリップリング装置をオ2図に示す。出力タービン各段の動変には、アルミナ薄膜により、径あたり11枚の高温いずみゲージが貼られている。いずみゲージからのリード線は出力タービンロータの上流側に導かれ、中空スプライン継手を通しスリップリング装置と接続している。共振動の信号はスリップリングを通過後、中間ケーシングのストラットから外部へ導かれ、計測器類に接続されている。



オ2図 出力タービン動変振動試験装置

高温心ずみゲージは \varnothing -W系のフリーフィラメント形ゲージをアルミナ溶射により表面に貼付してある。スリップリングは \varnothing 18 x 80 mmのケースの中に100回路が納められている小形のもので、ブラシおよび回転子の冷却および洗浄のため、フロンと潤滑油の混合体をストラットを通し、ブラシ周辺に供給している。

スリップリング装置の周囲はガス発生機出口の高温、高圧ガスで囲まれているため、高圧の冷却空気を装置内に導入し、電気部品類を保護している。

4. 予備試験

心ずみゲージ、リード線類の高温、高回転速度、スリップリング装置の振動、冷却効果などの確認のため、あらかじめ各種の予備試験を行い、その信頼性を確認した。

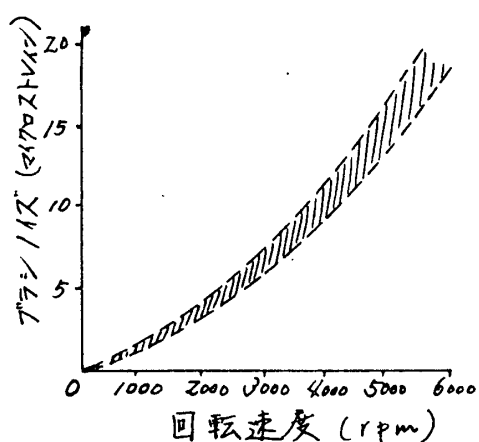
これら予備試験とその結果の概要は次のとおりである。

(1) 高温スピントテスト ……心ずみゲージとリード線の耐熱、耐遠心力性を確認するため、高温スピントテスト用車板に実機相当の温度、遠心力をかけた試験を行った。この試験により、高温、高速に対する配線法、溶射法も確立した。

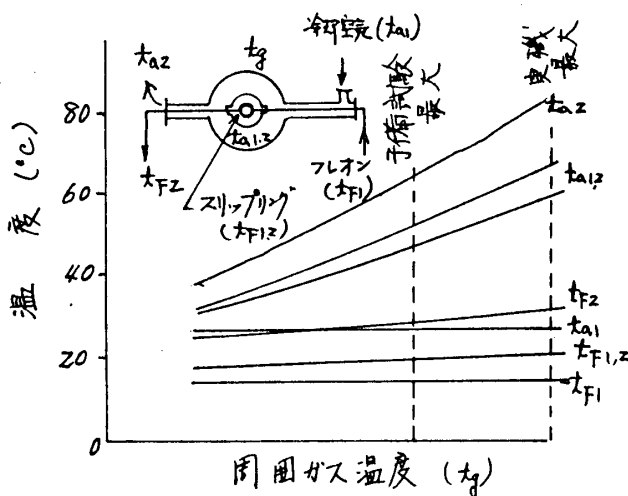
(2) スリップリング装置の回転試験 ……スリップリング装置の接点ノイズ、スプライン接手の挙動をこの試験にて確認した。本予備試験の結果では接点ノイズは20マイクロストレーン程度におさまっている。

(3) スリップリング装置の冷却試験 ……スリップリング装置の周囲に高温ガスが囲まれ、装置内に冷却空気が通った場合の内部の温度を計算、および実際に加熱試験を行った。この試験の結果から実機の温度条件下で装置内は60~70℃に達すること、また装置内のフロン潤滑油混合体は20℃以下(入口15℃)の低温に保たれることが予測された。

オ3図にスリップリングのノイズ試験結果、オ4図に同装置の冷却効果試験の結果を示す。



オ3図 スリップリングのノイズ



オ4図 スリップリング装置の冷却

5. 動変振動計測の結果

オ5四-(a) ~ (c)に出力タービンのオ1段からオ3段動変までの振動をキャンベル線図にて示す。

(1) オ1段動変 (オ5四-(a))

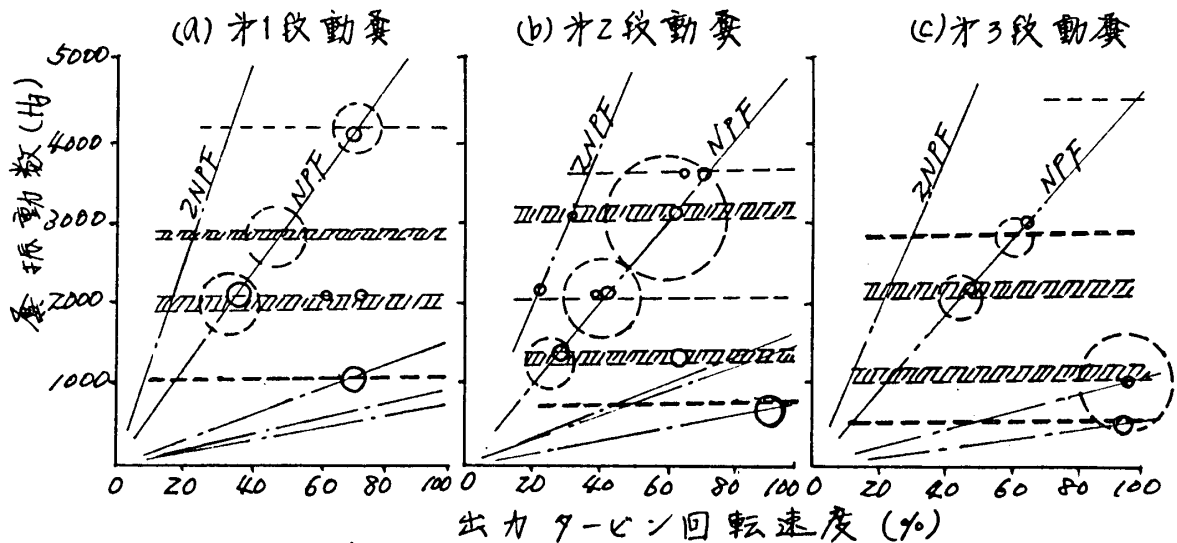
オ1段動変において最大応力は、1次および2次モードがほぼ同レベルで現われている。前者は入ロストラット枚数の2倍成分、後者はオ1段静変枚数に等しい回転次数である。1次モードの最大応力は変根部前縁側に現われ、変先端部応力はその1/10以下の値を示し、変先端部がZ形シュラウドの拘束を受けず、変先端自由の振動モードである。2次モードは変先端、変根部共にほぼ等しい振動応力値を示し、Z形シュラウドが拘束していることがわかる。その他、静変枚数の励振周波数(NPF)に沿い、高次振動モードとの共振がみられるが、応力レベルとしては小さい。また、同図より各振動モードの固有振動数の計算値と実測値はよく一致している。

(2) オ2段動変 (オ5四-(b))

入ロストラットのウエークの影響がオ2段動変にもおよび、最大応力となっている。振動モードはオ1段と同様、変先端自由の振動モードである。高次振動モードがNPFの線に沿い数多く現われているが、いずれも応力レベルは小さい。これらの振動モードは変先端部がZ形シュラウドの拘束を受けたものである。

(3) オ3段動変 (オ5四-(c))

回転6次の振動がオ3段動変の最大応力値を示している。回転6次は、オ3段動変出口に設けられているストラット数に相当する。振動レベルは、オ1、オ2段動変と比べて極めて小さい。なお振動モードは変先端自由の振動モードである。



(注) 1. 固有振動数計算値

2. 振動応力

--- 変先端自由

---- 変先端ピン対弾性結合

○ 計測値(最大)

○ 計算値(ピン結合)

オ5四 出力タービン動変のキャンベル線図

6. 結論

動変先端部をZ形シュラウドでつまった出力タービンの動変振動計測を行ない、タービンの作動範囲内における各段動変の振動応力とその励振源となるものとあきらかにした。これらの結果を要約すると、

- (1) 各段動変の振動応力最大値は変先端自由の振動モードを示している。
- (2) 高次の振動モードは全般的に小さい。これは共振係数が小さいためである。
- (3) 振動応力は全般的に計算値よりも小さい。これはZ形シュラウドにおける減衰が予想以上に大きいためと予測される。また、出口ストラットの才段動変振動に対する影響が小さいことも本試験において確認された。
- (4) 高温雰囲気内に設置されたスリップリング装置の冷却、スプライン/接子によるスリップリング回転子の偏心の吸収など、予備試験どおりの結果を再現することが出来た。

7. 参考文献

- (1) K. Jimbo, H. Ono, Y. Hagiwara: *Dynamic Strain and Temperature Measurement of Aero-Engine Turbine Blade*, ASME 1980 Measurements Methods in Rotating Components of Turbomachinery pp. 247~254
- (2) 神保善一, 青野比良夫, 萩原要司: 著射型心ずみゲージによる高温振動応力の測定(その3) NDI 5月度分科会 1977年5月
- (3) H. Hiller: *Zur Frage der Luftkraftdämpfung bei Schaufelschwingungen*. Maschinenbautechnik. 11 Heft 10 (1962.10) pp 536-541
- (4) R. Raj, B. Lakshminarayana: *Characteristics of the Wake behind a Cascade of Airfoils*. Journal of Fluid Mech. vol. 61 Part 4 73-12
- (5) R. M. Hall, E. K. Armstrong: *The Vibration Characteristics of an Assembly of Interlock Shrouded Turbine Blades*. 1976 ASME Winter Annual Meeting. Structural Dynamic Aspects of Bladed Disk Assemblies.

宮地敏雄 (航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

回転機械の大形化、高速化にともない、ロータのつりあいによる振動はきわめて重要な問題となっている。これに対応して理論解析法の進歩は著しく、複雑な軸系の振動特性を設計時にかなり高い精度で予測することが可能になっている。

筆者らも航空用ガスタービンエンジンの振動について実験と理論解析を行い、設計に十分役立つ程度の精度で振動特性を予測できることを明らかにした^(1,2)。その理論解析の過程で、軸受、ケーシングおよびエンジンマウントの特性が一定であっても、ロータの軸方向の質量分布、軸受の位置などによって危険速度における振幅と軸受動荷重に大幅な差異が生ずること。また、図1の左側に示したようなスクイズフィルムダンパ⁽³⁾を組み込むことが危険速度における振幅の低減にきわめて有効な場合と、全く無効に近い場合があることがわかった。

しかしながら、それらの結果は特定のガスタービンエンジンに関するもので、一般性がない。そこで、種々の形式のガスタービンの振動に関して、もう少し一般性のあるデータを得たいと考え、以下に述べるような理論解析を行ったので報告する。

2. モデル化と理論解析

ガスタービンの軸系として代表的な形式である図2、図4、図6および図8の上部に示す4種類について検討する。これらをそれぞれA型、B型、C型およびD型と呼ぶ。理論解析を簡単にするため、これらの軸系を、それぞれの図中に太線で示した形にモデル化する。すなわち、圧縮機とタービンを、それぞれ一つの円盤に置き換え、その質量を m 、直径まわり慣性モーメントを I_d 、回転軸まわり慣性モーメントを I_p とする。また、軸は質量をもたない、軸対称の曲げ剛性 EI をもつはりと考える。

すべり軸受はばね定数 k と粘性減衰係数 c (抵抗力/速度) で、転がり軸受は複素ばね定数 $\bar{k} = k(1 + is)$ で代表されるとする。ここで、 s は構造減衰係数である。

また、スクイズフィルムダンパは図1の右側に示したようにモデル化する。

上記のモデルにQR法⁽⁴⁾を適用して危険速度と振動減衰比を計算した。

また、伝達マトリックス法を適用してつりあい応答を計算した。計算例としては推力10トンクラスのターボファンエンジンを想定し、

$$m = 100 \text{ kg}$$

$$I_p = 2I_d = 200 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$EI = 10^4 \text{ MN} \cdot \text{mm}^2$$

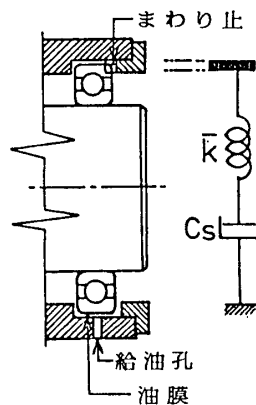


図1 スクイズフィルムダンパ

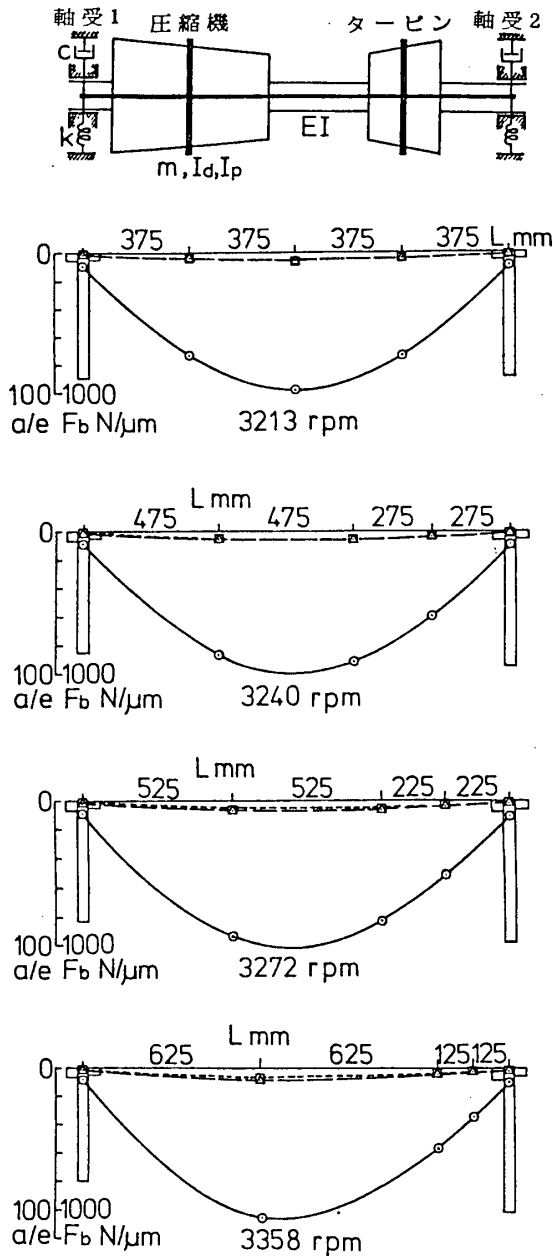


図2 A型の1次振動モード

$k=100\text{kN/mm}$, $s=0,1$ とした。

スタイズフィルムダンパの粘性減衰係数 c_s は回転速度 $1000\text{rad/s} \doteq 9550\text{rpm}$ に対する最適値⁽⁵⁾ $100\text{N}\cdot\text{s/mm}$ とした。

各型とも圧縮機、タービンおよび軸受の軸方向位置を変えて計算した

3. 計算結果とそれに対する考察

A, B, C, D 各型の1次および2次危険速度における振動モードをこの頁以下の各頁に

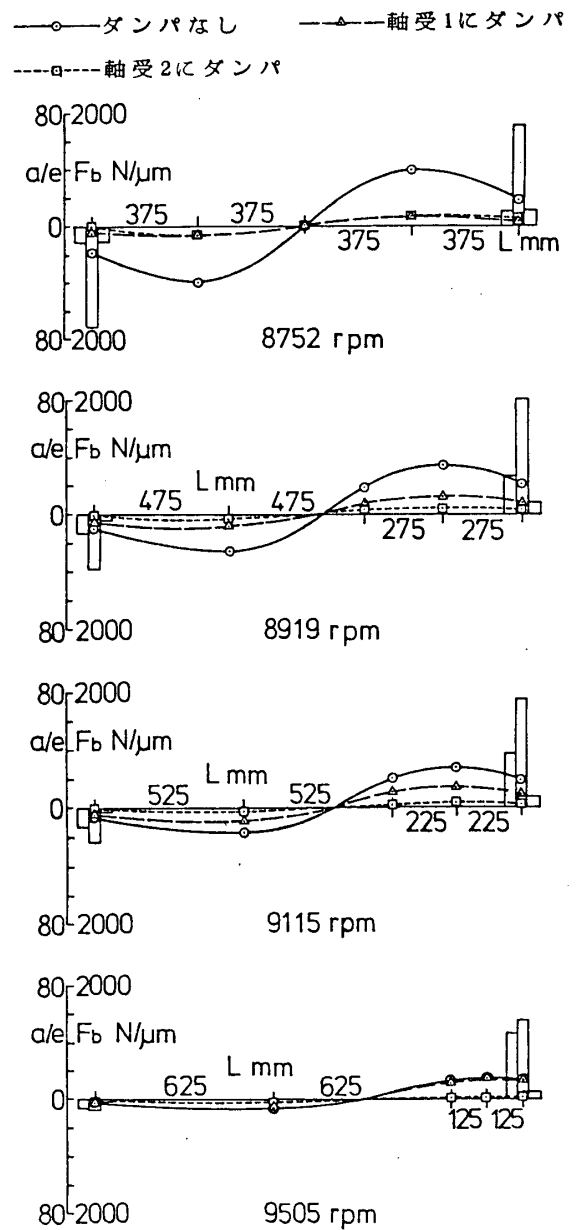


図3 A型の2次振動モード

示した。図の縦軸 a/e は振幅/偏重心、 F_b は軸受動荷重/偏重心である。

軸受動荷重は各軸受の位置に棒グラフで示した。棒グラフの中央がダンパなし、左が軸受1にダンパ、右が軸受2にダンパを組み込んだ場合の値である。

以下、各型の特徴について述べる。

(A型1次, 図2)

圧縮機とタービンに大きさが等しい同位相の偏心がある場合を示した。なお、図中

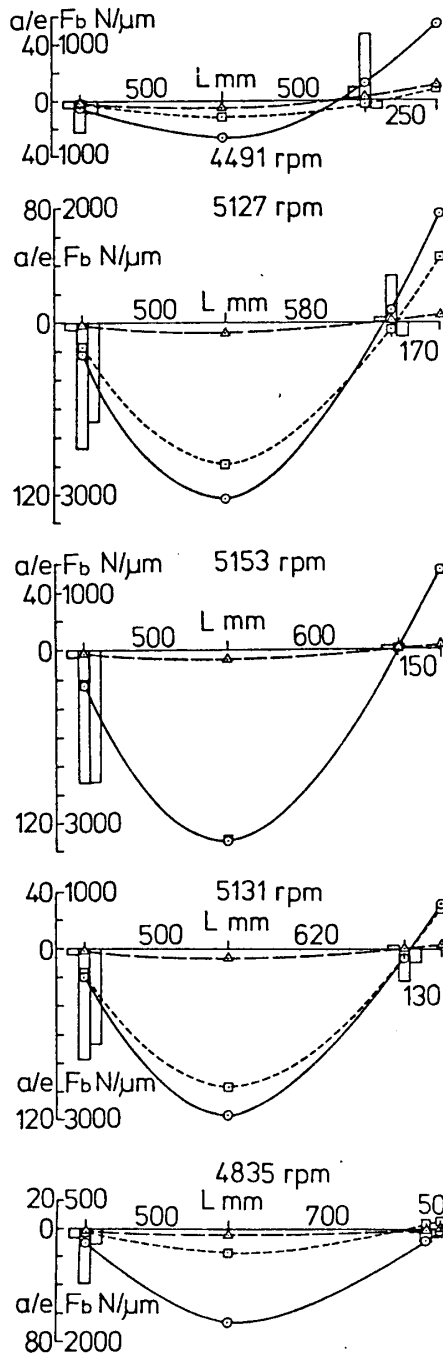
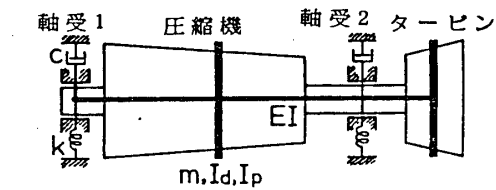


図4 B型の1次振動モード

に示した回転速度はダンパなしの場合の危険速度で、ダンパ付の場合は少し低下する。

このモードにおいては質量分布を変えても共振倍率、危険速度ともあまり変わらない。ダンパはどちらの軸受でも有効である。

○—ダンパなし △—軸受1にダンパ
□—軸受2にダンパ

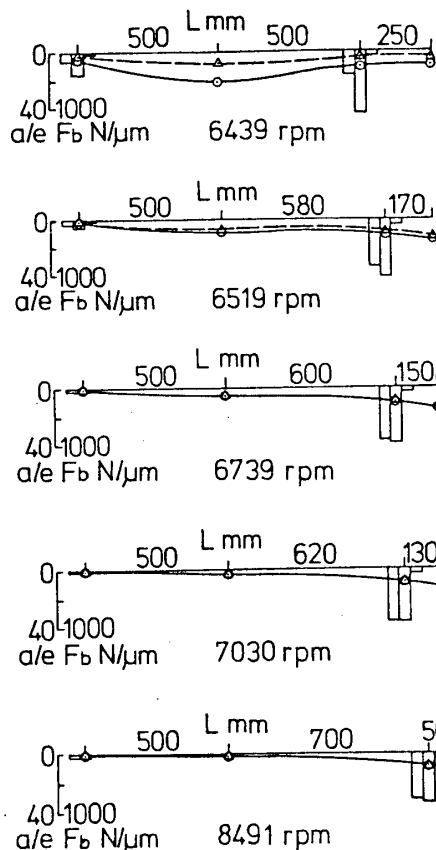


図5 B型の2次振動モード

(A型2次, 図3)

圧縮機とタービンに大きさが等しい逆位相の偏心がある場合を示した。このモードにおいては質量分布が前後対称に近いほど共振倍率は高く、危険速度は低くなる。

ダンパは質量がかたよった方の軸受に組み込まなければ効果が少ない。

(B型1次, 圧・タ逆位相偏心, 図4)

軸受2の位置がロータの左端支持の自由振動の節と一致する場合、共振倍率は最大となる。この場合、軸受2のダンパは全く効果が無い。また、この場合、軸受1の動荷重が非常に大きくなる。

(B型2次, 圧・タ同位相偏心, 図5)

片持タービン部のスパンが長いほど共振倍率は大きい。片持タービン部のスパンが

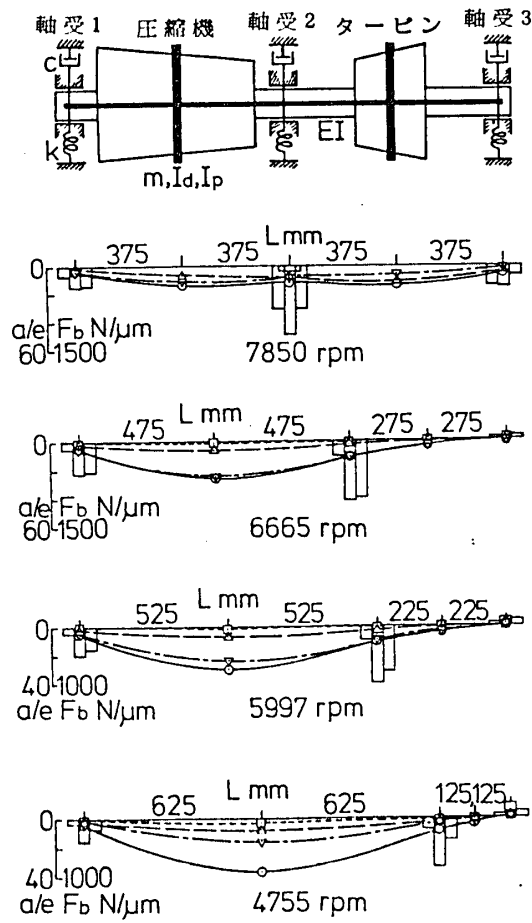


図6 C型の1次振動モード

短い場合には軸受1のダンパは有効でない。

この危険速度は軸受2に適正なスクイズフィルムダンパを組み込むことにより消滅する(図10(b)参照)。

(C型1次, 圧・タ同位相偏心, 図6)

軸受2が右へ寄るほど共振倍率が増加する。また、危険速度は低下する。軸受動荷重は軸受2が最も大きい。また、軸受2のダンパが最も有効で、軸受3のダンパはあまり有効ではない。

(C型2次, 圧・タ逆位相偏心, 図7)

質量分布が前後対称に近いほど共振倍率が高い。前後対称の場合、軸受2は振動低減に有効に作用しない。このモードには軸受3のダンパが最も有効で、軸受1のダンパはあまり有効ではない。

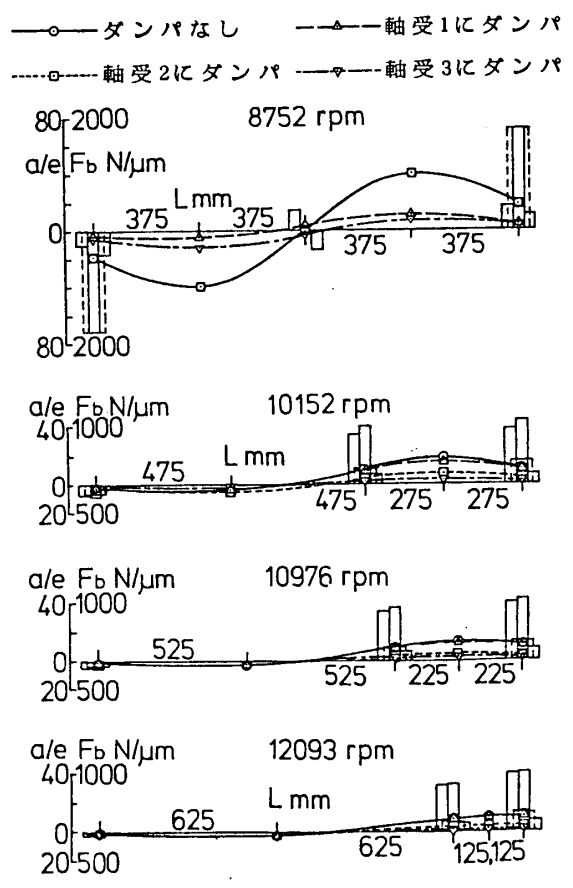


図7 C型の2次振動モード

なお、図6、図7において軸受2の動荷重は中央の破線の棒グラフで、軸受3の動荷重は右側の棒グラフで示した。

(D型1次, 圧・タ逆位相偏心, 図8)

図8、図9の下から1番目と3番目は前後非対称、その他は前後対称である。

前後対称型では軸受1、2間のスパンを短かくし、片持部の長さを増しても共振倍率はほぼ一定である。この場合、当然、危険速度は低下する。危険速度における軸受動荷重は片持部の長さが長いものほど小さい。前後非対称型では片持部の長さが長い側の振幅と軸受動荷重が短い側より大となる。この危険速度はどちらか一方の軸受に適正なスクイズフィルムダンパを組み込むことによって消滅する。(図10(d)参照)。

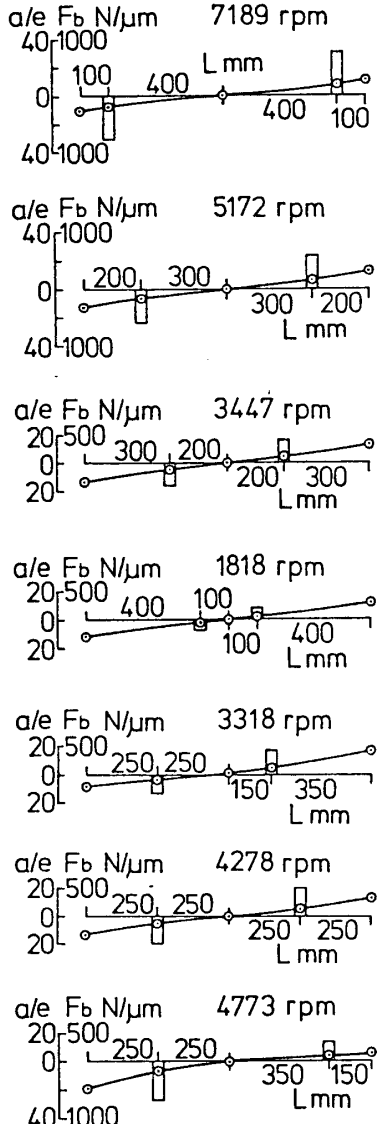
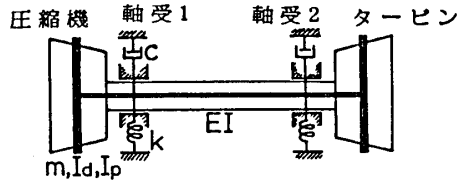


図8 D型の1次振動モード

(D型2次, 圧・タ同位相偏心, 図9)

片持部の長さが長いほど振幅は大、危険速度は小となっているが、危険速度における軸受動荷重はいずれも大差ない。

前後非対称型では片持部の短い側の振幅と軸受動荷重が、長い側より大きい。

次に、各型のつりあい応答の代表例を次頁の図10に示した。縦軸は圧縮機ディスクの振幅/偏重心である。

○—ダンパなし △—軸受1にダンパ
 □—軸受2にダンパ

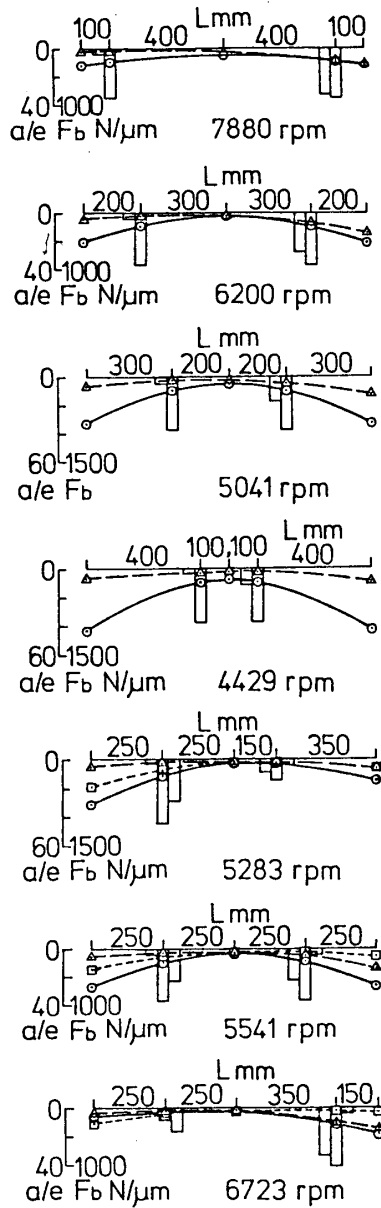


図9 D型の2次振動モード

A型は1次と2次の間がはなれており、その間の振幅は比較的小さい。質量がかたよった側の軸受2のダンパが有効である。

B型の代表例には軸受2が振動の節に近い場合を挙げた。この例では1次と2次がかなり接近している。軸受1のダンパは1次だけに有効、軸受2のダンパは2次だけに有効である。

C型も1次と2次が接近している。C型

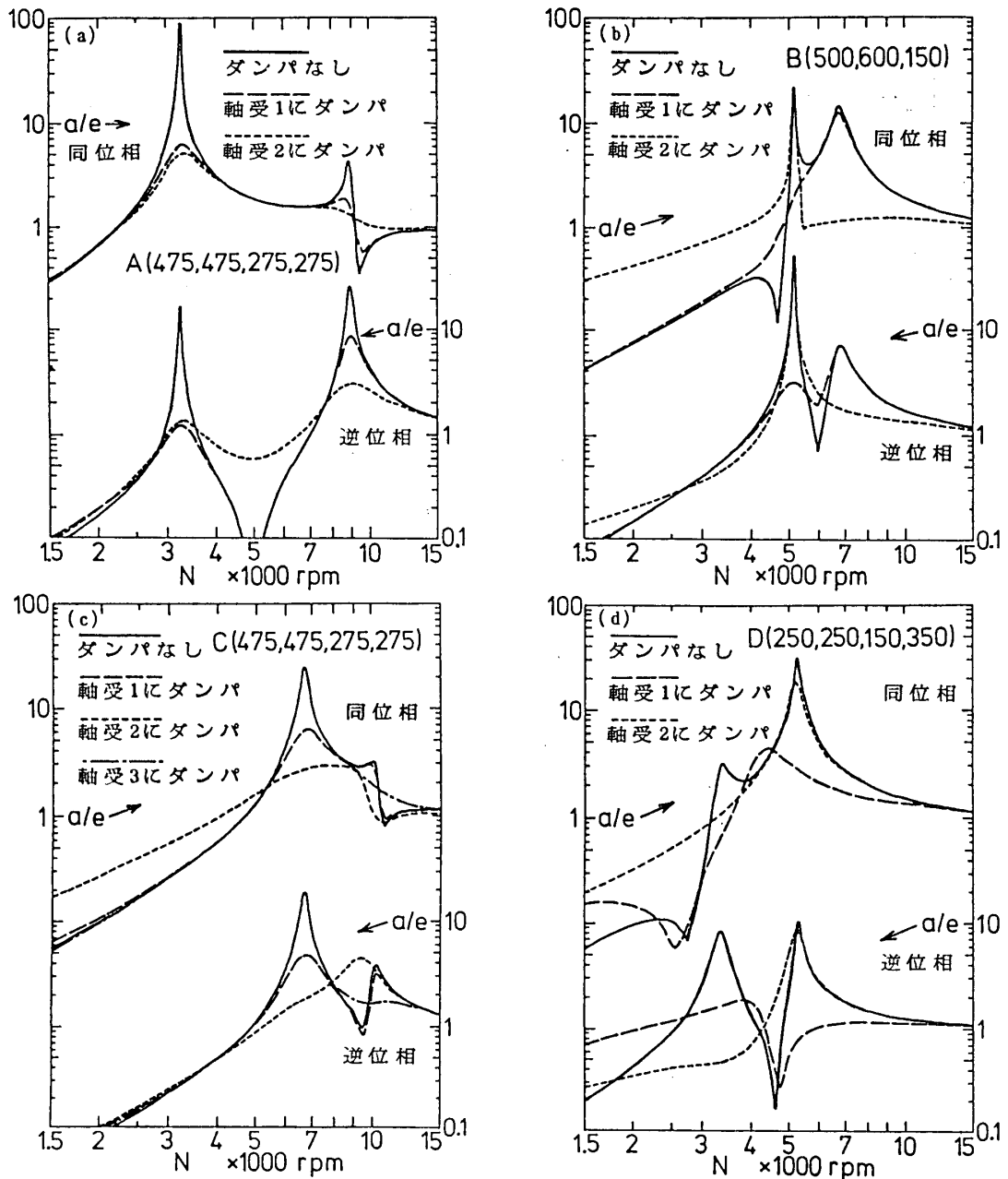


図 10 各型の不つりあい応答

は意外に振動低減が困難なことがわかる。

D型の代表例としては前後非対称型を挙げた。この場合、片持部の短い側の軸受1のダンパは有効だが、軸受2のダンパはあまり有効ではない。

4. あとがき

計算例として転がり軸受とスクイズフィルムダンパをもつ、特定の大きさのものを挙げたため、一般性を欠くらみがあるが、

寸法比は通常のカスタマーの範囲をカバーしているため、相似則を考慮することにより、異なる大きさのカスタマーに対する参考にもなると考えられる。

(参照文献)

- (1) GT学会第2回定期講演集, p. 71
- (2) 航宇学会誌24巻274号, p. 552
- (3) GT学会誌4巻14号, p. 24
- (4) 機械学会論文集42巻360号, p. 2377
- (5) ASME 79-GT-133

セラミック回転体強度の評価

* 佐々木 正史 (日産自動車 中央研究所)
 佐々木 直人 (日産自動車 中央研究所)
 山崎 慎一 (日産自動車 中央研究所)

1. 緒言

ガスタービンエンジンの高温部品にセラミックスを適用する試みが近年各国で盛んに行なわれつつあるが、セラミクス材料は高温強度に優れるとはいえ、安定した強度特性が得にくく、とりわけ回転体への適用は困難なのが実情である。脆性材料の強度評価に際しては Weibull¹⁾ の WLT (Weakest Link Theory) が有効である場合が少なくない。竹内ら²⁾、TRANTINAら³⁾ は中実円板、WELTZら⁴⁾ は軸流タービンブレードを模した試験片を用いて回転試験を行ない、その破壊強度と試験片抗折強度から WLT に従って予測した強度と比較し、いずれも良好な一致を見ている。これらは回転試験体が比較的単純な形状を有し、抗折試験片との試作過程での差異を最小限に留めることが可能だったことが一因と考えられる。一方、実際の回転部品が急激な肉厚変化等を含む複雑形状の場合、単純に有効体積の概念を適用して実体強度を予測し得るかどうかを系統的に調べた報告例は見当たらない。

本報ではラジアル・タービンロータの形状を模した射出成形セラミック (Si_3N_4) 回転体の回転試験を行ない、製法の違いによる強度特性の差異を調べた。さらに密度等を合わせて抗折試験片の強度特性と比較を行ない、有効体積あるいは有効表面積を適用する妥当性を検討した。

2. 抗折試験

抗折試験片は反応焼結窒化珪素 (RSSN) と常圧焼結窒化珪素 (SSN) の 2 種類で、いずれも焼成時のまま (As-Sintered) の状態で抗折試験に供された。(荷重印加速度 0.05 mm/min)。成形は金型プレス法である。

図1は RSSN の抗折試験結果をワイブル・プロットしたものである。この際の試験片は幅 $8 \times$ 高 $4 \times$ スパン 20 mm で、密度は平均 2.78 g/cm^3 である。図1に示される様に RSSN の抗折試験片の破壊確率 F はワイブル分布するとみなし得、ワイブル数 $m = 14$ 、平均破

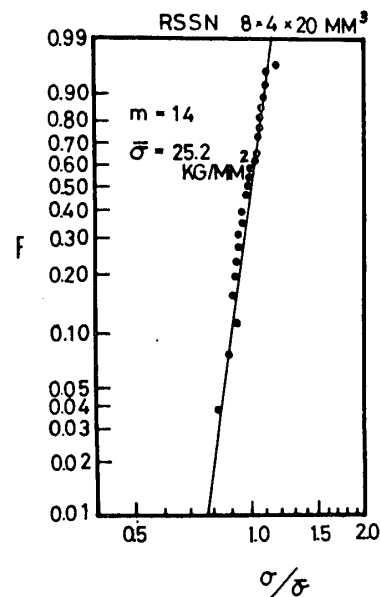


図1. 3点抗折試験(RSSN)

破壊強度 $\bar{\sigma} = 25.2 \text{ kg/mm}^2$ である。

図2はSSNの例で、幅8×高8×スパン50 mm、 ρ は平均3.1 g/cm³である。図2に見るとくSSNの抗折試験結果はワイブル分布せず、2本の直線の折れ線で示される分布を表わす。図中のmは各々の直線を単独でワイブル分布とみなした時のワイブル数で、全データの最少自剰平均によるワイブル数はm=6.6である。

この折れ線分布は、破壊起突の差異に起因する可能性が強い。すなわち、走査型電子顕微鏡写真によれば、低応力で破壊した試験片は圧力的に表面が破壊起突になっていることが多く、一方比較的高応力で破壊したものは内部に破壊起突を持つものが観察される。

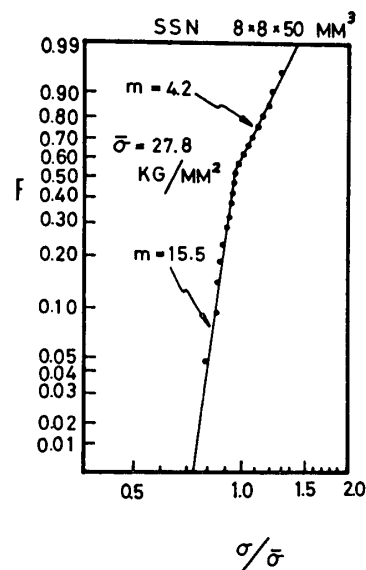


図2. 3点抗折試験(SSN)

3. ラジアル・タービン・ロータ 回転試験

セラミック回転体の実際の強度を把握するために、中心孔を持つ背板付きラジアルタービンロータの回転試験を行なった。供試体はRSSN, SSNの2種類で、いずれも射出成形による。密度は抗折試験片のそれと各々ほぼ同様である。供試体の一例を図3に示す。供試ロータは駆動タービン軸にボルトで締結され、常温の真空ピット²⁾内で破壊に到るまで回転される。破片がロータ周囲に巡らされたレーザ・ビームを横切った時の信号をトリカとしてストロボが点灯し、破壊時の瞬間写真を撮影する²⁾。ストロボの遅れ時間は1μs以下、露光時間は1.8μsである。破壊の瞬間写真の一例を図4に示す。破片の移動距離等から破壊の起突方位をかなり明確に推定できる場合も少なくない。

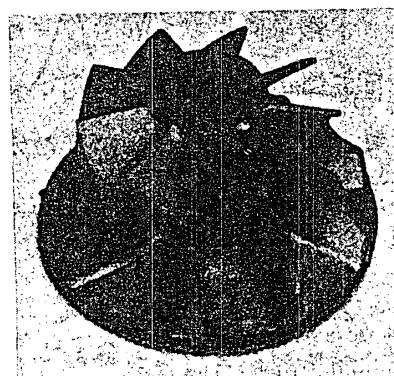


図3. ラジアルタービンロータ

RSSNロータの回転試験結果を図5に示す。試験に供した全個体のデータ(シンボル; ×)はワイブル分布に近いもののワイブル数mはきわめて小さい。

SSNロータの試験結果を図6に示す。全供試体のデータをシンボル「×」で表わす。図2のSSN抗折試験結果と同様、分布の傾向が2つの部分に入別できる。

射出成形法は図3に示したラジアルタービンロータの様に肉厚の急変を含む複雑な形状の成形に適するが、応力伝播の不均一性や流動に伴なうモールドの折り返

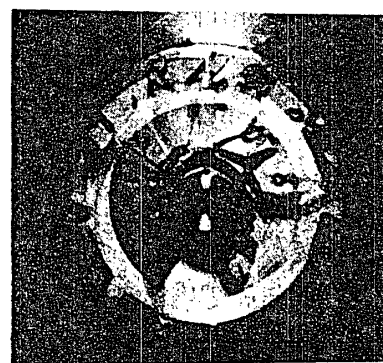


図4. 破壊の瞬間写真

しなどのために大欠陥を生じ易く、金型プレスで成形した抗折試験片と同レベルの欠陥密度(あるいは寸法)に近付けることは困難と考えられる。従って実体の強度評価を行なう際には一定の基準のもとに非破壊検査を行ない、予め欠陥の状態を把握して

おくことが現状では不可欠である。ここでは目視および複数方向からのX線透過写真によって明らかな大欠陥を含まないことを基準とし、これらの個体のみをグループとしてワイブルプロットして図5、6中に示した(シンボル:●)。

この様な個体の選別を行なったRSSNロータの破壊確率(図5)はワイブル分布を示し、平均強度が全個体平均よりかなり大きくなるばかりでなく、ワイブル数 m も大きくなる。しかし依然として3点抗折試験片の m よりかなり小さい。

SSNロータ(図6)についても同様のことが言えるが、SSN抗折試験片と同じように2つの直線部分にはっきり区別できる。

このように目視およびX線検査はポテンシャルの高い個体を選別する上でかなり有効な手段であることが明白である。図7にX線検査によって発見された内部大欠陥(→印)の一例を示す。検査に際してX線透過写真によ

って目視では明らかな表面のクラックは示されない場合が多く、また破壊後の回収片の中からX線検査では確認できなかった大欠陥が発見されることもあり、これらの検査法だけではまだ充分とは言えない。

4. 考 察

Weibull¹⁾によればWLTに従って破壊確率(Failure of Probability)は次式で表わされる。

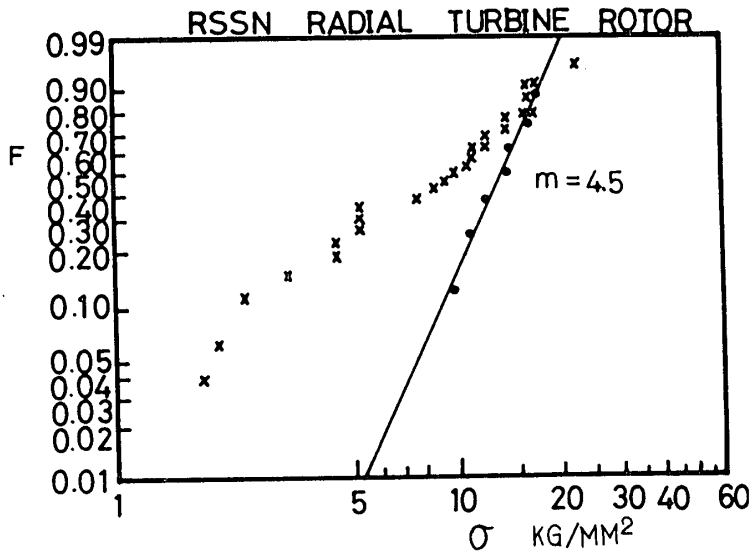


図5. RSSNロータの回転試験結果

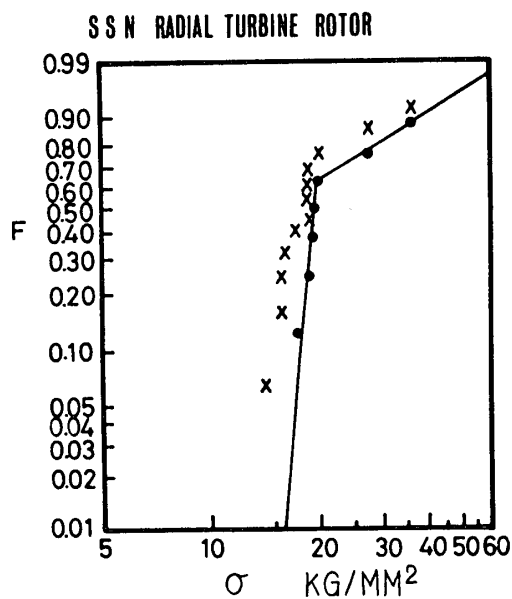


図6. SSNロータの回転試験結果

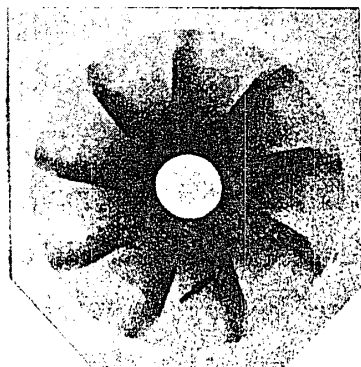


図7. 内部大欠陥の一例

$$F = 1 - \exp \left[- \int \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m dV \right]$$

$$= 1 - \exp \left[- V_E \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \right)^m \right] \quad (1)$$

ここで、 σ_{max} は最大応力、 σ_0 は標準化定数、 V_E は有効体積で次式で定義される。

$$V_E = \int_V \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}} \right)^m dV \quad (2)$$

また平均応力 $\bar{\sigma}$ は、

$$\bar{\sigma} = \sigma_0 V_E^{\frac{1}{m}} \Gamma \left(\frac{1}{m} + 1 \right) \quad (3)$$

これより、

$$\bar{\sigma}_1 / \bar{\sigma}_2 = \left(V_{E2} / V_{E1} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (4)$$

一方、表面欠陥のみが破壊に関与しているとみなせる場合には有効表面積 S_E の概念を適用するのが適当で、同様に

$$\bar{\sigma}_1 / \bar{\sigma}_2 = \left(S_{E2} / S_{E1} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (5)$$

を得る。

式(2)より明らかなように、 V_E 、 S_E を求めるには供試体の応力分布を知る必要があり、ラジアルタービンロータの応力分布を有限要素法により求めた。ここに用いた要素分割図を図8に示す。スレードは直線翼で近似した。供試ロータのスレードは常に半径方向を向いているので、熱や流体力を付与しない常温・真空中の回転試験では直線翼によって応力状態は充分近似されるものと考えられる。一例として最大周速度 $v = 290 \text{ m/s}$ の場合の計算結果を図9に示す。応力値は全て引張りで、最大主応力を示しているが、テイスクリ部についてはほぼ σ_θ 、スレード部はほぼ σ_r が示されているとみなして差し支えない。この分布 (σ / σ_{max}) から式(2)によって V_E 、 S_E が計算される。この際、接線方向には応力分布は均一なもの仮定し、半径方向を

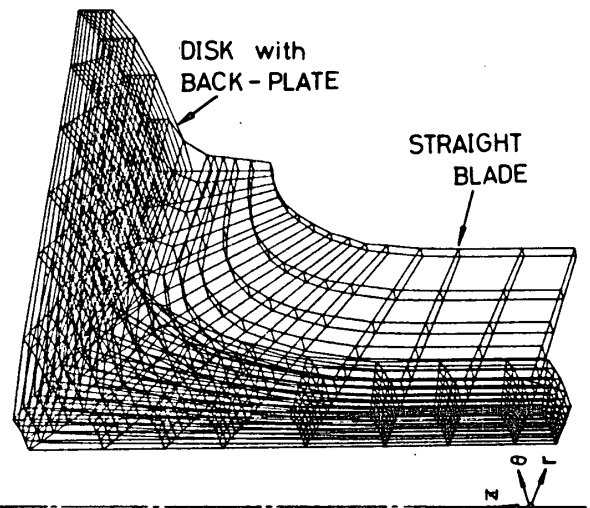


図8. FEM 要素分割図(直翼)

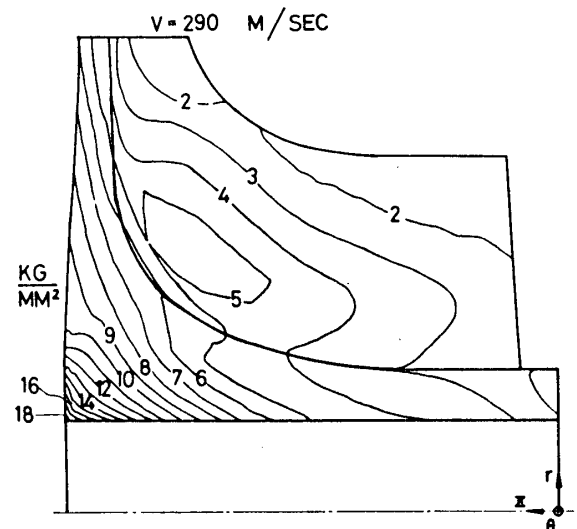


図9. 最大主応力分布の一例

細分して各Δr部について2~7次の多項式で応力分布を近似し積分を行なった。

ロード・ファクタ $K = VE/V$ (V : 実体積) は, σ_θ と σ_r 各々単独で求められるロード・ファクタの和として求めた³⁾が, 中心孔付きのロータでは σ_r は小さく VE には殆ど寄与しない。同様の理由から σ_z および各券断応力成分は無視した。

上述のようにして求めた VE と抗折試験で得られた m を用いて RSSN の抗折試験結果から RSSN ロータの破壊確率を予測し, 図10に破線を示す。

実線は非破壊検査によって選別されたロータの回転試験結果である。予測した平均応力 $\bar{\sigma}$ に比べて実際のそれは40%近くも低く, ワイフル数 m も低い。

RSSN ロータの $\bar{\sigma}$ および m が著しく低いのは, 試作過程の諸条件を管理して個体によって欠陥の密度や大きさに相当のばらつきが生ずるためと考えられる。

図11. 材料特性の弁別と破壊確率予測(SSN)

従って図10に示した予測値と実際値との差異についても再現性を期待し難く, この実験結果のみから補正係数等を導いても実用性には乏しいと予想される。実体成形時のばらつきに関するパラメータを把握すると共に, 抗折試験片の成形も射出成形法を用いるなど, 相方の材料特性を近づける努力が必要である。

SSN の場合, 破壊確率はワイフル分布しないが, その分布傾向が明確に2分されることから, 2つの弁別したグループ毎に比較を行なうことが可能である。図11は2種類の傾きからなる直線の内, 低応力グループと高応力グループとをそれぞれ別個にワイフルプロットしなめしたものであり, 便宜的に前者には S , 後者には V の添字を付して区別した。図11の左側の2組のプロットは実抗折試験片, 右側の2組は実体ロータのプロットである。いずれの場合も低応力部分(シンボル; \bullet), 高応力部分(シンボル; \odot)は各々ワイフル分布とみなせる。低応力部分は前述のごとく表面上

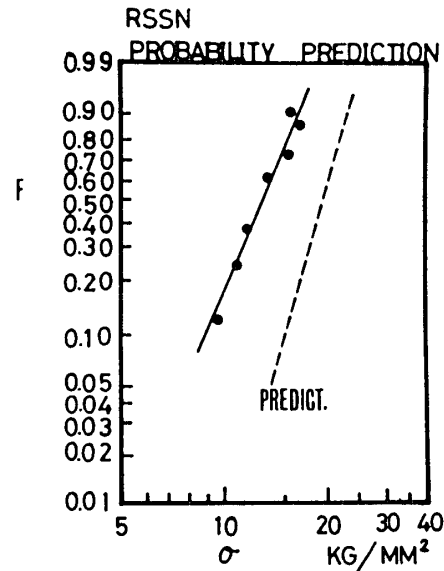


図10. 破壊率予測(RSSN)

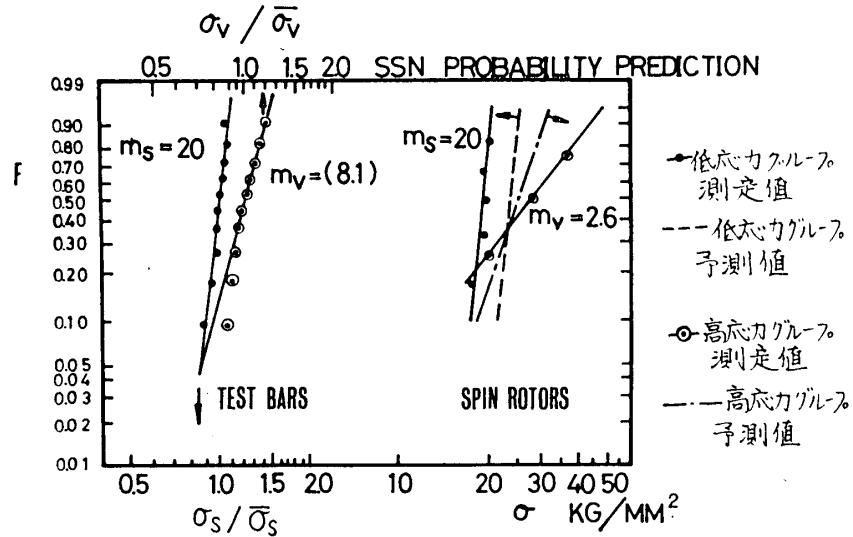


図11. 材料特性の弁別と破壊確率予測(SSN)

に破壊起矣を持つものが多いため有効表面積 SE を用いて実体の破壊確率を予測し、図11右図に波線で示した。ワイズル数 m_s は等しく、予測強度は実体の平均強度の +20% 以内の誤差に留まる。一方高応力部分は VE によって予測し、図11右図に一点鎖線で示した。実体の平均強度は予測強度より 12% 上廻っているがワイズル数 m_s は低い。しかし設計者は低応力部分のみに注目し、20% 程度の実体の強度低下を見込んだ上でその危険率を安全側で予測できる。この様に本研究で評価した供試体に関する限り、SSN ロータは比較的ワイズル数、平均強度が高く、予測精度も優れている点で RSSN ロータより高いポテンシャルを有していると言える。

RSSN と SSN の焼成過程を比較すると、一般に収縮率は SSN の方がはるかに大きく、複雑形状では局所的な収縮速度の相違から内部応力を発生して表面クラックを生ずることが懸念される。それにもかかわらず SSN のポテンシャルが高いのは、収縮に伴う密度増加が深く関与しているためと思われる。すなわち、密度増加に伴う欠陥の微細化や欠陥分布の均一化などの効果が期待できる。一方、低応力部分が表面上から破壊する事象に関しても、収縮時に生じた表面欠陥が起矣となっており、その結果ワイズル数が入さくなるという説明も不可能ではない。今後は以上の諸点に注目し、より信頼性の高いセラミック回転体を開発していく必要がある。

5. 結 言

以上、反応焼結窒化珪素 (RSSN) と常圧焼結窒化珪素 (SSN) のラジアル・タービンロータの回転強度評価を試みた結果について述べた。すなわち、

1. 複雑形状部品は大欠陥を生じ易く、使用に際しては目視、X線透過、その他の非破壊検査による選別が不可欠である。
2. RSSN 成形体の破壊確率はワイズル分布に従う。
3. SSN 成形体の破壊確率はワイズル分布とはならず、2組の特性グループに弁別される。各々のグループでの破壊確率はワイズル分布に従う。
4. 実体の平均強度は抗折試験結果から WLT (Weakest Link Theory) に基づいて予測した強度より 20~40% 低く、RSSN ロータではワイズル数も低い。
5. 本供試体に関する限り、平均強度、ワイズル数および予測精度のいずれの点からも SSN ロータの方が優れた特性を有する。

参 考 文 献

- 1) Weibull W., Journal of Applied Mechanics, vol.18, p.293, 1951.
- 2) 竹内, 佐々木, 自技会学術講演会前刷集, vol.802, p.393, 1980.
- 3) Trantina G. G., et al, Fracture Mechanics of Ceramics, vol.3, p.177, 1977.
- 4) Wertz J. L., et al, SAE-paper, 800194, p.69, 1980.

*松末勝利, 高原北雄, 橋本良作 (航技研)

1. まえがき 窒化珪素及び炭化珪素等のニューセラミックスが金属材料に比して耐熱性, 耐食性に優れかつ比重が小さい等の長所をもつことから高温高強度機械部品材料として期待されている。しかし脆性材料であるという欠点のために複雑な機械部品特に耐久性を要求される強度部品に適用するには, 材料素材の製造から実用機械部品として完成させるまでには幾多の解決すべき問題点があるようである。焼成されたセラミック材料の強度は一般に抗折試験で評価されているが, この抗折強度は引張強度や複雑な部品強度より大きい値を示すので, 部品の強度設計に参考にはなるが直接的な強度データとして用いることはできない。また一方では破壊力学にもとづく破壊靱性値の測定, 又はクラックの成長とその限界値から求められる寿命の推定とか高温における結晶学的な強度理論等が研究されているが, これらの成果を機械部品の設計に取り入れることも現状では無理のようである。従つて本報ではユーザー的見地からセラミックスを機械部品に適用する際材料強度をどの程度に見込んでおけばよいのか, そして抗折強度は強度設計に必要なデータとどのような関係にあるのか等を調べるために, 比較的単純な試験片を用いて強度試験を行いセラミックスの強度評価について考察したので報告する。なお本報は室温での試験結果であるが, たとえ高温で行ったとしても抗折強度と他の試験との強度の相関関係は室温の場合と差程変わらないことが予想されるので, 室温の試験結果を用いて検討することとした。

2. 統計解析による静強度評価 セラミックスのように内部欠陥が多く引張応力に敏感で脆性破壊を起す材料の確率論的取扱についてはグリフィスキ裂の不安定伝播に関連した最弱リンクモデルに基づくワイブルの統計解析が著名であり, 破壊強度のバラッキや強度に対する部品寸法及び応力分布の影響等を説明する理論として広く知られている^{1), 2)}。ワイブルによれば引張応力 σ を受ける内部き裂が破壊を起すときの破壊^{確率}の分布関数は次式で与えられる。

$$F(\sigma) = 1 - \exp \left\{ - \int_V \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m dv \right\} \quad (1)$$

ここで σ_0 , σ_u 及び m はいずれも

材料定数と考えられ, m はワイブル係数である。 σ_u はこれ以下では破壊を起さない応力であるが, この値は通常零として扱われる。また(1)式の積分は破壊が起る条件 $[\sigma_u > 0]$ の領域についてのみ行う。(1)式を物体内の最大応力 σ_b を用いて書き直すと次式が得られる。ただし $\sigma_u = 0$ とした。

$$F(\sigma_b) = 1 - \exp \left\{ -V_e \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_0} \right)^m \right\} \quad (2) \quad \text{ここで, } V_e = \int_V \left(\frac{\sigma}{\sigma_b} \right)^m dv \quad (3)$$

(3)式で表わされる V_e を有効体積と称し、この値は引張応力が作用する場において一軸引張応力場に換算される体積に相当する。(2)式を平均強度 $\bar{\sigma}_b$ を用いて表わすと次式が得られる。³⁾

$$F(\bar{\sigma}_b) = 1 - \exp \left[- \left\{ \frac{\bar{\sigma}_b}{\sigma_b} \cdot \Gamma \left(1 - \frac{1}{m} \right) \right\}^m \right] \quad (4)$$

(4)式を用いて一連の強度データからワイブル係数 m が求められる。 m を求めるにはワイブル確率紙を利用してもよいが、本報では最尤推定法を用いた。試験片の形状や寸法又は負荷方法の異なる試験より得られる平均強度と有効体積との間には(2)式を用いていわゆる寸法効果を表わす式として次式が導出される。

$$\bar{\sigma}_{b2} / \bar{\sigma}_{b1} = (V_{e1} / V_{e2})^{1/m} \quad (5)$$

ここで $\bar{\sigma}_{b1}$, $\bar{\sigma}_{b2}$ および V_{e1} , V_{e2} はそれぞれ平均強度および有効体積である。(5)式により一種類の強度試験データを用いて他の試験片の平均強度を予測することができる。以上は内部き裂を強度因子とした場合の解析であるが、表面き裂を対象とする場合は上記(1)~(5)式の体積を表面積に置きかえることにより同様な関係式が成立する。さらにより一般的に実機形状の物体を対象とする場合には負荷条件も入れて多軸応力状態とき裂の方向性を考慮する必要がある⁴⁾が、本実験で使用した試験片の形状、負荷方法は比較的単純なので本報では前記の(1)~(5)式を使用する。

3. 供試材料及び試験片

高強度セラミックスとして期待される材料に Si_3N_4 , SiC *Sialon* 等があり、焼結法にもホットプレス、常圧焼結、反応焼結等がある。本報では最も強度の大きい Si_3N_4 のホットプレス材と複雑な部品製作に適すると云われている常圧焼結された Si_3N_4 及び SiC 、焼結過程で殆んど収縮の起らない反応焼結の Si_3N_4 等を用いた。使用材料の密度、焼結助剤等を表1に示す。

材質	焼結法	密度 g/cm ³	焼結助剤
Si_3N_4	ホットプレス	3.27	Al_2O_3 , Y_2O_3
〃	常圧焼結	3.10	Al_2O_3 , MgO
〃	反応焼結	2.50	———
SiC	常圧焼結	3.00	———

表1 供試材料

セラミックスの強度試験として抗折試験は最も基本的な試験法であるから本報でも各供試材料について抗折試験片を製作した。使用した標準試験片の寸法は $3 \times 3 \text{ mm}$ の角棒

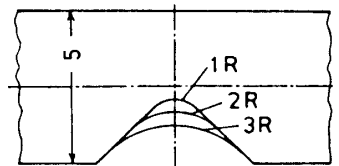
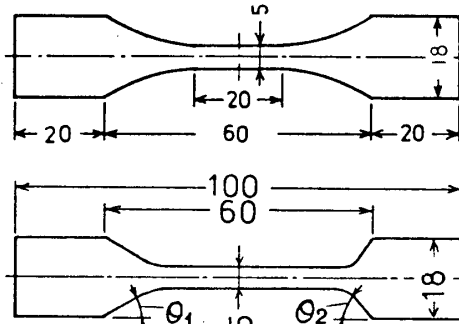


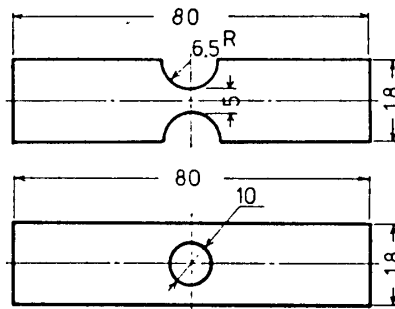
図1 ノッチ付角棒

である。その他の抗折試験には 5 mm 角棒及び図1に示すようにノッチをつけた角棒を使用した。引張試験片は図2に示すような4種類を使用し、回転試験片には図3のような内外径 $60^\phi - 100^\phi$ 及び $30^\phi - 40^\phi \text{ mm}$ の円板と円周にUノッチをつけた円輪を使用した。試験片の表面粗さはホットプレス材の試験片では $1 \mu\text{m}$ 、常圧及び反応焼結材の試験片では $2 \sim 3 \mu\text{m}$ に仕上げてある。各試験片のエッジ部には $0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ の面取りをした。ところで、試験片内に生ずる応力分布は試験片の形状及び負荷方法によって変化する。即ち引張試験では試験領域内で一様な一軸引張応力になるのに対し、抗

折試験の場合は厚さ
方向に沿う応力分布
は直線となり曲げの
中央面で符号が変わる。
回転試験の場合は図
3に示すように円周



応力は半径方向に勾配を
もつ引張応力であり、半
径方向応力も内外周では
零であるがその他の領域
では引張応力である。ノ
ッチを有する角棒及び円



輪又は円孔やノッチをも

図2 引張試験片

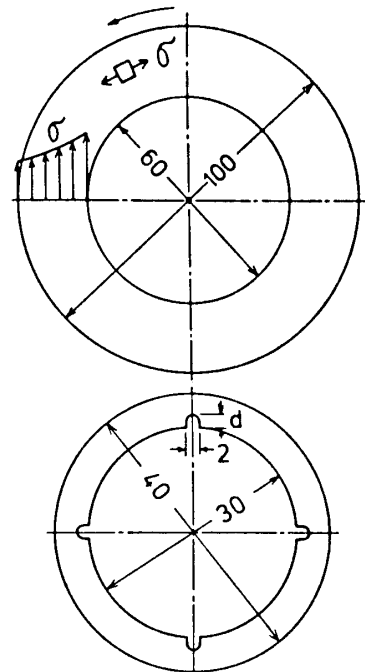


図3 回転試験片

つ引張試験片等ではそれぞれ切欠効果により応力集中を生じ、
切欠き先端の応力勾配は大きい。

4. 強度試験

4.1 抗折試験 各供試材料の3mm角棒
では支点間距離30~40mmの3点曲げ試
験を行い、5mm角棒では支点間距離100mm
の3点曲げ試験と内外支点間距離50,100
mmの4点曲げ試験を行った。各試験に
は島津万能試験機を用い負荷は手動で行
った。負荷速度は0.05~0.1mm/分である。

4.2 引張試験 試験片に正確な一軸引
張荷重を加えることは大変困難である。

本報では図4(a)に示すように試験片両

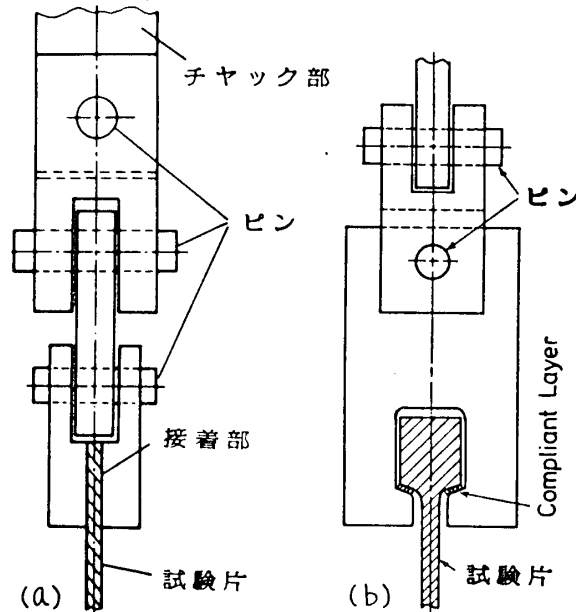


図4 引張試験

端部の両面に金属片を接着してこれにチャック部をピン接合する方法と(b)のような
治具を用いる方法を採用した。これには試験片両面に歪ゲージを貼付した実験も行い、
両者の歪量に差がないことを確認した。

4.3 回転試験 回転試験は上記の抗折試験や引張試験のように治具からの反力がな
く自身の遠心力による負荷試験であるからセラミックスの強度試験には適している。
また、円板内に生ずる応力は円周、半径方向とも引張応力となるので、いわゆる2軸
応力下の強度試験としても有益である。本実験は図5のように軟鋼製段付シャフトに
取り付け回転試験を行い破壊回転数を計測した。ノッチ付円輪の最大応力は $d=1.5$ の

とき $\sigma_b = 4.2 \sigma_0$, $d=2$ のとき $\sigma_b = 5.4 \sigma_0$ (ただし σ_0 はノッチ無し円輪の内周の応力) で計算した。ノッチ周辺の応力分布は有限要素法で計算した。

4.4 円輪の圧縮試験 内外径 $30^\circ-40^\circ$ の円輪を用いて直径方向に圧縮し破壊荷重 P から破壊強度 σ_b を求めた。最大応力は圧縮軸上の円輪内周に生じ, $\sigma_b = 0.453P$ で計算した。

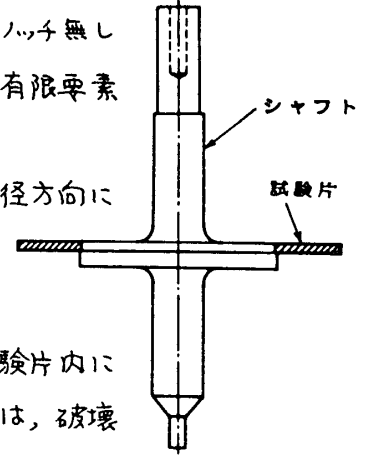


図5 回転試験

5. 結果及び考察 試験で得られる破壊強度としては試験片内に生ずる破壊時の最大応力値を採用した。負荷条件によっては, 破壊の起点と最大応力点とが一致しない場合もあるが, 本報ではあくまで最大応力を破壊強度とした。

各試験の結果を表2に示す。表中の有効体積 V_e は同一材質の3mm角棒の3稜曲げ試験で得られたワイブル係数 m を用いて(3)式から計算した値である。抗折試験以外の V_e は有限要素法で算出した。有効体積は試験片の寸法が

材質	試験方法	個数	平均強度 $\bar{\sigma}_b$	$\sigma_{b \max}$	$\sigma_{b \min}$	標準偏差 $4\delta_b$	ワイブル係数 m	有効体積 V_e (mm ³)
HP. Si ₃ N ₄	3 \square 3稜曲げ $l=40$	57	83.1	108.7	65.8	9.9	8.9	1.8
	5 \square " $l=100$	10	66.6	88.1	59.8	8.3	7.4	12.8
	5 \square 4稜曲げ $\{l_1=50, l_2=100\}$	15	58.7	75.2	38.9	9.3	7.4	62.5
	5 \square " ノッチ付	15	88.5	101.1	77.3			0.6
	3/張	13	50.0	58.3	39.7	6.4	9.6	300.
	回転	9	45.9	54.2	32.0	6.3	8.1	2190.
PL. Si ₃ N ₄	3 \square 3稜曲げ $l=30$	40	55.4	68.3	34.0	7.5	9.2	1.3
	3/張	13	16.9	21.5	11.9	2.9	7.0	300.
	" 円孔付	10	31.4	41.8	24.0	4.7	6.9	2.9
	" ノッチ付	10	32.6	40.6	26.0	5.0	7.4	13.2
	回転	10	31.0	38.8	21.6	5.0	7.7	2050
RB. Si ₃ N ₄	3 \square 3稜曲げ $l=30$	59	22.2	33.2	15.0	3.6	6.4	2.5
	5 \square " $l=100$	20	22.1	26.2	18.0	2.1	11.7	22.8
	5 \square 4稜曲げ $\{l_1=50, l_2=100\}$	20	17.9	21.0	13.8	1.9	11.4	95.9
	3/張	25	13.6	17.7	9.5	2.0	7.7	165.
	回転 ノッチ付円輪	16	16.1	19.2	12.6	1.7	12.6	0.7
PL. SiC	3 \square 3稜曲げ $l=30$	59	43.4	66.3	18.3	9.8	5.3	3.4
	5 \square " $l=100$	20	40.1	49.8	25.2	7.8	6.4	31.5
	5 \square 4稜曲げ $\{l_1=50, l_2=100\}$	20	31.5	41.2	14.4	7.7	5.1	115.
	3/張	27	16.0	23.1	11.8	3.4	5.5	213.
	円輪の圧縮	20	30.7	36.8	23.1	3.6	11.0	8.9

表2 試験結果 (HP;ホットプレス, PL;常圧焼結, RB;反応焼結)

大きく, かつ応力集中の小さい場合に大きくなる。本報で基準試験法として採用した3mm角棒の3稜曲げ試験の有効体積は実用部品と比較するとかなり小さい。ワイブル係数は材料定数と考えられているが, 本試験の場合, 同一材料についても一定でなく, 試験片の寸法, 試験方法等によってバラツキがある。しかし試験個数の少ない試験で求められたワイブル係数は計算精度が低下するので, 本実験の結果からバラツキの原因を解明することはできない。有効体積と平均強度との間には(5)式が成立するので, 両者の関係を両対数グラフに示すと図6~図8のようになる。それぞれ各試験について強度の平均値とそのバラツキの範囲を示す。図中の3 \square 3Pの平均値を通る斜線は基準試験即ち3mm角棒の抗折試験で得られた平均強度とワイブル係数を用いて求められた(5)式の

関係を表わす線
であり、斜線の
勾配は $-1/m$ であ
る。したがって
この線は 3mm 角
棒の抗折試験の
結果を用いて行

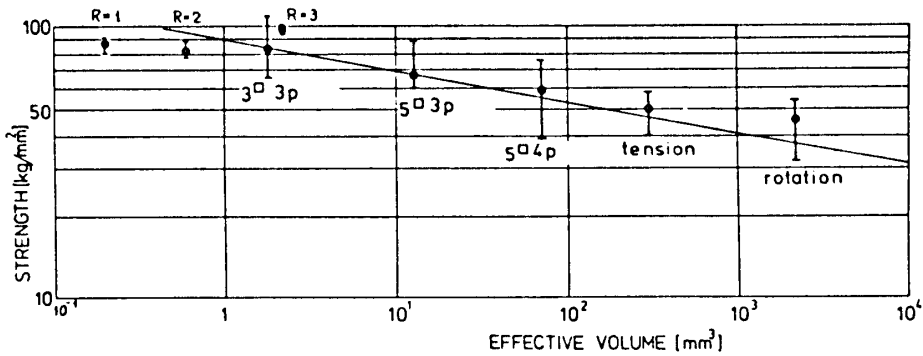


図 6 HP Si₃N₄ の強度と有効体積

われる他の試験片の平均強度
の予測線である。図から明らかなように
HP Si₃N₄ の試験結果は強度予測とよく合
うが、PL 材及び RB 材ではかなりバラ
ツキがある。即ち抗折試験の結果から部
品の強度を予測することは困難である。
なお図 8 の一貞鎖線は試験片表面の研磨
方向が引張応力方向と直角の場合に予想
される強度予測線である。

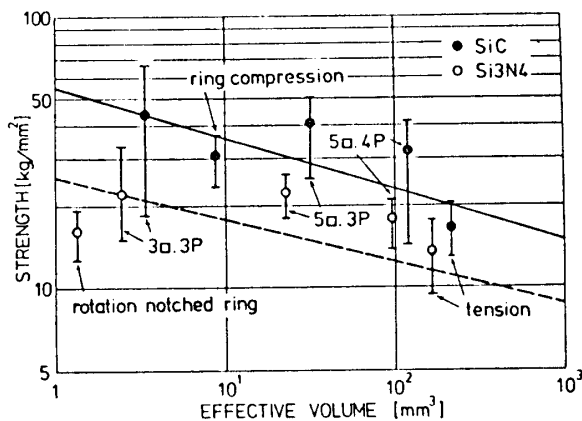


図 7 PL SiC と RB Si₃N₄ の強度と有効体積

HP 材以外の強度予測にバ
ラツキが生じた原因として考
えられることは、まず HP 材
とその他の試験片とでは焼成
加工工程が異なることである。
即ち HP Si₃N₄ の試験片は総て
ホットプレス法で焼成された
板材から切断、研磨加工で製
作されているが、その他の試
験片は焼結前に所定の形状に成形さ

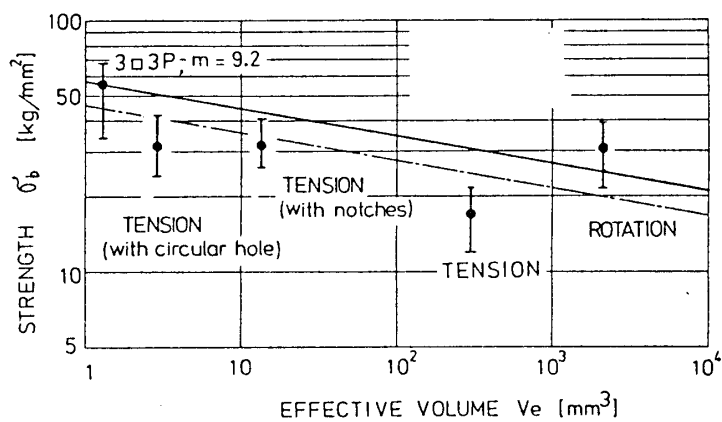


fig. 2. Strength versus effective volume

図 8 PL Si₃N₄ の強度と有効体積

れ、焼結後は表面の研磨加工のみで製作される。つまり単純な板材とか棒材を焼結す
る場合と異形材を焼成する場合とでは素材の焼結時の条件が異なるのではないかと考
えられる。ホットプレス法は圧力、温度及び時間を制御して焼結するものであるから
製造条件の設定が比較的容易なのに対し、反応焼結法では焼結炉内の雰囲気制御も
重要であり、また常圧焼結法では焼結時に 15~20% の自己収縮を起し、かつ結晶の
方向により収縮率が異なる等ホットプレス材と比較して焼結条件の設定がむずかしく、
したがって強度特性にバラツキが生じやすいように思われる。

以上のようにホットプレス法で製作された試験片は他の方法より確しかに統計的な

強度予測はよく合うが、これは多数のデータを用いて得られた平均強度の予測結果であり、個々の部品について強度を予想することは一般に困難である。

例えば、同一ロッド材から切り出された円輪の回転強度と抗折強度の関係を調べると図9に示すように両者の比例関係は必ずしも明確でない。この

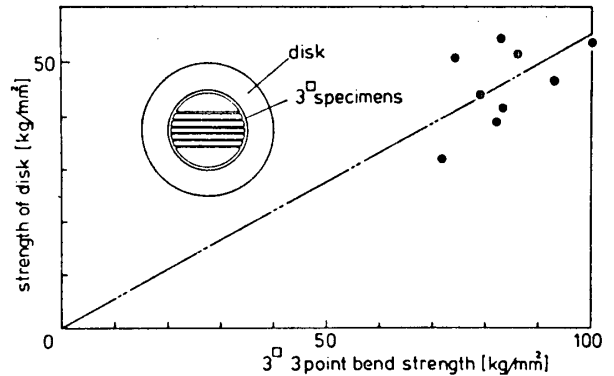


図9 HP Si₃N₄の抗折強度と回転強度

図は HP Si₃N₄ の9枚の板材から円輪と5本の3mm角棒を切り出し、円輪の回転強度を縦軸、角棒の抗折強度の平均値を横軸にとり、各板材毎にプロットしたものである。図中の二点鎖線はプロットの平均値を通る線である。両者の比例関係が成立するとすればこの直線上にプロットされるはずである。しかし、現実にはこの図のようにバラツキがある。このように、同一ロッド材であっても抗折強度を用いて部品の強度を予測することはかなり誤差を生ずる。以上はホットプレス材の例であるが、これが常圧焼結材や反応焼結材になると、部品の強度予測はさらに困難になることが予想される。

いずれにしても、異形材の焼結技術の困難さと加工経費の面で複雑な形状の機械部品の製作には、ホットプレス材より常圧焼結材や反応焼結材の方が適していると云われているので、将来このような材料で製作された強度部品を実用化するためには材料強度のバラツキを小さくすることは勿論のこと、複雑形状の部品の強度を事前に予測できるような評価法の開発も実用化に向けて重要な課題である。

6. あとがき 高強度セラミックスの実用化研究には素材の製法から焼結法、強度評価法、設計法等々について発展させるべきテーマが山積している。その中で、本報では、比較的単純な形状の試験片を用いて静荷重による強度試験を行いセラミックスの強度評価について考察した。同一材料であっても試験片の形状や負荷方法が異なる場合には強度の変動が大きく、かつ強度予測が困難となるという結果は機械部品の製造技術とあわせて検討すべき課題である。今後、複雑な機械部品を対象とし、より実用的な強度評価を行うためには静的な強度試験のみでなく、対象とする機械の複雑な作動条件を想定した実動荷重試験を行い材料の強度を評価することも必要であらう。

参考文献

- 1) Weibull, W., Trans. ASME, Ser. E, 18, 293 (1951).
- 2) D.G.S. Davies, Proc. Brit. Ceram. Soc., NO. 22, 1973, P. 429
- 3) D.G.S. Davies, Fulmer Research Institute Research Report R. 275/5, March 1971.
- 4) 松尾陽太郎, 機械学会論文集, Vol. 46, NO. 407 (昭. 55-7) P. 763.
- 5) Burke, Leno, Katz, Ceramics for High Performance Application II. P. 42, 1972.

Ni基超合金の高温強度に及ぼす二、三の雰囲気の影響

宗 像 良 幸 (船舶技術研究所)
* 千 田 哲 也 (船舶技術研究所)

1. まえがき

従来のガスタービン翼などに使われる超合金は、比較的腐食に弱いものが多いが、ニッケル基超合金IN939⁽¹⁾は、耐腐食性に優れた耐熱材料として開発されたものである。一方、船用機関としてのガスタービンの燃料には、低質重油の使用は避けがたい。ガスタービンでバナジウムやイオウを含む重油を燃焼させると、翼の表面に五酸化バナジウム(V_2O_5)や硫酸ナトリウム(Na_2SO_4)などの灰分が付着する⁽²⁾。これらの灰は、高温で腐食性が強く、材料の高温強度に大きな影響をおよぼすと考えられる。そこで、 V_2O_5 と Na_2SO_4 の合成灰を試薬として、IN939の腐食雰囲気中での高温強度について、大気中の強度との比較において調べた。さらに、負荷の大小や形式によって、腐食による損傷量に差を生じるかどうかについて検討した。

また、石油の代替燃料として水素が注目されている。ガスタービンについても、水素燃焼ガスタービン⁽³⁾や水素による翼冷却⁽⁴⁾⁽⁵⁾等の水素利用が考えられている。水素雰囲気中では、水素脆化や水素侵食によって材料強度が低下することがあるといわれているので、IN939の水素ガス雰囲気中での高温強度を調べるために、純粋水素ガス中での高温疲労試験とクリープアラファチャ試験を行った。

2. 試験装置と方法

(1) 供試材および試験片 ニッケル基超合金IN939の化学成分を表-1に、また、機械的性質を表-2に示す。

疲労試験片は、直径7mmの中実丸棒のもの、と、外径12mm、内径8mmの中実のものとの二種類と

した。水素中の試験

には中実のものを、

また腐食性物質を塗

布するときには中空

のものを用いた。クリープアラ

ファチャ試験には、直径4.5mmの

中実試験片を用いた。図-1に、

これらの試験片の寸法および形

状を示す。

表-1 供試材の化学成分⁽¹⁾

元 素	C	Cr	Co	W	Nb	Ta	Ti	Al	Ni
割合 (wt%)	0.15	22.5	19.0	2.0	1.0	1.4	3.7	1.9	Balance

表-2 供試材の機械的性質⁽¹⁾

温 度 (°C)	耐力 (0.2%) (MPa)	引張強さ (MPa)	伸び (%)	絞り (%)
20	771-800	950-965	30-38	9.0
700	695	915	3.8	7.0
816	621	862	13.2	26.0
927	274	504	23.4	40.0

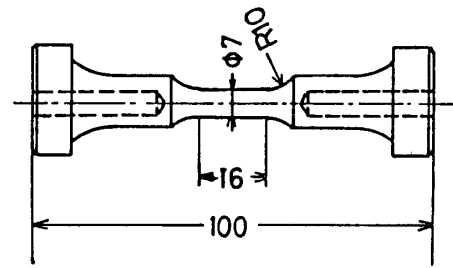
(2) 試験機 疲労試験機は、引張り圧縮式で荷重容量は±5 ton (49 kN)、軸方向最大変位量は±2 mmの電気油圧サーボ方式のものである。また、真空および雰囲気槽をもち、加熱は直接通電によって行う。試験機制御のための伸びの検出は、差動変圧器式または光学式変位検出器を用いて行ったが、ひずみは試験片中央部約6 mmの間隔の標点の移動量を測微望遠鏡で測定して求めた。

クリープアラフチャ試験は、荷重容量1 ton (9.8 kN) の高温雰囲気および真空クリープ試験装置で行った。ただし、腐食性物質を塗布するときには、中空の疲労試験片を用いるため、疲労試験機を用いて、引張側に保持時間を与えることによって行った。

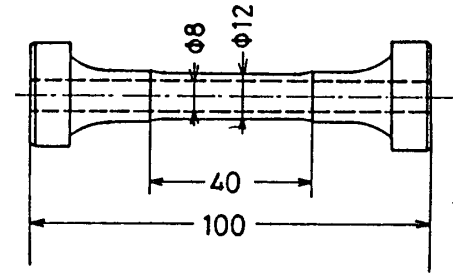
(3) 水素ガス 水素ガスは、疲労試験、クリープアラフチャ試験ともに、雰囲気槽内を回転ポンプで真空にしたのち、ポンベの水素ガス(99.992%以上)を充填した。また、試験中、300~1000 cm³/minの水素ガスを流しつけ、槽内の圧力は大気圧より少し高く保たれるようにして、大気の混入を防いだ。

(4) 腐食性雰囲気 腐食性物質(以下、腐食灰という)は、質量比でV₂O₅ 85%、Na₂SO₄ 15%を混合したものを試薬とした。これは、Na₂SO₄ が15~20%程度のとき、もっとも腐食性が高いとされているからである⁽⁶⁾⁽⁷⁾。また、負荷前の均熱時間中の腐食量に差を生じないように、昇温してから2.5h後に負荷を開始した。

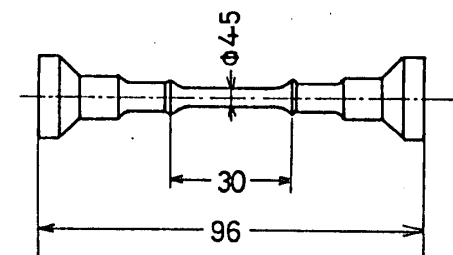
図-2に示すように、中空試験片の



(a) 中実疲労試験片



(b) 中空疲労試験片



(c) クリープアラフチャ試験片

図-2 試験片の寸法、形状

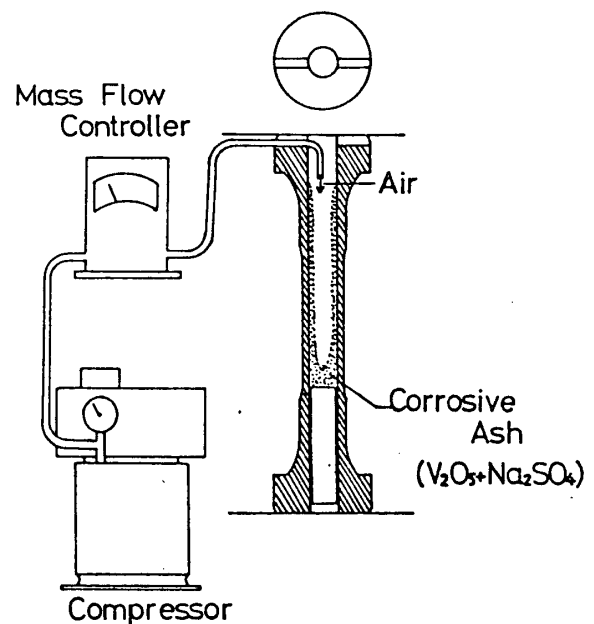


図-3 腐食性雰囲気中での試験

底をふさぎ、中に試薬をアセトンで溶いたものを入れ、試薬が周囲の壁に付着するようにして乾燥させてから加熱、昇温した。また、腐食の反応には十分な酸素が必要なことと、内部の圧力が上がらないようにするため、試験片の上部に溝をつくり、そこにステンレス製のパイプを通して、試験中、毎分20 cm³の空気を供給しつづけた。

V₂O₅とNa₂SO₄の合成灰の融点は、Na₂SO₄を質量比で15%程度含むときには630~650°Cとされており⁽⁶⁾、腐食の影響を調べるためには、これより高い温度で試験する必要がある、さらに、実機の温度もこれよりはるかに高いので、試験温度は850°Cと700°Cとした。

また、負荷の有無あるいは大小による腐食減耗量の差を調べるために、高温無負荷での暴露試験も行った。

3. 水素ガス中での高温強度

図-3は、水素ガス中での疲労強度を大気中の場合と比較して示したものである。ひずみで整理したものをみると、大気中と水素ガス中の強度の差はみられない。一方、応力で整理すると、水素ガス中の方が大気中にくらべ、強度はやや優れている。ひずみの測定が目視によっていることによる誤差は多少あると思われるが、水素中と大気中で、ひずみと応力の関係が少し異なっていると考えられる。いずれにしても、水素ガス中の強度は、大気中にくらべ劣ることはない。

図-4は、クリープラッチャ試験の結果を示したものである。実線は、カタログデータ⁽¹⁾から、Larson-Millerパラメータによって、850°Cの大気中での強度を計算したものである。大気中の強度(○)は、これを少し下回

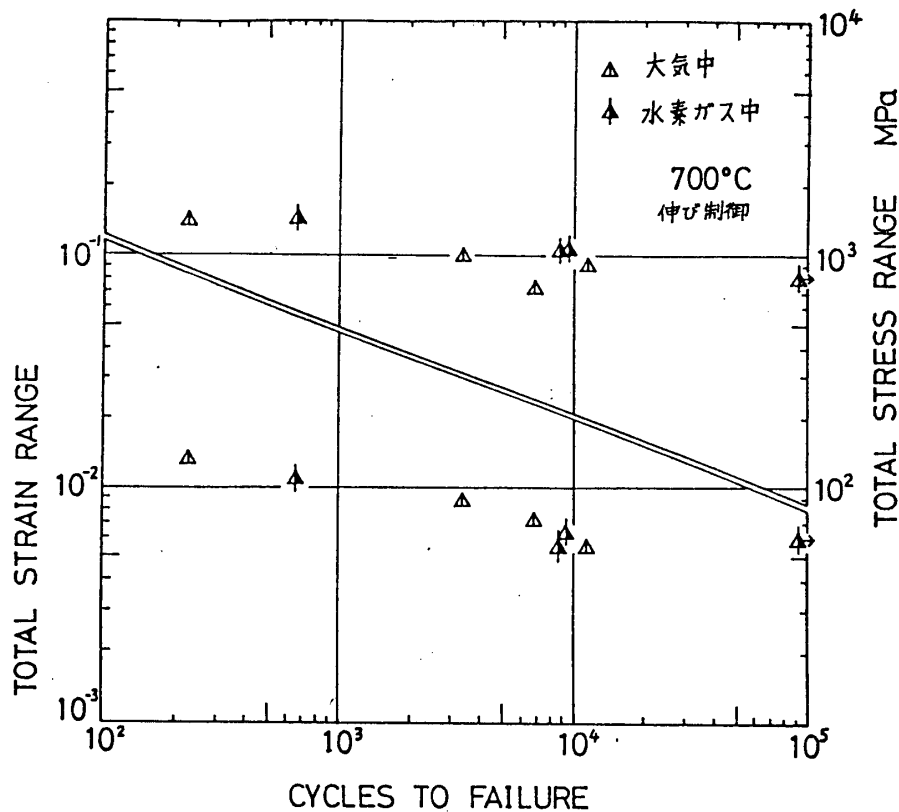


図-3 高温疲労強度 (水素ガス中と大気中との比較)

つている。水素ガス中での強度は、大気中の場合とほとんど変わらない。

4. 腐食性雰囲気中での高温強度

図-5に、腐食灰を塗布したときの高温疲労試験の結果を示す。保持時間は、引張・圧縮時ともに0.1sである。

850°Cについては、腐食灰を塗布した場合の寿命の低下が顕著である。また、低応力のものほど寿命の低下は著しい。

700°Cの場合は、腐食灰を塗布して試験したものが一点しかないが、やはり同応力の塗布しなかった場合にくらべ少し寿命が短い。しかし、その差は850°Cのときほど顕著でない。寿命低下の定量的な評価はもう少し実験を追加してから行いたい。

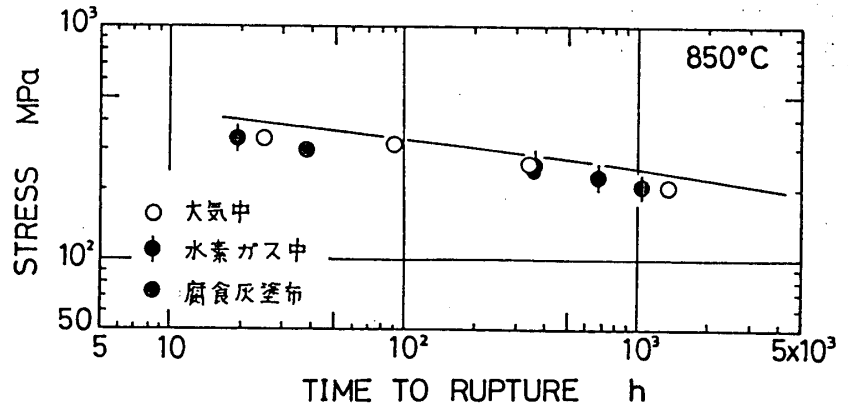


図-4 クリープ破断強度

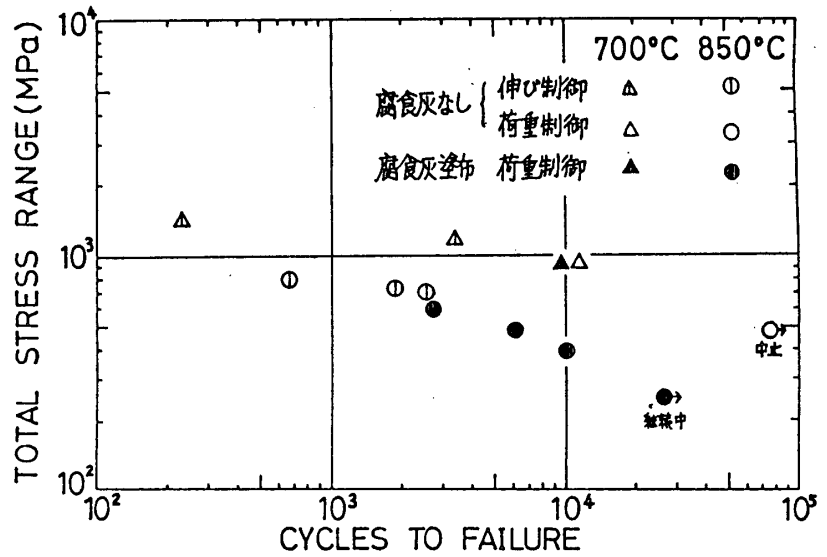


図-5 高温疲労強度 (腐食灰を塗布した場合)

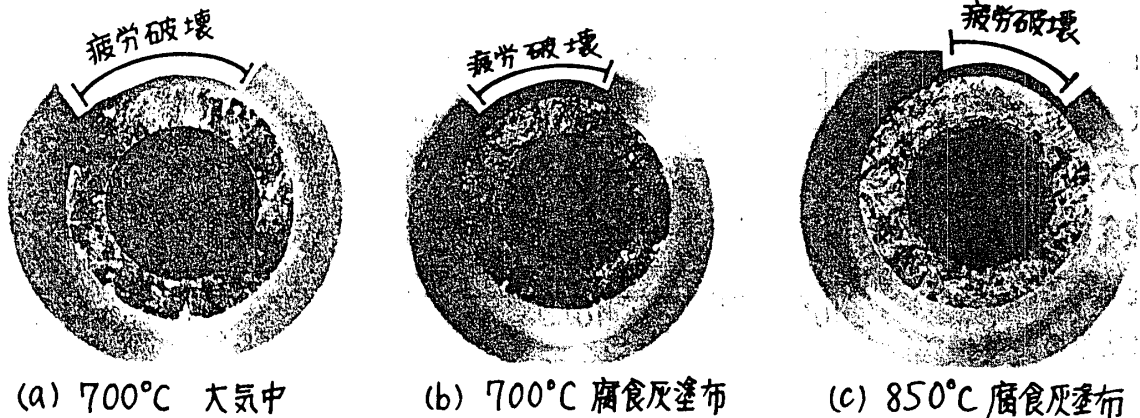


図-6 疲労試験片の破断面

図-6は、疲労試験を行ったものの破断面の写真である。(b)と(c)で内側表面に付着しているのが腐食灰である。疲労破壊によると思われる部分は図で区域を示した範囲であり、他は破断時に引きちぎられた部分である。

腐食灰を塗布したときのクリープアチャ試験の結果は、図-4に●印で示してある。腐食灰を塗布した場合には、しない場合にくらべ寿命が $\frac{1}{2}$ ～ $\frac{1}{3}$ 程度であるが、寿命の長いものについては、さらに検討を要する。

図-7は、850°Cでの試験について、試験時間と腐食深さの関係を示したものである。試験時間は、昇温してから破断、あるいは実験を中止したときまでの時間とした。腐食深さは顕微鏡で測定した。およその傾向として、試験時間が長くなるほど腐食深さは大きくなるといえるがばらつきは大きい。顕微鏡観察によ

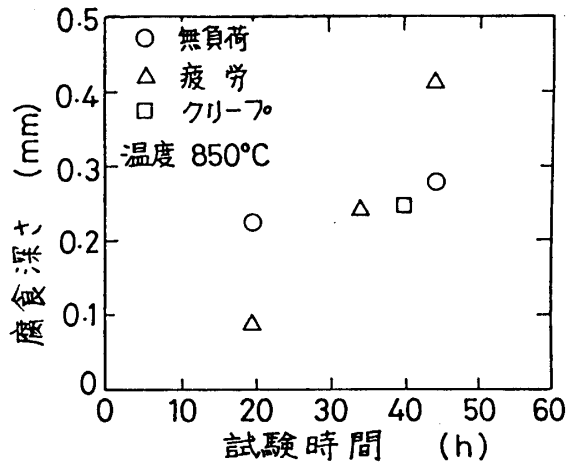


図-7 腐食深さと試験時間との関係

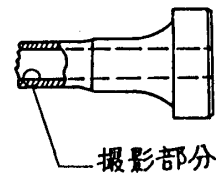
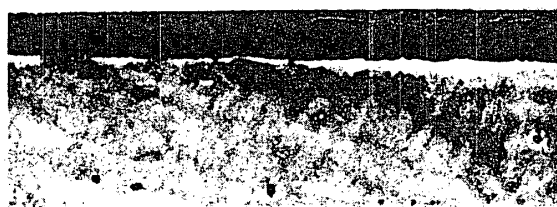


図-8 顕微鏡写真の視野



(a) 700°C 疲労(大気中) $N_f = 11,636$



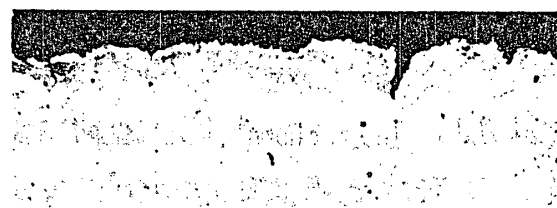
(b) 700°C 疲労 $N_f = 9,688$



(c) 850°C 疲労 $N_f = 2,742$



(d) 850°C 疲労 $N_f = 6,128$



(e) 850°C クリープ $t_r = 40.5$ h



(f) 850°C 無負荷 試験時間 44.8 h

図-9 試験片断面の顕微鏡写真

0.1 mm

ば、腐食灰の付着厚さが腐食量に大きく影響している。腐食灰を均一の厚さに塗布することはなかなか困難で、これまでの方法についてはやや問題があったように思われ、そのためにばらつきが大きくなったと考えられる。しかし、塗布方法の改良のめどもついたので、今後のものについては改める予定である。また、疲労やクリープ、無負荷といった、負荷の大小や形式による腐食量の差は確認することができなかった。

図-8に示すように、試験を行った中空試験片を軸に平行に切断して、切断位置近くの内側表面付近を顕微鏡で観察した。図-9は、その写真である。腐食灰を塗布しない場合、表面はきれいではほとんど損傷を受けていない(図-9のa)。腐食灰を塗布すると、700°Cでの疲労試験では浅いき裂が数多くみられ(b)、850°Cでの疲労試験では大きな凹凸があり、凹部の底にクラックが入っている(c)、(d)。クリープラフアチャ試験を行ったもの(e)と、無負荷の場合(f)は、温度はともに850°Cであるが、やはり凹凸が大きく、はげしく侵食されているのがわかる。

5. まとめ

ニッケル基超合金IN939の、水素ガス中および腐食性雰囲気中での高温強度を調べるために、高温疲労試験とクリープラフアチャ試験を行い、大気中の強度と比較した。腐食性雰囲気としては、五酸化バナジウムと硫酸ナトリウムの合成灰を用いた。これらの試験の結果、次のことがわかった。

- (1) 純粋水素ガス中、700°Cでは、高温疲労強度、クリープラフアチャ強度ともに大気中との明瞭な差はない。
- (2) 腐食灰を塗布した場合には、しない場合にくらべ高温疲労強度、クリープラフアチャ強度ともに低下する。これは、850°Cのとき特に顕著であり、また疲労強度の低下は試験時間が長いほど著しい。
- (3) 腐食灰による腐食の効果は、700°Cよりも850°Cの場合の方が大きく、表面ははげしく侵食される。しかし、腐食灰の付着厚さによる影響も大きく、灰の付着状態に対する注意が必要である。

実験には長時間を要するため、また実験点が少なく、定量的な解析には至っていない。現在も、腐食性雰囲気中で保持時間のある場合の疲労等について実験を行っているところであり、今後も雰囲気の影響が大きくなる長寿命、長時間の試験を行う予定である。

[参考文献]

- 1) INCO IN939, Summary of experimental data, International Nickel Limited(1976)
- 2) 野村他, ガスタービン学会誌 4-16 (1977), 4
- 3) 野村他 第8回ガスタービン定期講演会(1980), 41
- 4) 森下他 第5回ガスタービン定期講演会(1977), 31
- 5) 森下他, 第8回ガスタービン定期講演会(1980), 35
- 6) 原田 防食技術 26-8 (1977), 471
- 7) 原田 材料, 25-278 (1976), 1088

ガスタービン対話型設計システム

*青木素直

(三菱重工業 高砂研究所)

1. まえがき

1973年の石油ショック以来、発電用大形ガスタービン、機械駆動用ガスタービンなど産業用ガスタービンの市場環境は厳しさを増しており、熱効率向上、信頼性向上と合せて、市場動向にマッチした新形機をタイムリーに開発し、製品化することが重要となっている。又、熱効率向上は、高温高圧化を主体として進められており、産業用ガスタービンのタービン入口温度は、進んだ翼冷却法の採用により、1150～1200℃という高いレベルに達している。

このような状況の下で、新形機の開発に携わる設計者には、高性能、高信頼性を有するガスタービンを短期間に効率良く、すなわち、複雑な設計計算を最短期間で、且つ的確に完了させることが課せられる。また、高温化に伴う検討項目の増大により、ガスタービンの設計費用は急増し、その低減を図ることも設計者の一つの課題となっている。

ガスタービンコンポーネントの中で、タービン部は空力、振動、強度、冷却などの要素技術分野が密接に関係しあっており、最適設計を行なうためには全分野にわたる調整作業が必要である。中でも、タービン翼の設計は最も多くの調整作業を必要とするため、従来からガスタービン設計工程上のクリティカルパスとなってきた。

このような背景から、三菱重工業では、タービン設計業務の効率向上、省力化の必要性を重視し、設計システムの体系化、自動化の研究を進めてきた。本論文では、システム開発を終了し、設計実務で大きな威力を発揮している、ガスタービン対話型設計システム(TDSYS)の概要を紹介する。TDSYSはGas Turbine Interactive Design Systemの略称である。

2. 対話型設計システムの必要性

2.1. ガスタービン翼設計作業上の問題点

タービン設計業務は、次の5段階に分けられる。

- ①タービン流路形状及び各段速度三角形設計
- ②翼形空力設計
- ③内部冷却構造設計
- ④翼振動強度設計
- ⑤設計された翼のデータによるタービン性能計算

①～⑤は、図1に示すフローチャートに沿って行なわれる。

各設計段階では、それぞれ数本の計算プログラムにより設計計算が行なわれ、使用される計算プログラムの総数は20本に達する。もし、これらの計算プログラムが、インプット・アウトプットとも各々分離独立した単発プログラムでバッチ処理されると、インプットデータの作成・査検、アウトプットデータの整理に多大の労力を必要とし、又、自動作画機能がない場合には、更にグラフィック作業が伴なうこととなる。このため、タービン設計作業の効率化には、多量の設計データの自動的な処理が可能な設計システムの開発が必要となる。

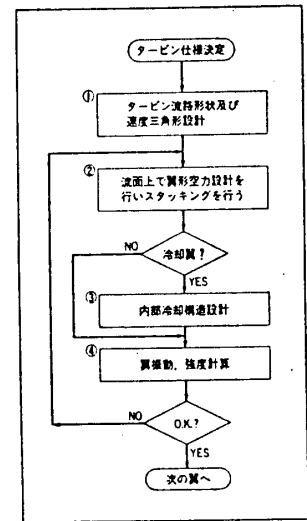


図1 タービン設計フローチャート

2.2. 対話型設計システムの採用

実際の設計業務では、図1のフローに沿って、多量の入出力データを取扱いながら設計基準が満たされるまで試行錯誤による繰り返しが行なわれる。しかも、計算結果によっては、前の設計段階に立戻って、条件を変えた再計算を行なわざるを得ない場合も多く、インプットデータを与えなおすのに総合的判断が必要とされるため、設計作業の完全な自動化は必ずしも効率良いものとは言い難い。したがって、設計計算を電算機で行い、結果の是非を設計者が判断して、次の段階に進む形式、すなわち「対話形式」が最も効率的と考えた。一般に、対話形の設計システムを開発する場合の注意点として、次の項目が挙げられる。

① 汎用大型電算機を使用すること。

これは、設計計算の内容が、解析計算を主体としており、計算内容のレベルアップを必要な都度、容易に行なえるようにしたためである。

② TSS (タイムシェアリングシステム) のもとで使用すること。

これは、試行錯誤を、設計者の判断により、対話形式で容易に行なえるようにするためである。

③ グラフィック端末を使用すること。

図形表示を迅速に行うためである。

④ 各計算プログラムを対話形式にしておくこと。

⑤ 各計算プログラムは、ファイルを介してデータが伝達されること。

⑥ 各計算プログラムは、再計算が簡単に実行できるよう、以前のインプットデータが保存されていること。

3. ガスタービン対話型設計システム (TDSYS) の概要

TDSYSは、図1の各設計段階に対応する次の4つのサブシステムから構成され、各サブシステム間、プログラム間のデータの伝達はファイルを介して行なわれる。

- i) GASPATH (流路設計サブシステム)
- ii) BLDES (翼形空力設計サブシステム)
- iii) TACCOOL (冷却設計サブシステム)
- iv) BLVIB (翼振動・強度設計サブシステム)

システムの構成を図2に示し、このシステムフローに沿ってTDSYSの概要を説明する。

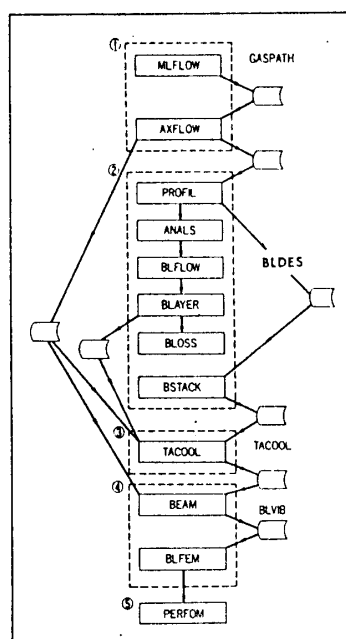


図2 TDSYS フローチャート及びファイル構成

3.1. 流路設計サブシステム (GASPATH)

GASPATHは、タービン平均径速度三角形設計プログラム (MLFLOW)、タービン軸対称流れ解析プログラム (AXFLOW) から構成される。MLFLOWは、タービン損失予測プログラム (TLOSS) を内蔵し、タービン入口条件、タービン出力、段数、回転数、各段の負荷係数、流量係数、反動度などの基本的な条件を与えることにより、タービン基本寸法、平均径速度三角形、効率などが求められる。MLFLOWによる最適化計算により、概略タービン寸法、段数、各段出力、タービン効率及び平均径速度三角形が決定される。これらのデータは、ファイルを介してAXFLOWに伝達される。AXFLOWでは、これらのデータに加えて、静翼出口のボルテックスパターン、仕事の半径分布などを指定することにより、タービン軸対称流れの解析が行なわれる。AXFLOWによる最適化計算により、詳細なタービン流路形状、流線のパターン、各翼前後の半径方向状態量及び速度三角形が決定される。

3.2. 翼形空力設計サブシステム (BLDES)

AXFLOWで得られたデータのうち、翼形設計に用いられる基本流面 (通常3~5流面) のデータは、ファイルを介してBLDESに伝達される。BLDESでは、翼形作成 (PROFIL)、翼列パラメータ解析 (ANALS)、翼面速度分布計算 (BLFLOW)、翼面境界層計算 (BLAYER)、2次元翼列損失計算 (BLOSS)、各翼断面スタッキング (BSTACK) が行なわれる。これらの計算は、対話による応答で行なわれ、計算結果はTSS端末に図形及び文字として出力される。計算結果が空力設計基準を満たさない場合、設計者はPROFILに戻し、翼

形の再設計を行なう。BLDESに組み込まれた機能により、設計工期が著しく短縮されている。全翼断面が空力設計基準を満たして設計された後、それらはBSTACKでスタッキングされる。動翼は重心を半径線上にそろえて、静翼は指定通りにスタッキングされる。スタッキングされた翼の3次元形状は、同時にグラフィックディスプレイ上に描かれ、その形状のチェックが行われる。

3.3. 冷却設計サブシステム (TACCOOL)

冷却翼の場合、基本流面上で設計された翼の形状、翼面境界層計算により得られた熱伝達率分布、翼面圧力分布などのデータがファイルを介してTACCOOLに伝達される。TACCOOLでは内部冷却構造を設定し、冷却流路ネットワークの流量バランス、翼断面内メタル温度分布、冷却空気量及び熱応力が計算される。

3.4. 翼振動・強度設計サブシステム (BLVIB)

スタッキングされた翼は、BLVIBで寿命、疲労強度、固有振動数、振動応力などの解析が行なわれる。BLVIBは、設計作業を効率的に行うため、はり理論による振動・強度設計 (BEAM) と FEM による振動・強度設計 (BLADE) の2段階の選択ができるようになっている。まず BEAM では、スタッキングされる翼の設計断面から計算に必要な翼断面が内挿により求められ、その面積、断面2次モーメントなど、一連の断面乗数が自動的に得られる。一方、翼の受けるガス力、メタル温度分布は、AXFLOW、TACCOOL よりファイルを介して伝達される。これらのデータ及び BEAM に組み込まれている材料強度データにより翼の固有振動数、クリープ強度、疲労強度などの強度検討に必要な項目が計算される。得られた結果が、強度設計基準を満たさない場合は、BLDES に戻りその結果を基に修正すべき断面を指定し翼形修正を行う。修正された翼断面は、他の修正されなかった翼断面とともにスタッキングされ、BEAM で振動・強度解析が行なわれる。BEAM で概略強度設計がなされた翼は、次に BLFEM でより詳細な振動・強度解析が行なわれる。BLFEM は、メッシュジェネレーター (MESH) と FEM プログラム (BLADE) で構成されている。翼形状、材料強度データ、メタル温度分布など必要なデータが BEAM よりファイルを介して伝達されると、まずメッシュジェネレーターにより要素分割が行われ、各要素にデータが割り振られる。次に、境界条件を指定することにより計算が行なわれる。本システムの使用により、FEM プログラムにより短期間のチューニングが可能である。計算結果が、強度設計基準を満たさない場合は、BEAM と同じく BLDES に戻る。振動・強度設計が完了すると、ガス力により翼に加わる曲げ応力を打ち消すためリネーシングが行なわれる。

BLDES, BLVIBで行なわれる空力, 振動, 強度間の最適化作業は, ガスタービン翼設計作業の主体をなすものであり, 従来, 多大の労力を必要としてきた。特に, はり理論では十分な解析精度が得られない幅広の長大翼の場合, FEMプログラムによるチューニング作業が不可欠なため, 長期にわたる設計工程が必要であったが, 本システムの使用により大幅な短縮が可能となった。

以上の手順により, 全段の翼が設計されると, それらのデータを用いてタービン性能解析プログラム (PERFOM) により設計実性能, 部分負荷性能の計算が行なわれる。PERFOMは, MLFLOWと同様なタービン平均径性能計算プログラムで, タービン入口条件, 翼列条件, 段数, 膨張比, 回転数などの諸条件から, タービン効率, 出力, 平均径速度三角形などが得られる。

図3に, TDSYSを使用したガスタービン翼設計作業を示す。



図3. TDSYSによるガスタービン翼設計作業

4. あとがき

産業用ガスタービンのタービン設計業務の効率向上, 省力化を図るため開発された対話型設計システム (TDSYS) の概要を紹介した。TDSYSは, 既に大容量機, 小型機を含む多くのガスタービン開発プロジェクトで使用され, タービン部設計工期の大幅短縮 ($1/2$ 以下) に貢献するとともに, より高度の最適設計を可能にさせた。今後, 本システムの高度化を図るとともに, これを用いてガスタービンの高効率化, 信頼性の向上に邁進し, 省エネルギー時代の原動機開発に貢献したいと考えている。

ガスタービンの実時間シミュレーション

* 杉山 七 契 (航空宇宙技術研究所)
西尾 健 二 (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の形状、サイクルは高性能化、ミッションの多様化にともない極めて複雑なものになってきている。可変ノズル、可変静翼をはじめとした可変幾何形状エンジンへの動きがそれである。これにともないエンジンの動作特性は増々複雑なものとなり、またエンジン制御器への要求も厳しくなっている。

制御システムの設計、評価、動作テスト等の一連の制御問題を取扱う上で、エンジン・シミュレーションの重要性はよく知られている。特にエンジン制御器ハードウェアとの結合による閉ループテスト等、シミュレーションが外界との干渉を含む場合、実時間動作のシミュレーションが必要となる。

種々のガスタービンエンジンの実時間シミュレーションはハイブリッド方式、デジタル方式により試みられてはいるが、シミュレーション装置の能力の制限から、計算モデルの単純化、仮定の導入等、シミュレーションの忠実度を犠牲にせざるを得なかった。ガスタービンエンジンのシミュレーションモデルをハイブリッドあるいはデジタル計算機に組込む場合、演算の大部分は要素特性の計算に費やされる。演算の精度、信頼性、等の利点から、ハイブリッド方式においてもこの演算はデジタル部で行われるため、デジタル演算の所要時間が、実時間シミュレーション実現のための重要な因子となっている。上述のようなガスタービンサイクルの複雑化は、デジタル演算所要時間の増大をもたらす。また反対に、必要とされるエンジンダイナミックスの周波数帯域は増々広くなってきており、より短い演算所要時間が要求されている。このため従来の汎用ミニコンピュータを中心としたデジタル、あるいはハイブリッド・シミュレーション装置はもはや限界にきており、画期的なシミュレーション装置の出現が待たれていた。

その一つとして、並列処理、パイプライン技術を導入した超高速デジタル・シミュレーション装置 AD10 をあげることができ。本報告は、この AD10 を用いたガスタービンエンジンのシミュレーションについて述べる。シミュレーションの忠実度を損うことなく、演算時間は飛躍的に速くなり、実時間あるいは実時間より速い演算が可能になっている。ソフトウェアは高度にフレキシビリティに富み、可変幾何形状エンジンを含む広範な型式のガスタービンエンジンに適用可能なことができた。

2. ハードウェア

最近のシミュレーションの傾向は(1)大規模—数十~数百の状態変数を有する, (2)スティブ—特性周波数(時定数)が広い周波数領域(3デカード以上)にわたる, (3)非線型—多変数表示の実験データ及び解析データ, 等で特徴づけられ, いずれも計算規模の増大をもたらす。ガスタービンエンジンのシミュレーションもこの傾向にあり, 詳細な計算モデルでは状態変数は数十, 周波数帯域は0~数十Hz, 多数の非線型多変数関数(1~3変数関数)を有している。このようなシステムの実時間シミュレーションは従来の装置では不十分で, AD10のような新しい概念で設計された高性能シミュレーション装置を必要とする。

AD10は並列演算技術, パイプライン技術を用いて演算の高速化をはかり, 多変数関数の発生に適したハードウェア構成をもつ超高速特殊デジタル計算機で, 高速シミュレーションに必要な機能, 則ち高速高精度演算, 多変数関数発生機能, 数値積分機能, 外部機器との結合のための入出力機能を適切に有している。図1は基本構成図で, 制御プロセサ(COP), メモリプロセサ(MAP), 論理決定プロセサ(DEP), 演算プロセサ(ARP)の4つのプロセサと大容量のデータメモリ(DM)が共通バスに結合されており, 演算の実行のために各プロセサは100 msecのバスサイクルに同期して並列に演算を行う。多変数関数の線型内挿のための基本式 $(A+B)*C+D$ は175 msecで計算され, パイプライン構造によりこの計算結果は100 msec毎に得られる。このため関数発生演算時間は3組の1変数関数 $3.4 \mu\text{sec}$, 3組の2変数関数 $5.5 \mu\text{sec}$, 3組の3変数関数 $7.3 \mu\text{sec}$, 3組の4変数関数 $10.3 \mu\text{sec}$, 3組の5変数関数 $15.7 \mu\text{sec}$ ……と極めて速い。また関数発生のためのデータを格納するデータメモリの容量は1000Kワードと極めて大きい。これらの機能の全てが複雑なシステムの実時間シミュレーションを可能にしている。

通常のシミュレーションにおいては, メモリ容量の制限からデータ点の内挿による関数発生は非解析的多変数関数(実験データ等)に用いられ, 解析的関数の発生は逐次計算で行われる。しかしAD10のように大容量のデータメモリをもち, 高速の多変数関数の発生が可能の場合, 計算を出来る限り関数発生により行う方が能率的であるため, シミュレーションモデルの計算法を再検討する必要がある。

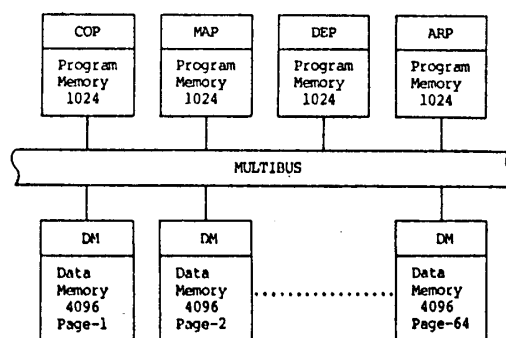


図1 AD10基本構成

3. ソフトウェア

ガスタービンエンジンはそのミッションにより種々の型式のものがあるが、それらは比較的少数の基本的要素で構成されており、ほとんどのエンジンが基本的要素を適切に結合することによりモデル化される。この基本的要素として(1)圧縮機、(2)タービン、(3)ノズル、(4)ダクト、(5)ブリード、(6)空気取入口、(7)容積、(8)ロータ、をあげることができ、要素(1)~(6)は静的要素で特性マップ、定数、熱力的・空力的関係式でモデル化される。また、要素(7)(8)は動的要素で保存法則(角運動量保存、質量保存、運動量保存等)でモデル化される。

これらの計算モデルの入出力関係を適切に配備することにより、図2に示すような計算モジュールを構成することができ、ガスパス要素(1)~(7)の計算モジュールにおいて、左側の変数は上流要素に関係する変数、右側の変数は下流要素に関係する変数、上側の変数はロータ要素(8)に関係する変数、下側の変数はその計算モジュールの独立変数(操作変数)である。図2から明らかなように静的モジュール(1)~(6)は入出力関係が同一であり、動的モジュールに容易に結合させることができる構造となっているため、モジュールの適当な配置により、種々の型式のガスタービンエンジンに適用することができ、これらの基本要素の計算モデルをAD10言語でコード化すると、演算時間は図3に示すように、詳細な計算モデルを用いても従来のデジタル演算に比べ飛躍的に向上している。

全体シミュレーションは、これらの計算モジュールのための関数データ、定数の設定とともに、計算モジュールの結合方法に関する情報を与えることにより完成される。

代表的なジェットエンジンの1サイクルの演算時間(Frame Time)は図4に示すように1msec前後であり、これは周波数帯域0~20Hzの演算精度を保證するに十分である。

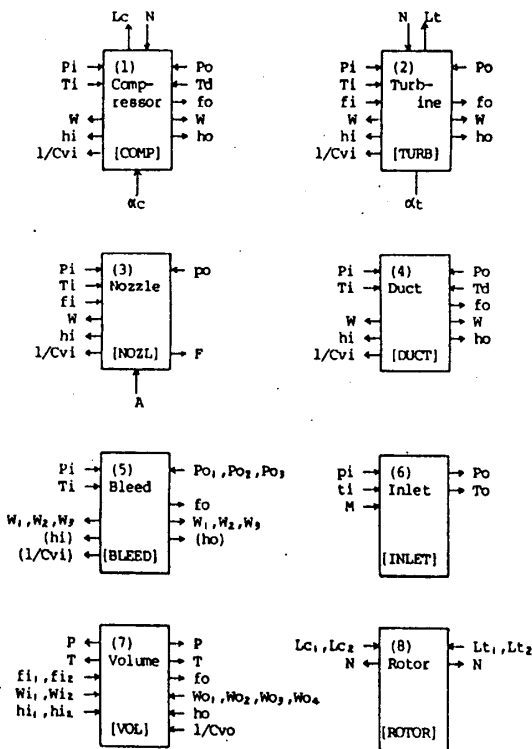


図2 計算モジュール

Component	Execution Time
Compressor	71.5 [μ sec]
Turbine	68.0
Nozzle	59.6
Duct	31.1
Bleed	39.2
Inlet	36.3
Volume	46.7
Rotor	23.9

図3 計算モジュールの演算時間

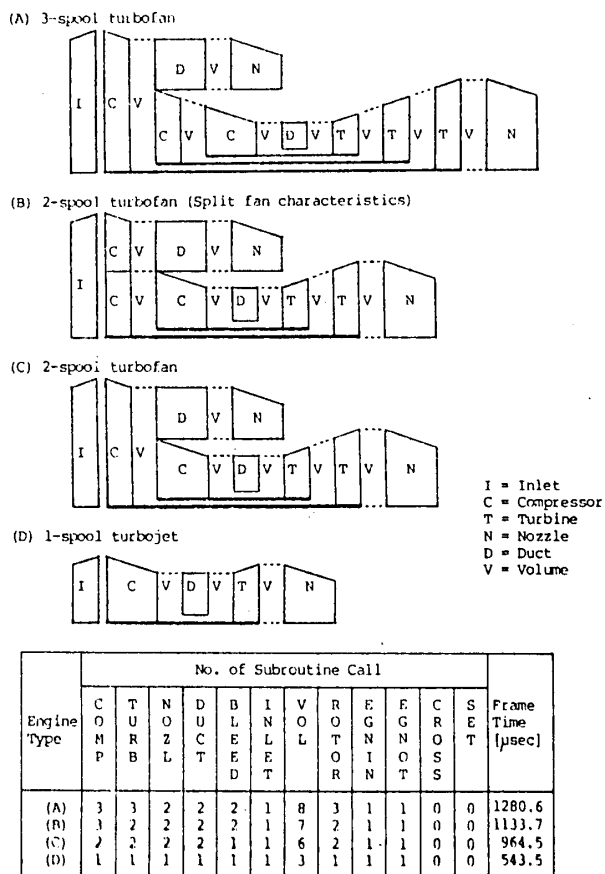


図4 各種エンジンの演算時間

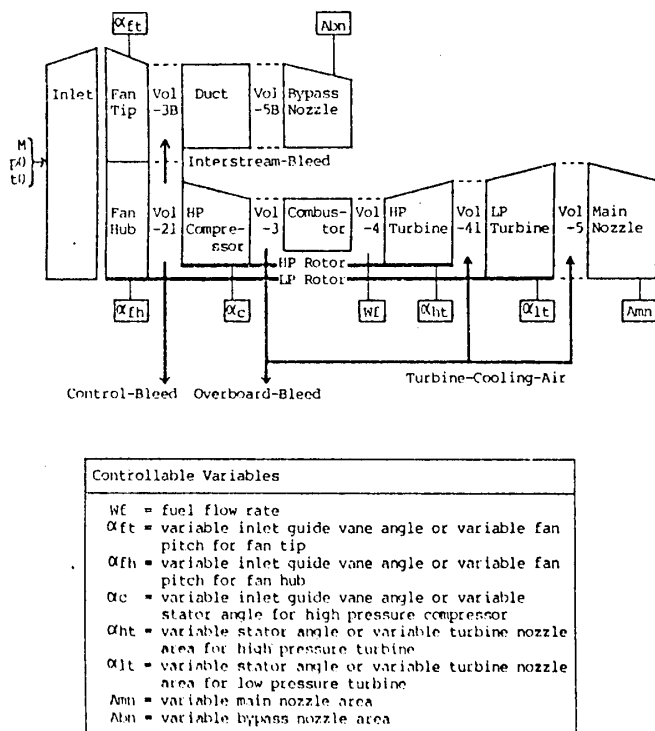


図5 エンジン構成及び制御変数

4. シミュレーション例

エンジン要素特性、エンジン全体性能が既知である2軸ファンエンジンについて、上記の手法を用いてシミュレーションを試みた。エンジン構成及び制御可能部を図5に、またシミュレーションの規模及び性能を図6に示す。ここでファン、高圧コンプレッサ、高圧タービン、低圧タービンの要素特性は可変翼等の影響を考慮するため変数関数として取扱っており、計算モデルと詳細なものを採用している。また、シミュレーションソフトウェアもフレキシビリティを重視し、再プログラミング、スケーリングなしに、可変幾何形状エンジンを含む種々のガスタービンエンジンに適用することができ

る。

(参考文献)
Szuch, J.R.; NASA TMX-3106, TMX-3261
Nishio, K: ASME Paper 74-GT-19

No. of State variables	16
No. of Variables	123
No. of Constants	29
No. of Function Data	
1-variable function	31
2-variable function	12
3-variable function	10
No. of Access of Function Data	
1-variable function	64
2-variable function	27
3-variable function	10
Frame Time [msec]	1.1337
Program Memory Requirement [words]	
Control Processor (COP)	592
Memory Address Processor (MAP)	354
Decision Processor (DEP)	317
Arithmetic Processor (ANP)	881
Data Memory Requirement [words]	32K
	(8 pages)

図6 シミュレーション規模

* 稲垣 詠一 (東理大 理工)
 須三郎 量寛 (東理大 理工)

1. まえがき

ガスタービンを「アイドルリング」から設計点まで加速する大域加速性について、前報³⁾では、可変ノズル付2軸型ガスタービンを対象に、非線形数学モデルを導き、部分負荷特性について検討した。さらにガス発生機側と出力側の干渉が弱いことに着目して、ガス発生機が負荷と独立に扱えることを示し、大域加速性について線形化の限界を示し、動特性の検討を行ない、ノズル角制御、燃料制御の制御スケジュールの決定法について報告した。ここで問題となるのが、加速途中でのサージング、タービン入口温度制限、過回転などの多くの制約条件である。ガスタービンの加速制御スケジュールを決定するには、これらの状態変数に制限のある問題として論ずる必要がある。

本研究は、可変ノズル付2軸型ガスタービンについて、サージング防止、タービン入口温度制限を不等式制約条件として、最適制御問題に組み入れ、SUMUP (Sequential Unconstrained Method Using Penalty) を適用して、最適制御スケジュールを決定する方法について述べたものである。

2. 可変ノズル付2軸型ガスタービンの数学モデル

ガスタービンをいくつかの管路の組合せと考え、この管路内で流れる準一次元流れとすると、連続の式; $\frac{\partial(\gamma A)}{\partial t} + \frac{\partial(\gamma AU)}{\partial x} = 0$, 運動量式; $\frac{\partial(\gamma AU)}{\partial t} + \frac{\partial(\gamma AU^2)}{\partial x} = [-\frac{\partial P}{\partial x} + \Delta P]$, エネルギー式; $C_p \gamma \frac{DT}{Dt} = \frac{1}{\gamma} \frac{DP}{Dt} + \dot{Q}$, $\frac{D}{Dt}(\cdot) = \frac{\partial}{\partial t}(\cdot) + u \frac{\partial}{\partial x}(\cdot)$, 気体の状態式; $P = \gamma RT$ で表わされる。さらに管路内で密度の時間的変化はきわめて速く、すでに定常に達しているとして $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$, 流速 u は重量流量 $G = \gamma AU$ に含めて考えた。燃焼器は容積 V_B を持ち、エネルギーの蓄積を考慮して、燃焼器出口状態に対して集中定数化すると、圧縮機流量 $dG_c/dt = f_1(G_c, N_c, P_2)$; 燃焼器出口圧 $dP_3/dt = f_2(G_c, T_3, G_T, N_c, G_f)$, 燃焼器出口温度 $dT_3/dt = f_3(G_c, P_3, T_3, G_T, N_c, G_f)$; タービン流量 $dG_T/dt = f_4(P_3, T_3, G_T, \theta)$ なる常微分方程式で表わされる。さらにガスタービンを構成する各要素の特性として、圧縮機特性 $\gamma_c = \gamma_c(G_c, N_c)$, 圧縮機効率 $\eta_c = \eta_c(G_c, N_c)$, 燃焼効率 η_B , 高圧タービン特性と効率 η_{TH} , 低圧タービン特性と効率 η_{TL} を導入する。ガス発生機側と出力側の干渉は弱いから、簡単な計算の結果、低圧タービン出口圧 P_5 をガス発生機側の変数を用いて表わせ、負荷と独立に扱える。したがって、ガス発生機軸の方程式、燃料制御、ノズル角制御を一次連立系として、これらの方程式を組合せ、状態変数として設計点で

規格化して, $G_c/G_{cd} = x_1(t)$, $P_3/P_{3d} = x_2(t)$, $T_3/T_{3d} = x_3(t)$, $G_T/G_{Td} = x_4(t)$, $N_c/N_{cd} = x_5(t)$
 $G_t/G_{td} = x_6(t)$, $\theta/\theta_d = x_7(t)$, 制御入力として $G_{t0}/G_{3d} = u_1(t)$, $\theta_0/\theta_d = u_2(t)$ とおくと, 次の非線形連立常微分方程式を得る。

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2, x_5) = k_{11} f_{rc}(x_1, x_5) - k_{12} f_{rc}(x_1, x_5) x_1^2 - k_{13} x_2 - k_{14} x_1^2 x_5^{-1} f_{T2}(x_1, x_5) \\ \dot{x}_2 = f_2(x_1, x_3, x_4, x_5, x_6) = k_{21} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 - k_{22} x_3 x_4 + k_{23} x_6 \\ \dot{x}_3 = f_3(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) = \{ k_{31} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 - k_{32} x_1 x_3 + k_{33} x_6 - k_{34} x_3 x_6 - k_{35} x_3 x_4 \} x_3 / x_2 \\ \dot{x}_4 = f_4(x_2, x_3, x_4, x_7) = k_{41} x_2 - k_{42} f_{PT}(x_4) f_{TH}(x_2, x_3, x_4) f_{TL}(x_2, x_3, x_4, x_7) \\ \dot{x}_5 = f_5(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \{ k_{51} x_3 x_4 - k_{52} f_{T2}(x_2, x_3, x_4) x_4 - k_{53} f_{T2}(x_1, x_5) x_1 + k_{54} x_1 \} / x_5 \\ \dot{x}_6 = f_6(x_6, u_1) = -k_{61} x_6 + k_{62} u_1 \\ \dot{x}_7 = f_7(x_7, u_2) = -k_{71} x_7 + k_{72} u_2 \end{cases} \quad (2-1)$$

ここで, (2-1) 式中の関数は, 次の特性式を表す。

$$\begin{aligned} \text{圧縮機流量特性 } f_{rc}(x_1, x_5) &= C_2(x_5) \left\{ \frac{(1-\varepsilon_{ind})x_1}{1-\varepsilon_{ind}x_1^2} - C_1(x_5) \right\}^2 + C_0(x_5), \quad C_n(x_5) = \sum_{j=0}^n \beta_{nj} x_5^j \\ \text{圧縮機効率 } f_{\eta c}(x_1, x_5) &= D_2(x_5) \left\{ \frac{(1-\varepsilon_{ind})x_1}{1-\varepsilon_{ind}x_1^2} - D_1(x_5) \right\}^2 + D_0(x_5), \quad D_m(x_5) = \sum_{j=0}^m \delta_{mj} x_5^j \\ f_{T2}(x_1, x_5) &= \left(1 + \frac{r_{cd}^{-1} - 1}{\eta_{cd}} \right)^{-1} \left(1 + \frac{r_{cd}^{-1} f_{rc}(x_1, x_5)^{\gamma_{cd}} - 1}{\eta_{cd} f_{\eta c}(x_1, x_5)} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{高圧タービン特性 } f_{TH}(x_2, x_3, x_4) &= \frac{1}{r_{THd}} \left\{ 1 - (1 - r_{THd}^{-\alpha}) \left(\frac{x_4 \sqrt{x_3}}{x_2} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{\alpha}}, \quad \alpha = 2.46 \\ \text{低圧タービン特性 } f_{TL}(x_2, x_3, x_4, x_7) &= \frac{1}{r_{TLd}} \left\{ 1 - \frac{1}{k_{TL}(x_7)^2} \left(\frac{x_4 \sqrt{f_{T2}(x_2, x_3, x_4)}}{f_{T2}(x_2, x_3, x_4)} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{\beta}}, \quad \beta = 3.53 \\ f_{T2}(x_2, x_3, x_4) &= \frac{T_{3d}}{T_{4d}} \left\{ 1 - \eta_{TH} (1 - r_{THd}^{-\alpha} f_{TH}(x_2, x_3, x_4)^{-\alpha}) \right\} x_3 \\ k_{TL}(x_7) &= (a' + b' x_7) \cos d' (x_7 + c') \\ f_{PT}(x_2, x_3, x_4) &= x_2 / f_{TH}(x_2, x_3, x_4) \\ f_{PT}(x_4) &= \frac{P_0}{P_{3d}} \left\{ 1 + D \frac{\varepsilon_{od}}{(1-\varepsilon_{od})^2} x_4^m \right\}. \end{aligned} \quad (2-2)$$

また k_{ij} は設計点の値のみで定まる定数であり, $[\frac{1}{s}]$ の次元を持つ時定数の逆数である。

(2-1) 式は制御 $u(t)$ に関して線形であるから, ベクトル形で書くと次式となる。

$$\dot{x}(t) = f(x, t) + B u(t) \quad (2-3)$$

ここで $x = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)^T$, $u(t) = (u_1, u_2)^T$, B は 7×2 の定数マトリックスである。(T はベクトル, マトリックスの転置を表す。)

3. 部分負荷特性と拘束条件

3-1. 部分負荷特性

(2-1) 式の時間微分項を零とおくと, 部分負荷特性が得られる。計算例に用いたガスタービンの設計英諸元⁴⁾ は $T_{3d} = 1200 [^{\circ}K]$, $r_{cd} = 6.49$, $\eta_{cd} = 0.84$, $L_p = 14600 [PS]$, $G_{cd} = 47.9 [kg/s]$, $r_{THd} = 2.39$, $r_{TLd} = 2.60$, $\eta_{THd} = 0.892$, $\eta_{TLd} = 0.912$, $\eta_B = 0.98$, $N_{cd} = 7500 [rpm]$, $N_{TLd} = 7200 [rpm]$, $\varepsilon_{ind} = 0.01$, $\varepsilon_{Bd} = 0.02$, $\varepsilon_{od} = 0.01$ である。Fig.1 は圧縮機特性曲線上に, 1 スル角をパラメータにして, 定常作動線を示した。

のである。ノズル角 $\theta = -5^\circ$ の定常作動線が、サージラインに近づいていることがわかる。

3-2. 拘束条件

Fig. 1 に示したサージラインを数式表示すると、きわめて複雑になるので、部分負荷特性の解析から、無次元燃料流量 q_f/q_{fd} と相対修正回転数 \hat{N}_c との間の関係に着目する。(Fig. 2) Fig. 2 のサージラインをきわしく見付もつて、すなわちサージマージンを見込んで $\theta = -5^\circ$ の部分負荷特性に近似する。図中の $\theta = -5^\circ$ の曲線を仮想的サージラインとして、これを2次回帰分析すると、

$$g(\hat{N}_c) = a_0 \hat{N}_c^2 + b_0 \hat{N}_c + c_0 = q_f/q_{fd} = x_6 \quad (3-1)$$

$a_0 = 5.5621, b_0 = -5.8939, c_0 = 1.6868$

となる。したがって、サージンクに対する拘束条件は次式で表わされる。

$$g_1(x_5, x_6) = a_0 x_5^2 + b_0 x_5 + c_0 - x_6 \geq 0 \quad (3-2)$$

次にタービン入口温度に対する拘束条件は、 $T_3 = 1200$ [°K] を越えたりよりに制御する必要があるので、 $T_3 \leq 1200$ で表わされる。これを無次元化して、タービン入口温度制限に対する拘束条件は、次式で表わされる。

$$g_2(x_3) = 1 - x_3 \geq 0 \quad (3-3)$$

また過回転防止については、最適制御問題において、評価指数に終端の拘束条件を付加することによって防止することにする。

4. 最適制御問題の定式化

System Dynamics $\dot{x}(t) = f(x, t) + B u(t), x(t_0) = x^0, t \in [t_0, t_f] \quad (4-1)$

Inequality Constraints $g_1(x_5, x_6) = a_0 x_5^2 + b_0 x_5 + c_0 - x_6 \geq 0 \quad (4-2)$

$g_2(x_3) = 1 - x_3 \geq 0 \quad (4-3)$

Performance Index $J = \frac{1}{2} \tilde{x}(t_f)^T S \tilde{x}(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \{ \tilde{x}(t)^T Q \tilde{x}(t) + u(t)^T R u(t) \} dt \quad (4-4)$

$\tilde{x}(t) = x_d - x(t), S \geq 0, Q \geq 0, R > 0$ 対角行列.

ここで (4-4) 式の評価指数の第1項は、終端(設計点)における拘束を表わし、過回

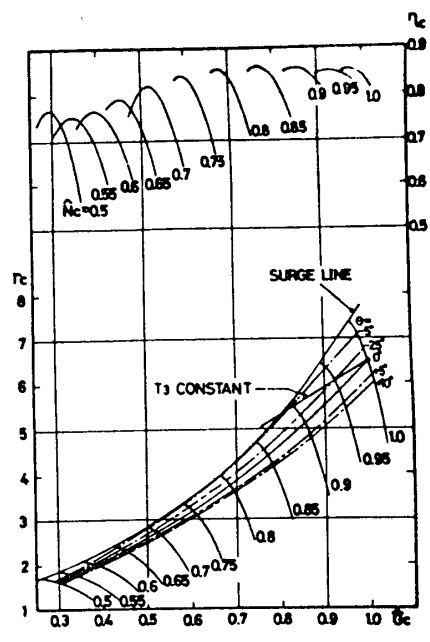


Fig. 1. 圧縮機特性曲線と部分負荷特性

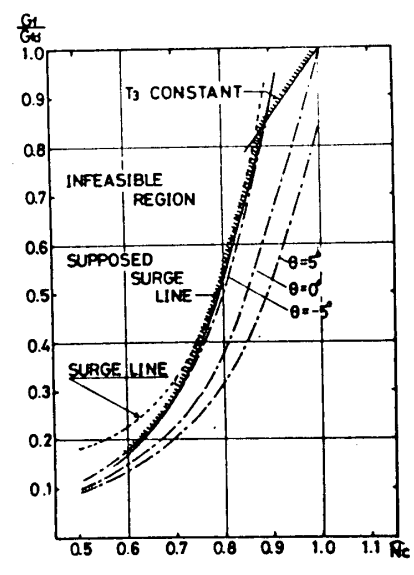


Fig. 2. 部分負荷特性と拘束条件

防止は、この項によって評価する。才2項は制御時向内の希望状態からの偏差と制御エネルギーを評価する項である。問題は、

“(4-1) ~ (4-3)式のもとで、(4-4)式を最小にする制御 $u(t)$ を求めよ”と表わされる。この問題は制約条件付の最適制御問題であり、不等式拘束条件を等号制約条件に交換して取り扱い得る。この方法については種々提案されているが、ここではSUMUPが通用する。この方法は、外点、内点ペナルティのどちらでも使えることと、随伴方程式の数値積分が不正確にならないう長を有する。制約条件の式(4-2), (4-3)をペナルティ項として評価指数に含め、次式を極小にする u_n を求める。

$$J'(u_n, r_n, \sigma) = J(x_f, t_f) + \frac{1}{r_n} \sum_{i=1}^3 \int_{t_0}^{t_f} \pi_i(g_i) dt \quad (4-5)$$

ここで $g_i(x, t)$ の正負に応じて $\pi_i(g_i)$ は次式で表わされる。

$$\pi_i(g_i) = \begin{cases} [g_i(x, t) - \frac{r_n \sigma_i(t)}{2}]^2 + 3 \left[\frac{r_n \sigma_i(t)}{2} \right]^2, & g_i(x, t) < 0 \\ \left[\frac{[r_n \sigma_i(t)]^2}{g_i(x, t) + r_n \sigma_i(t)} \right], & g_i(x, t) \geq 0 \end{cases} \quad (4-6)$$

$$r_n > r_{n+1} > 0, \lim_{n \rightarrow \infty} r_n = 0, \sigma_i(t) \geq 0, t \in [t_0, t_f]$$

変分ハミルトン λ を次式で定義する。

$$H(x, u, \lambda, t) = \frac{1}{2} \{ \dot{x}(t)^T Q \dot{x}(t) + u^T R u \} + \lambda^T \{ f(x, t) + B u \} \quad (4-7)$$

それぞれの r_n に対して、 J' を最小にする必要条件は、変分法を用いて導くと次式となる。

$$-\dot{\lambda} = \frac{\partial H}{\partial x} - \sum_{i=1}^3 \begin{cases} [\sigma_i(t) - \frac{2 g_i(x, t)}{r_n}] \left(\frac{\partial g_i}{\partial x} \right), & g_i(x, t) < 0 \\ \frac{[r_n \sigma_i(t)]^2}{r_n [g_i(x, t) + r_n \sigma_i(t)]^2} \left(\frac{\partial g_i}{\partial x} \right), & g_i(x, t) \geq 0 \end{cases} \quad (4-8)$$

$$\lambda(t_f) = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{1}{2} \dot{x}(t_f)^T S \dot{x}(t_f) \right\} = S(x(t_f) - x_d) \quad (4-9)$$

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 0 = R u + B^T \lambda. \quad (4-10)$$

5. 計算法

(4-8) ~ (4-10)式 勾配法によって次のアルゴリズムに従って解くことができる。

- i) パラメータ $r_n, \sigma_i(t) \geq 0$, および初期の制御 $u^0(t)$ を選択。
- ii) 初期条件 x^0 のもとで $u^0(t)$ を用いて(4-1)式を順時向方向に解いて、 $x(t)$ を記憶する。
- iii) 随伴方程式(4-8)を終端条件(4-9)式のもとで、ii)の $x(t)$ を用いて逆時向方向に解く。
- iv) $u^{n+1} = u^n + \Delta u$ によって u を修正する。
- v) $r_{n+1} = r_n \frac{r_n}{r_n + 1}$ によって r_n を修正する。(nは繰返回数)
- vi) 与えられた計算停止条件を満たすまで、ii) ~ v) を繰返す。

なお、微分方程式はルンゲ-クッタ法を用いて解いた。

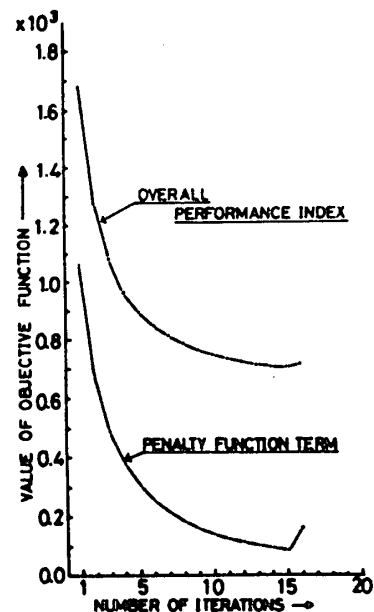


Fig. 3. 評価指数の収束状況

6. 結果.

Fig.3は、評価指数が極小値に収束して行く様子を
示したものであり、(4-4)式の重み S, Q, R は、
 $S(i)=2.0, Q(i)=1.0 \quad i \neq 5, Q(5)=10.0, i=1,2,\dots,7$
 $R(i)=0.1, i=1,2$ である。 $Q(5)$ に対する重みを多
くかけているのは、今の場合加速性を問題として
いるためである。Fig.4は評価指数が最小のとき
の制御入力信号を表わしており、加速の初期に燃
料を増加させると急速にサージングに接近するた
め、ノズル角をいっばりに開き、その後燃料制御
は、サージングライン上を動き、ほぼ24秒以後
は、 T_3 の温度制限を避けながら増加させればよい

ことがわかる。Fig.5は、Fig.4の
制御入力を加えたときの状態の応
答であり、制御信号と実際の燃料
流量、ノズル角は、時定数1秒の
一次遅れ系としている。Fig.6は
燃料流量と拘束条件の関係を示し、
Fig.7は圧縮機特性曲線上の加速
ラインで、图中、各点での時刻を
示してある。サージングを避け

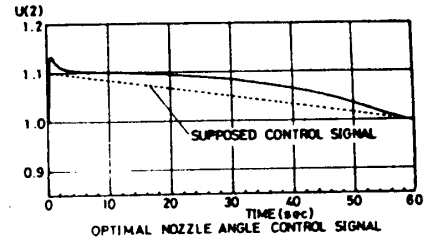
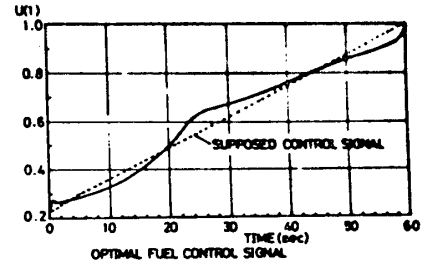


Fig.4. 最適制御入力信号

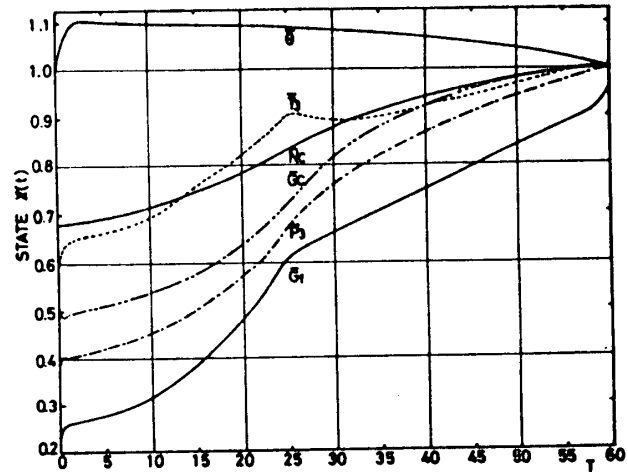


Fig.5. State trajectories of $x(t)$

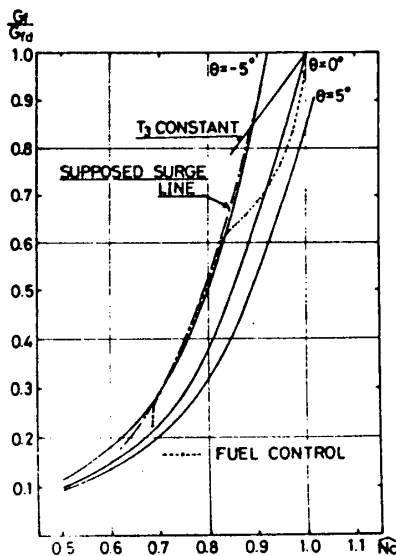


Fig.6. 燃料流量と拘束条件の関係

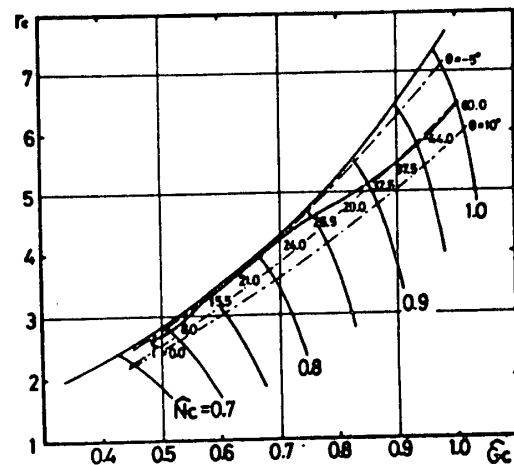


Fig.7. 圧縮機特性曲線上の軌跡

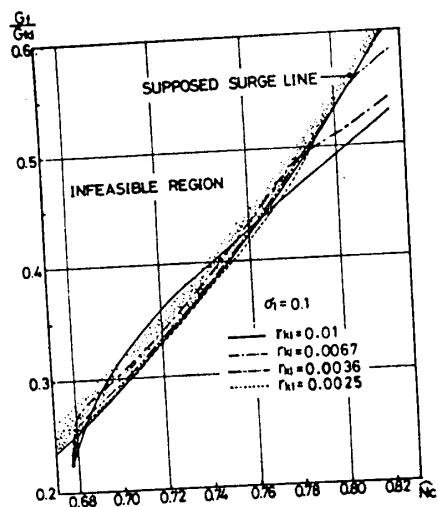


Fig. 8. 繰返し回数とサージンを避ける様子

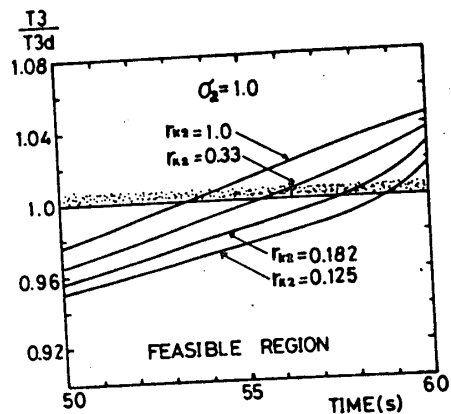


Fig. 9. 繰返し回数と T_3 温度制限を避ける様子.

いふことがわかる。Fig. 8, Fig. 9 は、最適軌道に接近する状況を表わしている。 $\sigma_i(t)$ の値は制御時間 $t \in [0, 60 \text{ 秒}]$ で一定値とし、 γ_{k1} の値は、サージンに対しては $\gamma_{k1} = 0.01 \sim 0.0025$ 、 T_3 温度制限に関しては $\gamma_{k2} = 1.0 \sim 0.125$ まで変化させた。 σ_i , γ_{k1} と γ_{k2} の値が異なるのは、加速初期と、終端付近では、ペナルティ項の書き方が異なる。加速初期のみならずサージンに対する拘束条件の評価指数と競合するためである。本研究の計算には東大計算センターの HITAC M-200H を用いた。

7. 記号 (d: 設計値, ^: 相対修正値.)

N_c ガス発生機回転数	G_c 圧縮機流量	P_c 高圧タービン出口圧
G_f 燃料流量	P_b 低圧タービン出口圧	η_{mech} 機械効率
G_T タービン流量	θ ノズル角	γ_c 圧縮機圧力比
T_2 圧縮機出口温度	T_3 燃焼器出口温度	T_4 高圧タービン出口温度
γ_{M1} 高圧タービン圧力降下比	γ_{M2} 低圧タービン圧力降下比	η_c 圧縮機効率
η_{M1} 高圧タービン効率	P_2 圧縮機出口圧	P_3 燃焼器出口圧
P_1 高圧タービン出口圧	τ_f 燃料制御系時定数	T_0 ノズル角制御系時定数
η_b 燃焼効率	ε 損失	$\bar{\omega}_i = \frac{\omega_i}{\omega_i - 1}$, $i = c, M, T$
x 状態ベクトル (7x1)	u 制御ベクトル (2x1)	λ 随伴変数ベクトル (7x1)
S 終端の重みマトリックス	Q 状態の重みマトリックス	R 制御入力の重みマトリックス
σ_i ペナルティパラメータ	γ_{ki} ペナルティパラメータ	B 制御マトリックス

参考文献

- 1) 亀山・佐山; 計測自動制御学会論文集, 10-3, 272/277, (1974), 2) 稲垣, 23回自動制御連合講演会論文集
- 3) 稲垣・須之部; 第8回ガスタービン定期講演会論文集 4) 松本; REPT. GTCJ, 8-31, 43/51, (1970)
- 5) 梅田・葉山; REPT. GTCJ, 2-5, 22/30, (1972), 6) 森田; 機論, 40-234, 1730/1735 (1974)